

B212 高外気負荷対応デシカント空調システムの検討  
STUDY OF THE DESICCANT AIR-CONDITIONING SYSTEM  
CORRESPONDING TO HIGH HUMIDITY ATMOSPHERE

○ 岡野 浩志\* (関西西部技研) 金 偉力\* (関西西部技研) 船戸 浩史\* (関西西部技研) 広瀬 勉\*\* (熊大工)

○ Hiroshi OKANO\* Weili JIN\* Hiroshi FUNATO\* Tsutomu HIROSE\*\*

\*Seibu Giken Co., Ltd. Aoyagi, Koga-city, Fukuoka 811-3134, Japan

\*\*Department of Applied Chemistry & Biochemistry, Kumamoto University, Kumamoto 860-8555, Japan

The conventional desiccant air-conditioning system has insufficient cooling capacity for high humidity ambient air during the peak hours of a summer in Japan. A practically useful improvement has been worked on by recirculating a part of the dry supply air to the desiccant rotor after mixing with the feed ambient air. In the new configuration the dehumidification performance was improved by decreasing the humidity supplied to the desiccant rotor.

Keywords: Desiccant, Adsorption, Cogeneration

1. まえがき

近年、地球温暖化防止対策、省エネルギーなどの背景から各種自家発電装置と組み合わせたCGSの需要が増加しているが、年間を通して運転効率を向上するためには、排熱を給湯需要以外に有効活用する方法の開発が課題となっている。

デシカント空調システムは太陽熱や排熱を熱源として、ハニカム型除湿機と顕熱交換器及び水を冷媒とする気化冷却器を組み合わせて冷房するノンフロン、非電力型空調システムであるが、給湯需要の少ない夏期においても排熱を効率的に利用できるシステムとして今後のCGS普及のカギになると考えられている。しかし従来式のデシカント空調システムでは、日本の夏期のピーク時には冷房能力が不足す

るため、その改善策が検討されている<sup>[1]</sup>。本報では特に高湿度時に冷房性能を改善する方策を、主に除湿能力向上の観点から比較検討した。

2. デシカント空調システム<sup>[1]</sup>

従来のデシカント空調システムは一般に Fig. 1 に示すようなツインローター式で、除湿ローター、回転式顕熱交換器、再生空気加熱用の温水ヒータ、直接気化冷却器、および排熱回収のための排熱ボイラなどの機器から構成される。冷房運転の原理は Fig. 1 より、まずハニカム型除湿機で取り入れた外気中の水分を除湿ローターの吸着剤(デシカント)により除去した後(1→2)、その際生じた吸着熱を顕熱交換器で除去(2→3)、さらに気化冷却器で水の蒸発潜熱を利用して空気を冷却する(3→4)。熱源はハニカム型除湿機で吸着除去した水分をシステム外に排出するいわゆる再生工程(7→8→9)のために必要となる。この従来のデシカント空調システムにおいて外気湿度負荷が上昇したときの冷却効果CEを計算した結果を Fig. 2 に示す。除湿ローター、顕熱交換器(η=0.8)、気化冷却器(η=0.67)は市販品のカタログ性能によって検討している。冷却効果(Cooling Effect) CE<sub>OA</sub>は外気30℃を基準とした場合の冷却効果でCE<sub>RA</sub>は還気27℃、50%RHを基準とした場合の冷却効果である。各計算式は式(1)(2)による。

CE<sub>OA</sub> = I<sub>OA</sub> - I<sub>SA</sub> (1)

CE<sub>RA</sub> = I<sub>RA</sub> - I<sub>SA</sub> (2)

給気エンタルピは外気負荷の増加に伴って上昇する

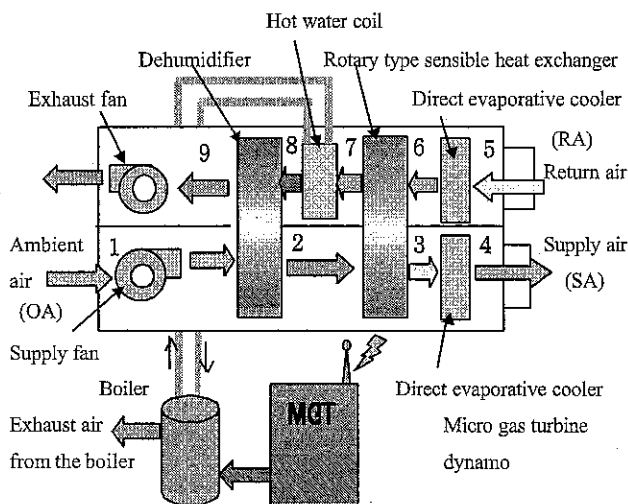


Fig.1 Desiccant Air-conditioning System

が、外気負荷の増加割合よりも給気エンタルピの増加割合の方が低いため、外気基準の冷却効果  $CE_{OA}$  は外気負荷の増加に伴い向上する。しかし給気エンタルピは外気負荷の上昇に伴って徐々に増加して室内条件に近接さらには逆転するため、還気を基準とした冷却効果  $CE_{RA}$  は減少しついにはマイナスに転じる。例えば外気絶対湿度  $22\text{g/kg}'$  のとき給気湿度は  $11\text{g/kg}'$  (給気気化冷却器無し) で、室内条件と同じになり室内潜熱負荷をまかなえない。デシカント空調システムを外調機としてみた場合それでも有効といえるが、除湿空調を特徴とするデシカント空調システムとしては能力不足と言わざるを得ない。このような現状をふまえ、高外気負荷の場合でも能力を発揮する方策を除湿能力の向上を主体に、システム構成および運転条件の面から検討した。

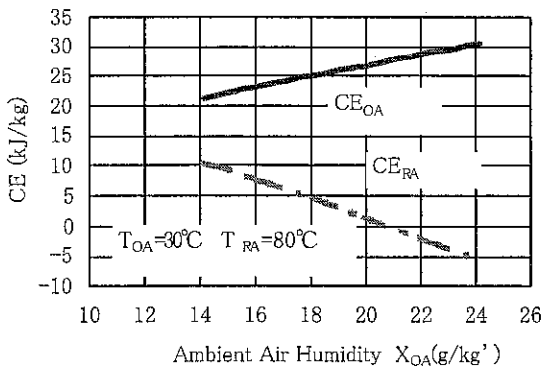


Fig.2 Relation Between Cooling Effect and the Ambient Air Humidity

### 3. 除湿ローターの能力向上方法検討

ここでは主に除湿ローターの再生方法による除湿能力向上効果を、外気  $30^\circ\text{C}$ 、絶対湿度は再生、処理空気共に  $22\text{g/kg}'$  の場合について比較検討した。

#### 3.1 ローターを大径化する方法

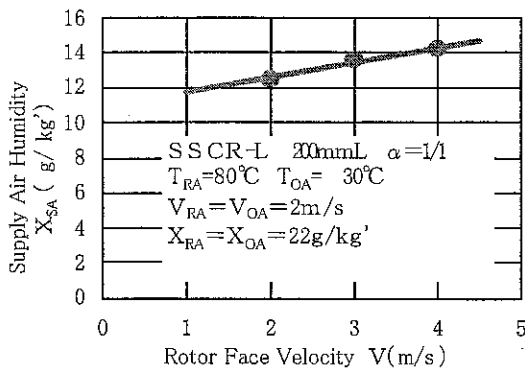


Fig.3 Relation Between Supply Air Humidity and the Rotor Face Velocity

ローターを大径化して処理前面風速を遅くした場合の能力向上効果を検討した結果を Fig.3 に示す。この図よりローターを大径化して前面風速を2分の1の  $1\text{m/s}$  にしても給気湿度は顕著には下がらない事が分かる。

#### 3.2 ローター長を長くする方法

ローター長による除湿能力向上効果を検討した結果を Fig.4 に示す。この結果から除湿ローター長を  $200\text{mm}$  から  $400\text{mm}$  にした場合の除湿能力向上効果は  $1\text{g/kg}'$  程度でしかないことが分かる。

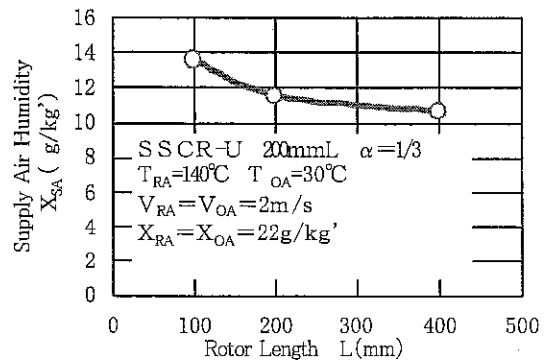


Fig.4 Relation Between Supply Air Humidity and the Rotor Length

#### 3.3 再生風量を増加する方法

再生風量を増加することによる除湿能力向上効果を計算した結果を Fig.5 に示す。再生温度は排熱から回収した温水のみを利用することを想定し  $80^\circ\text{C}$  としている。この図より再生風量を増加させていくと除湿能力は向上するが、次第に頭打ちになる傾向があり、再生風量比  $\alpha = 1$  以上では再生風量を増加させても出口湿度は顕著に下がらないことが分かる。そのため従来のシステムでは多量の低温排熱があっても、得られる冷却効果  $CE$  には限界がある。

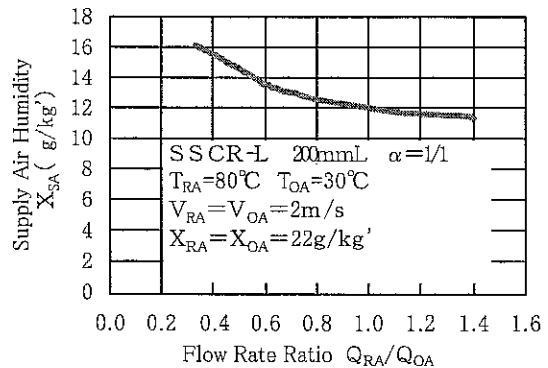


Fig.5 Relation Between Supply Air Humidity and Flow Rate Ratio  $Q_{RA}/Q_{OA}$

### 3.4 再生温度を高くする方法

温水ヒータにより再生空気を 80℃に加熱した後さらに追い炊きヒータにて追加熱した場合の性能向上効果を計算した結果をFig.6に示す。再生温度を高くすることによって除湿能力は向上し再生温度を120℃まで上昇させると除湿効果は80℃再生の場合の1.4倍に向上する。しかしこの方法では多量の低温排熱があっても、排熱と別に高価なエネルギーを投入しなくてはならず、ランニングコスト的にはあまり望ましくないが、外気負荷のピーク時のみの対応方法と考えれば簡単で効果が高い方法である。

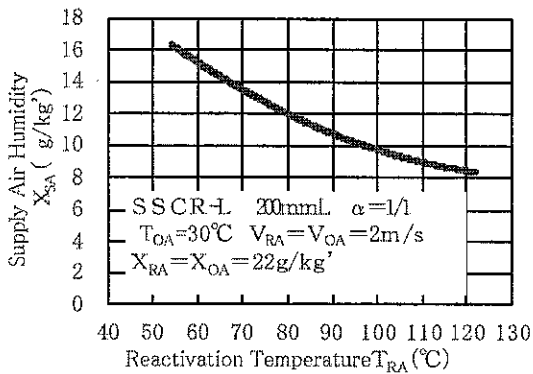


Fig.6 Relation Between Supply Air Humidity and the Reactivation Temperature

### 4. システムの工夫による除湿能力向上方法検討

従来のシステムでは限界があるため、新しいシステムによる性能向上方法を検討した。空気条件は前章との比較のため全て外気とし、また気化冷却器も無い条件で計算を行い、給気湿度のみで比較した。

#### 4.1 システムの多段化

高外気負荷に対応するためシステムを多段化し、2段階除湿プロセスによる冷房能力の改善方法が提案されている。<sup>[1]</sup>

Fig.7に示すこの方式では1段階目システムにて除湿、冷却し、さらに2段階目のシステムで除湿、冷却して給気するもので、Fig.8に示すように外気温度30℃絶対湿度22g/kg'の場合でも給気湿度7.5g/kg'の低湿度空気が得られる。この方式では低

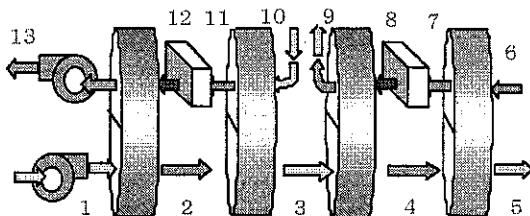


Fig.7 Double Staged Desiccant Air-conditioning System

温排熱が余剰にあれば高度に除湿した空気が得られるため、低温排熱の有効利用という面からは望ましい。しかしこの方式では従来システムを2台組み合わせさせた構成となりコスト、設置面積ともに2倍になるため現実的には難しい。

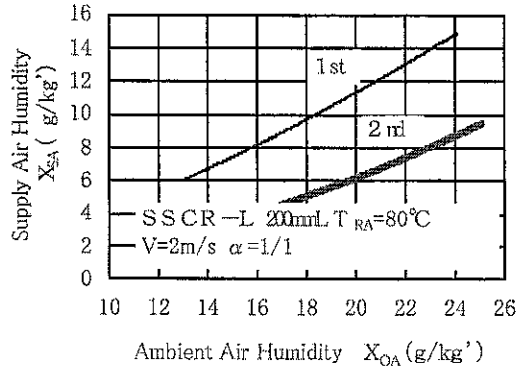


Fig.8 Supply Air Humidity in Double Staged Desiccant Air-conditioning System

#### 4.2 循環処理フロー

2段4ローター式は1段階目に除湿した処理空気を冷却して吸着熱等を除去した後再度除湿するもので、これに近い原理を1段のデシカント空調システムで実現する方法として循環処理システムを考案した。

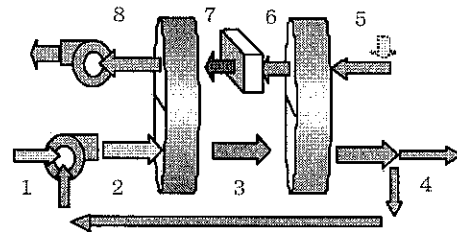


Fig.9 Circulation Processing System

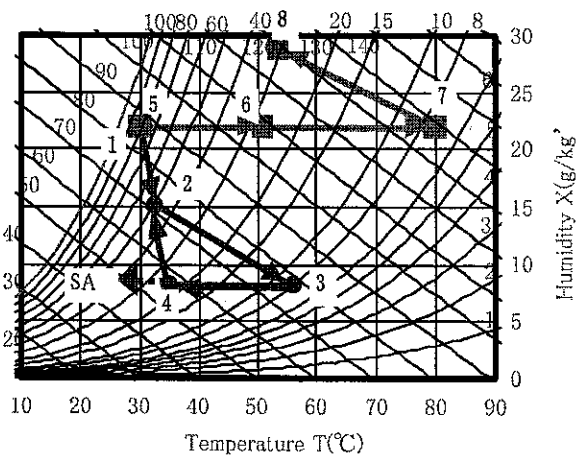


Fig.10 History of air state in the adsorptive Circulation Processing Desiccant Air-conditioning System

このシステムはFig. 9, Fig. 10のように除湿→冷却を繰り返しながら除湿するフローであるが、外気負荷に応じて循環風量と再生風量を変化させランニングコストの増加を必要最小限にとどめることを特徴としている。例えば外気負荷の低いときにはバイパスを閉じ、従来式デシカント空調システムと同様のフローと能力 ( $V_{SA}=1\text{m/s}$ ) で運転される。外気負荷が高くなると再生風量と循環風量を増加させて ( $V_{SA}=1\text{m/s}$ ) 除湿能力を上げて給気湿度を要求値に保つ。何れの場合も給気風量は一定である。このシステム構成は従来式にバイパスダクトを設置し各ローター及び送風機の能力を少し大きくする程度でよく、大幅なコストアップや設置面積の増加は避けられる。循環処理フローによる除湿能力向上効果を計算した結果をFig. 11に示す。循環処理フローによれば外気温度  $30^\circ\text{C}$  相対湿度  $82\% \text{RH}$ 、絶対湿度  $22\text{g/kg}'$  のときでも給気湿度を  $9\text{g/kg}'$  以下にすることが可能で、高外気負荷時においても有効に冷房能力を発揮できる可能性のあることが分かった。

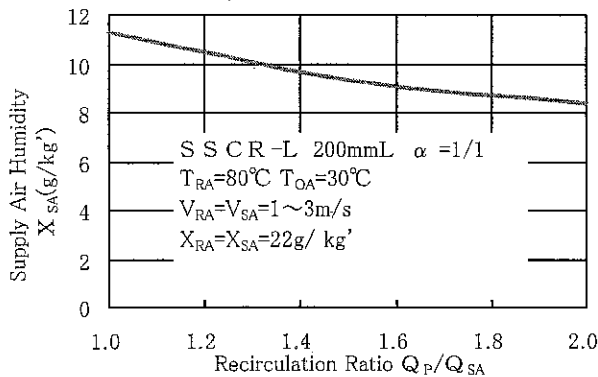


Fig.11 Relation Between Supply Air Humidity and Recirculation Ratio

### 5. 性能向上方法比較

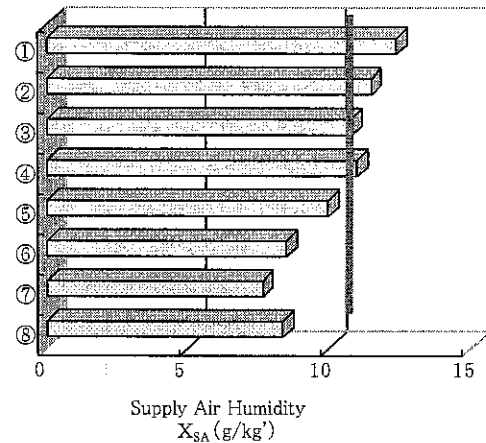
高湿度負荷に対応するために今回検討した各種フローの給気湿度を比較した結果をFig. 12に示す。図中給気湿度  $X_{SA}=10\text{g/kg}'$  のラインは、室内湿度を  $11\text{g/kg}'$  以下に保つために必要な給気目標湿度を示している。図から分かるように、従来方式で給気目標湿度を満足するには再生温度を高くする方法が唯一の方法である。低温再生に限れば、2段4ローター式及び循環処理フローにすると要求湿度を大幅に下回った給気湿度が得られる事が分かった。

### 6. 結論

追い炊きパーナー方法はランニングコスト的には望ましくないが比較的簡単で効果は高く、外気負荷ピーク時の対応方法と考えれば現実的な方法と思わ

れる。

2段4ローター式はインシャルコスト、設置面積共に2倍になり現実的には難しいため、今回インシャルコスト、設置面積を大幅に増やすことなく低給気湿度を得る方法として処理空気循環式を新たに提案し、その効果をシミュレーションにより確認した。



- ① Current Desiccant.  $V_{SA}=2\text{m/s}$ ,  $T_{RA}=80^\circ\text{C}$
- ② Current Desiccant.  $V_{SA}=2\text{m/s} \rightarrow 1\text{m/s}$
- ③ Current Desiccant. Rotor Length  $L=200 \rightarrow 400\text{mm}$
- ④ Current Desiccant. Double Quantity Reactivation Air  $\alpha=2/1$
- ⑤ Current Desiccant. Reactivation Temp.  $T_{RA}=80^\circ\text{C} \rightarrow 100^\circ\text{C}$
- ⑥ Current Desiccant. Reactivation Temp.  $T_{RA}=80^\circ\text{C} \rightarrow 120^\circ\text{C}$
- ⑦ Double Desiccant System (4Rotors)
- ⑧ Circulation processing System (2Rotors)

Fig.12 Comparison of Supply Air Humidity Between various Systems

### NOMENCLATURE

- CE: cooling effect,  $\text{kJ/kg}$   
 I: enthalpy,  $\text{kJ/kg}$   
 T: Celsius temperature,  $^\circ\text{C}$   
 V: rotor face velocity,  $\text{m/s}$   
 X: absolute humidity,  $\text{g/kg}'$   
 Q: flow rate of air,  $\text{m}^3/\text{s}$   
 $\alpha$ : supply/reactivation flow rate ratio  
 OA: ambient air  
 RA: reactivation air  
 SA: supply air  
 P: recirculation air

### REFERENCES

- [1] 児玉昭雄, 平山 正, 後藤元信, 広瀬 勉, 岡野浩志・外気条件の変動を考慮した吸着式デシカント空調プロセスの高度化, 第16回エネルギーシステム・経済・環境コンファレンス講演論文集, (2002. 1. 27~28) pp605~610