

การวิเคราะห์ความไวของตัวแปรต้นที่มีต่อสมรรถนะของเครื่องดูดความชื้น ที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดเหลว

Sensitivity Study of Input Parameters on the Performance of a Liquid Desiccant Dehumidifier

ศุภมาส วิชัยสินธุ์¹, ทศพล เขตเจนการ^{1*}

¹ ห้องวิจัยระบบพลังงานในอาคารภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์และเทคโนโลยีอุตสาหกรรมมหาวิทยาลัยศิลปากร
6ถนนราชมรรคาในตำบลพระปฐมเจดีย์อำเภอเมืองจังหวัดนครปฐม 73000

* ติดต่อ: E-mail: thosaponk@hotmail.com, โทรศัพท์: 034-259-025, โทรสาร: 034-219-367

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาความไว (Sensitivity) ของตัวแปรต้นที่มีต่อสมรรถนะของเครื่องดูดความชื้นอากาศระบายก่อนป้อนเข้าสู่พื้นที่ปรับอากาศที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดเหลว โดยตัวแปรต้นที่ทำการศึกษาเป็นตัวแปรด้านขาเข้าของเครื่องดูดความชื้น ส่วนตัวแปรตาม คือ อัตราการดูดความชื้น ซึ่งเป็นสมรรถนะหลัก เครื่องดูดความชื้นที่ใช้เป็นชนิดแพ็คเบด สูง 0.5 เมตร ใช้แพ็คกิ้งแบบพอลริงขนาด 25 มิลลิเมตร ส่วนสารดูดความชื้น คือ สารละลายแคลเซียมคลอไรด์ (CaCl_2) ที่ความเข้มข้นร้อยละ 25 ถึง 40 โดยมวล การทดลองทำที่ช่วงอัตราการไหลของอากาศ 35 ถึง 335 ลูกบาศก์ฟุตต่อนาที (0.019 ถึง 0.185 กิโลกรัมต่อวินาที) และอัตราการไหลของสารดูดความชื้น 0.06 ถึง 0.54 ลิตรต่อชั่วโมง (0.023 ถึง 0.208 กิโลกรัมต่อวินาที) เครื่องดูดความชื้นทำงาน 8 ชั่วโมงต่อวันภายใต้สภาพอากาศของจังหวัดนครปฐมในช่วงเดือนธันวาคม 2555 ถึงเดือนมกราคม 2557 จากการศึกษาพบว่า ความเข้มข้นของสารดูดความชื้นมีความไวมากที่สุดคือมีค่าอัตราการเปลี่ยนแปลงของตัวแปรตามเทียบกับการเปลี่ยนแปลงของตัวแปรต้น $|3.239\%|:1\%$ รองลงมาคือ อุณหภูมิของอากาศ ($|-2.713\%|:1\%$) อัตราการไหลของอากาศ ($|2.302\%|:1\%$) อัตราการไหลของสารดูดความชื้น ($|1.585\%|:1\%$) อุณหภูมิของสารดูดความชื้น ($|-1.563\%|:1\%$) และความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ ($|1.258\%|:1\%$) ตามลำดับ โดยในการใช้งานจริงตัวแปรด้านอากาศจะเป็นตัวแปรที่ไม่สามารถควบคุมได้เนื่องจากเป็นสภาพอากาศจริงภายนอก ดังนั้นในการออกแบบและใช้งานเครื่องดูดความชื้นที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดเหลวจึงควรให้ความสำคัญกับตัวแปรด้านสารดูดความชื้น โดยเรียงตามลำดับความไว ได้แก่ ความเข้มข้นอัตราการไหล และอุณหภูมิ ตามลำดับ

คำหลัก: การวิเคราะห์ความไว; เครื่องดูดความชื้น; สารดูดความชื้นชนิดเหลว; สารละลายแคลเซียมคลอไรด์; แพ็คเบด

Abstract

A sensitivity study of input parameters on the performance of a liquid desiccant dehumidifier used for treating ventilation air before supplying into a conditioned space was conducted. The input parameters were the inlet parameters of the dehumidifier. The performance or output parameter was the moisture removal rate. The dehumidifier in this study was of a packed bed type with a bed height of 0.5 m. The packing inside was 25-mm Pall rings. The liquid desiccant was calcium chloride (CaCl_2) solution with a concentration ranged from 25 to 40% by mass. The air flow rate was varied within a range of 35 to 335 CFM (0.019 to 0.185 kg/s). The liquid desiccant flow rate was varied within a range of 0.06 to 0.54 LPH (0.023 to 0.208 kg/s). The dehumidifier was run for 8 hours a day under the actual climate of Nakhon Pathom, Thailand during December 2012 to January 2014. The results showed that desiccant concentration was the most sensitive parameter with a rate of change of the output parameter to the input parameter of $|3.239\%|:1\%$, followed by air temperature ($|-2.713\%|:1\%$), air flow rate ($|2.302\%|:1\%$), desiccant flow rate ($|1.585\%|:1\%$), desiccant temperature ($|-1.563\%|:1\%$), and air relative humidity ($|1.258\%|:1\%$), respectively. In real practice, input parameters on the air side cannot be controlled since they belong to the actual ambient air. Therefore,

when designing and operating a liquid desiccant dehumidifier, one should focus on the parameters on the desiccant side which are concentration, flow rate, and temperature, respectively.

Keywords: Sensitivity study; Dehumidifier; Liquid desiccant; Calcium chloride solution; Packed bed

1. บทนำ

สภาพอากาศของประเทศไทยเป็นแบบร้อนชื้น ดังนั้นเครื่องปรับอากาศจึงเป็นสิ่งจำเป็นในการสร้างภาวะสบาย (Thermal comfort) สมาคมวิศวกรทำความร้อนทำความเย็น และปรับอากาศแห่งสหรัฐอเมริกา (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, ASHRAE) ประเมินภาวะสบายอยู่ในช่วงอุณหภูมิ 20 ถึง 27 องศาเซลเซียสและความชื้นสัมพัทธ์อยู่ในช่วงร้อยละ 30 ถึง 60 [1]

เครื่องปรับอากาศโดยทั่วไปมักเป็นระบบอัดไอ (Vapor compression system) มีคอยล์เย็นทำหน้าที่ลดอุณหภูมิอากาศซึ่งเป็นภาระความร้อนสัมผัส (Sensible load) และลดความชื้นในอากาศซึ่งเป็นภาระความร้อนแฝง (Latent load) จากการกลั่นตัวของไอน้ำในอากาศที่มาสัมผัสกับผิวคอยล์เย็นในจังหวะที่คอมเพรสเซอร์ (Compressor) ทำงานโดยเมื่ออุณหภูมิของอากาศลดลงถึงค่าที่ตั้งไว้ คอมเพรสเซอร์จะหยุดทำงานโดยไม่สนใจความชื้น จึงอาจทำให้เกิดปัญหาต่างๆ เนื่องจากความชื้นสะสม เช่น เชื้อรา และความรู้สึกไม่สบายของคน [2]

สำหรับงานที่ต้องการควบคุมอุณหภูมิและความชื้นพร้อมกัน เช่น พื้นที่ที่ต้องการควบคุมให้ได้ภาวะสบาย โรงงานอุตสาหกรรมยาและอิเล็กทรอนิกส์ [3] เครื่องปรับอากาศแบบระบบอัดไอจะต้องทำความเย็นต่ำเกินกว่าอุณหภูมิที่กำหนดเพื่อดึงความชื้นออกให้ถึงระดับที่ต้องการก่อน แล้วจึงให้ความร้อนกลับเพื่อดึงอุณหภูมิขึ้นมาให้ได้ค่าที่ต้องการ ซึ่งกระบวนการนี้เรียกว่า Overcool and reheat โดยกระบวนการนี้จะต้องใช้เครื่องปรับอากาศที่มีขนาดใหญ่ อีกทั้งเป็นการสิ้นเปลืองพลังงานเป็นอย่างมาก [4]

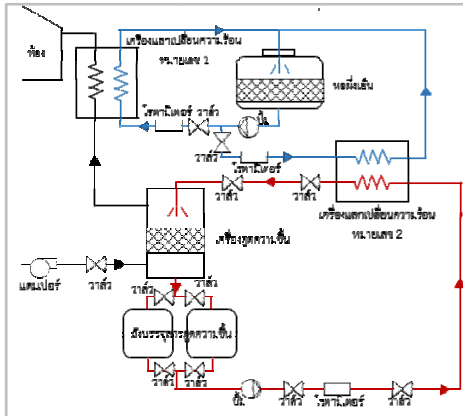
วิธีการหนึ่งที่เป็นทางเลือกที่น่าสนใจ คือ การแยกการควบคุมอุณหภูมิและความชื้นออกจากกัน โดยให้การลดอุณหภูมิอากาศเป็นหน้าที่ของเครื่องปรับอากาศ และการลดความชื้นเป็นหน้าที่ของเครื่องดูดความชื้น ซึ่งพบว่าสามารถลดการใช้พลังงานลงได้ถึงร้อยละ 35 ถึง 51 [5-9] อีกทั้งยังอาจลดขนาดเครื่องปรับอากาศลงได้ถึงครึ่งหนึ่ง [10] รวมทั้งสามารถควบคุมสภาวะในพื้นที่ปรับ

อากาศให้อยู่ในภาวะสบายได้อย่างแม่นยำอีกด้วย โดยสารดูดความชื้นที่ใช้ในเครื่องดูดความชื้นมี 2 ชนิด คือ สารดูดความชื้นชนิดของแข็ง เช่น ซิลิกาเจล โมเลกุล่าซีฟ เป็นต้น และสารดูดความชื้นชนิดของเหลว เช่น ลิเทียมคลอไรด์ แคลเซียมคลอไรด์ เป็นต้น ซึ่งสารดูดความชื้นชนิดของเหลวมีความจุในการอุ้มน้ำสูงกว่า และใช้อุณหภูมิในการไล่น้ำออกจากสารดูดความชื้นต่ำกว่า สารดูดความชื้นชนิดของแข็ง [11] ทั้งนี้ เนื่องจากแหล่งความชื้นที่เป็นภาระของระบบปรับอากาศส่วนใหญ่มาจากอากาศระบาย ดังนั้นถ้าสามารถกำจัดความชื้นในอากาศระบายก่อนเข้าห้องได้ก็จะเป็นการลดภาระของเครื่องปรับอากาศที่ตรงจุดที่สุด

ปัจจัยที่มีผลกระทบต่อสมรรถนะของระบบดูดความชื้นที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดเหลวสามารถแบ่งออกเป็น 2 ด้าน คือ ด้านกายภาพ (Physical parameters) เช่น ขนาดของเครื่องดูดความชื้น พื้นที่ผิวจำเพาะของแพ็คเกจ (Packing) และความสูงเบด และด้านการทำงาน (Operating parameters) ซึ่งสามารถแบ่งออกได้อีกเป็น 2 ด้านย่อย คือ ตัวแปรด้านอากาศ ได้แก่ อัตราการไหล อุณหภูมิ และความชื้นสัมพัทธ์ และตัวแปรด้านสารดูดความชื้น ได้แก่ อัตราการไหล อุณหภูมิ และความเข้มข้น

จากงานวิจัยที่ผ่านมาส่วนใหญ่ศึกษาในเรื่องผลกระทบของตัวแปรต่างๆ ที่มีต่อสมรรถนะของเครื่องดูดความชื้น [12-31] แต่ยังไม่มีการทบทวนหรือเปรียบเทียบตัวแปรว่ามีผลต่อสมรรถนะมากหรือน้อยกว่ากัน เพื่อนำไปใช้ในการออกแบบหรือควบคุมการทำงานของเครื่องดูดความชื้นให้เหมาะสม ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงต้องการศึกษาความไว (Sensitivity) ของตัวแปรต้นที่มีต่อสมรรถนะของกระบวนการดูดความชื้น โดยพิจารณาตัวแปรต้นด้านการทำงาน คือ ผังอากาศ ได้แก่ อัตราการไหล อุณหภูมิ และความชื้นสัมพัทธ์ และผังสารดูดความชื้น ได้แก่ อัตราการไหล อุณหภูมิ และความเข้มข้น ส่วนตัวแปรตามที่พิจารณา คือ อัตราการดูดความชื้นซึ่งเป็นสมรรถนะหลักของระบบดูดความชื้น

2. ระบบที่ใช้ในการทดลอง



รูปที่ 1 แผนผังของระบบดูดความชื้นที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดเหลว

ระบบดูดความชื้นที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดเหลวสำหรับงานวิจัยนี้มีลักษณะดังรูปที่ 1 โดยอากาศจะถูกป้อนเข้าทางด้านล่างของเครื่องดูดความชื้นด้วยพัดลมและความคุมอัตราการไหลด้วยแอมป์ ส่วนสารดูดความชื้นจะถูกพ่นลงมาจากทางด้านบนของเครื่องดูดความชื้น ทำให้อากาศและสารดูดความชื้นสัมผัสกันในทิศทางสวนทางกัน ภายในเครื่องดูดความชื้นเป็นแบบแพ็คเบด (Packedbed) สูง 0.5 เมตร ใช้แพ็คกิ้งชนิดพอลริง (Pallring) ขนาด 25 มิลลิเมตร อากาศแห้งที่ออกมาจากเครื่องดูดความชื้นจะถูกลดอุณหภูมิที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหมายเลข 1 ก่อนเข้าสู่พื้นที่ปรับอากาศ ส่วนสารดูดความชื้นหลังจากสัมผัสอากาศจะเจือจางลง และจะถูกส่งไปเก็บในถังบรรจุมวลสารดูดความชื้น เมื่อจะนำมาใช้ดูดความชื้นใหม่จะถูกลดอุณหภูมิที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหมายเลข 2 ก่อน โดยการลดอุณหภูมิที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งสองทำโดยใช้น้ำหล่อเย็นจากหอผึ่งเย็น

3. ขั้นตอนการศึกษา

สารดูดความชื้นชนิดเหลวที่ใช้ในงานวิจัยนี้ คือ สารละลายแคลเซียมคลอไรด์ (CaCl_2) ที่ความเข้มข้นร้อยละ 25, 30 และ 40 โดยมวลอัตราการไหลของสารดูดความชื้นแปรค่าอยู่ในช่วง 0.06 ถึง 0.54 ลิตรต่อชั่วโมง และอัตราการไหลของอากาศแปรค่าอยู่ในช่วง 35 ถึง 335 ลูกบาศก์ฟุตต่อนาทีที่เครื่องดูดความชื้นทำงาน 8 ชั่วโมงต่อวัน คือช่วงเวลา 8:00 ถึง 17:00 น. และทำงานภายใต้สภาวะอากาศของจังหวัดนครปฐมในช่วงเดือนธันวาคม 2555 ถึงเดือนมกราคม 2557

สมรรถนะของเครื่องดูดความชื้นที่พิจารณาในการศึกษานี้ คือ อัตราการดูดความชื้น (Moistureremovalrate) โดยจะคำนวณผ่านค่าประสิทธิภาพของกระบวนการดูดความชื้น (Moistureremovaleffectiveness) ซึ่งในงานนี้ใช้แบบจำลองรูปแบบที่เสนอโดย Chung (1994) [20, 22] ที่ได้รับการปรับปรุงชุดค่าคงที่ในแบบจำลองให้เข้ากับชุดข้อมูลการทดลองแล้วเพื่อให้สามารถทำนายได้แม่นยำ [32] ดังแสดงไว้ในสมการที่ 1 ซึ่งแบบจำลองนี้แสดงถึงความสัมพันธ์ของค่าประสิทธิภาพของกระบวนการดูดความชื้นกับตัวแปรขาเข้าต่างๆ ได้แก่ อัตราการไหลของอากาศและสารดูดความชื้น อุณหภูมิของอากาศและสารดูดความชื้น รวมทั้งตัวแปรด้านกายภาพ ได้แก่ ชนิดและขนาดของแพ็คกิ้ง และคุณสมบัติของสารดูดความชื้น

$$\alpha_{ab} = \left\{ 1 - \frac{18.95 \left(\frac{G_{a,in}}{G_{s,in}} \right)^{46.05} \exp \left[-152.68 \left(\frac{T_{a,in}}{T_{s,in}} \right) \right]}{aZ^{-4.52} X^{-293.25}} \right\} / \left\{ 1 - \frac{9.15 \exp \left[2.622 \left(\frac{T_{a,in}}{T_{s,in}} \right) \right]}{X^{2.227}} \right\} \quad (1)$$

โดย α_{ab} คือ ประสิทธิภาพของกระบวนการดูดความชื้น
 $G_{a,in}$ คือ อัตราการไหลของอากาศเข้าเครื่องดูดความชื้น (กิโลกรัมต่อวินาที)

$G_{s,in}$ คือ อัตราการไหลของสารดูดความชื้นเข้าเครื่องดูดความชื้น (กิโลกรัมต่อวินาที)

$T_{a,in}$ คือ อุณหภูมิของอากาศขาเข้าเครื่องดูดความชื้น (องศาเซลเซียส)

$T_{s,in}$ คือ อุณหภูมิของสารดูดความชื้นขาเข้าเครื่องดูดความชื้น (องศาเซลเซียส)

a คือ อัตราส่วนพื้นที่ต่อปริมาตรของแพ็คกิ้ง (ตารางเมตรต่อลูกบาศก์เมตร)

X คือ ค่าลดของควมดัน (Vapor pressure depression)

เมื่อได้ค่าประสิทธิภาพของกระบวนการดูดความชื้นแล้ว สามารถทำนายอัตราการดูดความชื้นได้ดังสมการที่ 2 [33, 34]

$$\dot{m}_{w,ab} = \dot{m}_a \alpha (w_{a,in} - w_{s,in}) \quad (2)$$

โดย $\dot{m}_{w,ab}$ คือ อัตราการดูดความชื้น (กิโลกรัมต่อวินาที)
 $\dot{m}_a$ คือ อัตราการไหลของอากาศเข้าเครื่องดูดความชื้น (กิโลกรัมต่อวินาที)
 $W_{a,in}$ คือ อัตราส่วนความชื้นของอากาศขาเข้าเครื่องดูดความชื้น (กิโลกรัมน้ำต่อกิโลกรัมอากาศแห้ง)
 $W_{s,in}$ คือ อัตราส่วนความชื้นของอากาศที่สภาวะสมดุลกับสารดูดความชื้นขาเข้าเครื่องดูดความชื้น (กิโลกรัมน้ำต่อกิโลกรัมอากาศแห้ง)

การวิเคราะห์ความไวของตัวแปรต้นที่มีผลต่อสมรรถนะของกระบวนการดูดความชื้นจะพิจารณาตัวแปรต้นด้านขาเข้าเครื่องดูดความชื้น โดยแบ่งออกเป็น 2 ส่วน คือ ส่วนของตัวแปรด้านอากาศ 3 ตัว ได้แก่ อัตราการไหล อุณหภูมิ และความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศและส่วนของตัวแปรด้านสารดูดความชื้น 3 ตัว ได้แก่ อัตราการไหล อุณหภูมิ และความเข้มข้นของสารดูดความชื้น โดยจะนำเสนอในรูปอัตราการเปลี่ยนแปลงของตัวแปรตามเมื่อเทียบกับการเปลี่ยนแปลงของตัวแปรต้น ซึ่งสภาวะฐาน (Baseline condition) ในการวิเคราะห์เลือกใช้ค่ากลางของช่วงของตัวแปรในการทดลองดังแสดงในตารางที่ 1 โดยการพิจารณาความไวจะทำโดยการแปรค่าตัวแปรต้นจากสภาวะกรณีฐานเพิ่มขึ้นและลดลงร้อยละ 30 และใช้สมการที่ 1 และ 2 ในการทำนายอัตราการดูดความชื้น จากนั้นนำมาวิเคราะห์แนวโน้มโดยการพิจารณาเป็นเชิงเส้น และสังเกตเปอร์เซ็นต์การเปลี่ยนแปลงของตัวแปรตามเทียบกับเปอร์เซ็นต์การเปลี่ยนแปลงของตัวแปรต้นโดยพิจารณาเฉพาะขนาด

ตารางที่ 1 สภาวะฐานของตัวแปรต้นในการวิเคราะห์

อากาศ	อัตราการไหล ($\dot{m}_a$)	92.5 CFM
	อุณหภูมิ ($T_{a,in}$)	33.7°C
	ความชื้นสัมพัทธ์ (RH)	56.08%RH
สารดูดความชื้น	อัตราการไหล ($\dot{m}_s$)	0.3 LPH
	อุณหภูมิ ($T_{s,in}$)	35.1°C
	ความเข้มข้น (ξ)	32.5%

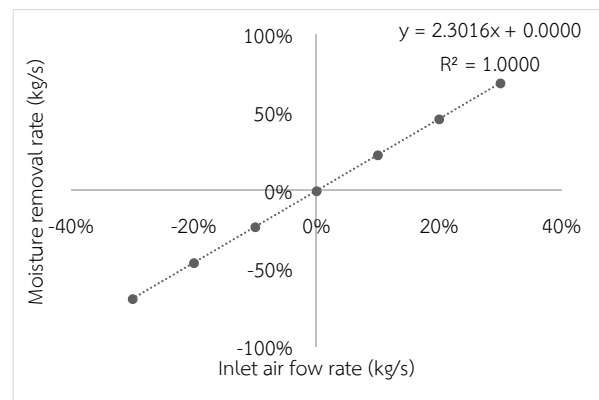
4. ผลการศึกษาและวิเคราะห์ผลการศึกษา

การวิเคราะห์ความไวของตัวแปรต้นที่มีผลต่อสมรรถนะของเครื่องดูดความชื้นจากรูปที่ 2 ถึง 4 เป็นการพิจารณาฝั่งอากาศ จากรูปที่ 2 ได้มีการแปรค่าอัตรา

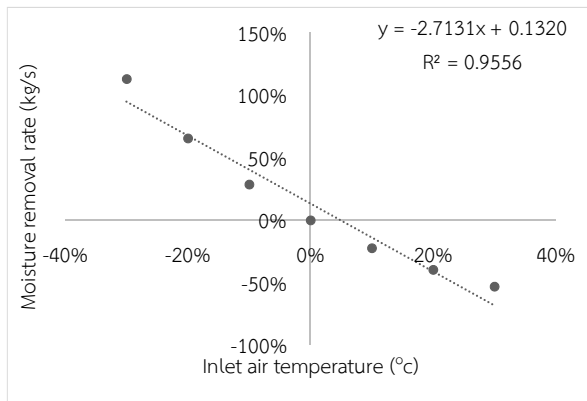
การไหลของอากาศในช่วง 35 ถึง 335 ลูกบาศก์ฟุตต่อวินาที พบว่าเมื่ออัตราการไหลของอากาศเพิ่มขึ้นอัตราการดูดความชื้นจะเพิ่มขึ้น เนื่องจากการเพิ่มปริมาณความชื้นเข้าสู่ระบบ และเป็นการเพิ่มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลระหว่างอากาศและสารดูดความชื้น [16, 26, 30, 31, 35, 36, 37, 38, 39] โดยค่าอัตราการเปลี่ยนแปลงของตัวแปรตามเทียบกับการเปลี่ยนแปลงของตัวแปรต้นมีค่าเท่ากับ $|2.302\%|:1\%$

จากรูปที่ 3 เมื่ออุณหภูมิอากาศขาเข้าเครื่องดูดความชื้นเพิ่มขึ้น อัตราการดูดความชื้นจะลดลง เนื่องจากความร้อนจากอากาศถูกถ่ายเทไปยังสารดูดความชื้น ทำให้ความดันไอย่อยของอากาศที่ผิวหน้าของสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น และแรงขับเคลื่อนในการถ่ายเทความชื้นลดลง [13, 30, 35, 40] โดยพบว่าค่าอัตราการเปลี่ยนแปลงของตัวแปรตามเทียบกับการเปลี่ยนแปลงของตัวแปรต้นเท่ากับ $|-2.713\%|:1\%$

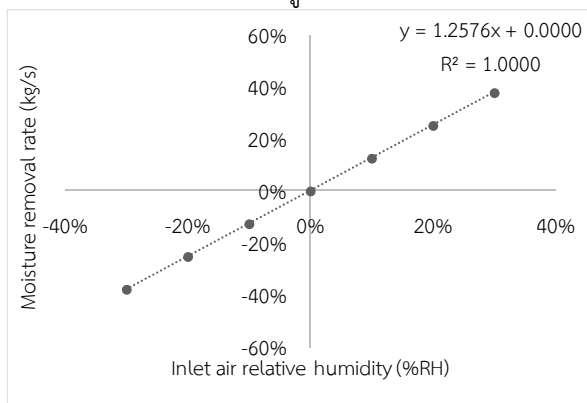
จากรูปที่ 4 เมื่อความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศขาเข้าเครื่องดูดความชื้นเพิ่มขึ้น อัตราการดูดความชื้นจะเพิ่มขึ้น เนื่องจากมีความชื้นเข้าสู่ระบบมากขึ้น ทำให้ความดันไอย่อยของอากาศเพิ่มขึ้น และเพิ่มอัตราการถ่ายเทมวลของไอน้ำระหว่างอากาศและสารดูดความชื้น [13, 16, 26, 30, 35, 41, 42] โดยพบว่าค่าอัตราการเปลี่ยนแปลงของตัวแปรตามเทียบกับการเปลี่ยนแปลงของตัวแปรต้นเท่ากับ $|1.258\%|:1\%$



รูปที่ 2 การวิเคราะห์ความไวของอัตราการไหลของอากาศต่ออัตราการดูดความชื้น



รูปที่ 3 การวิเคราะห์ความไวของอุณหภูมิของอากาศต่ออัตราการดูดความชื้น

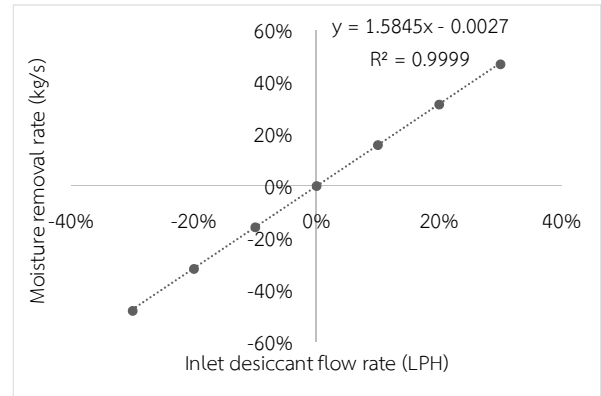


รูปที่ 4 การวิเคราะห์ความไวของความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศต่ออัตราการดูดความชื้น

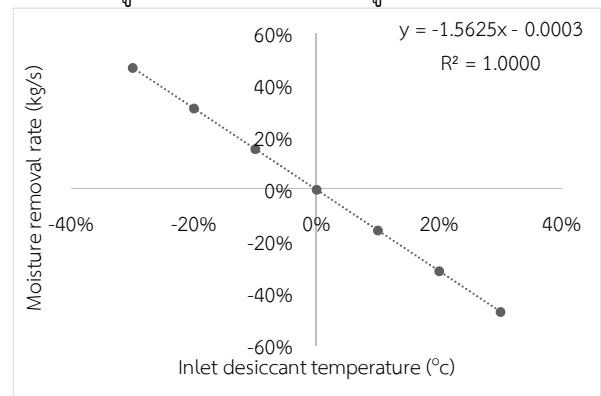
รูปที่ 5 ถึง 7 แสดงผลการวิเคราะห์ความไวของตัวแปรต้นฝั่งสารดูดความชื้นที่มีต่อสมรรถนะของกระบวนการดูดความชื้น จากรูปที่ 5 ได้มีการแปรค่าอัตราการไหลของสารดูดความชื้นในช่วง 0.06 ถึง 0.54 ลิตรต่อชั่วโมง พบว่าเมื่ออัตราการไหลของสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้นอัตราการดูดความชื้นจะเพิ่มขึ้น เนื่องจากปริมาณสารดูดความชื้นที่เข้าสู่ระบบเพิ่มขึ้น และอัตราการถ่ายเทมวลและความร้อนระหว่างอากาศกับสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น [13, 16, 17, 22, 30, 35, 38, 39] โดยมีค่าอัตราการเปลี่ยนแปลงของตัวแปรตามเทียบกับการเปลี่ยนแปลงของตัวแปรต้นเท่ากับ $|1.585\%|:1\%$

จากรูปที่ 6 เมื่ออุณหภูมิของสารดูดความชื้นขาเข้าเพิ่มขึ้น อัตราการดูดความชื้นจะลดลง เนื่องจากความดันไอที่ผิวหน้าของสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น ทำให้อัตราการถ่ายเทมวลของไอน้ำเข้าสู่สารดูดความชื้นลดลง [35, 39, 42] โดยพบว่ามีค่าอัตราการเปลี่ยนแปลงของตัวแปรตามเทียบกับการเปลี่ยนแปลงของตัวแปรต้นเท่ากับ $|-1.563\%|:1\%$

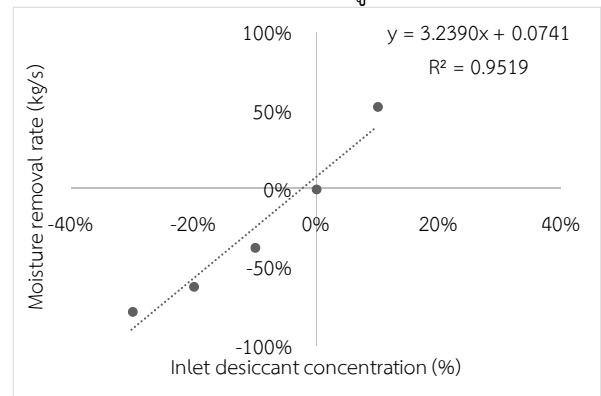
จากรูปที่ 7 เมื่อความเข้มข้นของสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น อัตราการดูดความชื้นจะเพิ่มขึ้น เนื่องจากความดันไอที่ผิวหน้าของสารดูดความชื้นลดลง ทำให้อัตราการถ่ายเทมวลระหว่างอากาศและสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น [13, 16, 26, 30, 35, 36, 38, 39, 40] โดยพบว่ามีค่าอัตราการเปลี่ยนแปลงของตัวแปรตามเทียบกับการเปลี่ยนแปลงของตัวแปรต้นเท่ากับ $|3.239\%|:1\%$



รูปที่ 5 การวิเคราะห์ความไวของอัตราการไหลของสารดูดความชื้นต่ออัตราการดูดความชื้น



รูปที่ 6 การวิเคราะห์ความไวของอุณหภูมิของสารดูดความชื้นต่ออัตราการดูดความชื้น



รูปที่ 7 การวิเคราะห์ความไวของความเข้มข้นของสารดูดความชื้นต่ออัตราการดูดความชื้น

ตารางที่ 2 แสดงผลสรุปภาพรวมการวิเคราะห์ความไวของตัวแปรต้นที่มีผลต่อสมรรถนะของเครื่องดูดความชื้น โดยเรียงลำดับจากตัวแปรต้นที่มีความไวมากที่สุดไปหาตัวแปรต้นที่มีความไวน้อยที่สุดได้เป็น ความเข้มข้นของสารดูดความชื้น อุณหภูมิของอากาศ อัตราการไหลของอากาศ อัตราการไหลของสารดูดความชื้น อุณหภูมิของสารดูดความชื้น และความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ ตามลำดับ แต่ในการทำงานจริงของระบบดูดความชื้นนั้นตัวแปรด้านอากาศเป็นตัวแปรที่ไม่สามารถควบคุมได้ เนื่องจากเป็นสภาวะอากาศจริง ดังนั้นในการออกแบบหรือควบคุมการทำงานของเครื่องดูดความชื้นควรให้ความสำคัญกับความเข้มข้นของสารดูดความชื้น อัตราการไหลของสารดูดความชื้น และอุณหภูมิของสารดูดความชื้น เป็นหลัก

ตารางที่ 2 สรุปการวิเคราะห์ความไวของตัวแปรต้นที่มีผลต่อสมรรถนะของเครื่องดูดความชื้น

ตัวแปรต้น	ความไว (Sensitivity)
1. ความเข้มข้นของสารดูดความชื้น	3.239% :1%
2. อุณหภูมิของอากาศ	-2.713 :1%
3. อัตราการไหลของอากาศ	2.302% :1%
4. อัตราการไหลของสารดูดความชื้น	1.585% :1%
5. อุณหภูมิของสารดูดความชื้น	-1.563% :1%
6. ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ	1.257% :1%

5. สรุป

จากการศึกษาความไวของตัวแปรต้นที่มีต่อสมรรถนะของเครื่องดูดความชื้นที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดเหลว พบว่าตัวแปรที่มีความไวต่ออัตราการดูดความชื้นมากที่สุด คือ ความเข้มข้นของสารดูดความชื้น ตามด้วยกลุ่มตัวแปรด้านอากาศ แต่ในการทำงานจริงตัวแปรด้านอากาศไม่สามารถควบคุมได้เนื่องจากเป็นสภาวะอากาศจริง ดังนั้นจึงควรให้ความสำคัญกับตัวแปรด้านสารดูดความชื้นซึ่งได้แก่ ความเข้มข้น อัตราการไหล และอุณหภูมิ ตามลำดับ โดยมีค่าอัตราการเปลี่ยนแปลงของตัวแปรตามเทียบกับการเปลี่ยนแปลงของตัวแปรต้นเท่ากับ|3.239%|:1%,|1.585%|:1%และ|-1.563%|:1%

ตามลำดับ เพื่อให้สามารถออกแบบหรือควบคุมการทำงานของเครื่องดูดความชื้นได้อย่างเหมาะสม

6. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์และเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยศิลปากร จังหวัดนครปฐม ที่เป็นผู้ให้ทุนในการพัฒนาระบบและดำเนินงานวิจัยนี้

7. เอกสารอ้างอิง

- [1] ASHRAE (2004). *ANSI/ASHRAE Standard 55-2004: Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*, American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, Georgia, USA.
- [2] Katejanekarn, T. and Kumar, S. (2008). Performance of a solar-regenerated liquid desiccant ventilation pre-conditioning system, *Energy and Buildings*, vol. 40(7), 2008, pp. 1252–1267.
- [3] สมฤทัย น้อมชอบ และ ธนาวิทย์ สีโนทก (2554). *การทดสอบสมรรถนะของกระบวนการดูดความชื้นและกระบวนการระเหยน้ำของระบบดูดความชื้นอากาศที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดเหลว*, นครปฐม: ปริญญาานิพนธ์ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์และเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยศิลปากร.
- [4] Katejanekarn, T. (2008). *A Liquid Desiccant Air Conditioning System for Buildings in Hot and Humid Climates*, Doctoral dissertation, School of Environmental, Resources and Development, Asian Institute of Technology, Pathumthani, Thailand.
- [5] Mei, L. and Dai, Y.J. (2008). A technical review on use of liquid-desiccant dehumidification for air-conditioning application, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 12(3), April 2008, pp. 662–689.
- [6] Kim, M.H., Park, J.S. and Jeong, J.W. (2013). Energy saving potential of liquid desiccant in evaporative-cooling-assisted 100% outdoor air

- system, *Energy*, vol. 59, September 2013, pp. 726–736.
- [7] Ling, J., Hwang, Y. and Radermacher, R. (2010). Theoretical study on separate sensible and latent cooling air-conditioning system, *International Journal of Refrigeration*, vol. 33(3), May 2010, pp. 510–520.
- [8] Han, X. and Zhang, X. (2011). Experimental study on a residential temperature–humidity separate control air-conditioner, *Energy and Buildings*, vol. 43, pp. 3584–3591.
- [9] Niu, J.L., Zhang, L.Z. and Zuo, H.G. (2002). Energy savings potential of chilled-ceiling combined with desiccant cooling in hot and humid climates, *Energy and Buildings*, vol. 34, June 2002, pp. 487–495.
- [10] ทสพลเขตเจนการ (2554). สมรรถนะของระบบดูดความชื้นอากาศด้วยสารดูดความชื้นชนิดเหลวที่ใช้สารละลายแคลเซียมคลอไรด์, *การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 25*, จังหวัดกระบี่.
- [11] ASHRAE (2013). *ASHRAE Handbook-Fundamentals*, American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, Georgia, USA.
- [12] ทสพล เขตเจนการ และ วัทัญญ พันธ์นวงศ์ (2555). ผลกระทบของตัวแปรต้นต่อสมรรถนะของกระบวนการดูดความชื้นอากาศที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดเหลว, *การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 26*, จังหวัดเชียงราย.
- [13] Patnaik, S., Lenz, T.G. and Löf, G.O.G. (1990). Performance studies for an experimental solar open-cycle liquid desiccant air dehumidification system, *Solar Energy*, vol. 3, pp. 123–135.
- [14] Kamal, A.M.A. and Abdalla, N. (2012). Moisture removal rate in a solar powered liquid desiccant air conditioning system, paper presented in *The Asian Conference on Sustainability, Energy and the Environment 2012*, Osaka, Japan.
- [15] Jain, S. and Bansal, P.K. (2007). Performance analysis of liquid desiccant dehumidification systems, *International Journal of Refrigeration*, vol. 30(5), August 2007, pp. 861–872.
- [16] Fumo, N. and Goswami, D.Y. (2002). Study of an aqueous lithium chloride desiccant system: air dehumidification and desiccant regeneration, *Solar Energy*, vol. 72(4), April 2002, pp. 351–361.
- [17] Shyu, R.J., Kuo, C.L. and Chen, L.C. (1989). The performance of a packed bed dehumidifier for solar liquid desiccant systems, paper presented in *the 11th Annual ASME Solar Energy Conference 1989*, San Diego, California, USA.
- [18] Kavasogullari, S., Gandhidasan, P., Ertas, A. and Anderson, E.E. (1991). Performance of CaCl_2 and LiCl liquid desiccants in a dehumidifying packed tower, *Research Gate*, vol. 36, January 1991, pp. 45–49.
- [19] Sadasivam, M. and Balakrishnan, A.R. (1991). Analysis of thermal effects in packed bed liquid desiccant dehumidifiers, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, vol. 30, September 1991, pp. 79–85.
- [20] Chung, T.W. (1994). Predictions of moisture removal efficiencies for packed-bed dehumidification systems, *Gas Separation and Purification*, vol. 8(4), pp. 265–268.
- [21] Chung, T.W. and Wu, H. (2000). Comparison between spray towers with and without fin coils for air dehumidification using Triethylene Glycol solutions and development of the mass-transfer correlations, *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 39(6), June 2000, pp. 2076–2084.
- [22] Chung, T.W., Ghosh, T.K. and Hines, A.L. (1993). Dehumidification of air by aqueous Lithium Chloride in a packed column, *Separation Science and Technology*, vol. 28(1–3), January 1993, pp. 533–550.

- [23] Chung, T.W., Ghosh, T.K. and Hines, A.L. (1996). Comparison between random and structured packings for dehumidification of air by Lithium Chloride solutions in a packed column and their heat and mass transfer correlations, *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 35(1), January 1996, pp. 192–198.
- [24] Radhwan, A.M., Gari, H.N. and Elsayed, M.M. (1993). Parametric study of a packed bed dehumidifier/regenerator using CaCl_2 liquid desiccant, *Renewable Energy*, vol. 3, February 1993, pp. 49–60.
- [25] Martin, V. and Goswami, D.Y. (2000). Effectiveness of heat and mass transfer processes in a packed bed liquid desiccant dehumidifier/regenerator, *HVAC&R Research*, vol. 6(1), January 2000, pp. 21–39.
- [26] Öberg, V. and Goswami, D.Y. (1998). Experimental study of the heat and mass transfer in a packed bed liquid desiccant air dehumidifier, *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 120(4), November 1998, pp. 289–297.
- [27] Abdul-Wahab, S.A., Zurigat, Y.H. and Abu-Arabi, M.K. (2004). Predictions of moisture removal rate and dehumidification effectiveness for structured liquid desiccant air dehumidifier, *Energy*, vol. 29(1), January 2004, pp. 19–34.
- [28] Chen, X.Y., Li, Z., Jiang, Y. and Qu, K.Y. (2006). Analytical solution of adiabatic heat and mass transfer process in packed-type liquid desiccant equipment and its application, *Solar Energy*, vol. 80, November 2006, pp. 1509–1516.
- [29] Chengqin, R., Yi, J. and Yianpin, Z. (2006). Simplified analysis of coupled heat and mass transfer processes in packed bed liquid desiccant-air contact system, *Solar Energy*, vol. 80(1), January 2006, pp. 121–131.
- [30] Moon, C.G., Bansal, P.K. and Jain, S. (2009). New mass transfer performance data of a cross-flow liquid desiccant dehumidification system, *International Journal of Refrigeration*, vol. 32(3), May 2009, pp. 524–533.
- [31] Zhang, L., Hihara, E., Matsuoka, F. and Dang, C. (2010). Experimental analysis of mass transfer in adiabatic structured packing dehumidifier/regenerator with liquid desiccant, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 53(13–14), June 2010, pp. 2856–2863.
- [32] ทศพล เขตเจนการ และ ศุภมาศ วิชัยสินธุ์ (2555). การปรับปรุงแบบจำลองในการทำนายประสิทธิภาพของกระบวนการดูดความชื้นอากาศ, *การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 26*, จังหวัดเชียงราย.
- [33] Katejanekarn, T. (2008). *A Liquid Desiccant Air Conditioning System*, LAP Lambert Academic Publishing, Saarbrücken, Germany.
- [34] Katejanekarn, T., Chirarattananon, S. and Kumar, S. (2009). An experimental study of a solar-regenerated liquid desiccant ventilation pre-conditioning system, *Solar Energy*, vol. 83(6), June 2009, pp. 920–933.
- [35] Koronaki, I.P., Christodoulaki, R.I., Papaefthimiou, V.D. and Rogdakis, E.D. (2013). Thermodynamic analysis of a counter flow adiabatic dehumidifier with different liquid desiccant materials, *Applied Thermal Engineering*, January 2013, vol. 50, pp. 361–373.
- [36] Zurigat, Y.H., Abu-Arabi, M.K. and Abdul-Wahab, S.A. (2004). Air dehumidification by triethylene glycol desiccant in a packed column, *Energy Conversion Management*, vol. 45(1), January 2004, pp. 141–155.
- [37] Elsarrag, E. (2006). Dehumidification of air by chemical liquid desiccant in a packed column and its heat and mass transfer effectiveness, *HVAC&R Research*, vol. 12(1), January 2006, pp. 3–16.
- [38] Liu, X.H., Zhang, Y., Qu, K.Y. and Jiang, Y. (2006). Experimental study on mass transfer performances of cross flow dehumidifier

using liquid desiccant, *Energy Conversation Management*, vol. 47(15–16), September 2006, pp. 2682–2692.

[39] Bassuoni, M.M. (2011). An experimental study of structured packing dehumidifier/regenerator operating with liquid desiccant, *Energy*, vol. 36(5), May 2011, pp. 2628–2638.

[40] Abdul-Wahab, S.A., Abu-Arabi, M.K. and Zurigat, Y.H. (2004). Effect of structured packing density on performance of air dehumidifier, *Energy Conversation Management*, vol. 45(15–16), September 2004, pp. 2539–2552.

[41] Elsarrag, E. (2007). Moisture removal rate for air dehumidification by triethylene glycol in a structured packed column, *Energy Conversation Management*, vol. 48(1), January 2007, pp. 327–332.

[42] Liu, X.H., Qu, K.Y. and Jiang, Y. (2006). Empirical correlations to predict the performance of the dehumidifier using liquid desiccant in heat and mass transfer, *Renewable Energy*, vol. 31(10), August 2006, pp. 1627–1639.