



การวิเคราะห์แนวโน้มผลกระทบของตัวแปรสถานะการทำงาน
ที่มีต่อสมรรถนะของกระบวนการดูดความชื้นอากาศ



โดย
นายวทัณญ์ พันธ์นวงค์

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมพลังงาน
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศิลปากร
ปีการศึกษา 2558
ลิขสิทธิ์ของบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศิลปากร

การวิเคราะห์แนวโน้มผลกระทบของตัวแปรสถานะการทำงาน
ที่มีต่อสมรรถนะของกระบวนการดูดความชื้นอากาศ



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมพลังงาน
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศิลปากร
ปีการศึกษา 2558
ลิขสิทธิ์ของบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศิลปากร

ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF OPERATING PARAMETERS
ON THE PERFORMANCE OF THE DEHUMIDIFICATION PROCESS



By
Mr. Watanyu Phanangnuwong

A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree
Master of Engineering Program in Energy Engineering
Department of
Graduate School, Silpakorn University
Academic Year 2015
Copyright of Graduate School, Silpakorn University

บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศิลปากร อนุมัติให้วิทยานิพนธ์เรื่อง “การวิเคราะห์แนวโน้มผลกระทบของตัวแปรสถานะการทำงานที่มีต่อสมรรถนะของกระบวนการดูความขึ้นอากาศ” เสนอโดย นายวทีญญ พันธ์นวงค์ เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมพลังงาน

.....
(รองศาสตราจารย์ ดร.ปานใจ ธารทัศน์วงศ์)

คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย

วันที่.....เดือน..... พ.ศ.....

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ทสพล เขตเจนการ

คณะกรรมการตรวจสอบวิทยานิพนธ์

..... ประธานกรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ธีระศักดิ์ หุตาคาร)

...../...../.....

..... กรรมการ

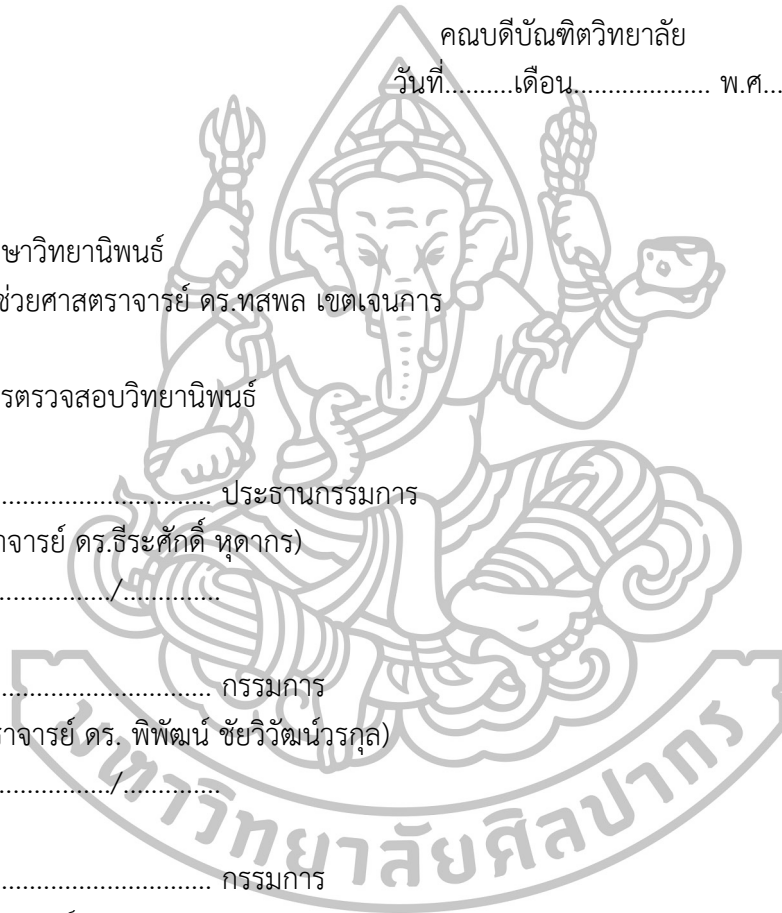
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. พิพัฒน์ ชัยวิวัฒน์วรกุล)

...../...../.....

..... กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ทสพล เขตเจนการ)

...../...../.....



54406205 :สาขาวิชาวิศวกรรมพลังงาน

คำสำคัญ : กระบวนการดูดความชื้นอากาศ/สมรรถนะของกระบวนการดูดความชื้น/สารดูดความชื้นชนิดเหลว/แพ็คเบด/ระบบปรับอากาศ/ศักยภาพการประหยัดพลังงาน

วาทัญญู พันธ์นวงค์ : การวิเคราะห์แนวโน้มผลกระทบของตัวแปรสภาวะการทำงานที่มีต่อสมรรถนะของกระบวนการดูดความชื้นอากาศ. อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ : ผศ.ดร.ทสพล เขตเจนการ. 148 หน้า.

การศึกษาแนวโน้มของผลกระทบของตัวแปรต้นที่มีต่อสมรรถนะหลักของกระบวนการดูดความชื้นอากาศที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดเหลว ได้แบ่งตัวแปรต้นออกเป็น 6 ตัว คือ อัตราการไหล อุณหภูมิ และความชื้นของอากาศ อัตราการไหล อุณหภูมิ และความเข้มข้นของสารดูดความชื้น และ สัดส่วนของอัตราการไหลของสารดูดความชื้นต่ออัตราการไหลของอากาศ (L/G ratio) ส่วนสมรรถนะหลักการบวนการดูดความชื้นมี 2 ตัว คือ อัตราการดูดความชื้น และประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้น จากการศึกษาวิจัยที่ผ่านมา พบว่า ผลของตัวแปรต้นที่มีต่อสมรรถนะหลักเป็นไปในทิศทางเดียวกัน แต่ยังมีงานวิจัยที่ผ่านมาบางส่วน และผลการทดลองจริงที่มหาวิทยาลัยศิลปากร ได้แสดงแนวโน้มผลกระทบขัดแย้งกับงานวิจัยส่วนใหญ่ ดังนั้น จึงได้รวบรวมผลการทดลองจริงจากงานวิจัยที่ผ่านมา ซึ่งพบว่ามีผลการทดลองในช่วง L/G ratio ตั้งแต่ 0.1-10.0 และเพื่อให้สามารถวิเคราะห์แนวโน้มของผลกระทบของตัวแปรต้นที่ส่งผลต่อสมรรถนะหลักของกระบวนการดูดความชื้นอากาศได้ชัดเจนขึ้นจึงได้ทำการทดลองจริงโดยแปรค่าอัตราการไหลอากาศและอัตราการไหลสารดูดความชื้นให้ครอบคลุมช่วงดังกล่าว โดยที่อุณหภูมิของอากาศ สัดส่วนของอากาศและอุณหภูมิของสารละลาย สัดส่วนความชื้นอากาศขึ้นอยู่กับสภาวะอากาศจริง ส่วนความเข้มข้นของสารละลายแคลเซียมคลอไรด์ถูกควบคุมไว้ที่ 40%wt ผลลัพธ์ที่ได้ คือ การแปรค่าอัตราการไหลอากาศและสารละลายเพิ่มขึ้น ได้แสดงแนวโน้มที่สอดคล้องกับงานวิจัยส่วนใหญ่ คือ เมื่ออัตราการไหลของอากาศเพิ่มขึ้นส่งผลให้แนวโน้มอัตราการดูดความชื้นเพิ่มขึ้น แต่ประสิทธิผลกลับลดลง และเมื่อแปรค่าอัตราการไหลสารละลายและ L/G ratio เพิ่มขึ้นส่งผลให้อัตราการดูดความชื้น และประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นเพิ่มขึ้น หลังจากนั้นนำผลการทดลองที่ได้ไปปรับปรุงสมการทำนายประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นอากาศเพื่อที่จะนำไปหาสภาวะการทำงานที่เหมาะสมของเครื่องดูดความชื้นในแต่ละกรณีของอัตราการไหลอากาศแล้วนำสภาวะที่ได้ไปประยุกต์ใช้ร่วมกับเครื่องปรับอากาศทั่วไป และวิเคราะห์ผลประหยัดพลังงานตลอดทั้งปี โดยเปรียบเทียบการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศทั้ง 3 กรณี คือ ระบบปรับอากาศทั่วไป ระบบ Overcool and reheat และระบบที่ใช้งานร่วมกับระบบดูดความชื้นซึ่งพบว่า ชั่วโมงที่เกิดภาวะสบายของพื้นที่ปรับอากาศ (26.5 °C, 50%RH) จำนวนสูงสุด คือ การใช้ Overcool and reheat ระบบปรับอากาศที่ใช้ร่วมกับเครื่องดูดความชื้น และระบบปรับอากาศทั่วไป ตามลำดับ โดยสภาวะการทำงานที่เหมาะสมที่สุดของเครื่องดูดความชื้นในแต่ละอัตราการไหลของอากาศ คือกรณีที่มีการแปรค่าอัตราการไหลของอากาศเท่ากับ 185 CFM และอัตราการไหลของสารดูดความชื้นเท่ากับ 7 LPM สามารถประหยัดพลังงานได้ 1,599.4 kWh คิดเป็น 12.13% ต่อปี เมื่อเปรียบเทียบกับระบบ Overcool and reheat

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศิลปากร

ลายมือชื่อนักศึกษา.....

ปีการศึกษา 2558

ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์.....

54406205 : MAJOR: ENERGY ENGINEERING

KEY WORD: DEHUMIDIFICATION PROCESS/PERFORMANCE/LIQUID DESICCANT/PACKED BED/AIR-CONDITION/ENERGY SAVING

WATANYU PHANANGNUWONG: ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF OPERATING PARAMETERS ON THE PERFORMANCE OF THE DEHUMIDIFICATION PROCESS. HESIS ADVISOR: ASST. PROF THOSAPON KATEJANEKARN 148 pp.

Studying trend of influence input parameter on key performance dehumidifying is used liquid desiccant process. Input parameters have air flow rate, air temperature and humidity and desiccant flow rate, desiccant temperature, desiccant concentration and L/G ratio. The key Performances have moisture removal rate and dehumidification effectiveness. Studying research it was found that trend of input parameter same direction but some research and experimental at Silpakorn University are show trend of input parameter on performance is not corresponding with generally research. So in this research accumulate from result experiment range of L/G ratio 0.1-10.0, in this research have experiment cover in this range by varies air flow rate and desiccant flow rate, air temperature, desiccant temperature, humidity ratio and air temperature are depend on ambient condition in Nakon Prathom while desiccant concentration has been controlled 40%wt. Result show that varying air and desiccant flow rate are increased. Trend of key performance corresponding with the most researches and trend of moisture removal rate are increase but dehumidification effectiveness is reduced. When varies desiccant flow rate and L/G ratio are increased to influence dehumidification effectiveness increase. Next step to make equation by improves group of coefficient for predict optimization on operating parameter's dehumidifier each of air flow rate, that condition to apply with air conditioning and analysis energy consumption all year. The comparison with energy consumption have 3 incident such as air-condition, Overcool and reheat and air-condition with dehumidifier, it was found the possible happen time of thermal comfort in space (26.5°C, 50%RH) is using Overcool and reheat, air condition combine with dehumidifier system. The most optimization on operating condition of air flow rate dehumidifier is the case air condition combine with dehumidifier system. When the comparison is dehumidifier conditioning optimization in each of air flow rate is air flow rate variable equal 185 CFM and liquid desiccant 7 LPM which saving energy equal 1,599.4 kWh, 12.13% per year when compare with overcool and reheat system.

Department of Mechanical Engineering Graduate School, Silpakorn University

Student's signature Academic Year 2016

Thesis Advisor's signature

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงไปด้วยดีเนื่องจากได้รับความกรุณาจากผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ทสพล เขตเจนการ อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ซึ่งกรุณาให้ทั้งคำปรึกษา และคำแนะนำต่างๆ จนวิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี

ขอขอบพระคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ธีระศักดิ์ หุตากร ที่กรุณารับเป็นประธานกรรมการสอบ และผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.พิพัฒน์ ชัยวิวัฒน์วรกุล ที่กรุณารับเป็นกรรมการสอบ ปริญญาณิพนธ์ ซึ่งเป็นผู้ให้คำปรึกษาและคำแนะนำต่างๆ ตลอดมา

ขอขอบคุณภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์และเทคโนโลยี อุตสาหกรรมมหาวิทยาลัยศิลปากร ที่สนับสนุนเงินทุนและสิ่งอำนวยความสะดวกต่างๆ ในการทำวิจัย

ขอขอบคุณเพื่อนๆ และพี่น้อง ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลทุกคน ที่ให้ความช่วยเหลือ กำลังใจ ความคิดเห็น และคำแนะนำต่างๆ อันเป็นประโยชน์ในการทำวิทยานิพนธ์ฉบับนี้

ขอกราบขอบพระคุณ คุณพ่อ คุณแม่ และครอบครัว ที่คอยให้กำลังใจและให้การสนับสนุนส่งเสริมการศึกษาตลอดมา

ท้ายที่สุดขอขอบพระคุณผู้ที่เกี่ยวข้องในการให้ความช่วยเหลือในการทำวิทยานิพนธ์ทุกท่าน ที่ไม่สามารถกล่าวนามได้ทั้งหมด



สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	จ
กิตติกรรมประกาศ.....	ฉ
สารบัญตาราง.....	ญ
สารบัญรูป.....	ฎ
รายการสัญลักษณ์.....	ฒ
บทที่	
1 บทนำ.....	1
ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	1
วัตถุประสงค์ของงานวิจัย.....	9
แนวคิดของงานวิจัย.....	10
ขอบเขตของงานวิจัย.....	10
ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย.....	11
ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับจากงานวิจัย.....	12
2 เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	13
ไซโครเมตรี (Psychrometry).....	13
ส่วนประกอบของอากาศ.....	
แผนภูมิไซโครเมตริก (Psychrometric chart).....	14
ภาวะสบายของพื้นที่ปรับอากาศ (Thermal comfort) (ASHRAE, 2005).....	19
ปัจจัยที่เกี่ยวข้องกับบุคคล.....	19
ปัจจัยจากสภาวะแวดล้อม.....	19
แนวทางการศึกษาภาวะสบาย.....	20
ภาวะความสบายตามแนวทาง ASHRAE 55 - 2004.....	20
ภาวะความสบายตามแนวทาง Adaptive comfort.....	23
คุณภาพอากาศภายในพื้นที่ปรับอากาศ (Indoor air quality) (ASHRAE, 2007).....	24
สภาวะอากาศของจังหวัดนครปฐม.....	26
การควบคุมความชื้นและอุณหภูมิ.....	27
แหล่งความร้อนและความชื้น.....	28
ประเภทของอุณหภูมิและความชื้น.....	29
สารดูดความชื้น.....	31
ประเภทของสารดูดความชื้น.....	31
คุณสมบัติของสารดูดความชื้น.....	32

บทที่	หน้า
การประยุกต์ใช้งานของระบบดูความชื้นและศักยภาพการประหยัดพลังงาน	65
ระบบดูความชื้นที่ใช้ทดลอง	66
การตรวจวัด	69
ตำแหน่งการตรวจวัด	70
เครื่องมือวัดที่ใช้ในการทดลอง.....	72
สถานที่ทำการวิจัย.....	76
ระยะเวลาการดำเนินการวิจัย	76
4 ผลที่ได้จากการทดลอง.....	78
ผลที่ได้จากการทดลองจริง.....	79
การเปรียบเทียบผลการทดลองจริงที่ได้จากงานวิจัยนี้กับงานวิจัยที่ผ่านมา	87
แสดงการเปรียบเทียบแนวโน้มที่ได้จากงานวิจัยที่ผ่านมากับผลที่ได้จากการทดลองจริง.....	89
.....	89
แสดงผลของการเปรียบเทียบแนวโน้มของผลการทดลองจริงที่ได้จากงานวิจัยที่ผ่านมา	97
การวิเคราะห์ศักยภาพการประหยัดพลังงาน	108
5 สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ	128
สรุปผลที่ได้จากการดำเนินงานทั้งหมด.....	128
สรุปผลที่ได้จากการรวบรวมผลการทดลองจริงที่ได้รับรวบรวมจากงานวิจัยที่ผ่านมา .	128
สรุปผลที่ได้จากการทดลองจริง.....	129
วิเคราะห์แนวโน้ม.....	129
การวิเคราะห์สถานะที่เหมาะสมและศักยภาพการประหยัดพลังงาน	129
ข้อเสนอแนะ.....	130
ภาคผนวก.....	131
ประวัติผู้เขียน.....	148

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
1.1 ผลกระทบของตัวแปรต้นที่มีต่อสมรรถนะหลักของกระบวนการดูดความชื้นอากาศ	6
1.1 แสดงผลกระทบของตัวแปรต้นที่มีต่อสมรรถนะหลักของกระบวนการดูดความชื้นอากาศ (ต่อ).....	7
2.2 ระดับความสบายตามมาตรฐาน ASHRAE	22
2.3 ช่วงภาวะความสบายจากงานวิจัยที่ผ่านมาในอาคารสำนักงานที่ติดตั้งระบบปรับอากาศ....	24
2.4 ตัวอย่างความต้องการอากาศระบายสำหรับพื้นที่ต่างๆ ในอาคาร	25
2.5 ตัวอย่างปริมาณการปล่อยความร้อนของมนุษย์ตามแต่ละกิจกรรม	56
2.6 ตัวอย่างปริมาณการปล่อยความร้อนของอุปกรณ์ต่างๆ.....	56
3.1 แสดงรายละเอียดเกี่ยวกับตัวแปรที่ใช้วิเคราะห์ศักยภาพการประหยัดพลังงาน.....	66
3.2 ส่วนประกอบของระบบดูดความชื้น	69
3.2 ส่วนประกอบของระบบดูดความชื้น (ต่อ).....	70
3.3 จุดที่ต้องทำการตรวจวัดและบันทึกค่าตัวแปร	71
3.2 จุดที่ต้องทำการตรวจวัดและบันทึกค่าตัวแปร (ต่อ).....	72
3.3 เครื่องมือตรวจวัด.....	76
3.4 ระยะเวลาของการดำเนินการวิจัย	77
4.1 ตารางแสดงการเปรียบเทียบลักษณะของการแปรค่าของตัวแปรทางด้านสภาวะการทำงาน ของระบบดูดความชื้นอากาศที่ได้จากงานวิจัยที่ผ่านมา	88
4.3 การหาสภาวะที่เหมาะสมที่สุดของระบบดูดความชื้น	107
4.3 สภาวะที่เหมาะสมของแต่ละอัตราการไหลอากาศ	108
4.5 รายละเอียดเกี่ยวกับตัวแปรที่ใช้ในการวิเคราะห์ศักยภาพการประหยัดพลังงาน	109
4.5 สรุปผลประหยัดพลังงานเมื่อเปรียบเทียบกันระหว่าง Overcool and reheat กับระบบปรับอากาศที่ทำงานร่วมกับระบบดูดความชื้น.....	124

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
1.1 อัตราการใช้ไฟฟ้าสูงสุด หรือ Peak Demand	1
1.2 สัดส่วนการใช้พลังงานของประเทศไทย	2
1.3 สัดส่วนการใช้พลังงานไฟฟ้าในอาคารสำนักงาน	2
1.4 ความแตกต่างของพลังงานที่ใช้ในการควบคุมอุณหภูมิและความชื้นด้วยวิธี Overcool & Reheat และการแยกระบบควบคุมความชื้นและอุณหภูมิออกจากกัน	4
2.1 แผนภูมิไซโครเมตริก	14
2.3 ค่าเอนทาลปีของไอน้ำจะมีค่าเท่ากับค่าเอนทาลปีของไอน้ำอิ่มตัว ที่อุณหภูมิต่ำกว่า 50°C	18
2.4 ช่วงภาวะสบายตามแนวทางของ ASHRAE	21
2.6 อุณหภูมิโดยเฉลี่ยในแต่ละเดือนของสภาวะอากาศจริง	26
2.7 ค่าความชื้นสัมพัทธ์โดยเฉลี่ยในแต่ละเดือนของสภาวะอากาศจริง	27
2.8 การใช้พลังงานในระบบปรับอากาศประเภทควบคุมอุณหภูมิและความชื้นด้วยการกลั่นตัวของไอน้ำและอุ่นอากาศเพิ่มอุณหภูมิ	30
2.9 การใช้พลังงานในระบบปรับอากาศประเภทควบคุมอุณหภูมิและความชื้นด้วยการแยกการทำงานของระบบทำความเย็นและระบบดูดความชื้นออกจากกัน	31
2.10 วัฏจักรการทำงานของสารดูดความชื้น	33
2.11 ลักษณะการไหลทั่วไปที่ใช้ในเครื่องดูดความชื้น	35
2.12 ระบบดูดความชื้นแบบแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน Plate heat exchanger (PHE)	35
2.13 ระบบดูดความชื้นที่ใช้เครื่องดูดความชื้นแบบสเปร์ย์คอลล์	36
2.14 เครื่องดูดความชื้นชนิดสเปร์ย์คอลล์	36
2.15 ระบบดูดความชื้นแบบแพ็คเบดที่มีชนิดของแพ็คกิ้งเป็นแบบสตรัคเจอร์ (Structured packing)	37
2.16 ชนิดของแพ็คกิ้งเป็นแบบสตรัคเจอร์	38
2.17 ระบบดูดความชื้นแบบแพ็คเบดที่มีแพ็คกิ้งชนิดตะแกรงลวด (Wire mesh)	38
2.18 แพ็คกิ้งชนิดตะแกรงลวด (Wire mesh)	38
2.16 ระบบดูดความชื้นที่มีการใช้แพ็คกิ้งแบบสุ่ม (Random packing)	39
2.16 อุปกรณ์รองรับแพ็คกิ้งแบบ Multibeam support plate	40
2.17 ระบบดูดความชื้นที่ไม่ต้องใช้ร่วมกับระบบปรับอากาศของ Zhang et al.	42
2.18 ระบบดูดความชื้นที่ไม่ต้องใช้ร่วมกับระบบปรับอากาศของ Jain et al.	42
2.19 ระบบดูดความชื้นที่ใช้ร่วมกับระบบปรับอากาศของ Zhang et al.	43
2.20 ระบบดูดความชื้นที่ใช้ร่วมกับระบบปรับอากาศของ Wu et al.	43

รูปที่	หน้า
2.21 ระบบดูดความชื้นอากาศที่ใช้ทำการทดลองจริง	45
2.22 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการดูดความชื้นกับอัตราการไหลของสารละลาย	52
2.23 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิผลของกระบวนการดูดความชื้นกับอัตราการไหลของสารละลาย	52
2.24 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการดูดความชื้นกับอัตราการไหลของอากาศ.....	52
2.25 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิผลของกระบวนการดูดความชื้นกับอัตราการไหลของอากาศ .	52
2.26 ช่วงของอัตราการไหลของอากาศของงานวิจัยที่ผ่านมา.....	53
2.27 ช่วงของอัตราการไหลของสารละลายของงานวิจัยที่ผ่านมา	54
2.28 ช่วงของค่า L/G ratio ของงานวิจัยที่ผ่านมา.....	54
3.1 ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย.....	60
3.4 ระบบดูดความชื้นที่ใช้ในการทดลอง	67
3.5 สัดส่วนของเครื่องดูดความชื้นที่ใช้ในการทดลอง.....	67
3.6 เครื่องดูดความชื้นที่ใช้ในการทดลอง	68
3.7 หอผึ่งเย็นที่ใช้ในการทดลอง	68
3.8 ตำแหน่งที่ต้องทำการตรวจวัด	71
3.9 เครื่องบันทึกข้อมูลอัตโนมัติ.....	73
3.10 เทอร์โมคัปเปิลชนิดที่.....	73
3.11 เครื่องวัดความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ	74
3.12 เครื่องวัดความเร็วลม.....	74
3.13 เครื่องวัดความหนาแน่นของสารละลาย.....	75
3.14 เครื่องวัดอัตราการไหล	75
4.1 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการดูดความชื้นกับอัตราการไหลของอากาศ.....	79
4.2 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นกับอัตราการไหลของอากาศ	80
4.3 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการดูดความชื้นกับอัตราการไหลของสารละลาย.....	81
4.4 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นกับอัตราการไหลของสารละลาย ...	83
4.5 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการดูดความชื้นกับอัตราส่วนของอัตราการไหลสารละลายต่อ.....	84
อัตราการไหลของอากาศ.....	84
4.6 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นอากาศ	86
กับอัตราส่วนของอัตราการไหลสารละลายต่ออัตราการไหลของอากาศ.....	86
4.7 การเปรียบเทียบความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการดูดความชื้นอากาศกับอัตราการไหลอากาศของงานวิจัยที่ผ่านมาและในงานวิจัยนี้.....	89

รูปที่	หน้า
4.8 การเปรียบเทียบความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นอากาศต่ออัตราการไหลอากาศที่ได้งานวิจัยที่ผ่านมาและในงานวิจัยนี้.....	91
4.9 การเปรียบเทียบความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการดูดความชื้นอากาศต่ออัตราการไหลสารดูดความชื้นที่ได้จากงานวิจัยที่ผ่านมาและในงานวิจัยนี้.....	92
4.10 การเปรียบเทียบความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นอากาศกับอัตราการไหลสารละลายที่ได้จากงานวิจัยที่ผ่านมาและในงานวิจัยนี้.....	93
4.11 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการดูดความชื้นอากาศกับอัตราส่วนของอัตราการไหลสารละลายต่ออัตราการไหลอากาศ L/G ratio ที่ได้จากงานวิจัยที่ผ่านมาและในงานวิจัยนี้.....	95
4.12 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นอากาศกับอัตราส่วนของอัตราการไหลสารละลายต่ออัตราการไหลอากาศ L/G ratio ที่ได้จากงานวิจัยที่ผ่านมาและในงานวิจัยนี้.....	96
4.13 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการดูดความชื้นอากาศกับอุณหภูมิอากาศที่ได้จากผลการทดลองของงานวิจัยที่ผ่านมา.....	98
4.14 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นอากาศกับอุณหภูมิอากาศที่ได้จากผลการทดลองของงานวิจัยที่ผ่านมา.....	99
4.15 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการดูดความชื้นอากาศกับปริมาณความชื้นในอากาศที่ได้จากผลการทดลองของงานวิจัยที่ผ่านมา.....	100
4.16 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นอากาศกับปริมาณความชื้นในอากาศที่ได้จากผลการทดลองของงานวิจัยที่ผ่านมา.....	101
4.17 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการดูดความชื้นอากาศกับอุณหภูมิสารดูดความชื้นที่ได้จากผลการทดลองของงานวิจัยที่ผ่านมา.....	102
4.18 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นอากาศกับอุณหภูมิสารดูดความชื้นที่ได้จากผลการทดลองของงานวิจัยที่ผ่านมา.....	103
4.19 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการดูดความชื้นอากาศกับความเข้มข้นของสารดูดความชื้นที่ได้จากผลการทดลองของงานวิจัยที่ผ่านมา.....	104
4.20 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นอากาศกับความเข้มข้นของสารดูดความชื้นที่ได้จากผลการทดลองของงานวิจัยที่ผ่านมา.....	105
4.21 ความแตกต่างของพลังงานที่ใช้ในการปรับอากาศด้วยวิธี Overcool & reheat และ การใช้ระบบปรับอากาศร่วมกับระบบดูดความชื้นด้วยสารดูดความชื้นชนิดเหลว.....	109
4.22 การคำนวณการกำจัดภาวะปรับอากาศด้วยระบบปรับอากาศทั่วไป.....	112
4.22 การคำนวณการกำจัดภาวะปรับอากาศด้วยระบบปรับอากาศทั่วไป (ต่อ).....	113
4.22 การคำนวณการกำจัดภาวะปรับอากาศด้วยระบบปรับอากาศทั่วไป (ต่อ).....	114

รูปที่	หน้า
4.23 การคำนวณการกำจัดภาระปรับอากาศด้วยวิธีการทำอากาศอุ่นเกิน	115
Overcool and Reheat.....	115
4.23 การคำนวณการกำจัดภาระปรับอากาศด้วยวิธีการทำอากาศอุ่นเกิน	116
Overcool and Reheat (ต่อ).....	116
4.23 การคำนวณการกำจัดภาระปรับอากาศด้วยวิธีการทำอากาศอุ่นเกิน	117
Overcool and Reheat (ต่อ).....	117
4.24 การคำนวณการกำจัดภาระปรับอากาศด้วยระบบปรับอากาศร่วมกับระบบดูดความชื้น.....	118
4.24 การคำนวณการกำจัดภาระปรับอากาศด้วยระบบปรับอากาศร่วมกับระบบดูดความชื้น (ต่อ).....	119
4.24 การคำนวณการกำจัดภาระปรับอากาศด้วยวิธีการใช้ระบบปรับอากาศ.....	120
ร่วมกับระบบดูดความชื้น (ต่อ)	120
4.24 การคำนวณการกำจัดภาระปรับอากาศด้วยวิธีการใช้ระบบปรับอากาศ.....	121
ร่วมกับระบบดูดความชื้น (ต่อ)	121
4.24 การคำนวณการกำจัดภาระปรับอากาศด้วยวิธีการใช้ระบบปรับอากาศ.....	122
ร่วมกับระบบดูดความชื้น (ต่อ)	122
4.25 ความสัมพันธ์ระหว่างผลการใช้พลังงาน ของระบบปรับอากาศทั่วไป Overcool and Reheat และระบบปรับอากาศทั่วไปร่วมกับระบบดูดความชื้น	123
4.26 จำนวนชั่วโมงที่เกิดภาวะสบายของพื้นที่ปรับอากาศตามมาตรฐาน ASHRAE ที่กำหนดไว้	125
4.27 แสดงความชื้นสัมพัทธ์ตลอดปีในแต่ละเดือน และการใช้พลังงานระบบปรับอากาศทั่วไป.....	126
4.28 แสดงความชื้นสัมพัทธ์ตลอดปีในแต่ละเดือน และการใช้พลังงานระบบปรับอากาศร่วมกับระบบ ดูดความชื้น	127



รายการสัญลักษณ์

สัญลักษณ์	ความหมาย
A	พื้นที่, m^2
ACH	อัตราการรั่วไหลอากาศต่อชั่วโมง
C	ค่าความร้อนจำเพาะ Specific heat, $\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$
COP	ประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องปรับอากาศ
CU	สัมประสิทธิ์การใช้ประโยชน์
D	เส้นผ่านศูนย์กลาง, m
ET	อุณหภูมิเยฟเฟคทีฟ, $^{\circ}\text{C}$
EFF	ประสิทธิภาพ
G	อัตราการไหล, $\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$
h	เอนทาลปี, kJ
l	ยาว, m
L	ความสูญเสียความร้อนในร่างกาย, kCal
m	มวล, kg
M	อัตราการผลาญภายในร่างกาย, met
MF	ค่าองค์ประกอบการบำรุงรักษา
O.F.	สัดส่วนร้อยละการทำงานใน 1 ชั่วโมง
P	ความดัน, kPa
PMV	ดัชนีทำนายการไหลตเฉลี่ย
q	เวลารายชั่วโมงในการนำความร้อนผ่านผนัง, W
qi	ปริมาณความร้อนที่ผ่านเข้ามาแต่ละชั่วโมง, W
Q	ความร้อน หรือ ภาระปรับอากาศ, kW
R	ค่าคงที่ของก๊าซ, $\text{J/ K}\cdot\text{mol}$
RH	ความชื้นสัมพัทธ์, %RH
SHR	สัดส่วนความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝง
T	อุณหภูมิ, $^{\circ}\text{C}$
U	สัมประสิทธิ์การนำความร้อน, $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$
V	ปริมาตร, L
Vel	ความเร็ว, m/s
w	กว้าง, m
X	ความเข้มข้นของสารละลาย, $\text{kg}_{\text{salt}}/\text{kg}_s$

รายการสัญลักษณ์ (ต่อ)

อักษรกรีก

ω

χ

α

β

ε

δ

ความหมาย

อัตราส่วนความชื้น, kg_{da}/kg_w

ความเข้มข้นของสารดูดความชื้น

ประสิทธิภาพทางความชื้น

ความสามารถการถ่ายเทความร้อน

ประสิทธิภาพ

ค่าความคลาดเคลื่อนสัมบูรณ์



รายการสัญลักษณ์ (ต่อ)

ตัวกำกับล่าง

ตัวกำกับล่าง	ความหมาย
a	อากาศ
amb	สภาวะภายนอก
area	พื้นที่
ab	กระบวนการดูดความชื้น
act	ค่าจริง
air-con	ระบบปรับอากาศ
cap	ค่าความสามารถที่ทำได้
da	อากาศแห้ง
db	กระเปาะแห้ง
deh	เครื่องดูดความชื้น
dp	จุดน้ำค้าง
duct	ทอลม
ext	ภายนอก
flame	กรอบอาคารทั้งหมด
Hx	เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
i	จำนวนชั่วโมงถัดไป
int	ภายใน
inf	อากาศรั่วไหล
in	ขาเข้า
lat	ความร้อนแฝง
n	สภาวะกลางๆ neutral
o	อุณหภูมิโอเปอเรทีฟ
out	ขาออก
p	ค่าจำเพาะ
q	ความร้อนที่ผ่านเข้าสู่กรอบอาคาร
r	การแผ่รังสี
roof	หลังคา
room	ห้อง
salt	เกลือ
s	สารดูดความชื้น
sat	สภาวะอิ่มตัว
sen	ความร้อนสัมผัส

รายการสัญลักษณ์ (ต่อ)

ตัวกำกับล่าง

set

tot

v

vs

w

wall

wb

ความหมาย

อุณหภูมิต่ำ

ทั้งหมด

ไอน้ำ

ไอน้ำอิ่มตัว

น้ำ

กำแพง

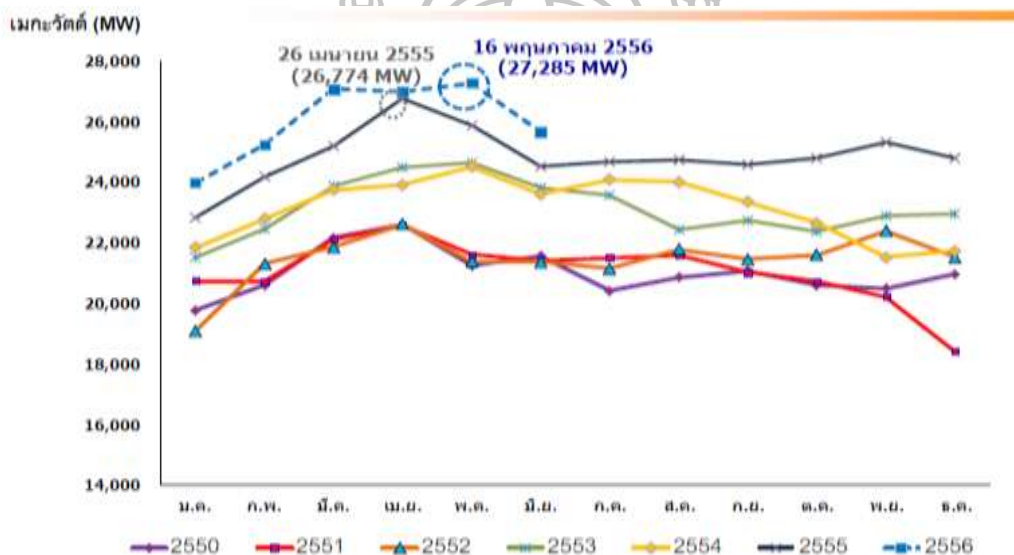
กระเปาะเปียก



บทที่ 1 บทนำ

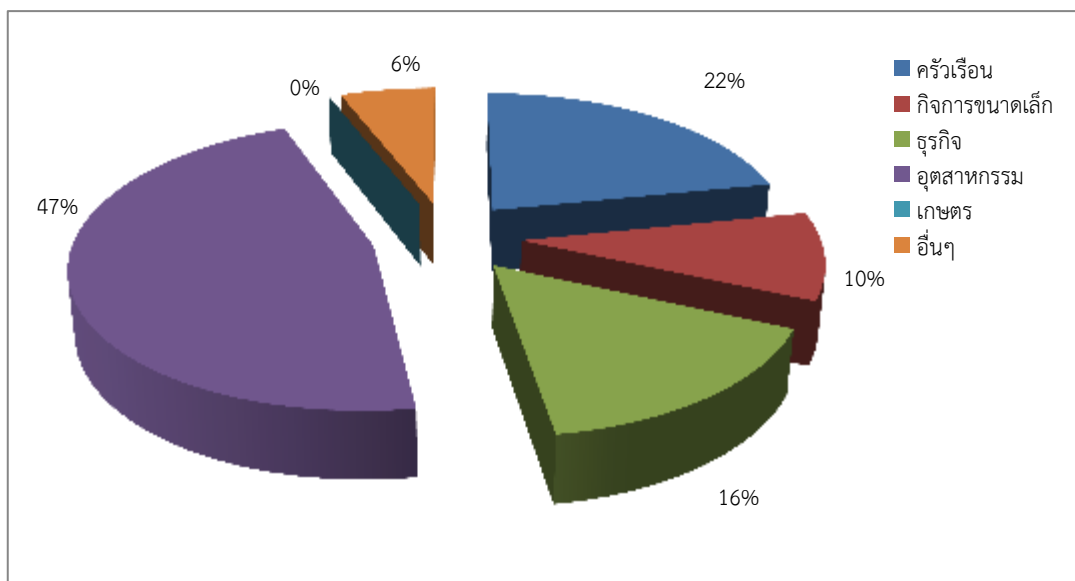
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

เมื่อพิจารณาปริมาณการใช้ไฟฟ้าในแต่ละปีของประเทศไทยในรูปแบบที่ 1.1 จะเห็นได้ว่าความต้องการใช้ไฟฟ้าสูงขึ้นเรื่อยๆ ตั้งแต่อดีตจนถึงเดือนมิถุนายน 2556 และมีปริมาณการใช้ไฟฟ้าสูงสุดในช่วงที่เป็นฤดูร้อนซึ่งมีอุณหภูมิของอากาศสูง และจำเป็นที่จะต้องใช้ระบบปรับอากาศเพื่อลดอุณหภูมิให้แก่พื้นที่ปรับอากาศในอาคาร



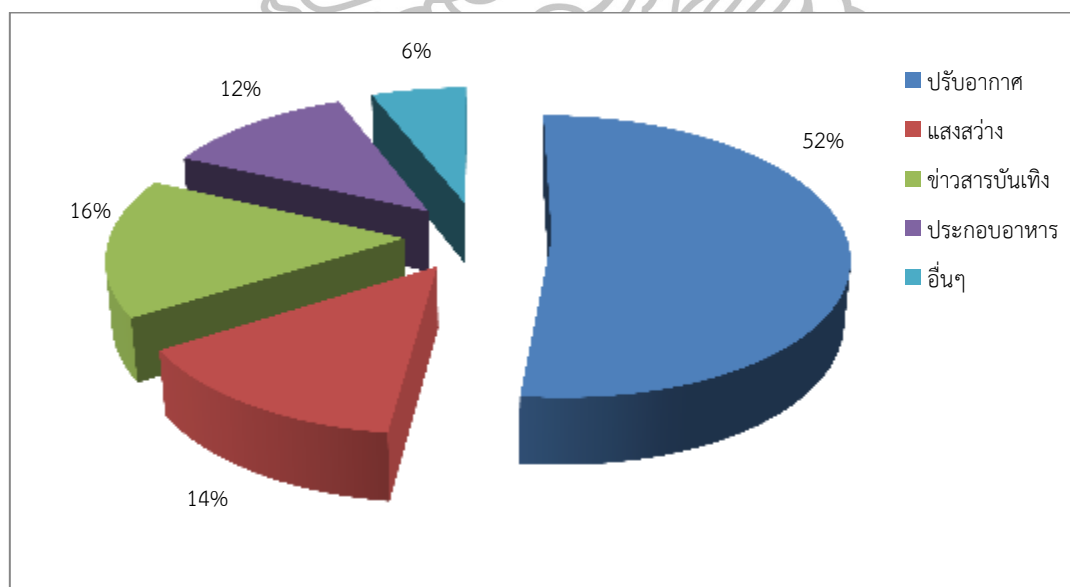
รูปที่ 1.1 อัตราการใช้ไฟฟ้าสูงสุด หรือ Peak Demand [1]

จากการสำรวจการใช้พลังงานไฟฟ้าในประเทศพบว่า กลุ่มที่มีการใช้พลังงานไฟฟ้ามากที่สุดคือ ภาคอาคาร ซึ่งหมายถึงกลุ่มธุรกิจ กิจการขนาดเล็ก และครัวเรือนรวมกัน คิดเป็น 48% ของการใช้พลังงานไฟฟ้าทั้งหมดของประเทศดังแสดงในรูปที่ 1.2 ส่วนอันดับสอง ได้แก่ ภาคอุตสาหกรรม คิดเป็น 45% และภาคอื่นๆ คิดเป็น 7% [1]



รูปที่ 1.2 สัดส่วนการใช้พลังงานของประเทศไทย [1]

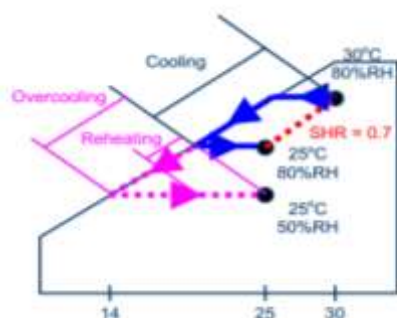
เมื่อพิจารณาการใช้พลังงานของอาคารสำนักงานตัวอย่างดังรูปที่ 1.3 [2] พบว่า 52% ใช้ไปกับระบบปรับอากาศ ดังนั้น หากสามารถประหยัดพลังงานที่ใช้ในส่วนของระบบปรับอากาศได้ ก็จะช่วยให้การใช้พลังงานในภาพรวมทั้งหมดของภาคอาคารและของประเทศลดลงได้



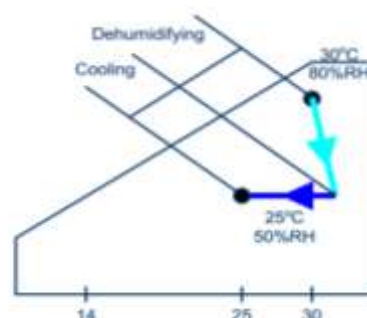
รูปที่ 1.3 สัดส่วนการใช้พลังงานไฟฟ้าในอาคารสำนักงาน [2]

ในสภาวะภูมิอากาศร้อนชื้นแบบประเทศไทย สิ่งที่ขาดไม่ได้ คือ การสร้างภาวะสบาย (Thermal comfort) ให้เกิดขึ้นในพื้นที่ปรับอากาศ ซึ่งภายในพื้นที่จำเป็นที่จะต้องควบคุมคุณภาพอากาศ โดยปกติแล้วหากไม่มีการควบคุมอุณหภูมิและความชื้นภายในพื้นที่ปรับอากาศ อุณหภูมิและความชื้นจะขึ้นอยู่กับสภาวะแวดล้อมที่เปลี่ยนแปลงตามฤดูกาลและการใช้งานในพื้นที่นั้นๆ หากต้องการควบคุมสภาวะอากาศให้คงที่และมีสภาวะที่เหมาะสมกับลักษณะการใช้งาน จำเป็นที่จะต้องติดตั้งระบบปรับอากาศ

ภาระการปรับอากาศแบ่งออกเป็น 2 ประเภท คือ ภาระความร้อนสัมผัส (Sensible load) และภาระความร้อนแฝง (Latent load) โดยภาระความร้อนแฝงในพื้นที่ปรับอากาศมีที่มาจากอากาศระบายเป็นส่วนใหญ่ โดยปกติแล้ว การกำจัดการความร้อนทำได้โดยใช้ระบบปรับอากาศประเภทต่างๆ เช่น ระบบอัดไอ ระบบทำความเย็นแบบดูดซึม เป็นต้น ซึ่งระบบปรับอากาศนั้นโดยส่วนใหญ่จะควบคุมที่อุณหภูมิโดยใช้เทอร์โมสตัท ซึ่งเมื่ออุณหภูมิลดลงต่ำกว่าจุดที่ทำการตั้งอุณหภูมิปรับอากาศ ระบบก็จะหยุดทำงานโดยไม่สนใจความชื้นส่วนเกินภายในพื้นที่ปรับอากาศ จึงอาจก่อให้เกิดความรู้สึกไม่สบายตัวอันเนื่องมาจากภาระความร้อนแฝงหรือความชื้น วิธีการแก้ปัญหานี้อาจทำได้โดยใช้วิธีการควบคุมทั้งอุณหภูมิและความชื้นพร้อมกัน หรือที่เรียกว่าการทำความเย็นเกินและการอุ่นอากาศ (Overcool and reheat) ซึ่งเป็นการลดอุณหภูมิของระบบปรับอากาศให้ต่ำกว่าค่าที่ตั้งไว้ เพื่อให้ความชื้นในอากาศกลับตัวเป็นหยดน้ำจนถึงระดับความชื้นที่ต้องการ แล้วค่อยสร้างภาระความร้อนเทียมเพื่อเพิ่มอุณหภูมิกลับขึ้นมายังค่าที่ตั้งไว้ ซึ่งทำให้สิ้นเปลืองพลังงานเป็นอย่างมาก ทั้งระบบทำความเย็น (Overcooling) และระบบทำความร้อน (Reheating) ดังแสดงในรูปที่ 1.4 [3] หากต้องการลดการใช้พลังงานในระบบปรับอากาศควรแยกกำจัดการปรับอากาศ โดยการให้ระบบปรับอากาศแบบเดิมกำจัดการความร้อนสัมผัส ส่วนภาระความร้อนแฝง โดยเฉพาะที่มากับอากาศระบาย ควรใช้ระบบดูดความชื้นกำจัด ซึ่งจะทำให้ระบบปรับอากาศเล็กลงและการสิ้นเปลืองพลังงานลดลงซึ่งจะเห็นได้จากรูปที่ 1.4 (ข) โดยที่เมื่ออากาศผ่านเครื่องดูดความชื้น (Dehumidifying) ปริมาณความชื้นในอากาศจะลดลง จากนั้นนำอากาศนั้นไปผ่านระบบปรับอากาศเพื่อให้อุณหภูมิเข้าสู่ภาวะสบาย โดยที่ไม่จำเป็นต้องควบคุมระบบปรับอากาศหลายขั้นตอน คือ ไม่ต้องติดตั้งเครื่องปรับอากาศที่มีขนาดใหญ่หรือเพิ่มขนาดของระบบปรับอากาศเพื่อลดอุณหภูมิให้ต่ำมากด้วยการทำความเย็นเกินของอากาศ และไม่ต้องสิ้นเปลืองพลังงานที่ใช้ไปกับการสร้างความร้อนสัมผัส ซึ่งถ้าหากใช้ระบบปรับอากาศร่วมกับระบบดูดความชื้น ระบบปรับอากาศนั้นจะมีขนาดเล็กลงและไม่ต้องเสียค่าใช้จ่ายในกระบวนการอุ่นอากาศ [4]



(ก) กราฟแสดงการควบคุมสภาพอากาศ
ด้วยวิธี Overcool and reheat



(ข) กราฟแสดงการแยกควบคุม
ความชื้นและอุณหภูมิ

รูปที่ 1.4 ความแตกต่างของพลังงานที่ใช้ในการควบคุมอุณหภูมิและความชื้นด้วยวิธี Overcool & reheat และการแยกระบบควบคุมความชื้นและอุณหภูมิออกจากกัน [3]

ระบบดูดความชื้นอากาศจะต้องมีส่วนประกอบสำคัญ คือ สารดูดความชื้น ซึ่งเป็นสารที่สามารถกักเก็บน้ำไว้ในตัวเอง โดยอาจเรียกว่าสารดูดซับ (Adsorbent) หากสารสามารถดูดซับความชื้นที่ติดมากับวัสดุหรืออากาศโดยที่ไม่ทำให้ตัวสารเองเกิดการเปลี่ยนแปลงทางเคมีหรือทางกายภาพ [5] หรือเรียกว่าสารดูดซึม (Absorbent) หากสารดูดความชื้นจะมีการเปลี่ยนแปลงทางเคมีหรือทางกายภาพหลังจากดูดความชื้นแล้ว [6] โดยทั่วไปสารดูดความชื้นจะมีอยู่ 2 ชนิด คือ สารดูดความชื้นชนิดแข็ง ได้แก่ ซิลิกาเจล ซีโอไลท์ และโมเลกุลาร์ซีฟ ซึ่งมักจะเป็นสารดูดซับ และสารดูดความชื้นชนิดเหลวซึ่งมักจะเป็นสารดูดซึม ซึ่งสารดูดความชื้นชนิดเหลวเป็นทางเลือกหนึ่งที่ศึกษาในเชิงทฤษฎี [4, 7-19] และการทดลอง [20-41] และยังได้มีการศึกษากันมาเป็นเวลานานหลายสิบปี ทั้งในอเมริกา [7, 20-24] เอเชีย [9, 11-17, 19, 28, 31, 32, 34, 35, 37, 38, 40-42] ยุโรป [10, 25] และออสเตรเลีย [8, 9, 26, 27]

สารดูดความชื้นชนิดเหลวเป็นสารที่นิยมใช้เนื่องจากมีความยืดหยุ่นและมีช่วงอุณหภูมิที่ใช้ในการระเหยน้ำที่ต่ำกว่า (40-80 °C เทียบกับ 80-120 °C สำหรับสารดูดความชื้นชนิดแข็ง) [5, 43] รวมทั้งมีความสามารถในการดูดความชื้นสูงกว่าสารดูดความชื้นชนิดแข็ง [13] โดยชนิดของสารที่นิยมใช้ เช่น ไตรเอทิลีนไกลคอล (TEG) แคลเซียมคลอไรด์ (CaCl₂) ลิเทียมคลอไรด์ (LiCl) ลิเทียมโบรไมด์ (LiBr) ฯลฯ

รูปร่างของอุปกรณ์ดูดความชื้นอากาศที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดเหลวมีหลายรูปแบบ เช่น สเปรย์แชมเบอร์ สเปรย์คอยล์ แบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น หรือแบบแพ็คเบ็ด รูปทรงอาจจะเป็นทรงสี่เหลี่ยมหรือทรงกระบอก อาจเป็นแบบบรรจุแพ็คกิ้ง เป็นแบบแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน หรือเป็นแบบงล้อ โดยเมื่ออากาศระบายสัมผัสกับสารดูดความชื้น กระบวนการดูดความชื้นซึ่ง

เป็นกระบวนการถ่ายเทมวลและความร้อนพร้อมๆ กันจะเกิดขึ้น ส่งผลให้ปริมาณความชื้นในอากาศต่ำลง

กระบวนการดูดความชื้นมีสมรรถนะหลัก คือ อัตราการดูดความชื้น และประสิทธิภาพของกระบวนการดูดความชื้น ซึ่งขึ้นอยู่กับตัวแปรหลัก 2 กลุ่ม คือ ตัวแปรด้านกายภาพ (เช่น ขนาดของแพ็คกิ้ง ขนาดของเครื่องดูดความชื้น) และตัวแปรด้านสภาวะการทำงาน ซึ่งมีอยู่ 6 ตัวหลัก ได้แก่ อัตราการไหล อุณหภูมิ และความชื้นของอากาศ และอัตราการไหล อุณหภูมิ และความเข้มข้นของสารดูดความชื้น ซึ่งจากงานวิจัยที่ผ่านมาพบว่า ระบบดูดความชื้นจะทำงานได้ดีขึ้น หรือมีอัตราการดูดความชื้นสูงขึ้น ก็ต่อเมื่ออัตราการไหลของอากาศ อัตราการไหลของสารดูดความชื้น อัตราส่วนความชื้นของอากาศ และความเข้มข้นของสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น และเมื่ออุณหภูมิของอากาศและอุณหภูมิของสารดูดความชื้นลดลง ประสิทธิภาพของกระบวนการดูดความชื้นจะเพิ่มขึ้น ก็ต่อเมื่ออัตราส่วนความชื้นของอากาศ และอัตราการไหล อุณหภูมิ และความเข้มข้นของสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น และเมื่ออัตราการไหลและอุณหภูมิของอากาศลดลง [4] ดังแสดงในตารางที่ 1.1



ตารางที่ 1.1 ผลกระทบของตัวแปรต้นที่มีต่อสมรรถนะหลักของกระบวนการดูดความชื้นอากาศ

Researchers	Desiccant	Performance Parameter	$G_a \uparrow$ (kg/m ² s)	$T_a \uparrow$ (°C)	$\omega_a \uparrow$ (kg _w /kg _{da})	$G_i \uparrow$ (kg/m ² s)	$T_L \uparrow$ (°C)	$\xi \uparrow$ (kg _{salt} /kg _s)	L/G ratio \uparrow	Configuration	Dimension	Specific surface area m ² /m ³ (a)	Packing height (Z)	Flow type
Oberg and Goswami [21]	TEG	Range	0.5-2.0	25-35	0.011-0.022	4.5-6.5	25-35	0.94-0.96	3.25-9	Random Packed bed	φ0.24x0.8	210	0.4-0.8	counter flow
		$m_{w,ab}$	↑	↔	↑	↔	↓	↑	-					
		α	↓	↔	↔	↔	↔	↔	-					
Martin and Goswami [22]	TEG	Range	0.5-2.0	24-36	10-25	4.5-6.5	24-36	0.94-0.96	3.5-15.4	Random Packed bed	φ0.24x0.8	210	0.4-0.8	counter flow
		$m_{w,ab}$	-	-	-	-	-	-	-					
		α	↓	↔	↑	↑	↓	↔	-					
Abdul-Wahab et al. [44]	TEG	Range	1.5-2.6	25.4-44.0	-	0.13-1.0	28-45	0.93-0.98	0.091-0.483	Structured Packed bed	φ0.48x0.6	200	0.48	counter flow
		$m_{w,ab}$	↑	↓	-	↑	↓	↑	-					
		α	↓	↓	-	↑	↑	↑	-					
Zurlgat et al. [28]	TEG	Range	1.5-2.613	25.4-44.0	-	0.13-1.00	28-45	0.93-0.98	0.1-0.4	Structured Packed bed	φ0.48x0.6	77	0.48	counter flow
		$m_{w,ab}$	↑	↑	-	↑	↓	↑	-					
		α	↓	↔	-	↑	↑	↑	-					
Elsarrag [40]	TEG	Range	0.94-2.2	-	0.017-0.026	1.75-2.2	-	0.976	1.9-2.4	Structured Packed bed	0.4x0.4x0.5	440	0.4-0.5	counter flow
		$m_{w,ab}$	↑	-	↑	↑	-	-	↔					
		α	-	-	-	-	-	-	-					
Patnaik et al. [20]	LiBr	Range	1.26-1.84	24-32	0.010-0.020	0.58-0.97	24-36	0.46-0.58	0.4-1.15	Random Packed bed	φ0.81x2.0	-	0.4	counter flow
		$m_{w,ab}$	↔	↓	↑	↑	↔	↑	-					
		α	-	-	-	-	-	-	-					
Liu et al. [14]	LiBr	Range	1.59-2.43	24.7-33.9	0.010-0.021	2.15-4.55	20.1-29.5	0.42-0.49	0.89-2.273	Structured Packed bed	0.35x0.40x0.55	396	0.55	cross flow
		$m_{w,ab}$	↑	↔	↑	↑	↓	↑	-					
		α	↓	↔	↔	↑	↑	↔	-					
Zhang et al. [31]	LiBr	Range	-	-	-	-	-	-	0.1-0.5	Spray coil	0.31x0.18x0.57	790	0.57	cross flow
		$m_{w,ab}$	-	-	-	-	-	-	↑					
		α	-	-	-	-	-	-	↑					
Fumo and Goswami [23]	LiCl	Range	0.89-1.513	30-40	0.014-0.022	5.0-7.5	25-35	0.33-0.35	0.303-0.769	Random Packed bed	φ0.24x0.6	210	0.6	cross flow
		$m_{w,ab}$	↑	↔	↑	↔	↓	↑	-					
		α	-	-	-	-	-	-	-					
Alizadeh [45]	LiCl	Range	0.004-0.011	-	-	0.054-0.514	-	-	-	Polymer plate heat exchanger	1.3x1.5x1.8	-	1.8	cross flow
		$m_{w,ab}$	-	-	-	-	-	-	-					
		α	↔	-	-	↑	-	-	-					

ตารางที่ 1.1 แสดงผลกระทบของตัวแปรต้นที่มีต่อสมรรถนะหลักของกระบวนการดูดความชื้นอากาศ (ต่อ)

Researchers	Desiccant	Performance parameter	$G_a \uparrow$ (kg/m ² s)	$T_a \uparrow$ (°C)	$\omega_a \uparrow$ (kg _w /kg _{da})	$G_L \uparrow$ (kg/m ² s)	$T_L \uparrow$ (°C)	$\xi \uparrow$ (kg _{salt} /kg _s)	L/G ratio \uparrow	Configuration	Dimension	Specific surface area m ² /m ³ (a)	Packing height (Z)	Flow type
Zhang et al. [33]	LiCl	Range $m_{w,ab}$ α	0.36-1.80 \uparrow -	- - -	- - -	0.1-0.35 \uparrow -	- - -	- - -	0.056-0.194	Structured Packed bed	0.25x0.25x0.25	550	0.25	cross flow
Gao et al. [32]	LiCl	Range $m_{w,ab}$ α	0.22-1.11 \uparrow \downarrow	27.0-38.0 \downarrow \downarrow	0.008-0.021 \uparrow \leftrightarrow	0.22-0.578 \uparrow \uparrow	16.0-32.0 \downarrow \downarrow	0.30-0.42 \uparrow \uparrow	0.5-1.3	Plate heat exchanger	0.5x0.5x0.9	-	0.9	counter flow
Saman and Alizadeh [8]	CaCl ₂	Range $m_{w,ab}$ α	0.512-1.710 \leftrightarrow \leftrightarrow	- - -	- - -	0.014-0.153 \uparrow \uparrow	- - -	- - -	0.24-0.41	Plate heat exchanger	0.6x0.6x0.6	-	0.6	cross flow
Jain and Basal [9]	CaCl ₂	Range $m_{w,ab}$ α	- - -	30.0 - -	- - -	- - -	30.0 - -	0.40 - -	0.06-16.00	structure	ϕ 0.296x1.00	200	1.0	counter flow
Moon et al. [26]	CaCl ₂	Range $m_{w,ab}$ α	0.91-1.99 \uparrow \downarrow	26.8-39.0 \downarrow \downarrow	0.016-0.024 \uparrow \leftrightarrow	1.26-2.57 \uparrow \uparrow	26.2-38.2 \downarrow \leftrightarrow	0.33-0.43 \uparrow \leftrightarrow	0.63-2.82	structure	0.30x0.30x0.30	608	0.3	cross flow
Bansal [27]	CaCl ₂	Range $m_{w,ab}$ α	1.11 - -	30 - -	0.0188 - -	0.127-0.636 \leftrightarrow -	30 - -	0.37 - -	0.114-0.573	structure	ϕ 0.09x0.3	608	0.3	cross flow
Bassuoni [39]	CaCl ₂	Range $m_{w,ab}$ α	0.280-1.860 \uparrow \downarrow	31.0 - -	0.018 - -	0.140-0.860 \uparrow \uparrow	- - -	0.33-0.48 \uparrow \uparrow	0.08-3.00	structure	390	0.35x0.35x0.20	0.2	cross flow
Kumar et al. [36]	CaCl ₂	Range $m_{w,ab}$ α	0.240-0.520 \uparrow \downarrow	35.0-45.0 \downarrow \downarrow	0.018-0.027 \uparrow \uparrow	0.480-0.810 \uparrow \uparrow	33.0-38.0 \downarrow \downarrow	0.39-0.41 \uparrow \uparrow	0.90-3.31	wire mesh	-	0.30x0.30x1.65	0.15	counter flow
Koronaki et al. [25]	CaCl ₂	Range $m_{w,ab}$ α	3.580-5.860 \uparrow \downarrow	30.0-42.0 \downarrow \downarrow	0.011-0.149 \uparrow \uparrow	0.350-7.160 \uparrow \uparrow	10.0-14.0 \downarrow \downarrow	0.30-0.42 \leftrightarrow \leftrightarrow	0.10-2.00	Packed bed	ϕ 0.16x0.41	223	0.41	counter flow

\uparrow คือ สมรรถนะหลักเพิ่มขึ้นก็ต่อเมื่อทำการแปรค่าของตัวแปรต้นเพิ่มขึ้น

\downarrow คือ สมรรถนะหลักลดลงก็ต่อเมื่อทำการแปรค่าของตัวแปรต้นเพิ่มขึ้น

\leftrightarrow คือ สมรรถนะหลักเพิ่มขึ้นหรือลดลงอย่างไม่แน่นอน เมื่อทำการแปรค่าของตัวแปรต้นเพิ่มขึ้นหรือลดลง

จากตารางที่ 1.1 สามารถอธิบายผลของตัวแปรต้นที่ส่งผลต่อสมรรถนะหลัก กระบวนการดูดความชื้นอากาศได้ดังนี้

1) ผลของอัตราการไหลอากาศ

เมื่ออัตราการไหลของอากาศเพิ่มขึ้น ส่งผลให้อัตราการดูดความชื้น เพิ่มขึ้น ซึ่งแนวโน้มของงานวิจัยส่วนใหญ่ที่ได้แสดงในตารางที่ 1.1 เป็นไปในทิศทางเดียวกัน แต่ในงานบางงานแสดงแนวโน้มไม่ส่งผลต่ออัตราการดูดความชื้น [20] และในบางงานได้แสดงแนวโน้มของอัตราการดูดความชื้นเพิ่มขึ้นแล้วลดลง [8, 45] แต่เมื่ออัตราการไหลอากาศเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ประสิทธิผลลดลงซึ่งสอดคล้องกับงานวิจัยส่วนใหญ่แสดงตามตารางที่ 1.1 แต่ในงานของ Saman and Alizadeh [8] และ Alizadeh and Shahab [45] แสดงแนวโน้มประสิทธิผลเพิ่มขึ้นแล้วลดลง

2) ผลของอัตราการไหลสารดูดความชื้น

ในงานส่วนใหญ่พบว่าอัตราการไหลสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น ส่งผลให้แนวโน้มของอัตราการดูดความชื้น เพิ่มขึ้น แต่ในงานของ Fumo and Goswami [23] และ Oberg and Goswami [45] อัตราการไหลสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ อัตราการดูดความชื้นมีแนวโน้มคงที่ และในบางงานได้แสดงแนวโน้มของประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นเพิ่มขึ้น [8, 14, 22, 25, 26, 28, 32, 33, 36, 39, 44] แต่ในงานของ Bansal [27] ได้แสดงแนวโน้มประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นเพิ่มขึ้นแล้วลดลง

3) ผลของอุณหภูมิอากาศ

บางงานได้แสดงผลของอุณหภูมิอากาศเมื่อแปรค่าเพิ่มขึ้น อัตราการดูดความชื้นลดลง [25, 26, 32, 36, 44] และในบางงานได้แสดงอัตราการดูดความชื้นคงที่ [14, 21] แต่ในงานของ Fumo and Goswami [23] ได้แสดงแนวโน้มของอัตราการดูดความชื้นในทิศทางไม่แน่นอน และในบางงานเมื่ออุณหภูมิอากาศเพิ่มขึ้นส่งผลต่อประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นคงที่ [14, 21, 22] แต่ในงานของ Zurlgat et al. [28] ได้แสดงแนวโน้มของประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นไม่แน่นอน

4) ผลของความชื้นอากาศ

บางงานได้แสดงผลของความชื้นอากาศเพิ่มขึ้น แนวโน้มของอัตราการดูดความชื้นเพิ่มขึ้น [14, 20, 21, 23, 25, 26, 30, 36, 40] และเมื่อความชื้นอากาศเพิ่มขึ้น ประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นอากาศเพิ่มขึ้น งานของ Koronaki et al. [25] และ Kumar et al. [36] แต่ในงานของ Liu et al. [14]; Oberg and Goswami [21] และ Moon et al. [26] แนวโน้มของประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นไม่เปลี่ยนแปลง

5) ผลของอุณหภูมิของสารดูดความชื้น

อุณหภูมิสารดูดความชื้น เพิ่มขึ้น ส่งผลให้อัตราการดูดความชื้นลดลงทุกงานที่แสดงตามตาราง ยกเว้นในงานของ Patnaik et al. [20] ไม่ส่งผลต่ออัตราการดูดความชื้น แต่อุณหภูมิสารดูดความชื้น เพิ่มขึ้น ส่งผลให้แนวโน้มของประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นอากาศลดลง [22, 25, 32, 36] แต่ในงานของ Oberg and Goswami [21] และ Moon et al. [26] ได้แสดงผลของประสิทธิผล

กระบวนการดูดความชื้นอากาศคงที่ และในบางงานได้แสดงผลของประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นอากาศเพิ่มขึ้น [14, 28, 44]

6) ผลของความเข้มข้นสารดูดความชื้น

ในบางงานความเข้มข้นสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น ส่งผลให้อัตราการดูดความชื้นเพิ่มขึ้น [14, 20, 21, 23, 26, 28, 32, 36, 39, 46] และเมื่อความเข้มข้นสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น ส่งผลให้แนวโน้มประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นอากาศ เพิ่มขึ้น ได้แก่ [19, 28, 32, 36, 46] แต่ในงานของ Oberg and Goswami [21] Martin and Goswami [22]; Liu et al. [14] และ Koronaki et al. [25] ได้แสดงผลของประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นอากาศมีแนวโน้มคงที่ และงานของ Moon et al. [26] แนวโน้มประสิทธิผลไม่ชัดเจน

7) ผลของ L/G ratio

เมื่อ L/G ratio เพิ่มขึ้น อัตราการดูดความชื้นเพิ่มขึ้น ได้แก่ งานของ Zhang et al. [31] แต่ในงานของ Elsarrag [40] แนวโน้มของอัตราการดูดความชื้นคงที่และเมื่อ L/G ratio เพิ่มขึ้น ประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้น เพิ่มขึ้น Jain and Basal [9] และ Zhang et al. [31]

ในปี พ.ศ. 2553 ในงานวิจัยของจักรพันธ์ กันชนะ และ ชาญณรงค์ เปราปราโมทย์ [43] ได้มีการศึกษาผลกระทบของตัวแปรต้นที่มีต่อสมรรถนะของกระบวนการดูดความชื้นจากผลการทดลองจริงที่มหาวิทยาลัยศิลปากร จังหวัดนครปฐม ลักษณะเครื่องดูดความชื้นที่ใช้เป็นแบบแพ็คเบด มีการใช้สารดูดความชื้นชนิดเหลว ลักษณะของการไหลแบบสวนทางกันกับอากาศ และช่วงที่ทำการทดลองอยู่ในช่วง L/G ratio ตั้งแต่ 0.277 - 2.77 พบว่า ผลของอัตราการไหลอากาศที่มีต่ออัตราการดูดความชื้น และประสิทธิผลของกระบวนการดูดความชื้นยังไม่ชัดเจน และในปี 2554 ในงานวิจัยของ ธนาวิทย์ สีนอก และสมฤทัย น้อมชอบ [83] ได้ทำการทดลองในช่วง L/G ratio ในช่วง 0.16 - 4.00 ให้ผลของอากาศต่อประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นไม่ชัดเจนเช่นกัน

จากข้อมูลข้างต้นพบว่า แนวโน้มของผลของตัวแปรต้นที่มีต่อสมรรถนะหลักไปในทิศทางเดียวกันเป็นส่วนใหญ่ แต่ยังมีบางงานที่ยังขัดแย้งกับงานวิจัยส่วนใหญ่อยู่ ดังนั้นผู้วิจัยจึงเห็นความจำเป็นที่จะต้องทำการศึกษาวิจัยต่อไปเพื่อให้เห็นแนวโน้มของผลของตัวแปรต้นที่มีต่อสมรรถนะหลักของกระบวนการดูดความชื้นอากาศที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดเหลวได้อย่าง ชัดเจนยิ่งขึ้น เพื่อสำรวจแนวโน้มของผลกระทบของตัวแปรต้นที่มีต่อสมรรถนะหลักให้ชัดเจน และเพื่อใช้ประโยชน์ในการหาสภาพการณ์ทำงานที่เหมาะสมที่สุดต่อไป โดยพิจารณาช่วงของอัตราการไหลอากาศ อัตราการไหลของสารดูดความชื้น และ L/G ratio ที่กว้างและครอบคลุมช่วงของตัวแปรด้านสภาพการทำงานที่พบในงานวิจัยที่ผ่านมา รวมทั้งพิจารณาถึงการนำอากาศที่ลดความชื้นแล้วไปประยุกต์ใช้เป็นอากาศระบายสำหรับพื้นที่ปรับอากาศ เพื่อให้เห็นศักยภาพการประหยัดพลังงาน

1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

1.2.1 ทำการรวบรวมงานวิจัยที่ผ่านมาเพื่อศึกษาแนวโน้มของผลกระทบของตัวแปรต้นทั้ง 6 ตัว คือ อุณหภูมิ อัตราการไหล และความชื้นของอากาศ และอุณหภูมิ อัตราการไหล และความเข้มข้น

ของสารดูดความชื้น รวมทั้ง L/G ratio ต่อสมรรถนะของกระบวนการดูดความชื้นหลัก 2 ตัว คือ อัตราการดูดความชื้น และประสิทธิผลของกระบวนการดูดความชื้น

1.2.2 ทำการทดลองจริงและศึกษาผลของการแปรค่าของตัวแปรต้น 2 ตัว คือ อัตราการไหลของอากาศ และอัตราการไหลของสารละลาย รวมทั้งค่า L/G ratio ที่มีต่อสมรรถนะหลัก 2 ตัว คือ อัตราการดูดความชื้น และประสิทธิผลของกระบวนการดูดความชื้น โดยจะเลือกทำการทดลองในช่วงสภาวะการทำงานในที่กว้างพอที่จะครอบคลุมช่วงของตัวแปรต้นที่พบในงานวิจัยที่ผ่านมา เพื่อให้เห็นแนวโน้มของผลกระทบของตัวแปรต้นที่ชัดเจนและครอบคลุมช่วงค่าของสภาวะการทำงานให้ได้มากที่สุด

1.2.3 ทำการวิเคราะห์หาสภาวะการทำงานที่เหมาะสมของระบบดูดความชื้นที่สามารถนำไปใช้สำหรับดูดความชื้นอากาศระบาย โดยที่ตัวแปรต้นที่จะพิจารณา คือ อัตราการไหลของอากาศ อัตราการไหลของสารละลาย และ L/G ratio

1.2.4 สรุปช่วงของสภาวะการทำงานที่เหมาะสมที่สุดของระบบดูดความชื้น และทำการวิเคราะห์ศักยภาพการประหยัดพลังงานเมื่อนำมาประยุกต์ใช้ในการกำจัดความชื้นให้แก่อากาศระบายของพื้นที่ปรับอากาศ

1.3 แนวคิดของงานวิจัย

1.3.1 จากงานวิจัยที่ผ่านมาบางงานพบว่าแนวโน้มของตัวแปรต้นบางตัวที่ส่งผลต่อสมรรถนะหลักของกระบวนการดูดความชื้นยังขัดแย้งหรือไม่สอดคล้องกับงานวิจัยส่วนใหญ่ จึงจำเป็นที่จะต้องทำการทดลองโดยควรเลือกช่วงของตัวแปรสภาวะการทำงานให้ครอบคลุมช่วงของการแปรค่าของตัวแปรต้นที่พบในงานวิจัยที่ผ่านมา

1.3.2 ในงานวิจัยนี้จะทำการทดลองเพื่อศึกษาแนวโน้มของผลการแปรค่าของตัวแปรต้น 2 ตัว คือ อัตราการไหลของอากาศ อัตราการไหลของสารดูดความชื้น รวมทั้ง L/G ratio ต่ออัตราการดูดความชื้น และประสิทธิผลของกระบวนการดูดความชื้น เพื่อเปรียบเทียบกับงานวิจัยที่ผ่านมา

1.3.3 นำช่วงการทำงานที่เหมาะสมมาทำการวิเคราะห์ศักยภาพการประหยัดพลังงานเมื่อนำระบบดูดความชื้นไปใช้กำจัดความชื้นในอากาศระบายของพื้นที่ปรับอากาศ โดยจะวิเคราะห์จากพื้นที่ตัวอย่างในสภาวะอากาศจริงของจังหวัดนครปฐม

1.4 ขอบเขตของงานวิจัย

ในงานวิจัยนี้จะทำการศึกษาดังต่อไปนี้

1.4.1 ศึกษาผลกระทบของตัวแปรต้น 6 คือ อุณหภูมิ ความชื้น และอัตราการไหลของอากาศ และอุณหภูมิ ความเข้มข้น และอัตราการไหลของสารดูดความชื้น รวมทั้งพิจารณาผลกระทบของ L/G ratio ที่มีผลต่อสมรรถนะหลักของกระบวนการดูดความชื้นจากผลการทดลองจริงของงานวิจัยที่ผ่านมา เพื่อใช้ในการหาแนวโน้มของสมรรถนะหลักเมื่อแปรค่าตัวแปรต้น

1.4.2 ทำการทดลองจริงโดยดูผลกระทบของอัตราการไหลของอากาศ อัตราการไหลของสารละลาย และ L/G ratio ที่มีต่อสมรรถนะ โดยจะทำการทดลองที่มหาวิทยาลัยศิลปากร จังหวัดนครปฐม รายละเอียดของการทดลองโดยสังเขปมีดังนี้

1.4.2.1 ชนิดของอุปกรณ์ดูดความชื้นที่ใช้ทดลอง คือ แบบแพ็คเบต ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.68 m สูง 1.90 m ฉนวนใยแก้วหนา 0.15 m และชนิดของแพ็คกิ้งที่ใช้ในอุปกรณ์ดูดความชื้น คือ พอลริง ขนาด 25 mm ความหนาแน่นของแพ็คกิ้งในรูปพื้นที่ผิวต่อปริมาตรเท่ากับ $210 \text{ m}^2/\text{m}^3$

1.4.2.2 ทดลองในช่วงของค่าอัตราการไหลของอากาศ อัตราการไหลของสารละลาย และ L/G ratio ที่ได้จากการพิจารณาจากงานวิจัยที่ผ่านมา คือ 0.10 ถึง 10.00

1.4.2.3 สารดูดความชื้นที่ใช้ในระบบดูดความชื้น คือ สารละลายแคลเซียมคลอไรด์ ที่มีความเข้มข้นประมาณ 40% โดยน้ำหนัก

1.4.2.4 ลักษณะการไหลของสารดูดความชื้นกับอากาศเป็นแบบสวนทางกัน

1.4.2.5 ทำการศึกษาเฉพาะกระบวนการดูดความชื้น ส่วนกระบวนการระเหยใช้การอุ่นให้น้ำระเหยออกซึ่งการวิเคราะห์ไม่อยู่ในขอบเขตของงานนี้

1.4.2.6 การทำงานของกระบวนการดูดความชื้นอยู่ภายใต้สภาวะอะเดียบาติก (Adiabatic condition)

1.4.2.7 ไม่พิจารณาความร้อนที่เกิดจากปั๊ม (Pump) และพัดลม (Blower) ในระบบ

1.4.2.8 ทดลองโดยใช้น้ำหล่อเย็นจากห้องเย็นเป็นน้ำหล่อเย็นให้แก่อากาศขาออกจากเครื่องดูดความชื้นและสารดูดความชื้นก่อนเข้าเครื่องดูดความชื้น

1.4.2.9 อุณหภูมิและความชื้นของอากาศ และอุณหภูมิสารดูดความชื้นขึ้นอยู่กับสภาวะอากาศแวดล้อมจริงในประเทศไทยของจังหวัดนครปฐมในช่วงฤดูร้อนตั้งแต่เดือน มีนาคม จนถึง ต้นเดือนมิถุนายน 2556

1.4.3 วิเคราะห์ศักยภาพการประหยัดพลังงานเมื่อนำระบบดูดความชื้นไปใช้ในการกำจัดความชื้นจากอากาศระบายของพื้นที่ปรับอากาศให้พื้นที่ปรับอากาศเข้าสู่ภาวะสบายตามมาตรฐาน ASHRAE 55 ในกรณี $26.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$, 50%RH โดยวิเคราะห์จากพื้นที่ปรับอากาศตัวอย่างในสภาวะอากาศจริงของจังหวัดนครปฐม

1.5 ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย

1.5.1 ศึกษาเอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องเพื่อดูผลของการแปรค่าตัวแปรต้น 6 ตัว คือ อัตราการไหล อุณหภูมิ และความชื้นของอากาศ และอัตราการไหล อุณหภูมิ และความเข้มข้นของสารดูดความชื้น รวมทั้ง L/G ratio ต่อสมรรถนะหลักของกระบวนการดูดความชื้น คือ อัตราการดูดความชื้น และประสิทธิภาพของกระบวนการดูดความชื้น

1.5.2 ศึกษาข้อมูลสภาวะอากาศของประเทศไทยจากกรมอุตุนิยมวิทยาและแหล่งข้อมูลอื่นๆ

1.5.3 ออกแบบวิธีการทดลองและวางแผนการทดลองโดยเลือกช่วงสภาวะการทำงานที่ครอบคลุมช่วงสภาวะการทำงานของงานวิจัยที่ผ่านมา เพื่อให้เห็นแนวโน้มที่ชัดเจนยิ่งขึ้น

1.5.4 ดำเนินการทดลองจริงโดยสภาวะการทำงานที่จะทดลองโดยสังเขปเป็นดังนี้

1.5.4.1 ทดลองในช่วงของค่าอัตราการไหลของอากาศตั้งแต่ 0.054 ถึง 0.514 $\text{kg/m}^2\text{s}$ อัตราการไหลของสารดูดความชื้นตั้งแต่ 0.064 – 0.577 $\text{kg/m}^2\text{s}$ และ L/G ratio ที่ได้จากการพิจารณาจากช่วงค่าที่พบจากงานวิจัยที่ผ่านมา คือ 0.10 ถึง 10.00

1.5.4.2 เก็บผลการทดลองตลอดทั้งวัน ในช่วงเวลา 8.00 ถึง 17.00 น.

1.5.5 รายงานผลของการแปรค่าตัวแปรต้น คือ อุณหภูมิ ความชื้น และอัตราการไหลของอากาศ และอุณหภูมิ ความชื้น และความเข้มข้นของสารดูดความชื้น รวมทั้งค่า L/G ratio ที่ส่งผลต่อสมรรถนะหลัก 2 ตัว คือ อัตราการดูดความชื้นและประสิทธิภาพของกระบวนการดูดความชื้น จากงานวิจัยที่ผ่านมาและการทดลองจริง

1.5.6 นำผลที่ได้จากการทดลองมาปรับปรุงสมการทำนายประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้น และประสิทธิภาพเชิงความร้อน

1.5.7 นำผลที่ได้มาประยุกต์ใช้ในการดูดความชื้นอากาศระบายก่อนป้อนเข้าสู่พื้นที่ปรับอากาศ โดยสภาวะอากาศเป็นของจังหวัดนครปฐม 10 ชม. ตอนกลางวันตั้งแต่ 7.00 ถึง 17.00 น. ตลอดทั้งปี

1.5.8 เปรียบเทียบจำนวนชั่วโมงที่เกิดภาวะสบาย และการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศตลอดทั้งปี โดยเปรียบเทียบกัน 3 กรณี คือ การใช้ระบบปรับอากาศทั่วไป ระบบ Overcool and reheat และระบบปรับอากาศที่ใช้ร่วมกับเครื่องดูดความชื้น

1.5.9 นำกรณีที่เกิดชั่วโมงภาวะสบายแต่ละกรณีมาเปรียบเทียบการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศ

1.5.10 วิเคราะห์ความคลาดเคลื่อนจากเครื่องมือวัด

1.5.11 สรุปผลงานวิจัย

1.5.12 เสนอผลงานวิจัยในรูปแบบรายงาน

1.5.13 เสนอผลงานวิจัยในรูปแบบเผยแพร่ในที่สาธารณะ

1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับจากงานวิจัย

1.6.1 วิเคราะห์แนวโน้มช่วงการแปรค่าของตัวแปรต้น 6 ตัว คือ อุณหภูมิ ความชื้น และอัตราการไหลของอากาศ และอุณหภูมิ ความชื้น และอัตราการไหลของสารดูดความชื้น รวมทั้งค่า L/G ratio ที่ส่งผลต่อค่าของสมรรถนะหลักของกระบวนการดูดความชื้นอากาศ ทั้งจากงานวิจัยที่ผ่านมา และจากการทดลองจริง ซึ่งทำให้สามารถหาช่วงของการเดินระบบที่เหมาะสมที่สุดเพื่อใช้ในการปรับปรุงสมรรถนะของกระบวนการดูดความชื้นอากาศให้ทำงานได้ดีที่สุด

1.6.2 นำสภาวะการทำงานของเครื่องดูดความชื้นมาใช้ในการควบคุมการทำงานของระบบดูดความชื้น เพื่อลดความชื้นจากอากาศระบายที่มาจากสภาวะอากาศจริงของฤดูร้อนในจังหวัดนครปฐม

1.6.3 สามารถวิเคราะห์ศักยภาพการประหยัดพลังงานเมื่อนำระบบดูดความชื้นอากาศไปใช้ลดความชื้นอากาศระบาย

บทที่ 2 ทฤษฎีและวรรณกรรมที่เกี่ยวข้อง

การวิเคราะห์แนวโน้มผลกระทบของตัวแปรสภาวะการทำงานที่มีต่อสมรรถนะของกระบวนการดูดความชื้นอากาศ เพื่อที่จะหาสภาวะที่เหมาะสมของเครื่องดูดความชื้น และนำสภาวะที่ได้ไปวิเคราะห์ศักยภาพการประหยัดพลังงานเมื่อนำมาใช้กำจัดความชื้นแฝงที่มาจากอากาศระบาย ก่อนที่จะจ่ายเข้าสู่พื้นที่ปรับอากาศ เพื่อให้เกิดภาวะสบายแก่คนในพื้นที่ปรับอากาศอาคารสำนักงานที่ตั้งอยู่ในจังหวัดนครปฐม จำเป็นที่จะต้องศึกษารวบรวมแนวโน้มที่ชัดเจนของผลกระทบของตัวแปรต้นทั้ง 6 ตัว คือ อุณหภูมิ ความชื้น อัตราการไหลอากาศ และอุณหภูมิ ความเข้มข้น อัตราการไหลสารละลาย รวมทั้ง L/G ratio ที่ส่งผลต่อสมรรถนะหลักของกระบวนการดูดความชื้นอากาศ 2 ตัว คือ อัตราการดูดความชื้น และประสิทธิผลของกระบวนการดูดความชื้นอากาศซึ่งได้กล่าวไปข้างต้นในบทที่ 1 ผลจากการรวบรวมงานวิจัยที่ผ่านมาพบว่า แนวโน้มของตัวแปรต้นบางตัวให้ผลไม่สอดคล้องกับงานวิจัยส่วนใหญ่ที่ผ่านมา ในงานวิจัยนี้ได้ทำการทดลอง โดยการแปรค่า อัตราการไหลของอากาศ และอัตราการไหลของสารดูดความชื้นโดยให้ครอบคลุมช่วงของสภาวะของ L/G ratio ที่พบได้จากงานวิจัยส่วนใหญ่ที่ผ่านมา ตั้งแต่ 0.1 – 10.0 เพื่อให้เห็นแนวโน้มที่ชัดเจนยิ่งขึ้น และนำผลที่ได้จากการทดลองมาปรับปรุงชุดตัวแปรค่าคงที่ของสมการทำนายประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้น และประสิทธิผลการถ่ายเทอุณหภูมิของระบบดูดความชื้น เพื่อใช้ในการเปรียบเทียบแนวโน้มผลการทดลองที่พบได้จากงานวิจัยที่ผ่านมา และงานวิจัยนี้ซึ่งค่าของ L/G ratio เป็นตัวแปรไร้มิติ สามารถเปรียบเทียบแนวโน้มได้ชัดเจนกว่าตัวแปรทั่วไป โดยที่มีปัจจัยภายนอกส่งผลกระทบน้อยสุด ซึ่งปัจจัยอื่นๆ ก็คือ ตัวแปรทางด้านกายภาพ เช่น ขนาด ชนิด รูปแบบของแพ็คเบต เป็นต้น

หลังจากได้แนวโน้มสภาวะการทำงานที่ได้จากการทดลอง ก็จะทำการศึกษาข้อมูลทางด้านสภาวะอากาศจากกรมอุตุนิยมวิทยาของจังหวัดนครปฐม ไฮโครเมตรี และภาวะสบายของคนในพื้นที่ปรับอากาศตามมาตรฐาน ASHRAE 62.1 เพื่อที่จะวิเคราะห์ศักยภาพของการประหยัดพลังงานเพื่อที่จะนำมาเปรียบเทียบกันระหว่าง ระบบ Overcool and reheat และระบบปรับอากาศที่ใช้ร่วมกับระบบดูดความชื้นที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดเหลวใช้กำจัดความชื้นออกจากอากาศระบาย ก่อนที่จะจ่ายเข้าสู่พื้นที่ปรับอากาศ

2.1 ไฮโครเมตรี (Psychrometry)

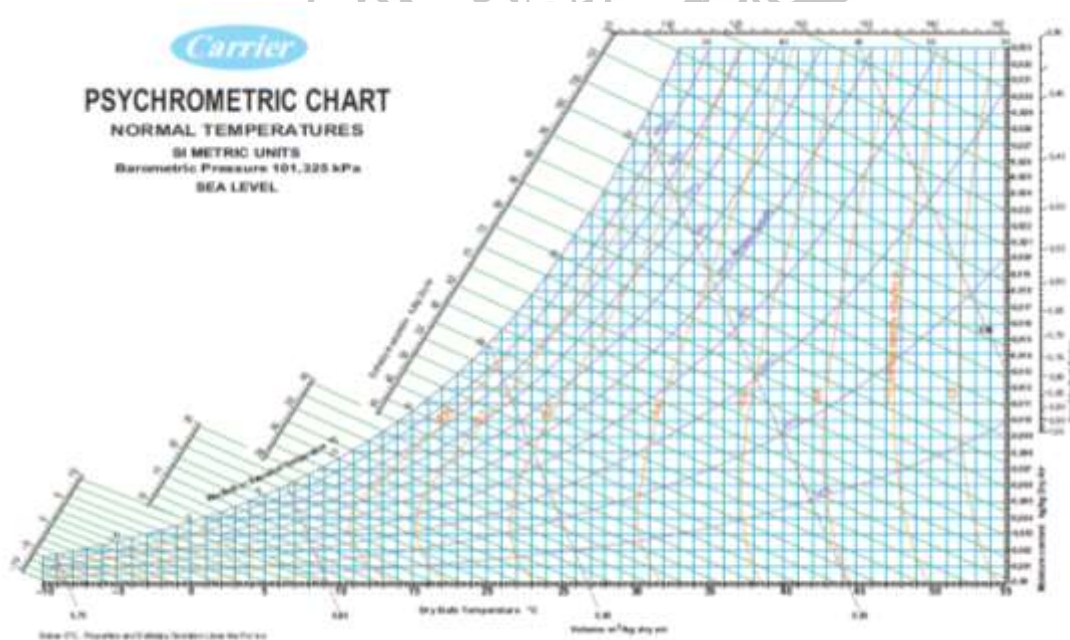
ไฮโครเมตรี คือ การศึกษาสภาวะของอากาศและการวิเคราะห์กระบวนการปรับอากาศที่มีไอน้ำปะปนอยู่ในอากาศ ซึ่งเป็นหลักการพื้นฐานในการวิเคราะห์กระบวนการปรับอากาศ

2.1.1 ส่วนประกอบของอากาศ

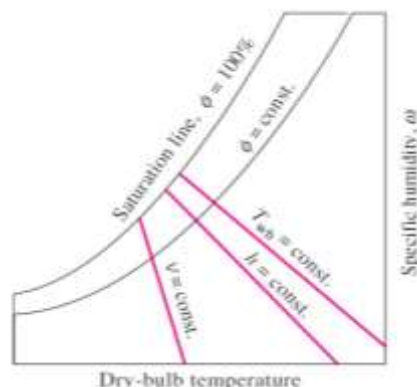
โดยทั่วไปอากาศในบรรยากาศจัดเป็นของผสม ประกอบด้วยอากาศแห้ง (Dry air) และไอน้ำ (Water vapor) ดังนั้น อากาศจึงเป็นของผสมระหว่างอากาศแห้งกับไอน้ำ ซึ่งอากาศแห้ง จะเป็นอากาศที่ไม่มีไอน้ำปะปนอยู่และจะประกอบด้วยก๊าซต่างๆ ส่วนอากาศที่มีไอน้ำปะปนอยู่เรียกว่า เรียกว่า อากาศชื้น (Moisture) โดยอากาศสามารถสะสมความชื้นได้เป็นปริมาณมากเมื่ออากาศมีอุณหภูมิสูง และในทางกลับกัน อากาศสามารถสะสมความชื้นได้เป็นปริมาณน้อยเมื่ออากาศมีอุณหภูมิต่ำ [47]

2.1.2 แผนภูมิไซโครเมตริก (Psychrometric chart)

แผนภูมิไซโครเมตริก คือ แผนภูมิที่บอกคุณสมบัติของอากาศในบรรยากาศที่สภาวะต่างๆ ซึ่งในการวิเคราะห์กระบวนการปรับอากาศด้วยสมการต่างๆ จะทำได้ยาก จึงได้มีการคิดค้นแผนภูมิไซโครเมตริกขึ้นมาเพื่อใช้วิเคราะห์กระบวนการปรับอากาศแทนการคำนวณจากสมการต่างๆ ทำให้สะดวกในการวิเคราะห์กระบวนการปรับอากาศและช่วยในการมองเห็นภาพรวมของกระบวนการปรับอากาศมากขึ้น และได้แสดงแผนภูมิไซโครเมตริก (Psychrometric chart) ดังรูปที่ 2.1



รูปที่ 2.1 แผนภูมิไซโครเมตริก [48]



รูปที่ 2.2 ความหมายของเส้นต่างๆ บนแผนภูมิไซโครเมตริก [49]

รูปที่ 2.2 แสดงส่วนประกอบของแผนภูมิไซโครเมตริก ซึ่งประกอบด้วยแกนนอนที่แสดงอุณหภูมิกระเปาะแห้ง (Dry-bulb temperature) แกนตั้งด้านขวามือแสดงค่าความชื้นจำเพาะ (Specific humidity) หรือค่าอัตราส่วนความชื้น (Humidity ratio) ส่วนเส้นโค้งด้านซ้ายมือ นอกสุดจะเรียกว่าเส้นอิ่มตัว (Saturation line) โดยเส้นโค้งนี้จะแสดงค่าความชื้นสัมพัทธ์เป็นเปอร์เซ็นต์ซึ่งจะมีค่า 100% โดยประมาณ สำหรับคุณสมบัติอื่นๆ ของอากาศชื้นที่ต้องนำมาใช้ในการวิเคราะห์กระบวนการปรับอากาศ ได้แก่ อุณหภูมิกระเปาะเปียก (Wet-bulb temperature) ปริมาตรจำเพาะ (Specific volume) ความชื้นสัมพัทธ์ (Relative humidity) และเอนทัลปี (Enthalpy)

แผนภูมิไซโครเมตริกจะสร้างขึ้นโดยอ้างอิงที่ความดันบรรยากาศค่าหนึ่ง แต่ส่วนมากจะใช้แผนภูมิไซโครเมตริกที่ความดัน 1 บรรยากาศเป็นหลัก แผนภูมิไซโครเมตริกสามารถนำมาใช้คำนวณหรือบอกพิกัดของค่าต่างๆ ได้ เพียงแค่ทราบค่าคุณสมบัติที่เป็นอิสระต่อกัน 2 ค่าก็สามารถหาคุณสมบัติอื่นๆ บนแผนภูมิไซโครเมตริกได้ทั้งหมด ในการวิเคราะห์กระบวนการปรับอากาศนั้นจำเป็นที่จะต้องศึกษาคุณสมบัติต่างๆ ของอากาศในแผนภูมิไซโครเมตริกดังต่อไปนี้

2.1.2.1 อุณหภูมิกระเปาะแห้ง

อุณหภูมิกระเปาะแห้ง คือ อุณหภูมิของอากาศที่วัดได้โดยตรงจากเทอร์โมมิเตอร์ทั่วไป โดยแกนนอนของแผนภูมิไซโครเมตริกจะแสดงค่าของอุณหภูมิกระเปาะแห้ง

2.1.2.2 อุณหภูมิกระเปาะเปียก

อุณหภูมิกระเปาะเปียก คือ อุณหภูมิของอากาศที่วัดได้จากเทอร์โมมิเตอร์ทั่วไปที่ปลายกระเปาะถูกหุ้มด้วยสำลีชุบน้ำ และมีการเป่าอากาศผ่านสำลีชุบน้ำ โดยอุณหภูมิกระเปาะเปียกจะเป็นตัวบ่งบอกถึงปริมาณไอน้ำในอากาศที่อากาศสามารถรับได้ ในสภาวะอุณหภูมิอากาศในขณะนั้น ถ้าหากอากาศจึงจะถึงจุดอิ่มตัว โดยมีหลักว่า อากาศที่ไม่อิ่มตัวไหลผ่านสำลีชุบน้ำ ความชื้นที่อยู่ภายในสำลีจะเกิดการระเหย ทำให้อุณหภูมิของน้ำลดลงหรือเกิดการดึงความร้อนออกไป แต่เนื่องจากที่อุณหภูมิหนึ่ง อากาศสามารถรับความชื้นได้ปริมาณหนึ่ง ถ้าอากาศรับความชื้นจนอิ่มตัวแล้ว ส่งผลให้ไอน้ำในอากาศอิ่มตัวและไม่สามารถรับไอน้ำได้อีก หมายความว่า ความร้อนที่ออกจากน้ำเนื่องจาก

การระเหยมีค่าเท่ากับความร้อนเนื่องจากการถ่ายโอนของอากาศ ทำให้อุณหภูมิจึงระเปาะมีค่าคงที่ ค่าที่อ่านได้จากอุณหภูมิของระเปาะที่คงที่ คือ อุณหภูมิระเปาะเปียกนั่นเอง ซึ่งอุณหภูมิระเปาะเปียกจะมีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิระเปาะแห้งอยู่เล็กน้อย

ในกรณีที่อากาศมีความชื้นน้อย การระเหยของน้ำจะมาก อุณหภูมิระเปาะเปียกจะต่ำในทำนองเดียวกัน ถ้าในอากาศมีความชื้นมาก การระเหยน้ำก็จะน้อย อุณหภูมิระเปาะเปียกจะสูง โดยเฉพาะเมื่ออากาศมีความชื้นมากจนอากาศคอมความชื้นจนอึดตัว น้ำจะไม่มีการระเหยอีก ทำให้ อุณหภูมิระเปาะเปียกมีค่าเท่ากับอุณหภูมิระเปาะแห้ง ซึ่งปรากฏการณ์นี้อาจเกิดขึ้นได้ในขณะที่ฝนตก

2.1.2.3 สัดส่วนความชื้น

สัดส่วนความชื้น คือ อัตราส่วนระหว่างไอน้ำที่มีอยู่ในอากาศต่อหนึ่งหน่วยมวลของอากาศแห้ง มีหน่วยเป็นกิโลกรัมหรือกรัมของไอน้ำต่อกิโลกรัมหรือกรัมของอากาศแห้งแสดงดังสมการที่ 2.1

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad (2.1)$$

เนื่องจากอากาศเป็นของผสมระหว่างอากาศแห้งและไอน้ำ ดังนั้น การพิจารณาความดันของอากาศจะทำได้โดยคิดว่า ความดันของอากาศในบรรยากาศจะเท่ากับผลรวมระหว่างความดันย่อยของอากาศแห้ง (P_a) และความดันย่อยของไอน้ำ (P_v) โดยแสดงดังสมการที่ 2.2

$$P_t = P_a + P_v \quad (2.2)$$

สมการก๊าซอุดมคติแสดงดังสมการที่ 2.3 ที่สามารถนำมาใช้ในการคำนวณอัตราส่วนความชื้นได้คือ

$$PV = mRT \quad (2.3)$$

จากสมการที่ 2.1, 2.2 และ 2.3 จะได้ว่า

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{P_v V_v / R_v T_v}{P_a V_a / R_a T_a} = \frac{P_v / R_v}{(P_t - P_v) / R_a} \quad (2.4)$$

แทนค่าเชิงตัวเลขของ R_a และ R_v ซึ่งมีค่า 0.287 kJ/kg-K และ 0.4615 kJ/kg-K ตามลำดับ แสดงดังสมการที่ 2.5

$$\omega = \frac{287 P_v}{4615 P_a} = \frac{0.622 P_v}{P_t - P_v} \quad (2.5)$$

2.1.2.4 ความชื้นสัมพัทธ์

ความชื้นสัมพัทธ์ คือ อัตราส่วนระหว่างปริมาณความชื้นที่มีอยู่จริงในอากาศกับปริมาณความชื้นที่สามารถรับได้มากที่สุดในอากาศที่อุณหภูมิเดียวกัน โดยความชื้นสัมพัทธ์จะมีค่าตั้งแต่ประมาณ 0% สำหรับอากาศแห้ง จนถึงประมาณ 100% สำหรับอากาศอิ่มตัวแสดงดังสมการที่ 2.6

$$RH = p_v/p_{vs} \quad (2.6)$$

2.1.2.5 ความดันไอน้ำอิ่มตัว

ความดันสูงสุดหรือความดันไอน้ำสูงสุด จะสัมพันธ์กับอุณหภูมิ (ASHRAE, 2001) ซึ่งแสดงความสัมพันธ์ดังสมการที่ 2.7

$$p_{vs} = \exp [C_1/T_a + C_2 + C_3 \cdot T_a + C_4 \cdot T_{abs}^2 + C_5 \cdot T_a^3 + C_6 \cdot \ln(T_a)] \quad (2.7)$$

$C_1 =$	$-5.8002206E+03$	$C_4 =$	$4.1764768E-05$
$C_2 =$	$-5.5162560E+00$	$C_5 =$	$-1.4452093E-08$
$C_3 =$	$-4.8640239E-02$	$C_6 =$	$6.5459673E+00$

2.1.2.6 ปริมาตรจำเพาะ

ปริมาตรจำเพาะ คือ ปริมาตรของอากาศขึ้นต่อ 1 kg ของอากาศแห้ง ซึ่งเป็นการผสมกันของไอน้ำกับอากาศ การคำนวณค่าปริมาตรจำเพาะของอากาศขึ้นได้ ดังสมการที่ 2.8

$$v = V/m_a \quad (2.8)$$

จากสมการที่ 2.8 สามารถเขียนได้อีกในรูปแบบ แสดงดังสมการที่ 2.9

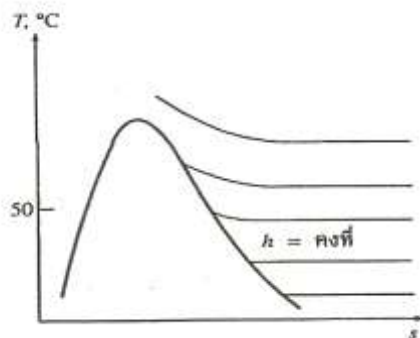
$$v = RT_a/(p_a M_a) \quad (2.9)$$

2.1.2.7 เอนทาลปี

เอนทาลปี คือ ปริมาณความร้อนที่มีอยู่ในสสารที่อุณหภูมิหนึ่ง มีหน่วยเป็นกิโลจูลต่อกิโลกรัมอากาศแห้ง เนื่องจากอากาศเป็นของผสมระหว่างอากาศแห้งและไอน้ำ ดังนั้น ค่าเอนทาลปีของอากาศ คือ ผลรวมระหว่างค่าเอนทาลปีของอากาศแห้งและค่าเอนทาลปีของไอน้ำ สมการที่ใช้ในการคำนวณค่าเอนทาลปี โดยแสดงดังสมการที่ 2.10

$$h = h_a + \omega h_g \quad (2.10)$$

สมการที่ 2.10 สามารถให้ค่าที่ถูกต้องเพียงพอ แม้ว่าจะมีวิธีการในการปรับค่าให้เที่ยงตรงขึ้นหลายวิธี เช่น ค่าความร้อนจำเพาะ (C_p) ที่ในความเป็นจริงมีค่าแปรเปลี่ยนตามอุณหภูมิที่เปลี่ยนไปตั้งแต่ 1.0041 kJ/kg-K ที่ 0 °C จนถึง 1.0065 kJ/kg-K ที่ 50 °C ค่าเอนทาลปีของไอน้ำในอากาศสามารถกำหนดให้มีค่าเท่ากับค่าเอนทาลปีของไอน้ำอิ่มตัวที่อุณหภูมิเดียวกัน ถ้าไอน้ำนั้นอยู่ที่สถานะความดันต่ำดังแสดงไว้ในรูปที่ 2.8



รูปที่ 2.3 ค่าเอนทาลปีของไอน้ำจะมีค่าเท่ากับค่าเอนทาลปีของไอน้ำอิ่มตัวที่อุณหภูมิต่ำกว่า 50 °C [49]

ตารางที่ 2.1 ค่าความร้อนจำเพาะ (C_p) ของอากาศแห้งในช่วงอุณหภูมิ 0 ถึง 50 °C

อุณหภูมิ (°C)	ค่าความร้อนจำเพาะ (C_p) (kJ/kg-K)
0	1.0041
10	1.0045
20	1.0049
30	1.0054

จากตารางที่ 2.1 ค่าความร้อนจำเพาะของอากาศแห้งในช่วงอุณหภูมิ 0-50 °C สามารถสมมติให้คงที่ที่ 1.005 kJ/kg-K โดยมีความผิดพลาดไม่เกิน 0.2% ถ้าใช้อุณหภูมิที่ 0 °C เป็นอุณหภูมิอ้างอิง ค่าเอนทาลปีของอากาศสามารถคำนวณหาได้จาก

$$h_a = C_p T \quad (2.11)$$

จากสมการที่ 2.7 และ 2.8 จะได้ว่า

$$h = C_p T + \omega h_g \quad (2.12)$$

2.2 ภาวะสบายของพื้นที่ปรับอากาศ (Thermal Comfort)

ภาวะสบาย หมายถึง สภาวะที่มีความพึงพอใจต่อสภาวะแวดล้อมที่อยู่อาศัย หรือสภาวะการใช้งานของพื้นที่นั้นๆ [50] โดยภาวะสบายที่ต้องการ คือ สภาวะอากาศหรือสภาวะแวดล้อมที่เหมาะสม ไม่ร้อน ไม่เย็น และไม่ชื้นหรือแห้งจนเกินไป ภาวะความสบายโดยรวมขึ้นอยู่กับ 2 ปัจจัยด้วยกัน ได้แก่

2.2.1 ปัจจัยที่เกี่ยวข้องกับบุคคล

ตัวแปรที่มีผลต่อปัจจัยหลักๆ มีอยู่ 4 ตัวแปร คือ ระดับกิจกรรม อายุและเพศ เสื้อผ้าที่สวมใส่ และความเคยชินกับสภาพแวดล้อมและอากาศ โดยจะพบว่าระดับกิจกรรมที่แตกต่างจะส่งผลต่อการเผาผลาญของร่างกายที่ต่างกัน การเผาผลาญของร่างกายเป็นกระบวนการที่สร้างความร้อนภายในร่างกายของเรา ซึ่งเกิดได้ 2 ทาง คือ การเผาผลาญอาหารหรือที่เรียกว่าการเกิดอัตราเมตาบอลิซึม (Metabolism, met) ภายในร่างกาย ซึ่งจะเกิดขึ้นนอกเหนือจากการควบคุมของมนุษย์ โดยที่สภาวะความสบายย่อมมีความแตกต่างกัน ขึ้นอยู่กับชนิดของอาหารที่รับประทานเข้าไป และการเผาผลาญของกล้ามเนื้อภายในร่างกายจะเกิดขึ้นก็ต่อเมื่อได้มีการกระทำกิจกรรม ดังนั้นกิจกรรมที่ต่างกันของมนุษย์ ส่งผลให้ค่าของภาวะความสบายที่ต้องการมีความแตกต่างกัน

สำหรับเพศและอายุจะมีผลต่อความพึงพอใจในภาวะสบายหรือช่วงอุณหภูมิที่แตกต่างกัน ตัวอย่างเช่น คนสูงอายุจะมีช่วงอุณหภูมิสบายที่แคบกว่าคนที่มีอายุน้อย ซึ่งเกิดการรับรู้ของประสาทสัมผัสที่แตกต่างกัน และจะพบว่าเพศหญิงจะพอใจในอุณหภูมิสบายที่สูงกว่าเพศชาย [51] สำหรับเสื้อผ้าก็จะมีอิทธิพลต่อความต้องการภาวะสบายที่แตกต่างเช่นกัน เนื่องจากเสื้อผ้าเป็นฉนวนในการถ่ายเทความร้อนของร่างกายออกสู่ภายนอก ดังนั้น การสวมใส่เสื้อผ้าที่ต่างกันจึงทำให้ความต้องการภาวะสบายของแต่ละบุคคลแตกต่างกัน และตัวแปรสุดท้าย คือ ความเคยชินกับสภาพแวดล้อมและอากาศที่ต่างกันก็จะส่งผลให้ความต้องการภาวะสบายแตกต่างกันเช่นกัน ตัวอย่างเช่น คนที่อาศัยอยู่ในเขตร้อนจะสามารถทนต่อการอยู่ในสถานที่ที่มีอุณหภูมิสูงกว่าคนที่อาศัยอยู่ในเขตหนาว และในทางกลับกัน คนในเขตหนาวจะสามารถทนต่อการอยู่ในสถานที่ที่มีอุณหภูมิต่ำได้มากกว่าคนในเขตร้อน ดังนั้น คนในเขตร้อนจึงต้องการภาวะสบายที่มีอุณหภูมิสูงกว่าคนที่อาศัยอยู่ในเขตหนาว เป็นต้น

2.2.2 ปัจจัยจากสภาวะแวดล้อม

สภาวะแวดล้อม จะประกอบด้วยตัวแปรหลักๆ ที่เกี่ยวข้องกับภาวะสบาย 4 ตัวแปร คือ อุณหภูมิ (Air temperature) ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ (Relative humidity) การเคลื่อนไหวของอากาศหรือความเร็วลม (Air velocity) และอุณหภูมิการแผ่รังสีความร้อนของผนังห้อง (Mean radiant temperature, MRT) ซึ่งอุณหภูมิจะมีผลต่อพฤติกรรมของมนุษย์โดยตรงหรือจะเรียกได้ว่าเป็นดัชนีหลักที่สำคัญที่สุด ไม่ว่าจะเป็นทางด้านสภาวะอารมณ์หรือการทำงานของร่างกาย ความชื้นสัมพัทธ์ก็เป็นอีกปัจจัยที่สำคัญ เนื่องจากปริมาณความชื้นมีผลต่อความสามารถในการระบายความร้อนออกจากร่างกายของมนุษย์ ถ้าในสภาวะอากาศแวดล้อมมีความชื้นสัมพัทธ์สูงจะส่งผลให้ความสามารถในการคายความร้อนออกจากร่างกายโดยการระเหย เช่น การระเหยของเหงื่อข้างตัวอย่างสภาวะอากาศแวดล้อมที่มีความชื้นสัมพัทธ์สูง ได้แก่ ช่วงที่ฝนจะตก ที่สภาวะนี้เราจะรู้สึก

เหนียวเหนอะบริเวณผิวหนังหรือรู้สึกไม่สบายตัว สาเหตุมาจากความชื้นสัมพัทธ์ในอากาศสูง ส่งผลให้การระบายความร้อนโดยการระเหยของเหงื่อเป็นไปได้ยาก เป็นต้น แต่ถ้าสภาวะอากาศแวดล้อมมีความชื้นสัมพัทธ์ต่ำ ก็จะช่วยให้การคายความร้อนของร่างกายเป็นไปได้ง่ายขึ้นเช่นกัน ด้วยเหตุนี้ความชื้นสัมพัทธ์จึงเป็นดัชนีที่ใช้ในการวัดความสามารถของอากาศในการดูดซึมความร้อนออกจากร่างกายของมนุษย์

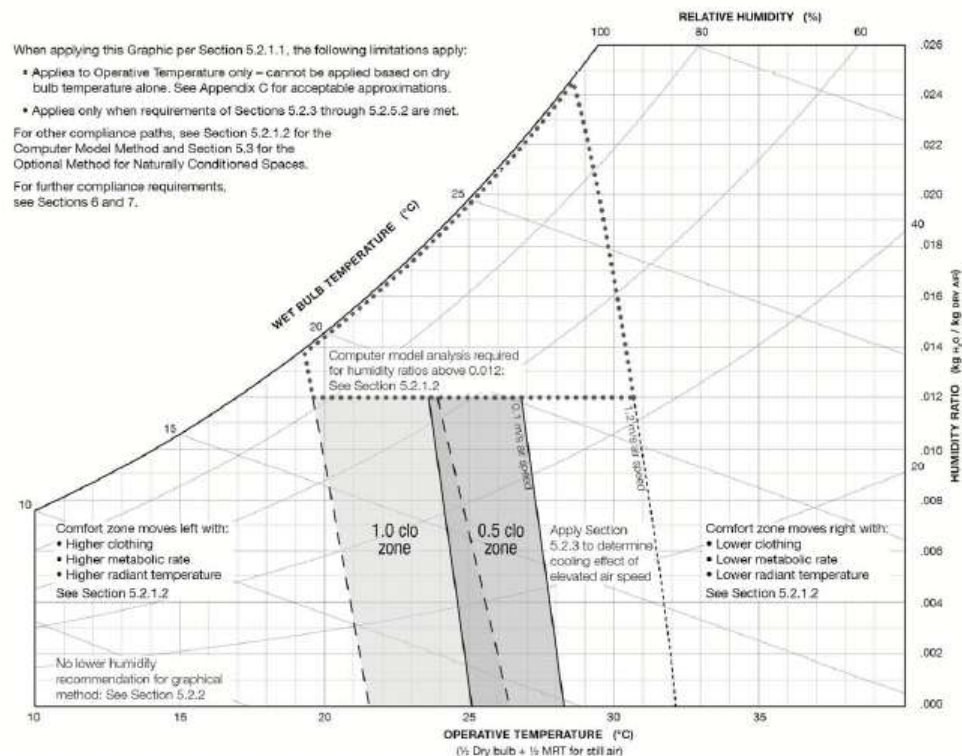
การเคลื่อนไหวของอากาศหรือความเร็วลมก็มีบทบาทสำคัญต่อภาวะสบายเช่นกัน เนื่องจากการเคลื่อนไหวของอากาศจะกำจัดเอาอากาศที่มีอุณหภูมิสูง และความชื้นที่เกิดจากการระบายความร้อนออกจากร่างกายแล้วแทนที่ด้วยอากาศใหม่ที่บริสุทธิ์กว่า ส่วนค่าของอุณหภูมิการแผ่รังสีความร้อนของผนังห้อง จะขึ้นอยู่กับที่ตั้งและทิศทางของอาคารที่ใช้เป็นพื้นที่ปรับอากาศ ถ้าหากพื้นที่นั้นสัมผัสกับแสงอาทิตย์เป็นเวลานาน และถ้าวัสดุนั้นมีค่าการส่งผ่านความร้อนดี ความร้อนก็จะส่งผ่านเข้ามาในพื้นที่ปรับอากาศในปริมาณสูง ถ้าหากผนังกักเก็บความร้อนไว้ได้ในปริมาณมาก ก็จะคายความร้อนเข้าสู่พื้นที่ปรับอากาศได้ในปริมาณสูงเช่นกัน ซึ่งความร้อนที่แผ่เข้ามานี้จะเป็นภาระปรับอากาศทั้ง ภาระความร้อนสัมผัส (Sensible load) และ ภาระความร้อนแฝง (Latent load) ซึ่งส่งผลต่อภาวะสบายของคนในพื้นที่ปรับอากาศเช่นกัน

2.3 แนวทางการศึกษาภาวะสบาย

จากการศึกษาภาวะสบายของคนในที่อยู่อากาศหรือในพื้นที่ปรับอากาศ พบว่าช่วงของอุณหภูมิและความชื้นในอากาศส่งผลต่อคนที่อยู่อาศัยในพื้นที่นั้นๆ ให้เกิดภาวะไม่สบาย ด้วยเหตุนี้จึงทำให้มีการศึกษาเกี่ยวกับภาวะสบายของคนออกเป็น 2 แนวทาง ได้แก่ แนวทางของสมาคมวิศวกรปรับอากาศ ทำความร้อน และทำความเย็นของอเมริกา (ASHRAE) ซึ่งอยู่บนพื้นฐานของการทดลองกับกลุ่มตัวอย่างในห้องทดลองที่มีการควบคุมปัจจัยต่างๆ และแนวทางการศึกษาการปรับตัวของคนให้เข้ากับสภาพแวดล้อมที่อาศัยอยู่ (Adaptive comfort) โดยได้จากการสำรวจกลุ่มตัวอย่างในสภาวะอากาศของภูมิภาคจริงที่ไม่มีการควบคุมสภาวะแวดล้อมใดๆ และเชื่อว่าคนจะสามารถปรับตัวเข้ากับสภาวะแวดล้อมของพื้นที่นั้นๆ [52]

2.3.1 ภาวะความสบายตามแนวทาง ASHRAE 55 – 2010 [53]

แนวทางการประเมินความรู้สึกสบายของมนุษย์ตาม ASHRAE ซึ่งมีพื้นฐานมาจากการทดลองกับกลุ่มตัวอย่างในห้องทดลองที่มีการควบคุมปัจจัยต่างๆ แล้วได้มีการสรุปโดยการสร้างโมโนแกรมที่แสดงช่วงของภาวะความสบาย (Comfort zone) ตามมาตรฐาน ANSI/ASHRAE Standard 55 [53] ดังตัวอย่างในรูปที่ 2.1 ซึ่งได้แสดงเขตภาวะสบายอยู่ในช่วงระหว่างอุณหภูมิโอเปอเรทีฟ (Operative temperature) ซึ่งมองได้ว่าเป็นผลรวมของอุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศกับอุณหภูมิการแผ่รังสีความร้อนเฉลี่ยของผนังห้อง ประมาณ 20-27°C และช่วงความชื้นสัมพัทธ์ประมาณ 30-60% โดยแบ่งเป็นเขตภาวะสบายสำหรับฤดูหนาวและฤดูร้อนดังรูป โดยเขตภาวะสบายนี้วิเคราะห์จากสมมติฐานที่ให้ความเร็วลมไม่เกิน 0.15 m/s ระดับการเผาผลาญของร่างกายเท่ากับ 1.2 met (นั่งทำงาน) และค่าความเป็นฉนวนของเสื้อผ้าสำหรับฤดูร้อนเท่ากับ 0.5 clo และสำหรับฤดูหนาวเท่ากับ 0.9 clo



รูปที่ 2.4 เขตภาวะสบายตามแนวทางของ ASHRAE [53]

หากทำการพิจารณาภาวะสบายโดยการควบคุมอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศในพื้นที่ปรับอากาศโดยไม่พิจารณาปริมาณความชื้น พบว่าภาวะสบายตามมาตรฐาน ASHRAE 55-2010 [53] แสดงช่วงของอุณหภูมิและความชื้นที่ทำให้เกิดความสบายแก่คนที่อาศัยอยู่ในพื้นที่ปรับอากาศจะอยู่ในช่วง $19.5 - 32.0^{\circ}\text{C}$ และความชื้นสัมพัทธ์ในช่วง $45 - 85\%RH$ หากสภาวะอากาศมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นถึง 32°C โดยประมาณ ช่วงของความชื้นสัมพัทธ์ในอากาศก็จะต่ำลงถึง $45\%RH$ โดยประมาณ โดยแสดงดังรูปที่ 2.4 โดยช่วงโซนของภาวะความสบายจะคิดจากการสวมใส่เสื้อผ้าในช่วง $0.5-1.0$ clo สภาวะอัตราเมตทาโบลีซึมของคนเท่ากับ 1.1 met และความเร็วลมที่ใช้ในการประเมินเท่ากับ 0.1 m/s แต่ไม่เกิน 1.2 m/s [53]

ถ้าหากอุณหภูมิและความชื้นของสภาวะอากาศภายในพื้นที่ปรับอากาศอยู่นอกช่วงภาวะสบายตามมาตรฐาน ASHRAE จะส่งผลให้คนที่อาศัยอยู่ในพื้นที่ปรับอากาศเกิดสภาวะไม่สบาย คือ หากในพื้นที่ปรับอากาศมีอุณหภูมิและความชื้นสูงเกินไป ส่งผลให้รู้สึกหายใจไม่สบาย เหงื่อระเหย ออกจากร่างกายช้า รวมทั้ง ยา ผลิตภัณฑ์ที่เก็บไว้ในพื้นที่ปรับอากาศเสื่อมคุณภาพ และเกิดปัญหาเชื้อราตามมา แต่ถ้าหากอุณหภูมิและความชื้นของพื้นที่ปรับอากาศต่ำเกินไป ก็จะมีผลเสียต่อสุขภาพของคน ผิวแห้งแตก เกิดโรคบางอย่างต่อสุขภาพของคนได้เช่นกัน ด้วยเหตุนี้จำเป็นที่จะต้องควบคุมความชื้นและอุณหภูมิให้อยู่ในช่วงของสภาวะการใช้งานที่เหมาะสม หรือในขณะเดียวกันถ้าหากทำ

การลดความชื้นด้วยระบบดูดความชื้นโดยไม่จำเป็นที่จะต้องลดอุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศ โดยใช้ระบบปรับอากาศ หรือระบบทำความเย็นทั่วไป สภาพอากาศภายในพื้นที่ปรับอากาศก็จะสามารถเข้าสู่ภาวะสบาย และเป็นการลดพลังงานที่ใช้กับระบบปรับอากาศ หรือระบบทำความเย็นเช่นกัน

การบอกภาวะสบายสามารถบอกเป็นระดับความรู้สึกเชิงความร้อน (Thermal sensation scale) ซึ่งแทนด้วยค่าตัวเลขตั้งแต่ -3 ถึง +3 (ความรู้สึกหนาวจนถึงรู้สึกร้อน) ตามที่ได้แสดงตามตารางที่ 2.2 ซึ่งสามารถคำนวณได้ด้วยค่าดัชนีทำนายการโหวตเฉลี่ย (Predicted mean vote, PMV) ที่คำนวณได้จากสมการที่ 2.13

ตารางที่ 2.2 ระดับความสบายตามมาตรฐาน ASHRAE [53]

ค่า PMV	ความรู้สึก
+3	Hot
+2	Warm
+1	Slightly warm
0	Neutral
-1	Slightly cool
-2	Cool
-3	Cold

และสามารถคำนวณได้ด้วยค่าดัชนีทำนายการโหวตเฉลี่ย PMV ที่คำนวณได้จากสมการที่ 2.13

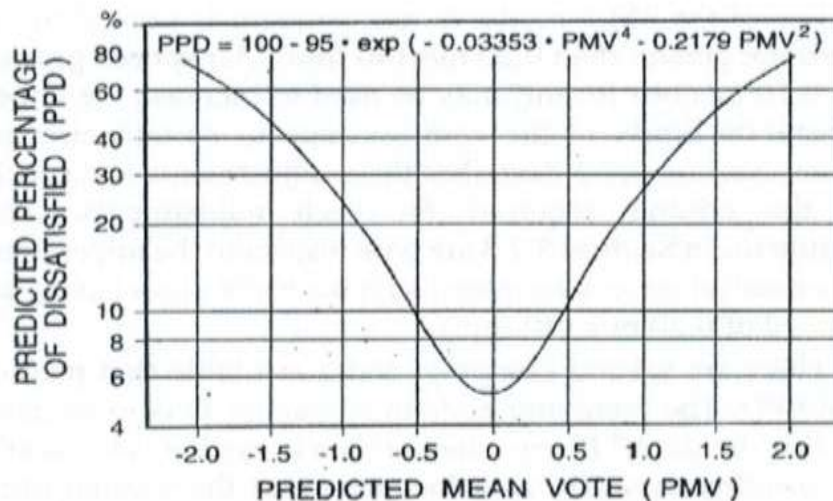
$$PMV = [0.0303 \exp(-0.036M) + 0.028]L \quad (2.13)$$

จากตารางที่ 2.2 สามารถทำนายได้ด้วยค่าดัชนีทำนายการโหวต PMV ซึ่งเป็นค่าที่ได้จากการโหวตของคนในห้องทดลองของ ASHRAE โดยค่าที่ได้จากการประเมินภาวะสบายของแต่ละบุคคล และยังสามารถนำค่า PMV มาใช้ในการหา (Predicted percentage of dissatisfied, PPD) หรือที่เรียกว่าดัชนีชี้วัดในค่าของรูปแบบสัดส่วนเปอร์เซ็นต์ของคนที่ไม่พึงพอใจต่อภาวะสบายของสภาวะแวดล้อมของพื้นที่ปรับอากาศที่คนกลุ่มนั้นอาศัย ได้แสดงสมการความสัมพันธ์ในรูปของสมการที่ 2.14

$$PPD = 100 - 95 \exp[-(0.03353 PMV^4 + 0.2179 PMV^2)] \quad (2.14)$$

รูปที่ 2.5 ได้แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง PPD และ PMV โดยค่าที่ได้นี้สามารถนำไปประยุกต์ใช้เป็นตัวแทนของสภาวะอากาศจริงที่ต้องการปรับอากาศให้เข้าสู่ภาวะความสบายแก่พื้นที่นั้นๆ โดยผลที่ได้นั้นจะแสดงให้เห็นว่า เมื่อค่าของ PMV = 0 นั่นคือ เปอร์เซ็นต์ของคนที่ไม่พอใจ

ภาวะสบายของพื้นที่ปรับอากาศ หรือค่า PPD ประมาณ 5% หรือเปอร์เซ็นต์ของคนที่ยังพอใจต่อสภาวะอากาศของพื้นที่นั้นๆ สูงที่สุด ซึ่งเท่ากับ 95% และช่วงของภาวะสบายของคนที่เป็นที่ยอมรับของคนส่วนใหญ่จะอยู่ในช่วงที่ค่าของ PMV อยู่ในช่วง ± 1 และ PPD อยู่ในช่วง 5–25% โดยประมาณ นั่นก็คือ ช่วงของคนที่ยังพอใจต่อสภาวะอากาศของพื้นที่ปรับอากาศอยู่ในช่วง 75–95% โดยประมาณ



รูปที่ 2.5 ความสัมพันธ์ระหว่าง PPD และ PMV [53]

2.3.2 ภาวะความสบายตามแนวทาง Adaptive Comfort

ภาวะสบายตามแนวทางนี้จะได้มาจากการวิเคราะห์ผลสำรวจจากกลุ่มตัวอย่างในสภาพอากาศจริงที่ไม่ได้มีการควบคุมอย่างรัดกุมเช่นเดียวกับห้องทดลองตามแนวทางของ ASHRAE ด้วยความเชื่อที่ว่า คนจะสามารถปรับตัวเข้าหาสภาพภูมิอากาศแวดล้อมซึ่งแตกต่างกันไปทั่วโลก งานวิจัยที่ผ่านมาหลายงานได้แสดงแนวคิดดังกล่าวด้วยการแสดงสมการที่ใช้คำนวณหาอุณหภูมิสบาย (Neutral temperature, T_n) โดยมีอุณหภูมิของสภาวะแวดล้อมจริงของพื้นที่ที่มีคนอาศัยอยู่ในบริเวณนั้นเป็นตัวแปรต้น [54-59] โดยแสดงตัวอย่างสมการของ Humphreys [55] และสมการของ Mui and Chan [59] ที่ใช้อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศแวดล้อม ($T_{amb,db}$) เป็นตัวแปรต้นแสดงดังสมการที่ 2.15 และ 2.16 ตามลำดับ

$$T_n = 11.9 + 0.534T_{amb,db} \quad (2.15)$$

$$T_n = 18.303 + 0.158T_{amb,db} \quad (2.16)$$

ตารางที่ 2.3 ช่วงภาวะความสบายจากงานวิจัยที่ผ่านมาในอาคารสำนักงานที่ติดตั้งระบบปรับอากาศ

ผู้วิจัย	ช่วงสภาวะความสบาย			ภูมิภาค
	T, °C	%RH	ET	
Busch [60]	-	-	27.4	ไทย
Khedari et al. [61]	29.5	-	-	ไทย
Nyi Nyi [62]	-	27.0	-	ไทย
ทสพล เขตเจนการ [52]	28.1	28.3	28.0	ไทย
De dear et al. [58]	-	28.5	-	สิงคโปร์
Wong and Khoo, [63]	-	28.8	-	สิงคโปร์
Karyono [64]	26.4	26.7	25.3	อินโดนีเซีย
Feriadi and Wong [65]	-	29.2	-	อินโดนีเซีย
Memon [66]	-	29.3	29.9	ปากีสถาน

จากการศึกษาภาวะความสบายของคนในพื้นที่ปรับอากาศตามแนวทาง Adaptive comfort ของเขตร้อนชื้นได้แสดงดังตารางที่ 2.3 ซึ่งในงานวิจัยของ ทสพล เขตเจนการ [52] ได้ทำการพิจารณาภาวะอากาศของประเทศไทย โดยใช้จังหวัดนครปฐมเป็นจังหวัดตัวอย่างซึ่งพบว่า อุณหภูมิอยู่ในภาวะความสบาย แต่ความชื้นสัมพัทธ์ในอากาศยังคงมีค่าสูงกว่าช่วงของภาวะสบายของมาตรฐาน ASHRAE ที่ได้แสดงในรูปที่ 2.4 ด้วยเหตุนี้การสร้างภาวะสบายให้แก่คนในพื้นที่ปรับอากาศโดยมีสภาวะอากาศระบายนมาจากสภาวะอากาศจริง อย่างเช่นในประเทศไทยซึ่งเป็นเขตร้อนชื้น มีอุณหภูมิเฉลี่ยประมาณ 28.42 °C และความชื้นสัมพัทธ์สูงประมาณ 74.13%RH [67] ถ้าหากทำการลดความชื้นของอากาศลง สภาวะอากาศก็จะเข้าสู่ภาวะสบายโดยสามารถที่จะตั้งอุณหภูมิให้สูงขึ้นได้ โดยที่สภาวะอากาศในพื้นที่ปรับอากาศยังคงอยู่ในภาวะสบาย และขนาดของระบบปรับอากาศก็จะมีขนาดลดลงตามไปด้วยซึ่งในงานวิจัยนี้จะใช้ค่าของอุณหภูมิและความชื้นในช่วงฤดูร้อน คือ 29.6 °C, 73.75 %RH [67]

2.4 การควบคุมคุณภาพอากาศภายในพื้นที่ปรับอากาศ (Indoor air quality) ตามมาตรฐาน ASHRAE 62.1-2007 [68]

คุณภาพอากาศที่ดีภายในอาคาร หมายถึง สภาวะที่อากาศภายในอาคารที่อาจมีสิ่งเจือปนอยู่ในปริมาณที่ไม่มากพอที่จะทำให้เกิดอันตรายต่อสุขภาพอนามัยของมนุษย์หรือสิ่งมีชีวิตอื่นๆ หรือต่อสิ่งแวดล้อมภายในอาคารนั้นๆ โดยที่สภาพอากาศที่ดีมีเงื่อนไขของการพิจารณา คือ ภาวะความสบายของคนในการอยู่บริเวณนั้นๆ นั่นคือ อุณหภูมิของอากาศ ความชื้นสัมพัทธ์ และความเร็วของลมของอากาศบริเวณนั้นๆ ที่ยอมรับได้ การหายใจของคนเป็นไปได้อย่างสะดวกสบาย ซึ่งขึ้นอยู่กับปริมาณความเข้มข้นของออกซิเจนและคาร์บอนไดออกไซด์ ณ บริเวณนั้นๆ ความเข้มข้น

ของก๊าซ ไอ อนุภาคของสิ่งสกปรก และสารที่มีกัมมันตภาพรังสีเหล่านี้ต้องมีปริมาณไม่มาก ไม่ก่อให้เกิดผลร้ายต่อสุขภาพและร่างกายของคน เป็นต้น ซึ่งหนึ่งในวิธีในการควบคุมคุณภาพอากาศภายในอาคาร คือ การนำอากาศภายนอกที่บริสุทธิ์กว่าเข้ามาแทนที่อากาศภายในอาคาร (Ventilation) หรืออากาศระบายในอาคารสำนักงาน

อากาศระบายในที่นี้ที่จะกล่าวถึง จะเป็นการเติมอากาศที่บริสุทธิ์เข้าไปสู่ที่บริเวณที่ต้องการเพื่อการเจือจางอากาศที่มีการปนเปื้อนของฝุ่นละออง เชื้อโรค หรือก๊าซเป็นพิษต่างๆ การที่มีคนอยู่ภายในตัวอาคาร คนก็จะหายใจนำก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ออกมาซึ่งจะทำให้มีก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์สะสมอยู่ภายใน จึงต้องมีการเติมอากาศใหม่ที่มีความบริสุทธิ์เข้ามาภายในห้องเพื่อหมุนเวียนเอาอากาศบริสุทธิ์จากภายนอกเข้ามาในพื้นที่ และต้องมีปริมาณที่เพียงพอต่อจำนวนผู้ปฏิบัติงานหรือผู้ที่อยู่บริเวณนั้นๆ โดยที่อากาศระบายจะมาจากสภาวะแวดล้อมจริง ซึ่งแสดงได้ดังตารางที่ 2.4

ตารางที่ 2.4 ตัวอย่างความต้องการอากาศระบายสำหรับพื้นที่ต่างๆ ในอาคาร [68]

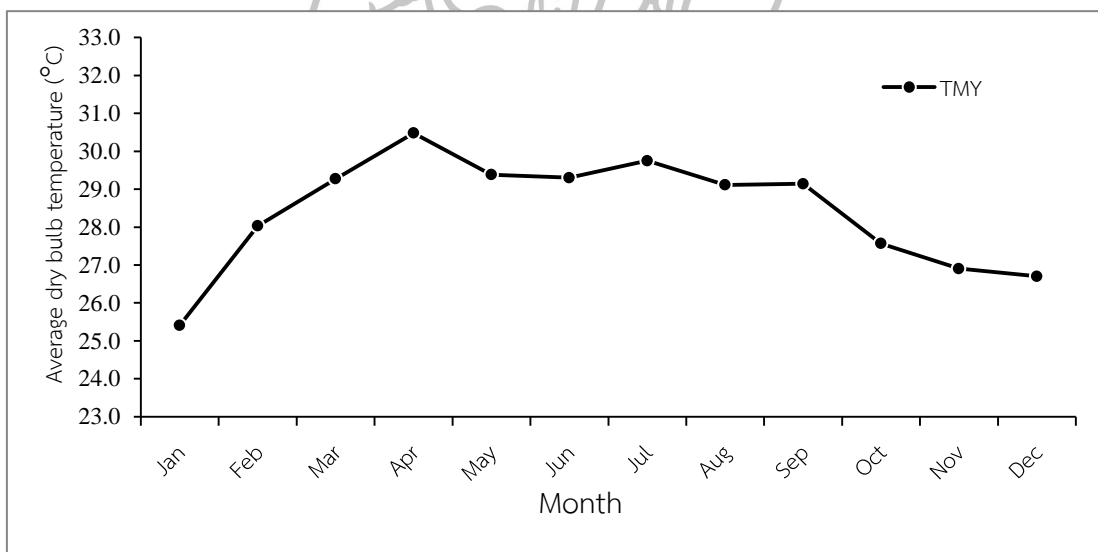
สถานที่	อากาศภายนอกที่ต้องการ	
	(CFM/Person)	(CFM/area, CFM/ft ²)
- พื้นที่สำนักงาน	5	0.06
- ห้องแสดงผลงาน	10	0.06
- ห้องรับประทานอาหาร	7.5	0.18
- ห้องปฏิบัติการทางวิทยาศาสตร์	10	0.18
- ห้องสมุด	5	0.12
- โรงภาพยนตร์	10	0.18
- ห้องเต้นแอโรบิก/ผับ	20	0.06
- ฟิสิทริคัลท์/ภาพเขียน	7.5	0.06
- ชุบเปอร์มาร์เก็ต	7.5	0.06
- ห้องสัมมนาการ	5	0.06
- ห้องปฏิบัติการคอมพิวเตอร์	10	0.18

การระบายอากาศภายในพื้นที่ปรับอากาศจะมากหรือน้อยขึ้นอยู่กับจำนวนคน และกิจกรรม หรือการใช้งานของพื้นที่นั้นๆ ถ้าหากมีจำนวนคนต่อพื้นที่ปรับอากาศหนาแน่น หรือการใช้งานของพื้นที่ปรับอากาศที่จำเป็นต้องใช้อากาศระบายในปริมาณมาก จึงจำเป็นที่จะต้องนำอากาศระบายจากภายนอกจ่ายเข้าสู่พื้นที่ปรับอากาศ เปรียบเสมือนนำอากาศที่มีความชื้นสูงและมีค่าของสัดส่วนของภาระปรับอากาศที่มาจากความร้อนสัมผัสและภาระปรับอากาศทั้งหมด (Sensible heat ratio, SHR) ที่มีค่าต่ำจ่ายเข้าสู่พื้นที่ปรับอากาศ ถ้าหากต้องการกำจัดความชื้นที่เป็นภาระอันเนื่องมาจากความร้อนแฝง (Latent load) ก็ควรใช้ระบบดูดความชื้นในการกำจัดในส่วนนี้

2.5 สภาวะอากาศของจังหวัดนครปฐม

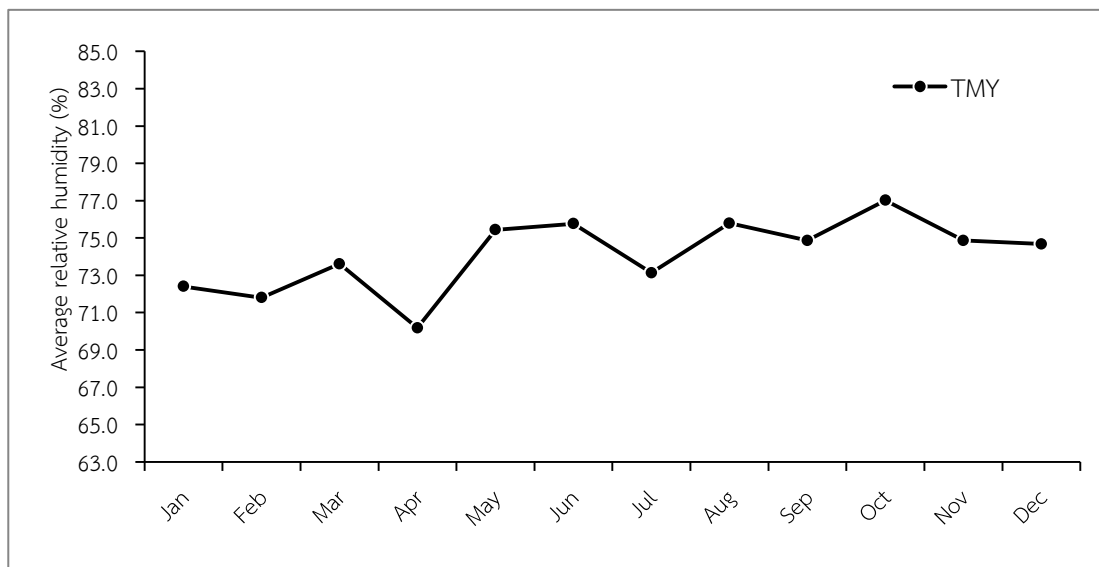
อากาศระบายนำมาวัดความชื้นที่ใช้ในงานวิจัยนี้เป็นอากาศที่มาจากสภาวะอากาศจริงของจังหวัดนครปฐม โดยนำข้อมูลสภาวะอากาศที่ได้มาจากการรวบรวมของ ภาควิชาฟิสิกส์ คณะวิทยาศาสตร์ มหาวิทยาลัยศิลปากร วิทยาเขตพระราชวังสนามจันทร์ โดยเก็บข้อมูลดิบมาจากสถานีอุตุนิยมวิทยาของจังหวัดนครปฐม โดยตั้งอยู่ในเขตปริมณฑลของประเทศไทย มีระยะทางห่างจากมหาวิทยาลัยศิลปากร วิทยาเขตพระราชวังสนามจันทร์ 31.4 km ซึ่งมีที่ตั้งอยู่ที่ละติจูดที่ 14 องศา 01 ลิปดา 00 ฟลิปดาเหนือ ลองติจูด 99 องศา 58 ลิปดา 00 ฟลิปดาตะวันออก สูงกว่าระดับน้ำทะเล 7.46 m ซึ่งสถานีอุตุนิยมวิทยาได้มีการเก็บข้อมูลของสภาวะอากาศจริงและได้บันทึกข้อมูลเหล่านี้ไว้ในเชิงสถิติซึ่งข้อมูลเหล่านั้น ได้แก่ อุณหภูมิสูงสุด-ต่ำสุด ความชื้นสัมพัทธ์ สูงสุด-ต่ำสุด ปริมาณน้ำฝน การระเหย ปริมาณเมฆ ความยาวนานของแสงอาทิตย์ ความเร็วลม ความเข้มรังสีรวมของดวงอาทิตย์ และความเข้มรังสีกระจายของดวงอาทิตย์ เป็นต้น

ในงานวิจัยนี้ ได้ทำการนำข้อมูลของอุณหภูมิและความชื้นจากสภาวะอากาศจริงของจังหวัดนครปฐม มาใช้วิเคราะห์ระบบวัดความชื้นอากาศระบาย เพื่อหาสภาวะอากาศระบายที่เหมาะสมหรือเพื่อให้สภาวะอากาศใกล้เคียงกับภาวะสบายของคนในพื้นที่ปรับอากาศตามมาตรฐาน ASHRAE 55 โดยที่ข้อมูลของสภาวะอากาศจริงได้แสดงดังรูปที่ 2.6



รูปที่ 2.6 อุณหภูมิโดยเฉลี่ยในแต่ละเดือนของสภาวะอากาศจริง [67]

จากรูปที่ 2.6 แกนตั้งแสดงถึงระดับอุณหภูมิของสภาวะอากาศ และแกนนอน คือเดือนต่างๆ ในรอบ 1 ปีที่มีการเก็บข้อมูล



รูปที่ 2.7 ค่าความชื้นสัมพัทธ์โดยเฉลี่ยในแต่ละเดือนของสภาวะอากาศจริง [67]

จากรูปที่ 2.7 แกนต้งแสดงถึงความชื้นสัมพัทธ์ที่เก็บมาในรูปแบบของค่าเฉลี่ย ส่วนแกนนอน คือ เดือนต่างๆ ที่ทำการเก็บข้อมูลในรอบปี โดยที่สภาวะอากาศของจังหวัดนครปฐมที่ได้แสดงดังรูปที่ 2.6 และ 2.7 ตามลำดับ ซึ่งข้อมูลสภาวะอากาศที่ใช้ในงานวิจัยนี้ได้จากการรวบรวมโดยใช้วิธีการทางสถิติ เพื่อหาชุดข้อมูลตัวแทนทางอุตุนิยมวิทยารายปี (Typical meteorological method, TMY) ที่เหมาะสมที่สุดตั้งแต่ปี 2001–2012 ซึ่งจะเห็นว่า ค่าเฉลี่ยของอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์เท่ากับ 28.42°C , $74.13\%RH$ ซึ่งมีค่าสูงกว่าระดับของภาวะสบายของคนในพื้นที่ปรับอากาศตามมาตรฐาน ASHRAE (26.5°C , $50\%RH$) โดยจะส่งผลให้เกิดภาวะไม่สบายแก่คนที่อยู่อาศัยในพื้นที่ปรับอากาศ จึงทำให้ผู้คนหันมาใช้ระบบปรับอากาศเพื่อให้เกิดภาวะสบายแก่คนในพื้นที่นั้นๆ ส่งผลให้สิ้นเปลืองพลังงาน ถ้าหากลดความชื้นออกจากอากาศระบายก่อนที่จะจ่ายเข้าสู่พื้นที่ปรับอากาศ เพื่อให้สภาวะอากาศเป็นไปตามภาวะสบายตามมาตรฐาน ASHRAE และงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับ Adaptive Comfort ที่ผ่านมาของ [57-59] ก็จะช่วยลดการใช้พลังงานไปได้อีกทางหนึ่ง หรือถ้าหากลดความชื้นออกจากอากาศระบายให้มีปริมาณความชื้นสัมพัทธ์ใกล้เคียงหรือเท่ากับภาวะสบายของคนในพื้นที่ปรับอากาศ อาจจะไม่จำเป็นที่จะต้องควบคุมอุณหภูมิให้ลดต่ำลงด้วยระบบปรับอากาศ แต่หันกลับมาใช้ระบบดูดความชื้นเพียงอย่างเดียวก็จะช่วยลดพลังงานลงได้เช่นกัน

2.6 การควบคุมความชื้นและอุณหภูมิ

พื้นที่ปรับอากาศต่างๆ ย่อมมีการใช้ประโยชน์ที่แตกต่างกันออกไปขึ้นอยู่กับกิจกรรมที่ทำการควบคุมความชื้นและอุณหภูมิก็เช่นเดียวกัน จะแตกต่างกันไปตามแต่ละสถานที่และความต้องการ เช่น ที่อยู่อาศัยจะทำการควบคุมความชื้นและอุณหภูมิเพื่อภาวะสบายของผู้อยู่อาศัย ซึ่งมีช่วงอุณหภูมิระหว่าง $22-27^{\circ}\text{C}$ และความชื้นสัมพัทธ์ $30-60\%RH$ ในอาคารสำนักงานหรือห้างสรรพสินค้า

ส่วนในอุตสาหกรรมจะทำการควบคุมความชื้นและอุณหภูมิ เพื่อให้เป็นไปตามมาตรฐานของกระบวนการผลิตที่จะต้องมีความปลอดภัย เช่น โรงงานอิเล็กทรอนิกส์ ต้องมีความชื้น 20–70%RH ขึ้นกับแต่ละบริเวณ และต้องผลิตผลิตภัณฑ์ให้ได้คุณภาพ เช่น ในกระบวนการผลิตยาปฏิชีวนะ ต้องมีความชื้นสัมพัทธ์ระหว่าง 5-15%RH [69]

2.6.1 แหล่งความร้อนและความชื้น

ความร้อนและความชื้นนั้นจะเป็นภาวะปรับอากาศ โดยความร้อนจะเป็นภาวะความร้อนสัมผัส (Sensible heat) บอกได้ด้วยระดับอุณหภูมิกระเปาะแห้ง ส่วนความชื้นเป็นภาวะความร้อนแฝง (Latent heat) ซึ่งสามารถบอกได้ด้วยระดับของความชื้นสัมพัทธ์ (Relative humidity) เป็นเปอร์เซ็นต์ หรือสัดส่วนความชื้นในอากาศ (Humidity ratio) มีหน่วยเป็น $\text{kg}_w/\text{kg}_{da}$ โดยแหล่งกำเนิดของความร้อนและความชื้นอาจแบ่งได้เป็น 5 แหล่ง ดังต่อไปนี้

2.6.1.1 มนุษย์ (Occupant)

มนุษย์เป็นแหล่งกำเนิดทั้งความร้อนแฝงและความร้อนสัมผัส ซึ่งแต่ละบุคคลก็จะปล่อยความร้อนออกมาที่อัตราไม่เท่ากัน ซึ่งขึ้นอยู่กับ กิจกรรม และเพศของแต่ละบุคคล

2.6.1.2 ระบบแสงสว่าง (Lighting system)

ระบบแสงสว่างจะให้เฉพาะความร้อนสัมผัส โดยกำลังไฟฟ้าที่ใช้ของหลอดไฟฟ้าจะกลายเป็นความร้อนถึง 78-90% ของกำลังไฟฟ้า ดังนั้น จึงมักคิดกำลังทั้งหมดของหลอดไฟฟ้าเป็นภาวะความร้อนเพื่อความสะดวก

2.6.1.3 กรอบอาคาร (Building envelope)

กรอบอาคารจะส่งผ่านเฉพาะความร้อนสัมผัสโดยขึ้นอยู่กับวัสดุที่เลือกใช้ในการประกอบผนัง หลังคา และพื้นอาคาร เป็นต้น

2.6.1.4 อุปกรณ์ (Equipment)

อุปกรณ์จะให้ทั้งความร้อนแฝงและความร้อนสัมผัส ขึ้นอยู่กับชนิดอุปกรณ์ที่ใช้ในอาคารสำนักงาน ได้แก่ โทรทัศน์ คอมพิวเตอร์แบบตั้งโต๊ะ เครื่องพิมพ์เลเซอร์ เครื่องถ่ายเอกสาร เป็นต้น โดยอุปกรณ์แต่ละอย่างจะปล่อยความร้อนซึ่งเป็นภาวะปรับอากาศ

2.6.1.5 อากาศระบายและอากาศรั่วไหล (Ventilation and infiltration)

อากาศรั่วไหล จะคิดในรูปของ Air change per hour (ACH) เกิดจากช่องว่างหรือรอยรั่วระหว่างวงกบ เฟอร์นิเจอร์ เพดาน ที่มีการปรับอากาศ ตลอดจนการเปิด-ปิด ประตูของผู้คนที่ผ่านเข้ามาในพื้นที่ปรับอากาศ ส่งผลให้เกิดความร้อนสัมผัส และความร้อนแฝงสาเหตุของความชื้น รั่วไหลเข้ามาสู่พื้นที่ปรับอากาศ

ในระบบปรับอากาศทั่วไป จะมีการนำเอาอากาศจากภายนอกจ่ายเข้าสู่พื้นที่ปรับอากาศ เพื่อที่จะแลกเปลี่ยนกับอากาศภายใน และเป็นการนำอากาศที่ผ่านการใช้งาน จากคน ระบบแสงสว่าง กรอบอาคาร รวมทั้งอุปกรณ์สำนักงานที่เป็นภาวะปรับอากาศ ระบายสู่ภายนอก ซึ่งในอากาศระบายก่อนที่จะจ่ายเข้าสู่พื้นที่ปรับอากาศนั้นจะต้องผ่านตัวกรองฝุ่นละอองจากระบบจ่ายลม แต่ความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝงหรือความชื้นของอากาศยังสามารถเข้ามาถึงพื้นที่ปรับอากาศได้ ความชื้นอากาศจะกลายเป็นภาวะปรับอากาศส่วนใหญ่ของระบบปรับอากาศ ส่งผลให้เกิดภาวะไม่สบายแก่คน

ที่อยู่ภายในพื้นที่ปรับอากาศ หรือนอกจากคนแล้วอาจจะส่งผลต่อวัสดุที่เก็บอยู่ในพื้นที่ปรับอากาศนั้นๆ เช่นกัน

จากพื้นที่ปรับอากาศทั่วไป พบว่าความร้อนแฝงจากอากาศระบายเป็นแหล่งกำเนิดความร้อนแฝงที่มากที่สุดถึง 80% ของความร้อนแฝงทั้งหมด และโดยรวมแล้วภาระความร้อนแฝงของระบบปรับอากาศมีมากเมื่อเทียบกับความสามารถในการกำจัดความร้อนแฝงของระบบปรับอากาศ ดังนั้นจะเห็นได้ว่าระบบดูดความชื้นมีความสำคัญต่อระบบปรับอากาศ เช่น กรณีอัตราส่วนความชื้นสัมผัส (Sensible heat ratio, SHR) มีค่าต่ำกว่า 0.7 [3]

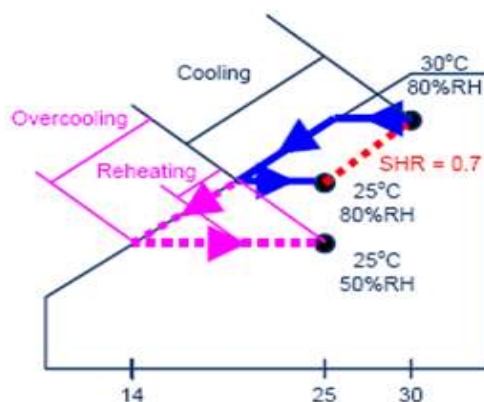
2.6.2 ประเภทของการควบคุมอุณหภูมิและความชื้น

โดยทั่วไปการควบคุมอุณหภูมิและความชื้นของพื้นที่ปรับอากาศต่างๆ สามารถแบ่งตามการทำงานของระบบปรับอากาศได้เป็น 2 ประเภทใหญ่ๆ คือ การควบคุมอุณหภูมิและความชื้นไปพร้อมๆ กันด้วยวิธีการกลั่นตัวของไอน้ำและวิธีการอุ่นอากาศ และวิธีการควบคุมด้วยวิธีการแยกการทำงานของระบบทำความเย็นและระบบดูดความชื้นออกจากกัน ซึ่งในงานวิจัยนี้จะทำการวิเคราะห์ระบบปรับอากาศและระบบดูดความชื้นแยกออกจากกัน

2.6.2.1 ประเภทการควบคุมอุณหภูมิและความชื้นด้วยวิธีการกลั่นตัวของไอน้ำและวิธีการอุ่นอากาศเพิ่มอุณหภูมิ (Conventional temperature and relative humidity control with overcool/reheat scheme) หรือประเภททั่วไป

ระบบประเภทนี้มีหลักการทำงาน คือ เมื่ออากาศผ่านระบบปรับอากาศ คอยล์เย็นจะทำการลดอุณหภูมิของอากาศจนกระทั่งถึงอุณหภูมิจุดน้ำค้าง (Dewpoint temperature) ทำให้ไอน้ำในอากาศกลั่นตัวเป็นหยดน้ำ จนกระทั่งอากาศมีความชื้นตามที่ต้องการ แต่ในขณะที่เดียวกันอุณหภูมิของอากาศมีค่าต่ำมาก ดังนั้นจึงต้องนำอากาศมาให้ความร้อนโดยผ่านเครื่องทำความร้อน ได้แก่ ฮีทเตอร์ คอยล์ร้อน เป็นต้น การเพิ่มความร้อนให้แก่อากาศ เป็นการเพิ่มอุณหภูมิให้เข้าสู่ที่เหมาะสมก่อนที่จะจ่ายเข้าสู่พื้นที่ปรับอากาศโดยกระบวนการนี้เรียกว่า Overcool and reheat

ซึ่งพบว่าระบบประเภทนี้จะสูญเสียพลังงานในการทำให้อากาศเย็น (Cooling และ Overcooling) และยังต้องสูญเสียพลังงานในการทำให้อากาศร้อนขึ้นมาใหม่เพื่อเป็นภาระความร้อนเทียม (Reheating) เพราะฉะนั้นทำให้ต้องสูญเสียพลังงานหลายขั้นตอนและยังต้องใช้ระบบทำความเย็นขนาดใหญ่ ดังแสดงในรูปที่ 2.8

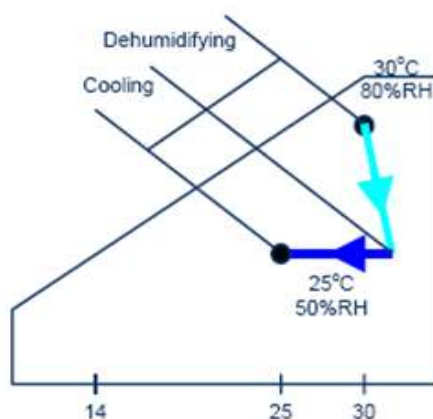


รูปที่ 2.8 การใช้พลังงานในระบบปรับอากาศประเภทควบคุมอุณหภูมิและความชื้นด้วยการกลั่นตัวของไอน้ำและอุ่นอากาศเพิ่มอุณหภูมิ [3]

2.6.2.2 ประเภทควบคุมอุณหภูมิและความชื้นด้วยการแยกการทำงานของระบบทำความเย็นและระบบดูดความชื้นออกจากกัน (Separate sensible and latent load handling)

ระบบปรับอากาศประเภทนี้จะทำงานแยกกันระหว่างการทำความเย็นและการดูดความชื้น โดยการทำทำความเย็นจะยังคงใช้ระบบปรับอากาศประเภททั่วไป แต่ในการลดความชื้นจะนำระบบดูดความชื้น (Dehumidification system) มาทำการลดความชื้นของอากาศ ดังแสดงในรูปที่ 2.9 ซึ่งในการทำงานร่วมกันของ 2 ระบบนี้ อาจจะสามารถลดการใช้พลังงานได้มากกว่าร้อยละ 50 เมื่อเปรียบเทียบกับการใช้ระบบปรับอากาศประเภททั่วไปเพียงอย่างเดียว [70-72]

จะสังเกตได้ว่า ระบบทำความเย็นประเภทควบคุมอุณหภูมิและความชื้นด้วยการแยกการทำงานของระบบทำความเย็นและระบบดูดความชื้นออกจากกันในรูปที่ 2.9 มีขนาดเล็กกว่าระบบทำความเย็นประเภทควบคุมอุณหภูมิและความชื้นด้วยการกลั่นตัวของไอน้ำและการอุ่นอากาศเพิ่มอุณหภูมิในรูปที่ 2.8 เนื่องจากไม่ต้องทำให้อากาศเย็นจนกระทั่งกลั่นตัว ดังนั้นจึงไม่สูญเสียพลังงานในส่วนของการเปลี่ยนสถานะของน้ำในอากาศ และไม่ต้องมีการให้ความร้อนแก่อากาศ แต่จะต้องติดตั้งระบบดูดความชื้นแทน ซึ่งการทำงานในระบบดูดความชื้นมีอุปกรณ์ที่สิ้นเปลืองพลังงานไม่มากนัก เช่น ปั๊ม และพัดลม ซึ่งอย่างไรเสียก็ใช้พลังงานน้อยกว่าคอมเพรสเซอร์ของระบบทำความเย็นแบบอัดไอสามารถช่วยลดการใช้พลังงานโดยรวมได้อย่างมาก และเนื่องจากสาเหตุของความชื้นส่วนใหญ่มาจากอากาศที่นำมาระบายในบริเวณปรับอากาศ ดังนั้น จึงควรนำระบบดูดความชื้นมากำจัดความชื้นในอากาศระบายก่อนที่จะจ่ายเข้าสู่พื้นที่ปรับอากาศเพื่อให้เกิดภาวะสบายแก่คนในพื้นที่



รูปที่ 2.9 การใช้พลังงานในระบบปรับอากาศประเภทควบคุมอุณหภูมิและความชื้นด้วยการแยกการทำงานจากระบบทำความเย็นและระบบดูดความชื้นออกจากกัน [3]

จากข้อมูลของ Katejanekam and Kumar [3] ได้มีการทดลองและนำระบบดูดความชื้นอากาศ มาใช้ควบคุมคุณภาพอากาศภายในห้องปรับอากาศ พร้อมทั้งจำลองภาระปรับอากาศ ซึ่งได้ทำการคำนวณภาระของระบบปรับอากาศ ในงานวิจัย ได้พบว่าภาระปรับอากาศส่วนใหญ่มาจากความร้อนแฝงที่มาจากอากาศระบายสูงสุดถึง 80% ของความร้อนแฝงทั้งหมด ดังนั้นจะเห็นได้ว่าการใช้ระบบดูดความชื้นร่วมกับระบบปรับอากาศจึงเป็นสิ่งสำคัญ (ในกรณีภาระมีอัตราส่วนความชื้นสัมพัทธ์น้อยกว่า 0.7) และถ้าหากพิจารณาวิธีการควบคุมความชื้น พบว่าวิธีการการกำจัดความชื้นออกจากอากาศระบายก่อนที่จะจ่ายเข้าสู่พื้นที่ปรับอากาศโดยใช้ระบบดูดความชื้น เป็นทางเลือกที่ดีที่สุด นอกจากจะให้ประสิทธิภาพที่ดีแล้ว และเป็นการลดขนาดของระบบปรับอากาศทำให้สามารถลดต้นทุนการใช้พลังงานในอาคาร รวมทั้งเป็นการลดการใช้สารทำความเย็นซึ่งเป็นสาเหตุทำให้เกิดภาวะเรือนกระจกและทำให้โลกร้อนได้เช่นกัน [73]

2.7 สารดูดความชื้น

ในระบบปรับอากาศประเภทแยกการทำงานในการทำความเย็นและลดความชื้นออกจากกัน ในส่วนของการลดความชื้นจะใช้สารดูดความชื้น (Desiccant) เป็นตัวดูดซับไอน้ำจากอากาศ ซึ่งสารดูดความชื้นก็จะมีทั้งชนิดแข็งและชนิดเหลว ในการจะบ่งชี้ความสามารถในการดูดความชื้นของสารดูดความชื้นได้นั้นจึงจำเป็นต้องรู้ถึง คุณสมบัติของสารดูดความชื้น การทำงานของสารดูดความชื้น และประเภทของสารดูดความชื้นดังนี้

2.7.1 ประเภทของสารดูดความชื้น

สารดูดความชื้นมีทั้งชนิดที่เป็นของแข็งและชนิดที่เป็นของเหลว ซึ่งสามารถอธิบายรายละเอียดได้ดังนี้

2.7.1.1 สารดูดความชื้นชนิดของแข็ง

ตัวอย่างของสารดูดความชื้นชนิดของแข็ง ได้แก่ ซิลิกาเจล (SiO_2) ไดอะตอมมาเซียส เอิร์ท หรือที่เรียกกันว่าดินอะตอม (Diatomaceous earth) มอนต์โมริลโลไนต์เคลย์ ($\text{K}(\text{Si Al}_4 \text{O}_{20}(\text{OH})_6$) โมเลกุลลาร์ซีฟ (Molecular sieve) แคลเซียมออกไซด์ (Calcium oxide, CaO) แคลเซียมซัลเฟต (CaSO_4) ฯลฯ ลักษณะการดูดความชื้นของสารดูดความชื้นชนิดของแข็งจะเป็นการดูดซับทางกายภาพ (Physical adsorption) กล่าวคือ แรงยึดเหนี่ยวจะทำให้เกิดพันธะเคมีระหว่างโมเลกุลที่ถูกดูดซับกับผิวของสารดูดซับโดยการทำลายแรงยึดเหนี่ยวระหว่างอะตอมแล้วมีการจัดเรียงโครงสร้างอะตอมใหม่ ส่งผลให้เกิดการเปลี่ยนแปลงทางเคมีของตัวถูกดูดซับเดิม นั่นคือ ในสารดูดซับจะประกอบด้วยอะตอมของออกซิเจน ซึ่งอะตอมของออกซิเจนนี้เองที่สามารถเกิดพันธะไฮโดรเจนกับโมเลกุลของความชื้นหรือน้ำ ทำให้โมเลกุลของน้ำถูกดูดซับที่บริเวณพื้นผิวของสาร

2.7.1.2 สารดูดความชื้นชนิดของเหลว

ตัวอย่างของสารดูดความชื้นชนิดของเหลว ได้แก่ สารละลายลิเทียมคลอไรด์ (LiCl) แคลเซียมคลอไรด์ (CaCl_2) ไตรเอทิลีนไกลคอล (TEG) แคลเซียมโบรไมด์ (CaBr_2) ลิเทียมโบรไมด์ (LiBr) เอทิลีนไกลคอล ($\text{C}_2\text{H}_6\text{O}_2$) ฯลฯ โดยลักษณะการดูดความชื้นของสารดูดความชื้นชนิดของเหลวจะเป็นการดูดซับทางเคมี (Chemical absorption) ซึ่งหมายถึงการดูดซึมความชื้นและกักเก็บไว้ภายในตัวสาร ซึ่งจะทำให้สารมีความเข้มข้นลดลง สารดูดความชื้นชนิดของเหลวจะมีความสามารถดูดเก็บความชื้นได้ดีกว่าสารดูดความชื้นชนิดของแข็ง ตัวอย่างเช่น ลิเทียมคลอไรด์สามารถดูดเก็บความชื้นได้ 130% โดยมวลเมื่อสัมผัสกับอากาศที่มีอุณหภูมิ 21°C และความชื้นสัมพัทธ์ 20%RH เมื่อเทียบกับโมเลกุลลาร์ซีฟที่สัมผัสกับอากาศที่อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์เดียวกันจะสามารถดูดเก็บความชื้นได้เพียง 17%wt

2.7.2 คุณสมบัติของสารดูดความชื้น

จากงานวิจัยของ Conde [10] ได้ทำการศึกษาคุณสมบัติของสารดูดความชื้นชนิดเหลว คือ LiCl และ CaCl_2 รวมทั้งได้พัฒนาสมการในรูปแบบของสูตรที่แสดงอัตราส่วนของอะตอมของธาตุในสารประกอบ หรืออัตราส่วนของโมเลกุลของธาตุในสารประกอบนั่นเอง ซึ่งเป็นกลุ่มสัญลักษณ์ที่แทนอัตราส่วนอย่างต่ำ ของจำนวนอะตอมที่ประกอบขึ้นเป็นสารประกอบนั้น เพื่อใช้ในการทำนายหาคุณสมบัติจำเพาะของสารดูดความชื้นชนิดเหลว ซึ่งสมการดังกล่าวประกอบด้วยตัวแปรต้นดังนี้ คือ ความเข้มข้น และอุณหภูมิของสารดูดความชื้นชนิดเหลว โดยที่คุณสมบัติหลักๆ ของสารดูดความชื้นชนิดเหลวแสดงได้ดังนี้

2.7.2.1 ความดันไอของสารละลายเพิ่มขึ้น ก็ต่อเมื่ออุณหภูมิเพิ่มขึ้น และความเข้มข้นของสารละลายลดลง

2.7.2.2 ความหนาแน่นของสารละลายมีค่าเพิ่มขึ้น ก็ต่อเมื่อ ความเข้มข้นของสารละลายเพิ่มขึ้น

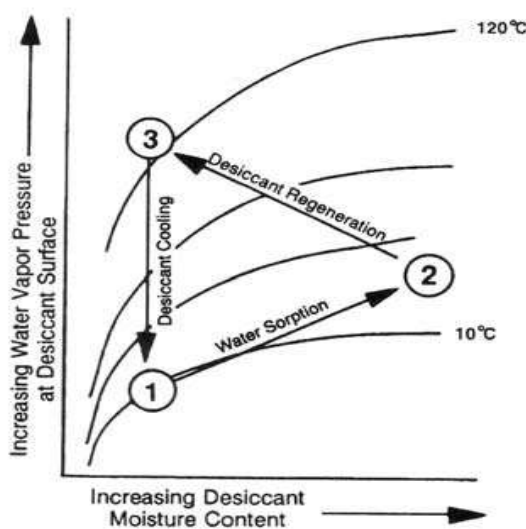
2.7.2.3 ความหนืดของสารละลายมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อความเข้มข้นของสารละลายเพิ่มขึ้น และอุณหภูมิของสารดูดความชื้นลดลง

2.7.2.4 ความร้อนจำเพาะของสารละลายลดลง ก็ต่อเมื่อความเข้มข้นของสารละลายลดลง และอุณหภูมิของสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น

2.7.2.5 ผลต่างของเอนทาลปีของสารละลาย (ความร้อนที่ใช้ในการควบแน่น) มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อความเข้มข้นและอุณหภูมิของสารละลายเพิ่มขึ้น

2.7.3 วัฏจักรการทำงานของสารดูดความชื้น

ในการใช้งานสารดูดความชื้น จำเป็นต้องมีความรู้เกี่ยวกับวัฏจักรการทำงานของสารดูดความชื้นเสียก่อน เพื่อให้สามารถใช้ประโยชน์จากสารดูดความชื้นได้อย่างมีประสิทธิภาพ รูปที่ 2.10 แสดงวัฏจักรการทำงานของสารดูดความชื้น โดยเส้นแนวนอนแสดงการเพิ่มขึ้นของความชื้นภายในสารดูดความชื้น เส้นแนวตั้งแสดงการเพิ่มขึ้นของความดันไอหน้าผิวของสารดูดความชื้น และเส้นโค้งในกราฟแสดงอุณหภูมิของสารดูดความชื้น โดยเส้นด้านล่างอุณหภูมิต่ำกว่า ส่วนเส้นเหนือขึ้นไปจะมีอุณหภูมิสูงขึ้น โดยที่จำนวนรอบของวัฏจักรของสารดูดความชื้นที่ใช้งานนี้จะอยู่ที่ 10,000 – 100,000 รอบการใช้งาน [69] วัฏจักรการทำงานของสารดูดความชื้นสามารถแบ่งออกได้เป็น 3 ช่วง ได้แก่



รูปที่ 2.10 วัฏจักรการทำงานของสารดูดความชื้น [74]

2.7.3.1 ช่วงที่ 1–2 กระบวนการดูดความชื้นของสารดูดความชื้น (Water sorption)

กระบวนการดูดความชื้นมีลักษณะการทำงาน คือ สารดูดความชื้นจะดูดความชื้นจากอากาศ จนกระทั่งความดันไอหน้าผิวของสารดูดความชื้นเท่ากับความดันไอน้ำในอากาศ หรือเมื่อสารดูดความชื้นเลิกสัมผัสกับอากาศ ในกระบวนการนี้ทำให้สารดูดความชื้นมีความชื้น ความดันไอหน้าผิว และอุณหภูมิเพิ่มขึ้น ในช่วงการทำงานดังกล่าวจะส่งผลให้สารดูดความชื้นมีความเสถียร

2.7.3.2 ช่วงที่ 2-3 กระบวนการระเหยน้ำออกจากสารดูดความชื้น (Desiccant regeneration)

กระบวนการระเหยน้ำออกจากสารดูดความชื้นมีจุดประสงค์เพื่อให้สารดูดความชื้นสามารถนำกลับมาใช้งานได้ใหม่หรือเป็นการเพิ่มความเข้มข้นของสารดูดความชื้นนั่นเอง โดยการนำสารดูดความชื้นที่มีความชื้นมาก ส่งไประเหยยังที่ที่มีความดันไอน้ำน้อยกว่าความดันไอน้ำผิวของสารดูดความชื้น ซึ่งมักนิยมให้ความร้อนแก่สารดูดความชื้น ทำให้ในกระบวนการนี้สารดูดความชื้นจะมีความชื้นลดลง แต่จะมีความดันไอน้ำผิวและอุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น ซึ่งความร้อนที่ใช้สำหรับกระบวนการนำสารดูดความชื้นกลับมาใช้ใหม่หรือการกำจัดความชื้นในสารดูดความชื้นออก เพื่อให้สารดูดความชื้นมีความเข้มข้นที่มากพอและมีความดันไอที่ต่ำพอที่จะดูดซึมความชื้นได้ สามารถทำได้โดยการให้ความร้อนแก่สารดูดความชื้นซึ่งทำได้หลายวิธี ทั้งการเผาไหม้จากเชื้อเพลิงโดยตรง การใช้ความร้อนของไอน้ำจากหม้อไอน้ำ หรือการใช้พลังงานจากความร้อนทิ้งหรือแหล่งพลังงานหมุนเวียน เช่น ความร้อนจากคอยล์ร้อนของระบบปรับอากาศ ความร้อนจากพลังงานแสงอาทิตย์ เป็นต้น

2.7.3.3 ช่วงที่ 3-1 กระบวนการลดอุณหภูมิสารดูดความชื้น (Desiccant cooling)

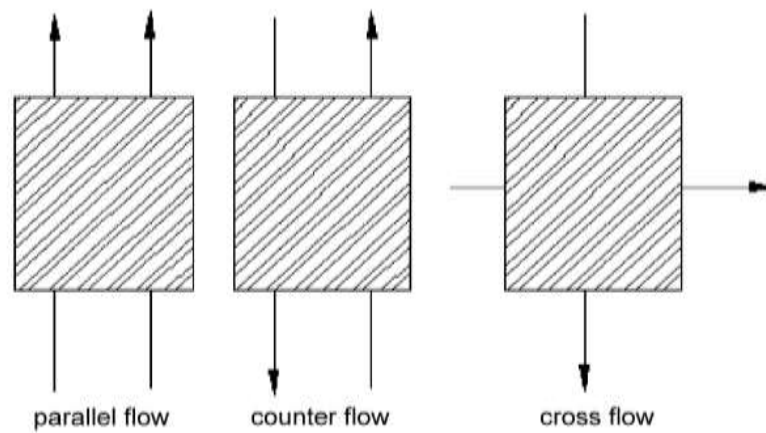
กระบวนการลดอุณหภูมิสารดูดความชื้น มีจุดประสงค์เพื่อให้สารดูดความชื้นมีสภาวะเหมาะสมต่อการใช้งาน คือ เมื่อสารดูดความชื้นมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้น ความดันไอน้ำผิวก็จะเพิ่มขึ้นด้วย ทำให้ต้องทำการลดอุณหภูมิของสารดูดความชื้น เพื่อให้มีความดันไอน้ำผิวที่ต่ำกว่าความดันไอน้ำในอากาศที่จะนำสารไปใช้ดูดความชื้น

2.7.4 แหล่งพลังงานความร้อนสำหรับการระเหยน้ำออกจากสารดูดความชื้นชนิดเหลว

เมื่อสารดูดความชื้นผ่านกระบวนการดูดความชื้น แสดงดังรูปที่ 2.10 ช่วง 1-2 ก็จะมี ความเข้มข้นเจือจางลง หลังจากนั้นก็จะเข้าสู่กระบวนการระเหยเพื่อนำกลับมาใช้ใหม่ในช่วง 2-3 ซึ่งในช่วงนี้เป็นช่วงที่มีการให้ความร้อนแก่สารดูดความชื้น โดยในงานวิจัยนี้จะทำการใช้ความร้อนจากแก๊สหุงต้ม (LPG) ในการต้มสารดูดความชื้น ส่วนสภาวะในช่วง 3-1 เป็นการลดอุณหภูมิสารดูดความชื้นโดยจะตั้งถังไอน้ำเย็นเท่ากับอุณหภูมิสภาวะแวดล้อม

2.8 รูปแบบเครื่องดูดความชื้น

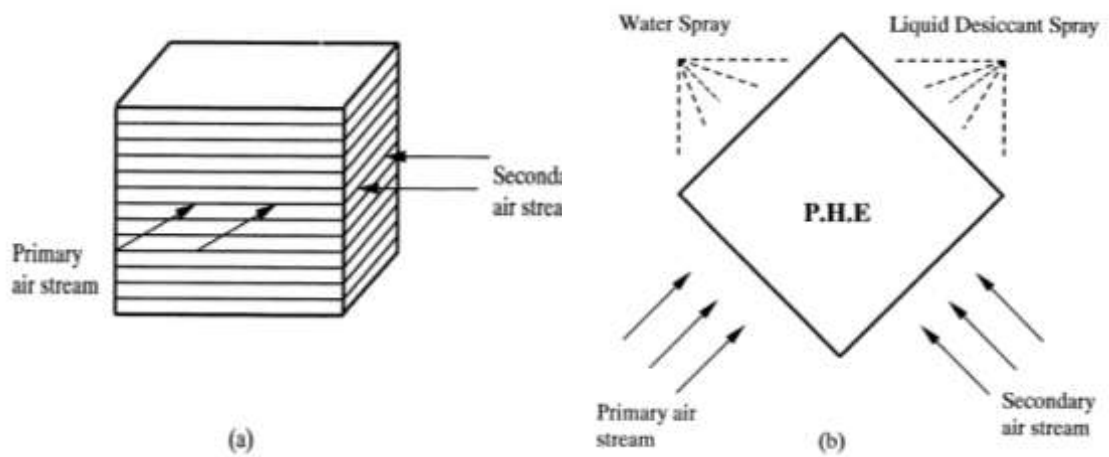
กระบวนการดูดความชื้นนั้นเป็นกระบวนการถ่ายเทมวลและความร้อนไปพร้อมๆ กัน ระหว่างอากาศที่ถูกดูดความชื้นกับสารดูดความชื้น ซึ่งกระบวนการเหล่านี้จะเกิดขึ้นในอุปกรณ์ดูดความชื้น โดยอุปกรณ์ที่นิยมใช้โดยทั่วไป ได้แก่ แพ็คทาวเวอร์ เพลทคอลัมน์ สเปรย์คอยล์ และเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งรูปแบบการไหลของสารละลายกับอากาศก็จะมีรูปแบบที่แตกต่างกันไป คือ แบบไหลสวนทาง แบบไหลทางเดียว แบบไหลตัดกัน แสดงดังรูปที่ 2.11 ซึ่งงานวิจัยที่ผ่านมาได้มีการวิจัยด้วยการทดลองจริงในลักษณะของแพ็คกิ้งที่อยู่ภายในแพ็คเบดแตกต่างกันออกไป ได้แก่ สตรัคเจอร์แพ็คกิ้ง แพ็คกิ้งแบบสุ่ม



รูปที่ 2.11 ลักษณะการไหลทั่วไปที่ใช้ในเครื่องดูดความชื้น [13]

2.8.1 เครื่องดูดความชื้นแบบแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน (Plate heat exchanger, PHE)

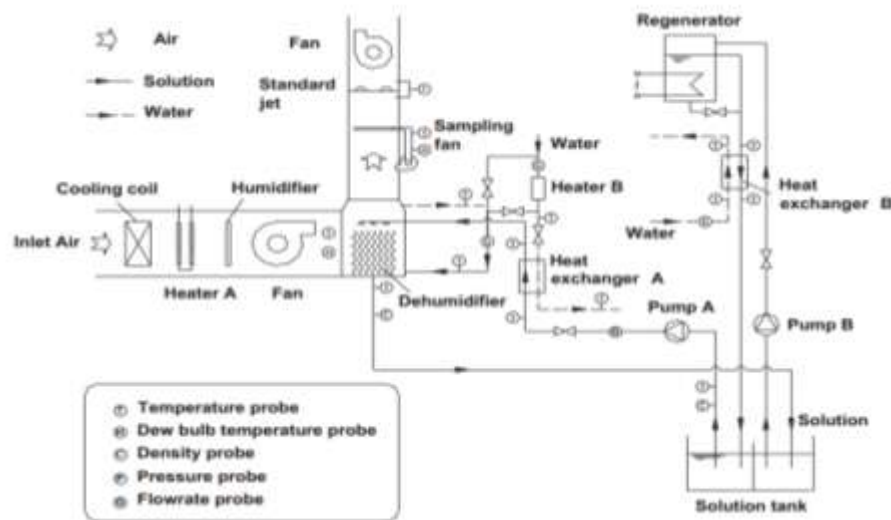
เป็นแพ็คกิ้งที่มีการจัดเรียงตัวกันอย่างแน่นอน เช่นเดียวกับแพ็คกิ้งแบบสตรัคเจอร์ แต่ภายในแพ็คกิ้งอาจจะมีท่อน้ำ หรือสารทำความเย็นผ่านแพ็คกิ้ง เพื่อลดอุณหภูมิของระบบดูดความชื้น แต่ข้อเสียคือมักจะเกิดการกัดกร่อนอันเนื่องมาจากสารดูดความชื้น ตัวอย่างแพ็คกิ้งแบบแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนแสดงดังรูปที่ 2.12



รูปที่ 2.12 ระบบดูดความชื้นแบบแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน Plate heat exchanger (PHE) [8]

2.8.2 เครื่องดูดความชื้นแบบสเปรย์คอล์ย (Spray coil)

เป็นเครื่องดูดความชื้นชนิดที่มีการติดตั้งระบบหล่อเย็นไว้ในตัวของเครื่องดูดความชื้น หรือเป็นการนำสารทำความเย็นผ่านภายในเครื่องดูดความชื้น เพื่อลดอุณหภูมิของอากาศก่อนที่จะจ่ายเข้าสู่พื้นที่ปรับอากาศ และเป็นการลดอุณหภูมิของสารดูดความชื้น รวมทั้งปฏิกิริยาที่เกิดจากสารดูดความชื้นกับไอน้ำในอากาศ ส่งผลให้เป็นการเพิ่มสมรรถนะหลักของกระบวนการดูดความชื้นทั้ง 2 ตัว คือ อัตราการดูดความชื้น และประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้น แต่ข้อเสียของระบบนี้ คือ อุปกรณ์หล่อเย็นภายในจะสัมผัสกับสารดูดความชื้นอยู่ตลอดเวลาที่เครื่องดูดความชื้นทำงาน อาจจะทำให้เกิดการกัดกร่อน การรั่วของคอยล์เย็น ซึ่งระบบดูดความชื้นและเครื่องดูดความชื้นชนิดสเปรย์คอล์ยจะแสดงดังรูปที่ 2.13 และ 2.14 ตามลำดับ



รูปที่ 2.13 ระบบดูดความชื้นที่ใช้เครื่องดูดความชื้นแบบสเปรย์คอล์ย [31]



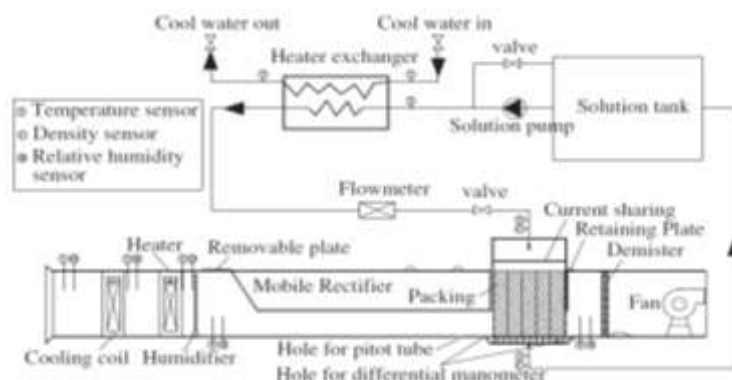
รูปที่ 2.14 เครื่องดูดความชื้นชนิดสเปรย์คอล์ย [31]

2.8.3 แพ็คเบด (Packed bed)

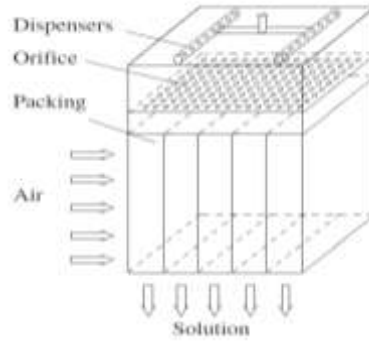
แพ็คเบด เป็นอุปกรณ์ชนิดหนึ่งที่ใช้ในการดูดความชื้นโดยภายในจะประกอบไปด้วย แพ็คกิ้ง ซึ่งคืออุปกรณ์ที่ใช้ในการเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัสระหว่างของไหล ทำให้อัตราการถ่ายเทมวลมี ประสิทธิภาพมากยิ่งขึ้น แพ็คกิ้งสามารถผลิตได้จากวัสดุหลายชนิด เช่น แก้ว เซรามิก โลหะ และ พลาสติก เป็นต้น ในที่นี้ขอกกล่าวถึงแพ็คกิ้งที่ผลิตจากพลาสติก เนื่องจากแพ็คกิ้งพลาสติกมีความสามารถในการทนต่อการกัดกร่อนได้ดีใกล้เคียงกับแพ็คกิ้งเซรามิก แต่จะมีน้ำหนักที่เบากว่า แพ็คกิ้งโลหะและเซรามิก อีกทั้งยังสามารถหาซื้อได้ง่ายและมีราคาถูก โดยแบ่งตามลักษณะการจัดเรียงตัวของแพ็คกิ้งออกเป็น 2 แบบ ดังนี้

2.8.3.1 แพ็คกิ้งแบบเป็นระเบียบ (Stacked packing หรือ Structured packing)

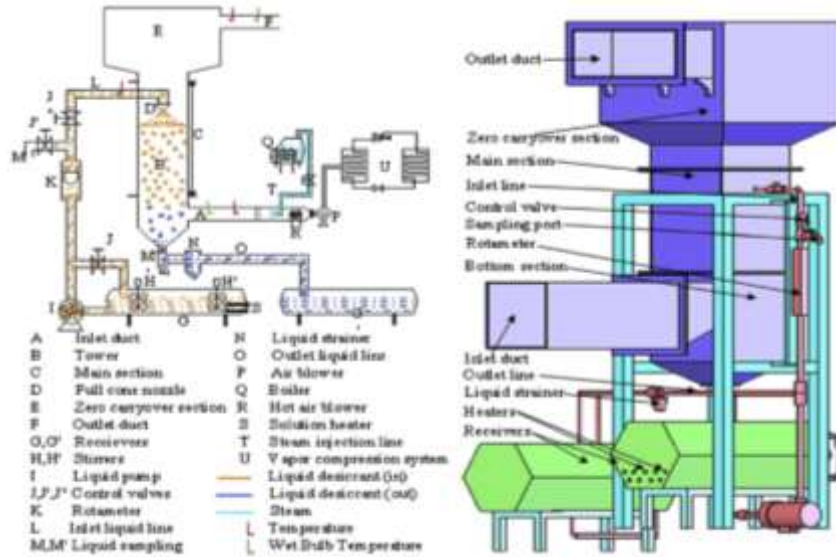
แพ็คกิ้งชนิดนี้จะมีลักษณะการจัดเรียงตัวอย่างเป็นระเบียบ แน่นอน ลักษณะโครงสร้างจะเป็นแบบเปิด นั่นคือ ช่องการไหลของของไหลอยู่ในแนวตั้งตรงกัน โอกาสที่ของเหลวจะไหลไปสู่ผนังของเครื่องดูดความชื้นเป็นไปได้ยากขึ้น แต่จะส่งผลให้ของเหลวไหลลงสู่เบื้องล่างได้อย่างรวดเร็ว ทำให้การกระจายของของไหลในภาคตัดขวางของเครื่องดูดความชื้นไม่สม่ำเสมอ และช่วงระยะเวลาในการถ่ายเทมวลระหว่างของไหลทั้งสองสถานะไม่เพียงพอเช่นกัน [75] ซึ่งรูปแบบของสตรัคเจอร์ แพ็คกิ้งก็จะมีโครงสร้างที่แตกต่างกันไป เช่น กระดาษแข็งเซลลูโลส (Cellulose rigid media pad) ตะแกรงไม้ (Wood grid) สตรัคเจอร์โลหะ (Expand metal lash packing) วงแหวนซ้อนทับ (Spiral rings) ฯลฯ [9] ถึงแม้แพ็คกิ้งชนิดสตรัคเจอร์มีพื้นที่ภายในที่มีความราบเรียบกว่าชนิดอื่นจึงส่งผลให้อัตราการดูดความชื้นและประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นสูงขึ้นอย่างรวดเร็วในช่วงแรกๆ แต่มีข้อจำกัดในการออกแบบ คือ สร้างยาก อีกทั้งวัสดุที่นำมาทำควรเป็นวัสดุที่สามารถทนการกัดกร่อนได้ดี และแพ็คกิ้งชนิดนี้ไม่สามารถใช้งานร่วมกับระบบหล่อเย็นภายใน โดยแสดงตัวอย่างของระบบดูดความชื้นไว้ดังรูปที่ 2.15 และรูปที่ 2.16 และ [36] รูปแบบสตรัคเจอร์ที่มีการปรับปรุงในลักษณะตะแกรงลวดแสดงดังรูปที่ 2.17 และ 2.18 ตามลำดับ



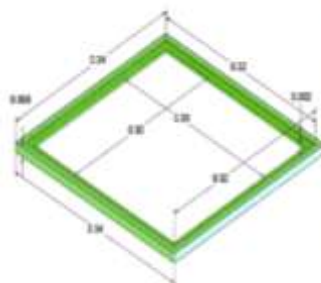
รูปที่ 2.15 ระบบดูดความชื้นแบบแพ็คเบดที่มีชนิดของแพ็คกิ้งเป็นแบบสตรัคเจอร์ (Structured packing) [30]



รูปที่ 2.16 ชนิดของแพ็คกิ้งเป็นแบบสตรัคเจอร์ [30]



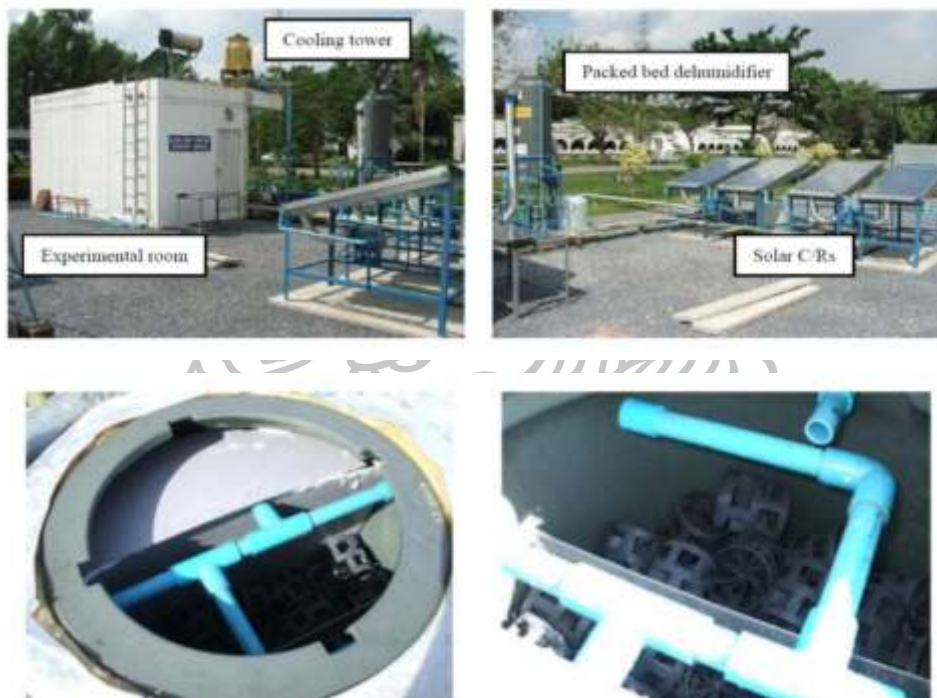
รูปที่ 2.17 ระบบดูดความชื้นแบบแพ็คเบดที่มีแพ็คกิ้งชนิดตะแกรงลวด (Wire mesh) [36]



รูปที่ 2.18 แพ็คกิ้งชนิดตะแกรงลวด (Wire mesh) [36]

2.8.3.2 แพ้คกิ้งแบบสุ่ม (Random packing)

แพ้คกิ้งชนิดนี้จะมีลักษณะการจัดเรียงตัวอย่างไม่แน่นอน เนื่องจากในการติดตั้งหรือใช้งานจะใช้ลักษณะการเทโดยไม่คำนึงถึงการเรียงตัวของแต่ละลูก แพ้คกิ้งชนิดนี้จะช่วยให้การกระจายตัวของของเหลวเป็นไปอย่างสม่ำเสมอและทั่วถึง อีกทั้งยังช่วยเพิ่มประสิทธิภาพของการถ่ายเทมวล อันเนื่องมาจากระยะเวลาในการถ่ายเทมวลและพื้นที่ผิวสัมผัสในการยึดเกาะของของเหลวที่เพิ่มมากขึ้น แพ้คกิ้งแบบสุ่มยังสามารถแบ่งออกได้เป็นกลุ่มย่อยๆ ได้แก่ แรสซิกริง (Raschig rings) เลสซิงริง (Lessing ring) พาร์ทิชันริง (Partition ring) เบิร์ล แซดเดิล (Berl saddle) อินทาล็อกซ์ แซดเดิล (Intalox saddle) รูปทรงไม่แน่นอน (Random) พอลริง (Pall ring) เป็นต้น ซึ่งตัวอย่างของแพ้คกิ้งที่ใช้ในระบบดูดความชื้นแสดงดังรูปที่ 2.16



รูปที่ 2.16 ระบบดูดความชื้นที่มีการใช้แพ้คกิ้งแบบสุ่ม (Random packing) [3]

2.8.4 การเลือกใช้แพ้คกิ้ง

ในการเลือกใช้แพ้คกิ้ง นอกจากจะต้องคำนึงถึงวัสดุที่ใช้ในการผลิตแล้ว ยังต้องคำนึงถึงรายละเอียดอื่นๆ อีกด้วย เช่น

2.8.4.1 ควรเลือกแพ้คกิ้งที่มีช่องว่างจำนวนพอเหมาะ เพื่อให้ของไหลสามารถไหลผ่านได้สะดวก และมีพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนมวลระหว่างไอน้ำในอากาศกับสารดูดความชื้น

2.8.4.2. ควรเลือกแพ้คกิ้งที่ผลิตจากวัสดุที่ไม่ทำปฏิกิริยาทางเคมีกับสารดูดความชื้น

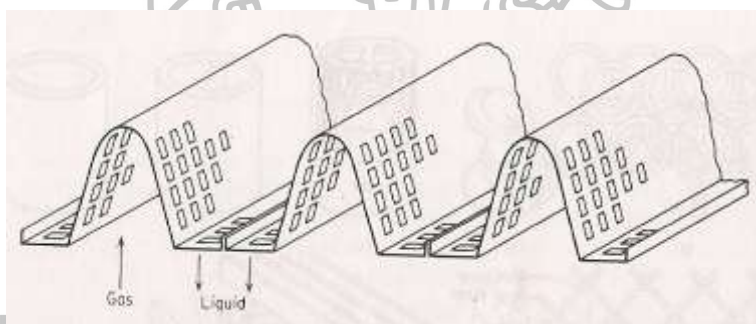
2.8.4.3. ควรเลือกแพ็คกิ้งที่ผลิตจากวัสดุที่ของเหลวสามารถยึดเกาะได้ดี และมีราคาไม่สูงมากนัก

2.8.4.4. ควรเลือกแพ็คกิ้งที่มีความหนาแน่นพอเหมาะ ถ้าหากความหนาแน่นสูงเกินไปจะทำให้ช่องว่างน้อยจะเกิดความดันตกภายในเครื่องดูดความชื้นสูง

จากเหตุผลที่กล่าวมาข้างต้น แพ็คกิ้งที่เหมาะสมกับการทดลองระบบดูดความชื้นในอากาศ คือ พอลริง เนื่องจากพอลริงมีช่องว่างมาก และผลิตจากวัสดุประเภทพลาสติกซึ่งไม่ทำปฏิกิริยาเคมีกับสารละลายแคลเซียมคลอไรด์ รวมทั้งยังมีน้ำหนักเบาอีกด้วย ในการทดลองนี้จะเลือกใช้ชนิดที่ผลิตมาจากพลาสติกชนิดพอลิพรอพิลีน (Polypropylene) ขนาด $210 \text{ m}^2/\text{m}^3$

2.8.5 อุปกรณ์รองรับแพ็คกิ้ง (Packing support)

ในการออกแบบอุปกรณ์รองรับแพ็คกิ้ง นอกจากจะต้องคำนึงถึงน้ำหนักของแพ็คกิ้งแล้ว ยังต้องคำนึงถึงน้ำหนักที่เกิดจากสารดูดความชื้นด้วยเช่นกัน อุปกรณ์รองรับแพ็คกิ้งที่ดีต้องมีโครงสร้างค้ำจุนที่แข็งแรง อีกทั้งไม่อันการไหลของแก๊สที่ไหลผ่าน นั่นคือ นอกจากจะสามารถรองรับน้ำหนักแล้ว ยังต้องสามารถกระจายแก๊สให้สามารถไหลผ่านแพ็คกิ้งได้อย่างทั่วถึงอีกด้วย ตัวอย่างของอุปกรณ์รองรับแพ็คกิ้งแสดงไว้ในรูปที่ 2.12



รูปที่ 2.16 อุปกรณ์รองรับแพ็คกิ้งแบบ Multibeam support plate [75]

ในการออกแบบยังต้องคำนึงถึงวัสดุที่ใช้ในการผลิตอุปกรณ์รองรับเช่นกัน วัสดุที่นำมาผลิตนั้นต้องไม่ทำปฏิกิริยากับสารดูดความชื้นและอากาศที่ไหลผ่าน วัสดุที่นิยมนำมาผลิตอุปกรณ์รองรับแพ็คกิ้ง คือ โลหะ เซรามิก และพลาสติก

2.8.6 หัวพ่น (Nozzle)

หัวพ่น คือ อุปกรณ์ที่ทำให้ของเหลวกลายเป็นหยดหรือละอองขนาดเล็ก ซึ่งทำให้สารดูดความชื้นที่ผ่านหัวพ่นมีพื้นที่ผิวสัมผัสในการแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้น

2.9 ความดันสูญเสียภายในเครื่องดูดความชื้น (Pressure drop)

นอกจากความดันที่สูญเสียภายในระบบที่เกิดจากท่อส่งอากาศระบาย ข้ออ แคมเปอร์ น้ำหล่อเย็น หรือคอยล์เย็นจะเกิดขึ้นน้อยมากถ้าเทียบกับความสูญเสียส่วนใหญ่ที่มาจากเครื่องดูด

ความชื้น ซึ่งโดยทั่วไปสารดูดความชื้นจะนำมาผ่านกับอากาศภายในเครื่องดูดความชื้น นั่นคือปัจจัยสำคัญในการออกแบบระบบดูดความชื้น

ความดันสูญเสียในระบบดูดความชื้นจะขึ้นอยู่กับ ชนิด ความสูง พื้นที่หน้าตัดของแพ็คกิ้ง ลักษณะการไหลของอากาศ และสารละลาย รวมทั้งคุณสมบัติของพอลริงที่อยู่ภายในเครื่องดูดความชื้น (Packing factor) ซึ่งตัวแปรที่กล่าวมานี้ ได้มาจากการสร้างเครื่องดูดความชื้น ซึ่งค่าเหล่านี้จะนำไปใช้ในการเลือกพัดลมที่ใช้ในการทดลองโดย Gandhidasan [76] ได้สร้างสมการที่ใช้ในการคำนวณความดันสูญเสียดังสมการที่ 2.17

$$\Delta P_{\text{drybed}} = 0.125 \left(\frac{C_1}{Re_a} + \frac{C_2}{Re_a^{0.5}} + C_3 \right) \frac{\rho_a v_a^2 a}{\epsilon^{4.65}} \quad (2.17)$$

เรย์โนลด์สเบอร์ของอากาศที่ไหลผ่านเครื่องดูดความชื้นหาได้จากสมการที่ 2.18

$$Re_a = \frac{d \rho_a v_a}{\mu_a} \quad (2.18)$$

และค่าของพื้นที่หน้าตัดจำเพาะของระบบดูดความชื้นแสดงดังสมการที่ 2.19

$$d = \frac{6(1 - \epsilon)}{a} \quad (2.19)$$

โดยค่าคงที่ที่เป็นคุณสมบัติของแพ็คกิ้งที่ใช้ในงานวิจัยนี้ คือ

$$\begin{aligned} \epsilon &= 0.74 & C_1 &= 1 \\ C_2 &= 4 & C_3 &= 1 \\ a &= 210 \text{ m}^2/\text{m}^3 \end{aligned}$$

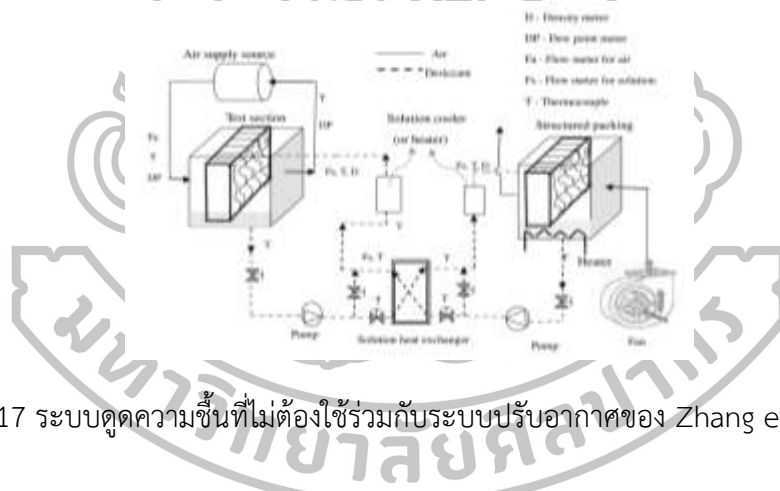
กรณีที่เครื่องดูดความชื้นทำงาน สารดูดความชื้นจะพัดผ่านกับอากาศในแพ็คเบดซึ่งทำให้ภาระของพัดลมและปั๊มสารละลายมีค่าเพิ่มขึ้น ความดันตกยังมีค่ามากขึ้นตามไปด้วย โดยค่าของความดันสูญเสียภายในระบบดูดความชื้นทั้งหมด จะช่วยในการเลือกขนาดพัดลมอากาศระบาย ปั๊มสารดูดความชื้นที่เหมาะสมกับระบบโดยไม่สิ้นเปลืองพลังงาน

2.10 ลักษณะการใช้งานของระบบดูดความชื้น

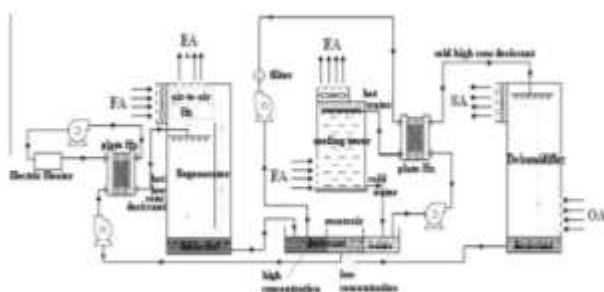
โดยทั่วไประบบดูดความชื้นอากาศระบบดูดความชื้นสามารถใช้งานร่วมกับระบบปรับอากาศทั่วไป โดยจัดการกับภาระปรับอากาศที่มาจากความชื้น (Latent load) โดยเฉพาะ ซึ่งในงานของ Waugaman et al. [77] ได้มีการแบ่งเป็น 3 รูปแบบ คือ ระบบดูดความชื้นแบบเปิดที่ใช้สารดูดความชื้นที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดแข็ง ระบบดูดความชื้นชนิดเหลวที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดเหลว ซึ่ง 2 ระบบนี้ได้นำอากาศระบายจากภายนอกพื้นที่ปรับอากาศผ่านเครื่องดูดความชื้นแล้วจ่ายเข้าสู่พื้นที่ปรับอากาศโดยมีลักษณะการทำงานที่แยกกับระบบปรับอากาศทั่วไป และระบบดูดความชื้นที่ใช้ในการทำงานร่วมกับระบบปรับอากาศ ซึ่งในงานวิจัยนี้จะพิจารณาเฉพาะระบบดูดความชื้นที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดเหลว ซึ่งแบ่งประเภทของระบบดูดความชื้นได้ดังนี้ ได้แก่

2.10.1 ระบบดูดความชื้นที่ไม่ต้องเข้าร่วมกับระบบปรับอากาศ

ระบบดูดความชื้นชนิดนี้เป็ระบบดูดความชื้นที่สามารถลดปริมาณความชื้นและทำความเย็นให้กับอากาศได้ภายในระบบเดียว ทำให้อากาศที่ผ่านออกจากระบบดูดความชื้นชนิดนี้มีอุณหภูมิและปริมาณความชื้นที่ต่ำ สามารถนำเอาอากาศที่ได้มาใช้ประโยชน์ได้โดยไม่ต้องผ่านระบบปรับอากาศอื่นอีก ต้นแบบของระบบดูดความชื้นชนิดนี้ คือ ระบบดูดความชื้นของ Zhang et al. [33] ดังแสดงในรูปที่ 2.17 และรูปที่ 2.18 เป็นตัวอย่างระบบดูดความชื้นที่ไม่ต้องเข้าร่วมกับระบบปรับอากาศของ Jain et al. [78]



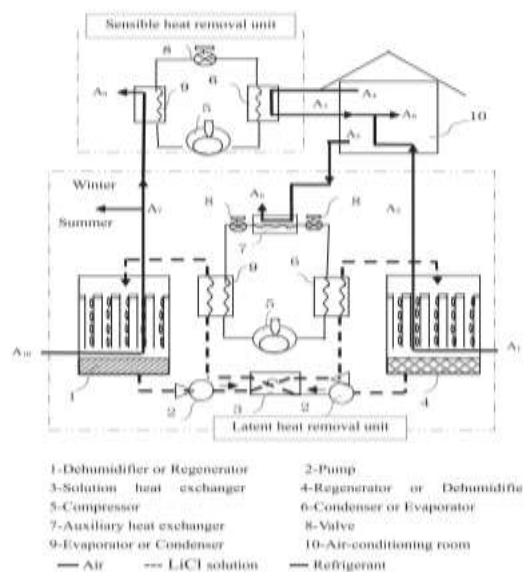
รูปที่ 2.17 ระบบดูดความชื้นที่ไม่ต้องเข้าร่วมกับระบบปรับอากาศของ Zhang et al. [33]



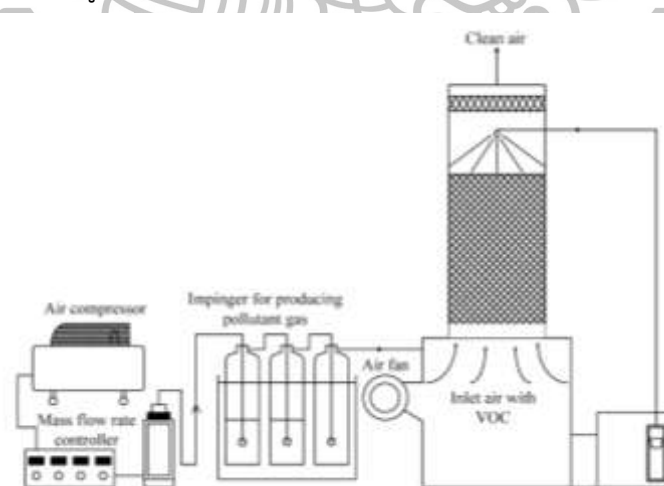
รูปที่ 2.18 ระบบดูดความชื้นที่ไม่ต้องเข้าร่วมกับระบบปรับอากาศของ Jain et al. [78]

2.10.2 ระบบดูดความชื้นที่ใช้ร่วมกับระบบปรับอากาศทั่วไป

ระบบดูดความชื้นชนิดนี้เป็นระบบดูดความชื้นที่แยกภาระการกำจัดความชื้นและลดอุณหภูมิออกจากกัน โดยใช้เครื่องดูดความชื้นในการกำจัดความชื้น และใช้ระบบปรับอากาศทั่วไปในการลดอุณหภูมิ ตัวอย่างของระบบดูดความชื้นรูปแบบนี้ได้แสดงไว้ในรูปที่ 2.19 Zhang et al. [33] และรูปที่ 2.20 Wu et al. [79] ซึ่งลักษณะหรือส่วนย่อยภายในในระบบดูดความชื้นที่ใช้ร่วมกับระบบปรับอากาศนี้จะขึ้นอยู่กับกรอกแบบ



รูปที่ 2.19 ระบบดูดความชื้นที่ใช้ร่วมกับระบบปรับอากาศของ Zhang et al. [33]



รูปที่ 2.20 ระบบดูดความชื้นที่ใช้ร่วมกับระบบปรับอากาศของ Wu et al. [79]

2.11 ข้อดีของระบบดูดความชื้น

ในสภาวะร้อนชื้นอย่างในประเทศไทยเรา ความชื้นจะมาจากอากาศระเหย นอกจากนี้ จะทำการควบคุมด้วยวิธีการ Overcool and reheat ซึ่งเป็นวิธีการที่สิ้นเปลืองพลังงาน จึงเปลี่ยนมาใช้เครื่องดูดความชื้น โดยที่ข้อดีของเครื่องดูดความชื้นแสดงดังต่อไปนี้

2.11.1 ระบบที่ใช้ร่วมกับระบบปรับอากาศทั่วไปโดยที่ระบบดูดความชื้นจะไปกำจัดภาระปรับอากาศอันเนื่องมาจากความชื้น ซึ่งจะช่วยให้การเพิ่มค่าของสัมประสิทธิ์สมรรถนะทำความเย็น (Coefficient of performance, COP) ให้สูงขึ้นเช่นกัน [70]

2.11.2 เมื่อทำการแบ่งภาระปรับอากาศเป็น 2 กลุ่มใหญ่ๆ คือ ภาระอันเนื่องมาจากความร้อนสัมผัส และภาระอันเนื่องมาจากความร้อนแฝง คอยล์เย็นของระบบปรับอากาศโดยทั่วไปจะทำงานโดยภายใต้การควบคุมของเทอร์โมสแตท ซึ่งจะตรวจจับเฉพาะความร้อนสัมผัสที่อยู่ในพื้นที่ปรับอากาศโดยไม่สนใจว่าความชื้นในพื้นที่ปรับอากาศนั้นๆ มีความชื้นสูงหรือต่ำ และยังเป็นภาระเพิ่มค่าของสัมประสิทธิ์สมรรถนะทำความเย็น สูงเช่นกัน นอกจากนี้ระบบสามารถลดภาระปรับอากาศอันเนื่องมาจากความร้อนสัมผัสจนเข้าสู่ภาวะสบายของพื้นที่ปรับอากาศโดยไม่ต้องใช้กระบวนการ Overcool and reheat จึงส่งผลให้ประหยัดการใช้พลังงานในอาคารอย่างมาก [70]

2.11.3 การควบคุมอุณหภูมิและความชื้นโดยแยกอิสระต่อกัน จะสามารถควบคุมให้อยู่ในภาวะสบาย หรือการใช้งานของพื้นที่นั้นๆ ได้อย่างแม่นยำ [3]

2.11.4 การปรับปรุงคุณภาพอากาศภายในพื้นที่ปรับอากาศจำเป็นต้องนำอากาศระเหยจากภายนอกพื้นที่ปรับอากาศเข้ามา ส่งผลให้ภายในพื้นที่ที่ใช้งานเกิดความชื้นสูง ส่งผลให้เกิดแบคทีเรีย ฝุ่นละออง และ VOCs แก่พื้นที่ปรับอากาศโดยระบบดูดความชื้นสามารถกำจัดความชื้นที่ส่งผลให้เกิดปัญหาเหล่านี้ได้ [69, 80]

2.11.5 ในขณะที่สารดูดความชื้นทำงาน ความดันไอของสารดูดความชื้นใกล้เคียงกับความดันชั้นบรรยากาศ จึงสามารถใช้งานได้อย่างง่าย [3]

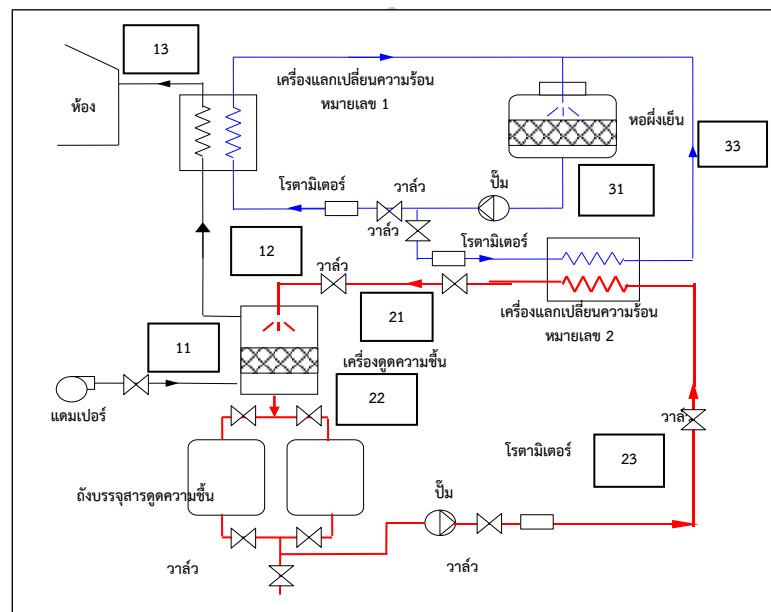
2.11.6 เป็นการลดการปล่อยสารคลอโรฟลูโอโรคาร์บอน หรือ (CFCs) ที่ปล่อยขึ้นสู่ชั้นบรรยากาศ ก่อให้เกิดภาวะเรือนกระจกโดยระบบดูดความชื้นจะใช้น้ำเป็นตัวหล่อเย็น และสารละลายแคลเซียมคลอไรด์ ซึ่งเป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม [77]

2.11.7 สารดูดความชื้นที่ใช้ในระบบดูดความชื้น สามารถใช้ดูดความชื้นอากาศร่วมกับระบบทำความเย็นแบบแผ่รังสี (Radiant cooling) ได้เป็นอย่างดีโดยแยกกันกำจัดภาระปรับอากาศ เนื่องจากระบบทำความเย็นแบบแผ่รังสีไม่สามารถกำจัดภาระปรับอากาศอันเนื่องมาจากความร้อนแฝงได้ โดยไม่จำเป็นที่จะต้องตั้งค่าอุณหภูมิของระบบทำความเย็นให้ต่ำลงถึงจุดน้ำค้าง (Dew-point temperature) เพื่อกำจัดความชื้นออกจากอากาศระเหยก่อนที่จะจ่ายเข้าสู่พื้นที่ปรับอากาศ โดยเฉพาะประเทศไทยเราที่มีอากาศร้อนชื้น [81, 82]

2.12 เครื่องดูดความชื้นในอากาศที่ใช้ทดลองจริง (Dehumidifier)

สำหรับเครื่องดูดความชื้นในอากาศที่ใช้ในงานวิจัยนี้จะเป็นเครื่องดูดความชื้นแบบแพ็คทาวเวอร์แบบไหลสวนทางกัน หรือเรียกอีกอย่างว่าเครื่องดูดความชื้นแบบแพ็คเบต (Packed

bed dehumidifier) โดยขนาดของเครื่องดูดความชื้นที่ใช้มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.68 m สูง 1.90 m ฝัมนวนใยแก้ว 0.15 m ซึ่งอากาศจะไหลเข้าทางด้านล่างของเครื่อง ส่วนสารละลายแคลเซียมคลอไรด์จะเข้าสู่เครื่องทางด้านบน อากาศที่ออกจะออกทางด้านบนของเครื่องดูดความชื้น โดยอากาศที่ออกจากเครื่องดูดความชื้นจะมีปริมาณความชื้นที่ต่ำแต่จะมีอุณหภูมิที่สูงเนื่องจากการทำปฏิกิริยาเคมีระหว่างอากาศกับสารละลายแคลเซียมคลอไรด์ ส่วนระบบหล่อเย็นโดยใช้หอผึ่งเย็นในการลดอุณหภูมิของสารดูดความชื้นและอากาศ ซึ่งอากาศส่วนนี้จะเป็นอากาศแห้งที่สามารถนำไปใช้ประโยชน์ต่อได้ เช่น เป็นอากาศระบายสำหรับพื้นที่ปรับอากาศ เป็นต้น ซึ่งได้แสดงดังรูปที่ 2.21



รูปที่ 2.21 ระบบดูดความชื้นอากาศที่ใช้ทำการทดลองจริง

2.12.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหมายเลข 1

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหมายเลข 1 จะแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศที่ออกจากเครื่องดูดความชื้นกับน้ำหล่อเย็นจากหอผึ่งเย็น โดยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้จะทำหน้าที่ในการลดอุณหภูมิของอากาศก่อนที่จะเข้าสู่ห้องโดยใช้น้ำหล่อเย็นจากหอผึ่งเย็นเพื่อเป็นการลดภาระการปรับอากาศก่อนส่งเข้าสู่พื้นที่ปรับอากาศ ทำให้พลังงานที่ใช้ในการปรับอากาศลดลง สำหรับสมการที่ใช้ในการคำนวณประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คือ

$$\varepsilon_{HX} = \frac{(T_{hot,in} - T_{hot,out})}{(T_{hot,in} - T_{cold,in})} \quad (2.20)$$

ประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหมายเลข 1 ในสมการด้านบน จะพิจารณาในรูปของการเปรียบเทียบระหว่างอุณหภูมิอากาศที่ลดลงได้จริงกับอุณหภูมิอากาศที่จะลดลงได้สูงสุดทางทฤษฎี นั่นคือ อากาศที่ออกจากระบบจะมีอุณหภูมิลดลงเท่ากับอุณหภูมิของน้ำเย็นที่เข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหมายเลข 1

2.12.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหมายเลข 2

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหมายเลข 2 ทำหน้าที่การลดอุณหภูมิของสารละลาย แคลเซียมคลอไรด์ที่จะเข้าสู่เครื่องดูดความชื้นลง ในกระบวนการดูดความชื้นนั้นจะเกิดการถ่ายเทมวลและความร้อนไปพร้อมๆ กัน เมื่อเกิดปฏิกิริยาการดูดความชื้นระหว่างสารดูดความชื้นและอากาศ สารดูดความชื้นและอากาศจะเกิดความร้อนซึ่งทำให้อุณหภูมิสูงขึ้น จึงจำเป็นที่จะต้องลดอุณหภูมิสารดูดความชื้นเพื่อลดความดันไอของสารดูดความชื้นก่อนเข้าสู่เครื่องดูดความชื้นเพื่อเพิ่มสมรรถนะของกระบวนการดูดความชื้น ในขณะเดียวกัน น้ำหล่อเย็นจะช่วยลดอุณหภูมิอากาศเพื่อให้อากาศเย็นลงเพื่อลดภาระปรับอากาศในพื้นที่ปรับอากาศลงได้

2.12.3 หอผึ่งเย็น (Cooling tower)

ในระบบดูดความชื้นอากาศนี้จะใช้หอผึ่งเย็นเพื่อผลิตน้ำหล่อเย็นสำหรับนำไปใช้ที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหมายเลข 1 และ 2 ซึ่งจะนำไปใช้ในการลดอุณหภูมิของอากาศและสารดูดความชื้นให้อุณหภูมิต่ำลงเพียงพอที่จะนำไปใช้งานต่อไปได้ อีกทั้งยังเป็นการเพิ่มสมรรถนะให้แก่ระบบอีกด้วย อย่างไรก็ตาม อุณหภูมิที่ออกจากหอผึ่งเย็นจะถูกจำกัดโดยอุณหภูมิกระเปาะเปียกที่ล้อมรอบหอผึ่งเย็น สำหรับสมการที่ใช้ในการคำนวณประสิทธิภาพการทำงานของหอผึ่งเย็น คือ

$$\varepsilon_{CT} = \frac{(T_{w.in} - T_{w.out})}{(T_{w.in} - T_{wb,0})} \quad (2.21)$$

ประสิทธิภาพการทำงานของหอผึ่งเย็นในสมการด้านบนจะพิจารณาในรูปของการเปรียบเทียบระหว่างอุณหภูมิน้ำที่ลดลงได้จริงกับอุณหภูมิน้ำที่ลดลงได้สูงสุดทางทฤษฎี นั่นคือ น้ำที่ออกจากระบบจะมีอุณหภูมิลดลงเท่ากับอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศที่เข้าสู่หอผึ่งเย็น ซึ่งในการใช้หอผึ่งเย็นนั้นจะช่วยให้ประหยัดพลังงานมากกว่าเมื่อเทียบกับระบบทำความเย็นชนิดอื่น [3] อีกทั้งยังเป็นการเพิ่มสมรรถนะหลักของกระบวนการดูดความชื้นเช่นกัน

2.13 สมรรถนะหลักของกระบวนการดูดความชื้น

กระบวนการดูดความชื้นเป็นกระบวนการถ่ายเทความร้อนและมวลไปพร้อมๆ กัน เพื่อให้ความชื้นออกจากอากาศระบายเพื่อทำให้อากาศระบายมีระดับความชื้นที่เหมาะสมสำหรับสภาวะคุณภาพอากาศระบายภายในพื้นที่อาคาร ซึ่งจะทำให้ภาระความร้อนแฝงของพื้นที่ปรับอากาศลดลงด้วยการนำสารดูดความชื้นชนิดเหลวมาสัมผัสกันโดยตรงกับอากาศระบาย และดูดความชื้นออกจากอากาศจากความดันไอที่แตกต่างกัน ดังนั้นในการปรับปรุงสมรรถนะหลักของกระบวนการดูด

ความชื้นให้สูงขึ้นนั้น ส่งผลให้ระบบดูดความชื้นทำงานได้ดี จึงจำเป็นที่จะต้องศึกษาตัวแปรต้นด้านสถานะการทำงาน สมรรถนะหลักของกระบวนการดูดความชื้นดูได้จากอัตราการดูดความชื้น และประสิทธิผลของกระบวนการดูดความชื้น

2.13.1 อัตราการดูดความชื้น

ถือเป็นค่าที่บอกสมรรถนะของกระบวนการโดยตรง คือ บอกถึงอัตราหรือปริมาณไอน้ำในอากาศที่ถูกดูดโดยสารดูดความชื้น โดยอัตราการดูดความชื้นสามารถหาได้จากความแตกต่างของอัตราส่วนความชื้นระหว่างทางเข้าและทางออกของเครื่องดูดความชื้น และอัตราการไหลของอากาศ ดังสมการที่ 2.22

$$m_{w,ab} = G_a (W_{a,in} - W_{a,out}) \quad (2.22)$$

นอกจากนั้น อาจหาได้จากความแตกต่างของความเข้มข้นของสารดูดความชื้นระหว่างทางเข้ากับทางออกของเครื่องดูดความชื้น และอัตราการไหลของสารดูดความชื้นดังสมการที่ 2.23

$$m_{w,ab} = \frac{G_s (\xi_{s,out} - \xi_{s,in})}{\xi_{s,out}} \quad (2.23)$$

2.13.2 ประสิทธิภาพของกระบวนการดูดความชื้น

ประสิทธิภาพของกระบวนการดูดความชื้นหาได้จากอัตราส่วนของความสามารถในการดูดความชื้นจริงเทียบกับความสามารถในการดูดความชื้นทางทฤษฎี หรือความสามารถในการดูดความชื้นที่สามารถทำได้สูงสุด ซึ่งจะเกิดขึ้นเมื่ออัตราส่วนความชื้นของอากาศทางออกสมดุลกับอัตราส่วนความชื้นเทียบเท่าของอากาศที่อยู่ที่สถานะสมดุลกับสารดูดความชื้นที่ทางเข้า ดังแสดงได้ด้วยสมการที่ 2.24

$$\alpha = \frac{W_{a,in} - W_{a,out}}{W_{a,in} - W_{s,in}} \quad (2.24)$$

เนื่องจากในระบบดูดความชื้นอากาศมีกระบวนการถ่ายเทความร้อนและมวลเกิดขึ้นพร้อมๆ กัน แต่สมการที่ 2.24 เป็นสมการที่บอกถึงการถ่ายเทมวลเพียงอย่างเดียว ทำให้ได้ข้อมูลไม่เพียงพอในการวิเคราะห์ซึ่งยังจำเป็นที่จะต้องทราบประสิทธิผลของการถ่ายเทความร้อน หรือประสิทธิผลเอนทาลปีอีกตัวหนึ่ง ดังแสดงในสมการที่ 2.25 และ 2.26 ตามลำดับ เพื่อให้ครอบคลุมการสื่อถึงการถ่ายเทความร้อนด้วย

$$\beta_{ab} = \frac{T_{a,in} - T_{a,out}}{T_{a,in} - T_{s,in}} \quad (2.25)$$

$$\varepsilon_{h,ab} = \frac{h_{a,in} - h_{a,out}}{h_{a,in} - h_{s,in}} \quad (2.26)$$

งานของ Chung [5] ได้ทำการศึกษาระบบดูดความชื้นอากาศที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดเหลวโดยใช้สารละลายลิเทียมคลอไรด์และไตรเอทิลีนไกลคอลเป็นสารดูดความชื้น สำหรับเครื่องดูดความชื้นที่ใช้เป็นแบบแพ็คเบ็ด โดยได้ทำการศึกษาประสิทธิภาพของกระบวนการดูดความชื้นในรูปของความสัมพันธ์กับอัตราการไหลของอากาศและสารดูดความชื้น อุณหภูมิของอากาศและสารดูดความชื้นที่ทางเข้าเครื่องดูดความชื้น ชนิดและขนาดของแพ็คกิ้ง และคุณสมบัติของสารดูดความชื้น โดยได้ปรับปรุงสมการของ Ullah et al. [6] ซึ่งเป็นแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ใช้ทำนายประสิทธิภาพของกระบวนการดูดความชื้นดังแสดงในสมการที่ 2.27

$$\alpha_{ab} = \left\{ 1 - \frac{0.205 \left(\frac{G_{a,in}}{G_{s,in}} \right)^{0.174} \exp \left[0.985 \left(\frac{T_{a,in}}{T_{s,in}} \right) \right]}{aZ^{0.184} \times 1.680} \right\} \left\{ 1 - \frac{0.152 \exp \left[-0.686 \left(\frac{T_{a,in}}{T_{s,in}} \right) \right]}{X^{3.388}} \right\} \quad (2.27)$$

เมื่อพิจารณาสมการที่ 2.27 จะเห็นว่าภายในสมการมีตัวแปรต้นด้านสภาวะการทำงาน ของระบบ คือ ค่าสัดส่วนระหว่างอัตราการไหลของสารดูดความชื้นและอัตราการไหลของอากาศก่อนเข้าเครื่องดูดความชื้นหรือที่เรียกว่า L/G Ratio หรือ G_a/G_s และสัดส่วนของอุณหภูมิของอากาศขาเข้าต่ออุณหภูมิของสารดูดความชื้น (T_a/T_s) หรือแสดงในรูปของสัดส่วนเอนทัลปีขาเข้าต่อเอนทัลปีของสารดูดความชื้น (h_a/h_s) แทนในสมการที่ 2.11 ส่วนค่า X คือ ความดันไอสาร (Vapor depression) จากสมการทั้งสองจะสังเกตได้ว่า หากต้องการให้ประสิทธิภาพของกระบวนการดูดความชื้นสูง อัตราส่วนความชื้นอากาศ และอัตราการไหลและความเข้มข้นของสารดูดความชื้นควรจะมีค่าสูง และอุณหภูมิของสารดูดความชื้น และอัตราการไหลและอุณหภูมิอากาศควรจะมีค่าต่ำ

จากสมการที่ 2.27 เป็นสมการของ Chung ที่สร้างมาในรูปแบบของ (Multiple linear regression) ของผลการทดลองจริงโดยใช้สารละลายชนิดไตรเอทิลีนไกลคอล (TEG) โดยปกติสามารถใช้ได้ในช่วงของ L/G ratio ตั้งแต่ 3.5-15.4 ซึ่งยังไม่ครอบคลุมช่วงของสภาวะการทดลองของงานวิจัยส่วนใหญ่ที่ผ่านมา ทำให้ผลการทำนายประสิทธิภาพมีแนวโน้มไม่ชัดเจนจึงได้นำสมการในงานของ ศุภมาศ [91] ซึ่งปรับปรุงชุดค่าคงที่ ให้เหมาะสมกับสภาวะการทดลองที่พบได้จากงานวิจัยส่วนใหญ่ที่ผ่านมา และเหมาะสมกับชุดการทดลองในงานวิจัยนี้ คือ L/G ratio ตั้งแต่ 0.10 -10.0 แสดงดังสมการที่ 2.28

$$\alpha_{ab} = \frac{1 - \frac{0.805 \left(\frac{G_a}{G_s} \right)^{0.088} \exp \left(-2.44 \left(\frac{T_a}{T_s} \right) \right)}{aZ^{0.135} X^{4.249}}}{1 - \frac{-0.0032 \exp \left(8.411 \left(\frac{T_a}{T_s} \right) \right)}{X^{-10.153}}} \quad (2.28)$$

จากงานวิจัยที่ผ่านมายังไม่พบสมการที่ใช้สำหรับทำนายประสิทธิภาพกระบวนการถ่ายเทความร้อนของกระบวนการดูดความชื้น ดังนั้นจึงจำเป็นต้องใช้ข้อมูลที่ได้จากการทดลองของงานวิจัยนี้ มาหาชุดค่าคงที่ที่เหมาะสมในรูปแบบของสมการ Chung [5] เพื่อใช้สำหรับทำนายประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนของเครื่องดูดความชื้นแสดงดังสมการที่ 2.29

$$\beta_{ab} = \frac{1 - \frac{0.285 \left(\frac{G_a}{G_s} \right)^{-0.042} \exp \left(-0.973 \left(\frac{T_a}{T_s} \right) \right)}{aZ^{-0.431} X^{1.4995}}}{1 - \frac{0.984 \exp \left(0.1915 \left(\frac{T_a}{T_s} \right) \right)}{X^{-1.327}}} \quad (2.29)$$

จากสมการที่ 2.28 และ 2.29 เป็นสมการที่ใช้ในการทำนายประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นอากาศ และประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนของเครื่องดูดความชื้นที่ใช้ในงานวิจัยนี้ เพื่อหาอุณหภูมิ และความชื้นอากาศที่ออกจากเครื่องดูดความชื้นก่อนที่จะจ่ายลมเข้าสู่พื้นที่ปรับอากาศ

2.14 ผลกระทบของตัวแปรต้นต่อสมรรถนะของกระบวนการดูดความชื้น

ในงานวิจัยเรื่องการวิเคราะห์แนวโน้มผลกระทบของตัวแปรสภาวะการทำงานที่มีต่อสมรรถนะหลักของกระบวนการดูดความชื้นอากาศที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดเหลว ผู้วิจัยได้ทำการรวบรวมผลการศึกษางานวิจัยต่างๆ ในเชิงทฤษฎี และทดลองจริงเพื่อให้ได้ทราบถึงแนวโน้มของตัวแปรต้นที่ส่งผลต่อสภาวะการทำงานของกระบวนการดูดความชื้นที่ชัดเจน

2.14.1 ผลของอัตราการไหลอากาศ

เมื่ออัตราการไหลของอากาศเพิ่มขึ้น ส่งผลให้อัตราการดูดความชื้นเป็นไปในทิศทางเดียวกัน ซึ่งสอดคล้องกับแนวโน้มของงานวิจัยส่วนใหญ่ที่ได้แสดงในตารางที่ 1.1 แต่ในงานบางงานได้แสดงแนวโน้มขัดแย้งกับงานวิจัยส่วนใหญ่ คือ แสดงแนวโน้มของอัตราการดูดความชื้นคงที่ [20] และในงานบางงานได้แสดงแนวโน้มของอัตราการดูดความชื้นเพิ่มขึ้นแล้วลดลง [8, 45]

เมื่ออัตราการไหลอากาศเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ประสิทธิภาพลดลงซึ่งสอดคล้องกับงานวิจัยส่วนใหญ่ แต่ในงานของ Saman and Alizadeh [8] และ Alizadeh and Shahab [45] แสดงแนวโน้มประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นแล้วลดลง

2.14.2 ผลของอัตราการไหลสารดูดความชื้น

ในงานส่วนใหญ่พบว่าเมื่ออัตราการไหลสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น ส่งผลให้แนวโน้มของอัตราการดูดความชื้นเพิ่มขึ้น แต่ในงานของ Fumo and Goswami [23] และ Oberg and Goswami [45] อัตราการไหลสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ อัตราการดูดความชื้นมีแนวโน้มคงที่ ขณะที่ในงานของ Saman and Alizadeh [8]; Liu et al. [14]; Martin and Goswami [22]; Koronaki et al. [25]; Moon et al. [26]; Zurigat et al. [28]; Gao et al. [32]; Zhang et al. [33]; Kumar et al. [36]; Bassuoni [39] และ Abdul-Wahab et al. [44] ได้แสดงแนวโน้มของประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นเพิ่มขึ้น และในงานของ Bansal [27] ได้แสดงแนวโน้มของประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นเพิ่มขึ้นแล้วลดลง

2.14.3 ผลของอุณหภูมิอากาศ

ในงานของ Koronaki et al. [25]; Moon et al. [26]; Gao et al. [32]; Kumar et al. [36] และ Abdul-Wahab et al. [44] ได้แสดงผลของอุณหภูมิอากาศเมื่อแปรค่าเพิ่มขึ้น อัตราการดูดความชื้นลดลง และในงานของ Liu et al. [14] และ Oberg and Goswami [21] ได้แสดงอัตราการดูดความชื้นคงที่

ในขณะที่งานของ Fumo and Goswami [23] ได้แสดงแนวโน้มของอัตราการดูดความชื้นในทิศทางไม่แน่นอน และในขณะที่อุณหภูมิอากาศเพิ่มขึ้น แนวโน้มของประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นคงที่ ได้แก่งานของ Liu et al. [14] Oberg and Goswami [21] และ Martin and Goswami [22] แต่ในงานของ Zurigat et al. [28] ได้แสดงแนวโน้มของประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นไม่แน่นอน

2.14.4 ผลของความชื้นอากาศ

ความชื้นอากาศเพิ่มขึ้น แนวโน้มของอัตราการดูดความชื้นเพิ่มขึ้น ได้แก่งานของ Liu et al. [14] Patnaik et al. [20] Oberg and Goswami [21] Fumo and Goswami [23] Koronaki et al. [25] Moon et al. [26] Gao et al. [30] Kumar et al. [36] และ Elsarrag [40]

เมื่อความชื้นอากาศเพิ่มขึ้นส่งผลให้แนวโน้มของประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นอากาศเพิ่มขึ้น ได้แก่ งานของ Koronaki et al. [25] และ Kumar et al. [36] แต่ในงานของ Liu et al. [14]; Oberg and Goswami [21] และ Moon et al. [26] แนวโน้มของประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นไม่เปลี่ยนแปลง

2.14.5 ผลของอุณหภูมิของสารดูดความชื้น

อุณหภูมิสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น ส่งผลให้อัตราการดูดความชื้นลดลงทุกงานที่แสดงตามตาราง ยกเว้นในงานของ Patnaik et al. [20] แสดงผลกระทบไม่ส่งผลต่ออัตราการดูดความชื้น และเมื่อแปรค่าอุณหภูมิสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น ส่งผลให้แนวโน้มของประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นอากาศลดลง ได้แก่ งานของ Martin and Goswami [22]; Koronaki et al. [25]; Gao et al. [32];

Kumar et al. [36]; แต่ในงานของ Oberg and Goswami [21] และ Moon et al. [26] ได้แสดงผลของประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นอากาศคงที่ และในงานของ Liu et al. [14] Zurlgat et al. [28]; Abdul-Wahab et al. [44] ได้แสดงแนวโน้มของประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นอากาศเพิ่มขึ้น

2.14.6 ผลของความเข้มข้นสารดูดความชื้น

เมื่อแปรค่าความเข้มข้นสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น ส่งผลให้อัตราการดูดความชื้นเพิ่มขึ้น ได้แก่ งานของ Liu et al. [14]; Patnaik et al. [20]; Oberg and Goswami [21]; Fumo and Goswami [23]; Moon et al. [26]; Zurlgat et al. [28]; Gao et al. [32]; Kumar et al. [36]; Bassuoni [39] และ Abdul-Wahab et al. [46]

เมื่อค่าความเข้มข้นสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น ส่งผลให้แนวโน้มประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นอากาศเพิ่มขึ้นเช่นกัน ได้แก่ Bassuoni [19] Zurlgat et al. [28] Gao et al. [32] Kumar et al. [36]; Abdul-Wahab et al. [46] ประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นอากาศมีแนวโน้มคงที่ และงานของ Moon et al. [26] แนวโน้มประสิทธิผลไม่ชัดเจน

2.14.7 ผลของ L/G ratio

เมื่อ L/G ratio เพิ่มขึ้น อัตราการดูดความชื้นเพิ่มขึ้น ได้แก่ งานของ Zhang et al. [31] แต่ในงานของ Elsarrag [40] แนวโน้มของอัตราการดูดความชื้นคงที่ และเมื่อแปรค่า L/G ratio เพิ่มขึ้น ประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นเพิ่มขึ้นเช่นกัน (Zhang et al. [31]; Jain and Basal [9])

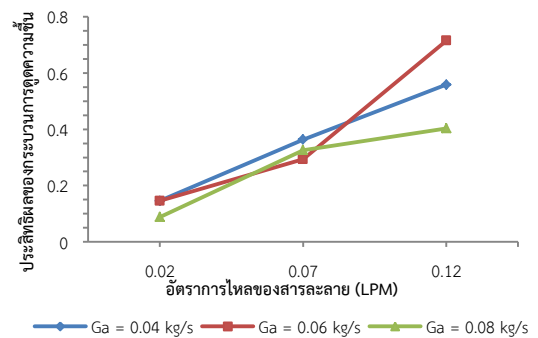
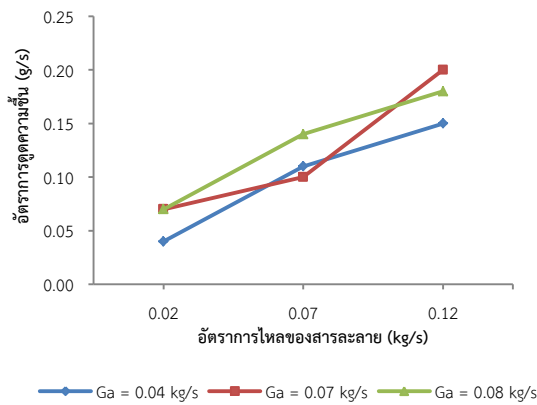
2.14.8 ผลของการทดลองจริงของงานวิจัยที่มหาวิทยาลัยศิลปากร

ในปี พ.ศ. 2553 ได้มีการศึกษาผลกระทบของตัวแปรต้นที่มีต่อสมรรถนะของกระบวนการดูดความชื้นจากผลการทดลองจริงที่มหาวิทยาลัยศิลปากร จังหวัดนครปฐม โดยลักษณะของชุดทดลองแสดงได้ดังรูปที่ 1.5 โดยอากาศจะถูกนำเข้ามาผ่านเครื่องดูดความชื้น (Dehumidifier) ในลักษณะของการไหลสวนทางกันกับสารดูดความชื้น ซึ่งเครื่องดูดความชื้นที่ใช้นั้นเป็นแบบแพ็คเบ็ด (Packed bed) ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.68 m สูง 1.90 m ภายนอกหุ้มด้วยฉนวนใยแก้วหนา 0.15 m ภายในบรรจุแพ็คกิ้งชนิดพอลริง (Pall ring) ขนาด 25 mm ที่มีความสูงของชั้นแพ็คเบ็ดเท่ากับ 0.50 m เพื่อเพิ่มพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความชื้น โดยที่อากาศที่แห้งจะถูกส่งต่อไปยังเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีน้ำหล่อเย็นเพื่อลดอุณหภูมิก่อนนำไปใช้งาน และสารดูดความชื้นที่ใช้เป็นสารละลายแคลเซียมคลอไรด์

ในการทดลองได้ทำการควบคุมความเข้มข้นของสารละลายแคลเซียมคลอไรด์ไว้ที่ 40% โดยประมาณ จากนั้นแปรค่าอัตราการไหลของอากาศที่ต้องการดูดความชื้น 3 ค่า ได้แก่ 0.04, 0.06 และ 0.08 kg/s และแปรค่าอัตราการไหลของสารดูดความชื้น 3 ค่า ได้แก่ 0.02, 0.07 และ 0.12 kg/s ส่วนอุณหภูมิและความชื้นของอากาศเป็นสภาพอากาศจริงที่ไม่ได้ทำการควบคุม และอุณหภูมิของสารดูดความชื้นขึ้นอยู่กับสภาพอากาศจริงเช่นกันเนื่องจากใช้น้ำหล่อเย็นที่มาจากหอผึ่งเย็น (Cooling tower) การทดลองชุดนี้ทำในช่วงเดือนกุมภาพันธ์และเดือนมีนาคมของปี 2554 [43] จาก

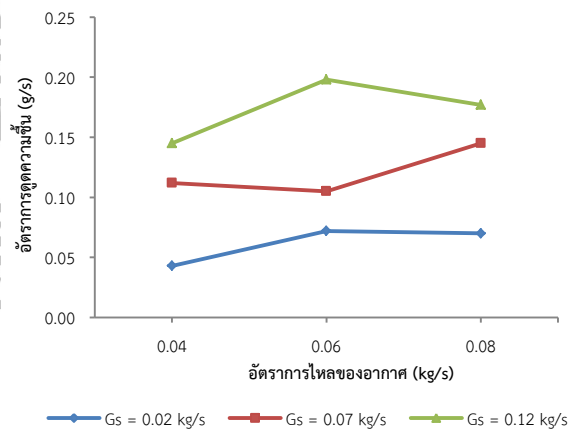
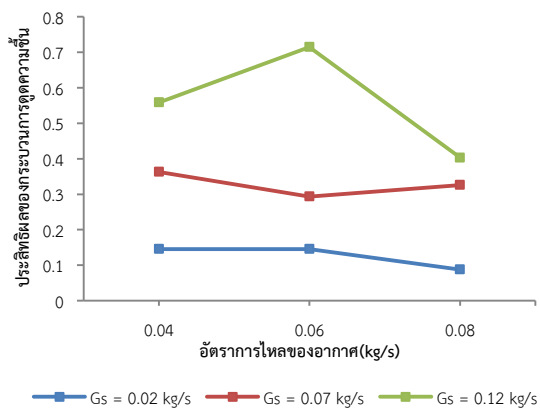
ข้อมูลข้างต้นพบว่า การทดลองชุดนี้มีค่าอัตราการไหลของสารดูดความชื้นต่ออัตราการไหลของอากาศ (L/G ratio) อยู่ในช่วง 0.277-2.77 ซึ่งยังไม่ครอบคลุมช่วงที่พบจากงานวิจัยส่วนใหญ่

จากผลการทดลอง เมื่อแปรค่าอัตราการไหลของสารละลายเพิ่มขึ้นจะส่งผลให้อัตราการดูดความชื้นมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้น เนื่องจากปริมาณของสารละลายที่มากขึ้นในระบบ ทำให้การถ่ายเทความชื้นระหว่างอากาศกับสารละลายมีเพิ่มขึ้นตามไปด้วย ซึ่งสอดคล้องกับงานวิจัยที่ผ่านมาก่อนหน้านี้ ดังแสดงในรูปที่ 2.22 และ 2.23 ตามลำดับ



รูปที่ 2.22 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการดูดความชื้นกับอัตราการไหลของสารละลาย [43]

รูปที่ 2.23 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพของกระบวนการดูดความชื้นกับอัตราการไหลของสารละลาย [43]



รูปที่ 2.24 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการดูดความชื้นกับอัตราการไหลของอากาศ [43]

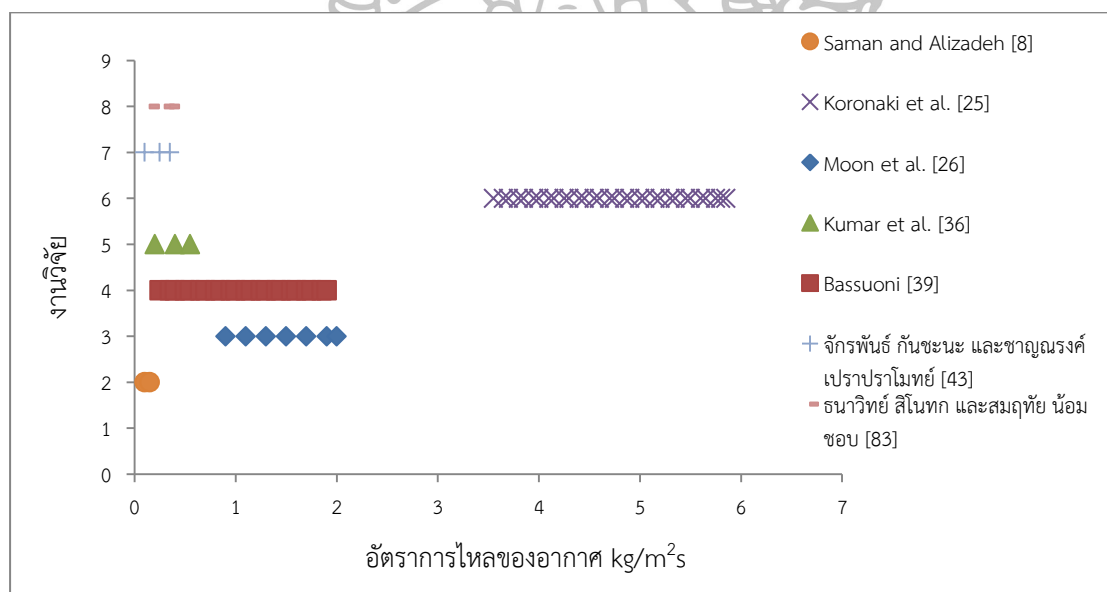
รูปที่ 2.25 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพของกระบวนการดูดความชื้นกับอัตราการไหลของอากาศ [43]

ในขณะเดียวกัน การแปรค่าเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลของอากาศส่งผลต่ออัตราการดูดความชื้นและประสิทธิภาพของกระบวนการดูดความชื้นอากาศ โดยแสดงได้ดังรูปที่ 2.24 และรูปที่ 2.25 ตามลำดับ

เมื่อพิจารณาจากผลการทดลองจริงในงานวิจัยข้างต้น พบว่า แนวโน้มของผลกระทบของการแปรค่าอัตราการไหลของอากาศส่งผลต่ออัตราการดูดความชื้นและประสิทธิภาพไม่ชัดเจน ซึ่งยังไม่สอดคล้องกับงานวิจัยที่ผ่านมา โดยอาจจะมีสาเหตุมาจากการทดลองหรือการบันทึกผลการทดลองมีความผิดพลาด หรืออาจมีสาเหตุมาจากช่วงของการแปรค่าของอัตราการไหลของอากาศ อัตราการไหลของสารดูดความชื้น และค่าของ L/G ratio ที่ใช้ในการทดลองแตกต่างกัน

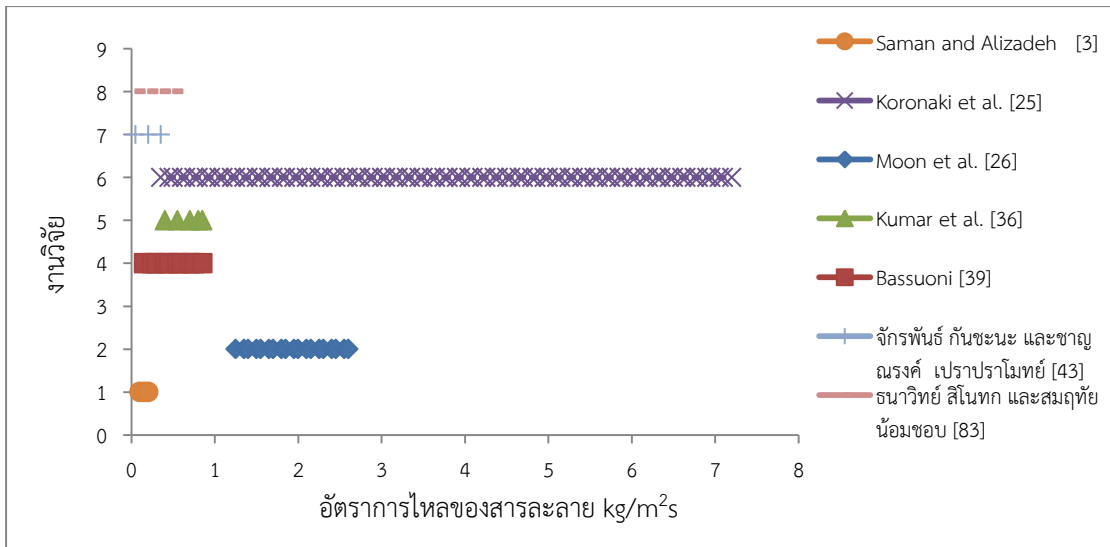
2.14.9 ผลการรวบรวมช่วงของสภาวะที่ใช้ทดลองของงานวิจัยที่ผ่านมา

ในประเด็นเรื่องผลกระทบที่อาจจะแตกต่างกันเนื่องจากช่วงของสภาวะการทำงาน ได้แก่ อัตราการไหลของอากาศ อัตราการไหลของสารละลาย หรือ L/G ratio ผู้วิจัยจึงได้สำรวจข้อมูลในงานวิจัยที่ผ่านมา รวมทั้งผลการทดลองจริงที่มหาวิทยาลัยศิลปากร และแสดงผลที่ได้ดังรูปที่ 2.26 ถึง 2.28



รูปที่ 2.26 ช่วงของอัตราการไหลของอากาศของงานวิจัยที่ผ่านมา

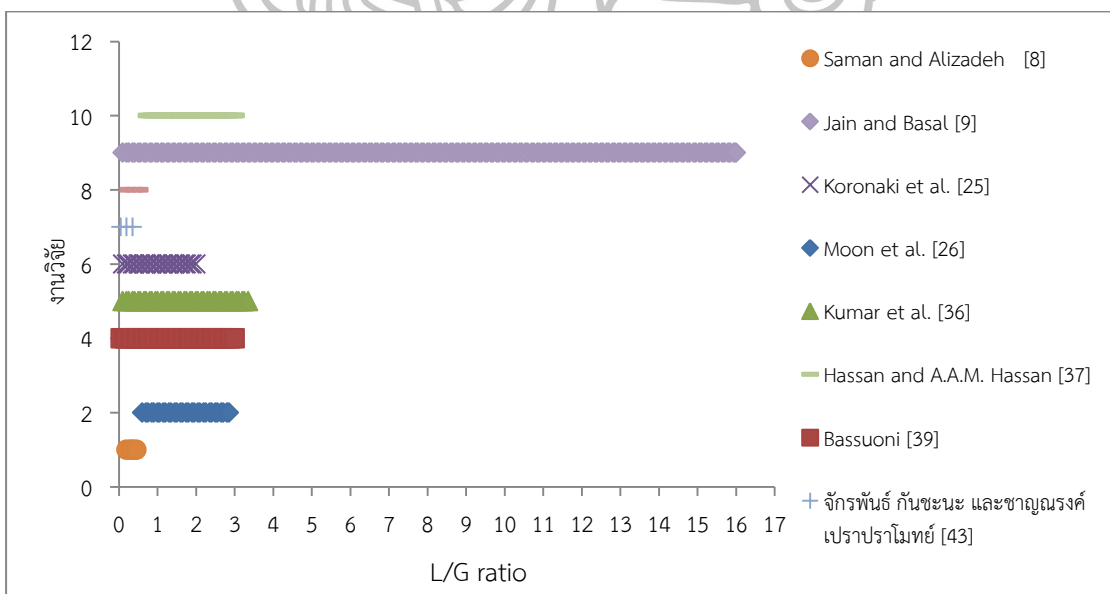
หากพิจารณาช่วงของการแปรค่าของอัตราการไหลของอากาศในรูปของอัตราการไหลเชิงมวลต่อพื้นที่หน้าตัดของเครื่องดูดความชื้น ($\text{kg/m}^2\text{s}$) จากงานวิจัยส่วนใหญ่ พบว่า ได้มีการแปรค่าอยู่ในช่วง $0.15\text{-}2.00 \text{ kg/m}^2\text{s}$ โดยประมาณ ซึ่งแสดงดังรูปที่ 2.26



รูปที่ 2.27 ช่วงของอัตราการไหลของสารละลายของงานวิจัยที่ผ่านมา

ถ้าหากพิจารณาช่วงของการแปรค่าของอัตราการไหลของสารละลายในรูปของอัตราการไหลเชิงมวลต่อพื้นที่หน้าตัดของเครื่องดูดความชื้นที่มีอากาศไหลผ่าน ($\text{kg/m}^2\text{s}$) จากงานวิจัยส่วนใหญ่พบว่า ได้มีการแปรค่าอยู่ในช่วง 0.033 - 2.57 $\text{kg/m}^2\text{s}$ โดยประมาณ ซึ่งแสดงดังรูปที่ 2.27

ส่วนเมื่อทำการพิจารณาช่วงของ L/G ratio จากงานวิจัยที่ผ่านมา พบว่า ได้มีการแปรค่าของ L/G ratio อยู่ในช่วง 0.1 - 10.0 ซึ่งแสดงดังรูปที่ 2.28



รูปที่ 2.28 ช่วงของค่า L/G ratio ของงานวิจัยที่ผ่านมา

2.15 การทดลองจริง

จากการศึกษางานวิจัยส่วนใหญ่ ได้มีการศึกษาแนวโน้มของผลกระทบจากตัวแปรด้านสภาวะการทำงานของระบบดูดความชื้น 6 ตัวหลัก รวมทั้ง L/G ratio ที่ส่งผลต่อสมรรถนะหลัก 2 ตัว คือ อัตราการดูดความชื้น และประสิทธิผลของกระบวนการดูดความชื้น พบว่า มีงานวิจัยบางงานที่ได้แสดงผลสรุปไม่ชัดเจน หรือขัดแย้งกับงานวิจัยส่วนใหญ่ และเมื่อพิจารณาค่าแสดงจากผลการทดลองจริงของ จักรพันธ์ กันชนะ และชาญณรงค์ เปราปราโมทย์ [43] จะเห็นว่าผลของอัตราการไหลของอากาศที่มีต่ออัตราการดูดความชื้น และประสิทธิผลของกระบวนการดูดความชื้นยังไม่ชัดเจน ส่วนผลของการทดลองจริงของ ธนาวิทย์ สิโนทก และสมฤทัย น้อมชอบ [83] ให้ผลของอัตราการไหลของอากาศต่อประสิทธิผลของกระบวนการดูดความชื้นไม่ชัดเจน ซึ่งทั้งสองงานให้ผลขัดแย้งกับงานวิจัยส่วนใหญ่ ผู้วิจัยจึงเห็นว่าจำเป็นต้องทำการทดลองจริงเพิ่ม เพื่อสำรวจแนวโน้มของผลกระทบของตัวแปรต้นที่มีต่อสมรรถนะหลักให้ชัดเจนขึ้น

ในการทดลองจริงได้ทำโดยใช้เครื่องดูดความชื้นแบบแพ็คเบ็ดที่มีชนิดของแพ็คกิ้งแบบสุ่ม และใช้สารละลายแคลเซียมคลอไรด์ที่มีความเข้มข้นประมาณ 40% โดยมีมวลเป็นสารดูดความชื้น โดยมีการแปรค่าอัตราการไหลของอากาศที่ต้องการดูดความชื้น 5 ค่า คือ 0.054, 0.169, 0.284, 0.400 และ 0.514 $\text{kg/m}^2\text{s}$ และสารดูดความชื้น 5 ค่า คือ 0.064, 0.193, 0.321, 0.449 และ 0.578 $\text{kg/m}^2\text{s}$ โดยค่าของตัวแปรดังกล่าวจะครอบคลุมช่วงของ L/G ratio ที่พบได้จากงานวิจัยส่วนใหญ่ที่ผ่านมาตั้งแต่ 0.1 – 10.0 โดยสภาวะอุณหภูมิและความชื้นของอากาศขึ้นอยู่กับสภาพอากาศจริงของจังหวัดนครปฐม และอุณหภูมิของสารดูดความชื้นขึ้นอยู่กับอุณหภูมิกระเปาะเปียกสภาพอากาศจริงของนครปฐม และเพื่อใช้ประโยชน์ในการหาสภาวะการทำงานที่เหมาะสมที่สุดต่อไป จึงได้ทำการพิจารณาช่วงของอัตราการไหลของอากาศ อัตราการไหลของสารดูดความชื้น และ L/G ratio ที่กว้างและครอบคลุมช่วงของตัวแปรด้านสภาวะการทำงานที่พบในงานวิจัยที่ผ่านมา รวมทั้งพิจารณาถึงการนำอากาศที่ลดความชื้นแล้วไปประยุกต์ใช้เป็นอากาศระบายสำหรับพื้นที่ปรับอากาศ เพื่อให้เห็นศักยภาพในการประหยัดพลังงาน

2.16 การวิเคราะห์ศักยภาพการประหยัดพลังงาน

การวิเคราะห์ศักยภาพการประหยัดพลังงาน เป็นการนำสภาวะการทำงานที่ได้จากการทดลองของระบบดูดความชื้นอากาศที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดเหลวมาใช้ในการกำจัดความชื้นออกจากอากาศระบายก่อนจ่ายเข้าสู่พื้นที่ปรับอากาศ โดยจะทำการวิเคราะห์ร่วมกับระบบปรับอากาศทั่วไป และทำการเปรียบเทียบศักยภาพการประหยัดพลังงาน กับวิธีการใช้ระบบปรับอากาศทั่วไป และวิธีการกำจัดความชื้นด้วยวิธีการ Overcool and Reheat โดยในงานวิจัยนี้จะทำการวิเคราะห์โดยใช้ข้อมูลสภาวะอากาศจริงของนครปฐม ซึ่งข้อมูลสภาวะอากาศที่ได้เป็นข้อมูลที่รวบรวมเป็นรายชั่วโมงของกรมอุตุนิยมวิทยาตลอดปี ซึ่งภาระปรับอากาศมาจากความร้อนสัมผัส (Sensible load) และความร้อนสัมผัสหรือความชื้น (Latent load) ซึ่งแหล่งกำเนิดของความชื้นและความร้อนอาจแบ่งได้เป็น 5 แหล่ง ดังต่อไปนี้

2.16.1 มนุษย์ (Occupant)

มนุษย์เป็นแหล่งกำเนิดทั้งความร้อนแฝงและความร้อนสัมผัส ซึ่งแต่ละบุคคลก็จะปล่อยความร้อนออกมาที่ปริมาณไม่เท่ากันตามแต่กิจกรรมของแต่ละบุคคล ซึ่งสามารถแสดงตัวอย่างได้ตามตารางที่ 2.5

ตารางที่ 2.5 ตัวอย่างปริมาณการปล่อยความร้อนของมนุษย์ตามแต่ละกิจกรรม [84]

กิจกรรม	อัตราความร้อน (วัตต์)	
	ความร้อนแฝง	ความร้อนสัมผัส
- นิ่ง หรือ ทำงานเบา	45	70
- ทำงานในสำนักงานระดับปานกลาง	55	75
- ยืนหรือเดิน	70	75
- นิ่งทำงานภายในโรงงาน	140	80
- ทำงานกับเครื่องจักรขนาดเล็กในโรงงาน	185	110
- ทำงานกับเครื่องจักรขนาดใหญ่ในโรงงาน	285	185

2.16.2 ระบบแสงสว่าง (Lighting system)

ระบบแสงสว่างจะให้เฉพาะความร้อนสัมผัส โดยกำลังไฟฟ้าที่ใช้ของหลอดไฟฟ้าจะกลายเป็นความร้อนถึงร้อยละ 78-90 ของกำลังไฟฟ้า ดังนั้น จึงมักคิดกำลังทั้งหมดของหลอดไฟฟ้าเป็นภาระความร้อนเพื่อความสะดวก

2.16.3 อุปกรณ์ (Equipment)

อุปกรณ์จะให้ทั้งความร้อนแฝงและความร้อนสัมผัส ขึ้นอยู่กับชนิดอุปกรณ์ที่ใช้ ดังแสดงตัวอย่างไว้ในตารางที่ 2.6

ตารางที่ 2.6 ตัวอย่างปริมาณการปล่อยความร้อนของอุปกรณ์ต่างๆ [84]

อุปกรณ์	ระดับกำลัง (วัตต์)	อัตราความร้อน (วัตต์)	
		ความร้อนแฝง	ความร้อนสัมผัส
- โทรทัศน์		-	50-100
- คอมพิวเตอร์แบบตั้งโต๊ะ	110	-	20
- เครื่องพิมพ์เลเซอร์	320-550	-	70-275
- เครื่องถ่ายเอกสาร	400-1,100	-	20-400
- ตู้เย็น (0.17-0.71 ลูกบาศก์เมตร)	780	-	310
- เครื่องทำน้ำเย็น (30 ลิตรต่อชั่วโมง)	700	-	350
- เต้าไมโครเวฟ (20-30 ลิตร)	600-1,400	-	400-930
- เครื่องต้มกาแฟ (10 แก้ว)	1,500	450	1,050
- เครื่องปิ้งขนมปัง (4 แผ่น)	2,470	1,160	1,310

2.16.4 กรอบอาคาร (Building envelope)

ความร้อนที่ผ่านเข้าสู่พื้นที่ปรับอากาศส่วนหนึ่งมาจากกรอบอาคาร ซึ่งประกอบไปด้วย ผนังห้อง หลังคา กำแพง ประตู หน้าต่าง ฯลฯ ซึ่งโดยส่วนใหญ่จะพิจารณาความร้อนที่ผ่านตัวอาคารหลัก 2 ส่วนด้วยกัน คือ ผนังห้อง และหลังคา โดยจากคู่มือผู้รับผิดชอบด้านพลังงาน [85] พบว่า ในปี พ.ศ. 2544 กระทรวงพลังงานได้มีข้อกำหนดบังคับให้มีการออกแบบอาคารควบคุม ประเภทสำนักงาน และสถานศึกษา มีการใช้ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนที่ผ่านกรอบอาคาร (U_{factor}) ของผนังห้อง และหลังคา หรือที่เรียกว่า $O-OTTV \leq 50$ และค่า $O-RTTV \leq 15$ ของกรอบอาคารจะส่งผ่านเฉพาะความร้อนสัมผัสที่มาจากแสงอาทิตย์ โดยขึ้นอยู่กับวัสดุที่เลือกใช้ในการประกอบผนังหลังคา และพื้นของอาคารนั้นๆ ซึ่งในการหาค่าของภาวะปรับอากาศที่มาจากกรอบอาคารทั้งหลังคา และผนังกำแพงภายนอกซึ่งตามมาตรฐานนั้นจะคำนวณเป็นรายชั่วโมงดังสมการ 2.35

$$Q_{wall} = A_{wall} \times U_{factor} \quad (2.35)$$

และความร้อนที่ผ่านเข้าสู่ภายในตัวอาคารที่ผ่านหลังคา และผนังห้องแสดงดังสมการ 2.36

$$Q_{roof} = A_{roof} \times U_{factor} \quad (2.36)$$

2.16.5 อากาศรั่วไหลและอากาศระบาย (Ventilation and infiltration)

อากาศรั่วไหลเป็นอากาศที่เกิดจากรอยรั่วของอาคารในส่วนของพื้นที่ปรับอากาศ โดยอากาศที่รั่วหรือซึมนั้น จะเข้ามาตามรอยแยกของผนังหน้าต่าง เพดาน เฟอร์นิเจอร์ ประตูต่างๆ ที่ไม่สามารถที่จะอุดมั้นได้ อากาศนี้จะนำเอาความร้อนสัมผัส และความร้อนแฝงจากภายนอกเข้ามายังพื้นที่ปรับอากาศ โดยตามมาตรฐาน วสท. [86] กำหนดให้อยู่ที่ $ACH \leq 0.40$ และอากาศระบายเป็นอากาศที่มีการจ่ายเข้าสู่พื้นที่ปรับอากาศโดยอุปกรณ์จ่ายลมชนิดต่างๆ เช่น พัดลม บีม ฯลฯ เพื่อรักษาคุณภาพอากาศให้เป็นไปตามมาตรฐาน ASHRAE 62.1 - 2007 [68] แต่อากาศระบายดังกล่าวจะนำความร้อนสัมผัส และความร้อนแฝงเข้าสู่ภายในพื้นที่ปรับอากาศ ซึ่งความร้อนดังกล่าวจะกลายเป็นภาวะปรับอากาศต่อไป ซึ่งความร้อนสัมผัสหาได้จากสมการที่ 2.37

$$Q_{sen} = mC_p(T_{amb}-T_{in}) \quad (2.37)$$

และภาวะปรับอากาศที่มาจากความร้อนแฝงหาได้จากสมการที่ 2.38

$$Q_{lant} = mh_{fg}(W_{a,amb}-W_{a,in}) \quad (2.38)$$

จากงานวิจัยของ Katejanekarn and Kumar [3] ที่มีการทำการทดลองกับห้องปฏิบัติการ ได้พบว่าความร้อนแฝงจากอากาศระบายเป็นแหล่งกำเนิดความร้อนแฝงที่มากที่สุดถึง 80% ของความร้อนแฝงทั้งหมด และโดยรวมแล้วภาระความร้อนแฝงของระบบปรับอากาศมีมากเมื่อเทียบกับความสามารถในการกำจัดความร้อนแฝงของระบบปรับอากาศ ดังนั้นจะเห็นได้ว่าระบบดูดความชื้นมีความสำคัญต่อระบบปรับอากาศ เช่น กรณีที่มี SHR ภายในพื้นที่ปรับอากาศต่ำกว่า 0.7

2.17 การวิเคราะห์ความคลาดเคลื่อนจากการทดลอง

ความคลาดเคลื่อนจากการวัดสามารถแสดงในรูปของความคลาดเคลื่อนสัมบูรณ์และความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์ ความคลาดเคลื่อนสัมบูรณ์ คือ ความแตกต่างที่แน่นอนของค่าจริงกับค่าประมาณที่ดีที่สุดจากการวัด และความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์ คือ อัตราส่วนของความคลาดเคลื่อนสัมบูรณ์ต่อค่าประมาณที่ดีที่สุดจากการวัด

สำหรับค่าที่วัดได้โดยตรง เช่น อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศทางออกระบบดูดความชื้น ความคลาดเคลื่อนจากการวัดสามารถหาได้จากความถูกต้องของเครื่องมือที่ใช้วัด เช่น การใช้เทอร์โมคัปเปิลวัดค่าอุณหภูมิจะมีความคลาดเคลื่อนสัมบูรณ์อยู่ที่ $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ และ การใช้เครื่องวัดความชื้นสัมพัทธ์วัดค่าความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศจะมีความคลาดเคลื่อนสัมบูรณ์อยู่ที่ $\pm 2\% \text{RH}$ สำหรับความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์ของปริมาณทั้งสองสามารถคำนวณได้จากค่าของการวัดที่ข้อมูลแต่ละจุด

สำหรับปริมาณที่ไม่ได้จากการวัดโดยตรงและจำเป็นต้องคำนวณจากข้อมูลการวัดของปริมาณอื่น เช่น อัตราส่วนความชื้นของอากาศ และอัตราการดูดความชื้น คลาดเคลื่อนของปริมาณดังกล่าวจำเป็นต้องมีการคำนวณค่าความคลาดเคลื่อนสะสม เช่น อัตราการดูดความชื้นที่ระบบดูดความชื้นที่คำนวณจากสมการที่ 2.31

$$m_{w,ab} = G_a(\omega_{a,in} - \omega_{a,out}) \quad (2.31)$$

ความคลาดเคลื่อนของอัตราการดูดความชื้นจะขึ้นอยู่กับความคลาดเคลื่อนของอัตราการไหลของอากาศ G_a และอัตราส่วนความชื้นของอากาศที่ทางเข้า $\omega_{a,in}$ และทางออก $\omega_{a,out}$ โดยที่ความคลาดเคลื่อนของอัตราการไหลของอากาศขึ้นอยู่กับความคลาดเคลื่อนของการวัดความเร็วลมและพื้นที่ของท่อลม ดังนั้นความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์ของอัตราการไหลของอากาศสามารถคำนวณได้ดังสมการที่ 2.32

$$\frac{\delta G_a}{G_a} = \sqrt{\left(\frac{\delta(\text{vel})}{(\text{vel})}\right)^2 + \left(\frac{\delta A_{\text{duct}}}{A_{\text{duct}}}\right)^2} \quad (2.32)$$

ความคลาดเคลื่อนของอัตราส่วนความถี่ของอากาศขึ้นขึ้นอยู่กับการวัดอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ และสามารถคำนวณความคลาดเคลื่อนสะสมได้ในลักษณะเดียวกัน ดังนั้นความคลาดเคลื่อนของอัตราส่วนความถี่ทางเข้าและออกสามารถคำนวณได้ดังสมการที่ 2.33

$$\delta(\omega_{a,in} - \omega_{a,out}) = \sqrt{(\delta\omega_{a,in})^2 + (\delta\omega_{a,out})^2} \quad (2.33)$$

ดังนั้นความคลาดเคลื่อนของอัตราการดูดความชื้นสามารถคำนวณได้ดังสมการที่ 2.34

$$\frac{\delta m_{w,ab}}{m_{w,ab}} = \sqrt{\left(\frac{\delta G_a}{G_a}\right)^2 + \left(\frac{\delta(\omega_{a,in} - \omega_{a,out})}{(\omega_{a,in} - \omega_{a,out})}\right)^2} \quad (2.34)$$

ค่าความคลาดเคลื่อนของประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นขึ้นขึ้นอยู่กัอัตราส่วนของผลต่างของความชื้นขาเข้าและออกของเครื่องดูดความชื้น กับผลต่างระหว่างความชื้นขาเข้าและความชื้นของสารดูดความชื้นสูงสุดตามทฤษฎี สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.5

$$\alpha_{ab} = \frac{(\omega_{a,in} - \omega_{a,out})}{(\omega_{a,in} - \omega_{s,in})} \quad (2.35)$$

ความคลาดเคลื่อนของอัตราส่วนของสารดูดความชื้นขาเข้าดังนั้นจึงหาความคลาดเคลื่อนสะสมได้จากสมการที่ 2.36

$$\delta(\omega_{a,in} - \omega_{s,in}) = \sqrt{(\delta\omega_{a,in})^2 + (\delta\omega_{s,in})^2} \quad (2.36)$$

ดังนั้นค่าความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์ของประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นหาได้จากสมการที่ 2.37

$$\frac{\delta\alpha_{ab}}{\alpha_{ab}} = \sqrt{\left(\frac{\delta(\omega_{a,in} - \omega_{a,out})}{(\omega_{a,in} - \omega_{a,out})}\right)^2 + \left(\frac{\delta(\omega_{a,in} - \omega_{s,in})}{(\omega_{a,in} - \omega_{s,in})}\right)^2} \quad (2.37)$$

บทที่ 3 วิธีดำเนินการวิจัย

เพื่อให้บรรลุวัตถุประสงค์ของงานวิจัยนี้ ผู้วิจัยได้ทำการรวบรวมผลกระทบของตัวแปรต้นด้านสภาวะการทำงานต่อสมรรถนะหลักของกระบวนการดูดความชื้นอากาศจากงานวิจัยที่ผ่านมา จากนั้นทำการทดลองจริงให้ครอบคลุมช่วงของตัวแปรต้นด้านสภาวะการทำงานของกระบวนการดูดความชื้นที่พบในงานวิจัยที่ผ่านมา เพื่อดูแนวโน้มของตัวแปรต้นที่มีต่อสมรรถนะหลักของกระบวนการดูดความชื้น จากนั้นทำการนำสภาวะการทำงานที่เหมาะสมที่สุดของกระบวนการดูดความชื้นไปวิเคราะห์ในกรณีที่น่าระบบดูดความชื้นไปใช้กำจัดความชื้นในอากาศระบายโดยวิเคราะห์พื้นที่ปรับอากาศตัวอย่างในจังหวัดนครปฐม เพื่อวิเคราะห์หาค่าศักยภาพการประหยัดพลังงาน โดยภาพรวมของขั้นตอนการดำเนินงานวิจัยแสดงดังรูปที่ 3.1



รูปที่ 3.1 ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย

3.1 การศึกษางานวิจัยที่ผ่านมา

จากผลการศึกษางานวิจัยที่ผ่านมาตามตารางที่ 1.1 ที่กล่าวไว้ในบทที่ 1 ในส่วนของงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง ซึ่งเป็นการศึกษาผลกระทบของตัวแปรต้นด้านสภาวะการทำงานของกระบวนการดูดความชื้นอากาศ 6 ตัว คือ อุณหภูมิ ความชื้น และอัตราการไหลของอากาศ และอุณหภูมิ ความเข้มข้น และอัตราการไหลของสารละลาย ที่มีต่อสมรรถนะหลักของกระบวนการดูดความชื้น 2 ตัว คือ อัตราการดูดความชื้น และประสิทธิผลของกระบวนการดูดความชื้น โดยงานวิจัยที่ผ่านมา ส่วนใหญ่จะให้ผลการศึกษาไปในทิศทางเดียวกัน แต่ยังมีบางงานวิจัยที่แสดงแนวโน้มคงที่ ชัดแย้งหรือผลสรุปไม่ชัดเจน ตามที่กล่าวไว้ในบทที่ 1 และแสดงผลตามตารางที่ 1.1 รวมทั้งผลการทดลองจริงของ จักรพันธ์ กันชนะ และชาญณรงค์ เปราปราโมทย์ [43] ที่ได้มีการทดลองขึ้นที่มหาวิทยาลัยศิลปากร จังหวัดนครปฐม ที่ได้แสดงแนวโน้มขัดแย้งกับงานวิจัยส่วนใหญ่ ผู้วิจัยจึงมีความเห็นว่าเป็นที่จะต้องทำการศึกษาวิจัยต่อไปเพื่อให้เห็นแนวโน้มของผลกระทบของตัวแปรต้นที่มีต่อสมรรถนะหลักของกระบวนการดูดความชื้นอากาศที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดเหลวได้อย่างชัดเจน เพื่อให้ทราบสภาวะการทำงานที่เหมาะสมที่สุด และนำสภาวะการทำงานที่ได้ขึ้นไปวิเคราะห์หาศักยภาพการประหยัดพลังงานเมื่อนำระบบดูดความชื้นมาใช้กับพื้นที่ปรับอากาศ

3.2 การทดลอง

ในงานวิจัยนี้ ได้ทำการทดลองจริง โดยทำการทดลองระบบดูดความชื้นให้ครอบคลุมช่วงของสภาวะการทำงานที่พบจากงานวิจัยที่ผ่านมา เพื่อศึกษาแนวโน้มของผลกระทบของตัวแปรต้นที่ส่งผลต่อสมรรถนะหลัก โดยในการทดลองได้จำกัดการศึกษาผลกระทบของตัวแปรต้นไว้ที่อัตราการไหลของอากาศ อัตราการไหลของสารละลาย และ L/G ratio ที่ส่งผลต่อสมรรถนะหลัก 2 ตัว คือ อัตราการดูดความชื้น และประสิทธิผลของกระบวนการดูดความชื้น โดยแผนการทดลองโดยสังเขปเป็นดังนี้

3.2.1 ใช้สารละลายแคลเซียมคลอไรด์ที่มีความเข้มข้นประมาณ 40wt% โดยมีมวลเป็นสารดูดความชื้น

3.2.2 กำหนดตัวแปรที่มีผลต่ออัตราการดูดความชื้น คือ

3.2.2.1 ตัวแปรที่เกี่ยวกับลักษณะทางกายภาพของอุปกรณ์ คือ

3.2.2.1.1 พื้นที่ผิวสัมผัสหรือพื้นที่จำเพาะของแพ็คกิ้ง

3.2.2.1.2 ความสูงของแพ็คกิ้ง

3.2.2.1.3 พื้นที่หน้าตัดของแพ็คเบด

3.2.2.2 ตัวแปรต้นด้านสภาวะการทำงาน คือ

3.2.2.2.1 อัตราการไหลของอากาศระบายที่ต้องการดูดความชื้น มีการกำหนดให้เป็นไปตามจำนวนคนในพื้นที่ปรับอากาศตามมาตรฐาน ASHRAE 62.1 - 2007) [68] ซึ่งความต้องการของอากาศระบายอยู่ที่ 10 CFM/person และอัตราการระบายอากาศต่อพื้นที่เท่ากับ 0.06 CFM/ft²

3.2.2.2.2 อัตราการไหลของสารละลาย ได้มีการแปรค่าโดยพิจารณาช่วงของ L/G ratio ที่พบในงานวิจัยส่วนใหญ่ที่ผ่านมา คือ 0.1 – 10.0

3.2.2.2.3 อุณหภูมิของอากาศทางเข้า

3.2.2.2.4 อุณหภูมิของสารดูดความชื้นทางเข้า

3.2.2.2.5 อัตราส่วนความชื้นของอากาศทางเข้า

3.2.2.2.6 ความเข้มข้นของสารดูดความชื้นทางเข้า

3.2.3 ตัวแปรที่แสดงถึงสมรรถนะหลักของกระบวนการดูดความชื้น

3.2.3.1 อุณหภูมิและความชื้นของอากาศที่ออกจากเครื่องดูดความชื้น

3.2.3.2 อุณหภูมิและความเข้มข้นของสารดูดความชื้นที่ออกจากเครื่องดูดความชื้น

3.2.3.3 อัตราการดูดความชื้น ($m_{w, ab}$) ที่เครื่องดูดความชื้น

3.2.3.4 ประสิทธิภาพของกระบวนการดูดความชื้น (α_{ab})

3.2.4 ดำเนินการแปรค่าอัตราการไหลของอากาศตามมาตรฐาน ASHRAE 62.1 คือ 10 CFM/คน และอัตราการไหลอากาศต่อพื้นที่เท่ากับ 0.06 CFM/ft² ขนาดปรับอากาศขนาด 40 m² ดังนั้นอัตราการไหลอากาศที่แปรค่าทั้งหมด เท่ากับ 35, 110, 185, 260 และ 335 CFM เพื่อสอดคล้องกับจำนวนคนที่อยู่ภายในพื้นที่ปรับอากาศทั้งหมดเท่ากับ 1, 8, 16, 23, และ 31 คน และอัตราการไหลอากาศต่อพื้นที่ปรับอากาศ

3.2.5 ดำเนินการแปรค่าของอัตราการไหลของสารละลายเท่ากับ 1, 3, 5, 7 และ 9 LPM ให้ครอบคลุมช่วงของ L/G ratio ที่พบในงานวิจัยที่ผ่านมาตั้งแต่ 0.1-10.0 เพื่อให้เห็นแนวโน้มของ L/G ratio ที่ส่งผลต่อสมรรถนะหลักของกระบวนการดูดความชื้นได้ชัดเจน

3.2.6 ตัวแปรด้านกายภาพ ได้แก่ พื้นที่ผิวสัมผัสของแพ็คกิ้งเท่ากับ 210 m²/m³ ความสูงของแพ็คเบดเท่ากับ 1.9 m และพื้นที่หน้าตัดของแพ็คเบดเท่ากับ 0.68 m² เป็นค่าคงที่เนื่องจากเป็นค่าของเครื่องดูดความชื้นซึ่งไม่ได้ทำการแปรค่าในงานวิจัยนี้

3.2.7 อุณหภูมิ และความชื้นของอากาศ และอุณหภูมิของสารละลาย ขึ้นอยู่กับสภาวะอากาศจริงของจังหวัดนครปฐม

3.2.8 ในการทดลองจะทำการทดลองโดยเก็บข้อมูลตั้งแต่เวลา 8:00 น. ถึง 17:00 น. เพื่อให้เห็นแนวโน้มของตัวแปรต้นที่มีผลต่ออัตราการดูดความชื้นและประสิทธิภาพของกระบวนการดูดความชื้นอย่างชัดเจนโดยความถี่ในการเก็บข้อมูลเป็นดังนี้

3.2.8.1 อุณหภูมิ ความชื้นของอากาศ และอุณหภูมิของสารละลายเก็บด้วยเครื่องบันทึกข้อมูลอัตโนมัติ (Data logger) ทุกๆ 5 นาที

3.2.8.2 ความเข้มข้นของสารละลายคำนวณจากการวัดความหนาแน่นด้วยเครื่องวัดความหนาแน่นของสารละลายซึ่งต้องวัดด้วยเครื่องมือทุกๆ 20 นาที

3.3 วิเคราะห์และสรุปผลการทดลองและการวิจัย

สำหรับการวิเคราะห์และสรุปผลการทดลองและการวิจัย ผู้วิจัยจะวิเคราะห์ผลจากการศึกษางานวิจัยที่ผ่านมารวมทั้งผลการทดลองจริง เพื่อศึกษาแนวโน้มของตัวแปรต้นที่มีต่อสมรรถนะหลักของกระบวนการดูดความชื้นอากาศเพื่อหาข้อสรุปของสภาวะที่เหมาะสมของระบบดูดความชื้น รวมทั้งวิเคราะห์หาค่าศักยภาพการประหยัดพลังงานเมื่อนำระบบไปใช้ในการดูดความชื้นในอากาศระบายของพื้นที่ปรับอากาศตัวอย่าง ซึ่งในการวิเคราะห์จะวิเคราะห์ตัวแปรที่เกี่ยวข้องทั้งหมด 6 ตัวแปร ได้แก่

3.3.1 อัตราการดูดความชื้น

อัตราการดูดความชื้นสามารถหาได้จากความแตกต่างของอัตราส่วนความชื้นระหว่างทางเข้าและทางออกของเครื่องดูดความชื้น และอัตราการไหลของอากาศที่เครื่องดูดความชื้น ดังสมการที่ 3.1

$$m_{w,ab} = G_a (\omega_{a,in} - \omega_{a,out}) \quad (3.1)$$

3.3.2 ประสิทธิภาพของกระบวนการดูดความชื้น

ประสิทธิภาพของกระบวนการดูดความชื้นหาได้จากอัตราส่วนของความสามารถในการดูดความชื้นจริงเทียบกับความสามารถในการดูดความชื้นทางทฤษฎี (ความสามารถในการดูดความชื้นที่สามารถทำได้สูงสุด) ซึ่งจะเกิดขึ้นเมื่ออัตราส่วนความชื้นของอากาศทางออกสมดุลกับอัตราส่วนความชื้นเทียบเท่าของอากาศที่อยู่ที่สภาวะสมดุลกับสารดูดความชื้นที่ทางเข้า ดังแสดงได้ด้วยสมการที่ 3 ดังสมการที่ 3.2

$$\alpha_{ab} = \frac{(\omega_{a,in} - \omega_{a,out})}{(\omega_{a,in} - \omega_{s,in})} \quad (3.2)$$

3.3.3 อุณหภูมิและความชื้นของอากาศที่ออกจากเครื่องดูดความชื้น

เนื่องจากอากาศที่ผ่านเข้าเครื่องดูดความชื้นนั้นจะถูกสารดูดความชื้นดูดความชื้นออกไปเพื่อควบคุมความชื้นให้อยู่ที่สภาวะที่ต้องการของพื้นที่ปรับอากาศ ดังนั้น ตัวแปรที่ควรศึกษา คือ อุณหภูมิ และอัตราส่วนความชื้นของอากาศที่ออกจากเครื่องดูดความชื้น อุณหภูมิของอากาศได้มาจากการวัดโดยตรง ส่วนค่าอัตราส่วนความชื้นได้มาจากการคำนวณ โดยใช้ค่าอุณหภูมิและความชื้นสัมพันธ์จากการวัด

3.3.4 การวิเคราะห์แนวโน้มของตัวแปรต้น

ในงานวิจัยนี้จะทำการวิเคราะห์แนวโน้มของตัวแปรต้น 6 ตัว คือ อุณหภูมิ ความชื้น และอัตราการไหลของอากาศ และอุณหภูมิ ความเข้มข้น และอัตราการไหลของสารละลาย รวมทั้ง L/G ratio ที่ส่งผลต่อสมรรถนะหลัก 2 ตัว คือ อัตราการดูดความชื้น และประสิทธิภาพของ

กระบวนการดูความชื้นอากาศ ที่ได้จากงานวิจัยที่ผ่านมา และทำการทดลองจริงโดยทำการแปรค่า อัตราการไหลของอากาศ อัตราการไหลของสารละลาย รวมทั้ง L/G ratio เพื่อศึกษาแนวโน้มของ ผลกระทบที่มีต่อสมรรถนะหลักของกระบวนการดูความชื้น รวมทั้งนำผลกระทบของตัวแปรต้นที่มี ต่อสมรรถนะหลักของกระบวนการดูความชื้นอากาศ ที่มาจากผลของทดลองจริงและงานวิจัยที่ผ่าน มา ที่ได้มีการแปรค่าของอัตราการไหลของอากาศ อัตราการไหลของสารละลาย รวมทั้ง L/G ratio ไปวิเคราะห์แนวโน้มของผลกระทบของตัวแปรต้นที่มีต่อสมรรถนะหลัก 2 ตัว คือ อัตราการดู ความชื้น และประสิทธิผลของกระบวนการดูความชื้น

3.3.5 สถานะการทำงานที่เหมาะสม

จากการทดลองจริงที่ได้จากการแปรค่าอัตราการไหลอากาศและอัตราการไหลสารดู ความชื้นที่มีต่อสมรรถนะหลัก 2 ตัว คือ อัตราการดูความชื้น และประสิทธิผลกระบวนการดู ความชื้น โดยมีการนำผลการทดลองที่ได้ไปปรับปรุงสมการของ Chung [5] ซึ่งเดิมสามารถทำนาย ประสิทธิภาพกระบวนการดูความชื้นได้ในช่วง L/G ratio ระหว่าง 3.5 – 15.4 ดังนั้นจึงต้องหาชุด ค่าคงที่ที่เหมาะสมที่จะใช้ในสมการของสมการขึ้นมาเพื่อทำนายประสิทธิภาพกระบวนการดูความชื้น ให้ได้แม่นยำขึ้น ด้วยวิธีการแสดงความสัมพันธ์เชิงเส้นแบบถดถอย (Multiple linear regression) โดยให้ครอบคลุมสถานะการทำงานในช่วง L/G Ratio ที่ทำการทดลอง คือ 0.1 – 10.0 ดังสมการที่ 3.3 และ สมการที่ 3.4 เพื่อนำสมการที่ได้ไปทำนายหาสถานะที่เหมาะสมโดยนำผลการทดลองในแต่ละ กรณีแปรค่าอัตราการไหลอากาศที่ 35, 110, 185, 260 และ 335 CFM และแปรค่าอัตราการไหล ของสารดูความชื้นที่ 1, 3, 5, 7 และ 9 LPM มาพิจารณาจากค่าประสิทธิผลที่สุดที่สุดในแต่ละกรณี ของอัตราการไหลของอากาศ

$$\alpha_{ab} = \frac{0.805 \left(\frac{G_a}{G_s} \right)^{0.088} \exp \left(-2.44 \left(\frac{T_a}{T_s} \right) \right)}{1 - \frac{aZ^{0.135} \times 4.249}{-0.0032 \exp \left(8.411 \left(\frac{T_a}{T_s} \right) \right) \times^{-10.153}}} \quad (3.3)$$

$$\beta_{ab} = \frac{0.285 \left(\frac{G_a}{G_s} \right)^{-0.042} \exp \left((-0.973) \left(\frac{T_a}{T_s} \right) \right)}{1 - \frac{aZ^{-0.431} \times 1.4995}{0.984 \exp \left(0.1915 \left(\frac{T_a}{T_s} \right) \right) \times^{-1.327}}} \quad (3.4)$$

จากสมการที่ 3.3 เป็นสมการที่ใช้ในการทำนายประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้น อากาศของเครื่องดูดความชื้นที่มีลักษณะการไหลแบบสวนทางกัน ซึ่งสมการประกอบด้วยฟังก์ชันของ ตัวแปรต้นทั้งด้านกายภาพ และสภาวะการทำงานของเครื่องดูดความชื้น ซึ่งสามารถนำมาทำนายหา สภาวะของการทำงานของเครื่องดูดความชื้น จากงานวิจัยที่ผ่านมา และงานวิจัยนี้ เพื่อหาสภาวะของ การทำงานที่เหมาะสมที่สุดของเครื่องดูดความชื้น และสมการที่ 3.4 เป็นสมการทำนายประสิทธิผล ของกระบวนการถ่ายเทความร้อนของเครื่องดูดความชื้น เพื่อที่จะหาอุณหภูมิที่ออกจากเครื่องดูด ความชื้นก่อนที่จะจ่ายลมเข้าสู่พื้นที่ปรับอากาศ และเมื่อได้ค่าประสิทธิผลที่สภาวะการทำงานของ ระบบดูดความชื้นในขณะนั้น สามารถนำประสิทธิผลที่ได้มาหาอัตราการดูดความชื้นจากสมการที่ 3.5

$$m_{w,ab} = G_a \alpha_{ab} (\omega_{a,in} - \omega_{a,out}) \quad (3.5)$$

3.3.6 การประยุกต์ใช้งานของระบบดูดความชื้นและศักยภาพการประหยัดพลังงาน

ในขั้นตอนนี้เป็นการนำสภาวะการทำงานที่เหมาะสมที่สุดของกระบวนการดูดความชื้น อากาศที่ได้จากการนำสมการที่ 3.3 ไปทำนายหาประสิทธิผลที่แต่ละอัตราการไหลของอากาศที่ใช้ใน การทดลอง โดยพิจารณาแต่ละอัตราการไหลอากาศ หลังจากนั้นนำสภาวะที่ได้ไปประยุกต์ใช้ในการ กำหนดความชื้นจากอากาศระบายของพื้นที่ปรับอากาศตัวอย่าง โดยสภาวะอากาศระบายใช้ข้อมูลจาก สภาวะอากาศจริงของจังหวัดนครปฐม เพื่อวิเคราะห์การใช้พลังงานของระบบปรับอากาศ ในแต่ละ เดือนตลอดทั้งปี ตั้งแต่ ฤดูร้อนเริ่มต้นประมาณกลางเดือนกุมภาพันธ์ถึงกลางเดือนพฤษภาคม ฤดูฝน เริ่มต้นประมาณกลางเดือนพฤษภาคมถึงกลางเดือนตุลาคม ฤดูหนาวเริ่มต้นประมาณกลางเดือน ตุลาคมถึงกลางเดือนกุมภาพันธ์ โดยพิจารณาจากผลประหยัดพลังงาน และจำนวนชั่วโมงที่เกิดภาวะ สบายตลอดทั้งปี (26.5 °C 50 %RH) ของพื้นที่ปรับอากาศ โดยเปรียบเทียบ ทั้ง 3 กรณี คือ ระบบปรับอากาศทั่วไป ระบบ Overcool and Reheat และ ระบบปรับอากาศที่ทำงานร่วมกับระบบดูด ความชื้น โดยแสดงรายละเอียดของตัวแปรที่ใช้ในการคำนวณตามตารางที่ 3.1

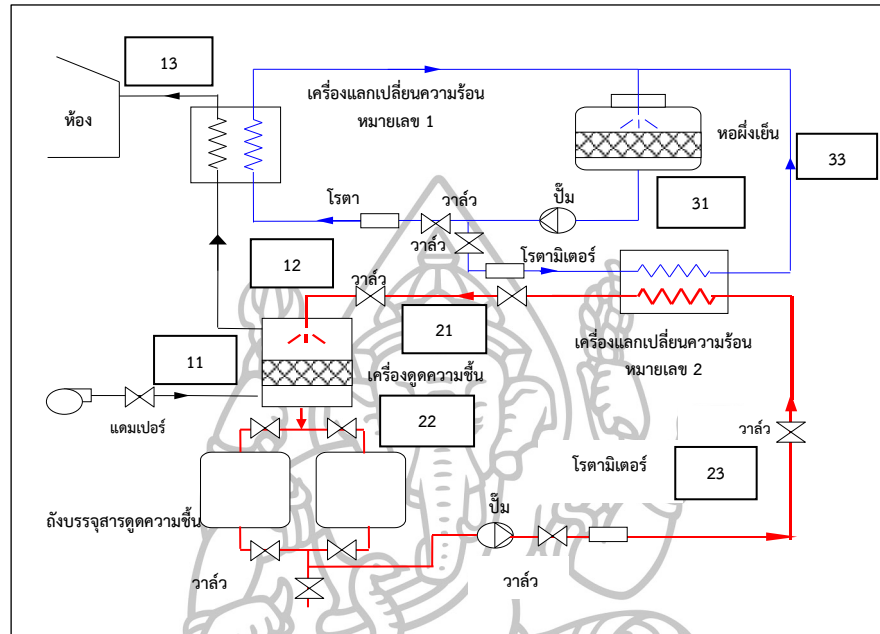
ตารางที่ 3.1 แสดงรายละเอียดเกี่ยวกับตัวแปรที่ใช้วิเคราะห์ศักยภาพการประหยัดพลังงาน

ข้อมูลเบื้องต้น	ค่าตัวแปร	ภาวะปรับอากาศ	
		Q _{sen}	Q _{lat}
ลักษณะอาคาร			
1. ขนาด	6.3 x 6.3 x 2.5 m	-	-
2. ประเภทห้อง	สำนักงานที่มีการแสดงผลงานบนเวที (Stage)		
3. ขนาดระบบปรับอากาศ	150 kW	-	-
ภาวะปรับอากาศภายใน			
1. จำนวนคน	1, 8, 16, 23, 31 คน	ขึ้นอยู่กับจำนวนคน	ขึ้นอยู่กับจำนวนคน
2. ประเภทกิจกรรม	นั่งทำงานเบาๆ	70 w/person	45 w/person
อุปกรณ์สำนักงาน			
1. ตู้ไอติมโครเวฟขนาดกลาง	1 เครื่อง	2,630 W/Unit	
2. ตู้เย็นโตชิบา รุ่น GR-A906Z (ขนาด 3.1 คิว)	1 เครื่อง	257 W/unit	102.4 W/Unit
3. คอมพิวเตอร์ 5 เครื่อง	5 เครื่อง	11 W/Unit	-
4. เครื่องเลเซอร์ปริ้นเตอร์ขนาดกลาง	1 เครื่อง	160 W	-
5. เครื่องถ่ายเอกสาร	1 เครื่อง	15 W	-
6. แสงสว่าง (500 Lux)	โคมไฟ 16 ดวง	722 W	-
ภาวะปรับอากาศภายนอก			
1. อากาศระบาย			
ปริมาณต่อคน	10 CFM/person	ขึ้นอยู่กับสภาพอากาศจริงและจำนวนคน	ขึ้นอยู่กับสภาพอากาศจริงและจำนวนคน
ปริมาณต่อพื้นที่ (m ²)	0.06 CFM/ft ²	ขึ้นอยู่กับสภาพอากาศจริง	ขึ้นอยู่กับสภาพอากาศจริง
2. อากาศรั่วไหล	0.35 ACH	ขึ้นอยู่กับสภาพอากาศจริง	ขึ้นอยู่กับสภาพอากาศจริง
3. กรอบอาคาร			
ค่าการถ่ายเทความร้อนผ่านผนัง กรอบอาคาร (OTTV)	40 W/m ²	ขึ้นอยู่กับสภาพอากาศจริง	ขึ้นอยู่กับสภาพอากาศจริง
ค่าการถ่ายเทความร้อนผ่านหลังคา (RTTV)	14 W/m ²	ขึ้นอยู่กับสภาพอากาศจริง	ขึ้นอยู่กับสภาพอากาศจริง

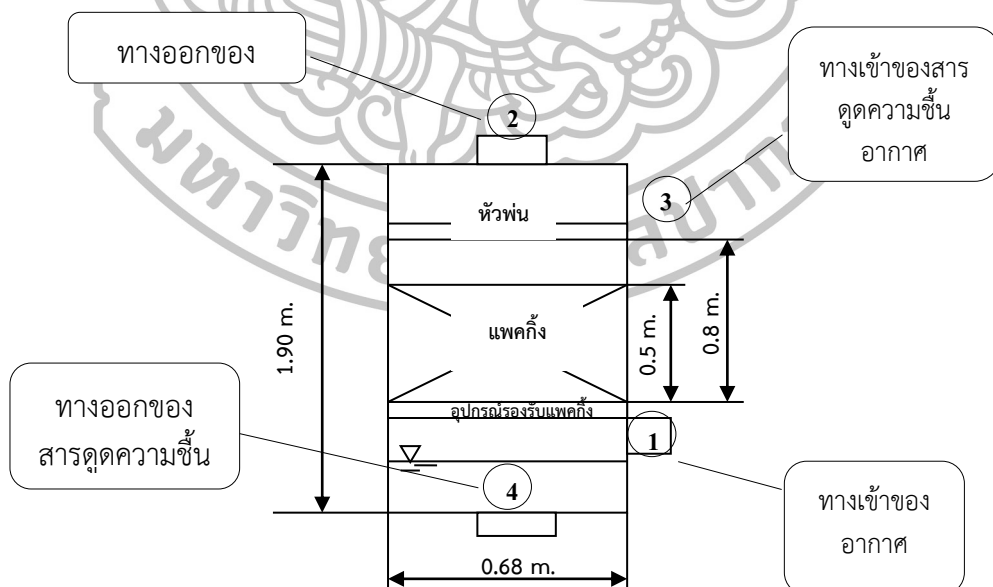
3.4 ระบบดูดความชื้นที่ใช้ทดลอง

ระบบดูดความชื้นอากาศเป็นการทำงานร่วมกันระหว่างเครื่องดูดความชื้นและระบบน้ำหล่อเย็นแสดงในรูปที่ 3.4 สำหรับเครื่องดูดความชื้นอากาศที่ใช้นี้เป็นเครื่องดูดความชื้นแบบแพ็คเบตแบบไหลสวนทางกัน โดยขนาดของเครื่องดูดความชื้นที่ใช้ในการทดลอง คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.68 m สูง 1.90 m หุ้มฉนวนใยแก้ว 0.15 m ซึ่งแสดงดังรูปที่ 3.5 และ 3.6 และมีน้ำหล่อเย็นจากหอผึ่งเย็น (Cooling tower) ดังรูปที่ 3.7 เพื่อใช้ในการลดอุณหภูมิสารดูดความชื้นก่อนเข้าสู่

กระบวนการดูดความชื้นและลดอุณหภูมิของอากาศก่อนนำไปใช้งาน หอผึ่งเย็นที่ใช้ในการทดลองนี้มีขนาด 10 ton โดยจะใช้ปั๊มน้ำขนาด 1 HP อัตราการไหลสูงสุดของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 4.67 kg/s เพื่อส่งน้ำไปใช้หล่อเย็นในส่วนต่างๆ ของระบบดูดความชื้นอากาศ โดยมีเฮดสูงสุดของระบบเท่ากับ 10 m



รูปที่ 3.4 ระบบดูดความชื้นที่ใช้ในการทดลอง



รูปที่ 3.5 สัดส่วนของเครื่องดูดความชื้นที่ใช้ในการทดลอง



รูปที่ 3.6 เครื่องดูดความชื้นที่ใช้ในการทดลอง



รูปที่ 3.7 หอผึ้งเย็นที่ใช้ในการทดลอง

ในส่วนของส่วนประกอบของระบบดูดความชื้นอากาศที่ใช้ในการทดลองนี้ ได้ทำการสรุป โดยแสดงไว้ในตารางที่ 3.2

ตารางที่ 3.2 ส่วนประกอบของระบบดูดความชื้น

ส่วนประกอบ	รายละเอียด
เครื่องดูดความชื้น	จำนวน : 1 เครื่อง วัสดุ : โพลีเอททิลีน ขนาด : เส้นผ่านศูนย์กลาง 0.68 m สูง 1.90 m ความสูงของแพ็คกิ้งที่ใส่อยู่ภายในแพ็คเบ็ด 0.5 m ความสูงของหัวพ่นสารดูดความชื้น 0.8 m ฉนวนใยแก้วหนา 0.15 m ขนาดของแพ็คกิ้ง 25 mm ความหนาแน่น 210 m ² /m ³
หอผึ่งเย็น	จำนวน 1 เครื่อง ขนาด 10 TR อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น 130 LPM ผลิตโดย บริษัท KPI Cooling Tower จำกัด Model : KPB-10 TR วันที่ผลิต 24 พฤศจิกายน 2552 Motor : 3 เฟส 220-240 V _Δ , 50 Hz, 865 rpm, 1.12 A 240-380 V _Y , 50 Hz, 865 rpm, 0.85 A kW/HP 0.75/0.25, Pf 0.85, IP 55
เครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อน หมายเลข 1	จำนวน 1 เครื่อง Design P (MPa) 3.0 Test P (MPa) 4.0 Design max temp +225 °C, min temp -160 °C ขนาด กว้าง 4 นิ้ว ยาว 2.5 นิ้ว สูง 12 นิ้ว
เครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อน หมายเลข 2	จำนวน 1 เครื่อง วัสดุ คอยล์เย็นจากเครื่องปรับอากาศ ขนาด 2 TR ขนาด กว้าง 38 นิ้ว สูง 8 นิ้ว ลึก 3 นิ้ว
ปั๊มสารดูดความชื้น	จำนวน 1 เครื่อง Model : 5-MD-HC วัสดุ Stainless steel 304 230 V _{ac} 1/2 HP, 3000 rpm, CAP 4 MFD, 50-60 Hz Head 27.5 ft.

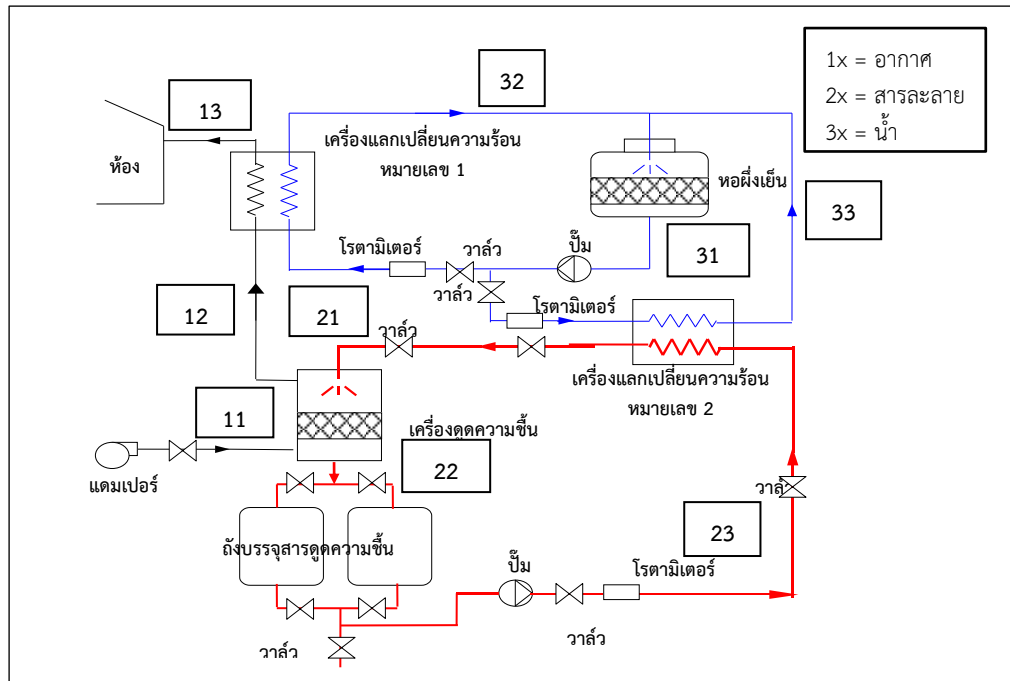
ตารางที่ 3.2 ส่วนประกอบของระบบดูดความชื้น (ต่อ)

ส่วนประกอบ	รายละเอียด
ถังเก็บสารดูดความชื้น	จำนวน 2 ถัง วัสดุ : พอลิพรอพิลีน ขนาด : เส้นผ่านศูนย์กลาง 0.65 m สูง 0.65 m ความจุ : 200 ลิตร
ปั้มน้ำหล่อเย็น	จำนวน 1 เครื่อง Model VR 100 อัตราการไหล 50-280 LPM Head : 10-19 m มอเตอร์ : 0.75 kW, 1 HP, 1 เฟส, 220-240 V, 5.5 A, 50 Hz 3000 rpm, IP 55
พัดลมอากาศระบาย	จำนวน 1 เครื่อง Model SC-382, Ser.No. L1200012 มอเตอร์ : V _Δ 220-240 V V _Y 380-415, 2 HP, 2950 rpm 50 Hz, IP 55, 7/4 Amp

3.4 การตรวจวัด

3.4.1 ตำแหน่งการตรวจวัด

ตำแหน่งที่ต้องทำการตรวจวัด และบันทึกค่าตัวแปรของระบบดูดความชื้นอากาศที่ใช้ในการทดลอง เพื่อนำมาวิเคราะห์ผลกระทบของตัวแปรต้นที่มีต่อสมรรถนะหลักของกระบวนการรวมทั้งค่าที่ต้องการตรวจวัดและเครื่องมือแสดงได้ดังรูปที่ 3.8 และตารางที่ 3.3 ส่วนรายละเอียดของเครื่องมือวัดที่ใช้ในการทดลองแสดงอยู่ในหัวข้อที่ 3.4.2



รูปที่ 3.8 ตำแหน่งที่ต้องทำการตรวจวัด

ตารางที่ 3.3 จุดที่ต้องทำการตรวจวัดและบันทึกค่าตัวแปร

จุด	ชื่อ	สิ่งที่ต้องตรวจวัด	เครื่องมือที่ใช้ในการวัด	ความถี่
11	สถานะของอากาศที่ทางเข้าของเครื่องดูดความชื้น	- อุณหภูมิ - อัตราส่วนความชื้น - อัตราการไหล	- เทอร์โมคัปเปิลชนิดที่ - เครื่องวัดความชื้นในอากาศ - เครื่องวัดความเร็วลม	ทุก 5 นาที
12	สถานะของอากาศที่ทางออกของเครื่องดูดความชื้น	- อุณหภูมิ - อัตราส่วนความชื้น	- เทอร์โมคัปเปิลชนิดที่ - เครื่องวัดความชื้นในอากาศ	ทุก 5 นาที
13	สถานะของอากาศที่ทางออกจากระบบดูดความชื้น	- อุณหภูมิ - อัตราส่วนความชื้น	- เทอร์โมคัปเปิลชนิดที่ - เครื่องวัดความชื้นในอากาศ	ทุก 5 นาที

ตารางที่ 3.2 จุดที่ต้องทำการตรวจวัดและบันทึกค่าตัวแปร (ต่อ)

จุด	ชื่อ	สิ่งที่ต้องตรวจวัด	เครื่องมือที่ใช้ในการวัด	ความถี่
21	สถานะของสารดูดความชื้นที่ทางเข้าของเครื่องดูดความชื้น	- อุณหภูมิ - อัตราการไหล - ความเข้มข้น	- เทอร์โมคัปเปิลชนิดที่ - โรตารีมิเตอร์ - เครื่องวัดความหนาแน่นของสารละลาย	ทุก 20 นาที
22	สถานะของสารดูดความชื้นที่ทางออกของเครื่องดูดความชื้น	- อุณหภูมิ - ความเข้มข้น	- เทอร์โมคัปเปิลชนิดที่ - เครื่องวัดความหนาแน่นของสารละลาย	ทุก 5 นาที
23	สถานะของสารดูดความชื้นที่ทางเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหมายเลข 2	- อุณหภูมิ	- เทอร์โมคัปเปิลชนิดที่	ทุก 5 นาที
31	น้ำหล่อเย็นที่ทางออกของหอผึ่งเย็น	- อุณหภูมิ	- เทอร์โมคัปเปิลชนิดที่	ทุก 5 นาที
32	น้ำหล่อเย็นที่ทางออกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหมายเลข 1	- อุณหภูมิ	- เทอร์โมคัปเปิลชนิดที่	ทุก 5 นาที
33	น้ำหล่อเย็นที่ทางออกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหมายเลข 2	- อุณหภูมิ	- เทอร์โมคัปเปิลชนิดที่	ทุก 5 นาที

3.4.2 เครื่องมือวัดที่ใช้ในการทดลอง

จากตารางที่ 3.2 ได้แสดงรายละเอียดของตัวแปรที่ใช้วัด จุดตรวจวัด และความถี่ของการวัดค่าของตัวแปรต่างๆ ที่จำเป็น เพื่อใช้ในการคำนวณหาสถานะการทำงานของเครื่องดูดความชื้น โดยเครื่องมือที่ใช้ในการตรวจวัดมีรายละเอียดดังนี้

3.4.2.1 เครื่องบันทึกข้อมูลอัตโนมัติ (Data logger)

ใช้สำหรับบันทึกผลการทดลองทั้งอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ โดยเครื่องบันทึกข้อมูลที่ใช้เป็นรุ่น DL2200 จากบริษัท วิศุณและสุภัค จำกัด ดังแสดงในรูปที่ 3.9 มีจำนวนช่องในการรับสัญญาณ 8 ช่อง และสามารถขยายเพิ่มได้อีก 16 ช่อง มีความเร็วในเก็บสูงสุด 1 ช่องสัญญาณต่อ 100 ms และสามารถรองรับหน่วยความจำได้ 1 GB เพื่อบันทึกข้อมูลที่ได้จากการทดลองลงหน่วยความจำ โดยสำหรับการบันทึกค่าอุณหภูมิมีความคลาดเคลื่อน $\pm 2^{\circ}\text{C}$ เครื่องบันทึกข้อมูลอัตโนมัตินี้สามารถรองรับเทอร์โมคัปเปิลชนิดอาร์ เอส เค อี เจ บี และที่ไต้เช่นกัน



รูปที่ 3.9 เครื่องบันทึกข้อมูลอัตโนมัติ

3.4.2.2 เทอร์โมคัปเปิลชนิดที (Type - T thermocouple)

เทอร์โมคัปเปิลใช้ในการวัดอุณหภูมิของสารดูดความชื้นอากาศ และน้ำหล่อเย็น โดยเทอร์โมคัปเปิลชนิดทีที่ใช้เป็นรุ่น TT-T-24 จากบริษัท Omega สามารถอ่านค่าอุณหภูมิอยู่ในช่วงคือ -200 ถึง 350°C ความไวในการอ่านค่าประมาณ 43 $\mu\text{W}/^{\circ}\text{C}$ ค่าความถูกต้อง $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ โดยเทอร์โมคัปเปิลชนิดทีมีลักษณะดังแสดงในรูปที่ 3.10



รูปที่ 3.10 เทอร์โมคัปเปิลชนิดที

3.4.2.3 เครื่องวัดความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ

เครื่องวัดความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศใช้ในการวัดความชื้นอากาศขาเข้าและขาออกของระบบดูดความชื้น ได้แก่ จุดที่ 1 และจุดที่ 2 ในรูปที่ 3.8 เครื่องวัดความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ใช้ในงานนี้เป็นเครื่องมือวัดจากบริษัท เบส เทคโนโลยี โซลูชั่น จำกัด ยี่ห้อ Galltec ซีรีส์ KL มีช่วงการวัดความชื้นสัมพัทธ์ระหว่าง 0% ถึง 100% มีค่าความคลาดเคลื่อน 2% โดยเครื่องวัดความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศมีลักษณะดังแสดงในรูปที่ 3.11



รูปที่ 3.11 เครื่องวัดความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ

3.4.2.4 เครื่องวัดความเร็วลม

เครื่องวัดความเร็วลมใช้สำหรับวัดความเร็วลมเพื่อหาอัตราการไหลของอากาศ โดยเครื่องมือวัดความเร็วลมที่ใช้เป็นรุ่น 435 ของ Testo มีลักษณะดังรูปที่ 3.12 ช่วงความเร็วลมที่สามารถวัดได้ คือ 0.2-20.0 m/s โดยลมที่วัดจะต้องอยู่ในช่วงอุณหภูมิระหว่าง 0-50°C เครื่องวัดความเร็วลมมีค่าความคลาดเคลื่อนของความเร็วลม $\pm 5\%$ และค่าความคลาดเคลื่อนของอุณหภูมิ 0.8°C แสดงในรูปที่ 3.12



รูปที่ 3.12 เครื่องวัดความเร็วลม

3.4.2.5 เครื่องวัดความหนาแน่นของสารละลาย (Portable density meter)

เครื่องวัดความหนาแน่นของสารละลายที่ใช้เป็นของ Anton Paar รุ่น DMA 35N ใช้สำหรับวัดค่าความหนาแน่นของสารละลายความเข้มข้นเพื่อนำไปคำนวณค่าความเข้มข้นของสารละลายความเข้มข้น มีช่วงการวัดความหนาแน่นอยู่ในช่วง 0 ถึง 1.999 g/cm³ และมีช่วงการวัดอุณหภูมิ 0 ถึง 40°C มีค่า

ความคลาดเคลื่อนของการวัดความหนาแน่น 0.001 g/cm^3 และค่าความคลาดเคลื่อนของการวัดอุณหภูมิ $\pm 0.2^\circ \text{C}$ เครื่องวัดความหนาแน่นของสารละลายมีลักษณะดังรูปที่ 3.13



รูปที่ 3.13 เครื่องวัดความหนาแน่นของสารละลาย

3.4.2.6 เครื่องวัดอัตราการไหล (Flow meter)

เครื่องวัดอัตราการไหลที่ใช้เป็นชนิดโรตารีเมเตอร์รุ่น Z-5014 จากบริษัท Rujira Group มีลักษณะดังรูปที่ 3.14 ใช้วัดอัตราการไหลของสารดูดความชื้น โดยมีช่วงการวัดระหว่าง 1-10 LPM ทำงานได้ภายใต้ความดันไม่เกิน 0.6 MPa



รูปที่ 3.14 เครื่องวัดอัตราการไหล

ในการทดลองจริงของงานวิจัยนี้ได้มีการตรวจวัดด้วยเครื่องมือวัดที่กล่าวไว้ข้างต้นดังรูปที่ 3.9-3.14 ตามตามตำแหน่งต่างๆ ดังรูปที่ 3.8 ของระบบดูดความชื้น เพื่อที่จะนำค่าของตัวแปรต้น

ที่ตรวจวัดได้ ไปวิเคราะห์หาแนวโน้มของสมรรถนะหลักของกระบวนการดูดความชื้น และเครื่องมือที่ใช้ในการวัดได้แสดงค่าความคลาดเคลื่อน แสดงตามตารางที่ 3.3

ตารางที่ 3.3 เครื่องมือตรวจวัด

เครื่องมือวัด	ค่าความคลาดเคลื่อน	ช่วงสภาวะการทำงาน	ความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์ (%)	ประเภทที่ใช้วัด
Thermocouple type T	$\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$	$-250 - 400\text{ }^{\circ}\text{C}$	1.39	อุณหภูมิอากาศ
			1.37	อุณหภูมิสารละลาย
			1.95	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น
Humidity sensor	$\pm 3.0\% \text{RH}$	0 - 100 %RH	4.50	ความชื้นสัมพัทธ์ (ใช้คำนวณปริมาณความชื้นในอากาศ)
Rota meter	± 0.1	1 - 10 LPM	4.00	อัตราการไหลของสารดูดความชื้น
Density meter	$\pm 0.001\text{ g/cm}^3$ $\pm 0.2\text{ }^{\circ}\text{C}$	0 - 1.999 g/cm^3 0 - 50 $^{\circ}\text{C}$	0.05	ความหนาแน่นของสารดูดความชื้น (ใช้คำนวณหาความเข้มข้น)
			0.67	
Hot wire	$\pm 0.1\text{ m/s}$ $\pm 0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$	0.2 - 20 m/s 0 - 50 $^{\circ}\text{C}$	1.80	ความเร็วอากาศ (คำนวณหาอัตราการไหลอากาศ)
			0.278	

3.5 สถานที่ทำการวิจัย

ห้องวิจัยระบบพลังงานในอาคาร ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์และเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยศิลปากร พระราชวังสนามจันทร์ จังหวัดนครปฐม

3.6 ระยะเวลาการดำเนินการวิจัย

เริ่มทำการศึกษารวบรวมงานวิจัยที่ผ่านมาเพื่อให้เห็นแนวโน้มของตัวแปรต้นที่ส่งผลต่อสมรรถนะหลัก และทำการทดลองจริงเพื่อเก็บข้อมูลสำหรับการทำการวิจัยตั้งแต่เดือนพฤศจิกายน 2555 ถึงเดือนมิถุนายน 2556 จากนั้นทำการวิเคราะห์และสรุปผลการทดลอง พร้อมทั้งเขียนรายงานการวิจัยให้เสร็จสิ้นภายในเดือนกรกฎาคม 2559 ซึ่งการดำเนินการตลอดระยะเวลาการวิจัยสามารถเขียนโดยสรุปได้ตามตารางที่ 3.4

ตารางที่ 3.4 ระยะเวลาของการดำเนินการวิจัย

รายการการดำเนินการวิจัย	ระยะเวลาของการดำเนินการวิจัย
1. รวบรวมข้อมูลของตัวแปรต้นที่มีต่อสมรรถนะหลักจากงานวิจัยที่ผ่านมา	ต.ค. 2555
2. พิจารณาแนวโน้มของการแปรค่าของตัวแปรต้น 6 ตัว คือ อุณหภูมิ ความชื้น และอัตราการไหลของอากาศ และอุณหภูมิ ความเข้มข้น และอัตราการไหลของสารดูดความชื้น รวมทั้ง L/G ratio ที่มีผลต่อสมรรถนะหลัก 2 ตัว คือ อัตราการดูดความชื้น และประสิทธิผลของกระบวนการดูดความชื้น	ต.ค.-พ.ย. 2555
3. ทำการทดลองระบบดูดความชื้นอากาศโดยใช้สารละลายแคลเซียมคลอไรด์เป็นสารดูดความชื้น โดยพิจารณาผลกระทบของตัวแปรต้น คือ อัตราการไหลของอากาศ อัตราการไหลของสารละลาย รวมทั้ง L/G ratio ที่มีต่อสมรรถนะหลัก 2 ตัว คือ อัตราการดูดความชื้น และประสิทธิผลของกระบวนการดูดความชื้น	มี.ค. – มิ.ย. 2556
4. วิเคราะห์แนวโน้มเพื่อหาสภาวะการทำงานจากระบบดูดความชื้นที่เหมาะสมที่สุด	ก.ค. – ธ.ค. 2556
5. วิเคราะห์ศักยภาพการประหยัดพลังงาน เมื่อนำระบบดูดความชื้นอากาศไปใช้ดูดความชื้นในอากาศระบายของพื้นที่ปรับอากาศตัวอย่าง โดยอากาศระบายมาจากสภาวะอากาศจริงของจังหวัดนครปฐม	ม.ค. – ธ.ค. 2557
6. วิเคราะห์ สรุปผลการวิจัย และเขียนรายงานการวิจัย	ก.ย. - ต.ค. 2559



บทที่ 4 ผลการวิจัย

สำหรับผลการดำเนินการของงานวิจัยนี้ ผู้วิจัยได้ทำการแบ่งผลการดำเนินงานออกเป็น 4 ส่วน ดังนี้

ส่วนที่ 1 เป็นการทดลองจริงโดยแปรค่าตัวแปรด้านสภาวะการทำงาน 2 ตัว ได้แก่ อัตราการไหลของอากาศ และอัตราการไหลของสารดูดความชื้น รวมทั้ง L/G ratio ที่ครอบคลุมช่วงที่พบได้งานวิจัยส่วนใหญ่ที่ผ่านมา คือ ตั้งแต่ 0.1 -10.0 และทำการควบคุมความเข้มข้นของสารดูดความชื้นไว้ที่ 40% ส่วนอุณหภูมิอากาศ ความชื้นอากาศ และอุณหภูมิของสารดูดความชื้นขึ้นอยู่กับสภาวะอากาศจริงของจังหวัดนครปฐม

ส่วนที่ 2 เป็นการศึกษางานวิจัยที่ผ่านมาโดยทำการรวบรวมผลกระทบของตัวแปรต้นที่ส่งผลต่อสมรรถนะหลักที่มีต่อกระบวนการดูดความชื้น โดยตัวแปรต้นมีทั้งหมด 6 ตัว ได้แก่ อัตราการไหล อุณหภูมิ และความชื้นของอากาศ และอัตราการไหล อุณหภูมิ ความเข้มข้นของสารดูดความชื้น รวมทั้ง L/G ratio ที่ส่งผลต่อสมรรถนะหลักของกระบวนการดูดความชื้น 2 ตัว คือ อัตราการดูดความชื้น และประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นอากาศ จากนั้นนำผลการทดลองที่ได้มาเปรียบเทียบแนวโน้มผลกระทบของอัตราการไหล อากาศ และอัตราการไหลของสารดูดความชื้น รวมทั้ง L/G ratio กับงานวิจัยที่ผ่านมา และนำผลการทดลองที่ได้ไปเปรียบเทียบแนวโน้มที่พบได้จากงานวิจัยที่ผ่านมา และสร้างสมการโดยปรับปรุงชุดตัวแปรค่าคงที่ในรูปแบบสมการของ Chung [5] เพื่อนำไปทำนายประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้น และประสิทธิผลการถ่ายเทความร้อนของเครื่องดูดความชื้น

ส่วนที่ 3 เป็นการนำเสนอการทำนายประสิทธิผล มาทำนายประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นจากผลการทดลองจริงที่พบได้จากงานวิจัยที่ผ่านมา ที่มีการใช้สารดูดความชื้นแคลเซียมคลอไรด์ และลักษณะการไหลของสารดูดความชื้นเป็นแบบสวนทาง ซึ่งได้พิจารณาแต่ละค่าของอัตราการไหลอากาศ ตั้งแต่ 35, 110 185, 260 และ 335 CFM อัตราการไหลของสารดูดความชื้น รวมทั้ง L/G ratio ที่เหมาะสมที่สุดของแต่ละกรณีของการแปรค่าอัตราการไหลอากาศ

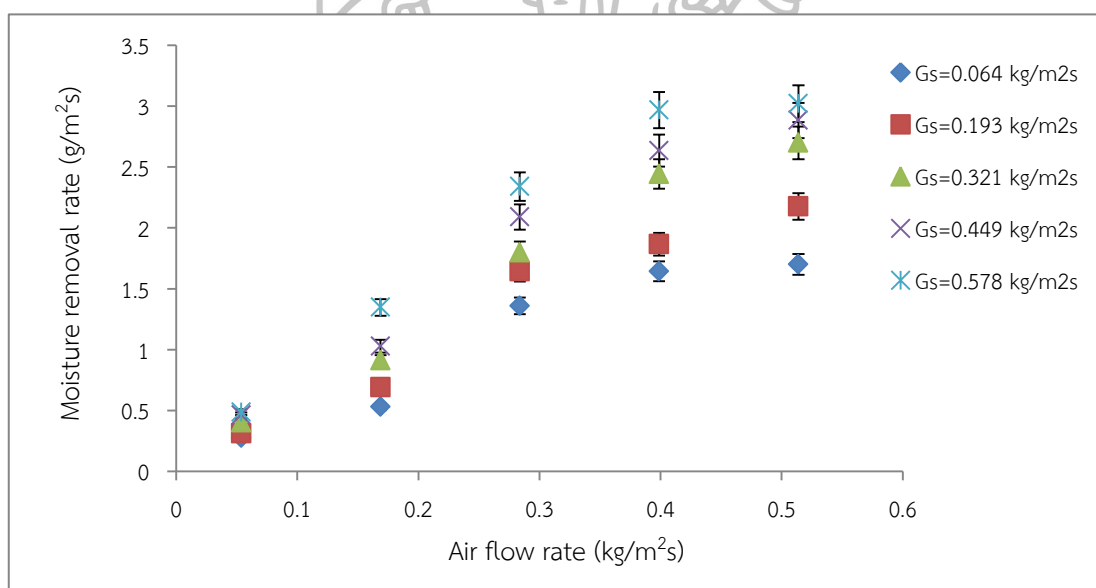
ส่วนที่ 4 เป็นการนำเสนอสภาวะที่เหมาะสมที่สุด มาวิเคราะห์ศักยภาพการประหยัดพลังงาน โดยพื้นที่ตัวอย่างที่เป็นห้องของอาคารสำนักงานที่มีการจัดแสดงผลงาน ภายในห้องมีการควบคุมอุณหภูมิไว้ที่ 26.5 °C และความชื้นสัมพัทธ์เท่ากับ 50 %RH มีอัตราการรั่วไหลอากาศ 0.35 ACH และอัตราการระบายอากาศต่อคนเท่ากับ 10 CFM/person และต่อพื้นที่ 0.06 CFM/ft² ภายในห้องมีอุปกรณ์สำนักงาน เช่น คอมพิวเตอร์ เครื่องปริ้นเตอร์ เครื่องถ่ายเอกสาร หลอดไฟ ตู้เย็น ไมโครเวฟ และมีคนอาศัยอยู่ในห้องจำนวน 1, 8, 16, 23, 31 คน อัตราการระบายอากาศโดยเท่ากับ 35, 110, 185, 260 และ 335 CFM โดยสภาวะอากาศระบายใช้ข้อมูลจากสภาวะอากาศจริงของจังหวัดนครปฐม

ซึ่งในการวิเคราะห์การใช้พลังงานได้เลือกระบบปรับอากาศแบบทั่วไปที่สามารถครอบคลุมภาวะปรับอากาศตลอดทั้งปีขนาด 150 kW โดยทำการเปรียบเทียบการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศอากาศทั้ง 3 การทำงานด้วยกัน คือ ระบบปรับอากาศแบบทั่วไป ระบบ Overcool and reheat และระบบปรับอากาศที่ทำงานร่วมกับระบบดูดความชื้น โดยวิเคราะห์ผลประหยัดพลังงาน และจำนวนชั่วโมงที่เกิดภาวะสบายตลอดปี

4.1 ผลที่ได้จากการทดลองจริง

ในส่วนของผลการทดลองจริง ได้มีการทดลอง ตั้งแต่ช่วงเดือน มีนาคม จนถึง ต้นเดือน มิถุนายน 2556 ซึ่งได้มีการแปรค่าของตัวแปรต้น 2 ตัว คือ อัตราการไหลอากาศ อัตราการไหลสารละลาย และ L/G ratio ที่ส่งผลกระทบต่อสมรรถนะหลัก 2 ตัว คือ อัตราการดูดความชื้น และ ประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นได้กล่าวไว้ในบทที่ 1 และ 3 ก่อนหน้านี้ ซึ่งได้แสดงดังต่อไปนี้

4.1.1 ผลกระทบของอัตราการไหลของอากาศ

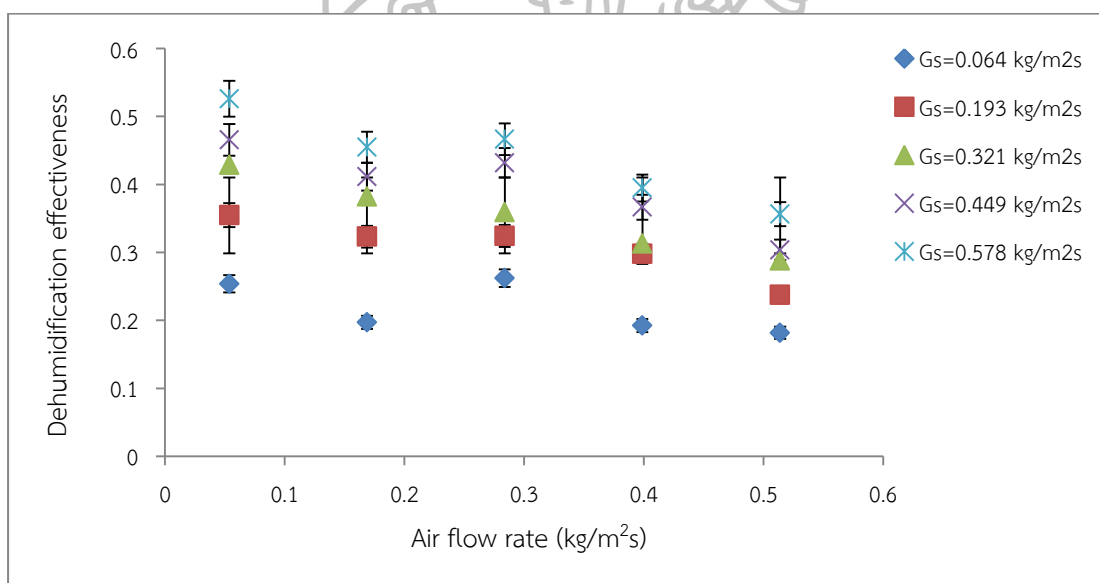


รูปที่ 4.1 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการดูดความชื้นกับอัตราการไหลของอากาศ

จากรูปที่ 4.1 ที่แสดงการเปลี่ยนแปลงของอัตราการไหลอากาศ ที่มีผลต่ออัตราการดูดความชื้นต่อพื้นที่หน้าตัดของแพ็คเบ็ดที่ได้จากการทดลองจริง จะเห็นได้ว่า

เมื่อทำการแปรค่าของอัตราการไหลอากาศเพิ่มขึ้น ซึ่งเป็นการเพิ่มปริมาณไอน้ำในอากาศเข้าสู่ระบบดูดความชื้นในปริมาณมากขึ้น [26] ส่งผลให้เป็นการเพิ่มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล

(Mass transfer coefficient) ระหว่างไอน้ำในอากาศและสารละลายจะเพิ่มขึ้น [14, 26, 32, 36, 39, 80, 87] อัตราการดูดความชื้นจึงสูงขึ้น และเมื่อแปรค่าอัตราการไหลอากาศเพิ่มขึ้น ระยะเวลาในการสัมผัสกันระหว่างอากาศกับสารดูดความชื้นลดลง สัดส่วนความชื้นอากาศขาออกจากเครื่องดูดความชื้นจึงสูง ความชื้นเฉลี่ยของอากาศภายในเครื่องดูดความชื้นยังคงมีค่าสูงตลอด ความดันไออากาศ (Vapor pressure) จึงมีค่าสูง อัตราการดูดความชื้นจึงสูงขึ้น [14, 28, 40, 88] ถ้าหากแปรค่าอัตราการไหลอากาศเพิ่มขึ้นจนถึงสภาวะการทำงานหนึ่ง ซึ่งในการทดลองนี้จะอยู่ที่ประมาณ $0.4 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ขึ้นไปพบว่า เมื่อเพิ่มอัตราการไหลอากาศ อัตราการดูดความชื้นยังคงเพิ่มขึ้น แต่เพิ่มขึ้นไม่มากเหมือนช่วงแรก เพราะการที่สารดูดความชื้นดูดซับไอน้ำในอากาศได้มากขึ้น ทำให้ความดันไอผิวหน้า (Surface vapor pressure) สูงขึ้น ความแตกต่างความดันไอรหว่างอากาศกับผิวหน้าของสารดูดความชื้นจึงไม่แตกต่างกันมากเหมือนช่วงสภาวะเริ่มต้น ส่งผลให้เห็นว่าอัตราการดูดความชื้นค่อยๆ เข้าสู่ค่าคงที่หรือจุดอิ่มตัวค่าหนึ่ง และเมื่อแปรค่าของอัตราการไหลอากาศเพิ่มขึ้น ส่งผลให้เกิดความร้อนขึ้นจากปฏิกิริยาถ่ายเทมวลเพิ่มขึ้น ความร้อนที่เกิดขึ้นนั้นจะส่งผลให้อุณหภูมิของอากาศและสารละลายเพิ่มขึ้นเช่นกัน ในขณะที่ช่วงของอัตราการไหลอากาศยิ่งเพิ่มขึ้นยิ่งมีอัตราการดูดความชื้นได้ดีกว่าช่วงของอัตราการไหลอากาศต่ำๆ [25]



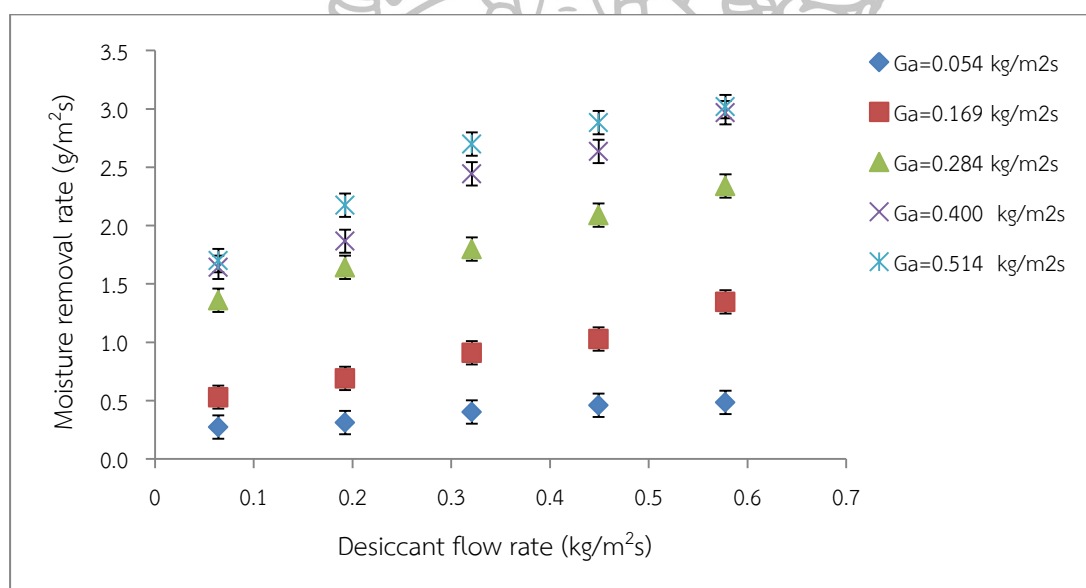
รูปที่ 4.2 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นกับอัตราการไหลของอากาศ

จากรูปที่ 4.2 ที่แสดงการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลอากาศที่มีต่อประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้น จะเห็นได้ว่าเมื่อทำการแปรค่าอัตราการไหลอากาศเพิ่มขึ้น ส่งผลให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล (Mass transfer coefficient) ระหว่างไอน้ำในอากาศกับสารละลายเพิ่มขึ้น อัตราการดูดความชื้นก็จะเพิ่มขึ้นดังแสดงในรูปที่ 4.1 แต่ในทางกลับกันจะส่งผลให้

ระยะเวลาสัมพัทธ์ระหว่างอากาศกับสารละลายลดลง เมื่อระยะเวลาสัมพัทธ์ระหว่างไอน้ำในอากาศลดลง ส่งผลให้สัดส่วนความชื้นในอากาศลดลงเล็กน้อยเมื่อออกจากเครื่องดูดความชื้น ถ้าหากคำนวณผ่านสมการที่ใช้ในการทำนายประสิทธิผลจะเห็นได้ว่า ประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นจะลดลง [14, 21, 25, 26, 28, 36, 39, 80, 87]

การเพิ่มอัตราการไหลอากาศ เป็นการเพิ่มปริมาณความชื้นเข้าสู่เครื่องดูดความชื้นมากขึ้น ส่งผลให้เป็นการเพิ่มสัมประสิทธิ์ของอัตราการถ่ายเทมวลระหว่างไอน้ำในอากาศกับสารละลาย อัตราการดูดความชื้นจึงสูงขึ้น ปริมาณไอน้ำที่อยู่ในสารดูดความชื้นจึงเพิ่มสูงขึ้น ส่งผลให้ความดันไอของสารดูดความชื้นสูงขึ้น ความแตกต่างระหว่างความดันไอของอากาศ (Vapor pressure) กับสารดูดความชื้นมีค่าต่ำ ส่งผลให้สัดส่วนความชื้นอากาศ (Humidity ratio) หรือที่เรียกว่าสัดส่วนของน้ำหนักของไอน้ำในอากาศต่ออากาศแห้งที่ออกจากเครื่องดูดความชื้นมีค่าสูง ประสิทธิภาพของกระบวนการดูดความชื้นจึงลดลง โดยมีแนวโน้มเช่นเดียวกับงานวิจัยที่ผ่านมา [25, 26, 39]

4.1.2 ผลกระทบของอัตราการไหลสารดูดความชื้น

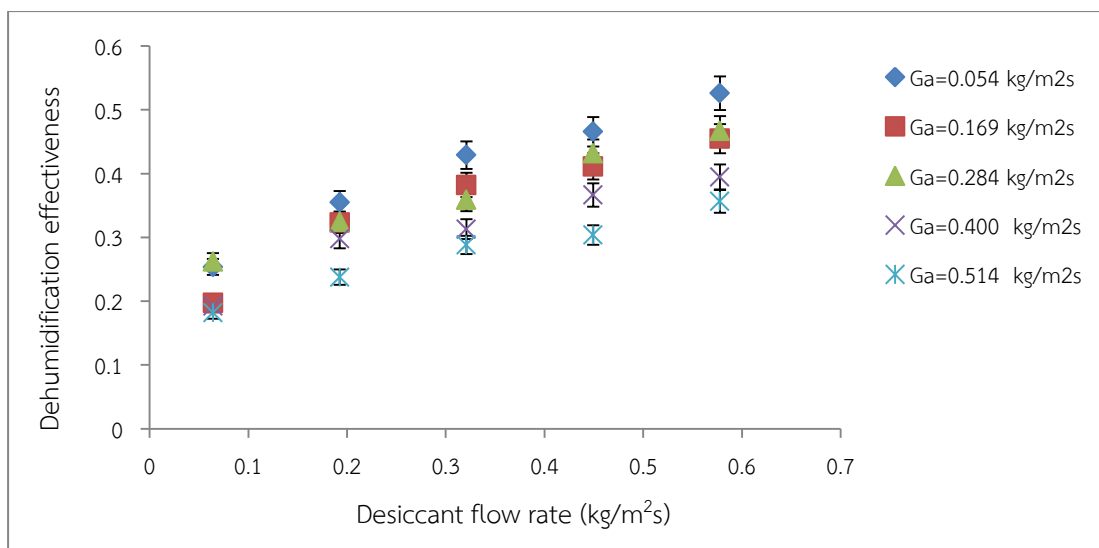


รูปที่ 4.3 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการดูดความชื้นกับอัตราการไหลของสารละลาย

จากรูปที่ 4.3 ที่แสดงให้เห็นว่าเมื่อทำการแปรค่าอัตราการไหลของสารละลายเพิ่มขึ้น ส่งผลให้อัตราการดูดความชื้นเพิ่มขึ้น เนื่องจากการเพิ่มปริมาณสารดูดความชื้นในระบบ ซึ่งถือว่าการเพิ่มความสามารถในการดูดความชื้นโดยตรง [3] และเมื่อแปรค่าอัตราการไหลสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น ทำให้ปริมาณของสารละลายเข้าสู่ระบบดูดความชื้นมากขึ้น จึงเป็นการเพิ่มพื้นที่ผิวเปียกภายในเครื่องดูดความชื้น [14, 20, 23, 25, 26, 39, 40, 88] ส่งผลให้อัตราการถ่ายเทมวลและ

ความร้อนระหว่างอากาศกับสารละลาย (Heat and mass transfer coefficient) เพิ่มขึ้น อัตราการดูดความชื้นจึงเพิ่มขึ้น [7, 14, 25, 26, 39, 87] ในขณะเดียวกัน เมื่อเพิ่มอัตราการไหลสารดูดความชื้น สารดูดความชื้นไหลผ่านเครื่องดูดความชื้นเร็วขึ้น เปรียบเสมือนทำการลดความเปลี่ยนแปลงของความเข้มข้น อุณหภูมิ และความดันไอของสารละลายที่ไหลผ่านแพ็คเบ็ด [25, 37, 39] ซึ่งเป็นการรักษาความแตกต่างระหว่าง ความดันไอของไอน้ำในอากาศกับสารละลาย ให้มีความแตกต่างกันอย่างสม่ำเสมอมากยิ่งขึ้น ตลอดเวลาที่อากาศกับสารละลายไหลสวนกันภายในเครื่องดูดความชื้น ส่งผลให้อัตราการดูดความชื้นสูงขึ้น [14, 25, 36, 49]

แต่ในกรณีที่ทำการเพิ่มอัตราการไหลสารละลายในช่วงที่อัตราการไหลสารละลายสูง ตั้งแต่ $0.321 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ขึ้นไป อัตราการดูดความชื้นยังคงเพิ่มขึ้นแต่ยังคงเพิ่มไม่สูงเหมือนช่วงแรกๆ เนื่องจากการที่สารดูดความชื้นดูดซับไอน้ำในอากาศในปริมาณมาก ความดันไอที่ผิวหน้าของสารดูดความชื้น ส่งผลให้ความดันไอระหว่างไอน้ำในอากาศกับผิวหน้าของสารดูดความชื้นไม่แตกต่างกันมาก เหมือนช่วงสภาวะการทำงานที่มีอัตราการไหลของสารดูดความชื้นต่ำๆ สัดส่วนความชื้นอากาศขาออกจึงลดลง แต่ไม่ลดลงอย่างรวดเร็วเหมือนกับช่วงแรกๆ แสดงให้เห็นว่าอัตราการดูดความชื้นค่อยๆ เข้าสู่ค่าคงที่หรือสภาวะอิ่มตัวที่ค่าๆ หนึ่ง – และยังคงส่งผลในการเพิ่มความต้านอากาศที่ผ่านเครื่องดูดความชื้น ซึ่งในขณะที่มีการแปรค่าอัตราการไหลสารละลายสูงขึ้น อัตราการไหลจึงมีแนวโน้มขึ้นไม่มาก ซึ่งต่างจากในช่วงของอัตราการไหลสารละลายต่ำกว่า [26] และในช่วงของการแปรค่าของอัตราการไหลสารละลายสูงขึ้นไปตั้งแต่ $0.449 - 0.577 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ส่งผลให้ระยะเวลาสัมผัส (Contact time) ระหว่างไอน้ำในอากาศกับสารดูดความชื้นลดลง เมื่อนำไปคำนวณในสมการการทำนายประสิทธิภาพ พบว่ามีแนวโน้มยังคงเพิ่มขึ้น แต่กลับเพิ่มขึ้นได้ช้าและเข้าสู่สภาวะอิ่มตัว และยังคงเพิ่มขึ้นไม่ดีเท่ากับในสภาวะที่มีอัตราการไหลสารดูดความชื้นต่ำกว่า โดยในช่วง $0.064 - 0.321 \text{ kg/m}^2\text{s}$ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว อัตราการดูดความชื้นจึงเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว [26, 39] แต่ถ้าหากเพิ่มอัตราการไหลดูดความชื้น เป็นการเพิ่มปริมาณสารดูดความชื้นเข้าสู่เครื่องดูดความชื้น และยังเป็น การเพิ่มพื้นที่ผิวเปียกของเครื่องดูดความชื้น ถ้าหากพื้นที่ผิวเปียกมีบริเวณครอบคลุมภายในเครื่องดูดความชื้นในพื้นที่ที่กว้างขึ้นหรือครอบคลุมทั้งหมด อัตราการดูดความชื้นจะมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นไม่มากนัก [23, 25]



รูปที่ 4.4 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นกับอัตราการไหลของสารละลาย

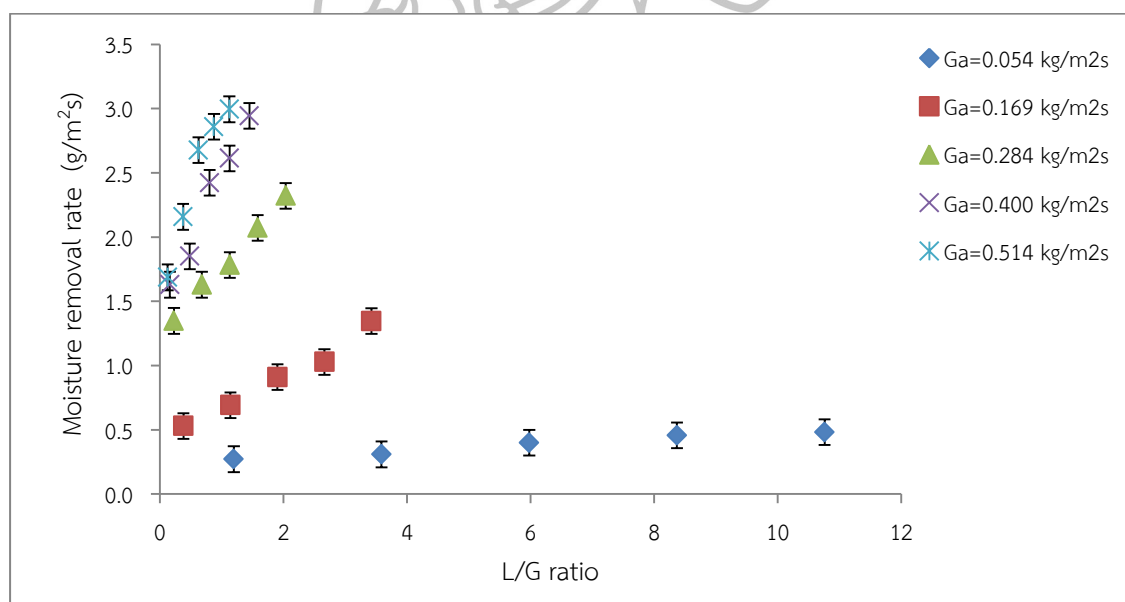
จากรูปที่ 4.4 แสดงการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของสารละลายที่มีต่อประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้น พบว่าเมื่ออัตราการไหลของสารละลายเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นเพิ่มขึ้น โดยส่วนใหญ่จะให้เหตุผลเช่นเดียวกันกับผลกระทบของการแปรค่าของอัตราการไหลของสารละลายที่มีต่ออัตราการดูดความชื้น

ในการเพิ่มปริมาณสารดูดความชื้นเข้าสู่ระบบ เป็นการเพิ่มความสามารถในการดูดความชื้นโดยตรง [3] ในขณะที่เดียวกันการเพิ่มอัตราการไหลของสารละลาย เป็นการเพิ่มปริมาณสารละลายเข้าสู่ระบบ ส่งผลให้พื้นที่ผิวเปียก (Wetting factor) ภายในเครื่องดูดความชื้นสูงขึ้น ในขณะที่พื้นที่ผิวเปียกภายในเครื่องดูดความชื้นสูงขึ้น เป็นการเพิ่มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลระหว่างไอน้ำในอากาศกับสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น อัตราการดูดความชื้นอากาศจึงเพิ่มขึ้น สัดส่วนความชื้นอากาศที่ออกจากเครื่องดูดความชื้นจึงต่ำลง หากนำไปคำนวณในสมการทำนายประสิทธิผลจะพบว่าประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นเพิ่มสูงขึ้น [14, 26, 39, 42] ในขณะเดียวกันเพิ่มอัตราการไหลของสารดูดความชื้น ทำให้สารดูดความชื้นจะไหลผ่านเครื่องดูดความชื้นเร็วขึ้น เปรียบเสมือนทำการลดความเปลี่ยนแปลงของความเข้มข้น อุณหภูมิ และความดันไอของสารละลาย ที่ไหลผ่านเครื่องดูดความชื้น [25, 37] ซึ่งเป็นการรักษาความแตกต่างระหว่าง ความดันไอของสารละลายกับไอน้ำในอากาศให้มีความแตกต่างกันสม่ำเสมอขึ้น ตลอดเวลาที่อากาศกับสารละลายไหลสวนกันภายในเครื่องดูดความชื้นการดูดความชื้นจึงเกิดขึ้นดีและสม่ำเสมอ ทำให้สัดส่วนความชื้นอากาศ (Air humidity ratio) ของอากาศที่ออกจากเครื่องดูดความชื้นมีค่าต่ำลง ส่งผลให้ประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นสูงขึ้น [14, 25, 36] และเมื่อทำการเพิ่มอัตราการไหลของสารดูดความชื้น ส่งผลให้เกิดสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลระหว่างไอน้ำในอากาศกับสารดูดความชื้น อัตราการดูดความชื้นจึงสูงขึ้น สัดส่วนความชื้นอากาศที่ออกจากเครื่องดูดความชื้นที่ออกจึงต่ำลง ประสิทธิภาพจึงสูงขึ้น [14, 39]

เมื่อทำการเพิ่มอัตราการไหลสารละลายในช่วง 0.321-0.577 $\text{kg/m}^2\text{s}$ ประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นยังคงเพิ่มขึ้น แต่ยังคงเพิ่มไม่มากเหมือนช่วงแรกๆ เนื่องจากการที่สารดูดความชื้นดูดซับไอน้ำในอากาศในปริมาณมาก ส่งผลให้ความดันไอของสารละลายสูงขึ้น จึงทำให้เกิดความแตกต่างของความดันไอระหว่างอากาศกับผิวหน้าสารดูดความชื้นจึงไม่แตกต่างกันมากเมื่อเทียบกับช่วงสภาวะการทำงานที่มีอัตราการไหลของสารดูดความชื้นต่ำๆ สัดส่วนความชื้นอากาศที่ออกจากเครื่องดูดความชื้นจึงค่อยๆ สูงขึ้น หากนำค่าของความดันไอของอากาศและสารละลายไปคำนวณหาค่าประสิทธิภาพจะพบว่า ประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นมีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้น แต่เพิ่มได้ไม่ดีเท่าช่วงของอัตราการไหลสารละลายต่ำๆ ประสิทธิภาพจะเข้าสู่สภาวะอิ่มตัวค่าๆ หนึ่ง และค่อยๆ คงที่

ส่วนในช่วงของการแปรค่าของอัตราการไหลสารละลายสูงขึ้นตั้งแต่ 0.449 - 0.577 $\text{kg/m}^2\text{s}$ ส่งผลให้ระยะเวลาสัมผัสระหว่างไอน้ำในอากาศกับสารดูดความชื้นลดลง สัดส่วนความชื้นอากาศขาออกต่ำลง หากนำไปคำนวณในสมการการทำนายประสิทธิภาพพบว่า มีแนวโน้มค่อนข้างเพิ่มขึ้นและเข้าสู่สภาวะอิ่มตัว แนวโน้มของอัตราการดูดความชื้นเพิ่มขึ้นได้ไม่รวดเร็วเท่าช่วง 0.064 - 0.321 $\text{kg/m}^2\text{s}$ ซึ่งมีระยะเวลาสัมผัสระหว่างอากาศกับสารดูดความชื้นสูง แนวโน้มประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นจึงเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว [26, 39]

4.1.2 ผลกระทบของ L/G ratio

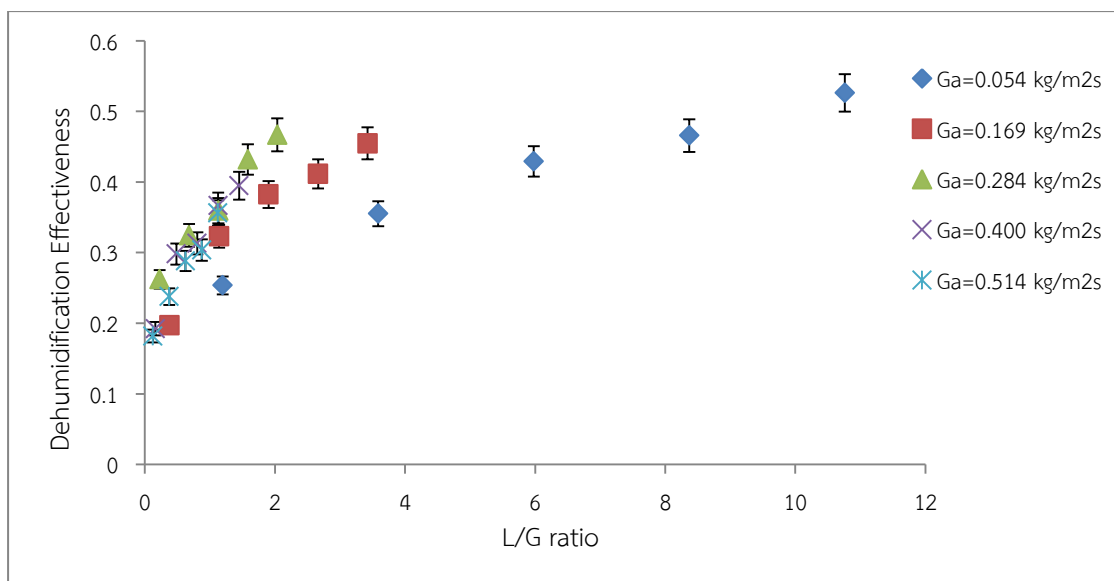


รูปที่ 4.5 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการดูดความชื้นกับอัตราส่วนของอัตราการไหลสารละลายต่ออัตราการไหลของอากาศ

จากรูปที่ 4.5 แสดงการเปลี่ยนแปลงของอัตราส่วนของสารละลายต่ออัตราการไหลอากาศ หรือที่เรียกว่า L/G ratio ที่ส่งผลต่ออัตราการดูดความชื้น จะทำการพิจารณาในกรณีที่ควบคุมอัตราการไหลอากาศคงที่ และทำการแปรค่าอัตราการไหลสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น จึงส่งผลให้ L/G ratio เพิ่มขึ้น ซึ่งสามารถอธิบายได้เช่นเดียวกันกับการแปรค่าอัตราการไหลสารละลายเพิ่มขึ้น เป็นการเพิ่มความสามารถในการดูดความชื้นโดยตรง จะส่งผลให้ความดันไอสารละลาย (Vapor pressure) ต่ำลง อัตราการดูดความชื้นจึงสูงขึ้น [37] ถ้าหากมีปริมาณของอัตราการไหลอากาศสูงจะส่งผลให้อัตราการดูดความชื้นอากาศเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว เนื่องจากมีปริมาณความชื้นภายในเครื่องดูดความชื้นสูง แต่ถ้าหากอากาศภายในเครื่องดูดความชื้นมีปริมาณต่ำแนวโน้มจะเพิ่มขึ้นอย่างช้าๆ และเข้าสู่สภาวะคงที่ และเมื่อ L/G ratio เพิ่มขึ้น เปรียบเสมือนทำการเพิ่มอัตราการไหลของสารดูดความชื้นเข้าสู่ระบบดูดความชื้นสูงขึ้น เป็นการเพิ่มความสามารถในการดูดความชื้นโดยตรง [3] ส่งผลให้เกิดอัตราการถ่ายเทมวลและความร้อนระหว่างไอน้ำในอากาศกับสารละลายเพิ่มขึ้น อัตราการดูดความชื้นจึงเพิ่มขึ้น [14, 21, 25, 26, 37, 39, 40, 87] และเมื่อ L/G ratio เพิ่มขึ้น ส่งผลให้สารดูดความชื้นไหลผ่านเครื่องดูดความชื้นเร็วขึ้น เท่ากับเป็นการลดความเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ ความเข้มข้น และความดันไอของสารละลายที่ผ่านเครื่องดูดความชื้น ซึ่งเป็นการรักษาความแตกต่างระหว่างดันไอของอากาศกับสารละลายให้มีความสม่ำเสมอมากขึ้น ส่งผลให้เกิดกระบวนการถ่ายเทมวลระหว่างไอน้ำในอากาศกับสารละลายเพิ่มขึ้น อัตราการดูดความชื้นความชื้นของเครื่องดูดความชื้นจึงสูงขึ้น [31]

ในช่วงของ L/G ratio ตั้งแต่ 2–10 ขึ้นไป ที่มีการควบคุมอัตราการไหลอากาศไว้ที่ 0.400, 0.514 kg/m²s ส่งผลให้อัตราการดูดความชื้นยังคงเพิ่มขึ้นแต่ยังคงไม่เหมือนช่วงแรกๆ เนื่องจากการที่สารดูดความชื้นดูดซับไอน้ำในอากาศในปริมาณมากความดันไอที่ผิวหน้าของสารดูดความชื้นจึงสูงขึ้น ส่งผลให้ความดันไอระหว่างไอน้ำในอากาศกับผิวหน้าของสารดูดความชื้นไม่แตกต่างกันมากเหมือนช่วงสภาวะการทำงานที่มีอัตราการไหลของสารดูดความชื้นต่ำๆ สัดส่วนความชื้นอากาศขาออกจึงลดลง แต่ไม่ลดลงอย่างรวดเร็วเหมือนกับช่วงแรกๆ แสดงให้เห็นว่าอัตราการดูดความชื้นค่อยๆ เข้าสู่ค่าคงที่หรือสภาวะอิ่มตัวค่าๆหนึ่ง เช่นเดียวกันกับผลของอัตราการไหลของสารดูดความชื้นที่มีต่ออัตราการดูดความชื้น [7, 20, 37, 89]

เมื่อแปรค่าของ L/G ratio เพิ่มขึ้น ส่งผลในการเพิ่มความดันอากาศที่ผ่านเครื่องดูดความชื้น ซึ่งในขณะที่มีการแปรค่าอัตราการไหลสารละลายสูงขึ้น อัตราการไหลจึงมีแนวโน้มขึ้นไม่มาก ซึ่งต่างจากในช่วงของอัตราการไหลสารละลายต่ำกว่า [26]



รูปที่ 4.6 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นอากาศ กับอัตราส่วนของอัตราการไหลสารละลายต่ออัตราการไหลของอากาศ

รูปที่ 4.6 แสดงการเปลี่ยนแปลงของอัตราการไหลสารดูดความชื้นที่มีต่อประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้น พบว่า เมื่อ L/G ratio เพิ่มขึ้นซึ่งเป็นการเพิ่มอัตราการไหลสารละลายเข้าสู่ระบบ และเป็นการเพิ่มความสามารถในการดูดความชื้นโดยตรง [3] และในขณะเดียวกัน ขณะที่ L/G ratio เพิ่มขึ้น เป็นการเพิ่มอัตราการไหลสารละลายเข้าสู่ระบบ และเป็นการเพิ่มพื้นที่ผิวเปียกให้แก่พื้นที่ภายในระบบดูดความชื้น ส่งผลให้เกิดสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลเพิ่มมากขึ้น ระบบดูดความชื้นสามารถดูดซับไอน้ำได้ดี สัดส่วนความชื้นขาออกจากเครื่องดูดความชื้นต่ำลง หากนำไปคำนวณในสมการทำนายประสิทธิภาพจะพบว่า ประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นจึงสูงขึ้น ซึ่งได้มีการศึกษาในงานวิจัยของ [21, 80, 87] และถ้าหากทำการเพิ่มค่าของ L/G ratio สูงขึ้น ส่งผลให้สารดูดความชื้นไหลผ่านเครื่องดูดความชื้นได้เร็วขึ้น เปรียบเสมือนทำการลดความเปลี่ยนแปลงของความเข้มข้น อุณหภูมิ และความดันไอของสารละลาย ที่ไหลผ่านเครื่องดูดความชื้น [25, 37] ซึ่งเป็นการรักษาความแตกต่างระหว่างความดันไอของสารดูดความชื้นกับไอน้ำในอากาศให้มีความแตกต่างกัน สม่ำเสมอตลอดเวลาที่อากาศกับสารละลายไหลผ่านและสัมผัสกันภายในเครื่องดูดความชื้น การดูดความชื้นจึงเกิดขึ้นดีและสม่ำเสมอขึ้น ส่งผลให้สัดส่วนความชื้นอากาศของอากาศที่ออกจากเครื่องดูดความชื้นต่ำลง ประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นจึงสูงขึ้นเช่นกัน [7, 20, 89]

ในขณะเดียวกันเมื่อแปรค่าอัตราการไหลสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น ระยะเวลาสัมผัสระหว่างอากาศกับสารดูดความชื้นลดลง ความชื้นอากาศที่ออกจากเครื่องดูดความชื้นในสภาวะที่มีการแปรค่าอัตราการไหลสารละลายสูงๆ ก็ยังลดลงไม่มากเท่าช่วงอัตราการไหลสารละลายที่ต่ำกว่า เมื่อนำไปคำนวณหาในสมการแสดงประสิทธิภาพ จะพบว่าประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นไม่มากเท่ากับช่วงที่มี

อัตราการไหลสารละลายต่ำกว่า [25] และถ้าพิจารณาการเพิ่ม L/G ratio ตั้งแต่ 2.0 - 10.0 ประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นยังคงเพิ่มขึ้น แต่ยังคงเพิ่มไม่มากเหมือนช่วงแรกๆ คือช่วง L/G ratio 0.1 - 2.0 เนื่องจากการที่สารดูดความชื้นดูดซับไอน้ำในอากาศในปริมาณมาก ส่งผลให้ความดันไอของสารละลายสูงขึ้น จึงทำให้ความแตกต่างของความดันไอระหว่างอากาศกับผิวหน้าสารดูดความชื้นจึงไม่แตกต่างกันมากเมื่อเทียบกับช่วงสภาวะการทำงานที่มีอัตราการไหลของสารดูดความชื้นต่ำๆ สัดส่วนความชื้นอากาศที่ออกจากเครื่องดูดความชื้นจึงค่อยๆ สูงขึ้น หากนำค่าของความดันไอของอากาศและสารละลายไปคำนวณหาค่าประสิทธิภาพจะพบว่า ประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นมีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้น แต่เพิ่มได้ไม่ดีเท่าช่วงของอัตราการไหลสารละลายต่ำๆ ประสิทธิภาพจะเข้าสู่สภาวะอิ่มตัวค่าๆ หนึ่ง และค่อยๆ คงที่

4.2 การเปรียบเทียบผลการทดลองจริงที่ได้จากงานวิจัยนี้กับงานวิจัยที่ผ่านมา

ในการเปรียบเทียบผลการทดลองที่ได้จากงานวิจัยที่ผ่านมา และงานวิจัยนี้โดยทำการเปรียบเทียบโดยแปรค่าของ อัตราการไหลของอากาศ และอัตราการไหลของสารดูดความชื้น ในลักษณะของการพิจารณาสัดส่วนของ อัตราการไหลของอากาศ อัตราการไหลของสารดูดความชื้น และอัตราการดูดความชื้น ต่อพื้นที่หน้าตัดของเครื่องดูดความชื้น ซึ่งในการเปรียบเทียบ มีการใช้สารดูดความชื้นชนิดแคลเซียมคลอไรด์ทุกงาน โดยที่ผลการทดลองจริงได้จากงานวิจัยนี้ และผลการทดลองจริงของงานวิจัยที่ผ่านมาของ Jain and Bassal [9]; Hassan and A.A.M. Hassan A.A.M. [37] และ Kumar et al. [36] ได้ทำการทดลองระบบดูดความชื้นโดยใช้รูปแบบของเครื่องดูดความชื้นแบบแพ็คเบ็ด (Packed bed) และมีรูปแบบการไหลของอากาศและสารดูดความชื้นแบบสวนทางเหมือนกันทั้งหมด โดยมีงานของ Jain S. and Bansal [9] ที่ใช้แพ็คเบดแบบสตรัคเจอร์ (Structure) ในขณะที่งานอื่นๆ เป็นแบบสุ่ม และงานวิจัยของ Kumar et al. [36] เป็นแบบตะแกรงลวด (Wire mesh) ซึ่งมีลักษณะคล้ายแบบสตรัคเจอร์ แต่ผลการทดลองจริงในงานวิจัยของ Moon et al. [26] และ Bassouni [39] มีการใช้เครื่องดูดความชื้นแบบสตรัคเจอร์ โดยมีลักษณะการไหลของอากาศและสารดูดความชื้น ในลักษณะที่ตัดกัน (Cross flow) ส่วนในงานวิจัยของ Koronaki et al. [25] ใช้เครื่องดูดความชื้นชนิดสตรัคเจอร์แพ็คกิ้งเช่นเดียวกันแต่ลักษณะการไหลเป็นแบบสวนทางกัน (Counter flow) ส่วนงานวิจัยของ Saman and Alizadeh [8] ได้ใช้เครื่องดูดความชื้นแบบแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน (Plate heat exchanger) ที่มีลักษณะการไหลของอากาศกับสารดูดความชื้นในรูปแบบตัดกัน ซึ่งแตกต่างจากเครื่องดูดความชื้นที่ใช้ในการทดลองอื่นๆ ที่พิจารณา รายละเอียดในแต่ละงานได้แสดงตามตารางที่ 4.1

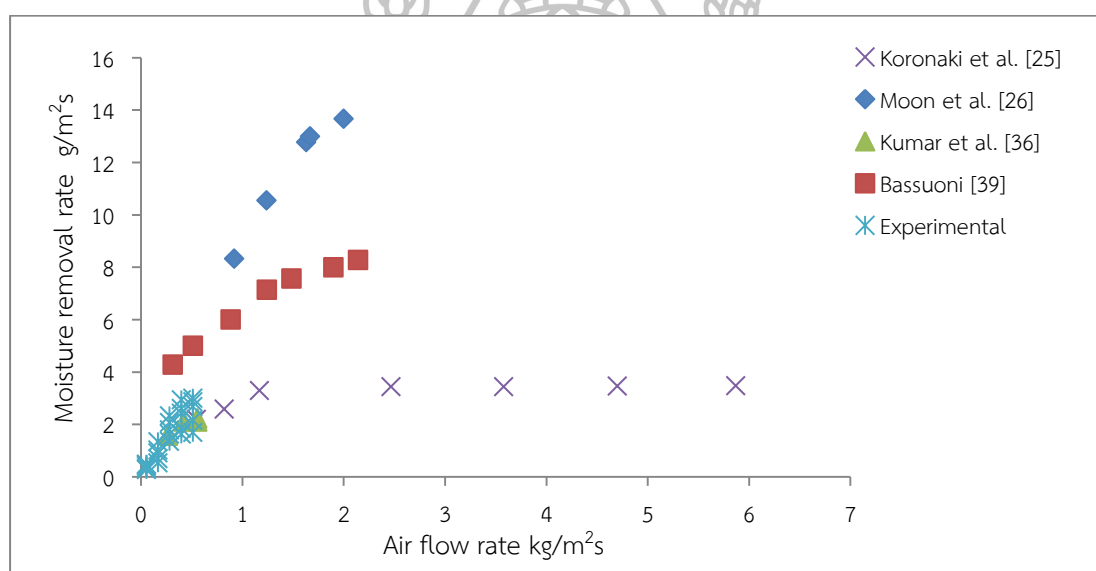
ตารางที่ 4.1 ตารางแสดงการเปรียบเทียบลักษณะของการแปรค่าของตัวแปรทางด้านสภาวะการทำงานของระบบดูดความชื้นอากาศที่ได้จากงานวิจัยที่ผ่านมา

งานวิจัย	อัตราการไหล อากาศ kg/m ² s	อุณหภูมิ อากาศ °C	ความชื้น อากาศ kg/kg _{da}	อัตราการไหล สารดูด ความชื้น ² kg/m ² s	อุณหภูมิสารดูด ความชื้น °C	ความเข้มข้นสาร ดูดความชื้น k _{salt} /kg _s	L/G ratio	ชนิดเครื่องดูด ความชื้น	Specific surface area m ² /m ³	สัดส่วนเครื่องดูด ความชื้น (m)	พื้นที่หน้าตัด m ²	ความสูงของ แท่งเบด Z (m)	ลักษณะการไหล
Saman and Alizadeh (2001) [8]	0.512-1.710	33.0	0.017	0.014-0.153	-	0.40	0.24-0.41	plate heat exchanger	-	0.60x0.60x0.60	0.360	0.6	Cross flow
Hansan and A.A.M. Hassan (2009) [37]	0.183-0.550	35.0	0.023	0.058-0.174	25.0	0.40	0.75-3.00	packed bed	294	φ0.296x1.00	0.069	1.0	Counter flow
Jain and Basal (2007) [9]	-	30.0	-	-	25.0	0.40	0.06-16.00	structure	200	φ0.40x0.60	0.283	0.5	Counter flow
Moon et al. (2009) [26]	0.910-1.990	26.8-39.0	0.016-0.024	1.260-2.570	26.2-38.2	0.33-0.43	0.63-2.82	structure	608	0.30x0.30x0.30	0.090	0.30	Cross flow
Bassuoni (2011) [39]	0.280-1.860	31.0	0.018	0.140-0.860	-	0.33-0.48	0.08-3.00	structure	390	0.35x0.35x0.20	0.070	0.2	Cross flow
Kumar et al. (2011) [36]	0.240-0.520	35.0-45.0	0.018-0.027	0.480-0.810	33.0-38.0	1.72-2.84	0.155-0.255	wire mesh	-	0.30x0.30x1.65	0.090	0.15	Counter flow
Koronaki et al. (2013) [25]	3.580-5.860	30.0-42.0	0.011-0.015	0.350-7.160	10.0-14.0	0.30-0.42	0.10-2.00	structure	223	φ0.16x0.41	0.018	0.41	Counter flow
This study	0.054-0.514	30.0-42.0 (ambient)	0.020-0.027 (ambient)	0.064-0.577	28.0-35.0 (ambient)	0.40	0.10-10.00	packed bed	210	φ0.68x1.9	0.363	0.5	Counter flow

จากตารางที่ 4.1 แสดงผลของการรบกวนช่วงของตัวแปรด้านสภาวะการทำงานของระบบ ดูดความชื้นที่ได้จากผลการทดลองจริงของงานวิจัยที่ผ่านมา และในงานวิจัยนี้ และทำการเปรียบเทียบแนวโน้มที่ได้จากงานวิจัยที่ผ่านมา กับผลที่ได้จากการทดลองจริง โดยตัวแปรที่วิเคราะห์ แนวโน้มเป็นตัวแปรต้นที่มีการแปรค่าในงานวิจัยนี้ ได้แก่ อัตราการไหลอากาศ และอัตราการไหลของ สารดูดความชื้น ที่ส่งผลต่อสมรรถนะหลัก 2 ตัว คือ อัตราการดูดความชื้น และประสิทธิผล กระบวนการดูดความชื้น ซึ่งได้แสดงผลโดยนำมาทำการเปรียบเทียบแนวโน้มดังรูปที่ 4.7-4.12

4.2.1 การเปรียบเทียบแนวโน้มของผลการทดลองของงานวิจัยนี้กับผลการทดลองของงานวิจัยที่ผ่านมา

4.2.1.1 ผลกระทบของอัตราการไหลอากาศ



รูปที่ 4.7 การเปรียบเทียบความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการดูดความชื้นอากาศกับอัตราการไหลอากาศของงานวิจัยที่ผ่านมาและในงานวิจัยนี้

จากรูปที่ 4.7 แสดงแนวโน้มของอัตราการไหลอากาศที่ส่งผลต่ออัตราการดูดความชื้น ที่ได้จากการทดลองจริงของงานวิจัยที่ผ่านมาของ Moon et al. [26]; Bassuoni [39]; Kumar et al. [36]; Koronak et al. [25] และจากงานวิจัยนี้ พบว่า เมื่อแปรค่าของอัตราการไหลอากาศต่อพื้นที่หน้าตัดเพิ่มขึ้นส่งผลให้อัตราการดูดความชื้นเพิ่มขึ้นเช่นเดียวกันทุกงาน โดยแสดงเหตุผลไว้ในรูปที่ 4.1 ที่กล่าวมาแล้ว

ในงานวิจัยของ Kumar et al. [36] ได้ทำการพิจารณาในช่วงของอัตราการไหลอากาศ 0.24-0.52 kg/m²s โดยควบคุมอัตราการไหลสารดูดความชื้นไว้ที่ 0.789 kg/m²s และการทดลองจริงในงานวิจัยนี้ ได้มีแนวโน้มของอัตราการดูดความชื้นไปในทิศทางเดียวกัน เนื่องจากมีช่วงสภาวะการ

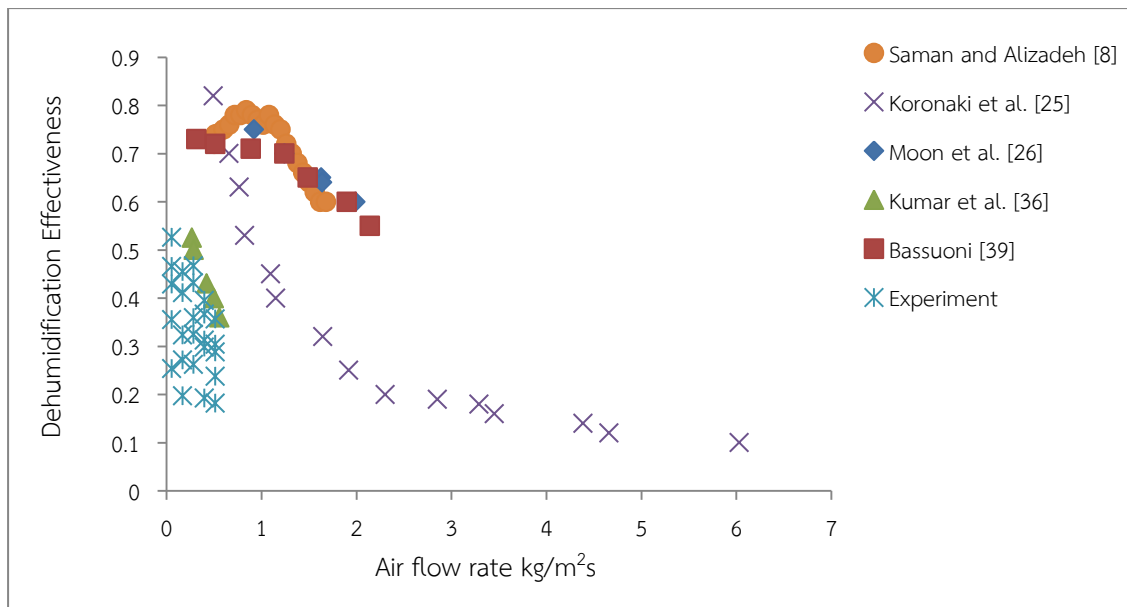
ทำงานอยู่ในช่วงเดียวกัน คือ อัตราการไหล อุณหภูมิ และความชื้นอากาศ และอุณหภูมิและความชื้นของสารดูดความชื้น รวมทั้งลักษณะการไหลที่เป็นแบบสวนทางเหมือนกัน แต่ในงาน Kumar et al. [36] ใช้เครื่องดูดความชื้นแบบตะแกรงลวดซึ่งมีความเป็นระเบียบของแพ็คกิ้งสูงเช่นเดียวกับสตรัคเจอร์ ส่งผลให้ดูดความชื้นได้ดีกว่างานนี้ที่ใช้แพ็คกิ้งแบบสุ่ม (Random) (และในผลการทดลองในงานนี้มีแนวโน้มอัตราการดูดความชื้นที่มีลักษณะเกาะกลุ่มกันเนื่องมาจากทดลองโดยใช้ช่วงของอัตราการไหลของสารดูดความชื้นหลายค่า จึงทำให้ผลการทดลองของ Kumar et al. [36] มีแนวโน้มสูงกว่าผลจากการทดลองจริงส่วนใหญ่แต่ไม่ทั้งหมด)

ผลงานวิจัยของ Koronaki et al. [25] แสดงแนวโน้มใกล้เคียงกันกับงานนี้ ในช่วงอัตราการไหลอากาศเท่ากับ $0.24-0.52 \text{ kg/m}^2\text{s}$ และ Kumar et al. [36] เนื่องจากช่วงของอุณหภูมิอากาศ และความชื้นของสารดูดความชื้นใกล้เคียงกัน รูปแบบของลักษณะการไหลของอากาศและสารดูดความชื้นเป็นแบบสวนทางเช่นเดียวกัน แต่แนวโน้มของอัตราการดูดความชื้นจะเข้าสู่ภาวะคงที่เนื่องจากมีการใช้เครื่องดูดความชื้นที่มีพื้นที่หน้าตัดขนาดเล็ก และในขณะทดลองได้มีการแปรค่าของอัตราการไหลอากาศในช่วงกว้าง จึงทำให้เห็นว่าอัตราการดูดเพิ่มขึ้นน้อยลงและเข้าสู่จุดอิ่มตัวเมื่ออัตราการไหลอากาศตั้งแต่ $2.43 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ขึ้นไป

เมื่อทำการพิจารณางานของ Basuoni [19] พิจารณาที่อัตราการไหลของสารละลายเท่ากับ $0.614 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ความสูงแพ็คเบต 0.2 m พบว่า มีอัตราการดูดความชื้นสูงกว่างานที่ได้กล่าวมาก่อนหน้านี้ เนื่องจากเป็นแพ็คเบตแบบสตรัคเจอร์ (Structure) และแพ็คกิ้งมีค่า พื้นที่ผิวสัมผัส (a) สูงกว่า

ในส่วนของผลการทดลองของ Moon et al. [26] พบว่า มีอัตราการดูดความชื้นสูงที่สุดเมื่อเทียบกับงานอื่นข้างต้น เพราะแพ็คเบตเป็นแบบสตรัคเจอร์เช่นเดียวกับ Basuoni [39] และมีพื้นที่ผิวจำเพาะของแพ็คกิ้งสูงที่สุดเมื่อเทียบกับงานวิจัยทุกๆ งานที่กล่าวมา





รูปที่ 4.8 การเปรียบเทียบความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นอากาศต่ออัตราการไหลอากาศที่ได้งานวิจัยที่ผ่านมาและในงานวิจัยนี้

จากรูปที่ 4.8 แสดงการเปรียบเทียบของอัตราการไหลอากาศต่อประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นอากาศ ที่ได้จากงานวิจัยที่ผ่านมาพบว่า เมื่อแปรค่าอัตราการไหลอากาศเพิ่มขึ้น ประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นอากาศลดลงตามเหตุผลที่ได้แสดงไว้ก่อนหน้านี้ตามรูปที่ 4.2

งานวิจัยของ Kumar et al. [36] แสดงแนวโน้มของค่าประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้น (Dehumidification effectiveness) ใกล้เคียงงานนี้ เนื่องจากสภาวะการทำงานทุกอย่างใกล้เคียงกันมาก แต่จะมีค่าประสิทธิภาพสูงกว่างานนี้เล็กน้อย เนื่องจากเป็นแบบตะแกรงลวดซึ่งคล้ายแบบสตรัคเจอร์ ซึ่งมีประสิทธิภาพสูงกว่าแพ็คกิ้งแบบสุ่ม

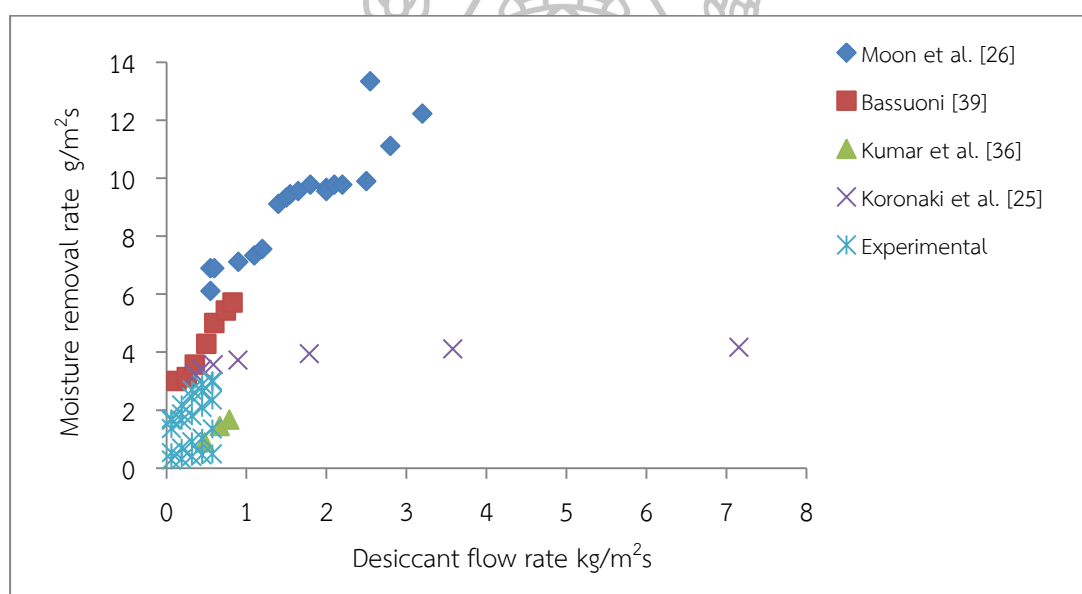
ในงานของ Koronaki et al. [25] แสดงแนวโน้มของประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นสูงกว่างานนี้ เนื่องจาก มีการแปรค่าของอัตราการไหลสารดูดความชื้นเท่ากับ $0.588 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ซึ่งสูงกว่าในช่วงที่ทดลอง และแนวโน้มจะเข้าสู่สภาวะคงที่ในช่วงของอัตราการไหลอากาศตั้งแต่ $2.5 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ขึ้นไป เนื่องจาก มีช่วงของการแปรค่าอัตราการไหลอากาศต่อพื้นที่หน้าตัดในทดลองกว้าง และใช้เครื่องดูดความชื้นที่มีพื้นที่หน้าตัดขนาดเล็กกว่า ส่งผลให้ระยะเวลาสัมผัสระหว่างอากาศกับสารดูดความชื้นต่ำลง

ในงานของ Moon et al. [26] และ Bassuoni [39] แสดงแนวโน้มประสิทธิภาพสูงกว่างานที่กล่าวมาข้างต้น เนื่องจากมีการใช้แพ็คกิ้งแบบแบบสตรัคเจอร์ และมีค่าพื้นที่ผิวสัมผัสของแพ็คเบ็ด สูงกว่า ถึงแม้ว่า 2 งานนี้มีการควบคุมอุณหภูมิอากาศใกล้เคียงกัน แต่ในงานของ Bassuoni [39] มีการควบคุมอัตราการไหลของสารดูดความชื้นเท่ากับ $0.588 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ซึ่งต่ำกว่างานของ Moon et al. [26] ที่ควบคุมไว้ที่ $1.94 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ซึ่งถ้าหากพิจารณาตัวแปรที่กล่าวไปจะ

พบว่างานของ Moon et al. [26] ควรมีประสิทธิภาพสูงกว่า แต่ถ้าหากพิจารณาอุณหภูมิของสารดูดความชื้นที่ควบคุมไว้ในขณะที่ทำการแปรค่าอัตราการไหลอากาศนั้นจะพบว่า งานของ Bassuoni [39] ควบคุมอุณหภูมิไว้ที่ 15.0°C ซึ่งต่ำกว่างานของ Moon et al. [26] ที่ควบคุมอุณหภูมิเท่ากับ 30.0°C จึงทำให้แนวโน้มประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นทั้ง 2 งานนี้กลับขึ้นมาใกล้เคียงกัน

ในส่วนของงานวิจัยของ Saman and Alizadeh [8] ที่แนวโน้มที่แสดงให้เห็นนั้นจะเพิ่มขึ้นในช่วงแรกๆ จนถึงค่าๆหนึ่ง แล้วจึงลดลงอย่างรวดเร็ว โดยแนวโน้มจะแตกต่างจากงานวิจัยอื่นๆ ออกไปอย่างเห็นได้ชัดเจน เนื่องจากมีการใช้เครื่องดูดความชื้นแบบเพลทแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งไม่เหมือนกับงานอื่น

4.2.1.2 ผลกระทบของอัตราการไหลสารดูดความชื้น



รูปที่ 4.9 การเปรียบเทียบความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการดูดความชื้นอากาศต่ออัตราการไหลสารดูดความชื้นที่ได้จากงานวิจัยที่ผ่านมาและในงานวิจัยนี้

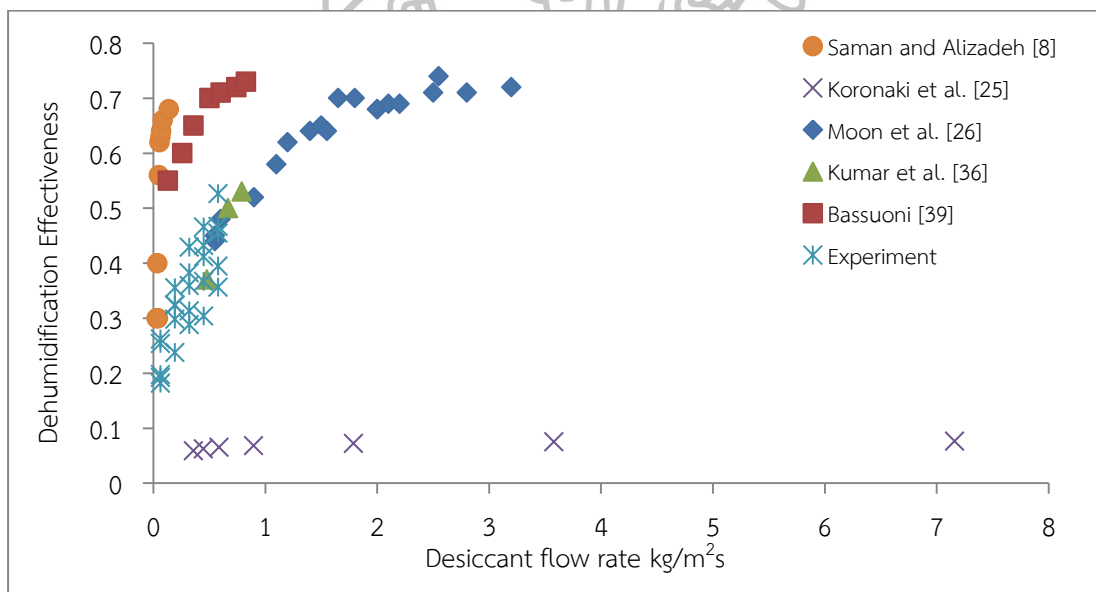
รูปที่ 4.9 แสดงการเปรียบเทียบความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการดูดความชื้นอากาศต่ออัตราการไหลสารละลายที่ได้จากการทดลองของงานวิจัยที่ผ่านมาของ Moon et al. [26]; Bassuoni [39]; Kumar et al. [36] และ Koronaki et al. [25] และการทดลองจริงที่ได้จากงานวิจัยนี้ พบว่าเมื่อแปรค่าอัตราการไหลสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น ส่งผลให้อัตราการดูดความชื้นเพิ่มขึ้น ซึ่งแสดงผลเช่นเดียวกันกับรูปที่ 4.3

ในงานวิจัยของ Kumar et al. [36] เมื่อพิจารณาในช่วงของอัตราการไหลสารดูดความชื้นตั้งแต่ $0.24\text{--}0.52\text{ kg/m}^2\text{s}$ และมีการควบคุมอัตราการไหลอากาศไว้ที่ $0.278\text{ kg/m}^2\text{s}$ มี

แนวโน้มไปในทิศทางเดียวกันกับในงานวิจัยนี้ เนื่องจากการควบคุมสภาวะการทำงานใกล้เคียงกับงานวิจัยนี้มาก

ในงาน Koronaki et al. [25] แสดงแนวโน้มของอัตราการไหลของสารดูดความชื้นใกล้เคียงกันกับงานวิจัยนี้ในช่วงแรกๆจนถึงช่วงที่มีการแปรค่าของอัตราการไหลอากาศเท่ากับ $0.514 \text{ kg/m}^2\text{s}$ แต่ในช่วงของอัตราการไหลของสารดูดความชื้นตั้งแต่ $1.79 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ขึ้นไป แนวโน้มค่อนข้างที่จะเข้าสู่ภาวะคงที่ที่ค่าหนึ่ง เนื่องจากมีช่วงของการแปรค่าอัตราการไหลอากาศที่ใช้ในการทดลองกว้าง และใช้เครื่องดูดความชื้นที่มีพื้นที่หน้าตัดขนาดเล็กกว่า ส่งผลให้ระยะเวลาสัมผัสระหว่างอากาศกับสารดูดความชื้นต่ำลง จึงทำให้เห็นแนวโน้มที่เข้าสู่ค่าคงที่ในช่วงปลายๆ

ในงานวิจัยที่ผ่านมาของ Moon et al. [26] และ Bassuoni [39] มีแนวโน้มของอัตราการดูดความชื้นเพิ่มขึ้นสูงกว่างานที่กล่าวมาก่อนหน้านี้ เนื่องจากการใช้ของเครื่องดูดความชื้นชนิดสตรัคเจอร์แพ็คกิ้งที่มีความสามารถในการแลกเปลี่ยนความชื้นดีกว่าแบบสุ่มแต่ในงานของ Moon et al. [26] มีแนวโน้มของอัตราการดูดความชื้นสูงกว่า Bassuoni [39] เนื่องจากการใช้เครื่องดูดความชื้นที่มีพื้นที่จำเพาะ (Specific surface, a) สูงกว่า และความสูงของแพ็คเบ็ต (z) สูงกว่า



รูปที่ 4.10 การเปรียบเทียบความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นอากาศกับอัตราการไหลสารละลายที่ได้จากงานวิจัยที่ผ่านมาและในงานวิจัยนี้

จากรูปที่ 4.10 แสดงการเปรียบเทียบอัตราการไหลของสารละลายที่มีต่อประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นอากาศของงานวิจัยที่ผ่านมากับงานวิจัยนี้ แสดงให้เห็นว่าเมื่อทำการแปรค่าของอัตราการไหลสารละลายเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นอากาศเพิ่มขึ้นซึ่งได้

อธิบายไว้ข้างต้น ตามรูปที่ 4.4 ซึ่งในงานวิจัยที่ผ่านมาและการทดลองจริง มีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกันทุกงาน

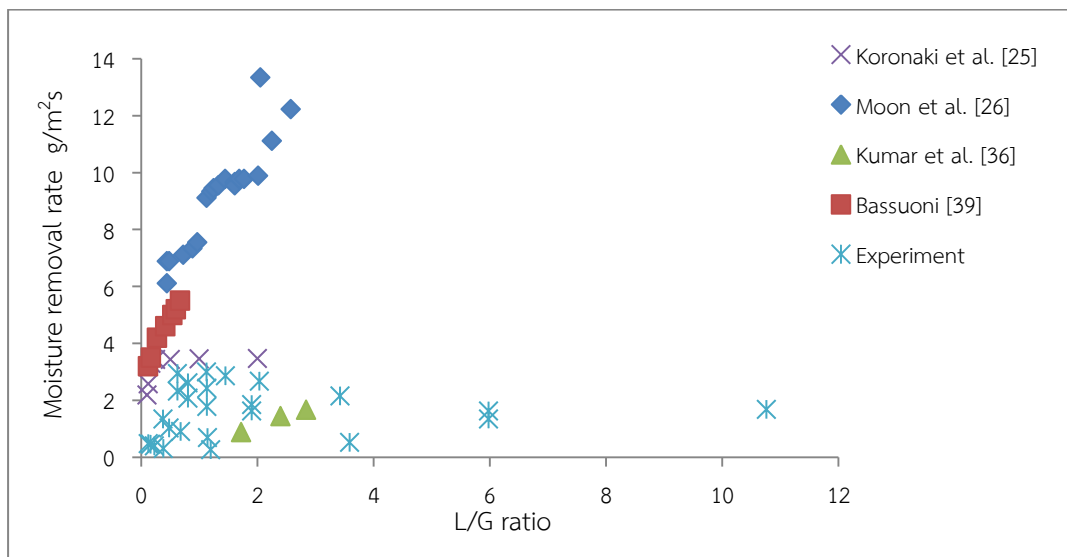
ในงานวิจัยของ Kumar et al. [36] มีแนวโน้มของประสิทธิผลใกล้เคียงกันกับงานวิจัยนี้ เนื่องจากสภาวะการทำงานทุกอย่างใกล้เคียงกันมาก แต่มีค่าประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นสูงกว่างานนี้เล็กน้อย เพราะเครื่องดูดความชื้นที่ใช้เป็นแบบตะแกรงลวดซึ่งคล้ายแบบสตรัคเจอร์ (Structure) ซึ่งมีประสิทธิผลสูงกว่าแพ็คกิ้งแบบส่ม

Koronaki et al. [25] มีเครื่องดูดความชื้นเป็นแบบสตรัคเจอร์ มีลักษณะการไหลของอากาศและสารดูดความชื้นในลักษณะสวนทางกัน มีช่วงของการแปรค่าอัตราการไหลของสารดูดความชื้นต่อพื้นที่หน้าตัดเครื่องดูดความชื้นที่ใช้ในการทดลองมีช่วงกว้าง และใช้เครื่องดูดความชื้นที่มีพื้นที่หน้าตัดขนาดเล็กกว่า และยังใช้สารดูดความชื้นที่มีความเข้มข้นต่ำและความชื้นอากาศขาเข้าต่ำที่สุด ส่งผลให้ระยะเวลาสัมผัสระหว่างอากาศกับสารดูดความชื้นต่ำลง จึงทำให้เห็นแนวโน้มที่เข้าสู่ค่าคงที่ในช่วงตั้งแต่ $1 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ ขึ้นไป

ในงานของ Moon et al. [26] และ Bassuoni [39] มีแนวโน้มประสิทธิผลสูงกว่างานที่กล่าวมาข้างต้น เนื่องจากมีการใช้แพ็คกิ้งแบบแบบสตรัคเจอร์ และมีค่าพื้นที่จำเพาะ สูงกว่า ในงานของ Moon et al. [26] ได้ควบคุมอัตราการไหลของอากาศไว้ที่ $1.24 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ ซึ่งใกล้เคียงกับงานของ Bassuoni [39] ที่ควบคุมอัตราการไหลอากาศเท่ากับ $1.2 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ เมื่อพิจารณาอัตราการดูดความชื้นดังรูปที่ 4.9 พบว่าในงานของ Moon et al. [26] มีแนวโน้มของอัตราการดูดความชื้นสูงกว่า Bassuoni [39] เนื่องจากค่าของพื้นที่จำเพาะและความสูงของแพ็คกิ้งสูงกว่าพื้นที่ผิวสัมผัสจึงสูงกว่า แต่หากพิจารณาประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นอากาศจะเห็นได้ว่า Bassuoni [39] มีประสิทธิผลสูงกว่า เนื่องจากของอุณหภูมิสารดูดความชื้นต่ำกว่า คือ 15°C เมื่อเทียบกับงานของ Moon et al. [26] มีอุณหภูมิสารดูดความชื้นเท่ากับ 30°C ซึ่งอุณหภูมิจะส่งผลต่อความชื้นของสารดูดความชื้น โดยจะทำให้ผลต่างของความชื้นขาเข้าขาออก และผลต่างของความชื้นอากาศขาเข้ากับความชื้นสารละลาย มีค่าลดลงพร้อมๆกัน

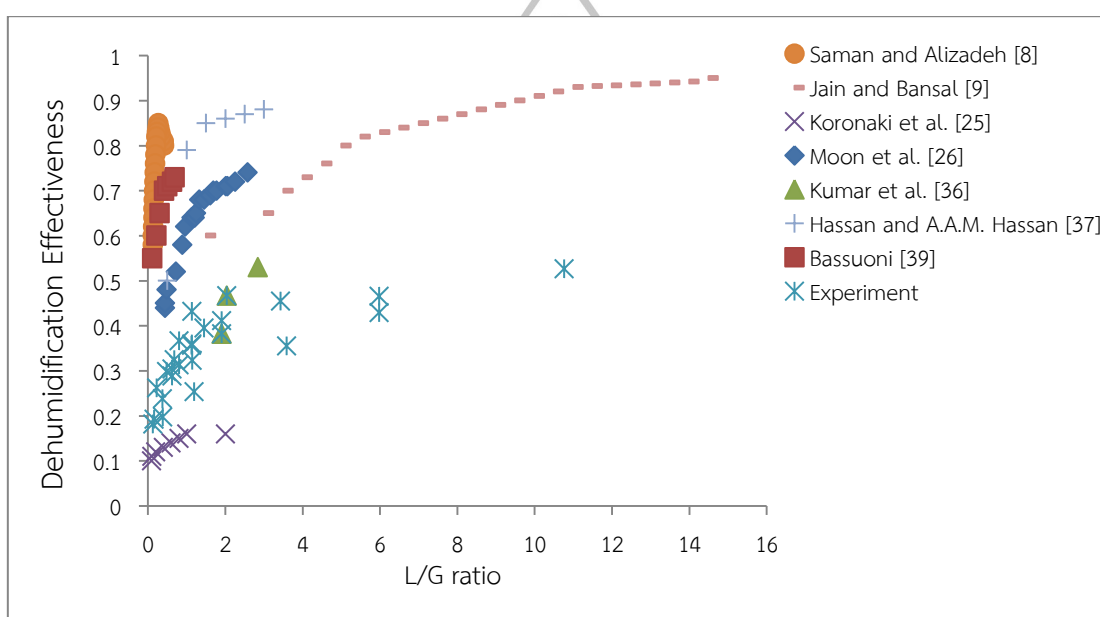
ในงานของ Saman and Alizadeh [8] มีแนวโน้มที่เห็นนั้นจะเพิ่มขึ้นในช่วงแรกๆ จนถึงค่าหนึ่ง แล้วจึงลดลงอย่างรวดเร็ว โดยแนวโน้มจะแตกต่างจากงานวิจัยอื่นๆ ออกไปอย่างเห็นได้ชัดเจน เนื่องจากมีการใช้เครื่องดูดความชื้นแบบ Plate heat exchanger (PHE) ซึ่งแตกต่างจากงานอื่นๆ

4.2.1.3 ผลกระทบของ L/G ratio



การทดลองจริงในงานวิจัยที่ผ่านมาของ Koronaki et al. [25] ได้แสดงผลดังนี้ คือ เมื่อแปรค่า L/G ratio เพิ่มขึ้น ส่งผลต่ออัตราการดูดความชื้นเพิ่มขึ้นสูงกว่างานวิจัยของ Kumar et al. [36] และงานวิจัยนี้ เนื่องจากการใช้อุณหภูมิสารดูดความชื้นต่ำกว่า คือ 14°C

ในงานวิจัยที่ผ่านมาของ Moon et al. [26] และ Bassuoni [39] มีแนวโน้มของอัตราการดูดความชื้นเพิ่มขึ้นสูงกว่างานที่กล่าวมาก่อนหน้านี้ เนื่องจากการใช้ของเครื่องดูดความชื้นชนิดสตรัคเจอร์แพ็คกิ้งที่มีความสามารถในการแลกเปลี่ยนความชื้นดีกว่าแบบสุ่ม แต่ในงานของ Moon et al. [26] มีแนวโน้มของอัตราการดูดความชื้นสูงกว่า Bassuoni [39] เนื่องจากการใช้เครื่องดูดความชื้นที่มีพื้นผิวสัมผัสของแพ็คเบตสูงกว่า และค่าความสูงของแพ็คเบตสูงกว่า



รูปที่ 4.12 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นอากาศกับอัตราส่วนของอัตราการไหลสารละลายต่ออัตราการไหลอากาศ L/G ratio ที่ได้จากงานวิจัยที่ผ่านมาและในงานวิจัยนี้

จากรูปที่ 4.12 แสดงการเปรียบเทียบความสัมพันธ์ระหว่าง L/G ratio จากงานวิจัยที่ผ่านมา ของ Saman and Alizadeh [8]; Jain and Bansal [9]; Hassan and A.A.M. Hassan [37]; Moon et al. [26]; Bassuoni [39]; Kumar et al. [36]; Koronaki et al. [25] และการทดลองจริงของงานวิจัยนี้ พบว่า เมื่อแปรค่า L/G ratio เพิ่มขึ้น แนวโน้มของเพิ่มขึ้นของประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นเพิ่มขึ้นทุกงาน ตามที่ได้กล่าวไว้ดังรูปที่ 4.6

ในงานของ Hassan and A.A.M Hassan [37] มีแนวโน้มของประสิทธิภาพสูงกว่่างาน Jain and Bansal [9]; Kumar et al. [36]; Koronaki et al. [25] และในงานวิจัยนี้ เนื่องจากการปรับปรุงเครื่องดูดความชื้นให้มีพื้นที่เปียกสูงกว่่างานอื่นๆ โดยใช้พื้นที่แบบในลักษณะของวงแหวน (Surfaces cylindrical) และภายในเครื่องดูดความชื้นยังมีระบบน้ำหล่อเย็น

งานวิจัยของ Jain and Bansal [9] มีการใช้อุณหภูมิสารดูดความชื้นต่ำกว่าในผลการทดลองในงานวิจัยนี้ส่งผลให้ประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นสูงกว่างานวิจัยอื่น เนื่องจากเป็นการลดผลต่างระหว่างความชื้นอากาศขาเข้าและขาออก และผลต่างของความชื้นขาเข้าของอากาศขาเข้าและความชื้นสารดูดความชื้น พร้อมๆ กัน ส่งผลให้ประสิทธิภาพเพิ่มขึ้น

ในงานวิจัยของ Kumar et al. [36] ในขณะที่มีการแปรค่า L/G ratio เพิ่มขึ้นส่งผลให้ประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นเพิ่มขึ้นสูงกว่างานวิจัยนี้และงานของ Jain and Bansal [9] เนื่องจากใช้เครื่องดูดความชื้นแบบตะแกรงลวดที่มีความเป็นระเบียบของเครื่องดูดความชื้นคล้ายกันกับแพ็คกิ้งแบบสตรัคเจอร์ แนวโน้มประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นจึงสูงกว่างานวิจัยที่กล่าวมาก่อนหน้านี้

งานวิจัยของ Koronaki et al. [25] มีแนวโน้มของประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นต่ำที่สุด เนื่องจากมีการใช้เครื่องดูดความชื้นที่มีขนาดของพื้นที่หน้าตัดต่ำกว่า และความเข้มข้นของสารดูดความชื้นต่ำที่สุดเท่ากับ 30% ความชื้นอากาศขาเข้าเท่ากับ 0.01486 kg_w/kg_{da} ซึ่งแนวโน้มและเหตุผลแสดงได้เช่นเดียวกับรูปที่ 4.10

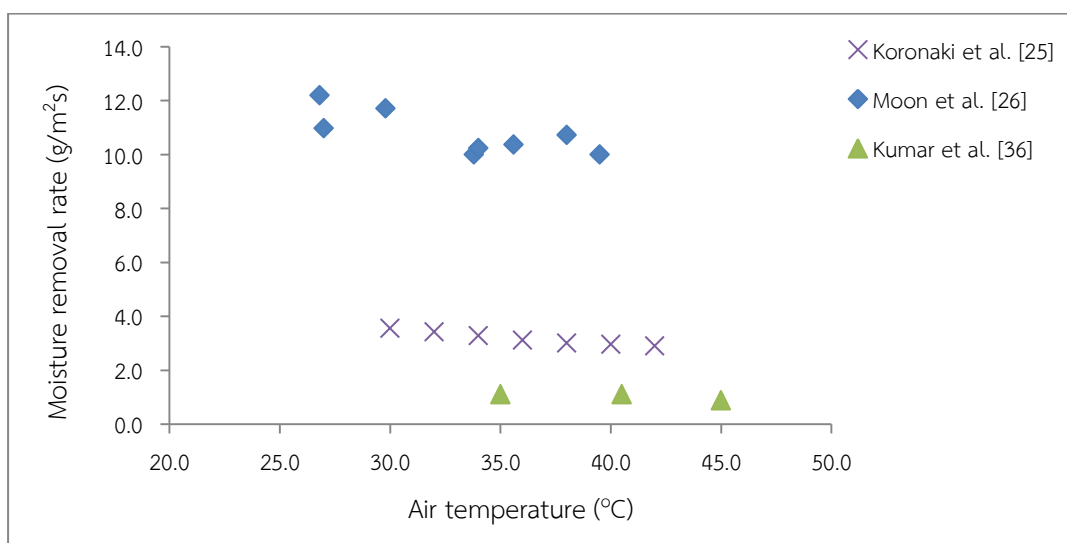
ในงานวิจัยของ Moon et al. [26] และ Bassuoni [39] มีแนวโน้มประสิทธิภาพสูงกว่างานที่กล่าวมาข้างต้น เนื่องจากมีการใช้แพ็คกิ้งแบบสตรัคเจอร์ และมีค่าพื้นที่จำเพาะของแพ็คเบต สูงกว่า แต่ในงานของ Bassuoni [39] มีประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นสูงกว่างานของ Moon et al. [26] เช่นเดียวกับรูปที่ 4.10 แต่ในรูปที่ 4.12 เช่น การมองในรูปแบบของ L/G ratio ซึ่งเป็นการลดอิทธิพลของตัวแปรด้านสภาวะการทำงานของอัตราการไหลอากาศ และอัตราการไหลของสารดูดความชื้นที่ต่างกันออกไป โดยพิจารณาใช้รูปตัวแปรไร้มิติ ทำให้เส้นกราฟทั้งสองใกล้เคียงมากกว่าในรูปที่ 4.10

หากพิจารณางานวิจัยของ Saman and Alizadeh [8] มีลักษณะของเครื่องดูดความชื้นเป็นแบบเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งมีลักษณะที่แตกต่างกับเครื่องดูดความชื้นทุกๆ งาน ส่งผลให้ประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นเพิ่มขึ้นแล้วลดลง

4.2.2 ผลของการเปรียบเทียบแนวโน้มผลการทดลองจริงของงานวิจัยที่ผ่านมา

ในส่วนนี้เป็นผลที่ได้จากการรวบรวมผลการทดลองจริงจากงานวิจัยที่ผ่านมา โดยตัวแปรที่รวบรวมมานั้น ได้แก่ อุณหภูมิและความชื้นอากาศ และอุณหภูมิและความเข้มข้นสารละลาย

4.2.2.1 ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศ



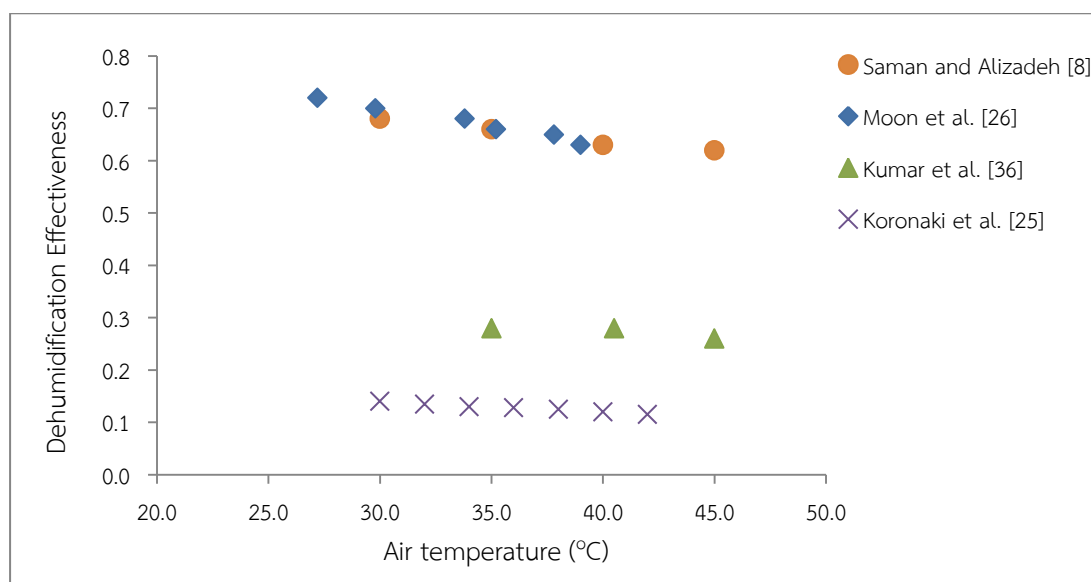
รูปที่ 4.13 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการดูดความชื้นอากาศกับอุณหภูมิอากาศที่ได้จากผลการทดลองของงานวิจัยที่ผ่านมา

จากรูปที่ 4.13 พบว่า ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการดูดความชื้นอากาศกับอุณหภูมิอากาศที่ผ่านเข้าสู่เครื่องดูดความชื้นของงานวิจัยที่ผ่านมา พบว่า เมื่ออุณหภูมิอากาศเพิ่มขึ้น เป็นการเพิ่มอุณหภูมิให้แก่ระบบดูดความชื้น เนื่องจาก ความร้อนสัมผัสจะถ่ายเทไปยังสารดูดความชื้นซึ่งแนวโน้มในช่วงแรกๆ ของการทดลองจะพบว่าค่อนข้างคงที่และลดลงในช่วงหลังๆ เนื่องจากสารดูดความชื้นมีความจุความร้อนค่าๆ หนึ่งเมื่อสารดูดความชื้นร้อนขึ้นจะทำให้อัตราการดูดความชื้นลดลง [32]

ผลการทดลองของ Moon et al. [26] พบว่า เมื่ออุณหภูมิอากาศเพิ่มขึ้น ความร้อนจากอากาศจะถ่ายเทไปยังสารดูดความชื้น ทำให้สัดส่วนความดันไอลอยของอากาศและสารดูดความชื้นสูงขึ้น อัตราการดูดความชื้นลดลง และมีแนวโน้มเช่นเดียวกันกับงานวิจัยของ Zurigat et al. [28] ที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดอื่นๆ

ในงานวิจัยของ Koronaki et al. [25] และ Kumar et al. [36] พบว่า เมื่ออุณหภูมิอากาศสูงขึ้น ในกรณีที่อุณหภูมิอากาศสูงกว่าสารดูดความชื้น ความร้อนสัมผัสจะถ่ายเทไปยังสารดูดความชื้น ส่งผลให้สารดูดความชื้นมีอุณหภูมิสูงขึ้น ทำให้ความชื้นสัมบูรณ์ (Equilibrium humidity) ของสารดูดความชื้นลดลงอัตราการถ่ายเทมวลลดลง อัตราการดูดความชื้นจึงลดลง ซึ่งแนวโน้มที่แสดงพบได้เช่นเดียวกันกับงานของ Fumo and Goswami [23] และ Wahab et al. [44] ที่มีการใช้สารดูดความชื้นชนิดอื่น

แต่ในงานวิจัยของ Liu et al. [14] และ Oberg and Goswami [21] พบว่า เมื่อแปรค่า อุณหภูมิอากาศเพิ่มขึ้น ความร้อนจะถ่ายเทไปยังสารดูดความชื้นอากาศแต่ไม่ส่งผลต่ออัตราการดูด ความชื้น เนื่องจากสารดูดความชื้นมีความจุความร้อนสูง เพียงพอที่จะไม่ส่งผลต่ออัตราการดูด ความชื้นอากาศ

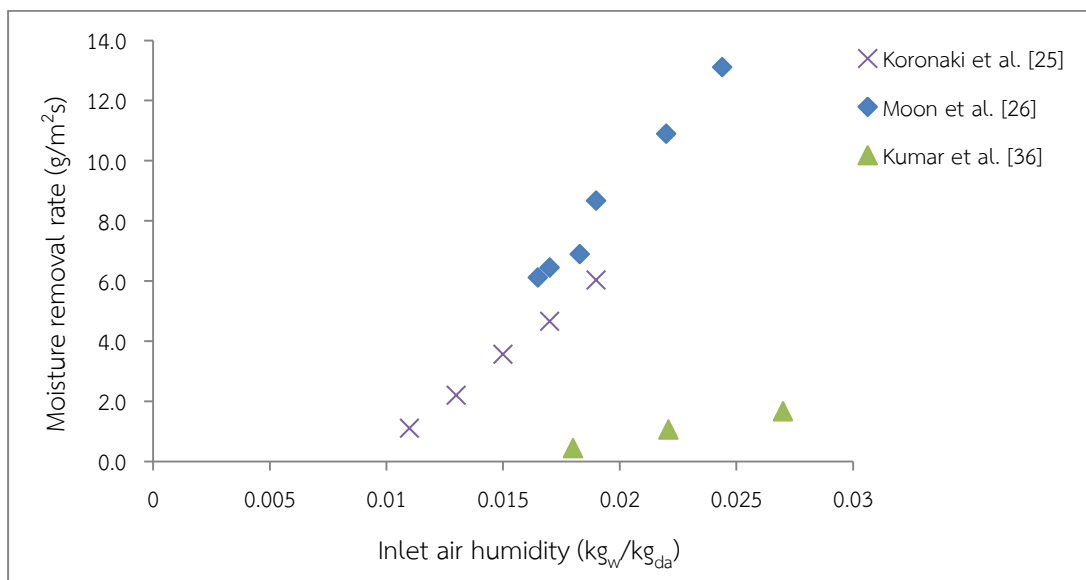


รูปที่ 4.14 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นอากาศกับอุณหภูมิอากาศที่ได้ จากผลการทดลองของงานวิจัยที่ผ่านมา

จากรูปที่ 4.14 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นอากาศ กับอุณหภูมิของอากาศที่ผ่านเข้าสู่เครื่องดูดความชื้น พบว่า เมื่ออุณหภูมิอากาศเพิ่มขึ้น ความร้อน สัมผัสจากอากาศจะถูกถ่ายเทไปยังสารดูดความชื้น อุณหภูมิสารดูดความชื้นจึงสูงขึ้น เป็นการเพิ่ม ความดันไอผิวหน้าของสารดูดความชื้นและความดันไอน้ำในอากาศ ส่งผลให้ ความสามารถในการดูด ความชื้นลดลง สัดส่วนความชื้นที่ออกจากเครื่องดูดความชื้นมีค่าสูง ส่งผลให้ผลต่างระหว่างความชื้น อากาศขาเข้ากับขาออก ($\omega_{a,in} - \omega_{a,out}$) และผลต่างระหว่างความชื้นอากาศขาเข้ากับสารดูดความชื้น ขาเข้า ($\omega_{a,in} - \omega_{s,in}$) มีค่าสูงขึ้นพร้อมๆ กัน เมื่อมาคำนวณในสมการทำนายประสิทธิภาพพบว่า ประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นอากาศลดต่ำลง [8, 25, 26, 36]

แต่ในกรณีที่อุณหภูมิอากาศเพิ่มขึ้น เป็นการถ่ายเทความร้อนสัมผัสจากอากาศไปยังสาร ดูดความชื้น ถ้าหากสารดูดความชื้นมีความจุความร้อน (Heat capacity) สูง อุณหภูมิอากาศจึงไม่ ส่งผลต่อประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้น [14, 32]

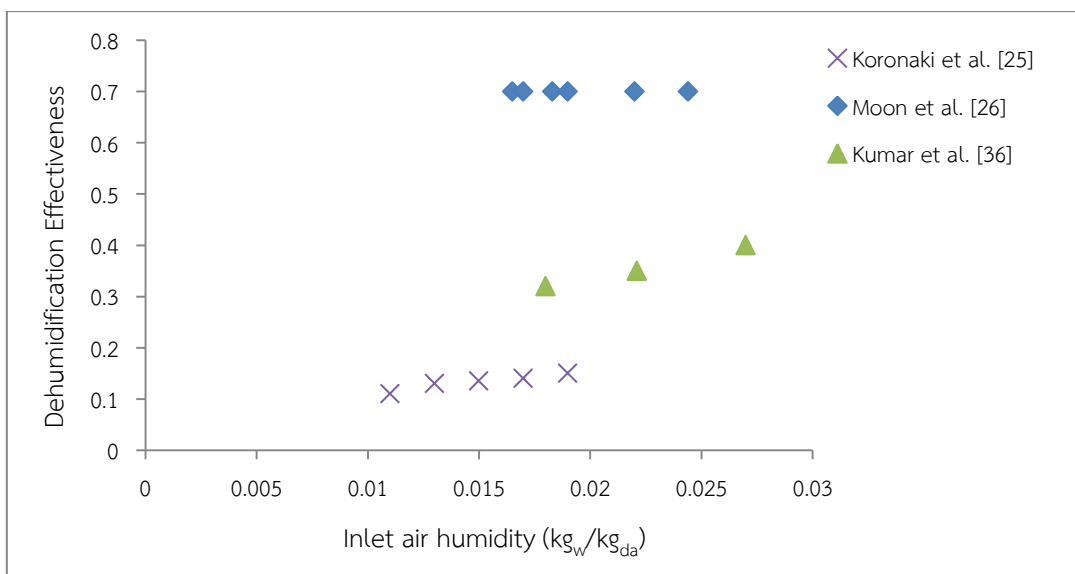
4.2.2.2 ผลกระทบของความชื้นอากาศ



รูปที่ 4.15 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการดูดความชื้นอากาศกับปริมาณความชื้นในอากาศที่ได้จากผลการทดลองของงานวิจัยที่ผ่านมา

จากรูปที่ 4.15 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการดูดความชื้นอากาศกับปริมาณความชื้นในอากาศที่ได้จากผลการทดลองของงานวิจัยที่ผ่านมา พบว่า เมื่อเพิ่มความชื้นในอากาศเข้าสู่ระบบดูดความชื้น เป็นการเพิ่มความสามารถในการดูดความชื้นอากาศโดยตรง [3, 20, 88]

ในงานวิจัยของ Koronaki et al. [25] Moon et al. [26] และ Kumar et al. [36] พบว่า เมื่อปริมาณความชื้นในอากาศสูงขึ้น เป็นการเพิ่มปริมาณความชื้นเข้าสู่เครื่องดูดความชื้น ความดันไอน้ำในอากาศ เพิ่มขึ้น ส่งผลให้เกิดการเพิ่มศักยภาพการถ่ายเทมวล (Mass transfer potential) ระหว่างไอน้ำในอากาศกับสารดูดความชื้น ทำให้อัตราการดูดความชื้นสูงขึ้น [25, 26, 36] และแนวโน้มเช่นเดียวกันกับงานวิจัยของ Gao et al. [32] ที่มีการใช้สารดูดความชื้นชนิดอื่น

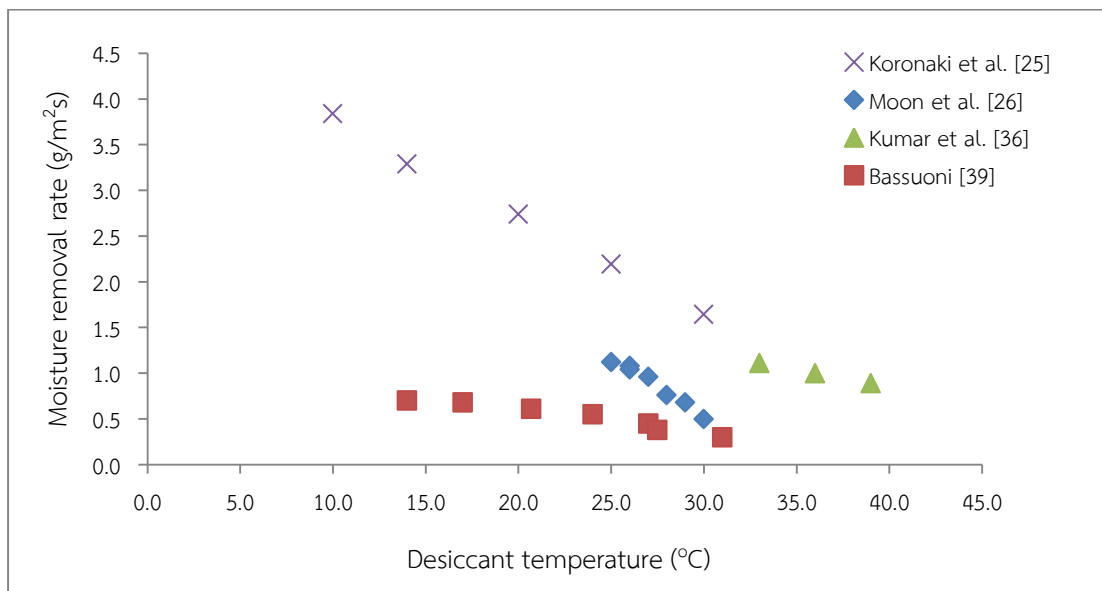


รูปที่ 4.16 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นอากาศกับปริมาณความชื้นในอากาศที่ได้จากผลการทดลองของงานวิจัยที่ผ่านมา

จากรูปที่ 4.16 แสดงผลของความชื้นอากาศที่ส่งผลต่อประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้น เมื่อความชื้นในอากาศเพิ่มขึ้นส่งผลต่อประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นอากาศ พบว่า เมื่อความชื้นในอากาศเพิ่มขึ้น พบว่า เป็นการเพิ่มความชื้นสัมพัทธ์เข้าสู่เครื่องดูดความชื้น (Inlet humidity ratio) ซึ่งหากนำไปคำนวณประสิทธิผลจะพบว่า เป็นการเพิ่มความแตกต่างระหว่างความชื้นขาเข้ากับขาออก และความแตกต่างระหว่างความดันไอน้ำในอากาศกับความดันไอของสารดูดความชื้นพร้อมๆ กัน ($\omega_{a,in} - \omega_{s,in}$) และ ($\omega_{a,in} - \omega_{a,out}$) ซึ่งส่งผลต่อประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นอากาศเล็กน้อย โดยจะเพิ่มตัวเลขมากกว่าตัวส่วนของสมการทำนายประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้น [14, 32]

เมื่อความชื้นในอากาศเพิ่มขึ้น พบว่า เป็นการเพิ่มความดันไอของไอน้ำในอากาศ ทำให้เกิดความแตกต่างระหว่างความดันไอน้ำในอากาศกับสารดูดความชื้น ส่งผลให้ประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นเพิ่มขึ้น [25]

4.2.2.3 ผลกระทบของอุณหภูมิสารดูดความชื้น

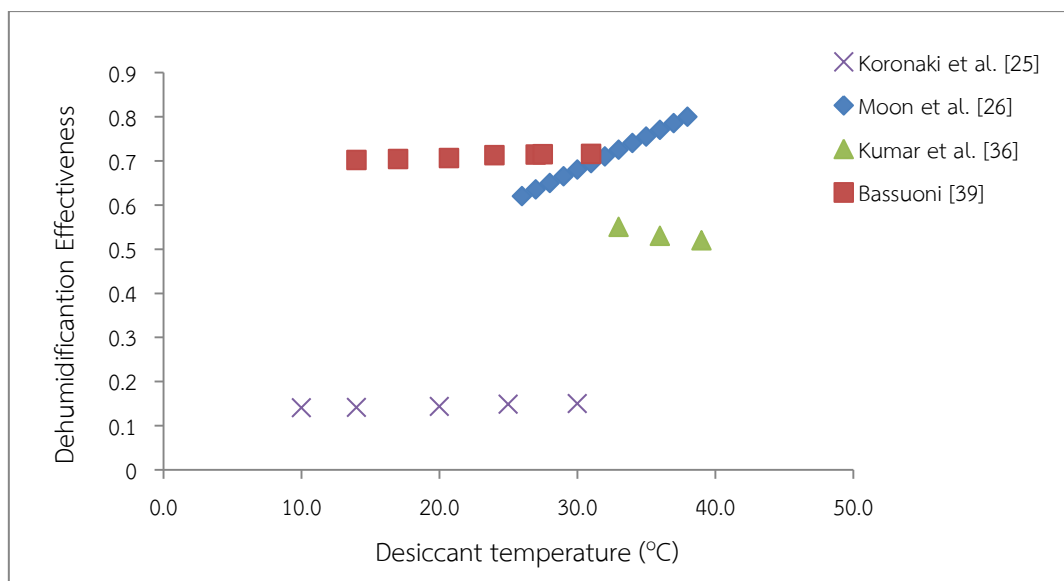


รูปที่ 4.17 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการดูดความชื้นอากาศกับอุณหภูมิสารดูดความชื้นที่ได้จากผลการทดลองของงานวิจัยที่ผ่านมา

จากรูปที่ 4.17 แสดงการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิของสารดูดความชื้นที่ส่งผลต่ออัตราการดูดความชื้นอากาศ พบว่า เมื่ออุณหภูมิสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น เป็นการเพิ่มความดันผิวหน้าของสารดูดความชื้น (Surface vapor pressure) ส่งผลให้ลดความแตกต่างระหว่างความดันไอน้ำในอากาศและความดันไอของสารดูดความชื้นภายในเครื่องดูดความชื้น ทำให้เป็นการลดค่าเฉลี่ยของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล (Average mass transfer coefficient) ระหว่างไอน้ำในอากาศกับสารดูดความชื้น สัดส่วนความชื้นอากาศที่ออกจากเครื่องดูดความชื้นสูงขึ้น อัตราการดูดความชื้นจึงสูงขึ้น เช่นเดียวกัน [25, 39] และในงานวิจัยของ Liu et al. [14] และ Gao [32] ที่มีการใช้สารดูดความชื้นชนิดอื่น

เมื่ออุณหภูมิสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น ส่งผลให้เป็นการเพิ่มความดันไอของสารดูดความชื้น และเป็นการลดอัตราการถ่ายเทไอน้ำเข้าสู่สารดูดความชื้น อัตราการดูดความชื้นจึงลดลง มีแนวโน้มเช่นเดียวกับงานวิจัยของ Oberg and Goswami [21]; Fumo and Goswami [23]; Wahab et al. [46] และ Zurigat et al. [28] ที่มีการใช้สารดูดความชื้นชนิดอื่น

อุณหภูมิสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้นส่งผลให้ความดันไอของสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น เป็นการลดศักยภาพการถ่ายเทมวลระหว่างไอน้ำในอากาศกับสารดูดความชื้น [23, 26]



รูปที่ 4.18 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นอากาศกับอุณหภูมิสารดูดความชื้นที่ได้จากผลการทดลองของงานวิจัยที่ผ่านมา

รูปที่ 4.18 แสดงการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิสารดูดความชื้น ที่มีผลต่อประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นอากาศ พบว่า

ในงานของ Kumar et al. [36] แสดงให้เห็นว่า เมื่ออุณหภูมิสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ความดันไอของสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น เป็นการลดความสามารถในการถ่ายเทมวลระหว่างไอน้ำในอากาศกับสารดูดความชื้น อากาศที่ออกจากเครื่องดูดความชื้นยังคงมีความชื้นสูง แนวโน้มประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นลดลง

ในงานวิจัยของ Koronaki et al. [25] และ Bassouni [39] เมื่ออุณหภูมิสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นไม่ค่อยเปลี่ยนแปลง เนื่องจากพิจารณาสัดส่วนความชื้นที่ทางเข้าและทางออก มีความแตกต่างกันมาก อัตราการดูดและประสิทธิภาพก็เพิ่มขึ้น แต่ในระบบดูดความชื้นได้มีการถ่ายเทความร้อนที่เกิดจากปฏิกิริยาการดูดความชื้นเข้าสู่อากาศ [28]

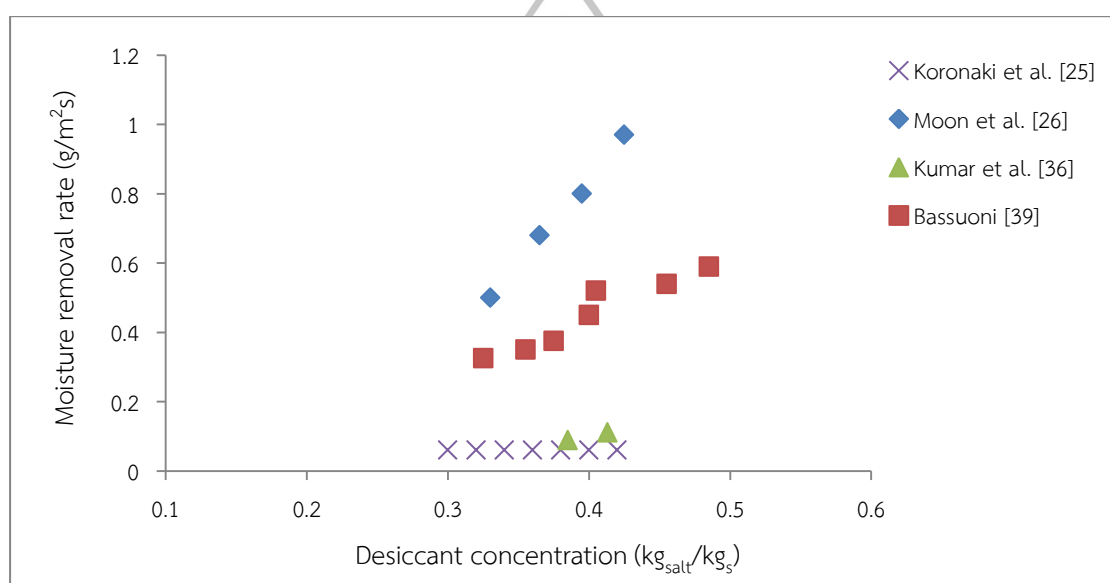
งานวิจัยของ Bassouni [39] เมื่ออุณหภูมิสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น เป็นการเพิ่มความดันไอบนผิวหน้าสารดูดความชื้น ส่งผลให้เป็นการลดความแตกต่างระหว่างความดันไอของไอน้ำในอากาศและสารดูดความชื้นภายในเครื่องดูดความชื้น ส่งผลให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลระหว่างไอน้ำในอากาศกับสารดูดความชื้นลดลง อัตราการดูดความชื้นลดลง ทำให้สัดส่วนความชื้นขาออกมีค่าสูง เมื่อนำมาทำนายประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นอากาศส่งผลให้ ประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นสูงขึ้นเช่นกัน [14]

งานวิจัยของ Moon et al. [26] เมื่ออุณหภูมิสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น เป็นการเพิ่มความดันไอของสารดูดความชื้น และเป็นการลดศักยภาพการถ่ายเทมวล (Mass transfer potential)

ระหว่างไอน้ำในอากาศกับสารดูดความชื้น สัดส่วนความชื้นอากาศเพิ่มขึ้น เมื่อนำไปคำนวณสมการ ทำนายประสิทธิภาพเป็นการลดตัวหารของสมการ ประสิทธิภาพจึงเพิ่มขึ้น

ในงานของ Moon et al. [26] เมื่ออุณหภูมิสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ปริมาณสารดูดความชื้นขยายตัว ความดันไอจึงสูง ส่งผลให้เพิ่มความสามารถในการขยายเพิ่มพื้นที่ผิวเปียกภายในระบบดูดความชื้น พื้นที่สัมผัสและเวลาที่สัมผัสระหว่างสารอากาศกับสารดูดความชื้นยิ่งเพิ่มสูงขึ้น ประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นจึงสูงขึ้น

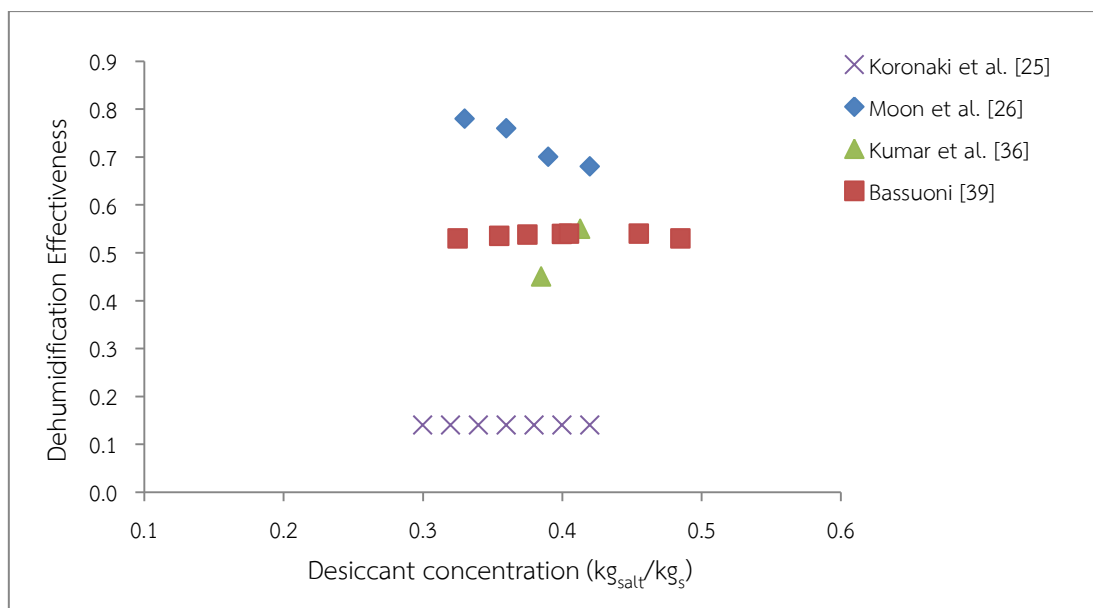
4.2.2.4 ผลกระทบของความเข้มข้นสารดูดความชื้น



รูปที่ 4.19 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการดูดความชื้นอากาศกับความเข้มข้นของสารดูดความชื้นที่ได้จากการทดลองของงานวิจัยที่ผ่านมา

จากรูปที่ 4.19 แสดงผลของความเข้มข้นสารดูดความชื้นอากาศที่ส่งผลต่ออัตราการดูดความชื้น พบว่า เมื่อความเข้มข้นของสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น เป็นการลดความดันไอของสารดูดความชื้น และเป็นการเพิ่มศักยภาพการถ่ายเทมวลระหว่างสารดูดความชื้นกับไอน้ำในอากาศ อัตราการดูดความชื้นจึงสูงขึ้น [14, 26, 36, 39]

โดยทั่วไปความเข้มข้นของสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น ส่งผลให้อัตราการดูดความชื้นเพิ่มขึ้น แต่อัตราการดูดความชื้นยิ่งเพิ่มขึ้นก็ยิ่งเกิดความร้อนที่มาจากปฏิกิริยาทางเคมีระหว่างไอน้ำในอากาศกับสารดูดความชื้น ความร้อนที่เกิดขึ้นจะถ่ายเทมายังภายในระบบดูดความชื้น ซึ่งอัตราการดูดความชื้นไม่ได้ขึ้นอยู่กับปริมาณความเข้มข้นของสารดูดความชื้น แต่ยังขึ้นอยู่กับอุณหภูมิและสถานะของอากาศที่ใช้ทดลอง [25]



รูปที่ 4.20 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นอากาศกับความเข้มข้นของสารดูดความชื้นที่ได้จากผลการทดลองของงานวิจัยที่ผ่านมา

รูปที่ 4.20 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นอากาศกับความเข้มข้นของสารดูดความชื้นจากงานวิจัยที่ผ่านมาของ Moon et al. [26]; Bassouni [39]; Kumar et al. [36] และ Koronaki et al. [25]

ในงานของ Moon et al. [26] ความเข้มข้นสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น และเป็นการเพิ่มแรงตึงผิว (Surface tension) ของสารดูดความชื้น และลดพื้นที่เปียกของเครื่องดูดความชื้น ประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นจึงลดลง และมีแนวโน้มเช่นเดียวกับ Zurigat et al. [28]

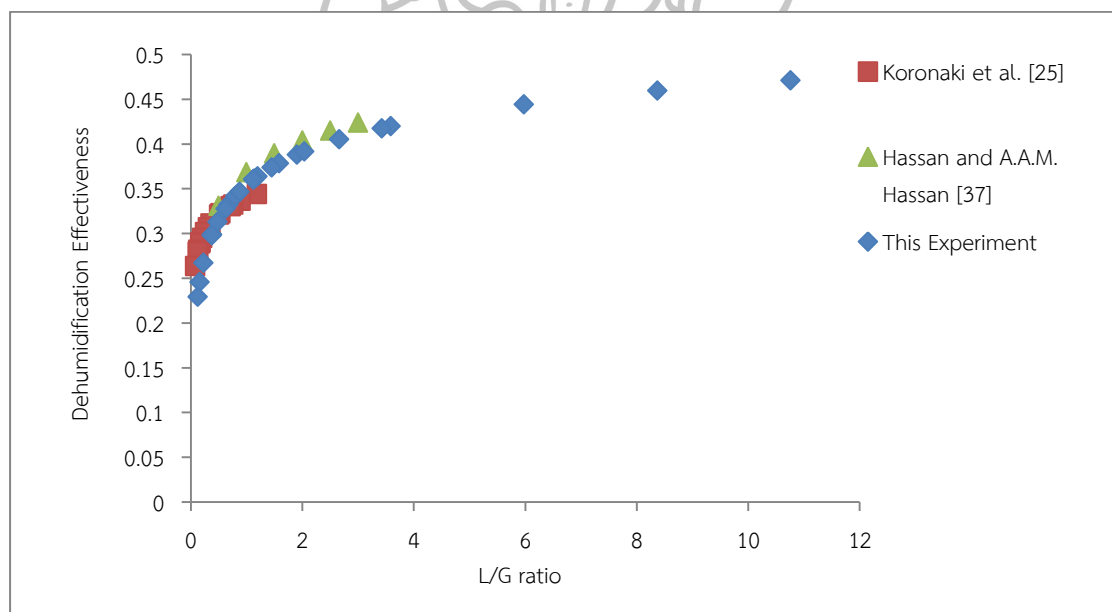
Gao et al. [32] ได้ใช้สารดูดความชื้นชนิดอื่น แสดงผลของความเข้มข้นของสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น ประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นลดลง เนื่องจากการลดความดันไอของสารดูดความชื้น เป็นการเพิ่มศักยภาพการถ่ายเทมวล (Mass transfer potential) ภายในเครื่องดูดความชื้น สัดส่วนความชื้นขาออกจึงมีค่าต่ำ

แนวโน้มในงานของ Bassouni [39] และ Koronaki et al. [25] ความเข้มข้นของสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น เป็นการลดความดันไอผิวหน้าของสารดูดความชื้น เพิ่มความแตกต่างระหว่างความดันไอสารดูดความชื้นกับความดันไอน้ำในอากาศ สัดส่วนความชื้นขาออกต่ำลง และความดันไอของสารก็มีค่าต่ำลง เมื่อนำไปคำนวณในสมการทำนายประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นอากาศ ส่งผลให้ลดทั้งตัวตั้งและตัวหารของสมการไปพร้อมๆ กัน จึงส่งผลให้ความเข้มข้นของสารดูดความชื้นไม่ส่งผลต่อประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นอากาศ และมีแนวโน้มเช่นเดียวกับ Liu et al. [14] ที่มีการใช้สารดูดความชื้นชนิดอื่น แต่ในงานของ Kumar et al. [36] พบว่า เมื่อความเข้มข้นสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น เนื่องจากเกิดอัตราการดูดความชื้นสูง แต่ถ้ามองในเชิงประสิทธิผล

กระบวนการดูดความชื้น พบว่า ผลต่างระหว่างความชื้นขาเข้าขาออก มีค่าเพิ่มขึ้นต่ำกว่าผลต่างระหว่างความชื้นขาเข้ากับความชื้นของสารดูดความชื้น จึงส่งผลให้ประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นสูงขึ้น

เมื่อทำการพิจารณาผลของอัตราการไหลอากาศ และอัตราการไหลของสารดูดความชื้นที่ส่งผลต่อสมรรถนะหลัก 2 ตัว คือ อัตราการดูดความชื้น และประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้น ในรูปที่ 4.7 – 4.12 พบว่าแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน แต่ลักษณะแนวโน้มค่อนข้างแตกต่างกันมาก เนื่องจากการควบคุมตัวแปรทางด้านกายภาพ และตัวแปรด้านสภาวะการทำงานที่แตกต่างกัน จึงไม่สามารถเปรียบเทียบกันได้ จำเป็นที่จะต้องสร้างสมการทำนายผลกระทบบของตัวแปรต้นที่ส่งผลต่อสมรรถนะเพื่อที่จะเปรียบเทียบบนพื้นฐานเดียวกัน และเป็นการลดผลกระทบจากตัวแปรอื่นๆ ที่เกี่ยวข้อง ซึ่งในงานนี้ได้นำเสนอสมการที่ผ่านการปรับปรุงชุดตัวแปรค่าคงที่ของ Chung มาทำนายประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้น โดยนำมาทำนายงานวิจัยที่ผ่านมาที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดแคลเซียมคลอไรด์ และมีลักษณะการไหลแบบสวนทาง เพื่อที่จะนำมาเปรียบเทียบแนวโน้มที่ได้กับงานวิจัยนี้แสดงดังรูป 4.21

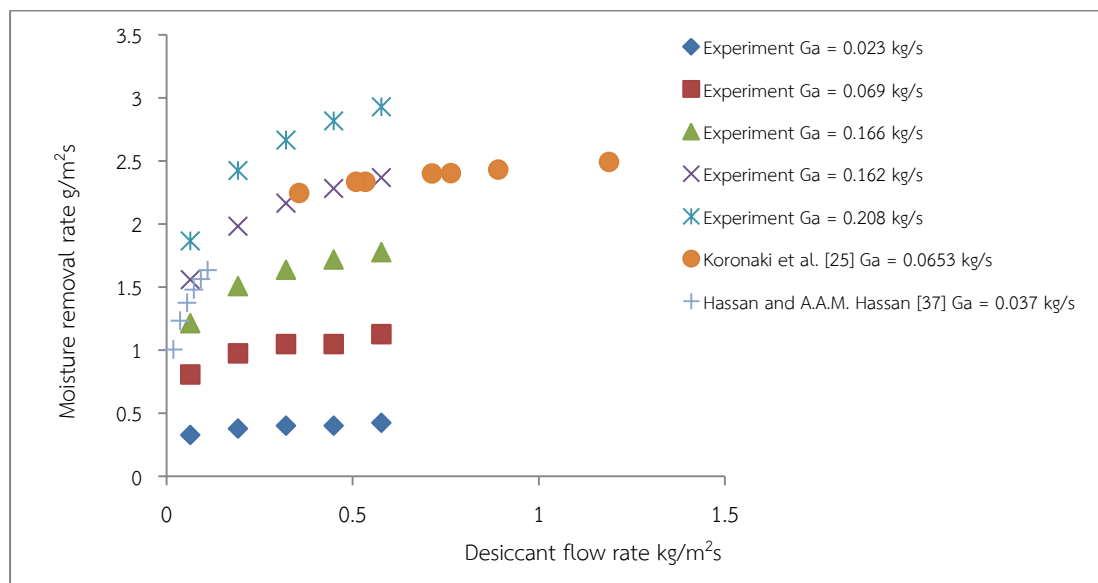
4.2.2.5 แนวโน้มผลกระทบของสมการทำนายผล L/G ratio



รูปที่ 4.21 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้นที่ได้จากการปรับปรุงสมการที่มีต่อ L/G ratio ที่ได้จากงานวิจัยนี้และงานวิจัยที่ผ่านมา

จากรูปที่ 4.21 แสดงแนวโน้มของผลที่ได้จากการใช้สมการที่ 2.28 มาทำนายประสิทธิผลกระบวนการดูดความชื้น โดยนำสภาวะที่ได้จากการทดลองจริงในงานวิจัยที่ผ่านมาของ

Koronaki et al. [25] และ Hassan and A.A.M. Hassan [37] และการทดลองจริงของงานวิจัยนี้ พบว่า แนวนอนของ L/G ratio ทั้งหมดไปในทิศทางเดียวกันทั้งหมด คือ เมื่อแปรค่า L/G ratio เพิ่มขึ้น ส่งผลให้แนวนอนของประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วในช่วงแรกๆ แล้วค่อนข้างคงที่ตั้งแต่ L/G ratio ประมาณ 1.6 ขึ้นไป หากนำค่าประสิทธิภาพมาทำนายอัตราการดูดความชื้นของแต่ละงานได้แนวนอนแสดงดังรูปที่ 4.22



รูปที่ 4.22 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นที่ได้จากการปรับปรุงสมการที่มีต่อ L/G ratio ที่ได้จากงานวิจัยนี้และงานวิจัยที่ผ่านมา

จากรูปที่ 4.22 แสดงการเปรียบเทียบผลของการแปรค่า L/G ratio ที่ส่งผลต่ออัตราการดูดความชื้นที่ได้จากผลการทดลองของงานวิจัยที่ผ่านมา และงานวิจัยนี้ พบว่า เมื่อแปรค่า L/G ratio เพิ่มขึ้นส่งผลให้อัตราการดูดความชื้นเพิ่มขึ้นแสดงเหตุผลเช่นเดียวกันกับการ กำหนดให้อัตราการไหลอากาศคงที่ โดยทำการแปรค่าอัตราการไหลสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น

ในงานวิจัยของ Koronaki et al. [25] และ Hassan and AAM Hassan [37] พบว่า แนวนอนของอัตราการดูดความชื้นใกล้เคียงกับงานวิจัยนี้ให้เหตุผลเดียวกันกับ รูปที่ 4.9

4.3 การหาสภาวะที่เหมาะสมที่สุดของระบบดูดความชื้น

การพิจารณาสภาวะที่เหมาะสมที่สุดของระบบดูดความชื้น โดยทั่วไปจะพิจารณาสมรรถนะหลักของกระบวนการดูดความชื้น ในงานวิจัยนี้พิจารณาจากอัตราการดูดความชื้นเนื่องจากเป็นสมรรถนะหลักที่บอกถึงความสามารถในการกำจัดความชื้นออกจากอากาศระบายได้โดยตรง โดย

แตกต่างจากประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นซึ่งเป็นค่าที่บอกความสามารถเชิงคุณภาพที่คำนวณอ้างอิงจากความชื้นสารดูดความชื้นในทางทฤษฎี

เมื่อพิจารณา รูปที่ 4.22 ในแต่ละค่าของอัตราการไหลของอากาศ ตั้งแต่ 0.023, 0.069, 0.116, 0.162 และ 0.208 kg/s (35, 110, 185, 260 และ 335 CFM) พบว่า เมื่อแปรค่า อัตราการไหลของสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น ส่งผลให้แนวโน้มของอัตราการดูดความชื้นเพิ่มขึ้น จนถึงจุดๆ หนึ่งของการแปรค่าอัตราการไหลของสารดูดความชื้นในแต่ละกรณีของอัตราการไหลอากาศ ได้แก่ 3, 5, 7, 7 และ 9 LPM ตามลำดับ ซึ่งสอดคล้องกับช่วงของ L/G ratio ตามตารางที่ 4.3

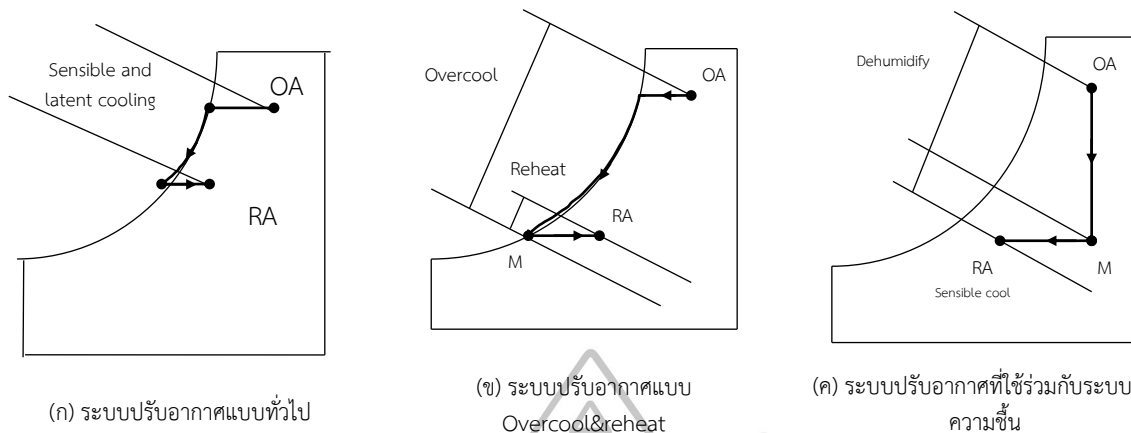
ตารางที่ 4.3 สภาวะที่เหมาะสมของแต่ละอัตราการไหลอากาศ

อัตราการไหลอากาศ (kg/s)	อัตราการไหลสารดูดความชื้น LPM	L/G ratio
35	3	3.58
110	5	1.90
185	7	1.58
260	7	1.13
335	9	1.12

จากตารางที่ 4.3 เป็นสภาวะการทำงานที่เหมาะสมที่สุดของแต่ละอัตราการไหลอากาศ แล้วนำสภาวะดังกล่าวไปวิเคราะห์ศักยภาพการประหยัดพลังงานของระบบปรับอากาศต่อไป

4.4 การวิเคราะห์ศักยภาพการประหยัดพลังงาน

จากสภาวะการทำงานที่เหมาะสมของเครื่องดูดความชื้นตามตารางที่ 4.3 ทำให้ทราบสภาวะการทำงานของอัตราการไหลสารดูดความชื้น ที่เหมาะสมของแต่ละอัตราการไหลของอากาศ ดังนั้นจำเป็นต้องทำการวิเคราะห์ศักยภาพการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศ โดยเปรียบเทียบการใช้พลังงานระหว่าง ระบบปรับอากาศทั่วไป ระบบปรับอากาศที่ทำการกำจัดภาวะปรับอากาศด้วยวิธีการ Overcool & Reheat และระบบปรับอากาศที่ทำงานร่วมกับระบบดูดความชื้นด้วยสารดูดความชื้นชนิดเหลวที่ใช้ในการทดลองนี้



รูปที่ 4.21 ความแตกต่างของพลังงานที่ใช้ในการปรับอากาศด้วยวิธี Overcool & reheat และ การใช้ระบบปรับอากาศร่วมกับระบบดูดความชื้นด้วยสารดูดความชื้นชนิดเหลว

4.5.1 ลักษณะการวิเคราะห์ศักยภาพการประหยัดพลังงาน

ลักษณะการใช้การใช้งานเป็นแบบอาคารสำนักงานประเภทห้องจัดแสดงผลงาน (Stage) มีขนาดพื้นที่ห้อง 40 m² โดยมีอัตราการระบายอากาศตามมาตรฐาน ASHRAE และอากาศรั่วไหลตามมาตรฐาน วสท.[86] ระบบปรับอากาศมีขนาดใหญ่พอที่จะครอบคลุมภาระปรับอากาศทุกชั่วโมงตลอดปี

สภาวะการทำงานของเครื่องดูดความชื้นได้มีการนำสมการที่ผ่านการปรับปรุงมาทำนายสภาวะอุณหภูมิและความชื้นที่ออกจากตัวเครื่องดูดความชื้น ส่วนสภาวะการทำงานของสารละลายได้นำสมการแลกเปลี่ยนความร้อนและได้นำสมการจากงานของ Conde [10] มาทำนายสภาวะคุณสมบัติของสารละลายในแต่ละชั่วโมงการทำงาน

ตารางที่ 4.5 รายละเอียดเกี่ยวกับตัวแปรที่ใช้ในการวิเคราะห์ศักยภาพการประหยัดพลังงาน

ข้อมูลเบื้องต้น	ค่าตัวแปร	ภาระปรับอากาศ	
		Q _{sen}	Q _{lat}
ลักษณะอาคาร			
1. ขนาด	6.3 x 6.3 x 2.5 m	-	-
2. ประเภทห้อง			
สำนักงานที่มีการแสดงผลงานบนเวที (Stage)			
3. ขนาดระบบปรับอากาศ	150 kW	-	-

ตารางที่ 4.5 รายละเอียดเกี่ยวกับตัวแปรที่ใช้ในการวิเคราะห์ศักยภาพการประหยัดพลังงาน (ต่อ)

ข้อมูลเบื้องต้น	ค่าตัวแปร	ภาวะปรับอากาศ	
		Q _{sen}	Q _{lat}
ภาวะปรับอากาศภายใน			
1. จำนวนคน	1, 8, 16, 23, 31 คน	ขึ้นอยู่กับจำนวนคน	ขึ้นอยู่กับจำนวนคน
ประเภทกิจกรรม			
1. นั่งทำงานเบาๆ		70 w/person	45 w/person
อุปกรณ์สำนักงาน			
1. ตู้บ่มโครเวฟขนาดกลาง	1 เครื่อง	2,630 W/Unit	
2. ตู้เย็นโตชิบา รุ่น GR-A906Z (ขนาด 3.1 คิว)	1 เครื่อง	257 W/unit	102.5 W/Unit
3. คอมพิวเตอร์ 5 เครื่อง	5 เครื่อง	11 W/Unit	-
4. เครื่องเลเซอร์ปริ้นเตอร์ขนาดกลาง	1 เครื่อง	160 W	-
5. เครื่องถ่ายเอกสาร	1 เครื่อง	15 W	-
6. แสงสว่าง (500 Lux)	โคมไฟ 16 ดวง	722 W	-
ภาวะปรับอากาศภายนอก			
1. อากาศระบาย			
อัตราต่อคน	10 CFM/person	ขึ้นอยู่กับสภาพอากาศจริงและจำนวนคน	ขึ้นอยู่กับสภาพอากาศจริงและจำนวนคน
อัตราต่อพื้นที่ (m ²)	0.06 CFM/ft ²	ขึ้นอยู่กับสภาพอากาศจริง	ขึ้นอยู่กับสภาพอากาศจริง
2. อากาศรั่วไหล	0.35 ACH	ขึ้นอยู่กับสภาพอากาศจริง	ขึ้นอยู่กับสภาพอากาศจริง
3. กรอบอาคาร			
ค่าการถ่ายเทความร้อนผ่านผนัง กรอบอาคาร (OTTV)	40 W/m ²	ขึ้นอยู่กับสภาพอากาศจริง	ขึ้นอยู่กับสภาพอากาศจริง
ค่าการถ่ายเทความร้อนผ่านหลังคา (RTTV)	14 W/m ²	ขึ้นอยู่กับสภาพอากาศจริง	ขึ้นอยู่กับสภาพอากาศจริง

จากตารางที่ 4.5 แสดงลักษณะห้อง แห่ลมที่มาของภาวะปรับอากาศ ขนาดระบบปรับอากาศ และภาวะปรับอากาศที่ใช้ในการคำนวณหาการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศ เพื่อสร้างภาวะสบายให้แก่พื้นที่ปรับอากาศตลอดทั้งปี (26.5 °C, 50%RH, 0.0108 kg_w/kg_{da}) ซึ่งทำการวิเคราะห์การใช้พลังงานแบ่งเป็น 3 กรณี ได้แก่

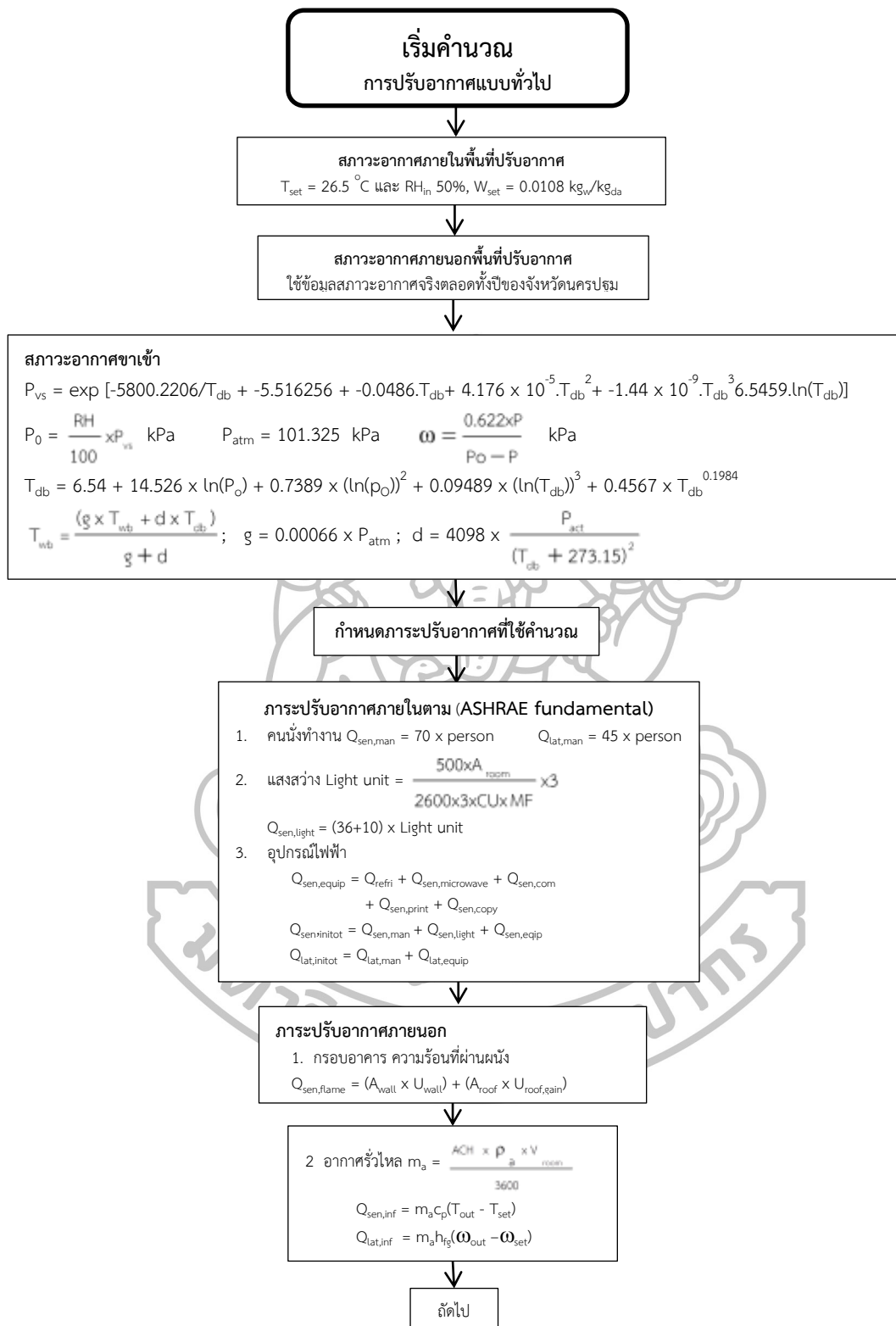
กรณีการระบบปรับอากาศทั่วไป ซึ่งเป็นระบบปรับอากาศที่ควบคุมสภาวะอากาศภายในพื้นที่ปรับอากาศ มีการควบคุมอุณหภูมิโดยใช้เทอร์โมสแตทซึ่งสามารถควบคุมเฉพาะความร้อนสัมผัสโดยไม่สนใจความร้อนแฝงภายในพื้นที่ปรับอากาศ ซึ่งความร้อนแฝงที่เหลือนี้จะสะสมไว้ในชั่วโมงถัดไปรายละเอียดการคำนวณได้แสดงดังรูปที่ 4.22

กรณีที่ 2 ระบบ Overcool and reheat เป็นระบบที่สามารถกำจัดภาวะปรับอากาศภายในพื้นที่ปรับอากาศได้ทั้ง ความร้อนสัมผัส และความร้อนแฝง ในกรณีที่ SHR<0.7 โดยการลด

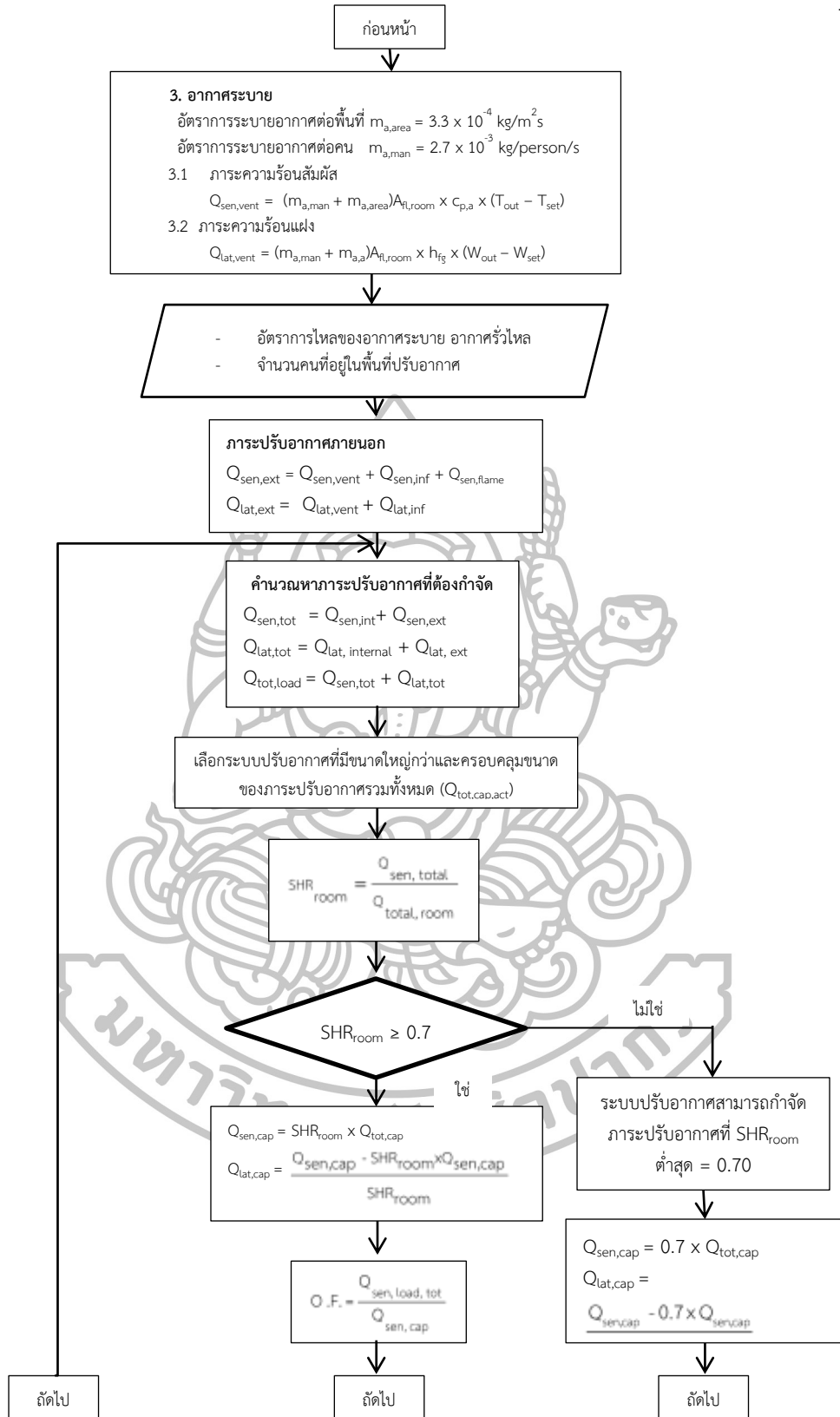
อุณหภูมิสูงกว่าอุณหภูมิหยดน้ำค้าง เพื่อที่จะควบแน่นไอน้ำในอากาศภายในพื้นที่ปรับอากาศออกจนถึงสภาวะสบายที่ต้องการแล้วทำการให้ความร้อนด้วยระบบ Reheat ในการเพิ่มความชื้นสัมพัทธ์แก่พื้นที่ปรับอากาศเพื่อให้อุณหภูมิเข้าสู่สภาวะสบาย ซึ่งการคำนวณได้แสดงดังรูปที่ 4.23

ส่วนที่ 3 เป็นส่วนของการใช้ระบบปรับอากาศร่วมกับระบบดูดความชื้นโดยที่ใช้ระบบดูดความชื้นกำจัดความชื้นก่อนแล้วนำอากาศมาผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อลดอุณหภูมิให้เท่ากับอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศในขณะนั้น ก่อนจ่ายเข้าสู่พื้นที่ปรับอากาศ เพื่อให้อากาศภายในห้องเข้าสู่สภาวะสบาย แต่ในกรณีที่ระบบดูดความชื้นไม่สามารถกำจัดความชื้นออกจากอากาศให้เข้าสู่สภาวะสบายได้ จะเกิดความชื้นสะสมภายในพื้นที่ปรับอากาศสะสมไปในชั่วโมงถัดไป และสภาวะการทำงานของเครื่องดูดความชื้นสามารถคำนวณหาความเปลี่ยนแปลงความเข้มข้นของสารดูดความชื้น และการถ่ายเทความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝง ได้จากชุดสมการจากงานวิจัยของ Conde [10] และสมการการถ่ายเทความร้อนทั่วไป ซึ่งรายละเอียดการคำนวณแสดงดังรูปที่ 4.24

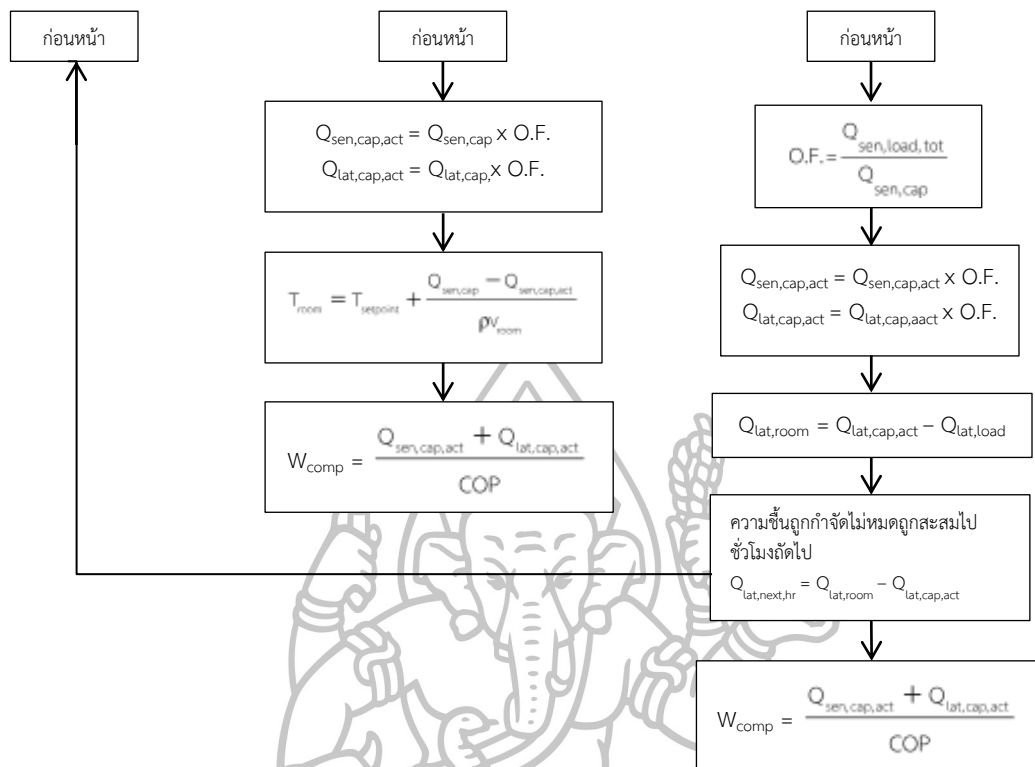




รูปที่ 4.22 การคำนวณการกำจัดภาระปรับอากาศด้วยระบบปรับอากาศทั่วไป

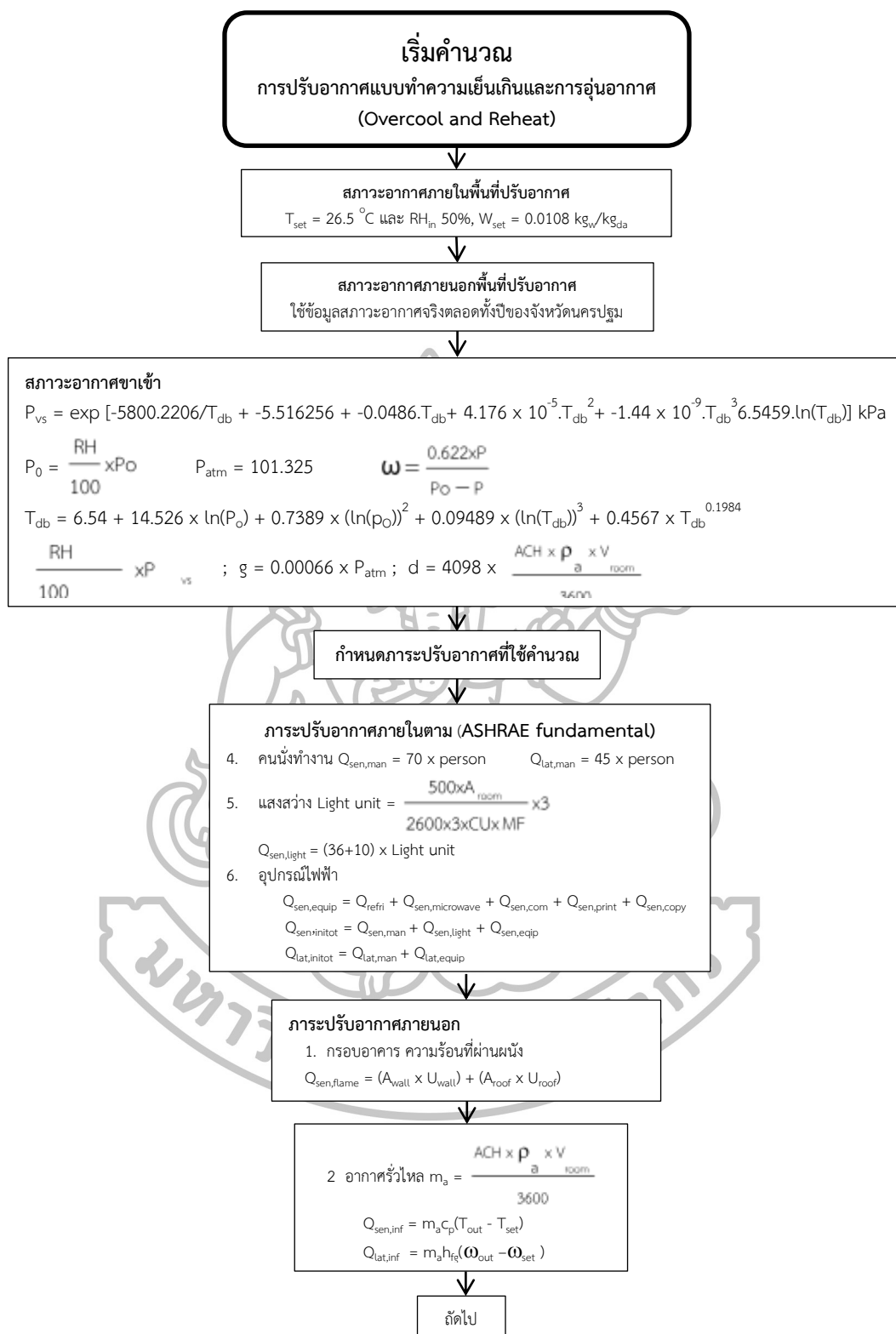


รูปที่ 4.22 การคำนวณการกำจัดภาระปรับอากาศด้วยระบบปรับอากาศทั่วไป (ต่อ)

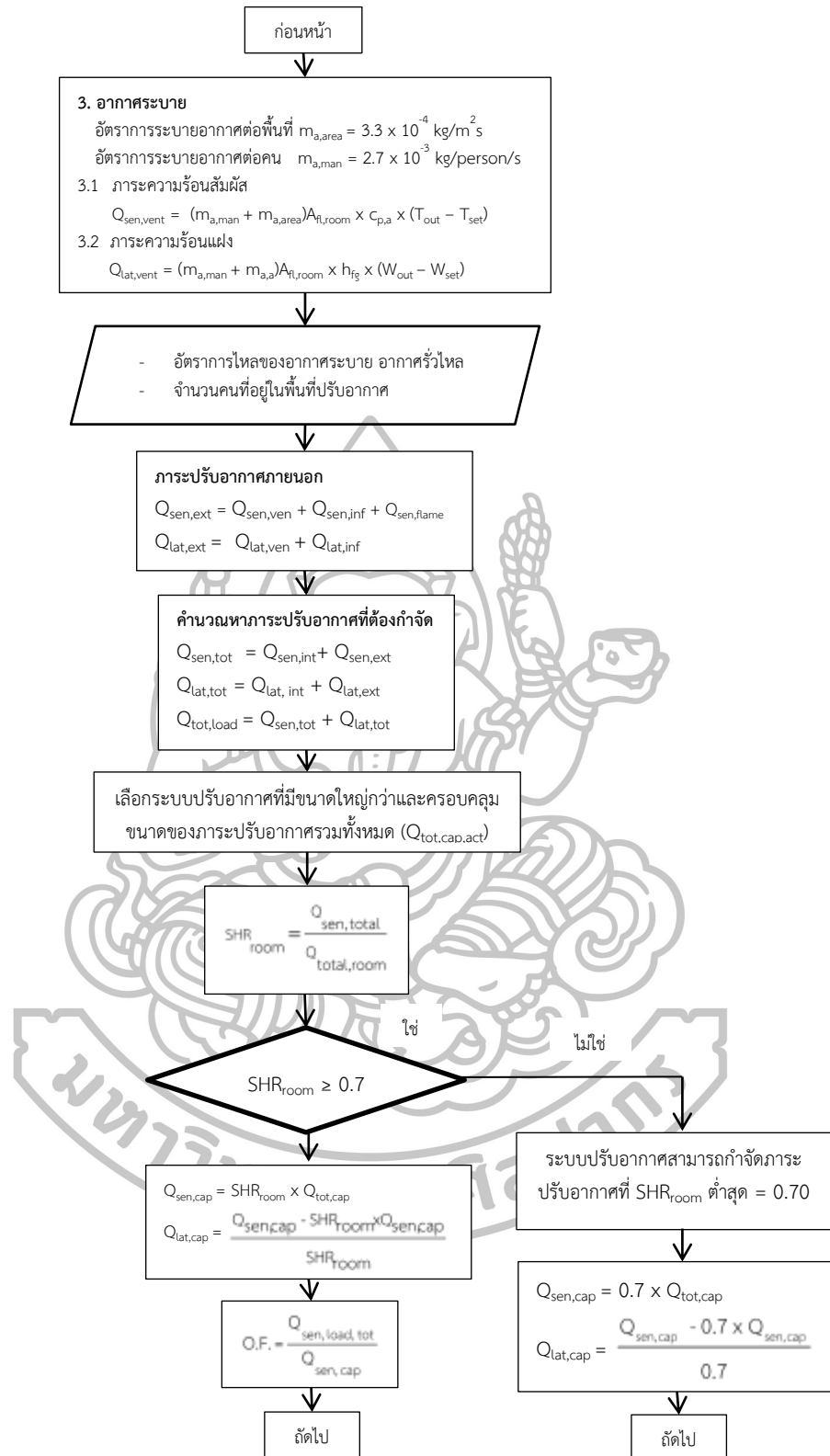


รูปที่ 4.22 การคำนวณการกำจัดภาระปรับอากาศด้วยระบบปรับอากาศทั่วไป (ต่อ)

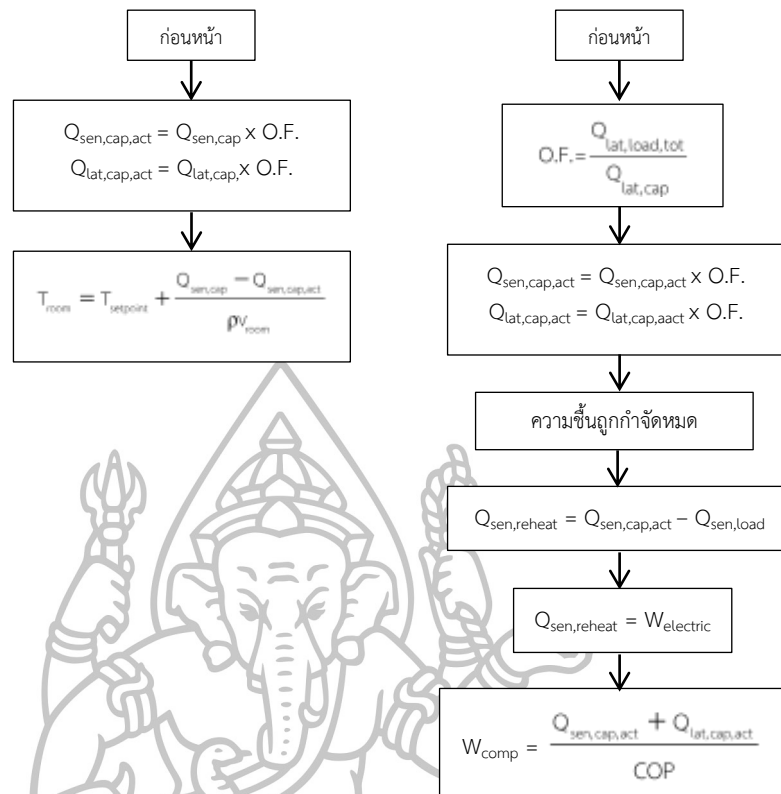




รูปที่ 4.23 การคำนวณการกำจัดการปรับอากาศด้วยวิธีการทำอากาศอุ่นเกิน Overcool and Reheat

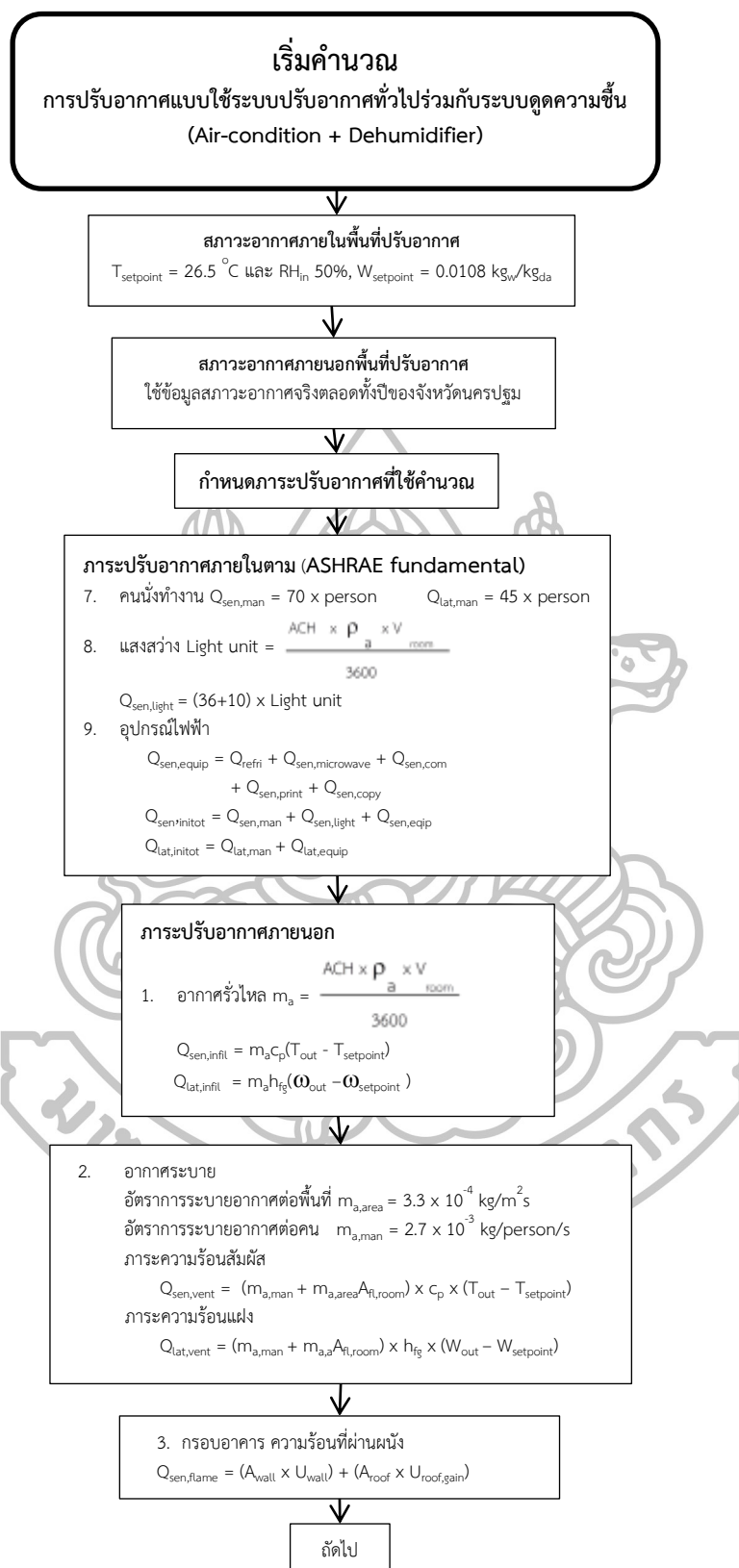


รูปที่ 4.23 การคำนวณการกำจัดภาวะปรับอากาศด้วยวิธีการทำอากาศอุ่นเกิน
Overcool and Reheat (ต่อ)

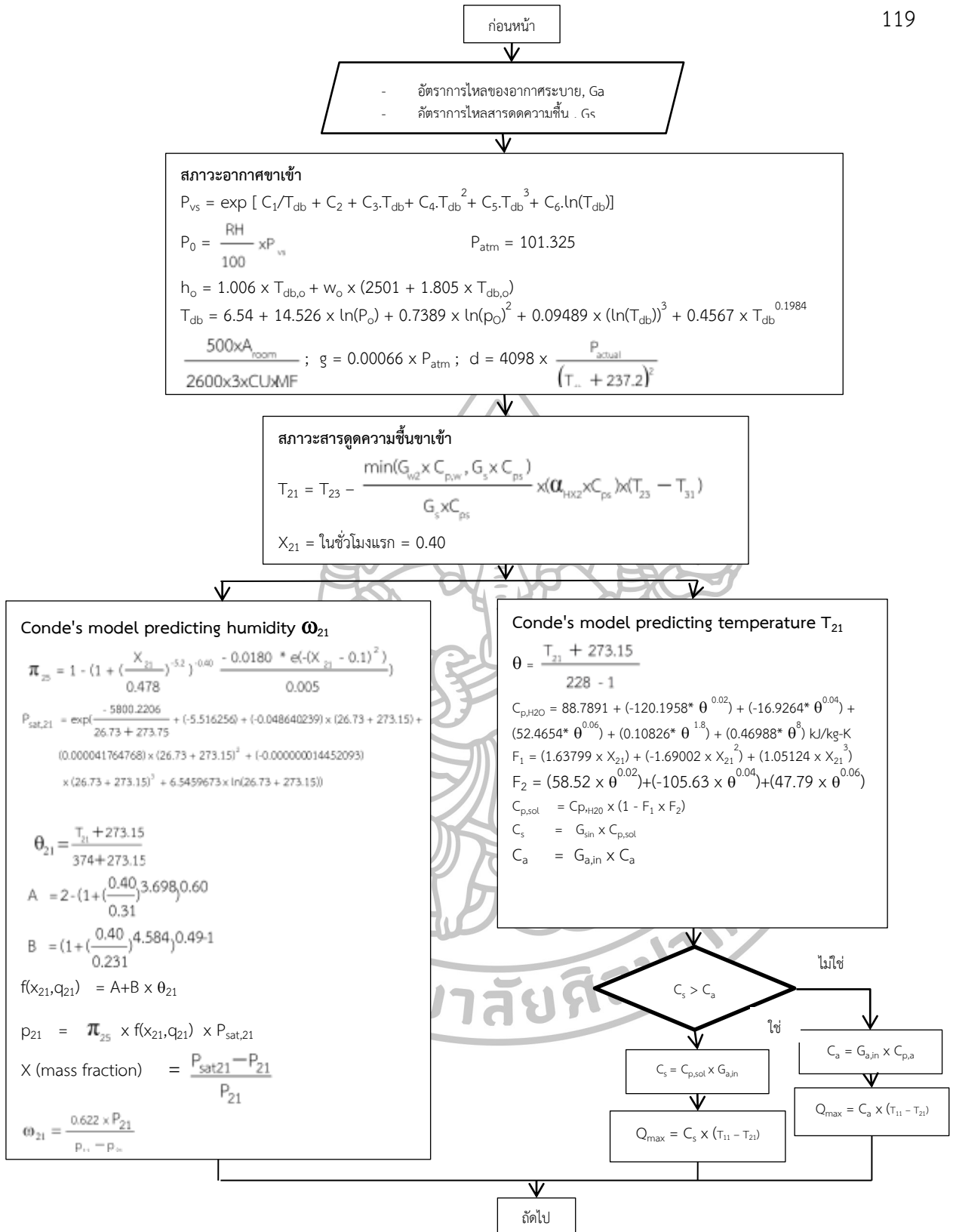


รูปที่ 4.23 การคำนวณการกำจัดภาระปรับอากาศด้วยวิธีการทำอากาศอุ่นเกิน
Overcool and Reheat (ต่อ)

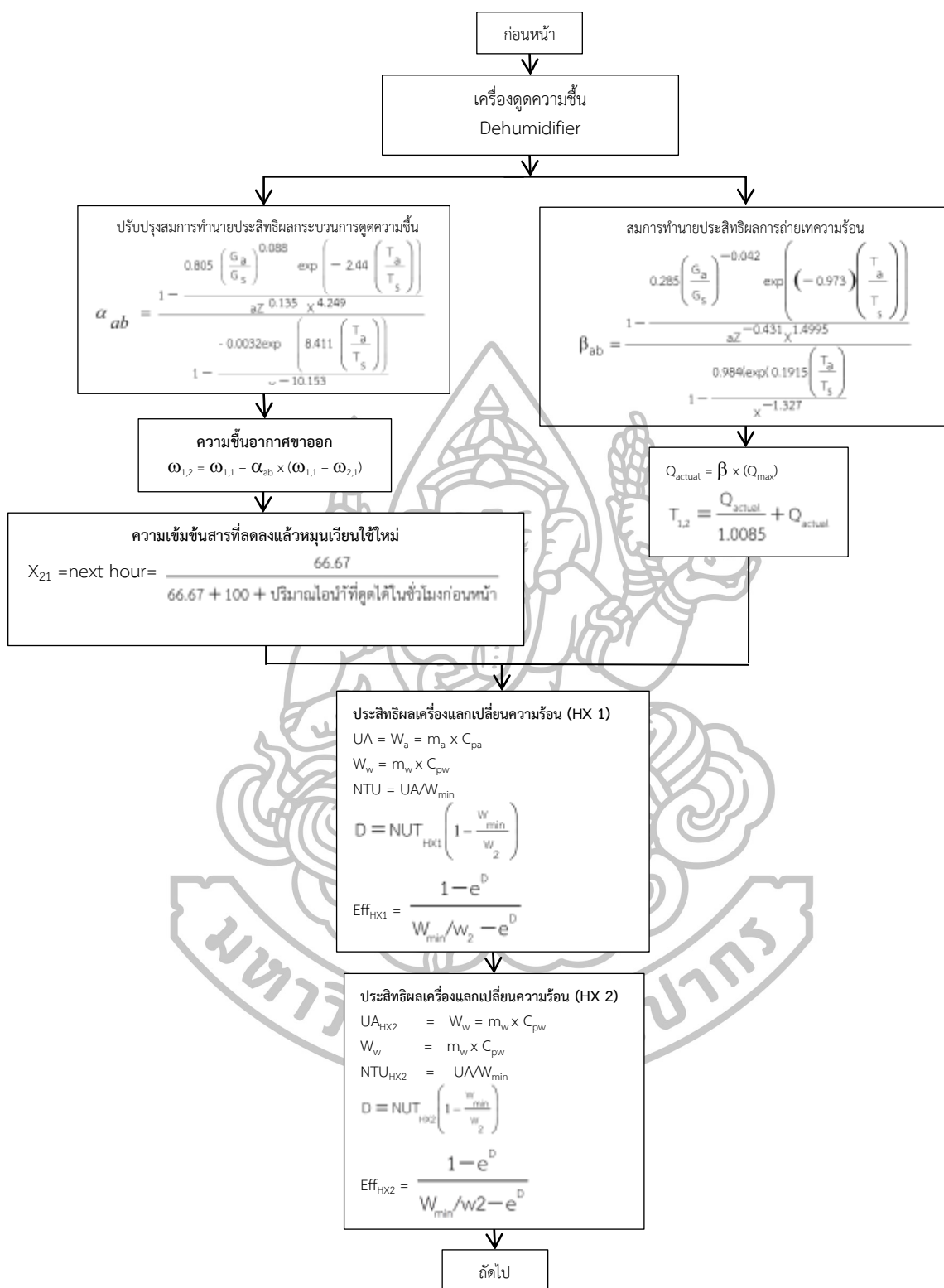




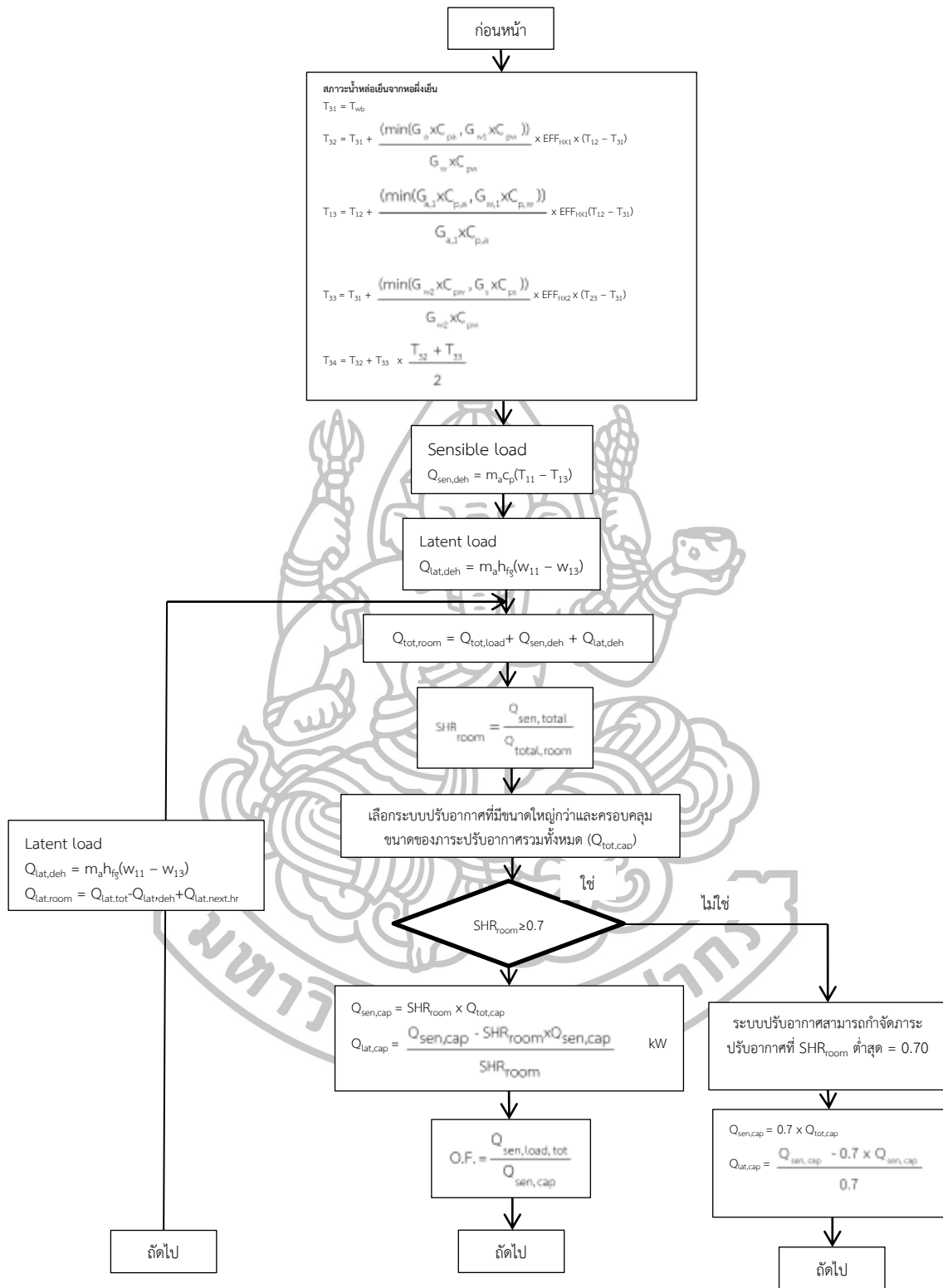
รูปที่ 4.24 การคำนวณการกำจัดภาระปรับอากาศด้วยระบบปรับอากาศร่วมกับระบบดูดความชื้น



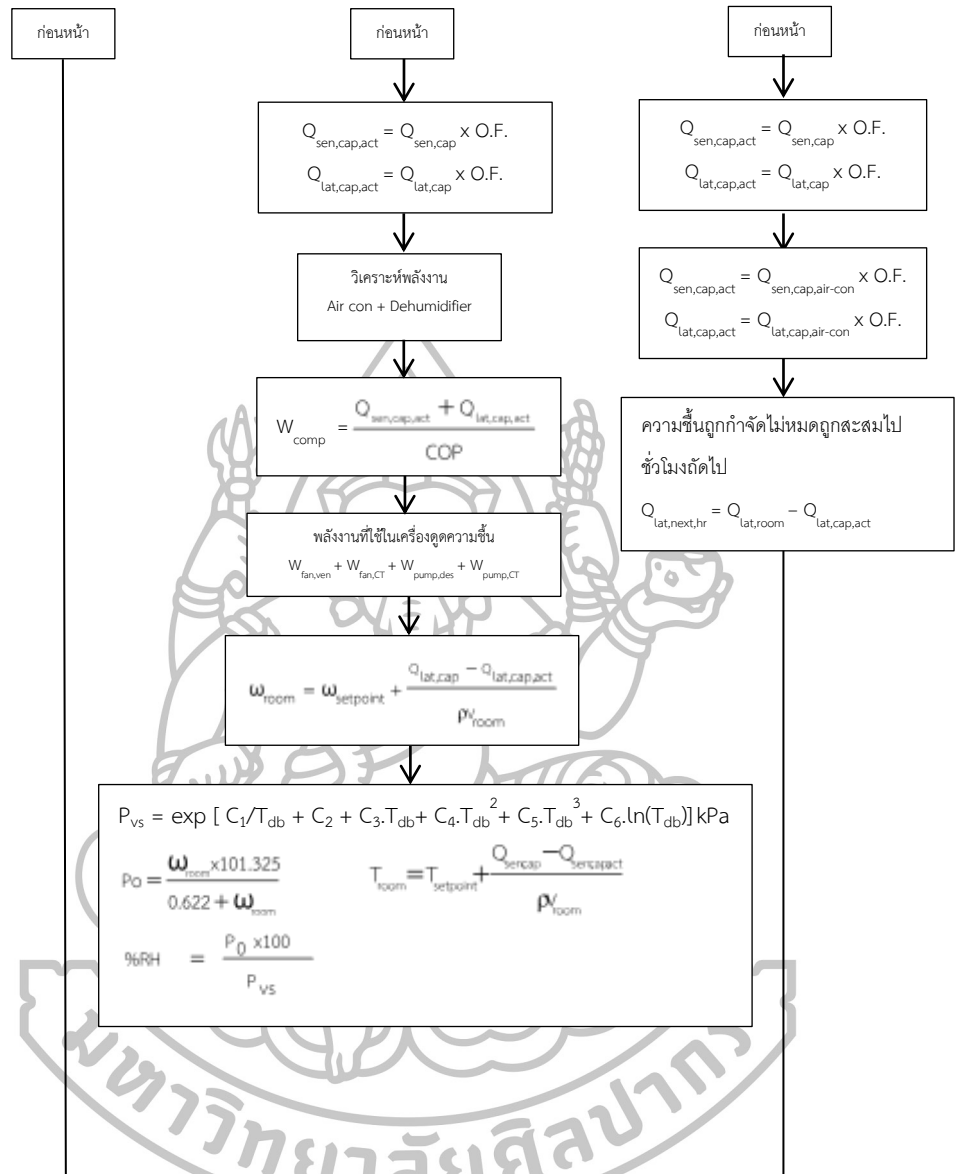
รูปที่ 4.24 การคำนวณการกำจัดการปรับอากาศด้วยวิธีการใช้ระบบปรับอากาศร่วมกับระบบดูดความชื้น (ต่อ)



รูปที่ 4.24 การคำนวณการกำจัดการะปรับอากาศด้วยวิธีการใช้ระบบปรับอากาศร่วมกับระบบดูดความชื้น (ต่อ)

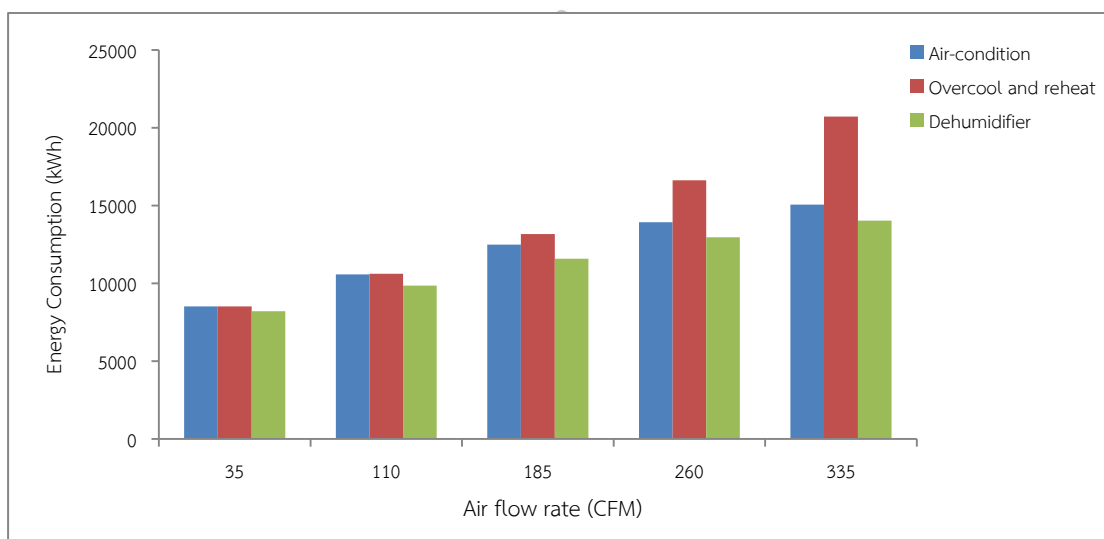


รูปที่ 4.24 การคำนวณการกำจัดภาระปรับอากาศด้วยวิธีการใช้ระบบปรับอากาศ ร่วมกับระบบดูดความชื้น (ต่อ)



รูปที่ 4.24 การคำนวณการกำจัดการะปรับอากาศด้วยวิธีการใช้ระบบปรับอากาศ ร่วมกับระบบดูดความชื้น (ต่อ)

จากการเปรียบเทียบผลการคำนวณการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศทั้ง 3 กรณี ได้แก่ ระบบปรับอากาศทั่วไป การปรับอากาศแบบ Overcool and reheat และระบบปรับอากาศที่ทำงานร่วมกับระบบดูดความชื้น เพื่อสร้างภาวะสบายให้แก่พื้นที่ปรับอากาศ โดยพิจารณาจากสภาวะที่เหมาะสมที่สุดของแต่ละอัตราการไหลอากาศระบาย ได้แก่ 35, 110, 185, 260 และ 335 CFM โดยพิจารณาจาก L/G ratio และอัตราการไหลของสารดูดความชื้น ที่เหมาะสมที่สุดในแต่ละอัตราการไหลอากาศ ซึ่งได้แสดงรายละเอียดไว้ในตารางที่ 4.3 ซึ่งผลการเปรียบเทียบการใช้พลังงานของแต่ละระบบซึ่งแสดงดังรูปที่ 4.25



รูปที่ 4.25 ความสัมพันธ์ระหว่างผลการใช้พลังงาน ของระบบปรับอากาศทั่วไป Overcool and reheat และระบบปรับอากาศทั่วไปร่วมกับระบบดูดความชื้น

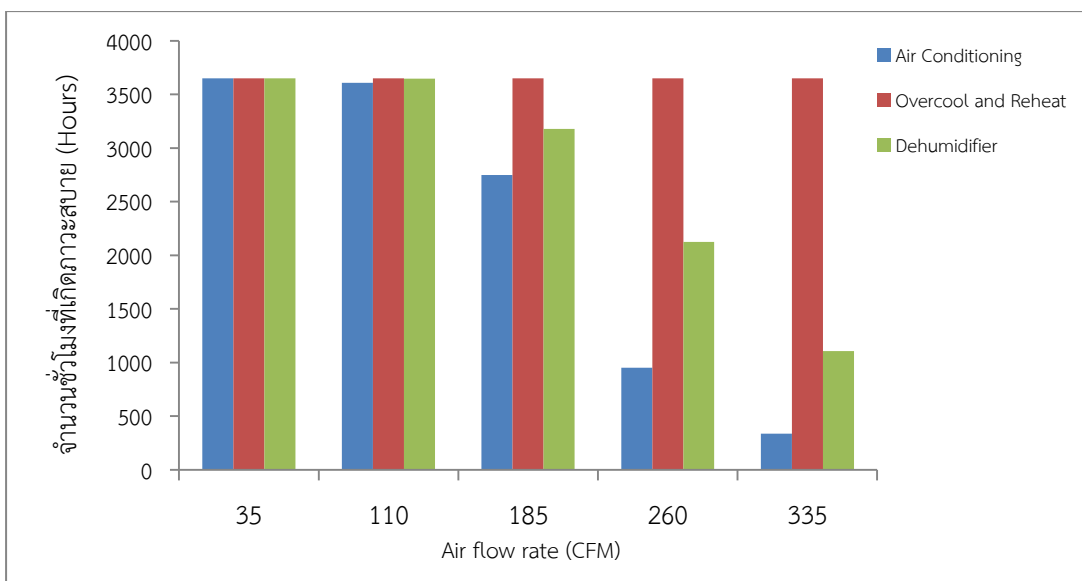
จากรูปที่ 4.25 แสดงการเปรียบเทียบผลการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศแบบทั่วไป ระบบ Overcool and reheat และระบบปรับอากาศที่ใช้ร่วมกับระบบดูดความชื้น พบว่า ระบบที่มีการใช้พลังงานสูงสุดคือ ระบบ Overcool and reheat เนื่องจากระบบปรับอากาศทำงานโดยการลดอุณหภูมิต่ำกว่ากำหนด (Set point) จนถึงจุดน้ำค้างเพื่อที่จะลดความชื้นอากาศลง ให้เข้าสู่ภาวะสบายที่กำหนด คือ $0.0108 \text{ kg}_w/\text{kg}_{da}$ จึงทำให้สิ้นเปลืองพลังงานสูงสุด รองลงมาก็จะเป็นระบบปรับอากาศแบบทั่วไป ซึ่งเป็นระบบที่มีการควบคุมอุณหภูมิให้เท่ากับ set point ด้วยวิธีการใช้เทอร์โมสตัท ซึ่งในกรณีที่ $\text{SHR} > 0.7$ ระบบไม่สามารถลดความชื้นส่วนเกินในพื้นที่ปรับอากาศได้จึงทำให้เกิดความชื้นสะสมภายในพื้นที่ปรับอากาศชั่วคราวไป และระบบปรับอากาศที่ใช้ร่วมกับดูดความชื้นอากาศ เป็นระบบที่สามารถดูดความชื้นออกจากอากาศระบายและลดอุณหภูมิลงเท่ากับอุณหภูมิกระเปาะเปียกในขณะนั้น ก่อนที่จะจ่ายเข้าสู่พื้นที่ปรับอากาศ ซึ่งเป็นการลดภาระปรับอากาศอัน

เนื่องจากความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝงไปพร้อมๆ กันจึงส่งผลให้ประหยัดพลังงานกว่าระบบอื่นๆ ทุกกรณี และสามารถวิเคราะห์ผลประหยัดพลังงานของระบบปรับอากาศได้ดังตารางที่ 4.5

ตารางที่ 4.5 สรุปผลประหยัดพลังงานเมื่อเปรียบเทียบกันระหว่าง Overcool and reheat กับระบบปรับอากาศที่ทำงานร่วมกับระบบดูดความชื้น

อัตราการไหลอากาศระบาย (CFM)	อัตราการไหลสารดูดความชื้น (LPM)	เปรียบเทียบผลประหยัดพลังงานตลอดปี (kWh)					
		ระบบปรับอากาศทั่วไป		Overcool and Reheat		ระบบปรับอากาศที่ใช้ร่วมกับระบบดูดความชื้น	
		พลังงานที่ใช้ (kWh)	พลังงานที่ใช้ (kWh)	ผลประหยัดเปรียบเทียบกับระบบปรับอากาศทั่วไป (%)	พลังงานที่ใช้ (kWh)	ผลประหยัดเปรียบเทียบกับระบบปรับอากาศทั่วไป (%)	ผลประหยัดเปรียบเทียบกับ Overcool and reheat (%)
35	3	8,526.45	8,526.45	0	8,217.00	3.63	3.63
110	5	10,577.02	10,622.73	-0.43	9,866.42	6.71	7.11
185	7	12,490.79	13,181.89	-5.53	11,582.49	7.27	12.13
260	7	13,937.11	16,629.05	-19.31	12,976.72	6.89	21.96
335	9	15,072.81	20,724.11	-37.49	14,041.04	6.84	32.25

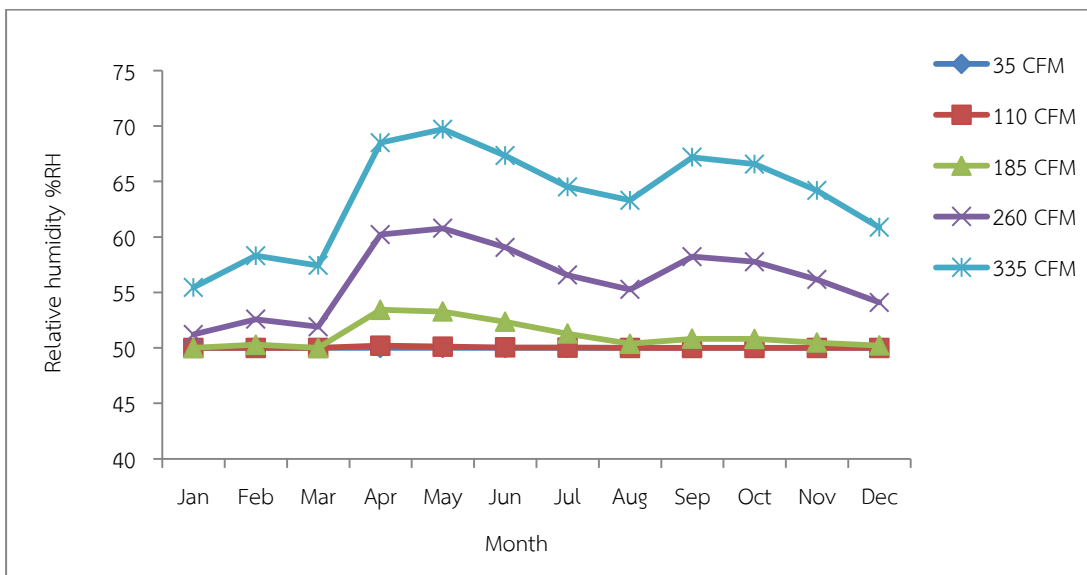
จากตารางที่ 4.5 เป็นตารางแสดงการเปรียบเทียบผลประหยัดพลังงานของแต่ละระบบ ได้แก่ ระบบปรับอากาศแบบทั่วไป ระบบ Overcool and reheat และระบบปรับอากาศที่ใช้ร่วมกับระบบดูดความชื้น ซึ่งหากพิจารณาการใช้พลังงานของระบบ Overcool and reheat พบว่า ในกรณีอัตราการไหลอากาศตั้งแต่ 110, 185, 260 และ 335 CFM มีการใช้พลังงานสูงกว่าระบบปรับอากาศที่ใช้ร่วมกับระบบดูดความชื้น แต่ในกรณี 35 CFM ไม่จำเป็นต้องใช้ ระบบ Overcool and reheat เนื่องจากระบบปรับอากาศแบบทั่วไปสามารถกำจัดภาระปรับอากาศให้เข้าสู่ภาวะสบายได้ แต่ถ้าหากพิจารณาการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศที่ทำงานร่วมกับระบบดูดความชื้น พบว่า ในกรณี 335 CFM ให้ผลประหยัดสูงสุด คือ 6,683.07 kWh/year คิดเป็น 32.25% เมื่อเทียบกับระบบ Overcool and reheat และเมื่อเปรียบเทียบกับระบบปรับอากาศทั่วไปสามารถประหยัดพลังงานสูงสุดถึง 1,031.77 kWh/year คิดเป็น 6.84%



รูปที่ 4.26 จำนวนชั่วโมงที่เกิดภาวะสบายของพื้นที่ปรับอากาศตามมาตรฐาน ASHRAE ที่กำหนดไว้

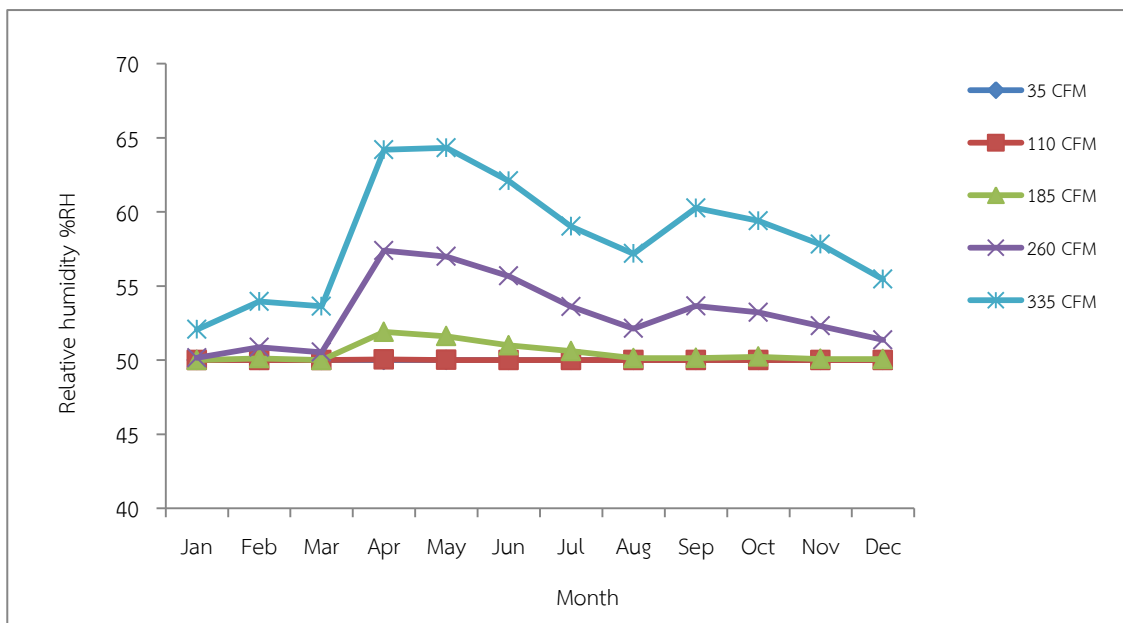
จากรูปที่ 4.26 แสดงจำนวนชั่วโมงที่เกิดภาวะสบาย 3,650 ชั่วโมง ตลอดปีตามที่ได้ควบคุมไว้ คือ 26.5°C , 50%RH พอที่จะสรุปได้ว่า ระบบ Overcool and reheat สามารถกำจัดภาวะปรับอากาศได้ตามที่ได้ควบคุมไว้ทุกชั่วโมง ในขณะที่ระบบปรับอากาศทั่วไปไม่สามารถกำจัดภาวะปรับอากาศได้ทุกกรณียกเว้นกรณี 35 CFM เนื่องจากระบบปรับอากาศสามารถรับมือกับภาวะปรับอากาศได้หมดทุกชั่วโมง ระบบปรับอากาศทั่วไปจึงสามารถสร้างจำนวนชั่วโมงภาวะสบายได้ตลอดทั้งปี หากพิจารณาระบบปรับอากาศทั่วไปที่ทำงานร่วมกับระบบดูดความชื้น พบว่า ในกรณี 35 และ 110 CFM สามารถควบคุมภาวะสบายของพื้นที่ปรับอากาศได้ทุกชั่วโมง แต่ในกรณี 185, 260 และ 335 CFM ไม่สามารถสร้างภาวะสบายให้แก่คนในพื้นที่ปรับอากาศได้ตลอดทั้งปี เนื่องจากยังคงมีความชื้นสะสมอยู่ในพื้นที่ปรับอากาศ

4.5.2 ภาวะสบายตลอดปีในแต่ละฤดูกาล



รูปที่ 4.27 ความชื้นสัมพัทธ์ตลอดปีในแต่ละเดือน และการใช้พลังงานระบบปรับอากาศทั่วไป

เมื่อทำการวิเคราะห์รูปที่ 4.27 พบว่า ภาวะสบายที่ต้องการคืออุณหภูมิ 26.5°C ความชื้นสัมพัทธ์ $50\% \text{RH}$ ซึ่งระบบปรับอากาศควบคุมอุณหภูมิโดยใช้เทอร์โมสแตทสามารถตัดต่ออุณหภูมิในสถานะ $\text{SHR} \geq 0.7$ โดยไม่สนใจความชื้นที่อยู่ในห้อง ในกรณีที่มีอัตราการไหลอากาศ 35 CFM และ 110 CFM ไม่ต้องใช้ระบบดูดความชื้น เนื่องจาก SHR ภายในห้อง ≥ 0.7 ระบบปรับอากาศทั่วไปจึงสามารถกำจัดได้ภาระปรับอากาศให้เข้าสู่ภาวะสบายได้ แต่ในกรณี 185 , 260 และ 335 CFM พบว่า ไม่สามารถสร้างภาวะสบายได้ตลอดทั้งปี เนื่องจากอัตราการไหลอากาศสูง สัดส่วนความชื้นที่ออกจากเครื่องดูดความชื้นจึงสูงเช่นกัน ทำให้ภาระปรับอากาศอื่นเนื่องมาจากความร้อนแฝงในพื้นที่ปรับอากาศสูงขึ้นเช่นกัน ซึ่งความชื้นที่เข้าสู่พื้นที่ปรับอากาศจะแปรผันตามฤดูกาล โดยที่ความชื้นมีค่าสูงสุดในฤดูร้อน ตั้งแต่ ช่วงฤดูร้อนกลางเดือนกุมภาพันธ์ถึงกลางเดือนพฤษภาคม ฤดูฝนกลางเดือนพฤษภาคมถึงกลางเดือนตุลาคม และฤดูหนาวกลางเดือนตุลาคมถึงกลางเดือนกุมภาพันธ์ ตามลำดับ ส่วนกรณี 185 CFM สามารถสร้างภาวะสบายได้ตลอดทั้งปี ยกเว้นฤดูร้อน และในกรณี 260 CFM สามารถสร้างภาวะสบายได้เฉพาะฤดูหนาว แต่ในกรณีอัตราการไหลอากาศ 35 และ 110 CFM สามารถสร้างภาวะสบายเฉลี่ยทุกฤดูกาลตลอดทั้งปี



รูปที่ 4.28 ความชื้นสัมพัทธ์ตลอดปีในแต่ละเดือน และการใช้พลังงานระบบปรับอากาศร่วมกับระบบดูดความชื้น

จากรูปที่ 4.28 พบว่า กรณีที่มีการแปรค่าอัตราการไหลอากาศ 35, 110 และ 185 CFM สามารถควบคุมความชื้นอยู่ในภาวะสบาย 26.5°C 50 %RH ได้ตลอดทั้งปีแต่ในกรณีที่ไม่สามารถควบคุมความชื้นได้ (ความชื้น > 50 %RH) คือ กรณีที่มีการแปรค่าอัตราการไหลอากาศเท่ากับ 260 CFM ไม่สามารถสร้างภาวะสบายให้แก่พื้นที่ปรับอากาศได้ในฤดูร้อน และในกรณี 335 CFM สามารถสร้างภาวะสบายให้แก่พื้นที่ปรับอากาศได้เพียงแค่ฤดูหนาวเท่านั้น เนื่องจากประสิทธิภาพการดูดความชื้นต่ำกว่ากรณีอื่นๆ จึงส่งผลให้สัดส่วนความชื้นอากาศที่ผ่านเข้าสู่พื้นที่ปรับอากาศสูงกว่ากรณีอื่นๆ

จากการวิเคราะห์ศักยภาพการประหยัดพลังงานของระบบปรับอากาศทั้ง 3 กรณี คือ ระบบปรับอากาศแบบทั่วไป ระบบ Overcool and reheat และระบบปรับอากาศที่ใช้ร่วมกับระบบดูดความชื้นในแต่ละกรณีอัตราการไหลอากาศ พบว่า กรณีที่สามารถสร้างภาวะสบายในแต่ละฤดูกาลตลอดทั้งปี คือ 185 CFM สารดูดความชื้น 7 LPM เนื่องจากเป็นกรณีของอัตราการไหลอากาศสูงสุดที่สามารถสร้างภาวะสบายตลอดทั้งปีได้ และเมื่อพิจารณาเปรียบเทียบกับระบบปรับอากาศทั่วไปสามารถประหยัดพลังงานได้ 908.3 kWh/year คิดเป็น 7.21% ต่อปี และเมื่อเปรียบเทียบกับระบบ Overcool and reheat สามารถประหยัดได้ถึง 1,599.4 kWh/year คิดเป็น 12.13%

บทที่ 5 สรุปผล

วิทยานิพนธ์นี้มีวัตถุประสงค์ในการศึกษาอยู่ 4 ประการหลักๆ คือ ประการแรก คือ ทำการรวบรวมงานวิจัยที่ผ่านมาเพื่อศึกษาแนวโน้มของผลกระทบของตัวแปรต้นทั้ง 6 ตัว คือ อุณหภูมิ อัตรการไหล และความชื้นของอากาศ และอุณหภูมิ อัตรการไหล และความชื้นของสารดูดความชื้น รวมทั้ง L/G ratio ต่อสมรรถนะของกระบวนการดูดความชื้นหลัก 2 ตัว คือ อัตรการดูดความชื้น และประสิทธิผลของกระบวนการดูดความชื้น ประการที่สอง ทำการทดลองจริงและศึกษาผลของการแปรค่าของตัวแปรต้น 2 ตัว คือ อัตรการไหลของอากาศ และอัตรการไหลของสารละลาย รวมทั้งค่า L/G ratio ที่มีต่อสมรรถนะหลัก 2 ตัว คือ อัตรการดูดความชื้น และประสิทธิผลของกระบวนการดูดความชื้น โดยจะเลือกทำการทดลองในช่วงสภาวะการทำงานในที่กว้างพอที่จะครอบคลุมช่วงของตัวแปรต้นที่พบในงานวิจัยที่ผ่านมา เพื่อให้เห็นแนวโน้มของผลกระทบของตัวแปรต้นที่ชัดเจนและครอบคลุมช่วงค่าของสภาวะการทำงานให้ได้มากที่สุด ประการที่สาม ทำการวิเคราะห์หาสภาวะของการทำงานที่เหมาะสมของระบบดูดความชื้นที่สามารถนำไปใช้สำหรับดูดความชื้นอากาศระบาย โดยที่ตัวแปรต้นที่จะพิจารณา คือ อัตรการไหลของอากาศ อัตรการไหลของสารละลาย และ L/G ratio ประการที่สี่ สรุปช่วงของสภาวะการทำงานที่เหมาะสมที่สุดของระบบดูดความชื้น และทำการวิเคราะห์ศักยภาพการประหยัดพลังงานเมื่อนำมาประยุกต์ใช้ในการกำจัดความชื้นให้แก่อากาศระบายของพื้นที่ปรับอากาศ

5.1 สรุปผลที่ได้จากการดำเนินงานทั้งหมด

เป็นการรวบรวมผลที่ได้จากแนวโน้มของผลกระทบทั้ง 6 ตัวแปร รวมทั้ง L/G ratio ที่พบได้จากงานวิจัยที่ผ่านมา และการทดลองจริงในสภาวะที่ครอบคลุมช่วงของ L/G ratio ที่พบได้จากงานวิจัยที่ผ่านมา พร้อมทั้งนำแนวโน้มที่ได้มาทำการวิเคราะห์หาศักยภาพการประหยัดพลังงาน เมื่อนำระบบดูดความชื้นมาใช้กับพื้นที่ปรับอากาศ โดยสภาวะอากาศภายนอกเป็นสภาวะที่มาจากอากาศจริงของจังหวัดนครปฐม

5.1.1 สรุปผลที่ได้จากการรวบรวมผลการทดลองจริงที่ได้รวบรวมจากงานวิจัยที่ผ่านมา

จากผลที่ได้จากการทดลองจริงของงานวิจัยที่ผ่านมา คือ ผลของตัวแปรต้นทั้ง 6 ตัว ได้แก่ อุณหภูมิ ความชื้น และอัตรการไหลของอากาศ และอุณหภูมิ ความชื้น และอัตรการไหลของสารละลาย รวมทั้ง L/G ratio ที่มีการทดลองในช่วงตั้งแต่ 0.1-10.0 ซึ่งพบว่า ในตัวแปรทั้ง 6 ตัวนี้ รวมทั้ง L/G ratio ให้ผลต่อสมรรถนะหลักไปในทิศทางเดียวกันเป็นส่วนใหญ่ คือ อัตรการดูดความชื้นเพิ่มขึ้นก็ต่อเมื่อ อัตรการไหลและอัตรส่วนความชื้นของอากาศ อัตรการไหลและความชื้นของสารดูดความชื้น เพิ่มขึ้น อุณหภูมิของอากาศและสารดูดความชื้นลดลง และประสิทธิผลของกระบวนการดูดความชื้นเพิ่มขึ้น ก็ต่อเมื่อ อัตรส่วนความชื้นของอากาศ อัตรการไหลและอุณหภูมิของสารดูดความชื้น เพิ่มขึ้น อัตรการไหลและอุณหภูมิของอากาศ ลดลง

5.1.2 สรุปผลที่ได้จากการทดลองจริง

จากการทดลองจริง พบว่า เมื่อแปรค่าของอัตราการไหลอากาศเพิ่มขึ้น ส่งผลให้อัตราการดูดความชื้นเพิ่มขึ้น แต่ประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นกลับลดลง และการแปรค่าของอัตราการไหลสารละลายเพิ่มขึ้น ส่งผลให้อัตราการดูดความชื้นและประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นเพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน ซึ่งสอดคล้องกับแนวโน้มที่พบในงานวิจัยที่ทั้งนี้ในงานวิจัยได้ มีการทดลองในช่วงของ L/G ratio ตั้งแต่ 0.10-10.0 ซึ่งครอบคลุมสภาวะการทำงานที่พบได้จากงานวิจัยส่วนใหญ่

5.1.3 การหาสภาวะที่เหมาะสม

จากการนำสมการทำนายประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นที่ได้ปรับปรุงชุดตัวแปรค่าคงที่ที่ทำนายประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นของผลการทดลองที่พบได้จากงานวิจัยที่ผ่านมา และในงานวิจัยนี้ พบว่า เมื่อ L/G ratio เพิ่มขึ้นส่งผลให้อัตราการดูดความชื้น และประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นไปในทิศทางเดียวกัน เมื่อทำการวิเคราะห์สภาวะการทำงานที่เหมาะสมของแต่ละอัตราการไหลอากาศ พบว่า L/G ratio เท่ากับ 3.58, 1.90, 1.58, 1.13 และ 1.12 ตามลำดับ โดยสภาวะที่เหมาะสมที่สุดสอดคล้องกับสภาวะทดลอง คือ อัตราการไหลอากาศ 35, 110, 185, 260 และ 335 CFM อัตราการไหลของสารดูดความชื้นเท่ากับ 3, 5, 7, 7 และ 9 LPM

5.1.4 การวิเคราะห์สภาวะที่เหมาะสมและศักยภาพการประหยัดพลังงาน

จากงานวิจัยที่ผ่านมาและงานวิจัยนี้พบว่า แนวโน้มของผลกระทบของ L/G ratio ที่มีต่อประสิทธิภาพกระบวนการดูดความชื้นที่เหมาะสมที่สุด คือ 1.6

การวิเคราะห์ศักยภาพการประหยัดพลังงานเป็นนำสภาวะที่เหมาะสมที่สุดของแต่ละอัตราการไหลอากาศมาวิเคราะห์ ตั้งแต่ 35, 110, 185, 260 และ 335 CFM โดยเปรียบเทียบกับระบบดูดความชื้นที่มีการควบคุมอัตราการไหลของสารดูดความชื้นไว้ที่ 3, 5, 7, 7 และ 9 LPM ตามลำดับ ซึ่งเป็นสภาวะการทำงานที่มีความสามารถและประสิทธิภาพของกระบวนการดูดความชื้นสูงสุดมาวิเคราะห์การใช้พลังงานตลอดทั้งปี โดยเปรียบเทียบการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศทั้ง 3 ระบบ ได้แก่ ระบบปรับอากาศแบบทั่วไป ระบบปรับอากาศแบบ Overcool and reheat และระบบปรับอากาศแบบใช้ร่วมกับระบบดูดความชื้น พบว่า ระบบที่มีการใช้พลังงานสูงสุดคือ Overcool and reheat และระบบปรับอากาศทั่วไป ตามลำดับ และระบบดูดความชื้นมีผลประหยัดพลังงานตลอดปีสูงสุด โดยระบบปรับอากาศที่ทำงานร่วมกับระบบดูดความชื้น กรณี 335 CFM (L/G ratio = 1.12) ให้ผลประหยัดพลังงานสูงสุด เท่ากับ 6,683.07 kWh/year และในกรณี 35 CFM (L/G ratio = 10.0) แสดงผลประหยัดพลังงานน้อยสุด เนื่องจากอัตราการดูดความชื้นต่ำสุดคือ $0.24 \text{ g/m}^2\text{s}$

หากพิจารณาภาวะสบายของคนในพื้นที่ปรับอากาศตลอดทั้งปี พบว่า ระบบที่สามารถควบคุมภาวะสบายได้ตลอดทั้งปีโดยพิจารณาจากชั่วโมงที่เกิดภาวะสบาย คือ ระบบปรับอากาศ Overcool and reheat แต่มีการสิ้นเปลืองพลังงานสูงสุด จึงจำเป็นต้องใช้ระบบดูดความชื้นเข้ามารับมือกับภาระปรับอากาศที่มาจากความร้อนแฝง ซึ่งในกรณีที่ระบบดูดความชื้นสามารถกำจัดความชื้นให้อยู่ในภาวะสบายเฉลี่ยตลอดทั้งปี คือ 35, 110 และ 185 CFM แต่ในกรณี 260 CFM สามารถสร้างภาวะสบายได้ตลอดทั้งปี ยกเว้นฤดูร้อนเนื่องจากความชื้นจากอากาศระบายสูง และกรณี 335 CFM สามารถสร้างภาวะสบายให้แก่คนในพื้นที่ปรับอากาศได้เฉพาะฤดูหนาว และในกรณี

ที่ไม่จำเป็นที่จะต้องใช้ระบบปรับอากาศแบบ Overcool and reheat และ เครื่องดูดความชื้น คือ กรณีที่มีอัตราการไหลอากาศเท่ากับ 35 CFM เนื่องจาก ความชื้นที่ผ่านเข้าสู่พื้นที่ปรับอากาศมี ปริมาณน้อยกว่า กรณีอื่นๆ ระบบปรับอากาศสามารถรับมือกับภาระปรับอากาศได้

สรุปได้ว่าช่วงสภาวะการทำงานที่เหมาะสมที่สุดของระบบดูดความชื้น คือ ช่วงที่สามารถ สร้างภาวะสบายให้แก่พื้นที่ปรับอากาศได้ และในขณะเดียวกันสามารถประหยัดพลังงานที่ใช้สูงกว่า ระบบปรับอากาศทั่วไป และระบบ Overcool and reheat คือ สภาวะ L/G ratio เท่ากับ 1.58 ซึ่ง สอดคล้องกับผลของการเปรียบเทียบงานวิจัยที่ผ่านมาโดยใช้สมการทำนายประสิทธิผล และสอดคล้องกับ สภาวะที่ใช้ในการทดลอง คือ อัตราการไหลอากาศเท่ากับ 185 CFM และอัตราการไหลของสารดูด ความชื้นเท่ากับ 7 LPM เมื่อเปรียบเทียบผลประหยัดพลังงานตลอดปีกับ ระบบปรับอากาศทั่วไป สามารถประหยัดได้ถึง 908.3 kWh/year คิดเป็น 7.27% และถ้าหากเปรียบเทียบกับระบบ Overcool and reheat สามารถประหยัดพลังงานได้ 1,599.4 kWh/year คิดเป็น 12.13% ต่อปี

5.2 ข้อเสนอแนะ

5.2.1 เพื่อลดผลกระทบจากตัวแปรอื่นที่ไม่ได้นำมาพิจารณา ทั้งทางด้านกายภาพและสภาวะ การทำงาน หรือเปรียบเทียบผลกระทบของตัวแปรต้นในหลากหลายสภาวะ และรูปแบบเครื่องดูด ความชื้นที่แตกต่างกัน ควรทำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ในรูปแบบของสมการตัวแปรไร้มิติมา ทำนายอัตราการดูดความชื้น เพื่อนำมาใช้ในการเปรียบเทียบแนวโน้มผลกระทบของตัวแปรต้นที่ ส่งผลกระทบต่อสมรรถนะหลัก บนพื้นฐานเดียวกันได้อย่างแม่นยำกว่า

5.2.2 ควรทดลองโดยการควบคุมสภาวะอากาศ เพื่อที่จะแปรค่าตัวแปรที่เหลือ เพราะยังมีบาง ตัวที่ขัดแย้งกันอยู่ ได้แก่ อุณหภูมิ ความชื้นอากาศ และอุณหภูมิ ความเข้มข้นของสารดูดความชื้น

5.2.3 ทำการทดลองโดยแปรค่าของตัวแปรต้นแต่ละตัว และควบคุมตัวแปรอื่นที่ไม่ได้แปรค่าให้ อยู่ในสภาวะคงที่ เพื่อที่จะวิเคราะห์ความไวของตัวแปรต้น ทั้งทางด้านกายภาพ และสภาวะการ ทำงาน ที่ส่งผลกระทบต่อสมรรถนะหลักกระบวนการดูดความชื้น

5.2.4 หาช่วงสภาวะการทำงานที่เหมาะสมของตัวแปรที่ยังไม่ได้ควบคุม ได้แก่ อุณหภูมิ ความชื้น อากาศ และอุณหภูมิ ความเข้มข้นของสารดูดความชื้น



การวิเคราะห์ความคลาดเคลื่อนที่ได้จากการทดลอง

ในการทดลองจำเป็นต้องมีการวัดค่าของตัวแปรในแต่ละจุดเพื่อวิเคราะห์ผลที่ได้จากการทดลอง ซึ่งในการใช้เครื่องมือวัดตัวแปรแต่ละจุดนั้น ย่อมมีความคลาดเคลื่อนอันเนื่องมาจากเครื่องมือวัดในแต่ละตัว ซึ่งในงานวิจัยนี้ได้แสดงตัวอย่างการคำนวณค่าความคลาดเคลื่อนสำหรับตัวบอกรวมของระบบดูความชื้นโดยใช้หลักการของ Taylor [90]

1 ข้อมูลตัวแปรต้นในการคำนวณ

1.1 ในการวัดความเร็วลมจะใช้เครื่องวัดความเร็วลม รุ่น DA-44 จากบริษัท Digicon ซึ่งมีค่าความถูกต้องของความเร็วลม $\pm 5\%$ ของความเร็วลม

1.2 ในการวัดปริมาณความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศจะใช้เครื่องวัดความชื้นในอากาศที่ใช้เป็นรุ่น FKL3/5 จากบริษัท Galltec ซึ่งมีค่าความคลาดเคลื่อน $\pm 2\%$ ของความชื้นสัมพัทธ์

1.3 ในการวัดอุณหภูมิของสารดูความชื้นและอากาศจะใช้เทอร์โมคัปเปิ้ล ชนิดที่ รุ่น ทีที-ที-24 (TT-T-24) จากบริษัท Omega ซึ่งมีค่าความคลาดเคลื่อน $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$

1.4 ในการวัดขนาดของห้องลมจะใช้ตลับเมตร ซึ่งมีค่าความคลาดเคลื่อนสัมบูรณ์เท่ากับ $\pm 0.0005\text{ m}$

1.5 สภาพอากาศของที่ได้จากการศึกษาข้อมูลตามแบบทางอุตุนิยมวิทยาเพื่อภายในพื้นที่ของ มหาวิทยาลัยศิลปากร วิทยาเขตพระราชวังสนามจันทร์ หรือเรียกว่าข้อมูลตามแบบทางอุตุนิยมวิทยารายปีตั้งแต่ปี 2001-2012 (TMY) [67] คือ ที่มีอุณหภูมิ 29.6°C และความชื้นสัมพัทธ์ 73.75 %RH

1.6 ผลการทดลองดังรูปที่ 4.1-4.6 โดยพิจารณาค่าที่สูงสุดของแต่ละตัวแปรที่ได้จากการทดลอง เพื่อให้ค่าความคลาดเคลื่อนครอบคลุมทุกกรณีของการทดลองแสดงตามตารางที่ 4.4

ตารางที่ 1 ผลการทดลองที่ใช้ในการคำนวณหาค่าความคลาดเคลื่อน

ตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับสมรรถนะหลัก	ขนาด
ขนาดของห้องลม	0.205 x 0.205 m
สัดส่วนความชื้นของอากาศขาเข้า	0.027 kg/kg _{da}
อัตราส่วนความชื้นของอากาศขาออก	0.0255 kg/kg _{da}
อัตราส่วนความชื้นของสารละลายแคลเซียมคลอไรด์ขาเข้า	0.039 kg/kg _w
อัตราการไหลของอากาศ	0.514 kg/m ² s

4. การคำนวณหาค่าความคลาดเคลื่อนของตัวแปรที่บ่งบอกสมรรถนะของเครื่องดูความชื้น

1. ความคลาดเคลื่อนของอัตราส่วนความชื้นของอากาศ

พิจารณาอัตราส่วนความชื้นของอากาศขาเข้า $\omega_{a,in}$ แสดงในสมการที่ 1

$$\omega_{a,in} = \frac{0.622p_0}{(P - p_0)} \quad (1)$$

โดยความดันไอน้ำอ้างอิงสามารถหาได้จากสมการที่ 4.2

$$p = \frac{RH}{100} \cdot p_{sat} \quad (2)$$

และความดันไอน้ำอิ่มตัวที่อุณหภูมิต่างๆ สามารถหาได้จากสมการที่ 3

$$p_{sa} = \exp\left(\frac{C_1}{T} + C_2 + C_3T + C_4T^2 + C_5T^3 + C_6 \ln T\right) \quad (3)$$

$$p_{sat}(T) = 4.15 \text{ kPa}$$

$$p_{sat}(T + \delta T) = 4.27 \text{ kPa}$$

ในการทดลองใช้เทอร์โมคัปเปิ้ลชนิดที่ในการวัดอุณหภูมิของอากาศ ซึ่งเทอร์โมคัปเปิ้ลชนิดที่มีค่าความคลาดเคลื่อน $\pm 0.5^\circ\text{C}$ เมื่อพิจารณาที่อุณหภูมิ 29.6°C เป็นอุณหภูมิข้อมูลตามแบบทางอุตุนิยมหาวิทยาลัยราชภัฏ หรืออุณหภูมิอากาศขาเข้า [69] จะได้

$$\frac{\delta T}{T} = 1.69\%$$

โดยความคลาดเคลื่อนสัมบูรณ์ของความดันไอน้ำอิ่ม (ใช้ค่าสูงสุด) ตัวสามารถหาได้จากและคำนวณฟังก์ชันของ $p_{sat}(T + \delta T)$ และ $p_{sat}(T)$ นั้นๆในสมการที่ 4

$$\begin{aligned} \delta p_{sat} &= \left. \frac{dp_{sat}}{dT} \right| \delta T \quad (4) \\ &\cong |p_{sat}(T + \delta T) - p_{sat}(T)| \\ &= |4.27 - 4.15| \\ &= 0.12 \text{ kPa} \end{aligned}$$

ดังนั้น ความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์ของ p_{sat} จึงมีค่าดังนี้

$$\frac{\delta p_{sat}}{p_{sat}} = 2.89\%$$

ความชื้นสัมพัทธ์ในอากาศถูกวัดโดยเครื่องวัดความชื้นในอากาศที่มีค่าความคลาดเคลื่อน $\pm 2\%RH$ เมื่อพิจารณาที่ความชื้นสัมพัทธ์เท่ากับ $73.75\%RH$ ความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์ของความชื้นสัมพัทธ์ในอากาศมีค่าเท่ากับ

$$\frac{\delta RH}{RH} = 2.71\%$$

ความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์ของความดันไออิ่มตัวที่เกิดขึ้นจริงของอากาศสามารถหาได้จากสมการที่ 5

$$\begin{aligned} \frac{\delta p}{p} &= \sqrt{\left(\frac{\delta(RH)}{RH}\right)^2 + \left(\frac{\delta p_{sat}}{p_{sat}}\right)^2} \\ &= \sqrt{(2.71)^2 + (2.89)^2} \\ &= 3.96\% \end{aligned} \quad (5)$$

ดังนั้น ความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์ของความดันไออิ่มตัวมีค่าเท่ากับ 3.96%

ความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์ของอัตราส่วนความชื้นของอากาศขาเข้าสามารถหาได้จากสมการที่ 6

$$\begin{aligned} \frac{\delta \omega_{a,in}}{\omega_{a,in}} &= \sqrt{\left(\frac{\delta p}{p}\right)^2 + \left(\frac{\delta p}{p}\right)^2} \\ &= \sqrt{(3.96)^2 + (3.96)^2} \\ &= 5.6\% \end{aligned} \quad (6)$$

ดังนั้นความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์ของอัตราส่วนความชื้นของอากาศขาเข้าเท่ากับ 5.6% พิจารณาที่อัตราส่วนความชื้นของอากาศขาเข้า 0.027 kg/kg_{da} หรือ $\omega_{a,in}$

$$\begin{aligned} \text{จะได้ } \delta \omega_{a,in} &= 0.02700 \text{ kg/kg}_{da} \\ &= 0.00054 \text{ kg/kg}_{da} \end{aligned}$$

เพราะฉะนั้น ความคลาดเคลื่อนสัมบูรณ์ของอัตราส่วนความชื้นของอากาศขาเข้าจะเท่ากับ $0.002500 \text{ kg/kg}_{da}$

ความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์ของอัตราส่วนความชื้นของอากาศขาออกจะเท่ากับ

$$\frac{\delta \omega_{a,out}}{\omega_{a,out}} = 0.02\%$$

พิจารณาที่อัตราส่วนความชื้นของอากาศขาออก $0.02500 \text{ kg/kg}_{da}$ หรือ

$$\omega_{a,out} = 0.0250 \text{ kg/kg}_{da}$$

จะได้ $\delta \omega_{a,out} = 0.0005 \text{ kg/kg}_{da}$

เพราะฉะนั้น ความคลาดเคลื่อนสัมบูรณ์ของอัตราส่วนความชื้นของอากาศขาออกจะเท่ากับ 0.02 kg/kg_{da}

2. ความคลาดเคลื่อนของอัตราการดูดความชื้น

คิดจากอัตราการไหลอากาศ และผลต่างระหว่างความชื้นขาเข้า ขาออกของเครื่องดูดความชื้นแสดงในสมการที่ 7

$$m_{w,ab} = G_a (\omega_{a,in} - \omega_{a,out}) \quad (7)$$

จากสมการการหาอัตราการดูดความชื้น ทำให้ต้องพิจารณาหาค่าความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์ของอัตราการไหลของอากาศและความแตกต่างระหว่างอัตราส่วนความชื้นของอากาศขาเข้าและออก ซึ่งมีรายละเอียดดังนี้

3. ความคลาดเคลื่อนของอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ

อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศสามารถหาได้จากสมการที่ 8

$$G_a = \rho_{air} (vel) (A_{duct}) \quad (8)$$

ในการพิจารณาหาค่าความคลาดเคลื่อนของอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศจึงต้องพิจารณาหาค่าความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์ของแต่ละตัวแปรในสมการ ซึ่งสามารถหาได้ดังนี้

4. ความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์ของพื้นที่ของท่อลม

โดยความกว้างและความยาวของท่อลมนั้นวัดโดยตลับเมตร ซึ่งมีความคลาดเคลื่อนสัมบูรณ์เท่ากับ $\pm 0.0005 \text{ m}$ ซึ่งพื้นที่ของท่อลมสามารถหาได้จากสมการที่ 9

$$A_{\text{duct}} = w \cdot l \quad (9)$$

ความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์ของพื้นที่ท่อลมจึงสามารถหาได้จากสมการที่ 4.10

$$\frac{\delta A_{\text{duct}}}{A_{\text{duct}}} = \sqrt{\left(\frac{\delta \omega}{\omega}\right)^2 + \left(\frac{\delta l}{l}\right)^2} \quad (10)$$

$$= \sqrt{\left(\frac{0.0005}{0.205} \cdot 100\right)^2 + \left(\frac{0.0005}{0.205} \cdot 100\right)^2}$$

$$= 0.34493\%$$

ดังนั้น ความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์ของพื้นที่ท่อลมเท่ากับ 0.34493%

5. ความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์ของความเร็วของลม

ความเร็วของลมนั้นสามารถวัดได้จากเครื่องวัดความเร็วลมมีค่าความคลาดเคลื่อน $\pm 5\%$

หรือ $\frac{\delta(\text{vel})}{\text{vel}} = 5\%$

6. ความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์ของความหนาแน่นของอากาศ

ความหนาแน่นของอากาศเป็นค่าคงที่ จึงไม่พิจารณาค่าความคลาดเคลื่อน

ดังนั้นความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์ของอัตราการใช้ของอากาศจึงสามารถหาได้จาก

สมการที่ 11

$$\frac{\delta G_a}{G_a} = \sqrt{\left(\frac{\delta(\text{vel})}{(\text{vel})}\right)^2 + \left(\frac{\delta A_{\text{duct}}}{A_{\text{duct}}}\right)^2} \quad (11)$$

$$= \sqrt{(5)^2 + (0.34493)^2}$$

$$\frac{\delta G_a}{G_a} = 5.0119\%$$

เมื่อพิจารณาที่อัตราการไหลของอากาศ 0.0370 kg/s จะได้ $\delta G_a = 0.001854 \text{ kg/s}$ หรือความคลาดเคลื่อนสัมบูรณ์ของอัตราการไหลของอากาศเท่ากับ 0.001854 kg/s

7. ความคลาดเคลื่อนของผลต่างระหว่างอัตราส่วนความชื้นของอากาศขาเข้าและขาออก

ความคลาดเคลื่อนของผลต่างระหว่างอัตราส่วนความชื้นของอากาศขาเข้าและขาออก สามารถพิจารณาได้จากความคลาดเคลื่อนสัมบูรณ์ของ $(\omega_{a,in} - \omega_{a,out})$ ในสมการที่ 12

$$\begin{aligned} \delta(\omega_{a,in} - \omega_{a,out}) &= \sqrt{(\delta\omega_{a,in})^2 + (\delta\omega_{a,out})^2} \quad (12) \\ &= \sqrt{(0.002700)^2 + (0.002500)^2} \\ &= 0.003679 \text{ kg/kg}_{da} \end{aligned}$$

ดังนั้น ความคลาดเคลื่อนสัมบูรณ์ของ $(\omega_{a,in} - \omega_{a,out})$ มีค่าเท่ากับ $0.003679 \text{ kg/kg}_{da}$

$$\omega_{a,in} - \omega_{a,out} = 0.000200 \text{ kg/kg}_{da}$$

และความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์ของ $(\omega_{a,in} - \omega_{a,out})$ จะเท่ากับ

$$\frac{\delta(\omega_{a,in} - \omega_{a,out})}{(\omega_{a,in} - \omega_{a,out})} = 18.4\%$$

เพราะฉะนั้นความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์ของอัตราการดูดความชื้น สามารถหาได้จากสมการที่ 13

$$\begin{aligned} \frac{\delta m_{w,ab}}{m_{w,ab}} &= \sqrt{\left(\frac{\delta G_a}{G_a}\right)^2 + \left(\frac{\delta A_{duct}}{A_{duct}}\right)^2 + \left(\frac{\delta(\omega_{a,in} - \omega_{a,out})}{(\omega_{a,in} - \omega_{a,out})}\right)^2} \quad (13) \\ &= \sqrt{(5.0119)^2 + (0.344)^2 + (18.4)^2} \\ &= 19.1\% \end{aligned}$$

ดังนั้น ความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์ของอัตราการดูดความชื้น คือ 19.1%

$$\text{เมื่อ } m_{w,ab} = 0.000200 \text{ kg/s}$$

$$\delta m_{w,ab} = 0.000039 \text{ kg/s}$$

ความคลาดเคลื่อนสัมบูรณ์ของอัตราการดูดความชื้น คือ 0.000039 kg/s

8. ความคลาดเคลื่อนของประสิทธิภาพ

ความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์ของอัตราส่วนความชื้นของสารดูดความชื้นขาเข้าจะเท่ากับ

$$\frac{\delta \omega_{s,out}}{\omega_{s,in}} = \frac{0.00008}{0.00390}$$

$$= 2.05\%$$

ที่อัตราส่วนความชื้นของสารดูดความชื้นขาเข้าสูงสุด

$$\text{หรือ } \omega_{s,in} = 0.003900 \text{ kg/kg}_w$$

$$\text{จะได้ } \delta \omega_{s,in} = 0.000015 \text{ kg/kg}_w$$

ความคลาดเคลื่อนสัมบูรณ์ของ $(\omega_{a,in} - \omega_{s,in})$ สามารถหาได้จากสมการที่ 14

$$\delta(\omega_{a,in} - \omega_{s,in}) = \sqrt{(\delta \omega_{a,in})^2 + (\delta \omega_{s,in})^2} \quad (14)$$

$$= \sqrt{(0.0039)^2 + (0.000015)^2}$$

$$= 0.0039 \text{ kg/kg}_w$$

ความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์ของ $\omega_{a,in} - \omega_{s,in}$ จะเท่ากับ

$$\frac{\delta(\omega_{a,in} - \omega_{s,in})}{(\omega_{a,in} - \omega_{s,in})} = \frac{0.0039}{0.0231}$$

$$= 16.88\%$$

จากประสิทธิภาพทางความชื้นของเครื่องดูดความชื้นสามารถหาได้จากสมการที่ 15

$$\alpha_{ab} = \frac{(\omega_{a,in} - \omega_{a,out})}{(\omega_{a,in} - \omega_{s,in})} \quad (15)$$

และประสิทธิภาพของเครื่องดูดความชื้นมีความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์เท่ากับ

$$\begin{aligned}
 \frac{\delta\alpha_{ab}}{\alpha_{ab}} &= \sqrt{\left(\frac{\delta(\omega_{a,in} - \omega_{a,out})}{(\omega_{a,in} - \omega_{a,out})}\right)^2 + \left(\frac{\delta(\omega_{a,in} - \omega_{s,in})}{(\omega_{a,in} - \omega_{s,in})}\right)^2} \quad (16) \\
 &= \sqrt{(18.4)^2 + (16.88)^2} \\
 &= 24.97\%
 \end{aligned}$$

ดังนั้น ความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์ของประสิทธิภาพทางความชื้น คือ 24.97%



บรรณานุกรม

- [1] สำนักนโยบายและแผนพลังงาน (2012), "ความต้องการพลังงานไฟฟ้าสูงสุด." เข้าถึงเมื่อ 15 กุมภาพันธ์. เข้าถึงได้จาก <http://www.touchtechdesign.com/eppo/สถานการณ์การใช้พลังงาน/ความต้องการใช้พลังงานไฟฟ้า>.
- [2] Chirattananon, S. et al. (2010). "Assessment of energy savings from the revised building energy code of Thailand." **Energy** 35(4): 1741-1753.
- [3] Katejanekarn, T. and S. Kumar (2008). "Performance of a solar-regenerated liquid desiccant ventilation pre-conditioning system." **Energy and Buildings** 40(7): 1252-1267.
- [4] วทัญญู พันธ์นงศ์ และ ทศพล เขตเจนการ (2555). "ผลกระทบของตัวแปรต้นต่อสมรรถนะของกระบวนการดูดความชื้นอากาศที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดเหลว." การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 26.
- [5] Chung, T.W. (1994). "Predictions of moisture removal efficiencies for packed-bed dehumidification systems." **Gas Separation & Purification** 8(4): 265-268.
- [6] Ullah, M. R., C. F. Kettleborough and P. Gandhidasan (1988). "Effectiveness of Moisture Removal for an Adiabatic Counterflow Packed Tower Absorber Operating with CaCl_2 -Air Contact System." **Journal of Solar Energy Engineering** 110(2): 98-101
- [7] Potnis, S. V. and T. G. Lenz (1996). "Dimensionless Mass-Transfer Correlations for Packed-Bed Liquid-Desiccant Contactors." **Industrial & Engineering Chemistry Research** 35(11): 4185-4193.
- [8] Saman, W. Y. and S. Alizadeh (2001). "Modelling and performance analysis of a cross-flow type plate heat exchanger for dehumidification/cooling." **Solar Energy** 70(4): 361-372.
- [9] Jain, S. and P. K. Bansal (2007). "Performance analysis of liquid desiccant dehumidification systems." **International Journal of Refrigeration** 30(5): 861-872.
- [10] Conde, M. R. (2004). "Properties of aqueous solutions of lithium and calcium chlorides: formulations for use in air conditioning equipment design." **International Journal of Thermal Sciences** 43(4): 367-382.
- [11] Gandhidasan, P. (2004). "A simplified model for air dehumidification with liquid desiccant." **Solar Energy** 76(4): 409-416.

- [12] Chen, X. Y., Z. Li, Y. Jiang and K. Y. Qu (2006). "Analytical solution of adiabatic heat and mass transfer process in packed-type liquid desiccant equipment and its application." **Solar Energy** 80(11): 1509-1516.
- [13] Mei, L. and Y. J. Dai (2008). "A technical review on use of liquid-desiccant dehumidification for air-conditioning application." **Renewable and Sustainable Energy Reviews** 12(3): 662-689.
- [14] Liu, X. H. et al. (2006). "Experimental study on mass transfer performances of cross flow dehumidifier using liquid desiccant." **Energy Conversion and Management** 47(16): 2682-2692.
- [15] Liu, X. et al. (2007). "Analytical solutions of coupled heat and mass transfer processes in liquid desiccant air dehumidifier/regenerator." **Energy Conversion and Management** 48(7): 2221-2232.
- [16] Liu, X. H. et al. (2009). "Performance analysis on the internally cooled dehumidifier using liquid desiccant." **Building and Environment** 44(2): 299-308.
- [17] Ren, C. Q. (2008). "Effectiveness NTU relation for packed bed liquid desiccant air contact systems with a double film model for heat and mass transfer." **International Journal of Heat and Mass Transfer** 51(78): 1793-1803.
- [18] Ge, G., F. Xiao and X. Niu (2011). "Control strategies for a liquid desiccant air-conditioning system." **Energy and Buildings** 43(6): 1499-1507.
- [19] M. M. Bassuoni, "A simple analytical method to estimate all exit parameters of a cross-flow air dehumidifier using liquid desiccant," *Journal of Advanced Research*, 2013.
- [20] Patnaik, S., T.G. Lenz and G.O.G. (1990). "Performance studies for an experimental solar open-cycle liquid desiccant air dehumidification system." **Solar Energy** 44(3): 123-135.
- [21] Oberg, V. and D. Y. Goswami (1998). "Experimental Study of the Heat and Mass Transfer in a Packed Bed Liquid Desiccant Air Dehumidifier." **Journal of Solar Energy Engineering** 120(4): 289-297.
- [22] Martin, V. and D. Y. Goswami (2000). "Effectiveness of Heat and Mass Transfer Processes in a Packed Bed Liquid Desiccant Dehumidifier/Regenerator." **HVAC&R Research** 6(1): 21-39.
- [23] Fumo, N. and D. Y. Goswami (2002). "Study of an aqueous lithium chloride desiccant system: air dehumidification and desiccant regeneration." **Solar Energy** 72(4): 351-361.

- [24] Tretiak, C. S. and N. B. Abdallah (2009). "Sorption and desorption characteristics of a packed bed of clay CaCl_2 desiccant particles." **Solar Energy** 83(10): 1861-1870.
- [25] Koronaki, I. P. et al. (2013). "Thermodynamic analysis of a counter flow adiabatic dehumidifier with different liquid desiccant materials." **Applied Thermal Engineering** 50(1): 361-373.
- [26] Moon, C. G., P. K. Bansal and S. Jain (2009). "New mass transfer performance data of a cross-flow liquid desiccant dehumidification system." **International Journal of Refrigeration** 32(3): 524-533.
- [27] Bansal, P., S. Jain and C. Moon (2011). "Performance comparison of an adiabatic and an internally cooled structured packed-bed dehumidifier." **Applied Thermal Engineering** 31(1): 14-19.
- [28] Zurigat, Y. H., M. K. Abu-Arabi and S. A. Abdul-Wahab (2004). "Air dehumidification by triethylene glycol desiccant in a packed column." **Energy Conversion and Management** 45(1): 141-155.
- [29] Yin, Y., X. Zhang, G. Wang and L. Luo (2008). "Experimental study on a new internally cooled/heated dehumidifier/regenerator of liquid desiccant systems." **International Journal of Refrigeration** 31(5): 857-866.
- [30] Gao, W. Z. et al. (2012). "Experimental investigation on the heat and mass transfer between air and liquid desiccant in a cross-flow dehumidifier." **Renewable Energy** 37(1): 117-123.
- [31] Zhang, T. et al. (2013). "Experimental analysis of an internally-cooled liquid desiccant dehumidifier." **Building and Environment** 63(0): 1-10.
- [32] Gao, W. Z. et al. (2013). "Experimental study on partially internally cooled dehumidification in liquid desiccant air conditioning system." **Energy and Buildings** 61(0): 202-209.
- [33] Zhang, L. et al. (2010). "Experimental analysis of mass transfer in adiabatic structured packing dehumidifier/regenerator with liquid desiccant." **International Journal of Heat and Mass Transfer** 53 (1314): 2856-2863.
- [34] Babakhani, D. and M. Soleymani (2009). "An analytical solution for air dehumidification by liquid desiccant in a packed column." **International Communications in Heat and Mass Transfer** 36(9): 969-977.
- [35] Gommed, K. and G. Grossman (2007). "Experimental investigation of a liquid desiccant system for solar cooling and dehumidification." **Solar Energy** 81(1): 131-138.

- [36] Kumar, R., P. L. Dhar and S. Jain (2011). "Development of new wire mesh packings for improving the performance of zero carryover spray tower." **Energy** 36(2): 1362-1374.
- [37] Salah Hassan, M. and A. A. M. Hassan (2009). "Performance of a proposed complete wetting surface counter flow channel type liquid desiccant air dehumidifier." **Renewable Energy** 34(10): 2107-2116.
- [38] Kabeel, A. E. (2010). "Dehumidification and humidification process of desiccant solution by air injection." **Energy** 35(12): 5192-5201.
- [39] Bassuoni, M. M. (2011). "An experimental study of structured packing dehumidifier/regenerator operating with liquid desiccant." **Energy** 36(5): 2628-2638.
- [40] Elsarrag, E. (2007). "Moisture removal rate for air dehumidification by triethylene glycol in a structured packed column." **Energy Conversion and Management** 48(1): 327-332.
- [41] Katejanekarn, T., S. Chirattananon and S. Kumar (2009). "An experimental study of a solar-regenerated liquid desiccant ventilation pre-conditioning system." **Solar Energy** 83(6): 920-933.
- [42] Zhang, L., X.-H. Liu and Y. Jiang (2012). "Ideal efficiency analysis and comparison of condensing and liquid desiccant dehumidification." **Energy and Buildings** 49(0): 575-583.
- [43] ชาญณรงค์ เปราปรำโมทย์ และจักรพันธ์ กันชนะ. (2553). การทดสอบสมรรถนะของระบบดูดความชื้นอากาศที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดเหลว. ปริญญานิพนธ์, มหาวิทยาลัยศิลปากร.
- [44] Abdul-Wahab, S. A., Y. H. Zurigat and M. K. Abu-Arabi (2004). "Predictions of moisture removal rate and dehumidification effectiveness for structured liquid desiccant air dehumidifier." **Energy** 29(1): 19-34.
- [45] Alizadeh, S. (2008). "Performance of a solar liquid desiccant air conditioner An experimental and theoretical approach." **Solar Energy** 82(6): 563-572.
- [46] Abdul-Wahab, S. A., M. K. Abu-Arabi and Y. H. Zurigat (2004). "Effect of structured packing density on performance of air dehumidifier." **Energy Conversion and Management** 45(1516): 2539-2552.
- [47] ไพบูลย์ หังสพฤกษ์ (2538), การปรับอากาศ 6 th ed ประเทศไทย บจ.สำนักพิมพ์ดวงกมล, ประเทศไทย.
- [48] Buildings Talk. (2014). "Carrier Psychrometric Chart." Retrieved 30 July, 2014, from <http://www.talkingbuildings.co.za/tools-support>
- [49] Cengel and Michael A. (2006). *Thermodynamics: An Engineering Approach*.

- [50] ASHRAE (2005). ASHRAE Handbook Fundamentals (SI) Refrigerating, and Air Conditioning Engineers Atlanta: American Society of Heating.
- [51] Auliciems (1997). "Thermal Comfort." PLEA 87, University of Queensland, Australia..
- [52] ทศพล เขตเจนการ (2552) "การประเมินภาวะสบายของคนในมหาวิทยาลัยศิลปากร พระราชวังสนามจันทร์," การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 23, 4 – 7 พฤศจิกายน.
- [53] ASHRAE (2010) "Thermal environmental conditions for human occupancy," American Society of heating, refrigerating and air-conditioning engineers, vol. 2010.
- [54] Webb, C. G. (1959). "An Analysis of Some Observations of Thermal Comfort in an Equatorial Climate." **British Journal of Industrial Medicine** 16(4): 297-310.
- [55] Humphreys, M. A. (1978). "Field studies of thermal comfort compared and applied." **Building Research Establishment Current Paper**, UK, Department of Environment.
- [56] Auliciems, A. (1981). "Towards a psycho-physiological model of thermal perception." **International Journal of Biometeorology** 25(2): 109-122.
- [57] Nicol, F. and S. Roaf (1996). "Pioneering new indoor temperature standards: the Pakistan project." **Energy and Buildings** 23(3): 169-174.
- [58] Cooper (March 1997). "Developing an Adaptive Model of Thermal Comfort and Preference." ASHRAE Transactions: 145-167.
- [59] Mui, K. W. H. and Chan (2003). "Adaptive comfort temperature model of air-conditioned building in Hong Kong." **Building and Environment** 38(6): 837-852.
- [60] Busch, J. F. (1992). "A tale of two populations: thermal comfort in air-conditioned and naturally ventilated offices in Thailand." **Energy and Buildings** 18(3-4): 235-249.
- [61] Khedari, J. et al. (2000). "Thailand ventilation comfort chart." **Energy and Buildings** 32(3): 245-249.
- [62] Nyi Nyi, N. M. T. (2005). "Field Assessment of Thermal Comfort in Common Spaces in Asian Institute of Technology." Master Thesis.
- [63] Wong, N. H. and S. S. Khoo (2003). "Thermal comfort in classrooms in the tropics." **Energy and Buildings** 35(4): 337-351.
- [64] Karyono, T. H. (2000). "Report on thermal comfort and building energy studies in Jakarta—Indonesia." **Building and Environment** 35(1): 77-90.

- [65] H. Feriadi and N. H. Wong (2004), "Thermal comfort for naturally ventilated houses in Indonesia," **Energy and Buildings**, vol. 36, pp. 614-626.
- [66] R. A. Memon (2005), "Thermal Comfort Assessment and Application of Radiant Cooling at Mehran University," Pakistan, Master Thesis Asian Institute of Technology, Pathumthani.
- [67] ญัฐพงศ์ เยี่ยมภพ (2555). "การพัฒนาข้อมูลตามแบบทางอุตุนิยมวิทยาเพื่อภายในพื้นที่ของมหาวิทยาลัยศิลปากร." วิทยาเขตพระราชวังสนามจันทร์. ปริญญาโท, มหาวิทยาลัยศิลปากร.
- [68] ASHRAE (2007). "Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality." American Society of Heating, **Refrigerating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers**.
- [69] ASHRAE (1997). ASHRAE Handbook Fundamentals. Atlanta: American Society of Heating, a. A. C. E. **Refrigerating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers**.
- [70] J.R. Howell (1986). "Preliminary performance evaluation of a hybrid vapor-compression/liquid desiccant air conditioning system." **ASME Paper 86-WA/Sol. 9**, Anaheim, CA.
- [71] Yadav, Y. K. and S. C. Kaushik (1991). "Psychometric techno-economic assessment and parametric studies of vapor-compression and solid/liquid desiccant hybrid solar space conditioning systems." **Heat Recovery Systems and CHP** 11(6): 563-572.
- [72] Thornbloom (1994). "Modification of the absorption cycle for low generator firing temperature." joint of Solar Engineering conference ASME.
- [73] Daou, K., R. Z. Wang and Z. Z. Xia (2006). "Desiccant cooling air conditioning: a review." **Renewable and Sustainable Energy Reviews** 10(2): 55-77.
- [74] A. Handbook-Fundamentals, "American Society of heating," *refrigerating and air-onditioning engineers*, 2013.
- [75] R. Treybal (1980), "Mass Transfer Operations"..
- [76] Gandhidasan, P. (2002). "Prediction of pressure drop in a packed bed dehumidifier operating with liquid desiccant." **Applied Thermal Engineering** 22(10): 1117-1127..
- [77] Waugaman, D. G., A. Kini and C. F. Kettleborough (1993). "A Review of Desiccant Cooling Systems." **Journal of Energy Resources Technology** 115(1): 1-8.

- [78] S. Jain, S. Tripathi, and R. S. Das (2011), "Experimental performance of a liquid desiccant dehumidification system under tropical climates," **Energy Conversion and Management**, vol. 52, pp. 2461-2466.
- [79] Wu, H., T.C. Feng and T.-W. Chung (2010). "Studies of VOCs removed from packed-bed absorber by experimental design methodology and analysis of variance." **Chemical Engineering Journal** 157(1): 1-17.
- [80] Chung, T.W., T. K. Ghosh and A. L. Hines (1993). "Dehumidification of Air by Aqueous Lithium Chloride in a Packed Column." **Separation Science and Technology** 28(1-3): 533-550.
- [81] Bogaki (1999). "Thermal comfort and energy consumption of the radiant ceiling panel system. Comparison with the conventional all-air system." **Energy and Buildings** 30(2): 167-175.
- [82] Vangtook, P. and S. Chirattananon (2007). "Application of radiant cooling as a passive cooling option in hot humid climate." **Building and Environment** 42(2): 543-556.
- [83] สมฤทัย น้อมชอบ และ ธนาวิทย์ สีนอก (2554), "การทดสอบสมรรถนะของกระบวนการดูดความชื้นและกระบวนการระเหยน้ำของระบบดูดความชื้นอากาศที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดเหลว," วิศวกรรมศาสตร์เครื่องกลบัณฑิต, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล, มหาวิทยาลัยศิลปากร, คณะวิศวกรรมศาสตร์.
- [84] ASHRAE (2005), "Nonresidential cooling and heating load calculations," ASHRAE Standard fundamental chapter 30
- [85] คู่มือผู้รับผิดชอบด้านพลังงาน (2551). "การจัดการพลังงานความร้อน", กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน กระทรวงพลังงาน.
- [86] สมาคมวิศวกรรมปรับอากาศแห่งประเทศไทย (2549), "มาตรฐานระบบปรับอากาศและระบายอากาศ," วิศวกรรมสถานแห่งประเทศไทย ในพระบรมราชูปถัมภ์.
- [87] Chung, T.-W. et al. (1995). "Dehumidification of Moist Air with Simultaneous Removal of Selected Indoor Pollutants by Triethylene Glycol Solutions in a Packed-Bed Absorber." **Separation Science and Technology** 30(7-9): 1807-1832.
- [88] Chen LC, K. C. and Shyu RJ. (1989). "The performance of a packed bed dehumidifier for solar liquid desiccant systems." In **Annual solar energy conference California**: p. 371-377.
- [89] Ertas, A. et al. (1994). "Experimental study on the performance of a regeneration tower for various climatic conditions." **Solar Energy** 53(1): 125-130.

[90] Taylor, J. R. (1989). An Introduction to Error Analysis. University of Colorado, Second Edition.

[91] ศุภมาศ วิชัยสินธุ์ และทสพล เขตเจนการ (2559). "การวิเคราะห์ความไวของตัวแปรต้นที่มีต่อสมรรถนะของเครื่องวัดความชื้นที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดเหลว." การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 30.



ประวัติผู้วิจัย

ชื่อ นายวทัณญ์ พันธ์นวงศ์
 รหัส 54406205
 ที่อยู่ภูมิลำเนา 92/12 ถนนน้ำผุด ตำบลทับเที่ยง อำเภอเมือง จังหวัดตรัง
 วันเดือนปีเกิด 30 มีนาคม 2531

ประวัติการศึกษา

พ.ศ. 2547 สำเร็จการศึกษาระดับมัธยมศึกษาตอนต้น
 โรงเรียนสภาราชนี จังหวัดตรัง
 พ.ศ. 2550 สำเร็จการศึกษาระดับมัธยมศึกษาตอนปลาย
 โรงเรียนสภาราชนี จังหวัดตรัง
 พ.ศ. 2553 สำเร็จการศึกษาระดับปริญญาตรี สาขาวิศวกรรมเครื่องกล
 คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์
 วิทยาเขตหาดใหญ่ จังหวัดสงขลา
 พ.ศ. 2554 ศึกษาต่อวิศวกรรมพลังงานมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
 คณะวิศวกรรมศาสตร์และเทคโนโลยีอุตสาหกรรม บัณฑิตวิทยาลัย
 มหาวิทยาลัยศิลปากร

