

## ห้องอบแห้งพลังงานความร้อนใต้พิภพ DRYING ROOM FROM GEOTHERMAL ENERGY

### นัฐพร ไชยญาติ

### ชัชวาลย์ ชัยชนะ

สถาบันวิจัยและพัฒนาพลังงาน

มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

239 ถ.ห้วยแก้ว ต.สุเทพ

อ.เมือง จ.เชียงใหม่ 50200

โทร 053-942008-9

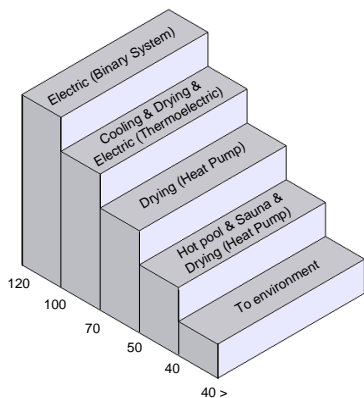
### บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ศึกษาการนำพลังงานความร้อนใต้พิภพหรือน้ำพุร้อนมาใช้ในการอบแห้งพืชผลทางการเกษตร โดยการใช้งานดังกล่าวแบ่งออกเป็น 2 รูปแบบ คือ การนำน้ำพุร้อนอุณหภูมิสูง (70-100 °C) มาใช้ในห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ ผลการศึกษาพบว่าน้ำพุร้อนจากแหล่งน้ำพุร้อนแม่จันอุณหภูมิ 98 °C เข้าสู่ห้องอบแห้ง และสามารถทำอุณหภูมิภายในห้องอบแห้งได้ 93 °C ที่ความเร็วลมภายในห้อง 15,000 *cfm* รูปแบบที่ 2 คือ การนำน้ำพุร้อนอุณหภูมิต่ำ (50-70 °C) มาใช้ในห้องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน ผลการศึกษาพบว่า น้ำพุร้อนจากแหล่งน้ำพุร้อนห้วยหมากเหลี่ยมอุณหภูมิ 50 °C เข้าสู่ห้องอบแห้งระบบปั๊มความร้อนสามารถเพิ่มศักยภาพด้านความร้อนได้น้ำร้อนอุณหภูมิ 80 °C เพื่อป้อนให้แก่ห้องอบแห้ง อากาศภายในห้องอบแห้งมีอุณหภูมิเฉลี่ย 70 °C

### ห้องอบแห้งพลังงานความร้อนใต้พิภพ

สืบเนื่องปัจจุบันทั่วโลกกำลังประสบวิกฤตด้านพลังงานรวมทั้งประเทศไทย ทำให้หน่วยงานของรัฐและเอกชนให้ความสนใจและหาแนวทางแก้ไขปัญหาดังกล่าว การพัฒนาพลังงานทดแทนที่มีอยู่ในประเทศให้สามารถนำมาใช้งานแทนพลังงานสิ้นเปลือง เช่น น้ำมัน เป็นอีกแนวทางหนึ่งที่ได้รับการสนับสนุนจากกระทรวงพลังงานอย่างต่อเนื่อง และหนึ่งในพลังงานทดแทนที่พบมากในประเทศไทย คือ พลังงานความร้อนใต้พิภพหรือน้ำพุร้อน

การนำน้ำพุร้อนมาใช้ประโยชน์มีหลายรูปแบบ แต่วิธีที่มีประสิทธิภาพสูงสุด คือ การใช้ประโยชน์จากพลังงานความร้อนใต้พิภพแบบชั้นบันได นำน้ำพุร้อนไปใช้ในระบบที่ต้องการอุณหภูมิน้ำที่สูงก่อน เมื่อน้ำพุร้อนผ่านการใช้งานในระบบที่หนึ่งแล้ว น้ำพุร้อนจะมีอุณหภูมิลดลง จากนั้นจึงนำน้ำพุร้อนไปใช้งานในระบบต่อไป เป็นลักษณะชั้นบันไดดังแสดงในรูปที่ 1 ดังต่อไปนี้



### รูปที่ 1 การใช้ประโยชน์น้ำพุร้อนแบบชั้นบันได

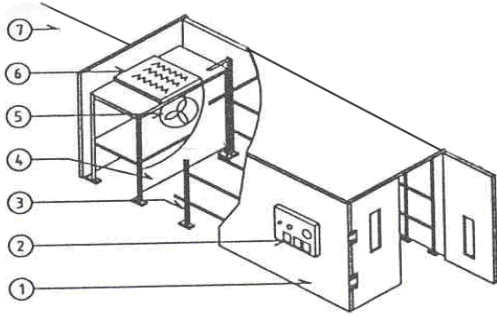
ในงานวิจัยนี้นำเสนอการนำน้ำพุร้อนมาใช้ประโยชน์ด้านวิศวกรรมโดยการอบแห้ง โดยปกติเชื้อเพลิงที่ใช้ในการให้ความร้อนแก่ห้องอบแห้งนั้นคือ ถ่านหิน ฟืน และอื่นๆ ซึ่งไอเสียที่เกิดจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหล่านั้นจะก่อให้เกิดมลพิษต่อสภาพแวดล้อมและในขั้นตอนการอบแห้งต้องใช้แรงงานในการเติมเชื้อเพลิงตลอดเวลา แต่ในการนำน้ำพุร้อนมาใช้เป็นแหล่งความร้อนให้แก่ห้องอบแห้งนั้นสามารถลดปัญหาสิ่งแวดล้อมที่กล่าวมาลงได้และในขั้นตอนการอบแห้งไม่ต้องใช้แรงงานในการเติมเชื้อเพลิงอีกด้วย

การนำน้ำพุร้อนมาใช้งานในห้องอบแห้งสามารถแบ่งออกได้เป็น 2 รูปแบบ คือ 1. นำน้ำพุร้อนอุณหภูมิสูง (ประมาณ 70-100 °C) มาเข้าคอลล์ร้อนโดยตรงเพื่อถ่ายเทความร้อนให้แก่อากาศภายในห้องอบแห้ง หรือเรียกว่า ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ และ 2. นำน้ำพุร้อนอุณหภูมิต่ำ (ประมาณ 50-70 °C) มาเข้าระบบปั๊มความร้อน เพื่อเพิ่มศักยภาพด้านความร้อนและนำไปใช้ในการอบแห้ง หรือเรียกว่า ห้องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน (Geothermal heat pump)

### ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

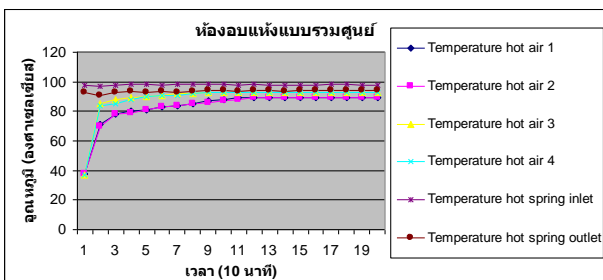
ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ที่ใช้พลังงานความร้อนใต้พิภพหรือน้ำพุร้อนเป็นแหล่งพลังงานมีลักษณะรายละเอียดการจัดวางอุปกรณ์ต่างๆ ของระบบแสดงในรูปที่ 2 โดยระบบดังกล่าวมีขั้นตอนการทำงาน คือ ใช้น้ำพุร้อนเป็นตัวกลางในการแลกเปลี่ยนความร้อน น้ำพุร้อนที่มีอุณหภูมิสูงจะส่งผ่านระบบท่อนำน้ำร้อน (7) ผ่านแผงแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน (6) ให้กับอากาศภายในห้องอบแห้งให้มีอุณหภูมิสูง จากนั้นพัดลมและมอเตอร์ (5) จะทำหน้าที่ส่งลมร้อนให้หมุนเวียนภายในห้องอบแห้ง ผนังแจกลม (4)

ทำหน้าที่แยกอากาศที่ใช้ในการอบแห้งออกจากอากาศชื้นที่ต้องผ่านแผงแลกเปลี่ยนความร้อนและอากาศแห้งก่อนเข้าทำการอบแห้ง โครงเหล็กภายในห้อง (3) ทำหน้าที่เป็นตัวรองรับน้ำหนักของพืชผลทางการเกษตร และชุดควบคุมไฟฟ้าและอุณหภูมิ (2) ทำหน้าที่ควบคุมการทำงานของอุปกรณ์ไฟฟ้าและควบคุมอุณหภูมิภายในห้องอบแห้ง (1)



รูปที่ 2 ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์สร้างขึ้นที่แหล่งน้ำพุร้อนป่าตึง อ.แม่จัน จ.เชียงราย มีขนาด  $3.6\text{ m} \times 4.8\text{ m} \times 3.0\text{ m}$  ขนาดความจุของห้องประมาณ 3 Ton (3000 kg) ความสามารถในการอบแห้งสามารถทำอุณหภูมิสูงสุดได้ประมาณ  $93\text{ }^{\circ}\text{C}$  ภายใน 1.5 ชั่วโมง (ห้องเปล่า) ที่อัตราการถ่ายเทความร้อนภายในห้องอบแห้งประมาณ 14 kW โดยน้ำพุร้อนเข้าและออกจากระบบด้วยอัตราการไหลตามธรรมชาติประมาณ 1.5 litre/s อุณหภูมิเฉลี่ย  $98\text{ }^{\circ}\text{C}$  และ  $95\text{ }^{\circ}\text{C}$  ตามลำดับดังแสดงในรูปที่ 3 และความเร็วลมภายในห้องที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อนให้กับพืชผลทางการเกษตรมีค่าประมาณ 15,000 cfm (ลูกบาศก์ฟุตต่อนาที) ซึ่งสามารถอบแห้งพืชผลทางการเกษตรได้หลายชนิด รายละเอียดห้องอบแห้งระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์แสดงดังรูปที่ 4 ถึงรูปที่ 6



รูปที่ 3 ผลการทดสอบวัดอุณหภูมิห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

จากการทดสอบพบว่าห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ที่ใช้แหล่งพลังงานความร้อนจากแหล่งน้ำพุร้อนแม่จัน มีประสิทธิภาพในการอบแห้งสูงสามารถใช้ออบแห้งพืชผลทางการเกษตรได้หลากหลาย แต่การอบแห้งพืชผลทางการเกษตรดังกล่าวให้มีความเหมาะสม ต้องทำการศึกษาเพิ่มเติมต่อไป เพราะพืชผลแต่ละชนิดมีลักษณะการอบแห้ง (Drying rate) ที่แตกต่างกัน

ความคุ้มค่าด้านเศรษฐศาสตร์สามารถคืนทุนภายใน 3 เดือน โดยคิดจากอัตราการอบแห้ง 30 ครั้งต่อเดือน การอบแห้งแต่ละครั้งใช้เวลา 8 ชั่วโมง และมีต้นทุนในการสร้างห้องอบแห้งประมาณ 200,000 บาท



รูปที่ 4 ผลการทดสอบวัดอุณหภูมิห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์



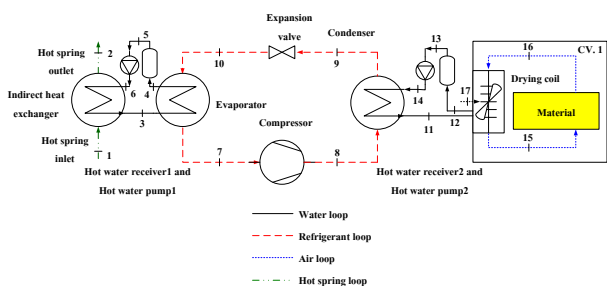
รูปที่ 5 ระบบท่อของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์



รูปที่ 6 ภาพโดยรวมของห้องเย็นและห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

### ห้องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน (Geothermal heat pump)

ห้องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน (Geothermal heat pump) ที่ใช้พลังงานความร้อนใต้พิภพหรือน้ำพุร้อนเป็นแหล่งพลังงานมีวงจรการทำงานดังแสดงในรูปที่ 7 และรายละเอียดแบบแปลนแสดงในรูปที่ 15



รูปที่ 7 Single diagram Geothermal heat pump

สารทำงานในระบบปั๊มความร้อน คือ น้ำยาทำความเย็น R-123 (2,2-Dichloro-1,1,1-trifluoroethane) โดยสาเหตุและวิธีการวิเคราะห์การเลือกสารทำงานมีดังต่อไปนี้

การคัดเลือกสารทำงาน (Working fluid) ที่เหมาะสมมาจากเหตุผลที่ว่าสารทำงานแต่ละชนิดมีคุณสมบัติแตกต่างกัน การนำสารทำงานเหล่านั้นมาใช้ประโยชน์สำหรับการอบแห้ง จึงต้องนำคุณสมบัติทางกายภาพของน้ำพุร้อนอุณหภูมิต่ำ มาวิเคราะห์ในการออกแบบและเลือกสารทำงานต่อไป

### ก) เงื่อนไขเริ่มต้นการคัดเลือกสารทำงาน

1. น้ำพุร้อนมีอุณหภูมิประมาณ  $42^{\circ}\text{C}$
2. อัตราการไหลของน้ำพุร้อนประมาณ  $15\text{ m}^3/\text{h}$
3. อุณหภูมิการใช้งานภายในห้องอบแห้งประมาณ  $80^{\circ}\text{C}$
4. อัตราการไหลของอากาศภายในห้องอบแห้งประมาณ  $15,000\text{ cfm}$

### ข) ขั้นตอนการเปรียบเทียบคุณสมบัติสารทำงาน

สารทำงานในการคัดเลือกประกอบไปด้วยสารทำงานต่างๆ 5 ชนิด ที่สามารถหาซื้อได้และมีการใช้งานกันอย่างแพร่หลายในทางวิศวกรรมภายในประเทศไทย การเปรียบเทียบอรรถประโยชน์ทางกายภาพและประสิทธิภาพในการทำงานของระบบทางทฤษฎีเป็นเงื่อนไขการพิจารณา สารทำงานที่ใช้ในการเปรียบเทียบประกอบด้วย R-22 (Chlorodifluoromethane) R-290 (Propane) R-134a (1,1,1,2-Tetrafluoroethane) R-717 (Ammonia) และ R-123 (2,2-Dichloro-1,1,1-trifluoroethane)

การเปรียบเทียบประสิทธิภาพในการทำงานของระบบพิจารณาจากตัวบ่งชี้ค่าต่างๆ ดังนี้ คือ อัตราการไหลของสารทำงานต่อความร้อนที่ได้ (Mass flow rate per unit heat output comparison) ปริมาตรกระบอกสูบของ Compressor (Volume flow rate) ความดันของสารทำงานที่ออกจากอุปกรณ์อัดไอ (Pressure discharge point) อุณหภูมิของสารทำงานที่ออกจากอุปกรณ์อัดไอ (Temperature discharge point) อัตราส่วนการอัด (Compression ratio) และสัมประสิทธิ์ของประสิทธิภาพ (Coefficient of performance, ) สารทำงานในระบบปั๊มความร้อนและระบบปรับอากาศ เป็นสิ่งหนึ่งที่มีความสำคัญต่อประสิทธิภาพของระบบมาก การเลือกใช้สารทำงานที่เหมาะสมนั้นขึ้นอยู่กับปัจจัยหลายอย่าง จากการศึกษาที่ผ่านมาพบว่าปัจจัยหลักที่ใช้ในการคัดเลือกสารทำงานในอดีต คือ ประสิทธิภาพของระบบ ความปลอดภัย และราคาของสารทำงาน

### ค) คุณสมบัติทางกายภาพของสารทำงาน

คุณสมบัติทางกายภาพของสารทำงาน คือ คุณสมบัติที่ใช้ในการคัดเลือกสารทำงานของระบบปรับอากาศ/ปั๊มความร้อน เนื่องจากคุณสมบัติหลายตัวเป็นสิ่งบ่งชี้ถึงความสามารถในการทำงาน และสถานะที่เหมาะสมสำหรับระบบที่จะทำงานได้ดี คุณสมบัติทางกายภาพที่สำคัญในการเลือกสารทำงานแสดงไว้ในตารางที่ 1 โดยสารทำงานที่เลือก สามารถนำมาใช้งานในช่วงอุณหภูมิที่ต้องการได้

ตารางที่ 1 คุณสมบัติทางกายภาพของสารทำงาน

สารทำงาน	R-22	R-290	R-134a	R-717	R-123
สูตรเคมี	$\text{CHClF}_2$	$\text{C}_3\text{H}_8$	$\text{CF}_3\text{CHF}_2$	$\text{NH}_3$	$\text{CHCl}_2\text{CF}_3$
มวลโมเลกุล ( $\text{kg/kmol}$ )	86.46	44.10	102.03	17.03	152.93
อุณหภูมิวิกฤติ ( $^{\circ}\text{C}$ )	96.14	96.68	101.06	132.25	183.68
ความดันวิกฤติ (MPa)	4.99	4.25	4.06	11.33	3.66
ความหนาแน่นวิกฤติ ( $\text{kg/m}^3$ )	523.84	218.50	511.90	225.00	550.00
จุดเดือด ( $^{\circ}\text{C}$ )	-40.81	-42.09	-26.07	-33.33	27.82
ความร้อนแฝงการกลายเป็นไอ* ( $\text{kJ/kg}$ )	170.04	312.65	166.15	1113.17	166.26
ติดไฟ	NO	YES	NO	YES	NO
เป็นพิษ	NO	NO	NO	YES	YES
ALT ( $\text{Yr}$ , Atmosphere Life Time)	13.3	<1	14	<1	1.4
ODP ( $\text{CO}_2$ -related, Ozone Depletion Potential)	0.034	~0	0.0015	~0	0.02
GWP (100 Years, Global Warming Potential)	1780	0	1320	0	76

หมายเหตุ \* : คุณสมบัติดังกล่าวคิดที่อุณหภูมิสารทำงาน  $37^{\circ}\text{C}$

อุณหภูมิวิกฤติของ R-22 มีค่าเท่ากับ  $96.14^{\circ}\text{C}$  และค่าดังกล่าวใกล้เคียงกับอุณหภูมิของลมร้อนที่ต้องการนำไปใช้งาน ดังนั้นสารทำงานในระบบ Geothermal heat pump จึงไม่ควรใช้ R-22 แต่

เนื่องด้วยอุปกรณ์ต่างๆ ของระบบที่มีขายในท้องตลาด เป็นอุปกรณ์ที่ใช้กับ R-22 การพิจารณาเลือกสารทำงานที่เหมาะสมจึงต้องอ้างอิงคุณสมบัติทางกายภาพเปรียบเทียบกับ R-22 เป็นมาตรฐานการอ้างอิง

#### ง) การจำลองการทำงาน

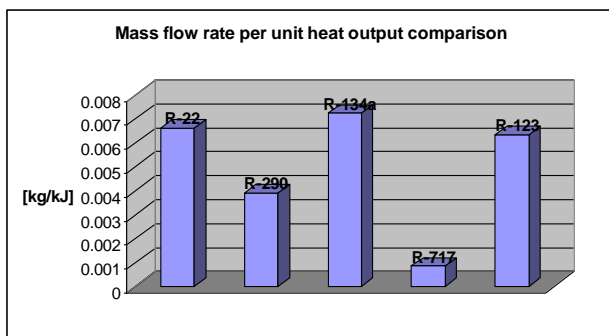
การจำลองการทำงานของระบบปั๊มความร้อนที่ใช้ น้ำพุร้อน อุณหภูมิต่ำเป็นแหล่งพลังงานหลัก โดยใช้สารทำงานที่คัดเลือกไว้มีข้อกำหนดและเงื่อนไขการทำงานของระบบดังนี้

1. การทำงานอยู่ภายใต้วัฏจักรอัดไอ (Vapour compression cycle)
2. ไม่คิดความดันตก (Pressure drop) อันเนื่องมาจากการไหลของสารทำงานในอุปกรณ์ต่างๆ
3. อุณหภูมิคอยล์ร้อน (Condenser) =  $90^{\circ}\text{C}$
4. อุณหภูมิคอยล์เย็น =  $37^{\circ}\text{C}$  (อุณหภูมิน้ำพุร้อน  $42^{\circ}\text{C}$ )
5. Isentropic efficiency = 80%
6. Degree of superheating =  $4.0^{\circ}\text{C}$
7. Degree of subcooling =  $3.5^{\circ}\text{C}$
8. คุณสมบัติของสารทำงานอ้างอิงจากโปรแกรม REFPROP

#### จ) ผลการจำลองและวิเคราะห์

ผลการจำลองระบบการทำงานของระบบ Geothermal heat pump โดยเปรียบเทียบคุณสมบัติทางกายภาพเมื่อใช้สารทำงานในระบบชนิดต่างๆ มีรายละเอียดการวิเคราะห์ดังต่อไปนี้

อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงาน (Mass flow rate per unit heat output comparison) สามารถบ่งบอกถึง ปริมาณสารทำงานที่ต้องใช้ในระบบทั้งหมด โดยในการจำลองนี้ได้กำหนดตัวแปรขึ้นมาใหม่ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงานต่ออัตราความร้อนที่ได้ของวัฏจักรจากการควบแน่น เพื่อให้สามารถทำการเปรียบเทียบระหว่างสารทำงานแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานเดียวกัน ซึ่งผลจากการจำลองแสดงในรูปที่ 8



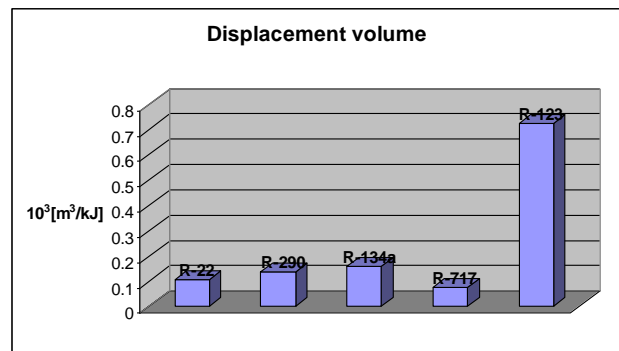
รูปที่ 8 การเปรียบเทียบอัตราการไหลต่ออัตราความร้อน

จากรูปที่ 8 จะเห็นว่าสารทำงานในกลุ่มของ Hydrocarbon หรือ R-290 มีอัตราการไหลที่ต่ำกว่าอัตราการไหลของ R-22 ประมาณเท่าตัว ในขณะที่ R-717 มีอัตราการไหลน้อยกว่าอัตราการไหลของ R-22 ประมาณ 8 เท่า

จากตารางที่ 1 จะเห็นได้ว่า R-717 มีข้อเสีย คือ เป็นสารพิษและเป็นสารไวไฟซึ่งอาจทำให้การใช้งานจำกัดอยู่ในเพียงบางด้านเท่านั้น แต่มีข้อดีหลายด้าน เช่น มีผลต่อชั้นบรรยากาศของโลกน้อยที่สุด คือ อยู่ในชั้นบรรยากาศน้อยกว่า 2 อาทิตย์เมื่อเทียบกับ R-22 ที่อยู่ในชั้นบรรยากาศถึง 12 ปีจึงจะสลายตัว นอกจากนี้ R-717 ยังมีความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอน้ำมากกว่า R-22 ประมาณ 8 เท่าในช่วงอุณหภูมิ  $0^{\circ}\text{C}$  ถึง  $70^{\circ}\text{C}$  ส่งผลให้อัตราการไหลของสารทำงานต่อปริมาณความร้อนที่ต้องการมีค่าน้อยกว่าเมื่อเทียบกับ R-22 ทำให้ขนาดของท่อที่ใช้ในระบบของ R-717 จะมีขนาดเล็กกว่าขนาดของท่อที่ใช้สารทำงานชนิดอื่น ณ ความหนาแน่น อุณหภูมิและความดันที่ใช้ร่วมกัน

คุณสมบัติทางกายภาพที่สำคัญอีกข้อหนึ่ง คือ การทำปฏิกิริยากับทองแดง เป็นที่ทราบกันดีว่าอุปกรณ์ที่ใช้ในระบบทำความเย็นและปั๊มความร้อนโดยทั่วไปจะสร้างขึ้นจากทองแดง โดยสารทำงานที่ใช้ในการเปรียบเทียบเพียงชนิดเดียวที่ไม่สามารถใช้กับทองแดงได้ คือ R-717 เนื่องจากทำปฏิกิริยากับทองแดง เกิดการกัดกร่อนทองแดงเมื่อสัมผัสกับ R-717

ปริมาตรของสารทำงานก่อนเข้า Compressor (Volume flow rate) ให้ข้อมูลที่สำคัญสองประการ คือ ขนาดของ Displacement volume ของ Compressor และขนาดของท่อที่ใช้ในระบบ โดยในการจำลองจะใช้หลักการคล้ายกับในหัวข้อที่ผ่านมา คือ การประมาณอัตราการไหลเชิงปริมาตรของสารทำงาน ณ ตำแหน่งก่อนเข้า Compressor ต่ออัตราความร้อนที่ได้ของวัฏจักรจากการควบแน่น โดยผลจากการจำลองแสดงในรูปที่ 9



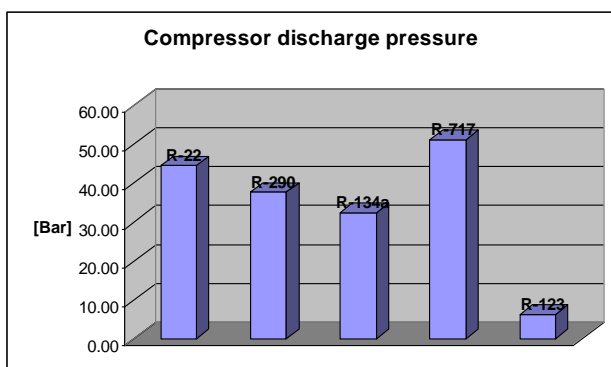
รูปที่ 9 การเปรียบเทียบปริมาตรระบอบสูบ

ในรูปที่ 9 เห็นได้ว่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรต่ออัตราความร้อนที่ได้ของ R-290 และ R-134a มีค่าสูงกว่า R-22 ประมาณ 30% และ 45% ตามลำดับ ในขณะที่ R-123 มีค่ามากกว่าประมาณ 560% ซึ่งหมายความว่าขนาด Displacement volume ของ Compressor ที่ใช้สารทำงาน คือ R-123 ต้องมีขนาดใหญ่ประมาณ 6 เท่า ของ Compressor ที่ใช้ R-22 เป็นสารทำงาน หรือต้องใช้ Compressor ขนาดใหญ่ ซึ่ง Compressor ขนาดใหญ่ดังกล่าวเป็นแบบ Oper type ที่มอเตอร์และส่วนอัดไออยู่คนละชุดกัน มีสายพานส่งกำลังจากมอเตอร์ไปยังส่วนอัดไอ

ข้อมูลจากรูปที่ 9 ยังพบว่า R-717 มีค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรต่ออัตราความร้อนน้อยกว่าสารทำงานทุกชนิด ทำให้ Compressor ที่

ใช้มีขนาดเล็ก อย่างไรก็ตามการเลือกใช้ Compressor สำหรับ R-717 ผู้ใช้งานต้องทำการศึกษเพิ่มเติมเพราะวัสดุที่ใช้ใน Compressor ต้องทนต่อการกัดกร่อนของ R-717 ได้รวมทั้งเรื่องน้ำมันที่ใช้ในการหล่อลื่นภายใน Compressor อีกด้วย

ความดันสูงสุด (Pressue discharge point) ที่เกิดขึ้นในวัฏจักรอัดไอเกิดขึ้น ณ ทางออกของ Compressor ซึ่งความดันนี้จะถูกกำหนดโดยอุณหภูมิคอยล์ร้อน หรืออีกนัยหนึ่ง คือ อุณหภูมิที่ต้องการจากการทำงานของวัฏจักรทำได้ โดยความดันสูงสุดนี้เป็นตัวกำหนดชนิดและขนาดของวัสดุที่ใช้ในระบบ Geothermal heat pump ผลจากการจำลองแสดงในรูปที่ 10



รูปที่ 10 การเปรียบเทียบความดันสารทำงานสูงสุด

จากรูปที่ 10 เห็นได้ว่าเมื่อเปรียบเทียบความดันสูงสุดที่เกิดขึ้นกับสารทำงานต่างๆ โดยใช้ความดันด้านสูง (Discharge pressure) ของระบบ Geothermal heat pump ซึ่งความดันดังกล่าวเป็นขีดจำกัดสูงสุดของ Compressor ที่สามารถทำงานได้ โดยมีค่าประมาณ 20 Bar หรือประมาณ 300 psi เป็นเกณฑ์การพิจารณา จากผลการจำลองสามารถแยกผลดังกล่าวได้เป็น 2 กลุ่ม คือ กลุ่มที่หนึ่งประกอบด้วย R-22 R-290 R-134a และ R-717 มีความดันสูงสุดเกิน 20 Bar จากผลดังกล่าวสรุปในเบื้องต้นได้ว่า Compressor ซึ่งเป็นอุปกรณ์เพิ่มระดับแรงดันในระบบ ไม่สามารถเพิ่มระดับแรงดันให้ถึงระดับที่ต้องการได้ หรือที่อุณหภูมิคอยล์ร้อน (Condenser) 90 °C

R-123 มีความดันสูงสุดต่ำกว่า 20 Bar ในเบื้องต้นสรุปได้ว่าสารทำงานดังกล่าวมีความเป็นไปได้ในการใช้งานในระบบ Geothermal heat pump แต่ทั้งนี้ต้องพิจารณาคุณสมบัติอื่นๆ ประกอบด้วย

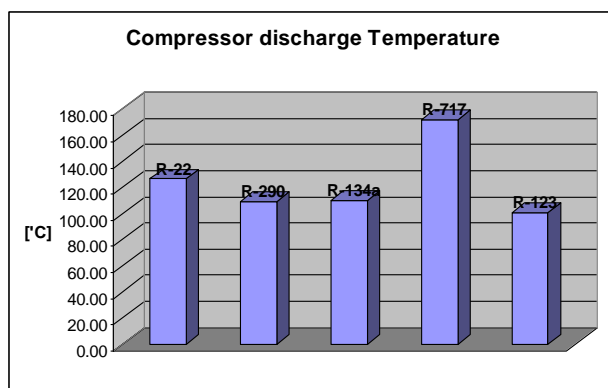
อุณหภูมิสูงสุดของสารทำงาน (Temperature discharge point) ณ ทางออกของ Compressor ที่เป็นผลจากการใช้สารทำงานชนิดต่างๆ ในระบบ Geothermal heat pump วัฏจักรจะมีอุณหภูมิคอยล์เย็น (Evaporator) สูงกว่าปกติ และเมื่อรวมผลของ Degree of Superheating แล้ว จะทำให้อุณหภูมิสูงสุดของระบบ Geothermal heat pump มีค่าสูงกว่าปริมความร้อนโดยทั่วไป ซึ่งผลจากการจำลองสามารถแสดงในรูปที่ 11

จากรูปที่ 11 พบว่าอุณหภูมิสูงสุดที่เกิดขึ้นจากการใช้สารทำงานที่ต่างกันนั้น ค่าอุณหภูมิสูงสุดของ R-717 นั้นมีค่าสูงมากกว่า คือ มี

ค่าประมาณ 180 °C ในขณะที่อุณหภูมิสูงสุดที่เกิดขึ้นในสารทำงานอื่นๆ มีค่าต่ำกว่าค่าของ R-22

อุณหภูมิสูงสุดที่เกิดขึ้นในวัฏจักรนี้ส่งผลโดยตรงถึงคุณสมบัติของสารหล่อลื่นที่ใช้ใน Compressor โดยอุณหภูมิที่สูงขึ้น จะทำให้ความหนืดของสารหล่อลื่นลดลงและกลายเป็นละอองเล็กๆ ใต้ง่าย ละอองของสารหล่อลื่นนี้จะถูกสารทำงานพาออกไปจาก Compressor ได้มากขึ้น เมื่อเทียบกับการทำงานที่อุณหภูมิปกติ ผลเสียของปรากฏการณ์นี้มีสองประการ คือ เมื่อละอองของสารหล่อลื่นนี้ไหลไปที่คอยล์เย็นที่มีอุณหภูมิต่ำ จะเกิดการรวมตัวกันขึ้นเป็นแผ่นฟิล์มบางเคลือบที่ผิวท่อ ทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนของคอยล์เย็นลดลง ผลเสียข้อที่สอง คือ เมื่อสารหล่อลื่นหายไปจาก Compressor ในปริมาณที่สูงในขณะที่การไหลกลับมาก่อนข้างจะทำให้การหล่อลื่นใน Compressor ลดลง ส่งผลให้อายุการใช้งานของ Compressor ลดลงด้วย ซึ่งปกติอุณหภูมิสูงสุดของสารทำงานในสถานะก๊าซควรมีค่าไม่เกิน 115 °C

ผลการจำลองพบว่าสารทำงานที่มีอุณหภูมิสูงสุดไม่เกิน 115 °C ในระบบ Geothermal heat pump คือ R-290 R-134a และ R-123 มีค่าเท่ากับ 109 °C 110 °C และ 100 °C ตามลำดับ

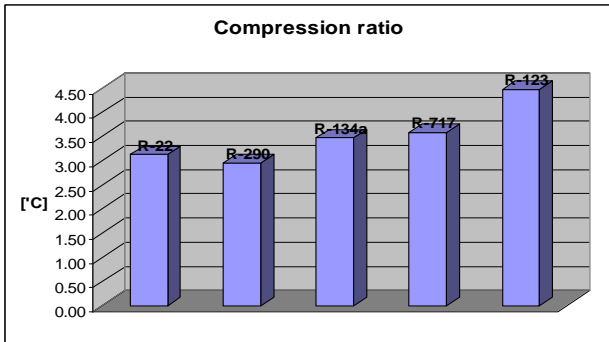


รูปที่ 11 การเปรียบเทียบอุณหภูมิสารทำงานสูงสุด

อุณหภูมิวิกฤติ (Critical temperature point) ของ R-290 ใกล้เคียงกับอุณหภูมิวิกฤติของ R-22 ทำให้การใช้งานในทางปฏิบัติ R-290 สามารถอ้างอิงคุณสมบัติการทำงานในช่วงอุณหภูมิเดียวกับ R-22 ได้ โดยมีข้อจำกัด คือ อุณหภูมิด้านสูงหรือในคอยล์ร้อนไม่ควรเกิน 90 °C เพราะจะทำให้อุณหภูมิของสารทำงานเข้าใกล้อุณหภูมิวิกฤติ โดยในช่วงนี้ค่าความหนาแน่นของการกลายเป็นไอของสารจะต่ำ ทำให้ต้องการอัตราการไหลของสารทำงานสูงมาก และ R-290 มีจุดสำคัญอีกจุดหนึ่งที่ควรระมัดระวัง คือ สารทำงานในกลุ่ม Hydrocarbon หรือ R-290 มีความไวไฟที่ค่อนข้างสูง การเลือกใช้เครื่องอัดไอแบบ Hermetic ที่ทั้งมอเตอร์และส่วนอัดไออยู่ในชุดเดียวกันจะมีความเสี่ยงของการเกิดประกายไฟจากขดลวดของมอเตอร์ภายในได้

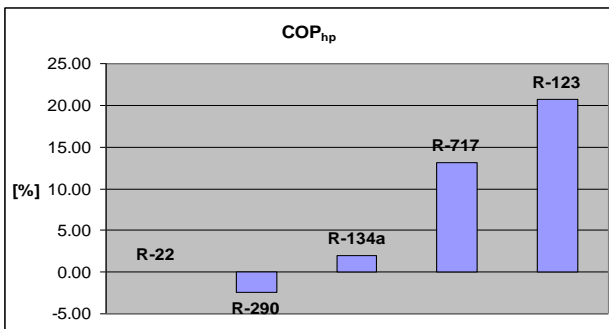
อัตราส่วนการอัด (Compression ratio) คือ ความสามารถของ Compressor ในการเพิ่มระดับแรงดันจากด้านต่ำไปสู่ด้านสูงให้แก่ระบบ ซึ่งอัตราส่วนการอัดนี้ยังหมายถึงความสิ้นเปลืองพลังงานของระบบอีกด้วย แรงดันด้านสูงมีค่าสูง พลังงานที่ป้อนให้แก่ Compressor ย่อมมากตามไปด้วย

ในการออกแบบระบบ Geothermal heat pump ต้องคำนึงถึงขีดความสามารถสูงสุดของ Compressor ด้วยว่าสามารถทำแรงดันได้ตามต้องการหรือไม่ โดยทั่วไปอัตราส่วนการอัดจะอยู่ที่ประมาณ 7.5:1 pressure ratio (Absolute discharge pressure to absolute suction pressure, Scroll compressors) และจากผลการจำลองในรูปที่ 12 สารทำงานทั้ง 5 ชนิดมีอัตราส่วนการอัดน้อยกว่าค่ากำหนด



รูปที่ 12 การเปรียบเทียบอัตราส่วนการอัด

สัมประสิทธิ์สมรรถนะ (Coefficient of performance) หรือ  $COP_{hp}$  คำนวณได้จากผลต่างของเอนทัลปีของสารทำงานที่เข้าและออกจากคอยล์ร้อนต่อผลต่างของเอนทัลปีของสารทำงานที่เข้าและออกจากคอยล์ร้อน ซึ่งค่าที่คำนวณได้จากการจำลองการทำงานของสารทำงานนั้นมีความแตกต่างกันไม่มาก ดังนั้นจึงแสดงผลการคำนวณในรูปของความแตกต่างของค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะจากสารทำงานเปรียบเทียบหรือ R-22 ผลการเปรียบเทียบแสดงได้ดังรูปที่ 13



รูปที่ 13 การเปรียบเทียบประสิทธิภาพ

จากรูปที่ 13 จะเห็นว่า เมื่อเลือกใช้สารทำงาน R-134a R-717 และ R-123 ค่า  $COP_{hp}$  สูงกว่าค่าของ R-22 ในขณะที่ถ้าใช้ R-290 ทดแทน R-22 ค่า จะลดลงเพียงเล็กน้อยเท่านั้น อย่างไรก็ตามค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะที่แสดงไว้นี้ เป็นเพียงค่าที่ได้จากคำนวณ ในการใช้งานจริงยังต้องคำนึงถึงการแลกเปลี่ยน การถ่ายเทความร้อนระหว่างตัวกล่าวต่างๆ ด้วย ซึ่งบางครั้งอาจทำให้ค่าของสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบเปลี่ยนไปจากที่ได้กล่าวมา

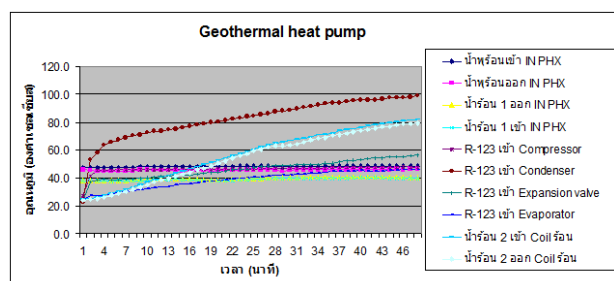
จากการเปรียบเทียบทั้งด้านคุณสมบัติทางกายภาพ และผลจากการจำลองการทำงานของสารทำงานที่ได้คัดเลือกไว้พบว่า สารทำงานที่มีความเหมาะสมทั้งในด้านประสิทธิภาพและประสิทธิผล สำหรับใช้

ใน ระบบ Geothermal heat pump (GHP) คือ R-123 โดยเป็นสารที่สามารถทำงานในช่วงอุณหภูมิการสูงๆ ได้ และที่สำคัญ คือ สามารถใช้กับอุปกรณ์ส่วนใหญ่ที่ผลิตใช้กับ R-22 ได้ เมื่อเปรียบเทียบค่าแล้วพบว่า มีค่ามากกว่า R-22

เมื่อทำการเลือกสารทำงานในระบบ Geothermal heat pump ได้แล้ว ทำให้ห้องอบแห้งระบบปั๊มความร้อนมีหลักการการทำงานเริ่มที่น้ำพุร้อนถ่ายเทความร้อนให้แก่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นหรือ Indirect heat exchanger โดยอุปกรณ์ดังกล่าวเป็น Gasket pleat heat exchanger สามารถถอดออกเพื่อทำความสะอาดภายในอุปกรณ์ได้ ป้องกันการอุดตันของตะกอนที่มากับน้ำพุร้อน และน้ำซึ่งเป็นสารทำงานในระบบรับน้ำพุร้อน จะหมุนเวียนเข้าสู่ Indirect heat exchanger โดยปั๊มน้ำร้อน (Hot water pump1) เพื่อรับพลังงานความร้อนจากน้ำพุร้อน เมื่อน้ำได้รับความร้อนแล้วจะถูกพักไว้ในถังพักน้ำร้อน (Hot water receiver1) ก่อนหมุนเวียนต่อไปยัง Evaporator เพื่อถ่ายเทพลังงานความร้อนให้แก่สารทำงานในระบบปั๊มความร้อนต่อไป

การทำงานของระบบปั๊มความร้อน สารทำงานในระบบ คือน้ำยาทำความเย็น R-123 โดยสารทำงานดังกล่าวในสถานะของเหลวรับพลังงานความร้อนจากน้ำร้อนในระบบรับน้ำพุร้อนที่อุปกรณ์ Evaporator (อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น) จากนั้นสารทำงานจะเปลี่ยนสถานะเป็นก๊าซ เข้าสู่ Compressor เพื่อเพิ่มความดันในระบบ สารทำงานสถานะก๊าซที่ระดับความดันสูงเมื่อเข้าสู่ Condenser (อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น) จะถ่ายเทความร้อนให้แก่สารทำงานในระบบจ่ายน้ำร้อน และควบแน่นกลายเป็นสารทำงานในสถานะของเหลวอีกครั้ง พร้อมทั้งลดระดับความดันโดยอุปกรณ์ลดแรงดันหรือ Thermostatic expansion valve ก่อนไหลเข้าสู่ Evaporator เพื่อรับพลังงานความร้อนอีกครั้ง

น้ำในระบบจ่ายน้ำร้อนหมุนเวียนโดยปั๊มน้ำร้อน (Hot water pump2) เข้าสู่ Condenser เพื่อรับพลังงานความร้อนจากระบบปั๊มความร้อน จากนั้นน้ำร้อนจะถูกพักไว้ที่ถังพักน้ำร้อน (Hot water receiver2) ก่อนจะส่งไปยังคอยล์ร้อน (Drying coil) ที่ติดตั้งภายในห้องอบแห้ง น้ำร้อนจะถ่ายเทความร้อนให้แก่อากาศภายในห้องอบแห้ง และอุณหภูมิของน้ำร้อนดังกล่าวจะลดลง พร้อมทั้งหมุนเวียนกลับไปรับพลังงานความร้อนจาก Condenser อีกครั้ง



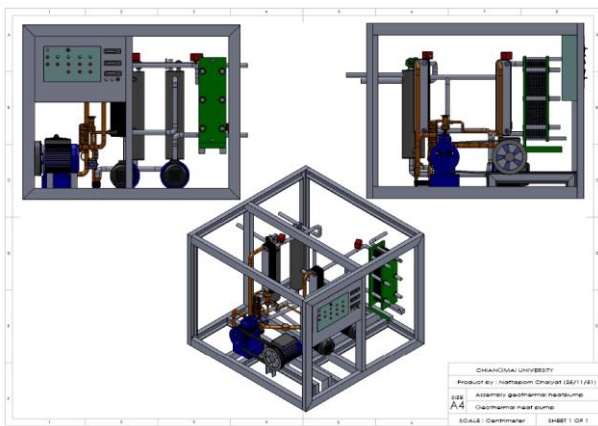
รูปที่ 14 ผลการทดสอบระบบ Geothermal heat pump

ห้องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนสร้างขึ้นที่แหล่งน้ำพุร้อนห้วยหมากเหลี่ยม อ.เมือง จ.เชียงราย ดังแสดงในรูปที่ 16 และรูปที่ 17 มีขนาด 3.3 m x 4.8 m x 3.2 m ขนาดความจุของห้องประมาณ 3

Ton (3000 kg) การทดสอบระบบ Geothermal heat pump โดยไม่เปิดพัดลมหมุนเวียนอากาศภายในห้องอบแห้งพบว่า ระบบสามารถเพิ่มอุณหภูมิน้ำในระบบจ่ายน้ำร้อนจากประมาณ  $23\text{ }^{\circ}\text{C}$  เป็น  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$  ภายในเวลาประมาณ 43 นาทีที่ติดตั้งในรูปที่ 14 ที่อัตราการทำความร้อนของ Condenser ประมาณ  $6.5\text{ kW}$  และเมื่อเปิดพัดลมภายในห้องอบแห้งเพื่อนำความร้อนไปใช้ในการอบแห้ง (ห้องเปล่า) พบว่าห้องอบแห้งสามารถอุณหภูมิจากประมาณ  $25\text{ }^{\circ}\text{C}$  เป็น  $70\text{ }^{\circ}\text{C}$  ได้ในเวลาประมาณ 3 ชั่วโมง ที่อัตราการถ่ายเทความร้อนของ Condenser ประมาณ  $3.17\text{ kW}$  ประสิทธิภาพสูงสุดด้านความร้อนของห้องอบแห้ง ( $COP_{drying}$ ) ประมาณ 2.68 น้ำพุร้อนเข้าและออกจากระบบด้วยปั๊มน้ำร้อนอัตราการไหลประมาณ  $1\text{ litre/s}$  ที่อุณหภูมิเฉลี่ย  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$  และ  $47\text{ }^{\circ}\text{C}$  ตามลำดับ



รูปที่ 17 ด้านหลังห้องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน



รูปที่ 15 Drawing Geothermal heat pump

ความคุ้มค่าด้านเศรษฐศาสตร์สามารถคืนทุนภายใน 16 เดือน โดยคิดจากอัตราการอบแห้ง 15 ครั้งต่อเดือน การอบแห้งแต่ละครั้งใช้เวลา 24 ชั่วโมง และมีต้นทุนในการสร้างห้องอบแห้งประมาณ 700,000 บาท



รูปที่ 16 ภายในห้องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน

#### เอกสารอ้างอิง

- [1.] ASHRAE, Chapter 19 Refrigerants, in ASHRAE Fundamentals. 2001, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc.: Atlanta.
- [2.] ประทาน รักปรจงศ์. (2539). การอบแห้งผลไม้โดยใช้ปั๊มความร้อน, สายเทคโนโลยีพลังงาน, วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต, คณะพลังงานและวัสดุ, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.
- [3.] ประดิษฐ์ เทอดทูล. (2536). วิศวกรรมโรงจักรต้นกำลังไอน้ำ, โครงการตำราภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเชียงใหม่.
- [4.] สถาบันวิจัยและพัฒนาพลังงาน มหาวิทยาลัยเชียงใหม่. (2551). รายงานฉบับสมบูรณ์ "โครงการ งานพัฒนาแหล่งน้ำพุร้อนกลุ่มที่มีศักยภาพต่ำโดยใช้เทคโนโลยีการเพิ่มประสิทธิภาพเพื่อทำห้องอบแห้งสำหรับพืชผลทางการเกษตร"
- [5.] สถาบันวิจัยและพัฒนาพลังงาน มหาวิทยาลัยเชียงใหม่. (2548). รายงานฉบับสมบูรณ์ "โครงการ พัฒนาแหล่งน้ำพุร้อนแม่จัน จังหวัดเชียงราย"