ผลของการใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็งร่วมกับเครื่องปรับอากาศที่มีต่อการใช้พลังงาน

โดย

นายพรรักษ์ หวังน้ำใจ

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมพลังงาน แผน ก แบบ ก 2 ระดับปริญญามหาบัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศิลปากร

ปีการศึกษา 2560

ลิขสิทธิ์ของบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศิลปากร

ผลของการใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็งร่วมกับเครื่องปรับอากาศที่มีต่อการใช้พลังงาน

โดย
นายพรรักษ์ หวังน้ำใจ

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมพลังงาน แผน ก แบบ ก 2 ระดับปริญญามหาบัณฑิต
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศิลปากร
ปีการศึกษา 2560
ลิขสิทธิ์ของบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศิลปากร

EFFECTS OF USING A SOLID DESICCANT DEHUMIDIFIER WITH AN AIR CONDITIONER ON ENERGY CONSUMPTION

By

MR. Phornrak WANGNAMJAI

A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements
for Master of Engineering (ENERGY ENGINEERING)
Department of MECHANICAL ENGINEERING
Graduate School, Silpakorn University
Academic Year 2017

Copyright of Graduate School, Silpakorn University

หัวข้อ	ผลของการใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็งร่วมกับเครื่องปรับอากาศที่มีต่อการใช้พลังงาน
โดย	พรรักษ์ หวังน้ำใจ
สาขาวิชา	วิศวกรรมพลังงาน แผน ก แบบ ก 2 ระดับปริญญามหาบัณฑิต
อาจารย์ที่ปรึกษาหลัก	ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ทสพล เขตเจนการ

บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศิลปากร ได้รับพิจารณาอนุมัติให้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

.... คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย

(รองศาสตราจารย์ ดร.ปานใจ ธารทัศนวงศ์)

พิจารณาเห็นชอบโดย

.... ประธานกรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. กิตติศักดิ์ คู่วรัญญู)

.... อาจารย์ที่ปรึกษาหลัก

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ทสพล เขตเจนการ)

.... ผู้ทรงคุณวุฒิภายนอก

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. พิพัฒน์ ชัยวิวัฒน์วรกุล)

มหาวิทยาลัยศิลปากร

56406309 : วิศวกรรมพลังงาน แผน ก แบบ ก 2 ระดับปริญญามหาบัณฑิต
คำสำคัญ : เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็ง, เปรียบเทียบการใช้พลังงาน, ภาวะสบาย

นาย พรรักษ์ หวังน้ำใจ: ผลของการใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็งร่วมกับเครื่องปรับอากาศที่มีต่อการใช้พลังงาน อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ : ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ทสพล เขตเจนการ

ผลของการใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็งร่วมกับเครื่องปรับอากาศที่มีต่อการใช้พลังงานจากการทดลองจริงเสนอไว้ในงานวิจัยนี้ โดยเปรียบเทียบการใช้พลังงานของ 3 ระบบ คือ 1) ระบบที่ใช้เครื่องปรับอากาศเพียงอย่างเดียว 2) ระบบที่ใช้วิธี Overcool and reheat และ 3) ระบบที่ใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็งร่วมกับเครื่องปรับอากาศ รวมทั้งจะมีการพิจารณาภาวะสบายของการใช้ระบบทั้ง 3 ระบบ เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็งที่ใช้ในงานนี้เป็นแบบช่วง (Batch type) ตั้งอยู่ภายในห้อง อากาศที่ผ่านเครื่องดูดความชื้นหมุนเวียนภายในห้อง เครื่องมีรูปทรงสี่เหลี่ยมขนาด 0.26 m x 0.26 m และสูง 0.5 m บรรจุซิลิกาเจลได้มากสุด 10 kg โดยมีจำนวน 10 ชั้น แต่ละชั้นสามารถบรรจุซิลิกาเจลได้ 1 กิโลกรัม ใช้ห้องทดลองขนาดกว้าง 1.94 m ยาว 2.60 m และสูง 3.53 m จำนวน 2 ห้อง การทดลองทั้งหมด 21 การทดลองแบ่งเป็น ระบบที่ใช้เครื่องปรับอากาศเพียงอย่างเดียว 3 ครั้ง ระบบที่ใช้วิธี Overcool and reheat 9 ครั้ง และระบบที่ใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็งร่วมกับเครื่องปรับอากาศ 9 กรณี โดยมีการแปรค่าความเร็วลม 3 ค่า คือ 0.2, 0.3 และ 0.4 m/s แปรค่าปริมาณสารดูดความชื้น 3 ค่า คือ 5, 7 และ 10 kg การทดลองทั้งหมดกำหนดให้มีภาระเทียมเทียบเท่ากับคน 2 คนนั่งทำงานอยู่ในห้อง มีการตั้งค่าอุณหภูมิและความชื้นในห้องที่ 25°C และ 50%RH สภาพอากาศภายนอกห้องเป็นสภาพอากาศจริงของ จ.นครปฐม ในช่วงเดือนตุลาคม - พฤศจิกายน พ.ศ. 2560 ใช้เวลา 4 ชั่วโมงในการทดลองแต่ละกรณี ผลการทดลองพบว่า ระบบที่ใช้เครื่องปรับอากาศเพียงอย่างเดียวใช้พลังงานโดยเฉลี่ย 0.97 kWh/4hr มีค่า PMV เฉลี่ย 0.11 และค่า PPD เฉลี่ยร้อยละ 5.91 กรณีระบบที่ใช้วิธี Overcool and reheat ใช้พลังงานโดยเฉลีย 5.20 kWh/4hr ซึ่งมากกว่าระบบที่ใช้เครื่องปรับอากาศเพียงอย่างเดียว 4.23 kWh/4hr หรือ 5.36 เท่า โดยมีค่า PMV เฉลี่ย -0.16 และค่า PPD เฉลี่ยร้อยละ 6.55 กรณีระบบที่ใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็งร่วมกับเครื่องปรับอากาศใช้พลังงานโดยเฉลี่ย 1.73 kWh/4hr ซึ่งมากกว่าระบบที่ใช้เครื่องปรับอากาศเพียงอย่างเดียว 0.76 kWh/4hr หรือมากกว่า 1.78 เท่า และมีค่า PMV เฉลี่ยเท่ากับ -0.07 และค่า PPD เฉลี่ยร้อยละ 5.7 สรุปผลการทดลองได้ว่า ทั้ง 3 กรณีทำภาวะสบายได้ กรณีที่ใช้เครื่องปรับอากาศเพียงอย่างเดียวใช้พลังงานน้อยที่สุด ส่วนกรณีระบบที่ใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็งร่วมกับเครื่องปรับอากาศให้ภาวะสบายดีที่สุด รวมทั้งเมื่อเปรียบเทียบระหว่างกรณีที่ 2

และ 3 ที่ควบคุมทั้งอุณหภูมิและความชื้นเหมือนกัน พบว่ากรณีที่ 3 ประหยัดพลังงานถึงร้อยละ 66.74

มหาวิทยาลัยศิลปากร

56406309 : Major (ENERGY ENGINEERING)
Keyword : solid desiccant dehumidifier, comparison of energy consumption, thermal comfort

MR. PHORNRAK WANGNAMJAI : EFFECTS OF USING A SOLID DESICCANT DEHUMIDIFIER WITH AN AIR CONDITIONER ON ENERGY CONSUMPTION THESIS ADVISOR : ASSISTANT PROFESSOR THOSAPON KATEJANEKARN

Effects of using a solid desiccant dehumidifier with an air conditioner on energy consumption and thermal comfort are presented in this paper. The energy consumption of three systems which were 1) air conditioner only 2) overcool and reheat system and 3) air conditioner with a solid desiccant dehumidifier was compared. Human thermal comfort of each system was also considered. A batch type solid desiccant dehumidifier with the dimension of 0.26 m x 0.26 m x 0.50 m comprising 10 shelves (each shelf contains 1 kg of silica gel) was placed inside an air conditioned room. All experiments were carried out in two rooms of the same dimension of 1.94 m x 2.60 m x 3.53 m. There were 21 total experiments. The first system was tested 3 times. The second system was tested 9 times. The third system was tested 9 times where air velocity was varied at 0.2, 0.3, and 0.4 m/s and the amount of silica gel was varied at 5, 7, and 10 kg. A set of artificial load of two persons working for 4 hours a day was placed inside each room. The setpoint of each room was 25°C, 50%RH except the first system that only temperature was controlled. The experiments were done in Nakhon Pathom province, Thailand during October and November of 2017. The results showed that the average energy consumption of the case of air conditioner only system was 0.97 kWh/4hr. The average PMV and PPD were 0.11 and 5.91%. The average energy consumption of the overcool and reheat system was 5.20 kWh/4hr which was 5.36 times that of the first system. The average PMV and PPD were 0.16 and 6.55%. The average energy consumption of the case of using an air conditioner with a solid desiccant dehumidifier was 2.73 kWh/4hr which was 1.78 times that of the first system. The average PMV and PPD were -0.07 and 5.7%. It can be concluded that all three systems could achieve the thermal comfort condition. The first system consumed least energy. However, the use of an air conditioner with a solid desiccant dehumidifier gave the best thermal comfort. When comparing between the second and third systems

that both temperature and relative humidity were controlled, the use of an air conditioner with a solid desiccant dehumidifier could save energy by 66.74%.

มหาวิทยาลัยศิลปากร

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงไปด้วยดีเนื่องจากได้รับความกรุณาจากผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ทสพล เขตเจนการ อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ที่ได้สละเวลาในการให้คำปรึกษาและแนะนำที่เป็นประโยชน์ตลอดการศึกษาในงานวิจัย ส่งผลให้วิทยานิพนธ์เล่มนี้มีความถูกต้อง ครบถ้วน และสมบูรณ์

ขอขอบคุณคุณประกาย พันธ์แจ่ม ที่ช่วยในการออกแบบและแนะนำการใช้งานของชุดควบคุมให้สมบูรณ์และใช้งานได้ง่าย รวมทั้งการช่วยเหลือในการทดลองทำให้ลดเวลาในการทดลองเป็นอย่างมาก

สุดท้ายนี้ขอขอบคุณเพื่อนและครอบครัวที่คอยสนับสนุนและให้กำลังใจตลอดเวลาในการศึกษาและวิจัยตลอดมา จนทำให้สามารถจัดการกับอุปสรรคในการศึกษาและวิจัยได้เป็นอย่างดี

พรรักษ์ หวังน้ำใจ

มหาวิทยาลัยศิลปากร

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย....ง

บทคัดย่อภาษาอังกฤษ .... ฉ

กิตติกรรมประกาศ .... ซ

สารบัญ.... ฌ

บทที่ 1.... 1

บทนำ 1

1.1 ที่มาของปัญหา 1

1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย.... 9

1.3 ขอบเขตของงานวิจัย.... 9

1.4 ขั้นตอนของงานวิจัย.... 10

บทที่ 2.... 11

ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.... 11

2.1 คุณสมบัติของอากาศ 11

2.5 สารดูดความชื้น.... 23

2.6 เครื่องดูดความชื้นที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดของแข็ง 31

2.7 ตัวแปรที่มีผลกระทบต่อกระบวนการดูดความชื้นที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดแข็ง.... 34

2.8 ระบบที่แยกควบคุมอุณหภูมิและความชื้น 41

2.9 การใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็งร่วมกับเครื่องปรับอากาศ.... 43

บทที่ 3.... 44

ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย.... 44

3.1 ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย 44

มหาวิทยาลัยศิลปากร

3.2 การคำนวณภาระความชื้นของเครื่องดูดความชื้น 45
3.3 การออกแบบการทดลอง 47
บทที่ 4 65
ผลการทดลอง 65
4.1 กรณีระบบที่ใช้เครื่องปรับอากาศเพียงอย่างเดียว 65
4.2 กรณีระบบที่ใช้วิธี Overcool and reheat 67
4.3 กรณีระบบที่ใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็งร่วมกับเครื่องปรับอากาศ 69
4.4 ผลการเปรียบเทียบการใช้พลังงานทั้ง 3 ระบบ 72
บทที่ 5 74
สรุปผลงานวิจัย 74
5.1 สรุปผลการทดลอง 74
5.2 ข้อเสนอแนะ 74
รายการอ้างอิง 76
ประวัติผู้เขียน 81

มหาวิทยาลัยศิลปากร

บทที่ 1
บทนำ

1.1 ที่มาของปัญหา

ปัจจุบันประชากรโลกเพิ่มขึ้นร้อยละ 1.1 โดยเฉลี่ยทุกๆ ปี ตามตารางที่ 1.1 ชุมชุนเมืองเพิ่มขึ้นทั่วโลกตามตารางที่ 1.2 และคาดว่าชุมชนเมืองจะเพิ่มขึ้นต่อเนื่องร้อยละ 2 ทุกๆ 5 ปีโดยเฉลี่ยทั่วโลก ตามตารางที่ 1.3 และในชุมชนเมืองอุณหภูมิจะสูงกว่าชนบทเนื่องจากมีน้ำน้อยกว่า มีต้นไม้น้อยกว่า การดูดซับความร้อนจากแสงอาทิตย์มากกว่า และมีมลภาวะทางอากาศมากกว่า [1]

ตารางที่ 1.1 ประชากรโลกระหว่างปี ค.ศ. 1995-2016 [1]

ปี	ประชากร (คน)	เปลี่ยนแปลงต่อปี (%)	เปลี่ยนแปลงต่อปี (คน)	ค่ากลางอายุ (ปี)	อัตราการเกิด (%)	ความหนาแน่น (คน/km^2)	ประชากรในเมือง (%)	ประชากรในเมือง (คน)
2016	7,432,66,275	1.13 %	83,191,176	29.9	2.5	57	54.3 %	4,034,193,153
2015	7,349,472,099	1.18 %	83,949,411	30	2.51	57	53.8 %	3,957,285,013
2010	6,929,725,043	1.23 %	82,017,839	29	2.56	53	51.5 %	3,571,272,167
2005	6,519,635,850	1.25 %	78,602,746	27	2.62	50	49.1 %	3,199,013,076
2000	6,126,622,121	1.33 %	78,299,807	26	2.74	47	46.6 %	2,856,131,072
1995	5,735,123,084	1.55 %	85,091,077	25	3.04	44	44.8 %	2,568,062,984
1990	5,309,67,699	1.82 %	91,425,426	24	3.45	41	43.0 %	2,285,030,904
1985	4,852,540,569	1.79 %	82,581,621	23	3.59	37	41.3 %	2,003,049,795
1980	4,439,632,465	1.80 %	75,646,647	23	3.87	34	39.4 %	1,749,539,272
1975	4,061,399,228	1.98 %	75,782,307	22	4.48	31	37.8 %	1,534,721,238

ตารางที่ 1.1 ประชากรโลกระหว่างปี ค.ศ. 1995-2016 [1] (ต่อ)

ปี	ประชากร (คน)	เปลี่ยนแปลงต่อปี (%)	เปลี่ยนแปลงต่อปี (คน)	ค่ากลางอายุ (ปี)	อัตราการเกิด (%)	ความหนาแน่น (คน/km^2)	ประชากรในเมือง (%)	ประชากรในเมือง (คน)
1970	3.682,487,691	2.08 %	71,998,514	22	4.92	28	36.7 %	1,350,280,789
1965	3,322,495,121	1.94 %	60,830,259	23	4.96	21	N.A.	N.A.
1960	3,018,343,828	1.82 %	52,005,861	23	4.90	23	33.8 %	1.019,494,911
1955	2,758,311,525	1.78 %	46,633,043	23	4.96	21	N.A.	N.A.

ตารางที่ 1.2 ประชากรในเมืองทั่วโลก [1]

ประเทศ	ประชากรในเมือง (%)		
	1950	2010	2030
อาร์เจนตินา	65.3	92.4	93.2
ออสเตเรีย	77.0	89.1	91.9
บังคลาเทศ	4.2	28.1	39.9
บราซิล	36.2	86.5	91.1
แคนาดา	60.9	80.6	84.4
ชิลี	58.4	89.0	92.3
จีน	13.0	44.9	60.3
อียิปต์	31.9	42.8	53.9
เอธิโอเปีย	4.6	17.6	27.1
ฟินแลนด์	31.9	63.9	68.9
ฝรั่งเศส	55.2	77.8	82.9
เยอรมัน	64.7	73.8	80.0
อินเดีย	17.0	30.1	40.7
อินโดนีเซีย	12.4	53.7	68.9
อิหร่าน	27.5	69.5	77.9
อิสราเอล	71.0	91.7	93.0
อิตาลี	54.1	68.4	74.6

ตารางที่ 1.2 ประชากรในเมืองทั่วโลก [1] (ต่อ)

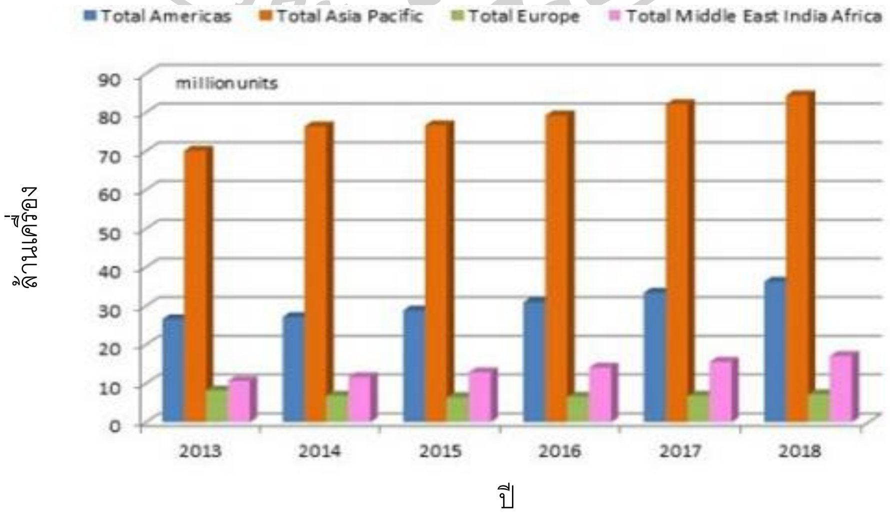
ประเทศ	ประชากรในเมือง (%)		
	1950	2010	2030
เคนย่า	5.6	22.2	33.0
มาเลเซีย	20.4	72.2	81.9
เม็กซิโก	42.7	77.8	82.8
เนเธอร์แลนด์	56.1	82.9	88.6
ไนจีเรีย	11.6	49.8	66.0
ปากีสถาน	17.5	37.0	49.8
ฟิลิปปินส์	27.1	66.4	76.7
โปแลนด์	38.3	61.2	70.0
โปรตุเกส	31.2	60.7	71.4
รัสเซีย	44.2	72.8	75.5
ซาอุดิอาราเบีย	21.3	83.6	86.2
แอฟริกาใต้	42.2	61.7	71.3
สวีเดน	65.7	84.7	83.1
สวิสเซอร์แลนด์	44.3	73.6	83.1
ซีเรีย	30.6	54.9	61.0
ไทย	16.5	34.0	45.8
ตุรกี	24.8	69.6	77.7
อังกฤษ	79.0	90.1	92.2
สหรัฐอเมริกา	64.2	82.3	87.0
เวเนซูเอลา	46.8	94.0	97.1
เวียดนาม	11.6	28.8	42.8

มหาวิทยาลัยศิลปากร

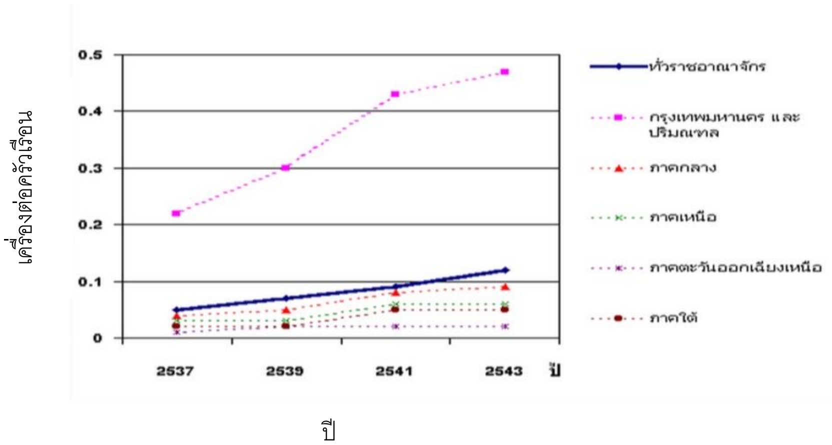
ตารางที่ 1.3 ประชากรในเมืองอนาคตทั่วโลก [1]

ปี	ประชากร	เปลี่ยนแปลงต่อปี	เปลี่ยนแปลงต่อปี	ค่ากลางอายุ	อัตราการเกิด	ความหนาแน่น (คน/ตร.กม.)	ประชากรในเมือง	ประชากรในเมือง
2020	7,758,156,792	1.09 %	81,736,939	31	2.47	60	55.9 %	4,338,014,924
2025	8,141,661,007	0.97 %	76,700,843	32	2.43	63	57.8 %	4,705,773,576
2030	8,500,766,052	0.87 %	71,821,009	33	2.38	65	59.5 %	5,058,158,460
2035	8,838,907,877	0.78 %	67,628,365	34	2.35	68	61.0 %	5,394,234,712
2040	9,157,233,976	0.71 %	63,665,220	35	2.31	70	62.4 %	5,715,413,029
2045	9,453,891,780	0.64 %	59,331,561	35	2.28	73	63.8 %	6,939,924,065
2050	9,725,147,994	0.57 %	54,251,243	36	2.25	75	65.2 %	6,338,611,492

ชุมชนเมืองเพิ่มขึ้นและสภาพอากาศที่เปลี่ยนแปลงส่งผลให้การใช้เครื่องปรับอากาศของโลกเพิ่มขึ้นร้อยละ 4.3 โดยเฉลี่ยทุกๆ ปี โดยเฉพาะประเทศที่อยู่ในแถบเอเชียแปซิฟิกและอเมริกาดังรูปที่ 1.1 [2] และการใช้เครื่องปรับอากาศของประเทศไทยในปี พ.ศ. 2537-2543 เพิ่มขึ้นเฉลี่ยปีละ 25% โดยเฉพาะกรุงเทพฯ และปริมณฑลดังรูปที่ 1.2 [3] และส่งผลให้การใช้พลังงานเพิ่มขึ้นปีละ 4.5% และในปี 2015- 2016 เพิ่มขึ้นจาก 4.5 ถึง 7.5 % ในประเทศไทย และพบว่าเฉพาะกรุงเทพฯ และปริมณฑลใช้พลังงาน 70% ของทั้งประเทศ [4]

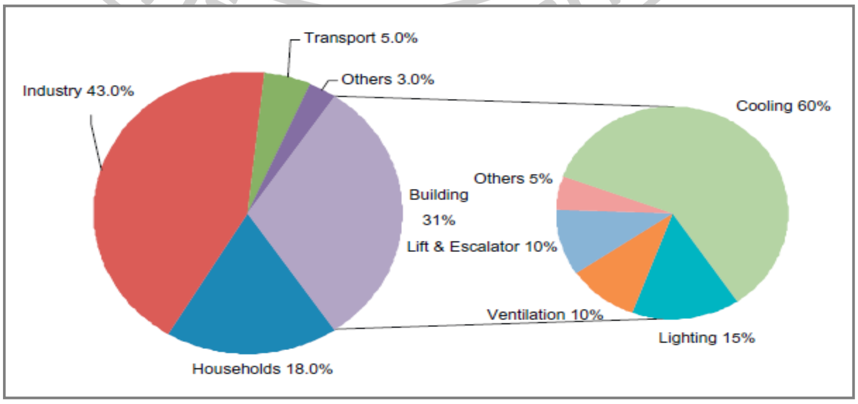


รูปที่ 1.1 จำนวนการใช้เครื่องปรับอากาศทั่วโลก [2]

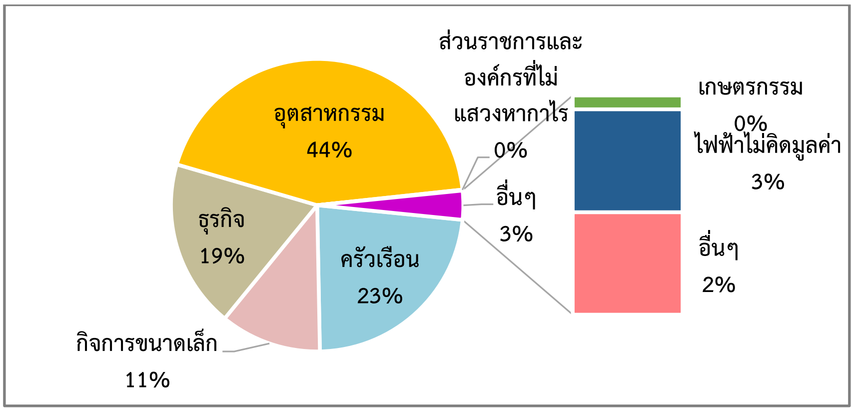


รูปที่ 1.2 การใช้เครื่องปรับอากาศของประเทศไทยจำนวนเครื่องต่อครัวเรือนตามปี [3]

พลังงานส่วนใหญ่ถูกใช้ในด้านอาคารและส่งผลให้เกิดมลภาวะด้านสิ่งแวดล้อม พลังงานที่ใช้ในด้านอาคารคิดเป็นร้อยละ 33 ของการใช้พลังงานทั้งหมด และมากกว่าร้อยละ 50 ใช้ในด้านการปรับอากาศ การระบายอากาศ และการทำความร้อน หรือระบบ HVAC [5, 6] กระทรวงพลังงานของสหรัฐอเมริกา (U.S. Department of Energy, DOE) รายงานว่าพลังงานที่ใช้ด้านอาคารคิดเป็นร้อยละ 40 ของพลังงานทั้งหมด [7] สำหรับประเทศสิงคโปร์ พบว่าการใช้พลังงานในภาคอาคารคิดเป็นร้อยละ 31 พลังงานที่ใช้ทั้งหมดและการทำความเย็นใช้ร้อยละ 60 ของพลังงานด้านอาคารตามรูปที่ 1.3 [8] ส่วนประเทศไทยพบว่าการใช้พลังงานด้านอาคารเป็นร้อยละ 32 ตามรูปที่ 1.4 ของการใช้พลังงานทั้งหมดและการปรับอากาศใช้พลังงานประมาณร้อยละ 60 ของพลังงานที่ใช้ด้านอาคารดังตารางที่ 1.4 [9]



รูปที่ 1.3 การใช้พลังงานด้านอาคารของประเทศสิงคโปร์ [8]

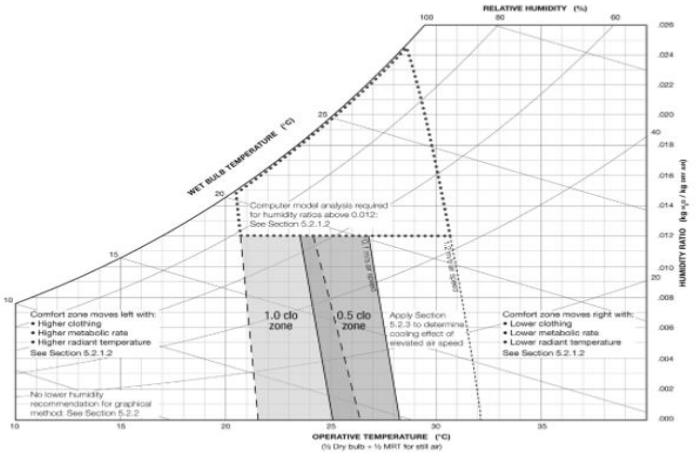


รูปที่ 1.4 การใช้พลังงานด้านอาคารของประเทศไทย [9]

ตารางที่ 1.4 สัดส่วนการใช้พลังงานด้านอาคารของประเทศไทยเป็นร้อยละ [9]

ประเภทอาคาร	ระบบปรับอากาศ	ระบบแสงสว่าง	น้ำร้อนและอื่น ๆ
สำนักงาน	61.0	19.0	20.0
โรงพยาบาล	58.3	22.5	19.2
โรงแรม	55.6	23.9	23.5

การใช้พลังงานในอาคารส่วนใหญ่เพื่อรักษาภาวะสบายของมนุษย์ในอาคาร [6] และเครื่องปรับอากาศเป็นสิ่งจำเป็นเพื่อรักษาภาวะสบายของมนุษย์ [8] จากแนวทางของ ASHRAE Standard 55 – 2010 และการทดลองของ Niu และคณะ (2002) พบว่าภาวะสบายอยู่ที่อุณหภูมิโอเปอเรทีฟระหว่าง 21-28°C และความชื้นสัมพัทธ์ระหว่าง 10-80% ดังรูปที่ 1.5 [10, 11]



รูปที่ 1.5 ช่วงขอบเขตภาวะสบาย ASHRAE Standard 55 – 2010 [10]

เครื่องปรับอากาศที่ใช้ส่วนใหญ่ร้อยละ 90 เป็นแบบระบบอัดไอ (Vapor compression system) [7] ที่เหลืออาจเป็นระบบ Evaporative cooling และ Desiccant based evaporative cooling [12]

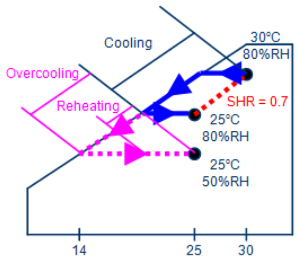
กระบวนการทำความเย็นของระบบอัดไอเกิดขึ้นที่คอยล์เย็น (Cooling coil) ซึ่งต้องรับภาระทั้งความร้อนสัมผัส (Sensible heat) และความร้อนแฝง (Latent heat) หรือภาระทางความชื้น [13, 14] จากการสำรวจค่าความชื้นสัมพัทธ์เฉลี่ย (ร้อยละ) ของประเทศไทยในช่วงฤดูกาลต่าง ๆ พบว่ามีค่าความชื้นสัมพัทธ์เฉลี่ยสูงกว่าภาวะสบายของมนุษย์ตามตารางที่ 1.5 ส่งผลให้เครื่องปรับอากาศได้รับภาระมากขึ้น [15]

ตารางที่ 1.5 สถิติความชื้นสัมพัทธ์เฉลี่ย (%) ของประเทศไทยในช่วงฤดูกาลต่าง ๆ [15]

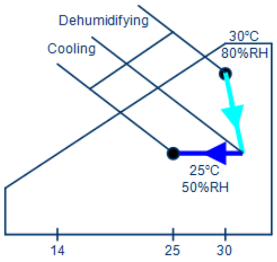
ภาค	ฤดูหนาว	ฤดูร้อน	ฤดูฝน	เฉลี่ยตลอดปี
เหนือ	73	62	81	74
ตะวันออกเฉียงเหนือ	69	65	80	72
กลาง	71	69	79	73
ตะวันออก	71	74	81	76
ใต้ฝั่งตะวันออก	81	77	78	79
ใต้ฝั่งตะวันตก	77	76	84	80

ระบบปรับอากาศมีวัตถุประสงค์หลัก คือ การทำความเย็น เมื่ออุณหภูมิในห้องเท่ากับอุณหภูมิที่ตั้งไว้แล้ว กระบวนการทำความเย็นจะหยุดทำงานโดยไม่ควบคุมความชื้น จึงไม่รับประกันว่าจะได้ถึงภาวะสบายของมนุษย์ [16]

ปกติเครื่องปรับอากาศควบคุมอุณหภูมิอย่างเดียว ไม่ได้ควบคุมความชื้น ถ้าภาระปรับอากาศมีอัตราส่วนความร้อนสัมผัส หรือ Sensible heat ratio (SHR) มากกว่า 0.7 เครื่องปรับอากาศจะสามารถกำจัดความชื้นได้ทั้งหมด ถ้า SHR มีค่าน้อยกว่า 0.7 เครื่องปรับอากาศจะไม่สามารถกำจัดความชื้นเพื่อภาวะสบายของมนุษย์ได้ [17, 18] วิธีดั้งเดิมที่ทำเพื่อควบคุมความชื้น คือ ตั้งอุณหภูมิเครื่องปรับอากาศให้ต่ำกว่าจุดน้ำค้าง (Dew point) เพื่อลดความชื้นภายในห้องให้ได้ค่าที่ต้องการ แต่ในขณะนั้นจะได้อุณหภูมิที่ต่ำกว่าภาวะสบายของมนุษย์จึงต้องเพิ่มอุณหภูมิภายในห้องกลับมาโดยการให้ความร้อน ซึ่งเรียกว่าวิธี Overcool and reheat วิธีนี้จะทำให้สิ้นเปลืองพลังงานเนื่องจากต้องใช้เครื่องปรับอากาศขนาดใหญ่กว่า เวลาเดินเครื่องนานกว่า และต้องใช้ฮีตเตอร์ (Heater) ในกระบวนการให้ความร้อน (Reheat) ดังรูปที่ 1.6 [17] วิธีหนึ่งที่จะทำให้ประหยัดพลังงาน คือ การใช้เครื่องดูดความชื้นร่วมกับเครื่องปรับอากาศ [5, 19]



การใช้พลังงานของระบบที่ใช้
Overcool and reheat



การใช้พลังงานของระบบที่ใช้เครื่องดูด
ความชื้นร่วมกับเครื่องปรับอากาศ

รูปที่ 1.6 เปรียบเทียบการใช้พลังงานระหว่างระบบ Overcool and reheat และระบบที่ใช้เครื่องดูดความชื้นร่วมกับเครื่องปรับอากาศ [17]

การใช้เครื่องดูดความชื้นร่วมกับเครื่องปรับอากาศเป็นวิธีที่แยกควบคุมอุณหภูมิและความชื้น เครื่องปรับอากาศจะทำหน้าที่ควบคุมอุณหภูมิ คือ ภาระความร้อนสัมผัส (Sensible load) ส่วนเครื่องดูดความชื้นจะทำหน้าที่ควบคุมความชื้น คือ ภาระความร้อนแฝง (Latent load) การใช้งานระบบนี้จะส่งผลให้การใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศลดลง เนื่องจากระบบดูดความชื้นใช้เพียงปั๊มและพัดลมซึ่งใช้พลังงานน้อยกว่าคอมเพรสเซอร์ (Compressor) ในระบบอัดไอ จากงานวิจัยที่ผ่านมาพบว่าเมื่อใช้วิธีที่แยกควบคุมอุณหภูมิและความชื้นแล้วส่งผลให้การใช้พลังงานลดลงได้ตั้งแต่ร้อยละ 15.6 ถึง 60 [5-7, 11, 14, 18]

สารดูดความชื้นมี 2 ชนิด คือ ชนิดที่เป็นของเหลวและชนิดที่เป็นของแข็ง ชนิดที่เป็นของเหลวสามารถดูดความชื้นได้ดีกว่าชนิดที่เป็นของแข็ง แต่ระบบดูดความชื้นที่เป็นชนิดของเหลว มีขนาดของระบบที่ใหญ่กว่า มีอุปกรณ์มากกว่า และเลอะเทอะกว่าระบบที่เป็นของแข็งเมื่อนำไปใช้งานในห้องปรับอากาศ

จากงานวิจัยที่ผ่านมาพบว่าการลดความชื้นของอากาศมักทำที่อากาศระบายก่อนป้อนเข้าห้องปรับอากาศ เนื่องจากภาระความชื้นส่วนใหญ่มาจากอากาศระบาย อย่างไรก็ตาม งานวิจัยที่ใช้เครื่องดูดความชื้นร่วมกับเครื่องปรับอากาศโดยติดตั้งเครื่องดูดความชื้นภายในห้องปรับอากาศยังมีน้อยมากซึ่งที่จริงแล้ววิธีนี้ก็มีแนวโน้มที่ทำให้การใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศลดลงได้ ดังนั้นผู้วิจัยจึงสนใจที่จะทำวิจัยในเรื่อง “ผลของการใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็งร่วมกับเครื่องปรับอากาศที่มีต่อการใช้พลังงาน” จากการทดลองจริง เพื่อทราบและเปรียบเทียบการใช้พลังงานระหว่าง 3 ระบบ คือ

1. ระบบที่ใช้เครื่องปรับอากาศเพียงอย่างเดียว
2. ระบบที่ใช้วิธี Overcool and reheat และ

3. ระบบที่ใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็งร่วมกับเครื่องปรับอากาศ
รวมทั้งจะมีการพิจารณาภาวะสบายของทั้ง 3 ระบบประกอบด้วย

1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

เพื่อทราบและเปรียบเทียบการใช้พลังงานระหว่างทั้ง 3 ระบบจากการทดลอง คือ

1. ระบบที่ใช้เครื่องปรับอากาศเพียงอย่างเดียว
2. ระบบที่ใช้วิธี Overcool and reheat และ
3. ระบบที่ใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็งร่วมกับเครื่องปรับอากาศ

รวมทั้งจะมีการพิจารณาภาวะสบายของทั้ง 3 ระบบ

1.3 ขอบเขตของงานวิจัย

1.3.1 กำหนดภาระปรับอากาศเพื่อออกแบบและสร้างเครื่องดูดความชื้นชนิดแข็งโดยใช้ซิลิกาเจลเป็นสารดูดความชื้นโดยออกแบบให้เป็นระบบดูดความชื้นแบบช่วง

1.3.2 เครื่องดูดความชื้นแบบเคลื่อนที่ติดตั้งภายในห้องปรับอากาศโดยไม่ติดตั้งเป็นส่วนใดส่วนหนึ่งของระบบปรับอากาศแบบอัดไอ

1.3.3 ทดลองในห้องปรับอากาศที่มีขนาดห้องกว้าง 1.94 เมตร ยาว 2.60 เมตร และ สูง 3.53 เมตร จำนวน 2 ห้อง ที่มีขนาดห้องเท่ากัน วัสดุผนังห้องที่เหมือนกัน ขนาดประตูและหน้าต่างเท่ากันและติดตั้งอยู่ทิศทางเดียวกันของอาคาร

1.3.4 เครื่องปรับอากาศที่ใช้เป็นระบบแบบอัดไอ สารทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศเป็น R-22 และอัตราการไหลของสารทำความเย็นคงที่

1.3.5 ตั้งอุณหภูมิห้อง 25°C สำหรับระบบที่ใช้เครื่องปรับอากาศเพียงอย่างเดียว

1.3.6 ตั้งอุณหภูมิห้อง 25°C และความชื้นสัมพัทธ์ 50% สำหรับ 2 ระบบ คือ ระบบ Overcool and reheat และระบบที่ใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็งร่วมกับเครื่องปรับอากาศ

1.3.7 อุณหภูมิและความชื้นอากาศภายนอกเป็นไปตามสภาพอากาศแวดล้อมจริงของจังหวัดนครปฐมในช่วงเดือนตุลาคม - พฤศจิกายน พ.ศ. 2560

1.3.8 ภาระความร้อนจากคนในห้อง ใช้ภาระเทียมที่เทียบเท่ากับคน 2 คน และระดับกิจกรรมคือนั่งทำงาน

1.3.9 พิจารณาอากาศรั่วไหล แต่ไม่พิจารณาการระบายอากาศ

1.3.10 การวิเคราะห์ผลนั้นจะพิจารณาการใช้พลังงานและเปรียบเทียบการใช้พลังงานระหว่างทั้ง 3 ระบบ คือ 1) ระบบที่ใช้เครื่องปรับอากาศเพียงอย่างเดียว 2) ระบบที่ใช้วิธี Overcool and reheat และ 3) ระบบที่ใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็งร่วมกับเครื่องปรับอากาศ

1.3.11 พิจารณาภาวะสบายของมนุษย์ทั้ง 3 ระบบ โดยใช้ค่า PMV และ PPD

1.3.12 ไม่พิจารณาพลังงานที่ใช้ในการอบแห้งสารซิลิกาเจลเพื่อกลับมาใช้ใหม่ (Regeneration)

1.4 ขั้นตอนของงานวิจัย

1.4.1 ศึกษาและสรุปงานวิจัยที่เกี่ยวข้องเพื่อสร้างเครื่องดูดความชื้นชนิดแข็งโดยใช้ซิลิกาเจลเป็นสารดูดความชื้นและระบบดูดความชื้นแบบช่วง

1.4.2 คำนวณภาระความชื้นและสร้างเครื่องดูดความชื้นแบบเคลื่อนที่เพื่อติดตั้งภายในห้องปรับอากาศโดยไม่ติดตั้งเป็นส่วนใดส่วนหนึ่งของระบบปรับอากาศแบบอัดไอ

1.4.3 ทดลอง บันทึกผล และเปรียบเทียบการใช้พลังงานของทั้ง 3 ระบบ คือ

1) ระบบที่ใช้เครื่องปรับอากาศเพียงอย่างเดียว

2) ระบบที่ใช้วิธี Overcool and reheat

3) ระบบที่ใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็งร่วมกับเครื่องปรับอากาศ

1.4.4 พิจารณาภาวะสบายของมนุษย์ทั้ง 3 ระบบ โดยคำนวณค่า PMV และ PPD

1.4.5 สรุปผลและวิเคราะห์ผลการทดลอง

มหาวิทยาลัยศิลปากร

บทที่ 2
ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ในบทที่ 2 นี้จะอธิบายเรื่อง คุณสมบัติของอากาศ ภาวะสบายของมนุษย์ ภาระของระบบปรับอากาศ สารดูดความชื้น เครื่องดูดความชื้น และการใช้ระบบดูดความชื้นร่วมกับระบบปรับอากาศ

2.1 คุณสมบัติของอากาศ

2.1.1 ไซโครเมตรี (Psychrometry)

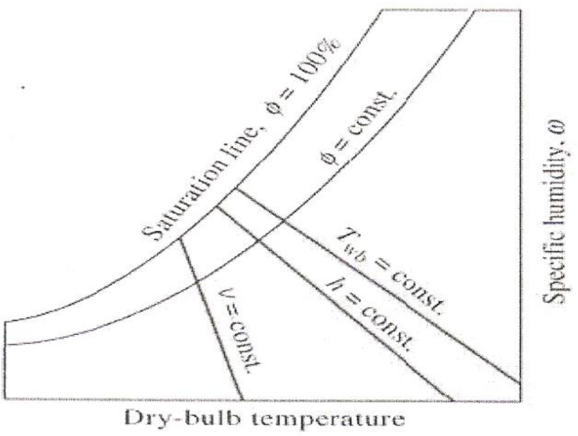
ไซโครเมตรี คือ การศึกษาคุณสมบัติของอากาศที่มีความชื้น การวิเคราะห์ความร้อนในอากาศที่มีไอน้ำปะปนอยู่ และการคำนวณการใช้พลังงานเพื่อปรับอากาศ [20]

2.1.2 ส่วนประกอบของอากาศ

โดยทั่วไปอากาศในบรรยากาศจะประกอบด้วยก๊าซต่าง ๆ ไอน้ำ (Water vapor) และสิ่งแปลกปลอมผสมกันอยู่ อากาศแห้ง (Dry air) ประกอบด้วยก๊าซต่างๆ เช่น ไนโตรเจน (Nitrogen) (78%) ออกซิเจน (Oxygen) (21%) อาร์กอน (Argon) (0.9%) คาร์บอนไดออกไซด์ (Carbondioxide) (0.03%) และอื่น ๆ ดังนั้น อากาศจึงเป็นของผสมระหว่างอากาศแห้งกับไอน้ำ ซึ่งอากาศแห้งจะเป็นอากาศที่ไม่มีไอน้ำปะปนอยู่ ส่วนอากาศที่มีไอน้ำปะปนอยู่จะเรียกว่า อากาศชื้น (Moist air) โดยอากาศสามารถอมความชื้นได้เป็นปริมาณมากเมื่ออากาศมีอุณหภูมิสูง (ร้อน) และในทางกลับกันอากาศสามารถอมความชื้นได้เป็นปริมาณน้อยเมื่ออากาศมีอุณหภูมิต่ำ (เย็น)

2.1.3 แผนภูมิไซโครเมตริก (Psychrometric chart)

แผนภูมิไซโครเมตริก คือ แผนภูมิที่บอกคุณสมบัติของอากาศในบรรยากาศที่สภาวะต่างๆ ซึ่งในการวิเคราะห์กระบวนการปรับอากาศด้วยสมการต่างๆ จะทำได้ยาก จึงได้มีผู้คิดค้นแผนภูมิไซโครเมตริกขึ้นมาเพื่อใช้วิเคราะห์กระบวนการปรับอากาศแทนการคำนวณจากสมการต่างๆ ทำให้สะดวกในการวิเคราะห์กระบวนการปรับอากาศและช่วยในการมองเห็นภาพรวมของกระบวนการปรับอากาศมากขึ้น



รูปที่ 2.1 แผนภูมิไซโครเมตริก (Psychrometric chart) [20]

แผนภูมิไซโครเมตริก ประกอบด้วยแกนนอนที่แสดงอุณหภูมิกระเปาะแห้ง (Dry-bulb temperature) แกนตั้งด้านขวามือสุดแสดงค่าความชื้นจำเพาะ (Specific humidity) หรือค่าอัตราส่วนความชื้น (Humidity ratio) ส่วนเส้นโค้งด้านซ้ายมือนอกสุดจะเรียกว่าเส้นอิ่มตัว (Saturation line) โดยเส้นโค้งนี้จะแสดงค่าความชื้นสัมพัทธ์เป็นร้อยละซึ่งจะมีค่าร้อยละ 100 โดยประมาณ สำหรับคุณสมบัติอื่นๆ ของอากาศชื้นที่ต้องนำมาใช้ในการวิเคราะห์กระบวนการปรับอากาศ ได้แก่ อุณหภูมิกระเปาะเปียก (Wet-bulb temperature) ปริมาตรจำเพาะ (Specific volume) ความชื้นสัมพัทธ์ (Relative humidity) และเอนทาลปี (Enthalpy)

แผนภูมิไซโครเมตริกจะสร้างขึ้นโดยอ้างอิงที่ความดันบรรยากาศค่าหนึ่ง แต่ส่วนมากจะใช้แผนภูมิไซโครเมตริกที่ความดัน 1 บรรยากาศเป็นหลัก แผนภูมิไซโครเมตริกสามารถนำมาใช้คำนวณหรือบอกพิกัดของค่าต่างๆ ได้ เพียงแค่ทราบค่าคุณสมบัติที่เป็นอิสระต่อกัน 2 ค่าก็สามารถหาคุณสมบัติอื่นๆ บนแผนภูมิไซโครเมตริกได้ทั้งหมด ในการวิเคราะห์กระบวนการปรับอากาศนั้นจำเป็นที่จะต้องศึกษาคุณสมบัติต่าง ๆ ของอากาศในแผนภูมิไซโครเมตริกดังต่อไปนี้

2.1.3.1 อุณหภูมิกระเปาะแห้ง

อุณหภูมิกระเปาะแห้ง คือ อุณหภูมิของอากาศที่วัดได้โดยตรงจากเทอร์โมมิเตอร์ทั่วไป โดยแกนนอนของแผนภูมิไซโครเมตริกจะแสดงค่าของอุณหภูมิกระเปาะแห้ง

2.1.3.2 อุณหภูมิกระเปาะเปียก

อุณหภูมิกระเปาะเปียก คือ อุณหภูมิของอากาศที่วัดได้จากเทอร์โมมิเตอร์ทั่วไปที่ปลายกระเปาะถูกหุ้มด้วยสำลีชุบน้ำ และมีการเป่าอากาศผ่านสำลีชุบน้ำ โดยอุณหภูมิกระเปาะเปียกจะเป็นตัวบอกว่าอากาศที่กำลังพิจารณาอยู่นั้นสามารถรับน้ำได้อีกเป็นปริมาณเท่าไร ณ

อุณหภูมิในอากาศในตอนนั้น อากาศจึงจะถึงจุดอิ่มตัว โดยมีหลักว่า อากาศที่ไม่อิ่มตัวไหลผ่านสำลีชุบน้ำ ความชื้นที่อยู่ภายในสำลีจะเกิดการระเหย ทำให้อุณหภูมิของน้ำลดลงหรือเกิดการดึงความร้อนออกไป แต่เนื่องจากที่อุณหภูมิหนึ่ง อากาศสามารถรับความชื้นได้ปริมาณหนึ่ง ถ้าอากาศรับความชื้นจนอิ่มตัวแล้ว อากาศจะไม่ต้องการความชื้นอีก หมายความว่า ความร้อนที่ออกจากน้ำเนื่องจากการระเหยมีค่าเท่ากับความร้อนเนื่องจากการถ่ายโอนของอากาศ ทำให้อุณหภูมิของกระเปาะมีค่าคงที่ ค่าที่อ่านได้จากอุณหภูมิของกระเปาะที่คงที่ คือ อุณหภูมิกระเปาะเปียกนั่นเอง ซึ่งอุณหภูมิกระเปาะเปียกจะมีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิกระเปาะแห้งอยู่เล็กน้อย

ในกรณีที่อากาศมีความชื้นน้อย การระเหยของน้ำจะมาก อุณหภูมิกระเปาะเปียกจะต่ำ ในทำนองเดียวกัน ถ้าในอากาศมีความชื้นมาก การระเหยน้ำก็จะน้อย อุณหภูมิกระเปาะเปียกจะสูง โดยเฉพาะเมื่ออากาศมีความชื้นมากจนอากาศอมความชื้นจนอิ่มตัว น้ำจะไม่มีการระเหยอีก ทำให้อุณหภูมิกระเปาะเปียกมีค่าเท่ากับอุณหภูมิกระเปาะแห้ง ซึ่งปรากฏการณ์นี้อาจเกิดขึ้นได้ในขณะที่ฝนตก

2.1.3.3 สัดส่วนความชื้น (Humidity ratio or absolute humidity)

สัดส่วนความชื้น คือ สัดส่วนระหว่างไอน้ำที่มีอยู่ในอากาศต่อหนึ่งหน่วยมวลของอากาศแห้ง มีหน่วยเป็นกิโลกรัมหรือกรัมของไอน้ำต่อกิโลกรัมหรือกรัมของอากาศแห้ง

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \tag{2.1-1}$$

เนื่องจากอากาศเป็นของผสมระหว่างอากาศแห้งและไอน้ำ ดังนั้น การพิจารณาความดันของอากาศจะทำได้โดยคิดว่า ความดันของอากาศในบรรยากาศจะเท่ากับผลรวมระหว่างความดันย่อยของอากาศแห้ง (P_a) และความดันย่อยของไอน้ำ (P_v)

$$P_t = P_a + P_v \tag{2.1-2}$$

สมการก๊าซอุดมคติที่สามารถนำมาใช้ในการคำนวณอัตราส่วนความชื้นได้ คือ

$$PV = mRT \tag{2.1-3}$$

จากสมการที่ 2.1-1, 2.1-2 และ 2.1-3 จะได้ว่า

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{P_v V_v / R_v T_v}{P_a V_a / R_a T_a} = \frac{P_v / R_v}{(P_t - P_v) / R_a} \tag{2.1-4}$$

แทนค่าเชิงตัวเลขของ R_a และ R_v ซึ่งมีค่า 0.287 kJ/kg-K และ 0.4615 kJ/kg-K ตามลำดับลงในสมการที่ 2.1-4 จะได้

$$\omega = \frac{287 P_v}{4615 P_a} = \frac{0.622 P_v}{P_t - P_v} \tag{2.1-5}$$

2.1.3.4 ความชื้นสัมพัทธ์ (Relative humidity)

ความชื้นสัมพัทธ์ คือ สัดส่วนระหว่างปริมาณความชื้นที่มีอยู่จริงในอากาศกับปริมาณความชื้นที่สามารถรับได้มากสุดในอากาศที่อุณหภูมิเดียวกัน โดยความชื้นสัมพัทธ์จะมีค่าตั้งแต่ประมาณ 0% สำหรับอากาศแห้ง จนถึงประมาณ 100% สำหรับอากาศอิ่มตัว

$$RH = P_v / P_{vs} \tag{2.1-6}$$

2.1.3.5 ปริมาตรจำเพาะ (Specific humidity)

ปริมาตรจำเพาะ คือ ปริมาตรของอากาศชื้นต่อหนึ่งกิโลกรัมอากาศแห้ง สมการก๊าซอุดมคติสามารถนำมาใช้ในการคำนวณค่าปริมาตรจำเพาะของอากาศชื้นได้ คือ

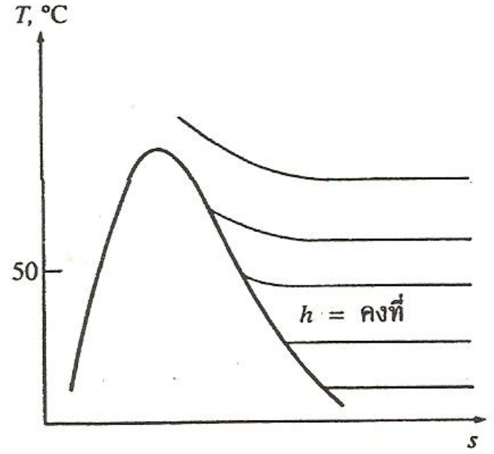
$$v = \frac{R_a T}{P_a} = \frac{R_a T}{P_t - P_v} \tag{2.1-7}$$

2.1.3.6 เอนทาลปี (Enthalpy)

เอนทาลปี คือ ปริมาณความร้อนที่มีอยู่ในสสารที่อุณหภูมิหนึ่ง มีหน่วยเป็นกิโลจูลต่อกิโลกรัมอากาศแห้ง เนื่องจากอากาศเป็นของผสมระหว่างอากาศแห้งและไอน้ำ ดังนั้น ค่าเอนทาลปีของอากาศ คือ ผลรวมระหว่างค่าเอนทาลปีของอากาศแห้งและค่าเอนทาลปีของไอน้ำ สมการที่ใช้ในการคำนวณค่าเอนทาลปี คือ

$$h = h_a + \omega h_g \tag{2.1-8}$$

สมการที่ 2.1-7 สามารถให้ค่าที่ถูกต้องเพียงพอ แม้ว่าจะมีวิธีการในการปรับค่าให้เที่ยงตรงขึ้นหลายวิธี เช่น ค่าความร้อนจำเพาะ (C_p) ที่ในความเป็นจริงมีค่าแปรเปลี่ยนตามอุณหภูมิที่เปลี่ยนไปตั้งแต่ 1.0041 kJ/kg-K ที่ 0°C ถึง 1.0065 kJ/kg-K ที่ 50°C ค่าเอนทาลปีของไอน้ำในอากาศสามารถกำหนดให้มีค่าเท่ากับค่าเอนทาลปีของไอน้ำอิ่มตัวที่อุณหภูมิเดียวกัน ถ้าไอน้ำนั้นอยู่ที่สภาวะความดันต่ำดังแสดงไว้ในรูปที่ 2.2



รูปที่ 2.2 ค่าเอนทาลปีของไอน้ำจะมีค่าเท่ากับค่าเอนทาลปีของไอน้ำอิ่มตัวที่อุณหภูมิต่ำกว่า 50 องศาเซลเซียส [21]

ค่าความร้อนจำเพาะของอากาศแห้งในช่วงอุณหภูมิ 0°C ถึง 50°C สามารถสมมติให้คงที่ที่ 1.005 kJ/kg-K โดยมีความผิดพลาดไม่เกินประมาณ 0.2% ถ้าใช้อุณหภูมิที่ 0°C เป็นอุณหภูมิอ้างอิง ค่าเอนทาลปีของอากาศสามารถคำนวณได้จาก

$$h_a = C_p T \qquad (2.1\text{-}9)$$

จากสมการที่ 2.1-7 และ 2.1-8 จะได้ว่า

$$h = C_p T + \omega h_g \qquad (2.1\text{-}10)$$

2.2 ภาวะสบายของพื้นที่ปรับอากาศ (Thermal comfort) [10]

ภาวะสบาย หมายถึง สภาวะที่มีความพึงพอใจต่อสภาวะแวดล้อมที่อยู่อาศัย หรือสภาวะการใช้งานของพื้นที่นั้น ๆ โดยภาวะสบายที่ต้องการ คือ สภาวะอากาศหรือสภาวะแวดล้อมที่เหมาะสม ไม่ร้อน ไม่เย็น และไม่ชื้นหรือแห้งจนเกินไป ภาวะความสบายโดยรวมขึ้นอยู่กับปัจจัย 2 กลุ่มด้วยกัน ได้แก่

2.2.1 ปัจจัยที่เกี่ยวข้องกับบุคคล

ตัวแปรที่มีผลต่อปัจจัยหลัก ๆ มีอยู่ 4 ตัวแปร คือ ระดับกิจกรรม อายุและเพศ เสื้อผ้าที่สวมใส่ และความเคยชินกับสภาพแวดล้อมและอากาศ โดยจะพบว่าระดับกิจกรรมที่แตกต่างจะส่งผลต่อการเผาผลาญของร่างกายที่ต่างกัน การเผาผลาญของร่างกายเป็นกระบวนการที่สร้างความร้อนในร่างกายคนเรา ซึ่งเกิดได้ 2 ทาง คือ การเผาผลาญอาหารหรือที่เรียกว่าอัตราการเกิดเมตาโบลิซึมในร่างกาย ซึ่งจะเกิดขึ้นนอกเหนือจากการควบคุมของมนุษย์ สภาวะความสบายย่อมมีความแตกต่างกันขึ้นอยู่กับชนิดของอาหารที่รับประทานเข้าไป ส่วนการเผาผลาญของกล้ามเนื้อในร่างกายจะเกิดขึ้นเมื่อได้มีการกระทำกิจกรรม ดังนั้น กิจกรรมที่แตกต่างกันของมนุษย์มีผลทำให้ค่าของภาวะความสบายที่ต้องการแตกต่างเช่นกัน

สำหรับเพศและอายุจะมีผลต่อความพึงพอใจในภาวะสบายหรือช่วงอุณหภูมิที่แตกต่างกัน ตัวอย่างเช่น คนสูงอายุจะมีช่วงอุณหภูมิสบายที่แคบกว่าคนที่มีอายุน้อย ซึ่งเกิดการรับรู้ของประสาทสัมผัสที่แตกต่างกัน และจะพบว่าเพศหญิงจะพอใจในอุณหภูมิสบายที่สูงกว่าเพศชาย สำหรับเสื้อผ้าก็จะมีอิทธิผลต่อความต้องการภาวะสบายที่แตกต่างเช่นกัน เนื่องจากเสื้อผ้าเป็นฉนวนในการถ่ายเทความร้อนของร่างกายออกสู่ภายนอก ดังนั้น การสวมใส่เสื้อผ้าที่แตกต่างกันจึงทำให้ความต้องการภาวะสบายของแต่ละบุคคลแตกต่างกัน และตัวแปรสุดท้าย คือ ความเคยชินกับสภาพแวดล้อมและอากาศที่แตกต่างกันก็จะส่งผลให้ความต้องการภาวะสบายแตกต่างกันเช่นกัน ตัวอย่างเช่น คนที่อาศัยอยู่ในเขตร้อนจะสามารถทนต่อการอยู่ในสถานที่ที่มีอุณหภูมิสูงมากกว่าคนที่อาศัยอยู่ในเขตหนาว และในทางกลับกัน คนในเขตหนาวจะสามารถทนต่อการอยู่ในสถานที่ที่มีอุณหภูมิต่ำได้มากกว่าคนในเขตร้อน ดังนั้น คนในเขตร้อนจึงต้องการภาวะสบายที่มีอุณหภูมิสูงกว่าคนที่อาศัยอยู่ในเขตหนาว เป็นต้น

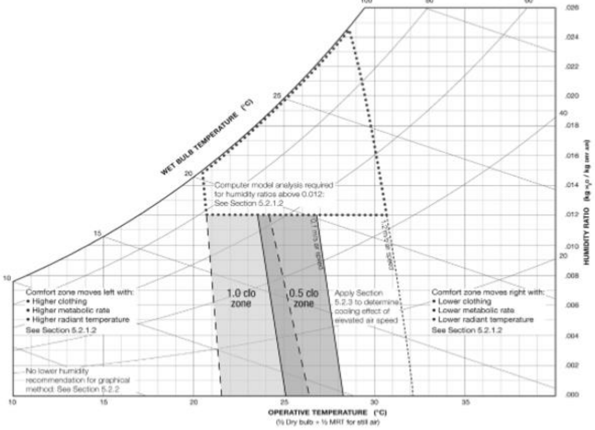
2.2.2 ปัจจัยจากสภาวะแวดล้อม

สภาวะแวดล้อมจะประกอบด้วยตัวแปรหลัก ๆ ที่เกี่ยวข้องกับภาวะสบาย 4 ตัวแปร คือ อุณหภูมิอากาศ (Air temperature) ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ (Relative humidity) การเคลื่อนไหวของอากาศหรือความเร็วลม (Air velocity) และอุณหภูมิการแผ่รังสีความร้อนของผนังห้อง (Mean radiant temperature, MRT) ซึ่งอุณหภูมิอากาศจะมีผลต่อพฤติกรรมของมนุษย์โดยตรง หรือจะเรียกได้ว่าเป็นดัชนีหลักที่สำคัญที่สุด ไม่ว่าจะเป็นทางด้านสภาวะอารมณ์หรือการทำงานของ

ร่างกาย ความชื้นสัมพัทธ์ก็เป็นอีกปัจจัยที่สำคัญ เนื่องจากปริมาณความชื้นมีผลต่อความสามารถในการระบายความร้อนออกจากร่างกายของมนุษย์ ถ้าในสภาวะอากาศแวดล้อมมีความชื้นสัมพัทธ์สูงจะส่งผลให้ความสามารถในการคายความร้อนออกจากร่างกายโดยการระบาย เช่น การระเหยของเหงื่อช้าลง ตัวอย่างสภาวะอากาศแวดล้อมที่มีความชื้นสัมพัทธ์สูง ได้แก่ ช่วงที่ฝนจะตก ที่สภาวะนี้เราจะรู้สึกเหนียวเหนอะบริเวณผิวหนังหรือรู้สึกไม่สบายตัว สาเหตุมาจากความชื้นสัมพัทธ์ในอากาศสูงส่งผลให้การระบายความร้อนโดยการระเหยของเหงื่อเป็นไปได้ยาก เป็นต้น แต่ถ้าสภาวะอากาศแวดล้อมมีความชื้นสัมพัทธ์ต่ำ ก็จะช่วยให้การคายความร้อนของร่างกายเป็นไปได้ง่ายขึ้นเช่นกัน ด้วยเหตุนี้ ความชื้นสัมพัทธ์จึงเป็นดัชนีที่ใช้ในการวัดความสามารถของอากาศในการดูดซึมความร้อนออกจากร่างกายของมนุษย์

2.2.3 ภาวะความสบายตามแนวทาง ASHRAE

แนวทางการประเมินความรู้สึกสบายของมนุษย์ตาม ASHRAE ซึ่งมีพื้นฐานมาจากการทดลองกับกลุ่มตัวอย่างในห้องทดลองที่มีการควบคุมปัจจัยต่างๆ แล้วได้มีการสรุปโดยการสร้างโมโนแกรมที่แสดงช่วงของภาวะความสบาย (Comfort zone) ตามมาตรฐาน ช่วงขอบเขตภาวะสบาย ASHRAE Standard 55 – 2010 ซึ่งได้แสดงเขตภาวะสบายอยู่ในช่วงระหว่างอุณหภูมิโอเปอเรทีฟ (Operative temperature) ซึ่งมองได้ว่าเป็นผลรวมของอุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศกับอุณหภูมิการแผ่รังสีความร้อนเฉลี่ยของผนังห้อง ประมาณ 21°C ถึง 28°C และช่วงความชื้นสัมพัทธ์ประมาณ 30% ถึง 60% โดยแบ่งเป็นเขตภาวะสบายสำหรับฤดูหนาวและฤดูร้อนดังรูปที่ 2.3 โดยเขตภาวะสบายนี้วิเคราะห์จากสมมติฐานที่ให้ความเร็วลมไม่เกิน 0.15 m/s ระดับการเผาผลาญของร่างกายเท่ากับ 1.2 เม็ต (met) (นั่งทำงาน) และค่าความเป็นฉนวนของเสื้อผ้าเท่ากับ 0.5 โคล (clo) สำหรับฤดูร้อน และเท่ากับ 1.0 โคล (clo) สำหรับฤดูหนาว



รูปที่ 2.3 ช่วงขอบเขตภาวะสบาย ASHRAE Standard 55 – 2010 [10]

2.2.4 ดัชนีการโหวต (Comfort votes)

ดัชนีการโหวตเป็นตัวเลขซึ่งกำหนดขึ้น เพื่อบอกถึงระดับความรู้สึกที่มีต่อสภาวะอากาศในขณะนั้น เนื่องจากคนเรามีความรู้สึกที่ต่างกันออกไปโดยค่าที่ได้นั้นเป็นค่าที่ได้จากการทดลองของ Fanger โดยปัจจุบันสมาคม ASHRAE น้ามาใช้อย่างแพร่หลายโดยเรียกว่า ASHRAE thermal sensation scale ซึ่งมี 7 ระดับตามตารางที่ 2.1

ตารางที่ 2.1 ระดับความรู้สึกเชิงความร้อน

ค่า PMV	ความรู้สึก
+3	ร้อน
+2	อุ่น
+1	ค่อนข้างอุ่น
0	พอดี
-1	ค่อนข้างเย็น
-2	เย็น
-3	หนาว

ค่าดัชนีทำนายการโหวตเฉลี่ย (Predicted mean vote, PMV) คำนวณได้จากสมการที่ 2.2-1

$$PMV = [0.303\exp(-0.036M) + 0.028]L \quad (2.2\text{-}1)$$

เมื่อ M คือ ระดับการเผาผลาญของร่างกาย (W/m^2)

W คือ ระดับกิจกรรม

L คือ ความร้อนสูญเสียจากร่างกายคน

โดยสามารถหาค่าความร้อนสูญเสียจากร่างกายคน (Heat loss, L) ได้ดังสมการที่ 2.2-2

$$L = (M-W) \quad (2.2\text{-}2)$$

$$- 3.96 \times 10\text{-}8\ f_{cl}\ [(T_{cl} + 273.15)^4 - (T_r + 273.15)^4]$$

$$- f_{cl}\ hc\ (T_{cl} - T_a)$$

$$- 3.05\ [5.73 - 0.007(M - W) - P_v]$$

$- 0.42[(M - W) - 58.15]$

$- 0.0173M (5.87 - P_v)$

$- 0.0014M (34 - T_a)$

ความร้อนที่ผลิตจากภายในร่างกายมนุษย์

การสูญเสียความร้อนจากการแผ่รังสีความร้อน

การสูญเสียความร้อนจากการพาความร้อน

การสูญเสียความร้อนตามผิวหนัง

การสูญเสียความร้อนจากเหงื่อออก

การสูญเสียความร้อนจากลมหายใจที่มีความชื้น

การสูญเสียความร้อนจากลมหายใจแห้ง

เมื่อ W คือ การเผาผลาญพลังงานเนื่องจากการทำงาน (W/m^2)

f_{cl} คือ สัมประสิทธิ์ของเสื้อผ้า

T_{cl} คือ อุณหภูมิผิวเสื้อผ้า (°C)

T_r คือ อุณหภูมิการแผ่รังสีความร้อนเฉลี่ย (°C)

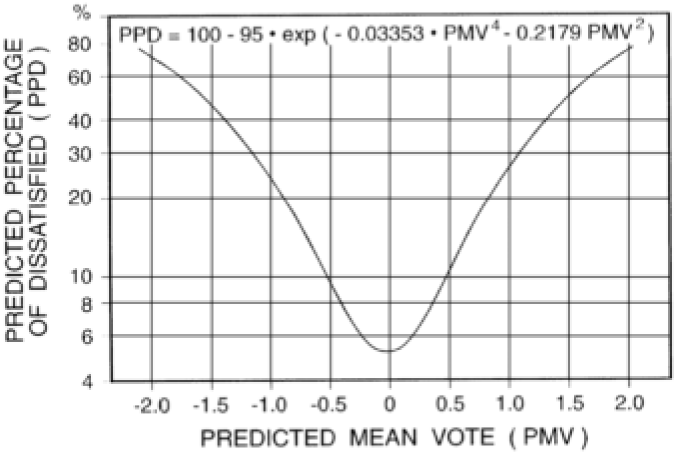
P_v คือ ความดันไอน้ำในอากาศ (kPa)

h_c คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อน (W/m^2 °C)

T_a คือ อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศ (°C)

เนื่องจากไม่มีสภาวะใดที่ทุกคนรู้สึกสบายทั้งหมด ดังนั้นจึงได้มีการกำหนดดัชนีอีกตัวหนึ่งที่บอกให้ทราบถึงเปอร์เซ็นต์ของกลุ่มคนที่ไม่รู้สึกสบาย (Predicted percentage dissatisfied) หรือ PPD ซึ่งหาได้จากสมการที่ 2.2-3 และความสัมพันธ์ระหว่างPMV และ PPD แสดงในรูปที่ 2.4

$$PPD = 100 - 95\exp[-(0.03353(PMV)^4 + 0.2179(PMV)^2)] \quad (2.2\text{-}3)$$



รูปที่ 2.4 ความสัมพันธ์ระหว่างดัชนีทำนายการโหวตเฉลี่ย (PMV) กับเปอร์เซ็นต์ของกลุ่มคนที่รู้สึกไม่สบาย (PPD)

2.3 คุณภาพอากาศภายในพื้นที่ปรับอากาศ (Indoor air quality) [22]

คุณภาพอากาศที่ดีภายในอาคาร หมายถึง สภาวะที่อากาศภายในอาคารที่มีสิ่งเจือปนอยู่ในปริมาณที่ไม่มากพอที่จะทำให้เกิดอันตรายต่อสุขภาพอนามัยของมนุษย์หรือสิ่งมีชีวิตอื่น ๆ หรือต่อสิ่งแวดล้อมภายในอาคารนั้นๆ โดยที่สภาพอากาศที่ดีมีเงื่อนไขของการพิจารณา คือ ภาวะความสบายของคนในการอยู่บริเวณนั้นๆ นั่นคือ อุณหภูมิของอากาศ ความชื้นสัมพัทธ์ และความเร็วของลมของอากาศบริเวณนั้นๆ ที่ยอมรับได้ การหายใจของคนเป็นไปได้อย่างสะดวกสบาย ซึ่งขึ้นอยู่กับปริมาณความเข้มข้นของออกซิเจนและคาร์บอนไดออกไซด์ ณ บริเวณนั้นๆ ความเข้มข้นของก๊าซ ไอ อนุภาคของสิ่งสกปรก และสารที่มีกัมมันตภาพรังสีเหล่านี้ต้องมีปริมาณไม่มาก ไม่ก่อให้เกิดผลร้ายต่อสุขภาพและร่างกายของคน เป็นต้น ซึ่งหนึ่งในวิธีในการควบคุมคุณภาพอากาศภายในอาคาร คือ การนำอากาศภายนอกที่บริสุทธิ์กว่าเข้ามาแทนที่อากาศภายในอาคาร (Ventilation) หรืออากาศระบาย

อากาศระบายในที่นี้ที่จะกล่าวถึง จะเป็นการเติมอากาศที่บริสุทธิ์เข้าไปสู่ที่บริเวณที่ต้องการเพื่อการเจือจางอากาศที่มีการปนเปื้อนของฝุ่นละออง เชื้อโรค หรือก๊าซเป็นพิษต่างๆ การที่มีคนอยู่ภายในตัวอาคาร คนก็จะหายใจนำก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ออกมาซึ่งจะทำให้มีก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์สะสมอยู่ภายใน จึงต้องมีการเติมอากาศใหม่ที่มีความบริสุทธิ์เข้ามาภายในห้อง เพื่อหมุนเวียนเอาอากาศบริสุทธิ์จากภายนอกเข้ามาในพื้นที่ และต้องมีปริมาณที่เพียงพอต่อจำนวนผู้ปฏิบัติงานหรือผู้ที่อยู่บริเวณนั้นๆ และต้องสูงกว่าอัตราการระบายอากาศต่อพื้นที่ขั้นต่ำรวมกันดังสมการที่ 2.2-4 โดยที่อากาศระบายจะมาจากสภาวะแวดล้อมจริง ตัวอย่างอัตราการระบายขั้นต่ำของพื้นที่บางประเภทได้ดังตารางที่ 2.2

$$V_{bz} = R_p \,.\, P_z + R_a \,.\, A_z \tag{2.2-4}$$

V_{bz} = อัตราการไหลของอากาศระบาย

R_p = อัตราการไหลของอากาศระบายต่อจำนวนคน

P_z = จำนวนคนในพื้นที่

R_a = อัตราการไหลของอากาศระบายต่อพื้นที่

A_z = พื้นที่ที่ต้องการคำนวณ

ตารางที่ 2.2 ตัวอย่างความต้องการอากาศระบายสำหรับพื้นที่ต่างๆ ในอาคาร [36]

สถานที่	อากาศภายนอกที่ต้องการ	
	คนต่อ 1,000 ตารางฟุต	ลูกบาศก์ฟุตต่อนาทีต่อคน
พื้นที่สำนักงาน	7	20
ห้องประชุม	50	20
ห้องรับประทานอาหาร	70	20
ห้องปฏิบัติการทางวิทยาศาสตร์	20	15
ห้องเรียน	50	15
โรงภาพยนตร์	70	15
ห้องเต้นแอโรบิก/ผับ	30	20
ซุปเปอร์มาร์เก็ต	8	15
ร้านขายยา	20	15
ร้านตัดผม	25	25

การระบายอากาศภายในพื้นที่ปรับอากาศจะมากหรือน้อยขึ้นอยู่กับจำนวนคน กิจกรรม ขนาดของพื้นที่ และลักษณะการใช้งานของพื้นที่นั้นๆ ถ้าหากมีจำนวนคนต่อพื้นที่ปรับอากาศหนาแน่น หรือ

การใช้งานของพื้นที่ปรับอากาศที่จำเป็นต้องใช้อากาศระบายในปริมาณมาก จะมีความจำเป็นที่จะต้องนำอากาศระบายจากภายนอกจ่ายเข้าสู่พื้นที่ปรับอากาศ

จากที่ทราบว่าความชื้นส่วนใหญ่จะมาจากอากาศระบาย หากต้องการใช้ระบบดูดความชื้นในการรับมือความร้อนแฝงก็ควรพิจารณาติดตั้งระบบดูดความชื้นเพื่อกำจัดความชื้นจากอากาศระบายเป็นหลัก

2.4 ภาระการปรับอากาศ

ความชื้นและความร้อนจะเป็นภาระของระบบปรับอากาศ โดยความชื้นจะเป็นภาระความร้อนแฝง (Latent heat) ซึ่งบอกได้ด้วยระดับของความชื้นสัมพัทธ์ หรืออัตราส่วนความชื้น ส่วนความร้อนซึ่งในที่นี้จะหมายถึงภาระความร้อนสัมผัส (Sensible heat) บอกได้ด้วยระดับอุณหภูมิ แหล่งกำเนิดของความชื้นและความร้อนอาจแบ่งได้เป็น 5 แหล่ง ดังต่อไปนี้

2.4.1 มนุษย์ (Occupant)

มนุษย์เป็นแหล่งกำเนิดทั้งความร้อนแฝงและความร้อนสัมผัส ซึ่งแต่ละบุคคลก็จะปล่อยความร้อนออกมาที่อัตราไม่เท่ากัน ตามแต่กิจกรรมของแต่ละบุคคลและเพศ

2.4.2 ระบบแสงสว่าง (Lighting system)

ระบบแสงสว่างจะให้เฉพาะความร้อนสัมผัส โดยกำลังไฟฟ้าที่ใช้ของหลอดไฟจะกลายเป็นความร้อน 78% ถึง 90% ของกำลังไฟฟ้า ดังนั้น จึงมักคิดกำลังทั้งหมดของหลอดไฟเป็นภาระความร้อนเพื่อความสะดวก

2.4.3 กรอบอาคาร (Building envelope)

กรอบอาคารจะส่งผ่านเฉพาะความร้อนสัมผัสโดยขึ้นอยู่กับวัสดุที่เลือกใช้ในการประกอบผนัง หลังคา และพื้นอาคาร เป็นต้น

2.4.4 อุปกรณ์ (Equipment)

อุปกรณ์จะให้ทั้งความร้อนแฝงและความร้อนสัมผัส ขึ้นอยู่กับชนิดอุปกรณ์ที่ใช้ในอาคารสำนักงาน ได้แก่ โทรทัศน์ คอมพิวเตอร์แบบตั้งโต๊ะ เครื่องพิมพ์เลเซอร์ เครื่องถ่ายเอกสาร เป็นต้น โดยอุปกรณ์แต่ละอย่างจะปล่อยความร้อนซึ่งเป็นภาระปรับอากาศออกมาไม่เท่ากัน และโดยมากมักไม่สูงเท่ากับกำลังไฟฟ้าที่ระบุไว้บนฉลาก

มหาวิทยาลัยศิลปากร

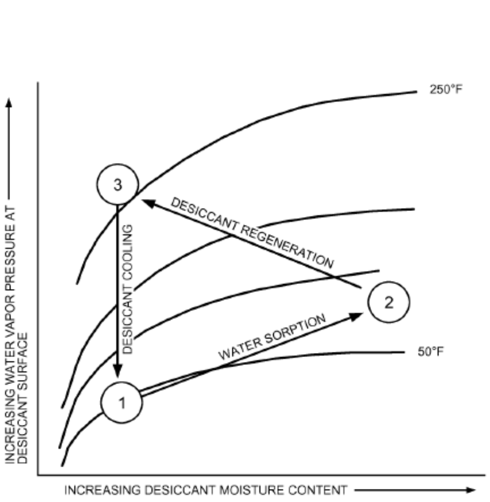
2.4.5 อากาศระบายและอากาศรั่วไหล (Ventilation and infiltration)

ในระบบปรับอากาศทั่วไป จะมีการนำเอาอากาศจากภายนอกเข้ามาผลัดเปลี่ยนกับอากาศภายในเพื่อนำอากาศที่ผ่านการใช้งานออกไปทิ้งหรือที่เรียกกันว่าอากาศระบาย ซึ่งอากาศระบายจะผ่านตัวกรองฝุ่นละอองของระบบปรับอากาศ แต่ความร้อนและความชื้นของอากาศยังสามารถเข้ามายังพื้นที่ปรับอากาศได้ ความชื้นอากาศจะกลายเป็นภาระความร้อนแฝงส่วนใหญ่ของระบบปรับอากาศ และอาจส่งผลให้เกิดภาวะไม่สบายในพื้นที่ปรับอากาศ และสร้างความเสียหายให้แก่วัสดุที่เก็บอยู่ในพื้นที่ปรับอากาศนั้นได้ ภาระปรับอากาศอันเนื่องมาจากความชื้นที่มาจากอากาศระบายคิดเป็น 80% ของภาระปรับอากาศทั้งหมด ส่วนปริมาณความชื้นที่มาจากคน ระบบแสงสว่าง กรอบอาคาร และอุปกรณ์สำนักงานเมื่อรวมกันแล้วเทียบกับความชื้นที่มาจากอากาศระบายจะคิดเป็นประมาณ 20% ซึ่งมีปริมาณน้อยกว่า ด้วยเหตุนี้จึงจำเป็นที่จะต้องกำจัดความชื้นออกจากอากาศระบายเป็นอันดับแรก

2.5 สารดูดความชื้น

สารดูดความชื้น (Desiccant) เป็นส่วนหนึ่งของสารดูดซับ (Sorbent) ซึ่งสารดูดซับสามารถสกัดและอุ้มก๊าซหรือของเหลวต่าง ๆ ได้ สำหรับสารดูดความชื้นมีคุณสมบัติในการสกัดความชื้นและอุ้มน้ำเท่านั้น วัสดุต่างๆ ที่อยู่โดยรอบตัวเรา เช่น กระดาษ ไม้ หนังสัตว์ หรือวัสดุสังเคราะห์ มีคุณสมบัติเหล่านี้เช่นกัน แตกต่างที่สารดูดความชื้นในเชิงการค้ามีความสามารถในการสกัดความชื้นและอุ้มน้ำได้มากกว่าซึ่งอยู่ระหว่าง 10% ถึง 1,000% ของน้ำหนักแห้งของตัวมันแม้ในสภาวะที่มีความชื้นสัมพัทธ์ต่ำ ๆ [23]

การทำงานของสารดูดความชื้นทุกชนิดจะมีลักษณะเหมือนกัน โดยความชื้นจะถ่ายเทเนื่องจากความแตกต่างระหว่างความดันไอน้ำที่ผิวของสารดูดความชื้นกับอากาศโดยรอบ เมื่อความดันไอบริเวณผิวของสารดูดความชื้นต่ำกว่าอากาศโดยรอบ สารดูดความชื้นจะสกัดความชื้นจากอากาศ และเมื่อความดันไอบริเวณผิวของสารดูดความชื้นสูงกว่าอากาศ สารดูดความชื้นจะปล่อยความชื้นออกสู่อากาศ ความดันไอที่ผิวของสารดูดความชื้นสามารถทำให้เพิ่มขึ้นได้โดยการเพิ่มอุณหภูมิ หรือการเพิ่มปริมาณความชื้นของสารดูดความชื้น หรือการเพิ่มทั้งสองปัจจัยพร้อมกัน



รูปที่ 2.5-1 วัฏจักรการทำงานของสารดูดความชื้น [23]

รูปที่ 2.5-1 แสดงวัฏจักรการทำงานของสารดูดความชื้น จุด 1 เป็นจุดเริ่มต้นของสารดูดความชื้นแห้งรับความชื้นจากอากาศ ปริมาณความชื้นในตัวเพิ่มขึ้นและความดันไอที่ผิวของสารดูดความชื้นจะเพิ่มขึ้นเช่นกัน กระบวนการดูดซับความชื้นดำเนินไปจนกระทั่งสารดูดความชื้นเข้าสู่สภาวะสมดุลกับอากาศที่จุด 2 ซึ่งเป็นจุดที่สารดูดความชื้นจะไม่สกัดความชื้นอีกต่อไป (ความชื้นในสารดูดความชื้นเท่ากับความชื้นในอากาศโดยรอบ) ระหว่างจุด 1 และจุด 2 เป็นกระบวนการดูดซับความชื้นซึ่งอุณหภูมิของสารดูดความชื้นและอากาศโดยรอบจะสูงขึ้นเนื่องจากการดูดซับความชื้นจะทำให้เกิดความร้อนสัมผัสขึ้นเท่ากับความร้อนแฝงของไอน้ำที่ถูกดูดจากสารดูดความชื้น รวมกับการเพิ่มขึ้นของความร้อนจากการดูดซับซึ่งมีค่าอยู่ระหว่าง 5% ถึง 25% ของความร้อนแฝงของไอน้ำ ซึ่งความร้อนที่เกิดขึ้นนี้จะถ่ายเทให้สารดูดความชื้นและสิ่งแวดล้อม [10] การจะทำให้สารดูดความชื้นสามารถสกัดความชื้นได้อีกครั้งต้องทำให้ความชื้นในสารดูดความชื้นลดลงโดยการคายความชื้นออกมา กระบวนการให้ความร้อนเป็นวิธีที่นิยมใช้ในการกำจัดความชื้นออกจนกระทั่งสารดูดความชื้นแห้งและสมดุลกับความชื้นของอากาศโดยรอบ ที่จุด 3 นี้สารดูดความชื้นจะมีอุณหภูมิสูงและความดันไอที่ผิวสูงแต่ความชื้นในสารดูดความชื้นต่ำ การนำสารดูดความชื้นกลับมาใช้ต้องทำความดันไอที่ผิวของสารดูดความชื้นที่จุด 3 ต่ำลงโดยการให้ความเย็นจากภายนอก ทำให้อุณหภูมิของสารดูดความชื้นลดลงจนกระทั่งอยู่ในสภาวะที่จุดที่ 1 (เริ่มต้น) สารดูดความชื้นจะพร้อมใช้งานในการดูดความชื้นอีกครั้ง

2.5.1 ชนิดของสารดูดความชื้น

สารดูดความชื้นมี 2 ชนิด คือ ชนิดที่เป็นของแข็งและชนิดที่เป็นของเหลว ซึ่งสามารถอุ้มน้ำด้วยการดูดซับความชื้น (Adsorption) หรือการดูดซึมความชื้น (Absorption) ตามลำดับ

การดูดซับความชื้นและการดูดซึมความชื้น คือ กระบวนการของการสกัดความชื้นและการอุ้มน้ำ ซึ่งขึ้นอยู่กับขณะดูดความชื้นเกิดการเปลี่ยนแปลงทางเคมีหรือไม่ ในกระบวนการดูดซับความชื้นไม่มีการเปลี่ยนแปลงทางเคมีของสารดูดความชื้นนอกจากการเพิ่มน้ำหนักของสารดูดความชื้นจากน้ำหนักน้ำที่อุ้มไว้ ส่วนในกระบวนการดูดซึมความชื้นสารดูดความชื้นจะเกิดการเปลี่ยนแปลงทางเคมีระหว่างการสกัดความชื้นและอุ้มน้ำ เช่น การเปลี่ยนสถานะจากของแข็งเป็นของเหลว การเปลี่ยนโครงสร้างสารประกอบ เป็นต้น

2.5.1.1 ระบบดูดความชื้นด้วยสารดูดความชื้นเหลว

การลดความชื้นด้วยสารดูดความชื้นเหลว เริ่มจากขณะอากาศสัมผัสกับสารละลายของสารดูดความชื้นซึ่งมีความดันไอต่ำกว่าความดันไอของน้ำที่อุณหภูมิเดียวกัน อากาศชื้นจะถูกลดความดันไอลงทำให้ความชื้นในอากาศลดลง ความดันไอของสารละลายสารดูดความชื้นเหลวแปรผันตรงกับอุณหภูมิและแปรผกผันกับความเข้มข้นของสารละลาย [23]

2.5.1.2 ลักษณะสารดูดของความชื้นชนิดเหลว

สารดูดความชื้นชนิดเหลวจะมีความจุในการอุ้มน้ำได้สูง เช่น แต่ละโมเลกุลของลิเทียมคลอไรด์สามารถอุ้มน้ำได้ 2 โมเลกุลเมื่ออยู่ในสภาวะแห้ง เมื่อ 1 โมเลกุลของลิเทียมคลอไรด์อุ้มน้ำไว้ 2 โมเลกุล ลิเทียมคลอไรด์จะกลายสภาพเป็นสารละลายเหลวและสามารถอุ้มน้ำเพิ่มขึ้น ถ้าสารละลายของสารดูดความชื้นลิเทียมคลอไรด์อยู่ในสภาวะสมดุลกับอากาศที่ความชื้นสัมพัทธ์ 90% จะสามารถสกัดโมเลกุลของน้ำได้ประมาณ 26 โมเลกุลต่อลิเทียมคลอไรด์ 1 โมเลกุล ซึ่งเมื่อคิดเป็นน้ำหนักที่สามารถดูดซึมน้ำได้ต่อน้ำหนักแห้งของลิเทียมคลอไรด์จะมีค่าประมาณ 1,000% ของน้ำหนักแห้ง

2.5.1.3 ชนิดของสารดูดความชื้นชนิดเหลว

สารดูดความชื้นชนิดเหลวโดยส่วนใหญ่จะเป็นเกลือหรือเกลือทางเคมีที่นิยมใช้โดยทั่วไป ได้แก่ ลิเทียมคลอไรด์ (Lithium chloride, $LiCl$) ลิเทียมโบรไมด์ (Lithium bromide,$LiBr$) แคลเซียมคลอไรด์ (Calcium chloride, $CaCl_2$) และไตรเอทิลีนไกลคอล (TEG) เป็นต้น [13]

2.5.1.4 สารดูดความชื้นชนิดแข็ง

สารดูดซับ คือ วัสดุแข็งที่มีพื้นที่ผิวภายในมากเมื่อเทียบกับหนึ่งหน่วยมวล เพียง 1 g จะมีพื้นที่ผิวมากถึง 50,000 ft^2 โครงสร้างของสารดูดซับคล้ายกับฟองน้ำแข็ง พื้นผิวของสารดูดซับประกอบด้วยท่อฝอยมากมาย ภายในท่อฝอยมีช่องว่างระหว่างโมเลกุลของสารดูดซับซึ่งสามารถดูดซับโมเลกุลของน้ำภายในความจุของช่องว่างนั้น น้ำที่ถูกดูดซับจะควบแน่นอยู่ในท่อฝอยของสารดูดซับ

สารดูดซับสามารถดูดซับความชื้นได้เพราะสนามไฟฟ้าที่บริเวณผิว ดังนั้นแต่ละพื้นที่ผิวบนสารดูดความชื้นจะดึงดูดโมเลกุลของน้ำที่ประจุไฟฟ้าตรงข้ามกัน เมื่อพื้นที่ทั้งหมดถูกประจุเต็มแล้ว สารดูดซับสามารถอุ้มน้ำได้ต่อเพราะว่าไอน้ำที่ควบแน่นในพื้นผิวชั้นแรกได้เติมเข้าในท่อฝอยของวัสดุ ดังนั้นความสามารถของสารดูดซับความชื้นเกิดจากความแตกต่างระหว่างความดันไอที่ผิวของสารดูดความชื้นกับอากาศแวดล้อมเหมือนกับสารดูดความชื้นชนิดเหลว

ความจุของสารดูดความชื้นชนิดแข็งจะน้อยกว่าสารดูดความชื้นชนิดเหลว เช่น สารดูดความชื้นแบบโมเลกุลาซีฟ (Molecular sieves) สามารถดูดซับความชื้นได้ 17% ของน้ำหนักแห้งที่อากาศอุณหภูมิ 21°C ความชื้นสัมพัทธ์ 20% ซึ่งแตกต่างจากลิเทียมคลอไรด์ซึ่งสามารถดูดซึมน้ำได้ 130% ของน้ำหนักแห้งที่อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์เดียวกัน ส่วนซิลิกาเจลสามารถดูดซับความชื้นได้ 35- 40% ของน้ำหนักตัวแห้งขึ้นอยู่กับสภาวะแวดล้อมที่มีความเป็นกรดสูง [23]

2.5.1.5 คุณสมบัติที่ดีของสารดูดความชื้นชนิดแข็ง

. โมเลกุลาซีฟสามารถที่จะดูดซับความชื้นได้อย่างต่อเนื่องถึงแม้อากาศจะร้อนมาก ทำให้สามารถลดความชื้นให้กระแสอากาศร้อนได้

สารดูดความชื้นชนิดแข็งหลายชนิดสามารถผลิตให้ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางของรูพรุนมีความแม่นยำสูง ซึ่งทำให้สามารถกำหนดการดูดซับตามขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของโมเลกุลได้จำเพาะมากขึ้น เช่น โมเลกุลของน้ำมีขนาด 3.2 อังสตรอม (Ångstrom) สารดูดซับแบบโมเลกุลซีฟจะมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของรูพรุนที่ 4.0 อังสตรอม เพื่อดูดซับน้ำแต่จะไม่สามารถดูดซับสารที่มีโมเลกุลใหญ่กว่า เช่น ตัวทำละลายอินทรีย์

คุณสมบัติในการเลือกความสามารถในการดูดซับสามารถนำมาใช้ประโยชน์ได้ เช่น สารดูดความชื้นชนิดแข็งที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของรูพรุนหลายขนาดอยู่ร่วมกันสามารถกำจัดน้ำและสิ่งปนเปื้อนในอากาศได้พร้อมกัน

ความสามารถในการดูดซับความชื้นจะขึ้นอยู่กับพื้นที่ผิวทั้งหมดของสารดูดซับ ปริมาตรของท่อฝอย และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อฝอย

พื้นที่ผิวมากๆ จะทำให้ความจุในการดูดซับมากที่ความชื้นสัมพัทธ์ต่ำๆท่อฝอยมากทำให้ความจุน้ำสูงสำหรับการควบแน่นน้ำ ซึ่งจะทำให้สารดูดความชื้นมีความจุในการดูดซับมากที่ความชื้นสูงๆ

ที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางน้อย ๆ จะสามารถเลือกโมเลกุลของไอที่จะดูดซับได้ดีขึ้นวัสดุที่มีท่อฝอยขนาดใหญ่จะมีพื้นที่ผิวต่อปริมาตรน้อยกว่าวัสดุที่มีท่อฝอยขนาดเล็กแต่มีปริมาตร

รวมมากกว่า จึงมีความจุในการดูดซับได้มากที่ความชื้นสัมพัทธ์สูงๆ แต่จะดูดซับได้น้อยลงที่ความชื้นสัมพัทธ์ต่ำๆ

ส่วนวัสดุที่มีท่อฝอยขนาดเล็กกว่าจะมีพื้นที่ผิวมากกว่าทำให้มีความจุมากกว่าที่ความชื้นสัมพัทธ์ต่ำ แต่จะมีความจุต่ำกว่าที่จะอุ้มน้ำที่เกิดจากการควบแน่นที่ความชื้นสัมพัทธ์สูงๆ สารดูดซับส่วนใหญ่สามารถที่จะผลิตให้มีสมรรถนะที่เหมาะสมในการใช้งานเฉพาะได้เป็นอย่างดี

2.5.1.6 ชนิดของสารดูดความชื้นชนิดแข็ง

ชนิดของสารดูดความชื้นชนิดแข็งที่พบเห็นใช้งานโดยทั่วไปได้แก่

- ซิลิกาเจล (Silica gels)
- ซีโอไลท์ (Zeolites)
- ซินเทติก ซีโอไลท์ (Synthetic zeolites or molecular sieves)
- แอคติเวทเตด อะลูมินา (Activated aluminas)
- คาร์บอน (Carbon)
- ซินเทติก โพลิเมอร์ (Synthetic polymers)
- คอมโพสิท พาติเคิล (Composite particles)

โดยรายละเอียดของสารดูดความชื้นชนิดแข็งแต่ละตัว สามารถอธิบายพอสังเขปได้ ดังนี้

- ซิลิกาเจล

โครงสร้างแบบ อมอร์ฟิส โซลิด (Amorphous solid) เกิดจากการควบแน่นของสารละลาย ซิลิเกท (Silicates) สารละลายเป็นน้ำหรือตัวทำละลายอื่น ๆ ก็ได้ ข้อได้เปรียบ คือ มีราคาถูกและมีโครงสร้างอย่างง่าย สามารถทำเป็นทรงกลมขนาดตามต้องการตั้งแต่เท่าผงแป้งละเอียดถึงเส้นผ่านศูนย์กลางประมาณ 3/16 in ได้

- ซีโอไลท์

ซีโอไลท์เป็นแร่อลูมิโนซิลิเกท (Aluminosilicate minerals) เกิดขึ้นตามธรรมชาติ มีลักษณะคล้ายวัสดุสังเคราะห์ ซีโอไลท์เป็นแท่งผลึกรูปตาข่ายซึ่งโมเลกุลเช่นไอน้ำสามารถถูกอุ้มอยู่ภายในผลึกของมัน โดยอะตอมของอลูมิโนซิลิเกทเป็นตัวกำหนดขนาดของโมเลกุลของสารที่ถูกดูดซับในโครงสร้างของตาข่าย

- ซินเทติก ซีโอไลท์ (โมเลกุลซีฟ)

ซินเทติก ซีโอไลท์ หรือเรียกว่า โมเลกุลซีฟ คือ แท่งผลึกของอลูมิโนซิลิเกทซึ่งผลิตด้วยกระบวนการทางความร้อนและส่วนประกอบจากวัสดุอื่นๆ ซึ่งต้องควบคุมโครงสร้าง

และคุณสมบัติของผิวของสารดูดซับ ทำให้มีราคาค่อนข้างสูง แต่จะมีโครงสร้างสม่ำเสมอมากกว่าซีโอไลท์ที่เกิดจากธรรมชาติ

- แอคติเวทเตด อะลูมินา

แอคติเวทเตด อะลูมินา คือ ออกไซด์และไฮไดรด์ของอลูมิเนียมซึ่งผลิตจากกระบวนการทางความร้อน คุณสมบัติทางโครงสร้างของมันถูกควบคุมด้วยก๊าซในการผลิต การควบคุมอุณหภูมิ และช่วงเวลาที่อยู่ในกระบวนการทางความร้อน

- คาร์บอน

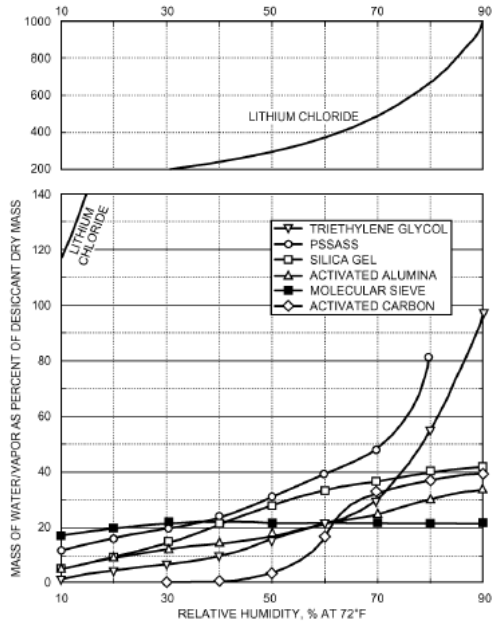
คาร์บอนเป็นวัสดุที่ถูกใช้มากในการดูดซับความชื้นของก๊าซที่นอกเหนือจากไอน้ำเพราะว่ามันสามารถดึงดูดโมเลกุลของตัวทำละลายอินทรีย์ที่ไม่มีขั้วได้ดี เช่นเดียวกับสารดูดซับอื่น ๆ คาร์บอนมีพื้นผิวภายในที่มากและมีท่อฝอยขนาดใหญ่ ปริมาตรของท่อฝอยทำให้มันมีความจุในการดูดซับสูง ไอน้ำที่ความชื้นสัมพัทธ์ระหว่าง 40% ถึง 100%

- ซินเทติก โพลิเมอร์

ซินเทติก โพลิเมอร์ มีศักยภาพที่สามารถนำมาใช้เป็นสารดูดความชื้นได้ดี โมเลกุลที่ยาวเหมือนที่พบในกรดโพลีสไตรีนซัลโฟนิก โซเดียม ซอลท์ (Polystyrenesulfonic acid sodium salt, PSSASS) ถูกพันเป็นเกลียวเหมือนมัดเชือก แต่ละไอออนของโซเดียมจำนวนมากในโมเลกุลที่ยาวของกรดโพลีสไตรีนซัลโฟนิก โซเดียม ซอลท์ มีศักยภาพที่จะใส่โมเลกุลของน้ำไว้หลายโมเลกุล และช่องว่างระหว่างแต่ละเส้นสามารถบรรจุน้ำที่ควบแน่น ทำให้โพลิเมอร์มีความจุเพิ่มขึ้นมากกว่าสารดูดความชื้นอีกหลายชนิด

การพิจารณาเลือกใช้คุณสมบัติของสารดูดความชื้นชนิดแข็งในการพิจารณาเลือกใช้สารดูดความชื้น สามารถเปรียบเทียบความสามารถการดูดซับความชื้นของสารดูดความชื้นแต่ละชนิดได้จากเส้นอุณหภูมิเท่ากันของสารดูดความชื้น (Desiccant isotherms) และคุณสมบัติของอายุการใช้งานของสารดูดความชื้นซึ่งจะขึ้นอยู่กับสภาวะในการนำสารดูดความชื้นไปใช้

รูปที่ 2.5-2 แสดงการเปรียบเทียบคุณสมบัติการดูดซับความชื้นของสารดูดความชื้นแต่ละชนิด การเปลี่ยนแปลงเห็นได้ชัดจากเส้นอุณหภูมิเท่ากันของสารดูดความชื้น ความแตกต่างเกิดจากวิธีการผลิตเพื่อให้ได้วัสดุที่เหมาะสมในการนำไปใช้งานตามจุดประสงค์ หลักทั่วไปของการเลือกสารดูดความชื้น คือ ต้องเลือกคุณสมบัติสารดูดความชื้นให้เหมาะสมในการใช้งาน



Sources for isotherms presented in the figure include
PSSASS: Czanderna (1988)
Lithium chloride: Munters Corporation: Cargocaire Division and Kathabar, Inc.
Triethylene glycol: Dow Chemical Corporation
Silica gel: Davison Chemical Division of W.R. Grace Co.
Activated carbon: Calgon Corporation
Activated alumina: LaRoche Industries Inc.
Molecular sieve: Davison Chemical Division of W.R. Grace Co.

รูปที่ 2.5-2 การดูดซับของสารดูดความชื้นชนิดต่าง ๆ ที่อุณหภูมิเดียวกัน [12]

2.5.1.7 อายุการใช้งานของสารดูดความชื้น

- อายุในการใช้งานของสารดูดความชื้นขึ้นอยู่กับปริมาณและชนิดของสิ่งปนเปื้อนในกระแสอากาศ สารดูดความชื้นมีอายุการใช้งานมากที่สุด 10,000 ถึง 100,000 ชั่วโมงหรือมากกว่านี้ ปัจจัยที่ทำให้สารดูดความชื้นมีความจุลดลงคือ
- การเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติในการดูดซับความชื้นของสารดูดความชื้นจากปฏิกิริยาเคมีซึ่งเกิดจากสารปนเปื้อน
- การสูญเสียพื้นที่ผิวหน้าในการดูดซับซึ่งเกิดจากการอุดตันหรือการเสื่อมสภาพจากความชื้นและความร้อน (Hydrothermal degradation)
- สารดูดความชื้นชนิดเหลวจะไวต่อปฏิกิริยาเคมีมากกว่าสารดูดความชื้นชนิดแข็งเมื่อในกระแสอากาศมีสิ่งปนเปื้อนชนิดอื่นที่ไม่ใช่น้ำ
- สารดูดความชื้นชนิดแข็งจะเกิดการอุดตันซึ่งขึ้นอยู่กับการทำงานของสารดูดความชื้นแต่ละชนิดและปริมาณของสารดูดความชื้นในการไหลของอากาศ [23]

2.5.1.8 ข้อดี ข้อเสียของสารดูดความชื้นชนิดของเหลวและชนิดของแข็ง

ข้อดี ข้อเสียของสารดูดความชื้นชนิดของเหลวและของแข็งแสดงไว้ในตาราง ที่ 2.3

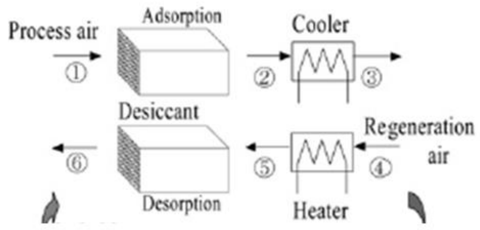
ตารางที่ 2.3 ข้อดี ข้อเสียของสารดูดความชื้นชนิดของเหลวและชนิดของแข็ง

สารดูดความชื้น	ข้อดี	ข้อเสีย
ชนิดของเหลว	● ความสามารถในการอมน้ำต่อน้ำหนักตัวแห้งสูง ตัวอย่างเช่น ลิเทียมคลอไรด์ สามารถดูดความชื้นได้ 130% ของน้ำหนักตัว ● อุณหภูมิที่ใช้ในการอบแห้งต่ำ (40-80°C)	● อุปกรณ์ที่ใช้ในระบบดูดความชื้นมีขนาดใหญ่ มีอุปกรณ์มากกว่า และใช้พลังงานมากกว่า เช่น ปั้ม พัดลม ● อุณหภูมิในการดูดความชื้นต่ำ ● มีการกัดกร่อนและการตกผลึก ● การก่อสร้างระบบดูดความชื้นทำได้ยากกว่า
ชนิดของแข็ง	● ไม่มีการกัดกร่อนและการตกผลึก ● อุณหภูมิในการดูดความชื้นสูง (โมเลกุลาซีฟ) ● ด้านการผลิตสามารถผลิตขนาดของสารดูดความชื้นตามที่ต้องการได้ เช่น ซิลิกาเจล -ต้นทุนผลิตต่ำ -ได้ขนาดตามต้องการตั้งแต่เท่าผงแป้งจนถึงเส้นผ่าศูนย์กลางประมาณ 3/16 in ได้ ● อุปกรณ์ที่ใช้ในระบบดูดความชื้นมีน้อยกว่า (พัดลม) ใช้พลังงานน้อยกว่า ● การก่อสร้างระบบดูดความชื้นทำได้ง่ายกว่า	● ความสามารถในการอมน้ำต่อน้ำหนักตัวแห้งต่ำ เช่น โมเลกุลาซีฟ (17%) ซิลิกาเจล (35-40%) ● อุณหภูมิที่ใช้ในการอบแห้งสูง (80-260°C)

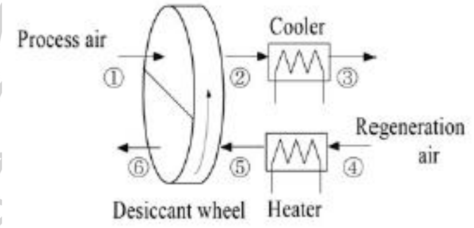
มหาวิทยาลัยศิลปากร

2.6 เครื่องดูดความชื้นที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดของแข็ง

ระบบดูดความชื้นของสารดูดความชื้นแข็งแบบพื้นฐานมี 2 ระบบคือ ระบบดูดความชื้นแบบเป็นช่วง (Batch type) และระบบดูดความชื้นแบบใช้วงล้อสารดูดความชื้น (Desiccant wheel type) ดังแสดงในรูปที่ 2.6-1 และรูปที่ 2.6-2



รูปที่ 2.6-1 แผนผังการไหลอากาศของระบบดูดความชื้นแบบช่วง [28]



รูปที่ 2.6-2 แผนผังการไหลอากาศของระบบดูดความชื้นแบบวงล้อสารดูดความชื้น [24]

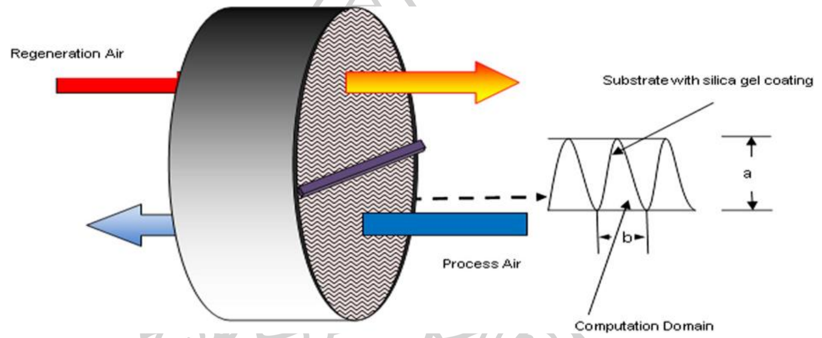
2.6.1 ระบบดูดความชื้นแบบเป็นช่วง

ระบบดูดความชื้นแบบเป็นช่วงเป็นระบบที่มีรูปร่างง่ายๆ โดยใส่สารดูดความชื้นไว้ในภาชนะที่มีรูพรุนรูปกล่องสี่เหลี่ยมหรือทรงกระบอกที่มีช่องให้อากาศไหลผ่านภาชนะได้โดยตลอด เมื่ออากาศชื้นไหลผ่านชั้นของสารดูดความชื้น สารดูดความชื้นในระบบจะดูดความชื้นจากอากาศที่ไหลผ่านระบบ จนกระทั่งสารดูดความชื้นเข้าสู่สภาวะสมดุลกับความชื้นของอากาศ การกำจัดน้ำออกจากสารดูดความชื้นใช้ 2 วิธี คือ การสลับอากาศร้อนไหลเข้าระบบแทนที่อากาศชื้นเพื่อทำการกำจัดน้ำออกจากสารดูดความชื้น หรือการเปลี่ยนสารดูดความชื้นแห้งชุดใหม่แทนที่สารดูดความชื้นที่อิ่มตัวและสมดุลกับความชื้นในอากาศ [25]

2.6.2 ระบบดูดความชื้นแบบวงล้อสารดูดความชื้น

สารดูดความชื้นชนิดแข็งถูกนำไปใช้ในการดูดความชื้นด้วยเทคโนโลยีการจัดวางรูปร่างที่มีความแตกต่างกันตามการออกแบบ หนึ่งในเทคโนโลยีที่ใช้ ได้แก่ การนำสารดูดความชื้นประกอบเป็นวงล้อให้หมุนอย่างช้าๆ สารดูดความชื้นที่ใช้ในเทคโนโลยีแบบนี้ เช่น ซิลิกาเจลหรือโมเลกุลลาซีฟ ส่วน

หนึ่งของวงล้อจะให้อากาศชื้นผ่านเพื่อสัมผัสกับสารดูดความชื้นและส่วนที่เหลือมีไว้สำหรับกำจัดความชื้นออกจากสารดูดความชื้น ทำให้สามารถใช้งานได้อย่างต่อเนื่อง การดูดซับความชื้นและการกำจัดความชื้นจำเป็นต้องทำให้รอบการหมุนตรงตามกำหนดเวลา สารดูดความชื้นถูกอัดแน่นภายในก้อนจึงทำให้ไม่ถูกกัดกร่อนหรือหลุดออกไปกับกระแสอากาศ เมื่อเปรียบเทียบกับวิธีอื่น วงล้อสารดูดความชื้นเป็นวิธีที่ใช้งานอย่างแพร่หลาย นอกจากนี้การปรับตั้งค่าขณะใช้งานยังเป็นข้อได้เปรียบของวงล้อสารดูดความชื้น เนื่องจากวงล้อสารดูดความชื้นเป็นระบบที่ใช้ในระบบทำความเย็นด้วยสารดูดความชื้น จึงทำให้นักวิจัยส่วนใหญ่ได้ค้นคว้าและออกแบบในการหาค่าที่เหมาะสมเพื่อให้เกิดประสิทธิภาพในการใช้งานอย่างต่อเนื่อง



รูปที่ 2.6-3 รูปร่างของระบบดูดความชื้นแบบวงล้อสารดูดความชื้น [26]

พื้นที่ของวงล้อของสารดูดความชื้นถูกแบ่งวงล้อออกเป็น 2 ส่วน คือ ส่วนสำหรับดูดความชื้นซึ่งอากาศชื้นจะไหลผ่านเพื่อทำการลดความชื้นของอากาศขณะวงล้อหมุนต่อเนื่องจนกระทั่งสารดูดความชื้นดูดซับความชื้นจนอิ่มตัว ส่วนกำจัดความชื้นเป็นส่วนที่ต่อเนื่องจากส่วนดูดความชื้นซึ่งอากาศร้อนไหลผ่านเพื่อทำการกำจัดน้ำในสารดูดความชื้นออกและอากาศที่ร้อนชื้นจะไหลออกสู่สิ่งแวดล้อม เมื่อสารดูดความชื้นแห้งจะหมุนเข้ารับอากาศชื้นอีกครั้ง ซึ่งรอบของการหมุนของวงล้อต้องสัมพันธ์กับการดูดความชื้นและคายความชื้นของสารดูดความชื้น วงล้อสารดูดความชื้นแบบทั่วไปประกอบด้วย สารดูดความชื้นที่ผนึกติดไว้บนแผ่นอลูมิเนียมฟอยล์ (Aluminum foil sheet) ทำให้มีน้ำหนักเบา และจัดวางรูปร่างโครงสร้างแบบรังผึ้ง ที่กึ่งกลางของวงล้อเป็นแกนเพลาสำหรับหมุนวงล้อสารดูดความชื้น

การพัฒนาวงล้อสารดูดความชื้นเพื่อให้ได้ประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นจากรูปแบบทั่วไป เช่น การเพิ่มระบบทำความเย็นเริ่มต้นของกระแสอากาศก่อนเข้าสารดูดความชื้นเพื่อทำให้อุณหภูมิสารดูดความชื้นต่ำลงหลังจากการได้รับความร้อนที่เกิดจากการกำจัดความชื้น เป็นการลดความดันไอที่ผิวของสารดูดความชื้นเพื่อเพิ่มความสามารถในการดูดซับความชื้น หรือการเพิ่มวงล้อสารดูดความชื้น

เพิ่มขึ้นอีก 1 วงเพื่อเป็นการดูดความชื้น 2 ครั้งก่อนส่งต่อให้ระบบปรับอากาศ หรือการแบ่งวงล้อสารดูดความชื้นออกเป็น 4 ส่วนเพื่อให้กระแสอากาศเย็นทำให้สารดูดความชื้นที่แห้งหลังจากกำจัดความชื้นแล้วเย็นตัวลง 2 ครั้งและให้ความร้อนเพื่อกำจัดความชื้นในวงล้อสารดูดความชื้น 2 ครั้ง จะทำให้ประสิทธิภาพในการดูดความชื้นได้ดีขึ้น

2.6.3 กระบวนการดูดซับความชื้นของระบบดูดซับความชื้นแบบวงล้อ

สารดูดความชื้นอากาศชื้นเข้าสู่วงล้อจะถูกดูดซับความชื้นด้วยสารดูดความชื้นทางด้านออกจากวงล้ออากาศจะมีอุณหภูมิสูงขึ้นและแห้งลง [19] ปัจจัยที่มีผลต่อการดูดซับความชื้นของวงล้อสารดูดความชื้น ได้แก่ พื้นที่หน้าตัดของวงล้อ ปริมาตรรวมของช่อง และความเร็วเชิงมุมของวงล้อสารดูดความชื้น [23]

2.6.4 กระบวนการกำจัดความชื้นของระบบดูดซับความชื้นแบบวงล้อสารดูดความชื้น

แหล่งความร้อนที่ใช้ในการกำจัดความชื้น เช่น น้ำมัน และก๊าซธรรมชาติ สามารถทำอุณหภูมิได้สูงถึง 120°C ถึง 130°C การพัฒนาระบบทำให้สามารถใช้พลังงานแสงอาทิตย์ซึ่งมีอุณหภูมิที่ต่ำลงในช่วง 50°C ถึง 80°C ในการกำจัดความชื้น [27]

ตารางที่ 2.4 เป็นการเปรียบเทียบระหว่างระบบดูดความชื้นแบบวงล้อสารดูดความชื้นกับระบบดูดความชื้นแบบเป็นช่วงๆ ซึ่งถ้าต้องการระบบที่มีขนาดเล็กควรเลือกระบบดูดแบบเป็นช่วงๆ เนื่องจากเป็นระบบที่ดูแลรักษาง่าย ไม่ต้องเตรียมพื้นที่ในการติดตั้งมาก แต่มีข้อเสียในขณะใช้งานที่ต้องคอยนำสารดูดความชื้นออกไปกำจัดความชื้นภายนอก ส่วนระบบดูดความชื้นแบบวงล้อสามารถใช้เป็นระบบขนาดใหญ่และใช้งานได้อย่างต่อเนื่อง [25]

ตารางที่ 2.4 ข้อดีข้อเสียระหว่างระบบดูดความชื้นแบบวงล้อสารดูดความชื้นกับระบบดูดความชื้นแบบช่วง

ระบบดูดความชื้นแบบเป็นช่วง ๆ	ระบบดูดความชื้นแบบวงล้อ
ข้อดี	ข้อดี
ส่วนประกอบน้อย ไม่ซับซ้อน มีส่วนเคลื่อนไหวน้อย	ดูดความชื้นได้ต่อเนื่อง
ใช้พลังงานระหว่างการดูดความชื้นน้อย	ใช้งานง่ายไม่ต้องเคลื่อนย้ายสารดูดความชื้น
ระบบมีขนาดเล็ก	เหมาะสมกับระบบดูดความชื้นขนาดใหญ่
กำจัดความชื้นจากแหล่งความร้อนภายนอกห้อง	
ข้อเสีย	ข้อเสีย
การดูดความชื้นไม่ต่อเนื่องต้องหยุดเป็นช่วงๆ	ใช้พลังงานในการทำงานมาก

ตารางที่ 2.4 ข้อดีข้อเสียระหว่างระบบดูดความชื้นแบบวงล้อสารดูดความชื้นกับระบบดูดความชื้นแบบช่วง (ต่อ)

ระบบดูดความชื้นแบบเป็นช่วง ๆ	ระบบดูดความชื้นแบบวงล้อ
ข้อเสีย	ข้อเสีย
ต้องเคลื่อนย้ายสารดูดความชื้นขณะกำจัดความชื้น	ต้องการพื้นที่ในการติดตั้งมาก
ต้องตรวจสอบประสิทธิภาพสารดูดความชื้นสม่ำเสมอ	พื้นที่ติดตั้งต้องเจาะช่องเปิดเพื่อนำอากาศชื้นออก

2.7 ตัวแปรที่มีผลกระทบต่อกระบวนการดูดความชื้นที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดแข็ง

ปัจจัยที่ส่งผลต่อสมรรถนะการดูดความชื้นของระบบดูดความชื้นมีปัจจัยที่เกี่ยวข้องหลายปัจจัย ซึ่งในการเลือกใช้สารดูดความชื้นต้องพิจารณาปัจจัยที่เกี่ยวข้อง ปัจจัยด้านอากาศ ได้แก่ ความเร็วของอากาศ (Air velocity) อุณหภูมิอากาศขาเข้า และความชื้นของอากาศขาเข้า เป็นต้น ปัจจัยด้านสารดูดความชื้น ได้แก่ ความชื้นเริ่มต้นของสารดูดความชื้น (Initial moisture content of desiccant) เป็นต้น

2.7.1 ผลกระทบจากตัวแปรฝั่งอากาศ

ตัวแปรฝั่งอากาศที่สำคัญประกอบด้วย

- อัตราการไหลของอากาศ
- อุณหภูมิอากาศขาเข้า
- ความชื้นอากาศขาเข้า

2.7.1.1 อัตราการไหลของอากาศ

เมื่ออัตราการไหลของอากาศเพิ่มขึ้นทำให้อัตราการดูดความชื้นเพิ่มขึ้น จากการศึกษาของ Fatouh [28] ได้ทำการศึกษาที่อัตราการไหลของอากาศที่ 7.4 kg/min ถึง 10.2 kg/min ได้ทำการทดลอง 3 ชั่วโมง พบว่าอัตราการดูดความชื้นเพิ่มขึ้น 67% เวลาในการกำจัดความชื้นออกจากสารดูดความชื้นลดลง 87.5%

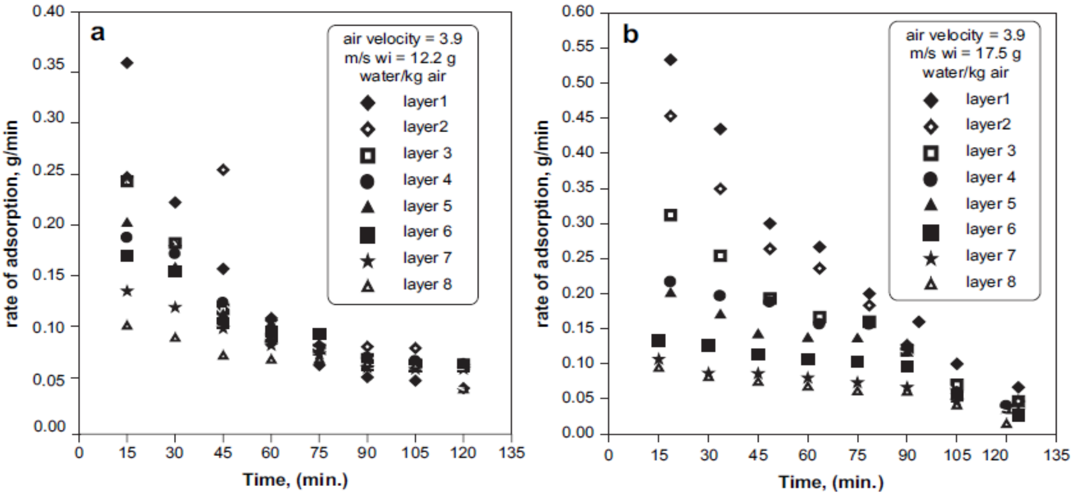
2.7.1.2 อุณหภูมิอากาศขาเข้า

สำหรับสารดูดความชื้นชนิดแข็ง อุณหภูมิของอากาศด้านเข้าที่ใช้ในการดูดซับความชื้นสามารถมีอุณหภูมิที่สูงได้ เช่น สารดูดความชื้นชนิดโมเลกุลลาซีฟสามารถที่จะดูดซับความชื้นได้อย่างต่อเนื่องถึงแม้อากาศจะร้อนมากและสามารถลดความชื้นที่กระแสอากาศร้อนได้ ดังนั้นในการทดลองของนักวิจัยส่วนมากมักไม่พิจารณาค่าอุณหภูมิของอากาศเมื่อใช้ในการดูดซับความชื้น [23]

อุณหภูมิที่ใช้กำจัดความชื้นสำหรับซิลิกาเจลเพิ่มขึ้นทำให้เวลาในการกำจัดความชื้นลดลง เนื่องจากเมื่ออากาศร้อนขึ้นมีผลทำให้ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศต่ำและจะทำให้มีความสามารถกำจัดน้ำออกจากสารดูดความชื้นได้ดีขึ้น จากการทดลองกำจัดน้ำออกจากซิลิกาเจลของ Fatouh โดยใช้ ซิลิกาเจล 5 kg และอุณหภูมิในการกำจัดความชื้นที่ 45°C, 55°C และ 65°C พบว่าเวลาในการกำจัดน้ำลดลงเหลือ 155, 100 และ 60 นาที ตามลำดับ [28]

2.7.1.3 ความชื้นของอากาศขาเข้า (Air inlet humidity)

จากการทดลองของ Kabeel พบว่าผลกระทบของความชื้นในอากาศด้านเข้ากับอัตราการดูดซับความชื้นของซิลิก้าเจลที่ชั้นของสารดูดความชื้นแต่ละชั้นในเวลา 120 นาทีโดยให้ความเร็วอากาศคงที่ 3.9 m/s และความชื้นของอากาศที่ 12.2 g_w/kg_{da} และ 17.5 g_w/kg_{da} พบว่าการเพิ่มความชื้นของอากาศทำให้อัตราการดูดซับความชื้นเพิ่มขึ้น ดังรูปที่ 2.7-1



รูปที่ 2.7-1 ผลกระทบของความชื้นด้านเข้าต่อการเปลี่ยนแปลงชั่วขณะของอัตราการดูดซับความชื้นในแต่ละชั้นของก้อนสารดูดความชื้น [29]

2.7.2 ผลกระทบจากตัวแปรฝั่งสารดูดความชื้น

ตัวแปรฝั่งสารดูดความชื้นที่สำคัญประกอบด้วย

- ชนิดของสารดูดความชื้น
- น้ำหนักของสารดูดความชื้น
- ความหนาของชั้นสารดูดความชื้น
- จำนวนชั้นของภาชนะใส่สารดูดความชื้น
- ความชื้นเริ่มต้นของสารดูดความชื้น

- ความเร็วเชิงมุมของวงล้อของสารดูดความชื้น
- ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางของความพรุนสารดูดความชื้น
- อนุภาคของสารดูดความชื้น

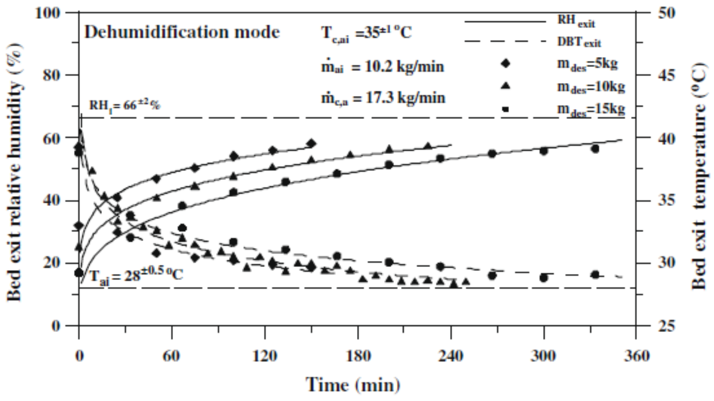
2.7.2.1 ชนิดของสารดูดความชื้น (Type of desiccant)

ปัญหาในระบบสารดูดความชื้น เช่น ความดันลดในระบบดูดความชื้นแบบแข็ง การพาสารดูดความชื้นไปกับกระแสอากาศในระบบดูดความชื้นแบบเหลว หรือความจุในการดูดซับความชื้นได้น้อยในระบบดูดซับความชื้น เป็นเรื่องที่ต้องพัฒนาและหาความเหมาะสมจากระบบดูดซับความชื้น นักวิจัยได้ศึกษาและพัฒนาสารดูดความชื้นให้มีราคาต่ำลงและสามารถกำจัดความชื้นที่อุณหภูมิต่ำๆ ได้ เพื่อให้ผลิตสารดูดความชื้นที่เหมาะสมและมีประสิทธิภาพในการอนุรักษ์พลังงาน ดังนั้นชนิดของสารดูดความชื้นจึงมีผลกระทบกับสมรรถนะของระบบดูดความชื้นโดยตรง สารดูดความชื้นที่ดีควรเป็นสารดูดความชื้นที่มีราคาถูก อุณหภูมิในการกำจัดความชื้นต่ำ อัตราการดูดซับความชื้นสูง มีความคงตัวเมื่อใช้งานในหลายๆ ปี จะทำให้ระบบดูดความชื้นมีประสิทธิภาพดีเมื่อเปรียบเทียบราคา ซึ่งสารดูดความชื้นที่ราคาถูกจะมีความคงตัวและอัตราการดูดซับความชื้นต่ำถึงแม้อุณหภูมิการกำจัดความชื้นจะไม่สูงนัก

Ramzy et al. [30] ได้วิจัยเพื่อหาการดูดซับความชื้นจากอนุภาคสารดูดความชื้นประกอบ (Composite particles) ซึ่งมีโครงสร้างของสารเฉื่อยต่อการดูดซับ (Inert particle) ที่แกนกลางของอนุภาคสารดูดความชื้นเนื่องจากพื้นที่บริเวณแกนกลางของสารดูดความชื้นชนิดแข็งจะมีอัตราการดูดซับและกำจัดความชื้นต่ำกว่าที่บริเวณผิวของอนุภาคซึ่งมีอัตราการถ่ายเทมวลและความร้อนสูงกว่า ดังนั้น การลดพื้นที่ในส่วนนี้ด้วยสารเฉื่อยต่อการดูดซับจะทำให้อัตราการดูดซับและกำจัดความชื้นโดยรวมของสารดูดความชื้นดีขึ้น เมื่อทดสอบที่มวลของสารดูดความชื้นเท่ากันระหว่างสารดูดความชื้นที่มีอนุภาคปรกติกับสารดูดความชื้นประกอบ พบว่า สารดูดความชื้นประกอบที่มีอัตราส่วนเส้นผ่านศูนย์กลางของสารเฉื่อยกับเส้นผ่านศูนย์กลางของอนุภาคสารดูดความชื้นที่ 0.2 จะทำให้ค่าความดันลดของก้อนสารดูดความชื้นลดลง 60% ซึ่งหมายถึงการใช้พลังงานของพัดลมลดลง และอัตราการดูดซับดีขึ้น 20.46% อัตราการกำจัดน้ำของสารดูดความชื้นดีขึ้น 11.07% แต่ก้อนสารดูดความชื้นจะมีปริมาตรเพิ่มขึ้น [30]

2.7.2.2 น้ำหนักสารดูดความชื้น (Mass of desiccant)

อัตราการดูดความชื้นเพิ่มขึ้น เมื่อน้ำหนักสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น เนื่องจากในการดูดซับความชื้นเพิ่มขึ้น จากการทดลองของ [28] เปรียบเทียบการดูดความชื้นโดยใช้น้ำหนักสารดูดความชื้นที่ 5 kg, 10 kg และ 15 kg เพื่อพิจารณาผลกระทบที่มีต่อภาระการดูดความชื้น พบว่า น้ำหนักสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้นจาก 5 kg เป็น 10 kg และจาก 10 kg เป็น 15 kg ทำให้ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศด้านออกจากสารดูดความชื้นลดลง 3.5% และ 1.7% ตามลำดับ และเวลาที่ใช้ทำให้สารดูดความชื้นอิ่มตัวเพิ่มขึ้น 54% และ 51% ตามลำดับ อัตราการดูดซับความชื้นเพิ่มขึ้น 37% และ 57% ตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 2.7-2

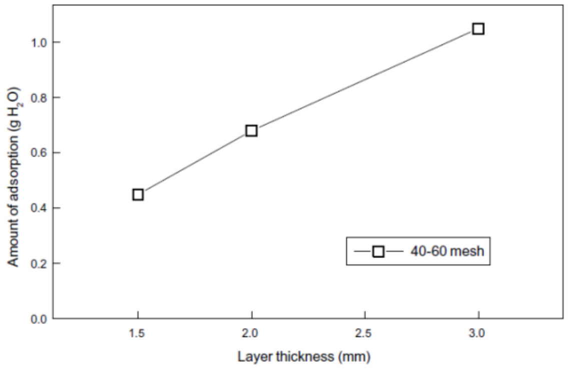


รูปที่ 2.7-2 ผลกระทบของน้ำหนักก้อนสารดูดความชื้นต่อความชื้นสัมผัสด้านออกจากก้อนสารดูดความชื้นและอุณหภูมิกระเปาะแห้ง [28]

มหาวิทยาลัยศิลปากร

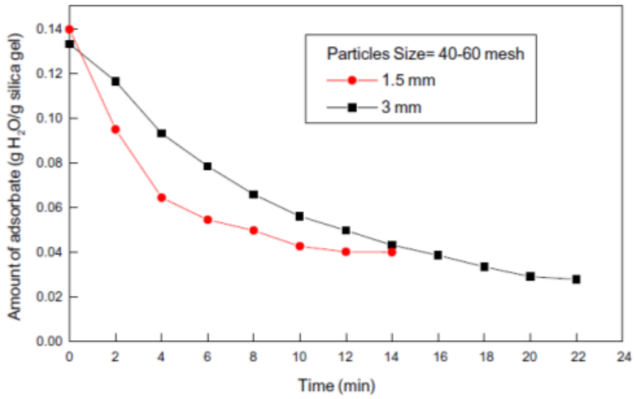
2.7.2.3 ความหนาของชั้นสารดูดความชื้น (Thickness of packing layer)

ปริมาณของไอน้ำที่สามารถดูดซับได้แปรผันโดยตรงกับความหนาของชั้นซิลิกาเจล [31] ดังแสดงในรูปที่ 2.7-3



รูปที่ 2.7-3 ผลกระทบของความหนาก้อนซิลิกาเจลต่อการดูดซับความชื้น [31]

เมื่อพิจารณาการกำจัดความชื้นพบว่าซิลิกาเจลที่มีชั้นความชื้นบางมีสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าชั้นหนา การกำจัดความชื้นได้รวดเร็วกว่า และขนาดอนุภาคซิลิกาเจลไม่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนอย่างมีนัยสำคัญ [31] ดังรูปที่ 2.7-4



รูปที่ 2.7-4 ผลกระทบของความหนาก้อนซิลิกาเจลต่อความชื้นของสารดูดความชื้น
ในกระบวนการกำจัดความชื้น [31]

2.7.2.4 จำนวนชั้นของภาชนะใส่สารดูดความชื้น (Shelves)

การทดลองของ Fatouh [28] แสดงให้เห็นว่าเมื่อใช้น้ำหนักของซิลิกาเจลคงที่ การเพิ่มของจำนวนชั้นของสารดูดความชื้นจาก 1 ชั้น เป็น 2 และ 3 ชั้น ผลของการเพิ่มขึ้นของจำนวนชั้นของสารดูดความชื้นในขณะที่น้ำหนักเท่าเดิมทำให้ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศด้านออกจากสารดูดความชื้นสูงขึ้น แสดงถึงการดูดซับของสารดูดความชื้นลดลงและอุณหภูมิของอากาศด้านออกลดลงเมื่อจำนวนชั้นเพิ่มสูงขึ้น อัตราการดูดซับของสารดูดความชื้นลดลงที่ใช้จำนวนชั้นของสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น เวลาในการดูดซับของสารดูดความชื้นจนกระทั่งอิ่มตัวเพิ่มขึ้น

เมื่อเพิ่มจำนวนชั้นของสารดูดความชื้นโดยใช้ซิลิกาเจล 5 kg ทุกการทดลอง พบว่า อนุภาคของซิลิกาเจลจะเกาะที่ชั้นหรือภาชนะบรรจุทำให้เกิดการลดพื้นที่สัมผัสกับอากาศชื้น ส่งผลให้อัตราการลดความชื้นของอากาศลดลง

ในการกำจัดความชื้น จำนวนชั้นของภาชนะใส่ซิลิกาเจลเพิ่มขึ้นทำให้เวลาการกำจัดความชื้นน้อยลง เนื่องจากพื้นที่ในการสัมผัสอากาศเพิ่มขึ้น เมื่อมีการเพิ่มอุณหภูมิให้สูงขึ้นใช้เวลาการกำจัดความชื้นน้อยลงโดย ไม่มีผลต่อจำนวนชั้น [32]

2.7.2.5 ความเร็วเชิงมุมของวงล้อสารดูดความชื้น (Rotational speed)

โดยปรกติวงล้อสารดูดความชื้นจะหมุนด้วยความเร็วเชิงมุมช้า ๆ เมื่อพิจารณาถึงผลกระทบที่เกิดจากความเร็วเชิงมุมของวงล้อสารดูดความชื้นขณะทำงานโดยกำหนดให้เปลี่ยนแปลงเฉพาะความเร็วเชิงมุมของวงล้อสารดูดความชื้นเท่านั้น ปัจจัยด้านอื่นไม่เปลี่ยนแปลง (ความชื้นอากาศด้านเข้า อุณหภูมิอากาศด้านเข้า อุณหภูมิกำจัดน้ำจากสารดูดความชื้น และมิติของวงล้อสารดูดความชื้น เป็นต้น) จะพบว่าเมื่อความเร็วเชิงมุมเพิ่มขึ้น ประสิทธิผลการถ่ายเทความร้อนอะเดียบาติกของวงล้อสารดูดความชื้น (Adiabatic desiccant wheel’s effectiveness) ลดลง เนื่องจากอากาศร้อนจากด้านกำจัดความชื้นของสารดูดความชื้นสามารถรั่วข้ามแผ่นกั้นได้มากขึ้นขณะความเร็วเชิงมุมเพิ่มขึ้น แต่การถ่ายเทความร้อนนี้เกิดเฉพาะบริเวณใกล้แผ่นกั้นเท่านั้น ทำให้ประสิทธิผลการถ่ายเทความร้อนอะเดียบาติกของวงล้อสารดูดความชื้นลดลงไม่มากนัก ขณะที่ทำให้ประสิทธิผลด้านอื่นเพิ่มขึ้น (ประสิทธิผลทางความร้อน (Thermal effectiveness) ประสิทธิผลการกำจัดความชื้น (Regeneration effectiveness) เป็นต้น) เมื่อความเร็วเชิงมุมเพิ่มขึ้น [33]

2.7.2.6 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของความพรุนวัสดุ (Pore dimension of desiccant)

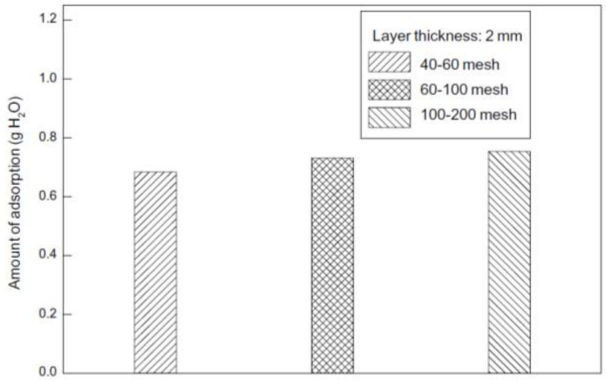
อัตราการดูดซับเกิดจากสภาพทางกายภาพของรูพรุนบริเวณผิวหน้าของวัสดุ ซึ่งโดยทั่วไปการดูดซับไอน้ำบริเวณนี้จะมีค่าสูง ดังนั้น การควบคุมอัตราการดูดซับควรควบคุมความต้านทานการถ่ายเทมวลและความต้านทานการถ่ายเทความร้อนมากกว่าการควบคุมการเคลื่อนที่ของไอน้ำเข้าสู่สารดูดความชื้น เมื่อไอน้ำควบแน่นบริเวณผิวหน้าของสารดูดความชื้น น้ำซึ่งอยู่ในสภาพของเหลวจะเคลื่อนที่เข้าภายในสารดูดความชื้นด้วยแรงคาปิลารี่ ความต้านทานการถ่ายเทมวลของไอน้ำจะเกิดที่ส่วนนี้ ซึ่งเกิดจากโครงสร้างของเส้นผ่านศูนย์กลางรูพรุนของวัสดุดูดซับ ซิลิกาเจลที่มีจำหน่ายทั่วไปจะมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางในช่วง Mesopore ซึ่งการดูดซับด้วยโครงสร้างนี้จะเกิดความต้านทานการถ่ายเทมวลจากปรากฏการณ์ Hysteresis ทำให้ความต้านทานการถ่ายเทมวลของไอน้ำสู่ภายในสารดูดความชื้นมีค่าสูง การปรับปรุงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของรูพรุนในซิลิกาเจลให้มีขนาดเล็กลง แบบ Micropore ซึ่งมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางน้อยกว่า 20 อังสตรอม ด้วยโครงสร้างแบบนี้จะลดปรากฏการณ์ Hysteresis ทำให้เกิดแรงต้านการเคลื่อนที่จากแรงคาปิลารี่ลดลง เกิด

ความต้านทานการถ่ายเทมวลต่ำ สามารถดูดซับไอน้ำได้รวดเร็ว การปรับปรุงซิลิกาเจลเพื่อให้ได้โครงสร้างแบบ Micropore ต้องปรับปรุงที่กระบวนการผลิต ซึ่งซิลิกาเจลที่ถูกปรับปรุงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางแบบ Micropore จะมีค่าอัตราการดูดซับที่ดีกว่าซิลิกาเจลแบบทั่วไป [34]

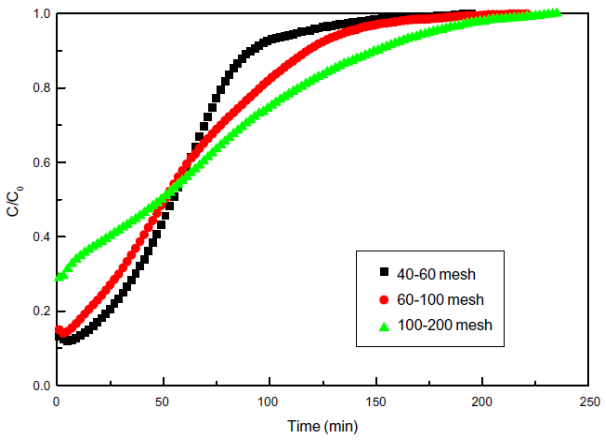
2.7.2.7 ขนาดอนุภาคของสารดูดความชื้น (Size of the desiccant material)

การทดลองโดยใช้ซิลิกาเจล 3 ช่วงขนาดอนุภาค 40-60 mesh, 60-100 mesh และ 100-200 mesh ของ Chang [31] พบว่า ผลของการดูดซับความชื้นไม่ขึ้นกับขนาดของซิลิกาเจลอย่างมีนัยสำคัญดัง

รูปที่ 2.7-5 แต่เมื่อพิจารณาถึงอัตราการดูดซับความชื้น พบว่า ซิลิกาเจลที่มีอนุภาคขนาดใหญ่กว่าจะมีอัตราการดูดซับความชื้นได้เร็วกว่า จากความชันของเส้นกราฟที่เปรียบเทียบระหว่างสัดส่วนความชื้นที่ออกจากสารดูดความชื้นกับความชื้นของอากาศเริ่มต้น (C/C_0) กับเวลา (Breakthrough curve) ในรูปที่ 2.7-6 แสดงให้เห็นว่าอนุภาคขนาด 40-60 mesh กราฟมีความชันมากกว่าอนุภาค 60-100 mesh และขนาดอนุภาค 100-200 mesh มีความชันต่ำที่สุด อัตราการดูดซับความชื้นของซิลิกาเจลที่มีอนุภาคขนาดใหญ่สามารถดูดซับได้เร็วกว่าเนื่องมากจากความต้านทานการถ่ายเทมวลในชั้นของซิลิกาเจลน้อยกว่าอนุภาคขนาดเล็ก



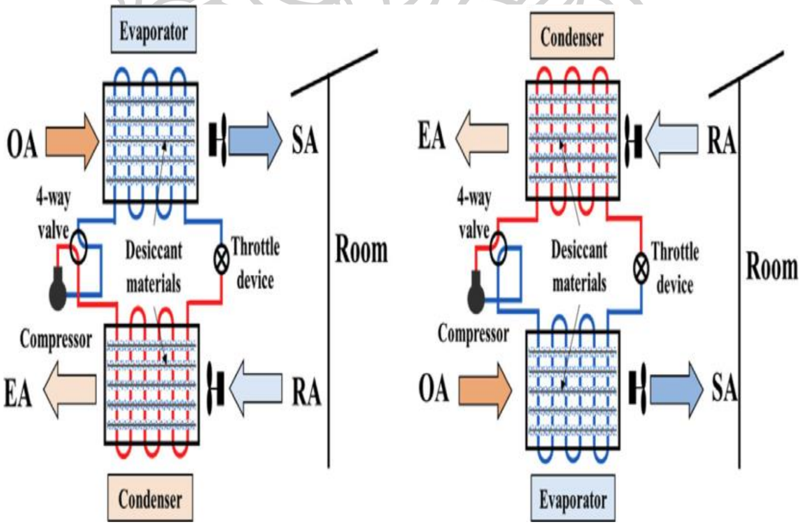
รูปที่ 2.7-5 ผลกระทบของขนาดอนุภาคซิลิกาเจลต่อการดูดซับความชื้น [31]



รูปที่ 2.7-6 Breakthrough Curves ของผลกระทบจากขนาดของซิลิกาเจล [31]

2.8 ระบบที่แยกควบคุมอุณหภูมิและความชื้น

ระบบดูดความชื้นชนิดนี้เป็นระบบดูดความชื้นที่แยกภาระการกำจัดความชื้นและอุณหภูมิออกจากกัน โดยใช้เครื่องดูดความชื้นในการกำจัดความชื้น และใช้ระบบปรับอากาศในการลดอุณหภูมิ ตัวอย่างของระบบดูดความชื้นแบบนี้ได้แสดงไว้ในรูปที่ 2.8-1

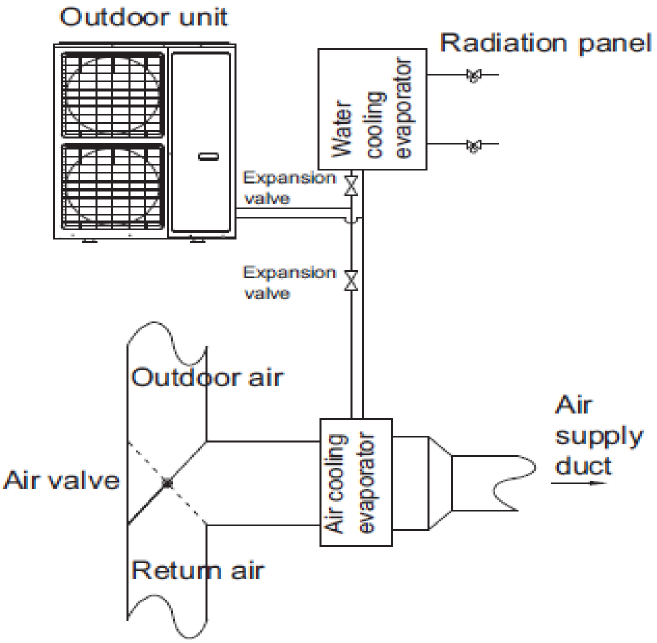


รูปที่ 2.8-1 ระบบดูดความชื้นที่ใช้ร่วมกับระบบปรับอากาศ [5]

Jiang et al. [5] ทำการทดลองหลักการที่แยกควบอุณหภูมิและความชื้นโดยใช้อุปกรณ์ฮีตปั๊มที่ฉาบด้วยสารดูดความชื้นชนิดของแข็ง (Solid desiccant heat pump) ใช้วาล์ว 4 ทิศทางเพื่อสลับทิศทางการไหลของน้ำยาทำความเย็น กระบวนการลดความชื้นเกิดขึ้นที่คอยล์เย็น (Evaporator) ที่

สารดูดความชื้นชนิดของแข็งฉาบไว้และการลดอุณหภูมิ และในเวลาเดียวกันการไล่ความชื้นออกจากสารดูดความชื้นชนิดของแข็งที่ฉาบไว้ที่คอยล์ร้อน (Condenser) ตามรูปที่อยู่ด้านซ้าย และเมื่อสารดูดความชื้นชนิดของแข็งที่คอยล์เย็นอิ่มตัวระบบจะสลับทิศทางการไหลของน้ำยาทำความเย็นตามรูปที่อยู่ด้านขวา จะทำให้กระบวนการลดความชื้นและกระบวนการไล่ความชื้นเกิดขึ้นอยู่ตลอดเวลา ผลการทดลองพบว่าระบบนี้ทำให้การใช้พลังงานของระบบปรับอากาศลดลงได้ถึงร้อยละ 17.2 และทำให้สัมประสิทธิ์สมรรถภาพ (Coefficient of performance, COP) เพิ่มขึ้นร้อยละ 25.7 [5]

การทดลองของ Han et al. [14] พบว่าการแยกควบคุมอุณหภูมิและความชื้นในที่อยู่อาศัยในประเทศจีนทำให้ประหยัดพลังงานเพิ่มขึ้น 15.6% เทียบกับเครื่องปรับอากาศที่ใช้ทั่วไป และประหยัดพลังงานเพิ่มขึ้น 47.8% เทียบกับเครื่องปรับอากาศที่ใช้ทั่วไปที่มีการควบคุมทั้งอุณหภูมิและความชื้น รูปแบบการทดลองแสดงไว้ในรูปที่ 2.8-2 [14]



รูปที่ 2.8-2 ระบบที่แยกควบอุณหภูมิและความชื้น [14]

งานวิจัยที่ผ่านมาพบว่าการลดความชื้นในห้องปรับอากาศโดยใช้สารดูดความชื้นส่งผลให้การใช้พลังงานของห้องปรับอากาศลดลงได้ดังแสดงไว้ในตารางที่ 2.5

ตารางที่ 2.5 ผลประหยัดพลังงานของระบบที่แยกควบคุมอุณหภูมิและความชื้นของงานวิจัยที่ผ่านมา

นักวิจัย	ปี	ประเทศ	วิธี	พลังงานที่ประหยัดได้
Niu et al.	2002	ฮ่องกง	จำลอง	44%
Enteria et al.	2011	ญี่ปุ่น	ทดลอง	COP ของระบบสูงขึ้นจาก 2.9 เป็น 5.7
Han et al.	2011	จีน	ทดลอง	15.6% เทียบกับเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอเดิมและ 47.8%เทียบกับ (Overcool and reheat)
Xing et al.	2013	สหรัฐอเมริกา	ทดลอง	50%
Jiang et al.	2014	จีน	ทดลอง	17.2%

งานวิจัยที่ผ่านมาพบว่าการลดความชื้นของอากาศมักทำที่อากาศระบายก่อนป้อนเข้าห้องปรับอากาศ เนื่องจากภาระความชื้นส่วนใหญ่มาจากอากาศระบาย อย่างไรก็ตาม งานวิจัยที่ใช้เครื่องดูดความชื้นร่วมกับเครื่องปรับอากาศโดยติดตั้งเครื่องดูดความชื้นภายในห้องปรับอากาศยังไม่มีและมีแนวโน้มที่ทำให้การใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศลดลงได้ ดังนั้นผู้วิจัยจึงสนใจที่จะทำวิจัยในเรื่อง "ผลของการใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็งร่วมกับเครื่องปรับอากาศที่มีต่อการใช้พลังงาน" จากการทดลองจริง

2.9 การใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็งร่วมกับเครื่องปรับอากาศ

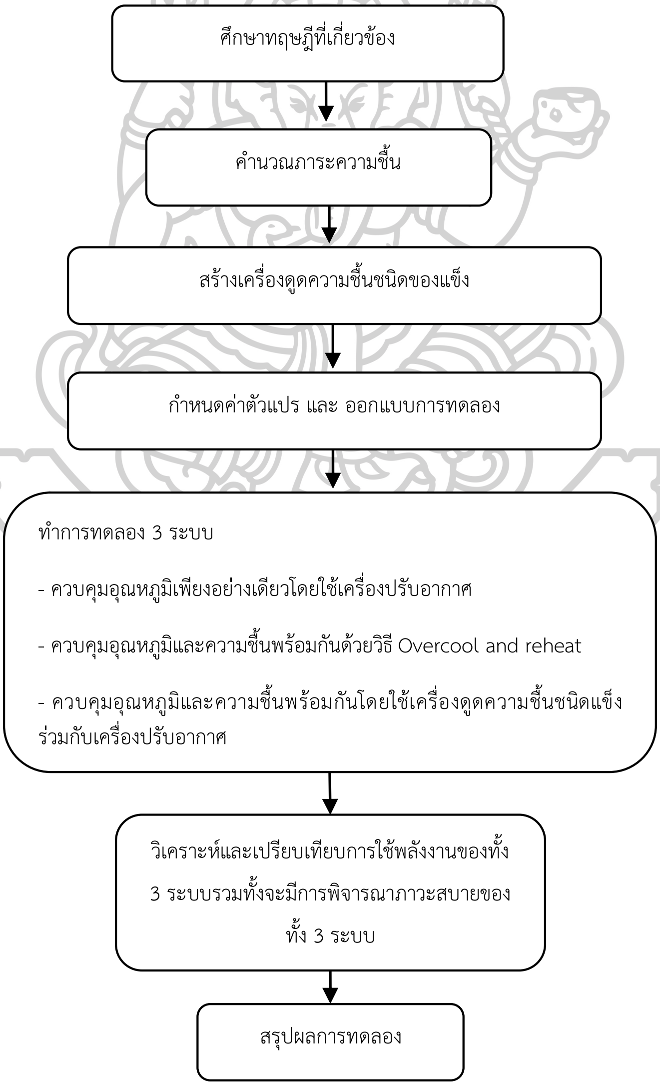
การใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็งร่วมกับเครื่องปรับอากาศในงานวิจัยนี้เป็นระบบดูดความชื้นที่ใช้ร่วมกับระบบปรับอากาศโดยติดตั้งระบบดูดความชื้นในห้องปรับอากาศ แต่แยกออกจากระบบปรับอากาศ โดยใช้ซิลิกาเจลเป็นสารดูดความชื้น และระบบดูดความชื้นแบบช่วง มีขนาดเล็กสามารถโยกย้ายได้ง่าย ไม่มีส่วนใดของระบบอยู่ในระบบปรับอากาศทั้งอากาศไหลผ่านและการควบคุม ดังนั้น ระบบดูดความชื้นจะลดความชื้นในห้องซึ่งเป็นภาระความร้อนแฝง ส่วนระบบปรับอากาศจะรับภาระความร้อนสัมผัส จึงคาดหวังว่างานวิจัยนี้จะได้ประโยชน์ดังนี้

- จะทำให้การใช้พลังงานของระบบปรับอากาศลดลง
- จะทำให้ขนาดของระบบปรับอากาศเล็กลง
- มีการแยกควบอุณหภูมิและความชื้นโดยอิสระต่อกัน จะสามารถควบคุมให้อยู่ในภาวะสบายของมนุษย์ ได้อย่างแม่นยำ

บทที่ 3
ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย

3.1 ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย

ขั้นตอนในการดำเนินงานวิจัยเพื่อทราบ “ผลของการใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดชองแข็งร่วมกับเครื่องปรับอากาศที่มีต่อการใช้พลังงาน” และเปรียบเทียบการใช้พลังงานระหว่าง 3 ระบบคือ 1) ระบบที่ควบคุมอุณหภูมิเพียงอย่างเดียวโดยใช้เครื่องปรับอากาศ 2) ระบบที่ควบคุมทั้งอุณหภูมิและความชื้นพร้อมกัน โดยใช้หลักการ Overcool and reheat และ 3) ระบบที่ควบคุมทั้งอุณหภูมิและความชื้นพร้อมกัน โดยใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็งร่วมกับเครื่องปรับอากาศ มีการแบ่งลำดับขั้นตอนการดำเนินงาน แสดงรายละเอียดดังรูปที่ 3.1



รูปที่ 3.1 ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย

3.2 การคำนวณภาระความชื้นของเครื่องดูดความชื้น

ในการประมาณภาระการดูดความชื้นเพื่อออกแบบขนาดของเครื่องดูดความชื้นได้คำนวณโดยใช้สภาวะอากาศภายนอก ซึ่งเป็นสภาพอากาศปี พ.ศ. 2560 ของสถานีอุตุนิยมวิทยา จ.นครปฐม ซึ่งตั้งอยู่ที่ ละติจูดที่ 14° 01' 42.5" N ลองจิจูดที่ 99° 58' 12.1" E ซึ่งตลอดทั้งปีจะมีอุณหภูมิเฉลี่ยที่ 28.42°C มีความชื้นสัมพัทธ์เฉลี่ยทั้งปีที่ 74.13 %RH [15] โดยควบคุมอุณหภูมิและความชื้นอยู่ที่ 25±1°C, 50±1 %RH กำหนดให้มีคน 2 คนนั่งทำงานภายในห้อง และระบบทำงานติดต่อกันเป็นเวลา 4 ชั่วโมง ทั้งในช่วงเช้าและบ่าย (10.00-14.00 น.) ผลลัพธ์ที่ได้ คือ ภาระการดูดความชื้นรวมทั้งหมดเป็น 0.72753 kg_w แสดงไว้ในตารางที่ 3.1

ตารางที่ 3.1 ภาระความชื้นของเครื่องดูดความชื้น

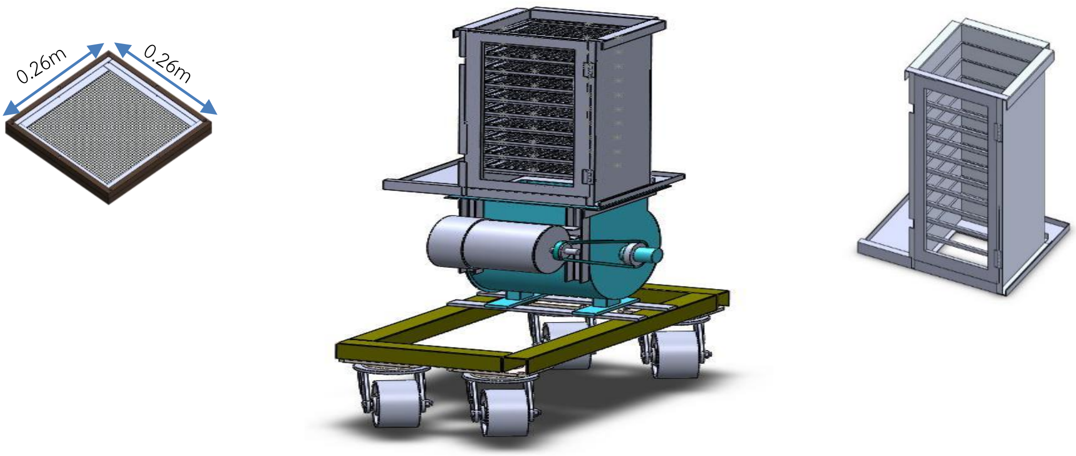
รายการ	ปริมาณ	หน่วย	หมายเหตุ
สภาวะภายนอกห้อง			
อุณหภูมิกระเปาะแห้ง	28.42	°C	สภาวะเฉลี่ยของจังหวัดนครปฐม
ความชื้นสัมพัทธ์	74.13	%	(กรมอุตุนิยมวิทยา)
สัดส่วนความชื้น	0.01816	kg_w/kg_{da}	
สภาวะภายในห้องทดลอง			
อุณหภูมิกระเปาะแห้ง	25	°C	Summer comfort zone of
ความชื้นสัมพัทธ์	50	%	ASHRAE (Niu, et al.,2002)
สัดส่วนความชื้น	0.00988	kg_w/kg_{da}	
ขนาดห้องทดลอง			
กว้าง	1.94	m	ห้องทดลอง ท 423 ชั้น 4
ยาว	2.60	m	ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
สูง	3.53	m	มหาวิทยาลัยศิลปากร วิทยาเขต
ภาระความร้อนจากแหล่งภายใน			พระราชวังสนามจันทร์
ประเภทของงาน	สำนักงาน		
ระดับการทำงาน	กิจกรรมเบาๆ(นั่ง)		
ภาระความร้อนแฝงจากคน 2 คน	90	W	ASHRAE (1997)
อัตราการรั่วไหล	0.3	ACH	
ภาระความร้อนแฝง จากการรั่วไหล	36.04	W	
ภาระความร้อนแฝงรวม	126.04	W	
ความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ	2501	kJ/kg	
เวลาเดินเครื่อง	4	hr	
ความชื้นจากภาระความร้อนแฝงทั้งหมด	0.73	kg_w	

จากคุณสมบัติของซิลิกาเจล พบว่า ประสิทธิภาพในการดูดซับน้ำของซิลิกาเจลแบ่งออกเป็น 3 ระดับ คือ 20% สามารถดูดน้ำได้ ≥ 11% ของน้ำหนักตัว 40% สามารถดูดน้ำได้ ≥ 22% ของน้ำหนักตัว และ 80% สามารถดูดน้ำได้ ≥ 33% ของน้ำหนักตัว จึงใช้ซิลิกาเจล 7 kg ก็จะเพียงพอสำหรับรับภาระความชื้นทั้งหมดตามรูปที่ 3.2 และแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ (Mathematical model) ทำนายได้ว่าเครื่องดูดความชื้นสามารถดูดน้ำได้ตั้งแต่ 0.61 kg_w ถึง 0.78 kg_w เมื่อใช้ซิลิกาเจล 7 kg ตามเงื่อนไขภาระความชื้นที่กล่าวมา [25, 35]

SPECIFICATIONS		
Property	**Value**	**Unit**
Bead Size	2 - 5	mm
Nominal Pore Opening	20 - 30	Angstroms
Color Change	Blue to Pink	Indication
pH(Slurry)	≈ 7	pH
Water Adsorption Capacity		
20%	≥ 11	% Weight
40%	≥ 22	% Weight
80%	≥ 33	% Weight
Bulk Density	≥ 700	g/l
	≥ 44	lbs/ft^3
Size Qualification	≥ 97	%
Package Moisture	≤ 1.5	% Weight

รูปที่ 3.2 คุณสมบัติของซิลิกาเจล [25]

ผู้วิจัยจึงออกแบบและสร้างเครื่องดูดความชื้นแบบช่วงที่สามารถเคลื่อนย้ายได้สะดวกและสามารถบรรจุซิลิกาเจลได้มากสุด 10 kg โดยมีจำนวน 10 ชั้น แต่ละชั้นสามารถบรรจุซิลิกาเจลได้ 1 กิโลกรัม และมีภาชนะสำหรับใส่สารดูดความชื้นที่มีรูปทรงสี่เหลี่ยมจัตุรัสขนาด 0.26m x0.26 m หนา 0.02 m และมีรูพรุนสำหรับให้อากาศไหลผ่านชั้นสารดูดความชื้นได้ ตามรูปที่ 3.3



รูปที่ 3.3 เครื่องดูดความชื้นที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดแข็งแบบเคลื่อนที่ได้

3.3 การออกแบบการทดลอง

3.3.1 ห้องทดลอง

ในงานวิจัยนี้ใช้ห้องทดลองสองห้อง มีขนาดกว้าง 1.94 m ยาว 2.60 m และสูง 3.53 m เท่ากันทั้งสองห้อง ทิศตะวันตกของทั้งสองห้องมีหน้าต่างกระจกบานเลื่อนห้องละ 2 บานที่มีขนาดเท่าๆ กัน ส่วนผนัง 3 ด้านที่เหลือเป็นผนังก่ออิฐฉาบปูน และผนังทิศตะวันออกของทั้ง 2 ห้องมีประตูขนาดเท่ากันห้องละ 1 บานตามรูปที่ 3.4 ส่วนภายในห้องทดลองที่ 1 แสดงตามรูปที่ 3.5 และภายในห้องทดลองที่ 2 แสดงตามรูปที่ 3.6

รูปที่ 3.4 ด้านหน้าของห้องทดลองที่ 1 และ 2

รูปที่ 3.5 ภายในห้องทดลองที่ 1

รูปที่ 3.6 ภายในห้องทดลองที่ 2

กำหนดให้ภาระปรับอากาศที่เกิดขึ้นในห้องมาจากคน 2 คน โดยมีการสร้างภาระเทียม (Artificial load) โดยใช้หลอดไส้ (Bulb) 40 W จำนวน 4 หลอด และเครื่องผลิตความชื้น (Humidifier) ปล่อยความชื้น 130 ml/hr แทนความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝงเทียบเท่ากับคน 2 คน รายการอุปกรณ์ทั้งหมดภายในห้องทดลองที่ 1 และ 2 แสดงในตารางที่ 3.2 และ 3.3

ตารางที่ 3.2 อุปกรณ์ภายในห้องทดลองที่ 1

	อุปกรณ์	จำนวน	ขนาด	kW (รวม)	แรงดัน (Volt)	ความถี่ (Hz)
1	เครื่องปรับอากาศ	1	9000 Btu/h	0.78	220	50
2	เครื่องทำความร้อน (Heater)	1	2000 W	2.0	220	50
3	หลอดไฟ (แสงสว่าง)	3	46 W	0.138	220	50
4	หลอดไฟ (แทนความร้อนสัมผัสร่างกายคน)	4	40 W	0.160	220	50
5	เครื่องผลิตความชื้น (แทนความชื้นร่างกายคน)	1	25 W	0.025	220	50
6	เครื่องผลิตความชื้น (เพิ่มความชื้นในห้อง)	1	25 W	0.025	220	50

ตารางที่ 3.3 อุปกรณ์ภายในห้องทดลองที่ 2

	อุปกรณ์	จำนวน	ขนาด	kW (รวม)	แรงดัน (Volt)	ความถี่ (Hz)
1	เครื่องปรับอากาศ	1	9000 Btu/h	0.78	220	50
2	มอเตอร์เครื่องดูดความชื้น (Motor for dehumidifier)	1	370 W	0.37	380	50
3	หลอดไฟ (แสงสว่าง)	3	46 W	0.138	220	50
4	หลอดไฟ (แทนความร้อนสัมผัสร่างกายคน)	4	40 W	0.160	220	50
5	เครื่องผลิตความชื้น (แทนความชื้นร่างกายคน)	1	25 W	0.025	220	50
6	เครื่องผลิตความชื้น (เพิ่มความชื้นในห้อง)	1	25 W	0.025	220	50

3.3.2 อุปกรณ์ที่อยู่ในห้องทดลองที่ 1

3.3.2.1 ระบบปรับอากาศ (Air conditioner)

ใช้เครื่องปรับอากาศ Mitsubishi รุ่น MS-SGH 09 VC ขนาด 9000 Btu/h (0.78 kW) ติดตั้งไว้ห้องทดลองที่ 1 จำนวน 1 เครื่อง แสดงดังรูปที่ 3.7

รูปที่ 3.7 เครื่องปรับอากาศของห้องทดลองที่ 1

3.3.2.2 เครื่องทำความร้อน (Heater)

ใช้เครื่องทำความร้อน ขนาด 2,000 W แสดงดังรูปที่ 3.8 สำหรับควบคุมอุณหภูมิภายในห้องทดลองที่ 1 ในกรณีที่ควบคุมทั้งอุณหภูมิและความชื้นพร้อมกันด้วยวิธี Overcool and reheat

รูปที่ 3.8 เครื่องทำความร้อน

3.3.2.3 ภาระเทียม

ภาระเทียมภายในห้องทดลองที่ 1 เทียบเท่ากับภาระปรับอากาศจาก คน 2 คน ประกอบด้วยความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝง โดยใช้

- หลอดไฟ (แทนความร้อนจากร่างกายคน)

ใช้ชนิดหลอดไส้ขนาดกำลังไฟฟ้า 40 W จำนวน 4 หลอด ให้ความร้อนเทียบเท่าภาระความร้อนสัมผัสของคน 2 คนตามรูปที่ 3.9

รูปที่ 3.9 หลอดไฟ ชนิดหลอดไส้

- เครื่องผลิตความชื้น (แทนความชื้นจากร่างกายคน)

ใช้เครื่องผลิตความชื้นที่มีอัตราการปล่อยไอน้ำ 130 ml/hr จำนวน 1 เครื่อง ซึ่งเทียบเท่ากับภาระความร้อนแฝงหรือความชื้นของคน 2 คนตามรูปที่ 3.10

รูปที่ 3.10 เครื่องผลิตความชื้น

3.3.3 อุปกรณ์ที่อยู่ในห้องทดลองที่ 2

3.3.3.1 ระบบปรับอากาศ (Air conditioner)

ใช้เครื่องปรับอากาศ Mitsubishi รุ่น MS-SGH 09 VC ขนาด 9000 Btu/h (0.78 kW) ติดตั้งไว้ห้องทดลองที่ 2 จำนวน 1 เครื่อง แสดงดังรูปที่ 3.11

รูปที่ 3.11 เครื่องปรับอากาศของห้องทดลองที่ 2

3.3.3.2 เครื่องดูดความชื้นที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดของแข็ง

เครื่องดูดความชื้นในงานวิจัยนี้เป็นแบบช่วงที่สามารถเคลื่อนย้ายได้สะดวก โดยมีจำนวน 10 ชั้น แต่ละชั้นสามารถบรรจุซิลิกาเจลได้ 1 กิโลกรัม โดยใช้ภาชนะที่มีขนาด 0.26 x 0.26 m หนา 2 mm ที่มีรูพรุนสำหรับให้อากาศไหลผ่านชั้นสารดูดความชื้นได้ และใช้พัดลมแบบ Single inlet forward curve centrifugal fan รุ่น FDA 180 CM CW90 1572 rpm พร้อมมอเตอร์ 0.37 kW (4P/3HP/380/50HZ) ติดตั้งไว้ห้องทดลองที่ 2 จำนวน 1 เครื่องแสดงในรูปที่ 3.12

รูปที่ 3.12 เครื่องดูดความชื้นที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดของแข็ง

3.3.3.3 ภาระเทียม

ติดตั้งภาระเทียมภายในห้องทดลองที่ 2 เหมือนกันกับห้องทดลองที่ 1

- หลอดไฟ (แทนความร้อนจากร่างกายคน)

ใช้ชนิดหลอดไส้ขนาดกำลังไฟฟ้า 40 W จำนวน 4 หลอด ให้ความร้อนเทียบเท่าภาระความร้อนสัมผัสของคน 2 คนตามรูปที่3.13

รูปที่ 3.13 หลอดไฟ ชนิดหลอดไส้

- เครื่องผลิตความชื้น (แทนความชื้นจากร่างกายคน)

ใช้เครื่องผลิตความชื้นที่มีอัตราการปล่อยไอน้ำ 130 ml/hr จำนวน 1 เครื่อง ซึ่งเทียบเท่ากับภาระความร้อนแฝงหรือความชื้นของคน 2 คนตามรูปที่ 3.14

รูปที่ 3.14 เครื่องผลิตความชื้น

3.3.4 อุปกรณ์ควบคุม

3.3.4.1 ตู้ควบคุม

ตู้ควบคุมของห้องทดลองที่ 1 และ 2 แสดงไว้ในรูปที่ 3.15 และ 3.16

รูปที่ 3.15 ตู้ควบคุมของห้องทดลองที่ 1

รูปที่ 3.16 ตู้ควบคุมของห้องทดลองที่ 2

3.3.4.2 อุปกรณ์ควบคุมอุณหภูมิ

ใช้อุปกรณ์ควบคุมอุณหภูมิ รุ่น ESM-4450 ในการควบคุมอุณหภูมิ ติดตั้งไว้ในทั้ง 2 ตู้ควบคุมของห้องทดลองที่ 1 และ 2 เหมือนกันแสดงไว้ในรูปที่ 3.17

รูปที่ 3.17 อุปกรณ์ควบคุมอุณหภูมิรุ่น ESM-4450

3.3.4.3 อุปกรณ์ควบคุมความชื้น

ใช้อุปกรณ์ควบคุมความชื้น รุ่น ESM-4450 ในการควบคุมความชื้น ติดตั้งไว้ในทั้ง 2 ตู้ควบคุมของห้องทดลองที่ 1 และ 2 เหมือนกันแสดงไว้ในรูปที่ 3.18

รูปที่ 3.18 อุปกรณ์ควบคุมความชื้น รุ่น ESM-4450

3.3.5 เครื่องมือวัด

3.3.5.1 เครื่องมือวัดอุณหภูมิและความชื้น

เครื่องมือวัดอุณหภูมิและความชื้นอากาศ รุ่น Pronem ผลิตจากบริษัท EMKO สามารถวัดอุณหภูมิได้ในช่วง -20 ถึง +80˚C โดยมีค่าความถูกต้อง ±0.1˚C สามารถวัดความชื้นสัมพัทธ์ในอากาศได้ในช่วง 0 ถึง 100%RH โดยมีค่าความคลาดเคลื่อน ± 2%RH (ที่อุณหภูมิ 23˚C) แสดงดังรูปที่ 3.19

รูปที่ 3.19 เครื่องมือวัดอุณหภูมิและความชื้นอากาศ รุ่น Pronem

3.3.5.2 สายเทอร์โมคัปเปิล

สายเทอร์โมคัปเปิล ชนิดที ใช้ในการวัดอุณหภูมิภายในห้องทั้งหมด 9 จุด สามารถอ่านค่าอุณหภูมิอยู่ในช่วง -200°C ถึง 350°C ความไวในการอ่านค่าประมาณ 43 μW/°C ค่าความคลาดเคลื่อน ±0.5°C สายเทอร์โมคัปเปิลชนิดทีแสดงดังรูปที่ 3.20

รูปที่ 3.20 เทอร์โมคัปเปิลชนิดที (Type – T thermocouple)

3.3.5.3 อุปกรณ์ที่วัดการใช้พลังงาน (Power meter)

อุปกรณ์ที่วัดการใช้พลังงาน (Power meter) ของห้องทดลองที่ 1 และ 2 แสดงไว้ในรูปที่ 3.21 และ 3.22

รูปที่ 3.21 อุปกรณ์วัดการใช้พลังงานของห้องทดลองที่ 1

รูปที่ 3.22 อุปกรณ์วัดการใช้พลังงานของห้องทดลองที่ 2

3.3.5.4 เครื่องวัดความเร็วลม

เครื่องวัดความเร็วลม (Hot wire anemometer) ใช้สำหรับวัดความเร็วลม เพื่อหาอัตราการไหลของอากาศ เครื่องมือวัดความเร็วลมที่ใช้เป็นรุ่น 435 จากบริษัท Testo ช่วง

ความเร็วลมที่สามารถวัดได้ คือ 0.25 ถึง 20 m/s และจะต้องอยู่ในช่วงอุณหภูมิระหว่าง 0 ถึง 50˚C โดยเครื่องวัดความเร็วลมมีค่าความคลาดเคลื่อนของความเร็วลม ±5% และค่าความคลาดเคลื่อนของอุณหภูมิ 0.8˚C เครื่องวัดความเร็วลมแสดงดังรูปที่ 3.23

รูปที่ 3.23 เครื่องวัดความเร็วลม

3.3.5.5 เครื่องชั่งน้ำหนัก

เครื่องชั่งดิจิตอลทศนิยม 3 ตำแหน่ง รุ่น (FX-300i) มีพิกัดน้ำหนัก 320 g ค่าความละเอียด 0.001 g หน้าจอแสดงผลเป็นตัวเลข LCD สี ใช้ในการชั่งน้ำหนักซิลิกาเจลก่อนและหลังการทดลอง แสดงดังรูปที่ 3.24

รูปที่ 3.24 เครื่องชั่งน้ำหนัก

3.3.6 อุปกรณ์บันทึก

เครื่องบันทึกข้อมูล (Data logger) ใช้สำหรับบันทึกผลการทดลองที่ได้ โดยเครื่องบันทึกข้อมูลที่ใช้เป็นของ Graphtec รุ่น GL820-UM-851 หน้าจอแสดงผล 16 สี มีหน่วยความจำภายในช่องรับข้อมูลอนาล็อก 20 ช่อง สามารถย้ายข้อมูลโดยใช้พอร์ทหรือ USB ได้ เครื่องบันทึกข้อมูลแสดงดังรูปที่ 3.25

รูปที่ 3.25 เครื่องบันทึกข้อมูล (Data logger)

3.3.7 วิธีการทดลอง

สำหรับงานวิจัยนี้ได้แบ่งการทดลองออกเป็น 3 ระบบ ได้แก่

1. ระบบที่ควบคุมอุณหภูมิเพียงอย่างเดียวโดยใช้เครื่องปรับอากาศ
2. ระบบที่ควบคุมทั้งอุณหภูมิและความชื้นพร้อมกัน โดยใช้หลักการ Overcool and reheat
3. ระบบที่ควบคุมทั้งอุณหภูมิและความชื้นพร้อมกัน โดยใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็งร่วมกับเครื่องปรับอากาศ

3.3.8 สภาวะควบคุม

ระบบที่ 1 ควบคุมอุณหภูมิเพียงอย่างเดียวใช้เครื่องปรับอากาศควบคุมอุณหภูมิภายในห้องให้อยู่ที่ 25˚C

ระบบที่ 2 ควบคุมอุณหภูมิและความชื้นพร้อมกันโดยใช้หลักการ Overcool and reheat ใช้เครื่องปรับอากาศเพื่อลดความชื้นภายในห้องให้ได้ 50% โดยใช้วิธี Overcool และใช้เครื่องทำความร้อน (Heater) ควบคุมอุณหภูมิภายในห้องเท่ากับ 25˚C โดยใช้วิธี Reheat

ระบบที่ 3 ควบคุมอุณหภูมิและความชื้นพร้อมกันโดยใช้เครื่องปรับอากาศร่วมกับเครื่องดูดความชื้นชนิดแข็ง โดยเครื่องปรับอากาศควบคุมอุณหภูมิภายในห้องเท่ากับ 25˚C ส่วนเครื่องดูดความชื้นควบคุมความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้องให้เท่ากับ 50%

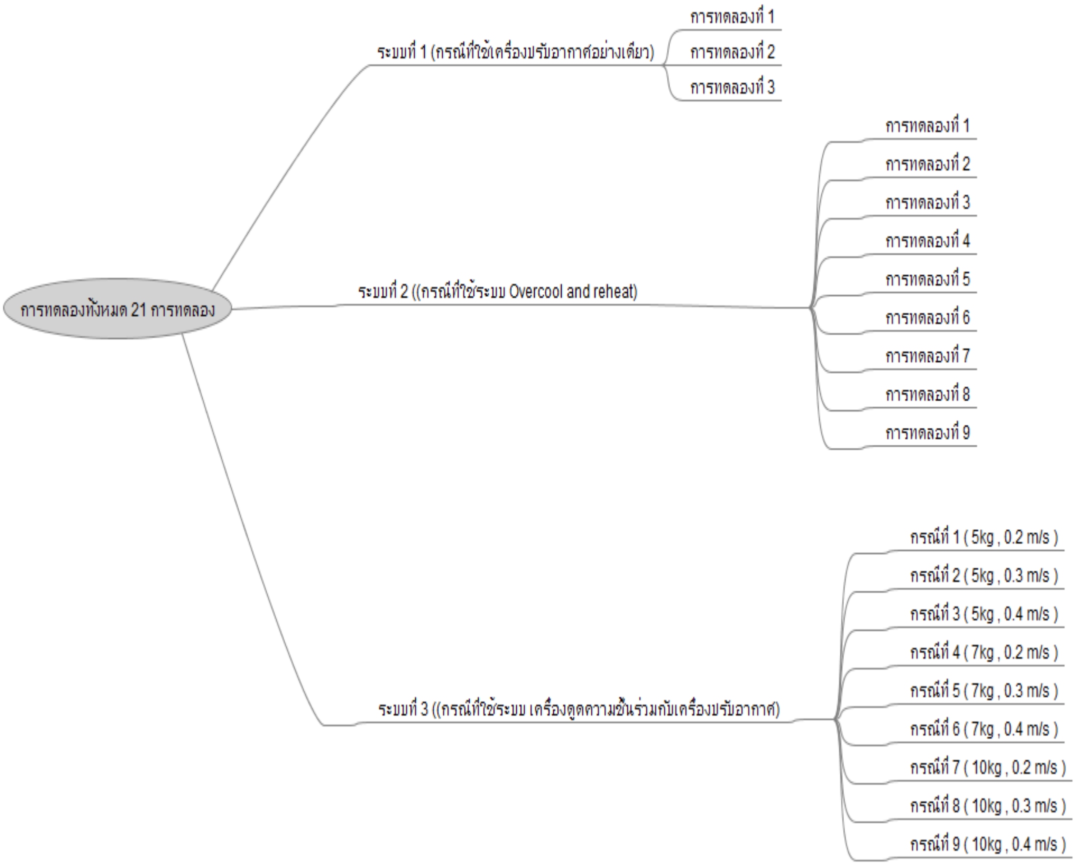
3.3.9 กรณีที่ใช้ในการทดลอง

กรณีที่ใช้เครื่องปรับอากาศเพียงอย่างเดียวได้ทำการทดลอง 3 ครั้งโดยใช้เครื่องปรับอากาศอย่างเดียว ควบคุมอุณหภูมิห้องที่ 25℃ แต่ไม่ควบคุมความชื้น โดยอุณหภูมิและความชื้นภายนอกห้องที่แตกต่างกัน 3 วัน โดยทำการทดลองในห้องที่ 2

กรณีที่ใช้วิธี Overcool and reheat ได้ทำการทดลอง 9 ครั้งโดยใช้เครื่องปรับอากาศควบคุมอุณหภูมิห้องที่ 25℃ และใช้เครื่องทำความร้อน (Heater) ควบคุมความชื้นภายในห้องเท่ากับ 50% โดยทำการทดลองในห้องที่ 1

กรณีที่ใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็งร่วมกับเครื่องปรับอากาศได้ทำการทดลอง 9 กรณี คือ ใช้เครื่องปรับอากาศควบคุมอุณหภูมิห้องที่ 25℃ และใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็ง (Dehumidifier) ควบคุมความชื้นภายในห้องเท่ากับ 50% โดยมีการแปรค่าความเร็วลม 3 ค่า คือ 0.2, 0.3 และ 0.4 m/s และแปรค่าปริมาณสารดูดความชื้น 3 ค่า คือ 5, 7 และ 10 kg โดยทำการทดลองในห้องที่ 2

แผนผังการทดลองทั้งหมด 21 ครั้งแสดงไว้ในรูปที่ 3.26



รูปที่ 3. 26 แผนผังการทดลองทั้งหมด 21 ครั้ง

มหาวิทยาลัยศิลปากร

การทดลองทั้งหมด 21 ครั้งทำที่สภาวะแวดล้อมภายนอกเป็นสภาวะอากาศของจังหวัดนครปฐมในช่วงเดือนตุลาคม - พฤศจิกายน พ.ศ. 2560

บันทึกค่าผลการทดลองทั้งหมด 21 การทดลอง แต่ละการทดลองจะบันทึกค่าต่อไปนี้

1. การใช้พลังงาน (kWh) ของ เครื่องปรับอากาศ เครื่องทำความร้อน หลอดไฟ และเครื่องผลิตความชื้น ฯลฯ นำไปบันทึกไว้ที่ Data logger ทุกๆ 1 วินาที ตลอดเวลา 4 ชั่วโมงของแต่ละการทดลอง

2. อุณหภูมิและความชื้นของตำแหน่งต่างๆ คือ ภายนอกห้อง ภายในห้องและตำแหน่งขาออกของเครื่องดูดความชื้น ฯลฯ นำไปบันทึกไว้ที่ Data logger ทุกๆ 1 วินาที ตลอดเวลา 4 ชั่วโมงของแต่ละการทดลอง

3. ชั่งน้ำหนักซิลิกาเจล ก่อนและหลังการทดลอง

3.3.10 การวิเคราะห์ผลการทดลอง

วิเคราะห์การใช้พลังงาน และเปรียบเทียบการใช้พลังงาน ที่ได้จากการทดลองของทั้ง 3 ระบบคือ

1. ระบบที่ใช้เครื่องปรับอากาศเพียงอย่างเดียว
2. ระบบที่ใช้วิธี Overcool and reheat และ
3. ระบบที่ใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็งร่วมกับเครื่องปรับอากาศ

รวมทั้งจะมีการพิจารณาภาวะสบายของมนุษย์จากการใช้กรณีทั้ง 3 ระบบ

3.3.11 การปรับแต่งห้องทดลอง

ห้องทดลองที่ 1 เดิมมีขนาดกว้าง 2.53 m ยาว 5.38 m และสูง 3.53 m และห้องทดลองที่ 2 เดิมมีขนาดกว้าง 1.94 m ยาว 5.38 m และสูง 3.53 m ห้องทดลองที่ 1 กว้างกว่าห้องทดลองที่ 2 อยู่ 59 cm ทำการทดลองครั้งแรกพบว่าเครื่องปรับอากาศของห้องทดลองที่ 1 ลดความชื้นภายในห้องก่อนจะลดอุณหภูมิเมื่อเทียบกับห้องทดลองที่ 2 จึงผู้วิจัยปรับขนาดห้องทดลองที่ 1 เท่ากับห้องทดลองที่ 2 ให้เหลือขนาดกว้าง 1.94 m ยาว 5.38 m และสูง 3.53 m แล้วทำการทดลองครั้งที่สองและพบว่าเครื่องปรับอากาศของห้องทดลองที่ 1 ไม่สามารถทำ Overcool ได้คือลดอุณหภูมิได้ต่ำสุดเท่ากับ 24.9°C ไม่สามารถลดได้ต่ำกว่านี้ภายในระยะเวลา 4 ชั่วโมง ส่วนเครื่องปรับอากาศของห้องทดลองที่ 2 สามารถตัดต่อได้ที่อุณหภูมิ 25°C แต่เครื่องดูดความชื้นไม่สามารถตัดต่อได้ที่ 50%RH คือลดความชื้นได้ต่ำสุดเท่ากับ 54.2%RH ไม่สามารถลดได้ต่ำกว่านี้ภายในระยะเวลา 4 ชั่วโมง ผู้วิจัยจึงทำการปรับขนาดห้องทดลองที่ 1 เท่ากับห้องทดลองที่ 2 อีกครั้งให้เหลือขนาดกว้าง 1.94 m ยาว 2.60 m และสูง 3.53 m ทั้ง 2 ห้องเท่าๆกันแล้วทำการทดลองครั้งที่สามและพบว่าเครื่องปรับอากาศของห้องทดลองที่ 1 สามารถทำ Overcool ได้คือลดอุณหภูมิได้ต่ำสุดเท่ากับ 18°C และสามารถตัดต่อความชื้นได้ที่ 50%RH ส่วนเครื่องปรับอากาศของห้องทดลองที่ 2 สามารถตัดต่อได้ที่อุณหภูมิ 25°C และเครื่องดูดความชื้นสามารถตัดต่อได้ที่ 50%RH เช่นเดียวกัน

3.3.12 การปรับแต่งเครื่องปรับอากาศของห้องทดลอง

เครื่องปรับอากาศที่ติดตั้งไว้ในห้องทดลองที่ 1 และห้องทดลองที่ 2 มีขนาด 9000 btu/h เท่ากันและยี่ห้อ Mitsubishi เหมือนกันทั้งสองห้องแต่เมื่อทำการทดลองแล้วพบว่าเครื่องปรับอากาศทั้งสองตัวกินกระแสไม่เท่ากันคือเครื่องปรับอากาศที่ติดตั้งไว้ในห้องทดลองที่ 1 กินกระแส 3.481 amp และห้องทดลองที่ 2 กินกระแส 4.737 amp จึงผู้วิจัยหาสาเหตุโดยรื้อเครื่องปรับอากาศของทั้งสองพบว่าการเปลี่ยนอะไหล่ Capacitor ของ Compressor ไม่เท่าเดิมทั้งสองห้อง หลังจากเปลี่ยน Capacitor ที่มีขนาด 20uf เท่ากันทั้งสองเครื่องแล้วทำการทดลองใหม่พบว่าการกินกระแสของเครื่องปรับอากาศกินกระแสเท่ากับ 3.3 amp เท่ากันทั้งสองห้อง

3.3.13 การปรับแต่งเครื่องมือวัดอุณหภูมิและความชื้นอากาศ รุ่น Pronem

เครื่องมือวัดอุณหภูมิและความชื้นอากาศ รุ่น Pronem แขวนไว้กลางห้องสูงจากพื้น 1.2 m ทั้งสองห้องแล้วทำการทดลองพบว่าอุณหภูมิและความชื้นอ่านได้จากเครื่องมือวัดไม่เท่ากับอุณหภูมิและความชื้นภายในห้องที่แท้จริง จึงสอบถามกลับไปยังผู้จำหน่ายแล้ว ผู้จำหน่ายทำการทดลองและพบสาเหตุคือเครื่องมือวัดอุณหภูมิและความชื้นอากาศรุ่น Pronem มีความไวสูงมากเมื่อกระทบลมจากเครื่องปรับอากาศโดยตรงแล้วจะอ่านค่าเป็นอุณหภูมิและความชื้นของเครื่องปรับอากาศแต่ไม่ใช่อุณหภูมิและความชื้นของห้อง ผู้วิจัยจึงปรับแต่งเครื่องมือวัดอุณหภูมิและความชื้นโดยติดตั้งไว้ใต้โต๊ะทำงานที่อยู่ในห้องทดลองทั้งสองห้อง

มหาวิทยาลัยศิลปากร

บทที่ 4

ผลการทดลอง

4.1 กรณีระบบที่ใช้เครื่องปรับอากาศเพียงอย่างเดียว

4.1.1 การใช้พลังงานของกรณีที่ใช้เครื่องปรับอากาศเพียงอย่างเดียว

จากการทดลอง 3 ครั้งพบว่าเมื่ออุณหภูมิและความชื้นภายนอกห้องสูงกว่า ส่งผลให้การใช้พลังงานสูงกว่า การใช้พลังงานเฉลี่ยเท่ากับ 0.97 kWh/4hr แสดงไว้ในตารางที่ 4.1

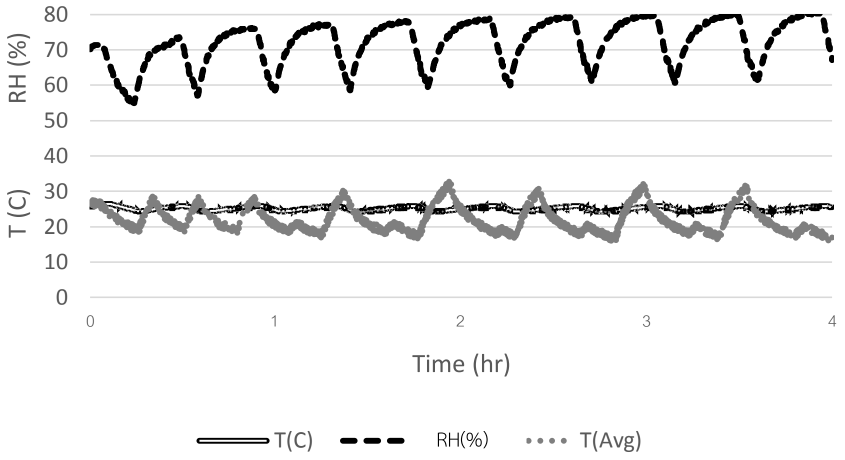
ตารางที่ 4.1 การใช้พลังงานของระบบที่ใช้เครื่องปรับอากาศเพียงอย่างเดียว

ครั้งที่	อุณหภูมิและความชื้นภายนอกห้อง		การใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศ
	T (°C)	RH (%)	kWh/4hr
1	28.83	73.30	1.11
2	26.54	70.18	0.80
3	26.54	79.46	1.00
ค่าเฉลี่ย	27.30	74.31	0.97

มหาวิทยาลัยศิลปากร

4.1.2 อุณหภูมิและความชื้นในห้องทดลองของกรณีระบบที่ใช้เครื่องปรับอากาศเพียงอย่าเดียว

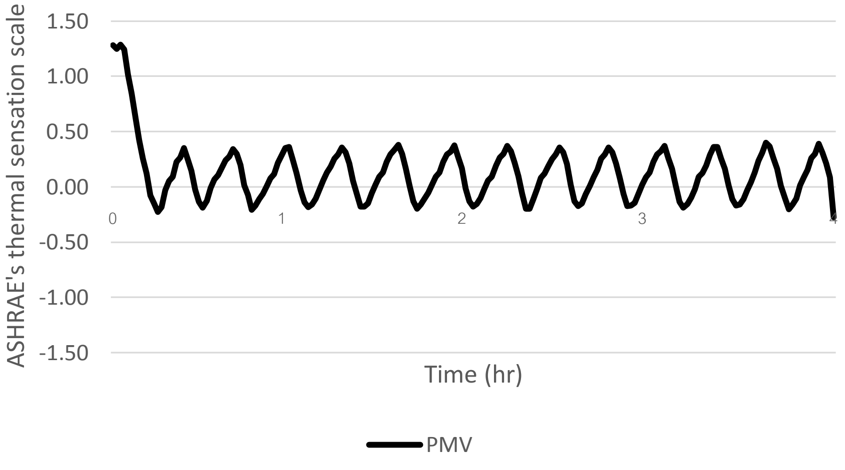
อุณหภูมิและความชื้นในห้องตลอดเวลา 4 ชั่วโมงของการทดลองครั้งที่ 2 แสดงจากการทดลองทั้งหมด 3 ครั้ง เป็นวันที่อุณหภูมิและความชื้นภายนอกห้องเริ่มต้นที่ 26.54°C และ 70.18 %RH ส่วนอุณหภูมิในห้องตั้งค่าไว้ที่ 25°C โดยไม่มีการควบคุมความชื้นพบว่าเมื่อใช้เครื่องปรับอากาศเพียงอย่างเดียวนั้นสามารถควบคุมอุณหภูมิภายในห้องได้โดยมีค่าอยู่ในช่วง 25.14±0.85°C ส่วนความชื้นไม่สามารถควบคุมได้โดยมีค่าอยู่ในช่วง 72.17± 17.28%RH ดังแสดงไว้ในรูปที่ 4.1.1 ส่วนการทดลองในวันอื่นๆ ของกรณีนี้จะให้ผลลัพธ์ที่คล้ายๆ กันและแสดงไว้ในภาคผนวกที่แนบไว้ในไฟล์ท้ายเล่ม



รูปที่ 4.1.1 อุณหภูมิและความชื้นในห้องทดลองของกรณีที่ใช้เครื่องปรับอากาศเพียงอย่างเดียวจากการทดลองครั้งที่ 2

4.1.3 ชั่วโมงที่อยู่ในช่วงภาวะสบายของมนุษย์โดยค่าดัชนีทำนายการโหวตเฉลี่ย (Predicted mean vote, PMV)

จากการนำค่าอุณหภูมิและความชื้นในห้องทดลองของกรณีระบบที่ใช้เครื่องปรับอากาศเพียงอย่างเดียวตลอดเวลา 4 ชั่วโมงของการทดลองครั้งที่ 2 ไปคำนวณตามแนวทางของ ASHRAE พบว่ากรณีที่ใช้เครื่องปรับอากาศเพียงอย่างเดียวไม่สามารถควบคุมความชื้นได้ ส่วนค่าดัชนีทำนายการโหวตเฉลี่ย (Predicted mean vote, PMV) พบว่ามีค่าสูงสุด +0.4 และค่าต่ำสุด -0.2 โดยมีค่าเฉลี่ย PMV เท่ากับ 0.12 และจำนวนคนที่คาดว่าไม่รู้สึกว่าสบายเป็น 6.75% ดังแสดงไว้ในรูปที่ 4.1.2



รูปที่ 4.1.2 ดัชนีทำนายการโหวตเฉลี่ย (PMV) ของ กรณีที่ใช้เครื่องปรับอากาศเพียงอย่างเดียวจากการทดลองครั้งที่ 2

4.2 กรณีระบบที่ใช้วิธี Overcool and reheat

4.2.1 การใช้พลังงานของกรณีระบบที่ใช้วิธี Overcool and reheat

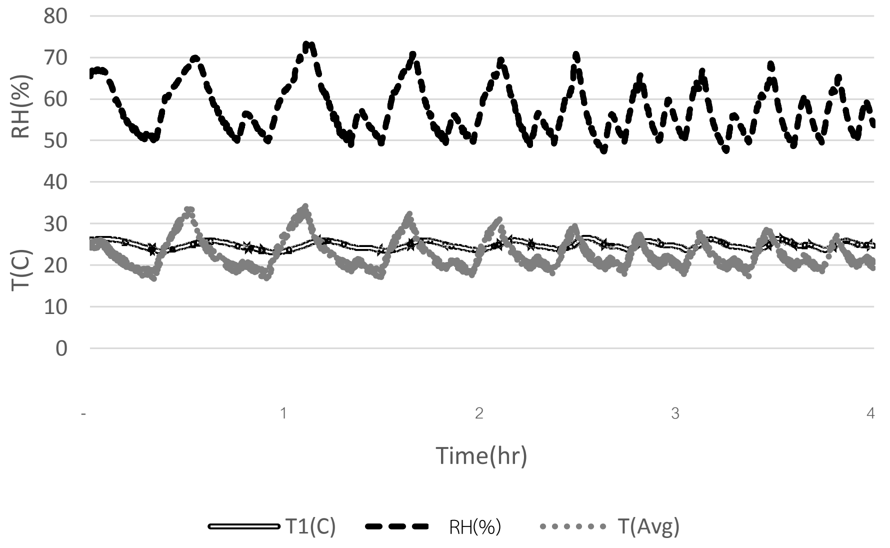
จากผลการทดลองของกรณีที่ใช้วิธี Overcool and reheat ทั้งหมด 9 ครั้งพบว่าการใช้พลังงานสูงสุด 5.87 kWh/4hr ต่ำสุด 4.66 kWh/4hr และใช้พลังงานเฉลี่ย 5.20 kWh/4hr ดังแสดงไว้ในตารางที่ 4.2

ตารางที่ 4.2 การใช้พลังงานของกรณีระบบที่ใช้วิธี Overcool and reheat

ครั้งที่	อุณหภูมิและความชื้นเริ่มต้นภายนอกห้อง		kWh/4hr		
	T (°C)	RH (%)	เครื่องปรับอากาศ	เครื่องทำความร้อน (Heater)	รวม
1	28.76	67.01	1.97	3.63	5.60
2	27.61	76.52	1.91	3.12	5.03
3	27.49	80.12	1.90	3.10	5.00
4	26.8	72.85	1.92	2.74	4.66
5	26.02	66.05	1.75	3.38	5.13
6	27.59	66.6	1.88	3.65	5.53
7	27.61	53.56	1.81	3.18	4.99
8	26.93	67.03	1.93	3.94	5.87
9	26.92	68.87	1.90	3.13	5.03
ค่าเฉลี่ย	27.30	68.73	1.89	3.32	5.20

4.2.2 อุณหภูมิและความชื้นในห้องทดลองของกรณีระบบที่ใช้วิธี Overcool and reheat

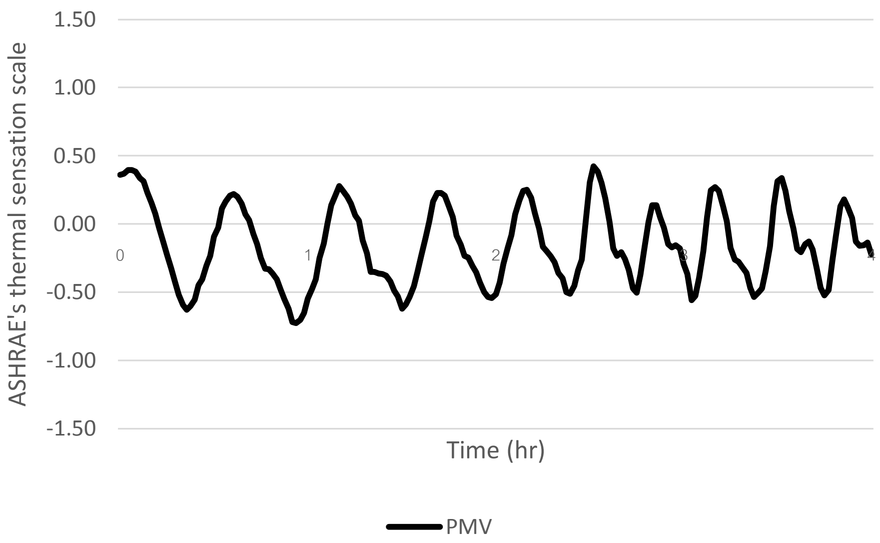
รูปที่ 4.2.1 แสดงค่าอุณหภูมิและความชื้นในห้องทดลองของกรณีระบบที่ใช้วิธี Overcool and reheat ตลอดเวลา 4 ชั่วโมงของการทดลองครั้งที่ 5 จากการทดลองทั้งหมด 9 ครั้ง เป็นวันที่อุณหภูมิและความชื้นนอกห้องเริ่มต้นที่ 26.02°C และ 66.05% พบว่าอุณหภูมิภายในห้องเย็นต้องลงถึง 17°C เพื่อควบคุมความชื้นในห้องให้ได้ 50% ผลการทดลองในวันอื่นๆ ของกรณีนี้จะให้ผลลัพธ์คล้ายๆ กันและแสดงไว้ในภาคผนวกที่แนบไว้ในไฟล์ท้ายเล่ม



รูปที่ 4.2.1 อุณหภูมิและความชื้นในห้องทดลองของกรณีระบบที่ใช้วิธี Overcool and reheat จากการทดลองครั้งที่ 5

4.2.3 ชั่วโมงที่อยู่ในช่วงภาวะสบายของมนุษย์โดยค่าดัชนีทำนายการโหวตเฉลี่ย

จากการนำค่าอุณหภูมิและความชื้นในห้องทดลองของกรณีระบบที่ใช้วิธี Overcool and reheat ไปคำนวณตามแนวทางของ ASHRAE พบว่าสามารถควบคุมความชื้นได้แต่ส่วนค่า PMV พบว่าค่าสูงสุด +0.4 และค่าต่ำสุด -0.7 ค่า PMV เฉลี่ย เท่ากับ -0.16 และจำนวนคนที่คาดว่าไม่รู้สึกว่าสบายคิดเป็น 6.55% ดังแสดงไว้ในรูปที่ 4.2.2



รูปที่ 4.2.2 ดัชนีทำนายการโหวตเฉลี่ย (PMV) ของกรณีระบบที่ใช้วิธี Overcool and reheat จากการทดลองครั้งที่ 5

4.3 กรณีระบบที่ใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็งร่วมกับเครื่องปรับอากาศ

4.3.1 การใช้พลังงานของกรณีระบบที่ใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็งร่วมกับเครื่องปรับอากาศ

จากผลการทดลองของกรณีระบบที่ใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็งร่วมกับเครื่องปรับอากาศ พบว่าการใช้พลังงานสูงสุด 1.97 kWh/4hr ต่ำสุด 1.45 kWh/4hr และใช้พลังงานเฉลี่ย 1.73 kWh/4hr ดังแสดงไว้ในตารางที่ 4.3

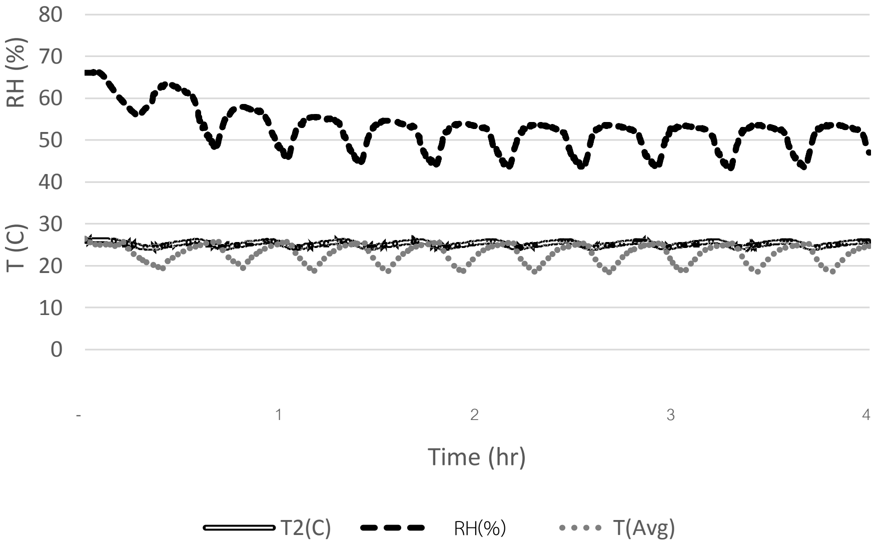
ตารางที่ 4.3 การใช้พลังงานของกรณีระบบที่ใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็งร่วมกับเครื่องปรับอากาศ

ครั้งที่	กรณี	อุณหภูมิและความชื้นเริ่มต้นภายนอกห้อง		kWh/4hr		
		T(°C)	RH(%)	เครื่องปรับอากาศ	มอเตอร์เครื่องดูดความชื้น (Motor for Dehumidifier)	รวม
1	5 kg, 0.2 m/s	28.76	67.01	1.30	0.44	1.74
2	5 kg, 0.3 m/s	27.61	76.52	1.19	0.62	1.81
3	5 kg, 0.4 m/s	27.49	80.12	1.17	0.68	1.85
4	7 kg, 0.2 m/s	26.8	72.85	1.09	0.52	1.61
5	7 kg, 0.3 m/s	26.02	66.05	0.91	0.54	1.45
6	7 kg, 0.4 m/s	27.59	66.6	1.10	0.69	1.79
7	10 kg, 0.2 m/s	27.61	53.56	1.04	0.55	1.59
8	10 kg, 0.3 m/s	26.93	67.03	1.12	0.65	1.77
9	10 kg, 0.4 m/s	26.92	68.87	1.16	0.81	1.97
ค่าเฉลี่ย		27.30	68.73	1.12	0.61	1.73

มหาวิทยาลัยศิลปากร

4.3.2 อุณหภูมิและความชื้นในห้องทดลองของกรณีระบบที่ใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็งร่วมกับเครื่องปรับอากาศ

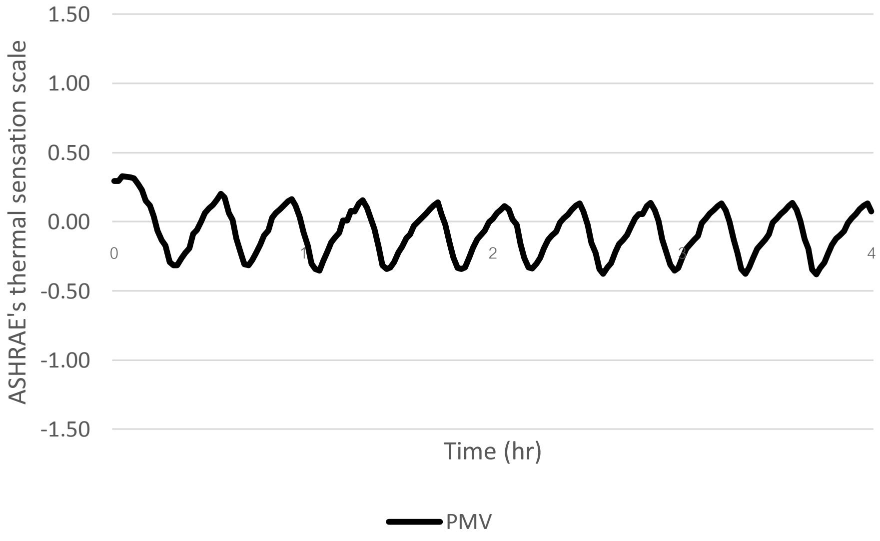
รูปที่ 4.3.2 แสดงค่าผลการทดลองอุณหภูมิและความชื้นในห้องทดลองของกรณีระบบที่ใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็งร่วมกับเครื่องปรับอากาศตลอดเวลา 4 ชั่วโมงของการทดลองครั้งที่ 5 จากการทดลองทั้งหมด 9 ครั้ง เป็นวันที่อุณหภูมิและความชื้นนอกห้องเริ่มต้นที่ 26.02°C และ 66.05%RH พบว่าสามารถรักษาอุณหภูมิภายในห้องให้อยู่ในช่วง 25.18±0.89 °C และความชื้นในห้องให้อยู่ในช่วง 52.76±8.96 %RH ผลการทดลองในวันอื่นๆ ของกรณีนี้จะให้มีผลลัพธ์คล้ายๆ กัน และแสดงไว้ในภาคผนวกที่แนบไว้ในไฟล์ท้ายเล่ม



รูปที่ 4.3.2 อุณหภูมิและความชื้นในห้องทดลองของระบบที่ใช้เครื่องดูดความชื้นร่วมกับเครื่องปรับอากาศจากการทดลองครั้งที่ 5

4.3.3 ชั่วโมงที่อยู่ในช่วงภาวะสบายของมนุษย์โดยค่าดัชนีทำนายการโหวตเฉลี่ย

จากการนำค่าอุณหภูมิและความชื้นในห้องทดลองของกรณีระบบที่ใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็งร่วมกับเครื่องปรับอากาศไปคำนวณตามแนวทางของ ASHRAE พบว่าค่าPMVสูงสุด +0.2 และค่าต่ำสุด -0.3 ค่าPMVเฉลี่ย เท่ากับ -0.07 และจำนวนคนที่คาดว่าไม่รู้สึกว่าสบายคิดเป็น 5.7% ดังแสดงไว้ในรูปที่ 4.3.3



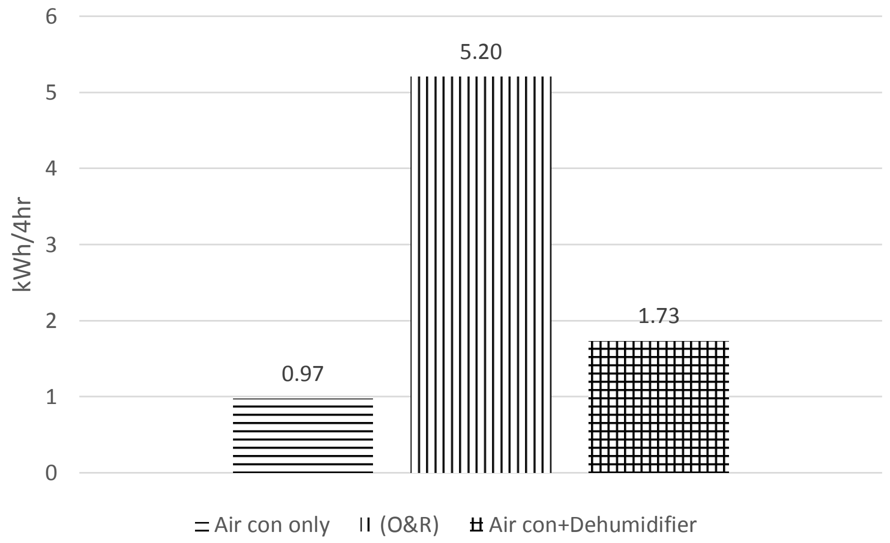
รูปที่ 4.3.3 ดัชนีทำนายการโหวตเฉลี่ย (PMV) ของการทดลองครั้งที่ 5

4.4 ผลการเปรียบเทียบการใช้พลังงานทั้ง 3 ระบบ

จากการทดลองพบว่าระบบที่ใช้เครื่องปรับอากาศเพียงอย่างเดียวใช้พลังงานโดยเฉลี่ย 0.97 kWh/4hr ค่า PMV เฉลี่ย 0.11 และ ค่า PPD เฉลี่ย 5.91%

กรณีระบบที่ใช้วิธี Overcool and reheat ใช้พลังงานโดยเฉลี่ย 5.20 kWh/4hr และมากกว่าระบบที่ใช้เครื่องปรับอากาศเพียงอย่างเดียว 4.23 kWh/4hr หรือคิดเป็น 5.36 เท่า ส่วนค่า PMV เฉลี่ยมีค่าเท่ากับ -0.16 และ ค่า PPD เฉลี่ย 6.55%

กรณีระบบที่ใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็งร่วมกับเครื่องปรับอากาศใช้พลังงานโดยเฉลีย 1.73 kWh/4hr และมากกว่าระบบที่ใช้เครื่องปรับอากาศเพียงอย่างเดียว 0.76 kWh/4hr หรือคิดเป็น 1.78 เท่า ส่วนค่า PMV เฉลี่ยเท่ากับ -0.07 และ ค่า PPD เท่ากับ 5.7% ดังแสดงไว้ในรูปที่ 4.4.1 และภาพรวมทั้งหมด 21 การทดลองแสดงไว้ในตารางที่ 4.4



รูปที่ 4.4.1 เปรียบเทียบการใช้พลังงานเฉลี่ยของทั้ง 3 ระบบ

ตารางที่ 4.4 ภาพรวมการใช้พลังงานและภาวะสบายทั้งหมด 21 การทดลอง

กรณี	การใช้พลังงานเฉลี่ย (kWh/4hr)	PMV	PPD (%)
เครื่องปรับอากาศเพียงอย่างเดียว	0.97	0.12	6.75
Overcool and reheat	5.20	-0.42	6.22
เครื่องดูดความชื้นร่วมกับเครื่องปรับอากาศ	1.73	-0.02	5.41

แม้ว่ากรณีเครื่องดูดความชื้นร่วมกับเครื่องปรับอากาศจะใช้พลังงานสูงกว่ากรณีเครื่องปรับอากาศเพียงอย่างเดียว 78.45% แต่เมื่อพิจารณาภาวะสบายแล้วจะให้ความรู้สึกสบายดีกว่า เห็นได้จาก PMV เฉลี่ย -0.07 ซึ่งใกล้ “0” หรือ Neutral มากกว่าและ PPD หรือเปอร์เซ็นต์ของคนที่ไม่รู้สึกว่าสบายก็น้อยกว่าชัดเจน

กรณีระบบที่ใช้วิธี Overcool and reheat ใช้พลังงานเปลืองกว่ากรณีเครื่องปรับอากาศเพียงอย่างเดียวมาก ในทางด้านภาวะสบายก็สู้ไม่ได้เพราะว่า PMV เฉลี่ยห่างจาก Neutral มากกว่า

เมื่อเปรียบเทียบระหว่างกรณีที่ 2 และ 3 ที่ควบคุมทั้งอุณหภูมิและความชื้นเหมือนกัน พบว่ากรณีที่ 3 ประหยัดพลังงานถึง 66.74 %

บทที่ 5
สรุปผลงานวิจัย

5.1 สรุปผลการทดลอง

สรุปผลการทดลองได้ว่า ระบบที่ใช้เครื่องปรับอากาศเพียงอย่างเดียวใช้พลังงานโดยเฉลี่ย 0.97 kWh/4hr ค่า PMV เฉลี่ย 0.11 และ ค่า PPD เฉลี่ย 5.91% กรณีระบบที่ใช้วิธี Overcool and reheat ใช้พลังงานโดยเฉลี่ย 5.20 kWh/4hr มากกว่าระบบที่ใช้เครื่องปรับอากาศเพียงอย่างเดียว 4.23 kWh/4hr หรือคิดเป็น 5.36 เท่า มีค่า PMV เฉลี่ย -0.16 และค่า PPD เฉลี่ย 6.55% กรณีระบบที่ใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็งร่วมกับเครื่องปรับอากาศใช้พลังงานโดยเฉลี่ย 1.73 kWh/4hr มากกว่าระบบที่ใช้เครื่องปรับอากาศเพียงอย่างเดียว 0.76 kWh/4hr หรือคิดเป็น 1.78 เท่า มีค่า PMV เฉลี่ยเท่ากับ -0.07 และค่า PPD เฉลี่ยเท่ากับ 5.7% สรุปผลการทดลองได้ว่า ทั้ง 3 กรณีทำภาวะสบายได้ กรณีที่ใช้เครื่องปรับอากาศเพียงอย่างเดียวใช้พลังงานน้อยที่สุดแต่ให้ภาวะสบายดีไม่เท่ากับกรณีระบบที่ใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็งร่วมกับเครื่องปรับอากาศที่ให้ภาวะสบายดีที่สุด เนื่องจากกรณีแรกไม่มีการควบคุมความชื้นโดยตรง โดยสำหรับกรณีหลังนั้นถึงแม้จะให้ภาวะสบายดีที่สุดแต่ก็ใช้พลังงานมากกว่ากรณีแรก 1.78 เท่า ส่วนกรณีระบบ Overcool and reheat นั้นให้ผลไม่ดีทั้งในแง่ของพลังงานที่ใช้ และภาวะสบายที่ได้ โดยหากเทียบระหว่างกรณีที่ใช้เครื่องดูดความชื้นร่วมกับเครื่องปรับอากาศ กับกรณี Overcool and reheat ซึ่งเป็นกรณีที่ควบคุมทั้งอุณหภูมิและความชื้นทั้งคู่ จะพบว่ากรณีที่ใช้เครื่องดูดความชื้นร่วมกับเครื่องปรับอากาศจะประหยัดพลังงานกว่าถึง 66.74%

5.2 ข้อเสนอแนะ

งานวิจัยต่อไปควรทดลองทั้งปีให้ครอบคลุมทุกๆ ฤดูกาลเพื่อดูผลให้ชัดเจนว่า ระบบที่ใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็งร่วมกับเครื่องปรับอากาศจะใช้พลังงานเท่าไร และสร้างภาวะสบายเป็นอย่างไร เมื่อเทียบกับระบบที่ใช้เครื่องปรับอากาศเพียงอย่างเดียวแบบที่ใช้กันอยู่ทั่วไปและมีประเด็นที่น่าสนใจว่าถ้าเครื่องดูดความชื้นสามารถดูดความชื้นได้โดยไม่ต้องใช้พัดลมจะทำให้ระบบที่ใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดของแข็งร่วมกับเครื่องปรับอากาศจะใช้พลังงานเฉลี่ยเพียง 1.12 kWh/4hr ซึ่งใช้พลังงานน้อยกว่าการใช้พัดลม 0.61 kWhr/4hr จะกลายเป็นทางเลือกที่ดีกว่ากรณีที่ใช้เครื่องปรับอากาศอย่างเดียว

รายการอ้างอิง

[1] world-population,2017.world-population. Available: http://www.worldometers. Info / world-population (accessed 7.3.17)

[2] The weather prediction. 4 มีนาคม 2559. The ultimate weather education website. Urban Weather. . Available: http://www.theweatherprediction.com/urbanwx/ (accessed 7.3.17)

[3] EPPO ,2008. 3 กุมภาพันธ์ 2559. Electricity consumption for the whole country. Energy Policy and Planning Office, Ministry of Energy, Thailand. Available: http://www.eppo.go.th/info/l summary_stat.htm (accessed 3.2.16)

[4] M. S. Parkpoom and Gareth P. Harrison, 3, August 2008, "Analyzing the Impact of Climate Change on Future Electricity Demand in Thailand," IEEE, vol. 23, no. 3, pp. 1441-1448.

[5] Y. Jiang, T. S. Ge, R. Z. Wang, and Y. Huang,2014, "Experimental investigation on a novel temperature and humidity independent control air conditioning system – Part I: Cooling condition," Applied Thermal Engineering, vol. 73, no. 1, pp. 784-793.

[6] N. Enteria, K. Mizutani, Y. Monma, T. Akisaka, and N. Okazaki, 2011, "Experimental evaluation of the new solid desiccant heat pump system in Asia-Pacific climatic conditions," Applied Thermal Engineering, vol. 31, no. 2-3, pp. 243-257.

[7] R. Xing et al., 2013, "Advanced thin zeolite/metal flat sheet membrane for energy efficient air dehumidification and conditioning," Chemical Engineering Science, vol. 104, pp. 596-609.

[8] K. J. Chua, S. K. Chou, W. M. Yang, and J. Yan, 2013, "Achieving better energy-efficient air conditioning – A review of technologies and strategies," Applied Energy, vol. 104, pp. 87-104.

[9] สำนักงานนโยบายและแผนพลังงาน กระทรวงพลังงาน, 2547. สำนักงานนโยบายและแผนพลังงาน กระทรวงพลังงาน, . Available: https://www.egov.go.th/th/government-agency/291/ (accessed 7.3.16)

[10] ANSI/ASHRAE Standard 55-2010, 2010, "Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy," ASHRAE STANDARD, no. 1791 Tullie Circle NE, Atlanta, GA 30329.

[11] J. L. Niu, L. Z. Zhang, and H. G. Zuo, "Energy savings potential of chilled-ceiling combined with desiccant cooling in hot and humid climates," Energy and Buildings vol. 34, p. 487- 495, 2002.

[12] M. Mujahid Rafique, P. Gandhidasan, S. Rehman, and L. M. Al-Hadhrami, 2015, "A review on desiccant based evaporative cooling systems," Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 45, pp. 145-159.

[13] K. Daou, R. Wang, and Z. Xia, 2006, "Desiccant cooling air conditioning: a review," Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 10, no. 2, pp. 55-77.

[14] X. Han and X. Zhang, 2011, "Experimental study on a residential temperature–humidity separate control air-conditioner," Energy and Buildings, vol. 43, no. 12, pp. 3584-3591.

[15] กรมอุตุนิยมวิทยา. 2015, (เข้าถึงเมื่อ 7 มีนาคม, 2559). “สถิติความชื้นสัมพัทธ์เฉลี่ย (%) ของประเทศไทย. Available: <http://www.tmd.go.th/info/info.php?FileID =56> (accessed 7.3.16)

[16] T. Katejanekarn, S. Chirarattananon, and S. Kumar, 2009, "An experimental study of a solar-regenerated liquid desiccant ventilation pre-conditioning system," Solar Energy, vol. 83, no. 6, pp. 920-933.

[17] T. Katejanekarn and S. Kumar, 2008, "Performance of a solar-regenerated liquid desiccant ventilation pre-conditioning system," Energy and Buildings, vol. 40, no. 7, pp. 1252-1267.

[18] X. Han, X. Zhang, L. Wang, and R. Niu, 2013, "A novel system of the isothermal dehumidification in a room air-conditioner," Energy and Buildings, vol. 57, pp. 14-19.

[19] Ahmad A. Pesaran, October 1994, "A Review of Desiccant Dehumidification Technology," National Renewable Energy Laboratory.

[20] S. Chirarattananon, 2005, Building for Energy Efficiency. Asian Institute of Technology, Pathum Thani, Thailand.

.

[21] Yunus A. Cengel,2008, Thermodynamics an Engineering Approach, Six edition (SI unit) ed. New York: Mc Graw Hill.

[22] ANSI/ASHRAE Standard 62.1-2010, 2010, "Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality," ASHRAE STANDARD, no. 1791 Tullie Circle NE, Atlanta, GA 30329.

[23] ASHRAE Handbook—Fundamentals, 2005, "SORBENTS AND DESICCANT," vol. CHAPTER 22, no. Atlanta,Georgia,USA.

[24] J. Jeong, S. Yamaguchi, K. Saito, and S. Kawai, 2011, "Performance analysis of desiccant dehumidification systems driven by low-grade heat source," International Journal of Refrigeration, vol. 34, no. 4, pp. 928-945.

[25] K. Suksub, Portable Batch Type Solid Desiccant Dehumidifier for Museum. Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering and Industrial Technology, Silpakorn University, Nakhon Pathom, Thailand, 2014..

[26] R. Narayanan, W. Y. Saman, S. D. White, and M. Goldsworthy, 2011, "Comparative study of different desiccant wheel designs," Applied Thermal Engineering, vol. 31, no. 10, pp. 1613-1620.

[27] G. Panaras, E. Mathioulakis, and V. Belessiotis, 2011, "Solid desiccant air-conditioning systems – Design parameters," Energy, vol. 36, no. 5, pp. 2399-2406.

[28] M. Fatouh, T. A. Ibrahim, and A. Mostafa, 2009, "Experimental investigation on a solid desiccant system integrated with a R407C compression air conditioner," Energy Conversion and Management, vol. 50, no. 10, pp. 2670-2679.

[29] A. E. Kabeel, 2009, "Adsorption–desorption operations of multilayer desiccant packed bed for dehumidification applications," Renewable Energy, vol. 34, no. 1, pp. 255-265.

[30] A. Ramzy K, T. P. Ashok Babu, and R. Kadoli, 2011, "Semi-analytical method for heat and moisture transfer in packed bed of silica gel," International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 54, no. 4, pp. 983-993.

[31] M.-T. C. Kuei-Sen Chang, Tsair-Wang Chung *,, 2005, " Effects of the thickness and particle size of silica gel on the heat and mass transfer performance of a silica gel-coated bed .pdf>," Applied Thermal Engineering vol. 25, pp. 2330–2340.

[32] SUKHMEET SINGH and PARM PAL SINGH, 1997, " Regeneration of silica gel in multi-shelf regenerator," Renewable Energy, vol. 13, no. No. 1, pp. 105-119,.

[33] M. Ali Mandegari and H. Pahlavanzadeh, 2009, "Introduction of a new definition for effectiveness of desiccant wheels," Energy, vol. 34, no. 6, pp. 797-803.

[34] Tsair-Wang Chung* and Chin-Chun Chung, 1998, "Increase in the amount of adsorption on modified silica gel by using neutron flux irradiation," Chemical Engineering Science,, vol. Vol. 53, no. No. 16,, p. 2967—2972.

[35] T. Katejanekarn and K. Suksub, "Performance evaluation procedure for a small batch-type solid desiccant dehumidifier," The 6th International Conference on Science, Technology and Innovation for Sustainal Well-Being (STISWB VI), Siem Reap.Kingdom of Cambodia, 28-30 August 2014, 2014..

มหาวิทยาลัยศิลปากร

มหาวิทยาลัยศิลปากร

ประวัติผู้เขียน

ชื่อ-สกุล	นายพรรักษ์ หวังน้ำใจ
วัน เดือน ปี เกิด	15 เมษายน 2517
สถานที่เกิด	กาญจนบุรี
วุฒิการศึกษา	วิทยาศาสตรบัณฑิต (เกียรตินิยมอันดับ ๑) สาขาเทคโนโลยีอุตสาหกรรม (เทคโนโลยีคอมพิวเตอร์อุตสาหกรรม) มหาวิทยาลัยราชภัฏนครปฐม (๒๕๔๙)
ที่อยู่ปัจจุบัน	850/47 หมู่ 2 ต. ท่าม่วง อ. ท่าม่วง จ. กาญจนบุรี 71110 สถานที่ทำงาน ร้านสกุลแอร์ 850/47 หมู่ 2 ต. ท่าม่วง อ. ท่าม่วง จ. กาญจนบุรี 71110 ตำแหน่ง - ช่างเครื่องทำความเย็น และ ผู้จัดการร้าน (2533 - ปัจจุบัน) โทร. 081-2915161 e.mail . phornrak@hotmail.com

มหาวิทยาลัยศิลปากร