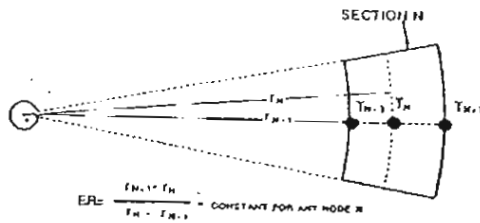


$$-kA \frac{\partial T(r,t)}{\partial r} \Big|_{r=R} = q = h_c(T_m - T_w) \quad T > 0 \quad (2-3)$$



รูปที่ 2-3 ภาพตัดส่วนหนึ่งของพื้นดิน ที่มา : Lei, T.K (1993)

สภาวะเริ่มต้น (Initial Condition)

$$T(r,0) = T_i(\text{Constant}) \quad r_R \leq r \leq r_\infty \quad (2-4)$$

จากรูปที่ 2-3 แสดงภาพตัดส่วนหนึ่งของพื้นดิน เนื่องจากการควบคุมพื้นฐานอยู่ในรูปของสมการเชิงอนุพันธ์ วิธีการแก้ปัญหาโดยใช้หลักการวิธีไฟไนต์ดิฟเฟอเรนซ์ (Finite Difference Method) เพื่อคำนวณหาค่าอุณหภูมิที่เวลาใหม่ (T'_N) โดยการกระจายสมการที่เกี่ยวข้องและใช้ค่าที่เวลาเดิม (t) โดยแบ่งระยะห่างของแต่ละจุด (Δr_g) และขยายระยะ Δr_g เป็นอัตราส่วนคงที่ (ER) จะได้สมการใหม่ที่ใช้คำนวณดังนี้

$$T'_N = \frac{\alpha_f \Delta t}{ER(ER+1)\Delta r_g} \left[\left(\frac{2}{\Delta r_g} + \frac{1}{r_N} \right) T_{N-1} - \left(\frac{2(ER+1)}{\Delta r_g} + \frac{1-ER^2}{r_N} \right) T_N \right] \quad (2-5)$$

$$+ \left(\frac{2ER}{\Delta r_g} - \frac{ER^2}{r_N} \right) T_{N-1} + T_N$$

โดย ER เป็นค่าคงที่มีค่าเท่ากับ $ER = \frac{r_{N+1} - r_N}{r_N - r_{N-1}}$

เมื่อใช้สมการที่ 2-5 มีข้อควรระวังสำหรับการหาค่าไฟไนต์ดิฟเฟอเรนซ์แบบชัดเจน (Explicit Finite Difference Method) โดยกำหนดขอบเขตคือค่าสัมประสิทธิ์ของอุณหภูมิที่จุด N ต้องมีค่ามากกว่าหรือเท่ากับศูนย์ เพื่อให้ค่าที่ได้จากสมการมีความเสถียรภาพ

$$\left[1 - \frac{\alpha_f \Delta t}{ER(ER+1)\Delta r_g} \left(\frac{2(ER+1)}{\Delta r_g} + \frac{1-ER^2}{r_N} \right) \right] \geq 0 \quad (2-6)$$

2.3.2 สมการการถ่ายเทความร้อนสำหรับบริเวณท่อ

สำหรับบริเวณใกล้ท่อ จะใช้วิธีไฟไนต์ดิฟเฟอเรนซ์แบบปริยาย (Implicit Finite Difference Method) ในการแก้ปัญหาสมการสมดุลพลังงานการถ่ายเทความร้อนของท่อด้านหนึ่ง มีการถ่ายเทความร้อนแบ่งเป็น 3 ส่วน ดังนี้

- การถ่ายเทความร้อนที่บริเวณพื้นที่ผิวท่อ (AG) สูดิน เท่ากับ การถ่ายเทความร้อนจากของไหลในท่อสู่บริเวณพื้นที่ผิวท่อ (AG)

- การถ่ายเทความร้อนที่บริเวณพื้นที่ผิวท่อและดิน (AT) เท่ากับ การถ่ายเทความร้อนจากของไหลในท่อสู่บริเวณพื้นที่ผิวท่อ (AT)

- การถ่ายเทความร้อนจากของไหลเข้าท่อ (TIR) เท่ากับ การถ่ายเทความร้อนสู่บริเวณพื้นที่ผิวท่อโดยรอบ

จากสมดุลพลังงานการถ่ายเทความร้อนได้สมการดังต่อไปนี้ ด้านหนึ่งเนื่องจากเป็นท่อ 2 ท่อที่มีขนาดสมมาตรกัน ทำให้ได้สมการไฟไนต์ดิฟเฟอเรนซ์ทั้งหมด 6 สมการ เพื่อหาค่าอุณหภูมิที่จุด TGR(z), TOR(z), TTR(z), TTL(z), TOL(z) และ TGL(z) ดังแสดงในรูปที่ 2-3 ดังต่อไปนี้

กรณี ปริมทำงาน

มีการถ่ายเทความร้อนสู่ดิน (TR) โดยมีน้ำร้อนไหลเข้าท่อ (TIR, TIL) และไหลออกท่อ (TOR, TOL) ที่ชั้นใด ๆ (z) ซึ่งอุณหภูมิที่จุดต่างๆ แสดงในรูปที่ 2-3

ท่อทางขวา

$$(1 + 2Fo + 2FoBi)TGR'(z) - 2FoTTR'(z) = TGR(z) + 2FoBiT_{mR} \quad (2-7)$$

$$\begin{aligned} \dot{m} \times C_w \times (TIR'(z) - TOR'(z)) \\ = h \times AG \times [T_{mR} - TGR'(z)] \\ + h \times AT \times [T_{mR} - TTR'(z)] \end{aligned} \quad (2-8)$$

$$(1 + 2Fo + 2FoBi)TTR'(z) - 2FoTTLR'(z) = TTR(z) + 2FoBiT_{mR} \quad (2-9)$$

ท่อทางซ้าย

$$(1 + 2Fo + 2FoBi)TTL'(z) - 2FoTTR'(z) = TTL(z) + 2FoBiT_{mL} \quad (2-10)$$

$$\begin{aligned} \dot{m} \times C_w \times (TIL'(z) - TOL'(z)) \\ = h \times AG \times [T_{mL} - TTL'(z)] \\ + h \times AT \times [T_{mL} - TTR'(z)] \end{aligned} \quad (2-11)$$

$$(1 + 2Fo + 2FoBi)TGL'(z) - 2FoTLR'(z) = TGL(z) + 2FoBiT_{mL} \quad (2-12)$$

กรณี ปริมหยุดทำงาน

เมื่อปริมหยุดทำงานจะไม่มีน้ำไหลเข้าออกที่ทั้งด้านซ้าย และด้านขวา จะได้ TBR และ TBL แทน TIR, TIL TOR และ TOL

ท่อทางขวา

$$(1 + 2Fo + 2FoBi)TGR'(z) - 2FoTBR'(z) = TGR(z) + 2FoBiTBR \quad (2-13)$$

$$\frac{\rho_w \times C_w \times A_c \times \Delta z}{\Delta t} \times TBR'(z) \quad (2-14)$$

$$= h \times AG \times [TBR' - TGR'(z)] + h \times AT \times [TBR' - TTR'(z)]$$

$$(1 + 2Fo + 2FoBi)TTR'(z) - 2FoTLR'(z) = TTR(z) + 2FoBiTBR' \quad (2-15)$$

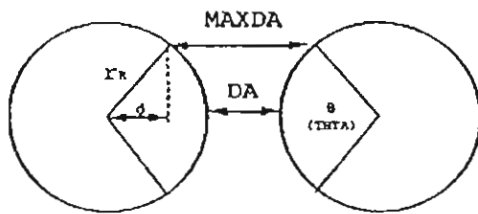
ท่อทางซ้าย

$$(1 + 2Fo + 2FoBi)TTL'(z) - 2FoTTR'(z) = TTL(z) + 2FoBiTBL' \quad (2-16)$$

$$\frac{\rho_w \times C_w \times A_c \times \Delta z}{\Delta t} \times TBL'(z) \quad (2-17)$$

$$= h \times AG \times [TBL' - TGL'(z)] + h \times AT \times [TBL' - TTL'(z)]$$

$$(1 + 2Fo + 2FoBi)TGL'(z) - 2FoTLR'(z) = TLR(z) + 2FoBiTBL' \quad (2-18)$$



รูปที่ 2-4 Equivalent Distance ที่มา : Lei, T.K (1993)

แบบจำลอง Thermal Short-Circuiting ของ Hopkins (1983) ถูกนำมาใช้ในการหาการถ่ายเทความร้อนระหว่างท่อ 2 ท่อที่วางใกล้ชิดกัน ดังรูปที่ 2-4 เพื่อหา ระยะเทียบเท่า (Equivalent Distance)

$$\Delta L_T = \frac{MAXDA + DA}{2} \quad (2-19)$$

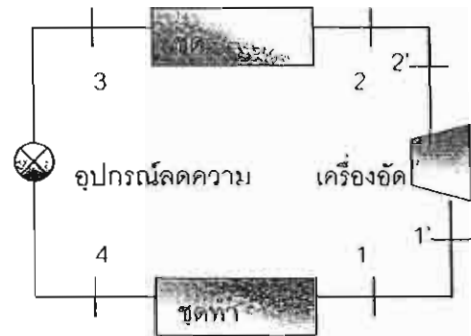
$$MAXDA = 2(r - d) + DA \quad (2-20)$$

$$d = r \cos(\theta/2) \quad (2-21)$$

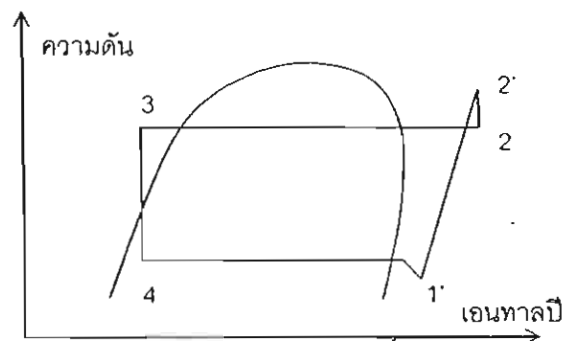
$$DA = 2 \times h \times C \times DT \quad (2-22)$$

3.แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ

ระบบปรับอากาศที่ใช้กันอยู่อย่างแพร่หลายในปัจจุบัน ส่วนใหญ่อาศัยหลักการทำงานของ วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ ซึ่งประกอบด้วย ส่วนประกอบหลัก 4 ส่วน คือ ชุดทำระเหย, เครื่องอัด, ชุดควบแน่น และ อุปกรณ์ลดความดัน ดังแสดงในรูปที่ 3-1 แผนภาพความดันและเอนทาลปีของระบบที่ใช้ในบทความนี้แสดงได้ดังรูปที่ 3-2



รูปที่ 3-1 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ



รูปที่ 3-2 แผนภาพ ความดัน-เอนทาลปี ของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ

3.1 เครื่องอัด(Compressor)

การอัดไอสารทำความเย็นจากสภาวะ 1' ไป 2' เป็นไปตามกระบวนการโพลีโทรปิก (Polytropic Process) ไม่มีความร้อนถ่ายเทผ่านเครื่องอัด ความสัมพันธ์ของอุณหภูมิและความดันของสารทำงานแสดงได้ดังสมการ

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3-1)$$

ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร (Volumetric efficiency) สามารถหาได้จากสมการ

$$\eta_c = \left[1 + C \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} \right]^{-1} \quad (3-2)$$

โดย C คือ ตัวประกอบระยะของ : หมายถึงกระบอกสูบ
อัตราไหลของสารทำงาน : ปริมาตรต่อวินาที

$$\dot{m}_r = \frac{V_{PD} N_{cp} \eta_c}{V_1} \quad (3-3)$$

V_{PD} คือปริมาตรกระบอกสูบ
 N_{cp} คือความเร็วรอบของเครื่องอัด

งานที่เครื่องอัด หาได้จาก

$$W_{cp} = \dot{m}_r (i_2 - i_1) \quad (3-4)$$

i คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็น

3.2 ชุดควบแน่น (Condenser)

3.2.1 ชุดควบแน่นระบายความร้อนด้วยน้ำ

อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านชุดควบแน่นระบายความร้อนด้วยน้ำ สามารถพิจารณาในพจน์ของ ประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน จากอุณหภูมิของน้ำผ่านชุดควบแน่น ดังนี้

$$Q_{cd} = \varepsilon_{cd} C_{pw} (T_{cd} - T_{w,i}) \quad (3-5)$$

$$\varepsilon_{cd} = 1 - e^{-NTU_{cd}} \quad (3-6)$$

$$NTU_{cd} = \frac{U_{cd} A_{cd}}{C_{pw}} \quad (3-7)$$

พิจารณาด้านน้ำ การดึงความร้อนออกจากชุดควบแน่นโดยน้ำสามารถหาได้จาก

$$Q_{cd} = \dot{m}_w C_{pw} (T_{w,i} - T_{w,o}) \quad (3-8)$$

พิจารณาด้านสารทำงาน การดึงความร้อนออกจากชุดควบแน่นสามารถหาได้จาก

$$Q_{cd} = \dot{m}_r (i_2 - i_3) \quad (3-9)$$

3.3 อุปกรณ์ลดความดัน (Expansion Valve)

ความดันจากสภาวะ 3 ลดลง สู่สภาวะ 4 โดยค่าเอนทัลปี คงที่ ดังสมการ

$$i_3 = i_4 \quad (3-16)$$

3.4 ชุดทำระเหย (Evaporator)

อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านชุดทำระเหย สามารถพิจารณาในพจน์ของ ประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน จากอุณหภูมิของอากาศผ่านชุดทำระเหย ดังนี้

$$Q_{ev} = \varepsilon_{ev} \dot{m}_a (T_{a,ev} - T_{ev}) \quad (3-17)$$

$$\varepsilon_{ev} = 1 - e^{-NTU_{ev}} \quad (3-18)$$

$$NTU_{ev} = \frac{U_{ev} A_{ev}}{C_m} \quad (3-19)$$

พิจารณาด้านน้ำ การดึงความร้อนออกจากชุดควบแน่นโดยน้ำสามารถหาได้จาก

$$Q_{ev} = (\dot{m}_a C_{pa} + \dot{m}_s C_{ps}) (T_{a,ev} - T_{a,ea}) - \dot{m}_s (i_s - i_{fs}) \quad (3-20)$$

พิจารณาด้านสารทำงาน การดึงความร้อนออกจากชุดควบแน่นสามารถหาได้จาก

$$Q_{ev} = \dot{m}_r (i_1 - i_3) \quad (3-21)$$

3.5 สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ (Coefficient of Performance: COP)

$$COP = \frac{Q_{cd}}{W_{cp}} \quad (3-22)$$

3.6 กลวิธีในการจำลองการทำงานของระบบปรับอากาศ

การจำลองการทำงานของระบบปรับอากาศ ในบทความนี้ใช้วิธีการแทนค่าสืบเนื่อง (Successive Substitution) โดยการ สมมติค่าของ 2 ตัวแปร คือ อุณหภูมิของชุดทำระเหย (T_{ev}) และ อัตราส่วนอุณหภูมิก่อนและหลังผ่านเครื่องอัด (T_2/T_1) ในขณะที่ค่าคงที่ ในการจำลองการทำงานแสดงดังตารางที่ 3-1 สารทำงานที่ใช้ในการจำลองคือ R134a

ตารางที่ 3-1 ตัวแปรคงที่ในการจำลองการทำงานของระบบ

ตัวแปรกำหนดค่า	ค่า
k_n	1.135
C	0.05
V_{PD}	0.0002 m ³
N_{cp}	1270 rpm
$(UA)_{ev}$	250 W/K
$(UA)_{cd}$	350 W/K
$T_{a,ea} / RH_{a,ea}$	27 °C / 0.5
$V_{a,ea}$	40 m ³ /min
C_{pa}	1.0035 kJ/kg·K
C_{ps}	1.8723 kJ/kg·K
C_{pw}	4.187 kJ/kg·K

4. วิธีการทดสอบ

4.1 ตัวแปรที่ใช้ในการทดสอบ

ในการทดสอบมีการกำหนดค่าตัวแปรต่างๆ โดยพิจารณาให้อัตราการไหลของน้ำที่ใช้ในการทดสอบ กำหนดให้อยู่ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ช่วงเวลาที่ทำการทดสอบ พิจารณาจากช่วงที่อุณหภูมิดินต่ำกว่าอุณหภูมิอากาศปกติ ตัวแปรที่ใช้ในการทดสอบได้แก่

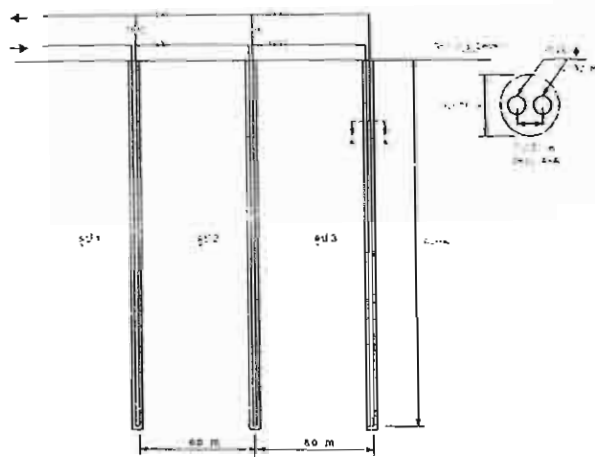
4.1.1 อัตราการไหลของน้ำ 15 ลิตรต่อวินาที

4.1.2 ระยะเวลาต่อวัน 7 ชั่วโมง

4.1.3 ช่วงเวลา 9:00 – 16:00 น.

4.1.4 อุณหภูมิน้ำเข้า 36 38 และ 40 °C

4.2 วิธีการดำเนินการทดสอบ



รูปที่ 4-1 ตำแหน่งการวางท่อในแนวตั้งแบบอนุกรม

4.2.1 เปิดวาล์วเพื่อให้น้ำหมุนวนใน 2 ลูบ (ลูบ 1 และลูบ 2) ทำน้ำร้อนให้ได้อุณหภูมิ 36 °C เพื่อใช้หมุนเวียนเข้าไปในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินแบบท่อรูปตัวยูแนวดิ่งดังรูป 3.4 แสดงการเชื่อมต่อของท่อแต่ละชุด

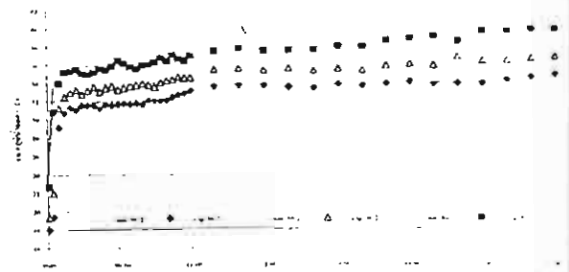
4.2.2 เปิดเครื่องสูบน้ำ เพื่อส่งน้ำร้อนที่ได้เข้าสู่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินแบบท่อรูปตัวยูแนวดิ่ง

4.2.3 ทำการบันทึก อุณหภูมิดินเริ่มต้น อุณหภูมิน้ำเริ่มต้น อุณหภูมิน้ำเข้า และอุณหภูมิน้ำออก ทุก ๆ 1 นาที ใน 1 ชั่วโมงแรก และหลังจากนั้นบันทึกทุก ๆ 10 นาที

4.2.4 ปรับเปลี่ยนค่าอุณหภูมิน้ำร้อนที่ใช้หมุนเวียนเข้าไปในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินแบบท่อรูปตัวยูแนวดิ่ง เป็น 38 และ 40 °C ตามลำดับ แล้วเริ่มทดลองใหม่ตั้งแต่ข้อ 3.1.3.1

4.2.5 ปรับเปลี่ยนการเปิดวาล์วให้น้ำหมุนวนใน 3 ลูบ (ลูบ 1 ลูบ 2 และลูบ 3) ตามลำดับ แล้วเริ่มทดลองใหม่ตั้งแต่ข้อ 4.2.1

5. ผลการดำเนินการและวิเคราะห์

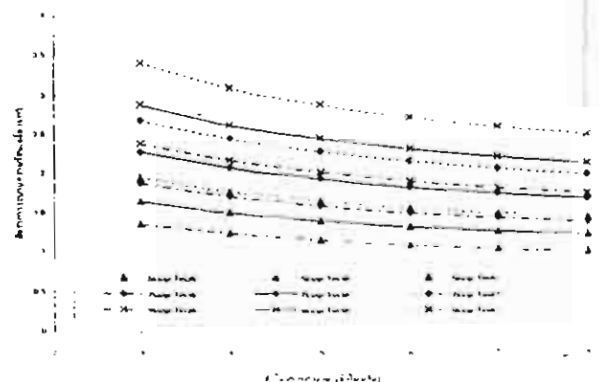


รูปที่ 5-1 การเปรียบเทียบค่าอุณหภูมิน้ำออกที่เวลาใดๆ ระหว่างค่าที่ได้จากแบบจำลองกับผลการทดสอบของท่อ 2 ลูบ

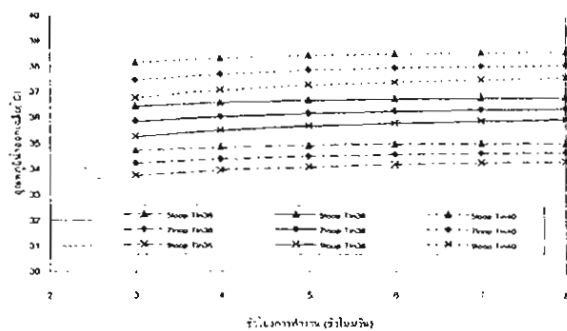


รูปที่ 5-2 การเปรียบเทียบค่าอุณหภูมิน้ำออกที่เวลาใดๆ ระหว่างค่าที่ได้จากแบบจำลองกับผลการทดสอบของท่อ 3 ลูบ

จากรูปที่ 5-1 และ 5-2 การเปรียบเทียบค่าอุณหภูมิน้ำออกที่เวลาใดๆ ระหว่างค่าที่ได้จากการคำนวณด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินแบบท่อรูปตัวยูแนวดิ่ง กับค่าที่ได้จากการทดลอง พบว่าค่าที่ได้จากแบบจำลองมีค่าใกล้เคียงกับการทดลอง โดยค่าที่ได้จากแบบจำลองมีค่าผลต่างจากผลการทดสอบเป็นร้อยละ 3.63, 2.64 และ 1.56 ค่าส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานของค่าผลต่างเป็น 10.59, 8.04 และ 2.09 สำหรับอุณหภูมิน้ำเข้า 36 , 38 และ 40 °C ของท่อ 2 ลูบตามลำดับ และเป็นร้อยละ 3.04, 3.80 และ 2.97 ค่าส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานของค่าผลต่างเป็น 8.42, 7.41 และ 4.74 สำหรับอุณหภูมิน้ำเข้า 36 , 38 และ 40 °C ของท่อ 3 ลูบตามลำดับ



รูปที่ 5-3 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการระบายความร้อนเฉลี่ยกับอุณหภูมิการทำงานต่อวัน ของท่อ 5, 7 และ 9 ลูบต่อแบบอนุกรม ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 36, 38 และ 40 °C



รูปที่ 5-4 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำออกเฉลี่ยกับชั่วโมงการทำงานต่อวัน ของท่อ 5, 7 และ 9 รูปต่อแบบอนุกรม ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 36, 38 และ 40 °C

เมื่อกำหนดให้อัตราการไหลของน้ำเข้าท่อมีค่า 0.25 กิโลกรัมต่อวินาที อุณหภูมิดินโดยเฉลี่ยมีค่า 27 °C โดยท่อฝังลงดินลึก 6 เมตร เชื่อมต่อกันแบบอนุกรม จากรูปที่ 5-3 และ 5-4 อัตราการระบายความร้อนเฉลี่ยจะมีค่าลดลงเมื่อชั่วโมงการทำงานต่อวันเพิ่มขึ้นเนื่องจากแหล่งรับความร้อนคือดินมีอุณหภูมิสูงขึ้นเรื่อยๆ จึงระบายความร้อนได้ลดลง เมื่อจำนวนท่อที่ระบายความร้อนมีมากขึ้นทำให้สามารถระบายความร้อนได้มากขึ้น และเมื่อพิจารณาถึงอุณหภูมิน้ำที่ไหลเข้าท่อต่ออัตราการระบายความร้อนเฉลี่ยพบว่า เมื่ออุณหภูมิน้ำเข้ามีค่าสูงจะมีอัตราการระบายความร้อนเฉลี่ยได้มากกว่าอุณหภูมิน้ำเข้าต่ำกว่า

ในการจำลองการทำงานของระบบปรับอากาศที่มีพื้นดินเป็นแหล่งดูดซับความร้อน โดยมีค่าตัวแปรคงที่ดังแสดงในตารางที่ 3-1 โดยมีอุณหภูมิน้ำออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดิน เท่ากับ 33, 34 และ 35 °C โดยมีอัตราการไหลของน้ำเท่ากับ 0.25 กิโลกรัม/วินาที จากการจำลองการทำงานของระบบเปรียบเทียบกับพบว่า ระบบมีสัมประสิทธิ์สมรรถนะเท่ากับ 3.55, 3.43 และ 3.20 ที่อุณหภูมิน้ำเข้าเท่ากับ 33, 34 และ 35 °C

6. สรุป

จากการเปรียบเทียบผลที่ได้จากการคำนวณด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์กับผลการทดสอบจริง พบว่าแบบจำลองสามารถใช้ทำนายค่าอุณหภูมิน้ำออกได้ใกล้เคียงกับผลการทดสอบ เมื่อใช้แบบจำลองทำนายการทำงานพบว่าเมื่อใช้เวลาการทำงานต่อวันมากขึ้นจะทำให้อัตราการระบายความร้อนเฉลี่ยมีค่าลดลง และจากผลข้อมูลสามารถนำมาใช้เพื่อหาขนาดท่อที่เหมาะสมและเวลาที่ใช้งานต่อวันได้ ที่อัตราการระบายความร้อนหรืออุณหภูมิน้ำขาออก กับระยะเวลาใช้งาน ผลการจำลองการทำงานของระบบปรับอากาศที่มีการระบายความร้อนสู่พื้นดิน ให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะสูงสุด 3.55 ที่อุณหภูมิน้ำเข้าชุดควบแน่น 33 องศาเซลเซียส

7. กิตติกรรมประกาศ

คณะผู้วิจัยขอขอบคุณ สำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย (สกว.) ที่ให้ทุนสนับสนุนการวิจัยในครั้งนี้

8. รายการสัญลักษณ์

A	พื้นที่ถ่ายเทความร้อน	m ²
AG	พื้นที่ถ่ายเทความร้อนระหว่างผิวดินกับผิวท่อ	m ²
AT	พื้นที่ถ่ายเทความร้อนระหว่างผิวท่อแต่ละด้าน	m ²
b	ความหนาของท่อ	m
Bi	ตัวเลขไบโอท	
c	ตัวประกอบระยะช่องว่างภายในกระบอกสูบ	
C _p	ความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่	kJ/kg·K
DT	ระยะห่างระหว่างท่อ	m
ER	อัตราการขยายตัว	
Fo	ตัวเลขฟูเรียร์	
k _n	ดัชนีโพสิทีฟอริก	
V _{PD}	ปริมาตรกระบอกสูบ	m ³
U	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน	W/m ² ·K
i	เอนทาลปีจำเพาะ	kJ/kg
T	อุณหภูมิ	°C
Q	อัตราการระบายความร้อน	W
V	ปริมาตร	m ³
v	ปริมาตรจำเพาะ	m ³ /kg
V _{a,e}	อัตราการไหลโดยปริมาตร	m ³ /min
P	ความดัน	kPa
h	ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนแบบบังคับ	W/m ² ·K
k	ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน	W/m·K
m	อัตราการไหล	kg/s
N _{cp}	ความเร็วรอบของเครื่องอัด	rpm
Lc	ความลึกของรู	m
r _R	รัศมีท่อ	m
r _N	รัศมีจากจุดเริ่มต้นถึงจุด N	m
r _∞	รัศมี Far-field	m
Rh	ความชื้นสัมพัทธ์	
T _i	อุณหภูมิดินที่ Far-field	°C
T _m	อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำในท่อ	°C
T _w	อุณหภูมิผิวท่อ	°C
W	งาน	W
Δt	เวลาที่เพิ่ม	s
α _g	คุณสมบัติในการกระจายความร้อนของดิน	m ² /s
ρ	ความหนาแน่น	kg/m ³
η _v	ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร	

9.สัญลักษณ์บรรยาย

a	อากาศ
cd	ชุดควบแน่น
cp	เครื่องอัด
ev	ชุดทำระเหย
i	ทางเข้า
r	สารทำงาน
o	ทางออก
s	ไอน้ำ
w	น้ำ

10.เอกสารอ้างอิง

- [1]. สรรเพชร วรณศรี และ ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์. 2546. สมรรถนะทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดิน. การประชุมวิชาการเรื่องการถ่ายเทความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน ครั้งที่ 2. วันที่ 25-26 กันยายน 2546. จ.เชียงใหม่
- [2]. Rybach, L., and Sanner, B. 2000. Ground-Source Heat Pump System the European Experience. Geo-Heat Center Quarterly Bulletin. Klamath Falls, Oreg. Oregon Institute of Technology, Vol. 21(1) : 16-26
- [3]. Hopkins, P.L. 1983. Performance of a Vertical Heat Pump Ground-Coupling Device. Unpublished M.S. thesis, Oklahoma State University, Stillwater.
- [4]. Lei, T.K. 1993. Development of a Computational Model for a Ground-Coupled Heat Exchanger. ASHRAE Transactions 99 (1) : 149-159.

บทความและวารสารที่ตีพิมพ์ : การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อน
ระบบเก็บความร้อนแบบดูดซับ

A performance study on a chemical energy storage system using sodiumsulfide-water as the working pair

Wongsuwan W., Rungpiboonsopit T., Chatchawan C., Kiatsiriroat T.

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Chiang Mai University, 50200,

E-mail: Wipawadee@dome.eng.cmu.ac.th

Abstract

Chemical energy storage (CES) uses a chemisorption process to store energy. This experimental study investigates the performance of a CES system that uses sodiumsulfide-water (Na_2S -water). To form a reactive mixture, Sodiumsulfide nanohydrated salt ($\text{Na}_2\text{S} \cdot 9\text{H}_2\text{O}$) was mixed with a graphite binder. A prototype using this reactive mixture was comprised of an annular tube reactor, an evaporator and a condenser. The experiment investigated the effect of three variables, which are evaporating temperature ($40^\circ - 50^\circ\text{C}$), regeneration temperature ($110^\circ - 120^\circ\text{C}$), and cycle time (45 - 75 minutes). Three different mass ratios of graphite binder to Sodiumsulfide nanohydrated salt were selected at values of 1/5, 1/3, and 1/2. According to the experimental results a number of general trends can be identified. Firstly, the rate of water adsorption in the reactor increases if evaporating temperature is raised. The regeneration rate was also found to increase with regeneration temperature. Mixing sodiumsulfide salt with the graphite gave a better coefficient of performance (COP) than using pure Sodiumsulfide salt in the tested CES system. The mass ratio of graphite to salt of 1/3 resulted in the greatest water absorption, heat transfer coefficient and COP.

1. Introduction

Energy storage systems can play an important role in achieving energy efficiency in energy intensive industries. Large amounts of energy can be saved by a waste heat recovery and energy storage system. Energy storage systems or heat pumps, based on reversible chemical reactions, can upgrade industrial waste heat to reusable levels [1]. The potential uses of heat pumps and their concepts, classification and specification were reviewed by Wongsuwan et al [2]. Chemical energy storage (CES), a category of energy storage system, uses a chemisorption process to store energy. This type of system has useful application for heat pumping purposes. The reaction heat of a CES system is much higher than the latent heat of working fluid. Thus, the energy densities of chemisorption (e.g. hydration/dehydration of metal salt-water) are much larger than in the case of physisorption (e.g. adsorption/desorption of zeolite-water, silicagel-water). Chemisorption is a solid adsorption process, which is based on the combination and decomposition of adsorbent (in solid phase) and adsorbate (or working fluid). The adsorbent and adsorbate are the reactants of the CES.

In the last decade, the use of energy storage systems has increased significantly. In Germany, the CES was implemented in A school for heating purposes [3], using zeolite/water as working pair. The system worked in two modes: energy storage during off-peak period and energy discharge during on-peak period. Therefore, peak power demand could be curtailed while the energy storage density was about 126 kWh/m^3 . A SWEAT (Salt-Water Energy Accumulation and Transformation) system, using sodiumsulfide-water as working pair, has been implemented in Netherlands. This system has been investigated in a joint project involving Inalfa ares, Delft University and ECN [4]. The development of the SWEAT system [5] was for cold production about $5\text{-}15^\circ\text{C}$ in industry and commercial buildings. The heat source was expected from waste heat supplied by the co-generation system at about 80°C . They mentioned that once the experimental test showed the positive results, the 10-kW prototype would be implemented for continuous cold production in industry. In Thailand, the research into CES is at an early stage, and such systems have not yet been implemented in industry.

The CES is principally composed of a reactor, an evaporator, a condenser and a heating and a cooling system. The operating cycle of the CES consists of three phases: (1) a heating and regeneration phase (decomposition of working pair), (2) cooling phase and (3) reaction phase (chemical adsorption between reactants). In the regeneration phase, the system receives heat from a high temperature source to separate the working fluid from the adsorbent. The working fluid is then condensed in the condenser, where heat is either utilized or ejected into the environment. Then, the reactor is cooled by the cooling system to recover heat of regeneration. Consequently, in the reaction phase, the system operation is in heat pump mode. Heat from a low temperature source is supplied to the evaporator and heat at a higher temperature is extracted from the reactor to satisfy the load requirement.

There is a number of working pairs available for CES. An experimental comparison has shown that, among potential salt hydrated adsorbents, $\text{Na}_2\text{S}\cdot 5\text{H}_2\text{O}$ gave the highest energy storage density of 673 kWh/m^3 [6]. The reaction between salt and water is a reversible reaction composed of the forward exothermic absorption and backward endothermic desorption of vapor in solids. It was stated in Boer et al [7] that the heat of reaction between sodiumsulfide salt (Na_2S) and five water molecules ($5\text{H}_2\text{O}$) is about 300 kJ/mol of salt. In their study, the structural, thermodynamic and phase properties in the $\text{Na}_2\text{S}\text{-H}_2\text{O}$ system for application in a chemical heat pump have been investigated. Water is an excellent working fluid and is easily obtained. Heat for regeneration for this working pair must exceed a temperature of 80°C , which is thus possible to obtain from solar energy or a waste heat source.

This study focuses on experimentation with a CES prototype. Three important parameters, which are evaporation and regeneration temperature and cycle time, are all considered and their influences investigated experimentally. The effect of graphite additive on the system performance is also investigated. Sodiumsulfide-water (Na_2S -water) was used for the experimental study due to its high heat of adsorption. This storage material exhibits advantages over other working pairs due to its monovariant behavior. The temperature and pressure of the adsorbent does not depend on the degree of working fluid-saturation. During the reaction and regeneration process, temperature and pressure are constant. Thus, the operation of the system is not overly complex.

2. Experimentation

2.1 Experimental Set Up

The experimental prototype consisted of an annular tube reactor, an evaporator and a condenser as shown in Figure 1. The reactor was a stainless steel (SS), 350-mm height annular tube with 50-mm OD outer tube and 25.4 mm-OD perforated inner tube. The reactor used sodiumsulfide-nanohydrate ($\text{Na}_2\text{S}\cdot 9\text{H}_2\text{O}$) (Merck, extra pure with 35% Na_2S) to form the adsorbent bed. This starting material was dehydrated to remove undesired gas and water content. In another alternative, the graphite binder was mixed with the Sodiumsulfide nanohydrated salt ($\text{Na}_2\text{S}\cdot 9\text{H}_2\text{O}$) to form a reactive mixture. The reactor was heated and cooled by a temperature controlled oil bath.

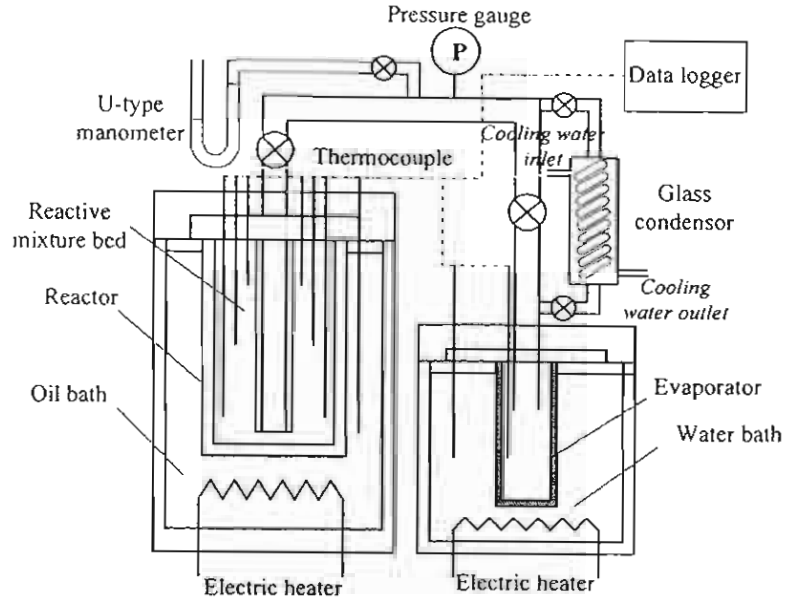


Figure 1: Experimental set up of the CES system

The evaporator was SS 76.2 mm-OD and 350-mm height with a 25.4-mm OD vapor path installed at the center. The water bath, with an electric heater, was used to control the temperature of the evaporator. The glass-type shell and internal spiral tube condenser was located to bypass the reactor-evaporator connecting pipe. Working fluid vapor was condensed inside the spiral tube and the cooling water circulated within the shell. Temperature was measured using a type-K thermocouple and recorded by the data logger. Pressure was monitored by both a pressure gauge and U-type mercury manometer.

2.2 Analysis of Experimental Data

The CES system performance was determined by calculating the coefficient of performance of heating from the experimental data. The $COP_{heating}$ is defined as the ratio of heat released during the reaction phase to the heat input during the regeneration phase, as given by

$$COP_{heating} = \frac{Q_{react}}{Q_{reg}} \quad (1)$$

The heat transfer coefficient (U_p) during heat storage and heat discharge from the reactor is calculated according to:

$$U_p = \frac{m_s C_{ps} \frac{dT_s}{dt}}{S_{sw} (T_{thf} - T_s)} \quad (2)$$

where;

m_s	Is the reactive salt mass
C_{ps}	Is the specific heat of the reactive salt
T_s	Is the reactive salt temperature
S_{sw}	Is the heat transfer area between reactive salt and reactor wall
T_{thf}	Is the heat transfer fluid temperature

The heat transfer coefficient is the ratio of increased internal energy (heat accumulation) in the reactor to the convective heat transfer averaged over one cycle.

The COP_{heating} and the heat transfer coefficient can be used as suitable indicators to determine system performance.

2.3. Experimental Method

The experimentation was divided into two experimental sets. In the first experimental set, the reactor was filled with pure sodiumsulfide-hydrate. The first experimental set was carried out by considering variation of three parameters:

- Evaporating temperature ($40^{\circ} - 50^{\circ}\text{C}$),
- Regeneration temperature ($110^{\circ} - 120^{\circ}\text{C}$), and
- Cycle time (45 - 75 minutes).

In the second experimental set, the reactor was filled with the reactive mixture (graphite additives mixed with sodiumsulfide salt). The mass ratio of graphite binder to Sodiumsulfide nanohydrated salt was selected as 1:5, 1:3 and 1:2.

In all the experiments, the CES was working under vacuum conditions. The adsorbate (water) was vaporized in the evaporator and when the pressure reached the desired value, water vapor was transferred to the reactor through a connecting valve. An exothermic reaction took place inside the reactor releasing the heat of reaction to the heat transfer fluid. The temperature of the reactor, evaporator and heat transfer fluid were measured by the temperature sensors and recorded with the data logger. Collected temperature data were afterwards analyzed to obtain heat input and output per reaction phase and the resultant COP_{heating} .

2.4 Experimental Results and Discussion

A number of experiments were undertaken with various values of the four parameters: evaporation temperature, regeneration temperature, cycle time and ratio of graphite to sodiumsulfide salt. In all experiments, temperature, pressure and amount of cycled mass were monitored. The temperature and power evolution can thereby be drawn, which allows calculation of the heat transfer coefficient and COP_{heating} .

Evaporation temperature

The evaporation temperature was varied to study its influence on the system performance. Experimental results showed that the evaporation pressure increases with the evaporation temperature. A higher evaporator temperature leads to better driving pressure to force the water vapor into the reactive bed. During the adsorption period, the temperature of the reactor increases due to released heat of reaction. Heat is dissipated to the heat transfer fluid, and the salt temperature decreases drastically for 30-40 minutes. After this, the salt temperature remains rather constant for 10-15 minutes, after which the regeneration phase starts. Figure 2 shows the temperature evolution during the adsorption period of the heat pump cycle. Higher evaporation temperature produces higher sodiumsulfide salt temperature.

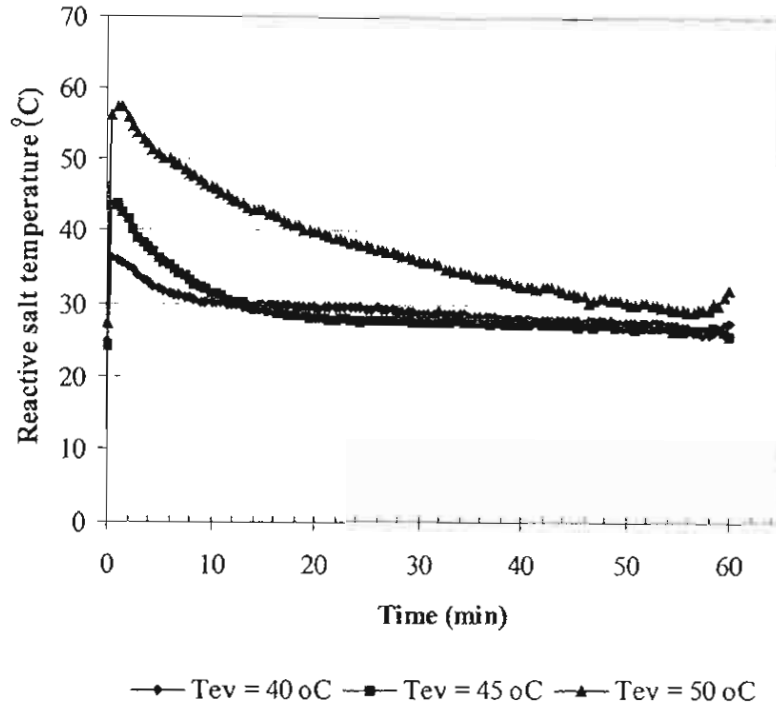


Figure 2: Temperature of reactive salt during adsorption period for different evaporation temperature

It was also found that the rate of water adsorption in the reactor increased if evaporating temperature was raised. With the same cycle time, the amount of adsorbed water was 45.0 g, 47.5 g and 50.0 g for evaporation temperatures of 40 °C, 45 °C and 50 °C, respectively. The average overall heat transfer coefficient was 115 W/m².K during the production phase and 108 W/m².K during regeneration phase. It also found that the COP_{heating} of the system increased with this evaporation temperature. The COPs were 0.692, 0.705 and 0.833 for the evaporation temperatures of 40, 45 and 50 °C, respectively. The explanation for this is that the more water vapor adsorbed, the larger amount of heat of reaction. Therefore, the performance of the CES can be improved by operating the system with a high evaporating pressure and temperature, thus increasing the rate of heat extraction or heating power production.

Regeneration temperature

The regeneration temperature refers to the high temperature heat source applied to the reactor during its regeneration or decomposition period. This temperature is controlled by the oil bath. A high temperature leads to a fast increase in the salt temperature, until it reaches the decomposition temperature. A portion of this heat is used in the separation of the water vapor from the sodiumsulfide hydrated. The remaining portion of this heat will be stored in the reactive bed, metal and other non-adsorbent material. There were three values of regeneration temperature selected of 110, 115 and 120 °C. The evaporation temperature was fixed as 45 °C for all these tests. The cycle time is similar for all experiments. The experimental results (Table 1) show that the quantity of adsorbed water in the cycle increased with regeneration temperature. The decomposition time is faster for the cases with higher regeneration temperature, implying that the regeneration rate increases with regeneration temperature. However, the COPs of the heat pump system were not improved with increased regeneration temperature, because larger amount of heat was required to

raise the heating fluid temperature. This excess heat is useless and is considered as an energy loss. The heat transfer coefficient between the reactive salt and the heat transfer fluid were calculated and shown in Table 1. These values did not increase with the regeneration temperature. In conclusion, the regeneration temperature should be kept low for maximum performance.

Table 1: The influence of regeneration temperature on the system performance

Regeneration temperature (°C)	Adsorbed amount of working fluid (kg)	Heat transfer coefficient (W/m ² .K)	Coefficient of Performance (COP)
110 °C	45	37.56	1.038
115 °C	50	31.82	0.705
120 °C	60	27.71	0.777

In the next phase of our research program, the heat of regeneration will be supplied by a low temperature source such as a solar energy or waste heat source. It is expected that the evacuated tube solar collector using a heat transfer fluid as heating media could be used to sustain a regeneration temperature of about 110 – 120 °C.

Cycle time

The cycle time is the total period of the chemisorption cycle, which consists of heating period, regeneration (desorption) period, cooling period and reaction (adsorption) period. The influence of the cycle time on the performance of CES was studied by varying this time between 45 and 75 minutes. The reaction period was selected as 15, 30 or 45 minutes, while the other periods were the same duration. In all experiments, the regeneration temperature and the evaporation temperature was maintained at 115°C and 45°C, respectively. The experimental results showed that the cycle time did not influence the amount of working fluid adsorbed. Also, the heat transfer coefficients for all experiments were approximately the same magnitude (25 – 38 W/m².K). The COP_{heating} increases with the cycle time because a greater heat of reaction can be extracted. The COPs were calculated at 0.754, 0.795 and 1.018 for cycle times of 45, 60 and 75 minutes, respectively. However, too long a cycle time leads to inefficient CES operation. Therefore, a compromise between high COP and short cycle time would generally be required.

Mass ratio of graphite additives to sodiumsulfide salt

To improve the thermal conductivity of the reactive salt, graphite was mixed with the sodiumsulfide salt. The reactor was filled with a mixture of sodiumsulfide salt and graphite additives, which was then compressed. It was found that the reactive bed could be formed within the reactor easier than in the case of pure sodiumsulfide salt. After mixing, the reactive salt grain was spread uniformly over the adsorbent bed. This provides better opportunity of contact and chemical reaction between the water vapor and sodiumsulfide salt. In all experiments, the regeneration temperature and the evaporation temperature were maintained at 115°C and 45°C respectively. The amount of sodiumsulfide was constant throughout all the experiments. However, the mass ratio of graphite to sodiumsulfide was varied between 1:5, 1:3 and 1:2. It was found the amount of adsorbed water could be increased drastically by mixing the reactive salt with the graphite. Table 2 shows the influence of the graphite additive on the system performance. It is clear that mixing with the graphite additive could

increase the amount of adsorbed water as well as the heat transfer coefficient and COP_{heating} .

Table 2: The influence of graphite additives on the system performance

Graphite mixture ratio (mass graphite: mass sodiumsulfide)	Adsorbed amount of working fluid (kg)	Heat transfer coefficient ($W/m^2.K$)	Coefficient of Performance (COP)
Pure sodiumsulfide salt	50.0	31.82	0.705
1:5	52.5	53.82	1.105
1:3	102.5	56.98	1.334
1:2	100.0	89.08	1.482

The reactive mixture temperature profiles are shown in Figure 3. The salt temperature during the reaction period increases after mixing with the graphite additives. According to the temperature recorded at different heights within the reactor, the temperature at the top of the reactor normally increases faster and maintains a higher value than the lower part of the reactor. Beneficially, after mixing with the graphite additives, the temperature distribution in the reactor was more even. Figure 4 compares the temperature distribution of the pure sodiumsulfide salt and the reactive mixture of mass ratio 1:3. The temperature at the lower portion and the higher portion are closer owing to improved heat conduction throughout the reactive mixture bed of the reactor.

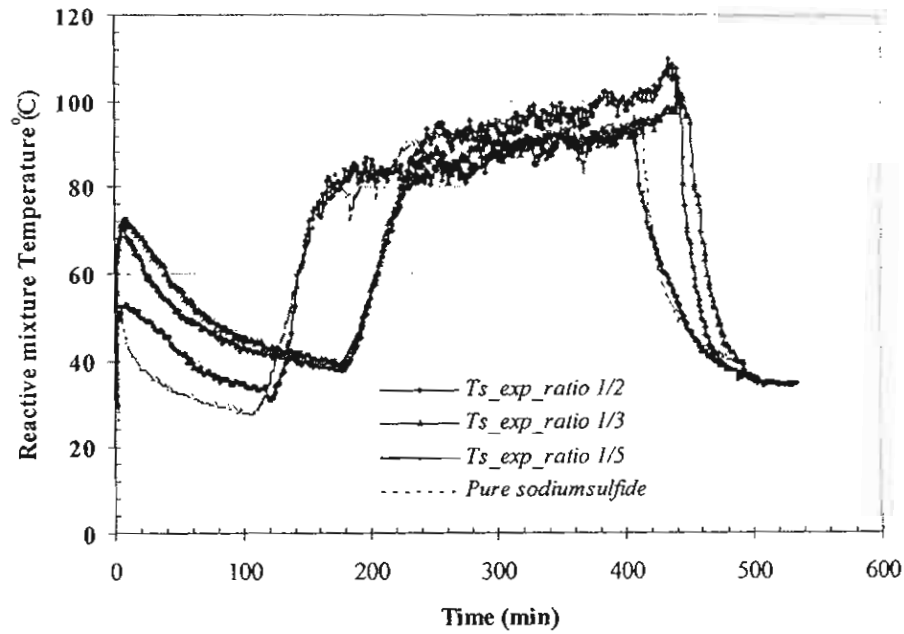
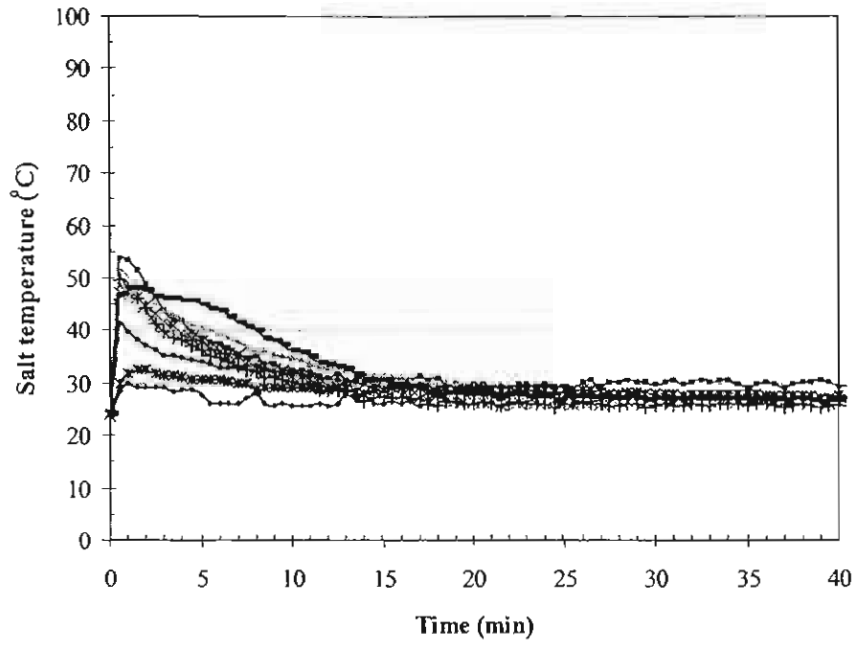
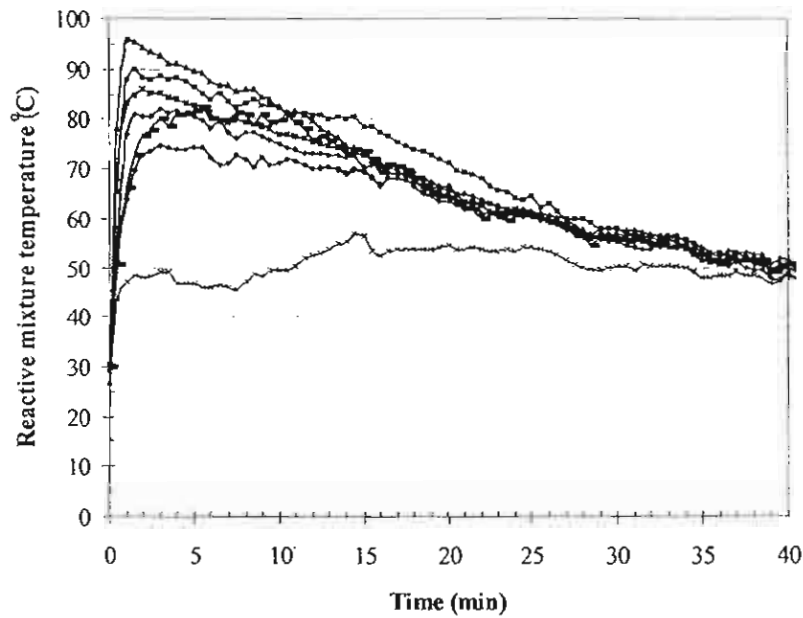


Figure 3: The influence of the graphite additives on the reactive salt temperature profile



(a) Pure sodium sulfide salt



(b) Mixing ratio 1:3

Figure 4: The comparison of temperature distribution (a) Pure sodium sulfide salt, (b) Mixing ratio by mass of graphite to salt about 1:3

If the porous graphite additive is compressed in the reactor container, then the gas permeability could be lower as the compression could reduce the gas flow channels and obstruct the uniform gas flows within the packed beds. To improve the heat transfer coefficient, the graphite additives can be replaced by carbon fibres. In the study of Fukai et al [8], the effect of carbon fibres additives on the heat transfer rate of the reactive bed composite in shell-and-tube heat exchangers was investigated. Also, in the work of Yuichi et al [9] which involved n-octadecane as a working substance, it

was found that carbon brushes are effective for use in the packed bed of CES systems to overcome the problem of low thermal conductivity. In the next phase of this research, carbon fibres or carbon brushes will be used to replace the graphite additives used in the present study.

3. Conclusion

This study illustrated experimentally the influence of evaporation temperature, regeneration temperature, cycle time and graphite additives on CES performance. It was found that, if the vapor was evaporated at a higher temperature, the temperature of reactive salt in the reactor was increased during the adsorption period. A regeneration temperature of about 110-120 °C was found to be suitable for decomposition of the working pair. This temperature level could feasibly be supplied by solar energy. The amount of working fluid regenerated was found to increase when the regeneration temperature was increased, but the COP did not improve at the higher regeneration temperatures considered. The cycle time was found not to have a significant influence on system performance. The sodiumsulfide salt was mixed with graphite additives in three different proportions. The amount of working fluid mass in the cycle was increased by mixing with graphite additives. The mixing of sodiumsulfide salt with the graphite led to better COPs than using pure Sodiumsulfide salt in the CES system tested. The reaction temperature during the reaction period was also higher with the reactive mixtures. At a mass ratio of graphite to salt of 1:3, the maximum amount of absorbed water and heat transfer coefficients were obtained. This sodiumsulfide-water CES has clear potential to store solar energy or waste heat. To achieve further improvements future research will focus on the choice of binder and packing of the reactive bed.

4. Acknowledgement

The authors would like to gratefully acknowledge the support of the Thailand Research Fund (TRF) in this research. The authors also thank to the Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Chiang Mai University, for providing the research facilities.

5. References

- [1] Spoelstra, S., W. G. Haije and J. W. Dijkstra (2002). 'Techno-economic feasibility of high-temperature high-lift chemical heat pumps for upgrading industrial waste heat'. *Applied Thermal Engineering*, **22**, 1619–1630.
- [2] Wongsuwan, W., S. Kumar, P. Neveu and F. Meunier (2001). 'A review of chemical heat pump technology and applications'. *Applied Thermal Engineering*, **21**, 1489-1519.
- [3] Fischer, S. (1998). 'Thermochemical Storage System For Space Heating Effects of the First Improvements of the System'. IEA Annex 10 , Phase Change Materials and Chemical Reaction for Thermal Energy Storage First Workshop, 16-17 April , Adana, Turkey.
- [4] IEA (2001). 'Thermochemical storage, Solar Thermal Storage Techniques', Task II: Solar Thermal Electric Power Systems, Tasks Annexes of the IEA SolarPACES Implementing Agreement. *Electronic article*, 19-29, Available online: <http://www.solarpaces.org/tasks.htm>, [Download: November 24, 2002].
- [5] Bach, P.W., Haije, W.G. (2001). 'Heat Storage and Transformation, Heat and Cold Storage', the ZAE-Symposium 2001, Munich, 3-5 October 2001, ECN-RX-01-036.
- [6] Riffat, S. B., and Shankland, N. (1992). 'A Storage Heat Pump Using An 'Ozone-Friendly' Refrigerant'. *International Journal of Energy Research*, **16**, 21-30.

- [7] Boer, de R., Haije, W.G., and Veldhuis, J.B.J (2002). 'Determination of structural, thermodynamic and phase properties in the $\text{Na}_2\text{S-H}_2\text{O}$ system for application in chemical heat pump'. *Thermochemica Acta*, **7048**, 1-17.
- [8] Fukai, J., Kanou, M., Kodama, Y., Miyatake, O., 2000. Thermal conductivity enhancement of energy storage media using carbon fibers. *Energy Conversion and Management* **41**, 1543-1556.
- [9] Yuchi Hamada, Wataru Ohtsu, Jun Fukai, 2003. Thermal response in thermal energy storage material around heat transfer tubes: effect of additives on heat transfer rates, *Solar Energy* **75**, 317-328.[HYPERLINK](#)

Investigation of Modular Chemical Energy Storage Performance

Kantima Iammak, Wipawadee Wongsuwan* and Tanongkiat Kiatsirirot

Department of Mechanical Engineering, Chiang Mai University, Chiang Mai, Thailand

Abstract: Among various energy conservation measures of Thailand, a waste heat recovery (WHR) system is the important technique. However, if the period of energy recovery and energy usage is unmatched, Thermal Energy Storage (TES) is the interesting alternative. Chemical energy storage (CES) is a type of TES system using reversible chemical reactions between the working pair. This research aims to improve the performance of a (sodiumsulfide/water) CES. A modular-CES system (MCES) combining a reactor, a condenser and an evaporator as a package was developed and experimented in the laboratory scale. A reactive mixture of sodiumsulfide/water and graphite additives was used as working pair. The reactor was a tube-in-tube heat exchanger filled by reactive mixture between these two tubes. The CES was operated under high temperature source about 80–95 °C, and temperature sink about 30–40 °C. The MCES could provide storage and heat supply functions. The leakage problem found during the first phase of the project has been overcome by this new design of CES. The experimental results showed that this modular CES had better performance than the CES system using individual reactor, condenser and evaporator.

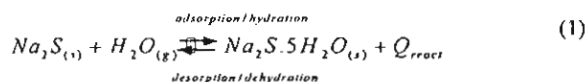
Keywords: Thermal Energy Storage, Chemical Energy Storage, Modular system, Chemical Heat Pump, Experimental Study.

1. INTRODUCTION

It was forecast by the coming years to 2020, a major emphasis of energy issues will be placed on further improvements in fuel efficiency. The key factor will be the overall efficiency as mentioned by Yoshiki Okawa [1]. In Thailand, the energy conservation policy has been undergoing a period of implementation to improve overall energy efficiency, which many waste heat recovery (WHR) techniques have been considered as the potential measures. During a past decade, the TES as a type of WHR has been recently promoted for better energy utilization in the developed countries.

Thermal energy storage (TES) involves a temporary storage of a high- or low- temperature medium for later use [2]. TES could help to offset the mismatch of solar energy supply and heating or cooling demands. The CES as a novel category of TES, has been proved to perform efficient energy storage and heat pumping functions. CES has the working principle similar to the chemical heat pump (CHP), which utilized the reversible chemical reaction between the reactive salt and the refrigerant. CES could be thermally driven without mechanical work as in vapor compression cycle. Therefore, the temperature level of the thermal energy could be changed by upgrading [3].

CES is one of the potential candidates for the improvement of energy transformation technology, because CES could be employed to a wide temperature range by choosing the appropriate reaction system [4]. Among various working pairs, the sodiumsulfide-water ($\text{Na}_2\text{S}-\text{H}_2\text{O}$) gave the highest storage density and required only moderate level of energy input. The reversible reaction equation taking place inside the reactor is given in Eq. (1). The forward reaction is chemical adsorption (which transformation of the molecular structure is involved) or hydration of water into Na_2S solid. In controversy, the backward reaction dealt with dehydration or decomposition of the water vapor from the sodiumsulfide-pentahydrate molecules. The heat of reaction for this equation is about 300 kJ/mole of Na_2S salt [5].



The selection of reaction pressure is important to ensure the safety approach required for the system design. Fortunately, most of the CES working pair using water as refrigerant operated under vacuum condition; in the magnitude about 10–

200 mmHg. Moreover, the CES is monovariant system which only pressure was necessary for operation control.

In consideration on the design strategy, Bellecci and Conti [6] suggested the modular latent heat storage unit as coaxial cylinder, which the phase change material was filled between inner and outer tubes. The heat transfer fluid flowed inside the inner tube. This design enabled the packing of many TES modules into tube bank with unlimited length, and facilitated operation and maintenance. In UK, there has been an extensively work done on the development of the modular heat pump system by Tamainot-Telto and Critoph [7]. They used a monolithic activated carbon to improve the thermal capacity of adsorption refrigeration system. There were three designs of the module; MODULAR 1-0.0, MODULAR 2-0.125 and MODULAR 2-0.3, which were experimental studied. They stated that at a typical conditions ($T_G = 100\text{ °C}$, $T_C = 30\text{ °C}$ and $-5\text{ °C} < T_E < 20\text{ °C}$), MODULAR 2-0.125 provided the best performance with a maximum specific cooling of 0.600 kW/kg carbon. $\text{COP}_{\text{cooling}}$ was about 0.2 (without regeneration) and about 0.5 (with regeneration).

Nevertheless, there is no significant research works carried out in Thailand to develop the CES for WHR applications in Thai's industry. Thus, our research group has focussed on the development of the CES that appropriate to WHR as well as energy storage purposes. The CES developed in our first phase of the research project was significantly improved. The experimental study was performed to the modular-CES, combining a reactor, an evaporator and a condenser together as a compact unit, and its pioneer result was readily discussed in this paper.

2 EXPERIMENTAL SET UP

The experimental study was conducted on a single effect thermochemical storage system, which had a design approach to the modular unit. Modular referred to a TES system having reactor, an evaporator and a condenser aligned into the same and straight line. All these components were connected together so that the refrigerant vapor easily flowed and distributed throughout those elements, where the uniformity was possibly created.

2.1 Experimental Components

The experimental prototype consisted of an annular tube reactor, an evaporator, a condenser, a cooling and a heating loop as shown in Fig 1. A reactor was made of stainless steel, 350-mm height annular tube, 50-mm OD outer tube, and 25.4-mm OD perforated inner tube. The reactant was

Corresponding author: Wipawadee@dome.eng.cmu.ac.th

sodiumsulfide-nanohydrate ($\text{Na}_2\text{S}\cdot 9\text{H}_2\text{O}$) (from Merck, extra pure with 35% Na_2S) to form the adsorbent (reactive) bed. In addition, the graphite binder was mixed with the sodiumsulfide nanohydrated salt ($\text{Na}_2\text{S}\cdot 9\text{H}_2\text{O}$) to form a reactive mixture. This reactor was modified from the one used in the previous works as shown in Fig. 2; (a) the set up no. 01, (b) the set up no. 02.

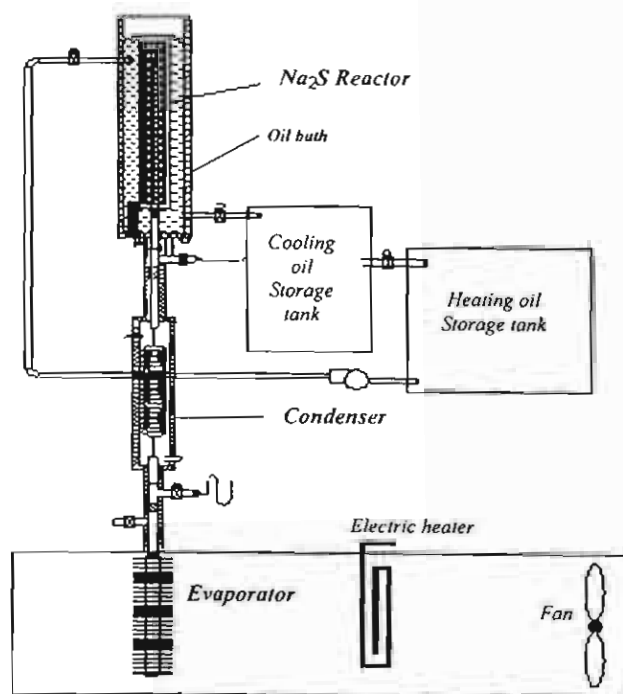


Fig. 1 The schematic diagram of the module-thermochemical energy storage system (MCES) in the experimental set up no. 3.

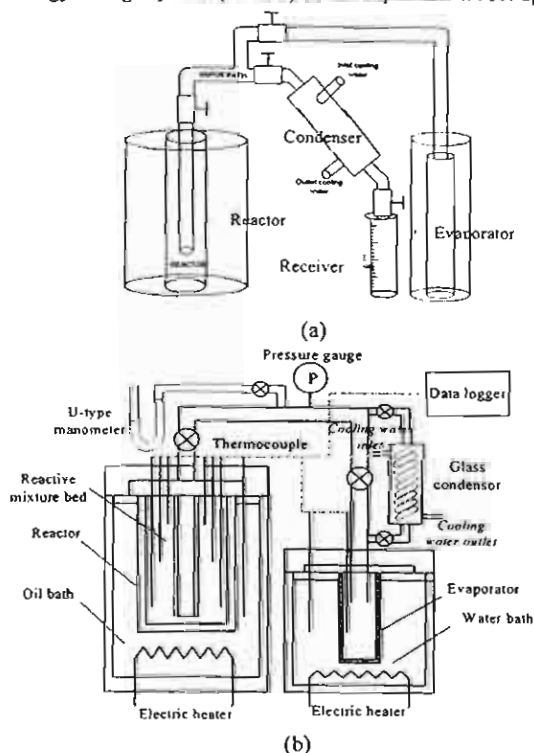


Fig. 2 Experimental set up in previous works; (a) Set up no. 01, (b) Set up no. 02.

The oil bath for heating and cooling of reactor was directly integrated to the reactor wall. This could enhance faster heat supplying to- and extraction from- the reactor (see Fig. 1). Two systems shown in Fig. 2 (no. 01 and no. 02) were not considerably efficient systems, due to incompactness and large installation space requirement. Their condensers and evaporators were not aligned in the same line with their reactors. Vapor and condensate path was always obstructed by their 90° pipe joints, and led to pressure drop.

The condenser was a conventional tube in shell, which cooling water was circulated in the shell. The glass evaporator was a spiral tube in shell type, 25.4-mm OD and 300-mm height, and aligned to the center of the condenser and reactor.

2.2 Operation Modes

The system operation was divided into two phases (modes): (a) Desorption phases (storage mode) and (b) Adsorption phase (heat supply mode), and was simply illustrated by Fig. 3. Desorption period terminated when the sorption equilibrium had reached as well and the end of adsorption period. Kato et al. [8] proposed the model to calculate the rate equation of the hydration, which the mole fraction of reacted water should be known. In addition, a gravimetric analysis was required to measure the hydration rate. However, in this work only the final adsorbed and desorbed mole fraction would be determined by measuring the amount of refrigerant consumed and released during a particular cycle.

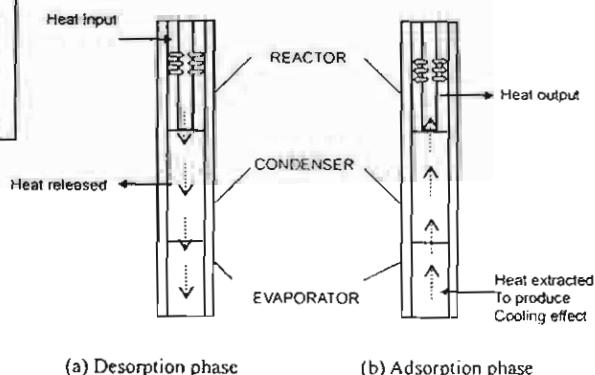


Fig. 3 The simple figure shows the operating modes of MCES.

As shown in Fig. 3, during the Desorption phase, high temperature heat was supplied to the reactor located at the top of MCES. When the reactor reached the decomposition temperature (about 60 – 80 °C), the water (refrigerant) vapor was desorbed from the reactive bed, flowed down and condensed in the condenser, where heat released to cooling water. Consequently, the condensate was collected inside the evaporator (located at the bottommost part).

On the other hand, during the Adsorption phase, heat was extracted from the refrigerated space into the evaporator, in which cooling effect was produced. The evaporated refrigerant flowed up by buoyancy force into the reactor, where exothermic reaction took place, and heat released to the circulated cooling oil. In this phase, heating and cooling effect were simultaneously produced.

2.3 Experimental Procedure

The method to carry out experiments is listed below:

- The reactive mixture (75 g graphite additives (30% by mass) and 175 g $\text{Na}_2\text{S}\cdot 9\text{H}_2\text{O}$ salt, total mass 250 g) was filled into the reactor.

- Heating and evacuating the set up to dehydrate and remove all non-condensable gases or particles.
- Conducting Leakage test by maintain experimental system under vacuum pressure (for 24 hours) to ensure the experiments under vacuum conditions.
- Vacuum charging of the pure water (without contaminated non-condensable gases) into the evaporator, checking vacuum pressure.
- Preliminary testing by allow adsorption at first until the reactor reached equilibrium (stable temperature and pressure), desorption and finally cooling.
- Starting the experiments for whole cycle; one cycle period includes; heating, desorption, cooling, adsorption, and the last cooling at the desired temperature and pressure level.
- Recording temperature, pressure, amount of water left in the evaporator, cooling and heating fluid flow rates.
- Analyze experimental data and interpret information to determine the system performance, and summarize the output obtained.

3 EXPERIMENTAL RESULTS

3.1 Temperature and power evolution

The recorded temperatures of reactor during a cycle were plotted in Fig. 4. During desorption phase, the reactor was heated to dehydrate water vapor and contaminated gases. The reactor temperature increased rapidly from 25 °C to about 70 °C, and then the desorption started and maintained for 10 minutes. Next, cooling oil was circulated to extract heat to store inside oil tank, and the temperature decreased to 35 °C within 22 minutes. Therefore, the heating, desorption, and cooling periods took place about 40 minutes. This was half time shorter than the operation of set up no.1 (see fig. 2(a)). With this set up, the maximum temperature increasing rate was 14.1 °C/min, which much larger than the one obtained from set up no. 01 (0.36 °C/min)[9]. This showed the sufficient heat transfer rate into the reactive bed. Power evolution was also shown in Fig. 4. The averaged heating and cooling powers were about 3.79 kW and 0.23 kW, respectively.

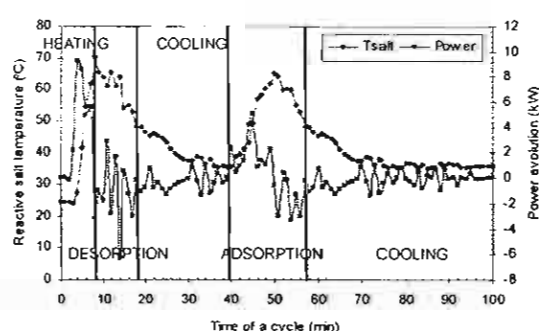


Fig. 4 Temperature and power evolution of the MCES during a cycle (desorption/adsorption phases).

During the heat supply mode, after the water vapor (evaporated from the bottom evaporator) was charged, the reactor temperature increased to about 65 °C within 10 minutes. This showed the released exothermic heat of reaction. Then, circulation of cooling oil was performed to extract this heat, so that cooling period last for 40 minutes. Hence, the storage and supply modes were totally last for 100 minutes (1 hr and 40 minutes). The amount of power released were 0.24 kW for adsorption and 0.15 kW for cooling period.

3.2 Operating conditions

By this MCES design, it has found that the heat dissipation from the outer heat source could be improved from the set up no.1 and no.2 (see also Fig.2). The discussion on desorption and adsorption temperatures were the followings:

3.2.1 Desorption temperature

Desorption temperature is the temperature during heating and dehydration periods. If this temperature is too high, it leads to inefficient energy usage drawback. The Na₂S-water system has advantage over the other sorption pairs that it requires only moderate heat source temperature for desorption (100 – 120 °C). In addition, the recommended temperature during desorption of sodiumsulfide salt is not exceed 80 °C [5]. In this work, the sodiumsulfide-graphite reactive mixture (30% graphite additives) was dehydrated completely under a pressure of 15 mmHg at average temperature about 60.5 °C (max. 70.3 °C). Better design of the reactor, the integrated oil bath, resulted in the lower temperature source required; averaged about 79.5 °C (highest temperature 95.6 °C).

3.2.2 Adsorption temperature

Due to the exothermic reaction during the chemisorption (hydration) process, temperature of reactive mixture increased. During adsorption period, no cooling oil was circulated to enhance observation of reactor temperature rising (normally the cooling fluid circulation would be provided). It was found that the average adsorption temperature of 52.6 °C and maximum about 65.1 °C could be achieved. In addition, when the reaction temperature increased, the reaction rate decreased because the hydration process approached the reaction equilibrium.

3.3 Graphite additive mixing ratio

To improve the thermal conductivity and increase the reaction area, the graphite additives (or carbon fiber) could be employed. The graphite additives were mixed with the granulated Na₂S salt directly similar to the techniques stated in Wongsuwan et al [10]. In the set up no.2, the mass ratio of graphite to sodiumsulfide was varied between 1:5, 1:3 and 1:2. It was found the amount of adsorbed water could be increased drastically by mixing the reactive salt with the graphite. The mass ratio 1:3 gave the best COP (about 0.94) as compared to other mixing ratio, so that this ratio was selected for this experiment.

Alternatively, the fine sodiumsulfide salt could be mixed with the porous media, e.g. molecular sieve binder, packing ceramic, honeycomb binder, etc., to enlarge the heat transfer area. The carbon fiber having a high thermal conductivity was also possibly employed to enhance heat and mass transfer, due to its matrix structure. Moreover, the carbon fibers were strongly resistant to corrosion and chemical attack [11].

3.4 Analysis of System Performance

Experimental data (temperature, pressure and amount of evaporated/condensed vapor) were used to calculate heat generated and extracted during cycle time. These heats involved were analyzed to obtain system's COPs. The COPs were calculated to determine the MCES performance and compare with the other system. Generally, the COP for hot production is defined as the ratio of energy output from the reactor plus the condenser to the input energy from high temperature source and expressed by Eq. (2):

$$COP_{\text{heating}} = \frac{Q_{\text{reactor}} + Q_{\text{cond}}}{Q_{\text{reg}}} \quad (2)$$

Based on experimental data analysis, the heat transfer coefficient could be calculated by using the equation suggested in Rungpiboonsopit et al. [12]. The temperature data and heat transfer rate were used to compute the U_p (overall heat transfer coefficient), which average value for this system was about $146.8 \text{ W/m}^2\text{K}$, two times higher than values obtained from the set up no. 2. The amount of heat supply from high temperature heat source was $1,829.5 \text{ kJ}$ and all heat extraction from adsorption and two cooling periods was $2,031.5 \text{ kJ}$ (not including heat of condensation). This led to the calculated COP about 1.110, which was better than values obtained from the testing of set up no.1 and no.2.

4. FUTURE WORK

4.1 Usage Potential

The MCEs are easily combined together depended on the load requirement to form the portable CES unit (CESU). The compact and movable CESU enables collection of waste heat released from different sites in a particular industry, during its storage mode. Thereafter, cooling effect could be produced at the evaporator section anytime due to low energy loss from the system. Hence, it is also possible to apply CESU in its cold production mode to transport the temperature-sensitive goods by any kinds of vehicles.

The other application is the storage of solar energy by using CES as the chemical heat pump. There is a great solar energy potential in Thailand, which is very close to the equator (Latitude of 14.7°N). The main reason is that Thailand imports great amount of her petroleum need, and it has expected that oil crisis might be coming soon. In addition, Thailand's climate has many sunny days all year round. The high temperature source could be supplied by using the evacuated tube solar collectors, in which heat input to CESU at $80 - 100^\circ\text{C}$ is possible.

4.2 System Modification

To comply with the perfect modular design, this experimental set up would be modified severally. The glass evaporator would be replaced with the metal one. The SS evaporator and condenser would be combined without any junctions to remove passage obstructions. The vapor/condensate path would be shortening to reduce the pressure drop of particular losses.

5. CONCLUSION

The developed CES enables energy storage in the form of chemical energy. The CES was designed as modular structure called MCEs. It enhanced efficient operation and compactness as compared to the old models. Modification of the reactor, by integrating the heat source into the reactor wall, resulted in better temperature increasing rate during desorption phase. The heat input and output, in all operation phases, could be identified experimentally. The overall heat transfer coefficient and COP were improved. The resulted performance indicated sufficient energy storage density based on the reaction of $\text{Na}_2\text{S-H}_2\text{O}$ pair.

ACKNOWLEDGEMENTS

The authors would like to gratefully acknowledge the support of the Thailand Research Fund (TRF) under contract number MRG4780154, and under the "Mentor research project" (granted to Prof. Tanongkiat Kiatsiriroj). The authors also thank to the Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Chiang Mai University, for providing the research facilities.

NOMENCLATURE

COP	Coefficient of Performance
Q_{react}	Heat of exothermic reaction, kJ
Q_{cond}	Heat of condensation, kJ
Q_{reg}	Heat of regeneration(desorption), kJ
T_c	Condenser temperature, $^\circ\text{C}$
T_E	Evaporator temperature, $^\circ\text{C}$
T_G	Generator temperature, $^\circ\text{C}$

REFERENCES

- [1] Yoshiki Ogawa (2004). Long-term outlook and strategic issues for oil supply-demand in Asia, *The Journal of Energy and Development*, 29(2), pp. 247 - 272.
- [2] Recep Yumruta and Onder Kaska (2004). Experimental investigation of thermal performance of a solar assisted heat pump system with an energy storage, *International Journal of Energy Research*, 28, pp. 163 - 175.
- [3] Yukitaka Kato, Naozumi Harada, Yoshio Yoshizawa (1999). Kinetic feasibility of a chemical heat pump for heat utilization of high-temperature processes, *Applied Thermal Engineering*, 19, pp. 239 - 254.
- [4] Haruo Kawasaki, Takayuki Watanabe, Atsushi Kanzawa (1999). Proposal of a chemical heat pump with paraldehyde depolymerization for cooling system, *Applied Thermal Engineering*, 19, pp. 133 - 143.
- [5] Boer, de R., Haije, W.G., and Veldhuis, J.B.J (2002). 'Determination of structural, thermodynamic and phase properties in the $\text{Na}_2\text{S-H}_2\text{O}$ system for application in chemical heat pump'. *Thermochemical Acta*, 7048, pp. 1-17.
- [6] Bellecci, C., Conti, M. (1993). Transfer behavior analysis of a latent heat storage module, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 30, pp. 3851-3857.
- [7] Tamainot-Telto, Z., Critoph, R.E. (2003). Applied advanced solid sorption air conditioning modules using monolithic carbon-ammonia pair, *Applied Thermal Engineering*, 23, pp. 659-674.
- [8] Yukitaka Kato, Norimichi Yamashita, Kei Kobayashi, and Yoshio Yoshizawa (1996). Kinetic study of the hydration of magnesium oxide for a chemical heat pump, *Applied Thermal Engineering*, 11, pp. 853 - 862.
- [9] Wongsuwan, W. (2004). Performance analysis of reactor for thermochemical energy storage (TCES), *final report*, young research fund year 2003, supported by Chiang Mai University (CMU), Thailand.
- [10] Wongsuwan W., Rungpiboonsopit T., Chatchawan C., Kiatsiriroj T (2004). A performance study on a chemical energy storage system using sodiumsulfide-water as the working pair, 6th IIR Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference, 29th Aug - 1st Sept 2004, Glasgow, UK.
- [11] Fukai, J., Kanou, M., Kodama, Y., and Miyatake, O. (2000). Thermal conductivity enhancement of energy storage media using carbon fiber, *Energy Conservation & Management*, 41, pp. 1543-1556.
- [12] Rungpiboonsopit T., Wongsuwan W., and Kiatsiriroj T. (2003). An experimental study on a sodiumsulfide-water thermochemical energy storage system, 2nd seminar on heat and mass transfer in thermal equipment proceedings, September 2003, pp. 134 - 138.

การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนและมวล
ในการดูดซับของคู่สารซิลิกาเจล-น้ำ
HEAT AND MASS TRANSFER AUGMENTATION IN ADSORPTION
OF SILICA-GEL / WATER PAIR

เกศเที น้อยปิ่น

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ 50200

โทรศัพท์ (053) 94414 ต่อ 943

โทรสาร (053) 944145

ทงกเกียรติ เกียรติศิริโรจน์

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ 50200

โทรศัพท์ (053) 94414 ต่อ 943

โทรสาร (053) 944145

บทคัดย่อ

ในงานวิจัยนี้เน้นที่ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ โดยได้ทำการศึกษการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนและมวลในการดูดซับของคู่สาร ซิลิกาเจล-น้ำ ซึ่งจะส่งผลต่อการดูดซับให้ดีขึ้น โดยทดสอบการดูดซับระหว่างซิลิกาเจล-น้ำในเครื่องดูดซับ (adsorber) ที่มีระดับความหนาของสารดูดซับต่างกัน และทดสอบการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนและมวลด้วย 2 กรรมวิธี คือการผสมเม็ดทองแดงเข้ากับซิลิกาเจลเพื่อเพิ่มค่าการนำความร้อน หรือติดครีบทองแดงลงในเครื่องดูดซับเพื่อเพิ่มพื้นที่ผิวในการแลกเปลี่ยนความร้อน

จากการทดลองพบว่า การเพิ่มพื้นที่ผิวในการแลกเปลี่ยนความร้อนและการปรับปรุงค่าการนำความร้อนส่งผลกระทบต่อการถ่ายเทความร้อนและมวลในการดูดซับ อัตราการดูดซับจะเพิ่มขึ้นตามพื้นที่ผิวในการแลกเปลี่ยนความร้อน และค่าการนำความร้อนของเครื่องดูดซับ

Abstract

This research work concentrates on heat and mass transfer enhancement in adsorption cooling. The working pair is silica gel / water. Experimental study has been carried out with different thickness of the medium. Enhancement on heat and mass transfer is taken by mixing small copper beads with silica gel to increases the overall thermal conductivity and by adding copper fin to increases the heat transfer area.

Comparison of the experimental and numerical results showed that the heat transfer area and the thermal conductivity have significant influences on heat and mass transfer. The adsorption rate increases with the heat transfer area and the thermal conductivity of the adsorber.

1. บทนำ

จากปัญหาเกี่ยวกับสิ่งแวดล้อมอันเนื่องมาจากการใช้สารทำความเย็นในระบบทำความเย็นแบบอัดไอที่ใช้ในปัจจุบัน ปัจจัยทางด้านเศรษฐศาสตร์ และปัญหาการใช้ทรัพยากรธรรมชาติที่เป็นแหล่งพลังงาน คือเชื้อเพลิงประเภทฟอสซิลซึ่งมีปริมาณน้อยลงไปทุกที จึงมีการพัฒนาระบบทำความเย็น ที่มีการนำความร้อนทั้งกลับมาใช้และใช้สารทำความเย็นที่ไม่ส่งผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม ซึ่งระบบทำความเย็นที่กำลังได้รับความสนใจมากอีกชนิดหนึ่งคือ ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ (Adsorption refrigeration)

ระบบทำความเย็นแบบดูดซับเป็นระบบทำความเย็นที่ใช้สารที่เป็นของแข็งและของเหลวซึ่งสามารถดูดซับกันได้ดีเป็นคู่สารทำงาน สารของแข็งที่เป็นตัวดูดซับเรียกว่า สารดูดซับ (Adsorbent) และสารที่ถูกดูดซับเรียกว่า สารถูกดูดซับ (Adsorbate) ระบบนี้สามารถนำความร้อนทั้งที่มีคุณภาพต่ำกลับมาใช้เป็นแหล่งพลังงานของระบบและไม่ส่งผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม และระบบไม่มีการนำคอมเพรสเซอร์มาใช้และไม่มีส่วนใดเคลื่อนไหว ทำให้ไม่มีปัญหาในเรื่องการสั่นสะเทือนเสียงรบกวนน้อย และลดการใช้พลังงานลง อย่างไรก็ตามยังประสบปัญหาการดูดซับระหว่างคู่สารทำงานเป็นไปไม่สม่ำเสมอ จึงทำให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ของระบบค่อนข้างต่ำ

เครื่องทำความเย็นแบบดูดซับมักมีค่า COP (Coefficient of Performance) ต่ำ เป็นต้นว่า การใช้ซิลิกาเจล (Silica gel) และน้ำ เป็นคู่สารทำงาน อัตราการดูดซับระหว่างซิลิกาเจล และน้ำไม่สม่ำเสมอ กล่าวคือ ในช่วงแรกมีอัตราการดูดซับรวดเร็ว เนื่องจากพื้นผิวของซิลิกาเจลมีที่ว่างมาก เมื่อการดูดซับดำเนินไปในระยะเวลาหนึ่ง คู่สารทำงานเริ่มเข้าใกล้จุดสมดุล พื้นผิวของซิลิกาเจลเริ่มอิ่มตัว ซึ่งส่งผลให้น้ำแพร่กระจายเข้าไปในชั้นของซิลิกาเจลในส่วนที่ใดไม่ได้มากนัก ทำให้อัตราการดูดซับเริ่มช้าลง นอกจากนี้ในกระบวนการดูดซับ จะมีการคายความร้อน ส่งผลให้ความดันไอในซิลิกาเจล มีค่าสูงขึ้น การถ่ายเทมวลจึงไม่สะดวก หากไม่มีการระบายความร้อนที่ดี อัตราการดูดซับจะลดลงอย่างรวดเร็ว

จากการที่เครื่องทำความเย็นแบบดูดซับในปัจจุบันยังมีสมรรถนะต่ำ อันเนื่องมาจากสาเหตุดังกล่าว ส่งผลให้ยังไม่มีการประยุกต์ใช้ในเชิงพาณิชย์กันมากนัก ทำให้นักวิจัยและหน่วยงานต่าง ๆ ได้ทำการศึกษาวิจัยและพัฒนากระบวนการทำความเย็นแบบดูดซับมาเรื่อย ๆ เพื่อให้ระบบมีอัตราการดูดซับสูงและมีค่าสม่ำเสมอ ซึ่งจะส่งผลให้เครื่องทำความเย็นแบบดูดซับมีสมรรถนะสูงขึ้น และเหมาะสมกับการใช้งานต่อไป

งานวิจัยชิ้นนี้อาศัยข้อมูลจากการทดลองเป็นหลัก โดยจะทำการทดสอบกระบวนการดูดซับระหว่างซิลิกาเจลและน้ำที่ความหนาของชั้นซิลิกาเจลที่ต่างกัน 3 ความหนา และมีการผสมเม็ดทองแดงเพื่อเพิ่มสมรรถนะในการถ่ายเทความร้อน รวมทั้งพิจารณาผลของการติดครีบนี้นั้นในชั้นซิลิกาเจลด้วย ทำให้ทราบถึงอิทธิพลของปัจจัยทั้งสามประการ (ความหนา, การผสมเม็ดทองแดง, การติดครีบนี้นั้น) ที่มีผลต่ออัตราการดูดซับน้ำบนซิลิกาเจล

2. งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

งานวิจัยในระบบทำความเย็นแบบดูดซับที่ใช้ซิลิกาเจลน้ำเป็นคู่สารทำงาน ได้มีการริเริ่มและพัฒนาการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนและมวลระหว่างคู่สารดูดซับ โดยการเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัส และเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของเครื่องดูดซับ (adsorber) อาทิ Wang *et al.* (1999) ได้ทดสอบใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกันหอยเป็นเครื่องดูดซับ (adsorber) เพื่อเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัส ในระบบทำความเย็นแบบดูดซับ ซึ่งช่วยให้อัตราการดูดซับระหว่างสารทำงานดีขึ้น แต่จากการออกแบบเครื่องดูดซับ (adsorber) ในลักษณะดังกล่าว พบว่าขนาดของอุปกรณ์ใหญ่และมีน้ำหนักมากจนเกินไป ซึ่งส่งผลให้มีการสูญเสียความร้อนสัมผัสให้กับอุปกรณ์มาก ค่า COP ของระบบจึงค่อนข้างต่ำ คือ $COP = 0.13$ สำหรับการทำความเย็น (Refrigeration) และ $COP = 0.4$ สำหรับการปรับอากาศ (Air-Conditioning)

Restuccia and Cacciola (1999) ยังได้ศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและมวล โดยการสังเคราะห์ซีโอไลต์ให้เป็นชั้นบาง ๆ บนท่อภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งใช้เป็นเครื่องดูดซับ ในระบบปรับอากาศแบบดูดซับ พบว่า เครื่องดูดซับที่มีการออกแบบใหม่จะมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมสูง คือ $global\ heat\ transfer\ coefficient = 154\ W/m^2.K$ ซึ่งโดยทั่วไปสำหรับระบบแบบสัมผัสอย่างง่าย (simple contact) จะมีค่าประมาณ $18\ W/m^2.K$

จากงานวิจัยข้างต้นสามารถนำมาเป็นแนวทางในการปรับปรุงอัตราการดูดซับระหว่างคู่สารทำงานโดย

1. เพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องดูดซับโดยการติดครีบนี้นั้น เพื่อเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัสและความสามารถในการระบายความร้อน ซึ่งจะทำให้การดูดซับของคู่สารทำงานดีขึ้น

2. เพิ่มค่าการนำความร้อน (thermal conductivity, k) ในเครื่องดูดซับ โดยการผสมเม็ดทองแดงกับซิลิกาเจลภายในเครื่องดูดซับ

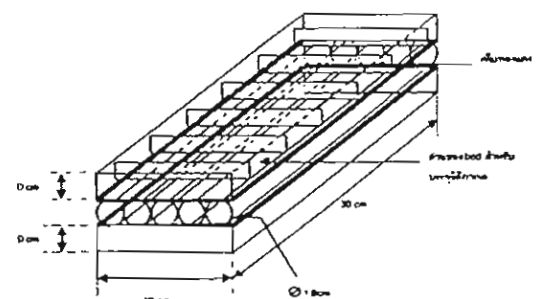
สำหรับเครื่องดูดซับ ที่ใช้ในงานวิจัยนี้ จะใช้เครื่องดูดซับแบบแผ่น (Plate type Heat exchanger) ถังทองที่ใช้บรรจุจากอะคริลิกใส เพื่อให้สามารถมองเห็นการเปลี่ยนแปลงสีของซิลิกาเจลได้อย่างชัดเจน และในส่วนของชั้นซิลิกาเจลจะใช้ลวดค้ำภายในการห่อหุ้มซิลิกาเจล เพื่อให้สามารถกำหนดระดับความหนาของชั้นซิลิกาเจลได้ตามต้องการ

3. วิธีการทดลอง

การทดสอบกระบวนการดูดซับ ดำเนินการดังต่อไปนี้

3.1 อุปกรณ์การทดสอบ

อุปกรณ์เครื่องดูดซับที่ได้รับการออกแบบเพื่อใช้ในการทดลอง แสดงไว้ดังรูปที่ 1 โดยมีลักษณะเป็นกล่องอะคริลิกใสทรงสี่เหลี่ยม ขนาดกว้าง 10 เซนติเมตร ยาว 30 เซนติเมตร สูง 30 เซนติเมตร ชั้นความหนาของซิลิกาเจลสามารถปรับระดับได้ โดยจะติดตั้งชั้นซิลิกาเจลที่ทั้ง 2 ด้านของท่อสารแลกเปลี่ยนความร้อน (น้ำ) ที่ทำจากท่อทองแดง 5 คืบและติดตั้งไวตรวงกลางความสูงของกล่อง



รูปที่ 1 ลักษณะการติดครีบนี้นั้น bed

โดยหลักการของอุปกรณ์การทดสอบ จะดัดแปลงจากชุดทดสอบของ Chindaraksa (2001) ดังรูปที่ 2 จากภาพเครื่องให้ความร้อนแก่ น้ำ (heater) ทำให้น้ำเดือดที่อุณหภูมิและความดันที่กำหนด ในขณะที่มีการควบคุมอุณหภูมิของชั้นซิลิกาเจลโดยการให้น้ำที่ใช้ถ่ายเทความร้อนไหลผ่านเครื่องดูดซับ จากนั้นจึงปล่อยไอน้ำเข้าสู่เครื่องดูดซับ มีการบันทึกอุณหภูมิและความดันตลอดกระบวนการดูดซับนี้

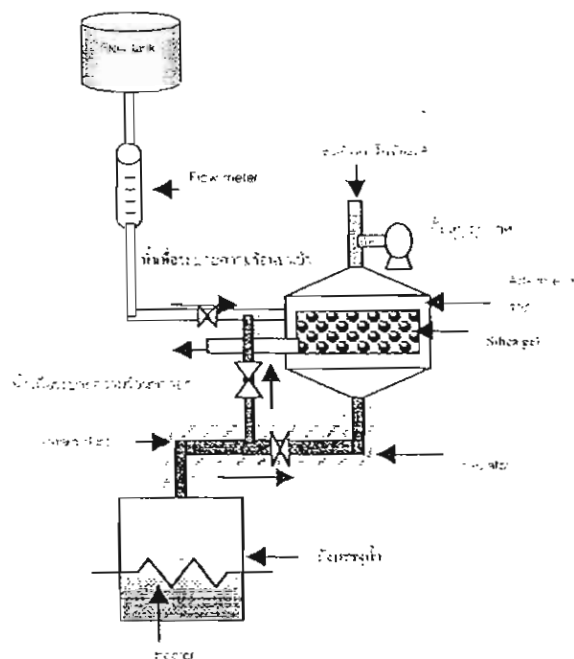
3.2 ขั้นตอนการทดลอง

เงื่อนไขการทดสอบความสามารถในการดูดซับของคูสารซิลิกาเจล-น้ำ เมื่อมีการปรับปรุงเครื่องดูดซับ ในกรณีต่าง ๆ ดังนี้

- ใช้เครื่องดูดซับ แบบแผ่นโดยไม่มีการคัดแปลงใดๆ โดยจะปรับระดับความหนาของชั้นซิลิกาเจล (bed) เป็น 0.02 เมตร, 0.03 เมตร และ 0.04 เมตร ตามลำดับ
- ใช้เครื่องดูดซับ ที่มีการติดกริบแบบสี่เหลี่ยมผืนผ้าขนาด 0.01 เมตรไว้ภายในเครื่องดูดซับ
- ใช้เครื่องดูดซับ ที่มีการผสมผงทองแดงกับซิลิกาเจล โดยในอัตราส่วน 1/15 และ 1/5 โดยมวลของซิลิกาเจล

ทดสอบอัตราการดูดซับที่แต่ละระดับความลึกของซิลิกาเจล ในเวลาต่างๆ เมื่อมีการติดกริบและมีการเปลี่ยนสัดส่วนผสมของเม็ดทองแดง ตามลำดับ โดยอันดับแรกต้องทำให้เป็นสภาวะอากาศด้วยปั๊มสุญญากาศ จากนั้นจึงให้ความร้อนแก่น้ำจนกลายเป็นไอ และปล่อยไอน้ำเข้าสู่เครื่องดูดซับ และมีการใช้น้ำที่ทราบอุณหภูมิและอัตราการไหลที่แน่นอนในการระบายความร้อนออกจากชั้นซิลิกาเจล

นำค่าสัมประสิทธิ์ที่ได้จากการทดลองมาปรับแบบจำลองที่ได้พัฒนาขึ้น ได้แก่ ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน (Effective thermal conductivity, k), ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน (Mass transfer coefficient, h_m) เพื่อหาแนวทางในการปรับปรุงเครื่องดูดซับ



รูปที่ 2 โครงสร้างลักษณะการทำงานของชุดทดลอง

เมื่อทำการทดลองตามขั้นตอนวิธีการดังที่กล่าวไปแล้วข้างต้น จึงนำผลที่ได้จากการทดลองมาวิเคราะห์ โดยอาศัยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ซึ่งจะต้องทำการคำนวณเป็นขั้นตอนดังจะกล่าวในหัวข้อต่อไป

4. การคำนวณ

4.1 สภาวะ ณ จุดสมดุล

หากต้องการทราบปริมาณน้ำที่ถูกดูดซับภายใน bed เมื่อถึงจุดสมดุล ค่าคำนวณโดยใช้สมการของ Freundlich's equation (K Chihara, 1983) คือ

$$q_s = K \cdot \left(\frac{P_s(T_v)}{P_s(T_c)} \right)^{1/n} \quad (1)$$

เมื่อ q_s คือปริมาณน้ำที่ถูกดูดซับเมื่อถึงจุดสมดุล, $\text{kg}_{\text{water}}/\text{kg}_{\text{silica gel}}$

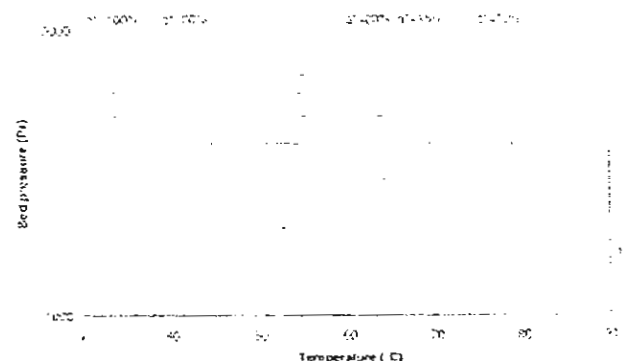
$P_s(T_v)$ และ $P_s(T_c)$ คือ ความดันไออิ่มตัวที่อุณหภูมิ T_v (ไอน้ำ)

และอุณหภูมิ T_c (ชั้นซิลิกาเจล) ตามลำดับ

ค่า K และ n สำหรับคูสารซิลิกาเจล-น้ำโดย $K = 0.346 \text{ kg/kg}$ และ

$n = 1.6$ ตามลำดับ ซึ่งโดยทั่วไปจะกำหนดให้ปริมาณน้ำที่ถูกดูดซับได้สูงสุดมีค่าเป็น 0.346 kg/kg นั่นคือเมื่อ $P_s(T_v)/P_s(T_c) = 1$

4.2 ปริมาณน้ำที่ถูกดูดซับที่แท้จริง (q) สามารถทราบได้โดยอาศัยการอ่านค่าจากไดอะแกรม Duhring ดังแสดงในรูปที่ 3



รูปที่ 3 ไดอะแกรม ของซิลิกาเจล-น้ำ (Chua, 1999)

4.3 การถ่ายเทความร้อนและมวลสาร

สำหรับงานวิจัยนี้จะวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนและมวลสารของปรากฏการณ์การดูดซับ ซึ่งมีอิทธิพลต่อความสามารถในการดูดซับของคูสารเป็นอย่างมาก โดยการวิเคราะห์จะอาศัยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อพิจารณาและทำนายการถ่ายเทความร้อนและมวลสารขณะเกิดการดูดซับ ซึ่งมีการตั้งข้อสมมติฐานของเครื่องดูดซับในงานวิจัยนี้ ได้แก่ :

- ความดันไอน้ำภายใน bed มีค่าเท่ากันตลอดทั้ง bed แต่จะเปลี่ยนแปลงไปตามเวลา
- สมมติทางเทอร์โมฟิสิกส์ทั้ง
- ไอน้ำมีสมบัติเหมือนก๊าซอุดมคติ
- น้ำที่ถูกดูดซับภายในซิลิกาเจลมีสถานะเป็นของเหลว

เมื่อไอน้ำแพร่เข้าสู่ ซิลิกาเจลและเกิดการดูดซับ ขณะที่มีการดูดซับ จะมีความร้อนของการดูดซับเกิดขึ้น ความร้อนดังกล่าวจะถ่ายเทเข้าสู่ของไหลสำหรับระบายความร้อน ในงานวิจัยนี้จะใช้น้ำ และความชื้นบางส่วนจะทำให้ซิลิกาเจลมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้น

4.3.1 กฎการอนุรักษ์พลังงาน (Conservation of Energy)

จากการศึกษาผลของการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (เพื่อใช้เป็น adsorber) ที่มีผลสมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบดูดซับของ Alam, 2000 พบว่าสมการพลังงานของของไหลที่มีการถ่ายเทความร้อนแสดงได้ดังนี้ (Alam, 2000)

$$M_s c_s \frac{\partial T_s}{\partial t} - \dot{m}_s c_s L \frac{\partial T_s}{\partial x} + k_s A_s L \left(\frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} \right) \quad (2)$$

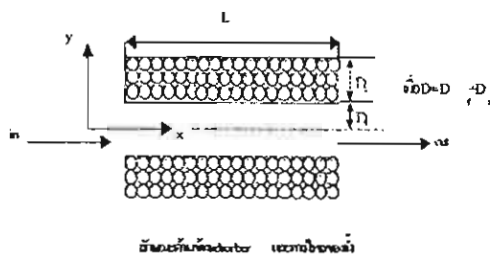
ซึ่งสมการสมดุลพลังงานสำหรับ bed ของเครื่องดูดซับสามารถแสดงได้ดังนี้ (Alam, 2000)

$$M_s c_s \left(1 + \frac{c_s}{c_a} + \frac{M_s c_s}{M_a c_a} \right) \frac{\partial T_s}{\partial t} - \rho_s A_s L Q_s \frac{\partial q}{\partial t} = k_s A_s L \left(\frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} \right) \quad (3)$$

เมื่อ M_s , M_a และ M_m คือมวลของของไหลที่มีการถ่ายเทความร้อน, สารดูดซับ และโครงสร้างของ adsorber ตามลำดับ, kg

- A_s และ A_m คือ พื้นที่ถ่ายเทความร้อนด้านของไหลและด้านของสารดูดซับ ตามลำดับ, m^2
- k_s คือ ค่าสภาพการนำความร้อนของของไหล, $W/m \cdot K$
- T_s และ T_a คือ อุณหภูมิของของไหลที่ใช้ในการระบายความร้อนและซิลิกาเจล ตามลำดับ, $^{\circ}C$
- k_{se} คือ effective thermal conductivity, $W/m \cdot K$
- x และ y คือ Coordinate axes
- L คือ ความยาวของ bed, m
- c_s และ c_a คือ ค่าความร้อนจำเพาะของซิลิกาเจล และ น้ำตามลำดับ, $kJ/kg \cdot K$
- Q_s คือ ค่าความร้อนของการดูดซับ, kJ/kg ซึ่งในการทดลองนี้กำหนดให้มีค่าเป็น 2800 kJ/kg
- ρ_s คือ ความหนาแน่นของสารดูดซับ, kg/m^3
- $D = D_s + D_a$
- D_s คือ $\frac{1}{4}$ ของความกว้างของส่วน heat transfer fluid side และ D_a คือ ความหนาของ bed, m

จากสมการที่ (2) และ (3) ดังกล่าว ทิศทางการเคลื่อนที่ของสารถ่ายเทความร้อนและการดูดซับ สามารถแสดงได้ดังแบบจำลองในรูปที่ 4



รูปที่ 4 แสดงภาพของเครื่องดูดซับชนิดตามแนวยาว

4.3.2 กฎการอนุรักษ์มวลสาร (Conservation of Mass)

อัตราการเปลี่ยนแปลงปริมาณน้ำใน bed จะเป็นสัดส่วนกับค่าความแตกต่างระหว่างปริมาณน้ำที่คลมคลุดกับปริมาณน้ำที่แท้จริง สมการของสารทำงานแสดงได้ดังนี้ (Alam, 2000)

$$M_s \frac{\partial q}{\partial t} = h_m (q_s - q) \quad (4)$$

เมื่อ q_s และ q คือ ปริมาณน้ำ ณ จุดสมดุลกับปริมาณน้ำที่แท้จริง, kg_{water}/kg_{gel}

h_m คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล, kg/s

ปริมาณน้ำที่ถูกดูดซับในซิลิกาเจลหาได้จากไดอะแกรม Duhring (รูปที่ 3) โดยที่ Initial และ boundary conditions สำหรับกรณีนี้คือ

$T_s(x, y) = T_a(x, y) = T_\infty$ เมื่อ T_∞ คืออุณหภูมิของน้ำเริ่มต้น

$$\frac{\partial T_s}{\partial x} = 0 \quad \text{at } x = L$$

$$\frac{\partial T_s}{\partial x} = \frac{\partial T_a}{\partial x} = 0 \quad \text{at } x = 0$$

$$\frac{\partial T_s}{\partial y} = 0 \quad \text{at } y = 0$$

$$k_s \frac{\partial T_s}{\partial y} = h_s (T_s - T_a) \quad \text{at } y = D_s$$

$$k_a \frac{\partial T_s}{\partial y} = h_a (T_s - T_a) \quad \text{at } y = D_s$$

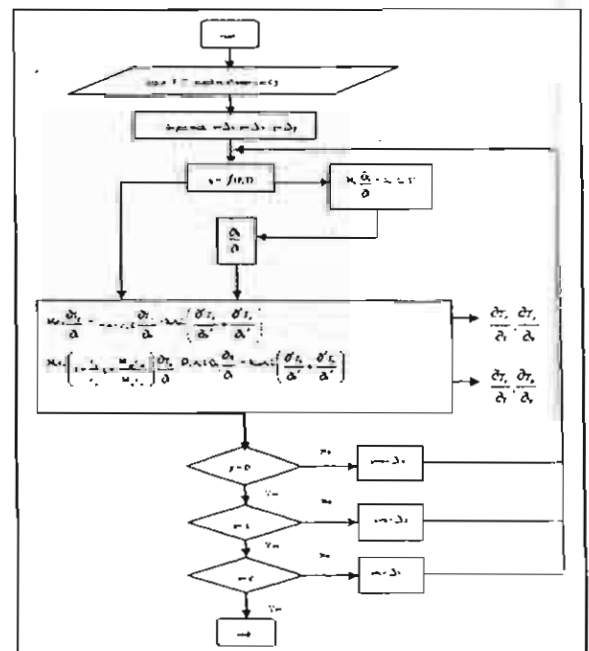
$$\frac{\partial T_s}{\partial y} = 0 \quad \text{at } y = D = D_s + D_a$$

เมื่อ h_s คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน, $W/m^2 \cdot K$

$$\frac{\partial T_s}{\partial y} = 0 \quad \text{at } y = D = D_s + D_a$$

$$q = 0 \quad \text{at } t = 0$$

ซึ่งขั้นตอนการคำนวณจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์แสดงได้ดังรูปที่ 5



รูปที่ 5 Information flow diagram of Silica gel-water model

ขั้นตอนการคำนวณดังรูปที่ 5 คือ ป้อนข้อมูลที่จำเป็นได้แก่ อุณหภูมิและความดันของ bed สุดท้ายของ bed จากนั้นจะได้ปริมาณน้ำที่ถูกดูดซับในขณะนั้นๆ จากนั้นจึงป้อนค่าอุณหภูมิ bed เริ่มต้น แล้วใช้สมการที่ (1) เพื่อหาค่า q_s แล้วใช้สมการที่ (2) และ (3) โดย

ใช้กรรมวิธีเชิงตัวเลขแบบ finite difference เพื่อคำนวณหาค่าอุณหภูมิที่เวลาต่างๆ รวมไปถึงใช้สมการ (4) หาค่าปริมาณสารที่ถูกดูดซับ

5. ผลการทดลอง

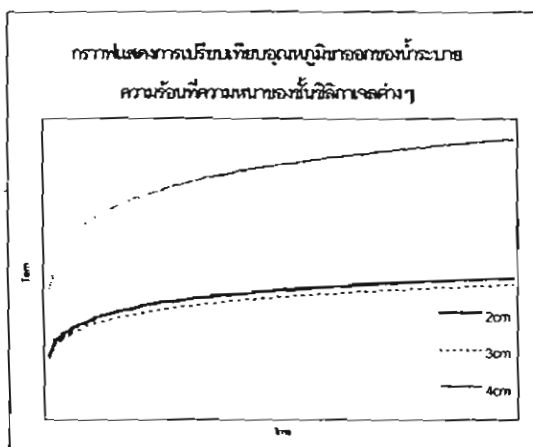
เมื่อทำการทดสอบการดูดซับตามกรณีต่างๆดังที่กล่าวไปแล้วข้างต้น ได้ผลการทดลองดังนี้

ตารางที่ 1 แสดงการเปรียบเทียบอัตราการดูดซับที่ความหนาของชั้นซิลิกาเจลต่างกัน

ความหนาของชั้นซิลิกาเจล	อัตราการดูดซับ ($\text{kg}_{\text{water}}/\text{kg}_{\text{silica gel}}$)
2 cm	2.35043E-05
3 cm	1.63818E-05
4 cm	1.76282E-05

ตารางที่ 1 เป็นตารางแสดงผลการเปรียบเทียบการดูดซับของคู่สารซิลิกาเจลน้ำ ที่ระดับความหนาของชั้นซิลิกาเจลต่างๆกัน โดยไม่ทำการปรับปรุงเครื่องดูดซับแต่อย่างใด จะเห็นว่าที่ความหนาของชั้นซิลิกาเจล 2 เซนติเมตร อัตราการดูดซับระหว่างซิลิกาเจลกับน้ำเป็นไปได้ดีที่สุด ส่วนที่ความหนา 3 และ 4 เซนติเมตรจะมีอัตราการดูดซับใกล้เคียงกัน และจากรูปที่ 6 ซึ่งเป็นกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิของน้ำที่ใช้ระบายความร้อน แสดงให้เห็นว่าที่ระดับความหนาของชั้นซิลิกาเจล 2 และ 3 เซนติเมตร การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของน้ำใกล้เคียงกัน ส่วนที่ระดับความหนา 4 เซนติเมตร อุณหภูมิของน้ำมีการเปลี่ยนแปลงมากกว่า

เมื่อทำการทดสอบการดูดซับโดยรักษาระดับความหนาของชั้นซิลิกาเจลไว้ที่ 3 cm และผสมเม็ดทองแดงเพื่อเพิ่มค่าการนำความร้อน และติดครีบริบเพื่อเพิ่มพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อน โดยมีวัตถุประสงค์ในการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนและมวลในการดูดซับระหว่างคู่สารทำงาน จะได้ผลดังตารางที่ 2 และรูปที่ 7

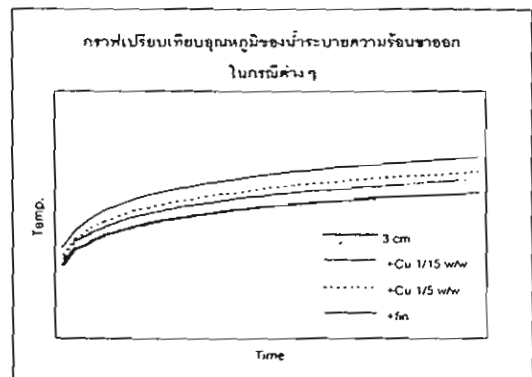


รูปที่ 6 กราฟแสดงการเปรียบเทียบอุณหภูมิของน้ำระบายความร้อนออกที่ความหนาของชั้นซิลิกาเจลต่างๆกัน

ตารางที่ 2 แสดงการเปรียบเทียบอัตราการดูดซับเมื่อมีการปรับปรุง และไม่มีการปรับปรุงเครื่องดูดซับ ที่ความหนาของชั้นซิลิกาเจลเป็น 3 เซนติเมตร

กรณี	อัตราการดูดซับ ($\text{kg}_{\text{water}}/\text{kg}_{\text{silica gel}} \cdot \text{s}^{-1}$)
ไม่มีการปรับปรุงใดๆ	1.63818E-05
ผสมเม็ดทองแดง 1/15 w/w	3.4188E-05
ผสมเม็ดทองแดง 1/5 w/w	3.84615E-05
ติดครีบริบ	4.13105E-05

จากตารางที่ 2 จะเห็นว่า เมื่อมีการผสมเม็ดทองแดงเข้ากับซิลิกาเจล จะช่วยให้อัตราการดูดซับระหว่างซิลิกาเจลกับน้ำดีขึ้น กล่าวคือในการผสมเม็ดทองแดงเป็นสัดส่วน 1/5 โดยน้ำหนักของซิลิกาเจล อัตราการดูดซับเป็น $3.84615 \times 10^{-5} \text{ kg}_{\text{water}}/\text{kg}_{\text{silica gel}} \cdot \text{s}^{-1}$ ซึ่งจะมากกว่าอัตราการดูดซับเมื่อผสมเม็ดทองแดงในสัดส่วน 1/15 โดยน้ำหนักของซิลิกาเจล ที่มีอัตราการดูดซับเป็น $3.4188 \times 10^{-5} \text{ kg}_{\text{water}}/\text{kg}_{\text{silica gel}} \cdot \text{s}^{-1}$ และจากการทดลองพบว่าเมื่อมีการติดครีบริบในเครื่องดูดซับจะช่วยพัฒนาอัตราการดูดซับได้มากที่สุดเป็น $4.13105 \times 10^{-5} \text{ kg}_{\text{water}}/\text{kg}_{\text{silica gel}} \cdot \text{s}^{-1}$



รูปที่ 7 กราฟแสดงการเปรียบเทียบอุณหภูมิของน้ำระบายความร้อนออกเมื่อมีการปรับปรุง และไม่มีการปรับปรุงเครื่องดูดซับ เมื่อชั้นซิลิกาเจลหนา 3 เซนติเมตร

ซึ่งผลจากการเปรียบเทียบอัตราการดูดซับดังกล่าว นั้น สอดคล้องกับผลการวัดอุณหภูมิของน้ำที่ใช้ในการระบายความร้อนในการดูดซับ ซึ่งแสดงได้ดังกราฟในรูปที่ 7 ซึ่งจากกราฟจะเห็นว่าอุณหภูมิของน้ำที่ใช้ในการระบายความร้อนเมื่อมีการติดครีบริบจะมีการเปลี่ยนแปลงมากที่สุด ส่วนกรณีที่มีผสมเม็ดทองแดงสัดส่วน 1/5, 1/15 และกรณีที่ไม่มีการปรับปรุงใดๆ จะมีการเปลี่ยนแปลงน้อยลงตามลำดับ กล่าวคือ เมื่อเกิดการดูดซับของคู่สารซิลิกาเจลน้ำ จะมีการคายความร้อนออกมา หากยังการดูดซับเป็นไปได้มาก ก็ยังมีความร้อนที่คายออกมาด้วยเช่นเดียวกัน และความร้อนส่วนที่คายออกมาเอง จะถูกระบายออกด้วยน้ำที่ใช้สำหรับระบายความร้อน ถ้าความร้อนที่เกิดจากการดูดซับมีมาก ก็จะส่งผลให้อุณหภูมิของน้ำที่ใช้ในการระบายความร้อนสูงขึ้นมากด้วย ดังนั้นเมื่อพิจารณาจากกราฟ สามารถกล่าว

ได้ว่า หากอุณหภูมิของน้ำที่ใช้ระบายความร้อนมีการเปลี่ยนมากเท่าไร ก็จะแสดงให้เห็นว่าการดูดซับเป็นไปได้ดีมากเท่านั้น

6. สรุป

จากการทดลองพบว่าเมื่อทำการปรับปรุงเครื่องดูดซับ (Adsorber) โดยผสมเม็ดทองแดงเข้ากับซิลิกาเจลและทำการติดครีป ภายในเครื่องดูดซับจะช่วยเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อน และมวลในการดูดซับดีขึ้น อันจะส่งผลให้อัตราเร็วในการดูดซับของกัฏสารซิลิกาเจล-น้ำดีขึ้นด้วย โดยจากผลการทดลอง หากทำการติดครีป จะช่วยให้การดูดซับระหว่างกัฏสารเป็นไปได้ดีที่สุด เมื่อเปรียบเทียบกับกรณีผสมเม็ดทองแดงเข้ากับซิลิกาเจล ซึ่งจากการทดลองนี้สามารถนำไปปรับปรุงใช้กับระบบทำความเย็นแบบดูดซับได้ต่อไป

7. รายการสัญลักษณ์

A	พื้นที่ที่มีการถ่ายเทความร้อน, m^2
A_a	พื้นที่ถ่ายเทความร้อนด้านด้านของสารดูดซับตามลำดับ, m^2
A_f	พื้นที่ถ่ายเทความร้อนด้านของไหล, m^2
c_a	ค่าความร้อนจำเพาะของซิลิกาเจล, $kJ/kg \cdot K$
c_p	ค่าความร้อนจำเพาะของของไหลที่ใช้ระบายความร้อน, $kJ/kg \cdot K$
c_r	ค่าความร้อนจำเพาะของน้ำตามลำดับ, $kJ/kg \cdot K$ $D = D_1 + D_2$
D_a	ความหนาของ bed, m
D_f	1/2 ของความกว้างของส่วน heat transfer fluid side, m
h_m	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล, kg/s
k_{eff}	ค่า effective thermal conductivity, $kW / m \cdot K$
k_f	ค่าสภาพการนำความร้อนของของไหล, $kW / m \cdot K$
L	ความยาวของ bed, m
m	อัตราการไหลของของไหลที่ใช้ระบายความร้อน, kg/s
M_a	มวลของสารดูดซับ, kg
M_f	มวลของของไหลที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อน, kg
M_m	มวลของโครงสร้างของ adsorber, kg
P	ความดัน, Pa
$P_s(T_b)$	ความดันไออิ่มตัวที่อุณหภูมิ T_b
$P_s(T_v)$	ความดันไออิ่มตัวที่อุณหภูมิ T_v (ไอน้ำ)
q	ปริมาณน้ำที่ถูกดูดซับที่แท้จริง, kg_{water}/kg_{gel}
q_e	ปริมาณน้ำที่ถูกดูดซับเมื่อถึงจุดสมดุล, kg_{water}/kg_{gel}
Q_{st}	ค่าความร้อนของการดูดซับ, kJ/kg
t	เวลา
t'	ระยะเวลาที่ใช้ในการดูดซับ, s
T	อุณหภูมิ, $^{\circ}C$
T_b	อุณหภูมิของซิลิกาเจลตามลำดับ, $^{\circ}C$
T_{b1} & T_{b2}	อุณหภูมิของ bed ณ จุดที่ 1 และ 2 ตามลำดับ, $^{\circ}C$
T_f	อุณหภูมิของของไหลที่ใช้ในการระบายความร้อน, $^{\circ}C$
T_{f1} & T_{f2}	อุณหภูมิของของไหล ณ จุดที่ 1 และ 2 ตามลำดับ, $^{\circ}C$
w	ความหนาของ bed, m

x และ y Coordinate axes

ρ_s ความหนาแน่นของสารดูดซับ, kg/m^3

8. เอกสารอ้างอิง

- [1] Chindaraksa, S. (2001), Activated Adsorption-Passive Regeneration of Solid Gel Beds for Solar Dryer, D.Sc. dissertation, School of Energy and Materials, King Mongkut, University of Technology Thonburi.
- [2] G. Restuccia and G. Cacciola, "Performances of Adsorption Systems for Ambient Heating and Air Conditioning", International Journal of Refrigeration, 22 (1999): 18-26.
- [3] H.T. Chua, K.C. Ng, A. Malck, T. Kashiwagi, A. Akisawa, B.B. Saha, "Modeling the Performance of Two-Bed, Silica Gel-Water Adsorption Chillers", International Journal of Refrigeration, 22 (1999): 194-204.
- [4] K.C.A. Alam, B.B. Saha, Y.T. Kang, A. Akisawa, T. Kashiwagi, "Heat Exchanger Design Effect on the System Performance of Silica Gel Adsorption Refrigeration Systems", International Journal of Heat and Mass Transfer, 43 (2000): 4419-4431.
- [5] K. Chihara, M. SuZuki, "Air Drying by Pressure swing adsorption", Journal of Chemical Engineering of Japan, 16 (1983): 293-299.
- [6] R.Z. Wang, J.Y. Wu, Y.Y. Xu, and W. Wang, "Performance Researches and Improvements on Heat Regenerative Adsorption Refrigerator and Heat Pump", Energy Conservation & Management, 42 (2001): 233-249.

การศึกษาสมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

ที่ใช้ถ่านกัมมันต์ - เอทานอลเป็นสารทำงาน

Performance analyses of adsorption refrigeration system using activated carbon-ethanol as working substances

เทอดธรรม เย็นสบาย

ทองเกียรติ เกียรติศิริโรจน์

สาขาวิชาวิศวกรรมพลังงาน

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

บทคัดย่อ งานวิจัยฉบับนี้เป็นการศึกษาพฤติกรรมการดูดซับของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ โดยใช้เอทานอล-ถ่านกัมมันต์เป็นคู่สารดูดซับ ในการทดลองจะใช้ถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากวัตถุดิบที่ต่างกัน 2 ชนิดคือ ถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากถ่านหิน(CAL 12*40) และถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากกะลามะพร้าว (CGC-16) การศึกษาในครั้งนี้ใช้สมการของ Dubinin (D-R equation) ในการทำนายผลของการดูดซับ และสร้างแผนภูมิ P-T-x (ความดัน-อุณหภูมิ-ความเข้มข้นของเอทานอล) ทำการศึกษาผลของอุณหภูมิควบแน่น (T_c) และอุณหภูมิที่ระเหย (T_e) ของถ่านกัมมันต์แต่ละแบบ ที่มีต่อสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) พบว่า ถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากกะลามะพร้าว (CGC-16) ให้ค่า COP สูงกว่าถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากถ่านหิน (CAL 12*40)

Abstract The performance of the adsorption refrigeration using activated carbon and ethanol as working pair. Two types of the activated carbon have been used: activated carbon from coal(CAL 12*40) and from coconut shell.(CGC-12)) The adsorption properties and the equilibrium properties were verified using Dubinin's equation. Therefor the P-T-x (pressure-temperature-ethanol concentration) diagram is developed. The experimental data are used to evaluate the coefficient of performance (COP) for refrigerant at different condensing temperature(T_c) and different evaporating temperature(T_e). It could be found that COP obtained from the adsorber using CGC-12 shows higher value than that from CAL 12*40.

1. ความสำคัญและที่มาของการวิจัย

จากปัญหาเกี่ยวกับสิ่งแวดล้อมอันเนื่องมาจากการใช้สารทำความเย็นในระบบทำความเย็นแบบอัดไอ และทรัพยากรธรรมชาติที่เป็นแหล่งพลังงานและเชื้อเพลิงฟอสซิลมีปริมาณลดลงเรื่อยๆ จึงได้มีการพัฒนาระบบทำความเย็นที่มีการนำพลังงานความร้อนทิ้งและความร้อนเปล่าจากธรรมชาติมาใช้ประโยชน์ โดยที่สารทำงานในระบบทำความเย็นไม่ส่งผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม ซึ่งระบบทำความเย็นที่กำลังได้รับความสนใจมากอีกชนิดหนึ่งคือ ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ (Adsorption refrigeration)

ในหลายปีที่ผ่านมาได้มีความร่วมมืออย่างกว้างขวางเพื่อพัฒนาระบบทำความเย็นแบบดูดซับ โดยวิธีการพัฒนาได้กระทำควบคู่กัน 2 แนวทางคือ งานวิจัยหาคู่สารทำงานทดแทนชนิดใหม่เพื่อให้ใช้ได้อย่างมีประสิทธิภาพมากกว่าชนิดเก่า และงานวิจัยปรับปรุงระบบใหม่ให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้น

ในงานวิจัยฉบับนี้ได้ทำการศึกษาระบบทำความเย็นที่ใช้ เอทานอล และ activated carbon เป็นคู่สารดูดซับ ด้วยเหตุผลที่ประเทศไทยเป็นประเทศที่มีวัตถุดิบทางการเกษตรที่สามารถแปรรูปเพื่อใช้ในการผลิตเอทานอลและถ่านกัมมันต์ได้เป็นจำนวนมาก, ด้วยความสามารถในการดูดซับของเอทานอลที่มีต่อถ่านกัมมันต์ที่มีค่อนข้างสูง

และความไม่เป็นพิษของเอทานอล (ในอดีตเมทานอลเป็นที่นิยมในการใช้เป็นตัวดูดซับในระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แต่ด้วยความเป็นพิษของเมทานอลทำให้เอทานอลเป็นทางเลือกใหม่ในการศึกษาวิจัย)

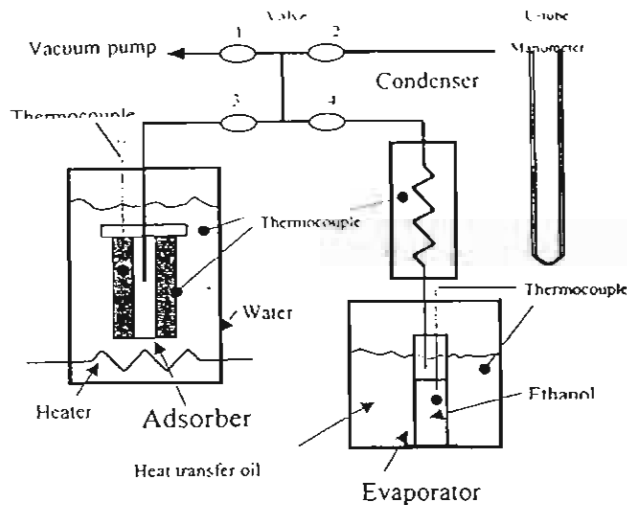
ได้ทำการศึกษาพฤติกรรมการดูดซับของเอทานอลที่มีต่อถ่านกัมมันต์ชนิดที่ผลิตจากถ่านหิน และถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากกะลามะพร้าว ใช้ D-R equation ในการศึกษาและเขียน P-T-x diagram โดยผลที่ได้จากการทดลองจะนำไปคำนวณเพื่อแสดงผลในรูปแบบสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ(COP_{sys})

2. การออกแบบการทดลอง

ลักษณะของระบบที่ใช้ในการทดสอบ เพื่อเก็บข้อมูลในการเขียน P-T-x diagram แสดงได้ดังรูปที่ 1

Adsorber เป็นท่อสเตนเลส 2 ท่อซ้อนกัน ท่อนอกและท่อในมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางประมาณ 50 และ 25 mm ตามลำดับ ได้เจาะรูที่ท่อในให้ได้จำนวนรูมากที่สุด เพื่อให้เอทานอลไหลผ่าน และทำดาวยาสเตนเลสหุ้มรอบท่อใน ป้องกันไม่ให้ถ่านกัมมันต์หลุดเข้าไป ด้านบนมีฝาปิดเป็นแผ่นสเตนเลสมีรู เพื่อให้ท่อสเตนเลสเส้นผ่านศูนย์กลาง 12.5 มม สอดลงได้ โดยปลายท่อที่สอดเป็นทางรองรับเอทานอล

แอลกอฮอล์ออกจากถ่านกัมมันต์ ปลายท่ออีกด้านหนึ่งต่อไปยังหลอดแก้วที่บรรจุเอทานอลอยู่ (Evaporator)



รูปที่ 1 ลักษณะทั่วไปของระบบที่ใช้ในการทดลอง

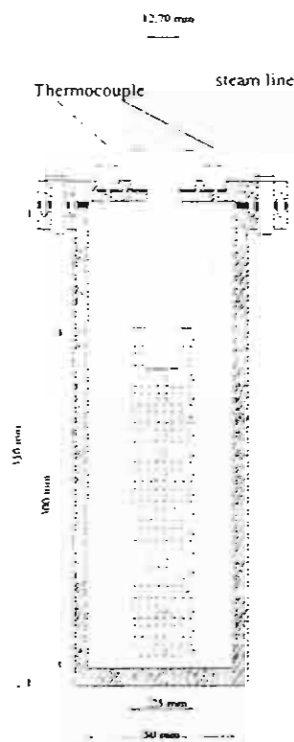
คอนเดนเซอร์ เป็นแก้วชนิดที่มีน้ำหล่อเย็นไหลภายนอก เพื่อควบแน่นเอทานอลที่ระเหยออกมาจากถ่านกัมมันต์ใน Container A ให้กลั่นตัวไหลลง Container B

Evaporator เป็นภาชนะเก็บเอทานอลเหลว ซึ่งเป็นหลอดแก้ว และสเกลวัดระดับของเอทานอลที่มีอยู่ในหลอดแก้ว

เครื่องวัดความดัน เป็นหลอดแก้วรูปตัวยู ภายในบรรจุปรอท

เครื่องวัดอุณหภูมิ ใช้เทอร์โมคัปเปิลชนิด K

ปั๊มสุญญากาศ ใช้ในการลดความดันในระบบและใส่สารดูดซับอยู่บนผิวถ่านกัมมันต์ออกก่อนทำการทดลอง



รูปที่ 2 แสดงลักษณะของ Adsorber

ในการทดลองใช้ถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากวัตถุดิบ 2 ชนิด ดังนี้

Product Code	Description
CAL 12 x 40	ถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากถ่านหิน
CGC - 16	ถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากกะลามะพร้าว

การทดลองเริ่มจากการกำจัดสิ่งติดข้างที่อยู่บนผิวถ่านกัมมันต์ โดยทำการไล่ถ่านกัมมันต์ลงใน Adsorber แล้วให้อุณหภูมิประมาณ 100 °C ที่ความดันต่ำเป็นเวลาประมาณ 24 ชม. จากนั้นเริ่มการทดลองโดยบรรจุเอทานอลลงใน Evaporator แล้วทำการรักษาอุณหภูมิของ adsorber ให้เป็น 30°C และ evaporator ให้เป็น 20°C เปิดวาล์วเพื่อให้เอทานอลใน evaporator ระเหยไปเกาะอยู่ที่พื้นผิวถ่านกัมมันต์ใน adsorber รอจนระบบเข้าสู่สมดุล ทำการเก็บค่าอุณหภูมิ, ความดัน และ ปริมาณเอทานอลที่ระเหยออกไปจาก evaporator จากนั้นเปลี่ยนค่าอุณหภูมิของถ่าน adsorber ให้สูงขึ้นที่ละ 10 °C โดยรอให้ระบบเข้าสู่สมดุลแล้วจึงเก็บค่าทุกครั้ง (ทำตั้งแต่ 30°- 100°C) กระบวนการที่เกิดขึ้นในช่วงนี้เรียกว่ากระบวนการ desorption เมื่อ adsorber มีอุณหภูมิเป็น 100°C แล้วทำการลดอุณหภูมิลงมาที่ละ 10°C โดยรอให้ถึงสมดุลแล้วจึงเก็บค่า (ทำตั้งแต่ 100°- 30°C) กระบวนการที่เกิดขึ้นในช่วงนี้เรียกว่า กระบวนการ adsorption

จากนั้นทำการเปลี่ยนค่าอุณหภูมิในด้าน evaporator (เช่น จาก 20°C เป็น 30°C) แล้วทำการทดลองเช่นเดียวกับที่กล่าวมาข้างต้น

ทำการเปลี่ยนชนิดของถ่านกัมมันต์ที่ใช้ในการทดลอง แล้วทำการทดลองตามกระบวนการเดิมทั้งหมด

3. ทฤษฎีและหลักการ

มีทฤษฎีมากมายที่ถูกพัฒนาขึ้นมาเพื่ออธิบายพฤติกรรมการดูดซับ ซึ่งการดูดซับจะเกิดขึ้นเช่นไรนั้นก็ขึ้นอยู่กับสภาวะของระบบไม่ว่าจะเป็น อุณหภูมิ, ความดัน หรือความเข้มข้นของสารในระบบ

Dubinin and Radushkevich ได้ศึกษาทฤษฎีของ Polanyi พบว่า W (ปริมาณที่ adsorbent สามารถดูดซับได้) มีความสัมพันธ์กับ E (ศักยภาพในการดูดซับ) โดย W และ E มีการกระจายแบบ Gaussian distribution คือ เมื่อ ถ้า $E = 0$, W มีค่าสูงสุด (W_{max}) และถ้า E มีค่าสูงสุด (E_{max}), W มีค่าเท่ากับศูนย์ เขียนความสัมพันธ์ได้ดังสมการ

$$W = W_o \exp\left(\frac{-k}{\beta^2 E^2}\right) \quad (1)$$

$$\text{โดยที่} \quad E = RT \ln\left(\frac{P_s}{P}\right) \quad (2)$$

$$\text{จะได้} \quad W = W_o \exp\left(\frac{-k}{\beta^2 (RT \ln P_s/P)^2}\right) \quad (3)$$

$$\text{หรือ} \quad W = W_o \exp(-D(T \ln P_s/P)^2) \quad (4)$$

Dubinin and Astakhov ได้เสนอสมการ D-A ซึ่งพัฒนาจากสมการ D-R เพื่อให้สามารถใช้ได้กับผิวดูดซับที่แบบ Heterogeneous (Weng et al., 2001)

$$W = W_0 \exp\left(-D(T \ln P_s / P)^n\right) \quad [5]$$

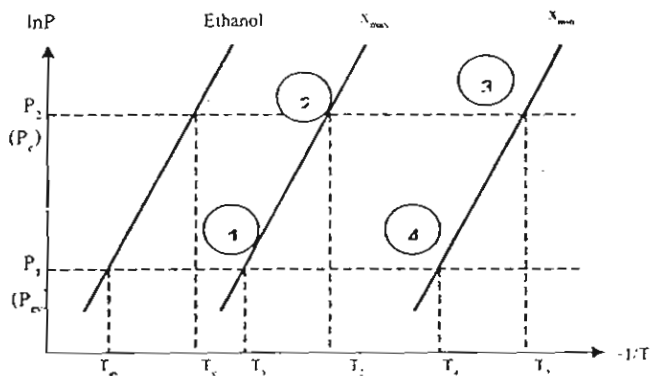
$$\text{หรือ } \ln W = \ln W_0 - D(T \ln P_s / P)^n \quad [6]$$

จากสมการนี้จะเห็นว่าเมื่อเขียนกราฟความสัมพันธ์ระหว่างพจน์ $\ln W$ กับ $[T \ln P_s / P]^n$ ในลักษณะที่เป็นเส้นตรง จะพบว่า ค่าความชันที่ได้จะเป็นค่า D ในสมการ และจุดตัดที่แกน y จะเป็นค่า $\ln W_0$ ในสมการ

Hu and Exell (Hu Jing, 1993) เปรียบเทียบผลการทำนายการดูดซับของ Methanol บนผิวของถ่านกัมมันต์ โดยใช้สมการของ D-R และ D-A มาเขียนกราฟ พบว่า สมการ D-A ให้ผลกราฟในรูปเส้นตรง และใกล้เคียงกับผลจากการทดลองมากกว่าสมการ D-R

4. สมบัติสมรรถนะของระบบ

วัฏจักรการทำงานของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แสดงได้ดังรูปที่ 3.



รูปที่ 3. วัฏจักรการทำงานของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ (ทองเกียรติ, 2535)

ในการทำงานของระบบจะเริ่มจาก สภาวะที่จุด(1) ซึ่งมีเอทานอลที่ถูกดูดซับลงบนพื้นผิวของถ่านกัมมันต์และถูกบรรจุอยู่ใน adsorber ที่มีอุณหภูมิเป็น T_1 , ความดัน P_1 , ความเข้มข้นของเอทานอลในถ่านกัมมันต์ x_{max} และอุณหภูมิสิ่งแวดล้อมเป็น T_2 . จากจุด(1) adsorber จะถูกทำให้ร้อนขึ้นไปสู่จุด(2) โดยช่วงนี้ค่าความเข้มข้นไม่มีการเปลี่ยนแปลง แต่ความดันเปลี่ยนตามอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้น โดยที่จุด(2) มีอุณหภูมิเป็น T_2 , ความดัน P_2 และที่จุดนี้จะเริ่มมีการเปลี่ยนแปลงความเข้มข้น โดยเมื่อให้ความร้อนแก่ adsorber จากจุดที่(2) ไปจุดที่(3) จะเห็นว่า ค่าความเข้มข้นจะเริ่มลดลงเรื่อย ๆ เนื่องจาก เอทานอลถูกแยกออกจาก adsorber ไปควบแน่นที่ Condenser ที่อุณหภูมิ T_c (ของเหลวเอทานอลที่ผ่านการควบแน่นจะถูกเก็บอยู่ใน receiver) จนถึงจุดที่(3)ความเข้มข้นของเอทานอลใน adsorber มีค่าเป็น x_{min} กระบวนการที่เกิดขึ้นเรียกว่า กระบวนการ Desorption จากจุดที่(3) จะทำการลดอุณหภูมิของ adsorber ลงจนเหลืออุณหภูมิ T_1 (ในช่วงนี้จะไม่

มีการเชื่อมต่อระหว่างส่วนของ receiver กับ adsorber) ซึ่งทำให้ความดันลดลงเป็น P_1 ตามไปด้วย จากจุด(3) ไปจุด(4) ความเข้มข้นยังคงเป็น x_{min} ที่จุด(4)จะเป็นจุดที่เริ่มเกิดกระบวนการที่เรียกว่า กระบวนการ Adsorption (ทำการเชื่อมต่อระหว่างส่วนของ receiver กับ adsorber อีกครั้ง) เมื่อลดอุณหภูมิจาก T_2 กลับเป็น T_1 เอทานอลเหลวที่อยู่ใน receiver จะระเหยออกไปดูดซับกับพื้นผิวของถ่านกัมมันต์ใน adsorber ที่อุณหภูมิ T_{ev} ซึ่งจะทำให้ความเข้มข้นของเอทานอลใน adsorber มีการเปลี่ยนแปลงเพิ่มขึ้นเรื่อย ๆ และสุดท้ายสภาวะจะกลับมาเริ่มต้นใหม่ที่จุดที่(1)

สมมูลพลังงานในระบบสามารถพิจารณาได้โดย (Tiansuwan, 1995)

1. กระบวนการ (1) - (2)

ความร้อนที่เกิดขึ้นเป็น Sensible heat ของเอทานอล และถ่านกัมมันต์

$$Q_{1-2} = m_{ac} \{C_{p,ac} (T_2 - T_1) + C_{p,el} x_{max} (T_2 - T_1)\} \quad [7]$$

2. ที่สภาวะ (2) - (3)

กำหนดให้เอทานอลเกาะอยู่บนถ่านกัมมันต์แบบ monolayer ดังนั้นความร้อนที่เกิดขึ้นในส่วนนี้จะประกอบด้วยความร้อนจากการ desorb เอทานอลออกจากผิวถ่านกัมมันต์และ Sensible heat ของมวลเฉลี่ยของเอทานอลจาก T_2 ถึง T_3

$$Q_{2-3} = m_{ac} \{H_{des}(x_{max} - x_{min}) + C_{p,ac}(T_3 - T_2) + C_{p,el}(x_{max} - x_{min})(T_3 - T_2) / 2\} \quad [8]$$

จากสมการ Clausius-Claperon ที่ความเข้มข้นคงที่ x_{max} ความร้อนที่ใช้ในการแยกเอทานอลออกจากถ่านกัมมันต์ (H_{des}) สามารถหาได้ดังนี้

(ปรีชญา, 2537)

$$H_{des} = \frac{R \ln(P_2/P_1)}{\left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2}\right)} \quad [9]$$

3. กระบวนการทำเย็น

เอทานอลจะถูกทำให้เย็นจนมีอุณหภูมิเป็น T_{ev} หลังจากนั้น จะมีการดึงความร้อนออกจากห้องจนอุณหภูมิของ Absorber เป็น T_1 จึงเริ่มวัฏจักรใหม่อีกครั้ง

$$Q_c = m_{ac} (x_{max} - x_{min}) [(L_{el})_{ev} - C_{p,el} (T_c - T_{ev})] \quad [10]$$

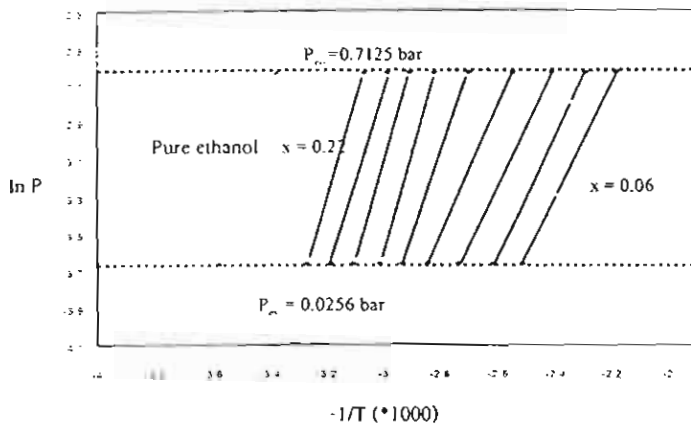
สมบัติสมรรถนะของระบบสามารถพิจารณาได้ดังนี้ (ASHRAE, 1997)

$$COP = \frac{Q_{useful}}{Q_{input}}$$

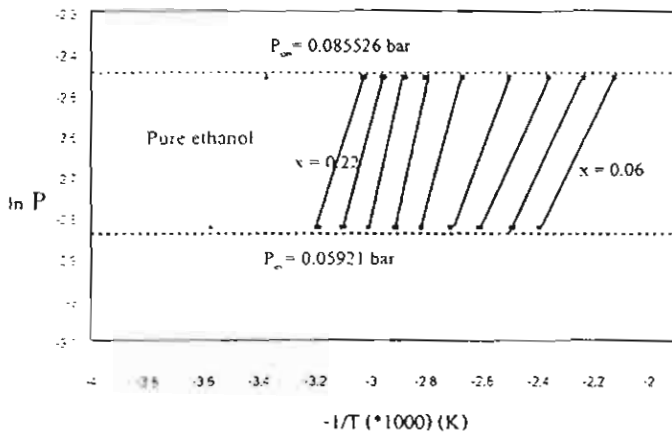
$$COP = \frac{Q_c}{(Q_{1-2} + Q_{2-3})} \quad (11)$$

5. ผลการทดลองและวิเคราะห์

จากการเก็บค่าความดัน, อุณหภูมิ และปริมาณเอทานอลที่ถูกดูดซับที่อุณหภูมิต่างๆ ด้วยวิธีการข้างต้นนำผลที่ได้มาพลอตบนกราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่า $\ln P$ และ $-1/T$ จะได้กราฟดังแสดงในรูปที่ 4 - 5

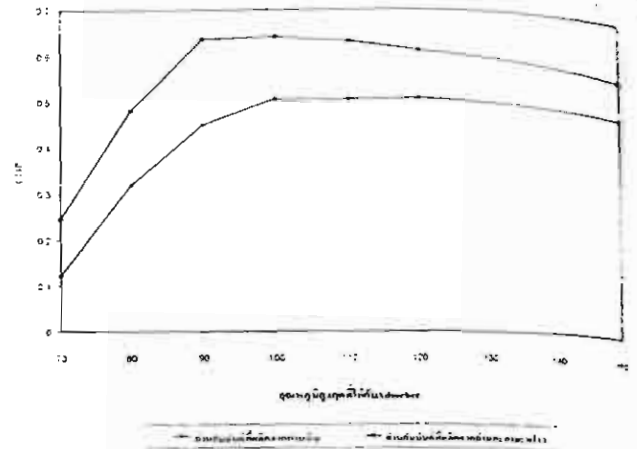


รูปที่ 4. P-T-x diagram ของคู่สารถ่านกัมมันต์(ผลิตจากถ่านหิน) – เอทานอล



รูปที่ 5. P-T-x diagram ของคู่สารถ่านกัมมันต์ (ผลิตจากถ่านกะลามะพร้าว) – เอทานอล

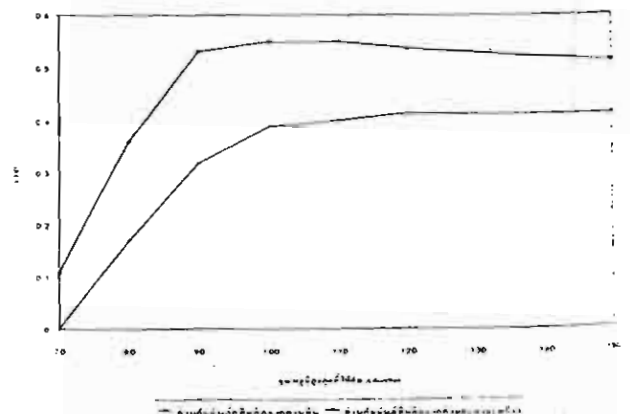
P-T-x diagram ที่ได้จากการทดลองทั้งกรณีที่ใช้ถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากถ่านหินและที่ผลิตจากถ่านกะลามะพร้าวเป็นสารดูดซับ จะถูกนำไปใช้ในการคำนวณหาค่า COP เพื่อพิจารณาแนวโน้มของช่วงอุณหภูมิที่เหมาะสมในการทำงานของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ และเพื่อเปรียบเทียบความสามารถในการทำความเย็นของคู่สารทั้ง 2 ข้างต้น ซึ่งค่า COP ก็ได้จากการคำนวณแสดงดังรูปที่ 6, 7, 8 และ 9



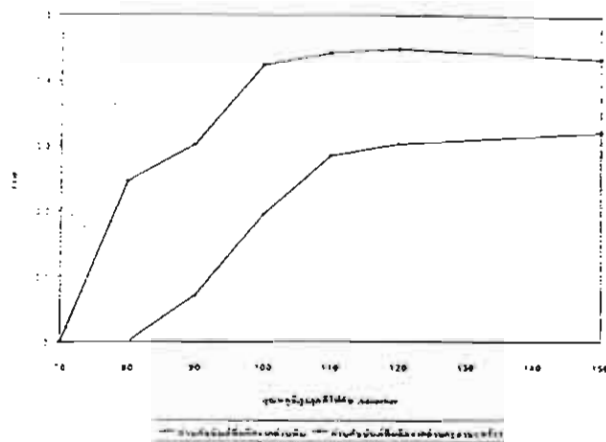
รูปที่ 6. แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า COP กับค่าอุณหภูมิสูงสุดที่ใช้กับ Adsorber ทั้งกรณีที่ใช้ถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากถ่านหินและที่ผลิตจากถ่านกะลามะพร้าว โดยกำหนดค่าอุณหภูมิที่ระเหย (T_{ev}) เป็น $5^{\circ}C$ และ ค่าอุณหภูมิกวบนั่น (T_{co}) เป็น $35^{\circ}C$



รูปที่ 7. แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า COP กับค่าอุณหภูมิสูงสุดที่ใช้กับ Adsorber ทั้งกรณีที่ใช้ถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากถ่านหินและที่ผลิตจากถ่านกะลามะพร้าว โดยกำหนดค่าอุณหภูมิที่ระเหย (T_{ev}) เป็น $5^{\circ}C$ และ ค่าอุณหภูมิกวบนั่น (T_{co}) เป็น $45^{\circ}C$



รูปที่ 8. แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า COP กับค่าอุณหภูมิสูงสุดที่ใช้กับ Adsorber ทั้งกรณีที่ใช้ถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากถ่านหินและที่ผลิตจากถ่านกะลามะพร้าว โดยกำหนดค่าอุณหภูมิที่ระเหย (T_{ev}) เป็น $0^{\circ}C$ และ ค่าอุณหภูมิกวบนั่น (T_{co}) เป็น $35^{\circ}C$



รูปที่ 9. แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า COP กับค่าอุณหภูมิสูงสุดที่ให้ กับ Adsorber ทั้งกรณีที่ใช้ถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากถ่านหินและ ที่ผลิตจากถ่านกะลาปะพร้าว โดยกำหนดค่าอุณหภูมิทำระเหย (T_{ev}) เป็น 0°C และ ค่าอุณหภูมิควบแน่น (T_{co}) เป็น 45°C

จากรูปที่ 6 – 9 จะเห็นว่าค่า COP จะสูงที่สุดในช่วงอุณหภูมิ ประมาณ $100 - 120^{\circ}\text{C}$ และพบว่าที่ทุก ๆ ค่า T_{ev} และ T_{co} ถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากกะลาปะพร้าว (mesh size $12^{\circ}30$) จะให้ค่า COP ที่สูงกว่าถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากถ่านหิน(mesh size $12^{\circ}40$)

โดยที่ค่า COP สูงที่สุดในกรณีที่ใช้ถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากถ่านหินเป็นสารดูดซับคือ 0.65 ซึ่งเกิดขึ้นเมื่อ ให้อุณหภูมิสูงสุดแก่ Adsorber เป็น 100°C และอุณหภูมิควบแน่นและทำระเหยเป็น 35°C และ 5°C ตามลำดับ สำหรับกรณีที่ใช้ถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากถ่านกะลาปะพร้าวเป็นสารดูดซับคือ 0.51 ซึ่งเกิดขึ้นเมื่อ ให้อุณหภูมิสูงสุดแก่ Adsorber เป็น 100°C และอุณหภูมิควบแน่นและทำระเหยเป็น 35°C และ 5°C ตามลำดับ

เมื่อพิจารณาขนาดของผงถ่านกัมมันต์แล้วจะเห็นว่า ถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากกะลาปะพร้าวมีขนาดที่ใหญ่กว่า (แสดงว่าพื้นที่ผิวในการดูดซับต่อหน่วยน้ำหนักมีค่าน้อยกว่า) แต่ให้ค่า COP ที่สูงกว่าซึ่งผลที่ได้จากอธิบายได้จากการอัดตัวที่แน่นของผงถ่านที่มีขนาดเล็ก จะไปกีดขวางการแพร่กระจายของสารทำงานเข้าสู่สารดูดซับ ทำให้ค่าการดูดซับน้อยกว่าที่ควรจะเป็น ดังนั้นเมื่อนำผลที่ได้จากการทดลอง ไปสร้าง P-T-x diagram และคำนวณค่า COP จึงได้ผลที่ขัดกับความน่าจะเป็นตามทฤษฎี

เมื่อพิจารณาดังผลของอุณหภูมิทำระเหยและอุณหภูมิควบแน่น ที่มีต่อค่า COP พบว่า ค่า COP จะมีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้นเมื่อลดอุณหภูมิควบแน่น และเพิ่มอุณหภูมิทำระเหย

6. สรุปผลงานวิจัย

จากการสร้างเครื่องเพื่อใช้ในการทดสอบหาความดัน, อุณหภูมิ และปริมาณสารทำความเย็นที่ถูกดูดซับในสารดูดซับที่สภาวะใด ๆ เพื่อนำไปใช้ในการสร้าง P-T-x diagram และคำนวณค่า COP นั้นพบว่า มีจุดบกพร่องอยู่ในหลาย ๆ ส่วน โดยเฉพาะอย่างยิ่ง ในส่วนของการออกแบบสร้างเครื่องมือทดสอบ ซึ่ง Adsorber ที่ออกแบบจะต้องบรรจุสารดูดซับในแนวรัศมีที่หนาเกินไป ทำให้ไอของสาร

ทำความเย็นไม่สามารถผ่านเข้าไปดูดซับที่ผิวของสารดูดซับได้อย่างทั่วถึง ถ้าการดูดซับที่วัดได้จึงน้อยกว่าที่ควรจะเป็น

ในส่วนการออกแบบท่อทางผ่านของไอสารทำความเย็นระหว่างอุปกรณ์ต่าง ๆ ในระบบค่อนข้างมีความยาวมากจนเกินไป ซึ่งอาจทำให้เกิดการควบแน่นของสารทำความเย็นขึ้นได้ตามท่อทางเดิน ส่งผลให้ค่าการดูดซับที่วัดได้ น้อยกว่าที่ควรจะเป็น

ในการอ่านค่าปริมาณของสารทำความเย็นที่ถูกดูดซับบนผิวของสารดูดซับ จะต้องใช้ความแม่นยำในการอ่านค่าจากสเกลที่กระบอกควง(ซึ่งทำหน้าที่เป็น evaporator) อย่างไรก็ดีตามอาจเกิดความคลาดเคลื่อนได้จากการอ่านค่า (กระบอกควงมีสเกลที่ค่อนข้างหยาบ)

7. สัญลักษณ์และตัวห้อย

สัญลักษณ์

k = ค่าคงที่ที่เป็น function ของสภาพของโครงสร้างของ Adsorbent

W_0 = ปริมาณมากที่สุดที่ adsorbent สามารถดูดซับได้

D = ค่าคงที่ = $2.303 \text{ kR}^2/\beta^2$

n = ค่าคงที่ = 2

$C_{p,ac}$ และ $C_{p,et}$ = Specific heat ของถ่านกัมมันต์และเอทานอล

m_{ac} = มวลของ Activated carbon ที่บรรจุใน Adsorber

H_{des} = Heat of desorption ($\text{kJ} / \text{kg}_{ac}$)

$(L_{ev})_{ev}$ = Latent heat ของเอทานอลที่ความดัน P_{ev} ($\text{kJ} / \text{kg}_{ev}$)

ตัวห้อย

ac = ถ่านกัมมันต์

et = เอทานอล

co = ควบแน่น

ev = ทำระเหย

8. เอกสารอ้างอิง

- [1] Wang, R.Z., "Adsorption refrigeration research in Shanghai Jiao Tong University", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 5, No. 1, 2001, pp. 1-37.
- [2] Jing, H. and Excell, R. H. B., "Adsorption properties of activated charcoal/methanol combinations", *Renewable Energy*, Vol. 3, 1993, pp. 567-575.
- [3] ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์, "การออกแบบระบบพลังงานความร้อน", คณะพลังงานและวัสดุ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, 2535.
- [4] Tiansuwan, J., Kiatsiriroat T. and Hirunlabh J., "Activated Carbon-Ethanol: An Alternative Working Substance for Adsorption Cooling System", *Journal of Energy, Heat and Mass Transfer*, Vol. 17, 1995, pp. 65-73.
- [5] ปริญญ์ อรุณวิสุทธิ, เทอร์โมไดนามิกส์เคมี, ภาควิชาเคมี คณะวิทยาศาสตร์ มหาวิทยาลัย-สงขลานครินทร์, พิมพ์ครั้งที่ 1, 2537.
- [6] ASHRAE. Fundamentals Handbook, 1997.

การควบคุมอุณหภูมิและความชื้นในไซโลข้าวเปลือกโดยใช้การเป่าลมเย็น Temperature and Humidity Control in a Paddy Silo Using Chilled Aeration

นิภาพร ไชยมงคล

ธงชัย ยันตรศรี

ทองเกียรติ เกียรติศิริโรจน์

สาขาวิชาวิศวกรรมพลังงาน

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

อ.เมือง จ.เชียงใหม่ 50200

โทร (053)944144

บทคัดย่อ งานวิจัยฉบับนี้เป็นการศึกษาการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิและความชื้นของข้าวเปลือกในไซโลเก็บที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1.25 เมตร สูง 1.45 เมตร ภายในบรรจุข้าวเปลือกที่มีความชื้นเริ่มต้น 18.12 %db. 850 kg โดยการลดอุณหภูมิของอากาศในไซโลโดยใช้ระบบการเป่าลมเย็นแบบไม่ต่อเนื่องอุณหภูมิ 22-26 °C เป่าลมในอัตรา 1.70 m³/min/m³ of paddy ได้ทำการแบ่งระดับข้าวเปลือกเป็น 5 ระดับ เพื่อศึกษาการกระจายอุณหภูมิและความชื้นของข้าวเปลือกแต่ละระดับแล้วนำผลการทดลองที่ได้มาเปรียบเทียบกับผลจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่สร้างขึ้นพบว่า การกระจายอุณหภูมิและความชื้นของข้าวเปลือกในไซโลเก็บทั้ง 5 ระดับจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่พัฒนาขึ้นสามารถทำนายได้ใกล้เคียงกับผลการทดลองและเมื่อเก็บข้าวเปลือกเป็นระยะเวลา 95 วันพบว่าความชื้นสุดท้ายของข้าวเปลือกเป็น 13.34 %db.

ABSTRACT The objective of this research is to study about temperature and humidity control in a paddy silo using chilled aeration and to study for a variation of temperature and humidity in a paddy silo with 1.25 m diameter and 1.45 m high. The paddy of 850 kg with 18.12 %dry basis is placed in a silo to ventilated uncontinuously by cool about 22-26 °C and an application of the air flow rate of 1.70 m³/min/m³ of paddy, which was used to reduce moisture content from 18.12 % to 13.34 %dry basis. To sectional 5 levels to study temperature and humidity diffusing. The paddy qualities are still in very good conditions even the storage time is more than 95 days. In addition, the mathematical model developed can be used to predict the paddy bed temperature and humidity very well.

1. ความสำคัญและที่มาของการวิจัย

ประเทศไทยเป็นประเทศกสิกรรม มีการปลูกข้าวเป็นอาชีพหลัก และทำรายได้จากการขายส่งออกเป็นอันดับหนึ่งของประเทศ การปลูกข้าวของเกษตรกรจะปลูกสองครั้งต่อปี คือ ข้าวนาปี และข้าวนาปรัง การเก็บรักษาผลผลิตเพื่อใช้ในการบริโภคและเพื่อการพาณิชย์ สิ่งที่ต้องคำนึงถึงคือ คุณภาพของข้าวเปลือกหลังการสี ปัญหาที่มักเกิดขึ้นกับเกษตรกรคือ ข้าวเปลือกหลังการเก็บเกี่ยวจะมีความชื้นสูง และถูกทำลายได้โดยง่ายเช่น เมล็ดข้าวเปลือกเสียเนื่องจากเชื้อรา เมล็ดข้าวเหลือง ข้าวเปลือกที่มีความชื้นสูง เป็นสาเหตุสำคัญที่ก่อให้เกิดการสูญเสีย โดยเฉพาะอย่างยิ่งเกษตรกรจะต้องขายข้าวเปลือกในราคาต่ำและคุณภาพของข้าวเสียไป ตัวแปรที่มีผลต่ออัตราการเหลืองของข้าวได้แก่ ความชื้นของข้าวเปลือก ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ และลักษณะหรือรูปแบบของกองข้าวเปลือกที่มีผลต่อการระบายอากาศภายในกองข้าวเปลือก

โดยทั่วไปความชื้นของของข้าวเปลือกหลังการเก็บเกี่ยวจะอยู่ในช่วง 18.0%-26.0% มาตรฐานเปียก ซึ่งความชื้นระดับนี้จะถูกทำลายได้โดยง่ายจากเชื้อจุลินทรีย์โดยเฉพาะเชื้อรา และความชื้นที่เกิดขึ้นจากการหายใจของเมล็ดพืชโดยการเผาผลาญแป้งกับออกซิเจนทำให้เกิด

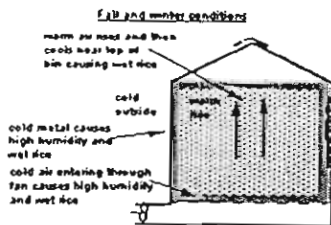
การบวมไดออกไซด์ น้ำ และความร้อน ซึ่งความร้อนที่เกิดขึ้นเป็นสาเหตุหนึ่งที่ทำให้คุณภาพข้าวลดลง ระดับความชื้นของข้าวเปลือกที่เหมาะสมสำหรับการเก็บรักษาหรือก่อนนำไปสัณในช่วง 12.0%-14.0% มาตรฐานเปียก ดังนั้นข้าวเปลือกหลังการเก็บเกี่ยวจะต้องนำมาผ่านกระบวนการทำแห้ง เพื่อให้ได้ความชื้นที่เหมาะสมต่อการเก็บรักษา ปัจจุบันมีการนำเครื่องอบแห้งมาใช้เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการอบแห้งข้าวเปลือกอย่างกว้างขวางขีดความสามารถของเครื่องอบแห้งมีจำกัด ไม่สามารถอบแห้งข้าวเปลือกจำนวนมากให้หมดภายในเวลาที่ต้องการ ทำให้เกิดความเสียหายต่อข้าวเปลือกขึ้นที่รอบการอบแห้ง อันเนื่องมาจากเชื้อรา และความร้อนที่เกิดขึ้นและสะสมอยู่ในกองข้าวเปลือก ดังนั้นการเก็บรักษาเมล็ดพืชในไซโลเหล็กเป็นระยะเวลานานกว่า3เดือนในสภาพอากาศร้อนชื้นเช่นประเทศไทยเชื่อกันว่าจะเกิดปัญหาเรื่องการเสื่อมคุณภาพ เนื่องจากเชื้อราเข้าทำลายทำให้เกิดการเน่าเสียบริเวณส่วนบนที่พื้นและตรงกลางของไซโล

ปัญหาหนึ่งที่เกิดขึ้นกับการเก็บรักษาข้าวเปลือกในไซโลเหล็กที่ไม่มีการระบายอากาศ

นิทัศน์ (2541) ได้สรุปว่าการเสื่อมสภาพของเมล็ดพืชระหว่างการเก็บรักษาในไซโลเกิดจากการหายใจของเมล็ดเอง เป็นผลทำให้เกิดสะสม

ความร้อนและความชื้นของบรรยากาศในไซโล ซึ่งกลั่นตัวเป็นหยดน้ำที่ผนังด้านในของไซโลเมื่ออุณหภูมิของอากาศภายนอกต่ำกว่าอุณหภูมิของอากาศในไซโลทำให้เกิดพืชที่ผนังไซโลเกิดเน่าเสีย

Nour, Chek and Abdullah (1988) พบว่าการเก็บรักษาข้าวเปลือกในกรณีที่ไม่มีการระบายอากาศ จะเกิดการควบแน่นของน้ำภายในกองข้าวเปลือก และเกิดเชื้อรา บ่อยครั้งมักพบแมลงทำลายเมล็ดข้าวด้วย



รูปที่ 1 แสดงการไหลของอากาศร้อนในไซโลขณะที่ไม่มีการระบายอากาศ (James F, 1998)

การระบายอากาศภายในกองข้าวเปลือกเป็นวิธีการหนึ่งที่สามารถลดความร้อนภายในกองข้าวเปลือกได้ โดยทั่วไปอากาศที่ใช้ในการระบายคือ อากาศแวดล้อม ทั้งนี้เนื่องจากมีอุณหภูมิไม่ค่อยสูงมากนักคือประมาณ $25^{\circ}\text{C} - 30^{\circ}\text{C}$ แต่เนื่องจากช่วงอุณหภูมิที่เหมาะสมต่อการเจริญและการทำลายจากพวกแมลง การใช้อากาศเย็นป้อนให้อุณหภูมิเฉลี่ยของข้าวเปลือกมีอุณหภูมิต่ำกว่า 25°C เป็นวิธีการหนึ่งซึ่งนอกจากจะลดอุณหภูมิภายในกองข้าวเปลือกแล้ว ยังสามารถลดเมื่อ

$$\text{TERM} = A(V/1000)^C \exp[D(1.8T_a - 28)] \exp[E(M_w - 0.14)]$$

$$A = 0.000914$$

$$C = 0.654$$

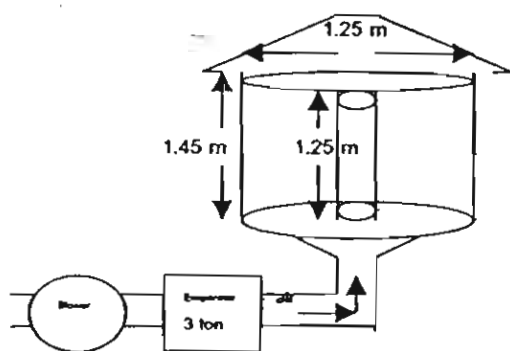
$$D = 0.03756$$

$$E = 33.61$$

$$\Delta T = \text{อุณหภูมิที่เพิ่มขึ้น, } ^{\circ}\text{C}$$

$$t = \text{เวลา, ชั่วโมง}$$

ระบบ Chilled Aeration ที่ทำการศึกษามีลักษณะดังรูปที่ 2

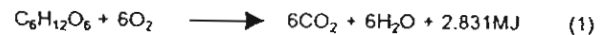


รูปที่ 2 ระบบ Chilled Aeration

การสูญเสียมวลแห้งของเมล็ดข้าว ลดการแตกหักของเมล็ดข้าว และลดการทำลายจากพวกแมลงได้ด้วย

2. การออกแบบการทดลอง

การออกแบบ Chilled Aeration สำหรับลดความร้อนสะสมและรักษาอุณหภูมิของข้าวเปลือกในถังเก็บนั้นจำเป็นต้องมีการศึกษาปริมาณความร้อนที่เกิดจากการหายใจที่จำเป็นต้องระบายออกจากข้าวเปลือก การหายใจของเมล็ดพืชสามารถเขียนในรูปปฏิกิริยาเคมีได้ดังนี้



กระบวนการหายใจจะต้องใช้สารอาหารซึ่งส่วนใหญ่เป็นแป้งเมื่อสารอาหารในรูปของมวลแห้ง 1 กิโลกรัม ถูกออกซิไดซ์ ด้วยออกซิเจน 1.07 กิโลกรัม จะได้คาร์บอนไดออกไซด์ 1.47 กิโลกรัม น้ำ 0.6 กิโลกรัม และพลังงานในรูปความร้อน 15.778 MJ

เมื่อข้าวเปลือกหายใจจะทำให้อุณหภูมิข้าวเปลือกในถังเก็บเพิ่มขึ้นอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นนั้นยังสามารถคำนวณได้จากการสูญเสียมวลแห้งขณะเก็บรักษา ดังรายงานของ Seib, et al. (1980)

DML คือ มวลแห้งที่สูญเสีย, เศษส่วน สามารถคำนวณได้จากสมการ มีรูปแบบดังนี้

$$\Delta T = \frac{15778(DML)}{c_p} \quad (2)$$

$$DML = 1 - \exp(-\text{TERM})$$

ระบบที่ศึกษาเป็นระบบ Chilled Aeration ซึ่งเป็นระบบทำความเย็นข้าวเปลือกในไซโลเก็บที่ไม่มีการหมุนเวียนขนาด 1 ตัน เส้นผ่านศูนย์กลาง 1.25 เมตร และสูง 1.45 เมตร และทำการดึงอากาศจากภายนอก (Air inlet) ผ่านพัดลมดูดอากาศ (Blower) แล้วผ่านเครื่องทำความเย็นขนาด 3 ตัน เพื่อทำให้อากาศเย็นถึง $22-26^{\circ}\text{C}$ ก่อนเข้าไซโลเก็บโดยผ่านท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.2 เมตร เป่าอากาศเย็นเข้าทางด้านล่างของไซโลด้วยอัตรา $0.5-3.0 \text{ m}^3/\text{min}/\text{m}^3$ of paddy ภายในไซโลบรรจุข้าวเปลือกที่มีความชื้น 18.12% db.หนัก 850 kg ทำการแบ่งระดับในการวัดอุณหภูมิและความชื้นของข้าวเปลือกเป็น 5 ระดับในการวัดอุณหภูมิจะทำการวัดอุณหภูมิกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้งของบรรยากาศ, ที่ผ่านเครื่องทำความเย็นและที่ออกจากไซโล วัดอุณหภูมิทุก ๆ 10 นาทีโดยใช้สายเทอร์โมคัปเปิลต่อเข้ากับ Data Logger ทำการเปิดพัดลมดูดอากาศและเครื่องทำความเย็นเป็นเวลา 12-14 ชั่วโมง ติดตั้งมิเตอร์ไฟฟ้าที่พัดลมดูดอากาศและเครื่องทำความเย็นเพื่ออ่านค่าไฟฟ้าที่ใช้

3. ทฤษฎีและหลักการ

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์สร้างขึ้นโดยการทำสมดุลมวลและพลังงานโดยสมมติพลังงานที่เข้าระบบมีค่าเท่ากับผลรวมของพลังงานที่ออกจากระบบและพลังงานที่สะสมซึ่งจะได้รูปแบบของสมการดังนี้

$$T_h^i + \Delta t = T_h^f + \frac{15778(DML)}{c_{pw}} + \frac{UA(T_a - T_b)\Delta t}{mc_{pw}} - m_a c_a \frac{(T_f - T_a)\Delta t}{mc_{pw}} - m_s c_s \frac{(T_f - T_i)\Delta t}{mc_{pw}} \quad (3)$$

หาค่า w_f โดยการทำสมการมวลน้ำของระบบสมมติว่าความชื้นของอากาศที่เปลี่ยนไปเท่ากับน้ำที่ระเหยออกจากเมล็ดข้าวเปลือก จะได้สมการ

$$w_f = \frac{m_a w_o + m_b w_l}{m_a + m_b} + m_p \frac{(M_o - M_f)}{\Delta t (m_a + m_b)} \quad (4)$$

หา M_f โดยใช้สมการการอบแห้งชั้นบางของ Banazek and Sibenmorgen (1990) ซึ่งทำนายได้ดีในช่วงอุณหภูมิ 12.5-30.0°C RH ที่ 70-90% ดังสมการ

$$M_f = M_o + (M_o - M_{eq})d(\Delta t) \quad (5)$$

$$d = (\exp(-kt^n))(-knt^{n-1})$$

$$k = 0.0038177150M_o + 0.00818504T_o - 0.0389231415$$

$$n = 0.6792473107$$

หา M_{eq} โดยใช้สมการกึ่งทฤษฎีที่นิยมใช้กันกับเมล็ดพืชคือสมการที่พัฒนาโดย Henderson (1952)

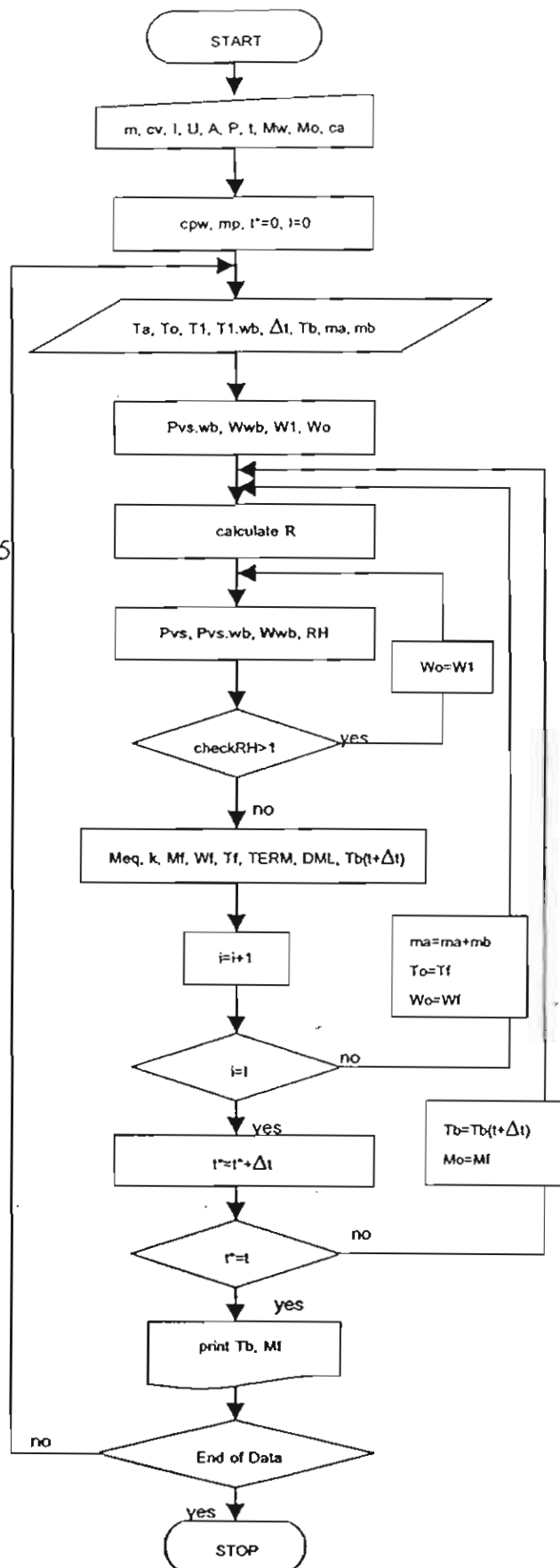
$$M_{eq} = \left[\frac{\ln(1 - RH)}{-7.87 \times 10^{-6} (1.8 \times T_o + 491.7) \times 100^{2.088}} \right]^{1/2.088} \quad (6)$$

คำนวณหาสภาวะอากาศภายหลังการเป่าด้วยอากาศเย็นหรือภายหลังลดความชื้นโดยอาศัยหลักการทรงพลังงาน โดยสมมติว่าผลรวมของความแตกต่างของเอนทัลปีของกระแสอากาศชั้นที่ไหลเข้าและออกปริมาณบังคับและการเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในปริมาณบังคับเท่ากับศูนย์ จะได้รูปแบบสมการดังนี้

$$\frac{m_o [(c_o + c_v w_o) T_o - 250 (w_o - w_o)] + m_b [(c_o + c_v w_l) T_l - 250 (w_l - w_l)] + U A (T_a - T_b) + \frac{m}{\Delta t} R c_p w J_b}{(m_a + m_b) (c_o + c_v w_f) + \frac{m}{\Delta t} R c_p w} \quad (7)$$

$$R = \frac{m_p}{\Delta t (m_o + m_b)} \quad (8)$$

ขั้นตอนในการคำนวณอุณหภูมิและความชื้นภายในไซโลเก็บสามารถเขียนได้ดังนี้

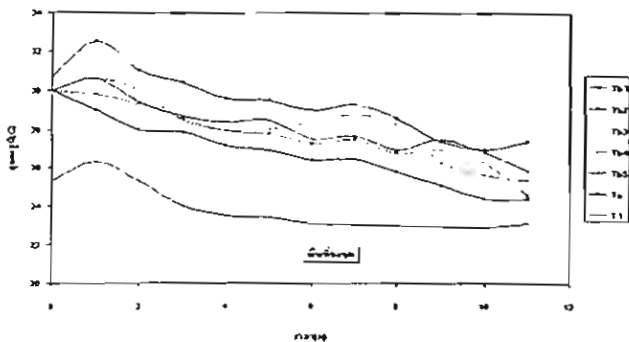


รูปที่ 3 แสดงผังโปรแกรมขั้นตอนการคำนวณอุณหภูมิและความชื้นข้าวเปลือก

4. ผลการทดลองและวิเคราะห์

การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของข้าวเปลือกในไซโลเก็บ

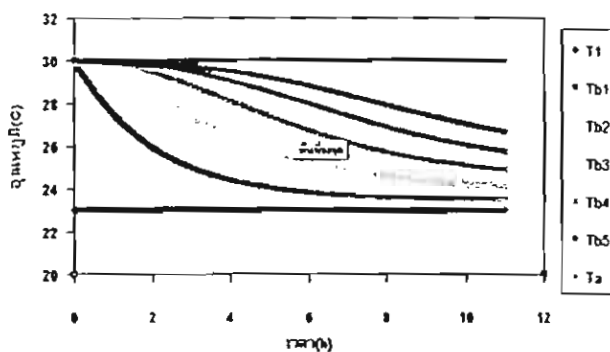
การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของข้าวเปลือกในไซโลเก็บที่มีการระบายด้วยอากาศเย็นประมาณ 23°C เมื่อเวลาผ่านไป 11 ชั่วโมง ข้าวเปลือกจะมีอุณหภูมิลดลงเหลือประมาณ $23-25^{\circ}\text{C}$ และพบว่าที่ชั้นบนสุด (ชั้นที่ 5) จะมีอุณหภูมิสูงกว่าชั้นอื่นๆ ส่วนชั้นที่ 1 จะมีอุณหภูมิต่ำที่สุด เรียงตามลำดับไปตามชั้น และลักษณะการกระจายอุณหภูมิของชั้นที่ 4 และชั้นที่ 5 จะไม่ค่อยมีทั้งนี้เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนจากอากาศแวดล้อมสู่กองข้าวเปลือกอีกทั้งชั้นที่ 5 เป็นชั้นที่มีน้ำหนักข้าวน้อยกว่าชั้นอื่นๆ การกระจายอุณหภูมิแสดงดังรูปที่ 4



รูปที่ 4 แสดงการกระจายอุณหภูมิของข้าวเปลือกในไซโลจากการทดลอง

อุณหภูมิข้าวเปลือกจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

ลักษณะการกระจายอุณหภูมิของข้าวเปลือกแต่ละชั้นเมื่อเป่าลมเย็น 23°C เป็นเวลา 11 ชั่วโมงพบว่า อุณหภูมิจะลดต่ำลงเรื่อยๆ จนถึงอุณหภูมิ 23°C และอุณหภูมิของชั้นที่ 1 ก็มีค่าต่ำที่สุด เรียงตามลำดับ ทั้งนี้เนื่องจากในชั้นแรกๆ ข้าวเปลือกจะได้รับการเป่าลมเย็นส่วนชั้นหลังๆ อุณหภูมิที่เป่าผ่านจะมีค่าสูงขึ้นทำให้อุณหภูมิของข้าวเปลือกสูงขึ้นตาม การกระจายอุณหภูมิแสดงดังรูปที่ 5

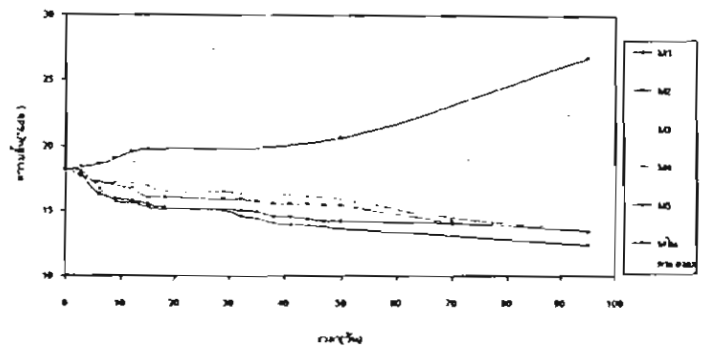


รูปที่ 5 แสดงการกระจายอุณหภูมิของข้าวเปลือกในไซโลโดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

การเปลี่ยนแปลงความชื้นของข้าวเปลือกในไซโลเก็บ

การเปลี่ยนแปลงความชื้นของข้าวเปลือกในไซโลเก็บเป็นเวลา 95 วันพบว่า ข้าวเปลือกมีความชื้นเริ่มต้น $18.12\%\text{db}$. ระบายอากาศ

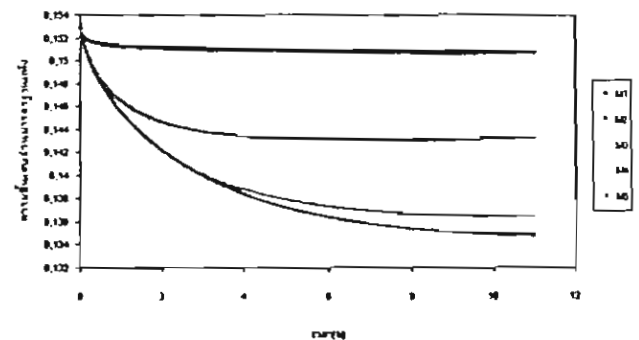
เป็นเป็นช่วงๆ จนได้ความชื้นเฉลี่ยทุกชั้นสุดท้าย $13.34\%\text{db}$. ความชื้นของชั้นที่ 5 มีค่าต่ำที่สุดรองลงมาคือชั้นที่ 1 ทั้งนี้เนื่องจากว่าชั้นที่ 5 มีอุณหภูมิที่สูงและเกิดการถ่ายเทมวลสสารได้ดีกว่าชั้นอื่นๆ และยังมีย่านักน้อยกว่าด้วย ส่วนชั้นที่ 1 นั้นได้รับการระบายอากาศ ดีกว่าชั้นอื่นๆ ทำให้เกิดการถ่ายเทมวลสสารได้ดีเช่นกัน สำหรับชั้นที่ 3 และ 4 มีการกระจายความชื้นที่ค่อนข้างใกล้เคียงกัน และจะเห็นได้ว่าหากไม่มีการระบายความร้อนของกองข้าวเปลือกจะทำให้ข้าวเปลือกมีความชื้นสูงขึ้นเรื่อยๆ จนนำไปสู่การขึ้นราในกระสอบดังแสดงในรูปที่ 6



รูปที่ 6 แสดงการกระจายความชื้นของข้าวเปลือกจากการทดลอง

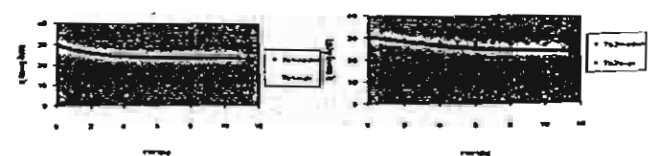
ความชื้นของข้าวเปลือกจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

ความชื้นของข้าวเปลือกแต่ละชั้นจะมีค่าเรียงตามลำดับคือ ชั้นที่ 1 มีค่ามากที่สุดรองลงมาคือชั้นที่ 2, 3, 4 และต่ำที่สุดคือชั้นที่ 5 ทั้งนี้เนื่องจากอิทธิพลของอุณหภูมิต่ำที่ป้อนให้แก่แต่ละชั้นโดยชั้นที่ 1 มีค่าต่ำที่



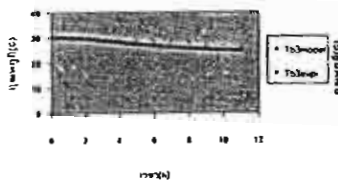
รูปที่ 7 แสดงการกระจายความชื้นของข้าวเปลือกโดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

การเปรียบเทียบอุณหภูมิการกระจายข้าวเปลือกจากการทดลอง

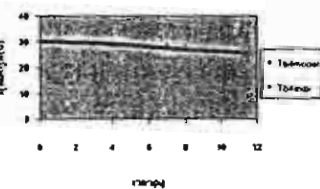


และจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

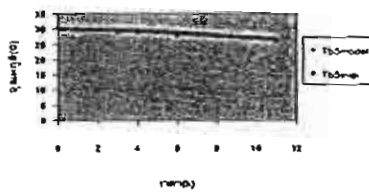
รูปที่ 8 แสดงชั้นที่ 1



รูปที่ 9 แสดงชั้นที่ 2



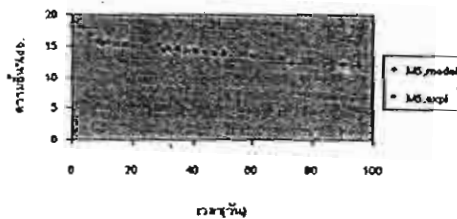
รูปที่ 10 แสดงชั้นที่ 3



รูปที่ 11 แสดงชั้นที่ 4

รูปที่ 12 แสดงชั้นที่ 5

การเปรียบเทียบการกระจายความชื้นข้าวเปลือกจากการทดลอง
และจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์



รูปที่ 13 แสดงชั้นที่ 5

ผลวิเคราะห์จากการเปรียบเทียบการกระจายอุณหภูมิและความชื้นข้าวเปลือกในไซโลเก็บจากการทดลองและจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์พบว่าแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่สร้างขึ้นสามารถทำนายการกระจายได้ใกล้เคียงกับผลการทดลองมาก

การใช้พลังงาน

ในการเป่าลมเย็นให้กับข้าวเปลือกในไซโลเก็บเป็นช่วงๆเป็นเวลา 95 วัน สำหรับระบบระบายอากาศในงานวิจัยนี้ได้ใช้กำลังไฟฟ้าประมาณ 1538.93 วัตต์ แต่อากาศเย็นที่ใช้จริงมีเพียง 611.80 วัตต์ คิดเป็น 39.75 % และในการลดอุณหภูมิและความชื้นให้เหลือ 13.34% db. โดยการเป่าอากาศเป็นช่วงๆคิดค่าใช้จ่ายทั้งหมดเป็น 387.35 บาท/ม³ ข้าวเปลือก หรือ 17.27 บาท/กิโลกรัมของน้ำที่ระเหยไป หากทำการเป่าอากาศเย็นแบบต่อเนื่องจะเสียค่าใช้จ่ายเป็น 4001.35 บาท/ม³ ข้าวเปลือก หรือ 178.43 บาท/กิโลกรัมของน้ำที่ระเหยไป (คิดค่าไฟหน่วยละ 1.65 บาท)

5. สรุปผลงานวิจัย

งานวิจัยนี้เป็นงานวิจัยที่เกี่ยวกับการระบายอากาศให้กับกองข้าวเปลือกเพื่อรักษาข้าวเปลือกให้มีคุณภาพที่ยอมรับได้โดยการเป่าลมเย็นอุณหภูมิเฉลี่ย 23°C ระยะเวลาในการเก็บ 95 วันความชื้นสุดท้ายเหลือ 13.34% db. ซึ่งการเก็บด้วยวิธีนี้เป็นวิธีที่เหมาะสมกับประเทศที่มีอากาศร้อนชื้นอย่างประเทศไทย อีกทั้งวิธีนี้เป็นวิธีที่สามารถเก็บรักษาข้าวเปลือกได้นานและสามารถเก็บข้าวเปลือกที่มีความชื้นเริ่มต้นสูงได้เป็นอย่างดีโดยไม่ทำให้ข้าวเกิดการเน่าเสียและคุณภาพการสีของข้าวเปลือกยังเป็นที่ยอมรับได้คือข้าวมี % ความขาวเป็น 38.02% และ % ข้าวสารเป็น 66.61% และจากการพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์พบว่าแบบจำลองสามารถทำนายอุณหภูมิและความชื้นได้ค่อนข้างแม่นยำ

6. สัญลักษณ์และตัวห้อย

สัญลักษณ์

- m = มวลของข้าวเปลือก, kg
- c = ค่าความจุความร้อนจำเพาะ, kJ/kg °C
- T = อุณหภูมิของข้าวเปลือก, °C
- t = เวลา, ชั่วโมง
- UA = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมระหว่างอากาศและผนังไซโล, W/K
- m^o = มวลของอากาศแห้ง, kg/h
- Δt = ช่วงเวลา, h
- w = อัตราส่วนความชื้นของอากาศ, kg H₂O/kg dry air
- M = ความชื้น, เศษส่วนมาตรฐานแห้ง
- RH = ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ, เศษส่วน

ตัวห้อย

- b = ข้าวเปลือก, ที่ต่อลม
- a = อากาศ
- v = ไอน้ำ
- pw = ข้าวเปลือก
- o = ก่อนเป่าลมเย็น
- f = หลังเป่าลมเย็น
- 1 = ชั้นที่ 1
- eq = สมดุล
- p = มวลแห้งของข้าวเปลือก
- w = มาตรฐานเปียก

7. เอกสารอ้างอิง

- [1] Arboleda, J.R. and Manalo, A.S., 1974, *Paddy Drying*, Rice Production Training Program, Philippines, The International Rice Research Institute, 14 p.
- [2] อรรถพร อภิพัฒนานุกุล, 2538, *การชะลอความเสียหายของกองข้าวเปลือกขึ้นโดยการระบายอากาศ*, ภาควิชาวิศวกรรมอาหาร, คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.

- [3] Bala, B.K., 1997, *Drying and Storage of Cereal Grains*, Science Publishers, Inc. USA.
- [4] นันทน์ คังพินิจกุล, 2541, ไมตรี แนวพนิช, วิจัยและพัฒนาเครื่องจักรกลการเกษตรและเทคโนโลยีเพื่อใช้ในการรักษาคุณภาพและเพิ่มมูลค่าผลผลิตการเกษตร, กองเกษตรวิศวกรรม, กรมวิชาการเกษตร.
- [5] ไมตรี แนวพนิช, วิบูลย์ เทเพนท์, นันทน์ คังพินิจกุล, พิมล วุฒิสินธ์, สิริชัย ส่งเสริมพงษ์, สุภัทร หนูสวัสดิ์, ยงยุทธ คงชำน, 2537, การใช้ไซโลเหล็กเก็บรักษาข้าวเปลือก, ข้าวสารกองเกษตรวิศวกรรม, กุมภาพันธ์-พฤษภาคม.
- [6] Nour, D.M., Check, T.N. and Abdullah, R., 1988, *Bulk Storage Paddy Aeration in Concrete Silo, a Malaysian Experience*. In, Bulk handling and Storage of Grain in the Humid Tropic, ACIAR Proceeding, Vol. 22 No.1, 10 p.
- [7] Teter, N.C., 1979, *Grain Storage*, Southeast Asia Cooperative, Postharvest Research and Develop Program, Searca, Manilar, Philippines, 120 p.
- [8] Wang, C.Y. and R.P. Singh., 1978, *A Single Layer Equation for Rough Rice*, ASAE paper number 78-3001. ASAE, St. Joseph, MI.
- [9] Natthawod Dussadee, 2001, *Design of heat pipe for reduction of heat accumulated in paddy bulk storage*, A Thesis submitted as a part of the requirements for the degree of doctor of philosophy in energy, The joint graduated school of energy and environment at King Mongkut's University of Technology Thonburi.
- [10] M.A. Basunia, 1996, *Simulation of temperature and moisture change during storage of rough rice in cylindrical bins owing to weather variability*, Journal of agricultural Engineering Research, Vol. 65, 223-233 p.

การทดสอบระบบเก็บรักษาพลังงานแบบความร้อนเคมีที่ใช้โซเดียมซัลไฟด์-น้ำเป็นคู่สารทำงาน Study of Sodiumsulfide – Water Thermochemical Energy Storage

ตะวัน รุ่งพิบูลโสภณ
วิภาดิ วงษ์สุวรรณ
ทณเกียรติ เกียรติศิริโรจน์

สาขาวิชาวิศวกรรมพลังงาน
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

บทคัดย่อ

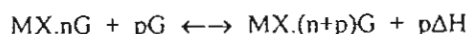
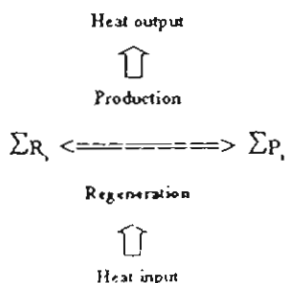
การเก็บรักษาพลังงานสามารถเพิ่มความคุ้มค่าในการใช้เชื้อเพลิงของโรงงานอุตสาหกรรม จึงเป็นที่มาของการพัฒนาระบบเก็บรักษาความร้อนโดยอาศัยกระบวนการเปลี่ยนแปลงทางความร้อน-เคมี งานวิจัยนี้เพื่อศึกษาการทำงานและทดสอบสมรรถนะของระบบเก็บรักษาพลังงานแบบความร้อนเคมีที่ใช้สารโซเดียมซัลไฟด์-น้ำเป็นสารทำงานในห้องปฏิบัติการ ระบบทำงานครบวงจรทั้งการเก็บสะสมและการจ่ายความร้อน โดยอาศัยความร้อนจากขดลวดไฟฟ้าแทนแหล่งความร้อนทั้งโดยอุณหภูมิจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิสูงอยู่ระหว่าง 100 - 115 องศาเซลเซียสในขั้นตอนการเก็บสะสมพลังงาน ส่วนในช่วงการจ่ายความร้อนอุณหภูมิที่เครื่องทำความเย็นอยู่ในช่วงระหว่าง 40 องศาเซลเซียส จากการทดลองพบว่าทั้งอุณหภูมิที่ระเหยและอุณหภูมิของแหล่งความร้อนอุณหภูมิสูงในขั้นตอนการเก็บสะสมพลังงานมีผลต่อสมรรถนะของระบบ ซึ่งระบุโดยค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะทางความร้อนของอีทิม (COP_{th}) และค่าการเก็บรักษาพลังงานจำเพาะ (SHP)

ABSTRACT

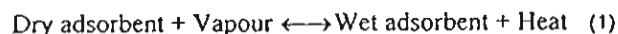
In order to improve energy usage, energy storage was used. This project aimed to study energy storage by using heat from chemical reaction. Sodiumsulfide-water was used in this reaction. The work system including energy storage and energy usage was used heat from electric heater instead of waste heat. The regeneration temperature of energy storage was around 100-115 Celsius. The evaporation temperature of evaporator for energy usage was around 40 Celsius. The results of this project found that the regeneration and evaporation temperature effected to performance of work system that are coefficient of performance (COP_{th}) and specific heat power (SHP).

1. บทนำ

กระบวนการเก็บรักษาความร้อนโดยอาศัยปฏิกิริยาเคมีแบบย้อนกลับได้ (reversible reaction) ปฏิกิริยาเคมีชนิดนี้ประกอบด้วยปฏิกิริยาแบบดูดและคายพลังงานความร้อน(endothermic/exothermic reaction) ที่มีการเปลี่ยนแปลงทางเคมีในทิศทางที่สวนทางกัน ปฏิกิริยาจะเกี่ยวข้องกับการแตกและสร้างพันธะระหว่างสารประกอบต่างชนิด ซึ่งจะเอื้อต่อการเก็บรักษาพลังงานได้เป็นปริมาณมาก กระบวนการเปลี่ยนแปลงภายในระบบเก็บรักษาพลังงานแบบความร้อนเคมี สามารถแสดงได้ในรูปแบบอย่างง่ายดังนี้

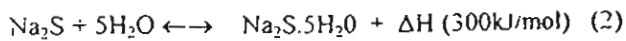


หรือ

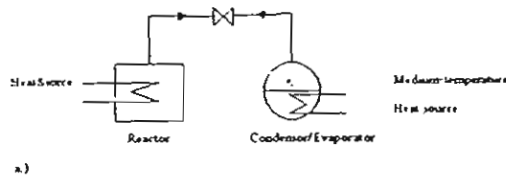


MX คือสารตั้งต้นในการเกิดปฏิกิริยาเคมี เช่น โซเดียมซัลไฟด์ (Na₂S) , แคลเซียมคลอไรด์ (CaCl₂) เป็นต้น ส่วน G แทนสารทำงานที่ใช้ทำปฏิกิริยากับสารตั้งต้น เช่น น้ำ (H₂O) , แอมโมเนีย (NH₃) เป็นต้น n และ p เป็นจำนวนโมลของสารที่ใช้ทำปฏิกิริยา ส่วน ΔH คือค่าพลังงานที่ปฏิกิริยานั้นปล่อยออกมาได้ (heat of chemical reaction) โดยปฏิกิริยาเคมีที่เกิดขึ้นสามารถเรียกได้ว่าปฏิกิริยาการดูดซับ (adsorption) ในขั้นตอนที่ปฏิกิริยาคายพลังงานออกมา และเรียกปฏิกิริยาย้อนกลับโดยดูดพลังงานเข้ามาเพื่อสลายพันธะจนกลับเป็นสารตั้งต้นว่า กระบวนการ desorption ในปฏิกิริยาเคมีที่ใช้โซเดียมซัลไฟด์ และ น้ำเป็นสารตั้งต้นในการเกิดปฏิกิริยา ซึ่งพลังงานที่ปล่อยออกมาเมื่อทำปฏิกิริยากันนั้นมีค่า 300 kJ/mol

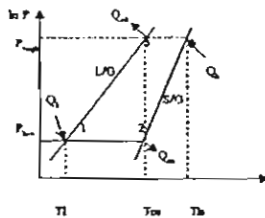
(R. de Boer, 2002) โซเดียมซัลไฟด์ โดยที่เดียว สมการของปฏิกิริยาเป็นดังนี้



ปฏิกิริยานี้เป็นปฏิกิริยาแบบย้อนกลับได้ (reversible reaction) พลังงานที่ให้เข้าไปจะทำให้สารตั้งต้น (reactants, R) แปลงเป็นผลิตภัณฑ์ (products, P) เก็บเอาไว้ ซึ่งเมื่อปล่อยให้สารผลิตภัณฑ์นั้นทำปฏิกิริยากัน ก็จะปล่อยพลังงานความร้อนออกมา เพราะเป็นปฏิกิริยาแบบคายความร้อน (exothermic reaction) ซึ่งสามารถนำเอาความร้อนจากส่วนนี้ไปใช้ประโยชน์ต่อไป



a)



b)

รูปที่ 1 a.) แผนภาพอย่างง่ายของอุปกรณ์กับรักษาลังงานแบบความร้อนเคมี b.) Clapeyron diagram แสดงสภาวะของระบบ

2. วัฏจักรการทำงานระบบเก็บรักษาลังงานแบบความร้อนเคมี

จากรูปที่ 1 a.) แสดงภาพอย่างง่ายของอุปกรณ์ในระบบเก็บรักษาลังงานแบบความร้อนเคมี ซึ่งระบบนี้ประกอบด้วยอุปกรณ์หลัก 2 ส่วน โดยส่วนที่ 1 คือ ส่วนของ reactor ซึ่งบรรจุสารดูดซับ (adsorbent bed) หรือสารตั้งต้น (reactant) สำหรับปฏิกิริยาแบบผันกลับได้ และ ในส่วนที่ 2 เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ควบแน่นและทำระเหยของไหลทำงานไหลทำงาน (working fluid) หรือตัวถูกดูดซับ (adsorbed) ซึ่งของไหลทำงานมีการเปลี่ยนแปลงสถานะและเดินทางระหว่างอุปกรณ์ทั้ง 2 ส่วน โดยระหว่างอุปกรณ์ทั้ง 2 ส่วนนี้จะมีวาล์วเพื่อควบคุมการถ่ายเทของสารทำงานในแต่ละช่วงเวลาของปฏิกิริยาเส้นทางการทำงานของกระบวนการต่างๆในวัฏจักรการทำงาน จะเดินทางอยู่บนเส้นสมดุล 2 เส้น คือเส้นของเหลว/ไอ (liquid/gas) และเส้นของแข็ง/ก๊าซ (solid/gas) เส้นของเหลว/ไอจะแสดงการเปลี่ยนแปลงที่เกิดขึ้นในเครื่องควบแน่น (condenser) และเครื่องทำระเหย (evaporator) และเส้นของแข็ง/ก๊าซจะแสดงการเปลี่ยนแปลงที่เกิดขึ้นในปฏิกรณ์ ของไหลทำงานจะถูกถ่ายเทระหว่างปฏิกรณ์กับเครื่องควบแน่นหรือเครื่องทำระเหยแล้วแต่กระบวนการที่เกิดขึ้นในแต่ละวัฏจักร ในแต่ละช่วงเวลาของวัฏจักรการทำงานของระบบประกอบด้วยขั้นตอนดังต่อไปนี้

ปฏิกรณ์อยู่สภาวะ 2 ซึ่งของไหลถ่ายเทความร้อน (Heat transfer fluid) ที่ได้รับความร้อน Q_h จากแหล่งความร้อนที่อุณหภูมิสูงกว่า T_h หมุนเวียนเอาความร้อนมาจ่ายให้กับปฏิกรณ์เพื่อทำให้อุณหภูมิเพิ่มขึ้นจากอุณหภูมิระดับปานกลาง (Intermediate Temperature, T_m) เป็นอุณหภูมิที่เหมาะสมกับการแยกพันธะซึ่งความดันจะเพิ่มขึ้นจาก P_{low} เป็น P_{high} กระบวนการ 2-3 นี้จะคล้ายกับการทำงานของเครื่องอัดไอ (compressor) ในวัฏจักรการอัดไอ

ปฏิกรณ์อยู่สภาวะ 3 คือที่อุณหภูมิและความดันสูง (T_h , P_{high}) ซึ่งเป็นสภาวะที่ปฏิกรณ์พร้อมที่จะเกิดการแตกพันธะ ความร้อน Q_h จากแหล่งความร้อนอุณหภูมิสูงยังคงจ่ายให้อย่างต่อเนื่องจากนั้นจะเกิดการแตกพันธะระหว่างสารตั้งต้นทั้ง 2 (Na_2S และ H_2O) เพื่อปลดปล่อยสารทำงานออกมาจากปฏิกรณ์ที่ความดันคงที่ สารทำงานที่ถูกแยกออกจากปฏิกรณ์จะเคลื่อนที่มายังเครื่องควบแน่น ซึ่งอยู่สภาวะหมายเลข 4 บนเส้นสมดุลของเหลว/ไอ (liquid/gas)

เครื่องควบแน่นที่สภาวะที่ 4 จะคายความร้อนจากการควบแน่นให้กับสิ่งแวดล้อม อากาศ หรือของไหลถ่ายเทความร้อนที่มารับความร้อนไปจนกระทั่งกระบวนการควบแน่น (Q_{cd}) ออกมาสิ้นสุด จากนั้นของเหลว (condensate) จะถูกลดความดันลงโดย Throttling Valve และถ่ายเทมายังเครื่องทำระเหย ในขณะเดียวกันปฏิกรณ์จะถูกดึงความร้อน Q_m ออกไปโดยการหมุนเวียนเอาของไหลถ่ายเทความร้อนจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิปานกลางมาระบายความร้อนจากปฏิกรณ์ จนกระทั่งปฏิกรณ์มีอุณหภูมิลดลงเป็น T_m และความดันลดลงเป็น P_{low} ซึ่งพร้อมที่จะเข้าสู่กระบวนการรับไอสารทำงานเพื่อทำปฏิกิริยาต่อไป

เครื่องทำระเหยอยู่สภาวะที่ 1 รับของเหลวจากแหล่งควบแน่น และอยู่ที่ระดับอุณหภูมิและความดันต่ำ (T_1, P_{low}) ทำระเหยสารทำงานได้ไอสารทำงานและถ่ายเทไปยังปฏิกรณ์ที่สภาวะที่ 2 โดยในปฏิกรณ์จะเกิดปฏิกิริยาคายความร้อนให้ความร้อน Q_m ออกมาของไหลถ่ายเทความร้อนยังคงหมุนเวียนระบายความร้อนออกจากปฏิกรณ์เพื่อนำไปใช้ประโยชน์ ซึ่งกระบวนการจะเกิดขึ้นที่ความดันคงที่จนกระทั่งไอสารทำงานระเหยจนหมดหรือระบบเข้าสู่สมดุล จากนั้นปฏิกรณ์จะอยู่ในสภาวะที่พร้อมจะเข้าสู่กระบวนการแรกของวัฏจักรต่อไป

3. พลังงานจากปฏิกิริยาเคมี (heat of chemical reaction)

ในระบบเก็บพลังงานแบบความร้อนเคมี พลังงานที่นำมาใช้นั้นได้มาจากพลังงานที่ได้จากปฏิกิริยาเคมีที่เกิดขึ้นจากการที่สารตั้งต้นทำปฏิกิริยากัน โดย พลังงานที่นำมาใช้นั้นคือ ΔH (heat of chemical reaction) โดยค่าพลังงานความร้อนที่ได้นั้นจะมีค่าไม่เท่ากันขึ้นอยู่กับปฏิกิริยา ของสารตั้งต้นแต่ละตัว

ในปฏิกิริยาเคมีที่เกิดขึ้นจะเป็นฟังก์ชันกับ ความดัน และอุณหภูมิ โดย จะมีการเปลี่ยนแปลงในขณะที่มีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ และความดันระหว่างเกิดปฏิกิริยา จนกระทั่งปฏิกิริยาถึงสมดุล และ ในปฏิกิริยาการคายความร้อน (exothermic reaction) ก็เช่นกันปฏิกิริยาจะหยุดก็ต่อเมื่อความดันของระบบเข้าสู่สภาวะสมดุล

ค่าพลังงานในส่วนของการดูดซับสามารถพิจารณาได้จากสมการ (3) (P. Neveu, 1997)

$$Q_{res} = m_s C_{ps} \frac{dT_s}{dt} = U_p S_{pw} (T_{thf} - T_s) + \frac{dx}{dt} Q_i \quad (3)$$

และในส่วนของการถ่ายเทความร้อนสามารถพิจารณาได้จากสมการ (4) (E. Lepinasse, 1994)

$$Q_{res} = M_s C_{ps} \frac{dT_{thf}}{dt} = U_p S_{pw} (T_s - T_{thf}) + h_{amb} S_{resw} (T_{amb} - T_{thf}) + m C_{pithf} (T_{thfe} - T_{thfs}) \quad (4)$$

โดยค่าความร้อนจากปฏิกิริยาเคมีที่ได้นั้นเราสามารถหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะทางความร้อนของระบบ หรือ COA โดยที่

$$COA = \frac{Q_{output}}{Q_{input}} \quad (5)$$

และสามารถหาค่าการเก็บรักษาพลังงานจำเพาะ หรือ SHP ได้จาก

$$SHP = \frac{Q_{reaction}}{A_{reac}} \quad (6)$$

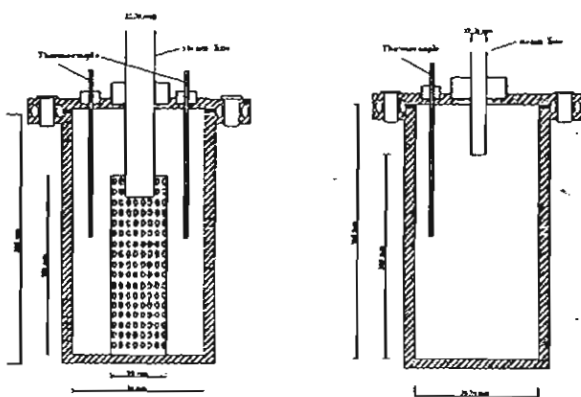
4. การทดสอบ

สารที่ใช้ในการทดสอบจะใช้สารโซเดียมซัลไฟด์ไฮดรอกไซด์ (มีเนื้อสาร Na_2S ประมาณ 35% โดยน้ำหนัก) ของบริษัท MERCK ซึ่งจะทำการบดสารให้ละเอียดและบรรจุไว้ภายในปฏิกรณ์

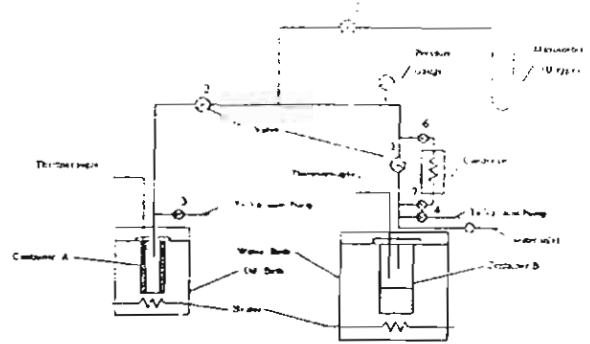
อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบระบบจะมีวาล์วที่ใช้ควบคุมการไหลของไอน้ำ ปฏิกรณ์ และ เครื่องระเหยจะใช้ในการบรรจุโซเดียมซัลไฟด์ และน้ำที่ใช้ในการทำปฏิกิริยา โดยปฏิกรณ์และเครื่องระเหยมีลักษณะเป็นท่อแสดงเลตทรงกระบอกโดยที่ปฏิกรณ์จะมีท่อที่เจาะรูพวยอยู่ตรงกลางเพื่อให้ไอน้ำกระจายเข้าสู่สารได้อย่างทั่วถึง ซึ่งภายนอกของอุปกรณ์ทั้งสองจะมีอ่างควบคุมอุณหภูมิ (oil bath) ใช้ควบคุมอุณหภูมิของอุปกรณ์ทั้งสอง

ตารางที่ 1 คุณสมบัติของปฏิกรณ์

	พื้นที่ถ่ายเทความร้อน	น้ำหนักปฏิกรณ์	ค่าความจุความร้อน
ปฏิกรณ์	$4.857 \times 10^{-2} \text{ m}^2$	0.85 g	0.5 kJ/kg.K



รูปที่ 2 ลักษณะของปฏิกรณ์และเครื่องระเหยที่ใช้ในการทดสอบ



รูปที่ 3 ระบบที่ใช้ในการทดสอบ

การทดสอบสภาวะการเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในปฏิกรณ์ของระบบเก็บรักษาพลังงานแบบความร้อนเคมี การทดสอบจะเป็นแบบไม่ต่อเนื่อง (batch) ในแต่ละการทดสอบจะแบ่งออกเป็น 3 ช่วงดังนี้

ช่วงที่ 1 Production Phase (Reaction Phase) การทดสอบเริ่มจากปล่อยไอน้ำจากเครื่องระเหย ที่ทราบระดับอุณหภูมิแน่นอนเข้าไปทำปฏิกิริยากับโซเดียมซัลไฟด์ภายในปฏิกรณ์ และจะมีสารถ่ายเทความร้อนในการดึงความร้อนออกจากระบบ โดยปฏิกิริยาจะสิ้นสุดที่อุณหภูมิของสารภายในปฏิกรณ์ จะคงที่

ช่วงที่ 2 Regeneration Phase ในขั้นนี้จะมีการใช้สารถ่ายเทความร้อนมาให้ความร้อนกับปฏิกรณ์ เพื่อไล่ไอน้ำออกจากโซเดียมซัลไฟด์ โดยอุณหภูมิของสารภายใน reactor จะเพิ่มสูงขึ้นและจะคงที่เมื่อไล่ไอน้ำออกหมดแล้วอุณหภูมิจะเริ่มสูงขึ้นอีกครั้ง

ช่วงที่ 3 Cooling Phase จะเป็นการทำให้ ปฏิกรณ์เย็นตัวลงหลังการไล่ไอน้ำออกจากช่วงที่ 2 โดยใช้สารถ่ายเทความร้อนมาดึงเอาความร้อนภายใน

ในขั้นตอนแรกก่อนเข้าช่วงการทดลองที่ช่วงที่ 1 จะทำการบรรจุโซเดียมซัลไฟด์และทำการไล่ไอน้ำออกโดยให้ความร้อนแก่ปฏิกรณ์ โดยใช้อุณหภูมิประมาณ 50 องศาเซลเซียสประมาณ 3 ชั่วโมงและอุณหภูมิ 95 องศาเซลเซียสอีก 3 ชั่วโมง

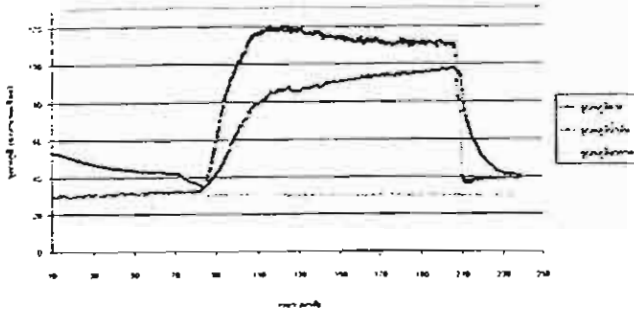
เมื่อเตรียมสารพร้อมแล้วทำให้ระบบเป็นสุญญากาศและทำการบรรจุไอน้ำลงในเครื่องระเหยประมาณ 200 กรัมให้ความร้อนแก่เครื่องระเหยให้อุณหภูมิภายในอยู่ในช่วง 40 องศาเซลเซียส

เข้าสู่ช่วงที่ 1 เปิดวาล์วให้ไอน้ำเข้าไปทำปฏิกิริยาเคมีกับโซเดียมซัลไฟด์บันทึกผลของอุณหภูมิและความดันของระบบเมื่ออุณหภูมิของสารภายในปฏิกรณ์คงที่ จะเข้าสู่ช่วงที่ 2 โดยทำการให้ความร้อนแก่สารถ่ายเทความร้อนภายในปฏิกรณ์จนกระทั่งอุณหภูมิของสารภายในปฏิกรณ์คงที่ จากนั้นจะทำการเปลี่ยนนำสารถ่ายเทความร้อนเพื่อนำความร้อนออกจากปฏิกรณ์เป็นการเข้าสู่ช่วงการทดสอบช่วงที่ 3

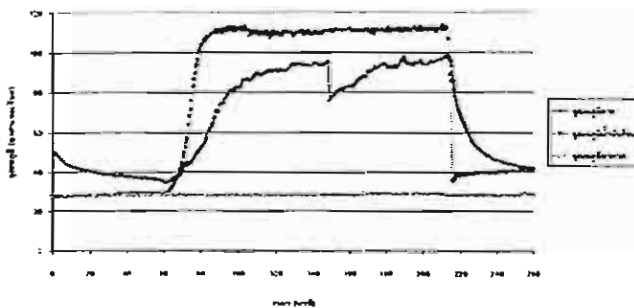
โดยในขั้นตอนการทดสอบจะทำการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของสารถ่ายเทความร้อนในช่วงที่ 2 โดยในการทดสอบใช้อุณหภูมิไอน้ำมีร้อนเป็น 115 และ 110 องศาเซลเซียส โดยให้อุณหภูมิไอน้ำที่เครื่องระเหย อยู่ระหว่าง 40 องศาเซลเซียสก่อน ที่ไอน้ำจะเข้าไปทำปฏิกิริยาเคมีกับโซเดียมซัลไฟด์

5. ผลการทดสอบและวิเคราะห์

ในการทดสอบได้ทำการทดสอบการทำงานของระบบเก็บรักษาพลังงานโดยทำการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของสารถ่ายเทความร้อนซึ่งให้ความร้อนแก่สารภายในปฏิกรณ์โดยที่สารในปฏิกรณ์มีอุณหภูมิ 90 และ 95 องศาเซลเซียส (อุณหภูมิของสารถ่ายเทความร้อนจะเป็น 110 และ 115 องศาเซลเซียส)



รูปที่ 4 การทดสอบที่อุณหภูมิสารในปฏิกรณ์เป็น 95 องศาเซลเซียส



รูปที่ 5 การทดสอบที่อุณหภูมิสารในปฏิกรณ์เป็น 90 องศาเซลเซียส

จากรูปที่ 4 และรูปที่ 5 จะเห็นได้ว่าในช่วงที่ 1 อัตราการเกิดปฏิกิริยาเคมีจะมีค่าใกล้เคียงกันเนื่องมาจากการตั้งสภาวะก่อนการทดสอบและสภาวะในช่วงที่ 1 เป็นสภาวะเดียวกันนั่นเอง โดยจะแตกต่างกันในช่วงที่ 2 ที่มีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของสารถ่ายเทความร้อน โดยจะเห็นได้ว่าอุณหภูมิของสารเมื่อมีการให้ความร้อนที่อุณหภูมิ 95 องศาเซลเซียสในขั้นตอนการ Regeneration (อุณหภูมิสารถ่ายเทความร้อน 115 องศาเซลเซียส) จะมีการเปลี่ยนแปลงช่วงอุณหภูมิของสารสูงกว่าอุณหภูมิ 90 องศาเซลเซียส (อุณหภูมิสารถ่ายเทความร้อน 110 องศาเซลเซียส) โดยจากตารางที่ 2 จะเห็นได้ว่าค่า COP ของอุณหภูมิ 95 องศาเซลเซียส จะมีค่าต่ำกว่านั่นเอง

แต่เมื่อคำนวณหาค่าพลังงานที่ได้จากการเกิดปฏิกิริยาเคมีเราเมื่อหาค่า SHP แล้วค่าที่ได้จากการทดสอบจะมีค่าน้อยกว่าค่าที่ได้ตามทฤษฎีทั้งนี้เนื่องมาจากการดูดซับน้ำของสารในปฏิกรณ์ไม่สามารถดูดซับน้ำได้เท่ากับในทฤษฎี จึงทำให้ค่า SHP ที่ได้จากการทดสอบมีค่าน้อยกว่าทางทฤษฎีนั่นเอง

ตารางที่ 2 ค่า COA และ SHP ของอุณหภูมิสาร 95 และ 90 องศาเซลเซียสในขั้นตอนการ Regeneration

อุณหภูมิสาร	COP	SHP(ทดสอบ)	SHP(ทฤษฎี)
95	2.17	371.38 kJ/m ²	750.78 kJ/m ²
90	2.35	318.43 kJ/m ²	769.24 kJ/m ²

*** การคำนวณ SHP ทางทฤษฎี ใช้อุณหภูมิของสารเมื่อคายพลังงานออกมาเท่ากับ 82.60 องศาเซลเซียส (R. de Boer, 2002)

6. สรุปผลการวิจัย

จากการทดสอบการทำงานของระบบเก็บรักษาพลังงานแบบความร้อนเคมีซึ่งประกอบด้วยขั้นตอนการ เกิดปฏิกิริยาเคมี ขั้นตอนการแยกน้ำออกจากไฮเดรตซัลไฟด์และ ขั้นตอนการหล่อเย็นปฏิกรณ์นั้นจะเห็นได้ว่าในขั้นตอนการทดสอบยังมีจุดที่ต้องปรับปรุงอยู่หลายแห่ง โดยจุดแรกนั้นเป็นลักษณะของระบบทดสอบเองโดยลักษณะของปฏิกรณ์ซึ่งมีลักษณะเป็นทรงกระบอกและให้อุณหภูมิไหลผ่านตรงกลางปฏิกรณ์พื้นที่สัมผัสระหว่างไอน้ำและไฮเดรตซัลไฟด์มีปริมาณน้อยเมื่อเกิดการดูดซับบริเวณพื้นที่ผิวสัมผัสแล้วทำให้ไอน้ำเข้าไปทำปฏิกิริยากับสารด้านในได้ยาก ทำให้การเกิดปฏิกิริยาเคมีของสารเกิดได้ไม่สมบูรณ์นัก ทางแก้ไขอาจจะมีการออกแบบปฏิกรณ์ใหม่ให้อุณหภูมิไหลเข้าทำปฏิกิริยากับพื้นที่ผิวด้านนอกของสารดูดซับแทนจะเป็นการช่วยให้พื้นที่สัมผัสระหว่างไอน้ำและสารดูดซับมีค่ามากขึ้น และจะทำให้การเกิดปฏิกิริยาเคมีมีค่ามากกว่าพลังงานที่ได้จะมีค่าสูงขึ้นด้วย

และในขั้นตอนการ Regeneration นั้นมีการให้ความร้อนแก่สารถ่ายเทความร้อนโดยตรง ถ้ามีการปรับเปลี่ยนโดยมีการไหลของสารถ่ายเทความร้อนที่ร้อนแล้วเข้ามาแทน ค่า COP จะมีค่าที่สูงมากกว่านี้และ การคำนวณหาค่าพลังงานของระบบจะไม่ซับซ้อนขึ้นเนื่องจากสารภายในปฏิกรณ์จะไม่ได้รับความร้อนส่วนเกินจากพลังงานที่ใส่ไปเพื่อเพิ่มอุณหภูมิให้แก่สารถ่ายเทความร้อนนั่นเอง

7. กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยชิ้นนี้สำเร็จร่วมนำไปด้วยดีเนื่องมาจากการสนับสนุนจากหน่วยงานหลายหน่วยงาน ทางผู้วิจัยขอขอบคุณสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย (สกว.) ที่ช่วยสนับสนุนทางด้านกองทุนที่ใช้ในการวิจัย และภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ ที่อนุเคราะห์สถานที่ในการทำวิจัย สุดท้ายนี้ผู้วิจัยขอขอบคุณ ศ.ดร.ทงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์ และ อ.ดร.วิภาควงษ์สุวรรณ ที่ช่วยให้คำปรึกษาในการทำวิจัยครั้งนี้

8. สัญลักษณ์และคำย่อ

สัญลักษณ์

C_p = ความจุความร้อนของสารที่เกิดปฏิกิริยาเคมี, J/mol.K

G = พลังงานกิบส์ (Gibbs energy, kJ/kg)

H = เอนทัลปี (Enthalpy, kJ/kg)

h_{amb} = ค่าการถ่ายเทความร้อนระหว่าง reactor กับสิ่งแวดล้อม, W/m² K

m = มวลสาร (g)

$\dot{m}$ = อัตราการไหลโดยมวลของสารถ่ายเทความร้อน

n = จำนวนโมลของสารตั้งต้นที่ทำปฏิกิริยา
 N_g = จำนวนโมลของสารทำงานที่ทำปฏิกิริยากับสารตั้งต้น
 Q = พลังงานความร้อน, J
 U_p = ค่าสัมประสิทธิ์การโอนความร้อนระหว่างสารที่ทำปฏิกิริยา
 เคมีกับสารนำความร้อน, W/m^2K
 S = เอนโทรปี (Entropy), $kJ/kg.K$
 S = พื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารที่เกิดปฏิกิริยา
 เคมีกับผนัง reactor, m^2
 T = อุณหภูมิ (K)
 ตัวห้อย
 reac = ปฏิกรณ์
 Wt = ระหว่างผนังปฏิกรณ์และสารถ่ายเทความร้อน
 th = สารถ่ายเทความร้อน

9.เอกสารอ้างอิง

- [1] M. A. Tahat, R. F. Babus'haq, P. W. O'callaghan and S. D. Probert, 'Integrated Thermochemical Heat-pump/Energy-storage', International Journal of Energy Research, Vol.19 (1995), 603-613
- [2] P. Neveu and J. Castaing-Lasvinottes, 'Development of a numerical sizing tool for a solid-gas thermochemical transformer-impact of the microscopic process on the dynamic behaviour of a solid-gas reactor', Applied Thermal Engineering, Vol. 17 (1997), No.6, 501-518
- [3] V. Goetz and A. Marty, 'A model for reversible solid-gas reactions submitted to temperature and pressure constraints: simulation of the rate of reaction in solid-gas reactor used as chemical heat pump', Chemical Engineering Science, Vol.47(1992), No.17/18, 4445-4454
- [4] R. de Boer, W.G. Haije, J.B.J Veldhuis, 'Determination of structural, thermodynamic and phase properties in the Na_2S-H_2O system for application in chemical heat pump', Thermochemical Acta 7048 (2002), 1-17
- [5] ปรียญา อรุณวิสุทธิ, 'เทอร์โมไดนามิกส์เคมี', ภาควิชาเคมี คณะวิทยาศาสตร์ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์, พิมพ์ครั้งที่ 1, 2537

PERFORMANCE ANALYSIS OF A SOLAR ADSORPTION HEATING AND COOLING SYSTEM

Peerapong Thumautok
Wipawadee Wongsuwan
Tanongkiat Kiatsiriroat

Department of Mechanical
Engineering, Faculty of Engineering,
Chiang Mai University (CMU)
239 Huaykaew rd., Suthep, Muang,
Chiang Mai, Thailand, 50200

Abstract

Solid adsorption systems are applicable for both heating and cooling purposes. The system requires a moderate energy source either waste heat or solar energy. In this study, solar energy as a renewable energy was a heat source. The main idea was to develop the integrated solar thermal system and solid adsorption system for hot water and cooling production. The system combining a coaxial tube-in-tube adsorber using activated carbon (AC)-methanol as working pair, an evaporator and a condenser, a flat plate solar collector, a heating and cooling system. The maximum system COP_s was 0.11

Keyword: Solid adsorption, hot and cold production, integrated solar collector-adsorber

Introduction

In Thailand, the refrigeration and air condition systems are major energy consumers. These systems normally use CFCs as working fluid that induces ozone depletion and consequently greenhouse effect. Therefore, promotion of sustainable energy utilization is an urgent issue. The solid adsorption system is considerably an alternative way to reduce CFC usage. The system could exploit low grade energy source (e.g. waste heat from industrial process, solar energy) and no compression work.

Many solid adsorption systems were developed by various research groups to improve their coefficient of performances (COP). Among those, different working pairs were utilized e.g. zeolite-water, zeolite-methanol, AC-methanol, AC-ethanol, silica gel-water and silica gel-methanol etc. Activated carbon was interested to use [1]. Critoph and Vogel [2] tested and compared the quality of adsorbents, zeolite (5A and 13X) and activate carbon with refrigerants R11, R12, R22 and R114 for a solar cooling adsorption system. It was found that AC-R22 gave highest COP about 0.2. Critoph (1988) compared that performance of solid adsorption using AC-methanol, NO₂, and methyl amine as refrigerants. He found that AC-methanol pair gave highest COP [3]. Zhang and Wang [4] designed and developed the continuous solid adsorption refrigeration and heating hybrid system driven by solar energy, using AC-methanol as working pairs. The solar collector was also used as an adsorber, which was divided into two parts; upper and bottom parts. This system could produce heating and cooling simultaneously.

The current studies showed that solid adsorption systems were appropriated for cold production. Li et al. [4] fabricated and tested the solar adsorption (AC-methanol) for ice making. The flat plate solar collector area was 1.5 m². They used quartz lamps as heat source. Ice production was about 4.5 kg per day. AC-methanol was also used in Anyanwu and Ezekwe [5] work. They designed, assembled and tested the solar adsorption refrigeration, which the adsorber tubes were contained in a flat plate solar collector. The evaporator and condenser coils were immersed in a stagnant water tank. This combined system could reduce water temperature in the evaporator from initially 24-28 °C to around 1.0-8.5 °C.

In Thailand, the solar cooling was initiated since 10 - 15 years ago; however, none of commercially system was demonstrated though many works were being done. The major difficulties needed to overcome were its naturally non-continuous processes, requirement of maintain vacuum conditions and leakage problems. This research work has focused on the development of a combined solar/solid adsorption system, which was compacted and practical for hot water and cooling production. The prototype was experimented study, and COP_s was estimated as well as its operational performance.

2. Experimental Setup

2.1 Experimental Components

The experimental combined solar adsorption system operated intermittently, and the schematic diagram is shown in Fig. 1. The major components of our system include a double pipe heat exchanger as adsorber (OD of the inner tube and outer tube were 1/2" and 1 5/8". The inner tube was wrapped with stainless steel net, and AC was filled between inner and outer tubes. The

adsorber contained about 4 kg of AC. Evaporator was made by a vertical copper tubes (OD ½ inch) installed in an insulated refrigeration box. Activated carbon (mesh size 12×40)-methanol (Laboratory grade) was used as working pair. The main heat source has been a solar energy, and LPG burner was an auxiliary supply. Energy transfer was done by circulation of water.

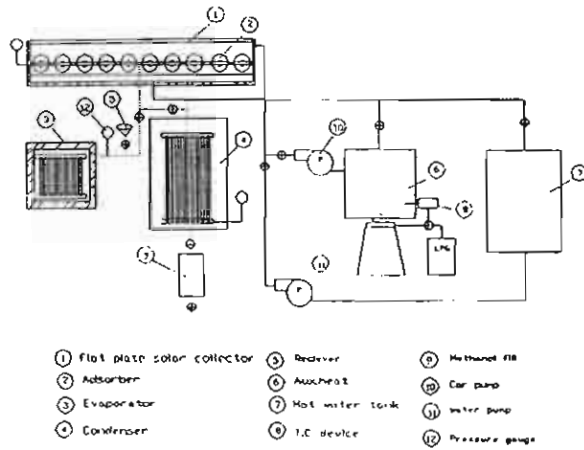


Fig. 1 Schematic sketch of the solar adsorption unit

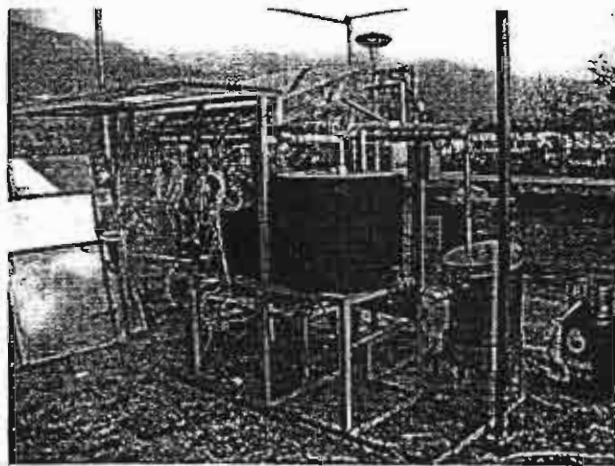


Fig. 2 The solar adsorption heating and cooling system

2.2 Experimental Procedure

The tested was carried out at Department of Mechanical Engineering, Chiang Mai University, Chiang Mai, in the northern Thailand of 14.7 °N latitude. The combined collector-adsorber was facing south and aligned with 15 degree horizontally. Fig. 2 illustrated the completed experimental unit installation. Prior to the experimentation, the preliminary test was carried out to verify the system performance and fixed all undesirable problems. Leakages were tested with the water filling, and then the experiment started in according with the following experimental procedure.

- Filling 4-kg AC into an adsorber and sealed. Also, filling liquid methanol into an evaporator coils.
- Carrying out the experiments for completed cycle; cooling, adsorption, heating and desorption under the designed conditions (adsorber pressure within 0.04-0.4 bar, average cooling water temperature of 28 °C, heating water temperature about 75-95 °C)
- Recording temperature and pressure in the adsorber, condenser and temperature in the refrigerated box, refrigerant level in the evaporator.
- Analyze all experimental data and interpret the information obtained to determine the system performance.

2.3 Results Analysis

The heating capacity of the develop system was determined COP_h . The load supply was satisfied by hot water heated by condenser. Heating coefficient of performances COP_h , and were simply calculated by Equation of Zhang, X.L. and Wang, R.Z.[4].

$$COP_h = \frac{\left(M_{wt} c_{p,w} \frac{dT_{wt}}{dt} + Q_{ads} \right)}{I_T A + Q_{aux}}$$

COP_h is the proportion the summation of heat generated by adsorption process and energy obtained from solar collector on the total energy input.

Where; A is solar collector area (m^2),
 $C_{p,w}$ is specific heat of water ($kJ\ kg^{-1}\ K^{-1}$)
 M_{wt} is mass of water in storage tank (kg)
 T_{wt} is average water temperature in storage tank (K)
 Q_{ads} is heat of adsorption (kJ)
 Q_{aux} is heat rate of auxiliary heat (kJ)
 I_T is solar radiation (W/m^2)

3. Results and Discussion

Experimental results are discussed in this section:

The radiation data that is input to the system is plotted in figure 3. It had seen that the radiation profile was alike sinusoidal shape whole day, except after 15.00 hr. The global horizontal isolation was about 17.4 MJ/m^2 , 16.95 MJ/m^2 , 18.4 MJ/m^2 for 17 May, 19 May and 23 May respectively.

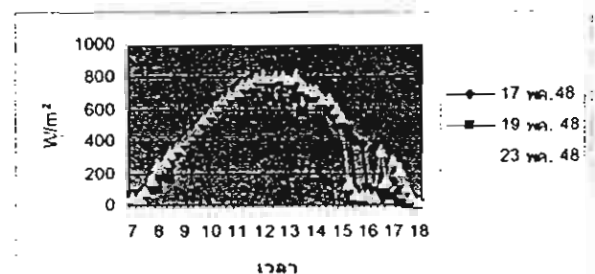


Fig. 3: Radiation profile on the experimental day

Figure.4 shows the output temperature profile of the Activated carbon in the solar collector-adsorber for there variations of auxiliary heat temperature levels.

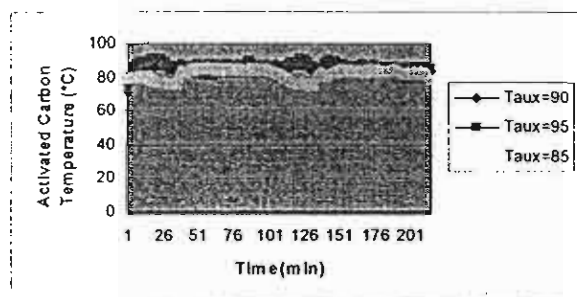


Fig. 4 Temperature profiles of the solar collector/adsorber

Figure.5 shows the power profile of the Solar collector –adsorber on the experimental day. It had seen that the power profile was alike sinusoidal shape whole day same the radiation profile. The power isolation was about 14.2 MJ/m^2 , 13.8 MJ/m^2 , 15 MJ/m^2 for 17 May, 19 May and 23 May respectively.

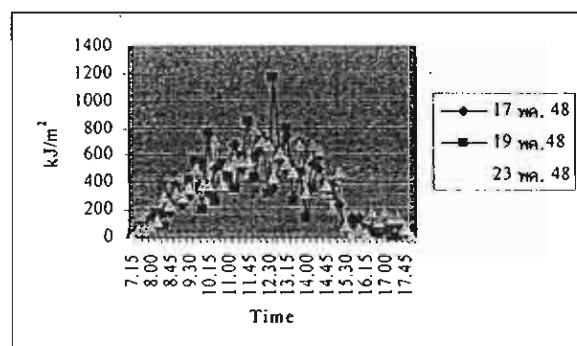


Fig.5 Power profiles of the solar collector/adsorber

Figure.6 shows the hot water temperature profiles of the solar cooling system. It had seen that the Solar heating and cooling system could heated circulated water during adsorption process from 25°C to 37°C , 24.8°C to 34.1°C , 28.5°C to 33°C for for 17 May, 19 May and 23 May respectively.

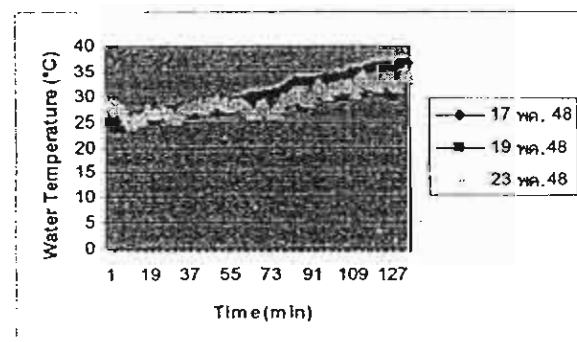


Fig.6 Hot water temperature profiles of the solar cooling system

4. Conclusion

The integrated solar water heater and solid adsorption cooling system was developed and experimental tested and conclusions are obtained as follow:

4.1 The Heating coefficient of performances (COP_h) was 0.11, 0.092 and 0.082 for 17 May, 19 May and 23 May respectively.

4.2 The hot water temperature depend on power of Solar collector-adsorber

Acknowledgement

The authors would like to gratefully acknowledge the support of the Thailand Research Fund (TRF) and under the "Mentor research project" (granted to Prof. Tanongkiat Kiatsiriroat). The authors also thank to the Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Chiang Mai University, for providing the research facilities.

References

- [1] Sridhar, K (1987). Studies of Activated carbon – Methanol Pairs with Relevance to Ice Making, Master of Engineering, Energy Technology program, Asian Institute of Technology, 1-84.
- [2] Critoph, R.E. and Vogel, R. (1986). Possible Adsorption pairs for use in Solar Cooling, International Journal of Ambient Energy 7(4), 183-190.
- [3] Critoph (1988). Performance Limitation of Adsorption Cycles for Solar Cooling, Solar Energy Vol.1, No.1, 21-31
- [4] Zhang, X.J. and Wang, R.Z. (2002). Design and performance simulation of new solar continuous solid adsorption refrigeration and heating hybrid system, Renewable Energy (27), 401-415
- [5] Li, M., Wang, R.Z., Xu, Y.X., Wu, J.Y. and Dieng, A.D. (2002). Experimental study on dynamic performance analysis of a flat-plate solar solid-adsorption refrigeration for ice maker, Renewable energy 27, 211-221.
- [6] Anyanwu, E. E., and Ezekwe, C.I. (2003). Design, Construction and test run of solid adsorption solar refrigerator using activated carbon/ methanol as adsorbent/adsorbate pair, Energy Conversion and Management 44, 2879-2892.
- [7] Duffie, J. A., and Beckman, W.A. (1991), Solar Engineering of Thermal Processes, 2nd edition, John Wiley and sons, Inc., New York.

การทำนายสมรรถนะระบบทำความเย็นที่ใช้ตัวเก็บรังสีอาทิตย์ร่วมกับเครื่องดูดซับ
Performance Prediction of A Solar Cooling Adsorption System

วิภาวดี วงษ์สุวรรณ*, เทอดธรรม เย็นสบาย และ ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

239 ถ.พ่วงแก้ว ต.สุเทพ อ.เมือง จ.เชียงใหม่ 50000

โทร.0-5394-4146 ต่อ 411-415 โทรสาร.0-5394-4145 *E-mail: wipawadee@dome.eng.cmu.ac.th

Wipawadee Wongsuwan, Terdtarm Yensabai, Tanongkiat Klatsiroj

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Chiang Mai University,

Chiang Mai, 50000, Thailand. Tel: 0-5394-4146 ext. 411-415 Fax: 0-5394-4145

บทคัดย่อ

การศึกษาความเป็นไปได้ในการนำพลังงานรังสีอาทิตย์มาใช้เป็นแหล่งความร้อนสำหรับระบบทำความเย็นและความร้อนแบบดูดซับ โดยใช้ถ่านกัมมันต์และเอทานอลเป็นคู่สารทำงาน ตัวเก็บรังสีอาทิตย์ที่ได้รับการออกแบบให้ทำงานร่วมกับเครื่องดูดซับ และถูกแบ่งออกเป็น 2 ส่วนที่พลิกกลับไปมาเพื่อรับรังสีอาทิตย์ได้ จากการทำนายสมรรถนะของระบบดูดซับพลังงานรังสีอาทิตย์นี้ คาดว่าระบบจะสามารถผลิตความเย็นและน้ำร้อนได้อย่างต่อเนื่อง และมีสมรรถนะที่ดีในสภาพที่ค่ารังสีอาทิตย์สูง ซึ่งหากเพิ่มปริมาณน้ำที่บรรจุในถังเก็บน้ำร้อนของระบบ จะได้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น ($COP_{cooling}$) เพิ่มขึ้นแต่อุณหภูมิของน้ำร้อนที่ได้จะลดต่ำลง หากใช้งานระบบอย่างต่อเนื่องตลอดเดือนธันวาคม ระบบจะสามารถทำความร้อนและทำความเย็นได้โดยเฉลี่ย 3.4017 MJ/วัน และ 2.8889 MJ/วัน ตามลำดับ โดยค่า $COP_{heating}$ และ $COP_{cooling}$ ที่ได้คือ 0.1936 และ 0.1644 ตามลำดับ

Abstract

The potential to use solar energy for cooling and heating production using solid adsorption (activated carbon-ethanol) system was investigated. An integrated solar collector/adsorber was separated into two parts to enhance energy collection into both sides. By theoretical study, the simulation results showed that the system could be operated continuously to produce cooling and heating effect efficiently under high solar radiation. The $COP_{cooling}$ increased with larger water storage volume, however, the average water temperature reduced. By performance prediction in December, amount and COPs for hot and cold production were 3.4017 MJ/day (with $COP_{heating}$ 0.1936) and 2.8889 MJ/day (with $COP_{cooling}$ 0.1644), respectively.

1 บทนำ

สถานการณ์พลังงานของประเทศไทยในปัจจุบัน ได้รับผลกระทบจากราคาของน้ำมันเชื้อเพลิงเป็นอย่างมาก ทำให้ภาครัฐต้องหันมาทบทวนบทบาทของการนำพลังงานทดแทนหรือพลังงานหมุนเวียนมาใช้ในสัดส่วนที่มากยิ่งขึ้น ซึ่งเทคโนโลยีการนำพลังงานรังสีอาทิตย์กำลังได้รับความสนใจเพิ่มมากขึ้น และมีการค้นคว้าพัฒนาอย่างต่อเนื่องมาไม่น้อยกว่า 10 ปี แต่การใช้งานระบบพลังงานรังสีอาทิตย์ยังไม่ปรากฏให้เห็นเป็นรูปธรรมมากนัก โดยเฉพาะการนำพลังงานรังสีอาทิตย์มาผลิตความเย็น เท่าที่ผ่านมามีพบว่าระบบทำความเย็นแทบทั้งหมดในประเทศ เป็นระบบอัดไอที่ใช้ไฟฟ้าเป็นแหล่งพลังงานหลัก เทคโนโลยีทางเลือกอื่นๆ เพื่อผลิตความเย็นนั้น ก็ยังอยู่ในขั้นการวิจัยและพัฒนาในห้องปฏิบัติการเท่านั้น [1-2]

ระบบทำความเย็นแบบดูดซับเป็นระบบทางเลือกที่แตกต่างจากระบบอัดไก่อ่อนข้างมาก ระบบนี้อาศัยสารทำงานสองตัวทำงานร่วมกัน เรียกว่าคู่สารทำงาน (Working pair) อันประกอบด้วยตัวดูดซับ (Adsorbent) และตัวถูกดูดซับ (Adsorbate หรือ Working fluid หรือ Refrigerant) แหล่งพลังงานหลักที่ระบบต้องการจะอยู่ในรูปพลังงานความร้อน จึงเหมาะกับการนำมาใช้ดึงกลับความร้อนจากแหล่งความร้อนทิ้งเปล่า หรือใช้ร่วมกับระบบผลิตความร้อนจากพลังงานรังสีอาทิตย์ ระบบทำความเย็นแบบดูดซับมีข้อดีหลายประการ อาทิ มีอายุการใช้งานนาน ไม่มีอุปกรณ์ส่วนเคลื่อนที่เป็นองค์ประกอบ เป็นระบบปิด และไม่มีเสียงรบกวนจากการสันดาประหว่างระบบทำงาน เนื่องจากระบบไม่จำเป็นต้องใช้เครื่องอัดไอ ดังเช่นวัฏจักรอัดไอทั่วไป ดังนั้นการศึกษาและทำนายพฤติกรรมระบบดูดซับที่ใช้พลังงานรังสีอาทิตย์เป็นแหล่งพลังงานเพื่อการผลิตความเย็น (ซึ่งจะได้ความร้อนเป็นผลพลอยได้ด้วย) จึงเป็นโจทย์วิจัยที่น่าสนใจอย่างยิ่ง งานวิจัยชิ้นนี้จึงมุ่งเน้นการหาแนวทางในการใช้คู่สารทำงานที่สามารถหาได้ง่ายในประเทศไทย คือ ผงถ่านกัมมันต์จากถ่านหินและจากถ่านกะลามะพร้าวกับเอทานอล มาใช้กับระบบดูดซับเพื่อการผลิตความเย็น

โดยใช้แสงอาทิตย์เป็นแหล่งพลังงานหลัก และอาศัยการแก้ปัญหาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อทำนายพฤติกรรมของระบบควบตัวเก็บรังสีอาทิตย์และเครื่องดูดซับ ในการผลิตความร้อนและความเย็นอย่างต่อเนื่อง ทำให้ได้แนวทางการออกแบบและสามารถกำหนดคุณลักษณะของระบบต้นแบบที่จะจัดสร้างเพื่อทำการทดสอบในโครงการระยะต่อไปได้

2 การสร้างแผนภาพความดัน-อุณหภูมิ-อัตราส่วนการดูดซับ

2.1 อุปกรณ์การทดสอบ

เนื่องจากถ่านกัมมันต์จากถ่านหินและถ่านกะลามะพร้าว เป็นถ่านกัมมันต์ที่ผลิตขึ้นเองในประเทศ จึงยังไม่มีแผนภาพความดัน-อุณหภูมิ-อัตราส่วนการดูดซับ (P-T-x) เพื่อนำไปใช้ในการออกแบบระบบดูดซับ ผู้วิจัยจึงได้สร้างชุดอุปกรณ์ทดสอบเพื่อทดสอบคุณสมบัติการดูดซับของถ่านกัมมันต์ทั้ง 2 ชนิด ที่ผลิตจากถ่านหิน (CAL 12 x 40) และจากถ่านกะลามะพร้าว (CGC-16) กับเอทานอลเพื่อสร้างแผนภาพ P-T-x ซึ่งข้อมูลที่ได้จาก P-T-x นี้จะนำไปใช้ในการออกแบบระบบดูดซับพลังงานรังสีอาทิตย์ต่อไป

ชุดเครื่องมือทดสอบหา P-T-x ได้จัดสร้างในห้องปฏิบัติการวิจัยอุณหภูมิ ภาพทวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ โดยใช้หลักการเช่นเดียวกับ [2] และแสดงในรูปที่ 1 ซึ่งอุปกรณ์หลักประกอบด้วย เครื่องดูดซับ (Adsorber) เครื่องทำระเหย (Evaporator) และเครื่องควบแน่น (Condenser)

เครื่องดูดซับมีลักษณะเป็นท่อสแตนเลส 2 ท่อซ้อนกันมีเส้นผ่านศูนย์กลาง 50 และ 25 mm ตามลำดับ ท่อด้านในมีรูพรุนเพื่อให้ไอของเอทานอลสามารถไหลผ่านได้ และใช้ตาข่ายสแตนเลสหุ้มรอบท่อในเพื่อขึ้นรูปถ่านกัมมันต์ ท่อนำไอเอทานอลด้านในต่อกับท่อนำไอด้านนอกเส้นผ่านศูนย์กลาง 12.5 mm ซึ่งภาพตัดขวางของเครื่องดูดซับแสดงดังรูปที่ 2

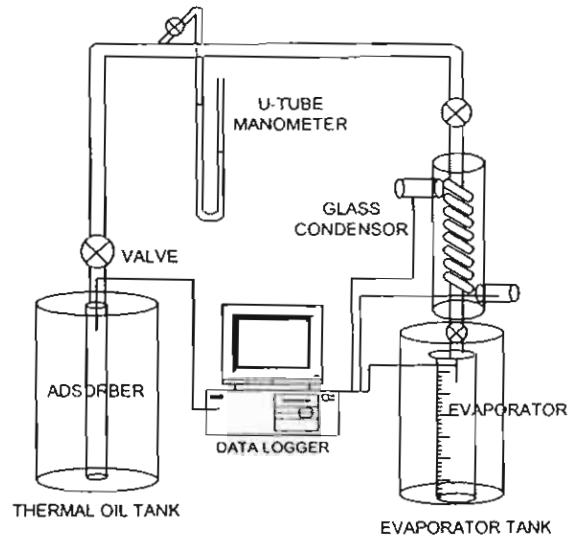
เครื่องควบแน่นทำจากท่อแก้วลักษณะเกลียว มีน้ำหล่อเย็นไหลภายนอกท่อและในท่อแก้วด้านนอก เครื่องทำระเหยเป็นกระบอกทองที่มิลเกลเพื่อวัดระดับของสารเอทานอล ข้อมูลที่ต้องทำการวัดได้แก่ความดันและอุณหภูมิ ซึ่งอุปกรณ์วัดความดันเป็นหลอดแก้วรูปตัว U ภายในบรรจุปรอท (U-tube manometer) อุปกรณ์วัดอุณหภูมิใช้เทอร์โมคัปเปิลชนิด K ต่อกับอุปกรณ์เก็บบันทึกและแสดงข้อมูล (Data logger)

การทดสอบมีวัตถุประสงค์หลักเพื่อสร้างแผนภาพสำหรับการดูดซับของถ่านกัมมันต์ 2 ชนิดกับเอทานอล โดยในการทดสอบแต่ละชุดจะใช้ถ่านกัมมันต์ 200 g และเอทานอลที่มีความเข้มข้น 99.5 % (Lab grade)

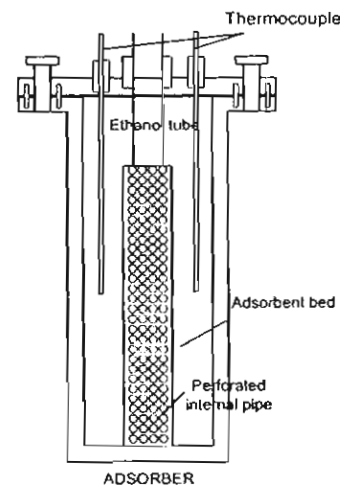
2.2 วิธีการทดสอบเพื่อสร้างแผนภาพ P-T-x

ในการสร้างแผนภาพ P-T-x มีวิธีการทดสอบโดยเริ่มจากการกำจัดสารตกค้างในถ่านกัมมันต์ที่บรรจุในเครื่องดูดซับ โดยการทำให้ระบบให้เป็นสุญญากาศพร้อมกับให้ความร้อนที่อุณหภูมิประมาณ 100°C เป็นเวลาไม่ต่ำกว่า 12 ชั่วโมง เติมน้ำเอทานอลลงในเครื่องระเหยพร้อมทั้งบันทึกปริมาณ แล้วเปิดวาล์วให้ไอเอทานอลจากเครื่องทำระเหยเข้ามาดูดซับกับถ่านกัมมันต์ รักษาอุณหภูมิของชุดดูดซับที่ 30°C และเครื่องระเหยที่ 20°C ระหว่างกระบวนการดูดซับ เมื่อ

กระบวนการถึงจุดสมดุล บันทึกอุณหภูมิ (°C) ความดัน (mmHg) และปริมาณเอทานอลที่เหลือในเครื่องดูดซับ (ml) และสำหรับการหาค่าอุณหภูมิ ความดันและอัตราส่วนการดูดซับในสภาวะอื่น ทำได้โดยการเพิ่มอุณหภูมิชุดดูดซับให้สูงขึ้นทีละ 10°C รอจนถึงจุดสมดุลแล้วบันทึกผล ทำเช่นนี้จนถึงระดับอุณหภูมิชุดดูดซับเป็น 100°C จากนั้นทดลองเก็บข้อมูลที่ความดันอื่น โดยเปลี่ยนอุณหภูมิของเครื่องทำระเหยให้เป็นค่าอื่นแล้วดำเนินการตามขั้นตอนเดิม



รูปที่ 1 แสดงอุปกรณ์การทดสอบ P-T-x ของถ่านกัมมันต์และเอทานอล



รูปที่ 2 ภาพตัดขวางแสดงภายในของเครื่องดูดซับ

2.3 การสร้างแผนภาพ P-T-x

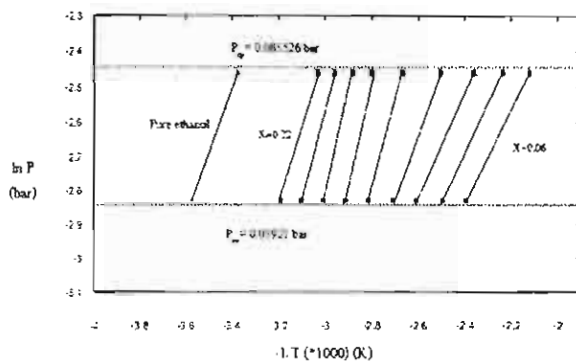
ในการสร้างแผนภาพ P-T-x จำเป็นต้องใช้สมการคณิตศาสตร์ที่ทำนายปรากฏการณ์ของอัตราการดูดซับ และนำผลการทดลองไปแทนค่าในสมการของ Dubinin-Radskavich (D-R) ซึ่งมีรูปแบบดังนี้

$$W = W_0 \exp \left(-D \left(T \ln \left(\frac{P}{P_0} \right) \right)^n \right) \quad (1)$$

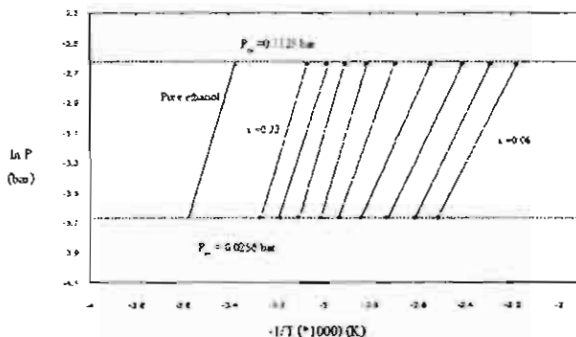
สมการข้างต้นสามารถเขียนในรูปลอการิทึมได้ดังสมการที่ (2) ซึ่งเมื่อนำไปสร้างกราฟ จะได้กราฟเป็นเส้นตรง สำหรับแต่ละค่าอัตรา การดูดซับมวลของเอทานอลต่อมวลของถ่านกัมมันต์ (x)

$$\ln P = -\frac{1}{T} \left[\frac{1}{D} \ln \frac{W_0}{W} \right] + \ln(P_s) \quad (2)$$

ผลการทดลองที่ได้จากวิธีการทดสอบที่ได้กล่าวถึงในหัวข้อที่ 2.2 ถูกนำมาสร้างเป็น P-T-x โดยอาศัยสมการเส้นตรงที่ (2) ซึ่งแผนภาพ สำหรับการดูดซับของถ่านกัมมันต์จากวัสดุทั้งสองประเภทแสดงไว้ดัง กราฟรูปที่ 3 สำหรับถ่านกัมมันต์จากถ่านกะลามะพร้าวกับเอทานอล และกราฟรูปที่ 4 สำหรับถ่านกัมมันต์จากถ่านหินกับเอทานอล



รูปที่ 3 กราฟ P-T-x กรณีใช้ถ่านกัมมันต์จากถ่านกะลามะพร้าว กับเอทานอลเป็นคู่สารทำงาน



รูปที่ 4 กราฟ P-T-x กรณีใช้ถ่านกัมมันต์จากถ่านหิน กับเอทานอลเป็นคู่สารทำงาน

จากกราฟทั้งสองจะเห็นว่าลักษณะเส้นโดยรวมนั้นคล้ายคลึงกัน โดย มีความชันของกราฟที่อัตราส่วนการดูดซับต่างๆ แตกต่างกันบ้างแต่ไม่ มาก อย่างไรก็ตามค่าความดันต่ำที่เครื่องทำระเหย (P_w) และค่าความ ดันสูงที่เครื่องควบแน่น (P_g) จะแตกต่างกัน แม้ว่าจะเป็นการดูดซับ ระหว่างถ่านกัมมันต์กับเอทานอลเช่นเดียวกัน แสดงว่าคุณสมบัติของ ถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากวัสดุต่างชนิดกันมีผลต่ออัตราการดูดซับเป็น อย่างมาก

ข้อมูลจากกราฟ P-T-x ดังกล่าวจะนำมาใช้ในการหาค่า ความสามารถในการดูดซับที่มากที่สุด (W_0) และค่าการกระจายตัว ของรูพรุน (D) โดยใช้ความสัมพันธ์ของสมการ D-R (สมการที่ (1)) โดย

เมื่อเขียนสมการในรูปลอการิทึมเพื่อสร้างกราฟระหว่าง $\ln W$ กับ $T(\ln(P/P_g))$ เพื่อให้ได้กราฟเป็นเส้นตรง จากนั้นทำ Curve fitting ข้อมูลที่คำนวณได้จะได้กราฟเส้นตรงที่มีความชันเป็นค่าการกระจายตัว ของรูพรุน (D) และมีจุดตัดแกนตั้งเป็น $\ln W_0$ จึงสามารถหาค่าการดูด ซับที่มากที่สุด (W_0) ได้ดังสมการที่ (3)

$$\ln W = \ln W_0 - D \left(T \ln \left(\frac{P}{P_g} \right) \right) \quad (3)$$

ค่า W_0 และ D ที่ได้จากการสร้างกราฟเส้นตรงโดยใช้สมการที่ (3) สำหรับถ่านกัมมันต์จากถ่านกะลามะพร้าวและจากถ่านหินแสดงดัง ตารางที่ 1

ตารางที่ 1 ตารางแสดงผลของค่า W_0 และ D ของถ่านกัมมันต์ ที่ผลิตจากถ่านกะลามะพร้าวและถ่านหิน

ชนิดของถ่านกัมมันต์	W_0	D	r^2
CGC-16 (ผลิตจากถ่านกะลามะพร้าว)	0.40795	0.1947	0.7936
CAL 12x40 (ผลิตจากถ่านหิน)	0.43820	0.2537	0.9101

เมื่อพิจารณาขนาดของผงถ่านกัมมันต์ประกอบกับค่า ความสามารถในการดูดซับสูงสุด (W_0) ที่ได้ พบว่าถ่านกัมมันต์ที่ผลิต จากถ่านหินมีความได้เปรียบในเรื่องของความสามารถในการดูดซับที่ มากกว่า มีการกระจายตัวของรูพรุนที่ดี ประกอบกับมีขนาดผงถ่านเล็ก กว่า ทำให้ปริมาตรที่จะดูดซับต่อหน่วยน้ำหนักมีมากกว่า ดังนั้นถ่าน กัมมันต์จากถ่านหินจึงมีศักยภาพในการบรรจุไอของเอทานอล ในขณะที่ เกิดกระบวนการดูดซับได้ดีกว่าถ่านกัมมันต์จากถ่านกะลามะพร้าว

ข้อมูลแผนภาพ P-T-x ที่ได้จากการทดสอบในเบื้องต้นนี้ เป็น ประโยชน์อย่างมากต่อการกำหนดขอบเขตสภาวะการทำงานของระบบ ดูดซับ และการออกแบบระบบดูดซับ ซึ่งโครงการวิจัยในระยะแรกนี้ ผู้วิจัยได้สร้างแผนภาพอย่างง่ายจำลองลักษณะของระบบดูดซับ และ ทำการศึกษาทางทฤษฎี โดยการแก้ปัญหาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ เพื่อทำนายพฤติกรรมและสมรรถนะของระบบดูดซับที่ใช้ร่วมกับระบบ พลังงานรังสีอาทิตย์

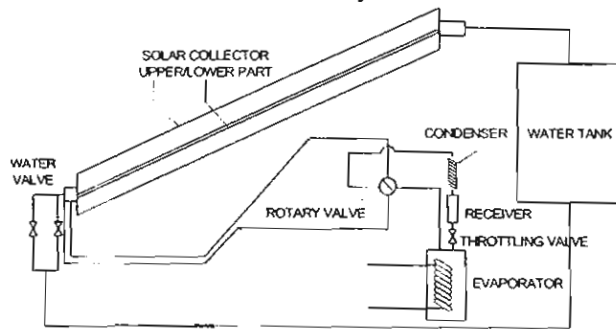
3 ระบบดูดซับพลังงานรังสีอาทิตย์

การทำนายสมรรถนะของระบบดูดซับที่ใช้พลังงานรังสีอาทิตย์ อาศัยข้อมูลจากแผนภาพ P-T-x ที่ได้จากการทดสอบคู่สารทำงาน จากนั้นจึงออกแบบระบบทำความเย็นและผลิตความร้อนที่อาศัยเทคนิค การดูดซับแบบของแข็งร่วมกับการใช้พลังงานรังสีอาทิตย์ เครื่องดูดซับ ของระบบดูดซับจะได้รับการออกแบบให้นำมาควมรวมกับตัวเก็บรังสี อาทิตย์ ทำให้ระบบสามารถผลิตความเย็นที่เครื่องทำระเหยของระบบ ดูดซับและผลิตความร้อนที่ถึงเก็บน้ำร้อนของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงาน รังสีอาทิตย์

31แบบอย่างง่ายของระบบดูดซับพลังงานรังสีอาทิตย์

แบบจำลองระบบดูดซับพลังงานรังสีอาทิตย์แสดงดังรูปที่ 5 ซึ่งอุปกรณ์หลักประกอบด้วยตัวเก็บรังสีอาทิตย์ที่ควบรวมกับเครื่องดูดซับ (Solar Collector) แบ่งเป็นด้านบนและล่างที่เหมือนกันสำหรับใช้พลิกกลับขึ้นบนและล่างเพื่อรับแสงอาทิตย์ ตัวเก็บน้ำร้อน (Water tank) เครื่องทำระเหย (Evaporator) เครื่องควบแน่น (Condenser) อุปกรณ์เก็บสารทำความเย็น (Receiver) วาล์วลดความดัน (Throttling valve) วาล์วแบบโรตารี (Rotary valve) และวาล์วน้ำ (Water valve)

ระบบในรูปที่ 5 ใช้เป็นต้นแบบสำหรับการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อทำนายพฤติกรรมของระบบดูดซับควบตัวเก็บรังสีอาทิตย์ที่ใช้ถ่านกัมมันต์กับเอทานอลเป็นคู่สารทำงาน



รูปที่ 5 แผนภาพอย่างง่ายแสดงลักษณะของอุปกรณ์ควบตัวเก็บรังสีอาทิตย์กับเครื่องดูดซับเพื่อการทำความเย็นและความร้อน

การออกแบบโดยให้เครื่องดูดซับรวมชุดเดียวกับตัวเก็บรังสีอาทิตย์ดังรูปที่ 5 จะทำให้ระบบมีประสิทธิภาพสูง รังสีอาทิตย์จะถูกนำมาให้ความร้อนกับเครื่องดูดซับโดยตรง ตัวเก็บรังสีแสงอาทิตย์มีแผ่นปิดเป็นแก้วทั้ง 2 ด้านและถูกแบ่งออกเป็น 2 ส่วน [3] แบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับองค์ประกอบต่างๆ และการควบคุมการไหลของสารทำงานในระบบดูดซับพลังงานรังสีอาทิตย์ ได้รับการพัฒนามาจากแบบจำลองของ [3-5] ในการแก้ปัญหาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ได้โปรแกรมแบบจำลองลงในซอฟต์แวร์ MATLAB โดยค่าคงที่ที่ใช้ในโปรแกรมคำนวณเพื่อทำนายสมรรถนะของระบบแสดงไว้ดังตารางที่ 2

ตารางที่ 2 ตารางแสดงค่าคงที่ที่ใช้ในการทำนายผลการทำความร้อนและความเย็นของระบบดูดซับแบบต่อเนื่อง

พารามิเตอร์	ปริมาณ
ปริมาณน้ำในถัง	70 kg
อุณหภูมิเริ่มต้นของแผงรับรังสีและน้ำในถัง	25 °C
มวลของสแตนเลสที่ใช้ที่เครื่องดูดซับ	8 kg
ค่าความจุความร้อนของสแตนเลส	902 J/kg.K
มวลของถ่านกัมมันต์ที่ใช้	9.23 kg
ค่าความจุความร้อนของถ่านกัมมันต์	700 J/kg.K
ค่าความจุความร้อนของเอทานอล	2,476 J/kg.K
ค่าความจุความร้อนของน้ำ	4,180 J/kg
Latent heat of vaporization of ethanol	943,714 J/kg
Heat-collecting area	1 m ²
Maximum of adsorption capacity	0.211 kg _{ad} /kg _{ac}

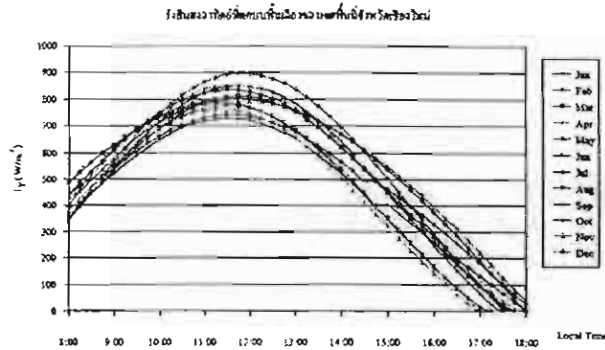
โดยปกติแล้ววงจรการทำงานของระบบดูดซับจะเป็นแบบไม่ต่อเนื่อง ประกอบด้วย ช่วงการคายสาร (Desorption หรือ Regeneration) ที่ต้องใช้ความร้อนจากรังสีอาทิตย์ และช่วงการดูดซับสาร (Adsorption) ซึ่งจะให้ความร้อนออกมาเพื่อนำไปใช้งานและเกิดการทำความเย็นที่เครื่องทำระเหยด้วย แต่เพื่อให้ระบบทำงานได้อย่างเหมาะสม การทำนายสมรรถนะโดยการจำลองเชิงการทำจำลองการทำงานของระบบให้เป็นแบบต่อเนื่อง ทั้งการผลิตความร้อนและความเย็น และแหล่งพลังงานสำคัญของระบบคือพลังงานรังสีอาทิตย์ นอกจากนี้ยังใช้ข้อมูลค่ารังสีแสงอาทิตย์ของจังหวัดเชียงใหม่ป้อนให้กับโปรแกรมคำนวณ

32การทำงานของระบบดูดซับพลังงานรังสีอาทิตย์

กลไกการทำงานของระบบดูดซับดังแสดงในรูปที่ 5 ประกอบด้วย 4 ขั้นตอนหลัก คือ (1) ในช่วงเช้าตัวเก็บรังสีอาทิตย์ส่วนบนจะได้รับความร้อนจากแสงอาทิตย์ ทำให้อุณหภูมิเพิ่มขึ้นจนถึงระดับอุณหภูมิและความดันที่เหมาะสมต่อการใส่สารทำความเย็นหรือเอทานอลออกจากถ่านกัมมันต์ (2) เกิดการคายเอทานอลที่ความดันสูง โดยที่เอทานอลที่ระเหยออกมาจะถูกควบแน่นที่เครื่องควบแน่น แล้วถูกนำไปเก็บไว้ที่อุปกรณ์เก็บสาร (Receiver) ซึ่งจะถูกลดความดันโดย Throttling valve เพื่อนำไปเก็บไว้ที่เครื่องทำระเหยต่อไป ในขณะที่ตัวเก็บรังสีอาทิตย์ส่วนบนยังคงได้รับความร้อนจากแสงอาทิตย์ไปเรื่อย ๆ จนระบบเข้าสู่สมดุลและกระบวนการให้ความร้อนของตัวเก็บรังสีอาทิตย์ส่วนบนสิ้นสุด (3) กลับตัวเก็บรังสีอาทิตย์เป็นมุม 180° เพื่อนำส่วนล่างซึ่งมารับรังสีอาทิตย์แทน และส่วนบนจะได้รับการระบายความร้อนออกโดยใช้น้ำจากถังเก็บน้ำมาหมุนเวียนรับความร้อน ในขณะนี้น้ำส่วนบนทำหน้าที่รับความร้อนจากแสงอาทิตย์ และส่วนล่างเป็นส่วนถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำในถัง ทำให้อุณหภูมิและความดันของส่วนล่างลดลงอย่างรวดเร็วจนถึงอุณหภูมิที่เหมาะสมต่อการควบแน่นดูดซับ และ (4) เกิดกระบวนการดูดซับที่ความดันสูงที่ทำให้ระบบสามารถทำความเย็นได้จากการระเหยสารทำความเย็นที่เครื่องทำระเหย ในขณะที่น้ำในถังที่ไหลเวียนมารับความร้อนจะค่อย ๆ ได้รับความร้อนออก จนส่วนล่างมีอุณหภูมิเหมาะสมต่อการรับความร้อนจากรังสีอาทิตย์ในวัฏจักรต่อไป

33ผลการทำนายสมรรถนะของระบบดูดซับพลังงานรังสีอาทิตย์

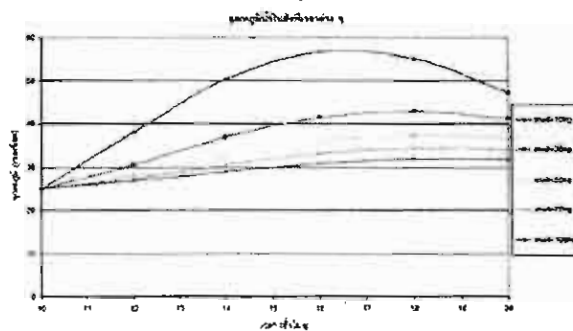
ในการทำนายสมรรถนะของระบบดูดซับพลังงานรังสีอาทิตย์ จำเป็นต้องใช้ข้อมูลปริมาณรังสีอาทิตย์และอุณหภูมิบรรยากาศของจังหวัดเชียงใหม่ ซึ่งจากข้อมูลการเปลี่ยนแปลงปริมาณรังสีแสงอาทิตย์ตามเวลาเป็นรายเดือนของจังหวัดเชียงใหม่ ดังรูปที่ 6 จะเห็นว่ามีแนวโน้มเป็นแบบเดียวกันคือ ค่าพลังงานรังสีอาทิตย์จะเพิ่มขึ้นจนมีค่าสูงสุดในช่วงเที่ยงวัน หลังจากนั้นจะเริ่มลดลงจนกระทั่งค่ารังสีแสงอาทิตย์เป็นศูนย์ในช่วงหัวค่ำ



รูปที่ 6 ค่าพลังรังสีแสงอาทิตย์ราย 12 เดือนของจังหวัดเชียงใหม่

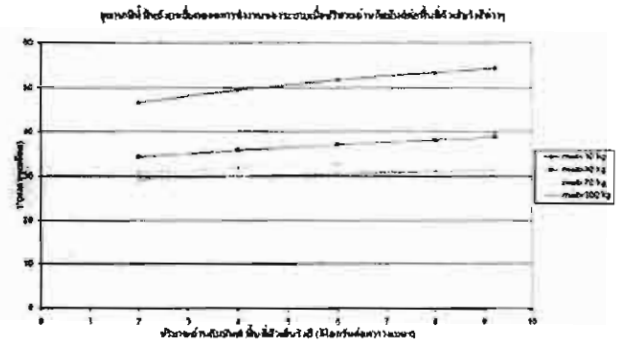
เมื่อพิจารณาศักยภาพค่ารังสีอาทิตย์รายเดือน พบว่าในช่วงฤดูหนาวพลังรังสีอาทิตย์จะสูงสุด เนื่องจากในฤดูหนาวท้องฟ้าโปร่งไม่มีเมฆ ปริมาณรังสีแสงอาทิตย์จึงมากกว่าเมื่อเทียบกับช่วงฤดูฝนและฤดูร้อนที่มีเมฆปกคลุมมาก และพบว่าค่าพลังรังสีแสงอาทิตย์ของเดือนกุมภาพันธ์มีค่าสูงที่สุด

จากผลการคำนวณเพื่อทำนายสมรรถนะของตัวเก็บรังสีอาทิตย์ พบว่าอุณหภูมิของตัวเก็บรังสีเพิ่มขึ้นและลดลงหลังเวลาเที่ยงวันไปแล้ว และเมื่อเพิ่มปริมาณน้ำในถังขึ้นจะพบว่าอุณหภูมิของตัวเก็บรังสีอาทิตย์ลดลง และผลการคำนวณสำหรับอุณหภูมิของน้ำในถังตามเวลาที่ปริมาณน้ำในถังเก็บต่างกันแสดงดังรูปที่ 7



รูปที่ 7 กราฟแสดงอุณหภูมิของน้ำร้อนในถังที่เวลาต่างๆ และปริมาณน้ำในถังเก็บน้ำต่างกัน

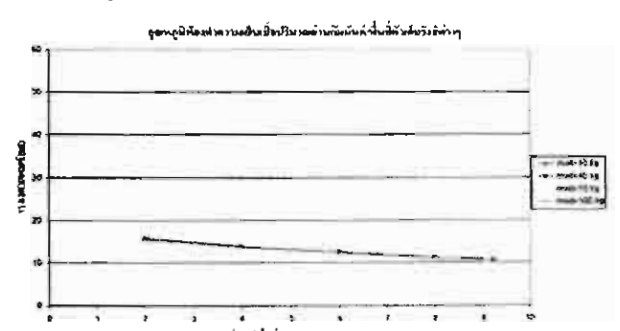
จากกราฟรูปที่ 7 จะเห็นว่าหากเพิ่มปริมาณน้ำในถังขึ้นอุณหภูมิของน้ำร้อนที่ได้จะลดลง ดังนั้นการออกแบบระบบต้องคำนึงถึงปริมาณน้ำที่ต้องการประกอบกับระดับอุณหภูมิที่เหมาะสมต่อการใช้ประโยชน์ จากกราฟพบว่าปริมาณน้ำ 30 kg ต่อพื้นที่ตัวเก็บรังสี 1 m^2 ซึ่งจะทำให้ได้อุณหภูมิของน้ำมากกว่า 40 $^{\circ}C$ ตั้งแต่ 16:00 น. เป็นต้นไป และเมื่อสร้างกราฟความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิของน้ำร้อนในถังกับปริมาณของถ่านกัมมันต์ต่อพื้นที่ตัวเก็บรังสีอาทิตย์ (กิโลกรัม/ตารางเมตร) ที่ต่างกันจะได้ดังรูปที่ 8



รูปที่ 8 อุณหภูมิน้ำในถังเมื่อเปลี่ยนแปลงปริมาณถ่านกัมมันต์ต่อพื้นที่ตัวเก็บรังสีอาทิตย์

จากรูปที่ 8 พบว่าที่อัตราส่วนปริมาณถ่านกัมมันต์ต่อพื้นที่ตัวเก็บรังสีอาทิตย์เพิ่มขึ้น จะทำให้น้ำร้อนที่ได้อุณหภูมิเพิ่มขึ้น และเมื่อเปลี่ยนแปลงปริมาณน้ำในถังพบว่าที่ปริมาณน้ำมากขึ้นระดับอุณหภูมิจะลดต่ำลง แสดงว่าถ่านกัมมันต์ที่เพิ่มขึ้นจะช่วยเพิ่มความสามารถในการสะสมความร้อน ในขณะที่ความร้อนสูญเสียยังคงเดิม

สำหรับผลการทำนายความสามารถของระบบในการทำความร้อน สามารถแสดงกราฟความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิในถังเย็นกับปริมาณถ่านกัมมันต์ต่อพื้นที่ตัวเก็บรังสีอาทิตย์ (กิโลกรัม/ตารางเมตร) ได้ดังรูปที่ 9



รูปที่ 9 กราฟแสดงอุณหภูมิของห้องเย็นที่เวลาต่างๆ และปริมาณน้ำในถังเก็บน้ำต่างกัน

จากกราฟรูปที่ 9 จะเห็นว่าอุณหภูมิห้องทำความเย็นมีค่าลดลงเมื่อเพิ่มปริมาณถ่านกัมมันต์ที่ใช้ในระบบ เนื่องจากปริมาณถ่านกัมมันต์ที่มากขึ้นจะเพิ่มความสามารถในการดูดซับไอของเอทานอล ปริมาณการระเหยจากเครื่องทำความเย็นและการดึงความร้อนจากห้องเย็นจึงมากขึ้นเช่นกัน

นอกจากนี้ผลการคำนวณยังทำให้ทราบปริมาณความร้อนและความเย็นที่ผลิตได้จากระบบตลอดทั้งวัน ทำให้สามารถทำนายค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (Coefficient of Performance, COP) ของการทำความร้อนและความเย็นสำหรับแต่ละช่วงเวลาได้เช่นกัน ซึ่งพบว่าค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะในการทำความร้อน ($COP_{heating}$) จะสูงขึ้นเมื่อเพิ่มปริมาณถ่านกัมมันต์ต่อหน่วยพื้นที่ของตัวเก็บรังสีอาทิตย์ เช่นเดียวกันแนวโน้มการเพิ่มขึ้นของค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะในการทำทำความเย็น

(COP_{cooling}) เหตุผลหลักมาจากการเพิ่มค่าความจุของการสะสมพลังงานจากการดูดซับ (Adsorption capacity) เนื่องจากการเพิ่มอัตราส่วนปริมาณสารดูดซับต่อปริมาณตัวเก็บรังสีอาทิตย์นั่นเอง

โดยสรุปเมื่อทำการคำนวณเพื่อทำนายสมรรถนะของระบบดูดซับพลังงานรังสีอาทิตย์ และแปรผันตัวแปรสำคัญต่างๆ เช่น ปริมาณรังสีอาทิตย์, ปริมาณน้ำในถัง และปริมาณถ่านกัมมันต์ที่บรรจุในตัวเก็บรังสีอาทิตย์ พบว่า ระบบสามารถทำความร้อนและความเย็นได้ดีขึ้นในสภาพที่ค่ารังสีแสงอาทิตย์สูง และเมื่อเปลี่ยนแปลงปริมาณน้ำในถังเก็บน้ำร้อนของระบบตั้งแต่ 10 -100 kg พบว่าปริมาณน้ำมากจะให้ค่า COP_{heating} และ COP_{cooling} ที่สูง แต่ถ้าปริมาณน้ำในถังมากเกินไป อุณหภูมิของน้ำร้อนจะต่ำกว่าค่าที่นำไปใช้ประโยชน์ได้

จากการทำนายสมรรถนะของระบบตลอดทั้งปีพบว่าระบบสามารถทำความร้อนและความเย็นได้อย่างต่อเนื่องในเดือนธันวาคม (ปริมาณน้ำในถังเป็น 70 kg และปริมาณถ่านกัมมันต์ต่อพื้นที่ตัวเก็บรังสีเป็น 9.23 kg/m²) โดยระบบสามารถทำความร้อนได้ 3.4017 MJ/วัน และทำความเย็นได้ 2.8889 MJ/วัน ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะในการทำความร้อน (COP_{heating}) คือ 0.1936 และในการทำความเย็น (COP_{cooling}) คือ 0.1644

จะเห็นว่าปริมาณการทำความร้อนและเย็นอยู่ในระดับที่ดี แม้ว่าค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะจะต่ำเมื่อเปรียบเทียบกับระบบทำความเย็นแบบอัดไอ แต่แหล่งพลังงานที่ใช้กับระบบนี้เป็นแหล่งพลังงานทดแทนซึ่งเป็นพลังงานที่ได้เปล่า ระบบนี้จึงน่าจะมีศักยภาพในการขยายผลต่อ ซึ่งการสร้างระบบเพื่อทำการทดสอบจริงสำหรับโครงการระยะต่อไป กำลังอยู่ระหว่างดำเนินการ

4 สรุปผลงานวิจัย

ระบบเก็บรักษาพลังงานรังสีอาทิตย์ที่ใช้คูสารทำงานถ่านกัมมันต์กับเอทานอล เหมาะสมต่อการทำความเย็นและความร้อน โดยถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากถ่านหินมีคุณสมบัติการดูดซับดีกว่าชนิดที่ผลิตจากถ่านกะลามะพร้าว ซึ่งแผนภาพ P-T-x ที่สร้างขึ้นสำหรับคูสารถ่านกัมมันต์และเอทานอลได้รับการใช้เพื่อออกแบบระบบดูดซับพลังงานรังสีอาทิตย์ ตัวเก็บรังสีอาทิตย์ถูกควมรวมกับเครื่องดูดซับ และสามารถพลิกกลับไปมาเพื่อให้ทั้งสองด้านได้รับแสงอาทิตย์ ทำให้ระบบสามารถทำความร้อนและเย็นได้อย่างต่อเนื่อง

ผลการทำนายสมรรถนะระบบแสดงว่าอุณหภูมิน้ำร้อนและอุณหภูมิห้องเย็นที่ได้จะดีขึ้นตามอัตราส่วนปริมาณถ่านกัมมันต์ต่อพื้นที่ตัวเก็บรังสีอาทิตย์ และเมื่ออาศัยข้อมูลพลังงานรังสีอาทิตย์ของจังหวัดเชียงใหม่ในการทำนายสมรรถนะระบบตลอดทั้งปี พบว่าระบบสามารถทำงานได้ดีในเดือนธันวาคม โดยมีค่าปริมาณการทำความร้อนและความเย็นต่อวันในระดับที่น่าพอใจ แม้ว่าค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความร้อนและเย็นจะไม่สูงนัก แต่จุดเด่นของการนำพลังงานทดแทนมาใช้ ทำให้ระบบมีศักยภาพที่จะนำไปพัฒนาต่อเพื่อใช้พลังงานรังสีอาทิตย์ในการทำทำความเย็นและความร้อนต่อไปในอนาคต

5 กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยชิ้นนี้ได้รับการสนับสนุนทุนวิจัยจากสำนักงานคณะกรรมการวิจัย (สกว.) ภายใต้โครงการทุนเมธีวิจัยอาวุโส โดยมี ศ.ดร. ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์เป็นหัวหน้าโครงการ นอกจากนี้พื้นที่

ทำการทดสอบและอุปกรณ์การทดลองบางส่วนได้รับการสนับสนุนจากภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

เอกสารอ้างอิง

- [1] เชิดชัย วิสาร, รณยุทธ เดชะกิตติโรจน์ และ วิโรจน์ เปี่ยมวิริยะ, "ระบบทำความเย็นแบบดูดเกาะชนิดต่อเนื่อง", ปรินญาณพนธ์ ภาควิชาเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, 2533.
- [2] Tiansuwan, J., Kiatsiriroat T. and Hirunlabh J., "Activated Carbon-Ethanol: an alternative working substance for adsorption cooling system", Journal of Energy, Heat and Mass Transfer, 1995, Vol. 17, pp. 65-73.
- [3] Zhang, X.J., Wang, R.Z., "Design and performance simulation of a new solar continuous solid adsorption refrigeration and heating hybrid system", Renewable Energy, 2002, Vol. 27, pp. 401-415.
- [4] Wang, R.Z., "Adsorption refrigeration research in Shanghai Jiao Tong University", Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2001, Vol. 5, No. 1, pp. 1-37.
- [5] Wang, R.Z., Xu, Y. X., Wu, J.Y., Li, M. and Shou, H.B., "Research on a combined adsorption heating and cooling system", Applied Thermal Engineering, 2002, Vol. 22, pp. 603-617.