

สัญญาเลขที่

รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

โครงการ

การสร้างสภาพสบายเชิงอุณหภูมิโดยการทำความเย็น
ด้วยการแผ่รังสี

คณะผู้วิจัย

1. ผศ.ดร. กุสกาณา กุบาฮา

สังกัด

ม.เทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

สาขาวิชาที่ทำการวิจัย

นวัตกรรมการปรับอากาศเพื่อสร้างสภาพสบายเชิงอุณหภูมิ
(Thermal comfort) โดยใช้พลังงานน้อย

สนับสนุนโดยสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย (สกว.)

(ความเห็นในรายงานนี้เป็นของผู้วิจัย สกว.ไม่จำเป็นต้องเห็นด้วยเสมอไป)

สัญญาเลขที่ DIG5180033

รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

โครงการ

การสร้างสภาพสบายเชิงอุณหภูมิโดยการทำความเย็น
ด้วยการแผ่รังสี

คณะผู้วิจัย

- ผศ.ดร. กุสกาภา กุบาฮา
- นายสุคนธ์ เกิดเจริญ
- นายณัฐวุฒิ งามนิรัตน์
- น.ส. ปิยะวรา ภัคดีพล

สังกัด

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

สาขาวิชาที่ทำการวิจัย

นวัตกรรมการปรับอากาศเพื่อสร้างสภาพสบายเชิงอุณหภูมิ (Thermal
comfort) โดยใช้พลังงานน้อย

สนับสนุนโดยสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย (สกว.)

(ความเห็นในรายงานนี้เป็นของผู้วิจัย สกว.ไม่จำเป็นต้องเห็นด้วยเสมอไป)

หน้าสรุปโครงการ (Executive Summary)
ทุนสนับสนุนกิจกรรมส่งเสริมความสามารถในการวิจัย

1. ชื่อโครงการ (ภาษาไทย) การสร้างสภาพสบายเชิงอุณหภูมิโดยการทำความเย็นด้วยการแผ่รังสี
(ภาษาอังกฤษ) Enhancement of Thermal Comfort by Radiant Cooling

2. ชื่อหัวหน้าโครงการ หน่วยงานที่สังกัด ที่อยู่ หมายเลขโทรศัพท์ โทรสาร และ e-mail

นายกุสกานา กุบาฮา

Mr.Kuskana Kubaha

ผู้ช่วยศาสตราจารย์

ปริญญาเอก

คณะพลังงานสิ่งแวดล้อมและวัสดุ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

126 ถนนประชาธิปไตย แขวงบางมด เขตทุ่งครุ กรุงเทพฯ 10140

โทร. 02-470-8635

kuskana.kub@kmutt.ac.th

3. สาขาวิชาที่ทำการวิจัย นวัตกรรมการปรับอากาศเพื่อสร้างสภาพสบายเชิงอุณหภูมิ (Thermal comfort) โดยใช้พลังงานน้อย

6. ได้เสนอโครงการนี้ หรือโครงการที่มีส่วนเหมือนกับเรื่องนี้บางส่วนเพื่อขอทุนต่อแหล่งทุนอื่น
ที่ใดบ้าง

☒ ไม่ได้เสนอต่อแหล่งทุนอื่น

☐ เสนอต่อ

ชื่อโครงการที่เสนอ

กำหนดทราบผล (หรือสถานภาพที่ทราบ)

7. ปัญหาที่ทำการวิจัย และความสำคัญของปัญหา

พื้นที่บ้านพักอาศัยและอาคารพาณิชย์ในประเทศไทยเพิ่มมากขึ้นปีละกว่าหนึ่งล้านตารางเมตร ทั้งนี้จากการเปลี่ยนโครงสร้างทางเศรษฐกิจจากภาคเกษตรกรรมไปสู่การเติบโตใน

สารบัญเรื่อง

เรื่อง	หน้า
ปกใน	ก
บทสรุปผู้บริหาร	ข
สารบัญเรื่อง	ฉ
สารบัญรูป	ช
สารบัญตาราง	ฐ
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของโครงการ	1
1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย	2
1.3 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	2
บทที่ 2 ทฤษฎีเบื้องต้นและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	3
2.1 เอกสารบทความวิชาการที่เกี่ยวข้อง	3
2.2 ทฤษฎีเบื้องต้น	5
บทที่ 3 วัตถุประสงค์และขั้นตอนการดำเนินงาน	26
3.1 ขั้นตอนการทดลองและเก็บข้อมูล	26
3.2 เครื่องมือวัดและอุปกรณ์	43
3.3 การทดลองกรณีการผลิตน้ำเย็นโดยใช้ไฟฟ้า (active cooling)	48
บทที่ 4 ผลการทดลองและการวิเคราะห์ผล	51
4.1 ผลของอุณหภูมิอากาศภายในห้องทดลองเมื่อใช้แผงเพดานเย็นเพียงอย่างเดียว	51
4.2 ผลของอุณหภูมิอากาศภายในห้องทดลองเมื่อใช้แผงเพดานเย็นร่วมกับระบบหมุนเวียนอากาศภายในห้องทดลอง	53
4.3 ผลการลดความชื้นของอากาศภายในห้องทดลองโดยใช้สารดูดความชื้น (ซิลิกาเจล)	57

เรื่อง

หน้า

4.4	ผลการลดความชื้นของอากาศภายในห้องทดลองโดยใช้สารดูดความชื้น (ซิลิกาเจล) ร่วมกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	60
4.5	การปรับอากาศโดยการใช้แผงน้ำเย็นผสมผสานกับระบบดูดกลืนความชื้น เพื่อการประเมินค่า ความสบายเชิงอุณหภูมิ ด้วยดัชนี ค่าการทำนายการ โหวตเฉลี่ย PMV	62
4.6	ผลการทดสอบสภาวะอากาศภายในห้องทดลองโดยการใช้บุคคลจริง	66
4.7	การทดลองกรณีการผลิตน้ำเย็นโดยการใช้ไฟฟ้า (active cooling)	67
4.8	กราฟเปรียบเทียบระหว่างอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟภายในห้องทดลองกับ อุณหภูมิอากาศภายนอกห้อง	73
บทที่ 5	การนำงานวิจัยไปทดลองผลิตในระดับโรงงานผลิตภัณฑ์ยาง	85
5.1	สรุปผลการวิจัย	85
5.2	ข้อเสนอแนะ	86
เอกสารอ้างอิง		88
ภาคผนวก		
ก	ข้อมูลผลการทดลอง	92
ข	ตัวอย่างการคำนวณค่าดัชนีการโหวตเฉลี่ย (ค่า PMV) และค่าเปอร์เซ็นต์ ความไม่พอใจ (PPD)	105
ค	แบบสอบถามสภาวะความสบายเชิงอุณหภูมิ	110
ง	การเผยแพร่ผลงานวิจัย	112

สารบัญรูป

รูปที่	ชื่อรูป	หน้า
2.1	แสดงขอบเขต ความสบายของฤดูร้อนและฤดูหนาว	7
2.2	แสดงความรู้สึกรู้สึกของกลุ่มคนต่อสภาพแวดล้อม (Thermal Sensation Scale)	11
2.3	ผลของอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศต่อมวลของไอน้ำในบรรยากาศที่ถูกดูดโดยซิลิกาเจล ณ. เวลาต่างๆ โดยที่อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศด้านเข้าชุดสารดูด ความชื้นเท่ากับ 25 องศาเซลเซียส และ 60% ตามลำดับ	17
2.4	แผนภูมิไซโครเมตริกชาร์ต (Psychometric Chart)	20
3.1	ลักษณะห้องทดลอง แผงเพดานเย็น และระบบดูดความชื้น ที่ใช้ทำการทดลอง	26
3.2	แบบแผงน้ำเย็น (Cooling Panels)	27
3.3	แผงน้ำเย็นซึ่งประกอบด้วยแผ่นอะลูมิเนียม 6 แผ่น	28
3.4	การพับขอบแผงอะลูมิเนียมสำหรับยึดประกอบ	28
3.5	ท่อทองแดงที่ขัดแล้ว	29
3.6	ระยะห่างระหว่างท่อทองแดง	29
3.7	การจัดแบ่งท่อทองแดงออกเป็น 6 ส่วน	30
3.8	การประกอบท่อทองแดงให้ยึดติดกับแผ่นอะลูมิเนียม	31
3.9	ระบบท่อน้ำเย็นและการติดตั้งฉนวนกันความร้อนด้านบนแผงน้ำเย็น	31
3.10	แผนภาพแสดงระบบการทำงานของระบบปรับอากาศแบบแผ่รังสีโดยสังเขป	32
3.11	Air conditioning System Using Radiant Cooling	32
3.12	การติดตั้งฉนวนกันความร้อนรอบห้องด้วยโฟม	33
3.13	สายเทอร์โมคอปเปิ้ลที่ระดับ 1.70 เมตร และระดับ 0.30 เมตร	34
3.14	ลักษณะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน Cooling Coil ที่ใช้ในการทดลอง	35
3.15	การใช้หอผึ่งเย็น Cooling Tower จ่ายน้ำเย็นเข้าสู่แผงเพดานเย็น	35
3.16	ลักษณะแผงเพดานเย็นที่ติดตั้งในห้องทดลอง	36
3.17	แสดงผังการทดลอง ทดสอบการทำงานของแผงดานเย็นเป็นอุปกรณ์ในการปรับอุณหภูมิห้องทดลอง	37
3.18	แสดงผังการทดลอง ทดสอบการทำงานของแผงดานเย็นร่วมกับการใช้พัดลมหมุนเวียนอากาศ	38
3.19	แสดงลักษณะโครงสร้างของแผงบรรจุสารดูดความชื้น ซิลิกาเจล	39

รูปที่	ชื่อรูป	หน้า
3.20	ลักษณะของแผงบรรจุสารดูดความชื้น ที่บรรจุสาร ซิลิกาเจลเรียบร้อยแล้ว	40
3.21	ลักษณะสีของสารดูดความชื้น ซิลิกาเจลเปลี่ยนจากสีน้ำเงินเข้มเป็นสี ชมพูอ่อน เมื่อผ่านการใช้งานในระบบดูดกลืนความชื้นจากอากาศในห้องทดลอง	40
3.22	แสดงผังการทดลอง ทดสอบการทำงานของระบบดูดกลืนความชื้นของอากาศภายในห้องทดลอง	40
3.23	แสดงผังการทดลอง ทดสอบการลดความชื้นโดยการใช้แผงดูดความชื้น (ซิลิกาเจล) ร่วมกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Cooling Coil)	41
3.24	แสดงผังการทดลอง ทดสอบการปรับอากาศโดยการใช้แผงน้ำเย็นผสมผสานกับระบบ	42
3.25	แสดงผังการทดลอง ทดสอบความสบายเชิงอุณหภูมิกับบุคคลจริง ในท่านั่ง	43
3.26	แสดงตำแหน่งของผู้ทดสอบ ภายในห้องทดลอง	43
3.27	เครื่องบันทึกอุณหภูมิ YOGOGAWA รุ่น DX2000	44
3.28	สาย Thermocouple Type K ที่ใช้ในการทดลอง	44
3.29	เครื่องวัดอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ TESTO รุ่น 177	45
3.30	เครื่องวัดอุณหภูมิ ความชื้นสัมพัทธ์ และความเร็วลมTESTO รุ่น 435	45
3.31	ลักษณะอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง หน้าตัด 0.25 x 0.25 เมตร	46
3.32	แผงบรรจุสารดูดความชื้น สามารถบรรจุ ซิลิกาเจลได้ 1.1 kg / แผง	46
3.33	พัดลมดูดอากาศ MITSUBISHI 8 นิ้ว 540 m ³ /hr	47
3.34	สารดูดความชื้น ชนิดแข็ง ซิลิกาเจล	47
3.35	ระบบเครื่องทำน้ำเย็น	48
3.36	ถังบรรจุน้ำเย็นได้ประมาณ 30 ลิตร	48
3.37	เปรียบเทียบระบบท่อเดิม และใหม่	49
4.1	เปรียบเทียบอุณหภูมิของอากาศ ภายในและภายนอก ห้องทดลอง เมื่อใช้แผงน้ำเย็นเพียงอย่างเดียว วันที่ 1 ถึง 2 กันยายน 2550	51
4.2	เปรียบเทียบอุณหภูมิของอากาศ ภายในและภายนอก ห้องทดลอง เมื่อใช้แผงน้ำเย็นเพียงอย่างเดียว วันที่ 2 ถึง 3 กันยายน 2550	52
4.3	เปรียบเทียบอุณหภูมิของอากาศ ภายในและภายนอก ห้องทดลอง เมื่อใช้แผงน้ำเย็นเพียงอย่างเดียว วันที่ 3 ถึง 4 กันยายน 2550	52
4.4	เปรียบเทียบความแตกต่างของอุณหภูมิอากาศภายในห้องกับอุณหภูมิอากาศภายนอกห้องโดยใช้น้ำเย็นจากหอผึ่งเย็นเป็นสารทำความเย็น ณ. วันที่ 4 ธันวาคม 2550	53

รูปที่	ชื่อรูป	หน้า
4.5	เปรียบเทียบความแตกต่างของอุณหภูมิอากาศภายในห้องกับอุณหภูมิอากาศภายนอกห้องโดยใช้น้ำเย็นจากหอฝึ้งเย็นเป็นสารทำความเย็น ณ. วันที่ 5 ธันวาคม 2550	54
4.6	เปรียบเทียบความแตกต่างของอุณหภูมิอากาศภายในห้องกับอุณหภูมิอากาศภายนอกห้องโดยใช้น้ำเย็นจากหอฝึ้งเย็นเป็นสารทำความเย็น ณ. วันที่ 6 ธันวาคม 2550	55
4.7	เปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำเย็นจากหอฝึ้งเย็นที่แตกต่างกันสำหรับวันที่ 4, 5 และ 6 ธันวาคม 2550	55
4.8	การเปรียบเทียบระหว่างอุณหภูมิเฉลี่ยของแผงเพดานเย็น กับอุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศ ภายใน ห้องทดลอง เมื่ออุณหภูมิน้ำเย็นจากหอฝึ้งเย็นมี อุณหภูมิเฉลี่ย 23.7, 24.2 และ 24.6 °C ที่อัตราการไหล 20 Kg / min	56
4.9	กราฟเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด ของแผงเพดานเย็น กับ อุณหภูมิอากาศภายในห้อง เมื่ออุณหภูมิน้ำเย็นจากหอฝึ้งเย็นมี อุณหภูมิเฉลี่ย 23.7, 24.2 และ 24.6 °C ตามลำดับ	56
4.10	การเปรียบเทียบอัตราส่วนความชื้นและอุณหภูมิภายในห้องทดลองกรณีไม่จ่ายน้ำเย็นจากหอฝึ้งเย็นเมื่อ มีจำนวนแผงดูดความชื้น 1 แผง วันที่ 11 กันยายน 2550	57
4.11	การเปรียบเทียบอัตราส่วนความชื้นและอุณหภูมิภายในห้องทดลองกรณีไม่จ่ายน้ำเย็นจากหอฝึ้งเย็นเมื่อ มีจำนวนแผงดูดความชื้น 3 แผง วันที่ 12 กันยายน 2550	58
4.12	การเปรียบเทียบอัตราส่วนความชื้นและอุณหภูมิภายในห้องทดลองกรณีไม่จ่ายน้ำเย็นจากหอฝึ้งเย็นเมื่อ มีจำนวนแผงดูดความชื้น 5 แผง วันที่ 13 กันยายน 2550	58
4.13	การเปรียบเทียบอัตราส่วนความชื้นของอากาศภายในห้องทดลองเมื่อใช้แผงดูดความชื้น 1 แผง 3 แผง และ 5 แผง ตามลำดับ	59
4.14	และความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ เมื่อทดลองใช้สารดูดความชื้น ซิลิกาเจล ร่วมกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เมื่อใช้แผงดูดความชื้นจำนวน 1 แผง 21 กันยายน 2550	60
4.15	อุณหภูมิ และความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ เมื่อทดลองใช้สารดูดความชื้น ซิลิกาเจล ร่วมกับ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เมื่อใช้แผงดูดความชื้นจำนวน 3 แผง 22 กันยายน 2550	60

รูปที่	ชื่อรูป	หน้า
4.16	อุณหภูมิ และความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ เมื่อทดลองใช้สารดูดความชื้น ซิลิกาเจล ร่วมกับ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เมื่อใช้แผงดูดความชื้นจำนวน 5 แผง 23 กันยายน 2550	61
4.17	ดัชนีค่าทำนายการไหลตื้น PMV ของห้องทดลอง อุณหภูมิอากาศภายในห้องเฉลี่ย 26.7 องศาเซลเซียส ใช้แผงดูดกลืนความชื้น 1 แผง	62
4.18	ดัชนีค่าทำนายการไหลตื้น PMV ของห้องทดลอง อุณหภูมิอากาศภายในห้องเฉลี่ย 27.5 องศาเซลเซียส ใช้แผงดูดกลืนความชื้น 3 แผง	62
4.19	ดัชนีค่าทำนายการไหลตื้น PMV ของห้องทดลอง อุณหภูมิอากาศภายในห้องเฉลี่ย 27.8 องศาเซลเซียส ใช้แผงดูดกลืนความชื้น 5 แผง	63
4.20	ดัชนีค่าทำนายการไหลตื้น PMV เทียบกับ อุณหภูมิอากาศภายในห้อง เมื่อลดความชื้นของอากาศภายในห้องทดลอง ด้วยสารดูดความชื้น(1 แผง, 3 แผง , 5 แผง)	64
4.21	อุณหภูมิและความชื้นภายในห้อง กรณีไม่มีภาระและไม่มีพัสดล	67
4.22	อุณหภูมิน้ำเข้าแผง, อุณหภูมิน้ำออกจากแผง, อุณหภูมิผิวแผง, อุณหภูมิผิวผนัง, อุณหภูมิอากาศในห้อง, อุณหภูมิอากาศนอกห้อง กรณีที่ไม่มีภาระแต่มีพัสดล	68
4.23	อุณหภูมิอากาศและความชื้นในห้อง กรณีไม่มีภาระแต่มีพัสดล	69
4.24	อุณหภูมิน้ำเข้าแผง, อุณหภูมิน้ำออกจากแผง, อุณหภูมิผิวแผง, อุณหภูมิผิวผนัง, อุณหภูมิอากาศในห้อง, อุณหภูมิอากาศนอกห้อง กรณีที่มีภาระแต่มีพัสดล	70
4.25	อุณหภูมิอากาศและความชื้นในห้อง กรณีมีภาระแต่มีพัสดล	70
4.26	ดัชนีค่าทำนายการไหลตื้น PMV และ PPD ของห้องทดลองกรณีที่ไม่มีภาระและไม่มีพัสดล อุณหภูมิอากาศในห้องเฉลี่ยอยู่ที่ 26.5 °C	71
4.27	ดัชนีค่าทำนายการไหลตื้น PMV และ PPD ของห้องทดลองกรณีที่ไม่มีภาระแต่มีพัสดล อุณหภูมิอากาศในห้องเฉลี่ยอยู่ที่ 25.6 °C	71
4.28	ดัชนีค่าทำนายการไหลตื้น PMV และ PPD ของห้องทดลองกรณีที่ไม่มีภาระแต่มีพัสดล อุณหภูมิอากาศในห้องเฉลี่ยอยู่ที่ 26.7 °C	72
4.29	เปรียบเทียบระหว่างอุณหภูมิแผงเพดานเย็นกับอุณหภูมิอากาศภายนอกห้อง เดือน สิงหาคม 2550	73
4.30	เปรียบเทียบระหว่างอุณหภูมิแผงเพดานเย็นกับอุณหภูมิอากาศภายนอกห้อง เดือน กันยายน 2550	73

รูปที่	ชื่อรูป	หน้า
4.31	เปรียบเทียบระหว่างอุณหภูมิแผงเพดานเย็นกับอุณหภูมิอากาศภายนอกห้อง เดือน ตุลาคม 2550	74
4.32	เปรียบเทียบระหว่างอุณหภูมิแผงเพดานเย็นกับอุณหภูมิอากาศภายนอกห้อง เดือน พฤศจิกายน 2550	74
4.33	เปรียบเทียบระหว่างอุณหภูมิแผงเพดานเย็นกับอุณหภูมิอากาศภายนอกห้อง เดือน ธันวาคม 2550	75
4.34	เปรียบเทียบค่าสูงสุด และต่ำสุดของอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟในแต่ละเดือน	76
4.35	เปรียบเทียบอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟภายในห้องทดลองกับอุณหภูมิอากาศ ภายนอกเดือน มกราคม 2550	76
4.36	เปรียบเทียบอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟภายในห้องทดลองกับอุณหภูมิอากาศ ภายนอก เดือน กุมภาพันธ์ 2550	77
4.37	เปรียบเทียบอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟภายในห้องทดลองกับอุณหภูมิอากาศ ภายนอก เดือน มีนาคม 2550	77
4.38	เปรียบเทียบอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟภายในห้องทดลองกับอุณหภูมิอากาศ ภายนอก เดือน เมษายน 2550	78
4.39	เปรียบเทียบอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟภายในห้องทดลองกับอุณหภูมิอากาศ ภายนอก เดือน พฤษภาคม 2550	78
4.40	เปรียบเทียบอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟภายในห้องทดลองกับอุณหภูมิอากาศ ภายนอก เดือน มิถุนายน 2550	79
4.41	เปรียบเทียบอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟภายในห้องทดลองกับอุณหภูมิอากาศ ภายนอก เดือน กรกฎาคม 2550	79
4.42	เปรียบเทียบอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟภายในห้องทดลองกับอุณหภูมิอากาศ ภายนอก เดือน สิงหาคม 2550	80
4.43	เปรียบเทียบอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟภายในห้องทดลองกับอุณหภูมิอากาศ ภายนอก เดือน กันยายน 2550	80
4.44	เปรียบเทียบอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟภายในห้องทดลองกับอุณหภูมิอากาศ ภายนอก เดือน ตุลาคม 2550	81
4.45	เปรียบเทียบอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟภายในห้องทดลองกับอุณหภูมิอากาศ ภายนอก เดือน พฤศจิกายน 2550	81
4.46	เปรียบเทียบอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟภายในห้องทดลองกับอุณหภูมิอากาศ ภายนอก เดือน ธันวาคม 2550	82

สารบัญตาราง

ตารางที่	ชื่อตาราง	หน้า
3.1	กรณีศึกษาสำหรับการทดลองระบบปรับอากาศแบบแผ่รังสีโดยใช้น้ำเย็นจากเครื่องทำน้ำเย็น	51
4.1	ผลการทดสอบความสบายเชิงอุณหภูมิจากการใช้บุคคลจริงจำนวน 8 คน เข้าทดสอบในสภาวะที่ปรับอากาศภายในห้องทดลองแล้ว	66
4.2	สมการคำนวณค่าอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟที่ได้จากการทดลอง	75
4.3	จำนวน ชั่วโมงที่ให้ค่าความสบาย ในแต่ละเดือนสำหรับปี 2550 โดยเทียบกับข้อมูลการทดสอบด้วยบุคคลจริง	83

บทที่ 1 บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มาของงานวิจัย

พื้นที่บ้านพักอาศัยและอาคารพาณิชย์ในประเทศไทยเพิ่มมากขึ้นปีละกว่าหนึ่งล้านตารางเมตร ทั้งนี้จากการเปลี่ยนโครงสร้างทางเศรษฐกิจจากภาคเกษตรกรรมไปสู่การเติบโตในภาคอุตสาหกรรมและภาคบริการ ซึ่งก่อให้เกิดการเติบโตของเมืองและการย้ายถิ่นที่อยู่ของประชาชนจากชนบทสู่เมือง ประชาชนที่อยู่ในเมืองปัจจุบันที่มีประมาณหนึ่งในสามของทั้งหมดในประเทศไทยจะเพิ่มเป็นสองในสามภายในสองทศวรรษข้างหน้า จำนวนบ้านพักอาศัยและอาคารพาณิชย์ซึ่งเป็นที่ทำการของธุรกิจโดยเฉพาะในเขตเมืองจะเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่อง ตามอัตราการเพิ่มขึ้นของประชากรและการเปลี่ยนโครงสร้างทางเศรษฐกิจ โดยทั่วไปอาคารในเมืองและชานเมืองมักจะหนาแน่นทำให้การระบายความร้อนโดยลมธรรมชาติไม่ค่อยได้ผล จึงมักมีการปรับอากาศโดยที่อาคารที่พักอาศัยมีการปรับอากาศในช่วงที่เจ้าของบ้านอยู่บ้าน ส่วนอาคารพาณิชย์มีการปรับอากาศทั้งหลังตลอดเวลาทำการ

บ้านพักอาศัยและอาคารส่วนใหญ่ในประเทศไทยใช้วิธีการปรับอากาศโดยการขับลมผ่านคอยล์เย็นและจ่ายลมเย็นเข้าไปในทั่วทั้งบริเวณปรับอากาศ การทำความเย็นโดยวิธีนี้อาศัยกลไกการถ่ายเทความร้อนโดยการพาและมีจุดมุ่งหมายเพื่อสร้างความสบายเชิงอุณหภูมิให้แก่ผู้อาศัยในระบบนี้อากาศที่อุณหภูมิต่ำ และถูกลดความชื้นแล้วจะหมุนเวียนและกระจายตัวในปริมาตรว่างของห้อง ซึ่งความร้อนจะถูกพาออกไปทุกพื้นผิวโดยอากาศที่หมุนเวียน แหล่งที่มีศักยภาพให้ความร้อนทุกแหล่งภายในห้องต่างสร้างภาระให้กับระบบปรับอากาศซึ่งความร้อนทั้งหมดจะถูกขับออกไปจากตัวอาคารโดยระบบทำความเย็น วิธีการทำความเย็นในลักษณะนี้จำเป็นต้องใช้ไฟฟ้าปริมาณมากในระบบปรับอากาศ เช่น ไฟฟ้าที่ใช้กับพัดลม เครื่องผลิตน้ำเย็น และปั๊มน้ำเย็น จุดประสงค์หลักในการปรับอากาศก็เพื่อให้ได้สภาพสบาย (Thermal comfort) และมีอากาศที่บริสุทธิ์เพียงพอสำหรับผู้ปฏิบัติงาน ในประเทศไทยพบว่าต้องใช้พลังงานไฟฟ้าถึง 150 กิโลวัตต์-ชั่วโมง/ตารางเมตร/ปี หรือ 1500 กิโลวัตต์-ชั่วโมง/คน/ปีในอาคารที่ใช้งานในช่วงกลางวัน เพื่อปรับอากาศเพื่อความสบายโดยใช้ระบบปรับอากาศที่ใช้อยู่ในปัจจุบัน

การสร้างสภาพสบายสำหรับบุคคลนี้สามารถบรรลุได้โดยใช้ระบบทำความเย็นโดยการแผ่รังสี (Radiant cooling) ร่วมกับการลดความชื้นของอากาศและใช้ปริมาณอากาศต่ำ ($\approx 15\text{--}20\text{ CFM/Person, Office}$) แต่มีปริมาณเพียงพอเพื่อให้ได้อากาศบริสุทธิ์สำหรับหายใจ เป็นระบบที่ช่วยประหยัดพลังงานได้มากและสามารถเป็นทางเลือกหนึ่งในการสร้างสภาพความสบายเชิงอุณหภูมิแก่บุคคล อย่างไรก็ตาม การใช้ระบบดังกล่าวจำเป็นต้องมีการพิจารณาแง่มุมอื่น ๆ นอกเหนือจากการประหยัดพลังงานเพื่อความเป็นไปได้ในทางปฏิบัติซึ่งได้แก่ การประเมินระดับความสบายเชิงอุณหภูมิ (Thermal Comfort) ความยอมรับของผู้ใช้งานและอยู่อาศัยในอาคาร การทำนายระดับพลังงานที่ใช้ในระบบใหม่เปรียบเทียบกับระบบปรับอากาศแบบเดิมภายใต้สภาพ

อากาศจริง การวิเคราะห์ในประเด็นเหล่านี้ทำควบคู่ไปกับการพิจารณาตัวระบบทำความเย็นแบบ การแผ่รังสีความเย็นจะช่วยให้สามารถนำระบบนี้ไปใช้งานได้และเป็นที่ยอมรับ

1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

เพื่อพัฒนาและศึกษาระบบทำความเย็นโดยการแผ่รังสี ผสมผสานกับการดูดความชื้นและ การให้อัตราของอากาศที่เหมาะสม เพื่อสร้างสภาพสบายเชิงอุณหภูมิ

1.3 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับจากงานวิจัย

- 1.3.1 สามารถลดอุณหภูมิและความชื้นจากการปรับอากาศด้วยแผงทำความเย็นผสมผสานกับ สารดูดความชื้น
- 1.3.2 ทำให้ทราบถึงค่าที่เหมาะสมของอุณหภูมิและความชื้นในการปรับอากาศภายในห้องเพื่อทำ ให้เกิดความสบายเชิงอุณหภูมิ
- 1.3.3 ทำให้ทราบแนวทางปรับปรุงและพัฒนาบบปรับอากาศแบบผสมผสานโดยใช้แผงทำความ เย็นร่วมกับสารดูดความชื้น

บทที่ 2 ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

J.L. Niu, L.Z. Zhang, H.G. Zuo [1] ได้ศึกษาศักยภาพในการประหยัดพลังงาน โดยการใช้เพดานเย็นร่วมกับระบบดูดความชื้น ในระบบทำความเย็นสำหรับห้องปิด สำหรับภูมิอากาศแบบร้อนชื้น โดยสร้างระบบทำความเย็นที่แตกต่างกัน 4 ระบบ ได้แก่ ระบบที่ใช้อากาศเป็นสารทำงานทั้งหมด (All-Air System) ระบบที่ใช้อากาศเป็นสารทำงานทั้งหมดรวมกับการนำความร้อนคืนกลับมาใช้ใหม่ (Total Heat Recovery) ระบบหลังคาเย็นร่วมกับหน่วยควบคุมการปรับอากาศ AHU (Air Handling Unit) และระบบที่ใช้เพดานเย็นร่วมกับการดูดความชื้นอากาศ ขนาดห้องที่ใช้ในการทดลอง 3.6 x 5.1 x 2.6 เมตร เมื่อคำนวณโดยใช้โปรแกรมจำลองการใช้พลังงานในอาคาร CODE ACCURACY และวิเคราะห์ผลพบว่า การใช้ระบบทำความเย็นแบบหลังคาเย็นร่วมกับการดูดความชื้นอากาศ สามารถประหยัดพลังงานไฟฟ้าได้สูงสุดที่ 44% เมื่อเปรียบเทียบกับ ระบบทำความเย็นที่เป็นระบบปริมาตรคงที่และใช้อากาศเป็นสารทำงานทั้งหมด ซึ่งเป็นระบบที่ใช้งานกันทั่วไป

Xiaoli Hao , Guoqiang Zhang และคณะ [2] ได้ศึกษาการผสมผสานระบบเพดานเย็น การระบายอากาศ และการใช้สารดูดความชื้นเข้าด้วยกัน เพื่อออกแบบระบบปรับอากาศสำหรับห้องว่างเปล่า ในภูมิอากาศแบบร้อนชื้น โดยการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบ เพื่อประเมินค่าคุณภาพของอากาศภายในห้อง IAQ (Indoor Air Quality) ค่าความสบายเชิงอุณหภูมิ (Thermal Comfort) และปริมาณการประหยัดพลังงาน ข้อมูลที่ได้จากแบบจำลองแสดงให้เห็นว่าสามารถนำระบบผสมผสานแบบเพดานเย็นร่วมกับการระบายอากาศและการใช้สารดูดความชื้น มาใช้กับห้องในลักษณะห้องสำนักงาน ในสภาพภูมิอากาศแบบร้อนชื้น สามารถทำให้เกิดความสบายเชิงอุณหภูมิ ได้คุณภาพอากาศภายในห้องดีขึ้น และสามารถประหยัดพลังงานได้ 8.2% เมื่อเปรียบเทียบกับระบบทำความเย็น ที่ใช้อากาศเป็นสารทำงานทั้งหมด (Conventional All-Air System)

Atila Novoselac , Jelena Srebric [3] ได้เขียนบทวิจารณ์สมรรถนะ และการออกแบบระบบทำความเย็นโดยใช้เพดานเย็นร่วมกับระบบ ระบายอากาศ โดยศึกษา และออกแบบเพดานเย็นร่วมกับระบบระบายอากาศภายในอาคาร ระบบระบายอากาศที่เหมาะสมสามารถลดภาระทางความเย็นของระบบปรับอากาศลงได้และเป็นหัวใจหลักในการออกแบบ และถ้าในระบบระบายอากาศ มีค่าการระบายอากาศไม่มากนัก จะเป็นผลดีกับความสบายเชิงความร้อน และเกิดความแตกต่างของอุณหภูมิตามแนวตั้งน้อย แต่หากมีการระบายอากาศที่มากเกินไป จะทำให้มี อากาศจากภายนอก เข้าสู่ภายในห้องมากทำให้อุณหภูมิห้องมีค่าสูงขึ้น และมีโอกาสเกิดหยดน้ำบริเวณแผงเพดานเย็นได้ เพื่อป้องกันการควบแน่นของน้ำบนแผงทำความเย็น จะต้องมีการควบคุมคาบเวลาในการเปิด-ปิด การทำงานของระบบ ให้มีความเหมาะสม และลดปริมาณลมรั่วที่นำเอาความชื้นจากภายนอก

ห้องเข้ามาภายในห้องให้ต่ำที่สุด การออกแบบระบบทำความเย็นโดยใช้เพดานเย็นร่วมกับการระบายอากาศ อาจจะไม่สามารถลดค่าการใช้พลังงานลงได้ ขึ้นอยู่กับ ค่าอุณหภูมิอากาศที่ป้อนเข้าสู่ห้อง และภาระทางความร้อน (Cooling Load) ของห้อง

Prapapong Vangtook , Surapong Chirarattananon [4] ได้ทำการทดลองเพื่อหาความเป็นไปได้ในการใช้แผ่ความร้อน Radiant Cooling มาประยุกต์ใช้งานกับภูมิอากาศแบบร้อนชื้น การทดลองจะควบคุมอุณหภูมิของน้ำเย็นสำหรับแผ่ความร้อนไม่ให้ต่ำกว่า 24 °C เพื่อป้องกันการควบแน่นของน้ำที่แผ่ความร้อน นำมาใช้กับห้องทดลองที่ทดลองภายใต้ภูมิอากาศแบบร้อนและชื้น ในช่วงเดือนมีนาคม ช่วงอากาศชื้นในเดือนพฤษภาคม และช่วงอากาศเย็นในเดือน ธันวาคม ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าสามารถใช้แผ่ความร้อนกับห้องในสภาวะต่างๆดังกล่าวได้ดี แต่ต้องปูแผ่ทำความเย็นให้ มีพื้นที่สูงสุด ที่ 7.5 m² และระบบจะทำงานได้ไม่ดีนักในช่วงอากาศร้อน และในช่วงเวลากลางคืน งานวิจัยนี้ได้ใช้ โปรแกรม TRNSYS จำลองรูปแบบการทำงานของการใช้แผ่ น้ำ เย็น และระบบปรับอากาศโดยทั่วไปสำหรับห้องทดลองเดียวกัน เพื่อเปรียบเทียบ ผลการจำลองแสดงให้เห็นว่าทั้งสองระบบมีความสอดคล้องกัน และสามารถนำแผ่ความร้อนมาใช้งานในห้องปรับอากาศเพื่อให้เกิดความสบายเชิงอุณหภูมิ และมีค่าความสบายสอดคล้องกับมาตรฐาน ASHRAE

J. Hirunlabh , R. Charoenwat และคณะ [5] ได้ศึกษาความเป็นไปได้ในการใช้สารดูดความชื้นร่วมกับระบบปรับอากาศสำหรับประเทศไทยเป็น การทดลองที่นำเอาแผงดูดความชื้นที่ใช้ ซิลิกาเจล มาใช้งานร่วมกับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ขนาด 1.5 ตันความเย็น การออกแบบสามารถปรับอัตราส่วนผสมของอากาศภายในห้องที่และภายนอกห้อง และสามารถปรับความหนาของแผงดูดความชื้นได้ จากการทดลองแนะนำที่ขนาดความหนาของแผงดูดความชื้น 5 ซม. มีอัตราการดูดความชื้นสูงสุดที่ 473 g/h ที่อัตราส่วนผสมที่เหมาะสมคือ ใช้อากาศภายนอก 15% ใช้อากาศที่ออกจากภายในห้องป้อนกลับคืน 15% และอีก 70% เป็นอากาศจากภายในห้องผสมกับอากาศแห้งที่ผ่านซิลิกาเจลดูดซับความชื้น ทำให้สามารถลดการใช้พลังงานไฟฟ้าลงได้ 24%

Y. Hirayama , W.J. Batty [6] ศึกษากระบวนการทำความเย็นโดยการลดความชื้นและดูดความร้อน โดยแผ่นดูดรังสี สำหรับภูมิอากาศแบบร้อนชื้น โดยสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ เปรียบเทียบกับการสร้างแผ่ความร้อนที่สร้างขึ้นจริง ที่ทำจากท่อเหล็กที่วางขนานกัน ขนาดความสูง 1 m ยาว 1 m ระยะห่างระหว่างท่อ 0.05 m และได้สรุปผลของการใช้งานแผ่ดูดกลืนรังสีความร้อนและการลดความชื้น สำหรับห้องเอนกประสงค์ ในส่วนของ อัตราการถ่ายเทความร้อน สัมผัสและความร้อนแผ่สู่แผ่รับรังสีความร้อน จะขึ้นอยู่กับค่าปริมาณความชื้นของอากาศภายในห้อง เมื่อพิจารณาการควบแน่นของน้ำที่ผิวของแผ่รับรังสีความร้อน ปัญหาที่เกิดขึ้นในการใช้แผ่ดูดรังสี ความร้อนในสภาพภูมิอากาศแบบร้อนชื้น คือการควบแน่นของน้ำที่ผิวของแผ่ดูดรังสี ดังนั้นจึงต้องลดความชื้นของมวลอากาศลงโดยกระบวนการลดความชื้นก่อน จากการทดลองพบว่าที่อุณหภูมิห้อง

คงที่ค่าหนึ่ง ขนาดของแผงดูดรังสีความร้อน และปริมาณการดูดความชื้นขึ้นอยู่กับค่า อัตราการควบแน่นสูงสุดที่แผงดูดรังสี และ ระดับความชื้นของห้อง

Simmonds [7] ศึกษาการออกแบบระบบปรับอากาศที่แปรตามภาระการปรับอากาศ(Variable Volume Air – Conditioning System) เสริม ด้วย การปรับพื้นอาคารให้เย็น โดยใช้น้ำเย็นจ่ายเข้าท่อที่ฝังไว้ใต้พื้น และกำหนดให้มีชั้นอากาศใต้หลังคาที่มีอุณหภูมิสูงและไม่เคลื่อนไหว (Stratified Air Layer) เพื่อลดภาระการปรับอากาศจากการพาความร้อนผ่านหลังคาอาคาร การใช้ท่อน้ำเย็นจะช่วยระบายความร้อนที่เกิดจากรังสีอาทิตย์ส่องทะลุ ผ่านหลังคาและผนัง และตกลงพื้นได้โดยตรง ตัวอย่างการออกแบบระบบปรับอากาศแวลวล้อมในอาคารผู้โดยสารใน Concourse ของสนามบินสุวรรณภูมิ มีการปรับพื้นอาคารให้เย็นโดยใช้น้ำเย็นจ่ายเข้าท่อฝังไว้ใต้พื้นเนื่องจาก ผนังและหลังคาอาคารผู้โดยสารใน บางส่วนใช้กระจกชั้นเดียว ภาระการปรับอากาศเนื่องจากรังสีอาทิตย์มีค่าสูงมาก ดังนั้นผู้ออกแบบกำหนดให้มีชั้นอากาศใต้หลังคาที่มีอุณหภูมิสูงและไม่เคลื่อนที่เพื่อลดภาระการปรับอากาศจากการพาความร้อนผ่านหลังคาอาคาร การใช้ท่อน้ำเย็นจะช่วยระบายความร้อนเนื่องจากรังสีอาทิตย์ทะลุผ่าน หลังคา และผนัง ตกลงสู่พื้น โดยตรงได้

Fergus Nicol [8] ได้ปรับมาตรฐานความสบายเชิงความร้อน สำหรับภูมิอากาศในเขตร้อนชื้น จากค่ามาตรฐาน ISO 7730 เดิมที่ใช้สมการในการคาดคะเนความสบาย (Predict Mean Vote, PMV) จัดทำโดย Fanger's ซึ่งไม่ครอบคลุมเพียงพอในการอธิบายสภาวะความสบาย ดังนั้นจึงทำการทดลองใหม่ที่เหมาะสมกว่า โดยทำการสำรวจค่าความสบายเฉพาะกรณีภูมิอากาศในเขตร้อนชื้น เพื่อให้สมการมีความถูกต้องแม่นยำมากขึ้น จึงปรับเปลี่ยนสมการในส่วนที่เป็นการพิจารณาความชื้น และการเคลื่อนที่ของอากาศเพื่อให้เกิดความสบายเชิงอุณหภูมิใหม่

2.2 ความสบายเชิงอุณหภูมิ (Thermal Comfort)

ร่างกายของมนุษย์เปรียบเหมือนเครื่องจักร เมื่อเรารับประทานอาหารเข้าไปจะเกิดปฏิกิริยาเคมีทำให้เกิดพลังงานเพื่อใช้ประกอบกิจกรรมในชีวิตประจำวัน ส่วนพลังงานที่เหลือจะกลายเป็นพลังงานความร้อนและจะถูกกำจัดออกจากร่างกาย เพื่อรักษาอุณหภูมิร่างกายให้คงที่ ความร้อน ถูกกำจัดจากร่างกายโดยการแผ่รังสีความร้อน การพาความร้อนและการระเหยความชื้นจากร่างกายให้แก่อากาศ ดังนั้นสิ่งแวดล้อมจึงควรมีอุณหภูมิต่ำกว่าร่างกายของคนเรา เพื่อให้สามารถรับรังสีความร้อนจากร่างกายเราได้ การพาความร้อน จะเกิดจากการเคลื่อนตัวของอากาศไหลผ่านตัวเรา อากาศจะเก็บความร้อนและความชื้นที่ระเหยและกระจายออกจากผิวหนัง การที่เหงื่อออกก็เป็นวิธีถ่ายเทความร้อนวิธีหนึ่งที่ทำให้ร่างกาย เราชู้สึกสบายขึ้น ร่างกายที่อยู่ในสภาวะสบายจะไม่มีเหงื่อออก ร่างกายของคนปกติจะมีอุณหภูมิประมาณ 36.8 °C อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวหนัง 33.7 °C อุณหภูมิผิวหนังแต่ละส่วนของร่างกายจะแตกต่างกัน อุณหภูมิที่หนังศีรษะ 36.8 °C ออก 34 °C สันเท้า 27 °C. ความร้อนที่ร่างกายผลิตออกมานั้นขึ้นอยู่กับกิจกรรมที่ทำของแต่ละบุคคล การกำจัดความ

ร้อนที่ผลิตออกมาจากร่างกายคนเรา ขึ้นอยู่ลักษณะทางกายภาพของสภาพแวดล้อม เช่น อุณหภูมิ ความชื้น อัตราการผลิตความร้อนของร่างกายโดยขึ้นอยู่กับการเผาผลาญอาหารของร่างกาย Metabolism ซึ่งจะอยู่ในช่วง 50 W ถึง 500 W สำหรับ ร่างกายของคนปกติ ในขณะที่นอนหลับหรือทำกิจกรรมเบาๆ ร่างกายจะสามารถแปลงพลังงานจากอาหารเป็นพลังงานกลได้แค่ 0-5% ของพลังงาน Metabolism พลังงานส่วนที่เหลือเป็นความร้อนที่ต้องขจัดออกจากร่างกาย

2.2.1 ปัจจัยที่มีผลต่อความสบาย

ปัจจัยด้านสภาพแวดล้อม ได้แก่ อุณหภูมิของอากาศ ความชื้นสัมพัทธ์ ความเร็วลมที่พัดผ่านร่างกาย อุณหภูมิผิวของสิ่งแวดล้อมโดยรอบ และปัจจัยจากคน ได้แก่ อัตราการเผาผลาญอาหารของร่างกาย (Metabolic Rate) และ ระดับความเป็นฉนวนของเสื้อผ้า (Level of Clothing)

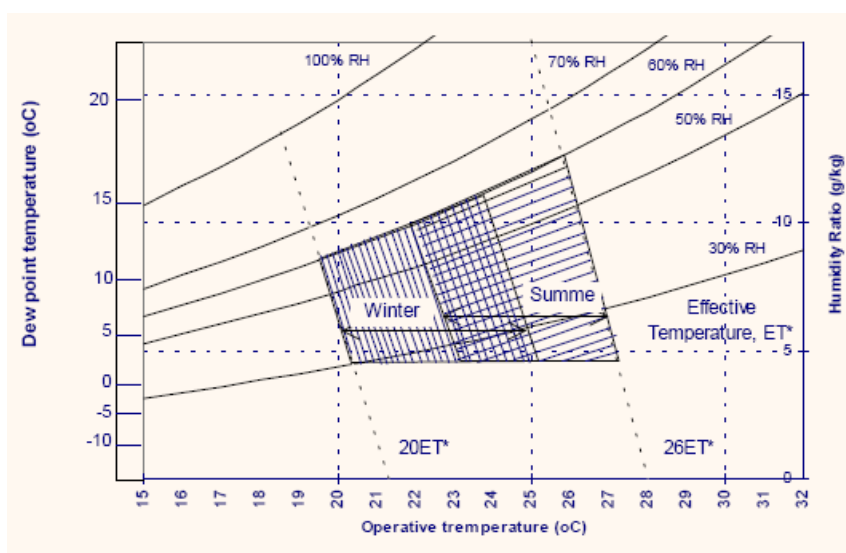
- อุณหภูมิของอากาศ เป็นปัจจัยที่สำคัญต่อการพาและการนำความร้อนออกจากร่างกาย เมื่ออุณหภูมิของอากาศสูงจะทำให้การพาและการนำความร้อนจากร่างกายได้ไม่ดีเท่าอุณหภูมิต่ำ
- ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ จะมีผลต่อการระเหยของความชื้นจากร่างกาย อากาศแห้งจะทำให้ความชื้นระเหยออกจากร่างกายได้อย่างรวดเร็ว
- ความเร็วลม มีผลต่อการพัดพาความร้อนออกจากร่างกาย ลมที่พัดแรงจะสามารถนำความร้อนออกจากร่างกายได้มาก
- อุณหภูมิผิววัตถุแวดล้อม (Radiant Temperature) เช่นอุณหภูมิผิวของผนังบ้านหรือห้องทำงาน ถ้าหากอุณหภูมิ ผิววัตถุที่อยู่รอบตัวเราต่ำ ผิววัตถุนั้นจะสามารถรับรังสีความร้อนที่แผ่ออกจากร่างกายได้เป็นอย่างดี ถ้าอุณหภูมิของผิววัตถุที่อยู่รอบตัวเราสูง ผิววัตถุนั้นจะแผ่รังสีความร้อนเข้าสู่ร่างกาย
- อัตราการเผาผลาญอาหารของร่างกาย (Metabolic Rate) จะมีผลต่อการผลิตความร้อนของร่างกายซึ่งขึ้นอยู่กับการบริโภค เพศ และอายุ
- ระดับของเสื้อผ้า (Level of Clothing) จะมีผลต่ออัตราการพา การนำ การแผ่ รังสีความร้อนออกจาก ร่างกายรวมถึงอัตราการระเหยของความชื้นจากร่างกาย จะมีหน่วยเป็น clo

ตารางที่ 2.1 แสดงค่าระดับของเสื้อผ้าของเสื้อผ้าชนิดต่างๆ

รายการเสื้อผ้า	Iclo (unit clo)
เสื้อเชิ้ตแขนสั้น	0.15
เสื้อกั๊ก	0.04
ถุงเท้ายาว	0.02
รองเท้า	0.04
เสื้อแขนยาว	0.19
กางเกงขายาวบาง	0.25
กางเกงขายาวหนา	0.30
กางเกงชั้นใน	0.05
Single breasted jacket (thin)	0.36
Single breasted jacket (thick)	0.42
เครื่องแต่งกาย	
เสื้อกั๊ก, เสื้อเชิ้ตแขนสั้น, กางเกงขาสั้น, ชุดชั้นใน	0.36 – ใช้อ้างอิง
เสื้อกั๊ก, T-shirt, เสื้อแขนยาว, single-breasted jacket, กางเกงขายาว, ถุงเท้า, รองเท้า	1.20

2.2.2 ขอบเขตของความสบาย

แผนภูมิของขอบเขตความสบายจะมีลักษณะตามรูปที่ 1 โดยแนวนอนแสดง Operative Temperature



รูปที่ 2.1 แสดงขอบเขต ความสบายของฤดูร้อนและฤดูหนาว

ช่วงฤดูหนาวและฤดูร้อนในแผนภูมิจะแบ่งออกเป็น 2 ช่วงและมีบางช่วงซ้อนกันอยู่ แสดงให้เห็นความแตกต่างของฤดูร้อนและหนาว Effective Temperature (ET) จะแสดงอยู่ในแนวเอียง ขอบเขตต่ำสุดในฤดูหนาวเท่ากับ 20 °C เขตสูงสุดคือ 26 °C ช่วงที่ซ้อนกันอยู่คือช่วง 23 – 24 °C อุณหภูมิที่ทำให้รู้สึกสบายที่สุดจะอยู่ที่ 22 °C สำหรับฤดูหนาวและ 24.5 °C ในฤดูร้อน

2.2.3 อุณหภูมิ โอเปอร์เรทีฟ Operative Temperature T_{op}

ความหมายทางกายภาพหมายถึง อุณหภูมิที่มนุษย์รู้สึกได้จากสิ่งแวดล้อมรอบตัว ที่มากระทบร่างกายเนื่องจาก การพาและการแผ่รังสีความร้อน การใช้อุณหภูมิอากาศเพียงอย่างเดียว เพื่อบ่งชี้ความสบายของคนที่อยู่ในห้องปรับอากาศ ยังไม่ดีพอ เนื่องจากไม่ได้รวมการสูญเสียความร้อนที่เกิดจากการแลกเปลี่ยนความร้อนโดยการแผ่รังสีและการพาความร้อนระหว่างคนกับสิ่งแวดล้อม เช่น ผนัง หน้าต่าง ประตู เป็นต้น สามารถคำนวณอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟ ได้จากอุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ย (Mean Radiant Temperature) และอุณหภูมิอากาศ T_a ดังสมการ 2.1

$$T_{op} = \frac{h_r T_{mrt} + h_c T_a}{h_r + h_c} \quad (2.1)$$

เมื่อ h_r และ h_c คือค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสีความร้อนและการพาความร้อน ตามลำดับ

2.2.4 อุณหภูมิเอฟเฟกทีฟ Effective Temperature ET

คือค่าอุณหภูมิตัวแทนที่ รวมเอาค่าอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟและความชื้นของอากาศเข้าด้วยกันคือ อุณหภูมิ Operative Temperature ที่ความชื้นสัมพัทธ์เท่ากับ 50% ที่ทำให้คนมีความรู้สึกเทียบเท่ากับ Operative Temperature ในจริงขณะนั้น (2.2)

นอกจากเกณฑ์ความสบายของ ASHREA ซึ่งศึกษาเน้นหนักไปในด้านสภาวะที่มีการปรับอากาศแล้วยังมีผู้เชี่ยวชาญอีกกลุ่มหนึ่งซึ่งทำการศึกษาเกี่ยวกับความสบายในสภาวะที่ไม่มีการปรับอากาศพบว่า ร่างกายคนเรา สามารถปรับความรู้สึกสบายได้ตามสภาพอากาศแวดล้อม ผลการศึกษาของ Humphreys and Nicol [9] โดยการเก็บข้อมูลจากการสอบถามข้อมูลจากบุคคลและใช้อุปกรณ์วัดสภาพอากาศเป็นจำนวนมาก พบว่าอุณหภูมิในร่มที่ทำให้เรารู้สึกสบาย (neutral indoor temperature) มีความสัมพันธ์ กับอุณหภูมิภายนอกเฉลี่ยรายเดือน (mean monthly outdoor temperature, T_{a0}) ดังสมการ อุณหภูมิความสบาย (Comfort Temperature, T_c)

$$T_c = 0.534 T_{a0} + 12.9 \quad (2.3)$$

และจากผลการศึกษาและวิเคราะห์ทางทฤษฎีของ Humphreys [10] พบว่าความเร็วลมที่พัดผ่านร่างกายมีผลทำให้ร่างกายมีความรู้สึกเย็นขึ้นจากอุณหภูมิโดยรอบ โดยสามารถเขียนเป็นสมการอธิบายหาความเร็วลม (Velocity, V) ที่พัดผ่านร่างกายเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าอุณหภูมิความสบายเพิ่มขึ้น (Increase in Comfort Temperature, ICT) ได้ ดังสมการที่ (2.4)

$$ICT = 7 - \left(\frac{50}{(4 + 10v^{0.5})} \right) \quad (2.4)$$

ตารางที่ 2.2 หลักเกณฑ์ความสบายของ ASHRAE

เมื่อฤดูร้อน	ระดับเสื้อผ้า	0.5	clo
	กิจกรรมเบาๆ	1.2	met
	ความเร็วลม	< 0.15	m/s
ฤดูหนาว	ระดับเสื้อผ้า	0.9	clo
	กิจกรรมเบาๆ	1.2	met
	ความเร็วลม	< 0.15	m/s

จากรายงานผลการศึกษาสภาพอากาศในกรุงเทพมหานครโดย John Busch (1990) [16] โดยแบ่งการศึกษาออกเป็น 2 กลุ่ม กลุ่มหนึ่งศึกษาอุณหภูมิสบายในอาคารปรับอากาศ และอีกกลุ่มหนึ่งศึกษาสภาพความสบายในอาคารที่ไม่ใช้เครื่องปรับอากาศ พบว่าคนที่ทำงานในอาคารที่ปรับอากาศจะรู้สึกสบายในช่วงเดียวกับผลการศึกษาความสบายของ ASHRAE ในช่วงฤดูร้อน ส่วนคนที่ทำงานในอาคารที่ไม่ปรับอากาศจะรู้สึกสบายที่อุณหภูมิประมาณ 28 °C. ผลนี้สอดคล้องกับผลงานของ Auliciems [14]

2.3 ค่าทำนายการโหวตเฉลี่ย (Predicted Mean Vote, PMV)

Fanger [11, 12] พบว่า ในสภาวะอากาศสภาวะหนึ่ง สามารถคาดคะเนความรู้สึกของคนที่อยู่ภายในสภาวะนั้นได้ โดยใช้ ค่าทำนายการโหวตเฉลี่ย PMV ที่ มีความเชื่อมโยงกับค่า Metabolic Rate (M) และอัตราการระบายความร้อนออกจาก ร่างกาย (L) ดังนี้

$$PMV = (0.303e^{-0.036M} + 0.028) L \quad (2.5)$$

โดยที่ L คืออัตราการระบายความร้อนออกจากร่างกายและคำนวณจาก

$$L = (M - W) - 3.05 \times 10^{-3} \cdot [5733 - 6.99(M - W) - p_a] \\ - 0.42[(M - W) - 58.15] - 1.7 \times 10^{-5} M(5867 - p_a) - 0.0014M(34 - t_a) \quad (2.6) \\ - 3.96 \times 10^{-8} f_{cl} [(t_{cl} + 273)^4 - (\bar{t}_r + 273)^4] - f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a)$$

โดยที่

M	คือการทำเนิตพลังงานของร่างกาย	(W / m^2)
W	คือการสร้างงานของร่างกาย	(W / m^2)
p_a	คือความดันย่อยของไอน้ำในอากาศ	(Pa)
t_a	คืออุณหภูมิของสภาวะแวดล้อม	$(^{\circ}C)$
f_{cl}	คือสัดส่วนของเครื่องนุ่งห่มต่อพื้นที่ผิวของร่างกาย	
T_{cl}	คืออุณหภูมิของเสื้อผ้า	$(^{\circ}C)$
$\bar{t}_r$	คืออุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ย	$(^{\circ}C)$
h_c	คือสัมประสิทธิ์การพาความร้อน	$(W / m^2 K)$

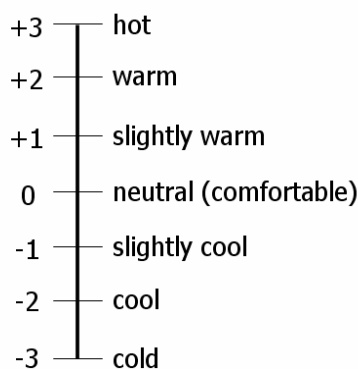
ค่า PMV ที่คำนวณได้ จะนำมาเทียบกับตาราง 2.3 สำหรับบอกความหมายของสภาวะอากาศในขณะนั้น

ตารางที่ 2.3 สเกลแสดงค่าและความหมายของค่า ดัชนีทำนายค่าการโหวตเฉลี่ย PMV

ค่า PMV	-3	-2	-1	0	1	2	3
ความหมาย	หนาว	เย็น	ค่อนข้างเย็น	สบาย	ค่อนข้างอุ่น	อุ่น	ร้อน

2.2 ค่าแสดงความรู้สึกของกลุ่มคนต่อสภาพแวดล้อม (Thermal Sensation Scale)

ค่า Thermal Sensation (T_s) เป็นดัชนีที่บอกความรู้สึกที่คนมีต่อสภาพแวดล้อมรอบตัวว่าเป็นอย่างไร โดยใช้สเกลของ ASHRAE เป็นตัวบอกถึงสภาวะความรู้สึก ซึ่งมีค่าอยู่ระหว่าง +3 (ร้อนมาก) จนถึง -3 (หนาวมาก) และกำหนดให้ 0 หมายถึงความรู้สึกสบายพอดี ดังรูปที่ 2.2 ซึ่งค่า T_s มีสเกลวัดความรู้สึกเหมือนกับ PMV แต่จะต่างกันตรงที่ PMV ใช้ตัวแปรในการคำนวณหลายตัวแปรทำให้มีความซับซ้อนมากกว่า T_s และให้ความแม่นยำสูงมากกว่า เนื่องมาจากตัวแปรต่างๆ ที่นำมาใช้ในการคำนวณหา PMV ล้วนเป็นตัวแปรที่มีความสำคัญเป็นอย่างมาก เนื่องจากค่าตัวแปรเหล่านั้นเป็นปัจจัยที่ให้ผลต่อความสบายเชิงอุณหภูมิทั้งสิ้น



The 7-point ASHRAE scale

รูปที่ 2.2 แสดงความรู้สึกของกลุ่มคนต่อสภาพแวดล้อม (Thermal Sensation Scale)

$$Ts = 0.245t_a + 0.248p_a - 6.475 \quad (2.7)$$

เมื่อ p_a คือความดันย่อยของไอน้ำในอากาศ (KPa)
 t_a คืออุณหภูมิของสภาวะแวดล้อม ($^{\circ}C$)

2.5 ตัวแปรที่ใช้วิเคราะห์สภาวะของความสบายเชิงอุณหภูมิ Thermal

Comfort

ในการคำนวณหาสภาวะความสบายเชิงอุณหภูมิ สามารถแสดงได้ในหลายลักษณะเช่นแสดงเป็นขอบเขตความสบาย Comfort Zone เพื่อหาค่า อุณหภูมิความสบาย Operative Temperature ที่เหมาะสมหรือแสดงเป็นค่าทำนายการโหวตเฉลี่ย Predict Mean Vote (PMV) เพื่อทำนายสภาวะอากาศจากตัวแปรต่างๆที่เกี่ยวข้องเทียบกับ สเกล มาตรฐานว่าค่าที่คำนวณได้อยู่ในสภาวะสบายหรือไม่ ซึ่งตัวแปรต่างๆที่เกี่ยวข้อง Fanger (Fanger 1972 [11]) ได้เสนอสมการ 2.8 ถึงสมการ 2.12 เพื่อใช้คำนวณค่าทำนายการโหวตเฉลี่ย **PMV** นี้

2.5.1 อัตราการผลิตพลังงานในร่างกาย Metabolic Rate (M)

เป็นอัตราการผลิตพลังงานในร่างกายเนื่องจากการทำกิจกรรม จากกิจกรรมที่ผู้ทดลองใช้ในกรณีนี้เป็นการนั่งทำงาน ซึ่งมีค่า $M \cong 60 \text{ W} / m^2$ ส่วน $W = 0 \text{ W} / m^2$

ตารางที่ 2.4 ค่าปริมาณความร้อนที่เกิดขึ้นในร่างกายสำหรับกิจกรรมแต่ละประเภท

(Fanger, 1972 [11])

ชนิดของกิจกรรม	
กิจกรรม	ค่าความร้อน (W/m ²)
นอน	40
นั่ง	60
ยืน	70
งานสำนักงาน	
อ่านหนังสือ	55
เขียนหนังสือ	60
พิมพ์ดีด	65
เดิน	100
ข้อพาทนะ	
รถยนต์	60-115
รถบรรทุก	185

2.5.2 Dubois Area (Nude Area) (A_{Du})

เป็นพื้นที่บนร่างกายคน เฉพาะในส่วนที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อน ไม่นับรวมพื้นที่ตามซอกต่างๆ ของคน

จากสูตร

$$A_{Du} = 0.202 m^{0.425} h^{0.725} \quad (2.8)$$

เมื่อ A_{Du} คือ Dubois area (m^2)
 m คือ น้ำหนักของคน (Kg)
 h คือ ความสูง (m)

2.5.3 ความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของเสื้อผ้า Thermal Resistance of Clothing

(I_{cl})

เป็นค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของเสื้อผ้าที่ใส่ ซึ่งมีผลต่อการถ่ายเทความร้อนจากร่างกายสู่อากาศภายนอก อันเกิดจากเสื้อผ้าทำหน้าที่เป็นฉนวนความร้อนขณะสวมใส่

จากสูตร

Olesen and Neilson

$$I_{cl} = 0.73 \times \sum clo + 0.17 \quad (2.9)$$

2.5.4 สัดส่วนพื้นที่เสื้อผ้าต่อพื้นที่ผิวร่างกาย The Clothing Area Factor (f_{cl})

เป็นอัตราส่วนพื้นที่ของเสื้อผ้าที่สวมใส่ต่อพื้นที่ผิวร่างกายทั้งหมด

จากสูตร (Fanger 1972 [11])

$$f_{cl} = \begin{cases} 1.00 + 1.290 I_{cl} & \text{for } I_{cl} < 0.078 \text{ m}^2 \text{K} / \text{W} \\ 1.05 + 0.645 I_{cl} & \text{for } I_{cl} > 0.078 \text{ m}^2 \text{K} / \text{W} \end{cases} \quad (2.10)$$

2.5.5 สัมประสิทธิ์การพาความร้อน Convective Heat Transfer Coefficient (h_c)

เป็นค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจากผิวร่างกายทั้งหมด ซึ่งการพามี 2 แบบคือ แบบการพาแบบธรรมชาติ และการพาแบบบังคับ

จากสูตร (Fanger 1972 [11])

$$h_c = \begin{cases} 2.38(t_{cl} - t_a)^{0.25} & \text{for } 2.38(t_{cl} - t_a)^{0.25} > 12.1 * V_a^{0.5} \\ 12.1 * V_a^{0.5} & \text{for } 2.38(t_{cl} - t_a)^{0.25} < 12.1 * V_a^{0.5} \end{cases} \quad (2.11)$$

2.5.6 อุณหภูมิผิวเสื้อผ้าที่สวมใส่ Surface Temperature of Clothing (t_{cl})

จากสูตร (Fanger 1972 [11])

$$t_{cl} = 35.7 - 0.028(M - W) - I_{cl} \left\{ 3.96 \times 10^{-8} f_{cl} [(t_{cl} + 273)^4 - (t_{mrt} + 273)^4] + f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a) \right\} \quad (2.12)$$

ดังนั้นถ้าหากทราบค่าตัวแปรสภาวะแวดล้อมหนึ่ง ๆ เราสามารถคำนวณค่า PMV หรือความรู้สึกเฉลี่ยของคนส่วนใหญ่เกี่ยวกับสภาวะแวดล้อมนั้นได้ การใช้วิธีนี้ไม่จำเป็นต้องใช้การทดสอบด้วยผู้ทดสอบจำนวนมากได้ เพราะการทดสอบที่จะได้ผลที่เชื่อถือได้ในเชิงสถิติจะต้องใช้ผู้ทดสอบจำนวนมาก วิธีนี้เป็นที่ยอมรับโดยทั่วไป และเป็นวิธีที่สถาบันมาตรฐานระหว่างประเทศใช้ (ISO 7730 Thermal Environment for Human Comfort, [13]) แต่ Auliciems [14] และ Szokolay [15] เชื่อว่าทฤษฎีของ Fanger ใช้ได้กับผู้ทดสอบที่คุ้นเคยกับการอยู่ในห้องปรับอากาศแล้วเท่านั้น สำหรับผู้ที่คุ้นเคยกับสภาวะแวดล้อมธรรมชาติที่ปฏิบัติงานอยู่ประจำ สภาวะที่คนเหล่านี้รู้สึกว่าจะสบายน่าจะขึ้นอยู่กับสภาวะที่ผู้คนเหล่านี้คุ้นเคยแล้วเป็นอย่างดี มีรายงานการศึกษากับผู้คนในกรุงเทพฯ Bush[16] พบว่าอุณหภูมิอากาศที่ผู้ถูกทดสอบตอบว่าสบาย มีค่าอุณหภูมิเทียบเท่า 28 °C ซึ่งสูงกว่าค่าที่ Fanger และ ASHRAE กำหนดไว้

2.5.7 อุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ย Mean Radiant Temperature (t_{mrt} or $\bar{t}_r$)

อุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ย เปรียบเสมือน เป็นอุณหภูมิตัวแทน ที่ได้จากการพิจารณาเรื่องการถ่ายเทความร้อนโดยแผ่รังสี ระหว่างร่างกายบุคคลกับสิ่งแวดล้อมเช่นผนังห้องเป็นต้น ตัวอย่างเช่น พิจารณาผลรวมของค่าความร้อนที่สูญเสียออกมาจากผิวหนึ่งของร่างกาย กับความร้อนที่สัมผัสผิวหนึ่งของร่างกาย จะเกิดการแผ่รังสีความร้อนเข้าไปหาวัตถุแวดล้อมที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า โดยที่มีอุณหภูมิของผิวหนึ่งหรืออุณหภูมิของสภาพแวดล้อมรอบตัวเป็นตัวแปรที่มีผลต่ออัตราการแลกเปลี่ยนความร้อน ระหว่างร่างกายกับสภาพแวดล้อม โดยการแผ่รังสี ถ้าอุณหภูมิเฉลี่ยของสภาพแวดล้อมต่ำ ร่างกายจะสามารถแผ่รังสีความร้อนออกได้ดี ทำให้ความร้อนระบายออกจากร่างกาย ซึ่งโดยทั่วไปร่างกายของคนปกติจะมีอุณหภูมิประมาณ $35-36^{\circ}\text{C}$ อุณหภูมิของผิวหนึ่งประมาณ 33.7°C และส่วนอื่นๆ ซึ่งความร้อนที่ร่างกายผลิตออกมาจะขึ้นอยู่กับกิจกรรมที่ทำของแต่ละคนและอัตราการผลิตความร้อนของร่างกาย

จากสูตร (Kubaha K. [25] [26])

$$T_{mrt}^4 = T_1^4 \varphi_{P \rightarrow 1} + T_2^4 \varphi_{P \rightarrow 2} + \dots + T_N^4 \varphi_{P \rightarrow N} \quad (2.13)$$

เมื่อ

- t_{mrt} คือ อุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ย ($^{\circ}\text{C}$)
 t_N คือ อุณหภูมิผิวของผนังห้อง ($^{\circ}\text{C}$)
 φ_N คือ ค่า View factor ระหว่างคนกับผนังห้อง

2.6 สารดูดความชื้น

สารดูดซับที่นำมาใช้ในทางอุตสาหกรรม ได้แก่ แอ็คทิเวตเตดคาร์บอน, ซิลิกาเจล, แอ็คทิเวตเตดอลูมินา (อลูมินาออกไซด์), และซีโอไลต์ (โมเลกุลาร์ซีฟ) สารดูดซับต่าง ๆ มีลักษณะประจำตัวตามธรรมชาติทางเคมี, ปริมาณของพื้นที่ผิว, ลักษณะการกระจายของขนาด รูพรุน และขนาดของอนุภาค ในการดูดซับทางกายภาพลักษณะที่สำคัญที่สุดที่ทำให้เกิดความแตกต่าง ระหว่าง ตัวดูดซับชนิดต่างๆ คือความมีขั้วที่ผิวของสารดูดซับนั้น

2.6.1 แอ็คทิเวตเตดคาร์บอน

เตรียมขึ้นได้จากสารป้อนหลายชนิด เช่น ไม้, ถ่านหิน, มะพร้าว, เปลือกของลูกนัท และผลิตภัณฑ์จากปิโตรเลียม กระบวนการแอ็คทิเวชันเกิดขึ้นใน 2 ขั้นตอนโดยในขั้นตอนแรกเป็นการคาร์บอนในเซชันแก่สารป้อน ซึ่งเกี่ยวข้องกับการทำให้สารร้อนขึ้น (ซึ่งโดยปกติแล้วทำในสภาพที่ปราศจากอากาศ) ถึงอุณหภูมิที่สูงเพียงพอ (600°C) เพื่อไล่สารระเหยออกให้หมด เหลือเพียงแต่องค์ประกอบคาร์บอน เพื่อเป็นการเพิ่มพื้นที่ผิวให้แก่คาร์บอนจากขั้นตอนที่หนึ่ง ในขั้นตอนที่สองให้คาร์

บอนนั้นได้ รับการแอ็คทิเวชันโดยการพ่นไอน้ำ, อากาศ, หรือ ก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ที่อุณหภูมิสูงขึ้น ก๊าซเหล่านี้จะเข้ากักต่อนคาร์บอนและเพิ่มโครงสร้างของ รูพรุนขึ้น อุณหภูมิที่ใช้, ปริมาณออกซิเจนที่มีอยู่, และชนิดของสารป้อนมีผลอย่างมากต่อคุณภาพในการดูดซับของคาร์บอน ผู้ผลิตแอ็คทิเวตเตดคาร์บอนจะแปรเปลี่ยนพารามิเตอร์เหล่านี้ เพื่อเตรียมแอ็คทิเวตเตดคาร์บอนซึ่งเหมาะสำหรับจุดประสงค์ต่าง ๆ กันเนื่องจากเป็นผิวที่ไม่มีขั้ว จึงใช้แอ็คทิเวตคาร์บอน เพื่อควบคุมการกระจายตัวของ กลิ่น, ก๊าซพิษ และไอน้ำมันเบนซิน เป็นต้น

2.6.2 โมเลกุลลาร์ซีฟ

โมเลกุลลาร์ซีฟ เป็นสารดูดซับที่มีโครงสร้างเป็นผลึก ฉะนั้นจึงมีรูพรุนกระจายอยู่อย่างสม่ำเสมอ ในแนวเส้นผ่านศูนย์กลางหนึ่ง ๆ ของโมเลกุลลาร์ซีฟ สามารถใช้จับหรือแยก ก๊าซที่มีขนาดและโครงสร้างโมเลกุลออกได้ ยกตัวอย่างเช่นในกระบวนการกลั่นน้ำมันบางครั้งจะใช้โมเลกุลลาร์ซีฟ เพื่อแยกสารพาราฟิน ชนิดที่มีโซ่ตรงออกจากสารประกอบที่เป็นกิ่ง และ ที่เป็นไซคลิก แต่การใช้ประโยชน์หลักของโมเลกุลลาร์ซีฟ คือ เพื่อกำจัดไอน้ำออกจากกระแสอากาศ

2.6.3 อลูมินัมออกไซด์ (แอ็คทิเวตเตดอลูมินา)

เตรียมขึ้นจากอลูมินา หรือออกไซด์ ที่ได้รับการแอ็คทิเวชัน โดยการทำให้ร้อนขึ้นในบรรยากาศของก๊าซเฉื่อย เพื่อให้เกิดเป็น เม็ดอลูมินัมออกไซด์พรุน โดยปกติแล้วจะใช้ ทำให้ก๊าซแห้งโดยเฉพาะอย่างยิ่งภายใต้ความดันสูง และ จะใช้เป็นสารรองรับสำหรับการเกิดปฏิกิริยาช่วย ยกตัวอย่างเช่น การให้อลูมินาดูดซึมแพลทินัม หรือ แพลเลเดียมเพื่อใช้ในการเผาไหม้โดยใช้ตัวช่วยปฏิกิริยาสมบัติทางกายภาพของสารดูดซับ จะมีผลต่อความสามารถในการดูดซับได้, อัตราเร็วในการดูดซับ และความดัน ลด (Pressure Drop) ที่เบตของสารดูดซับตามตารางที่ 2 ได้สรุปสมบัติดังกล่าวของสารดูดซับข้างต้นไว้ เนื่องจากว่าการดูดซับเกิดขึ้นที่ผิวระหว่างก๊าซ-ของแข็ง พื้นที่ผิวที่ว่างปราศจากโมเลกุลของก๊าซจะเป็นตัวกำหนดความมีประสิทธิภาพของสารดูดซับนั้น โดยทั่วไปแล้วการที่พื้นที่ผิวที่มากกว่าหมายถึงการมีความสามารถในการดูดซับที่มากกว่า แต่อย่างไรก็ตามพื้นที่ผิวนั้นต้องมีขนาดรูพรุนที่พอเหมาะ อย่างเช่น ดูบินิน (Dubinin, 1939) ได้แบ่งขนาดรูพรุนในแอ็คทิเวตเตดคาร์บอนเป็น 3 ขนาด คือรูพรุนขนาดเล็ก, รูพรุนขนาดกลาง, และรูพรุนขนาดใหญ่โดยรูพรุนขนาดเล็กไมโครมี ช่องเปิดซึ่งมีขนาดรัศมีเท่ากับหรือน้อยกว่า 200 นาโนเมตร (20 อังสตรอม) รูพรุนที่มีขนาดใหญ่กว่า 2000 นาโนเมตร (200อังสตรอม) เป็นรูพรุนขนาดกลาง

ตารางที่ 2.5 สมบัติทางกายภาพของสารดูดความชื้น (เสริมพงษ์[30])

ตัวดูดซับ	ความพรุน ภายใน (%)	พื้นที่ผิว (ตร.ม./ กรัม)	ปริมาตร รูพรุน (ลบ.ซม.)	ความหนาแน่น เชิงปริมาตรใน สภาพที่แห้ง (กรัม/ ลบ.ซม.)	เส้นผ่านศูนย์กลางรูพรุน เฉลี่ย (นาโน เมตร)
แอ็คทิเวตเตด คาร์บอน	55-75	600- 1600	0.80- 1.20	0.35-0.50	150-200
แอ็คทิเวตเตดอลูมินา	30-40	200-300	0.29- 0.37	0.90-1.00	180-200
โมเลกุลลาร์ซีฟ	40-55	600-700	0.27- 0.38	0.80	30-90
ซิลิกาเจล	70	750	0.40	0.70	220

2.6.4 ซิลิกาเจล

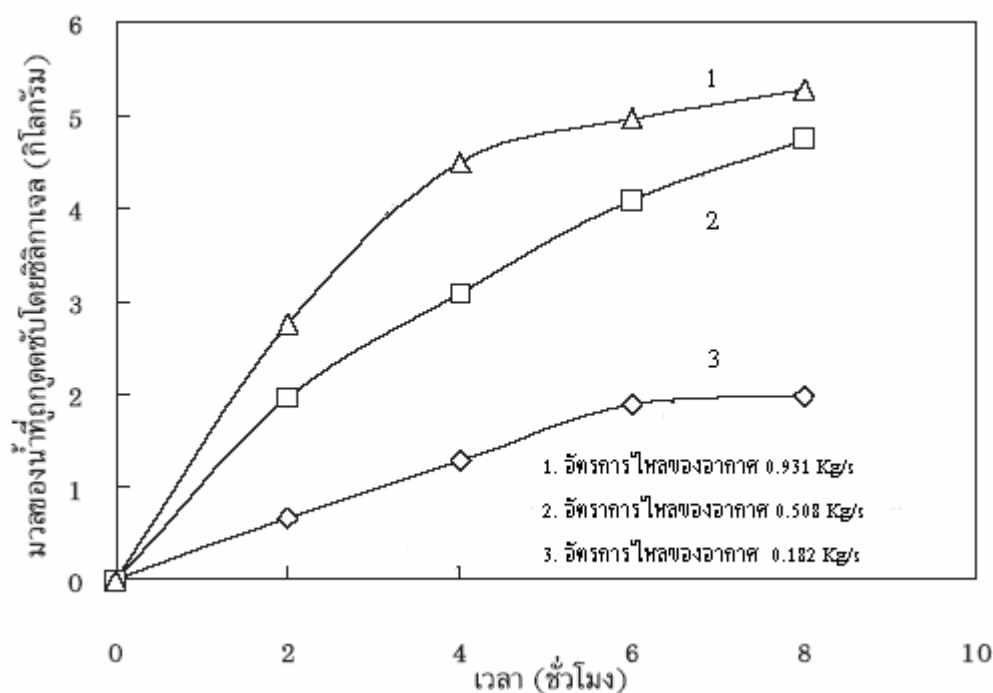
ซิลิกาเจลทำมาจากโซเดียมซิลิกา เมื่อผสมกับกรดกำมะถันจะได้ผลิตภัณฑ์คอนคล้ายเจล จากนั้นทำให้แห้งและอบโดยขึ้นอยู่กับการบวนการที่ใช้ในการผลิตเจล ทำให้สามารถผลิตซิลิกาเจลที่มีชั้นคุณภาพต่าง ๆ กันได้ ซึ่งจะมีแอ็คทิวิตีแตกต่างกัน โดยปกติแล้วจะใช้ซิลิกาเจลเพื่อกำจัดไอน้ำออกจากกระแสอากาศ แต่มีข้อจำกัดถ้าอุณหภูมิสูงกว่า 260°C (500°F) จะไม่มีประสิทธิภาพ

2.6.4.1 สมรรถนะสารดูดความชื้น (ซิลิกาเจล)

สมรรถนะการดูดความชื้นของชุดสารดูดความชื้น ที่ได้จากผลการทดสอบสมรรถนะการดูดความชื้นของชุดสารดูดความชื้นที่พัฒนาขึ้นโดย เสริมพงษ์[30] แสดงดังรูปที่ 2.3 โดยรูปที่ 2.3 แสดงผลของความเร็วของอากาศที่มีต่อมวลของไอน้ำในบรรยากาศที่ถูกดูดโดยซิลิกาเจล ณ เวลาต่าง ๆ โดยพบว่าเมื่อเวลาผ่านไป ปริมาณของน้ำที่ สะสมในสารดูดความชื้น จะเพิ่มขึ้น โดยในช่วงประมาณ 4 ชั่วโมงแรกอัตราการเพิ่มขึ้นของมวลน้ำในสารดูดความชื้นจะมีอัตราค่อนข้างคงที่ และอัตราดังกล่าวจะเริ่มลดลงเมื่อเวลาเพิ่มขึ้น ทั้งนี้เนื่องจากที่ผิวของสารดูดความชื้นเริ่มเกิดการอิ่มตัว ทำให้อัตราการดูดความชื้นลดลงนั่นเอง นอกจากนี้ยังพบว่า เมื่ออัตราการไหลเชิงมวลของอากาศเพิ่มสูงขึ้น ปริมาณความชื้นที่ถูกดูดจะสูงขึ้นตามไปด้วย กล่าวคือ ที่อัตราการไหล เชิงมวลของอากาศเท่ากับ 0.182 กิโลกรัมต่อวินาที ปริมาณความชื้นที่ถูกดูดซับจะต่ำที่สุด และในทางกลับกันที่ อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศเท่ากับ 0.931 กิโลกรัมต่อวินาที ปริมาณความชื้นที่ถูกดูดซับจะสูงสุด ปรากฏการณ์ ดังกล่าว สามารถอธิบายได้โดยใช้สมการของการถ่ายเทมวลดังนี้ (Incropera and De Witt, 1990)

$$R = h_m A_s (\rho_w - \rho_s) \quad (2.14)$$

เมื่อ	R	=	อัตราการดูดความชื้นของสารดูดความชื้น (Kg/s)
	h_m	=	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล (m/s)
	A_s	=	พื้นที่ผิวของสารดูดความชื้น (m^2)
	ρ_w	=	ความหนาแน่นของไอน้ำในอากาศ (Kg/m^3)
	ρ_s	=	ความหนาแน่นของน้ำในสารดูดความชื้น (Kg/m^3)



รูปที่ 2.3 ผลของอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศต่อมวลของไอน้ำในบรรยากาศที่ถูกดูดโดยซิลิกาเจล ณ เวลาต่างๆ โดยที่อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศด้านเข้าชุดสารดูดความชื้นเท่ากับ 25 องศาเซลเซียส และ 60% ตามลำดับ

เนื่องจากค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลจะขึ้นอยู่กับอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ ในกรณีที่อัตราการไหลเชิงมวลเพิ่มสูงขึ้น ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลจะเพิ่มสูงขึ้นด้วย และส่งผลให้อัตราการดูดความชื้นของสารดูดความชื้นเพิ่มสูงขึ้นนั่นเอง ซึ่งในกรณีนี้จะเห็นได้ว่าผลการทดลองสอดคล้องกับทฤษฎีข้างต้น

2.7 ปัจจัยที่มีผลต่อการดูดซับความชื้น

2.7.1 อุณหภูมิ

ความสามารถในกระบวนการดูดความชื้นทางกายภาพของสารดูดความชื้นจะลดลงเมื่ออุณหภูมิของระบบสูงขึ้น ทั้งนี้ เพราะว่าเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น ความดันไอของไอน้ำที่ผิวของสารดูดความชื้นจะสูงมากขึ้น ทำให้ความแตกต่างระหว่างความดันไอน้ำที่ผิวของสารดูดความชื้นกับความดันไอของไอน้ำในอากาศมีค่าต่ำ ดังนั้นโดยทั่วไปควรใช้งานสารดูดความชื้นในอุณหภูมิที่ ต่ำกว่า 55 °C (130 °F) การดูดความชื้นเป็นกระบวนการคายความร้อน โดยจะมีปริมาณความร้อนเกิดขึ้น ในระหว่างการเกิดกระบวนการดูดกลืนความชื้นด้วย

2.7.2 ความดัน

ความสามารถในการดูดความชื้นจะเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มความดันย่อยของไอน้ำในอากาศ และความดันย่อยของไอน้ำในอากาศที่สูงขึ้นนี้ จะเป็นสัดส่วนโดยตรงกับความดันทั้งหมดของระบบ ฉะนั้นการเพิ่มความดันของระบบ จะเป็นการเพิ่มความสามารถในการดูดความชื้นของระบบด้วย หรือกล่าวอีกอย่างหนึ่งก็คือ โมเลกุลของไอน้ำในอากาศที่ต้องการดูดซับไว้ด้วยสารดูดความชื้นจะ ถูกอัดเข้าด้วยกันมากขึ้น จึงมีโมเลกุลจำนวนมากขึ้นที่มีโอกาสที่จะ “ชน” กับสารดูดความชื้นในตำแหน่งที่สามารถดูดความชื้นได้ ทำให้มีจำนวนโมเลกุลของไอน้ำที่ถูกสารดูดความชื้นดูดซับไว้ได้มากขึ้น

2.7.3 ความเร็วของอากาศ

ระยะเวลาในการสัมผัสระหว่างกระแสอากาศที่มีความชื้นกับสารดูดความชื้น ถูกกำหนดโดยความเร็วของกระแสอากาศที่ผ่านหน่วยดูดความชื้นนั้นไป ระยะเวลาของการสัมผัสมีผลโดยตรงต่อประสิทธิภาพในการดูดความชื้นไว้ โดยถ้าความเร็วของกระแสอากาศที่มีความชื้น ผ่านหน่วยดูดความชื้นช้าจะหมายถึง การมีโอกาสมากขึ้นของโมเลกุลของความชื้นจะชนกับ ตำแหน่งที่สามารถดูดซับความชื้นไว้ได้ ทันทึที่โมเลกุลของไอน้ำในอากาศถูกดูดซับไว้แล้ว มันจะคงอยู่ที่ผิวของสารดูดความชื้นนั้น จนกระทั่งสภาวะทางกายภาพ ของระบบถูกเปลี่ยนไป เพื่อให้ได้ประสิทธิภาพในการดูดซับมากกว่า 90% ยกตัวอย่างระบบดูดซับด้วย แอคทิเวตเตดคาร์บอนส่วนใหญ่จะได้รับการออกแบบให้มีความเร็วของกระแสก๊าซผ่านหน่วยดูดซับสูงสุดเท่ากับ 30 เมตร/นาที่ (100 ฟุต/นาที่) การใช้ความเร็วต่ำสุดอย่างน้อยเท่ากับ 6 เมตร/ นาที่ (20 ฟุต / นาที่) จะช่วยลดความเสี่ยงปัญหาในเรื่องการกระจายของกระแสอากาศ กล่าวคือ ป้องกันมิให้เกิดการไหลเป็นทางขึ้น ความเร็วของกระแสอากาศ ผ่านหน่วยดูดความชื้น เป็นฟังก์ชันของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของหน่วยดูดความชื้น(กรณีหน่วยดูดซับความชื้นเป็นรูปทรงกระบอกตั้ง) สำหรับปริมาณของความชื้นที่กำหนดให้ปริมาณหนึ่ง การกำหนดความเร็วสูงสุดของกระแสอากาศผ่านหน่วยดูดความชื้น จะสามารถระบุขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางต่ำสุดของ หน่วยดูดซับได้ ยกตัวอย่าง เช่น ถ้าต้องการดูดความชื้นในอากาศที่มีอัตราการไหล เท่ากับ 300 ลบ.ม./นาที่ และความเร็วสูงสุดที่ให้ผ่านหน่วยดูดความชื้น เท่ากับ 30 เมตร/นาที่ หน่วยดูดความชื้นนั้นต้องมีพื้นที่ ภาคตัดขวางอย่างน้อย 10 ตร.ม. อัตราการ

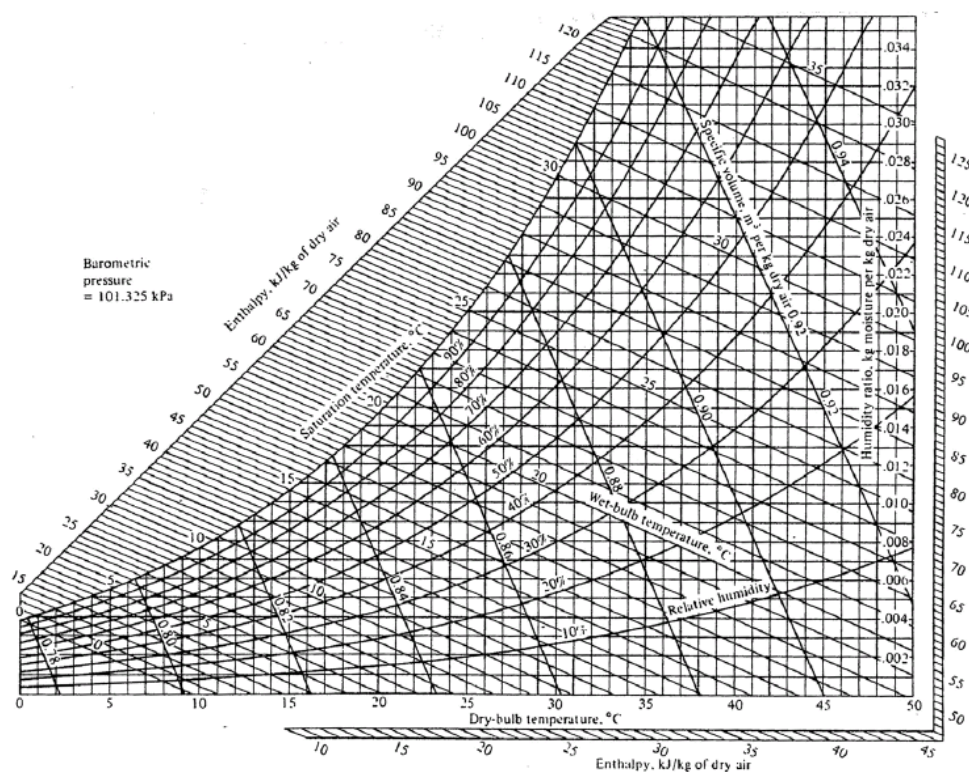
ไพลของกระแสน้ำอากาศ ผ่าน หน่วยดูดความชื้น มีผลทำให้ความดันลดลงด้วย การเพิ่มอัตราไพลจะหมายถึงการเพิ่มความดัน ภายใน ค่าพิสัยของอัตราการไพลสูงสุดและต่ำสุดดังกล่าวข้างต้น ค่าความดันที่ลดลง และยอมให้เกิดขึ้นได้โดยปกติแล้วจะเป็นค่าที่บอกถึงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของหน่วยดูดความชื้น และอัตราการไพลที่ต้องการ ค่าความดันลดที่เกิดขึ้นที่เบตสารดูดความชื้นยังขึ้นอยู่กับความสูงของเบตสารดูดความชื้นอีกด้วย

2.7.4 ความชื้น

สำหรับสารดูดซับชนิด แอคทีเวตเตดคาร์บอน มักดูดซับโมเลกุลของไฮโดรคาร์บอนที่ไม่มีขั้วมากกว่าโมเลกุลของไอน้ำที่มีขั้ว โมเลกุลของไอน้ำในกระแสน้ำอากาศที่ต้องการลดความชื้นจะมีแรงดึงดูดต่อกันที่แรงกว่าแรงดึงดูดกับสารดูดความชื้น แต่ที่สภาวะซึ่งมีความชื้นสัมพัทธ์สูง มากกว่า 50% จะมีจำนวนโมเลกุลของน้ำเพิ่มขึ้น มากจนกระทั่งโมเลกุลของ ไอน้ำเริ่มที่จะเข้าแย่งตำแหน่งการดูดซับร่วมกับโมเลกุลไฮโดรคาร์บอน ทำให้ความสามารถ และประสิทธิภาพของระบบ ดูดซับลดลง กระแสน้ำอากาศที่ต้องการลดความชื้นที่มีความชื้นสูงมากกว่า 50% จึงต้องเพิ่มอุปกรณ์เพื่อกำจัดไอน้ำบางส่วนออก เช่น ใช้วิธีเติมอากาศเจือจางที่มีความชื้นต่ำมาก หรือเพิ่มอุณหภูมิของกระแสน้ำอากาศ โดยไม่ทำให้ประสิทธิภาพการดูดซับเสียไป

2.8 ไชโครเมตริกชาร์ต

ไชโครเมตริกชาร์ต(Psychometric Chart) เป็นกราฟที่แสดงถึงความสัมพันธ์ระหว่าง อุณหภูมิ กับ ความดันไอน้ำ (Water Vapor) สเกลตามแนวนอนแสดงถึงอุณหภูมิ ส่วนสเกลตามแนวแกนตั้งแสดงค่าความดันไอน้ำ ไชโครเมตริกชาร์ตเป็นกราฟที่แสดงสภาพต่างๆ ของอากาศ



รูปที่ 2.4 แผนภูมิไซโครเมตริกชาร์ต (Psychrometric Chart)

คำจำกัดความที่ใช้ในแผนภูมิไซโครเมตริกชาร์ตมีดังนี้

2.8.1 อุณหภูมิกระเปาะแห้ง (Dry Bulb Temperature)

คืออุณหภูมิอากาศชั้นที่สามารถอ่านได้จากเทอร์โมมิเตอร์

2.8.2 อุณหภูมิกระเปาะเปียก (Wet Bulb Temperature)

สมมุติว่าถ้านำเอาเทอร์โมมิเตอร์แบบมาตรฐานที่ใช้กันอยู่โดยทั่วไปสองอันมาวัดอุณหภูมิของอากาศ ณ ที่แห่งหนึ่งที่มีลมพัดผ่านอย่างสม่ำเสมอ จะปรากฏว่าอุณหภูมิที่อ่านจากเทอร์โมมิเตอร์ทั้งสองเท่ากัน แต่ถ้านำสำลีสหรือด้ายชุบน้ำให้เปียกมาห่อหุ้มกระเปาะของเทอร์โมมิเตอร์อันหนึ่งจะปรากฏว่าอุณหภูมิที่อ่านได้จากมิเตอร์อันนั้นจะลดลงอย่างรวดเร็ว ในช่วงแรกๆ และในช่วงหลังจะลดลงอย่างช้า และหยุดที่อุณหภูมิจุดหนึ่งที่ไม่ลดลงอีกต่อไป อุณหภูมิที่อ่านได้จากเทอร์โมมิเตอร์ที่ห่อด้วยสำลีสหรือด้ายเปียกนี้เรียกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียก (Wet Bulb Temperature)

กรณีที่อากาศแห้ง(มีความชื้นน้อย) การระเหยของน้ำจะมีมาก ดังนั้นอุณหภูมิกระเปาะเปียกจะต่ำ แต่ถ้าอากาศชื้นมีมากการระเหยของน้ำจะมีน้อย อุณหภูมิกระเปาะเปียกจะมีสูง โดยเฉพาะเมื่ออากาศมีความชื้นมากจนถึงขั้นที่อากาศอิ่มความชื้นจนอึดตัว น้ำจะระเหยไม่ได้เลยในเวลาดังกล่าว จะทำให้อุณหภูมิกระเปาะเปียก ณ. ขณะนั้นมีค่าเท่ากับอุณหภูมิกระเปาะแห้ง ปรากฏการณ์ดังกล่าวอาจจะเกิดขึ้นได้ขณะที่มีฝนตก

2.8.3 ความดันของไอน้ำ (Partial Pressure of Water Vapor)

คือความดันเฉพาะส่วน (Partial Pressure) ของโมเลกุลของไอน้ำที่อยู่ในอากาศชื้น ถ้าใช้บาร์โรมิเตอร์วัดความดันของอากาศชื้นความดันที่วัดได้คือความดันรวม ซึ่งจะเท่ากับผลรวมของความดันส่วนของอากาศแห้ง และ ความดันส่วนของไอน้ำ

$$P_w = \phi \cdot P_{ws} \quad (2.15)$$

เมื่อ p_w = ความดันบางส่วนของไอน้ำในอากาศ, Pa
 ϕ = ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ %
 p_{ws} = ความดันไอน้ำอิ่มตัว, Pa

2.8.4 ความดันไอน้ำอิ่มตัว

ในการหาคคุณสมบัติของค่าความชื้นอากาศ ทางปฏิบัติต้องการ การใช้ความดันไอน้ำอิ่มตัวและอัตราส่วนความชื้นอิ่มตัว ค่าดังกล่าวนี้ได้จากตารางเทอร์โมไดนามิกส์ของน้ำอิ่มตัว(ภาคผนวก...) หรือคำนวณจากสมการของ Hyland and Wexler (1983b) [] ความดันอิ่มตัวของน้ำ (ของเหลว) สำหรับอุณหภูมิย่าน 0 ถึง 200 °C คือ

$$\ln(p_{ws}) = \frac{C_1}{T} + C_2 + C_3 T + C_4 T^2 + C_5 T^3 + C_6 \ln(T) \quad (2.16)$$

เมื่อ $C_1 = -5.8002206 E^3$
 $C_2 = -5.5162560$
 $C_3 = -4.8640239 E^{-2}$
 $C_4 = 4.1764768 E^{-5}$
 $C_5 = -1.4452093 E^{-8}$
 $C_6 = 6.5459673$
 $\ln$ คือ ล็อกธรรมชาติ (Natural logarithm)
 p_{ws} คือ ความดันอิ่มตัว, Pa
 T คือ อุณหภูมิสัมบูรณ์, $T = t + 273.15$

2.8.5 อัตราส่วนของไอน้ำ (Humidity Ratio)

คือน้ำหนักของความชื้นมีหน่วยเป็นเกรน ซึ่งมีอยู่ในอากาศแห้งหนักหนึ่งปอนด์(7,000 เกรน เท่ากับ 1 ปอนด์) อัตราส่วนความชื้นในอากาศจะมีค่าคงที่เสมอ ถ้าไม่มีการเพิ่มปริมาณความชื้นจำนวนใหม่ให้แก่อากาศ หรือ ไม่มีการนำความชื้นออกจากอากาศโดยทำให้ความชื้นกลั่นตัวเป็น

หยดน้ำ น้ำหนักของไอน้ำและอากาศแห้ง รวมกันน้ำหนักของอากาศชื้นในบรรยากาศซึ่งเป็นแก๊สอุดมคติ

2.8.6 อัตราส่วนความชื้น (Humidity ratio)

เท่ากับอัตราส่วนโมล (Mole fraction ratio) คือ x_w / x_a คูณด้วยอัตราส่วนมวลโมเลกุล (Molecular masses) คือ $18.015 / 28.964 = 0.622$ จะได้

$$W = 0.622 \frac{X_w}{X_a} \quad (2.17)$$

$$\text{DRY AIR} \quad X_a = \frac{P_a}{P_a + P_w} = \frac{P_a}{P} \quad (2.18)$$

$$\text{Water vapor} \quad X_w = \frac{P_w}{P_a + P_w} = \frac{P_w}{P} \quad (2.19)$$

$$\text{เมื่อ} \quad P = P_a + P_w \quad (2.20)$$

$$\text{ดังนั้น} \quad W = 0.622 \frac{P_w}{P - P_w} \quad (2.21)$$

2.8.7 ความชื้นสัมพัทธ์ (Relative Humidity)

คืออัตราส่วนของจำนวนโมลของไอน้ำ X_w ในอากาศ ณ บริเวณหนึ่งที่สมมาตรต่อจำนวนโมล (Mole fraction) ของไอน้ำอิ่มตัว X_{ws} ในอากาศ (ปริมาณความชื้นสูงสุด) ที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งและที่ความดันบรรยากาศ อันเดียวกัน

$$\phi = \frac{X_w}{X_{ws}} \quad (2.22)$$

2.8.8 ปริมาตรจำเพาะของอากาศชื้น (Humid Specific Volume)

คือปริมาตร อากาศชื้นต่อหน่วยน้ำหนักอากาศแห้ง

2.8.9 จุดน้ำค้าง (Dew Point)

คืออุณหภูมิที่ความชื้นภายในอากาศเริ่มกลั่นตัวเป็นหยดน้ำ อุณหภูมิน้ำค้างของอากาศจะไม่คงที่ขึ้นอยู่กับ ค่าอัตราส่วนความชื้น ถ้าอัตราส่วนความชื้นในอากาศมีมาก อุณหภูมิจุดน้ำค้างจะสูง ถ้าอัตราส่วนความชื้นในอากาศมีน้อย อุณหภูมิจุดน้ำค้างจะต่ำ

2.8.10 เอนทาลปี (Enthalpy)

คือพลังงานหรือปริมาณความร้อนของอากาศขึ้นต่อหน่วยน้ำหนักอากาศแห้ง เนื่องจากเอนทาลปีของอากาศแห้งมีค่าเท่ากับศูนย์ที่ อุณหภูมิ 0°F แต่เอนทาลปีของไอน้ำเท่ากับศูนย์ที่ 32°F ฉะนั้นจะได้เอนทาลปีของอากาศแห้งดังสมการ

$$h_a = C_p t \quad \text{KJ / Kg} \quad (2.23)$$

แต่เอนทาลปีของอากาศชื้น = เอนทาลปีของอากาศแห้ง + เอนทาลปีของไอน้ำ

ดังนั้น

$$h = C_p t + W h_g \quad \text{KJ / Kg} \quad (2.24)$$

h คือ ค่าเอนทาลปีของความร้อนในอากาศ KJ / Kg

W คือ อัตราส่วนความชื้น

h_a คือ ค่าเอนทาลปีจำเพาะสำหรับอากาศแห้ง KJ / Kg

h_g คือ เอนทาลปีจำเพาะของไอน้ำอิ่มตัว KJ / Kg

ค่าโดยประมาณของ h_a และ h_g เป็นดังนี้

$$h_a = 1.006t \quad (2.25)$$

$$h_g = 2501 + 1.805t \quad (2.26)$$

เมื่อ t คือ อุณหภูมิกระเปาะแห้ง, $^{\circ}\text{C}$

ดังนั้นจะได้ค่าเอนทาลปีของความร้อนในอากาศ h ดังสมการ

$$h = 1.006t + W (2501 + 1.805t) \quad (2.27)$$

2.8.11 เปอร์เซนต์ความชื้น (Percentage Humidity) หรืออัตราส่วนความอิ่มตัว (Saturation Ratio)

คืออัตราส่วนความชื้นของอากาศชื้นและอัตราส่วนความชื้นของอากาศอิ่มตัวที่อุณหภูมิเดียวกัน

2.9 ความสามารถทำความเย็น [32]

คือความเย็นที่ได้จากแผงน้ำเย็น และอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน Heat Exchanger ต่อชั่วโมง โดยเป็นค่าเปรียบเทียบระหว่างผลของพลังงานความร้อนของอากาศที่เปลี่ยนแปลง ระหว่าง อากาศเย็นจากช่องลมจ่าย (ลมเย็นไหลออกจากระบบทำความเย็น) ต่อชั่วโมง มีสมการดังนี้

$$Q = \frac{V}{v} (h_r - h_s) \quad KJ / hr \quad (2.28)$$

เมื่อ ค่าคงที่ $3.968 \text{ Btu} = 4.187 \text{ KJ}$
แปลงหน่วย เป็น Btu / hr จะได้

$$Q = \frac{3.968V}{4.187v} (h_r - h_s) \quad Btu / hr \quad (2.29)$$

เมื่อ Q คือ ความสามารถทำความเย็น, Btu / hr
 V คือ ปริมาตรลมไหลผ่าน อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน, m^3 / hr
 v คือปริมาตรจำเพาะสำหรับความชื้นอากาศ, m^3 / kg
 h_r คือเอนทัลปีของอากาศทางด้านช่องลมกลับ KJ / Kg
 h_s คือเอนทัลปีของอากาศทางด้านช่องลมจ่าย KJ / Kg

2.10 การถ่ายเทความร้อนตามมาตรฐาน ASHRAE

การใช้แผงเพดานเย็นปรับอากาศภายในห้องทดลอง จะเกิดกลไกการถ่ายเทความร้อน 2 ชนิด ระหว่างการแผ่รังสีความร้อนและการพาความร้อน

2.10.1 การถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสีความร้อน (Radiant Heat Transfer)

การคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสีของฝ้าเพดานเย็นจะอาศัยสมการที่พัฒนาขึ้น โดย Min et al. [33]

$$q_r = 5 \times 10^{-8} [(AUST + 273)^4 - (t_p + 273)^4] \quad (2.30)$$

q_r คือ ค่าการแผ่รังสีความร้อน $Watt / m^2$
 t_p คืออุณหภูมิเฉลี่ยที่ผิวของแผงเพดานเย็น $^{\circ}C$
 $AUST$ คือ อุณหภูมิเฉลี่ยถ่วงน้ำหนักพื้นที่ของพื้นผิวที่ไม่ทำความเย็น
(Area – Weighted Average Temperature $^{\circ}C$)

2.10.2 การถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อน (Convective Heat Transfer)

การพาความร้อนที่เกิดขึ้นในระบบที่ใช้แผงเพดานเย็น โดยปกติแล้วจะเป็นการพาความร้อนแบบธรรมชาติ เกิดขึ้นจากมวลอากาศอุณหภูมิต่ำที่อยู่ใต้ฝ้าเพดานเย็น ถูกแทนที่ด้วยมวลอากาศอุณหภูมิสูงที่อยู่ในห้อง

$$q_c = 2.31(t_p - t_a)^{1.31} \quad (2.31)$$

q_c คือ ค่าการพาความร้อนโดยวิธีธรรมชาติ Watt / m^2

t_p คืออุณหภูมิเฉลี่ยที่ผิวของแผงเพดานเย็น $^{\circ}\text{C}$

t_a คืออุณหภูมิอากาศ $^{\circ}\text{C}$

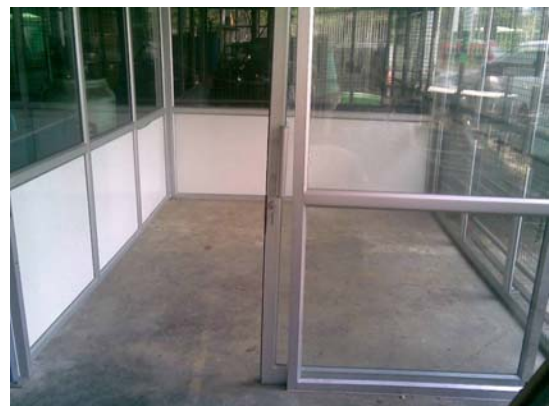
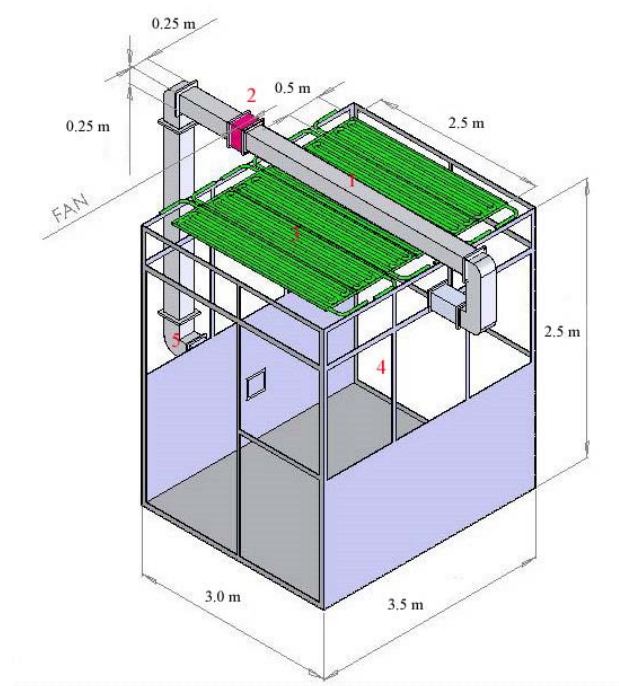
บทที่ 3

ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย

3.1 ขั้นตอนการทดลองและเก็บข้อมูล

3.1.1 ลักษณะห้องที่ใช้ทำการทดลอง

มีลักษณะคล้ายกับห้องสำนักงานโดยทั่วไป ผนังทำด้วยโครงอลูมิเนียมติดด้วยแผ่นแก้วใส ทั้ง 4 ด้าน หลังคาออกแบบให้เป็น แผงเพดานเย็นทำจากแผ่น อลูมิเนียมบาง ปูเต็มทั่วทั้งเพดาน ห้อง สำหรับระบบ หมุนเวียนอากาศภายในห้อง ออกแบบให้มี ท่ออุโมงค์ลม สำหรับดูด อากาศ บริเวณช่องลมด้านบนของห้องแล้วส่งผ่าน พัดลมดูดอากาศ อุปกรณ์ลดความชื้น อุปกรณ์ แลกเปลี่ยนความร้อน กลับสู่ห้องทดลองบริเวณช่องลมด้านล่างของห้อง ขนาดห้องทดลอง กว้าง 3 เมตร ยาว 3.5 เมตร สูง 2.5 เมตร สร้างขึ้นที่ บริเวณชั้น 1 อาคารคณะพลังงานสิ่งแวดล้อมและวัสดุ มหาวิทยาลัย-เทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี ลักษณะของห้องทดลองแสดงดังรูปที่ 3.1

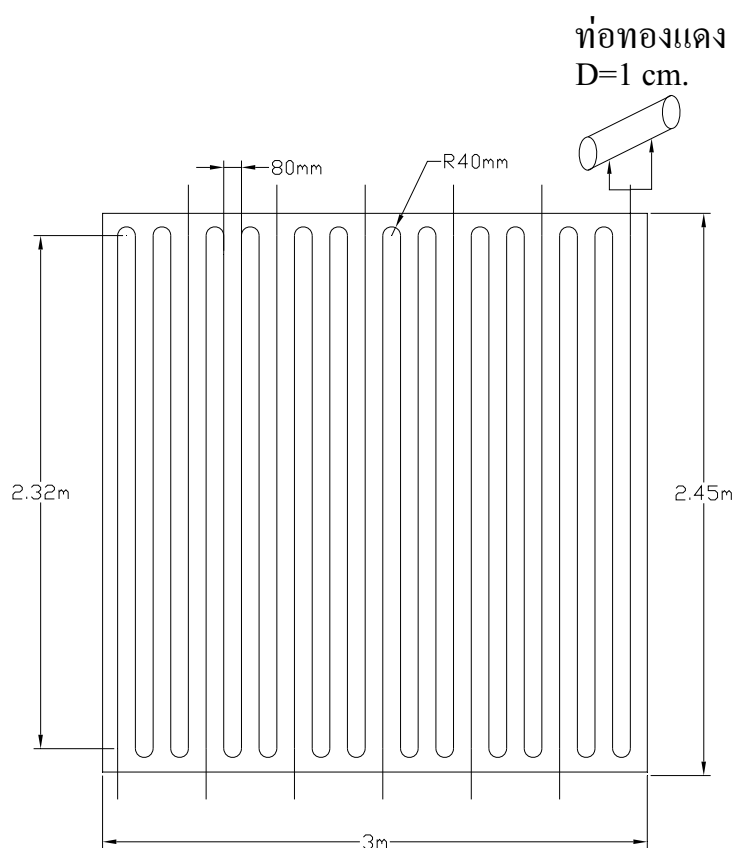


รูปที่ 3.1 ลักษณะห้องทดลอง แผงเพดานเย็น และระบบดูดความชื้น ที่ใช้ทำการทดลอง

3.1.2 ออกแบบและสร้างแผงน้ำเย็น

การออกแบบและสร้างแผงน้ำเย็น โดยมีหลักการคือ ให้น้ำเย็นไหลในชุดท่อทองแดง และท่อทองแดงนี้จะยึดติดกับแผ่นอะลูมิเนียม โดยให้มีพื้นที่สัมผัสหรือแตะกันระหว่างท่อทองแดงกับแผ่นอะลูมิเนียมมากที่สุด เพื่อการถ่ายเทความร้อนระหว่างท่อทองแดงกับแผ่นอะลูมิเนียมได้เป็นอย่างดี รวมทั้งเป็นการเพิ่มพื้นที่สำหรับกระบวนการแผ่รังสีความร้อน

แผงน้ำเย็น (Cooling Panels) ได้ทำการออกแบบให้แผ่นอะลูมิเนียม (หนา 2 มิลลิเมตร) มีความกว้าง 2.45 เมตร ยาว 3 เมตร ระยะห่างระหว่างท่อทองแดง 80 มิลลิเมตร รัศมีส่วนโค้งของท่อทองแดงเท่ากับ 40 มิลลิเมตร ระยะห่างของจุดศูนย์กลางส่วนโค้งที่ปลายทั้งสองด้านของท่อทองแดงเท่ากับ 2.32 เมตร ท่อทองแดงมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 1 เซนติเมตร ซึ่งรายละเอียดดังกล่าวเหล่านี้ได้ไว้ดังรูปที่ 3.2



รูปที่ 3.2 แบบแผงน้ำเย็น (Cooling Panels)

แผงน้ำเย็น ซึ่งประกอบด้วย 2 ส่วนดังนี้

(1) แผ่นอะลูมิเนียม

เพื่อความสะดวกในการติดตั้ง จึงใช้แผ่นอะลูมิเนียม 6 แผ่นประกอบกัน โดยแต่ละแผ่นมีขนาด 0.5 เมตร × 2.45 เมตร เพื่อให้ได้พื้นที่แผงน้ำเย็นตามต้องการ คือ 2.45 เมตร × 3 เมตร ดังแสดงในรูปที่ 3.3



รูปที่ 3.3 แผงน้ำเย็นซึ่งประกอบด้วยแผ่นอะลูมิเนียม 6 แผ่น

แผ่นอะลูมิเนียมแต่ละแผ่นจำเป็นต้องเหลือความยาวด้านกว้างไว้ 8 เซนติเมตร เพื่อที่จะพับขอบไว้สำหรับยึดประกอบแต่ละแผ่นเข้าด้วยกัน ดังรูปที่ 3.4



รูปที่ 3.4 การพับขอบแผงอะลูมิเนียมสำหรับยึดประกอบ

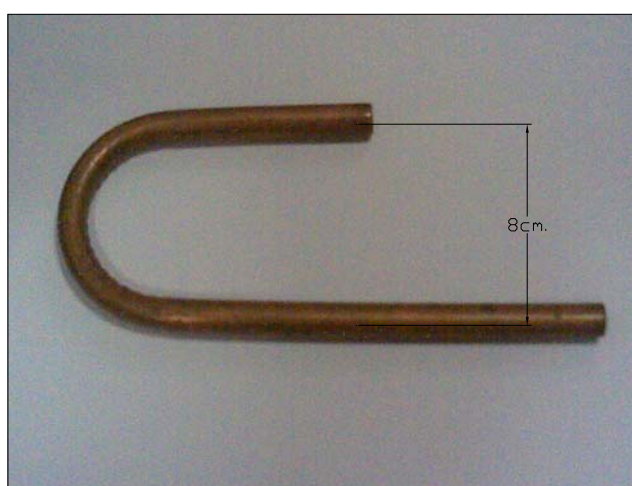
(2) ขดท่อทองแดง

เพื่อให้สมรรถนะในการถ่ายเทความร้อนระหว่างท่อทองแดงและแผ่นอะลูมิเนียมได้เป็นอย่างดี จึงเลือกใช้ท่อทองแดงชนิดบางขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1 เซนติเมตร อีกทั้งเป็นขนาดที่ใช้กันอย่างแพร่หลาย และสะดวกในการพับงอให้ได้ตามต้องการ ดังรูปที่ 3.5



รูปที่ 3.5 ท่อทองแดงที่ขดแล้ว

ความยาวของท่อทองแดงที่ใช้ทั้งหมด เพื่อให้ครอบคลุมพื้นที่ 2.45 เมตร $\times$ 3 เมตร ต้องใช้ท่อทองแดงที่มีความยาวทั้งหมดประมาณ 80 เมตร เมื่อทำการขดท่อทองแดงโดยใช้อุปกรณ์สำหรับงอท่อทองแดง หรือท่อโลหะขนาดเล็กแล้ว จะทำให้เกิดระยะห่างระหว่างท่อประมาณ 8 เซนติเมตร เนื่องจากระยะ 8 เซนติเมตรเป็นระยะน้อยที่สุดที่สามารถทำได้ เพื่อหลีกเลี่ยงการหักของท่อทองแดงในระหว่างการขด ดังรูปที่ 3.6



รูปที่ 3.6 ระยะห่างระหว่างท่อทองแดง

ชุดท่อทองแดงของแผงน้ำเย็นมีทั้งหมด 6 ชุด แต่ละชุดจะประกอบด้วยทางน้ำเข้าและทางน้ำออก ซึ่งจะอยู่คนละฝั่งกัน การแบ่งชุดท่อทองแดงออกเป็นส่วนๆนี้ เพื่อจะได้กระจายความเย็นของน้ำได้เท่าๆกันทั่วพื้นที่ของแผงน้ำเย็น ดังรูปที่ 3.7

ชุดท่อทองแดงในแต่ละชุดจะมีขนาดพอเหมาะกับขนาดของแผ่นอะลูมิเนียมแต่ละแผ่น คือ มีความยาวจากจุดศูนย์กลางของข้อต่อ จากด้านหนึ่งไปยังปลายอีกด้านหนึ่งเท่ากับ 2.32 เมตร และระยะห่างระหว่างทางน้ำเข้าหรือน้ำออกของแต่ละชุดท่อจะมีค่าเท่ากับ 40 เซนติเมตร



รูปที่ 3.7 การจัดแบ่งท่อทองแดงออกเป็น 6 ส่วน

เนื่องจากต้องการให้ท่อน้ำเข้าและท่อน้ำออก (ท่อรวม) อยู่คนละฝั่งกัน จึงชุดท่อทองแดงให้ได้ 2 กลับครึ่ง ในแต่ละชุด (ซึ่งพอเหมาะกับขนาดของแผ่นอะลูมิเนียมแต่ละแผ่น) ดังรูปที่ 3.7 จากนั้นนำท่อทองแดงที่ขดได้จำนวน 2 กลับครึ่ง ไปยึดติดกับแผ่นอะลูมิเนียม เพื่อเป็นการเพิ่มพื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อน แล้วนำแผ่นอะลูมิเนียมที่ได้ยึดติดกับท่อทองแดง ไปติดตั้งเป็นฝ้าเพดานในห้องทดลอง

เพื่อให้ท่อทองแดงยึดติดสนิทกับแผ่นอะลูมิเนียม จึงใช้แผ่นอะลูมิเนียมฟลอยส์ติดทับท่อกับแผง ร่วมกับการใช้น็อตยึด ดังรูปที่ 3.8



รูปที่ 3.8 การประกอบท่อทองแดงให้ยึดติดกับแผ่นอะลูมิเนียม

3.1.3 การติดตั้งแผงน้ำเย็นในห้องทดลอง

ทำการยึดติดแผงน้ำเย็นแต่ละแผงโดยใช้สกรูยึดกับคานที่เชื่อมขวางด้านบน คานละ 3 ตัว ซึ่งมีคานรับแรงทั้งหมด 3 คาน รวมแล้วแต่ละแผ่นจะยึดด้วยสกรู 9 จุด เพื่อให้มีการถ่ายเทความร้อนจากน้ำเย็นในท่อมายังแผงน้ำเย็นให้มากที่สุด และเพื่อไม่ให้ท่อทองแดงสัมผัสกับอากาศโดยตรง เป็นการลดการสูญเสียความเย็นจึงได้ติดตั้งฉนวนชนิดใยแก้ว

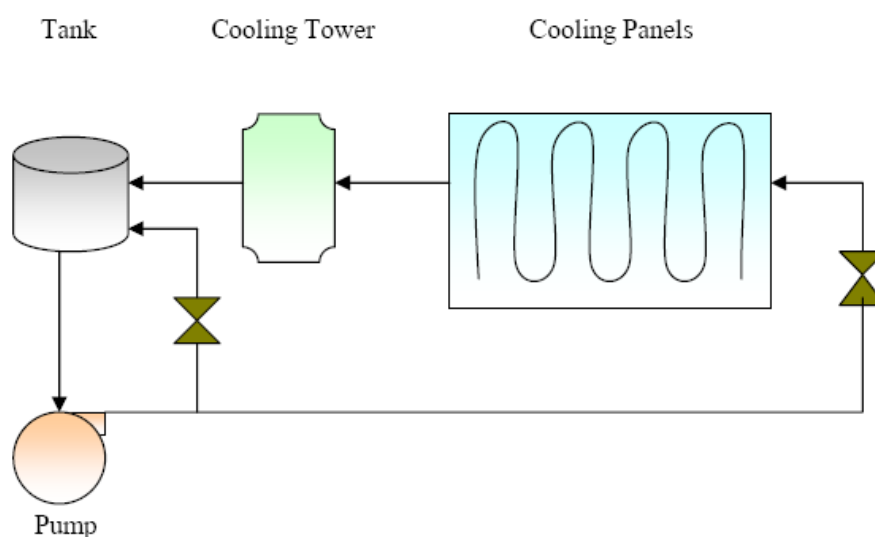
ข้อมูลเกี่ยวกับฉนวน

- เป็นฉนวนชนิดใยแก้ว
- ค่าการนำความร้อน (k) = 0.038 W/(m.K)
- ค่าความหนาของฉนวน = 75 mm .
- ค่าความต้านทานความร้อน = $1.97 \text{ (m}^2\text{.K)/W}$

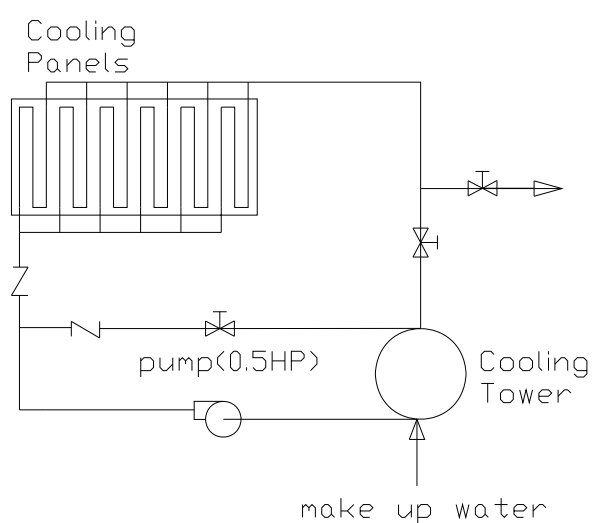


รูปที่ 3.9 ระบบท่อน้ำเย็นและการติดตั้งฉนวนกันความร้อนด้านบนแผงน้ำเย็น

1) หลักการทำงานของระบบ คือต้องการให้มีการไหลเวียนของน้ำเย็น ในกรณีงานวิจัยนี้จะใช้น้ำเป็นสารทำงาน โดยให้น้ำเป็นตัวรับความร้อนจากในห้องทดลอง แล้วนำไปคายความร้อนทิ้งสู่สิ่งแวดล้อมภายนอก เหล่านี้ยังคงอาศัยหลักการทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อน กล่าวคือ ความร้อนในห้องทดลองที่เกิดจากหลอดไฟและความร้อนจากภายนอกที่ผ่านเข้าทางผนังแผ่รังสีความร้อนให้กับแผงน้ำเย็น แผงน้ำเย็นก็ถ่ายเทความร้อนไปสู่ น้ำภายในชุดท่อทองแดง น้ำนี้ถูกทำให้หมุนเวียนโดยปั๊ม แล้วไปถ่ายเทความร้อนทิ้งออกสู่สิ่งแวดล้อมที่หอผึ่งเย็น(Cooling tower) จากนั้นก็ดูดน้ำที่มีอุณหภูมิต่ำลงแล้วกลับเข้ามารับความร้อนจากห้องทดลองอีก ทำงานเป็นวงจรแบบนี้ต่อไปเรื่อยๆ ดังรูปที่ 3.10



รูปที่ 3.10 แผนภาพแสดงระบบการทำงานของระบบปรับอากาศแบบแผ่รังสีโดยสังเขป



รูปที่ 3.11 Air conditioning System Using Radiant Cooling

รูปที่ 3.11 แสดงการเขียนไดอะแกรมของงานระบบท่อ

1. ป้อนน้ำเย็นจากหอทำความเย็น(อุณหภูมิประมาณ 28 °C)
 2. หลังจากน้ำเย็นออกจากปั๊มจะพบทางแยก 2 ทาง
 1. ตรงเข้าสู่แผงทำความเย็น
 2. ถูกต่อน้ำกลับเข้าสู่ถังพักน้ำของหอทำความเย็น เพื่อใช้ประโยชน์ในการปรับอัตราการไหลของน้ำเข้าแผงทำความเย็น
 3. น้ำเย็นไหลเข้าสู่แผงทำความเย็น เพื่อรับความร้อนที่เกิดภายในห้องทดลอง เมื่อน้ำไหลออกจากแผงทำความเย็นก็จะมีอุณหภูมิสูงขึ้น
 4. หลังจากน้ำไหลออกจากแผงทำความเย็นแล้วก็จะเจอทางแยก 2 ทาง
 1. ไหลเข้าสู่หอทำความเย็น
 2. ไหลออกสู่ภายนอกระบบเพื่อทำการวัดอัตราการไหล
- หมายเหตุ โดยสภาพการใช้งานปกติ วาล์วที่ต่อออกนอกระบบจะถูกปิดเสมอ (เปิดเมื่อต้องการวัดอัตราการไหลเท่านั้นและขณะทำการวัดอัตราการไหลต้องปิดวาล์วตัวก่อนเข้าหอผึ่งเย็นด้วย) นอกจากนี้ถ้าหรีวาล์วตัวก่อนที่จะเข้าหอทำความเย็นก็ช่วยลดอัตราการไหลภายในแผงทำความเย็นได้ด้วย
5. ที่หอทำความเย็นน้ำจะถ่ายเทความร้อนออกสู่บรรยากาศ โดยอาศัยหลักการให้หยดน้ำไหลสวนกับกระแสลมเพื่อทำการแลกเปลี่ยนความร้อน
 6. จากนั้นน้ำเย็นจะถูกเก็บอยู่ในถังพักน้ำของหอทำความเย็นเพื่อรอที่ใช้ปั๊มดูดเข้าไปในระบบอีก
 7. ทำงานเป็นวงจรแบบนี้ไปเรื่อยๆ

หมายเหตุ ในการทำงานของระบบอาจจะทำให้ปริมาณน้ำภายในระบบลดลงได้เนื่องจาก การแลกเปลี่ยนความร้อนที่หอทำความเย็นซึ่งเป็นระบบเปิด หรืออาจจะเกิดจากการรั่วของงานระบบท่อ เพื่อป้องกันมิให้การทำงานของระบบเป็นไปโดยไม่สมบูรณ์ หรือป้องกันการเสียหายที่เกิดกับอุปกรณ์เช่น ปั๊มน้ำ เราจะต้องติดตั้งระบบน้ำชดเชยเข้าไปในระบบด้วย

2) การติดตั้งฉนวนกันความร้อนรอบห้อง : สำหรับฉนวนที่ใช้ติดผนัง จะใช้แผ่นโฟมหนา 1 นิ้ว มีความหนาแน่น 1050 kg/m³ ติดรอบห้องทุกด้านยกเว้นด้านแผงน้ำเย็นบนเพดาน



รูปที่ 3.12 การติดตั้งฉนวนกันความร้อนรอบห้องด้วยโฟม

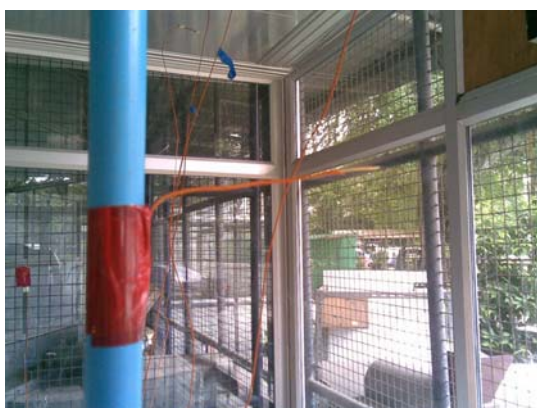
3) การจัดการวิธีการวัด (Measurement setup)

ตัวแปรที่ต้องการตรวจวัด

- อุณหภูมิอากาศภายในห้อง
- อุณหภูมิอากาศภายนอกห้อง
- อุณหภูมิผิวของแผงทำความเย็น
- อุณหภูมิที่ผิวของผนังทั้ง 4 ด้าน
- อุณหภูมิของน้ำก่อนเข้าแผงทำความเย็น
- อุณหภูมิของน้ำหลังออกจากแผงทำความเย็น
- อัตราการไหลของน้ำภายในระบบ(ภายในแผงน้ำเย็น)

4) การตรวจวัดอุณหภูมิภายในห้องทดลอง

- ระดับ 1.70 เมตร (ที่ระดับศีรษะ)
- ระดับ 0.30 เมตร (ที่ระดับขา)



รูปที่ 3.13 สายเทอร์โมคอปเปิ้ลที่ระดับ 1.70 เมตร และระดับ 0.30 เมตร

3.1.4 การทดสอบการปรับอากาศโดยใช้แผงเพดานเย็น

เป็นการทดลองที่ใช้แผงน้ำเย็น ทำงานร่วมกับอุปกรณ์ แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchange) แบบ Cross Flow Unmixed แสดงดังรูปที่ 3.14 ขนาดพื้นที่หน้าตัด 0.25 x 0.25 เมตร ติดตั้งไว้ภายในท่ออุโมงค์ลม การทำงานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จะใช้น้ำเย็นจาก ถาดน้ำเย็นของหอผึ่งเย็น (Cooling Tower) แสดงดังรูปที่ 3.15 ไหลเวียนผ่าน ตัวแผงอุปกรณ์ แลกเปลี่ยนความร้อน แล้วใช้พัดลมดูดอากาศ ขนาด 8.0 นิ้ว ยี่ห้อ MISUBISHI รุ่น EX-20SH เป่า

อากาศผ่านครีบของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (พัฒลมุดอากาศได้ 540 ลูกบาศก์เมตรต่อ ชั่วโมง) ลักษณะของแผงเพดานเย็นทำจากแผ่น อลูมิเนียมบางติดด้วยขดท่อทองแดงบริเวณด้านบนของแผงแล้ววางทับด้วยฉนวนกันความร้อนหนา 2 นิ้ว



รูปที่ 3.14 ลักษณะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน Cooling Coil ที่ใช้ในการทดลอง



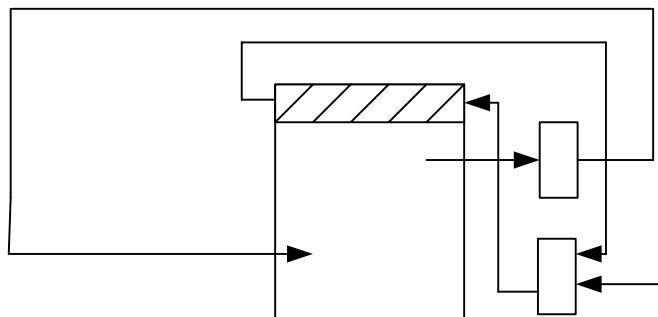
รูปที่ 3.15 การใช้หอผึ่งเย็น Cooling Tower จ่ายน้ำเย็นเข้าสู่แผงเพดานเย็น



รูปที่ 3.16 ลักษณะแผงเพดานเย็นที่ติดตั้งในห้องทดลอง

ในการทดลองเพื่อหาอุณหภูมิของห้องทดลอง จะทำการควบคุมอัตราการไหลของน้ำเย็น ก่อนจ่ายเข้าสู่แผงเย็นเพื่อหาค่าที่เหมาะสม โดยปรับอัตราการไหลของน้ำเย็นที่ 10 , 15 และ 20 กิโลกรัมต่อวินาที ตามลำดับ แล้วทำการวัดอุณหภูมิผิวของแผงน้ำเย็น ซึ่งพบว่าอัตราการไหลของน้ำเย็นจะมีผลต่อระยะเวลาในการเข้าสู่สภาวะคงตัวของอุณหภูมิพื้นผิวฝ้าเพดานเย็น(แผงน้ำเย็น) หมายความว่าถ้าอัตราการไหลของน้ำเย็นมากระยะเวลาที่แผงเพดานเย็นต้องใช้เพื่อปรับอุณหภูมิเข้าสู่สภาวะคงตัวจะรวดเร็วกว่าอัตราการไหลของน้ำเย็นที่น้อยกว่า ดังนั้นจึงเลือกอัตราการไหลของน้ำเย็นสูงสุดคือ 20 กิโลกรัมต่อวินาที จากนั้นทำการวัดอุณหภูมิ บริเวณผิวด้านในของแผงเพดานเย็นเพื่อดูลักษณะการกระจายตัวของอุณหภูมิ และวัดอุณหภูมิห้องโดยแบ่งระดับการวัดออกเป็น 3 ระดับ คือ 0.15 เมตร 1 เมตร และ 1.5 เมตร จากพื้นตามลำดับ พร้อมทั้งทำการวัดอุณหภูมิผิวด้านในของผนังทั้ง 4 ด้าน เพื่อนำมาพิจารณาการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการถ่ายเทความร้อนจากด้านนอกที่มีผลต่ออุณหภูมิอากาศภายในห้องทดลอง การทดลองวัดอุณหภูมิภายในห้องทดลองได้ใช้จุดวัดอุณหภูมิรวม 24 จุด บันทึกข้อมูลด้วยเครื่อง DATA LOGGER ยี่ห้อ YOKOGAWA รุ่นDX2000 เซนเซอร์วัดอุณหภูมิใช้ Thermocouple Type K และวัดน้ำหนักรวมของน้ำด้วยเครื่องชั่ง ยี่ห้อ ช้างคู่ จับเวลาด้วยนาฬิกาดิจิตอล ยี่ห้อ CASIO

ในส่วนของเพดาน ใช้แผ่นแผงทำความเย็นที่มีส่วนประกอบของท่อทองแดง กับแผ่นอลูมิเนียม เนื่องจากเป็นวัสดุที่ ถ่ายเทความร้อนได้ดี ปูบริเวณเพดานห้องจำนวน 6 แผ่น ลักษณะของแผงน้ำเย็นแสดงดังรูปที่ 3.16 การใช้งานแผงน้ำเย็นนี้ จะทำการติดตั้งไว้ที่บริเวณเพดานของห้องทดลอง เพื่อรับความร้อน เนื่องจาก การแผ่รังสีความร้อน และความร้อนเนื่องจากการพาความร้อน จากภายในห้องทดลองออกไปกับน้ำเย็นที่ไหลเวียนภายในท่อทองแดงที่ติดไว้ที่ตัวแผงทำความเย็นด้านบน

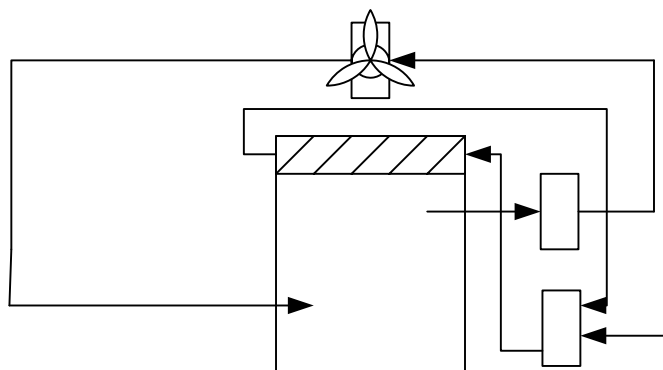


รูปที่ 3.17 แสดงผังการทดลอง ทดสอบการทำงานของแผงदानเย็นเป็นอุปกรณ์ในการปรับอุณหภูมิห้องทดลอง

การใช้แผงทำความเย็น เพื่อปรับอุณหภูมิภายในห้องทดลอง อุณหภูมิของห้องทดลองจะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของแผงน้ำเย็นที่มาจากเครื่องทำน้ำเย็นซึ่งการทดลองนี้ใช้ Cooling Tower ที่ทำอุณหภูมิ น้ำเย็นได้ประมาณ $25 - 27^{\circ}\text{C}$ อัตราการไหลของน้ำเย็นในท่อทองแดงของแผงทำความเย็นซึ่งถูก กำหนดโดยการทำงานของปั๊มน้ำ และภาระทางความร้อนของห้องซึ่งในการทดลองนี้จะเริ่มด้วยการ ทดลองกับห้องเปล่าโดยไม่มีภาระทางความร้อนภายใน มีเพียงความร้อนที่สะสมอยู่ภายในห้อง เท่านั้น

3.1.3 การทดลองการทำงานของแผงทำความเย็นร่วมกับการใช้ระบบหมุนเวียนอากาศภายในห้องทดลอง

เป็นการทดลองในลักษณะเดียวกับการทดลองปรับอากาศโดยใช้แผงทำความเย็นเพียงอย่างเดียว แต่ทำการเพิ่มการทำงานของพัดลมในการหมุนเวียนอากาศภายในห้องทดลอง ข้อมูลที่ต้องการคือ อุณหภูมิอากาศภายในห้อง ความชื้นสัมพัทธ์ ความเร็วลม ทำการเก็บข้อมูล ทุก 10 นาที เป็นเวลา 24 ชั่วโมง เพื่อเปรียบเทียบความแตกต่างกับกรณีที่ ปรับอากาศโดยไม่ใช้พัดลม จากผังการทดลอง ดังรูปที่ 3.18 พัดลม จะดูดอากาศจากภายในห้อง (ตำแหน่ง ที่ 1) ผ่านท่ออุโมงค์ลม และส่งอากาศ กลับเข้าห้อง ที่ ตำแหน่ง 5



รูปที่ 3.18 แสดงผังการทดลอง ทดสอบการทำงานของแผงเดานเย็นร่วมกับการใช้พัดลมหมุนเวียนอากาศ

3.1.5 การทดสอบการลดความชื้นของอากาศโดยใช้สารดูดความชื้น (ซิลิกาเจล)

สำหรับการควบคุมความชื้นภายในห้องทดลองเพื่อควบคุมความชื้นให้เข้าสู่สภาวะความสบายเชิงอุณหภูมินั้น จะใช้ สารดูดกลืนความชื้นชนิดแข็ง (ซิลิกาเจล) ซึ่งเป็นสารที่มีลักษณะ ของความพรุนภายในสูง และอาศัย ความแตกต่างระหว่างความดันไอน้ำที่บริเวณผิวกับความดันไอน้ำ ในอากาศ เมื่อความดันไอน้ำบริเวณผิวของสาร ซิลิกาเจลมีค่าต่ำกว่าค่าความดันไอน้ำในอากาศ จะทำให้เกิดการถ่ายเทมวลความชื้นมาเก็บไว้ที่ตัวสารซิลิกาเจล กระบวนการดูดความชื้นของสารซิลิกาเจล จะเริ่มดูดกลืนความชื้นจากอากาศ จนกระทั่งปริมาณความชื้นใน ซิลิกาเจลเพิ่มมากขึ้น อัตราการดูดกลืนความชื้นจะลดลงถ้าปริมาณความชื้นที่สะสมภายใน สารซิลิกาเจลมีปริมาณเพิ่มมากขึ้น จนความดันไอน้ำที่บริเวณผิวของซิลิกาเจลมีค่าเท่ากับความดันไอน้ำในอากาศกระบวนการดูดกลืนความชื้นก็จะสิ้นสุด ในการทดลองได้ทำการบรรจุสาร ซิลิกาเจล ไว้ที่แผงบรรจุสารดูดความชื้นโดยทำการติดตั้งไว้ในอุโมงค์ลดความชื้น ขนาดพื้นที่หน้าตัด 0.25×0.25 เมตร และติดตั้งรางลดความชื้นที่สามารถ บรรจุแผงลดความชื้น ขนาด $0.25 \times 0.25 \times 0.06$ เมตร ได้สูงสุด 5 แผง (แผงลดความชื้น 1 แผง สามารถบรรจุ ซิลิกาเจลได้ 1.1 กิโลกรัม) ทำการลดความชื้นของอากาศโดยใช้แผงดูดความชื้น 1 แผง 3 แผง และ 5 แผง ตามลำดับ การทดลองใช้เครื่องมือวัดความชื้น TESTO รุ่น 435 เพื่อวัดอุณหภูมิและความชื้นของอากาศที่ออกจาก อุโมงค์ ลดความชื้น และใช้เครื่องมือวัดความชื้น TESTO รุ่น 175 วัดอุณหภูมิและความชื้นของอากาศภายในห้องที่เข้าสู่อุโมงค์ลดความชื้น

ระบบการลดความชื้นของอากาศ จะใช้พัดลมเพื่อขับเคลื่อนอากาศใหม่ผ่านสารดูดความชื้น ซิลิกาเจล แล้วปล่อยให้อากาศแห้งไหลเวียนเข้าห้องทดลอง โดยรายละเอียดของอุปกรณ์ที่ใช้ ลดความชื้น มีลักษณะเป็นท่อลมรูปทรง สี่เหลี่ยม ภายในประกอบไปด้วยแผงดูดความชื้น ที่มี ส่วนประกอบของสารดูดความชื้นชนิดแข็ง ซิลิกาเจล บรรจุในโครงตาข่ายอลูมิเนียมม้วนเป็นรูปทรงกระบอก ยึดติดกับโครงกรอบอลูมิเนียม โดยจัดวางแนวโครงตาข่ายม้วน ให้เป็นแถว โดย

ออกแบบให้สามารถบรรจุ ซิลิกาเจลได้ 0.75 กิโลกรัม แสดงดังรูปที่ 3.19 ซึ่งในที่นี้จะเรียกว่า แผงบรรจุสารดูดความชื้นและ สามารถเพิ่มหรือ ลดจำนวนแผงดูดความชื้นได้เพื่อควบคุมปริมาณ การใช้สารดูดความชื้นให้เหมาะสมกับสภาพของความชื้นภายในอากาศจากภายนอกห้อง การออกแบบแผงดังกล่าวมีข้อดีคือ อากาศจะไหลผ่านผิวของสารดูดความชื้นได้มาก และแทรกเข้าไปใน โครงตาข่ายได้ พร้อมทั้งไม่เกิดความดันลดมากนัก เป็นการประหยัดการใช้พลังงานไฟฟ้าของพัดลมลงได้



รูปที่ 3.19 แสดงลักษณะโครงสร้างของแผงบรรจุสารดูดความชื้น ซิลิกาเจล

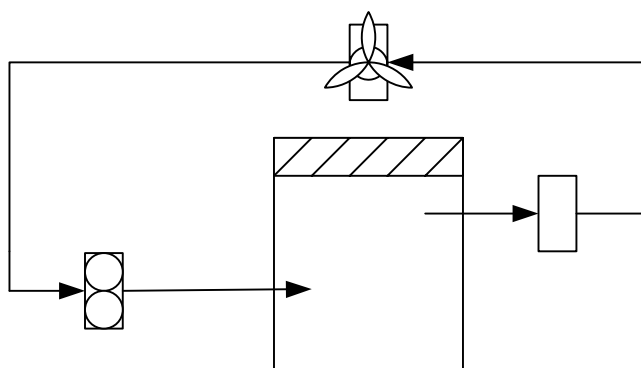
สำหรับการทดลองลดความชื้นของอากาศโดยใช้ระบบดูดกลืนความชื้นเพียงอย่างเดียว ต้องการที่จะทราบถึงความสามารถในการลดความชื้นในอากาศ ของ ซิลิกาเจลเมื่อทำการ เปลี่ยนแผงบรรจุสารดูดความชื้นลักษณะดังรูปที่ 3.20 เป็นจำนวน 1 แผง 3 แผง และ 5 แผง ตามลำดับ จากรูปที่ 3.10 เมื่ออากาศชื้นที่อยู่ภายในห้อง ตำแหน่งหมายเลข 1 ถูกดูดด้วยพัดลมดูดอากาศให้ ผ่าน แผงดูดกลืนความชื้น มาในตำแหน่งที่ 6 ทำให้ได้อากาศที่แห้งลง ป้อนเข้าสู่ห้องในตำแหน่งที่ 7 ทำการบันทึกข้อมูล อุณหภูมิ ความชื้นสัมพัทธ์ ของอากาศทั้งภายในและภายนอกห้องทดลอง



รูปที่ 3.20 ลักษณะของแผงบรรจุสารดูดความชื้น ที่บรรจุสาร ซิลิกาเจลเรียบร้อยแล้ว



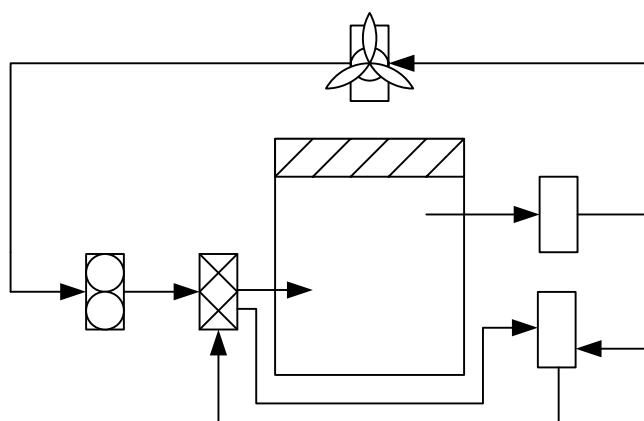
รูปที่ 3.21 ลักษณะสีของสารดูดความชื้น ซิลิกาเจลเปลี่ยนจากสีน้ำเงินเข้มเป็นสี ชมพูอ่อน เมื่อผ่านการใช้งานในระบบดูดกลืนความชื้นจากอากาศในห้องทดลอง



รูปที่ 3.22 แสดงผังการทดลอง ทดสอบการทำงานของระบบดูดกลืนความชื้นของอากาศภายในห้องทดลอง

3.1.6 การทดสอบการลดความชื้นของอากาศโดยใช้สารดูดความชื้น (ซิลิกาเจล) ร่วมกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

จากการศึกษาในภาคทฤษฎี ทำให้ทราบว่าเมื่อสารดูดความชื้น ซิลิกาเจล ทำงานจะทำให้เกิดความร้อนขึ้นในกระบวนการดูดความชื้น ประมาณ 3 ถึง 5 องศาเซลเซียส เพื่อลดความร้อนที่เกิดจากการทำงานของ ซิลิกาเจลไม่ให้เข้าไปในห้องทดลอง จึงได้ออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อดักความร้อนจากซิลิกาเจล ก่อนป้อนอากาศเย็นและแห้งเข้าสู่ห้องทดลอง ตำแหน่งการติดตั้ง อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน แสดงดังรูปที่ 3.23



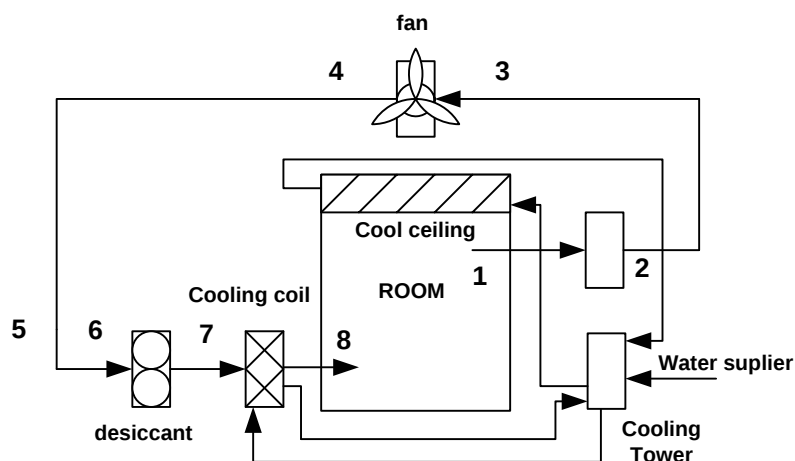
รูปที่ 3.23 แสดงผังการทดลอง ทดสอบการลดความชื้นโดยใช้ผงดูดความชื้น (ซิลิกาเจล) ร่วมกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Cooling Coil)

3.1.7 การปรับอากาศโดยใช้ผงน้ำเย็นผสมผสานกับระบบดูดกลืนความชื้นเพื่อความสะดวกเชิงอุณหภาพ

เป็นการทดสอบระบบปรับอากาศอย่างเต็มระบบ โดยทำการป้อนน้ำเย็น จากหอผึ่งเย็น Cooling Tower เข้าผง เพดานเย็น และอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน รวมถึงการบรรจุสารดูดความชื้น ซิลิกาเจล เข้าสู่ระบบดูดกลืนความชื้น จากนั้นทำการวัดอุณหภูมิ น้ำเย็นขาเข้าและขาออกจากผงเพดานเย็น รวมถึงอุณหภูมิ ผิวของผงเพดานเย็น อุณหภูมิของอากาศภายในห้องทดลอง และอุณหภูมิของอากาศภายนอกห้องทดลอง หลังทำการบรรจุ ซิลิกาเจล ลงในผงบรรจุสารซิลิกาเจลที่ติดตั้งไว้ภายในช่องอุโมงค์ลดความชื้น เพื่อลดความชื้นของอากาศภายในห้องทดลองเรียบร้อยแล้ว วัดอุณหภูมิ ความชื้นของอากาศก่อนและหลัง เข้าอุโมงค์ลดความชื้น นำข้อมูลที่ได้มาคำนวณ ค่าทำนายการไหลเวียน PMV ผังการทดลองแสดงดังรูปที่ 3.12 แสดงให้เห็นกระบวนการ การทำงานของระบบปรับอากาศโดยใช้ผงเพดานเย็นผสมผสานกับระบบดูดกลืนความชื้น

ค่า ตัวแปรที่ใช้ในการคำนวณค่า PMV

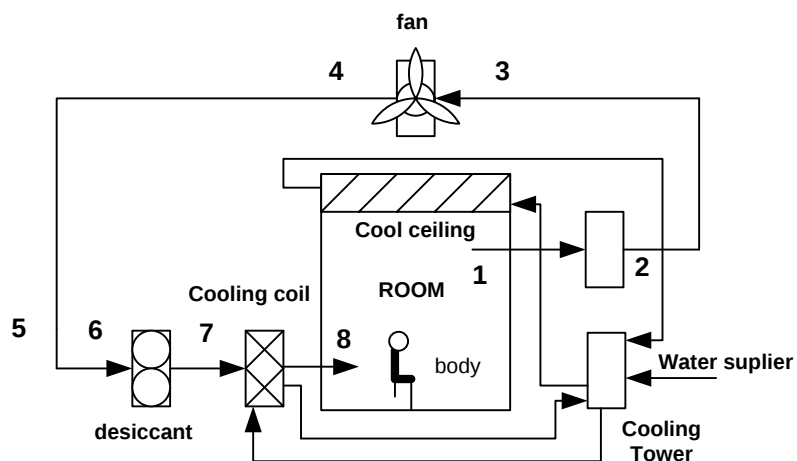
- ค่าความต้านทานความร้อนของเสื้อผ้าของผู้ทดสอบคือ
เสื้อเชิ้ตแขนสั้น, กางเกงขายาว, กางเกงใน, ถุงเท้า, รองเท้า
 $0.15+0.25+0.05+0.02+0.04=0.51$ clo
- กำหนดให้ผู้ทดสอบอยู่ในท่านั่ง ดังนั้นอัตราการเผาผลาญอาหาร Metabolic Rate เท่ากับ 60 W
- ค่าความเร็วลม 0.5 m/s



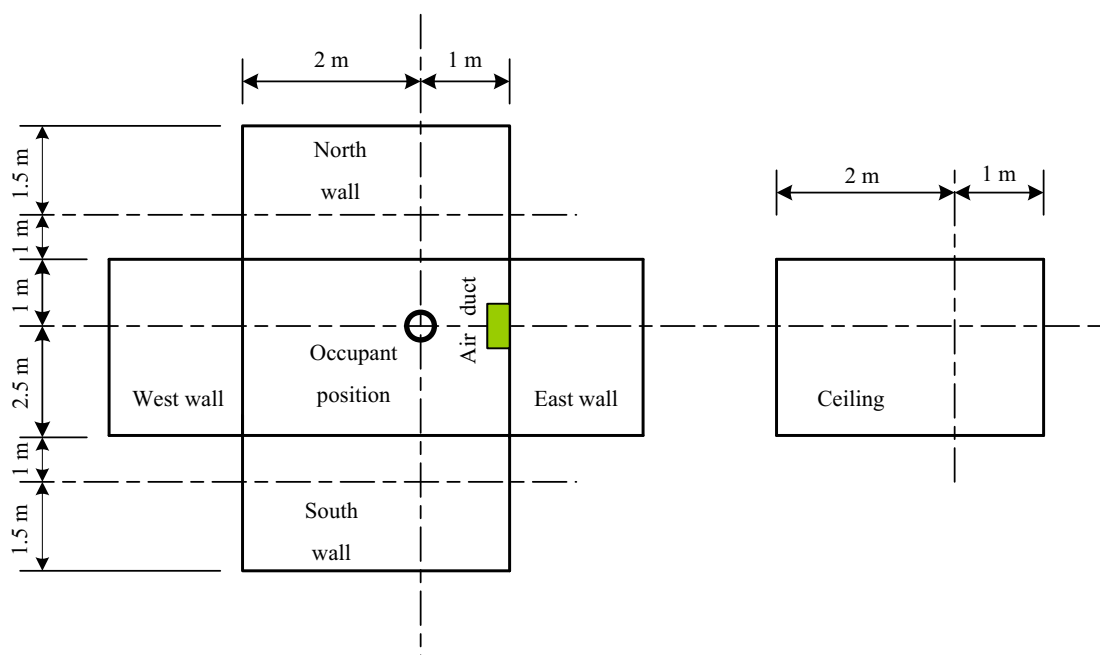
รูปที่ 3.24 แสดงผังการทดลอง ทดสอบการปรับอากาศโดยใช้แผงน้ำเย็นผสมผสานกับระบบดูดกลืนความชื้นเพื่อความสะดวกสบายเชิงอุณหภูมิ

3.1.8 การใช้บุคคลจริงทดสอบสภาวะอากาศภายในห้องทดลอง

เมื่อ ทำการปรับ สภาวะอากาศภายในห้องทดลองเรียบร้อยแล้ว จากนั้นเตรียมบุคคลเพื่อนำเข้าไปทดสอบ สภาวะความสบายเชิงอุณหภูมิ โดยให้นั่งเฉยๆภายในห้องทดลอง ดังรูป 3.13 ประมาณ 30 นาทีแล้วกรอกแบบสอบถาม ตาม ภาคผนวก ค. ที่ระบุ อายุ เพศ น้ำหนัก เสื้อผ้าที่สวมใส่ และระดับความสบายเชิงอุณหภูมิ บอกถึงความรู้สึกร้อน เย็น ความสบาย หรือ ความไม่สบายของผู้ทดสอบ สำหรับตำแหน่งที่ผู้ทดสอบนั่งภายในห้องแสดงดังรูปที่ 3.26



รูปที่ 3.25 แสดงผังการทดลอง ทดสอบความสบายเชิงอุณหภูมิกับบุคคลจริง ในท่านั่ง



รูปที่ 3.26 แสดงตำแหน่งของผู้ทดสอบ ภายในห้องทดลอง

3.2 เครื่องมือวัดและอุปกรณ์

Data Logger ที่ใช้ในการบันทึกค่าอุณหภูมิผิวของเพดานเย็นห้องทดลองและอุณหภูมิของอากาศ ภายใน และภายนอกห้องทดลอง ใช้ ของ YOKOGAWA Daqstation DX Advanced รุ่น DX2000



รูปที่ 3.27 เครื่องบันทึกอุณหภูมิ YOGOGAWA รุ่น DX2000



รูปที่ 3.28 สาย Thermocouple Type K ที่ใช้ในการทดลอง

ความชื้นสัมพัทธ์ภายใน ภายนอกห้องทดลอง รวมทั้งความเร็วลมภายในห้องทดลอง ถูกบันทึกด้วย เครื่องวัดอุณหภูมิ ความชื้นและความเร็วลม Testo 435 และเครื่องวัดอุณหภูมิ และความชื้น Testo 177 เพื่อนำค่าที่วัดได้ มาคำนวณหาค่า ความสามารถทำความเย็น (Q) คือความเย็นที่ได้ จากระบบทำความเย็นที่ได้ออกแบบไว้ ต่อชั่วโมง โดยเป็นค่าเปรียบเทียบระหว่างอากาศเย็นจากช่องลมจ่ายภายในห้องทดลอง (ลมเย็นไหลออกจากระบบทำความเย็น) กับอากาศร้อนจากช่องลมกลับ (ลมร้อนไหลเข้าระบบทำความเย็น) ต่อชั่วโมง

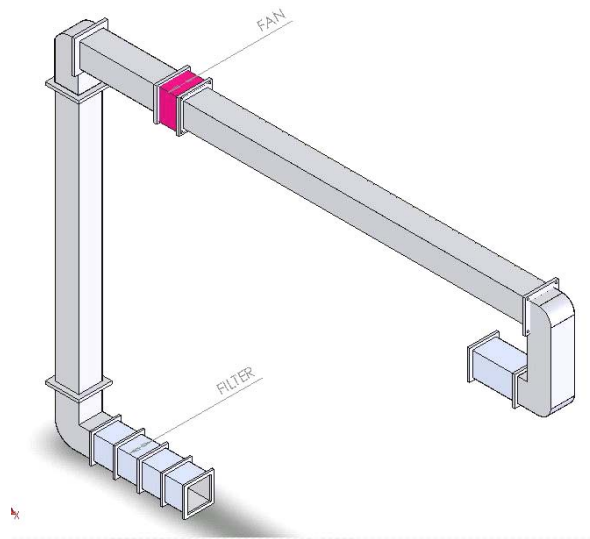


รูปที่ 3.29 เครื่องวัดอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ TESTO รุ่น 177



รูปที่ 3.30 เครื่องวัดอุณหภูมิ ความชื้นสัมพัทธ์ และความเร็วลมTESTO รุ่น 435

ท่ออุโมงค์ลมออกแบบให้ติดตั้งดูดอากาศ MITSUBISHI ขนาด 8 นิ้ว 540 m³/hr อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน Coiling Coil ระบบแอร์รถยนต์ TOYOTA VIOS และสามารถบรรจุแผงบรรจุสารดูดความชื้น ขนาด 0.25x0.25 m ได้จำนวน 5 แผง



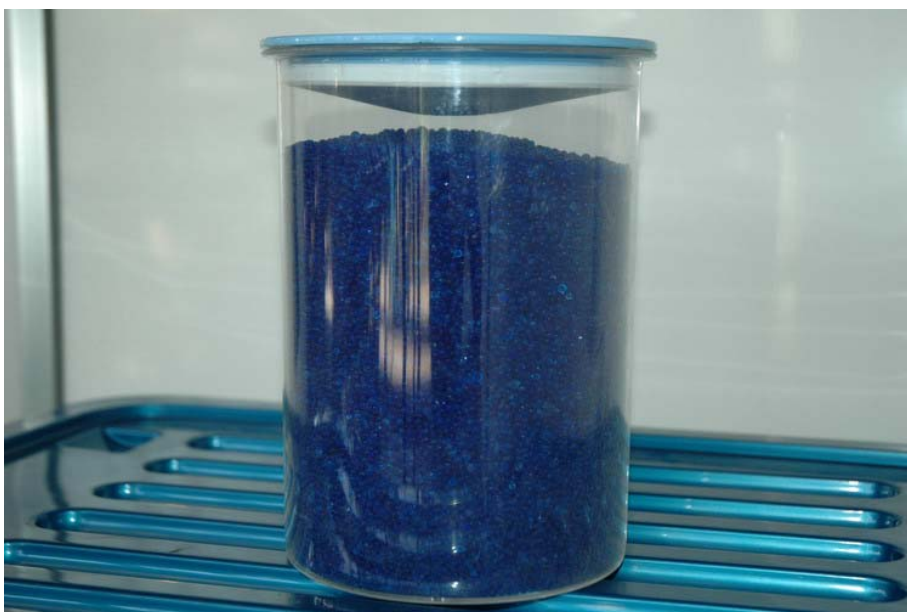
รูปที่ 3.31 ลักษณะอุโมงค์ลมที่ใช้ในการทดลอง หน้าตัด 0.25 x 0.25 เมตร



รูปที่ 3.32 แผงบรรจุสารดูดความชื้น สามารถบรรจุ ซิลิกาเจลได้ 1.1 kg / แผง



รูปที่ 3.33 พัดลมดูดอากาศ MITSHUBISHI 8 นิ้ว 540 m³/hr



รูปที่ 3.34 สารดูดความชื้น ชนิดแข็ง ซิลิกาเจล

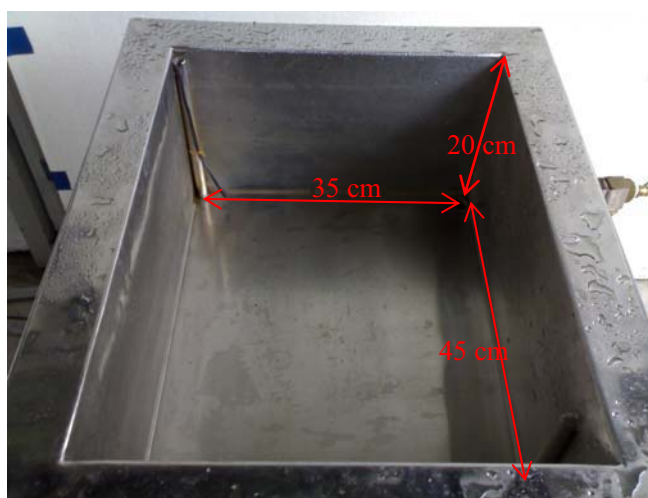
3.3 การทดลองกรณีการผลิตน้ำเย็นโดยใช้ไฟฟ้า (active cooling)

3.3.1 การติดตั้งระบบเครื่องทำน้ำเย็น

การทดลองนี้จะใช้ห้องทดลองและแผงน้ำเย็นเดิม แต่น้ำเย็นที่ใช้ในระบบ จะผลิตน้ำเย็นโดยใช้เครื่องทำน้ำเย็นที่สามารถควบคุมอุณหภูมิของน้ำได้ ดังแสดงในรูปที่ 3.35

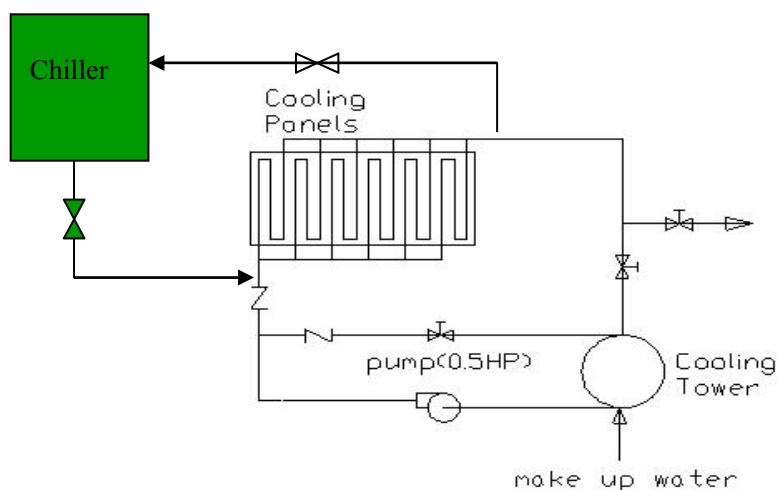


รูปที่ 3.35 ระบบเครื่องทำน้ำเย็น



รูปที่ 3.36 ถังบรรจุน้ำเย็นได้ประมาณ 30 ลิตร

โดยระบบเครื่องทำน้ำเย็นด้วยไฟฟ้านี้ จะติดตั้งเข้าไปในระบบเดิม แทนที่การผลิตน้ำเย็นด้วยหอผึ่งเย็น แบบเดิม ดังแสดงในไดอะแกรมรูปที่ 3.36



รูปที่ 3.36 แผนภาพไดอะแกรมแสดงการติดตั้งเครื่องทำเย็นในระบบแทนที่หอผึ่งเย็น



(a) ระบบท่อเดิม



(b) ระบบท่อใหม่

รูปที่ 3.37 เปรียบเทียบระบบท่อเดิม และใหม่

3.3.2 การทดลอง

จากการทดลองในกรณีที่ใช้น้ำเย็นจากการน้ำเย็นผลิตโดยวิธีการทางธรรมชาติด้วยการใช้หอผึ่งเย็น (Cooling Tower) นั้น น้ำเย็นที่ได้จะมีอุณหภูมิไม่ต่ำมากขึ้นอยู่กับสภาพอากาศขณะนั้น และเนื่องจากอุณหภูมิของน้ำเย็นที่ทำได้นี้ขึ้นกับสภาพอากาศดังกล่าวนี้ จึงทำให้อุณหภูมิของน้ำเย็นที่ได้ไม่คงที่ ดังนั้นจึงได้เพิ่มการทดลองขึ้นมาซึ่งคล้ายคลึงกับระบบเดิม แตกต่างเพียงแต่น้ำเย็นที่ใช้ในระบบในการทดลองกรณีนี้ จะผลิตน้ำเย็นด้วยไฟฟ้า (Chiller) ซึ่งจะสามารถควบคุมอุณหภูมิได้ และสามารถทำอุณหภูมิของน้ำให้ต่ำได้ตามความต้องการ ซึ่งในการทดลองนี้จะควบคุมอุณหภูมิของน้ำเข้าแผงไว้ที่ 20°C มีการเป็นหลอดไฟขนาด 60 วัตต์ 1 ดวง และมีพัดลมขนาดใบพัด 12 นิ้ว 1 ตัว แบ่งการทดลองทั้งหมดเป็น 3 กรณี ดังนี้

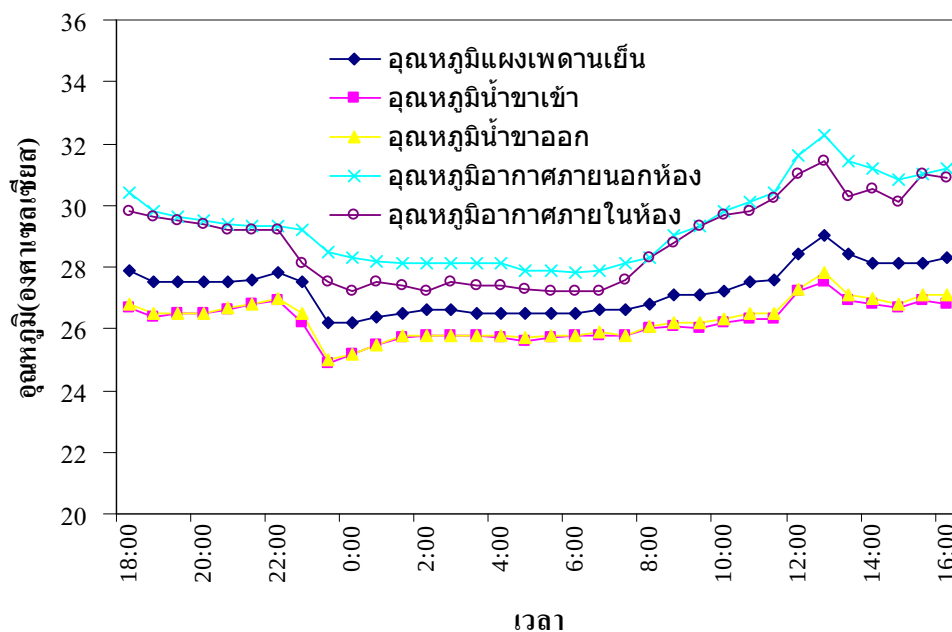
ตารางที่ 3.1 กรณีศึกษาสำหรับการทดลองระบบปรับอากาศแบบแผ่รังสีโดยใช้น้ำเย็นจากเครื่องทำน้ำเย็น

กรณี	อุณหภูมิน้ำเข้าแผง (°C)	ภาระ (W)	พัดลม
1	20	-	ไม่เปิด
2	20	-	เปิด
3	20	60	เปิด

บทที่ 4 ผลการทดลองและการวิเคราะห์

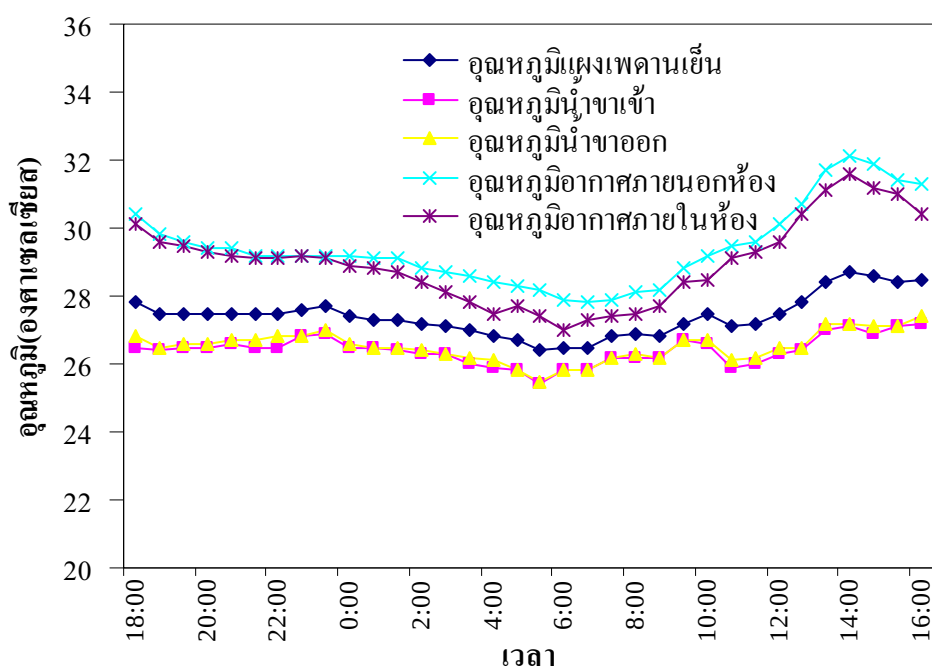
งานวิจัยนี้แบ่งการทดลองออกเป็นห้าส่วนดังนี้คือ ส่วนแรกได้นำเสนอผลการทดลองการลดอุณหภูมิอากาศภายในห้องทดลอง โดยใช้แผ่นผ้าเพดานเย็น ที่ใช้น้ำเย็นจากหอผึ่งเย็นเป็นสารทำความเย็น ส่วนที่สองได้แสดงผลการทดลองการใช้สารดูดกลืนความชื้น เพื่อลดความชื้นของอากาศภายในห้องทดลอง ส่วนที่สามเป็นการทดลองปรับอากาศภายในห้องทดลองร่วมกับระบบดูดกลืนความชื้นเพื่อความสบายเชิงอุณหภูมิอากาศส่วนที่สี่เป็นการนำบุคคลจริงเข้าทดสอบ ภายในห้องทดลองที่ปรับสภาวะอากาศแล้ว และส่วนสุดท้ายเป็นการปรับอากาศแบบแผ่รังสีโดยใช้น้ำเย็นที่ใช้ในระบบถูกผลิตด้วยเครื่องทำน้ำเย็น

4.1 ผลของอุณหภูมิอากาศภายในห้องทดลองเมื่อใช้แผงเพดานเย็นเพียงอย่างเดียว

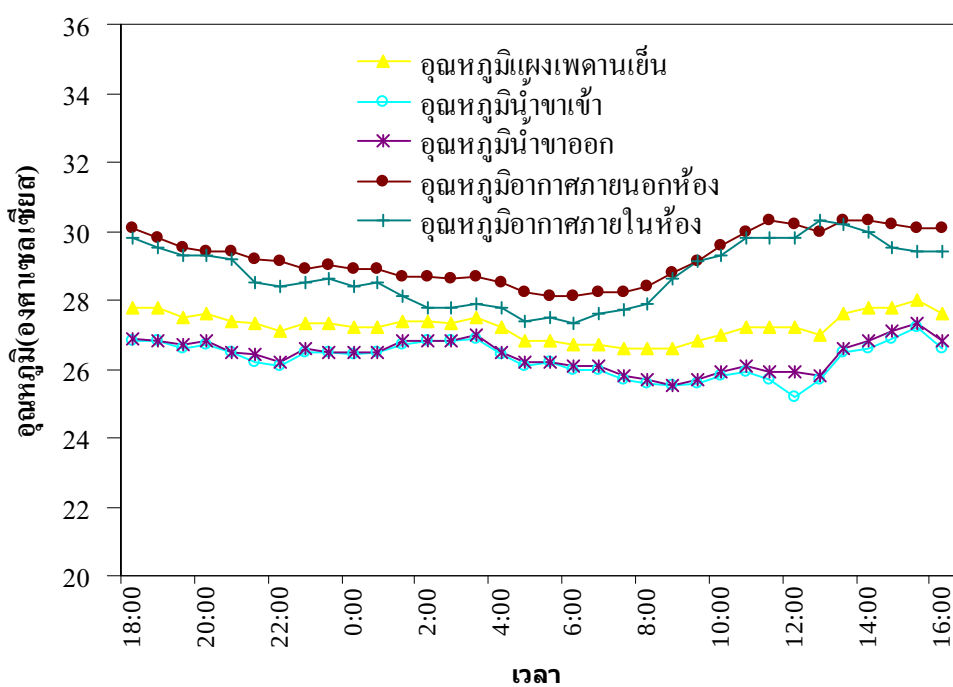


รูปที่ 4.1 เปรียบเทียบอุณหภูมิของอากาศ ภายในและภายนอก ห้องทดลอง เมื่อใช้ แผงน้ำเย็นเพียงอย่างเดียว วันที่ 1 ถึง 2 กันยายน 2550

จากการทดลองลดอุณหภูมิอากาศภายในห้องทดลองโดยใช้แผงเพดานเย็นเพียงอย่างเดียว ที่เวลา 22.30 น. อุณหภูมิน้ำเย็นขาเข้าแผงเพดานเย็นเริ่มลดลง จาก 26.9°C ลงเหลือ 24.9°C ลดต่ำลง ตามอุณหภูมิของน้ำเย็นที่ได้รับจากหอผึ่งเย็น Cooling Tower ทำให้แผงเพดานเย็นมีอุณหภูมิลดลงประมาณ 1.6°C ที่เวลา 23.20 น. และอุณหภูมิอากาศภายในห้องสามารถลดลงได้สูงสุด 1.3°C เมื่อเทียบกับอุณหภูมิอากาศภายนอกห้อง ที่เวลา 0.25 น. วันที่ 2 กันยายน 2550



รูปที่ 4.2 เปรียบเทียบอุณหภูมิของอากาศ ภายในและภายนอก ห้องทดลอง เมื่อใช้ แผงน้ำเย็น เพียงอย่างเดียว วันที่ 2 ถึง 3 กันยายน 2550



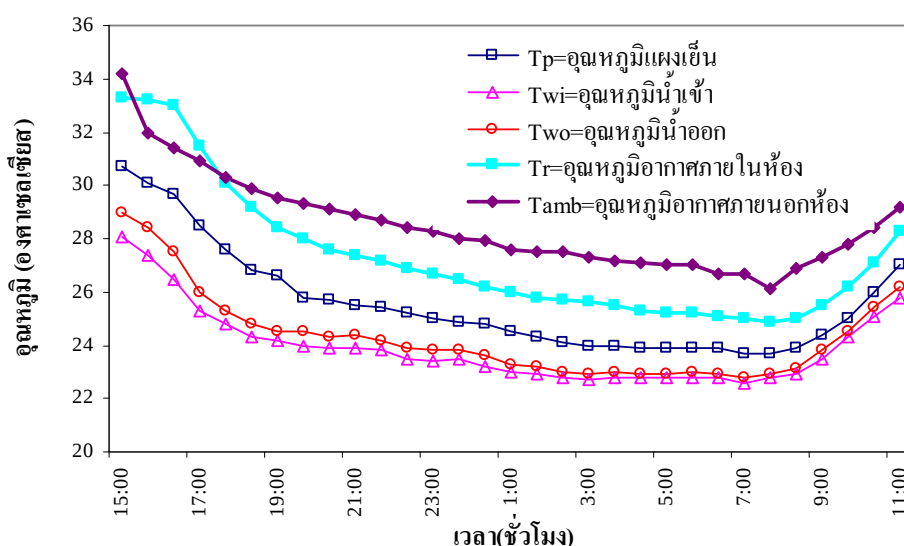
รูปที่ 4.3 เปรียบเทียบอุณหภูมิของอากาศ ภายในและภายนอก ห้องทดลอง เมื่อใช้ แผงน้ำเย็น เพียงอย่างเดียว วันที่ 3 ถึง 4 กันยายน 2550

อุณหภูมิแผงเพดานเย็นที่ 27.5°C เริ่มลดลงตั้งแต่ เวลา 23.30 น. วันที่ 2 กันยายน จนกระทั่งลดลงต่ำสุด 26.4°C ที่เวลา 6.30 น. ทำให้อุณหภูมิอากาศภายในห้องลดลง โดยเมื่อเปรียบเทียบความแตกต่างของอุณหภูมิสูงสุดเมื่อเทียบกับอุณหภูมิอากาศภายนอกห้องดังรูปที่ 4.2 จะเท่ากับ 1.3°C ณ เวลา 2.40 น. วันที่ 4 กันยายน 2550

อุณหภูมิของแผงเพดานเย็นในวันที่ 4 กันยายน 2550 จากการทดลองลดอุณหภูมิอากาศภายในห้องทดลองโดยใช้แผงเพดานเย็นเพียงอย่างเดียว พบว่าอุณหภูมิแผงเพดานเย็นต่ำสุดที่ 26.8°C ณ เวลา 7.40 น. และที่เวลา 2.30 น. มีความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิอากาศภายนอกกับอุณหภูมิอากาศภายในห้องสูงที่สุด เท่ากับ 1.2°C ดังรูปที่ 4.3

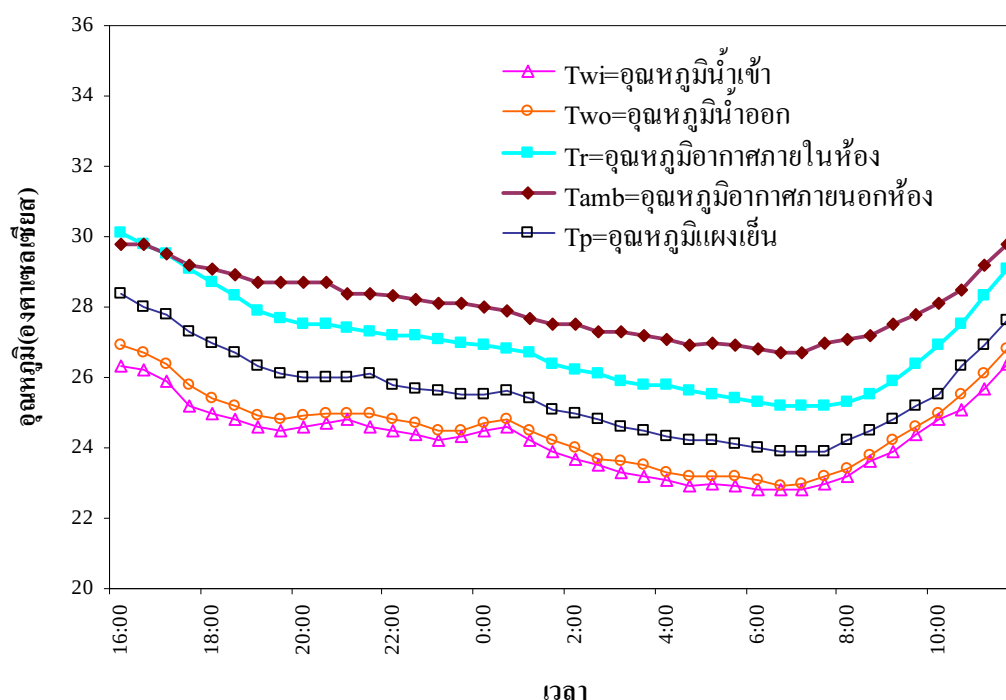
4.2 ผลของอุณหภูมิอากาศภายในห้องทดลองเมื่อใช้แผงเพดานเย็นร่วมกับระบบหมุนเวียนอากาศภายในห้องทดลอง

จากผลการทดลองจ่ายน้ำเย็นจากหอผึ่งเย็นเข้าสู่แผงเพดานเย็น จนอุณหภูมิผิวของแผงเพดานเย็นเข้าสู่สภาวะคงตัวแล้วสังเกต ค่าการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ได้จากการวัด แสดงดังรูปที่ 4 พบว่าในช่วงเวลา 17.30 ถึง 8.45 น. เป็นช่วงเวลาที่หอผึ่งเย็น สามารถผลิตน้ำเย็นได้ 24.5 องศาเซลเซียส และลดลงต่ำสุดได้ถึง 23.1°C องศาเซลเซียส และสามารถทำให้อุณหภูมิเฉลี่ยของแผงเพดานเย็นที่ผิวเท่ากับ 25.6°C องศาเซลเซียส ในช่วงเวลา 3.30 ถึง 8.00 น. พบว่าเป็นช่วงเวลาที่อุณหภูมิน้ำเย็นขาเข้าและขาออกจากแผงเพดานเย็นเกือบเท่ากัน อุณหภูมิอากาศภายในห้องเฉลี่ยสามารถคำนวณได้ที่ 25.2°C องศาเซลเซียส

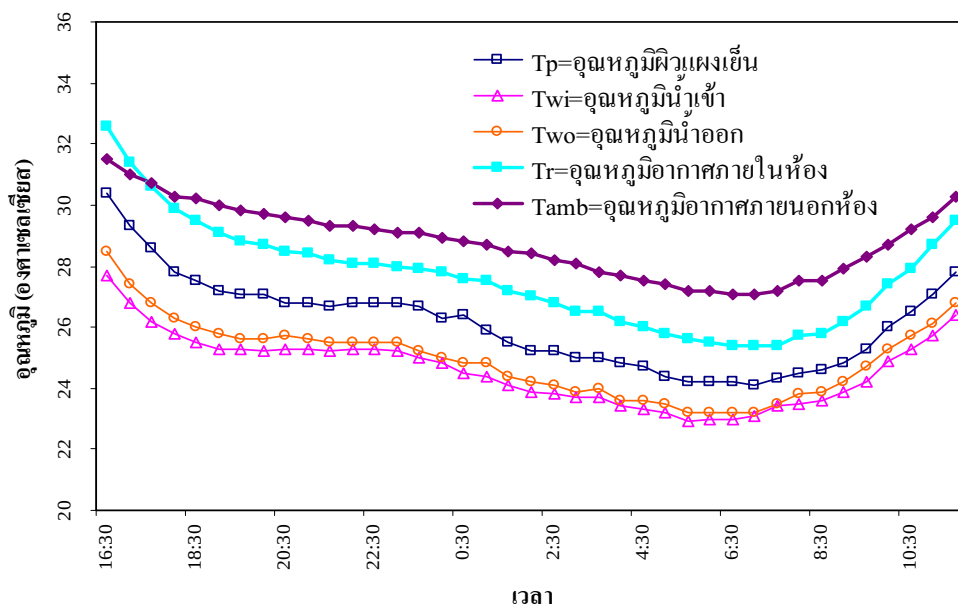


รูปที่ 4.4 เปรียบเทียบความแตกต่างของอุณหภูมิอากาศภายในห้องกับอุณหภูมิอากาศภายนอกห้องโดยใช้น้ำเย็นจากหอผึ่งเย็นเป็นสารทำความเย็น ณ วันที่ 4 ธันวาคม 2550

จากผลการทดลองจ่ายน้ำเย็นจากหอฝึ้งเย็นเข้าสู่แผงเพดานเย็นในวันที่ 5 ธันวาคม 2550 จนอุณหภูมิ ที่ผิวของแผงเพดานเย็นเข้าสู่สภาวะคงตัวแล้วสังเกต ค่าการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ได้จากการวัด แสดงดังรูปที่ 4.5 พบว่าในช่วงเวลา 17.00 ถึง 7.00 น. เป็นช่วงเวลาที่หอฝึ้งเย็นสามารถผลิตน้ำเย็นได้ 26 องศาเซลเซียส และลดลงต่ำสุดได้ถึง 23.2 องศาเซลเซียส และสามารถทำให้อุณหภูมิเฉลี่ยของแผงเพดานเย็นที่ผิวเท่ากับ 25.6 องศาเซลเซียส อุณหภูมิอากาศภายในห้องเฉลี่ยสามารถคำนวณได้ ที่ 27.0 องศาเซลเซียส

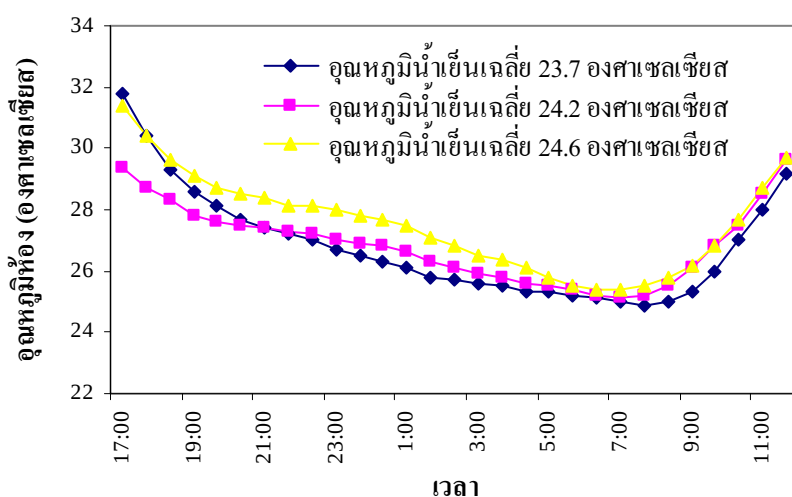


รูปที่ 4.5 เปรียบเทียบความแตกต่างของอุณหภูมิอากาศภายในห้องกับอุณหภูมิอากาศภายนอกห้องโดยใช้น้ำเย็นจากหอฝึ้งเย็นเป็นสารทำความเย็น ณ. วันที่ 5 ธันวาคม 2550



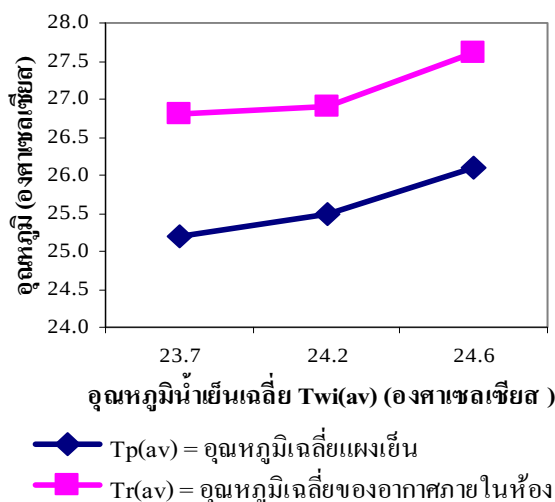
รูปที่ 4.6 เปรียบเทียบความแตกต่างของอุณหภูมิอากาศภายในห้องกับอุณหภูมิอากาศภายนอกห้องโดยใช้น้ำเย็นจากหอผึ่งเย็นเป็นสารทำความเย็น ณ. วันที่ 6 ธันวาคม 2550

จากผลการทดลองจ่ายน้ำเย็นจากหอผึ่งเย็นเข้าสู่แผงเพดานเย็นในวันที่ 6 ธันวาคม 2550 จนอุณหภูมิที่ผิวของแผงเพดานเย็นเข้าสู่สภาวะคงตัวแล้วสังเกต ค่าการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ได้จากการวัด แสดงดังรูปที่ 6 พบว่าในช่วงเวลา 17.00 ถึง 7.00 น. เป็นช่วงเวลาที่หอผึ่งเย็น สามารถผลิตน้ำเย็นได้ 26.1 องศาเซลเซียส และลดลงต่ำสุดได้ถึง 23.0 องศาเซลเซียส และสามารถทำให้ อุณหภูมิเฉลี่ยของแผงเพดานเย็นที่ผิวเท่ากับ 26.2 องศาเซลเซียส ในช่วงเวลา 2.40 ถึง 8.00 น. พบว่าเป็นช่วงเวลาที่อุณหภูมิน้ำเย็นขาเข้าและขาออกจากแผงเพดานเย็นเกือบเท่ากัน อุณหภูมิอากาศภายในห้องเฉลี่ยสามารถคำนวณได้ที่ 27.7 องศาเซลเซียส

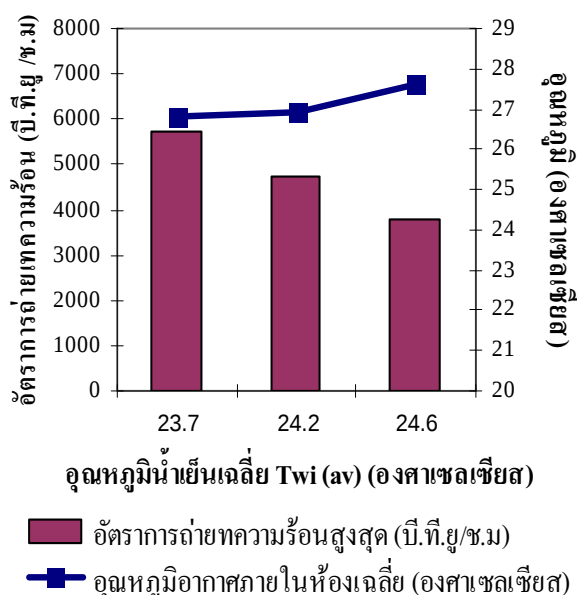


รูปที่ 4.7 เปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำเย็นจากหอผึ่งเย็นที่แตกต่างกันสำหรับวันที่ 4, 5 และ 6 ธันวาคม 2550

ผลการตรวจวัดอุณหภูมิน้ำเย็น ที่จ่ายให้กับแผงเพดานเย็น ณ. วันที่ 4 , 5 และ 6 ธันวาคม 2550 ดังแสดงในรูปที่ 4.7 ซึ่งแสดงถึงผลของอุณหภูมิน้ำเย็นต่ออุณหภูมิอากาศภายในห้อง ในกรณีที่มีการระความร้อนแบบเดียวกัน และมีการจ่ายน้ำเย็นที่อุณหภูมิต่างกัน พบว่าจะทำให้ได้ค่าของอุณหภูมิอากาศในห้องที่แตกต่างกัน ในกรณีที่อุณหภูมิน้ำเย็นต่ำจะทำให้อุณหภูมิอากาศภายในห้องเข้าสู่สภาวะคงตัวที่ดีกว่า(เร็วกว่า) กรณีที่น้ำเย็นสูงกว่า



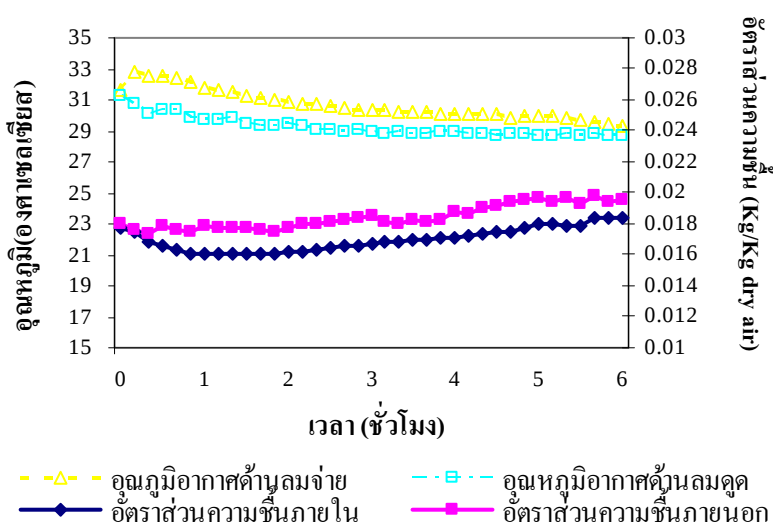
รูปที่ 4.8 การเปรียบเทียบระหว่างอุณหภูมิเฉลี่ยของแผงเพดานเย็น กับอุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศภายใน ห้องทดลอง เมื่ออุณหภูมิน้ำเย็นจากหอฝั้นเย็นมี อุณหภูมิเฉลี่ย 23.7, 24.2 และ 24.6 °C ที่ อัตราการไหล 20 Kg / min



รูปที่ 4.9 กราฟเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด ของแผงเพดานเย็น กับ อุณหภูมิอากาศภายในห้อง เมื่ออุณหภูมิน้ำเย็นจากหอฝั้นเย็นมี อุณหภูมิเฉลี่ย 23.7, 24.2 และ 24.6 °C ตามลำดับ

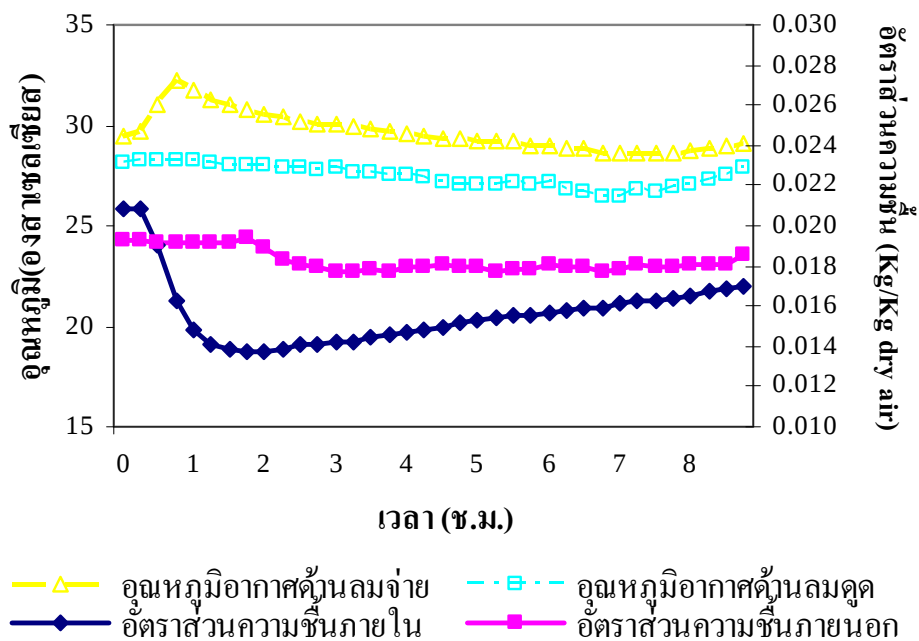
จากผลการทดลองพบว่าอุณหภูมิอากาศเฉลี่ยในห้องสามารถลดลงได้ต่ำสุดที่ 26.7 องศาเซลเซียส เมื่ออุณหภูมิน้ำเย็นเท่ากับ 23.7°C ดังแสดงในรูปที่ 4.8 และเมื่อพิจารณาผลของอุณหภูมิน้ำเย็นที่มีต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของแผงเพดานเย็น รูปที่ 4.9 ซึ่งเป็นการเปรียบเทียบในกรณีที่มีการระเหยความร้อนแบบเดียวกัน พบว่าหากจ่ายน้ำเย็นให้กับแผงเพดานเย็นที่อุณหภูมิต่ำจะทำให้แผงเพดานเย็นมีอัตราการถ่ายเทความร้อนได้มาก ถ้าจ่ายน้ำเย็นเข้าสู่แผงเพดานเย็นที่มีอุณหภูมิสูง จะได้อัตราการถ่ายเทความร้อนของแผงเพดานเย็นที่ลดลง จากการทดลองพบว่าแผงเพดานเย็นมีอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด 5,704.4 บีทียู ต่อ ชั่วโมง ณ เวลา 15.20 น. ของวันที่ 4 ธันวาคม ที่อุณหภูมิน้ำเย็นเฉลี่ย 23.7 องศาเซลเซียส

4.3 ผลการลดความชื้นของอากาศภายในห้องทดลองโดยใช้สารดูดความชื้น (ซิลิกาเจล)



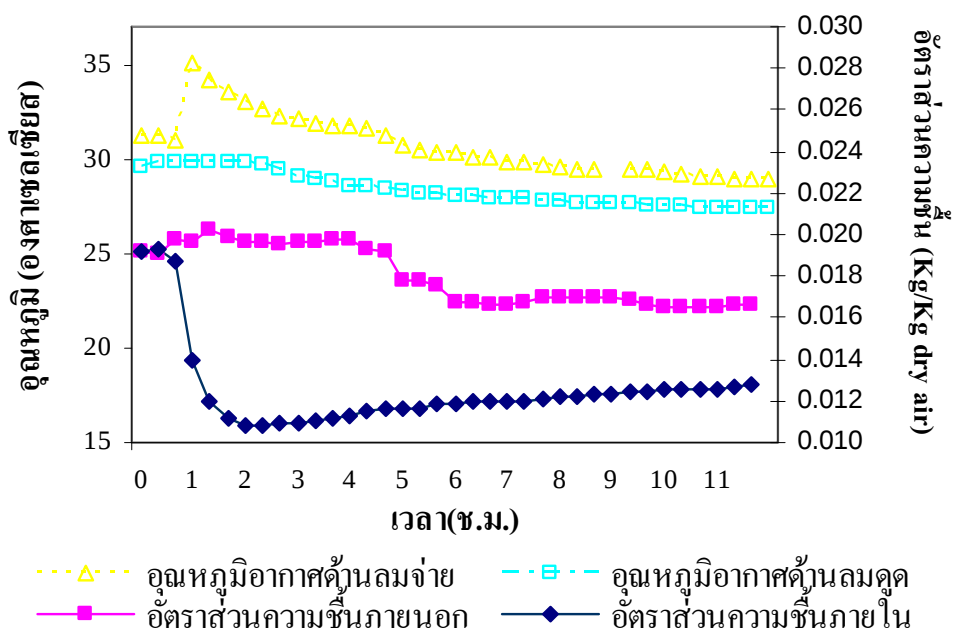
รูปที่ 4.10 การเปรียบเทียบอัตราส่วนความชื้นและอุณหภูมิภายในห้องทดลองกรณีไม่จ่ายน้ำเย็น จากหอฝิ่นเย็นเมื่อ มีจำนวนแผงดูดความชื้น 1 แผง วันที่ 11 กันยายน 2550

เมื่อลดความชื้นของอากาศภายในห้องทดลองโดยใช้แผงดูดความชื้น 1 แผงสามารถลดความชื้นโดยคิดเป็นอัตราส่วนความชื้นที่ลดลงได้สูงที่สุดคือ 0.015 Kg/Kg Dry Air ในช่วง 50 นาทีแรกของการลดความชื้น ในช่วงเวลา 0 นาทีถึง 15 นาที กระบวนการดูดความชื้นจะสังเกตเห็นอุณหภูมิอากาศเพิ่มขึ้นจาก 31.1 °C เป็น 32.7 °C ดังรูปที่ 4.10



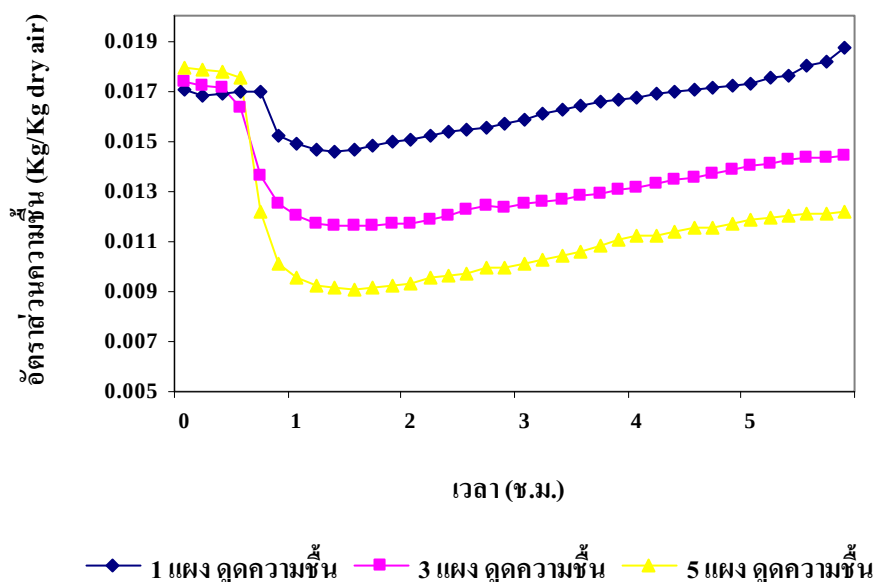
รูปที่ 4.11 การเปรียบเทียบอัตราส่วนความชื้นและอุณหภูมิภายในห้องทดลองกรณีไม่จ่ายน้ำเย็นจากหอฝึ่งเย็นเมื่อ มีจำนวนแผงดูดความชื้น 3 แผง วันที่ 12 กันยายน 2550

สำหรับการทดลองโดยใช้แผงดูดความชื้นจำนวน 3 แผง สามารถลดความชื้นจากอากาศภายในห้องทดลองลงจาก 0.021 Kg/Kg Dry Air เป็น 0.014 Kg/Kg dry air ในเวลา 1 ชั่วโมง 20 นาที อุณหภูมิอากาศเพิ่มขึ้นจาก 29.2 °C เป็น 32.3 °C ดังรูปที่ 4.11



รูปที่ 4.12 การเปรียบเทียบอัตราส่วนความชื้นและอุณหภูมิภายในห้องทดลองกรณีไม่จ่ายน้ำเย็นจากหอฝึ่งเย็นเมื่อ มีจำนวนแผงดูดความชื้น 5 แผง วันที่ 13 กันยายน 2550

จากรูป 4.12 พบว่าในช่วงเวลา 0.40 ถึง 1.20 ชม อุณหภูมิอากาศเพิ่มจาก 30.8°C เป็น 35.2°C ค่าอัตราส่วนความชื้นที่ลดได้สูงสุด $0.008\text{ Kg/Kg dry air}$ ใช้เวลา 1 ชั่วโมง 30 นาที ผลการทดลองศึกษา อัตราการดูดความชื้นของ ซิลิกาเจล เพื่อลดความชื้นและความร้อนแฝงภายในห้องทดลอง จนกระทั่งสารดูดความชื้นเริ่มอิ่มตัว จากการสังเกตพบว่าในช่วงแรกของการทดลอง อัตราการดูดซับความชื้นของซิลิกาเจลมีค่าสูงทำให้สามารถดูดซับความชื้นได้ในปริมาณมาก เนื่องจากความดันของไอน้ำในอากาศสูงกว่าความดันที่ผิวของสารดูดความชื้น ทำให้เกิดการถ่ายเทมวลน้ำได้ดี หลังจากเวลาผ่านไปอัตราการดูดซับมวลน้ำเริ่มลดลง และคงที่ในที่สุด ซึ่งเกิดจากความดันไอน้ำในอากาศไม่แตกต่างกับความดันไอน้ำที่ผิวของสารดูดความชื้นมากพอที่จะทำให้มีการดูดซับความชื้นต่อไปได้ ขณะเดียวกันเม็ดของ ซิลิกาเจลก็จะเริ่มเปลี่ยนจากสีน้ำเงินเข้มจนกระทั่งเป็นสีชมพูและสีชมพูอ่อน ผลการทดลองหาค่าอัตราการดูดกลืนความชื้นต่อเวลา เมื่อมีการใช้แผงดูดความชื้น 1 แผง, 3 แผง และ 5 แผง ตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 4.10 ถึง 4.12

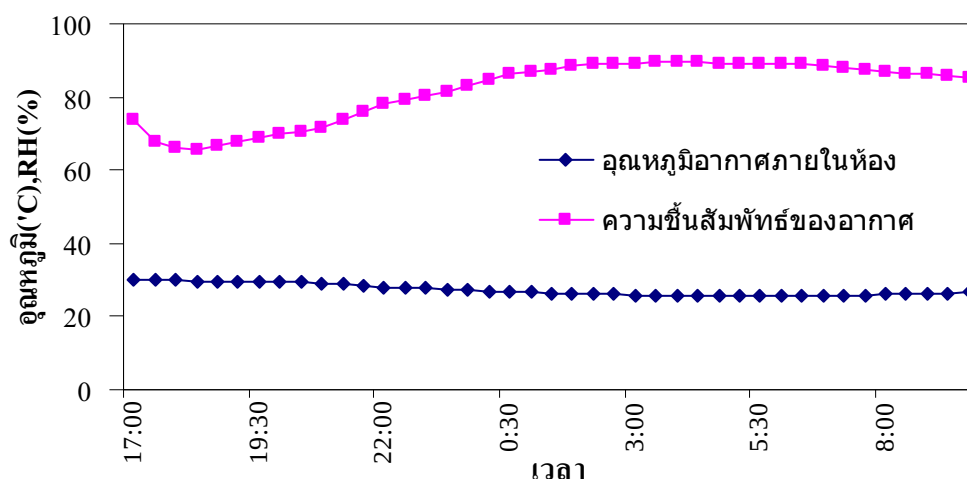


รูปที่ 4.13 การเปรียบเทียบอัตราส่วนความชื้นของอากาศภายในห้องทดลองเมื่อใช้แผงดูดความชื้น 1 แผง 3 แผง และ 5 แผง ตามลำดับ

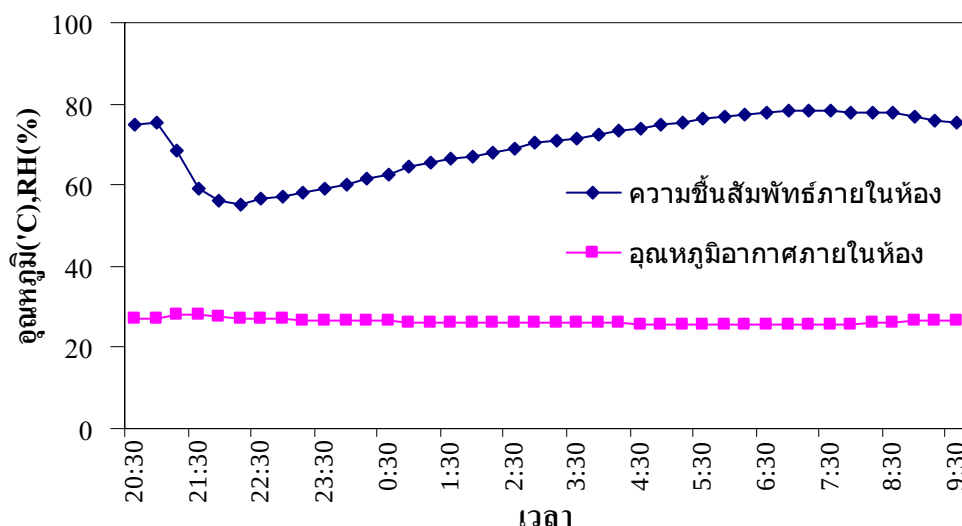
จากผลการทดลองในการศึกษา เปรียบเทียบความสามารถในการดูดกลืนความชื้นในอากาศภายในห้องทดลอง กระทำโดยการใช้แผงดูดความชื้นที่บรรจุ ซิลิกาเจล พบว่าการเพิ่ม จำนวนแผงดูดความชื้น 1 แผง, 3 แผง และ 5 แผง จะทำให้ความสามารถในการดูดความชื้นเพิ่มมากขึ้นแสดงดังรูปที่ 4.13 ความสามารถในการดูดซับความชื้นสูงสุด เท่ากับ $0.00223\text{ Kg/Kg dry air}$ สำหรับ 1 แผง ดูดความชื้น $0.00576\text{ Kg/Kg dry air}$ กรณี 3 แผงดูดความชื้น $0.00892\text{ Kg/Kg dry air}$ และ 5 แผงดูดความชื้น ตามลำดับ

4.4 ผลการลดความชื้นของอากาศภายในห้องทดลองโดยใช้สารดูดความชื้น (ซิลิกาเจล) ร่วมกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

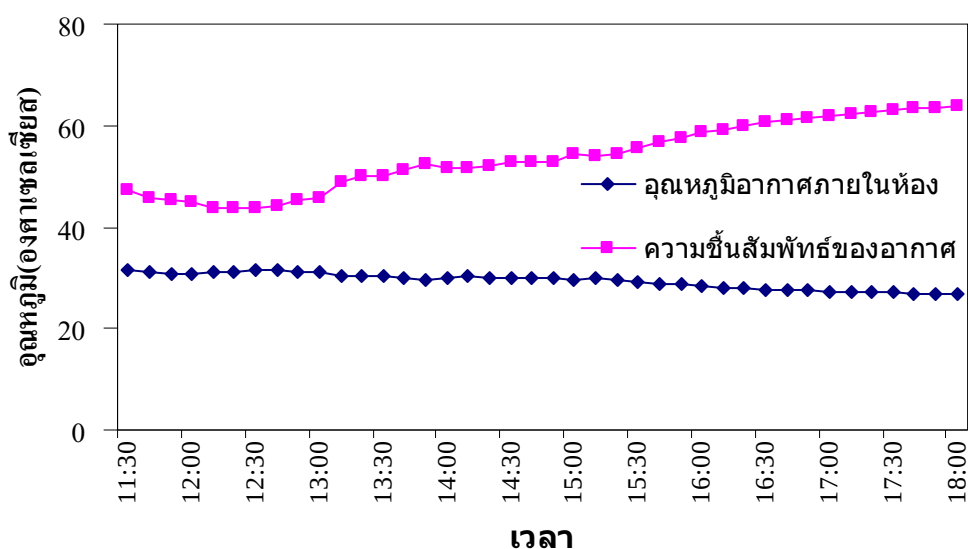
การทดลองนี้ทำการเพิ่ม อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อลดผลของอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากการทำงานของสารดูดความชื้น (ซิลิกาเจล) โดยติดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนไว้ดักอากาศแห้งที่ออกจากแผงดูดความชื้น จะได้ลมเย็นเข้าสู่ห้องทดลอง



รูปที่ 4.14 อุณหภูมิ และความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ เมื่อทดลองใช้สารดูดความชื้น ซิลิกาเจล ร่วมกับ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เมื่อใช้แผงดูดความชื้นจำนวน 1 แผง 21 กันยายน 2550



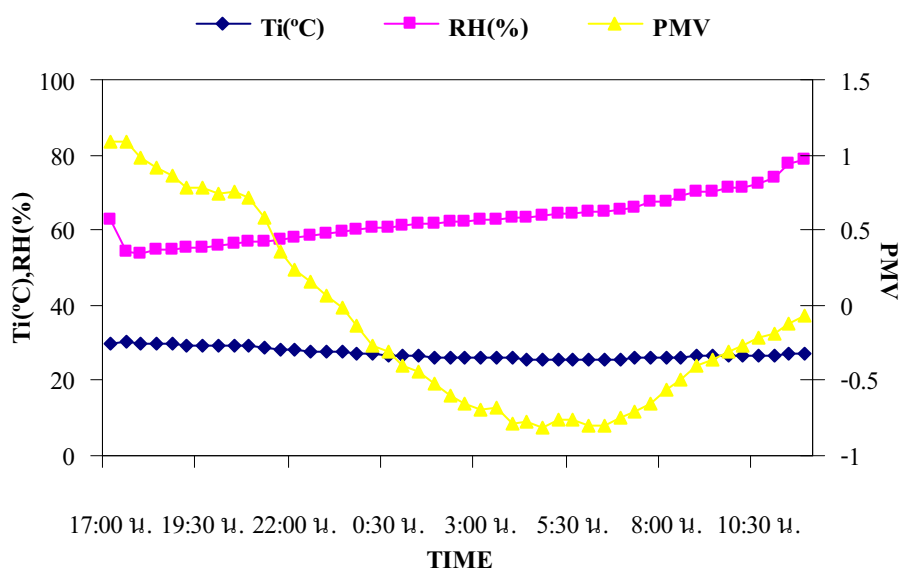
รูปที่ 4.15 อุณหภูมิ และความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ เมื่อทดลองใช้สารดูดความชื้น ซิลิกาเจล ร่วมกับ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เมื่อใช้แผงดูดความชื้นจำนวน 3 แผง 22 กันยายน 2550



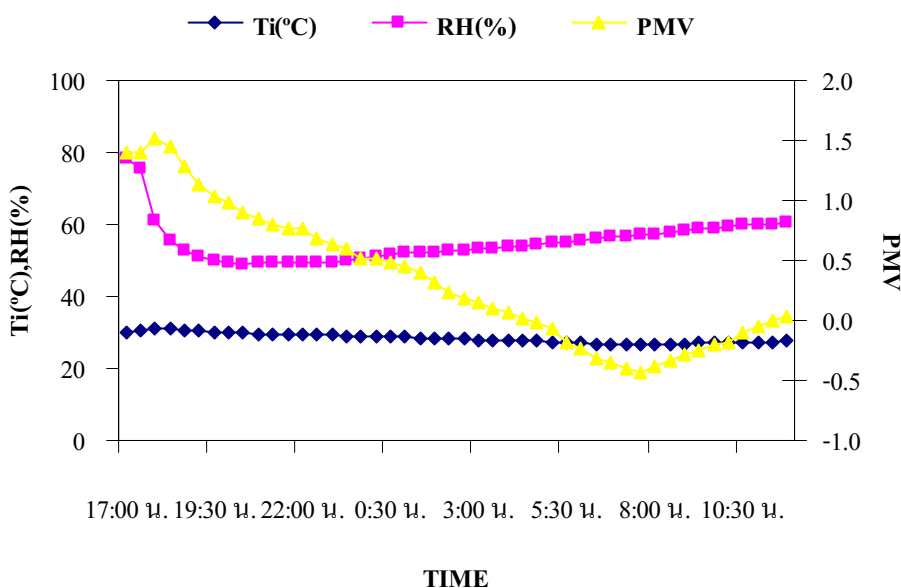
รูปที่ 4.16 อุณหภูมิ และความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ เมื่อทดลองใช้สารดูดความชื้น ซิลิกาเจล ร่วมกับ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เมื่อใช้แผงดูดความชื้นจำนวน 5 แผง 23 กันยายน 2550

ผลการทดลองได้แสดงถึงค่าของอุณหภูมิของอากาศภายในห้องทดลองที่ลดลง ตามรูปที่ 4.14 ถึง 4.16 ซึ่งแสดงการแจกแจงการใช้แผงดูดความชื้นจำนวน 1 แผง 3 แผง และ 5 แผง ตามลำดับ พบว่าในช่วงแรกของการดูดซับความชื้นของสารดูดความชื้น ไม่ได้ทำให้อุณหภูมิของลมเย็นเพิ่มขึ้นในขณะที่การทดลองที่ไม่ใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนอุณหภูมิจะสูงขึ้นประมาณ 3 °C ถึง 5 °C ดังรูปที่ 4.10 ถึง 4.12 จากกราฟสำหรับทั้ง 3 กรณี จะเห็นว่า อุณหภูมิอากาศภายในห้องทดลองลดลงอย่างต่อเนื่องทุกกราฟ และเมื่อพิจารณากรณีที่ ใช้แผงดูดความชื้น 5 แผง ซึ่งใช้ ซิลิกาเจลสูงสุด 5.5 Kg โดยเริ่มต้นทดลองในช่วงเที่ยงซึ่งอุณหภูมิอากาศค่อนข้างร้อน ผลปรากฏว่า ณ.เวลา 12.20 น. อากาศภายในห้องมีความชื้นสัมพัทธ์ต่ำที่สุดเท่ากับ 43.7% อุณหภูมิอากาศภายในห้องทดลอง 34.7 °C ซึ่งมีค่าใกล้เคียงกับอุณหภูมิ ขณะเริ่มทำการทดลองที่เวลา 11.30 น. ที่อุณหภูมิ 34.3 °C จากผลการทดลองนี้ทำให้มั่นใจได้ว่าจะได้ลมเย็นและแห้งหมุนเวียนเข้าสู่ห้องทดลองอย่างต่อเนื่อง

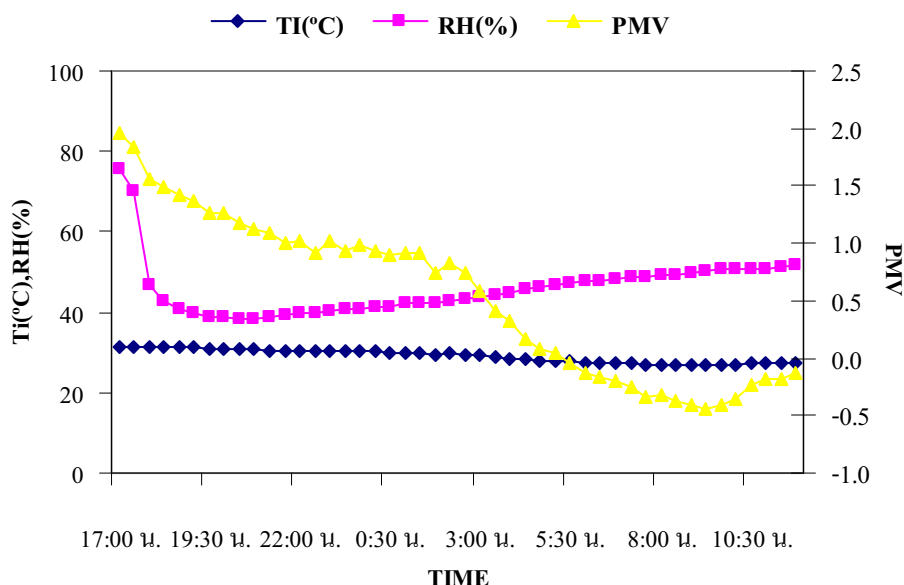
4.5 การปรับอากาศโดยใช้แผงน้ำเย็นผสมผสานกับระบบดูดกลืนความชื้น เพื่อการประเมินค่า ความสบายเชิงอุณหภูมิ ด้วยดัชนี ค่าการทำนายการโหวตเฉลี่ย PMV



รูปที่ 4.17 ดัชนีค่าทำนายการโหวตเฉลี่ย PMV ของห้องทดลอง อุณหภูมิอากาศภายในห้องเฉลี่ย 26.7 องศาเซลเซียส ใช้แผงดูดกลืนความชื้น 1 แผง

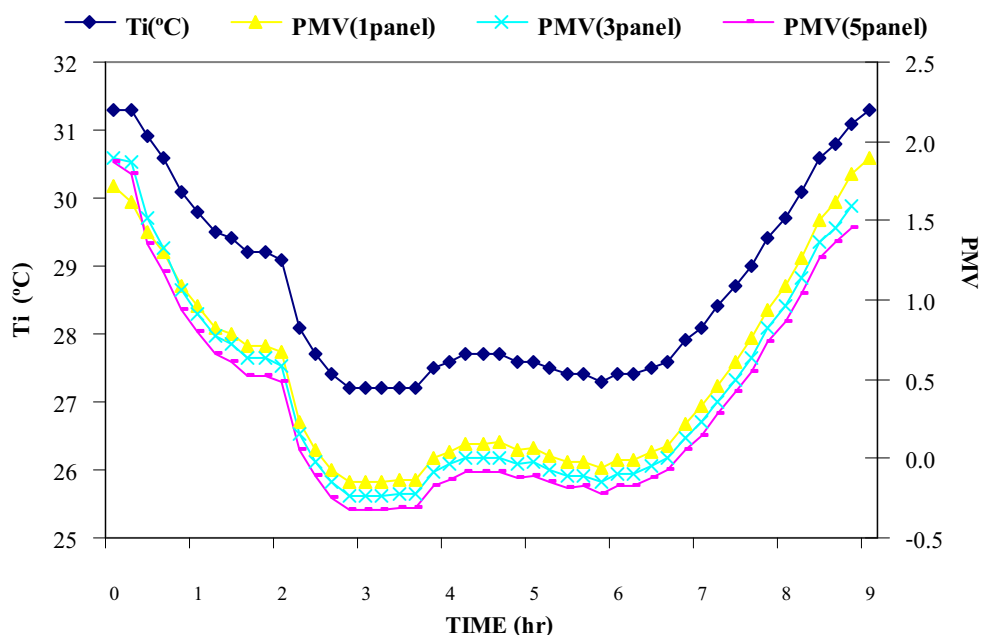


รูปที่ 4.18 ดัชนีค่าทำนายการโหวตเฉลี่ย PMV ของห้องทดลอง อุณหภูมิอากาศภายในห้องเฉลี่ย 27.5 องศาเซลเซียส ใช้แผงดูดกลืนความชื้น 3 แผง



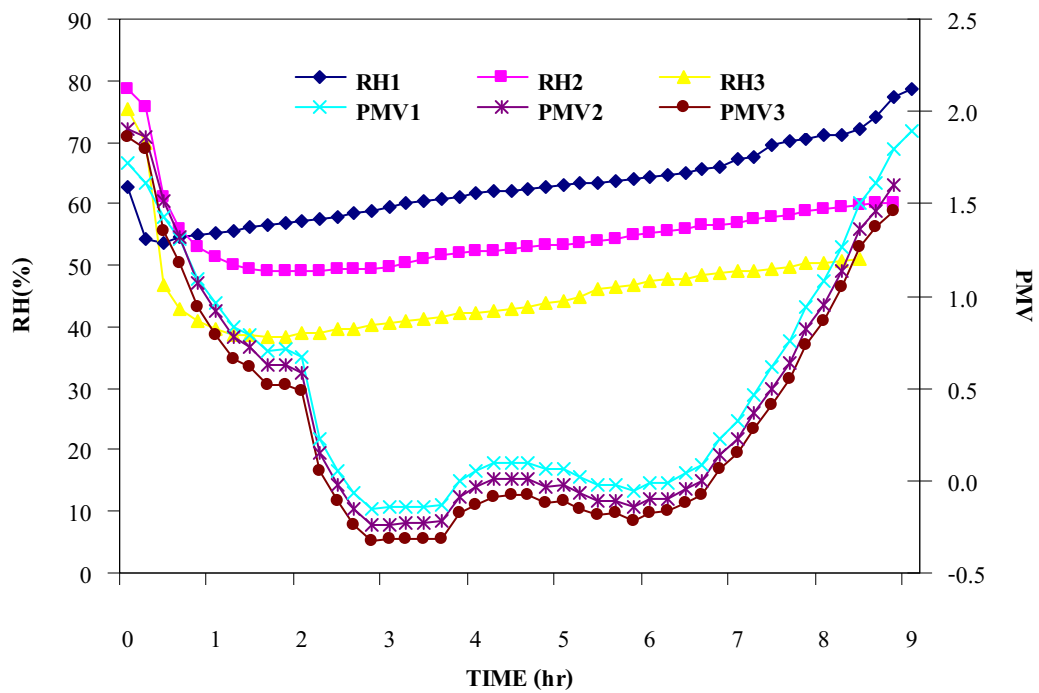
รูปที่ 4.19 ดัชนีค่าทำนายการโหวตเฉลี่ย PMV ของห้องทดลอง อุณหภูมิอากาศภายในห้องเฉลี่ย 27.8 องศาเซลเซียส ใช้แผงดูดกลืนความชื้น 5 แผง

จากผลการประเมินดัชนีค่าทำนายการโหวตเฉลี่ย PMV ของห้องทดลองในการศึกษานี้ รูปที่ 4.17 ถึง 4.19 พบว่าเมื่อใช้ แผงดูดความชื้นจำนวน 1 แผง ที่อุณหภูมิอากาศภายในห้องเฉลี่ยที่ 26.7 องศาเซลเซียส สามารถทำให้ลดค่า PMV ลงจาก +1.08 เป็น -0.8 โดยทำให้ค่า PPD จาก 29.84% ลดเหลือ 18.5 % เมื่อใช้แผงดูดความชื้นจำนวน 3 แผง ที่อุณหภูมิอากาศภายในห้องเฉลี่ย 27.5 องศาเซลเซียส สามารถลดค่า PMV ลงจาก +1.51 เป็น -0.43 และให้ ค่า PPD ที่ 51.78% เหลือ 8.89% เมื่อใช้แผงดูดความชื้นจำนวน 5 แผง ที่อุณหภูมิอากาศภายในเฉลี่ย 27.8 องศาเซลเซียส สามารถลดค่า PMV จาก +1.84 เป็น -0.45 ลดค่า PPD จาก 43.6% เหลือ 9.2% ที่ ความเร็วลม 0.5 เมตรต่อวินาที



รูปที่ 4.20 ดัชนีค่าทำนายการโหวตเฉลี่ย PMV เทียบกับ อุณหภูมิอากาศภายในห้อง เมื่อลดความชื้นของอากาศภายในห้องทดลอง ด้วยสารดูดความชื้น(1 แผง, 3 แผง, 5 แผง)

ผลของค่า PMV ต่อค่าการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิอากาศภายในห้องทดลอง พบว่า ถ้าอุณหภูมิอากาศภายในห้องทดลองเปลี่ยนจะมีผลทำให้ค่า PMV เปลี่ยนแปลงตามในลักษณะดังรูป 4.20 เมื่อเพิ่มจำนวนแผงดูดความชื้น จาก 1 แผงเป็น 3 แผงจะทำให้ค่า PMV ลดลงประมาณ 0.15 เกือบตลอดช่วง ถ้าเพิ่มเป็น 5 แผง จะทำให้ค่า PMV ลดลงประมาณ 0.3 เกือบตลอดช่วงเช่นเดียวกัน สังเกตได้ว่ากราฟ PMV และ กราฟอุณหภูมิของอากาศภายในห้องทดลองเกือบจะขนานกัน แสดงให้เห็นว่าอุณหภูมิอากาศเป็นตัวแปรที่มีอิทธิพลต่อค่า PMV ที่มีนัยสำคัญสูง



รูปที่ 4.19 ดัชนีค่าทำนายการโหวตเฉลี่ย PMV ของห้องทดลอง ที่อุณหภูมิอากาศภายในห้องเฉลี่ย 27.8 องศาเซลเซียส ใช้แผงดูดกลืนความชื้น 1 แผง 3 แผง และ 5 แผง

4.6 ผลการทดสอบสภาวะอากาศภายในห้องทดลองโดยการใช้อุณหภูมิจริง

จำนวนผู้ทดสอบทั้งหมด 8 คน เพศชาย 5 คน เพศหญิง 3 คน อายุอยู่ระหว่าง 24-26 ปี ให้เข้าไปทดสอบในห้องทดลองที่ปรับอากาศแล้ว โดย อุณหภูมิห้องอยู่ในช่วง 26 °C ถึง 28 °C ความชื้นสัมพัทธ์อยู่ระหว่าง 59.3 % ถึง 69.5% ความเร็วลม 1.3 ถึง 1.5 m/s ผลการทดสอบปรากฏว่า ผู้ทดสอบระบุค่าความรู้สึกว่าสบาย แต่เมื่อเทียบกับค่าการคำนวณโดยใช้ค่าดัชนีการโหวตเฉลี่ย PMV ของ ASHRAE พบว่าจะให้ผลว่า รู้สึกสบายไปจนถึงค่อนข้างเย็น (-0.1 ถึง -0.9) ตามตารางที่ 4.1 ส่วนการคำนวณค่าความรู้สึกของกลุ่มคนต่อสภาพแวดล้อม (Thermal Sensation) คำนวณได้ในช่วง 0 ถึง 0.35 แสดงว่าคนส่วนใหญ่รู้สึกสบายไปจนถึงอุ่นเล็กน้อย

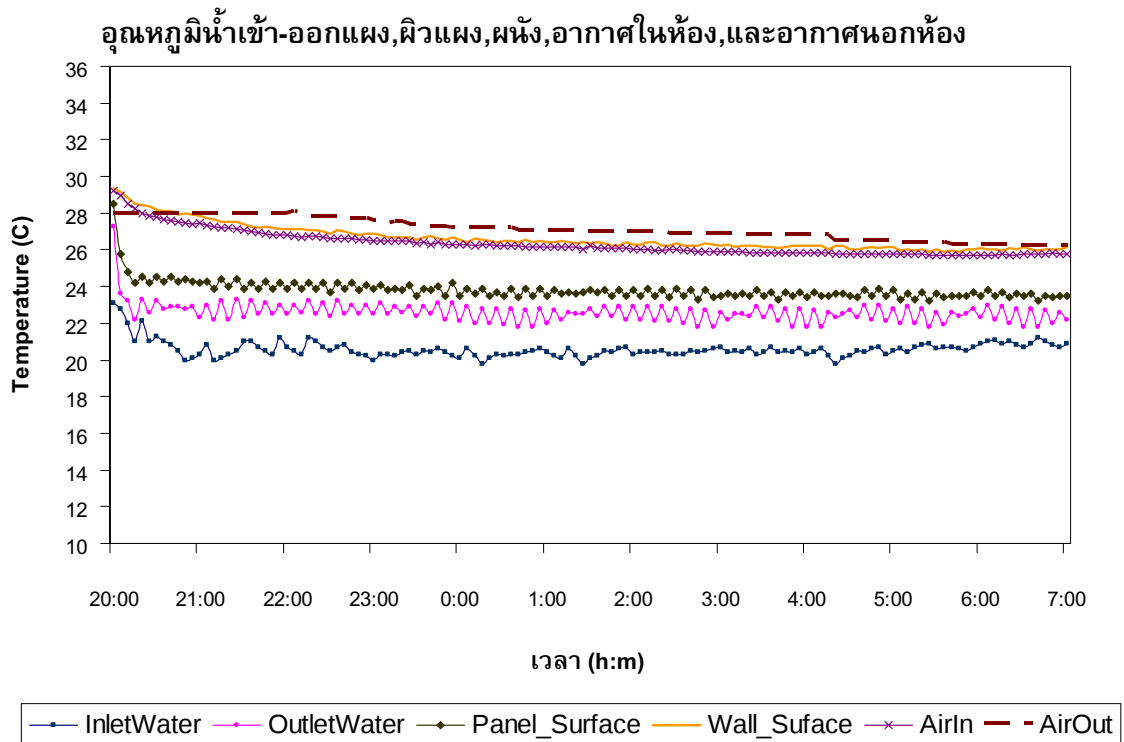
ตารางที่ 4.1 ผลการทดสอบความสบายเชิงอุณหภูมิจากการใช้อุณหภูมิจริงจำนวน 8 คนเข้าทดสอบในสภาวะที่ปรับอากาศภายในห้องทดลองแล้ว

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	คนที่ 1	คนที่ 2	คนที่ 3	คนที่ 4	คนที่ 5	คนที่ 6	คนที่ 7	คนที่ 8
			1	2	3	4	5	6	7	8
เพศ	S	M/W	ชาย	ชาย	ชาย	หญิง	หญิง	ชาย	ชาย	หญิง
น้ำหนัก	W	Kg	59	93	68	40	51	62	65	55
อายุ	Age	year	25	25	26	24	25	26	26	26
อัตราการเผาผลาญอาหาร	M	W/m2	60	60	60	60	60	60	60	60
ความเป็นฉนวนของเสื้อผ้า	I_{clo}	clo	0.462	0.433	0.433	0.345	0.433	0.462	0.462	0.433
อุณหภูมิอากาศ	t_{ai}	C	26.4	26.4	27.8	26.9	27.2	27.6	26.1	26.9
ความชื้นสัมพัทธ์	RH	%	67.8	64.6	59.3	63.9	67.3	69.5	61.9	64.5
ความเร็วลม	v	m/s	1.4	1.5	1.4	1.3	1.4	1.5	1.4	1.4
ระดับความสบายจากผู้ทดสอบ	N/A	N/A	0	0	0	-0.5	-0.5	-0.5	0.5	0.3
ความรู้สึก (สบาย/ไม่สบาย)	N/A	N/A	สบาย	สบาย	สบาย	สบาย	สบาย	สบาย	สบาย	สบาย
Operative Temperature	Top	C	25.95	25.95	27.35	26.45	26.75	27.15	25.77	26.45
Thermal Sensation	Ts	N/A	0	0	0.345	0.12	0.198	0.296	0.072	0.124
ค่าทำนายการโหวตเฉลี่ย	PMV	N/A	-0.7	-0.8	-0.2	-0.9	-0.4	-0.1	-0.8	-0.6
ค่าความไม่พอใจ	PPD	%	15.3	18.5	5.8	22.1	8.3	5.2	18.5	12.5

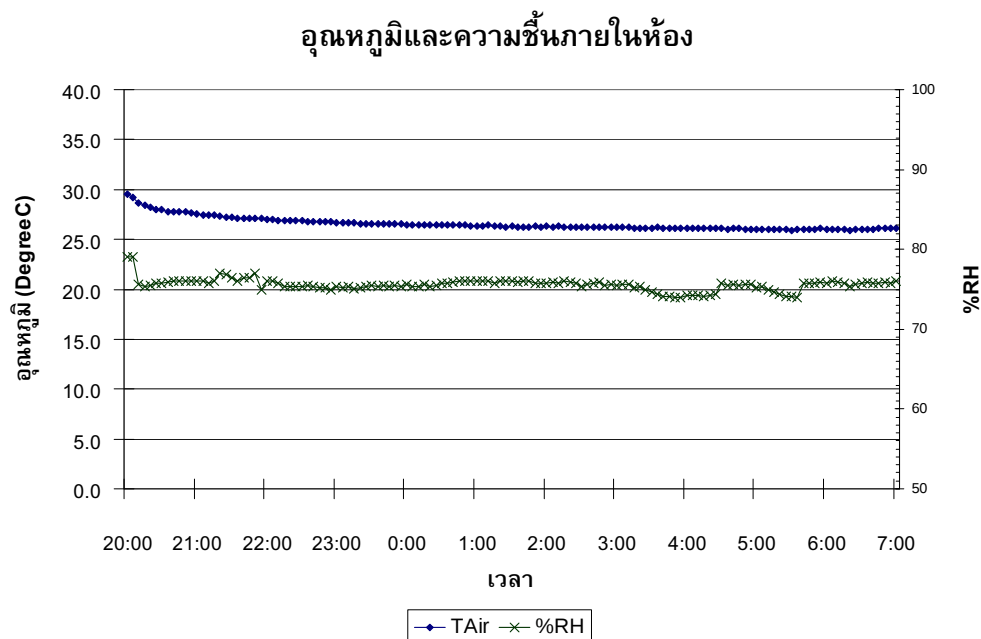
จากข้อมูลที่ได้จากการทดสอบด้วยบุคคลจริง พบว่าค่าอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟต่ำสุดเท่ากับ 25.95 °C สูงสุดเท่ากับ 27.35 °C ซึ่งเป็นช่วงอุณหภูมิที่ผู้ทดสอบระบุว่าสบาย ดังนั้นจึงได้ค่า ช่วงอุณหภูมิความสบาย คือ $25.95^{\circ}\text{C} \leq T_{op} \leq 27.35^{\circ}\text{C}$

4.7 การทดลองกรณีการผลิตน้ำเย็นโดยใช้ไฟฟ้า (active cooling)

4.7.1 กรณีที่ 1 ไม่มีภาระและไม่มีการพัฒนา



รูปที่ 4.20 อุณหภูมิน้ำเข้าแผง, อุณหภูมิน้ำออกจากแผง, อุณหภูมิผิวแผง, อุณหภูมิผิวผนัง, อุณหภูมิอากาศในห้อง, อุณหภูมิอากาศนอกห้อง กรณีไม่มีภาระและไม่มีการพัฒนา

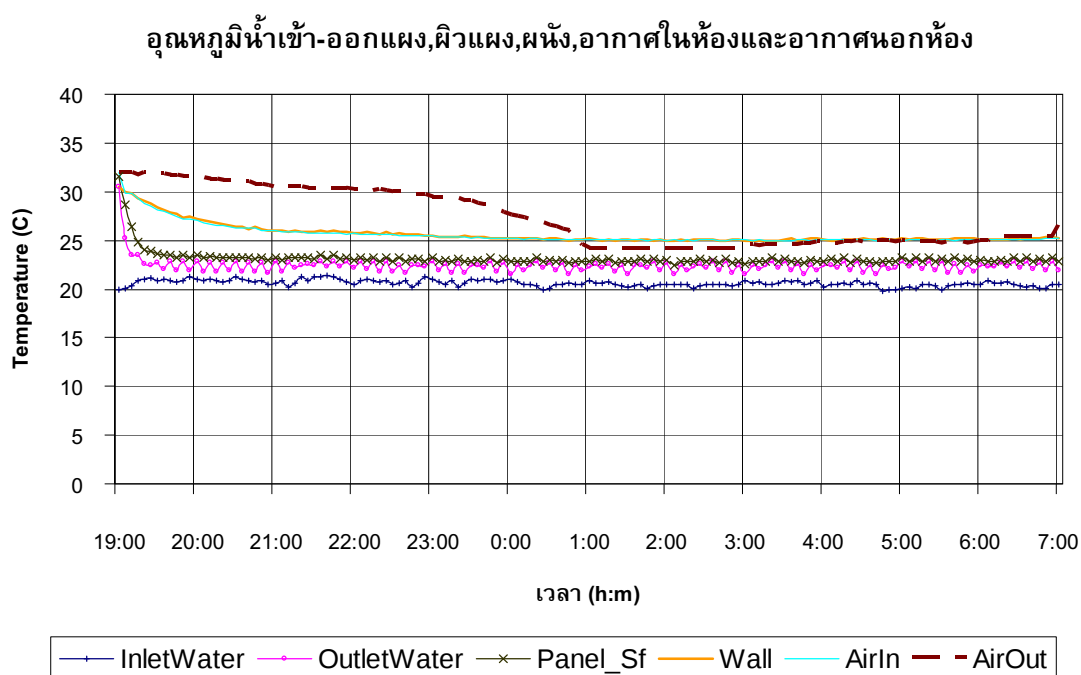


รูปที่ 4.21 อุณหภูมิและความชื้นภายในห้อง กรณีไม่มีภาระและไม่มีการพัฒนา

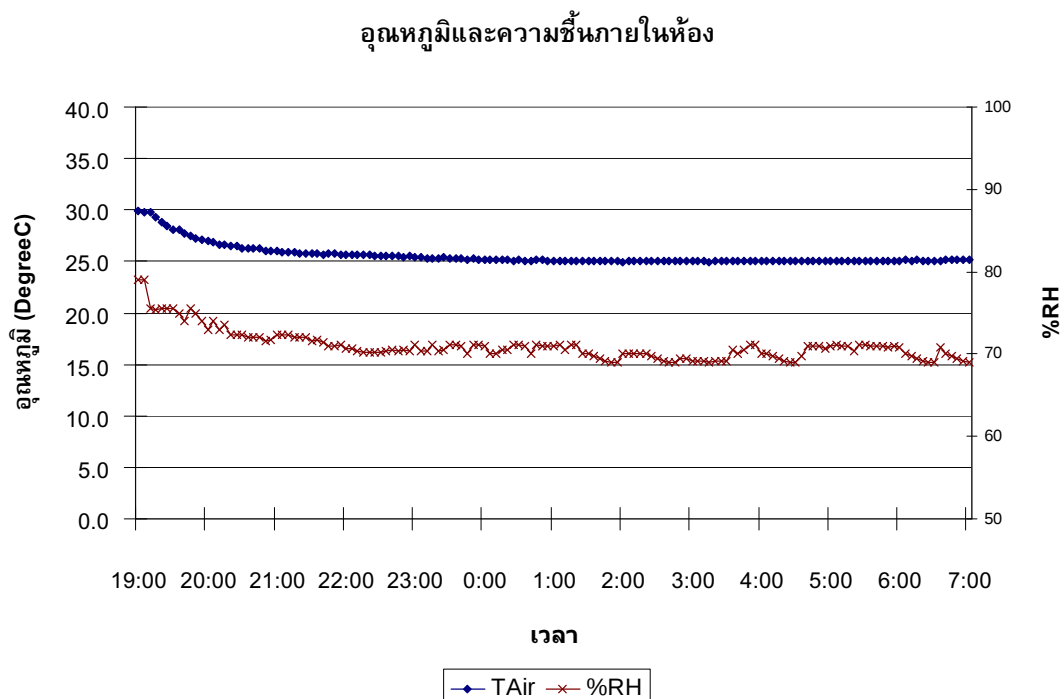
จากรูปที่ 4.20 และรูปที่ 4.21 แสดงให้เห็นว่า ในกรณีที่ในห้องทดลองไม่มีพัดลมและไม่มีภาระ ที่อุณหภูมิน้ำเข้าแผงเฉลี่ยประมาณ 20 °C ส่งผลให้อุณหภูมิผิวแผงอยู่ที่ประมาณ 24.0 °C อุณหภูมิอากาศภายในห้องเฉลี่ยที่ 26.5 °C อุณหภูมิผิวผนังประมาณ 26.6 °C และ อุณหภูมิน้ำออกจากแผงประมาณ 22.6 °C และความชื้นประมาณ 76 เปอร์เซ็นต์

4.7.2 กรณีที่ 2 ไม่มีภาระแต่มีพัดลม

การทดลองนี้ได้เพิ่มพัดลมตัวเล็กขนาดใบพัด 14 นิ้ว และเปิดระดับความแรงที่เบอร์ 1 ซึ่งวัดความเร็วลมที่หน้าพัดลมได้ 2.5 m/s ให้ส่ายไปมาเพื่อให้อากาศภายในห้องมีการเคลื่อนไหว



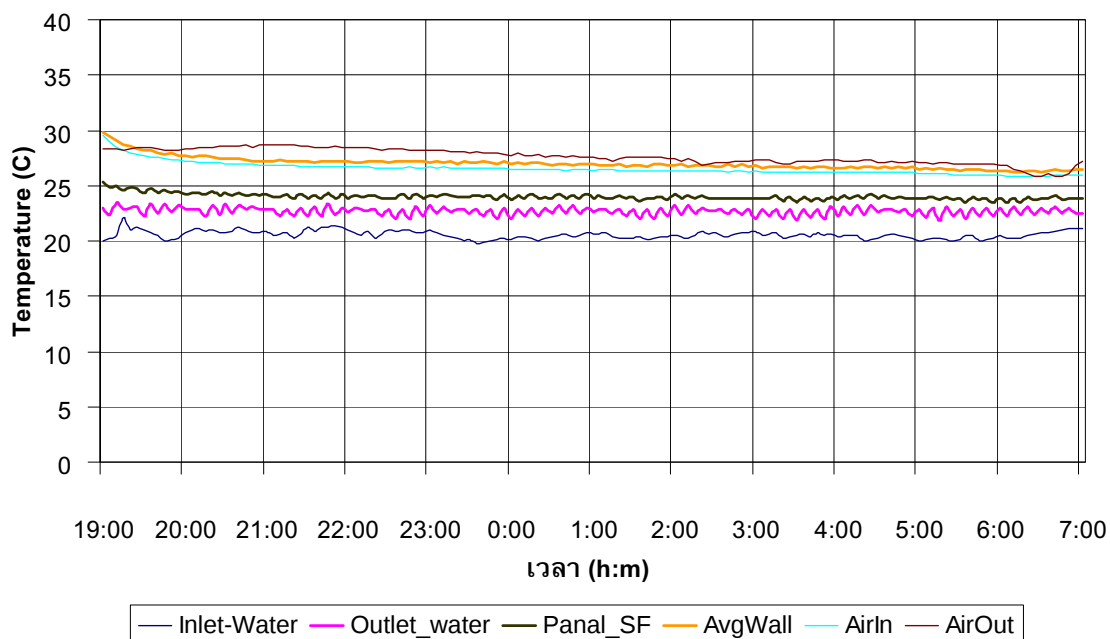
รูปที่ 4.22 อุณหภูมิน้ำเข้าแผง, อุณหภูมิน้ำออกจากแผง, อุณหภูมิผิวแผง, อุณหภูมิผิวผนัง, อุณหภูมิอากาศในห้อง, อุณหภูมิอากาศนอกห้อง กรณีที่ไม่มีภาระแต่มีพัดลม



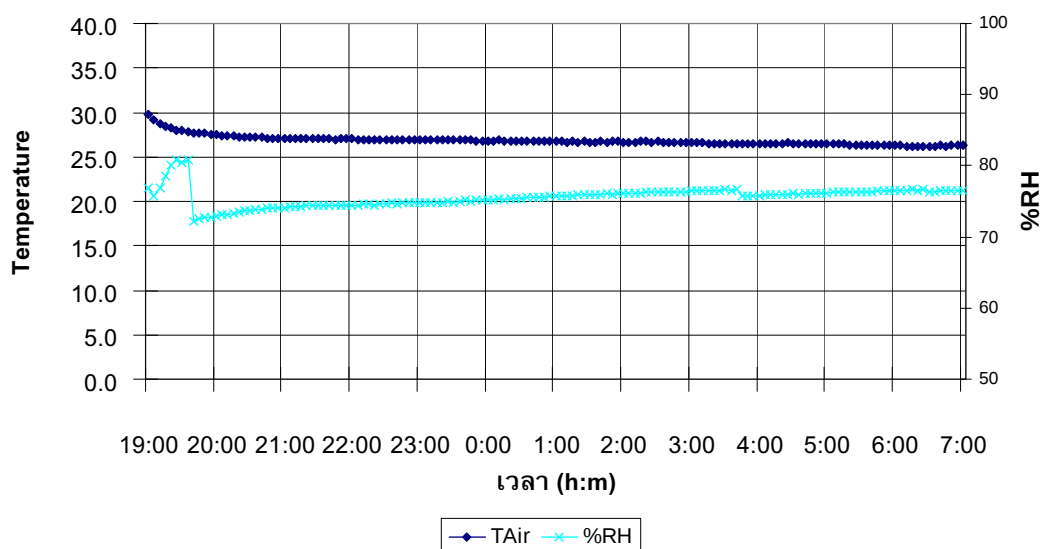
รูปที่ 4.23 อุณหภูมิอากาศและความชื้นในห้อง กรณีไม่มีภาระแต่มีพัสดล

จากรูปที่ 4.22 และรูปที่ 4.23 แสดงให้เห็นว่า ในกรณีที่ในห้องทดลองที่ไม่มีภาระแต่มีพัสดล ที่อุณหภูมิน้ำเข้าแผงเฉลี่ยประมาณ 20 °C ส่งผลให้อุณหภูมิผิวแผงอยู่ที่ประมาณ 23.2 °C อุณหภูมิอากาศภายในห้องเฉลี่ยที่ 25.6 °C อุณหภูมิผิวผนังประมาณ 25.6 °C และ อุณหภูมิน้ำออกจากแผงประมาณ 22.4 °C และความชื้นประมาณ 70 เปอร์เซ็นต์

4.7.3 กรณีที่ 3 มีภาระและมีพัสดล



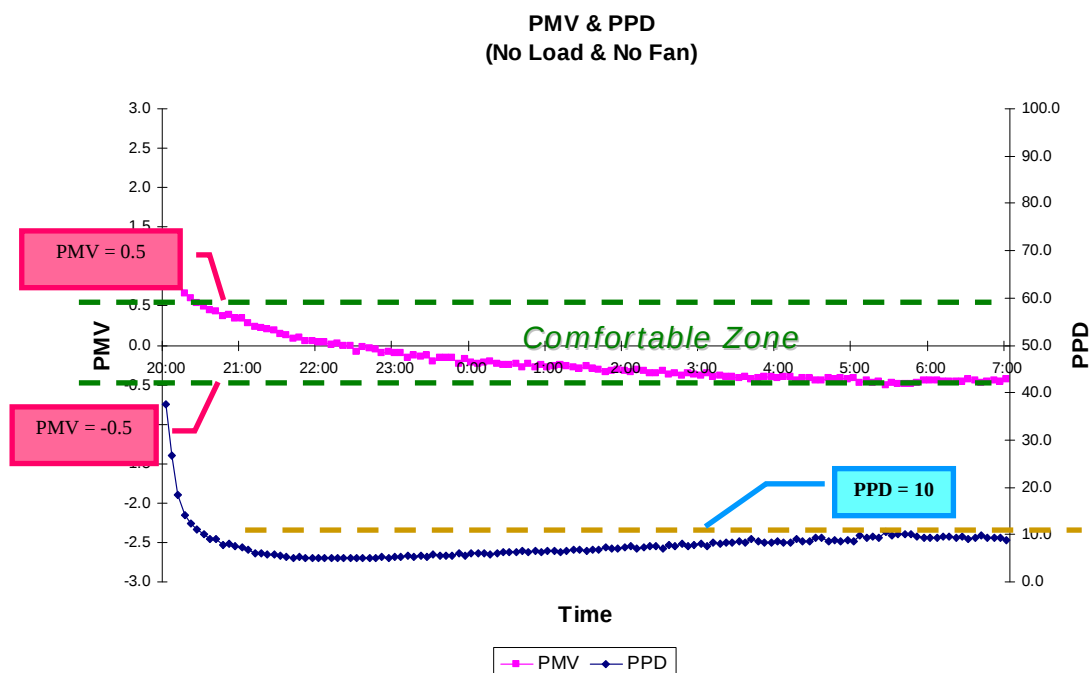
รูปที่ 4.24 อุณหภูมิน้ำเข้าแผง, อุณหภูมิน้ำออกจากแผง, อุณหภูมิผิวแผง, อุณหภูมิผิวผนัง, อุณหภูมิอากาศในห้อง, อุณหภูมิอากาศนอกห้อง กรณีที่มีภาระแต่มีพัดลม



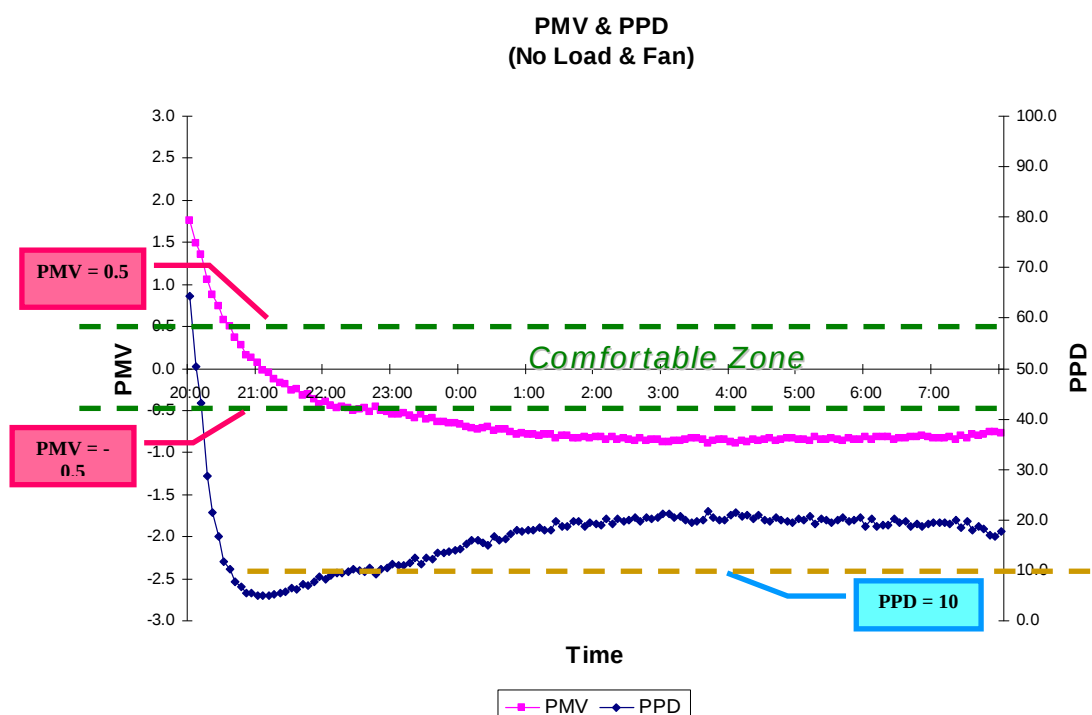
รูปที่ 4.25 อุณหภูมิอากาศและความชื้นในห้อง กรณีที่มีภาระแต่มีพัดลม

จากรูปที่ 4.24 และรูปที่ 4.25 แสดงให้เห็นว่า ในกรณีที่ในห้องทดลองมีพัดลมและมีภาระ ที่อุณหภูมิน้ำเข้าแผงเฉลี่ยประมาณ 20 °C ส่งผลให้อุณหภูมิผิวแผงอยู่ที่ประมาณ 24 °C อุณหภูมิอากาศภายในห้องเฉลี่ยที่ 27.6 °C อุณหภูมิผิวผนังประมาณ 27 °C และ อุณหภูมิน้ำออกจากแผงประมาณ 22.7 °C และความชื้นประมาณ 75.6 เปอร์เซ็นต์

4.7.4 ดัชนีค่าทำนายการไหลตเจลลี่ย PMV และ PPD

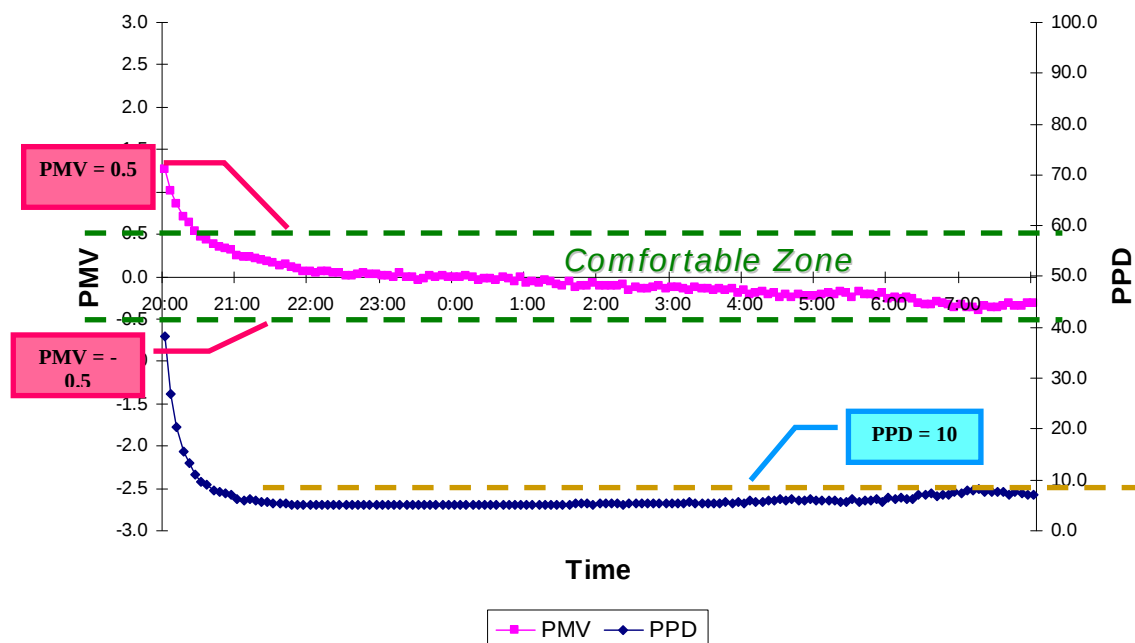


รูปที่ 4.26 ดัชนีค่าทำนายการไหลตเจลลี่ย PMV และ PPD ของห้องทดลองกรณีที่ไม่มีการะและไม่มีพัดลม อุณหภูมิอากาศในห้องเจลลี่ยอยู่ที่ 26.5 °C



รูปที่ 4.27 ดัชนีค่าทำนายการไหลตเจลลี่ย PMV และ PPD ของห้องทดลองกรณีที่ไม่มีการะแต่มีพัดลม อุณหภูมิอากาศในห้องเจลลี่ยอยู่ที่ 25.6 °C

PMV & PPD (Load + Fan)

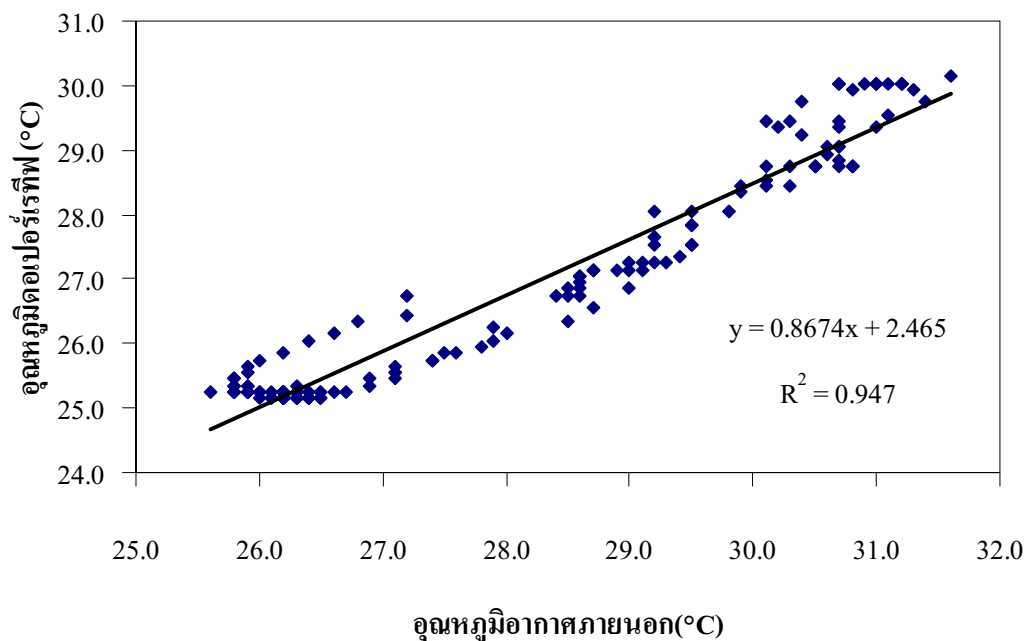


รูปที่ 4.28 ตัชนีค่าทำนายการไหลเวียน PMV และ PPD ของห้องทดลองกรณีที่ไม่มีการระเหยมีพัดลม อุณหภูมิอากาศในห้องเฉลี่ยอยู่ที่ 26.7 °C

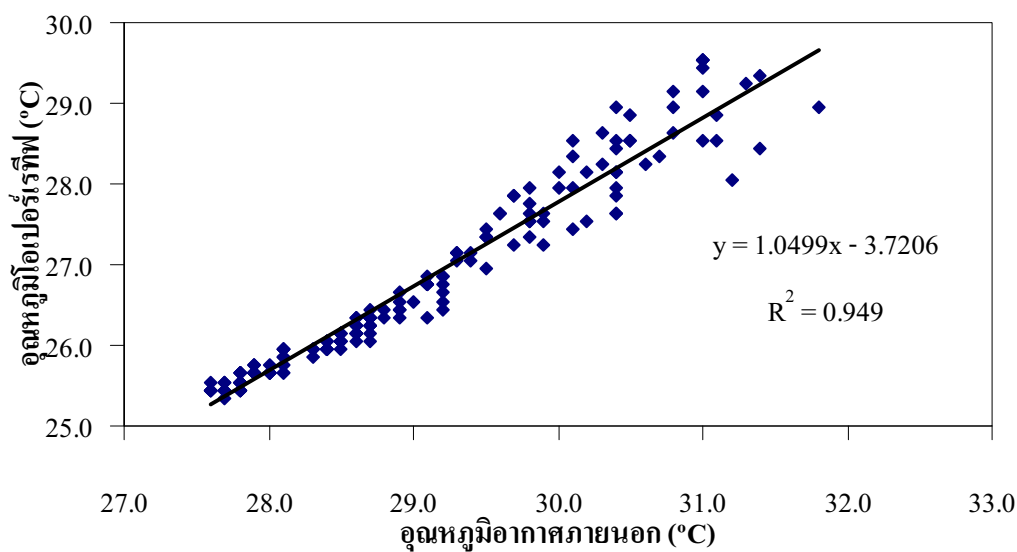
จากรูปที่ 4.26 – 2.28 ซึ่งแสดงค่าทำนายการไหลเวียน PMV และค่า PPD ของห้องทดลองทั้ง 3 กรณี พบว่า ทั้ง 3 กรณีให้ค่า PMV อยู่ในช่วง -0.5 ถึง 0.5 ตลอดทั้งช่วงของการทดลอง ซึ่งเป็นช่วงสภาวะสบาย ยกเว้นกรณีที่ 2 (ไม่มีภาระแต่มีพัดลม) ที่ให้ค่า PMV ในช่วงเวลา 23.00 – 07.00 น. เกือบ -1 (ค่อนข้างเย็น) สำหรับค่า PPD ซึ่งเป็นค่าการทำนายความไม่พอใจต่อสภาวะแวดล้อม นั้นพบว่า ค่า PPD ทั้ง 3 กรณี ไม่เกิน 10 เปอร์เซนต์ ซึ่งทำนายได้ว่าที่สภาวะนั้นๆ จะมีผู้ไม่พอใจเพียง 10 เปอร์เซนต์ ยกเว้น กรณีที่ 2 (ไม่มีภาระแต่มีพัดลม) ที่ค่า PPD อยู่ในช่วง 10 - 20 เปอร์เซนต์ ในช่วงเวลา 23.00 – 07.00 น.

4.8 กราฟเปรียบเทียบระหว่างอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟภายในห้องทดลองกับอุณหภูมิอากาศภายนอกห้อง

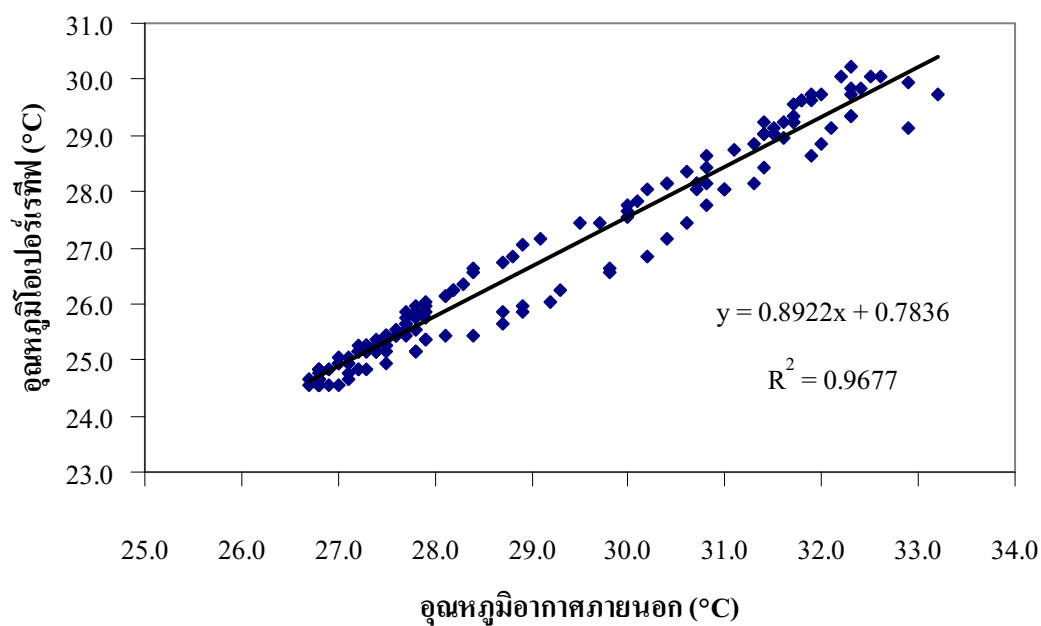
4.8.1 ผลการตรวจวัดจากห้องทดลอง



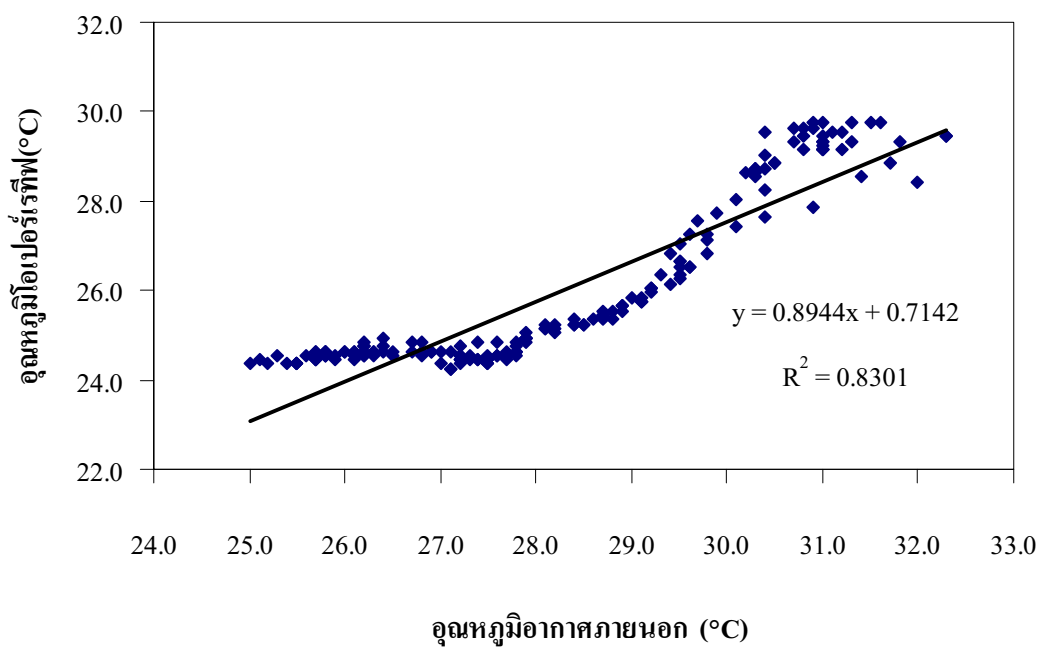
รูปที่ 4.29 เปรียบเทียบระหว่างอุณหภูมิแผงเพดานเย็นกับอุณหภูมิอากาศภายนอกห้อง
เดือน สิงหาคม 2550



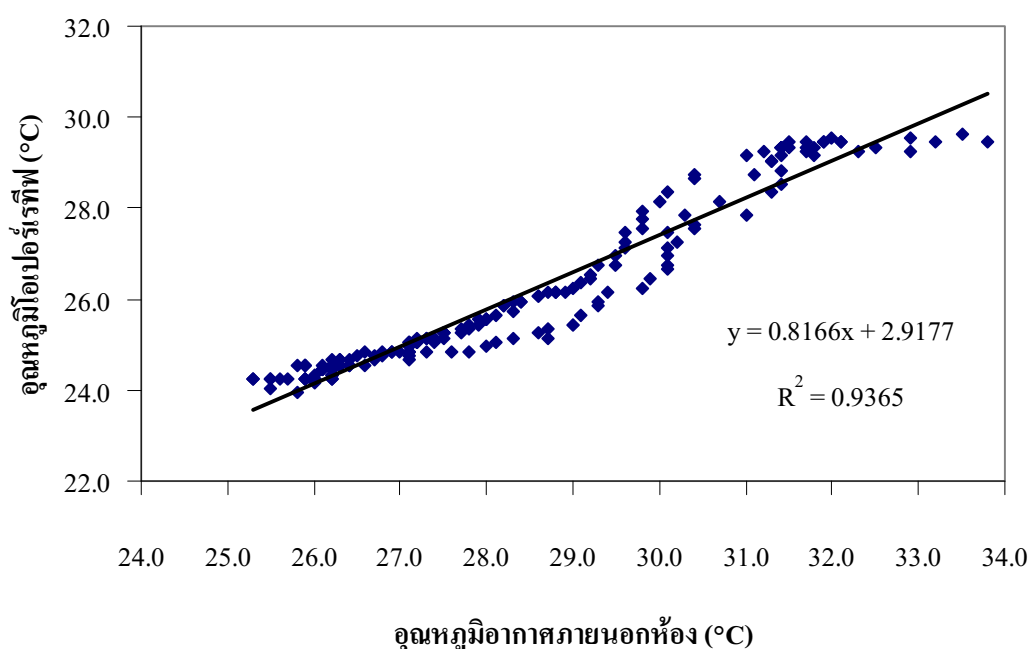
รูปที่ 4.30 เปรียบเทียบระหว่างอุณหภูมิแผงเพดานเย็นกับอุณหภูมิอากาศภายนอกห้อง
เดือน กันยายน 2550



รูปที่ 4.31 เปรียบเทียบระหว่างอุณหภูมิแผงเพดานเย็นกับอุณหภูมิอากาศภายนอกห้อง
เดือน ตุลาคม 2550



รูปที่ 4.32 เปรียบเทียบระหว่างอุณหภูมิแผงเพดานเย็นกับอุณหภูมิอากาศภายนอกห้อง
เดือน พฤศจิกายน 2550

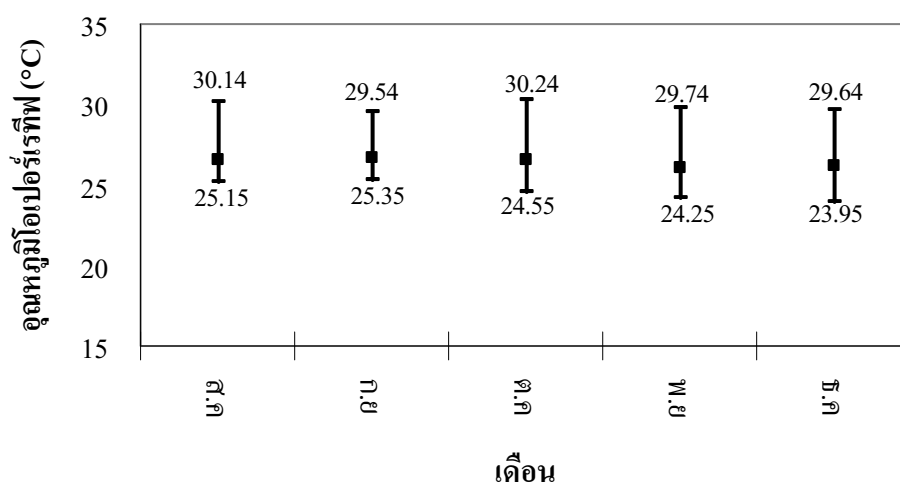


รูปที่ 4.33 เปรียบเทียบระหว่างอุณหภูมิแผงเพดานเย็นกับอุณหภูมิอากาศภายในห้อง
เดือน ธันวาคม 2550

รูปที่ 4.29 ถึง 4.33 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าอุณหภูมิอากาศภายในห้องทดลองที่มีผลต่อค่าอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟของอากาศภายในห้องทดลอง เมื่อพิจารณาถึงผลการทดสอบที่เกิดขึ้น พบว่าค่าอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟจะเปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิอากาศภายนอก ในลักษณะที่เป็นเชิงเส้น $y = ax + b$ และจะมีค่าน้อยกว่า ซึ่งจากสมการดังกล่าวสามารถใช้ประเมินหรือทำนายค่าอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟของสภาวะอากาศภายในห้อง ณ อุณหภูมิอากาศภายนอกห้องใดๆ ซึ่งทั้ง 5 ตัวอย่างข้อมูลที่ใช้การตรวจวัดมา สามารถเขียนเป็น สมการ สรุปไว้ในตาราง

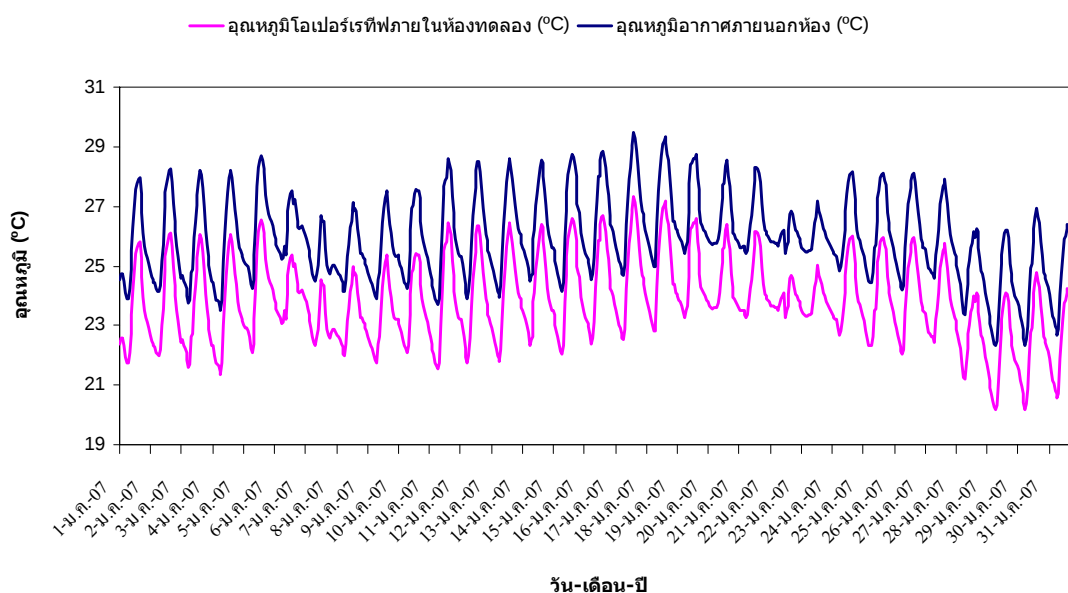
ตารางที่ 4.2 สมการคำนวณค่าอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟที่ได้จากการทดลอง

เดือน	Relative Humidity	T_{op} equation	R^2
สิงหาคม	55<RH<90	$= 0.8674Ta + 2.465$	0.9470
กันยายน	60<RH<95	$= 1.0499Ta - 3.7206$	0.9490
ตุลาคม	60<RH<90	$= 0.8922Ta + 0.7836$	0.9677
พฤศจิกายน	50<RH<85	$= 0.8944Ta + 0.7142$	0.8310
ธันวาคม	40<RH<80	$= 0.8166Ta + 2.9177$	0.9365

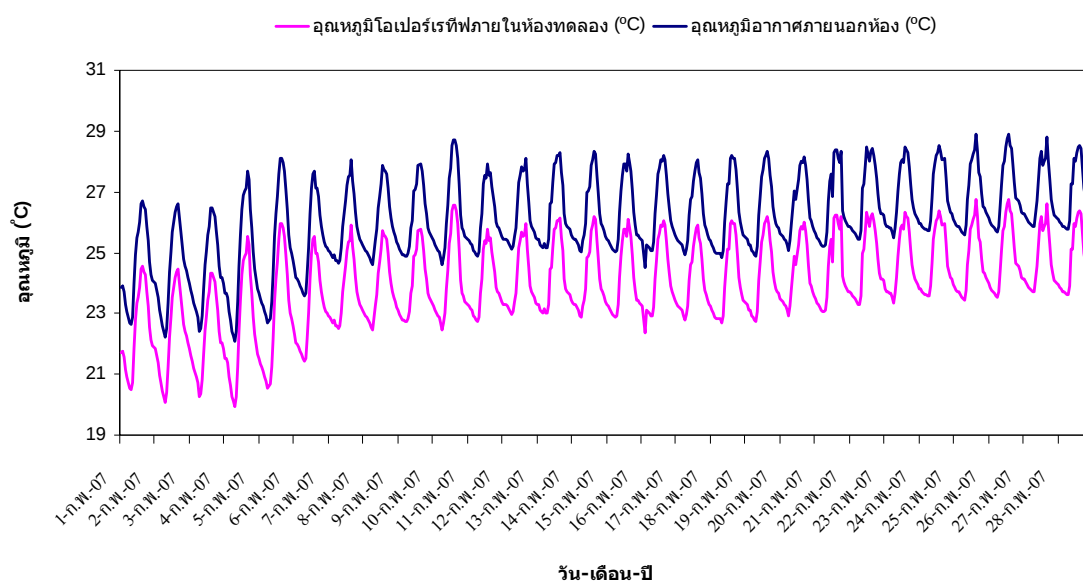


รูปที่ 4.34 เปรียบเทียบค่าสูงสุด และต่ำสุดของอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟในแต่ละเดือน

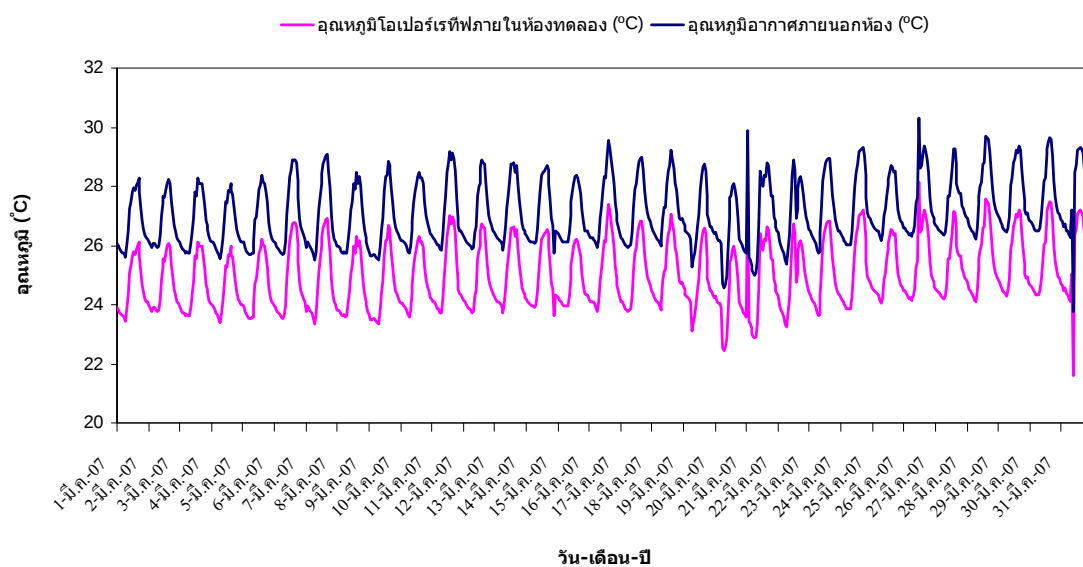
4.8.2 ผลการคำนวณจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์โดยใช้ โปรแกรม คอมพิวเตอร์



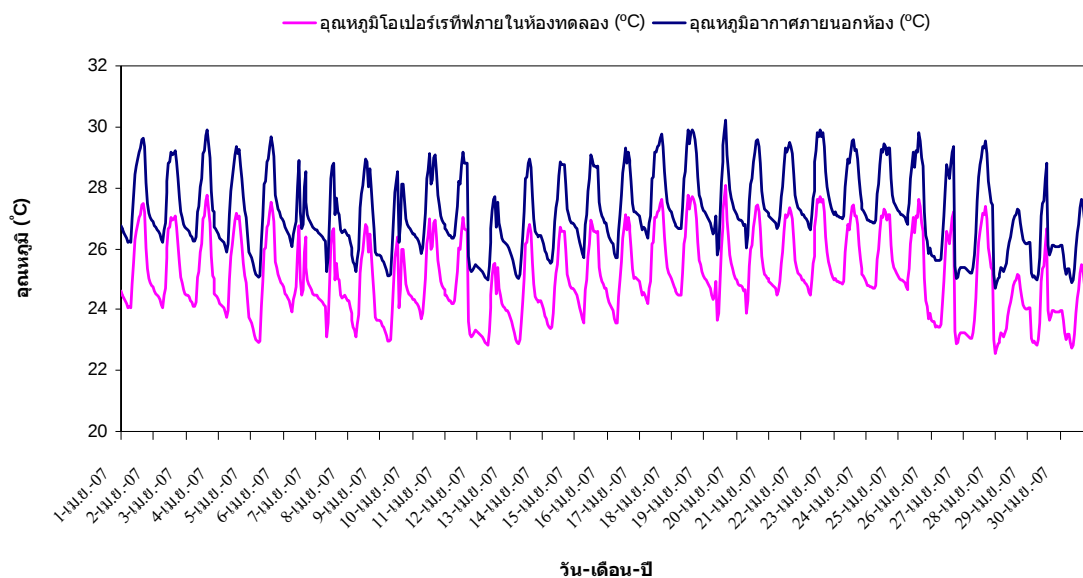
รูปที่ 4.35 เปรียบเทียบอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟภายในห้องทดลองกับอุณหภูมิอากาศภายนอก
เดือน มกราคม 2550



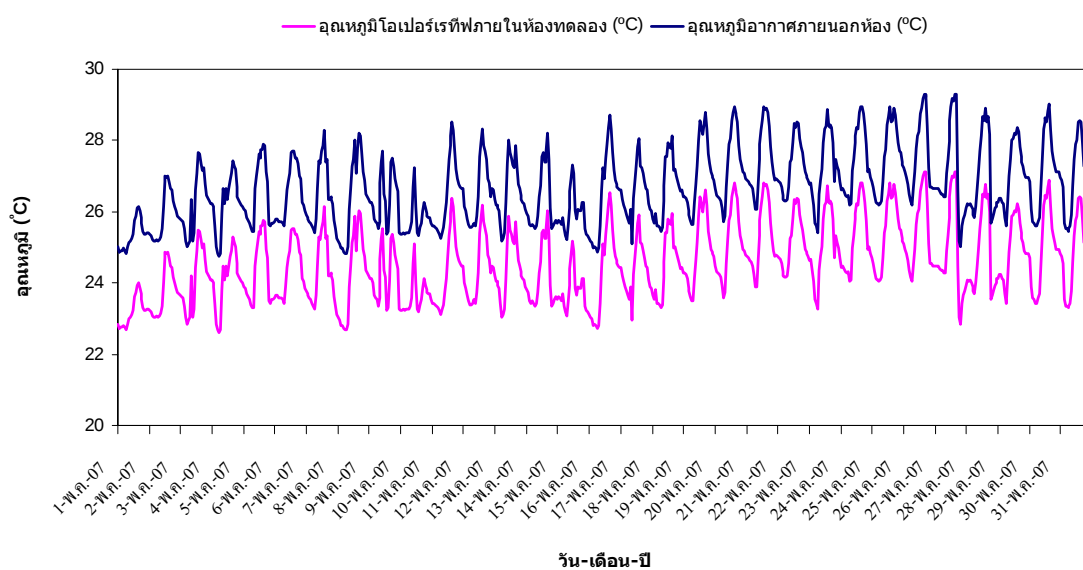
รูปที่ 4.36 เปรียบเทียบอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟภายในห้องทดลองกับอุณหภูมิอากาศภายนอก
เดือน กุมภาพันธ์ 2550



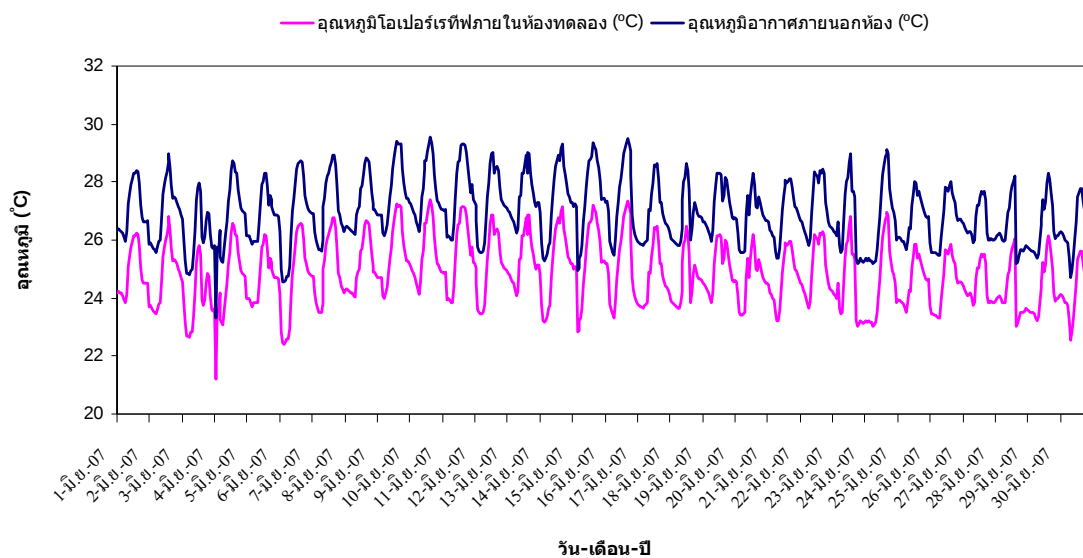
รูปที่ 4.37 เปรียบเทียบอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟภายในห้องทดลองกับอุณหภูมิอากาศภายนอก
เดือน มีนาคม 2550



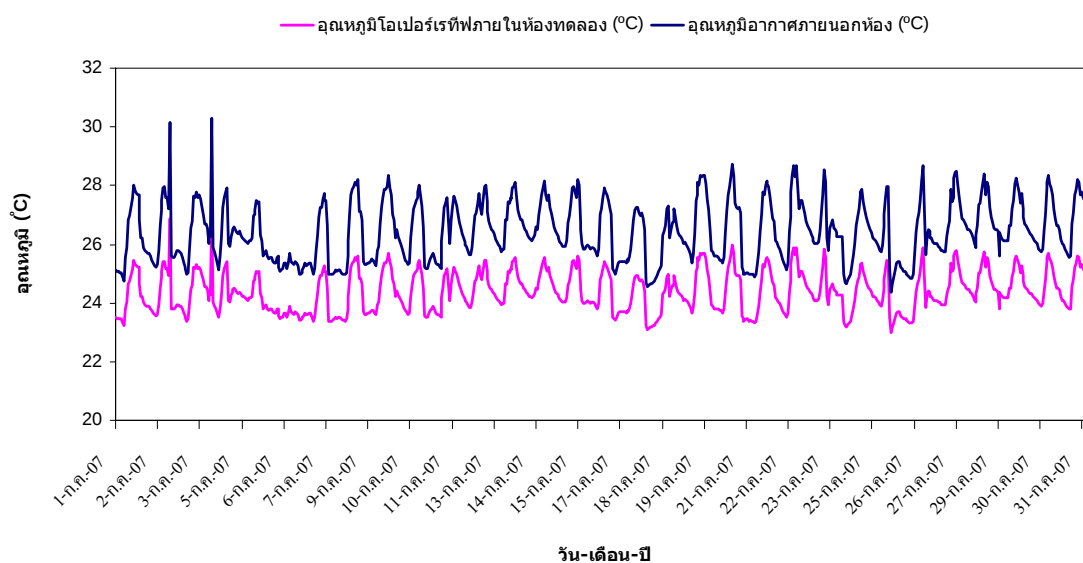
รูปที่ 4.38 เปรียบเทียบอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟภายในห้องทดลองกับอุณหภูมิอากาศภายนอก
เดือน เมษายน 2550



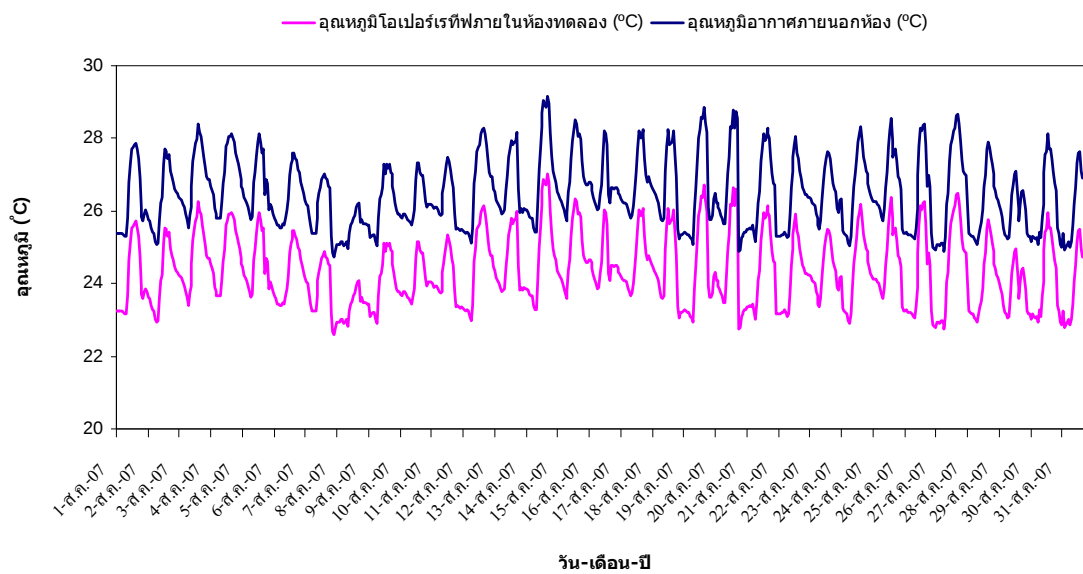
รูปที่ 4.39 เปรียบเทียบอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟภายในห้องทดลองกับอุณหภูมิอากาศภายนอก
เดือน พฤษภาคม 2550



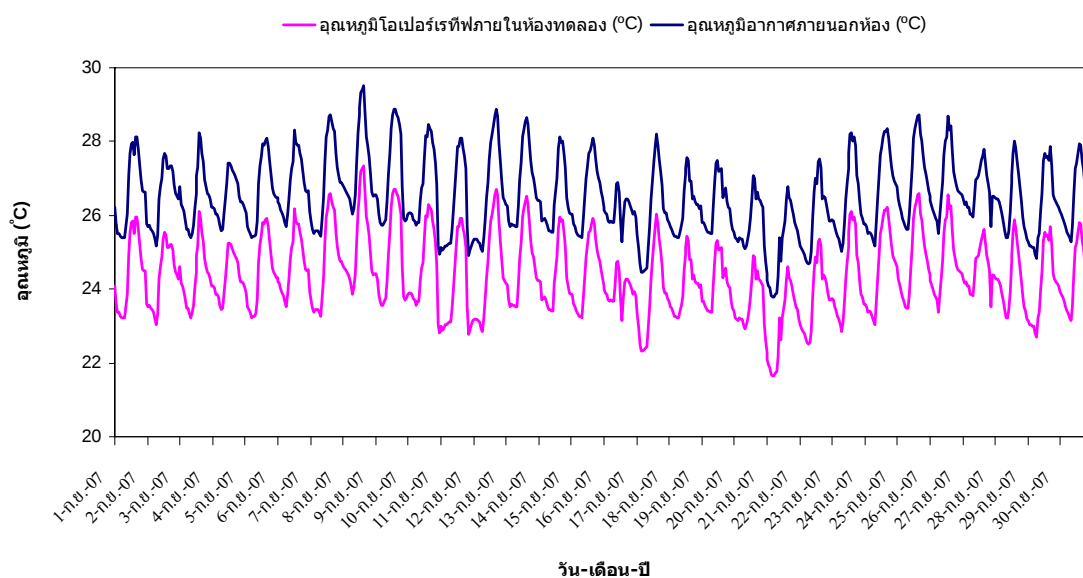
รูปที่ 4.40 เปรียบเทียบอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟภายในห้องทดลองกับอุณหภูมิอากาศภายนอก
เดือน มิถุนายน 2550



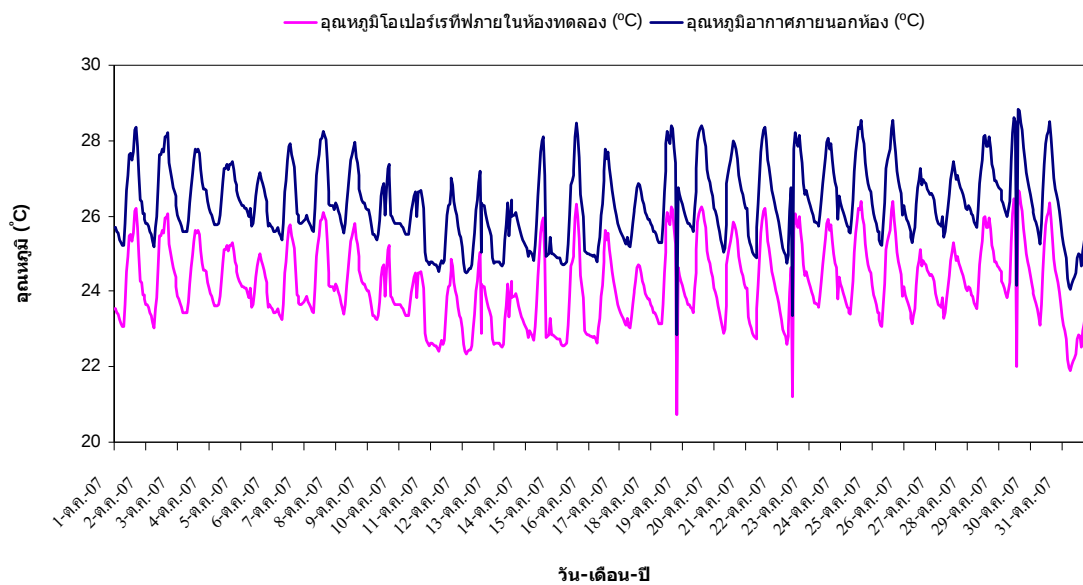
รูปที่ 4.41 เปรียบเทียบอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟภายในห้องทดลองกับอุณหภูมิอากาศภายนอก
เดือน กรกฎาคม 2550



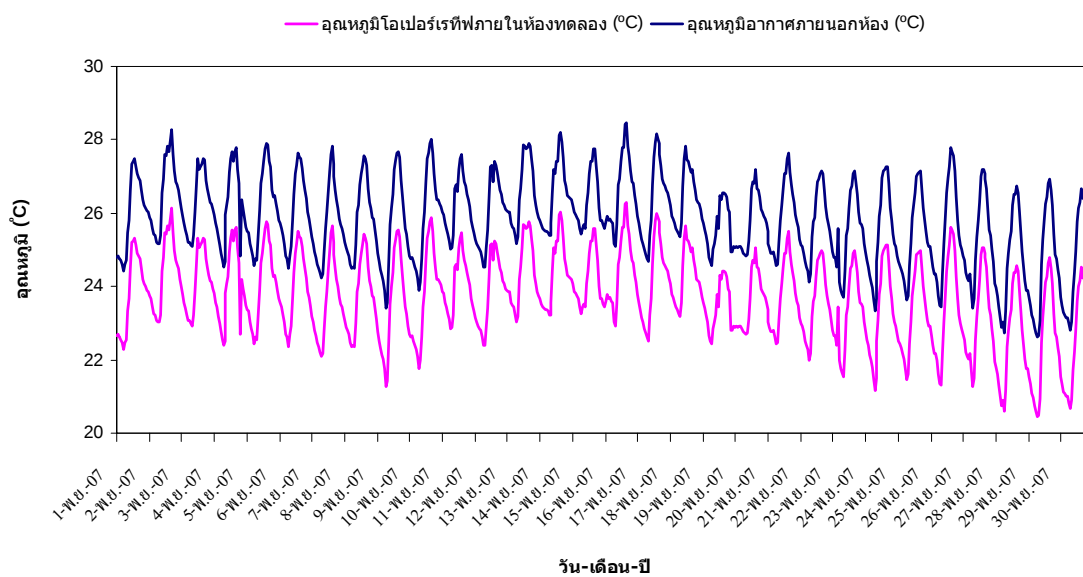
รูปที่ 4.42 เปรียบเทียบอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟภายในห้องทดลองกับอุณหภูมิอากาศภายนอก
เดือน สิงหาคม 2550



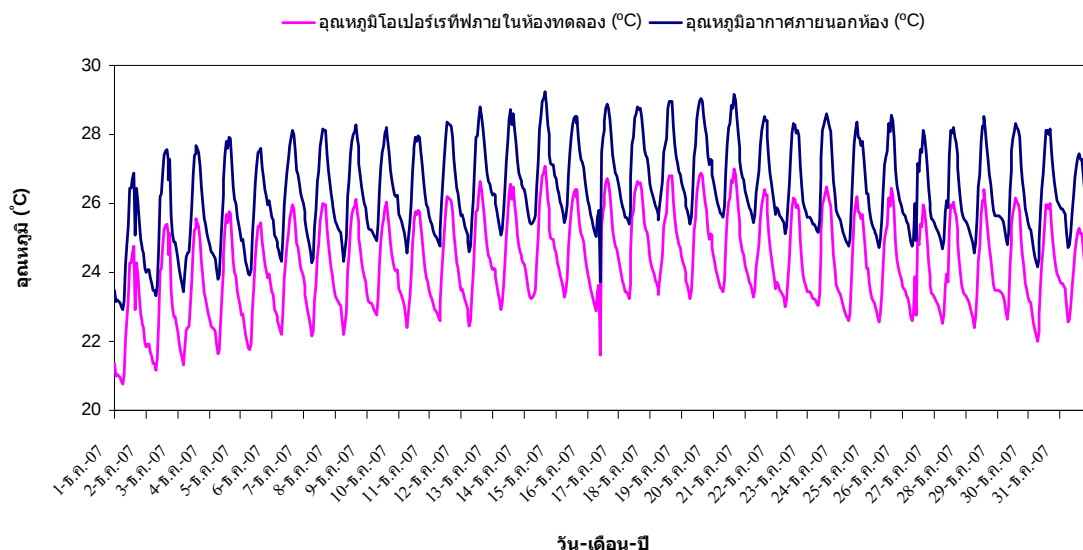
รูปที่ 4.43 เปรียบเทียบอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟภายในห้องทดลองกับอุณหภูมิอากาศภายนอก
เดือน กันยายน 2550



รูปที่ 4.44 เปรียบเทียบอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟภายในห้องทดลองกับอุณหภูมิอากาศภายนอก
เดือน ตุลาคม 2550



รูปที่ 4.45 เปรียบเทียบอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟภายในห้องทดลองกับอุณหภูมิอากาศภายนอก
เดือน พฤศจิกายน 2550



รูปที่ 4.46 เปรียบเทียบอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟภายในห้องทดลองกับอุณหภูมิอากาศภายนอก
เดือนธันวาคม 2550

ในส่วนนี้เป็นการนำเสนอผลที่ได้จากการคำนวณเพื่อหาค่าอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟภายในห้องทดลอง โดยใช้ ข้อมูลอุณหภูมิอากาศเป็นรายชั่วโมงของกรุงเทพมหานคร ปี 2550 จากกรมอุตุนิยมวิทยา ดังนั้นเมื่อต้องการทราบค่าอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟ สำหรับ ปี 2550 ก็สามารถหาได้จาก รูปที่ 4.35 ถึง รูปที่ 4.46

4.8.3 ผลสรุปอุณหภูมิโอเพอร์เรทีฟ ของกรุงเทพมหานคร ปี 2550

ตารางที่ 4.3 จำนวน ชั่วโมงที่ให้ค่าความสบาย ในแต่ละเดือนสำหรับปี 2550 โดยเทียบกับข้อมูล
การทดสอบด้วยบุคคลจริง

เดือน	อุณหภูมิอากาศ ภายนอก $T_o(^{\circ}\text{C})$	อุณหภูมิโอเพอร์เรทีฟ $T_{op}(^{\circ}\text{C})$	จำนวนชั่วโมง ความสบาย(ช. ม.)
ม.ค.	$T_o(\text{max}) = 29.45$ $T_o(\text{min}) = 22.31$	$T_{op}(\text{max}) = 27.30$ $T_{op}(\text{min}) = 20.16$	82
ก.พ.	$T_o(\text{max}) = 28.91$ $T_o(\text{min}) = 22.06$	$T_{op}(\text{max}) = 26.75$ $T_{op}(\text{min}) = 19.91$	82
มี.ค.	$T_o(\text{max}) = 30.30$ $T_o(\text{min}) = 23.74$	$T_{op}(\text{max}) = 28.14$ $T_{op}(\text{min}) = 21.59$	188
เม.ษ.	$T_o(\text{max}) = 30.21$ $T_o(\text{min}) = 24.70$	$T_{op}(\text{max}) = 30.21$ $T_{op}(\text{min}) = 22.56$	181
พ.ค.	$T_o(\text{max}) = 29.29$ $T_o(\text{min}) = 24.75$	$T_{op}(\text{max}) = 29.29$ $T_{op}(\text{min}) = 22.60$	112
มิ.ย.	$T_o(\text{max}) = 29.54$ $T_o(\text{min}) = 23.32$	$T_{op}(\text{max}) = 29.54$ $T_{op}(\text{min}) = 21.17$	159
ก.ค.	$T_o(\text{max}) = 30.30$ $T_o(\text{min}) = 24.37$	$T_{op}(\text{max}) = 30.30$ $T_{op}(\text{min}) = 22.22$	58
ส.ค.	$T_o(\text{max}) = 29.16$ $T_o(\text{min}) = 24.75$	$T_{op}(\text{max}) = 29.16$ $T_{op}(\text{min}) = 22.60$	79
ก.ย.	$T_o(\text{max}) = 29.50$ $T_o(\text{min}) = 23.78$	$T_{op}(\text{max}) = 27.34$ $T_{op}(\text{min}) = 21.63$	84
ต.ค.	$T_o(\text{max}) = 28.82$ $T_o(\text{min}) = 22.85$	$T_{op}(\text{max}) = 26.67$ $T_{op}(\text{min}) = 20.71$	59
พ.ย.	$T_o(\text{max}) = 28.45$ $T_o(\text{min}) = 22.60$	$T_{op}(\text{max}) = 26.29$ $T_{op}(\text{min}) = 20.46$	11
ธ.ค.	$T_o(\text{max}) = 29.24$ $T_o(\text{min}) = 22.90$	$T_{op}(\text{max}) = 27.09$ $T_{op}(\text{min}) = 20.75$	116

เมื่อสรุปอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟของอากาศภายในห้องทดลองโดยใช้สภาวะอากาศ กรุงเทพมหานคร ปี 2550 ดังตารางที่ 4.3 พบว่าหากระบุค่าสูงสุดและต่ำสุดของ อุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟ ในแต่ละเดือน จะมีบางชั่วโมงที่มีค่า อุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟ อยู่ในช่วง 25.77 ถึง 27.35 องศาเซลเซียส ซึ่งเป็นค่าอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟที่ได้จากข้อมูลการทดสอบด้วยบุคคลจริง โดยผู้ทดสอบระบุว่าสบาย เดือนที่มีจำนวนชั่วโมงสบายมากที่สุดคือเดือน มีนาคม 188 ชั่วโมง เดือนที่มีจำนวน ชั่วโมงสบายน้อยที่สุดคือเดือนพฤศจิกายน 11 ชั่วโมง เนื่องจากค่อนข้างหนาว ผลที่ได้นี้มีการใช้ กระแสลม ความเร็ว เท่ากับ 1.5 m/s รวมชั่วโมง ความสบาย(ชั่วโมงที่มีค่าอุณหภูมิโอเปอร์เรทีฟอยู่ในช่วง 25.77 ถึง 27.35 องศาเซลเซียส)ของปี 2550 เท่ากับ 1,211 ชั่วโมงจากจำนวนชั่วโมง ทั้งหมด 8,760 คิดเป็น 13.82%

บทที่ 5 สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

จากผลการทดลองการปรับอากาศโดยใช้แผงน้ำเย็นผสมผสานกับระบบดูดกลืนเพื่อความสะดวกสบายเชิงอุณหภูมิในห้องทดลอง โดยทำการศึกษาอิทธิพลของปัจจัยทางอุณหภูมิและความชื้น ที่มีผลต่อค่าความสบายเชิงอุณหภูมิ (ค่าดัชนีการโหวตเฉลี่ย PMV) รวมถึงการทดสอบความสบายโดยใช้บุคคลเข้าไปทดสอบสภาวะอากาศในห้องทดสอบ สามารถสรุปได้ดังนี้

ระบบการปรับอากาศโดยใช้แผงเพดานเย็นเพื่อลดอุณหภูมิอากาศภายในห้องลดค่าอุณหภูมิห้องจะลดลงหรือเพิ่มขึ้นจะแปรผันตามตามค่าอุณหภูมิน้ำเย็นที่ได้จากหอผึ่งเย็น (Cooling Tower) ซึ่งมีค่าต่างกับอุณหภูมิอากาศภายนอกประมาณ 2 ถึง 3 องศาเซลเซียส และเมื่อทดสอบ ในกรณีไม่มีภาระจากแสงอาทิตย์ ต้องใช้เวลาประมาณ 3 ชั่วโมง ถึง 4 ชั่วโมง เพื่อลดระดับอุณหภูมิอากาศในห้องทดลองจนได้ค่าต่ำสุดในกรณีไม่มีระบบหมุนเวียนอากาศ ถ้าเพิ่มระบบหมุนเวียนอากาศ ใช้เวลาประมาณ 1 ชั่วโมง ถึง 1 ชั่วโมง 30 นาที ซึ่งเป็นข้อดีของระบบหมุนเวียนอากาศที่ช่วยลดเวลาในการทำควมเย็นลง

ผลการลดความชื้นโดยใช้สารดูดความชื้น ซิลิกาเจล ทำให้อากาศภายในห้องทดลองแห้งกว่าอากาศภายนอกห้อง และเมื่อเพิ่มจำนวนแผงดูดความชื้นจากเดิม 1 แผง เป็น 3 แผง 5 แผง ตามลำดับ จะทำให้เพิ่มความสามารถในการลดความชื้น โดยสามารถลดความชื้นสัมพัทธ์สูงสุด 10%, 29% และ 37% ตามลำดับ และเพิ่มระยะเวลาในการดูดซับความชื้นในอากาศให้ยาวนานขึ้น แต่ในระหว่างกระบวนการดูดซับความชื้นของ สารดูดความชื้น ซิลิกาเจลทำงาน จะมีความร้อนเกิดขึ้นซึ่งมีผลทำให้ค่าอุณหภูมิอากาศภายในห้องมีค่าสูงขึ้น 3 ถึง 5 องศาเซลเซียสจึงใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ดักอากาศที่ผ่านแผงดูดความชื้น ทำให้สามารถลดผลของอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นเนื่องกระบวนการดูดซับความชื้น ลงได้

การปรับอากาศโดยใช้แผงน้ำเย็นผสมผสานกับระบบดูดกลืนความชื้นเพื่อความสะดวกสบายเชิงอุณหภูมิ ก่อให้เกิดภาวะความสบายได้ดีขึ้นคือสามารถลดทั้งอุณหภูมิและความชื้นของอากาศไปพร้อมกัน ทำให้อากาศแห้งและเย็นลง โดยค่า PMV ที่ได้อยู่ในช่วง 1.7 ถึง -0.13 กรณีใช้แผงดูดความชื้น 1 แผง ช่วง 1.8 ถึง -0.22 กรณีใช้แผงดูดความชื้น 3 แผง และช่วง 1.85 ถึง -0.35 กรณีใช้แผงดูดความชื้น 5 แผง จากการทดลองแสดงให้เห็นว่าสามารถปรับอากาศให้อยู่ในภavnนำสบายได้ ข้อสังเกตอีกประการหนึ่งคือผลค่าอุณหภูมิของอากาศจะมีผลต่อค่า PMV มากซึ่งจะเห็นได้จากลักษณะกราฟของอุณหภูมิอากาศกับกราฟ PMV ซึ่งเกือบจะเป็นรูปลักษณะเดียวกัน ส่วนค่าความชื้นมีผลกับค่า PMV เพียงเล็กน้อยเท่านั้น

ระบบจะทำงานไม่ดีนักในช่วงเวลาที่อากาศร้อนเกินกว่า 33 องศาเซลเซียสขึ้นไปเช่นในช่วงเวลาเที่ยงวันไปจนถึงช่วงหัวค่ำ เนื่องจากจะทำให้ค่าอุณหภูมิเปอร์เรทีฟของอากาศภายในห้องทดลองมีค่าสูง

การทดสอบโดยใช้บุคคลจริงเข้าทดสอบภาวะความสบายเชิงอุณหภูมิในห้องทดลองที่ปรับสภาวะอากาศแล้ว ผลจากแบบสอบถามพบว่าทุกคนมีความรู้สึก สบาย และระบุค่าความสบายที่ค่า 0, 0.3, 0.5, -0.5 ต่อสภาวะอากาศที่เข้าไปสัมผัสหลังจากเวลาผ่านไป 30 นาที ซึ่งค่อนข้างใกล้เคียงกับผลที่คำนวณได้จากค่าความรู้สึกของกลุ่มคนต่อสภาวะแวดล้อม Thermal sensation ที่ค่า 0 ถึง 0.34 แต่ผลที่ได้จากการคำนวณค่าทำนายการโหวตเฉลี่ย PMV อยู่ในช่วง -0.1 ถึง -0.9 ค่าเปอร์เซ็นต์ความไม่พอใจ 5.2% ถึง 22.1% หมายความว่าสภาวะอากาศ สบายไปจนถึงค่อนข้างเย็น

ข้อเสนอแนะ

จากผลการวิจัยดังกล่าวมีประเด็นสำคัญที่สามารถนำมาประกอบในการออกแบบระบบปรับอากาศเพื่อความสบายเชิงอุณหภูมิให้ดีขึ้นคือ ตำแหน่งและจำนวนของช่องระบายอากาศที่เหมาะสม ซึ่งมีผลสำคัญต่อผู้ทดสอบที่อยู่ในห้องทดลอง

ควรเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การแผ่รังสีความร้อน (Emissivity : ε) ของแผงเพดานเย็นจากเดิมที่มีค่าต่ำ $\varepsilon = 0.37$ โดยการพ่นสารเคลือบที่ผิวของแผงเพดานเย็นเพื่อให้ได้ค่าสัมประสิทธิ์การแผ่รังสีความร้อนมีค่าสูงขึ้น เช่น พ่นสารจำพวก เซรามิก หรือ เปลี่ยนชนิดของวัสดุที่ใช้ทำแผงเพดานเย็นที่ให้ค่าสัมประสิทธิ์การแผ่รังสีความร้อนที่สูงกว่าทำจากแผ่นอลูมิเนียม เช่น ทำจากแผ่นอลูมิเนียม อะโนไดซ์ เป็นต้น ระบบปรับอากาศโดยการใช้แผงเย็นผสมผสานกับระบบดูดกลืนความชื้นในงานวิจัยนี้ สามารถนำมาเป็นอีกหนึ่งทางเลือกในการปรับอากาศให้กับอาคารและลดปริมาณ การใช้เครื่องปรับอากาศในอาคารลง ช่วยลดพลังงานไฟฟ้าลงได้

การลดความชื้นด้วยสารดูดความชื้น ซิลิกาเจล มีต้นทุน กิโลกรัมละ 60 บาท ต้องใช้ประมาณ 3.3 kg ต่อวัน คิดเป็นเงิน 198 บาท ซึ่งยังไม่เหมาะสมที่จะนำมาใช้จริง อาจต้องเพิ่มระบบที่สามารถลดความร้อน Regenerate ออกจาก ซิลิกาเจลที่ใช้แล้ว เพื่อนำกลับมาใช้ใหม่อีกครั้ง

ข้อเสนอแนะสำหรับการพัฒนางานวิจัยต่อไปคือ ปรับเปลี่ยนขอบเขตของการวิจัยให้สมบูรณ์มากยิ่งขึ้น เช่น พิจารณาผลจากการแผ่รังสีของผนังที่มีความสำคัญต่อค่าอุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ย Mean Radiant Temperature และศึกษาค่าปัจจัยต่างๆที่มีผลต่อภาวะความสบายเชิงอุณหภูมิ เช่น เพิ่มเติมผลของความเร็วลมต่อค่าความสบายเชิงอุณหภูมิ

จากการทดลองทั้งหมด จะพบว่าในระบบปรับอากาศแบบแผ้วรังสีนี้ สามารถใช้งานได้ดี ในช่วงเวลากลางคืน ดังนั้น หากจะนำมาใช้ปรับอากาศในห้องนอน ซึ่งในช่วงเวลาดังกล่าว เป็น ช่วงเวลาพักผ่อน อัตราการเผาผลาญจึงไม่มาก รวมถึงภายในห้องนอนโดยส่วนใหญ่ไม่ได้มี ภาระทำความเย็นที่มากนัก แต่ในขณะเดียวกันก็เป็นช่วงเวลาที่มักจะมีการใช้เครื่องปรับอากาศ นานที่สุด (ในบ้านพักอาศัย) ดังนั้นหากนำการปรับอากาศแบบแผ้วรังสีมาใช้ในห้องนอนตอน กลางคืนก็อาจจะสามารถช่วยประหยัดพลังงานได้ดี อีกทั้งการทำงานของระบบนี้ยังไม่มีเสียงดัง รบกวนการพักผ่อนอีกด้วย ซึ่งก็จะได้มีการวิจัยในส่วนนี้อีกเพิ่มเติม เพื่อยืนยันสมมติฐานนี้ ต่อไป

เอกสารอ้างอิง

1. J.L. Niu , L.Z> Zhang , H.G. Zuo., 2002, “Energy savings potential of chilled-ceiling combine with desiccant cooling in hot and humid climates”, ENERGY and BUILDINGS,Vol 34, pp. 487-495.
2. Xiaoli Hao , Guoqiang Zhang , Youming Chen ., 2006, “A combines system of chilled ceiling, displacement ventilation and desiccant dehumidification”, BUILDING AND ENVIRONMENT, article in press
3. Atila Novoselac,Jelena Srebric ., 2002, “A critical review on the performance and design of combined cooled ceiling and displacement ventilation systems”, ENERGY AND BUILDING ,Vol 34, PP 497-509
4. Prapapong Vangtook, Surapong Chirarattananon .,2005, “An experimental investigation of application of radiant cooling in hot humid climate” , ENERGY and BUILDING ,Article in press
5. J Hirunlabh , R. Charoenwat , J. Khedari , Sombat Teekasap.,2007, “Feasibility study of desiccant air – conditioning system in thailand”,BUILDING AND ENVIRONMENT,Vol 42 ,PP 572-577
6. Y. Hirayama , W.J. Batty ., 1999, “Dehumidifying chilled radiator system for hot and humid climates”,ENERGY AND BUILDING,Vol 30,PP203 -210
7. Simmonds, P, “Practical Application of Radiant Heating and Cooling to Maintain Comfort Condition”,ASHRAE Transactions,Vol 1, pp 659 – 666
8. Fergus Nicol .,2004, “Adaptive thermal comfort stands in the hot-humid tropics”, ENERGY and BUILDING , Vol 36,pp 628-637.
9. M.A. Humphreys , J.F. Nicol, The validity of ISO-PMV for predicting comfort votes in every day thermal environments,Energy and Buildings 34 (6) (2002) ,pp 667 – 684

10. M.A. Humphreys, a simple theoretical derivation of thermal comfort conditions, Journal of the institute of Heating and Ventilating Engineers 33 (1970), pp 95-98.
11. Fanger, P.O, Thermal Comfort. McGraw-Hill, New York, 1972.
12. Fanger, P.O., L. Banhidi, B.W. Olesen, and G. Langkilde, Comfort limits for heated ceilings", ASHRAE Transactions, Vol. 86, 1980, pp. 289-295
13. BS EN ISO 7730, Moderate Thermal Environments-Determination of the PMV and PPD indices and Specification of the condition for thermal Comfort", International Standards Organization, Geneva, 1995.
14. Auliciems, A, "Toward a Psycho Physiological Model of Thermal Perception", International of Biometeorology , Vol. 25, 1981 pp 109-122
15. Szokolay , S.V, Environmental Science Handbook, Longman/Construction Press, Wiley/Hastad Press , 1980.
16. Bush, J.F, "A Table of Two Population; Thermal Comfort in Air-Conditioned and in Naturally Ventilated offices in Thailand", Energy and Buildings, Vol. 18, 1990, pp. 235-249.
17. สุภาภรณ์ เทอดเทียนวงศ์, 2542, "เซลล์เชื้อเพลิงแบบอัลคาไลน์", **Technology Journal**, ปีที่ 26, ฉบับที่ 147, หน้า 118-122.
18. आयुส วัฒนวานิชกร, เชิดพันธ์ วิฑูราภรณ์, 2546, "การศึกษสมรรถนะของผ้าเปดานทำความเย็น", การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 17.
19. आयुวัต ดันติวิเชียร, จันทกานต์ ทวีกุล, ชูเกียรติ คุปตานนท์, 2549, "การศึกษาการใช้แผงเย็น ให้ความเย็นในอาคารในเขตอากาศแบบร้อนชื้น", การประชุมวิชาการเสนอผลงานระดับ บัณฑิตศึกษา ครั้งที่ 4.

20. Jae-Weon, Stanley A. Mumma, 2004, "Simplified cooling capacity estimation model for top insulated metal ceiling radiant cooling panels", **APPLIED THERMAL ENGINEERING**, Vol. 24, pp. 2055-2072.
21. อรุพงษ์ ลัทธิสูงเนิน, อนันต์ พิณโสภณ, จินดา เจริญพรพาณิชย์, 2547, "การศึกษาการกระจายอุณหภูมิภายในห้องที่ใช้ระบบทำความเย็นแบบแผ่รังสีจากพื้น", การประชุมวิชาการเครือข่าย วิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 18.
22. आयुวัตต์ ดันติวิเชียร, จันทกานต์ ทวีกุล, ชูเกียรติ คุปตานนท์, 2548, "การพัฒนาการให้ความเย็นในอาคารโดยวิธีธรรมชาติ", การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 19.
23. สุรัตน์ อัดถจริยกุล, 2550, "ความรู้สึกลบสบายเชิงความร้อนสำหรับการปรับอากาศในประเทศไทย", วิศวกรรมสาร มข, ปีที่ 34, ฉบับที่ 2, หน้า 141 – 150.
24. ประภาพงษ์ วาทุทขี, สุพงศ์ จิระรัตนานนท์, 2549, "การใช้รังสีอาทิตย์กับการคืนสภาพของสารดูดความชื้นแข็ง ในการลดความชื้นและการแผ่รังสีความเย็น", การประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทยครั้งที่ 2.
25. Kubaha K., D. Fiala, J. Toftum and A.H. Taki , 2004, "Human projected area factor for detailed direct and diffuse solar radiation analysis", *International Journal of Biometeorology*, Vol. 49(2), pp. 113-129.
26. Kubaha K., D. Fiala, and K.J. Lomas, 2003, "Predicting human geometry-related factors for detailed radiation analysis in indoor spaces", Eighth International IBPSA Conference, Building simulation 2003, Eindhoven, Netherlands, Vol.2, pp. 681-688.
27. ศตวรรษ ทองรักษา, 2545, การปรับอากาศโดยใช้เทอร์โมอิเล็กทริกและสารดูดความชื้น, วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาเทคโนโลยีอุณหพลศาสตร์และวัสดุ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.
28. ยุทธพงษ์ ภูทอง, 2545, การลดความชื้นและความร้อนแฝงที่คอยล์เย็นโดยใช้สารดูดความชื้น, วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาเทคโนโลยีอุณหพลศาสตร์และวัสดุ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.

29. สิทธิศักดิ์ คล้ายมงคล, 2545, การปรับอากาศด้วยสารดูดความชื้นร่วมกับเครื่องทำความเย็น แบบระเหยโดยทางอ้อม, วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาเทคโนโลยี อุณหภาพ คณะพลังงานและวัสดุ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.
30. เสริมพงษ์ อุดติเรกัฐ, 2548, การอบแห้งอาหารโดยใช้ลมร้อนร่วมกับสารดูดความชื้น, วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาเทคโนโลยีการจัดการพลังงาน คณะพลังงานและวัสดุ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.
31. นักสิทธิ์ คูวัฒนาชัย, 2533, การถ่ายเทความร้อน, พิมพ์ครั้งที่ 2, สำนักพิมพ์ฟิสิกส์เซนเตอร์, กรุงเทพมหานคร, หน้า 189-223.
32. สิทธิโชค แซ่ฟุ้ง, 2549, โปรแกรมหาประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน, วิทยานิพนธ์ปริญญาครุศาสตรอดศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาไฟฟ้า ภาควิชาครุศาสตรไฟฟ้า บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยพระจอมเกล้าพระนครเหนือ.
33. T.C. Min, L.F.Schutrum, G.V.Parmelee, J.D. Voouris, 1956, "Natural Convection and radiation in a panel heated room", Heating piping and Air Conditioning (HVAC), pp. 153-160.
34. Richard D. Watson and Kirby S. Chapman, 2002, "Radiant Heating & Cooling Handbook", McGrawHill, 2002.(Top)

ภาคผนวก ก
ข้อมูลผลการทดลอง

ตารางที่ ก.1 ผลของอุณหภูมิอากาศภายในห้องทดลองเมื่อใช้แผงเพดานเย็นเพียงอย่างเดียว
เปรียบเทียบอุณหภูมิของอากาศ ภายในและภายนอก ห้องทดลอง เมื่อใช้ แผงน้ำเย็น เพียงอย่าง
เดียว วันที่ 1 ถึง 2 กันยายน 2550

วัน/เดือน/ปี/เวลา	อุณหภูมิแผง เพดานเย็น	อุณหภูมิ น้ำเข้า	อุณหภูมิ น้ำออก	อุณหภูมิอากาศ ภายนอก	อุณหภูมิอากาศ ภายในห้อง
	$T_p (^{\circ}C)$	$T_{wi} (^{\circ}C)$	$T_{wo} (^{\circ}C)$	$T_{ao} (^{\circ}C)$	$T_{ai} (^{\circ}C)$
1/9/2007 18:00 น.	27.9	26.7	26.8	30.4	29.8
1/9/2007 18:40 น.	27.5	26.4	26.5	29.8	29.6
1/9/2007 19:20 น.	27.5	26.5	26.5	29.6	29.5
1/9/2007 20:00 น.	27.5	26.5	26.5	29.5	29.4
1/9/2007 20:40 น.	27.5	26.6	26.7	29.4	29.2
1/9/2007 21:20 น.	27.6	26.8	26.8	29.3	29.2
1/9/2007 22:00 น.	27.8	26.9	27	29.3	29.2
1/9/2007 22:40 น.	27.5	26.2	26.5	29.2	28.1
1/9/2007 23:20 น.	26.2	24.9	25	28.5	27.5
2/9/2007 0:00 น.	26.2	25.2	25.2	28.3	27.2
2/9/2007 0:40 น.	26.4	25.5	25.5	28.2	27.5
2/9/2007 1:20 น.	26.5	25.7	25.8	28.1	27.4
2/9/2007 2:00 น.	26.6	25.8	25.8	28.1	27.2
2/9/2007 2:40 น.	26.6	25.8	25.8	28.1	27.5
2/9/2007 3:20 น.	26.5	25.8	25.8	28.1	27.4
2/9/2007 4:00 น.	26.5	25.7	25.8	28.1	27.4
2/9/2007 4:40 น.	26.5	25.6	25.7	27.9	27.3
2/9/2007 5:20 น.	26.5	25.7	25.8	27.9	27.2
2/9/2007 6:00 น.	26.5	25.8	25.8	27.8	27.2
2/9/2007 6:40 น.	26.6	25.8	25.9	27.9	27.2
2/9/2007 7:20 น.	26.6	25.8	25.8	28.1	27.6
2/9/2007 8:00 น.	26.8	26	26.1	28.3	28.3
2/9/2007 8:40 น.	27.1	26.1	26.2	29	28.8
2/9/2007 9:20 น.	27.1	26	26.2	29.3	29.3
2/9/2007 10:00 น.	27.2	26.2	26.3	29.8	29.7
2/9/2007 10:40 น.	27.5	26.3	26.5	30.1	29.8
2/9/2007 11:20 น.	27.6	26.3	26.5	30.4	30.2
2/9/2007 12:00 น.	28.4	27.2	27.3	31.6	31
2/9/2007 12:40 น.	29	27.5	27.8	32.3	31.4
2/9/2007 13:20 น.	28.4	26.9	27.1	31.4	30.3
2/9/2007 14:00 น.	28.1	26.8	27	31.2	30.5
2/9/2007 14:40 น.	28.1	26.7	26.8	30.8	30.1
2/9/2007 15:20 น.	28.1	26.9	27.1	31	31
2/9/2007 16:00 น.	28.3	26.8	27.1	31.2	30.9

ตารางที่ ก.2 ผลของอุณหภูมิอากาศภายในห้องทดลองเมื่อใช้แผงเพดานเย็นเพียงอย่างเดียว เปรียบเทียบอุณหภูมิของอากาศ ภายในและภายนอก ห้องทดลอง เมื่อใช้ แผงน้ำเย็น เพียงอย่างเดียว วันที่ 2 ถึง 3 กันยายน 2550

วัน/เดือน/ปี/เวลา	อุณหภูมิแผง เพดานเย็น $T_p (^{\circ}\text{C})$	อุณหภูมิ น้ำเข้า $T_{wi} (^{\circ}\text{C})$	อุณหภูมิ น้ำออก $T_{wo} (^{\circ}\text{C})$	อุณหภูมิอากาศ ภายนอก $T_{ao} (^{\circ}\text{C})$	อุณหภูมิอากาศ ภายในห้อง $T_{ai} (^{\circ}\text{C})$
2/9/2007 18:00 น.	27.8	26.5	26.8	30.4	30.1
2/9/2007 18:40 น.	27.8	26.5	26.8	30.4	30.1
2/9/2007 19:20 น.	27.8	26.5	26.8	30.4	30.1
2/9/2007 20:00 น.	27.8	26.5	26.8	30.4	30.1
2/9/2007 20:40 น.	27.8	26.5	26.8	30.4	30.1
2/9/2007 21:20 น.	27.8	26.5	26.8	30.4	30.1
2/9/2007 22:00 น.	27.8	26.5	26.8	30.4	30.1
2/9/2007 22:40 น.	27.8	26.5	26.8	30.4	30.1
2/9/2007 23:20 น.	27.8	26.5	26.8	30.4	30.1
3/9/2007 0:00 น.	27.8	26.5	26.8	30.4	30.1
3/9/2007 0:40 น.	27.8	26.5	26.8	30.4	30.1
3/9/2007 1:20 น.	27.8	26.5	26.8	30.4	30.1
3/9/2007 2:00 น.	27.8	26.5	26.8	30.4	30.1
3/9/2007 2:40 น.	27.8	26.5	26.8	30.4	30.1
3/9/2007 3:20 น.	27.8	26.5	26.8	30.4	30.1
3/9/2007 4:00 น.	27.8	26.5	26.8	30.4	30.1
3/9/2007 4:40 น.	27.8	26.5	26.8	30.4	30.1
3/9/2007 5:20 น.	27.8	26.5	26.8	30.4	30.1
3/9/2007 6:00 น.	27.8	26.5	26.8	30.4	27
3/9/2007 6:40 น.	27.8	26.5	26.8	30.4	27.3
3/9/2007 7:20 น.	27.8	26.5	26.8	30.4	27.4
3/9/2007 8:00 น.	27.8	26.5	26.8	30.4	30.1
3/9/2007 8:40 น.	27.8	26.5	26.8	30.4	30.1
3/9/2007 9:20 น.	27.8	26.5	26.8	30.4	30.1
3/9/2007 10:00 น.	27.8	26.5	26.8	30.4	30.1
3/9/2007 10:40 น.	27.8	26.5	26.8	30.4	30.1
3/9/2007 11:20 น.	27.8	26.5	26.8	30.4	30.1
3/9/2007 12:00 น.	27.8	26.5	26.8	30.4	30.1
3/9/2007 12:40 น.	27.8	26.5	26.8	30.4	30.1
3/9/2007 13:20 น.	27.8	26.5	26.8	30.4	30.1
3/9/2007 14:00 น.	27.8	26.5	26.8	30.4	30.1
3/9/2007 14:40 น.	27.8	26.5	26.8	30.4	30.1
3/9/2007 15:20 น.	27.8	26.5	26.8	30.4	30.1
3/9/2007 16:00 น.	27.8	26.5	26.8	30.4	30.1

ตารางที่ ก.3 ผลของอุณหภูมิอากาศภายในห้องทดลองเมื่อใช้แผงเพดานเย็นเพียงอย่างเดียว
เปรียบเทียบอุณหภูมิของอากาศ ภายในและภายนอก ห้องทดลอง เมื่อใช้ แผงน้ำเย็น เพียงอย่าง
เดียว วันที่ 3 ถึง 4 กันยายน 2550

วัน/เดือน/ปี/เวลา	อุณหภูมิแผง เพดานเย็น $T_p (^{\circ}C)$	อุณหภูมิ น้ำเข้า $T_{wi} (^{\circ}C)$	อุณหภูมิ น้ำออก $T_{wo} (^{\circ}C)$	อุณหภูมิอากาศ ภายนอก $T_{ao} (^{\circ}C)$	อุณหภูมิอากาศ ภายในห้อง $T_{ai} (^{\circ}C)$
3/9/2007 18:00 น.	27.8	26.8	26.9	30.1	29.8
3/9/2007 18:40 น.	27.8	26.8	26.8	29.8	29.5
3/9/2007 19:20 น.	27.5	26.6	26.7	29.5	29.3
3/9/2007 20:00 น.	27.6	26.7	26.8	29.4	29.3
3/9/2007 20:40 น.	27.4	26.5	26.5	29.4	29.2
3/9/2007 21:20 น.	27.3	26.2	26.4	29.2	28.5
3/9/2007 22:00 น.	27.1	26.1	26.2	29.1	28.4
3/9/2007 22:40 น.	27.3	26.5	26.6	28.9	28.5
3/9/2007 23:20 น.	27.3	26.5	26.5	29	28.6
4/9/2007 0:00 น.	27.2	26.4	26.5	28.9	28.4
4/9/2007 0:40 น.	27.2	26.5	26.5	28.9	28.5
4/9/2007 1:20 น.	27.4	26.7	26.8	28.7	28.1
4/9/2007 2:00 น.	27.4	26.8	26.8	28.7	27.8
4/9/2007 2:40 น.	27.3	26.8	26.8	28.6	27.8
4/9/2007 3:20 น.	27.5	26.9	27	28.7	27.9
4/9/2007 4:00 น.	27.2	26.4	26.5	28.5	27.8
4/9/2007 4:40 น.	26.8	26.1	26.2	28.2	27.4
4/9/2007 5:20 น.	26.8	26.2	26.2	28.1	27.5
4/9/2007 6:00 น.	26.7	26	26.1	28.1	27.3
4/9/2007 6:40 น.	26.7	26	26.1	28.2	27.6
4/9/2007 7:20 น.	26.6	25.7	25.8	28.2	27.7
4/9/2007 8:00 น.	26.6	25.6	25.7	28.4	27.9
4/9/2007 8:40 น.	26.6	25.5	25.5	28.8	28.6
4/9/2007 9:20 น.	26.8	25.6	25.7	29.1	29.1
4/9/2007 10:00 น.	27	25.8	25.9	29.6	29.3
4/9/2007 10:40 น.	27.2	25.9	26.1	30	29.8
4/9/2007 11:20 น.	27.2	25.7	25.9	30.3	29.8
4/9/2007 12:00 น.	27.2	25.2	25.9	30.2	29.8
4/9/2007 12:40 น.	27	25.7	25.8	30	30.3
4/9/2007 13:20 น.	27.6	26.5	26.6	30.3	30.2
4/9/2007 14:00 น.	27.8	26.6	26.8	30.3	30
4/9/2007 14:40 น.	27.8	26.9	27.1	30.2	29.5
4/9/2007 15:20 น.	28	27.2	27.3	30.1	29.4
4/9/2007 16:00 น.	27.6	26.6	26.8	30.1	29.4

ตารางที่ ก.4 ผลของอุณหภูมิอากาศภายในห้องทดลองเมื่อใช้แผงเพดานเย็นร่วมกับระบบหมุนเวียนอากาศภายในห้องทดลอง เปรียบเทียบความแตกต่างของอุณหภูมิอากาศภายในห้องกับอุณหภูมิอากาศภายนอกห้องโดยใช้น้ำเย็นจากหอฝิ่งเย็นเป็นสารทำความเย็น ณ. วันที่ 4 ธันวาคม 2550

วัน/เดือน/ปี/เวลา	อุณหภูมิแผง เพดานเย็น	อุณหภูมิ น้ำเข้า	อุณหภูมิ น้ำออก	อุณหภูมิอากาศ ภายนอก	อุณหภูมิอากาศ ภายในห้อง
	$T_p (^{\circ}C)$	$T_{wi} (^{\circ}C)$	$T_{wo} (^{\circ}C)$	$T_{ao} (^{\circ}C)$	$T_{ai} (^{\circ}C)$
4/12/2007 15:00 น.	30.7	31.0	30.5	34.2	33.3
4/12/2007 15:52 น.	30.1	30.3	29.9	32.0	33.2
4/12/2007 16:32 น.	29.7	29.9	29.4	31.4	33.0
4/12/2007 17:00 น.	28.5	29.1	28.1	30.9	31.5
4/12/2007 17:52 น.	27.6	27.8	27.1	30.3	30.1
4/12/2007 18:32 น.	26.8	27.1	26.5	29.9	29.2
4/12/2007 19:00 น.	26.6	26.8	26.2	29.5	28.4
4/12/2007 19:52 น.	25.8	26.1	25.5	29.3	28.0
4/12/2007 20:32 น.	25.7	25.8	25.3	29.1	27.6
4/12/2007 21:00 น.	25.5	25.7	25.2	28.9	27.4
4/12/2007 21:52 น.	25.4	25.5	25.1	28.7	27.2
4/12/2007 22:32 น.	25.2	25.4	24.8	28.4	26.9
4/12/2007 23:00 น.	25.0	25.1	24.5	28.3	26.7
4/12/2007 23:52 น.	24.9	25.1	24.5	28.0	26.5
5/12/2007 0:32 น.	24.8	25.0	24.2	27.9	26.2
5/12/2007 1:00 น.	24.5	24.7	24.1	27.6	26.0
5/12/2007 1:52 น.	24.3	24.4	24.0	27.5	25.8
5/12/2007 2:32 น.	24.1	24.4	23.5	27.5	25.7
5/12/2007 3:00 น.	24.0	24.2	23.5	27.3	25.6
5/12/2007 3:52 น.	24.0	24.1	23.7	27.2	25.5
5/12/2007 4:32 น.	23.9	24.1	23.6	27.1	25.3
5/12/2007 5:00 น.	23.9	24.0	23.6	27.0	25.2
5/12/2007 5:52 น.	23.9	24.0	23.6	27.0	25.2
5/12/2007 6:32 น.	23.9	23.9	23.6	26.7	25.1
5/12/2007 7:00 น.	23.7	23.9	23.5	26.7	25.0
5/12/2007 7:52 น.	23.7	23.9	23.5	26.1	24.9
5/12/2007 8:32 น.	23.9	24.0	23.6	26.9	25.0
5/12/2007 9:00 น.	24.4	24.5	24.2	27.3	25.5
5/12/2007 9:52 น.	25.0	25.2	24.9	27.8	26.2
5/12/2007 10:32 น.	26.0	26.2	25.8	28.4	27.1
5/12/2007 11:00 น.	27.0	27.2	26.8	29.2	28.3

ตารางที่ ก.5 ผลของอุณหภูมิอากาศภายในห้องทดลองเมื่อใช้แผงเพดานเย็นร่วมกับระบบหมุนเวียนอากาศภายในห้องทดลอง เปรียบเทียบความแตกต่างของอุณหภูมิอากาศภายในห้องกับอุณหภูมิอากาศภายนอกห้องโดยใช้น้ำเย็นจากหอฝั้นเย็นเป็นสารทำความเย็น ณ. วันที่ 5 ธันวาคม 2550

วัน/เดือน/ปี/เวลา	อุณหภูมิแผง เพดานเย็น	อุณหภูมิ น้ำเข้า	อุณหภูมิ น้ำออก	อุณหภูมิอากาศ ภายนอก	อุณหภูมิอากาศ ภายในห้อง
	$T_p (^{\circ}C)$	$T_{wi} (^{\circ}C)$	$T_{wo} (^{\circ}C)$	$T_{ao} (^{\circ}C)$	$T_{ai} (^{\circ}C)$
5/12/2007 16:00 น.	28.4	28.5	28.1	29.8	30.1
5/12/2007 16:24 น.	28.0	28.1	27.7	29.8	29.8
5/12/2007 16:56 น.	27.8	28.0	27.5	29.5	29.5
5/12/2007 17:28 น.	27.3	27.5	26.9	29.2	29.1
5/12/2007 18:00 น.	27.0	27.1	26.6	29.1	28.7
5/12/2007 18:24 น.	26.7	26.8	26.2	28.9	28.3
5/12/2007 18:56 น.	26.3	26.4	25.8	28.7	27.9
5/12/2007 19:28 น.	26.1	26.2	25.7	28.7	27.7
5/12/2007 20:00 น.	26.0	26.2	25.7	28.7	27.5
5/12/2007 20:24 น.	26.0	26.2	25.7	28.7	27.5
5/12/2007 20:56 น.	26.0	26.3	25.5	28.4	27.4
5/12/2007 21:28 น.	26.1	26.2	25.4	28.4	27.3
5/12/2007 22:00 น.	25.8	26.1	25.3	28.3	27.2
5/12/2007 22:24 น.	25.7	25.8	25.4	28.2	27.2
5/12/2007 22:56 น.	25.6	25.8	25.1	28.1	27.1
5/12/2007 23:28 น.	25.5	25.8	25.1	28.1	27.0
5/12/2007 0:00 น.	25.5	25.8	25.2	28.0	26.9
6/12/2007 0:24 น.	25.6	25.8	25.4	27.9	26.8
6/12/2007 0:56 น.	25.4	25.7	25.0	27.7	26.7
6/12/2007 1:28 น.	25.1	25.4	24.8	27.5	26.4
6/12/2007 2:00 น.	25.0	25.1	24.8	27.5	26.2
6/12/2007 2:24 น.	24.8	24.9	24.5	27.3	26.1
6/12/2007 2:56 น.	24.6	24.8	24.4	27.3	25.9
6/12/2007 3:28 น.	24.5	24.6	24.2	27.2	25.8
6/12/2007 4:00 น.	24.3	24.5	24.1	27.1	25.8
6/12/2007 4:24 น.	24.2	24.4	23.9	26.9	25.6
6/12/2007 4:56 น.	24.2	24.2	23.9	27.0	25.5
6/12/2007 5:28 น.	24.1	24.2	23.9	26.9	25.4
6/12/2007 6:00 น.	24.0	24.2	23.8	26.8	25.3
6/12/2007 6:24 น.	23.9	24.0	23.6	26.7	25.2
6/12/2007 6:56 น.	23.9	24.0	23.6	26.7	25.2

ตารางที่ ก.6 ผลของอุณหภูมิอากาศภายในห้องทดลองเมื่อใช้แผงเพดานเย็นร่วมกับระบบหมุนเวียนอากาศภายในห้องทดลอง เปรียบเทียบความแตกต่างของอุณหภูมิอากาศภายในห้องกับอุณหภูมิอากาศภายนอกห้องโดยใช้น้ำเย็นจากหอฝั้นเย็นเป็นสารทำความเย็น ณ. วันที่ 6 ธันวาคม 2550

วัน/เดือน/ปี/เวลา	อุณหภูมิแผง เพดานเย็น	อุณหภูมิ น้ำเข้า	อุณหภูมิ น้ำออก	อุณหภูมิอากาศ ภายนอก	อุณหภูมิอากาศ ภายในห้อง
	$T_p (^{\circ}C)$	$T_{wi} (^{\circ}C)$	$T_{wo} (^{\circ}C)$	$T_{ao} (^{\circ}C)$	$T_{ai} (^{\circ}C)$
6/12/2007 16:30 น.	30.4	30.7	30.1	31.5	32.6
6/12/2007 17:04 น.	29.3	29.7	28.9	31.0	31.4
6/12/2007 17:36 น.	28.6	28.9	28.2	30.7	30.6
6/12/2007 18:08 น.	27.8	28.1	27.3	30.3	29.9
6/12/2007 18:30 น.	27.5	27.8	27.2	30.2	29.5
6/12/2007 19:04 น.	27.2	27.4	26.9	30.0	29.1
6/12/2007 19:36 น.	27.1	27.2	26.8	29.8	28.8
6/12/2007 20:08 น.	27.1	27.2	26.8	29.7	28.7
6/12/2007 20:30 น.	26.8	26.9	26.5	29.6	28.5
6/12/2007 21:04 น.	26.8	26.9	26.5	29.5	28.4
6/12/2007 21:36 น.	26.7	26.9	26.5	29.3	28.2
6/12/2007 22:08 น.	26.8	26.9	26.5	29.3	28.1
6/12/2007 22:30 น.	26.8	27.0	26.6	29.2	28.1
6/12/2007 23:04 น.	26.8	26.9	26.5	29.1	28.0
6/12/2007 23:36 น.	26.7	26.8	26.5	29.1	27.9
7/12/2007 0:08 น.	26.3	26.5	26.0	28.9	27.8
7/12/2007 0:30 น.	26.4	26.5	26.2	28.8	27.6
7/12/2007 1:04 น.	25.9	26.5	25.6	28.7	27.5
7/12/2007 1:36 น.	25.5	25.6	25.1	28.5	27.2
7/12/2007 2:08 น.	25.2	25.4	25.0	28.4	27.0
7/12/2007 2:30 น.	25.2	25.2	24.8	28.2	26.8
7/12/2007 3:04 น.	25.0	25.2	24.8	28.1	26.5
7/12/2007 3:36 น.	25.0	25.1	24.8	27.8	26.5
7/12/2007 4:08 น.	24.8	24.9	24.5	27.7	26.2
7/12/2007 4:30 น.	24.7	24.8	24.4	27.5	26.0
7/12/2007 5:04 น.	24.4	24.6	24.2	27.4	25.8
7/12/2007 5:36 น.	24.2	24.4	24.0	27.2	25.6
7/12/2007 6:08 น.	24.2	24.3	23.9	27.2	25.5
7/12/2007 6:30 น.	24.2	24.3	23.9	27.1	25.4
7/12/2007 7:04 น.	24.1	24.2	23.9	27.1	25.4
7/12/2007 7:36 น.	24.3	24.5	24.1	27.2	25.4

ตารางที่ ก.7 เปรียบเทียบอัตราส่วนความชื้น และอุณหภูมิภายในห้องทดลองกรณีไม่จ่ายน้ำเย็นจากหอผึ่งเย็นเมื่อ มีจำนวนแผงดูดความชื้น 1 แผง

เวลา	อัตราส่วนความชื้น ภายใน $W_i(Kg / kg_{dryair})$	อัตราส่วนความชื้น ภายนอก $W_o(Kg / kg_{dryair})$	อุณหภูมิด้านลมจ่าย $T_{sup}(^{\circ}C)$	อุณหภูมิด้านลมดูด $T_{suc}(^{\circ}C)$
16:35	0.004270632	0.017949885	31.7	31.2
16:45	0.004313851	0.01764942	32.8	30.8
16:55	0.004357075	0.017408277	32.6	30.1
17:05	0.004400306	0.017839069	32.6	30.3
17:15	0.004443542	0.017662283	32.4	30.4
17:25	0.004486785	0.017483827	32.1	29.8
17:35	0.004530033	0.017868398	31.8	29.7
17:45	0.004573288	0.017787073	31.6	29.7
17:55	0.004616548	0.017783556	31.5	29.8
18:05	0.004659814	0.017684791	31.3	29.5
18:15	0.004703087	0.017608645	31.1	29.3
18:25	0.004746365	0.017423391	31.0	29.3
18:35	0.004789649	0.017766689	30.9	29.4
18:45	0.00483294	0.018005978	30.8	29.3
18:55	0.004876236	0.01805523	30.7	29.1
19:05	0.004919538	0.018133855	30.6	29.1
19:15	0.004962846	0.018204237	30.5	28.9
19:25	0.005006161	0.018422311	30.4	29.1
19:35	0.005049481	0.018489436	30.3	28.9
19:45	0.005092807	0.018121834	30.3	28.8
19:55	0.005136139	0.018048781	30.2	28.9
20:05	0.005179477	0.018276428	30.2	28.8
20:15	0.005222821	0.018096076	30.2	28.8
20:25	0.005266172	0.018281993	30.1	28.9
20:35	0.005309528	0.018730452	30.1	29.0

20:45	0.00535289	0.01858584	30.1	28.8
20:55	0.005396258	0.018973026	30.1	28.8
21:05	0.005439632	0.019142569	30.1	28.7
21:15	0.005483012	0.019438267	30.0	28.8
21:25	0.005526398	0.019515873	30.0	28.8
21:35	0.00556979	0.019708299	30.0	28.7
21:45	0.005613189	0.019451025	30.0	28.7
21:55	0.005656593	0.019722913	29.9	28.8
22:05	0.005700003	0.019322465	29.8	28.7
22:15	0.005743419	0.019800588	29.6	28.8
22:25	0.005786841	0.019451025	29.5	28.7

ตารางที่ ก.8 เปรียบเทียบ อัตราส่วนความชื้น และอุณหภูมิภายในห้องทดลองกรณีไม่จ่ายน้ำเย็นจากหอผึ่งเย็นเมื่อ มีจำนวนแผงดูดความชื้น 3 แผง

เวลา	อัตราส่วนความชื้น ภายใน $W_i(Kg / kg_{dryair})$	อัตราส่วนความชื้น ภายนอก $W_o(Kg / kg_{dryair})$	อุณหภูมิด้านลมจ่าย $T_{sup}(^{\circ}C)$	อุณหภูมิด้านลมดูด $T_{suc}(^{\circ}C)$
23:01	0.020888	0.019285	29.5	28.1
23:17	0.020865	0.019227	29.7	28.2
23:33	0.019028	0.019177	31.0	28.2
23:49	0.016248	0.019152	32.2	28.2
0:05	0.014814	0.019177	31.8	28.2
0:21	0.014096	0.019211	31.3	28.1
0:37	0.013853	0.019195	31.0	28.0
0:52	0.013777	0.019367	30.8	28.0
1:08	0.01373	0.018948	30.6	28.0
1:24	0.013905	0.018271	30.4	27.9
1:40	0.014101	0.018051	30.2	27.9
1:56	0.014074	0.017919	30.1	27.8
2:12	0.014182	0.017685	30.0	27.9
2:28	0.014262	0.017667	29.9	27.7
2:44	0.014421	0.017825	29.8	27.6
3:00	0.014524	0.017766	29.7	27.5
3:16	0.014679	0.017981	29.6	27.5
3:32	0.014771	0.017991	29.4	27.4
3:48	0.014946	0.018034	29.3	27.2
4:04	0.015182	0.017949	29.3	27.1
4:20	0.01525	0.017949	29.2	27.1
4:36	0.015406	0.017762	29.2	27.1
4:52	0.015485	0.017846	29.2	27.2
5:08	0.015509	0.017887	29.0	27
5:24	0.015638	0.018034	29.0	27.2

5:40	0.015752	0.017947	28.9	26.8
5:55	0.015914	0.017975	28.8	26.7
6:11	0.015954	0.017759	28.6	26.5
6:27	0.016131	0.017808	28.6	26.4
6:43	0.016257	0.018084	28.6	26.8
6:59	0.016308	0.017952	28.6	26.7
7:15	0.016384	0.017963	28.6	26.9
7:31	0.016533	0.018019	28.7	27.1
7:47	0.016756	0.018119	28.9	27.3
8:03	0.016908	0.018028	29.0	27.5
8:19	0.017035	0.018516	29.1	27.9

ตารางที่ ก.9 เปรียบเทียบ อัตราส่วนความชื้น และอุณหภูมิภายในห้องทดลองกรณีไม่จ่ายน้ำเย็นจากหอผึ่งเย็นเมื่อ มีจำนวนแผงดูดความชื้น 5 แผง

เวลา	อัตราส่วนความชื้น ภายใน $W_i (Kg / kg_{dryair})$	อัตราส่วนความชื้น ภายนอก $W_o (Kg / kg_{dryair})$	อุณหภูมิต้านลมจ่าย $T_{sup} (^{\circ}C)$	อุณหภูมิต้านลมดูด $T_{suc} (^{\circ}C)$
17:28	0.019184	0.019227	29.1	29
17:44	0.019263	0.019068	29.1	29.3
18:00	0.018775	0.019808	28.9	29.5
18:16	0.013934	0.019601	33.0	29.6
18:32	0.012015	0.020209	32.2	29.7
18:48	0.011186	0.019905	31.5	29.4
19:04	0.010804	0.019673	30.9	29.5
19:20	0.010785	0.019698	30.6	29.8
19:36	0.0109	0.019533	30.3	29.8
19:52	0.010873	0.019643	30.0	29.8
20:08	0.011067	0.019643	29.8	29.8
20:24	0.011147	0.01978	29.8	29.8
20:40	0.011281	0.019752	29.6	29.8
20:56	0.01153	0.019309	29.5	29.7
21:12	0.011639	0.019194	29.2	29.6
21:28	0.011633	0.017819	28.6	29.1
21:44	0.011595	0.017816	28.4	28.9
22:00	0.011821	0.01753	28.3	28.8
22:16	0.011873	0.016764	28.2	28.6
22:32	0.011924	0.016715	28.1	28.5
22:48	0.012022	0.01659	28.0	28.4
23:04	0.011952	0.016666	27.8	28.3
23:20	0.012023	0.016715	27.8	28.2
23:36	0.012046	0.016963	27.6	28.2
23:52	0.012185	0.016985	27.5	28.1

0:08	0.012206	0.017006	27.4	28
0:24	0.012272	0.017002	27.3	27.9
0:40	0.012365	0.016953	27.3	27.9
0:56	0.012453	0.016852	27.2	27.8
1:12	0.012424	0.016586	27.1	27.8
1:28	0.012509	0.016487	27.0	27.7
1:44	0.012555	0.016511	27.0	27.7
2:00	0.012571	0.016532	26.9	27.6
2:16	0.012593	0.016484	26.9	27.6
2:32	0.012684	0.016579	26.9	27.6
2:48	0.012797	0.016603	26.9	27.6

ภาคผนวก ข

ตัวอย่างการคำนวณค่าดัชนีการโหวตเฉลี่ย (ค่า PMV)
และค่าเปอร์เซ็นต์ความไม่พอใจ (PPD)

ตัวอย่างการคำนวณค่าดัชนีการโหวตเฉลี่ย (ค่า PMV)

การคำนวณค่าดัชนีการโหวตเฉลี่ย (PMV) โดยกำหนดค่าตัวแปรเบื้องต้น ดังนี้ บุคคลผู้ทดสอบ อยู่ในลักษณะท่านั่ง ห่างจากผนังกระจกด้านที่ติดตั้งช่องลมจ่าย 1 เมตร น้ำหนัก 62 กิโลกรัม สูง 170 เซนติเมตร สวมเสื้อเชิ้ตแขนสั้น, กางเกงขายาว, กางเกงชั้นใน, ใส่ถุงเท้า, รองเท้า ข้อมูลการทดสอบ การใช้แผงเพดานเย็นร่วมกับระบบดูดกลืนความชื้นเพื่อความสะดวกสบายเชิงอุณหภูมิภาพ เมื่อวันที่ 5 พฤษภาคม 2551 เวลา 7.00 น ใช้แผงดูดความชื้น 3 แผง อุณหภูมิอากาศภายในห้อง 27.6°C ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศภายในห้องทดลอง 57.3 %

$$M = 60 \text{ W} / \text{m}^2 \quad W = 0 \text{ W} / \text{m}^2 \quad t_a = 27.6^{\circ}\text{C} = 300.6^{\circ}\text{K} \quad RH = 57.3 \%$$

คำนวณ ความดันไออิ่มตัวของน้ำจากสมการของ Hyland and Wexler [] สำหรับอุณหภูมิย่าน 0 ถึง 200°C คือ

$$\ln(P_{ws}) = \frac{C_1}{T} + C_2 + C_3 T + C_4 T^2 + C_5 T^3 + C_6 \ln(T) \quad (12)$$

เมื่อ $C_1 = -5.8002206 E^3$

$$C_2 = -5.5162560$$

$$C_3 = -4.8640239 E^{-2}$$

$$C_4 = 4.1764768 E^{-5}$$

$$C_5 = -1.4452093 E^{-8}$$

$$C_6 = 6.5459673$$

$\ln$ คือ ล็อกธรรมชาติ (Natural logarithm)

P_{ws} คือความดันไออิ่มตัว, Pa

T คือ อุณหภูมิสัมบูรณ์, $T = t + 273.15$

แทนค่า

$$\ln(P_{ws}) = 1.298 \quad \therefore P_{ws} = 3.66 \text{ KPa}$$

$$P_a = (P_{ws} * RH) / 100 \quad P_a = (3.66 * 57.3) / 100$$

$$P_a = 2.097 \text{ KPa}$$

พิจารณาเสื้อผ้าที่สวมใส่

- เสื้อเชิ้ตแขนสั้น ค่าความต้านทานเชิงความร้อน = 0.15 clo
- กางเกงขายาวหนา ค่าความต้านทานเชิงความร้อน = 0.25 clo
- กางเกงชั้นใน ค่าความต้านทานเชิงความร้อน = 0.05 clo
- ถุงเท้า ค่าความต้านทานเชิงความร้อน = 0.02 clo
- รองเท้า ค่าความต้านทานเชิงความร้อน = 0.04 clo

ความต้านทานเชิงความร้อนรวม

$$\sum clo \text{ เท่ากับ } 0.51 \text{ clo}$$

ค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของเสื้อผ้าที่ใส่

$$I_{cl} = 0.73 \times \sum clo + 0.17 \quad \text{Olesen and Neilson}$$

$$\therefore I_{cl} = 0.5423 \text{ clo}$$

$$1 \text{ clo} = 0.155 \text{ m}^2 \text{K/W}$$

$$\therefore I_{cl} = 0.084 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

The Clothing Area Factor (f_{cl})

เป็นอัตราส่วนพื้นที่ของเสื้อผ้าที่สวมใส่ต่อพื้นผิวร่างกายทั้งหมดจากสูตร

$$f_{cl} = \begin{cases} 1.00 + 1.290I_{cl} & \text{for } I_{cl} < 0.078 \text{ m}^2 \text{K/W} \\ 1.05 + 0.645I_{cl} & \text{for } I_{cl} > 0.078 \text{ m}^2 \text{K/W} \end{cases}$$

เนื่องจากค่า $I_{cl} = 0.084 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ ซึ่ง $I_{cl} > 0.078 \text{ m}^2 \text{K/W}$

ดังนั้นจึงใช้สูตร $f_{cl} = 1.05 + 0.645I_{cl}$

$$\begin{aligned} \therefore f_{cl} &= 1.05 + (0.645 \times 0.084) \\ &= 1.1042 \end{aligned}$$

Convective Heat Transfer Coefficient

เป็นค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจากผิวร่างกายทั้งหมด ซึ่งการพามี 2 แบบคือ แบบการพาแบบธรรมชาติ และการพาแบบบังคับ สำหรับห้องทดลองนี้ใช้พัดลมดูดหมุนเวียนอากาศภายในห้อง ดังนั้นจึงเป็นการพาแบบบังคับ Force Convection

จากสูตร

$$h_c = \begin{cases} 2.38(t_{cl} - t_a)^{0.25} & \text{for } 2.38(t_{cl} - t_a)^{0.25} > 12.1 * V_a^{0.5} \\ 12.1 * V_a^{0.5} & \text{for } 2.38(t_{cl} - t_a)^{0.25} < 12.1 * V_a^{0.5} \end{cases}$$

เนื่องจากสภาวะในห้อง วัด ความเร็วลมได้ค่า 0.5 m/s ซึ่งเกิน 0.3 m/s

ดังนั้นจึงใช้สูตร $h_c = 12.1(0.5)^{0.5}$

ซึ่งในที่นี้จะนำค่า $h_c = 12.1(0.5)^{0.5}$ ไปแทนในสูตรของ t_{cl} เพื่อหาค่าของ t_{cl} และ h_c

$$\therefore h_c = 8.55 \quad W/m^2 \text{ } ^\circ K$$

Mean Radiant Temperature [Kusakana]

จากสูตร

$$t_{mrt} = \sqrt[4]{\varphi \times (t_a + 273)^4}$$

$$\varphi = \varphi_{NORTH \text{ WALL}} + \varphi_{SOUTH \text{ WALL}} + \varphi_{WEST \text{ WALL}} + \varphi_{EAST \text{ WALL}} + \varphi_{FLOOR} + \varphi_{CEILING}$$

$$\varphi = 0.98$$

แทนค่า

$$\begin{aligned} t_{mrt} &= \sqrt[4]{0.98 \times (27.6 + 273)^4} \\ &= 296.77 \text{ } ^\circ K \\ &= 26.08 \text{ } ^\circ C \end{aligned}$$

Surface Temperature of Clothing (t_{cl})

จากสูตร

$$t_{cl} = 35.7 - 0.028(M - W) - I_{cl} \left\{ 3.96 \times 10^{-8} f_{cl} [(t_{cl} + 273)^4 - (t_{mrt} + 273)^4] + f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a) \right\}$$

แทนค่า จะได้

$$\begin{aligned} t_{cl} &= 35.7 - 0.028(60 - 0) - 0.084 \left\{ 3.96 \times 10^{-8} \times 1.054 [(t_{cl} + 273)^4 - (26.08 + 273)^4] \right. \\ &\quad \left. + [1.054 \times 8.55 \times (t_{cl} - 27.6)] \right\} \\ t_{cl} &= 30.33 \text{ } ^\circ C \end{aligned}$$

ค่าทำนายการโหวตเฉลี่ย Predict Mean Vote (PMV)

จากสูตร

$$PMV = (0.303e^{-0.036M} + 0.028) \times \left\{ \begin{aligned} &(M - W) - 3.05 \times 10^{-3} \cdot [5733 - 6.99(M - W) - p_a] \\ &- 0.42[(M - W) - 58.15] - 1.7 \times 10^{-5} M (5867 - p_a) - 0.0014M(34 - t_a) \\ &- 3.96 \times 10^{-8} f_{cl} [(t_{cl} + 273)^4 - (\bar{t}_r + 273)^4] - f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a) \end{aligned} \right\}$$

แทนค่า

$$PMV = (0.303e^{-0.036(60)} + 0.028) \times \left\{ \begin{aligned} &(60 - 0) - [3.05 \times 10^{-3} \cdot [5733 - (6.99 \times 60) - 2,097]] \\ &- [0.42 \times (60 - 58.15)] - [1.7 \times 10^{-5} \times 60 \times (5867 - 2,097)] - [0.0014 \times 60(34 - 27.6)] \\ &- [3.96 \times 10^{-8} \times 1.104 \times [(30.25 + 273)^4 - (26.08 + 273)^4]] - [1.104 \times 8.55(30.25 - 27.6)] \end{aligned} \right\}$$

$$PMV = 0.01$$

ค่าเปอร์เซ็นต์ความไม่พอใจ Predicted Percentage of Dissatisfied (PPD)

จากสูตร

$$PPD = 100 - 95 e^{-(0.03353 \cdot PMV^4 + 0.2179 \cdot PMV^2)}$$

โดยที่

$$PMV = 0.0645$$

$$PPD = 100 - 95 e^{-[(0.03353 \times -0.0645^4) + (0.217 \times -0.0645^2)]}$$

$$\therefore PPD = 5.002 \%$$

Thermal Sensation Index (TS)

จากสูตร

$$TS = 0.245t_a + 0.248p_a - 6.475$$

$$\therefore TS = (0.245 \times 27.6) + (0.248 \times 2.097) - 6.475$$

$$\therefore TS = 0.6695$$

ภาคผนวก ค

แบบสอบถามสภาวะความสบายเชิงคุณภาพ

แบบสอบถามสภาวะความสบายเชิงอุณหภูมิ

1. ข้อมูลบุคคล

1.1 เพศ ชาย หญิง

1.2 อายุ ปี

1.3 น้ำหนัก กิโลกรัม

1.4 ลักษณะเสื้อผ้าที่สวมใส่

เสื้อ

กางเกง

2. ข้อมูลสภาวะอากาศ

2.1 อุณหภูมิ องศาเซลเซียส

2.2 ความชื้นสัมพัทธ์ เปอร์เซ็นต์

2.3 ความเร็วลม เมตร/วินาที

3. ระดับของความสบายเชิงอุณหภูมิ

+3	hot
+2	warm
+1	slightly warm
0	neutral (comfortable)
-1	slightly cool
-2	cool
-3	cold

+3 : ร้อนมาก

+2 : ร้อน

+1 : ค่อนข้างอุ่น

0 : สบาย

-1 : ค่อนข้างเย็น

-2 : หนาว

-3 : หนาวมาก

The 7-point ASHRAE scale

3.1 ระดับความสบายเชิงอุณหภูมิของท่านคือ ระดับ (ใช้ตัวเลขเป็นจุดทศนิยมได้)

3.2 ความรู้สึกของท่านเป็นอย่างไร สบาย ไม่สบาย

4. ท่านต้องการให้ปรับปรุง ตัวแปรเหล่านี้อย่างไร เพื่อให้เกิดความสบายเชิงอุณหภูมิที่ดีขึ้น

4.1 อุณหภูมิ

เพิ่มมาก เพิ่มเล็กน้อย คงเดิม ลดเล็กน้อย ลดมาก อุณหภูมิที่ต้องการ °C

4.2 ความชื้น

เพิ่มมาก เพิ่มเล็กน้อย คงเดิม ลดเล็กน้อย ลดมาก ความชื้นที่ต้องการ %

4.3 ความเร็วลม

เพิ่มมาก เพิ่มเล็กน้อย คงเดิม ลดเล็กน้อย ลดมาก ความเร็วลมที่ต้องการ m/s

5. ความคิดเห็น

ท่านคิดเห็นอย่างไรกับระบบการปรับอากาศโดยการใช้แผงน้ำเย็นผสมผสานกับระบบดูดกลืนความชื้น เพื่อความสบายเชิงอุณหภูมิ

พ.....

.....

ภาคผนวก ง
การเผยแพร่ผลงานวิจัย

Low Energy Air Conditioning Systems for Hot Humid Climate

K. Kubaha, S. Kirdcharoen, and N. Ngamnirat

School of Energy, Environment and Materials, King Mongkut's University of Technology
Thonburi, Bangkok, 10140, Thailand

Tel: (66)0-2470-8633, Fax: (66)0-2470-8635, Email: kuskana.kub@kmutt.ac.th

ABSTRACT: This research was to study a possibility of using a radiant cooling combined with appropriate air ventilation to improve internal environment providing thermal comfort conditions for residential buildings in hot and humid climate as Thailand. A cooling panel of 7.5 m² was installed as a ceiling of a chamber. The chamber of 3.0m width, 3.25m length and 2.7m height, was used representing as a room of the building. In the study, the temperature of supplied water to the cooling panel was maintained using cooling tower. Also, desiccant cooling was used to avoid a risk of water condensation which might be occurred on the panel surface. For human thermal comfort analysis, eight subjects (male and female) were employed to present thermal responses according to the ISO 7730 as well as an investigation of the PMV and the PPD. The study found that the internal temperature of the chamber can be obtained to 26.3°C and the relative humidity can be reduced up to 38%. The appropriate conditions of the air temperature, the relative humidity and air movement were found in which a perception of human thermal comfort can be performed in the study. Although, the findings showed that the system was not applicable to provide thermal comfort as a whole cooling period. But it will enhance the performance of existing air conditioning systems. It will be one alternative to apply in such a non burden cooling load area of residential buildings, i.e. bedroom. However, a further development to improve the capability of the system needs to be considered in the future.

Keywords: dehumidification, energy saving, thermal comfort, radiant cooling, hot and humid

1. INTRODUCTION

In hot and humid region, air-conditioning system (ACs) is mostly used to maintain indoor air temperature in buildings providing thermal comfort conditions. In Thailand, it has been introduced since fifty years ago. It accounts up to 60% of electricity consumption in commercial buildings [6]. For residential buildings, about 70% of electrical energy is consumed in the ACs [6]. The ACs seems synonymously of thermal comfort in Thai society. Also an increasing of a large number of residential buildings gathers with installation of ACs. The Thai government, recently, mounted a number of campaigns in order to promote energy conservation to the whole country. One of the campaigns is to advise their people to set the temperature in the households and in the workplaces at 25°C. The campaign is to promote the energy saving activities as well as to understand the thermal comfort criteria. Nevertheless, an understanding of the human thermal comfort of Thai people is not very well. In fact, the human thermal comfort is not only depended on the air temperature but it is also influenced to other environmental conditions and human factors. A number of surveys, recently, showed people in hot-humid region perceived the thermal comfort in a wide range of air temperature, for example from 20°C and up to 29°C [2], [3], [4], [5]. In residential buildings the

appropriate temperature of AC zone could be adapted up to 27.5°C. It was a recommendation for energy saving and keeping thermal comfort perception [8].

Radiant cooling has been studied in European countries for alternative cooling purpose since 1990. Its application also used to combine with ventilation to enhance thermal comfort [9]. The radiant cooling combined with desiccant cooling has been studied in Japan [10], [11] in order to reduce humidity. The system also has been studied to apply as a passive cooling in Thailand [12].

The use of radiant cooling in hot and humid climate as Thailand is very challenging due to the high of humidity level and the average air temperature is quite high along the whole year. Figure 1 is presented dry-bulb temperature of the central region of Thailand. The air temperature varies from 25°C to 35°C, which is over a daily range of about 10°C for every day except those in the cooler period of November to January while relative humidity is high during all hours except when the air temperature reaches its peak.

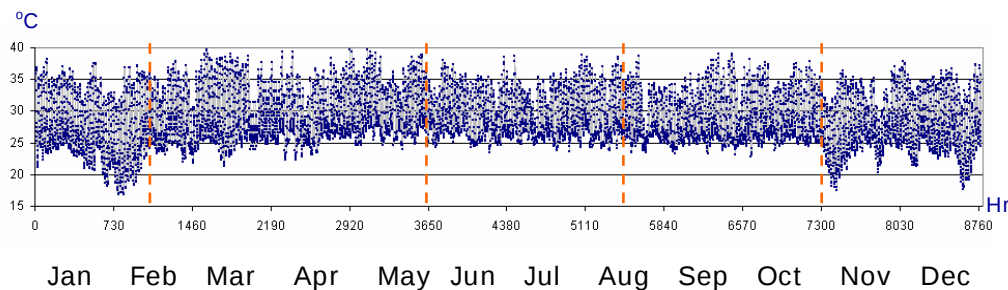


Figure 1: Dry-bulb temperature of the central region of Thailand

This study aims to find out a possibility of using radiant cooling combined with appropriate air movement to improve internal environment providing thermal comfort conditions for residential buildings. Also, desiccant cooling was used to avoid a risk of water condensation which might be occurred on the panel surface. Questionnaires were used to be informed the subjects for their thermal sensation.

2. METHODOLOGY

2.1 Experimental room

The experimental chamber was set up at the ground floor of School of Energy Environment and Materials in King Mongkut's University of Technology Thonburi, Bangkok. The chamber of 3.0m width, 3.25m length and 2.7m height, was used representing as a room of the building. A 1.0cm diameter of copper coil bonded with aluminum plate was used as cooling panel. The dimension of the panel was 2.5m width, 3.0m length and 2.7m above the floor. On the top of the panel was insulated with 7.5cm thickness of fiber glass. The room was located in the shaded area in order to avoid direct sunlight. A cooling tower was set up to generate cold water (about 25-27°C) supplying to the panel.

For ventilation purpose, a square shape of air duct, 0.25 x 0.25m, was installed to circulate air in the room as shown in Figure 2. A diffuser grill was used to vary air velocity in the room. The vertical walls were constructed with plywood and glazing, see Figure 2.

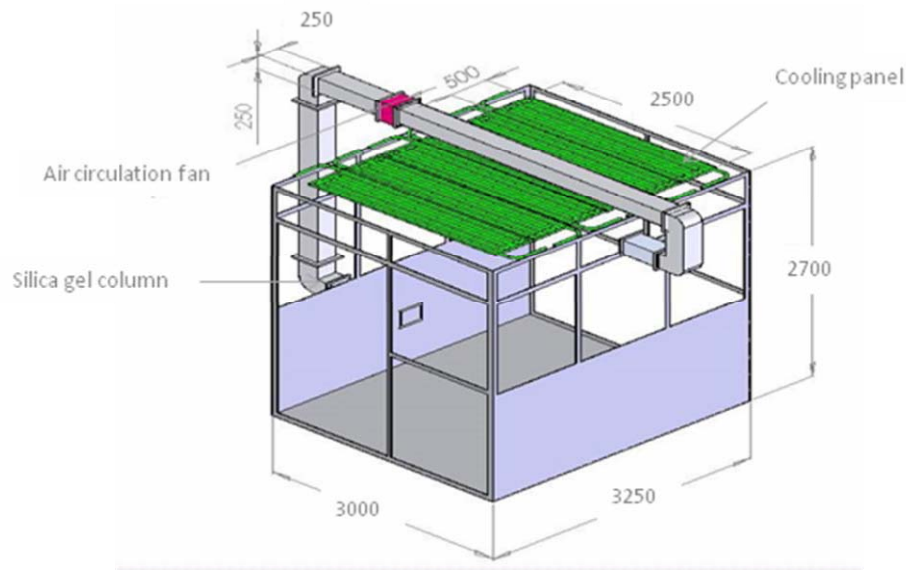


Figure 2: The experimental room

2.2 Measurement set up

The temperature of each surface and air temperature were measured using type K thermocouple. Two thermocouples were placed on the each wall and six were placed on the cooling panels. In addition, one more thermocouple was hanged beneath the cooling panels at distances of 1.7m from the floor in order to measure room temperature.

Air ventilation rate and relative humidity were measured using anemometer and humidity sensor. The water flow rate to the cooling panels was measured by water flow rate meter. All measured data were recorded every fifteen minutes using data logger.

2.3 Experimental conditions

In order to work out the cooling possibility of the panel and thermal comfort perception, therefore, the study demonstrated into two states: 1) an evaluation of cooling capability of the panel and 2) an assessment of human thermal comfort perception. A silica gel was used as desiccant media. The silica gel of 0.75 kg was packed as one column. Three desiccant cooling conditions, i.e., 1) one media column, 2) three media columns and 3) five media columns were considered to find out the appropriate amount of the silica gel. Figure 3 show a packing of silica gel as a media column.



Figure 3: A media column containing of silica gel 0.75 kg

In addition, three levels of air movement: 1.0-1.1, 0.7-0.8, and 0.30-0.4 m/s around the subject also included in order to find out appropriate ventilation rate for achieving thermal comfort. For all experimental series, the temperature of inlet water supplying to the ceiling panels was approximately maintained between 25 to 27°C and water flow rate was controlled at 12.0 l/min.

2.4 Thermal comfort assessment

Eight subjects (male and female) were employed to present thermal responses according to the ISO 7730. The seven points psycho-physical ASHRAE scale, cold (-3), cool (-2), slightly cool (-1), neutral (0), slightly warm (+1), warm (+2) and hot (+3), were used to present thermal sensation of the subjects. Also, an evaluation of the predicted mean vote (PMV) and predicted percentage of dissatisfaction (PPD) were carried on.

The PMV depends on environmental and personal parameters: dry bulb temperature, relative humidity, mean radiant temperature, air velocity, clothing level and metabolic rate of the subjects. It can be obtained as the following equation:

$$\begin{aligned}
 PMV = & (0.303e^{-0.036M} + 0.028)[(M - W) - \\
 & 3.05 \times 10^{-3} \times (5733 - 6.99(M - W) - p_a) - \\
 & 0.42 \times ((M - W) - 58.15) - \\
 & 1.7 \times 10^{-5} M(5867 - p_a) - \\
 & 0.0014M(34 - t_a) - \\
 & 3.96 \times 10^{-8} f_{cl} \times ((t_{cl} + 273)^4 - (T_{mrt} + 273)^4) - \\
 & f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a)]
 \end{aligned} \tag{1}$$

where

- f_{cl} = clothing factor
- h_c = convective heat transfer coefficient (W/m²K)
- M = metabolic rate (W/m²)
- p_a = partial vapour pressure (Pa)
- t_{cl} = surface temperature of clothing (°C)
- t_a = air temperature (°C)
- T_{mrt} = mean radiant temperature (°C)
- W = external work (W/m²).

The f_{cl} is obtained using equation (2)

$$f_{cl} = 1.05 + 0.645I_{cl} \quad (2)$$

where clothing insulation (I_{cl}) for sedentary persons assuming as 0.60 clo, metabolic rate (M) was 60 W/m² and external work (W) was 0 W/m², respectively [1]. The partial vapour pressure (p_a) is determined by equation (3)

$$p_a = e^{(18.965 - (4030/(t_a + 235)))} \quad (3)$$

The convective heat transfer coefficient (h_c) can be categorized into two cases: free convection and forced convection. Equation (4) and (5) represent the free and forced convection, respectively.

$$h_c = 2.38(t_{cl} - t_a)^{0.25} \quad (4)$$

$$h_c = 12.10\sqrt{v} \quad (5)$$

Where v is air velocity. And the clothing temperature (t_{cl}) is determined by equation (6)

$$t_{cl} = 35.7 - 0.028(M - W) - I_{cl}(3.96 \times 10^{-8} f_{cl} \times [(t_{cl} + 273)^4 - (T_{mrt} + 273)^4] + f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a)) \quad (6)$$

and equation (7) is to calculate the mean radiant temperature (T_{mrt}).

$$T_{mrt}^4 = \sum F_{p-i} T_i^4 = F_{p-panel} T_{panel}^4 + F_{p-wall} T_{wall}^4 \quad (7)$$

Where $F_{p-panel}$ and F_{p-wall} were the view factors between the person respect to the panel and between the person to the rest of walls, respectively. T_{panel} and T_{wall} were average temperature of the panel and walls (K). The view factor of sedentary subject to the panel was 0.09 in which calculated using numerical technique developed by Kubaha et al., [7].

Finally, the predicted percentage of dissatisfied (PPD) was obtained as a function of the PMV (equation 8) which showed a number for people complain about the environment [1].

$$PPD = 100 - 95e^{-(0.03353PMV^4 + 0.2179PMV^2)} \quad (8)$$

3. RESULTS AND DISCUSSION

3.1 Evaluation of temperature

The set of experiments reported here was conducted in September 2009. The weather in this period was quite hot and a high ratio of humidity was observed. The external air temperature was around 28 to 33 °C. The water temperature in which generated by cooling tower was able to maintain not lower than 25°C.

The results of the panel capability, the lowest temperature of cooling panel (T_{panel}) was obtained to 26.2 °C during night time while it was significantly high in the afternoon which up to 29.1 °C. The room temperature (T_i) could be achieved at 26.3 °C during the night period. Figure 4 shows the occurred temperature of experimental number 1 to number 3 (day 1 to day 3).

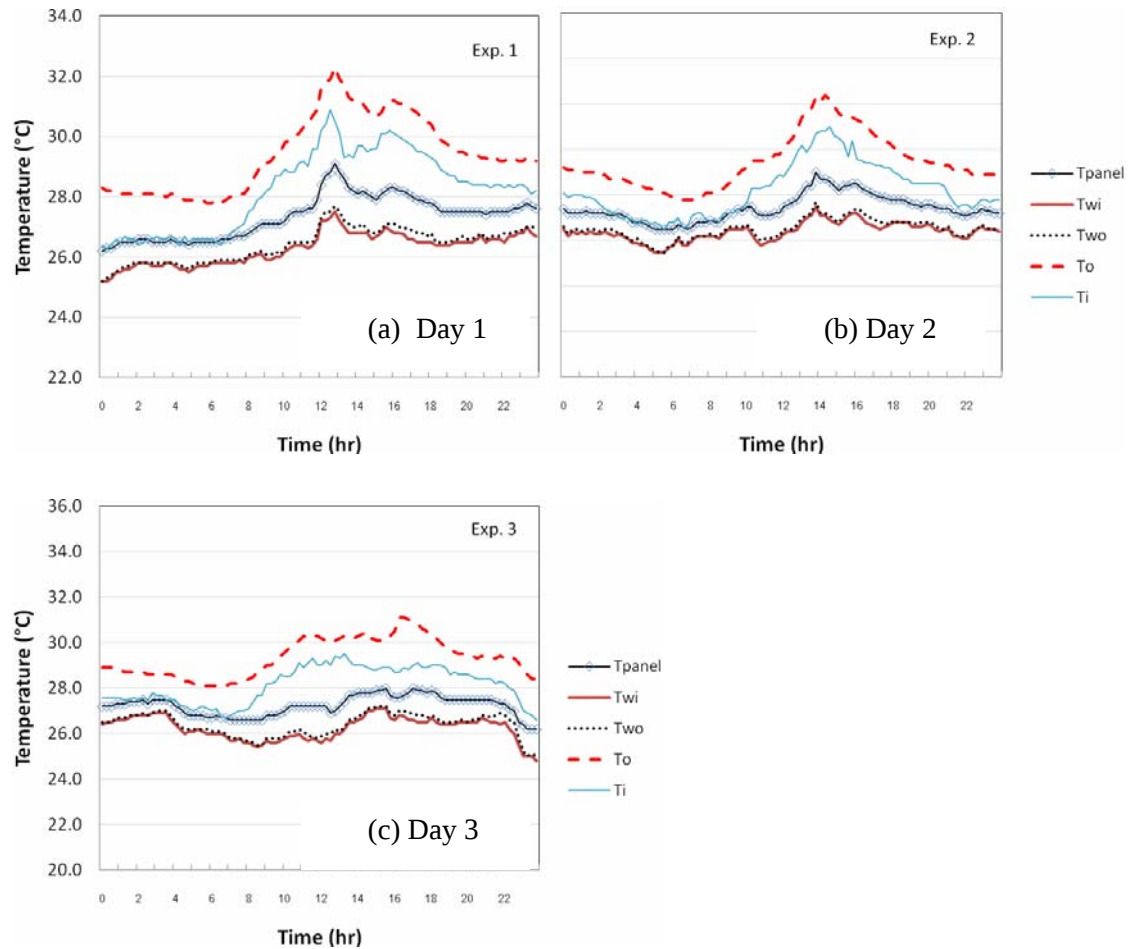
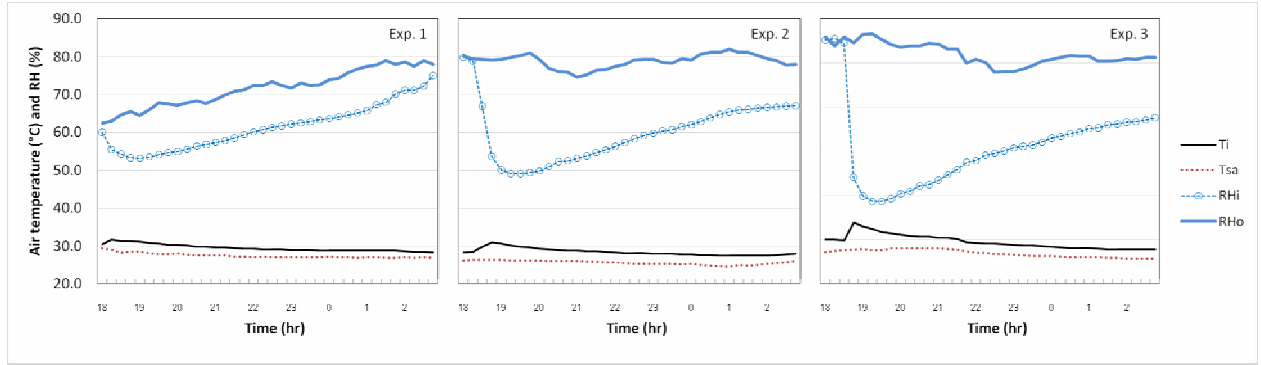


Figure 4: Temperatures occurring from the experimental number 1 to 3 (day 1 to day 3)

It can be noticed that only the cool water was applied to the cooling panel, obviously, the panel was able to significantly decrease room temperature for all three days. It was considerably lower than external temperature (T_o), especially, during late evening until early morning. Therefore, a further experiment considering the cooling panel combined with desiccant cooling was carried on only during night time (6pm to 3am). Figure 5 shows a decreasing of relative humidity after applying desiccant cooling.



a) one column of silica gel b) three columns of silica gel c) five columns of silica gel

Figure 5: A decreasing of relative humidity when combined with desiccant cooling.

The level of internal room relative humidity (RH_i) can be sharply reduced up to 53%, 50% and 38% within one hour when using one column, three columns and five columns of silica gel, respectively, while the outside relative humidity (RH_o) remained about 80%. However, after one hour of the experiment, a rapidly increase of the relative humidity ratio occurred and remained constant within twelve hours. Also, it can be seen that the temperature of the treated air (T_i) was significant greater than inlet air (T_{sa}). It was up to 3°C in some cases of the experiment. Comparing the results of three columns with five columns of silica gel, there were not considerably different. Therefore, only the three columns silica gel was chosen for additional trial to investigate thermal comfort perception.

3.2 Thermal comfort perception

Three sets of experiments: Exp 1 ($v_a=1.0-1.1$ m/s), Exp 2 ($v_a=0.7-0.8$ m/s), and Exp 3 ($v_a=0.3-0.4$ m/s) were conducted combined with a using of three columns of silica gel. The results of calculated mean radiant temperature, PMV and PPD are shown in Table 1. It can be observed that the average mean radiant temperature is between 27.6 to 28.5 °C. From 6pm to 7:30pm, the PMV was slightly high (warm perception). Interestingly, from 8pm until the end of the test, the PMV performed comfortably. And the dissatisfaction (PPD) was high only at the beginning (one and half hours) of the experiment.

Table 1: Mean radiant temperatures, PMV and PPD

Time	T_{mrt} (°C)			PMV			PPD (%)			ACV		
	Exp 1	Exp 2	Exp 3	Exp 1	Exp 2	Exp 3	Exp 1	Exp 2	Exp 3	Exp1	Exp2	Exp3
18:00	29.5	27.5	29.1	2.3	0.7	1.2	20.0	6.1	20.5			
18:30	29.4	28.9	28.8	1.8	0.6	1.0	35.3	1.9	14.8	1	1	1
19:00	29.2	29.6	29.8	1.4	0.4	0.9	27.8	1.4	11.0			
19:30	28.7	28.8	29.0	1.1	0.3	0.7	16.6	3.6	6.0	1	1	1
20:00	29.3	28.5	29.2	0.9	0.2	0.7	9.3	4.1	6.0			
20:30	28.9	28.1	28.7	0.6	0.1	0.6	1.9	4.8	3.1	0	1	1
21:00	28.7	27.9	28.6	0.4	0.1	0.6	1.4	4.8	1.8			
21:30	28.6	27.7	29.1	0.3	0.1	0.5	3.0	4.8	0.6	0	1	1
22:00	28.4	27.5	28.4	0.2	0.0	0.4	4.1	5.0	1.4			
22:30	28.2	27.3	28.2	0.1	0.0	0.4	4.8	5.0	1.4	0	1	1
23:00	28.1	27.2	27.9	0.0	-0.1	0.4	5.0	4.9	1.4			

23:30	28.1	27.2	27.7	-0.1	-0.1	0.4	4.9	4.9	2.3	1	1	1
0:00	28.0	27.0	27.4	-0.1	-0.1	0.4	4.7	4.7	2.3			
0:30	28.0	26.8	27.3	-0.2	-0.2	0.3	4.4	4.4	3.6	0	-1	1
1:00	27.9	26.6	27.2	-0.3	-0.2	0.3	3.4	4.4	3.6			
1:30	27.9	26.6	27.0	-0.3	-0.2	0.1	2.7	4.0	4.5	0	0	0
2:00	27.8	26.7	26.9	-0.4	-0.3	0.1	1.1	3.4	4.8			
2:30	27.6	27.0	26.9	-0.4	-0.3	0.0	1.1	3.4	5.0	-1	0	0

The actual votes (ACV) for thermal perception of eight peoples were showed in Table 1. The subjects wore jeans, T-shirt and shoes. The average clothing level was 0.55-0.6clo. The subjects were seated in the middle of the room assuming metabolic rate was 60 W/m². Interestingly, the subjects felt more comfortable when the air movement was slightly high (1.0-1.1 m/s) and slightly warm in the very low air movement around the body.

4. CONCLUSION

The results of the experiment confirmed the idea of using radiant cooling to maintain air temperature in the hot and humid climate. The mean radiant temperature of the room can be decreased and can be obtained thermal comfort perception during night time. When combined with the appropriate air movement, it showed that the subjects performed comfortable sensation. Although, the findings showed that the system was not applicable to provide thermal comfort as a whole cooling period. But it will enhance the performance of existing air conditioning systems. It will be one alternative to apply in such a non burden cooling load area of residential buildings, i.e. bedroom.

Even though, in the study was not investigated the energy consumption of the system. But the system can be maintained with low energy consumption (containing of small water circulation pump and small air ventilation fan) compared with conventional system. However, a further study to develop for improving the capability of the system such as an improvement the appropriate view factor of the panel, a using of night cooling to combine with the system will need to be considered in the future.

ACKNOWLEDGMENTS

The authors would be grateful for the financial support of the National Research Council of Thailand. Also the authors would like to thank to Prof. Surapong Chirarattananon for providing the weather data file.

REFERENCES

- [1] Fanger P.O. 1972. Thermal comfort: analysis and applications in Environmental Engineering, McGraw-Hill Book Company.
- [2] Busch J. 1992. A tale of two populations: thermal comfort in air conditioned and naturally ventilated offices in Thailand, Energy & Building, vol. 18, pp. 235-249.
- [3] Jitkhajornwanich K. 2006. Shifting comfort zone for hot-humid environments, PLEA2006: The 23rd Conference on Passive and Low Energy Architecture, Geneva, Switzerland, 6-8 September 2006, pp. 125-130

- [4] Rangsiraksa P. 2006. Thermal comfort in Bangkok residential buildings, Thailand, PLEA2006: The 23rd Conference on Passive and Low Energy Architecture, Geneva, Switzerland, 6-8 September 2006, pp. 541-546
- [5] Yamtraipat N., J. Khedari and J. Hirunlabn. 2005. Thermal comfort standards for air conditioned buildings in hot and humid Thailand considering additional factors of acclimatization and education level, Solar Energy, vol. 78, pp. 504-517.
- [6] Chirarattananon S. and K. Kubaha. 2006. Potential Energy and Power Demand Savings from Application of New Building Energy Code in Thailand, International Conference on Energy for Sustainable Development: Issues and Prospects for Asia, March 1-3, Phuket, Thailand.
- [7] Kubaha K., D. Fiala, J. Toftum and A.H. Taki. 2004. Human projected area factor for detailed direct and diffuse solar radiation analysis, International Journal of Biometeorology, Vol. 49 (2), pp. 113-129.
- [8] Kubaha K., W. Chairungrueng and Chakrit Chatsantikul. 2009. A field study of human thermal comfort perception in residential buildings in Thailand. The 3rd South East Asian Technical University Consortium (SEATUC) Symposium. 25-26 February, Malaysia, pp. 80-83
- [9] William C.K., et al. 1992. Cool ceiling system: a European air-conditioning alternative, ASHRAE Journal, August 1992, pp. 41-45.
- [10] Kitagawa K, et al. 1999. Effect of humidity and small air movement on thermal comfort under a radiant cooling ceiling by subjective experiments, Energy and Buildings, Vol.30, p185 – 193.
- [11] Niu J.L., L.Z. Zhang, and H.G. Zuo. 2002. Energy savings potential of chilled-ceiling combined with desiccant cooling in hot and humid climates”, Energy and Buildings, Vol. 34, No.5, pp. 487-495.
- [12] Vangtook P. and S. Chirarattananon. 2006. An experimental investigation of application of radiant cooling in hot humid climate, Energy and Buildings, Vol.38, p. 273-285.