



รายงานการวิจัย

เรื่อง

การศึกษาระบบปรับสภาวะอากาศโดยใช้พลังงานแสงอาทิตย์

ผู้วิจัยหลัก รองศาสตราจารย์ ดร. วิทยา ยงเจริญ
ผู้ร่วมวิจัย รองศาสตราจารย์ ดร. ขานิจ ทองประเสริฐ
รองศาสตราจารย์ ดร. สมศรี จรุงเรือง
อาจารย์ ชินเทพ เท็ดชาติ
รองศาสตราจารย์ ดร. ปราโมทย์ อุณหทัยวาทะ
ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ไทบุญ ไร่เย็น

สถาบันวิจัยและพัฒนาของคณะวิศวกรรมศาสตร์

คณะวิศวกรรมศาสตร์

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

กรุงเทพฯ

จพ
วศ 15
002098

ปี 1983

รายงานการวิจัย

เรื่อง



การศึกษาระบบปรับสภาวะอากาศโดยใช้พลังงานแสงอาทิตย์

ผู้วิจัยหลัก	รองศาสตราจารย์ ดร. วิทยา ยงเจริญ
ผู้ร่วมวิจัย	รองศาสตราจารย์ ดร. มานิจ ทองประเสริฐ
	รองศาสตราจารย์ ดร. สมศรี จงรุ่งเรือง
	อาจารย์ ชินเทพ เพ็ชชาติ
	รองศาสตราจารย์ ดร. ปราโมทย์ อุณหทัยไวยะ
	ผู้ช่วยศาสตราจารย์ โพนุลย์ ไชยนิล

เสนอต่อ

สถาบันวิจัยและพัฒนาคณะวิศวกรรมศาสตร์

คณะวิศวกรรมศาสตร์

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

1983



สารบัญ

เลขที่ ๑๗
เลขที่ ๑๗ ๑๕
เลขทะเบียน ๐๐๕๐๙๘
วัน เดือน ปี ๒๘ พ.ค. ๒๘

หน้า

บทที่ 1		
1.1	บทนำ	1
1.2	ศักยภาพพลังงานแสงอาทิตย์ในประเทศไทย	2
บทที่ 2		
2.1	บทนำ	5
2.2	ส่วนประกอบของแผงรับแสงอาทิตย์	5
2.3	สมมูลย์พลังงานของแผงรับแสงอาทิตย์	8
2.4	การออกแบบแผงรับแสงอาทิตย์กระจกสองชั้น	11
2.5	ขนาดของแผงรับแสงอาทิตย์	11
2.6	แผ่นดูดแสงอาทิตย์และส่วนประกอบย่อย	12
2.7	แผ่นดูดแสงอาทิตย์	13
2.8	ขนาดท่อและระยะห่างระหว่างท่อ	13
2.9	ประสิทธิภาพของแผงรับแสงอาทิตย์	14
2.10	ทฤษฎีของแผงรับแสงอาทิตย์แบบแผ่นและท่อ	14
2.11	การเปรียบเทียบสมรรถนะของแผงรับแสงอาทิตย์	16
บทที่ 3		26
3.1	ระบบปรับสภาวะอากาศพลังงานแสงอาทิตย์	
3.2	เครื่องทำน้ำเย็น	
3.3	สัมประสิทธิ์ของการทำความเย็น	34
บทที่ 4		
4.1	การทดลองหาสัมประสิทธิ์ของการทำความเย็นของ เครื่องทำน้ำเย็น	36
4.2	ผลการทดลอง	38
4.3	วิจารณ์ผลการทดลองของ เครื่องทำความเย็น	43
บทที่ 5		
5.1	ระบบปรับสภาวะอากาศโดยใช้พลังงานแสงอาทิตย์	45
5.2	สรุปผลในการใช้ เครื่องปรับสภาวะอากาศพลังงานแสงอาทิตย์	46
5.3	วิจารณ์	50

รายการรูปประกอบ

รูปที่ 1	พลังงานแสงอาทิตย์ที่จังหวัด เชียงใหม่และที่จังหวัดขอนแก่น	3
รูปที่ 2	พลังงานแสงอาทิตย์ที่กรุงเทพฯ และที่จังหวัดสงขลา	4
รูปที่ 3	โครงสร้างของแผงรับแสงอาทิตย์แบบแผ่นที่ให้น้ำ เป็นของไหลทำงาน	6
รูปที่ 4	ประสิทธิภาพ เชิงควายร้อนของแผงรับแสงอาทิตย์	7
รูปที่ 5	แผ่นดูดแสงอาทิตย์แบบแผ่นและท่อกับแบบ Rolled bone	9
รูปที่ 6	สมมูลพลังงานของแผงรับแสงอาทิตย์	10
รูปที่ 7	ขนาดของแผงรับแสงอาทิตย์	12
รูปที่ 8	แผ่นดูดแสงอาทิตย์และส่วนประกอบย่อย	13
รูปที่ 9	ประสิทธิภาพ เชิงควายร้อนของแผงรับแสงอาทิตย์	14
รูปที่ 10	ระบบการใช้พลังงานแสงอาทิตย์	18
รูปที่ 11	เปรียบเทียบอัตราพลังงานที่ได้จากแผงรับแสงอาทิตย์ 2 แบบที่ Equinox วันที่ 21 มีนาคม	25
รูปที่ 12	ระบบปรับสภาวะอากาศพลังงานแสงอาทิตย์	27
รูปที่ 13	ล็อกจิกไคอะแกรมแสดงการทำงานของระบบขณะทำความ เย็น	29
รูปที่ 14	ล็อกจิกไคอะแกรมแสดงการทำงานของระบบขณะทำความร้อน	30
รูปที่ 15	แสดงวัฏจักร เครื่องทำน้ำ เย็นของYazaki	33
รูปที่ 16	ระบบที่ใช้ในการทดลองหาสัมประสิทธิ์การทำความ เย็น	37

รายการตารางประกอบ

ตารางที่ 1	พลังงานแสงอาทิตย์ที่จังหวัดต่าง ๆ	2
ตารางที่ 2	พลังงานที่ได้รับจากแผงรับแสงอาทิตย์กระจก 1 ชั้น แผ่นดูคมีฟิวเลือกรังสีในวันที่ 21 มีนาคม	19
ตารางที่ 3	พลังงานที่ได้รับจากแผงรับแสงอาทิตย์กระจก 1 ชั้น แผ่นดูคมีฟิวเลือกรังสีในวันที่ 21 มิถุนายน	20
ตารางที่ 4	พลังงานที่ได้รับจากแผงรับแสงอาทิตย์กระจก 1 ชั้น แผ่นดูคมีฟิวเลือกรังสีในวันที่ 21 ธันวาคม	21
ตารางที่ 5	พลังงานที่ได้รับจากแผงรับแสงอาทิตย์กระจก 2 ชั้น แผ่นดูคมีฟิวสีดำในวันที่ 21 มีนาคม	22
ตารางที่ 6	พลังงานที่ได้รับจากแผงรับแสงอาทิตย์กระจก 2 ชั้น แผ่นดูคมีฟิวสีดำในวันที่ 21 มิถุนายน	23
ตารางที่ 7	พลังงานที่ได้รับจากแผงรับแสงอาทิตย์กระจก 2 ชั้น แผ่นดูคมีฟิวสีดำในวันที่ 21 ธันวาคม	24
ตารางที่ 8	ค่า COP ของวัฏจักร Carnot สำหรับเครื่องปรับอากาศ โดยใช้พลังงานแสงอาทิตย์	35
ตารางที่ 9	ค่า COP เมื่ออัตราการไหลของน้ำเย็นเท่ากับ 20 ลิตรต่อนาที	39
ตารางที่ 10	ค่า COP เมื่ออัตราการไหลของน้ำเย็นเท่ากับ 17.4 ลิตรต่อนาที	40
ตารางที่ 11	ค่า COP เมื่ออัตราการไหลของน้ำเย็นเท่ากับ 14.11 ลิตรต่อนาที	41
ตารางที่ 12	ค่า COP เมื่ออัตราการไหลของน้ำเย็นเท่ากับ 10 ลิตรต่อนาที	42
ตารางที่ 13	ผลการใช้เครื่องปรับอากาศหลังแสงอาทิตย์ในวันที่ 15 สิงหาคม 2523	47
ตารางที่ 14	ผลการใช้เครื่องปรับอากาศพลังงานแสงอาทิตย์	48
ตารางที่ 15	อัตราส่วนการใช้พลังงาน	49

บรรณานุกรม	51
ภาคผนวก ก. รายละเอียดของเครื่องทำน้ำเย็นของ Yazaki รุ่น WFC 600s	52
ภาคผนวก ข. แผงรับแสงอาทิตย์ของ Yazaki	56
ภาคผนวก ค. ข้อมูลการทดลองเครื่องทำความเย็น	57
ภาคผนวก ง. ข้อมูลการทดลองระบบปรับสภาวะอากาศ	61
ภาคผนวก จ. คุณสมบัติสารละลาย $\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$	66

บทคัดย่อ

การวิจัยนี้เกี่ยวกับการศึกษา และทดลองระบบปรับสภาวะอากาศ โดยใช้พลังงานแสงอาทิตย์ การศึกษาและทดลองแบ่งออกเป็น 2 ช่วง ในช่วงแรกเป็นการทำสัมประสิทธิ์การทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นยี่ห้อ Yazaki เมื่อเปลี่ยนพารามิเตอร์ต่าง ๆ ให้เข้ากับสภาพการใช้ งานจริงในกรุงเทพฯ ในช่วงนี้ใช้พลังงานไฟฟ้าแทนพลังงานจากแสงอาทิตย์ ส่วนในช่วงหลังเป็น การศึกษาทั้งระบบซึ่งประกอบด้วยแผงรับแสงอาทิตย์ ถังเก็บสะสม หม้อไอน้ำสำรอง เครื่องทำ ความเย็น เครื่องเป่าลมเย็น และท่อส่งลม จากการทดลองพบว่า ขนาดทำความเย็นจะเปลี่ยนแปลงมาก ซึ่งขึ้นอยู่กับอุณหภูมิน้ำร้อนที่ป้อนให้กับ เครื่องทำความเย็น ดังนั้นขนาดทำความเย็น และ สัมประสิทธิ์การทำความเย็นในขณะใช้งานจริง จึงมีค่าต่ำกว่าที่ระบุไว้ที่เครื่อง ซึ่งใช้เงื่อนไขมาตรฐาน ระบบปรับสภาวะอากาศนั้นนอกจากจะใช้ พลังงานแสงอาทิตย์เป็นส่วนใหญ่ แล้วยังต้องอาศัย พลังงานไฟฟ้าในการขับพัดลม ปั๊มน้ำ และใช้ในอุปกรณ์ควบคุม และพลังงานก๊าซซึ่งใช้ในขณะ ที่ พลังงานแสงอาทิตย์มีไม่พอ เนื่องจากระบบนี้มีอุปกรณ์มากมายและมีราคาแพง จึงยังไม่มีผู้นิยมซื้อ มา ใช้งาน ในระยะนี้ นอกจาก เพื่อใช้ในงานวิจัย



บทที่ 1

1.1 บทนำ

วิกฤตการณ์ขาดแคลนน้ำมัน เป็นสาเหตุที่ทำให้มีการวิจัยค้นคว้าหาพลังงานอื่นขึ้นมาทดแทน เช่น พลังงานแสงอาทิตย์ พลังงานลม พลังงานชีวมวล พลังงานไคพิภพ และพลังงานจากคลื่นน้ำทะเล เป็นต้น สำหรับประเทศไทย ได้มีการใช้พลังงานแสงอาทิตย์ และพลังงานลมมานานแล้ว แต่ใช้อย่างไม่มีประสิทธิภาพ เช่น ใช้พลังงานแสงอาทิตย์ในการตากแห้ง ใช้พลังงานลมในการวิดน้ำเข้านาที่อยู่บริเวณชายฝั่งทะเล เมื่อเกิดการขาดแคลนน้ำมันขึ้นจึงได้หันมาสนใจการใช้พลังงานทดแทนมากขึ้น และนำมาใช้อย่างมีประสิทธิภาพ เช่น การใช้แผงรับแสงอาทิตย์ในการเปลี่ยนพลังงานแสงอาทิตย์มาเป็นพลังงานความร้อน เพื่อใช้ในการอบแห้ง และทำน้ำร้อน

เครื่องปรับอากาศ เป็น เครื่องที่ใช้พลังงานมากพอสมควร ในอาคารที่ใช้ทำงาน เครื่องปรับอากาศจะใช้พลังงานไฟฟ้าประมาณ 70% ของพลังงานทั้งหมดที่ใช้ในอาคาร ดังนั้นจึงมีผู้ผลิตเครื่องปรับอากาศที่ใช้พลังงานแสงอาทิตย์ออกจำหน่าย โดยเครื่องปรับอากาศที่ผลิตขึ้นนี้ใช้พลังงานแสงอาทิตย์ในการทำน้ำร้อนป้อนให้กับ เครื่องปรับอากาศ เพื่อที่จะได้นำเย็นมาใช้ในการปรับสภาวะอากาศ แต่ประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศขึ้นอยู่กับพารามิเตอร์หลายตัว เช่น อุณหภูมิและความชื้นของอากาศภายนอกอาคาร ปริมาณแสงอาทิตย์ เป็นต้น ซึ่งพารามิเตอร์เหล่านี้เปลี่ยนไปในแต่ละประเทศ ดังนั้นจุดประสงค์ของการวิจัยที่นำนี้ก็ เพื่อที่จะหาสมรรถนะของระบบปรับอากาศที่ใช้พลังงานแสงอาทิตย์ในสภาพใช้งานจริงที่กรุงเทพมหานคร และศึกษาระบบควบคุมอุปกรณ์ต่าง ๆ ในระบบ เพื่อให้เป็นหลักในการออกแบบระบบนี้ต่อไป

1.2 ศักยภาพพลังงานแสงอาทิตย์ในประเทศไทย

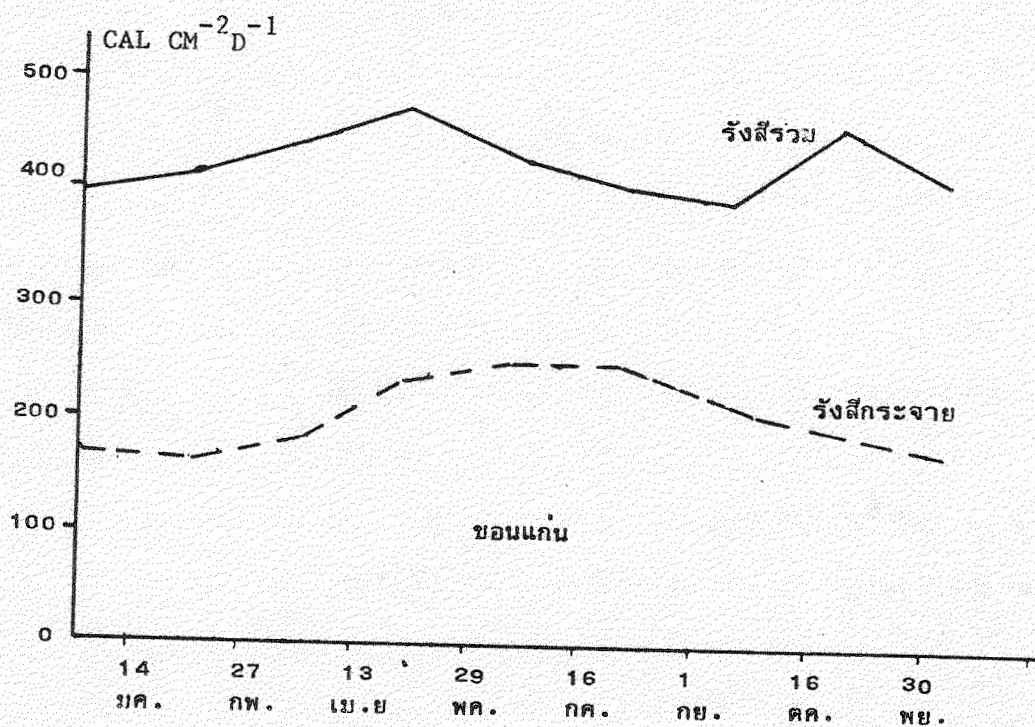
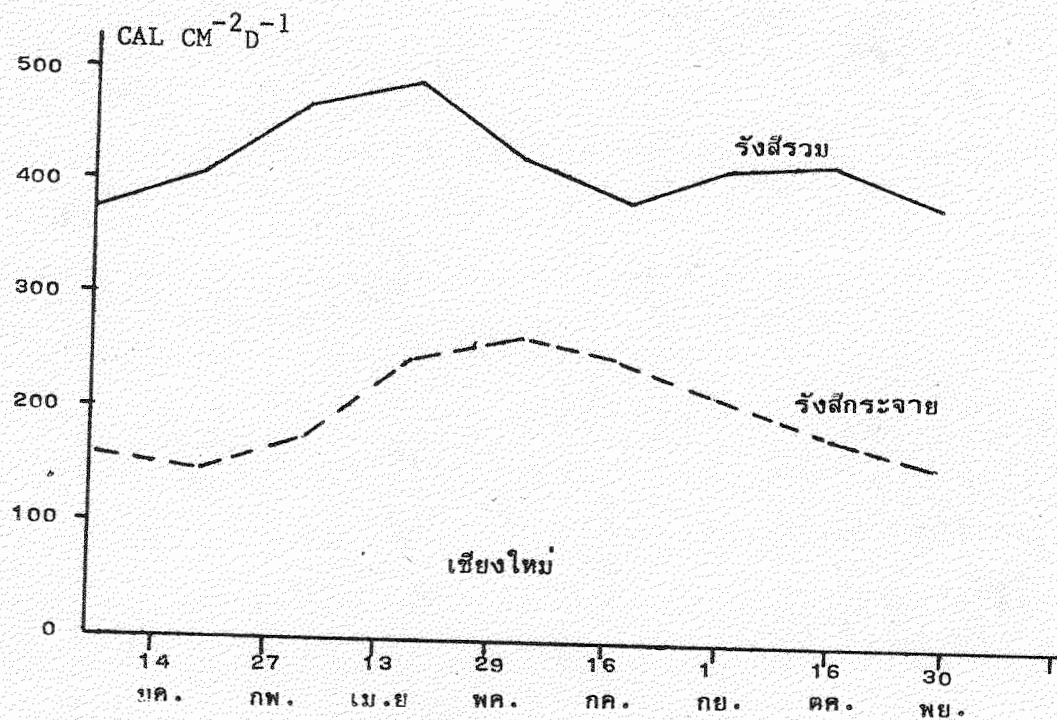
พลังงานที่ได้รับจากดวงอาทิตย์ขึ้นอยู่กับตำแหน่งที่ตั้ง เวลา และสภาพภูมิอากาศของประเทศนั้น ๆ สำหรับประเทศไทยซึ่งตั้งอยู่ใกล้เส้นศูนย์สูตร ประมาณเส้นรุ้งที่ 14° และเส้นแวงที่ 101° จึงจัดได้ว่าเป็นประเทศที่ได้รับพลังงานแสงอาทิตย์มาก แต่เนื่องจากเป็นประเทศในเขตร้อนจึงมีเมฆปกคลุมท้องฟ้าอยู่มากทำให้พลังงานแสงอาทิตย์แบบตรง (direct radiation) มีค่าไม่มากนัก

EXELL [๓] ได้วัดและหาค่าพลังงานแสงอาทิตย์ (Global Solar Radiation) ที่จังหวัดต่าง ๆ ของประเทศไทย ดังแสดงไว้ในรูปที่ 1 และ 2 และตารางที่ 1 ซึ่งจะได้ค่าเฉลี่ยของพลังงานแสงอาทิตย์สำหรับประเทศไทยเป็น $406.5 \text{ Cal cm}^{-2}\text{d}^{-1}$ หรือ $17.0 \text{ MJ m}^{-2}\text{d}^{-1}$ เมื่อเปรียบเทียบพลังงานแสงอาทิตย์กับพลังงานเชื้อเพลิงที่เป็นก๊าซหรือน้ำมันเตา ซึ่งมีค่าความร้อนจำเพาะประมาณ 42 MJ/KG จะเห็นว่าพลังงานแสงอาทิตย์คือพื้นที่หนึ่งตารางเมตรต่อวันสามารถทดแทนพลังงานเชื้อเพลิงได้ 0.4 กิโลกรัม เมื่อยังไม่คำนึงถึงประสิทธิภาพในการเปลี่ยนพลังงาน

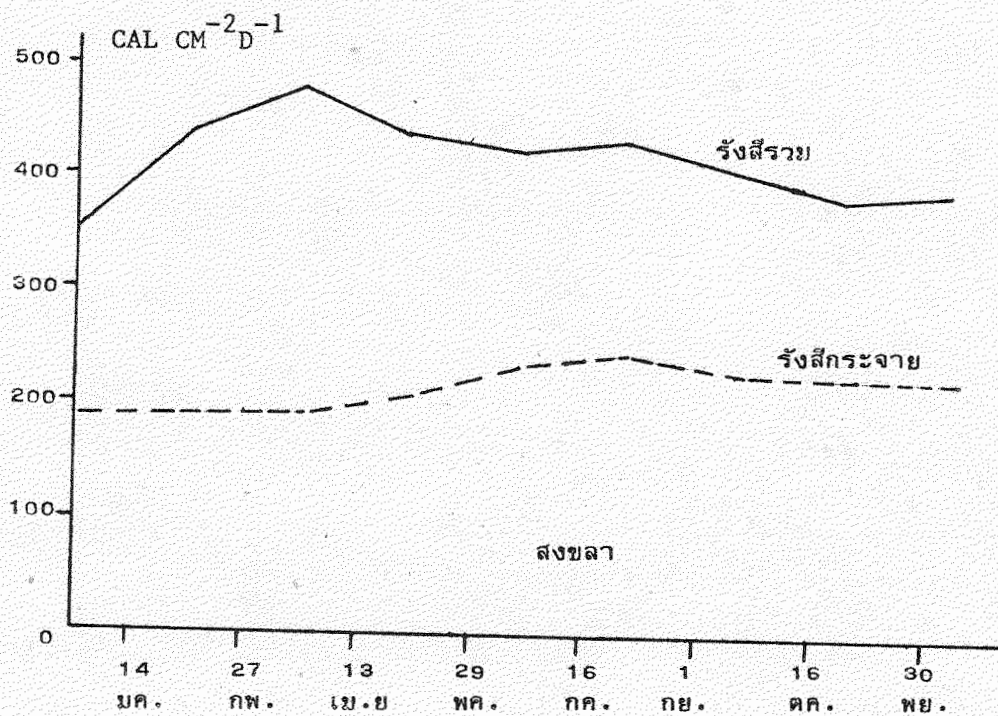
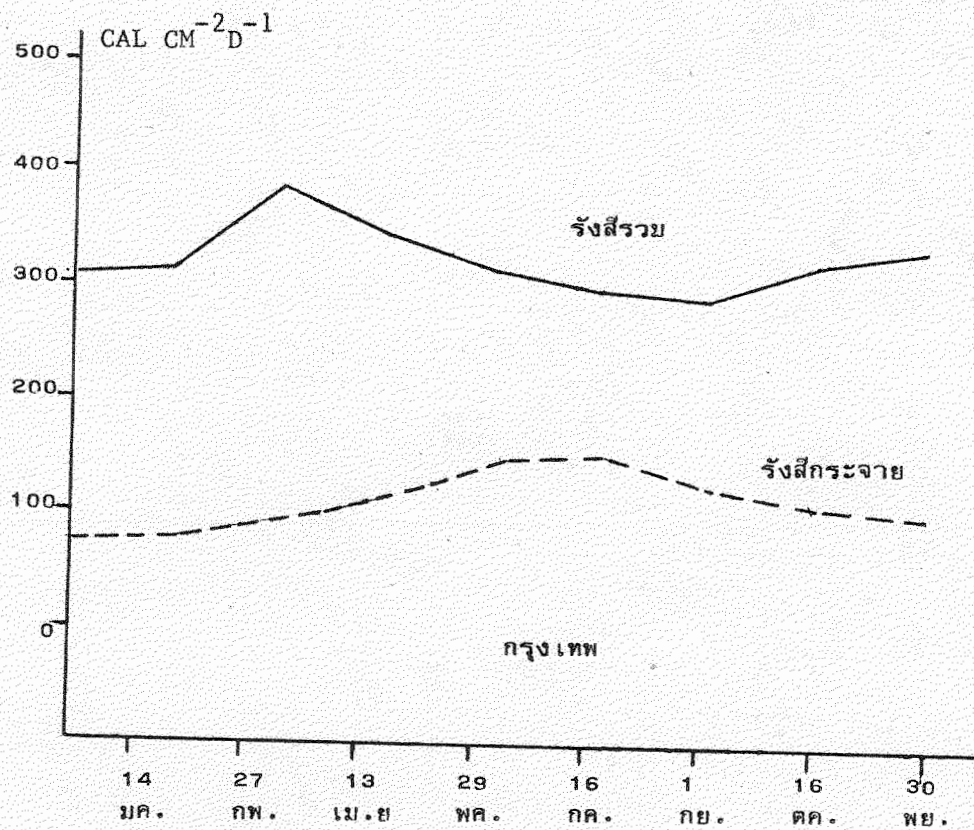
ตารางที่ 1 พลังงานแสงอาทิตย์ที่จังหวัดต่าง ๆ

จังหวัด	พลังงานแสงอาทิตย์	
	$\text{Cal cm}^{-2}\text{d}^{-1}$	$(\text{MJ m}^{-2}\text{d}^{-1})$
กรุงเทพ ฯ	400	(16.8)
เชียงใหม่	414	(17.4)
ขอนแก่น	413	(17.3)
สงขลา	399	(16.7)
เฉลี่ย	406.5	(17.0)

หมายเหตุ 1 วัน = 10 ชั่วโมง



รูปที่ 1 พลังงานแสงอาทิตย์ที่จังหวัด เชียงใหม่และจังหวัดขอนแก่น



รูปที่ 2 พลังงานแสงอาทิตย์ที่กรุงเทพฯ และที่จังหวัดสงขลา

บทที่ 2

แผงรับแสงอาทิตย์



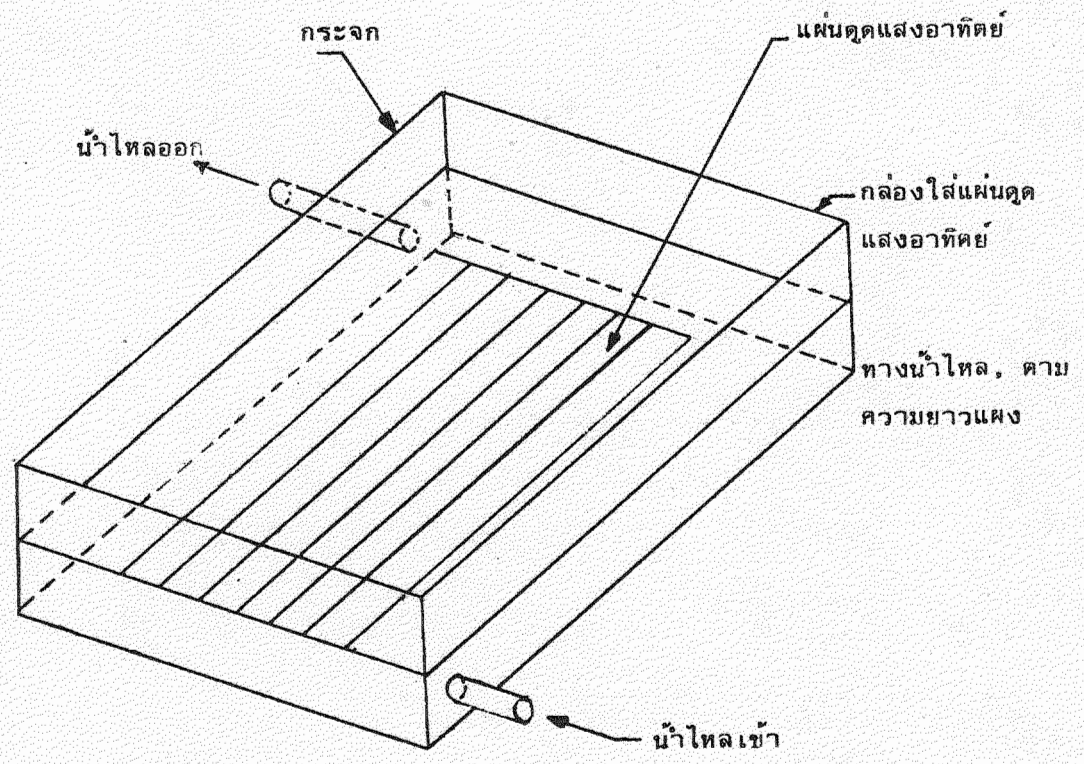
2.1 บทนำ

แผงรับแสงอาทิตย์เป็นตัว เปลี่ยนพลังงานรังสีดวงอาทิตย์ เป็นพลังงานความร้อนในรูปของ น้ำร้อน ประสิทธิภาพของแผงรับแสงอาทิตย์ นอกจากจะขึ้นอยู่กับวัสดุที่ใช้ทำแผงแล้วยังขึ้นอยู่กับอุณหภูมิ ของน้ำร้อนที่ต้องการด้วย น้ำร้อนที่จะนำไปใช้กับ เครื่องทำความเย็น ในระบบปรับอากาศต้องมี อุณหภูมิประมาณ 75°C ถึง 100°C ดังนั้นแผงรับแสงอาทิตย์ควรจะเป็นแบบผิวเลือกรังสี (selective surface) หรือแบบใช้กระจกสองชั้น เพื่อให้แผงรับแสงอาทิตย์มีประสิทธิภาพสูงกว่า 30% การใช้ แผงรับแสงอาทิตย์ที่มีประสิทธิภาพสูง นอกจากจะใช้แผงจำนวนน้อยทำให้ช่วยประหยัดพื้นที่ในการติดตั้ง แผงแล้วยังช่วยลดต้นทุนของแผงทั้งหมดด้วย

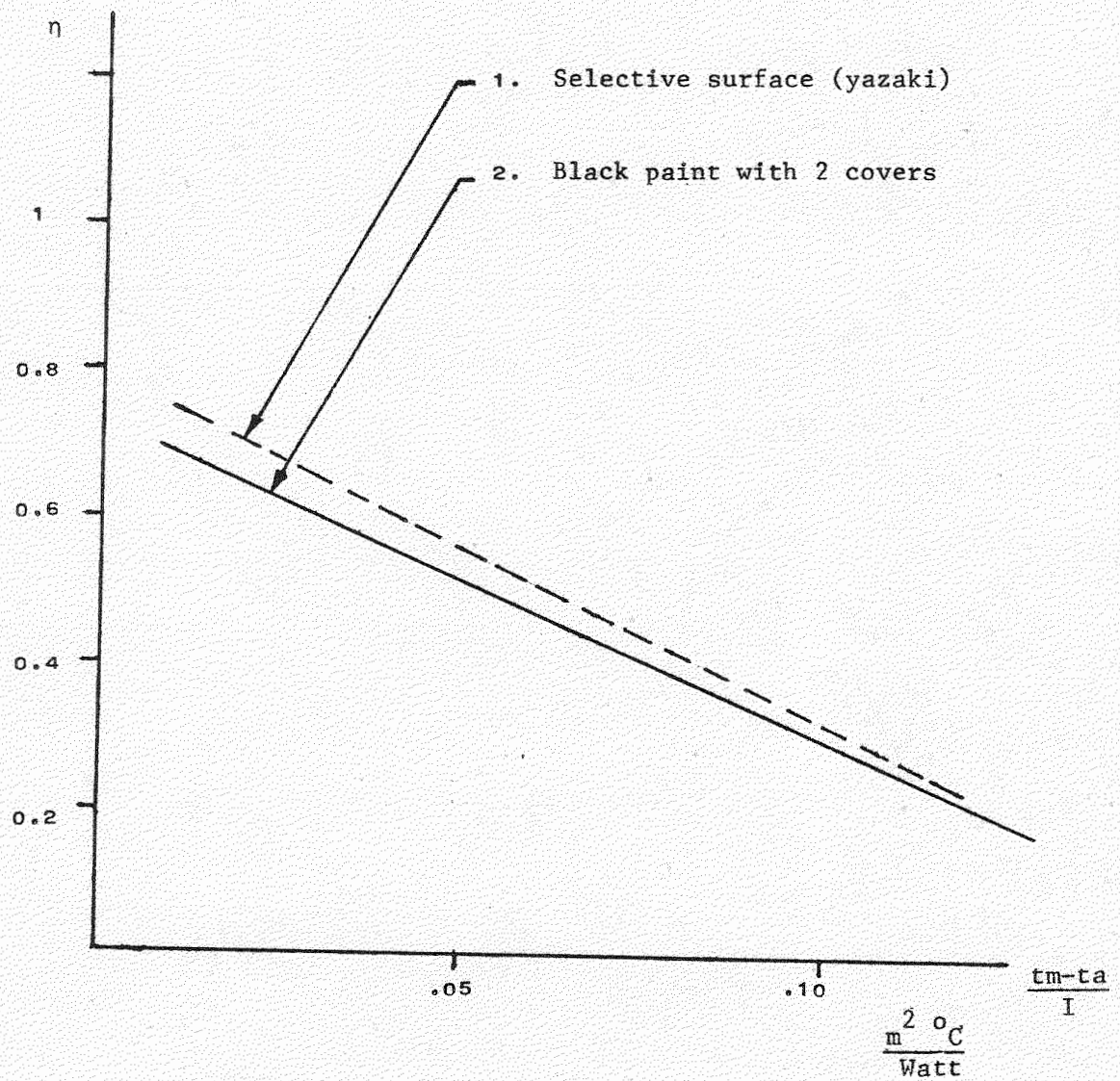
2.2 ส่วนประกอบของแผงรับแสงอาทิตย์

แผงรับแสงอาทิตย์แบบแผ่น ดังแสดงในรูปที่ 3 มีส่วนประกอบคือ (1) แผ่นดูดแสง อาทิตย์ (2) กล่องใส่แผ่นดูดแสงอาทิตย์ซึ่งมีฉนวนกันความร้อนฟูโคยรอบ และ (3) กระจกปิดด้านบน แผ่นดูดแสงอาทิตย์ ทำด้วยโลหะขึ้นรูป เป็นร่องน้ำไหลผ่าน หรือ เป็นแผ่นที่มีท่อ เชื่อมติดอยู่ โลหะที่ใช้ ทำแผ่นดูดแสงอาทิตย์ ควรมีความสมบัติในการนำความร้อนที่ดี ผิวของแผ่นดูดแสงอาทิตย์เป็นสีดำ ซึ่งมีค่า ดูดรังสีจากดวงอาทิตย์เท่ากับค่าปล่อยรังสีความร้อนซึ่งมีค่า 0.97 ส่วนผิวเลือกรังสี (selective surface) สามารถดูดกลืนรังสีดวงอาทิตย์ช่วงความยาวคลื่น 0.2 ถึง $2\ \mu\text{m}$ (Solar radiation) ได้สูง และคลายรังสีความร้อนที่ความยาวคลื่นมากกว่า $2\ \mu\text{m}$ (Infrared range) ได้น้อย แผง รับแสงอาทิตย์แบบแผ่นดูดที่มีผิวเลือกรังสีที่มีขายกันอยู่ในปัจจุบันนี้ ส่วนมากจะใช้กระจกเพียงแผ่นเดียว และวัสดุที่นำมาเคลือบผิวของแผ่นดูดนิยมใช้ Black Chrome เพราะมีความคงทนต่อการใช้งานสูง มี ค่าการดูดรังสีจากดวงอาทิตย์ (Solar absorptivity) ประมาณ 0.94 และมีค่าปล่อยรังสีความร้อน (Thermal emissivity) ประมาณ 0.12 ประสิทธิภาพของแผงที่มีผิวเลือกรังสี แสดงในรูปที่ 4 เช่น ที่ระดับความเข้มของแสงอาทิตย์ $600\ \text{Watt/m}^2$ อุณหภูมิ น้ำร้อน และอุณหภูมิอากาศภายนอกมีค่า เฉลี่ยเป็น 80°C และ 30°C ตามลำดับ จะได้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเท่ากับ 32% เป็นต้น

การเคลือบผิวแผ่นดูดแสงอาทิตย์ด้วย Black Chrome ต้องใช้กรรมวิธีในการผลิตที่ต้อง ลงทุนสูง เนื่องจากน้ำยาที่ใช้มีราคาแพงและอุปกรณ์ต้องใช้กระแสไฟฟ้าสูง เช่น ถ้าต้องการชุบแผง แสงอาทิตย์ขนาด $2\ \text{m}^2$ ที่แรงเคลื่อนไฟฟ้า 12 V จะต้องใช้กระแสถึง 4000 Amp ดังนั้นผลผลิตต้องมี ปริมาณมาก เช่น $5000\ \text{m}^2$ ต่อเดือนจึงจะคุ้มทุน สำหรับประเทศไทยยังไม่มีผู้ผลิตแผงรับแสงอาทิตย์



รูปที่ ๓ โครงสร้างของแผงรับแสงอาทิตย์แบบแผ่นที่ใช้น้ำเป็นของไหลทำงาน



รูปที่ 4 แผนภาพแสดงประสิทธิภาพ เท็งความร้อนของแผงรับแสงอาทิตย์

ชนิดที่มีแผ่นดัดมีผิวเลือกรังสี เนื่องจากความต้องการของตลาดยังไม่สูงพอ อีกทั้งอุตสาหกรรมทางด้านการชุบโลหะด้วยไฟฟ้า (Electroplating) ยังไม่เจริญก้าวหน้า ดังนั้นถ้าใช้แผงรับแสงอาทิตย์แบบแผ่นดัดมีผิวเลือกรังสีจะต้องสั่งจากต่างประเทศทำให้แผงมีราคาสูงประมาณ 4000 บาท/ม² ขึ้นไป ซึ่งทำให้ต้นทุนของระบบปรับอากาศพลังงานแสงอาทิตย์มีราคาสูง ทั้งนี้เพราะแผงรับแสงอาทิตย์มีราคาประมาณ 60% ของราคาทั้งระบบ

แผงรับแสงอาทิตย์ชนิดกระจก 2 ชั้น และมีแผ่นดัดเป็นสีดำจะให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนใกล้เคียงกับแผ่นดัดที่มีผิวเลือกรังสี ดังแสดงในรูปที่ 4 แผงรับแสงอาทิตย์ชนิดนี้สามารถผลิตได้ภายในประเทศไทย และมีราคาถูกคือประมาณ 2500-3000 บาท/ม² แต่มีข้อเสียคือมีอายุการใช้งานต่ำ ดังนั้นจึงต้องทาสีแผ่นดัดใหม่เป็นระยะ ๆ ไป เช่น ทุก 5 ปี

นอกจากชนิดของวัสดุที่นำมาเคลือบผิวแผ่นดัดแสงอาทิตย์แล้วขนาดและลักษณะของแผ่นดัดก็เป็นตัวประกอบที่สำคัญในเชิงการค้าแผ่นดัดแสงอาทิตย์ที่ใช้น้ำ เป็นของไหลมีอยู่สองชนิดคือ (1) ชนิดแผ่นและท่อ และ (2) แบบ Rolled Bond ดังแสดงในรูปที่ 5 การเปรียบเทียบเพื่อเลือกแบบที่เหมาะสมมาใช้งานแบบแรกทำได้ง่ายกว่า และสามารถทนความดันได้สูงกว่าเหมาะสำหรับโรงงานที่มีอัตราการผลิตปานกลาง ส่วนแบบหลังจะได้เปรียบเมื่อมีอัตราการผลิตสูง

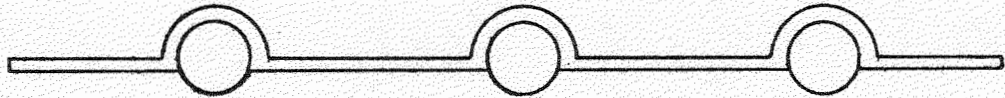
กระจกปิดหน้า

กระจก เป็นวัสดุโปร่งแสงที่นิยมใช้เพราะมีความคงทนต่อสภาพอากาศ และยอมให้รังสีดวงอาทิตย์ผ่านทะลุได้ แต่กันรังสีความร้อนที่มีความยาวคลื่นสูงกว่า 2 μm ไม่ให้ผ่านทะลุออกมา จึงช่วยลดการสูญเสียความร้อนของแผงรับแสงอาทิตย์ นอกจากนี้ยังกันไม่ให้ลมพัดเอาความร้อนออกจากตัวแผ่นดัดแสงอาทิตย์ด้วย

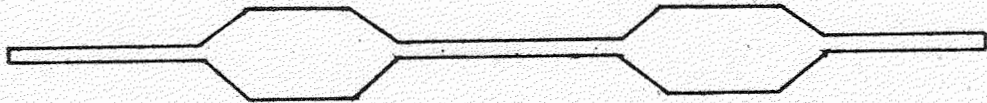
2.3 สมดุลย์พลังงานของแผงรับแสงอาทิตย์

รูปที่ 6 แสดงสมดุลพลังงานของแผงกระจกชั้นเดียวแผ่นดัดมีผิวเลือกรังสีกับแผงกระจกสองชั้นมีแผ่นดัดทาสีดำ ในรูป ก. พลังงานตกบนแผง 631 W/m² สะท้อนกลับที่กระจก 79 W/m² และที่แผ่นดัด 41 W/m² ความร้อนถ่ายเทให้กับอากาศภายนอกโดยการนำทางผนังกล่อง 36.4 W/m² โดยการพาที่กระจกปิด 719 W/m² และโดยการแผ่รังสีจากกระจกปิด 74.8 W/m² ส่วนพลังงานที่เป็นประโยชน์ซึ่งถ่ายเทให้กับน้ำที่ไหลผ่านแผ่นดัด 280.8 W/m² ดังนั้นประสิทธิภาพเชิงความร้อนของแผงมีค่าเท่ากับ 44.5% (280.8x100/631) ในรูป ข. พลังงานตกบนแผง 631 W/m² สะท้อนกลับที่กระจกชั้นแรก 79 W/m² กระจกชั้นที่สอง 53 W/m² และที่แผ่นดัด 17 W/m² ความร้อนถ่ายเทให้กับอากาศภายนอก โดยการนำทางผนังกล่อง 36.4 W/m²

โดยการพาที่กระจกปิด 110.5 w/m^2 และโดยการแผ่รังสีจากกระจกปิด 71.1 w/m^2 ส่วนพลังงานที่เป็นประโยชน์ซึ่งถ่ายเทให้กับน้ำที่ไหลผ่านแผ่นดูด 264 w/m^2 . ดังนั้นประสิทธิภาพเชิงความร้อนมีค่าเท่ากับ 41.8% ($264 \times 100/631$) ซึ่งต่ำกว่าแผงแบบกระจกชั้นเดียวแผ่นดูดมีผิวเลือกรังสีเพียง 2.7%

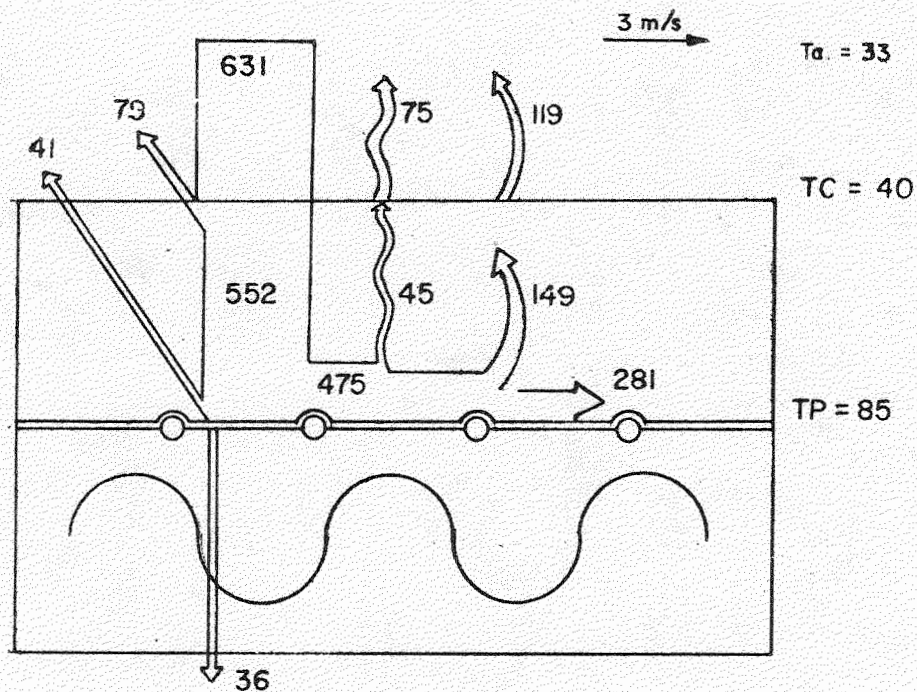


ก. แบบแผ่นและท่อ

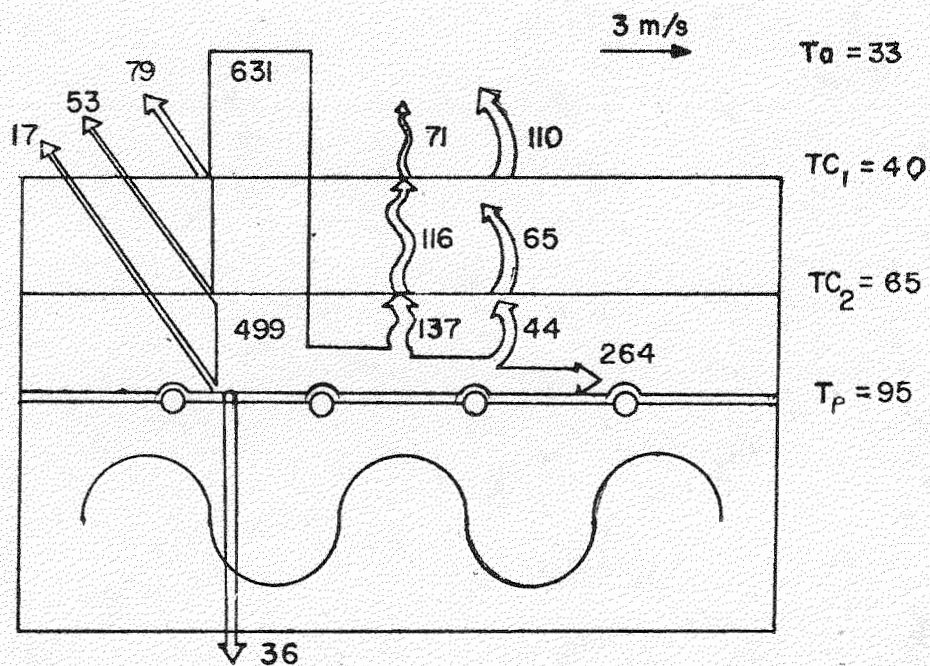


ข. แบบโรลบอนด์

รูปที่ 5 แผ่นดูดแสงอาทิตย์สองแบบ



ก. แบบกระจกชั้นเดียว แผ่นดูดมีผิวเลือกรังสี



ข. แบบกระจก 2 ชั้น แผ่นดูดทาสีดำ

รูปที่ 6 สมดุลย์พลังงานของแผงรับแสงอาทิตย์

2.4 การออกแบบแผงรับแสงอาทิตย์กระจก 2 ชั้น

ขั้นตอนในการออกแบบแผงรับแสงอาทิตย์แบบกระจก 2 ชั้น มีดังนี้

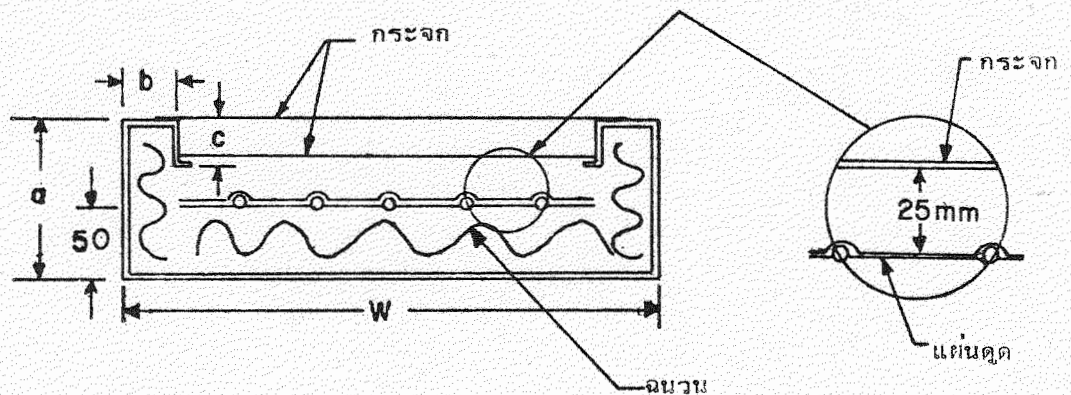
1. กำหนดขนาดของแผงฯ ได้แก่ กว้าง, ยาว และความสูง โดยใช้ขนาดมาตรฐานของวัสดุที่ใช้ทำแผงฯ เช่น ขนาดโลหะแผ่น และขนาดกระจก เป็นตัวประกอบในการพิจารณา
2. ออกแบบแผ่นดูดแสงอาทิตย์ ได้แก่ กำหนดขนาดของท่อ ระยะห่างระหว่างท่อ แล้วประเมินประสิทธิภาพเชิงความร้อนของแผงฯ ที่ออกแบบ

2.5 ขนาดของแผงรับแสงอาทิตย์

กล่องใส่แผ่นดูดแสงอาทิตย์เป็นโลหะแผ่นขนาด 4' x 8' นำมาพับขึ้นรูปเป็นขอบดังที่แสดงในรูปที่ 7 กำหนดขนาดความกว้างให้ใช้ได้กับกระจกใสขนาด 3 มม. ซึ่งเท่ากับ 36 นิ้ว และผลรวมของความยาวโลหะต้องไม่เกิน 4' (1219 mm) หรือ

$$W + 2(a+b+c) < 1219 \text{ mm}$$

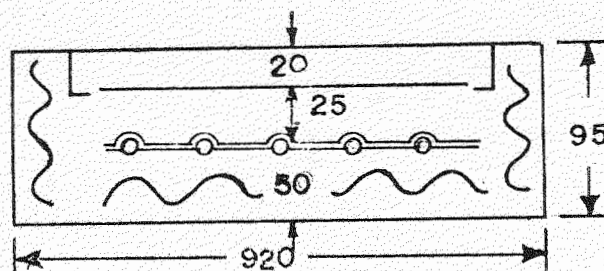
เมื่อ W ต้อง < 914.4 mm .. C = 20 mm , ระยะระหว่างแผ่นดูดกับกระจกชั้นที่ 2 ไม่ต่ำกว่า



2.5 cm. และใช้ฉนวนกันความร้อนขนาดความหนา 5 cm.

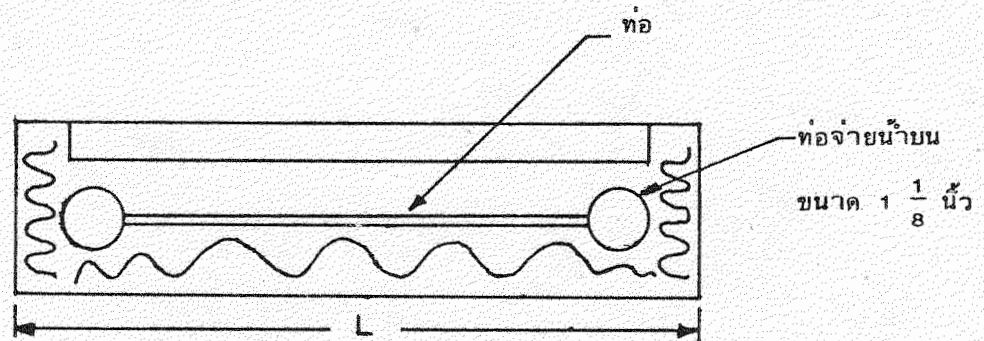
โดยการพิจารณาพบว่าขนาดของแผงรับแสงอาทิตย์ที่เข้ากับจุดประสงค์ตามที่ตั้งเอาไว้มี

ขนาดดังนี้

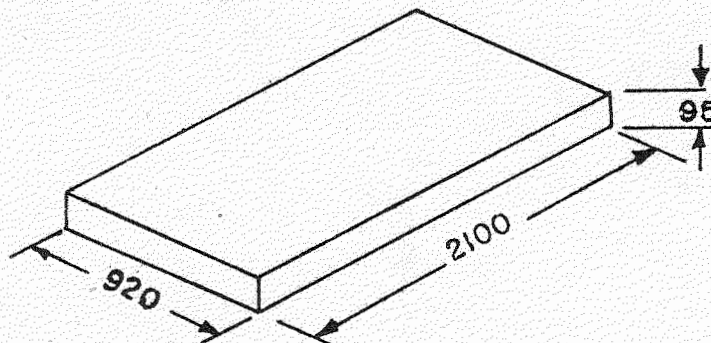


หน่วย เป็นมิลลิเมตร

ทางด้านความยาวของแผงจะถูกกำหนดโดยขนาดความยาวโลหะที่ใช้ทำล่อง ความยาวกระจกความยาวของท่อขนาดของแผ่นดูดแสงอาทิตย์และขนาดของท่อจ่ายน้ำ ความยาวโลหะที่นำขึ้นรูปทำล่องเท่ากับ 2438 mm กระจกใช้ขนาดความยาวมาตรฐาน 1066 mm (42") ท่อขนาดความยาว 6000 mm ท่อจ่ายน้ำขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง $1 \frac{1}{8}$ นิ้ว แผ่นดูดแสงอาทิตย์เป็นโลหะแผ่นหลายชั้นต่อกัน



โดยพิจารณาจากข้อมูลดังที่กล่าวข้างต้น แผงรับแสงอาทิตย์มีขนาดความยาว 2100 mm ซึ่งจะทำให้ใช้ประโยชน์จากวัสดุขนาดมาตรฐานได้สูงสุด แผงรับแสงอาทิตย์ที่ออกแบบมาใช้งานจะมีขนาดตามที่แสดงในรูปที่ 7

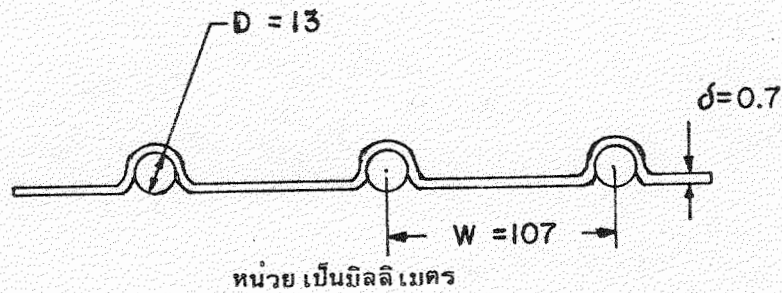


รูปที่ 7 ขนาดของแผงรับแสงอาทิตย์ (หน่วยเป็นมิลลิเมตร)

2.6 แผ่นดูดแสงอาทิตย์และส่วนประกอบย่อย

แผ่นดูดแสงอาทิตย์ และส่วนประกอบย่อยที่ต้องออกแบบมีลักษณะตามที่แสดงในรูปที่ 5 ได้แก่ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (D) ระยะระหว่างท่อ (W) ความหนาของแผ่นดูดแสงอาทิตย์ (δ) ลักษณะการยึด (Bond) ระหว่างท่อและแผ่นดูดแสงอาทิตย์ และชนิดของโลหะที่ใช้ทำแผ่นดูดแสงอาทิตย์ และท่อ

ท่อจ่ายน้ำ ท่อน้ำที่คงทนต่อสภาพการใช้งานที่เลือกมาพิจารณาได้แก่ ท่อเหล็กไร้สนิม และท่อทองแดง ตัวประกอบที่ใช้ประกอบการเลือกท่อคือ ราคา อนุกรรมการใช้งาน ความยาก-ง่าย ต่อการเชื่อมต่อเข้าด้วยกัน และสัมประสิทธิ์การนำความร้อน ท่อทองแดงมีคุณสมบัติที่เหมาะสมกว่าท่อเหล็กไร้สนิมหลายด้านคือ การนำไปเชื่อมต่อเข้าด้วยกันทำได้ง่าย สัมประสิทธิ์การนำความร้อน



รูปที่ 8 แผ่นดูดแสงอาทิตย์และส่วนประกอบย่อย

สูงกว่าเหล็กไร้สนิมประมาณ 7-8 เท่า ดังนั้นจึงเลือกท่อทองแดงมาใช้งาน

2.7 แผ่นดูดแสงอาทิตย์

ส่วนประกอบและคุณสมบัติของวัสดุของแผ่นดูดแสงอาทิตย์ที่พิจารณา คือ น้ำหนักเบา สัม-
ประสิทธิ์การนำความร้อนสูง นำมาขึ้นรูปและประกอบเข้ากับท่อได้ง่าย ราคาถูก วัสดุที่ให้คุณสมบัติ
ครบตามความต้องการดังกล่าวคือ อลูมิเนียมแผ่น

2.8 ขนาดท่อและระยะห่างระหว่างท่อ

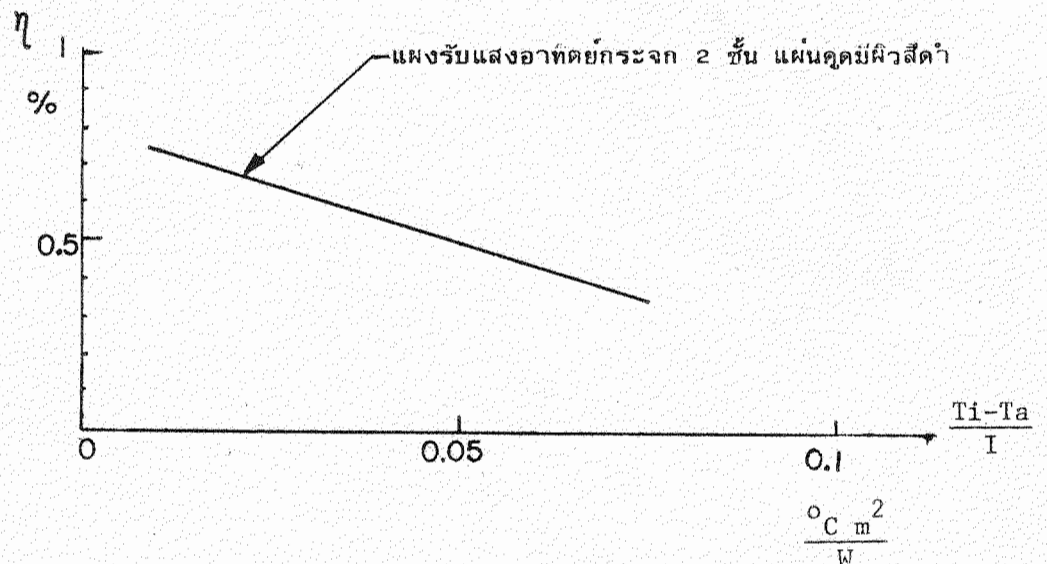
ขนาดท่อ (D) และระยะห่างระหว่างท่อ (W) ที่เลือกมาใช้งานต้องทำให้แฟคเตอร์
ของประสิทธิภาพของแผงรับแสงอาทิตย์ (F) (สมการที่ 6) มีค่าไม่ต่ำกว่า 0.9 แฟคเตอร์ F
ขึ้นกับวัสดุที่ใช้ทำท่อและแผ่นดูดแสงอาทิตย์ ระยะห่างระหว่างท่อ การเชื่อมต่อระหว่างท่อและแผ่น
ดูดแสงอาทิตย์ ฟิล์มภายใน และสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนทั้งหมดระหว่างแผ่นดูดแสงอาทิตย์
กับบรรยากาศ

จากการคำนวณรูปแบบและขนาดของแผ่นดูด เพื่อให้ได้แฟคเตอร์ F ไม่ต่ำกว่า 0.9
แผ่นดูดแสงอาทิตย์จะมีรูปแบบตามที่แสดงในรูปที่ 8

2.9 ประสิทธิภาพของแผงรับแสงอาทิตย์

โดยให้ขนาดของท่อ และแผ่นดูดแสงอาทิตย์ตามที่แสดงในรูปที่ 8 โดยใช้สีดำซึ่งค่าการดูดแสงอาทิตย์และปล่อยรังสีความร้อนเท่ากับ 0.92 ทาผิวหน้าแผ่นดูด สัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อนทั้งหมด U_L (สมการ (3) และสมการ (4) เท่ากับ 3.8 วัตต์/ม² °C ประสิทธิภาพฟิล์มของแผ่นดูดแสงอาทิตย์เท่ากับ 0.98 โดยเลือกอัตราการไหลของน้ำผ่านแผงรับแสงอาทิตย์เท่ากับ 0.012 กก/ม²วินาที และประเมินค่า บอนด์รีซีแทน (Cb) เท่ากับ 0.01 ม ช/วัตต์ แล้วใช้สมการ (b) คำนวณแฟคเตอร์ของประสิทธิภาพแผงรับแสงอาทิตย์ (F) ได้เป็น 0.94 และแฟคเตอร์การถ่ายเทความร้อนของแผงรับแสงอาทิตย์ (F_R) เท่ากับ 0.91 (สมการ 5)

โดยใช้ F_R ที่คำนวณได้ ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของแผงรับแสงอาทิตย์ที่ทำงานอยู่ในบรรยากาศ ซึ่งมีอุณหภูมิเฉลี่ย 31⁰ซ ความเร็วลม 2 m/s , จะคำนวณได้ตามที่แสดงด้วยแผนภาพในรูปที่ 9



รูปที่ 9 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของแผงรับแสงอาทิตย์

2.10 ทฤษฎีของแผงรับแสงอาทิตย์แบบแผ่นและท่อ

สมการทั่วไป

สมการของพลังงานใช้ประโยชน์ (Useful Energy Gain) และสมการของประสิทธิภาพเชิงความร้อน คือ

$$Q_u = F_R A [I(\tau\alpha) - U_L(T_i - T_a)] \quad (1)$$

$$\eta = \frac{\int_{\theta} \frac{Q_u}{A} d\theta}{\int I d\theta} \quad (2)$$

เมื่อ Q_u = อัตราพลังงานใช้ประโยชน์

F_R = ตัวประกอบของการถ่ายเทความร้อนจากแผงรับแสงอาทิตย์ให้ของไหลทำงาน

A = พื้นที่

I = อัตราพลังงานแสงอาทิตย์ที่ตกลงบนแผงรับแสงอาทิตย์

$\tau\alpha$ = ผลคูณของค่าการผ่านทะลุของกระจก และค่าการดูดแสงอาทิตย์ของแผ่นดูดแสงอาทิตย์

U_L = สัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อนทั้งหมด

T_i, T_a = อุณหภูมิของไหลทำงานขณะไหลเข้าแผงฯ และอุณหภูมิบรรยากาศ

θ = เวลา

U_L ประกอบด้วยสัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อนด้านบน U_t และด้านล่าง U_b หรือ

$$U_L = U_t + U_b$$



เมื่อ $U_t(45) = \left[\frac{N}{\left[\frac{344}{T_p} (T_p - T_a) / (N+f) \right]^{0.31} + \frac{1}{h_w}} \right]^{-1} + \frac{\sigma(T_p + T_a)(T_p^2 + T_a^2)}{\left[\epsilon_p + 0.0425N(1 - \epsilon_p) \right]^{-1} + \left[(2N+f-1) / \epsilon_g \right]^{-N}}$ (3)

และ $U_t(s) = U_t(45) \left[1 - (5-45)(0.00259 - 0.00144\epsilon_p) \right]$

$$U_b = k_B / L$$
 (4)

เมื่อ N = จำนวนกระจก

$$f = (1.0 - 0.04h_w + 5.0 \times 10^{-4} h_w^2)(1 + 0.058N)$$

ϵ_g = การส่งออกรังสีความร้อนของกระจก

ϵ_p = การส่งออกรังสีความร้อนของแผ่นดูดแสงอาทิตย์

h_w = สัมประสิทธิ์ฟิล์มที่ผิวบนของกระจก (สัมพันธ์กับอากาศ)

k = สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของฉนวนด้านหลังแผงฯ

L = ความหนาของฉนวน

สมการใช้คำนวณแฟคเตอร์ของการถ่ายความร้อนจากแผงรับแสงอาทิตย์ F_R คือ

$$F_R = \frac{GC_p}{U_L} (1 - \exp[-(U_L F' / GC_p)]) \quad (5)$$

เมื่อ G = อัตราการไหลของไหลทำงานต่อหน่วยพื้นที่แผงรับแสงอาทิตย์

C_p = ความร้อนจำเพาะของของไหลทำงาน

F' = แฟคเตอร์ของประสิทธิภาพแผงรับแสงอาทิตย์ ซึ่งคำนวณได้จากสมการ

$$F' = \frac{1/U_L}{W \left[\frac{1}{U_L (D+(W-D)F)} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi D_i h_{f,i}} \right]} \quad (6)$$

เมื่อ W = ระยะระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อ (ดูรูปที่ 8)

D = ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อ

F = ประสิทธิภาพของฟิน

C_b = บอนด์คอนดักแทน

$h_{f,i}$ = สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อ

ประสิทธิภาพฟินคำนวณได้จากสมการ

$$F = \tanh(m(W-D)/2) / m(W-D)/2 \quad (7)$$

$m^2 = U_L/k_F \delta$; k_F = สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของวัสดุใช้ทำฟิน และ δ ความหนาของฟิน

โดยแทนค่าสมการที่ (1) ในสมการที่ (2) โดยเลือกเวลาเท่ากับหนึ่งหน่วย จะได้สมการประสิทธิภาพเชิงความร้อนของแผงรับแสงอาทิตย์เป็น

$$\eta = F_R (\tau \alpha)_n - F_R U_L (T_i - T_a) / I \quad (8)$$

ถ้ากำหนดให้สัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อนทั้งหมด U มีค่าคงที่ตลอดช่วงอุณหภูมิทำงานของแผงรับแสงอาทิตย์ สมการที่ (8) คือสมการของเส้นตรงแสดงไว้ในรูปที่ 9 ซึ่งมีแกนนอนเป็น $(T_i - T_a) / I$ และแกนตั้งเป็น η ความลาดชันของเส้นคือ $F_R U_L$ และจุดตัดของเส้นประสิทธิภาพบนแกนตั้งคือ $F_R (\tau \alpha)_n$

2.11 การเปรียบเทียบสมรรถนะของแผงรับแสงอาทิตย์

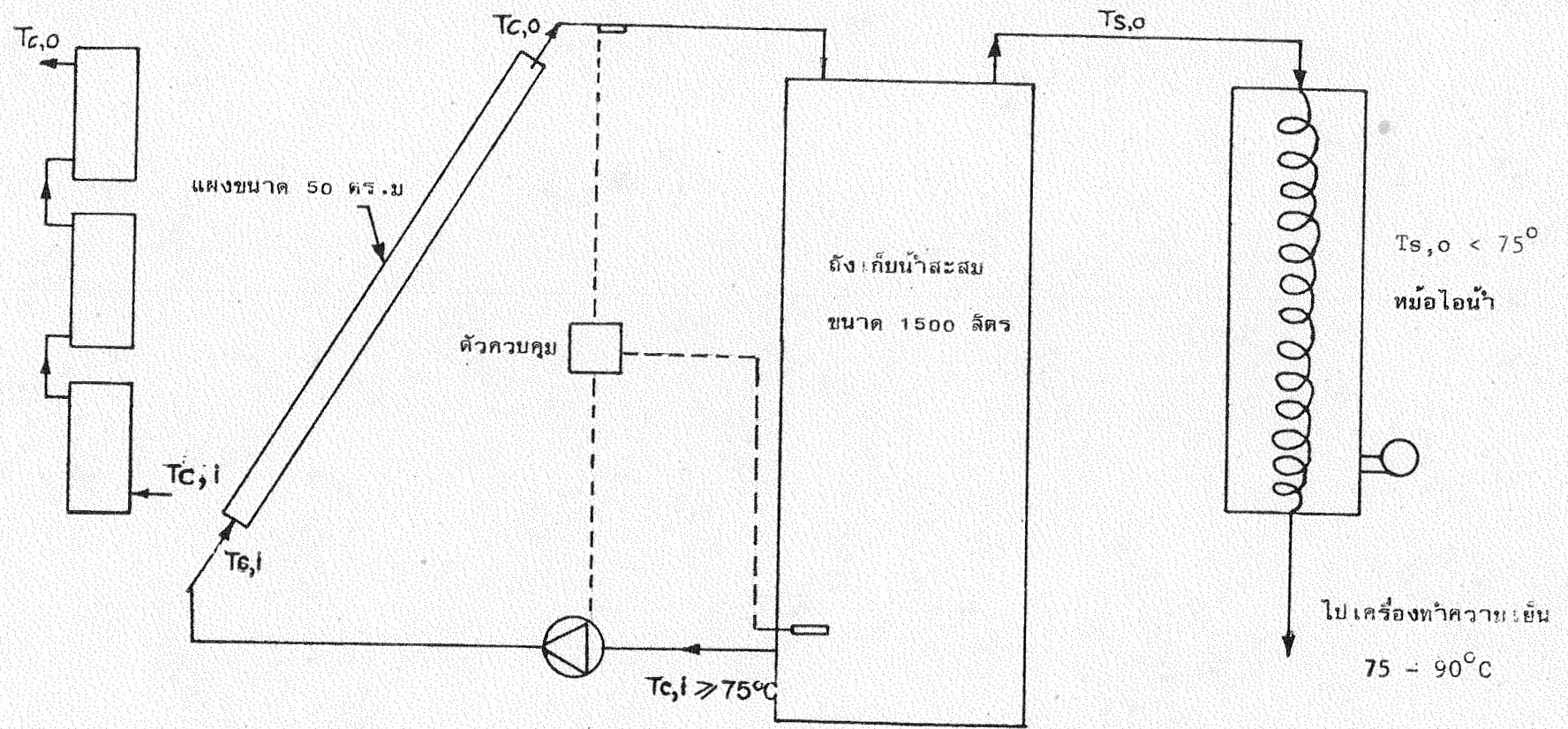
การเปรียบเทียบสมรรถนะของแผงรับแสงอาทิตย์แบบกระจกชั้นเดียวแผ่นดูดมีผิวเลือกรังสีกับแบบกระจกสองชั้นแผ่นดูดทาสีดำ ได้แสดงไว้ในตารางที่ 2-4 วันที่ใช้ในการเปรียบเทียบมี 3 วัน

ในรอบปีคือ (1) วันที่ 21 มีนาคม (equinox) (2) วันที่ 21 มิถุนายน (summer solstice) และ (3) วันที่ 21 ธันวาคม (Winter Solstice) และระบบที่ใช้แสดงในรูปที่ 10 แผงรับแสงอาทิตย์ติดตั้งหันหน้าไปทิศใต้ทำมุมเอียง 15° กับพื้นราบ และต่ออนุกรมกัน 3 แผง การหมุนเวียนของน้ำผ่านแผงควบคุมโดย Differential thermostat ซึ่งจะให้ปั๊มทำงานเมื่อ $T_{co} - T_{ci} > 3^{\circ}\text{C}$ น้ำร้อนที่ได้จากแผงจะไปเก็บในถังเก็บสะสมขนาด 1500 ลิตร น้ำร้อนจากถังเก็บสะสมจะไหลผ่านหม้อไอน้ำสำรองไปเข้าเครื่องทำน้ำเย็น ในเวลาที่แสงอาทิตย์มีไม่เพียงพออุณหภูมิของน้ำร้อนจะต่ำกว่า 75°C หม้อไอน้ำสำรองจะทำงานเพื่อให้ได้น้ำร้อนเพียงพอสำหรับเครื่องทำน้ำเย็น

การเปรียบเทียบใช้ข้อสมมุติฐานดังนี้

1. ประสิทธิภาพของแผงรับแสงอาทิตย์ทั้งสองแบบได้จากเอกสารของผู้ผลิต ดัง
แสดงในรูปที่ 4
2. โหลดของเครื่องปรับอากาศที่ตลอดเวลา 8.00-16.00 น. และมีค่าคงที่เท่ากับ 11 kw-hr
3. ถังเก็บสะสมมีอุณหภูมิเท่ากันตลอดถัง
4. อุณหภูมิแรกเริ่มของน้ำในถังเก็บสะสมคือ 75°C
5. อุณหภูมิของอากาศภายนอกห้องคงที่เท่ากับ 33°C
6. พื้นที่ของแผง 50 m^2

จากตารางที่ 2-7 จะเห็นว่าแผงรับแสงอาทิตย์แบบกระจกชั้นเดียวแผ่นคู่มีผิวเลือกรังสีจะให้สมรรถนะดีกว่าแผงรับแสงอาทิตย์แบบกระจกสองชั้นแผ่นคู่คทาสีค่าอยู่ประมาณ 5% ดังนั้นถ้าจะใช้แผงแบบกระจกสองชั้นจะต้องเพิ่มจำนวนพื้นที่รับแสงอีก 5%



รูปที่ 10 ระบบผลิตน้ำร้อนสำหรับเครื่องปรับอากาศ

ตารางที่ 2 พลังงานที่ได้รับจากแผงรับแสงอาทิตย์กระจก 1 ชั้น แผ่นดูดยี่หิวเลือกรังสี ในวันที่ 21 มีนาคม

เวลา	H kJ/m ² hr.	R	HR kJ/m ² hr.	T _i °C	T _o °C	η %	Q _u kJ/hr.	Q _{aux} ks/hr.	ΣΔu KJ
7-8	837.2	R = 1.0345	862.7	75.0	75	0	-	-	-
8-9	1465.1		1509.7	75.0	83.99	26.3	19852.56	+19747.45	-
9-10	2009.3		2070.5	75.0	92.41	37.4	38718.35	+881.65	-
10-11	2427.9		2501.8	75.0	99.0	42.2	52788.0	-	+13188
11-12	2679.0		2760.6	77.1	104.58	43.8	60457.0	-	+34045
12-13	2720.9		2803.8	80.42	107.31	42.2	59160.0	-	+53605
13-14	2511.6		2588.1	83.53	106.06	38.3	49562.0	-	+63567
14-15	2093.0		2156.7	85.12	100.81	31.7	34183.4	-	+58150.4
15-16	1423.2		1466.6	83.4	89.23	16.8	12319	-	+30869.84
16-17	771.6		733.3	75.0	75	0	-	-	-

$$\Sigma Q_{aux} + \underline{\underline{20629.2 \text{ kJ}}}$$

ตารางที่ 3 พลังงานที่ได้รับจากแผงรับแสงอาทิตย์กระจก 1 ชั้น แผ่นดูดมีผิวเลือกรังสี ในวันที่ 21 มิถุนายน

เวลา	H kJ/m ² hr.	R	HR kJ/m ² hr.	T _i °C	T _o °C	η %	Q _u kJ/hr.	Q _{aux} kJ/hr.	ΣΔu KJ
7-8	837.2	0.780	658.9	T _i = 75°C	75		-	-	-
8-9	1381.4	0.864	1193.2		75		15850	+23750	-
9-10	1800.0	0.898	1616.2		85.65		23430	+16170	-
10-11	2134.0	0.917	1952.6		90.52		34150	+5450	-
11-12	2218.0	0.922	2044.9		92.19	35	37800	+1800	-
12-13	2093.0	0.922	1929.2		90.79		34722	+4878	-
13-14	1674.4	0.915	1531.4		84.39		20650	+18950	-
14-15	1590.7	0.898	1428.3		83.12		17850	+21750	-
15-16	1172.1	0.864	1012.5		75		-	-	-
16-17	711.6	0.787	560.0		75		-	-	-

$$\Sigma Q_{aux} + \underline{\underline{92748 \text{ KJ}}}$$

ตารางที่ 4 พลังงานที่ได้รับจากแผงรับแสงอาทิตย์กระจก 1 ชั้น แผ่นดูดมีผิวเลือกรังสี ในวันที่ 21 ธันวาคม

เวลา	H KJ/m ² hr.	R	HR KJ/m ² hr.	T _i °C	T _o °C	η %	Q _u KJ/hr	Q _{aux} KJ/hr	ΣΔu KJ
7-8	627.9	1.466	920.5	75	75	0	0	-	-
8-9	1297.7	1.2694	1647.3	75	85.05	30	24705	14895	-
9-10	1800.0	1.2050	2169.0	75	93.7	39	42295	-	+ 2695
10-11	2260.4	1.1770	2660.5	75.4	101.4	44	58531	-	+21626
11-12	2469.7	1.1658	2879.2	78.4	107.2	44	63342	-	+45368
12-13	2469.7	1.1658	2879.2	82.18	109.7	42	60465	-	+66233
13-14	2218.6	1.1770	2611.3	85.5	108.05	37.5	48961	-	+75595
14-15	1758.1	1.2050	2118.5	87	101.45	29.8	31565	-	+67557
15-16	1130.2	1.2694	1434.7	84.43	89.32	14.7	10545	-	+38502
16-17	544.2	1.466	797.8	75.18	75	0	0	0	

$$\Sigma Q_{aux} + \underline{\underline{14895}} \text{ KJ}$$

ตารางที่ 5 พลังงานที่ได้รับจากแผงรับแสงอาทิตย์กระจก 2 ชั้น แผ่นดูดผิวสีดำ ในวันที่ 21 มีนาคม

เวลา	H KJ/m ² hr.	R	HR KJ/m ² hr.	T _i °C	T _o °C	η %	Q _u KJ/hr.	Q _{aux} KJ/hr	ΣΔu KJ
7-8	837.2	R = 10345	862.7	75	75.0	0	-	-	-
8-9	1465.1		1509.7	75	83.58	25.0	18871.5	+20728.5	-
9-10	2009.3		2070.5	75	91.28	34.9	36130.23	+3469.78	-
10-11	2427.9		2501.8	75	97.35	39.6	49535.64	-	+9935.64
11-12	2679.0		2760.6	76.58	102.18	40.8	56316.0	-	+26651.64
12-13	2720.9		2803.8	79.24	104.6	39.8	55795.5	-	+42847.14
13-14	2511.6		2588.1	81.82	103.6	37.0	47880.0	-	+51127.14
14-15	2093.0		2156.7	83.14	98.34	31.0	33429.0	-	+44956.14
15-16	1423.2		1466.6	81.18	87.41	18.0	13199.0	-	+18555.54
16-17	711.6		733.3	75	75.0	0	-	-	-

$$\Sigma Q_{aux} + \underline{24198.28 \text{ KJ}}$$

ตารางที่ 6 พลังงานที่ได้จากแผงรับแสงอาทิตย์กระจก 2 ชั้น แผ่นดูดมีผิวสีดำ ในวันที่ 21 มิถุนายน

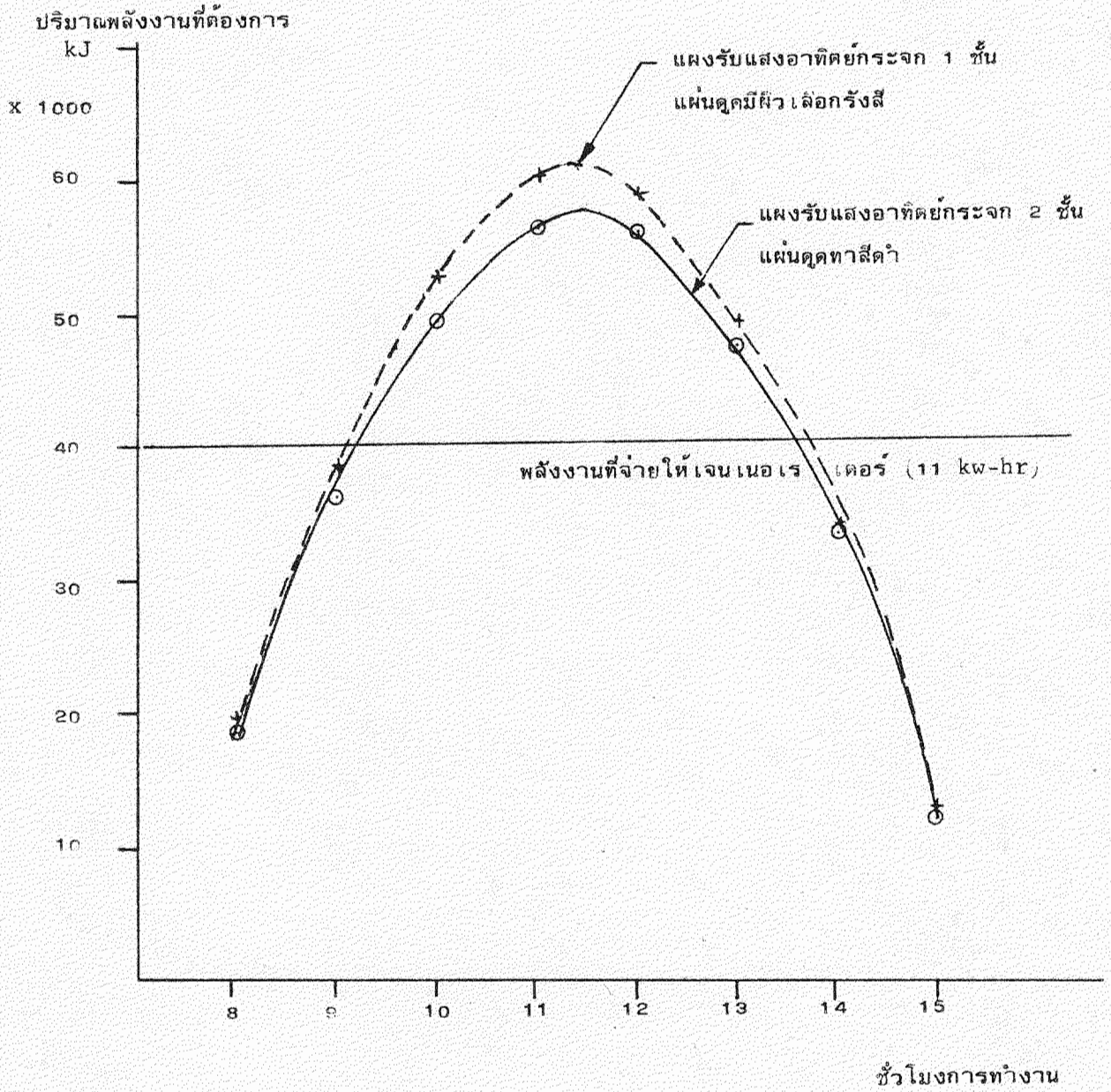
เวลา	H KJ/m ² hr.	R	HR KJ/m ² hr	T _i °C	T _o °C	η %	Q _u KJ/hr.	Q _{aux} KJ/hr.	ΣΔu KJ
7-8	837.2	0.780	658.9	75°C	75.0	0	-	-	-
8-9	1381.4	0.864	1193.2		77.03	15	8949.0	+30651.0	-
9-10	1800.0	0.898	1616.2		84.85	27.3	22061.13	+17538.87	-
10-11	2134.0	0.917	1952.6		89.65	33.0	32218.0	+ 7382.0	-
11-12	2218.0	0.922	2044.9		91.04	34.5	35274.5	+ 4325.5	-
12-13	2093.0	0.922	1929.2		89.38	32.8	31639.0	+ 7961.0	-
13-14	1674.4	0.915	1531.4		83.88	25.3	19372.2	+20227.79	-
14-15	1590.7	0.898	1428.3		82.37	22.7	16211.0	+23389.0	-
15-16	1172.1	0.864	1012.5		75.0	0	-	-	-
16-17	711.6	0.787	560.0		75.0	0	-	-	-

$$\Sigma Q_{aux} + \underline{\underline{111439.16 \text{ KJ}}}$$

ตารางที่ 7 พลังงานที่ได้รับจากแผงรับแสงอาทิตย์กระจก 2 ชั้น แผ่นดูดแสงอาทิตย์สีดำ ในวันที่ 21 ธันวาคม

เวลา	H KJ/m ² hr.	R	HR KJ/m ² hr.	T _i °C	T _o °C	η %	Q _u KJ/hr	Q _{aux} KJ/hr	ΣΔu KJ
7-8	627.9	1.466	920.5	75	75	0			
8-9	1297.7	1.2694	1647.3	75	85.33	28	23062.2	+16537.8	-
9-10	1800.0	1.2050	2169.0	75	92.75	36	39042.0	+558	-
10-11	2260.4	1.1770	2660.5	75	99.55	40.7	54141.18		14541
11-12	2469.7	1.1658	2879.2	77.3	104.59	41.7	60031.5		34972
12-13	1469.7	1.1658	2879.2	80.55	106.73	39.7	57152.12		52524
13-14	2218.6	1.1770	2611.3	83.34	104.7	36.0	47003.5		59928
14-15	1758.1	1.2050	2118.5	84.52	98.53	29.0	20718.25		41006
15-16	1130.2	1.2694	1434.7	81.68	87.22	17.7	12697.1	0	14143
16-17	544.2	1.466	797.8	75	75	0	-		

$$\Sigma Q_{aux} = \underline{\underline{17095 \text{ KJ}}}$$



รูปที่ 11 เปรียบเทียบอัตราพลังงานที่ได้จากแผงรับแสงอาทิตย์ 2 แบบ
ที่ Equinox วันที่ 21 มีนาคม

บทที่ 3

3.1 ระบบปรับอากาศพลังงานแสงอาทิตย์ (Solar Airconditioning System)

ระบบปรับอากาศพลังงานแสงอาทิตย์ เป็นระบบที่ใช้พลังงานแสงอาทิตย์ในการทำความเย็นสำหรับปรับอากาศในห้องที่มีอุณหภูมิตามต้องการ ในระยะเริ่มแรกของการพัฒนาระบบนี้ยังจำเป็นต้องใช้พลังงานอื่นร่วมด้วย เช่น พลังงานไฟฟ้าและพลังงานเชื้อเพลิง เนื่องจากถ้าจะใช้พลังงานแสงอาทิตย์อย่างเดียวจะต้องใช้เทคโนโลยีขั้นสูง และใช้เงินลงทุนจำนวนมาก ระบบปรับอากาศพลังงานแสงอาทิตย์ซึ่งมีผู้ผลิตออกสู่ตลาดแล้ว ประกอบด้วย (1) แผงรับแสงอาทิตย์ (flat plate solar collector) (2) ถังเก็บสะสม (storage) (3) หม้อไอน้ำสำรอง (Auxiliary Boiler) (4) เครื่องทำน้ำเย็น (Chiller) (5) เครื่องเป่าลมเย็น (Fancoil unit) (6) หอผึ่งลม (cooling tower) (7) ถังน้ำขยาย (Expansion tank) (8) ปัมป์ และระบบท่อ ดังแสดงในรูปที่ 12

แผงรับแสงอาทิตย์เป็นตัวรับพลังงานแสงอาทิตย์ และ เปลี่ยนเป็นพลังงานความร้อนในรูปของน้ำร้อน

ถังเก็บสะสมจะเก็บพลังงานความร้อนในรูปของน้ำร้อนในขณะที่มีพลังงานแสงอาทิตย์มากเกินไปเกินความต้องการที่ใช้ เพื่อไว้ใช้ในขณะที่ไม่มีพลังงานแสงอาทิตย์หรือมีแต่ไม่เพียงพอ

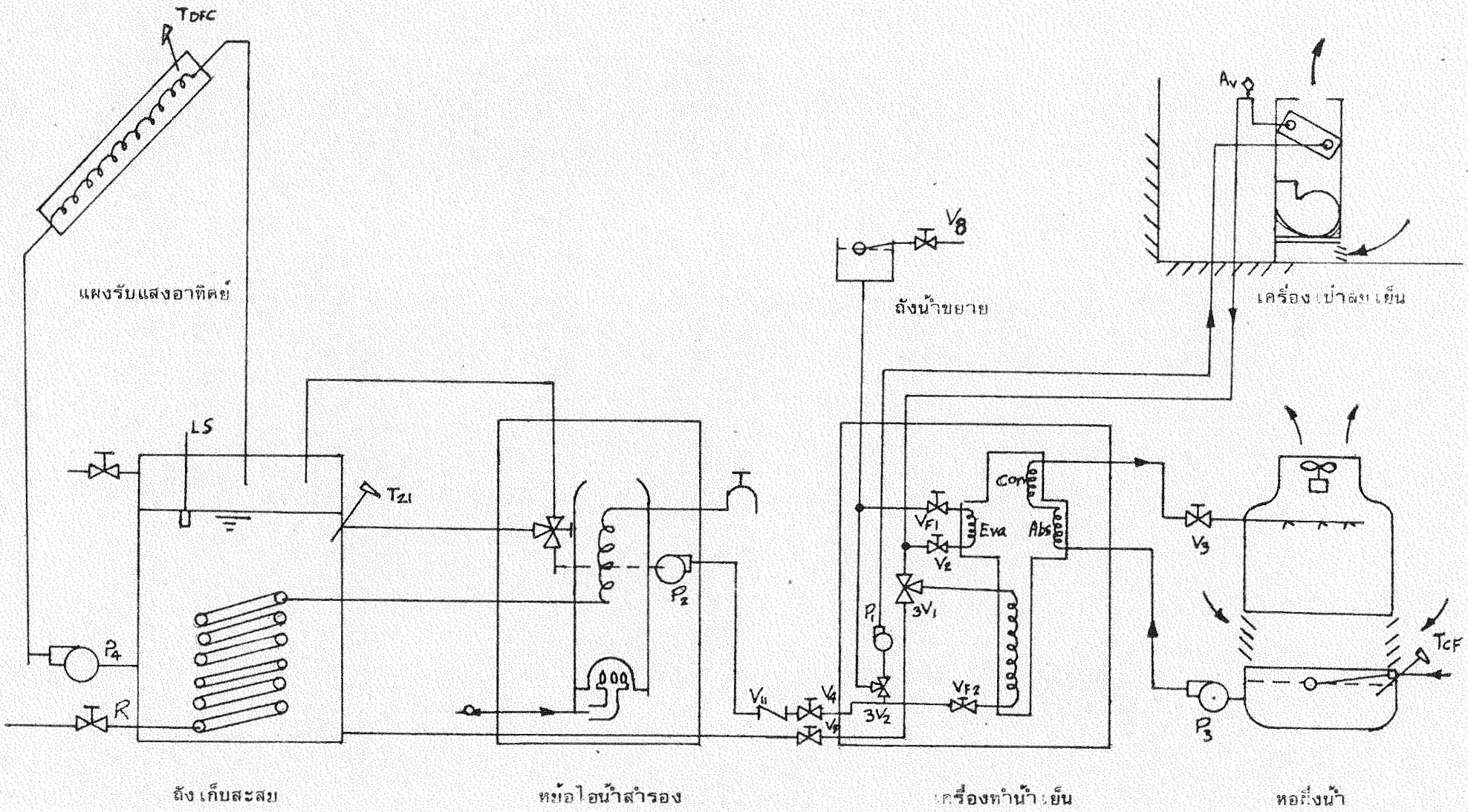
หม้อไอน้ำสำรองใช้พลังงานจาก เชื้อเพลิงเพื่อทำน้ำร้อนไว้ใช้ในขณะที่มีพลังงานแสงอาทิตย์ไม่เพียงพอ เช่นในตอนเช้าและตอนเย็น

เครื่องทำน้ำเย็น จะใช้พลังงานความร้อนจากน้ำร้อนในการบีบความร้อนจาก Evaporator ไปที่ถัง Condenser ในการบีบความร้อนออกจาก Evaporator ทำให้น้ำที่ไหลผ่าน Evaporator มีอุณหภูมิลดลง

เครื่องเป่าลมเย็นจะเป็นเครื่องถ่ายเทความร้อนจากน้ำที่ไหลมาจาก Evaporator ไปให้กับอากาศในห้องที่ต้องการจะลดอุณหภูมิ

หอผึ่งลม จะเป็นเครื่องถ่ายเทความร้อนจากน้ำที่ไหลผ่าน Condenser ให้กับสภาพภายนอกห้อง โดยความร้อนที่ถ่ายเทให้กับอากาศส่วนหนึ่งจะให้เพื่อระเหยน้ำให้กลายเป็นไอไปกับอากาศ และอีกส่วนหนึ่งถ่ายเทให้กับอากาศเพื่อทำให้อากาศมีอุณหภูมิสูงขึ้น

ถังน้ำขยาย มีไว้เพื่อเป็นที่ให้น้ำเย็นใน Evaporator ขยายตัวเมื่อหยุดเครื่องทำน้ำเย็น



รูปที่ 12 ระบบปรับสภาวะอากาศหลังงานแสงอาทิตย์

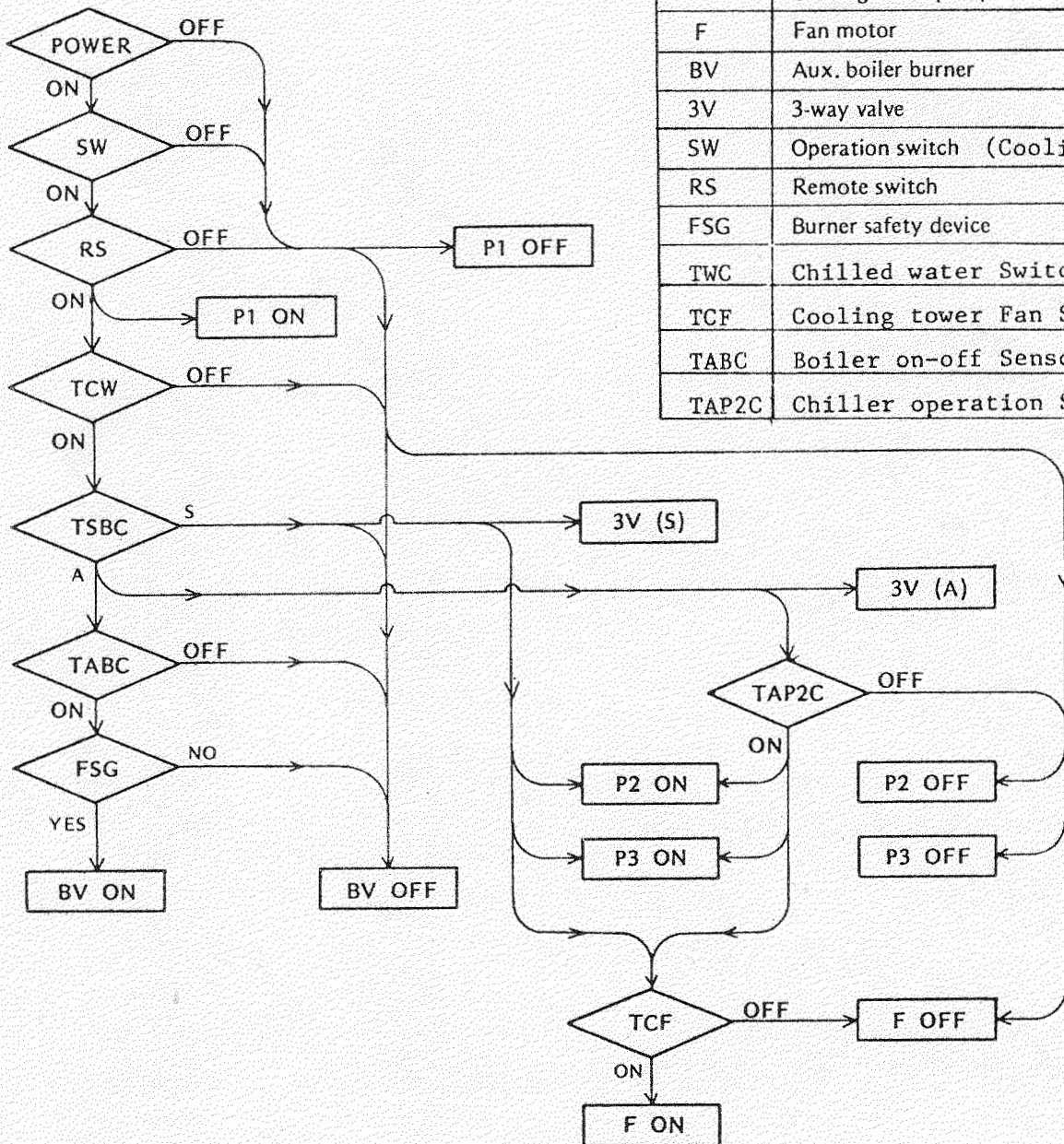
ปั๊ม ทำหน้าที่หมุนเวียนน้ำในระบบ เพื่อใช้ในการถ่ายเทความร้อน

ระบบควบคุมการทำงาน

เพื่อให้ระบบทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ ถูกต้อง และปลอดภัย จำเป็นต้องมีระบบควบคุมที่ดี ตำแหน่งของตัววัด สัญญาณ (Sensor) เพื่อใช้ในการควบคุมแสดงไว้ในรูปที่ 12 โดยมี

- (1) ปั๊ม P จะหมุนเวียนน้ำผ่านแผงรับแสงอาทิตย์ก็ต่อเมื่อผลต่างของอุณหภูมิของน้ำขาออกและขาเข้าแผงรับแสงอาทิตย์ (TDFC - TDFS) มีค่ามากกว่า 3°C
- (2) การทำงานของหม้อไอน้ำสำรองขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของน้ำที่ถังเก็บสะสม ความต้องการทำความเย็นหรือทำความร้อน และอุณหภูมิของน้ำในหม้อไอน้ำสำหรับการทำความเย็น ถ้าอุณหภูมิของถังเก็บสะสม T21 ไม่ต่ำกว่า 75°C หม้อไอน้ำจะไม่ทำงาน แต่ถ้าต่ำกว่า 75°C หม้อไอน้ำจำเป็นต้องทำงาน และจะหยุดทำงานหลังจากเริ่มทำงานแล้วต่อเมื่ออุณหภูมิของถังเก็บสะสมเกิน 80°C ในขณะที่หม้อไอน้ำทำงาน อุณหภูมิของน้ำในหม้อไอน้ำ T21 จะถูกควบคุมให้มีอุณหภูมิระหว่าง $89-90^{\circ}\text{C}$ ส่วนในการทำความร้อน ถ้าอุณหภูมิของถังเก็บสะสม T21 ไม่ต่ำกว่า 40°C หม้อไอน้ำจะไม่ทำงาน แต่ถ้าต่ำกว่า 40°C หม้อไอน้ำจำเป็นต้องทำงาน และจะหยุดทำงานอีกครั้งต่อเมื่ออุณหภูมิของถังเก็บสะสมเกิน 45°C ในขณะที่หม้อไอน้ำทำงาน อุณหภูมิของน้ำในหม้อไอน้ำจะถูกควบคุมให้มีอุณหภูมิ T41 อยู่ระหว่าง $40-41^{\circ}\text{C}$
- (3) เครื่องทำน้ำเย็น จะเริ่มทำงานเมื่ออุณหภูมิของน้ำเย็นที่ออกจาก Evaporator สูงกว่า 13°C และอุณหภูมิของน้ำร้อนที่เข้า Generator เกินกว่า 80°C และจะหยุดทำงานเมื่ออุณหภูมิที่ออกจาก Evaporator ต่ำกว่า 8°C หรืออุณหภูมิของน้ำร้อนที่เข้า Generator ต่ำกว่า 75°C
- (4) พัดลมของหอผึ่งลมจะทำงานเมื่ออุณหภูมิของน้ำในหอผึ่งลมเย็น TCF สูงกว่า 29.5°C และจะหยุดทำงานเมื่ออุณหภูมิต่ำกว่า 26.5°C
- (5) ขั้นตอนการทำงานของระบบขณะทำความเย็น และขณะทำความร้อนแสดงไว้ตามรูปที่ 13 และ 14 ตามลำดับ

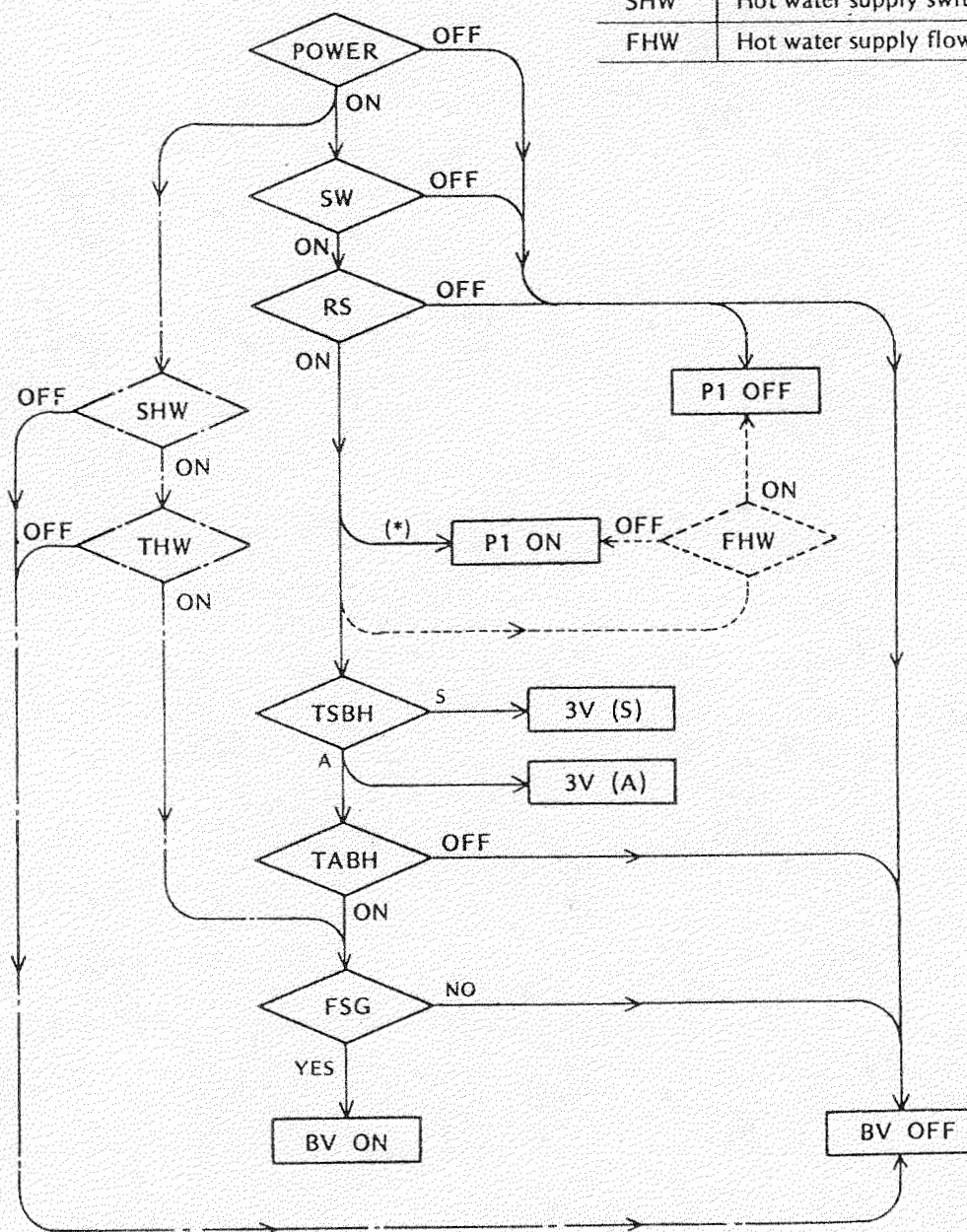
Symbol	Name
P1	Chilled water pump
P2	Heat medium pump
P3	Cooling water pump
F	Fan motor
BV	Aux. boiler burner
3V	3-way valve
SW	Operation switch (Cooling or heating)
RS	Remote switch
FSG	Burner safety device
TWC	Chilled water Switch
TCF	Cooling tower Fan Sensor
TABC	Boiler on-off Sensor
TAP2C	Chiller operation Sensor



*A: Auxiliary boiler circuit
 *S: Storage tank circuit

รูปที่ 13 ล็อกจิกไต่อะแกรมแสดงการทำงานของระบบขจัดความเย็น

Symbol	Name
SHW	Hot water supply switch
FHW	Hot water supply flow switch



A : Auxiliary boiler circuit
 S : Storage tank circuit

รูปที่ 14 ล็อกจิกไดอะแกรมแสดงถึงการทำงานของระบบ
 ฆ่าเชื้อความร้อน

3.2 เครื่องทำน้ำเย็น

เครื่องทำน้ำเย็นใช้วัฏจักรทำความเย็นแบบดูดละลาย (Absorption Cooling cycle) โดยใช้สารละลาย H_2O -Libr. ซึ่งมีน้ำเป็นสารทำความเย็น (Refrigerant) และมีส้เติมโบรมายด์เป็นสารดูดละลาย (Absorbent) วัฏจักรทำความเย็นแบบดูดละลายนี้แสดงในรูปที่ 15 การทำงานแบ่งออกได้เป็น 4 ตอน คือ (1) ตอนผลิตไอสารทำความเย็น (2) ตอนควบแน่น (3) ตอนทำความเย็น และ (4) ตอนดูดละลาย

(1) ตอนผลิตไอสารทำความเย็น

สารละลายเจือจางจะรับความร้อนที่ Generator จนเดือดทำให้น้ำ(สารทำความเย็น) กลายเป็นไอน้ำแยกตัวออกจากสารละลายแล้วไหลไปที่ Condenser ส่วนสารละลายเข้มข้นที่เหลือจะไหลผ่านวาล์วลดความดันกลับมายัง absorber

(2) ตอนควบแน่น

ไอน้ำที่ความดันและอุณหภูมิสูงจะถ่ายเทความร้อนให้กับ Condenser ทำให้ไอน้ำกลั่นตัวเป็นน้ำไหลผ่าน expansion valve ไปเข้า Evaporator

(3) ตอนทำความเย็น

น้ำจะมีความดันและอุณหภูมิลดลงเมื่อไหลผ่าน expansion valve จึงสามารถรับความร้อนจาก Evaporator เพื่อระเหยเป็นไอ ดังนั้น Evaporator จึงเป็นตัวกลางในการถ่ายเทความร้อนจากน้ำที่มาจาก เครื่องเป่าลมเย็นกับสารทำความเย็นที่มาจาก expansion valve น้ำเย็นที่ไหลออกจาก Evaporator จะถูกส่งไปเข้าเครื่องเป่าลมเย็นต่อไป

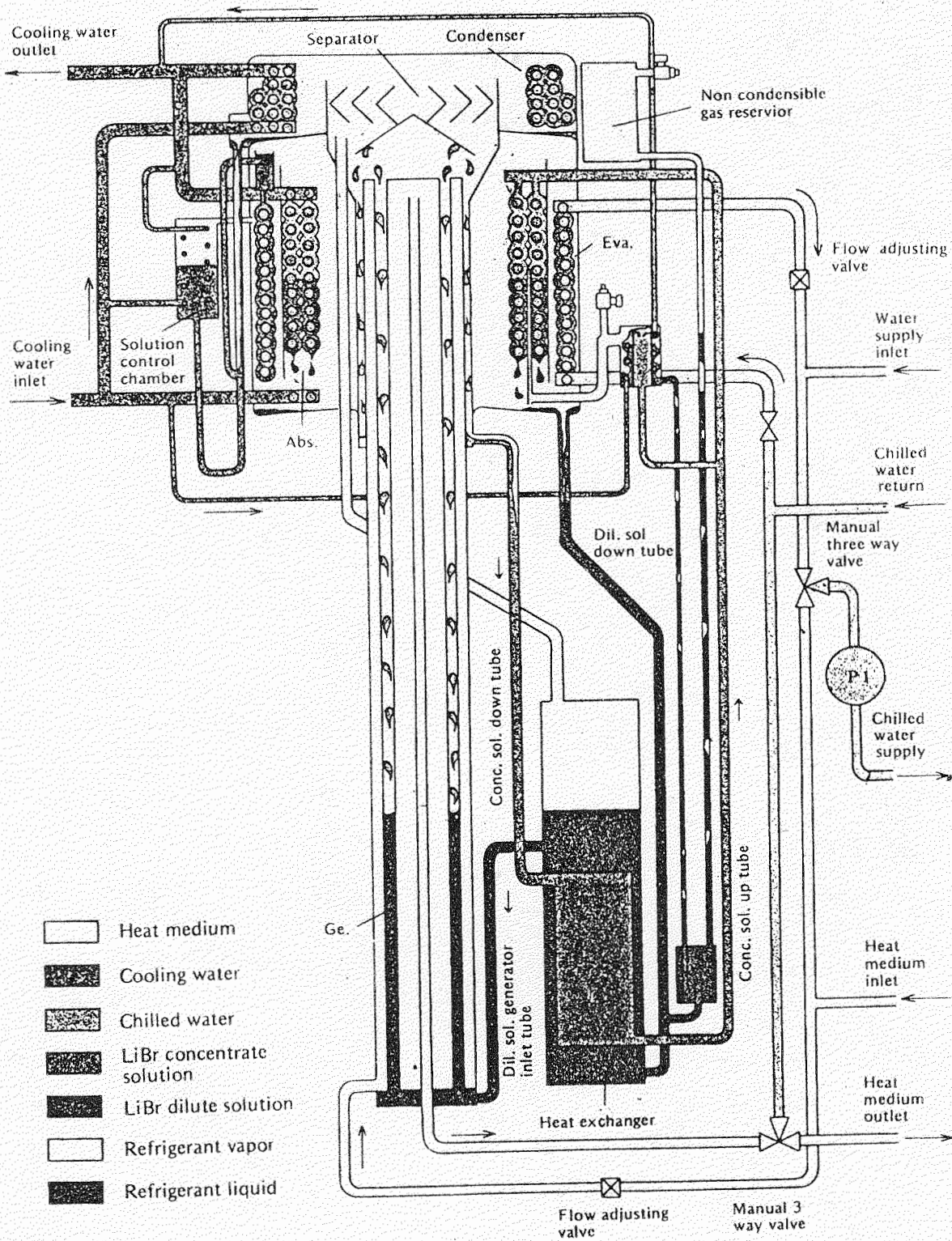
(4) ตอนดูดละลาย








สารละลายเข้มข้นจาก Generator และไอสารทำความเย็นจาก Evaporator จะมาผสมกันที่ Absorber สารละลายเข้มข้นจะสามารถดูดน้ำไว้ได้ ปฏิกิริยาการดูดละลายนี้จะทำให้เกิดความร้อน และความร้อนเนื่องจากไอน้ำกลั่นตัวเป็นน้ำจึงต้องมีการระบายความร้อนออกจาก absorber เพื่อรักษาความดันใน absorber ไม่ให้สูงขึ้น สารละลายเข้มข้นเมื่อดูดน้ำก็จะกลายเป็นสารละลายเจือจางไหลไปเข้า Generator ทำให้ครบวัฏจักรการทำงาน

ในวัฏจักรทำความเย็นนี้ที่ absorber และ Evaporator จะเป็นแหล่งความดันต่ำ ส่วนที่ Generator และ Condenser จะเป็นแหล่งความดันสูง ดังนั้นในระบบไหลต่อจำเป็นต้องมีปั๊มเพื่อ

ดูดสารละลายจาก absorber ส่งไปยัง Generator แต่ถ้าเป็นระบบเล็กจะใช้หลักของ "heat air bubble" ในการบีบสารละลาย

เนื่องจากสารละลายเจือจางที่ออกจาก absorber ยังมีอุณหภูมิต่ำ และสารละลายเข้มข้นจาก Generator ก็มีอุณหภูมิสูง ดังนั้นถ้ามีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับสารละลายทั้งสอง ก็จะเป็นการให้ความร้อนแก่สารละลายเจือจางก่อนที่จะไปรับความร้อนที่ Generator และเป็นการลดอุณหภูมิของสารละลายเข้มข้นก่อนที่จะไปคายความร้อนที่ Absorber ทำให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของระบบเพิ่มขึ้น



-  Heat medium
-  Cooling water
-  Chilled water
-  LiBr concentrate solution
-  LiBr dilute solution
-  Refrigerant vapor
-  Refrigerant liquid

รูปที่ 15 วัฏจักรของเครื่องทำน้ำเย็นของ Yazaki

3.3 สัมประสิทธิ์ของการทำความเย็น

สัมประสิทธิ์ของการทำความเย็น (Coefficient of Performance) หรือ COP เป็นตัวเลขที่แสดงถึงสมรรถนะของเครื่องทำความเย็นว่าดีหรือไม่ดี ถ้ามีค่าสูงถือว่าสมรรถนะดีจากนิยามจะได้ว่า

$$\text{COP} = \frac{\text{พลังงานความเย็นที่ได้รับจากเครื่อง}}{\text{พลังงานที่ป้อนให้กับเครื่อง}}$$

COP ของเครื่องทำความเย็นแต่ละชนิดมีค่าไม่เท่ากันซึ่งขึ้นอยู่กับการออกแบบระบบ การเลือกใช้สารละลาย และแหล่งของอุณหภูมิจากการถ่ายเทความร้อน เพื่อให้เป็นแนวทางในการปรับปรุงเครื่องทำความเย็นให้มีค่า COP สูงขึ้น จะยึดถือค่า COP ของวัฏจักร Carnot เป็นหลัก เพราะวัฏจักร Carnot เป็นวัฏจักรที่ให้ค่า COP สูงสุด เนื่องจากเป็นวัฏจักรในอุดมคติ ที่มีแหล่งของอุณหภูมิ 3 แหล่ง คือ (1) แหล่งอุณหภูมิตั้งที่ Generator T_G (2) แหล่งอุณหภูมิตั้งที่ Condenser T_C และ (3) แหล่งอุณหภูมิตั้งที่ Evaporator T_E จะได้ว่า

$$\text{COP}_{\text{carnot}} = \frac{1 - T_C/T_G}{T_G/T_E - 1}$$

ซึ่งจะเห็นว่าค่า $\text{COP}_{\text{carnot}}$ ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิ T_G , T_C และ T_E โดยจะมีค่าสูงเมื่อ T_G กับ T_E มีค่าสูง และ T_C มีค่าต่ำ ในช่วงอุณหภูมิตั้งสำหรับเครื่องปรับอากาศโดยใช้พลังงานแสงอาทิตย์อยู่ขณะนี้ จะมีค่า $\text{COP}_{\text{carnot}}$ ดังแสดงในตารางที่ 8 ซึ่งจะให้ค่าระหว่าง

ตารางที่ 8 ค่า COP ของวัฏจักร Carnot สำหรับเครื่องปรับอากาศที่ใช้พลังงานแสงอาทิตย์

TE \ TG \ TC	65				70				75				80			
	35	40	45	50	35	40	45	50	35	40	45	50	35	40	45	50
8	0.92	0.65	0.45	0.3	1.06	0.77	0.55	0.39	1.20	0.88	0.65	0.48	1.33	1.00	0.75	0.57
10	1.00	0.70	0.48	0.31	1.16	0.83	0.59	0.41	1.30	0.95	0.70	0.51	1.44	1.07	0.80	0.60
12	1.10	0.75	0.51	0.33	1.26	0.89	0.63	0.44	1.42	1.02	0.74	0.54	1.58	1.15	0.86	0.64
14	1.21	0.82	0.55	0.35	1.39	0.97	0.67	0.46	1.57	1.11	0.80	0.57	1.74	1.25	0.92	0.68

TG = อุณหภูมิที่ Generator °C

TC = อุณหภูมิที่ Condenser และ Absorber °C

TE = อุณหภูมิที่ Evaporator °C

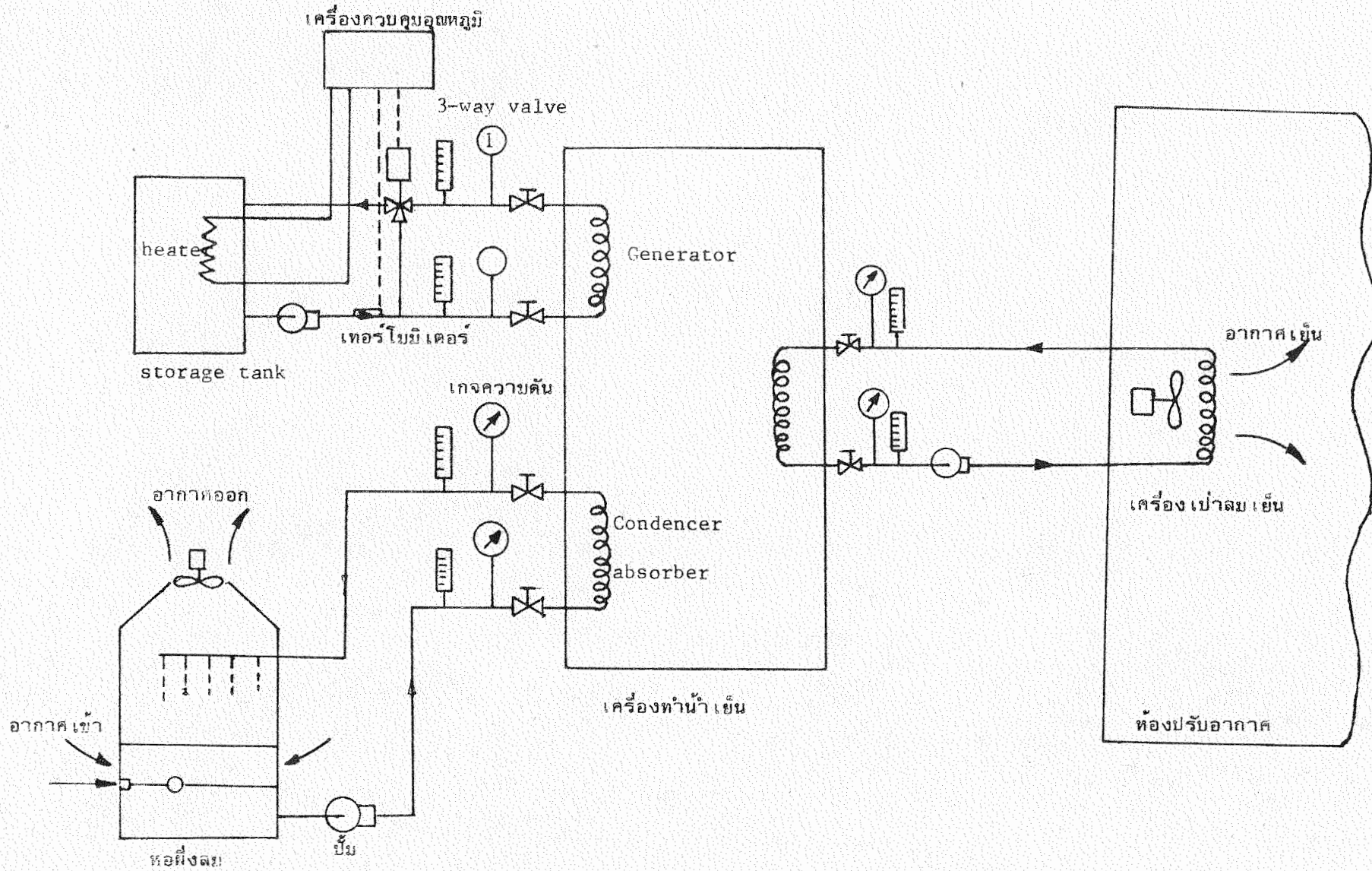


บทที่ 4

4.1 การทดลองหาสัมประสิทธิ์การทำความเย็นของเครื่องทำความเย็น

เครื่องทำความเย็นที่ใช้ทดลองเป็นของ Yazaki รุ่น WFC-600S ขนาดทำความเย็น 2 ตัน รายละเอียดแสดงในภาคผนวก ก. จุดประสงค์ของการทดลองนี้ต้องการจะหาค่า COP ที่ใช้งานจริง เนื่องจากสัมประสิทธิ์การทำความเย็น (COP) ขึ้นอยู่กับ Parameter หลายตัว เช่น Parameter ที่เกี่ยวกับการออกแบบเครื่องทำความเย็น อุณหภูมิที่ Generator อุณหภูมิที่ Condenser อุณหภูมิที่ Absorber และอุณหภูมิที่ Evaporator เพื่อให้ค่า COP ที่ได้ใกล้เคียงกับการใช้งานจริง จึงไม่ทดลองหาค่า COP เนื่องจากผลของ Parameter แต่ละตัวเหมือนกันทำในท้องทดลอง แต่จะหาค่าของ COP เทื่อ (1) เปลี่ยนอุณหภูมิของน้ำที่เข้า Generator อย่างเดียว เนื่องจากอุณหภูมิของน้ำที่เข้า Generator ขึ้นอยู่กับพลังงานแสงอาทิตย์ที่ได้รับโดยตรง และ (2) เมื่อเปลี่ยนอุณหภูมิของน้ำเย็นที่ออกจาก Fan coil unit เนื่องจากอุณหภูมิของน้ำขึ้นอยู่กับการะของห้องที่ต้องการจะปรับสภาวะอากาศ ส่วน Parameter อื่น ๆ ไม่ได้ควบคุมคงปล่อยให้เปลี่ยนไปตามผลที่เกิดขึ้น เนื่องจากการเปลี่ยนอุณหภูมิทั้งสองที่กล่าวมานี้

การเปลี่ยนอุณหภูมิของน้ำร้อนที่เข้าสู่ Generator ทำได้โดยใช้ heater ไฟฟ้า ทำน้ำร้อนแทนการใช้พลังงานแสงอาทิตย์ เพื่อหลีกเลี่ยงการตกผลึกของ LiBr อุณหภูมิของน้ำร้อนจะต้องไม่น้อยกว่า 75°C และอุณหภูมิสูงสุดไม่เกิน 100°C เนื่องจากใช้น้ำเป็นของไหลหมุนเวียน ดังนั้นการทดลองจึงใช้อุณหภูมิของน้ำร้อนที่เข้า Generator 75 80 85 และ 90°C ส่วนการเปลี่ยนอัตราการไหลของน้ำเย็นที่ผ่านเครื่องเป่าลมเย็นได้ทำการเปลี่ยน 4 ค่า เช่นกันคือที่ 50 70 87 และ 100% ของอัตราการไหลที่ออกแบบไว้ รูปที่ 16 แสดงระบบที่ทำการทดลองหาสัมประสิทธิ์การทำความเย็น การวัดอุณหภูมิตามจุดต่าง ๆ ใช้เทอร์โมมิเตอร์แบบปรอทที่มี Resolution 1°C ส่วน อัตราการไหลใช้คำนวณจากการวัดความดันคล่อมคอลล์น้ำ ในการวัดอุณหภูมิได้วัดทุก ๆ 15 นาที เพื่อหาเวลาเข้าสู่สภาวะคงที่ของเครื่อง



รูปที่ 16 ระบบที่ใช้ในการทดลองหาสัมประสิทธิ์การทำความเย็น

4.2 ผลการทดลอง

ตารางที่ 9-12 แสดงผลการทดลองซึ่งสรุปได้ดังนี้

1. COP จะมีค่าลดลงเมื่ออัตราการไหลของน้ำเย็นที่ผ่าน Evaporator ลดลง เมื่ออัตราการไหลของน้ำเย็นเป็น 20 17.4 14.1 และ 10 จะได้ค่า COP เฉลี่ย เป็น 0.52 0.46 และ 0.30 ตามลำดับ
2. COP จะมีค่าเกือบคงที่เมื่ออุณหภูมิของน้ำร้อนที่เข้า Generator มีค่าอยู่ระหว่าง $75 - 90^{\circ}\text{C}$
3. ขนาดทำความเย็นจะเพิ่มขึ้น เมื่ออุณหภูมิของน้ำร้อนที่เข้า Generator มีค่าสูงขึ้น
4. เวลาเข้าสู่สภาวะคงที่ของเครื่องมีค่าประมาณ 30 นาที

ตารางที่ ๑ ค่า COP เมื่ออัตราการไหลของน้ำเย็น = 20 ลิตรต่อนาที

อุณหภูมิขาเข้า Generator $^{\circ}\text{C}$	75	80	85	90
อุณหภูมิขาเข้า Evaporator $^{\circ}\text{C}$	23	22	20.5	20
อุณหภูมิขาเข้า Absorber $^{\circ}\text{C}$	32	32	33	34
ความเย็นที่ Evaporator kw	5.6	5.6	6.3	7.0
ความร้อนที่ Generator kw	11.7	10.3	11.7	13.2
ความร้อนที่ Absorber & Condenser kw	14.9	14.9	18.7	18.7
COP	0.48	0.54	0.54	0.53
COP _{carnot}	1.03	1.06	0.98	1.04

หมายเหตุ อัตราการไหลของน้ำร้อน = 21 ลิตรต่อนาที

อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น = 53.4 ลิตรต่อนาที

ตารางที่ 10 ค่า COP เมื่ออัตราการไหลของน้ำเย็น = 17.4 ลิตรต่อนาที

อุณหภูมิขาเข้า Generator °C	75	80	85	90
อุณหภูมิขาเข้า Evaporator °C	25	21	23	23.5
อุณหภูมิขาเข้า Absorber °C	34	33	37	38
ความเย็นที่ Evaporator kw	4.8	5.5	6.8	6.7
ความร้อนที่ Generator kw	9.5	10.3	11.7	12.5
ความร้อนที่ Absorber & Condenser kw	11.2	14.9	18.7	14.9
COP	0.51	0.53	0.52	0.53
COP _{carnot}	0.95	0.98	0.85	0.89

หมายเหตุ อัตราการไหลของน้ำร้อน = 21 ลิตรต่อนาที

อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น = 53.4 ลิตรต่อนาที

ตารางที่ 11 ค่า COP เมื่ออัตราการไหลของน้ำเย็น = 14.11 ลิตรต่อนาที

อุณหภูมิขาเข้า Generator °C	75	80	85	90
อุณหภูมิขาเข้า Evaporator °C	25.5	23	23	22
อุณหภูมิขาเข้า Absorber °C	35	36	38	39
ความเย็นที่ Evaporator kw	3.9	4.9	5.9	5.9
ความร้อนที่ Generator kw	8.8	11.0	11.8	13.2
ความร้อนที่ Absorber & Condenser kw	13.5	14.9	14.9	14.9
COP	0.45	0.45	0.50	0.45
COP _{carnot}	0.89	0.96	0.88	0.90

หมายเหตุ อัตราการไหลของน้ำร้อน = 21 ลิตรต่อนาที

อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น = 53.4 ลิตรต่อนาที

ตารางที่ 12 ค่า COP เมื่ออัตราการไหลของน้ำเย็น = 10 ลิตรต่อนาที

อุณหภูมิเข้า Generator °C	75	80	85	90
อุณหภูมิเข้า Evaporator °C	28.5	29	28.5	26.5
อุณหภูมิเข้า Absorber °C	34.5	35	37	38.5
ความเย็นที่ Evaporator kw	2.4	2.8	3.1	3.5
ความร้อนที่ Generator kw	7.3	8.8	11.7	13.3
ความร้อนที่ Absorber & Condenser kw	9.3	11.2	13.1	13.1
COP	0.33	0.32	0.27	0.26
COP _{carnot}	0.70	0.54	0.61	0.58

หมายเหตุ อัตราการไหลของน้ำร้อน = 21 ลิตรต่อนาที

อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น = 53.4 ลิตรต่อนาที

4.3 วิจารณ์ผลการทดลองของ เครื่องทำความเย็น

- เมื่อลดอัตราการไหลของน้ำเย็นที่ผ่าน Evaporator จะทำให้การถ่ายเทความร้อนจากน้ำสู่สารทำความเย็นลดลง จึงทำให้ได้ปริมาณความเย็นลดลง จากตารางที่ 9 ถึง 12 ที่อุณหภูมิเข้า Generator เป็น 75°C จะเห็นว่าเมื่อลดอัตราน้ำเย็นจาก 20 เป็น 10 ลิตรต่อ นาที COP จะลดจาก 0.48 เป็น 0.38 ดังนั้นในการควบคุมอุณหภูมิของห้องโดยการลดอัตราการไหลของน้ำผ่านเครื่องเป่าลมเย็นจึงไม่เหมาะสม การควบคุมอุณหภูมิของห้องอาจทำได้โดยการปิดน้ำร้อนที่จะส่งเข้า Generator แต่เนื่องจากเวลาที่เข้าสู่สภาวะคงที่ของเครื่องนานถึง 30 นาที จึงควบคุมอุณหภูมิของห้องได้ไม่ค่อยดี
- เมื่อเพิ่มอุณหภูมิของน้ำร้อนที่เข้า Generator จะทำให้การถ่ายเทความร้อนเข้าสู่สารละลายที่ Generator ดีขึ้น ทำให้ได้สารทำความเย็น และสารละลายเข้มข้นมากขึ้น เป็นเหตุให้การดูดละลายใน absorber ดีขึ้น ซึ่งทำให้ความดันและอุณหภูมิที่ evaporator ลดต่ำลง จึงได้ปริมาณความเย็นเพิ่มขึ้นด้วย แต่ปริมาณความร้อนที่จะถ่ายเทให้กับน้ำที่ Condenser และ absorber ก็จะต้องเพิ่มขึ้นด้วย เนื่องจากขนาดของการระบายความร้อนที่ห้องฝั่งลมคงที่ จึงเป็นเหตุให้อุณหภูมิ Condenser เพิ่มขึ้นด้วย สำหรับค่า $\text{COP}_{\text{carnot}}$ จะเพิ่มตามอุณหภูมิที่ Generator แต่จะลดเมื่ออุณหภูมิที่ Condenser เพิ่มและอุณหภูมิที่ Evaporator ลดลง จากการทดลอง อุณหภูมิที่ Generator และ Condenser เพิ่ม และอุณหภูมิที่ evaporator ลดทำให้ COP เกือบคงที่ ซึ่งสอดคล้องกับ $\text{COP}_{\text{carnot}}$ ดังแสดงในตารางที่ 9 - 12
- ระบบดูดละลายที่ใช้สารละลายของ $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ จะมีความดันที่ evaporator ต่ำมาก เช่น ถ้าต้องการอุณหภูมิที่ evaporator เป็น 10°C จะมีความดันสมบูรณ์เป็น 1.2 kPa ซึ่งต่ำกว่าบรรยากาศมาก (ความดันบรรยากาศ = 101 kPa) ถ้ามีอากาศรั่วเข้าสู่ระบบเพียงเล็กน้อย ก็จะไม่สามารถทำงานได้ ดังนั้นการสร้างและการบำรุงรักษาเครื่องต้องอาศัยเทคนิคพิเศษและผู้เชี่ยวชาญโดยเฉพาะ
- การให้ความร้อนที่ Generator จะต้องให้ความร้อนอย่างฉับพลัน และอุณหภูมิของน้ำร้อนต้องไม่ต่ำกว่า 75°C เพราะถ้าอุณหภูมิต่ำกว่านี้อาจเกิดการตกผลึกของ LiBr ที่ Generator ได้ โดยน้ำจะค่อย ๆ ระเหยออกจากสารละลายโดยก่อให้เกิด heat bubble pump ทำให้สารละลายมีความเข้มข้นขึ้นเรื่อย ๆ จนในที่สุดถึงจุดอิ่มตัว แล้ว LiBr. ก็จะมาตกผลึกแยกตัวออกจากสารละลาย เครื่องก็จะไม่สามารถทำงานได้

5. การถ่ายเทความร้อนโดยมีผลต่างของอุณหภูมิไม่สูงมากทำให้ต้องใช้การถ่ายเทความร้อนแบบบังคับโดยให้น้ำเป็นตัวกลาง ซึ่งทำให้ระบบมีอุปกรณ์เพิ่มขึ้น เช่น ต้องมีหอผึ่งลม และปั๊มน้ำ เป็นต้น

6. การเคลื่อนย้ายเครื่องทำความเย็นทำได้ด้วยความลำบาก เนื่องจากเครื่องทำความเย็นไม่สามารถเอียงทำมุมกับแนวตั้งเกิน 40° ได้ทุกด้าน เพราะจะทำให้เครื่องทำความเย็นไม่สามารถทำงานได้

บทที่ 5

5.1 ระบบปรับอากาศโดยใช้พลังงานแสงอาทิตย์

ในระหว่างที่เริ่มโครงการวิจัยนี้ บริษัทฯ ได้มอบเครื่องปรับอากาศให้กับสำนักงานพลังงานแห่งชาติ เครื่องปรับอากาศนี้ใช้เครื่องทำน้ำเย็น ซึ่งเป็นเครื่องรุ่นเดียวกันกับเครื่องทำน้ำเย็นที่ผู้ทำวิจัยอยู่ ดังนั้นข้อมูลที่ใช้ในการวิเคราะห์ในบทนี้ได้มาจากสำนักงานพลังงานแห่งชาติ

รายละเอียดของระบบมีดังนี้

1. แผงรับแสงอาทิตย์แบบผิวเคลือบรังสี จำนวน 26 แผ่น มีพื้นที่รับแสงประสิทธิผล 49.7 ตารางเมตร เอียงทำมุม 14 องศา กึ่งแนวราบ
2. ถังเก็บสะสมขนาด 1.5 ลบ. เมตร มีฉนวนเป็นใยแก้วหนา 100-150 มม.
3. หม้อไอน้ำสำรองขนาด 27.9 กิโลวัตต์ ใช้ก๊าซ LPG เป็นเชื้อเพลิง
4. เครื่องทำน้ำเย็นขนาด 2 ตัน (7 กิโลวัตต์)
5. เครื่องเป่าลมเย็นขนาด 2.7 กิโลวัตต์ 3 เครื่อง
6. หอผึ้งลมขนาด 18.6 กิโลวัตต์
7. ห้องปรับอากาศมีพื้นที่ 44 ตารางเมตร ผนังเป็นกระเบื้องกระดาดด้วยโพลี หนาต่างขนาดปกติ 6 บาน ใช้กระจกใสชั้นเดียว ห้องปรับอากาศตั้งอยู่บนคาน้ำของอาคารสำนักงานพลังงานแห่งชาติ
8. การควบคุมการทำงานของระบบได้กล่าวแล้วในบทที่ 2
9. การควบคุมอุณหภูมิห้องปรับอากาศไม่ได้ควบคุมอุณหภูมิของห้องโดยตรง แต่ควบคุมอุณหภูมิของน้ำเย็นที่ Evaporator กล่าวคือ ถ้าน้ำเย็นที่ออกจาก Evaporator ต่ำกว่า 8^oC เครื่องทำความเย็นจะหยุดทำงาน และจะเริ่มทำงานอีกครั้งเมื่ออุณหภูมิของน้ำเย็นที่ออกจาก Evaporator เกินกว่า 13^oC ดังนั้นอุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศซึ่งขึ้นอยู่กับภาระ (load) ของห้องปรับอากาศ ถ้ามีภาระมากอุณหภูมิจะสูง ในทำนองเดียวกันถ้ามีภาระน้อยอุณหภูมิจะต่ำ



5.2 สรุปผลในการใช้เครื่องปรับสภาวะอากาศหลังแสงอาทิตย์

ข้อมูลที่ได้มีด้วยกัน 4 วัน คือ วันที่ 13 มิถุนายน , 15 สิงหาคม , 4 ธันวาคม และ 12 ธันวาคม 2523 ซึ่งในวันที่ 13 มิถุนายน และ 15 สิงหาคม อยู่ในช่วงของฤดูฝน ส่วนวันที่ 4 ธันวาคม และ 12 ธันวาคม อยู่ในช่วงของฤดูหนาว ผลของการใช้ในแต่ละชั่วโมงของวันที่ 15 สิงหาคม แสดงไว้ในตารางที่ 13 ส่วนผลของการใช้ทั้งสัปดาห์แสดงไว้ในตารางที่ 14

จากตารางที่ 13 จะเห็นว่าพารามิเตอร์ทุกตัวเปลี่ยนแปลงตามเวลา ดังนั้นค่าที่ได้จึงเป็นค่าเฉลี่ย ขนาดทำความเย็นเฉลี่ยของเครื่องปรับอากาศมีค่าเป็น 3.51 กิโลวัตต์ และสัมประสิทธิ์การทำความเย็นเฉลี่ย 0.3

จากตารางที่ 14 จะได้ขนาดทำความเย็นเฉลี่ย 3.9 กิโลวัตต์ และสัมประสิทธิ์การทำความเย็นเฉลี่ย 0.38 นอกเหนือจากพลังงานแสงอาทิตย์แล้ว ยังต้องใช้กำลังไฟฟ้าเฉลี่ย 1.11 กิโลวัตต์ และพลังงานจากก๊าซ LPG อีก 44.7 เมกกะจูลต่อวัน

ระบบปรับสภาวะอากาศหลังงานแสงอาทิตย์ นอกจากจะใช้พลังงานแสงอาทิตย์แล้ว ยังต้องอาศัยพลังงานไฟฟ้าเพื่อใช้ในการให้พลังงานกับปั๊ม ทัดลม และอุปกรณ์ควบคุม และอาศัยพลังงานจากก๊าซเพื่อช่วยเสริมในเวลาที่แสงอาทิตย์ไม่เพียงพอ

ตารางที่ 13 ผลการใช้เครื่องปรับอากาศพลังงานแสงอาทิตย์ในวันที่ 15 สิงหาคม 2523

เวลา	อุณหภูมิ ภายนอกห้อง °C	อุณหภูมิ ภายในห้อง °C	พลังงาน แสงอาทิตย์ W/m ²	พลังงาน ไฟฟ้า kw-hr	พลังงาน ก๊าซ kw-hr	ขนาดทำความ เย็น kw	สัมประสิทธิ์ การทำความเย็น COP
11.00	33.6	26.0	455	0.0	0.00	3.97	-
12.00	33.6	24.9	416	1.1	4.45	2.98	0.26
13.00	34.2	25.1	572	1.2	0.00	3.47	0.29
14.00	35.1	25.3	555	1.3	0.00	3.22	0.28
15.00	34.3	25.1	428	1.0	0.00	3.35	0.31
16.00	33.4	25.2	256	1.0	4.62	3.72	0.27
16.30	33.0	24.4	211	0.5	5.88	3.84	0.38
เฉลี่ย	33.9	25.1	413	1.11	2.72	3.51	0.30

ตารางที่ 14 ผลการใช้เครื่องปรับอากาศพลังแสงอาทิตย์

วันที่	อุณหภูมิ ภายนอกห้อง °C	อุณหภูมิ ภายในห้อง °C	พลังงาน แสงอาทิตย์ MJ/m ² /day	กำลัง ไฟฟ้า kw	พลังงาน ก๊าซ MJ/day	ขนาดทำ ความเย็น kw	สัมประสิทธิ์การ ทำความเย็น COP
13 มิ.ย.23	32.7	23.8	14.74	0.95	125	5.2	0.48
15 ส.ค.23	33.9	25.1	11.82	1.11	59.8	3.5	0.30
4 ต.ค.23	31.4	24.1	15.28	1.22	0.0	3.3	0.35
12 ธ.ค.23	31.4	24.0	15.22	1.18	0.0	3.6	0.39
เฉลี่ย	31.9	24.3	15.75	1.11	44.7	3.9	0.38

หมายเหตุ 1. 1 วัน = 8 hr (9.00-17.00 น.)

2. พลังงานแสงอาทิตย์คิดบนพื้นที่ราบ

ตารางที่ 15 อัตราส่วนการใช้พลังงาน

วันที่	พลังงานแสงอาทิตย์ MJ	พลังงานไฟฟ้า MJ	พลังงานก๊าซ MJ
13 มี.ย.23	737	22	125
15 ส.ค.23	591	26	54
4 ธ.ค.23	764	29	0
12 ธ.ค.23	761	28	0

5.3 วิจารณ์

1. ขนาดทำความเย็นต่ำกว่าขนาดที่ระบุมาก ขนาดที่ระบุไว้ 7 กิโลวัตต์ แต่จากการใช้ได้เพียง 3.9 กิโลวัตต์ ทั้งนี้เพราะขนาดที่ระบุไว้คิดที่อุณหภูมิน้ำร้อนเข้า Generator 88°C อุณหภูมิน้ำเข้า Condenser 29.5°C และอุณหภูมิน้ำเย็นเข้า Evaporator 14°C แต่จากการใช้อุณหภูมิน้ำร้อนเข้า Generator มีค่าระหว่าง 75°C - 90°C ซึ่งถ้าใช้อุณหภูมิต่ำก็จะทำให้ขนาดทำความเย็นลดลง ส่วนอุณหภูมิน้ำเข้า Condenser ถ้าเป็นช่วงหน้าหนาวความชื้นในอากาศน้อย ทำให้ห้องทำงานอย่างมีประสิทธิภาพ ก็จะได้อุณหภูมิต่ำ แต่ถ้าเป็นช่วงหน้าฝน ความชื้นในอากาศมาก ก็จะได้อุณหภูมิน้ำเข้า Condenser สูง อุณหภูมิน้ำเข้า Condenser ในหน้าฝนประมาณ 28°C ส่วนในหน้าหนาวประมาณ 29°C ซึ่งต่ำกว่าค่าที่ระบุไว้ จะทำให้ขนาดทำความเย็นเพิ่มขึ้นเล็กน้อย ส่วนอุณหภูมิของน้ำเย็นเข้า Evaporator ได้ใกล้เคียงกับอุณหภูมิที่ระบุไว้

2. สัมประสิทธิ์การทำความเย็นได้ต่ำกว่าค่าที่ระบุไว้ ค่าที่ระบุ 0.6 แต่จากการใช้ได้เพียง 0.38 ทั้งนี้ก็เนื่องจากสภาวะการใช้งานจริงแตกต่างจากสภาวะที่ระบุไว้เหมือนกับข้อ 1 และค่าสัมประสิทธิ์การทำความเย็นที่แท้จริงของเครื่องทำความเย็นเท่านั้น ถ้าจะคิดทั้งระบบจะต้องรวมพลังงานไฟฟ้าที่ใช้เข้าไปด้วย จะได้ค่าสัมประสิทธิ์ทำความเย็นของระบบเป็น 0.34

3. ระบบยังต้องอาศัยพลังงานไฟฟ้าถึง 1.11 กิโลวัตต์ ซึ่งเป็นค่าที่สูงมาก เมื่อเทียบกับระบบอัตโนมัติที่ใช้เฉพาะพลังงานไฟฟ้าอย่างเดียว ระบบอัตโนมัติขนาด 3.9 กิโลวัตต์ จะใช้พลังงานไฟฟ้าประมาณ 1.6 กิโลวัตต์ (COP 2.5) ซึ่งจะเห็นว่าระบบพลังงานแสงอาทิตย์ช่วยลดพลังงานไฟฟ้าลงเพียง 30 เปอร์เซ็นต์ เท่านั้น

4. ระบบมีอุปกรณ์มากมาย และมีอุปกรณ์ควบคุมที่สลับซับซ้อนทำให้ยากแก่การบำรุงรักษา ระบบที่ใช้น้ำเป็นตัวกลางในการถ่ายเทความร้อนควรจะเป็นระบบที่มีขนาดทำความเย็นสูง

5. การควบคุมอุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศไม่ดีเท่าที่ควร เนื่องจากการทำงานของเครื่องทำความเย็นขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของน้ำเย็นที่ออกจาก Evaporator แทนที่จะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของห้องโดยตรง

บรรณานุกรม

1. Yazaki Corporation , Solar System Design Manual
2. Yazaki Corporation , Solar System Equipment
3. Exell , et al , The vailability of solar of solar Energy
4. Duffy JA and Beckman , W.A , Solar Energy Thermal Processes ,
John Wiley & Sons 1974
5. Krieder , Solar Heating and Cooling
6. Lunde , P.J , Solar Thermal Engineering Space Heating and Hot
Water System
7. Threlkeld , J.L , Thermal Environmental Engineering , Prentice-
Hall , 1970
8. Severns , W.H and Fellows HS , Air Conditioning and Refrigeration,
John Wiley & Sons , 1958

ภาคผนวก ก.

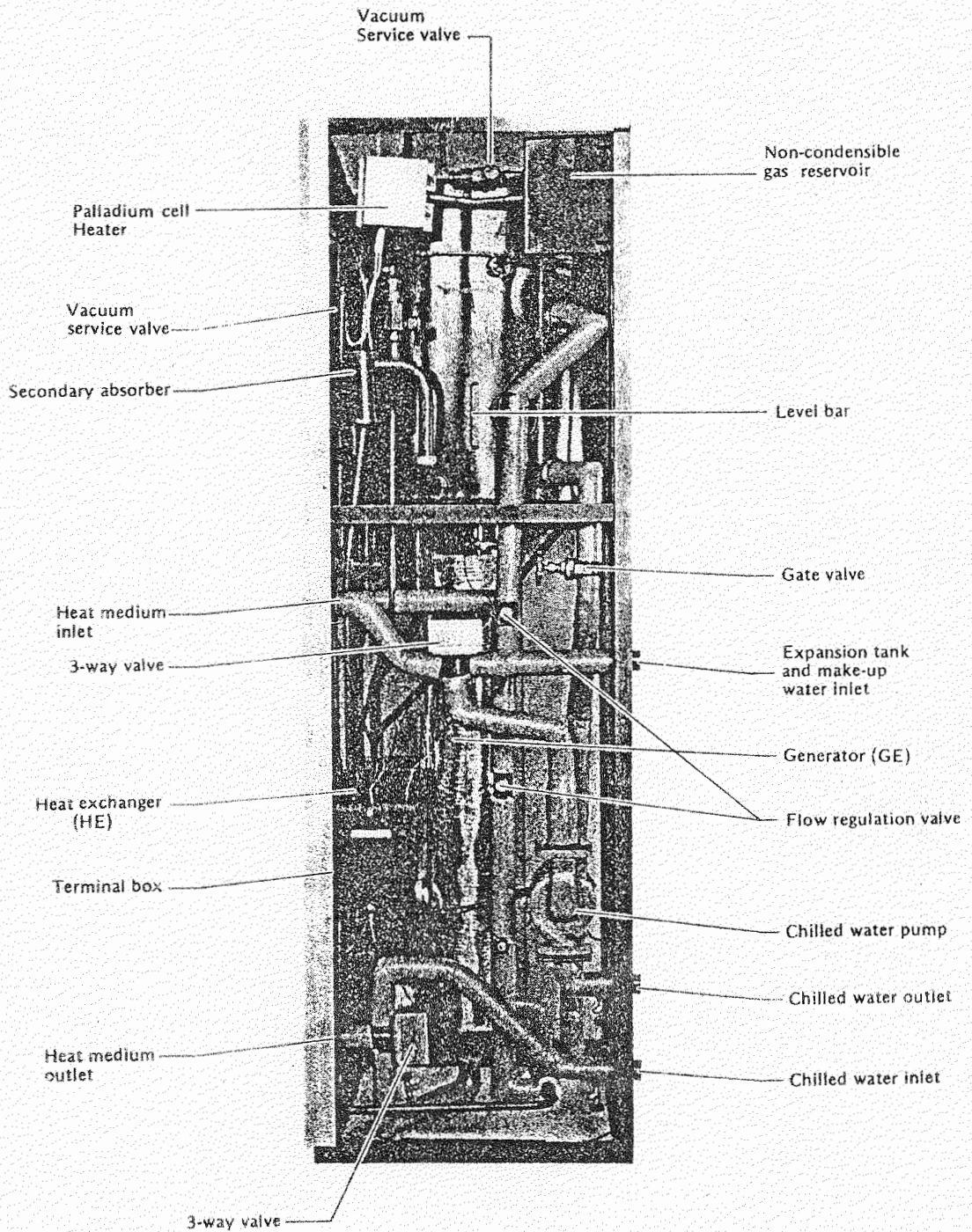
รายละเอียดของเครื่องทำน้ำเย็นของ YAZAKI รุ่น WFC-600S

ขนาดทำความเย็น (kw)	7
น้ำเย็น	
อุณหภูมิขาออก ($^{\circ}\text{C}$)	9
อุณหภูมิขาเข้า ($^{\circ}\text{C}$)	14
อุณหภูมิขาออกต่ำสุด ($^{\circ}\text{C}$)	8
อัตราการไหล (l/s)	0.33
ความดันคล่อม Evaporator coil (kPa)	19.7
ความดันใน Evaporator สูงสุด (kPa)	295
สัมประสิทธิ์การทำความเย็น (COP)	0.6
น้ำร้อน	
ขนาดทำความร้อนที่ให้ Generator (kw)	11.6
อุณหภูมิขาเข้า ($^{\circ}\text{C}$)	88
อุณหภูมิขาออก ($^{\circ}\text{C}$)	82
ช่วงของอุณหภูมิ ($^{\circ}\text{C}$)	75-100
อัตราการไหล (l/s)	0.463
ความดันคล่อม Generator coil (kPa)	12.8
ความดันใน Generator (kPa)	98
น้ำระเหย	
ขนาดระเหยความร้อน (kw)	18.6
อุณหภูมิขาเข้า ($^{\circ}\text{C}$)	29.5
อุณหภูมิขาออก ($^{\circ}\text{C}$)	34.5
อัตราการไหล (l/s)	0.888
ความดันคล่อม Absorber & Condenser coil (kPa)	22.6
ความดันสูงสุดใน Absorber & Condenser (kPa)	295

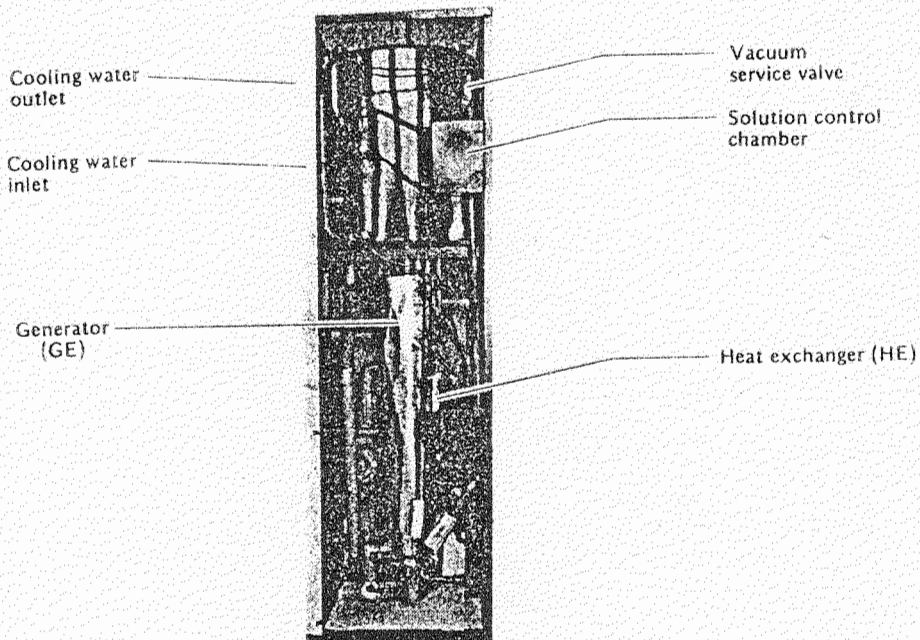
ปั๊มน้ำ

ไฟฟ้าป้อนเข้า (W)			220
กำลังมอเตอร์ขาเข้า (W)			195
กำลังมอเตอร์ขาออก (W)			100
กระแสไฟฟ้า (A)			1
Head (kPa)			76.8
อัตราการไหล (l·s)			0.333
Palladium cell heater (W)			20
เทอร์โมสแตทสำหรับน้ำเย็น	ปิด	8°C	ปิด
			13°C
ขนาดเครื่อง	WxDxH (mm)		540X635X1750
น้ำหนักเครื่อง (Kg)			175

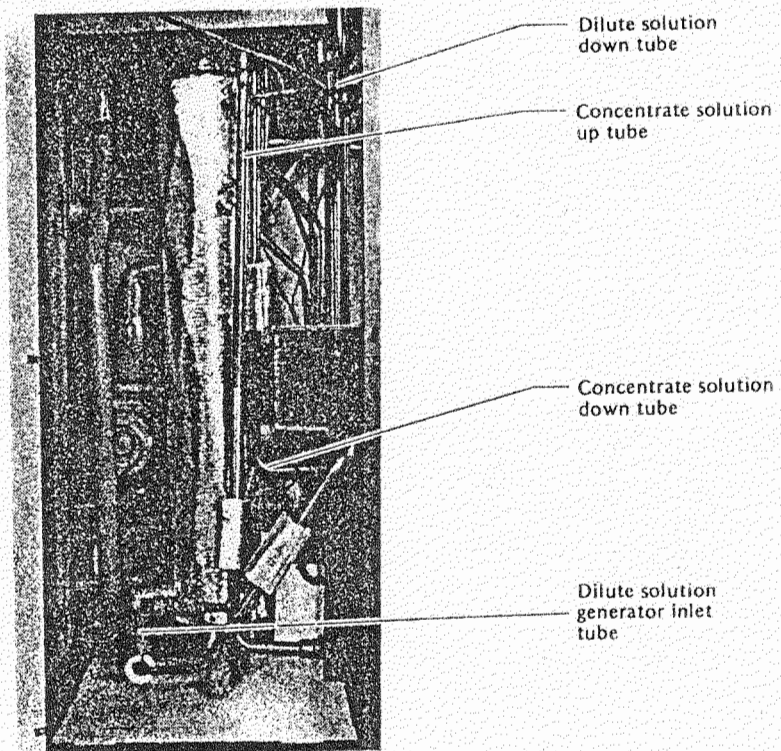
รูปของ เครื่องทำน้ำเย็น



ภาพด้านหน้า



ภาพด้านหลัง



ภาพด้านหน้า

ภาคผนวก ข.

แผงรับแสงอาทิตย์ของ Yazaki

- ชื่อ : Blue Pannel
- กระจกปิด : ชั้นเดียวหนา 3 มม. แบบ Temper มีค่า Transmittance 0.876
- พื้นที่รับแสงประสิทธิภาพ : 1.91 ตร.ม/แผง
- แผ่นดูดแสงอาทิตย์ : เป็นชนิดทอในแผ่นทำด้วยเหล็กโรสนิม เคลือบผิวด้วยวัสดุเลือกรังสี ทำให้มีค่า Absorptance อยู่ระหว่าง 0.91-0.94 และมีค่า Emittance อยู่ระหว่าง 0.09-0.012
- กล่อง : บรรจุฉนวนใยแก้วด้านหลังหนา 50 มม. ด้านข้างหนา 15 มม.

ภาคผนวก ค.

ข้อมูลการทดลอง เครื่องทำความเย็น

ข้อมูลที่ได้ตามตารางที่ 1-4 เป็นข้อมูลที่ให้ความดันคล่อม Generator coil 2.2"Hg
และความดันคล่อม Absorber และ Condenser coil 6.8" H_g

ตารางที่ 1 ความดันคล่อม Evaporator coil 5.9"Hg

เวลา (นาที)	15	30	45	15	30	45	15	30	45	15	30	45
อุณหภูมิน้ำร้อนขาเข้า		75			80			85			90	
อุณหภูมิน้ำร้อนขาออก	66	66	67	72	73	73	76	77	77	80	80.5	81
อุณหภูมิน้ำเย็นขาเข้า	25	23	23	24	22	22	22	21.5	20.5	21	20.5	20
อุณหภูมิน้ำเย็นขาออก	21	19	19	20	18	18	17	17	16	16	15.5	15
อุณหภูมิน้ำระบายขาเข้า	32	32	32	32	32	32	33	33	33	34	34	34
อุณหภูมิน้ำระบายขาออก	36.5	36	36	36.5	36	36	38	38	38	39	39	39
อุณหภูมิ Evaporator	15	15	14	14	13.5	13.5	13.5	13.5	15	13	12	13
อุณหภูมิ Condenser	37	37	37	39	38	38	41	41	42	42	42	42
อุณหภูมิสารละลาย เข้มข้นขาลง	65	64	65	68	67.5	69	73	73	74	78	78	79
อุณหภูมิสารละลาย เข้มข้นขาขึ้น	43	42	41	43	43.5	43	46	46	47	47	50	51
อุณหภูมิสารละลาย เจือจางขาลง	37	36	36	37	37	37	38	38	40	39	41	41
อุณหภูมิสารละลาย เจือจางขาขึ้น	56	56	57	58	59	60	63	63	65	66	68	67

อุณหภูมิมีหน่วย เป็น °C

ตารางที่ 2 ความดันคล่อม Evaporator coil 4.5"Hg

เวลา (นาที)	15	30	45	15	30	45	15	30	45	15	30	45
อุณหภูมิน้ำร้อนขาเข้า C ^o		75			80			85			90	
อุณหภูมิน้ำร้อนขาออก	69	69	70	71	73	73	77	77	77	80	81.5	81.5
อุณหภูมิน้ำเย็นขาเข้า	25.5	25	25	22.5	22.5	21	24	23	23	23	23	23
อุณหภูมิน้ำเย็นขาออก	22	21	21	18	17	16.5	21	18	18	17.5	17.5	17.5
อุณหภูมิน้ำระบายขาเข้า	33.5	34	34	33	33	33	38.5	38	37	38	38.5	38
อุณหภูมิน้ำระบายขาออก	35.5	36.5	37	38	37	37	42	42	42	42.5	43	42
อุณหภูมิ Evaporator	15	14	14	14	13	13	15	15	15	15	14	15
อุณหภูมิ Condenser	38	39	39	38	36	38	44	44	45	45	46	46
อุณหภูมิสารละลาย เข้มข้นขาลง	65	67	67	67	67	67	76	74	76	79	81	80
อุณหภูมิสารละลาย เข้มข้นขาขึ้น	41	43	43	43	43	43	49	49	49	50	51	51
อุณหภูมิสารละลาย เจือจางขาลง	35	39	38	38	37	37	43	43	45	43	44	44
อุณหภูมิสารละลาย เจือจางขาขึ้น	55	59	59	60	62	61	67	68	67	68	70	71

อุณหภูมิหน่วย เป็น ^oC

ตารางที่ 3 ความดันคล้อย Evaporator coil 2.9"Hg

เวลา (นาที)	15	30	45	15	30	45	15	30	45	15	30	45
อุณหภูมิน้ำร้อนขาเข้า		75			80			85			90	
อุณหภูมิน้ำร้อนขาออก	69	69	69	72.5	72.5	72.5	78	77	77	80.5	82	81
อุณหภูมิน้ำเย็นขาเข้า	26	25.5	25.5	24	23	23	23	23	23	23	23	22
อุณหภูมิน้ำเย็นขาออก	22	21.5	21.5	19	18	18	17.5	18	17	17	17	16
อุณหภูมิน้ำระบายขาเข้า	35.5	35	35	37	36	36	39	38	38	39	39	39
อุณหภูมิน้ำระบายขาออก	38	38.5	38.5	40	40	40	43	42	42	43	43	43
อุณหภูมิ Evaporator	16	15	15	18	17	17	16	15	15	17	14	15
อุณหภูมิ Condenser	40	40	39.5	42	42	41	44	44	44	45	45	45
อุณหภูมิสารละลายเข้มข้นขาลง	66	65	65	69	69	68	75	75	75	78	79	78
อุณหภูมิสารละลายเข้มข้นขาขึ้น	43	42	43	46	46	45	49	48	47.5	49	49	50
อุณหภูมิสารละลายเจือจางขาลง	38	39	39	41	41.5	41.5	42	42	42	43	43	43
อุณหภูมิสารละลายเจือจางขาขึ้น	59	59.5	60	62	62	62	65	65	65	67	69	68

อุณหภูมิหน่วย เป็น °C

ตารางที่ 4 ความดันคล่อม Evaporator coil 1.5"Hg

เวลา (นาที)	15	30	45	15	30	45	15	30	45	15	30	45
อุณหภูมิน้ำร้อนขาเข้า		75			80			85			90	
อุณหภูมิน้ำร้อนขาออก	68.5	70	70	73	74.5	74	76	77	77	81	82	81
อุณหภูมิน้ำเย็นขาเข้า	30	29	28.5	29	29	29	28.5	28.5	28.5	28	26.5	26.5
อุณหภูมิน้ำเย็นขาออก	26.5	25	25	25	25	25	24	24	24	22	21.5	21.5
อุณหภูมิน้ำระบายขาเข้า	34.5	34.5	34.5	34.5	35.5	35	37.5	37	37	38.5	38.5	38.5
อุณหภูมิน้ำระบายขาออก	37	37	37	38	38	38	40	40	40	42.5	42	42
อุณหภูมิ Evaporator	15	15	15	14	14	14	15	14	14	14	13	13
อุณหภูมิ Condenser	42	44	43	47	48	48	48	49	48.5	50	52	52
อุณหภูมิสารละลาย เข้มข้น ขาลง	66	66	66	71	70	70	73	74	74	78	81	80
อุณหภูมิสารละลาย เข้มข้น ขาขึ้น	43	42	42	45	44	44	47	46	46	49	50	50
อุณหภูมิสารละลาย เจือจาง ขาลง	38	37.5	37.5	39	39	39	41	41	41	42	43	43
อุณหภูมิสารละลาย เจือจาง ขาขึ้น	58	58	58	61	62	61.5	64	66	65	69	70	70

อุณหภูมิมีหน่วย เป็น °C

ภาคผนวก ง.

ข้อมูลการทดลองระบบปรับสภาวะอากาศ

ข้อมูลในตารางที่ 1-4 ได้จากการทดลองที่ชั้นดาดฟ้า ตึกกองวิชาการ สำนักงาน
พลังงานแห่งชาติ

ตารางที่ 1 ข้อมูลของวันที่ 13 มิถุนายน 2523

เวลา	พลังงาน แสงอาทิตย์ MJ/m ²	มิเตอร์		อุณหภูมิห้อง		อุณหภูมิถังเก็บ		อุณหภูมิน้ำร้อน		อุณหภูมิน้ำเย็น		อุณหภูมิน้ำระบาย	
		ก๊าซ m ³	ไฟฟ้า kw-hr	ภายใน °C	ภายนอก °C	เข้า °C	ออก °C	เข้า °C	ออก °C	เข้า °C	ออก °C	เข้า °C	ออก °C
11.00	0.37	73.015	631.9	26.2	35.0	58.8	71.4	852	79.0	11.0	15.9	29.7	33.0
12.00	2.29	73.206	632.9	24.7	35.1	39.3	71.6	78.6	72.1	11.9	15.9	29.0	31.7
13.00	4.13	73.206	633.9	24.6	35.0	79.2	71.5	78.4	72.3	12.4	16.3	29.0	31.2
14.00	5.81	73.206	634.8	24.1	33.4	75.2	68.7	75.0	69.7	12.3	16.1	28.2	30.2
15.00	7.41	73.206	635.7	23.1	33.0	61.7	79.1	85.8	80.0	8.9	13.3	29.1	32.0
16.00	9.59	74.190	636.6	22.1	29.0	53.4	78.2	87.7	81.1	8.0	12.4	28.3	31.6
16.30	10.47	74.397	637.1	21.5	28.7	50.4	81.8	905	83.0	7.8	11.9	28.0	31.0

ตารางที่ 2 ข้อมูลของวันที่ 15 สิงหาคม 2523

เวลา	พลังงาน แสงอาทิตย์ MJ	มิเตอร์		อุณหภูมิห้อง		อุณหภูมิลังเก็บ		อุณหภูมิน้ำร้อน		อุณหภูมิน้ำเย็น		อุณหภูมิน้ำระบาย	
		ก๊าซ m ³	ไฟฟ้า kw-hr	ภายใน °C	ภายนอก °C	เข้า °C	ออก °C	เข้า °C	ออก °C	เข้า °C	ออก °C	เข้า °C	ออก °C
11.00	1.64	118.465	987.4	26.0	33.6	59.2	73.0	86.0	82.0	11.6	14.8	30.4	33.1
12.00	3.16	118.442	988.5	24.9	33.6	78.7	71.8	77.3	70.6	13.0	15.4	29.4	31.2
13.00	5.24	118.442	989.7	25.1	34.2	80.1	73.2	79.0	72.0	13.1	15.9	30.0	32.0
14.00	7.20	118.442	991.0	25.3	35.1	80.1	73.1	79.0	72.2	13.7	16.3	30.3	32.1
15.00	8.68	118.442	992.0	25.1	34.3	78.0	71.7	77.0	70.7	14.0	16.7	30.0	31.8
16.00	9.64	118.626	993.0	25.2	33.4	69.6	72.8	90.0	71.6	13.7	16.7	30.8	34.2
16.30	10.40	118.860	993.5	24.4	33.0	63.2	74.4	88.0	73.2	11.0	14.1	30.4	33.1

ตารางที่ 3 ข้อมูลของวันที่ 4 ธันวาคม 2523

เวลา	พลังงาน แสงอาทิตย์ MJ	มิเตอร์		อุณหภูมิห้อง		อุณหภูมิถึง เก็บ		อุณหภูมิน้ำร้อน		อุณหภูมิน้ำ เย็น		อุณหภูมิน้ำระบาย	
		ก๊าซ m ³	ไฟฟ้า kw-hr	ภายใน °C	ภายนอก °C	เข้า °C	ออก °C	เข้า °C	ออก °C	เข้า °C	ออก °C	เข้า °C	ออก °C
11.00	2.04	201.868	1634.1	25.0	31.0	80.4	74.0	80.0	74.5	10.5	13.6	27.2	31.2
12.00	4.12	201.868	1635.4	24.2	31.2	81.7	75.8	81.2	76.0	10.0	11.5	28.0	32.0
13.00	6.40	201.868	1636.8	24.0	31.3	84.0	77.0	83.5	77.5	8.8	11.8	29.9	32.0
14.00	8.48	201.868	1638.1	24.0	31.5	84.5	77.2	83.7	77.6	8.5	11.8	28.3	32.7
15.00	10.4	201.868	1639.3	23.8	31.3	82.5	76.0	81.8	76.6	9.2	13.0	27.7	31.5
16.00	12.0	201.868	1640.3	24.0	31.6	78.0	72.0	78.0	72.5	10.5	12.0	27.8	31.7
16.30	13.5	201.868	1640.8	24.0	32.0	75.7	70.0	75.5	70.4	11.3	13.8	27.0	30.2

ตารางที่ 4 ข้อมูลของวันที่ 12 ธันวาคม 2523

เวลา	พลังงาน แสงอาทิตย์ MJ	มิเตอร์		อุณหภูมิห้อง		อุณหภูมิถึง เก็บ		อุณหภูมิน้ำร้อน		อุณหภูมิน้ำเย็น		อุณหภูมิน้ำระบาย	
		ก๊าซ m ³	ไฟฟ้า kw-hr	ภายใน °C	ภายนอก °C	เข้า °C	ออก °C	เข้า °C	ออก °C	เข้า °C	ออก °C	เข้า °C	ออก °C
11.00	2.16	205.189	1678.5	24.8	30.1	79.5	74.6	79.0	74.5	10.2	13.0	27.5	30.8
12.00	4.56	205.189	1679.8	23.9	31.0	83.0	76.8	82.8	76.2	9.4	12.6	27.5	30.6
13.00	6.90	205.189	1681.1	23.5	31.5	85.0	79.0	84.5	78.8	8.3	12.0	27.5	31.0
14.00	9.06	205.189	1682.4	24.0	32.0	87.0	80.0	86.5	79.7	8.0	11.0	27.8	31.6
15.00	10.90	205.189	1683.5	23.7	32.0	84.2	77.8	84.0	77.3	8.5	12.0	27.0	31.0
16.00	12.26	205.189	1684.5	24.0	32.0	79.0	74.2	78.0	74.0	10.6	12.7	27.4	30.5
16.30	13.40	205.189	1685.0	24.0	31.5	76.0	71.5	75.0	71.5	11.0	13.0	27.7	30.5

ภาคผนวก จ.

คุณสมบัติของสารละลาย Libr-H₂O

