



ปีการศึกษา 2531

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไพป์

(Heat Pipes)

โดย

นายกฤษณ์ ตวีทองเกษรติ 28.1501

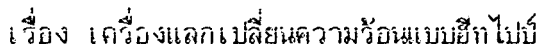
นายเกรียงศักดิ์ อธิระวัฒนชัย 28.1503

นายดำรงศักดิ์ ช่างชัยวรชัย 28.1508

นายวิมลชัย ฉันทชัยพัฒนา 28.1520

อาจารย์ที่ปรึกษา

อาจารย์พงษ์เจต พวหมวงศ์



ដើម្បីជ្រើសរើស

- | | | |
|--------------------|----------------|---------|
| 1. นายกฤษณ์ | ตรีทรวงเกียรติ | 28.1501 |
| 2. นายเกรียงศักดิ์ | ธีระวัฒน์ชัย | 28.1503 |
| 3. นายเจ้าวงศ์ | ชาตชัยวรชัย | 28.1508 |
| 4. นายวัชรชัย | ฉัตรชัยพัฒนา | 28.1520 |


 (อาจารย์พงษ์เจต จิตวงศ์)



ฉบับที่ ๑๐๖

023198

-9. 8A. 7532

เครื่องแลกเปลี่ยนความวุ่นแบบอีทไปป์

กฤษณ์ ตวีทรวงเกียรติ

เกวียงศักดิ์ วีระวัฒนชัย

ดำรงค์ ช่างชัยวรชัย

วัฒนชัย ฉัยชัยวัฒนา

พงษ์เจต พงทามวงศ์ อาจารย์ที่ปรึกษา

บทคัดย่อ

เครื่องแลกเปลี่ยนความวุ่นแบบอีทไปป์นี้ สร้างและออกแบบโดยใช้ทองแดงทำเป็นท่อนบรรจุ มีน้ำเป็นของไหลใช้งานในท่อ ด้านบนมีแผ่นกระชกปิด ตัวเครื่องและแผ่นกระชกเอียงทำมุม 14 องศากับแนวระดับ ชุดสะท้อนรังสีทำด้วยแผ่นสังกะสีปิดทับด้วยแผ่นมาสเทคเพื่อช่วยในการสะท้อนรังสีไปยังตัวรับรังสีขนาด 1.035 ตารางเมตรได้ดังนี้ ด้านหลังของชุดสะท้อนรังสีติดตั้งกันความวุ่นเพื่อป้องกันความวุ่นสูญเสียออก จากผลการทดลองพบว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความวุ่นแบบอีทไปป์นี้ สามารถอุ้มน้ำ 30 ลิตรให้มีอุณหภูมิสูงขึ้นถึง 68 องศาเซลเซียส โดยได้ค่าอุณหภูมิที่ผิวของแผ่นรับรังสี 103 องศาเซลเซียส ค่าประสิทธิภาพรวมสูงสุดของเครื่องมีค่าประมาณ 28 เปอร์เซ็นต์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

HEAT PIPE

Krit Trisongkiat

Kriangsak Theerawatanachai

Damrong Charnchaiworachai

Watanachai Chanchaipatana

Pongjet Promwongse Advisor

ABSTRACT

This solar heat pipe absorber was designed and built with copper tubes by using water as a working fluid. It has glass cover inclined at 14 degrees to the horizontal plane. The solar reflector made of zinc plate coated with PASEC sheet to reflect the sunlight to the 1.035 square metres absorber. The back wall was patched by fiber glass to protect heat loss from the reflector. From the experiment, it can increase the 30 litres water temperature up to 68 °c, as the surface temperature of absorber plate is 103 °c. The maximum overall efficiency of heat pipe is about 28 percent.

สารบัญ

เรื่อง	หน้า
บทที่ 1 บทนำ	1
บทที่ 2 ทฤษฎีและหลักการ	
2.1 ทฤษฎีของอีทไปป์	4
2.2 ทฤษฎีเกี่ยวกับแสงแดดและการสะท้อนของรังสี	18
บทที่ 3 การคำนวณและการสร้าง	
3.1 การออกแบบในการสร้างอีทไปป์	49
3.2 การออกแบบและการสร้างชุดสะท้อนรังสี	70
บทที่ 4 การทดลองและผลการทดลอง	76
บทที่ 5 สรุป และวิจารณ์	84
ภาคผนวก	
กิตติกรรมประกาศ	
หนังสืออ้างอิง	

บทที่ 1

บทนำ

1.1 การส่งถ่ายพลังงานความร้อนโดยการเปลี่ยนวัฏภาค

จากความพยายามที่จะเก็บพลังงานความร้อนจากก๊าซที่อุณหภูมิต่ำกลับมาใช้ประโยชน์ (พยายามที่จะใช้ประโยชน์พลังงานความร้อนโดยปราศจากความสิ้นเปลือง) โดยหลักการที่ว่าพลังงานความร้อนไหลจากที่อุณหภูมิไปยังที่อุณหภูมิต่ำ ในอัตราการไหลที่แปรผันกับผลต่างของอุณหภูมิระหว่างสองจุดนั้น ด้วยทองแดงบริสุทธิ์ซึ่งมีสภาพความนำความร้อน (Thermal Conductivity) ดีเลิศ ก็ยังมีค่าความนำความร้อนเพียง $332 (\text{kCal/m.hr.}^{\circ}\text{C})$ ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบกับฮีทไปป์รูปทรงกระบอกที่ทำด้วยทองแดงกับแท่งทองแดงตันที่มีขนาดเท่ากันแล้ว ฮีทไปป์นี้จะสามารถส่งผ่านความร้อนได้ดีกว่าโดยมีผลต่างของอุณหภูมิน้อยกว่า

1.2 การนำพลังงานแสงอาทิตย์มาใช้ประโยชน์

ปัจจุบันพลังงานแสงอาทิตย์เป็นพลังงานทดแทนที่สำคัญของมนุษย์ จึงมีการค้นคว้าหาวิธีการที่มีประสิทธิภาพมากที่สุดมาเปลี่ยนให้เป็นพลังงานกล พลังงานไฟฟ้าหรือพลังงานเคมีเพื่อใช้ให้เป็นประโยชน์ทั้งทางชีววิทยา ทางการแพทย์ ทางการเกษตร ทางการเกษตร ทางการอุตสาหกรรม และที่อยู่อาศัย เช่นการต้มน้ำร้อน การผลิตกระแสไฟฟ้า การทำความเย็นเพื่อใช้ถนอมอาหารหรือปรับอากาศ เป็นต้น

จากแหล่งพลังงานที่มีบนโลกซึ่งสามารถแบ่งได้เป็น 5 กลุ่ม คือ

- เชื้อเพลิงซากพืชซากสัตว์(fossil fuels) เช่นถ่านหิน น้ำมัน ก๊าซธรรมชาติ
- การสังเคราะห์แสง ได้แก่ ไม้ กากวัสดุเกษตร พลังงานคนและสัตว์
- รังสีแสงแดด ได้แก่ ความร้อน คลื่นลมและพลังงานน้ำ
- พลังงานความร้อนใต้พิภพ
- พลังงานนิวเคลียร์

จะเห็นได้ว่าพลังงานส่วนใหญ่ได้มาจากพลังงานแสงแดด (ยกเว้นพลังงานความร้อนใต้พิภพ และพลังงานนิวเคลียร์) พลังงานเหล่านี้ส่วนหนึ่งอยู่ในลักษณะเข้มข้น เช่น น้ำมัน ถ่านหิน ซึ่งใช้เวลาสะสมนับล้านปี แต่กำลังถูกใช้หมดภายในสองหรือสามร้อยปี อีกส่วนหนึ่งอยู่ในลักษณะเจือจาง กระจัดกระจายและไม่แน่นอน ได้แก่ลมและแสงแดด จึงต้องใช้เครื่องมือขนาดใหญ่ดักจับพลังงานเหล่านี้ และเก็บไว้ในรูปลักษณะเข้มข้น วิธีการนี้ให้ค่าประสิทธิภาพของเครื่องมือต่ำมาก แต่มีข้อดีคือลมและแสงแดดเป็นพลังงานได้มาเปล่าๆไม่มีวันหมด มีอยู่ทั่วไปและไม่เป็นมลภาวะต่อสิ่งแวดล้อม

การนำพลังงานแสงแดดมาใช้ สามารถจำแนกตามลักษณะการใช้และสภาพการใช้งานและสภาพอุณหภูมิได้โดยย่อ คือ

1.3.1 แบบไม่รวมแสง (non-focusing) อุณหภูมิต่ำ ได้แก่ เครื่องทำน้ำร้อน เครื่องกลั่นน้ำ เครื่องอบแห้ง เรือนกระจก OTEC

1.3.2 แบบรวมแสง (focusing) อุณหภูมิปานกลาง ได้แก่ เครื่องสูบน้ำให้เครื่องทำความเย็น การค้าไม่จำกัดใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เครื่องกำเนิดไอน้ำความดันต่ำ

1.3.3 แบบรวมแสง อุตุนิยมสูง ได้แก่ เตาแสงอาทิตย์ เครื่องกำเนิดไฟฟ้าแบบเทอร์โมไพน์

1.3.4 แบบเปลี่ยนโดยตรง (direct conversion) ได้แก่ แผงโซลาร์เซลล์ โฟโตเซลล์
ขบวนการสังเคราะห์แสง

1.3 การค้นคว้า วิจัย และพัฒนา

นับตั้งแต่การประดิษฐ์โดย G.M.Grover เป็นครั้งแรกในทศวรรษ 1960 ฮีทปั๊มได้รับการพัฒนาปรับปรุงในฐานะหน่วยควบคุมอุณหภูมิในยานอวกาศ และดาวเทียม โดยองค์การ NASA ของสหรัฐอเมริกาเป็นส่วนใหญ่ ในระยะหลังสมรรถนะเชิงความร้อนที่ต่ำเลิศของฮีทปั๊ม ได้เป็นที่รู้จักกันอย่างกว้างขวางและตัวอย่างการประยุกต์ใช้ฮีทปั๊ม ในกิจกรรมบนผิวโลกจึงเพิ่มจำนวนขึ้นเรื่อยๆ การใช้ประโยชน์จากฮีทปั๊ม มีอาทิเช่น การระบายความร้อนจากเครื่องอิเล็กทรอนิกส์ การให้ความอบอุ่น และการเก็บกลับความร้อนจากก๊าซทิ้ง, การหล่อเย็นแม่พิมพ์โลหะที่ใช้ใน Die Casting และ Injection Molding ระบบละลายหิมะและกำจัดน้ำแข็งบนทางด่วน และลานวิ่งของสนามบิน, การปรับระดับของท่อส่งน้ำมัน, การหล่อเย็นเครื่องยนต์, แผ่นเหล็กสำหรับปั๊มเนื้อ เป็นต้น

ในประเทศไทย การนำเอาพลังงานแสงอาทิตย์มาใช้ให้เป็นประโยชน์ในเชิงวิชาการ และการพัฒนาเศรษฐกิจได้เริ่มเมื่อประมาณปี 2500 ผู้ที่ทำการบุกเบิกในด้านนี้ ได้แก่ ศาสตราจารย์ พงษ์ศักดิ์ วรสุทโธ (ขณะนั้นท่านดำรงตำแหน่งรองอธิบดีกรมอาชีวศึกษา) ท่านเป็นผู้ที่สนใจทางด้านการใช้พลังงานแสงอาทิตย์ และ Geo-thermal energy เป็นอย่างมาก โดยได้เป็นสมาชิกสมาคม Association for Applied Solar Energy จากประเทศไทยเพียงผู้เดียว ในปี 2501 ท่านได้ออกแบบเครื่องทำน้ำร้อนแบบกระจกสองชั้นซึ่งมีความจุประมาณ 100 ลิตร โดยติดตั้งที่หลังคาบ้านพักคนชราที่อู่จ้อเหลียง จ.สมุทรปราการ การติดตั้งและทดลองใช้ได้ผลดีโดยที่น้ำที่ได้มีความร้อนถึง 75 องศาเซลเซียส

ปัจจุบันมีการใช้พลังงานแสงแดดต้มน้ำร้อน(หรือทำความเย็น) โดยแผงรับแสงแดดแผ่นราบ ในโรงงานอุตสาหกรรม ในโรงพยาบาล โรงเรือนใหญ่ๆ ทำให้สามารถลดค่าน้ำมันเชื้อเพลิงในปีหนึ่งๆเป็นจำนวนมาก หน่วยงานอื่นๆก็มีการวิจัยอุปกรณ์เหล่านี้ เช่นการทดลองใช้เซลล์แสงอาทิตย์เป็นแหล่งกำเนิดพลังงานไฟฟ้าสำหรับบริเวณที่อยู่ห่างไกลทุรกันดารในชนบท สถาบันเทคโนโลยีแห่งเอเชีย(AIT) ได้มีหลักสูตรวิชาพลังงานแสงแดดพร้อมกับศึกษาวิจัยอุปกรณ์ใช้พลังงานอาทิตย์อย่างกว้างขวาง

จากการค้นคว้า วิจัยและพัฒนาที่มีมา ทำให้เกิดแนวความคิดที่จะนำเอาพลังงานแสงแดดมาใช้ให้เป็นประโยชน์ต่อการผลิตและทดลองใช้กับฮีทปั๊มแบบ Thermal Syphon โดยใช้ Solar Collector แบบ Cusp Collector ซึ่งเป็น Collector แบบทั้งรวมแสง อุตุนิยมต่ำ ซึ่งมีประสิทธิภาพอยู่ระหว่าง Flat plate collector กับ Fresnel lens เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยมีขอบเขตในการวิจัยดังนี้ คือ

1. ทำการทดลองวัดอุณหภูมิที่จุดต่างๆ เพื่อให้สามารถเปรียบเทียบปริมาณความร้อนที่ส่งผ่านกับค่าที่คาดหมายได้จากการคำนวณ
2. ทำการทดลองวัดปริมาณความร้อนที่ได้รับจากการแลกเปลี่ยนโดยการเปลี่ยนวัสดุภาค



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.1 ทฤษฎีเกี่ยวกับอีทไปป์

การทำงานของอีทไปป์จะเกิดขึ้นได้ ก็ต่อเมื่อความดันสูงสุดของท่อมีค่ามากกว่าผลจากความดันทั้งหมดที่เกิดขึ้นในท่ออีทไปป์ ผลจากความดันนี้ประกอบด้วย 3 ส่วนคือ

1. ผลจากความดันที่เกิดจากการไหลกลับของของเหลวควบแน่นจากช่วงการควบแน่นไปสู่ช่วงการระเหย, (ΔP_1)
2. ผลจากความดันที่เกิดจากการไหลของไอจากช่วงการระเหยไปสู่ช่วงการควบแน่น, (ΔP_2)
3. ผลจากความดันที่เกิดจากแรงโน้มถ่วงของโลกต่อของเหลว, (ΔP_3) ซึ่งอาจมีค่าเป็นศูนย์บวกหรือลบ

นั่นคือ แสดงโดยความสัมพันธ์ต่อไปนี้

$$(\Delta P)_{c, max} > \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 \quad (2.1.1)$$

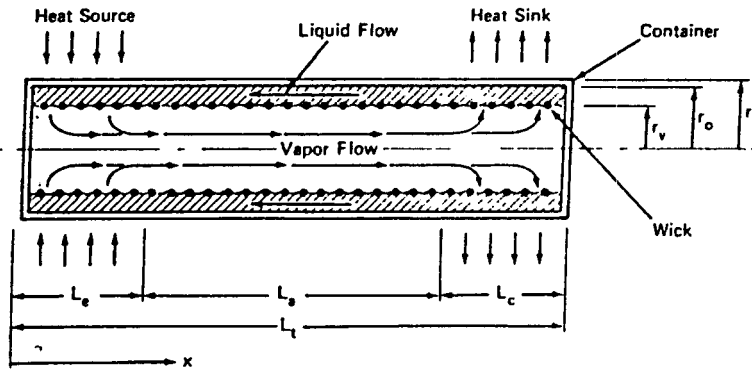
การหมุนเวียนของของเหลวใช้งานในท่ออีทไปป์เพื่อถ่ายเทความร้อน เป็นองค์ประกอบหนึ่งที่สำคัญ นอกเหนือจากองค์ประกอบอื่นๆที่มีผลต่อสมรรถนะการทำงานของอีทไปป์การถ่ายเทความร้อนของอีทไปป์ยังมีขีดจำกัด (limit) ในลักษณะต่างๆซึ่งมีอยู่ 5 ประการที่สำคัญดังนี้คือ

1. ขีดจำกัดเนื่องจากความหนืด (viscous limit)
2. ขีดจำกัดเนื่องจากความเร็วเสียง (sonic limit)
3. ขีดจำกัดเนื่องจากท่อวูเอ็ม (capillary limit)
4. ขีดจำกัดเนื่องจากของเหลวหลุดลอยตามไอ (entrainment limit)
5. ขีดจำกัดเนื่องจากการเดือด (boiling limit)

การศึกษาปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นในอีทไปป์และการคำนวณขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนต่างๆอาศัยกฎของกลศาสตร์ของไหล (law of fluid mechanics) และการถ่ายเทความร้อน (heat transfer) มาอธิบาย

2.1.1 ความดัน (pressure)

ที่สภาวะการทำงานคงที่ ไอของของเหลวใช้งานจะไหลอย่างต่อเนื่องจากช่วงการระเหยไปสู่ช่วงการควบแน่น และของเหลวควบแน่นก็จะไหลกลับสู่ช่วงการระเหย ดังรูป 2.1 ผลลัพธ์นี้ทำให้เกิดเกรเดียนต์ของความดันไอ (vapour pressure gradient) และเกรเดียนต์ความดันของเหลว (liquid pressure gradient) ขึ้นที่ผิวสัมผัสส่วนระหว่างของเหลวและไอ (liquid - vapour interface) ตลอดความยาวของท่ออีทไปป์ ยกเว้นจุดที่ผลต่างของทั้งสองมีค่าต่ำสุดและมีค่าเป็นศูนย์ เรียกความดันที่แตกต่างกันว่า ความดันท่ วูเอ็ม (capillary pressure), P_c



รูปที่ 2.1.1 การหมุนเวียนของของเหลวใช้งานในท่ออีกไปป์

จากความดันสมดุลย์ ได้ว่า

$$[P_v(x_{ref}) - P_v(x)] + [P_v(x) - P_1(x)] + [P_1(x) - P_1(x_{ref})] + [P_1(x_{ref}) - P_v(x_{ref})] = 0 \quad (2.1.2)$$

โดยนิยาม

$$P_c(x) = P_c(x_{ref}) + \Delta P_v(x-x_{ref}) + \Delta P_1(x_{ref}-x) \quad (2.1.3)$$

โดยที่

$$P_c(x) = \text{ความดันท่อรูเข็มที่ตำแหน่ง } x$$

$$= P_v(x) - (P_1(x))$$

$$P_c(x_{ref}) = \text{ความดันท่อรูเข็มที่ตำแหน่งอ้างอิง, } x_{ref}$$

$$= P_v(x_{ref}) - (P_1(x_{ref}))$$

$$\Delta P_v(x-x_{ref}) = \text{ผลลดความดันของไอเนื่องจากการไหลจาก } x \text{ ถึง } x_{ref}$$

$$= P_v(x) - P_v(x_{ref})$$

$$\Delta P_1(x_{ref}-x) = \text{ผลลดความดันของของเหลวเนื่องจากการไหลจาก } x_{ref} \text{ ถึง } x$$

$$= P_1(x_{ref}) - P_1(x)$$

ถ้า $x_{ref} = x_{min}$ นั่นคือ ความดันท่อรูเข็มมีค่าต่ำสุดและเท่ากับศูนย์ เขียนสมการ 2.1.3 ได้เป็น

$$P_c(x) = \Delta P_v(x-x_{min}) + \Delta P_1(x_{min}-x) \quad (2.1.4)$$

โดยที่ถ้าไป ผลลดความดัน ΔP_v และ ΔP_1 จะเพิ่มขึ้นตามภาระความร้อน (heat load)

2.1.2 ความดันสูงสุดท่อรูเข็ม (maximum capillary pressure), P_{cm}

จากสมการของ Laplace และ Young

$$P_c = \sigma (1/R_1 + 1/R_2) \quad (2.1.5)$$

โดยทั่วไปในทางปฏิบัติ สมการ(2.5)เขียนเป็น

$$P_{cm} = 2\sigma/r_c \quad (2.1.6)$$

โดยนิยาม เอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้เฉพาะภายในเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

r_c = รัศมีท่อรูเข็มเชิงประสิทธิผล (effective capillary radius)
 R_1, R_2 = รัศมีส่วนโค้ง

2.1.3 ผลลดความดันของของเหลว (liquid pressure drop)

ผลลดความดันของของเหลวในท่อ หาได้จากการอินทิเกรตเกรเดียนต์ความดันของของเหลว

$$\begin{aligned} \Delta P_1(x_{min}-x) &= P_1(x_{min}) - P_1(x) \\ &= - \int_{x_{min}}^x (dP_1/dx) dx \end{aligned} \quad (2.1.7)$$

ในที่นี้ถือว่าความดันเชิงจลน์ (dynamic pressure) ของของเหลวมีค่าน้อยมาก เนื่องจากความเร็วของของเหลวมีค่าน้อย ที่สภาวะการทำงานคงที่เกรเดียนต์ของความดันของของเหลวในทิศทางการไหลมีความสัมพันธ์กับความเสียดทาน (friction drag) และแรงโน้มถ่วงของโลกตามสมการ

$$dP_1/dx = - 2\tau/r_{h,1} + \rho_1 g \sin \psi \quad (2.1.8)$$

โดยที่ τ_1 = ความเค้นเฉือน (shear force) ที่ผิวสัมผัสระหว่างของเหลวและของแข็ง (liquid-solid interface)

$r_{h,1}$ = รัศมีเชิงไฮดรอลิกซึ่งเท่ากับสองเท่าของพื้นที่หน้าตัดหารด้วยความยาวเส้นรอบรูป

นั่นคือ $r_{h,1} = 2A_1/C_1$

ψ = มุมเอียงของอีกไปที่ทำกับแนวนอน

ρ_1 = ความหนาแน่นของของเหลว

g = ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก

2.1.4 ผลลดความดันของไอ (vapour pressure drop)

ผลลดความดันของไอ หาได้จากการอินทิเกรตเกรเดียนต์ความดันไอ

$$\begin{aligned} \Delta P_v(x-x_{min}) &= P_v(x) - P_v(x_{min}) \\ &= \int_{x_{min}}^x (dP_v/dx) dx \end{aligned} \quad (2.1.9)$$

ที่สภาวะคงที่ ณ ที่ตำแหน่งเดียวกัน การไหลของมวลของไอเท่ากับการไหลของมวลของของเหลว อย่างไรก็ตามความหนาแน่นของไรมีค่าน้อยเมื่อเทียบกับของเหลวและความเร็วของไรมีค่ามากกว่า ดังนั้นในการนี้ต้องคำนึงถึงผลของความดันเชิงจลน์และความอัดตัวได้ (compressibility) ของไอกจากหลักการอนุรักษ์ของโมเมนตัมและพลังงานในแนวนอน จะได้ว่า

$$dP_v/dx = -F_v Q - D_v (dQ^2/dx) \quad (2.1.10)$$

โดยที่ F_v = สัมประสิทธิ์ความเสียดทานเนื่องจากการไหลของไอ

$$F_v = (f_v Re_v) \mu_v / 2r_{h,v}^2 A_v \rho_v \lambda \quad (2.1.11)$$

D_v = ความดันเชิงจลน์เนื่องจากการไหลของไอ

$$D_v = \beta / A_v^2 \rho_v \lambda^2 \quad (2.1.12)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้ในการใช้ค่าคงที่ซึ่งขึ้นกับการไหล ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$Re_v = 2r_{h,v} Q / A_v \rho_v \quad (2.1.13)$$

$$M_v = \text{ตัวเลขแมคห์ของไอ (vapour Mach numeber)} \\ = Q / A_v \rho_v \lambda \sqrt{R_v T_v} \quad (2.1.14)$$

$$\gamma_v = \text{อัตราส่วนความร้อนจำเพาะของไอ (vapour specific heat ratio) มีค่าเป็น 1.67, 1.4 และ 1.33 สำหรับก๊าซอะตอมเดี่ยว, สองอะตอมและหลายอะตอมตามลำดับ}$$

$$R_v = \text{ค่าคงที่ของก๊าซ}$$

สำหรับการไหลแบบชั้นๆและไม่บีบอัดตัว (incompressible)

$$Re_v \leq 2300, \quad M_v \leq 0.2$$

$$\text{และ } (f_v Re_v) = 16 \text{ สำหรับการไหลของไอในท่อกลม}$$

$$\beta = 1.25 \text{ สำหรับการไหลผ่านท่อวงแหวนที่มีอัตราส่วนรัศมีเข้าใกล้หนึ่ง}$$

$$= 1.33 \text{ สำหรับการไหลในท่อกลม}$$

$$= 1.44 \text{ สำหรับการไหลในท่อสี่เหลี่ยม}$$

Flow conditions	F_v^a	D_v^a
$Re_v \leq 2300$ $M_v \leq 0.2$	$\frac{8\mu_v}{r_{h,v}^2 A_v \rho_v \lambda}$	$\frac{1.33}{A_v^2 \rho_v \lambda^2}$
$Re_v \leq 2300$ $M_v > 0.2$	$\left(\frac{8\mu_v}{r_{h,v}^2 A_v \rho_v \lambda} \right) \left(1 + \frac{\gamma_v - 1}{2} M_v^2 \right)^{-1/2}$	$\frac{1.33}{A_v^2 \rho_v \lambda^2}$
$Re_v > 2300$ $M_v \leq 0.2$	$\left(\frac{0.019\mu_v}{A_v r_{h,v}^2 \rho_v \lambda} \right) \left(\frac{2r_{h,v} Q}{A_v \lambda \mu_v} \right)^{3/4}$	$\frac{1}{A_v^2 \rho_v \lambda^2}$
$Re_v > 2300$ $M_v > 0.2$	$\left(\frac{0.019\mu_v}{A_v r_{h,v}^2 \rho_v \lambda} \right) \left(\frac{2r_{h,v} Q}{A_v \lambda \mu_v} \right)^{3/4} \left(1 + \frac{\gamma_v - 1}{2} M_v^2 \right)^{-3/4}$	$\frac{1}{A_v^2 \rho_v \lambda^2}$

^aFor circular vapor core cross section.

ตารางที่ 2.1.1 แสดงค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน, F_v และสัมประสิทธิ์เชิงจลน์, D_v

2.1.5 ผลของแรงโน้มถ่วงของโลก

ค่าความดันเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลกจะมีค่าเป็นศูนย์, บวกหรือลบ ขึ้นอยู่กับตำแหน่งการวางของช่วงการระเหยและช่วงการควบแน่นของอีกไปป์ สมการความดันเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลกคือ

$$\Delta P_g = \rho_1 g l \sin \psi \quad (2.1.15)$$

$$\text{โดยที่ } \rho_1 = \text{ความหนาแน่นของของเหลว}$$

$$g = \text{ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก}$$

$$l = \text{ความยาวของอีกไปป์}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

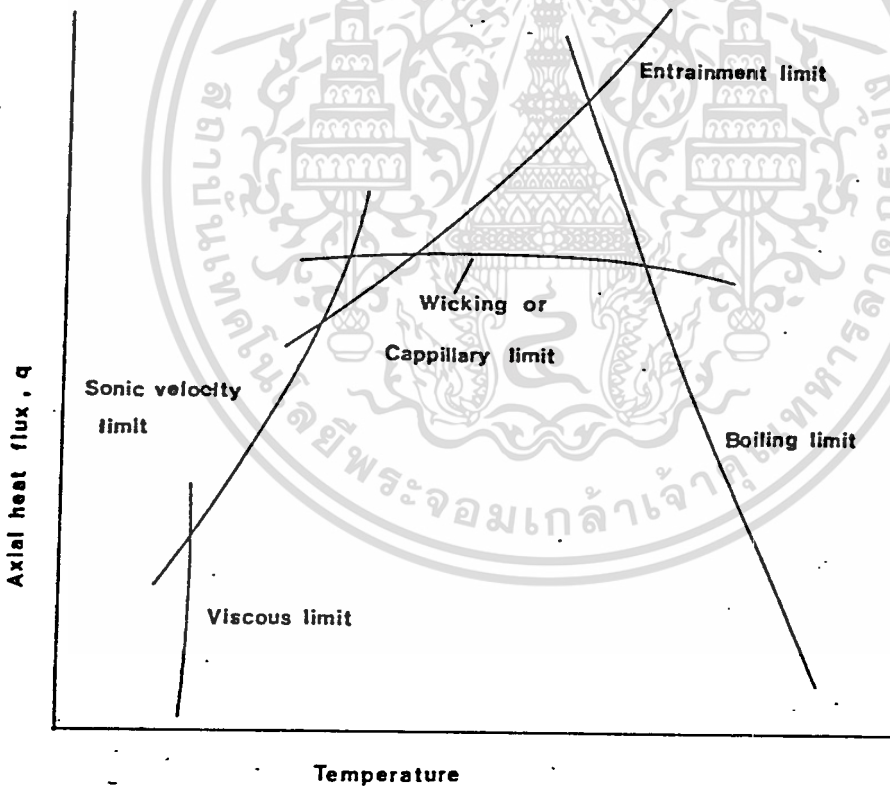
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ψ = มุมเอียงของอีทไปป์ที่ทำกับแนวระดับ (มีค่าเป็นบวกเมื่อช่วงการควบแน่นอยู่ต่ำกว่าช่วงการระเหย)

กรณีที่อีทไปป์วางทำมุมกับแนวระดับ แรงโน้มถ่วงของโลกจะมีผลต่อสมรรถนะการทำงานของอีทไปป์ โดยจะเสริมหรือต้านทานการไหลกลับของของเหลวควบแน่นจากช่วงการควบแน่นสู่ช่วงการระเหย; Bilegan และ Fetcu ได้ศึกษาผลของแรงโน้มถ่วงของโลกต่อการทำงานของอีทไปป์ สรุปได้ว่าการไหลสูงสุดของความร้อนในแนวแกนจะมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว เมื่อมุมเพิ่มขึ้นแล้วจะให้ค่าค่อนข้างคงที่เมื่อถึงจุดหนึ่งแม้มุมจะเพิ่มขึ้นอีกก็ตาม

2.1.6 ขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนของอีทไปป์

ดังได้กล่าวมาแล้วข้างต้น การหมุนเวียนของของเหลวใช้งาน เป็นกระบวนการสำคัญอย่างหนึ่งของการทำงานของอีทไปป์ เพื่อให้ได้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุด (maximum heat transfer) แต่คุณสมบัติและขีดจำกัดต่างๆ ของการทำงานของอีทไปป์จะเป็นตัวแปรที่กำหนดขอบเขตการใช้งาน ดังรูป 2.1.2



รูปที่ 2.1.2 ขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนของอีทไปป์

การทำงานของอีทไปป์เป็นไปอย่างมีประสิทธิภาพ ก็ต่อเมื่อการใช้งานต้องอยู่ภายในขอบเขตพื้นที่ใต้เส้นโค้งของขีดจำกัดต่างๆ ที่เกิดขึ้น สำหรับอีทไปป์แต่ละชนิดรูปร่างและลักษณะของพื้นที่ใต้เส้นโค้งขึ้นกับคุณสมบัติของของเหลวใช้งาน, อุณหภูมิการใช้งานและวัสดุที่ใช้เป็นสำคัญไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะเป็นกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

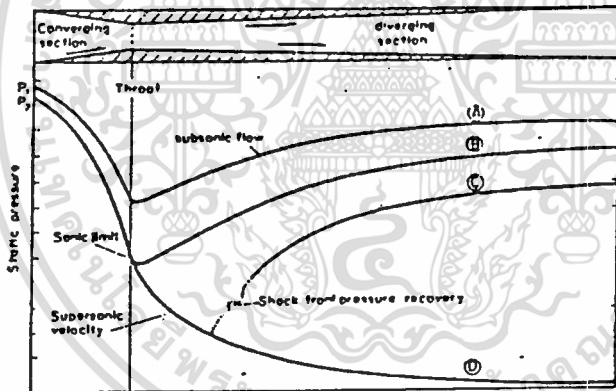


2.1.6.1 ขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากความหนืด

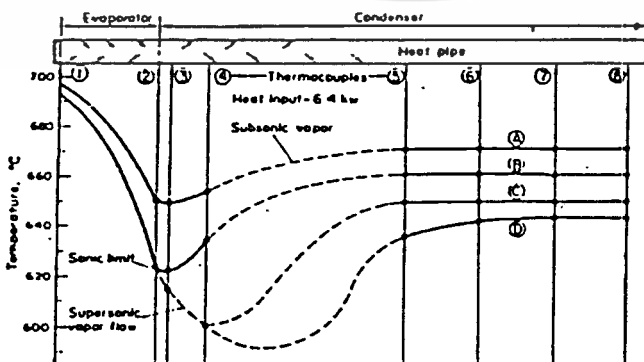
เกิดขึ้นเนื่องจากคุณสมบัติความหนืดของของไหลใช้งาน ซึ่งจะมีผลมากที่อุณหภูมิต่ำๆ ความหนืดนี้จะมีผลต่อการถ่ายเทความร้อนของไอ Busse ได้แสดงให้เห็นว่า พลักซ์ความร้อนในแนวแกนจะมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วขณะที่ความดันที่ช่วงการควบแน่นลดลงและจะให้ค่าสูงสุดเมื่อความดันเป็นศูนย์ และพบว่าความเร็วในแนวแกน (radial velocity) มีผลสำคัญ

2.1.6.2 ขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากความเร็วเสียง

เกิดขึ้นเมื่อใช้งานฮีทไปป์ที่ความหนาแน่นไอน้ำและความเร็วไอสูง โดยทั่วไปเราไม่คำนึงถึงผลความอัดตัวได้ของไอในการทำงานของฮีทไปป์ แต่ความอัดตัวได้ของไอนี้มีความสำคัญอย่างยิ่งในระหว่างการเริ่มต้น โดยเฉพาะของฮีทไปป์อุณหภูมิสูงซึ่งใช้โลหะเหลวเป็นของไหลใช้งาน เพราะเมื่อฮีทไปป์ใช้งานในสภาวะที่ความหนาแน่นไอน้ำและความเร็วไอสูง ขีดจำกัดเนื่องจากความเร็วเสียงจะมีผลให้สมรรถนะสูงสุดลดลง Levy, Kemme Deverall ได้อธิบายและแสดงให้เห็นถึงการเกิดขีดจำกัดความเร็วเสียง เมื่อของไหลแบบอัดตัวได้ไหลผ่าน converging-diverging nozzle ต่อมา Kemme ก็ได้ทำการทดลองกับฮีทไปป์ โดยใช้โซเดียมเป็นของไหลใช้งาน ผลที่ได้สอดคล้องกันดังรูป



รูป 2.1.3 ลักษณะของความเร็วเสียงเมื่อผ่านส่วนคอ



รูปที่ 2.1.4 ลักษณะอุณหภูมิของฮีทไปป์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้ง

Deverall และคณะ ได้เสนอสมการโดยใช้ทฤษฎีการไหลของไอในทิศทางเดียว (one-dimensional vapour flow) และตั้งสมมติฐานดังนี้

1. คุณสมบัติของไอเป็นเสมือนก๊าซอุดมคติ (ideal gas)
2. ผลความเฉื่อย (inertia) มีความสำคัญ
3. ผลความเสียดทานมีน้อยมาก

ขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากความเร็วเสียง, $Q_{s,max}$ ของฮีทไปป์ หาได้จากสมการ

$$Q_{s,max} = A_v \rho_v \lambda \{ \gamma R_v T_v / 2(\gamma + 1) \}^{1/2} \quad (2.1.16)$$

เนื่องจากสมการนี้ Levy เป็นผู้เสนอคนแรกบางครั้งเรียกว่า สมการเลวี (Levy's equation)

$$\gamma_v = \text{อัตราส่วนความร้อนจำเพาะของไอมีค่าเป็น } 5/3, 7/5 \text{ หรือ } 4/3 \text{ สำหรับก๊าซอะตอมเดี่ยว สองอะตอมหรือหลายอะตอมตามลำดับ}$$

$$R_v = \frac{\text{ค่าคงที่ของไอมีค่าเท่ากับค่าคงที่สากลของก๊าซหารด้วยน้ำหนักโมเลกุลของก๊าซ}}$$

2.1.6.3 ขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากของเหลวหลุดลอยตามไอ

ไอและของเหลวมีทิศทางการไหลสวนกัน ทำให้เกิดแรงเฉือน (shear force) ขึ้นที่ผิวสัมผัสระหว่างระหว่งของเหลวและไอ แรงเฉือนนี้ขึ้นกับคุณสมบัติของไอและความเร็วของไอ ซึ่งเป็นสาเหตุให้มีของเหลวแยกจากผิวของผนังท่อแล้วลอยขึ้นไปกับไอสู่ช่วงการควบแน่น

2.1.6.3.1 ตัวเลขวีเบอร์ (Weber number), We

นิยาม

$$We = \text{แรงเฉือน} / \text{แรงตึงผิวของของเหลว}$$

ขีดจำกัดเนื่องจากของเหลวหลุดลอยตามไอ เกิดขึ้นก็ต่อเมื่อ ค่า We เข้าใกล้หนึ่ง

$$We = F_s / F_t \quad (2.1.17)$$

$$\begin{aligned} F_s &= \text{แรงเฉือน} \\ &= K_1 (\rho_v v_v A_s) / 2 \end{aligned} \quad (2.1.18)$$

$$\begin{aligned} F_t &= \text{แรงตึงผิวของของเหลว} \\ &= K_2 C_s \phi \end{aligned} \quad (2.1.19)$$

ดังนั้นที่สภาวะการเกิดขีดจำกัดเนื่องจากของเหลวหลุดลอยตามไอ

$$We = 2r_{h,s} \rho_v v_v / \phi = 1 \quad (2.1.20)$$

โดยที่

$$r_{h,s} = \text{รัศมีเชิงไฮดรอลิก}$$

$$K_1, K_2 = \text{ค่าสัดส่วนคงที่}$$

$$K_1 / K_2 = 8$$

$$v_v = \text{ความเร็วของไอซึ่งสัมพันธ์กับฟังก์ชันความร้อนตามแนวแกน}$$

$$v_v = \frac{Q / A_s \rho_v \lambda}{v_v} \quad (2.1.21)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้ในห้องเรียนเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

นั่นคือ ขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากของเหลวหลุดลอยตามไอ จากสมการ (2.1.20) เขียนได้เป็น

$$Q_{e,max} = A_v \lambda (\delta P_v / 2r_{h,e})^{1/2} \quad (2.1.22)$$

2.1.6.4 ขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากท่ออุดตัน

การทำงานของฮีทไปป์จะเกิดขึ้นได้ เป็นไปตามสมการ (2.1.1) จากสมการ (2.1.4)

$$P_c(x) = \Delta P_1 (x_{min} - x) + \Delta P_v (x - x_{min}) \quad (2.1.4)$$

$$= \int_{x_{min}}^x (dP_v/dx - dP_1/dx) dx \quad (2.1.23)$$

กรณีที่ฮีทไปป์ทำงานภายใต้แรงโน้มถ่วงของโลก ความดันสูงสุดที่ท่ออุดตันเชิงประสิทธิผล $P_{cm,e}$ จะมีค่าต่ำกว่าความดันสูงสุดที่ท่ออุดตันที่คำนวณได้จากสมการ 2.1.6 เนื่องจากผลของแรงโน้มถ่วงของโลกที่กระทำในทิศทางตั้งฉากกับแกนของฮีทไปป์ ฉะนั้น

$$P_{cm,e} = 2\delta/r_c - \Delta P_1 \quad (2.1.24)$$

$$= 2\delta/r_c - \rho_1 g d_v \cos \quad (2.1.24a)$$

ที่ $x = x_{max}$ จะเกิดการแห้ง (dry out) นั่นคือค่าอินทิกรัลของสมการ 2.1.23 จะมีค่าเท่ากับ ความดันสูงสุดที่ท่ออุดตันเชิงประสิทธิผล นั่นคือ

$$2\delta/r_c - \Delta P_1 = \int_{x_{min}}^{x_{max}} (dP_v/dx - dP_1/dx) dx \quad (2.1.25)$$

2.1.6.4.1 วิธีการคำนวณในกรณีของฮีทไปป์รูปแบบทั่วไป (conventional heat pipe)

ฮีทไปป์รูปแบบทั่วไปและลักษณะการทำงาน ตามรูป 2.1.5 เนื่องจากช่วงการระเหย อยู่เหนือช่วงการควบแน่นในรูป ความดันต่ำสุดที่ท่ออุดตันเกิดขึ้นที่ปลายช่วงการควบแน่น ($x=0$) และ ความดันสูงสุดที่ท่ออุดตันเกิดขึ้นที่ปลายช่วงการระเหย ($x=L_v$) ดังนั้นเมื่อแทนค่า (dP_v/dx) และ (dP_1/dx) ลงในสมการ (2.1.25) เขียนได้เป็น

$$2\delta/r_c - \Delta P_1 = \int_0^{L_v} (F_v Q - D_v dQ^2/dx + F_1 Q + \rho_1 g \sin \psi) dx \quad (2.1.26)$$

ณ ที่ปลายทั้งสองข้างของฮีทไปป์ $Q=0$, ดังนั้นสมการ 2.1.26 เขียนได้เป็น

$$2\delta/r_c - \Delta P_1 - \rho_1 g L_v \sin \psi = \int_0^{L_v} (F_1 + F_v) Q dx \quad (2.1.27)$$

สมการ 2.1.27 เป็นรูปแบบทั่วไปที่ใช้คำนวณหาขีดจำกัดที่ท่ออุดตัน ดังนั้นขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากท่ออุดตัน คำนวณได้จากสมการ

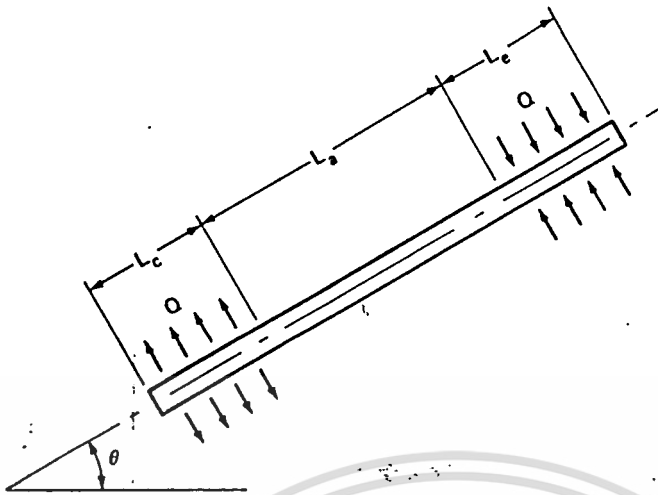
$$\begin{aligned} (QL)_{c,max} &= \int_0^{L_v} Q dx \\ &= [(2\delta/r_c) - \Delta P_1 - \rho_1 g L_v \sin \psi] / (F_1 + F_v) \end{aligned} \quad (2.1.28)$$

โดยที่ $(QL)_{c,max}$ = การถ่ายเทความร้อนต่อความยาว

$$F_1 = \mu_1 / KA_w \rho_1 \lambda \quad (2.1.19)$$

$$F_v = (f Re_v) \mu_v / 2r_{h,v}^2 A_v \lambda \rho_v \quad (2.1.11)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.1.5 ลักษณะการทำงานของฮีทไปป์รูปแบบทั่วไป

กรณีที่รู้ค่าการกระจายของฟลักซ์ความร้อนตลอดความยาวของฮีทไปป์ การกระจายของฟลักซ์ในแนวแกน เป็นดังนี้

ที่	$0 < x < L_c$	$Q = (x/L_c) Q_{c, \max}$
ที่	$L_c < x < (L_c + L_a)$	$Q = Q_{c, \max}$
ที่	$(L_c + L_a) < x < L_c$	$Q = (L_c - x)/L_e Q_{c, \max}$

ดังนั้นจากสมการ (2.1.28)

$$\begin{aligned} (QL)_{c, \max} &= \int_0^{L_c} Q dx \\ &= (0.5L_c + L_a + 0.5L_e) Q_{c, \max} \end{aligned} \quad (2.1.29)$$

นั่นคือ ขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากท่อเชื่อม

$$\begin{aligned} Q_{c, \max} &= (QL)_{c, \max} / L_{eff} \\ L_{eff} &= \text{ความยาวของฮีทไปป์เชิงประสิทธิผล} \\ &= L_c/2 + L_a + L_e/2 \end{aligned} \quad (2.1.30)$$

2.1.6.5 ขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการเดือด

ขีดจำกัดเนื่องจากการเดือด จะเกิดขึ้นที่ฟลักซ์ความร้อนสูงๆ เนื่องจากที่สภาวะนั้นฟลักซ์ความร้อนในแนวรัศมี (radial heat flux) มีค่ามาก และผลต่างความดันก็เพิ่มขึ้นที่ช่วงการระเหยทำให้เกิดฟองของไอ (vapour bubbles) ซึ่งเป็นสาเหตุให้เกิดจุดร้อนจัด (hot spot) ขึ้นขวางการหมุนเวียนของของเหลว ขีดจำกัดนี้เรียกว่า ขีดจำกัดเนื่องจากการเดือด การเกิดฟองย่อมขึ้นกับพื้นที่ผิวร้อน, ความหยาบของผิว, ความเปียกตัวได้และการเกิดปฏิกิริยาออกซิเดชันที่ผิว

ขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการเดือด หาได้จากสมการ

$$Q_{p, \max} = [(2 L_o k T_o) / \sqrt{\ln(r_o/r_i)}] (2/r_o - P_c) \quad (2.1.31)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนไว้สำหรับการใช้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้ใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เนื่องจาก $2\delta/r_n > P_c$ ดังนั้น

$$\begin{aligned} Q_{b,max} &= [2\pi L_o k_o T_o / \lambda \rho_o \ln(r_1/r_o)] (2\delta/r_n) \quad (2.1.32) \\ r_n &= \text{รัศมีของพองการเดือด} \end{aligned}$$

Griffith และ Wallis ได้หาค่า r_n โดยใช้แผ่นทองแดงจุ่มลงในน้ำได้ว่ามีค่าเป็น 10^{-3} นิ้ว (2.54×10^{-5} เมตร) และ 10^{-5} นิ้ว (2.54×10^{-5} เมตร) สำหรับฮีทไประบบที่บรรจุก๊าซ (gas loaded heat pipe) และฮีทไประบบทั่วไปตามลำดับ

ขีดจำกัดต่างๆที่กล่าวมาทั้งหมดเป็นขีดจำกัดของฟลักซ์ความร้อนในแนวแกน ยกเว้นขีดจำกัดเนื่องจากการเดือด ซึ่งเป็นขีดจำกัดของฟลักซ์แนวรัศมี

2.1.7 กลไกการถ่ายเทความร้อน

การถ่ายเทความร้อนของฮีทไประบบ มีทั้งการนำความร้อน (heat conduction) การพาความร้อน (heat convection) แต่กลไกที่สำคัญคือ การนำความร้อน ลักษณะการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นของฮีทไประบบเป็นดังนี้

1. การนำความร้อนผ่านผนังท่อที่ช่วงการระเหย
2. การพาความร้อนแฝงการระเหยโดยไอ จากช่วงระเหยไปยังช่วงการควบแน่น
3. การนำความร้อนผ่านผนังท่อที่ช่วงการควบแน่น

2.1.8 ลักษณะอุณหภูมิของฮีทไประบบ

การทำงานของฮีทไประบบที่สภาวะคงที่ (steady-state) ในขอบเขตของขีดจำกัดต่างๆสามารถอธิบายได้ด้วยสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (heat transfer coefficient, U)

$$\begin{aligned} Q &= AU_{HP} (T_{p,e} - T_{p,c}) \quad (2.1.33) \\ \text{โดยที่} \quad Q &= \text{อัตราการถ่ายเทความร้อน} \\ T_{p,e} &= \text{อุณหภูมิผิวนอกของท่อที่ช่วงการระเหย} \\ T_{p,c} &= \text{อุณหภูมิผิวนอกของท่อที่ช่วงการควบแน่น} \\ U_{HP} &= \text{สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนซึ่งขึ้นกับพื้นที่} \\ A &= \text{พื้นที่ที่ใช้ในการคำนวณค่าของ } U_{HP} \text{ เช่น พื้นที่หน้าตัดของ} \\ &\quad \text{ท่อฮีทไประบบ, } A_p \text{ หรือ พื้นที่ผิวของช่วงการระเหย, } A_e \text{ หรือ} \\ &\quad \text{พื้นที่ผิวของช่วงการควบแน่น, } A_c \text{ เป็นต้น} \end{aligned}$$

โดยนิยาม

$$AU_{HP} = A_p U_{HP,c} = A_c U_{HP,c} = A_e U_{HP,e} \quad (2.1.34)$$

2.1.9 กฎของฟูเรียร์ (Fourier's Law)

การนำความร้อนผ่านผนังท่อของฮีทไประบบ สามารถอธิบายได้ด้วยกฎการนำความร้อนของฟูเรียร์ ดังสมการ

$$Q = 1/R(T_1 - T_2) \quad (2.1.35)$$

โดยที่ $T_1 - T_2$ เป็นเอกสาร $T_1 - T_2$ สำหรับการใช้ผลต่างของอุณหภูมิที่ตำแหน่ง 1 และ 2 ไปใช้ประโยชน์ด้านการคำนวณ ไม่ว่าจะเป็นเอกสารใดทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

R คือ ความต้านทานการถ่ายเทความร้อน (thermal - resistance)

ในกรณีของแผ่นเรียบ (flat plate)

$$R = \delta / kA \quad (2.1.36)$$

ในกรณีของผนังทรงกระบอก (cylindrical wall)

$$R = [\ln(r_2/r_1)] / 2\pi Lk \quad (2.1.37)$$

โดยที่ δ คือ ความหนาของแผ่นเรียบ

k คือ ค่าความนำความร้อน

A คือ พื้นที่ของแผ่นเรียบ

L คือ ความยาวของทรงกระบอก

r_1, r_2 คือ รัศมีภายในและภายนอกของทรงกระบอก ตามลำดับ

2.1.10 ความสัมพันธ์ของคลาเซียส-คลาเปียร์รอน (Clausius-Clapeyron relationships)

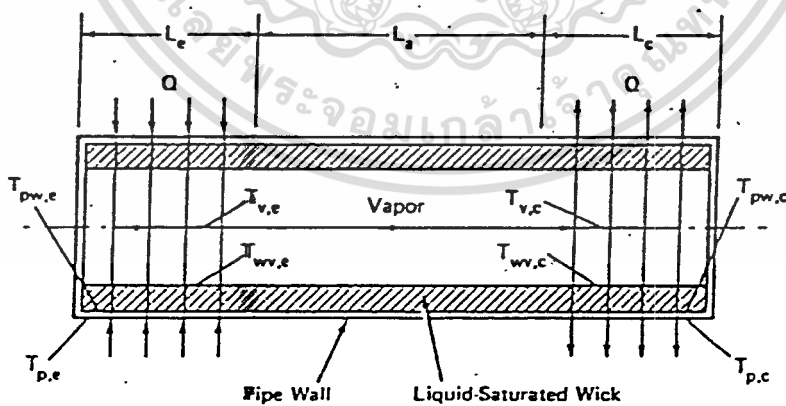
สมการของคลาเซียส-คลาเปียร์รอน แสดงความสัมพันธ์ของอุณหภูมิของไอและความดันดังนี้

$$T_1 - T_2 = T_v (P_1 - P_2) / \rho_v \lambda J \quad (2.1.38)$$

โดยที่ J คือ สมมูลย์กลความร้อน (mechanical equivalent of heat)

สมการที่กล่าวข้างต้นใช้อธิบายลักษณะการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นในฮีทไปป์ทั่วไป

แสดงในรูป 2.1.6



รูปที่ 2.1.6 ทิศทางการไหลของความร้อนในฮีทไปป์

ผลต่างของอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆเป็นดังนี้

ผนังท่อของฮีทไปป์ที่ช่วงการระเหย

$$T_{p,e} = [\ln(r_o/r_i)]Q/2\pi L_e k_p \quad (2.1.39)$$

บริเวณไอไหลผ่าน

$$T_{v,e} - T_{v,c} = T_v(P_{v,e} - P_{v,c})Q/\rho_v \lambda JQ \quad (2.1.40)$$

ผนังท่อที่ช่วงการควบแน่น

$$T_{p,c} = [\ln(r_o/r_i)]Q/2\pi L_c k_p \quad (2.1.41)$$

รวมสมการ 2.1.40 ถึง 2.1.42 ได้ว่า

$$T_{p,e} - T_{p,c} = Q[\ln(r_o/r_i)/2\pi L_e k_p + T_v(P_{v,e} - P_{v,c})/\rho_v \lambda JQ + \ln(r_o/r_i)/2\pi L_c k_p] \quad (2.1.42)$$

ดังนั้น

$$Q = A_p(T_{p,e} - T_{p,c})[\pi r_o^2 \ln(r_o/r_i)/2\pi L_e k_p + \pi r_o^2 T_v(P_{v,e} - P_{v,c})/\rho_v \lambda JQ + \pi r_o^2 \ln(r_o/r_i)/2\pi L_c k_p]^{-1} \quad (2.1.43)$$

เพราะว่า $Q = A_p U_{HP,p}(T_{p,e} - T_{p,c})$

ในที่นี้สำหรับฮีทไปป์แบบทั่วไป (r_o/r_i) มีค่ามากกว่า 0.6 ดังนั้นเราจะได้สมการ

$$U_{HP,p} = [(r_o t_p)/2L_e k_p + \pi r_o^2 T_v(P_{v,e} - P_{v,c})/\rho_v \lambda JQ + (r_o t_p)/2L_c k_p]^{-1} \quad (2.1.44)$$

ค่า $P_{v,e} - P_{v,c}$ คือ ผลต่างของความดันไอรวม จากสมการข้างต้น ผลรวมของผลจากความดันไอ ประกอบด้วย ผลลดเฉลี่ยความดันไอที่ช่วงการระเหย ผลลดของความดันไอที่ช่วงกลางและผลลดความดันไอที่ช่วงการควบแน่น โดยถือว่าไอมีลักษณะดังนี้

1. การไหลของไอเป็นการไหลแบบชั้นๆ
2. ไอมีคุณสมบัติไม่ยืดหดตัว
3. การกระจายของพลักซ์ความร้อนมีค่าสม่ำเสมอตลอดแนวช่วงการระเหยและช่วงการควบแน่น

ช่วงการควบแน่น

นั่นคือ ผลลดเฉลี่ยความดันไอที่ช่วงการระเหย

$$\Delta P_v = F_v \int_0^{L_e} \int_0^x q_t dt dx / L_e = F_v L_e Q / 6 \quad (2.1.45)$$

ผลลดความดันของไอที่ช่วงต้นกลาง

$$\Delta P_v = F_v L_e Q \quad (2.1.46)$$

ผลลดเฉลี่ยความดันไอที่ช่วงการควบแน่น

$$\Delta P_v = F_v L_c Q / 6 \quad (2.1.47)$$

รวมสมการ (2.46) ถึง (2.48) ได้ดังนี้ ข้างานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$(P_{v,e} - P_{v,c}) = F_v Q (L_e/6 + L_u + L_c/6) \quad (2.1.48)$$

แทนค่าสมการ 2.1.48 ลงในสมการ 2.1.44 ได้เป็น

$$U_{HP,p} = 1/R_{p,e} + R_v + R_{p,c} \quad (2.1.49)$$

โดยที่

$R_{p,e}$ คือ ความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของผนังท่อที่ช่วงการระเหย

R_v คือ ความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการไหลของไอน้ำจากช่วงการระเหยไปยังช่วงการควบแน่น

$R_{p,c}$ คือ ความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของผนังท่อที่ช่วงการควบแน่น

ในที่นี้

$$R_{p,e} = (r_o t_p) / 2L_e k_p \quad (2.1.50)$$

$$R_v = [4r_o^2 F_v (L_c/6 + L_u + L_e/6) T_v] / \rho_v \lambda J \quad (2.1.51)$$

$$R_{p,c} = (r_o t_p) / 2L_c k_p \quad (2.1.52)$$

2.1.11 การจำลองแบบอนุกรมของฮีทไปป์

ในการนำฮีทไปป์มาประยุกต์ใช้งาน ตัวแปรสำคัญเกี่ยวกับเงื่อนไขการใช้งานก็คือเงื่อนไขของแหล่งให้ความร้อนและแหล่งรับความร้อนภายนอก เพราะมีบทบาทสำคัญในการสรรหาแบบจำลองเชิงทฤษฎี เพื่ออธิบายลักษณะการทำงานของฮีทไปป์

ลักษณะการทำงานของฮีทไปป์โดยทั่วไป เป็นลักษณะที่จุ่มตัวท่อ (immersed body) อยู่ในของไหลที่มีความเร็ว นั่นคือ เป็นการถ่ายเทความร้อนแบบการพาบังคับ (forced convection heat transfer) ดังนั้นโดยหลักการแล้วอนุกรมของแหล่งให้ (รับ) ความร้อนและสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนแหล่งให้ (รับ) ความร้อนกับผิวท่อที่ช่วงการระเหย (ช่วงการควบแน่น) ของฮีทไปป์ สามารถใช้อธิบายลักษณะการทำงานของฮีทไปป์

นิยาม สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างผิวสัมผัส (interface heat transfer, h_f)

$$Q = h_f A_f (T_f - T_p) \quad (2.1.53)$$

โดยที่

Q = อัตราการถ่ายเทความร้อนระหว่างผิวสัมผัส

h_f = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างผิวสัมผัส

A_f = พื้นที่ผิวสัมผัส

T_f = อุณหภูมิของแหล่งความร้อนภายนอก

T_p = อุณหภูมิผิวท่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในการคำนวณคุณสมบัติของของไหลโดยทั่วไป อาจใช้คุณสมบัติเฉลี่ยระหว่างอุณหภูมิของของไหลกับอุณหภูมิผิวท่อ นั่นคือ $(T + T_p)/2$

2.1.11.1 การหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างผิวสัมผัส

โดยทั่วไป เราอาจเขียนความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรที่เกี่ยวข้องดังนี้

$$Nu = C(R_e)^m(Pr)^{1/3} \quad (2.1.54)$$

โดยที่

$$\begin{aligned} Nu &= \text{ตัวเลขนัสเซลท์ (Nusselt number)} \\ &= hd_o/k \end{aligned} \quad (2.1.55)$$

$$\begin{aligned} Pr &= \text{ตัวเลขพรานด์เติล (Prandtl number)} \\ &= \mu C_p/k \end{aligned} \quad (2.1.56)$$

$$\begin{aligned} Re &= \text{ตัวเลขเรย์โนลด์ (Reynold number)} \\ &= \rho V d_o/\mu \end{aligned} \quad (2.1.57)$$

$$C_m = \text{ค่าคงที่ขึ้นกับรูปร่าง}$$

$$d_o = \text{เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกของท่อ}$$

$$V = \text{ความเร็วของของไหล}$$

$$k = \text{ค่าความนำความร้อนของของไหล}$$

ดังนั้นเราจะได้สมการ

$$h_f = C(k_f/d_o)(Re_f)^m(Pr_f)^{1/3} \quad (2.1.58)$$

สมการ 2.1.58 ใช้คำนวณหาค่า h_f ได้ เมื่อได้ค่า h_f แล้วก็คำนวณหาค่าอุณหภูมิผิวท่อ, T_p ได้ จากนั้นคำนวณหาอุณหภูมิต่างๆตลอดแนวความยาวของฮีทไปป์ได้ โดยอาศัยสมการ 2.1.50, 2.1.51, 2.1.52 ยกตัวอย่างเช่น ถ้ารู้อุณหภูมิด้านนอกของผิวท่อที่ช่วงการควบแน่นก็สามารถคำนวณหา

ก. ผลต่างอุณหภูมิระหว่างผิวนอกและในของท่อ

ข. ผลต่างของอุณหภูมิในแนวแกนซึ่งไฮไลผ่าน

ค. อุณหภูมิด้านนอกของผิวท่อที่ช่วงการระเหย

ใช้สมการ 2.1.50, 2.1.51, 2.1.52 หาค่าความต้านทานความร้อน R ซึ่งขึ้นกับพื้นที่หน้าตัดของท่อ A_p แล้วคำนวณหาผลคูณของท่อฮีทไปป์ T ดังต่อไปนี้

$$\Delta T = QR/A_p \quad (2.1.59)$$

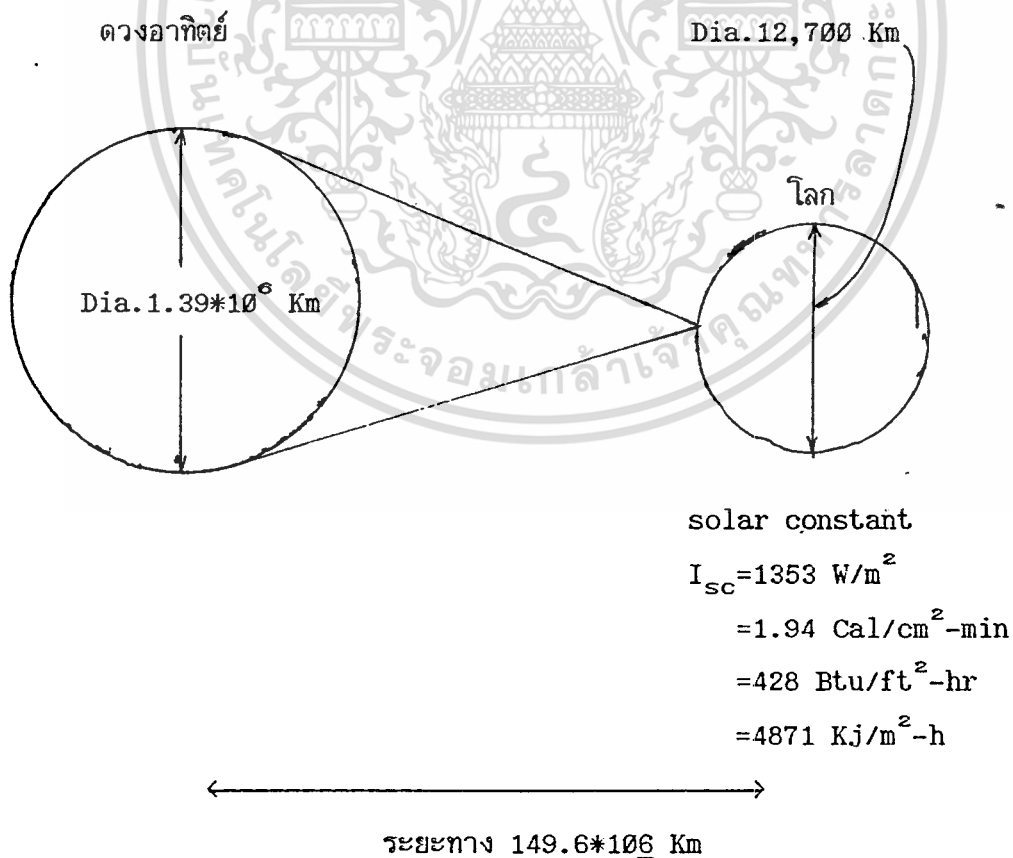
โดยที่ $A_p =$ พื้นที่หน้าตัดของท่อ

$$= \pi d_o^2/4$$

2.2.1 แหล่งพลังงานธรรมชาติ

พลังงานแสงแดดนับเป็นแหล่งพลังงานที่สำคัญและมีอยู่มากมาย เป็นพลังงานซึ่งได้มาเปล่าๆ เพียงแต่เสียค่าใช้จ่ายเฉพาะค่าอุปกรณ์ในการรวบรวมพลังงานแสงแดดมาใช้งานเท่านั้น พลังงานแสงอาทิตย์ที่ตกกระทบบนโลกนั้นมีปริมาณมากกว่าแหล่งพลังงานที่มีอยู่บนโลก (เช่นพลังงานนิวเคลียร์, พลังงานไต้หินพ, พลังงานแรงโน้มถ่วง ฯลฯ) รวมกันถึง 5,000 เท่า พลังงานส่วนนี้ 30% จะถูกสะท้อนกลับไปสู่ห้วงบรรยากาศ 47% ถูกเปลี่ยนเป็นความร้อนที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าและสะท้อนกลับไปสู่ห้วงบรรยากาศ 22.5% ถูกใช้ไปในการระเหยและอีก 0.5% ถูกเปลี่ยนเป็นพลังงานกลในรูปของลม คลื่นและถูกสะสมไว้ในพืชโดยการสังเคราะห์แสง พลังงานที่แผ่รังสีมายังพื้นโลกประมาณ 1.7×10^{14} กิโลวัตต์นั้น 70% ตกบนพื้นมหาสมุทร 30% ที่เหลือตกบนพื้นดินซึ่งมีค่าประมาณ 1.5×10^7 Kw/Hr

2.2.2 ค่าคงที่ความร้อน (solar constant) เป็นค่าพลังงานจากดวงอาทิตย์ที่ตกบนพื้นที่หนึ่งหน่วยที่ตั้งฉากกับการแผ่รังสีนั้นในห้วงอากาศที่ตำแหน่งระยะทางเฉลี่ยระหว่างโลกกับดวงอาทิตย์ ในหนึ่งหน่วยเวลามีค่าแสดงในรูปข้างล่าง แสดงความสัมพันธ์เชิงเรขาคณิตของดวงอาทิตย์และโลก



รูป 2.2.1 การสังเกตขนาดของดวงอาทิตย์จากโลก

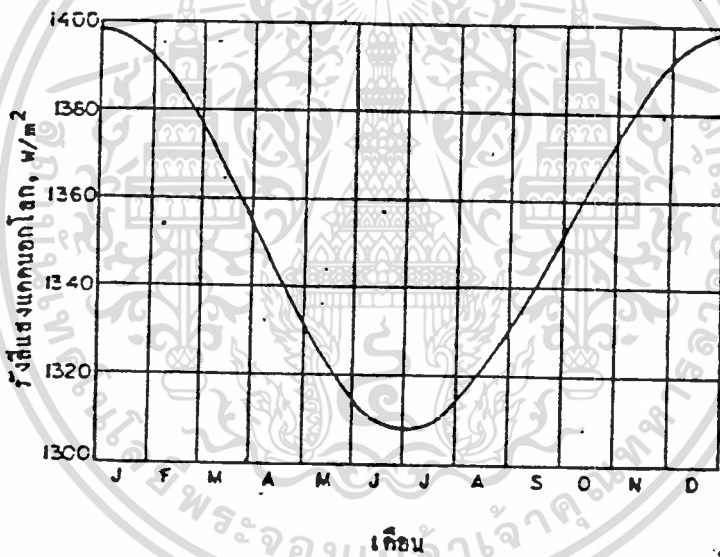
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูป 2.2.1 แสดงความสัมพันธ์เชิงเรขาคณิตของดวงอาทิตย์และโลก ค่าเอคเซนทริกซิตีของวงโคจรของโลกทำให้ระยะทางระหว่างโลกและดวงอาทิตย์แปรเปลี่ยนไป + 3 เปอร์เซ็นต์ที่ระยะทางเฉลี่ย 149.6×10^6 Km หรือ 1 AU (Astronomical unit) ดวงอาทิตย์จะมีขนาดรองรับมุมที่โลกเป็นมุม 32 ลิปดา

ค่าคงที่แสงอาทิตย์ที่ยอมรับกันล่าสุดคือ

$$\begin{aligned} I_{sc} &= 1353 \text{ W/m}^2 \\ &= 1.940 \text{ Cal/cm}^2 \text{ -min} \\ &= 428 \text{ Btu/ft}^2 \text{ -hr} \\ &= 4871 \text{ Kj/m}^2 \text{ -hr} \end{aligned}$$

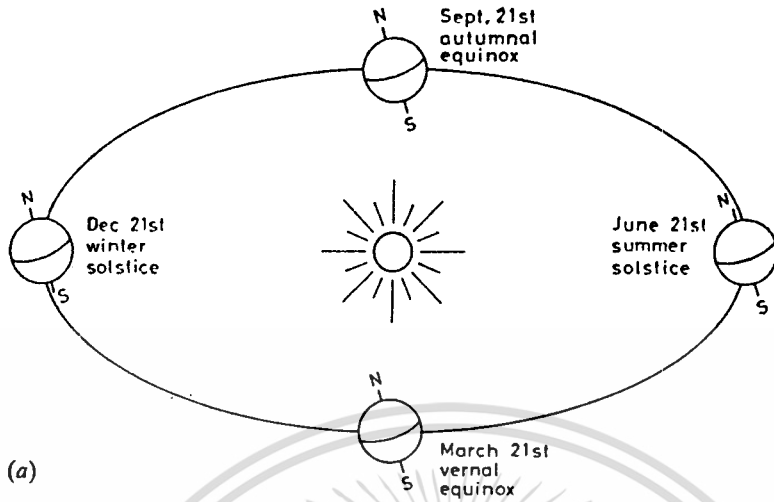
อัตราการตกกระทบของพลังงานนอกบรรยากาศของโลกจะมีค่าต่างกันในแต่ละเดือน ดังแสดงไว้ในรูป 2.2.2 ข้างล่าง



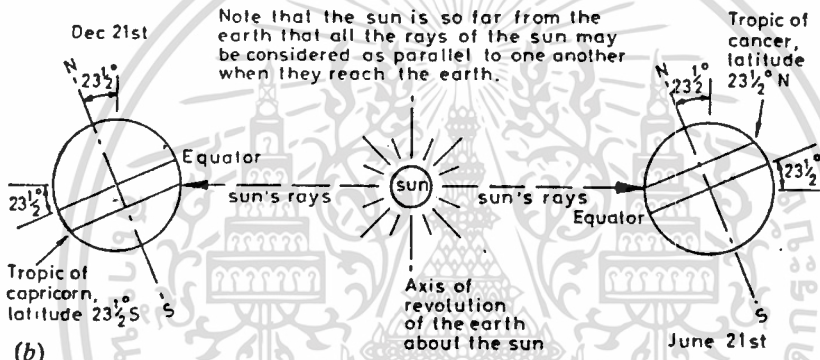
รูป 2.2.2 ความเปลี่ยนแปลงของ extraterrestrial solar radiation ในช่วงปี 2.2.3 ตำแหน่งของดวงอาทิตย์ในท้องฟ้า

โลกเคลื่อนที่รอบดวงอาทิตย์โดยมีวงโคจรเป็นรูปวงรี ใช้เวลาหนึ่งปีต่อรอบ (รูป 2.2.3 a) ขณะเดียวกันโลกก็หมุนรอบตัวเองจากทิศตะวันตกไปสู่ทิศตะวันออก จึงทำให้เราเห็นเป็นว่าดวงอาทิตย์ขึ้นจากทิศตะวันออกแล้วไปตกทางทิศตะวันตก ซึ่งส่วนทางกับการหมุนของโลก แกนหมุนของโลกทำมุมเอียงคงที่เท่ากับ 23.5 องศา กับเส้นที่ตั้งฉากกับระนาบการโคจรตลอดเวลา ดังนั้นเมื่อขั้วโลกเหนือหันเข้าใกล้ดวงอาทิตย์จึงเกิดฤดูร้อนในซีกโลกเหนือ และฤดูหนาวในซีกโลกใต้ในทำนองเดียวกัน เมื่อขั้วโลกใต้หันเข้าหาดวงอาทิตย์ ก็จะทำให้เกิดฤดูร้อนในซีกโลกใต้ และฤดูหนาวในซีกโลกเหนือ (รูป 2.2.3 b)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(a)



(b)

Figure 1 Seasonal changes in solar declination

รูป 2.2.3 ตำแหน่งการโคจรของโลกและความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งของโลกกับแนวแสงอาทิตย์

จากการหมุนรอบตัวเองของโลก ทำให้คนมองเห็นดวงอาทิตย์มีลักษณะต่างกันไปในแต่ละชั่วโมง แต่อย่างไรก็ดี ตำแหน่งของดวงอาทิตย์บนท้องฟ้า อาจกำหนดได้โดยมุมและระนาบต่างๆ ในทางดาราศาสตร์ได้ดังนี้

- Zenith เป็นจุดยอดของทรงกลมของโลกที่อยู่เหนือและตรงกับศีรษะของผู้สังเกต
 - Nadir เป็นจุดยอดของทรงกลมของโลกที่อยู่ตรงข้ามจุด Zenith
 - Hour circle เป็นเส้นวงกลมใหญ่ที่ลากผ่านขั้วเหนือและขั้วใต้ของทรงกลมของโลกและตั้งฉากกับเส้นศูนย์สูตร
 - Horizon circle เป็นวงกลมแนวระนาบที่แสดงเส้นขอบฟ้าของผู้สังเกต ซึ่งตั้งฉากกับเส้นที่ต่อระหว่างจุด Zenith และจุด Nadir
 - Meridian เป็นเส้น Hour circle ที่ลากผ่านจุด Zenith
 - Altitude เป็นค่าของมุมที่วัดจากวงกลมแนวระนาบขึ้นไปตามทรงกลมของโลก จนถึงจุดสูงสุด
- ในแนวตั้ง ทำให้มุมนี้มีค่าระหว่าง 0 ถึง 90 องศา (ดูรูป 2.2.4) ถูกนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะเป็นใครๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

-Latitude (เส้นรุ้ง) เป็นเส้นวงกลมบอกตำแหน่งบนผิวโลกที่เริ่มต้นจากเส้นศูนย์สูตร (นับเป็น 0 องศา) วัดไปตาม Hour circle ขึ้นไปทางเหนือ และลงมาทางใต้ (รูป 2.2.5)

-Longitude (เส้นแวง) เป็นเส้น Hour circle บนผิวโลก โดยแต่ละเส้นห่างกันช่วงละ 15 องศา (เนื่องจากโลกหมุนรอบตัวเอง 360 องศาในเวลา 24 ชั่วโมง หรือชั่วโมงละ 15 องศา) และใช้เส้น Meridian ที่ผ่านเมือง Greenwich ประเทศอังกฤษ เป็นจุดเริ่มต้น วัดไปทางตะวันออกและตะวันตกทิศละ 15 องศาจนครบ 180 องศา (รูป 2.2.5)

-Declination คือมุมระหว่างรังสีแสงอาทิตย์กับเส้นในแนวตั้งที่ผ่านจุด Zenith ซึ่งมุม Declination นี้จะแปรเปลี่ยนไปทุกวันระหว่าง +23.5 องศาถึง -23.5 องศา ปรากฏการณ์นี้จะทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงมุมตกกระทบของแสงแดดบนผิวโลก และทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงความยาวของกลางวันตามฤดูกาล เช่น ที่บริเวณเส้นศูนย์สูตร (เส้นรุ้ง 0 องศา) เวลากลางวันจะนานประมาณ 12 ชั่วโมงนับจากพระอาทิตย์ขึ้นถึงพระอาทิตย์ตกตลอดทั้งปี แต่ในบริเวณที่มีเส้นรุ้งสูงขึ้นไปนั้น ในฤดูหนาวจะมีเวลากลางวันสั้นเพียง 8 ชั่วโมง แต่ในฤดูร้อนจะมีกลางวันนานถึง 16 ชั่วโมง (ดูรูป 2.2.6) ส่วนตำแหน่งดวงอาทิตย์ขึ้นและตกก็เปลี่ยนแปลง (ดูรูป 2.2.7 และ 2.2.10)

-Equinox เป็นวันที่ดวงอาทิตย์อยู่บนเส้นศูนย์สูตรของท้องฟ้า เวลากลางวันและกลางคืนยาวเท่ากัน (เท่ากับ 12 ชั่วโมง) ปีละ 2 วัน คือวันที่ 21 มีนาคม เรียกว่า (Vernal equinox) และวันที่ 22 กันยายน เรียกว่า (Autumnal equinox) ดูรูป 2.2.8

-Solstice เป็นวันที่ดวงอาทิตย์อยู่ห่างจากเส้นศูนย์สูตรของท้องฟ้ามากที่สุด ปีละ 2 วัน คือ วันที่ 21 มิถุนายน เป็นวันที่ดวงอาทิตย์อยู่เหนือเส้นศูนย์สูตรของท้องฟ้ามากที่สุด เรียกว่า Summer solstice ดวงอาทิตย์จะขึ้นเร็วที่สุดและตกช้าที่สุด ทำให้เวลากลางวันยาวที่สุด และกลางคืนสั้นที่สุด (รูป 2.2.8)

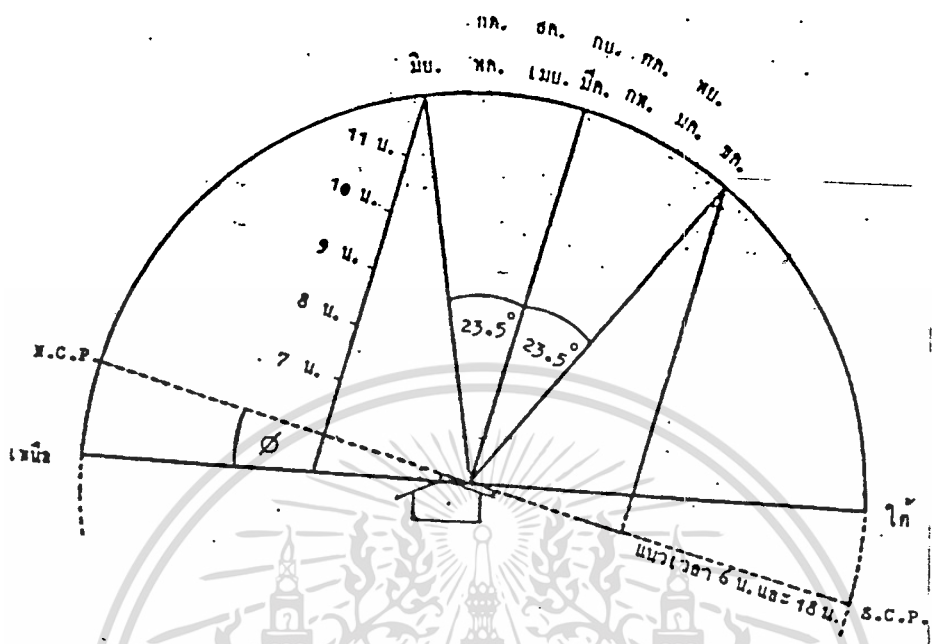
และ วันที่ 22 ธันวาคม เป็นวันที่ดวงอาทิตย์อยู่ใต้เส้นศูนย์สูตรของท้องฟ้ามากที่สุด เรียกว่า Winter solstice เป็นวันที่ดวงอาทิตย์ขึ้นช้าที่สุดและตกเร็วที่สุด ทำให้เวลากลางวันสั้นที่สุด และเวลากลางคืนยาวที่สุด (รูป 2.2.8)

-Greenwich Mean Time (GMT) เป็นเวลามาตรฐานที่เส้นเมริเดียนผ่านเมืองกรีนวิช กรุงลอนดอน เริ่มต้นเวลาที่เที่ยงคืน

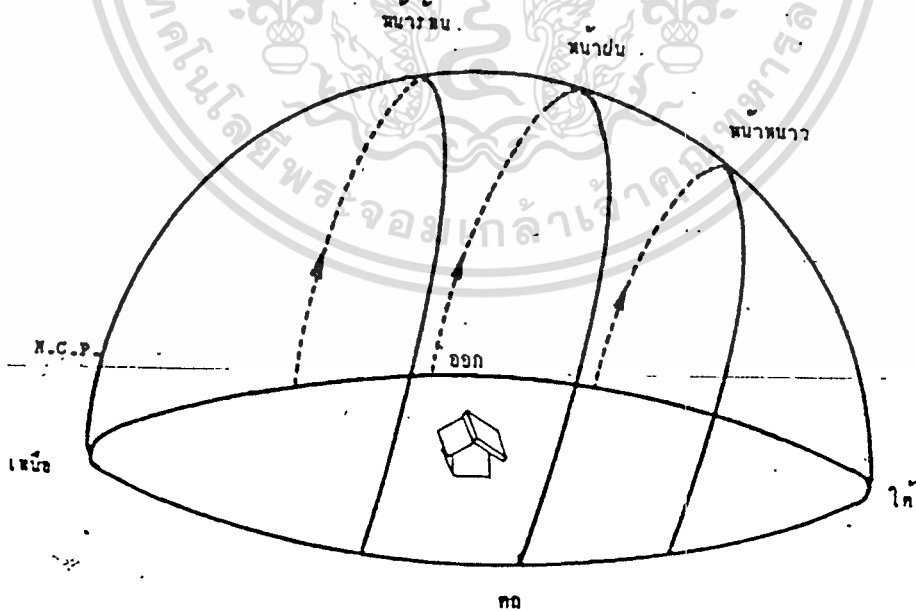
-Zone Mean Time (ZMT) เป็นเวลาของเมริเดียนมาตรฐานที่ใกล้ที่สุด ค่า ZMT แต่ละค่า หมายถึง จำนวนชั่วโมงก่อนหรือหลัง GMT ประเทศส่วนใหญ่มักใช้เวลาตามค่า ZMT ตรงตามค่า ZMT สำหรับประเทศไทยทั้งประเทศตั้งเวลาตามค่า ZMT ของเมริเดียนมาตรฐานที่ 105 องศาตะวันออก (105E) ซึ่งเป็นเวลาล่วงหน้า GMT จำนวน 7 ชั่วโมง

-Local Mean Time (LMT) เป็นเวลาที่ท้องถิ่น ณ.ตำบลนั้น หาได้โดยใช้เส้นเมริเดียนของตำบลนั้นบวกเข้าหรือลบออกจาก ZMT ของประเทศ โดยพิจารณาจากตำบลนั้นอยู่ทางทิศตะวันออก หรือทิศตะวันตกของ ZMT ตามลำดับ (1 องศาเส้นแวงเท่ากับ 4 นาที)

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

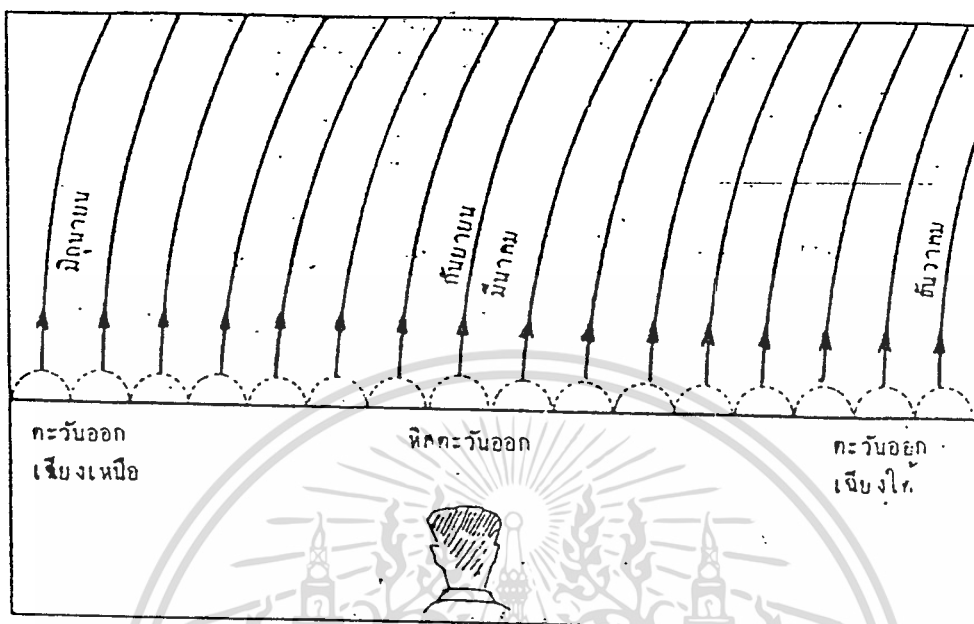


รูป 2.2.8 ก. การเปลี่ยนตำแหน่งของดวงอาทิตย์ในฤดูกาลต่าง ๆ

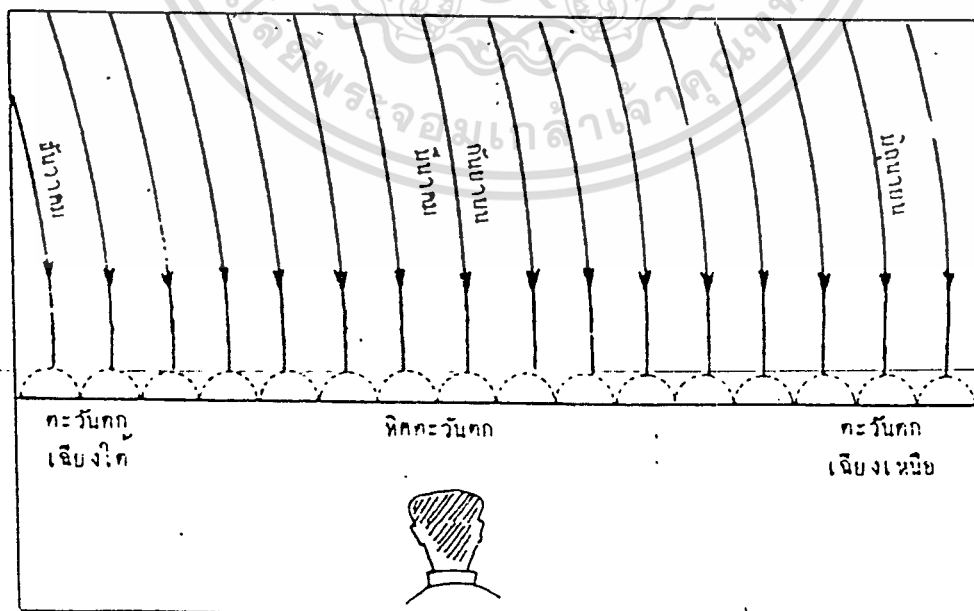


รูป 2.2.8 ข. การเปลี่ยนตำแหน่งของดวงอาทิตย์ในฤดูกาลต่าง ๆ แบบ 3 มิติ

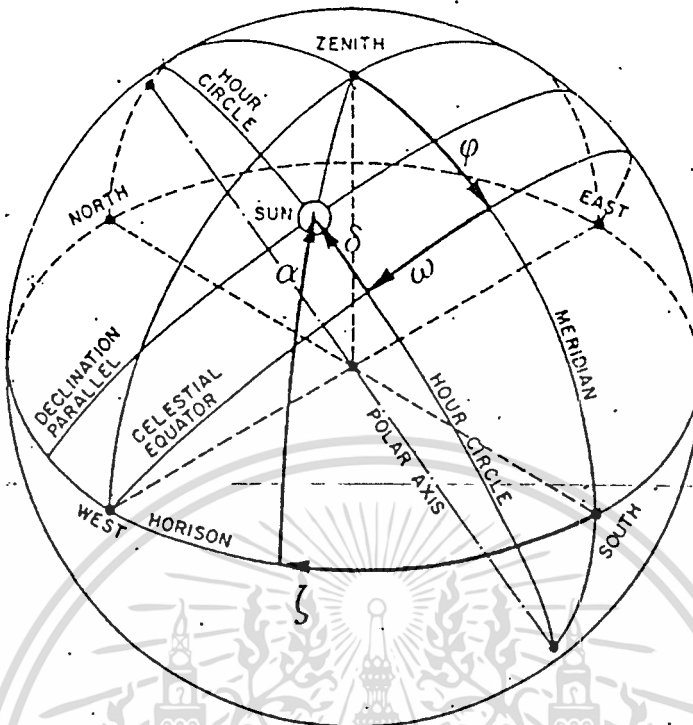
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



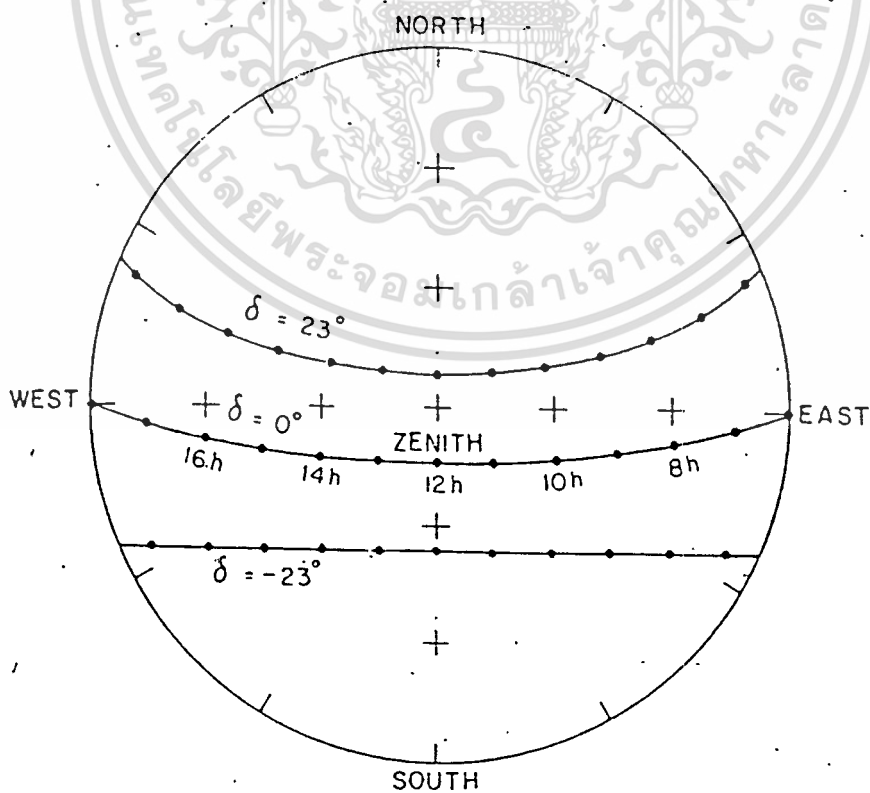
รูป 2.2.9 ก. การเปลี่ยนตำแหน่งการขึ้นของดวงอาทิตย์ในเวลา 1 ปี



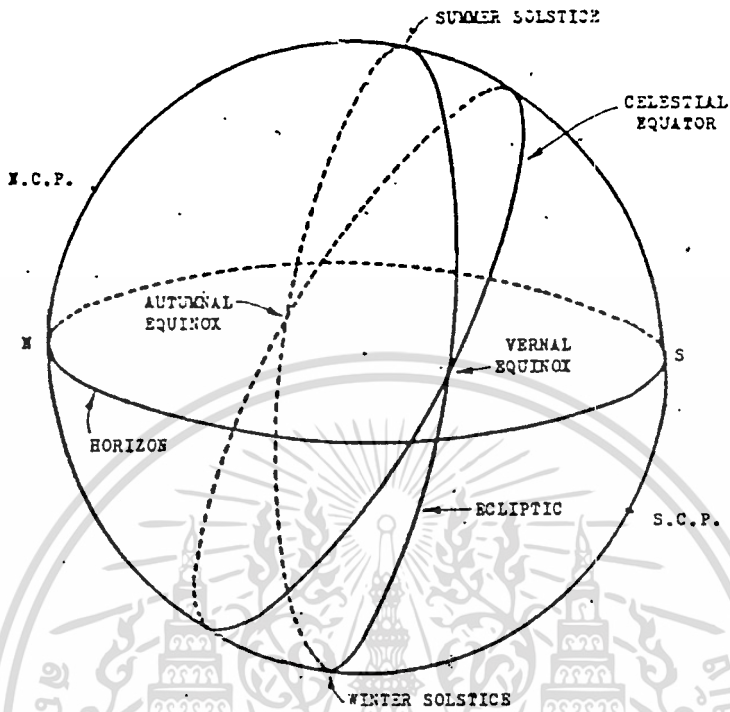
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
รูป 2.2.9 ข. การเปลี่ยนตำแหน่งการตกของดวงอาทิตย์ในเวลา 1 ปี
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



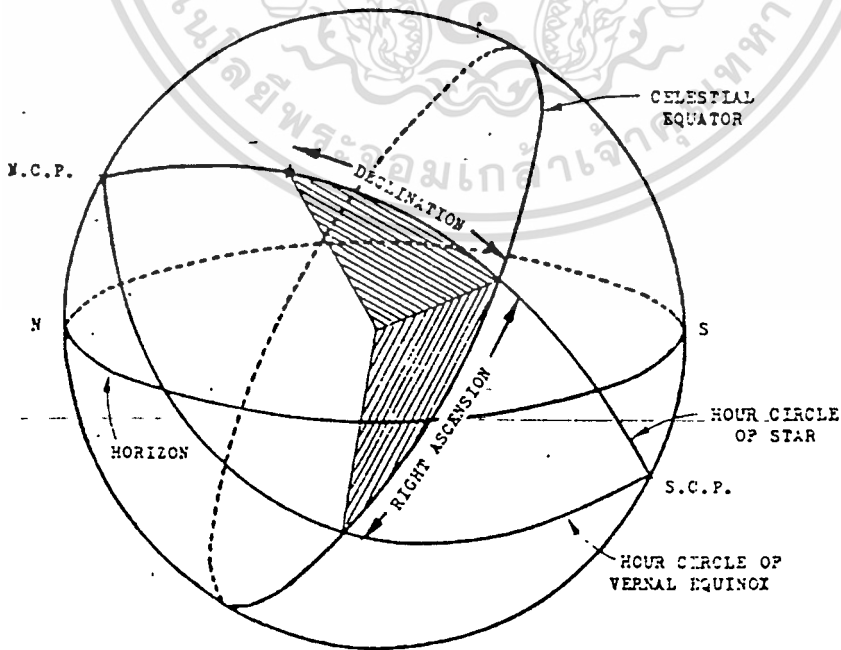
รูป 2.2.10 ทรงกลมทองฟ้าโดย α เป็นอัลติจูดและ ζ เป็นเอซิมัท



รูป 2.2.11 ตำแหน่งดวงอาทิตย์ปรากฏเมื่อผู้สังเกตอยู่ที่ตำแหน่งเส้นรุ้ง 14° สำหรับค่า declination 3 ค่า โดยมองจากด้านบนเหนือแผ่นดิน



รูป 2.2.6 แสดงเส้นทางเดินสุริยวิถีและเส้นศูนย์สูตรท้องฟ้า



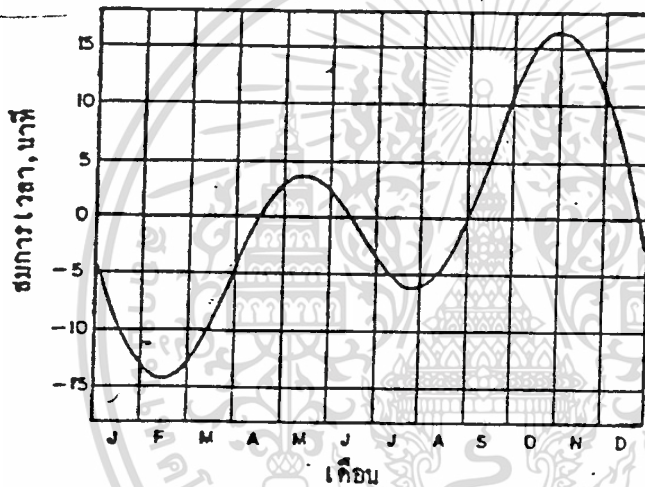
รูป 2.2.7 แสดงลักษณะของค่า declination

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้ในเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

-Apparent Solar Time (AST) เป็นเวลาขณะที่ดวงอาทิตย์เคลื่อนที่ผ่านเส้นเมริเดียนของตำบลนั้นเวลา 12.00 น.พอดี แต่เนื่องจากความยาวของเวลากลางวันมักเปลี่ยนแปลง คือ อาจมากกว่าหรือน้อยกว่า LMT เราหา AST จากสมการ

$$AST = LMT + E \quad (2.2.1)$$

โดย E คือค่าสมการเวลา(Equation of time)หาได้จากรูปหรือตารางที่แสดงค่า E นี้ทำให้หาเวลาที่แท้จริงในขณะดวงอาทิตย์ข้ามเส้นเมริเดียน(Solar noon)ซึ่งมีประโยชน์ต่อการติดตั้งอุปกรณ์แสงอาทิตย์ชนิดให้หมุนตามดวงอาทิตย์ได้อย่างถูกต้องแน่นอน



รูป 2.2.12 แสดงค่า Equation of time ,E(หน่วยนาที) ในเวลาหนึ่งปี

2.2.4 ผลของบรรยากาศของโลกต่อการแผ่รังสี

การหมุนของโลกรอบดวงอาทิตย์และการหมุนรอบแกนเป็นเหตุให้ปริมาณพลังงานแสงอาทิตย์ที่ตกกระทบบนโลกบริเวณต่างๆ มีค่าเปลี่ยนไปตามฤดูกาล (Seasonal variation) และตามวันเวลา(diurnal variation)

ค่าคำนวณปริมาณพลังงานแสงอาทิตย์ที่ตกกระทบบนในแนวนอนที่เส้นรุ้งต่างๆตลอดปี (ยังไม่พิจารณาถึงผลของบรรยากาศ) ดังแสดงในตาราง 2.2.2

ตาราง 2.2.2 ปริมาณพลังงานแสงอาทิตย์ที่ตกกระทบบนผิวนราบในหนึ่งวัน $\text{Cal/cm}^2\text{-day}$

Date	Latitude (degrees)									
	North									
	90	80	70	60	50	40	30	20	10	0
Mar. 21		160	316	461	593	707	799	867	909	923
Apr. 13	436	436	541	655	755	832	892	922	925	900
May 6	796	784	772	834	894	938	958	952	921	863
May 29	1030	1014	968	963	988	1002	997	964	908	829
June 22	1110	1093	1043	1009	1020	1022	1005	964	900	814
July 15	1025	1010	963	958	983	907	990	959	904	825
Aug. 8	789	777	765	826	886	929	949	944	913	856
Aug. 31	431	431	535	648	747	823	882	911	914	890
Sept. 23		153	312	456	586	698	789	857	898	912
Oct. 16		7	133	281	427	562	683	783	861	913
Nov. 8			25	150	295	442	581	706	813	897
Nov. 30				74	210	359	507	646	771	877
Dec. 22				51	181	327	480	624	756	869
Jan. 13				75	211	361	509	649	775	881
Feb. 4			25	151	298	447	586	712	820	905
Feb. 26		7	135	285	432	570	691	793	871	924
	South									
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	
Mar. 21	909	867	799	707	593	461	316	160		0
Apr. 13	349	773	674	555	421	277	131	7		0
May 6	783	680	560	426	285	144	24	0		0
May 29	729	611	479	339	199	70	0	0		0
June 22	708	585	450	306	170	48	0	0		0
July 15	726	608	477	338	198	70	0	0		0
Aug. 8	776	674	555	422	282	143	24	0		0
Aug. 31	839	764	666	549	417	274	130	7		0
Sept. 23	898	857	789	698	586	456	312	158		
Oct. 16	938	935	904	844	766	664	548	442	442	
Nov. 8	956	989	994	973	929	866	802	814	826	
Nov. 30	960	1019	1052	1059	1045	1018	1024	1073	1089	
Dec. 22	962	1030	1073	1092	1089	1078	1114	1167	1185	
Jan. 13	965	1024	1057	1064	1050	1023	1029	1078	1095	
Feb. 4	965	998	1003	982	937	873	809	821	834	
Feb. 26	949	946	915	854	775	672	556	447	447	

2.2.5 รังสีตรงและรังสีกระจาย

-รังสีตรง (beam radiation or direct radiation, I) เป็นรังสีที่แผ่มาจากดวงอาทิตย์โดยตรงมีทิศทางแน่นอน สามารถใช้อุปกรณ์ทัศนศาสตร์ กระทำการรวมแสง (focus) รังสีตรงนี้ได้ อุปกรณ์เหล่านี้ได้แก่ Fresnel lens, Tracking concentrator เป็นต้น

-รังสีกระจาย (diffuse or scattered radiation, d) เป็นรังสีที่ได้รับจากดวงอาทิตย์โดยการสะท้อน ตลอดจนการแผ่กระจายแสงเมื่อผ่านบรรยากาศ ทิศทางของการตกกระทบบนของรังสีกระจายที่จุดใดจุดหนึ่งย่อมไม่แน่นอน เราจึงไม่สามารถรวมรังสีกระจายเหล่านี้ให้อยู่ที่จุดเดียวได้

ผลรวมของรังสีตรงและรังสีกระจาย เรียกว่า รังสีรวม (total radiation or global radiation) รังสีรวมจะมีค่าแตกต่างกันไปตามส่วนต่างๆของโลกและแต่ละค่าจะเปลี่ยนไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งยังมีให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แปลงตลอดเวลา สำหรับประเทศไทยค่าเฉลี่ยสูงสุดต่อวันของค่ารังสีรวมมีค่าประมาณ 20 MJ/m^2 และโดยมากอยู่ในช่วงฤดูร้อน และค่าเฉลี่ยต่ำสุดมีค่าประมาณ 15 MJ/m^2 ในช่วงหน้าฝน ส่วนค่ารังสีกระจาย มีค่าเฉลี่ยต่อวันประมาณ 8.4 MJ/m^2

ทิศทางของรังสีตรง (Direction of beam radition)

ทิศทางหาได้จากสูตรแสดงความสัมพันธ์ระหว่างรังสีตรงกับระนาบใดๆ บนผิวโลก ณ เวลาใดๆ นิยามของมุม δ คือเส้นรุ้ง (เหนือ)

δ คือมุมเด็คลิเนชัน (declination)

s คือมุมระหว่างแผ่นระนาบกับแนวระดับ (คือความเอียงของระนาบ)

ϕ คือมุมอะซิมุทของผิวระนาบ หมายถึง มุมที่เส้นที่ตั้งฉากกับระนาบเบี่ยงเบนออกไปจากเมอริเดียนท้องถิ่น

ถ้า $\phi = 0$ แสดงว่าหันไปทางใต้หรือเหนือ (มักเป็นอุปกรณ์ชนิดติดตั้งกับที่)

ถ้า ϕ เป็นบวก แสดงว่า เบนไปทางตะวันออก

ถ้า ϕ เป็นลบ แสดงว่า เบนไปทางตะวันตก

ω คือมุมชั่วโมง (hour angle) มีค่าเป็นศูนย์เมื่อเวลาเที่ยงอาทิตย์ (solar noon) แต่ละชั่วโมงเท่ากับ 15 องศาของเส้นแวง (longitude)

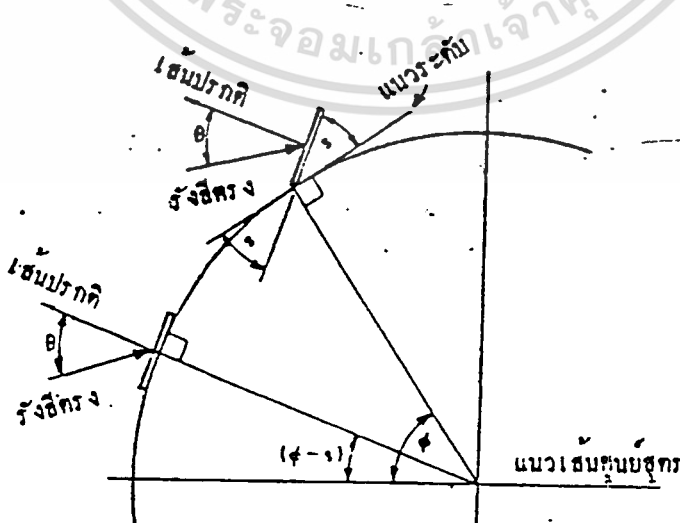
มีค่าเป็นบวกเวลาเช้า เช่น solar time เวลา 11.00 น. $= +15^\circ$

มีค่าเป็นลบในเวลาบ่าย เช่น solar time เวลา 14.30 น. $= -37.5^\circ$

θ คือมุมตกกระทบของรังสีตรง เป็นมุมระหว่างรังสีตรงกับเส้นที่ตั้งฉากกับระนาบ มุมเด็คลิเนชัน สามารถคำนวณหาได้จากสูตรของ Cooper (1969) เป็นค่าประมาณได้

$$= 23.45 \sin 360[284+n]/365 \quad (2.2.2)$$

โดย n เป็นวันของปี เช่นวันที่ 14 กุมภาพันธ์ $n = 31+14 = 45$



รูป 2.2.13 แสดงค่าต่างๆ จากนิยาม คือ s , ϕ , θ และ $(\phi-s)$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สำนักงานสถิติแห่งชาติจัดทำขึ้นเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่ควรนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับมุม θ มีความสัมพันธ์กับมุมอื่น ๆ ดังนี้

$$\begin{aligned}\cos \theta = & \sin \delta \sin \phi \cos s - \sin \delta \cos \phi \sin s \cos \gamma \\ & + \cos \delta \cos \phi \cos s \cos \omega + \cos \delta \sin \phi \sin s \cos \gamma \cos \omega \\ & + \cos \delta \sin s \sin \gamma \sin \omega\end{aligned}\quad (2.2.3)$$

2.2.6 Solar altitude

ค่ามุมอีกสองมุมที่ใช้ประโยชน์กันมากก็คือ

θ_z เป็นมุมซีก (Zenith angle) เป็นมุมระหว่างรังสีตรงจากดวงอาทิตย์ทำกับแนวตั้ง

a เป็นมุมมอลติจูดของดวงอาทิตย์ (Solar altitude) เป็นมุมระหว่างรังสีตรงของดวงอาทิตย์กับแนวระดับ มุมนี้มีค่าเท่ากับ $(90^\circ - \theta_z)$

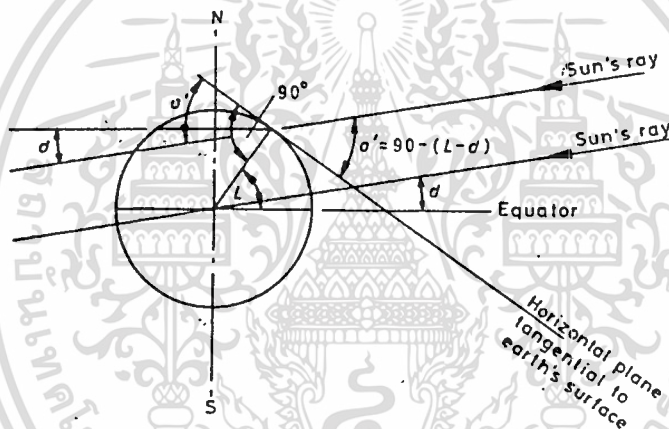


Figure 2.2.14 The special case of the solar altitude at noon

รูป 2.2.14 แสดงกรณีพิเศษความสัมพันธ์ altitude at noon (a')

สมการ (2.2.4) สามารถทำให้ง่ายขึ้นได้จากกรณีพิเศษบางอย่างเช่น สำหรับตัวรับแสงแผ่นราบแบบติดตั้งอยู่กับที่และหันไปทางเส้นศูนย์สูตร ($\gamma = 0^\circ$) กรณีนี้เทอมสุดท้ายจะหมดไป และสำหรับพิจารณาในแนวระดับ $s = 0^\circ$ มุมซีกของดวงอาทิตย์หาได้จากการลดรูปของสมการ คือ

$$\cos \theta_z = \sin \delta \sin \phi + \cos \delta \cos \phi \cos \omega \quad (2.2.4)$$

ความสัมพันธ์ที่สำคัญอีกอย่างหนึ่งก็คือ ที่ตำแหน่งละติจูด (L ในรูป 2.2.14) หรือเส้นรุ้ง (ϕ) สูงขึ้นจากเดิม s องศา ถ้าต้องการให้มุมตกกระทบเท่าเดิม แผ่นระนาบต้องเอียงเพิ่มขึ้นเป็นมุม s องศาจากแนวระดับ การวัดความเอียง s ให้วัดจากแนวระดับไปยังระนาบที่ต้องการ และ s จะเป็นบวกเมื่อวัดไปทางใต้

จากสมการ (2.2.4) สามารถหามุมชั่วโมง (hour angle) ของการขึ้นของดวงอาทิตย์ คือ ω_s ได้ด้วยมุมตกกระทบของรังสีตรงของดวงอาทิตย์ (θ_z) โดยให้ $\theta_z = 90^\circ$ จะได้

$$\cos \omega_s = -[\sin \phi \sin \delta] / [\cos \phi \cos \delta] \quad (2.2.5)$$

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แล้วก็จะได้ความยาวของวัน (day length) จาก

$$T_d = (2/15) \cos^{-1}(-\tan \phi \tan \delta) \quad (2.2.6)$$

ค่ามุมเอียง และออลติจูด ของดวงอาทิตย์นั้นสามารถคำนวณออกมาเป็นตารางได้จากค่าเส้นรุ้ง ค่ามุมเดคลิเนชัน และมุมชั่วโมง

2.2.7 การคำนวณพลังงานของรังสีดวงอาทิตย์นอกบรรยากาศของโลก

ในการออกแบบสร้างหรือการใช้ประโยชน์จากพลังงานแสงอาทิตย์ จำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องทราบค่าปริมาณแสงอาทิตย์ ณ ตำแหน่งที่ตั้งของอุปกรณ์เหล่านั้น พลังงานของรังสี ดวงอาทิตย์นอกบรรยากาศของโลก เป็นตัวแปรสำคัญตัวหนึ่งต่อปริมาณพลังงานแสงอาทิตย์ที่มาถึงพื้นโลก และมีค่าแปรเปลี่ยนไปตามตำแหน่งเส้นรุ้ง วัน และเวลาตามสมการ

$$H_o = \frac{24 I_{sc}}{\pi} \{1 + 0.033 \cos(360 * n / 365)\} \{ \cos \phi \cos \delta \sin \omega_s + \frac{2 \omega_s \sin \phi \sin \delta}{360} \} \quad (2.2.7)$$

โดย I_{sc} คือ Solar constant = $4.871 \text{ MJ/m}^2\text{-hr}$

ϕ คือ เส้นรุ้งของตำแหน่งที่ต้องการทราบค่ารังสีนี้

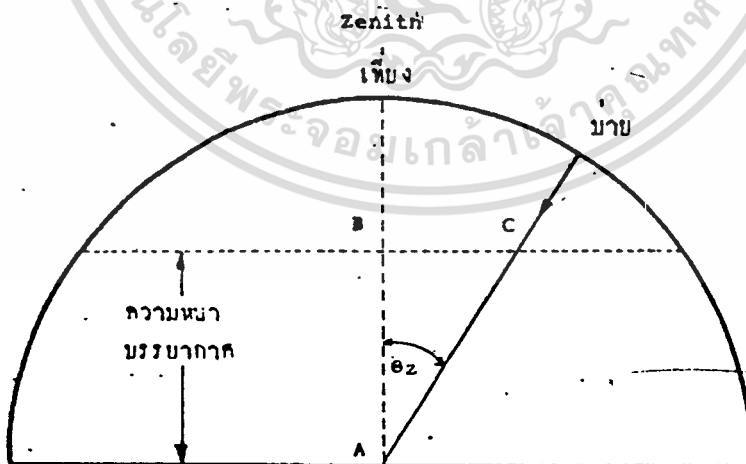
n คือ วันที่ของปี

δ คือ เดคลิเนชัน = $23.45 \sin(360 * \frac{284 + n}{365})$

ω_s คือ Sunrise hour angle = $\cos^{-1}(\tan \phi \tan \delta)$ (2.2.8)

รูป 2.2.16 แสดงค่า H_o บนผิวระนาบที่ตำแหน่งเส้นรุ้งต่างๆ สำหรับทั้งกลางวัน

2.2.8 Airmass (AM) เป็นตัวแปรที่แสดงผลของบรรยากาศที่มีต่อปริมาณของพลังงานแสงอาทิตย์ และต่อสเปกตรัมของแสงอาทิตย์ ดูรูป 2.2.15



รูป 2.2.15 แสดงเส้นทางเดินผ่านบรรยากาศของแสงแดด โดยกำหนดระยะทางแสงแดดส่องลงมาในแนวตั้งถึงระดับน้ำทะเลมีค่าเท่ากับหนึ่ง

กำหนดให้ θ_z เป็นมุมซินิก (Zenith angle) ซึ่งหมายถึงมุมระหว่างแนวตั้งกับแนวแกนของแสงอาทิตย์
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$AM = \sec \theta_z = AC/AB \quad (2.2.8)$$

จากนิยาม $AB = 1$ แทนใน (2.2.9)

$$AM = \sec \theta_z = AC \quad (2.2.10)$$

เมื่อดวงอาทิตย์อยู่ตรงศีรษะ Airmass มีค่าเท่ากับหนึ่ง ($AM = 1$) $AC = 1$

เมื่อดวงอาทิตย์ทำมุม 60 องศากับแนวตั้ง Airmass มีค่าเท่ากับ 2 ($AM = 2$) $AC = 2$

Airmass มีค่าเป็นศูนย์ ($AM = 0$) ที่นอกบรรยากาศของโลก

2.2.9 การหาความสัมพันธ์ระหว่างรังสีรวมและรังสีกระจายตามวิธีการของ Liu&Jordan

ปกติอุปกรณ์ใช้พลังงานแสงอาทิตย์แบบไม่รวมแสงจะรับพลังงานทั้งจากรังสีตรงและรังสีกระจาย แต่เนื่องจากสภาพที่ทั่วไปมักวัดแต่ค่ารังสีรวมเท่านั้น โดยพยายามสร้างสมการแสดงความสัมพันธ์ระหว่างรังสีรวมและรังสีกระจาย Liu&Jordan หาความสัมพันธ์ได้คือ

ก. อัตราส่วนระหว่างรังสีรวมบนพื้นราบกับรังสีดวงอาทิตย์นอกบรรยากาศโลก

$$K_T = H/H_0 \quad (2.2.11)$$

ข. อัตราส่วนระหว่างรังสีกระจายกับรังสีรวม

$$K = d/H \quad (2.2.12)$$

ค่าความสัมพันธ์ระหว่าง K_T และ K สามารถเขียนเป็นเส้นกราฟโดย K_T อยู่แกนนอน K อยู่แกนตั้งดังรูป

2.2.10 การประมาณค่ารังสีรายชั่วโมงจากกราฟข้อมูลกราฟ

ในการออกแบบติดตั้งอุปกรณ์แสงอาทิตย์ จะต้องการทราบค่าพลังงานแสงแดดรายชั่วโมง เพื่อให้หาประสิทธิภาพของเครื่องมือ Liu & Jordan (1967) ได้ให้ข้อมูลรังสีแสงแดดที่วัดทุกวันในเวลากลางวัน มาสร้างความสัมพันธ์ความยาวนานแสงแดด กับอัตราส่วนรังสีแสงแดดรายชั่วโมงและรังสีแสงแดดรายวัน (วัดในแนวระดับ) จากกราฟนี้สามารถประมาณค่ารังสีกระจายรายวันและรายชั่วโมงได้

2.2.11 การหาอัตราส่วนรังสีตรงบนพื้นเอียงกับรังสีตรงบนพื้นแนวระดับ

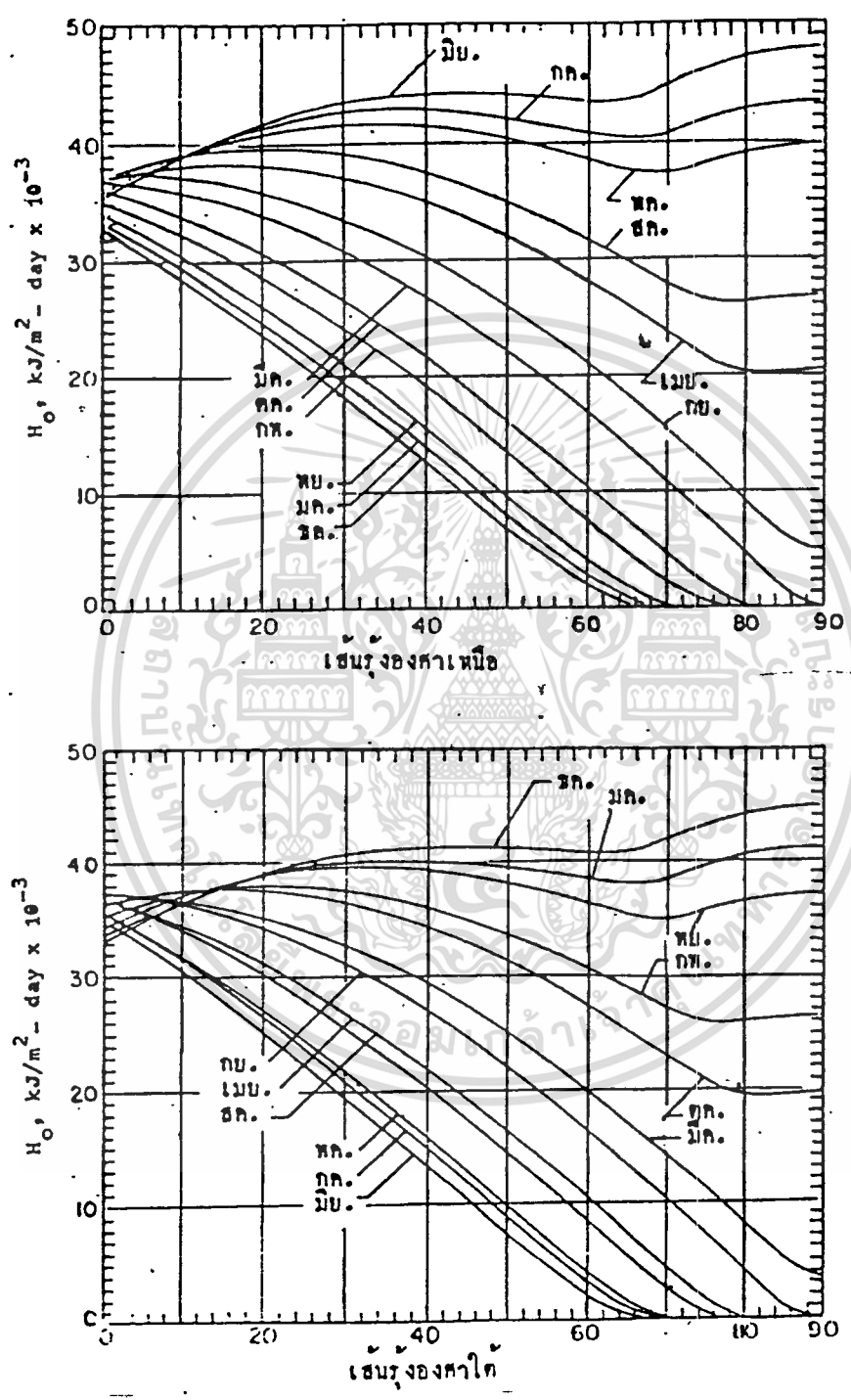
ปกติค่ารังสีดวงอาทิตย์จะถูกวัดออกมาเป็นค่ารังสีรวมรายชั่วโมงแนวราบ (หรือประมาณค่ารังสีจากวิธีในหัวข้อ 2.2.9) แต่เรามักออกแบบอุปกรณ์แสงอาทิตย์ให้ทำมุมต่างๆ กับแนวราบ ดังนั้นจึงมีการหาค่าคงที่ค่าหนึ่งสำหรับเปลี่ยนค่ารังสีแสงอาทิตย์ในแนวราบให้เป็นค่ารังสีบนระนาบเอียง ค่าคงที่ดังกล่าวเรียกว่า R_b (R_b factor or beam ratio)

นิยาม ค่า R_b เป็นอัตราส่วนระหว่างรังสีตรงบนพื้นเอียงกับรังสีตรงบนพื้นแนวระดับ ดังรูป

2.2.17

$$R_b = H_T/H = [H_n \cos \theta_T] / [H_n \cos \theta_z] = \cos \theta_T / \cos \theta_z$$

โดย $\cos \theta_T$ และ $\cos \theta_z$ คำนวณได้จากสมการ (2.2.4)



รูป 2.16 ความสัมพันธ์ระหว่างค่ารังสีดวงอาทิตย์

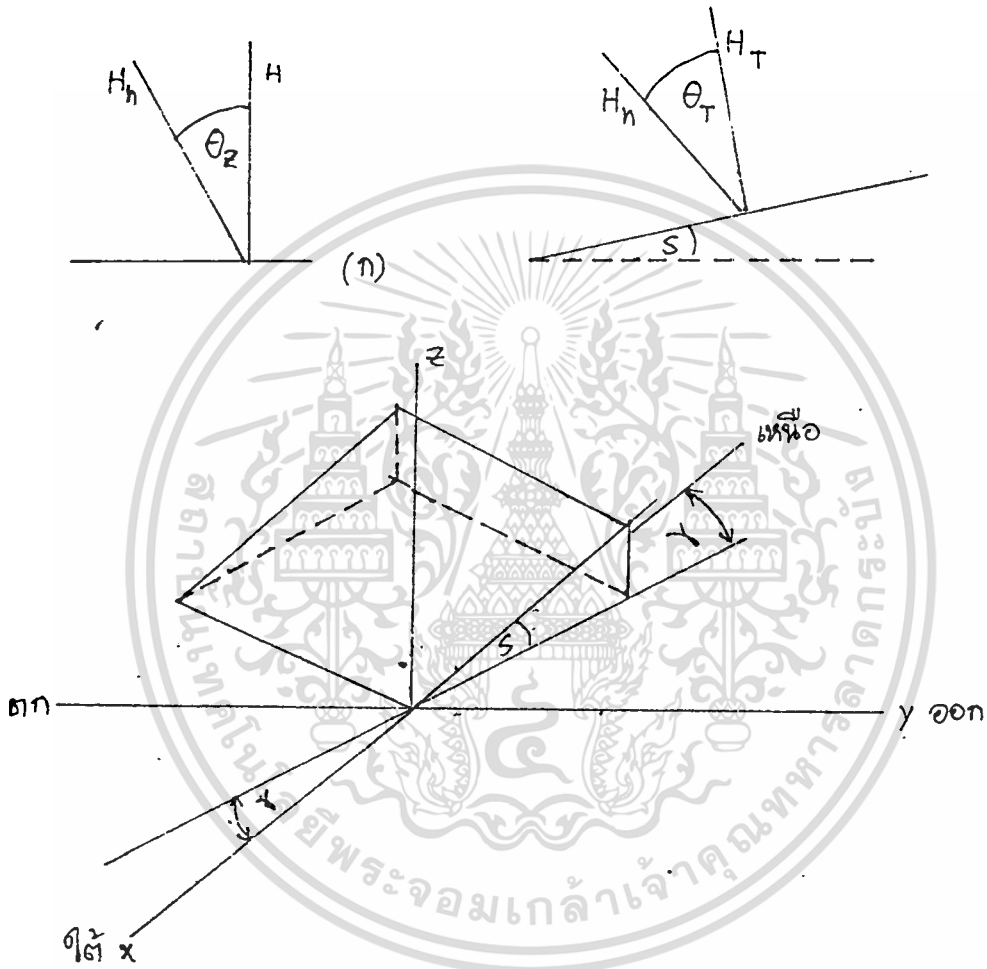
นอกบรรยากาศของโลกบนผิวระนาบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่า R_p เมื่อแผงรับแสงอาทิตย์หันไปตามทิศต่างๆสามารถหาได้ดังนี้

ก. หันไปทางใต้ ($\gamma = 0^\circ$)
$$R_p = \frac{[\cos(\phi-s)\cos\delta\cos\omega + \sin(\phi-s)\sin\delta\cos\phi\cos\delta\cos\omega + \sin\phi\sin\delta]}{\cos\phi\cos\delta\cos\omega + \sin\phi\sin\delta} \quad (2.2.14)$$

ข. หันไปทางเหนือ ($\gamma = 180^\circ$)
$$R_p = \frac{[\cos(\phi+s)\cos\delta\cos\omega + \sin(\phi+s)\sin\delta\cos\phi\cos\delta\cos\omega + \sin\phi\sin\delta]}{\cos\phi\cos\delta\cos\omega + \sin\phi\sin\delta} \quad (2.2.15)$$

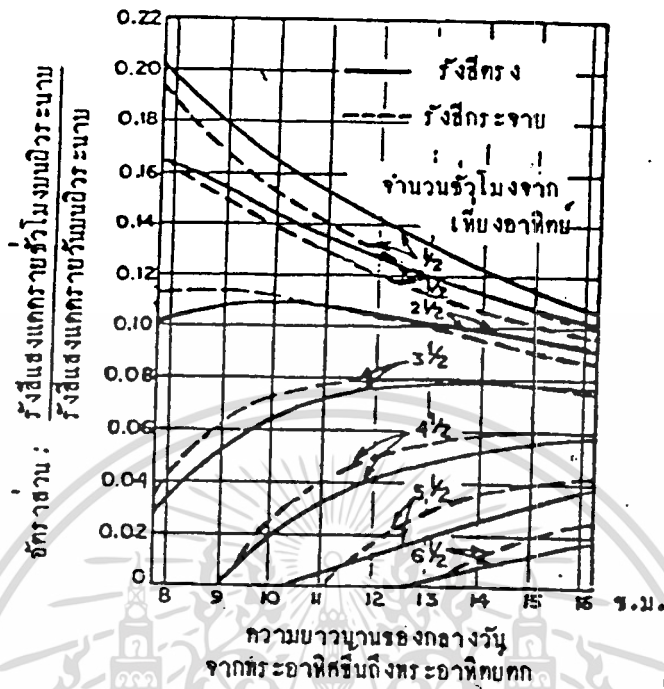


รูป 2.2.17 ก. รังสีดวงอาทิตย์บนพื้นราบและพื้นเอียง (ส)

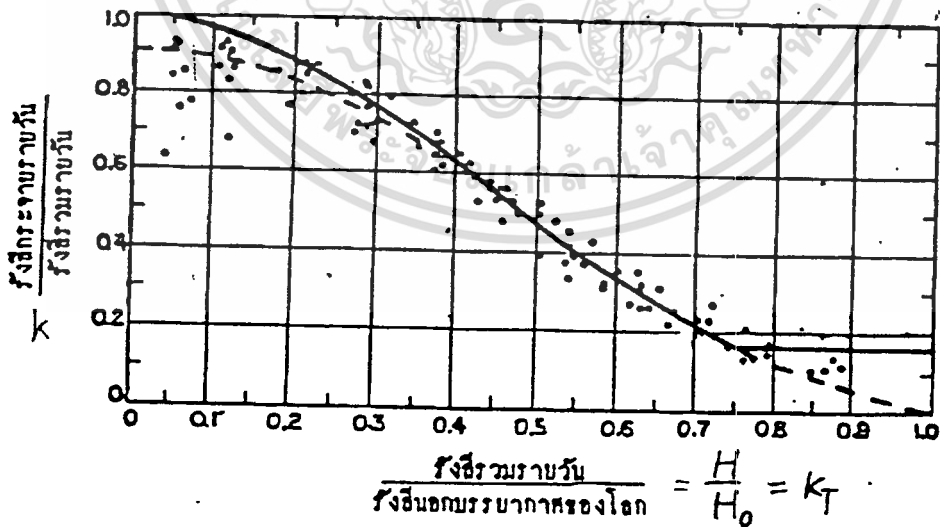
ข. การวางตำแหน่งของพื้นเอียงที่ทำมุมสัมพันธ์กับแนวทิศเหนือ

2.2.12 การหาอัตราส่วนระหว่างรังสีรวมบนผิวระนาบเอียงต่อรังสีรวมบนระนาบระดับ

แผ่นรับรังสีนั้นดูดทั้งรังสีตรงและรังสีกระจายของแสงแดด จึงต้องการค่าตัวแปรคงที่ R สำหรับรังสีรวม เมื่อทำให้เราสามารถหาค่ารังสีรวมในแนวราบได้ ในที่นี้เน้นเฉพาะค่าคงที่สำหรับรังสีตรง ส่วนรังสีกระจายนั้นเราหาไม่ได้ เนื่องจากรังสีส่วนนี้ขึ้นอยู่กับบรรยากาศบนท้องฟ้า ถ้าเรารู้ว่ารังสีกระจายนี้มาจากท้องฟ้ารอบๆ มีค่าเฉลี่ยเท่ากันหมด ไม่ว่าแผงรับแสงจะหันไปทางไหนก็จะได้รับรังสีกระจายเท่าเดิมเสมอ ดังนั้น ตัวแปรค่าสำหรับรังสีกระจายก็มีค่าเป็นหนึ่งเสมออันนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูป 2.2.17 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างรังสีแสงแดดรายวันกับรังสีแสงแดดรายชั่วโมง



รูป 2.2.18 อัตราส่วนระหว่างรังสีกระจายรายวันกับรังสีรวมรายวัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รังสีรวมบนพื้นผิวเอียงมีค่า

$$H_T = H_b R_b + H_d \quad (2.2.16)$$

โดย H_b และ H_d เป็นรังสีตรงและรังสีรวมบนผิวระดับ

และ R_b เป็น R_b factor ของรังสีตรงจากสมการ (2.2.4)

ดังนั้นตัวแปรค่า R ที่บอกอัตราส่วนระหว่างรังสีบนพื้นเอียงกับรังสีบนพื้นผิวระดับ คือ

$$R = \frac{\text{รังสีรวมบนพื้นเอียง}}{\text{รังสีรวมบนพื้นระดับ}} = \frac{H_b R_b}{H} + \frac{H_d}{H} \quad (2.2.17)$$

2.2.12 การส่งผ่านรังสีความร้อน

การส่งผ่านความร้อนเมื่ออยู่สามวิธี คือการนำ (Conduction) การพา (Convection) และการแผ่รังสี (Radiation) ดวงอาทิตย์ส่งพลังงานมายังโลกด้วยการแผ่รังสี อุปกรณ์แสงอาทิตย์บนพื้นโลกจะเปลี่ยนพลังงานรังสีดวงอาทิตย์เป็นพลังงานความร้อน ส่งผ่านความร้อนให้แก่ของไหลโดยการนำ จากนั้น ของไหลก็จะนำความร้อนไปใช้ประโยชน์โดยการพาความร้อน

การนำความร้อน เป็นการส่งผ่านพลังงานความร้อนจากความแตกต่างของอุณหภูมิของวัตถุ โดยอาศัยการสั่นกระแทกกันระหว่างโมเลกุลของวัตถุ ตามสูตร

$$\frac{Q}{t} = \frac{kA(t_1 - t_2)}{x} \quad (2.2.18)$$

โดย $\frac{Q}{t}$ แทนอัตราการนำความร้อน หน่วยเป็นวัตต์

A แทนพื้นที่หน้าตัดที่ความร้อนผ่าน หน่วยเป็นตารางเมตร

$\frac{t_1 - t_2}{x}$ แทนค่าเกรเดียนต์ของอุณหภูมิ หน่วยเป็นเซลเซียสต่อความยาว ($^{\circ}\text{C}/\text{m}$)

k แทนค่าสภาพนำความร้อนของวัตถุ หน่วยเป็น $\text{W}/\text{m}^{\circ}\text{C}$

การพาความร้อน

การพาความร้อนต้องอาศัยการเคลื่อนที่ของของไหล (ของเหลวหรือก๊าซ) ซึ่งมีสองแบบ คือ
ก. Natural convection เป็นการพาความร้อนแบบธรรมชาติ ของไหลเคลื่อนที่เนื่องมาจาก ความแตกต่างของความหนาแน่นของของไหลอันเกิดจากความร้อน

ข. Forced convection เป็นการพาความร้อนโดยอาศัยแรงกระทำต่อของไหล เช่น ติดเครื่องสูบน้ำ

การพาความร้อนแบบธรรมชาติที่อาศัยความแตกต่างของความหนาแน่นของของไหล เรียกว่าการพาความร้อนแบบอิสระ (free convection) นั้นต้องใช้วิธีการวิเคราะห์แบบ dimensional analysis) และใช้สัญลักษณ์ ดังนี้

$$Nu = f(Gr, Pr)$$

$$Nu = \text{Nusselt number} = \frac{hL}{k} \quad (2.2.19)$$

$$Gr = \text{Grashof number} = \frac{g\beta \Delta T L^3}{\nu^2} \quad (2.2.20)$$

$$Pr = \text{Prandtl number} = \frac{c_p \mu}{k} \quad (2.2.21)$$

โดย L แทน characteristic length ของระบบนั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

β แทน coefficient of volume expansion $\frac{1}{T}$ (Ideal gas)

ν แทน = kinematic viscosity T เฉลี่ย

T แทน ความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างเพลท

กรณีแบบเพลทคู่ขนาน ซึ่งปกติอุปกรณ์พลังงานแสงอาทิตย์ที่มีตัวรับแสงแบบแผ่นราบ (flat plate collector) จะมีลักษณะคล้ายๆ กันคือ มีลักษณะเป็นกล่องสี่เหลี่ยมแบน มีกระจกแผ่นราบครอบอยู่เหนือแผ่นดูดแสง ถ้าให้

L แทน ระยะห่างระหว่างกระจกกับแผ่นดูดแสง

ΔT แทนความแตกต่างระหว่างแผ่นกระจกกับแผ่นดูดแสง และแผ่นด้านล่างร้อนกว่าแผ่นบน จะใช้สมการ ของ Tabor สำหรับอากาศ

กรณีวางในแนวระดับ และความร้อนไหลขึ้น และ $10^4 < Gr < 10^7$

$$Nu = 0.152(Gr)^{0.281} \quad (2.2.22)$$

ในกรณีที่คำนวณการสูญเสียความร้อนด้วยการพาความร้อนในเพลทคู่ขนาน ที่มีมุมเอียงตั้งแต่ 0° ถึง 90° และค่า Gr มีค่ามากกว่า 2×10^5 อาจใช้สมการของ Dropkin & Somerscales คือ

$$Nu = [0.069 - 0.020(s/90)](GrPr)^{1/3}(Pr)^{0.074} \quad (2.2.23)$$

โดย s เป็นมุมเอียงของเพลท

เนื่องจากแผงรับแสงอาทิตย์ส่วนใหญ่มักเกี่ยวข้องกับอากาศ และค่า Pr ของอากาศมีค่าเท่ากับ 0.7 และไม่ขึ้นกับอุณหภูมิ สมการ (2.2.23) จะกลายเป็น

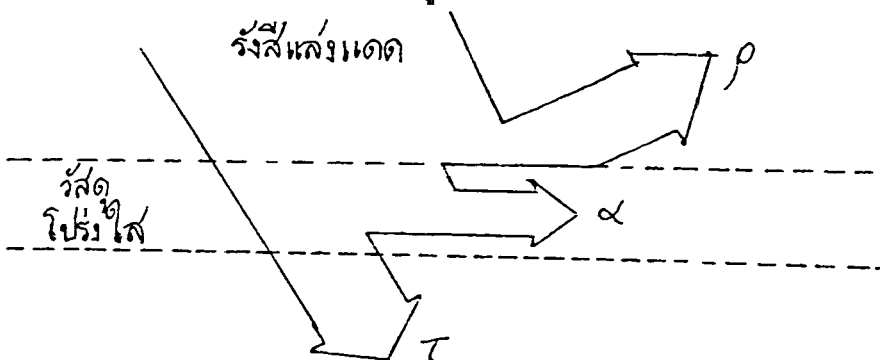
$$Nu = [0.060 - 0.017(s/90)]Gr^{1/3} \quad (2.2.24)$$

การสูญเสียความร้อนจากเพลทที่อยู่กลางแจ้งที่มีลมพัด Mc Adams ได้หาสมการที่แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การส่งผ่านความร้อนกับความเร็วมวลดังนี้

$$h_{wind} = 5.7 + 3.8 V \quad (2.2.25)$$

โดย V เป็นความเร็วมวลมีหน่วยเป็น m/s

การแผ่รังสี ปกติการส่งผ่านพลังงานความร้อนโดยการแผ่รังสีมักหมายถึงการส่งพลังงานจากดวงอาทิตย์มาถึงโลก อย่างไรก็ตามอุปกรณ์พลังงานแสงอาทิตย์ก็มีการสูญเสียพลังงานออกมาในรูปการแผ่รังสีแต่มีปริมาณน้อยเมื่อเทียบกับการสูญเสียความร้อนวิธีอื่น



รูป 2.2.20 สถานการณ์การส่งผ่าน สถานการณ์การดูดกลืน และสถานการณ์สะท้อนของวัสดุโปร่งใส

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปกติแล้ววัตถุทั่วไปเมื่อรับรังสีแล้ว จะสะท้อนรังสีบางส่วนออกมาดูดกลืนบางส่วน และวัตถุบางชนิดยอมให้รังสีทะลุผ่านออกไปด้วย รังสีที่ดูดไว้จะถูกเปลี่ยนเป็นความร้อนมากหรือน้อยขึ้นอยู่กับชนิดของวัตถุ

นิยาม

$$\text{สภาพการดูดรังสี (Absorptivity) } \alpha = \frac{\text{พลังงานรังสีที่ถูกดูดกลืน}}{\text{พลังงานรังสีทั้งหมดที่มาตกกระทบ}}$$

$$\text{สภาพการสะท้อน (Reflectivity) } \rho = \frac{\text{พลังงานรังสีที่สะท้อน}}{\text{พลังงานรังสีทั้งหมดที่มาตกกระทบ}}$$

$$\text{สภาพการส่งผ่าน (Transmittance) } \tau = \frac{\text{พลังงานรังสีที่ทะลุผ่าน}}{\text{พลังงานรังสีทั้งหมดที่มาตกกระทบ}}$$

$$\text{สภาพการแผ่รังสี (emissivity) } \varepsilon = \frac{\text{พลังงานที่วัตถุแผ่ออกมา}}{\text{พลังงานที่วัตถุดำแผ่ออกมาที่อุณหภูมิเดียวกัน}}$$

$$\text{และ } \alpha + \rho + \tau = 1$$

$$\text{เช่น โลก มีค่า } \alpha = 0.83, \tau = 0, \rho = 0.17$$

$$\text{กระจกใส มีค่า } \alpha = 0.01, \tau = 0.9, \rho = 0.09$$

ทั้งนี้ค่า α, ρ, τ มีค่าแปรเปลี่ยนไปตามค่าอุณหภูมิ ลักษณะผิว รูปร่างวัตถุชนิดวัตถุ และขึ้นอยู่กับความยาวคลื่นรังสีแสงที่มาตกกระทบ

2.2.14 กฎของเคอร์ชอฟ (Kirchoff's law)

สำหรับวัตถุเทา (grey body) นั้น ค่า $\alpha = \varepsilon$ ในช่วงความยาวคลื่นเดียวกัน

พิสูจน์ กำหนด E_1 เป็นรังสีพลังงานที่ตกกระทบบนวัตถุเทา

E_0 เป็นรังสีพลังงานที่ออกมาจากวัตถุเทา

ในช่วงภาวะคงตัว (steady state) ไม่เปลี่ยนแปลงตามเวลา

$$\text{พลังงานที่ถูกดูดกลืน} = \text{พลังงานที่แผ่ออกมา}$$

$$E_1 \alpha_g = (E_0)_g \quad (2.2.26)$$

สำหรับวัตถุดำ ที่มีขนาดและอุณหภูมิเดียวกัน

$$E_1 b = (E_0)_b$$

แต่สำหรับวัตถุดำ $\alpha_b = 1$ ดังนั้น

$$E_1 = (E_0)_b \quad (2.2.27)$$

จาก (2.2.25) & (2.2.27)

$$\begin{aligned} \alpha_g &= \frac{(E_0)_g}{(E_0)_b} \\ &= \varepsilon_g \end{aligned}$$

ดังนั้น เอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้ประกอบการเรียนการสอนเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์อื่นใด (2.2.28)

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สรุปแล้วกฎของเคอร์ชอฟกล่าวว่า ไม่มีผิวหน้าของวัตถุใดๆ สามารถดูดกลืนหรือแผ่รังสีได้มากกว่าผิวหน้าของวัตถุดำ และที่จุดสมดุลความร้อน (Thermal equilibrium) สภาพดูดกลืนพลังงานและสภาพการแผ่รังสีมีค่าเท่ากัน

2.2.14 กฎของพลังค์และกฎระยะขจัดของวิน (Planck's law & Wien's Displacement law)

รังสีความร้อนหมายถึง รังสีคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้าที่แผ่ออกมาจากวัตถุที่มีอุณหภูมิสูง มีช่วงความยาวคลื่นระหว่างประมาณ 0.2 จนถึงประมาณ 100 μ m พลังค์ (Planck) ได้ตั้งกฎการแผ่รังสีจากวัตถุดำ ดังนี้

$$e_b = \frac{C_1}{e^{C_2/\lambda T} - 1} \quad (2.2.29)$$

โดยค่าคงที่ $C_1 = 3.7405 \times 10^{-16} \text{ Wm}^2$ และ $C_2 = 0.143879 \text{ mK}$

ค่า e_b เรียกว่า กำลังของการแผ่รังสี (Emissive Power) หมายถึง การแผ่รังสีต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ต่อหนึ่งหน่วยเวลา ต่อหนึ่งหน่วยความยาวคลื่น เมื่อต้องการหาค่าความยาวคลื่นที่สอดคล้องกับอัตราการแผ่รังสีสูงสุด สามารถทำได้โดยหาอนุพันธ์จากสมการ (2.2.29) แล้วจับให้เท่ากับศูนย์ ทำให้หาความยาวคลื่นนั้นได้ วิน (Wien) ได้ตั้งกฎระยะขจัดของวินว่า

$$\lambda_{\max} T = 2897.8 \text{ m}^\circ\text{K}$$

2.2.16 สูตรของสเตฟาน-โบลทซ์มาน (Stefan-Boltzmann formula)

ถ้าอินทิเกรตกฎของพลังค์ ซึ่งเป็นสเปกตรัมการกระจายของรังสีจากวัตถุดำโดยอินทิเกรตทั่วทุกความยาวคลื่น จะได้พลังงานทั้งหมดที่แผ่ออกมาจากวัตถุดำทั้งหมดเป็น

$$e_b = \int_0^\infty e_{b\lambda} d\lambda = \sigma T^4 \quad (2.2.30)$$

โดยที่ σ เป็นค่าคงที่ของสเตฟาน-โบลทซ์มาน มีค่าเท่ากับ $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{-K}^4$

2.2.17 การส่งผ่านรังสีความร้อนอินฟราเรดระหว่างผิวของวัตถุเทา

ได้มีการพิจารณาการส่งผ่านรังสีความร้อนอินฟราเรด ระหว่างผิวของวัตถุเทาหลายๆ ผิวที่มีอุณหภูมิต่างๆ กัน โดยตั้งสมมติฐานว่า อุณหภูมิของผิวเท่ากันตลอด และพลังงานที่ตกกระทบมีค่าเท่ากันตลอดทั้งผิว เบคแมน (Beckman) ได้ตั้งนิยามแฟกเตอร์การแลกเปลี่ยนทั้งหมด ระหว่างผิวคู่หนึ่งจากจำนวน N ผิว เพื่อว่าพลักซ์ความร้อนที่ตกกระทบบนผิวที่ i คือ

$$Q_i = \sum_{j=1}^N \epsilon_i \epsilon_j A_j F_{ij} \sigma (T_j^4 - T_i^4) \quad (2.2.31)$$

ค่าแฟกเตอร์ของการแลกเปลี่ยนทั้งหมดระหว่างผิว i และ j คือ F_{ij} หาได้จากเมตริกซ์

$$[F_{ij}] = [\delta_{ij} - \rho_j E_{ij}]^{-1} [E_{ij}] \quad (2.2.32)$$

ค่าแฟกเตอร์แลกเปลี่ยนแบบ Specular (E_{ij}) หมายถึงรังสีที่มาจากผิว i ไปสู่ผิว j

โดยตรงและโดยการสะท้อน

ในการพิจารณาการส่งผ่านความร้อนในอุปกรณ์แสงอาทิตย์มักพิจารณาการแผ่รังสีระหว่างผิวสองผิวจากสมการ (2.2.31) และ (2.2.32) สำหรับผิวที่มีค่า $N = 2$ คือ

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$Q_1 = -Q_2 = \frac{\sigma(T_2^4 - T_1^4)}{\frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1 A_1} + \frac{1}{A_1 F_{12}} + \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2 A_2}} \quad (2.2.33)$$

กรณีแผ่นเพลททั้งสองขนานกัน พื้นที่ A_1 และ A_2 เท่ากัน ค่า View factor F_{12} มีค่าเท่ากับหนึ่ง กรณีนี้สมการ (2.2.33) จะเป็น

$$\frac{Q}{A} = \frac{\sigma(T_2^4 - T_1^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad (2.2.34)$$

อีกกรณีหนึ่ง ถ้าวัตถุมีขนาดเล็ก (ผิวที่ 1) ห่อหุ้มด้วยภาชนะปิดขนาดใหญ่ (ผิวที่ 2) จะเห็นว่าอัตราส่วนระหว่างพื้นที่ผิว $A_1:A_2$ เข้าสู่นัย ถ้า View factor F_{12} มีค่าเป็นหนึ่ง แล้วสมการ (2.2.33) กลายเป็น

$$Q_1 = \varepsilon_1 A_1 \sigma(T_2^4 - T_1^4) \quad (2.2.35)$$

สมการนี้แสดงให้เห็นคล้ายกับว่าผิวภาชนะดูดกลืนรังสีทั้งหมดจากวัตถุเล็กๆ นั้น และประสิทธิผลคล้ายกับวัตถุดำ สมการ (2.2.35) สามารถใช้กับกรณีที่แผ่นเรียบแผ่รังสีสู่ท้องฟ้า ในขณะที่แผ่นเรียบนั้นตั้งอยู่กลางแจ้ง

ตาราง 2.2.3 แสดงสมบัติของผิววัตถุบางชนิด มีทั้งสภาพการแผ่รังสีที่อุณหภูมิต่างๆ และสภาพการดูดรังสีที่อุณหภูมิห้อง

2.2.18 การสูญเสียความร้อนสู่ท้องฟ้า (Sky radiation)

ในการคำนวณหาการสูญเสียความร้อนของอุปกรณ์แสงอาทิตย์นั้น ต้องคำนวณหาค่าการแผ่รังสีแบบแลกเปลี่ยนกันระหว่างผิววัตถุกับท้องฟ้า โดยกำหนดว่าท้องฟ้าเป็นวัตถุดำที่อุณหภูมิหนึ่ง เพื่อใช้สมการ (2.2.35) ได้ การสูญเสียความร้อนหาจาก

$$Q = \varepsilon_h A_h \sigma(T_h^4 - T_{sky}^4) \quad (2.2.36)$$

โดย $T_{sky} = T_{air} - 6$

2.2.19 ผิวสะท้อนแสง (Reflecting surface)

ตัวรับแสงแบบรวมแสงนั้นต้องใช้ผิวสะท้อนรังสีตรง (หรือใช้ตัวหักเหแสง) ให้ไปรวมกันที่เป้าหมายจุดหนึ่ง ผิวสะท้อนแสงที่ดีทำได้โดย

1. เคลือบโลหะ เช่น ปรอท เงิน หลังกกระจกหรือพลาสติกใส โดยต้องทำให้ผิวกระจกหรือผิวพลาสติกด้านที่จะเคลือบมีความเรียบพอ
2. กรณีแผ่นที่จะเคลือบนั้นกับแสง ก็ต้องเคลือบด้านหน้า (Front-surfaced) เช่น เคลือบโบโรไดซ์ อลูมิเนียม (anodized aluminium) และโรเดียม (rhodium) บนแผ่นทองแดง วิธีนี้มิใช่ข้อเสียคือ ผิวสะท้อนแสงหมดคล้า่ง่ายจากบรรยากาศและสิ่งสกปรกต่างๆ วิธีแก้คือ ให้เคลือบด้วยวัสดุใสบางชนิดเพื่อยืดอายุใช้งาน เช่นใช้อลูมิเนียมออกไซด์เคลือบบนโบโรไดซ์ อลูมิเนียมด้วยวิธีเคมีไฟฟ้า

3. ใช้แผ่นโลหะขัดมัน เช่น แผ่นสเตนเลส แผ่นอลูมิเนียมขัดมัน อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง 2.2.3 สมบัติการแผ่รังสีของวัสดุบางชนิด

Material		Emittance/Temperature, °K			Absorptance [†]
Aluminum, pure	H*	$\frac{0.102}{573}$	$\frac{0.130}{773}$	$\frac{0.113}{873}$	0.09 - 0.10
Aluminum, Anodized	H	$\frac{0.842}{296}$	$\frac{0.720}{484}$	$\frac{0.669}{574}$	0.12 - 0.16
Aluminum with SiO ₂ Coating	H	$\frac{0.366}{263}$	$\frac{0.384}{293}$	$\frac{0.378}{324}$	0.11
Carbon Black in Acrylic Binder	H	$\frac{0.83}{278}$			0.94
Chromium	N	$\frac{0.290}{722}$	$\frac{0.355}{905}$	$\frac{0.435}{1072}$	0.415
Copper, polished	H	$\frac{0.041}{338}$	$\frac{0.036}{463}$	$\frac{0.039}{603}$	0.35
Gold	H	$\frac{0.025}{275}$	$\frac{0.040}{468}$	$\frac{0.048}{668}$	0.20 - 0.23
Iron	H	$\frac{0.071}{199}$	$\frac{0.110}{468}$	$\frac{0.175}{668}$	0.44
Lampblack in Epoxy	N	$\frac{0.89}{298}$			0.96
Magnesium Oxide	H	$\frac{0.73}{380}$	$\frac{0.68}{491}$	$\frac{0.53}{755}$	0.14
Nickel	H	$\frac{0.10}{310}$	$\frac{0.10}{468}$	$\frac{0.12}{668}$	0.36 - 0.43
Paint					
Parsons Black	H	$\frac{0.981}{240}$	$\frac{0.981}{462}$		0.98
Acrylic White	H	$\frac{0.90}{298}$			0.26
White (ZnO)	H	$\frac{0.929}{295}$	$\frac{0.926}{478}$	$\frac{0.889}{646}$	0.12 - 0.18

*H is total hemispherical emittance; N is total normal emittance.
†Normal Solar Absorptance

2.2.20 การส่งผ่านรังสีแสงแดดผ่านตัวกลางโปร่งใส

สำหรับวัสดุทึบแสง

$$\alpha + \rho = 1$$

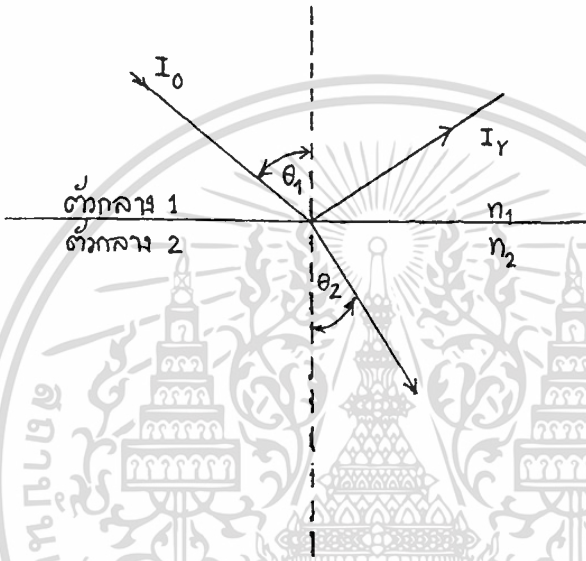
เอกสารนี้เป็นเอกสารสำหรับใช้ภายในเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความสัมพันธ์ข้างต้นใช้กับผิวหรือชั้นของวัสดุที่มีความหนาจำกัดค่าหนึ่ง ค่าสภาพการส่งผ่านรังสี ก็เช่นเดียวกับสภาพการสะท้อนและสภาพการดูดกลืนรังสี ต่างขึ้นกับตัวแปรต่อไปนี้

- ก. ความยาวคลื่นรังสีแสงที่มากกระทบ λ
- ข. มุมตกกระทบของรังสีแสง θ
- ค. ดัชนีหักเหตัวกลาง n
- ง. ค่า Extinction coefficient K ของวัสดุ

2.2.20.1 การสะท้อนที่ผิวหน้า



รูป 2.2.21 มุมแสงตกกระทบและมุมหักเหในตัวกลางที่มีดัชนีหักเหต่างกัน

เฟรสเนล (Fresnel) ได้หาความสัมพันธ์ระหว่างรังสีสะท้อน กับรังสีตกกระทบที่ผ่านจากตัวกลางดัชนีหักเห n_1 ไปยังตัวกลางดัชนีหักเห n_2

$$\frac{I_r}{I_o} = \rho = \frac{1}{2} \left[\frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1) + \tan^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1) + \tan^2(\theta_2 + \theta_1)} \right] \quad (2.2.37)$$

- โดย I_o แทนรังสีตกกระทบ
 I_r แทนรังสีสะท้อน
 θ_1 แทนมุมตกกระทบ
 θ_2 แทนมุมหักเห

เทอมทั้งสองในวงเล็บใหญ่หมายถึงแต่ละส่วนของแสงโพลาไรเซชัน สมการ (2.2.37) จะให้รังสีสะท้อนที่เป็น นอนโพลาไรซ์ (non polarized) มุม θ_1 และ θ_2 สัมพันธ์กันตามกฎของสเนลที่ว่า

$$n_1/n_2 = \sin \theta_2 / \sin \theta_1 \quad (2.2.38)$$

ถ้าทราบค่ามุมตกกระทบและดัชนีหักเหของตัวกลาง จะสามารถใช้สมการ

(2.2.37), (2.2.38) คำนวณหาค่าสภาพการสะท้อนระหว่างตัวกลางทั้งสองได้ไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

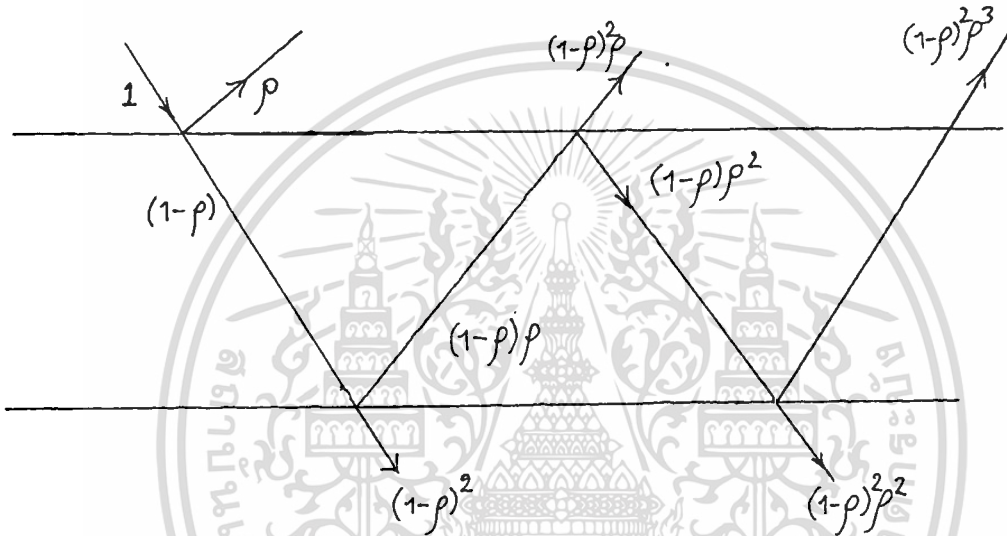
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กรณีรังสีแสงแดดตกตั้งฉากกับผิวหน้า มุม O_1 และ O_2 เป็นศูนย์ สมการ (2.2.37), (2.2.38) จะได้เป็น

$$\rho = \frac{I_r}{I_o} = \left[\frac{(n_1 - n_2)}{(n_1 + n_2)} \right]^2 \quad (2.2.39)$$

ถ้าตัวกลางทั้งสองเป็นอากาศ สมการ (2.2.39) จะเป็น

$$\rho = \frac{I_r}{I_o} = \left[\frac{n - 1}{n + 1} \right]^2 \quad (2.2.40)$$



รูป 2.2.22 การส่งผ่านรังสีแสงผ่านผาปิดหนึ่งชั้น

ในอุปกรณ์แสงอาทิตย์มักมีผาปิดทำด้วยวัสดุใสเพื่อให้รังสีแสงแดดส่งผ่านมาได้ จึงทำให้มีการสูญเสียจากการสะท้อนแสงต่อหนึ่งแผ่น รูป 2.2.22 เมื่อไม่คิดการดูดกลืนรังสี รังสีตกกระทบปริมาณ $(1 - \rho)$ มาถึงผิวหน้าที่สอง และแสงปริมาณ $(1 - \rho)^2$ จะทะลุผ่านออกมา โดยมีรังสีแสงปริมาณ $(1 - \rho)$ สะท้อนกลับไปยังผิวแรกต่อไป เมื่อรวมเทอมทั้งหมด จะได้ค่าสถานการณ์การส่งผ่านรังสีทั้งหมด (โดยไม่รวมการดูดกลืนรังสี) เท่ากับ

$$\begin{aligned} \tau_{r,1} &= (1 - \rho)^2 \sum_{n=0}^{\infty} \rho^{2n} \\ &= \frac{(1 - \rho)^2}{(1 - \rho^2)} = \frac{1 - \rho}{1 + \rho} \end{aligned} \quad (2.2.41)$$

สมการข้างต้นเป็นค่าของแต่ละส่วนของแสงโลาไรซ์

2.2.20.2 การดูดกลืนรังสีแสงในตัวกลางโปร่งใส

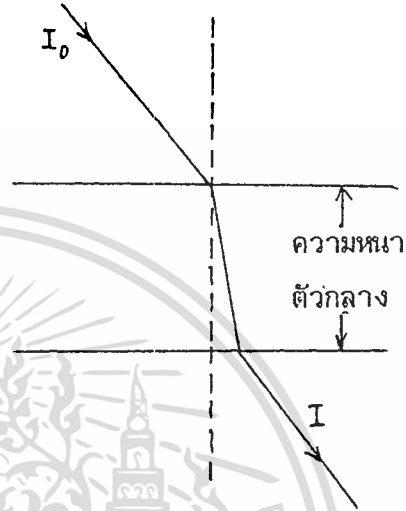
กฎของ Bouger ได้อธิบายถึงการที่รังสีแสงแดดบางส่วนถูกดูดไว้ขณะส่องผ่านวัสดุโปร่งใส โดยตั้งสมมุติฐานว่า รังสีที่ถูกดูดจะเป็นสัดส่วนโดยตรงกับความเข้มแสงที่มาตกกระทบและเดินทางในตัวกลาง และเป็นสัดส่วนโดยตรงกับระยะทางเดินของแสงในตัวกลาง (x) หรือขั้นตอนการค่า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$dI = -IKdx \quad (2.2.42)$$

โดย K = ค่าคงที่ = extinction coefficient หน่วยเป็น cm^{-1} เช่น สำหรับแก้ว มีค่าระหว่าง 0.04 (แก้วใส) - 0.32 (แก้วขอบเขียว)

รูป 2.2.23 ทิศทางรังสีแสง
ในตัวกลางโปร่งใส



ค่าลบในสมการ (2.2.42) หมายความว่า เมื่อความหนาเพิ่มขึ้นความเข้มแสงจะลดลง เมื่อ อินทิเกรตสมการ (2.2.42) จะได้

$$T_{\infty} = I_L / I_0 = e^{-KL} \quad (2.2.43)$$

โดย T_{∞} = สภาพการส่งผ่านกรณีมีการดูดกลืนรังสี

L = ระยะทางที่รังสีแสงเดินทางในตัวกลาง

ดังนั้น สภาพการส่งผ่านรังสีแสงที่มีการสะท้อนและการดูดกลืนรังสี หาได้จาก

$$T = T_r T_{\infty} \quad (2.2.44)$$

2.2.21 Transmittance - Absorptance product

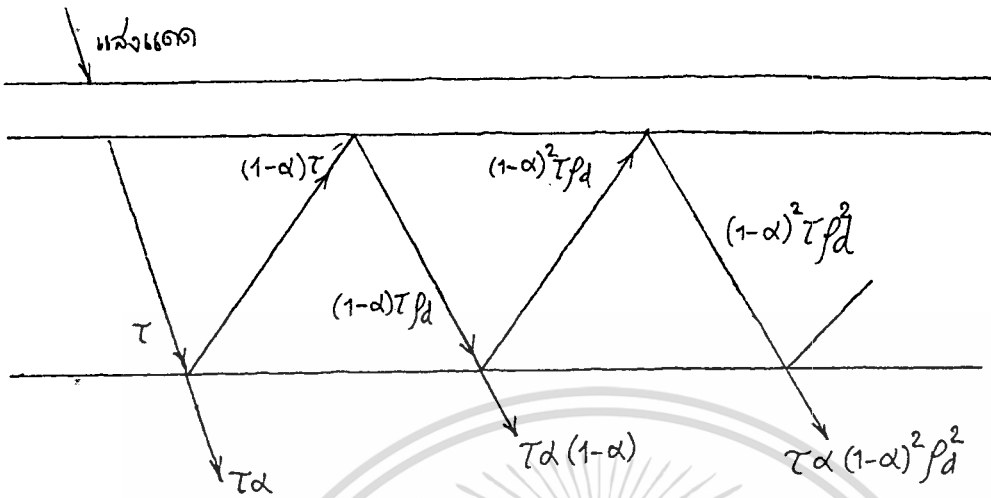
เป็นการหาค่ารังสีแสงตกที่ผ่านแผ่นกระจกลงมาตกกระทบบและถูกดูดเก็บไว้ในแผ่นดูดแสง

แสงบางส่วนจะสะท้อนกลับไปที่ผากระจกอีกแล้วสะท้อนกลับลงมาถึงแผ่นดูดแสงอีก ดูรูป 2.2.24 ค่าสภาพการส่งผ่านกระจกหาได้จากสูตร (2.2.44) โดย α เป็นสภาพการดูดรังสีของแผ่นดูดแสง แผ่นดูดแสงจะดูดแสงปริมาณ $T\alpha$ แล้วสะท้อนกลับไปยังผาปิดเท่ากับ $(1-\alpha)T$ แล้วสะท้อนกลับมาถึงผิวดูดแสงด้วยปริมาณ $(1-\rho_d)T\rho_d$

โดย ρ_d เป็นสภาพการสะท้อนของผาปิด การสะท้อนจะเกิดหลายครั้งจนกระทั่งแสงที่ถูกดูดกลืนไว้มีค่า

$$T\alpha = T\alpha \sum_{n=0}^{\infty} [(1-\alpha)\rho_d]^n = \frac{T\alpha}{1-(1-\alpha)\rho_d} \quad (2.2.45)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูป 2.2.24 การดูดแสงของแผ่นรับรังสี

2.2.22 ตัวรับแสงแดด (Solar collector) หมายถึง อุปกรณ์รับรังสีดวงอาทิตย์แล้วเปลี่ยนเป็นพลังงานความร้อนเพื่อนำไปใช้งานได้ อุปกรณ์นี้ควรจะทำให้ได้อุณหภูมิสูงกว่า 100°C จึงจะถือว่าคุ้มค่า สามารถรับได้ทั้งรังสีตรงและรังสีกระจาย ไม่จำเป็นต้องหมุนตามดวงอาทิตย์ และไม่ต้องเสียค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษามาก ตัวรับแสงแดดแบ่งประเภทได้หลายลักษณะ คือ

- ก. แบ่งตามอุณหภูมิที่ใช้งาน เช่น ต่ำ (น้อยกว่า 100°C) ปานกลาง ($100-300^{\circ}\text{C}$) สูง (มากกว่า 500°C)
- ข. แบ่งตามของไหลที่ใช้งาน เช่น อากาศ น้ำ ฝร้อน หรือสารละลายเอทิลีน-ไกลคอล
- ค. แบ่งตามลักษณะของผิวรับรังสี เช่น แผ่นราบ แผ่นโค้งรวมรังสีเป็นเส้นหรือรวมเป็นจุด

2.2.23 สมการพลังงานสำหรับตัวรับแสง

ได้มีการใช้สมการพลังงานอธิบายการทำงานของตัวรับแสงแดด โดยแสดงให้เห็นว่าพลังงานแสงแดดที่ตกกระทบนั้น ถูกใช้เป็นประโยชน์ และมีการสูญเสียพลังงานมากน้อยอย่างไร สมการพลังงานของตัวรับแสงเขียนได้เป็น

$$A_c \{ [HR (T\alpha)]_b + [HR (T\alpha)]_o \} = Q_u + Q_L + Q_S \quad (2.2.46)$$

โดย H เป็น อัตราการตกกระทบนของรังสีแสงแดดบนพื้นที่หนึ่งหน่วยบนตัวรับแสง

R เป็นค่า R_b factor สำหรับเปลี่ยนค่ารังสีแสงแดดในแนวราบให้เป็นค่ารังสีแสงแดดบนผิวระนาบของตัวรับแสง

$(T\alpha)$ เป็นค่า Transmittance-absorptance product ของฝากระจก

A_c เป็นพื้นที่ผิวตัวรับแสง

Q_u เป็นอัตราการส่งผ่านพลังงานความร้อนไปยังของไหลทำงาน

Q_L เป็นอัตราการสูญเสียพลังงานความร้อนโดยการนำ การพา และการแผ่รังสี

Q_S เป็นอัตราการสะสมพลังงานความร้อนในตัวรับแสงแดด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่จัดทำขึ้นเพื่อใช้ในการเรียนการสอนเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2.24 การสูญเสียความร้อนจากตัวรับรังสี

พลังงานความร้อนที่สูญเสียจากตัวรับรังสี ส่วนใหญ่จะเป็นดังนี้

ก. สูญเสียไปทางด้านบน คือ จากแผ่นดูดรังสีมายังฝาปิดโปร่งใส โดยการพาความร้อนและการแผ่รังสีอินฟราเรด จากนั้นความร้อนจะถูกถ่ายเทจากฝาปิดโปร่งใสออกไปสู่บรรยากาศโดยการพาความร้อน และการแผ่รังสีอินฟราเรด

ข. สูญเสียจากทางด้านล่าง คือ จากผิวรับรังสีลงมาทางด้านล่างโดยการนำความร้อนผ่านฉนวน และจากฉนวนสู่บรรยากาศโดยการพาความร้อนและการแผ่รังสี

ปกติแล้วการสูญเสียความร้อนจากด้านบน จะสูงกว่าจากด้านล่างมาก

พลังงานที่ถูกดูดไว้บางส่วนจะสูญเสียไปทั้งทางด้านบนและด้านล่าง พลังงานส่วนที่เหลือจึงถูกนำไปใช้ประโยชน์ แปลงเป็น thermal network ได้คือ

$$U_L = U_b + U_t \quad (2.2.47)$$

โดย U_L เป็นสัมประสิทธิ์การส่งผ่านความร้อนรวม (Overall heat transfer coefficient)

U_b เป็นสัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อนด้านล่าง (Back loss coefficient)

U_t เป็นสัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อนด้านบน (Top loss coefficient)

การหาค่า U_b

พลังงานที่สูญเสียทางด้านล่างของตัวรับแสง ประกอบด้วยอนุกรมของความต้านทาน R_1 & R_2

R_1 เป็นความต้านทานต่อความร้อนที่ไหลผ่านฉนวนโดยการนำ

R_2 เป็นความต้านทานต่อความร้อนที่จะออกสู่สิ่งแวดล้อม ทั้งโดยการพาและการแผ่รังสี อัตราการส่งผ่านความร้อนจากแผ่นดูดแสงผ่านแผ่นฉนวนโดยการนำความร้อน คือ

$$Q_b = (k_1/L_1) (T_p - T_1) \quad (2.2.48)$$

โดย k_1 เป็นสภาพนำความร้อนของฉนวน

L_1 เป็นความหนาของฉนวน

T_p คือ อุณหภูมิของผิวรับรังสี

T_1 คือ อุณหภูมิของฉนวน

อัตราการส่งผ่านความร้อนจากฉนวนโดยการพาความร้อน หาจก

$$Q_b = h_{1a} (T_1 - T_a) \quad (2.2.49)$$

โดย h_{1a} เป็นสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจากฉนวนไปสู่บรรยากาศ

จากสมการ (2.2.48) และ (2.2.49)

$$Q_b = [1/k_1 + 1/h_{1a}] = T_p - T_a$$

$$Q_b = \left(\frac{1}{(L_1/k_1) + (1/h_{1a})} \right) (T_p - T_a)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับ (U_b หรือ (T_p - T_a)) เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ (2.2.50) ในการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดย
$$R_1 + R_2 = \frac{1}{U_b} = \frac{L_1}{k_1} + \frac{1}{h_{1a}}$$

การหา U_c

แผ่นดูดแสงกับแผ่นกระจก (ในกรณีของ Cusp collector พลังงานสูญเสียระหว่างแผ่นสะท้อนแสงกับกระจกให้ขึ้นกับประสิทธิภาพของ collector) มีอัตราการส่งผ่านพลังงานความร้อน ทั้งการพา การแผ่รังสี และการนำ คือ

$$\begin{aligned} Q_c &= h_{ps} (T_p - T_s) + \frac{(T_p^4 - T_s^4)}{\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_g} - 1} + \frac{k_a (T_p - T_s)}{X} \\ &= (T_p - T_s) \left[h_{ps} + \frac{(T_p^2 + T_s^2)(T_p + T_s)}{(1/\epsilon_p) + (1/\epsilon_g) - 1} + \frac{k_a}{X} \right] \\ &= (T_p - T_s) / R_3 \end{aligned} \quad (2.2.51)$$

โดย
$$R_3 = \frac{1}{h_{ps} + \frac{(T_p^2 + T_s^2)(T_p + T_s)}{(1/\epsilon_p) + (1/\epsilon_g) - 1} + \frac{k_a}{X}}$$

h_{ps} เป็นสัมประสิทธิ์การส่งผ่านความร้อนโดยการพาจากแผ่นรับรังสีไปสู่กระจก

k_a เป็นสภาพนำความร้อนของอากาศ

X เป็นระยะห่างระหว่างแผ่นรับรังสีกับกระจก

T_s เป็นอุณหภูมิของกระจก

กระจกมีอัตราการส่งผ่านพลังงานความร้อนกับบรรยากาศ คือ

$$\begin{aligned} Q_c &= h_s (T_s - T_a) + \epsilon_s (T_s^4 - T_{sky}^4) \\ &= (T_s - T_a) \left[h_s + \epsilon_s \frac{(T_s^4 - T_{sky}^4)}{T_s - T_a} \right] \\ &= (T_s - T_a) / R_4 \end{aligned} \quad (2.2.52)$$

จากสมการ (2.2.51) และ (2.2.52)

$$\begin{aligned} (R_3 + R_4) Q_c &= T_p - T_a \\ Q_c &= \frac{T_p - T_a}{R_3 + R_4} \end{aligned} \quad (2.2.53)$$

$$= U_c (T_p - T_a) \quad (2.2.54)$$

ดังนั้นอัตราการสูญเสียความร้อนทั้งหมด คือ

$$\begin{aligned} Q_L &= Q_b + Q_c = U_b (T_p - T_a) + U_c (T_p - T_a) \\ &= (U_b + U_c) (T_p - T_a) \end{aligned}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้ในการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ (2.2.55)

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2.25 ตัวรับแสง ผิวรับแสง และระบบแสง

ได้มีการคิดค้นหาวิธีต่างๆ ในการเพิ่มอัตราการตกกระทบของรังสีแสงแด่บนผิวรับแสงโดยแบ่งเป็นแบบหักเห เลนส์ หรือแบบใช้ผิวสะท้อน การติดตั้ง และการรับแสง ความเข้มของรังสีที่ได้รับ วัสดุการประกอบ หรือวิธีการประยุกต์แบบอื่น สิ่งที่ต้องการก็คืออัตราส่วนความเข้ม

$$A_s/A_r = \text{พื้นที่รับแสง(aperture)/พื้นที่ผิวรับแสง(receiver)} \quad (2.2.56)$$

2.2.26 ระบบเก็บรักษาความร้อนโดยอาศัยความร้อนสัมผัส

วิธีนี้หลักการ คือ ความร้อนจะถูกนำออกจากแหล่งความร้อนไปทำให้สารตัวกลางร้อนขึ้น เมื่อต้องการใช้พลังงานนั้น ก็จะทำให้สารนั้นเย็นลงโดยการคายความร้อนออกมา ข้อดีของระบบนี้คือ ระบบและวงจรของการเก็บรักษาและการนำไปใช้งานค่อนข้างง่าย และสามารถใช้อัตราส่วนที่เก็บรักษาลงงานเป็นตัวพาพลังงานไปยังบริเวณที่ต้องการใช้งานได้ด้วย การเก็บรักษาความร้อนด้วยวิธีนี้ เหมาะสำหรับใช้งานที่อุณหภูมิต่ำ และจำเป็นต้องมีฉนวนเพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อน

คุณสมบัติของสารที่จะเลือกใช้เป็นตัวกลางในการเก็บความร้อนด้วยความร้อนสัมผัสมีดังนี้

1. เป็นสารที่มีค่าความร้อนจำเพาะสูง
2. เป็นสารที่คงทน ไม่สลายตัวง่ายและไม่เป็นพิษ
3. เป็นสารที่ราคาไม่แพง หาได้ง่าย และมีอยู่ทั่วไป
4. และควรเป็นตัวพาความร้อนไปยังแหล่งที่ต้องการใช้พลังงานได้ด้วย

จำนวนความร้อนซึ่งสารเก็บได้สามารถเขียนเป็นสมการได้ ดังนี้ (โดยมีสมมติฐานว่า ไม่มีการเปลี่ยนวิภาคของตัวกลางในระหว่างช่วงอุณหภูมิ T_1 และ T_2)

$$Q_s = (mc_p)_s (T_1 - T_2) \quad (2.2.57)$$

โดยที่ Q_s คือ ความจุ ความร้อนของตัวกลางที่ใช้ เมื่อการทำงานของระบบอยู่ระหว่าง T_1 และ T_2 และ m คือ มวลสารในระบบ อุณหภูมิ T_1 และ T_2 จะถูกจำกัดโดยขบวนการอื่นและ/หรือคุณสมบัติของของเหลวที่ใช้

สำหรับถังเก็บที่ไม่มีการแยกชั้นของอุณหภูมิ เราสามารถเขียนสมการสมดุลของพลังงานสำหรับถังเก็บ เพื่อให้ได้สมการดิฟเฟอเรนเชียลของอุณหภูมิของถังเก็บ ดังนี้

$$(mc_p)_s dT_s/dt = Q_s - Q_u - (UA)_s (T_s - T_\infty) \quad (2.2.58)$$

โดยที่ Q_s คือ อัตราความร้อนที่ถังเก็บได้รับ(จากแผ่นดูดแสงหรืออื่นๆ) และ Q_u คืออัตราการนำพลังงานจากถังเก็บไปใช้ เทอมสุดท้ายของสมการ คือ อัตราการสูญเสียความร้อนจากระบบเก็บพลังงาน $(UA)_s$ คือ ผลคูณของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมกับพื้นที่ของถังเก็บ T_∞ คืออุณหภูมิของอากาศภายนอก และ T_s คือ อุณหภูมิของตัวกลางในถังเก็บซึ่งถูกสมมติให้มีค่าเท่ากันตลอดถัง สมการนี้สามารถนำไปคำนวณหาอุณหภูมิในถังเก็บได้ เมื่อเราราค่าของตัวแปรอื่นๆ นี่เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

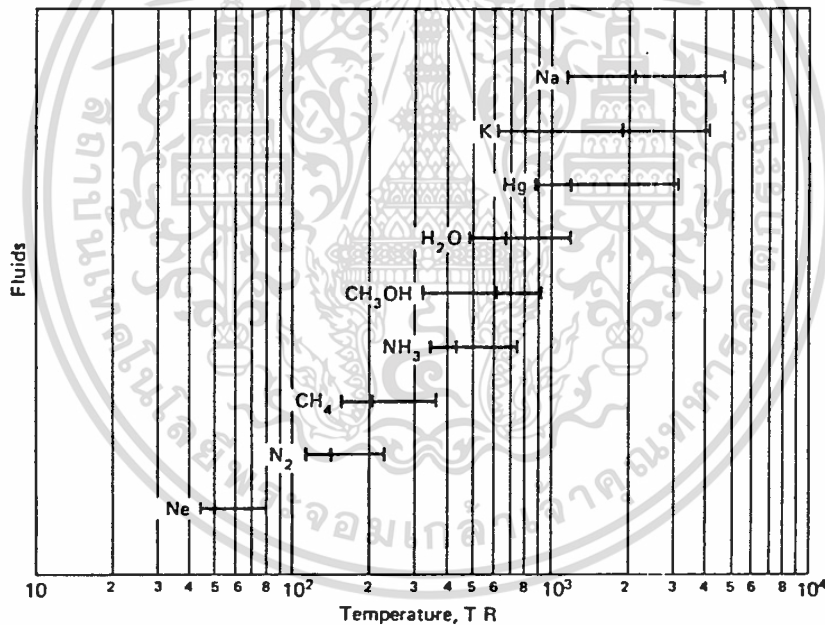
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.1 สิ่งที่ต้องคำนึงถึงก่อนการสร้างฮีทปั๊ม

3.1.1 การเลือกของไหลใช้งานและโลหะที่จะนำมาใช้ทำฮีทปั๊ม

3.1.1.1 การเลือกของไหลใช้งาน (fluid selection)

การเลือกของไหลที่จะใช้ในฮีทปั๊ม ต้องเลือกชนิดที่มีอุณหภูมิของจุดหลอมเหลวต่ำกว่าและอุณหภูมิที่จุดวิกฤตสูงกว่าอุณหภูมิใช้งานของท่อ จากรูป 3.1.1 แสดงให้เห็นช่วงของอุณหภูมิ จากจุดหลอมเหลวถึงอุณหภูมิจุดวิกฤตของของไหลบางตัว เนื่องจากความเหลื่อมล้ำของช่วงอุณหภูมิเหล่านี้ในของไหลแต่ละชนิดต่างกัน จึงมีของไหลบางตัวเท่านั้นที่สามารถใช้กับอุณหภูมิใช้งานที่ต้องการ การพิจารณาข้อดีของของไหลแต่ละชนิดเพื่อสามารถนำไปใช้งานได้ดีที่สุด อาศัยการตรวจสอบจากทฤษฎีของฮีทปั๊ม



รูปที่ 3.1.1 แสดงค่าอุณหภูมิจุดหลอมเหลว, จุดเดือดและอุณหภูมิจุดวิกฤตของของไหลบางชนิด

เมื่อเปรียบเทียบข้อดีของของไหลที่จะนำมาใช้งานกับฮีทปั๊ม ทฤษฎีการคาดคะเน (Approximate Theory) จะถูกนำมาใช้กับฮีทปั๊มทรงกระบอกอย่างง่าย ในการทดลองที่ปราศจากแรงโน้มถ่วง โดยตั้งสมมุติฐานดังนี้

1. ต้องกำหนดขนาดท่อขึ้น
2. ไม่คิดการสูญเสียเนื่องจากความดันไอ
3. นกัษัต์ความร้อนมีค่าคงที่ที่ผิวของท่อช่วงการระเหยหรือการควบแน่น
4. ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนช่วงของเหลวอิ่มตัว เป็นสัดส่วนกับความสามารถ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้ในการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้เผยแพร่หรือนำไปใช้

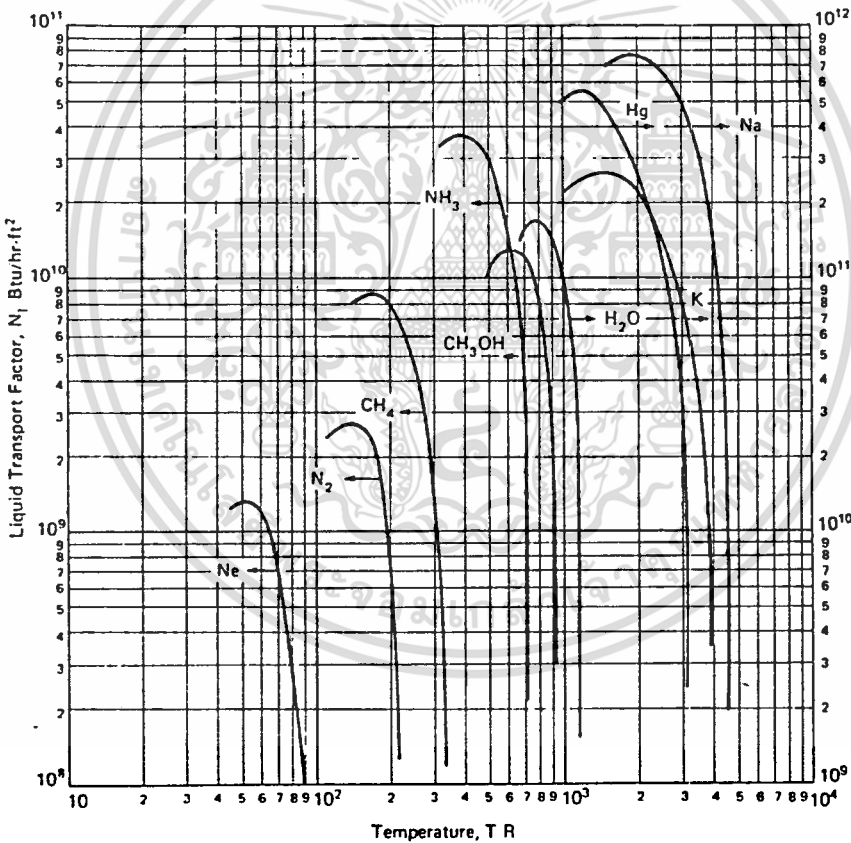
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในการนำความร้อนของของเหลว

ตัวประกอบในการถ่ายเทความร้อน $(QL)_{c,max}$ ภายใต้สมมติฐานที่กำหนดสามารถเขียนได้เป็น

$$(QL)_{c,max} = 2(\sigma \rho_l \lambda / \mu_l) (K/r_c) (2\pi r_c t_w) \quad (3.1.1)$$

ค่าที่อยู่ในแต่ละวงเล็บจากซ้ายไปขวา เป็นคุณสมบัติของของเหลว, คุณสมบัติของโลหะและพื้นที่ภาคตัดขวางตามลำดับ ค่าของ $(\sigma \rho_l \lambda / \mu_l)$ เรียกว่า ตัวประกอบการขนถ่ายของเหลว, N_l (liquid transport factor)



รูปที่ 3.1.2 ค่าตัวประกอบการขนถ่ายของเหลวกับอุณหภูมิของของไหลบางชนิด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

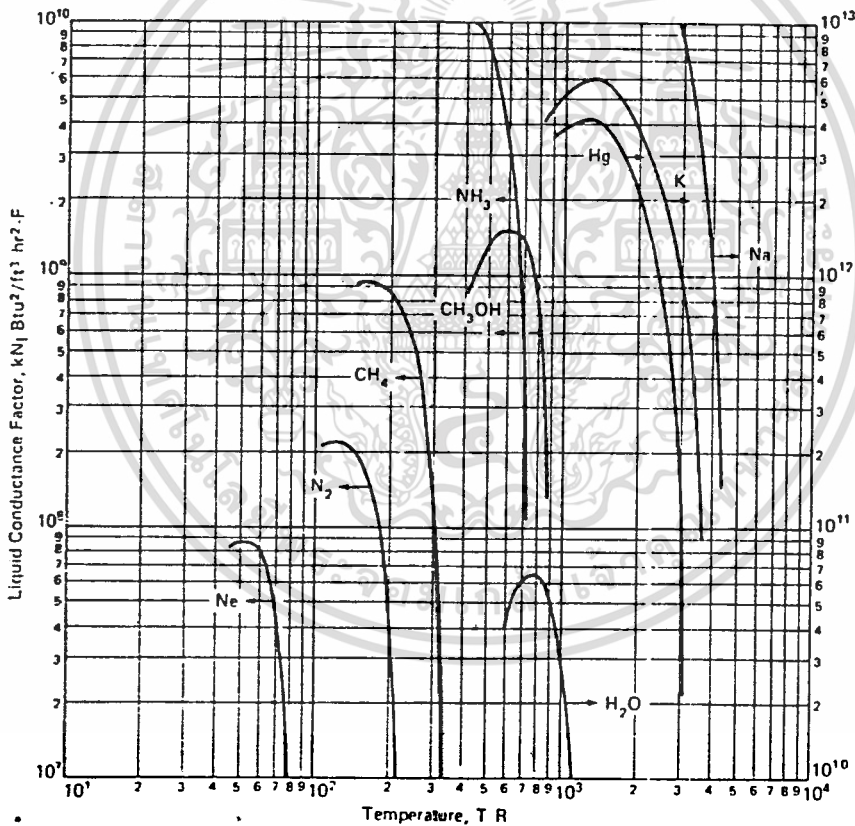
ที่ค่าต่ำสุดของเกรเดียนต์ของอุณหภูมิของฮีทไปป์ อุณหภูมิที่ลดลงตามขวางช่วงของเหลวอิมตัวจะมีค่าต่ำสุดด้วยโดยสมมุติฐานข้อ 4 อุณหภูมิที่ลดลงเป็นสัดส่วนกับ Q_{ew}/K_1
 Q_{ew}/k_e นั่นคือ

$$\Delta T \propto Q_{\text{ew}}/k_e \quad (3.1.2)$$

จากสมการ 3.1 จะเห็นได้ว่า ค่าความหนา t_w ที่ต้องใช้ สำหรับการขนถ่ายความร้อนเท่ากันเป็นสัดส่วนแปรผกผันกับค่าตัวประกอบการขนถ่ายของเหลว N_1 สมการ 3.1.2 จึงสามารถเขียนได้เป็น

$$\Delta T \propto Q/k_1 N_1 \quad (3.1.3)$$

สมการนี้ชี้ให้เห็นว่าอุณหภูมิที่ตกลงตามขวางเป็นสัดส่วนแปรผกผันกับคุณสมบัติของของเหลว ($k_1 N_1$) ซึ่งเรียกว่าเป็นตัวประกอบในการนำของของเหลว (liquid conductance factor) ค่าตัวประกอบนี้สำหรับของไหลบางตัวแสดงไว้ในรูป 3.1.3



รูป 3.1.3 แสดงค่าตัวประกอบในการนำของเหลวกับอุณหภูมิ

จากการทดสอบที่ได้จะเห็นว่าสำหรับฮีทไปป์ที่ช่วงความสามารถในการขนถ่ายความร้อนมาก แต่มีเกรเดียนต์ของอุณหภูมิต่ำจะต้องเลือกใช้ของไหลที่มีค่าตัวประกอบของการขนถ่ายของเหลวสูงและตัวประกอบในการนำของของเหลวรวมทั้งจกต้องคำนึงถึงความเป็นพิษและความไวไฟของของไหลในการที่จะนำไปใช้งานในการทำงานจริงเพื่อให้เกิดความปลอดภัยและได้ประโยชน์สูงสุด เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.1.1.2 การเลือกชนิดของโลหะ (material selection)

องค์ประกอบสำคัญในการพิจารณาเลือกโลหะในการทำท่อฮีทไพบ์และส่วนประกอบ คำนึงถึงความเข้ากันได้กับของไหลใช้งานที่ใช้ ในจุดนี้นับเป็นสิ่งสำคัญเพราะฮีทไพบ์จะถูกนำไปใช้สำหรับการทำงานที่ต่อเนื่องซึ่งเกิดการลดสมรรถภาพลงตลอดเวลา เนื่องมาจากผลของปฏิกิริยาเคมีหรือการกัดกร่อนของของไหลใช้งานและการผุกร่อนเป็นสนิมหรือการกัดเซาะส่วนประกอบ

ปฏิกิริยาเคมีหรือการกัดกร่อนของของไหลใช้งานก่อให้เกิดการสร้างก๊าซที่ไม่สามารถควบแน่นได้สูงขึ้น ยกตัวอย่างสำหรับปฏิกิริยานี้คือ Hydrolysis ของน้ำมีผลทำให้เกิดก๊าซไฮโดรเจนในท่อฮีทไพบ์ป้อนเคมีเย็นที่ใช้น้ำเป็นของไหลใช้งานในแบบท่วไปของฮีทไพบ์ ก๊าซที่ไม่สามารถควบแน่นได้ทั้งหมดจะถูกกวาดไปยังส่วนปลายของช่วงควบแน่นจึงทำให้บางส่วนของช่วงนี้ทำงานไม่เต็มที่

การผุกร่อนและการกัดเซาะส่วนประกอบฮีทไพบ์ มีผลในการเปลี่ยนแปลงมุมเปียกของของไหล (wetting angle) และความสามารถในการยอมให้ผ่านหรือขนาดของแกนรู ชีมของแข็งที่เกิดจากการผุกร่อนและกัดเซาะ จะถูกขนย้ายไปกับการไหลของของเหลวไปสู่ช่องของการระเหยแล้วจึงตกตะกอนซึ่งผลจากการตกตะกอนนี้ทำให้ความต้านทานการไหลของของเหลวในช่วงการระเหยเพิ่มขึ้นมีผลในการลดความสามารถในการขนถ่ายความร้อนของฮีทไพบ์

ในปัจจุบันยังไม่มีทฤษฎีใดที่จะกำหนดแน่ชัดถึงความเข้ากันได้ของโลหะแต่อาจจะใช้การทดสอบ extensive ท่อฮีทไพบ์หรือสามารถกำหนดความเข้ากันได้ของโลหะได้อย่างคร่าวๆ ตาราง 3.1.1 แสดงถึงความเข้ากันได้ระหว่างของไหลและโลหะที่ใช้ ตารางนี้นำไปใช้ในการพิจารณาเลือกโลหะที่ทำท่อ

ตาราง 3.1.1

Fluids	Solids				
	Al	Cu	Fe	Ni	SS ^a 304 Ti
Nitrogen	C ^b	C	C	C	C
Methane	C	C			C
Ammonia	C		C	C	C
Methanol	I	C	C	C	C
Water	I	C		C	C ^c
Potassium				C	I
Sodium				C	I

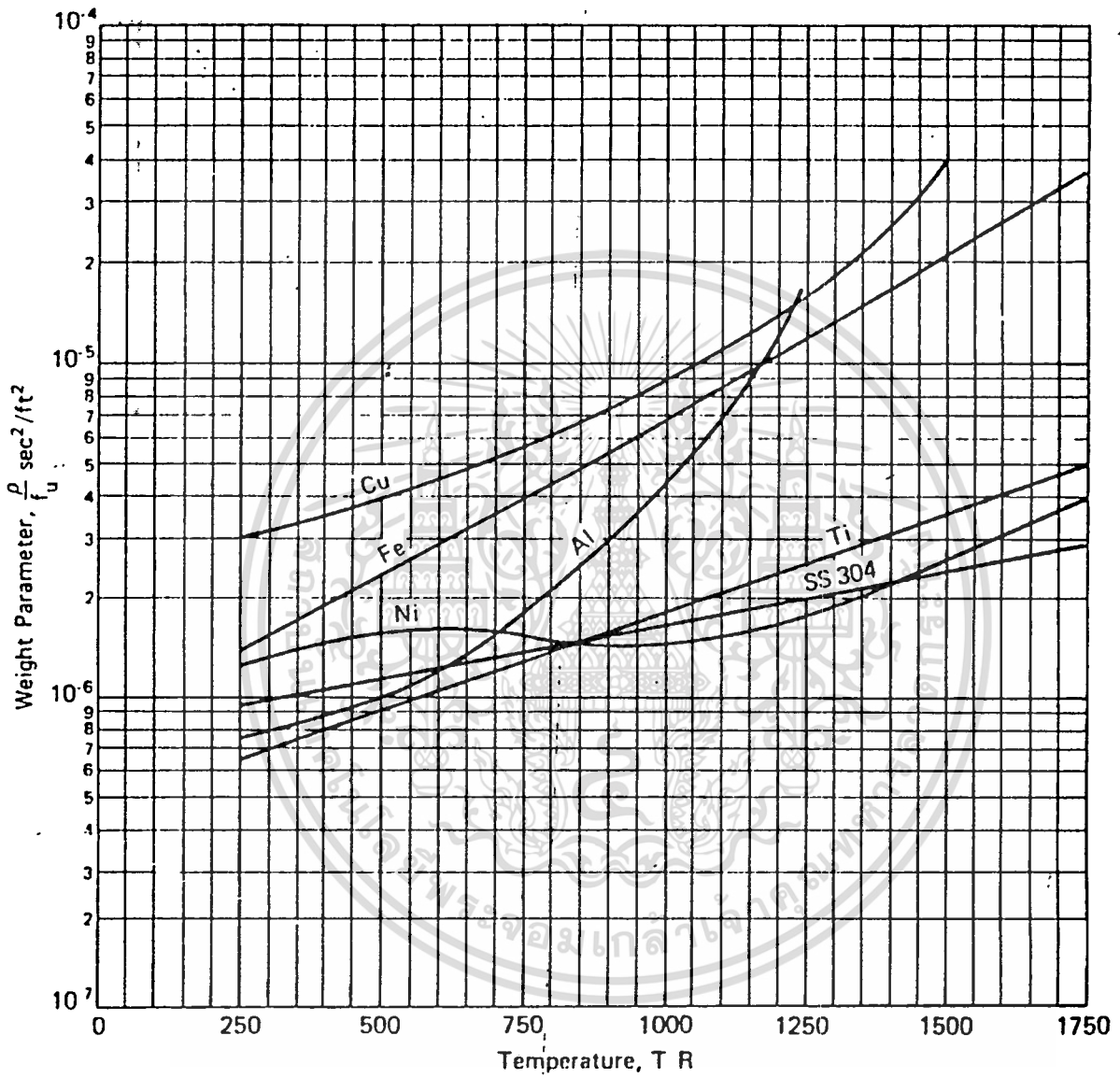
^aSS = stainless steel.

^bC = compatible; I = incompatible; blank = data not available.

^cPossible hydrogen generation.

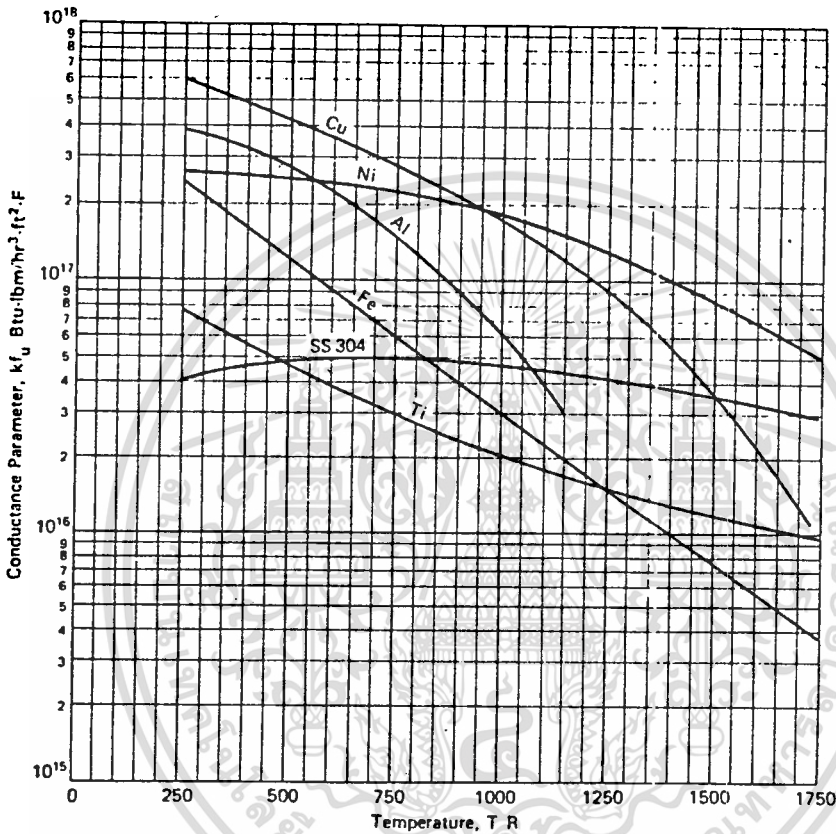
นอกจากความเข้ากันได้ของโลหะที่ต้องพิจารณาแล้ว ยังมีองค์ประกอบอื่นๆอีกที่ต้องคำนึงถึง เช่น น้ำหนัก, คุณสมบัติทางอุณหภูมิ รวมทั้งราคาของวัสดุและค่าใช้จ่ายในการทำด้วย น้ำหนักของภาชนะบรรจุซึ่งมีรูปร่างภายนอกที่จะเป็นสัดส่วนกับความหนาแน่นของโลหะและความหนาของผนัง ความหนาของผนังที่ต้องการต้องมีความทนทานต่อแรงดันของไอ ซึ่งหมายถึงจะต้องใช้โลหะที่มีค่าความต้านทานแรงดึง (tensile strength) สูงพอ รูป 3.1.4 แสดงค่าความหนาแน่นของโลหะหารด้วยค่าความต้านทานแรงดึงสูงสุดกับค่าของอุณหภูมิสำหรับโลหะบางชนิด

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูป 3.1.4 แสดงค่าของตัวแปรน้ำหนักกับอุณหภูมิของ โลหะที่ใช้ทำท่อฮีท 익스changer

ในการเลือกใช้น้ำหนักที่น้อยที่สุด จะต้องเลือกค่าของ (P/f_u) ที่มีขนาดเล็กที่สุด อุณหภูมิที่ลดลงตามภาคตัดความของภาชนะบรรจุแปรผันโดยตรงกับความหนาของผนังและจะแปรผกผันกับค่าความนำความร้อนของโลหะที่ใช้ ดังนั้นสำหรับโลหะที่มีการลดลงของอุณหภูมิเล็กน้อย ต้องให้หาค่าผลคูณของค่าความนำความร้อนกับ UTS (kf_u) สูง ค่า kf_u ของโลหะบางชนิดแสดงไว้ในรูป 3.1.5



รูป 3.1.5 แสดงค่า Material conductance parameter กับ อุณหภูมิ

3.1.2 สิ่งที่ต้องคำนึงถึงในการออกแบบ

หลังจากที่สามารถเปรียบเทียบและเลือกชนิดของของไหลและโลหะใช้งานที่ทำงานด้วยกันได้ดี ในการออกแบบต้องสมมติค่าของช่วงอุณหภูมิที่ต้องการใช้งาน ซึ่งจะทำให้สามารถชี้เฉพาะเจาะจงไปได้อีก ขบวนการในการพิจารณามีดังนี้

ขั้นแรก เลือกของไหลใช้งานโดยพิจารณาจากรูป 3.1.1-3.1.3 เลือกชนิดที่มีค่าตัวประกอบภาชนะถ่ายของเหลว และค่าตัวประกอบในการนำของเหลวสูง ทั้งนี้ต้องพิจารณาถึงความไวในการติดไฟ (flammability) และความเป็นพิษ (toxicity) ประกอบด้วย

ขั้นที่สอง เลือกโลหะที่จะใช้ทำภาชนะบรรจุที่สามารถเข้ากันได้กับของไหลใช้งานจากตาราง 3.1.1 จากนั้นพิจารณาโดยใช้รูป 3.1.4 และ 3.1.5 เลือกโลหะที่น้ำหนักเบาหรือมีค่าเกรเดียนต์ของอุณหภูมิต่ำ โลหะที่มีน้ำหนักเบาจะให้ค่าของ P/f_u น้อย และโลหะที่ค่าเกรเดียนต์ของอุณหภูมิเป็นเอกสารถูกส่วนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้ใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อุณหภูมิจะทำให้ค่าของความต้านทานแรงดึงสูง ในกรณีนี้ต้องคำนึงถึงราคาของโลหะและกรรมวิธีในการสร้างด้วยว่าชนิดไหนจะเหมาะสม

3.1.3 วิธีการออกแบบฮีทไปป์

หลังจากที่ได้กล่าวถึงวิธีการในการเลือกของไหลใช้งานและโลหะที่ทำภาชนะบรรจุของฮีทไปป์ไปแล้ว คุณสมบัติทางกายภาพของของไหลและโลหะเป็นปัญหาสำคัญในการนำมาพิจารณาร่วมกับทฤษฎีการออกแบบ คุณสมบัติทางกายภาพของโลหะและของไหลบางชนิดแสดงไว้ในภาคผนวก A และ B

ทฤษฎีการออกแบบที่จะกล่าวถึงนี้ ใช้สำหรับการคำนวณภาชนะบรรจุที่นำมาใช้และสามารถทำงานได้ตามความต้องการ วิธีการที่จะใช้มีดังนี้

1. ต้องหาค่าความยาวของเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ เพื่อค่าความเร็วของไอจะไม่สูงเกินไป
2. การออกแบบกลไกต่าง ๆ เพื่อใช้ในการหารายละเอียดของตัวภาชนะบรรจุ
3. ค่าขีดจำกัดต่าง ๆ คือ ขีดจำกัดเนื่องจากของเหลวหลุดลอยตามไอ และเนื่องจากการเดือดจะต้องคำนวณเพื่อให้แน่ใจว่ามีค่าไม่เกินไปที่จะทำให้ เป็นอุปสรรคของการทำงานของฮีทไปป์

ขนาดของท่อ (heat pipe diameter)

ถึงแม้ว่าจะออกแบบฮีทไปป์ให้มีรูปร่างต่าง ๆ ได้ แต่ลักษณะรูปร่างทรงกระบอกจะเป็นที่นิยมใช้มากกว่า หลอดและท่อกลมของโลหะหลายชนิดสามารถหาได้ง่าย และสามารถเลือกใช้, ค่าแนวค่าของความเค้นได้ตามต้องการ จุดประสงค์ในการหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อก็เพื่อที่จะหาค่าความเร็วของไอที่ได้ไม่มีค่าสูงเกินไป เราจำเป็นจะต้องควบคุมความเร็วไอเพราะที่มีค่านี้อาจสูง การไหลแบบอัดตัวได้ของไอจะกระจายเข้าสู่เกรเดียนต์ของอุณหภูมิตามแนวแกน เพื่อความสะดวกในการออกแบบท่อจึงกำหนดค่ามีค่านี้อาจสูงสุดในช่องทางไหลของไอมีค่าไม่เกิน 0.2 ภายใต้สภาวะนี้ เราจะพิจารณาไอเป็นของเหลวแบบอัดตัวไม่ได้และค่าเกรเดียนต์ของอุณหภูมิตามแนวแกนจะไม่นำมาคิด

เมื่อเราทราบค่า mode ของการขนถ่ายความร้อน และได้ค่าของฟลักซ์ความร้อนตามแนวแกนสูงสุดแล้ว จะสามารถคำนวณขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของแกนไอได้

ที่ค่ามีค่านี้อาจของไอ M_v มีค่าเท่ากับ 0.2 คำนวณ d_v จากสมการ

$$d_v = [(20 Q_{max}) / (4 \rho_v \lambda \sqrt{R_v T_v})] \quad (3.1.4)$$

เมื่อ d_v = เส้นผ่านศูนย์กลางของแกนไอ

Q_{max} = ฟลักซ์ความร้อนตามแนวแกนสูงสุด

ρ_v = ความหนาแน่นของไอ

λ = อัตราส่วนความร้อนจำเพาะ

R_v = ค่าความร้อนแฝงในการกลายเป็นไอ

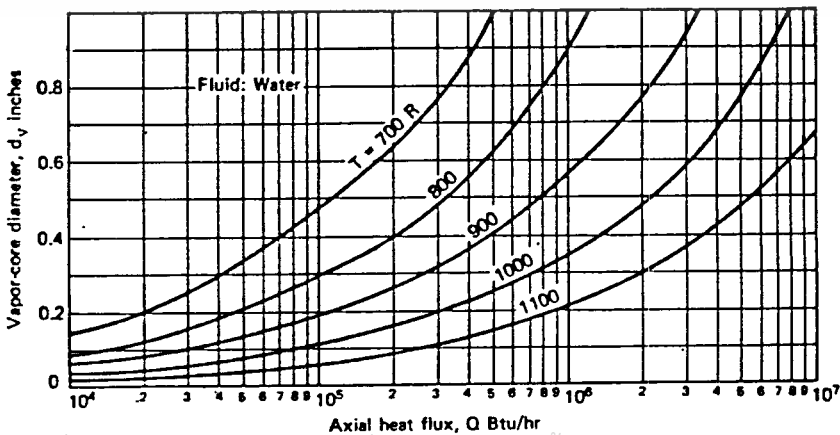
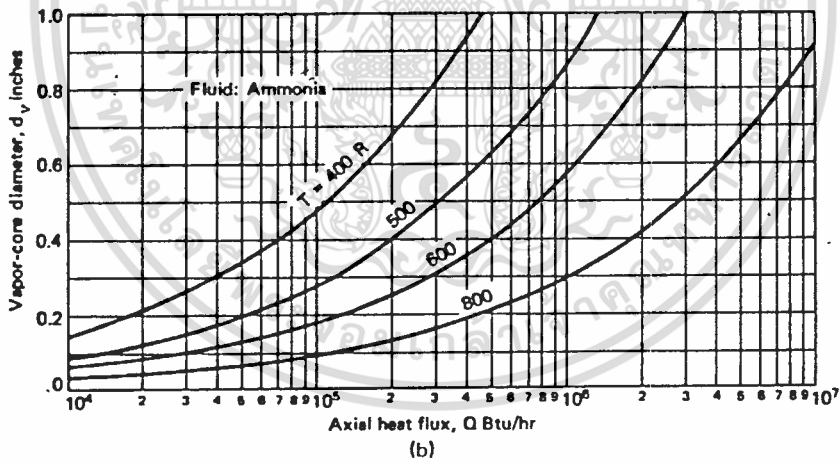
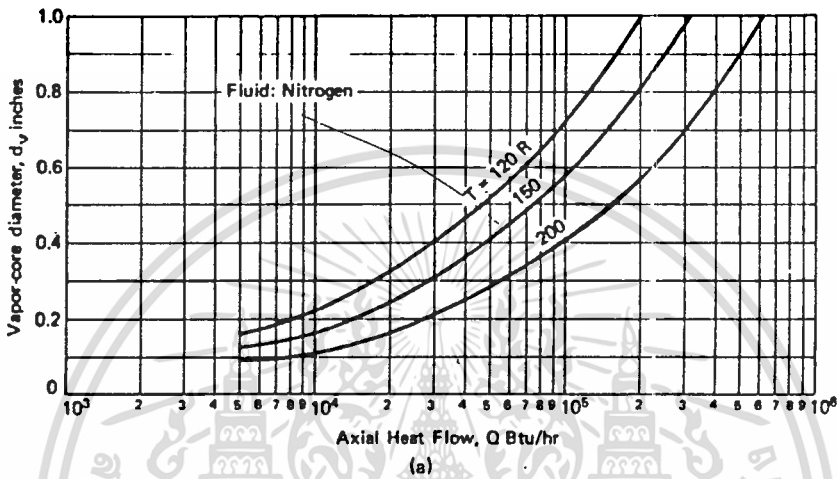
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

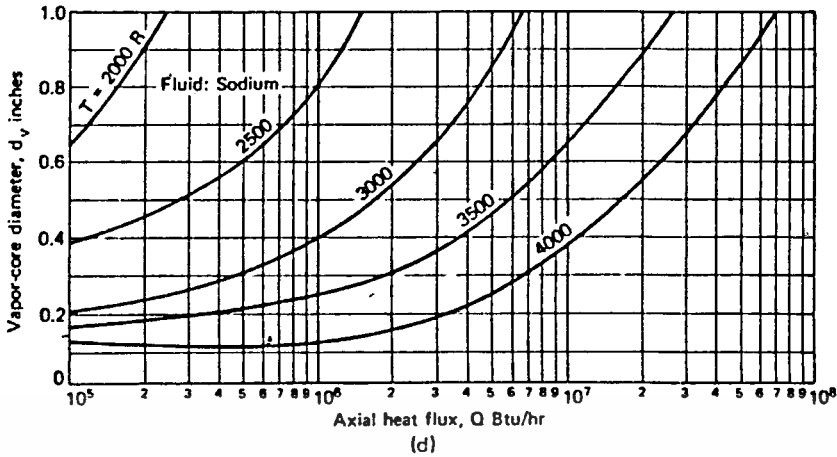
R_v = ค่าคงที่ของก๊าซ

T_v = อุณหภูมิของไอ

เพื่อความสะดวกในการคำนวณจึงนำค่าของ d_v ที่ได้จากสมการ 3.1.4 มาเขียนกราฟกับค่า Q_{max} ดังรูป 3.1.6a-3.1.6d มีค่า T_v เป็นพารามิเตอร์ เมื่อเรารู้ค่าของอุณหภูมิทำงานและของไหลใช้งาน สามารถหาค่า d_v ที่ต้องการโดยอ่านจากกราฟที่ได้ตามขนาดของ Q_{max} ที่กำหนดให้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูป 3.1.6 a-d แสดงขนาดของแกนไอกับอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ค่ามีคัมเบอร์ 0.2

การออกแบบภาชนะบรรจุอีทไปป์ (Heat pipe container)

เทคนิคที่ใช้กันทั่วไปในการออกแบบภาชนะบรรจุอีทไปป์ เพื่อที่จะสามารถทนต่อแรงดันของไอกได้ คือ ใช้ตามมาตรฐาน ASME สำหรับภาชนะทนความดัน มาตรฐานของ ASME บอกถึงค่า Stress สูงสุดที่ยอมให้มีได้ในช่วงอุณหภูมิต่างๆ ต้องมีค่า $1/4$ ของค่าของ ultimate tensile strength ของโลหะ, f_{tu} , ที่อุณหภูมินั้น คุณสมบัติของโลหะและค่าของ f_{tu} บางตัวแสดงไว้ในภาคผนวก A

สำหรับท่อกลมที่มีค่าความหนาของผนังท่อน้อยกว่า 10 % ของความยาวเส้นผ่านศูนย์กลาง ค่าความร้อนเนื่องจาก stress สูงสุดคำนวณได้จาก

$$f_{\max} = Pd_o / 2t \quad (3.1.5)$$

เมื่อ $f_{\max}$ = ค่าhoop stressสูงสุดในผนัง

P = ความดันแตกต่างระหว่างผนัง

d_o = เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ

t = ความหนาของผนังท่อ

ค่าhoop stress สูงสุดในทรงกระบอกผนังหนา ที่เกิดจากความดันภายในหาได้จากสมการ

$$f_{\max} = P(d_o^2 + d_i^2) / (d_o^2 - d_i^2) \quad (3.1.6)$$

เมื่อ $f_{\max}$ = ค่าhoop stress สูงสุดในผนัง

P = ความดันแตกต่างระหว่างผนัง

d_o = เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ

d_i = เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ

ส่วนปลายของภาชนะบรรจุ อาจใช้จุกปิด(end caps)แบบครึ่งวงกลม,conical หรือ flat สำหรับจุกปิดปลายแบบครึ่งวงกลมชนิดผนังหนาหาค่าstress สูงสุดมีค่า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$f_{\max} = P(d_o^3 + 2d_i^3)/2(d_o^3 - d_i^3) \quad (3.1.7)$$

ถ้าหากความหนาของผนังของจุกปิดน้อยกว่า 10% ของความยาวเส้นผ่านศูนย์กลางสมการ 3.1.7 จะลดรูปเป็น

$$f_{\max} = Pd_o/4t \quad (3.1.8)$$

ส่วนค่า stress สูงสุดในจุกปิดปลายแบบกลม คำนวณจากสมการ

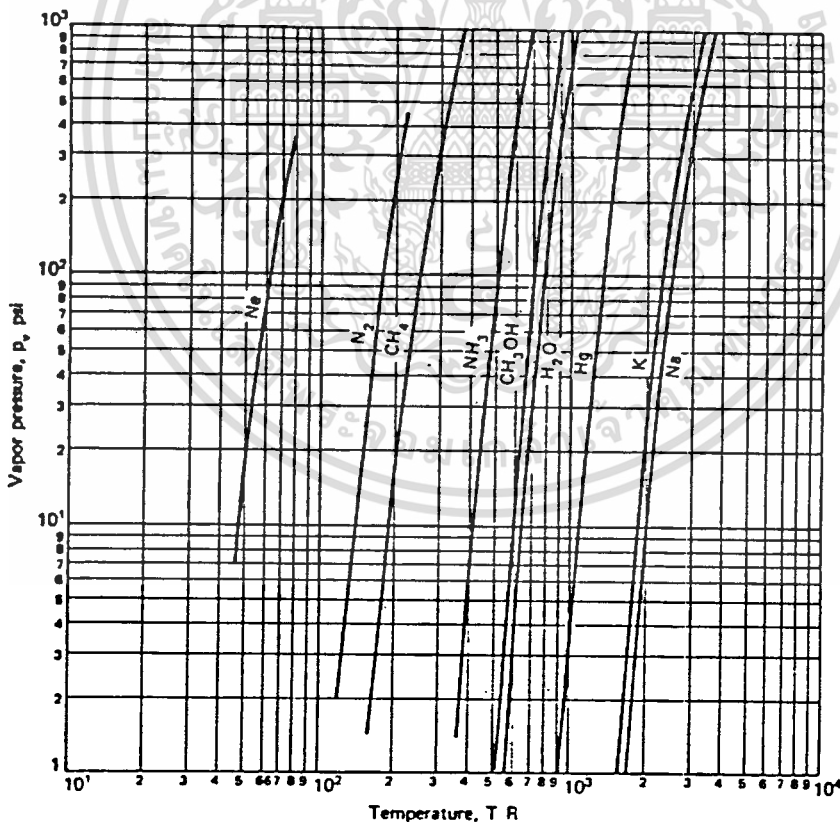
$$f_{\max} = Pd_o/8t^2 \quad (3.1.9)$$

P = ความดันแตกต่างระหว่างจุกปิด

d_o = เส้นผ่านศูนย์กลางของจุกปิด

t = ความหนาของจุกปิด

ในการคำนวณเพื่อการออกแบบ ความดันภายในท่อจะมีค่าเท่ากับ ค่าความดันของไออิ่มตัวของของไหล ใช้งานภายในท่อที่อุณหภูมิทำงานหรือเท่ากับค่าความดันสูงสุดของวงจรการทำงานแล้วแต่ว่าค่าไหนจะมีค่าสูงกว่ากัน ค่าความดันแตกต่างเท่ากับความดันไอลบด้วยความดันสิ่งแวดล้อม ซึ่งค่าความดันไอจะประมาณว่ามีค่าเท่ากับค่าความดันแตกต่างนี้

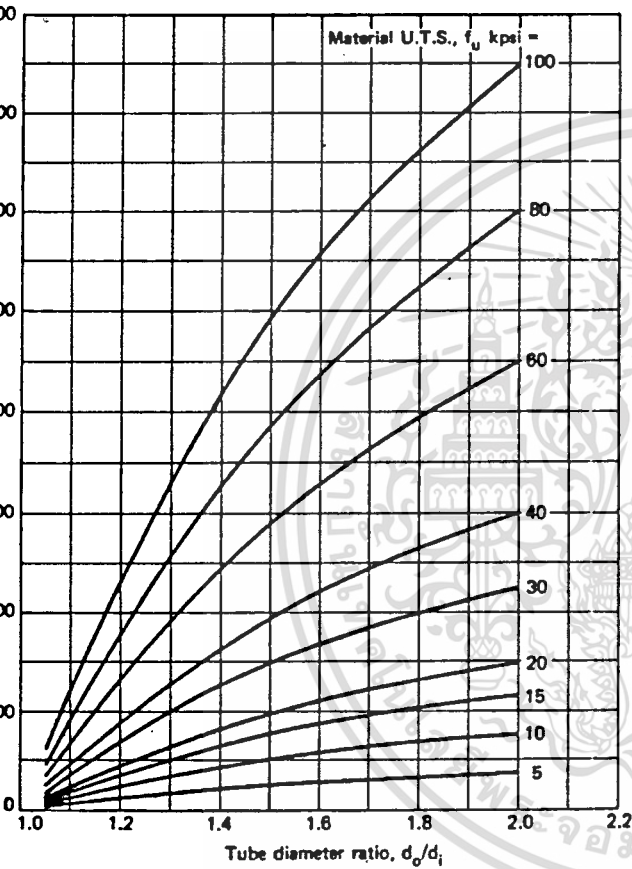


รูป 3.1.7 แสดงกราฟระหว่างอุณหภูมิกับความดันไอของของไหลบางชนิด

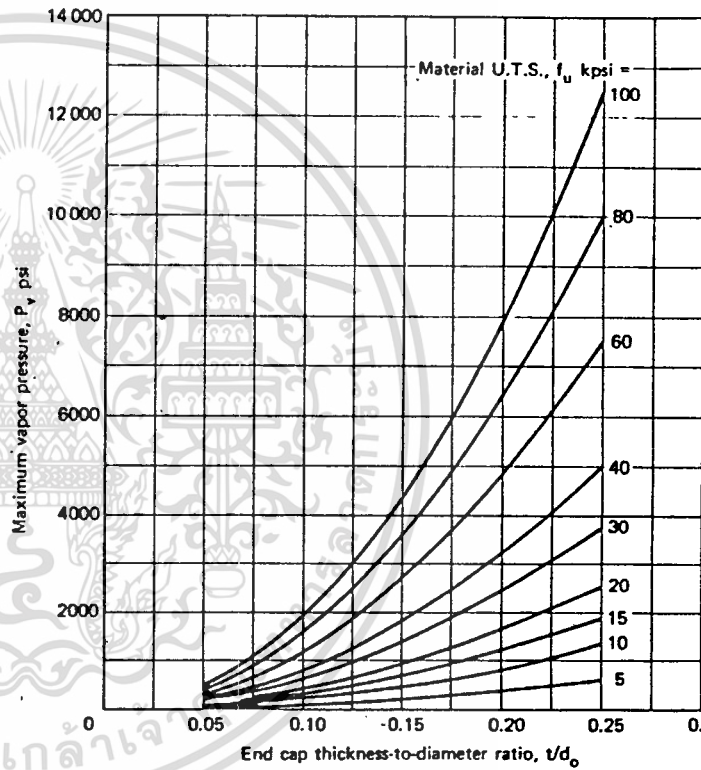
ค่าความเค้นสูงสุดที่ยอมรับได้มีค่าเท่ากับ 1/4 ของค่า Ultimate Tensile Stress
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

(UTS) สำหรับ UTS ของโลหะต่างๆดูได้จากภาคผนวก A

เราสามารถใช้อสมการ 3.1.5 ถึงสมการ 3.1.9 ในการคำนวณความหนาของผนังท่อ ภาชนะบรรจุและจุดปิดปลาย ได้หากรู้ค่าขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกของท่อ รูป 3.1.8 แสดงเส้นโค้งออกแบบเพื่อสะดวกในการหาขนาดของท่อได้เร็วขึ้น เมื่อรู้ค่าความดันขณะใช้งานและค่า UTS ของโลหะที่ใช้ รูป 3.1.9 ก็เช่นเดียวกันแต่ใช้ในการหา flat end cap



รูป 3.1.8



รูป 3.1.9

ตาราง 3.1.1 แสดงถึงข้อมูลของท่อที่ใช้กันอยู่โดยมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 1/4-1"

Tube o.d., in.	o.d./i.d.	Bwg ^a	Thickness, in.	i.d., in.
1	1.289	22	0.028	0.194
1/4	1.214	24	0.022	0.206
	1.168	26	0.018	0.214
3/8	1.354	18	0.049	0.277
	1.233	20	0.035	0.305
	1.176	22	0.028	0.319
	1.133	24	0.022	0.331
1/2	1.351	16	0.065	0.370
	1.244	18	0.049	0.402
	1.163	20	0.035	0.430
	1.126	22	0.028	0.444
5/8	1.536	12	0.109	0.407
	1.362	14	0.083	0.459
	1.263	16	0.065	0.495
	1.186	18	0.049	0.527
	1.126	20	0.035	0.555
3/4	1.556	10	0.134	0.482
	1.410	12	0.109	0.532
	1.284	14	0.083	0.584
	1.210	16	0.065	0.620
	1.150	18	0.049	0.652
	1.103	20	0.035	0.680
7/8	1.441	10	0.134	0.607
	1.332	12	0.109	0.657
	1.234	14	0.083	0.709
	1.174	16	0.065	0.745
	1.126	18	0.049	0.777
	1.087	20	0.035	0.805
1	1.493	8	0.165	0.670
	1.366	10	0.134	0.732
	1.279	12	0.109	0.782
	1.199	14	0.083	0.834
	1.149	16	0.065	0.870
	1.109	18	0.049	0.902
	1.075	20	0.035	0.930

^aBirmingham wire gauge.

ในทางปฏิบัติการคำนวณภาชนะบรรจุอีกต่อไปโดยเลือกใช้ข้อมูลเหล่านี้ อย่างแรกเราต้องกำหนดค่าของเส้นผ่านศูนย์กลางแกนไอ (vapour core diameter) ใช้ประมาณจากค่าเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อรูป 3.1.8 และ 3.1.9 บอกถึงค่าความหนาของผนังท่อและจุดบิดปลายตามลำดับที่สามารถทนต่อแรงดันของไอสูงสุดที่เกิดในอีทไพบ์ ตาราง 3.1.1 ใช้สำหรับเลือกขนาดของท่อที่เหมาะสมที่จะใช้กับภาชนะบรรจุอีทไพบ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่าขีดจำกัดเนื่องจากของเหลวหลุดลอยตามไอและการเดือด

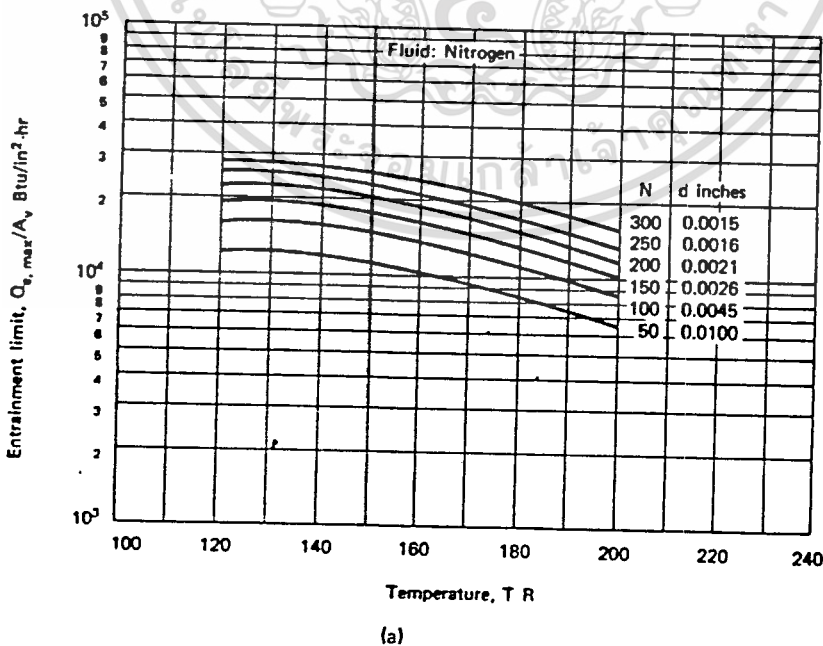
หลังจากที่สามารถคำนวณขนาดต่าง ๆ ของท่อรวมทั้งจุกปิดปลายได้แล้ว ในตอนนี้เราจะต้องมาคำนวณดูว่าขนาดที่คำนวณได้นั้น สามารถทนต่อแรงดันและการทำงานภายใต้ความเร็วเสียงได้หรือไม่ และเพื่อความแน่ใจว่าค่าขีดจำกัดเนื่องจากของเหลวหลุดลอยตามไอและการเดือดจะไม่สูงเกินไป

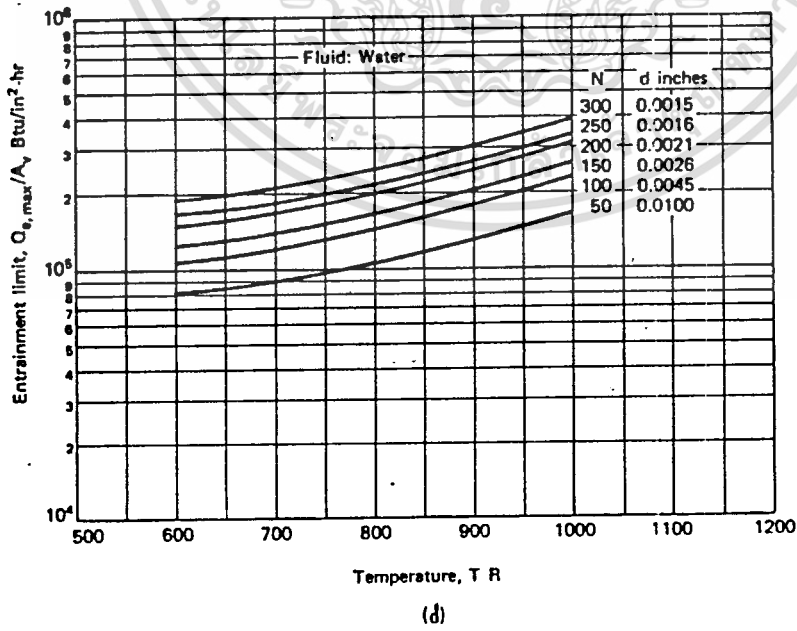
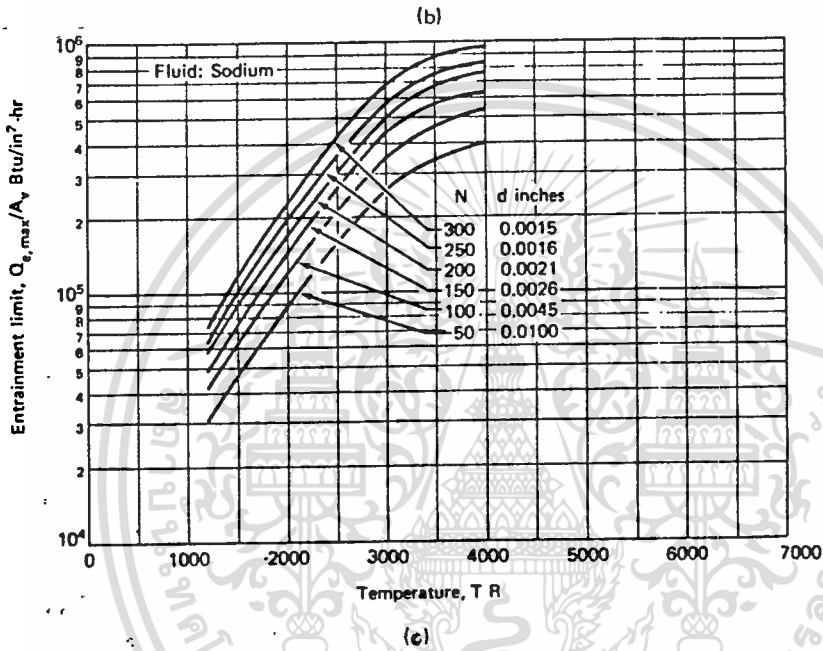
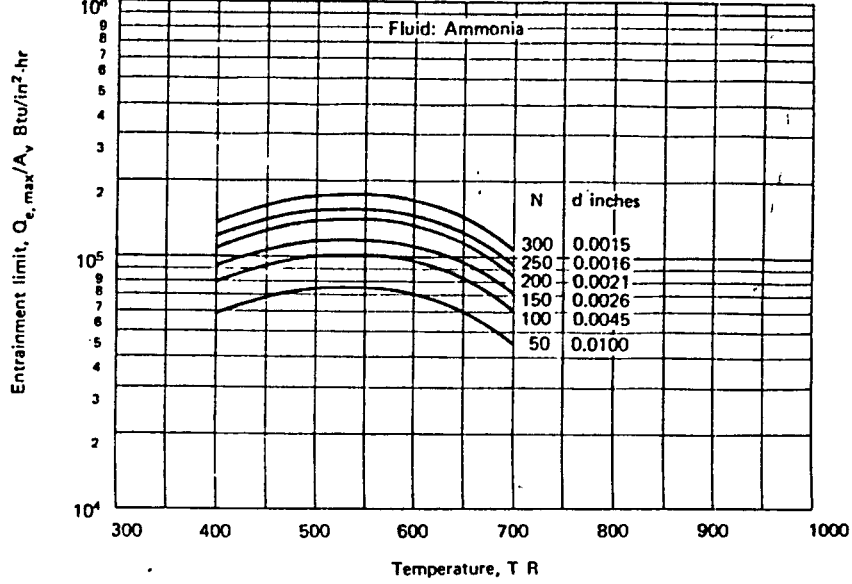
ค่าขีดจำกัดเนื่องจากของเหลวหลุดลอยตามไอสำหรับฟลักซ์ความร้อนตามแนวแกนคำนวณจากสมการ

$$Q_{c, \max} / A_v = \lambda \sqrt{6 \rho_v / 2 r_{h, s}} \quad (3.1.10)$$

เมื่อ $Q_{c, \max}$ = ค่าขีดจำกัดเนื่องจากของเหลวหลุดลอยตามไอ
 A_v = พื้นที่ตามขวางของแกนไอ
 λ = ค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ
 σ = สัมประสิทธิ์ของแรงตึงผิว
 ρ_v = ความหนาแน่นของไอ
 $r_{h, s}$ = รัศมีไฮดรอลิก

รูป 3.1.10 แสดงค่าขีดจำกัดเนื่องจากของเหลวหลุดลอยตามไอซึ่งสัมพันธ์กับค่าฟลักซ์ความร้อนต่อค่าทางด้านขวางของสมการ 3.1.9





รูป 3.1.10

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้—62—การศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากแผนภาพนี้สามารถอ่านค่าของ $Q_{c,max}/A_v$ ได้ ซึ่งค่าที่ได้นี้จะสูงกว่าค่าจริงของ Q/A_v ที่ใช้งาน

ส่วนทฤษฎีของขีดจำกัดเนื่องจากการเดือด สมการที่ใช้คำนวณเป็นดังนี้

$$Q_{b,max}/L_e = (24k_o T_v / \lambda \rho_v \ln(r_1/r_v)) (2\sigma/r_n - P_o) \quad (3.1.11)$$

เมื่อ $Q_{b,max}/L_e$ = ขีดจำกัดของการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการเดือดต่อหน่วยความยาวของช่วงการระเหย

k_o = ประสิทธิภาพการนำความร้อนของโลหะ

T_v = อุณหภูมิไอ

λ = ความร้อนแฝงของการระเหย

ρ_v = ความหนาแน่นของไอ

σ = สัมประสิทธิ์ของแรงตึงผิว

P_o = ความดันที่รูเข็ม

r_1 = รัศมีภายในของท่อ

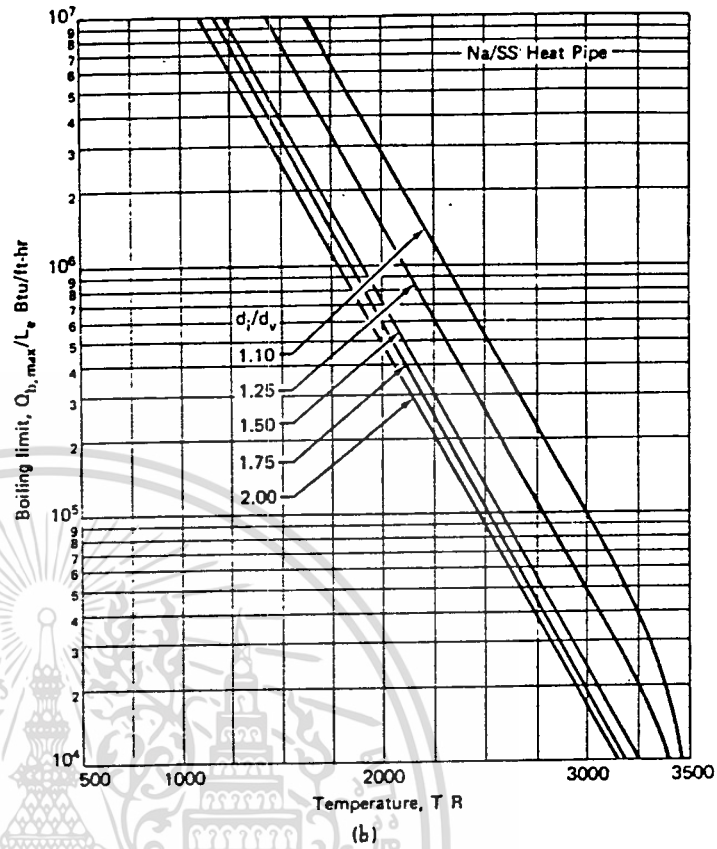
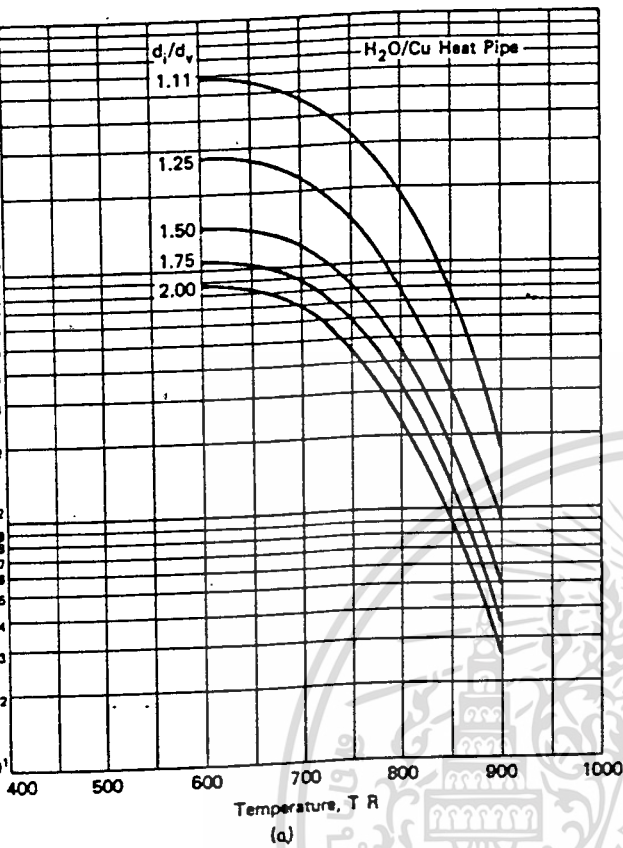
r_v = รัศมีของแกนไอ

r_n = รัศมีวิกฤตของ nucleate boiling

โดยทั่วไปใช้ค่า $r_n = 10^{-5}$ นิ้ว สำหรับการคำนวณพิจารณาจากสมการ ค่าของ $2/r_n$ มีค่ามากกว่า P_o มาก ดังนั้นสมการ 3.1.11 คำนวณได้โดย

$$Q_{b,max}/L_e = (4\pi k_o T_v \sigma) / (\lambda \rho_v r_n \ln(r_1/r_v)) \quad (3.1.12)$$

รูป 3.1.11 แสดงค่าที่คำนวณได้จากสมการทางขวามือของสมการ 3.1.12 กับของไหลที่ใช้ อัตราส่วนเส้นผ่านศูนย์กลาง (d_1/d_v) และอุณหภูมิทำงาน ค่า $Q_{b,max}/L_e$ ที่หาได้จากกราฟนี้มีค่ามากกว่าค่า Q/L_e จริงที่ใช้งาน



3.1.4 วิธีในการสร้างฮีทไพป์ (heat pipe manufacturing procedures)

ท่อฮีทไพป์แต่ละท่อประกอบด้วยส่วนประกอบที่สำคัญ 4 อย่างคือ จุกปิดปลาย (end cap), ท่อเติม (fill tube), เครื่องห่อหุ้ม (envelope) และของไหลใช้งาน วิธีการและรายละเอียดมีดังนี้

จุกปิดปลาย (end cap)

วิธีการหาค่าความหนาแน่นที่สุดสำหรับจุกปิดปลายของฮีทไพป์ โดยใช้การวิเคราะห์จากค่าความเค้นได้อธิบายไว้แล้ว ฝาที่จะใช้ปิดจะต้องเชื่อมให้ต่อกับปลายของท่อ ดังนั้นการออกแบบต้องคำนึงรอยต่อของรอยเชื่อมด้วย รูป 3.1.12 แสดงให้เห็นวิธีในการใช้ต่อท่อกับจุกปิดปลาย ได้แก่ butt joint , lipped butt joint , fillet joint , lap joint ทั้ง 4 วิธีนี้ วิธี butt joint จะเป็นวิธีที่ยากที่สุดในการวางแผนให้อยู่ในแนวตรง ในการที่จะให้ได้รอยเชื่อมที่แข็งแรงและไม่ร้าว ควรจะแต่งจุกปิดปลายให้มีขนาดของพื้นที่ที่จะเชื่อมประมาณเท่ากับขนาดของผนังท่อเพื่อจะแน่ใจได้ว่าผิวรอยต่อทั้งสองจะกลายเป็นเนื้อเดียวกัน ซึ่งหากไม่เป็นเช่นนั้นท่ออาจจะล้าก่อนที่จะถึงจุดหลอมละลายของจุกปิดปลาย

ท่อเติม (fill tube)

มีไว้เพื่อเป็นท่อดูดอากาศในท่อและไว้เติมของไหลใช้งาน หลังจากใช้งานจะต้องปิดให้สนิท การคำนวณไว้เพื่อเป็นท่อดูดอากาศในท่อและไว้เติมของไหลใช้งาน หลังจากใช้งานจะต้องปิดให้สนิท ไม่วุ่นวายใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

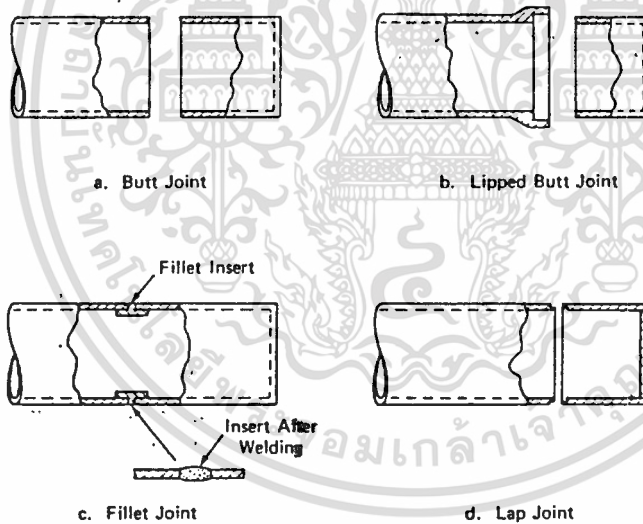
และใส่ซิลกันรั่วที่นิยมใช้คือ crimp seal โดยเชื่อมให้ต่อกันท่อ เพื่อที่จะได้ crimp seal ที่ดี ท่อเติมควรมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกไม่เกิน 1/4" ซึ่งส่วนใหญ่นิยมใช้ท่อขนาด 1/16"

เครื่องห่อหุ้ม (envelope)

ถึงแม้ว่าอีทไปป์สามารถสร้างในรูปแบบต่าง ๆ ได้ แต่แบบทรงกระบอกเป็นวิธีที่เราใช้มากที่สุด ในการสร้างอีทไปป์ เราจะไม่นับถึงว่าจะสร้างท่อของมันอย่างไร ทั้งนี้เพราะท่อโลหะต่างชนิดและขนาดต่าง ๆ กันนั้นหาได้ทั่ว ๆ ไป แล้วแต่ที่เราจะเลือกใช้โลหะชนิดใด ขนาดใดที่เหมาะสมกับประโยชน์ใช้งาน จะใช้ท่อไร้ตะเข็บหรือวิธีการเชื่อมต่อแบบ butt joint ในการทำตัวห่อหุ้มก็ได้ อย่างไรก็ตามเมื่อเราได้ท่อที่ยาวตามต้องการแล้ว ต้องระวังไม่ให้ปลายท่อถูกกระแทกจนเสียรูปไป เพราะจะทำให้การเชื่อมต่อกับจุกปิดปลายยากขึ้น

ของไหลใช้งาน (working fluid)

ของไหลใช้งานที่ใช้ในอีทไปป์ควรมีคุณภาพสูงและมีสิ่งเจือปนน้อยที่สุด ซึ่งหากไม่เป็นเช่นนั้นจะทำให้ค่าประสิทธิภาพไม่ถึงจุดที่ต้องการ ชนิดของของไหลและวิธีการกำจัดสิ่งเจือปนออกจะกล่าวถึงพร้อมกับการ evacuation และ charging



รูป 3.1.12

3.1.5 การทำความสะอาดส่วนประกอบ

การที่มีสิ่งเจือปนต่าง ๆ อยู่ภายในท่อ ไม่ว่าจะอยู่ในสภาพของแข็ง ของเหลวหรือก๊าซ มีส่วนทำให้ประสิทธิภาพของอีทไปป์ลดลง ก๊าซที่ไม่สามารถควบแน่นได้จะสะสมอยู่ในบริเวณช่วงการควบแน่น มีผลทำให้เกิดการสูญเสียการนำความร้อนของอีทไปป์ ในบางกรณีอาจจะไม่เกิดปัญหานี้ขึ้นอยู่กับการออกแบบและสภาพของการทำงานขนาดนั้น ซึ่งหากไม่เป็นเช่นนั้นจะเกิดการขัดขวางการไหลขึ้น มีผลทำให้เกิดการสูญเสียความสามารถในการดูด (pumping capacity)

ของแข็งและของเหลวบางอย่างอาจจะละลายในของไหลใช้งานได้ แต่จะทำให้คุณสมบัติเอกส เป็นเป็นเอกสหรือสภาวะที่ไม่พึงประสงค์ ไม่พึงประสงค์และไม่พึงประสงค์ในการดำเนินการ ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ของของไหลเปลี่ยนไปเช่น ความตึงผิว ความหนืด ออกไซด์ต่าง ๆ และคราบน้ำมันที่ติดอยู่ภายในท่ออาจจะไหลลงมาปะปน ของแข็งที่มีความสามารถในการละลายต่ำจะก่อให้เกิดการขัดขวางของการไหล (blockage of the fluid circulation) ในช่วงการระเหย ปฏิกริยาทางเคมีที่เกิดขึ้นระหว่างวัตถุ, โลหะที่ใช้ทำท่อและของไหลใช้งาน อาจจะมีผลต่อค่าประสิทธิภาพของฮีทไปป์อย่างมาก

เมื่อทราบดังนั้นแล้วเราจึงต้องทำความสะอาด ส่วนประกอบต่าง ๆ ก่อนที่จะทำการประกอบกัน หากฮีทไปป์ต้องถูกใช้ในที่ ๆ ต้องโดนอากาศ, ฝุ่น, คิวและสิ่งสกปรกอื่น ๆ จะต้องทำความสะอาดฮีทไปป์หลังจากการประจุ (charging) และทำให้เป็นสุญญากาศแล้ว ซึ่งกรรมวิธีในการทำ ความสะอาดจะแตกต่างกันไปตามชนิดของโลหะแต่ละชนิด จะมีขั้นตอนดังนี้

1. การขจัดน้ำมัน (degreasing) ได้แก่ การขจัดน้ำมันโดยใช้ไอน้ำ, การปฏิบัติโดยใช้ตัวทำละลาย (solvent treatment) หรือการผสมกับตัวทำละลาย (emulsifiable solvent treatment)

2. การขจัดอนุภาคของแข็ง (solid particle removal) ได้แก่ กรรมวิธี alkaline bath ,การใช้สารละลายขัดออก,การกวนโดยใช้เครื่องมือ (mechanical agitation) หรือกรรมวิธีทางเคมี (chemical passivation)

3. การกำจัดออกไซด์ต่าง ๆ (deoxidizing) ได้แก่ กรรมวิธี acid bath ,การใช้สารเคมีเป็นตัวเร่ง (chemical reduction) หรือใช้ไฮโดรเจน (hydrogen reduction)

4. การกำจัดกาซ (degassing) โดยวิธีการ evacuation

การเลือกวิธีการทำความสะอาดที่เหมาะสมขึ้นอยู่กับองค์ประกอบหลายอย่าง เช่น ชนิดและปริมาณของสิ่งเปื้อน , องค์ประกอบพื้นฐานของโลหะและขนาดของการทำความสะอาดที่ต้องการว่าต้องการให้สะอาดมากน้อยเพียงใด

การกำจัดน้ำมันด้วยไอน้ำ เป็นที่นิยมในการผลิตฮีทไปป์ เพื่อชะล้างสิ่งเปื้อนพวกน้ำมันและไขต่าง ๆ สารละลายที่ใช้เป็นพวกสารละลายคลอรีเนต (chlorinated solvent) เช่น เมทิลีนไดคลอไรด์ (methylene dichloride) ไตรคลอโรอีเทน (trichloethane) และไตรคลอโรเอทิลีน (trichloroethylene) ตัวหลังเป็นที่นิยมใช้กันมาก สำหรับไตรคลอโรอีเทนจะปลอดภัยกว่าไตรคลอโรเอทิลีน การกำจัดน้ำมันโดยวิธีนี้เป็นวิธีที่ได้ผลมากที่สุดในการชะล้างสิ่งเปื้อนที่อยู่ในบริเวณซอก, ข้อต่อ, รอยแยกต่าง ๆ

การขจัดอนุภาคของแข็ง มักใช้ร่วมกับขบวนการกำจัดน้ำมัน เช่น การใช้การขัดส่วนประกอบในสารละลาย จะช่วยขจัดอนุภาคของแข็งจากผิวโลหะ หลังจากนั้นจะชะล้างด้วยสารละลายอีกครั้งหนึ่งเพื่อขจัดส่วนที่ตกค้างของคราบน้ำมันและของแข็งออกไป อย่างไรก็ตามจะมีบางส่วนที่ยังคงมีคราบติดอยู่ จึงจำเป็นต้องนำไปจุ่มในสารละลายคลอรีเนต เพราะพวกคราบน้ำมันเหล่านี้จะเป็นตัวจับสิ่งเจือปนที่เป็นของแข็งได้หรืออาจใช้การทำความสะอาดด้วยอัลคาไลน์

(alkaline) ก็ได้ วิธีนี้เป็นวิธีที่ใช้ได้ผลดี เช่น ใช้ oakite สำหรับอลูมิเนียม, coppa-kleen

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับทองแดง - ส่วนโลหะแข็ง เช่น สแตนเลส เศษเม็ดโลหะเล็ก ๆ จะฝังอยู่ในผิวระหว่างการผลิต ซึ่งจะต้องขจัดออกด้วยเพราะจะมีผลกับของไหลใช้งานในอีทไปป์ ในการกำจัดอาจใช้วิธีออกซิไดซ์ด้วยสารเคมี (oxidizing chemicals) เช่น พวกรีดไนตริก, โปรตัสเซียมไดโครเมต สำหรับอนุภาคของแข็งที่ไม่สามารถละลายได้ ปฏิริยาออกซิไดซ์ของสารเคมีจะเป็นตัวช่วยเพิ่มความต้านทานการผุกร่อน (corrosion resistance) ของสแตนเลส เรียกขบวนการนี้ว่า passivation

การกำจัดออกไซด์ต่างๆ ออกไซด์ของโลหะต่าง ๆ เช่น เหล็ก ทองแดง อลูมิเนียม บนผิวโลหะมีผลต่อค่าประสิทธิภาพของอีทไปป์ โดยจะส่งผลถึงความสามารถในการดูด (pumping capability) โลหะอัลคาไลน์ เช่น โซเดียมไฮดรอกไซด์และโพแทสเซียมไฮดรอกไซด์ มีคุณสมบัติในการช่วยลดยอดออกไซด์ของเหล็ก โดยจะรวมตัวเป็นสารประกอบออกไซด์ของโซเดียมหรือโพแทสเซียมแทน ก๊าซที่ได้จากปฏิริยาออกซิเดชันบางอย่าง มีผลต่อการทำงานของอีทไปป์บางส่วน

ตัวอย่างขั้นตอนการทำความสะอาดส่วนประกอบของอีทไปป์ที่ด้วยทองแดงหรืออลูมิเนียม

1. ทำความสะอาดภายนอกในสารละลายไตรคลอโรอีเทน เชยว่าเป็นระยะและขัดด้วยแปรงขนนุ่ม
2. ล้างภายในท่อด้วยสารละลายไตรคลอโรอีเทน
3. จุ่มลงใน alkaline cleaner คือ oakite no.164 ($15-75\text{kg}/\text{m}^3$) สำหรับท่ออลูมิเนียม , coppa-kleen ($15-75\text{ kg}/\text{m}^3$) สำหรับทองแดง ที่อุณหภูมิ $140-180^\circ\text{F}$ เป็นเวลา 5-30 นาที
4. ล้างในน้ำสะอาด 2 นาที
5. จุ่มลงในโซเดียมไดโครเมต ($15-45\text{kg}/\text{m}^3$) และกรดซิลนิก ($4-7^\circ$ โดยปริมาตร) ที่อุณหภูมิห้อง เป็นเวลา 5-30 นาที
6. ล้างในน้ำสะอาดอีกครั้ง
7. ทำให้แห้งโดยการเป่าลมที่อุณหภูมิห้อง จากนั้นล้างด้วยไฮโดรฟลูออริกแอซิด
8. ทำให้แห้งด้วยก๊าซไนโตรเจนแห้งที่อุณหภูมิ 160°F

3.1.6 การประจุและการทำสุญญากาศ (charging and evacuation)

กระบวนการกำจัดอากาศ (degassing process)

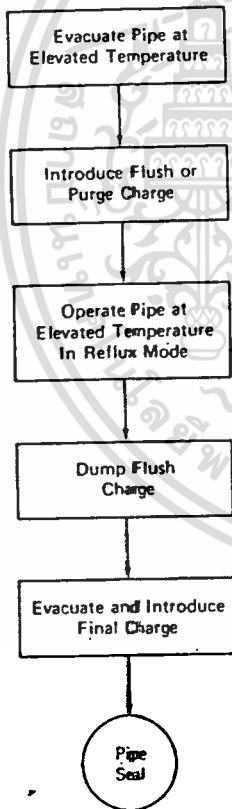
ก่อนหน้าที่เราจะประจุของไหลใช้งาน ต้องทำให้อีทไปป์ให้เป็นสุญญากาศก่อน ทั้งนี้เพื่อจะได้กำจัดก๊าซที่อัดตัวไม่ได้ เพื่อป้องกันกาเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติของของไหลเมื่อรวมตัวกับก๊าซ ในการทำเราใช้วิธีการดูดออกโดยใช้ ปั๊มสุญญากาศ (vacuum pump) สำหรับก๊าซอิสระที่อยู่ในท่อ ส่วนก๊าซที่ถูกโมเลกุลของโลหะดูดกลืนไว้ (absorbed gas) กำจัดโดยการปั๊มที่อุณหภูมิสูง ข้อควรระวังสำหรับวิธีนี้คือ โลหะที่อยู่ในภาวะที่มีอุณหภูมิสูงค่าของความแข็งแรงของโลหะจะลดลง หากอุณหภูมิสูงเกินไปจะเกิดการสูญเสียความแข็งแรงมาก ทำให้ไม่สามารถทำสุญญากาศได้ เช่น อลูมิเนียมใช้อุณหภูมิได้ไม่เกิน 350°F เหล็กทั่วๆไปในการทำสุญญากาศ คือไม่ควรทำที่อุณหภูมิสูงกว่า 400°F ไม่ควรฉีดน้ำหรือสารหล่อลื่นเข้าในท่อสุญญากาศ และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภูมิที่มากเกินไปจนอุณหภูมิใช้งานของฮีทไปป์

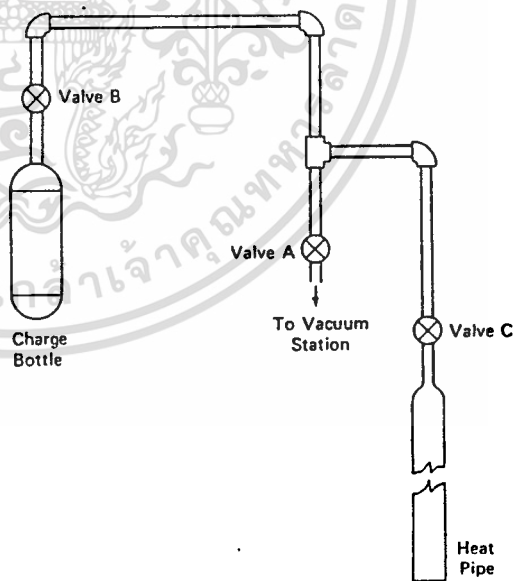
การทำสุญญากาศและการเติม (evacuation and flushing)

รูป 3.1.13 แสดง โฟลว์ชาร์จขั้นตอนในการทำสุญญากาศและการประจุของไหลของผู้ผลิต คือ TRW , Grumman and McDonnell Douglas ซึ่งทั้งสองกระบวนการมีส่วนคล้ายกัน ดังนั้นในการทำจึงสามารถใช้เครื่องมืออันเดียวกันได้

รูป 3.1.14 แสดงการติดตั้งเครื่องมือการทำสุญญากาศและการประจุที่ใช้ร่วมกัน มีขั้นตอนดังนี้ ปิดวาล์ว B เปิดวาล์ว A, C จากนั้นดูดอากาศภายในท่อออกที่อุณหภูมิปกติ ทำการปั๊มต่อไปเรื่อยๆ หลังจากนั้นจึงเพิ่มอุณหภูมิ ซึ่งจะฮีทไปป์มีอุณหภูมิสูงขึ้นและต้องใช้เวลาในการปั๊มมากขึ้น กระบวนการนี้บางครั้งเรียกว่า vacuum bake out เมื่อเสร็จกระบวนการนี้แล้ว จึงเติมของไหลลงไปในท่อเล็กน้อย เพื่อของไหลจากขวดประจุ (charge bottle) จะถูกทำให้ร้อนเหนืออุณหภูมิจุดเดือดของของไหล ที่ความดันสุญญากาศ จากนั้นเปิดวาล์ว B ทำให้ของไหลถูกประจุเข้าไปในท่อ



รูป 3.1.13



รูป 3.1.14

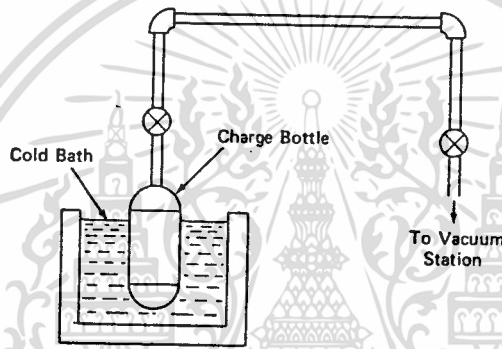
การประจุของไหล (charging)

ขั้นตอนในการประจุของไหลขึ้นอยู่กับสถานะของของเหลวใช้งานที่อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม ถ้าของไหลอยู่ในสถานะการแข็ง เช่น พวก cryogenic การประจุทำได้โดย introduced โดยการนำเข้าไป ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กระบอกของก๊าซคุณภาพสูง ปริมาณที่บรรจุเข้าไปได้โดยดูจากความดันของก๊าซที่อุณหภูมิห้อง การกระทำทำได้โดยปิดวาล์ว A แล้วเปิดวาล์ว B และ C เมื่อได้ปริมาณเพียงพอปิดวาล์ว B และ C ถ้าของไหลอยู่ในสถานะของแข็งหรือของเหลวที่อุณหภูมิปกติ ทำดังนี้ ปิดวาล์ว A เปิดวาล์ว B, C จากนั้นให้ความร้อนกับขวดบรรจุและต่อสายเข้ากับท่ออีทไปป์ เสร็จแล้วปิดวาล์ว B และ C

3.1.7 การทำของไหลให้บริสุทธิ์ (fluid purity)

ของไหลที่ใช้ในท่ออีทไปป์ต้องมีความบริสุทธิ์สูง แต่ของไหลอัดตัวไม่ได้ไม่สามารถละลายเป็นของเหลวบริสุทธิ์หรือของแข็งได้ ของไหลที่อัดตัวไม่ได้ที่ถูกถ่ายจากขวดบรรจุระหว่างงานถ่ายเทโออาจเคลื่อนย้ายโดยใช้วงจร freeze - thaw ของของไหล ดังแสดงในรูป 3.1.15



รูป 3.1.15 แผนภาพแสดงกระบวนการทำของไหลให้บริสุทธิ์

ของไหลจะถูกทำให้เย็นในขณะที่อยู่ในขวดบรรจุ ที่วางเหนือขวดที่ได้รับความเย็นจะต่อเข้ากับเครื่องสุญญากาศ ความดันสุญญากาศจะเพิ่มขึ้นและหลังจากนั้นจะลดลง เมื่อถูกบีบเอาของผสมระหว่างไอและกาซออกมา ประจุจะถูกที่อุณหภูมิห้องหลังจากปิดวาล์ว หลังจากที่ถูกทำให้เย็นอีกครั้ง จะเกิดช่องอากาศเหนือของไหลที่ต่อกับสถานีสุญญากาศ (vacuum station) ในกรณีที่ต้องการความบริสุทธิ์สูง จะใช้การทำซ้ำกระบวนการนี้หลาย ๆ ครั้ง

ปริมาณของไหลที่จะบรรจุเข้าไปในท่ออีทไปป์ เป็นสิ่งที่ต้องคำนึงถึงเช่นกัน เพราะหากบรรจุในปริมาณที่น้อยเกินไป จะทำให้อีทไปป์มีประสิทธิภาพต่ำ ถ้าใส่มากเกินไปมีผลทำให้เกิดการขัดขวางการไหลของไอขึ้น ปริมาณของไหลที่จะบรรจุหาได้จาก

$$m = A_v L_v \rho_v + A L_c \epsilon \rho_1 \quad (3.1.13)$$

เมื่อ m = ปริมาณของไหล
 A_v = พื้นที่หน้าตัดของไอ
 L_v = ความยาวของท่ออีทไปป์
 A = พื้นที่หน้าตัดท่อ
 ϵ = ค่าความพรุน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับใช้เพื่อการศึกษานี้เท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

p_v = ความหนาแน่นของไอที่อุณหภูมิใช้งานท่อ

p_1 = ความหนาแน่นของของเหลวที่อุณหภูมิใช้งานท่อ

3.1.7 การปิดท่อเติม (fill tube closure)

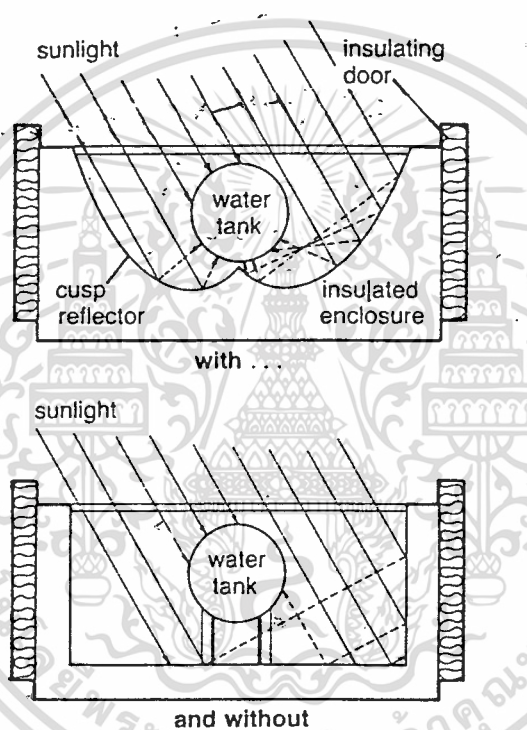
หลังจากประจุของไหลเข้าไปในท่อแล้ว ต้องทำการปิดผนึกท่อเติมที่ต่อกับวาล์วจากเครื่องทำสุญญากาศ ขั้นตอนนี้ต้องระวังไม่ให้มีก๊าซไหลเข้าไปในท่อและต้องไม่ให้ของไหลไหลออกมาจากท่อได้ วิธีในการปิดที่นิยมใช้กัน ประกอบด้วย

1. จับ (crimp) ชีลไว้กับท่อเติม
2. แยกเอาวาล์วออกโดยบีบท่อบริเวณท่อเติม
3. ใช้เชือกมัดมัดตัดส่วนปลายของท่อเติม



3.2 การออกแบบ Solar Collector

ในการออกแบบส่วนที่ทำหน้าที่ในการรับพลังงานแสงอาทิตย์ (Solar collector) นี้ได้ออกแบบเป็นแบบ Cusp reflector เนื่องจากมีข้อดีเมื่อเทียบกับแบบอื่น คือ สามารถสะท้อนรังสีความร้อนได้ดีกว่าแบบ Flat plate reflector กล่าวคือ รังสีความร้อนที่สะท้อนจาก Cusp reflector จะสามารถรวมโฟกัสได้ดีกว่าแบบ Flat plate reflection ข้อดีอีกอย่างก็คือ แบบ Cusp reflector ไม่จำเป็นต้องเคลื่อนที่รับแสงตามตำแหน่งของดวงอาทิตย์ ซึ่งต่างจากแบบ Parabolic reflector ซึ่งรวมโฟกัสได้ดีก็จริง แต่ต้องเคลื่อนที่รับแสงตามตำแหน่งของดวงอาทิตย์ ซึ่งต้องใช้งบประมาณในการสร้างสูง



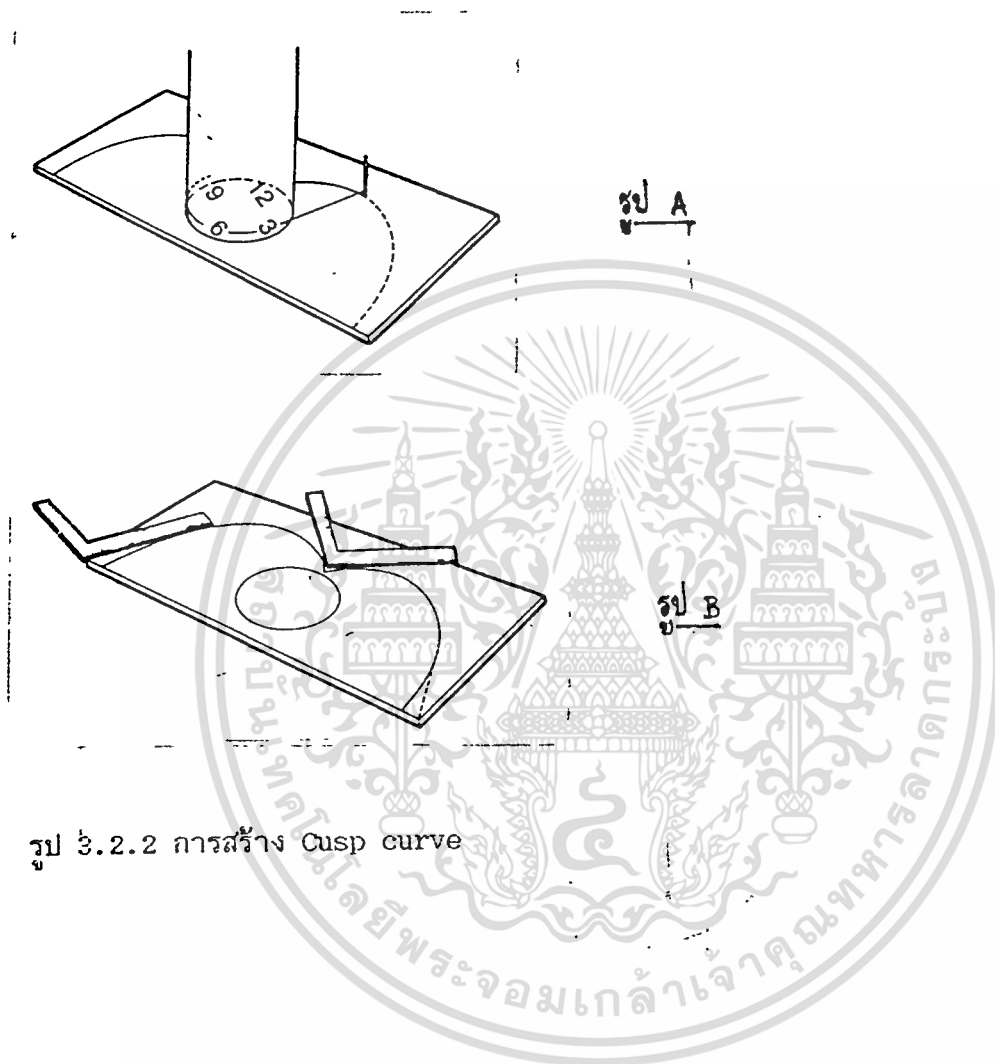
รูป 3.2.1 การเปรียบเทียบระหว่าง Cusp collector กับ Flat plate collector

3.2.1 การสร้าง Cusp reflector

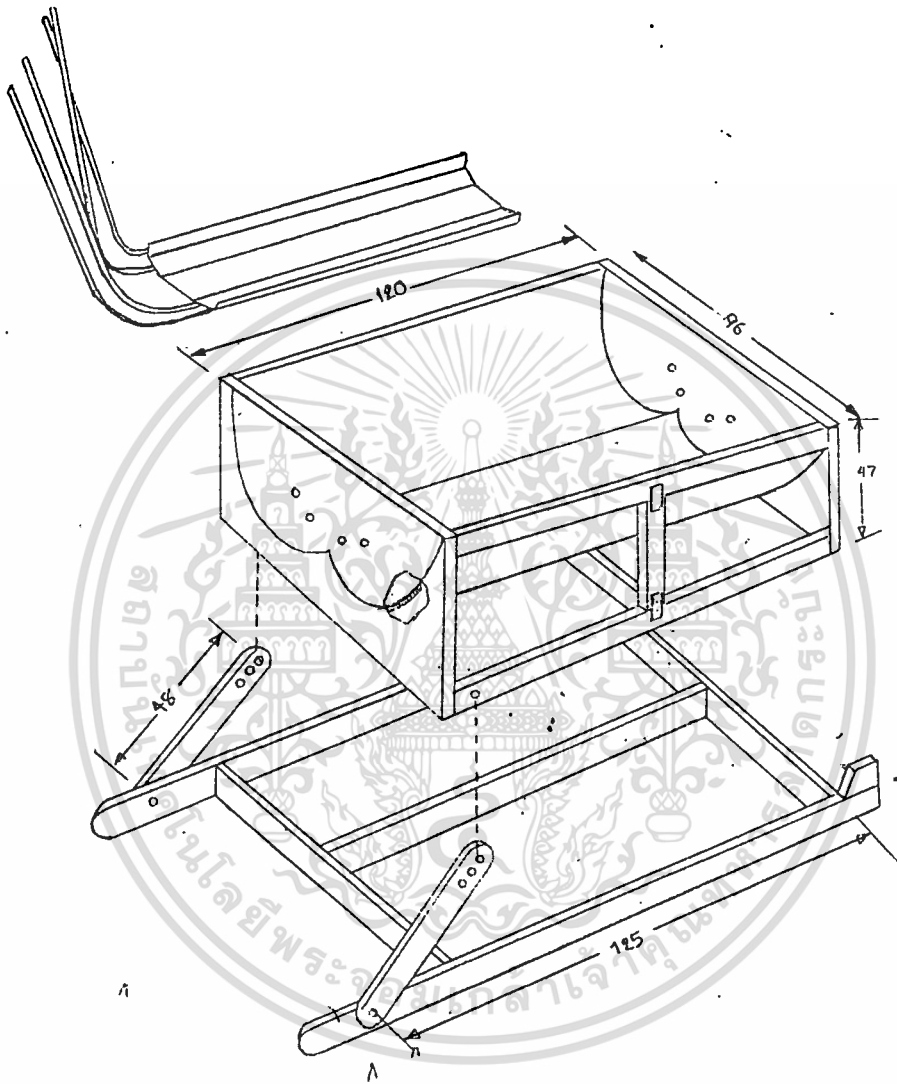
ขั้นแรกสร้าง Cusp curve บนไม้อัด 2 แผ่น โดยใช้ไม้อัดขนาด 47*96*2 cm ใช้วัดถูทรงกระบอกขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 30 cm โดยให้ห่างจากขอบด้านยาวด้านหนึ่ง 2.5 cm ทำสัญลักษณ์บนทรงกระบอก ในจุด 12,3,6,9 ดังรูป A นำเชือกความยาวเท่ากับส่วนโค้งของทรงกระบอกจากจุด 9 ไปจุด 12 ในทิศทวนเข็มนาฬิกา ผูกยึดปลายเชือกด้านหนึ่งกับดินสอ ใช้จุด 9 เป็นจุดยึด อ้อมเชือกรอบทรงกระบอกในทิศทวนเข็มนาฬิกา เขียน curve โดยพยายามให้เชือกตึงตลอด ดังรูป A จากนั้น ใช้จุด 3 เป็นจุดยึด อ้อมเชือกรอบทรงกระบอก ในทิศตามเข็มนาฬิกา เขียน curve ในลักษณะเดียวกัน ขึ้นต่อมาแต่ง curve โดยใช้ไม้ฉากทาบในแนวเส้นสัมผัส curve ลากเส้น ดังรูป B เลื่อยไม้อัดดังกล่าวตาม curve ที่ได้สร้างไว้ นำไม้ที่หั่นตัดขนาด 2.5*5 cm มาต่อยึดเข้ากับ Cusp curve ที่ผ่านการเลื่อยมาแล้ว จากนั้นนำแผ่นสังกะสีมาสร้าง

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เป็น Cusp curve ตลอดแนวความยาว ขึ้นสู่ท้ายน้ำแผ่น Parsec มาติดด้านบนของแผ่นสังกะสี เพื่อให้เกิดการสะท้อนที่ดี และ นำผ้าฉนวนมาติดด้านล่างของแผ่นสังกะสีเพื่อป้องกันการนำความร้อนผ่านสังกะสี ดังรูป ค



รูป 3.2.2 การสร้าง Cusp curve



รูป 3.2.3 Cusp reflector และ Heat pipe

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.3 การคำนวณปริมาณพลังงานแสงอาทิตย์

จากทฤษฎีและหลักการเราจะเริ่มต้นคำนวณที่เดือนมีนาคม ซึ่งมีอัตราการตกกระทบของพลังงานแสงอาทิตย์นอกบรรยากาศสูงกว่าค่าคงที่แสงอาทิตย์ อยู่ในช่วง $1375-1355 \text{ W/m}^2$ และเป็นวันที่ใกล้เคียงกับ Vernal equinox (มีช่วงกลางวันยาวเท่ากับกลางคืน คือ 12 ชั่วโมง) จากนั้นจึงหาตำแหน่งของดวงอาทิตย์ในท้องฟ้า โดยกำหนดตำแหน่งที่ตั้งอุปกรณ์ด้วยมุมและระนาบในทางดาราศาสตร์ (latitude & longitude ของที่ตั้ง) แล้วจึงนำมาหาค่าในสมการ

$$AST = LMT + E \quad (2.2.1)$$

โดยค่า ค่าสมการเวลา E จากรูป 2.2.12 ซึ่งในที่นี้จะประมาณค่าในช่วงเดือนมีนาคมถึงกึ่งกลางเดือนเมษายนว่าเป็นเส้นตรง เพื่อให้สะดวกกับการป้อน Program คำนวณ โดยให้

$$E = 0.25 * R - 12.5 \quad (3.2.1)$$

โดย R เป็นวันนับเริ่มจาก วันที่ 1 มีนาคม

E ที่ได้คือค่าสมการเวลา มีหน่วยเป็นนาที

ทั้งนี้ค่า LMT ต้องได้จากผลรวมของเวลาที่ท้องถิ่นกับผลต่างของเวลาที่ตำแหน่งที่ตั้งกับท้องถิ่น โดยคำนวณจาก 1 องศาเส้นแวง = 4 นาที จะได้ LMT ที่แท้จริง ค่า AST ที่ได้จะเป็นค่า Solar time ทำให้ทราบค่า Solar noon time ซึ่งให้พลังงานสูงสุดในวันนั้นได้

ปริมาณพลังงานแสงอาทิตย์ที่ตกกระทบผิวระนาบในวันนั้นหาได้จากตาราง 2.2.2 และการ Interpolation ซึ่งในช่วงทดลองนี้ ได้จากช่วง Feb.26 ถึง Mar.21 ที่ตำแหน่งละติจูด 14N ซึ่งเริ่มที่ตั้งของประเทศไทยโดยประมาณ

ในทำนองเดียวกันสามารถเขียนเป็นสมการของปริมาณพลังงานกับเวลาได้ คือ

$$I = 408.84 + 1.06 * R \text{ W/m}^2 \quad (3.2.2)$$

อาจแปลงหน่วยโดย $1 \text{ W/m}^2 = 0.043201769 \text{ MJ/m}^2\text{-day}$

สำหรับประเทศไทยค่าเฉลี่ยสูงสุดต่อวันของค่ารังสีรวมมีค่าประมาณ $20 \text{ MJ/m}^2\text{-day}$ และมักอยู่ในช่วงฤดูร้อน แล้วจึงเริ่มหาความยาวของวัน T_d จากสมการ (2.2.2) ค่ามุมต่างๆ เมื่อเข้าไปแทนค่าในสมการ (2.2.3) จะได้มุมซันซึ่งเป็นมุมที่รังสีตกกระทบ (angle of incident) ทำให้ทราบมุมชั่วโมงของการขึ้นของดวงอาทิตย์จากสมการ (2.2.5) ซึ่งคิดเป็นเวลาได้โดยนำมาหักลบจากเวลาเที่ยงอาทิตย์ (solar noon time) จะได้เวลาที่ดวงอาทิตย์ขึ้นและทำนองเดียวกันจากสมการ (2.2.6) ก็จะได้ความยาวของวัน (day length) จึงทำให้สามารถหาเวลาดวงอาทิตย์ตกได้

เมื่อทราบความยาวของวัน มุมตกกระทบของรังสีแล้ว จึงเริ่มหารังสีที่ตกกระทบบนพื้นผิวเอียง โดยเริ่มจากการคำนวณปริมาณพลังงานของรังสีดวงอาทิตย์นอกบรรยากาศของโลกตามสมการ (2.2.7) และ Airmass เป็น factor ที่บอกให้ทราบถึงปริมาณความเข้มของรังสีแสงอาทิตย์จะขึ้นกับเวลาหรือตำแหน่งของดวงอาทิตย์ จากนั้นการประมาณค่ารังสีจากข้อมูลกราฟเอกสารเป็นเอกสารทูลสวนวิชาเพื่อการเรียนการสอนเพื่อการศึกษาค้นคว้า เพื่อใช้ในการคำนวณการคำนวณการหาค่ารังสีตกกระทบบนพื้นผิวเอียงของอุปกรณ์แสงอาทิตย์ ดังแสดงไว้ใน Program

ตั้งแต่เริ่มจนถึงบรรทัดที่ 860 ต่อจากนั้นการประมาณค่ารังสีรวมรายชั่วโมงจำเป็นต้องคำนวณเอาเอง เนื่องจากข้อมูลมีความซับซ้อนยิ่งขึ้นซึ่งจะแสดงในผลการทดลองวัดค่าปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทได้โดยการเปลี่ยนวัสดุภาค

การคำนวณเกี่ยวกับการส่งผ่านความร้อนจะใช้ข้อมูลเพิ่มเติมอื่นๆ โดยเริ่มจากหาค่า สภาพการดูดรังสี สภาพการสะท้อน สภาพการส่งผ่านของกระจก (ซึ่งมีความหนาประมาณ 4 มม. เนื่องจากอยู่ในช่วงที่มีสภาพการส่งผ่านความร้อนได้ดี) โดยค่าต่างๆ เหล่านี้จากตาราง 3.2.1 ขึ้นกับมุมของรังสีแสงอาทิตย์ที่มาตกกระทบ

ตาราง 3.2.1 สภาพการส่งผ่านรังสีความร้อนของกระจก

	0°	20°	Angle of incidence				
			40°	50°	60°	70°	80°
<i>4mm ordinary, clear glass*</i>							
Transmissivity	0.87	0.87	0.86	0.84	0.79	0.67	0.42
Absorptivity	0.05	0.05	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06
<i>6mm Plate or float, clear glass**</i>							
Transmissivity	0.84	0.84	0.83	0.80	0.74	0.62	0.38
Absorptivity	0.08	0.08	0.08	0.08	0.10	0.09	0.09

* Reproduced by kind permission from the ASHRAE Guide.

** Based on data published in reference 6.

การคำนวณการสูญเสียความร้อนของ collector ทั้งด้านบนและด้านล่างหาได้โดยสมการ (2.2.48) และ (2.2.49) แล้วจึงจะสามารถคำนวณหาประสิทธิภาพได้โดยสมการ (2.2.44)

$$\text{โดย } Q_s = M_{\text{AIR}} C_p (T_g - T_{\text{AIR}})$$

ซึ่งมวลของอากาศหาได้จากการประมาณค่าความหนาแน่นของอากาศ = 1 kg/m^3

และปริมาตรของอุปกรณ์แสงอาทิตย์ประมาณ $0.90\text{m} \times 1.15\text{m} \times 0.25 (0.25875 \text{ m}^3)$

หรือ 0.25875 kg ส่วนค่า C_p จะใช้ค่า $1.007 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$ การหาค่า Q_u ได้ในทำนองเดียวกันโดยใช้น้ำปริมาณได้มากที่สุด 30 kg (เนื่องจากข้อจำกัดทางด้านอุปกรณ์บรรจุสารที่ใช้สะสมพลังงานความร้อน) ซึ่งมีค่า C_p ประมาณ $4.175 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$

การทดลองและผลการทดลอง

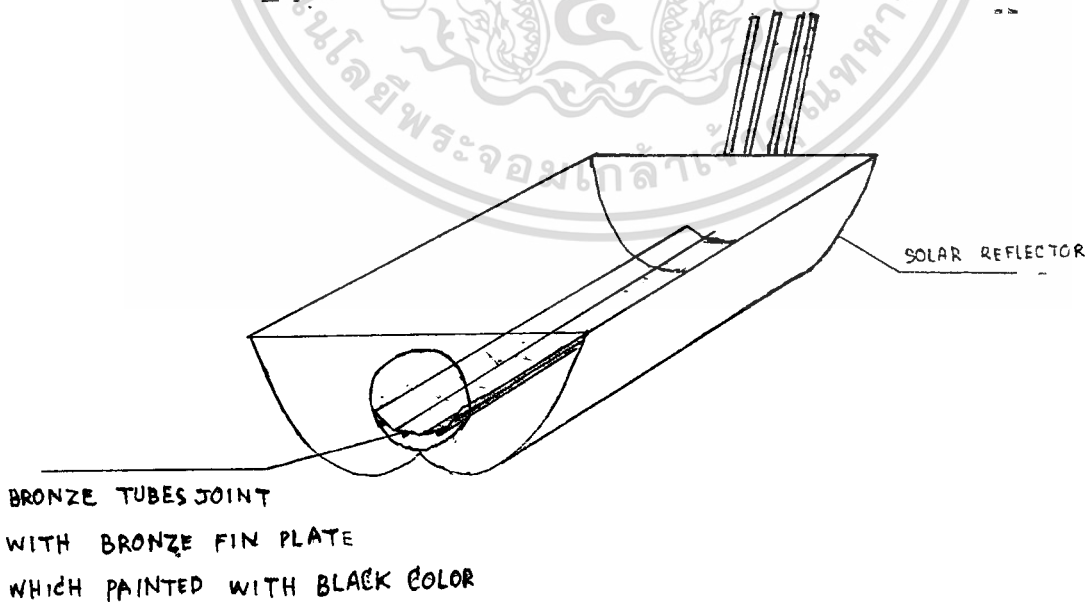
4.1 การทดลองแลกเปลี่ยนความร้อน

การทดลองแลกเปลี่ยนความร้อนจากพลังงานแสงอาทิตย์ด้วยอุปกรณ์แสงอาทิตย์และฮีทไปป์ เพื่อหาประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของฮีทไปป์และประสิทธิภาพในการรวบรวมพลังงานแสงแดดของอุปกรณ์แสงอาทิตย์ในช่วงเวลาต่างๆ

เนื่องจากฮีทไปป์ได้สามารถเปลี่ยนแปลงรูปร่างได้ตามสภาพการใช้งาน จึงไม่มีสูตรที่จะคำนวณขนาดฮีทไปป์ออกมาจากข้อมูลใช้งานโดยตรง คงได้แต่ออกแบบฮีทไปป์ให้ใช้งานได้เหมาะสมกับสภาพนั้นๆ แล้วจึงคำนวณดูว่าขนาดนี้ใช้งานได้พอเหมาะเพียงใด มีความสามารถที่จะนำความร้อนได้พอเพียงไหม ซึ่งอุปกรณ์ที่ใช้ทดสอบสมรรถนะต่างๆ ได้แก่

1. อุปกรณ์วัดอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ ของชุดทดสอบ
2. ชุดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ได้แก่
 - SOLAR COLLECTOR SET
 - HEAT PIPE
 - อุปกรณ์รับความร้อน (ถังบรรจุน้ำ)

จากการทดลองโดยใช้ท่อทองแดง (Heat pipe) เชื่อมติดกับแผ่น Fin (ทองแดง) แล้วพันกับถ้วยสีดำด้านไว้ เพื่อช่วยในการดูดความร้อนเป็น Solar absorber วางไว้ในตำแหน่งที่กำหนด ดังรูป

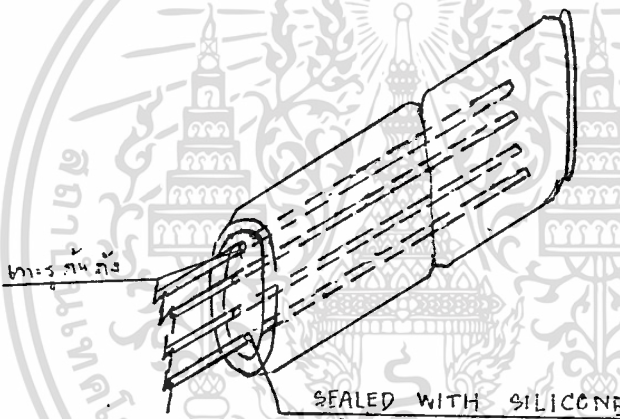


หลังจากที่ติดตั้งเรียบร้อยแล้ว ทำการทดลอง ดังนี้

1. ปรับมุมเอียงของ reflector ให้เอียงทำมุมรับแสงอาทิตย์ได้ดีที่สุด
2. ติดตั้ง thermocouple วัดอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ ดังรูป
3. เปิดเครื่องเพื่อให้ thermocouple บันทึกค่าอุณหภูมิตั้งแต่วันที่ 9.00-16.00 น.

จากการทดลองวัดอุณหภูมิที่ผิวของท่อทองแดงใน collector แบบนี้ใช้ thermocouple วัดอุณหภูมิตลอดทั้งวันสามารถวัดอุณหภูมิได้สูงสุดประมาณ 103°C เมื่อเวลาประมาณ 12.30-13.30 น. ซึ่งการพาะหว่างอุณหภูมิ, เวลาได้แสดงไว้ในภาคผนวก

หลังจากได้ทดสอบ collector แล้วจึงได้ทดสอบ Heat pipe ต่อโดยติดตั้งถังบรรจุน้ำเข้ากับช่วงการกลั่นตัวของ Heat pipe ซึ่งระหว่างช่วงการระเหยกับการกลั่นตัวของ Heat pipe นี้หุ้มด้วยฉนวนกันความร้อนในช่อง adiabatic ของ Heat pipe สำหรับถังบรรจุน้ำนี้ เป็นถังบรรจุน้ำขนาด 60 ลิตร กันถึงเจาะรู 4 รูไว้สำหรับสอดท่อ Heat pipe ดังรูป



รอบนอกถังหุ้มด้วยฉนวนใยแก้วเพื่อป้องกันความร้อนสูญเสียไปกับบรรยากาศ

ในการทดลองมีขั้นตอนดังต่อไปนี้

1. ปรับมุมเอียงของ collector ให้รับแสงได้ดีที่สุด
2. ปรับ slope ในช่อง condensor ให้ทำมุม 70° กับพื้นราบ
3. สวมถังบรรจุน้ำเข้ากับช่อง condensor เชื่อมรอยต่อเข้ากับถังด้วย Silicone
4. ติดตั้งเครื่องวัดอุณหภูมิไว้ที่ตำแหน่งต่างๆ ดังรูป
5. บันทึกอุณหภูมิ

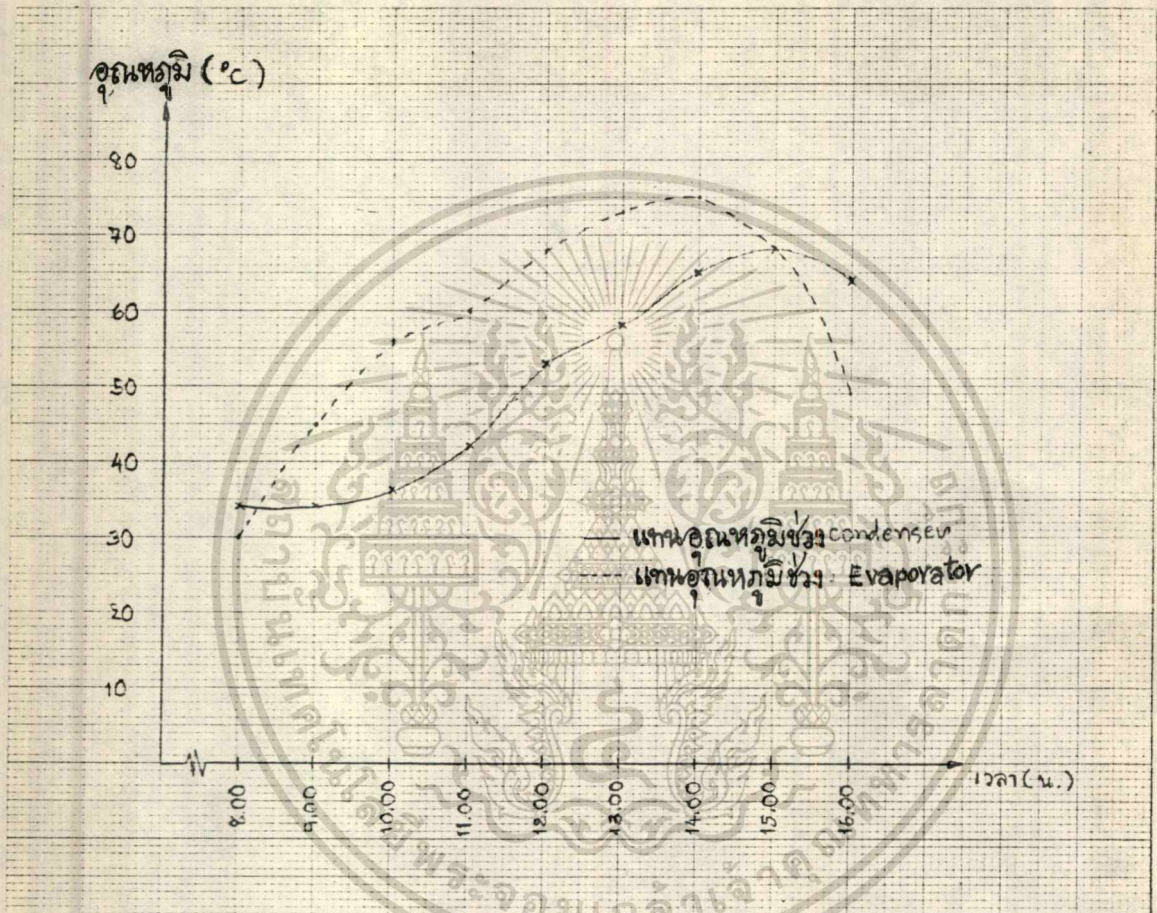
จากการทดลองบรรจุน้ำในถัง 30 ลิตร ใช้ thermocouple วัดอุณหภูมิตลอดทั้งวัน สามารถวัดอุณหภูมิได้สูงสุดประมาณ 68°C อุณหภูมิผิวของทองแดงบริเวณ collector ได้สูงสุดประมาณ 63°C ซึ่งอุณหภูมิจะแปรเปลี่ยนไปตามมุมกระทำของดวงอาทิตย์ที่เวลาต่างๆ ดังรูป ในภาคผนวก

จากผลการทดลองจะเห็นว่าอุณหภูมิในช่อง collector นี้ลดลงจากที่ทำทดลองโดยไม่มีฉนวนกันความร้อน (ถังบรรจุน้ำ) ทั้งนี้อธิบายได้ว่าการถ่ายเทความร้อนจาก collector ออกสู่ภายนอกเป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ไปสู่ถังน้ำ หรือจากช่วงการระเหยไปสู่ช่วงการกลั่นตัวของ heat pipe ที่เอง เมื่อของเหลว ใช้งานถ่ายเทความร้อนให้กับผิวท่อในช่วงการกลั่นตัวทำให้อุณหภูมิของเหลวใช้งานลดลงเมื่อไหล กลับมาที่ช่วงการระเหยจึงทำให้ช่วงการระเหยมีอุณหภูมิลดลงตามไปด้วย

การกระจายของอุณหภูมิตามเวลาต่างๆใน 1 วันพบว่าอุณหภูมิสูงสุดจะอยู่หลังเที่ยงวันไป แล้วดังรูป เมื่อเปรียบเทียบระหว่างอุณหภูมิส่วนด้านส่งความร้อน (Collector) กับ

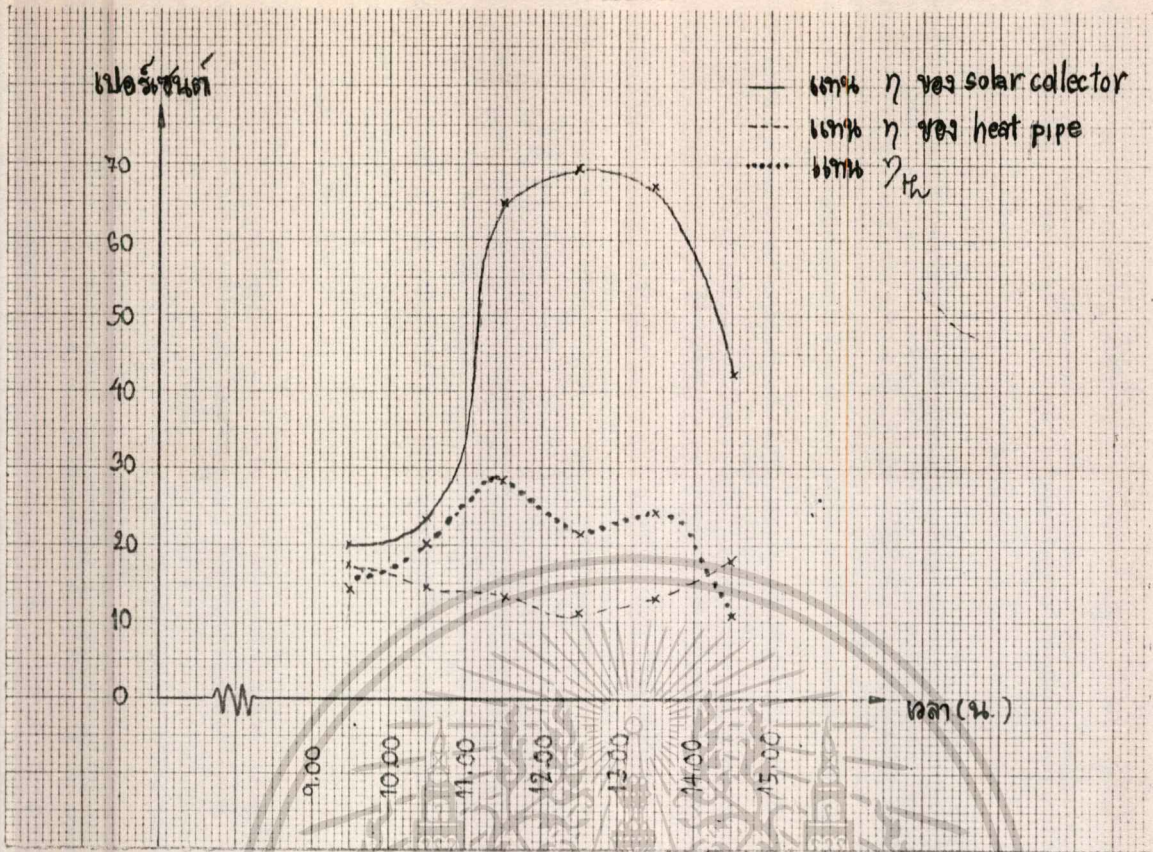


ด้านรับความร้อน ถังน้ำแล้ว จะเห็นว่าอุณหภูมิด้านรับแปรเปลี่ยนตามอุณหภูมิด้านส่ง แต่จากรูป เมื่อถึงเวลา 15.00 น. เบื้องต้นไปอุณหภูมิด้านส่งจะต่ำกว่าอุณหภูมิด้านรับ และอัตราการ ลดของอุณหภูมิก็เร็วกว่าด้วย ทั้งนี้เนื่องจากแสงแดดเริ่มอ่อนลง ถึงขั้นมีการห่มฉนวนได้ดีกว่า ความร้อนจึงสูญเสียได้มากกว่าในช่วงของด้านส่ง ซึ่งเป็นโลหะ การสูญเสียความร้อนเป็นไปได้ ง่ายและรวดเร็วเรียกว่า แต่จะไม่ค่อยมีผลในการนำความร้อนย้อนกลับหรือมีน้อยมากเนื่องจากการ ถ่ายเทความร้อนแบบนี้เป็นไปไม่ทิศทางเดียว

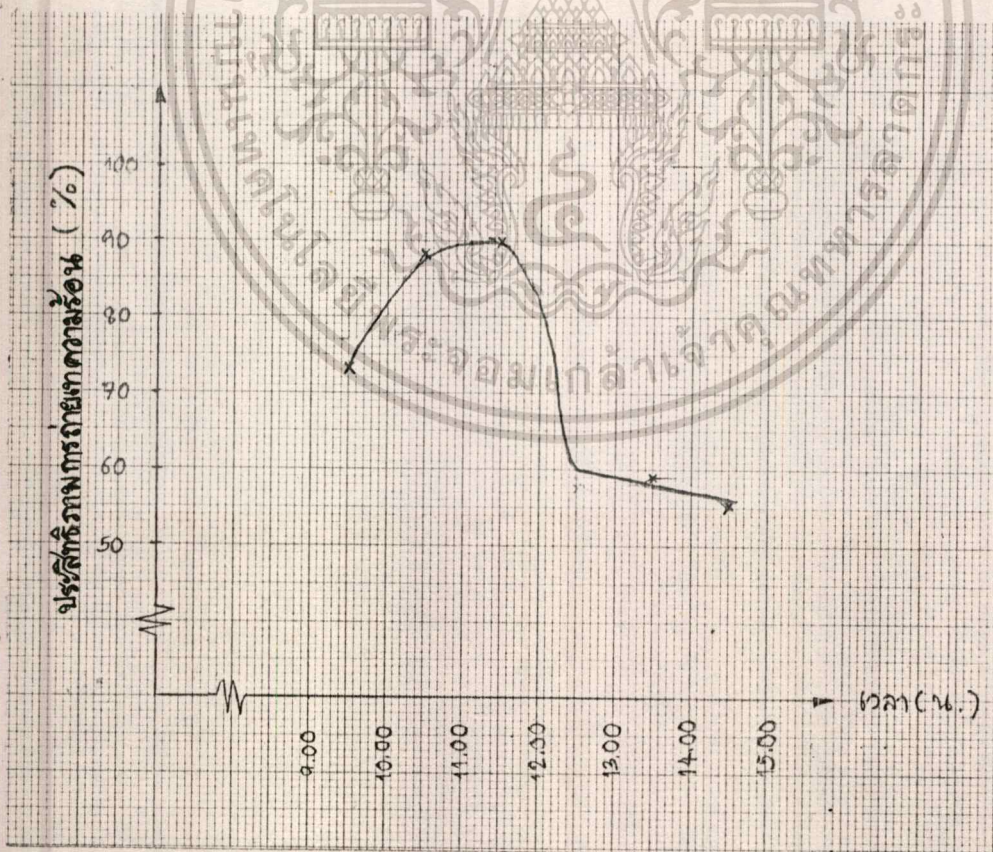
ในทางตรงกันข้ามอัตราการถ่ายเทความร้อนของอีทูปป์ หรือความร้อนที่น้ำรับได้ (Q_{in}) นั้นจะสูงในช่วงก่อนเที่ยงดังรูป กราฟ 3 หรือดูได้จากกราฟประสิทธิภาพการถ่ายเทดังรูป กราฟ 2 ทั้งนี้เนื่องจากในช่วงเช้าความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างด้านรับความร้อนกับด้านส่งความร้อนมีมากกว่าในช่วงบ่าย ทำให้อัตราส่งในช่วงเช้ามากกว่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารผลงานวิชาสำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

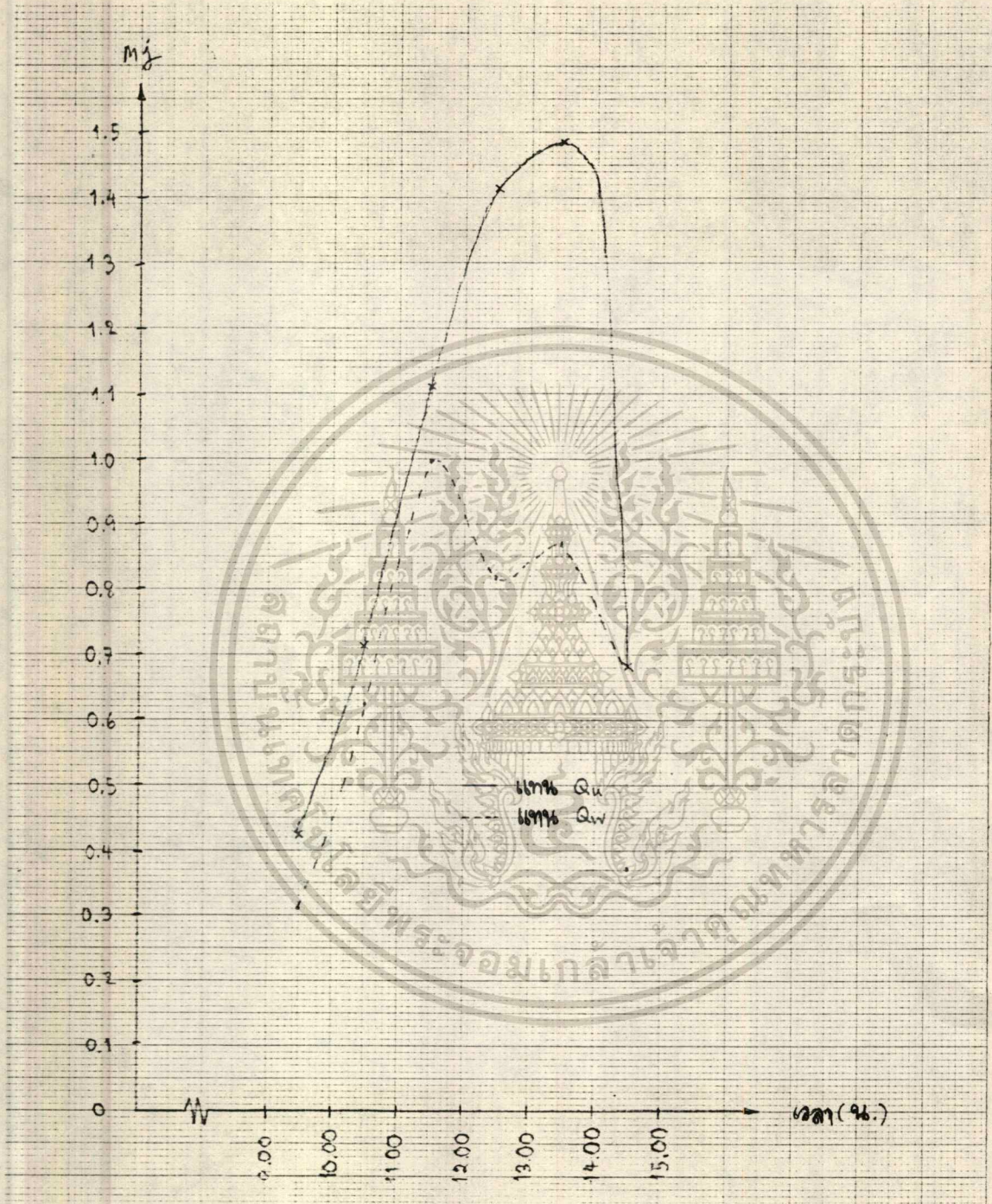


กราฟ 1 เปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพที่คำนวณได้จากกราฟทดลอง



กราฟ 2 แสดงค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนกับเวลา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาพที่ 3 เปรียบเทียบค่าของอัตราความชื้นที่ absorber ได้รับ (Q_u) กับค่าของอัตราความชื้นที่น้ำได้รับ (Q_w)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5

บทสรุปและวิจารณ์

สรุปผลการวิจัย

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนพลังงานแสงอาทิตย์โดยใช้ฮีทไพป์เป็นตัวถ่ายเท ที่สร้างขึ้มี

- ประสิทธิภาพในการเก็บความร้อนของ Solar collector เฉลี่ยตลอดเวลาใช้งานประมาณ 50%
- ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของฮีทไพป์ที่คำนวณได้ เฉลี่ยตลอดเวลาใช้งานประมาณ 14%
- ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของระบบโดยเฉลี่ยประมาณ 70%
- ประสิทธิภาพรวมทั้งระบบโดยเฉลี่ยตลอดเวลาใช้งานประมาณ 21%

ในส่วนของ Solar collector เมื่อเทียบกับ Flat plate collector ที่ทำจากวัสดุประเภทเดียวกันแล้ว Collector แบบ Cusp ที่ใช้อยู่นี้ สามารถเก็บความร้อนได้อุณหภูมิสูงกว่าแบบ Flat plate

สำหรับประสิทธิภาพรวมทั้งระบบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนพลังงานแสงอาทิตย์โดยใช้ฮีทไพป์นี้ เมื่อเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนพลังงานแสงอาทิตย์แบบวงจรมัดโดยใช้ Flat plate ในการรับรังสี เมื่อปี 2523 ซึ่งวัดได้ว่ามีประสิทธิภาพประมาณ 8% จะเห็นได้ว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไพป์นี้ให้ประสิทธิภาพได้สูงกว่า

สำหรับกราฟประสิทธิภาพที่แปรเปลี่ยนตามเวลา แสดงไว้ในภาคผนวก

วิจารณ์

1. อัตราการส่งผ่านปริมาณความร้อนน้ำ ได้รับนั้นค่อนข้างคงที่เมื่อฮีทไพป์เริ่มทำงาน และมีการถ่ายเทความร้อนได้เรื่อยๆ แต่อยู่ในอัตราที่ลดลงเล็กน้อย ซึ่งสังเกตได้จากความชันของกราฟของอุณหภูมิของน้ำลดลงอย่างคงที่ ในขณะที่ปริมาณพลังงานแสงอาทิตย์ที่ได้รับนั้นเพิ่มขึ้น

2. ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ส่งอาทิตย์นั้นเพิ่มขึ้นจนสูงสุดได้ประมาณ 70% ในช่วงเที่ยงวัน ส่วนประสิทธิภาพของฮีทไพป์ลดลงเรื่อยๆ เมื่อได้รับปริมาณพลังงานเพิ่มขึ้น ซึ่งอาจพิจารณาได้ว่าฮีทไพป์ที่ใช้มีขนาดไม่เหมาะสมกับช่วงปริมาณพลังงานความร้อน ทำให้ไม่สามารถส่งผ่านปริมาณความร้อนได้มากพอควร จึงทำให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้อยู่ในเกณฑ์ต่ำ (< 50%) จะมีเพียงในช่วงฮีทไพป์เริ่มทำงานซึ่งอยู่ในช่วงปริมาณพลังงานต่ำที่มีประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนได้ดี (> 70%) ซึ่งอาจพิจารณาได้ว่าฮีทไพป์แบบไวัริกส์ (thermal syphon type) เหมาะสำหรับการใช้งานในช่วงนี้

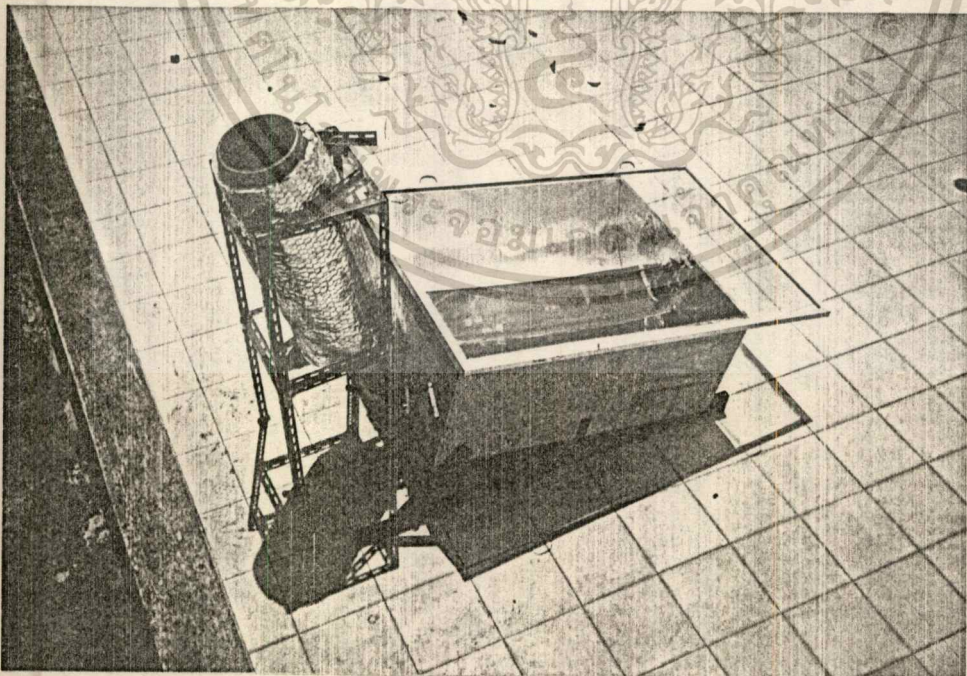
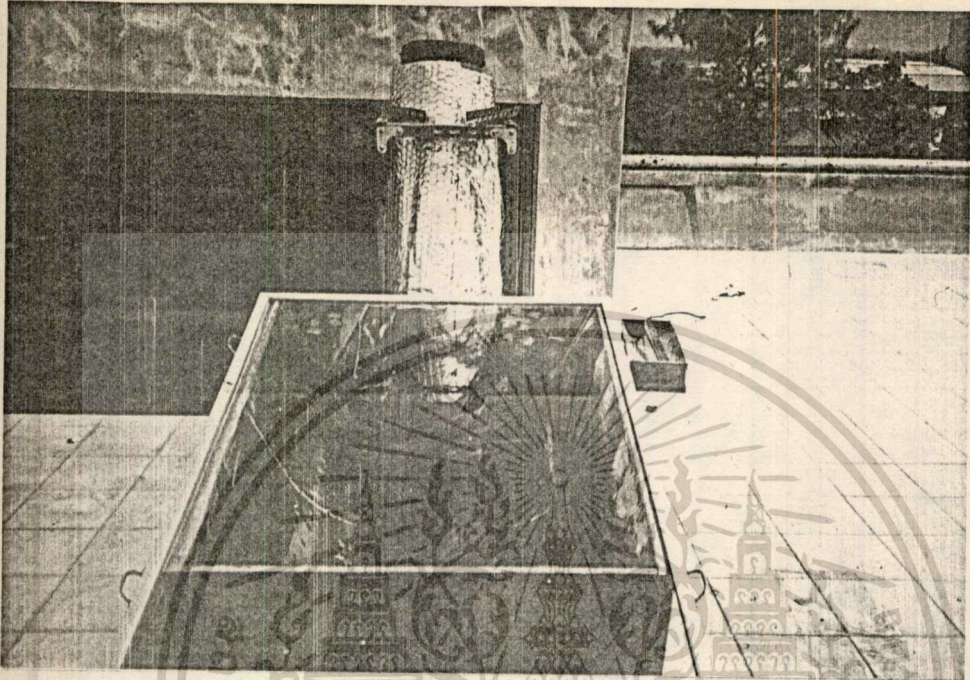
3. เนื่องจากปริมาณพลังงานแสงอาทิตย์ไม่คงที่ อีกทั้งในช่วงกลางวันยังสามารถถ่ายเทความร้อนกลับคืนจากอุปกรณ์ส่งอาทิตย์สู่บรรยากาศ ฮีทไพป์จึงเป็นอุปกรณ์ที่ได้เปรียบในแง่ที่ทำให้ไม่ทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนย้อนกลับจากถังสะสมพลังงาน เมื่อเปรียบเทียบกับผลการทดลองที่ได้กับผลงานวิจัยที่เผยแพร่ในประเทศไทยในอดีตพบว่าสามารถทำน้ำร้อนได้อยู่ในเกณฑ์ที่ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ข้อเสนอแนะในกรณีที่มีการทดลองเพิ่มเติมคือ

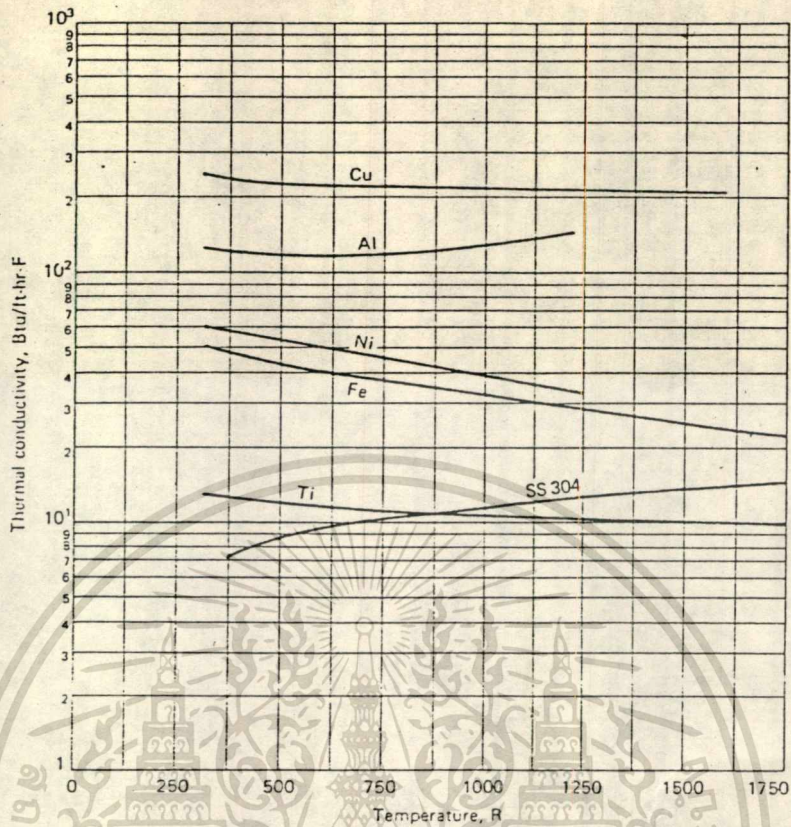
1. เพิ่มขนาดของฮีทไปป์รวมทั้งโหม่ววีกต์ แล้วจัดวางตำแหน่งฮีทไปป์ในอุปกรณ์แสงอาทิตย์ให้มีลักษณะเป็นครึ่งวงกลม (เนื่องจากอุปกรณ์แสงอาทิตย์นี้ออกแบบมาให้ใช้กับถังกลม ซึ่งอาจไม่ต้องใช้แผ่นรับรังสีถ้ากลุ่มท่อฮีทไปป์อยู่ชิดกันมาก)
2. ในกรณีที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้สสารรับความร้อนสัมผัสอยู่ในสภาวะอื่นที่ไม่ใช่ของเหลว อาจติด fin ที่ท่อฮีทไปป์เพื่อให้สามารถถ่ายเทความร้อนได้ดีขึ้น
3. ติดตั้ง Sensor ในการตรวจวัดอุณหภูมิของน้ำในถังเพื่อทำการเปิด-ปิดวาล์ว ให้เกิดการไหลของน้ำเข้า-ออกจากถัง โดยน้ำที่มีอุณหภูมิถึงจุดที่ถังการจะไหลออกจากถังเข้าสู่ถังเก็บ และน้ำใหม่จะถูกปล่อยเข้ามาแทนที่



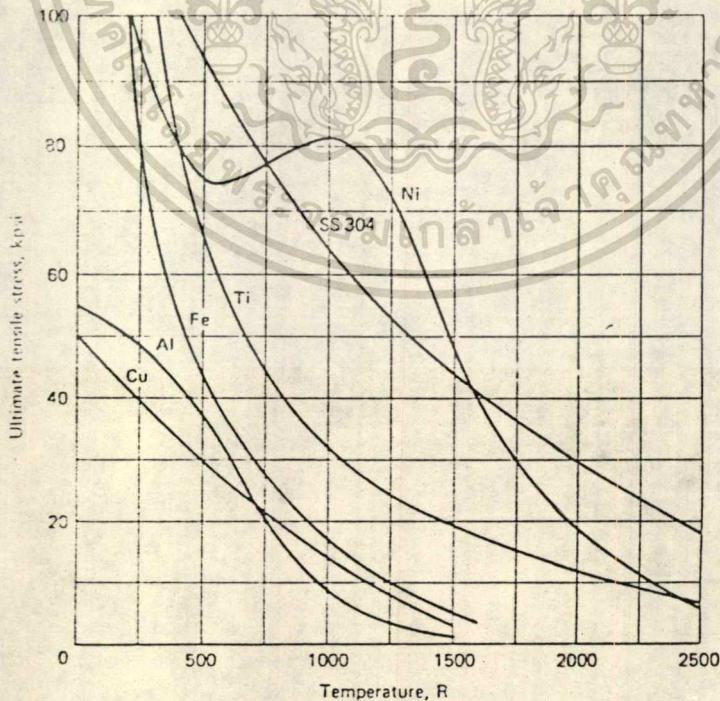


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง A

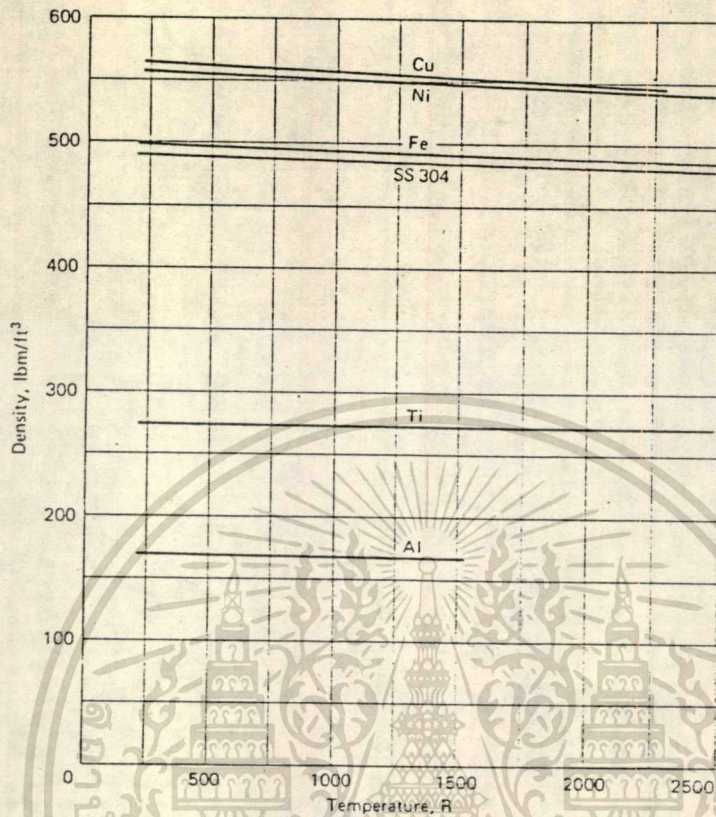


รูป A-1 แสดงค่าความนำความร้อนของโลหะ



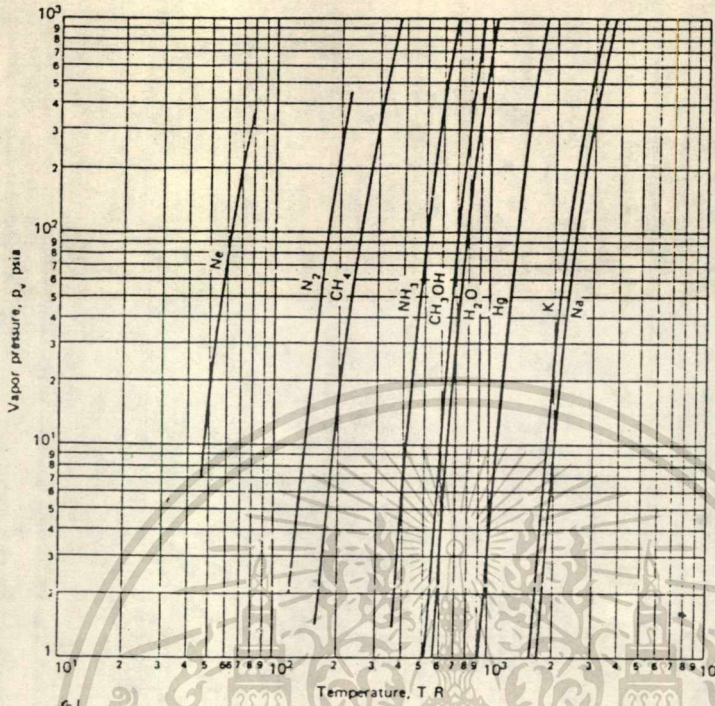
รูป A-2 ค่า UTS ของโลหะ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

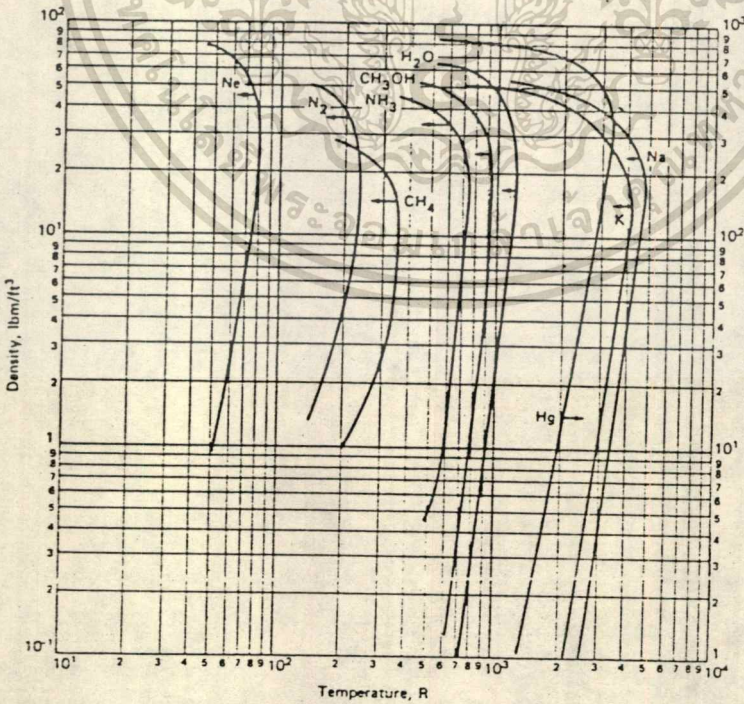


รูป A-8 ค่าความหนาแน่นของโลหะ

ตาราง B

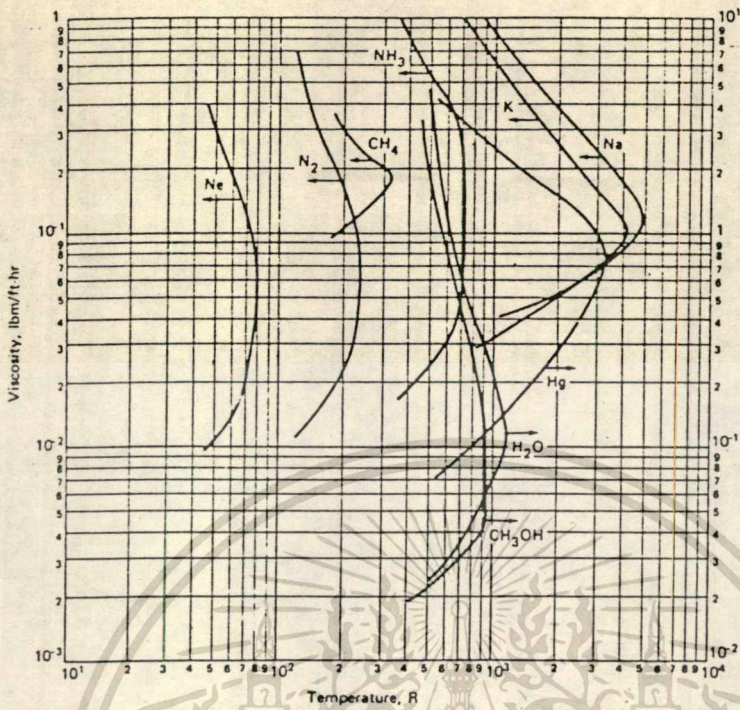


รูป B-1 แสดงค่าความดันไอของตัวแยกต่าง ๆ ของของไหล

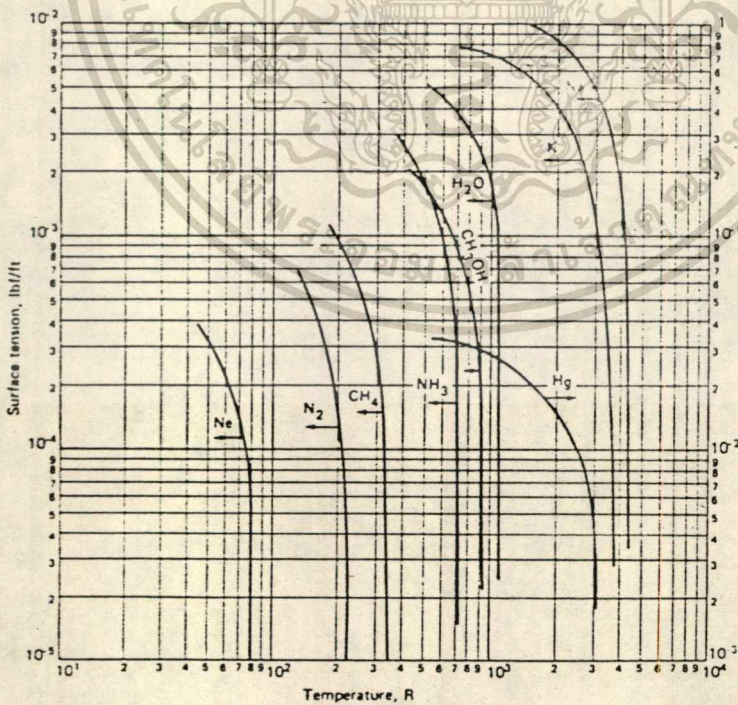


รูป B-2 แสดงค่าความหนาแน่นของตัวแยกต่าง ๆ ของของไหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



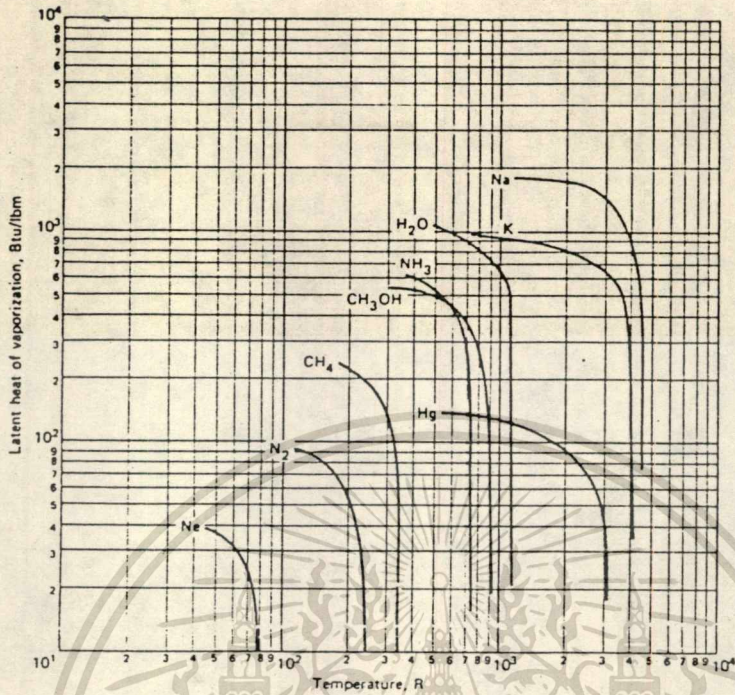
รูป B-3 แสดงค่าความหนืดของของไหลที่สถานะอิ่มตัว



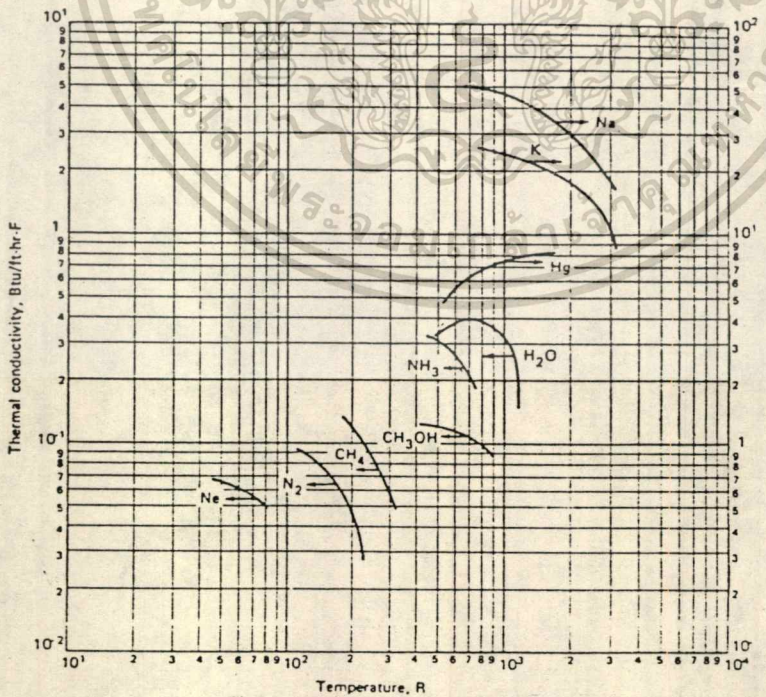
รูป B-4 แสดงค่าแรงตึงผิวของของเหลวอิ่มตัวที่ใช้เป็นของไหลใช้งาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

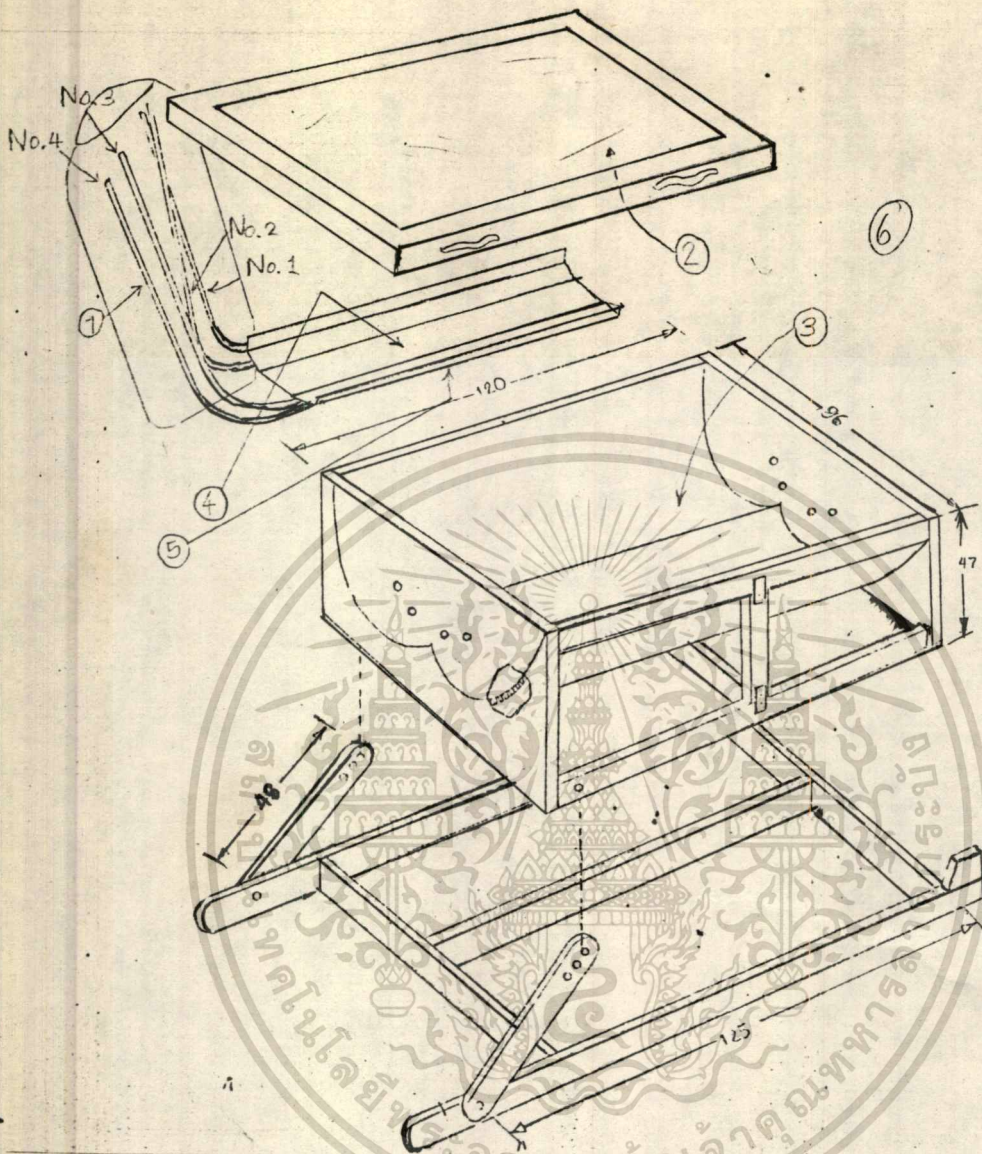
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูป B-5 แสดงค่าความร้อนแฝงของสถานะของเหลวของโลหะใช้งาน



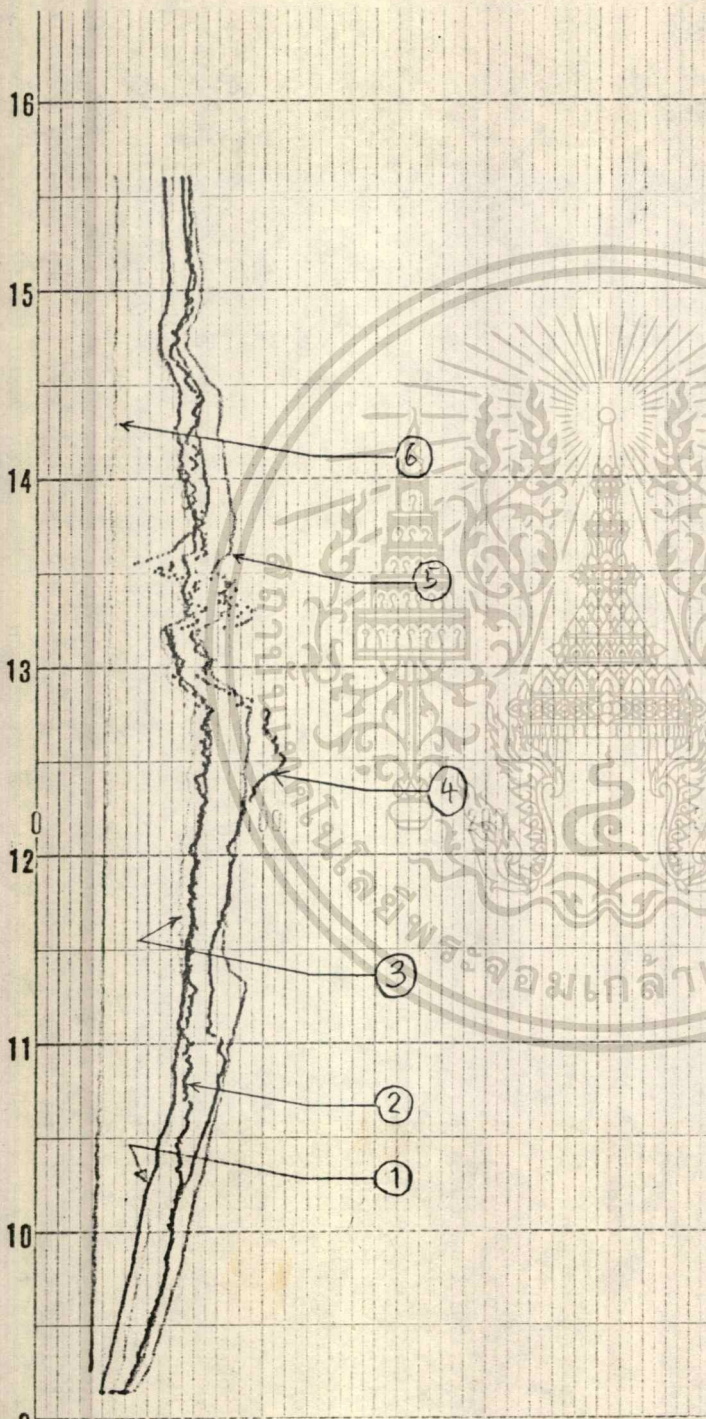
รูป B-6 แสดงค่าความนำความร้อนของเหลวของของโลหะใช้งานที่สถานะอื่นตัว
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์หรือการสงวนเพื่อการค้าของเอกชน ไม่อนุญาตให้นำไปใช้
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูป C.1 แสดงตำแหน่งที่ติดตั้งหม้อจุดต่าง ๆ และหมายเลขท่อโดย

- | | |
|---|---------------------|
| 1. จุดที่ติดตั้งหม้อจุด (ของไหลในถังปิดเป็นอากาศ) | 2. กระจก |
| 3. จุดที่ติดตั้งหม้อจุด Cusp reflector | 4. แผ่นรับรังสี |
| 5. ท่อส่วนที่รับรังสี | 6. อดหม้อบวรวายากาศ |

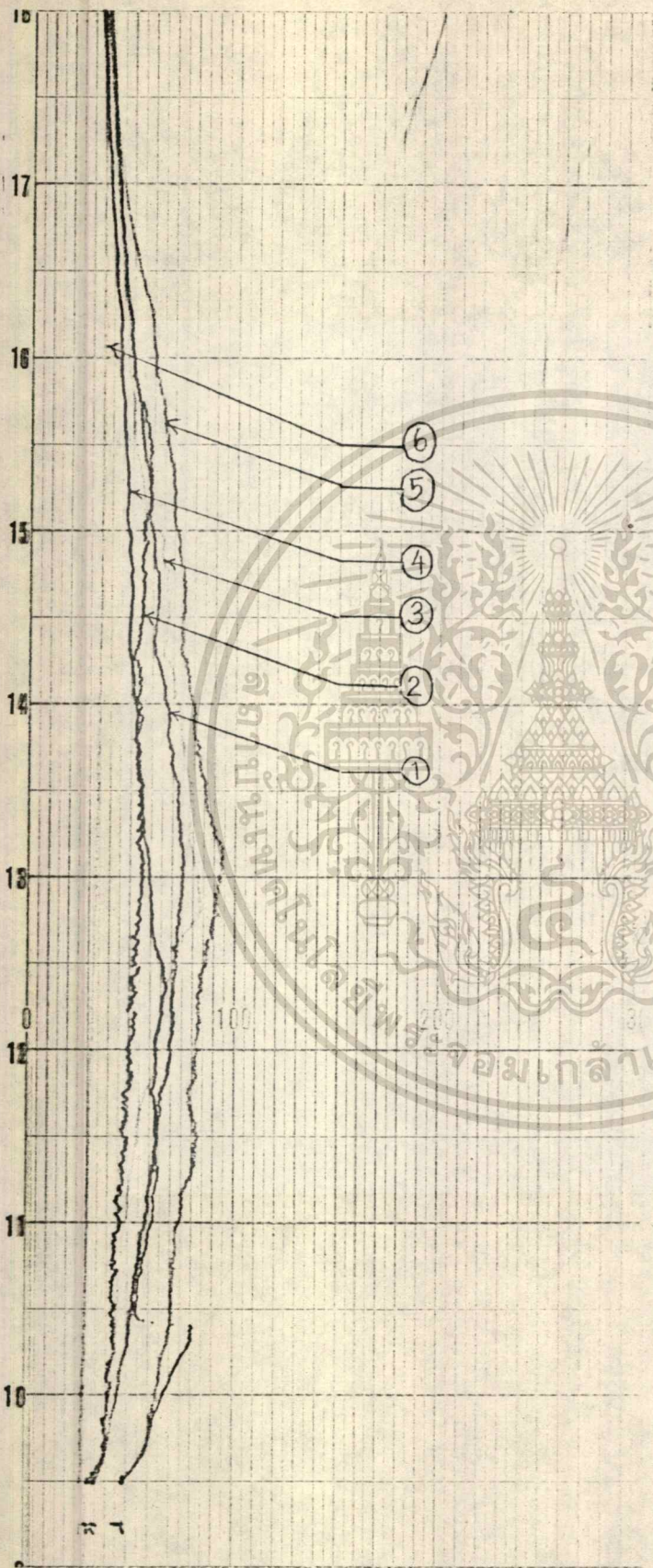
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ผลการทดลองวัดค่าดินเหนียวที่ต่างกัน 9 มีนาคม 2532 (ตอนที่ 1)

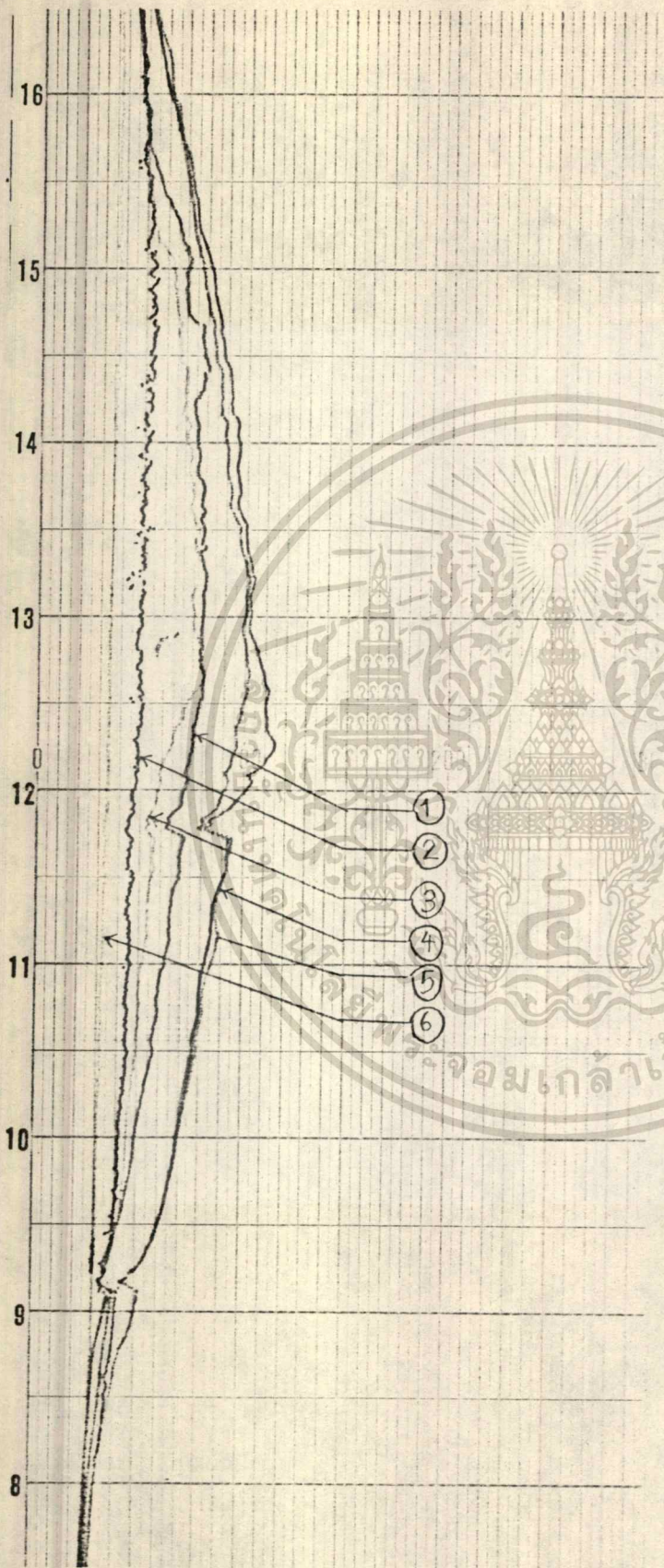
รูป ๕-๒

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



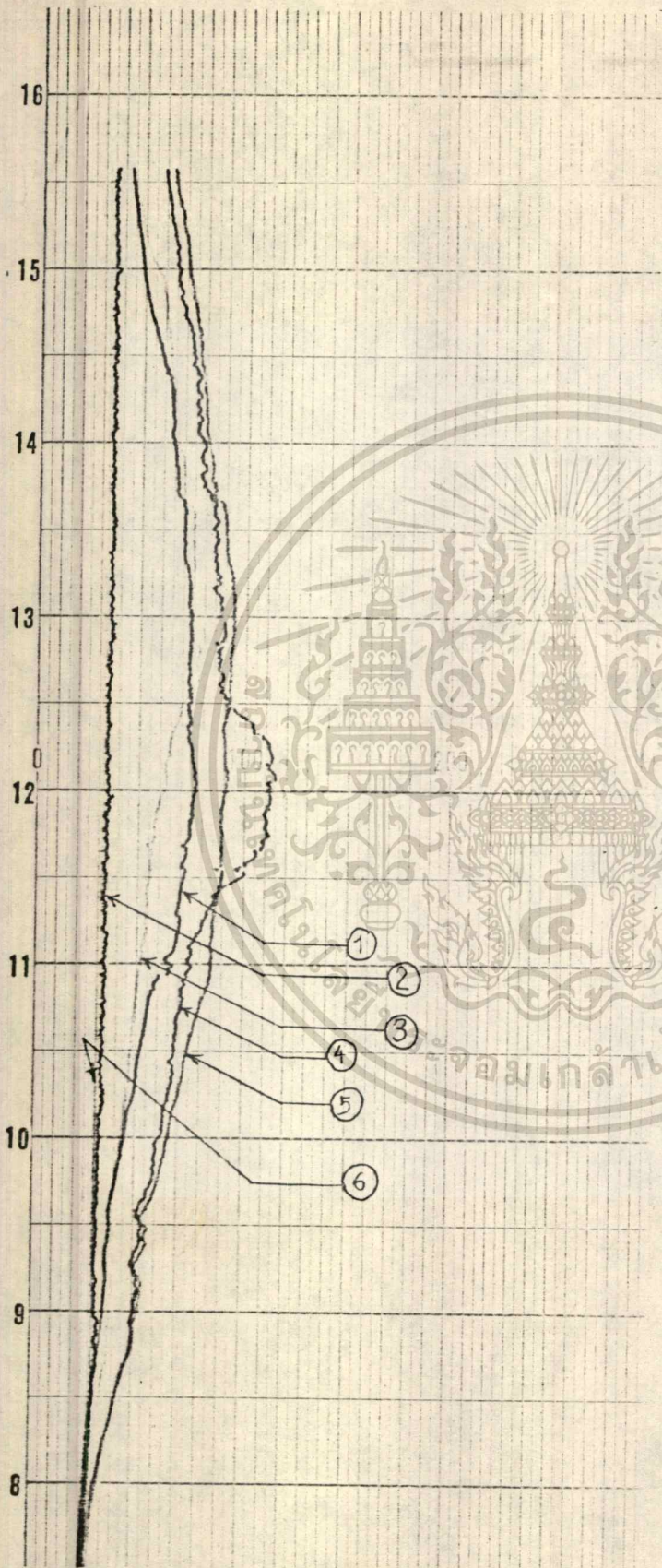
รูป 3c.3 ผลการทดลองวัดค่าอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ ในที่ 10 มีนาคม 2532 (ต่อที่ 2)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



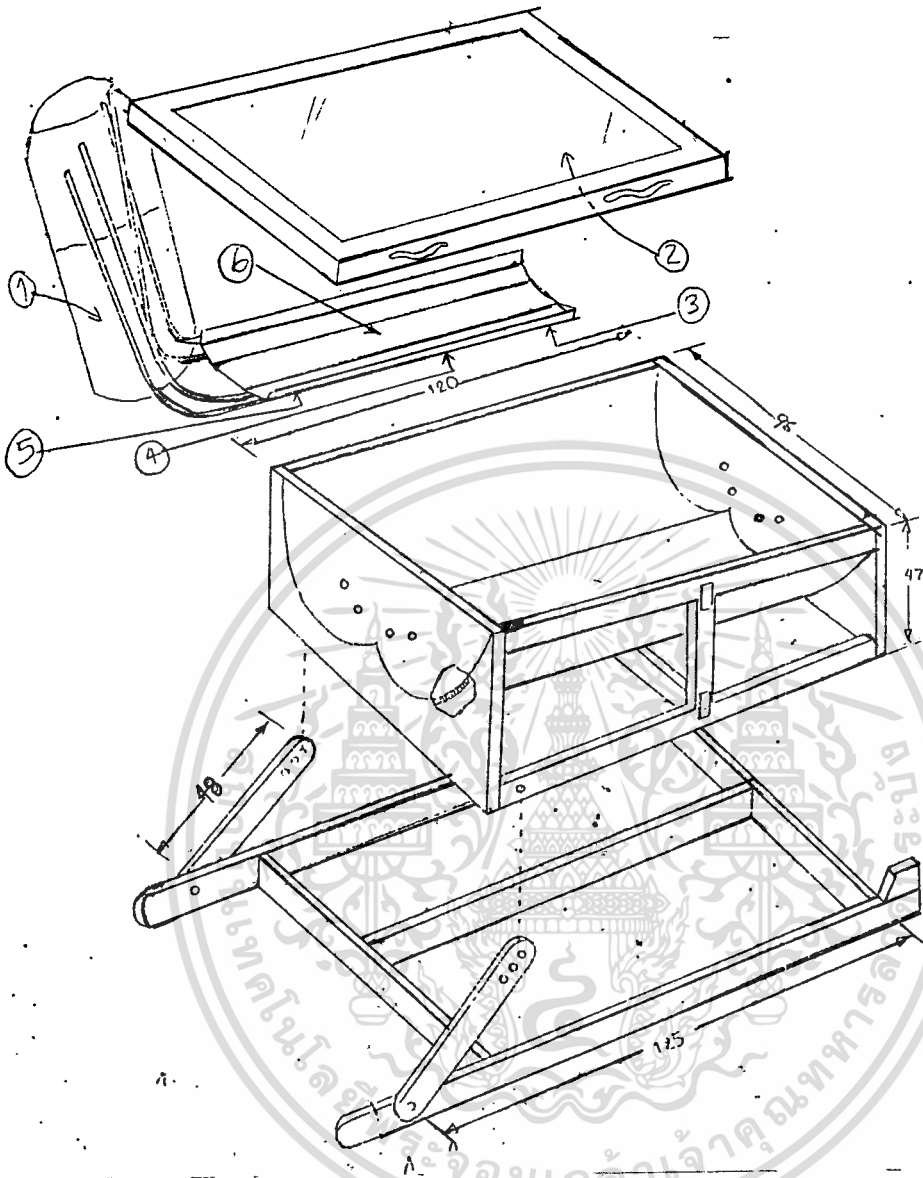
รูป ค. 4 ผลการทดลองวัดค่าอุณหภูมิกับแรงดันไฟฟ้าในถังที่ 11 มีนาคม 2532 (ข้อที่ 3)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



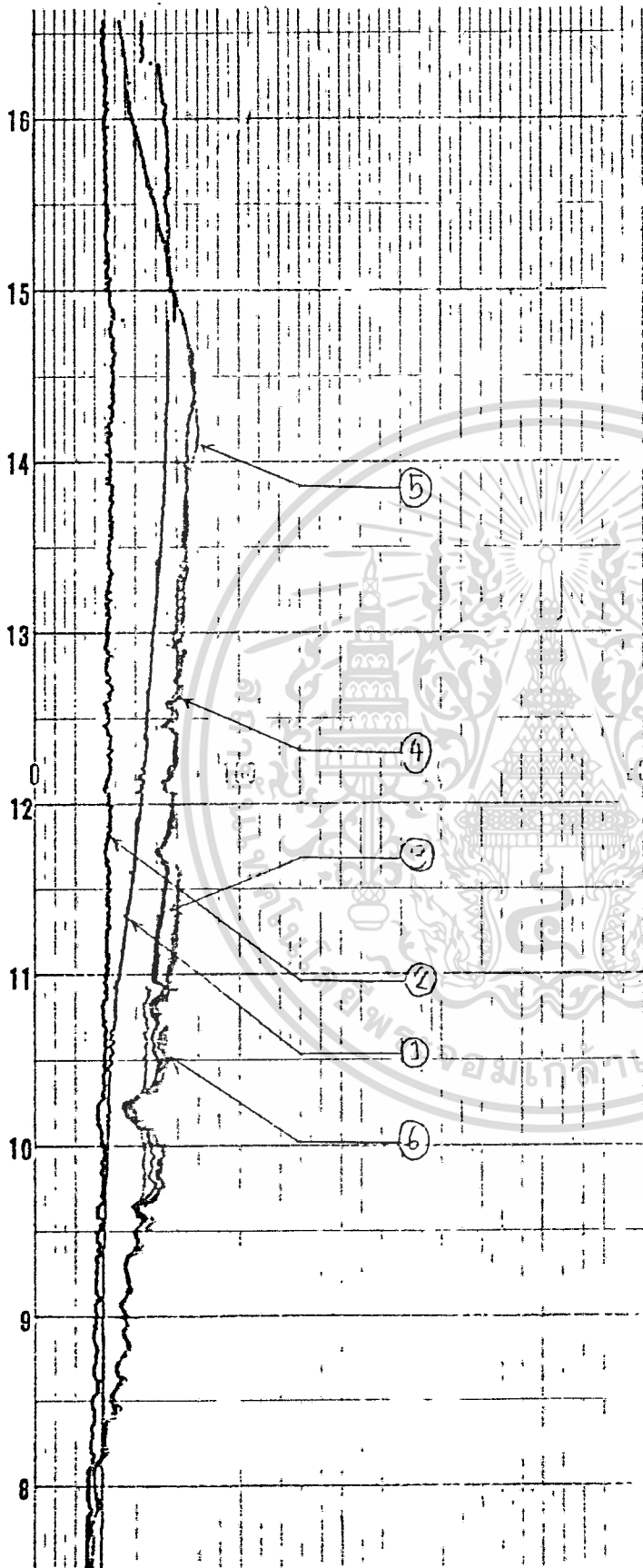
รูป C.5 ผลการทดลองวัดค่าอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ ในวันที่ 13 มีนาคม 2532 (ตอนที่ 4)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูป ๘ แสดงตำแหน่งที่วัดอุณหภูมิที่จุดต่าง ๆ ขณะถ่ายเทความร้อนให้น้ำ โดย

1. วัดอุณหภูมิในถัง
2. อุณหภูมิกระจก
3. อุณหภูมิท่อส่วนที่รับรังสีบริเวณเหนือ collector
4. อุณหภูมิท่อส่วนที่รับรังสีบริเวณกลางท่อใน collector
5. อุณหภูมิท่อส่วนที่รับรังสีบริเวณปลายท่อใน collector
6. อุณหภูมิแผงรับรังสี



รูป C. 7 ผลการทดลองวัดอุณหภูมิของท่อและน้ำที่ได้รับความร้อนในวันที่ 21 มีนาคม 2532 (ท่อนที่ 3)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

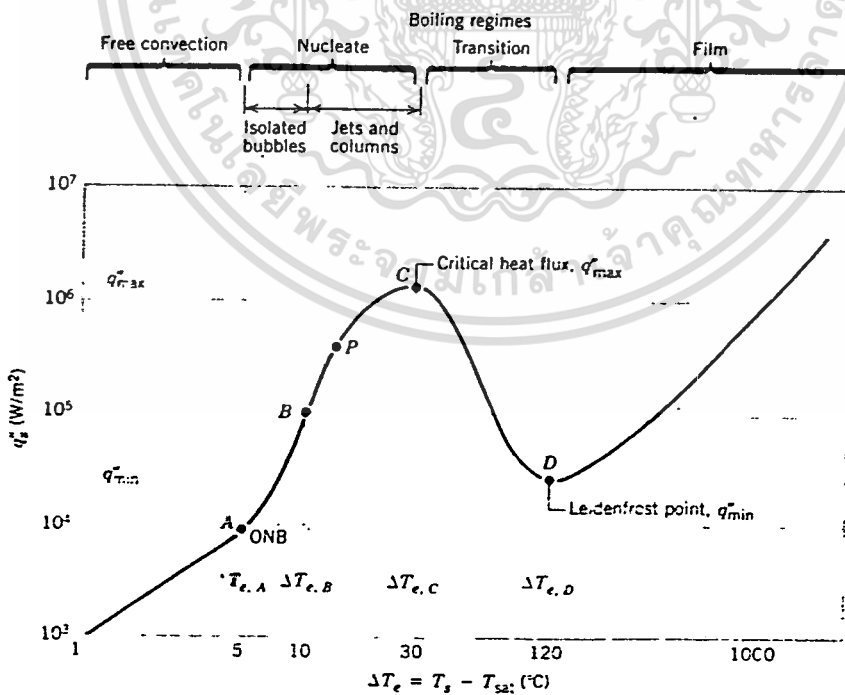
การคำนวณการส่งผ่านความร้อนโดยการเปลี่ยนวัฏภาค

รูปแบบฮีทไอบ์มีขนาด $D_1 = 0.01 \text{ m.}$, $D_2 = 0.012 \text{ m.}$, ยาว 2.5 m. โดยมีความยาวช่วง Evaporator = 1.15 m. (L_e) , ความยาวช่วง Condensor = 0.8 m. (L_c) และ ความยาวช่วง Adiabatic = 0.45 m. (L_a) (สาเหตุที่มีความยาวช่วง Adiabatic ไว้ก็เพื่อเผื่อมีการเพิ่มหรือลดของ L_e และ L_c ตามความจำเป็น และไว้สำหรับการเปลี่ยนแปลงรูปร่างลักษณะด้วย)

ในการทดลองนี้ฮีทไอบ์รับพลังงานมาจากแสงอาทิตย์ โดยมีอุปกรณ์แสงอาทิตย์ รวมแสงให้ตกมาที่ฮีทไอบ์ที่มีพื้นที่รับแสงมีขนาด $0.9 \times 1.15 \text{ m}_2$ ปริมาณพลังงานความร้อนที่ได้รับโดยอุปกรณ์แสงอาทิตย์ ในแต่ละช่วงเวลาของวันสามารถคำนวณได้โดยprogram ซึ่งแสดงในภาคผนวก เป็นผลจากการคำนวณปริมาณความร้อนที่สามารถนำมาใช้ทำการทดสอบฮีทไอบ์ในวันที่ 21 มีนาคม 2532

การคำนวณปริมาณความร้อนที่สามารถส่งผ่าน

จากการทดลองวัดอุณหภูมิผิวภายนอกของฮีทไอบ์ภายในอุปกรณ์แสงอาทิตย์ วัดอุณหภูมิของท่อนฮีทไอบ์ได้ในช่วงเวลา 9.00-15.00 น. อยู่ในช่วง $45-80^\circ\text{C}$ และเริ่มมีการถ่ายเทความร้อนเมื่อผิวภายนอกฮีทไอบ์มีอุณหภูมิ 60°C เป็นต้นไป



รูป C.8 Typical boiling curve for water at one atmosphere: surface
 heat flux q''_s as a function of excess temperature, $T = T_s - T_{SAT}$
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดูจากกราฟ รูป C.8 Nucleate pool boiling จะเกิดในช่วง $5 < T_e < 30^\circ$

ในกรณีนี้ การคำนวณ Nucleate pool boiling จากสมการ Correlation สำหรับ Nucleate boiling ซึ่งพัฒนาโดย Rohsenow คือ

$$q'' = \mu_x \cdot h_{f,e} (g(p_l - p_v) / \sigma)^{1/2} ((C_{s,f} \cdot \Delta T_e) / (C_{s,f} \cdot h_{f,e} \cdot Pr_e^n))^{1/4}$$

จาก ตาราง C.1 ค่าคงที่สำหรับ Water-Scored copper; $C_{s,f} = 0.0068$ & $n = 1$

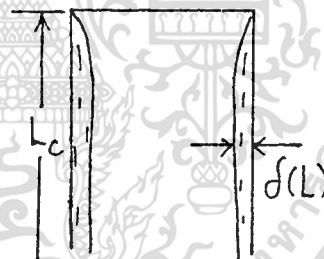
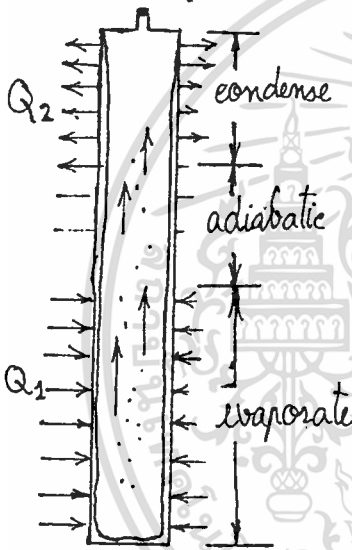
ในการคำนวณจะใช้คุณสมบัติเฉลี่ยในช่วงที่ทดลองได้นี้คำนวณการทำงานของฮีทไปป์ โดยเฉลี่ยคุณสมบัติผิวที่ด้านนอกในช่วงเวลาหนึ่งชั่วโมง และประมาณให้อุณหภูมิของไอน้ำในส่วนรับพลังงานต่ำกว่า 5°C ซึ่งเป็นขีดจำกัดต่ำสุดที่เกิด Nucleate pool boiling ($5^\circ\text{C} < T_e < 30^\circ\text{C}$)

เมื่อฮีทไปป์ทำงานที่สภาวะคงที่ ลักษณะของเหลวภายในจะเป็นดังรูป C.9

การคำนวณที่ Evaporator ค่า Thermophysical properties ที่อุณหภูมิเป็นช่วงๆ ของ saturated water จะได้

จากตาราง (C2) [4]

ซึ่งสามารถหาค่าที่อุณหภูมิที่ต้องการได้ด้วย การ interpolate โดย program2. ในภาคผนวก



รูป C.9 Heatpipe profile

Critical Heat flux

เป็นขีดจำกัดปริมาณความร้อนที่สามารถถ่ายเทได้จริงขณะนั้น

สมการสหสัมพันธ์ที่พัฒนาโดย kutateladze และ zuber คือ

$$q_{\max} = 0.149 \cdot h_{f,e} \cdot p_v \left[\sigma \cdot g \cdot (p_l - p_v) / p_v \right]^{1/4}$$

ส่วนในช่วง condensor จะมีปริมาณความร้อนที่สามารถถ่ายเทได้อีกค่า ซึ่งต้องคำนวณต่อไปดังนี้

การคำนวณที่ condensor

การไหลในช่วง condensor มีรูปแบบการไหล เป็นดังรูป C.9 เนื่องจากน้ำมีค่าความร้อนจำเพาะค่อนข้างสูง การทดลองนี้มีช่วงการเก็บรักษาความร้อนสัมผัสไม่มากนักรวมทั้งทองแดงก็มีค่าการนำความร้อนได้ดี จึงจะให้อุณหภูมิที่ผิวที่ด้านในต่างจากอุณหภูมิของน้ำเพียง 5°C

ส่วนอุณหภูมิของไอน้ำภายในท่อให้คงที่โดยตลอด เนื่องจากความดันภายในท่อคงที่โดยตลอด และให้อุณหภูมิของของไหลที่เกิดจากการกลั่นตัว บริเวณผิวที่ด้านในเป็นอุณหภูมิเฉลี่ยระหว่างอุณหภูมิของไอน้ำและอุณหภูมิของผิวที่ด้านใน (เฉพาะส่วน condensor นี้เท่านั้น)

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทคำนวณได้จากสูตร

$$Q_c = h_l * (\pi DL) * (T_{SAT} - T_s)$$

โดยที่ T_{SAT} เป็นอุณหภูมิของไออิ่มตัว

T_s เป็นอุณหภูมิผิวภายในท่อ

$$h_l = 0.943 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) K^3 h_{fg}}{\mu_l (T_{SAT} - T_s) L} \right]^{1/4}$$

$$h'_{fg} = h_{fg} (1 + 0.685 Ja)$$

$$Ja = \frac{C_{p,l} (T_{SAT} - T_s)}{h_{fg}}$$

$$m' = Q_c / h'_{fg}$$

การหาความหนาของฟิล์มของของไหลที่ condensor คำนวณได้จากสูตร

$$d(L) = \text{Film thickness in condensor section}$$

$$= \left[\frac{4K \rho_l \mu_l (T_{SAT} - T_s) L}{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{fg}} \right]^{1/4}$$

L เป็นความยาวของ condensor (m)

$$Re_j = 4m' / \mu_l \pi D \quad \text{เป็นสูตรที่ใช้หาค่า Renold no.}$$

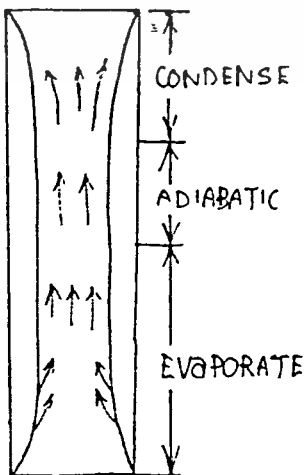
ถ้าค่า Re_j อยู่ระหว่าง $30 < Re_j < 1800$ การไหลจะเป็นแบบ laminar flow และไอน้ำก็จะมีเส้นผ่านศูนย์กลางของไอน้ำ, $d_v = \text{Dia. ของท่อ} - 2*d(L)$

การคำนวณค่า LIMIT ต่างๆของอีทไปป์

เนื่องจากเป็นอีทไปป์แบบไววิกส์ (WICK) จึงไม่ต้องคิดค่า Capillary limit ค่า Limit ที่สามารถคำนวณได้คือ Sonic limit, Entrainment limit และ Boiling limit

Sonic Limit

เป็นค่าจำกัดการถ่ายเทความร้อนของอีทไปป์ เนื่องจากความเร็วเสียง ซึ่งจะมีโอกาสเกิดขึ้นเมื่อเกิดการถ่ายเทที่อุณหภูมิสูง เพราะในท่ออีทไปป์จะมีลักษณะเหมือนกับคอขวด เนื่องจากของเหลวใช้งานไหลกลับดังรูป C.10



ซึ่งค่า Sonic limit คำนวณได้จากสูตร

$$Q_{s_{max}} = A_v \rho_v \lambda \left[\frac{Y_v R_v T_v}{2(Y_v + 1)} \right]^{1/2}$$

เป็นปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทได้โดยไม่ส่งผล
ของความเร็วเสียง

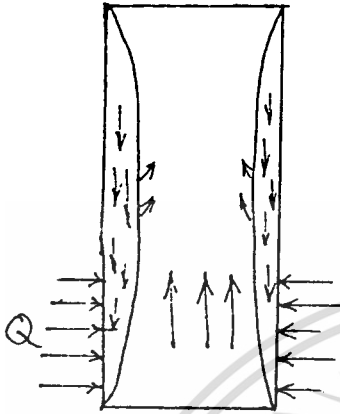
รูป C.10

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Entrainment Limit

เป็นขีดจำกัดการหลุดลอย เมื่อของเหลวไหลสวนทางกับไอ ถ้าปริมาณความร้อนมีมากกว่านี้จะทำให้ของเหลวไม่สามารถไหลกลับไปที่ Evaporator เพื่อจะนำความร้อนได้



ค่าขีดจำกัดการหลุดลอยหาได้จาก

$$Q_v = A_v \lambda \left[\frac{\sigma \rho_v}{2 r_v} \right]^{1/2}$$

โดย λ = latent heat

σ = surface tension coeff.

ρ_v = vapour density

r_v = hydraulic radius = $d_v/2$

$$A_v = \frac{\pi d_v^2}{4}$$

รูป C.11 แสดงลักษณะการหลุดลอย

ถ้า Q มาก ความเร็วไอจะเร็วมาก ทำให้เกิดการหลุดลอย

Boiling limit

ขีดจำกัดการเดือด เป็นขีดจำกัดในการถ่ายเทความร้อนของอีทไปป์ เมื่อปริมาณความร้อนที่ผิวสัมผัสระหว่างผิวท่อกับของเหลว มีค่าแตกต่างจากอุณหภูมิที่ผิวสัมผัสระหว่างไอน้ำกับของเหลวมาก (ความแตกต่างนี้ขึ้นกับ ปริมาณความร้อนที่ส่งเข้ามาด้วย) จะทำให้เกิดฟองอากาศขึ้น ซึ่งไม่ใช่สิ่งที่ต้องการในการทำงานของอีทไปป์ เพราะจะสูญเสียคุณสมบัติในการนำความร้อนของเหลวในบริเวณนั้น

Boiling limit คำนวณได้จาก

$$Q_E = \left[\frac{2 \pi L_F K_E T_v}{\lambda \rho_v h_c (r_n/r_v)} \right] \left[\frac{2 \sigma}{r_n} \right]$$

โดย $1/K_E = \frac{K_{Cu} + K_w}{K_{Cu} K_w}$

K_{Cu} = Thermal conductivity ของทองแดง

K_w = Thermal conductivity ของน้ำ

r_n = Critical nucleation radius

r_i = Internal radius

r_v = Vapour core radius

ปริมาณของเหลวใช้งาน

ถ้าพิจารณาจากลักษณะของ heatpipe profile ของเหลวใช้งานจะเป็นดังรูป การคำนวณปริมาณขณะทำงานที่ steady state จะได้ว่าปริมาณของเหลวใช้งานคือแผ่นฟิล์มที่อยู่รอบๆ เคียงท่อกวภายในอีทไปป์ร่วมกับไอน้ำภายในท่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังนั้นปริมาณของเหลวใช้งานคิดเป็นมวล

$$M = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_v^2) * (L_c + L_u + L_e) \rho_1 + \frac{\pi}{4} D_v^2 (L_c + L_u + L_e) \rho_v$$

การประมวลผลทั้งหมดนี้สามารถคำนวณได้โดย program ในภาคผนวก ซึ่งปริมาณความร้อนที่ไถ่เอ็กไปปล่อยเตด้วยการส่งผ่านโดยการเปลี่ยนวัฏภาคของน้ำที่มีตั้งคำนวณได้ในภาคผนวกซึ่งเป็นปริมาณรายวัน การทดลองให้ได้รายละเอียดเป็นรายชั่วโมงต้องอาศัยการคำนวณเพิ่มเติมดังนี้

4.3 การประมาณค่ารังสีรวมรายชั่วโมงจากกราฟข้อมูล

การประมาณค่ารังสีรายชั่วโมงในวันที่ทำการทดลองคือวันที่ 21 มีนาคม ได้ตั้งต่อไปนี้ คือ จากข้อมูลในภาคผนวกของวันที่ 21 มีนาคม

$k = 0.5181598$; ความยาวนานของกลางวัน (Daylength) = 11.59195 hr.

รังสีกระจายรายวัน (diffused radiation) = $9.347745 \text{ MJ/m}^2\text{-day}$

รังสีตรงรายวัน (beam radiation) = $8.692531 \text{ MJ/m}^2\text{-hr}$

ในช่วง 9.00-10.00 น.

จำนวนชั่วโมงจากเที่ยงอาทิตย์(solar noon time) = $12.2725 - 9.00$
= 3.2725 hr.

จากกราฟ 2.2.17 จะได้

$$d/d_T = \frac{\text{รังสีกระจายรายชั่วโมง}}{\text{รังสีกระจายรายวัน}} = 0.078$$

$$\begin{aligned} \text{ดังนั้น รังสีกระจายรายชั่วโมง } d &= 0.078 * 9.347745 \\ &= 0.729 \text{ MJ/m}^2\text{-hr} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{จากสมการ (2.2.12) รังสีรวมรายชั่วโมง } h &= d/k \\ &= 0.729 / 0.51816 \\ &= 1.4069 \text{ MJ/m}^2\text{-hr} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{จากกราฟรูป 2.2.17 } h_p &= \frac{\text{รังสีตรงรายชั่วโมง}}{\text{รังสีตรงรายวัน}} = 0.075 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{รังสีตรงรายชั่วโมง } H_p &= h_p * \text{Beam radiation} \\ &= 0.075 * 8.692531 = 0.6519 \text{ MJ/m}^2\text{-hr} \end{aligned}$$

จากข้อมูลในภาคผนวก $R_g = 1.028441$ (เปลี่ยนแปลงตามวันและเวลา)

ดังนั้น รังสีรวมรายชั่วโมงบนพื้นผิวเอียงประมาณได้จากสมการ (2.2.16)

$$\begin{aligned} H_T &= H_p + R_g * h \\ &= (0.6519 + 1.028441) * 1.4069 \\ &= 2.07734 \text{ MJ/m}^2\text{-hr} \\ &= 577 \text{ W/m}^2 \end{aligned}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในช่วงเวลา 10.00-11.00 น.

$$\text{จำนวนชั่วโมงจากเที่ยงอาทิตย์} = 12.2725 - 10.00 = 2.2725 \text{ hr.}$$

จากกราฟรูป 2.2.17 ที่ Daylength คงที่ คือ 11.59195 hr.

$$\text{จะได้ } d/d_T = 0.11, \quad h_p = 0.11$$

$$\begin{aligned} \text{ดังนั้น รังสีกระจายรายชั่วโมง } d &= 0.11 * 9.34774 \\ &= 1.02825 \text{ MJ/m}^2\text{-hr} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{รังสีรวมรายชั่วโมง คือ } h &= d/k \\ &= 1.02825 / 0.5181598 \\ &= 1.984426 \text{ MJ/m}^2\text{-hr} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{รังสีตรงรายชั่วโมง } H_p &= h_p * \text{Beam radiation} \\ &= 0.11 * 8.692531 \\ &= 0.9561784 \text{ MJ/m}^2\text{-hr} \end{aligned}$$

$$\text{จากข้อมูลในภาคผนวก } R_B = 1.037354$$

$$\begin{aligned} \text{ดังนั้น รังสีรวมรายชั่วโมงบนพื้นผิวเอียงในช่วง 10.00-11.00 คือ} \\ H_T &= (0.9561784 * 1.037354) + 1.984426 \\ &= 2.9763 \text{ MJ/m}^2\text{-hr} \\ &= 826.722 \text{ W/m}^2 \end{aligned}$$

ในช่วงเวลา 11.00-12.00 น.

$$\begin{aligned} \text{จำนวนชั่วโมงจากเที่ยงอาทิตย์} &= 12.2725 - 11.00 \\ &= 1.2725 \text{ hr.} \end{aligned}$$

จากกราฟรูป 2.2.17 ที่ Daylength คงที่ คือ 11.59195 hr.

$$\text{จะได้ } d/d_T = 0.125, \quad h_p = 0.13$$

$$\begin{aligned} \text{ดังนั้น รังสีกระจายรายชั่วโมง คือ} \\ d &= 0.125 * 9.34774 \\ &= 1.1684675 \text{ MJ/m}^2\text{-hr} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{จะได้ รังสีรวมรายชั่วโมงจาก } h &= d/k \\ &= 1.1684675 / 0.5181598 \\ &= 2.255 \text{ MJ/m}^2\text{-hr} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{รังสีตรงรายชั่วโมง คือ } H_p &= h_p + \text{beam radiation} \\ &= 0.13 * 8.692531 \\ &= 1.13 \text{ MJ/m}^2\text{-hr} \end{aligned}$$

$$\text{จากข้อมูลในภาคผนวก } R_B = 1.034935$$

เอกสารตั้งขึ้นรังสีรวมรายชั่วโมงบนพื้นผิวเอียงนี้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\begin{aligned}
 H_T &= H_b + R_b + h \\
 &= (1.13 + 1.034935) + 2.255 \\
 &= 3.4245 \text{ MJ/m}^2\text{-hr} \\
 &= 951.2 \text{ W/m}^2
 \end{aligned}$$

ในช่วง 12.00-13.00 น.

จำนวนชั่วโมงจากเที่ยงอาทิตย์ = $12.2725 - 12.00 = 0.2725 \text{ hr}$

จากกราฟรูป 2.2.17 ที่ Daylength คงที่ คือ 11.59195 hr

จะได้ $d/d_T = 0.135$, $h_b = 0.14$

ดังนั้น รังสีกระจายรายชั่วโมง $d = 0.135 * 9.347745$

$$= 1.2619 \text{ MJ/m}^2\text{-hr}$$

รังสีรวมรายชั่วโมง คือ $h = d/k = 1.2619/0.5181598$

$$= 2.43535 \text{ MJ/m}^2\text{-hr}$$

รังสีตรงรายชั่วโมง คือ $H_b = h_b * \text{beam radiation}$

$$= 0.14 * 8.692531$$

$$= 1.216 \text{ MJ/m}^2\text{-hr}$$

จากข้อมูลในภาคผนวก $R_b = 1.028627$

ดังนั้น รังสีรวมรายชั่วโมงบนพื้นผิวเอียง คือ

$$H_T = (1.216 + 1.028627) + 2.43535$$

$$= 3.686 \text{ MJ/m}^2\text{-hr}$$

$$= 1024 \text{ W/m}^2$$

ในช่วงเวลา 13.00-14.00 น.

จำนวนชั่วโมงจากเที่ยงอาทิตย์ = $13.00 - 12.2725 = -0.7275$

จากกราฟรูป 2.2.17 ที่ Daylength = 11.59195 hr

จะได้ $d/d_T = 0.127$, $h_b = 0.135$

ดังนั้น รังสีกระจายรายชั่วโมง $d = 0.127 * 9.347745$

$$= 1.187 \text{ MJ/m}^2\text{-hr}$$

รังสีรวมรายชั่วโมง คือ $h = d/k = 1.187/0.5181598$

$$= 2.29 \text{ MJ/m}^2\text{-hr}$$

รังสีตรงรายชั่วโมง คือ $H_b = h_b * \text{beam radiation}$

$$= 0.135 * 8.692531$$

$$= 1.1735 \text{ MJ/m}^2\text{-hr}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากข้อมูลในภาคผนวก $R_E = 1.0325$

ดังนั้น รังสีรวมรายชั่วโมงบนพื้นผิวเอียง คือ

$$\begin{aligned}H_T &= H_b + R_E + h \\&= (1.1735 * 1.0325) + 2.29 \\&= 3.501 \text{ MJ/m}^2\text{-hr} \\&= 972.46 \text{ W/m}^2\end{aligned}$$

ในช่วงเวลา 14.00-15.00 น.

จำนวนชั่วโมงจากเที่ยงอาทิตย์ = $14.00 - 12.2725 = 1.7275 \text{ hr.}$

จากกราฟรูป 2.2.17 ที่ Daylength = 11.59195 hr.

จะได้ $d/d_T = 0.123$, $h_b = 0.127$

ดังนั้น รังสีกระจายรายชั่วโมง $d = 0.123 * 9.34774$

$$= 1.149 \text{ MJ/m}^2\text{-hr}$$

รังสีรวมรายชั่วโมง $h = d/k = 1.149/0.5181598$

$$= 2.219 \text{ MJ/m}^2\text{-hr}$$

รังสีตรงรายชั่วโมง คือ $H_b = h_b + \text{beam radiation}$

$$= 0.127 * 8.692531$$

$$= 1.103 \text{ MJ/m}^2\text{-hr}$$

จากข้อมูลในภาคผนวก $R_E = 1.027338$

ดังนั้น รังสีรวมรายชั่วโมงบนพื้นผิวเอียง คือ

$$\begin{aligned}H_T &= (1.103 * 1.027338) + 2.219 \\&= 3.35 \text{ MJ/m}^2\text{-hr} \\&= 930.5 \text{ W/m}^2\end{aligned}$$

ในช่วงเวลา 15.00-16.00 น.

จำนวนชั่วโมงจากเที่ยงอาทิตย์ = $15.00 - 12.2725 = 2.7275 \text{ hr.}$

จากกราฟรูป 2.2.17 ที่ Daylength = 11.59195 hr.

จะได้ $d/d_T = 0.11$, $h_b = 0.11$

ดังนั้น รังสีกระจายรายชั่วโมง $d = 0.11 * 9.34774$

$$= 1.028 \text{ MJ/m}^2\text{-hr}$$

รังสีรวมรายชั่วโมง คือ $h = d/k = 1.028/0.5181598$

$$= 1.9822 \text{ MJ/m}^2\text{-hr}$$

รังสีตรงรายชั่วโมง คือ $H_b = h_b + \text{beam radiation}$

$$= 0.11 * 8.692531$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อ $0.9562 \text{ MJ/m}^2\text{-hr}$ อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากข้อมูลในภาคผนวก $R_E = 1.016234$

ดังนั้น รังสีรวมวอยซ์วไม่งบ่งชี้ผิวเอียง คือ

$$\begin{aligned} H_T &= H_b * R_b + h \\ &= (0.9562 * 1.016234) + 1.9822 \\ &= 2.954 \text{ MJ/m}^2\text{-hr} \\ &= 820.5 \text{ W/m}^2 \end{aligned}$$

การทดลองแลกเปลี่ยนความร้อนจากพลังงานแสงอาทิตย์ด้วยอุปกรณ์แสงอาทิตย์และฮีทไปป์ เพื่อหาประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของฮีทไปป์และประสิทธิภาพในการรวบรวมพลังงานแสงแดดของอุปกรณ์แสงอาทิตย์ในช่วงเวลาต่างๆ ดังนี้

$$\begin{aligned} \text{ประสิทธิภาพของอุปกรณ์แสงอาทิตย์} &= \frac{\text{ปริมาณความร้อนที่มีในอุปกรณ์แสงอาทิตย์}}{\text{ปริมาณความร้อนรวมของรังสีที่ตกกระทบ}} \\ \text{ประสิทธิภาพของฮีทไปป์} &= \frac{\text{ปริมาณความร้อนที่คำนวณได้จากช่วงcondense}}{\text{ปริมาณความร้อนที่คำนวณได้จากช่วงevaporate}} \\ \text{ประสิทธิภาพของการถ่ายเท} &= \frac{\text{ปริมาณความร้อนที่น้ำได้รับ}}{\text{ปริมาณความร้อนที่มีในอุปกรณ์แสงอาทิตย์}} \\ \text{ประสิทธิภาพรวม} &= \frac{\text{ปริมาณความร้อนที่น้ำได้รับ}}{\text{ปริมาณความร้อนรวมของรังสีที่ตกกระทบ}} \end{aligned}$$

ซึ่งการคำนวณผลการทดลองนี้แสดงในprogram ในภาคผนวกที่

ตาราง C1 Values of $C_{s,f}$ for various fluid-surface combinations [5-7]

FLUID-SURFACE COMBINATION	$C_{s,f}$	n
Water-copper		
Scored	0.0068	1.0
Polished	0.0130	1.0
Water-stainless steel		
Chemically etched	0.0130	1.0
Mechanically polished	0.0130	1.0
Ground and polished	0.0060	1.0
Water-brass	0.0060	1.0
Water-nickel	0.006	1.0
Water-platinum	0.0130	1.0
n-Pentane-copper		
Polished	0.0154	1.7
Lapped	0.0049	1.7
Benzene-chromium	0.101	1.7
Ethyl alcohol-chromium	0.0027	1.7

Table C2 Thermophysical Properties of Saturated Water*

TEMPERA- TURE, T (K)	SPECIFIC VOLUME (m ³ /kg)		HEAT OF VAPORIZATION, h _{fg} (kJ/kg)	SPECIFIC HEAT (kJ/kg·K)		VISCOSITY (N·s/m ²)	THERMAL CONDUCTIVITY (W/m·K)		PRANDTL NUMBER	SURFACE TENSION, σ _s ·10 ³ (N/m)	EXPANSION COEFFICIENT, β _f ·10 ⁶ (K ⁻¹)	TEMPERA- TURE, T (K)
	P (bars) ^a	ρ _f ·10 ³		c _{p,f}	c _{p,g}		k _f ·10 ³	k _g ·10 ³				
273.15	0.00611	1.000	2502	4.217	1.854	1750	569	18.2	12.99	0.815	-68.05	273.15
275	0.00697	1.000	2497	4.211	1.855	1652	574	18.3	12.22	0.817	-32.74	275
280	0.00990	1.000	2485	4.198	1.858	1422	582	18.6	10.26	0.825	46.04	280
285	0.01387	1.000	2473	4.189	1.861	1225	590	18.9	8.81	0.833	114.1	285
290	0.01917	1.001	2461	4.184	1.864	1080	598	19.3	7.56	0.841	174.0	290
295	0.02617	1.002	2449	4.181	1.868	959	606	19.5	6.62	0.849	227.5	295
300	0.03531	1.003	2438	4.179	1.872	855	613	19.6	5.83	0.857	276.1	300
305	0.04712	1.005	2426	4.178	1.877	769	620	20.1	5.20	0.865	320.6	305
310	0.06221	1.007	2414	4.178	1.882	695	628	20.4	4.62	0.873	361.9	310
315	0.08132	1.009	2402	4.179	1.888	631	634	20.7	4.16	0.883	400.4	315
320	0.1053	1.011	2390	4.180	1.895	577	640	21.0	3.77	0.894	436.7	320
325	0.1351	1.013	2378	4.182	1.903	528	645	21.3	3.42	0.901	471.2	325
330	0.1719	1.016	2366	4.184	1.911	489	650	21.7	3.15	0.908	504.0	330
335	0.2167	1.018	2354	4.186	1.920	453	656	22.0	2.88	0.916	535.5	335
340	0.2713	1.021	2342	4.188	1.930	420	660	22.3	2.66	0.925	566.0	340
345	0.3372	1.024	2329	4.191	1.941	389	668	22.6	2.45	0.933	595.4	345
350	0.4163	1.027	2317	4.195	1.954	365	678	23.0	2.29	0.942	624.2	350
355	0.5100	1.030	2304	4.199	1.968	343	671	23.3	2.14	0.951	652.3	355
360	0.6209	1.034	2291	4.203	1.983	324	674	23.7	2.02	0.960	697.9	360
365	0.7514	1.038	2278	4.209	1.999	306	677	24.1	1.91	0.969	707.1	365
370	0.9040	1.041	2267	4.214	2.017	289	679	24.5	1.80	0.978	728.7	370
373.15	1.0133	1.044	2257	4.217	2.029	279	680	24.8	1.76	0.984	750.1	373.15
375	1.0815	1.045	2252	4.220	2.036	274	681	24.9	1.70	0.987	761	375
380	1.2569	1.049	2239	4.226	2.057	260	683	25.4	1.61	0.999	788	380
385	1.5233	1.053	2225	4.232	2.080	248	685	25.8	1.53	1.004	814	385
390	1.794	1.058	2212	4.239	2.104	237	686	26.3	1.47	1.013	841	390
400	2.455	1.067	2183	4.256	2.158	217	688	27.2	1.34	1.033	896	400
410	3.302	1.077	2153	4.278	2.221	200	688	28.2	1.24	1.054	952	410
420	4.370	1.088	2123	4.302	2.291	185	688	29.8	1.16	1.075	1010	420
430	5.699	1.099	2091	4.331	2.369	173	685	30.4	1.09	1.10	47.2	430
440	7.333	1.110	2059	4.36	2.46	162	682	31.7	1.04	1.12	45.1	440
450	9.319	1.123	2024	4.40	2.56	152	678	33.1	0.99	1.14	42.9	450
460	11.71	1.137	1989	4.44	2.68	143	673	34.6	0.95	1.17	40.7	460
470	14.55	1.152	1951	4.48	2.79	136	667	36.3	0.92	1.20	38.5	470
480	17.90	1.167	1912	4.53	2.94	129	660	38.1	0.89	1.23	36.2	480

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

490	21.83	1.184	0.0922	1870	4.59	3.10	124	16.23	651	40.1	0.87	1.25	33.9	490
500	26.40	1.203	0.0766	1825	4.66	3.27	118	16.59	642	42.3	0.86	1.28	31.6	500
510	31.66	1.222	0.0631	1779	4.74	3.47	113	16.95	631	44.7	0.85	1.31	29.3	510
520	37.70	1.244	0.0525	1730	4.84	3.70	108	17.33	621	47.5	0.84	1.35	26.9	520
530	44.58	1.268	0.0445	1679	4.95	3.96	104	17.72	608	50.6	0.83	1.39	24.5	530
540	52.38	1.294	0.0375	1622	5.08	4.27	101	18.1	594	54.0	0.86	1.43	22.1	540
550	61.19	1.323	0.0317	1564	5.24	4.64	97	18.6	580	58.3	0.87	1.47	19.7	550
560	71.08	1.355	0.0269	1499	5.43	5.09	94	19.1	563	63.7	0.90	1.52	17.3	560
570	82.16	1.392	0.0228	1429	5.68	5.67	91	19.7	548	76.7	0.94	1.59	15.0	570
580	94.51	1.433	0.0193	1353	6.00	6.40	88	20.4	528	76.7	0.99	1.68	12.8	580
590	108.3	1.482	0.0163	1274	6.41	7.35	84	21.5	513	84.1	1.05	1.84	10.5	590
600	123.5	1.541	0.0137	1176	7.00	8.75	81	22.7	497	92.9	1.14	2.15	8.4	600
610	137.3	1.612	0.0115	1068	7.85	11.1	77	24.1	467	103	1.30	2.60	6.3	610
620	159.1	1.705	0.0094	941	9.35	15.4	72	25.9	444	114	1.52	3.46	4.5	620
625	169.1	1.778	0.0085	858	10.6	18.3	70	27.0	430	121	1.65	4.20	3.5	625
630	179.7	1.856	0.0075	781	12.6	22.1	67	28.0	412	130	2.0	4.8	2.6	630
635	190.9	1.935	0.0066	683	16.4	27.6	64	30.0	392	141	2.7	6.0	1.5	635
640	202.7	2.075	0.0057	560	26	42	59	32.0	367	155	4.2	9.6	0.8	640
645	215.2	2.351	0.0045	361	90	...	54	37.0	331	178	12	26	0.1	645
647.3*	221.2	3.170	0.0032	0	...	...	45	43.0	238	238	...	...	0.0	647.3*

*Adapted from Reference 19.

*1 bar = 10^5 N/m².

*Critical temperature.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```
LIST -500
10 PRINT"Incline plane angle = 14'":S=14
20 PRINT"KNITL is at latitude 14N":F=14
30 INPUT"DATE OF EXPERIMENT",R
40 INPUT"MONTH OF EXP.",M
50 IF M=1 THEN P=0
60 IF M=2 THEN P=31
70 IF M=3 THEN P=59
80 IF M=4 THEN P=90
90 IF M=5 THEN P=120
100 IF M=6 THEN P=151
110 IF M=7 THEN P=181
120 IF M=8 THEN P=212
130 IF M=9 THEN P=243
140 IF M=10 THEN P=273
150 IF M=11 THEN P=304
160 IF M=12 THEN P=334
170 N=R+P
180 J=(360/365)*(284+N)
185 A=3.141592654#/180
190 D=23.45*SIN(J*A):PRINT"declination=",D
200 F1=(.25*R)-12.5:PRINT"E=",F1
210 E=F1/60
215 I=(408.84+1.06*R)*.9686426225#
217 PRINT"QUANTITY OF SOLAR ENERGY INCIDENT ON PLANE SURFACE IN ONE DAY IS"
220 PRINT"I=",I,"W/m^2 or",I*.043201769#,"Mj/m^2-day"
230 INPUT"time is",T1
240 U=0
250 U=U+1:T2=T1-U
260 IF T2>1 THEN GOTO 250
270 T=U+(T2/60)
290 LNT=T-(20/60):PRINT"LNT=",LNT
300 AST=LNT+E:PRINT"AST=",AST
310 T3=T-AST:PRINT"Solar time is late from true time about",T3/60,"minutes."
330 T4=12+(T3*.6):PRINT"Solar noon time is",T4,"o'clock"
340 T5=12+T3
350 T6=T5-T
360 W=15*T6
370 PRINT"hour angle=",W
375 B1=SIN(A*S)*SIN(F*A)*COS(A*S)-SIN(D*A)*COS(F*A)*SIN(S*A)
380 B2=COS(D*A)*COS(F*A)*COS(S*A)*COS(W)+COS(D*A)*SIN(F*A)*SIN(S*A)*COS(W)
390 B=B1+B2
400 PRINT"cos0=",B
410 C=B^2
420 C1=ABS(1-C)/C
430 C2=SQR(C1)
440 C3=ATN(C2)
450 C4=C3/A
460 PRINT"Zenith angle=",C4
465 PRINT"Solar altitude =",90-C4
467 AM=1/COS(C4*A):PRINT"Airmass=",AM
470 C5=-TAN(F*A)*TAN(D*A)
480 C6=C5^2
490 C7=(1-C6)/C6
500 C8=SQR(C7)
OK
```

```

LIST 501-1000
510 C9=ATN(C8)
520 C10=C9/A
530 C11=C10/15
540 T7= T5-C11
560 U=4
570 U=U+1:T8=T7-U
580 IF T8>1 THEN GOTO 570
590 T9=U+(T8*.6)
600 PRINT"Sunrise time is",T9,"o'clock"
610 TD=2*C11
620 U=6
630 U=U+1:T10=TD-U
640 IF T10>1 THEN GOTO 630
650 T11=U+(T10*.6)
660 PRINT"Day length is",T11,"hours"
670 T12=T7+TD
680 U=12
690 U=U+1:T13=T12-U
700 IF T13>1 THEN GOTO 690
710 T14=U+(T13*.6)
730 PRINT"Sunset time is",T14,"o'clock"
740 Y=COS(F*A)*COS(D*A)*SIN(C10*A)+(C10*A)*SIN(F*A)*SIN(D*A)
742 H0=(24/3.141592654#)*4.871*(1+.033*COS(360*N*A/365)*Y)
745 PRINT"Solar energy outside atmospheric"
750 PRINT"H0=",H0,"Mj/m^2-day"
755 PRINT"Global or total radiation on World plane surface":Z=.043201769#
760 H=1*Z:PRINT"h=",1,"W/m^2 or",H,"Mj/m^2-day"
770 PRINT"cloudiness index=h/h0=",H/H0
780 K=1-(H/H0)
790 PRINT"K=d/h=",K
800 PRINT"diffused radiation is",H*K,"Mj/m^2-day"
810 PRINT"Rb is ratio of beam radiation on incline surface & on plane surface"
815 RB1=(COS((F-S)*A)*COS(D*A)*COS(W)+SIN((F-S)*A)*SIN(D*A))
820 RB2=(COS(F*A)*COS(D*A)* COS(W)+SIN(F*A)*SIN(D*A))
825 RB=RB1/RB2
830 PRINT"Rb=",RB
835 HB=H-(H*K)
840 PRINT"BEAM RADIATION ON PLANE SURFACE = H - diffused radiation "
845 PRINT"I=",1-(H*K/Z),"W/m^2 or",(H-(H*K)),"Mj/m^2-day"
850 HT=HB+RB+H
860 PRINT"TOTAL INCIDENT ON INCLINE SURFACE=",HT/Z,"W/m^2 or",HT,"Mj/m^2-day"
870 IF C4<=20 THEN TAO=.87:AL=.05:LO=1-TAO-AL
880 IF C4>20 THEN TAO=.87-.0005*(C4-20):AL=.05+.0005*(C4-20):LO=1-TAO-AL
890 IF C4>40 THEN TAO=.86-.002*(C4-40):AL=.06:LO=1-TAO-AL
900 IF C4>50 THEN TAO=.84-.005*(C4-50):AL=.05:LO=1-TAO-AL
910 IF C4>60 THEN TAO=.79-.012*(C4-60):LO=1-TAO-AL
920 IF C4>70 THEN TAO=.67-.025*(C4-70):LO=1-TAO-AL
930 TAL=TAO*.861632
940 PRINT"transmittant=",TAO
950 PRINT"absorptivity=",AL
960 PRINT"reflectivity=",LO
962 PRINT"Transmittant-absorbtant product=",TAL
970 X=.25:EP=.98:EG=.95:EJ=.75:X1=.005:K1=.06:KA=.03:MU=.00002
980 INPUT"ave.temp.of cusp reflector=",TR
985 TR=TR+273
990 INPUT"surrounding temp.=",TA
992 TA=TA+273
995 INPUT"air vel.(m/s)=",V
1000 R1=X1/K1:H1A=5.7+3.8*V

```

```
LIST 1005-
1005 TI=(TR+TA)/2
1007 TI=TI1
1010 HR1A=5.67*10^(-8)*EI*((TI^2)+(TA^2))*(T1+TA)
1020 R2=1/(H1A+HR1A)
1040 TI1=(R1*TA+R2*TR)/(R1+R2)
1050 IF ABS(TI1-T1)>1 THEN GOTO 1007
1060 PRINT"insulation temp.=";TI1;"K or",TI1-273;"C"
1065 UB=1/(R1+R2)
1070 KA2=.12
1072 INPUT"ave.temp.of glass=",TG
1074 TG=TG+273
1076 INPUT"ave.temp.of fin plate=",TP
1078 TP=TP+273
1079 TG=TG1
1080 HRPB=5.67*10^(-8)*(TP+TG)*((TP^2)+(TG^2))/((1/EP)+(1/EG)-1)
1082 TM=273+(TP+TG)/2
1084 BE=1/TM
1086 GR=(9.810001)*BE*(TP-TG)*(X^3)/(MU^2)
1090 NU=(.06-.017*(S/90))*(GR^(1/3))
1100 HPG=NU*KA/X
1110 R3=1/(KA2+HPG+HRPB)
1120 HGA=5.7+3.8*V
1125 TSKY=TA-6
1130 HRGA=5.67*10^(-8)*EG*((TG^4)-(TA^4))/(TG-TA)
1140 R4=1/(HGA+HRGA)
1150 TG1=(R3*TA+R4*TP)/(R3+R4)
1160 IF ABS(TG1-TG)>1 THEN GOTO 1079
1165 TG2=TG1-273
1170 PRINT"temp.of glass=";TG1;"K or",TG2;"C"
1180 UT=1/(R3+R4)
1190 UL=UB+UL
1200 AT=1.035
1210 QL=UL*AT*(TP-TA)
1220 PRINT"heat loss=";QL;"Watt"
1230 QS=.25875*1.007*(TP-TA)
1240 PRINT"INSIDE COLLECTOR ENERGY=";QS;"kJ"
Ok
```

RUN
 Incline plane angle = 14'
 KNUITL is at latitude 14N
 DATE OF EXPERIMENT
 MONTH OF EXP. 3
 declination = 14.036513
 E = -7.25
 QUANTITY OF SOLAR ENERGY INCIDENT ON PLANE SURFACE IN ONE DAY IS
 I = 417.5819 W/m² or 18.04027454213312
 MJ/m² day
 time is 9.00
 LMT = 7.685333
 AST = 7.5625
 Solar time is late from true time about 27.25001 minutes
 Solar noon time is 12.2725 o'clock
 hour angle = 66.5045
 cos θ = -1.7730040
 Zenith angle = 39.37553
 Solar altitude = 50.62448
 Air mass = 1.293653
 Sunrise time is 6.276526 o'clock
 Day length is 11.59195 hours
 Sunset time is 18.26848 o'clock
 Solar energy outside atmosphere
 H₀ = 37.44037 MJ/m²-day
 Global or total radiation on World plane surface
 H = 417.5819 W/m² or 18.04028 MJ/m² day
 cloudiness index h/h₀ = 1.4818402
 k_t/h₀ = 1.5181598
 diffused radiation is 9.347745 MJ/m²-day
 RB is ratio of beam radiation on incline surface & on plane surface
 RB = 1.028441
 BEAM RADIATION ON PLANE SURFACE H - diffused radiation
 I = 201.2077 W/m² or 8.692531 MJ/m² day
 TOTAL INCIDENT ON INCLINE SURFACE = 624.5111 W/m² or
 26.78003 MJ/m² day
 Transmittant = 1.8603122
 absorptivity = 5.968777E-02
 reflectivity = 8.000001E-02
 Transmittant-absorbant product = .7412725
 ave. temp. of cusp. reflector = 45
 surrounding temp. = 29
 air vel. (m/s) = 5
 inc. radiation temp. = 306.626 K or 33.61601
 ave. temp. of glass = 37
 ave. temp. of fin plate = 55
 temp. of glass = 307.6442 K or 34.644
 heat loss = 279.5560 Watt
 INSTANT COLLECTOR ENERGY = 6.774592 kW
 OK

RUN
 Incline plane angle = 14'
 KTHL is at latitude 14N
 DATE OF EXPERIMENT 1
 MONTH OF EXP. 3
 declination = 4036513
 E = 7.25
 QUANTITY OF SOLAR ENERGY INCIDENT ON PLANE SURFACE IN ONE DAY 13
 1 417.5819 W/m² or 18.04027454 MJ/m²
 MJ/m² day
 time is 10.00
 LMT 8.683332
 ACT 8.562499
 So ar time is late from true time about 27.25004 minutes.
 Solar noon time is 12.2725 o'clock
 hour angle = 51.56752
 cos θ .3287915
 Zenith angle = 70.80456
 Solar altitude = 19.19544
 Azimuth = 3.041442
 Sunrise time is 6.276526 o'clock
 Day length is 11.59195 hours
 Sunset time is 18.26848 o'clock
 Solar energy outside atmospheric
 H₀ = 37.44037 MJ/m² day
 Global or total radiation on world plane surface
 H = 417.5819 W/m² or 18.04028 MJ/m² day
 cloudiness index h/h₀ = .818402
 k_t/h₀ = .5181598
 diffused radiation is 9.347745 MJ/m² day
 R_b is ratio of beam radiation on incline surface & on plane surface
 R_b 1.037354
 BEAM RADIATION ON PLANE SURFACE = H - diffused radiation
 I_b = 201.2077 W/m² or 8.692531 MJ/m² day
 TOTAL INCIDENT ON INCLINE SURFACE = 626.3055 W/m² or
 27.0575 MJ/m² day
 Transmittance = .6498859
 absorptivity = .06
 reflectivity = .2901141
 Transmittant-absorptant product = .5197725
 ave. temp. of cusp reflector = 55
 surrounding temp. = 30
 air vel. (m/s) = 5
 radiation temp. = 310.100 K or 37.26795 C
 ave. temp. of glass = 45
 ave. temp. of fin plate = 35
 temp. of glass = 310.100 K or 37.26795 C
 loss = .3093674 W/m²
 INSIDE COLLECTION ENERGY = 9.115 WJ
 OK

RUN
 Incline plane angle = 14'
 KMILL is at latitude 14N
 DATE OF EXPERIMENT21
 MONTH OF EXP.3
 declination= -.4036513
 E= -7.25
 QUANTITY OF SOLAR ENERGY INCIDENT ON PLANE SURFACE IN ONE DAY IS
 I= 417.5819 W/m² or 18.04027454213512
 MJ/m²-day
 time is 11.00
 LMT= 9.683332
 AST= 9.562499
 Solar time is late from true time about 27.25004 minutes.
 Solar noon time is 12.2725 o'clock
 hour angle= 36.56252
 cos0= .4791157
 Zenith angle= 61.37235
 Solar altitude = 28.62766
 Airmass= 2.087179
 Sunrise time is 6.276526 o'clock
 Day length is 11.59195 hours
 Sunset time is 18.26848 o'clock
 Solar energy outside atmosphere
 HO= 37.44037 MJ/m²-day
 Global or total radiation on World plane surface
 H= 417.5819 W/m² or 18.04028 MJ/m²-day
 cloudiness index=H/HO= .4818402
 k=d/H= .5181598
 diffused radiation is 9.347745 MJ/m²-day
 Rb is ratio of beam radiation on incline surface & on plane surface
 RB= 1.034935
 BEAM RADIATION ON PLANE SURFACE = H - diffused radiation
 I= 201.7077 W/m² or 8.692531 MJ/m²-day
 TOTAL INCIDENT ON INCLINE SURFACE= 625.8188 W/m² or
 27.03648 MJ/m²-day
 Transmittant= .7735319
 absorptivity= .06
 reflectivity= .1664681
 Transmittant-absorbant product= .6664998
 ave temp of cusp reflector=60
 surrounding temp.=31
 air vel.(m/s)=5
 insulation temp.= 312.3454 K or 39.34537 C
 ave.temp of glass=55
 ave.temp of fin plate=70
 temp.of glass= 313.094 K or 40.09403 C
 heat loss= 344.9894 Watt
 INCLINE COLLECTOR ENERGY= 10.16189 kJ
 OK.

RUN
 Incline plane angle = 14'
 KATH is at latitude 14N
 DATE OF EXPERIMENT 21
 MONTH OF EXP. 3
 declination = 14036513
 E = -7.25
 QUANTITY OF SOLAR ENERGY INCIDENT ON PLANE SURFACE IN ONE DAY IS
 I = 417.5819 W/m² or 18.04027454213312
 Mj/m²-day
 time is 12
 LMT = 10.68333
 AST = 10.5625
 Solar time is late from true time about 27.25004 minutes.
 Solar noon time is 12.2725 o'clock
 hour angle = 21.56252
 cos 0 = -0.8510708
 Zenith angle = 31.67168
 Solar altitude = 58.32833
 Airmass = 1.17499
 Sunrise time is 6.276526 o'clock
 Day length is 11.59195 hours
 Sunset time is 18.26840 o'clock
 Solar energy outside atmosphere
 H₀ = 37.44037 Mj/m²-day
 Global or total radiation on World plane surface
 H = 417.5819 W/m² or 18.04028 Mj/m²-day
 cloudiness index = h/h₀ = .4818402
 k = d/h = .5181598
 diffused radiation is 9.347745 Mj/m²-day
 Rb is ratio of beam radiation on incline surface & on plane surface
 Rb = 1.028627
 BEAM RADIATION ON PLANE SURFACE = H - diffused radiation
 I = 201.2077 W/m² or 8.692531 Mj/m²-day
 TOTAL INCIDENT ON INCLINE SURFACE = 624.5496 W/m² or 26.98165 Mj/m²-day
 transmittant = .8641642
 absorptivity = 5.583584E-02
 reflectivity = 7.999998E-02
 transmittant absorptant product = .7445915
 ave. temp. of cusp reflector = 62
 surrounding temp. = 32
 air vol. (m³): 5
 insulation temp. = 313.6215 K or 40.62146 C
 ave. temp. of glass = 55
 ave. temp. of fin plate = 80
 temp. of glass = 316.6868 K or 43.68677 C
 heat loss = 424.6345 W/m²
 INSIDE COLLECTOR ENERGY = 17.50694 KJ
 W/m²

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

RUN
 Incline plane angle = 14'
 KMJIL is at latitude 14N
 DATE OF EXPERIMENT 21
 MONTH OF EXP. 3
 declination = -14.036513
 E = -7.25
 QUANTITY OF SOLAR ENERGY INCIDENT ON PLANE SURFACE IN ONE DAY. IS
 I = 417.5819 W/m² or 18.04027454213312 Mj/m²-day
 time is 13.00
 LMT = 11.68333
 AST = 11.5625
 Solar time is late from true time about 27.25004 minutes.
 Solar noon time is 12.2725 o'clock
 hour angle = 6.562515
 cos θ = 1.019658
 Zenith angle = 11.05714
 Solar altitude = 78.94286
 Air mass = 1.018715
 Sunrise time is 6.276526 o'clock
 Day length is 11.59195 hours
 Sunset time is 18.26848 o'clock
 Solar energy outside atmosphere
 H₀ = 37.44037 Mj/m²-day
 Global or total radiation on World plane surface
 H = 417.5819 W/m² or 18.04028 Mj/m²-day
 cloudiness index = h/h₀ = .4818402
 k = d/h = .5181598
 diffused radiation is 9.347745 Mj/m²-day
 R_b is ratio of beam radiation on incline surface & on plane surface
 R_b = 1.0325
 BEAM RADIATION ON PLANE SURFACE = H - diffused radiation
 I = 201.2077 W/m² or 8.692531 Mj/m²-day
 TOTAL INCIDENT ON INCLINE SURFACE = 625.329 W/m² or
 27.01932 Mj/m²-day
 transmittant = .87
 absorptivity = .05
 reflectivity = .08
 Transmittant-absorbant product = .7496198
 ave. temp. of cusp reflector = 55
 surrounding temp. = 33
 air vel. (m/s) = 5
 insulation temp. = 312.3245 K or 39.32446 C
 ave. temp. of glass = 46
 ave. temp. of fin plate = 75
 temp. of glass = 316.0036 K or 43.0036 C
 heat loss = 371.6812 Watt
 INSIDE COLLECTOR ENERGY = 10.94357 kJ
 OK

RUN
 Incline plane angle : 14°
 KMITL is at latitude 14N
 DATE OF EXPERIMENT: 21
 MONTH OF EXP. 3
 declination: -1.4036513
 E- -7.125
 QUANTITY OF SOLAR ENERGY INCIDENT ON PLANE SURFACE IN ONE DAY IS
 I= 417.5819. W/m² or 18.04027454213312
 Mj/m²-day
 Time is 14.00
 LHI: 12.60333
 ASI: 12.3625
 Solar time is late from true time about 27 25004 minutes.
 Solar noon time is 12.2725 o'clock
 hour angle: 8.437486
 cos ω : -1.474966
 Zenith angle: 60.4952
 Solar altitude: 29.5048
 Air mass: 2.030471
 Sunrise time is 6.276526 o'clock
 Day length is 11.59195 hours
 Sunset time is 18.26348 o'clock
 Solar energy outside atmosphere
 H₀: 27.44037 Mj/m²-day
 Global or total radiation on world plane surface
 H: 417.5819 W/m² or 18.04028 Mj/m²-day
 cloudiness index: h/h₀: 1.4818402
 R_d/h: 1.5181598
 diffused radiation is 9.347745 Mj/m²-day
 R_b is ratio of beam radiation on incline surface & on plane surface
 R_b: 1.027338
 BEAM RADIATION ON PLANE SURFACE = H - diffused radiation
 I: 201.2677 W/m² or 8.692831 Mj/m²-day
 TOTAL INCIDENT ON INCLINE SURFACE: 224.7905 W/m² or
 26.97044 Mj/m²-day
 transmittant: .7840576
 absorptivity: .06
 reflectivity: .1559424
 Transmittant-absorbant product: .6756021
 ave temp. of cup reflector: 30
 surrounding temp.: 33
 air vel. (m/s): 5
 insulation temp.: 310.9716 K or 37.9716 °C
 ave. temp. of glass: 30
 ave. temp. of fin plate: 60
 temp. of glass: 311.9918 K or 38.9918 °C
 heat loss: 238.8182 Watt
 INSIDE COLLECTOR ENERGY: 7.035154 KJ
 OK

RUN
 Incline plane angle = 14'
 KMJTL is at latitude 14N
 DATE OF EXPERIMENT 21
 MONTH OF EXP. 3
 declination = -4036513
 E = -7.25
 QUANTITY OF SOLAR ENERGY INCIDENT ON PLANE SURFACE IN ONE DAY IS
 I = 417.5819 W/m² or 18.04027454213312 Mj/m²-day
 time is 15.00
 LMT = 13.68333
 AST = 13.5625
 Solar time is late from true time about 27.25004 minutes.
 Solar noon time is 12.2725 o'clock
 hour angle = -23.43749
 cos θ = -6.569458E-02
 Zenith angle = 86.23327
 Solar altitude = 3.766731
 Airmass = 15.22197
 Sunrise time is 6.276526 o'clock
 Day length is 11.59195 hours
 Sunset time is 18.26848 o'clock
 Solar energy outside atmospheric
 H₀ = 37.44037 Mj/m²-day
 Global or total radiation on World plane surface
 h = 417.5819 W/m² or 18.04028 Mj/m²-day
 cloudiness index = h/h₀ = .4818402
 k = d/h = .5101598
 diffused radiation is 9.347745 Mj/m²-day
 R_b is ratio of beam radiation on incline surface & on plane surface
 R_b = 1.016234
 BEAM RADIATION ON PLANE SURFACE = H - diffused radiation
 I = 201.2077 W/m² or 8.692531 Mj/m²-day
 TOTAL INCIDENT ON INCLINE SURFACE = 622.056 W/m² or
 26.87392 Mj/m²-day
 transmittant = .2641683
 absorptivity = .06
 reflectivity = .6758318
 Transmittant-absorbant product = .2276159
 ave. temp. of cu sp reflector = 50
 surrounding temp. = 33
 air vel. (m/s) = 5
 insulation temp. = 310.8916 K or 37.8916 C
 ave. temp. of glass = 36
 ave. temp. of fin plate = 60
 temp. of glass = 311.9918 K or 38.99182 C
 heat loss = 238.8482 W/m²
 INSIDE COLLECTOR ENERGY = 7.035154 kJ
 OK

```

LIST -500
10 PRINT"PERIOD OF EXPERIMENT IS 9.00-16.00 "
20 INPUT"initial temp. of pipe in collector=";I0
30 INPUT"final temp. of pipe in collector=";I1
40 I2=273.15+((I0+I1)/2);PRINT"ave.outside pipe temp.=";I2;"K or";I2-273.15;"C"
50 I3=I2-5;PRINT"Evaporated Vapour Temp.=";I3;"K or";I3-273.15;"C"
60 U=300
70 U=U+5;T4=(I3-U)/5;IF T4>1 THEN GOTO 70
80 PRINT"input Thermophysical Properties of Saturated water at";U;"K &";U+5;"K"
90 IF T3>T4 THEN GOTO 130
100 INPUT"lower temp. PRESSURE IS";P1
110 INPUT"upper temp. PRESSURE IS";P2
120 P=P1+(T4*(P2-P1));PRINT"Vapour Pressure is";P;"bar(10^5 N/m^2)"
130 INPUT"lower temp. specific volume,Vf1=";VF1
140 INPUT"upper temp. specific volume,Vf2=";VF2
150 LOL=((1/VF1)-(T4*(VF2-VF1)/(VF1*VF2)))*1000
160 PRINT"Density of Water=";LOL;"kg/m^3"
170 IF T3>T4 THEN GOTO 260
180 INPUT"lower temp. specific volume of vapour,Vg1=";VG1
190 INPUT"upper temp. specific volume of vapour,Vg2=";VG2
200 LOV=(1/VG1)+(T4*(VG1-VG2)/(VG1*VG2))
210 PRINT"Density of Vapour=";LOV;"kg/m^3"
220 INPUT"lower temp.'s heat of Vapourization,Hfg1=";HFG1
230 INPUT"upper temp.'s heat of vapourization,Hfg2=";HFG2
240 HFG=HFG1-(T4*(HFG1-HFG2))
250 PRINT"Heat of Vapourization is";HFG;"kJ/kg"
260 INPUT"lower temp. specific heat,Cpf1=";CP1
270 INPUT"upper temp. specific heat,Cpf2=";CP2
280 CPL=CP1+(T4*(CP2-CP1));PRINT"Specific Heat of Water is";CPL;"kJ/kgK"
290 INPUT"lower temp. viscosity,mu1=";MU1
300 INPUT"upper temp. viscosity,mu2=";MU2
310 MUF=(MU1-(T4*(MU1-MU2)))*10^(-6)
320 PRINT"VISCOSITY OF WATER IS";MUF;"N*s/m^2";IF I3=I1 THEN GOTO 570
330 INPUT"lower temp.'s Prandtl No.,Prf1=";PR1
340 INPUT"upper temp.'s Prandtl No.,Prf2=";PR2
350 PRF=PR1-(T4*(PR1-PR2));PRINT"PRANDTL No. is";PRF
360 INPUT"lower temp.'s surface tension=";F1
370 INPUT"upper temp.'s surface tension=";F2
380 F=(F1-(T4*(F1-F2)))/1000
390 PRINT"SURFACE TENSION IS";F;"N/m"
400 PRINT"Values of Cs,f & n from table for Water-Copper combination"
410 CSF=.0068;N=1;G=9.810001
420 PRINT"Correlation Eqn. for nucleate pool boiling developed by Rohsenow give"
430 A = SQRT(G*(LOL-LOV)/F)
440 B = (5*CPL*1000/(CSF*HFG*1000*(PRF^N)))^3
450 Q1 = MUF*HFG*1000*A*B
460 LE=1.15;LA=.55;LC=.6
470 PI=3.141592654#
480 D=.01;AP=PI*D*LE
490 QAI=Q1*AP;M1=QAI/(HFG*1000);PRINT"Q=";QAI;"Watt"
500 PRINT"critical heat flux eqn. developed by Kutubovic give"
OK

```

```

LIST 510-1000
510 QMAX=.149*HFG*1000*LOV*(F*G*(LOL-LDV)/(LOV**2)):PRINT "Qmax=";QMAX;"Watt"
520 INPUT "Final temp. of liquid in accumulator=";L5
530 L5=L5+273.15
540 IF=(T3+L5+5)/2
550 PV=P-LDV3=LOV:HFG3=HFG*1000:TT3=T3
560 L3=TF:GOTO 60
570 INPUT "lower temp. thermal conductivity, k1=";K1
580 INPUT "upper temp. thermal conductivity, k2=";K2
590 KL=(K1*(T4*(K2-K1)))/1000
600 PRINT "Thermal conductivity of condensed liquid is";KL;"W/m*K"
610 JA=CPL*1000*(TT3-T5+5)/HFG3:HFG4=HFG3*(14.625+JA)
620 HL1=.943*(9.810001*LOL*(LOL-LOV3)*(KL**3)*HFG4/(MU1*(TT3-T5+5)*LC))**(1/4)
630 Q2=HL1*PI*D*LC*(TT3-T5+5)
640 PRINT "condensation transfer heat=";Q2;"Watt"
650 H2=Q2/HFG3
660 D(L)=(4*KL*MU1*(TT3-T5+5)*LC/(9.810001*LOL*(LOL-LOV3)*HFG3))**(1/4)
670 REJ=(4*M2/(MU1*PI*D)):IF REJ<1800 THEN PRINT "THIS IS LAMINAR FLOW"
680 IF REJ>1800 THEN PRINT "this flow is developed"
690 DV=D-(2*D(L))
700 PRINT "dia. of Vapour=";DV;"metre"
710 U=300
720 U=U+5:TT4=(TT3-U)/5:IF TT4>1 THEN GOTO 720
730 PRINT "INPUT PROPERTIES OF SATURATED VAPOUR AT";U;"K &";U+5;"K"
740 PRINT "Since water is poly-atom molecule,"
750 GV=1.33:PRINT "Vapour Specific heat ratio is";GV
760 RV=461.52:PRINT "Vapour constant, Rv=";RV
800 AV=PI*(DV**2)/4
810 QSMAX=AV*LOV3*HFG3*SQRT(GV*RV*TT3/(2*(GV+1)))
820 QF=AV*HFG3*SQRT(F*LOV3/DV)
830 KC=52:KE=(KC*KL)/(KC+KL)
840 RN=2.54E-07
850 RI=D/2:RC=DV/2
860 S1=HFG3*LOV3*RN*LOG(RI/RC)/.434294481#
870 QB=2*PI*LE*KE*TT3*2*F/B1
880 H=((PI/4)*((D**2)-(DV**2))*(LOL+LLE)*LOV3*(PI/4)*F*(DV**2)*(LC+LHLE)*LOV3
890 PRINT "ave. outside evap. pipe temp.=";L2;"K or";L2-273.15;"C"
900 PRINT "Approximated vapour Temp.=";TT3;"K or";TT3-273.15;"C"
910 PRINT "inside condensation pipe temp.=";L5+5;"K or";L5-268.15;"C"
920 PRINT "condensed fluid temp. at inside pipe surface is";IF;"K or";IF-273.15
930 PRINT "P=";PV;"bar"
940 PRINT "evaporated length is";LE;"metre"
950 PRINT "adiabatic length is";LA;"metre"
960 PRINT "condensed length is";LC;"metre"
970 PRINT "total length=";LE+LA+LC;"metre"
980 PRINT "dia., d=";D;"m. & condensed film thickness, d(L)=";D(L);"m."
990 PRINT "condensed transfer heat=";Q2;"Watt"
1000 PRINT "evaporated transfer heat=";QAL;"Watt"
OK

```

```
1137 1010-
1010 PRINT"evaporated mass flowrate/pipe=";M1;"kg/s"
1020 PRINT"condensed mass flowrate/pipe=";M2;"kg/s"
1030 PRINT"hydraulic radius or vapour's radius=";DV/2;"m."
1040 PRINT"sonic limit ; Qs =" ;QSMAX;"Watt"
1050 PRINT"entrainment limit ; Qe =" ;QL;"Watt"
1060 PRINT"boiling limit ; Qb =" ;QB;"Watt"
1070 INPUT"Initial transmittant-absorptant product=";IAL1
1080 INPUT"Final transmittant-absorptant product=";IAL2
1090 TAL=(IAL1+IAL2)/2
1100 PRINT"average transmittant-absorptant product=";TAL
1110 INPUT"initial heat loss=";QL1
1120 INPUT"Final heat loss=";QL2
1130 QL=(QL1+QL2)/2
1140 PRINT"Average heat loss=";QL
1150 INPUT"Initial inside collector energy=";QC1
1160 INPUT"Final inside collector energy=";QC2
1170 QC=QC2-QC1
1180 PRINT "Ave.inside collector energy accumulated rate=";QC/3600;"Watt."
1190 INPUT"total solar energy reserve ; ht(Mj/m2-hr)=";H1
1200 QR=QA1
1210 IF QR>QB THEN QT=QB
1220 IF QR>(QMAX*PI*D*LC) THEN QR=QMAX*PI*D*LC
1230 IF QR>QSMAX THEN QR=QSMAX
1240 IF QR>QE THEN QR=QE:PRINT"Net heat transfer rate=";QR;"Watt"
1250 Q1=Q2
1260 IF QT>QA1 THEN Q1=QA1:PRINT"Q1=";Q1
1270 PRINT"quantity of working fluid=";M;"kg"
1280 HR=H1*277.766372411*1.9*1.15
1290 QU=((HR*TAL)- QL)*3600-QC*1000:PRINT"qu=";QU;"J"
1300 PRINT"efficiency of solar collector=";(QC*1000+QU)/(HR*3600)
1310 INPUT"initial temp. of liquid in accumulator=";T1
1320 T1=T1+273.15
1330 QW=30*CPL*1000*(T5-T1)
1340 PRINT"Efficiency of heat pipe(=condense:evaporate)=";QR/Q1
1350 PRINT"efficiency of transfer=";QW/(QU+QC*1000)
1360 PRINT"Overall efficiency =" ;QW/(HR*3600)
OK
```

RUN

PERIOD OF EXPERIMENT IS 9 00-10.00 AM.
initial temp. of pipe in collector=45
final temp. of pipe in collector=57
avn. outside pipe temp.= 324.15 K or 51 C
Evaporated Vapour Temp.= 319.15 K or 46 C
input Thermophysical Properties of Saturated water at 315 K & 320 K
lower temp. PRESSURE IS? .08132
upper temp. PRESSURE IS? .1053
Vapour Pressure is .1012234 bar(10^{-5} N/m²)
lower temp. specific volume, Vf1=? 1.009
upper temp. specific volume, Vf2=? 1.011
Density of Water= 989.4529 kg/m³
lower temp. specific volume of vapour, Vg1=? 17.82
upper temp. specific volume of vapour, Vg2=? 13.98
Density of Vapour= 6.1191035E-02 kg/m³
lower temp.'s heat of vapourization, Hfg1=? 2402
upper temp.'s heat of vapourization, Hfg2=? 2390
Heat of Vapourization is 2392.04 kJ/kg
lower temp. specific heat, Cpf1=? 4.179
upper temp. specific heat, Cpf2=? 4.18
Specific Heat of Water is 4.17983 kJ/kg*k
lower temp. viscosity, mu1=? 631
upper temp. viscosity, mu12=? 577
VISCOSITY OF WATER IS 5.8618E-04 N*s/m²
lower temp.'s Prandtl No., Prf1=? 4.16
upper temp.'s Prandtl No., Prf2=? 3.77
PRANDTL No. is 3.8363
lower temp.'s surface tension=? 69.2
upper temp.'s surface tension=? 68.3
SURFACE TENSION IS .068453 N/m
Values of Cs, f & n from table for Water-Scored copper combination
Correlation Eqn. for nucleate pool boiling developed by Rohsenow give
Q= 716.6116 Watt
critical heat flux eqn. developed by Kutateladze & Zuber give
Qmax= 3.456344E+09 Watt
final temp. of liquid in accumulator=? 36
input Thermophysical Properties of Saturated water at 315 K & 320 K
lower temp. specific volume, Vf1=? 1.009
upper temp. specific volume, Vf2=? 1.011
Density of Water= 990.4334 kg/m³
lower temp. specific heat, Cpf1=? 4.179
upper temp. specific heat, Cpf2=? 4.18
Specific Heat of Water is 4.17933 kJ/kg*k
lower temp. viscosity, mu1=? 631
upper temp. viscosity, mu12=? 7577
VISCOSITY OF WATER IS 6.131801E-04 N*s/m²
lower temp. thermal conductivity, kf1=? 634
upper temp. thermal conductivity, kf2=? 640

Thermal conductivity of condensed liquid is .63598 W/m*K.
condensation transfer heat= 1701.863 Watt
THIS IS LAMINAR FLOW
dia.OF Vapour= 9.662259E-03 metre
INPUT PROPERTIES OF SATURATED VAPOUR AT 315 K & 320 K
Since water is poly atom molecule,
Vapour Specific heat ratio is 1.33
Vapour constant,Rv= 461 J/K
ave.outside evap.pipe temp = 324.15 K or 51 °C
Approximated vapour temp.= 317.15 K or 46 °C
inside condensation pipe temp.= 314.15 K or 41 °C
condensed fluid temp.at inside pipe surface is 316.65 K or 43.5 °C
P = 10 2254 bar
evaporated length is 1.15 metre
adiabatic length is .5 metre
condensed length is .3 metre
total length= 2.5 metre
dia.,d= .01 m.&condensed film thickness ,d(1)= 1.688706E-04 m.
condensed transfer heat= 1901.863 Watt
evaporated transfer heat= 716.6116 Watt
evaporated mass flowrate/pipe= 2.995818E-04 kg/s
condensed mass flowrate/pipe= 1.950799E-04 kg/s
hydraulic radius or vapour's radius= 1.831129E-03 m.
sonic limit ; Qs = 2478.139 Watt
entrainment limit ; Qe = 122.5504 Watt
boiling limit ; Qb = 59807.14 Watt
Initial transmittant-absorptant product=? .7412725
Final transmittant-absorptant product=? .5577625
average transmittant-absorptant product= .6506175
Initial heat loss=? 229.5556
Final heat loss=? 307.3672
Average heat loss= 269.4617
Initial inside collector energy=? 6.774592
Final inside collector energy=? 9.119643
Ave.inside collector energy accumulated rate= 6.514032E-04 Watt
total solar energy reserve : ht(MJ/m²-hr)=? 2.07734
Net heat transfer rate= 122.5504 Watt
QT= 716.6116
quantity of working fluid= 1.353052E-05 kg
qu= 426393.3 J
efficiency of solar collector= .197417
initial temp. of liquid in accumulator=? 33.5
Efficiency of heat pipe(=condense:evaporate)= .1710137
efficiency of transfer= .731098
Overall efficiency = .1457934
OK

RUN

PERIOD OF EXPERIMENT IS 10.00-11.00 AM.

initial temp.of pipe in collector=57

final temp.of pipe in collector=60

ave.outside pipe temp.= 331.65 K or 58.5 C

Evaporated Vapour Temp = 326.65 K or 53.5 C

input Thermophysical Properties of Saturated water at 325 K & 320 K

lower temp.PRESSURE IS? 1351.

upper temp. PRESSURE IS? 1719

Vapour Pressure is 1.47244 bar(10^5 N/m²)

lower temp.specific volume,Vf1=? 1.013

upper temp. specific volume,Vf2=? 1.016

Density of Water= 986.2049 kg/m³

lower temp.specific volume of vapour,Vg1=? 11.06

upper temp.specific volume of vapour,Vg2=? 8.82

Density of Vapour= .0779936 kg/m³

lower temp.'s heat of vapourization,Hfg1=? 2378

upper temp.'s heat of vapourization,Hfg2=? 2366

Heat of Vapourization is 2374.04 kJ/kg

lower temp.specific heat,Cpf1=? 4.182

upper temp.specific heat,Cpf2=? 4.184

Specific Heat of Water is 4.18266 kJ/kg*k

lower temp.viscosity,muf1=? 528

upper temp.viscosity,muf2=? 487

VISCOSITY OF WATER IS 5.1513E-04 N*s/m²

lower temp.'s Prandtl No.,Prf1=? 3.42

upper temp.'s Prandtl No.,Prf2=? 3.15

PRANDTL No.is 3.330901

lower temp.'s surface tension=? 67.5

upper temp.'s surface tension=? 66.6

SURFACE TENSION IS 1.067203 N/m

Values of Cs,f & n from table for Water-Scored copper combination

Correlation Eqn.for nucleate pool boiling developed by Rohsenow give

Q= 986.1579 Watt

critical heat flux eqn.developed by Kutateladze&zuber give

Qmax= 2.346704E+09 Watt

final temp.of liquid in accumulator=? 41.5

input Thermophysical Properties of Saturated water at 320 K & 325 K

lower temp.specific volume,Vf1=? 1.011

upper temp. specific volume,Vf2=? 1.013

Density of Water= 987.8893 kg/m³

lower temp.specific heat,Cpf1=? 4.18

upper temp.specific heat,Cpf2=? 4.182

Specific Heat of Water is 4.18126 kJ/kg*k

lower temp.viscosity,muf1=? 577

upper temp.viscosity,muf2=? 528

VISCOSITY OF WATER IS 5.461301E-04 N*s/m²

lower temp.thermal conductivity,kf1=? 640

upper temp.thermal conductivity,kf2=? 645

thermal conductivity of condensed liquid is .6431501 W/m*K
condensation transfer heat= 2163.031 Watt
THIS IS LAMINAR FLOW
dia. OF Vapour= 9.657435E-03 metre
INPUT PROPERTIES OF SATURATED VAPOUR AT 325 K & 330 K
Since water is poly atom molecule.
Vapour Specific heat ratio is 1.33
Vapour constant, Rv= 461.52
ave. outside evap. pipe temp.= 331.65 K or 58.5 °C
Approximated vapour temp.= 326.65 K or 53.5 °C
inside condensation pipe temp.= 319.65 K or 46.5 °C
condensed fluid temp. at inside pipe surface is 323.15 K or 50 °C
P= .147244 bar
evaporated length is 1.15 metre
adiabatic length is .55 metre
condensed length is .8 metre
total length= 2.5 metre
dia. of .01 m. condensed film thickness, d(1)= 1.702822E-04 m.
condensed transfer heat= 2163.031 Watt
evaporated transfer heat= 926.1579 Watt
evaporated mass flowrate/pipes= 4.153923E-04 kg/s
condensed mass flowrate/pipes= 9.111182E-04 kg/s
hydraulic radius of vapour's radius= 4.829718E-03 m.
sonic limit ; Qs = 3536.296 Watt
entrainment limit ; Qe = 143.6477 Watt
boiling limit ; Qb = 42748.21 Watt
Initial transmittant-absorbant product= .5597625
Final transmittant-absorbant product= .6564773
average transmittant-absorbant product= .6132312
Initial heat loss= 307.3679
Final heat loss= 311.3679
Average heat loss= 309.3679
Initial inside collector energy= 9.119643
Final inside collector energy= 10.156187
Ave. inside collector energy accumulated later 2.037024E-04 Watt
Total solar energy received in 24 hrs= 2.17763
Net mass transfer rate= 143.6477 Watt
Q= 926.1579
Quantity of working fluid= 1.9211E-03 kg
Q= 7100.37
efficiency of solar collector= .2308773
Initial temp. of liquid in accumulator= 36.5
Efficiency of heat pump= .145664
efficiency of transfer= .8329
Overall efficiency = .2035
OK.

RUN
PERIOD OF EXPERIMENT IS 11.00-12.00 AM.
initial temp.of pipe in collector=60
final temp.of pipe in collector=68
ave.outside pipe temp.= 337.15 K or 64 C
Evaporated Vapour Temp.= 332.15 K or 59 C
input Thermophysical Properties of Saturated water at 330 K & 335 K
lower temp.PRESSURE IS? .,1719
upper temp. PRESSURE IS? .2167
Vapour Pressure is .191164 bar(10^5 N/m²)
lower temp.specific volume,Vf1=? 1.016
upper temp. specific volume,Vf2=? 1.018
Density of Water= 983.4204 kg/m³
lower temp.specific volume of vapour,Vg1=? 8.82
upper temp.specific volume of vapour,Vg2=? 7.09
Density of Vapour= .1252746 kg/m³
lower temp.'s heat of vapourization,Hfg1=? 2366
upper temp.'s heat of vapourization,Hfg2=? 2354
Heat of Vapourization is 2360.84 kJ/kg
lower temp.specific heat,Cpf1=? 4.184
upper temp.specific heat,Cpf2=? 4.186
Specific Heat of Water is 4.18486 kJ/kg*k
lower temp.viscosity,muf1=? 489
upper temp.viscosity,muf2=? 453
VISCOSITY OF WATER IS 4.735201E-04 N*s/m²
lower temp.'s Prandtl No.,Prf1=? 3.15
upper temp.'s Prandtl No.,Prf2=? 2.88
PRANDTL No.is 3.0339
lower temp.'s surface tension=? 66.6
upper temp.'s surface tension=? 65.8
SURFACE TENSION IS .066256 N/m
Values of Cs,f & n from table for Water-Scored copper combination
Correlation Eqn.for nucleate pool boiling developed by Rohsenow give
Q= 1221.909 Watt
critical heat flux eqn.developed by Kutateladze&Zuber give
Qmax= 1.794601E+09 Watt
final temp.of liquid in accumulator=? 52
input Thermophysical Properties of Saturated water at 330 K & 335 K
lower temp.specific volume,Vf1=? 1.016
upper temp. specific volume,Vf2=? 1.018
Density of Water= 983.8071 kg/m³
lower temp.specific heat,Cpf1=? 4.184
upper temp.specific heat,Cpf2=? 4.186
Specific Heat of Water is 4.18446 kJ/kg*k
lower temp.viscosity,muf1=? 489
upper temp.viscosity,muf2=? 453
VISCOSITY OF WATER IS 4.8072E-04 N*s/m²
lower temp.thermal conductivity,kf1=? 630
upper temp.thermal conductivity,kf2=? 656

Thermal conductivity of condensed liquid is .65138 W/m²K
condensation transfer heat= 1727.68 Watt
THIS IS LAMINAR FLOW
dia.OF Vapour= 9.695618E-03 metre
INPUT PROPERTIES OF SATURATED VAPOUR AT 330 K & 335 K
Since water is poly-atom molecule,
Vapour Specific heat ratio is 1.33
Vapour constant from property of ideal steam, Rv= 461.52
ave.outside evap.pipe Temp.= 337.15 K or 64 °C
Approximated vapour Temp.= 332.15 K or 59 °C
inside condensation pipe temp.= 330.15 K or 57 °C
condensed fluid temp.at inside pipe surface is 331.15 K or 58 °C
P= .191164 bar
evaporated length is 1.15 metre
adiabatic length is .55 metre
condensed length is .8 metre
total length= 2.5 metre
dia., d= .01 m. & condensed film thickness, d(1)= 1.521912E-04 m.
condensed transfer heat= 1727.68 Watt
evaporated transfer heat= 1221.909 Watt
evaporated mass flowrate/pipe= 5.17574E-04 kg/s
condensed mass flowrate/pipe= 7.318072E-04 kg/s
hydraulic radius or vapour's radius= 4.847803E-03 m.
sonic limit ; Qs= 4567.365 Watt
entrainment limit ; Qe = 161.2738 Watt
boiling limit ; Qb = 38265.04 Watt
Initial transmittant-absorptant product=? .6664998
Final transmittant-absorptant product=? .7445915
average transmittant-absorptant product= .7055457
Initial heat loss=? 344.3894
Final heat loss=? 424.8345
Average heat loss= 384.912
Initial inside collector energy=? 10.16189
Final inside collector energy=? 12.50694
Ave.inside collector energy accumulated rate= 6.514028E-04 Watt
Total solar energy reserve ; ht(MJ/m²-hr)=? 3.4245
Net heat transfer rate; 161.2738 Watt
QT= 1221.909
quantity of working fluid= 2.459761E-05 kg
qu= 1.835427E+07 J
efficiency of solar collector= .6560245
initial temp. of liquid in accumulator=? 42
Actual efficiency of heat pipe= .1319851
efficiency of transfer= 0.90
Overall efficiency = 0.28

RUN
PERIOD OF EXPERIMENT IS 12.00-13.00
initial temp.of pipe in collector=68
final temp.of pipe in collector=74
ave.outside pipe temp.= 344.15 K or 71 C .
Evaporated Vapour Temp.= 339.15 K or 66 C
input Thermophysical Properties of Saturated water at 335 K & 340 K
lower temp.PRESSURE IS? .2167
upper temp. PRESSURE IS? .2713
Vapour Pressure is .2620179 bar(10^5 N/m²)
lower temp.specific volume,Vf1=? 1.018
upper temp. specific volume,Vf2=? 1.021
Density of Water= 979.9226 kg/m³
lower temp.specific volume of vapour,Vg1=? 7.09
upper temp.specific volume of vapour,Vg2=? 5.74
Density of Vapour= .1685767 kg/m³
lower temp.'s heat of vapourization,Hfg1=? 2354
upper temp.'s heat of vapourization,Hfg2=? 2342
Heat of Vapourization is 2344.04 kJ/kg
lower temp.specific heat,Cpf1=? 4.186
upper temp.specific heat,Cpf2=? 4.188
Specific Heat of Water is 4.18766 kJ/kg*k
lower temp.viscosity,muf1=? 453
upper temp.viscosity,muf2=? 420
VISCOSITY OF WATER IS 4.256101E-04 N*s/m²
lower temp.'s Prandtl No.,Prf1=? 2.88
upper temp.'s Prandtl No.,Prf2=? 2.66
PRANDTL No.is 2.6974
lower temp.'s surface tension=? 65.8
upper temp.'s surface tension=? 54,64.9
SURFACE TENSION IS .065053 N/m
Values of Cs,f & n from table for Water-Scored copper combination
Correlation Eqn.for nucleate pool boiling developed by Rohsenow give
Q= 1600.111 Watt
critical heat flux eqn.developed by Kutateladze&Zuber give
Qmax= 1.29341E+09 Watt
final temp.of liquid in accumulator=? 58.5
input Thermophysical Properties of Saturated water at 335 K & 340 K
lower temp.specific volume,Vf1=? 1.018
upper temp. specific volume,Vf2=? 1.021
Density of Water= 980.6442 kg/m³
lower temp.specific heat,Cpf1=? 4.186
upper temp.specific heat,Cpf2=? 4.188
Specific Heat of Water is 4.18716 kJ/kg*k
lower temp.viscosity,muf1=? 453
upper temp.viscosity,muf2=? 420
VISCOSITY OF WATER IS 4.338601E-04 N*s/m²
lower temp.thermal conductivity,kf1=? 656
upper temp.thermal conductivity,kf2=? 660

Thermal conductivity of condensed liquid is .65832 W/m.K
 condensation transfer heat= 1836.308 Watt
 THIS IS LAMINAR FLOW
 dia.OF Vapour= 9.698459E-03 metre
 INPUT PROPERTIES OF SATURATED VAPOUR AT 335 K & 340 K
 Since water is poly-atom molecule,
 Vapour Specific heat ratio is 1.33
 Vapour constant from property of ideal steam, $R_v = 461.52$
 ave.outside evap.pipe Temp.= 344.15 K or 71 °C
 Approximated vapour Temp.= 339.15 K or 66 °C
 inside condensation pipe temp.= 336.65 K or 63.5 °C
 condensed fluid temp.at inside pipe surface is 337.3 K or 64.75
 $P = .2620179$ bar
 evaporated length is 1.15 metre
 adiabatic length is .55 metre
 condensed length is .8 metre
 total length= 2.5 metre
 dia., $d = .01$ m. & condensed film thickness , $d(1) = 1.507705E-04$ m.
 condensed transfer heat= 1836.308 Watt
 evaporated transfer heat= 1600.111 Watt
 evaporated mass flowrate/pipe= 6.826296E-04 kg/s
 condensed mass flowrate/pipe= 7.833944E-04 kg/s
 hydraulic radius or vapour's radius= 4.84923E-03 m.
 sonic limit ; $Q_s = 6169.954$ Watt
 entrainment limit ; $Q_e = 184.1372$ Watt
 boiling limit ; $Q_b = 29292.18$ Watt
 Initial transmittant-absorptant product=? .7445915
 Final transmittant-absorptant product=? .7496198
 average transmittant-absorptant product= .7471056
 Initial heat loss=? 424.8345
 Final heat loss=? 371.6812
 Average heat loss= 398.2579
 Initial inside collector energy=? 12.50694
 Final inside collector energy=? 10.94357
 Ave.inside collector energy accumulated rate=-4.342694E-04 Watt
 total solar energy reserve ; $ht(Mj/m^2-hr) = 3.686$
 Net heat transfer rate= 184.1372 Watt
 $QT = 1600.111$
 quantity of working fluid= 3.309996E-05 kg
 $qu = 1.943066E+07$ J
 efficiency of solar collector= .6957634
 initial temp. of liquid in accumulator=? 52
 Actual efficiency of heat pipe= .1150777
 efficiency of transfer= 0.576
 overall efficiency = 0.21387

RUN
 PERIOD OF EXPERIMENT IS 13.00-14.00
 initial temp.of pipe in collector=73
 final temp.of pipe in collector=75
 ave.outside pipe temp.= 347.15 K or 74 C
 Evaporated Vapour Temp.= 342.15 K or 69 C
 input Thermophysical Properties of Saturated water at 340 K & 345 K
 lower temp.PRESSURE IS? .2713
 upper temp. PRESSURE IS? .3372
 Vapour Pressure is .2996369 bar(10^5 N/m²)
 lower temp.specific volume,Vf1=? 1.021
 upper temp. specific volume,Vf2=? 1.027
 Density of Water= 976.9714 kg/m³
 lower temp.specific volume of vapour,Vg1=? 5.74
 upper temp.specific volume of vapour,Vg2=? 4.683
 Density of Vapour= .1911246 kg/m³
 lower temp.'s heat of vapourization,Hfg1=? 2342
 upper temp.'s heat of vapourization,Hfg2=? 2329
 Heat of Vapourization is 2336.41 kJ/kg
 lower temp.specific heat,Cpf1=? 4.188
 upper temp.specific heat,Cpf2=? 4.191
 Specific Heat of Water is 4.18929 kJ/kg*k
 lower temp.viscosity,muf1=? 420
 upper temp.viscosity,muf2=? 389
 VISCOSITY OF WATER IS 4.0667E-04 N*s/m²
 lower temp.'s Prandtl No.,Prf1=? 2.66
 upper temp.'s Prandtl No.,Prf2=? 2.45
 PRANDTL No.is 2.5697
 lower temp.'s surface tension=? 64.9
 upper temp.'s surface tension=? 64.1
 SURFACE TENSION IS .064556 N/m
 Values of Cs,f & n from table for Water-Scored copper combination
 Correlation Eqn.for nucleate pool boiling developed by Rohsenow give
 Q= 1786.131 Watt
 critical heat flux eqn.developed by Kutateladze&Zuber give
 Qmax= 1.126734E+09 Watt
 final temp.of liquid in accumulator=? 65
 input Thermophysical Properties of Saturated water at 340 K & 345 K
 lower temp.specific volume,Vf1=? 1.021
 upper temp. specific volume,Vf2=? 1.024
 Density of Water= 977.9111 kg/m³
 lower temp.specific volume of vapour,Vg1=? 5.74
 upper temp.specific volume of vapour,Vg2=? 4.683
 Density of Vapour= .1950568 kg/m³
 lower temp.'s heat of vapourization,Hfg1=? 2342
 upper temp.'s heat of vapourization,Hfg2=? 2329
 Heat of Vapourization is 2335.11 kJ/kg
 lower temp.specific heat,Cpf1=? 4.188
 upper temp.specific heat,Cpf2=? 4.191
 Specific Heat of Water is 4.18959 kJ/kg*k
 lower temp.viscosity,muf1=? 420
 upper temp.viscosity,muf2=? 389
 VISCOSITY OF WATER IS 4.035701E-04 N*s/m²
 lower temp.thermal conductivity,kf1=? 660
 upper temp.thermal conductivity,kf2=? 668

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่าการณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Thermal conductivity of condensed liquid is .66424 W/m*K
 condensation transfer heat= 1466.565 Watt
 THIS IS LAMINAR FLOW
 dia.OF Vapour= 9.725996E-03 metre
 INPUT PROPERTIES OF SATURATED VAPOUR AT 340 K & 345 K
 Since water is poly-atom molecule,
 Vapour Specific heat ratio is 1.33
 Vapour constant from property of ideal steam, Rv= 461.52
 ave.outside evap.pipe Temp.= 347.15 K or 74 °C
 Approximated vapour Temp.= 342.15 K or 69 °C
 inside condensation pipe temp.= 343.15 K or 70 °C
 condensed fluid temp.at inside pipe surface is 342.65 K or 69.5
 P= .2996369 bar
 evaporated length is 1.15 metre
 adiabatic length is .56 metre
 condensed length is .8 metre
 total length= 2.5 metre
 dia., d= .01 m. & condensed film thickness, d(1)= 1.370018E-04 m.
 condensed transfer heat= 1466.565 Watt
 evaporated transfer heat= 1786.131 Watt
 evaporated mass flowrate/pipe= 7.644767E-04 kg/s
 condensed mass flowrate/pipe= 6.277003E-04 kg/s
 hydraulic radius or vapour's radius= 4.862998E-03 m.
 sonic limit ; Qs = 7043.039 Watt
 entrainment limit ; Qe = 195.509 Watt
 boiling limit ; Qb = 28852.52 Watt
 Initial transmittant-absorptant product=? .7496198
 Final transmittant-absorptant product=? .6755691
 average transmittant-absorptant product= .7125945
 Initial heat loss=? 371.6812
 Final heat loss=? 3238.8482
 Average heat loss= 305.2647
 Initial inside collector energy=? 10.94357
 Final inside collector energy=? 7.0351354
 Ave.inside collector energy accumulated rate=-1.085676E-03 Watt
 total solar energy reserve ; ht(MJ/m²-hr)=? 3.501
 Net heat transfer rate= 195.509 Watt
 quantity of working fluid= 3.752722E-05 kg
 qu= 1.882889E+07 J
 efficiency of solar collector= .6732896
 initial temp. of liquid in accumulator=? 58
 Actual efficiency of heat pipe= .1333108
 efficiency of transfer= 0.593
 Overall efficiency = 0.2423

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

RUN

PERIOD OF EXPERIMENT IS 14.00-15.00

initial temp.of pipe in collector=75

final temp.of pipe in collector=68

ave.outside pipe temp.= 344.65 K or 71.5 C

Evaporated Vapour Temp.= 339.65 K or 66.5 C

input Thermophysical Properties of Saturated water at 335 K & 340 K

lower temp.PRESSURE IS? .2167

upper temp. PRESSURE IS? .2713

Vapour Pressure is .2674779 bar(10^5 N/m²)

lower temp.specific volume,Vf1=? 1.018

upper temp. specific volume,Vf2=? 1.0321

Density of Water= 979.6339 kg/m³

lower temp.specific volume of vapour,Vg1=? 7.09

upper temp.specific volume of vapour,Vg2=? 5.74

Density of Vapour= .1718939 kg/m³

lower temp.'s heat of vapourization,Hfg1=? 2354

upper temp.'s heat of vapourization,Hfg2=? 2342

Heat of Vapourization is 2342.84 kJ/kg

lower temp.specific heat,Cpf1=? 4.186

upper temp.specific heat,Cpf2=? 4.188

Specific Heat of Water is 4.18786 kJ/kg*k

lower temp.viscosity,muf1=? 453

upper temp.viscosity,muf2=? 420

VISCOSITY OF WATER IS 4.223101E-04 N*s/m²

lower temp.'s Prandtl No.,Prf1=? 2.88

upper temp.'s Prandtl No.,Prf2=? 2.66

PRANDTL No.is 2.6754

lower temp.'s surface tension=? 65.8

upper temp.'s surface tension=? 64.9

SURFACE TENSION IS .064963 N/m

Values of Cs,f & n from table for Water-Scored copper combination
Correlation Eqn.for nucleate pool boiling developed by Rohsenow give
Q= 1629.982 Watt

critical heat flux eqn.developed by Kutateladze&Zuber give

Qmax= 1.267626E+09 Watt

final temp.of liquid in accumulator=? 66

input Thermophysical Properties of Saturated water at 340 K & 345 K

lower temp.specific volume,Vf1=? 1.021

upper temp. specific volume,Vf2=? 1.024

Density of Water= 978.3414 kg/m³

lower temp.specific volume of vapour,Vg1=? 5.74

upper temp.specific volume of vapour,Vg2=? 4.683

Density of Vapour= .1891585 kg/m³

lower temp.'s heat of vapourization,Hfg1=? 2342

upper temp.'s heat of vapourization,Hfg2=? 2329

Heat of Vapourization is 2337.06 kJ/kg

lower temp.specific heat,Cpf1=? 4.188

upper temp.specific heat,Cpf2=? 4.191

Specific Heat of Water is 4.18914 kJ/kg*k

lower temp.viscosity,muf1=? 420

upper temp.viscosity,muf2=? 389

VISCOSITY OF WATER IS 4.0822E-04 N*s/m²

lower temp.thermal conductivity,kf1=? 660

upper temp.thermal conductivity,kf2=? 668

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Thermal conductivity of condensed liquid is .66304 W/m*K
 condensation transfer heat= 1009.23 Watt
 THIS IS LAMINAR FLOW
 dia.OF Vapour= 9.757374E-03 metre
 INPUT PROPERTIES OF SATURATED VAPOUR AT 335 K & 340 K
 Since water is poly-atom molecule,
 Vapour Specific heat ratio is 1.33
 Vapour constant from property of ideal steam, $R_v = 461.52$
 ave.outside evap.pipe Temp.= 344.65 K or 71.5 °C
 Approximated vapour Temp.= 339.65 K or 66.5 °C
 inside condensation pipe temp.= 344.15 K or 71 °C
 condensed fluid temp.at inside pipe surface is 341.9 K or 68.75
 $P = .2674779$ bar
 evaporated length is 1.15 metre
 adiabatic length is .55 metre
 condensed length is .8 metre
 total length= 2.5 metre
 dia., $d = .01$ m. & condensed film thickness , $d(1) = 1.213131E-04$ m.
 condensed transfer heat= 1009.23 Watt
 evaporated transfer heat= 1629.982 Watt
 evaporated mass flowrate/pipe= 6.95729E-04 kg/s
 condensed mass flowrate/pipe= 4.30772E-04 kg/s
 hydraulic radius or vapour's radius= 4.878687E-03 m.
 sonic limit ; $Q_s = 6369.464$ Watt
 entrainment limit ; $Q_e = 187.411$ Watt
 boiling limit ; $Q_b = 36085.12$ Watt
 Initial transmittant-absorptant product=? .6755691
 Final transmittant-absorptant product=? .2276159
 average transmittant-absorptant product= .4515925
 Initial heat loss=? 238.8482
 Final heat loss=? 238.8482
 Average heat loss= 238.8482
 Initial inside collector energy=? 7.035154
 Final inside collector energy=? 7.035154
 Ave.inside collector energy accumulated rate= 0 Watt
 total solar energy reserve ; $ht(Mj/m^2-hr) = ? 3.35$
 Net heat transfer rate= 187.411 Watt
 quantity of working fluid= 3.37513E-05 kg
 $qu = 1.174555E+07$ J
 efficiency of solar collector= .420788
 initial temp. of liquid in accumulator=? 66
 Actual efficiency of heat pipe= .1856971
 efficiency of transfer= 0.553
 overall efficiency = 0.108

กิตติกรรมประกาศ

คณะผู้จัดทำขอขอบคุณ อ.พงษ์เจต พรหมวงศ์ ตลอดจนอาจารย์ และ เจ้าหน้าที่ทุกท่านในภาควิชาวิศวกรรมศาสตร์เครื่องกล ที่มีส่วนให้ความช่วยเหลือและคำแนะนำปริญญานิพนธ์นี้สำเร็จลุล่วงไปด้วยดี และขอขอบใจเพื่อนะภาคเครื่องกลทุกคนที่ให้การกำลังใจมาโดยตลอด



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หนังสืออ้างอิง

1. กองแผนงาน สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้า, " ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลของนักศึกษา สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้า ", ปีการศึกษา 2523
2. ธงชัย ศิริประยูร, " พลังงานแสงแดด ", โรงพิมพ์ สจ. กรุงเทพฯ , 2528
3. สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี (ไทย-ญี่ปุ่น), " การส่งถ่ายพลังงานความร้อนโดยการเปลี่ยนวัสดุ ", วารสารเทคโนโลยี, ปีที่ 14, ฉบับที่ 74, หน้า 50-55, 2530
4. Frank P. Incropera and David P. Dewitt, " Fundamentals of Heat and Mass Transfer ", John Wiley & Sons., New York, 1981
5. J.P.Holman, " Heat Transfer ", Mcgraw- Hill Book Co., New York, 1986
6. P.D. Dunn and D.A. Reay, " Heat Pipes ", Pergamon Press, London, 1978
7. S.W. Chi, " Heat Pipe Theory and Practise ", Mcgraw- Hill Book Co., New York, 1976
8. Bill Keisling, "The homeowner's handbook of Solar water heating systems", Rodale Press, Emmaus, Pa., New York, 1983