



การพัฒนาเครื่องมือสำหรับวัดความเป็นตัวนำความร้อน
DEVELOPMENT OF DEVICE FOR MEASURING THERMAL CONDUCTANCE



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
สาขาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา ๒๕๓๗

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ปีการศึกษา ๒๕๖๗

การพัฒนาเครื่องมือสำหรับวัดความเป็นตัวนำความร้อน



นาย เกียรติขจร

อริยะจรรยา

นาย ชาญวิทย์

วงศ์รัตนพรกุล

นาย ล้ำบุญ

สิระขจรบุญ

อาจารย์ที่ปรึกษา

(อ มิ่ง โลกิจแสงทอง)

(อ. อรรดสรรพ สุนทรชาติ)

สารบัญ

บทคัดย่อ	ก
Abstract	ข
กิตติกรรมประกาศ	ค
บทที่ ๑ บทนำ	๑
บทที่ ๒ ทฤษฎีที่ใช้ในการออกแบบ	
๒.๑ ทฤษฎีพื้นฐาน	๕
๒.๒ การนำความร้อนในสภาวะ Transient Condition	๖
๒.๓ Boundary Layer แบบ Turbulent บนผนังเชิงระนาบ	๑๒
๒.๔ การถ่ายเทความร้อนแบบแผ่รังสีความร้อน	๒๓
๒.๕ การถ่ายเทความร้อนแบบผสม	๓๔
บทที่ ๓ การออกแบบและการคำนวณ	
๓.๑ Metering Box	๔๐
๓.๒ Guarded Box	๔๒
๓.๓ Cold Box	๔๔
๓.๔ วงจรควบคุมและอุปกรณ์ควบคุมการทำงาน	๔๙
๓.๕ การคำนวณหาอุณหภูมิสูงสุดที่สามารถทำได้	๖๐
บทที่ ๔ วิธีการสร้างชุดทดสอบ	
๔.๑ Metering Box	๖๔
๔.๒ Guarded Box	๖๕
๔.๓ Cold Box	๖๖
บทที่ ๕ การคำนวณหาค่าความนำความร้อนของชิ้นงานทดสอบ	
๕.๑ การคำนวณหาค่าความนำความร้อนโดยไม่พิจารณาถึงผลของการแผ่รังสีความร้อน	๖๘
๕.๒ การคำนวณหาค่าความนำความร้อนโดยพิจารณาถึงผลของการแผ่รังสีความร้อนด้วย	๗๒
๕.๓ การคำนวณหาค่า View Factor ของแผ่นกัน	๗๕
๕.๔ การวิเคราะห์การทดลองและทฤษฎีที่ใช้ในการคำนวณ	๘๓
บทที่ ๖ บทสรุปและข้อเสนอแนะสำหรับการศึกษาต่อไป	๘๗

ภาคผนวก ก. มาตรฐาน C 236-89 ของ ASTM

ภาคผนวก ข. รูปแสดงแบบและขนาดของชุดทดสอบ

ภาคผนวก ค. ภาพถ่ายแสดงชุดทดสอบ

ภาคผนวก ง. ขั้นตอนการสั่งให้ระบบทำงาน

ตารางรายการแสดงอุปกรณ์

หนังสืออ้างอิง



การพัฒนาเครื่องมือสำหรับวัดความเป็นตัวนำความร้อน

DEVELOPMENT OF DEVICE FOR MEASURING THERMAL CONDUCTANCE

นักศึกษา เกียรติชัชว ธีระจรรยา อาจารย์ที่ปรึกษา อ. มิ่ง โลกิ์แสงทอง
ชาลวิทย์ วงศ์รัตนพรกุล อ. อรรถสรพรพ์ สุนทรชาติ
ล้ำบุญ สิมะขจรบุญ

บทคัดย่อ

ในปัจจุบันค่าการนำความร้อนของวัสดุที่นำมาใช้กันทั่วไปมักได้มาจากค่าอ้างอิงจากต่างประเทศ เมื่อนำค่าการนำความร้อนดังกล่าวมาใช้ อาจทำให้เกิดความผิดพลาดได้เนื่องจากวัสดุที่นำมาใช้อาจมีค่าการนำความร้อนไม่ตรงกับค่าอ้างอิงนั้นเพราะเนื้อวัสดุอาจไม่เหมือนกันทั้งหมด โครงการนี้จึงมีวัตถุประสงค์เพื่อออกแบบและพัฒนาเครื่องมือวัดค่าความเป็นตัวนำความร้อนของแผ่นวัสดุ เพื่อให้ได้ค่าการนำความร้อนจริงของวัสดุที่จะนำไปใช้งานแผ่นวัสดุเหล่านี้ได้แก่ ฉนวนกันความร้อนที่ใช้ในอาคาร เป็นต้น

ในการศึกษาและออกแบบเครื่องมือวัดความเป็นตัวนำความร้อนแบบ Guarded Hot Box ซึ่งเป็นการออกแบบตามมาตรฐานของ American Society for Testing and Materials (ASTM) โดยใช้ทฤษฎีการนำความร้อน การพาความร้อนและการแผ่รังสีความร้อน มาประยุกต์ใช้ในการออกแบบ เครื่องมือวัดความเป็นตัวนำความร้อนประกอบด้วย Guarded Box มีขนาด 160 x 160 x 125 ซม. Cold Box มีขนาด 150 x 150 x 75 ซม. Metering Box มีขนาด 85 x 85 x 65 ซม.

ทั้งนี้ทางกลุ่มผู้ร่วมโครงการได้ทำการศึกษา ออกแบบ และกำหนดอุปกรณ์ต่างๆ ที่จะใช้ในการทดสอบ รวมทั้งได้ทำการสร้างเครื่องมือวัดพร้อมทั้งติดตั้งอุปกรณ์เฉพาะในส่วน ของ Guarded Box และ Metering Box ซึ่งยังต้องพัฒนาเครื่องมือต่อไป

Abstract

At present the thermal conductance which is generally used has been obtained from abroad. When using this value it may give some discrepancies actual thermal conductance might not be the same as the reference value obtained, owing to non-homogeneity of the material. The objective of this project is to design and to develop the device for measuring thermal conductance (Guarded Hot Box method) in order to get the actual thermal conductance value of the material to be used. An example of this material is thermal insulators in buildings etc.

In studying and designing the device for measuring thermal conductance has been the standard of American Society for Testing and Materials (ASTM) followed. In addition the theory of the heat conduction, heat convection and, heat radiation has also been applied for the design. The dimension of Guarded Box is 160 x 160 x 125 cm., Cold Box 150 x 150 x 75 cm., and Metering Box 85 x 85 x 65 cm.

To the end the members of this project have carried out the determination of various components only for Guarded Box and Metering Box as well as construction and installation of the device which future development is still required.

กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณอาจารย์ มิ่ง โลกกิจแสงทอง

ให้คำปรึกษาด้านข้อมูลและความรู้ต่างๆ มาก

มาย :

อาจารย์ อรรถสรวิทย์ สุนทรชาติ

ให้คำแนะนำและเทคนิคต่างๆ

คณะวิศวกรรมศาสตร์

ให้งบประมาณสำหรับโครงการ

อาจารย์ประจำ Shop ทุกท่าน

อำนวยความสะดวกในการดำเนินงาน

คุณ มณฑา เทียมเมือง และครอบครัว ให้ความช่วยเหลือด้านเทคนิคและความ

อนุเคราะห์อื่นๆ

เจ้าหน้าที่ธุรการภาคทุกท่าน

อำนวยความสะดวกสำหรับงานธุรการ

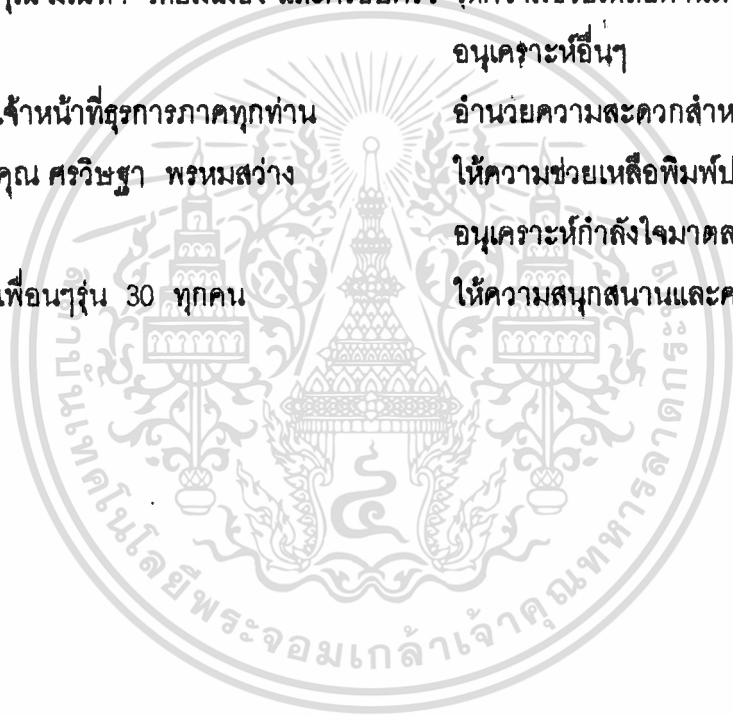
คุณ ศรวิษฐา พรหมสว่าง

ให้ความช่วยเหลือพิมพ์ปริญญาบัตรและ

อนุเคราะห์กำลังใจมาตลอด

เพื่อนๆ รุ่น 30 ทุกคน

ให้ความสนุกสนานและความบันเทิง



บทที่ ๑

บทนำ

คุณสมบัติด้านการนำความร้อนของวัสดุมีความสำคัญอย่างยิ่งในการใช้เพื่อคำนวณการถ่ายเทความร้อนซึ่งนำไปใช้ประโยชน์ในงานด้านต่างๆ เช่น การออกแบบระบบปรับอากาศและระบบทำความเย็นทั้งทางด้านการเกษตรและอุตสาหกรรม การออกแบบระบบทำความร้อน การเลือกวัสดุสำหรับโครงสร้างต่างๆ เป็นต้น ถึงแม้ว่าค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน (Thermal Conductivity) ของวัสดุชนิดต่างๆสามารถหาได้จากหนังสือคู่มืออ้างอิง แต่ข้อมูลดังกล่าวก็มีจำนวนจำกัดไม่ครอบคลุมวัสดุทั้งหมดที่มีอยู่รวมทั้งวัสดุชนิดใหม่ๆที่มีการผลิตขึ้นอยู่เสมอ ดังนั้นจึงมีความจำเป็นที่เราจะต้องมีอุปกรณ์ทดสอบหาค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของวัสดุที่มีความถูกต้องเพื่อให้ได้มาซึ่งข้อมูลสำหรับนำไปใช้ประโยชน์ในด้านต่างๆดังที่ได้กล่าวมาแล้วข้างต้น

ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน (Thermal Conductivity) จัดว่าเป็นคุณสมบัติประเภท Transport Property ทั้งนี้เพราะแสดงถึงการถ่ายเทพลังงานในของไหลและในของแข็งสำหรับก๊าซและของเหลวการถ่ายเทพลังงานจะเป็นผลมาจากการเคลื่อนที่ของโมเลกุล ในขณะที่การถ่ายเทพลังงานในของแข็งจะเป็นผลมาจากอิเล็กตรอนอิสระและการสั่นสะเทือนของโครงสร้างโมเลกุลเป็นสำคัญ

การวัดค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของวัสดุ

ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน (Thermal Conductivity) นิยามได้จากสมการ Fourier equation ดังสมการ

$$q_x = -kA \frac{\partial T}{\partial x} \quad \text{----- (1.1)}$$

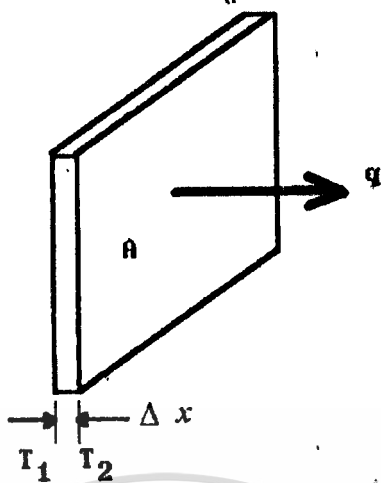
เมื่อ q_x คือ อัตราการถ่ายเทความร้อน, Btu/h หรือ W

A คือ พื้นที่ที่ความร้อนไหลผ่าน, ft² หรือ m²

$\frac{\partial T}{\partial x}$ คือ ค่า Temperature gradient ในทิศทางที่ความร้อนถ่ายเท,
°F/ft หรือ °C/m

k คือ ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน (Thermal Conductivity),
Btu/h·ft·°F หรือ W/m·°C

ในการทดสอบเพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของวัสดุ เราจะใช้ความสัมพันธ์ดังกล่าวในการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของวัสดุที่ทำการทดสอบ



รูปที่ 1-1 การทดสอบหาค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนอย่างง่าย

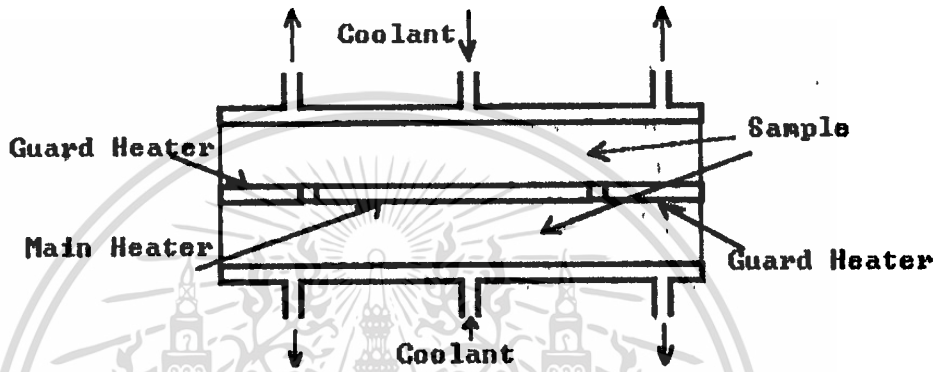
พิจารณาการทดสอบหาค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของแผ่นวัสดุที่แสดงดังรูป 1-1 ถ้าเราทราบค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านแผ่นวัสดุ ความหนาของวัสดุ และอุณหภูมิที่แตกต่างกันระหว่างผิวของวัสดุทั้งสองด้าน ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของวัสดุสามารถคำนวณได้จากสมการ

$$k = \frac{q \Delta x}{A(T_1 - T_2)} \quad (1-2)$$

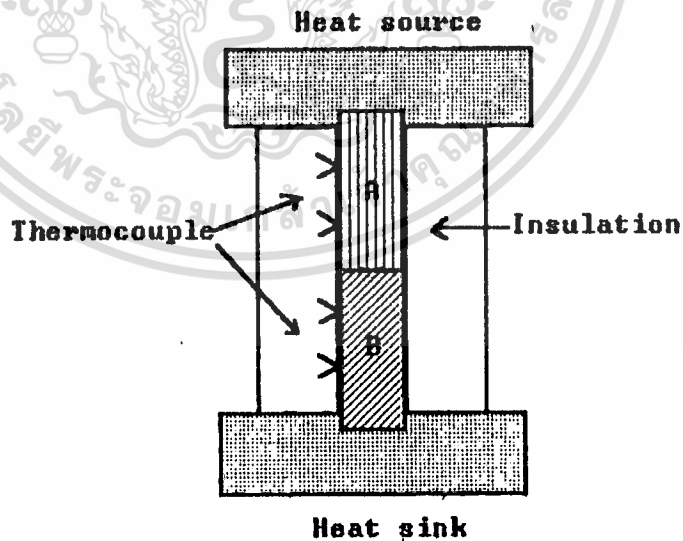
ในการทดสอบดังกล่าว ความร้อนที่ให้แก่ม้านึ่งด้านหนึ่งของแผ่นวัสดุอาจได้จาก Heater ซึ่งจะถูกถ่ายเทออกไปจากผนังอีกด้านหนึ่งโดย Cooled plate อุณหภูมิที่ผิววัสดุแต่ละด้านสามารถวัดได้โดยใช้ Thermocouple หรือ Thermister ตามความเหมาะสม

ปัญหาสำคัญที่เกิดจากการทดสอบหาค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนวิธีดังกล่าวข้างต้นก็คือ ความร้อนที่ถ่ายเทผ่านแผ่นวัสดุอาจถ่ายเทออกที่ขอบของแผ่นวัสดุ ซึ่งถึงแม้จะมีการติดตั้งที่ขอบแล้วก็ตามแต่ก็อาจทำให้เกิดการกระจายของอุณหภูมิเป็นแบบ 2 มิติขึ้น ซึ่งจะก่อให้เกิดความผิดพลาดในการทดสอบ ปัญหาดังกล่าวสามารถแก้ไขได้โดยการติดตั้งส่วนของ Guard Heater เพิ่มเข้าไปดังแสดงในรูปที่ 1-2 ในการจัดชุดทดสอบ Heater จะวางไว้ในตำแหน่งตรงกลางและแผ่นวัสดุที่ต้องการทดสอบหาค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนจะถูกติดตั้งไว้ทั้งสองด้านของ แผ่น Heater โดยมีสารทำความเย็นไหลรอบๆชุดทดสอบเพื่อถ่ายเทความร้อนออกไป Thermocouple จะถูกติดตั้งไว้ที่ตำแหน่งต่างๆเพื่อวัดค่าอุณหภูมิ Guard Heater จะอยู่รอบๆส่วนของ Main Heater และจะรักษาอุณหภูมิให้มีค่าเท่ากับอุณหภูมิของ Main

Heater วิธีดังกล่าวจะป้องกันการถ่ายเทความร้อนที่ขอบของแผ่นวัสดุที่ทำการทดสอบและรักษาภาวะการไหลแบบ 1 มิติในชิ้นงานทดสอบ วิธีการทดสอบดังกล่าวเรียกว่า " Guard Hot Plate " ใช้ในการหาค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของของแข็งโลหะที่มีค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนค่อนข้างต่ำ ซึ่งถ้าใช้ทดสอบวัสดุที่มีค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนที่สูงจำเป็นจะต้องกำหนดให้อุณหภูมิแตกต่างกันที่ผิวทั้งสองของวัสดุมีค่าน้อย จึงจำเป็นจะต้องใช้อุปกรณ์วัดอุณหภูมิที่มีความละเอียดสูง



รูป 1-2 อุปกรณ์ Guarded Hot Plate สำหรับวัดค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน



รูป 1-3 อุปกรณ์สำหรับวัดค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของโลหะ

วิธีการทดสอบหาค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของโลหะแบบง่าย ๆ สามารถแสดง ดังรูป 1-3 แท่งโลหะ A ที่ทราบค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนต่อเข้ากับแท่งโลหะ B ที่ ต้องการหาค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน แหล่งให้และรับความร้อนจะถูกต่อเข้ากับปลายของ แท่งโลหะทั้งสองโดยมีการปิดรอบๆ ด้านข้างของแท่งโลหะด้วยฉนวนกันความร้อนเพื่อลดการ สูญเสียความร้อนและให้เป็นการถ่ายเทแบบ 1 มิติภายในแท่งโลหะทั้งสอง Thermocouple จะ ถูกติดหรือฝังไว้ในวัสดุทั้งสองดังแสดงในรูป 1-3 ถ้าทราบค่า Temperature gradient ของวัสดุ A ซึ่งทราบค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน เราก็สามารถคำนวณหาปริมาณความร้อนที่ถ่าย เทผ่านแท่งวัสดุได้ ซึ่งปริมาณความร้อนดังกล่าวจะถูกนำไปคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การนำ ความร้อนของวัสดุ B ดังแสดงได้จากความสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$q = -k_A A \left(\frac{dT}{dx} \right)_A = -k_B A \left(\frac{dT}{dx} \right)_B \quad \text{----- (1-3)}$$

อุณหภูมิที่วัดได้ ณ ตำแหน่งต่างๆ บนวัสดุ B สามารถใช้คำนวณค่าสัมประสิทธิ์การ นำความร้อนที่มีค่าเปลี่ยนแปลงไปตามอุณหภูมิที่วัดได้ ซึ่งวิธีการดังกล่าวสามารถนำไปใช้หา ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนที่อุณหภูมิค่าต่างๆ ได้

สำหรับปริญญาโทฉบับนี้จะเป็นการกล่าวถึงทฤษฎี การออกแบบ และการสร้าง อุปกรณ์ทดสอบหาค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของวัสดุโดยวิธี Guarded Hot Box ซึ่งจะ แตกต่างจากการทดสอบโดยใช้วิธี Guarded Hot Plate กล่าวคือ วิธีทดสอบแบบ Guarded Hot Plate จะมีข้อจำกัดคือใช้ทดสอบกับวัสดุประเภท Homogeneous คือวัสดุที่มีคุณสมบัติ เหมือนกันหมดทุกๆ ตำแหน่งและทุกทิศทาง แต่สำหรับวิธีทดสอบแบบ Guarded Hot Box ถูก ออกแบบมาเพื่อให้สามารถทดสอบกับวัสดุประเภท Nonhomogeneous ได้ เช่น ส่วนของโครง สร้างที่ใช้ทำเป็นผนัง กำแพง และหลังคาของสิ่งก่อสร้างต่างๆ เป็นต้น นอกจากนี้เครื่อง ทดสอบแบบ Guarded Hot Box มีการออกแบบด้วยลักษณะพิเศษตรงที่อัตราการถ่ายเทความ ร้อนสามารถวัดได้จาก Metering Box กล่าวคือ ถ้าอุณหภูมิเฉลี่ยตลอดผนังของ Metering Box ทั้งภายในและภายนอกมีค่าเดียวกัน จะไม่มีการถ่ายเทความร้อนผ่าน Metering Box พลังงาน ความร้อนที่ให้แก่ Metering Box จะเป็นตัววัดอัตราการถ่ายเทความร้อน ในปริญญาโทฉบับ นี้จะกล่าวถึงทฤษฎีต่างๆ ทางด้านการถ่ายเทความร้อน มาตรฐานและการออกแบบตาม มาตรฐาน ASTM (The American Society for Testing and Materials) การคำนวณต่างๆ วิธี การสร้างอุปกรณ์ทดสอบ สมการและวิธีการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของ วัสดุ รวมทั้งแนวทางการพัฒนาอุปกรณ์ทดสอบและแนวทางการศึกษาต่อไป

บทที่ ๒

ทฤษฎีที่ใช้ในการออกแบบ

๒.๑ ทฤษฎีพื้นฐาน

ในการคำนวณหาค่าความเป็นตัวนำความร้อน (Thermal Conductance) C และค่าความเป็นตัวส่งความร้อน (Thermal Transmittance) U และค่าความต้านทานความร้อน (Thermal Resistance) R ของวัสดุใดๆ เราจำเป็นต้องทราบค่าของพื้นที่ (A) ค่า Heat flux (q'') และผลต่างของอุณหภูมิ ซึ่งค่าต่างๆ เหล่านี้จะต้องวัดจากการถ่ายเทความร้อนในสภาวะคงตัว อุปกรณ์ทดสอบ ที่ใช้ในการวัดค่า C , U และ R ของวัสดุทดสอบนี้จะถูกออกแบบให้สามารถรักษาผลต่างของอุณหภูมิของชิ้นงานทดสอบให้มีค่าคงที่เพื่อให้ Heat flux ที่ถ่ายเทและอุณหภูมิมียุทธศาสตร์ที่เพียงพอแก่การวัดค่าได้ถูกต้อง ในชุดทดสอบเราสามารถวัดค่าพื้นที่และอุณหภูมิจากได้โดยง่าย แต่สำหรับค่า Heat flux (q'') นั้นเราไม่สามารถวัดได้โดยตรง สำหรับการหาค่า Heat flux นั้น เราจะติดตั้ง Metering Box ที่มีผนังทั้งหมด 5 ด้าน โดยด้านที่เปิดจะติดเข้ากับผนังของชิ้นงานทดสอบ ตามทฤษฎีถ้าอุณหภูมิภายใน Metering Box และพื้นที่รอบๆ กล้องเท่ากันแล้ว ความร้อนที่ถ่ายเทระหว่าง Metering Box และพื้นที่ รอบๆ จะเป็นศูนย์ ดังนั้นความร้อนที่ให้แก่ Metering Box ทั้งหมดก็จะเท่ากับ Heat flux ที่ถ่ายเทผ่านผนังของชิ้นงานทดสอบที่ทราบค่าของพื้นที่นั่นเอง ในส่วนของชิ้นงานทดสอบที่อยู่นอกบริเวณพื้นที่ทดสอบซึ่งจะสัมผัสกับอากาศภายใน Guard Box จะเรียกพื้นที่ส่วนนี้ว่า Guard area ซึ่งจะช่วยลดการถ่ายเทความร้อนในแนวด้านข้างของชิ้นงานทดสอบบริเวณใกล้เคียงกับ Metering area

ในทางปฏิบัติแล้วเป็นไปได้ยากที่จะเกิดสภาวะเป็นไปตามทฤษฎี คือสภาวะที่อุณหภูมิที่แตกต่างกันระหว่างผนังภายในและภายนอกของ Metering Box โดยทั่วไปจะมากกว่า 2 เท่า ของอุณหภูมิ Metering area ของแผงทดสอบ อุณหภูมิที่แตกต่างกันเพียงเล็กน้อยของผนัง Metering Box ก็สามารถทำให้เกิดปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทระหว่างผนัง เป็นเศษส่วนที่มากพอเมื่อเทียบกับปริมาณความร้อนที่ให้แก่ Metering Box จากเหตุผลดังกล่าวจึงจำเป็นต้องรักษาสภาวะที่จะทำให้ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทผ่านผนังของ Metering Box มีค่าน้อยที่สุดโดยการติดตั้งชุดให้ความร้อนไว้ใน Metering Box เพื่อให้ได้ความถูกต้องในการทดสอบ

๒.๒ การนำความร้อนในสภาวะทรานเซียนท์

ในการถ่ายเทความร้อนแบบ conduction ซึ่งอยู่ในสภาวะ steady-state นั้น การกระจายของอุณหภูมิภายในตัวกลางจะเป็นฟังก์ชันของตำแหน่งโดยไม่ขึ้นกับเวลา ซึ่งในกรณีของปัญหา การนำความร้อนแบบ 1 มิติ สมการจะเขียนอยู่ในรูปของ ordinary differential equation สำหรับกรณีปัญหา 2 มิติ สมการจะอยู่ในรูปของ elliptic partial differential equation และสำหรับปัญหาการถ่ายเทความร้อนแบบ conduction ซึ่งอยู่ในสภาวะ transient นั้น การกระจายของอุณหภูมิในตัวกลางจะเป็นฟังก์ชันของทั้งตำแหน่งและเวลา ซึ่งสมการที่ใช้จะอยู่ในรูปของ parabolic partial differential equation

ในการแบ่งประเภทของ partial differential equation เราจะพิจารณาจากเครื่องหมายของค่า $b^2 - 4ac$ ในสมการรูปทั่วไปของ second-order partial differential equation

$$aZ_{xx} + bZ_{xy} + cZ_{yy} = H(x, y, z, z_x, z_y)$$

เมื่อ a, b และ c เป็น real continuous function โดย subscript จะหมายถึง partial differentiation ของตัวแปรตาม Z ต่อตัวแปรต้นซึ่งกำหนดไว้ (x หรือ y) และ H เป็น continuous function

ถ้า $b^2 - 4ac < 0$ จะเป็นสมการประเภท elliptic เช่น สมการ Laplace และสมการ Poisson ในปัญหา 2 มิติ และถ้า $b^2 - 4ac = 0$ จะเป็นประเภท parabolic ซึ่งจะศึกษาต่อไปในเรื่องนี้ และหาก $b^2 - 4ac > 0$ สมการจะเป็นประเภท hyperbolic เช่น wave equation

ข้อแตกต่างกันระหว่างสมการ elliptic และสมการ parabolic สามารถอธิบายในลักษณะที่เป็นกายภาพได้ กล่าวคือ ความแปรปรวนทางความร้อน (thermal disturbance) ในสนามที่ถูกกำหนดโดยสมการ elliptic จะมีลักษณะแผ่กระจายในทุก ๆ ทิศทางทั่วทั้งสนาม แต่สำหรับการแผ่กระจายที่เกิดในสนามที่ถูกกำหนดโดยสมการ parabolic จะเกิดขึ้นเฉพาะใน semi-infinite region เช่น บริเวณที่ซึ่งเวลามากกว่าศูนย์ และสำหรับการแผ่ขยาย ของความแปรปรวนในสนามที่ถูกกำหนดโดยสมการ hyperbolic จะเกิดขึ้นในทิศของ characteristic direction หรือตามเส้น characteristic line

ในการพิจารณาถึงปัญหาการถ่ายเทความร้อนแบบ conduction ในสภาวะ transient เราจะเริ่มจากการหาสมการของ analytical solution ซึ่งนำไปใช้ได้กับ boundary condition และ initial condition แบบต่าง ๆ โดยการใช้นumerical technique เราสามารถหาคำตอบของสมการ analytical solution ต่าง ๆ ได้สะดวกยิ่งขึ้น

Analytical Analysis

พิจารณาการนำความร้อน 1 มิติ ในระบบ rectangular coordinate ที่สภาวะ transient เมื่อให้ค่า thermal conductivity คงที่และไม่มี internal generation สมการ energy equation for conduction สำหรับ one-dimension, transient conduction จะเป็น

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{----- (2-1)}$$

สมการดังกล่าวนี้เรียกว่า " one-dimensional Fourier field equation " และถ้ากำหนดให้ $\Delta T = T - T_r$ เมื่อ T_r เป็นอุณหภูมิอ้างอิงซึ่งคงที่ เราสามารถเขียนเป็น

$$\frac{\partial^2 (\Delta T)}{\partial x^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial (\Delta T)}{\partial t}$$

จากเรื่องการแยกตัวแปร เราสามารถสมมติให้คำตอบของสมการสามารถเขียนอยู่ในรูปของผลคูณของฟังก์ชัน 2 ฟังก์ชัน ซึ่งแต่ละฟังก์ชันเป็นฟังก์ชันของตัวแปร เพียงตัวแปรเดียว เขียนในรูปสมการทางคณิตศาสตร์เป็น

$$\Delta T(x, t) = X(x)\tau(t) \quad \text{----- (2-2)}$$

แทนค่าสมการ (2-2) ในสมการ (2-1) จะได้เป็น

$$\frac{1}{\alpha t} \frac{d\tau}{dt} = \frac{1}{X} \frac{d^2 X}{dx^2} - \lambda^2 \quad \text{----- (2-3)}$$

เนื่องจากตัวแปรถูกแยกออกแล้ว ทำให้ด้านหนึ่งของสมการเป็นฟังก์ชันของเวลาในขณะที่ อีกด้านหนึ่งเป็นฟังก์ชันของตำแหน่งคือ x เท่านั้น และเพื่อให้สมการเป็นจริงสำหรับทุก ๆ ค่าของ x และ t แต่ละด้านของสมการจึงต้องเท่ากับค่าคงที่คือ $-\lambda^2$ ซึ่งเครื่องหมายลบจะทำให้ได้ exponentially decaying solution อยู่ในเทอมของตัวแปรเวลา ซึ่งเมื่อเขียนสมการ ordinary differential equation ในสมการ (2-3) ทั้ง 2 สมการใหม่จะเป็น

$$\frac{d\tau}{dt} + \alpha\lambda^2\tau = 0$$

และ
$$\frac{d^2 X}{dx^2} + \lambda^2 X = 0$$

คำตอบของสมการคือ

$$\tau = C_1 e^{-\alpha\lambda^2 t}, X = C_2 \sin \lambda x + C_3 \cos \lambda x$$

เมื่อ c_1, c_2, C_1, C_2 และ C_3 เป็นค่าคงที่ของการอินทิเกรตซึ่งจะหาได้จาก boundary condition และคำตอบของสมการตามที่สมมติไว้ในสมการ (2-2) สามารถเขียนได้เป็น

$$\Delta T = (B_1 \sin \lambda x + B_2 \cos \lambda x) e^{-\alpha\lambda^2 t} \quad \text{----- (2-4)}$$

เมื่อ $B_1 = C_1 C_2$ และ $B_2 = C_1 C_3$ ซึ่งจากราคาค่าตอบจะเห็นว่าค่าการเลือกค่าคงที่ $-\lambda^2$ ซึ่งเป็นค่าลบในสมการที่ (2-3) ทำให้ได้คำตอบซึ่งมี exponentially decaying ตามค่าของเวลา (ไม่ใช่ตามตำแหน่งที่เปลี่ยนไป)

Finite Difference Formulation

ใน finite difference approximation สำหรับ parabolic partial differential equation ปัญหาที่ต้องพิจารณาเสมอคือการ convergence และ stability กล่าวคือ ในการคำนวณนั้นการเลือกขนาดของ grid network สำหรับตัวกลางจะต้องอยู่ในช่วงจำกัด ค่าหนึ่ง จึงจะทำให้คำตอบมีการ convergence และ stability ด้วยการคำนวณโดย finite difference approximation มีด้วยกัน 2 วิธีคือ explicit methods และ implicit methods ซึ่งจะแยกพิจารณากันต่อไป

Explicit methods

พิจารณากการนำความร้อน 1 มิติ ในสภาวะ transient โดยให้คุณสมบัติต่างๆ มีค่าคงที่ สมการแสดงได้ดังสมการ (2-1) เทอมของ second derivative เทียบกับตำแหน่ง สามารถแทนโดย central difference approximation ดังแสดง

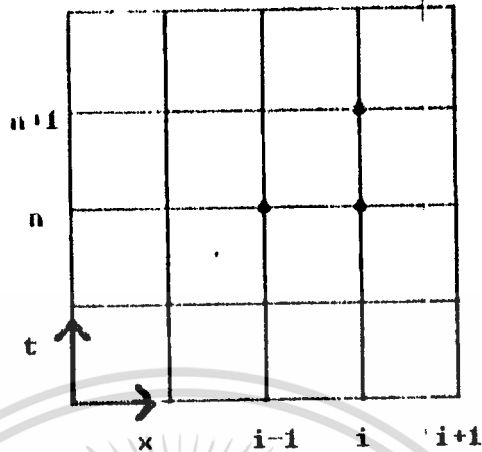
$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{T_{i+1}^n - 2T_i^n + T_{i-1}^n}{(\Delta x)^2} \quad (2-5)$$

เนื่องจากเป็น 1 มิติ subscript i ใช้แสดงตำแหน่งของ node ใน grid network และ n แสดงช่วงระยะเวลา ซึ่งจากสมการ (2-5) จะเห็นว่าจำเป็นต้องใช้อุณหภูมิของ node 3 node ณ เวลาเดียวกันในการคำนวณ

สำหรับเทอมของ time derivative สามารถแทนด้วย forward difference approximation

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{T_i^{n+1} - T_i^n}{\Delta t}$$

ซึ่งสมการข้างต้นแสดงถึงค่าของอุณหภูมิที่เปลี่ยนไปในช่วงเวลาหนึ่งของ node ใดๆ หากด้วย ช่วงเวลานั้น เราสามารถแสดงบน space-time grid ดังรูป (2-1) ค่าของ $n+1$ หมายถึงช่วงเวลา ที่เพิ่มขึ้น 1 หน่วย และค่าของ $i+1$ จะหมายถึงตำแหน่งที่มากขึ้น 1 ตำแหน่งจาก i



รูป 2-1 Space time grid

แทนค่า finite difference approximation ดังกล่าวลงในสมการ (2-1) จะได้เป็น

$$\frac{T_i^{n+1} - T_i^n}{\Delta t} = \alpha \frac{T_{i+1}^n - 2T_i^n + T_{i-1}^n}{(\Delta x)^2} \quad (2-6)$$

การประมาณค่าโดยสมการ finite difference ข้างต้นดังกล่าวนี้ จะถือว่า ในขณะที่คุณณหภูมิที่ตำแหน่ง i คือ T_i^n เปลี่ยนไปในช่วงเวลาหนึ่งเป็น T_i^{n+1} ค่าของ T_{i+1}^n และ T_{i-1}^n จะสมมติให้คงที่ ซึ่งจากข้อสมมุติดังกล่าวทำให้เราสามารถคำนวณค่าการเปลี่ยนแปลงของพลังงานภายในของปริมาตรส่วนที่พิจารณาเทียบกับเวลาได้โดยไม่ได้พิจารณาถึงอุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลงตามตำแหน่งในส่วนของที่พิจารณา ซึ่งอุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลงดังกล่าวอาจเกิดจากอัตราการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิของ node ข้างเคียงที่ไม่เท่ากัน การประมาณดังกล่าวแสดงว่า ในช่วงเวลาที่ยาวไปค่า heat conduction ซึ่งผ่านพื้นผิวของส่วนที่พิจารณาจะคงที่ หรืออาจพูดได้ว่าการประมาณค่าของ finite difference จะสมมติให้ความเปลี่ยนแปลงที่เกิดจากตำแหน่ง ที่เปลี่ยนแปลงไปของปริมาตร ส่วนที่พิจารณาเช่น internal energy จะละทิ้งไปได้แม้เวลาจะเปลี่ยนแปลงไปและการเปลี่ยนแปลงที่ผิวเทียบกับเวลาเช่น heat flux ก็ละทิ้งไปแม้ตำแหน่งจะเปลี่ยนไป

จากสมการ (2-6) เราสามารถหาค่าอุณหภูมิเมื่อเวลาเปลี่ยนไปดังนี้

$$T_i^{n+1} = T_i^n + \frac{\alpha \Delta t}{(\Delta x)^2} (T_{i+1}^n - 2T_i^n + T_{i-1}^n) \quad (2-7)$$

อุณหภูมิของ node ทั้งหมดในด้านขวาซ้ายของสมการ (2-7) จะคำนวณที่เวลาปัจจุบันและสมการ

(2-7) สามารถเขียนในรูป nondimensional โดยกำหนดให้ $\theta = (T - T_0) / (T_1 - T_0)$ ซึ่งจะได้สม

ถ้าให้ $\overline{\Delta X} = \Delta x/l$ เราจะเขียน $\alpha\Delta t/(\Delta x)^2 = [1/(\overline{\Delta x})^2]f_0$ เมื่อ $f_0 = \alpha\Delta t/l^2$ ซึ่ง

คือค่า Fourier modulus สำหรับช่วงเวลา Δt

ในระหว่างที่อยู่ในสถานะ transient นั้น temperature distribution จะค่อยๆ เข้าสู่สถานะ steady-state สุดท้าย

จากนิยามของ nondimensional temperature; θ จะเห็นว่าค่า θ จะไม่เป็นลบเลยในระหว่างกระบวนการ โดยสมการ (2-8) สามารถจัดรูปใหม่เป็น

$$\theta_i^{n+1} = \theta_i^n \left[1 - \frac{2\alpha\Delta t}{(\Delta x)^2} \right] + \frac{\alpha\Delta t}{(\Delta x)^2} (\theta_{i-1}^n + \theta_{i+1}^n)$$

ซึ่งเมื่อแทนค่า $\alpha\Delta t/(\Delta x)^2$ ตามต้องการ ค่า θ_i^{n+1} ก็จะสามารถคำนวณ

ได้ โดยอาศัย initial condition ของ θ ที่ตำแหน่งต่างๆ ค่า thermal diffusivity $\alpha = k/\rho c$ เป็นคุณสมบัติเฉพาะของวัสดุ ส่วน Δt เป็นช่วงเวลา que เพิ่มขึ้นสำหรับการเปลี่ยนแปลงจาก θ_i^n ไปเป็น θ_i^{n+1} และค่า grid space Δx คือระยะห่างระหว่าง node ที่ใช้ในสมการ finite difference เนื่องจาก θ ไม่เป็นลบเสมอ ดังนั้นค่า $\alpha\Delta t/(\Delta x)^2$ ในสมการ (2-8) จะต้องไม่เกิน 1/2 มิฉะนั้นค่าจะเป็นลบ ทำให้คำตอบผิดไป นั่นคือค่า θ_i^{n+1} เป็นค่ามากที่สุดที่ใช้ได้สำหรับสมการ (2-8) เพื่อให้การคำนวณ converge สู่คำตอบที่ถูกต้อง ดังนั้นหากเลือกค่า Δx ไว้แล้วค่า Δt ก็จะมีค่าจำกัดในช่วงหนึ่ง หรือในทางกลับกันถ้าเลือกค่า Δt ก็จะมีค่าจำกัดค่า Δx ในช่วงหนึ่งเท่านั้น โดยที่ยิ่งค่า $\alpha\Delta t/(\Delta x)^2$ น้อยลงมากเท่าใด ค่าตอบที่ประมาณค่าไว้ก็จะถูกต้องมากขึ้นแต่ค่า 0.5 ก็ให้ความถูกต้องที่เพียงพอแล้วเช่นกัน

explicit method จะให้อุณหภูมิที่เวลาปัจจุบัน n ในการคำนวณค่าอนุพันธ์เทียบกับตำแหน่ง ซึ่งมีข้อเสียที่สังเกตได้ชัดเจน คือ ข้อจำกัดในเรื่องการ convergence. ช่วงเวลาที่มากที่สุดจะถูกกำหนดไว้เมื่อระยะ Δx ถูกเลือกไว้ก่อนแล้ว ซึ่งหากคำตอบที่ต้องการอยู่ในช่วงเวลาที่ยาว จำนวนครั้งของการคำนวณก็จะมากยิ่งขึ้นไปอีก ทางแก้ไขปัญหาดังกล่าวคือการใช้ implicit method

Implicit method

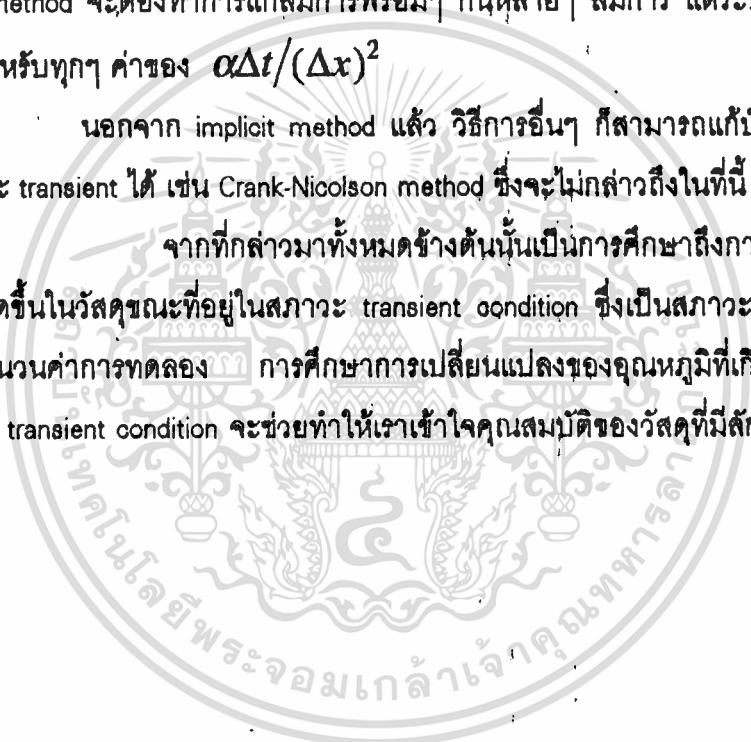
สมการ finite difference approximation สำหรับแทนในสมการ (2-1) คือ

$$\frac{T_i^{n+1} - T_i^n}{\Delta t} = \alpha \dots \dots \dots (2-9)$$

เปรียบเทียบระหว่างสมการ (2-9) และ (2-6) จะเห็นว่าข้อแตกต่างของ implicit method จากสมการ (2-6) คือ อุณหภูมิของ node ทั้ง 3 ที่ใช้ในการคำนวณค่าประมาณของ $\partial^2 T / \partial x^2$ จะใช้ค่าที่แถวของเวลา n+1 แทนการใช้ค่าจากเวลาปัจจุบัน (พิจารณาจากรูป 1-3 space-time grid) สมการ (2-9) มีอุณหภูมิไม่ทราบค่า 3 ตัว ซึ่งอยู่บนแถวของเวลา n+1 และจะต้องใช้ N สมการสำหรับคำนวณค่า node ทั้ง N node ในที่สุด การแก้สมการจึงต้องแก้ทุกๆ node พร้อมๆ กันไป ซึ่งถึงแม้ว่า implicit method จะต้องทำการแก้สมการพร้อมๆ กันหลายๆ สมการ แต่ระบบสมการดังกล่าวจะ stable สำหรับทุกๆ ค่าของ $\alpha \Delta t / (\Delta x)^2$

นอกจาก implicit method แล้ว วิธีการอื่นๆ ก็สามารถแก้ปัญหาการนำความร้อนในสภาวะ transient ได้ เช่น Crank-Nicolson method ซึ่งจะไม่กล่าวถึงในที่นี้

จากที่กล่าวมาทั้งหมดข้างต้นนั้นเป็นการศึกษาถึงการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิที่เกิดขึ้นในวัฏขณะที่อยู่ในสภาวะ transient condition ซึ่งเป็นสภาวะก่อนที่เราจะเริ่มทำการวัดค่าคำนวณค่าการทดลอง การศึกษาการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิที่เกิดขึ้นในวัฏขณะที่อยู่ในสภาวะ transient condition จะช่วยทำให้เราเข้าใจคุณสมบัติของวัสดุที่มีลักษณะต่างๆ ได้ดียิ่งขึ้น



๒.๓ Turbulent Boundary Layer บนผนังเชิงระนาบ

Time - Averaged Equation

ในการไหลแบบ turbulent ตัวแปรของการไหลเช่น ความเร็วในทิศทางขนานกับแผ่นผนัง จะเป็นฟังก์ชันของตำแหน่งและเวลาคือ $u(x,y,z,t)$ ที่ตำแหน่งหนึ่งในสนามการไหลแบบ turbulent ค่าของ u จะมีค่าขึ้นลงรอบๆค่าเฉลี่ย \bar{u} ซึ่งมีนิยามดังสมการ

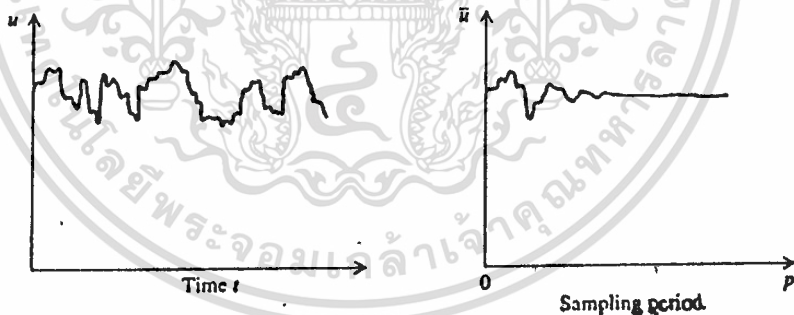
$$\bar{u} = \frac{1}{p} \int u dt \quad \dots\dots\dots(2-10)$$

ซึ่งแสดงในรูปที่ 2-2 ค่าเฉลี่ยของ \bar{u} จะไม่ขึ้นกับเวลาเมื่อช่วงเวลา p มีค่ามากกว่าช่วงเวลาที่ยาวที่สุดของการขึ้นลงของตัวแปร u ที่เป็นค่าจริง เราสามารถแสดงว่าความเร็วจริงของไหลเป็นผลรวมของค่าเฉลี่ยและค่าคลาดเคลื่อนซึ่งขึ้นกับเวลาโดยใช้สัญลักษณ์ u' หรือเขียนเป็นสมการได้ดังนี้

$$u(x,y,z,t) = \bar{u}(x,y,z) + u'(x,y,z,t) \quad \dots\dots\dots(2-11)$$

สมการดังกล่าวสามารถใช้กับตัวแปรอื่นๆในสนามการไหลได้เช่นเดียวกัน คือ

$$\begin{aligned} v &= \bar{v} + v' & p &= \bar{p} + p' \\ w &= \bar{w} + w' & T &= \bar{T} + T' \end{aligned} \quad \dots\dots\dots(2-12)$$



รูปที่ 2-2 The behavior of an instantaneous quantity(u) in turbulent flow ,and the calculation of the time-independent mean value \bar{u}

จากสมการในตารางที่ 1 สมการของกฎทรงมวล สมการโมเมนตัม และสมการพลังงาน สามารถเขียนในรูปของตัวแปรที่เป็นค่าเฉลี่ยของเวลาได้ โดยแทนค่าสมการ (2-11)-(2-12) ลงในสมการ และใช้สมการ (2-10) กับตัวแปรเฉลี่ยในแต่ละสมการโดยอาศัยกฎของพีชคณิตซึ่งมาจากสมการ (2-10) ดังต่อไปนี้

Table 1 The Governing Equations for Nearly Constant-Property (ρ, μ, k) Fluid Flow and Convection in Cartesian Coordinates

Mass Conservation	
(m)	$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0$
Momentum Equations	
(M_x)	$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + X$
(M_y)	$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + Y$
(M_z)	$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + Z$
Energy Equation	
(E)	$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \dot{q} + \mu \Phi$
	where
	$\Phi = 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2$

$$\begin{aligned} \overline{u'} &= 0 & \overline{\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)} &= \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \\ \overline{u+v} &= \bar{u} + \bar{v} \\ \overline{uu'} &= 0 & \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} &\dot{=} 0 \end{aligned} \quad \dots\dots\dots(2-13)$$

$$\begin{aligned} \overline{uv} &= \bar{u}\bar{v} + \overline{u'v'} \\ \overline{u^2} &= (\bar{u})^2 + \overline{(u')^2} & \overline{\left(\frac{\partial u}{\partial t}\right)} &= 0 \end{aligned}$$

จากความสัมพันธ์ข้างต้นเมื่อแทนค่าในสมการและจัดรูปสมการที่ได้ จะได้เป็น

$$(m) \quad \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = 0 \quad \dots\dots\dots(2-14)$$

$$(M_x) \quad \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x} + \nu \nabla^2 \bar{u} - \frac{\partial}{\partial x} (\overline{u'^2}) - \frac{\partial}{\partial y} (\overline{u'v'}) - \frac{\partial}{\partial z} (\overline{u'w'}) \quad \dots\dots\dots(2-15)$$

$$(M_y) \quad \bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial y} + \nu \nabla^2 \bar{v} - \frac{\partial}{\partial x} (\overline{u'v'}) - \frac{\partial}{\partial y} (\overline{v'^2}) - \frac{\partial}{\partial z} (\overline{v'w'}) \quad \dots\dots\dots(2-16)$$

$$(M_z) \quad \bar{u} \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial z} + \nu \nabla^2 \bar{w} - \frac{\partial}{\partial x} (\overline{u'w'}) - \frac{\partial}{\partial y} (\overline{v'w'}) - \frac{\partial}{\partial z} (\overline{w'^2}) \quad \dots\dots\dots(2-17)$$

$$(E) \quad \bar{u} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{T}}{\partial z} = \alpha \nabla^2 \bar{T} - \frac{\partial}{\partial x} (\overline{u'T'}) - \frac{\partial}{\partial y} (\overline{v'T'}) - \frac{\partial}{\partial z} (\overline{w'T'}) \quad \dots\dots\dots(2-18)$$

ในสมการที่เราพิจารณานี้เราถือว่าการไหลแบบ turbulent ดังกล่าวเป็นแบบ 3 มิติ (u,v,w) เพราะว่าการไหลตามจริงจะเป็นแบบ instantaneously three-dimensional ไม่ว่าจะรูปทรงของผนังที่ของไหลไหลผ่านจะมีลักษณะใดก็ตาม การไหลวนของ eddy สามารถหมุนวนในระนาบใดๆก็ได้

เนื่องจากใน turbulent boundary layer ใกล้ๆกับผนังแผ่นเรียบเป็น 2 มิติ ทำให้ค่าเฉลี่ยของเวลาเป็น 2 มิติ ด้วย และจากสมการ (2-14)-(2-18) เราจะให้ $\bar{W} = 0$ และ $\partial(\bar{u})/\partial z = 0$ ซึ่งจะทำให้ค่า $\partial \bar{p} / \partial z = 0$ ในสมการ z-momentum (2-17) หรือแสดงว่า $\bar{P} = \bar{P}(x, y)$ และจาก Boundary layer theory และสมการ y-momentum (2-16) แสดงให้ทราบค่า \bar{P} โดยส่วนมากเป็นฟังก์ชันของ x นั่นคือ $\bar{P} = \bar{P}(x) = P_\infty$ เพราะว่า P_∞ เป็นค่าคงที่ใน free stream ใกล้กับผนังแผ่นเรียบ ทำให้เทอมของ $\partial \bar{p} / \partial x$ ในสมการ (2-15) เป็นศูนย์ไป

จาก Boundary layer theory เราสามารถจัดรูปสมการให้ง่ายขึ้นโดยการตัดเทอมของ $\partial(\bar{u})/\partial x$ และ $\partial^2(\bar{u})/\partial^2 x = 0$ ด้านขวามือของสมการ (2-15)-(2-18) สมการค่าเฉลี่ยของเวลาที่ได้สำหรับในบริเวณ turbulent boundary layer จะเป็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่จัดทำขึ้นเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} = 0 \quad \dots\dots\dots(2-19)$$

$$\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\gamma \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} - \overline{u'v'} \right) \quad \dots\dots\dots(2-20)$$

$$\bar{u} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\alpha \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} - \overline{v'T'} \right) \quad \dots\dots\dots(2-21)$$

สมการ momentum และพลังงานคือ (2-19) และ (2-20) จะคล้ายกับสมการในการไหลแบบ laminar โดยมีส่วนเพิ่มขึ้นของค่าเฉลี่ยของเวลาของการไหลแบบ turbulent ผลคูณของ $\overline{u'v'}$ และ $\overline{v'T'}$ สามารถหาได้โดยการแก้สมการ (2-19)-(2-21) เนื่องจากมีตัวแปรที่ไม่ทราบค่าทั้ง 5 ตัว ในสมการทั้ง 3 คือ $\bar{u}, \bar{v}, T, \overline{u'v'}$ และ $\overline{v'T'}$ ดังนั้นจึงจำเป็นต้องมีการหาสมการเพิ่มขึ้นอีก 2 สมการ เพื่อแก้สมการหาค่าตัวแปรไม่ทราบค่าเรียกว่า turbulence modeling

Eddy Diffusivities

กำหนดให้
$$-\overline{u'v'} = \epsilon_M \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \quad \dots\dots\dots(2-22)$$

$$-\overline{v'T'} = \epsilon_H \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \quad \dots\dots\dots(2-23)$$

เมื่อสัมประสิทธิ์ $\epsilon_M (m^2/s)$ เรียกว่า momentum eddy diffusivity และ $\epsilon_H (m^2/s)$ เรียกว่า thermal eddy diffusivity หรือค่า eddy diffusivity สำหรับความร้อน สมการ momentum และพลังงานจะเขียนได้เป็น

$$\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left[(\nu + \epsilon_M) \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right] \quad \dots\dots\dots(2-24)$$

$$\bar{u} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left[(\alpha + \epsilon_H) \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \right] \quad \dots\dots\dots(2-25)$$

การนิยามค่า ϵ_M และ ϵ_H ก็เพื่อแสดงให้เห็นถึงว่าค่าของ $(-\overline{u'v'})$ และ $(-\overline{v'T'})$ เป็นผลมาจากลักษณะการไหลแบบ eddy ซึ่งมีผลต่อ molecular diffusion ซึ่งแสดงไว้ในเทอม $\nu(\partial \bar{u} / \partial y)$ และ $\alpha(\partial \bar{T} / \partial y)$ พิจารณาถึงเทอมที่อยู่ในวงเล็บในด้านขวามือของสมการ (2-24)

$$\nu \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \epsilon_M \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} = \frac{1}{P} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \rho \epsilon_M \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right) \quad \dots\dots\dots(2-26)$$

เมื่อ $\tau_{mol} = \mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial y}$

$\tau_{eddy} = \rho \epsilon_H \frac{\partial \bar{u}}{\partial y}$

เมื่อเทอมที่แทนโดย τ_{mol} และ τ_{eddy} จะหมายถึง Shear stress ทั่วไปและ Shear stress ที่เกิดจากผลของ eddy ที่กระทำที่จุดที่สมการ (2-24) พิจารณาอยู่ตามลำดับ ผลรวมของ molecular และ eddy shear stress จะกลายเป็น apparent shear stress

$$\tau_{app} = \tau_{mol} + \tau_{eddy} \quad \dots\dots\dots(2-27)$$

เช่นเดียวกัน ด้านขวามือของสมการพลังงาน (2-19) สามารถจำแนกออกเป็น molecular heat flux $-k(\partial \bar{T} / \partial y)$ และ eddy heat flux $-\rho c_p \epsilon_H (\partial \bar{T} / \partial y)$

$$\alpha \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} + \epsilon_H \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} = \frac{1}{\rho c_p} \left[(-k \frac{\partial \bar{T}}{\partial y}) + (-\rho c_p \epsilon_H \frac{\partial \bar{T}}{\partial y}) \right] \quad \dots\dots\dots(2-28)$$

ค่า q''_{mol} และ q''_{eddy} จะเป็นบวกเมื่อมีทิศไปตามแกน y กล่าวคือมีทิศพุ่งออกจากผนัง ผลรวมของทั้งสองจะเป็น apparent heat flux

$$q''_{app} = q''_{mol} + q''_{eddy} \quad \dots\dots\dots(2-29)$$

ดังนั้น สมการของ momentum และพลังงาน (2-24) และ (2-25) สามารถเขียนอยู่ในเทอมของ gradient ของ apparent shear stress และ apparent heat flux

$$(M) \quad \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\tau_{app}}{\rho} \right) \quad \dots\dots\dots(2-30)$$

$$(E) \quad \bar{u} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{q''_{app}}{-\rho c_p} \right) \quad \dots\dots\dots(2-31)$$

ในการหาค่า ϵ_M ใน turbulent boundary layer เราจะพิจารณาจากกลุ่มของของไหลที่ตำแหน่งใดๆ ในเวลาหนึ่งซึ่งห่างจากแผ่นผนังเป็นระยะทาง y ความเร็วเฉลี่ยในทิศทางแกนผนังที่ตำแหน่งดังกล่าวคือ $\bar{u}(x, y)$ กลุ่มของไหลดังกล่าวจะมีการไหลวนเป็นวงที่เรียกว่า eddy และเคลื่อนที่ไปยังผนังที่ตำแหน่งใหม่คือ y-l ซึ่งจะมีความเร็วเฉลี่ยเป็น $\bar{u}(x, y-l)$ ระยะทาง l นี้เรียกว่า mixing length ที่ซึ่งกลุ่มของของไหลยังคงรักษาลักษณะเดิมของมันอยู่ ซึ่งมีขนาดใกล้เคียงกับ eddy diameter ค่า u' ที่เกิดจากการเคลื่อนที่ ณ ตำแหน่ง y-l มีขนาดใกล้เคียงดังสมการ

$$|u'| \approx \bar{u}(x, y) - \bar{u}(x, y-l) \approx l \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \quad \dots\dots\dots(2-32)$$

เพราะว่าลักษณะการเคลื่อนที่ของ eddy คล้ายการหมุนของล้อ เราสามารถหาค่า v' ในลักษณะเดียวกับ u' คือ

$$|v'| \approx l \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \quad \dots\dots\dots(2-33)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 แทนค่า u' และ v' ที่ประมาณได้ลงในสมการของ ϵ_M
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\epsilon_M \approx l^2 \left| \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right| \dots \dots \dots (2-34)$$

จากการวัดค่าของ $\bar{u}-y$ ซึ่งแสดงให้เห็นว่า mixing length l เป็นสัดส่วนกับระยะห่างจากผนัง

$$l = ky \dots \dots \dots (2-35)$$

เมื่อ $k \approx 0.4$ ซึ่งเรียกว่า von karman's constant แทนค่าลงในสมการ momentum eddy diffusivity จะได้เป็น

$$\epsilon_H = k^2 y^2 \left| \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right| \dots \dots \dots (2-36)$$

ในส่วนของ thermal eddy diffusivity ϵ_H เพื่อให้ง่ายที่สุดเราจะสมมติให้ ϵ_H เหมือนกันกับ ϵ_M โดยจากนิยามของ Prandtl number, $Pr = \nu / \alpha$ หาได้จาก

$$\frac{\epsilon_M}{\epsilon_H} = Pr_t \dots \dots \dots (2-37)$$

เรียกว่า turbulent Prandtl number โดย ϵ_H จะประกอบไปด้วย ซึ่งประมาณค่าให้คงที่เท่ากับ 1 และสำหรับการวัด temperature distribution ใน turbulent boundary layer ซึ่งมี $Pr_t \geq 1$ เราจะใช้ $Pr_t \approx 0.9$

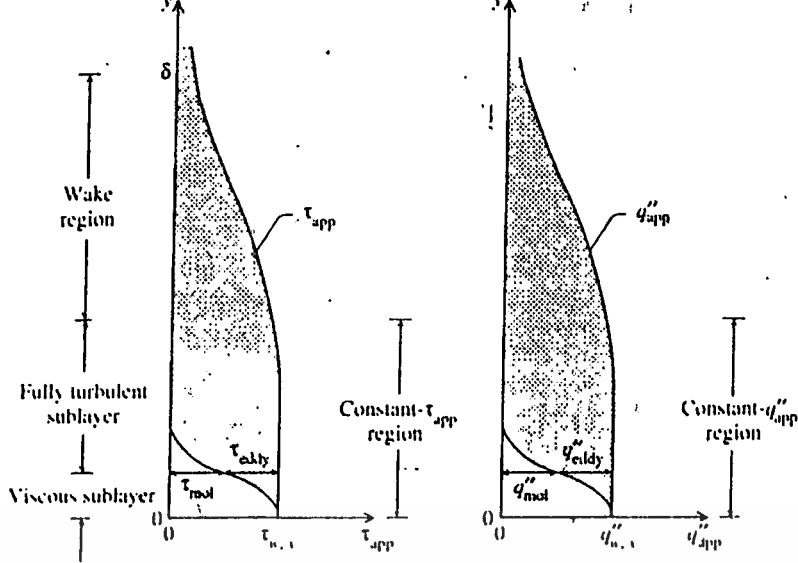
Wall Friction

การเขียนสมการ momentum (2-24) หรือ (2-30) ทำให้เรามอง turbulent boundary layer ประกอบไปด้วยบริเวณ 2 บริเวณ ได้แก่ บริเวณด้านนอกสุดซึ่งแรงเฉื่อยของการไหล (ซ้ายมือของสมการ (2-30) มีค่าเป็นลบและ apparent shear stress มีค่าลดลงจนเป็นศูนย์เมื่อ y เพิ่มขึ้นจนถึงที่ free stream เรียกว่า wake region ของ turbulent boundary layer ดังแสดงในรูป 2-5

ที่บริเวณใกล้กับผิวผนังผลของแรงเฉื่อยจะไม่มี ทำให้ทั้ง 2 ด้านของสมการ momentum (2-30) เป็นศูนย์ ซึ่งเมื่ออินทิเกรตตามแกน y เราจะได้ว่าในบริเวณด้านในของ turbulent boundary layer ค่า τ_{app} จะไม่ขึ้นกับค่า y หรือก็คือ

$$\tau_{app} = \text{constant} = \tau_{w,x} \dots \dots \dots (2-38)$$

เมื่อ wall shear stress $\tau_{w,x}$ คือค่าของ τ_{app} ที่ผิวผนัง (ซึ่ง ϵ_M และ τ_{eddy} เป็นศูนย์ที่ $y=0$) บริเวณด้านในนี้บางครั้งเรียกว่าบริเวณที่ คงที่ของ boundary layer



รูปที่ 2-3 The structure of the turbulent boundary layer, composition of the apparent shear stress τ_{app} and the apparent heat flux q''_{app}

จากสมการ (2-38) ค่า τ_{app} ซึ่งมีค่าเท่ากับค่าในวงเล็บด้านขวามือของสมการ (2-26) เราสามารถแสดงถึง velocity profile ในบริเวณ τ_{app} คงที่โดยการวิเคราะห์ได้ จาก รูป 2-3 และสมการ (2-26) แสดงให้เห็นว่าที่บริเวณใกล้กับผิวผนัง ϵ_M จะน้อยมาจนตัดทิ้งได้เมื่อเทียบกับ ν ในบริเวณที่ $\nu \gg \epsilon_M$ นี้เราจะเรียกว่า viscous sublayer ของ บริเวณ τ_{app} คงที่

และในบริเวณถัดจาก viscous sublayer (ยังคงอยู่ในบริเวณที่ τ_{app} คงที่อยู่) จะเรียกว่า fully turbulent sublayer ซึ่งค่า ϵ_M จะมากกว่า ν มาก นั่นคือ velocity distribution ในบริเวณที่ τ_{app} คงที่สามรถหาโดยใช้สมการ (2-38) และ (2-36) แทนในสมการ (2-26)

$$u^+ = \begin{cases} y^+ & \text{(viscous sublayer } \nu \gg \epsilon_M) \\ (1/k) \ln y^+ + B & \text{(fully turbulent sublayer } \epsilon_M \gg \nu) \end{cases} \dots\dots(2-39)$$

เมื่อค่า u^+ และ y^+ เป็นเทอม dimensionless wall coordinates ซึ่งมีนิยามเป็น

$$u^+ = \frac{u}{(\tau_{w,x} / \rho)^{1/2}} , y^+ = \frac{y}{\nu} (\frac{\tau_{w,x}}{\rho})^{1/2} \dots\dots\dots(2-40)$$

ในการหาค่า $u^+(y^+)$ ในบริเวณของ fully turbulent sublayer เราจะกำหนดให้ค่าคงที่จากการอินทิเกรตในสมการที่สองของ (2-37) คือ B มีค่าประมาณ 5.5 และจากการแก้สมการทั้งสอง (2-37) เราจะหาดำแหน่งระหว่าง viscous sublayer และ fully turbulent layer

ที่ติดกันได้คือที่ $y^+ \cong 11.6$ ค่าของ viscous sublayer thickness y^+ ดังกล่าวบางครั้งจะเรียกว่าค่า y^+ thickness of order 10 ซึ่งสามารถใช้เป็นตัวแสดงค่า local Reynolds number criterion สำหรับตำแหน่งที่เปลี่ยนมาเป็น turbulence ได้ค่าประมาณของ $u^+(y^+)$ ในสมการ (2-39) ที่ได้จากการทดลองหาได้จาก Prandtl's 1/7 th power law

$$u^+ = 8.7(y^+)^{1/7} \quad \dots\dots\dots(2-41)$$

สูตรสำหรับ wall shear stress $\tau_{w,x}$ สามารถหาได้โดยการประมาณค่า velocity distribution ในบริเวณของ wake region จนถึงขอบของ wake region โดยใช้สมการ (2-28) เมื่อบริเวณขอบของ wake region $\bar{u} = U_\infty$ และ $y = \delta$

$$\frac{u_\infty}{(\tau_{w,x} / \rho)^{1/2}} = 8.7 \left[\frac{\delta}{\nu} \left(\frac{\tau_{w,x}}{\rho} \right)^{1/2} \right]^{1/7} \quad \dots\dots\dots(2-42)$$

สมการข้างต้นดังกล่าวแสดงความสัมพันธ์ของ $\tau_{w,x}$ กับ outer thickness ของ turbulent boundary layer δ และความสัมพันธ์ระหว่าง $\tau_{w,x}$ กับ δ อันที่สองสามารถหาจากสมการในรูปอินทิเกรตของ momentum ในสมการ (2-24)

$$\frac{d}{dx} \int_0^\infty \bar{u}(U_\infty - \bar{u}) dy = \frac{\tau_{w,x}}{\rho} \quad \dots\dots\dots(2-43)$$

แทนค่า \bar{u} ในสมการอินทิเกรตโดย 1/7 th power law จากสมการ (2-41) แล้วทำการแก้สมการ (2-42)-(2-43) จะสามารถหาค่า wall shear stress และ boundary layer thickness ดังนี้

$$\frac{\tau_{w,x}}{\rho U_\infty^2} = \frac{1}{2} C_{f,x} = 0.0296 \left(\frac{U_\infty x}{\nu} \right)^{-1/5} \quad \dots\dots\dots(2-44)$$

$$\bar{\tau}_{w,L} = 0.037 \rho U_\infty^2 Re_L^{-1/5} \quad \dots\dots\dots(2-44')$$

$$\frac{\delta}{x} = 0.37 \left(\frac{U_\infty x}{\nu} \right)^{-1/5} \quad \dots\dots\dots(2-45)$$

ค่าเฉลี่ยของ shear stress $\bar{\tau}_{w,L}$ หาได้จาก $\bar{\tau}_{w,L} = \frac{1}{L} \int_0^L \tau_{w,x} dx$ ซึ่งเมื่อคูณด้วยพื้นที่ทั้งหมดของผนังก็จะได้ค่า total tangential drag force ของการไหลที่กระทำบนแผ่นผนัง

ค่า local skin friction coefficient ในสมการ (2-44) สามารถใช้ได้จนถึงค่า Reynolds number สูงประมาณ และจากสมการจะเห็นว่าค่า $\tau_{w,x}$ จะลดลงเรื่อยๆตามค่า $x^{-1/5}$ ที่ลดลงซึ่งจะมีอัตราช้ากว่ากรณีของ laminar

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และในสมการ (2-45) ค่า boundary layer thickness จะเพิ่มตามค่า $x^{1/5}$ ที่เพิ่มขึ้นซึ่งเกือบจะเป็นเส้นตรงทีเดียว และจะมีอัตราเพิ่มมากกว่ากรณี laminar ซึ่ง δ เพิ่มตามค่า $x^{1/2}$

การได้มาซึ่งสมการ (2-44)-(2-45) เป็นผลมาจากการยอมรับสมการการทดลอง (2-41) ดังนั้นหากใช้สมการแสดง $u^+(y^+)$ อื่นๆก็จะให้สมการของ $\tau_{w,x}$, $\bar{T}_{w,L}$ และ δ ที่แตกต่างกันออกไปจากที่ได้

Heat Transfer

ในของไหลที่มี ลักษณะของ time-averaged temperature distribution ใน turbulent boundary layer จะคล้ายกับ longitudinal velocity distribution จากรูป 2-5 แสดงให้เห็นว่าที่บริเวณใกล้กับผิวผนังค่า apparent heat flux q''_{app} จะไม่ขึ้นกับระยะทาง y ซึ่งบริเวณดังกล่าวจะมีความหนาพอๆกับความหนาของบริเวณ τ_{app} คงที่ซึ่งแสดงไว้ที่ด้านซ้ายมือของรูปทั้งสองด้านของสมการ (2-25) หรือ (2-31) จะเท่ากับศูนย์ ดังนั้นเมื่ออินทิเกรตตาม y เราจะได้

$$q''_{app} = \text{constant} = q''_{w,x} \quad \dots \dots \dots (2-46)$$

local wall heat flux $q''_{w,x}$ เป็นค่าของ q''_{app} กรณีที่ $y=0$ เพราะเวลาที่ผนัง และเป็นศูนย์ ค่าคงที่ q''_{app} สามารถเขียนใหม่ได้เป็น

$$-(k + \rho c_p \epsilon_H) \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} = q''_{w,x} \quad \dots \dots \dots (2-47)$$

เราอาจหาค่า local heat transfer coefficient $h_x = q''_{w,x} / (T_w - T_\infty)$ โดยการรวมสมการ (2-37) กับสมการที่แสดงสภาวะ คงที่ จากสมการ (2-38) และ (2-26) ในลักษณะคล้ายๆกันก็คือ

$$(u + \rho \epsilon_M) \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} = \tau_{w,x} \quad \dots \dots \dots (2-48)$$

หารสมการ (2-47) ด้วย (2-48) จะได้เป็น

$$\frac{\rho(v + \epsilon_M)}{\rho c_p (\alpha + \epsilon_H)} \frac{d\bar{u}}{d\bar{T}} = \frac{-\tau_{w,x}}{q''_{w,x}} \quad \dots \dots \dots (2-49)$$

สมมติให้ $v = \alpha$ และ $\epsilon_M = \epsilon_H$ (กล่าวคือ $Pr = 1$ และ $Pr_t = 1$) จะได้

$$\frac{1}{c_p} \frac{d\bar{u}}{d\bar{T}} = \frac{-\tau_{w,x}}{q''_{w,x}} \quad (Pr = Pr_t = 1) \quad \dots \dots \dots (2-50)$$

อินทิเกรตจากผนัง ($\bar{u} = 0, \bar{T} = T_w$ ที่ $y=0$) ไปยัง y ที่ $\bar{u} = U_\infty$ และ $\bar{T} = T_\infty$

เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์เป็นของตนเองสำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\frac{U_\infty}{c_p(T_\infty - T_w)} = \frac{-\tau_{w,x}}{q''_{w,x}} \quad \dots \dots \dots (2-51)$$

จากสมการ (2-38) จะเห็นได้ว่าคุณค่า local heat transfer coefficient

$h_x = q''_{w,x} / (T_w - T_\infty)$ จะเป็นสัดส่วนกับค่า local wall shear stress $\tau_{w,x}$ ซึ่งจากผลลัพธ์สามารถจัดรูปในรูปตัวแปรไร้มิติโดยกำหนดค่า local Stanton number ดังสมการ

$$St_x = \frac{h_x}{\rho c_p U_\infty} = \frac{q''_{w,x}}{\rho c_p U_\infty (T_w - T_\infty)} \quad \dots \dots \dots (2-52)$$

$$St_x = \frac{Nu_x}{Pe_x} = \frac{Nu_x}{Re_x Pr} \quad \dots \dots \dots (2-52')$$

และจากค่า $\frac{1}{2} C_{f,x}$ ซึ่งมีนิยามและแสดงไว้ในสมการ (2-44) สมการ (2-51) ที่อยู่ในรูป dimensionless สามารถแสดงได้ดังสมการ

$$St_x = \frac{1}{2} C_{f,x} \quad (Pr = Pr_t = 1) \quad \dots \dots \dots (2-53)$$

ซึ่งรู้จักกันในชื่อ Reynolds analogy ระหว่าง wall friction และ heat transfer

จากการพิจารณาที่ผ่านมาแสดงให้เห็นว่า Reynolds analogy จะใช้ได้เมื่อ $Pr = 1$

และ $Pr_t = 1$ สำหรับของไหลที่มีค่า prandtl numbers Pr ไม่เท่ากับ 1 Colburn ได้ทำการทดลองหาความสัมพันธ์และสรุปได้ว่าให้ใช้ค่า factor $Pr^{2/3}$ เพิ่มเข้าไป

$$St_x Pr^{2/3} = \frac{1}{2} C_{f,x} \quad (Pr \geq 0.5) \quad \dots \dots \dots (2-54)$$

เปลี่ยนรูปกลับในเทอมของ Nu_x และ Re_x ในสมการ (2-52) และ (2-52')

$$\begin{aligned} Nu_x &= \frac{1}{2} C_{f,x} Re_x Pr^{1/3} \\ &= 0.0296 Re_x^{4/5} Pr^{1/3} \quad (Pr \geq 0.5) \quad \dots \dots \dots (2-54') \end{aligned}$$

สมการ (2-54') เรียกว่า Colburn analogy ระหว่าง wall friction และ heat transfer ซึ่งเมื่อพิจารณา Reynolds analogy (2-53) จะเห็นได้ว่าเป็นกรณีของ $Pr = 1$ สำหรับ Colburn analogy

ถึงแม้ว่าสมการ (2-54') จะพิจารณาจากกรณี isothermal wall ก็ตาม แต่สมการดังกล่าวก็สามารถนำไปใช้กับกรณี heat flux คงที่ด้วยเพราะค่า สำหรับกรณี uniform heat flux จะมากกว่าค่าที่ได้จากสมการ (2-54') เพียง 4% เท่านั้นในกรณี uniform heat flux ค่า local Nusselt number จะมีนิยามเป็น $Nu_x = q''_{w,x} / k[T_w(x) - T_\infty]$ สำหรับการคำนวณค่าคุณสมบัติของของไหลในสมการ (2-54) และ (2-54') ถ้าไม่พิจารณาถึง thermal boundary condition ที่ผนัง เราจะหาค่าที่ average film temperature $(\bar{T} + T_\infty) / 2$ เมื่อ \bar{T}_w คือค่าเฉลี่ยของอุณหภูมิที่ผิวผนัง

* เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ในกรณีของไหลที่มีค่า Pr ต่ำ ค่า factor $Pr^{2/3}$ ด้านซ้ายมือของสมการ (2-41) จะถูกแทนที่ด้วย $c Pr^{1/2}$ เมื่อ c เป็นค่าคงที่และเป็นเลขหลักสิบ

จากที่ผ่านมาเราสามารถคำนวณค่า local heat transfer coefficient St_x จากสมการ (2-54) เมื่อค่า St_x หาได้จากสมการ (2-44) ความเป็นสัดส่วนกันของ St_x และ $\frac{1}{2} C_{f,x}$ แสดงให้เห็นค่า local heat transfer จะขึ้นอยู่กับค่า x เหมือนกับ wall shear stress และค่า h_x ใน turbulent จะมีค่ามากกว่าค่า h_x กรณี laminar สำหรับค่าเฉลี่ย \bar{h}_x

หาได้จาก $\bar{h}_L = \frac{1}{L} \int_0^L h_x dx$ ซึ่งจะหมายถึงค่า average heat transfer coefficient ของพื้นที่ผิวผนังทั้งแผ่น



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

๒.๔ การถ่ายเทความร้อนแบบแผ่รังสีความร้อน

Blackbody Radiation

การแผ่รังสีความร้อนของวัตถุใดๆ จะกระจายออกจากพื้นที่ผิวในทุกทิศทางทุกทาง ซึ่งเป็นผลเนื่องมาจากการสั่นสะเทือนของอนุภาค, อะตอม และโมเลกุลในวัตถุ ปริมาณของรังสีความร้อนที่ปล่อยออกมาต่อ 1 หน่วยเวลาเรียกว่า "radiation power" และค่า radiation power ต่อ 1 หน่วยพื้นที่จะเรียกว่า "emissive power, E" ซึ่งค่า emissive power ทั้งหมดที่แผ่ออกมาจะอยู่ในช่วงความยาวคลื่นระหว่าง $0.1 \mu\text{m} \leq \lambda \leq 100 \mu\text{m}$ สำหรับค่า monochromatic (spectral) emissive power, E_λ จะหมายถึงค่า radiation power ต่อ 1 หน่วยพื้นที่ ซึ่งอยู่ในช่วงความยาวคลื่น $d\lambda$ ซึ่งจะได้ว่า

$$E = \int_0^{\infty} E_\lambda d\lambda = \int_{0.1}^{100} E_\lambda d\lambda \quad \dots\dots\dots(2-55)$$

ปริมาณการแผ่ความร้อนสูงสุด ที่อุณหภูมิและความยาวคลื่นหนึ่งๆ ซึ่งวัตถุสามารถปล่อยออกมาได้ เรียกว่า "blackbody radiation" ซึ่งค่า monochromatic emissive power สูงสุด, $E_{b,\lambda}$ หาได้จาก Planck's law

$$E_{b,\lambda} = \frac{c_1}{\lambda^5} \times \frac{1}{\exp(c_2 / \lambda T) - 1} \quad \dots\dots\dots(2-56)$$

$$c_1 = 1.187 \times 10^8 \text{ Btu} - \mu\text{m}^4 / \text{h} - \text{ft}^2$$

$$= 3.740 \times 10^4 \text{ W} - \mu\text{m}^4 / \text{cm}^2$$

เมื่อ

$$c_2 = 2.5896 \times 10^4 \mu\text{m} - ^\circ\text{R}$$

$$= 1.4357 \times 10^4 \mu\text{m} - ^\circ\text{K}$$

ค่า emissive power ทั้งหมดของ blackbody หาได้จากสมการ

$$E_b = \sigma T^4 = \int_0^{\infty} E_{b,\lambda} d\lambda \quad \dots\dots\dots(2-57)$$

เมื่อ

$$\sigma = 0.1714 \times 10^{-8} \text{ Btu} / \text{h} - \text{ft}^2 - ^\circ\text{R}^4$$

$$= 5.6699 \times 10^{-12} \text{ W} / \text{cm}^2 - ^\circ\text{K}^4$$

สมการ (2-57) นี้เรียกว่า "stefan - boltzmann law"

ในกรณีของวัตถุที่ไม่ใช่ blackbody ค่า emissive power จะหาได้จากค่า emittance ϵ ซึ่งเป็นอัตราส่วนของค่า emissive power ของวัตถุต่อ emissive power ของ blackbody ดังสมการ

ค่า monochromatic emittance

$$e_\lambda = \frac{E_\lambda}{E_{b,\lambda}} \quad \dots \dots \dots (2-58)$$

ค่า total emittance

$$\epsilon = \frac{E}{E_b} = \frac{E}{\sigma T^4} \quad \dots \dots \dots (2-59)$$

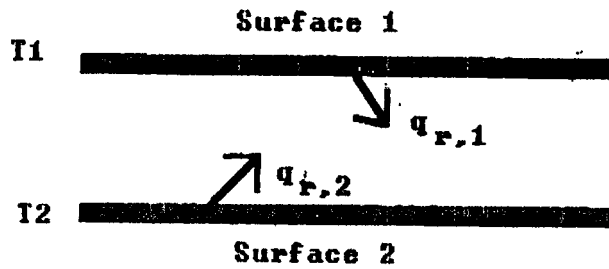
ในกรณีของ blackbody ค่า $\epsilon_\lambda = \epsilon = 1$ และจากสมการ (2-58) เราสามารถคำนวณค่า total emissive power จาก

$$E = \int_0^\infty E_\lambda d\lambda = \int_0^\infty e_\lambda E_{b,\lambda} d\lambda \quad \dots \dots \dots (2-60)$$

เมื่อทำการ differentiating สมการ (2-56) เพื่อหาค่า $(\partial E_{b,\lambda} / \partial \lambda)_T$ และให้เท่ากับศูนย์ เราจะได้ค่า $(E_{b,\lambda})_{\max}$ ซึ่งจะได้ความสัมพันธ์ $\lambda_{\max} T = C$ เมื่อ C เป็นค่าคงที่เท่ากับ $5215.5 \mu\text{m}-^\circ\text{R}$ หรือ $2897.6 \mu\text{m}-^\circ\text{K}$ และ λ_{\max} คือความยาวคลื่นซึ่ง $E_{b,\lambda}$ มีค่าสูงสุดสำหรับที่อุณหภูมิสัมบูรณ์ T ความสัมพันธ์ $\lambda_{\max} T = C$ นี้เรียกว่า "Wien's displacement law" สำหรับ blackbody

Radiation between Black Surfaces

ในการแลกเปลี่ยนพลังงานระหว่างพื้นผิวโดยการแผ่รังสีความร้อนจะขึ้นอยู่กับตำแหน่งของพื้นผิว กล่าวคือ ปริมาณของรังสีความร้อนที่ปล่อยออกมาโดยพื้นผิวจะขึ้นอยู่กับคุณสมบัติของพื้นผิวนั้นๆ ซึ่งถ้าเป็น black surface ค่าของ total emissive power จะมีค่ามากที่สุดตามสมการ (2-57) และการแลกเปลี่ยนรังสีความร้อนระหว่างพื้นผิวจะขึ้นอยู่กับปริมาณของพลังงานที่ถ่ายเทไปยังพื้นผิวของสิ่งแวดล้อมด้วยเช่นกัน ซึ่งปริมาณพลังงานดังกล่าวจะมากหรือน้อยขึ้นอยู่กับลักษณะทางเรขาคณิตของตำแหน่งพื้นผิวเหล่านั้น



รูป 2.4 Infinite black surfaces

ผลของคุณสมบัติและลักษณะตำแหน่งของพื้นผิวสามารถแสดงได้โดยการพิจารณาจากแผ่น plate วางขนานกัน โดยถือว่าเป็น infinite black surface ดังรูป ปริมาณรังสีความร้อนทั้งหมดที่ปล่อยโดยพื้นผิว 1 จะตกลงบนพื้นผิว 2 ทั้งหมด และในทางกลับกันก็เช่นเดียวกัน กล่าวคือ เราถือว่ารังสีความร้อนที่ออกไปบริเวณขอบของ plate น้อยมาก ซึ่งค่าของรังสีความร้อนที่ปล่อยโดยพื้นผิว 1 และตกลงบนพื้นผิว 2 หาได้จาก

$$q_{r,1} = AE_{b,1} = A_1 \sigma T_1^4 \quad \dots \dots \dots (2-61)$$

และในทางกลับกัน

$$q_{r,2} = AE_{b,2} = A_2 \sigma T_2^4 \quad (2-62)$$

ถ้าให้พื้นผิว 1 เป็นระบบที่อยู่ใน thermal equilibrium แล้ว กฎข้อที่ 1 ทางเทอร์โมไดนามิกส์ สำหรับระบบคือ

$$\delta Q = q_{r,2} - q_{r,1} + q_1 = 0 \quad \dots \dots \dots (2-63)$$

เมื่อ q_1 คือพลังงานที่ต้องให้กับระบบซึ่ง อาจโดยการนำความร้อนหรือการพาความร้อนเพื่อทดแทนพลังงานที่ลดลงไปโดยการแผ่รังสีความร้อนเพื่อที่จะคงอุณหภูมิ T_1 ให้คงที่ไว้ ซึ่งพลังงานที่ลดลงไปของระบบโดยการแผ่รังสีความร้อนจากพื้นผิว 1 ถ้าสมมติให้ $T_1 > T_2$ คือ

$$q_{r,1} - q_{r,2} = \alpha A (T_1^4 - T_2^4) \quad (2-64)$$

เช่นเดียวกับกับการวิเคราะห์พื้นผิว 1 สำหรับพื้นผิว 2

$$\delta Q = q_{r,1} - q_{r,2} - q_2 = 0 \quad \dots \dots \dots (2-65)$$

กล่าวคือ $q_2 = q_{r,1} - q_{r,2}$ คือ ปริมาณพลังงานที่จะต้องนำออกไปจากพื้นผิว 2 เพื่อรักษาสภาวะ steady state ของพื้นผิว 2

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แต่ถ้าพื้นผิวมีขนาดไม่ใหญ่มากนัก การพิจารณาการแผ่รังสีความร้อนจะต้องคำนึงถึงผลของตำแหน่งของพื้นผิวด้วย

Surface Characteristics

เมื่อรังสีความร้อนตกกระทบบนพื้นผิวของวัตถุ รังสีดังกล่าวอาจถูกสะท้อนกลับหรือถูกดูดซับไว้ในวัตถุหรืออาจผ่านวัตถุไป ซึ่งจากคุณสมบัติดังกล่าวนำมาซึ่งนิยามของ reflectance, absorptance และ transmittance ตามลำดับคือ ; monochromatic reflectance, ρ_λ

$$\rho_\lambda = \frac{\text{reflected - radiation / time - area - wavelength}}{G_\lambda}$$

เมื่อ $G_\lambda =$ monochromatic irradiation คือ ปริมาณรังสีความร้อนต่อพื้นที่ 1 หน่วย ต่อ 1 หน่วยเวลาที่ตกกระทบบนพื้นผิวในช่วงความยาวคลื่น $d\lambda$

total reflectance, ρ

$$\rho = \frac{\int_0^\infty \rho_\lambda G_\lambda d\lambda}{G} \quad (2-56)$$

โดยที่ $G = \int_0^\infty G_\lambda d\lambda$ หรือ irradiation คือ ปริมาณรังสีความร้อนที่ตกกระทบบนพื้นผิวพื้นที่ 1 หน่วย ต่อ 1 หน่วยเวลา

;เช่นเดียวกันสำหรับ monochromatic absorptance, α_λ

$$\alpha_\lambda = \frac{\text{absorbed - radiation / time - area - wavelength}}{G_\lambda}$$

total absorptance, α

$$\alpha = \frac{\int_0^\infty \alpha_\lambda G_\lambda d\lambda}{G} \quad (2-67)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

monochromatic transmittance , τ_λ

$$\tau_\lambda = \frac{\text{transmitted - radiation / time - area - wavelength}}{G_\lambda}$$

total transmittance , τ

$$\tau = \frac{\int_0^\infty \tau_\lambda G_\lambda d\lambda}{G} \dots \dots \dots (2-68)$$

จากกฎทรงพลังงาน จะได้ว่า $\rho + \alpha + \tau = 1$ แต่โดยทั่วไปวัตถุที่เราจะพิจารณามากจะเป็นวัตถุทึบแสง ดังนั้น $\tau = 0$ เราจะได้

$$\alpha_\lambda + \rho_\lambda = 1 \dots \dots \dots (2-69)$$

และ

$$\alpha + \rho = 1 \dots \dots \dots (2-70)$$

จาก kirchoff's law ซึ่งใช้ได้กับกรณีที่พื้นผิวที่พิจารณาและสิ่งแวดล้อมอยู่ในสภาวะ thermal equilibrium จะได้ว่า

$$\alpha_\lambda = \epsilon_\lambda \dots \dots \dots (2-71)$$

ซึ่งจากการทดลองพบว่าความสัมพันธ์ดังกล่าวเป็นจริงด้วยสำหรับกรณีที่พื้นผิวและสิ่งแวดล้อมไม่ได้อยู่ในสภาวะ thermal equilibrium

และ

$$\frac{E}{\alpha} = \text{constant} \dots \dots \dots (2-72)$$

ซึ่งได้จากการที่วัตถุจะมีการแผ่รังสีความร้อนออกมาตลอดเวลาแม้ว่าจะอยู่ในสภาวะ thermal equilibrium กับสิ่งแวดล้อมก็ตาม

และ

$$G = E_b \dots \dots \dots (2-73)$$

สมการ (2-73) จะใช้ได้กับ black surface ซึ่งจะได้ว่าค่า ϵ radiation ที่ตกกระทบ black surface ซึ่งอยู่ในสภาวะ thermal equilibrium กับสิ่งแวดล้อม จะมีค่าเท่ากับ total emissive power ของ black surface นั้น เพราะว่าอุณหภูมิของ black surface เท่ากับ อุณหภูมิของสิ่งแวดล้อม

และ

$$\frac{E}{\alpha} = \text{constant} \dots\dots\dots(2-72)$$

ซึ่งได้จากการที่วัตถุจะมีการแผ่รังสีความร้อนออกมาตลอดเวลาแม้ว่าจะอยู่ในสภาวะ thermal equilibrium กับสิ่งแวดล้อมก็ตาม

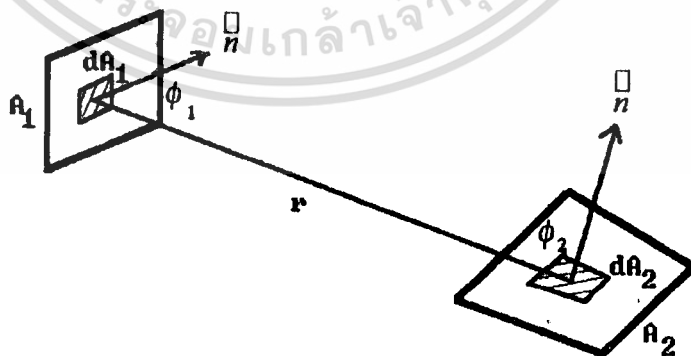
และ

$$G = E_b \dots\dots\dots(2-73)$$

สมการ (2-73) จะใช้ได้กับ black surface ซึ่งจะได้ว่าค่า irradiation ที่ตกกระทบ black surface ซึ่งอยู่ในสภาวะ thermal equilibrium กับสิ่งแวดล้อม จะมีค่าเท่ากับ total emissive power ของ black surface นั้น เพราะว่าอุณหภูมิจาก black surface เท่ากับ อุณหภูมิของสิ่งแวดล้อม

สำหรับ black surface ค่า $\epsilon_\lambda = \epsilon = 1$ (2-58) ซึ่งจากความสัมพันธ์ในสมการ (2-71) จะได้ $\alpha_\lambda = 1$ นั่นคือ สำหรับพื้นผิวใดที่เป็น black surface จะดูดซับรังสีความร้อนทั้งหมดที่ตกกระทบมัน ซึ่งจะเป็นจริงได้เมื่อ α_λ ไม่ขึ้นกับความยาวคลื่นและ $\alpha_\lambda = \alpha = 1$ และ black surface ก็ไม่จำเป็นต้องอยู่ในสภาวะ thermal equilibrium กับสิ่งแวดล้อมด้วย เนื่องจาก $\alpha = 1$ สำหรับ black surface ดังนั้น $\rho = \tau = 0$ นั่นคือรังสีความร้อนที่แผ่ออกจากพื้นผิว black surface จะมาจาก emissive power ของวัตถุของ ซึ่ง $q'' = E_b = \sigma T^4$ ตามสมการ (2-57)

Shape Factors



รูป 2-5

พิจารณา black surface 2 แผ่น เราสามารถคำนวณหาปริมาณรังสีความร้อนต่อ 1 หน่วยพื้นที่ ต่อ 1 หน่วยเวลา ที่แผ่จาก พื้นที่ dA₁ ไปยังพื้นที่ dA₂ ได้จาก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$dq''_{1-2} = I_1 \cos\phi_1 d\omega_{12}$$

เมื่อ

$I_1 =$ thermal radiation intensity

$$d\omega_{12} = dA_2 \cos\phi_2 / r^2 \text{ หรือเรียกว่า solid angle} \dots\dots(2-74)$$

รังสีความร้อนทั้งหมดที่แผ่มาจากพื้นที่ dA_1 ไปยังพื้นที่ dA_2 คือ

$$dq_{1-2} = dq''_{1-2} dA_1 = \frac{I_1 \cos\phi_1 \cos\phi_2 dA_1 dA_2}{r^2} \dots\dots(2-75)$$

เนื่องจาก $I_1 = \text{constant} = E_{b,1} / \pi$ เราจะได้

$$q_{1-2} = E_{b,1} \iint_{A_2, A_1} \frac{\cos\phi_1 \cos\phi_2 dA_1 dA_2}{\pi r^2} \dots\dots(2-76)$$

เช่นเดียวกัน รังสีความร้อนจากพื้นที่ A_2 ไปยัง พื้นที่ A_1 หาได้จากสมการ

$$q_{2-1} = E_{b,2} \iint_{A_1, A_2} \frac{\cos\phi_2 \cos\phi_1 dA_2 dA_1}{\pi r^2} \dots\dots(2-77)$$

net radiation heat transfer ระหว่าง A_1 และ A_2 คือ $q_{1-2} - q_{2-1} = q_{1\leftrightarrow 2}$ จากสมการ (2-76) และ (2-77)

$$q_{1\leftrightarrow 2} = (E_{b,1} - E_{b,2}) \iint_{A_1, A_2} \frac{\cos\phi_1 \cos\phi_2 dA_1 dA_2}{\pi r^2} \dots\dots(2-78)$$

เราสามารถหาค่า shape factor, F ได้โดยการเขียนสมการ (2-76) และ (2-77) ในรูปต่อไปนี้

$$q_{1-2} = E_{b,1} (A_1 F_{1-2}) \dots\dots(2-79a)$$

เมื่อ $A_1 F_{1-2} = \iint_{A_2, A_1} \frac{\cos\phi_1 \cos\phi_2 dA_1 dA_2}{\pi r^2} \dots\dots(2-79b)$

และ $q_{2-1} = E_{b,2} (A_2 F_{2-1}) \dots\dots(2-80a)$

เมื่อ $A_2 F_{2-1} = \iint_{A_1, A_2} \frac{\cos\phi_1 \cos\phi_2 dA_2 dA_1}{\pi r^2} \dots\dots(2-80b)$

ซึ่งจากการเปรียบเทียบสมการ (2-79b) และ (2-80b) เราจะได้ว่า $A_1 F_{1-2} = A_2 F_{2-1}$ เรียกความสัมพันธ์ดังกล่าวนี้ว่า "reciprocity" ซึ่งจะเป็นจริงเมื่อ radiation intensity มีค่าคงที่ ค่า net radiation ระหว่าง black surface ทั้ง 2 สามารถเขียนในรูป shape factor ดังนี้คือ

$$q_{1 \leftrightarrow 2} = A_1 F_{1-2} (E_{b,1} - E_{b,2}) = A_1 F_{1-2} \sigma (T_1^4 - T_2^4) \quad (2-81)$$

ค่า F_{1-2} ก็คือเศษส่วนของพลังงานที่ปล่อยออกมาจากพื้นผิว 1 และตกกระทบไปยังพื้นผิว 2 บางครั้งอาจเรียก configuration factor, view factor หรือ angle factor

ค่า shape factor สามารถหาได้จากสมการ (2-79b) หรือ (2-80b) ซึ่งยากแก่การคำนวณแต่อาจใช้คุณสมบัติ reciprocity, หาจากตาราง shape factor หรือสมการกฎทรงพลังงาน

$$F_{1-1} + F_{1-2} + F_{1-3} + \dots + F_{1-n} = 1$$

Gray Surfaces

โดยทั่วแล้วพื้นผิวส่วนใหญ่จะไม่ได้มีคุณสมบัติเป็น black surface ดังนั้น $\rho > 0$ และรังสีความร้อนที่มาจากพื้นผิวก็จะมีทั้งจาก reflection และ emission เพื่อที่จะคำนวณหาปริมาณของรังสีความร้อนทั้งหมดที่มาจากพื้นผิวต่อ 1 หน่วยพื้นที่ ต่อ 1 หน่วยเวลา เราจะนิยามค่า radiosity, J ซึ่งเป็นค่าของปริมาณรังสีความร้อนที่ออกมาจากพื้นผิวต่อ 1 หน่วยพื้นที่ ต่อ 1 หน่วยเวลา สำหรับวัตถุทึบแสงแล้วรังสีความร้อนที่ปล่อยออกมาจะประกอบด้วย emission และ reflection ดังแสดงในสมการ

$$J = E + \rho G \quad (2-82)$$

สำหรับ black surface แล้วค่า $\rho = 0$ และ radiosity จะเท่ากับค่าของ emissive power จากสมการ (2-58) ค่า monochromatic radiation ที่มาจาก nonblack surface หาได้จาก $E_\lambda = \epsilon_\lambda E_{b,\lambda}$ และรังสีความร้อนทั้งหมดหาจาก

$$E = \int_0^\infty \epsilon_\lambda E_{b,\lambda} d\lambda \quad (2-83)$$

ค่าของ ϵ_λ ในวัตถุจริงจะมีค่าไม่คงที่และขึ้นกับความยาวคลื่น λ

ถ้าสมมติให้ $\epsilon_\lambda = \text{constant} = \epsilon$ แล้วสมการ (2-83 และ (2-57) ก็สามารถคำนวณได้โดยง่าย วัตถุที่มีคุณสมบัติ ϵ_λ และ α_λ คงที่ไม่ขึ้นกับความยาวคลื่นนี้เราเรียกว่า "gray body" ค่า $\epsilon_\lambda = \epsilon$ และ $\alpha_\lambda = \alpha$ และจาก Kichoff's law สมการ (2-71) จะได้ $\epsilon = \alpha$

สำหรับ gray body สมการ (87) จะคำนวณค่า emissive power ได้จาก

$$E = \epsilon \int_0^\infty E_{b,\lambda} d\lambda = \epsilon \sigma T^4 \quad (2-84)$$

การสมมติให้วัตถุเป็น gray body จะทำให้สามารถคำนวณหาค่า total absorptance ของพื้นผิวเมื่อทราบค่า emittance เพราะการคำนวณค่า α จากสมการ (2-67) จะต้องทราบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์การค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่า irradiation G_λ ซึ่งเป็นฟังก์ชันของ ε แต่การสมมติวัตถุให้เป็น gray body จะให้ผลลัพท์ค่อนข้างถูกต้องเมื่ออุณหภูมิแตกต่างกันระหว่างพื้นผิวที่แลกเปลี่ยนรังสีความร้อนกันมีไม่มากนัก ซึ่งจะทำให้ ลักษณะของความยาวคลื่นของรังสีความร้อนที่ให้และรับคล้ายคลึงกัน ดังนั้นจึงประมาณให้ $\alpha = \varepsilon$ ได้ แต่ถ้าอุณหภูมิแตกต่างกันมากค่าผลลัพท์จะไม่ถูกต้อง เพราะความยาวคลื่นที่รับและให้ของรังสีความร้อนอยู่ในช่วงที่แตกต่างกัน

สมการสำหรับคำนวณหาค่า net radiation ระหว่างพื้นผิวของ gray surface คือ

$$q_{1 \leftrightarrow 2} = A_1 F_{1-2} (J_1 - J_2) \quad \dots \quad (2-85)$$

สำหรับ black surface ค่า $J = E_b$ และสมการ (2-85) จะลดรูปเป็นสมการ (2-81) แต่สมการ (2-85) จะใช้ได้ก็ต่อเมื่อพื้นผิวที่พิจารณาจะต้องถือว่ามีค่า irradiation เท่ากันทุกๆจุดบนพื้นผิวเพื่อที่จะทำให้ shape factor มีค่าคงที่ และเช่นเดียวกัน shape factor ของ gray surface ก็คือเศษส่วนของพลังงานที่ปล่อยและสะท้อนมาจากพื้นผิว surface 1 ตกกระทบบนพื้นผิว surface 2

Surface and Space Resistance

ดังที่ทราบมาแล้วว่าการถ่ายเทรังสีความร้อนขึ้นอยู่กับลักษณะของพื้นผิวและตำแหน่งของพื้นผิว ซึ่งผลของตำแหน่งของพื้นผิวจะแสดงอยู่ในเทอมของ shape factor และเพราะว่าอุณหภูมิของพื้นผิวเป็นสิ่งที่เราสนใจ ดังนั้นจึงเหมาะสมกว่าที่เราจะแสดงการแผ่รังสีความร้อนระหว่างพื้นผิวในรูปของผลต่างของอุณหภูมิแทนการแสดงในรูปของผลต่างของค่า radiosity ดังสมการที่ (2-85) ซึ่งแนวคิดดังกล่าวนำมาซึ่งค่า surface resistance สำหรับการแผ่รังสีความร้อน

จากสมการ (2-82) และ (2-84) ค่า radiosity สำหรับ gray surface หาได้จาก

$$J = \varepsilon \sigma T^4 + \rho G \quad \dots \quad (2-86)$$

สำหรับพื้นผิวทึบแสงค่า total reflectance หาจาก $\rho = 1 - \alpha$ และจากเงื่อนไขของ gray body ค่า $\varepsilon_\lambda = \text{constant}$ และ $\alpha = \varepsilon$ ดังนั้น

$$\rho = 1 - \varepsilon \quad \dots \quad (2-87)$$

จากกฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์สำหรับ gray surface ที่อยู่ในสภาวะ steady-state

$$\delta Q = -J + G + q'' = 0 \quad \dots \quad (2-88)$$

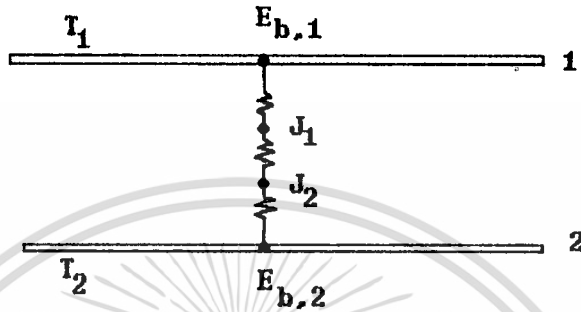
เมื่อ q'' คือพลังงานต่อ 1 หน่วยพื้นที่ต่อ 1 หน่วยเวลาที่พื้นผิวจะต้องถ่ายเทโดยการนำหรือการพา เพื่อให้อยู่ในสภาวะ steady state รวมสมการ (2-86) , (2-87) และ (2-88) โดยแทนค่า $\sigma T^4 = E_b$ จะได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$q = q''A_1 = \frac{A_1 \epsilon_1}{1 - \epsilon_1} (E_{b,1} - J_1) \quad \dots \dots (2-89)$$

ซึ่งสมการดังกล่าวสามารถใช้ได้กับ gray surface ทั้งกรณีรับและปล่อยรังสีความร้อน

ที่สภาวะ steady state ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทโดยการนำและการพาจะเท่ากับ net radiation ที่ถ่ายเทเข้าหรือออกจากพื้นผิวตามสมการ (2-89) และค่า net radiation ยังหาได้จากสมการ (2-85) ซึ่งสมการทั้ง 2 สามารถแสดงโดยใช้ electrical analogy ดังรูป



รูป 2-6 Electrical analog

จากวงจรข้างต้นเราจะได้

$$q_{1 \leftrightarrow 2} = \frac{E_{b,1} - J_1}{(1 - \epsilon_1) / A_1 \epsilon_1} = \frac{J_1 - J_2}{1 / A_1 F_{1-2}} \quad \dots \dots (2-90)$$

เราสามารถหาค่า surface resistance ระหว่าง node $E_{b,1}$ และ J_1 ได้คือ $(1 - \epsilon_1) / A_1 \epsilon_1$ และ space resistance ระหว่าง node J_1 และ J_2 คือ $1 / A_1 F_{1-2}$ ซึ่งค่า surface resistance จะขึ้นอยู่กับพื้นผิวแต่ละอัน ส่วน space resistance จะขึ้นอยู่กับพื้นผิวทั้ง 2 ที่พิจารณาอยู่ โดยการใช้อยู่ electrical analogy เราสามารถแสดงค่า net radiation heat transfer ระหว่างพื้นผิว gray surface 2 อัน ได้คือ

$$\text{Net radiation} = \text{Total Potential difference} / \text{Total resistance}$$

เขียนในรูปสมการทางคณิตศาสตร์ได้เป็น

$$q_{1 \leftrightarrow 2} = \frac{E_{b,1} - E_{b,2}}{\frac{1 - \epsilon_1}{A_1 \epsilon_1} + \frac{1}{A_1 F_{1-2}} + \frac{1 - \epsilon_2}{A_2 \epsilon_2}} \quad \dots \dots (2-91)$$

$$\text{เมื่อ } E_{b,1} = \sigma T_1^4 \text{ และ } E_{b,2} = \sigma T_2^4$$

Radiation between Gray Surfaces

ค่า shape factor สำหรับ gray body สามารถหาได้โดยเขียนสมการ net radiation

ระหว่าง gray surface ทั้งสองดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้ส่วนตัวของคุณเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 $q_{1 \leftrightarrow 2} = A_1 F_{1-2} (E_{b,1} - E_{b,2}) \quad \dots \dots (2-92)$
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตีพิมพ์เปลี่ยนแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อเปรียบเทียบกับสมการ (2-91) เราจะได้ว่า

$$A_1 \mathcal{F}_{1-2} = \frac{1}{\frac{1-\epsilon_1}{A_1 \epsilon_1} + \frac{1}{A_1 F_{1-2}} + \frac{1-\epsilon_2}{A_2 \epsilon_2}} \dots \dots \dots (2-93)$$

เมื่อ \mathcal{F}_{1-2} คือ shape factor ระหว่าง gray surface

ในกรณีที่เป็น infinite plate วางขนานกัน จะได้ $A_1 = A_2$ และ $F_{1-2} = 1$ นั่นคือ

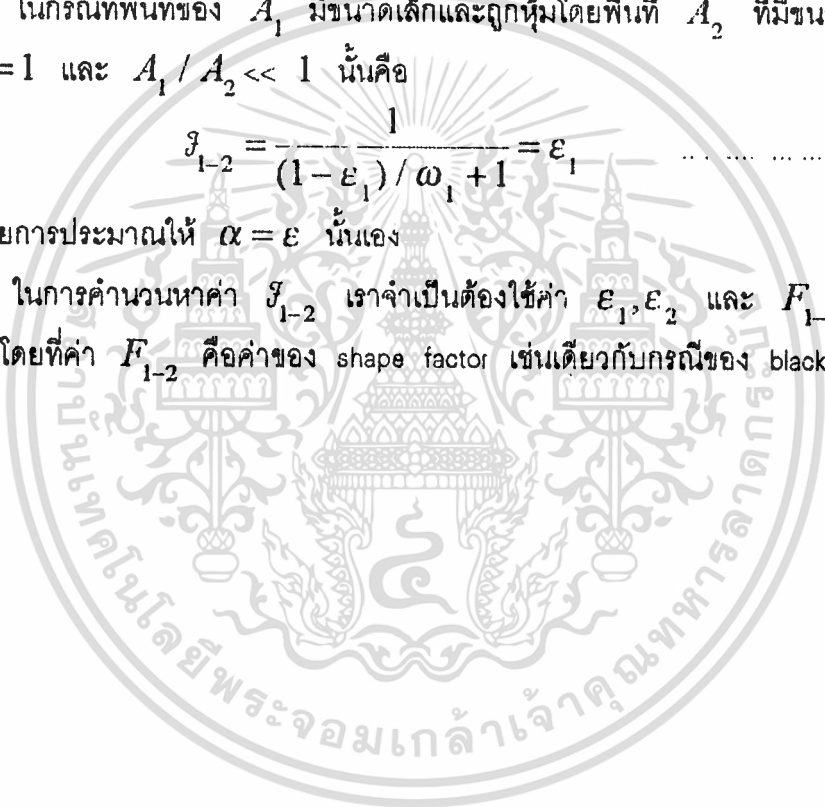
$$\mathcal{F}_{1-2} = \frac{1}{1/\epsilon_1 + 1/\epsilon_2 - 1} \dots \dots \dots (2-94)$$

ในกรณีที่พื้นที่ของ A_1 มีขนาดเล็กและถูกหุ้มโดยพื้นที่ A_2 ที่มีขนาดใหญ่ เราจะได้ $F_{1-2} = 1$ และ $A_1/A_2 \ll 1$ นั่นคือ

$$\mathcal{F}_{1-2} = \frac{1}{(1-\epsilon_1)/\omega_1 + 1} = \epsilon_1 \dots \dots \dots (2-95)$$

ซึ่งอาศัยการประมาณให้ $\alpha = \epsilon$ นั้นเอง

ในการคำนวณหาค่า \mathcal{F}_{1-2} เราจำเป็นต้องใช้ค่า ϵ_1, ϵ_2 และ F_{1-2} แทนในสมการ (2-94) โดยที่ค่า F_{1-2} คือค่าของ shape factor เช่นเดียวกับกรณีของ blackbody



๒.๕ การถ่ายเทความร้อนแบบผสม

การถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นระหว่างของแข็งและก๊าซโดยปกติแล้วจะอยู่ในรูปของ radiation และ convection พร้อมๆกัน จากสมการ Newton's law of cooling

$$q_c = \frac{T_s - T_{ref}}{1/\bar{h}A_s} = \frac{\Delta T}{R_c} \quad \text{----- (2-96)}$$

เมื่อค่า $R_c = 1/\bar{h}A_s = \text{convection resistance}$

ถ้าถือว่าก๊าซไม่ได้มีส่วนร่วมในการ radiation กล่าวคือไม่ได้ทำหน้าที่แผ่กระจายรังสี, ดูดรังสี และคายรังสีความร้อน เราก็สามารถพิจารณาการถ่ายเทความร้อนโดย convection โดยไม่ต้องพิจารณาถึง radiation ได้โดยอิสระ แต่ถ้าพิจารณาถึงผลดังกล่าวด้วยแล้ว พลังงานที่ถ่ายเทที่พื้นผิวจะเป็นผลรวมของ convection และ radiation ซึ่งถ้ากระบวนการถ่ายเทความร้อนอยู่ในสภาวะ steady state พลังงานที่ถ่ายเทระหว่างรอยต่อของของแข็งและก๊าซโดย convection และ radiation จะต้องเท่ากับพลังงานที่ถ่ายเทมายังรอยต่อ ซึ่งอาจโดย conduction ภายในของแข็งหรือโดย radiation จากสิ่งแวดล้อม

สำหรับกรณี gray body ที่ถูกล้อมรอบด้วยพื้นที่ขนาดใหญ่ $\epsilon_{1-2} = \epsilon_1$ ซึ่งจากสมการ radiation

$$q_{1 \leftrightarrow \infty} = A_1 \epsilon_1 \sigma (T_1^4 - T_\infty^4) \quad \text{----- (2-97)}$$

เพื่อที่จะจัดรูปสมการ radiation ให้อยู่ในรูป linear temperature difference เราสามารถเขียนใหม่ได้เป็น

$$\begin{aligned} q_{1 \leftrightarrow \infty} &= \frac{A_1 \epsilon_1 \sigma (T_1^4 - T_\infty^4)(T_1 - T_\infty)}{(T_1 - T_\infty)} \\ \therefore q_{1 \leftrightarrow \infty} &= A_1 \epsilon_1 \sigma (T_1^3 + T_1^2 T_\infty + T_1 T_\infty^2 + T_\infty^3)(T_1 - T_\infty) \\ &= \frac{T_1 - T_\infty}{1/\bar{h}_r A_1} \quad \text{----- (2-98)} \end{aligned}$$

เมื่อสมการเขียนอยู่ในรูปของ radiation coefficient \bar{h}_r ซึ่งคล้ายกับค่า convection coefficient ในสมการ Newton's law of cooling และถ้าผลต่างของ T_1 และ T_∞ ไม่มากนัก เราจะประมาณค่าได้เป็น

$$T_1^3 + T_1^2 T_\infty + T_1 T_\infty^2 + T_\infty^3 \approx 4\bar{T}^3$$

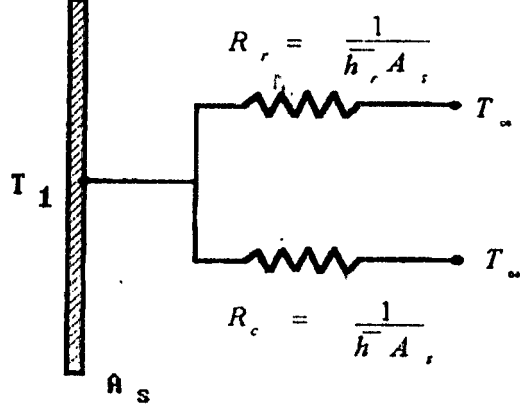
เมื่อ $\bar{T} = (T_1 + T_\infty)/2$ ซึ่งเมื่อแทนในสมการ สมการค่า \bar{h}_r จะเป็น

$$\bar{h}_r = 4\epsilon_1 \sigma \bar{T}^3 \quad \text{----- (2-99)}$$

เราสามารถแสดงการถ่ายเทความร้อนโดย convection และ radiation ในรูปของวงจรความร้อนโดยแทนด้วยการต่อขนานกันของตัวต้านทาน 2 ตัว ระหว่างอุณหภูมิ T_1 และ T_∞

ดังรูปที่ 2-7

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูป 2-7

สมการรูปทั่วไปของ \bar{h}_r หาได้จากสมการการถ่ายเทความร้อนโดย radiation คือ

$$q_{1 \leftrightarrow 2} = \frac{A_1 \mathcal{F}_{1-2} \sigma (T_1^4 - T_2^4) (T_1 - T_{ref})}{(T_1 - T_{ref})} = \frac{T_1 - T_{ref}}{1 / \bar{h}_r A_1}$$

ซึ่งจะได้

$$\bar{h}_r = \frac{\mathcal{F}_{1-2} \sigma (T_1^4 - T_2^4)}{T_1 - T_{ref}} \quad (2-100)$$

ความร้อนทั้งหมดที่ถ่ายเทจากพื้นผิวในรูปสามารถเขียนได้เป็น

$$q = q_c + q_r = \frac{T_1 - T_\infty}{1 / \bar{h} A} + \frac{T_1 - T_{ref}}{1 / \bar{h}_r A_1} \quad (2-101)$$

ให้ $T_{ref} = T_\infty$ จะได้

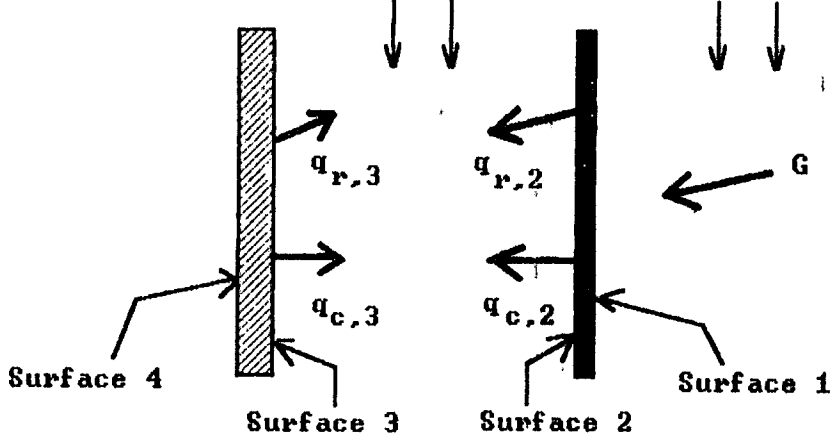
$$q = \bar{h}_T A (T_1 - T_\infty) \quad (2-102)$$

เมื่อให้ $\bar{h}_T = \bar{h} + \bar{h}_r$ เป็น total heat transfer coefficient

Transient Radiation and Convection

พิจารณาแผ่น plate บาง 2 แผ่น วางขนานกันดังรูป สมมติว่าค่า shape factor

$F_{2-3} = F_{3-2} = 1$ ซึ่งในทางปฏิบัติจะเป็นไปได้ก็ต่อเมื่อแผ่น plate มีขนาดใหญ่มากๆ เมื่อเทียบกับระยะห่าง l ซึ่งจะทำให้ radiation ที่ออกไปยังสิ่งแวดล้อมที่บริเวณขอบของ plate น้อยมากๆ ระหว่าง plate และด้านขวาของ plate แผ่นขวามือมีก๊าซไหลผ่านด้วยความเร็ว free-stream V_∞ อุณหภูมิ T_∞



เริ่มแรกระบบจะอยู่ในสภาวะ thermal equilibrium คือ $T_A = T_B = T_\infty$ เมื่อ T_A และ T_B เป็นอุณหภูมิของแผ่น plate ทั้งสอง เมื่อเวลา $t=0$ พลังงานจากแหล่งกำเนิดภายนอกกระบบแผ่รังสีความร้อนตกบนพื้นผิวด้านขวาของ plate ขวามือซึ่ง plate จะดูดไว้เท่ากับ $\alpha_1 G$ ในขณะที่ plate ขวามือมีอุณหภูมิสูงขึ้น จะเกิด convection จากพื้นผิว 1 ไปยังสิ่งแวดล้อมและ conduction ผ่าน plate รวมทั้งการแผ่รังสีความร้อนก็จะเพิ่มขึ้นเนื่องจากอุณหภูมิสูงขึ้น การเกิด conduction จะทำให้อุณหภูมิที่ผิวด้านซ้ายมือของ plate แผ่นขวามือมีอุณหภูมิสูงขึ้น ซึ่งก็จะทำให้การถ่ายเทความร้อนจาก convection และ radiation ที่ผิว 2 เพิ่มขึ้นด้วย radiation ที่มาจากพื้นผิว 2 ซึ่งตกกระทบบนพื้นผิว 3 ก็จะก่อให้เกิดผลกระทบต่อ convection และ radiation จากพื้นผิว 3 เช่นกัน

การวิเคราะห์โดยใช้ lumped thermal analysis คือ ถือว่าอุณหภูมิใน plate แต่ละแผ่นจะเท่ากันทั่วทั้งแผ่นหรือ $T_1 = T_2 = T_A$ และ $T_3 = T_4 = T_B$ ที่เวลา t ใดๆ ซึ่งการสมมติดังกล่าวจะเป็นไปได้ก็เมื่อเป็น plate บางที่มีค่า thermal conductivity สูงๆ

เมื่อถือว่า อุณหภูมิของ plate แต่ละแผ่นเท่ากันสม่ำเสมอแล้วเราสามารถพิจารณาให้ plate แต่ละแผ่นเป็นระบบปิดทางเทอร์โมไดนามิกส์ได้ กฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์สำหรับ plate ที่อยู่ในกระบวนการ transient heating process เขียนได้เป็น

$$\delta Q = q_T dt = dU \dots \dots \dots (2-103)$$

เมื่อ q_T คือ total heat transfer rate ที่ผ่านพื้นผิวของ plate ในช่วงเวลา dt และ dU คือค่าการเปลี่ยนแปลงของ internal energy ภายใน plate และจากนิยามของค่าความร้อนจำเพาะที่ปริมาตรคงที่ของของแข็งคือ $c = (du / dt)_v = du / dt$ และ $U = mu$ เมื่อ u คือ specific internal energy สมการ (107) จะได้เป็น

$$q_T = mc \frac{dT}{dt} \dots \dots \dots (2-104)$$

net radiation ระหว่างแผ่น plate ทั้ง 2 คือ $q_{r,2} - q_{r,3}$ หาได้จากสมการ

$$q_{1 \leftrightarrow 2} = q_{r,2} - q_{r,3} = \sigma A_2 f_{2-3} (T_2^4 - T_3^4) \dots \dots \dots (2-105a)$$

net radiation ระหว่างพื้นผิว 1 และสิ่งแวดล้อมหาได้จาก

$$q_{1 \leftrightarrow \infty} = \sigma A_1 f_{1 \rightarrow \infty} (T_2^4 - T_\infty^4) \dots \dots \dots (2-105b)$$

สมการ (108) สำหรับแผ่น plate ขวามือสามารถแสดงพร้อมกับรูปข้างต้น ดังต่อไปนี้คือ

$$\begin{aligned} q_{T,A} &= A_1 \alpha_1 G - q_{c,1} - q_{c,2} - q_{r,1} - \sigma A_2 f_{2-3} (T_2^4 - T_3^4) \\ &= m_A c_A \frac{dT_A}{dt} \dots \dots \dots (2-106) \end{aligned}$$

เมื่อ

$q_{T,A}$ = Total heat transfer, plate A

$A_1 \alpha_1 G$ = Absorbed radiation

$q_{c,1}$ = Convection from surface 1

$q_{c,2}$ = Convection from surface 2

$q_{r,1}$ = Net radiation from surface 1

$\sigma A_2 f_{2-3} (T_2^4 - T_3^4)$ = Net radiation between plates

$m_A c_A \frac{dT_A}{dt}$ = Change in internal energy, plate A

ถ้าสมมติว่า plate A มีพื้นที่เล็กเมื่อเทียบกับสิ่งแวดล้อมแล้ว จะได้ว่า $f_{1 \rightarrow \infty} = c_1$ ซึ่งจะได้เป็น $q_{r,1} = \sigma A_1 \epsilon_1 (T_1^4 - T_\infty^4)$

สมการสำหรับแผ่น plate ซ้ายมือ เมื่อถือว่าไม่มีความร้อนถ่ายเทที่พื้นผิวด้านซ้ายของ plate เนื่องจากถูกเปิดด้วยจำนวนกันความร้อน คือ

$$q_{T,B} = \sigma A_3 f_{3-2} (T_2^4 - T_3^4) - q_{c,3} = m_B c_B \frac{dT_B}{dt} \dots \dots \dots (2-107)$$

เมื่อ

$q_{T,B}$ = Total heat transfer, plate B

$\sigma A_3 f_{3-2} (T_2^4 - T_3^4)$ = Net radiation between plates

$q_{c,3}$ = Convection from surface 3

$m_B c_B \frac{dT_B}{dt}$ = Change in internal energy, plate B

การถ่ายเทความร้อนโดย convection สามารถแทนด้วย Newton's law of cooling

โดยให้ $T_{ref} = T_\infty$ ซึ่งถือว่ามีค่าคงที่ จะได้สมการใหม่เป็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$A_1 \alpha_1 G - 2hA_1(T_A - T_\infty) - \alpha_1 \epsilon_1 (T_A^4 - T_\infty^4) - \alpha_2 \mathcal{J}_{2-3}(T_A^4 - T_B^4) = m_A c_A \frac{dT_A}{dt} \quad (2-108)$$

และ
$$\sigma A_3 \mathcal{J}_{3-2}(T_A^4 - T_B^4) - \bar{h}A_3(T_B - T_\infty) = m_B c_B \frac{dT_B}{dt} \quad (2-109)$$

เมื่อถือว่า $T_1 = T_2 = T_A, A_1 = A_2$ และ $T_3 = T_B$ และในการคำนวณหาค่า T_A และ T_B ซึ่งเป็นฟังก์ชันของเวลา เราจำเป็นต้องแก้สมการทั้ง 2 พร้อมๆกัน ซึ่งเป็น first-order nonlinear ordinary differential equation

กำหนดให้
$$\theta_A = \frac{T_A}{T_\infty}$$

$$\theta_B = \frac{T_B}{T_\infty}$$

และกำหนดให้ตัวแปรอิสระในรูปไร้มิติเป็น $\tau = t / t_c$ เมื่อ t_c คือเวลาอ้างอิง เนื่องจาก $dT / dt = (dT / d\theta)(d\theta / d\tau)(d\tau / dt) = (T_\infty / t_c)(d\theta / d\tau)$ และมวล m เท่ากับ ρV สมการในรูปไร้มิติสำหรับแผ่น plate ทั้ง 2 คือ

$$\frac{d\theta_A}{d\tau} = \frac{A_1 \alpha_1 G t_c}{\rho_A V_A c_A T_\infty} - \frac{2\bar{h}A_1 t_c}{\rho_A V_A c_A} (\theta_A - 1) - \frac{A_1 \sigma \epsilon_1 T_\infty^3 t_c (\theta_A - 1)}{\rho_A V_A c_A} - \frac{A_2 \sigma T_\infty^3 t_c \mathcal{J}_{2-3} (\theta_A^4 - \theta_B^4)}{\rho_A V_A c_A} \quad (2-110)$$

และ
$$\frac{d\theta_B}{d\tau} = \frac{A_3 \sigma T_\infty^3 t_c \mathcal{J}_{3-2} (\theta_A^4 - \theta_B^4)}{\rho_B V_B c_B} - \frac{\bar{h}A_3 t_c}{\rho_B V_B c_B} (\theta_B - 1) \quad (2-111)$$

เมื่อ initial condition คือ $\theta_A = \theta_B = 1$ ที่ $\tau = 0$

ถ้าเราถือว่า plate ทั้งสองเหมือนกันทั้งรูปร่างและคุณสมบัติทางกายภาพ สมการสามารถจัดรูปให้ง่ายขึ้นโดยให้ $t_c = \rho V c / \bar{h}A$ ซึ่งจะถือว่าเป็นค่า time constant สำหรับระบบที่ศึกษาอยู่นี้สมการที่ได้จะเป็น

$$\frac{d\theta_A}{d\tau} = \frac{\alpha_1 G}{\bar{h}T_\infty} - 2(\theta_A - 1) - \frac{\sigma \epsilon_1 T_\infty^3}{\bar{h}} (\theta_A^4 - 1) - \frac{\sigma T_\infty^3}{\bar{h}} \mathcal{J}_{2-3} (\theta_A^4 - \theta_B^4) \quad (2-112)$$

และ
$$\frac{d\theta_B}{d\tau} = \frac{\sigma T_\infty^3}{\bar{h}} \mathcal{J}_{3-2} (\theta_A^4 - \theta_B^4) - (\theta_B - 1) \quad (2-113)$$

จากสมการเราสามารถพิจารณาถึงเทอมของ nondimensional parameter ที่สำคัญได้

โดยจากสมการเราจะกำหนดให้

เอกสารนี้เป็นเอกสารทศวรรษวิสาห์สำหรับการแข่งขันเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ ๓

การออกแบบและการคำนวณ

๓.๑ Metering Box

จากมาตรฐาน ASTM (1966 เอกสารอ้างอิงบทที่ 7) ได้กำหนดรูปแบบและลักษณะทั่วไปของโครงสร้าง Metering Box สรุปได้คร่าวๆ ดังนี้

1. ขนาด --- ขนาดของ Metering Box ขึ้นอยู่กับขนาดของชิ้นงานทดสอบ แต่โดยทั่วไปแล้ว จะใช้ขนาดที่มีความกว้าง 32 นิ้ว หรือ 48 นิ้ว และขนาดของความสูงไม่ควรน้อยกว่าขนาดของความกว้าง ส่วนความลึกของกล่องไม่ควรลึกมากเกินไปจนความจำเป็นสำหรับการติดตั้งอุปกรณ์ต่างๆ
2. ค่าการนำความร้อน(Heat Conductance) --- วัสดุที่เลือกใช้สำหรับทำ Metering Box ควรมีค่าการนำความร้อนไม่เกิน 0.2 Btu per hr sq ft deg Fahr ตลอดทั่วทั้งกล่อง สำหรับขอบของกล่องที่สัมผัสกับชิ้นงานทดสอบควรทำการตัดมุมขอบด้านนอกให้หนาไม่เกิน 1/2 นิ้ว เพื่อติดปะกัน โดยพื้นที่ที่ทำการทดสอบของชิ้นงานทดสอบจะอยู่ระหว่างเส้นกึ่งกลางของปะกันทั้ง 4 ด้าน

ขั้นตอนในการออกแบบกล่อง Metering Box ประกอบไปด้วย

1. การออกแบบขนาดของกล่อง
2. การเลือกวัสดุและฉนวนสำหรับทำตัวกล่อง
3. การคำนวณหาความหนาของฉนวนที่ใช้เพื่อให้ได้ตามข้อกำหนดของ ASTM ที่ได้กำหนดไว้

ในการกำหนดขนาดของ Metering Box เพื่อใช้สำหรับกำหนดขนาดของส่วนประกอบอื่นๆ เราได้เลือกขนาดกล่อง Metering Box ตามที่มาตรฐาน ASTM ได้แนะนำไว้โดยเลือกขนาดความกว้างและความยาวของกล่องเท่ากับ 32 นิ้ว หรือประมาณ 0.8 เมตร วัดจากตำแหน่งกึ่งกลางของฉนวน สำหรับรูปแสดงขนาดและอุปกรณ์ต่างๆของกล่องได้แสดงไว้ในภาคผนวก ข. วัสดุที่เลือกใช้ทำเป็นผนังของกล่อง Metering Box เราเลือกใช้แผ่นสแตนเลส เนื่องจากมีความแข็งแรงคงทนและมีค่าการนำความร้อนต่ำ ส่วนฉนวนเราเลือกใช้ Rock Wool ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของแผ่นสแตนเลสและฉนวน Rock Wool แสดงดังข้อมูลดังนี้

วัสดุ	$k (W/m^2 \cdot K)$ ที่ $30^\circ C$
แผ่นสแตนเลส	8.07
ฉนวน Rock Wool	0.0218

ในการออกแบบโครงสร้าง Metering Box มาตรฐาน ASTM กำหนดให้ผนังของกล่องควรมีค่าความนำความร้อนไม่เกิน 0.2 Btu per hr sq ft deg Fahr ดังนั้นขนาดความหนาของกล่องสามารถคำนวณได้ดังนี้

$$0.2 \text{ (Btu/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F)} = \frac{1}{\sum \left(\frac{L}{k}\right)}$$

$$0.2 = \frac{1}{\left(\frac{L_S}{k_S} + \frac{L_R}{k_R} + \frac{L_S}{k_S}\right)}$$

เมื่อ L_S, L_R คือความหนาของแผ่นสแตนเลสและแผ่นฉนวน ตามลำดับ

k_S, k_R คือค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของแผ่นสแตนเลสและแผ่นฉนวนตามลำดับ

ในที่นี้เราใช้แผ่นสแตนเลสหนา 1.5 มม. หรือเท่ากับ 0.005 ฟุต ดังนั้นความหนาของฉนวนที่ต้องใช้สามารถคำนวณได้ คือ

$$0.2 = \frac{1}{\left(\frac{0.005}{8.07} + \frac{L_R}{0.0218} + \frac{0.005}{8.07}\right)}$$

$$L_R = 0.11 \text{ ft.}$$

$$\approx 1.32 \text{ in.}$$

เลือกใช้ฉนวนหนา 2 นิ้ว หรือ 0.1667 ฟุต ดังนั้น ค่าความนำความร้อนของผนังกล่อง Metering Box จะมีค่าเท่ากับ

$$C = \frac{1}{\left(\frac{0.005}{8.07} + \frac{0.1667}{0.0218} + \frac{0.005}{8.07}\right)}$$

$$= 0.13 \text{ Btu/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} \quad (\text{มีค่าน้อยกว่า } 0.2)$$

๓.๒ Guarded Box

จากมาตรฐาน ASTM (1966) ได้กำหนดรูปแบบและลักษณะทั่วไปของโครงสร้าง Guarded Box สรุปได้คร่าวๆ ดังนี้

1. ขนาด --- ขนาดของ Guarded Box ควรมีขนาดใหญ่พอให้มีช่องว่างระหว่าง Guarded Box และ Metering Box โดยมีระยะห่างระหว่างผนังของกล่องทั้งสองไม่น้อยกว่าความหนาของชิ้นงานทดสอบที่หนาที่สุดหรือในกรณีทั่วไปต้องไม่น้อยกว่า 6 นิ้ว
2. ค่าความนำความร้อน --- เพื่อให้อุณหภูมิที่แตกต่างกันของอากาศภายใน Guarded Box และพื้นผิวด้านในของ Guarded Box มีค่าน้อย วัสดุที่เลือกใช้ทำ Guarded Box ควรมีค่าความนำความร้อนไม่เกิน 0.1 Btu per hr sq ft deg Fahr ซึ่งก็จะมีผลทำให้มีการถ่ายเทความร้อนจากภายนอกเข้ามาภายใน Guarded Box น้อยเมื่อเทียบกับความร้อนที่ถ่ายเทจาก Guarded Box ไปยังชิ้นงานทดสอบ

ขั้นตอนในการออกแบบกล่อง Guarded Box ประกอบไปด้วย

1. การเลือกวัสดุและฉนวนสำหรับทำตัวกล่อง
2. การคำนวณหาความหนาของฉนวนที่ใช้เพื่อให้ได้ตามข้อกำหนดของ ASTM ที่ได้กำหนดไว้
3. การออกแบบขนาดของกล่อง Guarded Box ให้สอดคล้องกับขนาดของกล่อง Metering Box

สำหรับวัสดุและฉนวนที่ใช้ทำผนังของกล่อง Guarded Box เราจะใช้วัสดุและฉนวนเหมือนกับผนังของกล่อง Metering Box คือใช้แผ่นสแตนเลสและฉนวน Rock Wool

จากมาตรฐาน ASTM (1966) กำหนดให้ผนังของกล่อง Guarded Box มีค่าความนำความร้อนไม่ควรเกิน 0.1 Btu per hr sq ft deg Fahr ความหนาของแผ่นฉนวนที่ต้องใช้คำนวณได้ดังสมการ

$$0.1 = \frac{1}{\left(\frac{0.005}{8.07} + \frac{L_R}{0.0218} + \frac{0.005}{8.07}\right)}$$

$$L_R = 0.217 \text{ ft.}$$

$$= 2.6 \text{ in.}$$

ถ้าเลือกใช้แผ่นฉนวนหนา 3 นิ้ว ค่าความนำความร้อนจะมีค่าเท่ากับ

$$C = \frac{1}{\left(\frac{0.005}{8.07} + \frac{0.25}{0.0218} + \frac{0.005}{8.07}\right)}$$
$$= 0.087 \text{ Btu/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F} \quad (\text{มีค่าน้อยกว่า } 0.1)$$

ถ้าเลือกใช้แผ่นฉนวนหนา 2 นิ้ว ค่าความนำความร้อนจะมีค่าเท่ากับ

$$C = \frac{1}{\left(\frac{0.005}{8.07} + \frac{0.1667}{0.0218} + \frac{0.005}{8.07}\right)}$$

$$= 0.13 \text{ Btu/hr}\cdot\text{ft}^2\cdot\text{°F}$$

ซึ่งมีค่าใกล้เคียงกับค่า 0.1 ตามที่มาตรฐานได้แนะนำไว้

เนื่องจากในการออกแบบขนาดของกล่อง Guarded Box สิ่งที่จะต้องคำนึงถึงคือพื้นที่ว่างระหว่างผนังของกล่อง Guarded Box และตัวกล่อง Metering Box ซึ่งจะต้องติดตั้งอุปกรณ์ต่างๆ เช่น พัดลมและ Heater รวมทั้ง Thermocouple สำหรับวัดอุณหภูมิของอากาศภายในกล่อง Guarded Box เพื่อควบคุมอุณหภูมิของอากาศในกล่อง Guarded Box ให้มีค่าใกล้เคียงกับอุณหภูมิของอากาศในกล่อง Metering Box ตามมาตรฐาน ASTM กำหนดให้ระยะห่างของผนังของกล่อง Guarded Box และกล่อง Metering Box มีระยะห่างไม่น้อยกว่า 6 นิ้ว สำหรับระยะห่างของผนังของกล่อง Guarded Box และกล่อง Metering Box ที่ได้ออกแบบไว้จะมีระยะประมาณ 0.33 เมตร (มีค่ามากกว่า 6 นิ้ว) เพื่อให้มีพื้นที่พอสำหรับติดตั้งอุปกรณ์ต่างๆรวมทั้ง Thermocouple ซึ่งมีความยาวประมาณ 0.1 เมตร (ตำแหน่งที่ทำการวัดอุณหภูมิของอากาศควรอยู่บริเวณกึ่งกลางของพื้นที่ว่างของผนังของกล่อง Guarded Box และกล่อง Metering Box) ดังนั้นขนาดความกว้างและความยาวของกล่อง Guarded Box สามารถคำนวณได้เมื่อกำหนดขนาดของกล่อง Metering Box และความหนาของแผ่นฉนวนในกล่อง Guarded Box จากการออกแบบข้างต้นจะได้

ขนาดของกล่อง Metering Box เท่ากับ 0.8 เมตร (32 นิ้ว)

ความหนาของแผ่นฉนวน เท่ากับ 0.05 เมตร (2 นิ้ว)

ดังนั้นขนาดของกล่อง Guarded Box สามารถคำนวณได้ ดังนี้

ความกว้างของกล่อง \approx ความกว้างของกล่อง Metering Box

+ ระยะห่างระหว่างผนังของกล่อง Guarded Box และกล่อง Metering Box ทั้งสองด้าน

+ ความหนาของแผ่นฉนวนในกล่อง Guarded Box ทั้งสองด้าน

$$\approx 0.8 + (2 \times 0.33) + (2 \times 0.05) = 1.56 \text{ เมตร}$$

$$\approx 1.60 \text{ เมตร}$$

ความยาวของกล่องจะมีค่าเท่ากับความกว้างของกล่องคือ 1.60 เมตร สำหรับรูปแสดงขนาดและอุปกรณ์ต่างๆใน Guarded Box ได้แสดงไว้ในภาคผนวก ข.

๓.๓ Cold Box

ในการออกแบบส่วนของกล่อง Cold Box สิ่งที่เราจะต้องพิจารณาก็คือภาระในการทำความเย็นของกล่องเมื่อต้องทำหน้าที่เป็นแหล่งรับความร้อนทั้งหมดที่ถ่ายเทมาจากชิ้นงานทดสอบ ดังนั้นขั้นตอนในการออกแบบกล่อง Cold Box จึงประกอบไปด้วย

1. การออกแบบโครงสร้างของกล่อง Cold Box
2. การคำนวณหาภาระในการทำความเย็นหรือ Load ของระบบทำความเย็นในกล่อง Cold Box
3. การเลือกอุปกรณ์ทำความเย็นที่สอดคล้องกับค่าความสามารถทำความเย็นที่คำนวณได้ในข้อ 2 ได้แก่ อีแวปโปเรเตอร์ คอนเดนเซอร์ คอมเพรสเซอร์ และวาล์วลดความดัน

ในการออกแบบโครงสร้างของกล่อง Cold Box ซึ่งได้แก่ การกำหนดขนาดของกล่อง การเลือกวัสดุและฉนวนกันความร้อนสำหรับทำตัวกล่อง เราจะต้องออกแบบขนาดของกล่องให้มีขนาดที่สอดคล้องกับขนาดของกล่อง Guarded Box ทั้งนี้เพราะกล่อง Cold Box จะต้องขึ้นงานทดสอบให้ติดแน่นกับ Guarded Box เสมอ สำหรับรูปแสดงรายละเอียดและขนาดของได้แสดงไว้ในภาคผนวก ข. โดยวัสดุที่เลือกใช้ทำตัวกล่อง Cold Box เราเลือกใช้แผ่นสแตนเลสและเลือกใช้โฟมยูรีเทนเป็นฉนวนกันความร้อน

ในการคำนวณภาระในการทำความเย็นของกล่อง Cold Box จะต้องคำนวณหาปริมาณความร้อนจากแหล่งที่ให้ความร้อนแก่กล่อง Cold Box ทั้งหมดซึ่งสามารถแสดงในรูปสมการได้ ดังนี้

TOTAL LOAD = LOAD จาก Hot Box + LOAD จาก มอเตอร์ + LOAD จากรอยซึมเมื่อ LOAD แต่ละส่วนสามารถคำนวณได้ ดังนี้

- LOAD จาก Hot Box

$$\begin{aligned} \text{LOAD จาก Hot Box} &= 2800 \text{ W (จาก Heater ขนาด 700W จำนวน 4 ตัว)} \\ &= 9553.96 \text{ Btu/h} \end{aligned}$$

- LOAD จาก มอเตอร์

สำหรับการออกแบบระบบการไหลเวียนของอากาศภายในกล่อง Cold Box เราจะเลือกมอเตอร์ที่มีขนาดค่อนข้างเล็กเพื่อให้ภาระในการทำความเย็นของระบบทำความเย็นมีไม่มากเกินไป ถ้าสมมติให้มอเตอร์มีประสิทธิภาพเท่ากับ 70 % ภาระทำความเย็นที่เกิดจากมอเตอร์จะคำนวณได้คือ

$$\begin{aligned} \text{LOAD จาก มอเตอร์} &= 0.7 \times \left(\frac{1}{8} \text{ hp}\right) \times (4250 \text{ Btu} / \text{h} \cdot \text{hp}) \\ &= 371.875 \text{ Btu/h} \end{aligned}$$

เมื่อค่า 4250 Btu/h-hp คือค่า Heat Equivalent ของมอเตอร์ไฟฟ้าขนาด 1/8 - 1/2 hp ในที่นี้เราเลือกใช้มอเตอร์ขนาด 1/8 hp

- LOAD จากรอยซึม

เราจะถือว่ามิต้าน้อยมาก เพราะฉะนั้นจึงประมาณให้เท่ากับศูนย์ ดังนั้นภาระในการทำความเย็นที่กล่อง Cold Box ได้รับทั้งหมด คือ

$$\begin{aligned} \text{TOTAL LOAD} &= 9553.96 + 371.875 = 9925.835 \text{ Btu/h} \\ &\approx 10000 \text{ Btu/h} \end{aligned}$$

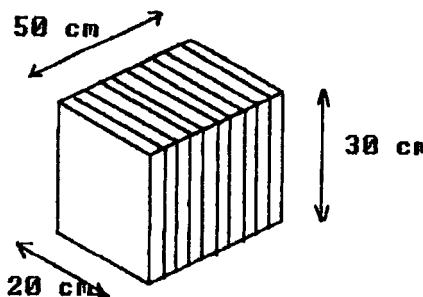
เพราะฉะนั้นขนาดของภาระในการทำความเย็นที่กล่อง Cold Box จะต้องทำได้ถ้าถือว่าระยะเวลาในการทดสอบแต่ละครั้งจะใช้เวลาประมาณ 8 ชั่วโมงเพื่อให้ระบบเข้าสู่สภาวะคงตัว (steady state) สามารถคำนวณได้ ดังนี้

$$\begin{aligned} \text{ภาระในการทำความเย็นทั้งหมด} &= \text{ภาระในการทำความเย็นที่กล่อง Cold Box ได้รับ} \\ &\quad \times 24 \text{ ชั่วโมง} / 8 \text{ ชั่วโมง} \\ &= 30000 \text{ Btu/h} \end{aligned}$$

ดังนั้นระบบทำความเย็นที่เลือกใช้จะต้องมีภาระในการทำความเย็น 30000 Btu/h หรือประมาณ 2.5 ตัน โดยที่อุปกรณ์ของระบบทำความเย็นที่เลือกใช้และรายละเอียดต่างๆ จะมีหลักเกณฑ์ในการพิจารณาดังต่อไปนี้

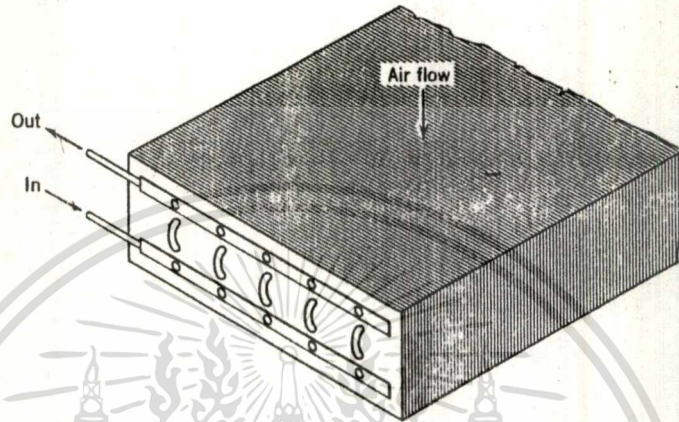
อีแวปโปเรเตอร์

เราเลือกใช้อีแวปโปเรเตอร์แบบขดลวดชนิดมีครีบบ เพื่อให้มีการทำความเย็นที่ดี โดยปกติจะมีจำนวนครีบบ 12-14 ครีบบ/นิ้ว ซึ่งเราจะเลือกใช้ขนาด 12 ครีบบ/นิ้ว เพื่อไม่ให้ครีบบมีจำนวนมากเกินไปซึ่งจะไปกีดขวางการไหลเวียนของอากาศภายใน Cold Box สำหรับจำนวนแถวของขดลวดปกติจะมีจำนวนแถว 2-8 แถว เราเลือกใช้แบบ 4 แถว และมีขนาด 20×30×50 cm ซึ่งเป็นขนาดที่มีจำหน่ายตามท้องตลาด ลักษณะแสดงได้ดังรูป

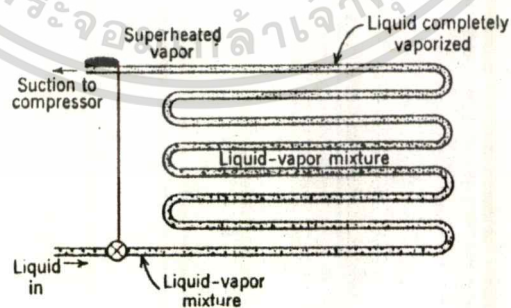


รูปแสดงลักษณะและขนาดของขดลวดทำความเย็น

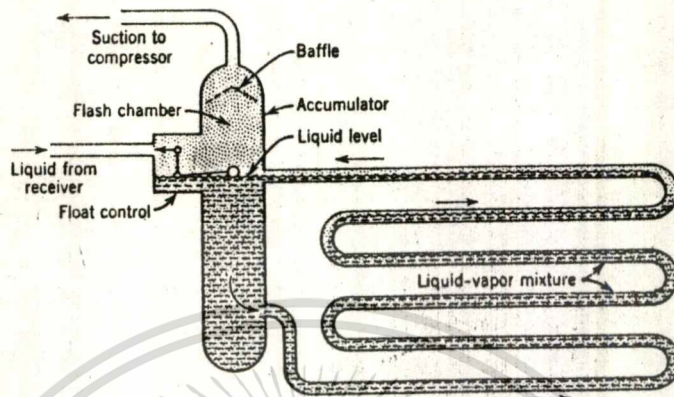
รูปแบบการไหลเวียนของสารทำความเย็นภายในเขตลวดจะให้มีลักษณะการไหลเวียนเป็นแบบสองทาง เพราะจะทำให้การไหลภายในวงจรรอบเรียบสม่ำเสมอ ซึ่งสามารถแสดงได้ดังรูป



การป้อนสารทำความเย็นเราเลือกใช้แบบ Direct expansion เพราะเราไม่ต้องการให้มีความชื้นเกิดขึ้น ซึ่งถ้าเลือกใช้แบบ Flooded อาจต้องใช้น้ำหล่อเย็นซึ่งอาจทำให้เกิดความชื้นที่ไม่ต้องการเข้ามาในวงจรได้ นอกจากนี้แบบ Direct expansion ยังมีราคาถูกกว่าด้วย ลักษณะการป้อนสารทำความเย็นแบบ Direct expansion แสดงได้ดังรูป



(a) Dry-expansion evaporator.



(b) Flooded evaporator.

คอนเดนเซอร์

เราเลือกใช้คอนเดนเซอร์แบบอากาศหล่อเย็น ซึ่งมีข้อดี คือ

1. ไม่มีปัญหาการบำรุงรักษา
2. ค่าใช้จ่ายขั้นแรกต่ำ
3. การติดตั้งมีปัญหาน้อยกว่าแบบใช้น้ำหล่อเย็น เหมาะกับขนาดภาระน้อยๆ โดยทำการเลือกจากขนาดที่มีตามท้องตลาดที่สามารถรับภาระของระบบทำความเย็นที่มีความสามารถในการทำความเย็นหรือ Load ประมาณ 30000 Btu/h ขึ้นไป

คอมเพรสเซอร์

เราเลือกใช้คอมเพรสเซอร์แบบลูกสูบเคลื่อนที่ เนื่องจากเหตุผลดังนี้

1. เป็นแบบที่นิยมใช้กับขนาดภาระการทำความเย็นน้อยๆ (น้อยกว่า 10 ตัน)
2. ความเร็วการหมุนต่ำ ปลอดภัยในการทำงาน
3. สามารถรักษาความดันที่ด้านส่งได้ค่อนข้างดี ซึ่งเหมาะกับการใช้คอนเดนเซอร์แบบใช้อากาศหล่อเย็น
4. ค่าใช้จ่ายต่ำ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

วารัลลิตความดัน

เราเลือกใช้วารัลลิตความดันแบบ Capillary tube เพราะเหมาะสำหรับการใช้งานในระบบทำความเย็นที่มีภาระการทำความเย็นในช่วง 1/2 - 3 ตัน ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางท่อจะอยู่ในช่วง 1/16 - 1/8 นิ้ว

สำหรับลักษณะการไหลเวียนของอากาศภายในกล่อง Cold Box เราจะให้อากาศไหลในแนวขนานกับพื้นผิวของชิ้นงานทดสอบ ซึ่งจะทำให้การกระจายตัวของอุณหภูมิที่พื้นผิวชิ้นงานมีค่าคงที่กว่าการให้อากาศพุ่งเข้าชนชิ้นงานทดสอบโดยตรง อีกทั้งการไหลของอากาศแบบขนานกับชิ้นงานทดสอบยังประหยัดพลังงานได้มากกว่าแบบให้อากาศพุ่งชนชิ้นงานทดสอบโดยตรงอีกด้วย

เนื่องจากการออกแบบให้อากาศไหลขนานกับพื้นผิวของชิ้นงานทดสอบจำเป็นต้องให้อากาศมีระยะเวลาเพียงพอสำหรับการถ่ายเทความร้อน ดังนั้นจึงควรให้อากาศมีการไหลเวียนด้วยความเร็วที่ต่ำ แต่ถ้าออกแบบให้อากาศไหลพุ่งเข้าชนชิ้นงานทดสอบโดยตรง ความเร็วของการไหลเวียนควรมีค่าสูงเพื่อให้มีการถ่ายเทความร้อนได้มาก

สำหรับภาระในการทำความเย็นที่คำนวณได้คือ 2.5 ตัน เป็นการคำนวณโดยพิจารณาที่สภาวะการทำงานของ Heater ที่กำลังวัตต์สูงสุดคือ 700 วัตต์ทั้ง 4 ตัว ซึ่งในทางปฏิบัติเราอาจควบคุมกำลังวัตต์ที่ได้จาก Heater ได้โดยการควบคุมปริมาณของกระแสไฟฟ้าที่ไหลผ่าน Heater แต่ละตัว ซึ่งจะช่วยลดภาระในการทำความเย็นของระบบทำความเย็นภายใน Cold Box ได้ ทำให้ขนาดของระบบทำความเย็นมีขนาดเล็กลงและช่วยลดค่าใช้จ่ายในส่วนของการทำงาน Cold Box ด้วย

๓.๔ การออกแบบวงจรควบคุมการทำงาน

ในการออกแบบวงจรควบคุมการทำงานของ Hot Box เราจะแบ่งวงจรควบคุมการทำงานออกเป็น 3 ส่วน คือ

- 1 ส่วนควบคุมการทำงานของ Metering Box
- 2 ส่วนควบคุมการทำงานของ Guarded Box
- 3 ส่วนควบคุมการทำงานของ Cold Box

สำหรับรายละเอียดของอุปกรณ์ต่างๆที่ใช้ในการควบคุมและขั้นตอนการทำงานของวงจรควบคุมแต่ละส่วนรวมทั้งอุปกรณ์ที่ใช้ในการวัดค่าและอ่านค่าอุณหภูมิแสดงได้ดังนี้

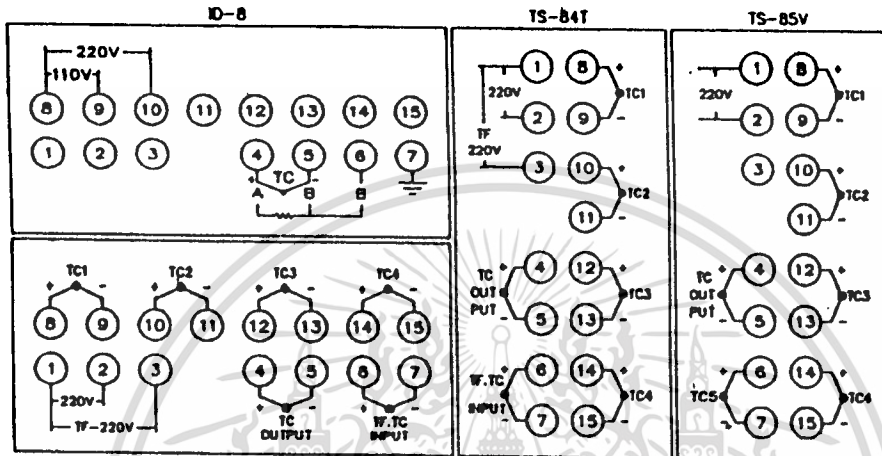
1. ชุดควบคุมการทำงานของ Metering Box

ชุดควบคุมการทำงานของ Metering Box จะทำหน้าที่ควบคุมอุณหภูมิของอากาศภายในกล่อง Metering Box โดยการควบคุมการทำงานของ Heater ให้ความร้อนภายในกล่อง อุปกรณ์ที่ใช้ในการควบคุมของกล่อง Metering Box จะประกอบไปด้วย

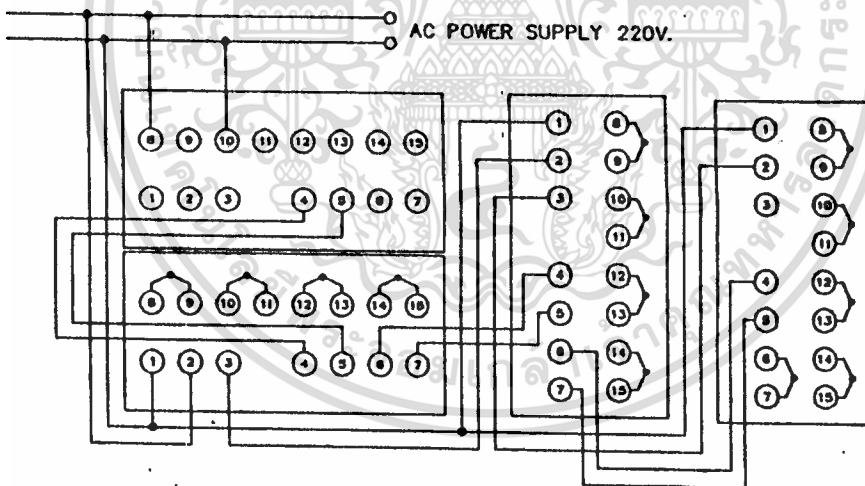
- Temperature Controller จำนวน 1 ตัว
- Magnetic Switch จำนวน 1 ตัว
- Thermocouple จำนวน 1 ตัว

ตัว Temperature Controller จะทำหน้าที่ควบคุมอุณหภูมิของอากาศให้มีค่าตามค่าที่กำหนดไว้ สำหรับรายละเอียดต่างๆของ ตัว Temperature Controller แสดงได้ดังนี้

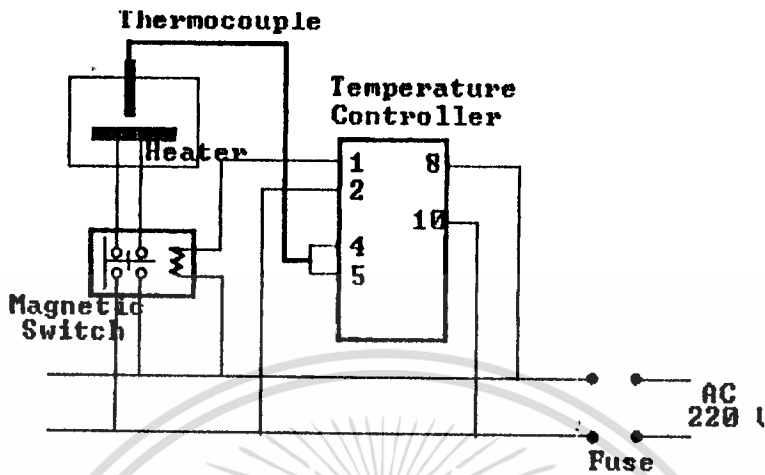
Input	Standard scale ranges
Pt-100 Ω	-99 to +99 °C
CA (K)	0 to 399 °C
	0 to 599 °C
	0 to 799 °C
	0 to 999 °C
	0 to 1199 °C
PR (R)	600 to 1599 °C



TS-84HT

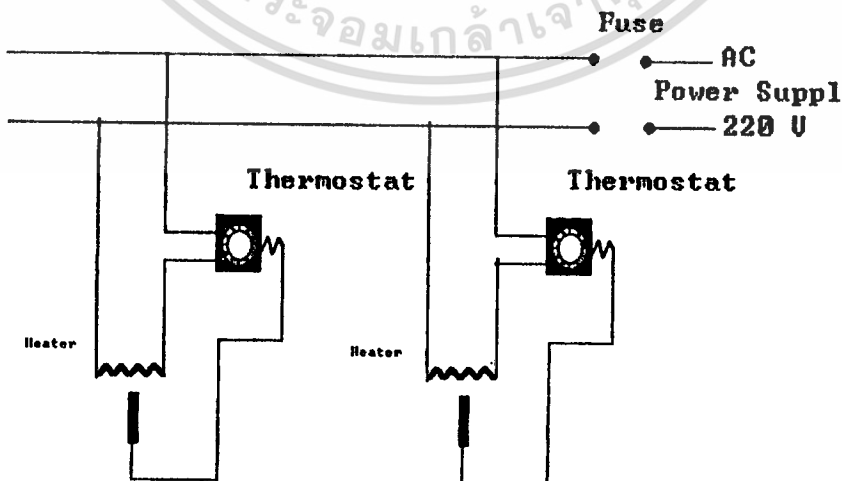


ในการทำงานของตัว Temperature Controller จำเป็นจะต้องทำงานควบคู่กันกับ Magnetic Switch ซึ่งมีวงจรการทำงานดังนี้



2 ชุดควบคุมการทำงานของ Guarded Box

ชุดควบคุมการทำงานของ Guarded Box จะทำหน้าที่ควบคุมอุณหภูมิของ อากาศภายในกล่อง Guarded Box โดยการควบคุมการทำงานของ Heater ให้ความร้อนภายในกล่องเช่นเดียวกับชุดควบคุมการทำงานของกล่อง Metering Box อุปกรณ์ที่ใช้ในการควบคุมของกล่อง Guarded Box จะประกอบไปด้วยตัว Thermostat จำนวน 2 ตัวสำหรับควบคุมการทำงานของ Heater ให้ความร้อน 2 จุด โดยวงจรควบคุมการทำงานสามารถแสดงได้ดังนี้



3. ควบคุมการทำงานของ Cold Box

เราจะใช้ Thermostat ในการควบคุมอุณหภูมิของอากาศภายในกล่อง Cold Box ซึ่งอุณหภูมิภายในกล่อง Cold Box ที่กำหนดไว้จะถูกกำหนดให้มีค่าใกล้เคียงกับสภาวะการใช้งานของชิ้นงานที่นำมาทดสอบ ทั้งนี้เพื่อให้ได้ผลการทดสอบที่มีความถูกต้องมากที่สุดกับสภาวะใช้งาน Thermostat จะควบคุมการทำงานของระบบทำความเย็นภายในกล่อง Cold Box

4. อุปกรณ์สำหรับวัดค่าและอ่านค่าอุณหภูมิ

ในการออกแบบอุปกรณ์สำหรับวัดค่าและอ่านค่าอุณหภูมิ เราได้เลือกใช้ Temperature Indicator สำหรับอ่านค่าอุณหภูมิที่วัดได้จาก Thermocouple ที่ตำแหน่งต่างๆ โดยใช้ Temperature Switch ในการเลือกตำแหน่งที่ต้องการทราบค่าอุณหภูมิ รายละเอียดของอุปกรณ์แต่ละตัวและวงจรแสดงการทำงานแสดงได้ดังนี้

Setting	Digital setting type
Display unit	Deviation meter
Accuracy	$\pm 1.0\%$ of full scale
Resolution	1 °C for setting
Control action	Two types of controllers are available PID and ON-OFF
PID control action	PB (proportional band) adjustable between 0.2-10% fsv I (reset) 4 min. fixed D (rate) 1 min. fixed
Cycle time	20 secs. fixed
Input Impedance	$\geq 100 \text{ K}\Omega$ for TC
Maximum external resistance	No need adjustment up to 200 Ω (thermocouple type) No need adjustment up to 10 Ω /wire (R.T.D. type)
Output	Main control Relay contact 5A.220V (resistive load) Sub control Relay contact 1A.220V (resistive load)
Ambient temperature	0~50 °C
Burn out	Standard up scale.
Supply voltage	110V/220V AC 50/60 Hz Voltage variations $\pm 10\%$
Supply consumption	Approx 2W
Dimensions	See the drawings
Weight	Approx 640g. for DG-8 , 648g. for DG-8S
Housing	Aluminum case

ซึ่งอุปกรณ์ Temperature Indicator จะมีข้อกำหนดในการใช้ ดังนี้

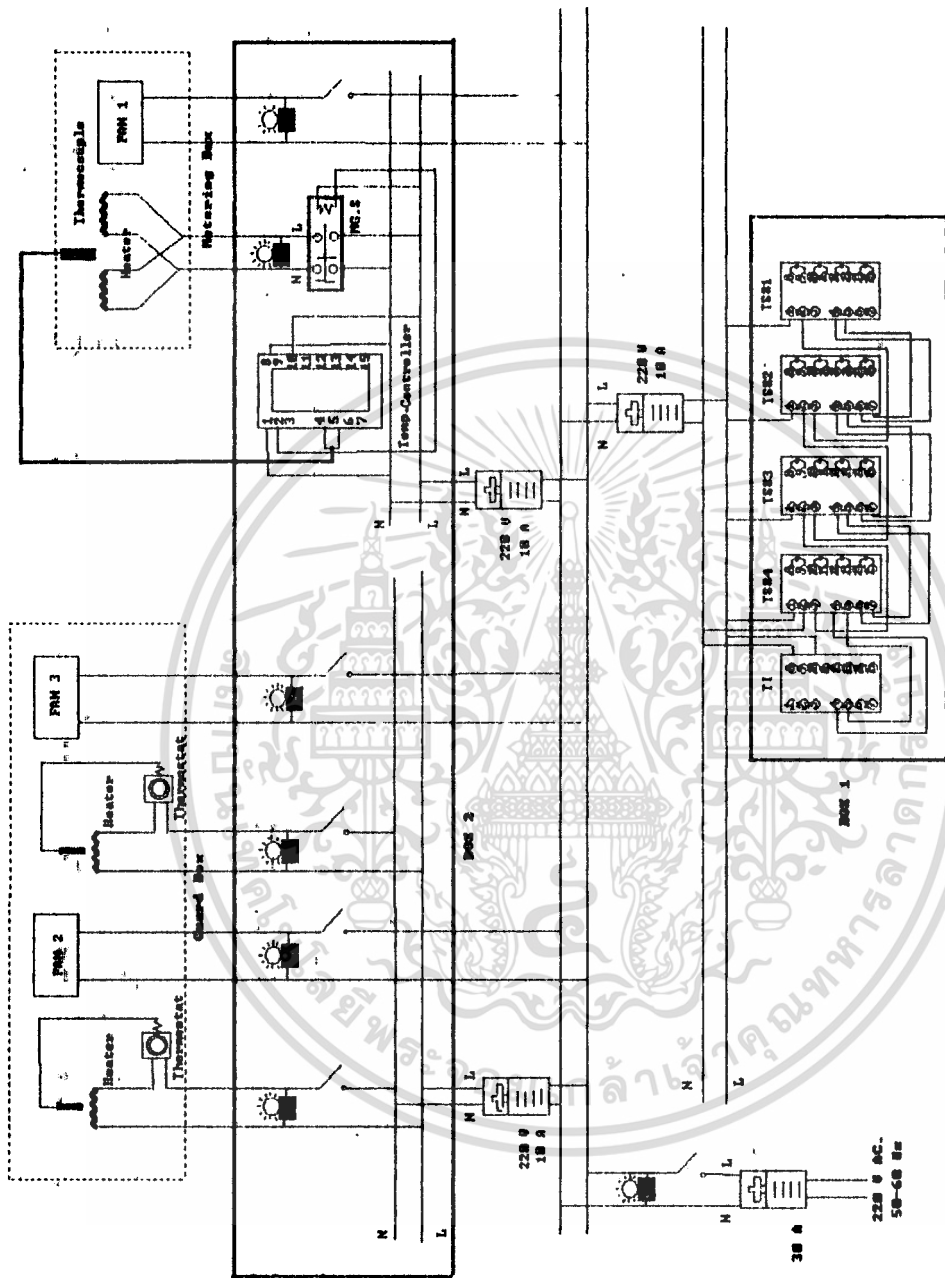
Display	Although compact indicator, easy-to-read LED digital display, for large excellent accuracy & sensitivity. Zero suppression system (blanks) display of leading zeros, thus making it extremely easy to read.
Input	Thermocouple CA(K) IC(J) PR(R) R.T.D Pt-100Ω (3wire)
Setting Accuracy	±0.5% of F.S +1 digit
Accuracy maintained temperature	Ambient temperature 25 °C ±5 °C
Resolution	1 digit
Response time	Approx 1.5 sec (for step input)
Power Supply	AC 100/200V or 110/220V or 120/240V Whichever specified, 50/60Hz.
Supply variation	Less than ±10% of rated voltage
External resistance	No need adjustment up to 100Ω (Thermocouple type)
	No need adjustment up to 5Ω (R.T.D. type)
Ambient temperature	0~50 °C
Ambient humidity	45 to 85%
Power consumption	Less than 3VA
Net weight	Approx 620g.
Dimensions	See the drawings.
Housing	Aluminum case

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Input	Standard scale ranges
Pt-100 Ω	-100.0 to 199.9 °C 0 to 500 °C
IC (J)	0 to 400 °C 0 to 800 °C
CA (K)	0 to 400 °C 0 to 800 °C 0 to 1200 °C
PR (R)	600 to 1600 °C

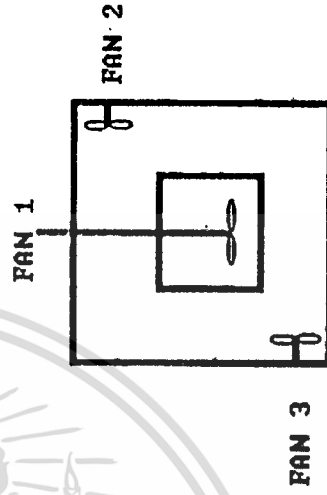
หมายเหตุ เราใช้แบบ CA(K) type ย่านอุณหภูมิ 0 – 400^oc

สำหรับรูปแสดงวงจรรวมทั้งหมดพร้อมทั้งอุปกรณ์อื่นๆแสดงได้ดังรูปหน้าถัดไป ซึ่งจะมีทั้งพัดลม สัญญาณไฟแสดงการทำงานของอุปกรณ์ต่างๆ



เมื่อ

- TI = Temperature Indicator
TS = Temperature Switch
MG.S = Magnetic Switch
Fan 1 = พัดลมในกล่อง Metering Box
Fan 2 = พัดลมในกล่อง Guarded Box ส่วนบน
Fan 3 = พัดลมในกล่อง Guarded Box ส่วนล่าง
TS#1 = สวิตช์วัดอุณหภูมิตำแหน่งที่ 1 ถึง 4
TS#2 = สวิตช์วัดอุณหภูมิตำแหน่งที่ 5 ถึง 8
TS#3 = สวิตช์วัดอุณหภูมิตำแหน่งที่ 9 ถึง 12
TS#4 = สวิตช์วัดอุณหภูมิตำแหน่งที่ 13 ถึง 16



เพื่อให้การถ่ายเทความร้อนระหว่างกล่อง Metering Box และกล่อง Guarded Box มีค่าน้อยที่สุด ความแตกต่างของอุณหภูมิของอากาศภายในกล่อง Metering Box และกล่อง Guarded Box จะต้องมีค่าน้อยที่สุด มาตรฐาน ASTM จึงกำหนดให้มีการตรวจสอบอุณหภูมิของอากาศทั้งสองด้านของผนังกล่อง Metering Box ทั้ง 5 ด้าน สำหรับตำแหน่งที่ทำการวัดอุณหภูมิของอากาศภายใน Metering Box มาตรฐาน ASTM แนะนำให้ทำการวัดอุณหภูมิที่ผิวด้านในของผนังกล่องแทน เพื่อป้องกันการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิของอากาศที่มีการเปลี่ยนแปลงค่อนข้างมาก แต่สำหรับกรวัดอุณหภูมิของอากาศภายใน Guarded Box ตำแหน่งที่ทำการวัดควรวัดที่บริเวณกึ่งกลางของระยะห่างระหว่างผนังของกล่องทั้งสองทั้ง 5 ด้าน ดังนั้นตำแหน่งที่ต้องทำการวัดอุณหภูมิจึงมีทั้งหมด 10 ตำแหน่ง

สำหรับตำแหน่งที่ทำการวัดอุณหภูมิในส่วนของ Hot Box จะมีทั้งหมด 16 ตำแหน่ง และในส่วนของ Cold Box จะมีทั้งหมด 4 ตำแหน่ง ดังแสดงรายละเอียดได้ดังนี้

- ที่ผิวด้านในของผนังกล่อง Metering Box ทั้ง 5 ด้าน จำนวน 5 ตำแหน่ง
- ด้านนอกของกล่อง Metering Box ทั้ง 5 ด้าน เพื่อวัดอุณหภูมิของอากาศในกล่อง Guarded Box จำนวน 5 ตำแหน่ง
- ที่ผิวของชิ้นงานทดสอบซึ่งมาตรฐาน ASTM ได้กำหนดให้ทำการวัดอุณหภูมิที่ผิวของชิ้นงานทดสอบในบริเวณพื้นที่ Metering Area อย่างน้อย 1 ตำแหน่งต่อทุกๆ พื้นที่ 2 ตารางฟุต ดังนั้นจำนวนของตำแหน่งที่ต้องทำการวัดสามารถคำนวณได้ดังนี้

$$\begin{aligned} \text{ตำแหน่งที่ต้องทำการวัด} &= \text{พื้นที่ Metering Area} / 2 \text{ ตารางฟุต} \\ &= (2.667\text{ft})^2 / 2\text{ft}^2 \\ &= 3.556 = 4 \text{ ตำแหน่ง} \end{aligned}$$

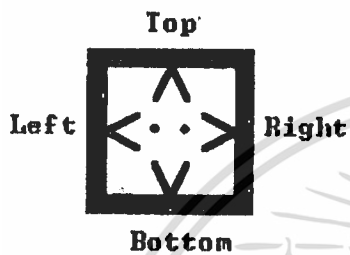
- ที่ผิวของชิ้นงานทดสอบในส่วนของพื้นที่ Guarded Area จำนวน 2 ตำแหน่ง ทั้งนี้เพราะมาตรฐาน ASTM กำหนดให้ทำการวัดอุณหภูมิที่ผิวของชิ้นงานทดสอบในส่วนของพื้นที่ Guarded Area อย่างน้อย 2 ตำแหน่ง เพื่อตรวจสอบการกระจายของอุณหภูมิตามพื้นผิวของชิ้นงานทดสอบ
- ที่ผิวของชิ้นงานทดสอบในด้าน Cold Box ณ ตำแหน่งตรงกันข้ามกับตำแหน่งที่ทำการวัดอุณหภูมิของชิ้นงานทดสอบในด้าน Metering Box ทั้ง 4 ตำแหน่ง

รายละเอียดแสดงตำแหน่งการติดตั้งตัว Thermocouple สำหรับวัดอุณหภูมิ

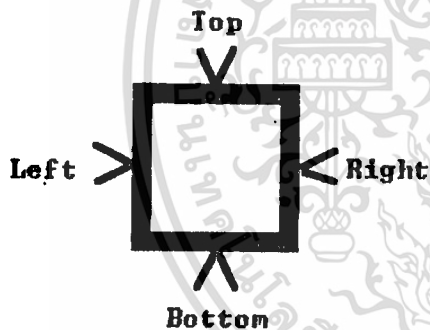
และหมายเลขศัพท์ประจำแต่ละตำแหน่งแสดงไว้ดังในรูป

METERING BOX

INSIDE



- Switch: 1 - Left Side
- Switch: 2 - Top Side
- Switch: 3 - Right Side
- Switch: 4 - Bottom Side
- Switch: 5 - Back Side

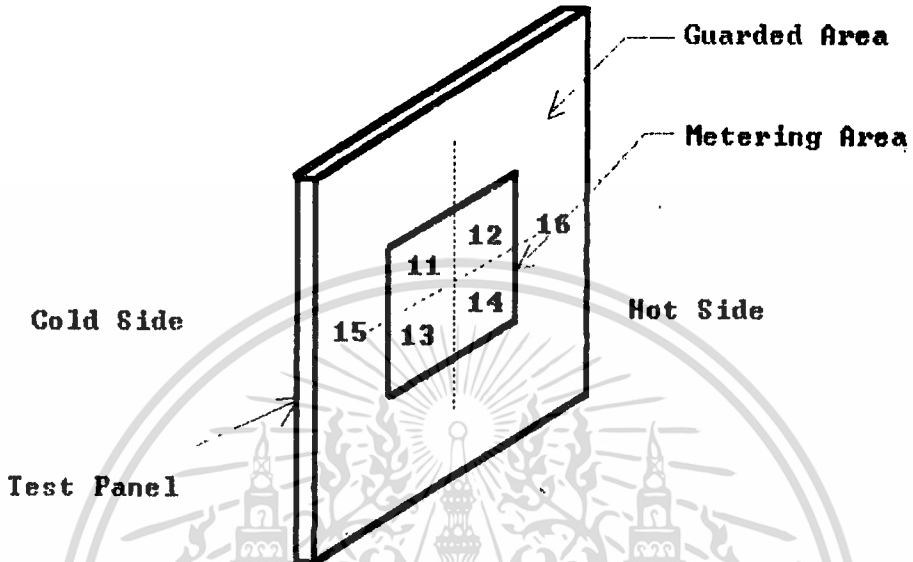


OUTSIDE

- Switch: 6 - Left Side
- Switch: 7 - Top Side
- Switch: 8 - Right Side
- Switch: 9 - Bottom Side
- Switch: 10 - Back Side

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

TEST PANEL



HOT SIDE

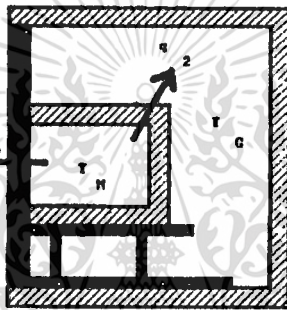
- Switch: 11 - Point 11
- Switch: 12 - Point 12
- Switch: 13 - Point 13
- Switch: 14 - Point 14
- Switch: 15 - Point 15
- Switch: 16 - Point 16

COLD SIDE

- Switch: 17 - Opposite 11
- Switch: 18 - Opposite 12
- Switch: 19 - Opposite 13
- Switch: 20 - Opposite 14

ในการออกแบบระบบทำความร้อนในกล่องร้อนของชุดทดสอบ เราได้เลือกใช้ Heater แบบ Fin ซึ่งมีขนาด 700 W โดยได้ทำการติดตั้ง Heater ไว้ภายใน Metering Box จำนวน 1400 W และภายใน Guarded Box จำนวน 1400 W และแต่ละตำแหน่งที่ทำการติดตั้ง Heater ก็จะมีพัดลมทำหน้าที่พัดให้อากาศไหลหมุนเวียนผ่าน Heater ตลอดเวลาเพื่อผลของประสิทธิภาพในการทำความร้อนภายในกล่อง

จากรูปแบบของการออกแบบชุดทดสอบดังกล่าว ทำให้เราสามารถทำการคำนวณหา ค่าประมาณของอุณหภูมิสูงสุดที่ Heater ภายใน Metering Box สามารถทำความร้อนแก่ อากาศภายในกล่องได้ (อุณหภูมิควบคุมสูงสุดของชุดทดสอบที่สามารถทำได้) ดังนี้



ในการออกแบบวัสดุสำหรับทำตัวกล่อง วัสดุที่เลือกใช้ควรมีค่า Thermal Conductance ต่ำ เพื่อให้ความร้อนส่วนใหญ่ไหลผ่านชิ้นงานทดสอบโดยให้มีการสูญเสียผ่านผนังกล่องน้อยที่สุด ชิ้นงานทดสอบที่นำมาทดสอบจึงควรมีค่า Thermal Conductance ไม่น้อยกว่าค่า Thermal Conductance ของผนังกล่อง (ค่า Thermal Conductance ยิ่งสูง ปริมาณความร้อนที่ ถ่ายเทผ่านก็จะมีค่าสูงตาม) ดังนั้นในการประมาณค่าอุณหภูมิสูงสุดที่ Heater สามารถทำได้ สามารถประมาณค่าได้โดยสมมติให้ชิ้นงานทดสอบมีค่า Thermal Conductance เท่ากับค่าของ ผนังกล่อง Metering Box และเมื่อพิจารณาการถ่ายเทความร้อนภายในกล่อง Metering Box ในช่วง Transient condition เราจะได้สมการดังนี้

$$1400(W) - C_M A_{s,M} (T_M - T_G) - C_M (T_M - T_{sur}) = \rho_{air} V C_p \frac{dT_M}{dt} \dots (3-1)$$

- เมื่อ C คือ ค่า Thermal Conductance ของชิ้นงานทดสอบ
 C_M คือ ค่า Thermal Conductance ของผนังกล่อง Metering Box
 $A_M, A_{s,M}$ คือ พื้นที่ Metering Area ของชิ้นงานทดสอบและพื้นที่ผิวของ

ผนังกล่อง Metering Box ตามลำดับ

T_M, T_G, T_{sur} คือ อุณหภูมิของอากาศภายใน Metering Box , Guarded Box

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และบรรยากาศ ตามลำดับ

สมการข้างต้นจะถือว่าอุณหภูมิผิวของชิ้นงานทดสอบด้าน Cold Box มีค่าเท่ากับ อุณหภูมิบรรยากาศ และถ้าถือว่าผลต่างของอุณหภูมิ T_M และอุณหภูมิ T_G มีค่าน้อย เราจะ จัดรูปสมการได้ใหม่ ดังนี้

$$1400(W) - CA_M(T_M - T_{sur}) = \rho_{air} V c_p \frac{dT_M}{dt} \dots \dots (3-2)$$

พิจารณาจากสมการ เราจะประมาณค่าอุณหภูมิที่ Heater สามารถทำได้เมื่อระบบ เข้าสู่สถานะ Steady state แล้วได้จากการให้เทอมทางด้านขวามือของสมการมีค่าเป็นศูนย์ กล่าวคือ $(dT_M / dt = 0)$ นั่นคือ

$$1400(W) = CA_M(T_M - T_{sur})$$

$$T_M = T_{sur} + \frac{1400(W)}{CA_M} \dots \dots (3-3)$$

และจะได้เป็น

แทนค่า $C = C_M$ จะได้ค่าอุณหภูมิสูงสุดที่ Heater ใน Metering Box สามารถทำได้ซึ่งถือว่าเป็นค่าสูงสุดที่ระบบทำความร้อนที่ออกแบบสามารถทำได้ด้วยเช่นกัน

สำหรับลักษณะการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิและเวลาที่อุณหภูมิของอากาศภายใน Metering Box จากช่วงที่เริ่มถูกทำให้ร้อนจนกระทั่งระบบเข้าสู่สถานะ Steady state สามารถหาได้จากการแก้สมการ (3-2)

แทนค่าข้อมูลของการออกแบบ ดังนี้

$$T_{sur} = 303(K)$$

$$C = C_M = 0.754(W / m^2 \cdot K)$$

$$A_M = 0.64(m^2)$$

ดังนั้นอุณหภูมิสูงสุด (T_{max}) ที่ Heater ใน Metering Box สามารถทำได้จะมีค่าเท่ากับ

$$T_{max} = 303(K) + \frac{1400(W)}{C \times 0.64m^2}$$

$$T_{max} = 3204(K) = 2931^{\circ}C$$

¹¹ ค่าของ Thermal Conductance C_M ของผนังกล่อง Metering Box หาได้จากสมการ $C_M = \frac{1}{R} = \frac{1}{\sum(\frac{L}{k})} = \frac{1}{(\frac{L_S}{k_S} + \frac{L_R}{k_R} + \frac{L_S}{k_S})}$

เมื่อ subscript S และ R หมายถึง วัสดุ Stainless และฉนวน Rock wool ตามลำดับ แทนค่าได้เป็น

$$C_M = \frac{1}{(\frac{0.0015(m)}{13.95(W / m \cdot K)} + \frac{0.05(m)}{0.0377(W / m \cdot K)} + \frac{0.0015(m)}{13.95(W / m \cdot K)})} = 0.754(W / m^2 \cdot K)$$

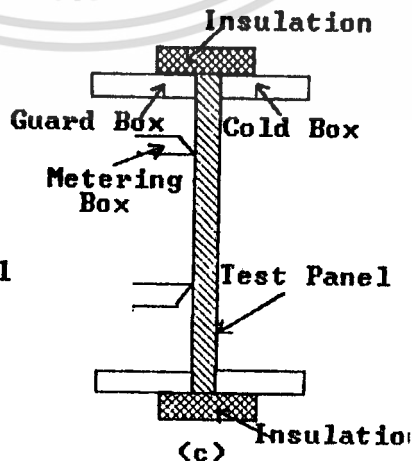
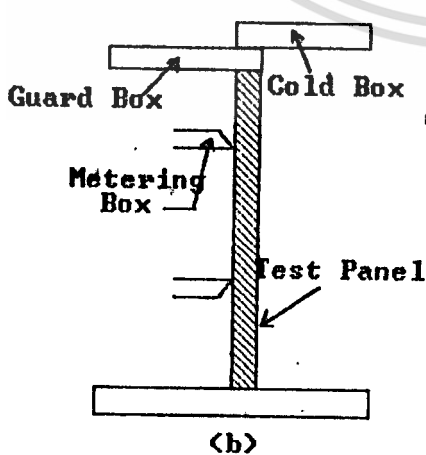
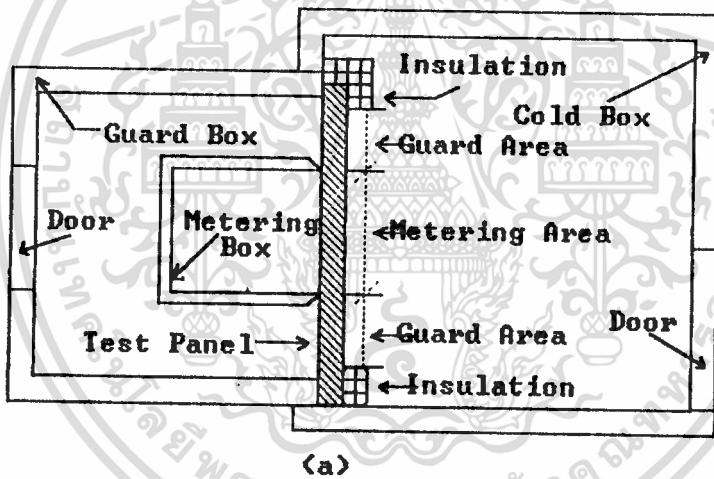
การคำนวณข้างต้นจะสมมติให้อุณหภูมิภายในกล่องมีค่าเท่ากันทั่วทั้งกล่อง อุณหภูมิสูงสุดที่ประมาณค่าได้ดังกล่าวไม่สามารถจะทำให้ถึงได้ในทางปฏิบัติ ทั้งนี้เพราะว่าพลังงานความร้อนที่ได้จาก Heater บางส่วนจะมีการถ่ายเทให้กับอากาศใน Guarded Box เนื่องจากมีความแตกต่างกันของอุณหภูมิระหว่างอากาศทั้งสองส่วน ($T_M \neq T_G$) นอกจากนี้ความร้อนที่ปล่อยออกจาก Heater ส่วนหนึ่งจะอยู่ในรูปของการแผ่รังสีความร้อนซึ่งจะตกกระทบบนพื้นผิวของวัตถุต่างๆที่อยู่ภายในกล่อง Metering Box และจะมีการถ่ายเทพลังงานให้กับพื้นผิวของวัตถุเหล่านั้น ดังนั้นพลังงานความร้อนที่ไปเพิ่มอุณหภูมิของอากาศจึงมีค่าน้อยกว่าที่ปล่อยออกจาก Heater อีกทั้งชิ้นงานทดสอบก็มีค่า Thermal Conductance มากกว่าค่าของผนังกล่องด้วย จึงมีการสูญเสียความร้อนออกจาก Metering Box มากกว่า ซึ่งยิ่งชิ้นงานทดสอบมีค่า Thermal Conductance มากขึ้นเท่าใด อุณหภูมิที่ Heater สามารถทำได้ก็จะยิ่งลดลงไป ดังนั้นในการทดสอบควรที่จะทำการบันทึกผลค่าของอุณหภูมิของอากาศใน Metering Box อย่างต่อเนื่องและสังเกตว่าอุณหภูมิมียังคงที่หรืออยู่ในสภาวะ Steady state แล้วหรือไม่ก่อนทำการคำนวณผลการทดสอบ

บทที่ ๔

การสร้างชุดทดสอบ

การสร้างชุดทดสอบหรือเครื่องมือวัดความเป็นตัวนำความร้อน จะนำข้อมูลที่ได้จากการออกแบบซึ่งอาศัยมาตรฐาน ASTM และการคำนวณ มาประกอบกันขึ้นเป็นชุดทดสอบ ซึ่งต้องใช้ความละเอียดในการประกอบและติดตั้งอุปกรณ์วัดอื่นๆ ให้ได้ตามรูปแบบที่ออกไว้ โดยส่วนประกอบของชุดทดสอบจะแบ่งออกเป็นส่วนหลักๆ ได้ 3 ส่วน ดังต่อไปนี้

1. Metering Box
2. Guarded Box
3. Cold Box



รูปที่ 4-1 ลักษณะการจัดวางของ Metering Box , Guard Box , Cold Box และชิ้นงานทดสอบ

๔.๑ Metering Box

Metering Box เป็นส่วนสำคัญที่ใช้ในการทดสอบค่าการนำความร้อน ซึ่งจะมีขนาด $85 \times 85 \times 65$ ซม. โดยแบ่งการสร้าง Metering Box ออกเป็น 2 ส่วน คือ ส่วนโครงสร้าง และส่วนประกอบภายใน

โครงสร้าง

อุปกรณ์ที่ใช้ในส่วนโครงสร้างของ Metering Box ประกอบด้วย

1. เหล็กฉากขนาด 4 ซม.
2. สแตนเลสเบอร์ 20
3. ฉนวนกันความร้อนชนิด Rock Wool

ส่วนประกอบภายใน

ส่วนประกอบภายในของ Metering Box ประกอบด้วย

1. Thermocouple
2. มอเตอร์พัดลม
3. แผ่นบังคับทิศทางการไหล
4. Heater ขนาด 700 วัตต์
5. ประเก็น

ในการสร้าง Metering Box จะเริ่มจากการสร้างโครงเหล็กเป็นรูปกล่องขนาด $85 \times 85 \times 65$ ซม. ซึ่งจะเป็นโครงเหล็กด้านนอกส่วนโครงเหล็กด้านในเป็นรูปกล่องขนาด $73 \times 73 \times 59$ ซม. แล้วนำโครงทั้งสองมาเชื่อมติดกันเป็นโครงสร้างของ Metering Box จากนั้นจึงเริ่มบุผนังด้านในของกล่อง Metering Box ด้วยแผ่นสแตนเลส ทั้งหมด 5 ด้าน จะเหลือด้านหน้าไว้เพื่อใช้เป็นด้านสำหรับถ่ายเทความร้อนจาก Metering Box ไปสู่ Cold Box และด้านบนจะเจาะเป็นช่องสำหรับติดตั้ง Thermocouple แล้วหุ้มด้วยฉนวน Rock Wool หนา 6 ซม. จากนั้นบุผนังด้านนอกด้วยแผ่นสแตนเลส โดยแผ่นสแตนเลสที่บุผนังด้านนอกทุกด้านจะทำเป็นช่องสำหรับติดตั้ง Thermocouple สำหรับการติดตั้ง Thermocouple จะติดที่กึ่งกลางของแต่ละด้านดังที่กล่าวมา

หลังจากได้โครงสร้างของกล่อง Metering Box แล้วจะเป็นการติดตั้งอุปกรณ์ที่เหลือ ซึ่งจะขอกว่าที่ละส่วน แผ่นกัน ติดตั้งไว้ด้านในของกล่อง Metering Box เพื่อแบ่งปริมาตรด้านเป็น 2 ส่วน จะเหลือช่องไว้ที่ด้านบนและด้านล่างเพื่อให้อากาศร้อนไหลเวียนจากด้านบนไปสู่ด้านล่างของกล่อง Heater จะใช้ 2 ตัว ติดตั้งไว้ห่างจากพื้นกล่องด้านใน ซม. มอเตอร์พัดลม จะติดตั้งมอเตอร์ไว้ที่ด้านบนของกล่อง Guarded Box เพราะมอเตอร์ไม่สามารถทน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้เผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความร้อนได้ แล้วใช้เพลตต่อจากมอเตอร์ผ่าน Guarded Box ผ่าน Metering Box โดยใบพัดลมจะห่างจากพื้นกล่องด้านใน 20 ซม. แผ่นบังคับทิศทางไหล จะติดตั้งใกล้กับเพดานกล่องด้านใน เมื่อติดตั้งอุปกรณ์ต่างๆเรียบร้อยแล้ว Metering Box ที่จะใช้ในการทดสอบ

๔.๒ Guarded Box

Guarded Box เป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่ในการควบคุมให้ความร้อนไหลไปในทิศทางเดียวหรือ 1 มิติ ด้วยการห่อหุ้ม Metering Box เอาไว้ซึ่ง Guarded Box จะมีขนาด $160 \times 160 \times 125$ ซม. โดยแบ่งการสร้าง Guarded Box ออกเป็น 2 ส่วน คือ ส่วนโครงสร้าง และ ส่วนประกอบภายในเช่นเดียวกับ Metering Box

โครงสร้าง

อุปกรณ์ที่ใช้ในส่วนโครงสร้างของ Guarded Box ประกอบด้วย

1. เหล็กฉากขนาด
2. สแตนเลสเบอร์ 20
3. ฉนวนกันความร้อนชนิด Rock Wool

ส่วนประกอบภายใน

ส่วนประกอบภายในของ Guarded Box ประกอบด้วย

1. Thermocouple
2. มอเตอร์พัดลม
3. กล่อง Controll Box
4. Heater ขนาด 700 วัตต์
5. ปะเก็น

ในการสร้าง Guarded Box นั้นจะเริ่มจากการสร้างโครงสร้างของกล่องก่อนโดยจะใช้เหล็กฉากเป็นโครงสร้าง และจะต้องทำแผ่นยึดกับโครงสร้างของกล่องด้านล่างเพื่อติดตั้งล้อที่ฐาน หลังจากนั้นจึงบุผนังด้านนอก ฉนวนและผนังด้านในซึ่งจะคล้ายกับ Metering Box คือ เปิดด้านไว้ 1 ด้านเพื่อให้ความร้อนไหลผ่านจาก Guarded Box ไปสู่ Metering Box สำหรับ Controll Box จะทำขึ้นมาเอง แล้วนำมาติดตั้งที่ผนังด้านนอกของ Guarded Box ส่วนมอเตอร์พัดลม จะต้องติดตั้งที่ตัวของ Guarded Box ทั้งหมด 3 ตัว การติดตั้งตัวมอเตอร์จะติดตั้งไว้ภายนอกของ Guarded Box แล้วต่อเพลตเข้ามาภายในกล่องเพื่อติดใบพัด โดยติดตั้งมอเตอร์ 1 ตัว ไว้ด้านบนของ Guarded Box เพื่อใช้กับ Metering Box ที่เหลือ 2 ตัวจะติดตั้งไว้ที่ด้านข้างของกล่องทั้งสองข้างละ 1 ตัว ตัวหนึ่งจะติดที่ผนังด้านบนของกล่อง อีกตัวหนึ่งจะติด

ตั้งที่ด้านล่างของกล่องเพื่อให้เกิดการไหลเวียนของอากาศภายใน Guarded Box สำหรับการติดตั้ง heater จะติดตั้งให้พัดลมที่ติดตั้งสามารถเป่าผ่าน heater เพื่อกระจายความร้อน ภายใน Guarded Box จะทำฐานขึ้นมาเพื่อตั้ง Metering Box โดยจะตั้งไว้ที่กึ่งกลางของด้านที่จะให้ความร้อนไหลผ่าน จาก Guarded Box ไปสู่ Metering Box เมื่อติดตั้งอุปกรณ์ต่างๆเรียบร้อยแล้ว เราจะได้ Guarded Box

๔.๓ Cold Box **

Cold Box เป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่ในการรับความร้อนจาก Guarded Box และ Metering Box ตลอดเวลาที่ทำการทดสอบ ซึ่งมีขนาดเท่ากับ 150 x 150 x 75 ซม. โดยจะแบ่งการสร้าง Cold Box เป็น 2 ส่วนคือ ส่วนโครงสร้าง และส่วนประกอบภายใน เช่นเดียวกับ Metering Box และ Guarded Box

โครงสร้าง

อุปกรณ์ที่ใช้ในส่วนโครงสร้างของ Cold Box ประกอบด้วย

1. เหล็กฉากขนาด
2. สแตนเลสเบอร์ 20
3. โพลียูรีเทน

ส่วนประกอบภายใน

ส่วนประกอบภายใน Cold Box ประกอบด้วย

1. Thermostat
2. มอเตอร์พัดลม
3. คอนเดนเซอร์
4. คอมเพรสเซอร์
5. อีแวกวไปเรเตอร์
6. วาร์ลลดความดัน

ในการสร้าง Cold Box จะเริ่มจากการสร้างโครงของ Cold Box ด้วยเหล็กฉากก่อน ทำการบุผนังด้านในของกล่อง แล้วบุด้วยโพลียูรีเทน จากนั้นบุผนังด้านนอก ซึ่งจะต้องเปิดด้านด้านหนึ่งเอาไว้เพื่อรับความร้อนจาก Guarded Box และ Metering Box

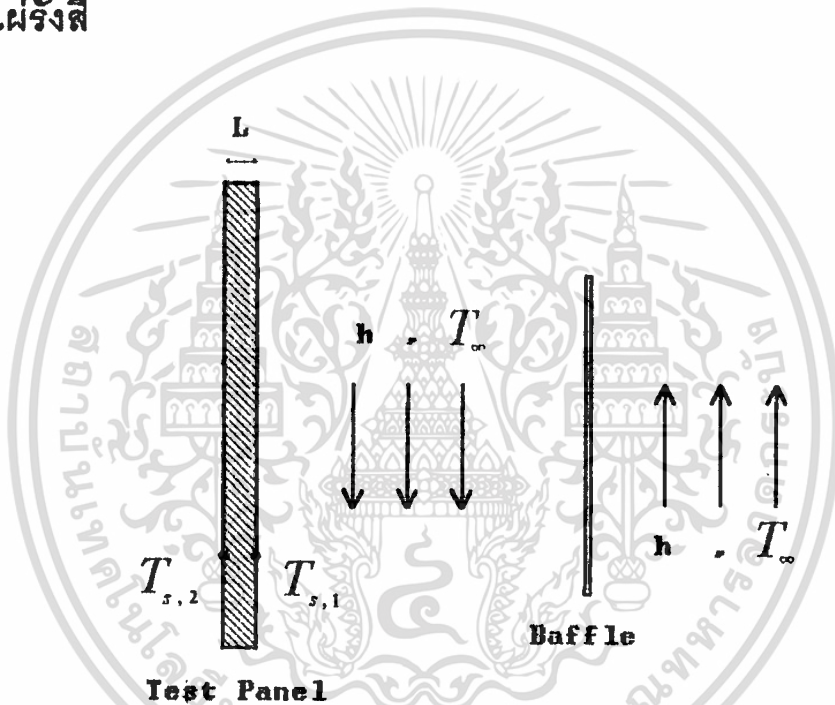
หลังจากได้โครงสร้างแล้วทำการติดตั้งอุปกรณ์ทำความเย็น ติดตั้งอีแวปเปอเรเตอร์ และ มอเตอร์พัดไว้ด้านในของ Cold Box ส่วนคอมเพรสเซอร์และคอนเดนเซอร์จะติดตั้งไว้ที่ด้านนอกของ Cold Box โดยจะมี Thermostat ซึ่งเป็นส่วนควบคุมอุณหภูมิ ติดตั้งไว้ด้านนอกของ Cold Box ด้วย เมื่อติดตั้งอุปกรณ์ต่างๆเรียบร้อยแล้ว Cold Box



บทที่ ๕

การคำนวณหาค่าความนำความร้อนของ ชิ้นงานทดสอบ

๕.๑ การคำนวณหาค่าความนำความร้อนโดยไม่พิจารณาถึงผลของการแผ่รังสี



อากาศร้อนที่อุณหภูมิ T_{∞} ถ่ายเทความร้อนให้กับชิ้นงานทดสอบโดยการพาความร้อนและสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (Convection heat transfer coefficient, film conductance, or film coefficient) เท่ากับ h ที่สภาวะ steady state ชิ้นงานทดสอบจะรับความร้อนจากอากาศร้อนและถ่ายเทโดยการนำความร้อนไปยังผนังอีกด้านหนึ่งและถ่ายเทต่อไปยังอากาศเย็นใน Cold Box อุณหภูมิที่ผิวของผนังด้านร้อนและด้านเย็นเท่ากับ $T_{s,1}$ และ $T_{s,2}$ ตามลำดับ ดังรูป ถ้าไม่พิจารณาถึงผลของ Radiation ที่เกิดขึ้นระหว่างชิ้นงานทดสอบและผนังของ Metering Box และถือว่าการถ่ายเทความร้อนในชิ้นงานทดสอบเป็นแบบ 1 มิติ เราสามารถคำนวณหาค่า k ของชิ้นงานทดสอบได้จากสมการต่อไปนี้

๑.

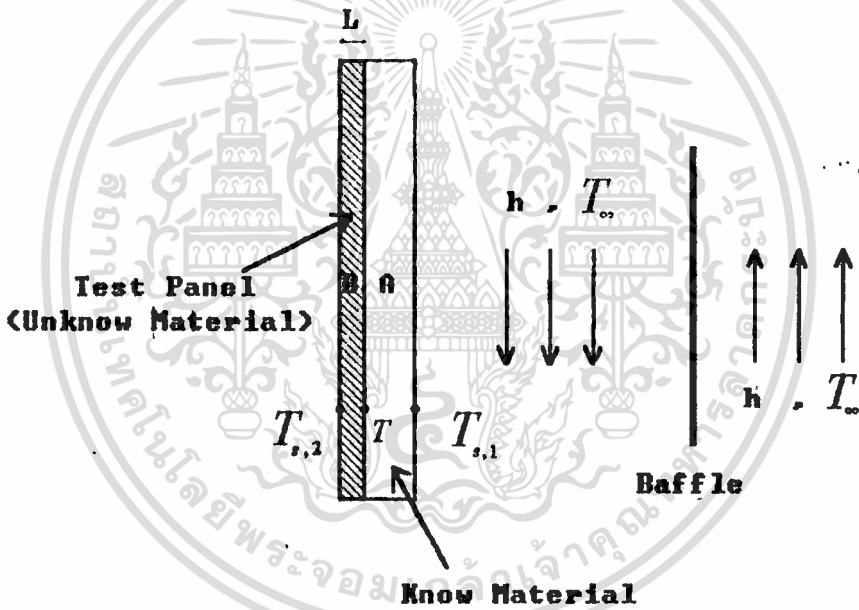
1. สมการการนำความร้อนแบบ 1 มิติ

$$q = -kA \left(\frac{T_{s,2} - T_{s,1}}{L} \right)$$

$$\therefore k = \frac{qL}{\Delta(T_{s,1} - T_{s,2})} \dots \dots \dots (5-1)$$

เมื่อ q คือ ปริมาณความร้อนที่อากาศร้อนถ่ายเทให้กับชิ้นงานทดสอบ สามารถคำนวณได้โดยการวางชิ้นงานมาตรฐานที่ทราบค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนต่ออนุกรมกับชิ้นงานทดสอบดังรูป ทำการวัดอุณหภูมิที่ผิวของชิ้นงานทั้งสองและที่รอยต่อของชิ้นงานทั้งสองและใช้ความสัมพันธ์ดังนี้

$$q = -k_A A \left(\frac{dT}{dx} \right)_A = -k_B A \left(\frac{dT}{dx} \right)_B \dots \dots \dots (5-2)$$



2. กฎของนิวตันว่าด้วยการทำให้เย็น (Newton's law of cooling)

จากสมการ

$$q_{convection} = \bar{h}A(T_{\infty} - T_{s,1})$$

ที่สภาวะ steady state เมื่อพิจารณาชิ้นงานทดสอบ จะได้ว่า

$$q_{convection} = q_{conduction}$$

$$\bar{h}A(T_{\infty} - T_{s,1}) = kA \left(\frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{L} \right)$$

$$\therefore k = \frac{hL(T_\infty - T_{s,1})}{(T_{s,1} - T_{s,2})} \dots\dots\dots(5-3)$$

จากสมการ (5-3) สามารถจัดรูปสมการใหม่ได้เป็น

$$k = \frac{hL(T_\infty - T_{s,1})}{(T_\infty - T_{s,2}) - (T_\infty - T_{s,1})}$$

$$= hL \left[\frac{1}{\frac{(T_\infty - T_{s,2})}{(T_\infty - T_{s,1})} - 1} \right]$$

กำหนดให้

$$\Delta T_1 = T_\infty - T_{s,1}$$

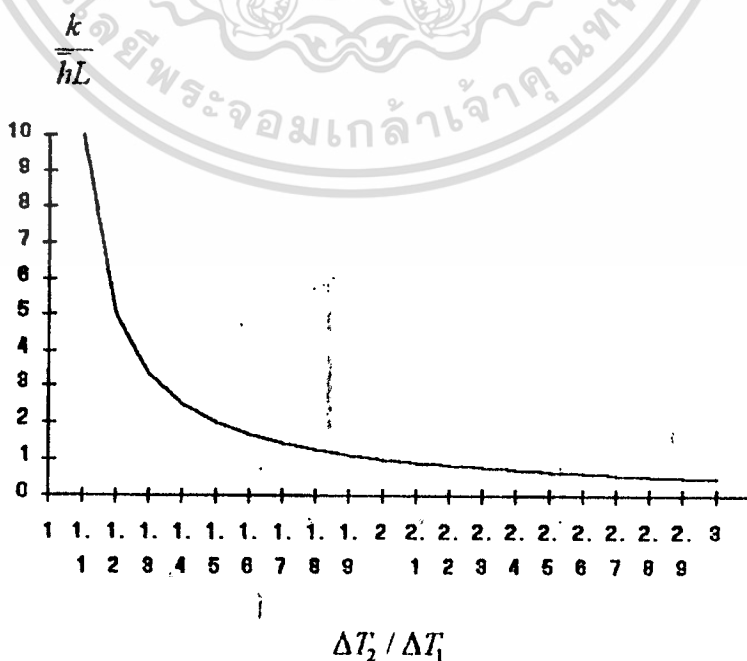
$$\Delta T_2 = T_\infty - T_{s,2}$$

ดังนั้น

$$k = hL \left[\frac{1}{\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) - 1} \right]$$

$$\therefore \frac{k}{hL} = \frac{1}{\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) - 1} \dots\dots\dots(5-4)$$

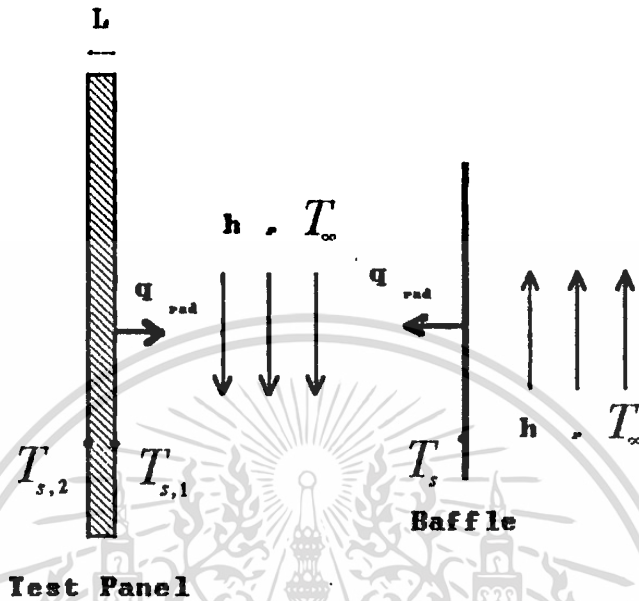
สมการ (5-4) จะอยู่ในรูปของ Dimensionless equation ซึ่งสามารถ plot กราฟได้ดังนี้



จากสมการ (54) เมื่อเราสามารถคำนวณค่า $\Delta T_2 / \Delta T_1$ ได้ เราก็สามารถหาค่าตัวแปรไร้มิติ k / hL ได้จากสมการ (5-4) หรือจากกราฟ ซึ่งเมื่อแทนค่า ความหนาของชิ้นงานทดสอบ L และค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน h เราก็สามารถคำนวณค่า Heat Conductivity k ได้ในที่สุด



๕.๒ การคำนวณหาค่าความนำความร้อนโดยพิจารณาถึงผลของการแผ่รังสีความร้อนด้วย



โดยปกติแล้วอุณหภูมิที่ผิวของชิ้นงานทดสอบและอุณหภูมิของผนังและแผ่นกั้นของ Metering Box จะมีค่าไม่เท่ากัน ดังนั้นจึงมีการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการแผ่รังสี ความร้อนเกิดขึ้นพร้อมๆ กับการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการพาของอากาศร้อนด้วย ดังนั้นที่ สภาวะ steady state ความร้อนที่ถ่ายเทมายังชิ้นงานทดสอบทั้งโดยการแผ่รังสีความร้อนและการพาความร้อนจะมีปริมาณเท่ากับความร้อนที่ถ่ายเทโดยการนำความร้อนภายในชิ้นงานทดสอบนั่นคือ

$$q_{conduction} = q_{convection} + q_{radiation} \quad \text{---(5-5)}$$

ในที่นี้เราจะพิจารณาเฉพาะการแผ่รังสีความร้อนของแผ่นกั้นมายังชิ้นงานทดสอบเท่านั้น

จากสมการ

$$q_{radiation} = A_1 J_{1-2} (E_{b,s} - E_{b,s,1}) \quad \text{---(5-6)}$$

โดยที่

$$E_{b,s} - E_{b,s,1} = \sigma (T_s^4 - T_{s,1}^4)$$

$$A_1 J_{1-2} = \frac{1}{\left(\frac{1-\epsilon_s}{A_s \epsilon_s} + \frac{1}{A_s F_{s-1}} + \frac{1-\epsilon_1}{A_1 \epsilon_1} \right)} \quad \text{---(5-7)}$$

A_s, ϵ_s = พื้นที่และค่า emittance ของแผ่นกั้นตามลำดับ

A_1, ϵ_1 = พื้นที่ Metering area และค่า emittance ของชิ้นงานทดสอบ

F_{s-1} = View Factor จากแผ่นกั้นไปยังชิ้นงานทดสอบ

$$\sigma = 0.1714 \times 10^{-8} \text{ Btu} / \text{h} - \text{ft}^2 - ^\circ\text{R}^4 = 5.6699 \times 10^{-12} \text{ W} / \text{cm}^2 - \text{K}^4$$

ดังนั้น $q_{\text{radiation}} = A_1 f_{s-1} \sigma (T_s^4 - T_{s,1}^4) \dots \dots \dots (5-8)$

เขียนในรูปของ Linear temperature difference เหมือนกับสมการ Newton, Law of Cooling
จะได้เป็น

$$q_{\text{radiation}} = \frac{A_1 f_{s-1} \sigma (T_s^4 - T_{s,1}^4) (T_\infty - T_{s,1})}{(T_\infty - T_{s,1})}$$

$$= \frac{(T_\infty - T_{s,1})}{1/h_r A_1} \dots \dots \dots (5-9)$$

ดังนั้น $\bar{h}_r = \frac{f_{s-1} \sigma (T_s^4 - T_{s,1}^4)}{(T_\infty - T_{s,1})} \dots \dots \dots (5-10)$

และจากสมการ (5-5) เราจะได้

$$q_{\text{conduction}} = q_{\text{convection}} + q_{\text{radiation}}$$

$$= \frac{T_\infty - T_{s,1}}{1/\bar{h} A_1} + \frac{T_\infty - T_{s,1}}{1/\bar{h}_r A_1}$$

$$= \bar{h}_T A_1 (T_\infty - T_{s,1}) \dots \dots \dots (5-11)$$

เมื่อ $\bar{h}_T = \text{Total heat transfer coefficient}$
 $= \bar{h} + \bar{h}_r$

แทนค่าสมการ 1-Dimension Heat Conduction equation ในสมการ (5-11) จะได้เป็น

$$\frac{k A_1 (T_{s,1} - T_{s,2})}{L} = \bar{h}_T A_1 (T_\infty - T_{s,1})$$

$$\therefore k = \frac{\bar{h}_T L (T_\infty - T_{s,1})}{(T_{s,1} - T_{s,2})}$$

$$= \frac{\bar{h}_T L (T_\infty - T_{s,1})}{(T_\infty - T_{s,2}) - (T_\infty - T_{s,1})}$$

$$= \bar{h}_T L \left[\frac{1}{\frac{(T_\infty - T_{s,2})}{(T_\infty - T_{s,1})} - 1} \right]$$

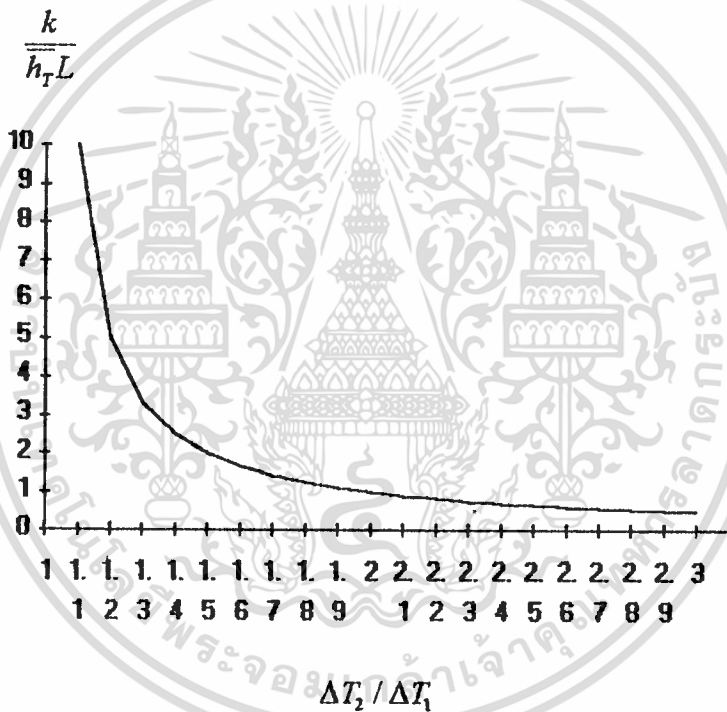
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้... ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังนั้น
$$\frac{k}{\bar{h}_T L} = \frac{1}{\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) - 1} \dots \dots \dots (5-12)$$

เมื่อ
$$\Delta T_1 = T_\infty - T_{s,1}$$

$$\Delta T_2 = T_\infty - T_{s,2}$$

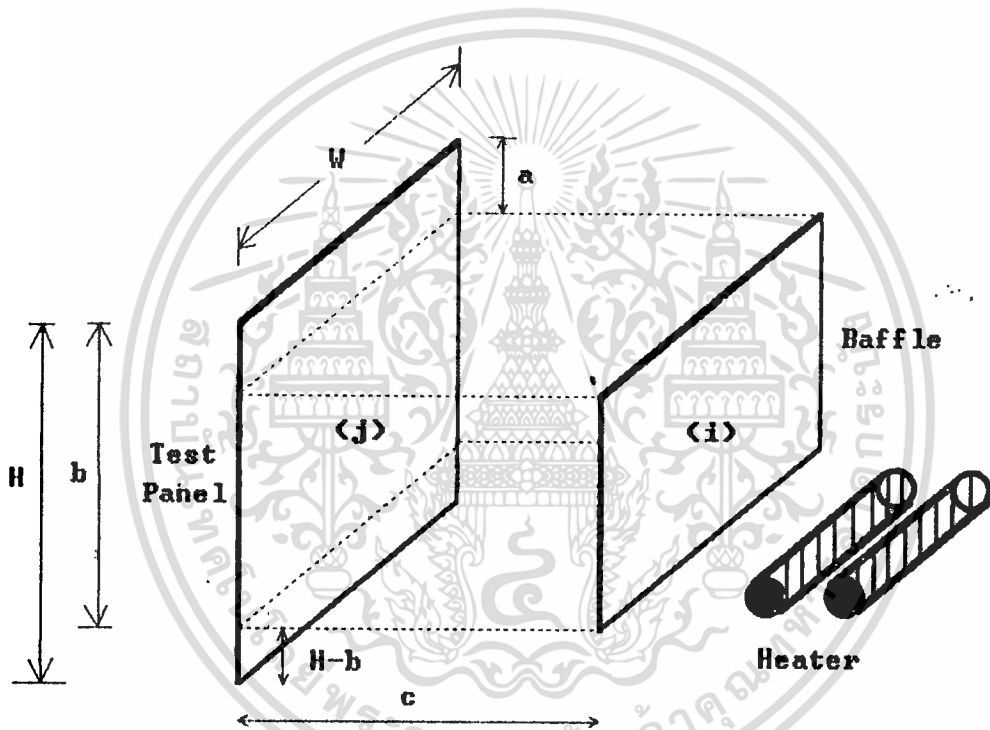
สมการ (5-12) จะอยู่ในรูปของ Dimensionless equation และมีรูปสมการ เหมือนกับสมการ (5-3) ซึ่งสามารถ plot กราฟได้กราฟที่เหมือนกับสมการ (5-3) ดังรูป



ดังนั้นเมื่อทราบค่า $\Delta T_2 / \Delta T_1$ ก็สามารถหาค่าตัวแปรไร้มิติ $k / \bar{h}_T L$ ซึ่งเมื่อแทนค่าความหนา ของชั้นงานทดสอบ L และค่า Total heat transfer coefficient \bar{h}_T ซึ่งเป็นผลรวมของ \bar{h}_r และ \bar{h} เราก็สามารถคำนวณหาค่า k ได้ โดย \bar{h}_r คำนวณจากสมการ (5-10) ในข้างต้น

๕.๓ การคำนวณหาค่า View Factor ของแผ่นกัน

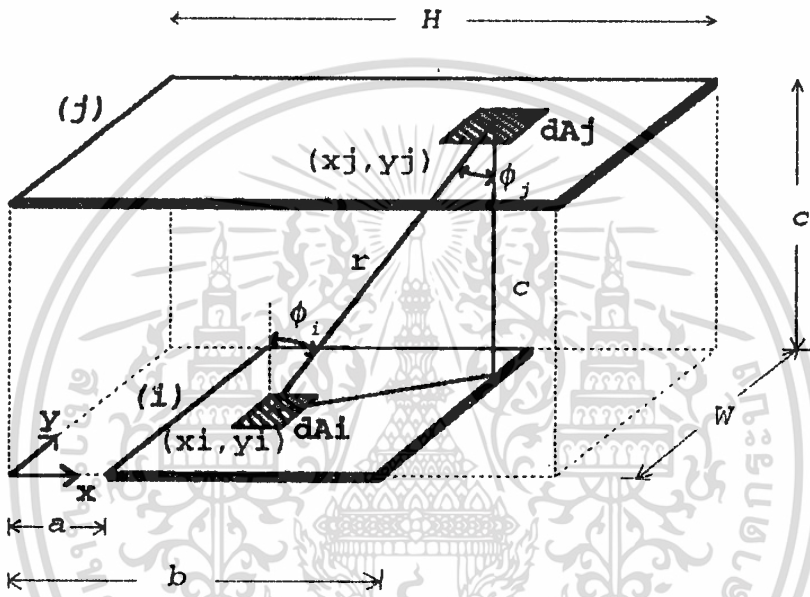
ค่า View Factor, F_{ij} คืออัตราส่วนของปริมาณรังสีความร้อนที่แผ่ออกมาจากพื้นผิววัตถุ i และตกกระทบบนพื้นผิวของวัตถุ j ต่อปริมาณรังสีความร้อนที่แผ่ออกมาจากพื้นผิววัตถุ i ทั้งหมด ซึ่งในการทดลองหาค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของชิ้นงานทดสอบแม้ว่าปริมาณความร้อนที่พื้นผิวของชิ้นงานทดสอบได้รับจากการแผ่รังสีความร้อนจากพื้นผิวของผนังของ Metering Box และจากแผ่นกันจะมีปริมาณน้อยก็ตาม แต่การพิจารณาถึงผลของการแผ่รังสีความร้อนก็จะทำให้การคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของชิ้นงานทดสอบมีความถูกต้องมากยิ่งขึ้น



จากรูปข้างต้นซึ่งแสดงลักษณะภายในของ Metering Box ชิ้นงานทดสอบและแผ่นกัน จะวางขนานกันโดยที่ความสูงของแผ่นกันจะมีค่าน้อยกว่าความสูงของพื้นที่ Metering Area ของชิ้นงานทดสอบในขณะที่ความกว้างเท่ากัน ทั้งนี้เพราะแผ่นกันจะต้องมีที่ว่างให้อากาศร้อนไหลไปถ่ายเทความร้อนให้กับชิ้นงานทดสอบและไหลกลับมารับความร้อนจาก Heater ต่อไป จากรูปแผ่นกันจะถูกออกแบบให้อยู่ต่ำกว่าผนังด้านบนและอยู่สูงจากพื้นด้านล่างเป็นระยะ a และ $H-b$ ตามลำดับ ระยะของ a จะให้มีค่ามากกว่าระยะ $H-b$ เพราะอากาศที่ถูกทำให้ร้อนจะมีการขยายตัว (ความหนาแน่นของอากาศจะลดลง) ดังนั้นพื้นที่สำหรับให้อากาศ

ร้อนไหลออกจึงควรมีขนาดใหญ่กว่าพื้นที่สำหรับให้อากาศไหลเข้า Heater ซึ่งจะมีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิของอากาศที่ออกจาก Heater

ในการพิจารณามวลของการแผ่รังสีความร้อนจากพื้นผิวต่างๆ เราจะพิจารณาเฉพาะการแผ่รังสีความร้อนที่มาจากแผ่นกันเท่านั้น ส่วนการแผ่รังสีความร้อนที่มาจากผนังด้านต่างๆ ของ Metering Box เราจะไม่นำมาพิจารณาในที่นี้
พิจารณารูปด้านล่าง



จากรูป ระยะห่างระหว่างพื้นที่ \$dA_i\$ บนชิ้นงานทดสอบและพื้นที่ \$dA_j\$ บนแผ่นกันมีค่าเท่ากับสมการ คือ

$$r = \sqrt{(x_i - x_j)^2 + (y_i - y_j)^2 + c^2}$$

เมื่อ \$dA_i\$ อยู่ที่ตำแหน่ง \$(x_i, y_i)\$ ของแกนอ้างอิง
\$dA_j\$ อยู่ที่ตำแหน่ง \$(x_j, y_j)\$ ของแกนอ้างอิง

ค่า View Factor จากแผ่นกันที่ติดกระทบบนพื้นที่ของชิ้นงานทดสอบหาได้จากสมการ

$$A_i F_{ij} = \int \int \frac{\cos \phi_i \cos \phi_j}{\pi^2 r^2} dA_i dA_j \quad (5-13)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และส่งอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และจากรูป จะได้ว่า

$$\cos \phi_i = \cos \phi_j = \frac{c}{r}$$

นั่นคือ
$$\cos \phi_i = \cos \phi_j = \frac{c}{\sqrt{(x_i - x_j)^2 + (y_i - y_j)^2 + c^2}}$$

ดังนั้น

$$A_i F_{ij} = \int_{A_i} \int_{A_j} \frac{c^2}{\pi^2 [(x_i - x_j)^2 + (y_i - y_j)^2 + c^2]^2} dA_i dA_j$$

เมื่อ $dA_i = dx_i dy_i$

และ $dA_j = dx_j dy_j$

แทนค่าในสมการซึ่งจะได้เป็น

$$A_i F_{ij} = \int_{y_j, x_j} \int_{y_i, x_i} \int \int \frac{c^2}{\pi^2 [(x_i - x_j)^2 + (y_i - y_j)^2 + c^2]^2} dx_i dy_i dx_j dy_j \quad (5-14)$$

แทนค่า $A_i = (b-a) \times W$ ในสมการและจัดรูปสมการใหม่ได้ดังนี้

$$F_{ij} = \frac{c^2}{\pi W (b-a)} \int_{y_j, x_j} \int_{y_i, x_i} \int \int \frac{dx_i dy_i dx_j dy_j}{[(x_i - x_j)^2 + (y_i - y_j)^2 + c^2]^2} \quad (5-15)$$

พิจารณาเทอม $\int_{x_i} \frac{dx_i}{[(x_i - x_j)^2 + (y_i - y_j)^2 + c^2]^2}$ ของสมการ(5-15)

$$\begin{aligned} \int_{x_i} \frac{dx_i}{[(x_i - x_j)^2 + (y_i - y_j)^2 + c^2]^2} &= \int_{x_i=a}^b \frac{dx_i}{[(x_i - x_j)^2 + (y_i - y_j)^2 + c^2]^2} \\ &= \frac{x_j - a}{2k^2 [(x_j - a)^2 + k^2]} - \frac{x_j - b}{2k^2 [(x_j - b)^2 + k^2]} \\ &\quad + \frac{1}{2k^3} \tan^{-1} \left(\frac{x_j - a}{k} \right) - \frac{1}{2k^3} \tan^{-1} \left(\frac{x_j - b}{k} \right) \end{aligned} \quad (5-16)$$

เมื่อ $k^2 = (y_i - y_j)^2 + c^2$

i.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และส่งอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อินทิเกรตสมการ (5-16) ข้างต้นจาก $x_j = 0$ ถึง $x_j = H$

$$\begin{aligned}
 & \int_{x_j} \left[\frac{x_j - a}{2k^2[(x_j - a)^2 + k^2]} - \frac{x_j - b}{2k^2[(x_j - b)^2 + k^2]} + \frac{1}{2k^3} \tan^{-1}\left(\frac{x_j - a}{k}\right) - \frac{1}{2k^3} \tan^{-1}\left(\frac{x_j - b}{k}\right) \right] dx_j \\
 &= \int_{x_j=0}^H \left[\frac{x_j - a}{2k^2[(x_j - a)^2 + k^2]} - \frac{x_j - b}{2k^2[(x_j - b)^2 + k^2]} \right. \\
 &\quad \left. + \frac{1}{2k^3} \tan^{-1}\left(\frac{x_j - a}{k}\right) - \frac{1}{2k^3} \tan^{-1}\left(\frac{x_j - b}{k}\right) \right] dx_j \\
 &= \frac{1}{2k^2} \int_0^H \frac{x_j - a}{[(x_j - a)^2 + k^2]} dx_j - \frac{1}{2k^2} \int_0^H \frac{x_j - b}{[(x_j - b)^2 + k^2]} dx_j \\
 &\quad + \frac{1}{2k^3} \int_0^H \tan^{-1}\left(\frac{x_j - a}{k}\right) dx_j - \frac{1}{2k^3} \int_0^H \tan^{-1}\left(\frac{x_j - b}{k}\right) dx_j \\
 &= \left[\frac{1}{4k^2} \ln\left(\frac{H^2 - 2aH + a^2 + k^2}{a^2 + k^2}\right) \right] - \left[\frac{1}{4k^2} \ln\left(\frac{H^2 - 2bH + b^2 + k^2}{b^2 + k^2}\right) \right] \\
 &\quad + \frac{1}{2k^3} \left[-a \tan^{-1}\left(\frac{a}{k}\right) + (H - a) \tan^{-1}\left(\frac{H - a}{k}\right) \right. \\
 &\quad \left. + \frac{k}{2} \ln\left(\frac{a^2 + k^2}{H^2 - 2aH + a^2 + k^2}\right) \right] \\
 &\quad - \frac{1}{2k^3} \left[-b \tan^{-1}\left(\frac{b}{k}\right) + (H - b) \tan^{-1}\left(\frac{H - b}{k}\right) \right. \\
 &\quad \left. + \frac{k}{2} \ln\left(\frac{k^2 + b^2}{H^2 - 2bH + b^2 + k^2}\right) \right] \\
 &= \frac{1}{4k^2} \ln \left[\frac{H^2 - 2aH + a^2 + k^2}{a^2 + k^2} \times \frac{b^2 + k^2}{H^2 - 2bH + b^2 + k^2} \right. \\
 &\quad \left. \times \frac{a^2 + k^2}{H^2 - 2aH + a^2 + k^2} \times \frac{H^2 - 2bH + b^2 + k^2}{b^2 + k^2} \right] \\
 &\quad + \frac{1}{2k^3} \left[(H - a) \tan^{-1}\left(\frac{H - a}{k}\right) - a \tan^{-1}\left(\frac{a}{k}\right) \right. \\
 &\quad \left. + (H - b) \tan^{-1}\left(\frac{H - b}{k}\right) - b \tan^{-1}\left(\frac{b}{k}\right) \right] \\
 &= \frac{1}{2k^3} \left[(H - a) \tan^{-1}\left(\frac{H - a}{k}\right) - a \tan^{-1}\left(\frac{a}{k}\right) \right. \\
 &\quad \left. + (H - b) \tan^{-1}\left(\frac{H - b}{k}\right) - b \tan^{-1}\left(\frac{b}{k}\right) \right] \dots \dots \dots (5-17)
 \end{aligned}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และแจ้งอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แทนค่า $k = \sqrt{(y_i - y_j)^2 + c^2}$ ในสมการ (5-17) และอินทิเกรตสมการจาก $y_i = 0$ ถึง $y_i = W$ จัดรูปสมการได้ดังนี้

$$\int_0^W \frac{1}{2k^3} [(H-a) \tan^{-1}(\frac{H-a}{k}) - a \tan^{-1}(\frac{a}{k}) + (H-b) \tan^{-1}(\frac{H-b}{k}) - b \tan^{-1}(\frac{b}{k})] dy_i$$

$$= \frac{(H-a)}{2} \int_0^W \frac{\tan^{-1}(\frac{H-a}{\sqrt{(y_i - y_j)^2 + c^2}})}{\sqrt{(y_i - y_j)^2 + c^2}^3} dy_i - \frac{a}{2} \int_0^W \frac{\tan^{-1}(\frac{a}{\sqrt{(y_i - y_j)^2 + c^2}})}{\sqrt{(y_i - y_j)^2 + c^2}^3} dy_i$$

$$+ \frac{(H-b)}{2} \int_0^W \frac{\tan^{-1}(\frac{H-b}{\sqrt{(y_i - y_j)^2 + c^2}})}{\sqrt{(y_i - y_j)^2 + c^2}^3} dy_i - \frac{b}{2} \int_0^W \frac{\tan^{-1}(\frac{b}{\sqrt{(y_i - y_j)^2 + c^2}})}{\sqrt{(y_i - y_j)^2 + c^2}^3} dy_i$$

----- (5-18)

เนื่องจากแต่ละเทอมในสมการ (5-18) อยู่ในรูปทั่วไปเหมือนกัน คือ

$$\frac{Z}{2} \int_0^W \frac{\tan^{-1}(\frac{Z}{\sqrt{(y_i - y_j)^2 + c^2}})}{\sqrt{(y_i - y_j)^2 + c^2}^3} dy_i$$

ซึ่งผลลัพธ์ของการอินทิเกรต คือ

$$= \frac{Z}{2} \left\{ -\frac{1}{cZ} [\tan^{-1}(\frac{W - y_j}{c}) + \tan^{-1}(\frac{y_j}{c})] + \frac{\sqrt{c^2 + Z^2}}{c^2 Z} [\tan^{-1}(\frac{W - y_j}{\sqrt{c^2 + Z^2}}) + \tan^{-1}(\frac{Z}{\sqrt{c^2 + Z^2}})] + \frac{y_j}{c^2 \sqrt{c^2 + y_j^2}} \tan^{-1}(\frac{Z}{\sqrt{c^2 + y_j^2}}) + \frac{(W - y_j)}{c^2 \sqrt{c^2 + W^2 - 2Wy_j + y_j^2}} \tan^{-1}(\frac{Z}{\sqrt{c^2 + W^2 - 2Wy_j + y_j^2}}) \right\}$$

----- (5-19)

อินทิเกรตสมการ (5-19) จาก $y_j = 0$ ถึง $y_j = W$ จะได้ผลลัพธ์เป็น

$$= \frac{Z}{2} \left\{ -\frac{1}{cZ} \left[\frac{\pi W}{2} - W \tan^{-1}(\frac{c}{W}) + W \tan^{-1}(\frac{W}{c}) + c \ln(\frac{c^2}{c^2 + W^2}) \right] + \frac{\sqrt{c^2 + Z^2}}{c^2 Z} \left[2W \tan^{-1}(\frac{W}{\sqrt{c^2 + Z^2}}) + \sqrt{c^2 + Z^2} \ln(\frac{c^2 + Z^2}{c^2 + W^2 + Z^2}) \right] \right\}$$

$$\begin{aligned}
& + \frac{1}{c^2} \left[-2 \tan^{-1} \left(\frac{Z}{c} \right) + 2 \sqrt{c^2 + W^2} \tan^{-1} \left(\frac{Z}{\sqrt{c^2 + W^2}} \right) + Z \ln \left(\frac{c^2 + W^2 + Z^2}{c^2 + Z^2} \right) \right] \Big\} \\
& = -\frac{1}{2c} \left[\frac{\pi W}{2} - W \tan^{-1} \left(\frac{c}{W} \right) + W \tan^{-1} \left(\frac{W}{c} \right) + c \ln \left(\frac{c^2}{c^2 + W^2} \right) \right] \\
& + \frac{\sqrt{c^2 + Z^2}}{2c^2} \left[2W \tan^{-1} \left(\frac{W}{\sqrt{c^2 + Z^2}} \right) + \sqrt{c^2 + Z^2} \ln \left(\frac{c^2 + Z^2}{c^2 + W^2 + Z^2} \right) \right] \\
& + \frac{Z}{2c^2} \left[-2 \tan^{-1} \left(\frac{Z}{c} \right) + 2 \sqrt{c^2 + W^2} \tan^{-1} \left(\frac{Z}{\sqrt{c^2 + W^2}} \right) + Z \ln \left(\frac{c^2 + W^2 + Z^2}{c^2 + Z^2} \right) \right] \Big\}
\end{aligned}$$

กำหนดให้ $\xi = \frac{Z}{c}$ และ $\eta = \frac{W}{c}$ ดังนั้นเมื่อแทนค่าและจัดรูปสมการใหม่ จะได้เป็น

$$\begin{aligned}
& = -\frac{\pi}{4} \eta + \frac{\eta}{2} \tan^{-1} \left(\frac{1}{\eta} \right) - \frac{\eta}{2} \tan^{-1} (\eta) - \ln \left(\frac{1}{1 + \eta^2} \right)^{1/2} \\
& + \sqrt{1 + \xi^2} \left[\eta \tan^{-1} \left(\frac{\eta}{\sqrt{1 + \xi^2}} \right) + \sqrt{1 + \xi^2} \ln \left(\frac{1 + \xi^2}{1 + \eta^2 + \xi^2} \right)^{1/2} \right] \\
& + \xi \left[-\tan^{-1} \xi + \sqrt{1 + \eta^2} \tan^{-1} \left(\frac{\xi}{\sqrt{1 + \eta^2}} \right) + \xi \ln \left(\frac{1 + \eta^2 + \xi^2}{1 + \xi^2} \right)^{1/2} \right] \\
& = -\frac{\pi}{4} \eta + \frac{\eta}{2} \tan^{-1} \left(\frac{1}{\eta} \right) - \frac{\eta}{2} \tan^{-1} \eta - \ln \left(\frac{1}{1 + \eta^2} \right)^{1/2} \\
& + \eta \sqrt{1 + \xi^2} \tan^{-1} \left(\frac{\eta}{\sqrt{1 + \xi^2}} \right) + (1 + \xi^2) \ln \left(\frac{1 + \xi^2}{1 + \eta^2 + \xi^2} \right)^{1/2} \\
& - \xi \tan^{-1} \xi + \xi \sqrt{1 + \eta^2} \tan^{-1} \left(\frac{\xi}{\sqrt{1 + \eta^2}} \right) + \xi^2 \ln \left(\frac{1 + \eta^2 + \xi^2}{1 + \xi^2} \right)^{1/2} \quad (5-20)
\end{aligned}$$

แทนค่าสมการ (5-20) ให้กับเทอมต่างๆในสมการ (5-18) เมื่อกำหนดให้

$$\xi_1 = \frac{(H-a)}{c}$$

$$\xi_2 = \frac{a}{c}$$

$$\xi_3 = \frac{(H-b)}{c}$$

$$\xi_4 = \frac{b}{c}$$

(5-21)

จะได้ผลลัพธ์ของสมการสำหรับคำนวณค่า View Factor, F_y ดังสมการ

$$\begin{aligned}
F_y = \frac{c^2}{\pi W(b-a)} \Big\{ & -\frac{\pi}{4} \eta + \frac{\eta}{2} \tan^{-1} \left(\frac{1}{\eta} \right) - \frac{\eta}{2} \tan^{-1} \eta - \ln \left(\frac{1}{1 + \eta^2} \right)^{1/2} \\
& + \eta \sqrt{1 + \xi_1^2} \tan^{-1} \left(\frac{\eta}{\sqrt{1 + \xi_1^2}} \right) + (1 + \xi_1^2) \ln \left(\frac{1 + \xi_1^2}{1 + \eta^2 + \xi_1^2} \right)^{1/2} \\
& - \xi_1 \tan^{-1} \xi_1 + \xi_1 \sqrt{1 + \eta^2} \tan^{-1} \left(\frac{\xi_1}{\sqrt{1 + \eta^2}} \right)
\end{aligned}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้ในงานวิจัยเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\begin{aligned}
& +\xi_1^2 \ln\left(\frac{1+\eta^2+\xi_1^2}{1+\xi_1^2}\right)^{1/2}] \\
& -\left[-\frac{\pi}{4}\eta+\frac{\eta}{2}\tan^{-1}\left(\frac{1}{\eta}\right)-\frac{\eta}{2}\tan^{-1}\eta-\ln\left(\frac{1}{1+\eta^2}\right)^{1/2}\right. \\
& \left. +\eta\sqrt{1+\xi_2^2}\tan^{-1}\left(\frac{\eta}{\sqrt{1+\xi_2^2}}\right)+(1+\xi_2^2)\ln\left(\frac{1+\xi_2^2}{1+\eta^2+\xi_2^2}\right)^{1/2}\right. \\
& \left. -\xi_2\tan^{-1}\xi_2+\xi_2\sqrt{1+\eta^2}\tan^{-1}\left(\frac{\xi_2}{\sqrt{1+\eta^2}}\right)\right. \\
& \left. +\xi_2^2 \ln\left(\frac{1+\eta^2+\xi_2^2}{1+\xi_2^2}\right)^{1/2}] \right. \\
& -\left[-\frac{\pi}{4}\eta+\frac{\eta}{2}\tan^{-1}\left(\frac{1}{\eta}\right)-\frac{\eta}{2}\tan^{-1}\eta-\ln\left(\frac{1}{1+\eta^2}\right)^{1/2}\right. \\
& \left. +\eta\sqrt{1+\xi_3^2}\tan^{-1}\left(\frac{\eta}{\sqrt{1+\xi_3^2}}\right)+(1+\xi_3^2)\ln\left(\frac{1+\xi_3^2}{1+\eta^2+\xi_3^2}\right)^{1/2}\right. \\
& \left. -\xi_3\tan^{-1}\xi_3+\xi_3\sqrt{1+\eta^2}\tan^{-1}\left(\frac{\xi_3}{\sqrt{1+\eta^2}}\right)\right. \\
& \left. +\xi_3^2 \ln\left(\frac{1+\eta^2+\xi_3^2}{1+\xi_3^2}\right)^{1/2}] \right. \\
& +\left[-\frac{\pi}{4}\eta+\frac{\eta}{2}\tan^{-1}\left(\frac{1}{\eta}\right)-\frac{\eta}{2}\tan^{-1}\eta-\ln\left(\frac{1}{1+\eta^2}\right)^{1/2}\right. \\
& \left. +\eta\sqrt{1+\xi_4^2}\tan^{-1}\left(\frac{\eta}{\sqrt{1+\xi_4^2}}\right)+(1+\xi_4^2)\ln\left(\frac{1+\xi_4^2}{1+\eta^2+\xi_4^2}\right)^{1/2}\right. \\
& \left. -\xi_4\tan^{-1}\xi_4+\xi_4\sqrt{1+\eta^2}\tan^{-1}\left(\frac{\xi_4}{\sqrt{1+\eta^2}}\right)\right. \\
& \left. +\xi_4^2 \ln\left(\frac{1+\eta^2+\xi_4^2}{1+\xi_4^2}\right)^{1/2}] \right\} \\
= & \frac{c^2}{\pi W(b-a)} \left\{ \left[\eta\sqrt{1+\xi_1^2}\tan^{-1}\left(\frac{\eta}{\sqrt{1+\xi_1^2}}\right)+(1+\xi_1^2)\ln\left(\frac{1+\xi_1^2}{1+\eta^2+\xi_1^2}\right)^{1/2}\right. \right. \\
& \left. \left. -\xi_1\tan^{-1}\xi_1+\xi_1\sqrt{1+\eta^2}\tan^{-1}\left(\frac{\xi_1}{\sqrt{1+\eta^2}}\right)\right. \right. \\
& \left. \left. +\xi_1^2 \ln\left(\frac{1+\eta^2+\xi_1^2}{1+\xi_1^2}\right)^{1/2} \right] \right. \\
& \left. +\eta\sqrt{1+\xi_2^2}\tan^{-1}\left(\frac{\eta}{\sqrt{1+\xi_2^2}}\right)+(1+\xi_2^2)\ln\left(\frac{1+\xi_2^2}{1+\eta^2+\xi_2^2}\right)^{1/2}\right. \\
& \left. \left. -\xi_2\tan^{-1}\xi_2+\xi_2\sqrt{1+\eta^2}\tan^{-1}\left(\frac{\xi_2}{\sqrt{1+\eta^2}}\right)\right. \right.
\end{aligned}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และข้อมูลอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\begin{aligned}
& + \xi_2^2 \ln\left(\frac{1 + \eta^2 + \xi_2^2}{1 + \xi_2^2}\right)^{1/2}] \\
& + \eta\sqrt{1 + \xi_3^2} \tan^{-1}\left(\frac{\eta}{\sqrt{1 + \xi_3^2}}\right) + (1 + \xi_3^2) \ln\left(\frac{1 + \xi_3^2}{1 + \eta^2 + \xi_3^2}\right)^{1/2} \\
& - \xi_3 \tan^{-1} \xi_3 + \xi_3 \sqrt{1 + \eta^2} \tan^{-1}\left(\frac{\xi_3}{\sqrt{1 + \eta^2}}\right) \\
& + \xi_3^2 \ln\left(\frac{1 + \eta^2 + \xi_3^2}{1 + \xi_3^2}\right)^{1/2}] \\
& + \eta\sqrt{1 + \xi_4^2} \tan^{-1}\left(\frac{\eta}{\sqrt{1 + \xi_4^2}}\right) + (1 + \xi_4^2) \ln\left(\frac{1 + \xi_4^2}{1 + \eta^2 + \xi_4^2}\right)^{1/2} \\
& - \xi_4 \tan^{-1} \xi_4 + \xi_4 \sqrt{1 + \eta^2} \tan^{-1}\left(\frac{\xi_4}{\sqrt{1 + \eta^2}}\right) \\
& + \xi_4^2 \ln\left(\frac{1 + \eta^2 + \xi_4^2}{1 + \xi_4^2}\right)^{1/2}] \}
\end{aligned}$$

นั่นคือ

$$F_{\eta} = \frac{c^2}{\pi V(b-a)} \left\{ \begin{aligned}
& [\eta\sqrt{1 + \xi_1^2} \tan^{-1}\left(\frac{\eta}{\sqrt{1 + \xi_1^2}}\right) + \ln\left(\frac{1 + \xi_1^2}{1 + \eta^2 + \xi_1^2}\right)^{1/2} \\
& - \xi_1 \tan^{-1} \xi_1 + \xi_1 \sqrt{1 + \eta^2} \tan^{-1}\left(\frac{\xi_1}{\sqrt{1 + \eta^2}}\right)] \\
& + [\eta\sqrt{1 + \xi_2^2} \tan^{-1}\left(\frac{\eta}{\sqrt{1 + \xi_2^2}}\right) + \ln\left(\frac{1 + \xi_2^2}{1 + \eta^2 + \xi_2^2}\right)^{1/2} \\
& - \xi_2 \tan^{-1} \xi_2 + \xi_2 \sqrt{1 + \eta^2} \tan^{-1}\left(\frac{\xi_2}{\sqrt{1 + \eta^2}}\right)] \\
& + [\eta\sqrt{1 + \xi_3^2} \tan^{-1}\left(\frac{\eta}{\sqrt{1 + \xi_3^2}}\right) + \ln\left(\frac{1 + \xi_3^2}{1 + \eta^2 + \xi_3^2}\right)^{1/2} \\
& - \xi_3 \tan^{-1} \xi_3 + \xi_3 \sqrt{1 + \eta^2} \tan^{-1}\left(\frac{\xi_3}{\sqrt{1 + \eta^2}}\right)] \\
& + [\eta\sqrt{1 + \xi_4^2} \tan^{-1}\left(\frac{\eta}{\sqrt{1 + \xi_4^2}}\right) + \ln\left(\frac{1 + \xi_4^2}{1 + \eta^2 + \xi_4^2}\right)^{1/2} \\
& - \xi_4 \tan^{-1} \xi_4 + \xi_4 \sqrt{1 + \eta^2} \tan^{-1}\left(\frac{\xi_4}{\sqrt{1 + \eta^2}}\right)] \} \quad (5-22)
\end{aligned} \right.$$

สมการข้างต้นจะนำไปใช้คำนวณค่า View Factor เพื่อใช้คำนวณหาค่า Total Heat

เอกสารนี้ Transfer Coefficient h_c ในหัวข้อ Combined Radiation and Convection ต่อไป ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

๕.๔ การวิเคราะห์การทดลองและทฤษฎีที่ใช้ในการคำนวณ

ในการทดสอบวัสดุเพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน (k) และสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (U) ของวัสดุต่างๆ ผลการทดสอบซึ่งได้จากการคำนวณโดยใช้ทฤษฎีต่างๆที่ได้กล่าวถึงในหัวข้อที่ผ่านมานี้อาจมีความคลาดเคลื่อนไปจากข้อมูลที่ใช้อ้างอิง ซึ่งอาจมีสาเหตุมาจากสาเหตุดังต่อไปนี้

(1) ความคลาดเคลื่อนที่เกิดจากตัวอุปกรณ์ทดสอบหรือจากตัวผู้ทดสอบ

ความคลาดเคลื่อนที่เกิดจากตัวอุปกรณ์ทดสอบอาจมีสาเหตุมาจากเครื่องมือหรือส่วนประกอบต่างๆที่ใช้ในอุปกรณ์ทดสอบไม่ได้มาตรฐานตามที่ระบุไว้ เช่น กำลังวัตต์ของ Heater ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของฉนวนที่ใช้ทำผนังกล่อง นอกจากนี้ค่าความละเอียดและความคลาดเคลื่อนของตัวอุปกรณ์ที่ใช้ในการวัดค่าและควบคุมอุณหภูมิของอากาศและพื้นผิววัสดุ ได้แก่ Thermocouple, Thermostat, Temperature Control, Temperature Indicator ก็มีผลต่อค่าของข้อมูลที่อ่านได้รวมทั้งความถูกต้องในการตั้งค่าและการวัดค่าของผู้ทำการทดสอบก็มีผลต่อผลการทดสอบที่จะได้เช่นกัน

การแก้ไขสามารถทำได้โดยการ Calibrate อุปกรณ์ทดสอบให้ได้ผลการทดสอบที่มีความถูกต้องมากขึ้นเทียบกับข้อมูลอ้างอิงหรือการเลือกใช้อุปกรณ์ที่มีความถูกต้องและได้มาตรฐานมากกว่าเดิม

(2) สภาวะแวดล้อมที่ทำการทดสอบแตกต่างจากสภาวะแวดล้อมที่ทำการทดสอบของข้อมูลอ้างอิง

เนื่องจากคุณสมบัติทางด้านการถ่ายเทความร้อนของวัสดุต่างๆจะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิ ในขณะที่ทำการวัด ดังนั้นถ้าสภาวะที่ทำการทดสอบคุณสมบัติแตกต่างกันแล้ว ผลของข้อมูลที่ได้อีกก็必将มีความแตกต่างกันด้วย

ดังนั้นข้อมูลที่ใช้อ้างอิงควรเลือกใช้ข้อมูลที่มีสภาวะที่ทำการทดสอบใกล้เคียงกับสภาวะที่อุปกรณ์ทดสอบทำงานมากที่สุด

(3) ทฤษฎีที่ใช้อ้างอิงและใช้ในการคำนวณ

ในการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน สมการที่ใช้เพื่อการคำนวณผลการทดสอบที่สำคัญได้แก่ สมการการนำความร้อนใน 1 มิติ, สมการการพาความร้อน และสมการการแผ่รังสีความร้อน การพิจารณาและเลือกใช้สมการสำหรับการคำนวณที่แตกต่างกันจะ

เป็นผลทำให้ผลการคำนวณมีค่าที่แตกต่างกันออกไปได้

-สมการสำหรับการคำนวณ Heat Convection

ในการคำนวณปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทจากอากาศร้อนให้แก่ชิ้นงานทดสอบโดยการพาความร้อน เราคำนวณจากสมการ Newton's law of cooling คือ

$$q'' = \bar{h}_L (T_\infty - T_{s,1})$$

เมื่อ \bar{h}_L คือค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยของอากาศร้อน บนพื้นผิวของชิ้นงานทดสอบ ซึ่งค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยดังกล่าวจะคำนวณจากตัวแปรไร้มิติ Nusselt Number (\overline{Nu}_L) ดังสมการ

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}_L L}{k} = 0.037 \text{Pr}^{1/3} \text{Re}_L^{4/5} \quad (\text{Pr} \geq 0.5)$$

สมการข้างต้นได้มาจากการใช้สมการของ Prandtl 's $\frac{1}{7}$ th power law คือ $u^+ = 8.7(y^+)^{1/7}$ เพื่อประมาณค่า Velocity Distribution ใน Boundary Layer บนพื้นผิวชิ้นงานทดสอบ โดยจากความสัมพันธ์ของ Colburn สำหรับ $\text{Pr} \geq 0.5$

$$St_x \text{Pr}^{2/3} = \frac{1}{2} C_{f,x} \quad (\text{Pr} \geq 0.5)$$

และจากสมการของ Prandtl 's $\frac{1}{7}$ th power law จะได้เป็น

$$\frac{1}{2} C_{f,x} = 0.0296 \left(\frac{U_\infty x}{\nu} \right)^{-1/5} \quad (\text{Pr} \geq 0.5)$$

แทนค่า

$$St_x \text{Pr}^{2/3} = \left(\frac{Nu_x}{\text{Re}_x \text{Pr}} \right) \text{Pr}^{2/3} = \frac{1}{2} C_{f,x} \quad (\text{Pr} \geq 0.5)$$

ซึ่งจะได้เป็น

$$Nu_x = \frac{1}{2} C_{f,x} \text{Re}_x \text{Pr}^{1/3} \quad (\text{Pr} \geq 0.5)$$

$$Nu_x = 0.0296 \text{Re}_x^{4/5} \text{Pr}^{1/3}$$

$$\frac{h_x x}{k} = 0.0296 \text{Re}_x^{4/5} \text{Pr}^{1/3}$$

$$h_x = 0.0296 \text{Re}_x^{4/5} \text{Pr}^{1/3} \left(\frac{k}{x} \right)$$

ค่าเฉลี่ยของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนตลอดทั่วทั้งพื้นผิวชิ้นงานทดสอบในพื้นที่ Metering Area สามารถคำนวณได้จากสมการต่อไปนี้

$$\bar{h}_L A = \int_A \left[0.0296 \text{Re}_x^{4/5} \text{Pr}^{1/3} \left(\frac{k}{x} \right) \right] dx$$

$$\bar{h}_L = \frac{1}{L} \int_0^L \left[0.0296 \text{Re}_x^{4/5} \text{Pr}^{1/3} \left(\frac{k}{x} \right) \right] dx$$

$$\therefore \bar{h}_L = 0.037 \text{Pr}^{1/3} \text{Re}_L^{4/5} \left(\frac{k}{L} \right) \quad (\text{Pr} \geq 0.5)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ L คือ ความยาวของชิ้นงานทดสอบที่อยู่ภายใน Metering Box จะเห็นได้ว่าสมการที่ได้มีข้อจำกัด ดังนี้

-สมการจะใช้ได้เมื่อ $Pr \geq 0.5$ หรือ $\frac{V}{\alpha} \geq 0.5$ ซึ่งจากตารางคุณสมบัติของอากาศ พบว่าค่าของ Pr มีค่ามากกว่า 0.5 ดังนั้นสมการดังกล่าวจึงใช้ได้ในช่วงอุณหภูมิที่ได้ออกแบบไว้ (ประมาณ $100^\circ C$)

-สมการข้างต้นเป็นผลจากการยอมรับสมการของ Prandtl's $\frac{1}{7}$ th power law ดังนั้นหากใช้สมการอื่นๆในการประมาณ Velocity Distribution สมการที่ได้จะมีความแตกต่างกันออกไปจากสมการที่ได้ข้างต้น

-สมการที่ใช้ในการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน

การพิจารณาและเลือกใช้สมการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน ความคลาดเคลื่อนที่เกิดจากการพิจารณาและไม่พิจารณาผลของการแผ่รังสีความร้อนสามารถแสดงได้ดังนี้

:สมการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนกรณีไม่พิจารณาผลของการแผ่รังสีความร้อน คือ

$$k_1 = \bar{h}L \left[\frac{1}{\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} - 1 \right)} \right]$$

:สมการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนกรณีพิจารณาผลของการแผ่รังสีความร้อน คือ

$$k_2 = \bar{h}_r L \left[\frac{1}{\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} - 1 \right)} \right]$$

$$\text{เมื่อ } \bar{h}_r = \bar{h} + \bar{h}_r$$

ความคลาดเคลื่อนของผลการคำนวณระหว่างสมการทั้งสอง คือ

$$\frac{k_2 - k_1}{k_1} = \frac{\bar{h}_r}{\bar{h}}$$

ความคลาดเคลื่อนจะมีค่ามากเมื่อค่า \bar{h}_r มีค่ามาก โดยที่ค่า \bar{h} สามารถคำนวณจากสมการ

$$\bar{h} = \frac{S_{s-1} \sigma (T_s^4 - T_{s,1}^4)}{(T_\infty - T_{s,1})}$$

$$\text{เมื่อ } A_s S_{s-1} = \frac{1}{\left(\frac{1-\epsilon_s}{\epsilon_s} + \frac{1}{A_s F_{s-1}} + \frac{1-\epsilon_1}{\epsilon_1} \right)}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการวิจัยเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และตั้งข้อยกเว้นถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่า S_{r-1} คือ ค่า View Factor ของการแผ่รังสีความร้อนระหว่าง
ชิ้นงานทดสอบ ($s, 1$) และแผ่นกัน (s)

จากสมการข้างต้นเราจะพบว่าค่า \bar{h}_r จะมีค่ามากเมื่อ S_{r-1} มีค่ามากซึ่งมีผลมาจาก

- ค่า Emissance (ϵ) ของแผ่นกันหรือชิ้นงานทดสอบมีค่าสูง แต่สามารถทำให้มีค่าน้อยได้โดยการเลือกใช้วัสดุที่มีค่า Emissance ต่ำๆ
- ค่า F_{r-1} มีค่าสูง แต่สามารถทำให้มีค่าลดลงได้โดยการออกแบบตำแหน่งที่ติดตั้งของแผ่นกัน

(4) มาตรฐานของชิ้นงานที่นำมาทดสอบ

ในกรณีที่ชิ้นงานทดสอบมีคุณสมบัติการนำความร้อนไม่ได้มาตรฐานแล้ว ค่าที่คำนวณได้จากการทดสอบชิ้นงานดังกล่าวก็จะไม่ตรงกับค่าที่ระบุไว้



บทที่ ๖

บทสรุปและข้อเสนอแนะสำหรับการศึกษาต่อไป

ในการทำปฏิญญานิพนธ์เรื่องการพัฒนาเครื่องมือสำหรับวัดค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนฉบับนี้ บทปฏิญญานิพนธ์ในเล่มส่วนใหญ่จะเป็นการกล่าวถึงมาตรฐานการออกแบบชุดเครื่องมือทดสอบตามมาตรฐาน ASTM (The American Society for Testing and Materials) ทฤษฎีต่างๆที่เกี่ยวข้องและที่ใช้ในการคำนวณ รวมทั้งการออกแบบและการสร้างชุดเครื่องมือทดสอบสำหรับแนวทางการพัฒนาและปรับปรุงชุดเครื่องมือทดสอบดังกล่าวสามารถจำแนกได้เป็นหัวข้อต่างๆ ดังนี้

1. การสร้างชุด Cold Box ขึ้นมาเพื่อวัดความสามารถในการทดสอบของระบบ
2. การนำทฤษฎีและสมการที่แตกต่างกันมาใช้ในการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของชิ้นงานทดสอบเพื่อวัดค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของชิ้นงานทดสอบที่มีความถูกต้องมากยิ่งขึ้น
3. การปรับปรุงชุดเครื่องมือทดสอบให้มีการวัดค่าข้อมูลต่างๆได้ละเอียดมากขึ้น เพื่อให้ได้ข้อมูลที่มีความถูกต้องมากขึ้น เช่น การเพิ่มตำแหน่งของการวัดอุณหภูมิที่ผิวของชิ้นงานทดสอบมากขึ้น เพื่อนำข้อมูลที่ได้อ้อมาคำนวณหาค่าเฉลี่ยของการนำความร้อนของชิ้นงานทดสอบ
4. การใช้คอมพิวเตอร์ช่วยในการวิเคราะห์ถึงผลของตัวแปรต่างๆที่มีผลต่อค่าการนำความร้อนของชิ้นงานทดสอบที่คำนวณได้ เช่น ผลของการแผ่รังสีความร้อน , ลักษณะการไหลของอากาศภายใน Metering Box เป็นต้น เพื่อที่จะทำการออกแบบอุปกรณ์ทดสอบให้มีความถูกต้องมากยิ่งขึ้น
5. การปรับปรุงให้ชุดเครื่องมือทดสอบสามารถนำไปทดสอบกับชิ้นงานที่มีขนาดเล็กกว่าพื้นที่ Metering Area ซึ่งวิธีการปรับปรุงสามารถศึกษาได้จากภาคผนวกของมาตรฐาน ASTM



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



Standard Test Method for Steady-State Thermal Performance of Building Assemblies by Means of a Guarded Hot Box¹

This standard is issued under the fixed designation C 236; the number immediately following the designation indicates the year of original adoption or, in the case of revision, the year of last revision. A number in parentheses indicates the year of last reapproval. A superscript epsilon (ϵ) indicates an editorial change since the last revision or reapproval.

This standard has been approved for use by agencies of the Department of Defense. Consult the DoD Index of Specifications and Standards for the specific year of issue which has been adopted by the Department of Defense.

1. Scope

1.1 This test method, known as the guarded hot box method, covers the measurement of the steady-state thermal transfer properties of panels. In distinction to Test Method C 177, which is primarily applicable to homogeneous samples, the guarded hot box method provides for the evaluation of thermal performance of building assemblies. This test method is suitable for building construction assemblies, building panels, and other applications of nonhomogeneous specimens at similar temperature ranges. It may also be used for homogeneous specimens.

1.2 This test method may be applied to any building construction for which it is possible to build a reasonably representative specimen of size appropriate for the apparatus.

NOTE 1—A calibrated hot box, Test Method C 976, may also be used for the described measurements and may prove more satisfactory for testing assemblies under dynamic conditions (nonsteady-state) and to evaluate the effects of water migration and air infiltration. The choice between the calibrated or the guarded hot box should be made only after careful consideration of the contemplated use.

1.3 In applying this test method, the general principles outlined must be followed; however, the details of the apparatus and procedures may be varied as needed.

1.3.1 The intent of this test method is to give the essential principles and the general arrangement of the apparatus. Any test using this apparatus must follow those principles. The details of the apparatus and the suggested procedures that follow are given not as mandatory requirements but as examples of this test method and precautions that have been found useful to satisfy the essential principles.

1.3.2 Persons applying this test method shall be trained in the methods of temperature measurement, shall possess a knowledge of the theory of heat flow, and shall understand the general requirements of testing practice.

1.3.3 This standard does not purport to address all of the safety problems associated with its use. It is the responsibility of the user of this standard to establish appropriate safety and health practices and determine the applicability of regulatory limitations prior to use.

NOTE 2—While various units may be found for thermal properties, the International System of units is used exclusively in this test method.

¹ This test method is under the jurisdiction of ASTM Committee C-16 on Thermal Insulation and is the direct responsibility of Subcommittee C16.30 on Thermal Measurements.

Current edition approved Sept. 29, 1989. Published June 1990. Originally published as C 236-60. Last previous edition C 236-87.

For conversion factors to inch-pound and kilogram-calorie systems, see Table 1.

2. Referenced Documents

2.1 ASTM Standards:

- C 168 Definitions of Terms Relating to Thermal Insulating Materials²
- C 177 Test Method for Steady-State Heat Flux Measurements and Thermal Transmission Properties by Means of the Guarded Hot Plate Apparatus²
- C 518 Test Method for Steady-State Heat Flux Measurements and Thermal Transmission Properties by Means of the Heat Flow Meter Apparatus²
- C 578 Specification for Preformed Cellular Polystyrene Thermal Insulation²
- C 976 Test Method for Thermal Performance of Building Assemblies by Means of a Calibrated Hot Box²
- C 1045 Practice for Calculating Thermal Transmission Properties from Steady-State Heat Flux Measurements²
- E 178 Practice for Dealing With Outlying Observations³
- E 230 Temperature-Electromotive Force (EMF) Tables for Standardized Thermocouples⁴
- E 691 Practice for Conducting an Interlaboratory Test Study to Determine the Precision of Test Methods³

3. Terminology

3.1 *Definitions*—For definitions of terms used in this test method, refer to Definitions C 168.

3.2 Symbols:

3.2.1 The symbols used in this test method have the following significance:

- λ = thermal conductivity, $W/(m \cdot K)$,
- C = thermal conductance, $W/(m^2 \cdot K)$,
- h = surface conductance, $W/(m^2 \cdot K)$,
- U = thermal transmittance, $W/(m^2 \cdot K)$,
- q = heat flux (time rate of heat flow through Area A), W/m^2 ,
- Q = time rate of heat flow, total input to the metering box, W ,
- A = metering area normal to heat flow, m^2 ,

² Annual Book of ASTM Standards, Vol 04.06.

³ Annual Book of ASTM Standards, Vol 14.02.

⁴ Annual Book of ASTM Standards, Vol 14.03.

TABLE 1 Conversion Factors for Thermal Conductivity^a

	W/(m·K) ^b	W/(cm·K)	cal/(s·cm·K)	kg-cal/(h·m·K)	Btu/(h·ft·°F)	Btu-in./(h·ft ² ·°F)
1 W·m ⁻¹ ·K ⁻¹ =	1.000	1.000 × 10 ⁻²	2.388 × 10 ⁻³	0.8598	0.5778	6.933
1 W·cm ⁻¹ ·K ⁻¹ =	100.0	1.000	0.2388	85.98	57.78	693.3
1 cal·s ⁻¹ ·cm ⁻¹ ·K ⁻¹ =	418.7	4.187	1.000	360.0	241.9	2903.00
1 kg-cal·h ⁻¹ ·h ⁻¹ ·K ⁻¹ =	1.163	1.163 × 10 ⁻²	2.778 × 10 ⁻³	1.000	0.6720	8.064
1 Btu·h ⁻¹ ·ft ⁻¹ ·°F ⁻¹ =	1.731	1.731 × 10 ⁻²	4.134 × 10 ⁻³	1.488	1.000	12.00
1 Btu·in. ⁻¹ ·h ⁻¹ ·ft ⁻² ·°F ⁻¹ =	0.1442	1.442 × 10 ⁻³	3.445 × 10 ⁻⁴	0.1240	8.333 × 10 ⁻²	1.000

Thermal Conductance ^a					
	W/(m ² ·K) ^b	W/(cm ² ·K)	cal/(s·cm ² ·K)	kg-cal/(h·m ² ·K)	Btu/h·ft ² ·°F)
1 W·m ⁻² ·K ⁻¹ =	1.000	1.000 × 10 ⁻⁴	2.388 × 10 ⁻⁵	0.8598	0.1761
1 W·cm ⁻² ·K ⁻¹ =	1.000 × 10 ⁴	1.000	0.2388	8598	1761
1 cal·s ⁻¹ ·cm ⁻² ·K ⁻¹ =	4.187 × 10 ⁴	4.187	1.000	3.600 × 10 ⁴	7373
1 kg-cal·h ⁻¹ ·m ⁻² ·K ⁻¹ =	1.163	1.163 × 10 ⁻⁴	2.778 × 10 ⁻³	1.000	0.2048
1 Btu·h ⁻¹ ·ft ⁻² ·°F ⁻¹ =	5.678	5.678 × 10 ⁻⁴	1.356 × 10 ⁻⁴	4.882	1.000

^a Units are given in terms of (1) the absolute joule per second or watt, (2) the calorie (International Table) = 4.1868 J, or the British thermal unit (International Table) = 1055.06 J.
^b This is the SI unit.

- L** = length of path of heat flow (thickness of specimen), m.
- N** = minimum number of thermocouples (see Eq 1.6.5.1.1).
- r** = surface resistance, K·m²/W.
- R** = thermal resistance, K·m²/W.
- R_u** = overall thermal resistance, K·m²/W.
- t_h** = average temperature of air 75 mm or more from the hot surface, K.
- t_l** = area weighted average temperature of hot surface, K.
- t₂** = area weighted average temperature of cold surface, K, and
- t_c** = average temperature of air 75 mm or more from cold surface, K.

4. Summary of Test Method

4.1 To determine the conductance, *C*, the thermal transmittance, *U*, and the thermal resistance, *R*, of any specimen, it is necessary to know the area, *A*; the heat flux, *q*, and the temperature differences, all of which must be determined under such conditions that the flow of heat is steady. The hot box is an apparatus designed to determine thermal performance for representative test panels and is an arrangement for establishing and maintaining a desired steady temperature difference across a test panel for the period of time necessary to ensure constant heat flux and steady temperature, and for an additional period adequate to measure these quantities to the desired accuracy. The area and the temperatures can be measured directly. The heat flux, *q*, however, cannot be directly measured, and it is to obtain a measure of *q* that the hot box has been given its characteristic design. In order to determine *q*, a five-sided metering box is placed with its open side against the warm face of the test panel. If the average temperature across the walls of the metering box is maintained the same, then the net interchange between the metering box and the surrounding space is zero, and the heat input to the metering box is a measure of the heat flux through a known area of the panel. The portion of the panel outside the meter area, laved by the air of the surrounding guard space, constitutes a guard area to minimize lateral heat flow in the test panel near the metering area. Moisture migration, condensation, and freezing within the specimen can cause variations in heat flow; to avoid this, the dew point temperature on the warm side must be kept below the

temperature of the cold side when the warm surface is susceptible to ingress of moisture vapor. It is expected that, in general, tests in the guarded hot box apparatus will be conducted on substantially dry test panels, with no effort made to impose or account for the effect of the vapor flow through or into the panel during the test.

4.2 Since the basic principle of the test method is to maintain a zero temperature difference across the metering box walls, adequate controls and temperature-monitoring capabilities are essential. It is recognized that small temperature gradients could occur due to the limitations of controllers. Since the total wall area of the metering box is often more than twice the metering area of the panel, small temperature gradients through the walls may cause heat flows totaling a significant fraction of the heat input to the metering box. For this reason, the metering box walls may also be equipped to serve as a heat flow meter so that heat flow through them can be estimated and minimized by adjusting conditions during tests, and so that a heat flow correction can be applied in calculating test results.

5. Significance and Use

5.1 When the guarded hot box is constructed to test assemblies in the vertical orientation, it is suited for evaluating walls and other vertical structures. When constructed to test assemblies in the horizontal orientation, it is suited for evaluating roof, ceiling, floor, and other horizontal structures. Other orientations are allowable. The same apparatus may be used for both vertical and horizontal testing if it can be rotated or reassembled in either orientation.

NOTE 3—Horizontal structures that incorporate attic spaces between a ceiling and a sloping roof are highly complex constructions, and testing in the guarded hot box would be extremely difficult. Proper consideration must be given to specimen size, natural air movement, ventilation effects, radiative effect, baffles at the guard-meter demarcation, etc. All of these special conditions must be included in the report (10.1.1). Consideration should be given to the use of the calibrated hot box for such large, complex constructions.

5.2 For vertical specimens with air spaces that significantly affect thermal performance, the metering box height should ideally match the construction height. If this is not possible, horizontal convection barriers must be installed to prevent air exchange between meter and guard areas, unless

it can be shown that the omission of such barriers does not significantly affect results.

5.3 For all specimens it is necessary to maintain a near zero lateral heat flow between the guard area and the meter area of the specimen. This can be achieved by maintaining a near zero temperature difference on the specimen surface between the metered and guard areas. In specimens incorporating an element of high lateral conductance (such as a metal sheet), it may be necessary to separate the metered and the guard areas of the highly conductive element by a narrow gap such as a saw cut.

5.4 Since this test method determines the total flow of heat through the test area demarcated by the metering box, it is possible to determine the heat flow through a building element smaller than the test area, such as a window or representative area of a panel unit, if the parallel heat flow through the remaining surrounding area or mask is determined (see Annex A1).

6. Apparatus

6.1 Arrangement—Fig. 1 (a) shows a schematic arrangement of the test panel and of various major elements of the apparatus; Fig. 1(b) and (c) show alternative arrangements. Still other arrangements, accomplishing the same purpose, may be preferred for reasons of convenience or ease of installing panels. In general, the size of the metering box determines the minimum size of the other elements.

6.2 Metering Box:

6.2.1 Size—The size of the metering box is largely governed by the metering area required to obtain a representative test area of panel. For example, for panels incorporating air spaces or stud spaces, the metering area, preferably, should exactly span an integral number of spaces. The height

of the metering box should be not less than the width and is subject to the limitations as described in 5.2. The depth of the metering box should be not greater than that required to accommodate its necessary equipment.

6.2.2 Thermal Resistance—The metering box walls shall have a thermal resistance of not less than $0.83 \text{ m}^2 \text{ K/W}$. In order that the resistance of the box wall shall be uniform over the entire box area, a construction without internal ribs shall be used. For example, a glued balsa wood or a sandwich construction with aged urethane foam core. The edge in contact with the panel shall, if necessary, be narrowed on the outside only, to hold a gasket not more than 13 mm wide. If necessary, a wood nosed piece can be used to carry the gasket. The metering area of the panel shall be taken as the area included between the center lines of the gaskets. All surfaces that can exchange radiation with the specimen must have a total hemispherical emittance greater than 0.8.

6.2.3 Heat Supply and Air Circulation—Fig. 2 shows a possible arrangement of equipment in the metering box to assure an even, gentle movement of air over the metering area of the panel. The electric heaters are mounted in a housing with walls of resistance not less than $0.83 \text{ m}^2 \text{ K/W}$, and with a low emittance outside surfacing to minimize

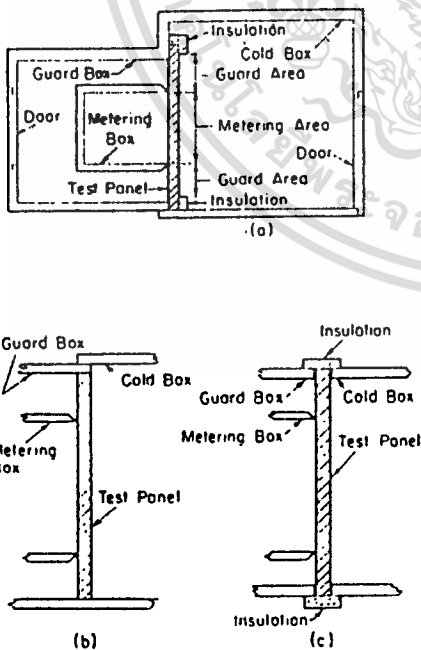


FIG. 1 General Arrangements of Test Box, Guard Box, Test Panel, and Cold Box

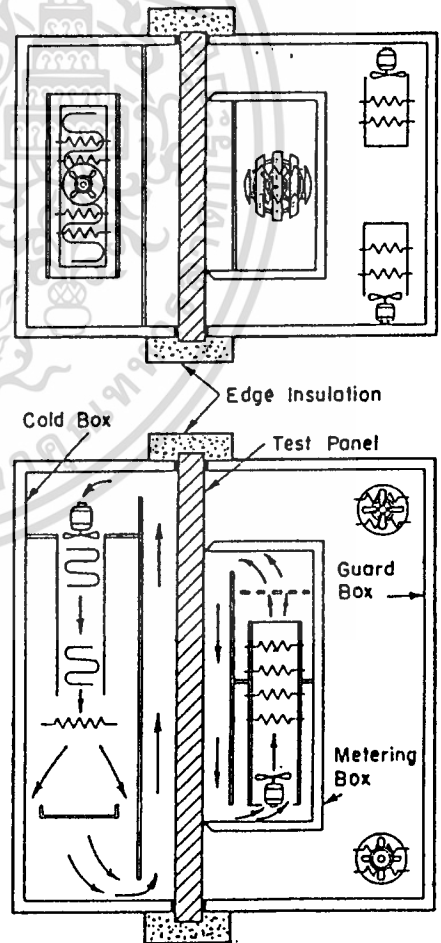


FIG. 2 Arrangement of Equipment During the Test

radiation heat transfer to the metering box walls. In this arrangement air is continuously circulated by a small fan upward through the cylindrical housing and downward between the baffle and the panel in accordance with the motion that would result from natural convection forces. A slot-type baffle is placed some distance above the outlet of the cylindrical housing to prevent impingement of a jet of heated air against the top inner surface of the metering box. For large meter boxes the cylindrical housing may cause concentrations of air flow. To direct the air properly across the specimen, other fan arrangements may be preferable. A curved vane is mounted at the top of the baffle to smooth the entrance of air into the baffle space. In a hot box apparatus used for testing panels in a vertical position only, the moderate circulation of air resulting from natural convection may be sufficient without the use of a fan. The change in temperature of the air as it moves along the surface of the panel will, in general, be greater with natural circulation than with a fan. If a fan is used, its motor should be within the metering box, its electrical input should be as small as feasible, and the input should be carefully measured. If it is necessary to locate the motor outside the metering box, the heat equivalent of the shaft power must be accurately measured, and air leakage into or out of the metering box around the shaft must be zero.

6.2.4 *Temperature Control*—To obtain reliable test results, accurate temperature control equipment must be utilized. Temperature controllers must be capable of controlling temperature within 0.25 K during the test period. The heaters should be the open-wire type of minimal heat capacity and lag.

6.2.5 *Gaskets*—The contact edges of the metering box should ensure, by a gasket or other means, a tight air seal against the surface of the test panel. For some panels special provisions may be necessary. The metering box should be pressed tightly against the panel by suitable means. Some gasket materials age with time and service. Periodic inspection of gaskets is recommended in order to confirm their ability to provide a tight seal under test conditions.

6.2.6 *Heat Flux Transducer*—To equip the metering box walls to serve as a heat flux transducer, a means of detecting the temperature difference across the metering box walls or the heat flux through the metering box walls shall be provided. One method found satisfactory for this purpose is to apply a number of differential thermocouples connected in a series to the inside and outside surfaces of the metering box walls to form a thermopile. Precautions must be taken when determining the number of differential thermocouples. Based on a survey of guarded hot box operators, the number of differential thermocouple pairs located on metering box walls shall be five pairs per square metre of specimen metered area located on the metering box sides. At no time shall there be less than 1 pair of differential thermocouples on each of the five sides of the metering box (1).⁵ Precautions must also be taken when determining locations of the differential thermocouples, as temperature gradients on the inside and outside of the metering box walls are likely to exist

and have been found to be a function of metering and guard box air velocities and temperature. The junctions and the thermocouple wires for at least a 100-mm distance from the junctions shall be flush with, and in thermal contact with, the surface of the wall. The output of the thermocouple pairs shall be averaged.

6.2.7 *Thermopile emf and Heat Flow Relationship*—The relationship between thermopile emf and heat flow through the metering box walls shall be determined. This relationship shall be determined for each set of metering box conditions (temperature and air velocity). A suggested method of accomplishing this objective is outlined in Appendix X1.

6.3 *Guard Box:*

6.3.1 *Size*—It is recommended that the guard box be large enough so that there is a clear distance between its inner wall and the nearest box surface of the metering box of not less than the thickness of the thickest panel to be tested, but in no case less than 150 mm.

6.3.2 *Thermal Conductance*—To assure that there shall be a temperature difference of no more than a few degrees between the guard box air and its inner surfaces, the walls shall have a thermal conductance not greater than 0.6 W/(m²·K). A low conductance is also desirable for operating reasons, to assure that the heat flow into or out of the guard box from outside will be only a small fraction of the heat flow through the guard area of the test panel.

6.3.3 *Heat Supply and Air Circulation*—One or more reflective-surfaced cylindrical heater units with a fan may be used to supply heat to the guard box air and also to circulate the air to avoid stratification. The fan air intake of at least one such heater unit should be located at the lowest point in the guard box, to prevent pooling of cool air at the bottom. The air discharged from the heater cylinder shall not impinge directly against either the metering box or the test panel.

6.3.4 *Temperature Control*—The guard box air temperature and heat input can be controlled by a differential thermopile such as that used on the metering box for a heat flow meter, or by a sensitive bridge circuit with opposed temperature-sensitive arms located in the guard and metering boxes. To avoid hunting due to the small periodic temperature variations of the metering box air, as its thermostat functions, it is desirable to put the temperature-sensitive element of the differential control in the metering box in good thermal contact with the inside surfaces of the metering box. The temperature-sensitive element in the guard box should be placed to avoid being directly in the air stream of the heater units and should be of minimum thermal lag. The control equipment used to maintain guard box temperatures must be capable of controlling to within 0.25 K.

6.4 *Cold Box:*

6.4.1 *Size*—The size of the cold box is governed by the size of the test panel or by the arrangement of boxes used, as illustrated in Fig. 1.

6.4.2 *Insulation*—The cold box should be heavily insulated to reduce the required capacity of the refrigerating equipment, and the exterior of the cold box should be provided with a good vapor barrier to prevent ingress of vapor and heavy frost accumulations on the cooling coils.

6.4.3 *Temperature Control*—The cold box may be cooled in any manner that is capable of the close control of air

⁵ The boldface numbers in parentheses refer to the list of references at the end of this test method.

temperature necessary during a test. An arrangement of equipment similar to that in the metering box may be used with a fan to force air downward through the enclosed refrigerating coils and upward through the space between a baffle and the test panel as indicated in Fig. 2. It has been found satisfactory with an arrangement of this sort to operate a unit refrigeration system continuously, with the evaporation temperature of the coil held constant by an automatic back-pressure regulating valve, and refrigerant supplied to the coil through an automatic expansion valve. An alternative method is to use an exterior located refrigeration system and insulated ducts to supply chilled air to the cold box. Liquid nitrogen in connection with a solenoid valve regulating its flow may also be used. For fine control of the cold box, installation of open wire electrical heaters in the blower duct or other fast moving part of the air circulation system and controlling these heaters by a sensor located in the discharge of the air circulation system is recommended. The use of desiccants to remove excessive moisture in the recirculating cold air may be useful. Temperature controllers for steady-state tests must be capable of controlling temperatures within ± 0.25 K.

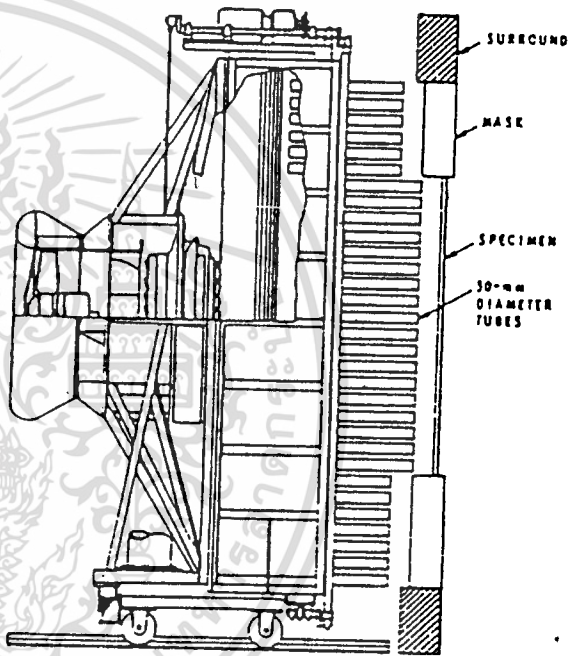
6.4.4 Air Circulation—High air velocities are permissible when their effect upon heat flow is to be determined. This may be accomplished by directing the airflow either parallel or perpendicular to the specimen cold surface. One method of obtaining parallel uniform velocity is to force air through a space between the specimen and a parallel baffle whose spacing may be adjustable to aid in changing the air curtain velocity. Parallel velocities, as provided in this test method, aid in obtaining uniform specimen surface temperatures and simulate the effect of cross winds. Velocities commonly used to simulate cross wind conditions are 3.35 m/s for summer conditions and 6.70 m/s for winter conditions. Perpendicular velocities, simulating direct wind impingement require moving larger amounts of air than most parallel situations, with corresponding larger power requirements. Also, the baffle should be placed further from the specimen surface and should have a porous section (a screen or honeycomb flow straightener) that directs the wind at the specimen surface (see Fig. 3 and 4). Velocities commonly used to

simulate wind conditions are 3.35 m/s for summer conditions and 6.70 m/s for winter conditions. Air leakage through the specimen should be eliminated by sealing all cracks and joints with tape, caulk, or foam strips.

6.4.4.1 After construction of the air circulation system a velocity scan across the air curtain is required to verify that a uniform air curtain is formed. The apparatus should provide a means for determining air velocity past the specimen surface. One method is to locate velocity sensors directly in the air curtain.

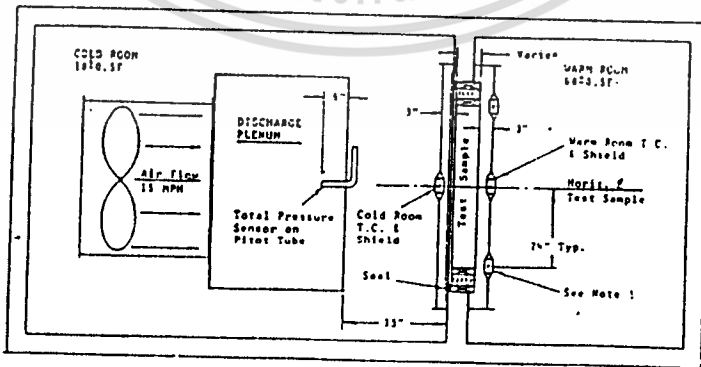
6.5 Temperature-Measuring Equipment:

6.5.1 Surface Temperatures—Thermocouples of wire not larger in size than 0.25 mm (No. 30 AWG gage), and which



NOTE—One inch is equal to 25.4 mm.

FIG. 3 DBR Wind Machine



- NOTE 1—Thermocouples and shields on the warm side are movable to maintain 3 in. spacing to test sample.
- NOTE 2—Overall chamber length may vary.
- NOTE 3—One inch is equal to 25.4 mm.
- NOTE 4—Thirty-two degrees fahrenheit is equal to 0°C.

FIG. 4. Thermal Chamber Diagram

met or are calibrated to the special limits of error specified in Standard E 230, are recommended for measuring surface temperatures in the apparatus (larger thermocouples can be used if it can be shown that there is no difference in bias); for this purpose the thermocouple junction and the adjoining lead wires for a distance of at least 100 mm should be taped, or preferably cemented, tightly to the surface. The emittance of the surfacing material tape or cement should be close to the emittance of the surface.

6.5.1.1 If the specimen (and therefore its thermal resistance) is uniform, or nearly so, over the area and thus the surface temperatures vary only slightly at lower air velocities, a minimum number of thermocouples spaced uniformly and symmetrically over the surface is sufficient. This minimum number depends on the specimen size. Experience has shown that the required minimum number of thermocouples, N , can be determined from the relation that:

$$N = A / (0.07 + 0.08 \sqrt{A}) \quad (1)$$

where A is the metering area in m^2 . If the number of thermocouples used is within 10 % of the number determined by this relation, then the requirements of this section are judged to be met.

6.5.1.2 If the specimen is of nonuniform construction, the number of thermocouples specified in 6.5.1.1 may still be sufficient. In this case the thermocouples shall be judiciously located to represent each of the construction elements. Such representation shall be distributed approximately uniformly and symmetrically over the specimen surface.

6.5.1.3 If the surface temperatures are expected to be greatly nonuniform, additional thermocouples must be used to sample adequately the different temperature areas so that reliable weighted mean temperatures may be obtained.

6.5.1.4 With some nonhomogeneous walls, such as concrete, it may be advisable to use copper shim stock under the thermocouples to average the temperature. Large aggregates in the concrete can create biased temperature readings.

6.5.1.5 At least two surface thermocouples shall be placed on the guard area of the specimen at suitable locations to indicate the effectiveness of the guard area.

6.5.1.6 Surface temperatures on the cold side of the test panel shall be measured by surface thermocouples placed directly opposite those on the warm side.

6.5.2 Air temperatures may be measured by thermocouples, temperature sensitive resistance wires, or other sensors. Air thermocouples shall be made of wire not larger than 0.51 mm (No. 24 AWG).

6.5.2.1 If thermocouples or other point sensors are used, they shall be located in the metering box area in the same quantity and spacing as that specified for surface thermocouples in 6.5.1.1. The thermocouple shall be located midway between the face of the panel and the baffle, if one is used, but in no case less than 75 mm from the face of the panel. The junctions of the thermocouples shall have bright metallic surfaces and shall be as small as possible to minimize radiation effects. Another method is to shield the thermocouple junction. The thermocouples may be placed directly opposite the surface thermocouples; in any case they should be located as uniformly as possible over the metering area.

6.5.2.2 Thermocouples shall also be placed in the guard space at suitable locations, to indicate the degree of unifor-

mity of guard space air temperatures; preferably, one should be placed opposite each guard area surface thermocouple, but not less than 75 mm from the panel.

6.5.2.3 Air temperatures on the cold side of the panel shall be measured by one thermocouple placed directly opposite each of the warm side air temperature thermocouples and located in a plane parallel to the specimens surface and spaced far enough away that they are unaffected by temperature gradients in the boundary layer. The thermocouples shall be located midway between the face of the panel and the baffle, if one is used. For low velocities, a minimum spacing of 75 mm from the specimen surface is required. At higher velocities the required minimum spacing is less but in no case less than 20 mm. No thermocouples need be placed in the cold space opposite guard space thermocouples remote from the panel surface.

6.5.2.4 If air temperatures are to be measured by means of resistance wire grids, the wire shall be distributed uniformly to indicate approximately the average temperature of the air on both sides of the panel at a plane midway between the baffle and the panel but in no case less than 75 mm from the panel.

6.5.2.5 It is recommended that the surface temperature of the baffles on the hot and cold sides be measured by placing thermocouples on all surfaces the specimen can see.

NOTE 4—This is not a requirement of this test method but is highly recommended. There are several reasons for the recommendation: (1) this indicates any difference between the baffle surface and air temperatures; (2) it will allow corrections to be made to the radiation component of the surface conductances due to differences in these temperatures; and (3) it is necessary to do this for specimens such as glass which have a high-thermal conductance.

6.6 Instruments:

6.6.1 All thermocouples or other temperature sensors for observing surface and air temperatures shall have their leads brought out individually to suitable measuring instruments capable of indicating temperatures to within ± 0.05 K.

6.6.2 Total average power (or integrated energy over a specified time period) for all energy to the meter box shall be accurate to within ± 0.5 % of reading under conditions of use. Power measuring instruments must be compatible with the power supplied whether ac, dc, on-off proportioning, etc. Voltage stabilized power supplies are strongly recommended.

6.6.3 Velocities of air over both surfaces of the panel should be measured with suitable instruments or be calculated from a heat balance between the rate of loss or gain of heat as it moves through the baffle space, as indicated by its temperature change, and the rate of heat flow through the test panel, average values of which can be determined from the test data. It should be recognized that radiant transfer between the baffle and the specimen can affect the calculation if the radiation is significant. For this reason direct velocity measurement is desirable.

NOTE 5—It is recommended that a central control location be established, that automatic scanning and recording equipment for unattended operation be used, and that data be computer processed.

6.7 Verification—When a new or modified apparatus is constructed, verification tests shall be conducted on panels made from materials of known conductance that does not exceed $1.5 \text{ W}/(m^2 \cdot K)$ as determined in Test Methods C 177 or Test Method C 518. Any differences in results should be

carefully analyzed and corrective measures taken. Further periodic checks are recommended.

7. Sampling and Test Specimens

7.1 Specimens shall be representative of the construction to be investigated but may be modified if necessary for test purposes as mentioned in 5.2 and 5.3. It must be recognized that modifications to the construction may result in conditions that do not represent true field conditions. In many cases conduction and convection paths have considerable effect on the performance of the specimen and must be left intact. Other considerations are:

7.1.1 *Sensors*—Install temperature sensors as directed in 6.5. When desired, temperature and other sensors may be installed throughout the interior of the specimen for special investigations.

7.1.2 *Conditioning*—The usual pre-test conditioning is in ambient air long enough to come to practical equilibrium. Assemblies that may have significant moisture content, which can influence test results, must be allowed to reach steady-state moisture conditions. Since the specimen size will probably preclude oven drying, concrete wall specimens may require 6 to 8 weeks of room temperature aging.

7.1.3 *Edge Insulation*—When a test panel is installed, its edges shall, if necessary, be insulated to prevent edge effect from overtaking the guarding effect of the guard area of the panel. For this purpose, the edges of the panel may be protected against heat loss or gain by a thickness of insulation with an R of 1 or $1.25 \text{ K} \cdot \text{m}^2/\text{W}$. It may be necessary to vapor-proof the insulation to prevent condensation of moisture in the edges of the panel, if a test arrangement similar to that shown in Fig. 1(c) is used. The edge of the specimen should be well sealed to prevent air infiltration between the guard and the cold box.

8. Procedures

8.1 Test conditions of temperature and orientation should be chosen to correspond as closely as possible to the circumstances of use of the construction to be tested. This test method is primarily designed for the temperatures encountered in normal building use, however, it is recognized that the method may find application in testing conditions that are outside this normal range. It is recommended that a minimum temperature differential of approximately 25 K be maintained for accurate measurement.

8.2 The required stabilization and test periods are as follows:

8.2.1 Impose steady-state conditions for at least 4 h prior to final data collection. This condition is satisfied when, over this 4-h period, the average surface temperature did not vary by more than $\pm 0.06^\circ\text{C}$ ($\pm 0.1^\circ\text{F}$) and the average power in the meter area did not vary by more than $\pm 1\%$ and the data did not change unidirectionally. During this period, data shall be collected at intervals of 1 h or less.

8.2.2 After the conditions in 8.2.1 have been satisfied, continue the test period at least 8 h, but do not terminate the test until two or more successive 4-h periods produce results that do not differ by more than 1%. During this period take data at intervals of 1 h or less. The average of the data for the two or more successive 4-h periods that agree within 1% are used in calculating the final results. In testing panels that are

heavily insulated, very massive, or both, it may be necessary to extend the duration of the test beyond the minimum period of two consecutive 4-h periods in order to be assured that conditions are steady, as it has been observed that continuing but small incremental changes can give a premature appearance of stability.

8.2.3 The calculation of a time constant, generated from apparatus measurements (Note 6) combined with an estimate of the thermal properties of the specimen, will help in estimating the time required for the test set-up to reach equilibrium. (2) It is also suggested that C and U values be calculated for the test specimen, utilizing known properties of the components. This will serve as general check of the measured results and avoid serious errors in measurement.

NOTE 6—The thermal mass of the apparatus may be the major factor contributing to the time constant of the system.

8.3 Data to be determined include:

8.3.1 The total net energy or average power through the specimen during a measurement interval. This includes all meter box heating and power to fans or blowers, and any corrections for meter box wall heat flow

8.3.2 All air and surface temperatures specified in 6.5.1 and 6.5.2 (Note 7).

8.3.3 The effective dimensions of the metered area.

NOTE 7—In 6.5 the locations of thermocouples or temperature measuring elements at various points are stipulated, for example, in the guard space and on the guard area of the test panel. The temperatures indicated by such thermocouples are of great value in evaluating the uniformity of temperatures prevailing in the guard space and on the test panel surfaces, but it is not feasible to stipulate generally the limits within which certain of these measured temperatures must agree. It must, therefore, be the responsibility of the test engineer to observe and weigh the significance of these temperatures to ascertain their effect upon the validity of a particular test measurement.

9. Calculation

9.1 Calculate the final test results by means of the following equations using the average data obtained in 8.2.2 for the two 4-h periods that agree within 1%:

$$U = Q/A(t_h - t_c)$$

$$C = Q/A(t_1 - t_2)$$

$$R = (t_1 - t_2)A/Q$$

$$R_m = (t_h - t_c)A/Q = r_c + R + r_h$$

$$r_h = (t_h - t_1)A/Q$$

$$r_c = (t_2 - t_c)A/Q$$

$$h_h = Q/A(t_h - t_1)$$

$$h_c = Q/A(t_2 - t_c)$$

$$\lambda = QL/A(t_1 - t_2)$$

9.1.1 For a relatively uniform but nonhomogeneous specimen such as normal walls, floors, ceilings, etc., the properties that may be calculated are transmittance U , conductance C , resistance R , overall resistance R_m , surface resistances and surface conductances, h .

9.1.2 For uniform and homogeneous specimens all of the properties listed in 9.1.1 may be calculated plus thermal conductivity λ .

9.1.3 For elements smaller than the metering area, the properties that apply to the element, according to the distinctions of 9.1.1 and 9.1.2 may be calculated if tests have been run that allow the element heat flow to be determined.

Annex A1 presents considerations for these calculations.

10. Report

10.1 Report the following information:

10.1.1 Name, and any other identification or description of the test construction, including if necessary a blueprint showing important details, dimensions, and all modifications made to the construction, if any, and specimen orientation. Description of the test construction and a complete and detailed description of all materials. This includes the generic name of the material and its density. (For hygroscopic materials, such as some concrete materials and wood, the moisture content should also be given). If the thermal conductivities of these materials, at the test conditions, have been measured in a hot box facility (Test Method C 236 or Test Method C 976), a guarded hot plate (Test Method C 177) or a heat flow meter (Test Method C 518), these values should also be included.

NOTE 8—By generic description, the name of the material in addition to the brand name should be given (for example, preformed, cellular polystyrene Type VIII with a density of 22 kg/m³; spruce-pine-fir with a moisture content of 12 % and a dry density of 486 kg/m³).

10.1.2 Pertinent information in regard to preconditioning of the test panel.

10.1.3 Size and dimensions of the metering and guard areas of the test panel.

10.1.4 Average values during the test period of the temperatures and velocities of the air on both sides of the metering area of the panel, and of the temperature of the surfaces on both sides. (If significant, give the average values of the temperature of specific areas of the surface of the panel.)

10.1.5 Average rate of net heat input to the metering box.

10.1.6 Any thermal transmission properties calculated in 9.1 and the known precision of the equipment. Precision of the equipment should be checked using the propagation of errors theory.

NOTE 9—Discussions of this method can be found in many textbooks on engineering experimentation and statistical analysis (3).

10.1.7 Test duration and date.

10.2 All values shall be reported in both SI and inch-pound units unless specified otherwise by the client.

10.3 Where this test method is specifically referenced in published test reports and published data claims, and where deviations from the specifics of the test method existed in the tests used to obtain said data, the following statement shall be required to accompany such published information: "This test did not fully comply with the following provisions of Test Method C 236" (followed by a listing of specific deviations from this test method and any special test conditions that were applied).

11. Precision and Bias

11.1 Background—A round robin for guarded and calibrated hot boxes was conducted in accordance with Practice E 691. This round robin involved 21 different laboratories of which 16 had guarded hot boxes (4). Data were reported for 100-mm (4-in.) thick homogeneous specimens of expanded polystyrene board (Specification C 578). Each laboratory received material from a special manufacturer's lot that was controlled to maintain a uniform density. Data reduction and analysis using Practice E 178 identified one of the 16 laboratories as a statistical outlier. Results from the other 15 laboratories showed that at a mean temperature (*t*) of 24°C (75°F), the average *R* value was determined to be 2.78 K m²/W (15.77 F ft² h/Btu). The regression equation for the data set was:

$$R = 3.146 - 0.016 t \quad (R \text{ in } K \cdot m^2/W \text{ and } t \text{ in } ^\circ C) \quad (2a)$$

$$R = 17.867 - 0.028 t \quad (R \text{ in } F \text{ ft}^2 h/Btu \text{ and } t \text{ in } ^\circ F) \quad (2b)$$

over the mean temperature range from 4°C to 43°C (40°F to 110°F). The mean specimen density ranged from 20.2 to 23.9 kg/m³ (1.26 to 1.49 lbs/ft³).

11.2 Precision—At a specimen thermal resistance of *R* = 2.78 K·m²/W (15.76 F ft²h/Btu) and on the basis of test error alone, the difference in absolute value of two test results obtained in different laboratories on the same specimen materials will be expected to exceed the reproducibility interval only 5 % of the time according to Table 2. For example, measurements from two different laboratories on the same specimen could differ by up to ±7.8 % at a mean temperature of 24°C (75°F) 95 % of the time.

11.3 Bias—Based on guarded hot plate data (Test Method C 177) from the National Institute of Standards and Technology—Center for Building Technology and supported by measurements from other laboratories, the true value for the round-robin specimen is a thermal resistance of 2.81 K·m²/W (15.94 F ft²h/Btu). The mean value measured by the guarded hot box differed by -1.07 %.

NOTE 10—Another test series was conducted on homogeneous common lot specimens in three guarded hot boxes at different laboratories. (5, 6) *R*-values of the specimens ranged from approximately 0.5 to 2.1 K·m²/W (3 to 11.8 F ft²h/Btu) at mean temperatures of 4, 24, and 43°C (40, 75, and 110°F). This series indicated that results with precision of ±5 % may be achieved.

NOTE 11—Both round robins used a homogeneous specimen, an ideal wall section. Actual wall sections will be nonhomogeneous. The precision and bias has not yet been determined for nonhomogeneous specimens. The above statements provide a bound.

TABLE 2 Precision for Test Method C 236

Mean Temperature, °C (°F)	Thermal Resistance, K·m ² /W (Fft ² h/Btu)	Reproducibility Interval, %	Change in <i>R</i> , K·m ² /W (Fft ² h/Btu)
4 (40)	2.95 (16.75)	±7.3	±0.22 (±1.23)
24 (75)	2.78 (15.77)	±7.8	±0.22 (±1.23)
43 (110)	2.60 (14.79)	±8.6	±0.22 (±1.27)

ANNEX

(Mandatory Information)

A1. USING THE GUARDED HOT BOX TO DETERMINE HEAT TRANSFER THROUGH A BUILDING ELEMENT SMALLER THAN THE METERING AREA

A1.1 General Considerations

A1.1.1 In this use, the building cement area (A_b) is located centrally in the metering area (A_h) demarcated by the hot box, and is surrounded by a masking partition which extends homogeneously beyond the area A_b into the guard area. The area of the mask (A_m) within the metering area equals ($A_h - A_b$). The total heat flow rate Q_h determined by the hot box measurement consists of two heat flow rates in parallel, in accordance with the equation

$$Q_h = Q_r + Q_m \quad (A1.1)$$

where Q_r is the total through the building element area A_b and Q_m is that through the mask area A_m .

A1.1.2 In conducting a test to ascertain Q_r for a particular building element, Q_h is determined by the hot box measurement, and Q_m is inferred from the results of calibration measurements. The calibration is made by means of hot box tests of the masking partition either before the aperture for the building element is cut out or with a blank of known thermal conductance installed in place of the building element. The error in Q_r is evidently equal to the difference of the algebraic errors in Q_h and Q_m . The fractional error is given by

$$\Delta Q_r / Q_r = (\Delta Q_h - \Delta Q_m) / (Q_h - Q_m) = [(\Delta Q_h / Q_h) - (\Delta Q_m / Q_m)] / (1 - Q / Q_h) \quad (A1.2)$$

where (ΔQ_r) is the algebraic error in Q_r etc. An estimate of the fractional error $(\Delta Q_m) / Q_h$ is dependent upon the method which is used to calibrate the mask. If the calibration is made before the aperture for the building element is cut out then

$$\Delta Q_m / Q_h = (\Delta Q'_h / Q_h) \times (A_m / A_b) \quad (A1.3)$$

where $(\Delta Q'_h)$ is the error in heat flow measured during the calibration test. If a blank of known thermal conductance is used to calibrate the mask then

$$\Delta Q_m / Q_h = (\Delta Q'_h - \Delta Q_{h1}) / Q_h \quad (A1.4)$$

where (ΔQ_{h1}) is the algebraic error in determination of heat flow through the blank. Little can be said in general about the magnitudes of the algebraic fractional errors $(\Delta Q_h) / Q_h$ and $(\Delta Q_m) / Q_h$, since these depend on the quality and management of the particular hot box apparatus and upon the accuracy of determination of heat flow through the blank, but it is evident that the systematic portion of the error $(\Delta Q_r) / Q_r$ is reduced as Q_m / Q_h is made small. Also, as Q_m is made small, the term $(\Delta Q_m) / Q_h$ is presumably also made less significant. Thus, the fractional systematic error possible in the determination of Q_r is reduced by increasing either the area of the building element (if feasible), or the total thermal resistance of the mask.

A1.1.3 The need to infer the mask heat flow Q_m accurately requires that the mask be designed to act as a heat flow meter with an emf output and temperature difference of Δ ,

proportional to the total heat flow through it. This consideration is the basis for the specific recommendations which follow.

NOTE A1.1—Additional error may arise due to the possible influences of the building element in causing two or three dimensional heat flow at the boundary with the mask and thus affecting the mask heat flow in regions adjacent to the element. Thus mask heat flow, determined under a given set of conditions with a calibration standard in place, may change when the building element is installed, even though the test conditions remain unchanged. The user of this procedure should be aware of such possible errors and should attempt to evaluate their magnitude in relation to the desired accuracy of the test.

A1.2 Recommendations

A1.2.1 It is recommended that the mask be made of a suitable uniform thickness of a homogeneous and stable material of low thermal conductivity having adequate strength to support the weight of the building elements to be tested. Suitable materials are faced high-density glass fiber or polystyrene boards laminated together as necessary. Stronger masks can be fabricated by sandwiching layers of insulation between layers of rigid materials such as plywood. Such masks, though nonhomogeneous, are uniform in the direction perpendicular to the direction of heat flow and are calibrated in the same manner as homogeneous masks. It may be necessary in some cases to incorporate framing in the mask to support heavy building elements such as heavy-duty metal frame windows or masonry sections. Such nonuniform masks are necessarily calibrated using blanks of known thermal conductance. Framing members must be kept away from the juncture with the building element and with the boundary of the metering area so as not to contribute excessively to lateral heat transfer at these points. It is important that the mask be low in hygroscopicity to minimize changes in its thermal resistance with ambient humidity conditions, and that it be substantially impervious to air flow through it.

A1.2.2 Thermocouples for measuring the temperature difference across the mask should be permanently installed uniformly flush with or just under its surfaces. These may be connected in series-differential for determination of the mask temperature difference, or as individual thermocouples for exploring the temperature distributions on the faces of the mask. It is recommended that there be at least eight thermocouple junctions on each face of uniform masks: four at positions bisecting the four lines from the corners of the building element aperture to the corresponding corners of the metering area, and four at positions bisecting the sides of the rectangle having the first four thermocouples at its corners. A suitable thermocouple arrangement would have to be chosen for nonuniform masks that would provide representative average surface temperatures. This is particularly important when natural convection is used and air

temperatures and film coefficients vary over the metering face. If framing members are used, an area-weighted average of temperatures measured over the members and away from them is necessary. The mask, as a heat flow meter, should be calibrated and used in terms of the average temperature (or thermocouple emf) difference across it indicated by the permanently installed thermocouples.

A1.2.3 To protect the surfaces of the mask and the permanently installed thermocouples, and if necessary to render the surfaces impervious to air, a permanent coating or thin facing on each face of the mask is desirable. However, the coating or facing must be of low conductance laterally so that it does not contribute excessively to lateral heat transfer at the juncture with the building element or at the boundary of the metering area. The emittance of the mask surfaces should be uniform, and unchanged after calibration of the mask: in cases where the transmittance (rather than the conductance) of the building element is of particular interest, it is preferable that the emittance of the mask surfaces be large.

A1.2.4 In view of the desirability of high thermal resistance of the mask relative to that of the building element, the uniform thickness of the mask should in general not be less than that of the building elements to be tested, and may be greater than that of the thinner elements. Mask thickness greatly exceeding that of the building element is to be avoided if possible because of lateral heat flow in the mask due to its exposure at uncovered areas of its aperture. (In special instances, for example, a window designed to be set a few inches outward from the plane of the inner surface of a wall, a special calibration of the mask as a heat flow meter may be necessary using a blank of known thermal conductance in the precise position of the window at the juncture with the mask aperture.)

A1.2.5 The mask aperture in which the building element is installed for test should fit the element specimen snugly. Cracks between them should be minimal in width, and should be filled completely with a good fibrous insulation and caulked or otherwise sealed at the mask surfaces to prevent air leakage. It is desirable that the insulation used to fill cracks have approximately the same conductivity as the mask material; it would then be possible, if the cracks aggregate an area significant in relation to the mask area, to

compensate roughly for the increased virtual mask area by increasing the mask heat flow indicated by its temperature drop in proportion to the increase of area.

A1.2.6 It is probable that many building elements to be tested are inhomogeneous or nonuniform in construction for structural reasons, and in consequence that the local thermal conductances differ considerably at different frontal areas of the element. The variations are inherent, and the result of the test is an average conductance or transmittance value for the total construction, provided that the conductance variations at edges do not seriously impair the validity of using the mask as an adequate heat flow meter. This is a matter which varies with the case, and therefore must rest on the judgment and discretion of those conducting the test measurement. A useful guiding principle is that nothing should be incorporated in, or omitted from, a building element specimen being tested that would make it not representative of the assembly that would be found in actual installation in service. For example, if a metal window ordinarily is installed with inset wood framing, the test specimen should include just so much of the wood framing as is properly chargeable to it.

A1.3 Calibration of the Mask as a Heat Flow Meter

A1.3.1 The calibration of the mask is made by means of hot box tests either before the aperture for the building elements is cut out or with a blank of known thermal conductance installed in place of the building element. The mask must be fully prepared with the permanent differential thermocouples installed and any final facings or coatings applied. Several tests are made, adequately covering the range of mask mean temperatures (and perhaps mask temperature drops and box air velocities) at which the mask will be operated in tests of building elements. In each test, under steady-state conditions, the metering box heat flow Q' , and the corresponding mask temperature drop Δt , indicated by its permanently installed thermocouples, are determined. The net mask heat flow Q'_m corresponding to Δt is calculated as $Q'_b(A_m/A_b)$ when the calibration is made before the aperture is cut, where A_m and A_b are as defined earlier, and as $(Q' - Q_b)$ for the calibrated-blank method where Q_b is the calculated heat flow through the blank. In the latter method of calibration, a suitable blank must first be prepared and calibrated.

APPENDIX

(Nonmandatory Information)

X1. THERMOPILE EMF AND HEAT FLOW RELATIONSHIP (7, 8)

X1.1 The procedure given in this Appendix outlines the steps suggested to obtain the relationship between heat flow and thermopile output. This method addresses the technique that will yield the heat flow relationship as a function of the thermopile output and a thermopile offset, if present.

X1.1.1 It is essential that the number of fans and power input in the metering, guard, and environmental boxes be held constant along with all temperatures throughout the calibration (and measurement) phase. By holding the fan number and input along with the surface temperatures constant, the operator assures a constant heat transfer film coefficient to the specimen throughout testing. The E_n value associated with negligible net heat flow across the meter box walls is then obtained from the relationship between Q_m and E . The equation that describes the total heat flow drawn schematically in Fig. 4 is

$$Q_F + Q_H + Q_m = Q_s = \frac{A\Delta T}{R} \quad (X1.1)$$

where:

- Q_F = heat flow due to fan, W,
- Q_H = heat flow due to heater, W,
- Q_m = heat flow through the metering box walls, W,
- Q_s = heat flow through specimen, W,
- R = thermal resistance of specimen, $m^2 \cdot K/W$,
- A = heat flow metered area, m^2 ,
- ΔT = temperature difference across specimen, K,
- E_n = thermopile emf when net heat flow through metering box walls is negligible, and
- E = thermopile emf.

The goal is to make Q_m equal to zero. Q_m can be described by:

$$Q_m = f_n(E) = mE + b \quad (X1.2)$$

X1.1.2 To quantify m , at least two test runs must be performed with differing levels of E . E must be held constant within each test. The specimen surface to surface temperature difference for all tests must be constant and of the same value. Q_s can be approximated by assuming the design R . It is not necessary to know the R of the specimen. Plot Q_m calculated from Eq X1.1 versus E . The slope of the line is m .

The next step is to quantify b in Eq 2. Set the temperature difference across the specimen surface equal to zero ($Q_s = 0$). Substituting Eq X1.2 into Eq X1.1 and setting $Q_s = 0$ reduces Eq X1.1 to:

$$Q_F + Q_H = -(mE + b) \quad (X1.3)$$

X1.1.3 Set E to a value such that the fan wattage is at operational conditions and the heater wattage is at the minimum value that maintains temperature control. This will assure that no heat is flowing anywhere except through the meter box walls. During this test, lateral heat flow must still be negligible. Using m that was determined, Eq X1.3 will yield b . The thermopile emf value that pertains to negligible net heat flow through the meter box walls E_n can then be calculated using Eq X1.2:

$$E_n = -(b/m) \quad (X1.4)$$

REFERENCES

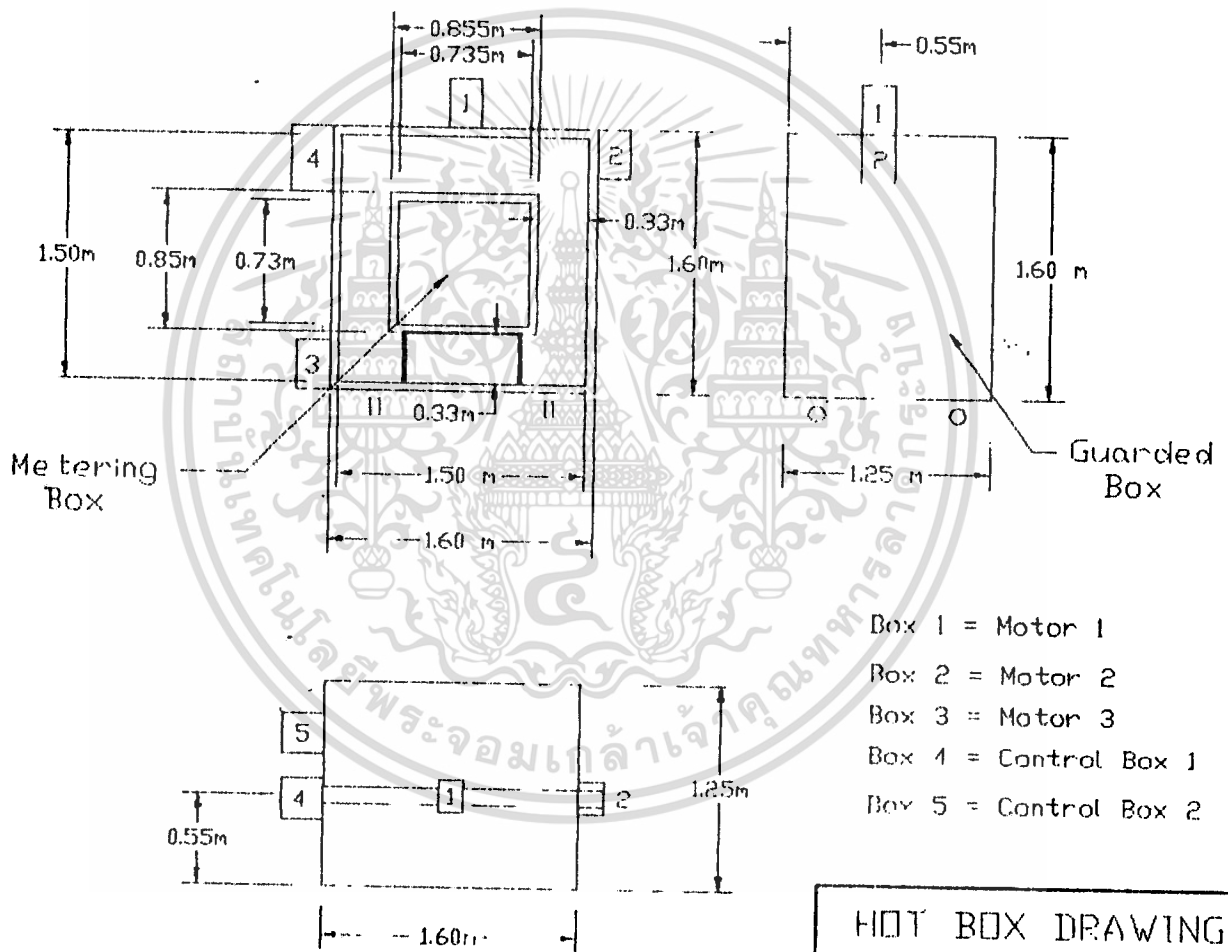
- (1) Miller, R. G., "Hot Box Operating Techniques and Procedures: A Survey," *Journal of Testing and Evaluation*, Vol 15, No. 3, May 1987, pp. 153-166.
- (2) Rohsenow, W. M., Choi, H. I., *Heat, Mass and Momentum Transfers*, Prentice-Hall Inc., Englewood Cliffs, NJ, 1961, p. 112.
- (3) Schenck, Hilbert, *Theory of Engineering Experimentation*, McGraw-Hill, NY, NY, Second Ed., 1968, Chap. 3, p. 46.
- (4) Bales, E., "ASTM/DOE Hot Box Round Robin," ORNL/Sub/84-97333/2, Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, TN, November 1988.
- (5) Miller, R. G., Perrine, E. L., and Linchan, P. W., "A Calibrated/Guarded Hot Box Test Facility," *Thermal Transmission Measurements of Insulation, ASTM STP 660*, 1978, p. 329.
- (6) Sherman, M., "Aged Thermal Resistance (R -value) of Foil-Faced Polyisocyanurate Foam," Thermal Insulation Board Proceedings of the ASHRAE/DOE-DEHL Conference on *Thermal Performance of External Envelopes of Buildings*, ASHRAE SP 28, 1981, pp. 952-964.
- (7) Gerace, R. R., Derderian, G. D., Cirignano, P. C., Orlandi, R. D. and Shu, L. S., "An Operational Procedure for Guarded Hot Box Testing," *Journal of Testing and Evaluation*, Vol 15, No. 3, May 1987, pp. 138-144.
- (8) Orlandi, R. D., Howanski, J. W., Derderian, G. D., and Shu, L. S., "Development of a Testing Procedure for a Guarded Hot Box Facility," *Symposium on Thermal Insulation, Materials, and Systems for Energy Conservation in the 80's, ASTM STP 789*, 1982, pp. 205-214.

The American Society for Testing and Materials takes no position respecting the validity of any patent rights asserted in connection with any item mentioned in this standard. Users of this standard are expressly advised that determination of the validity of any such patent rights, and the risk of infringement of such rights, are entirely their own responsibility.

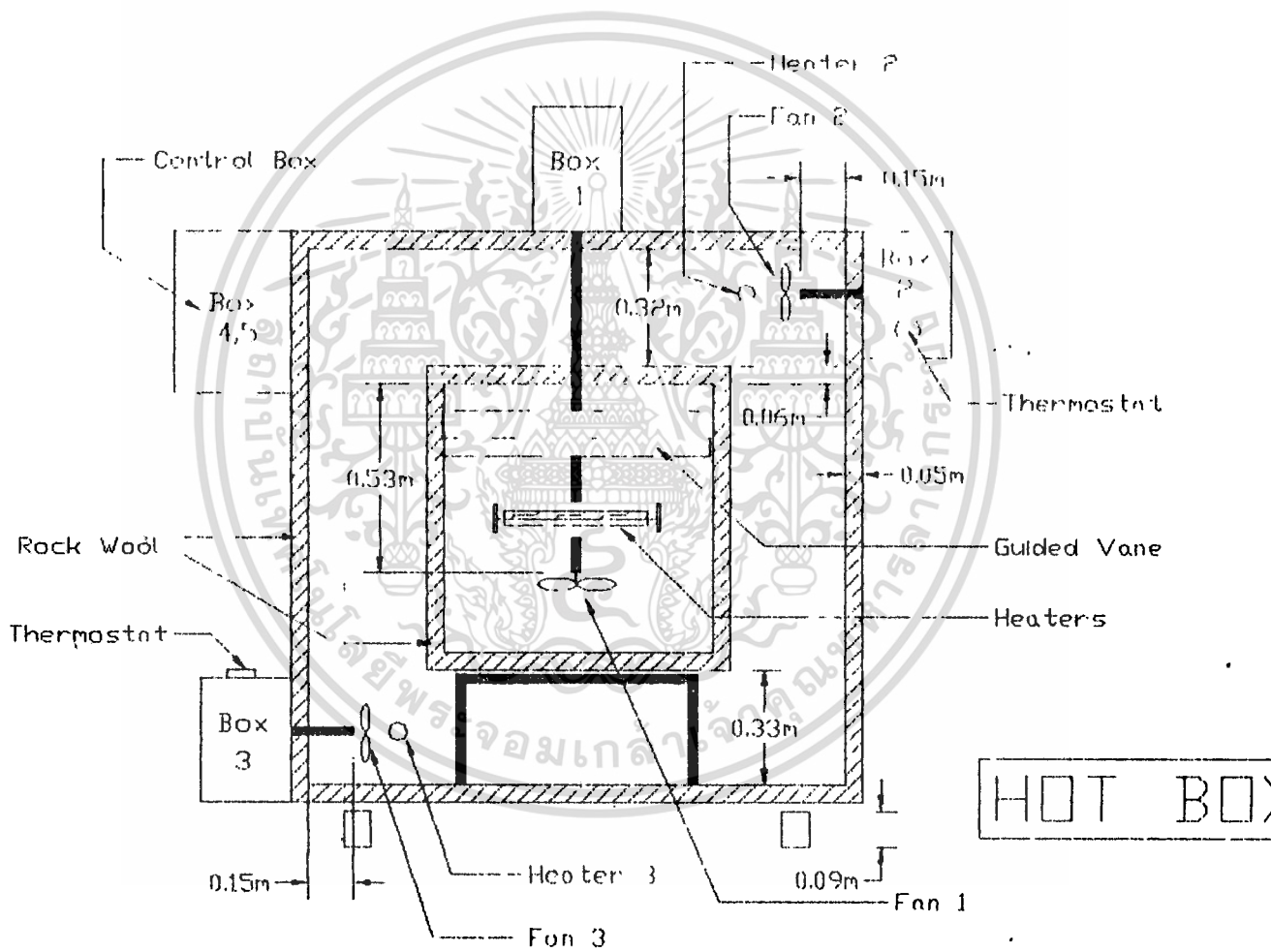
This standard is subject to revision at any time by the responsible technical committee and must be reviewed every five years and if not revised, either reapproved or withdrawn. Your comments are invited either for revision of this standard or for additional standards and should be addressed to ASTM Headquarters. Your comments will receive careful consideration at a meeting of the responsible technical committee, which you may attend. If you feel that your comments have not received a fair hearing you should make your views known to the ASTM Committee on Standards, 1916 Race St., Philadelphia, PA 19103.



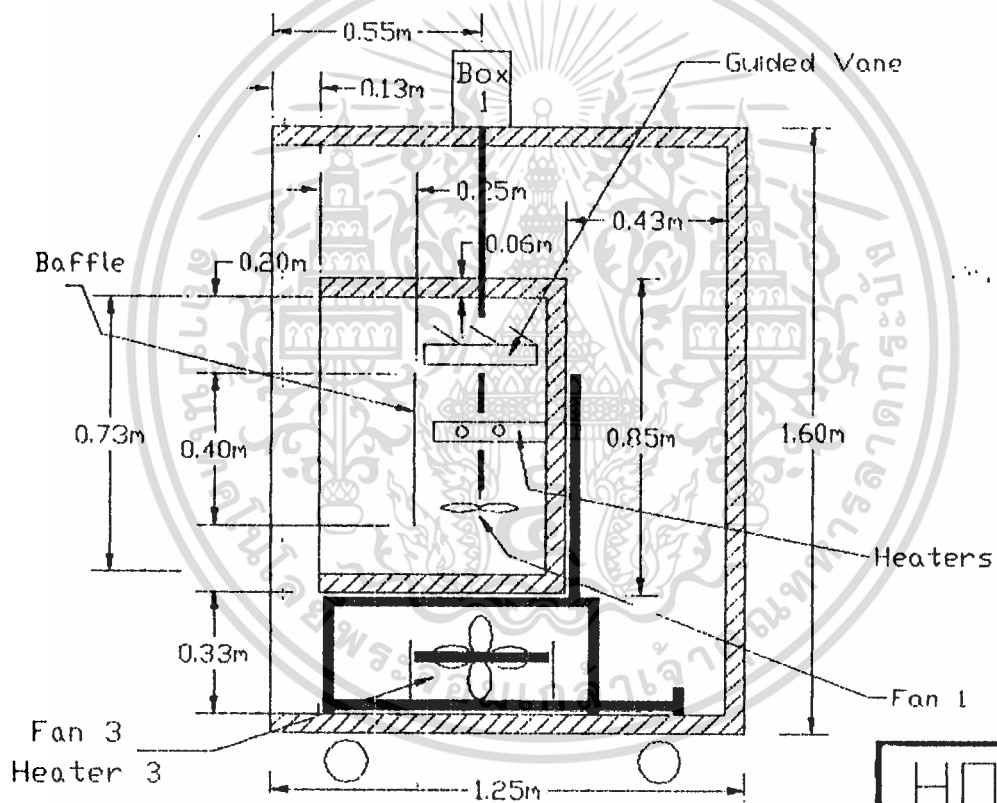
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

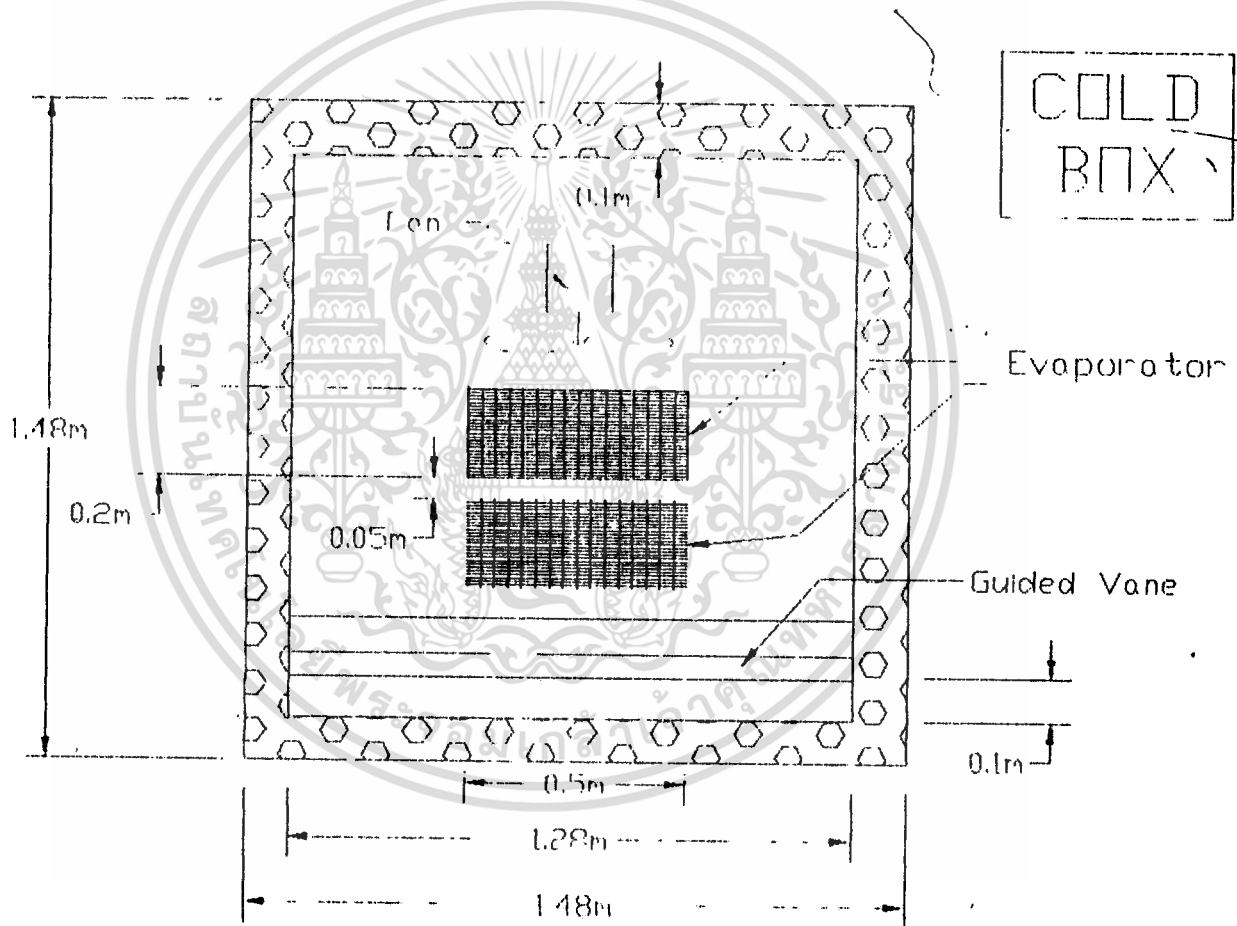


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

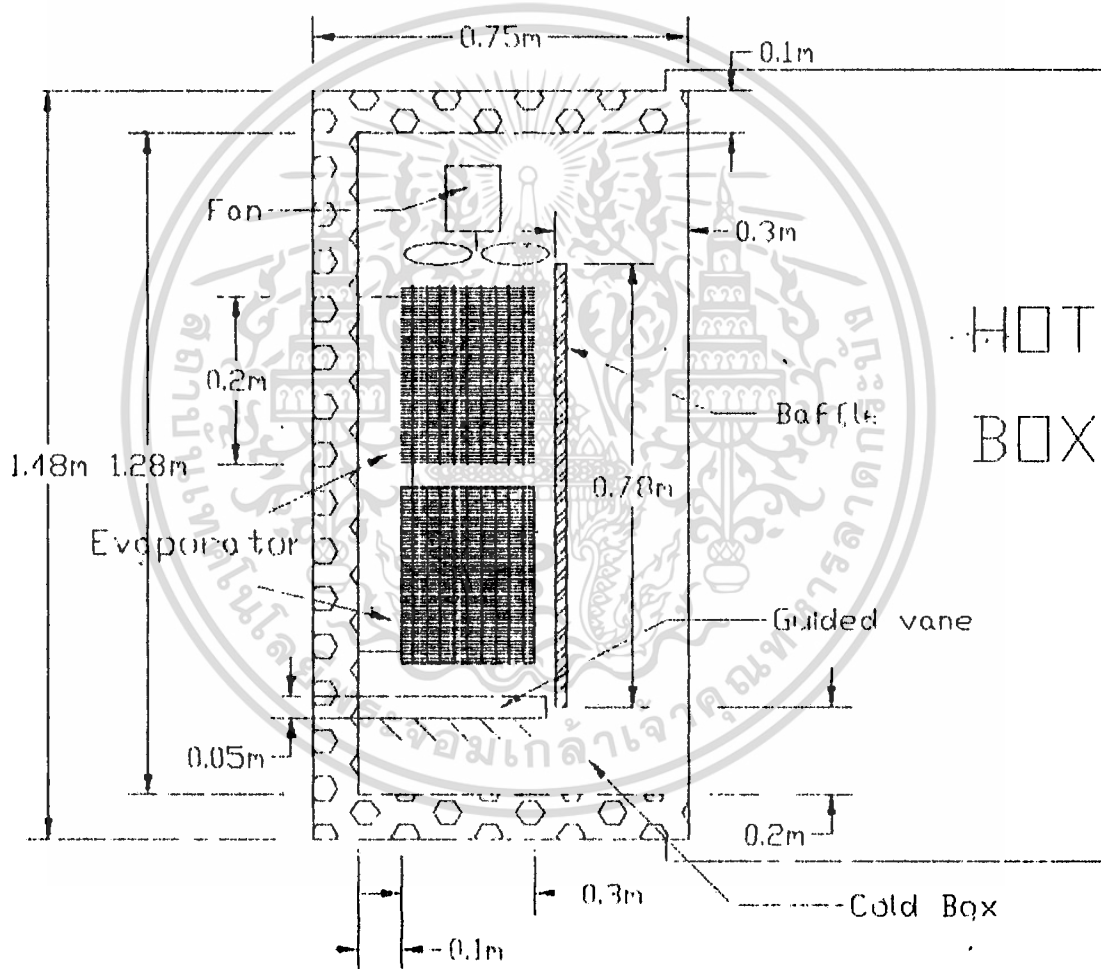


HOT BOX

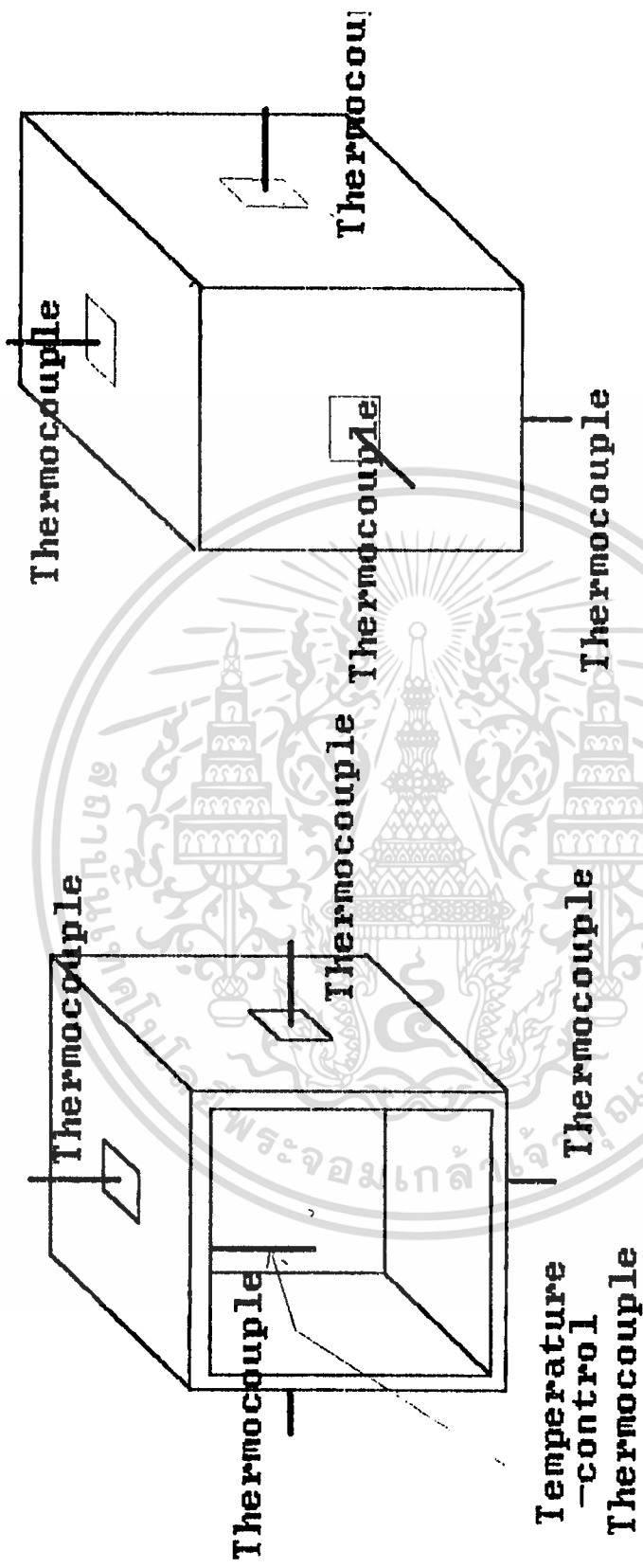
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

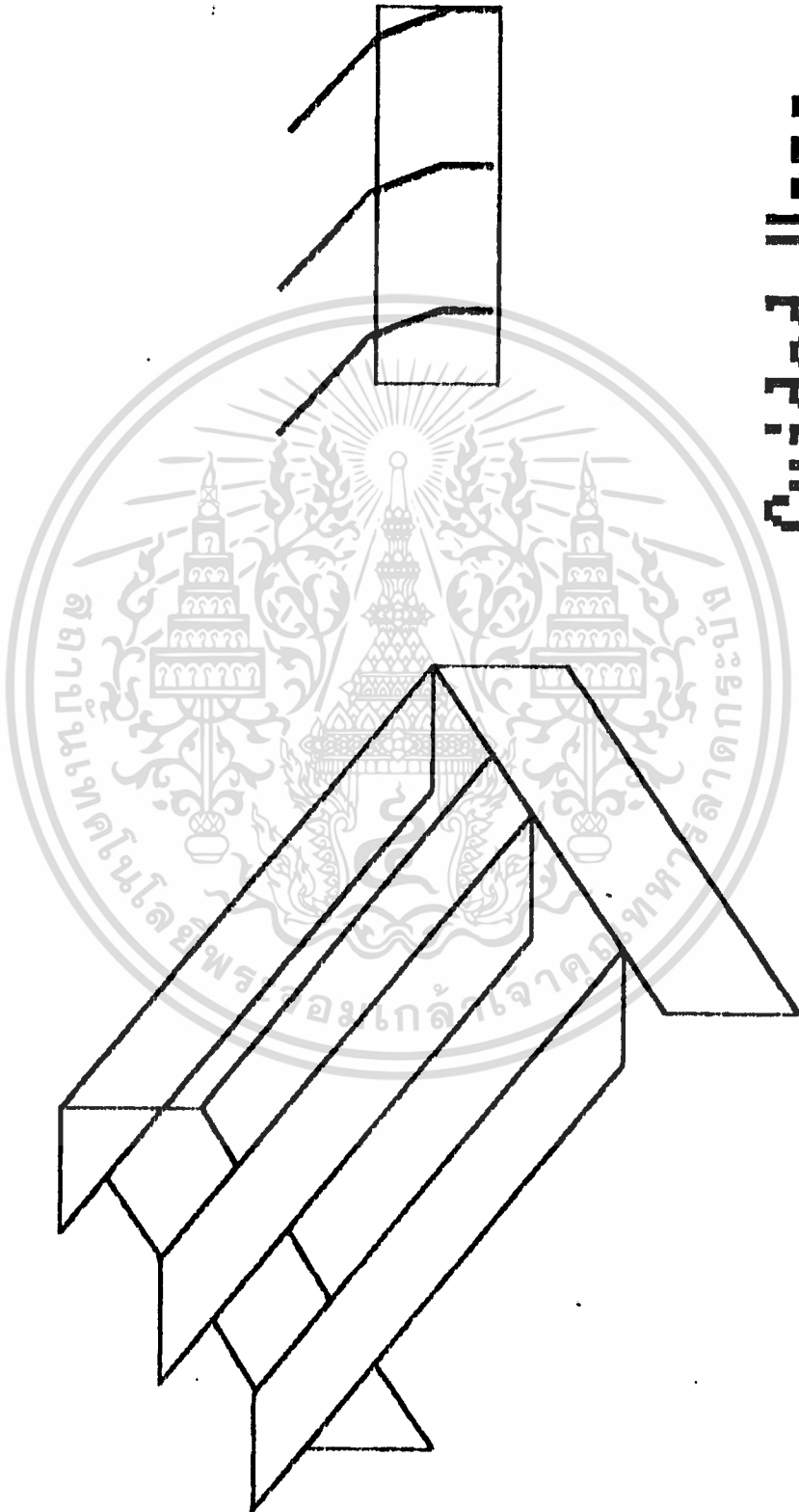


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



The Position of Thermocouple in Metering Box

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



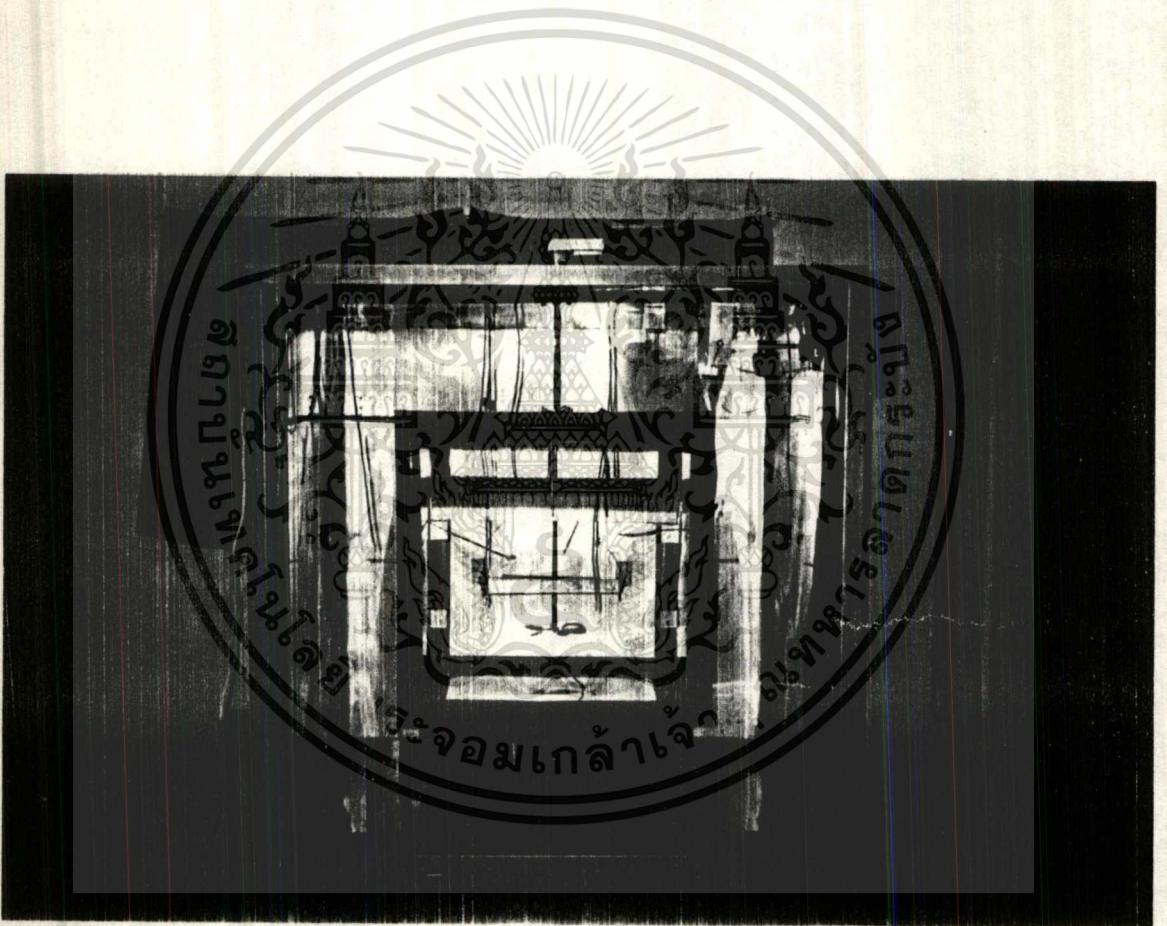
Guided Lane

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาพถ่ายแสดงชุดทดสอบ



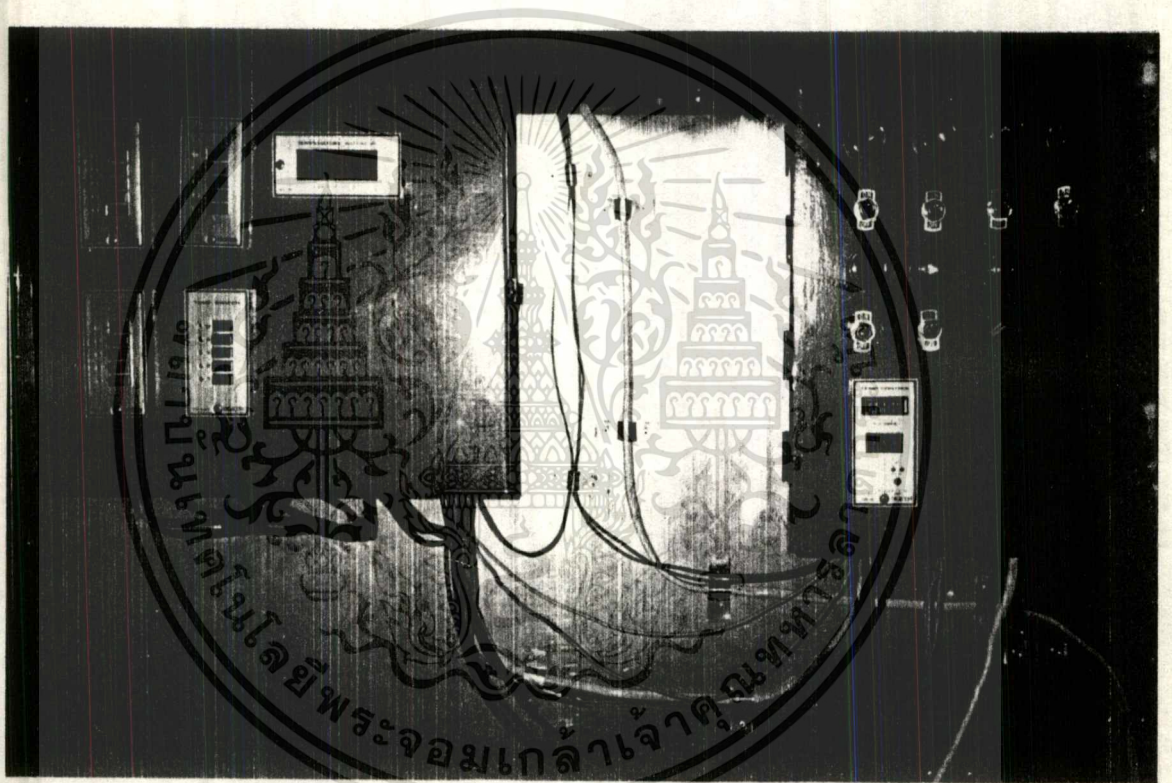
ภาพถ่ายแสดง Hot Box

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาพถ่ายแสดงส่วนประกอบภายใน Metering Box

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาพถ่ายแสดง Control Box

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาคผนวก ก.

ขั้นตอนการสั่งให้ระบบทำงาน

1. เสียบปลั๊กให้ไฟฟ้าเข้าสู่ระบบ แล้วเปิดให้ Breaker 30 A และ 10 A ให้อยู่ในตำแหน่ง ON ซึ่งเมื่อสับ Breaker อยู่ในตำแหน่ง ON จะทำให้ชุด TS และ TI ทำงาน
2. ปรับตั้งค่าอุณหภูมิที่ต้องการให้ Heater ใน Hot Box ทำงานโดย Heater ใน Guarded Box จะตั้งค่าอุณหภูมิที่ต้องการโดย Thermostat ที่ติดไว้ที่กล่องของพัดลมตัวที่ 2 และ 3 และ Heater ใน Metering Box จะตั้งค่าอุณหภูมิที่ต้องการโดย Temperature Controller ที่ Control Box II
3. เปิดสวิทช์ MBH, GBH1, GBH2, FAN1, FAN2, FAN3 ให้อยู่ในตำแหน่ง ON เพื่อเป็นการเริ่มทำงานของ Heater ทุกตัวและพัดลมทุกตัว
4. ปลดอยให้ระบบทำงานจนถึงสภาวะเสถียร (ประมาณ 8 ชม.) โดยที่สภาวะเสถียรสามารถสังเกตจากการที่อุณหภูมิที่จุดต่างๆใน Metering Box คงที่และอุณหภูมิที่จุดต่างๆใน Guarded Box คงที่ (ซึ่งปกติอุณหภูมิใน Metering Box และ Guarded Box ควรเท่ากันหรือใกล้เคียงกัน) สำหรับการอ่านค่าอุณหภูมิที่จุดต่างๆใน Guarded Box และ Metering Box จะต้องใช้ TS1 - TS4 และ TI ซึ่งมีขั้นตอนการปฏิบัติในการใช้งาน TS1 - TS4 และ TI ดังนี้

4.1 TS ของจุดที่ต้องการอ่านค่าจะถูกกดปุ่มที่เป็นหมายเลขของจุดที่ต้องการอ่านค่าอุณหภูมิและ TS ตัวอื่นๆ ถูกกดอยู่ที่ปุ่ม TF เพื่อให้สัญญาณจากจุดที่ต้องการอ่านค่าอุณหภูมิผ่านตัว TS ตัวอื่นๆไม่ได้โดยไม่มีการรบกวนและเข้าสู่ TI เพียงจุดเดียว เพราะฉะนั้นการอ่านค่าของเราจะอ่าน (แสดงผลที่ TI) ได้ครั้งละ 1 จุด เท่านั้น (เพราะฉะนั้นจะมี TI เพียง 1 ตัว) ตัวอย่างเช่น ถ้าเราต้องการอ่านค่าอุณหภูมิที่จุด 4 ซึ่งอยู่บน TS1 ก็จะต้องให้ TS2 ถึง TS4 ถูกกดอยู่ที่ปุ่ม TF เพื่อให้สัญญาณจากจุด 4 บน TS1 ผ่าน TS2→TS3→TS4→TI ได้ค่าอุณหภูมิที่จุด 4 แสดงออกมาหรือถ้าต้องการอ่านค่าอุณหภูมิที่จุด 10 บน TS3 ก็จะต้องให้ TS1, TS2, TS4 ถูกกดอยู่ที่ปุ่ม TF เพื่อให้สัญญาณจากจุด 10 บน TS3 ถูกส่งผ่านไป TS4→TI เพื่อแสดงค่าอุณหภูมิที่จุด 10 ออกมา

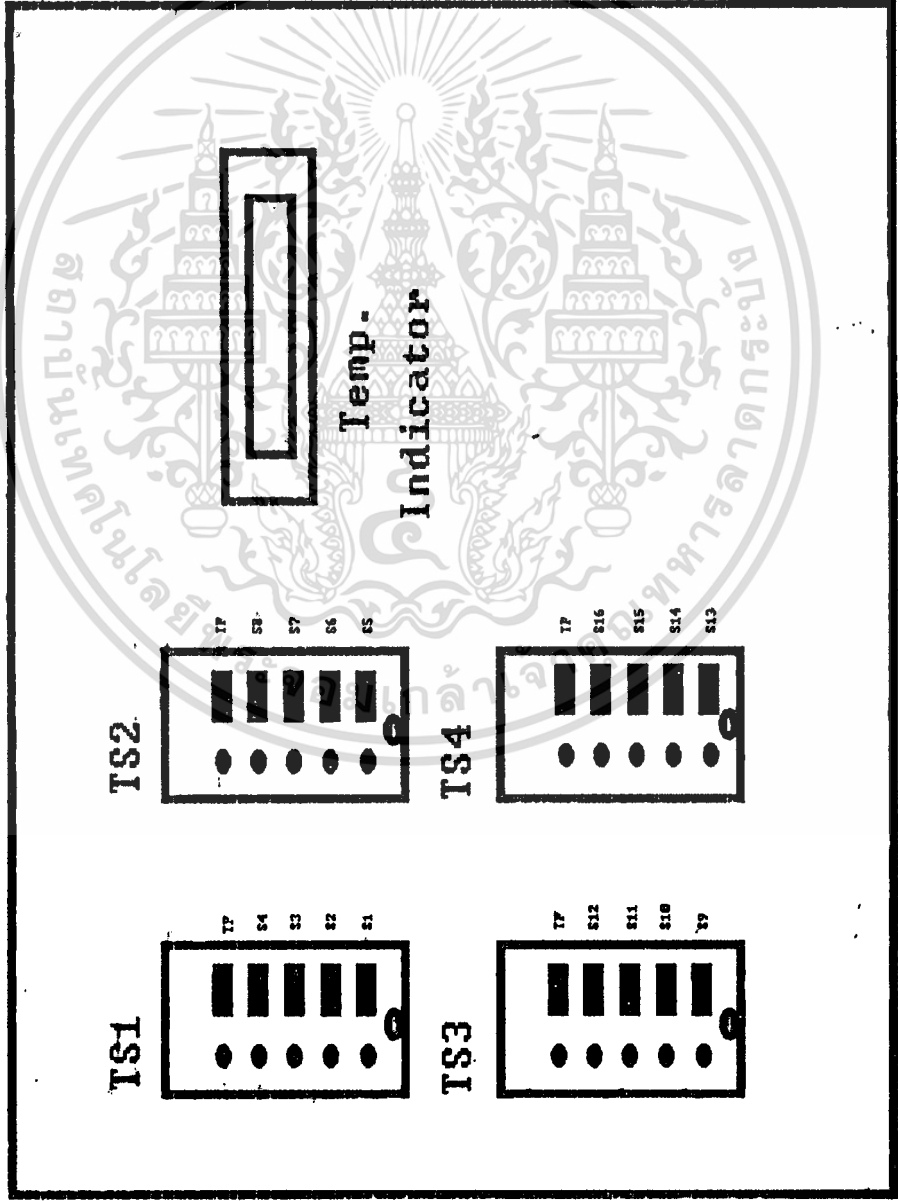
4.2 เนื่องจากอุปกรณ์ที่ต่อกันเป็นวงจรต้องส่งสัญญาณเป็นแบบตามลำดับคือ สัญญาณส่งจาก TS1→TS2→TS3→TS4→TI ดังนั้นสัญญาณที่ส่งจาก TS1 จะต้องส่งไปยัง TS2→TS3→TS4→TI ทำให้ TS2, TS3, TS4 ต้องถูกกดที่ปุ่ม TF เพื่อให้สัญญาณจาก TS1 ผ่านไปยัง TI ได้

4.3 จากเหตุผลในข้อ 4.2 ถ้ามีการกดปุ่มที่เป็นหมายเลขจุดที่ต้องการอ่านอุณหภูมิพร้อมกัน 2 จุด ซึ่งอยู่บน TS คนละตัวก็จะทำให้จุดที่มีหมายเลข TS สูงกว่าจะถูกอ่านค่า

จุดหนี้ออกมาเพราะฉะนั้นจุดที่อยู่บน TS เลขน้อยกว่า จะไม่สามารถส่งสัญญาณผ่านไปยัง TI ได้ เพราะฉะนั้น TS ที่มีเลขสูงกว่าไม่ได้อยู่ที่ปุ่ม TF เช่น จุด 1 กับ จุด 7 ถูกกดทั้ง 2 ปุ่ม ก็จะทำให้ค่าจุดหนี้อ่านได้เป็นค่าของจุดหนี้อ่านที่จุด 7 ไม่ใช่จุด 1

4.4 ถ้าเป็นการกด 2 ปุ่มบน TS เดียวกันจะไม่สามารถอ่านค่าจุดหนี้อ่านได้หรืออาจเป็นค่าที่อ่านได้แต่เราไม่สามารถบอกได้ว่าเป็นค่าจุดหนี้อ่านที่จุดใด

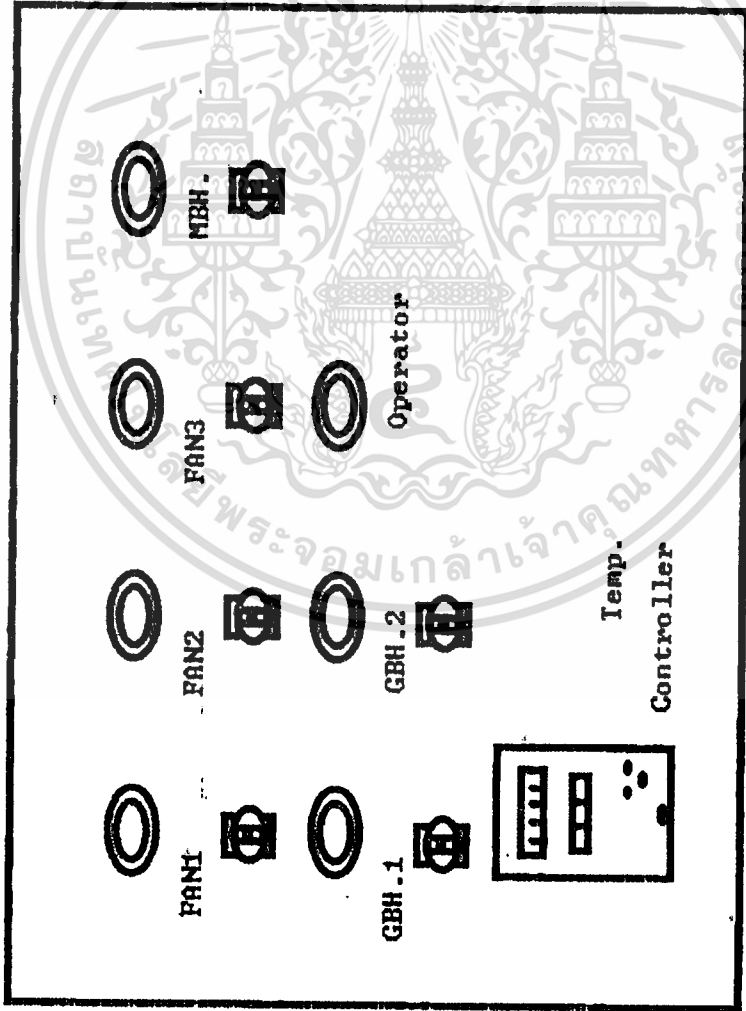




TS1-Temp. Switch 1
 TS2-Temp. Switch 2
 TS3-Temp. Switch 3
 TS4-Temp. Switch 4

S1-Switch 1
 S2-Switch 2
 S3-Switch 3

S15-Switch 15
 S16-Switch 16



MBH.-Metering Box Heater

GBH.1-Guarded Box Heater

No.1<High Position>

GBH.2-Guarded Box Heater

No.2<Low Position>

FAN1-Metering Box Fan

FAN2-Guarded Box Fan

<High Position>

FAN3-Guarded Box Fan

<Low Position>

ตารางรายการแสดงอุปกรณ์

Metering Box

อันดับที่	รายการอุปกรณ์	จำนวน
1	Heater แบบ Fin ขนาด 700 W	1 ตัว
2	ใบพัดอลูมิเนียมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 8 นิ้ว แบบดูด	1 ใบ
3	มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับ 0.24 A 250 V	1 ตัว
4	Thermocouple วัดอุณหภูมิของอากาศ ชนิด K ติดตั้งภายใน	1 ตัว
5	Thermocouple วัดอุณหภูมิของอากาศ ชนิด K ติดตั้งภายนอก	5 ตัว
6	สายไฟทนความร้อน	

Guarded Box

อันดับที่	รายการอุปกรณ์	จำนวน
1	Heater แบบ Fin ขนาด 700 W	2 ตัว
2	ใบพัดอลูมิเนียมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 8 นิ้ว แบบเป่า	2 ใบ
3	มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับ 0.24 A 250 V	2 ตัว
4	Thermostat	2 ตัว
5	สายไฟทนความร้อน	

Control Box 1

อันดับที่	รายการอุปกรณ์	จำนวน
1	Breaker 220 V 10 A	1 ตัว
2	Temperature Indicator	1 ตัว
3	Temperature Switch	4 ตัว

Control Box 2

อันดับที่	รายการอุปกรณ์	จำนวน
1	Breaker 220 V 30 A	1 ตัว
2	Breaker 220 V 10 A	2 ตัว
3	Temperature Controller	1 ตัว
4	Magnetic Switch	1 ตัว
5	สวิตช์ปิด-เปิด	6 ตัว
6	หลอดไฟสัญญาณแสดงการทำงาน	7 ดวง

หนังสืออ้างอิง

1. Holman, J.P. , **Experimental Method for Engineers** , sixth edition ,McGRAW-HILL
2. Incropera and Dewitt , **Introduction to Heat Transfer** , second edition ,
John Wiley & Sons .
3. Bejan , **Heat Transfer** , John Wiley & Sons
4. Adams, J.A. , and Rogers, D.F. , **Computer-Aided Heat Transfer Analysis** ,
McGRAW-HILL
5. Burmeister, L.C. , **Convective Heat Transfer** , second edition , John Wiley &
Sons
6. Thomas and Finney , **Calculus and Analytic Geometry** , 7th edition , Addison
Wesley Publishing Company
7. The American Society for Testing and Materials , **ASTM Designation: C 236-66**
8. Dossat, R.J. , **Principle of Refrigeration** , third edition , Prentice-Hall , Inc
9. อัศวเดช สิ้นธุภาค , **การทำควมเย็น** , สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหาร
ลาดกระบัง