

デシカント空調システムにおける 運転条件と除湿性能の関係

藤澤 一平^{a)}・土屋 佑太^{b)}・迫田 達也^{c)}・林 則行^{c)}

Relationships between Operating Conditions and Quantity of Dehumidification of Desiccant Air Conditioning System

Ippei FUJISAWA, Yuta TSUCHIYA, Tatsuya SAKODA, Noriyuki HAYASHI

Abstract

Co-generation system has become an effective method to solve the global warming and energy problem. The system can achieve high efficiency both by using electric generation and by exhaust heat recovery. On the other hand, the development of the environmental improvement technology in a greenhouse is demanded agricultural sector. It is thought that desiccant air conditioning system can solve these problems. In this paper, it was purpose to establish system operating conditions according to the outside air and the environment in the greenhouse. For this purpose, dehumidification tests in the greenhouse were conducted at different amount of air to establish system operating conditions according to the outside air and the environment in the greenhouse, and characteristics of the dehumidification quantity on different amount of air and temperature of reproduction air was requested by numerical simulation. Finally, it was conducted whether the environment in the greenhouse could be controlled to the target temperature and humidity in various conditions. As the result, it was confirmed increase in amount of air and rise in reproduction temperature was effective for increasing the dehumidification amount. Moreover, conditions of OA to be controlled was confirmed.

Keywords: Co-generation, Dessicant air conditioning system, Greenhouse, Operating conditions

1. はじめに

分散型電源を用いてエネルギーを供給するシステムとしてコージェネレーションシステムの利用に注目が集まっている。コージェネレーションシステムの特徴は、発電の際に発生した排熱を回収することで電気と熱を同時に得ることができ、大量の熱需要があれば総合熱効率 70～80%以上と非常に高い効率が得られることである¹⁾。しかし、コージェネレーションシステムから発生する熱の温度は低く、使用用途が限られている²⁾。図1に温水排熱量とその利用量を示す³⁾。図1より、低温の温水排熱は利用量が少ないということが分かる。

現在、日本の農業経営における課題として「農業所得の安定」が挙げられる。そのため、農業資材コストを低減させ、収量を安定・向上させることが求められている。中でも、温室内で農作物を栽培する際は、温室内は一日中高い相対湿度であるため農作物が病気になりやすく収量の安定・向上が難しい。さらに、温室内の相対湿度の調整は温室内の温度の調整と比べて格段に難しいため、まだ効果的

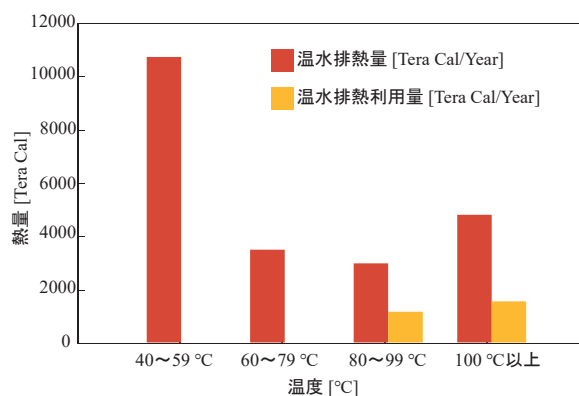


図1. 温水排熱量と利用量³⁾。

かつ経済的調整方法は開発されていない。そこで、コージェネレーションシステムからの低温排熱を利用した省エネルギーなデシカント空調システムを用いて温室内の環境改善をすることで、収量の安定・向上が可能ではないかと考えた。

そのため、我々は、コージェネレーションシステムからの低温排熱をデシカント空調システムに利用し、温室内の相対湿度を 60～80%、温度を 18～25 °Cに制御することを目的とした研究を行っている。

a)工学専攻エネルギー系コース大学院生

b)電気システム工学科学部生

c)電気システム工学科教授

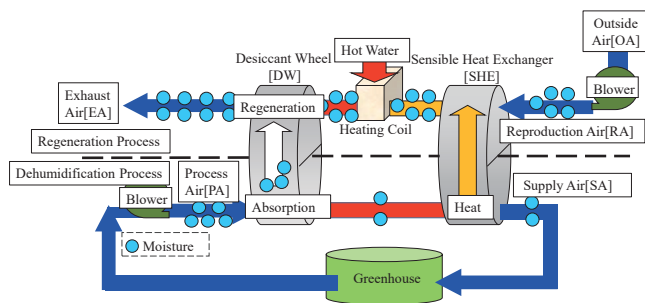
本稿では、温室内外の環境に応じた運転条件の確立を目的として以下の3つの研究を行ったので、結果を報告する。

- (1) 異なる送風機風量における温室内の除湿試験
- (2) 数値シミュレーションを用いた風量変化と再生空気温度変化における除湿量特性の調査
- (3) 様々な外気条件下における温室内の温湿度制御

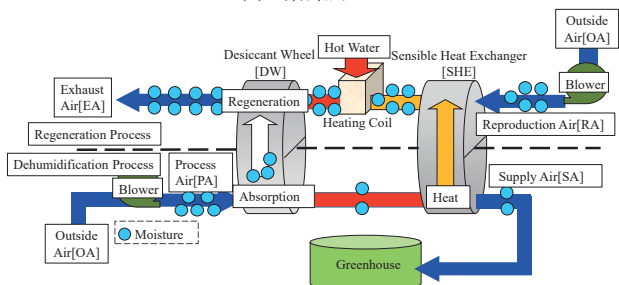
2. 異なる送風機風量における温室内の除湿実験

これまでに図2(a)に示すようなデシカント空調システムの循環方式⁴⁾と図2(b)に示すような換気方式⁴⁾を用いて温室内の除湿実験を行ってきたが、OAの絶対湿度が11 g/kg未満の場合は循環方式、11 g/kg~17 g/kgの場合は換気方式を用いると目標としている温室内の温湿度に制御できるということが分かっている⁴⁾。しかし、宮崎県では7月と8月にOAの絶対湿度は17 g/kgを超えることがあるため、OAの絶対湿度が17 g/kg以上の場合でも温室内の環境改善が求められる。

先行研究で、デシカント空調システムの送風機の風量が除湿性能に影響することが分かっている²⁾。そこで本章では、OAの絶対湿度が17 g/kg以上の場合にデシカント空調システムの換気方式を用いて、異なる2つの送風機風量の場合に温室内の除湿実験を行った。



(a) 循環方式



(b) 換気方式

図2. デシカント空調システムの運転方式⁴⁾.

2.1 実験方法

実験回路は図2(b)に示す換気方式⁴⁾を使用した。送風機の風量及び実験開始時のOAと温室内の条件を表1、ロ

ータの回転数と温水温度条件を表2にそれぞれ示す。表1に示すように、送風機の風量は180 m³/hと210 m³/hの2つの異なる条件で行った。また、どの条件においても実験開始時の温室内の相対湿度と温室内の温度は目標としている範囲を超えている。表2に示すように、ロータの回転数と温水温度はそれぞれ等しい条件で行った。実験方法を以下に示す(採用した運転方式は図2(b)を参照)。

- ① 除湿過程では、除湿側の送風機を用いて、デシカントローター(以後DWと略す)、顕熱交換機(以後SHEと略す)、温室の順に空気が流されていく。はじめに、除湿側の送風機を用いてOAをDWに送り、DW内の吸着材を用いてPAに含まれる水分を吸着する。吸着材は水分を吸着すると熱を発生させる。その際、発生した熱はSHEで奪われる。
- ② ①で除湿、熱交換されたSAを温室内に送り込み、温室内の除湿を行う。
- ③ 再生過程では、再生側の送風機を用いてSHE、Heating Coil、DWの順に空気が流されていく。はじめに、再生側の送風機を用いてOAをSHEに送り、RAは吸着材から発生した吸着熱によって温められる。さらに、RAは排熱を模擬した温水によって再度温められる。
- ④ DW内の水分を含んだ吸着材を再度使用できるように、③で温められた高温のRAによって吸着材に含まれる水分の除去を行う。そして、吸着材の水分除去を行ったRAはEAとしてOAに排気される。
- ⑤ ①~④の工程を繰り返し、温室内の除湿を行う。その際、温室内、OA、PA、SA、RA、EAのそれぞれの温湿度の測定を行う。

以上の方法でデシカント空調システムを運転させ温室内の除湿処理を行った。また、温室内、OA、PA、SA、RA、EAのそれぞれの温湿度を用いて絶対湿度(以後AHと略す)を計算した。

表1. 実験条件.

Blower	OA Absolute Humidity[g/kg]	Inside the Greenhouse	
		Temperature [°C]	RH [%]
Air Volume [m ³ /h]			
180	19.3	33.9	97.6
210	18.3	28.0	98.8

表2. 運転条件.

Experiment-1		
DW、SHE	Rotational Speed[rph]	21.0
Hot Water	Temperature[°C]	40.0(±2)
Experiment-2		
DW、SHE	Rotational Speed[rph]	21.0
Hot Water	Temperature[°C]	40.0(±2)

2.2 実験結果

図3 (a)、図3 (b) にデシカント空調システムの除湿側と再生側の送風機の風量が 180 m³/h、210 m³/h の実験開始時から実験終了後までの温室内の除湿処理の結果をそれぞれ示す。図3 (a) には実験開始時の温室内の相対湿度、温度、絶対湿度が示されていない。これは、実験開始時の絶対湿度が 30 g/kg を超えており、空気線図上でプロットできなかったためである。また、それぞれの図には目標としている温室内の相対湿度 60~80%、温室内の温度 18~25℃の範囲がそれぞれ示されている。

図3 (a) より、送風機の風量が 180 m³/h の場合、実験終了後の温室内の温湿度を目標としている範囲に制御することができなかったことが分かる。図3 (b) より、送風機の風量が 210 m³/h の場合、実験終了後の温室内の温度は目標としている範囲に制御することができなかったが、温室内の相対湿度は目標としている範囲に制御することができたことが分かる。

次に、図4 (a)、図4 (b) に送風機の風量が 180 m³/h、210 m³/h の場合の測定時間に対する温室内、OA、SA の絶対湿度をそれぞれ示す。また、図5 に送風機の風量が 180 m³/h、210 m³/h の実験開始時から実験終了後までの SA と OA の平均絶対湿度とその差の割合をそれぞれ示す。SA と OA の平均絶対湿度の差の割合は、除湿性能を示す指標となる。SA と OA の平均絶対湿度の差の割合は以下に示している式(1)を用いて計算した。

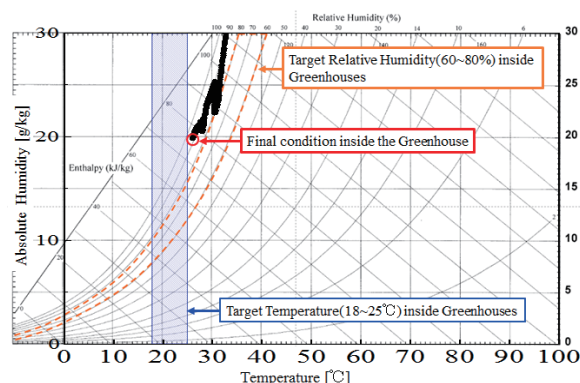
SAとOAの平均絶対湿度の差の割合[%] =

$$\frac{OAの平均絶対湿度 - SAの平均絶対湿度}{OAの平均絶対湿度} \dots (1)$$

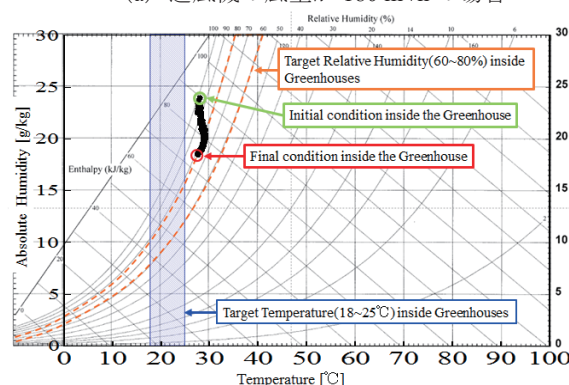
図4 (a) より、送風機の風量が 180 m³/h の場合、測定を開始してから 2000 s までは、SA の絶対湿度は OA の絶対湿度よりも低くなっていることが分かる。しかし、2000 s 以降は SA の絶対湿度は OA の絶対湿度よりも大きくなっている。その結果、図5 より、OA と SA の絶対湿度の差の割合は+2.60% となったことが分かる。

図4 (b) より、送風機の風量が 210 m³/h の場合、測定を開始してから終了後まで SA の絶対湿度は OA の絶対湿度よりも低くなっていることが分かる。その結果、図5 より、OA と SA の絶対湿度の差の割合は-8.54% となったことが分かる。

送風機の風量が 210 m³/h の場合、送風機の風量が 180 m³/h の場合より OA と SA の絶対湿度の差は大きくなっていることから、送風機の風量増加により除湿性能が向上したことが分かる。

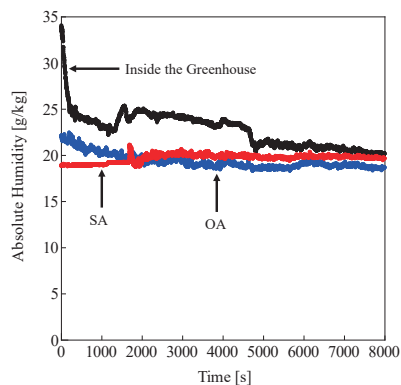


(a) 送風機の風量が 180 m³/h の場合

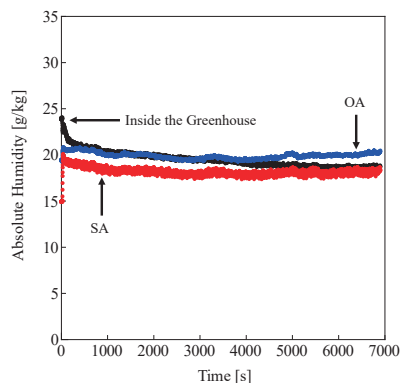


(b) 送風機の風量が 210 m³/h の場合

図3. 温室内除湿処理の結果。



(a) 送風機の風量が 180 m³/h の場合



(b) 送風機の風量が 210 m³/h の場合

図4. 測定時間に対する温室内、OA、SA の絶対湿度。

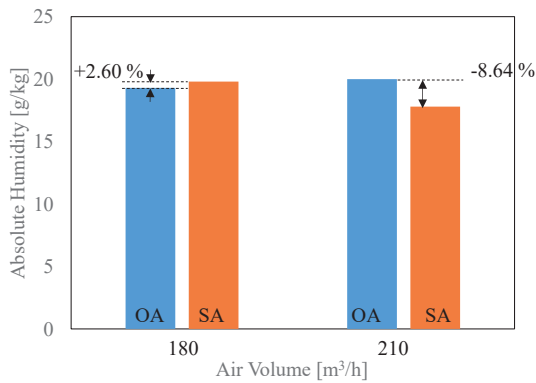


図5. 送風機の風量が 180 m³/h と 210 m³/h の場合の SA と OA の平均絶対湿度.

3. 数値シミュレーションを用いた風量変化と再生空気温度変化における除湿量特性の調査

第2章で行った除湿実験の結果から、送風機の風量増加により除湿性能が向上することを確認した。本章では、数値シミュレーションにより、送風機の風量を含めた運転条件を変化させた時、除湿量にどのような影響が現れるか調査した。

3.1 シミュレーション方法

図6にシミュレーションモデルを示す。本シミュレーションにおける入力値は処理側処理空気(OA)の温湿度、温水コイル通過後の再生側再生空気(RA)の温湿度、デシカントロータ回転数と処理側・再生側の風速である。処理過程、及び再生過程における熱と物質の移動は次の偏微分方程式(2)~(5)により表現できる⁵⁾。

(1) 空気流路の水蒸気収支

$$\rho_g u \frac{\partial x}{\partial z} + \rho_d \frac{\partial q}{\partial t} \frac{a_d}{a_g} = 0 \quad \dots (2)$$

(2) 吸着材層の水蒸気収支

$$\frac{\partial q}{\partial t} = \frac{k}{a_d} (q^* - q) \quad \dots (3)$$

(3) 空気の熱収支

$$\rho_g u C_{pg} \frac{\partial T_g}{\partial z} + \frac{h(T_g - T_d)}{a_g} = 0 \quad \dots (4)$$

(4) 吸着材層の熱収支

$$\rho_d (C_{pdd} + q C_{pdw}) \frac{\partial T_d}{\partial t} = \rho_d \frac{k}{a_d} (q^* - q) q_h + \frac{h(T_g - T_d)}{a_d} \quad \dots (5)$$

ただし、 a : 厚さ、 C_p : 比熱、 h : 熱伝達係数、 k : 総括物質移動係数、 q : 吸着量、 q^* : 平衡吸着量、 q_h : 吸着発

熱量、 T : 温度、 t : 時間、 u : 空気流量、 x : 絶対湿度、 z : ロータ軸方向距離、 ρ : 密度。また、添字は g : 空気、 d : 吸着材、 dd : 乾燥吸着材、 p : 吸着側、 r : 再生側、 w : 水である。

以上4つの偏微分方程式を差分法にて解くことにより、処理側供給空気(SA)の温湿度、再生側排出空気(EA)の温湿度を算出する。

シミュレーションの入力条件を表3、表4に示す。表3、表4に示す5つの条件をシミュレーションに入力し、シミュレーションで得られた結果と実験で得られた結果をそれぞれ比較した。また、風量、再生空気温度を変化させ、除湿量の変化を調査した。

表3. シミュレーション条件1.

Condition	OA		RA	
	Temp[°C]	Absolute Humidity [g/kg]	Temp[°C]	Absolute Humidity [g/kg]
1	17.0	5.74	35.0	6.03
2	18.0	5.38	37.6	5.59
3	25.9	8.29	42.7	8.69
4	19.7	9.23	40.2	9.07
5	23.9	17.1	41.2	16.6

表4. シミュレーション運転条件1.

Condition	Amount of air[m³/h]	Rotational speed[rph]
1	180	36
2	180	18
3	180	21
4	180	21
5	180	21

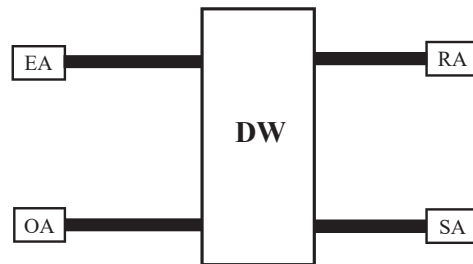


図6. シミュレーションモデル.

3.2 シミュレーション結果及び実験値との比較

図7にシミュレーションと実験で得られた除湿量とその差異をそれぞれ示す。図7より、条件1~5にかけて実験値とシミュレーション値は増加しており、どちらも似た傾向を示していると考えられる。それぞれの条件で除湿量の値に差があり、差異は平均-21.8%となった。

図8(a)にシミュレーションで計算した各条件の風量変

化による除湿量の変化を示す。図8 (a) より、全体的な傾向として、30 m³/hから風量が増加するにつれ除湿量は急激に増加し、一定の風量で最大除湿量に達していることが分かる。その後、除湿量は緩やかに減少していることが分かる。しかし、最大除湿量を示す風量は条件毎に異なっている。

図8 (b) にシミュレーションで計算した各条件の再生空気温度変化による除湿量の変化を示す。図8 (b) より、どの条件においても再生空気温度が増加するにつれ除湿量は増加したことが分かる。また、風量を変化させた場合のシミュレーション結果と比べると除湿量の変化量がかなり大きくなっている。

以上の2つのシミュレーションの結果から風量変化と再生空気温度を変化させることで除湿量の調整が可能なのことが分かった。

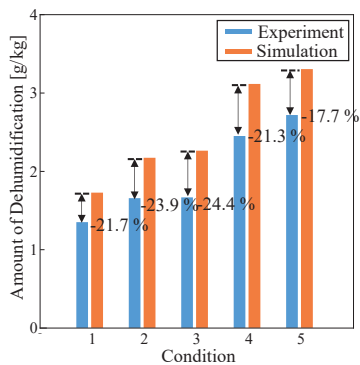
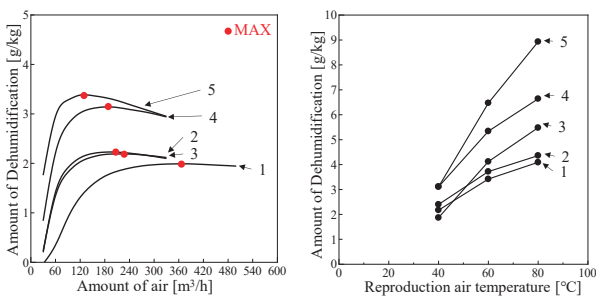


図7. 除湿量のシミュレーション値と実験値の比較.



(a) 風量変化 (b) 再生空気温度変化

図8. シミュレーションによる各条件における除湿量変化

4. 様々な外気や温室条件における温室の湿度制御

第3章では風量変化と再生空気温度を変化させることで除湿量の調整が可能なのことが分かった。本章では、数値シミュレーションにより様々な外気条件下で運転条件を変化させることにより、温室を目標領域内に制御することが可能な外気条件を推定することを目的とする。

4.1 シミュレーション条件

宮崎の夏季には表3に示した条件より更に厳しい天候が予想される。また、OAの温度が高い程、多くの除湿量が必要になり、除湿が難しくなると考えられる。そこで、OA温度が15℃、20℃、34℃、35℃の場合に運転条件の変化により温室を目標領域に制御可能であるか検討する。

シミュレーション条件を表5、表6に示す。OAと温室内の相対湿度は95%とした。風量は30~210 m³/h、再生空気温度は80℃の温水排熱を想定し60℃とした。再生空気温度は温水排熱温度より約20℃低い温度になるためである。ただし、OAの温度が15℃、20℃の場合は、再生空気温度60℃と40℃でシミュレーションを行った。

表5. シミュレーション条件2.

Outside air			Reproduction air	In the Greenhouse
Temp [°C]	Relative Humidity [%]	Absolute Humidity [g/kg]	Absolute Humidity [g/kg]	Temp [°C]
35	95	34.6	34.6	35
34	95	32.7	32.7	34
20	95	13.9	13.9	20
15	95	10.1	10.1	15

表6. シミュレーション運転条件2.

Amount of air[m ³ /h]		30~210
Rotational speed[rph]		21
Reproduction air	Temp [°C]	60 (OA Temp = 34℃、35℃)
		40、60 (OA Temp = 15℃、20℃)

4.2 シミュレーション結果

図9 (a) にOA温度35℃の場合のシミュレーション結果を示す。図中の2本の線は温室内の相対湿度を目標領域に制御可能な除湿量の範囲を示している。図9 (a) より、どの風量においても、除湿量は温室を制御可能な5.7~13.2 g/kgの範囲内にならないことが分かる。従って、OAの温度が35℃の場合、温室内の相対湿度を目標領域に制御するのは難しいと考えられる。

図9 (b) にOA温度34℃の場合のシミュレーション結果を示す。図9 (b) より、風量約60~170 m³/hにおいて除湿量は温室を制御可能な5.4~12.5 g/kgの範囲内にあることが分かる。従って、OAの温度が34℃の場合、送風機の風量を約60~170 m³/hに設定すれば、温室内の相対湿度を目標領域に制御することができると推定できる。

OA温度35℃の場合は除湿量を温室制御可能範囲に

制御できなかったが、OA温度34℃の場合は除湿量を温室内制御可能範囲に制御できた。そのため、温室内の相対湿度を目標範囲に制御可能なOA温度の上限は34℃であると考えられる。

図9(c)にOA温度20℃の場合のシミュレーション結果を示す。図9(c)より、再生空気温度が60℃の場合、風量30~60 m³/hにおいて除湿量は温室内を制御可能な2.2~5.2 g/kgの範囲内にあることが分かる。再生空気温度が40℃の場合、風量50~210 m³/hにおいて除湿量は温室内を制御可能な2.2~5.2 g/kgの範囲内にあることが分かる。従って、OAの温度が20℃の場合、再生空気温度が60℃の場合は風量を30~60 m³/hに、再生空気温度が40℃の場合は風量を50~210 m³/hに設定することで温室内の相対湿度を目標領域に制御することができると推定できる。

図9(d)にOA温度15℃の場合のシミュレーション結果を示す。図9(d)より、再生空気温度が60℃の場合、風量約30~50 m³/hにおいて除湿量は温室内を制御可能な1.6~3.7 g/kgの範囲内にあることが分かる。再生空気温度が40℃の場合、風量約40~100 m³/hにおいて温室内を制御可能な1.6~3.7 g/kgの範囲内にあることが分かる。従って、OAの温度が15℃の場合、再生空気温度が60℃の場合は風量を約30~50 m³/hに、再生空気温度が40℃の場合は風量を約40~100 m³/hに設定することで温室内の相対湿度を目標領域に制御することができると推定できる。

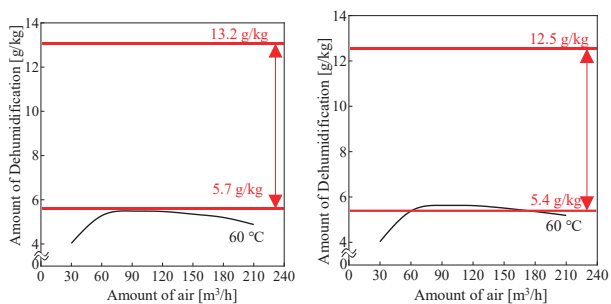
OA温度が15℃の場合にも除湿量を温室内制御可能範囲に制御できたことから、低いOA温度でも温室内の相対湿度の制御ができると考えられる。また、OA温度が15℃、

20℃の場合、再生空気温度が低くなると温室内の相対湿度を制御可能な風量範囲が拡大することが分かった。なお、外気の温度が15℃以下の場合には、OAの絶対湿度は11 g/kg以下になるため、温室内の空気を取り込み除湿する循環方式を用いることで、温室内の制御ができると考えられる。

5. 結論

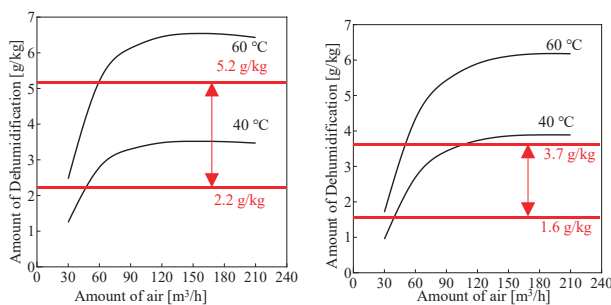
本稿では、温室内外の環境に応じた運転条件の確立を目的として3つの実験を行った。以下にその結果を示す。

- (1) 異なる送風機風量における除湿試験の結果、送風機の風量が低い場合は温室内を目標領域に制御できなかったが、風量が高い場合は温室内を目標領域に制御することができた。その結果、風量増加により除湿性能が向上することが分かった。
- (2) 数値シミュレーションを用いた風量変化と再生空気温度変化における除湿量特性の調査の結果、風量と再生空気温度を変化させると除湿量に変化が現れた。その結果、風量と再生空気温度を変化させることにより除湿量の調整が可能なが分かった。
- (3) 様々な外気条件下における温室内の温湿度制御の結果、温室内の相対湿度が制御可能な外気の温度上限は34℃であることが推定された。また、外気の温度が15℃と低い場合も温室内の相対湿度を制御できることが推定された。なお、外気の温度が15℃より低い場合は、OAの絶対湿度は11 g/kg以下になるため、温室内の空気を取り込み除湿する循環方式を用いることで、温室内の制御ができると考えられる。



(a) OA 温度 35℃

(b) OA 温度 34℃



(c) OA 温度 20℃

(d) OA 温度 15℃

図9. 各OA温度における除湿量の風量変化。

参考文献

- 1) 中塚勉, 土本信考, 毛利邦彦: 環境にやさしい新エネルギーの基礎, 森北出版株式会社, pp.128-129, 2007.
- 2) 財団法人ヒートポンプ・蓄熱センター低温排熱利用機器調査研究会: デシカント空調システム究極の調湿システムを目指して, 日本工業出版, p.9, pp.12-17, pp.36-43, pp.70-71, p.134, p.176, pp.187-190, 2006.
- 3) 株式会社三菱総合研究所: 平成24年度新エネルギー等導入促進基礎調査(省エネルギー・再生可能エネルギーに関連する熱の有効利用促進施策に関する調査)報告書, pp.8-10, 2013.
- 4) 石川敏嗣: “デシカント空調システムにおける外気の絶対湿度とシステム運転方式との関係”, 宮崎大学工学部紀要第46号, pp.179-184, 2017.
- 5) 辻口拓也, 児玉昭雄: “吸着材デシカントロータの水蒸気吸脱着挙動 一第3報: 吸着等温線形状と粒子内拡散係数の影響”, 日本冷凍空調学会論文集 Vol.24, No.3, pp.205-216, 2007.