



รายงานฉบับสมบูรณ์

โครงการ

“ระบบปรับอากาศแบบลดอุณหภูมิเข้าใกล้จุดน้ำค้างโดยใช้สารดูด
ความชื้นร่วมด้วย”

โดย อาทิตย์ คุณศรีสุข และคณะ

เมษายน 2561

รายงานฉบับสมบูรณ์
โครงการ
“ระบบปรับอากาศแบบลดอุณหภูมิเข้าใกล้จุดน้ำค้างโดยใช้สารดูด
ความชื้นร่วมด้วย”

คณะผู้วิจัย	สังกัด
1. ผศ.ดร.อาทิตย์ คุณศรีสุข	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
2. นายธนากร กมลแสน	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
3. นายฤทธิรงค์ สมสนุก	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

สนับสนุนโดยสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย (สกว.)

และการไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย (กฟผ.)

(ความเห็นในรายงานนี้เป็นของผู้วิจัย สกว.ไม่จำเป็นต้องเห็นด้วยเสมอไป)

สารบัญ

รายการ	หน้า
คำอธิบายสัญลักษณ์	1
บทสรุปผู้บริหาร	8
บทคัดย่อ	12
1. บทนำ	15
2. การทบทวนวรรณกรรมที่เกี่ยวข้อง	16
3. การจำลองระบบปรับอากาศแบบอัดไอ แบบ absorption และแบบ adsorption	17
3.1 การจำลองอาคาร 7-Eleven	17
3.2 การคำนวณ cooling load ที่อาคารต้องการตลอดปี	19
3.3 การจำลองระบบปรับอากาศแบบอัดไอสำหรับอาคาร	21
3.4 การจำลองระบบปรับอากาศแบบ absorption และแบบ adsorption	31
3.4.1 ส่วนประกอบและหลักการทำงานของระบบ absorption	31
3.4.2 ส่วนประกอบและหลักการทำงานของระบบ adsorption	32
3.5 การจำลองระบบปรับอากาศแบบ absorption และแบบ adsorption สำหรับ 7-Eleven ที่ใช้เครื่องทำน้ำร้อนพลังแสงอาทิตย์แบบหลอดแก้วสุญญากาศเป็นแหล่งความร้อน	34
3.6 การจำลองระบบปรับอากาศแบบ absorption และแบบ adsorption สำหรับ 7-Eleven ที่ใช้เครื่องทำน้ำร้อนพลังแสงอาทิตย์แบบแผ่นเรียบเป็นแหล่งความร้อน	35
3.7 การจำลองระบบปรับอากาศแบบ absorption และแบบ adsorption สำหรับ 7-Eleven ที่ใช้หม้อไอน้ำที่ใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิง	36
3.8 การจำลองระบบปรับอากาศแบบ absorption และแบบ adsorption สำหรับ 7-Eleven ที่ใช้ฮีตเตอร์ไฟฟ้าเป็นแหล่งความร้อน	38
3.9 ความเป็นไปได้ของการใช้งานระบบปรับอากาศแบบ absorption และแบบ adsorption	

สำหรับ 7-Eleven	40
4. ระบบปรับอากาศแบบลดอุณหภูมิเข้าใกล้จุดน้ำค้างโดยใช้	
สารดูดความชื้นร่วมด้วย	41
4.1 ขั้นตอนการทำงานของระบบ dehumidification loop	42
4.2 แบบจำลองคณิตศาสตร์	43
4.2.1 แบบจำลองคณิตศาสตร์สำหรับ dehumidifier และ regenerator	43
4.2.2 แบบจำลองคณิตศาสตร์สำหรับ dew-point cooler	47
4.3 ผลการจำลอง	50
4.4 การออกแบบชุดต้นแบบ	55
5. ชุดต้นแบบระบบปรับอากาศแบบลดอุณหภูมิเข้าใกล้อุณหภูมิจุดน้ำค้างโดย	
ใช้สารดูดความชื้นร่วมด้วย (dew-point air-conditioning associated with desiccant)	59
5.1 การสร้างชุดต้นแบบระบบปรับอากาศแบบ dew-point air-conditioning	
associated with desiccant (DPAC)	59
5.1.1 Dehumidification unit (DU)	60
5.1.2 Dew-point evaporative cooler (DPEC)	65
5.2 เครื่องมือวัด	67
5.2.1 การวัดอุณหภูมิ	67
5.2.2 การวัดอัตราการไหล	70
5.2.3 การวัดปริมาณไฟฟ้าที่ใช้	71
5.2.4 การวัดความชื้น	72
5.3 ระบบควบคุม	75
5.4 สารดูดความชื้น	76
5.5 ห้องทดสอบ	77
5.6 Multi-stage dehumidifier	78
5.7 พารามิเตอร์สำหรับประเมินสมรรถนะ	81
5.8 สภาวะอากาศที่ใช้ในการทดสอบ	83
6. ผลการทดสอบชุดต้นแบบระบบ DPAC และการอภิปราย	86
6.1 ผลการทดสอบชุดต้นแบบ model 1	86
6.1.1 การทดลองแบบ single-stage dehumidifier	86
6.1.2 การทดลองแบบ multi-stage dehumidifier ที่ DU เป็นแบบ direct และ	
indirect dehumidifier core	95

6.2 ผลการทดสอบชุดต้นแบบ model 2	103
6.2.1 การทดลองแบบ multi-stage dehumidifier โดยที่ DU เป็นแบบ direct dehumidifier core ทั้งสอง stages	104
6.2.2 การทดลองแบบติดตั้ง direct dehumidifier เพื่อลดความชื้น working air	108
6.3 ผลการทดสอบชุดต้นแบบ model 3	111
6.3.1 การทดลองแบบติดตั้ง DPEC เพื่อลดอุณหภูมิ working air	111
6.3.2 การทดลองแบบใช้ return air เป็น process air	118
6.4 ผลการทดสอบชุดต้นแบบ model 4	120
6.4.1 การทดลองแบบใช้ return air เป็น process air	125
6.4.2 การทดลองแบบใช้อากาศภายนอกเป็น process air	129
6.5 การประเมิน COP ของชุดต้นแบบระบบ DPAC	132
6.6 งบประมาณสำหรับสร้างระบบ DPAC	138
6.7 ปัญหาที่พบในการทดลอง	139
6.8 การทดสอบเพื่อหาแนวทางลดความซับซ้อนของระบบ	140
6.8.1 การใช้ระบบ DPEC แบบไม่มีส่วนควบคุมความชื้น	140
6.8.2 การใช้ระบบ hybrid ที่ประกอบด้วยระบบปรับอากาศแบบอัดไอทำงานร่วมกับระบบ DPEC	141
7. สรุปผลการวิจัย	148
8. แนวทางการดำเนินงานวิจัยต่อไป	149
9. เอกสารอ้างอิง	155
ภาคผนวก	160
ภาคผนวก ก อุปกรณ์ในชุดทดลอง	161
ภาคผนวก ข ตารางเปรียบเทียบวัตถุประสงค์ กิจกรรมที่วางแผนไว้ และกิจกรรมที่ดำเนินการมาและผลที่ได้รับตลอดโครงการ	163
ภาคผนวก ค คุณสมบัติของโพรแทสเซียมฟอर्मเมท	165
ภาคผนวก ง บทความที่ได้จากงานวิจัย	169
ภาคผนวก จ รายละเอียดการจำลองระบบปรับอากาศแบบ absorption และแบบ adsorption	171

คำอธิบายสัญลักษณ์

A	=	พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนและความชื้นที่ cooling core (m ²), พื้นที่ (m ²)
A_{coll}	=	พื้นที่ ETSC (m ²)
A_m	=	พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนและความชื้นระหว่างอากาศกับ desiccant ที่ dehumidifier core หรือ regeneration core (m ²)
c_p	=	specific heat capacity at constant pressure ของของไหล (J/kg.K)
$Capacity_{Rate}$	=	อัตราการทำความเย็น (kJ/h)
COP	=	สัมประสิทธิ์สมรรถนะ
D_0	=	binary diffusion coefficient of vapor in air = 2.46×10^{-5} m ² /s
D_{AB}	=	mass diffusion coefficient (m ² /s)
D_h	=	hydraulic diameter (m)
DPAC	=	dew-point air-conditioning system associated with desiccant
DPEC	=	dew-point evaporative cooler
DU	=	dehumidification unit
E	=	พลังงานไฟฟ้าที่ระบบใช้ (MW/h)
ETC	=	Evacuated tube solar collectors
f	=	Fraction (0...1)
$f_{DesignEnergyInput}$	=	ตัวประกอบของพลังงานที่จ่ายให้กับอุปกรณ์ (0...1)
FPC	=	Flat plate solar collectors
H	=	Henry's law constant ของ desiccant (wt.%)
h	=	convection heat transfer coefficient ของของไหล (W/m ² K)

h_1 = convection heat transfer coefficient ใน dry channel ของ cooling core (W/m²K)

h_2 = convection heat transfer coefficient ใน wet channel ของ cooling core (W/m²K)

h_a = convection heat transfer coefficient ของอากาศที่ dehumidifier core หรือ regeneration core (W/m²K)

$h_{a,in}$ = specific enthalpy ของอากาศที่ไหลเข้า dehumidifier core หรือ regeneration core (J/kg)

$h_{a,out}$ = specific enthalpy ของอากาศที่ไหลออก dehumidifier core หรือ regeneration core (J/kg)

H_c = ความสูงของ channel (m)

H_{CHKO_2} = Henry's law constant ของ potassium formate (CHKO₂)

h_i = specific enthalpy ของ inlet air (kJ/kg)

h_s = specific enthalpy ของ supply air (kJ/kg)

h_m = convective mass transfer coefficient ของของไหล (m/s)

$h_{m,a}$ = convective mass transfer coefficient ของอากาศที่ dehumidifier core หรือ regeneration core (m/s)

$h_{m,sol}$ = convective mass transfer coefficient ของ desiccant ที่ dehumidifier core หรือ regeneration core (m/s)

h_{sol} = convection heat transfer coefficient ของ desiccant ที่ dehumidifier core หรือ regeneration core (W/m²K)

$h_{sol,in}$ = specific enthalpy ของ desiccant ที่เข้า dehumidifier core หรือ regeneration core (J/kg)

$h_{sol,out}$ = specific enthalpy ของ desiccant ที่ออก dehumidifier core หรือ regeneration core (J/kg)

$i_{a,f1}$ = specific enthalpy ของอากาศใน dry channel ของ cooling core (J/kg)

$i_{a,f2}$ = specific enthalpy ของอากาศใน wet channel ของ cooling core (J/kg)

k = thermal conductivity ของ desiccant (W/mK)

k_{wall} = thermal conductivity ของผนัง cooling core (W/mK)

L = ความยาวของ channel สำหรับแลกเปลี่ยนความร้อนและความชื้นระหว่างอากาศกับ desiccant ที่ dehumidifier core หรือ regeneration core (m)

L_{th} = thermal entry length (m)

Le = Lewis number (-)

m = อัตราการกลั่นหรือระเหยของมวลของความชื้นในอากาศที่ dehumidifier core หรือมวลของน้ำใน desiccant ที่ระเหยสู่อากาศที่ regeneration core (kg/s)

$\dot{m}$ = อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ (kg/s)

$m_{a,f1}$ = air mass flow rate ใน dry channel ของ cooling core (kg/s)

$m_{a,f2}$ = air mass flow rate ใน wet channel ของ cooling core (kg/s)

$\dot{m}_{\square}$ = อัตราการไหลเชิงมวล ของอากาศที่ผ่าน dehumidifier core หรือ regeneration core (kg/s)

$\dot{m}_{\square\square\square}$ = อัตราการไหลเชิงมวล ของ desiccant ที่ผ่าน dehumidifier core หรือ regeneration core (kg/s)

Nu = Nusselt number (-)

$p_{v,a}$ = ความดันไอของอากาศ (Pa)

$p_{v,sol}$ = ความดันไอของ desiccant (Pa)

Pr = Prandtl number (-)

$\dot{Q}$ = cooling capacity (kW)

$\dot{Q}, \dot{q}$ = heat (kW)

Q_1 = heat transfer จาก dry channel ของ cooling core (W)

Q_2 = heat transfer จาก wet channel ของ cooling core (W)

Q_l = heat transfer ที่แลกเปลี่ยนที่ cooling core (W)

q_a = พลังงานความร้อนที่อากาศได้รับหรือถ่ายเทให้แก่ desiccant ที่ dehumidifier core หรือ regeneration core (W)

q_{sol} = พลังงานความร้อนที่ desiccant ได้รับหรือถ่ายเทที่ dehumidifier core หรือ regeneration core (W)

R_w = Gas constant for water (J/kg.K)

Re = Reynolds number (-)

RACU = recirculating air-conditioning unit

T_a = อุณหภูมิอากาศ (K)

$T_{a,in}$ = อุณหภูมิอากาศเข้า dehumidifier core หรือ regeneration core (K)

$T_{db,amb}$ = อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศทางเข้า ($^{\circ}\text{C}$)

$T_{wb,amb}$ = อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศทางเข้า ($^{\circ}\text{C}$)

$T_{db,s}$ = อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศ supply air ($^{\circ}\text{C}$)

$t_{a,f1}$ = อุณหภูมิอากาศใน dry channel ของ cooling core ($^{\circ}\text{C}$)

$t_{a,f2}$ = อุณหภูมิอากาศใน wet channel ของ cooling core ($^{\circ}\text{C}$)

$t_{db,1}$ = อุณหภูมิ dry-bulb อากาศที่ทางเข้า cooling core ($^{\circ}\text{C}$)

$t_{db,2}$ = อุณหภูมิ dry-bulb อากาศที่ทางออก cooling core ($^{\circ}\text{C}$)

$t_{dp,1}$ = อุณหภูมิ dew-point อากาศที่ทางเข้า cooling core ($^{\circ}\text{C}$)

T_{in}	=	อุณหภูมิน้ำเข้า (°C)
T_{out}	=	อุณหภูมิน้ำออก (°C)
T_{set}	=	อุณหภูมิที่กำหนด (°C)
T_{sol}	=	อุณหภูมิ desiccant (K)
$T_{sol,in}$	=	อุณหภูมิ desiccant เข้า dehumidifier core หรือ regeneration core (K)
$T_{sol,out}$	=	อุณหภูมิ desiccant ที่ออกจาก dehumidifier core หรือ regeneration core (K)
t_{sol}	=	อุณหภูมิ desiccant (°C)
t_w	=	อุณหภูมิน้ำใน cooling core (°C)
$t_{wb,1}$	=	อุณหภูมิ wet-bulb อากาศที่ทางเข้า cooling core (°C)
U	=	Overall heat transfer coefficient (W/m ² K)
u	=	ความเร็วของของไหล (m/s)
$\dot{W}$	=	กำลังไฟฟ้าที่ระบบใช้ (kW)
$W_{a,f2}$	=	humidity ratio ของอากาศที่ wet channel ใน cooling core (kg of moisture/kg of dry air)
W_c	=	ความกว้างของ channel (m)
X_{sol}	=	ความเข้มข้นของ desiccant (-)
x	=	ระยะจากทางเข้าถึงตำแหน่งที่พิจารณา (ท)

Greek symbols

α	=	thermal diffusivity ของของไหล (m ² /s)
δ_{wall}	=	ความหนาผนัง cooling core (m)
ε_d	=	dehumidifier effectiveness

ε_{dp}	=	dew-point effectiveness
ε_{wb}	=	wet-bulb effectiveness
γ	=	water latent heat of vaporization (J/kg)
μ, μ_b	=	dynamic viscosity ของของไหลที่ประเมินที่อุณหภูมิของของไหล (Pa.s)
μ_w	=	dynamic viscosity ของของไหลที่มีประเมินที่อุณหภูมิเท่ากับผนัง (Pa.s)
ω	=	humidity ratio ของอากาศ (kg of moisture/kg of dry air)
ρ	=	density ของของไหล (kg/m ³)
$\rho_{w,a2}$	=	density ของน้ำใน cooling core (kg/m ³)
$\rho_{a,f2}$	=	density ของอากาศใน cooling core (kg/m ³)
ρ_{sol}	=	ความหนาแน่นของสารดูดความชื้น (kg/m ³)
ω_{amb}	=	ความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศทางเข้า (g/kg)
ω_s	=	ความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศ supply air (g/kg)
ω_{eq}	=	ความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศและสารดูดความชื้นที่จุดสมดุลกัน (g/kg)

Subscripts

a	=	อากาศ
ab	=	absorption
ad	=	adsorption
aux	=	pump และอุปกรณ์ควบคุมภายใน chiller
chw	=	น้ำเย็น
$comp$	=	ข้อมูลจากการคำนวณ
cw	=	น้ำหล่อเย็น

<i>ETC</i>	=	Evacuated tube solar collectors
<i>FPC</i>	=	Flat plate solar collectors
<i>hw</i>	=	น้ำร้อน
<i>in</i>	=	inlet condition
<i>manu</i>	=	ข้อมูลจากผู้ผลิต
<i>Rated</i>	=	ข้อมูลจาก performance file
<i>remove</i>	=	การทำให้น้ำเย็นมีอุณหภูมิตามที่กำหนด
<i>out</i>	=	outlet condition
<i>sol</i>	=	desiccant

บทสรุปผู้บริหาร

การควบคุมสภาพอากาศให้ผู้อยู่อาศัยรู้สึกสุขสบายต้องควบคุมทั้งอุณหภูมิและความชื้น แต่เนื่องจากเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอควบคุมความชื้นได้ไม่ดีและสารทำความเย็นที่ใช้ก่อให้เกิดสภาวะโลกร้อน งานวิจัยนี้จึงมีวัตถุประสงค์เพื่อจะประเมินระบบปรับอากาศทางเลือกทดแทนระบบอัดไอให้แก่ร้าน 7-Eleven เนื่องจากเป็นร้านสะดวกซื้อที่มีจำนวนมากในประเทศไทย โดยได้สร้างแบบจำลองเชิงตัวเลขเพื่อเปรียบเทียบการทำงานของระบบปรับอากาศแบบอัดไอ แบบ absorption และแบบ adsorption และใช้แหล่งความร้อนที่หลากหลายเพื่อป้อนให้แก่ระบบ absorption และ adsorption ได้แก่ ฮีตเตอร์ไฟฟ้า เครื่องทำน้ำร้อนพลังแสงอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ เครื่องทำน้ำร้อนพลังแสงอาทิตย์แบบหลอดแก้วสุญญากาศ และหม้อต้มไอที่ใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิง พบว่า ค่าใช้จ่ายด้านพลังงานรายเดือนของแหล่งพลังงานทั้ง 4 รูปแบบสำหรับระบบ absorption และ adsorption มีค่ามากกว่าค่าไฟฟ้ารายเดือนของระบบอัดไอ ประมาณ 2 - 5 เท่า จึงสรุปได้ว่า ไม่คุ้มค่าที่จะเลือกระบบ absorption และ adsorption เพื่อทดแทนระบบอัดไอในร้าน 7-Eleven

งานวิจัยนี้จึงได้นำเสนอระบบปรับอากาศทางเลือกแบบลดอุณหภูมิเข้าใกล้อุณหภูมิจุดน้ำค้างโดยใช้สารดูดความชื้นร่วมด้วย (dew-point air-conditioning associated with desiccant, DPAC) โดยได้ออกแบบและสร้างชุดต้นแบบซึ่งประกอบด้วยเครื่องลดความชื้น (dehumidification unit, DU) และเครื่องทำความเย็น (dew-point evaporative cooler, DPEC) ระบบ DPAC มีอากาศ 2 กระแส ได้แก่ กระแสที่ส่งเข้าห้องปรับอากาศ (process air) กับกระแสที่รับความร้อนไปทิ้งนอกห้อง (working air) การมีส่วนประกอบที่ทำหน้าที่ควบคุมความชื้นทำให้ DPAC ควบคุมความชื้นได้ดีกว่าระบบอัดไอ และระบบนี้ใช้หลักการทำความเย็นแบบน้ำระเหยจึงเป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อม

ในงานวิจัยนี้ ได้พัฒนาและทดสอบสมรรถนะชุดต้นแบบ DPAC โดยได้แบ่งช่วงของการพัฒนาออกเป็น 4 รุ่น เรียกว่า model 1, model 2, model 3 และ model 4 ซึ่งแต่ละ model ได้มีการทดสอบในหลากหลายลักษณะ ดังนี้

ในระยะแรก model 1 ใช้ DU ชนิด indirect dehumidifier เพียงเครื่องเดียว พบว่า ระบบ DPAC ต้องการความร้อนอุณหภูมิ 43°C ในการรักษาความเข้มข้นของสารดูดความชื้น อย่างไรก็ตาม ระบบไม่สามารถลดอุณหภูมิและความชื้นให้อยู่ใน comfort zone ได้ ผู้วิจัยจึงปรับเปลี่ยนชุดต้นแบบโดยใช้ DU ชนิด indirect dehumidifier ทำงานร่วมกับชนิด direct dehumidifier จากการทดสอบพบว่า สามารถลดความชื้นได้เพิ่มขึ้น 2 เท่า แต่สภาวะอากาศที่ได้ยังอยู่นอก comfort zone

ผู้วิจัยได้ปรับปรุงชุดต้นแบบเป็น model 2 ที่ใช้ DU ชนิด direct dehumidifier ทำงานร่วมกัน 2 เครื่อง โดยได้สร้าง DU ชนิด direct dehumidifier ที่มีขนาดใหญ่ 2 เท่าของที่ model 1 ใช้ แล้วให้ทำงานร่วมกับ DU ชนิด indirect dehumidifier เครื่องเดิม พบว่า ระบบทำงานได้ดีกว่า model 1 แต่ยังไม่สามารถลดอุณหภูมิและความชื้นให้อยู่ใน comfort zone ได้ ผู้วิจัยจึงปรับเปลี่ยนการจัดเรียงอุปกรณ์ โดยใช้ DU เครื่องใหญ่ลดความชื้น process air เพียง 1 เครื่อง และใช้ DU เครื่องเล็กลดความชื้น working air ก่อนเข้า DPEC พบว่า อุณหภูมิของ process air มีค่าสูงขึ้นเนื่องจาก ความร้อนจากสารดูดความชื้น ถ่ายเทให้แก่ working air ทำให้ความสามารถในการรับความร้อนที่ DPEC ของ working air ลดลง

ผู้วิจัยจึงได้ปรับปรุงชุดต้นแบบเป็น model 3 โดยสร้าง DPEC ที่มีขนาดใหญ่ 2 เท่าของที่ model 2 ใช้ แล้วจัดเรียงอุปกรณ์ใหม่โดยใช้ DPEC เครื่องใหญ่เป็น DPEC สำหรับ process air และใช้ DPEC เครื่องเล็กลดอุณหภูมิ working air ที่ออกมาจากเครื่องลดความชื้น แล้วจ่าย working air เข้า DPEC ของ process air พบว่า สามารถลดอุณหภูมิอากาศจาก 40°C เหลือ 23°C แต่ความชื้นยังสูงกว่าค่าที่ต้องการ จึงได้ทดลองใช้อากาศจากห้องทดสอบเป็น process air พบว่า สามารถลดอุณหภูมิและความชื้นของอากาศได้เข้าใกล้ comfort zone แต่อัตราการไหลของ process air ลดลงอย่างมีนัยสำคัญเนื่องจากความดันสูญเสียที่มากขึ้นใน DPEC ที่สร้างขึ้นใหม่

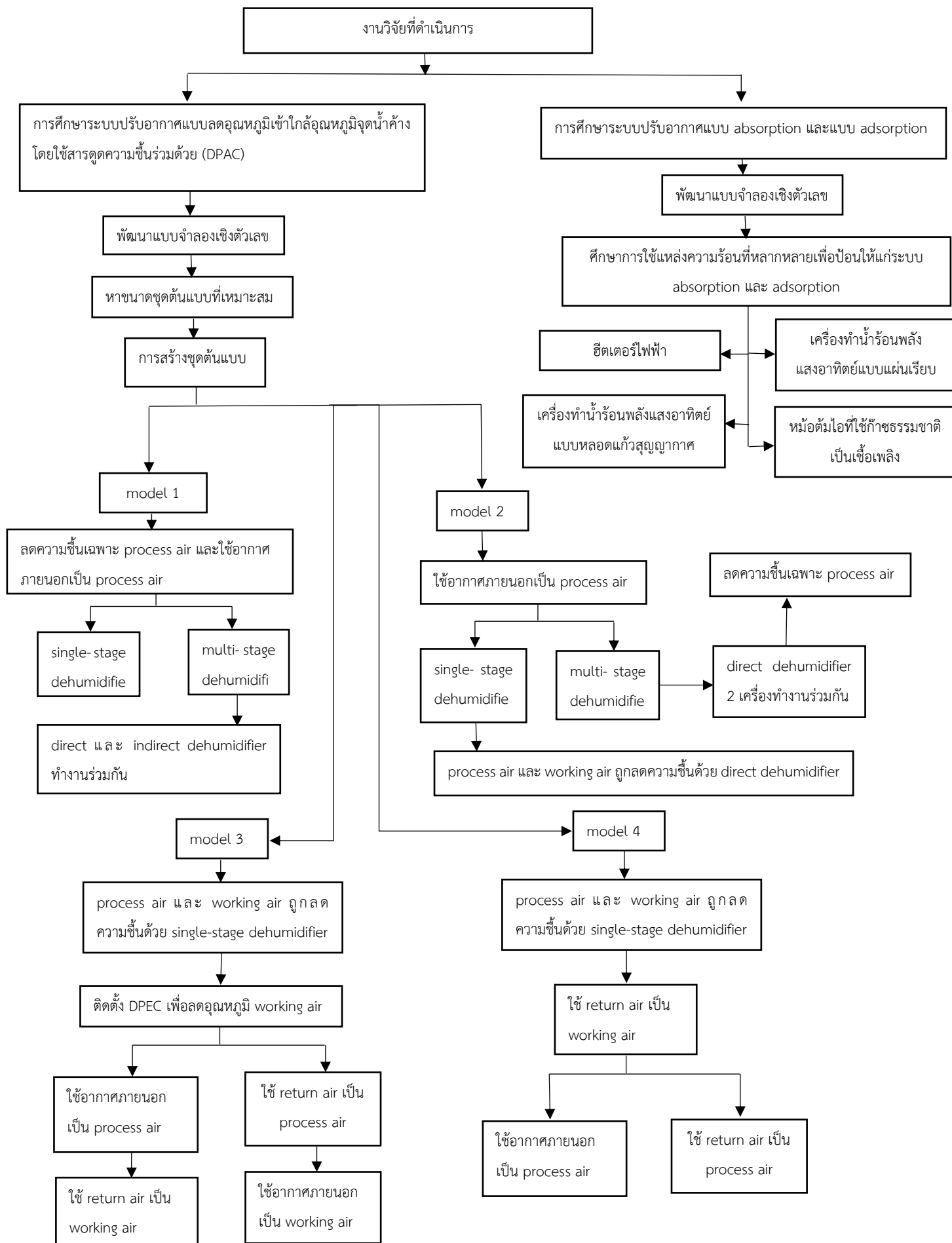
ผู้วิจัยจึงปรับปรุงชุดต้นแบบเป็น model 4 โดยปรับปรุง DPEC และ DU ที่สร้างขึ้นใหม่ให้มีความดันสูญเสียลดลง และได้ตัด DPEC ในเส้นทางการไหลของ working air ออกเพื่อเพิ่มอัตราการไหลของ working air พบว่า สามารถควบคุมอากาศที่จ่ายเข้าห้องให้อยู่ใน comfort zone ได้ และอัตราการไหลของ process air เพิ่มขึ้นจาก $400\text{ m}^3/\text{h}$ เป็น $612\text{ m}^3/\text{h}$ อัตราการไหลของ working air เพิ่มขึ้นจาก $209\text{ m}^3/\text{h}$ เป็น $486\text{ m}^3/\text{h}$ อย่างไรก็ตาม การที่อัตราการไหลเพิ่มขึ้น ทำให้อากาศจากในห้องถูกดูดมาเป็น process air เพิ่มขึ้น จึงมีอากาศรั่วเข้ามาในห้องมากขึ้น ส่งผลให้อากาศในห้องมีอุณหภูมิสูงขึ้น ผู้วิจัยจึงใช้ ambient air เป็น process air และใช้อากาศจากในห้องเป็น working air พบว่า เมื่ออากาศนอกห้องมีอุณหภูมิและความชื้นเท่ากับ 41°C และ 24 g/kg ชุดต้นแบบสามารถลดอุณหภูมิและความชื้นเป็น 23°C และ 17 g/kg ตามลำดับ โดยระบบมี COP และ cooling capacity เท่ากับ 1.46 และ 4.36 kW ตามลำดับ และมี dehumidifier- และ wet-bulb effectiveness เท่ากับ 0.5 and 1.4 ตามลำดับ

ในงานวิจัยนี้ยังได้จำลองการทำงานของระบบ DPEC แบบไม่มีเครื่องลดความชื้น โดยเลือกสภาพอากาศของจังหวัดที่มีความชื้นสัมพัทธ์ต่ำ คือ จังหวัดชัยภูมิ ในการจำลอง พบว่า ระบบ DPEC ไม่สามารถควบคุมอุณหภูมิห้องให้ต่ำกว่า 25°C ได้ แม้แต่ในฤดูหนาว

เพื่อจะหาทำให้ระบบที่พัฒนามีความซับซ้อนลดลง ผู้วิจัยได้จำลองการใช้ระบบ DPEC ทำงานร่วมกับระบบปรับอากาศแบบอัดไอซึ่งเรียกว่า ระบบ hybrid โดยจำลองการทำงานสำหรับร้าน 7-Eleven ในเดือนพฤษภาคม สำหรับจังหวัดเชียงใหม่ สกลนคร นครราชสีมา กรุงเทพฯ และชัยภูมิ พบว่า ระบบ hybrid สามารถควบคุมอุณหภูมิห้องให้อยู่ในช่วง $23-25^{\circ}\text{C}$ ได้ และสามารถลดการใช้พลังงานลงได้โดยเฉลี่ยประมาณ 41% เมื่อเปรียบเทียบกับการใช้ระบบอัดไอเพียงอย่างเดียว นอกจากนี้ ยังได้ทดลองต่อระบบ DPEC ที่มีอยู่ให้ทำงานร่วมกับระบบอัดไอในห้องทดสอบ พบว่า ระบบ hybrid ใช้พลังงานน้อยกว่าระบบอัดไอ 26%

ผู้วิจัยมีแนวทางในการดำเนินงานวิจัยต่อไปเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานของระบบ คือ การปรับปรุงความสามารถในการดูดความชื้นของ dehumidifier ด้วยการเลือกใช้สารที่มีความสามารถในการดูดความชื้นมากขึ้น การปรับเปลี่ยนรูปแบบการไหลอากาศใน DPEC ให้สามารถถ่ายเทความร้อนได้มากขึ้น การเพิ่มพื้นที่หน้าตัดการไหลของอากาศใน DPEC และ dehumidifier เพื่อลดความดันสูญเสียทำให้ลดขนาดพัดลมได้ การใช้ความร้อนอุณหภูมิ $60 - 90^{\circ}\text{C}$ เพื่อเพิ่มความสามารถในการดูดความชื้นของสารดูดความชื้น โดยแนวทางพัฒนานี้จะเน้นการจัดเรียงอุปกรณ์ใน DPAC ให้มีขนาดกะทัดรัดเพื่อความสะดวกในการใช้งาน และการนำระบบ DPEC มาทำงานร่วมกับระบบอัดไอ

การศึกษานี้มีแผนภาพการดำเนินการวิจัยโดยย่อดังนี้



บทคัดย่อ

การควบคุมสภาพอากาศให้ผู้อยู่อาศัยรู้สึกสุขสบายต้องควบคุมทั้งอุณหภูมิและความชื้น แต่เนื่องจากเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอควบคุมความชื้นได้ไม่ดีและสารทำความเย็นที่ใช้ก่อให้เกิดสภาวะโลกร้อน งานวิจัยนี้จึงศึกษาสมรรถนะของระบบปรับอากาศทางเลือกสำหรับร้าน 7-Eleven เนื่องจาก 74% ของร้านสะดวกซื้อในประเทศไทยเป็นร้าน 7-Eleven การจำลองเชิงตัวเลขเพื่อเปรียบเทียบระบบปรับอากาศแบบอัดไอ กับระบบปรับอากาศแบบ absorption และแบบ adsorption ที่ใช้แหล่งความร้อนหลากหลายแบบพบว่า ระบบ absorption และ adsorption ไม่คุ้มค่าในทางเศรษฐศาสตร์เมื่อเทียบกับระบบอัดไอ งานวิจัยนี้จึงเสนอระบบปรับอากาศทางเลือกแบบลดอุณหภูมิเข้าใกล้อุณหภูมิจุดน้ำค้างโดยใช้สารดูดความชื้นร่วมด้วย (dew-point air-conditioning system associated with desiccant, DPAC) ซึ่งมีส่วนประกอบสำคัญได้แก่ ส่วนควบคุมความชื้น (DU) กับส่วนทำความเย็น (DPEC) ระบบ DPAC มีอากาศ 2 กระแส ได้แก่ กระแสที่ส่งเข้าห้องปรับอากาศ (process air) กับกระแสที่รับความร้อนไปทิ้ง (working air) การมีส่วนประกอบที่ทำหน้าที่ควบคุมความชื้นทำให้ DPAC ควบคุมความชื้นได้ดีกว่าระบบอัดไอ และระบบนี้ใช้หลักการทำความเย็นแบบน้ำระเหยจึงเป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อม ในงานวิจัยนี้ ได้พัฒนาและทดสอบสมรรถนะชุดต้นแบบ DPAC ได้มีการประเมินสมรรถนะของระบบ DPAC หลากหลายลักษณะ พบว่ารูปแบบที่ทำงานได้ดีที่สุด คือ รูปแบบที่ process air และ working air ถูกลดความชื้นด้วยเครื่องดูดความชื้นชนิด direct ก่อนส่งเข้าส่วนทำความเย็น เมื่อใช้อากาศภายนอกเป็น process air พบว่า ระบบมี COP และ cooling capacity เท่ากับ 1.46 และ 4.36 kW ตามลำดับ โดยอากาศเริ่มต้นมีอุณหภูมิและความชื้นเท่ากับ 41°C และ 24 g/kg เมื่อผ่าน DPAC มีอุณหภูมิและความชื้นเท่ากับ 23°C และ 17 g/kg ระบบมี dehumidifier- และ wet-bulb effectiveness เท่ากับ 0.5 and 1.4 ตามลำดับ ทั้งนี้ ระบบต้องการความร้อนอุณหภูมิ 50°C เพื่อให้สารดูดความชื้นสามารถทำงานได้ต่อเนื่อง นอกจากนี้ ผู้วิจัยได้ศึกษาการทำงานของระบบ DPEC ที่ไม่มีส่วนควบคุมความชื้นใน 2 จังหวัดที่ความชื้นสัมพัทธ์ต่ำ พบว่า ไม่สามารถควบคุมอุณหภูมิห้องไว้ที่ 25°C ได้ เนื่องจากความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศยังมีความสูง ระบบ DPEC จึงลดอุณหภูมิอากาศได้น้อยกว่าระบบ DPAC เพื่อหาแนวทางลดความซับซ้อนของระบบ ผู้วิจัยได้จำลองระบบ hybrid ระหว่าง DPEC กับระบบปรับอากาศแบบอัดไอ (AC) พบว่า พลังงานไฟฟ้าที่ต้องการสำหรับระบบ hybrid มีค่าประมาณ 41% ของที่ระบบอัดไอใช้ ขณะที่จากการวัดจริงพบว่า ระบบ hybrid ใช้ไฟฟ้าประมาณ 26% ของระบบ AC

คำสำคัญ: การทำความเย็นแบบลดอุณหภูมิเข้าใกล้อุณหภูมิจุดน้ำค้างโดยใช้การระเหย; สารดูดความชื้นชนิดของเหลว; การลดความชื้น; การทำความเย็นโดยการระเหย; รีเจนเรชั่น

Abstract

To condition the air to peoples' comfort, it requires the control of temperature and humidity. Generally, conventional vapor-compression air-conditioning systems cannot control space humidity at the desired level. In addition, refrigerants in vapor-compression systems are considered to be one of the causes of global warming. This research aims to investigate the performance of several potential alternatives to conventional vapor-compression air-conditioning systems for 7-Eleven stores. The reason of choosing 7-Eleven stores is that 74% of the convenience stores in Thailand is 7-Eleven. The comparative study of a vapor-compression, absorption, and adsorption air-conditioning systems was conducted numerically. A range of heat sources for absorption and adsorption systems were examined. It was found that, for all types of heat sources tested, the absorption and adsorption systems are not the economically feasible choice for 7-Eleven stores in Thailand compared with the vapor-compression system. Then the study proposes an alternative air-conditioning system called a dew-point air-conditioning system associated with desiccant (DPAC). It consists of a dehumidification unit (DU) and a cooling unit (DPEC). In DPAC, there are 2 air streams passing the cooling unit. One that is supplied to the room is called process air. Another one that absorb sensible heat from process air is called working air. As DPAC has a dehumidification unit to remove air moisture, it can control humidity better than vapor-compression systems. Also, the air in DPAC is cooled by the evaporation of water, so it is environmentally friendly. In this study, a prototype of DPAC was built and tested. The performance of several configurations of DPAC were evaluated. It was found that a configuration, that both product and process air are dehumidified using the direct-type dehumidifier before entering the cooling unit, is the best one. When ambient air is used as the process air, the COP and the cooling capacity are 1.46 and 4.36 kW, respectively. The prototype can cooled air at 41°C and humidity of 24 g/kg to 23°C and 17 g/kg. Its dehumidifier- and wet-bulb effectiveness are 0.5 and 1.4, respectively. Heat supply at a temperature of 50°C is required to regenerate the desiccant. In addition, a system consists of DPEC without the dehumidification unit was simulated in 2 provinces that have a lower relative humidity than other provinces in Thailand.

It was found that the system cannot keep the room temperature at 25°C. This is due to the fact that the relative humidity of the process air is 'still high', so the DPEC can not reduce the air temperature as many as the DPAC can do. Furthermore, the simulations show that an electricity consumption of a hybrid system consisting of a DPEC and a vapor-compression air-conditioning system (VAC) is about 41% of that for the VAC alone. While an experiment shows that an electricity consumption of the hybrid system is about 26% of that for the VAC alone.

Keywords: Dew-point evaporative cooling; Liquid desiccant; Dehumidification; Evaporative cooling; Regeneration

1. บทนำ

สภาพอากาศโดยทั่วไปของประเทศไทยมีลักษณะร้อนชื้น เครื่องปรับอากาศจึงเป็นอุปกรณ์พื้นฐานสำหรับอาคารพาณิชย์ สำนักงาน และที่พักอาศัย หน้าที่ของเครื่องปรับอากาศสำหรับประเทศไทยคือ ดึงความร้อนและความชื้นออกจากอากาศเพื่อปรับสภาพอากาศให้ผู้อยู่อาศัยรู้สึกสบาย โดยทั่วไปพบว่า ค่าไฟฟ้าสำหรับระบบปรับอากาศของอาคารพาณิชย์และสำนักงานมีค่าสูงมาก ในหลายธุรกิจค่าไฟฟ้าสำหรับระบบปรับอากาศมีค่ามากกว่า 50 เปอร์เซ็นต์ของค่าไฟฟ้ารวมที่ต้องชำระ นอกจากนี้ สารทำงานที่ใช้ในเครื่องปรับอากาศส่วนใหญ่ยังสร้างปัญหาด้านสิ่งแวดล้อม จากสภาพปัญหาดังกล่าว งานวิจัยนี้จึงต้องการพัฒนาระบบปรับอากาศที่ใช้ไฟฟ้าต่ำและเป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อม ซึ่งในเอกสารฉบับนี้จะเรียกว่า DPAC (เป็นชื่อย่อของ dew-point air-conditioning system associated with desiccant) โดยระบบที่นำเสนอนี้ต้องการความร้อนอุณหภูมิประมาณ 40-60°C เพื่อให้สารดูดความชื้นในระบบสามารถทำงานได้ต่อเนื่อง โดยจะศึกษาความเป็นไปได้ของการใช้ระบบ DPAC เพื่อเป็นระบบปรับอากาศทางเลือกสำหรับร้าน 7-Eleven เนื่องจาก 74% ของร้านสะดวกซื้อในประเทศไทยเป็นร้าน 7-Eleven

งานวิจัยนี้จึงมีจุดประสงค์เพื่อพัฒนาชุดต้นแบบระบบปรับอากาศแบบลดอุณหภูมิเข้าใกล้จุดน้ำค้าง โดยใช้สารดูดความชื้นร่วมด้วย โดยระบบนี้ใช้สารดูดความชื้นแบบของเหลว (liquid desiccant) เพื่อลดความชื้นอากาศ กับใช้การทำความเย็นด้วยการระเหยของน้ำ (evaporative cooling) เพื่อลดอุณหภูมิอากาศ โดยมีวัตถุประสงค์ย่อย ดังนี้

1.1 เพื่อให้ได้แนวทางการออกแบบพร้อมรายละเอียดเชิงเทคนิคของระบบ DPAC

1.2 เพื่อเปรียบเทียบศักยภาพเชิงเทคนิคและเชิงเศรษฐศาสตร์ของระบบ DPAC กับระบบปรับอากาศแบบอัดไอ แบบ absorption cooling และแบบ adsorption cooling

2. การทบทวนวรรณกรรมที่เกี่ยวข้อง

ระบบปรับอากาศแบบใช้สารดูดความชื้นได้รับความสนใจในวงการวิจัยดังจะเห็นได้จากปริมาณรายงานการวิจัยที่มีเพิ่มขึ้นเรื่อย ๆ (Dieckmann et al., 2008; Kim et al., 2013; Mei et al., 2008; Bassuoni et al., 2011; Mohammad et al., 2013) โดยระบบนี้ใช้ไฟฟ้าน้อยกว่า 1 ใน 4 ที่ระบบแบบอัดไอใช้ (Lownestein, 2012) ซึ่งสารดูดความชื้นที่นิยมใช้ทั้งที่เป็นของแข็งและของเหลว (Daou et al. 2006) พบว่า สารดูดความชื้นที่เป็นของเหลว (liquid desiccant) มีข้อดีกว่าสารดูดความชื้นของแข็งที่ต้องการอุณหภูมิของความร้อนเพื่อคายความชื้น (regenerate) ต่ำกว่า ความดันอากาศสูญเสียต่ำกว่า การจัดวางตำแหน่งอุปกรณ์สะดวกกว่า (Daou et al. 2006; Oliveira et al., 2000) แต่ข้อเสียของสารดูดความชื้นแบบของเหลวที่สำคัญคือ มีความเป็นไปได้ที่ละอองของเหลวจะปะปนออกมากับอากาศ (Dieckmann et al., 2008) ซึ่งละอองที่ปนออกมาอาจมีฤทธิ์กัดกร่อนหรือมีกลิ่นเหม็น ขึ้นกับชนิดของสารที่เลือกใช้ ซึ่งสามารถแก้ปัญหานี้ได้โดยเลือกใช้ dehumidification core ที่ไม่ให้อากาศสัมผัสกับของเหลวโดยตรง (Isetti et al., 1997) ซึ่งในโครงการที่นำเสนอนี้จะเลือกใช้เมมเบรนแบบที่มีรูพรุน (porous membrane) เป็น core ซึ่งพบว่า ไอน้ำจากอากาศจะกลั่นตัวจับที่ผิวเมมเบรนแล้วซึมผ่านรูพรุนเข้าไปยังของเหลวที่ไหลซึมมาจากด้านบนของ core และเลือกใช้ HCOOK ซึ่งเป็นสารละลายผสมโปแตสเซียมซึ่งพบว่า เป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อม ราคาถูก มีความหนาแน่นและความหนืดต่ำกว่าสารทำงานวิจัยส่วนใหญ่เลือกใช้ (Riffat et al., 1998)

วิธีลดอุณหภูมิอากาศด้วยการระเหยของน้ำ (evaporative cooling) ได้รับความนิยมเพราะมีสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (Coefficient of Performance, COP) อยู่ระหว่าง 8-20 อย่างไรก็ตาม ระบบนี้เพิ่มความชื้นให้กับอากาศจึงไม่เหมาะกับประเทศร้อนชื้นอย่างประเทศไทย วิธีหนึ่งที่เป็นที่สนใจคือ การระเหยโดยอ้อม (indirect evaporative cooling, IEC) ที่ใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่อากาศไม่สัมผัสกับน้ำโดยตรง แต่ข้อจำกัดของระบบนี้คือ อุณหภูมิต่ำสุดที่ระบบทำได้เท่ากับอุณหภูมิกระเปาะเปียก (wet-bulb temperature, WBT) ของอากาศ ณ ขณะนั้น (Hasan, 2010) มีงานวิจัยจำนวนหนึ่งที่หาทางลดอุณหภูมิให้ต่ำกว่า WBT และได้แนะนำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไอน้ำกลั่นตัว (dew-point cooling system) ซึ่งอุณหภูมิอากาศต่ำสุดที่ได้เท่ากับอุณหภูมิจุดน้ำค้าง (dew-point temperature) ของอากาศ ณ ขณะนั้น (Riangvilaikul et al., 2010; Caliskan et al., 2012; Hasan, 2012; Zhan et al., 2011) ลักษณะการทำงานของระบบนี้เป็นดังอธิบายในหัวข้อ 4.1 ซึ่งระบบนี้ได้รับการผลิตและจำหน่ายในเชิงพาณิชย์ (Coolerado, 2015; CE Technologies, 2015) ซึ่งเป็นการยืนยันความเป็นไปได้เชิงพาณิชย์ของเทคโนโลยีนี้

3. การจำลองระบบปรับอากาศแบบอัดไอ แบบ absorption และแบบ adsorption

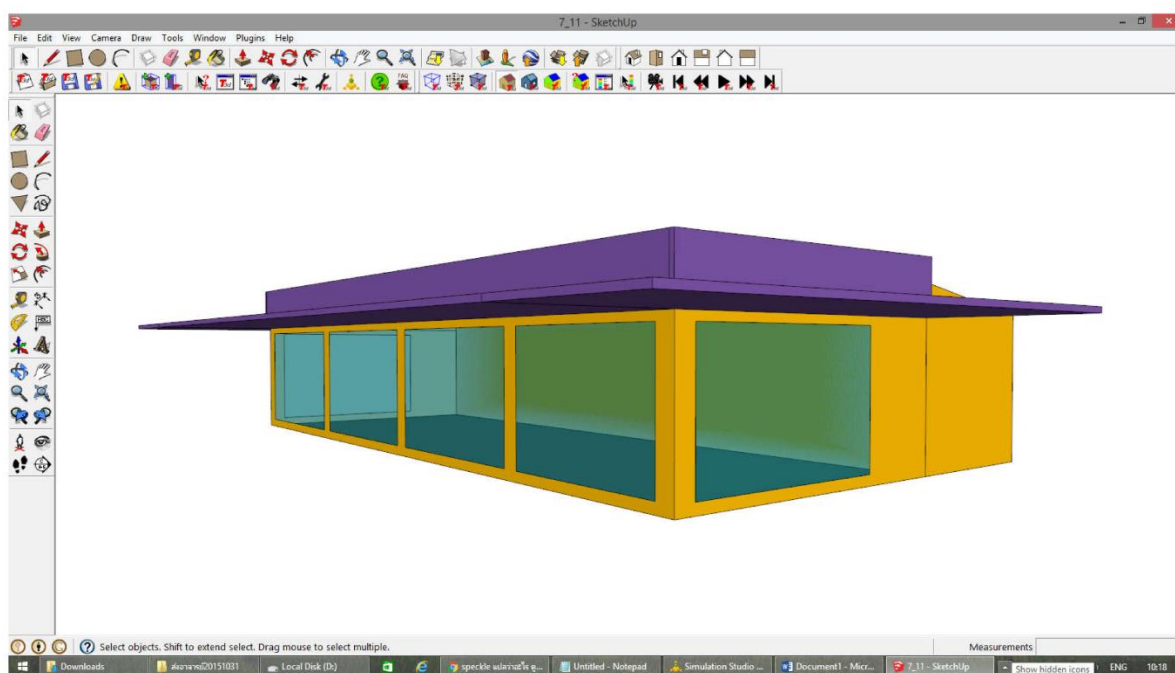
ในหัวข้อนี้ เป็นการจำลองระบบปรับอากาศแบบอัดไอด้วยวิธีเชิงตัวเลข และจำลองระบบปรับอากาศแบบ absorption กับแบบ adsorption เพื่อประเมินความเหมาะสมสำหรับการใช้งานระบบ absorption กับแบบ adsorption ทดแทนระบบอัดไอในร้าน 7-Eleven โดยใช้โปรแกรมสำเร็จรูปชื่อว่า TRNSYS (Transient System Simulation Tool) ซึ่งเป็นโปรแกรมจำลองระบบทางด้านความร้อน-ของไหลที่สามารถจำลองแบบ transient โดยมีขั้นตอนการทำงานดังนี้

3.1 การจำลองอาคาร 7-Eleven

งานวิจัยนี้กำหนดให้ 7-Eleven มีพื้นที่ 100 m² และตั้งในกรุงเทพมหานคร และทำจากวัสดุดังตารางที่ 1 แล้วสร้างอาคารที่มีลักษณะดังรูปที่ 1 ในโปรแกรมน้อยของ TRNSYS ชื่อ TrnBuild

ตารางที่ 1 รายละเอียดวัสดุที่ใช้สร้าง 7-Eleven

Type of Construction	Description of Layers (from Inside to Outside Surfaces)	Thickness [m]	Thermal Conductivity [W/m.k]	Specific Heat [kJ/kg.K]	Density [kg/m ³]
ผนัง	ปูนฉาบ	0.0150	0.0903	1.5500	1,200.0000
	อิฐมวลเบา	0.0750	0.1322	0.9000	1,280.0000
	ปูนฉาบ	0.0150	0.0903	1.5500	1,200.0000
ผนังกันระหว่างห้องขายสินค้าและห้องเก็บสินค้า	ไม้อัด	0.0100	0.1500	1.2000	800.0000
	อากาศ	0.0750	Thermal Resistance = 0.036 [h.sq.m.K/kJ]		
	ไม้อัด	0.0060	0.1500	1.2000	800.0000
พื้น	กระเบื้องปูพื้น	0.0100	1.0000	1.0000	2,000.0000
	ปูน	0.1000	1.1300	1.0000	1,400.0000
	ทรายหยาบ	0.0300	0.7000	1.0000	1,800.0000
หลังคา	โครงสร้างและแผ่นฝ้าเพดาน	-	Thermal Resistance = 0.088 [h.sq.m.K/kJ]		
	แผ่นกันความร้อนชนิดโฟม	0.0150	0.0306	1.0000	40.0000
	แผ่นหลังคาโลหะ	0.0040	15.0000	1.8000	7,800.0000
กระจก	กระจกลามิเนต	0.0100	0.9000	Emissivity = 0.84	



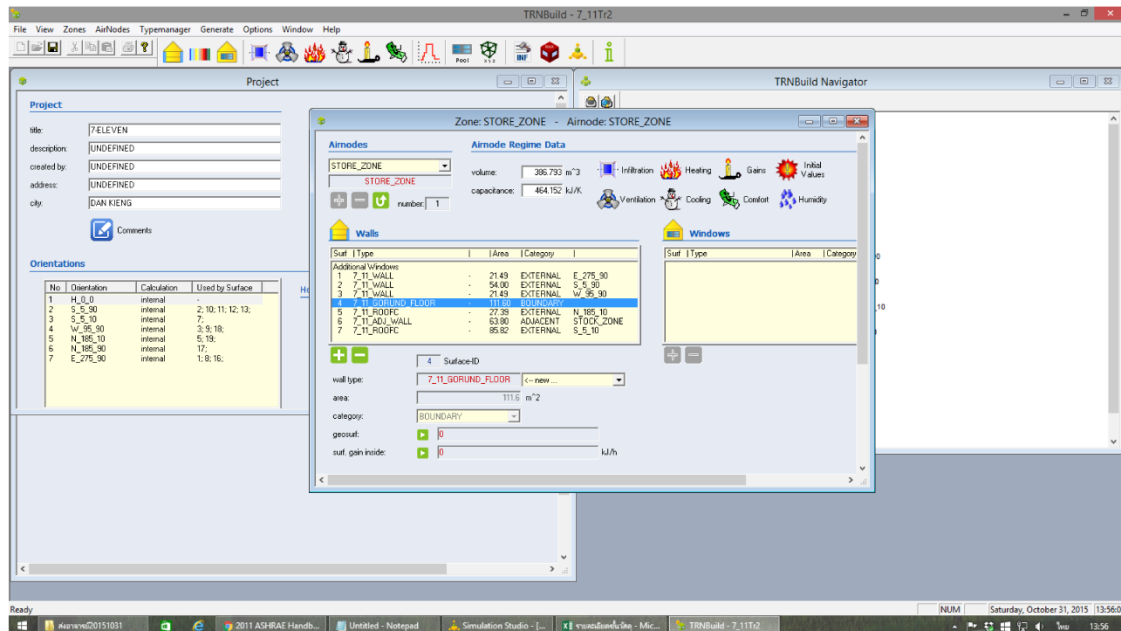
รูปที่ 1 อาคาร 7-Eleven ที่สร้างโดยโปรแกรม TrnBuild

จากการสืบค้นข้อมูล ได้เลือกใช้ข้อกำหนดต่าง ๆ ที่เกี่ยวข้องดังตารางที่ 2

ตารางที่ 2 ข้อมูลภาระความร้อนของ 7-Eleven

ข้อมูล	แหล่งข้อมูล
แสงสว่าง = 31.6 W/m^2	(ดุจฤดี ปานพรพมมินทร์, 1999)
ผู้คน = 54 คน/ชั่วโมง	(ซีฟီออลส์, 2015)
Infiltration = 1.49 ACH	(National Renewable Energy Laboratory, 2012)
Ventilation = 1.8 ACH	(วิศวกรรมสถานแห่งประเทศไทย, 2002)
ภาระความร้อนจากเครื่องใช้ไฟฟ้า = 8.61 W/m^2	(Walker, 2001)
ความร้อนสูญเสียที่ตู้เย็น: Latent = 188 W/m , Sensible = 754 W/m ตู้แช่ยาว 1.25 m จำนวน 4 ตู้	(American Society of Heating, 2011)

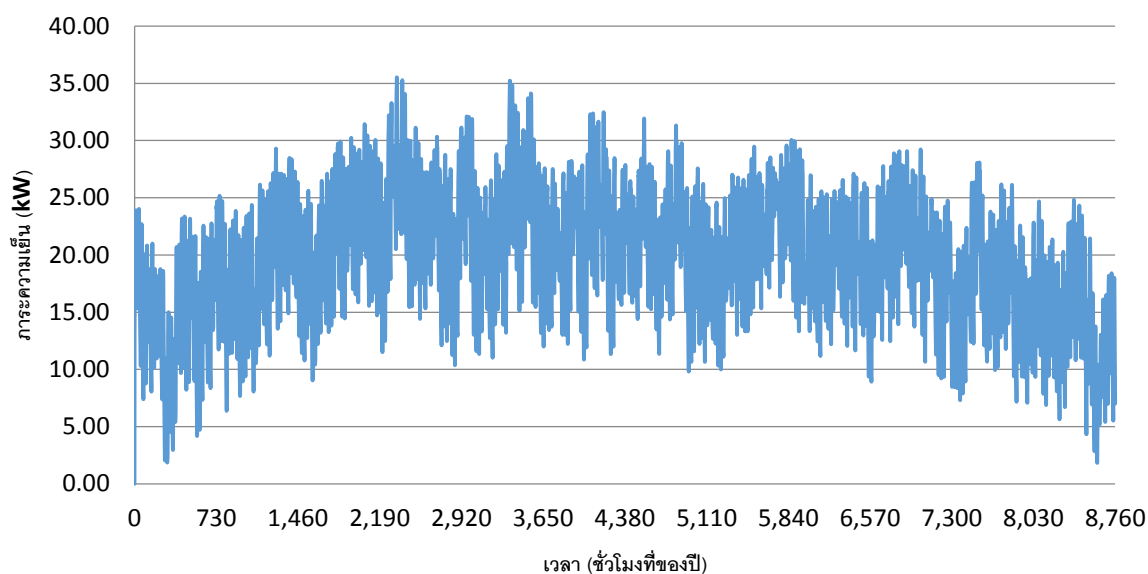
จากนั้นได้ป้อนเข้าโปรแกรม TrnBuild ดังตัวอย่างในรูปที่ 2



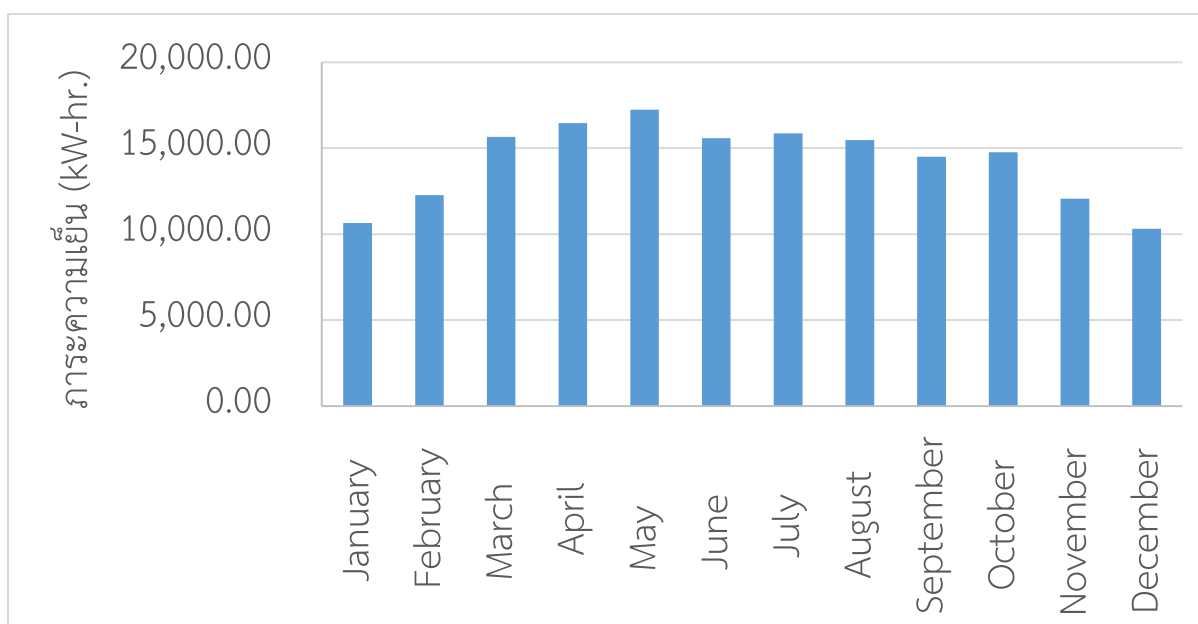
รูปที่ 2 ภาพตัวอย่างการป้อนค่าเข้าโปรแกรม TrnBuild

3.2 การคำนวณ cooling load ที่อาคารต้องการตลอดปี

ในการจำลองนี้ ได้กำหนดให้โปรแกรม TRNSYS คำนวณ cooling load ของอาคารตลอด 1 ปี โดยใช้สภาพอากาศของกรุงเทพมหานคร และกำหนดให้อาคารมีอุณหภูมิ 25°C ตลอดเวลา ได้ cooling load ดังรูปที่ 3 และแสดงภาระการทำความเย็นในหน่วย kW.h รายเดือนได้ดังรูปที่ 4



รูปที่ 3 ภาระความเย็นของ 7-Eleven ตลอด 1 ปี

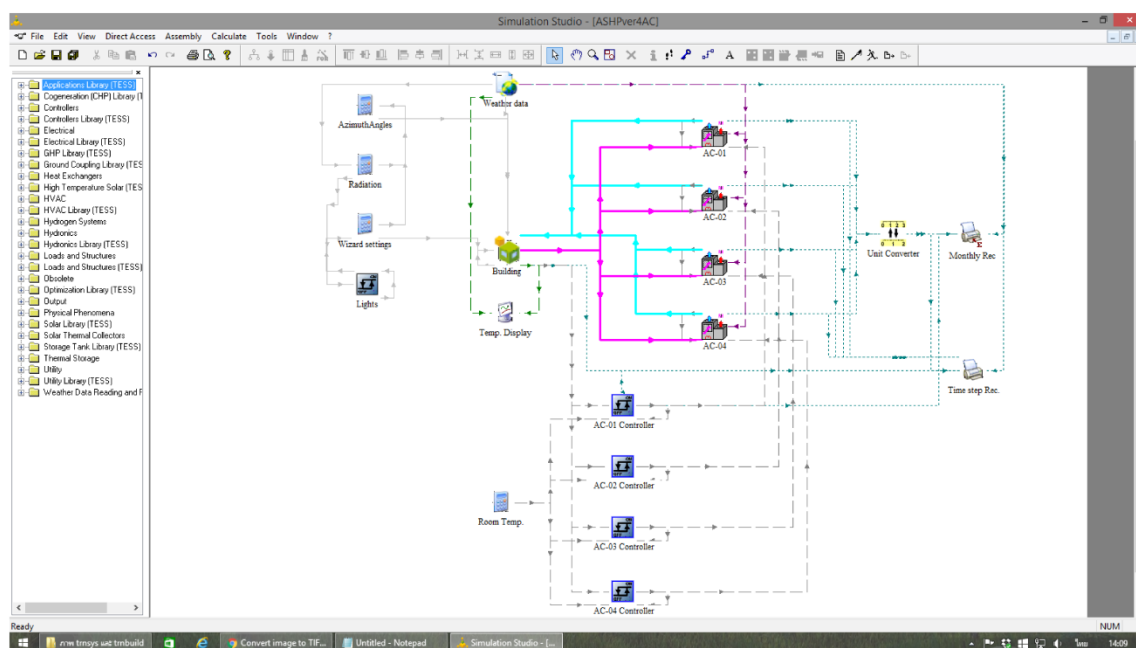


รูปที่ 4 ภาระความเย็นของ 7-Eleven ตลอด 1 ปี

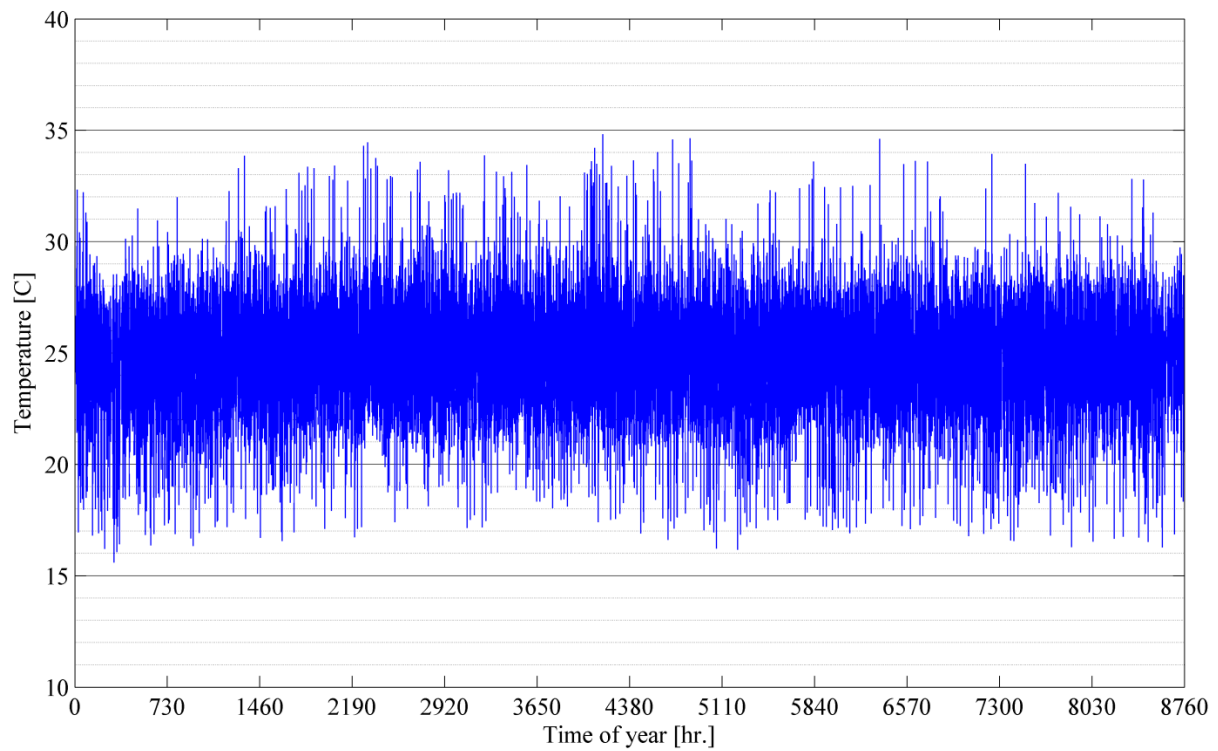
ซึ่งพบว่า ค่ากำลังการทำความเย็นสูงสุดที่ต้องการเท่ากับ 35.5 kW เท่ากับกำลังรวมของเครื่องปรับอากาศที่ 7-Eleven ขนาด 100 m² ติดตั้งจริง จึงน่าเชื่อถือได้ว่าผลการจำลองมีความน่าเชื่อถือ

3.3 การจำลองระบบปรับอากาศแบบอัดไอสำหรับอาคาร

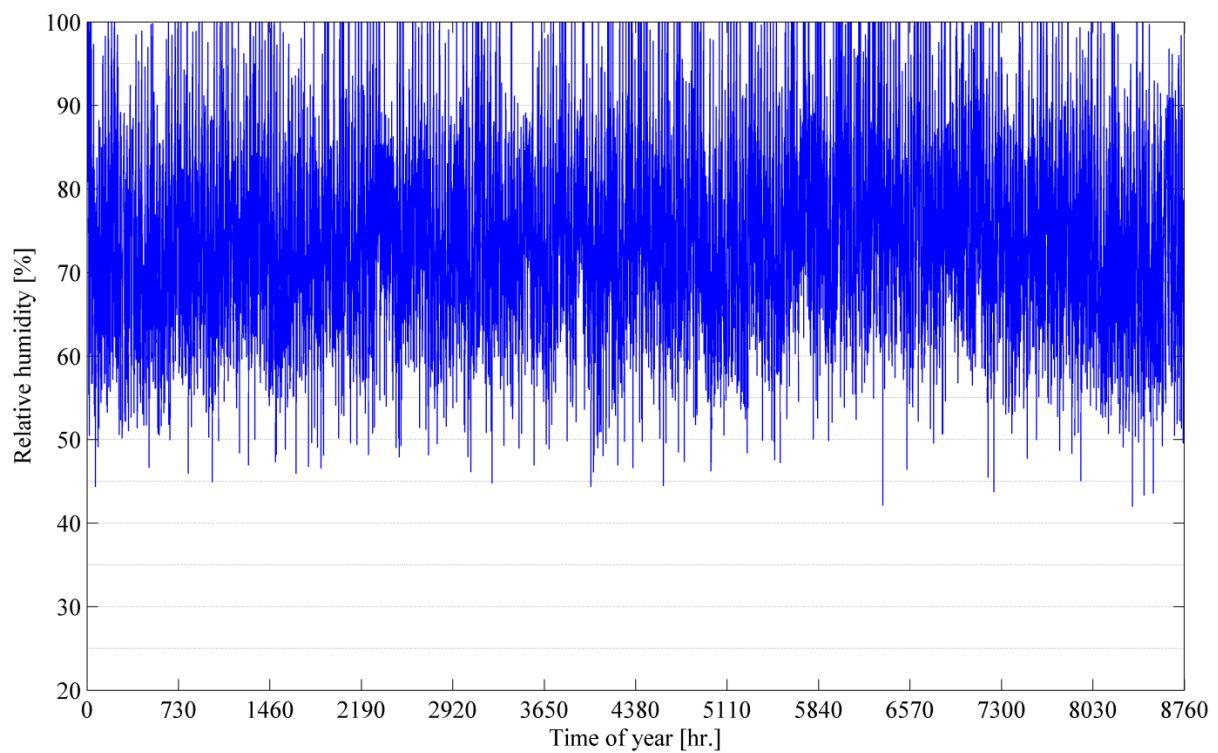
เมื่อได้ผลที่น่าเชื่อถือแล้ว จึงได้จำลองระบบปรับอากาศแบบอัดไอโดยใช้โปรแกรม TRNSYS โดยมี diagram ของอุปกรณ์ดังรูปที่ 5 จากรูปจะเห็นว่ามี AC ซึ่งคือ เครื่องปรับอากาศแบบอัดไอใน TRNSYS จำนวนทั้งสิ้น 4 เครื่อง แต่ละเครื่องมีกำลังประมาณ 8 kW เท่ากับที่ติดตั้งจริงใน 7-Eleven จากนั้นจึงจำลองการทำงานของระบบปรับอากาศดังกล่าวทำงาน แล้วเก็บข้อมูลเป็นเวลา 1 ปี ใช้ time step เท่ากับ 1 ชั่วโมง เมื่อเครื่องปรับอากาศทั้ง 4 มี dead band รอบ 25°C เท่ากับ 2°C กล่าวคือ เริ่มทำงานเมื่ออุณหภูมิห้องสูงกว่า 27°C และหยุดทำงานเมื่ออุณหภูมิห้องต่ำกว่า 23°C ได้อุณหภูมิและความชื้นดังรูปที่ 6 และ 7 ตามลำดับ



รูปที่ 5 Diagram ของระบบปรับอากาศแบบอัดไอสำหรับ 7-Eleven โดย TRNSYS



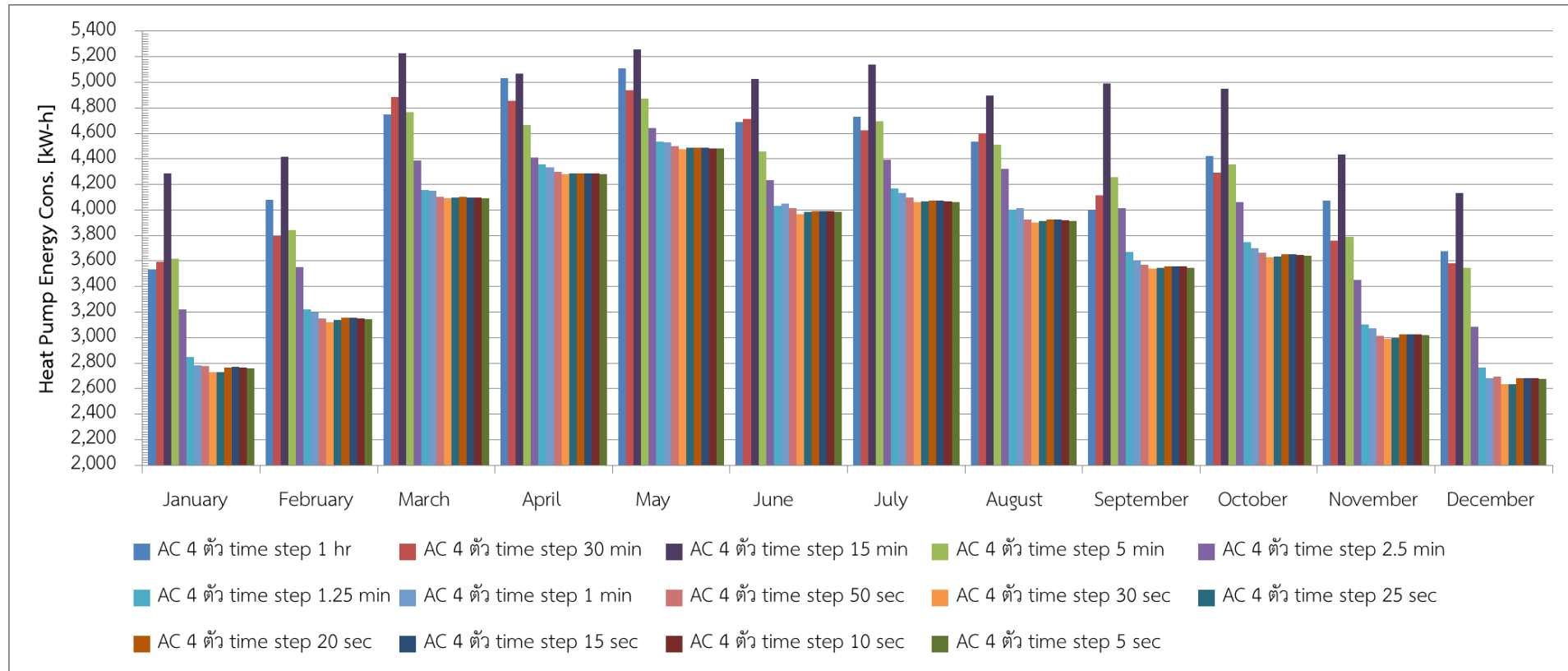
รูปที่ 6 อุณหภูมิห้องของ 7-Eleven จำลองโดย TRNSYS เมื่อ time step = 1 ชั่วโมง



รูปที่ 7 ความชื้นใน 7-Eleven จำลองโดย TRNSYS เมื่อ time step = 1 ชั่วโมง

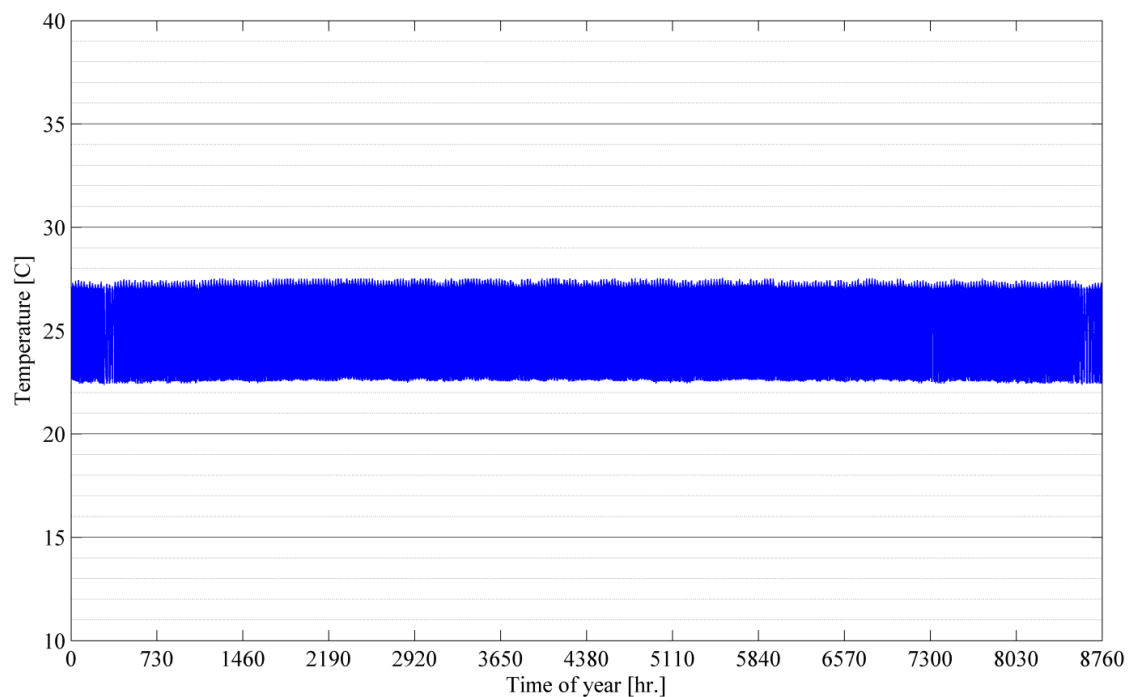
จากรูปที่ 6 และ 7 จะเห็นว่า คุณสมบัติของอากาศมีค่าแกว่งมากจนผิดสังเกต สมมติฐานคือการใช้ time step เท่ากับ 1 ชั่วโมงอาจนานเกินไป อย่างไรก็ตาม จากการสำรวจวรรณกรรมพบว่า บทความที่ศึกษาระบบปรับอากาศโดยใช้ TRNSYS ที่ตีพิมพ์ในฐานข้อมูลที่มีความน่าเชื่อถือก็ต่างใช้ time step เท่ากับ 1 ชั่วโมง (Zhu et al., 2014; Kamel et al., 2014; Doa et al., 2015; Kege et al., 2012; Safa et al., 2015) เพื่อตรวจสอบสมมติฐานดังกล่าว ผู้วิจัยจึงจำลองการระบบดังกล่าวซ้ำโดยลด time step ลงเรื่อย ๆ ได้ผลดังรูปที่ 8

จากรูปที่ 8 จะเห็นว่า เมื่อใช้ time step ระหว่าง 2.5 นาทีถึง 1 ชั่วโมง ค่าภาระการทำความเย็นมีความแตกต่างอย่างมีนัยสำคัญ แต่เมื่อใช้ time step ระหว่าง 5 วินาทีถึง 1.25 นาที ค่าภาระการทำความเย็นแตกต่างอย่างไม่มีนัยสำคัญ การพบนี้เป็นการยืนยันเรื่องที่ TRNSYS มี time-step independent solution ดังนั้น ก่อนจำลองต้องแน่ใจว่า ค่า time step ที่เลือกใช้มีค่าต่ำเหมาะสม ในที่นี้จะเลือกใช้ time step เท่ากับ 20 วินาที

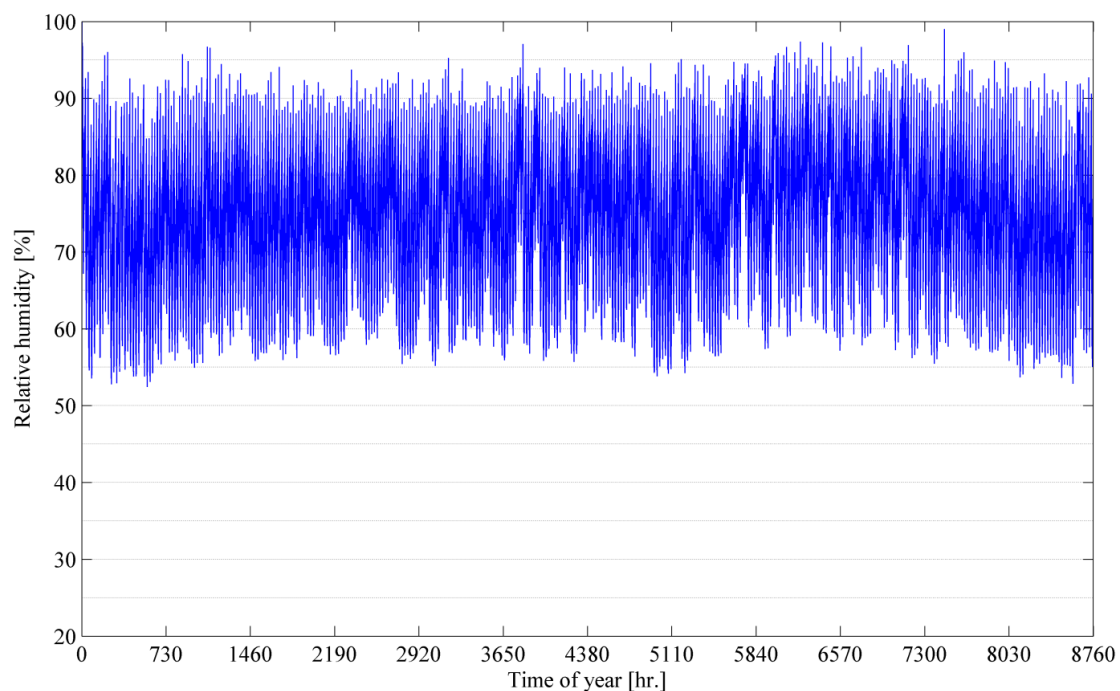


รูปที่ 8 ภาระการทำความเย็นของระบบปรับอากาศใน 7-Eleven แบบใช้เครื่องปรับอากาศ 4 เครื่อง เมื่อเปลี่ยน time step

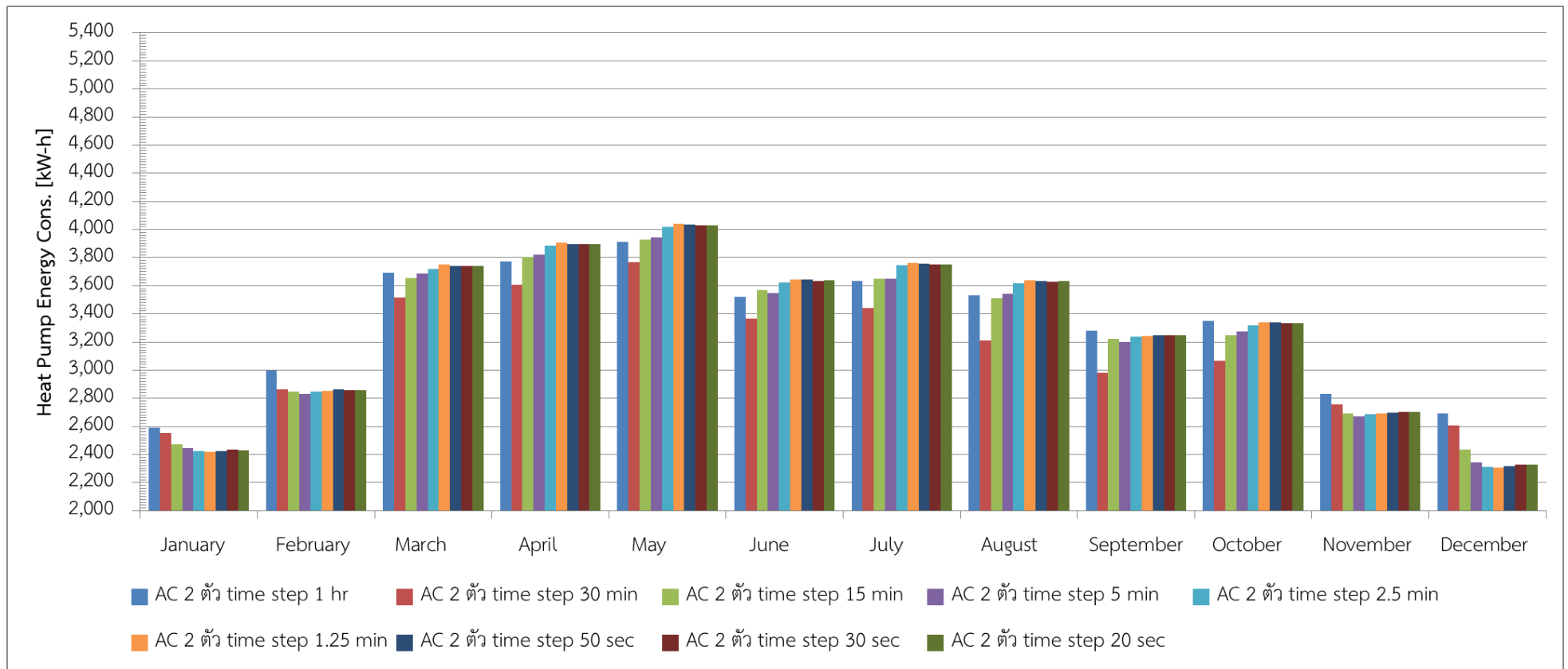
เมื่อใช้ time step เท่ากับ 20 วินาที ได้อุณหภูมิและความชื้นของ 7-Eleven เมื่อให้เครื่องปรับอากาศทำงาน 4 เครื่องดังรูปที่ 9 และ 10 ตามลำดับ จากรูปที่ 9 จะเห็นว่า การควบคุมอุณหภูมิให้อยู่ภายใน dead band เท่ากับ $23-27^{\circ}\text{C}$ ทำได้ดีมาก



รูปที่ 9 อุณหภูมิห้องของ 7-Eleven จำลองโดย TRNSYS เมื่อ time step = 20 วินาที



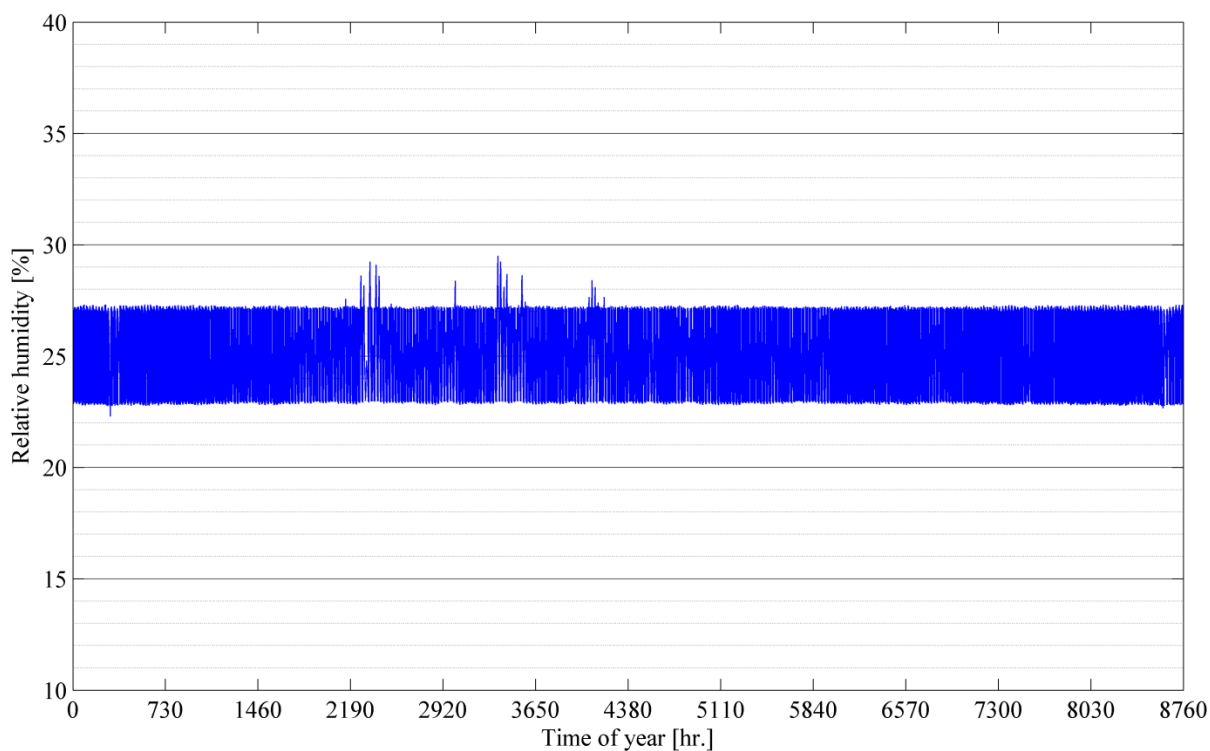
รูปที่ 10 ความชื้นใน 7-Eleven จำลองโดย TRNSYS เมื่อ time step = 1 ชั่วโมง



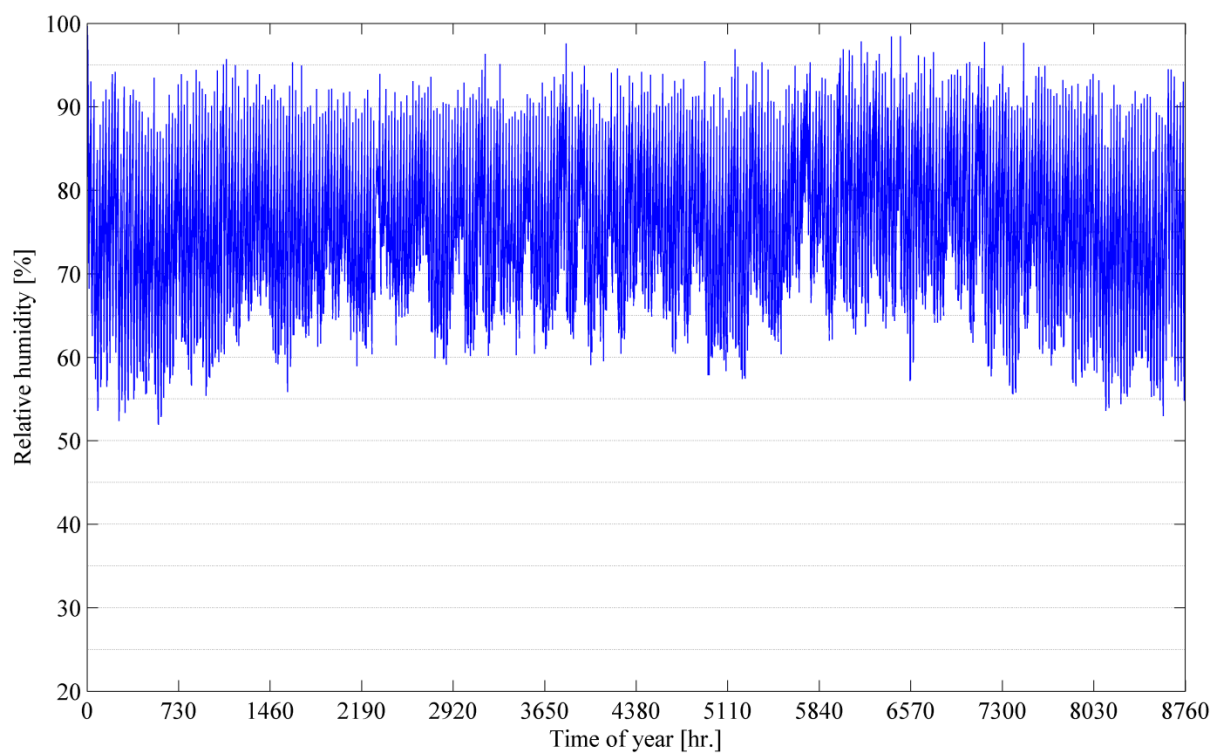
รูปที่ 11 ภาระการทำความเย็นของระบบปรับอากาศใน 7-Eleven แบบใช้เครื่องปรับอากาศ 2 เครื่อง เมื่อเปลี่ยน time step

จากผลที่ได้ ผู้วิจัยจึงจำลองการเปิดเครื่องปรับอากาศเพียง 2 เครื่องเนื่องจากเป็นมาตรการที่ 7-Eleven บางแห่งนิยมทำ เพื่อจะประเมินอุณหภูมิและความชื้นของการกระทำดังกล่าว โดยลำดับแรกได้ตรวจสอบหา time-step independent solution ก่อน ได้ผลดังรูปที่ 11 พบว่า 20 วินาทีเป็น time step ที่เหมาะสม และได้อุณหภูมิกับความชื้นตลอดปีดังรูปที่ 12 และ 13 จากรูปที่ 12 จะเห็นว่า การใช้เครื่องปรับอากาศเพียง 2 เครื่องสามารถควบคุมอุณหภูมิได้ดี ยกเว้นบางช่วงเวลาในฤดูร้อนที่อุณหภูมิห้องเกิน 27°C

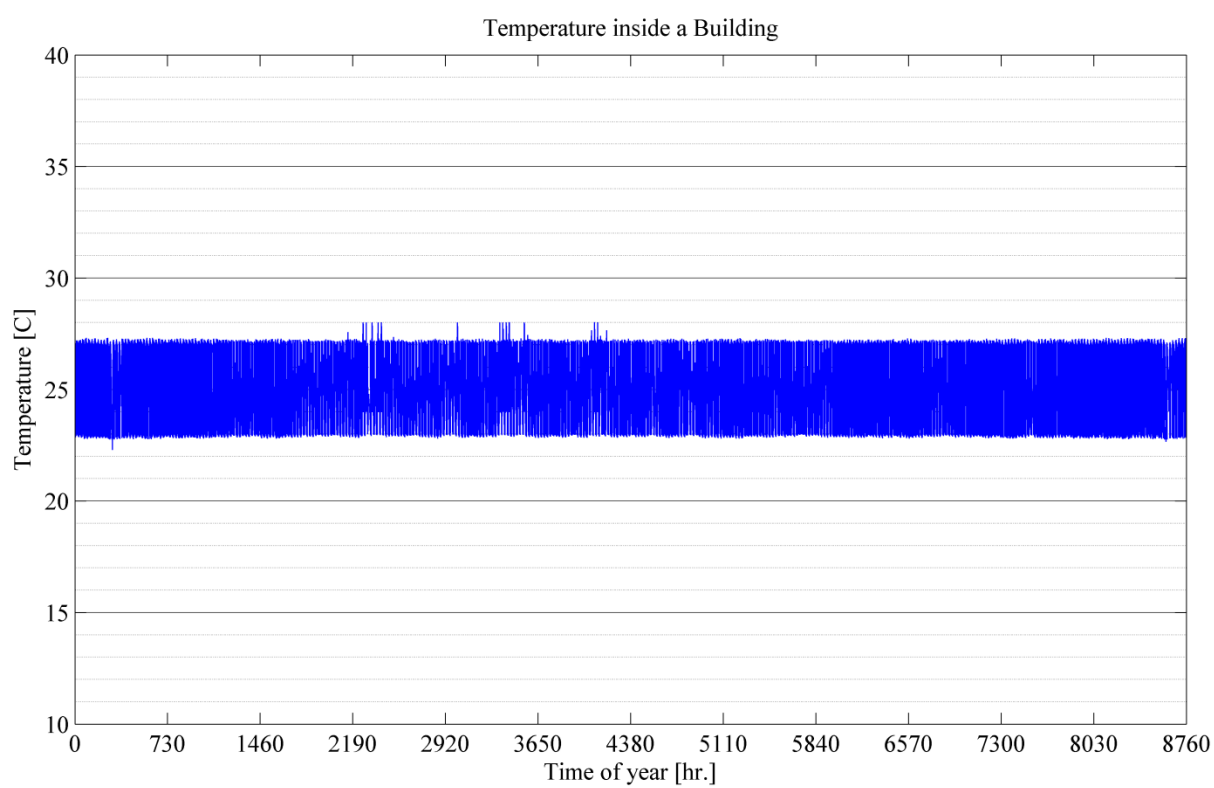
ผู้วิจัยจึงทดลองให้มีเครื่องปรับอากาศ 3 เครื่อง โดย 2 เครื่องแรกจะทำงานเมื่ออุณหภูมิห้องเกิน 27°C และหยุดทำงานเมื่ออุณหภูมิต่ำกว่า 23°C และกำหนดให้เครื่องที่ 3 ทำงานเมื่ออุณหภูมิห้องเกิน 28°C และหยุดทำงานเมื่ออุณหภูมิต่ำกว่า 24°C พบว่าอุณหภูมิและความชื้นตลอดปีเป็นดังรูปที่ 14 และ 15 ตามลำดับ ซึ่งจะเห็นว่า การควบคุมอุณหภูมิห้องดีขึ้นเพราะอุณหภูมิสูงสุดเท่ากับ 28°C



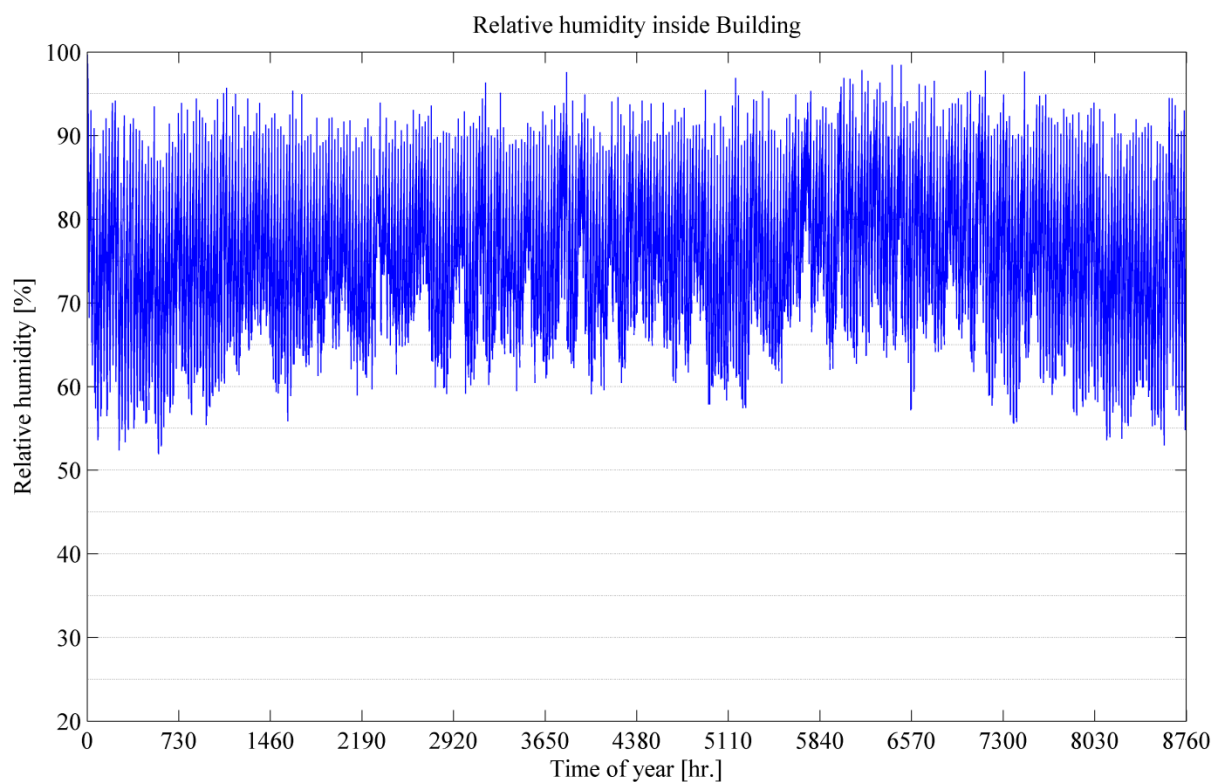
รูปที่ 12 อุณหภูมิห้องของ 7-Eleven จำลองโดย TRNSYS แบบใช้เครื่องปรับอากาศ 2 เครื่อง



รูปที่ 13 ความชื้นใน 7-Eleven จำลองโดย TRNSYS แบบใช้เครื่องปรับอากาศ 2 เครื่อง

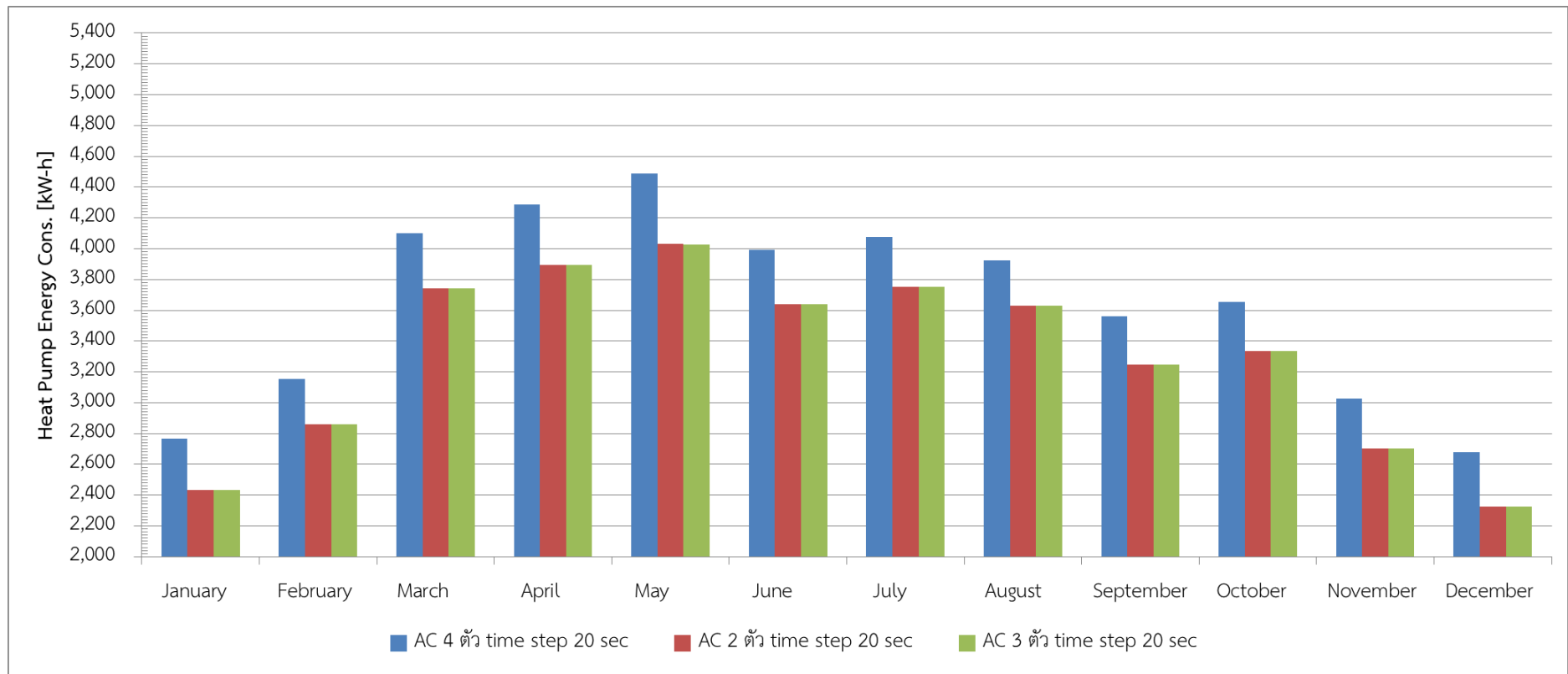


รูปที่ 14 อุณหภูมิห้องของ 7-Eleven จำลองโดย TRNSYS แบบใช้เครื่องปรับอากาศ 3 เครื่อง



รูปที่ 15 ความชื้นใน 7-Eleven จำลองโดย TRNSYS แบบใช้เครื่องปรับอากาศ 3 เครื่อง

เมื่อเปรียบเทียบภาระการทำความเย็นรวมของทั้งแบบ 4 เครื่อง 2 เครื่อง และ 3 เครื่องจะเป็นดังรูปที่ 16 จะเห็นว่า ภาระการทำความเย็นแบบ 4 เครื่องมีค่าสูงกว่าอีก 2 แบบอย่างมีนัยสำคัญ ในขณะที่อีก 2 แบบไม่มีความแตกต่าง (มีเล็กน้อยจนไม่สามารถสังเกตเห็นได้) ดังนั้นการเปิด 2 เครื่องและเมื่อรู้สึกร้อนจึงเปิดเครื่องที่ 3 ช่วยจึงเป็น control strategy ที่ดีที่สุดจากทั้ง 3 แบบ

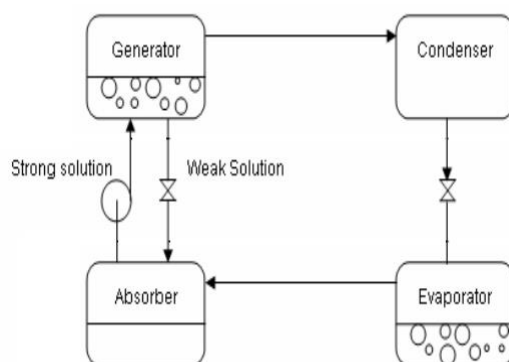


รูปที่ 16 ภาระการทำความเย็นของ 7-Eleven เมื่อเปิดเครื่องปรับอากาศ 4 เครื่อง 2 เครื่อง และ 3 เครื่อง จำลองโดย TRNSYS

3.4 การจำลองระบบปรับอากาศแบบ absorption และแบบ adsorption

3.4.1 ส่วนประกอบและหลักการทำงานของระบบ absorption

ระบบปรับอากาศแบบ absorption มีส่วนประกอบคล้ายกับระบบอัดไอ คือ เครื่องควบแน่น (condenser) เครื่องทำระเหย (evaporator) วาล์วลดความดัน (expansion valve) และเครื่องอัดสารทำความเย็น (compressor) ดังรูปที่ 17 แต่ในส่วนเครื่องอัด (compressor) ในระบบ absorption จะเป็นเครื่องอัดที่ใช้พลังงานความร้อนในการขับเคลื่อนระบบ (thermal compressor) โดยมีองค์ประกอบเป็นเครื่องดูดซึมความร้อน (absorber) และอุปกรณ์ให้ความร้อน (generator)

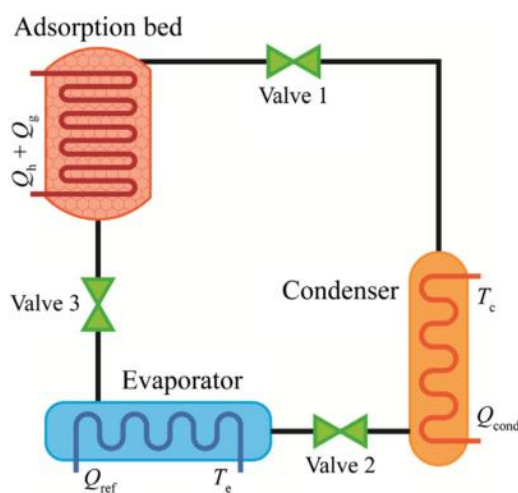


รูปที่ 17 แผนภาพการทำงานของระบบ absorption

หลักการทำงานของระบบปรับอากาศแบบ absorption จะมี evaporator เป็นตัวทำความเย็นให้กับน้ำเย็น (chilled water) ของ absorption chiller สารทำความเย็นใน evaporator เมื่อได้รับความร้อนจะระเหยกลายเป็นไอเข้าสู่ absorber ที่มีสารละลาย (absorbent) ทำหน้าที่ดูดซับไอของสารทำความเย็นทำให้สารละลายมีความเข้มข้นต่ำลง (weak solution) จากนั้นสารผสมจะถูกปั๊มดูดไปที่ generator ซึ่งได้รับความร้อนจากภายนอก ทำให้สารทำความเย็นระเหยแยกตัวจาก absorbent ไหลต่อไปยัง condenser จากนั้น absorbent ซึ่งกลายเป็น strong solution จะไหลกลับไปยัง absorber เพื่อดูดซับไอระเหยของสารทำความเย็นอีกครั้ง สารทำความเย็นที่อยู่ใน condenser จะกลั่นตัวเป็นของเหลวไหลผ่าน expansion valve และเข้าสู่ evaporator เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำเย็นที่ไหลกลับมา (chilled water return) ได้ chilled water เพื่อใช้แลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศที่จะส่งเข้าห้อง (supply air)

3.4.2 ส่วนประกอบและหลักการทำงานของระบบ adsorption

ระบบปรับอากาศแบบ adsorption เป็นอีกทางเลือกหนึ่งของระบบปรับอากาศ ภายในระบบปรับอากาศแบบ adsorption จะประกอบด้วย adsorption bed, condenser, evaporator, และ valves ดังแสดงในรูปที่ 18



รูปที่ 18 แผนภาพการทำงานของระบบ adsorption

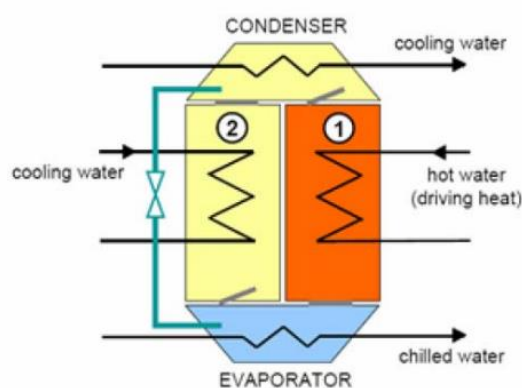
หลักการทำงานของระบบปรับอากาศแบบ adsorption สามารถแบ่งได้เป็น 2 ช่วง ดังนี้

ช่วงที่ 1 กระบวนการ heating และ desorption ในช่วงนี้ วาล์วทุกตัวจะถูกปิดไว้ในขณะที่ adsorption bed ได้รับความร้อนจากแหล่งความร้อน ทำให้สารทำความเย็นถูก desorb จาก adsorption bed ความดันเหนือ bed จึงเพิ่มขึ้นเรื่อย ๆ เมื่อความดันเข้าใกล้ condensing pressure ของสารทำความเย็น valve 1 จะเปิดออก ไอสารทำความเย็นจึงไหลไปยัง condenser

ช่วงที่ 2 กระบวนการ cooling และ adsorption เมื่อไอสารทำความเย็นได้ทิ้งความร้อนที่ condenser แล้วกลั่นตัว สารทำความเย็นจะไหลไปยัง evaporator ผ่าน valve 2 โดย valve 1 ปิดไว้ ขณะเดียวกัน adsorption bed จะถูกทำให้เย็นลงจนความดันเข้าใกล้ evaporating pressure จากนั้น valve 2 จะถูกปิดและ valve 3 จะเปิดออกทำให้ไอของสารทำความเย็นที่ระเหยใน evaporator ไหลไปยัง adsorption bed และถูก bed ดูดซับ การระเหยของสารทำความเย็นใน evaporator จะดึงความร้อนออกจากน้ำที่ไหลผ่าน evaporator ได้ chilled water เพื่อใช้งานในระบบปรับอากาศ

เมื่อผ่านช่วงที่ 2 ไป วาล์วทุกตัวจะปิด แล้วจ่ายความร้อนจากแหล่งภายนอกให้ adsorption bed และรอจนกว่าความดันจะเข้าใกล้ condensing pressure แล้วจึงทำกระบวนการดังอธิบายข้างต้นอีกรอบ

จะเห็นว่า เพื่อจะผลิต chilled water ต้องมีกระบวนการ desorption ที่ bed (ช่วงที่ 1) และกระบวนการ adsorption ที่ bed (ช่วงที่ 2) ส่งผลให้ไม่สามารถผลิตน้ำเย็นได้ต่อเนื่อง เพื่อให้วัฏจักรสามารถดำเนินได้อย่างต่อเนื่องจึงต้องใช้ adsorption bed หรือ adsorber มากกว่าหนึ่งเครื่อง ดังแสดงในรูป 19 ในรูป มี 2 adsorbers โดยกำลังเกิดกระบวนการ desorption ที่ adsorber 1 และเกิดกระบวนการ adsorption ที่ adsorber 2 โดย adsorber 1 กำลัง desorb ไอน้ำไปยัง condenser ขณะที่ adsorber 2 กำลัง adsorb ไอน้ำจาก evaporator และเมื่อ adsorber 2 ไม่สามารถ adsorb สารทำความเย็นได้ต่อ ระบบจะทำงานกลับทิศ โดย cooling water จะส่งไปยัง adsorber 1 ขณะที่ hot water จะส่งไปยัง adsorber 2 จึงเกิดกระบวนการ adsorption ที่ adsorber 1 และเกิดกระบวนการ desorption ที่ adsorber 2 และวาล์วจะเปิดในลักษณะที่ให้ไอน้ำจาก evaporator ไปยัง adsorber 1 และไอน้ำจาก adsorber 2 ไปยัง condenser



รูปที่ 19 แผนภาพการทำงานของระบบ adsorption

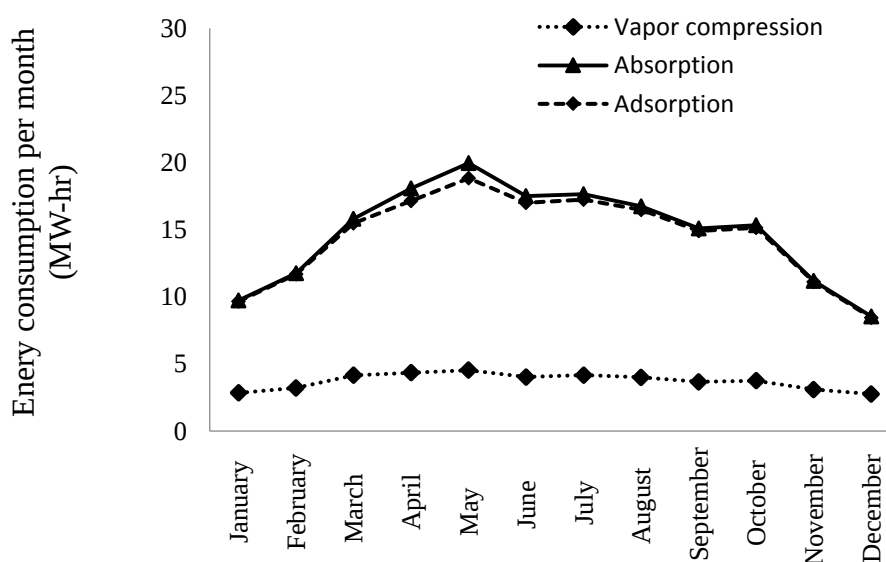
ผู้วิจัยได้สร้างแบบจำลองเชิงตัวเลขเพื่อเปรียบเทียบการทำงานของระบบปรับอากาศแบบอัดไอ แบบ absorption และแบบ adsorption เมื่อใช้งานในร้าน 7- Eleven ต่อเนื่องเป็นเวลา 1 ปี โดยใช้โปรแกรม TRNSYS ซึ่งเป็นโปรแกรมสำเร็จรูปที่สามารถจำลองระบบด้านความร้อนแบบ unsteady ได้ ร้าน 7- Eleven ที่ศึกษามีพื้นที่ 111.6 m² เพื่อรักษาอุณหภูมิภายในร้านให้คงที่ที่ 23-27°C ต้องการเครื่องปรับอากาศที่มีกำลัง 35 kW เครื่องปรับอากาศแบบ absorption ที่เลือกใช้คือรุ่น WCF-SC/SH10 ของบริษัท Yazaki และเครื่องปรับอากาศแบบ adsorption ที่เลือกใช้คือรุ่น AD3-C ของบริษัท ECO – MAX

ในการจำลองได้ใช้แหล่งความร้อนที่หลากหลายเพื่อป้อนให้แก่ระบบ absorption และ adsorption ได้แก่ ฮีตเตอร์ไฟฟ้า เครื่องทำน้ำร้อนพลังแสงอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ เครื่องทำน้ำร้อนพลังแสงอาทิตย์แบบหลอดแก้วสุญญากาศ และหม้อต้มไอที่ใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิง ซึ่งสามารถดูรายละเอียดในการจำลองได้ในภาคผนวก

หัวข้อนี้จะนำเสนอส่วนหนึ่งของผลจากการจำลองระบบปรับอากาศแบบอัดไอ แบบ absorption และแบบ adsorption ที่ใช้แหล่งความร้อนแต่ละแบบดังนี้

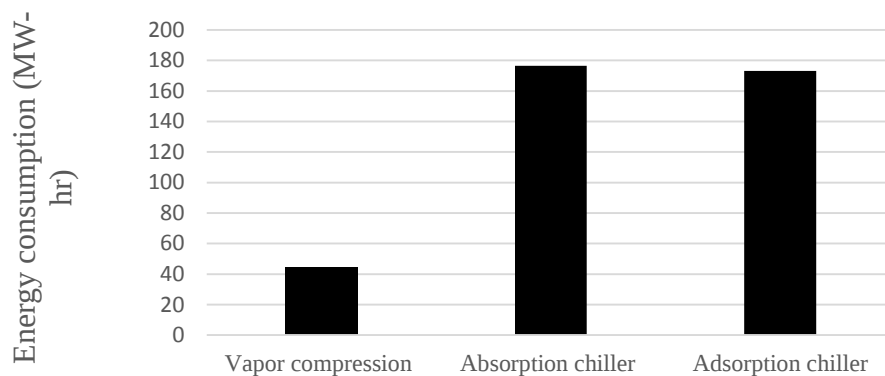
3.5 การจำลองระบบปรับอากาศแบบ absorption และแบบ adsorption สำหรับ 7-Eleven ที่ใช้เครื่องทำน้ำร้อนพลังแสงอาทิตย์แบบหลอดแก้วสุญญากาศเป็นแหล่งความร้อน

จากการจำลองได้ว่า ค่าพลังงานรายเดือนที่ระบบปรับอากาศแต่ละแบบเป็นดังรูปที่ 20 พบว่า ระบบปรับอากาศแบบ absorption ใช้พลังงานไฟฟ้ามากที่สุดตลอดทั้งปี รองลงมาคือระบบปรับอากาศแบบ adsorption และระบบปรับอากาศแบบ vapor-compression ตามลำดับ โดยมีค่าต่างกันมากที่สุดในเดือนพฤษภาคม และมีค่าต่างกันน้อยที่สุดในเดือนธันวาคม



รูปที่ 20 พลังงานไฟฟ้าที่ระบบปรับอากาศใช้ในแต่ละเดือนตลอดทั้งปี

เมื่อทำการพิจารณาพลังงานไฟฟ้าที่ระบบปรับอากาศใช้ตลอดทั้งปี พบว่า ระบบปรับอากาศแบบ adsorption และระบบปรับอากาศแบบ absorption มีการใช้พลังงานไฟฟ้ามากกว่าระบบปรับอากาศแบบ vapor-compression ประมาณ 4 เท่า ซึ่งข้อมูลปรากฏดังรูปที่ 21 สาเหตุเป็นเพราะว่าระบบปรับอากาศแบบ adsorption และระบบปรับอากาศแบบ absorption มีค่า COP ต่ำกว่า จึงต้องการพลังงานไฟฟ้ามากกว่าระบบปรับอากาศแบบ vapor-compression



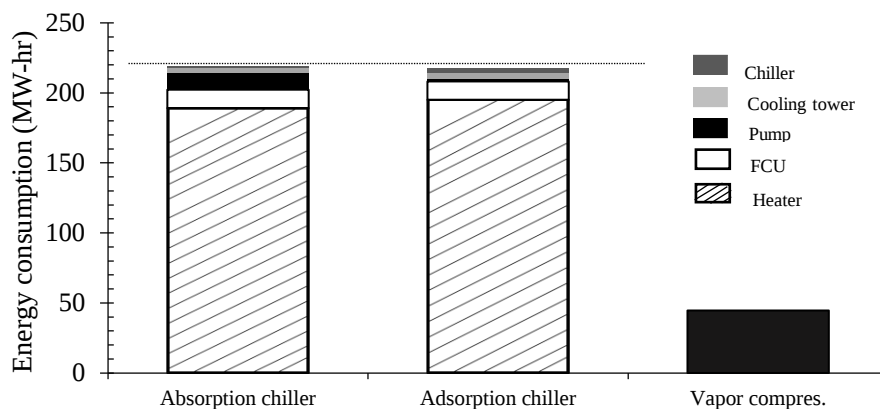
i

รูปที่ 21 พลังงานไฟฟ้าที่ระบบปรับอากาศใช้ตลอดทั้งปี

จากรูปที่ 21 จะเห็นว่าพลังงานไฟฟ้าที่ระบบปรับอากาศแบบ adsorption ใช้มีค่าน้อยกว่า absorption 1.9% ซึ่งเกิดจากความดันสูญเสียที่เกิดขึ้นใน adsorption chiller มีค่าน้อยกว่า จึงใช้ pump ที่มีอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าน้อยกว่า

3.6 การจำลองระบบปรับอากาศแบบ absorption และแบบ adsorption สำหรับ 7-Eleven ที่ใช้เครื่องทำน้ำร้อนพลังแสงอาทิตย์แบบแผ่นเรียบเป็นแหล่งความร้อน

ในหัวข้อนี้ได้เปรียบเทียบปริมาณการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศ 3 ประเภท คือ ระบบปรับอากาศแบบอัดไอ แบบ absorption และแบบ adsorption ซึ่งปริมาณการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศแบบอัดไอได้จากการจำลองในโปรแกรม TRSYS เช่นกัน ได้ผลดังรูปที่ 22

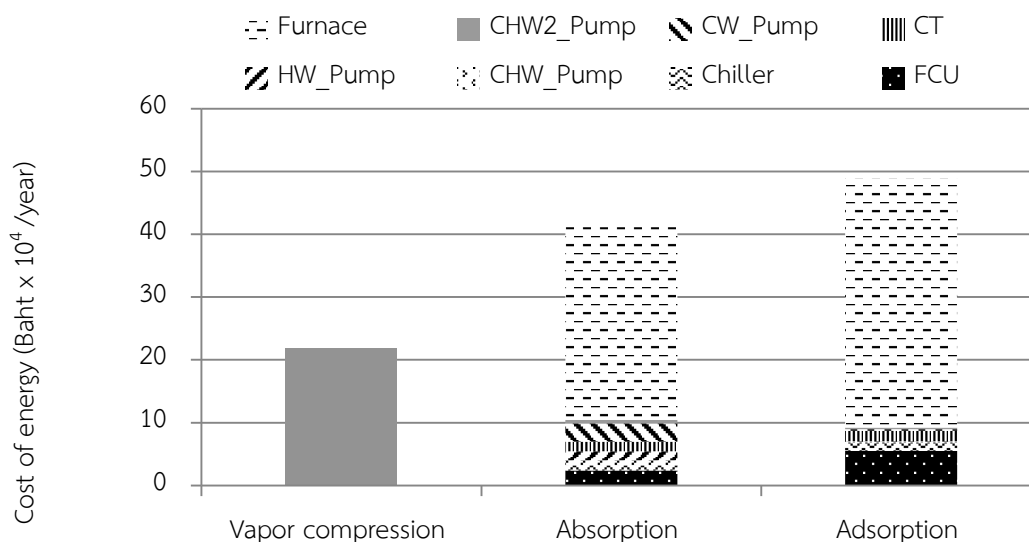


รูปที่ 22 ปริมาณการใช้พลังงานรวมของระบบปรับอากาศ

จากการเปรียบเทียบปริมาณการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศทั้ง 3 ประเภท จะเห็นว่า ระบบที่ใช้พลังงานต่ำสุด คือ ระบบปรับอากาศแบบอัดไอ รองลงมาคือระบบปรับอากาศ adsorption และ absorption ตามลำดับ ซึ่งมีการใช้พลังงานรวมตลอดทั้งปีเท่ากับ 44.61 MW-h, 217.74 MW-h และ 219.33 MW-h ตามลำดับ จะเห็นว่าปริมาณไฟฟ้าที่ absorption และ adsorption ใช้มีค่าประมาณ 5 เท่าที่ระบบ vapor compression ใช้ โดยพลังงานประมาณ 80% ของระบบ absorption และ adsorption ใช้เป็นพลังงานที่ฮีตเตอร์ใช้เพื่อเพิ่มอุณหภูมิน้ำร้อนให้ได้ตามค่าที่กำหนด

3.7 การจำลองระบบปรับอากาศแบบ absorption และแบบ adsorption สำหรับ 7-Eleven ที่ใช้หม้อไอน้ำที่ใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิง

หัวข้อนี้จะเปรียบเทียบค่าใช้จ่ายด้านพลังงานรายปีของระบบปรับอากาศแบบ adsorption และ absorption ที่ใช้หม้อไอน้ำที่ใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงกับระบบปรับอากาศแบบอัดไอ ซึ่งผลการเปรียบเทียบเป็นดังรูปที่ 23



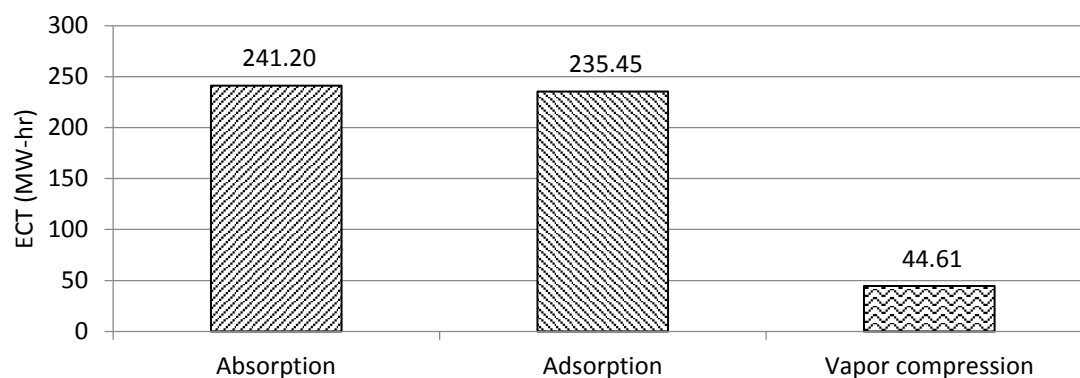
รูปที่ 23 ค่าใช้จ่ายด้านพลังงานรายปีของทั้งสามระบบ

จากรูปที่ 23 จะเห็นว่า ค่าพลังงานรายปีของระบบอัดไอต่ำที่สุด ซึ่งให้เห็นว่า ระบบอัดไอเป็นระบบที่ดีกว่าระบบปรับอากาศแบบ absorption และ adsorption ในแง่ของค่าใช้จ่ายด้านพลังงาน และหากพิจารณาค่าใช้จ่ายด้านพลังงานของระบบ adsorption และ absorption จะเห็นว่ามี 2 ส่วนคือ ค่าก๊าซธรรมชาติของหม้อไอน้ำและค่าไฟฟ้าของอุปกรณ์ไฟฟ้าในระบบ

นอกจากนี้ จากรูปที่ 23 ยังพบว่า ค่าใช้จ่ายด้านพลังงานของระบบ adsorption และ absorption เป็นค่าก๊าซธรรมชาติที่ใช้เพื่อต้มน้ำร้อน 81% และ 75% ตามลำดับ ถ้าความร้อนที่นำมาต้มน้ำเป็นความร้อนที่ได้มาจากความร้อนทิ้งหรือจากธรรมชาติ จะทำให้ค่าใช้จ่ายด้านพลังงานของระบบปรับอากาศแบบ adsorption และ absorption เหลือเพียงค่าไฟฟ้าของอุปกรณ์ที่ใช้ไฟฟ้าเป็นแหล่งพลังงานเท่านั้น และจะเห็นว่าค่าใช้จ่ายด้านพลังงานของระบบ adsorption สูงกว่า absorption เนื่องจาก ระบบ adsorption มี COP ต่ำกว่าระบบ absorption ทำให้ต้องใช้พลังงานมากกว่า

3.8 การจำลองระบบปรับอากาศแบบ absorption และแบบ adsorption สำหรับ 7-Eleven ที่ใช้ฮีตเตอร์ไฟฟ้าเป็นแหล่งความร้อน

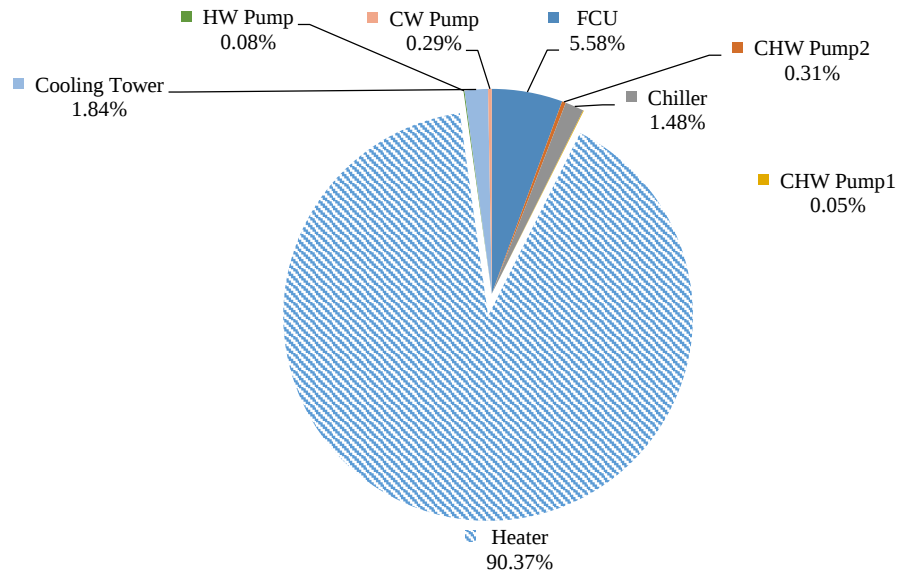
ในการจำลองระบบปรับอากาศแบบ absorption และแบบ adsorption สำหรับ 7-Eleven ที่ใช้ฮีตเตอร์ไฟฟ้าเป็นแหล่งความร้อน เมื่อเปรียบเทียบการใช้พลังงานไฟฟ้ากับระบบอัดไอดีผลดังรูปที่ 24



รูปที่ 24 ค่า annual ECT ของแต่ละระบบ

จากรูปที่ 24 พบว่า ระบบปรับอากาศแบบ adsorption และระบบปรับอากาศแบบ absorption มีการใช้พลังงานไฟฟ้ามากกว่าระบบปรับอากาศแบบ vapor-compression ประมาณ 5 เท่า เนื่องจากระบบปรับอากาศแบบ adsorption และระบบปรับอากาศแบบ absorption มีค่า COP ต่ำกว่า จึงต้องการพลังงานไฟฟ้ามากกว่าระบบปรับอากาศแบบอัดไอดี

เมื่อพิจารณาสัดส่วนการใช้พลังงานของระบบ adsorption ในช่วงเวลา 1 ปี พบว่า อุปกรณ์ที่ใช้พลังงานไฟฟ้ามากที่สุดคือ ฮีตเตอร์ไฟฟ้าที่ถังเก็บน้ำร้อนมีค่า 90.37% รองลงมาคือ fan coil unit, พัดลมของ cooling tower, พัดลมที่ chiller, ปั๊มน้ำเย็น, ปั๊มน้ำหล่อเย็น และปั๊มน้ำร้อน ตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 25 โดยที่ระบบ absorption ก็มีแนวโน้มที่คล้ายกัน



รูปที่ 25 สัดส่วนการใช้พลังงานของระบบ adsorption

3.9 ความเป็นไปได้ของการใช้งานระบบปรับอากาศแบบ absorption และแบบ adsorption สำหรับ 7-Eleven

จากผลการศึกษาหัวข้อ 3.5 – 3.8 จะเห็นว่า ค่าใช้จ่ายด้านพลังงานรายเดือนของแหล่งพลังงานทั้ง 4 รูปแบบมีค่ามากกว่าค่าไฟฟ้ารายเดือนของระบบปรับอากาศแบบอัดไอ เนื่องจากงบลงทุนและงบดำเนินการของทั้งระบบ absorption และ adsorption มีค่าสูงกว่าระบบปรับอากาศแบบอัดไอ บทสรุปจากหัวข้อ 3.5 – 3.8 จึงได้ว่า ไม่คุ้มค่าที่จะเลือกระบบ absorption และ adsorption เพื่อทดแทนระบบปรับอากาศแบบอัดไอใน 7-Eleven

นอกจากนี้ ในการศึกษานี้ได้ดำเนินการวัดศักยภาพของลมร้อนจากตู้แช่ในร้าน 7-Eleven ได้ผลดังตารางที่ 3 ซึ่งจะเห็นว่า อุณหภูมิลมร้อนมีค่าต่ำกว่า 40°C ซึ่งเป็นความร้อนที่มีศักยภาพต่ำกว่าที่จะใช้เป็นแหล่งความร้อนสำหรับระบบ absorption และ adsorption ได้ หากต้องการใช้เป็นแหล่งความร้อนสำหรับระบบ absorption และ adsorption จะต้องการระบบให้ความร้อนเสริม อย่างไรก็ตาม เนื่องจากอัตราการไหลของลมร้อนเหล่านี้มีค่าต่ำ จึงต้องมีการดัดแปลงระบบซึ่งจะยิ่งทำให้ค่าใช้จ่ายสูงกว่าการเลือกใช้ระบบปรับอากาศแบบอัดไอ

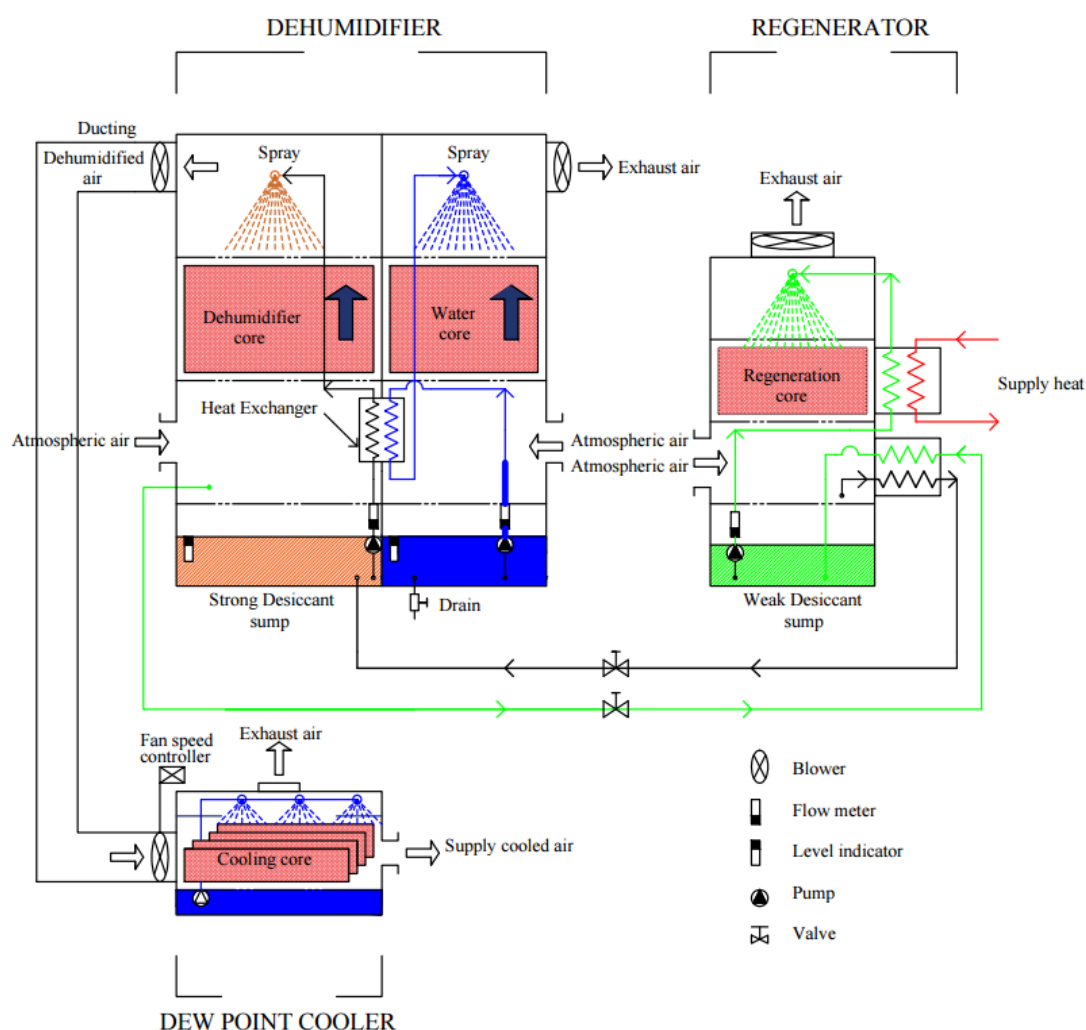
ตารางที่ 3 ลมร้อนจาก condenser ของตู้แช่ในร้าน 7-Eleven

ประเภทตู้แช่	อัตราการไหลเฉลี่ย (m^3/s)	อุณหภูมิเฉลี่ย ($^{\circ}\text{C}$)
ตู้แช่แบบไม่มีฝา หน้าแคบ	0.61	37.5
ตู้แช่แบบไม่มีฝา หน้ากว้าง	1.40	37.0
ตู้แช่แบบมีฝาปิด	0.76	36.7

จากข้อมูลข้างต้นสามารถสรุปได้ว่า ในแง่ความคุ้มค่าเชิงเศรษฐศาสตร์ ระบบปรับอากาศแบบอัดไอดีกว่าการใช้ระบบ absorption และ adsorption ที่ใช้แหล่งความร้อนทั้ง 5 รูปแบบนี้

4. ระบบปรับอากาศแบบลดอุณหภูมิเข้าใกล้จุดน้ำค้างโดยใช้สารดูดความชื้นร่วมด้วย

จากที่ระบบปรับอากาศแบบ absorption และ adsorption ไม่คุ้มค่าในเชิงเศรษฐศาสตร์เพื่อจะเลือกเป็นระบบปรับอากาศสำหรับร้าน 7-Eleven เทียบกับระบบปรับอากาศแบบอัดไอ งานวิจัยนี้จึงจะนำเสนอระบบปรับอากาศแบบลดอุณหภูมิเข้าใกล้จุดน้ำค้างโดยใช้สารดูดความชื้นร่วมด้วย โดยระบบนี้มีส่วนประกอบสำคัญ 2 ส่วน ได้แก่ 1. ระบบลดความชื้นอากาศ (dehumidification loop) และ 2. ระบบลดอุณหภูมิอากาศ (cooling loop) โดยระบบลดความชื้นอากาศสามารถแบ่งได้เป็น 2 ส่วนย่อย ได้แก่ 1.1 dehumidifier กับ 1.2 regenerator ดังรูปที่ 26 โดยหัวข้อนี้มีรายละเอียดดังนี้



รูปที่ 26 แผนภาพการทำงานของระบบต้นแบบ

4.1 ขั้นตอนการทำงานของระบบ dehumidification loop

จากการศึกษาพบว่า หากนำอากาศภายนอกอาคารมาผ่าน dew-point cooler (รูปที่ 26) จะสามารถลดอุณหภูมิอากาศได้ ซึ่งขนาดของอุณหภูมิที่ลดได้ขึ้นกับความชื้นในอากาศ พบว่าหากใช้ dew-point cooler กับอากาศประเทศไทยซึ่งมีความชื้นสูง อุณหภูมิอากาศที่ได้ไม่ได้อยู่ในระดับที่ผู้อยู่อาศัยรู้สึกสบาย การศึกษานี้จึงมีการลดความชื้นของอากาศก่อนส่งไปผ่าน dew-point cooler โดยการลดความชื้นดังกล่าวมีขั้นตอนดังนี้

4.1.1. อากาศภายนอกถูกดูดเข้ามาลดความชื้นที่ dehumidifier core โดยให้ desiccant ไหลซึมผ่านแผ่น membrane ลงมา ส่วนอากาศไหลผ่านช่องระหว่างแผ่น membrane ไป ทำให้อากาศและ desiccant ไม่ได้สัมผัสกันโดยตรง ช่วยลดปัญหาละอองของ desiccant ปนออกมาสู่อากาศ เนื่องจาก desiccant มีอุณหภูมิที่ต่ำในระดับที่ทำให้ความดันไอของสารต่ำกว่าความดันไอในอากาศ ไอน้ำในอากาศจึงถูกดูดซับโดย desiccant (ไอน้ำกลั่นตัวและละลายใน desiccant)

4.1.2 อากาศกลายเป็น dehumidified air แล้วส่งต่อไปยัง dew-point cooler เพื่อทำความเย็น

4.1.3 Desiccant ที่ดูดซับไอน้ำจากอากาศทำให้มีความเข้มข้นต่ำ (weak desiccant) ถูกดูดส่งไปที่ weak desiccant sump ของ regenerator

4.1.4 Weak desiccant ถูกดูดไปรับความร้อน (supply heat) เพื่อเพิ่มความดันไอให้มากกว่าอากาศ แล้วส่งไปยัง regeneration core ปลอ่ยให้ซึมผ่านแผ่น membrane ลงมา ขณะเดียวกันอากาศภายนอกถูกดูดให้ไหลผ่านช่องระหว่างแผ่น membrane ของ regeneration core ไป เนื่องจากความดันไอใน desiccant สูงกว่าของอากาศ น้ำที่ละลายใน desiccant จะระเหยสู่อากาศ ส่งผลให้ความเข้มข้นของ desiccant สูงขึ้นกลายเป็น strong desiccant

4.1.5 อากาศที่กลายเป็นอากาศชื้นถูกปล่อยทิ้งไป

4.1.6 ที่ water core มีหลักการทำงานคล้ายกับ cooling tower กล่าวคือ น้ำถูกดูดให้ตกผ่าน water core ขณะเดียวกันอากาศภายนอกก็ถูกดูดให้ไหลผ่าน core เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ water core ทำให้อุณหภูมิของน้ำลดลง ส่วนอากาศก็ปล่อยทิ้งไป น้ำที่อุณหภูมิต่ำนี้จะถูกส่งไปผ่าน heat exchanger เพื่อรับความร้อนจาก strong desiccant

4.1.7 Strong desiccant ถูกดูดมาลดอุณหภูมิที่ heat exchanger ใกล้ water core เพื่อให้ อุณหภูมิต่ำของ strong desiccant ในระดับที่ทำให้ความดันไอของ desiccant ต่ำกว่าความดันไอของอากาศที่ dehumidifier core จากนั้นจึงส่ง strong desiccant ไปยัง dehumidifier core เพื่อทำกระบวนการดังข้อ 4.1.1

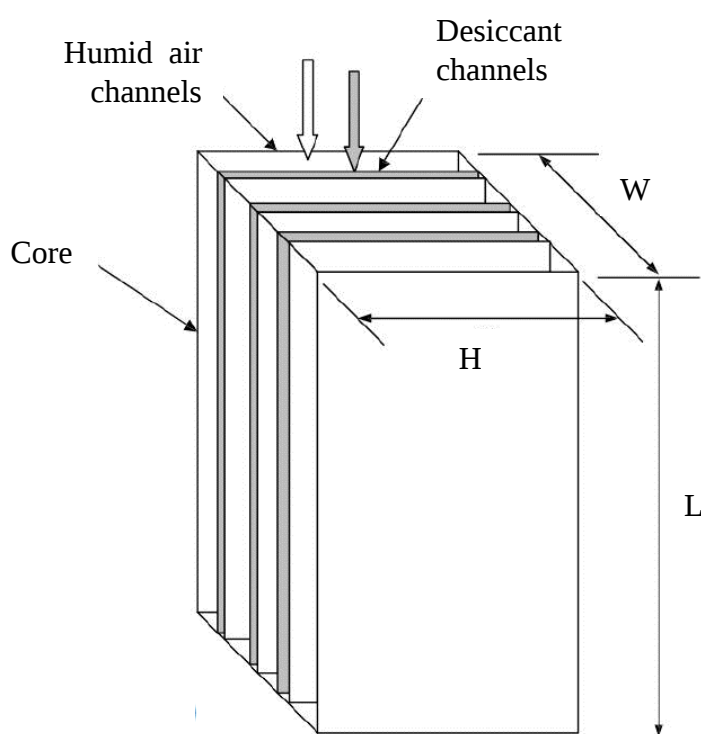
4.2 แบบจำลองคณิตศาสตร์

แบบจำลองคณิตศาสตร์ แบ่งออกเป็นส่วนสำหรับ dehumidifier และ regenerator กับส่วนสำหรับ dew-point cooler ดังนี้

4.2.1 แบบจำลองคณิตศาสตร์สำหรับ dehumidifier และ regenerator

จาก 4.1 จะเห็นว่า หลักการทำงานของ dehumidifier และ regenerator เหมือนกัน ต่างที่ boundary conditions แบบจำลองคณิตศาสตร์ของทั้งสองอุปกรณ์จึงเหมือนกัน หัวข้อนี้จึงจะนำเสนอแบบจำลองคณิตศาสตร์ที่เกิดขึ้นที่ cores ของอุปกรณ์ทั้งสอง โดยแผนภาพของ core ที่จำลองเป็นดังรูปที่

27



รูปที่ 27 แผนภาพแสดง channels ของ core ใน dehumidifier และ regenerator

ในการศึกษานี้กำหนดขนาด core ในเบื้องต้นและคุณสมบัติของอากาศแล้วทำการคำนวณพบว่า Reynolds number (Re) มีค่าน้อยกว่า 2,300 จึงใช้สมมติฐานว่า การไหลที่เกิดขึ้นใน core เป็น laminar flow และแบ่งการพิจารณาออกเป็นส่วนการถ่ายเทความร้อนและการถ่ายเทมวล ดังนี้

4.2.1.1 การถ่ายเทความร้อน

กลไกการถ่ายเทความร้อนเกิดเนื่องจากความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิอากาศและอุณหภูมิของผิว membrane ที่ชุ่มด้วย desiccant ซึ่งจะประมาณให้เท่ากับอุณหภูมิของ desiccant ได้ว่า ความร้อนที่อากาศได้รับ (q_a) มีค่า (Welty et al., 2000)

$$dq_a = \frac{T_a - T_{sol}}{\frac{1}{h_a} + \frac{1}{h_{sol}}} dA_m \quad (1)$$

ความร้อนที่ desiccant สูญเสีย (q_{sol}) มีค่า

$$dq_{sol} = \frac{T_a - T_{sol}}{\frac{1}{h_a} + \frac{1}{h_{sol}}} dA_m + (2.501 \times 10^6 - 2.37t_{sol}) dm \quad (2)$$

ค่า convection heat transfer coefficient ของของไหลคำนวณจาก (Bejan et al., 2003)

$$h = 1.86 \left(\text{Re Pr} \frac{D_h}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \frac{k}{D_h} \quad (3)$$

$$\text{Re} = \frac{\rho u D_h}{\mu} \quad (4)$$

$$\text{Pr} = \frac{c_p \mu}{k} \quad (5)$$

$$D_h = \frac{2H_c w_c}{H_c + w_c} \quad (6)$$

4.2.1.2 การถ่ายเทมวล

กลไกการถ่ายเทมวลเกิดเนื่องจากความแตกต่างระหว่างความดันไอของอากาศและของ desiccant ค่ามวลของความชื้นในอากาศที่กลั่นตัวแล้วผสมกับ desiccant (m) มีค่า

$$dm = \frac{p_{v,a} - p_{v,sol}}{R_w T_{a,in} \left(\frac{1}{h_{m,a}} + \frac{H}{h_{m,sol}} \right)} dA_m \quad (7)$$

เมื่อ

$$h_m = h(\rho c_p)^{-1} Le^{-2/3} \quad (8)$$

$$Le = \frac{\alpha}{D_{AB}} \quad (9)$$

$$D_{AB} = D_0 \frac{P_0}{P} \left(\frac{T_{sol,in}}{T_0} \right)^{3/2} \quad (10)$$

$$H_{CHKO_2} = 104.3 - 0.3828 T_{sol} \quad (11)$$

ทั้งนี้ได้ประเมินให้ $\frac{P_0}{P} = 1$ ภายใต้การทำงานที่ความดันบรรยากาศ และ $T_0 = 273.15$ K

4.2.1.3 การจำลองระบบ

ในงานจำลองนี้ มีสมมติฐานที่ใช้ ดังนี้

1. ระบบเป็น steady state
2. ระบบเป็น adiabatic ไม่มีความร้อนถ่ายเทสู่สิ่งแวดล้อม
3. Desiccant เปียก membrane สม่่าเสมอ และการสัมผัสระหว่างอากาศกับ desiccant เป็นแบบ ideal
4. Membrane ไม่มี resistance ในการถ่ายเทความร้อนและถ่ายเทมวล จึงคิดเหมือนอากาศสัมผัสกับ desiccant โดยตรง
5. ไม่มี carry over ของ desiccant ในอากาศ
6. Latent heat ถูกดูดซับโดย desiccant เท่านั้น
7. ปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นในแต่ละ channel เหมือนกัน

สมการเพื่อคำนวณสภาพของไหลเมื่อผ่าน membrane แล้ว คือ

$$\dot{m}_a(h_{a,in} - h_{a,out}) = \dot{m}_{sol}(h_{sol,out} - h_{sol,in}) \quad (12)$$

$$T_{a,out} = T_{a,in} - \left(\frac{q_a}{(1005 + 1820\omega_a)\dot{m}_a} \right) \quad (13)$$

$$T_{sol,out} = T_{sol,in} - \frac{q_{sol}}{\dot{m}_{sol}c_{p,sol}} \quad (14)$$

$$\omega_{a,out} = \omega_{a,in} - \frac{m}{\dot{m}_a} \quad (15)$$

$$\omega_{a,out} = \omega_{a,in} - \frac{m}{\dot{m}_a} \quad (16)$$

$$X_{sol,out} = X_{sol,in} \left(\frac{1}{1 + \frac{m}{\dot{m}_{sol}}} \right) \quad (17)$$

ในการจำลองระบบใช้โปรแกรม MATLAB เพื่อคำนวณ ร่วมกับการใช้ฐานข้อมูลของสารทำงานจาก
โปรแกรม CoolProp

4.2.2 แบบจำลองคณิตศาสตร์สำหรับ dew-point cooler

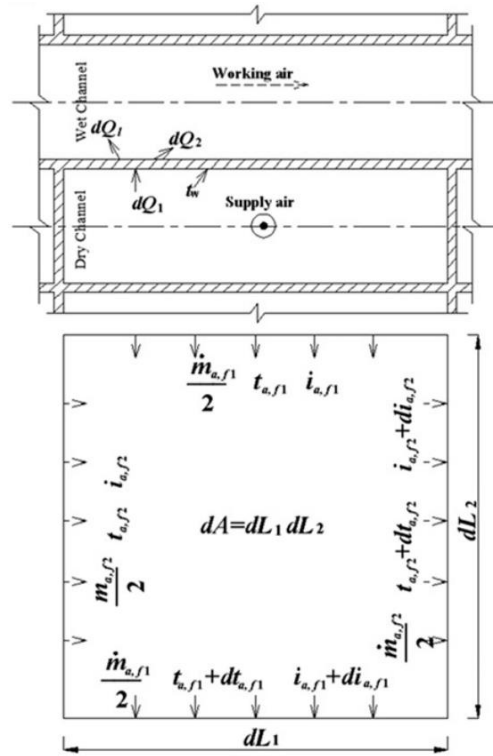
สมมติฐานที่ใช้เพื่อสร้างแบบจำลองคณิตศาสตร์ของ dew-point cooler ในงานวิจัยนี้มีดังนี้

1. ระบบเป็น steady state
2. ผิวของ wet channels เปียกแบบ uniformly saturated (ใช้ค่า boundary conditions ที่ตำแหน่งดังกล่าวเป็น saturated air)
3. การไหลใน channel เป็นแบบ 1 มิติ (ไม่มี gradient ใด ๆ ในแนว cross-section) มีความร้อนถ่ายเทระหว่างผนังของ channels ได้ โดยมี convective heat transfer เป็นกลไกการถ่ายเทความร้อนหลักระหว่างอากาศกับผนัง
4. ให้อากาศไหลแบบ incompressible flow
5. อุณหภูมิผนังฝั่ง wet และฝั่ง dry มีค่าเท่ากัน และมีค่าเท่ากับอุณหภูมิน้ำ

สมมติฐานที่ 5 นี้มาจากการที่ค่า Overall heat transfer coefficient (U) คำนวณจาก

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta_{wall}}{k_{wall}} + \frac{1}{h_2}} \quad (18)$$

จากสูตรจะเห็นว่า หากค่า δ_{wall} มีค่าน้อย (เช่น รุ่นหนึ่งที่จำหน่ายโดย Coolerado ผนังมีความหนา 0.24 mm) ค่า $\frac{\delta_{wall}}{k_{wall}}$ จะมีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับ $\frac{1}{h_1}$ และ $\frac{1}{h_2}$ ทำให้ค่า thermal conductivity ของ wall มีผลน้อยต่อการถ่ายเทความร้อน จึงสามารถเลือกใช้วัสดุโดยไม่ต้องคำนึงถึงค่า thermal conductivity และสามารถประมาณการให้อุณหภูมิผนังฝั่ง wet และฝั่ง dry มีค่าเท่ากันได้ และกำหนดให้ computational domain มีลักษณะดังรูปที่ 28



รูปที่ 28 computational domain และตัวแปรที่เกี่ยวข้อง

สมการที่เกี่ยวข้องมีดังนี้ (Welty et al., 2000)

- สมการสมดุลพลังงานของระบบ

$$dQ_t = dQ_1 + dQ_2 \quad (19)$$

- สมดุลพลังงานใน dry channel

$$dQ_1 = h_1(t_{a,f1} - t_w)dA = \frac{1}{2} m_{a,f1} di_{a,f1} \quad (20)$$

- สมการสมดุลมวลใน wet channel

$$\left(\frac{1}{2} m_{a,f2}\right) dw_{a,f2} = h_m(\rho_{w,a2} - \rho_{a,f2})dA \quad (21)$$

- สมดุลพลังงานใน wet channel

$$dQ_t - dQ_2 = \frac{1}{2} m_{a,f2} di_{a,f2} \quad (22)$$

$$dQ_2 = h_2(t_{a,f2} - t_w)dA \quad (23)$$

$$dQ_t = h_m(\rho_{w,a2} - \rho_{a,f2})dA \quad (24)$$

- ค่า convective heat transfer coefficient

เนื่องจาก channel height และความเร็วอากาศมีค่าต่ำ (เช่น 5 mm กับ 1 m/s) พบว่า ค่า Reynolds number ที่คำนวณได้ต่ำกว่า 2,300 จึงพิจารณาให้การไหลนี้เป็น laminar flow เสมอ ซึ่ง thermal entry length (L_{th}) ของ laminar flow คำนวณได้จาก (Bejan et al., 2003)

$$L_{th} = 0.05 \text{Re Pr } D_h \quad (25)$$

ในช่วง entrance region จะคำนวณค่า Nusselt number (Nu) จาก

$$Nu = \frac{hD_h}{k} = 1.86 \left(\frac{\text{Re Pr } D_h}{x} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (26)$$

ในช่วง fully developed (เลย entrance region ไป) จะคำนวณค่า Nu จาก

$$Nu = 2.47 \quad (27)$$

- ค่า mass transfer coefficient

ใช้ heat and mass transfer analogy ได้ว่า

$$\frac{h}{h_m} = \rho c_p Le^{\frac{2}{3}} \quad (28)$$

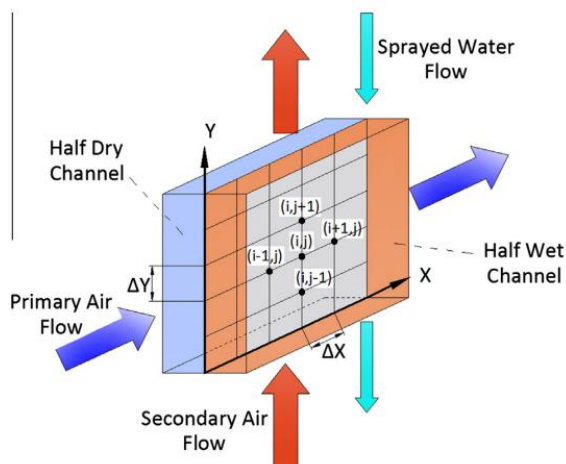
- Effectiveness

ค่า wet-bulb effectiveness (ε_{wb}) และ dew-point effectiveness (ε_{dp}) คำนวณจาก

$$\varepsilon_{wb} = \frac{t_{db,1} - t_{db,2}}{t_{db,1} - t_{wb,1}} \quad (29)$$

$$\varepsilon_{dp} = \frac{t_{db,1} - t_{db,2}}{t_{db,1} - t_{dp,1}} \quad (30)$$

ในการศึกษานี้ใช้โปรแกรม Matlab ร่วมกับฐานข้อมูล CoolProp ในการแก้ระบบสมการข้างต้น โดยใช้วิธี finite difference method โดยทำการ discretization ดังรูปที่ 29



รูปที่ 29 Geometrical discretization of the computational domain

โดยกำหนดให้อากาศมีอุณหภูมิกระเปาะแห้ง กระเปาะเปียก และความชื้นสัมพัทธ์เท่ากับ 35°C 28°C และ 60%RH ตามลำดับ และใช้ค่ามาตรฐานในการคำนวณ ดังตารางที่ 4

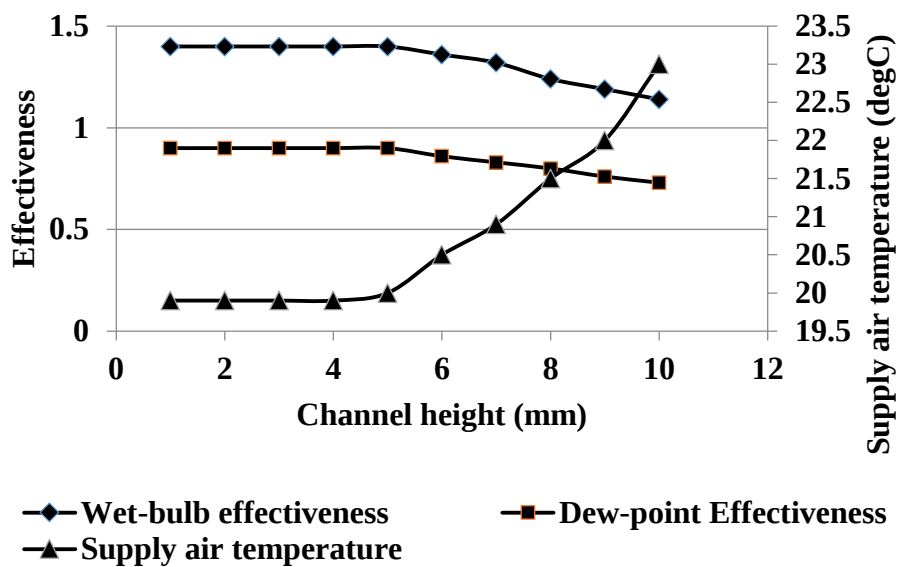
ตารางที่ 4 ค่ามาตรฐานที่ใช้ในการจำลองระบบ

Wall thickness (mm)	Channel length (m)	Channel width (mm)	Channel height (mm)	Intake air velocity (m/s)	Working-to-intake air ratio
0.5	1	80	5	2.4	0.33

4.3 ผลการจำลอง

4.3.1 ผลกระทบของ channel height

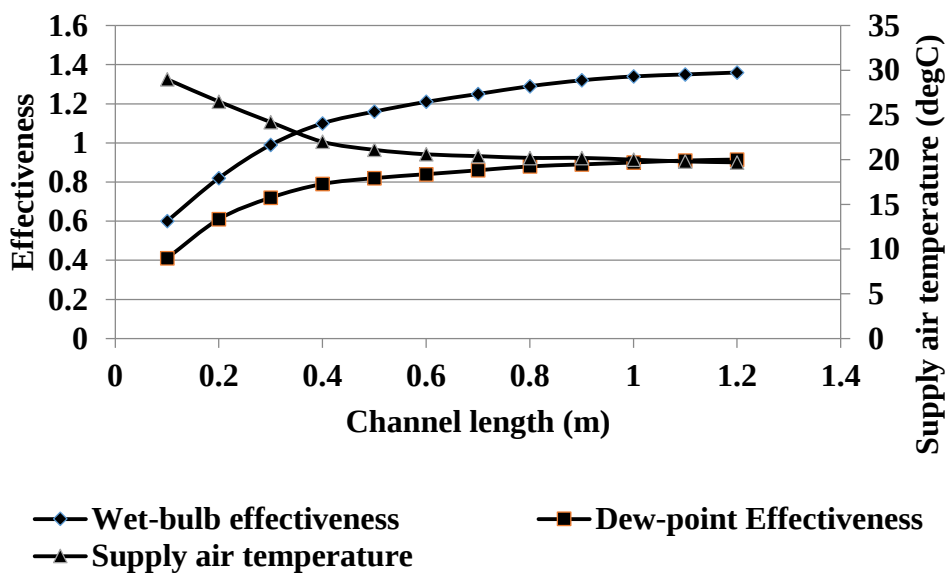
ได้ปรับเปลี่ยนค่า channel height ระหว่าง 1-10 mm ได้ผลดังรูปที่ 30 จะเห็นว่า เมื่อ channel height มีค่าต่ำกว่า 5 mm ค่า effectiveness ทั้งสองและอุณหภูมิอากาศค่อนข้างคงที่ เมื่อ channel height มากกว่า 5 mm ค่า effectiveness ทั้งสองมีค่าลดลงและอุณหภูมิอากาศมีค่าเพิ่มขึ้น ดังนั้น ควรเลือก channel height มีค่าไม่เกิน 5 mm



รูปที่ 30 ผลกระทบของ channel height

4.3.2 ผลกระทบของ channel length

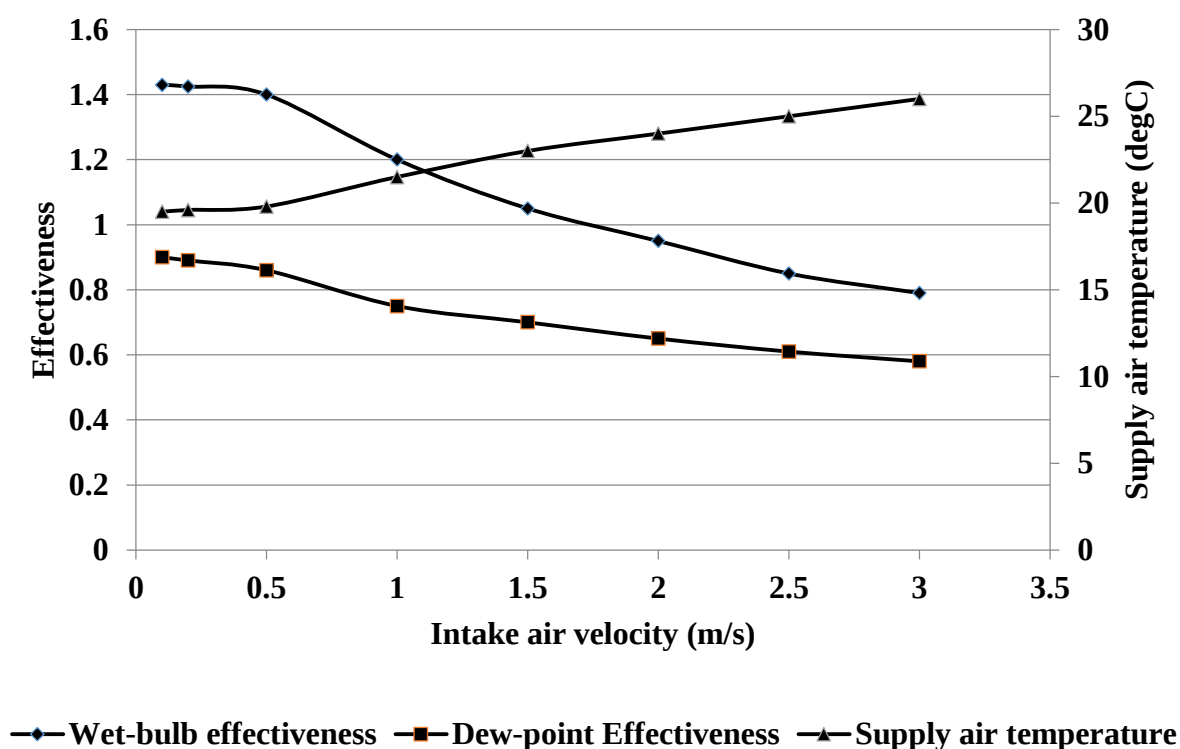
ได้ปรับเปลี่ยนค่า channel length ระหว่าง 0.1-1.2 m ได้ผลดังรูปที่ 31 จะเห็นว่า เมื่อ channel length มีค่ามากกว่า 1 m ค่า effectiveness ทั้งสองและอุณหภูมิอากาศค่อนข้างคงที่ ดังนั้น ควรเลือก channel length มีค่าไม่เกิน 1 m



รูปที่ 31 ผลกระทบของ channel length

4.3.3 ผลกระทบของ intake air velocity

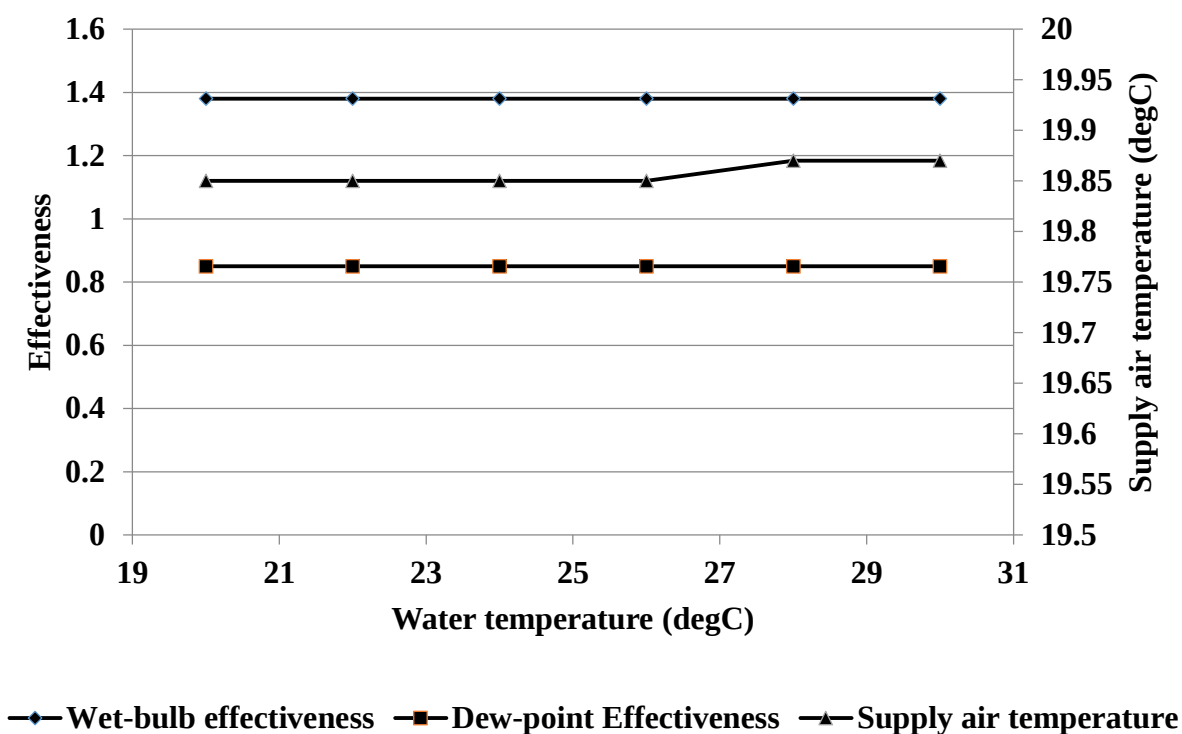
ได้ปรับเปลี่ยนค่า intake air velocity ระหว่าง 0.1-3 m/s ได้ผลดังรูปที่ 32 จะเห็นว่า เมื่อ intake air velocity มีค่าระหว่าง 0.1-0.5 m/s ค่า effectiveness ทั้งสองและอุณหภูมิอากาศเปลี่ยนแปลงไม่มาก แต่ เมื่อ intake air velocity มากกว่า 0.5 m/s ค่า effectiveness ทั้งสองมีค่าลดลงอย่างรวดเร็ว และ อุณหภูมิอากาศมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ดังนั้น ควรเลือก intake air velocity มีค่าไม่เกิน 0.5 m/s



รูปที่ 32 ผลกระทบของ intake air velocity

4.3.4 ผลกระทบของ feed water temperature

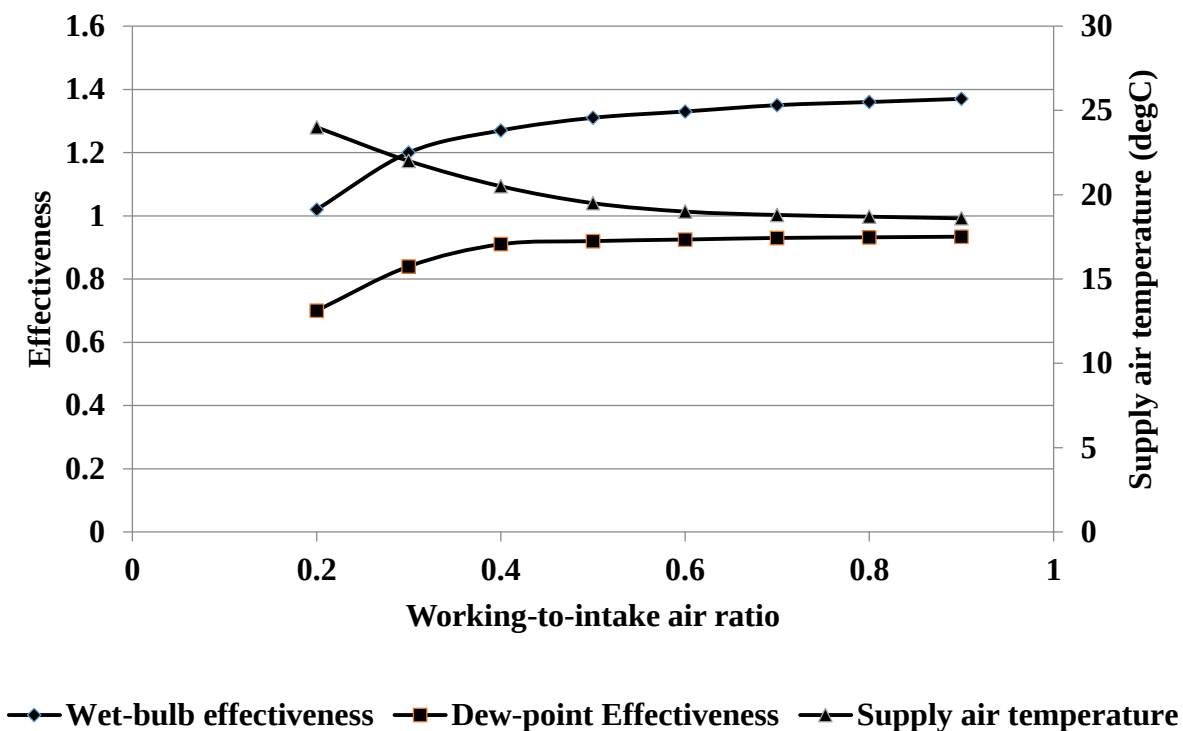
ได้ปรับเปลี่ยนค่า feed water temperature ระหว่าง 20-30°C ได้ผลดังรูปที่ 33 จะเห็นว่า feed water temperature ในช่วงอุณหภูมิที่ศึกษาไม่มีผลกระทบต่อค่า effectiveness ทั้งสองและอุณหภูมิอากาศ เนื่องจากการลดอุณหภูมิอากาศเกิดจากการระเหยตัวของน้ำเป็นหลัก หรือกล่าวได้ว่ากลไกการถ่ายเทความร้อนแฝง latent heat เป็นหลัก sensible heat มีผลกระทบน้อยมาก



รูปที่ 33 ผลกระทบของ feed water temperature

4.3.5 ผลกระทบของ working-to-intake air ratio

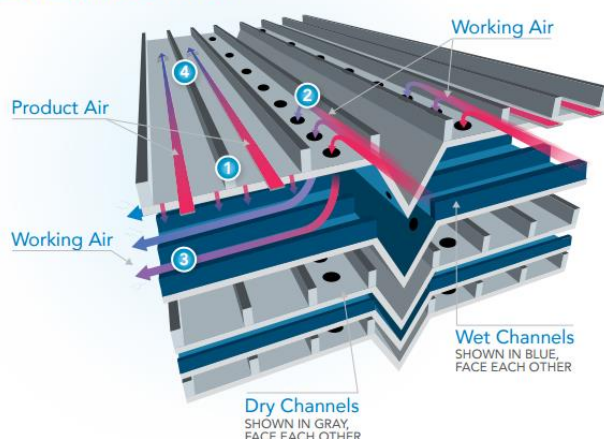
ค่า working-to-intake air ratio คือ อัตราส่วนระหว่าง working air volume flow rate ต่อด้วย intake air volume flow rate ซึ่งในการศึกษานี้ได้ปรับเปลี่ยนค่า working-to-intake air ratio ระหว่าง 0.2-0.9 ได้ผลดังรูปที่ 34 จะเห็นว่า เมื่อ working-to-intake air ratio มีค่าระหว่าง 0.2-0.6 ค่า effectiveness ทั้งสองมีค่าเพิ่มขึ้นและอุณหภูมิอากาศลดลง เมื่อ working-to-intake air ratio มีค่ามากกว่า 0.6 ค่า effectiveness ทั้งสองและอุณหภูมิอากาศเปลี่ยนแปลงไม่มากนัก อย่างไรก็ตาม หากใช้ ratio ค่ามาก ก็จะทำให้ flow rate ของ supplied air ลดลง เพราะ intake air volume flow rate มีค่าเท่ากับ ผลรวมของ working air volume flow rate กับ supplied air volume flow rate การใช้ค่า ratio ค่าสูง จะทำให้ cooling capacity ลดลง



รูปที่ 34 ผลกระทบของ working-to-intake air ratio

อย่างไรก็ตาม เมื่อพิจารณาแผนภาพแสดงการของเคลื่อนที่ของ product และ working air ใน Coolerado Heat and Mass Exchanger (HMX) ที่มีจำหน่าย ดังรูปที่ 35 จะเห็นว่า working air ใน dry channel ได้ถ่ายเทความร้อนน้อย ทั้งเพราะถูกแบ่งเข้าไปใน wet channel ตลอดทาง และเพราะพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนใน dry channel มีน้อย จึงทำให้อุณหภูมิของ working air เมื่อแรกเข้าไปใน wet channel ยังไม่ต่ำพอ ส่งผลให้ค่า dew-point effectiveness ของเครื่องปรับอากาศยี่ห้อ Coolerado มีค่าประมาณ 0.5-0.6 (มี wet-bulb effectiveness ประมาณ 1.26-1.33) (Coolerado, 2006) ในงานวิจัยนี้เห็นว่า ควรใช้อากาศเย็นจากในห้องเป็น working air แทนที่จะใช้อากาศภายนอกเป็น working air

COOLERADO HMX



- 1 Product air and working air enter the dry side of the HMX.
- 2 Cooled working air is fractioned off into wet channels throughout the exchanger.
- 3 Heat from the product air is transferred into the working air through evaporation and is rejected as exhaust.
- 4 The product air travels the length of the dry channels, while transferring its heat to the working air in the wet channels above and below. As a result, the product air cools down and remains dry as it enters the building.

รูปที่ 35 แผนภาพแสดงการเคลื่อนที่ของอากาศใน dry และ wet channels ของ Coolerado HMX

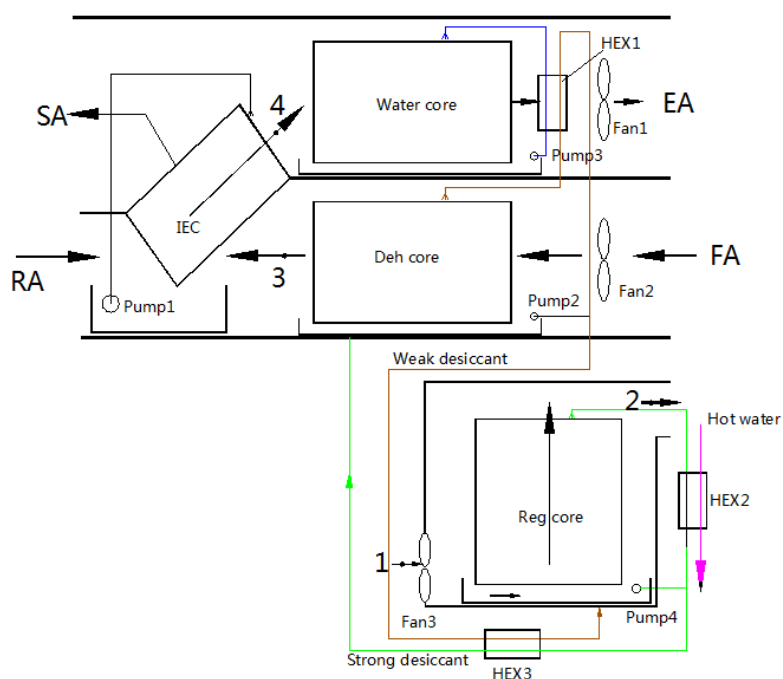
4.4 การออกแบบชุดต้นแบบ

จากวิธีคำนวณข้างต้นสามารถออกแบบชุดต้นแบบที่มีแผนภาพการทำงานได้ดังรูปที่ 36 โดยชุดต้นแบบมีขั้นตอนการทำงานและวิธีคำนวณแต่ละส่วน ดังนี้

- 4.4.1 อากาศภายนอก (fresh air, FA) ถูกดูดเข้ามาผ่าน Deh core (dehumidification core) เพื่อลดความชื้น กลายเป็นอากาศที่ state 3 ในกระบวนการนี้ใช้ math model ดังแสดงในหัวข้อ 4.2.1
- 4.4.2 อากาศที่ state 3 จะถูกส่งไปยัง IEC (Indirect Evaporative Cooling core) เพื่อลดอุณหภูมิ แล้วจ่ายเข้าห้องเป็น SA (supply air) ขณะเดียวกัน อากาศเย็นจากอีกตำแหน่งในห้อง (return air, RA) จะถูกดูดมาผ่าน IEC ทำหน้าที่เป็น working air ในกระบวนการนี้ใช้ math model ดังแสดงในหัวข้อ 4.2.2
- 4.4.3 เนื่องจาก RA เมื่อผ่าน IEC ไปแล้ว ยังมีอุณหภูมิที่ต่ำ จึงส่งต่อไปลดความเย็นน้ำที่ Water core ซึ่งน้ำนี้ใช้ลดอุณหภูมิ desiccant ก่อนที่ desiccant จะถูกส่งไปผ่าน Deh core เมื่อผ่าน Water core แล้ว RA จะถูกปล่อยทิ้งออกไปนอกอาคาร ในกระบวนการนี้ใช้ math model ดังแสดงในหัวข้อ 4.2.2
- 4.4.4 ส่วน desiccant ที่มีความชื้นสูงจะถูกส่งไปลดความชื้นที่ Reg core (regeneration core) แล้ววนกลับมาใช้งานซ้ำที่ Deh core ในกระบวนการนี้ใช้ math model ดังแสดงในหัวข้อ 4.2.1

โดยขนาดของ Deh core, Water core และ Reg core ที่เลือกใช้มีรายละเอียด ดังนี้

- เลือกความสูง channel เท่ากับ 5 mm จากหัวข้อ 4.3.1
- เลือกขนาดของ cores เป็น 600 mm x 600 mm จากหัวข้อ 4.3.2
- เลือกอัตราการไหลอากาศเท่ากับ 300 m³/h จากหัวข้อ 4.3.2 ร่วมกับ 4.3.3
- เลือกใช้ return air เป็น working air จากหัวข้อ 4.3.5



รูปที่ 36 แผนภาพชุดต้นแบบ

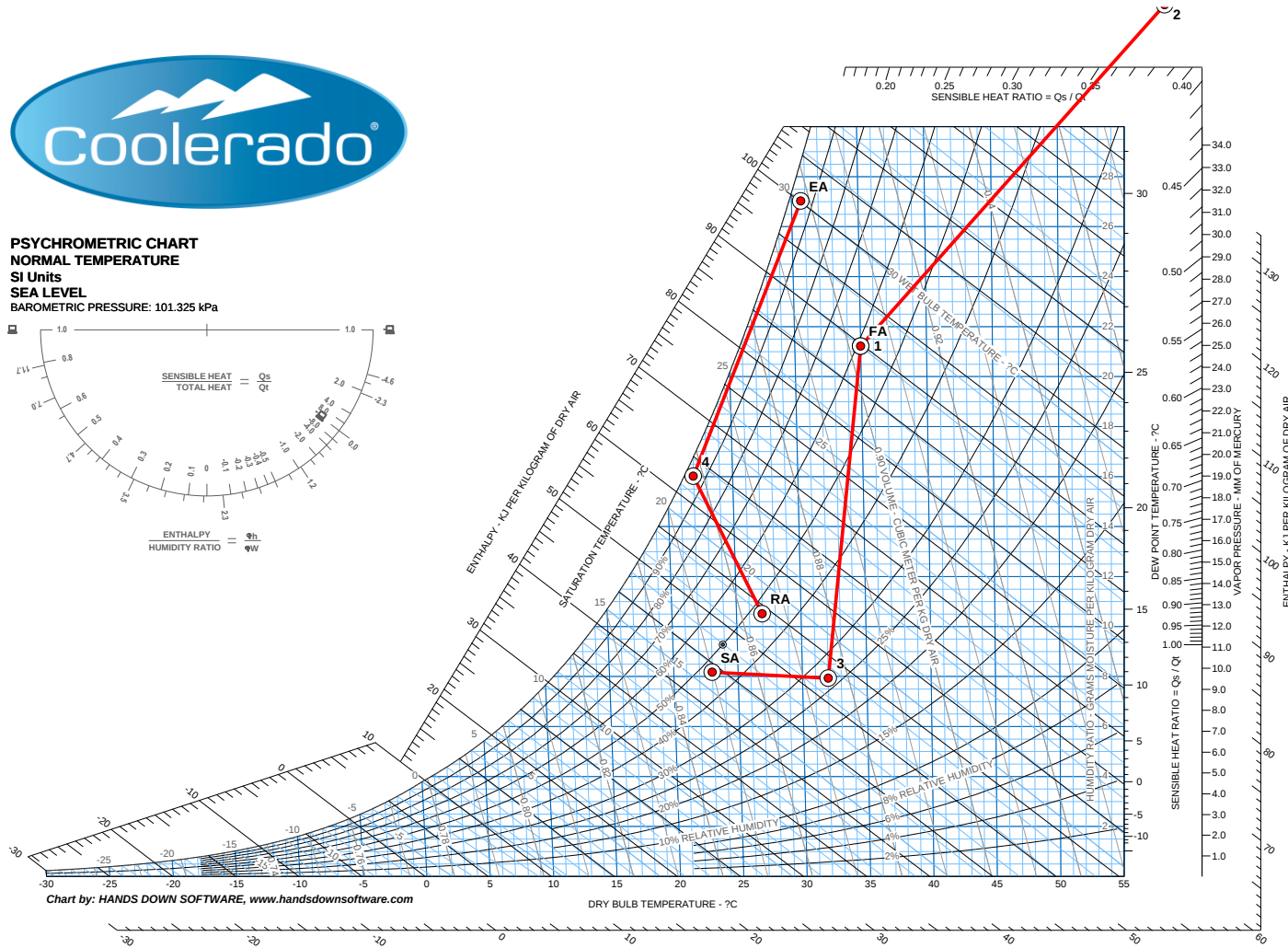
ซึ่งจากการคำนวณโดยใช้โปรแกรมในหัวข้อ 4.1-4.2 ได้ว่า อากาศที่ตำแหน่งต่าง ๆ มีคุณสมบัติดังแสดงในตารางที่ 5

ตารางที่ 5 ค่าคุณสมบัติของอากาศที่ตำแหน่งต่าง ๆ จากรูปที่ 36

ตำแหน่ง	Tdb (°C)	Twb (°C)	% RH	ω (g/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Flow rate (m ³ /h)
FA	35	28	60	21.3	89.9	300
RA	27	19	47	10.4	53.8	300
SA	23	15.7	47	8	44	300
EA	30.7	30	95	26.9	99.7	300
1	35	28	60	21.3	89.9	300
2	58	38	29	34.6	148.5	300
3	32	18.6	27	8	52.7	300
4	22	21.5	95	15.8	62.5	300

และสามารถนำคุณสมบัติของจุดข้างต้นมาเขียนใน psychrometric chart ได้ดังรูปที่ 37

จะได้ว่า cooling capacity ของระบบนี้มีค่า 4.59 kW โดยต้องการความร้อนเพื่ออุ่น desiccant ก่อนเข้า Reg core เท่ากับ 5.86 kW ซึ่งหากติดตั้ง HEX3 เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่าง strong desiccant ที่ถูกสูบจาก Regeneration loop กลับไปยัง Dehumidification loop กับ weak desiccant ที่ถูกสูบจาก Dehumidification loop จะลดความร้อนที่ต้องการลงเหลือ 4.3 kW ได้ ซึ่งในชุดต้นแบบความร้อนนี้จะมาจาก electric water heater

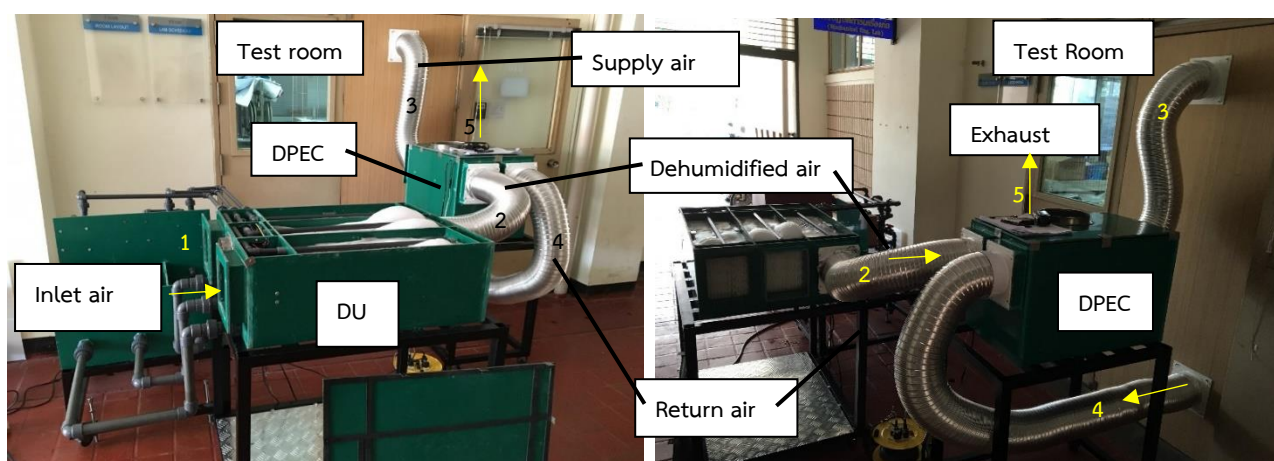


รูปที่ 37 Psychrometric chart แสดงคุณสมบัติอากาศของจุดในรูปที่ 36

5. ชุดต้นแบบระบบปรับอากาศแบบลดอุณหภูมิเข้าใกล้อุณหภูมิจุดน้ำค้างโดยใช้สารดูดความชื้นร่วมด้วย (dew-point air-conditioning associated with desiccant)

5.1. การสร้างชุดต้นแบบระบบปรับอากาศแบบ dew-point air-conditioning associated with desiccant (DPAC)

ระบบ DPAC เป็นระบบปรับอากาศที่ลดอุณหภูมิอากาศด้วยวิธีทำความเย็นแบบระเหย (evaporative cooling) โดยเครื่องมีลักษณะดังแสดงในรูปที่ 38 จากรูปที่ 38 พัดลมจะดูดอากาศภายนอก (inlet air) เข้า dehumidification unit (DU) ที่ตำแหน่งที่ 1 เพื่อลดความชื้นของอากาศ จากนั้นอากาศที่ถูกลดความชื้นแล้ว (dehumidified air) จะออกจาก DU ณ จุดที่ 2 และถูกส่งเข้าไปใน dew-point evaporative cooler (DPEC) เพื่อลดอุณหภูมิอากาศก่อนจ่ายเข้าห้องทดสอบ (test room) ทางท่อ supply air ณ จุดที่ 3 ขณะเดียวกัน อากาศในห้องทดสอบจะถูกดูดเข้า DPEC ทางท่อ return air ที่ตำแหน่งที่ 4 เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนและมวลใน DPEC แล้วปล่อยทิ้งสู่บรรยากาศ ณ ตำแหน่งที่ 5

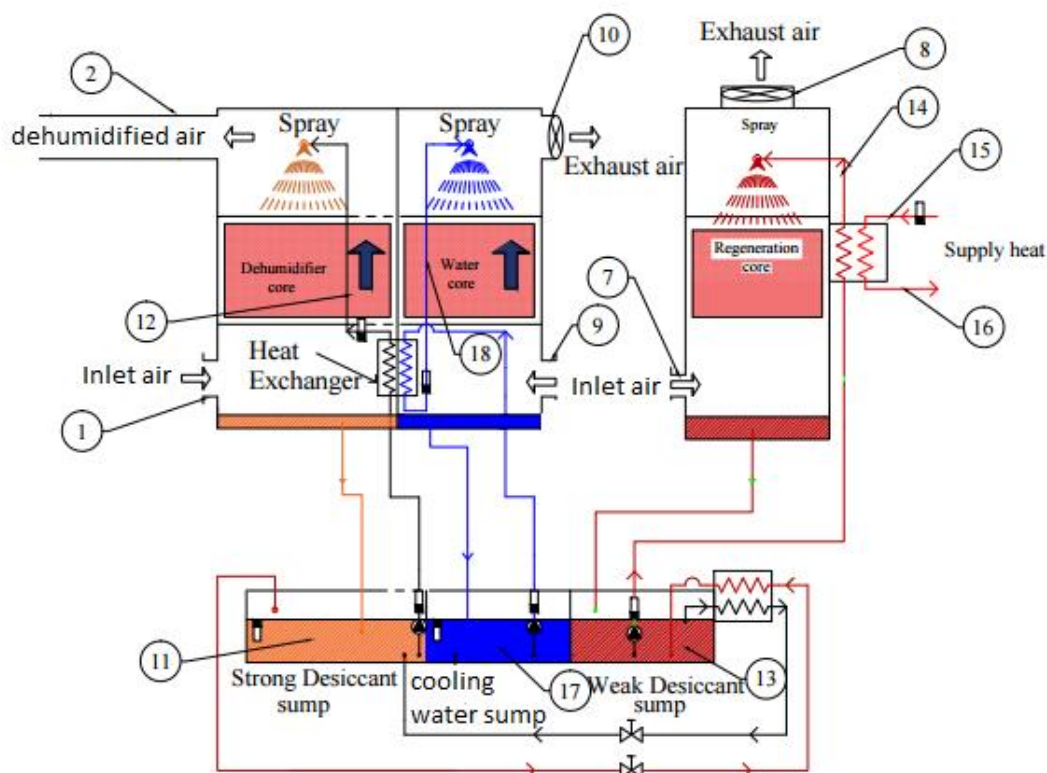


รูปที่ 38 Dew-point Air-Conditioning Associated with Desiccants

ระบบ DPAC มีส่วนประกอบสำคัญ 2 ส่วน ได้แก่ dehumidification unit (DU) และ dew-point evaporative cooler (DPEC) ซึ่งมีรายละเอียด ดังนี้

5.1.1 Dehumidification Unit (DU)

เพื่อจะควบคุมให้อากาศที่จ่ายเข้าห้องปรับอากาศมีความชื้นที่เหมาะสม ในระบบ DPAC จึงมี DU ทำหน้าที่ลดความชื้นอากาศ โดย DU มีหลักการทำงาน คือ สารดูดความชื้นความเข้มข้นสูง (strong desiccant) จาก strong desiccant sump จะถูกปั๊มสูบไปจ่ายที่ด้านบน dehumidifier core ดังแสดงในรูปที่ 39 ขณะเดียวกัน พัดลมจะดูด inlet air เข้ามาทางจุดที่ 1 ที่ dehumidifier core อากาศจะถ่ายเทความชื้นให้กับ strong desiccant ทำให้อากาศที่ออกจาก dehumidifier core มีความชื้นลดลงเรียกว่า dehumidified air เนื่องจากสารดูดความชื้นได้รับไอน้ำจากอากาศทำให้ความเข้มข้นลดลงกลายเป็นสารดูดความชื้นเจือจาง (weak desiccant) ส่งผลให้ความสามารถดูดความชื้นลดลง ใน DU จึงมีกระบวนการ regeneration เพื่อควบคุมความเข้มข้นของสารดูดความชื้นให้มีค่าพร้อมใช้งานต่อเนื่อง



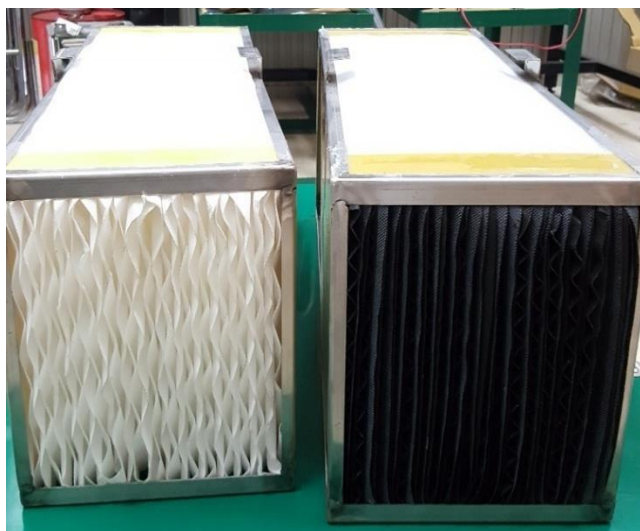
รูปที่ 39 แผนภาพการทำงานของ dehumidification unit

จากรูปที่ 39 สารดูดความชื้นเจือจางซึ่งอยู่ใน weak desiccant sump จะถูกส่งไปรับความร้อนที่ heat exchanger เพื่อทำให้ความดันไอของน้ำใน weak desiccant สูงกว่าความดันไอในอากาศภายนอกที่ถูกดูดเข้า regenerator core ณ จุดที่ 7 ขณะเดียวกัน weak desiccant ที่ผ่าน heat exchanger มาแล้วจะถูกกระจายลงบน regenerator core เนื่องจากความดันไอของ weak desiccant สูงกว่าอากาศ น้ำใน

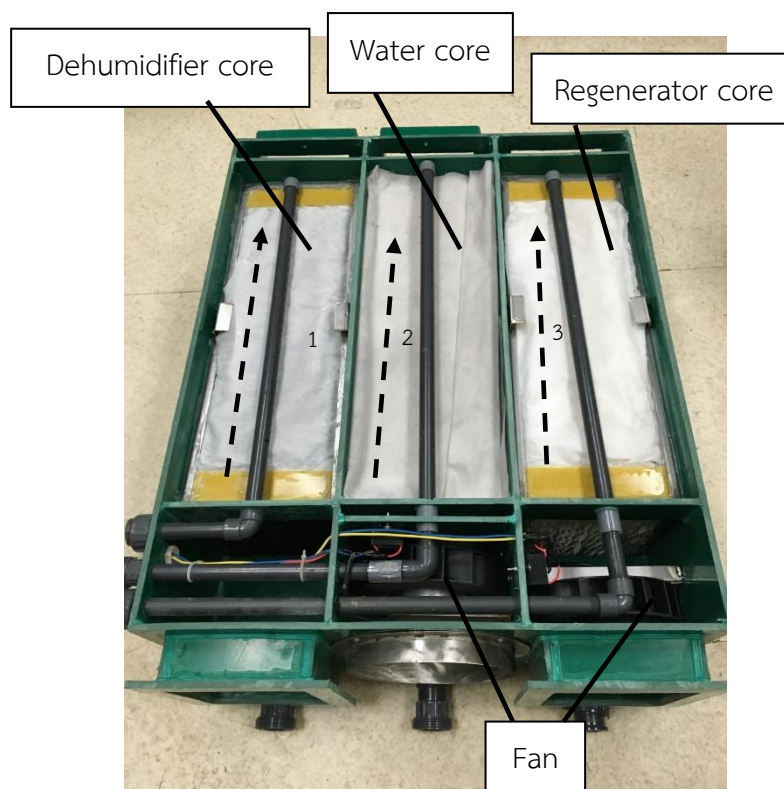
desiccant จึงระเหยสู่อากาศ อากาศที่ขึ้นนี้จะถูกปล่อยทิ้งที่จุดที่ 8 เมื่อทำต่อเนื่อง ความเข้มข้นของสารดูดความชื้นจะเพิ่มขึ้นจนกลายเป็น strong desiccant และถูกดูดไปที่ strong desiccant sump เพื่อใช้ดูดความชื้นที่ dehumidifier core ต่อไป ในงานวิจัยนี้ ความร้อนที่จ่ายให้ weak desiccant ที่ heat exchanger ได้จากน้ำร้อนจาก hot water bath ที่มีกำลัง 5 kW

เพื่อให้ strong desiccant พร้อมดูดความชื้น ความดันไอของน้ำใน desiccant ต้องต่ำกว่าความดันไอใน inlet air ซึ่งสามารถทำได้โดยการลดอุณหภูมิ strong desiccant จึงต้องมีน้ำหล่อเย็นเพื่อรับความร้อนจาก desiccant จากรูปที่ 39 ป้อนจะดูดน้ำหล่อเย็นจาก cooling water sump ไปกระจายลงด้านบนของ water core และพัดลมจะดูดอากาศภายนอกเข้ามาที่จุดที่ 9 เมื่อน้ำและอากาศสัมผัสกัน น้ำจะทิ้งความร้อนใส่ในอากาศ ทำให้อุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นลดลง อากาศที่ขึ้นนี้จะถูกระบายทิ้งที่จุดที่ 10 จากนั้นน้ำหล่อเย็นจะถูกส่งไปที่ heat exchanger เพื่อรับความร้อนจาก strong desiccant ส่งผลให้อุณหภูมิ desiccant ลดลง แล้วจึงส่ง strong desiccant ไปทำหน้าที่ดูดความชื้นที่ dehumidifier core ต่อไป

ผู้วิจัยได้สั่งทำ cores ของ DU ลักษณะดังรูปที่ 40 จากประเทศจีน โดยให้การไหลมีลักษณะ cross flow กล่าวคือ fluid ไหลจากบนลงล่าง อากาศไหลตามแนวนอนทะลุผ่าน core ออกไป และเพื่อความกะทัดรัดจึงสร้าง housing สำหรับบรรจุ cores ทั้ง 3 ของ DU ไว้ติดกันดังรูปที่ 41



รูปที่ 40 Core แบบ membrane ที่ใช้งาน



รูปที่ 41 Dehumidification unit

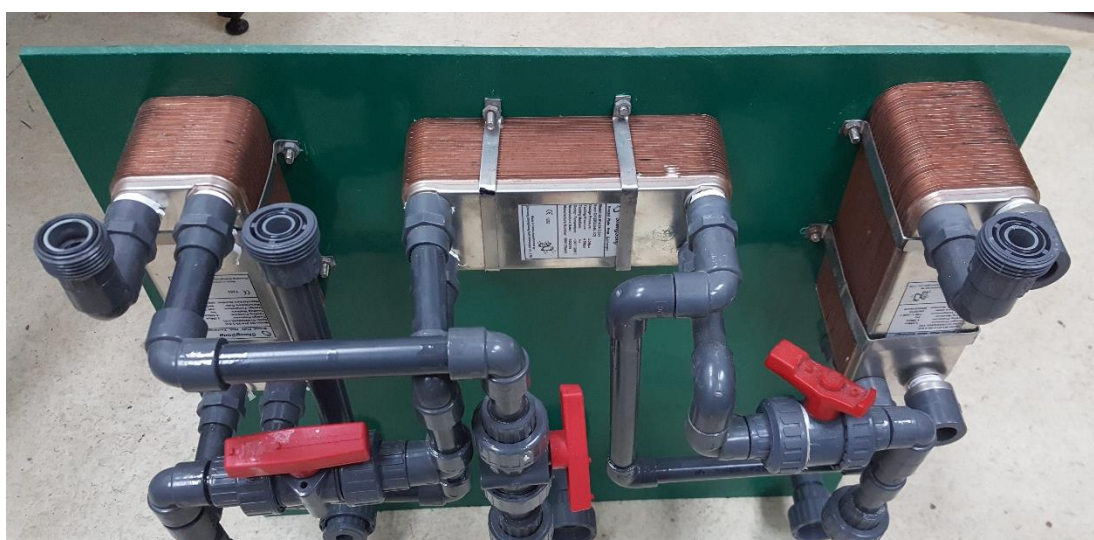
จากรูปที่ 41 จะเห็นว่า DU แบ่งเป็น 3 ส่วน แต่ละส่วนมี core แบบ membrane ที่มีลักษณะดังรูปที่ 40 ติดตั้งอยู่ข้างใน Core ที่ติดตั้งในส่วนที่ 1 เรียกว่า dehumidifier core ทำหน้าที่ลดความชื้น inlet air ที่ไหลผ่านในทิศทางตามลูกศร Core ในส่วนที่ 2 เรียกว่า water core ทำหน้าที่ลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นของสารดูดความชื้น และ core ในส่วนที่ 3 เรียกว่า regenerator core ทำหน้าที่คายความชื้นจากสารดูดความชื้นสู่บรรยากาศ ทำให้สารดูดความชื้นมีความเข้มข้นตามที่ต้องการใช้งาน

จากรูปที่ 41 จะเห็นว่า มีท่อวางเหนือ cores ทั้ง 3 เพื่อเป็นท่อลำเลียง fluids มาฉีดเหนือ cores โดยท่อถูกเจาะรูไว้ตลอดความยาวและวางผ้าขาวบางเพื่อช่วยการกระจายตัวของ fluids เหนือ cores และติดตั้งพัดลมดูดอากาศไว้ในส่วน core housing เพื่อให้ cores ทั้ง 3 ทำงานได้ ต้องมี strong desiccant sump, weak desiccant sump และ water sump ในชุดต้นแบบได้ออกแบบให้ทั้ง 3 sumps อยู่ใน unit เดียวกัน ดังแสดงในรูปที่ 42



รูปที่ 42 strong desiccant sump, weak desiccant sump และ water sump

จากรูปที่ 39 จะเห็นว่าใน DU จะมี heat exchanger จำนวน 3 เครื่อง และ pump จำนวน 3 เครื่อง ผู้วิจัยได้ออกแบบโดยติดตั้งอยู่ด้วยกันเพื่อความกระชับรัดของชุดทดลอง ดังแสดงในรูปที่ 43 และ 44



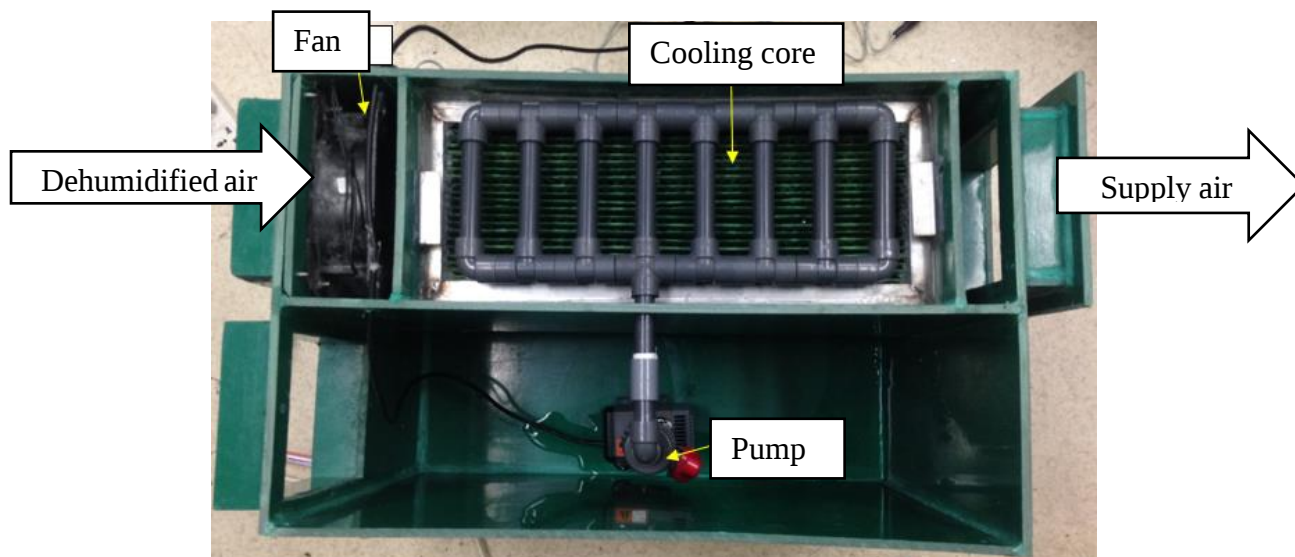
รูปที่ 43 Heat exchangers สำหรับ strong desiccant, weak desiccant และ water sump



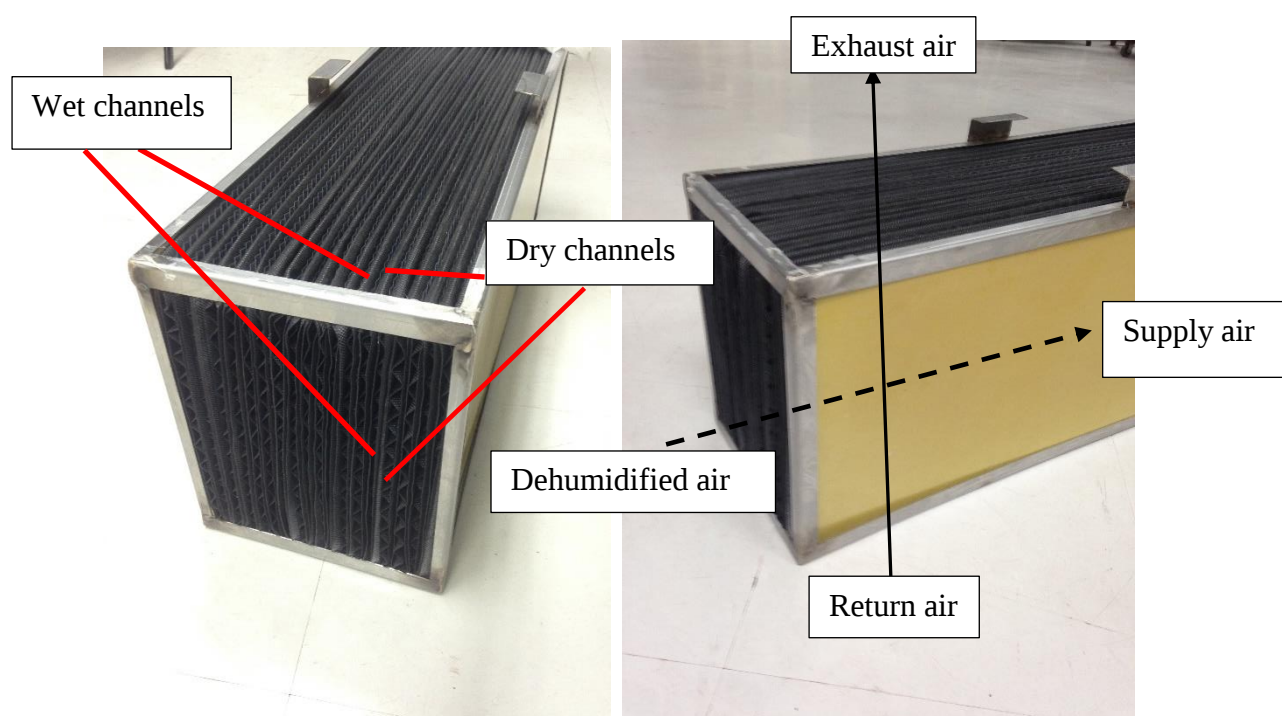
รูปที่ 44 Pumps สำหรับ strong desiccant, weak desiccant และ water sump

5.1.2 Dew-point evaporative cooler (DPEC)

DPEC ทำหน้าที่ลดอุณหภูมิ dehumidified air ที่ออกจาก DU เพื่อให้อากาศดังกล่าวมีอุณหภูมิและความชื้นค่าที่ต้องการเรียกว่า supply air เพื่อจ่ายเข้าห้องทดสอบต่อไป DPEC มีส่วนประกอบที่สำคัญ คือ cooling core พัดลม และถังเก็บน้ำหล่อเย็น ดังรูปที่ 45



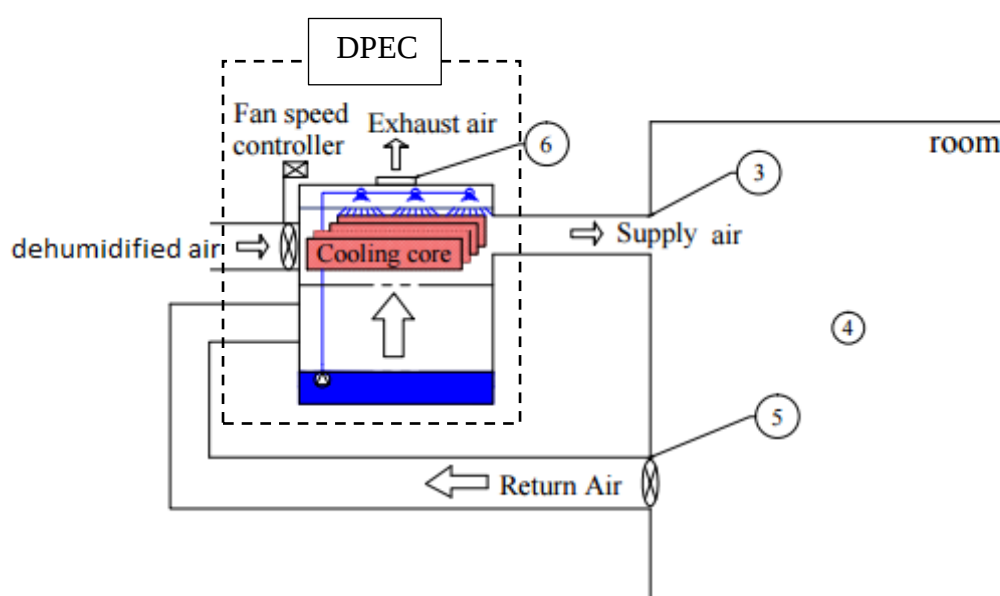
รูปที่ 45 Dew-point evaporative cooler



รูปที่ 46 Cooling core

Cooling core ประกอบด้วยแผ่น membrane นำมาเรียงต่อเป็นช่องให้อากาศไหลผ่านได้ ดังแสดงในรูปที่ 46 แผ่น membrane แต่ละแผ่นจะเว้นระยะห่างกัน 5 mm โดยแผ่น membrane ที่ใช้มี 2 ชนิด คือ

ชนิดที่น้ำไม่สามารถซึมผ่านได้กับชนิดที่น้ำซึมผ่านได้ การจัดเรียงจะเริ่มจากนำแผ่นที่น้ำซึมผ่านไม่ได้ 2 แผ่น มาวางคู่กัน เรียกช่องที่เกิดขึ้นว่า dry channel ถัดไปจะเป็นอีก 2 แผ่นที่น้ำซึมผ่านได้ เรียกช่องที่เกิดขึ้นว่า wet channel แล้วจัดเรียงสลับ dry channel กับ wet channel ต่อไปเรื่อย ๆ จน core มีขนาดตามที่ต้องการ คือ 20cm x 20cm x 80cm

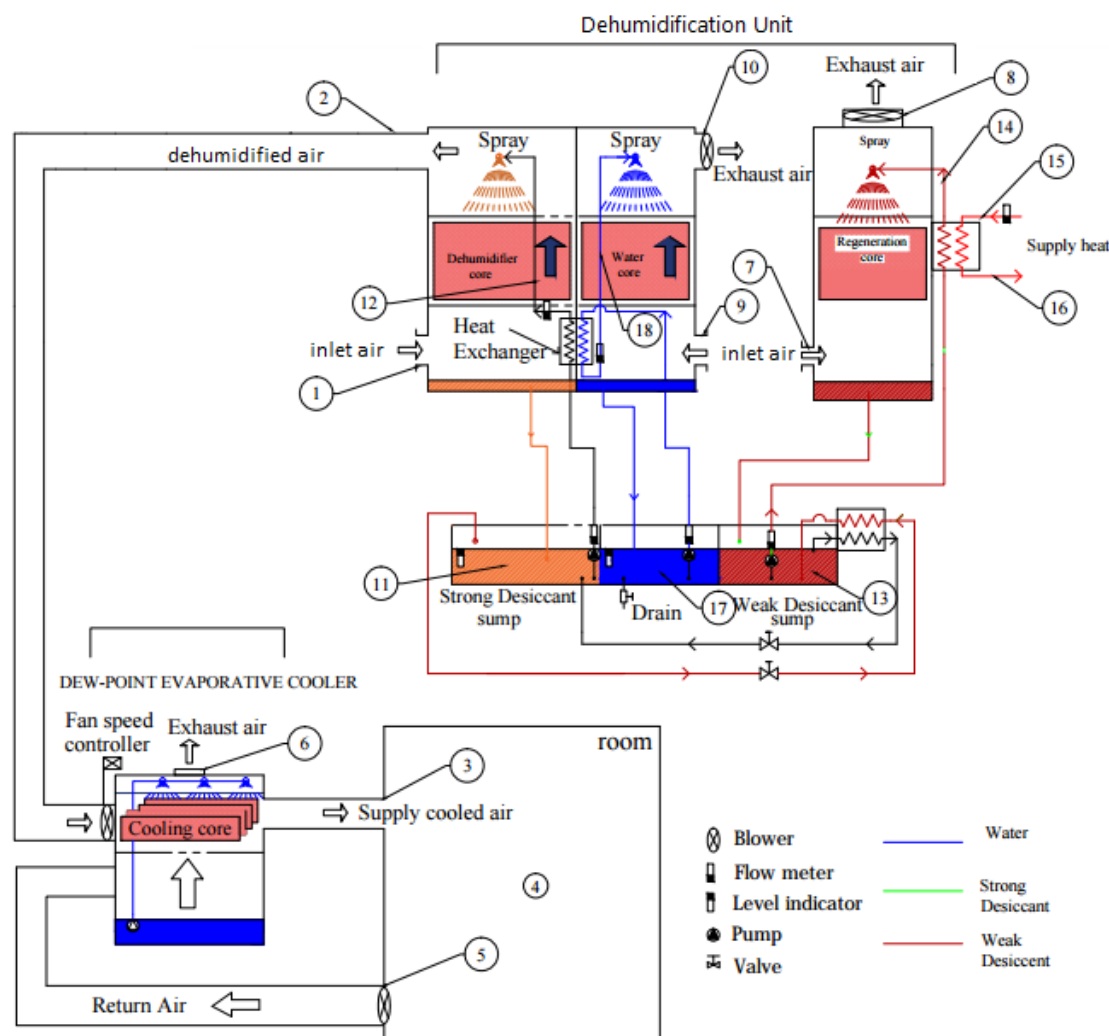


รูปที่ 47 แผนภาพการทำงานของ dew-point evaporative cooler

ลักษณะการทำงานของ DPEC เป็นดังแผนภาพในรูปที่ 47 Dehumidified air ที่ออกมาจาก DU จะถูกดูดให้ไหลผ่าน dry channels ของ DPEC ส่วนน้ำหล่อเย็นซึ่งอยู่ในถังเก็บด้านล่าง cooling core จะถูกปั๊มดูดไปจ่ายที่ด้านบนของ core แล้วไหลซึมผ่านผนังของ wet channels ลงมา ขณะเดียวกัน อากาศจากห้องทดสอบ (return air) จะถูกดูดผ่าน wet channels เนื่องจาก return air เป็นอากาศความชื้นต่ำ น้ำที่ผนัง wet channels จึงระเหยสู่ return air การระเหยนี้ทำให้อุณหภูมิใน wet channels ลดลง ส่งผลให้เกิดความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิใน wet channels กับ dry channels ความร้อนจาก dehumidified air ใน dry channels จึงถ่ายเทไปยัง wet channels ส่งผลให้อุณหภูมิ dehumidified air ลดลง อากาศที่ออกจาก dry channels จะถูกจ่ายเข้าห้องทดสอบต่อไป (supply air) ส่วน return air ที่ออกจาก wet channels จะถูกปล่อยทิ้งสู่บรรยากาศ

5.2 เครื่องมือวัด

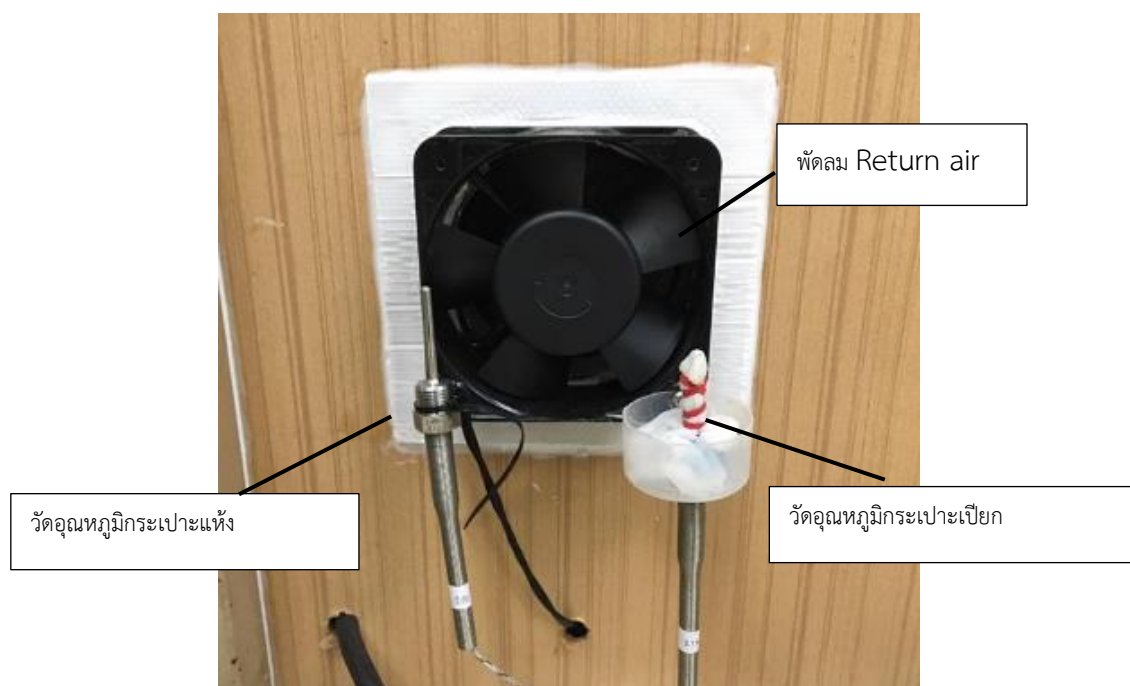
ในการดำเนินงานวิจัยได้มีการวัดค่าคุณสมบัติต่าง ๆ ของอากาศ สารดูดความชื้น และน้ำหล่อเย็น โดยตำแหน่งของเครื่องมือวัดเป็นดังแสดงในรูปที่ 48 ซึ่งสามารถแบ่งได้เป็นการวัดอุณหภูมิ อัตราการไหล ปริมาณไฟฟ้าที่ใช้ และความชื้น โดยการวัดแต่ละอย่างมีรายละเอียด ดังนี้



รูปที่ 48 แผนภาพการทำงานของ DPAC แบบ single-stage dehumidifier และตำแหน่งวัดค่า

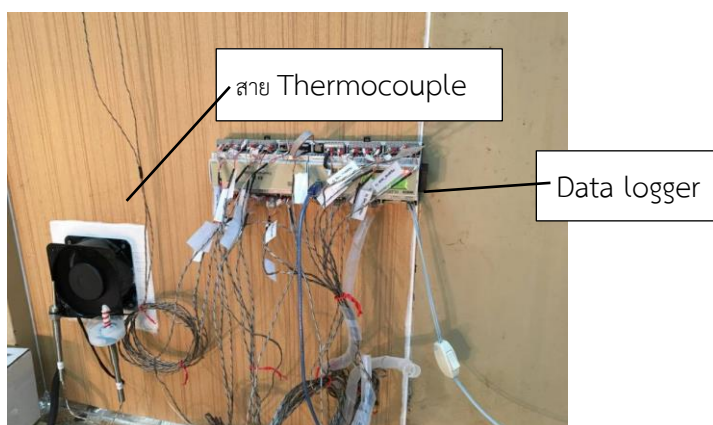
5.2.1 การวัดอุณหภูมิ

ในงานวิจัยนี้ เครื่องมือวัดอุณหภูมิที่ใช้ คือ thermocouple type T ซึ่งได้ผ่านการ calibration ก่อนนำมาใช้งาน จากรูปที่ 48 ตำแหน่งวัดอุณหภูมิมีจำนวน 18 จุด ซึ่งแต่ละจุดมีรายละเอียดดังแสดงในตารางที่ 6 ลักษณะการติดตั้งเพื่อวัดอุณหภูมิกระเปาะแห้งและกระเปาะเปียกของอากาศเป็นดังรูปที่ 49 และ specifications ของ thermocouple ที่เลือกใช้ได้แสดงไว้ในตารางที่ 8



รูปที่ 49 ลักษณะการติดตั้ง thermocouple

เพื่อจะประมวลผลอุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลงระหว่างดำเนินการทดสอบได้ จึงต้องมีระบบบันทึกข้อมูลที่ได้จากการวัด (data acquisition system) ซึ่ง data logger ที่ใช้เพื่อบันทึกข้อมูลมี specifications ดังแสดงในตารางที่ 8 โดยความถี่ของการบันทึกข้อมูลที่ใช้ในงานวิจัยนี้เท่ากับ 1 นาที ลักษณะการติดตั้ง data logger เป็นดังรูปที่ 50



รูปที่ 50 Data logger

ตารางที่ 6 รายละเอียดตำแหน่งวัดอุณหภูมิ

ตำแหน่งวัด (จากรูปที่ 48)	คำอธิบาย
1 (inlet air)	วัดอุณหภูมิกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้งของอากาศที่ทางเข้า dehumidifier
2 (dehumidified air)	วัดอุณหภูมิกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้งของอากาศที่ทางออก dehumidifier
3 (supply air)	วัดอุณหภูมิกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้งของอากาศที่เข้าห้องทดสอบ
4 (room)	วัดอุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศตรงกลางห้องทดสอบ
5 (return air)	วัดอุณหภูมิกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้งของอากาศที่ดูดมาจากห้องทดสอบก่อนส่งไปเข้า DPEC
6 (exhaust air)	วัดอุณหภูมิกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้งของอากาศที่ทางออก DPEC
7 (inlet air)	วัดอุณหภูมิกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้งของอากาศที่ทางเข้า regenerator
8 (exhaust air)	วัดอุณหภูมิกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้งของอากาศที่ทางออก regenerator
9 (inlet air)	วัดอุณหภูมิกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้งของอากาศที่ทางเข้า water core
10 (exhaust air)	วัดอุณหภูมิกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้งของอากาศที่ทางออก water core
11 (strong desiccant sump)	วัดอุณหภูมิสารดูดความชื้นในถัง strong desiccant sump
12	วัดอุณหภูมิสารดูดความชื้นที่ด้านบน dehumidifier
13 (weak desiccant sump)	วัดอุณหภูมิสารดูดความชื้นในถัง weak desiccant sump
14	วัดอุณหภูมิสารดูดความชื้นที่ด้านบน regenerator
15	วัดอุณหภูมิของน้ำร้อนก่อนเข้า heat exchanger
16	วัดอุณหภูมิของน้ำร้อนที่ออกจาก heat exchanger
17 (cooling water sump)	วัดอุณหภูมิของน้ำในถัง cooling water sump
18	วัดอุณหภูมิของน้ำที่ด้านบน water core

5.2.2 การวัดอัตราการไหล

ของไหลที่ต้องการทราบอัตราการไหลในงานวิจัยนี้ ได้แก่ อากาศ สารดูดความชื้น และน้ำหล่อเย็น รายละเอียดของอุปกรณ์ที่ใช้วัดอัตราการไหลเป็นดังนี้

5.2.2.1 การวัดอัตราการไหลของอากาศ

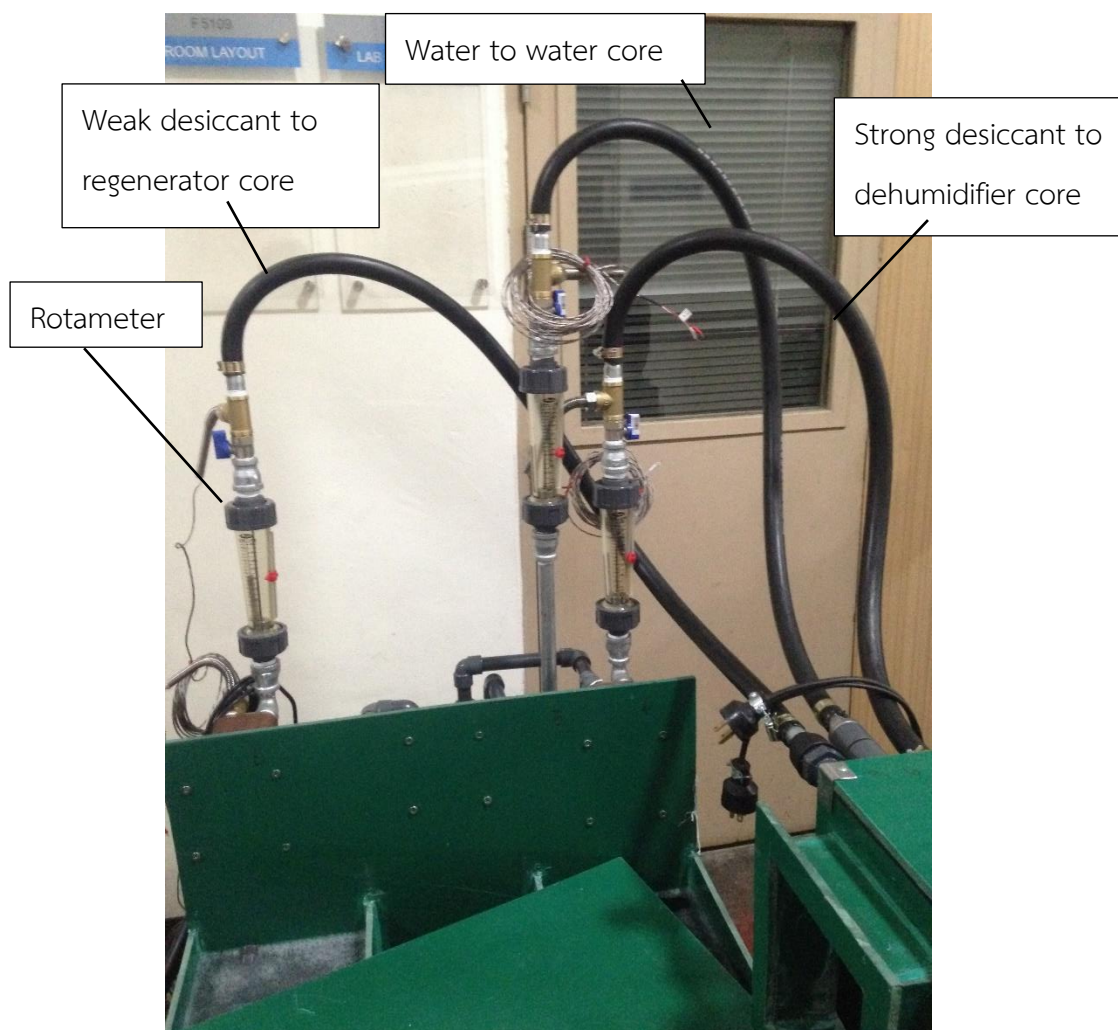
เครื่องวัดที่ใช้ คือ เครื่อง testo 410-2 Vane anemometer (ดังรูปที่ 51) ซึ่งมี specifications ดังตารางที่ 8 เพื่อใช้วัดความเร็วลมของ supply air (ตำแหน่งที่ 3 ในรูปที่ 48) และความเร็วลมของ return air ที่ออกจาก wet channels ของ DPEC (ตำแหน่งที่ 6 ในรูปที่ 48)



รูปที่ 51 เครื่อง testo 410-2 Vane anemometer

5.2.2.2 การวัดอัตราการไหลของสารดูดความชื้นและน้ำหล่อเย็น

เครื่องวัดที่ใช้ คือ rotameter ซึ่งมี specifications ดังแสดงในตารางที่ 8 จากรูปที่ 48 จะพบว่า ตำแหน่งที่วัดอัตราการไหลมี 3 ตำแหน่ง ตำแหน่งแรกใช้วัดอัตราการไหลของ weak desiccant ที่ส่งไป regenerator core ตำแหน่งที่ 2 ใช้วัดอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่ส่งไป water core และตำแหน่งที่สามใช้วัดอัตราการไหลของ strong desiccant ที่ส่งไป dehumidifier core ตำแหน่งติดตั้ง rotameters ในชุดทดสอบเป็นดังรูปที่ 52



รูปที่ 52 ตำแหน่งติดตั้ง rotameters

5.2.3 การวัดปริมาณไฟฟ้าที่ใช้

ในงานวิจัยนี้ ใช้ energy meters จำนวน 10 เครื่อง เพื่อวัดปริมาณไฟฟ้าที่ปั๊ม พัดลม และ heater ใช้ในระหว่างดำเนินการทดสอบระบบ DPAC การติดตั้ง energy meters เป็นดังรูปที่ 53 หน้าที่ของ energy meters ทั้ง 10 เครื่องเป็นดังรายละเอียดในตารางที่ 7 โดย energy meters ที่ใช้มี specifications ดังปรากฏในตารางที่ 8



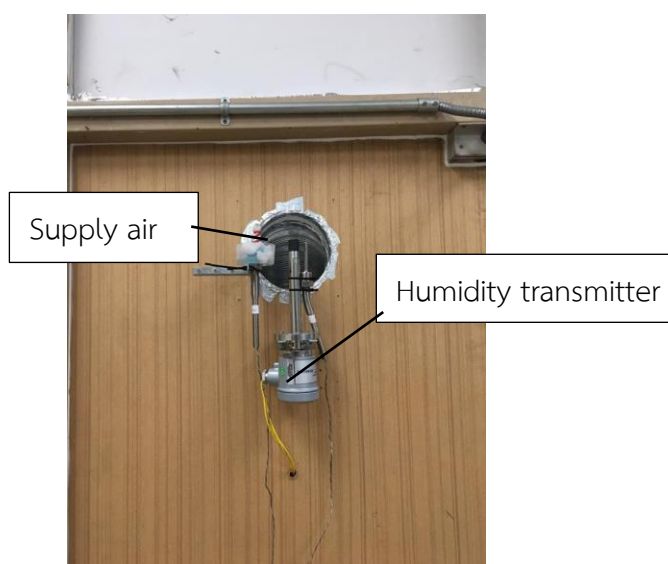
รูปที่ 53 Energy meter

5.2.4 การวัดความชื้น

การวัดความชื้นของอากาศในงานวิจัยนี้แบ่งเป็น 2 แบบ คือ

5.2.4.1 แบบที่ 1 เป็นการวัดความชื้นของ supply air ที่เข้าห้องทดสอบ แบบนี้จะใช้ humidity transmitter ในการวัด เพื่อจะนำค่าความชื้นที่วัดได้ไปควบคุมการทำ regeneration ซึ่ง humidity transmitter ที่ใช้มี specifications ดังปรากฏในตารางที่ 8 และมีลักษณะการติดตั้งดังรูปที่ 54

5.2.4.2 แบบที่ 2 เป็นการวัดความชื้นอากาศที่ตำแหน่งอื่น ๆ ที่ไม่ใช่ supply air ที่จ่ายเข้าห้องทดสอบ ใช้วิธีวัดอุณหภูมิกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้งของอากาศ แล้วนำอุณหภูมิดังกล่าวไปคำนวณหาความชื้นของอากาศต่อไป



รูปที่ 54 เครื่องวัดความชื้น (Humidity transmitter)

ตารางที่ 7 รายละเอียดของตำแหน่งวัดปริมาณไฟฟ้าที่ใช้

Energy meter เครื่องที่	คำอธิบาย
1	วัดปริมาณการใช้ไฟฟ้าของ heater
2	วัดปริมาณการใช้ไฟฟ้าของพัดลมดูดอากาศ supply air
3	วัดปริมาณการใช้ไฟฟ้าของพัดลมดูดอากาศ return air
4	วัดปริมาณการใช้ไฟฟ้าของพัดลมดูดอากาศที่ทางเข้า regenerator core
5	วัดปริมาณการใช้ไฟฟ้าของพัดลมดูดอากาศที่ทางเข้า water core
6	วัดปริมาณการใช้ไฟฟ้าของปั๊มใน DPEC
7	วัดปริมาณการใช้ไฟฟ้าของปั๊มในถังน้ำร้อน
8	วัดปริมาณการใช้ไฟฟ้าของปั๊มใน water core
9	วัดปริมาณการใช้ไฟฟ้าของปั๊มใน dehumidifier core
10	วัดปริมาณการใช้ไฟฟ้าของปั๊มใน regenerator core

ตารางที่ 8 specifications ของเครื่องมือวัด

เครื่องมือวัด	specifications
Thermocouple type T	- ช่วงในการวัดอุณหภูมิ -200 ถึง 350 °C - ความคลาดเคลื่อน ± 0.8 °C - มีค่า sensitivity 43 $\mu\text{V}/^{\circ}\text{C}$
Testo 410-2 Vane anemometer	- ช่วงการวัด ความเร็วลม 0.5 ถึง 20 m/s อุณหภูมิ -10 ถึง +50 °C ความชื้นสัมพัทธ์ 0 ถึง +100 %RH - ความคลาดเคลื่อน ความเร็วลม $\pm(0.2 \text{ m/s } 2\% \text{ ของค่าที่วัดได้})$ อุณหภูมิ ± 0.5 °C ความชื้นสัมพัทธ์ ± 2.5 %RH (ช่วงการวัด 5 ถึง 95%RH) - ค่าความละเอียด ความเร็วลม 0.1 m/s อุณหภูมิ 0.1 °C ความชื้นสัมพัทธ์ 0.1 %RH
Rotameter ยี่ห้อ Dwyer LFMD-11-C2 Series LFM Polycarbonate flowmeter	- ช่วงการวัด 4-40 LPM or 1-10 GPM (water) - ทำจาก Polycarbonate - Pressure Limit: 6 bar ที่อุณหภูมิ 20°C - ความคลาดเคลื่อน $\pm 5\%$ - Weight 283.5 g
Energy meter ยี่ห้อ Primus	- เป็นมิเตอร์ที่วัดค่า kWh และ MD สำหรับ 1 Phase 220 VAC $\pm 15\%$ 50-60Hz, 110 VAC (Option) แสดงผลเป็นตัวเลข LED 7-Segment ขนาด 0.56 นิ้ว 4 หลัก 2 แถว - สามารถต่อร่วมกับ CT ได้ถึง 10,000/5A และ PT 1-400 ได้ - มี LED แสดงสถานะการทำงานและหน่วยของค่าทางไฟฟ้า - สามารถสื่อสารกับคอมพิวเตอร์ผ่านพอร์ท RS485 MODBUS RTU
Humidity transmitter ยี่ห้อ Primus	- ช่วงการวัดความชื้นสัมพัทธ์ 0-100%RH,สามารถทนอุณหภูมิได้สูง ถึง 0-100°C - ความเที่ยงตรงที่ 23°C $\leq \pm 3\text{RH}$ (30 ถึง 80% RH) - อุณหภูมิในการทำงาน -40 ถึง 85°C - น้ำหนัก 750 กรัม

5.3 ระบบควบคุม

เพื่อให้ระบบ DPAC สามารถทำงานได้ต่อเนื่อง ต้องมีการควบคุมความเข้มข้นของ desiccant ให้อยู่ในช่วงที่ต้องการได้ ซึ่งกระบวนการลดความชื้นใน weak desiccant เพื่อให้ desiccant พร้อมใช้งานต่อเนื่อง เรียกว่า regeneration กระบวนการนี้ต้องมีน้ำร้อนเพื่อเพิ่มอุณหภูมิให้ weak desiccant โดยในงานวิจัยนี้ใช้ hot water bath เพื่อผลิตน้ำร้อน (หัวข้อ 5.1.1) จากการวัดพบว่า อุปกรณ์ที่ใช้พลังงานสูงสุดในระบบ DPAC คือ hot water bath ขณะเดียวกันจากการทดสอบพบว่า การทำ regeneration ไม่จำเป็นต้องเกิดขึ้นตลอดเวลาในระหว่างที่ DPAC ทำงาน เพื่อจะลดปริมาณไฟฟ้าที่ระบบใช้ผู้วิจัยจึงควบคุมให้การทำ regeneration เกิดขึ้นเมื่อ supply air มีความชื้นสัมพัทธ์สูงกว่า 60%RH ซึ่งบ่งชี้ว่า desiccant เริ่มมีความเข้มข้นต่ำกว่าค่าที่กำหนดแล้ว

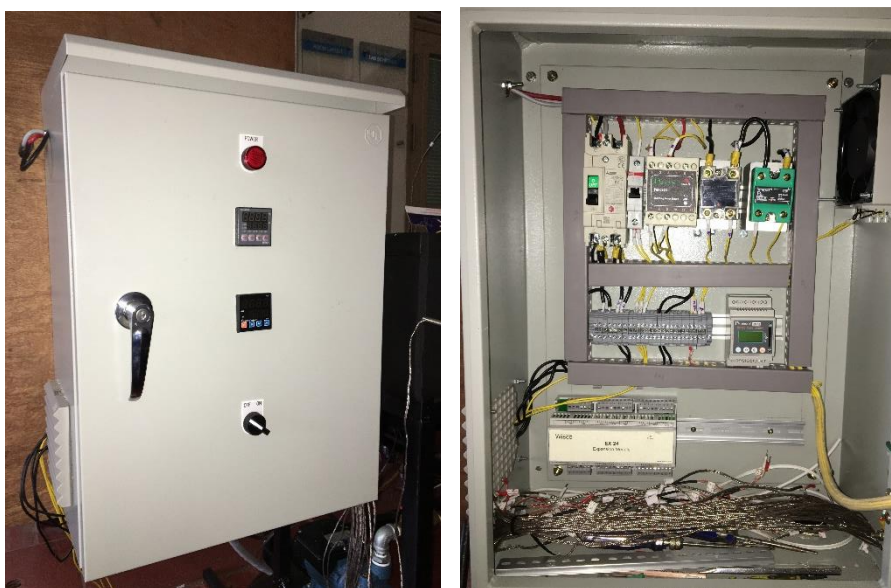
ในการดำเนินการวิจัย จึงควบคุมการทำ regeneration โดยมีชุดควบคุมเพื่อสั่งเปิด-ปิดการทำงานของ heater ของ hot water bath รวมทั้งควบคุมการเปิด-ปิดของพัดลมและปั๊มของ regenerator core โดยชุดควบคุมมีลักษณะดังรูปที่ 55 เงื่อนไขการทำงานของระบบควบคุมเป็นดังนี้

5.3.1 การควบคุม heater ของ hot water bath

- เมื่อ supply air มีความชื้นสัมพัทธ์สูงกว่า 55%RH ระบบควบคุมจะสั่งให้ heater ของ hot water bath ทำงานเมื่ออุณหภูมิน้ำร้อนต่ำกว่า 41°C และหยุดทำงานเมื่ออุณหภูมิน้ำร้อนสูงกว่า 43°C
- เมื่อ supply air มีความชื้นสัมพัทธ์ต่ำกว่า 55%RH Heater จะปิดอยู่ตลอดเวลา

5.3.2 การควบคุมพัดลมและปั๊มของ regenerator core

ระบบควบคุมจะสั่งให้ปั๊มและพัดลมทำงานเมื่อความชื้นสัมพัทธ์ของ supply air สูงกว่า 60%RH และหยุดทำงานเมื่อความชื้นสัมพัทธ์ต่ำกว่า 55%RH



รูปที่ 55 ระบบควบคุม

5.4 สารดูดความชื้น

สารดูดความชื้นที่ใช้ในงานวิจัยนี้คือ Potassium formate แบบผงความเข้มข้น 99% นำเข้าจากประเทศจีน จำนวน 625 kg ถูกจัดเก็บไว้ในอาคาร ดังรูปที่ 56



รูปที่ 56 Potassium formate แบบผง

งานวิจัยนี้ ต้องการควบคุมความเข้มข้นของสารดูดความชื้น จึงต้องนำ Potassium formate แบบผง มาผสมกับน้ำเพื่อให้ความเข้มข้นอยู่ในช่วงที่ต้องการ โดยใช้เครื่องมือวัดอุณหภูมิและความหนาแน่นของสาร แล้วคำนวณความเข้มข้นจากสมการที่ 31 (Elmer *et al.*, 2016)

$$X_{sol} = -253.147703 + 0.0443853996 \cdot T_{sol} + 0.000163666247 \cdot T_{sol}^2 + 0.331709855 \cdot \rho_{sol} - 0.000079370267 \cdot \rho_{sol}^2 \quad (31)$$

เมื่อ

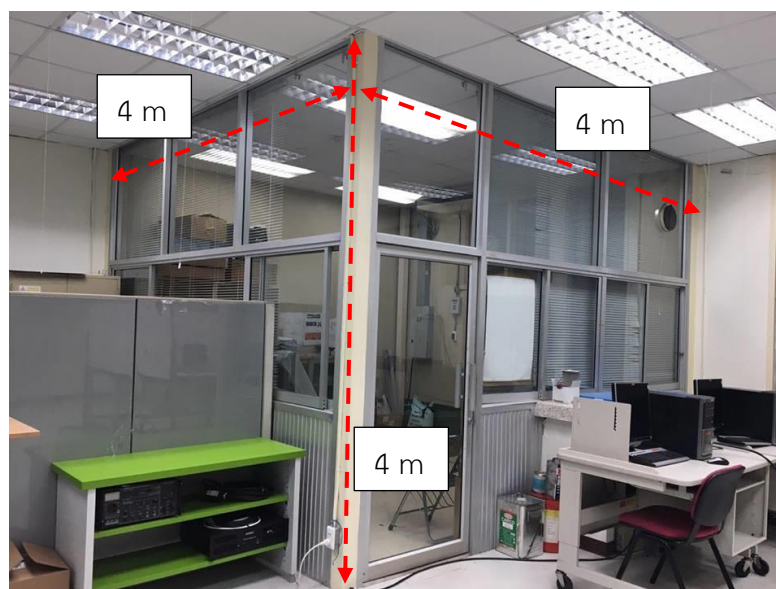
X_{sol} = ความเข้มข้นของสารดูดความชื้น

T_{sol} = อุณหภูมิของสารดูดความชื้น

ρ_{sol} = ความหนาแน่นของสารดูดความชื้น

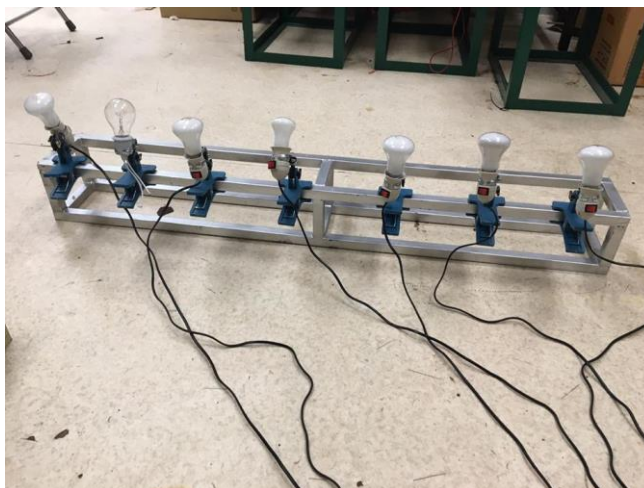
5.5 ห้องทดสอบ

งานวิจัยนี้ต้องการพัฒนาระบบ DPAC ที่สามารถควบคุมอุณหภูมิและความชื้นของห้องทดสอบได้อยู่ในช่วงที่ต้องการได้ โดยห้องทดสอบที่ใช้มีขนาด 4m x 4m x 4m ดังรูปที่ 57



รูปที่ 57 ห้องทดลองขนาด 64 m³

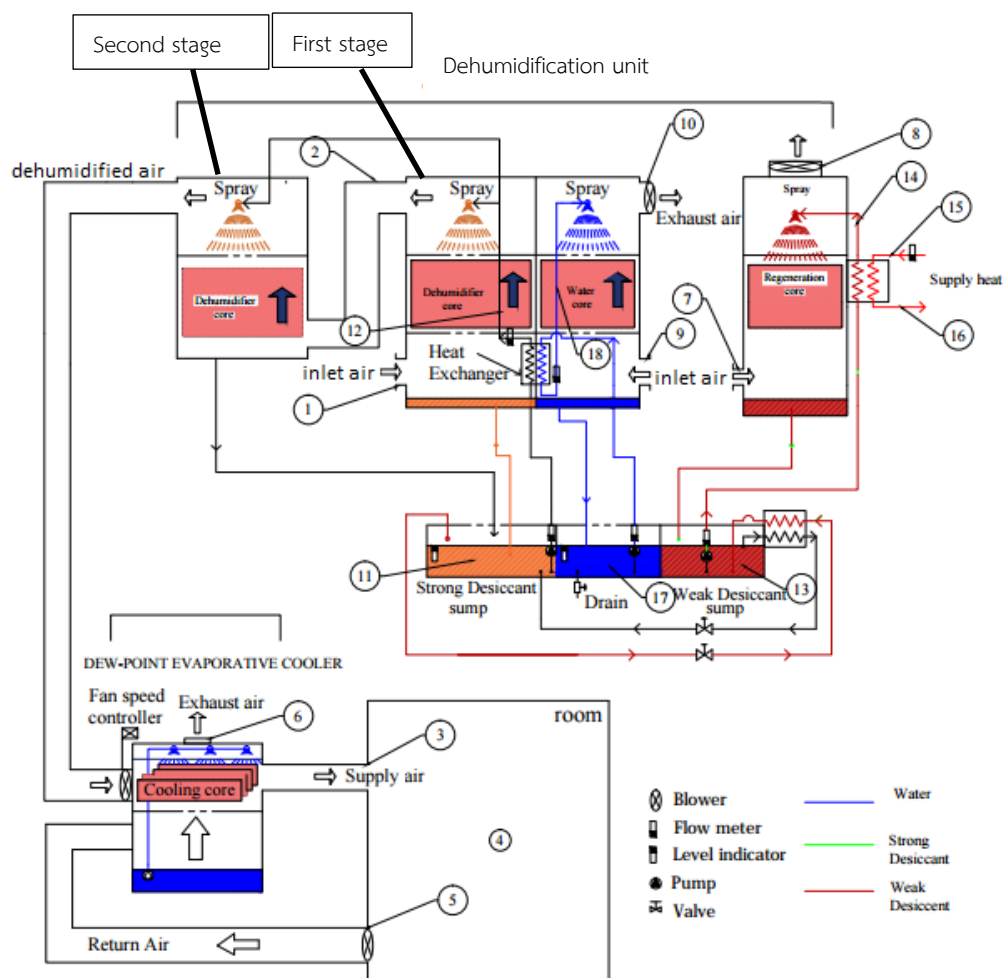
จากรูปที่ 57 จะเห็นว่าห้องทดสอบอยู่ในตัวอาคาร ภายในมีการติดตั้งหลอดไฟ 7 หลอด ประกอบด้วย หลอดไฟขนาด 100 W จำนวน 6 หลอด และ 25 W จำนวน 1 หลอด ดังรูปที่ 58 เพื่อจำลองภาระการทำความเย็นที่เกิดจากคนและเครื่องใช้ไฟฟ้า



รูปที่ 58 หลอดไฟที่จำลองภาระการทำความเย็นในห้องทดสอบ

5.6 Multi-stage dehumidifier

ในหัวข้อ 6.1.1 การทดลองแบบ Single-stage dehumidifier ซึ่งรายงานผลการทดสอบเครื่อง DPAC พบว่า ไม่สามารถลดความชื้นของ supply air ให้อยู่ในช่วง 10-12 g/kg (50-60%RH ที่อุณหภูมิ 25°C) จากที่ single-stage dehumidifier มี 1 dehumidifier core ผู้วิจัยจึงได้ปรับปรุงชุดทดลองด้วยการสร้าง dehumidifier core เพิ่มอีก 1 unit แล้วนำ dehumidifier core ทั้ง 2 units มาต่ออนุกรมกันและเรียกว่า multi-stage dehumidifier ดังแสดงในรูปที่ 59 โดยพัดลมจะดูด inlet air เข้าไปใน first-stage dehumidifier เพื่อลดความชื้นของอากาศและ dehumidified air ที่ออกจาก first-stage dehumidifier จะถูกส่งไปลดความชื้นต่อใน second-stage dehumidifier



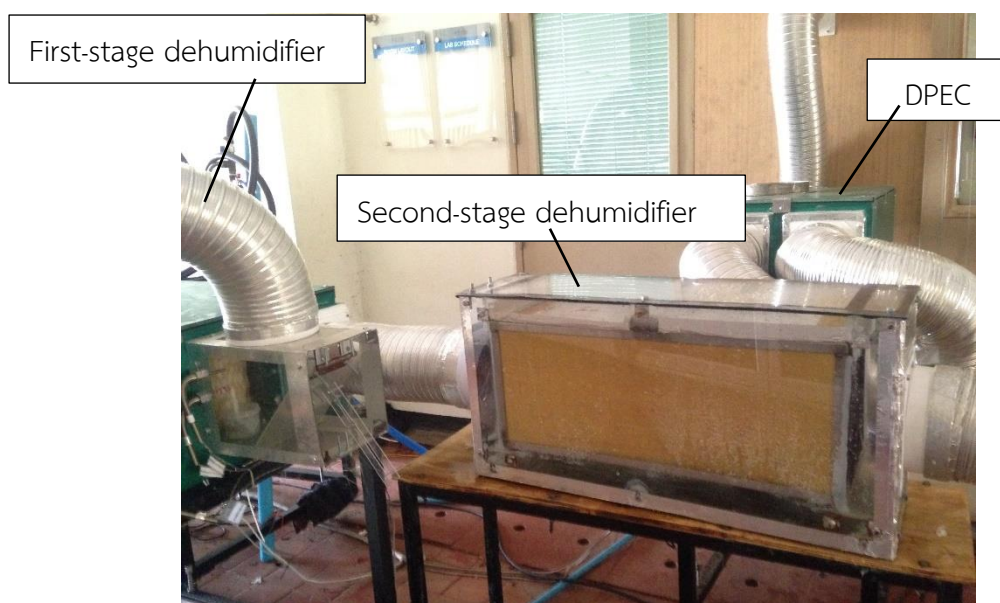
รูปที่ 59 แผนภาพการทำงานของ DPAC แบบ multi-stage dehumidifier

Dehumidifiers แบบ membrane อาจแบ่งได้เป็น 2 แบบ คือ แบบ indirect กับแบบ direct ใน indirect อากาศและสารดูดความชื้นจะถูกกั้นด้วย membrane ที่น้ำสามารถซึมผ่านได้ ส่วนใน direct อากาศและสารดูดความชื้นจะสัมผัสกันโดยตรง โดยทั่วไปแบบ direct จึงมีความสามารถในการแลกเปลี่ยนความชื้นมากกว่าแบบ indirect อย่างไรก็ตาม ในการใช้งานแบบ direct พบว่ามีละออง desiccant ลอยติดออกไปกับ dehumidified air ด้วย ซึ่งสารดูดความชื้นที่นิยมใช้งานมักมีฤทธิ์กัดกร่อน หากหลุดเข้าไปในห้องอาจสร้างความเสียหายได้ ดังแสดงในรูปที่ 60



รูปที่ 60 โลหะที่ถูกสารดูดความชื้นกัดกร่อน

เพื่อจะลดโอกาสเกิดละออง desiccant ติดไปกับอากาศ (carry over) ในขณะเดียวกันก็ต้องการเพิ่มความสามารถในการดูดความชื้นของ DU งานวิจัยนี้จึงสร้าง multi-stage dehumidifier แบบที่วาง direct dehumidifier ไว้ที่ first stage และวาง indirect dehumidifier ไว้ second stage ดังรูปที่ 61



รูปที่ 61 Multi-stage dehumidifier

5.7 พารามิเตอร์สำหรับประเมินสมรรถนะ

โดยทั่วไประบบ DPAC สามารถวัดสมรรถนะจาก wet-bulb effectiveness (ε_{wb}) (Riangvilaikul and Kumar, 2010) และ dehumidifier effectiveness (ε_d) (Das and Jain, 2013) ซึ่งมีนิยามดังนี้

$$\varepsilon_{wb} = \frac{T_{db,amb} - T_{db,s}}{T_{db,amb} - T_{wb,amb}} \quad (32)$$

$$\varepsilon_d = \frac{\omega_{amb} - \omega_s}{\omega_{amb} - \omega_{eq}} \quad (33)$$

เมื่อ

$T_{db,amb}$ = อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศทางเข้า

$T_{wb,amb}$ = อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศทางเข้า

$T_{db,s}$ = อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศ supply air

ω_{amb} = ความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศทางเข้า

ω_s = ความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศ supply air

ω_{eq} = ความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศและสารดูดความชื้นที่จุดสมดุลกัน

ค่า COP หรือ ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (Coefficient of Performance) คือ ค่าที่บ่งบอกถึงประสิทธิภาพในการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ ซึ่งการคำนวณหาค่า COP สามารถทำได้โดยการเปรียบเทียบค่าความร้อนที่ระบบปรับอากาศดูดออกจากอากาศ ($\dot{Q}$) กับค่ากำลังไฟฟ้าของระบบ DPAC ($\dot{W}$) ดังสมการที่ 34

$$COP = \frac{\dot{Q}}{\dot{W}} \quad (34)$$

เมื่อ $\dot{Q}$ คือ cooling capacity (kW)

$\dot{W}$ คือ กำลังไฟฟ้าที่ระบบใช้ (kW)

โดยที่ cooling capacity สามารถคำนวณได้ดังสมการที่ 35

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_i - h_s) \quad (35)$$

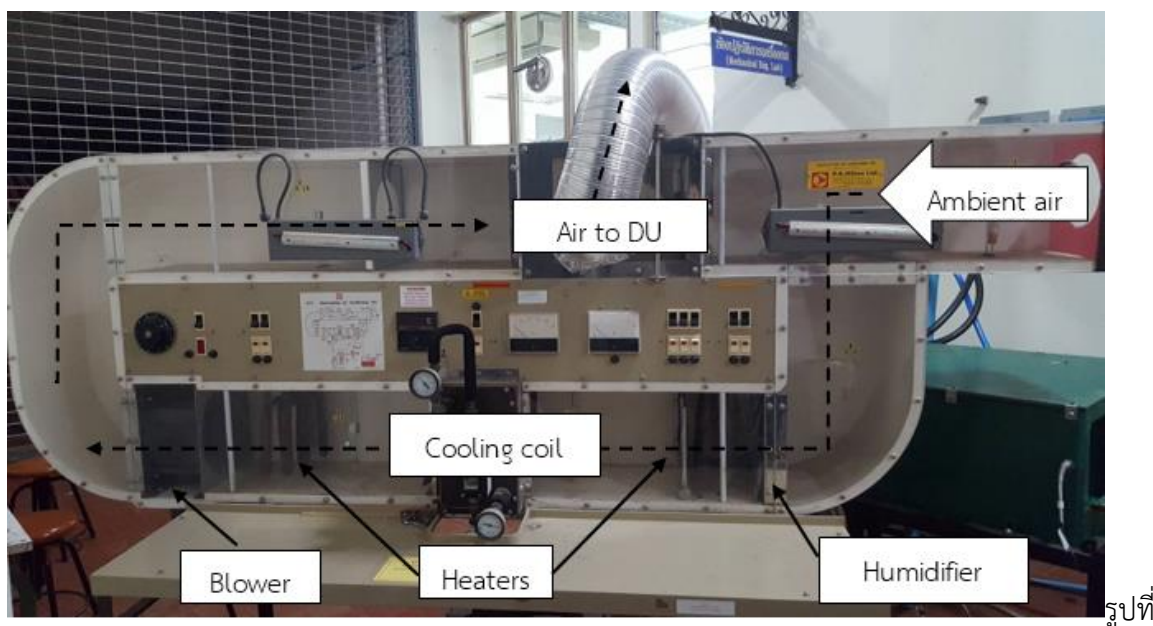
เมื่อ $\dot{m}$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ (kg/s)

h_i คือ specific enthalpy ของ inlet air (kJ/kg)

h_s คือ specific enthalpy ของ supply air (kJ/kg)

5.8 สภาวะอากาศที่ใช้ในการทดสอบ

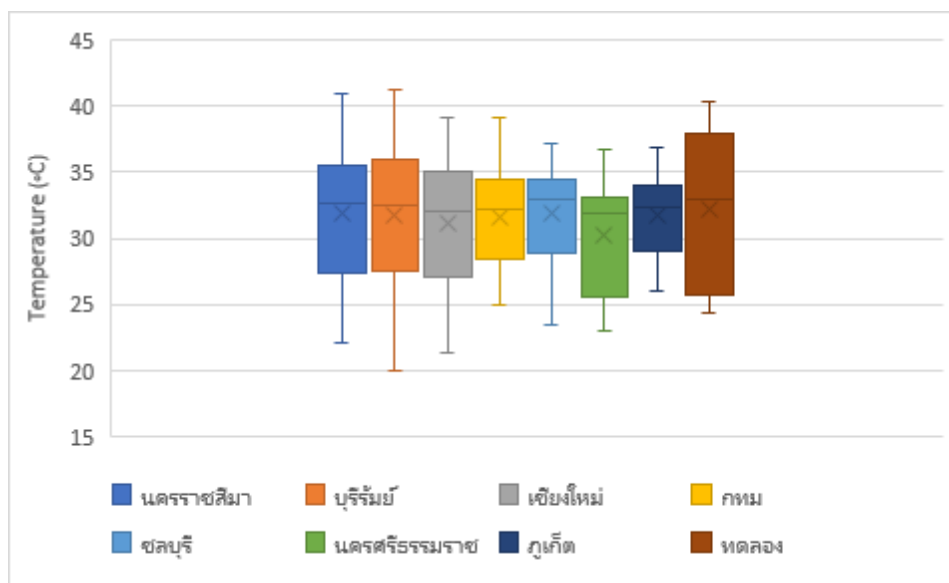
การศึกษานี้ต้องการพัฒนาระบบ DPAC ที่เหมาะสมสำหรับประเทศไทย โดยวัดสัมฤทธิ์ผลจากการที่ DPAC สามารถควบคุมอุณหภูมิและความชื้นของ supply air ที่ป้อนเข้าห้องทดสอบให้มีค่าตามต้องการได้ เนื่องจาก DPAC สร้างเสร็จในช่วงฤดูหนาว เพื่อจะทดสอบระบบเมื่อ inlet air มีอุณหภูมิและความชื้นสูง ผู้วิจัยจึงใช้เครื่อง Recirculating Air-Conditioning Unit (RACU) เพื่อควบคุมสภาพ inlet air ที่จะป้อนเข้า DPAC โดย RACU มีส่วนประกอบดังรูปที่ 62



รูปที่ 62 Recirculating air-conditioning unit (RACU)

เครื่อง RACU มีความสามารถในการปรับอุณหภูมิและความชื้นของอากาศ โดยใช้ blower ดูดอากาศภายนอก (ambient air) ให้เข้ามาในเครื่อง ภายในเครื่องมี humidifier เพื่อเพิ่มความชื้นให้อากาศ มี cooling coil และ heaters เพื่อปรับอุณหภูมิและช่วยควบคุมความชื้น จากรูปที่ 62 จะเห็นว่า ambient air ถูกดูดเข้า RACU ตามทิศทางลูกศรในรูป จากนั้นอากาศจะไหลผ่านอุปกรณ์ต่าง ๆ เพื่อปรับอุณหภูมิและความชื้นของอากาศแล้วป้อนให้ DPAC ที่ตำแหน่ง Air to DU ในรูป

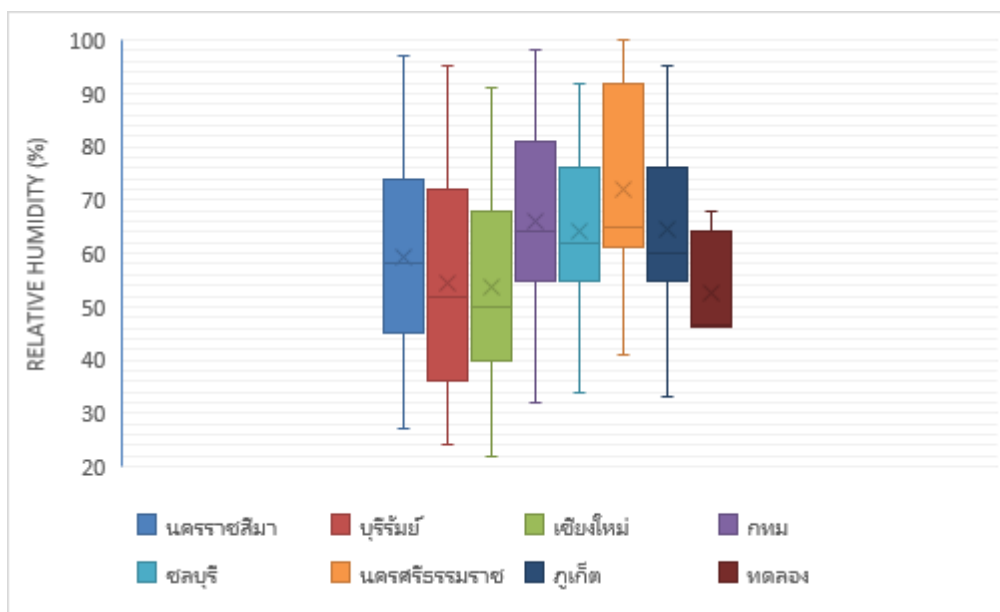
เพื่อทดสอบความสามารถในการปรับสภาพอากาศของเครื่อง RACU ผู้วิจัยได้ทดลองให้เครื่องทำงานที่สภาพอากาศในวันที่แตกต่างกัน และบันทึกค่าอุณหภูมิและความชื้นเมื่อระบบเข้าสู่สภาวะคงตัว (steady stage) แล้วนำค่าที่ได้มาเขียนกราฟเพื่อเปรียบเทียบกับอุณหภูมิและความชื้นที่วัดได้จริงโดยกรมอุตุนิยมวิทยาของจังหวัดนครราชสีมา บุรีรัมย์ เชียงใหม่ กทม. ชลบุรี นครศรีธรรมราช และภูเก็ต (กรมอุตุนิยมวิทยา, 2558) ได้ผลดังแสดงในรูปที่ 63 และ 64 ตามลำดับ



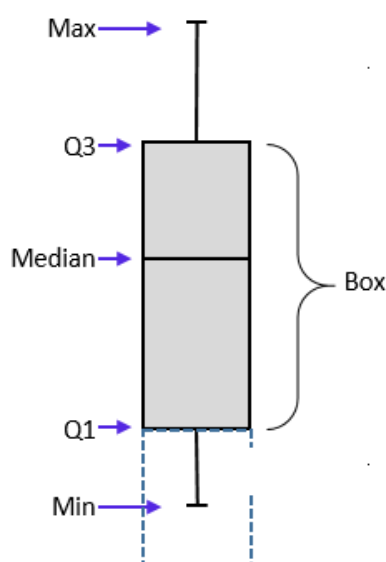
รูปที่ 63 อุณหภูมิอากาศที่วัดได้จริงในแต่ละจังหวัดของเดือนเมษายนกับอุณหภูมิที่ RACU ทำได้

ค่าอุณหภูมิและความชื้นของอากาศใน 7 จังหวัดที่แสดงในรูปที่ 63 และ 64 เป็นค่าที่วัดจริงระหว่างเวลา 7.00 - 16.00 น. ตลอดเดือนเมษายน 2558 โดยค่าดังกล่าวถูกนำมาแสดงในลักษณะที่เรียกว่า box plot ซึ่งเป็นกราฟที่แสดงการกระจายตัวของข้อมูล ชิดที่ปรากฏบน boxes แสดงค่าต่ำสุด (Min) ค่าควอไทล์ล่าง (Q1, ซึ่งเป็นค่าที่บ่งชี้ว่า มีจำนวนข้อมูลน้อยกว่าค่านี้ 25% ของจำนวนข้อมูลทั้งหมด) ค่ากลาง (Median) ค่าควอไทล์บน (Q3, ซึ่งเป็นค่าที่บ่งชี้ว่า มีจำนวนข้อมูลมากกว่าค่านี้ 25% ของจำนวนข้อมูลทั้งหมด) และค่าสูงสุด (Max) ซึ่งตำแหน่งของค่า Min, Q1, Median, Q3 และ Max บนแต่ละ box เป็นดังแสดงในรูปที่ 65

จากรูปที่ 63 จะเห็นว่า อุณหภูมิของ 7 จังหวัดมีค่าระหว่าง 20 - 41.2°C และอุณหภูมิอากาศจาก RACU มีค่าประมาณ 24 - 40°C โดยทุก boxes มีค่า Median ใกล้เคียงกัน ช่วงที่ทำการทดสอบอยู่ในเดือนธันวาคม 2559 ถึงเดือนมกราคม 2560 ซึ่งอุณหภูมิอากาศไม่สูงนัก วิธีควบคุมอุณหภูมิอากาศของ RACU คือการเปิด heater 1 เครื่อง เพื่อเพิ่มอุณหภูมิให้อากาศ อุณหภูมิอากาศที่ได้จึงขึ้นกับอุณหภูมิ ambient air ทั้งนี้ ไม่สามารถเปิด heater มากกว่า 1 เครื่องได้เนื่องจากพบว่า อุณหภูมิอากาศเกินค่าที่ต้องการ อย่างไรก็ตาม จะเห็นว่า อุณหภูมิอากาศที่ได้จาก RACU สามารถใช้ป้อนให้แก่ DPAC เพื่อจำลองอากาศที่มีอุณหภูมิช่วงเดือนเมษายนใน 7 จังหวัดดังกล่าวได้



รูปที่ 64 ความชื้นสัมพัทธ์ที่วัดได้จริงในแต่ละจังหวัดในเดือนเมษายนกับความชื้นที่ RACU ทำได้



รูปที่ 65 ความหมายของขีดบน boxes ใน box plot

จากรูปที่ 64 จะเห็นว่า ความชื้นสัมพัทธ์ของ 7 จังหวัดมีค่าระหว่าง 22 - 100%RH และ RACU ไม่สามารถควบคุมความชื้นได้อยู่ในช่วงดังกล่าวได้ โดยวิธีเพิ่ม-ลดความชื้นของ RACU คือ ใช้หม้อต้มไอน้ำแล้วป้อนไอน้ำปริมาณที่เหมาะสมให้ผสมกับอากาศที่เข้ามา จึงเป็นกระบวนการที่ยากที่จะควบคุมให้ได้ความชื้นค่าที่ต้องการ

จากข้อมูลข้างต้น ผู้วิจัยจึงตั้งเป้าหมายที่จะทดสอบระบบ DPAC เมื่อ inlet air มีอุณหภูมิระหว่าง 35 - 42°C และความชื้นสัมพัทธ์ระหว่าง 60 - 100%RH อย่างไรก็ดี เนื่องจากสมรรถนะของเครื่อง DPAC แปร

ผันตามความสามารถในการลดความชื้นออกจากอากาศ ขณะที่ความชื้นสัมพัทธ์มีค่าเปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิอากาศ ผู้วิจัยเห็นว่า เพื่อจะวัดสมรรถนะของระบบ โดยเฉพาะของ dehumidification unit การแสดงผลความชื้นในอากาศควรใช้ความชื้นสัมบูรณ์ โดยความชื้นสัมบูรณ์ที่เทียบเท่าความชื้นสัมพัทธ์ช่วงที่ต้องการนี้มีค่าประมาณ 20 - 24 g/kg

เพื่อจะทดสอบสมรรถนะของระบบ DPAC ผู้วิจัยเห็นว่า ต้องทดสอบระบบกับสภาพอากาศจริงในช่วงฤดูร้อน อย่างไรก็ตาม ในการทดสอบเพื่อหาแนวทางปรับปรุงระบบ DPAC ผู้วิจัยได้ใช้ RACU เพื่อปรับอุณหภูมิและความชื้น inlet air ซึ่งได้ผลทดสอบดังแสดงในหัวข้อ 5.9.1

6. ผลการทดสอบชุดต้นแบบระบบ DPAC และการอภิปราย

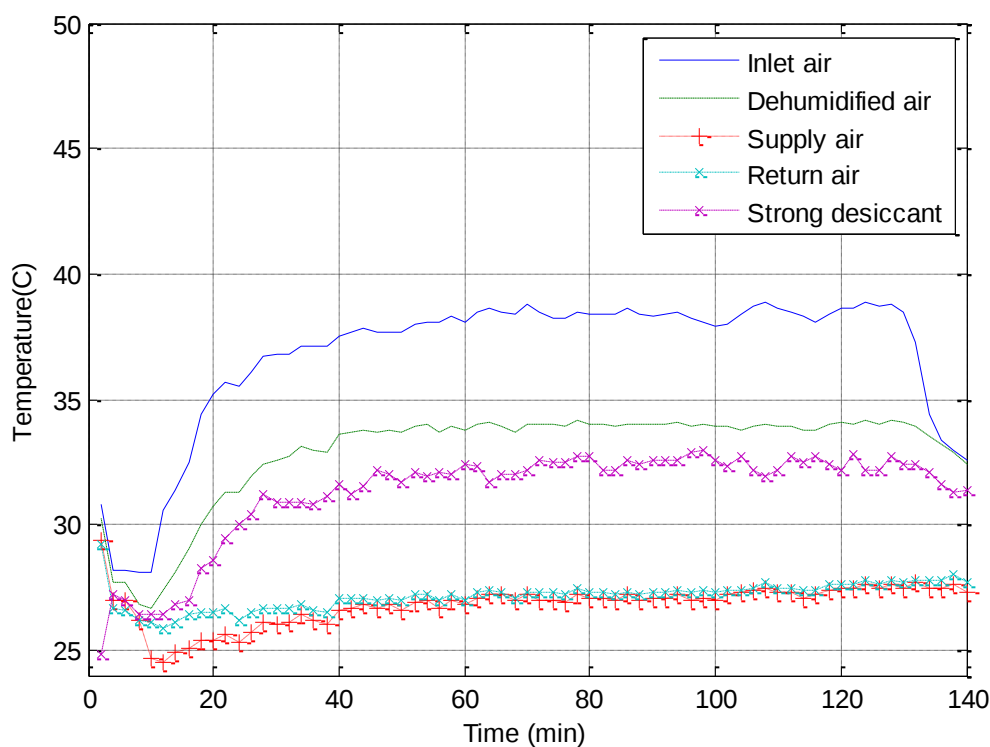
ในงานวิจัยนี้ ได้พัฒนาและทดสอบสมรรถนะชุดต้นแบบ DPAC โดยได้แบ่งช่วงของการพัฒนาออกเป็น 4 รุ่น เรียกว่า model 1, model 2, model 3 และ model 4 ซึ่งแต่ละ model ได้มีการทดสอบในหลากหลายลักษณะ ดังนี้

6.1 ผลการทดสอบชุดต้นแบบ model 1

Model 1 เป็นชุดต้นแบบดังที่ได้อธิบายไว้ในหัวข้อ 5.1 โดยมี DU อยู่ 2 แบบคือ single-stage และ multi-stage dehumidifier ได้ผลการทดสอบดังนี้

6.1.1 การทดลองแบบ single-stage dehumidifier

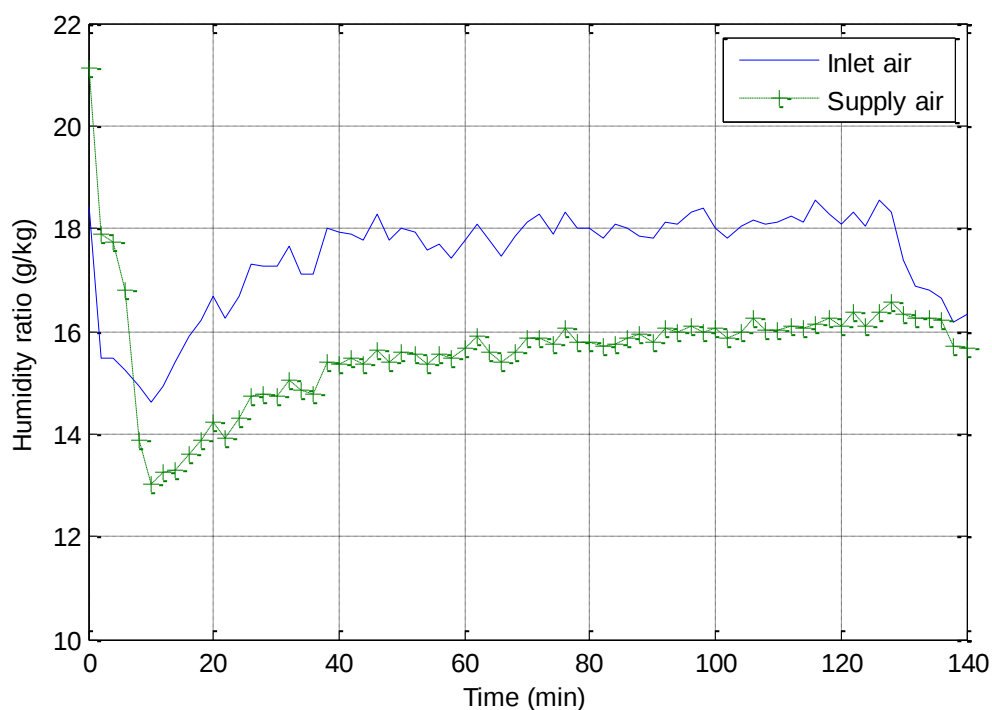
หัวข้อนี้จะรายงานผลการทดสอบระบบ DPAC ที่มี dehumidifier เพียงเครื่องเดียว ดังรูปที่ 66 ซึ่งเป็นระบบ DPAC ที่นิยมใช้ทั่วไป โดยมีเป้าหมายเพื่อควบคุมอุณหภูมิและความชื้นของ supply air ให้มีค่าอยู่ในช่วงที่มนุษย์สุขสบาย (thermal comfort) คืออุณหภูมิ 25°C และความชื้นสัมบูรณ์ 10-12 g/kg (Yamtraipat, Khedari and Hirunlabh, 2005)



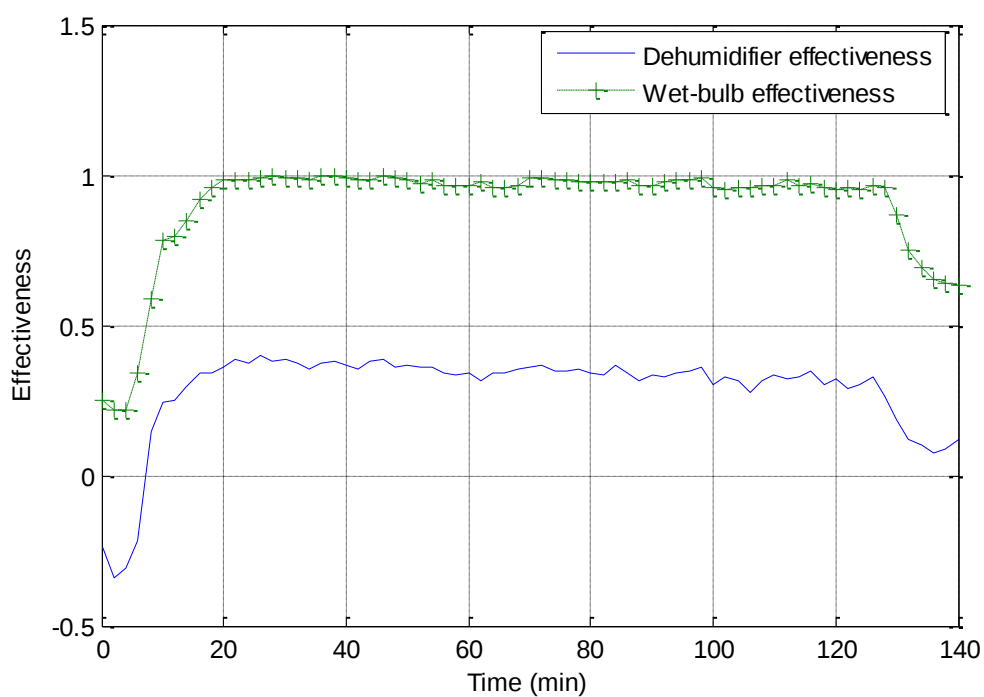
รูปที่ 67 อุณหภูมิ กรณี regeneration 40°C

จากรูปที่ 67 จะเห็นว่า อุณหภูมิของ strong desiccant ที่กระจายอยู่ใน dehumidifier ต่ำกว่า inlet air จึงเกิดการถ่ายเทความร้อนจาก inlet air ไปยัง strong desiccant ทำให้ dehumidified air ที่ออกจาก dehumidifier มีอุณหภูมิต่ำกว่า inlet air และ supply air มีอุณหภูมิต่ำกว่า dehumidified air ประมาณ 11°C ตลอดช่วง อย่างไรก็ตาม อุณหภูมิของ supply air ยังมีค่าสูงกว่า 25°C ซึ่งเป็นค่าที่ต้องการ

ค่าความชื้นสัมบูรณ์ในระหว่างทดสอบสามารถแสดงได้ดังรูปที่ 68 โดย ambient air มีความชื้นประมาณ 15 g/kg จากนั้นเมื่ออากาศไหลผ่าน RACU ได้ inlet air ที่มีความชื้นเพิ่มเป็น 18 g/kg และความชื้นของอากาศมีค่าลดลงหลังผ่าน DU เหลือประมาณ 16 g/kg พบว่า ความชื้นสัมบูรณ์ของ dehumidified air เท่ากับ supply air และเท่ากับ return air จึงแสดงเพียงความชื้นของ supply air ในรูปที่ 68 จะเห็นว่า การทดลองนี้ไม่สามารถควบคุมความชื้นของอากาศให้อยู่ในช่วง 10 - 12 g/kg ที่ต้องการได้ เมื่อนำค่าคุณสมบัติของอากาศที่วัดได้ไปคำนวณหา dehumidifier effectiveness และ wet-bulb effectiveness ได้ผลดังแสดงในรูปที่ 69



รูปที่ 68 ความชื้นของอากาศ กรณี regeneration 40°C



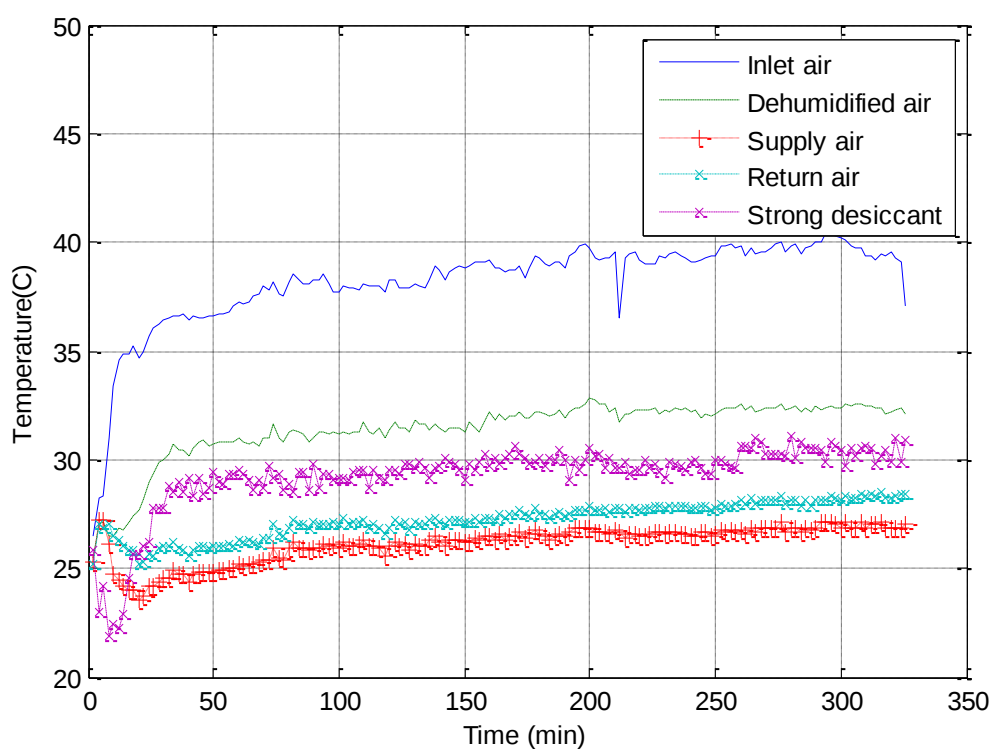
รูปที่ 69 ประสิทธิภาพของระบบ กรณี regeneration 40°C

จากรูปที่ 69 จะเห็นว่า ค่า wet-bulb effectiveness ในช่วงสภาวะคงตัวมีค่าประมาณ 1.0 แสดงว่า ระบบ DPAC สามารถลดอุณหภูมิ supply air ได้เท่ากับอุณหภูมิกระเปาะเปียกของ inlet air ขณะที่ dehumidifier effectiveness มีค่าประมาณ 0.4

นอกจากนี้ พบว่า หากทำการทดลองเกิน 3 ชั่วโมง กระบวนการ regeneration ไม่สามารถควบคุมความเข้มข้นของสารดูดความชื้นได้ โดยความเข้มข้นของสารดูดความชื้นลดลงจาก 65.97% เหลือ 63.59% เพื่อจะรักษาระดับความเข้มข้นของสารดูดความชื้น ผู้วิจัยเห็นว่า ต้องเพิ่มอุณหภูมิ regeneration ให้สูงขึ้นเพื่อให้ในสารดูดความชื้นระเหยออกได้เร็วขึ้น เพื่อควบคุมความเข้มข้นของสารดูดความชื้น

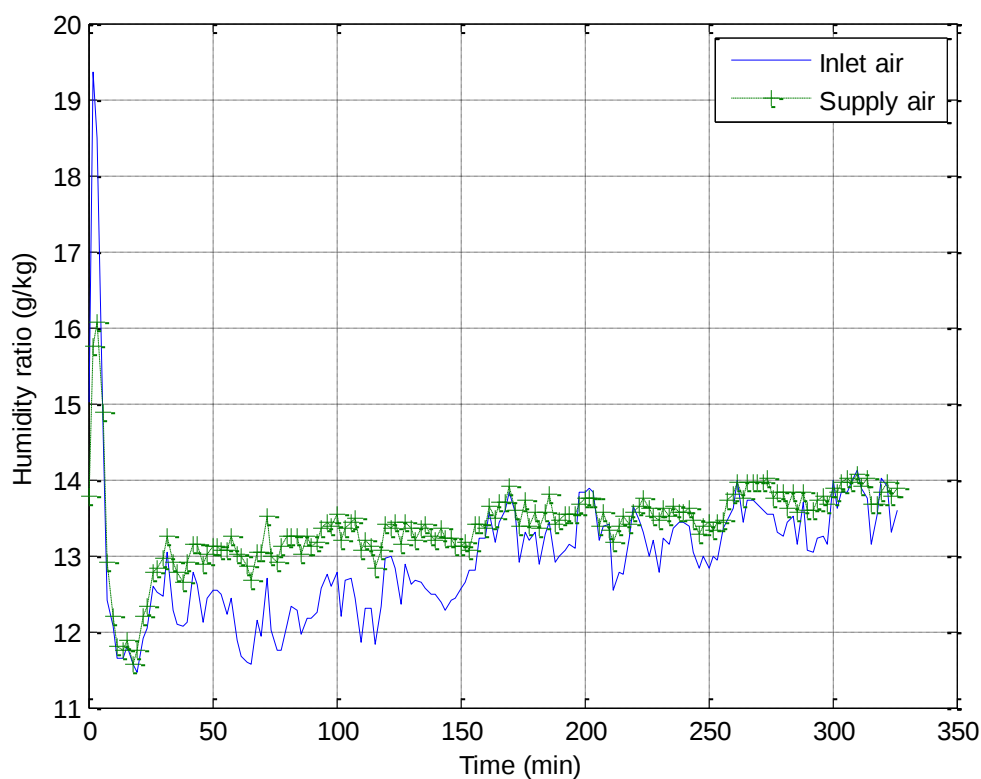
6.1.1.2 การทดลองที่อุณหภูมิ regeneration เท่ากับ 43°C

จากปัญหาความเข้มข้นของสารดูดความชื้นลดลงในหัวข้อ 6.1.1.1 ผู้วิจัยจึงเพิ่มอุณหภูมิในการ regeneration จากเดิม 40°C เป็น 43°C และรอประมาณ 60 นาทีพบว่า อุณหภูมิมีค่าคงตัว ค่าอุณหภูมิที่วัดได้เป็นดังรูปที่ 70



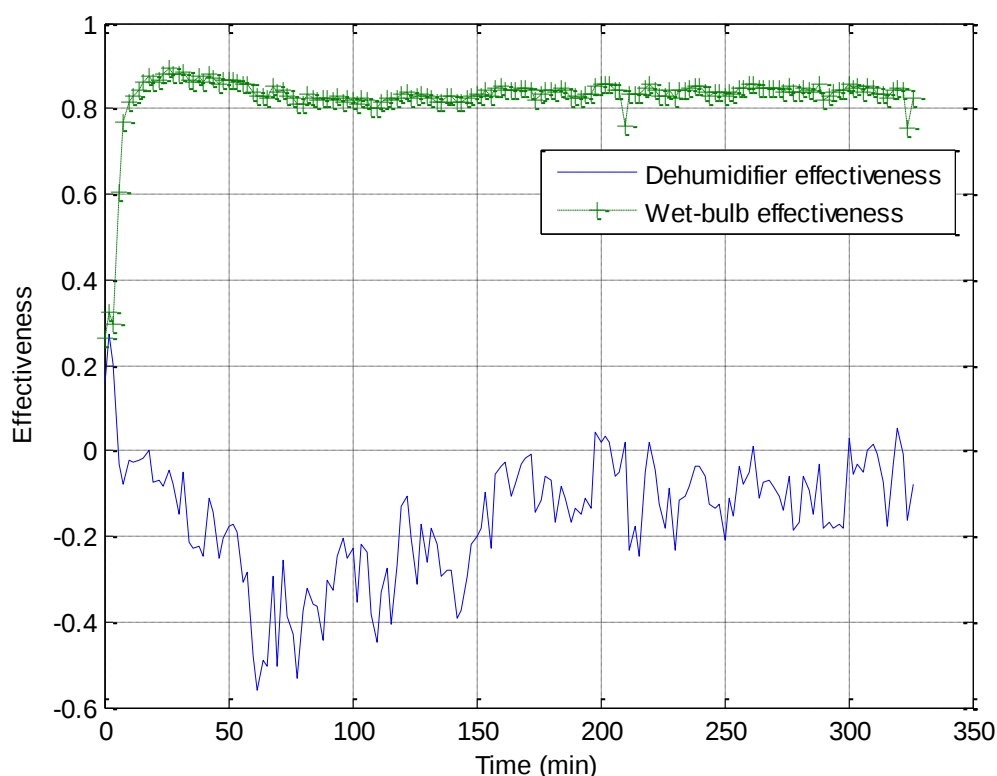
รูปที่ 70 อุณหภูมิ กรณี regeneration 43°C

จากรูปที่ 70 จะเห็นว่า ambient air มีอุณหภูมิประมาณ 25°C จากนั้นเมื่อไหลผ่าน RACU ได้ inlet air อุณหภูมิประมาณ 38°C และได้ dehumidified air กับ supply air ที่มีอุณหภูมิประมาณ 32°C และ 26°C ตามลำดับ ซึ่งยังสูงกว่า 25°C



รูปที่ 71 ความชื้นของอากาศ กรณี regeneration 43°C

รูปที่ 71 แสดงความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศ พบว่า supply air มีความชื้นสูงกว่า inlet air ซึ่งเกิดเพราะสารดูดความชื้นไม่ได้ดูดความชื้นจากอากาศ แต่คายความชื้นให้อากาศแทน ทั้งนี้ เป็นผลจากการเพิ่มอุณหภูมิ regeneration ทำให้อุณหภูมิของสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้น แม้จะมีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารดูดความชื้นกับน้ำหล่อเย็น แต่อุณหภูมิของสารดูดความชื้นที่ได้ยังสูงมาก ทำให้ความดันไอของสารดูดความชื้นสูงกว่าความดันไอในอากาศ ผู้วิจัยเห็นว่า แนวทางแก้ปัญหานี้มี 2 วิธี คือ ต้องใช้อุณหภูมิ regeneration ต่ำกว่า 43°C หรือต้องหาแนวทางลดอุณหภูมิสารดูดความชื้นก่อนเข้า dehumidifier core ให้ได้ต่ำกว่านี้

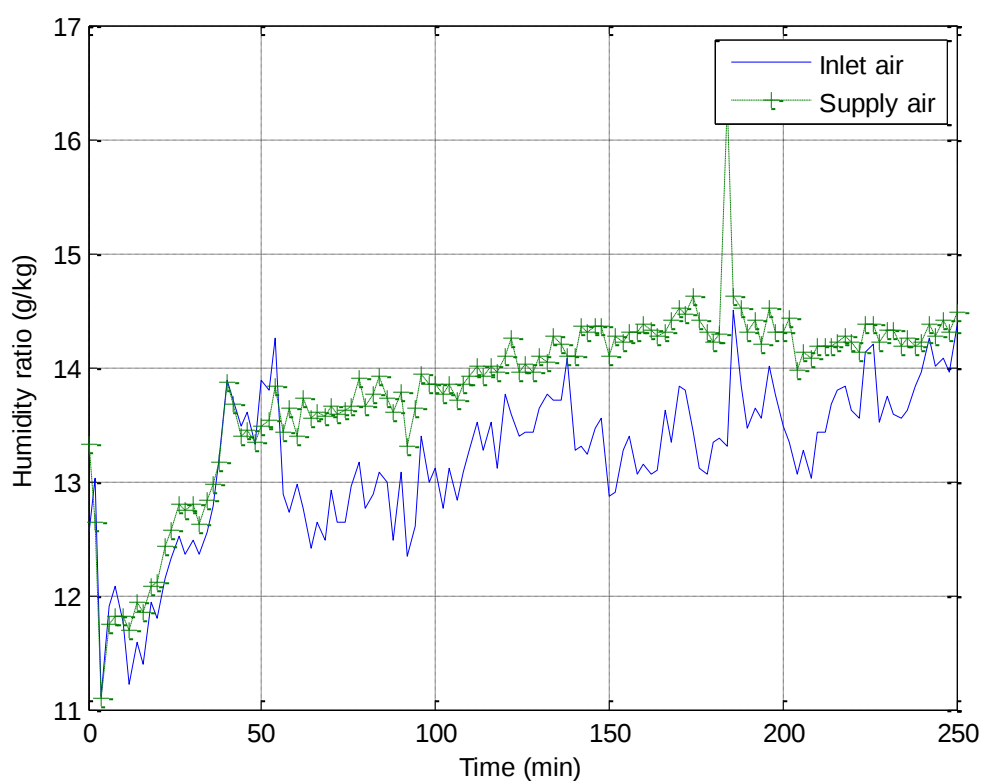


รูปที่ 72 ประสิทธิภาพ กรณี regeneration 43°C

เมื่อนำค่าคุณสมบัติของอากาศที่วัดได้ไปคำนวณหา dehumidifier effectiveness และ wet-bulb effectiveness ได้ผลดังแสดงในรูปที่ 72 การที่ dehumidifier ไม่สามารถดูดความชื้นจากอากาศได้ทำให้ dehumidifier effectiveness มีค่าเป็นลบ และทำให้ wet-bulb effectiveness มีค่าต่ำกว่าเมื่อใช้อุณหภูมิ regeneration 40°C เพราะ supply air มีความชื้นสูงขึ้น ทำให้ความชื้นในห้องทดสอบสูงตาม จึงส่งผลต่อสมรรถนะของ DPEC อย่างไรก็ตาม การที่อุณหภูมิ regeneration สูงขึ้น พบว่า เมื่อทำการทดสอบต่อเนื่อง ความเข้มข้นของสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้นประมาณ 2.75%

6.1.1.3 การทดลองที่อุณหภูมิ regeneration เท่ากับ 45°C

เพื่อจะทดสอบหาอุณหภูมิ regeneration ที่เหมาะสม ผู้วิจัยได้ทดลองเพิ่มอุณหภูมิ regeneration ให้สูงขึ้นเป็น 45°C พบว่า dehumidifier ไม่สามารถลดความชื้นอากาศได้ คล้ายกับกรณีที่อุณหภูมิ regeneration เท่ากับ 43°C โดยความชื้นที่วัดได้เป็นดังแสดงในรูปที่ 73



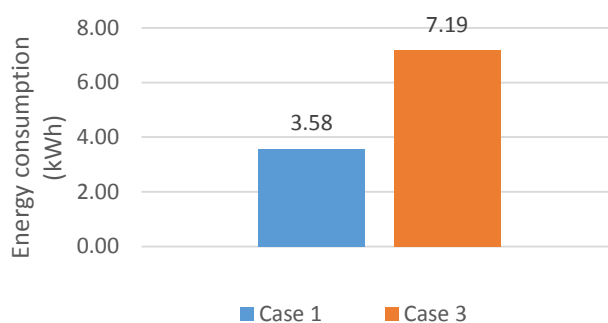
รูปที่ 73 ความชื้นของอากาศ กรณี regeneration 45°C

อย่างไรก็ตาม พบว่า เมื่ออุณหภูมิ regeneration เพิ่มขึ้น ความเข้มข้นของสารดูดความชื้นก็เพิ่มตาม ดังแสดงในตารางที่ 9 จากผลในหัวข้อ 6.1.1.2 ได้ว่า ควรใช้อุณหภูมิ regeneration ต่ำกว่า 43°C แต่จากหัวข้อ 6.1.1.1 เมื่อใช้ 40°C ความสามารถในการดูดความชื้นของระบบจะมีค่าลดลงตามเวลาเนื่องจากความเข้มข้นของสารดูดความชื้นมีค่าลดลงตามเวลา ผู้วิจัยจึงเห็นว่า จะดำเนินการทดสอบต่อไปโดยใช้อุณหภูมิ regeneration เท่ากับ 43°C โดยจะปรับปรุงการจ่ายน้ำเหนือ water core ให้สม่ำเสมอกว่าเดิมเพื่อลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นให้ต่ำกว่าเดิม และจากที่ dehumidifier ไม่สามารถลดความชื้น supply air ให้อยู่ในช่วงที่ต้องการได้ (10-12 g/kg) ผู้วิจัยจึงจะเพิ่มจำนวน dehumidifier core เป็น 2 cores ซึ่งงานวิจัยนี้เรียกว่า multi-stage dehumidifier

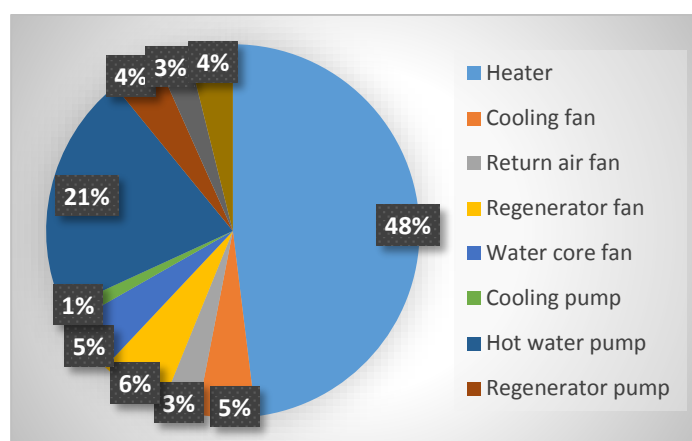
ตารางที่ 9 เงื่อนไขการทำงานเริ่มต้น

Case No.	Regeneration temp. (°C)	Initial concentration (%)	Final concentration (%)
6.1.1.1	40	65.97	63.59
6.1.1.2	43	64.26	66.03
6.1.1.3	45	63.38	65.94

ค่าผลรวมของปริมาณไฟฟ้าที่อุปกรณ์ใช้เมื่อระบบทำงานต่อเนื่องเป็นเวลา 3 ชั่วโมง กรณีทำ regeneration อุณหภูมิ 40°C และ 45°C เป็นดังรูปที่ 74 จะเห็นว่า เมื่อใช้อุณหภูมิ regeneration สูง ปริมาณไฟฟ้าที่ใช้ก็เพิ่มขึ้น เนื่องจากปริมาณไฟฟ้าที่ hot water bath ต้องใช้มีค่าเพิ่มขึ้น และถึงเก็บน้ำร้อน ซึ่งมีอุณหภูมิสูงกว่าจะสูญเสียความร้อนสู่สิ่งแวดล้อมมากกว่าด้วย



รูปที่ 74 ปริมาณไฟฟ้าที่ใช้ของระบบ DPAC เมื่อทำงานต่อเนื่องเวลา 3 ชั่วโมง

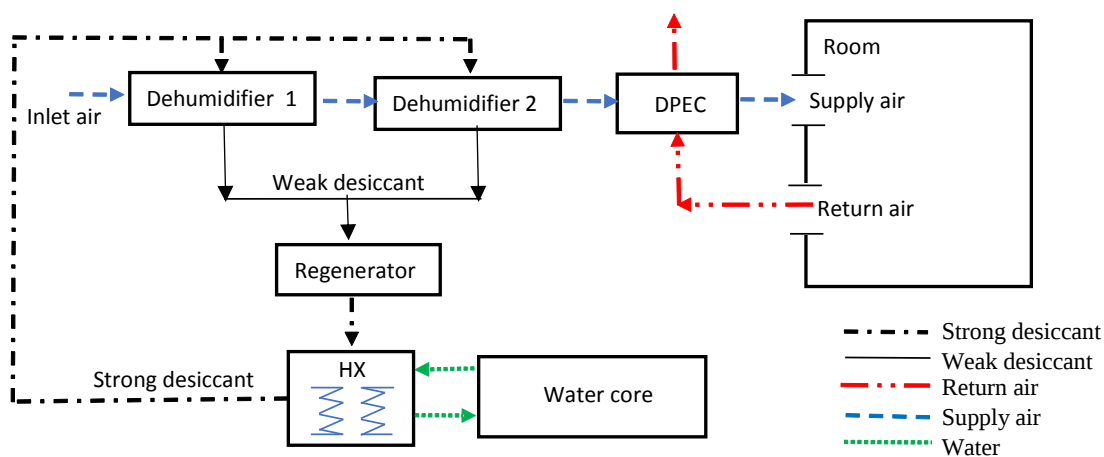


รูปที่ 75 สัดส่วนพลังงานไฟฟ้าที่อุปกรณ์ในระบบ DPAC ใช้ กรณีอุณหภูมิ regeneration 40°C

รูปที่ 75 แสดงสัดส่วนพลังงานไฟฟ้าที่แต่ละอุปกรณ์ในระบบ DPAC ใช้ เมื่ออุณหภูมิ regeneration เท่ากับ 40°C จะเห็นว่า Heater ใช้ไฟฟ้าสูงที่สุด มีค่าประมาณ 48% แต่อย่างไรก็ตาม ในการใช้งานระบบ DPAC จริง สามารถใช้ความร้อนทั้งจากโรงงานอุตสาหกรรมหรือความร้อนจากพลังงานแสงแดดแทนได้ เนื่องจากความร้อนที่ต้องการมีอุณหภูมิประมาณ 43°C

6.1.2 การทดลองแบบ Multi-stage dehumidifier ที่ DU เป็นแบบ direct และ indirect dehumidifier core

จากผลการทดลองในหัวข้อ 6.1.1 พบว่า ระบบ DPAC ไม่สามารถควบคุมอุณหภูมิของ supply air ให้มีอุณหภูมิ 25°C และความชื้นอยู่ในช่วง 10 - 12 g/kg ได้ จึงปรับปรุง dehumidification unit ให้เป็นแบบ multi-stage dehumidifier ดังแสดงในรูปที่ 76 โดยมี direct และ indirect dehumidifier ทำงานร่วมกันซึ่งอุณหภูมิ regeneration ที่ใช้เท่ากับ 43°C และเพื่อเพิ่มความสามารถในการลดอุณหภูมิของ DPEC หัวข้อนี้จะเป็นการทดสอบที่ทดลองปรับเปลี่ยนอัตราการไหลของ supply air และ return air ซึ่งแบ่งได้เป็น 3 กรณี ดังแสดงในตารางที่ 10



รูปที่ 76 Schematic diagram ของการทดลองแบบ multi-stage dehumidifier โดยที่ DU เป็นแบบ direct และ indirect dehumidifier core

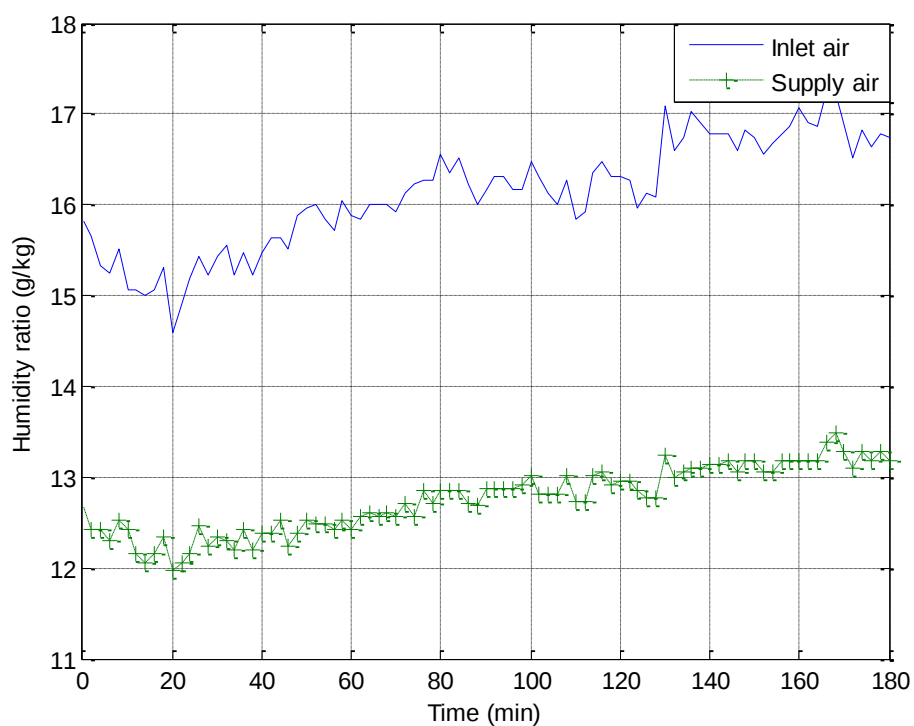
จากรูปที่ 76 อากาศ inlet air จะถูกลดความชื้นที่ dehumidifier 1 และส่งไปลดความชื้นอีกครั้งที่ dehumidifier 2 จากนั้นส่ง dehumidified air ไปลดอุณหภูมิใน dry channel ของ DPEC แล้วส่ง supply air เข้าห้องทดสอบ Return air จะถูกนำไปใช้เป็น working air ใน wet channel ของ DPEC ขณะเดียวกันสารดูดความชื้นความเข้มข้นสูงจะถูกกระจายลงด้านบนของ dehumidifier 1 และ dehumidifier 2 เพื่อไปดูดความชื้นจากอากาศ สารดูดความชื้นที่ออกจาก dehumidifiers ทั้ง 2 เครื่องจะมีความเข้มข้นลดลงเนื่องจากไปรับเอนทาลปีจากอากาศ ดังนั้นจึงส่งสารดูดความชื้นที่ออกจาก dehumidifiers ไปยัง regenerator เพื่อให้ความเข้มข้นของสารดูดความชื้นสูงขึ้นแล้วนำกลับมาใช้ใหม่ สารดูดความชื้นที่ออกจาก regenerator จะถูกลดอุณหภูมิโดยการถ่ายเทความร้อนที่ HX แล้วส่งไปยัง dehumidifiers ทั้งสองเครื่อง Water core มีหน้าที่ทำน้ำหล่อเย็นเพื่อไปลดอุณหภูมิของสารดูดความชื้นใน HX ในการทดสอบได้ติดตั้ง direct dehumidifier ไว้ก่อน indirect dehumidifier เพื่อป้องกันไม่ให้อากาศความชื้นหลุดไปกับอากาศ

ตารางที่ 10 อัตราการไหลของ supply และ return air ที่ทดสอบ

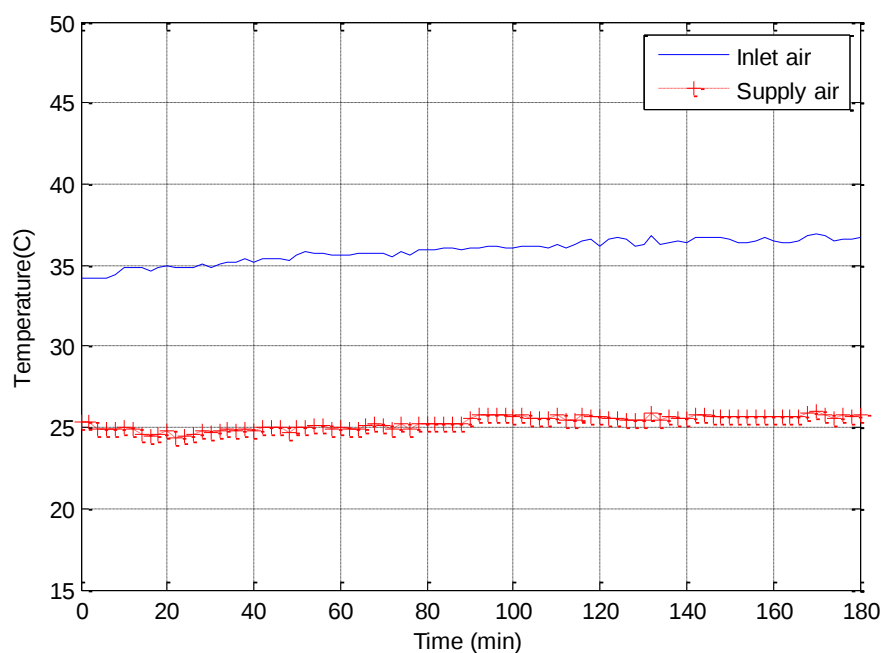
Case No	อัตราการไหล Supply air (m ³ /h)	อัตราการไหล Return air (m ³ /h)
6.1.2.1	208	209
6.1.2.2	95	209
6.1.2.3	95	426

6.1.2.1 การทดลองกรณีอัตราการไหล supply air เท่ากับ return air

การทดสอบนี้ต้องการทดลองเมื่ออัตราการไหล supply air และ return air มีค่าเท่ากัน แต่เนื่องจากการปรับปรุงกรณีในการทำงานลักษณะดังกล่าวเป็นเรื่องยากในทางปฏิบัติ ในการทดสอบจริง จึงพบว่า อัตราการไหลของ supply air และ return air มีค่าต่างกันเล็กน้อย โดยมีค่า 208 m³/h และ 209 m³/h ตามลำดับ ซึ่งเมื่อทำการทดสอบ ค่าความชื้นที่วัดได้เป็นดังแสดงในรูปที่ 77 จะเห็นว่าระบบที่ปรับปรุงแล้วสามารถลดความชื้นของอากาศได้มากกว่าระบบ single-stage dehumidifier โดยระบบที่ปรับปรุงนั้นนอกจากเพิ่ม dehumidifier core เพื่อเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนมวลระหว่างสารดูดความชื้นและอากาศแล้ว ยังได้ปรับปรุงการกระจายตัวของน้ำเหนือ water core ให้สม่ำเสมอมากขึ้น ซึ่งการปรับปรุงนี้ ยังส่งผลให้อุณหภูมิของ supply air ลดลงด้วย ดังแสดงในรูปที่ 78



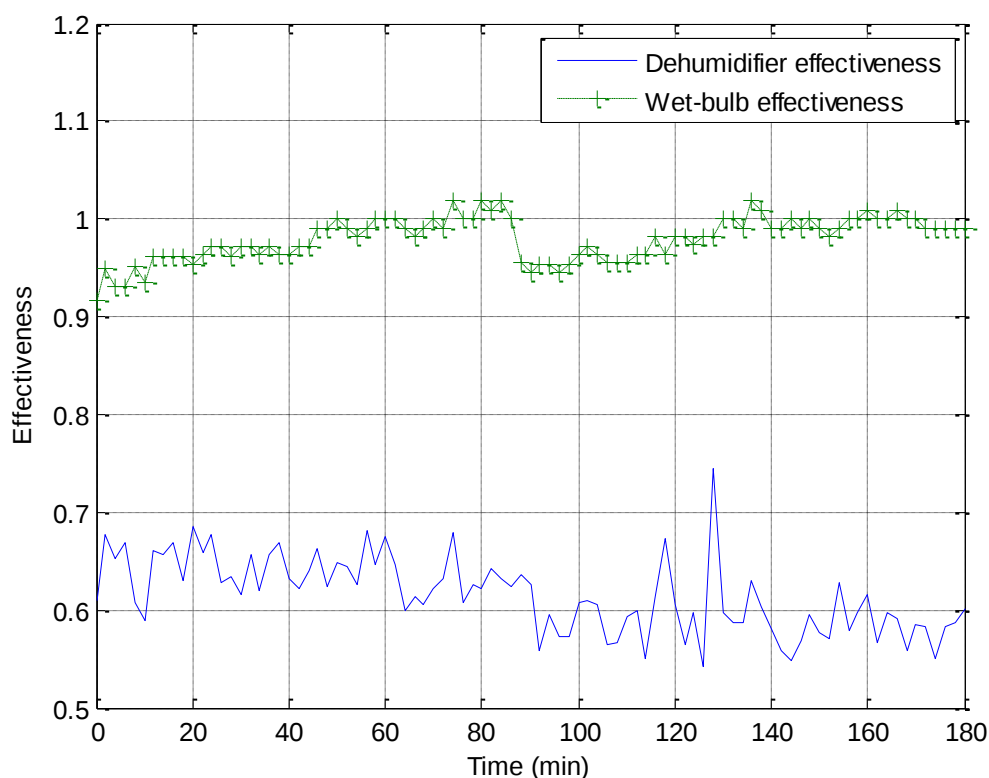
รูปที่ 77 ความชื้นของอากาศ กรณีอัตราการไหล supply air เท่ากับ return air



รูปที่ 78 อุณหภูมิอากาศ กรณีอัตราการไหล supply air เท่ากับ return air

จากรูปที่ 78 จะเห็นว่า ระบบที่ปรับปรุงสามารถลดอุณหภูมิ supply air ได้ดีขึ้น โดยสามารถทำอุณหภูมิได้ประมาณ 25°C ตลอดช่วงที่ทำการทดสอบ เนื่องจาก dehumidified air มีความชื้นต่ำลง จึงมี

ความสามารถในการรับไอน้ำได้มากขึ้น ส่งผลให้การระเหยของน้ำใน DPEC เพิ่มขึ้น อุณหภูมิของ supply air จึงลดลงได้มากขึ้น และเมื่อนำผลการทดลองที่ได้มาคำนวณหา wet-bulb และ dehumidifier effectiveness ได้ผลดังรูปที่ 79

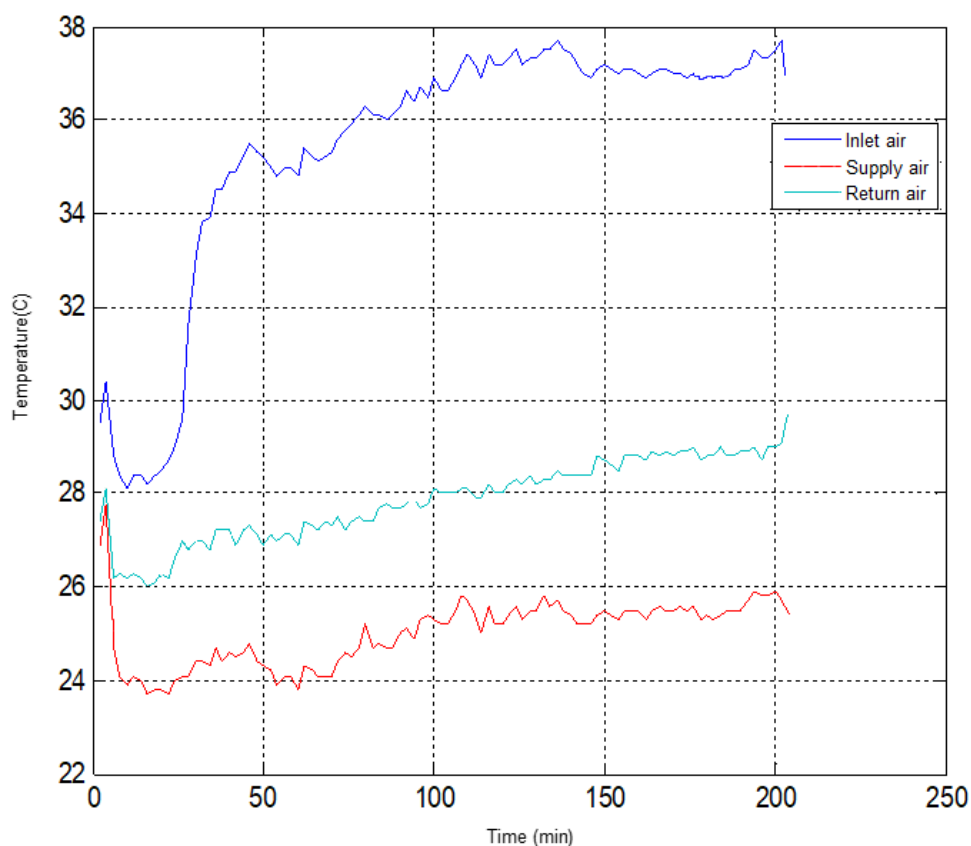


รูปที่ 79 ประสิทธิภาพของระบบ กรณีสภาวะการไหล supply air เท่ากับ return air

จากรูปที่ 79 จะเห็นว่า หลังจากปรับปรุง ค่า wet-bulb และ dehumidifier effectiveness มีค่าสูงขึ้นกว่าระบบเดิม เป็นผลจากระบบใหม่สามารถลดอุณหภูมิและความชื้นของอากาศได้ดีขึ้น และจะเห็นว่า มีบางเวลาที่ wet-bulb effectiveness เกิน 1 เนื่องจากอุณหภูมิ supply air มีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียกของ ambient air นอกจากนี้ จากรูปที่ 78 จะเห็นว่า มีบางช่วงเวลาที่ supply air มีอุณหภูมิสูงกว่า 25°C แนวทางการแก้ปัญหา คือ ลดอัตราการไหลของอากาศ supply air ซึ่งจะได้ทดสอบในหัวข้อ 6.1.2.2 ต่อไป

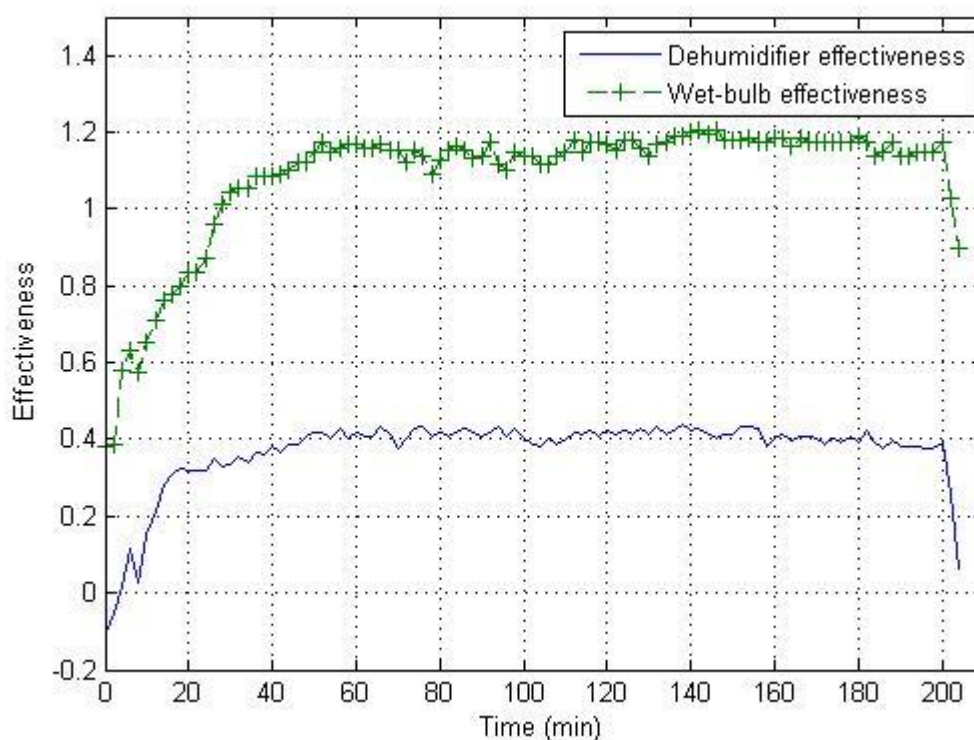
6.1.2.2 การทดลองกรณีลดอัตราการไหล supply air

จากผลการทดลองหัวข้อ 6.1.2.1 ที่ supply air มีอุณหภูมิบางช่วงสูงกว่า 25°C หัวข้อนี้จึงจะทดสอบ เมื่ออากาศใน wet channels และ dry channels มีเวลาแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้น โดยได้ปรับให้อัตราการไหลของ supply air มีค่าประมาณ 0.5 เท่าของที่ทดสอบในหัวข้อ 6.1.2.1 ขณะที่อัตราการไหลของ return air มีค่าเท่าเดิม อุณหภูมิอากาศที่ได้เป็นดังรูปที่ 80



รูปที่ 80 อุณหภูมิของอากาศ กรณีลดอัตราการไหล supply air

จากรูปที่ 80 จะเห็นว่า ยังมีบางช่วงเวลาที่มี supply air มีอุณหภูมิสูงกว่า 25°C ซึ่งอาจเกิดจากการแลกเปลี่ยนความร้อนและมวลใน DPEC ยังไม่เพียงพอ จึงจะได้ทดลองเพิ่มอัตราการไหลของ return air ที่ผ่าน DPEC ในหัวข้อ 6.1.2.3 อย่างไรก็ตาม พบว่า การลดอัตราการไหล supply air สามารถทำให้ wet-bulb effectiveness สูงกว่า 1 หลังจากระบบทำงานไป 30 นาที ดังแสดงในรูปที่ 81

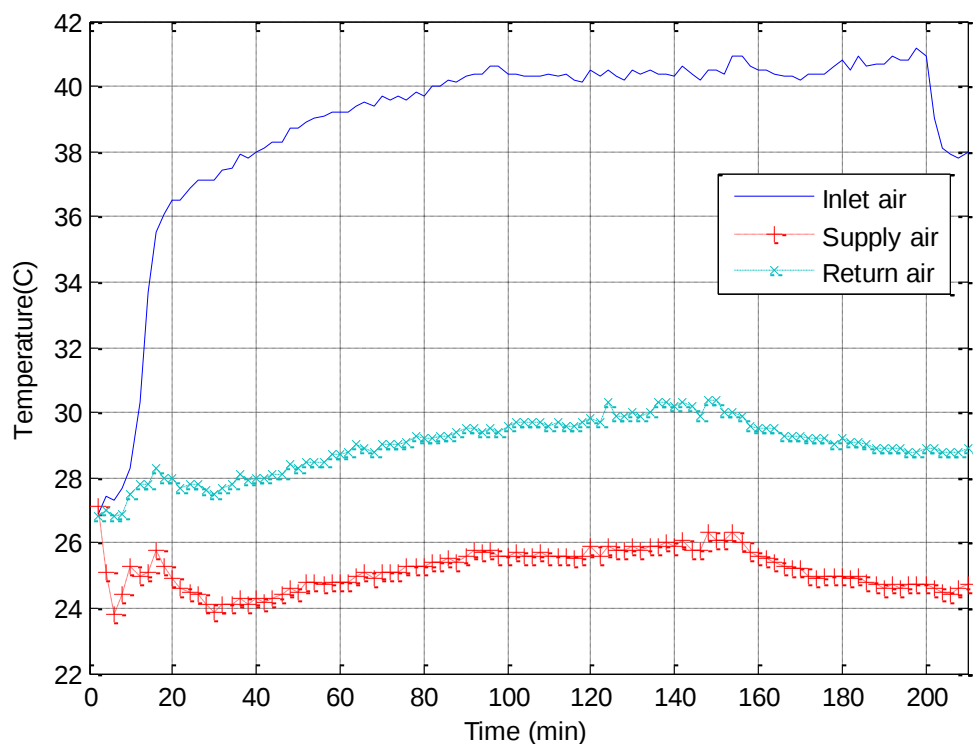


รูปที่ 81 ประสิทธิภาพของระบบ กรณีสอดัตรอากาศไหล supply air

จากรูปที่ 81 จะเห็นว่า wet-bulb effectiveness มีค่าเพิ่มขึ้นตามเวลา โดยเฉพาะในช่วง 0 - 50 นาทีแรกของการทดสอบ เนื่องจากเมื่อเริ่มต้นทดสอบอากาศภายในห้องมีความชื้นเป็นปกติ เมื่อถูกดูดออกมาทำหน้าที่ return air ปริมาณน้ำที่ระเหยสู่ return air ใน wet channels ของ DPEC จึงมีค่าน้อย ปริมาณความร้อนที่แลกเปลี่ยนจึงมีค่าน้อยด้วย แต่เมื่อเวลาผ่านไป supply air ที่จ่ายเข้าห้องทดสอบเป็น dehumidified air ที่ผ่าน DU จึงส่งผลให้ความชื้นในห้องลดลง Return air ที่ถูกดึงเข้า DPEC จึงมีความชื้นต่ำกว่าตอนเริ่มต้น ส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนใน DPEC สูงขึ้น ค่า wet-bulb effectiveness จึงเพิ่มขึ้นตามเวลา และมีค่าสูงสุดเท่ากับ 1.2

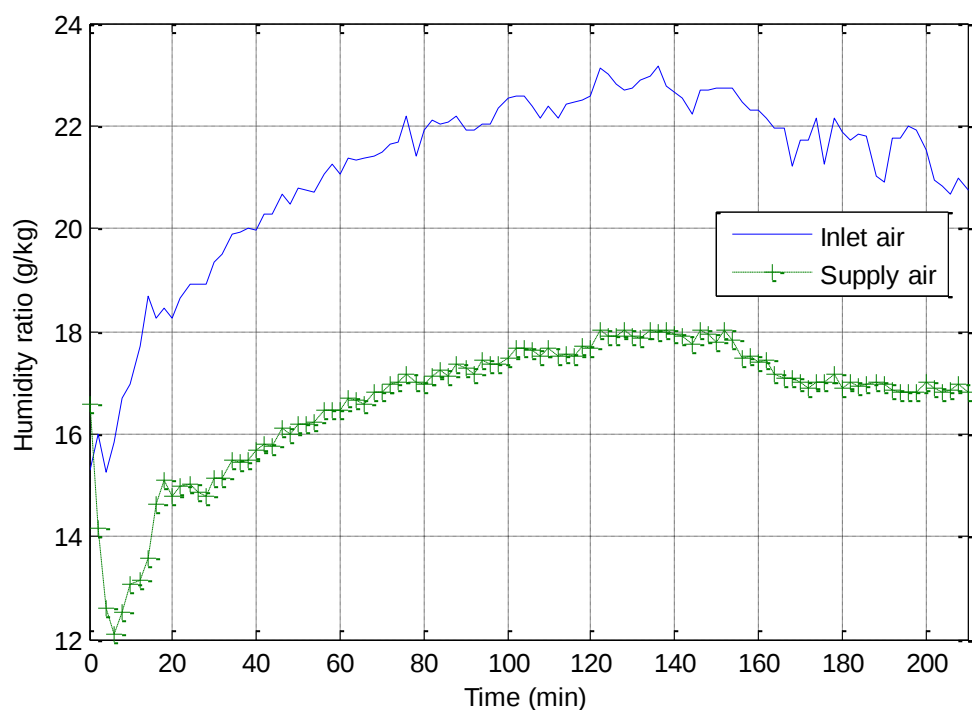
6.1.2.3 การทดลองกรณีเพิ่มอัตราการไหล return air

จากผลการทดสอบในหัวข้อ 6.1.2.1 และ 6.1.2.2 การทดสอบในหัวข้อนี้จึงเพิ่มอัตราการไหลของ return air เป็น 2 เท่า ขณะที่อัตราการไหลของ supply air เท่ากับที่ใช้ในหัวข้อ 6.1.2.2 (ดูตารางที่ 10) อุณหภูมิที่ได้จากการทดสอบเป็นดังแสดงในรูปที่ 82



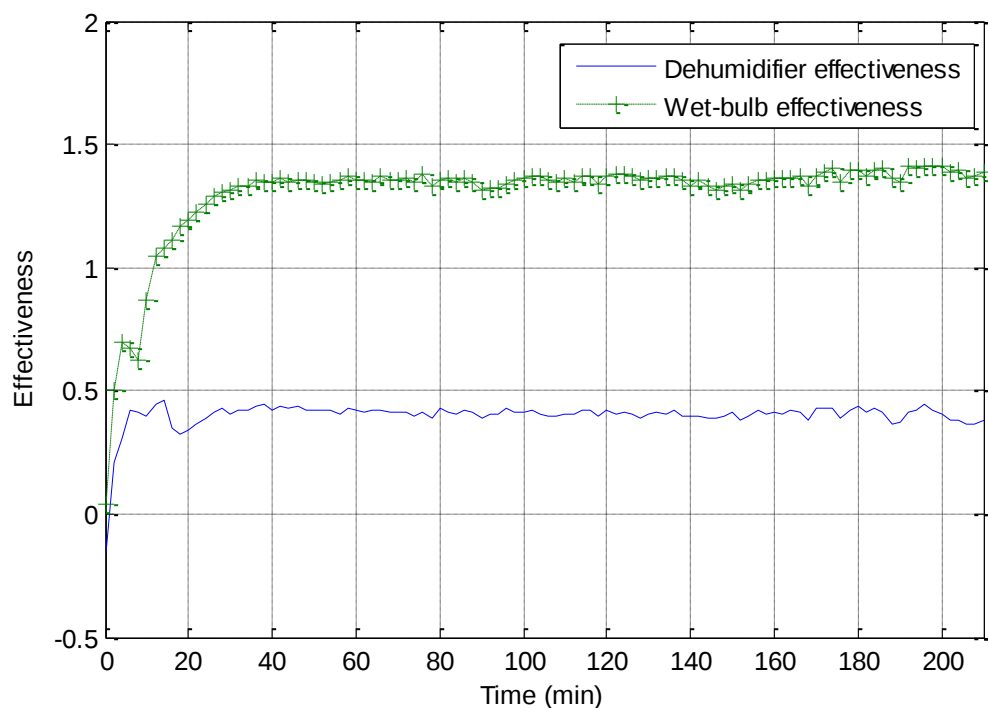
รูปที่ 82 อุณหภูมิของอากาศ กรณีเพิ่มอัตราการไหล return air

จากรูปที่ 82 จะเห็นว่า ระบบสามารถลดอุณหภูมิ supply air ให้ต่ำกว่า 25°C ได้ในบางช่วงเวลา แต่ยังมีช่วงที่สูงกว่า 25°C เนื่องจากอัตราการไหลของ return air สูงขึ้นทำให้การถ่ายเทความร้อนใน DPEC สูงขึ้นด้วย อย่างไรก็ตาม การเพิ่มอัตราการไหลของ return air ให้สูงกว่า supply air อาจทำให้อากาศภายนอกห้องทดสอบรั่วเข้าไปในห้องทดสอบได้ ซึ่งจะทำให้ภาระการทำความเย็นสูงขึ้น



รูปที่ 83 ความชื้นของอากาศ กรณีเพิ่มอัตราการไหล return air

จากรูปที่ 83 จะเห็นว่า ความชื้นของ inlet air ที่ใช้ทดสอบมีค่าอยู่ในช่วงที่ต้องการ (20-24 g/kg) และพบว่า dehumidifier สามารถลดความชื้นของอากาศได้มากที่สุดเมื่อเทียบกับกรณีทดสอบอื่น ๆ ที่ผ่านมา คือ ลดความชื้นสัมบูรณ์ของ inlet air ได้ประมาณ 4 g/kg อย่างไรก็ตาม การที่ความชื้นของ inlet air มีค่าสูงเมื่อเทียบกับกรณีอื่น ๆ ค่าความชื้นสัมบูรณ์ของ supply air ที่ได้จึงมีค่าสูงกว่าที่ต้องการ (10 -12 g/kg)



รูปที่ 84 ประสิทธิภาพของระบบ กรณีเพิ่มอัตราการไหล return air

จากรูปที่ 84 จะเห็นว่า การเพิ่มอัตราการไหลของ return air ทำให้สมรรถนะของระบบดีขึ้น โดยมีค่า wet-bulb effectiveness ประมาณ 1.4 และ dehumidifier effectiveness มีค่าประมาณ 0.4 ทั้งนี้ เนื่องจากการเพิ่มอัตราการไหลของ return air ทำให้การถ่ายเทความร้อนและมวลใน DPEC เพิ่มขึ้น

6.2 ผลการทดสอบชุดต้นแบบ model 2

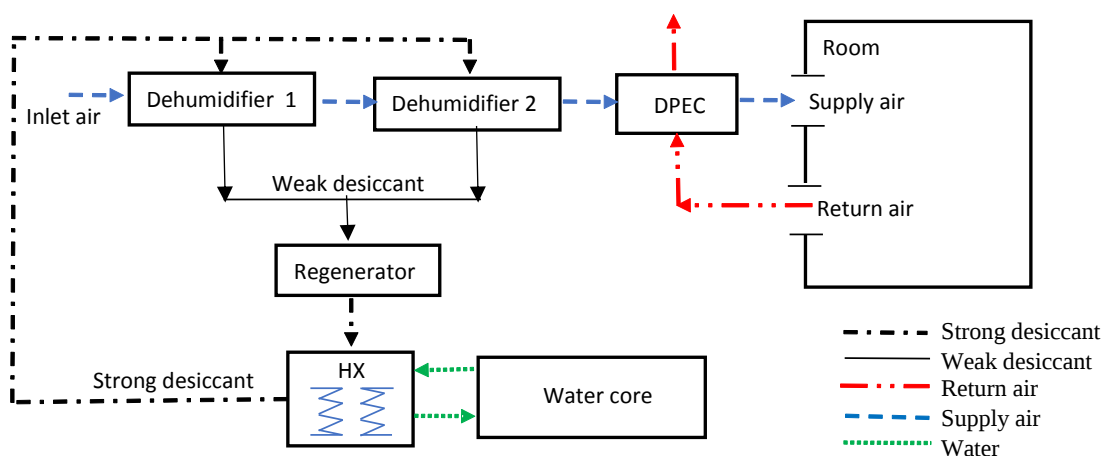
จากการทดสอบ model 1 พบว่า ระบบ DPAC ไม่สามารถควบคุมความชื้นให้อยู่ในช่วง 10-12 g/kg ได้ จึงสร้าง direct dehumidifier เครื่องใหม่มาใช้แทน indirect dehumidifier ของ model 1 และทำให้เครื่องใหญ่ขึ้น 2 เท่า เพื่อเพิ่มพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนมวลไอน้ำ Direct dehumidifier เครื่องใหม่ดังรูปที่ 85 ใช้วัสดุที่หาซื้อได้ในประเทศไทยโดยมีขนาดของ core เท่ากับ 30x30x90 cm



รูปที่ 85 Direct dehumidifier

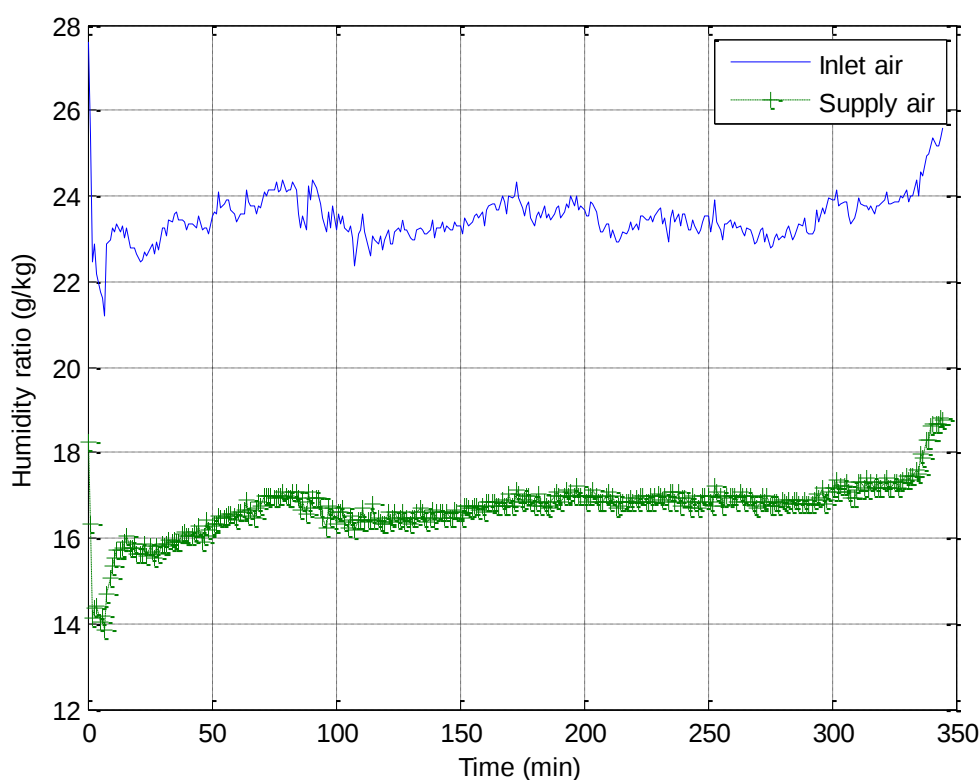
6.2.1 การทดลองแบบ multi-stage dehumidifier โดยที่ DU เป็นแบบ direct dehumidifier core ทั้งสอง stages

Dehumidification unit ในการทดลองนี้เป็นแบบ multi-stage dehumidifier ที่มี core เป็นแบบ direct dehumidifier ทั้ง 2 เครื่องต่อกันตามกันดังรูปที่ 86 การทดลองในหัวข้อนี้ไม่ได้ใช้ RACU จำลองสภาพอากาศ inlet air เนื่องจากทำการทดลองในฤดูร้อน



รูปที่ 86 Schematic diagram ของการทดลองแบบ multi-stage dehumidifier โดยที่ DU เป็นแบบ direct dehumidifier core ทั้งสอง stages

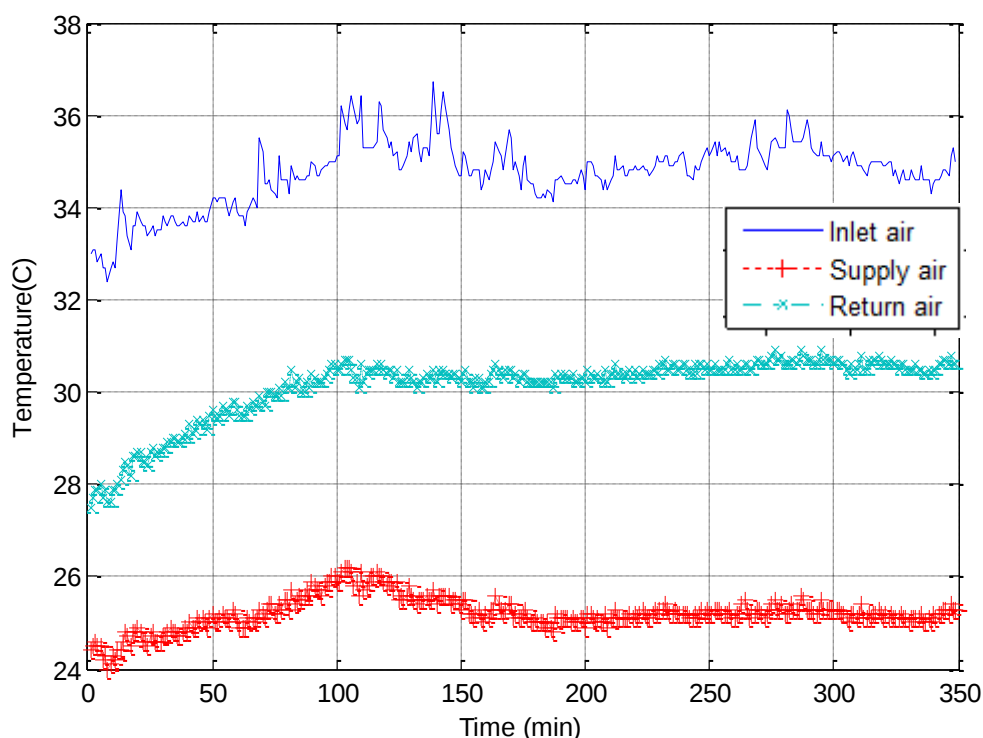
จากรูปที่ 86 การทำงานของระบบจะเหมือนกับการทดลองตอนที่ 5.9.1.2 แต่ในการทดลองนี้ dehumidifier ทั้ง 2 เครื่องจะเป็นแบบ direct dehumidifier โดยอากาศ inlet air จะถูกลดความชื้นที่ dehumidifier 1 และ 2 จากนั้นส่ง dehumidified air ไปลดอุณหภูมิใน dry channel ของ DPEC แล้วส่ง supply air ไปยังห้องทดสอบ Return air จะถูกนำไปใช้เป็น working air ใน wet channel ของ DPEC ขณะเดียวกันสารดูดความชื้นความเข้มข้นสูงจะถูกกระจายลงด้านบนของ dehumidifier 1 และ dehumidifier 2 เพื่อไปดูดความชื้นจากอากาศ สารดูดความชื้นที่ออกจาก dehumidifiers ทั้ง 2 เครื่องจะมีความเข้มข้นลดลงเนื่องจากไปรับเอามวลน้ำจากอากาศดังนั้นจึงส่งสารดูดความชื้นที่ออกจาก dehumidifiers ไปยัง regenerator เพื่อทำให้ความเข้มข้นของสารดูดความชื้นสูงขึ้นแล้วนำกลับมาใช้ใหม่ สารดูดความชื้นที่ออกจาก regenerator จะถูกลดอุณหภูมิโดยการถ่ายความร้อนที่ HX แล้วส่งไปยัง dehumidifiers ทั้ง 2 เครื่อง Water core มีหน้าที่ทำน้ำหล่อเย็นเพื่อไปลดอุณหภูมิของสารดูดความชื้นใน HX จากการทดสอบได้ผลดังรูปที่ 87



รูปที่ 87 ความชื้นของอากาศ กรณี multi-stage dehumidifier ที่ DU เป็นแบบ direct dehumidifier core ทั้งสอง stage

จากรูปที่ 87 จะเห็นว่า ความชื้นของ inlet air ที่ใช้ทดสอบมีค่าอยู่ในช่วงที่ต้องการ 20 - 24 g/kg และพบว่า ระบบไม่สามารถควบคุมความชื้นให้อยู่ในช่วง 10 - 12 g/kg ได้ อย่างไรก็ตาม ระบบนี้สามารถลด

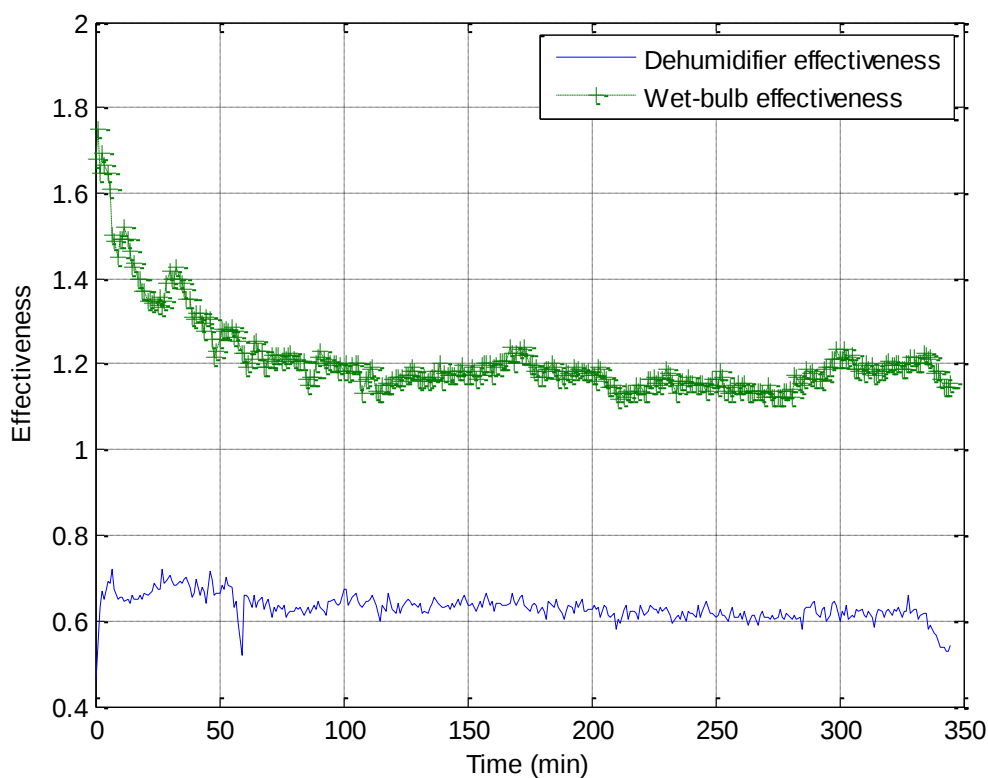
ความชื้นได้สูงสุดเท่ากับ 7 g/kg ซึ่งมากกว่าระบบในหัวข้อ 6.1.2 เนื่องจากระบบนี้ใช้ direct dehumidifier core ซึ่งสารดูดความชื้นกับอากาศสัมผัสกันโดยตรงทำให้สามารถถ่ายเทมวลไอน้ำจากอากาศไปยังสารดูดความชื้นได้ง่ายกว่าแบบ indirect dehumidifier core อีกทั้งยังมีขนาด core ที่ใหญ่ขึ้น ทำให้พื้นที่ในการถ่ายเทมวลมากขึ้นด้วย นอกจากนี้ ยังพบว่าอุณหภูมิ supply air ในบางช่วงเวลายังสูงกว่า 25°C ดังแสดงในรูปที่ 88



รูปที่ 88 อุณหภูมิของอากาศ กรณี multi-stage dehumidifier ที่ DU เป็นแบบ direct dehumidifier core ทั้งสอง stage

จากรูปที่ 88 จะเห็นว่า ระบบสามารถลดอุณหภูมิ supply air ให้ต่ำกว่า 25°C ได้ในบางช่วงเวลา แต่ยังมีช่วงที่สูงกว่า 25°C และเมื่อเปรียบเทียบกับอุณหภูมิ supply air กับผลการทดลองตอนที่ 6.1.2 รูปที่ 82 จะเห็นว่า อุณหภูมิไม่แตกต่างกันมากถึงแม้ว่าในการทดลองนี้จะสามารถลดความชื้นได้ดีกว่าก็ตาม ทั้งนี้เกิดจากความชื้นของอากาศ inlet air ของการทดลองนี้สูงกว่าตอนที่ 6.1.2 แต่เมื่ออากาศผ่านชุด DU ความชื้นของอากาศลดลงเหลือ 16 - 18 g/kg เท่ากัน ความชื้นของอากาศที่เข้า DPEC จึงไม่แตกต่างกัน ทำให้การระเหยของน้ำใน DPEC ของทั้งสองการทดลองไม่แตกต่างกัน อุณหภูมิ supply air จึงใกล้เคียงกัน ซึ่งแนวทางการปรับปรุงเพื่อที่จะทำให้อุณหภูมิ supply air ต่ำกว่า 25°C คือ เพิ่มการถ่ายเทมวลและความร้อน

ใน wet channel ของ DPEC และเมื่อนำผลการทดลองที่ได้มาคำนวณหา wet-bulb และ dehumidifier effectiveness ได้ผลดังรูปที่ 89

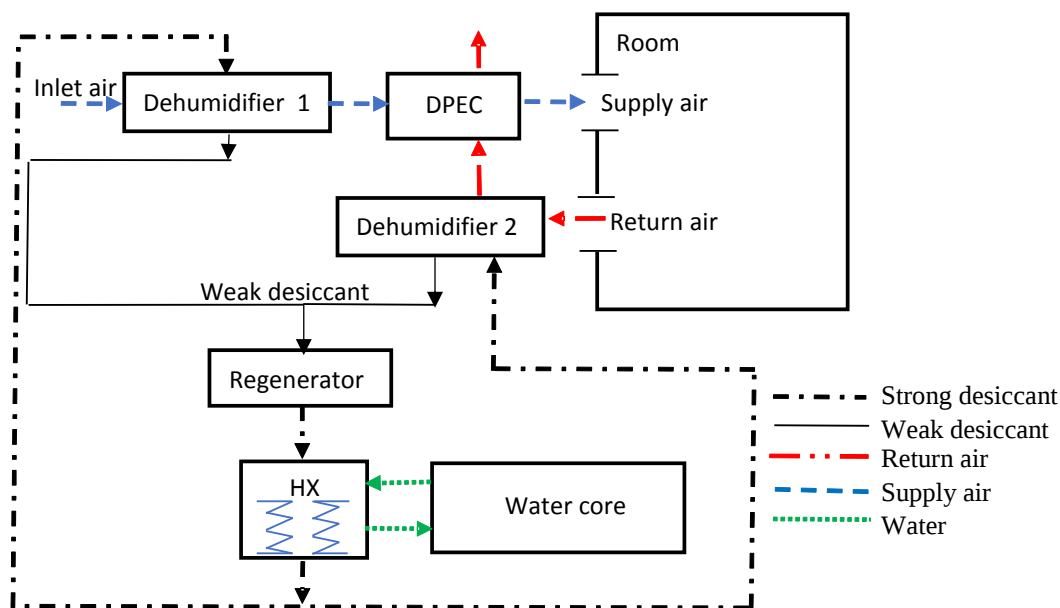


รูปที่ 89 ประสิทธิภาพ กรณี multi-stage dehumidifier ที่ DU เป็นแบบ direct dehumidifier core ทั้งสอง stage

จากรูปที่ 89 จะเห็นว่า หลังจากปรับปรุง ค่า dehumidifier effectiveness มีค่าสูงขึ้นกว่าระบบเดิม เป็นผลจากระบบใหม่สามารถลดความชื้นของอากาศได้ดีขึ้น อย่างไรก็ตาม ค่า wet-bulb effectiveness มีค่าต่ำกว่าระบบในหัวข้อ 6.1.2 เนื่องจากความชื้นของอากาศ inlet air ในการทดลองนี้สูงกว่าระบบเดิม ซึ่งจากนิยามของ wet-bulb effectiveness ดังสมการที่ 78 ระบบที่มีความชื้นของอากาศ inlet air สูงกว่า จะมี wet-bulb effectiveness ต่ำกว่า เมื่ออุณหภูมิกระเปาะแห้ง supply air ใกล้เคียงกัน

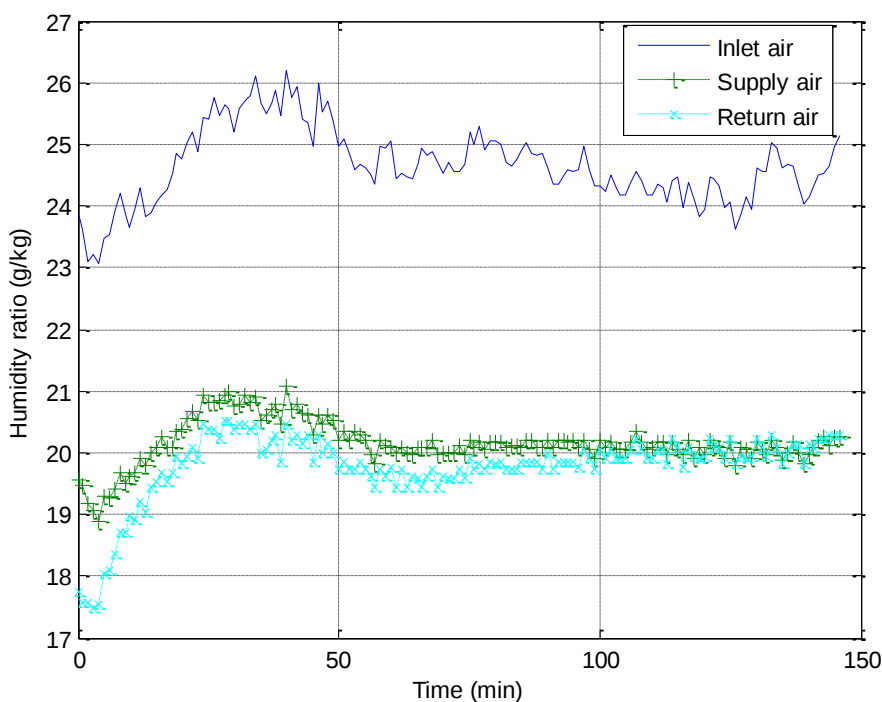
6.2.2 การทดลองแบบติดตั้ง direct dehumidifier เพื่อลดความชื้น working air

จากการทดลองในหัวข้อ 6.2.1 พบว่า อุณหภูมิของอากาศ supply air ยังสูงกว่า 25°C ในบางช่วงเวลา ผู้วิจัยจึงเพิ่มการระเหยของน้ำใน wet channel ของ DPEC โดยการติดตั้ง direct dehumidifier 1 เครื่อง เพื่อลดความชื้นของ return air ก่อนนำไปใช้เป็น working air ใน wet channel ของ DPEC ซึ่งชุดทดลองจะมี direct dehumidifier อยู่ 2 เครื่อง ดังนั้นในการทดลองนี้ DU จึงเป็นแบบ single-stage dehumidifier ดังแสดงในรูปที่ 90



รูปที่ 90 Schematic diagram การทดลองแบบติดตั้ง direct dehumidifier ที่ตำแหน่ง return air ของ DPEC

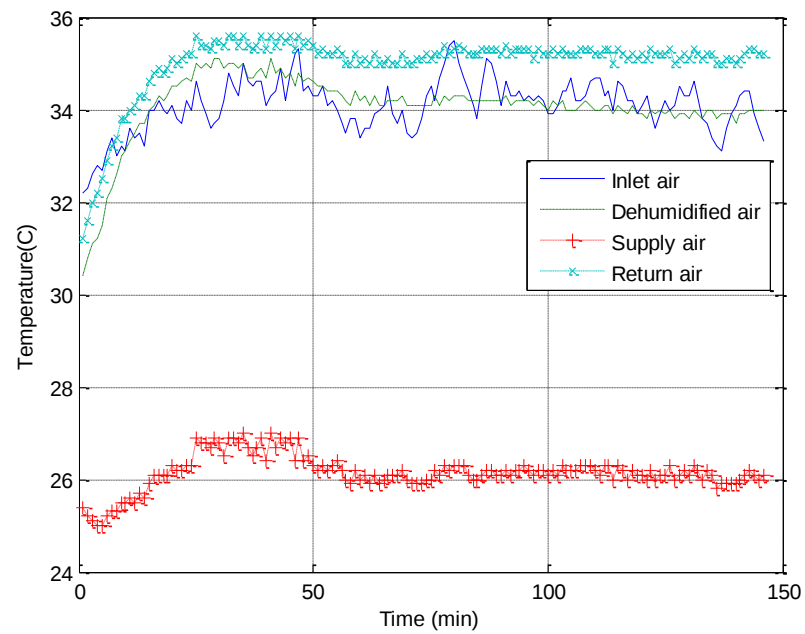
จากรูปที่ 90 อากาศ inlet air เข้าสู่ dehumidifier 1 เพื่อลดความชื้นแล้วส่งไปลดอุณหภูมิใน dry channel ของ DPEC จากนั้นส่ง supply air เข้าห้องทดสอบ Return air จากห้องทดลองจะถูกส่งไปลดความชื้นที่ dehumidifier 2 จากนั้นส่งไปเข้า wet channel ของ DPEC แล้วปล่อยทิ้งสู่อากาศภายนอก สารดูดความชื้นที่ออกจาก dehumidifiers ทั้ง 2 เครื่องจะถูกส่งไปยัง regenerator เพื่อทำให้ความเข้มข้นของสารดูดความชื้นสูงขึ้นแล้วนำกลับมาใช้ใหม่ จากการทดลองได้ผลดังรูปที่ 91



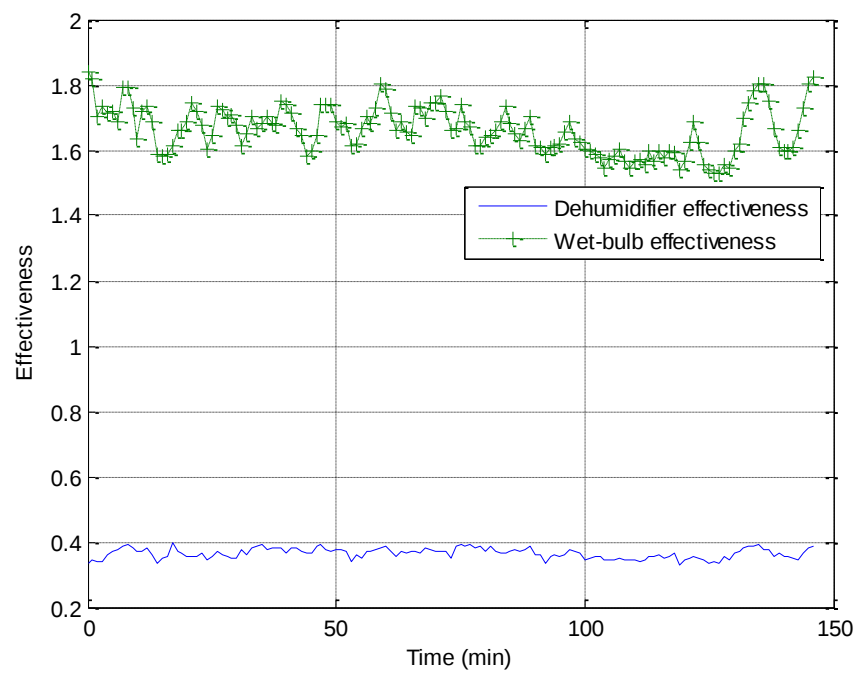
รูปที่ 91 ความชื้นของอากาศ กรณีติดตั้ง direct dehumidifier ให้กับ return air

จากรูปที่ 91 จะเห็นได้ว่า ความชื้นของ inlet air จะอยู่ในช่วง 24 – 26 g/kg เมื่ออากาศผ่าน dehumidifier (supply air) ความชื้นจะลดลงประมาณ 5 g/kg ซึ่งลดความชื้นได้น้อยกว่าการทดลองในหัวข้อ 6.2.1 เพราะระบบนี้ใช้ DU แบบ single-stage dehumidifier และ ความชื้น return air ในช่วง 100 นาทีแรก จะมีค่าต่ำกว่า supply air เนื่องจากความชื้นในห้องทดสอบในช่วงเริ่มทำการทดลองต่ำกว่า ambient air

จากรูปที่ 92 เป็นการทดลองในวันที่มีอุณหภูมิอากาศ inlet air อยู่ในช่วง 33 -35°C จากนั้นเมื่ออากาศไหลผ่าน DPEC อุณหภูมิ supply air ลดลงเหลือประมาณ 26°C ซึ่งสูงกว่ากรณีไม่ติดตั้ง dehumidifier ให้กับ return air ดังแสดงในหัวข้อ 6.2.1 เนื่องจากการติดตั้ง dehumidifier เข้าไปทำให้อุณหภูมิ return air สูงขึ้น เพราะได้รับความร้อนจากสารดูดความชื้นใน dehumidifier จึงทำให้มีความร้อนจาก wet channel ถ่ายเทไปยัง dry channel ด้วย ส่งผลให้อุณหภูมิ supply air สูงขึ้น ดังนั้นแนวทางการปรับปรุงเพื่อให้อุณหภูมิ supply air ต่ำกว่า 25°C คือการลดอุณหภูมิสารดูดความชื้นใน dehumidifier ให้ต่ำลง



รูปที่ 92 อุณหภูมิของอากาศ กรณีเพิ่ม dehumidifier ใน return air



รูปที่ 93 ประสิทธิภาพของระบบ กรณีติดตั้ง dehumidifier ให้กับ return air

จากรูปที่ 93 พบว่า ค่า dehumidifier effectiveness มีค่าคงที่ประมาณ 0.36 และยังพบว่า wet-bulb effectiveness มีค่าสูงที่สุดเมื่อเทียบกับผลการทดลองกรณีอื่นโดยมีค่าประมาณ 1.66 เนื่องจากในการทดลองนี้เป็นวันที่อากาศมีความชื้นสูงดังแสดงในรูปที่ 91 จึงทำให้ wet-bulb effectiveness มีค่าสูงขึ้นด้วย

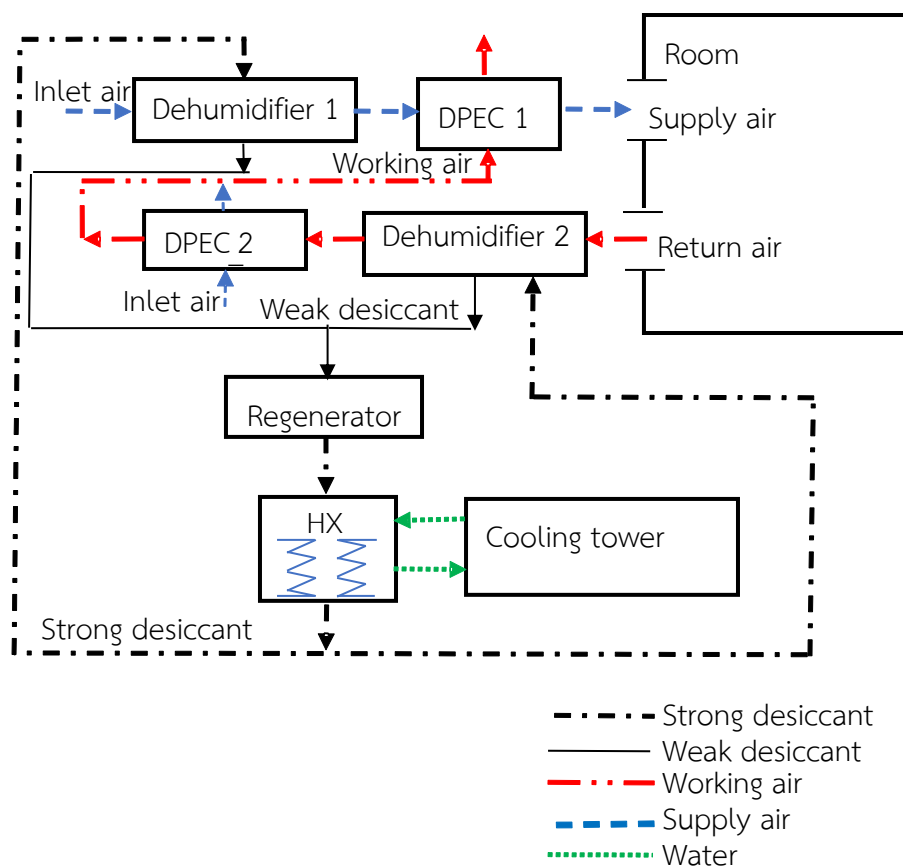
6.3 ผลการทดสอบชุดต้นแบบ model 3

จากการทดลองในหัวข้อ 4.9.2.2 พบว่า ยังไม่สามารถลดอุณหภูมิของอากาศ supply air ให้ต่ำกว่า 25°C ได้ จึงปรับปรุงด้วยการสร้าง DPEC เครื่องใหม่ที่มีขนาด $90 \times 40 \times 30$ cm เพื่อใช้ลดอุณหภูมิ supply air แทน DPEC เครื่องเดิม นอกจากนี้ ได้ติดตั้ง cooling tower แทน water core ดังแสดงในรูปที่ 97 เพื่อใช้ลดอุณหภูมิของสารดูดความชื้นที่ HX

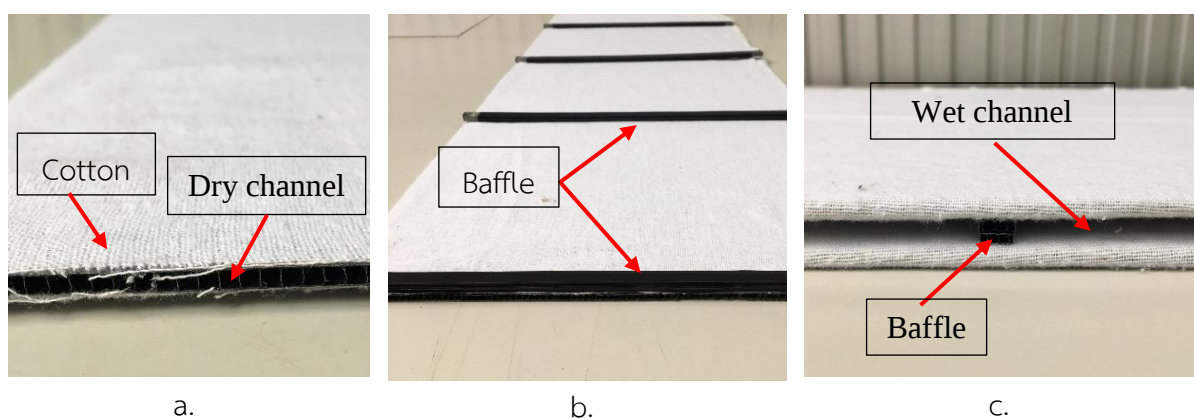
6.3.1 การทดลองแบบติดตั้ง DPEC เพื่อลดอุณหภูมิ working air

จากการทดลองตอนที่ 6.2.2 ของ model 2 พบว่า return air ที่เข้า wet channel มีอุณหภูมิสูงเนื่องจากได้รับความร้อนจากสารดูดความชื้น จึงทำให้อุณหภูมิอากาศ supply air สูงด้วย การทดลองนี้จึงใช้ DPEC เครื่องเดิม (DPEC 2) ลดอุณหภูมิของอากาศก่อนเข้า wet channel ของ DPEC เครื่องใหม่ (DPEC 1) ดังแสดงในรูปที่ 94

จากรูปที่ 94 อากาศ inlet air เข้าสู่ dehumidifier 1 เพื่อลดความชื้นอากาศแล้วส่งไปลดอุณหภูมิใน dry channel ของ DPEC 1 จากนั้นส่ง supply air เข้าห้องทดลอง Return air จากห้องทดลองจะถูกดึงไปลดความชื้นที่ dehumidifier 2 และลดอุณหภูมิที่ DPEC 2 เพื่อใช้เป็น working air ใน wet channel ของ DPEC 1 แล้วปล่อยทิ้งสู่อากาศภายนอก สารดูดความชื้นที่ออกจาก dehumidifiers ทั้ง 2 เครื่องจะมีความเข้มข้นลดลงจึงส่งไปยัง regenerator เพื่อทำให้ความเข้มข้นของสารดูดความชื้นสูงขึ้นแล้วนำกลับมาใช้ใหม่ ในการทดลองนี้มี DPEC สองเครื่องโดยที่ผู้วิจัยทำ cooling core ของเครื่องใหม่จาก polypropylene sheet หุ้มด้วยผ้าฝ้ายที่หาซื้อได้ในประเทศไทย ดังแสดงในรูปที่ 95



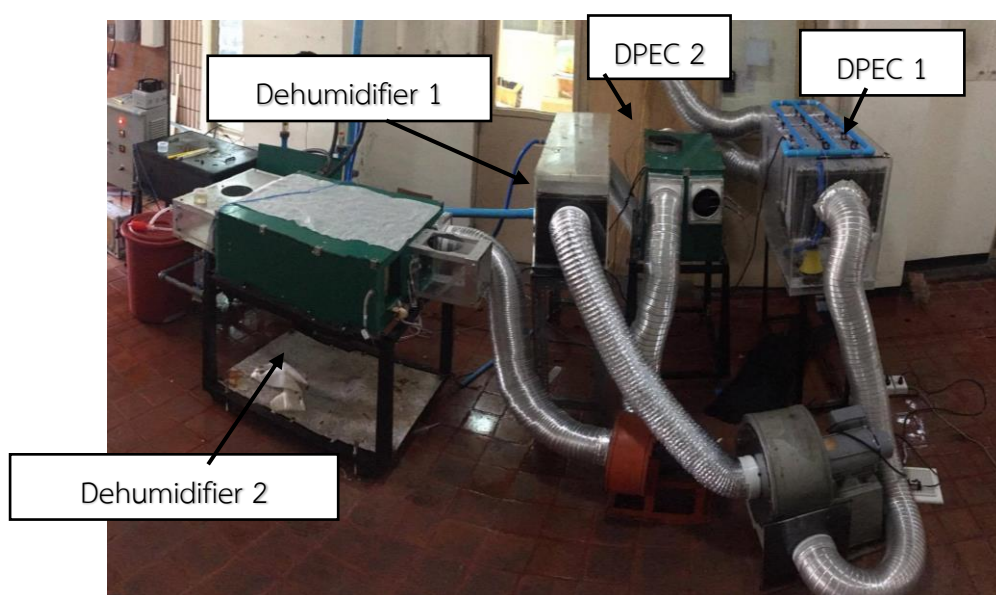
รูปที่ 94 Schematic diagram ของ DPAC ที่ใช้ DPEC ลดอุณหภูมิ working air



รูปที่ 95 Cooling core ทำจาก polypropylene sheet หุ้มด้วยผ้าฝ้าย

ในการทดลองนี้ผู้วิจัยทำ cooling core จากวัสดุที่มีขายในประเทศไทย โดยใช้ผ้าฝ้ายหุ้ม polypropylene sheet ดังแสดงในรูปที่ 95 a เพื่อให้ น้ำที่สเปรย์ลงผ้าฝ้ายซึมเปียกทั่วทั้งแผ่น จากนั้นติด baffle บนผ้าฝ้ายดังแสดงในรูปที่ 95 b เพื่อให้เกิดช่องว่างเมื่อนำ polypropylene sheet มาวางซ้อนกันดัง

แสดงในรูปที่ 95 c ช่องระหว่างแผ่น polypropylene sheet ดังกล่าวคือ wet channel เมื่อสเปรย์น้ำลงบนผ้าฝ้าย จะทำให้ผิวฝั่ง wet channel ของ polypropylene sheet เปียกทั่วทั้งแผ่น ขณะเดียวกันอากาศ working air จะไหลในช่อง wet channel ทำให้เกิดการระเหยและดึงความร้อนจากช่อง dry channel ทำให้อากาศในช่อง dry channel มีอุณหภูมิต่ำลง ขณะที่มีความชื้นสัมบูรณ์เท่าเดิมเพราะอากาศในช่องนี้ไม่ได้สัมผัสกับน้ำ และอากาศจากช่อง dry channel จะเป็น supply air ที่จ่ายเข้าห้องทดสอบ เมื่อติดตั้ง DPEC เครื่องใหม่เข้ากับห้องทดสอบจะได้ดังรูปที่ 96

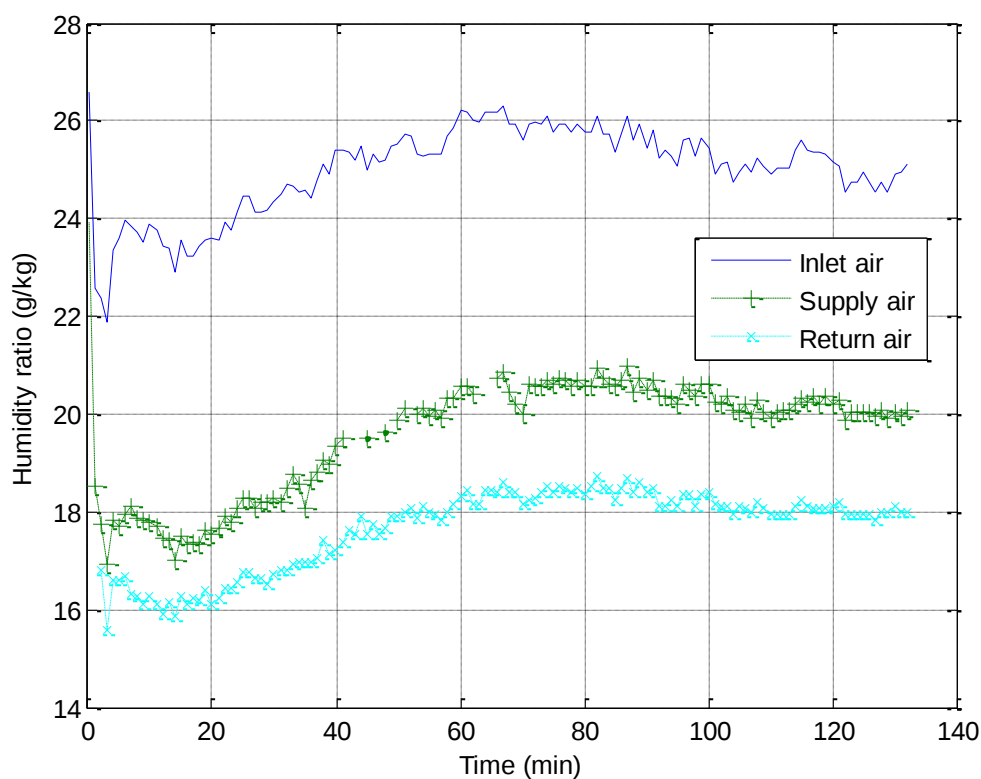


รูปที่ 96 การติดตั้ง DPEC ตัวใหม่ในระบบ DPAC



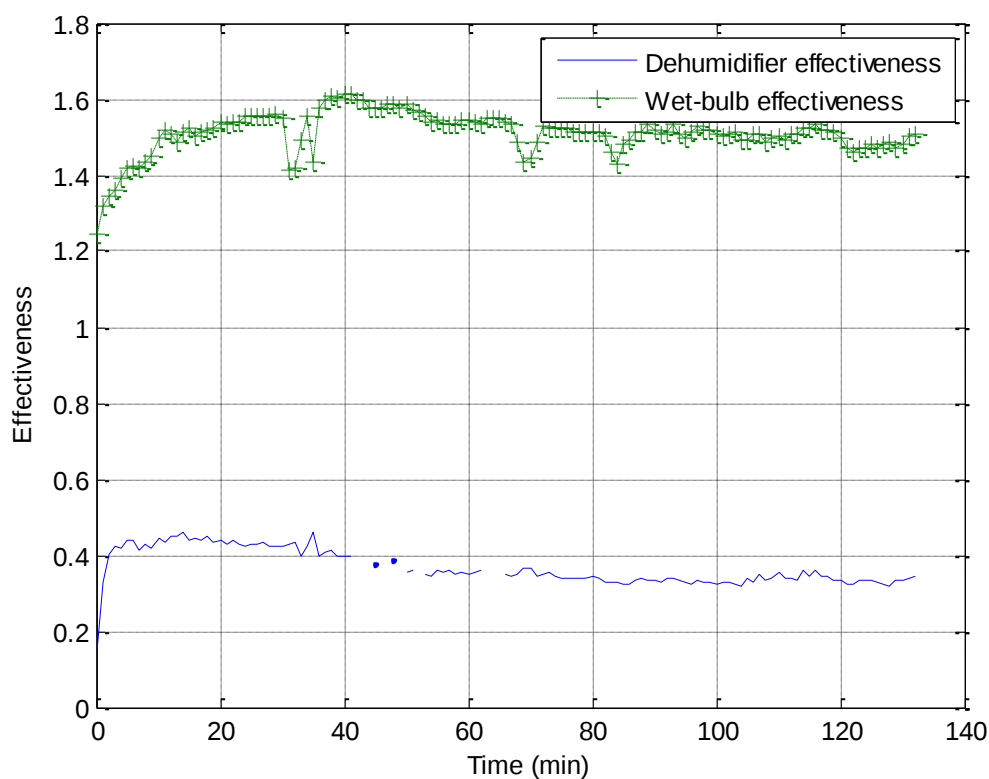
รูปที่ 97 การติดตั้ง cooling tower ใน DPAC

จากรูปที่ 96 Dehumidifier 1 ขนาด 90x30x30 cm ทำหน้าที่ลดความชื้นของอากาศ supply air ส่วน DPEC 1 เป็นเครื่องที่สร้างขึ้นใหม่ขนาด 90x40x30 cm ทำหน้าที่ลดอุณหภูมิอากาศ supply air เพื่อจะทำให้ DPEC 1 ทำงานได้ดีขึ้น จึงใช้ dehumidifier 2 และ DPEC 2 ลดความชื้นและอุณหภูมิของอากาศก่อนเข้า wet channels ของ DPEC 1 เพื่อเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนและมวลใน wet channel โดยที่ dehumidifier 2 และ DPEC 2 ขนาด 20x25x60 cm และ 20x20x45 cm ตามลำดับ เมื่อทำการทดลองจะได้ผลดังแสดงในรูปที่ 98



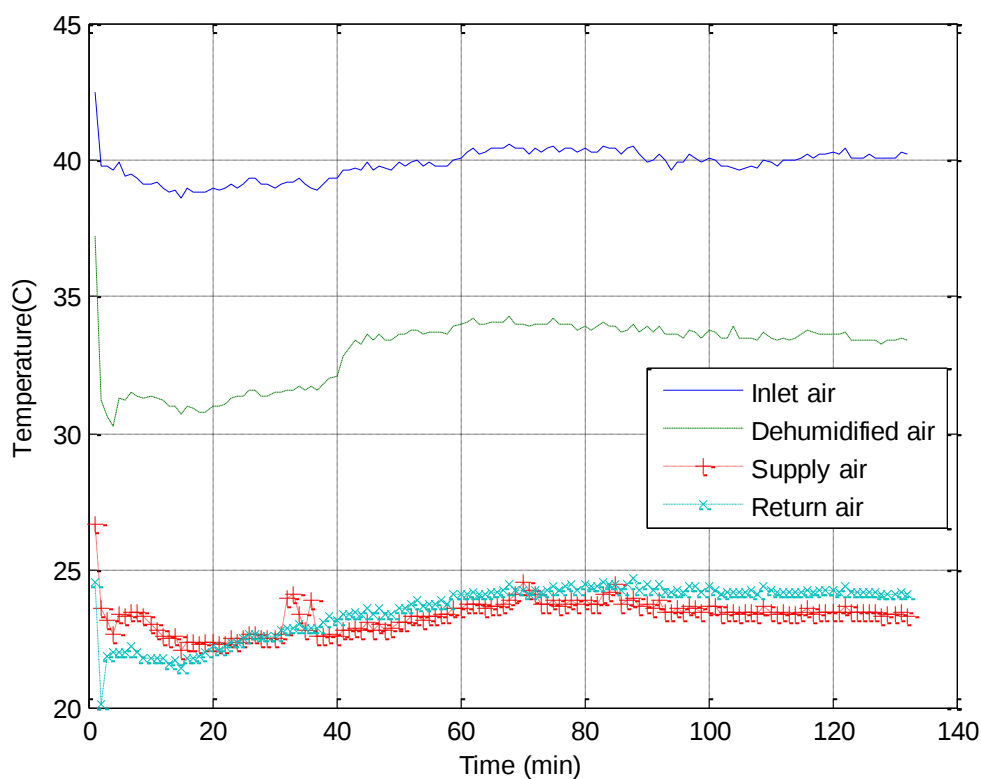
รูปที่ 98 ความชื้นอากาศ ของการทดสอบแบบติดตั้ง DPEC เพื่อลดอุณหภูมิ working air

จากรูปที่ 98 จะเห็นว่า ความชื้นของอากาศ inlet air มีค่าอยู่ในช่วง 24 – 26 g/kg จากนั้นอากาศจะถูกลดความชื้นโดย dehumidifier 1 และ ลดอุณหภูมิใน DPEC 1 ดังแสดงในรูป 57 ดังนั้นจะได้ supply air ที่มีความชื้นและอุณหภูมิต่ำลงโดยมีค่าความชื้นอยู่ในช่วง 18 – 21 g/kg จากนั้นความชื้นของ return air จะลดลงเหลือประมาณ 16 – 18 g/kg เมื่อไหลผ่าน dehumidifier 2 และลดอุณหภูมิที่ DPEC 2 ก่อนเข้าสู่ wet channel ของ DPEC 1 เนื่องจากการลดความชื้นและอุณหภูมิ return air จะทำให้เกิดการระเหยของน้ำและการถ่ายเทความร้อนใน DPEC ได้มากขึ้น จึงทำให้ wet - bulb effectiveness มีค่าสูงขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 99



รูปที่ 99 ประสิทธิภาพของระบบ ของการทดสอบแบบติดตั้ง DPEC เพื่อลดอุณหภูมิ working air

จากรูปที่ 99 จะเห็นได้ว่า dehumidifier effectiveness มีค่าประมาณ 0.4 ในช่วงเริ่มต้นและเมื่อระบบทำงานเป็นเวลาประมาณ 2 ชั่วโมง พบว่า dehumidifier effectiveness มีค่าลดลงเนื่องจากความเข้มข้นของสารดูดความชื้นลดลง ทำให้ความสามารถในการดูดความชื้นลดลงด้วย ส่วน wet-bulb effectiveness มีค่าอยู่ในช่วง 1.4 – 1.6 ซึ่งมิต้าน้อยกว่าหัวข้อ 6.2.2 เนื่องจากความชื้นของอากาศ inlet air ในการทดลองนี้มีค่าต่ำกว่าการทดลองหัวข้อ 6.2.2 จากสมการที่ 78 เมื่ออุณหภูมิ supply air มีค่าใกล้เคียงกัน จึงทำให้ค่า wet-bulb effectiveness มีค่าน้อยกว่าการทดลองในหัวข้อ 6.2.2



รูปที่ 100 อุณหภูมิอากาศของการทดสอบแบบติดตั้ง DPEC เพื่อลดอุณหภูมิ working air

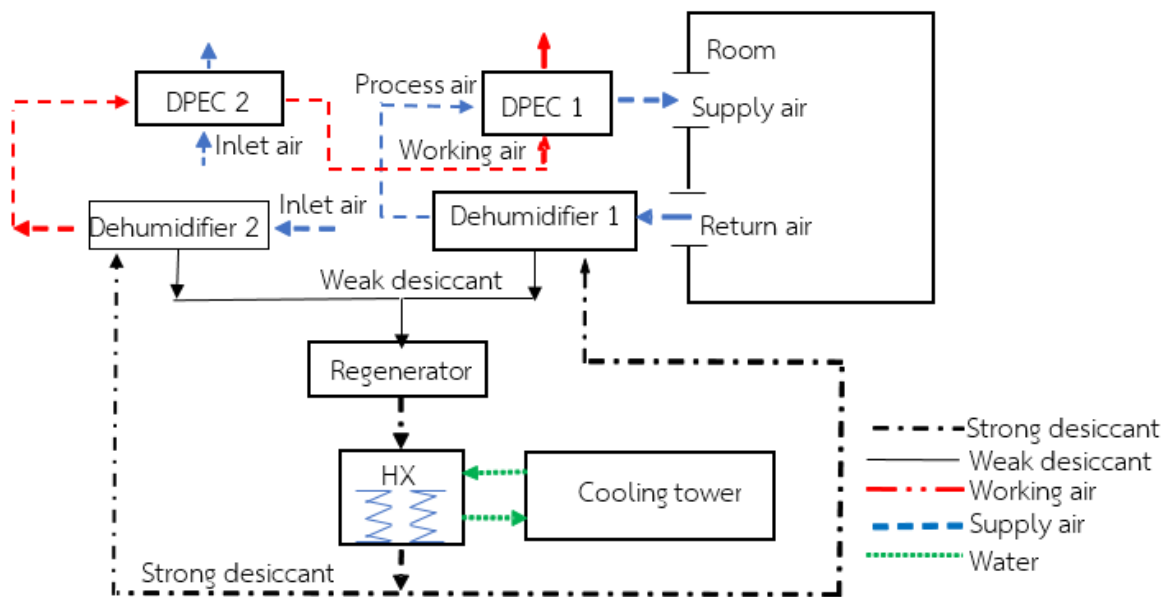
จากรูปที่ 100 จะเห็นได้ว่า inlet air มีอุณหภูมิค่อนข้างสูงโดยมีค่าประมาณ 40°C ซึ่งเป็นอุณหภูมิในช่วงฤดูร้อนของประเทศไทย จากนั้นเมื่อผ่าน dehumidifier 1 จะได้ dehumidified air ที่มีอุณหภูมิต่ำลงอยู่ในช่วง $31 - 34^{\circ}\text{C}$ เนื่องจากได้ทิ้งความร้อนให้กับสารดูดความชื้น และเข้าสู่ DPEC 1 เพื่อลดอุณหภูมิจะได้ supply air ที่มีอุณหภูมิอยู่ในช่วง $23 - 25^{\circ}\text{C}$ จากนั้นอากาศ return air จะถูกลดความชื้นและอุณหภูมิด้วย dehumidifier 2 และ DPEC 2 ตามลำดับ ก่อนจะเข้าสู่ wet channel ของ DPEC 1

จะเห็นได้ว่า ในการทดลองนี้สามารถควบคุมอุณหภูมิ supply มีค่าต่ำกว่า 25°C ในขณะที่การทดลองในหัวข้อ 6.2.2 ไม่สามารถควบคุมได้ เนื่องจาก return air มีอุณหภูมิสูงเพราะได้รับความร้อนจากสารดูดความชื้นใน dehumidifier 2 ดังนั้น ในการทดลองนี้จึงใช้ cooling tower แทนที่ water core ในการลดอุณหภูมิให้กับสารดูดความชื้นและเพิ่ม DPEC 2 เพื่อลดอุณหภูมิของ return air ให้ต่ำกว่าการทดลองในหัวข้อ 6.2.2 จึงทำให้การทดลองนี้สามารถควบคุมอุณหภูมิ supply air ให้ต่ำกว่า 25°C ตามค่าที่ต้องการได้

6.3.2 การทดลองแบบใช้ return air เป็น process air

จากการทดลองในหัวข้อที่ผ่านมาจะลดความชื้น ambient air ที่ dehumidifier แล้วส่งไปลดอุณหภูมิที่ DPEC ได้ supply air ส่งเข้าห้องทดสอบ ทำให้ห้องได้รับอากาศใหม่ตลอดเวลา ส่งผลให้ระบบ DPAC ต้องทำหน้าที่ลดความชื้นและอุณหภูมิของอากาศตลอดเวลาเช่นกัน การดึงอากาศจากในห้อง (return air) มาเป็น process air จะช่วยลดภาระของ DPAC ลงได้ หัวข้อนี้จึงทดลองนำ return air มาลดความชื้นที่ dehumidifier 1 แล้วส่งไปที่ DPEC 1

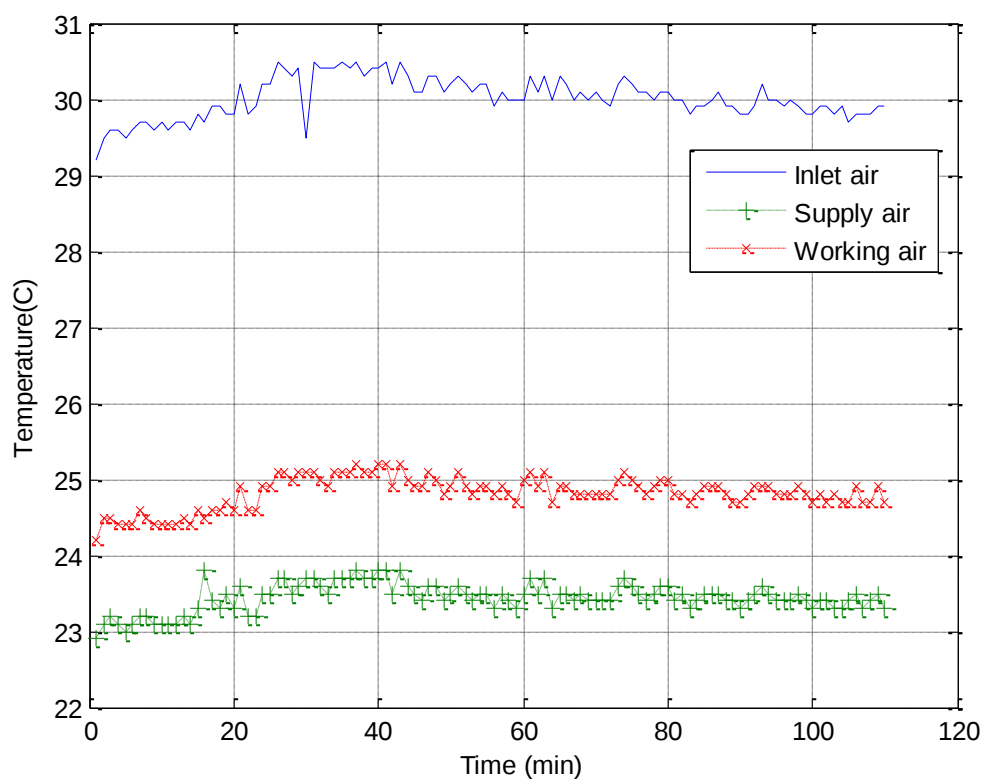
จากที่กระแสอากาศใน DPEC มี 2 กระแส คือ อากาศที่ไหลในช่อง dry channels เรียกว่า process air และอากาศที่ไหลในช่อง wet channels เรียกว่า working air ในหัวข้อนี้ dehumidified air จาก dehumidifier 1 จะถูกใช้เป็น process air ใน dry channels ของ DPEC 1 เพื่อลดอุณหภูมิ แล้วส่งเข้าห้องทดสอบ (supply air) ขณะเดียวกัน ก็ดูดอากาศภายนอกมาลดความชื้นและอุณหภูมิด้วย dehumidifier 2 และ DPEC 2 ตามลำดับ เพื่อใช้เป็น working air ใน wet channels ของ DPEC 1 และในการทดลองนี้ใช้ cooling tower ดึงความร้อนจากสารดูดความชื้นที่ออกจาก regenerator ก่อนที่จะกลับมายัง dehumidifiers ทั้ง 2 เครื่อง ดังแสดงในรูปที่ 101



รูป

ที่ 101 Schematic diagram ของ DPAC แบบใช้ return air มาเป็น process air

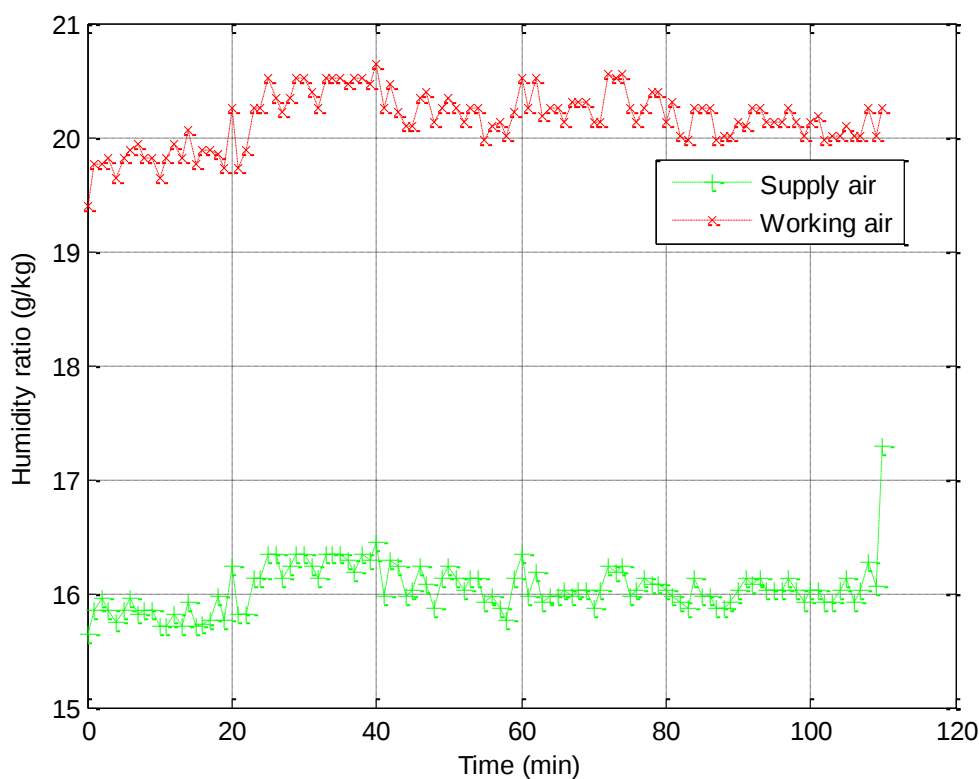
จากการทดลองเมื่อติดตั้งระบบ DPAC ดังรูปที่ 101 ทำงานภายใต้สภาพอากาศจังหวัดนครราชสีมา จะได้ผลการทดลองดังนี้



รูปที่ 102 อุณหภูมิอากาศของการทดลองแบบใช้ return air มาเป็น process air

จากรูปที่ 102 จะเห็นว่า อุณหภูมิ inlet air มีค่าประมาณ 30°C จากนั้นจะถูกลดความชื้นและอุณหภูมิโดย dehumidifier 1 และ DPEC 2 ตามลำดับ จะได้ working air ที่มีความชื้นและอุณหภูมิต่ำลงก่อนเข้าสู่ wet channels ของ DPEC 1 การที่ working air มีความชื้นและอุณหภูมิต่ำทำให้น้ำใน DPEC 1 ระเหยมากขึ้น เกิดการถ่ายเทความร้อนจาก supply air มากขึ้นเมื่อเปรียบเทียบกับ การทดลองในหัวข้อ 6.2.2 ที่ working air ของ DPEC มีอุณหภูมิสูงกว่าการทดลองในหัวข้อนี้

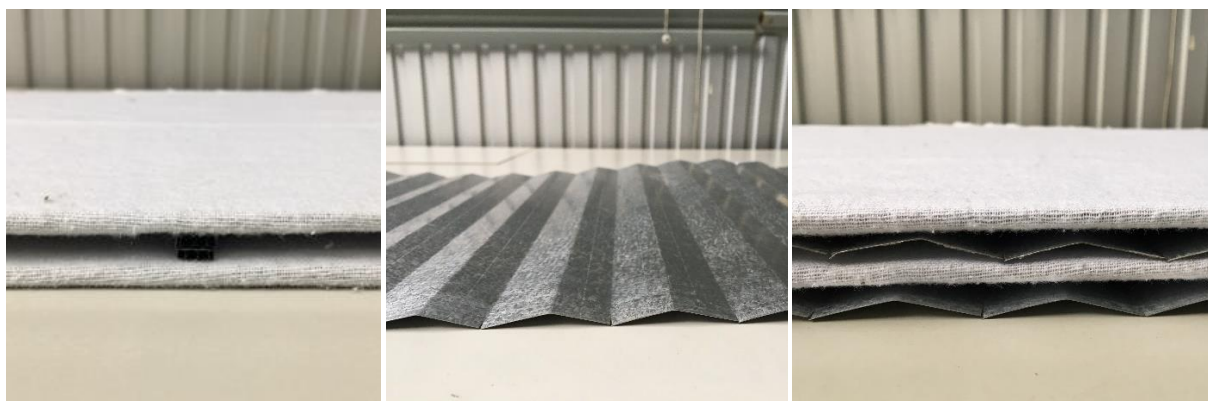
จากรูปที่ 103 จะเห็นว่า ความชื้นของอากาศ supply air มีค่าประมาณ 16 g/kg และ working air จะมีความชื้นค่อนข้างสูง เนื่องจากนำอากาศนอกห้องซึ่งมีความชื้นสูงกว่าอากาศในห้องมาใช้เป็น working air เพื่อจะทำให้ DPEC ดึงความร้อนออกจาก supply air ได้มากขึ้น ต้องทำให้ working air มีอุณหภูมิและความชื้นต่ำลง ผู้วิจัยจึงจะทดลองใช้อากาศจากในห้องเป็น working air สำหรับ DPEC ทั้งสองเครื่อง เนื่องจากเป็นอากาศที่มีอุณหภูมิและความชื้นต่ำกว่าอากาศนอกห้อง



รูปที่ 103 ความชื้นอากาศของการทดลองแบบใช้ return air มาเป็น process air

6.4 ผลการทดสอบชุดต้นแบบ model 4

ในหัวข้อนี้เป็นการปรับปรุงชุดทดลองเพื่อเพิ่มปริมาณลมที่หมุนเวียนในระบบปรับอากาศ จากที่ model 3 สามารถควบคุมอุณหภูมิ supply air ให้ต่ำกว่า 25°C ได้ แต่อุณหภูมิภายในห้องยังสูงกว่า 25°C เพราะปริมาณลมที่หมุนเวียนในระบบปรับอากาศยังไม่เพียงพอโดยมีค่าเท่ากับ $400\text{ m}^3/\text{h}$ ซึ่งปริมาณลมที่หมุนเวียนในระบบปรับอากาศโดยทั่วไปจะอยู่ในช่วง 12 – 15 เท่าของปริมาตรห้องต่อชั่วโมง หรือ $768\text{ m}^3/\text{h}$ สำหรับห้องทดลองขนาด 64 m^3 ผู้วิจัยจึงได้ปรับปรุง cooling core โดยใช้สังกะสีแผ่นลูกฟูกเป็น baffle แทนที่แบบเดิมที่ทำจาก polypropylene ดังรูปที่ 104



a. Former cooling core

b. New baffle

c. New cooling core

รูปที่ 104 การปรับปรุง cooling core โดยใช้สังกะสีแผ่นลูกฟูกเป็น baffle

Baffle แบบเดิมที่แสดงในรูปที่ 104 a. ทำให้ wet channel มีระยะห่างประมาณ 6 mm แต่เมื่อใช้สังกะสีแผ่นลูกฟูกดังแสดงในรูปที่ 104 b. มาเป็น baffle จะได้ cooling core ดังแสดงในรูปที่ 104 c. ที่มีระยะห่างของ wet channel ประมาณ 5 mm เมื่อช่อง wet channel มีขนาดเล็กลงทำให้สามารถใส่ polypropylene sheets ลงใน DPEC ได้มากขึ้น เนื่องจาก sheets ทำหน้าที่ dry channels การเพิ่ม sheets ทำให้ dry channels เพิ่มขึ้นขณะที่ housing มีขนาดเท่าเดิม ส่งผลให้ process air ไหลสะดวกมากขึ้น อัตราการไหลของ process air จึงเพิ่มขึ้น เมื่อประกอบ cooling core ลงใน DPEC จะได้ดังรูปที่ 105



a. Former cooling core

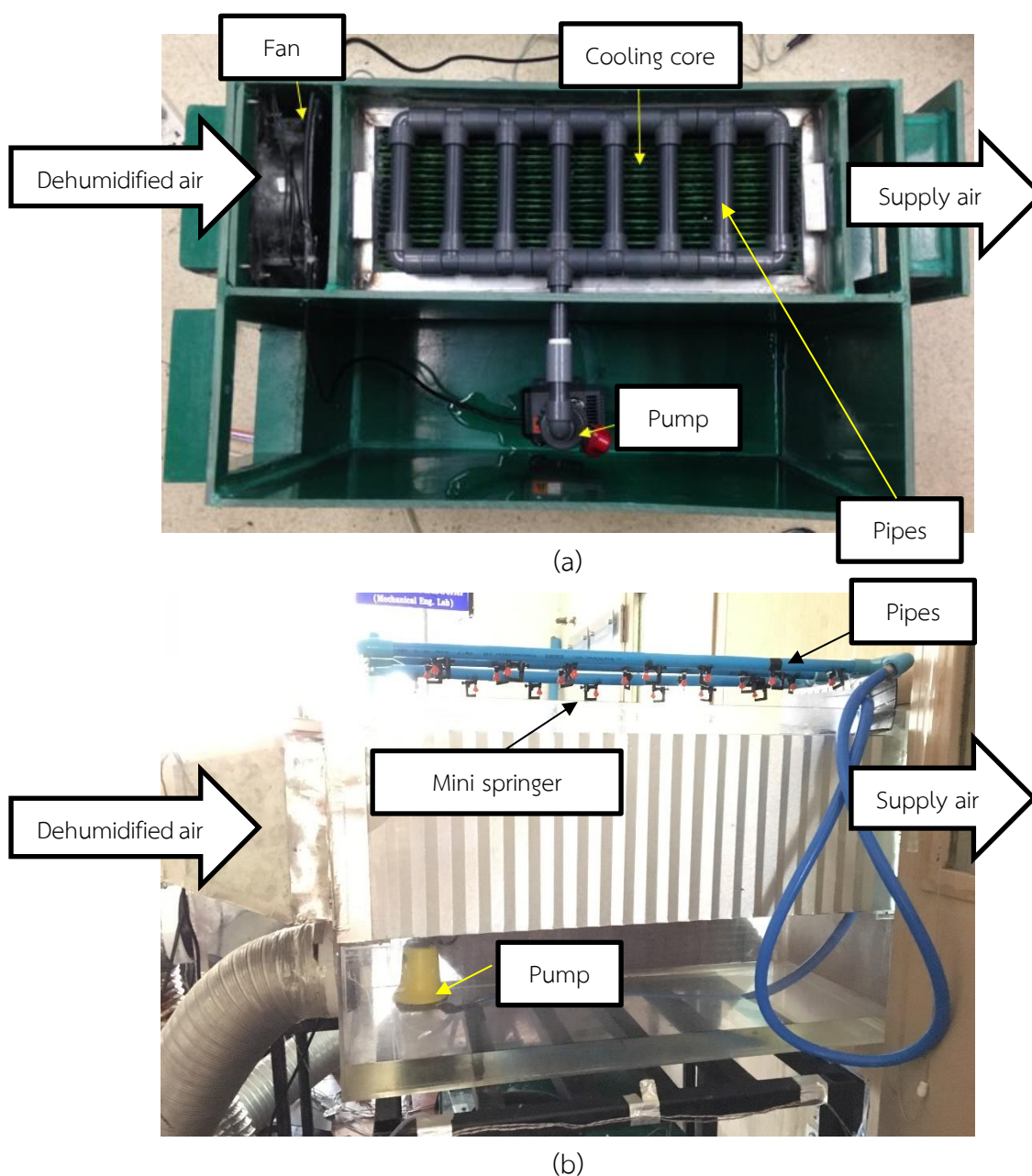


a. New cooling core

รูปที่ 105 DPEC ก่อนและหลังการปรับปรุง

จากรูปที่ 105 จะเห็นว่า cooling core แบบเดิมจะมีการโค้งงอและมีขนาดไม่เท่ากันเนื่องจากมีโครงสร้างไม่แข็งแรง และพบว่าอากาศไม่สามารถไหลผ่านบางช่องได้เพราะผ้าที่เคลือบ polypropylene sheet หลุดออกมาปิดช่องทางการไหลของอากาศใน wet channel ทำให้เสียพื้นที่การถ่ายเทความร้อน

หลังการปรับปรุง พบว่า ช่องทางการไหลของอากาศใน dry และ wet channel มีโครงสร้างที่แข็งแรงมากขึ้นและมีระยะห่างเท่ากันตลอดทั้งช่อง จากการวัดพบว่า ความดันสูญเสียของ DPEC ลดลงจาก 400 Pa เหลือ 300 Pa ลักษณะ DPEC เครื่องเดิมและเครื่องใหม่หลังการปรับปรุงเป็นดังรูปที่ 106

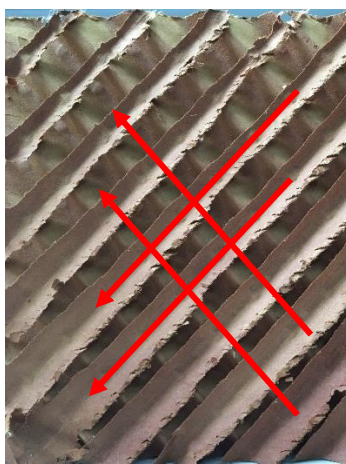


รูปที่ 106 การเปรียบเทียบระหว่าง DPEC a. เครื่องเดิม และ b. เครื่องใหม่

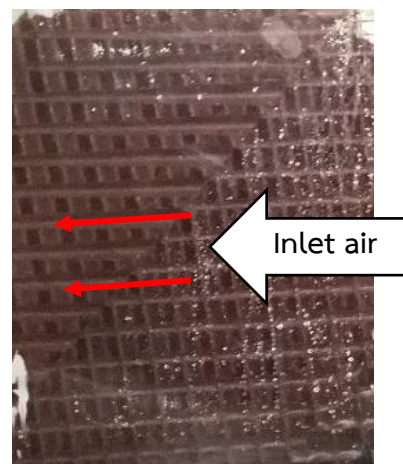
จากรูปที่ 106 ระบบกระจายน้ำใน DPEC ตัวเก่าใช้วิธีเจาะรูตามท่อเพื่อให้ น้ำหยดลงบน cooling core ปัญหาที่พบคือ การหยดของน้ำไม่สม่ำเสมอทำให้การกระจายตัวของน้ำใน cooling core ไม่ดี ผู้วิจัยจึงใช้ mini springer เป็นตัวกระจายน้ำของ DPEC ตัวใหม่ พบว่า การใช้ mini springer ทำให้การกระจายน้ำใน cooling core ของ DPEC เปียกได้ทั่วถึง นอกจากนี้ ผู้วิจัยได้ลดความดันสูญเสียใน dehumidifier โดยการเปลี่ยนการลักษณะการไหลของอากาศใน cooling pad ดังแสดงในรูปที่ 107



a. Cooling pad



b. Former core



c. New core

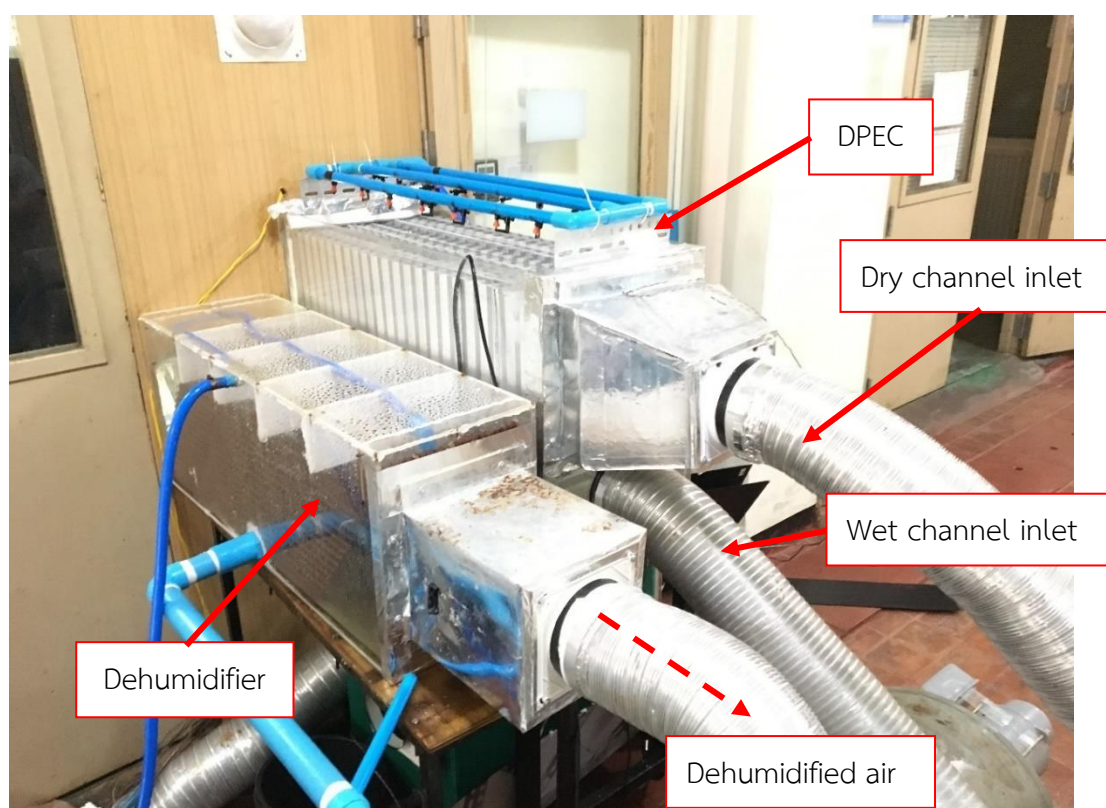
รูปที่ 107 ทิศทางการไหลอากาศใน dehumidifier core ระหว่างก่อนและหลังปรับปรุง

ในการสร้าง dehumidifier 1 ผู้วิจัยซื้อ cooling pad ในระบบปรับอากาศแบบแผงระเหยไอเย็น สำหรับโรงเรือนเลี้ยงสัตว์ หรือที่นิยมเรียกว่าโรงเลี้ยงระบบ EVAP มาใช้เป็น dehumidifier core ดังรูปที่ 107 a. ซึ่งทำให้ทิศทางการไหลอากาศเป็นดังแสดงในรูปที่ 107 b. ผู้วิจัยพบว่าการไหลในลักษณะดังกล่าวทำให้อากาศมีการเลี้ยงตัวเกิดการสูญเสียความดัน ผู้วิจัยจึงได้ปรับเปลี่ยนลักษณะการวางตัวของ dehumidifier core ดังแสดงในรูปที่ 107 c. เพื่อให้อากาศไหลในทิศทางขนานกับพื้น พบว่า หลังการปรับปรุงอัตราการไหลของอากาศใน dehumidifier 1 เพิ่มขึ้น 25% เมื่อนำ dehumidifier core ไปติดตั้งใน dehumidifier 1 จะได้ดังรูปที่ 108



รูปที่ 108 Dehumidifier หลังการปรับปรุงการเรียงตัวของ cooling pad

หลังการปรับปรุง DPEC และ dehumidifier core เพื่อลดความดันสูญเสีย พบว่า ปริมาณลมที่หมุนเวียนในระบบปรับอากาศ (supply air) เพิ่มขึ้นจาก $400 \text{ m}^3/\text{h}$ เป็น $612 \text{ m}^3/\text{h}$ หรือเพิ่มขึ้น 34.64 % จากนั้นได้ทำการทดลองโดยติดตั้งอุปกรณ์ดังแสดงในรูปที่ 109



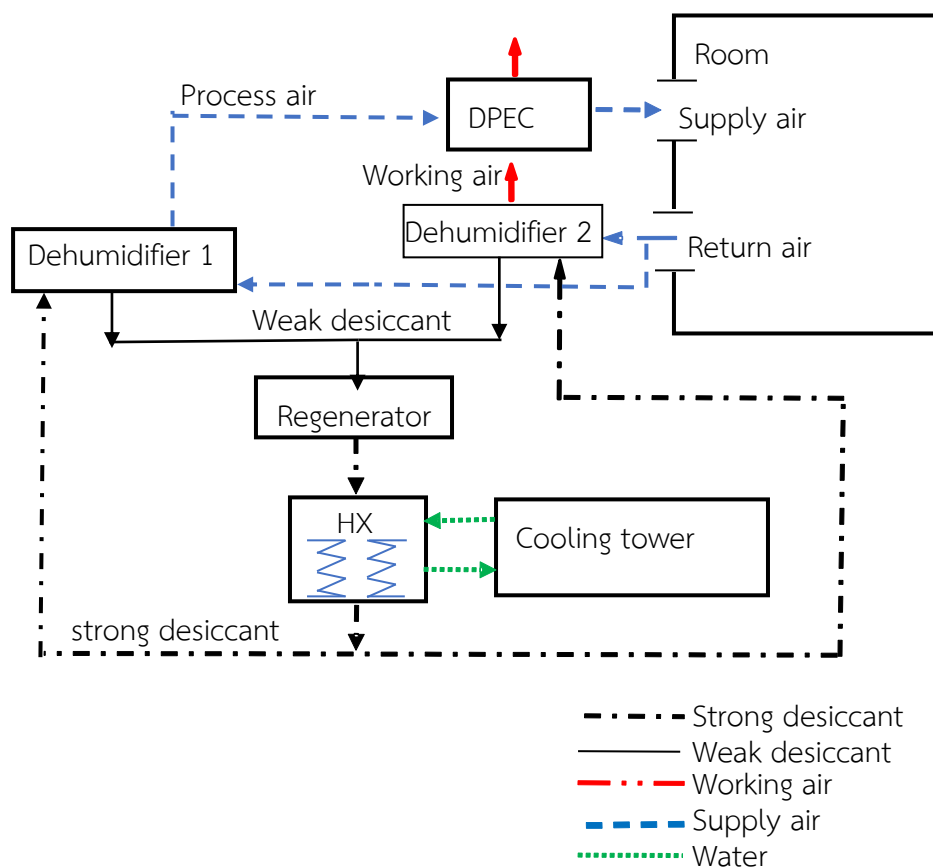
รูปที่ 109 การติดตั้ง DPAC หลังการปรับปรุง

5.4.1 การทดลองแบบใช้ return air เป็น process air

การทดลองนี้ได้รับการปรับปรุงระบบโดย

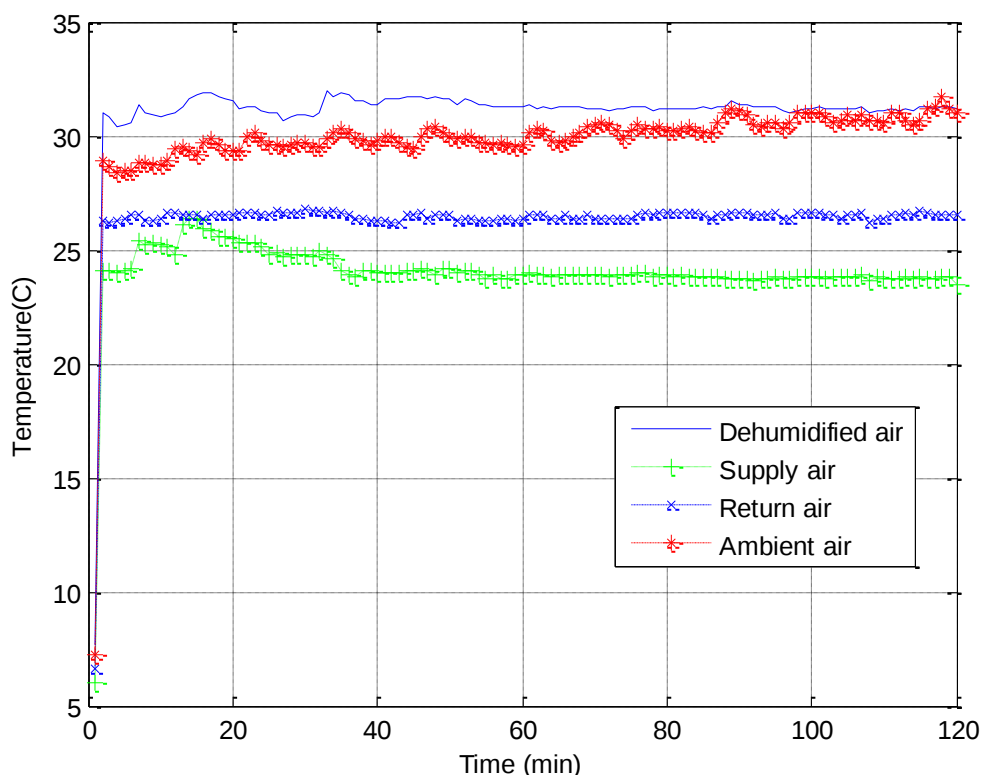
- ดูดอากาศจากในห้อง (return air) มาลดความชื้นที่ dehumidifier 1 แล้วใช้เป็น process air ใน dry channel ของ DPEC เพื่อลดอุณหภูมิ แล้วจ่ายเข้าห้องทดสอบ (supply air)
- ขณะเดียวกัน ก็มีการดูดอากาศจากในห้องออกมาอีกกระแส แล้วลดความชื้นที่ dehumidifier 2 เพื่อเป็น working air ใน wet channel ของ DPEC

ระบบนี้มีแผนภาพการทำงานระบบดังรูปที่ 110



รูปที่ 110 Schematic diagram ของการทดลองแบบใช้ return air มาเป็น process air

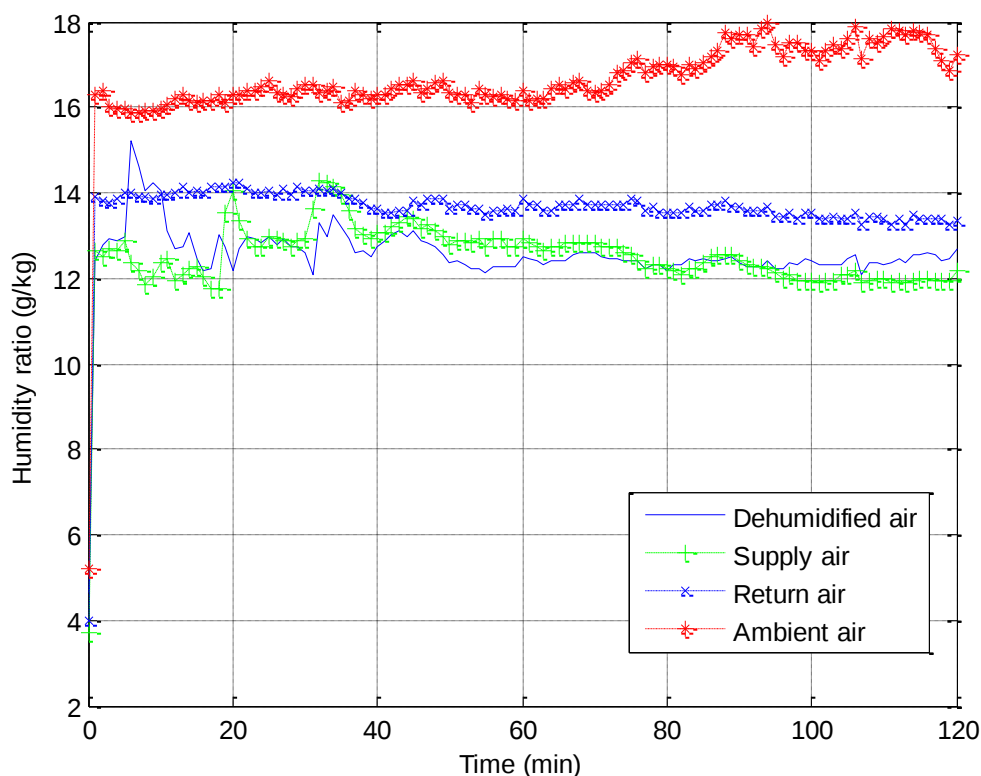
จากรูปที่ 110 Return air จากห้องทดสอบจะถูกแบ่งออกเป็นสองเส้นทาง โดยเส้นทางแรก return air ถูกดูดเข้าไปที่ dehumidifier 2 เพื่อลดความชื้นแล้วส่งไปที่ wet channel ของ DPEC เพื่อใช้เป็น working air และอีกเส้นทางหนึ่ง return air จะถูกส่งไปลดความชื้นที่ dehumidifier 1 แล้วส่ง process air เข้า dry channel ของ DPEC เพื่อลดอุณหภูมิแล้วส่งกลับเข้าห้องทดสอบ จากการทดลองจะได้ผลดังรูปที่ 111



รูปที่ 111 อุณหภูมิอากาศของการทดลองแบบใช้ return air มาเป็น process air

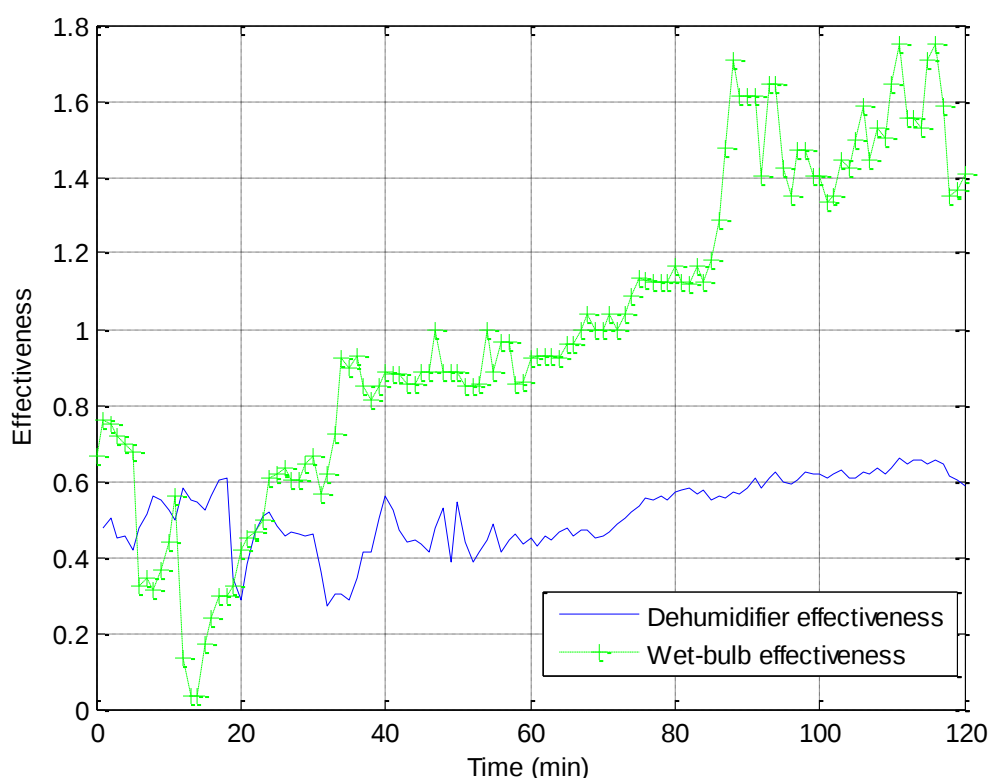
จากรูปที่ 111 เป็นการทดลองในวันที่มีอุณหภูมิภายนอก (ambient air) ประมาณ 31.5°C จะเห็นว่า เมื่อระบบทำงานจนเข้าสู่สภาวะ steady state อุณหภูมิของ supply air มีค่าประมาณ 24°C ซึ่งเป็นไปตามค่าที่กำหนด คือ มีค่าต่ำกว่า 25°C และการทดลองนี้ได้ดูดอากาศในห้องออกไปเป็น working air และปล่อยทิ้งสู่สิ่งแวดล้อม เกิดแรงดูดอากาศจากนอกห้องที่มีอุณหภูมิและความชื้นสูงให้รั่วเข้ามาในห้อง (infiltration) ส่งผลให้อุณหภูมิในห้องมีค่าสูงขึ้น return air จึงมีอุณหภูมิสูงขึ้นโดยมีค่าประมาณ 26.5°C และจะเห็นว่า dehumidified air มีค่าสูงกว่าอุณหภูมิอากาศกระแสนี้ เนื่องจาก พัดลมที่ใช้ดูดอากาศมีขนาดใหญ่ มีกำลังไฟฟ้าเท่ากับ 1,492 W ทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนสู่ dehumidified air ที่ไหลผ่าน

จากการทดลอง ค่าความชื้นของอากาศเป็นดังแสดงในรูปที่ 112



รูปที่ 112 ความชื้นอากาศของการทดลองแบบใช้ return air มาเป็น process air

จากรูปที่ 112 เมื่อระบบเข้าสู่สภาวะ steady state Ambient air มีความชื้นประมาณ 18 g/kg ขณะที่ supply air มีความชื้นประมาณ 12 g/kg จาก psychrometric chart เมื่ออากาศมีอุณหภูมิ 25°C ความชื้นสัมบูรณ์ในช่วง comfort zone เท่ากับ 10 – 12 g/kg ได้ว่า supply air ที่ทำได้อยู่ใน comfort zone และพบว่า return air ที่ดูดออกจากห้องมีความชื้นสูงกว่า supply air เนื่องจากมีอากาศภายนอกรั่วเข้าห้องตามที่อธิบายก่อนหน้านี้ (รูปที่ 111) นอกจากนี้ พบว่า ความชื้นของ supply air และ dehumidified air มีค่าใกล้เคียง เนื่องจากอากาศที่ผ่าน dry channels ของ DPEC มีอุณหภูมิต่ำลงโดยที่ความชื้นสัมบูรณ์ไม่เปลี่ยนแปลง



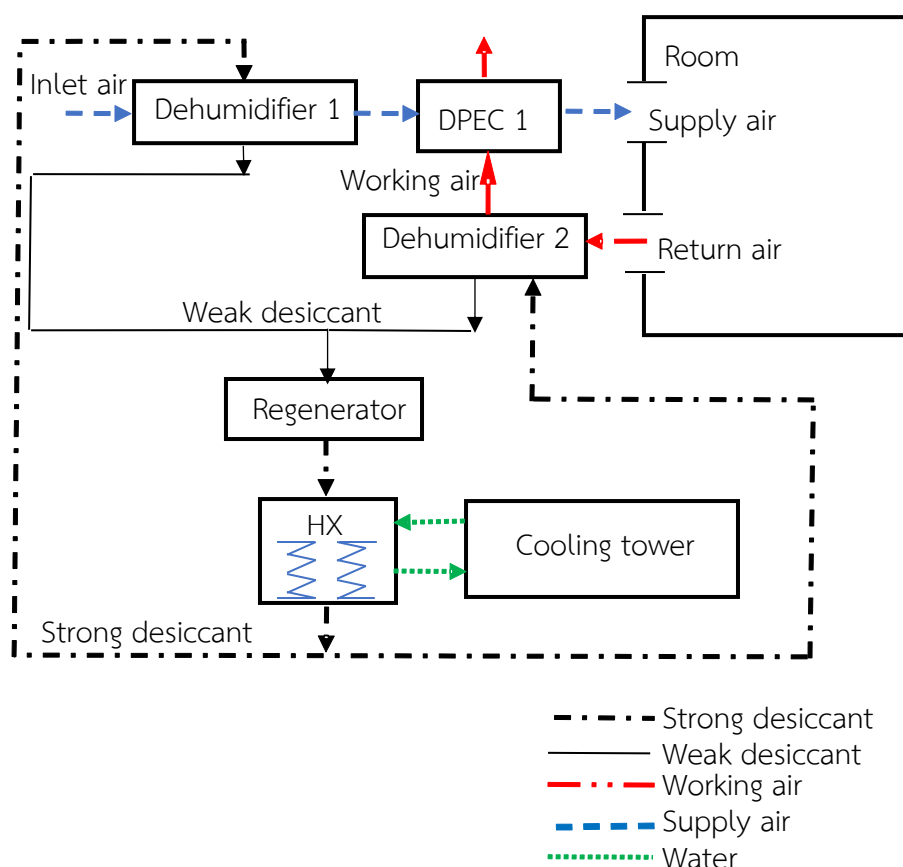
รูปที่ 113 ประสิทธิภาพของการทดลองแบบใช้ return air มาเป็น process air

จากรูปที่ 113 จะเห็นได้ว่า เมื่อระบบเข้าสู่สภาวะ steady state ค่า wet-bulb effectiveness มีค่าประมาณ 1.6 ซึ่งมีค่าใกล้เคียงกับผลการทดลองในหัวข้อ 6.3.1 (model 3) ซึ่งเป็นการทดลองที่ใช้อากาศภายนอกเป็น process air ขณะที่การทดลองนี้ใช้ return air เป็น process air ส่วนค่า dehumidifier effectiveness มีค่าประมาณ 0.6 ซึ่งสูงกว่าที่ได้จากหัวข้อ 6.3.1 เนื่องจากการทดลองนี้ supply air มีอุณหภูมิและความชื้นต่ำกว่า ทำให้ dehumidifier effectiveness มีค่าสูงกว่า (พิจารณาสมการ 78 และ 79) อย่างไรก็ตาม ค่า effectiveness ทั้ง 2 ยังขึ้นกับความเข้มข้นของสารดูดความชื้นและสภาพอากาศภายนอกห้องด้วย

นอกจากนี้ยังพบว่า model 4 สามารถควบคุมอุณหภูมิและความชื้นอากาศได้ แม้ไม่ได้ใช้ DPEC 2 เพื่อลดอุณหภูมิให้กับ working air เหมือนกับ model 3 ซึ่งเป็นข้อดีเพราะการใช้ DPEC 2 ส่งผลให้อัตราการไหล working air ลดลงเนื่องจากความดันสูญเสีย

6.4.2 การทดลองแบบใช้อากาศภายนอกเป็น process air

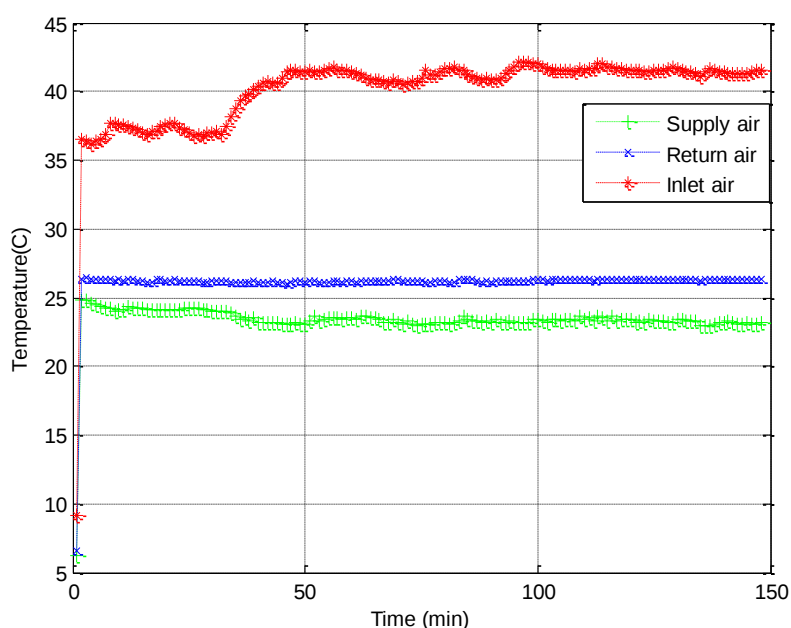
การทดลองในหัวข้อ 6.4.1 เป็นการทดลองที่มีการดูดอากาศออกจากห้อง $370 \text{ m}^3/\text{h}$ ผ่านทาง wet channels ของ DPEC จึงมีอากาศภายนอกที่ไม่ได้มีความชื้นและอุณหภูมิสูงรั่วเข้าห้องทดสอบ ส่งผลให้อุณหภูมิและความชื้นของห้องทดสอบมีค่าสูง เพื่อแก้ปัญหอากาศภายนอกรั่วเข้าห้องทดสอบผู้วิจัยได้ปรับปรุงชุดต้นแบบให้มีลักษณะดังรูปที่ 114 โดยพยายามทำให้อัตราการไหลของ supply air มีค่าเท่ากับอัตราการดูด return air ออกจากห้อง อย่างไรก็ตาม เนื่องจากความดันสูญเสียในระบบของ process กับ working air ที่ไม่เท่ากัน ผู้วิจัยจึงไม่สามารถปรับอัตราการไหลของอากาศให้เท่ากันได้ พบว่า อัตราการไหลของ supply air เท่ากับ $400 \text{ m}^3/\text{h}$ และ return air เท่ากับ $486 \text{ m}^3/\text{h}$ จึงยังมีอากาศภายนอกรั่วเข้าห้องด้วยอัตรา $86 \text{ m}^3/\text{h}$



รูปที่ 114 Schematic diagram การทดลองแบบใช้อากาศภายนอกเป็น process air

จากรูปที่ 114 Inlet air ที่ร้อนและชื้นถูกส่งเข้าไปใน dehumidifier 1 เพื่อลดความชื้น แล้วลดอุณหภูมิที่ DPEC กลายเป็น supply air เข้าห้องทดสอบ Return air จากห้องทดสอบถูกดูดไปที่ dehumidifier 2 เพื่อลดความชื้นแล้วไหลต่อเข้า wet channels ของ DPEC สารดูดความชื้นที่ออกจาก

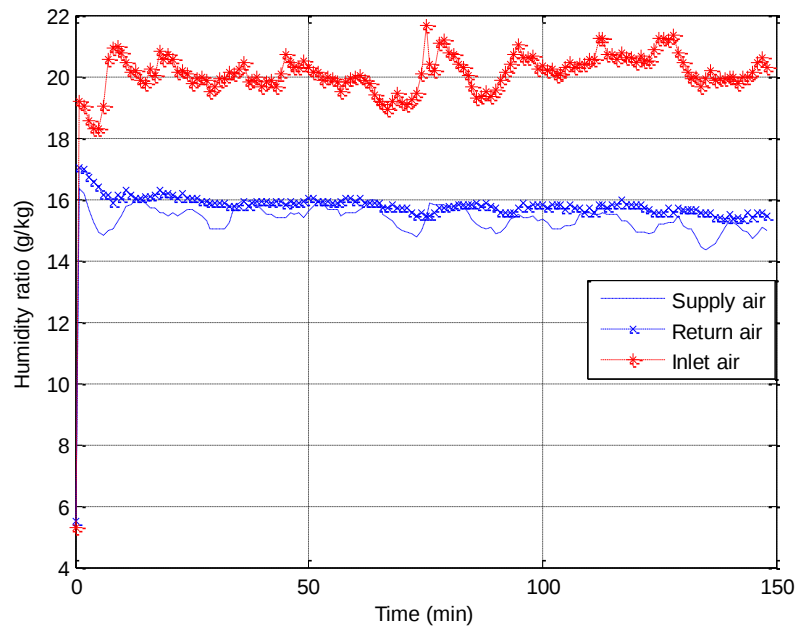
dehumidifier ทั้งสองเครื่องจะถูกส่งไปทำ regeneration ที่ regenerator แล้วนำกลับมาใช้ใหม่ จากการทดลองได้ผลดังรูปที่ 115



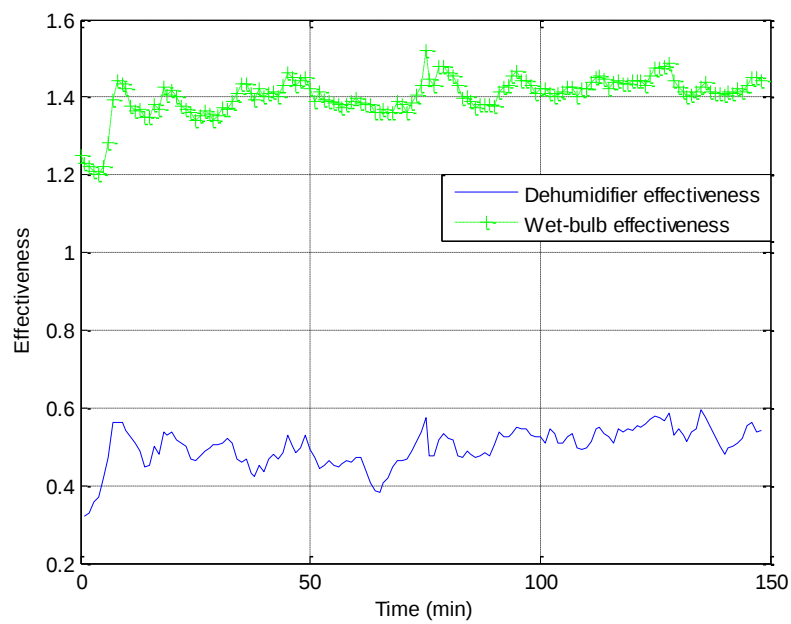
รูปที่ 115 อุณหภูมิของการทดลองแบบใช้อากาศภายนอกเป็น process air

จากรูปที่ 115 จะเห็นว่า Inlet air มีอุณหภูมิสูงประมาณ 41°C เมื่อผ่านกระบวนการ ระบบ DPAC สามารถลดอุณหภูมิให้เหลือ 23°C ได้ อย่างไรก็ตาม อากาศที่ได้มีความชื้นสูงกว่าค่าที่ต้องการ ดังแสดงในรูปที่ 116

จากรูปที่ 116 จะเห็นว่า แม้ระบบ DPAC สามารถลดความชื้นอากาศได้ 4 g/kg แต่ความชื้นของ supply air มีค่าประมาณ 16 g/kg ซึ่งสูงกว่าค่า 12 g/kg ที่ต้องการ สาเหตุจากที่การทดลองนี้ให้อากาศภายนอกผ่าน dehumidifier เพียงเครื่องเดียวจึงไม่สามารถลดความชื้นให้ได้ตามต้องการ ซึ่งอาจแก้ไขโดยใช้ DU แบบ multi-stage dehumidifier แต่จะส่งผลให้ต้องใช้พัดลมที่มีขนาดใหญ่ขึ้นเพื่อเอาชนะแรงดันสูญเสียที่เพิ่มขึ้น



รูปที่ 116 ความชื้นของการทดลองแบบใช้อากาศภายนอกเป็น process air



รูปที่ 117 ประสิทธิภาพของการทดลองแบบใช้อากาศภายนอกเป็น process air

จากผลทดลอง เมื่อนำมาคำนวณหาค่า wet-bulb และ dehumidifier effectiveness ได้ผลดังรูปที่

จากรูปที่ 117 พบว่า ค่า dehumidifier และ wet-bulb effectiveness มีค่าประมาณ 0.5 และ 1.4 ตามลำดับ ซึ่งต่ำกว่าการทดลองในหัวข้อ 6.4.1 อย่างไรก็ตาม การจัดเรียงอุปกรณ์ในการทดลองนี้สามารถลดอุณหภูมิได้มากที่สุด โดยลดได้ประมาณ 18°C

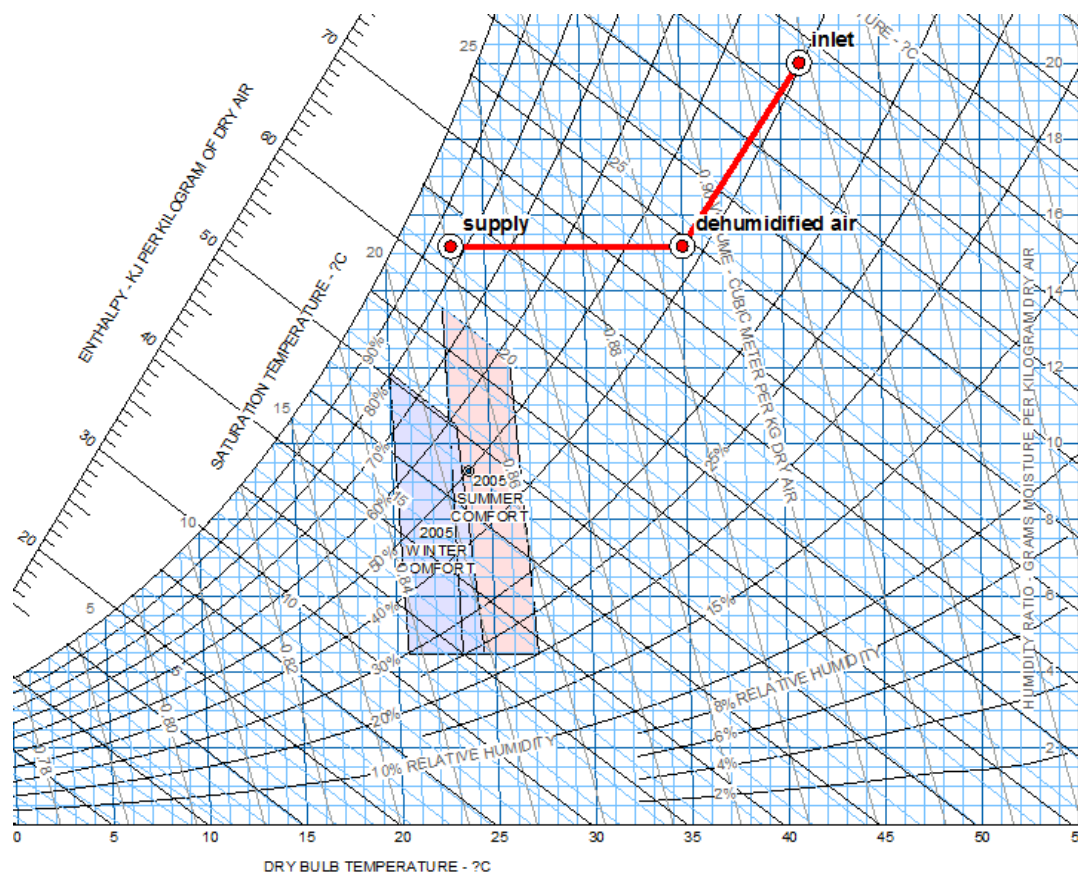
6.5 การประเมิน COP ของชุดต้นแบบระบบ DPAC

จากผลทดสอบชุดต้นแบบที่รายงานในหัวข้อ 6.1 – 6.4 สามารถนำค่า COP และสถานะของ supply air แต่ละกรณีมาเปรียบเทียบได้ดังแสดงในตารางที่ 11

ตารางที่ 11 COP ของระบบ DPAC

Model/การทดลอง	COP	supply air		ปริมาณลม supply air (m^3/h)	คำอธิบาย
		T ($^{\circ}\text{C}$)	RH		
Model1/ 6.1.1	0.39	28	67%	208	การทดลองแบบ single-stage dehumidifier
Model1/ 6.1.2	0.45	25	63%	208	การทดลองแบบ multi-stage dehumidifier ที่มี direct และ indirect dehumidifier ทำงานร่วมกัน
Model2/ 6.2.1	0.72	25	84%	240	การทดลองแบบ Multi-stage dehumidifier โดยที่ DU เป็นแบบ direct dehumidifier core ทั้งสอง stage
Model2/ 6.2.2	0.90	26	93%	400	การทดลองแบบติดตั้ง dehumidifier เพื่อลดความชื้นของ return air ก่อนส่งไปเข้า wet channel ของ DPEC
Model3/ 6.3.1	1.36	24	95%	400	การทดลองแบบติดตั้ง dehumidifier และ DPEC 2 เพื่อลดความชื้นและอุณหภูมิของ return air ก่อนส่งไปเข้า wet channel ของ DPEC 1
Model3/ 6.3.2	0.72	23.5	87%	400	การทดลองแบบใช้ return air เป็น process air ของ DPEC แล้วส่งกลับเข้าห้องทดสอบ
Model4/ 6.4.1	0.45	23	62%	612	การทดลองหลังปรับปรุง DPEC และ DU เพื่อลดความดันสูญเสีย โดยทดลองแบบใช้ return air เป็น process air ของ DPEC
Model4/ 6.4.2	1.46	23	80%	400	การทดลองหลังปรับปรุง DPEC และ DU เพื่อลดความดันสูญเสีย โดยใช้อากาศนอกห้องทดสอบเป็น process air ของ DPEC

จากตารางที่ 11 จะเห็นว่า การทดลอง model 4 ในหัวข้อ 6.4.2 มี COP ของระบบสูงที่สุด อย่างไรก็ตาม ระบบยังไม่สามารถควบคุมสภาพอากาศให้อยู่ในช่วง comfort zone ได้ ดังแสดงในรูปที่ 118

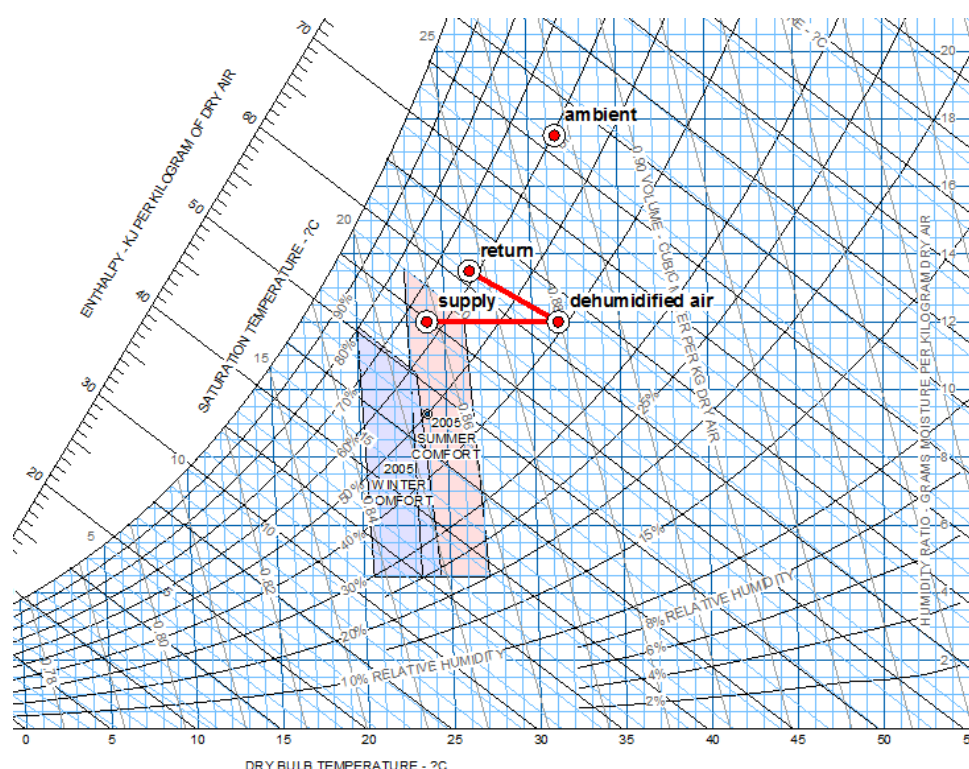


รูปที่ 118 กระบวนการทำงานของระบบ DPAC แบบใช้อากาศภายนอกเป็น process air บน psychrometric chart (Coolerado, 2017)

จากรูปที่ 118 อากาศ inlet air จากภายนอกห้องทดสอบถูกส่งเข้าไปลดความชื้นใน dehumidifier ทำให้มีความชื้นลดลงเรียกว่า dehumidified air จะเห็นว่า อุณหภูมิของอากาศลดลงด้วย เนื่องจากสารดูดความชื้นที่กระจายอยู่ใน dehumidifier มีอุณหภูมิต่ำกว่าอากาศจึงเกิดการถ่ายเทความร้อนจากอากาศไปยังสารดูดความชื้นทำให้อุณหภูมิของอากาศที่ไหลผ่าน dehumidifier ลดลง จากนั้น dehumidified air จะถูกส่งเข้า dry channel ของ DPEC เพื่อลดอุณหภูมิของอากาศแล้วส่ง supply air เข้าห้องทดสอบ

จากรูปที่ 118 จะเห็นว่าระบบ DPAC ไม่สามารถควบคุมความชื้นของอากาศ supply air ให้อยู่ในช่วงที่มนุษย์รู้สึกสบาย แนวทางในการแก้ไขต่อไปคือ ใช้สารดูดความชื้นที่ดูดความชื้นได้ดีกว่า potassium formate ซึ่งสารดูดความชื้นชนิดหนึ่งที่ดูดความชื้นได้ดีกว่า potassium formate และหาซื้อได้ง่ายในประเทศไทยคือ calcium chloride

จากตารางที่ 11 จะเห็นว่า ปริมาณลม supply air ของการทดลอง model 4 หัวข้อ 6.4.1 สูงที่สุด แต่ COP ของระบบค่อนข้างต่ำ เนื่องจาก เป็นการทดลองแบบวนอากาศ return air มาเข้า DPEC แล้วส่งกลับเข้าห้องทดสอบ ซึ่ง return air และ supply air มี enthalpy ใกล้เคียงกัน ทำให้ผลต่าง enthalpy ของอากาศที่เข้าและออกชุด DPAC ต่ำกว่าการทดลองแบบดึงอากาศภายนอกผ่านชุด DPAC แล้วส่งเข้าห้องทดสอบ ทำให้ cooling capacity ต่ำกว่าด้วย และส่งผลให้ COP ของระบบต่ำกว่า อย่างไรก็ตาม ระบบในหัวข้อ 6.4.1 สามารถควบคุมอุณหภูมิและความชื้นของอากาศ supply air ให้อยู่ในช่วง comfort zone ได้ ดังแสดงใน psychrometric chart รูปที่ 119



รูปที่ 119 กระบวนการทำงานของระบบ DPAC แบบใช้ return air เป็น process air บน psychrometric chart (Coolerado, 2017)

จากรูปที่ 119 อากาศ return air จากห้องทดสอบถูกส่งเข้าไปลดความชื้นใน dehumidifier จะเห็นว่า อุณหภูมิของอากาศเพิ่มขึ้นด้วย เนื่องจากอากาศไหลผ่านพัดลมดูดอากาศที่มีกำลัง 1.492 kW ทำให้มีความร้อนถ่ายเทจากพัดลมสู่ dehumidified air จากนั้น dehumidified air จะเข้า dry channel ของ DPAC เพื่อลดอุณหภูมิของอากาศแล้วส่ง supply air กลับเข้าห้องทดสอบ พบว่า ระบบ DPAC สามารถควบคุม supply air ให้อยู่ใน comfort zone เมื่อนำผลทดสอบ model 4 จากหัวข้อ 6.4.2 มาเปรียบเทียบกับงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง ได้ผลดังแสดงในตารางที่ 12

เมื่อเปรียบเทียบค่าอุณหภูมิกระเปาะแห้งและเปียกของ ambient air (แสดงด้วย Dry channel air inlet db temp กับ Dry channel air inlet wb temp ในตารางที่ 12) ของงานวิจัยที่นำมาเปรียบเทียบ พบว่า สภาพอากาศของแต่ละงานวิจัยมีค่าใกล้เคียงกัน ขณะที่ wet-bulb effectiveness ของงานวิจัยนี้มีค่าสูงสุด โดยมีค่าอยู่ในช่วง 1.2 - 1.5 แสดงให้เห็นว่า ชุดต้นแบบ DPAC ที่พัฒนาขึ้นสามารถทำอุณหภูมิ supply air ให้ต่ำกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียกของ ambient air ได้ เมื่อนำผลทดสอบและค่า COP จากหัวข้อ 6.4.2 มาเปรียบเทียบกับงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง ได้ผลดังแสดงในตารางที่ 13

จากตารางที่ 13 งานวิจัยที่มีค่า COP สูงที่สุดคือ งานวิจัยของ Qiu et al. (2013) จากนิยามที่ว่า $COP = \dot{Q} / \dot{W}$ งานวิจัยของ Qiu et al. (2013) คิด $\dot{W}$ เฉพาะปั๊มน้ำและพัดลมของ cooler ขณะที่งานวิจัยที่เหลือคิด $\dot{W}$ จากกำลังไฟฟ้าทั้งหมดของระบบ นอกจากนี้ จากตารางจะเห็นว่า ค่าอุณหภูมิกระเปาะแห้งและความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศแวดล้อมในงานวิจัยที่นำเสนอมีค่าสูงกว่างานวิจัยที่นำมาเปรียบเทียบ จึงส่งผลให้ค่า COP ของงานวิจัยนี้มีค่าต่ำกว่างานวิจัยจำนวนหนึ่ง อย่างไรก็ตาม จากการเปรียบเทียบนี้ จึงนำไปสู่แนวทางการดำเนินงานวิจัยต่อไปเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานของระบบ โดยผู้วิจัยต้องการทดสอบชุดต้นแบบเมื่อใช้สารดูดความชื้นชนิดอื่นและต้องการเพิ่มขนาด cooler

ตารางที่ 12 การเปรียบเทียบระบบปรับอากาศแบบ indirect evaporative cooling (IEC)

Parameters	Unit	Stoitchko et al. (1998)	Guo et al. (1998)	Zhan et al. (2011)	Elberling (2006)	Riangvilaik et al. (2010)	This study
Flow pattern		Cross-flow	Cross-flow	M-cycle cross-flow	M-cycle cross-flow	M-cycle cross-flow	Cross-flow
Dry channel air inlet db temp	°C	24-36	25-45	25-40	26.7-43.8	25-45	36-41
Dry channel air inlet wb temp	°C	17.7-28.3	N/A	17.9-30.3	18.1-23.9	10.7-32.5	26.5-29.4
Wet channel air inlet db temp	°C	22-28	25	N/A	N/A	N/A	26.0-26.5
Wet channel air inlet wb temp	°C	16-21	11.4-23.8	N/A	N/A	N/A	22.1-23.2
Dry channel air velocity/flow rate		3.3 m/s	0.5-4.5 m/s	0.036 m ³ /s	0.5-1.4 m ³ /s	2.4 m/s	1.18 m/s
Wet channel to dry channel air ratio		0.5	0.5-2	0.5	0.5	0.33	1.2
Dry channel length	m	0.4-0.7	0.2	0.25	N/A	1.2	0.9
Dry channel gap	mm	3.5	2-10	4	N/A	5	3
Supply air db temp	°C	17.2-23.6	21.3-26.3	18-30	19.9-25.6	15.6-32.1	23.0-24.8
Wet-bulb effectiveness		0.79-0.88	0.78-0.95	0.5-0.65	0.81-0.91	0.92-1.14	1.2-1.5

ตารางที่ 13 การเปรียบเทียบ COP ของระบบกับงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

Parameters	Baris et al. (2016)	McNevin et al. (2017)	Subhra et al. (2017)	Qiu et al. (2013)	This study
Desiccant solution	LiBr	LiBr	LiCl	KCHO ₂	KCHO ₂
Dimensions of cooler (cm)	N/A	N/A	645x600x745	125x85x75	90x45x30
Volumetric flow rate of supply (m ³ /h)	331.2-496.8	2,220	400 - 630	186.8– 705.2	400
Inlet air db temp	N/A	27.2-31.7	33.7	19-22	36-41
Inlet humidity ratio (g/kg)	N/A	11.3-14.5	17.2	10.3-11.5	18-21
Electrical power consumption (W)	860-990	2,900–6,500	600	N/A	3000
COP	0.02–0.35	2.9–6.5	2.8-9.2	9.4–12.4*	1.46

*หมายเหตุ: ค่า COP ที่แสดงของในงานวิจัยของ Qiu, Liu, & Riffat, (2013) ไม่ใช่ค่า COP ของระบบแต่เป็นเฉพาะส่วนของ IEC

6.6 งบประมาณสำหรับสร้างระบบ DPAC

จากองค์ความรู้ที่ผู้วิจัยมีในการพัฒนาชุดต้นแบบ DPAC ผู้วิจัยจึงได้ประมาณการราคาต้นทุนอุปกรณ์สำหรับสร้างระบบ DPAC ที่มี cooling capacity 12 kW (40,944 Btu/h) ดังแสดงในตารางที่ 14

ตารางที่ 14 การประเมินราคาอุปกรณ์ DPAC ต่อเครื่อง

รายการ	จำนวน	ราคาต่อหน่วย	จำนวนเงิน
Core ของ DPEC	1	1,730	1,730
Core ของ dehumidifier	2	980	1,960
Core ของ regenerator	1	980	980
Core ของ coiling tower	1	980	980
Pump น้ำร้อนของ regenerator	1	1,000	1,000
Pump น้ำของ DPEC	1	1,000	1,000
Pump สารดูดความชื้นของ dehumidifier	1	5,542	5,542
Pump สารดูดความชื้นของ regenerator	1	5,542	5,542
Pump น้ำของ cooling tower	1	1,990	1,990
Blower ขนาด 2 HP	1	11,200	11,200
Blower ขนาด 0.5 HP	1	6,000	6,000
พัดลมของ cooling tower	1	5880	5880
พัดลมของ regenerator	1	4,066	4,066
Housing ของ DPAC	1	2,000	2,000
ระบบไฟฟ้า	1	1,000	1,000
ระบบท่อและระบบ spray น้ำ	1	500	500
Heat exchanger	2	9500	19,000
Potassium formate	20	160	3,200
รวม			73,570

ข้อมูลราคาของวัสดุที่ใช้ทั้งหมดได้มาจากผู้ผลิตและตัวแทนจำหน่ายในประเทศไทย ยกเว้น pump สารดูดความชื้นของ dehumidifier และ regenerator ที่ได้มาจากเว็บไซต์ขายสินค้าออนไลน์ (Alibaba, 2017)

จากตารางที่ 14 จะเห็นว่า มีค่าใช้จ่ายในการสร้าง DPAC 1 เครื่องเท่ากับ 73,570 บาท ซึ่งเป็นราคาที่ยังไม่รวมค่าแรงงาน จากการประเมินคาดว่า DPAC เครื่องนี้จะมีปริมาณลมที่ส่งเข้าห้องปรับอากาศ 1,100 m³/h โดยมี cooling capacity 12 kW และมี COP เท่ากับ 4

6.7. ปัญหาที่พบในการทดลอง

หัวข้อนี้เป็นการอภิปรายปัญหาที่พบในการทดลองและวิธีการแก้ไข โดยสามารถแบ่งปัญหาที่พบออกเป็นหัวข้อได้ ดังนี้

6.7.1 การบันทึกผลการทดลอง

ในการทดลองนี้ใช้ thermocouple วัดอุณหภูมิและบันทึกค่าด้วย data logger จากที่มีการทดลองที่อัตราการไหลของอากาศหลายค่า พบว่า thermocouple วัดอุณหภูมิคลาดเคลื่อนเมื่ออัตราการไหลของอากาศเปลี่ยนไป เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศและ probe ของ thermocouple มีค่าเปลี่ยนไปตามอัตราการไหลของอากาศ แนวทางการแก้ไขคือ ทำการ calibration ทุกครั้งเมื่อเปลี่ยนอัตราการไหลของอากาศในการทดลอง

6.7.2 ไฟฟ้ารั่วภายในระบบ

จากที่ระบบ DPAC ใช้น้ำและสารดูดความชื้นชนิดของเหลวเป็นสารทำงาน ระหว่างดำเนินการทดลอง มีบางครั้งที่สารทำงานกระฉอก ส่งผลให้อุปกรณ์ไฟฟ้าที่ติดตั้งอยู่บริเวณดังกล่าวเสียหาย ผู้วิจัยจึงแก้ไขด้วยการต่อสายดินให้กับอุปกรณ์ไฟฟ้า เพื่อป้องกันอุปกรณ์เสียหายจากไฟฟ้ารั่วและเพื่อความปลอดภัยของผู้ทำการทดลอง

6.8 การทดสอบเพื่อหาแนวทางลดความซับซ้อนของระบบ

จากที่ระบบ DPAC ที่พัฒนาขึ้นมีส่วนประกอบหลายส่วนและการต่ออุปกรณ์มีความซับซ้อน ผู้วิจัยจึงได้หาแนวทางลดจำนวนอุปกรณ์และความซับซ้อนของระบบ ดังนี้

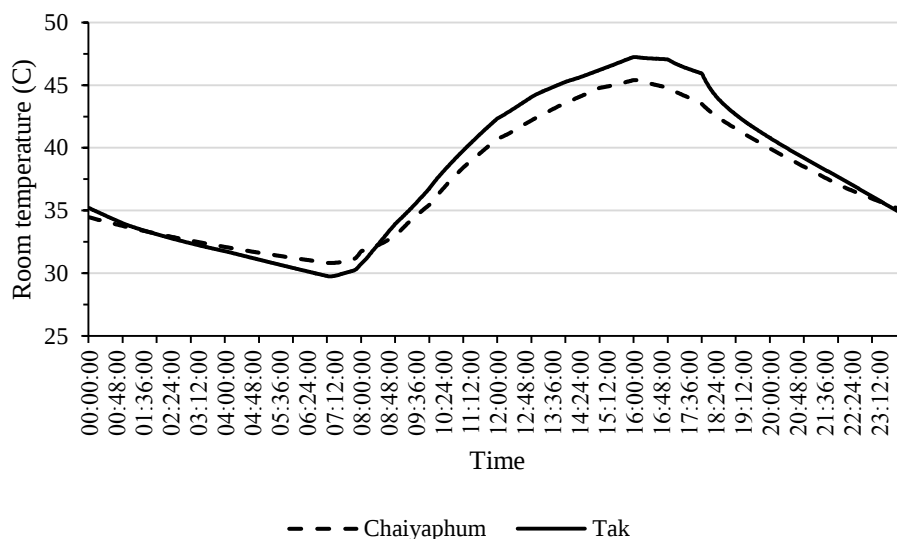
6.8.1 การใช้ระบบ DPEC แบบไม่มีส่วนควบคุมความชื้น

เพื่อลดความซับซ้อนของระบบ ผู้วิจัยจึงทดสอบแนวคิดที่จะใช้ระบบ DPEC ที่ไม่มีส่วนควบคุมความชื้นอากาศ จากข้อมูลของกรมอุตุนิยมวิทยา พบว่า ความชื้นสัมพัทธ์ของจังหวัดตามภาคต่าง ๆ ที่มีความสำคัญหรือมีความชื้นสัมพัทธ์ต่ำเป็นดังตารางที่ 15

ตารางที่ 15 ความชื้นสัมพัทธ์ของจังหวัดในประเทศไทย

Province	Average relative humidity (%)	
	Year 2012	Year 2013
Chiang Mai	69.25	69.83
Tak	66.75	70.50
Khon Kaen	70.08	68.83
Chaiyaphum	69.92	69.25
Sakon Nakhon	72.42	71.92
Nakhon Ratchasima	72.42	72.50
Bangkok	74.83	74.08
Rayong	78.58	78.25
Trang	82.08	81.17

จากตารางที่ 15 การศึกษานี้จึงได้จำลองการใช้งานระบบ DPEC alone สำหรับจังหวัดชัยภูมิและจังหวัดตาก เพื่อประเมินศักยภาพของระบบ DPEC alone ในจังหวัดที่มีความชื้นสัมพัทธ์ต่ำของประเทศ โดยเลือกจำลองในช่วงเวลาของปีที่มีอากาศมีความชื้นสัมพัทธ์ต่ำ ได้ผลดังรูปที่ 120

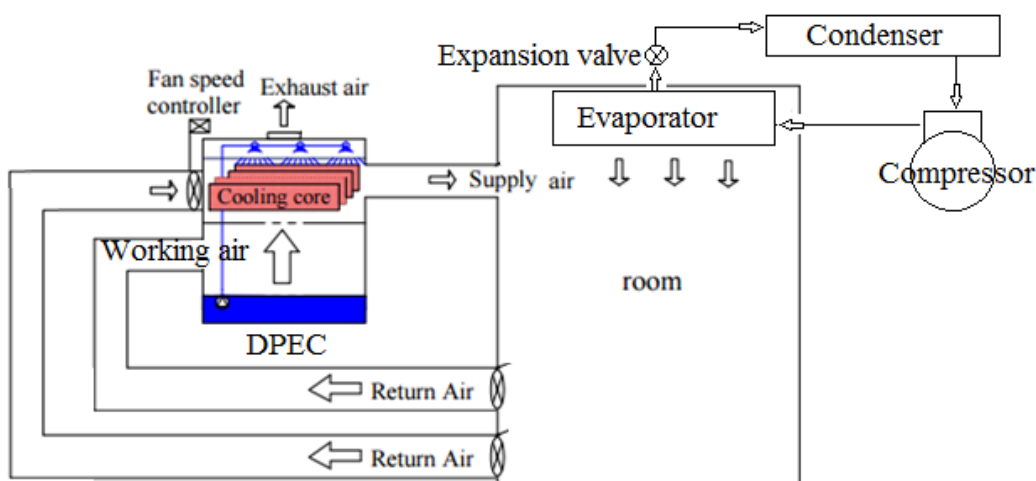


รูปที่ 120 การจำลองอุณหภูมิภายในร้าน 7-Eleven ที่ใช้ระบบ DPEC alone

จากรูปที่ 120 ซึ่งแสดงอุณหภูมิห้องที่ใช้งานระบบปรับอากาศแบบ DPEC alone พบว่า ระบบไม่สามารถควบคุมอุณหภูมิห้องไว้ที่ 25°C ได้ เนื่องจากความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศยังมีค่าสูง ระบบ DPEC จึงลดอุณหภูมิอากาศได้น้อยกว่าระบบ DPAC

6.8.2 การใช้ระบบ hybrid ที่ประกอบด้วยระบบปรับอากาศแบบอัดไอทำงานร่วมกับระบบ DPEC

ในการศึกษาระบบ DPAC ผู้วิจัยพบว่า เครื่อง DPEC ทำงานได้ดีเมื่อความชื้นของอากาศต่ำซึ่งความชื้นของอากาศในห้องที่มีระบบปรับอากาศแบบอัดไอจะต่ำกว่าอากาศภายนอก ผู้วิจัยจึงมีแนวคิดที่จะใช้ระบบปรับอากาศแบบลดอุณหภูมิเข้าใกล้จุดน้ำค้าง (DPEC) ทำงานร่วมกับระบบปรับอากาศแบบอัดไอ (AC) โดยเรียกระบบนี้ว่า hybrid ซึ่งมีลักษณะการต่ออุปกรณ์ดังรูปที่ 121 ในหัวข้อนี้จะเปรียบเทียบการใช้พลังงานของระบบ hybrid กับระบบอัดไอ



รูปที่ 121 Schematic diagram ของระบบปรับอากาศแบบลดอุณหภูมิเข้าใกล้จุดน้ำค้างทำงานร่วมกับระบบอัดไอ

6.8.2.1 การทดสอบระบบ hybrid โดยการวัดจริง

จากรูปที่ 121 ระบบปรับอากาศแบบอัดไอถูกติดตั้งภายในห้องทดสอบเพื่อลดอุณหภูมิ ขณะเดียวกันความชื้นของอากาศก็ลดลงจากที่ไอน้ำในอากาศกลั่นตัวที่ evaporator ส่งผลให้อากาศในห้องทดสอบมีความชื้นต่ำกว่าอากาศภายนอก และ DPEC มีหน้าที่ช่วยระบบอัดไอ (VAC) ลดอุณหภูมิอากาศในห้องทดสอบ ดังรูปที่ 122 โดยนำ return air จากห้องทดสอบมาทำความเย็นใน DPEC แล้วส่งกลับเข้าห้องทดสอบ ใน DPEC จะมีอากาศ 2 กระแสได้แก่ กระแสที่ส่งเข้าห้องปรับอากาศ (supply air) กับกระแสที่รับความร้อนไปทิ้งนอกห้อง (working air) เพื่อให้ DPEC ดึงความร้อนจากอากาศได้มากขึ้น working air ต้องมีความชื้นต่ำ ผู้วิจัยจึงใช้ return air เป็น working air ผลทดสอบเป็นดังรูปที่ 123

ในการทดสอบผู้วิจัยต้องการให้อุณหภูมิห้องคงที่ที่ 25°C โดยกรณี hybrid มีอุณหภูมิ ambient air เท่ากับ 30°C และกรณี “VAC alone” มีอุณหภูมิ ambient air เท่ากับ 29°C จากรูปที่ 123 จะเห็นว่า กรณี hybrid ระบบสามารถควบคุมอุณหภูมิห้องได้ดีกว่ากรณี VAC alone เนื่องจากเครื่อง VAC จะทำงานเมื่ออุณหภูมิของอากาศสูงกว่า 25°C จึงมีบางช่วงเวลาที่ระบบหยุดทำงาน เมื่อเริ่มต้นทำงานใหม่อีกครั้งเครื่อง VAC ไม่สามารถลดอุณหภูมิของอากาศในห้องให้ต่ำกว่า 25°C ได้ทันที ส่งผลให้บางช่วงเวลาอุณหภูมิของอากาศสูงกว่า 25°C ส่วนกรณี hybrid เมื่อ VAC หยุดทำงานยังมี DPEC ทำความเย็นตลอดเวลาจึงควบคุมอุณหภูมิของอากาศได้ดีกว่า โดยที่ supply air จาก DPEC มีอุณหภูมิ 24°C

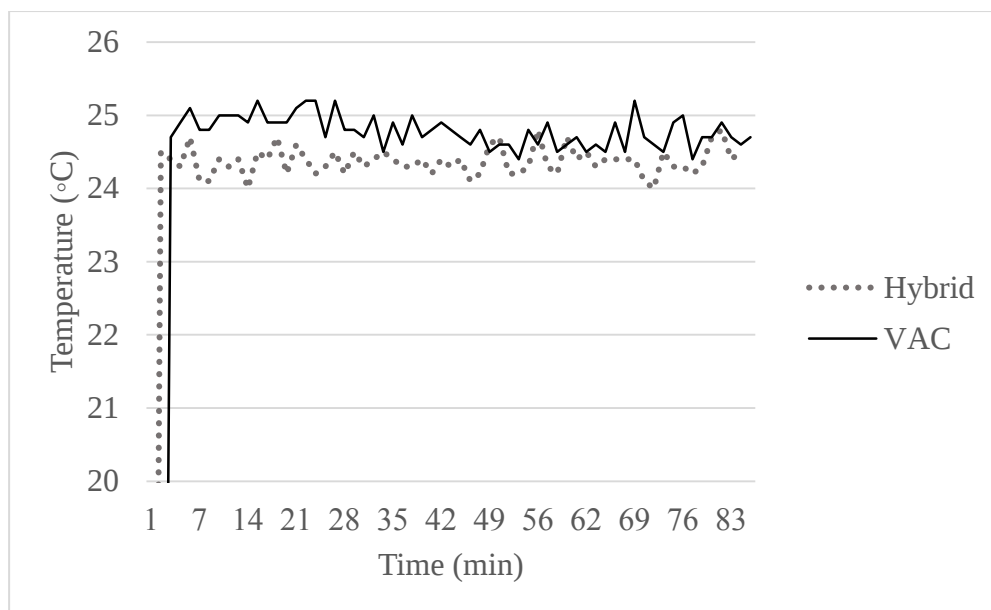


a) ภายนอกห้องทดสอบ



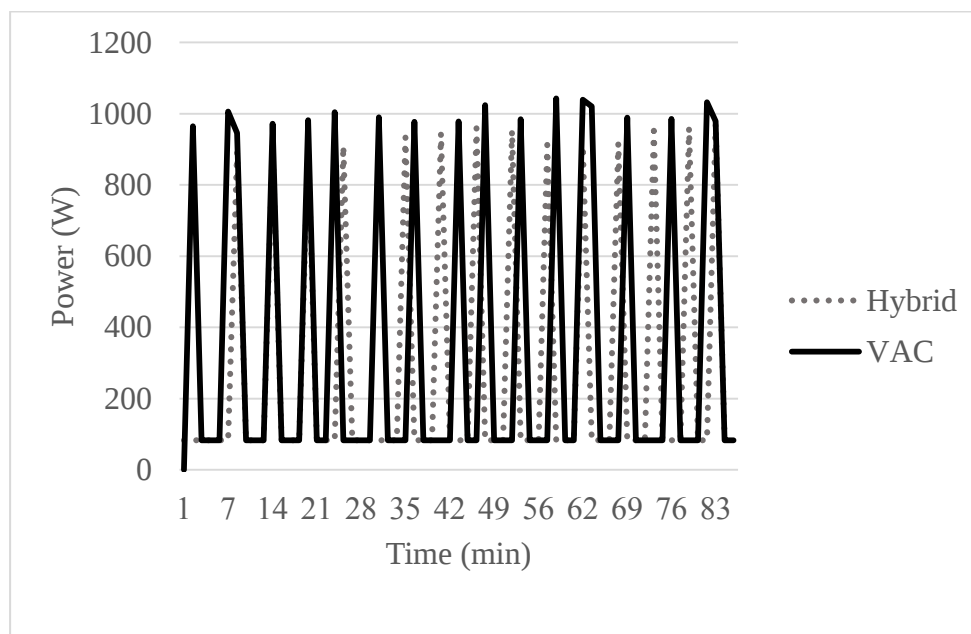
b) ภายในห้องทดสอบ

รูปที่ 122 ลักษณะการติดตั้ง DPEC



รูปที่ 123 อุณหภูมิในห้องทดสอบ

เมื่อเปรียบเทียบการใช้พลังงานของระบบแบบ hybrid และ VAC alone ได้ผลดังรูปที่ 124



รูปที่ 124 การใช้พลังงานของระบบปรับอากาศ

จากรูปที่ 124 จะเห็นว่า กำลังไฟฟ้าที่ระบบ hybrid ใช้ต่ำกว่าระบบ VAC alone เนื่องจาก การมี DPEC ช่วยทำความเย็นทำให้ cooling load ของ VAC ลดลง ส่งผลให้ compressor ทำงานน้อยลง กำลังไฟฟ้าที่ใช้จึงน้อยลง ด้วยเหตุดังกล่าวพลังงานที่ระบบ hybrid ใช้จึงน้อยกว่าระบบ VAC alone 26%

จากที่ DPEC มีอุปกรณ์ที่ใช้ไฟฟ้าอยู่ 3 เครื่องได้แก่ 1) ปั๊มน้ำขนาด 0.1 kW 2) พัดลม supply air ขนาด 1.492 kW และ 3) พัดลม working air ขนาด 0.373 kW ดังนั้น DPEC ต้องการพลังงานรวม 1.965 kW จากรูปที่ 124 จะเห็นว่า VAC มีกำลังประมาณ 0.9 kW ซึ่งเห็นว่า พลังงานที่ DPEC ใช้สูงกว่าระบบอัดไอ ทำให้การใช้พลังงานรวมของระบบ hybrid สูงกว่าระบบอัดไอ จากการที่พัดลมในระบบทั้ง 2 เครื่องเป็นชนิด backward-curved fan ซึ่งสร้างความดันได้สูงกว่าความดันสูญเสีย (pressure drop) ที่วัดได้จากเครื่องมาก ผู้วิจัยจึงได้สำรวจราคาและพบว่า มีพัดลมแบบ forward-curved fan ที่สร้างความดันได้ตามที่ต้องการและให้อัตราการไหลอากาศที่สูงกว่า ขณะที่ใช้ไฟฟ้าน้อยกว่าและมีราคาถูกกว่า ดังแสดงในตารางที่ 16

ตารางที่ 16 การเปรียบเทียบ specification ของพัดลม

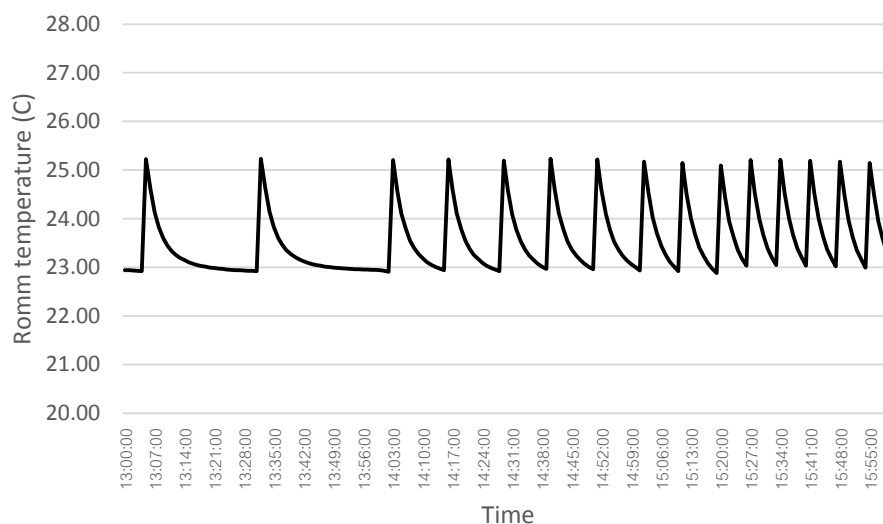
จากตารางที่ 16 จะเห็นว่า ถ้าเปลี่ยนไปใช้ forward curved centrifugal fan จะทำให้ปริมาณลม supply air เพิ่มขึ้น 4.2 เท่า ทำให้ cooling capacity เพิ่มจาก 0.543 kW เป็น 2.28 kW และ COP ของ

Fan type	Supply air fan			Return air fan		
	Volume flow rate (m ³ /h)	Power (kW)	Price (baht)	Volume flow rate (m ³ /h)	Power (kW)	Price (baht)
Backward curved centrifugal fan	825	1.492	11,200	650	0.373	6,000
Forward curved centrifugal fan	3500	0.37	4,000	3,500	0.37	4,000

DPEC เพิ่มจาก 0.3 เป็น 2.7 นอกจากนี้ ยังส่งผลให้ VAC ทำงานน้อยลง เนื่องจาก cooling capacity ของ DPEC เพิ่มขึ้นทำให้ cooling load ในห้องลดลง compressor ของ VAC จึงทำงานน้อยลงเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีที่ใช้ centrifugal fan และในบางช่วงเวลา cooling capacity ของ DPEC อาจจะเอาชนะ cooling load ในห้องในขณะนั้นได้ ทำให้ VAC ไม่ต้องทำงาน

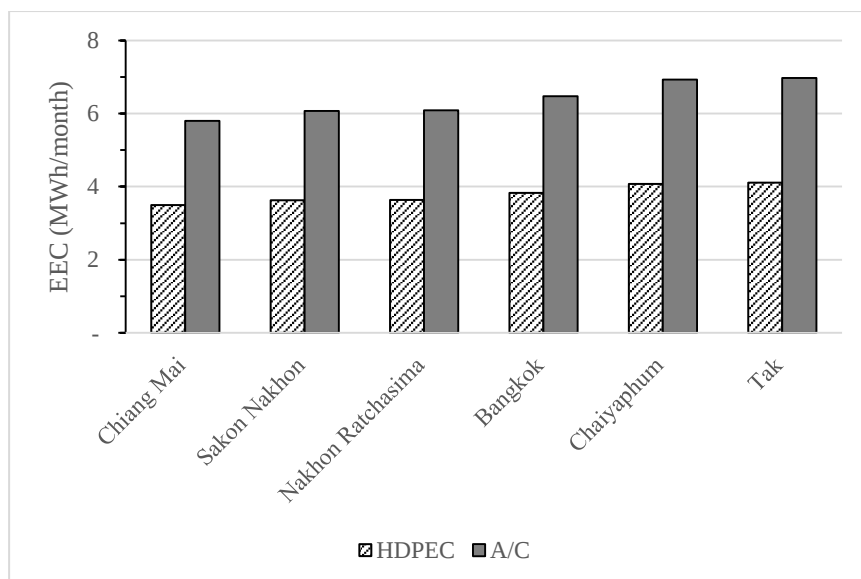
6.8.2.2 การจำลองระบบ hybrid ด้วยวิธีเชิงตัวเลข

ในหัวข้อนี้ ผู้วิจัยได้จำลองระบบ hybrid ด้วยโปรแกรม TRNSYS ผลการจำลองเป็นดังรูปที่ 125



รูปที่ 125 การจำลองอุณหภูมิภายในร้าน 7-Eleven ที่ใช้ระบบ hybrid ทำงานภายใต้ในจังหวัดชัยภูมิ

จากรูปที่ 125 เป็นการจำลองระบบ hybrid ทำงานในเดือนพฤษภาคมของจังหวัดชัยภูมิ จะเห็นได้ว่าระบบ hybrid สามารถควบคุมอุณหภูมิห้องให้อยู่ในช่วง $23-25^{\circ}\text{C}$ ได้ โดยระบบ hybrid จะทำงานเมื่ออุณหภูมิมากกว่า 25°C ทำให้อุณหภูมิลดลงและจะหยุดทำงานเมื่ออุณหภูมิต่ำกว่า 23°C ทำให้อุณหภูมิสูงขึ้นอีกครั้งเนื่องจากความร้อนจากเครื่องใช้ไฟฟ้าและผู้อาศัยภายในร้าน 7-Eleven และยังได้รับความร้อนจากแสงอาทิตย์อีกด้วย ทำให้ระบบ hybrid ทำงานถี่ขึ้นเมื่อเวลาผ่าน 14.00 น. เนื่องจากความร้อนสะสมจากแสงอาทิตย์ เมื่อพิจารณาการใช้พลังงานจะได้ดังรูปที่ 126



รูปที่ 126 EEC ของระบบ hybrid (HDPEC) และอัดไอ (A/C) เมื่อทำงานในสภาวะอากาศต่างกัน

รูปที่ 126 เป็นค่า electrical energy consumption (EEC) ของเดือนพฤษภาคมซึ่งเป็นช่วงฤดูร้อนของประเทศไทย จะเห็นได้ว่า ระบบ HDPEC สามารถลดการใช้พลังงานลงได้โดยเฉลี่ยประมาณ 40.57% เมื่อเปรียบเทียบกับระบบ VAC เนื่องจากระบบ DPEC เป็นระบบที่ใช้พลังงานต่ำและทำงานได้ดีเมื่ออากาศมีความชื้นต่ำ ในการจำลองนี้เป็นการจำลองนี้อากาศห้องทำความเย็นที่ใช้ระบบ VAC ควบคุมอุณหภูมิและความชื้นถูกดูดเข้าสู่ระบบ DPEC เพื่อลดอุณหภูมิก่อนจ่ายกลับเข้าสู่ห้องปรับอากาศ จึงช่วยลดการทำงานของระบบ VAC และทำให้ EEC ของระบบลดลงด้วย เมื่อเปรียบเทียบการทำงานของระบบ hybrid ใน 6 จังหวัดในประเทศไทย พบว่า ชัยภูมิเป็นจังหวัดที่สามารถลดการใช้พลังงานได้สูงสุด เนื่องจากเป็นจังหวัดที่มีอุณหภูมิสูงและมีความชื้นต่ำโดยสามารถลด EEC ลงได้ 41.23%

จากการจำลองชี้ให้เห็นว่า ระบบ hybrid มีศักยภาพในการลดการใช้พลังงานในร้าน 7-Eleven ดังนั้นผู้วิจัยจึงต้องการสร้างและทดสอบการทำงานจริงของระบบ hybrid โดยได้ประมาณราคาการสร้าง DPEC สำหรับระบบ hybrid ดังตารางที่ 17

ราคาของ DPEC ที่แสดงในตารางที่ 17 เป็นราคาเพียงเครื่องเดียว เครื่องละ 28,500 บาท โดยที่เครื่องมี cooling capacity เท่ากับ 2 kW

ตารางที่ 17 ค่าใช้จ่ายในการสร้าง DPEC สำหรับระบบ hybrid

รายการ	จำนวน	ราคาต่อหน่วย	จำนวนเงิน
Core ของ DPEC	1	8,000	8,000
Pump น้ำของ DPEC	1	2,000	2,000
พัดลมของ supply air	1	8,000	8,000
พัดลมขนาด return air 250 W	1	7,000	7,000
Housing ของ DPAC	1	2,000	2,000
ระบบไฟฟ้า	1	1,000	1,000
ระบบท่อและระบบ spray น้ำ	1	500	500
รวม			28,500

7. สรุปผลการวิจัย

งานวิจัยนี้ได้สร้างแบบจำลองเชิงตัวเลขเพื่อเปรียบเทียบการทำงานของระบบปรับอากาศแบบอัดไอแบบ absorption และแบบ adsorption สำหรับร้าน 7-Eleven โดยแหล่งความร้อนที่ป้อนให้แก่ระบบ absorption และ adsorption ได้แก่ ฮีตเตอร์ไฟฟ้า เครื่องทำน้ำร้อนพลังแสงอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ เครื่องทำน้ำร้อนพลังแสงอาทิตย์แบบหลอดแก้วสุญญากาศ และหม้อต้มไอที่ใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิง พบว่าค่าใช้จ่ายด้านพลังงานรายเดือนของแหล่งพลังงานทั้ง 4 รูปแบบสำหรับระบบ absorption และ adsorption มีค่ามากกว่าค่าไฟฟ้ารายเดือนของระบบอัดไอประมาณ 2 - 5 เท่า จึงสรุปได้ว่า ไม่คุ้มค่าที่จะเลือกระบบ absorption และ adsorption เพื่อทดแทนระบบปรับอากาศแบบอัดไอในร้าน 7-Eleven

ผู้วิจัยจึงได้พัฒนาและทดสอบสมรรถนะชุดต้นแบบ DPAC โดยได้แบ่งช่วงของการพัฒนาออกเป็น 4 รุ่น ได้แก่ model 1, model 2, model 3, และ model 4 โดยทดสอบการทำงานภายใต้สภาวะอากาศที่ร้อนและชื้น อากาศทางเข้าที่ใช้ทดสอบมีอุณหภูมิประมาณ 35-41°C และ ความชื้น 20 - 24 g/kg ซึ่งเป็นค่าทั่วไปของอากาศช่วงฤดูร้อนของประเทศไทย จากการทดสอบ พบว่า

- ผลการทดสอบ model 1 ชี้ให้เห็นว่า multi-stage dehumidifier สามารถลดความชื้นได้มากกว่าแบบ single-stage dehumidifier 2 เท่า
- ผลการทดสอบ model 2 ชี้ให้เห็นว่า direct dehumidifier สามารถลดความชื้นได้ดีกว่าแบบ indirect dehumidifier

- ผลการทดสอบ model 3 ชี้ให้เห็นว่า อุณหภูมิ working air เพิ่มขึ้นจะทำให้ อุณหภูมิ supply air สูงขึ้นด้วย
- ผลการทดสอบ model 4 รูปแบบที่ process air และ working air ถูกลดความชื้นด้วย direct dehumidifier ก่อนส่งเข้าส่วนทำความเย็น พบว่า สามารถลดอุณหภูมิและความชื้นของอากาศให้อยู่ใน comfort zone ได้
- ผลการทดสอบ model 4 รูปแบบที่ใช้อากาศภายนอกเป็น process air พบว่า มี COP และ cooling capacity เท่ากับ 1.46 และ 4.36 kW ตามลำดับ โดยอากาศเริ่มต้นมีอุณหภูมิและความชื้นเท่ากับ 41°C และ 24 g/kg เมื่อผ่าน DPAC มีอุณหภูมิและความชื้นเท่ากับ 23°C และ 17 g/kg ระบบมี dehumidifier- และ wet-bulb effectiveness เท่ากับ 0.5 and 1.4 ตามลำดับ
- ผลการทดสอบระบบที่มีแต่ DPEC ในจังหวัดชัยภูมิและตาก พบว่า ระบบไม่สามารถควบคุมอุณหภูมิให้มีค่า 25°C ได้
- ผลการศึกษาระบบ hybrid ที่ให้ระบบอัดไอทำงานร่วมกับ DPEC พบว่า ในการทดลองกับห้องทดสอบ ระบบ hybrid ใช้ไฟฟ้าน้อยกว่าระบบอัดไอ 26% และเมื่อจำลองระบบ hybrid สำหรับร้าน 7-Eleven พบว่า ระบบ hybrid ใช้ไฟฟ้าน้อยกว่าระบบอัดไอ 26%

จากการดำเนินการวิจัยนี้ ทำให้ผู้วิจัยมีองค์ความรู้ในการสร้าง cores ที่มี effectiveness สูงเองได้ และมีแบบจำลองเชิงตัวเลขที่สามารถใช้ในการออกแบบระบบ DPAC ได้ นอกจากนี้ ผู้วิจัยได้นำเสนอแนวทางเพิ่มประสิทธิภาพของระบบ DPAC ที่คาดว่าจะสามารถเพิ่มค่า COP ของระบบและทำให้ระบบมีขนาดกระทัดรัดได้

8. แนวทางการดำเนินงานวิจัยต่อไป

งานวิจัยนี้ได้พัฒนาและทำการทดสอบระบบ DPAC ภายใต้สภาวะอากาศของประเทศไทย โดยที่สภาวะอากาศภายนอกในการทดสอบอยู่ในช่วง $36 - 41^{\circ}\text{C}$ และความชื้น 18 - 21 g/kg ที่อัตราการไหลของอากาศ supply air เท่ากับ $400 \text{ m}^3/\text{h}$ พบว่า ระบบ DPAC สามารถลดอุณหภูมิให้ต่ำกว่า 25°C และควบคุมความชื้นให้มีค่าในช่วง 10 - 12 g/kg โดยที่ระบบมีค่า COP เท่ากับ 1.46 แม้ระบบ DPAC จะควบคุมอุณหภูมิให้ต่ำกว่าค่าที่ต้องการได้ แต่พบปัญหาว่า ที่บางสภาวะอากาศค่าความชื้นของอากาศที่จ่ายเข้าห้องมีค่าสูงกว่าค่าในช่วง comfort zone และผู้วิจัยต้องการเพิ่มค่า COP ให้สูงขึ้นเพื่อเพิ่มโอกาสทางการแข่งขันของเทคโนโลยี ผู้วิจัยได้ทำปริญญานิพนธ์เพิ่มเติมร่วมกับการวิเคราะห์ผลทดสอบ จึงได้แนวทางในการดำเนินงานวิจัยต่อไปเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานของระบบ ดังนี้

8.1 ต้องการศึกษาผลกระทบเมื่อเปลี่ยนสารดูดความชื้นจาก potassium formate เป็น lithium chloride

จากที่ชุดต้นแบบเลือกใช้สารดูดความชื้นเป็น potassium formate เนื่องจากพบว่า เป็นสารที่เป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อมและมีฤทธิ์กัดกร่อนต่ำ ซึ่งจากการใช้งานชุดต้นแบบพบว่า ในกระบวนการ regeneration ต้องการความร้อนที่มีอุณหภูมิ 50°C ตลอดเวลาทำงาน และพบว่า ในบางสภาวะอากาศ ชุดต้นแบบไม่สามารถลดความชื้นของอากาศให้อยู่ใน comfort zone ได้ ขณะที่ในการทดสอบชุดต้นแบบไม่พบว่ามีละอองสารดูดความชื้นปนออกมากับอากาศที่จ่ายเข้าห้อง

จากที่มีงานวิจัย เช่น Bouzenada et al. (2016) พบว่า lithium chloride มีความสามารถในการดูดความชื้นสูง ต้องการความร้อนที่มีอุณหภูมิเพียง 40°C แต่มีฤทธิ์กัดกร่อนสูง ผู้วิจัยจึงสนใจที่จะทดสอบชุดต้นแบบโดยใช้สารดูดความชื้นเป็น lithium chloride ซึ่งอาจแก้ปัญหาที่ความชื้นอากาศอยู่นอก comfort zone เป็นบางครั้ง นอกจากนี้ การเปลี่ยนนี้ยังมีข้อดีที่ความร้อนที่ต้องการใช้มีอุณหภูมิต่ำลง อย่างไรก็ตาม ต้องมีการปรับแต่งและเปลี่ยนอุปกรณ์บางชิ้นในชุดต้นแบบเพื่อให้สามารถทำงานกับสารที่มีฤทธิ์กัดกร่อนสูงอย่าง lithium chloride ได้

เมื่อเปรียบเทียบการทำงานของ packed column dehumidifier ที่ใช้สารดูดความชื้นเป็น LiCl, LiBr และ KCHO₂ จะได้ผลการทดลองดังตารางที่ 18

ตารางที่ 18 การเปรียบเทียบสารดูดความชื้น (Longo & Gasparella, 2005)

Desiccant	$T_{a,inlet}$ (°C)	$\omega_{a,inlet}$ (g/kg)	$T_{d,inlet}$ (°C)	X_{inlet} (%)	$\dot{V}_{in}$ (kg/m ² s)	$\dot{V}_{out}$ (kg/m ² s)	$\dot{V}_{in}/\dot{V}_{out}$	$\Delta\omega$ (g/kg)
LiCl	35.10	17.10	24.00	39.60	0.43-0.47	0.10-1.17	0.30	5.50
LiBr	35.60	17.20	23.70	52.40	0.44-0.47	0.16-1.39	0.38	5.00
KCHO ₂	35.80	20.70	23.20	72.80	0.48-0.52	0.09-1.23	0.25	3.00

จากตารางที่ 18 จะเห็นว่า packed column dehumidifier ทำงานภายใต้สภาวะอากาศที่มีอุณหภูมิและความชื้นใกล้เคียงกัน แต่ใช้ความเข้มข้นของสารดูดความชื้นที่แตกต่างกัน เนื่องจากสารดูดความชื้นแต่ละชนิดมีความสามารถในการดูดความชื้นไม่เท่ากันโดย KCHO_2 เป็นสารที่มีความสามารถดูดความชื้นต่ำกว่า LiCl และ LiBr จึงต้องใช้ความเข้มข้นสูงกว่า อย่างไรก็ตาม KCHO_2 เป็นสารทำงานที่เป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อมและมีฤทธิ์กัดกร่อนโลหะน้อยจึงเหมาะสมในการใช้งานใน dehumidifier และยังพบว่าที่สภาวะการทำงานดังตารางที่ 18 dehumidifier ที่ใช้ LiCl และ LiBr เป็นสารทำงานสามารถลดความชื้นอากาศลงได้ 5 g/kg และ dehumidifier ที่ใช้ KCHO_2 เป็นสารทำงานสามารถลดความชื้นลงได้ 3 g/kg

8.2 ต้องการเพิ่มพื้นที่หน้าตัดการไหล เพื่อลดความดันสูญเสียของระบบ DPAC

จากที่ผู้วิจัยได้สร้างชุด DPAC ที่มีขนาดกว้างและยาวเพื่อเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัสในการแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งจะทำให้มีค่า cooling capacity สูง แต่ปัญหาที่ตามมาคือ ความดันสูญเสียของอากาศในระบบมีค่าสูง จึงต้องใช้พัดลมดูดอากาศขนาดใหญ่ซึ่งใช้พลังงานไฟฟ้ามาก ทำให้ค่า COP มีค่าไม่สูงเมื่อเทียบกับระบบอัดไอ

จากการพิจารณา continuity equation สำหรับการไหลแบบ 1 มิติที่มี 1 ทางเข้าและ 1 ทางออก พบว่า เมื่อพื้นที่หน้าตัดการไหลมีขนาดใหญ่ขึ้น ความเร็วของการไหลจะลดลง และจาก Darcy-Weisbach equation ที่ว่า ความดันสูญเสียแปรผันตามความเร็วยกกำลังสอง จึงได้ว่า หากลดความเร็วลม ค่าความดันสูญเสียจะลดลงตามเป็นฟังก์ชันกำลังสอง

ผู้วิจัยจึงต้องการสร้างชุดทดสอบที่มีพื้นที่หน้าตัดการไหลใหญ่ขึ้นขณะที่สั้นลง ซึ่งจะช่วยลดความดันสูญเสียและทำให้ค่า COP ของระบบเพิ่มขึ้นได้

8.3 ต้องการศึกษสมรรถนะของระบบเมื่อใช้ DPEC แบบ cross-flow, counter-flow และ M-cycle cross-flow

งานวิจัยนี้ใช้ DPEC core ที่มีรูปแบบการไหลเป็น cross-flow พบว่า wet-bulb effectiveness ของระบบอยู่ในช่วง 1.2 – 1.5 % ซึ่งถือเป็นค่าที่สูง อย่างไรก็ตาม มีงานวิจัยที่ศึกษาเกี่ยวกับการไหลอากาศใน DPEC core ที่เป็นแบบ cross-flow, counter-flow และ M-cycle cross-flow (Duan *et al.*, 2012) และพบว่า counter-flow กับ M-cycle มีข้อดีบางประการที่เหนือกว่าแบบ cross-flow ซึ่งจากการดำเนินงานวิจัย ผู้วิจัยมีองค์ความรู้ที่สามารถสร้าง DPEC core ได้เองแล้ว การสร้าง DPEC cores ชนิด counter-flow กับ M-cycle เพื่อทดสอบสมรรถนะ จึงสามารถทำได้โดยไม่ต้องนำเข้า cores จากต่างประเทศ

ผู้วิจัยจึงต้องการทดสอบระบบที่ DPEC cores มีรูปแบบ cross-flow, counter-flow และ M-cycle cross-flow เพื่อพัฒนาระบบ DPAC ที่มีรูปแบบการไหลใน DPEC core ที่เหมาะสมกับสภาวะอากาศของประเทศไทย

8.4 ต้องการศึกษาศรรณะของระบบเมื่ออุณหภูมิ regeneration มีค่า 60-90°C

จากที่ในการศึกษาปัจจุบันต้องการใช้ความร้อนอุณหภูมิต่ำในการ regeneration จึงจำกัดอุณหภูมิ regeneration ไว้ที่ 50°C แม้จะพบว่า ไม่สามารถหาแหล่งความร้อนทิ้งอุณหภูมิ 50°C ได้ในร้าน 7-eleven ก็ตาม แต่จากการศึกษาพบว่า ลมร้อนจากระบบระบายความร้อนของ data centers โดยทั่วไปมีค่า 50 - 60°C (Ebrahimi et al., 2014) แสดงว่าระบบที่ศึกษามีศักยภาพสำหรับนำความร้อนทิ้งจาก data centers มาใช้ประโยชน์ได้

จากการสำรวจโรงงานอุตสาหกรรมของประเทศไทยจำนวน 44 แห่งและดำเนินการเก็บข้อมูลความร้อนทิ้งจากโรงงานจำนวน 117 แห่ง (กลุ่มวิจัยเพื่อการอนุรักษ์พลังงาน, 2559) พบว่า ศักยภาพความร้อนทิ้งมีค่า 25% ของความร้อนจากเชื้อเพลิงใช้งาน โดยความร้อนทิ้งจากอุตสาหกรรมหล่อโลหะมีอุณหภูมิ 1,000 - 1,450°C อุตสาหกรรมเหล็กมีค่า 98 - 250°C กับ 600 - 900°C และ 1,000 - 1,450°C อุตสาหกรรมผลิตไฟฟ้ามีค่า 100 - 140°C กับ 470 - 550°C อุตสาหกรรมปิโตรเคมีมีค่า 100 - 200°C อุตสาหกรรมปูนซีเมนต์มีค่า 300 - 400°C อุตสาหกรรมแก้วและกระจกมีค่า 500 - 600°C อุตสาหกรรมเซรามิกมีค่า 90 - 350°C อุตสาหกรรมสิ่งทอมีค่า 60 - 300°C และอุตสาหกรรมอาหารมีค่า 80 - 200°C

ดังนั้น หากได้ศึกษาศรรณะของระบบสำหรับการใช้ความร้อนทิ้งจากโรงงานในช่วงอุณหภูมิที่ต่ำกว่า 100°C เช่น 60 - 90°C จะได้ข้อมูลที่เป็นทางเลือกในการใช้ประโยชน์จากความร้อนทิ้งของโรงงานในช่วงอุณหภูมิต่ำ อนึ่ง สาเหตุที่เลือกศึกษาช่วงอุณหภูมิที่ต่ำกว่า 100°C เพื่อเป็นการควบคุมราคาของอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องไม่ให้สูงเกินไป

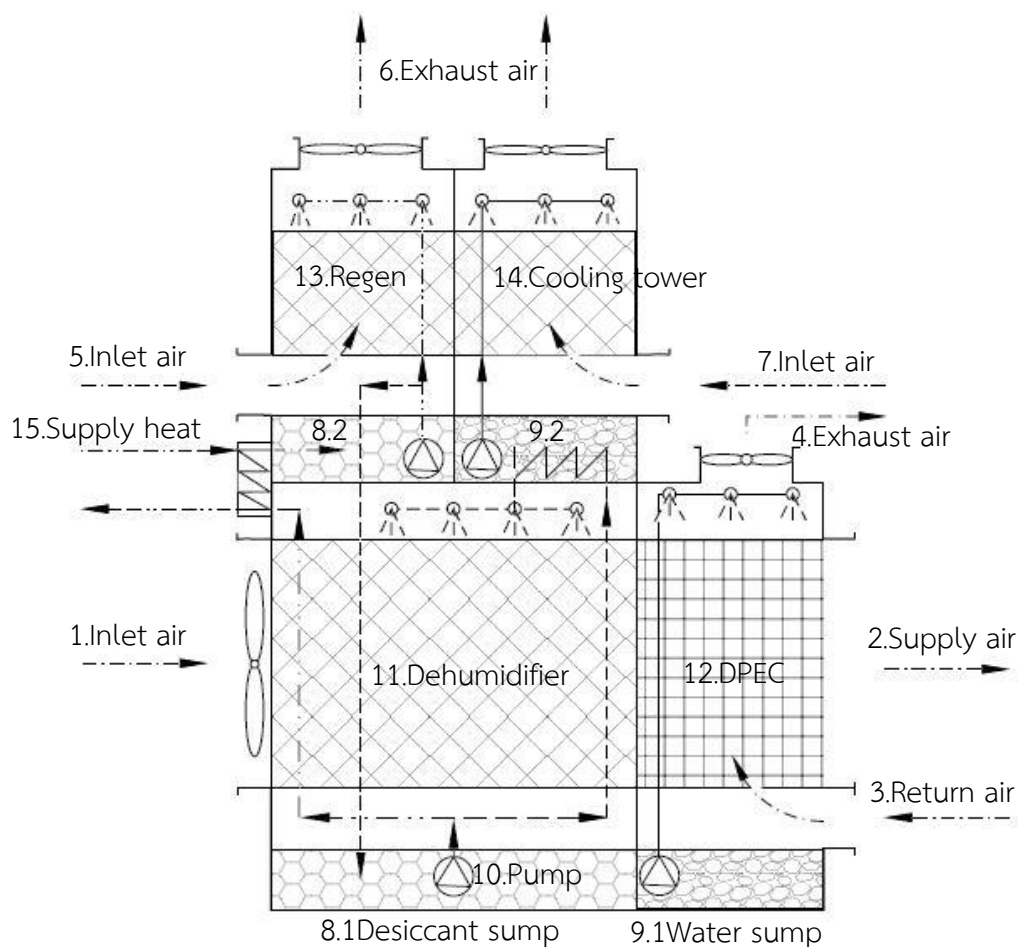
8.5 ต้องการสร้าง DPAC ให้กะทัดรัดเพื่อความสะดวกในการใช้งาน

ชุดต้นแบบ DPAC ที่ใช้ในงานวิจัยนี้ประกอบด้วย DPEC, dehumidifier, regenerator และ cooling tower โดยถูกติดตั้งแยกจากกันอย่างอิสระเพื่อให้ง่ายต่อการจัดการและสามารถถอดประกอบเพื่อทดสอบในรูปแบบต่าง ๆ ทำให้ระบบมีขนาดใหญ่ ผู้วิจัยจึงต้องการพัฒนาชุดต้นแบบเครื่องใหม่ที่กะทัดรัดมากขึ้นโดยรวม DPEC, dehumidifier, regenerator และ cooling tower เข้าด้วยกันดังแสดงในรูปที่ 127

จากรูปที่ 127

- Inlet air (หมายเลข 1) ถูกดูดเข้าไปลดความชื้นที่ dehumidifier core (หมายเลข 11) จากนั้นอากาศจะเข้าไปที่ DPEC core (หมายเลข 12) ได้ supply air ที่มีอุณหภูมิและความชื้นที่ต้องการแล้วจ่ายเข้าห้องที่หมายเลข 2
- ที่หมายเลข 3 อากาศจากในห้อง (return air) ถูกดูดเข้า wet channels ของ DPEC รับความร้อนแล้วปล่อยทิ้งสู่สิ่งแวดล้อมเป็น exhaust air ที่หมายเลข 4

- สารดูดความชื้นในถัง desiccant sump (หมายเลข 8.1) ถูกปั๊มดูดไปสเปร์ย์บน dehumidifier เพื่อดูดซับไอน้ำจากอากาศ (หมายเลข 1) ทำให้สารดูดความชื้นมีความเข้มข้นลดลง จึงทำ regeneration สารดูดความชื้นโดยส่งไปรับความร้อนจาก supply heat (หมายเลข 15) แล้วส่งไปถึง desiccant sump (หมายเลข 8.2) สารดูดความชื้นในถังนี้จะถูกดูดไปสเปร์ย์บน regenerator core (หมายเลข 13) เพื่อทิ้งไอน้ำให้กับอากาศที่ถูกดูดเข้ามาที่หมายเลข 5 อากาศได้รับไอน้ำจาก regeneration core แล้วปล่อยทิ้งที่หมายเลข 6 ทำให้สารดูดความชื้นที่ตกสู่ถัง หมายเลข 8.2 มีความเข้มข้นมากขึ้น



รูปที่ 127 ระบบ DPAC แบบรวม DPEC, dehumidifier, regenerator และ cooling tower อยู่ในเครื่องเดียว

- สารดูดความชื้นความเข้มข้นสูงถูกปั๊มกลับไปที่ desiccant sump (หมายเลข 8.1) แต่สารดังกล่าวยังมีอุณหภูมิสูงอยู่จึงดูดไปทิ้งความร้อนให้กับน้ำในถัง water sump (หมายเลข 9.2) ของ cooling tower (หมายเลข 14) แล้วสเปรย์ลงบน dehumidifier core (หมายเลข 11)
- น้ำใน cooling tower ทิ้งความร้อนให้กับอากาศที่ถูกดูดเข้ามาที่หมายเลข 7 และทิ้งออกสู่สิ่งแวดล้อมที่หมายเลข 6

6. ต้องการสร้างและทดสอบระบบ DPEC ที่ทำงานร่วมกันกับระบบอัดไอ ซึ่งได้มีการทดสอบเบื้องต้น
 ดังแสดงในหัวข้อที่ 7

9. เอกสารอ้างอิง

American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineer. (2011). ASHRAE Handbook-Heating, Ventilating, and Air-Conditioning Applications. Atlanta, GA.: ASHRAE.

Alibaba Inc. ราคาปั๊มพลาสติกใช้สำหรับดูดสารดูดความชื้น, 1 มิย. 2017. <https://www.alibaba.com/>

Baris, K. and Demir, H. (2016) ‘Novel packing materials for open liquid desiccant system’, 91, pp. 785–791.

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

A. Bejan, A.D. Kraus. (2003) *Heat transfer handbook*. John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey 403 and 429–430.

Bouzenada, S., Kaabi, A., Frainkin, L., Salmon, T., & Léonard, A. (2016). Experimental Comparative Study on Lithium Chloride and Calcium Chloride Desiccants. *Procedia Computer Science*, 83, 718-725

H. Caliskan, I. Dincer, A. Hepbasli. (2012). A comparative study on energetic, exergetic and environmental performance assessments of novel M-cycle based air coolers for buildings. *Energy Convers Manag*, 56, pp. 69–79.

Coolerado Inc. Coolerado. HMX (heat and mass exchanger) brochure. Arvada (Colorado, USA): Coolerado Corporation. 2015.

Coolerado Inc. Coolerado. Psychrometric chart. Coolerado Corporation. July 2017.

K. Daou, R.Z. Wang, Z.Z. Xia. (2006). Desiccant cooling air-conditioning: a review. *Renew Sustain Energy Rev*, 10 (2), pp. 55–77.

Das, R. S. and Jain, S. (2013) ‘Experimental performance of indirect air-liquid membrane contactors for liquid desiccant cooling systems’, *Energy*. Elsevier Ltd, 57, pp. 319–325.

J. Dieckmann, J.K. Roth, J. (2008). Brodrick. Liquid desiccant air conditioners. *ASHRAE J*, 50, pp. 90–95.

SL. Doa, J. Haberla. (2015). Development procedure of an air-source heat pump base-case simulation model for a code-compliant residential building. *Energy and Buildings*, 107, 11–25.

Duan, Z., Zhan, C., Zhang, X., Mustafa, M. and Zhao, X. (2012) ‘Indirect evaporative cooling□: Past , present and future potentials’, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Elsevier, 16(9), pp. 6823–6850.

Ebrahimi, K., Jones, G. F., & Fleischer, A. S. (2014). A review of data center cooling technology, operating conditions and the corresponding low-grade waste heat recovery opportunities. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 31, 622-638.

Elberling L. (2006). Laboratory Evaluation of the Coolerado Cooler-Indirect Evaporative Cooling Unit. Pacific Gas and Electric Company.

Elmer, T., Worall, M., Wu, S. and Riffat, S. (2016) ‘An experimental study of a novel integrated desiccant air-conditioning system for building applications’, *Energy and Buildings*, 111, pp. 434–445.

Guo, X. C. and Zhao, T. S. (1998) ‘A parametric study of an indirect evaporative air cooler’, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 25(2), pp. 217–226.

A. Hasan. (2010). Indirect evaporative cooling of air to a sub-wet bulb temperature. *Appl Therm Eng*, 30 (16), pp. 2460–2468.

A. Hasan. (2012). Going below the wet-bulb temperature by indirect evaporative cooling: analysis using a modified ϵ -NTU method. *Appl Energy*, 89 (1), pp. 237–245.

C. Isetti, E. Nannei, A. Magrini. (1997) On the application of a membrane air liquid contactor for air dehumidification. *Energ Build*, 25 (3), pp. 185–193.

RS. Kamel, AS. Fung. (2014). Modeling, simulation and feasibility analysis of residential BIPV/T+ASHP system in cold climate—Canada. *Energy and Buildings*, 82, 758–770.

SL. Doa, J. Haberla. (2015). Development procedure of an air-source heat pump base-case simulation model for a code-compliant residential building. *Energy and Buildings*, 107, 11–25.

A. Lownestein. (2008) Review of liquid desiccant technology for HVAC applications. HVAC&R Res, 14 (6), pp. 819–839.

McNevin, C. and Harrison, S. J. (2017) ‘Multi-stage liquid-desiccant air-conditioner: Experimental performance and model development’, *Building and Environment*. Elsevier Ltd, 114, pp. 45–55.

L. Mei, Y.J. Dai. (2008). A technical review on use of liquid-desiccant dehumidification for air-conditioning application. *Renew Sustain Energy Rev*, 12 (3), pp. 662–689.

A.T. Mohammad, S.B. Mat, M.Y. Sulaimana, K. Sopiana, A.A. Al-abidia. (2013). Historical review of liquid desiccant evaporation cooling technology. *Energy Build*, 67, pp. 22–33.

M.H. Kim, J.S. Park, J.W. Jeong. (2013). Energy saving potential of liquid desiccant in evaporative-cooling-assisted 100% outdoor air system. *Energy*, 59, pp. 726–736.

National Renewable Energy Laboratory (U.S.). (2012). Retail Building Guide for Entrance Energy Efficiency Measures. Colorado: U.S. Department of Energy;

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

A.C. Oliveira, C.F. Afonso, S.B. Riffat, P.S. Doherty. (2000). Thermal performance of a novel air-conditioning system using a liquid desiccant. *Appl Therm Eng*, 20 (13), pp. 1213–1223.

Qiu, G., Liu, H. and Riffat, S. B. (2013) ‘Experimental investigation of a liquid desiccant cooling system driven by flue gas waste heat of a biomass boiler’, *International Journal of Low-Carbon Technologies*. Oxford University Press, 8(3), pp. 165–172.

S.B. Riffat, S.E. James, C.W. Wong. (1998). Experimental analysis of the absorption and desorption rates of HCOOK/H₂O and LiBr/H₂O. *Int J Energy Res*, 22 (12), pp. 1099–1103.

Riangvilaikul, B. and Kumar, S. (2010a) ‘An experimental study of a novel dew-point evaporative cooling system’, *Energy and Buildings*. Elsevier B.V., 42(5), pp. 637–644.

Stoitchkov, N. J. and Dimitrov, G. I. (1998) ‘Effectiveness of crossflow plate heat exchanger for indirect evaporative cooling’, *International Journal of Refrigeration*, 21(6), pp. 463–471.

Subhra, R. and Jain, S. (2017) ‘Experimental investigations on a solar assisted liquid desiccant cooling system with indirect contact dehumidifier’, *Solar Energy*, 153, pp. 289–300.

CE Technologies Ltd. (2015). Portable Evaporative Air Conditioner with PEC brochure.

Walker D.H. (2015). Principal Investigator. Development and Demonstration of an Advanced Supermarket Refrigeration/HVAC System. *Massachusetts*: Foster-Miller Inc.; 2001 Contract No.: DE-AC05- 84OR21400 and DE-AC05-96OR22464. Sponsored by Oak Ridge National Laboratory (U.S.).

J.R. Welty, C.E. Wicks, R.E. Wilson, G. Rorrer. (2000). Fundamentals of momentum, heat, and mass transfer, vol. 500–589 John Wiley & Sons Inc, USA 288–326.

Yamtraipat, N., Khedari, J. and Hirunlabh, J. (2005) ‘Thermal comfort standards for air conditioned buildings in hot and humid Thailand considering additional factors of acclimatization and education level’, *Solar Energy*, 78(4), pp. 504–517.

Y. Zhu, X. Jin, Z. Du, B. Fan, X. Fang. (2014). Simulation of variable refrigerant flow air-conditioning system in heating mode combined with outdoor air processing unit. *Energy and Buildings*, 68(Part A), 571–579.

Zhan, C., Duan, Z., Zhao, X., Smith, S., Jin, H. and Riffat, S. (2011) ‘Comparative study of the performance of the M-cycle counter-flow and cross-flow heat exchangers for indirect evaporative cooling – Paving the path toward sustainable cooling of buildings’, *Energy*, 36(12), pp. 6790–6805.

Longo, G. A., & Gasparella, A. (2005). Experimental and theoretical analysis of heat and mass transfer in a packed column dehumidifier/regenerator with liquid desiccant. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48(25–26), 5240–5254.
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.07.011>

กลุ่มวิจัยเพื่อการอนุรักษ์พลังงาน. (2016). ศักยภาพการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ของประเทศไทย. [ม.ป.ท.].

กรมอุตุนิยมวิทยา. (2015). ข้อมูลสภาพอากาศในแต่ละจังหวัดของประเทศไทย

ซีฟู้ดอลล์ จำกัด (มหาชน). กรุงเทพฯ: บริการร้านสะดวกซื้อ บริษัท ซีฟู้ดอลล์ จำกัด (มหาชน); 27 เม.ย. 2015.
เข้าได้จาก: <http://www.cpall.co.th/Corporate/ธุรกิจของเรา/ร้านสะดวกซื้อ>

ดุจฤดี ปานพรพมินทร์. (1999) ศักยภาพการประหยัดพลังงานของระบบไฟฟ้าแสงสว่างในร้านค้าสะดวกซื้อ
กรณีศึกษา: เขตกรุงเทพมหานคร [วิทยานิพนธ์ปริญญาวิทยาศาสตรมหาบัณฑิต]. นครปฐม: มหาวิทยาลัยมหิดล
วิศวกรรมสถานแห่งประเทศไทย ในพระบรมราชูปถัมภ์. (2002). มาตรฐานการระบายอากาศเพื่อคุณภาพ
อากาศภายในอาคารที่ยอมรับได้. พิมพ์ครั้งที่ 2. กรุงเทพมหานคร: ว.ส.

ภาคผนวก

- ภาคผนวก ก อุปกรณ์ในชุดทดสอบ
- ภาคผนวก ข ตารางเปรียบเทียบวัตถุประสงค์ กิจกรรมที่วางแผนไว้และกิจกรรมที่ดำเนินการมา และผลที่ได้รับตลอดโครงการ
- ภาคผนวก ค คุณสมบัติของโพแทสเซียมฟอร์เมท
- ภาคผนวก ง บทความที่ได้จากงานวิจัย
- ภาคผนวก จ รายละเอียดการจำลองระบบปรับอากาศแบบ absorption และแบบ adsorption

ภาคผนวก ก

อุปกรณ์ในระบบทดสอบ

อุปกรณ์ในระบบทดสอบ

อุปกรณ์ภายในระบบ DPAC ที่ใช้ในการทดสอบของงานวิจัยนี้มีส่วนประกอบหลักอยู่ 17 รายการแสดงได้ดังนี้

ตาราง ก.1 อุปกรณ์ในระบบ DPAC

No.	List	Description
1.	DPEC core 1	Cellulose & plastic / 45x25x20 cm
2.	DPEC core 2	Cotton & polypropylene / 90x45x30 cm
3.	Dehumidifier core 1	Permittable membrane / 85x20x20 cm
4.	Dehumidifier core 2	Cooling pad / 90x30x30 cm
5.	Regenerator core	Permittable membrane / 85x20x20 cm
6.	Water core	Permittable membrane / 85x20x20 cm
7.	Hot water tank	100 Liter / heater: 5,000 – 7,000 W
8.	Cooling tower	490 W / water flow: 23 m
9.	Regeneration fan	66 W / 220 V
10.	Process air fan	1492 W / 220 V
11.	Working air fan	370 W / speed: 1,430 RPM
12.	Internal DPEC fan	17.93 W / 220 V
13.	Hot water pump	370 W / head: 35 m / flow: 35 liters per min
14.	Regeneration pump	53.8 W head: 2.9 m / flow: 62 liters per min
15.	Dehumidifier pump	45.58 W / head: 2.9 m / flow: 62 liters per min
16.	DPEC pump 1	24 W / head: 1.8 m / 1400 liter per hour
17.	DPEC pump 2	100 W / head: 5 m

ภาคผนวก ข

ตาราง ข.1 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

วัตถุประสงค์	ผลที่ได้รับ
เพื่อให้ได้แนวทางการออกแบบพร้อมรายละเอียดเชิงเทคนิคของระบบ DPACS	ได้แนวทางการออกแบบพร้อมรายละเอียดเชิงเทคนิคของระบบ DPACS
เพื่อเปรียบเทียบศักยภาพเชิงเทคนิคและเชิงเศรษฐศาสตร์ของระบบ DPACS กับระบบปรับอากาศแบบอัดไอ แบบ absorption cooling และแบบ adsorption cooling	มีบทความรายงานศักยภาพเชิงเทคนิคและเชิงเศรษฐศาสตร์ของระบบ DPACS ระบบปรับอากาศแบบอัดไอ แบบ absorption cooling และแบบ adsorption cooling และมีหัวข้อในรายงานการวิจัยที่เปรียบเทียบข้อมูลที่ได้

ตาราง ข.2 กิจกรรมต่างๆ เพื่อให้บรรลุวัตถุประสงค์ของการวิจัยแต่ละข้อ

กิจกรรมหลัก	ผลที่ได้รับ
ออกแบบและจำลองเชิงตัวเลขระบบ DPACS	ได้โปรแกรมเชิงตัวเลข และได้บทความรายงานผลการศึกษา จำนวน 1 บทความ
สร้างชุดต้นแบบ DPACS พร้อมทดสอบ	ได้ชุดต้นแบบพร้อมผลทดสอบ และได้บทความรายงานผลการศึกษา จำนวน 1 บทความ
ออกแบบระบบปรับอากาศแบบอัดไอ แล้วคำนวณเชิงตัวเลข	บทความรายงานผลการศึกษา จำนวน 5 บทความ
ออกแบบระบบปรับอากาศแบบ absorption cooling แล้วคำนวณเชิงตัวเลข	
ออกแบบระบบปรับอากาศแบบ adsorption cooling แล้วคำนวณเชิงตัวเลข	

ภาคผนวก ค

คุณสมบัติของโพแทสเซียมฟอร์เมท

คุณสมบัติของโพแทสเซียมฟอर्मเมท

การทดสอบในงานวิจัยนี้ใช้ โพแทสเซียมฟอर्मเมท เป็นสารดูดความชื้นซึ่งเป็นสารที่มีคุณสมบัติเปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิและความเข้มข้นดังแสดงในตาราง ค.1

ตาราง ค.1 คุณสมบัติของโพแทสเซียมฟอर्मเมท

Freezing Point	Concentration	Temperature	Density	Specific heat	Thermal conduct.	Dynamic Viscosity
t_F °C	Conc. wt-%	t °C	ρ kg/m ³	c_p J/kgK	k W/mK	μ mPa·s
-2.2	5	40	1023	4000	0.616	0.72
		30	1026	4000	0.602	0.88
		20	1029	4000	0.587	1.09
		10	1031	4005	0.572	1.41
		0	1032	4010	0.556	1.9
		-2.2	1032	4010	0.552	2.05
-5	10.2	40	1054	3815	0.605	0.78
		30	1057	3808	0.592	0.95
		20	1060	3803	0.578	1.18
		10	1062	3801	0.563	1.50
		0	1064	3801	0.548	2.00
		-5.0	1065	3803	0.541	2.35
-10	17.9	40	1102	3552	0.589	0.90
		30	1105	3539	0.576	1.08
		20	1108	3527	0.564	1.33
		10	1111	3517	0.551	1.68
		0	1114	3507	0.537	2.20
		-10	1115	3500	0.523	3.02
-11.5	20	40	1114	3490	0.586	0.92
		30	1118	3480	0.573	1.11
		20	1121	3465	0.560	1.35
		10	1124	3455	0.547	1.70
		0	1127	3440	0.534	2.23
		-10	1129	3430	0.521	3.08
-15	24.0	-11.5	1129	3428	0.519	3.25
		40	1141	3356	0.577	1.01
		30	1144	3340	0.565	1.21
		20	1148	3325	0.552	1.47
		10	1151	3309	0.540	1.84
		0	1154	3294	0.527	2.40
		-10	1157	3280	0.515	3.28
		-15	1158	3273	0.508	3.91

ตาราง ค.1 คุณสมบัติของโพลีเอทิลีนพอร์เมท (ต่อ)

t_F °C	Conc. wt-%	t °C	ρ kg/m ³	c_p J/kgK	k W/mK	μ mPa·s
-16.0	25	40	1148	3320	0.576	1.04
		30	1152	3305	0.563	1.24
		20	1155	3290	0.550	1.51
		10	1159	3275	0.538	1.88
		0	1162	3260	0.525	2.44
		-10	1165	3245	0.513	3.32
		-16.0	1166	3235	0.505	4.1
-20	28.9	40	1174	3207	0.568	1.12
		30	1178	3190	0.555	1.33
		20	1181	3173	0.543	1.61
		10	1185	3155	0.531	2.01
		0	1189	3138	0.518	2.61
		-10	1192	3121	0.506	3.55
		-20	1194	3103	0.494	5.14
-21,3	30	40	1182	3180	0,565	1,15
		30	1186	3160	0,553	1,36
		20	1190	3140	0,541	1,64
		10	1193	3125	0,529	2,06
		0	1197	3105	0,517	2,69
		-10	1200	3085	0,504	3,66
		-20	1202	3070	0,492	5,25
-30	36,8	-21,3	1202	3065	0,490	5,50
		40	1229	2995	0,550	1,32
		30	1233	2977	0,538	1,57
		20	1237	2959	0,526	1,89
		10	1242	2941	0,514	2,34
		0	1246	2923	0,502	3,01
		-10	1249	2905	0,490	4,11
-35,0	40	-20	1252	2886	0,478	6,0
		-30	1255	2866	0,466	9,5
		40	1252	2920	0,540	1,40
		30	1257	2900	0,529	1,67
		20	1261	2885	0,517	2,00
		10	1265	2865	0,506	2,50
		0	1269	2850	0,494	3,20
		-10	1273	2830	0,482	4,40
		-20	1276	2810	0,471	6,40
		-30	1279	2795	0,459	10,0
		-35	1280	2785	0,453	13,5

ตาราง ค.1 คุณสมบัติของโพลีเอทิลีนพอร์เมท (ต่อ)

t_F °C	Conc. wt-%	t °C	ρ kg/m ³	c_p J/kgK	k W/mK	μ mPa·s
-40	42,9	40	1274	2846	0,531	1,50
		30	1279	2827	0,520	1,79
		20	1284	2808	0,509	2,16
		10	1288	2790	0,497	2,68
		0	1292	2772	0,486	3,46
		-10	1296	2755	0,474	4,74
		-20	1299	2737	0,463	6,98
		-30	1302	2719	0,451	11,2
		-40	1304	2700	0,440	20,0
-50,0	48	40	1316	2735	0,517	1,78
		30	1321	2710	0,506	2,15
		20	1326	2695	0,495	2,65
		10	1330	2675	0,484	3,32
		0	1335	2655	0,472	4,4
		-10	1338	2640	0,461	6,1
		-20	1342	2620	0,449	9,2
		-30	1345	2605	0,438	14,8
		-40	1348	2585	0,426	26,5
		-50	1350	2570	0,415	57

ภาคผนวก ง

บทความทางวิชาการที่จากการวิจัย

รายชื่อบทความที่ได้จากการวิจัย

ฤทธิรงค์ สมสนุก ธีรพรธัญ ศรีอ่อน และ อาทิตย์ คุณศรีสุข (2559). การประเมินสมรรถนะระหว่างระบบปรับอากาศแบบ absorption กับแบบ adsorption ที่ใช้ฮีตเตอร์ไฟฟ้าเป็นแหล่งความร้อนสำหรับร้าน 7-Eleven ในประเทศไทย

อนุกุล โหม่งปราณีต ธีรพรธัญ ศรีอ่อน และ อาทิตย์ คุณศรีสุข (2559). การประเมินสมรรถนะระหว่างระบบปรับอากาศแบบ absorption กับ adsorption ที่ใช้เครื่องทำน้ำร้อนพลังแสงอาทิตย์แบบแผ่นเรียบเป็นแหล่งความร้อนสำหรับร้าน 7-Eleven ในประเทศไทย

ธนากร กมลแสน ธีรพรธัญ ศรีอ่อน และ อาทิตย์ คุณศรีสุข (2559). การประเมินสมรรถนะระหว่างระบบปรับอากาศแบบ absorption และ adsorption ที่ใช้หม้อต้มไอน้ำที่ใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นแหล่งความร้อนสำหรับร้าน 7-Eleven ในประเทศไทย

บัณฑิต จันทร์สว่าง ธีรพรธัญ ศรีอ่อน และ อาทิตย์ คุณศรีสุข (2559). การประเมินสมรรถนะของระบบปรับอากาศแบบ adsorption และ absorption ที่ใช้เครื่องทำน้ำร้อนพลังแสงอาทิตย์แบบหลอดแก้วสุญญากาศเป็นแหล่งความร้อนสำหรับร้าน 7-Eleven ในประเทศไทย

ธนากร กมลแสน ฤทธิรงค์ สมสนุก และ อาทิตย์ คุณศรีสุข (2560). การประเมินสมรรถนะของระบบปรับอากาศแบบใช้สารดูดความชื้น. การประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทยครั้งที่ 13 (E-NETT 13).

ฤทธิรงค์ สมสนุก ธนากร กมลแสน และ อาทิตย์ คุณศรีสุข (2560). การสร้างแบบจำลองและการจำลองระบบปรับอากาศแบบใช้สารดูดความชื้นชนิดของเหลวสำหรับประเทศไทย. การประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทยครั้งที่ 13 (E-NETT 13).

ภาคผนวก จ

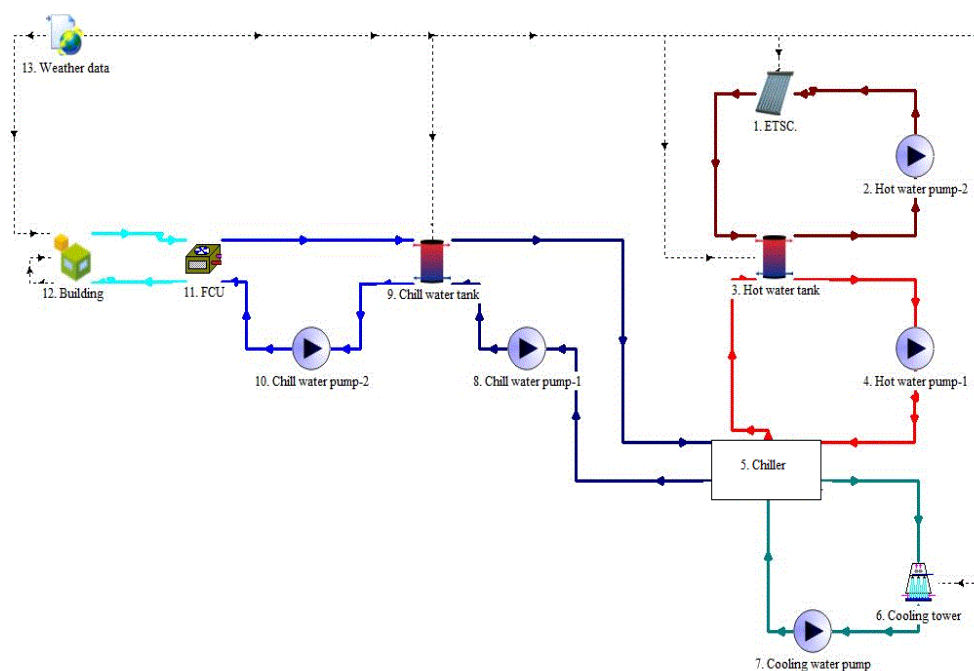
รายละเอียดการจำลองระบบปรับอากาศแบบ absorption และแบบ adsorption

จ.1 การจำลองระบบปรับอากาศแบบ absorption และแบบ adsorption สำหรับ 7-Eleven ที่ใช้เครื่องทำน้ำร้อนพลังแสงอาทิตย์แบบหลอดแก้วสุญญากาศเป็นแหล่งความร้อน

จ.1.1 การจำลองระบบ

ในการศึกษานี้จะจำลองระบบปรับอากาศของร้าน 7-Eleven ต่อเนื่องเป็นเวลา 1 ปี โดยใช้โปรแกรม TRNSYS ซึ่งเป็นโปรแกรมสำเร็จรูปที่สามารถจำลองระบบด้านความร้อนแบบ unsteady ได้ ในตัวโปรแกรมจะมี modules ซึ่งข้อมูลของ module ที่เลือกใช้ปรากฏดังตารางที่ จ.1 โดยการเชื่อมโยงของแต่ละ module แสดงในรูปที่ จ.1

ร้าน 7-Eleven ที่ศึกษามีพื้นที่ 111.6 m² คุณสมบัติวัสดุที่ใช้ทำตัวอาคารแสดงในตารางที่ จ.2 เพื่อรักษาอุณหภูมิภายในร้านให้คงที่ที่ 23 - 27°C ต้องการเครื่องปรับอากาศที่มีกำลัง 35 kW เครื่องปรับอากาศแบบ absorption ที่เลือกใช้คือรุ่น WCF-SC/SH10 ของบริษัท Yazaki และเครื่องปรับอากาศแบบ adsorption ที่เลือกใช้คือรุ่น AD3-C ของบริษัท ECO - MAX ซึ่งมีคุณสมบัติทางเทคนิคดังตารางที่ จ.3



รูปที่ จ.1 แผนภาพโปรแกรม TRNSYS สำหรับระบบปรับอากาศแบบ adsorption และ absorption

โดยใช้แหล่งความร้อนจากเครื่องทำน้ำร้อนพลังแสงอาทิตย์แบบหลอดแก้วสุญญากาศ

ตารางที่ จ.1 หน้าที่ และ Type ของโปรแกรม TRNSYS ของแต่ละ Module

Module	Type ของโปรแกรม TRNSYS	Description
1. ETSC	71	ทำน้ำร้อนจากพลังงานแสงอาทิตย์
2. Hot water pump-1	114	จ่ายน้ำร้อนจาก ETSC ไปยัง ถังเก็บน้ำร้อน
3. Hot water tank	4a	เก็บน้ำร้อนและมีฮีตเตอร์ไฟฟ้าเพื่อเพิ่มอุณหภูมิ น้ำในถัง ตอนที่ ETSC ไม่สามารถทำอุณหภูมิในถัง ให้มีค่าตามที่กำหนด
4. Hot water pump-2	114	จ่ายน้ำร้อนจากถังเก็บน้ำร้อนไปยังเครื่องทำน้ำเย็น
5. Chiller	909 เมื่อเป็น Adsorption, 107 เมื่อ เป็น absorption	ผลิตน้ำเย็น
6. Cooling tower	51	ระบายความร้อนออกจากน้ำหล่อเย็น
7. Cooling water tank	114	จ่ายน้ำหล่อเย็นจากหอคอยเย็นไปยังเครื่องทำน้ำ เย็น
8. Chill water pump-1	114	จ่ายน้ำเย็นจากเครื่องทำน้ำเย็นไปยังถังเก็บน้ำเย็น
9. Chill water tank	4a	เก็บน้ำเย็น
10. Chill water pump- 2	114	จ่ายน้ำเย็นจากถังเก็บน้ำเย็นไปยัง คอยล์เย็น
11. FCU	928	แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำเย็นกับอากาศในตัว อาคาร
12. Building	56	แบบจำลองของอาคารที่ได้จากการวัดขนาดจริง
13. Weather data	15	ข้อมูลสภาพอากาศในจังหวัดกรุงเทพมหานคร ใน 1 ปี

ตารางที่ จ.2 คุณสมบัติวัสดุที่ใช้ทำตัวอาคาร

Type of Construction	Description of Layers (from Inside to Outside Surfaces)	Thickness (m)	Thermal Conductivity (W/m.K)	Specific Heat (kJ/kg.K)	Density (kg/m ³)
ผนัง	ปูนฉาบ	0.0150	0.0903	1.5500	1,200
	อิฐมวลเบา	0.0750	0.1322	0.9000	1,280
	ปูนฉาบ	0.0150	0.0903	1.5500	1,2000
ผนังกันระหว่างห้องขายสินค้าและห้องเก็บสินค้า	ไม้อัด	0.0100	0.1500	1.2000	800
	อากาศ	0.0750	Thermal Resistance = 0.036 (h.m ² K/kJ)	-	-
	ไม้อัด	0.0060	0.1500	1.2000	800
พื้น	กระเบื้องปูพื้น	0.0100	1.0000	1.0000	2,000
	ปูน	0.1000	1.1300	1.0000	1,400
	ทรายหยาบ	0.0300	0.7000	1.0000	1,800
หลังคา	โครงสร้างและแผ่นฝ้าเพดาน	-	Thermal Resistance = 0.088 (h.m ² K/kJ)	-	-
	แผ่นกันความร้อนชนิดโฟม	0.0150	0.0306	1.0000	40
	แผ่นหลังคาโลหะ	0.0040	15.0000	1.8000	7,800
กระจก	กระจกลามิเนต	0.0100	0.9000	Emissivity = 0.84	-

ตารางที่ จ.3 คุณสมบัติทางเทคนิคของเครื่องทำน้ำเย็นแบบ absorption ของบริษัท Yazaki และเครื่องทำน้ำเย็นแบบ adsorption ของบริษัท ECO-MAX

Parameter	แบบ absorption			แบบ adsorption		
	Chilled water	Cooling water	Hot water	Chilled water	Cooling water	Hot water
Temperature inlet (°C)	13	31	88	12.8	29.4	90.6
Temperature outlet (°C)	7	35	83	7.2	35	83.9
Flow rate (kg/s)	1.53	5.42	2.4	1.5	4.6	2.5
Pressure loss (kPa)	55.85	84.81	90.32	9.81	19.61	9.81

โดยเครื่องทำน้ำเย็น มีสมการคณิตศาสตร์ที่สำคัญเพื่อวิเคราะห์แบบจำลองสำหรับโปรแกรม TRNSYS ดังนี้

เครื่องทำน้ำเย็นแบบ absorption

- ความร้อนที่เครื่องทำความเย็นต้องดึงออกจากน้ำเย็นเพื่อให้ น้ำเย็นมีอุณหภูมิตามที่กำหนด

$$\dot{Q}_{remove} = \dot{m}_{chw} C_{p_{chw}} (T_{chw,in} - T_{chw,set}) \quad (1)$$

$$f_{DesignLoad} = \frac{\dot{Q}_{remove}}{Capacity_{Rated}} \quad (2)$$

$$Capacity = f_{FullLoadCapacity} * f_{NominalCapacity} Capacity_{Rated} \quad (3)$$

- ความร้อนที่เครื่องทำน้ำเย็นได้รับจากน้ำร้อน

$$\dot{Q}_{hw} = \frac{Capacity_{Rated}}{COP_{Rated}} f_{DesignEnergyInput} \quad (4)$$

- ความร้อนที่น้ำหล่อเย็นดึงออกจากเครื่องทำความเย็น

$$\dot{Q}_{cw} = \dot{Q}_{chw} + \dot{Q}_{hw} + \dot{Q}_{aux} \quad (5)$$

- อุณหภูมิ น้ำร้อน น้ำเย็น และน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องทำน้ำเย็น

$$T_{hw,out} = T_{hw,in} - \frac{\dot{Q}_{hw}}{\dot{m}_{hw} C_{p_{hw}}} \quad (6)$$

$$T_{chw,out} = T_{chw,in} - \frac{MIN(\dot{Q}_{remove}, Capacity)}{\dot{m}_{chw} C_{p_{chw}}} \quad (7)$$

$$T_{cw,out} = T_{cw,in} + \frac{\dot{Q}_{cw}}{\dot{m}_{cw} C_{p_{cw}}} \quad (8)$$

- สัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็น

$$COP = \frac{\dot{Q}_{chw}}{\dot{Q}_{aux} + \dot{Q}_{hw}} \quad (9)$$

เครื่องทำน้ำเย็นแบบ adsorption

- ความร้อนที่เครื่องทำความเย็นได้รับจากน้ำเย็น

$$\dot{Q}_{chw} = \text{MIN}(\dot{Q}_{\text{capacity}}, (\dot{m}_{chw} C_{p_{chw}} (T_{chw,in} - T_{chw,set}))) \quad (10)$$

- ความร้อนที่เครื่องทำน้ำเย็นได้รับจากน้ำร้อน

$$\dot{Q}_{hw} = \frac{\dot{Q}_{chw}}{COP_{\text{Rated}}} \quad (11)$$

- ความร้อนที่น้ำหล่อเย็นดึงออกจากเครื่องทำความเย็น

$$\dot{Q}_{cw} = \dot{Q}_{chw} + \dot{Q}_{hw} + \dot{Q}_{aux} \quad (12)$$

- อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นและน้ำร้อนที่ออกจากเครื่องทำน้ำเย็น

$$T_{cw,out} = T_{cw,in} + \frac{\dot{Q}_{cw}}{\dot{m}_{cw} C_{p_{cw}}} \quad (13)$$

$$T_{hw,out} = T_{hw,in} - \frac{\dot{Q}_{hw}}{\dot{m}_{cp} C_{p_{hw}}} \quad (14)$$

- สัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็น

$$COP = \frac{\dot{Q}_{chw}}{\dot{Q}_{aux} + \dot{Q}_{hw}} \quad (15)$$

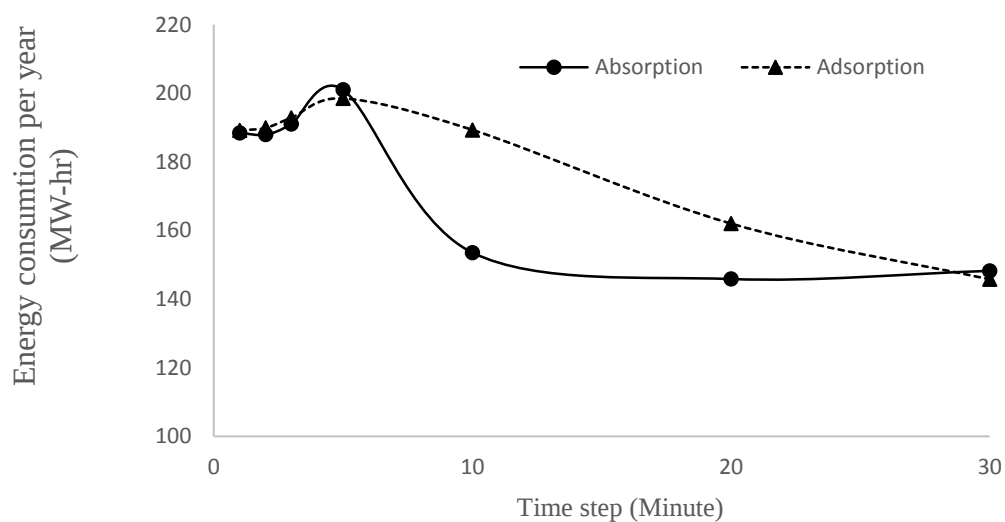
ในส่วน of เครื่องทำน้ำร้อนพลังแสงอาทิตย์แบบหลอดแก้วสุญญากาศในการศึกษานี้เลือกใช้ ETSC รุ่น ThermoPower VHP30 ของบริษัท SunMaxx Solar ซึ่งมี parameters ที่เกี่ยวข้องดังตารางที่ จ.4

ตารางที่ จ.4 พารามิเตอร์ของเครื่องทำน้ำร้อนพลังแสงอาทิตย์แบบหลอดแก้วสุญญากาศ

Parameter	Value
Fluid specific heat (kJ/kg.K)	4.19
Flow rate at test conditions (kg/s.m ²)	0.0199
Intercept efficiency	0.398
Negative of first order efficiency coefficient (kJ/h.m ² .K)	0.622
Negative of second order efficiency coefficient (kJ/h.m ² .K ²)	0.016

จ.1.2 การหา time step ที่เหมาะสม

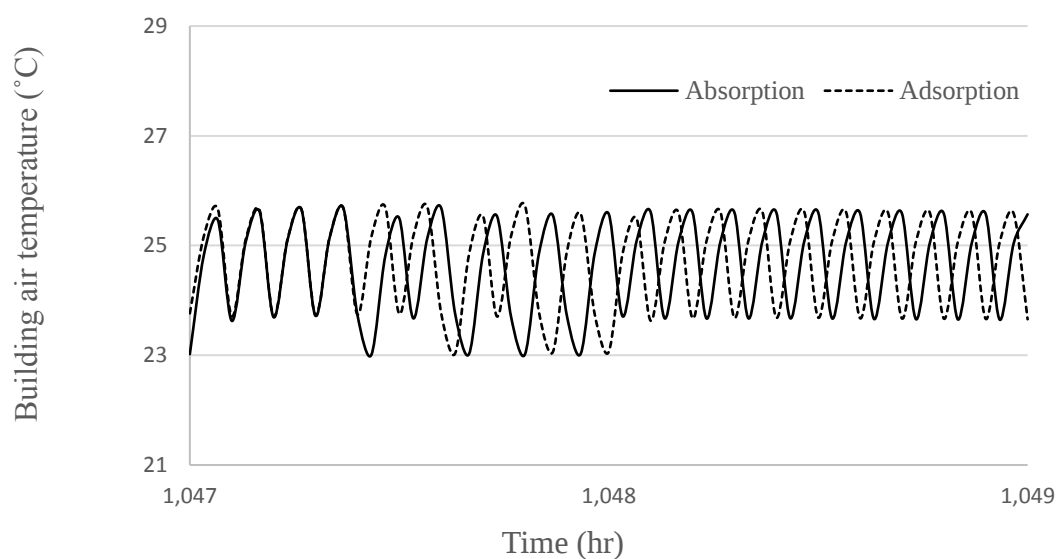
หัวข้อนี้เป็นการศึกษาเพื่อหา time step ที่เหมาะสมสำหรับการจำลองระบบด้วยโปรแกรม TRNSYS โดยเลือกใช้ค่า time step ระหว่าง 1 - 30 นาที แล้วเปรียบเทียบคำตอบที่ได้จากแต่ละ time step ได้ผลดังรูปที่ 33



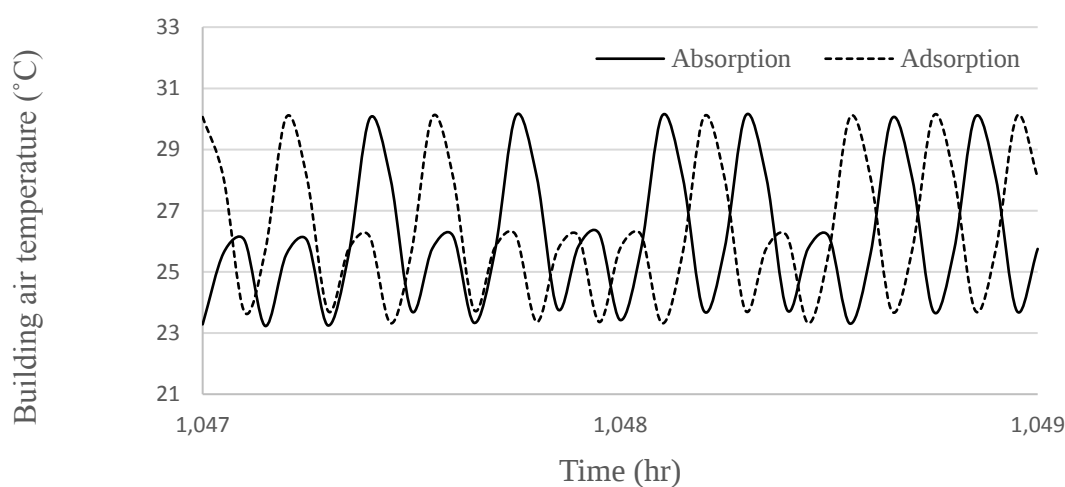
รูปที่ จ.2 ความสัมพันธ์ระหว่าง Time step กับ พลังงานไฟฟ้าที่ระบบใช้ต่อปี

จากรูปที่ จ.2 จะเห็นว่าค่าพลังงานไฟฟ้าที่ระบบใช้ต่อปีของ time step ในช่วง 1 - 2 นาที มีค่าไม่แตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญ แต่เมื่อ time step ใหญ่กว่า 2 นาที ค่าพลังงานไฟฟ้าที่ระบบใช้ต่อปีมีค่าแตกต่างจาก time step ในช่วง 1 - 2 นาทีมากกว่า 5% ในการศึกษาครั้งนี้จึงเลือกใช้ time step เท่ากับ 2 นาที

นอกจากนี้ ยังพบว่าเมื่อใช้ time step ใหญ่กว่า 2 นาที คำตอบที่ได้บางครั้งขาดความสมจริง เช่น อุณหภูมิในห้องปรับอากาศมีค่ามากกว่าหรือน้อยกว่าค่าควบคุมในบางเวลาดังแสดงในรูปที่ จ.4



รูปที่ จ.3 อุณหภูมิในห้องปรับอากาศเมื่อใช้ time step เท่ากับ 2 นาที



รูปที่ จ.4 อุณหภูมิในห้องปรับอากาศเมื่อใช้ time step เท่ากับ 3 นาที

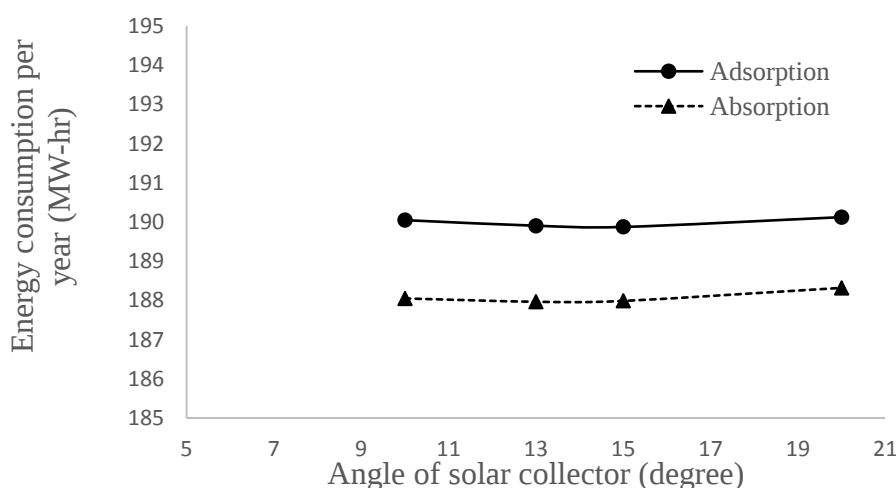
รูปที่ จ.3 และ จ.4 แสดงอุณหภูมิในห้องปรับอากาศเมื่อใช้ time step เท่ากับ 2 และ 3 นาที ตามลำดับ โดยตั้งค่าทุกอย่างเหมือนกันทุกประการ และควบคุมอุณหภูมิห้องให้มีค่าระหว่าง $23 - 27^{\circ}\text{C}$ จะเห็นว่าเมื่อ time step เท่ากับ 2 นาที ระบบสามารถควบคุมอุณหภูมิห้องให้เป็นไปตามต้องการได้ แต่เมื่อ time step เท่ากับ 3 นาที อุณหภูมิห้องมีค่ามากกว่า 27°C ในบางช่วงเวลา ทั้งนี้ น่าจะเกิดจากการใช้ time step เท่ากับ 3 นาที ไม่สามารถจับการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิห้องได้ทัน จึงต้องมีการทำ interpolation ระหว่าง time step ทำให้เกิด numerical errors ขึ้น

จ.1.3 ผลการจำลองและการอภิปรายผล

การศึกษานี้ได้ปรับเปลี่ยนค่าตัวแปรที่มีอิทธิพลต่อพลังงานไฟฟ้าที่ระบบปรับอากาศแบบ adsorption และแบบ absorption ใช้ เพื่อกำหนดขนาดของอุปกรณ์ที่ทำให้ระบบใช้พลังงานไฟฟ้ารวมตลอดปีต่ำที่สุด จากนั้นจะได้เปรียบเทียบการใช้พลังงานไฟฟ้ากับระบบปรับอากาศแบบ vapor-compression โดยมีผลการจำลองดังนี้

จ.1.3.1 อิทธิพลของมุม ETSC

หัวข้อนี้ศึกษาอิทธิพลมุมเอียงของ ETSC โดยหาความสัมพันธ์ระหว่างมุมเอียงของ ETSC กับความต้องการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศแบบ absorption การจำลองจะใช้ถังเก็บน้ำเย็นขนาด 0.6 m^3 และถังเก็บน้ำร้อนที่มีขนาด 0.6 m^3 โดยพื้นที่ ETSC เท่ากับ 100 m^2 ผลการจำลองแสดงดังรูปที่ จ.5

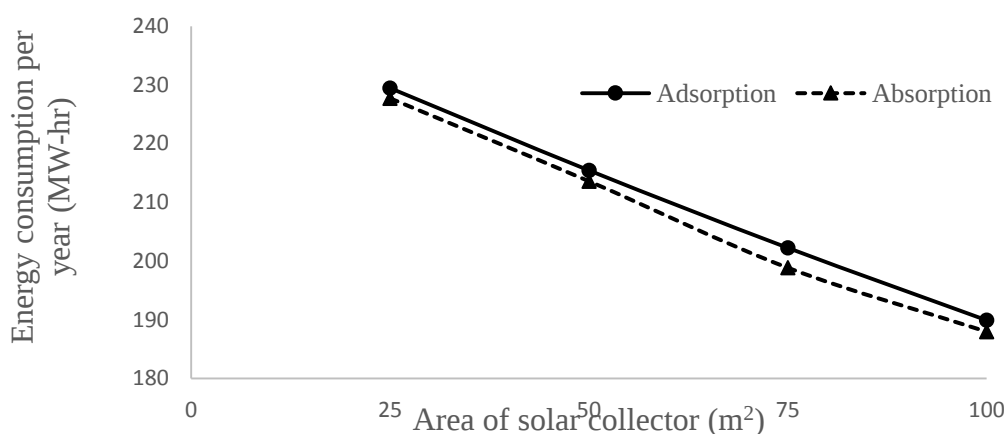


รูปที่ จ.5 ความสัมพันธ์ระหว่าง มุม collector กับ พลังงานไฟฟ้าที่ระบบใช้ต่อปี

จากรูปที่ จ.5 พบว่า เส้นกราฟจะเป็นแบบพาราโบลาหงาย โดยมุมเอียงของ ETSC ที่จะทำให้ระบบปรับอากาศแบบ absorption และแบบ adsorption ใช้พลังงานไฟฟ้าต่อปีต่ำที่สุด คือ 13 และ 15 องศา ตามลำดับ ซึ่งมุมที่ได้นั้นมีค่าใกล้เคียงกับละติจูดของประเทศไทย อย่างไรก็ตาม การเปลี่ยนแปลงมุมเอียงของ ETSC มีอิทธิพลต่อพลังงานไฟฟ้าที่ระบบใช้น้อยมาก จะเห็นว่าเมื่อมุมเอียง ETSC เปลี่ยนไปจาก 15 องศา ไปเป็น 20 องศา จะพบความแตกต่างของพลังงานไฟฟ้าที่ระบบใช้เพียง 0.2%

จ.1.3.2 อิทธิพลของพื้นที่ ETSC

หัวข้อนี้ศึกษาพลังงานที่ระบบปรับอากาศแบบ absorption และแบบ adsorption ใช้เมื่อพื้นที่ ETSC มีขนาด 25, 50, 75 และ 100 m² โดยมุมเอียงของ ETSC มีค่าคงที่เท่ากับ 13 องศา ได้ผลดังรูปที่ จ.6



รูปที่ จ.6 ความสัมพันธ์ระหว่าง พื้นที่ของ ETSC กับ พลังงานไฟฟ้าที่ระบบใช้ต่อปี

จากรูปที่ จ.6 พบว่าเมื่อพื้นที่ ETSC เพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าไฟฟ้าต่อปีลดลง โดยมีความสัมพันธ์แบบเชิงเส้น ซึ่งเมื่อใช้ least square method จะได้สมการสำหรับระบบปรับอากาศแบบ absorption และแบบ adsorption ดังสมการที่ 16 และ 17 ตามลำดับ

$$E_{ab} = -536.01A_{coll} + 240533 \quad (16)$$

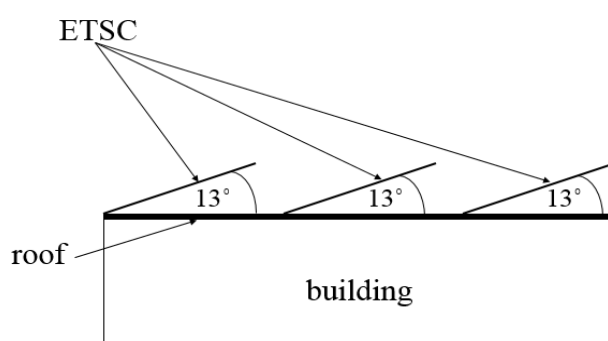
$$E_{ad} = -527.52A_{coll} + 242236 \quad (17)$$

เมื่อพิจารณาค่าความชันในสมการที่ 16 และ 17 อาจกล่าวได้ว่า พื้นที่ของ ETSC ในระบบปรับอากาศแบบ absorption มีอิทธิพลต่อพลังงานไฟฟ้าที่ระบบใช้มากกว่าระบบปรับอากาศแบบ adsorption อย่างไรก็ตาม

ค่าความชันในทั้ง 2 สมการมีค่าสูงมาก ดังนั้น ยิ่งพื้นที่สำหรับติดตั้งมากก็จะยังสามารถลดค่าใช้จ่ายด้านพลังงานลงได้ ในการออกแบบระบบจึงควรวางแผนการใช้พื้นที่ให้ได้มากที่สุด

จ.1.3.3 พื้นที่ของ ETSC ที่สามารถติดตั้งบนหลังคา 7-Eleven

กำหนดให้หลังคาอาคารเป็นพื้นราบ และ ETSC ทำมุมกับหลังคาเท่ากับ 13 องศา สามารถจัดวาง ETSC ได้ดังรูปที่ จ.7

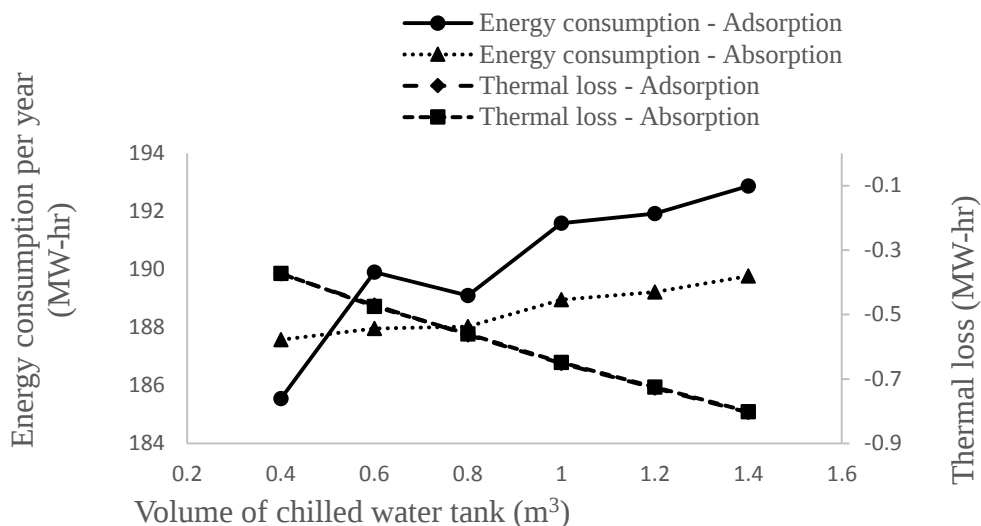


รูปที่ จ.7 การติดตั้ง ETSC บนหลังคาของตัวอาคาร

เมื่อพิจารณาขนาดจริงของอาคาร 7-Eleven ที่ทำการศึกษ จากลักษณะการติดตั้ง ETSC ดังรูปที่ จ.7 จะสามารถติดตั้ง ETSC ได้ 125 m^2 อย่างไรก็ตาม เพื่อให้ผลการศึกษาเป็นลักษณะ conservative ในการศึกษา อิทธิพลของตัวแปรตัวต่อไปจะเลือกใช้พื้นที่ของ ETSC เท่ากับ 100 m^2

จ.1.3.4 อิทธิพลของขนาดถังเก็บน้ำเย็น

การศึกษอิทธิพลของถังเก็บน้ำเย็นจะใช้มุม ETSC เท่ากับ 13 องศา พื้นที่ ETSC เท่ากับ 100 m^2 และขนาดถังเก็บน้ำร้อนเท่ากับ 0.6 m^3 จากการสำรวจข้อมูลถังเก็บน้ำเย็นที่มีจำหน่าย จึงเลือกศึกษาถังเก็บน้ำเย็นที่มีขนาดตั้งแต่ 0.4 m^3 ขึ้นไป ผลการจำลองปรากฏดังรูปที่ จ.8

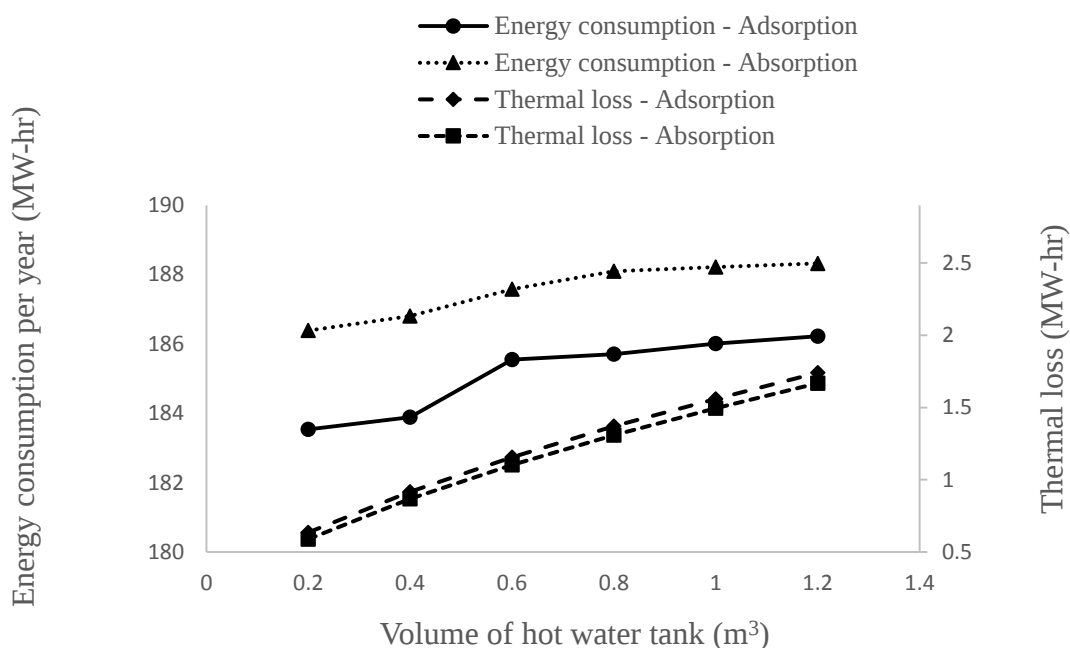


รูปที่ จ.8 ความสัมพันธ์ระหว่าง ขนาดถังเก็บน้ำเย็น กับ พลังงานไฟฟ้าที่ระบบใช้ต่อปี

จากรูปที่ จ.8 เมื่อลดขนาดถังเก็บน้ำเย็น พบว่า พลังงานที่ระบบใช้ต่อปีมีค่าลดลง และที่ขนาดถังน้ำเย็น เท่ากับ 0.4 m^3 ระบบปรับอากาศแบบ adsorption ใช้ พลังงานไฟฟ้าต่ำกว่า absorption นอกจากนี้จะ เห็นว่าเมื่อขนาดถังเก็บน้ำเย็นใหญ่ขึ้นความร้อนจากบรรยากาศ (thermal loss) ก็จะเข้าสู่ถังเก็บน้ำเย็นมาก ขึ้น เนื่องจากถังเก็บน้ำเย็นมีพื้นที่ในการรับความร้อนมากขึ้น และทั้งสองระบบมีค่า thermal loss เท่ากัน เนื่องจากมีพื้นที่ผิวของถังเท่ากัน จากผลดังกล่าว การศึกษานี้จึงแนะนำให้ใช้ถังเก็บน้ำเย็นขนาด 0.4 m^3

จ.1.3.5 อิทธิพลของขนาดถังเก็บน้ำร้อน

การศึกษาอิทธิพลของขนาดถังเก็บน้ำร้อน จะจำลองโดยใช้มุม ETSC เท่ากับ 13 องศา พื้นที่ ETSC เท่ากับ 100 m^2 และขนาดถังเก็บน้ำเย็น เท่ากับ 0.4 m^3 จากการสำรวจข้อมูลถังเก็บน้ำร้อนที่มีจำหน่าย จึงเลือกศึกษาถังเก็บน้ำร้อนที่มีขนาดตั้งแต่ 0.2 m^3 ขึ้นไป ผลการจำลองแสดงดังรูปที่ จ.9

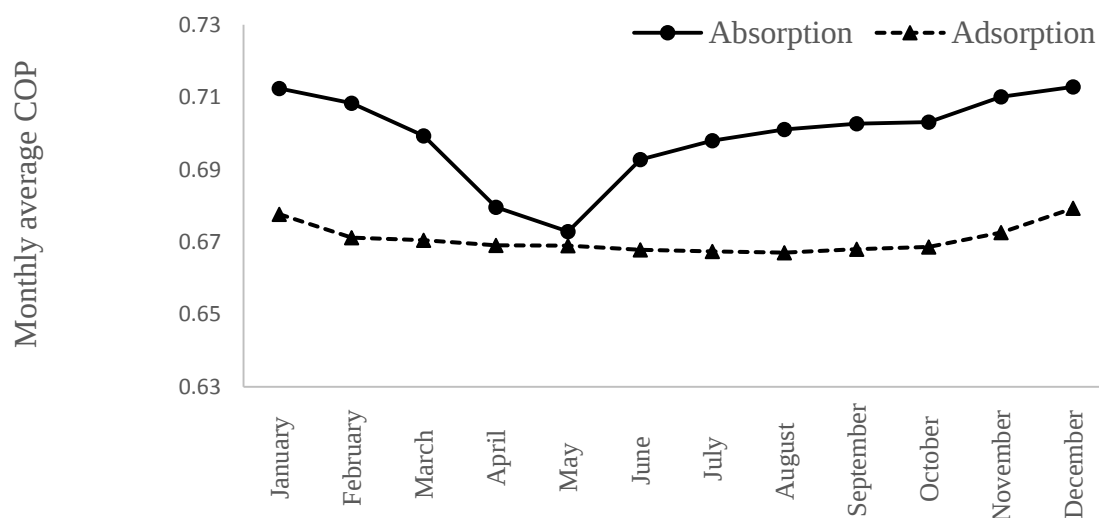


รูปที่ จ.9 ความสัมพันธ์ระหว่างขนาดถังเก็บน้ำร้อน กับ พลังงานไฟฟ้าที่ระบบใช้ต่อปี

จากรูปที่ จ.9 เมื่อลดขนาดถังเก็บน้ำร้อน พบว่า พลังงานที่ระบบใช้ต่อปีมีค่าลดลง โดยพลังงานที่ใช้ส่วนใหญ่มาจากฮีทเตอร์ในถังที่ใช้เพิ่มความร้อนให้แก่น้ำเมื่ออุณหภูมิต่ำกว่าค่าที่กำหนด เนื่องจากในถังขนาดเล็กมีปริมาณน้ำน้อย ฮีทเตอร์จึงทำอุณหภูมิในถังเก็บน้ำร้อนให้ถึงค่าที่กำหนดได้เกือบตลอดเวลา และเมื่อน้ำมีอุณหภูมิสูงค่า COP ของ chiller จะสูง ระบบจึงใช้พลังงานน้อยกว่าระบบที่อุณหภูมิมีค่าต่ำกว่า นอกจากนี้ จะเห็นว่า thermal loss ก็ลดลงตามขนาดถังเก็บน้ำร้อนที่ลดลงเช่นกัน แต่จะพบว่าที่ขนาดถังเท่ากัน thermal loss ของถังเก็บน้ำร้อนในระบบปรับอากาศแบบ absorption จะมีค่าน้อยกว่า adsorption เพราะ absorption chiller ที่เลือกใช้งานต้องการน้ำร้อนที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าที่ adsorption chiller ต้องการ (88 °C กับ 90.6 °C ตามลำดับ) และจากการจำลองจะเห็นว่า ขนาดของถังเก็บน้ำร้อนมีอิทธิพลต่อปริมาณไฟฟ้าที่ใช้ค่อนข้างน้อย แม้ว่าการสูญเสียความร้อนจะมากขึ้นตามขนาดถังเก็บ แต่การสูญเสียความร้อนนั้นเปลี่ยนแปลงน้อยมากเมื่อเทียบกับปริมาณไฟฟ้าที่ใช้ ซึ่งเมื่อพิจารณาจะเห็นว่าปริมาณไฟฟ้าที่ใช้นั้นลดลงไม่ถึง 0.01% จากผลดังกล่าว การศึกษานี้จึงแนะนำให้ใช้ถังเก็บน้ำเย็นขนาด 0.2 m³

จ.1.3.6 ค่า COP ของระบบปรับอากาศแบบ adsorption และ absorption ตลอดทั้งปี

การจำลองกรณีศึกษานี้จะจำลองโดยใช้ขนาดถังเก็บน้ำเย็นเท่ากับ 0.4 m^3 ขนาดถังเก็บน้ำร้อนขนาด 0.2 m^3 มุมเอียงและพื้นที่ของ ETSC เท่ากับ 13 องศา และ 125 m^2 ตามลำดับ ผลการจำลองปรากฏดังรูปที่ จ.10 โดยค่า COP ที่แสดงเป็นค่าเฉลี่ยรายเดือน



รูปที่ จ.10 ความสัมพันธ์ระหว่าง ค่า COP กับเวลาตลอดทั้งปี

จากรูปที่ จ.10 จะเห็นว่า ในฤดูร้อน (เม.ย. – มิ.ย.) ค่า COP ของเครื่องทำความเย็นแบบ absorption มีค่าต่ำ และมีค่าสูงในฤดูหนาว (พ.ย. – ก.พ.) ซึ่งสอดคล้องกับนิยามของ COP สำหรับ Carnot refrigeration cycle และค่า COP ของเครื่องทำความเย็นแบบ adsorption มีค่าค่อนข้างคงที่ในช่วงเดือน มี.ค. – ต.ค. และมีค่าสูงในฤดูหนาวเช่นกัน

จ.1.3.7 การเปรียบเทียบระหว่างค่า COP ที่ได้จากการคำนวณกับค่า COP ที่ระบุไว้โดยผู้ผลิต และการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบปรับอากาศแบบ adsorption, absorption และ vapor-compression

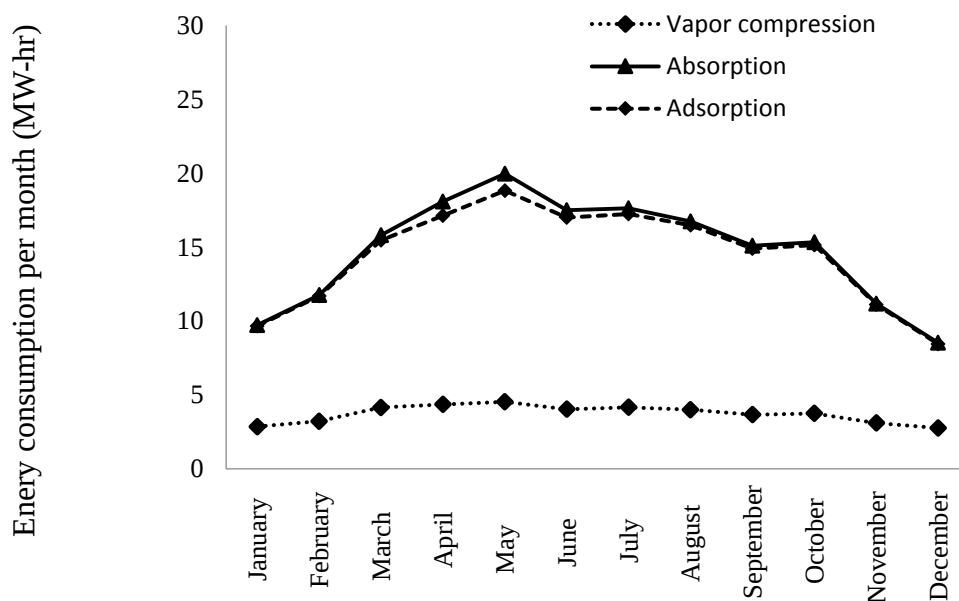
ในหัวข้อนี้จะเป็นการเปรียบเทียบค่า COP ที่ได้จากการคำนวณกับค่า COP ที่ระบุไว้โดยผู้ผลิต ของระบบปรับอากาศแบบ adsorption, absorption และ vapor-compression โดยค่า COP แสดงดังตารางที่ จ.5

ตารางที่ จ.5 COP ของระบบปรับอากาศแบบ vapor-compression, absorption และ adsorption

ชนิดระบบปรับอากาศ	COP_{comp}	COP_{manu}
vapor-compression	3.65	3
absorption	0.7	0.7
adsorption	0.67	0.55

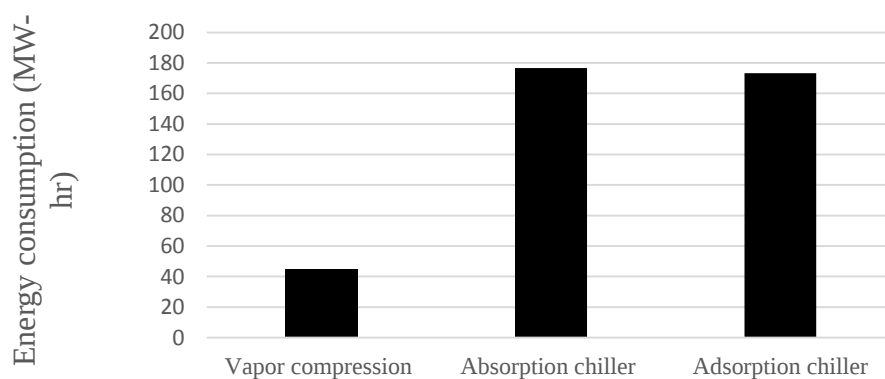
จากตารางที่ จ.5 พบว่า ระบบปรับอากาศแบบ vapor-compression และระบบปรับอากาศแบบ adsorption มีค่า COP จากการคำนวณสูงกว่าที่ระบุไว้โดยบริษัทผู้ผลิต เท่ากับ 21.67% และ 21.81% ตามลำดับ ทั้งนี้อาจเกิดจากการที่โปรแกรม TRNSYS ไม่มี performance file ของเครื่องปรับอากาศแบบ adsorption และ vapor-compression รุ่นที่เลือกใช้ ผู้วิจัยจึงเลือกใช้รุ่นที่ใกล้เคียง ระบบจึงทำงานด้วยสมรรถนะที่ต่างไป ในขณะที่โปรแกรม TRNSYS มี performance file ของระบบปรับอากาศแบบ absorption รุ่นที่เลือกใช้ค่า COP จากการคำนวณจึงมีค่าเท่ากับค่า COP ที่ผู้ผลิตแจ้ง

จากการจำลองได้ว่า ค่าพลังงานรายเดือนที่ระบบปรับอากาศแต่ละแบบเป็นดังรูปที่ จ.11 พบว่า ระบบปรับอากาศแบบ absorption ใช้พลังงานไฟฟ้ามากที่สุดตลอดทั้งปี รองลงมาคือระบบปรับอากาศแบบ adsorption และระบบปรับอากาศแบบ vapor-compression ตามลำดับ โดยมีค่าต่างกันมากที่สุดในเดือนพฤษภาคม และมีค่าต่างกันน้อยที่สุดในเดือนธันวาคม



รูปที่ จ.11 พลังงานไฟฟ้าที่ระบบปรับอากาศใช้ในแต่ละเดือนตลอดทั้งปี

เมื่อทำการพิจารณาพลังงานไฟฟ้าที่ระบบปรับอากาศใช้ตลอดทั้งปี พบว่า ระบบปรับอากาศแบบ adsorption และระบบปรับอากาศแบบ absorption มีการใช้พลังงานไฟฟ้ามากกว่าระบบปรับอากาศแบบ vapor-compression ประมาณ 4 เท่า ซึ่งข้อมูลปรากฏดังรูปที่ จ.12 สาเหตุเป็นเพราะว่าระบบปรับอากาศแบบ adsorption และระบบปรับอากาศแบบ absorption มีค่า COP ต่ำกว่า จึงต้องการพลังงานไฟฟ้ามากกว่าระบบปรับอากาศแบบ vapor-compression



รูปที่ จ.12 พลังงานไฟฟ้าที่ระบบปรับอากาศใช้ตลอดทั้งปี

จากรูปที่ จ.12 จะเห็นว่าพลังงานไฟฟ้าที่ระบบปรับอากาศแบบ adsorption ใช้ มีค่าน้อยกว่า absorption 1.9% สาเหตุอันเนื่องมาจาก ความดันสูญเสียที่เกิดขึ้นใน adsorption chiller มีค่าน้อยกว่า จึงใช้ pump ที่มีอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าน้อยกว่า

จ.1.4 สรุปผลการทดลอง

ในการศึกษาสมรรถนะของระบบปรับอากาศแบบ adsorption และแบบ absorption ที่ใช้เครื่องทำน้ำร้อนพลังแสงอาทิตย์แบบหลอดแก้วสุญญากาศเป็นแหล่งความร้อนสำหรับร้าน 7-Eleven ในประเทศไทยที่มีพื้นที่ทำความเย็น 111.6 ตารางเมตร พบว่า มุมเอียงที่เหมาะสมของเครื่องทำน้ำร้อนพลังแสงอาทิตย์แบบหลอดแก้วสุญญากาศจะใกล้เคียงกับละติจูดของภูมิประเทศ ขนาดถังเก็บน้ำร้อนและถังเก็บน้ำเย็นมีอิทธิพลต่อการใช้พลังงานไฟฟ้าค่อนข้างน้อย เมื่อเทียบกับอิทธิพลของพื้นที่ ETSC ซึ่งเมื่อพื้นที่ของ ETSC มากขึ้น จะทำให้การใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบลดลง ทั้งนี้จะได้ค่า COP ของเครื่องทำน้ำเย็นแบบ absorption และ adsorption เฉลี่ยตลอดทั้งปี เท่ากับ 0.7 และ 0.67 ตามลำดับ และเมื่อทำการเปรียบเทียบการใช้พลังงานไฟฟ้าตลอดทั้งปี พบว่า ระบบปรับอากาศแบบ adsorption และระบบปรับอากาศแบบ absorption ใช้พลังงานไฟฟ้ามากกว่าระบบปรับอากาศแบบ vapor-compression ประมาณ 4 เท่า ซึ่งระบบปรับอากาศแบบ adsorption ใช้พลังงานไฟฟ้าตลอดทั้งปีน้อยกว่าระบบปรับอากาศแบบ absorption 1.9%

จ.2 การจำลองระบบปรับอากาศแบบ absorption และแบบ adsorption สำหรับ 7-Eleven ที่ใช้เครื่องทำน้ำร้อนพลังแสงอาทิตย์แบบแผ่นเรียบเป็นแหล่งความร้อน

จ.2.1 การจำลองระบบ

ในการศึกษานี้จะจำลองระบบปรับอากาศของร้าน 7- Eleven ต่อเนื่องเป็นเวลา 1 ปี โดยใช้โปรแกรม TRNSYS ซึ่งเป็นโปรแกรมสำเร็จรูปที่สามารถจำลองระบบด้านความร้อนแบบ unsteady ได้ ในตัวโปรแกรมจะมี modules ซึ่งข้อมูลของ module ที่เลือกใช้ปรากฏดังตารางที่ จ.6 โดยการเชื่อมโยงของแต่ละ module แสดงในรูปที่ จ.13

ร้าน 7- Eleven ที่ศึกษามีพื้นที่ 111.6 m² คุณสมบัติวัสดุที่ใช้ทำตัวอาคารแสดงในตารางที่ จ.7 เพื่อรักษาอุณหภูมิภายในร้านให้คงที่ที่ 23-27°C ต้องการเครื่องปรับอากาศที่มีกำลัง 35 kW เครื่องปรับอากาศแบบ absorption ที่เลือกใช้คือรุ่น WCF-SC/SH10 ของบริษัท Yazaki และเครื่องปรับอากาศแบบ adsorption ที่เลือกใช้คือรุ่น AD3-C ของบริษัท ECO - MAX ซึ่งมีคุณสมบัติทางเทคนิคดังตารางที่ จ.8 และ จ.9 ส่วนของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์แบบแผ่นเรียบใช้ค่าพารามิเตอร์ที่แสดงในตารางที่ จ.10

ในส่วนการประเมินค่าสมรรถนะของระบบปรับอากาศ absorption และ adsorption สามารถคำนวณหาค่าสมรรถนะ COP ของระบบได้ดังสมการต่อไปนี้

สำหรับระบบปรับอากาศ absorption จะมีขั้นตอนการคำนวณดังนี้

- พลังงานความร้อนที่ chilled water ได้รับ

$$\dot{Q}_{chw} = \dot{m}_{chw} C_{p_{chw}} (T_{chw,in} - T_{chw,set}) \quad (18)$$

- พลังงานความร้อนที่ให้กับ chiller

$$\dot{Q}_{hw} = \frac{Capacity_{Rated}}{COP_{Rated}} f_{DesignEnergyInput} \quad (19)$$

- พลังงานความร้อนที่น้ำหล่อเย็นได้รับ

$$\dot{Q}_{cw} = \dot{Q}_{chw} + \dot{Q}_{hw} + \dot{Q}_{aux} \quad (20)$$

- ค่า COP ขณะเครื่องทำงาน คำนวณจาก

$$COP_{current} = \frac{\dot{Q}_{chw}}{\dot{Q}_{aux} + \dot{Q}_{hw}} \quad (21)$$

สำหรับสมการที่ใช้คำนวณหาสมรรถนะของระบบปรับอากาศ adsorption สามารถคำนวณได้ดังนี้

- พลังงานความร้อนที่ chilled water ได้รับ

$$\dot{q}_{chw} = MIN(\dot{q}_{capacity}, (\dot{m}_{chw} Cp_{chw} (T_{chw,in} - T_{chw,set}))) \quad (22)$$

- พลังงานความร้อนที่ให้กับ chiller

$$\dot{q}_{hw} = \frac{\dot{q}_{chw}}{COP_{Rated}} \quad (23)$$

- พลังงานความร้อนที่น้ำหล่อเย็นได้รับ

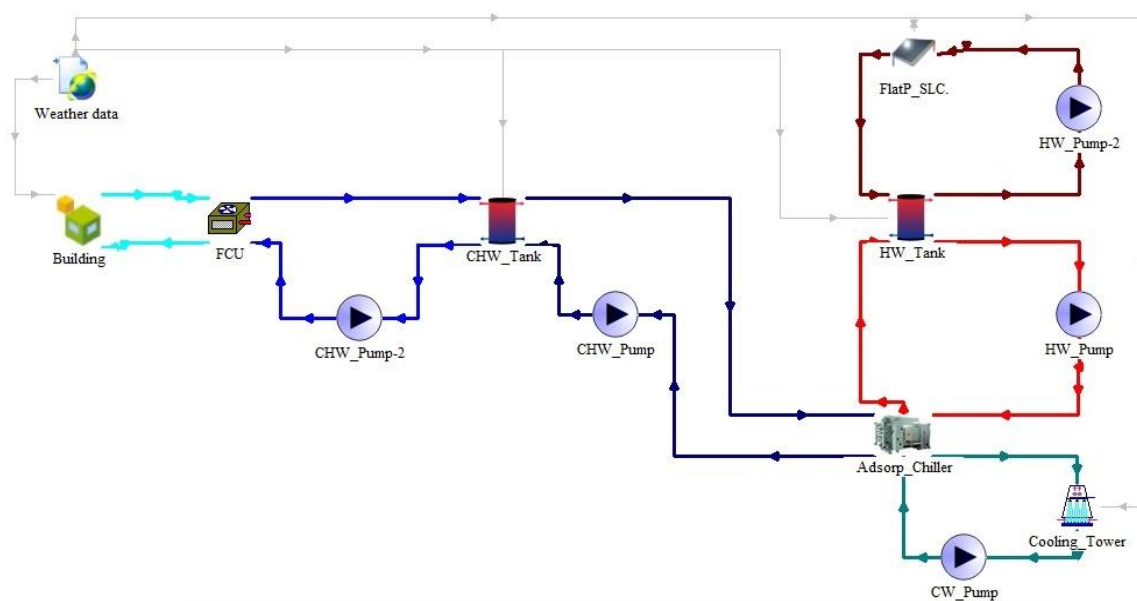
$$\dot{q}_{cw} = \dot{q}_{chw} + \dot{q}_{hw} + \dot{q}_{aux} \quad (24)$$

- ค่า COP ขณะเครื่องทำงาน คำนวณจาก

$$COP_{current} = \frac{\dot{q}_{chw}}{\dot{q}_{aux} + \dot{q}_{hw}} \quad (25)$$

ตารางที่ จ.6 หน้าที่และส่วนประกอบของอุปกรณ์ที่ใช้ในการจำลองด้วยโปรแกรม TRNSYS 17

Module	Type	Description
Chiller	107 / 909	ผลิตน้ำเย็นไปเก็บไว้ในแทงค์น้ำเย็น (adsorption ใช้ Type 107 และ adsorption ใช้ Type 909)
HW_Tank	4a	ผลิตน้ำร้อนและเก็บน้ำร้อนเพื่อเป็นแหล่งพลังงานให้กับ absorption chiller
CHW_Tank	4a	เก็บน้ำเย็นไว้เพื่อใช้ปรับอากาศในอาคาร
FCU	928	Fan coil unit ทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนภายในอาคาร
Solar_collector	73	เครื่องผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ
Cooling_Tower	51	ลดอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นหลังจากที่ไปรับความร้อนจากระบบทำความเย็น
HW_Pump	114	สูบน้ำในแทงค์น้ำร้อนส่งให้กับ absorption chiller
HW_Pump-2	114	สูบน้ำผ่าน Solar collectors ไปเก็บที่แทงค์น้ำร้อน
CHW_Pump	114	สูบน้ำเย็นไปเก็บไว้ในแทงค์น้ำเย็น
CHW_Pump-2	114	สูบน้ำในแทงค์น้ำเย็นส่งเข้า fan coil unit
CW_Pump	114	สูบน้ำหล่อเย็นไปให้กับระบบทำความเย็น
Building	56	แบบจำลองอาคารสำหรับใช้เก็บข้อมูลอุณหภูมิ และความชื้นภายในอาคาร
Weather data	15	ข้อมูลของสภาพอากาศของกรุงเทพฯ ใน 1 ปี



รูปที่ จ.13 แบบจำลองโปรแกรม TRNSYS ของระบบปรับอากาศโดยใช้แหล่งความร้อน

จากเครื่องผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ

ตารางที่ จ.7 พารามิเตอร์ต่าง ๆ ของร้าน 7- Eleven

Type of Construction	Description of Layers (from Inside to Outside Surfaces)	Thickness (m)	Thermal Conductivity (W/m.K)	Specific Heat [kJ/kg.K]	Density [kg/m ³ .]
ผนัง	ปูนฉาบ	0.0150	0.0903	1.55	1,200.0
	อิฐมวลเบา	0.0750	0.1322	0.90	1,280.0
	ปูนฉาบ	0.0150	0.0903	1.55	1,200.0
ผนังกั้นระหว่างห้อง	ไม้อัด	0.0100	0.1500	1.20	800.0
ขายสินค้าและห้องเก็บสินค้า	อากาศ	0.0750	Thermal Resistance = 0.036 (h.sq.m.K/kJ)		
	ไม้อัด	0.0060	0.15	1.20	800.0
พื้น	กระเบื้องปูพื้น	0.0100	1.00	1.00	2,000.0
	ปูน	0.1000	1.13	1.00	1,400.0
	ทรายหยาบ	0.0300	0.70	1.00	1,800.0
หลังคา	โครงสร้างและแผ่นฝ้าเพดาน	-	Thermal Resistance = 0.088 (h.sq.m.K/kJ)		
	แผ่นกันความร้อนชนิดโฟม	0.0150	0.0306	1.00	40.0
	แผ่นหลังคาโลหะ	0.0040	15.00	1.80	7,800.0
	กระฉก	0.0100	0.90	Emissivity =0.84	

ตารางที่ จ.8 รายละเอียดข้อมูลเชิงเทคนิคของระบบปรับอากาศ absorption chiller

Parameter	Temperature (°C)		Flow rate (kg/s)	Pressure loss (kPa)
	Inlet	Outlet		
Chilled water	13	7	1.53	55.85
Cooling water	31	35	5.42	84.81
Hot water	88	83	2.4	90.32

ตารางที่ จ.9 รายละเอียดข้อมูลเชิงเทคนิคของระบบปรับอากาศ adsorption chiller

Parameter	Temperature (°C)		Flow rate (kg/s)	Pressure loss (kPa)
	Inlet	Outlet		
Chilled water	12.8	7.2	1.5	9.8
Cooling water	29.4	35	4.6	19.6
Hot water	90.6	83.9	2.5	9.8

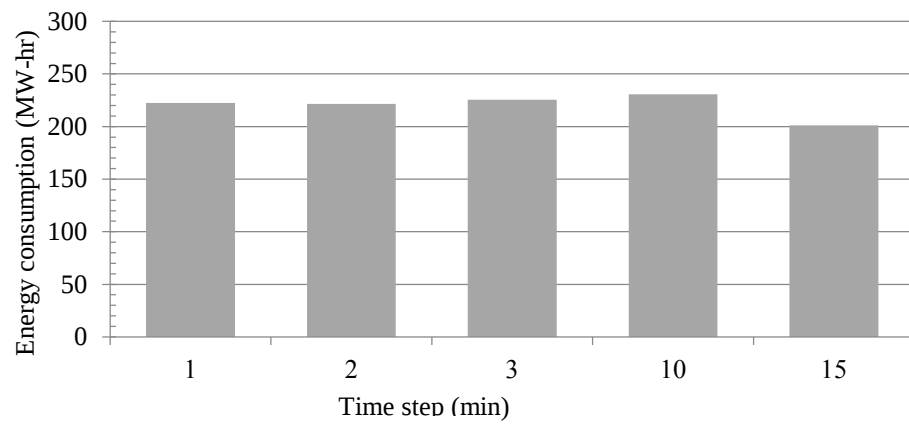
ตารางที่ จ.10 ค่าพารามิเตอร์ที่ใช้ในเครื่องผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ (FPC)

Parameter	Value
Absorber plate emittance	0.7
Absorptance of absorber plate	0.8
Number of covers	1
Index of refraction of cover	1.526

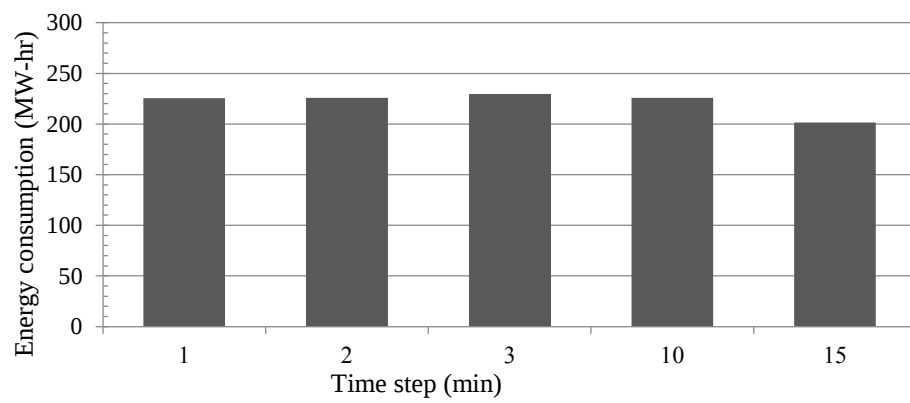
จ.2.2 การหา time step ที่เหมาะสม

ในการใช้งานโปรแกรม TRNSYS ต้องกำหนดค่า time step ซึ่งเป็นค่าคาบเวลาที่กำหนดให้โปรแกรมคำนวณเก็บค่า หัวข้อนี้แสดงการหาค่า time step ที่เหมาะสมสำหรับการศึกษาระบบที่สนใจ โดยจะเปรียบเทียบปริมาณพลังงานที่ระบบปรับอากาศต้องการเมื่อเลือกค่า time step ระหว่าง 1 นาที ถึง 15 นาที ดังแสดงในรูปที่ จ.14 ซึ่งแสดงทั้งระบบปรับอากาศ absorption (a) และ adsorption (b) จะเห็นว่า energy consumption ของทั้งสองระบบ time step ในช่วง 1 - 2 นาที มีค่าไม่แตกต่างกันมีนัยสำคัญ แต่เมื่อ time step ใหญ่กว่า 2 นาที ค่า energy consumption มีค่าแตกต่างจากค่า energy consumption ในช่วง 1 - 2 นาที มากกว่า 2% ในการศึกษาจึงเลือกใช้ time step เท่ากับ 2 นาที

นอกจากนี้ ยังพบอีกว่าเมื่อใช้ time step ใหญ่กว่า 2 นาที ค่าตอบที่ได้บางครั้งขาดความสมจริง เช่น อุณหภูมิในห้องปรับอากาศมีค่ามากกว่า 27°C หรือน้อยกว่า 23°C ในบางเวลาดังแสดงในรูปที่ จ.15



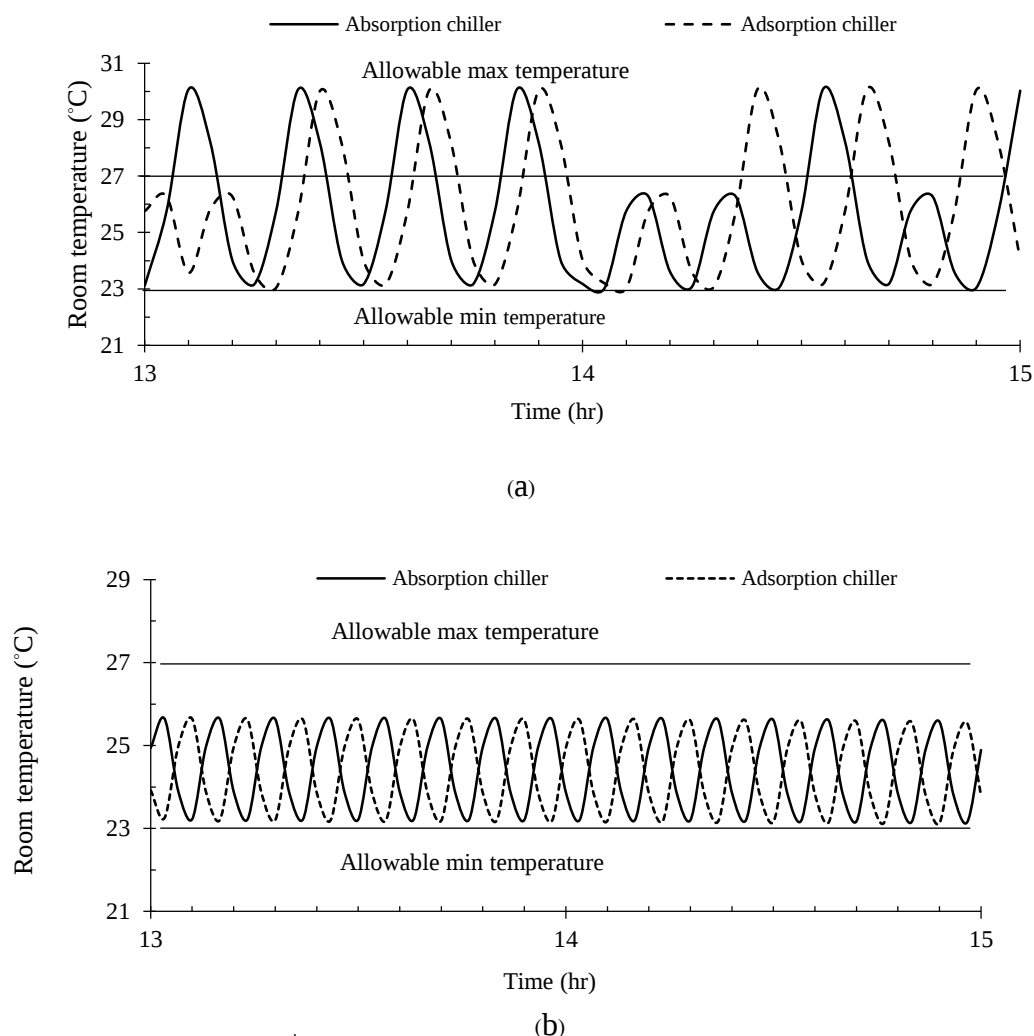
(a)



(b)

รูปที่ จ.14 ความสัมพันธ์การเซฟพลังงานรวมกับ time step

(a) absorption chiller, (b) adsorption chiller



รูปที่ จ.15 กราฟเวลาและอุณหภูมิห้องปรับอากาศ

(a) time step = 3 min, (b) time step = 2 min

รูปที่ จ.15a และ 46b แสดงอุณหภูมิห้องเมื่อใช้ time step เท่ากับ 2 และ 3 นาที โดยควบคุมอุณหภูมิห้องให้มีค่าระหว่าง 23 – 27°C จะเห็นว่าเมื่อ time step เท่ากับ 2 นาที ระบบสามารถควบคุมอุณหภูมิห้องให้เป็นไปตามต้องการได้ แต่เมื่อ time step เท่ากับ 3 นาที อุณหภูมิห้องมีค่ามากกว่า 27°C ในบางช่วงเวลา ทั้งนี้ น่าจะเกิดจากอัตราการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิภายในห้องมีความไวในระดับที่ใช้ time step เท่ากับ 3 นาที ไม่สามารถจับการเปลี่ยนแปลงดังกล่าวได้ทัน จึงต้องมีการทำ interpolation ระหว่าง time step ทำให้เกิด numerical errors ขึ้น

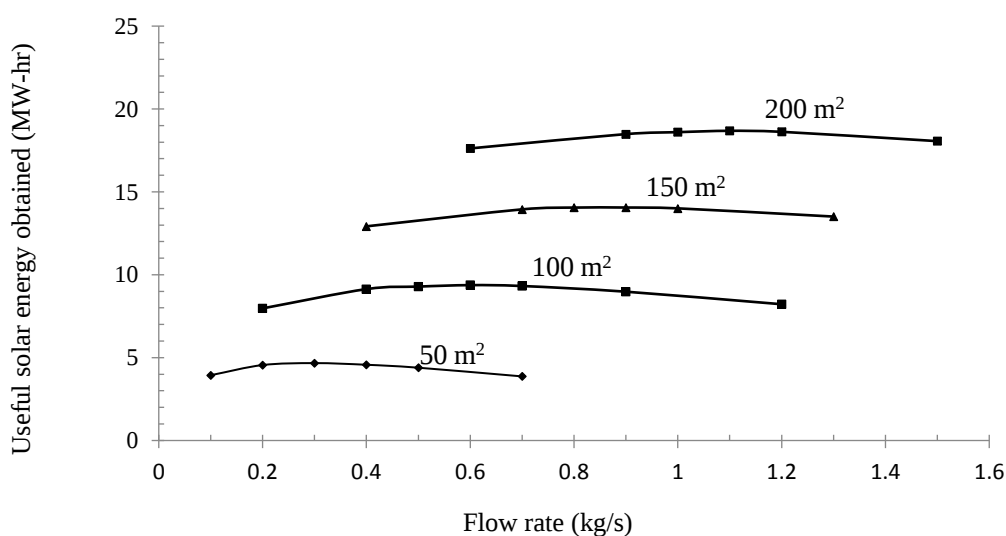
จ.2.3 ผลการจำลองและการอภิปรายผล

หัวข้อนี้เป็นการศึกษาอิทธิพลของค่าพารามิเตอร์ที่สำคัญต่อค่าสมรรถนะของระบบปรับอากาศแบบ absorption และ adsorption ที่ใช้ FPC ผลที่ได้มีดังนี้

จ.2.3.1 อิทธิพลของอัตราการไหลน้ำในเครื่องผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ (FPC)

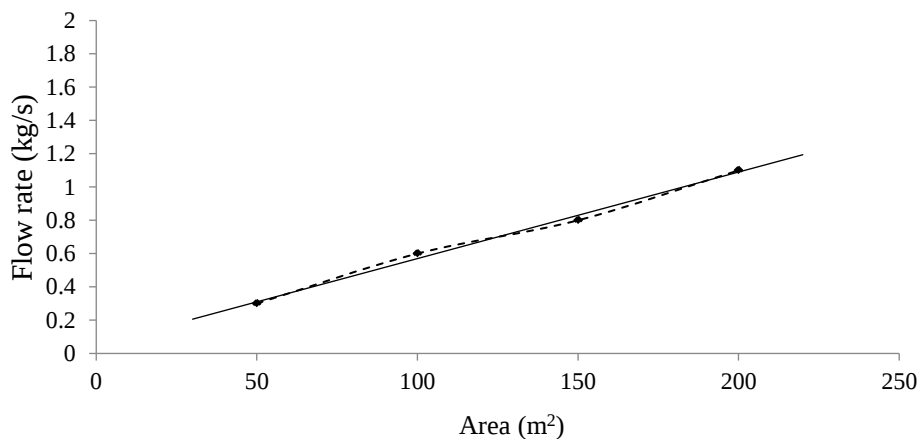
จากการสำรวจ FPC ที่มีจำหน่ายจึงสามารถกำหนดขนาดของ FPC เพื่อใช้ศึกษาอิทธิพลของอัตราการไหลน้ำร้อนใน FPC แต่ละขนาด ได้ผลดังรูปที่ จ.16

รูปที่ จ.
16



ความสัมพันธ์ของปริมาณพลังงานความร้อนที่ FPC ผลิตได้กับอัตราการการไหล

จากรูปที่ จ.16 พบว่า FPC แต่ละขนาดมีอัตราการไหลที่ optimum และค่า optimum เพิ่มขึ้นตามขนาดของ FPC เนื่องจากเมื่อ FPC มีพื้นที่รับความร้อนมากขึ้น เพื่อให้ได้รับพลังงานที่มากขึ้นจึงต้องเพิ่มอัตราการไหลของน้ำให้มากขึ้น แต่หากใช้อัตราการไหลที่สูงไป จะทำให้น้ำที่ทางออกของ FPC มีอุณหภูมิต่ำ ทำให้พลังงานความร้อนที่ได้รับมีค่าต่ำ ในทางตรงกันข้าม หากใช้อัตราการไหลน้อย แม้จะทำให้น้ำที่ออกจาก FPC มีอุณหภูมิสูง แต่ปริมาณน้ำลดลง พลังงานความร้อนที่ได้รับจึงมีค่าต่ำ สามารถแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลกับขนาดของ FPC ได้ดังรูปที่ จ.17



รูปที่ จ.17 ความสัมพันธ์ระหว่างขนาดของ FPC กับอัตราการไหล

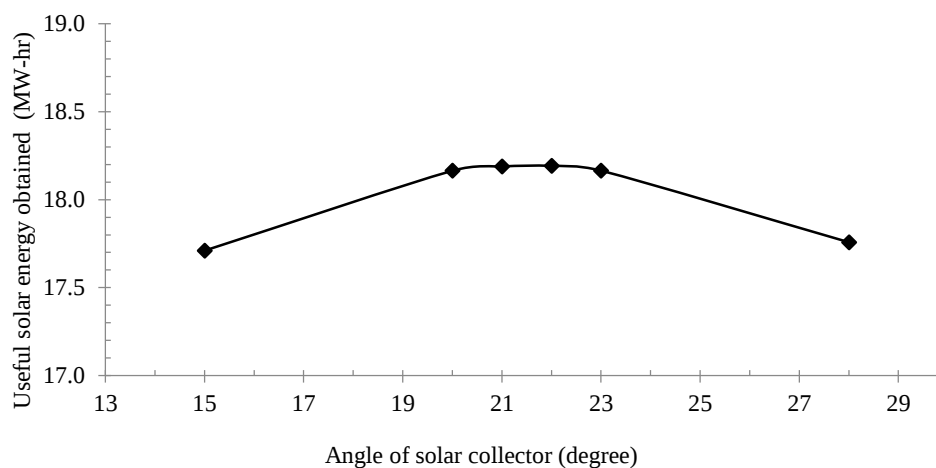
จากรูปที่ จ.17 พบว่า เมื่อขนาดของ FPC เพิ่มขึ้น ค่าอัตราการไหลจะเพิ่มขึ้นเป็นลักษณะเชิงเส้น เมื่อใช้ least-square method ได้ความสัมพันธ์ดังสมการที่ (26)

$$\dot{m}_{FPC} = 0.0052A_{FPC} + 0.05 \quad (26)$$

ความสัมพันธ์ดังกล่าวสามารถใช้เพื่อหาขนาดมุมมองอาคารรับแสงแดดของเครื่องผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ในหัวข้อถัดไป

จ.2.3.2 อิทธิพลของมุมติดตั้งเครื่องผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์

หัวข้อนี้ศึกษาความสัมพันธ์ระหว่างสมรรถนะของระบบกับมุมติดตั้ง FPC จากขนาดหลังคาของ 7-Eleven ที่ศึกษาพบว่า สามารถติดตั้ง FPC ได้ 140 m² ในหัวข้อนี้จึงได้ใช้ FPC ขนาด 140 m² และจากสมการที่ (9) ได้ว่าอัตราการไหลของน้ำที่ไหลผ่านแผ่นผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์เท่ากับ 0.78 kg/s ผลการศึกษาเป็นดังรูปที่ จ.18

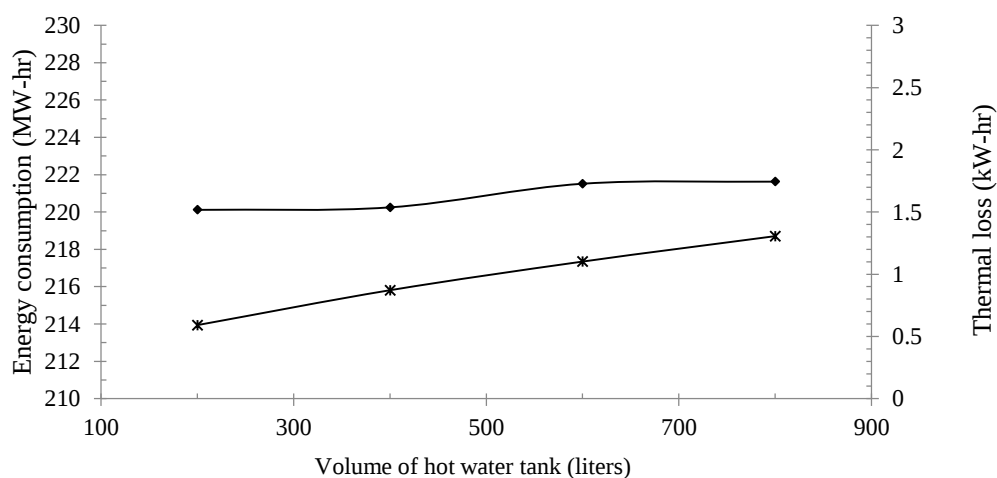


รูปที่ จ.18 ความสัมพันธ์ระหว่างมุมของ FPC กับปริมาณพลังงานความร้อนที่ FPC ผลิตได้ต่อปี

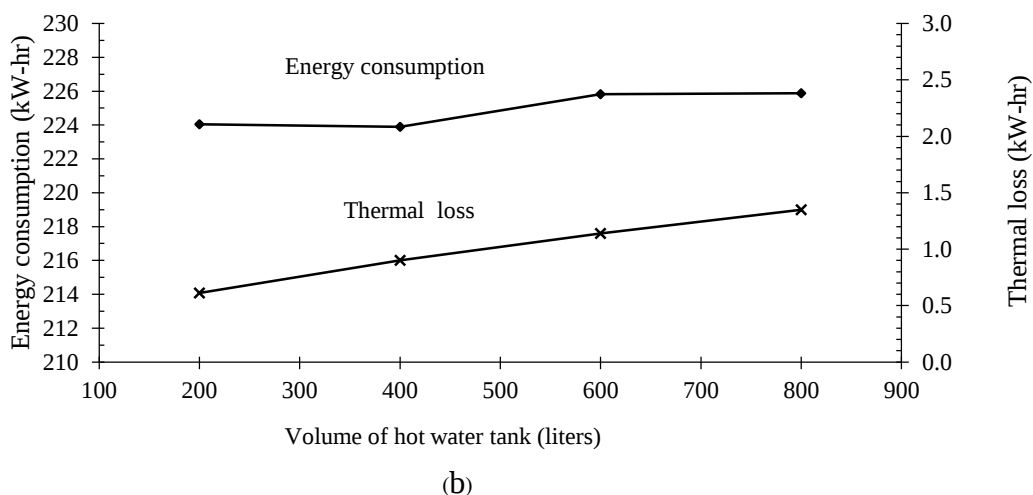
จากรูปที่ จ.18 พบว่า มุมที่ได้พลังงานสูงสุด คือมุม 22 องศา อย่างไรก็ตาม จะเห็นว่า เมื่อ FPC ทำมุมระหว่าง 20-23 องศา พลังงานความร้อนที่ได้ค่อนข้างคงที่ จากผลดังกล่าว การศึกษานี้จึงแนะนำให้ใช้มุมเท่ากับ 22 องศา

จ.2.3.3 อิทธิพลของขนาดแทงค์น้ำร้อน

หัวข้อนี้ได้ศึกษาการเปลี่ยนแปลงขนาดของแทงค์น้ำร้อนโดยใช้ค่าพารามิเตอร์ที่แสดงในตารางที่ จ.11 ในการจำลองทั้งสองระบบ ได้ผลดังรูปที่ จ.19



(a)



รูปที่ จ.19 ความสัมพันธ์ระหว่าง annual energy consumption, thermal loss กับขนาดแทงค์น้ำร้อน

(a) absorption chiller, (b) adsorption chiller

จากรูป 50a เมื่อขนาดของแทงค์น้ำร้อนในระบบ absorption เพิ่มขึ้นจาก 400 เป็น 600 ลิตรพบว่า ปริมาณการใช้พลังงานรวมของระบบปรับอากาศมีค่าเพิ่มขึ้นเล็กน้อย เนื่องจากเกิดการสูญเสียความร้อนให้กับสิ่งแวดล้อม และเมื่อเปรียบเทียบปริมาณการใช้พลังงานของแทงค์น้ำร้อนขนาด 400 กับ 600 ลิตร มีค่าต่างกัน 0.92 MW-h หรือ 0.42% ซึ่งมีค่าน้อยมากเมื่อเปรียบเทียบกับพลังงานที่ใช้ในระบบตลอดทั้งปี จึงสรุปได้ว่าขนาดของแทงค์น้ำร้อนมีผลต่อการใช้พลังงานของระบบ absorption เพียงเล็กน้อย

ตารางที่ จ.11 พารามิเตอร์ที่ใช้จำลองขนาดแทงค์น้ำร้อน

Parameter	Absorption	Adsorption
FPC (m ²)	140	140
Angle of FPC (degree)	22	22
HW. Tank (liter)	200	200
	400	400
	600	600
	800	800
CW. Tank (liter)	600	600

*HW=hot water, CW=cooling water

*Heater power in hot water tank 180 kW

ในส่วนของระบบปรับอากาศ adsorption chiller ในรูป 50b พบว่า ปริมาณการใช้พลังงานของระบบมีแนวโน้มเดียวกันกับระบบปรับอากาศ absorption และเมื่อเปรียบเทียบปริมาณการใช้พลังงานของแทงค์น้ำร้อนขนาด 400 กับ 600 ลิตร มีค่าต่างกัน 4.14 MW-h หรือ 1.88% ซึ่งมีค่าน้อยมากเมื่อเปรียบเทียบกับพลังงานที่ใช้ในระบบตลอดทั้งปี จึงสรุปได้ว่า ขนาดของแทงค์น้ำร้อนมีผลต่อการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศ adsorption chiller เพียงเล็กน้อย ทั้งนี้แทงค์น้ำร้อนขนาด 400 ลิตรลงมามีปริมาณการใช้พลังงานค่อนข้างคงที่ ดังนั้น การศึกษาในหัวข้อนี้จึงเลือกใช้แทงค์น้ำร้อนขนาด 400 ลิตร สำหรับระบบปรับอากาศ adsorption นอกจากนี้ จะเห็นว่าเมื่อเพิ่มขนาดของแทงค์น้ำในทั้ง 2 ระบบ ค่า thermal loss มีค่าเพิ่มขึ้น เป็นผลจากที่แทงค์มีพื้นที่ผิวมากขึ้น

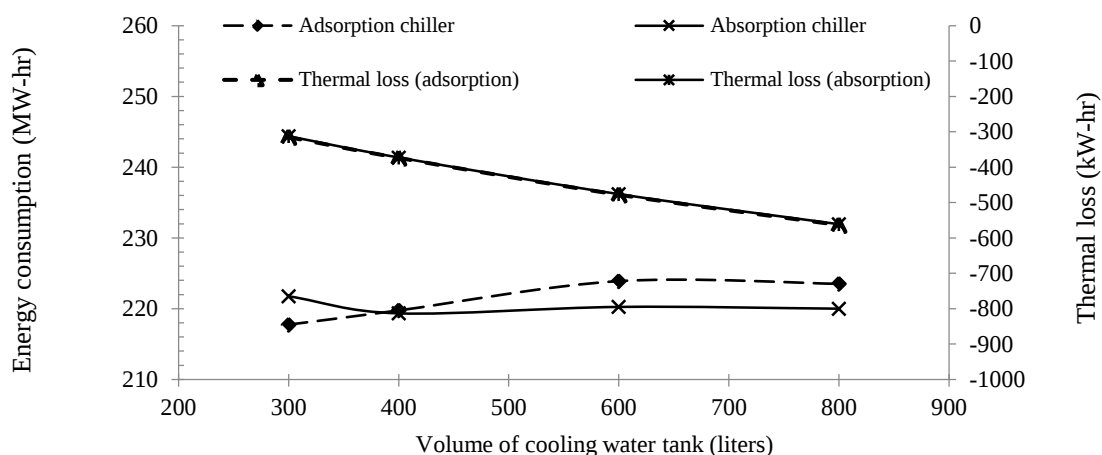
จ.2.3.4 อิทธิพลของขนาดแทงค์น้ำเย็น

หัวข้อนี้ได้ศึกษาการเปลี่ยนแปลงขนาดของแทงค์น้ำเย็นโดยใช้ค่าพารามิเตอร์ที่แสดงในตารางที่ จ.12 จากการประเมินพบว่า ขนาดแทงค์น้ำเย็นที่เล็กที่สุดที่ควรใช้คือ 300 ลิตร จึงเลือกศึกษาเมื่อขนาดแทงค์น้ำเย็นมีค่าระหว่าง 300 – 800 ลิตร ได้ผลดังรูปที่ จ.20

ตารางที่ จ.12 พารามิเตอร์ที่ใช้จำลองอิทธิพลของขนาดแทงค์น้ำร้อน

Parameter	Absorption	Adsorption
FPC (m ²)	140	140
Angle of FPC (degree)	22	22
CW. Tank (liter)	300	300
	400	400
	600	600
	800	800
HW. Tank (liter)	400	400

*Heater power in hot water tank 180 kW



รูปที่ จ.20 ความสัมพันธ์ระหว่าง annual energy consumption, thermal loss กับขนาดแทงค์น้ำเย็น

จากรูปที่ จ.20 พบว่า thermal losses มีค่าติดลบเนื่องจากความร้อนจากบรรยากาศถ่ายเทเข้าแทงค์น้ำเย็น ค่า thermal losses มีค่าเพิ่มขึ้นตามขนาดแทงค์เนื่องจากแทงค์ใหญ่ขึ้นย่อมมีพื้นที่ผิวมากขึ้น โดยทั้ง 2 ระบบมี thermal losses เท่ากันเนื่องจากมีพื้นที่ผิวเท่ากัน และพบว่า ค่า Energy consumption ของ 2 ระบบไม่เท่ากัน ซึ่งอาจเกิดจาก อัตราการไหลและอุณหภูมิของ chilled water ที่กำหนดของ 2 ระบบต่างกัน (ตารางที่ จ.8 กับตารางที่ จ.9) ความร้อนที่ chilled water พากลับมาที่แทงค์จึงมีค่าไม่เท่ากัน จากผลที่แสดงในรูป 51 การศึกษานี้จึงแนะนำให้ใช้แทงค์น้ำเย็นขนาด 400 m³ สำหรับระบบ absorption และขนาด 300 m³ สำหรับระบบ adsorption

อย่างไรก็ตาม เมื่อเปรียบเทียบพลังงานที่ absorption chiller ใช้ ระหว่างแทงค์ 300 ลิตรกับ 400 ลิตร พบว่า ต่างกัน 1.53 MW-h หรือ 0.68% และพลังงานที่ adsorption chiller ใช้ ระหว่างแทงค์ 300 ลิตรกับ 600 ลิตร พบว่า ต่างกัน 6.14 MW-h หรือ 2.8% จะเห็นว่า ขนาดของแทงค์น้ำเย็นมีผลต่อการใช้พลังงานรวมน้อยมาก เมื่อเปรียบเทียบกับพลังงานที่ใช้ตลอดทั้งปี

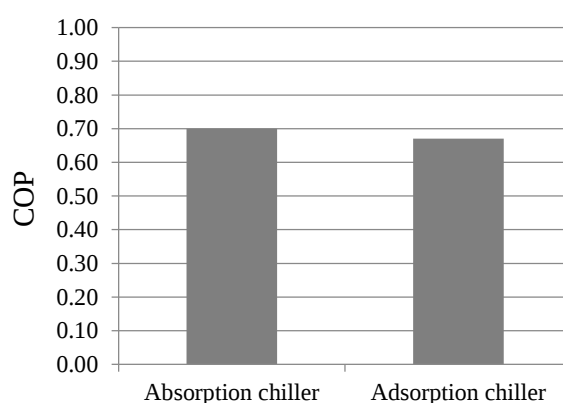
จ.2.3.5 ค่า COP ของเครื่องปรับอากาศแบบ absorption และ adsorption

เมื่อจำลองระบบปรับอากาศแบบ absorption และ adsorption ที่ใช้ FPC โดยใช้ค่าพารามิเตอร์ดังแสดงในตารางที่ จ.13 ซึ่งเป็นค่าที่เลือกตามผลการศึกษาในหัวข้อก่อนหน้านี้ พบว่า COP มีค่าดังรูปที่ จ.21

ตารางที่ จ.13 พารามิเตอร์ที่ใช้จำลองเปรียบเทียบค่า COP ของระบบปรับอากาศ

Parameter	Absorption	Adsorption
FPC (m ²)	140	140
Angle of FPC (degree)	22	22
HW. Tank (liter)	400	400
CW. Tank (liter)	400	300

*Heater power in hot water tank 180 kW

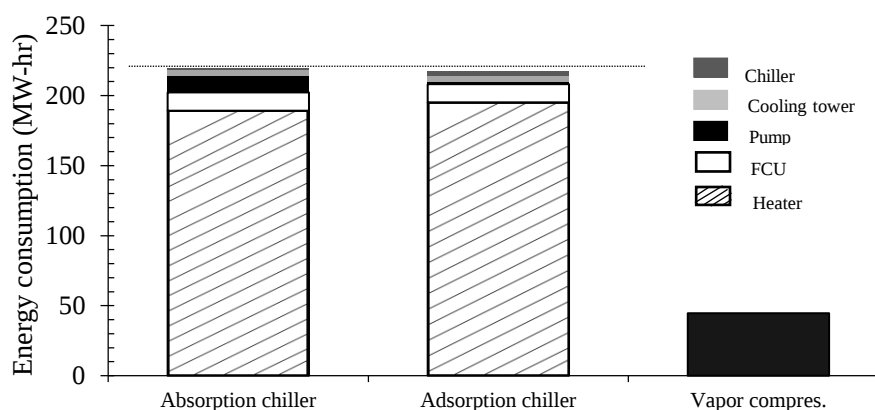


รูปที่ จ.21 ค่า COP เฉลี่ยของ absorption chiller และ adsorption chiller

จากรูปที่ จ.21 พบว่า ค่า COP ของ absorption และ adsorption chiller มีค่าเท่ากับ 0.7 และ 0.67 ตามลำดับ จากตารางที่ จ.8 และ 13 จะเห็นว่า ระบบ absorption ต้องการน้ำร้อนที่อุณหภูมิต่ำกว่าที่ระบบ adsorption ต้องการ ส่งผลให้พลังงานความร้อนที่ต้องการใช้น้อยกว่าระบบ adsorption ส่งผลให้ COP ของระบบ absorption มีค่ามากกว่าระบบ adsorption ซึ่งค่า COP ที่แสดงนี้เป็นค่าของ chiller ซึ่งนิยามตามสมการที่ (4) และ (8) ในการคำนวณไม่ได้นำพลังงานไฟฟ้าที่อุปกรณ์ที่ไม่ใช่ chiller เข้ามาพิจารณา

จ.2.3.6 ปริมาณการใช้พลังงานรวมของระบบปรับอากาศ

ในหัวข้อนี้ได้เปรียบเทียบปริมาณการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศ 3 ประเภท คือ ระบบปรับอากาศแบบอัดไอ แบบ absorption และแบบ adsorption ซึ่งปริมาณการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศแบบอัดไอได้จากการจำลองในโปรแกรม TRSYS เช่นกัน ได้ผลดังรูปที่ จ.22



รูปที่ จ.22 ปริมาณการใช้พลังงานรวมของระบบปรับอากาศ

จากการเปรียบเทียบปริมาณการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศทั้ง 3 ประเภท จะเห็นว่า ระบบที่ใช้พลังงานต่ำสุด คือ ระบบปรับอากาศแบบอัดไอ รองลงมาคือระบบปรับอากาศ adsorption และ absorption ตามลำดับ ซึ่งมีการใช้พลังงานรวมตลอดทั้งปีเท่ากับ 44.61 MW-h, 217.74 MW-h และ 219.33 MW-h ตามลำดับ จะเห็นว่าปริมาณไฟฟ้าที่ absorption และ adsorption ใช้มีค่าประมาณ 5 เท่าที่ระบบ vapor compression ใช้ โดยพลังงานประมาณ 80% ของระบบ absorption และ adsorption ใช้เป็นพลังงานที่ฮีตเตอร์ใช้เพื่อเพิ่มอุณหภูมิน้ำร้อนให้ได้ตามค่าที่กำหนด

แม้ระบบนี้ผลิตน้ำร้อนโดยใช้พลังงานแสงอาทิตย์ก็ตาม เพื่อให้สามารถผลิตน้ำร้อนได้อุณหภูมิตามที่ chillers ต้องการตลอดเวลา จึงเลือกใช้แท่งน้ำร้อนแบบที่มีอุปกรณ์ควบคุมอุณหภูมิน้ำร้อน หากอุณหภูมิน้ำร้อนต่ำกว่าค่าที่กำหนด ฮีตเตอร์ภายในแท่งจะทำงาน ซึ่งความจำเป็นในการใช้งานฮีตเตอร์สามารถแสดงได้โดยพิจารณาตารางที่ จ.14

ตารางที่ จ.14 ปริมาณการใช้พลังงานระบบปรับอากาศ

Parameter	Absorption	Adsorption
Energy consumption (MW-h)	219.33	217.74
Useful solar energy obtained (MW-h)	19.96	17.84

จากตารางที่ จ.14พบว่า useful solar energy ที่ได้มีค่าน้อยกว่าค่า energy consumption มาก จึงเป็นสาเหตุให้ energy consumption ส่วนใหญ่ใช้เพื่อเพิ่มอุณหภูมิให้แก่น้ำร้อน นอกจากนี้ ยังพบว่า ค่า useful solar energy ที่ 2 ระบบได้รับมีค่าไม่เท่ากันทั้งที่ใช้ FPC ที่มีขนาดและมุมเท่ากัน ทั้งนี้เนื่องจากเงื่อนไขในการควบคุม คือ ป้อนของระบบน้ำร้อนจะดูดน้ำร้อนจาก FPC ไปยังแท่งค้ำน้ำร้อนก็ต่อเมื่ออุณหภูมิใน FPC ต้องสูงกว่าอุณหภูมิในแท่งค้ำน้ำร้อน 10°C แต่เนื่องจากระบบ adsorption ใช้น้ำร้อนที่อุณหภูมิ 90°C ในขณะที่ absorption ใช้น้ำร้อนอุณหภูมิ 88°C จึงทำป้อนในระบบ adsorption มีจำนวนชั่วโมงทำงานน้อยกว่าระบบ absorption ค่า solar energy ที่ได้จึงต่างกัน

นอกจากนี้ จากรูปที่ จ.22 ยังพบว่า ปริมาณการใช้พลังงานรวมของป้อนในระบบ adsorption น้อยกว่าระบบ absorption ประมาณ 7 เท่า จากตารางที่ จ.8 และ 13 พบว่า pressure loss ในระบบ adsorption มีค่าน้อยกว่าระบบ absorption มาก ป้อนจึงใช้พลังงานน้อยกว่า จึงเป็นสาเหตุทำให้ระบบ adsorption มีปริมาณการใช้พลังงานรวมน้อยกว่าระบบ absorption

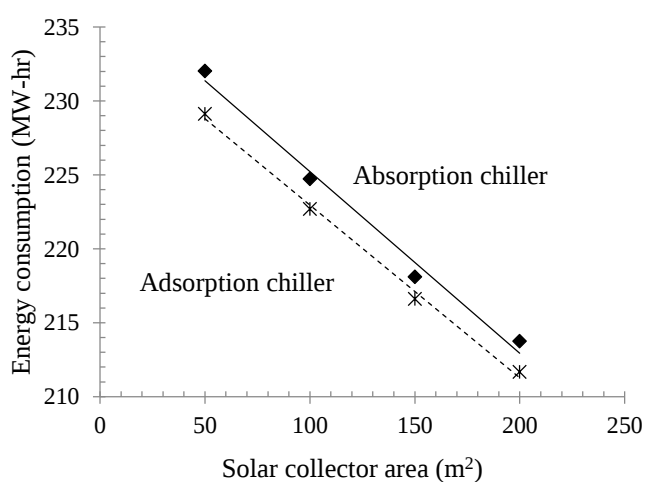
จ.2.3.7 อิทธิพลของขนาดเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์

หัวข้อนี้ศึกษาอิทธิพลของขนาดของ FPC โดยการจำลองจะใช้ค่าพารามิเตอร์ดังแสดงในตารางที่ จ.15ได้ผลดังรูปที่ จ.23

ตารางที่ จ.15 พารามิเตอร์ที่ใช้จำลองอิทธิพลของขนาดของ FPC

Parameter	Absorption	Adsorption
HW. Tank (liter)	400	400
CW. Tank (liter)	400	300
FPC (m ²)	50	50
	100	100
	150	150
	200	200
Angle of FPC (m ²)	22	22

*Heater power in hot water tank 180 kW



รูปที่ จ.23 ความสัมพันธ์ระหว่าง annual energy consumption กับขนาดของ FPC

จากรูปที่ จ.23 พบว่า เมื่อขนาดของ FPC เพิ่มขึ้นค่า energy consumption ของระบบมีค่าลดลง เนื่องจากการเพิ่มขนาดของ FPC ทำให้ปริมาณน้ำร้อนและ useful solar energy มากขึ้น จึงช่วยลดการทำงานของฮีตเตอร์ในแทงค์น้ำร้อน ซึ่งความสัมพันธ์ของ useful solar energy กับขนาดของ FPC แสดงในรูปที่ จ.24 และเมื่อใช้ least-square method ได้ความสัมพันธ์ดังนี้

- ปริมาณการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศ

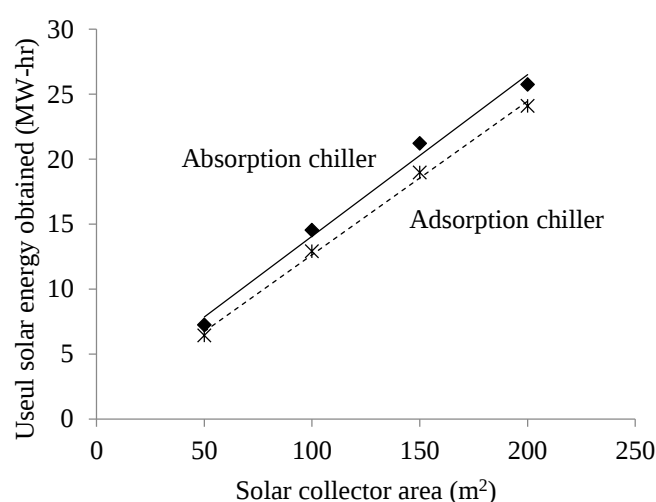
$$E_{coms.ab} = -0.1228A_{FPC} + 237.51 \quad (27)$$

$$E_{coms.ad} = -0.1168A_{FPC} + 234.64 \quad (28)$$

- ปริมาณพลังงานที่ได้จาก FPC

$$E_{FPC.ab} = 0.1243A_{FPC} + 1.6398 \quad (29)$$

$$E_{FPC.ad} = 0.1182A_{FPC} + 0.8207 \quad (30)$$



รูปที่ จ.24 ความสัมพันธ์ระหว่าง annual useful solar energy obtained กับขนาดของ FPC

จ.2.5 สรุปผลการศึกษา

ในงานวิจัยนี้ได้ศึกษาระบบปรับอากาศ absorption และ adsorption โดยใช้เครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์แบบแผ่นเรียบสำหรับร้านสะดวกซื้อ 7-Eleven ในประเทศไทย และได้ใช้โปรแกรม TRNSYS 17

ในการสร้างแบบจำลองเพื่อศึกษาพารามิเตอร์ และสมรรถนะของระบบ ที่มีผลต่อการใช้พลังงานของระบบสามารถสรุปได้ดังนี้

1. อัตราการไหลของ FPC จะค่าแปรผันตามขนาดของ FPC ที่เพิ่มขึ้น และมุ่มติดตั้ง FPC ที่เหมาะสม เท่ากับ

2. ขนาดของแท่งน้ำร้อน และแท่งน้ำเย็น มีผลต่อการเปลี่ยนแปลงของปริมาณการใช้พลังงานของระบบเพียงเล็กน้อย
3. ปริมาณของพลังงานความร้อนที่ FPC ผลิตได้มีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับปริมาณพลังงานที่ระบบปรับอากาศ absorption และ adsorption ใช้แท่งเก็บน้ำร้อนพร้อมระบบควบคุมอุณหภูมิจึงมีความจำเป็น
4. ค่า COP ของ absorption และ adsorption ที่ใช้มีค่าเท่ากับ 0.7 และ 0.67 ตามลำดับ
5. ปริมาณการใช้พลังงานรวมตลอดทั้งปีของระบบปรับอากาศ absorption และ adsorption มีค่ามากกว่าระบบปรับอากาศแบบอัดไอประมาณ 5 เท่า

จ.3 การจำลองระบบปรับอากาศแบบ absorption และแบบ adsorption สำหรับ 7-Eleven ที่ใช้หม้อไอน้ำที่ใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิง

ในการศึกษานี้จะจำลองระบบปรับอากาศของร้าน 7- Eleven ต่อเนื่องเป็นเวลา 1 ปี โดยใช้โปรแกรม TRNSYS ซึ่งเป็นโปรแกรมสำเร็จรูปที่สามารถจำลองระบบด้านความร้อนแบบ unsteady ได้ ร้าน 7- Eleven ที่ศึกษามีพื้นที่ 111.6 m² คุณสมบัติวัสดุที่ใช้ทำตัวอาคารแสดงในตารางที่ จ.16 เพื่อรักษาอุณหภูมิภายในร้านให้ระหว่าง 23-27°C ต้องการเครื่องปรับอากาศที่มีกำลัง 35 kW

ตารางที่ จ.16 คุณสมบัติวัสดุที่ใช้ทำตัวอาคารร้าน 7-Eleven

Type of Construction	Description of Layers (from Inside to Outside Surfaces)	Thickness (m)	Thermal Conductivity (W/m.K)	Specific Heat (kJ/kg.K)	Density (kg/m ³ .)
ผนัง	ปูนฉาบ	0.0150	0.0903	1.5500	1,200
	อิฐมวลเบา	0.0750	0.1322	0.9000	1,280
	ปูนฉาบ	0.0150	0.0903	1.5500	1,200
			0.1500		
ผนังกั้นระหว่างห้องขายสินค้าและห้องเก็บสินค้า	ไม้อัด	0.0100	Thermal Resistance =	1.2000	800
	อากาศ	0.0750	0.036	-	-
	ไม้อัด	0.0060	(h.m ² .K/kJ)	1.2000	800
			0.1500		
พื้น	กระเบื้องปูพื้น	0.0100	1.0000	1.0000	2,000
	ปูน	0.1000	1.1300	1.0000	1,400
	ทรายหยาบ	0.0300	0.7000	1.0000	1,800
หลังคา	โครงสร้างและแผ่นฝ้าเพดาน	-	Thermal Resistance =	-	-
	แผ่นกันความร้อนชนิดโฟม	0.0150	0.088	1.0000	40
		0.0040	(h.m ² .K/kJ)	1.8000	7,800
	แผ่นหลังคาโลหะ		0.0306		
			15.0000		
กระจก	กระจกลามิเนต	0.0100	0.9000	Emissivity = 0.84	

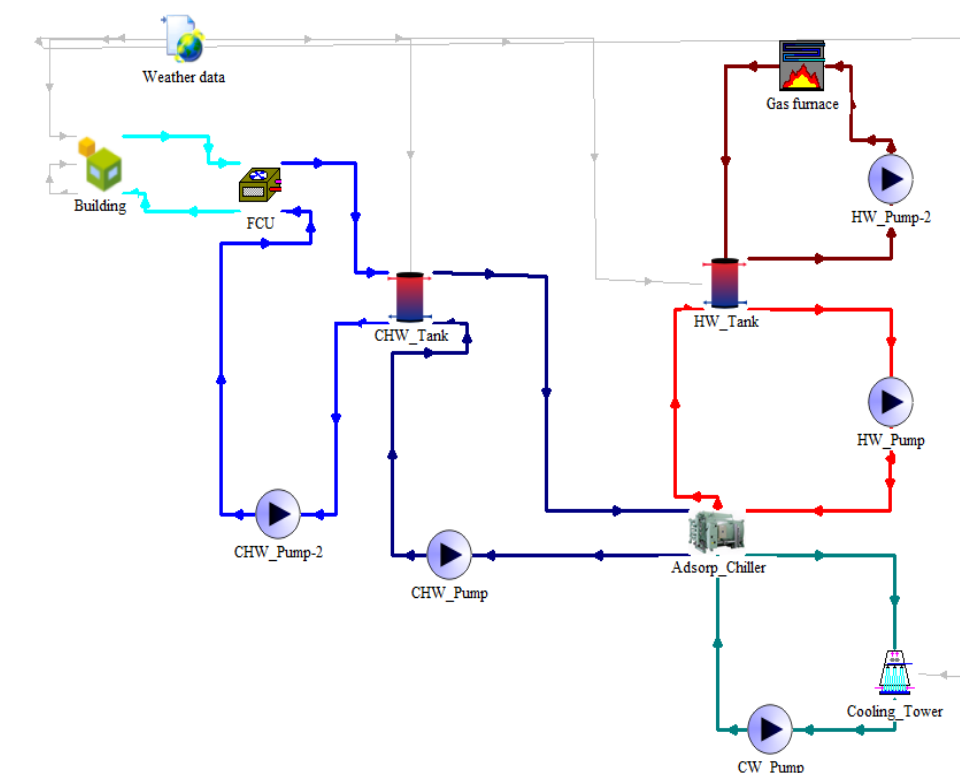
จ.3.1 การจำลองระบบปรับอากาศแบบ adsorption

ในการใช้งานโปรแกรม TRNSYS เพื่อจำลองระบบ adsorption มีการเลือกใช้อุปกรณ์ดังตารางที่ จ.17 โดยการเชื่อมโยงของแต่ละอุปกรณ์แสดงในรูปที่ จ.25 และเครื่องปรับอากาศแบบ adsorption ที่เลือกใช้คือรุ่น AD3-C ของบริษัท ECO – MAX ซึ่งมีคุณสมบัติทางเทคนิคดังตารางที่ จ.18

การทำงานของระบบเริ่มจากหม้อไอน้ำผลิตน้ำร้อนจากการเผาก๊าซธรรมชาติแล้วส่งไปเก็บที่ถังเก็บน้ำร้อน เมื่ออุณหภูมิเฉลี่ยในถังเก็บน้ำร้อนเท่ากับ 90°C หม้อไอน้ำจะหยุดทำงานและจะทำงานใหม่อีกครั้งเมื่ออุณหภูมิในถังเก็บน้ำร้อนต่ำกว่า 88°C จากนั้นปั๊ม HW_pump-2 จะดูดน้ำร้อนในถังเก็บน้ำร้อนไปป้อนให้เครื่องปรับอากาศแบบ adsorption เครื่องปรับอากาศ adsorption จะเริ่มทำงานเมื่ออุณหภูมิเฉลี่ยในถังเก็บน้ำร้อนและถังเก็บน้ำเย็นเท่ากับ 52°C และ 12°C แล้วส่งน้ำเย็นไปเก็บในถังเก็บน้ำเย็นจนกว่าอุณหภูมิในถังเก็บน้ำเย็นจะต่ำกว่า 9°C จึงจะหยุดผลิตน้ำเย็น ในส่วนของ fan coil unit จะทำงานตลอดเวลาและปั๊ม CHW_pump-2 จะดูดน้ำเย็นจากถังเก็บน้ำเย็นไปป้อนให้ fan coil unit เมื่ออุณหภูมิในห้องเกิน 27°C และหยุดเมื่ออุณหภูมิห้องมีค่าต่ำกว่า 23°C

ตารางที่ จ.17 ส่วนประกอบและหน้าที่ของแต่ละอุปกรณ์ในระบบ adsorption

Module	Type	Description
ของโปรแกรม TRNSYS		
Adsorp_chiller	909	adsorption chiller ใช้ผลิตน้ำเย็นส่งไปเก็บในถังเก็บน้ำเย็น
HW_tank	4a	ถังเก็บน้ำร้อน ใช้เก็บน้ำร้อนเพื่อเป็นแหล่งความร้อนให้กับเครื่องปรับอากาศแบบ adsorption
CHW_tank	4a	ถังเก็บน้ำเย็น ใช้เก็บน้ำเย็นไว้จ่ายให้ FCU
FCU	928	Fan coil unit ใช้เป่าลมเย็นภายในอาคาร
gas furnace	700	เครื่องผลิตน้ำร้อนจากการเผาก๊าซธรรมชาติ
Cooling_tower	51a	ลดอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็น
CW_pump	114	Pump ที่ส่งน้ำหล่อเย็นเข้า Adsorp_chiller
CHW_pump	114	Pump ที่ส่งน้ำเย็นไปเก็บในถัง CHW_tank
CHW_pump-2	114	Pump ที่ส่งน้ำเย็นไปให้เครื่องเป่าลมเย็น FCU
HW_pump	114	Pump ที่ส่งน้ำร้อนจากถัง HW_tank ไปเข้า Adsorp_chiller
HW_pump-2	114	Pump ที่ส่งน้ำร้อนจาก gas furnace ไปเก็บในถัง HW_tank
Building	56	แบบจำลองที่ของร้าน 7-Eleven ที่ได้จากการวัดขนาดจริง
Weather data	15	ข้อมูลของสภาพอากาศในกรุงเทพฯ ใน 1 ปี



รูปที่ จ.25 แผนภาพระบบปรับอากาศแบบ adsorption ที่ใช้หม้อไอน้ำที่ใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิง

ตารางที่ จ.18 รายละเอียดข้อมูลเชิงเทคนิคของระบบปรับอากาศแบบ adsorption

Parameter	Temperature (°C)		Flow rate (kg/s)
	Inlet	Outlet	
Chilled water	12.8	7.2	1.5
Cooling water	29.4	35	4.6
Hot water	90.6	83.9	2.5

โดยสมการที่ใช้วิเคราะห์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศแบบ adsorption มีดังนี้

- Cooling capacity ของเครื่องความเย็นแบบ adsorption

$$Q_{evap} = \dot{m}_{CHW} C_{P,chw} (T_{CHW,in} - T_{CHW,set}) \quad (31)$$

- ความร้อนที่ให้กับ generator

$$Q_{gen} = \frac{Q_{evap}}{COP} \quad (32)$$

- สัมประสิทธิ์สมรรถนะ

$$COP = \frac{Q_{evap}}{Q_{aux} + Q_{gen}} \quad (33)$$

จ.3.2 การจำลองระบบปรับอากาศแบบ absorption

ในการใช้งานโปรแกรม TRNSYS เพื่อจำลองระบบ absorption เลือกใช้ absorption chiller รุ่น WCF-SC/SH10 ของบริษัท Yazaki ซึ่งมีคุณสมบัติทางเทคนิคดังตารางที่ จ.19 มีการเลือกใช้อุปกรณ์ดังตารางที่ จ.20 โดยเชื่อมโยงอุปกรณ์ดังแสดงในรูปที่ จ.26

การทำงานของระบบเริ่มจากหม้อไอน้ำผลิตน้ำร้อนจากการเผาก๊าซธรรมชาติแล้วส่งไปเก็บที่ถังเก็บน้ำร้อน เมื่ออุณหภูมิเฉลี่ยในถังเก็บน้ำร้อนถึง 90°C หม้อไอน้ำจะหยุดทำงาน และจะทำงานใหม่อีกครั้งเมื่ออุณหภูมิในถังเก็บน้ำร้อนต่ำกว่า 88°C จากนั้นปั๊ม HW_pump-2 จะดูดน้ำร้อนในถังเก็บน้ำร้อนไปป้อนให้เครื่องอัดสารทำความเย็นชนิดความร้อนใน adsorption chiller เครื่องปรับอากาศ absorption จะเริ่มทำงานเมื่ออุณหภูมิเฉลี่ยในถังเก็บน้ำร้อน และถังเก็บน้ำเย็นเท่ากับ 88 °C แล้วส่งน้ำเย็นไปเก็บในถังเก็บน้ำเย็น จนกว่าอุณหภูมิในถังเก็บน้ำเย็นจะต่ำกว่า 9°C จึงจะหยุดผลิตน้ำเย็น ในส่วนของ fan coil unit จะทำงานตลอดเวลาและปั๊ม CHW_pump-2 จะดูดน้ำเย็นจากถังเก็บน้ำเย็นไปป้อนให้ fan coil unit เมื่ออุณหภูมิในห้องเกิน 27°C และหยุดเมื่ออุณหภูมิห้องมีค่าต่ำกว่า 23°C

ตารางที่ จ.19 รายละเอียดข้อมูลเชิงเทคนิคของระบบปรับอากาศแบบ absorption

Parameter	Temperature (°C)		Flow rate (kg/s)
	Inlet	Outlet	
Chilled water	13	7	1.53
Cooling water	31	35	5.42
Hot water	88	83	2.4

โดยสมการที่ใช้วิเคราะห์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศแบบ absorption มีดังนี้

- Cooling capacity ของเครื่องความเย็นแบบabsorption

$$Q_{evap} = \dot{m}_{CHW} C_p (T_{CHW,in} - T_{CHW,out}) \quad (34)$$

- ความร้อนที่ให้กับ generator

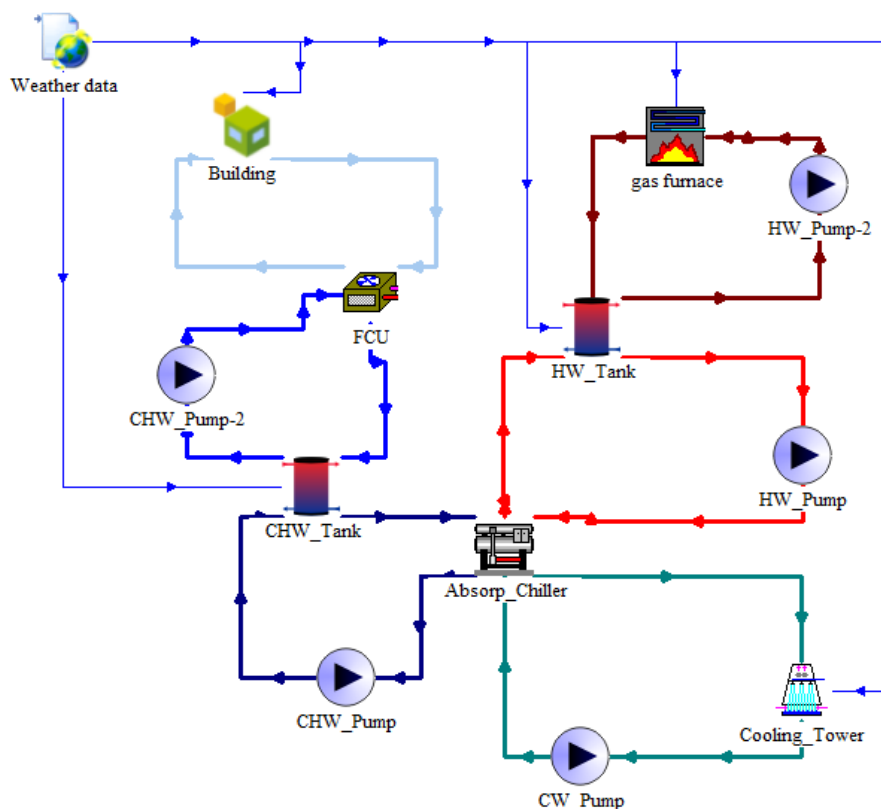
$$Q_{gen} = \dot{m}_{HW} C_p (T_{HW,in} - T_{HW,out}) \quad (35)$$

- สัมประสิทธิ์สมรรถนะ

$$COP = \frac{Q_{evap}}{Q_{gen}} \quad (36)$$

ตารางที่ จ.20 ส่วนประกอบและหน้าที่ของแต่ละอุปกรณ์ของระบบ absorption

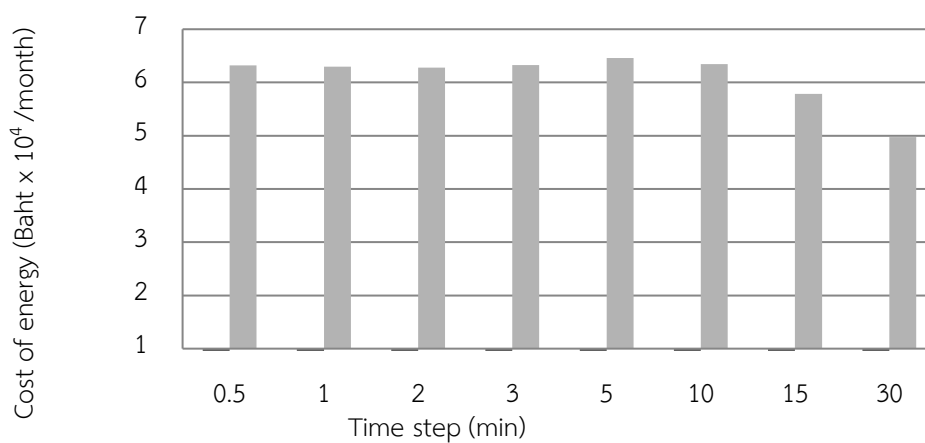
Module	Type	
	ของโปรแกรม	Description
	TRNSYS	
Absorp_chiller	707	absorption chiller ใช้ผลิตน้ำเย็นส่งไปเก็บในถังเก็บน้ำเย็น
HW_tank	4a	ถังเก็บน้ำร้อน ใช้เก็บน้ำร้อนเพื่อเป็นแหล่งความร้อนให้กับเครื่องปรับอากาศแบบ adsorption
CHW_tank	4a	ถังเก็บน้ำเย็น ใช้เก็บน้ำเย็นไว้จ่ายให้ FCU
FCU	928	Fan coil unit ใช้เป่าลมเย็นภายในอาคาร
gas furnace	700	เครื่องผลิตน้ำร้อนจากการเผาก๊าซธรรมชาติ
Cooling_tower	51a	ลดอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็น
CW_pump	114	Pump ที่ส่งน้ำหล่อเย็นเข้า Absorp_chiller
CHW_pump	114	Pump ที่ส่งน้ำเย็นไปเก็บในถัง CHW_tank
CHW_pump-2	114	Pump ที่ส่งน้ำเย็นไปให้เครื่องเป่าลมเย็น FCU
HW_pump	114	Pump ที่ส่งน้ำร้อนจากถัง HW_tank ไปเข้า
HW_pump-2	114	Absorp_chiller
		Pump ที่ส่งน้ำร้อนจาก gas furnace ไปเก็บในถัง HW_tank
Building	56	แบบจำลองที่ของร้าน7-Eleven ที่ได้จากการวัดขนาดจริง
Weather data	15	ข้อมูลของสภาพอากาศในกรุงเทพฯ ใน 1 ปี.



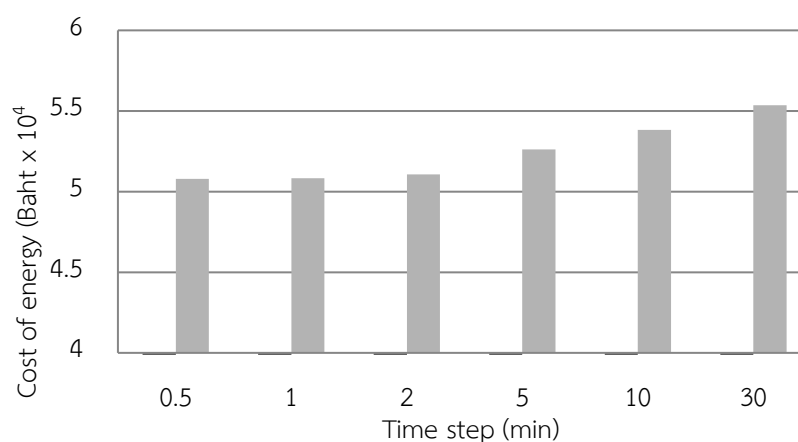
รูปที่ จ.26 แบบจำลองระบบปรับอากาศแบบ absorption ที่ใช้หม้อไอน้ำที่ใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิง

จ.3.3 การหา time step ที่เหมาะสม

ในหัวข้อนี้เป็นการศึกษาเพื่อหา time step ที่เหมาะสมของโปรแกรม TRNSYS สำหรับจำลองระบบที่ศึกษา โดยเลือกศึกษา time step ระหว่าง 30 วินาที ถึง 30 นาที แล้วเปรียบเทียบคำตอบจากแต่ละ time step ได้ผลดังรูปที่ จ.27 และ 59



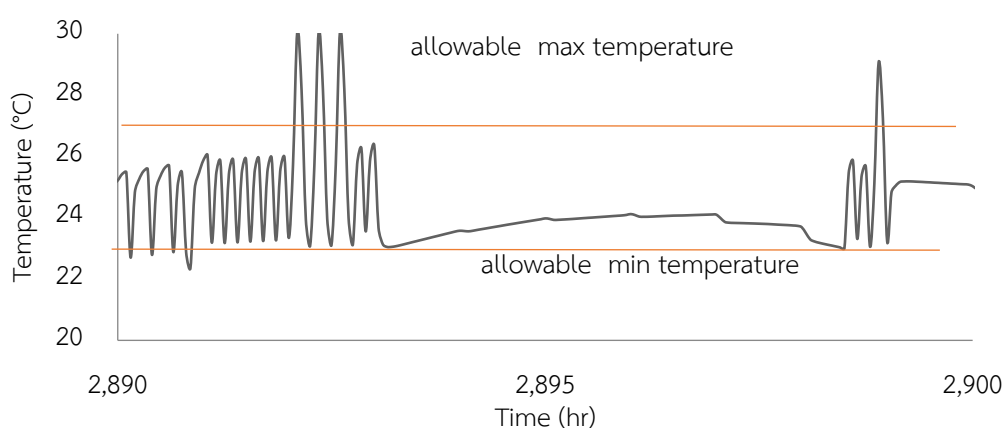
รูปที่ จ.27 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าใช้จ่ายด้านพลังงานของเดือนพฤษภาคมกับ time step ของระบบ
adsorption



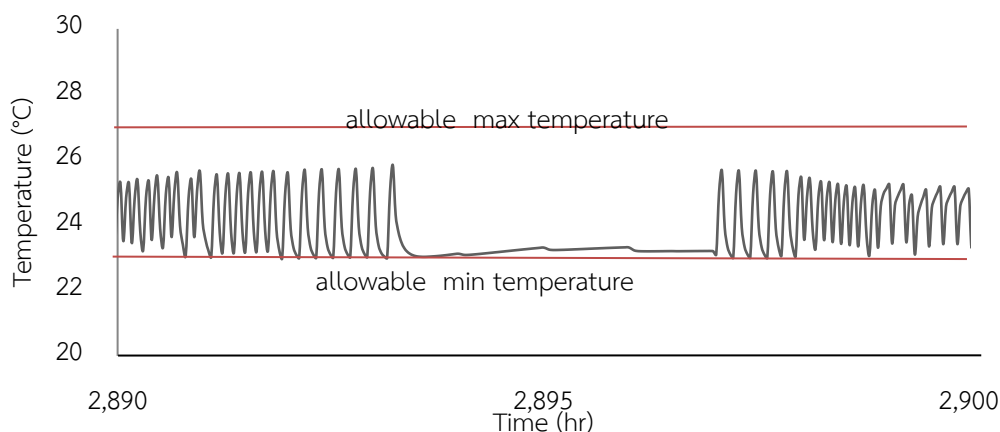
รูปที่ จ.28 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าใช้จ่ายด้านพลังงานของเดือนพฤษภาคมกับ time step ของระบบ
absorption

จากรูปที่ จ.27 และ จ.28 จะเห็นว่า ค่าใช้จ่ายด้านพลังงานของระบบ adsorption และ absorption ของ time step ในช่วง 1 - 2 นาที แตกต่างกันเพียง 0.3% และ 0.5% แต่เมื่อ time step ใหญ่กว่า 2 นาที ค่าใช้จ่ายด้านพลังงานเพิ่มขึ้นมากกว่า 5% ในการศึกษานี้จึงเลือกใช้ time step เท่ากับ 2 นาที

นอกจากนี้ ยังพบอีกว่าเมื่อใช้ time step ใหญ่กว่า 2 นาที คำตอบที่ได้บางครั้งขาดความสมจริง เช่น อุณหภูมิในห้องปรับอากาศมีค่ามากกว่าหรือน้อยกว่าค่าควบคุมในบางเวลาดังแสดงในรูปที่ จ.29



รูปที่ จ.29 แสดงอุณหภูมิในห้องปรับอากาศเมื่อใช้ time step เท่ากับ 3 นาที ของระบบ adsorption



รูปที่ จ.30 แสดงอุณหภูมิในห้องปรับอากาศเมื่อใช้ time step เท่ากับ 2 นาที ของระบบ adsorption

รูปที่ จ.29 และ จ.30 แสดงอุณหภูมิในห้องปรับอากาศของระบบ adsorption เมื่อใช้ time step เท่ากับ 3 และ 2 นาที ตามลำดับ โดยตั้งค่าทุกอย่างเหมือนกันทุกประการ และควบคุมอุณหภูมิห้องให้มีค่าระหว่าง 23 – 27°C จะเห็นว่าเมื่อ time step เท่ากับ 2 นาที ระบบสามารถควบคุมอุณหภูมิห้องให้เป็นไปตามต้องการได้ แต่เมื่อ time step เท่ากับ 3 นาที อุณหภูมิห้องมีค่ามากกว่า 27°C ในบางช่วงเวลา และน้อยกว่า 23°C ในบางช่วงเวลา ทั้งนี้อาจเกิดจากการคำนวณทุก ๆ 3 นาที (time step เท่ากับ 3 นาที) นานเกินกว่าจะจับการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในห้องแล้วควบคุมการเปิดปิด chiller ได้สมจริง จึงไม่สามารถควบคุมอุณหภูมิในห้องให้อยู่ในช่วงที่ต้องการได้ ในขณะที่การคำนวณทุก ๆ 2 นาที (time step เท่ากับ 2 นาที) มีความสมจริงมากกว่าดังแสดงในรูปที่ จ.30 และพบว่า ระบบ absorption ก็มีพฤติกรรมเหมือนกันกับระบบ adsorption การศึกษานี้จึงเลือกใช้ time step เท่ากับ 2 กับทั้งสองระบบ

4.7.4 การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง

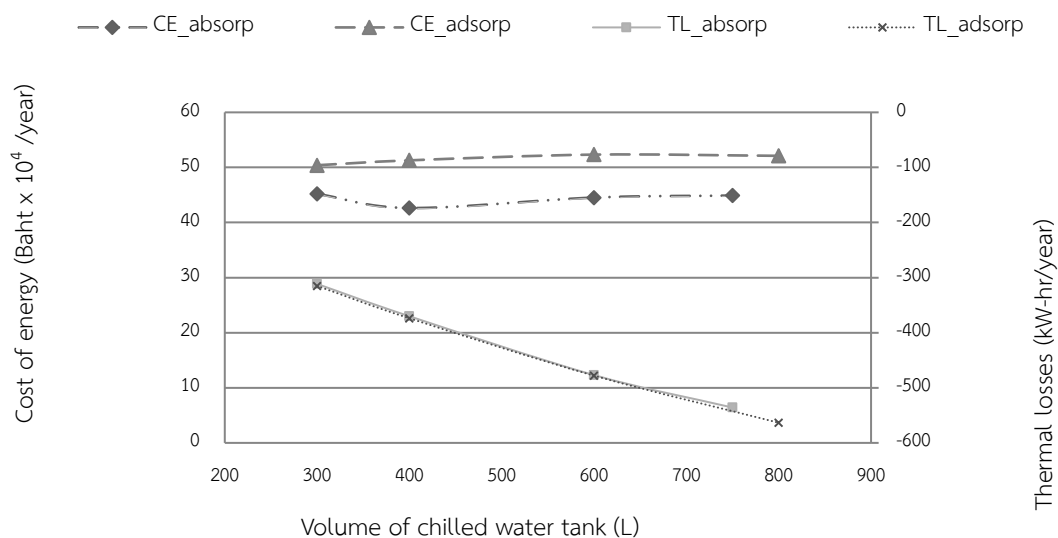
TRNSYS เป็นโปรแกรมที่ถูกใช้ในการจำลองระบบปรับอากาศอย่างกว้างขวาง การศึกษานี้จึงใช้โปรแกรม TRNSYS ในการจำลองระบบปรับอากาศแบบ adsorption และ absorption โดยมีการตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองด้วยการเปรียบเทียบค่า COP ที่ได้จากการจำลองกับค่าที่ได้จากผู้ผลิต จากการศึกษาพบว่า ค่า COP ที่ได้จากการจำลองระบบ adsorption และ absorption เท่ากับ 0.66 และ 0.69 ในขณะที่ค่า COP จากผู้ผลิตเท่ากับ 0.64 และ 0.7 ตามลำดับ จะเห็นว่า แบบจำลองสามารถทำนาย COP ได้ใกล้เคียงกับผู้ผลิต โดยทำนายคลาดเคลื่อนไป 3.1 % และ 2.9% ตามลำดับ ทำให้มั่นใจได้ว่าแบบจำลองที่ใช้ในการศึกษานี้ทำนายผลได้น่าเชื่อถือ

จ.3.5. ผลการจำลองและการอภิปรายผล

ในหัวข้อนี้จะนำเสนอผลการจำลองระบบปรับอากาศแบบ adsorption และ absorption ที่ใช้หม้อไอน้ำโดยใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิง ในการจำลองได้ศึกษาอิทธิพลของตัวแปรต่าง ๆ เพื่อหาขนาดของถังเก็บน้ำเย็น ขนาดของถังเก็บน้ำร้อน อัตราการไหลของน้ำที่ผ่านหม้อไอน้ำและขนาดของเตาที่ทำให้ค่าใช้จ่ายด้านพลังงานรวมตลอดปีต่ำที่สุด จากนั้นจะได้เปรียบเทียบค่าใช้จ่ายด้านพลังงานและค่า COP ของระบบปรับอากาศแบบ absorption, adsorption และระบบอัดไอ

จ.3.5.1 อิทธิพลของขนาดถังเก็บน้ำเย็น

ในการจำลองจะศึกษาอิทธิพลของขนาดถังเก็บน้ำเย็นต่อค่าใช้จ่ายด้านพลังงาน ซึ่งได้กำหนดให้ขนาดของถังเก็บน้ำร้อนเท่ากับ 600 L และใช้เตาขนาด 200 kW ก่อนการจำลองได้ประเมินขนาดถังเก็บน้ำเย็นที่เล็กที่สุดที่ใช้งานได้ พบว่าเท่ากับ 300 L ในการศึกษาจึงเลือกใช้ถังน้ำเย็นที่มีขนาดตั้งแต่ 300 L ขึ้นไป จากการจำลองได้ผลดังรูปที่ จ.31



รูปที่ จ.31 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าใช้จ่ายด้านพลังงานต่อปีกับขนาดของถังเก็บน้ำเย็น

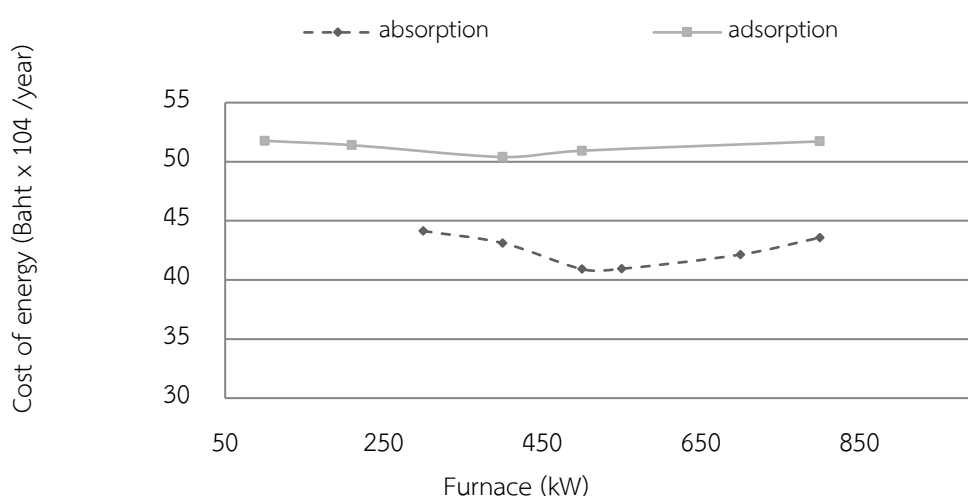
จากรูปที่ จ.31 จะเห็นว่า เมื่อขนาดถังเก็บน้ำเย็นเพิ่มขึ้น ค่าใช้จ่ายด้านพลังงานมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเล็กน้อย เนื่องจากการเพิ่มขนาดถังเก็บน้ำเย็นจะทำให้พื้นที่ผิวที่ความร้อนจากบรรยากาศถ่ายเทสู่น้ำในถังเพิ่มขึ้น แต่จะเห็นว่า ขนาดของถังเพิ่มขึ้นประมาณ 2.6 เท่า (จาก 300 L เป็น 800 L ในระบบ adsorption และจาก 300 L เป็น 750 L ในระบบ absorption) ค่าใช้จ่ายด้านพลังงานของระบบ absorption และ adsorption เพิ่มขึ้นเพียง 0.6% และ 3.4% ตามลำดับ ซึ่งชี้ให้เห็นว่าขนาดของถังเก็บน้ำเย็นมีผลต่อค่าใช้จ่ายด้านพลังงานของทั้งสองระบบเพียงเล็กน้อย ดังนั้น ควรจะเลือกใช้ถังน้ำเย็นขนาดเล็กที่สุดเพื่อประหยัดงบประมาณ

จ.3.5.2 อิทธิพลของขนาดเตาแก๊ส

ในหัวข้อนี้ได้นำเสนออิทธิพลของขนาดเตาแก๊สต่อค่าใช้จ่ายด้านพลังงาน ซึ่งการจำลองได้กำหนดค่าพารามิเตอร์ต่าง ๆ ดังตารางที่ จ.21 และได้ผลการจำลองดังรูปที่ จ.32

ตารางที่ จ.21 ค่าค่าพารามิเตอร์ต่าง ๆ กรณีขนาดเตาแก๊สเปลี่ยนไป

ระบบ	ถังเก็บน้ำร้อน (L)	ถังเก็บน้ำเย็น (L)	อัตราการไหลของน้ำร้อน (L/s)
adsorption	600	300	2.5
absorption	600	400	2.5



รูปที่ จ.32 ค่าใช้จ่ายด้านพลังงานต่อปีกับขนาดของเตาที่เปลี่ยนไป

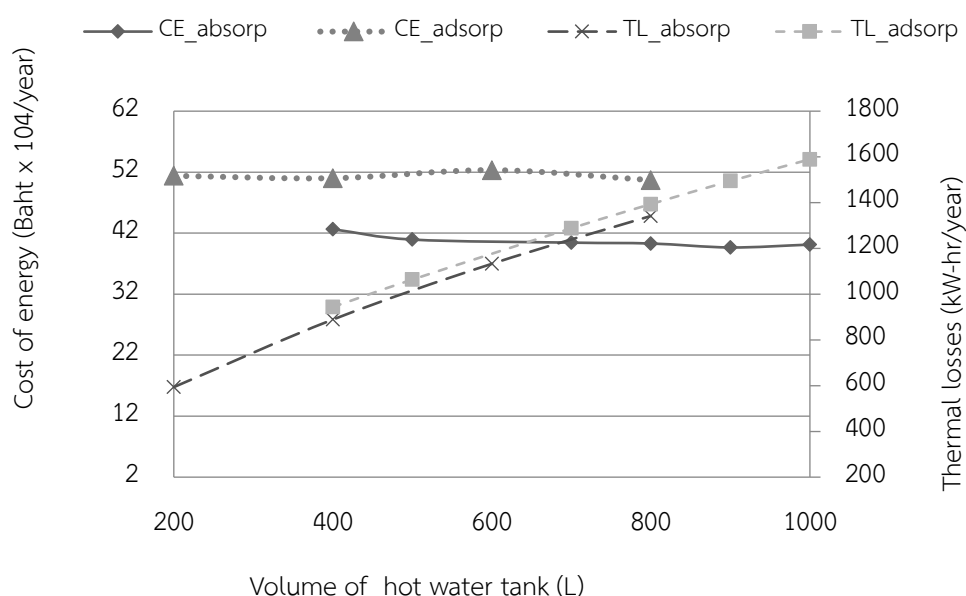
จากรูปที่ จ.32 จะเห็นว่า เมื่อกำลังของเตาเพิ่มขึ้น ค่าใช้จ่ายด้านพลังงานจะลดลงในช่วงแรก เนื่องจากค่าประสิทธิภาพของเตาแปรผันตามขนาดของเตา แต่เมื่อขนาดเตาของ adsorption ใหญ่กว่า 400 kW และของ absorption ใหญ่กว่า 500 kW ค่าใช้จ่ายด้านพลังงานมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มขนาดเตา ทั้งนี้อาจเกิดจากความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิงเกินความต้องการ ทำให้มีความร้อนบางส่วนไม่ได้ถูกนำไปใช้เพื่อเพิ่มอุณหภูมิให้กับน้ำร้อน ความร้อนที่สูญเสียจึงมีค่าเพิ่มขึ้น

จ.3.5.3 อิทธิพลของขนาดถังเก็บน้ำร้อน

ในการจำลองจะศึกษาอิทธิพลของขนาดถังเก็บน้ำร้อนต่อค่าใช้จ่ายด้านพลังงาน โดยมีค่าพารามิเตอร์ต่าง ๆ ดังตารางที่ จ.22 และได้ผลดังรูปที่ จ.33

ตารางที่ จ.22 ค่าพารามิเตอร์ต่าง ๆ กรณีขนาดถังเก็บน้ำร้อนเปลี่ยนไป

ระบบ	ขนาดเตา (kW)	ถังเก็บน้ำเย็น (L)	อัตราการไหลของน้ำร้อน (L/s)
adsorption	400	300	2.5
absorption	500	400	2.5



รูปที่ จ.33 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าใช้จ่ายด้านพลังงานต่อปีกับขนาดของถังเก็บน้ำร้อน

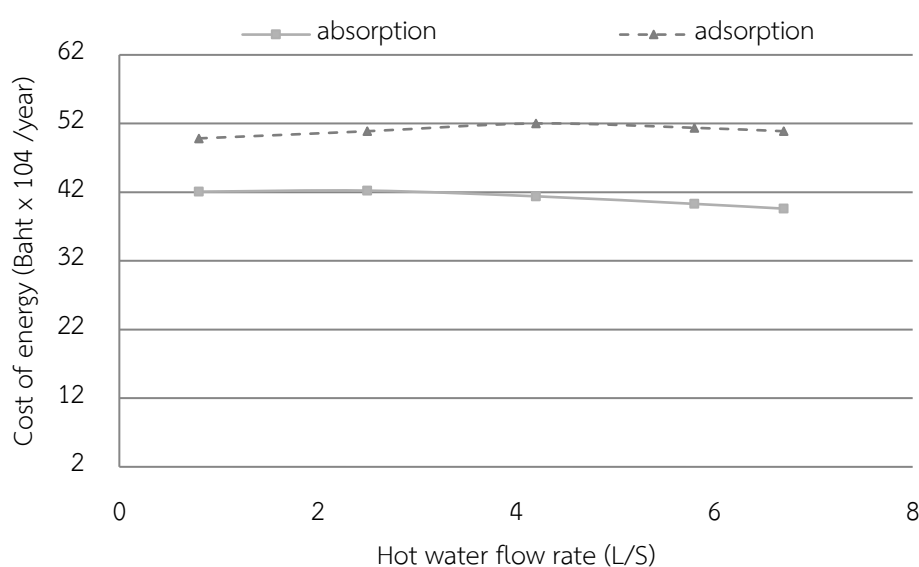
จากรูปที่ จ.33 พบว่า ค่าใช้จ่ายด้านพลังงานของทั้ง 2 ระบบมีค่าค่อนข้างคงที่ไม่เปลี่ยนแปลงตามขนาดถังเก็บน้ำร้อน ซึ่งเห็นว่าอิทธิพลของขนาดถังเก็บน้ำร้อนมีค่าน้อยกว่าอิทธิพลของขนาดเตา นอกจากนี้ ยังพบว่า thermal losses ของ adsorption สูงกว่า absorption เนื่องจาก adsorption ใช้น้ำร้อนอุณหภูมิที่สูงกว่า absorption (ตาราง 4.5.3 กับตาราง 4.5.4) ทำให้ผลต่างของอุณหภูมิน้ำร้อนกับสิ่งแวดล้อมมีค่าสูงกว่า จึงสูญเสียความร้อนมากกว่าระบบ absorption

จ.3.5.4 อิทธิพลของอัตราการไหลของน้ำร้อน

หัวข้อนี้เป็นการศึกษาอิทธิพลของอัตราการไหลของน้ำร้อนต่อค่าใช้จ่ายด้านพลังงาน โดยมีค่าพารามิเตอร์ที่เกี่ยวข้องดังตารางที่ จ.23 และได้ผลดังรูปที่ จ.34

ตารางที่ จ.23 ค่าพารามิเตอร์ที่เกี่ยวข้อง กรณีอัตราการไหลของน้ำร้อนเปลี่ยนไป

ระบบ	ขนาดเตา (kW)	ถังเก็บน้ำเย็น (L)	ถังเก็บน้ำร้อน (L)
adsorption	400	300	600
absorption	500	400	700

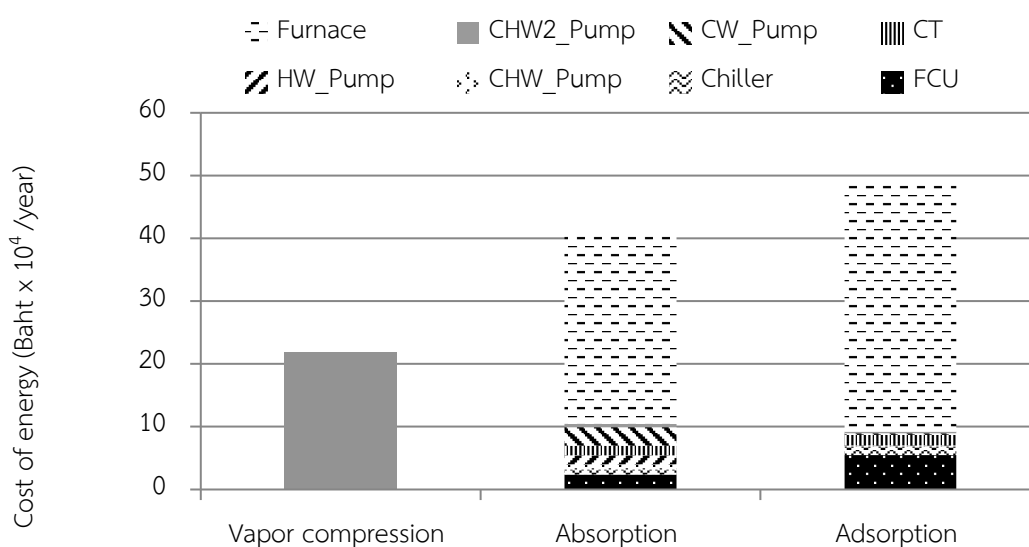


รูปที่ จ.34 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าใช้จ่ายด้านพลังงานกับอัตราการไหลของน้ำร้อน

จากรูปที่ จ.34 จะเห็นว่า เมื่ออัตราการไหลของน้ำร้อนเพิ่มขึ้น ค่าใช้จ่ายด้านพลังงานมีค่าลดลง อย่างไรก็ตาม ค่าใช้จ่ายด้านพลังงานของระบบ adsorption และ absorption ลดลงเพียง 2% และ 4% เมื่ออัตราการไหลของน้ำร้อนเพิ่มขึ้นหกเท่า (1-6 L/s) จึงสรุปได้ว่า อิทธิพลของอัตราการไหลของน้ำร้อนต่อค่าใช้จ่ายด้านพลังงานมีค่าน้อย

จ.3.5.5 การเปรียบเทียบค่าใช้จ่ายด้านพลังงานระหว่างระบบปรับอากาศแบบ absorption, adsorption และระบบอัดไอ

หัวข้อนี้จะเปรียบเทียบค่าใช้จ่ายด้านพลังงานรายปีของระบบปรับอากาศแบบ adsorption และ absorption ที่ใช้หม้อไอน้ำที่ใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงกับระบบปรับอากาศแบบอัดไอ ซึ่งผลการเปรียบเทียบเป็นดังรูปที่ จ.35



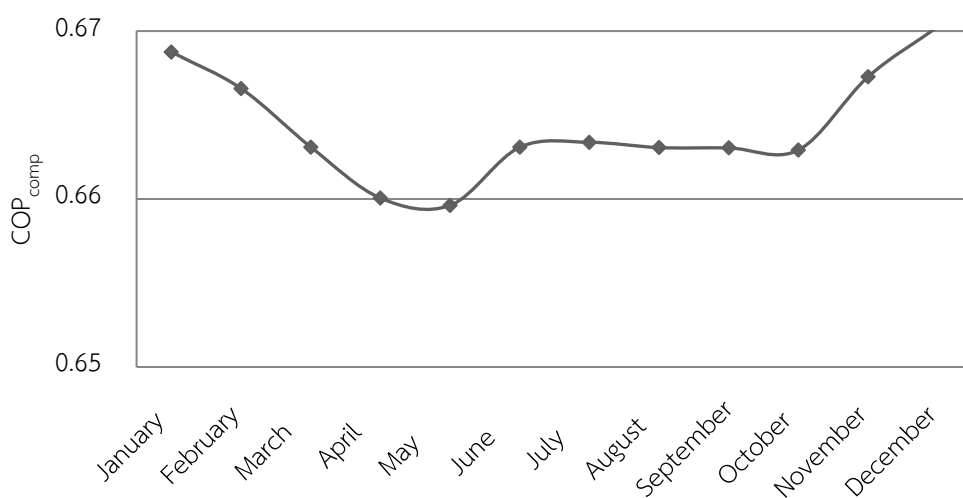
รูปที่ จ.35 ค่าใช้จ่ายด้านพลังงานรายปีของทั้งสามระบบ

จากรูปที่ จ.35 จะเห็นว่า ค่าพลังงานรายปีของระบบอัดไต่ต่ำที่สุด ซึ่งให้เห็นว่า ระบบอัดไอเป็นระบบที่ดีกว่าระบบปรับอากาศแบบ absorption และ adsorption ในแง่ของค่าใช้จ่ายด้านพลังงาน และหากพิจารณาค่าใช้จ่ายด้านพลังงานของระบบ adsorption และ absorption จะเห็นว่ามี 2 ส่วนคือ ค่าก๊าซธรรมชาติของหม้อไอน้ำและค่าไฟฟ้าของอุปกรณ์ไฟฟ้าในระบบ

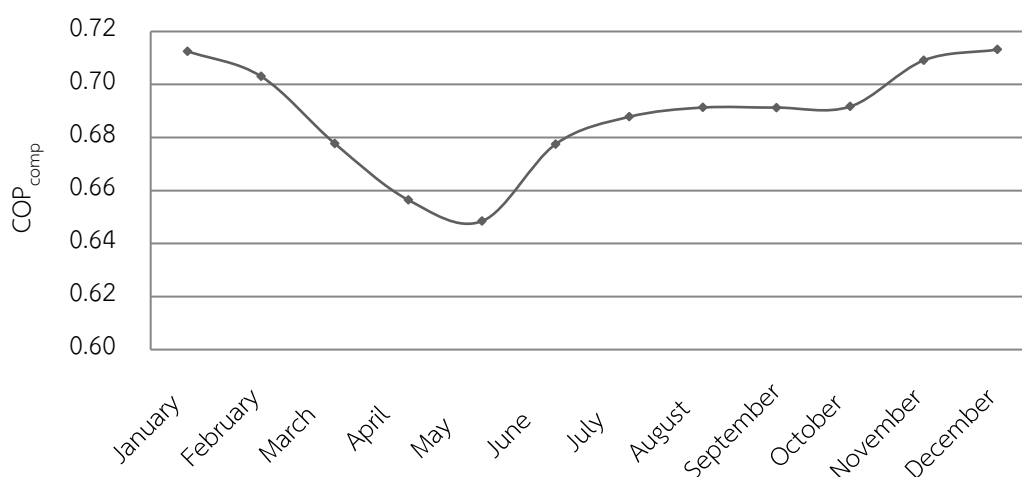
นอกจากนี้ จากรูปที่ จ.35 ยังพบว่า ค่าใช้จ่ายด้านพลังงานของระบบ adsorption และ absorption เป็นค่าก๊าซธรรมชาติที่ใช้เพื่อต้มน้ำร้อน 81% และ 75% ตามลำดับ ถ้าความร้อนที่นำมาต้มน้ำเป็นความร้อนที่ได้มาจากความร้อนทิ้งหรือจากธรรมชาติ จะทำให้ค่าใช้จ่ายด้านพลังงานของระบบปรับอากาศแบบ adsorption และ absorption เหลือเพียงค่าไฟฟ้าของอุปกรณ์ที่ใช้ไฟฟ้าเป็นแหล่งพลังงานเท่านั้น และจะเห็นว่าค่าใช้จ่ายด้านพลังงานของระบบ adsorption สูงกว่า absorption เนื่องจาก ระบบ adsorption มี COP ต่ำกว่าระบบ absorption ทำให้ต้องใช้พลังงานมากกว่า

จ.3.5.6 การเปรียบเทียบ COP ระหว่างระบบปรับอากาศแบบ absorption adsorption และระบบอัดไอ

หัวข้อนี้จะเปรียบเทียบค่า COP ของระบบปรับอากาศแบบ absorption adsorption และระบบอัดไอ โดยระบบปรับอากาศแบบ adsorption และ absorption มี COP_{comp} เฉลี่ยรายเดือน ดังแสดงในรูปที่ จ.36 และ จ.37



รูปที่ จ.36 ค่า COP_{comp} เฉลี่ยในแต่ละเดือนของระบบปรับอากาศแบบ adsorption



รูปที่ จ.37 ค่า COP_{comp} เฉลี่ยในแต่ละเดือนของระบบปรับอากาศแบบ absorption

จากรูปที่ จ.36 และ จ.37 จะเห็นว่าระบบ adsorption และ absorption มีค่า COP_{comp} ต่ำในฤดูร้อน (มีนาคม-มิถุนายน) และสูงในฤดูหนาว (พฤศจิกายน-มกราคม) ซึ่งสอดคล้องกับนิยามของ COP สำหรับ Carnot refrigeration cycle ที่ว่า ค่า COP แปรผกผันกับอุณหภูมิของแหล่งทิ้งความร้อน

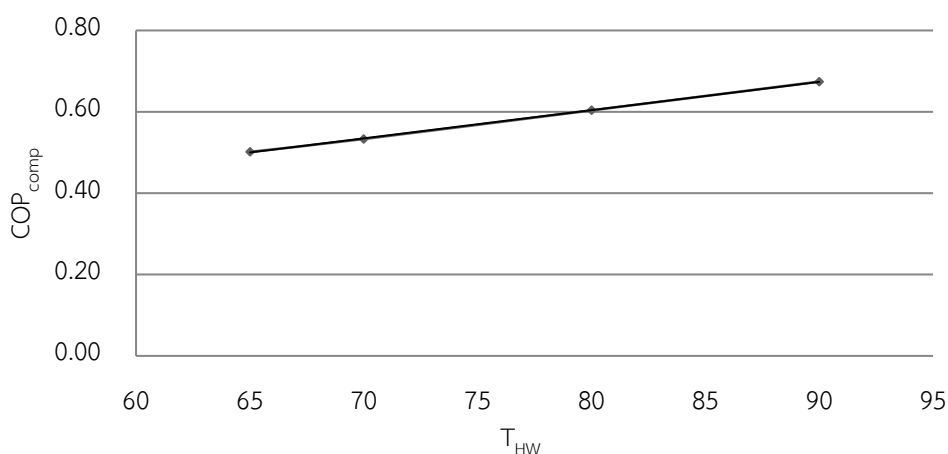
เมื่อเปรียบเทียบค่า COP ระหว่างระบบปรับอากาศแบบอัดไอกับระบบ absorption และ adsorption พบว่าระบบปรับอากาศแบบอัดไอมี COP สูงที่สุด ดังแสดงในตารางที่ จ.24

ตารางที่ จ.24 แสดงค่า COP ของระบบปรับอากาศแบบอัดไอ แบบ adsorption และ absorption

ชนิดระบบปรับอากาศ	COP_{comp}	COP_{manu}
adsorption	0.66	0.64
absorption	0.69	0.7
แบบอัดไอ	3.65	3

จากตารางที่ จ.24 พบว่า ค่า COP ที่ทำนายโดยโปรแกรม TRNSYS (COP_{comp}) ของระบบ absorption มีค่า แตกต่างจากค่า COP ที่บริษัทแจ้ง (COP_{manu}) เพียง 2% ทั้งนี้เนื่องจาก โปรแกรม TRNSYS มี absorption chiller รุ่นที่เลือกใช้งาน ข้อมูลเชิงเทคนิคของแบบจำลองจึงตรงกับรุ่นที่เลือก ขณะที่เครื่องปรับอากาศแบบอัดไอรุ่นที่เลือกไม่มีใน TRNSYS ในการจำลองจึงตั้งค่าให้โปรแกรมใช้ค่าที่ normalize มาจากรุ่นใกล้เคียง จึงอาจเป็นสาเหตุให้ COP_{comp} ของ ระบบอัดไอสูงกว่า COP_{manu} ประมาณ 22%

ระบบปรับอากาศแบบ adsorption มีค่า COP_{comp} สูงกว่า COP_{manu} ประมาณ 3.1% ทั้งนี้เนื่องจากค่า COP_{comp} จะแปรผันตามอุณหภูมิความร้อน โดยความสัมพันธ์เป็นดังรูปที่ จ.38 ในการจำลองนี้ได้ตั้งค่าอุณหภูมิของน้ำร้อนไว้ที่ $90^{\circ}C$ ซึ่งอาจไม่ตรงกับอุณหภูมิที่ผู้ผลิตใช้ทดสอบหา COP_{manu} ของอุปกรณ์ จึงทำให้ COP ที่ได้แตกต่างกัน



รูปที่ จ.38 ค่า COP_{comp} ของ adsorption chiller เมื่ออุณหภูมิความร้อนเปลี่ยนไป

จากผลการจำลองจึงสรุปได้ว่า ระบบอัดไอเหมาะที่จะใช้เป็นเครื่องปรับอากาศให้ร้าน 7-Eleven มากกว่าระบบปรับอากาศแบบ absorption และ adsorption ที่ใช้หม้อไอน้ำที่ใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิง เมื่อเปรียบเทียบค่าใช้จ่ายด้านพลังงานและสมรรถนะของระบบ

จ.3.6. สรุปผลการศึกษา

ในการศึกษาสมรรถนะการทำงานของระบบปรับอากาศแบบ adsorption และ absorption ที่ใช้หม้อไอน้ำที่ใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงสำหรับ 7-Eleven ที่มีพื้นที่ปรับอากาศ 111.6 m^2 ในประเทศไทย พบว่าขนาดของเตามีผลต่อค่าใช้จ่ายด้านพลังงานค่อนข้างมาก เมื่อเทียบกับอิทธิพลของขนาดถังเก็บน้ำร้อนและขนาดของถังเก็บน้ำเย็น ส่วนอัตราการไหลของน้ำร้อนไม่ส่งผลต่อค่าใช้จ่ายด้านพลังงานอย่างมีนัยสำคัญ ค่า COP เฉลี่ยตลอดปีของระบบปรับอากาศแบบ adsorption และ absorption มีค่าเท่ากับ 0.66 และ 0.69 โดยมีค่าสูงในฤดูหนาวและลดลงในฤดูร้อน และ COP ของทั้งสองระบบต่ำกว่าระบบอัดไอ นอกจากนี้ ยังพบว่าค่าใช้จ่ายด้านพลังงานตลอดปีของระบบปรับอากาศแบบอัดไอน้อยกว่าระบบ adsorption และ absorption

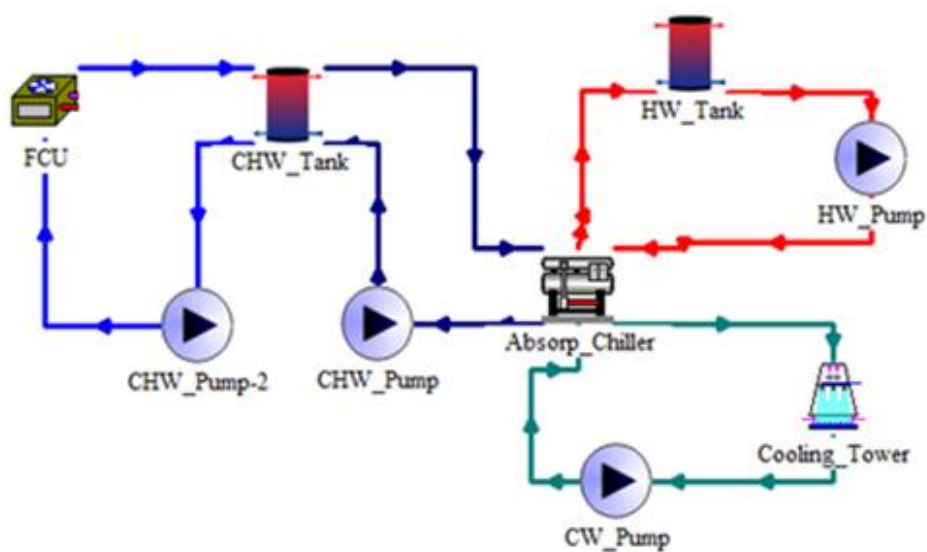
อยู่ประมาณสองเท่า โดยค่าก๊าซธรรมชาติของระบบ adsorption และ absorption คิดเป็น 81% และ 75% ของค่าใช้จ่ายด้านพลังงาน ตามลำดับ

จ.4 การจำลองระบบปรับอากาศแบบ absorption และแบบ adsorption สำหรับ 7-Eleven ที่ใช้ฮีตเตอร์ไฟฟ้าเป็นแหล่งความร้อน

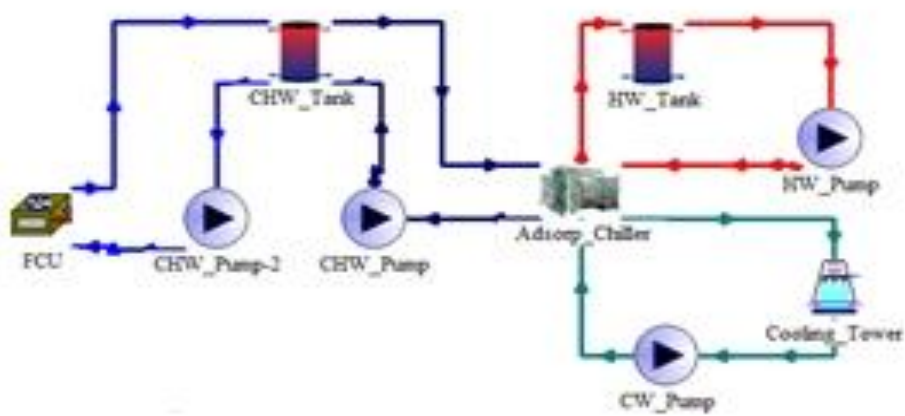
จ.4.1 การจำลองระบบ

ในการศึกษานี้จะจำลองระบบปรับอากาศของร้าน 7- Eleven ภายใต้สภาพภูมิอากาศในเขตพื้นที่กรุงเทพมหานคร ต่อเนื่องเป็นเวลา 1 ปี โดยใช้โปรแกรม TRNSYS ซึ่งเป็นโปรแกรมสำเร็จรูปที่สามารถจำลองระบบด้านความร้อนแบบ unsteady ได้ ในตัวโปรแกรมจะมี modules ซึ่งข้อมูลของ module ที่เลือกใช้ปรากฏดังตารางที่ จ.25 โดยการเชื่อมโยงของแต่ละ module แสดงในรูปที่ จ.39

เครื่องปรับอากาศแบบ absorption ที่เลือกใช้คือรุ่น WCF-SC/SH10 ของบริษัท Yazaki ซึ่งมีคุณสมบัติทางเทคนิคดังตารางที่ จ.26 และเครื่องปรับอากาศแบบ adsorption ที่เลือกใช้คือรุ่น AD3-C ของบริษัท ECO - MAX ซึ่งมีคุณสมบัติทางเทคนิคดังตารางที่ จ.27 ร้าน 7- Eleven ที่ศึกษามีพื้นที่ 111.6 m^2 คุณสมบัติวัสดุที่ใช้ทำตัวอาคารแสดงในตารางที่ จ.28 เพื่อรักษาอุณหภูมิภายในร้านให้คงที่ที่ $23\text{-}27^{\circ}\text{C}$ ต้องการเครื่องปรับอากาศที่มีกำลัง 35 kW



(a)



(b)

รูปที่ จ.39 (a) ระบบปรับอากาศแบบ absorption และ (b) ระบบปรับอากาศแบบ adsorption

ตารางที่ จ.25 รายละเอียดของอุปกรณ์

รายการ	อักษรย่อ	Type	รายละเอียด
chiller	-	909 ¹ , 107 ²	เป็นอุปกรณ์ผลิตน้ำเย็นเพื่อทำความเย็น
cooling tower	-	51a	ระบายความร้อนออกจาก condenser ของ chiller
fan coil unit	FCU	928	แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศ กับ chilled water
hot water tank	HW_Tank	4a	ถังเก็บน้ำร้อนก่อนส่งให้กับ chiller
chilled water tank	CHW_Tank	4a	ถังเก็บน้ำเย็นของ chiller ก่อนส่งให้กับ fan coil unit
cooling water pump	CW_Pump	114	ปั๊มดันน้ำระหว่าง chiller และ cooling tower
hot water pump	HW_Pump	114	ปั๊มดันน้ำระหว่าง chiller และ hot water tank
chilled water pump	CHW_pump	114	ปั๊มดันน้ำระหว่าง chiller และ chilled water tank
chilled water pump	CHW_pump2	114	ปั๊มดันน้ำระหว่าง chilled water tank และ fan coil unit

หมายเหตุ: 1 สำหรับระบบ adsorption และ 2 สำหรับระบบ absorption

ตารางที่ จ.26 รายละเอียดข้อมูลเชิงเทคนิคของระบบปรับอากาศ absorption chiller

parameter	Temperature (°C)		Flow rate (kg/s)	Pressure loss (kPa)
	Inlet	Outlet		
Chilled water	13	7	1.53	55.85
Cooling water	31	35	5.42	84.81
Hot water	88	83	2.4	90.32

ตารางที่ จ.27 รายละเอียดข้อมูลเชิงเทคนิคของระบบปรับอากาศ adsorption chiller

parameter	Temperature (°C)		Flow rate (kg/s)	Pressure loss (kPa)
	Inlet	Outlet		
Chilled water	12.8	7.2	1.5	9.8
Cooling water	29.4	35	4.6	19.6
Hot water	90.6	83.9	2.5	9.8

ตารางที่ จ.28 ข้อมูลอาคาร 7-Eleven

Type of	Description of Layers	Thickness	Thermal Conductivity	Specific Heat	Density
Construction	(from Inside to Outside Surfaces)	(m)	(W/m.K)	[kJ/kg.K]	[kg/cu.m.]
ผนัง	ปูนฉาบ	0.015	0.0903	1.55	1,200.00
	อิฐมวลเบา	0.075	0.1322	0.9	1,280.00
	ปูนฉาบ	0.015	0.0903	1.55	1,200.00
ผนังกันระหว่าง ห้องขายสินค้า และห้องเก็บ สินค้า	ไม้อัด	0.01	0.15	1.2	800
	อากาศ	0.075	Thermal Resistance = 0.036 [h.sq.m.K/kJ]		
	ไม้อัด	0.006	0.15	1.2	800
พื้น	กระเบื้องปูพื้น	0.01	1	1	2,000.00
	ปูน	0.1	1.13	1	1,400.00
	ทรายหยาบ	0.03	0.7	1	1,800.00
หลังคา	โครงสร้างและแผ่นฝ้า เพดาน	-	Thermal Resistance = 0.088 [h.sq.m.K/kJ]		
	แผ่นกันความร้อนชนิด โฟม	0.015	0.0306	1	40
	แผ่นหลังคาโลหะ	0.004	15	1.8	7,800.00
กระจก	กระจกลามิเนต	0.01	0.9	Emissivity = 0.84	

สมการที่ใช้คำนวณสมรรถนะของระบบปรับอากาศแบบ absorption มีดังนี้

พลังงานที่น้ำเย็นถ่ายเทให้แก่ absorption chiller

$$\dot{Q}_{remove} = \dot{m}_{chw} C_{p_{chw}} (T_{chw,in} - T_{chw,set}) \quad (37)$$

อุณหภูมิน้ำร้อนที่ออกจาก chiller

$$T_{hw,out} = T_{hw,in} - \frac{\dot{Q}_{hw}}{\dot{m}_{hw} C_{p_{hw}}} \quad (38)$$

อุณหภูมิ chilled water ที่ออกจาก chiller

$$T_{chw,out} = T_{chw,in} - \frac{MIN(\dot{Q}_{remove}, Capacity)}{\dot{m}_{chw} C_{p_{chw}}} \quad (39)$$

ความสัมพันธ์ระหว่างความร้อนที่ถ่ายเทที่ chiller

$$\dot{Q}_{cw} = \dot{Q}_{chw} + \dot{Q}_{hw} + \dot{Q}_{aux} \quad (40)$$

อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ออกจาก chiller

$$T_{cw,out} = T_{cw,in} + \frac{\dot{Q}_{cw}}{\dot{m}_{cw} C_{p_{cw}}} \quad (41)$$

COP ของ chiller

$$COP = \frac{\dot{Q}_{chw}}{\dot{Q}_{aux} + \dot{Q}_{hw}} \quad (42)$$

สมการที่ใช้คำนวณสมรรถนะของระบบปรับอากาศแบบ adsorption มีดังนี้

พลังงานที่น้ำเย็นถ่ายเทให้แก่ adsorption chiller

$$\dot{q}_{chw} = MIN(\dot{q}_{capacity}, (\dot{m}_{chw} C_{p_{chw}} (T_{chw,in} - T_{chw,set}))) \quad (43)$$

เมื่อ $T_{chw,set}$ คือ ค่าที่ตั้งให้เป็นอุณหภูมิ chilled water เมื่อออกจาก chiller

ความร้อนที่ adsorption chiller ต้องการจากน้ำร้อน

$$\dot{q}_{hw} = \frac{\dot{q}_{chw}}{COP_{Rated}} \quad (44)$$

ความสัมพันธ์ระหว่างความร้อนที่ถ่ายเทที่ chiller

$$\dot{q}_{cw} = \dot{q}_{chw} + \dot{q}_{hw} + \dot{q}_{aux} \quad (45)$$

เมื่อ $\dot{q}_{aux}$ คือ พลังงานที่ใช้ในการทำงานของปั๊มและอุปกรณ์ควบคุมการทำงานภายใน chiller

อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ออกจาก chiller

$$T_{cw,out} = T_{cw,in} + \frac{\dot{q}_{cw}}{\dot{m}_{cw} C_{p,cw}} \quad (46)$$

อุณหภูมิน้ำร้อนที่ออกจาก chiller

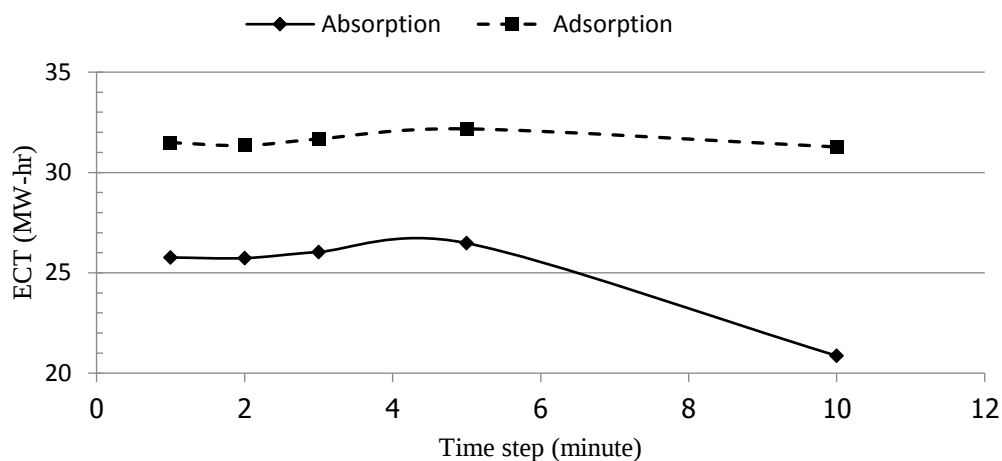
$$T_{hw,out} = T_{hw,in} - \frac{\dot{q}_{hw}}{\dot{m}_{cp} C_{p,hw}} \quad (47)$$

COP ของ chiller

$$COP = \frac{\dot{q}_{chw}}{\dot{q}_{aux} + \dot{q}_{hw}} \quad (48)$$

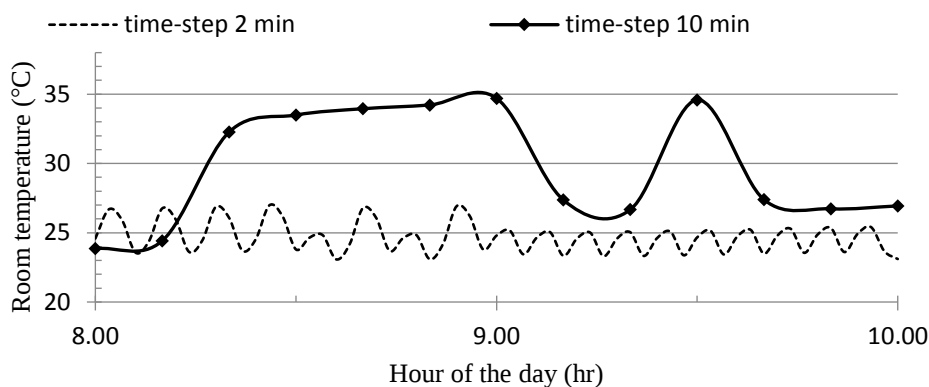
จ.4.2 การหา time-step ที่เหมาะสม

หัวข้อนี้เป็นการหา time-step ของโปรแกรม TRNSYS ที่เหมาะสมสำหรับการจำลองระบบที่ศึกษา โดยรูปที่ จ.40 แสดงค่าพลังงานรวมที่ระบบใช้ (Energy Consumption, ECT) เมื่อใช้ค่า time step เท่ากับ 1 – 10 นาที ของทั้งระบบ absorption และ adsorption จะเห็นว่า ค่า ECT ที่ 1 และ 2 นาทีมีค่าใกล้เคียงกัน เมื่อ time-step มากกว่า 2 นาที ค่า ECT มีค่าเปลี่ยนไป

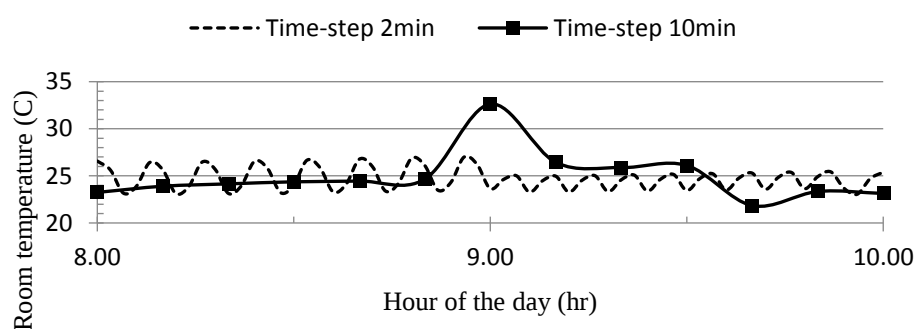


รูปที่ จ.40 การหาค่า time-step ที่เหมาะสม

รูปที่ จ.41 (a) และ จ.41 (b) แสดงอุณหภูมิห้อง ณ เวลา 8.00 – 10.00 น. ของร้าน 7-Eleven ที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบ absorption และ adsorption ตามลำดับ โดยเงื่อนไขการทำงานของระบบปรับอากาศคือ รักษาอุณหภูมิห้องให้อยู่ระหว่าง 23 – 27 °C จากรูปทั้ง 2 จะเห็นว่า เมื่อใช้ time-step เท่ากับ 10 นาที มีบางช่วงเวลาที่อุณหภูมิห้องสูงกว่า 27 °C ในขณะที่เมื่อใช้ time step เท่ากับ 2 นาที อุณหภูมิห้องอยู่ในช่วงที่ต้องการตลอดเวลา การศึกษานี้จึงเลือกใช้ time-step เท่ากับ 2 นาที



รูปที่ จ.41 (a) อุณหภูมิห้องปรับอากาศของระบบ absorption



รูปที่ จ.41 (b) อุณหภูมิห้องปรับอากาศของระบบ adsorption

3.8.3 ผลการจำลองและการอภิปรายผล

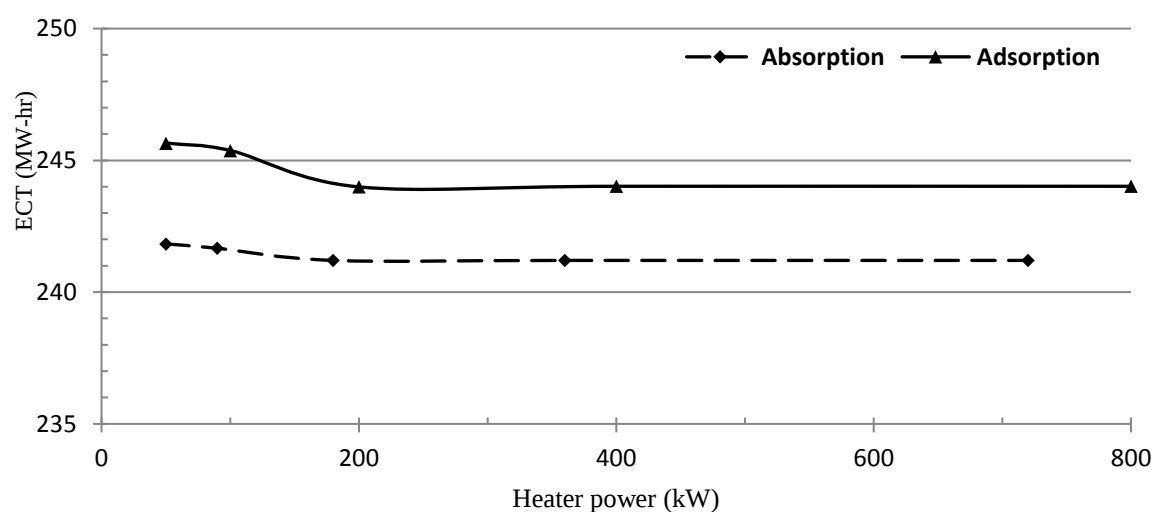
เมื่อจำลองระบบปรับอากาศแบบ absorption และ adsorption ด้วยโปรแกรม TRNSYS 17 ได้ผล
ดังนี้

จ.4.3.1 อิทธิพลของกำลังไฟฟ้าของฮีตเตอร์

เพื่อจะศึกษาอิทธิพลของกำลังไฟฟ้าของฮีตเตอร์ ค่าพารามิเตอร์ของระบบที่ศึกษาเป็นดังแสดงในตารางที่ จ.29 โดยค่า ECT ที่ได้จากการจำลองเป็นดังรูปที่ จ.42

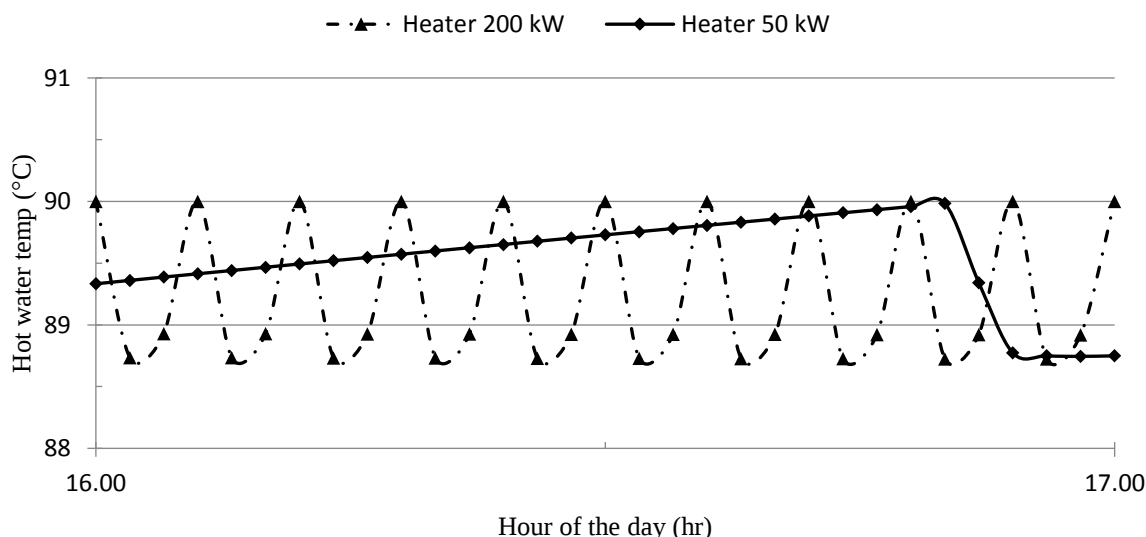
ตารางที่ จ.29 พารามิเตอร์เพื่อศึกษาอิทธิพลของกำลังไฟฟ้าของฮีตเตอร์

ตัวแปร	Absorption	Adsorption
1.กำลังฮีตเตอร์ (kW)	50 90 180 360 720	50 100 200 400 800
2.ขนาดถังน้ำร้อน (ลิตร)	600	400
3.ขนาดถังน้ำเย็น (ลิตร)	600	400
4.อุณหภูมิน้ำร้อน (°C)	90	88



รูปที่ จ.42 ความสัมพันธ์ระหว่าง ECT กับกำลังไฟฟ้าของฮีตเตอร์

จากรูปที่ จ.42 จะเห็นว่า ระบบปรับอากาศแบบ adsorption และแบบ absorption มีแนวโน้มที่คล้ายกันคือ เมื่อกำลังฮีตเตอร์น้อยกว่า 200 kW การเพิ่มกำลังฮีตเตอร์ส่งผลให้ค่า ECT ลดลง และเมื่อกำลังฮีตเตอร์มากกว่า 200 kW การเพิ่มกำลังฮีตเตอร์ไม่มีผลทำให้ค่า ECT เปลี่ยนแปลง



รูปที่ จ.43 อุณหภูมิน้ำร้อนในถังน้ำร้อนของระบบ adsorption

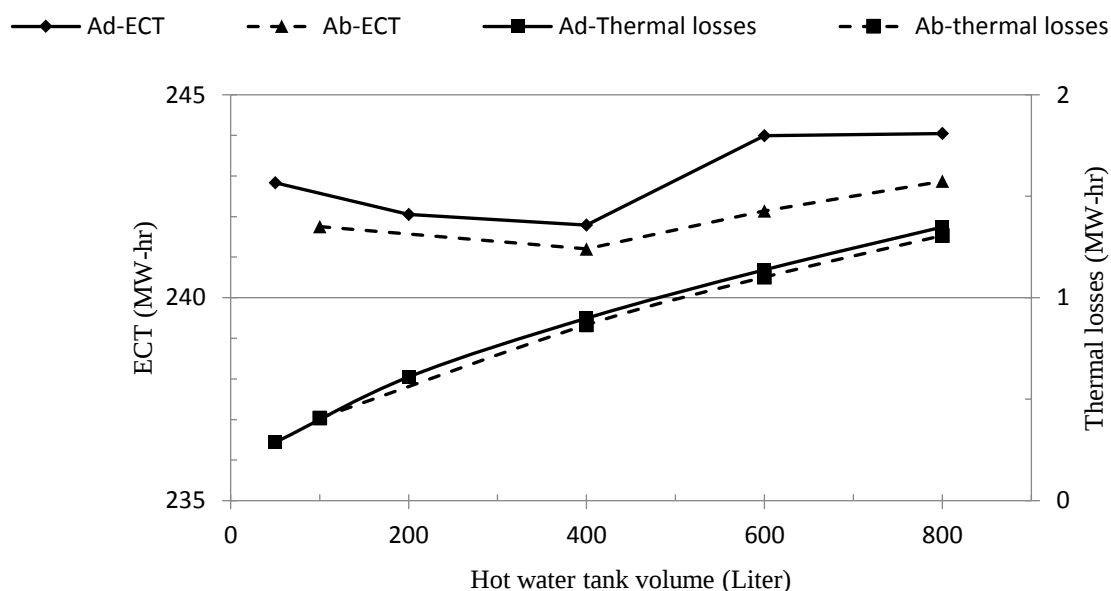
รูปที่ จ.43 แสดงอุณหภูมิของน้ำร้อนที่ระบบทำได้ระหว่างช่วงเวลา 16.00 – 17.00 น. จะเห็นว่า ระบบที่ฮีตเตอร์มีกำลัง 200 kW สามารถเพิ่มอุณหภูมิน้ำร้อนได้เร็วกว่า ส่งผลให้อุณหภูมิน้ำร้อนเฉลี่ยของระบบ 200 kW มีค่าสูงกว่าของระบบ 50 kW เนื่องจากค่า COP ของ chillers แปรผันตามอุณหภูมิน้ำร้อน ค่า ECT ของระบบ 200 kW จึงมีค่าต่ำกว่าของระบบ 50 kW แต่เมื่อกำลังไฟฟ้าของฮีตเตอร์มากกว่า 200 kW ฮีตเตอร์มีกำลังเพียงพอที่จะทำอุณหภูมิน้ำร้อนได้ตามต้องการ จึงทำให้อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำร้อนจากฮีตเตอร์ขนาด 200, 400 และ 800 kW มีค่าใกล้เคียงกันมาก ส่งผลให้ค่า COP มีค่าเปลี่ยนแปลงน้อยมากเมื่อกำลังไฟฟ้าของฮีตเตอร์มากกว่า 200 kW ค่า ECT จึงมีค่าค่อนข้างคงที่เมื่อกำลังไฟฟ้าของฮีตเตอร์มากกว่า 200 kW สำหรับระบบ adsorption และมากกว่า 180 kW สำหรับระบบ absorption

4.8.3.2 อิทธิพลขนาดถังเก็บน้ำร้อน

เพื่อจะศึกษาอิทธิพลของขนาดถังเก็บน้ำร้อน ค่าพารามิเตอร์ของระบบที่ศึกษาเป็นดังแสดงในตารางที่ จ. 30 โดยค่า ECT ที่ได้จากการจำลองเป็นดังรูปที่ จ.44

ตารางที่ จ.30 พารามิเตอร์เพื่อศึกษาอิทธิพลของขนาดถังน้ำร้อน

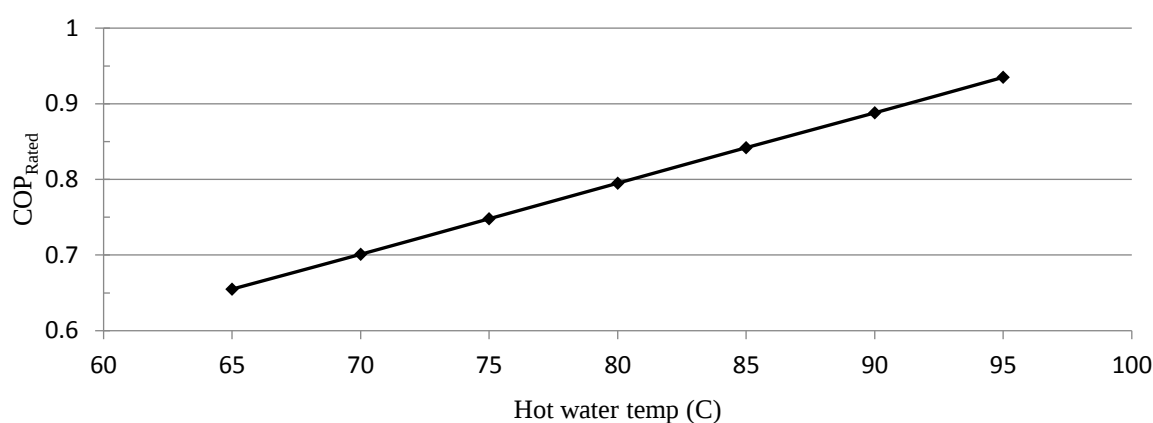
ตัวแปร	Absorption	Adsorption
1.กำลังฮีตเตอร์ (kW)	180	200
2.ขนาดถังน้ำร้อน (ลิตร)	100	50
	400	200
	600	400
	800	800
3.ขนาดถังน้ำเย็น (ลิตร)	600	400
4.อุณหภูมิน้ำร้อน (°C)	90	88



รูปที่ จ.44 ความสัมพันธ์ระหว่าง ECT, thermal losses กับขนาดถังน้ำร้อน

จากรูปที่ จ.44 พบว่า เมื่อถังน้ำร้อนมีขนาดใหญ่ขึ้นจะทำให้ค่า thermal losses มากขึ้น เนื่องจากถังมีพื้นที่ผิวสำหรับสูญเสียความร้อนให้กับบรรยากาศมากขึ้น นอกจากนี้ ยังพบว่า เมื่อขนาดถังเล็กกว่า 400 ลิตร การเพิ่มขนาดถังจะทำให้ค่า ECT ลดลง และเมื่อถังใหญ่กว่า 400 ลิตร การเพิ่มขนาดถังจะทำให้ค่า ECT

เพิ่มขึ้น ทั้งนี้เนื่องจาก น้ำร้อนเมื่อส่งไปยัง chiller จะสูญเสียความร้อนทำให้อุณหภูมิ น้ำร้อนที่ไหลกลับมายังถังเก็บน้ำร้อนมีค่าลดลง หากน้ำในถังเก็บมีปริมาณน้อย (ถังเก็บเล็กกว่า 400 ลิตร) จะทำให้อุณหภูมิเฉลี่ยในถังเก็บมีค่าลดลงมาก ค่า COP ของระบบจึงมีค่าน้อย ค่า ECT จึงมีค่ามาก เมื่อเพิ่มขนาดถังเก็บ (แต่ยังเล็กกว่า 400 ลิตร) ปริมาณน้ำมากขึ้น อุณหภูมิเฉลี่ยในถังเก็บน้ำร้อนจึงลดลงไม่มาก ค่า COP ก็สูงขึ้น ค่า ECT จึงลดลง เพราะใช้ไฟฟ้าลดลง แต่เมื่อเพิ่มขนาดถังมากกว่า 400 ลิตร ปริมาณน้ำมีค่ามากกว่าที่ต้องการมาก โดยพบว่าบางช่วงเวลาน้ำร้อนมีอุณหภูมิต่ำกว่าค่าที่กำหนด จึงทำให้ COP ลดลง และเมื่อถึงใหญ่ขึ้นค่า thermal loss ก็มากขึ้น โดยรวมจึงทำให้ค่า ECT มีค่าสูงขึ้น โดยความสัมพันธ์ระหว่าง COP กับอุณหภูมิ น้ำร้อนของ adsorption chiller ที่เลือกใช้เป็นดังรูปที่ จ.45 ส่วนความสัมพันธ์ระหว่าง COP กับอุณหภูมิ น้ำร้อนของ absorption chiller ก็มีแนวโน้มที่เหมือนกัน



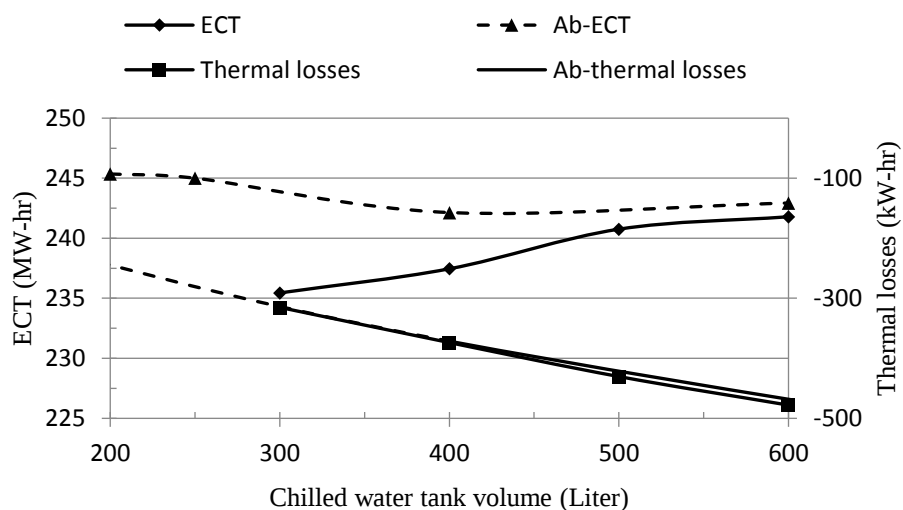
รูปที่ จ.45 ความสัมพันธ์ระหว่าง COP กับอุณหภูมิ น้ำร้อนของ adsorption chiller

จ.4.3.3 อิทธิพลขนาดถังเก็บน้ำเย็น

เพื่อจะศึกษาอิทธิพลของขนาดถังน้ำเย็น ค่าพารามิเตอร์ของระบบที่ศึกษาเป็นดังแสดงในตารางที่ จ.31 โดยค่า ECT ที่ได้จากการจำลองเป็นดังรูปที่ จ.46

ตารางที่ จ.31 พารามิเตอร์เพื่อศึกษาอิทธิพลของขนาดถังน้ำเย็น

ตัวแปร	Absorption	Adsorption
1. กำลังฮีตเตอร์ (kW)	180	200
2. ขนาดถังน้ำร้อน (ลิตร)	400	400
3. ขนาดถังน้ำเย็น (ลิตร)	200	300
	250	400
	400	500
	600	600
4. อุณหภูมิน้ำร้อน (°C)	90	88



รูปที่ จ.46 ความสัมพันธ์ระหว่าง ECT, thermal losses กับขนาดถังน้ำเย็น

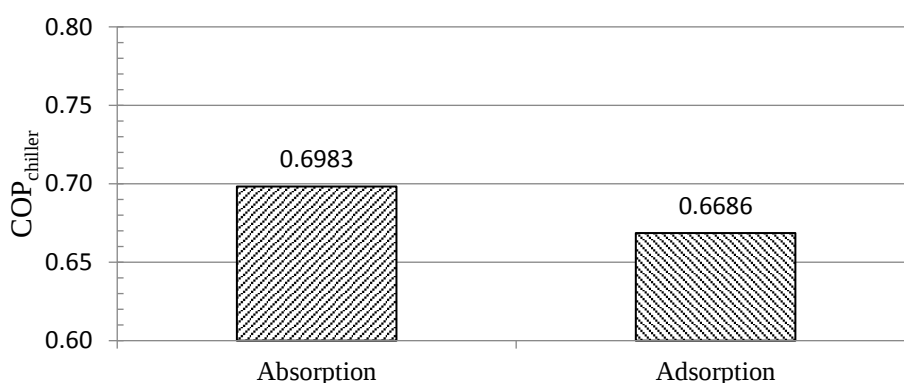
จากรูปที่ จ.46 พบว่า ค่า thermal loss ทั้งของ absorption และ adsorption มีค่าประมาณเท่ากัน และติดลบเพิ่มขึ้นเมื่อถังมีขนาดใหญ่ขึ้น เนื่องจากอุณหภูมิถังน้ำเย็นมีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิอากาศรอบข้างจึงทำให้

ความร้อนจากอากาศโดยรอบถ่ายเทเข้าสู่ถังและถังใหญ่ที่มีพื้นที่แลกเปลี่ยนมาก เครื่องหมายลบแสดงว่าความร้อนไหลเข้าสู่ถังเก็บ

นอกจากนี้ ยังพบว่า ECT ของระบบ adsorption เพิ่มขึ้นเมื่อขนาดถังน้ำเย็นใหญ่ขึ้นเพราะว่า chiller ต้องใช้พลังงานมากขึ้นในการทำให้น้ำในถังที่ใหญ่ขึ้นมีอุณหภูมิต่ำลง แต่สำหรับระบบ absorption พบว่า ค่า ECT มีค่าเปลี่ยนแปลงไม่มากนัก โดยแนวโน้มที่ต่างไปจากระบบ adsorption คือ เมื่อถังน้ำเย็นเล็กกว่า 300 ลิตร ค่า ECT เพิ่มขึ้นเมื่อถังน้ำเย็นเล็กลง จากการคำนวณพบว่า ถังน้ำเย็นควรมีขนาดใหญ่กว่า 300 ลิตร ปริมาณน้ำเย็นจึงจะมีเพียงพอ หากเล็กกว่านั้นจะทำให้เมื่อ chilled water กลับมาจาก fan coil unit มาที่ถังเก็บน้ำเย็นซึ่งมีปริมาณน้ำน้อยไป อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำในถังน้ำเย็นจะมีค่าค่อนข้างสูง chiller ต้องทำงานบ่อย ค่า ECT จึงสูงขึ้นเมื่อถังเล็กกว่า 300 ลิตร

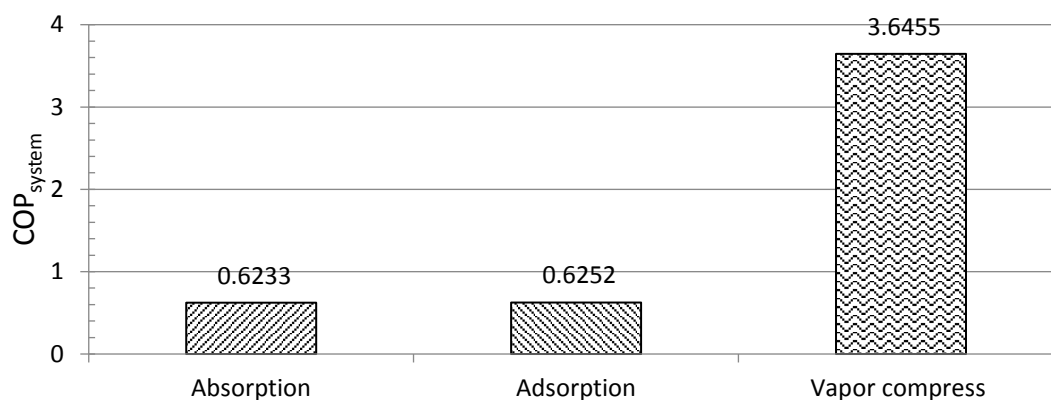
จ.4.3.4 การเปรียบเทียบระหว่างระบบปรับอากาศแบบ absorption, adsorption และระบบอัดไอ

หัวข้อนี้เป็นการเปรียบเทียบสมรรถนะของระบบปรับอากาศ 3 ประเภท คือ ระบบปรับอากาศแบบ absorption, adsorption และระบบอัดไอ ซึ่งค่าสมรรถนะของระบบปรับอากาศแบบอัดไอได้จากการจำลองในโปรแกรม TRSYS เช่นกัน ค่า COP เปรียบเทียบระหว่างระบบ absorption และ adsorption เป็นดังแสดงในรูปที่ จ.47



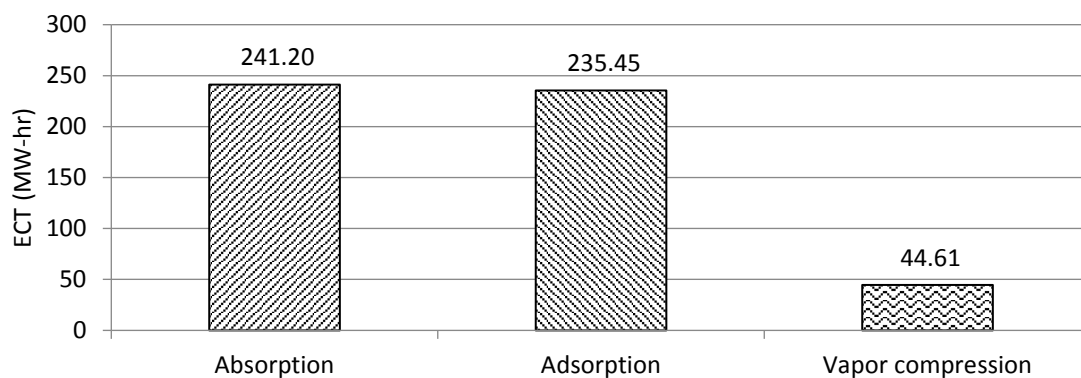
รูปที่ จ.47 ค่า COP ของ absorption และ adsorption chiller

จากรูปที่ จ.47 พบว่า ค่า $COP_{chiller}$ ของ absorption สูงกว่า adsorption ซึ่งสอดคล้องกับงานวิจัยส่วนใหญ่ และเมื่อพิจารณาค่า COP ของทั้งระบบ (COP_{system}) ที่คำนวณแบบมีพลังงานไฟฟ้าที่ปั๊มน้ำและ fan coil unit รวมด้วยได้ผลดังรูปที่ จ.48



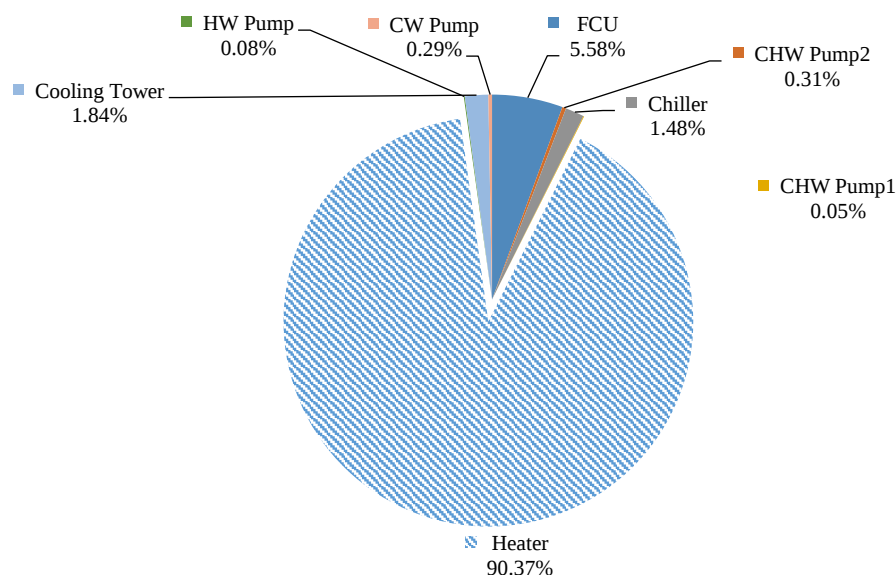
รูปที่ จ.48 ค่า COP รวมของแต่ละระบบ

จากรูปที่ จ.48 พบว่า ระบบปรับอากาศแบบอัดไอน์มีค่า COP_{system} สูงที่สุด รองลงมาเป็น adsorption และ absorption ตามลำดับ สาเหตุที่ค่า COP_{system} ของ absorption มีค่าต่ำกว่าของ adsorption อธิบายได้จากข้อมูลในตารางที่ จ.26 และ 31 ที่ค่า pressure loss ของ chilled water, cooling water และ hot water ในระบบ absorption มีค่าสูงกว่าในระบบ adsorption มาก ทำให้เมื่อรวมค่าพลังงานไฟฟ้าของ pump ในการคำนวณ จึงทำให้ COP_{system} ของ absorption มีค่าต่ำกว่าของ adsorption ซึ่งค่า COP_{system} นี้ สอดคล้องกับ ECT ของแต่ละระบบดังแสดงในรูปที่ จ.49



รูปที่ จ.49 ค่า annual ECT ของแต่ละระบบ

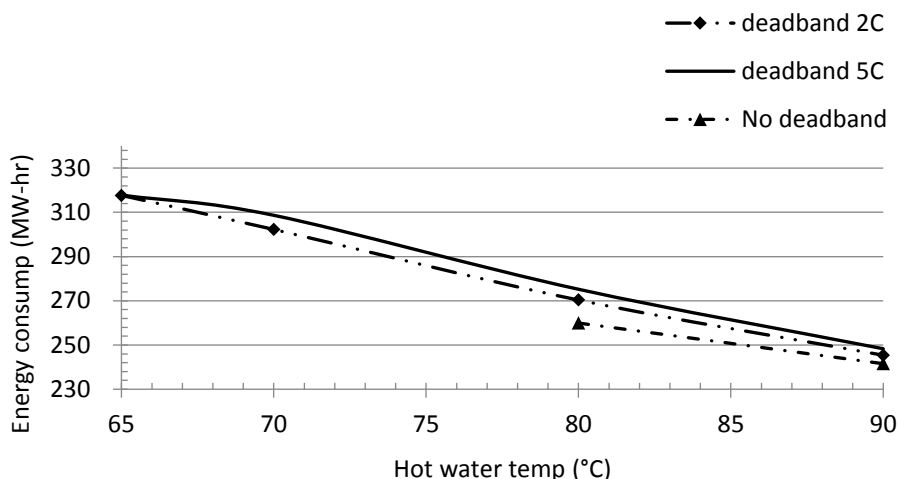
เมื่อพิจารณาสัดส่วนการใช้พลังงานของระบบ adsorption ในช่วงเวลา 1 ปี พบว่า อุปกรณ์ที่ใช้พลังงานไฟฟ้ามากที่สุดคือ ฮีตเตอร์ไฟฟ้าที่ถึงแก่น้ำร้อนมีค่า 90.37% รองลงมาคือ fan coil unit, พัดลมของ cooling tower, พัดลมที่ chiller, ปั๊มน้ำเย็น, ปั๊มน้ำหล่อเย็น และปั๊มน้ำร้อน ตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ จ.50 โดยที่ระบบ absorption ก็มีแนวโน้มที่คล้ายกัน



รูปที่ จ.50 สัดส่วนการใช้พลังงานของระบบ adsorption

จ.4.3.5 อิทธิพลของอุณหภูมิน้ำร้อนของระบบปรับอากาศแบบ adsorption

หัวข้อนี้นำเสนออิทธิพลของอุณหภูมิน้ำร้อนในระบบ adsorption chiller โดยศึกษาเมื่ออุณหภูมิน้ำร้อนมีค่า 65, 70 80 และ 90°C และเปรียบเทียบเมื่อค่า deadband ของฮีตเตอร์ในถังน้ำร้อนมีค่า 2°C กับ 5°C โดย deadband คือ ช่วงอุณหภูมิที่ใช้ในการควบคุมให้ฮีตเตอร์ทำงาน เช่น เมื่อต้องการได้น้ำร้อนอุณหภูมิ 90°C โดยเลือก deadband เท่ากับ 2°C ได้ว่า ฮีตเตอร์จะเริ่มทำงานเมื่ออุณหภูมิน้ำต่ำกว่า 88°C ($= 90^{\circ}\text{C} - 2^{\circ}\text{C}$) และจะหยุดทำงานเมื่ออุณหภูมิน้ำเท่ากับ 90°C แล้วจะทำงานอีกครั้งเมื่ออุณหภูมิน้ำต่ำกว่า 88°C ผลการศึกษาเป็นดังรูปที่ จ.51



รูปที่ จ.51 การหาอุณหภูมิน้ำร้อน และ ค่า deadband ที่เหมาะสม

จากรูปที่ จ.51 พบว่า ยิ่งกำหนดให้อุณหภูมิน้ำร้อนยิ่งสูง ค่า ECT ยิ่งลดลง ซึ่งเป็นผลจากการที่ค่า COP ของ chiller มีค่าแปรผันตรงกับอุณหภูมิน้ำร้อน และพบว่า ค่า ECT เมื่อเลือกเมื่อ deadband = 2°C มีค่าน้อยกว่าเมื่อ deadband = 5°C เนื่องจาก อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำร้อนเมื่อ deadband = 2°C มีค่าสูงกว่าเมื่อ deadband = 5°C จึงมี COP สูงกว่า และใช้พลังงานไฟฟ้าน้อยกว่า จะเห็นว่า หากไม่มี deadband ระบบมี ECT ต่ำสุดเพราะระบบจะสามารถรักษาอุณหภูมิน้ำร้อนได้คงที่ แต่ปัญหาในทางปฏิบัติคือ ฮีตเตอร์จะทำ หยุด ทำ หยุด ถิ่นมากจนส่งผลเสียต่อระบบ

จ.4.4 สรุปผลการศึกษา

การศึกษานี้เป็นการประเมินสมรรถนะระหว่างระบบปรับอากาศแบบ absorption และ absorption ที่ใช้ฮีตเตอร์ไฟฟ้าเป็นแหล่งความร้อน สำหรับร้าน 7-Eleven ในกรุงเทพมหานครโดยใช้โปรแกรม TRNSYS 17 สามารถสรุปได้ดังนี้

1. ระบบปรับอากาศแบบ absorption ควรมีถังเก็บน้ำร้อนและน้ำเย็นขนาด 400 ลิตร และ ใช้ฮีตเตอร์ไฟฟ้าในการทำน้ำร้อนขนาด 180 kW จากการจำลอง พบว่า ระบบมีค่า COP_{system} เฉลี่ย เท่ากับ 0.6233 และ ใช้ไฟฟ้าในการทำงาน 1 ปี เท่ากับ 241.20 MW-h

2. ระบบปรับอากาศแบบ adsorption ควรมีถังเก็บน้ำร้อนขนาด 400 ลิตร และ มีถังเก็บน้ำเย็น 300 ลิตร และใช้ฮีตเตอร์ไฟฟ้าในการทำน้ำร้อนขนาด 200 kW จากการจำลอง พบว่า ระบบมีค่า COP_{system} เฉลี่ย เท่ากับ 0.6252 และใช้ไฟฟ้าในการทำงาน 1 ปี เท่ากับ 235.43 MW-h

3. ระบบปรับอากาศแบบ absorption และ adsorption มีค่า COP_{system} ที่ต่ำกว่าระบบปรับอากาศแบบอัดไอมาก ขณะที่ใช้พลังงานมากกว่าระบบอัดไออประมาณ 5 เท่า ดังนั้น ระบบอัดไอเหมาะที่จะใช้เป็นเครื่องปรับอากาศให้ร้าน 7-Eleven มากกว่าระบบปรับอากาศแบบ absorption และ adsorption ที่ใช้ฮีตเตอร์ไฟฟ้าเป็นแหล่งความร้อน เมื่อเปรียบเทียบค่าใช้จ่ายด้านพลังงานและสมรรถนะของระบบ