

太陽熱利用デシカント空調システムに対する 室内空調負荷および換気回数の影響評価

児玉昭雄*¹ 大蔵将史*²

太陽熱温水器を駆動熱源とするデシカント空調機と顕熱処理用の冷却コイルを組み合わせた太陽熱利用デシカント空調システムについて、全冷房出力に対するデシカント空調部の寄与割合に着目し、室内全熱負荷、顕熱比、換気回数の影響を調べた。

処理風量と太陽熱温水器の循環水流量が室内顕熱負荷と連動する本システムでは、顕熱負荷の増加に伴って除湿機再生温度が低下することに加えて、顕熱交換器の低温側空気中の外気割合が増加することで給気温度が上昇し、デシカント空調プロセス部の寄与割合は低下する。換気回数が増加しても再生空気入口温度が低下して顕熱交換器で給気温度が低下するため、冷却コイルに求められる顕熱処理能力は増大しない。

キーワード：シミュレーション・デシカント空調・太陽エネルギー・熱負荷・太陽熱温水器

はじめに

温室効果ガス排出量速報値¹⁾によると、2005年度の二酸化炭素排出量は1297万トンを記録し、京都議定書の基準となる1990年度比で13.3%の増加となった。特に業務部門で1990年度比42.2%、家庭部門では37.4%の増加を示し、他部門に比べて増加率は高い。この原因として厳冬による暖房需要の増加が挙げられている。また、その増加の度合いは年度別に異なる。これは空調装置によるエネルギー消費が気象条件の影響を反映したものであると考えられる。電気駆動型空調装置のCOPは年々向上し²⁾、空調装置1台あたりの消費エネルギーは減少しているが、普及台数は増加傾向にあり空調装置全体のエネルギー消費量は減少していない。さらに、近年では室内の温度を調節するだけでなく湿度調整や空気清浄度を高め、室内の快適性を高めることが要求される。我が国のような高温多湿環境では湿度による不快感が大きい。電気駆動型空調装置は過冷却によって空気中の水分を結露させる除湿方式であり、除湿に必要なエネルギーは温度のみを調整する場合に比べて大きい。従って、省エネルギーと快適性を両立するには、エネルギー消費の少ない除湿システムが必要である。

デシカント空調プロセスは80°C以下の低温度熱源を用いて乾燥空気を供給可能であることから大型施設への導入が進んでおり³⁾、吸着材やプロセス構成、エネルギー解析など多方面から研究が行われている。例えばLiuら⁴⁾は外気の処理に圧縮式冷房装置を用いた場合とデシカント空調プロセスを用いた場合のエネルギー消費量を外気温度、湿度や換気風量などが異なる条件で比較し、デシカント空調機の再生熱源として天然ガスや太陽エネルギーを用いた場合にエネルギー消費量を削減できることを示した。Hirunlabhら⁵⁾はシリカゲルを吸着材とした固定床を二段直列に配置した除湿プロセスについて実証試験を行い、厚さ0.05mの固定床を用いた場合、乾燥空気と対象室からの還気風量の混合比を3対7とすることで冷房装置のエネルギー消費量を24%削減できることを示した。またZhangら⁶⁾は吸着材に塩化カルシウムとシリカゲルの複合材料を用いることで、夏季気候における除湿性能がシリカゲルに対して最大で50%上昇し、太陽熱を吸着材の再生熱源として用いることで一層の省エネルギーが期待できることを述べている。Pramuangら⁷⁾は少ない太陽熱集熱面積でより高温度の熱を得るために複合放物型集光器と組み合わせたプロセスを提案し、80°C程度の熱でシリカゲル床を再生できることを示している。この太陽熱駆動型デシカント空調プロセスについては、実証試験結果やエネルギー解析は報告され

*¹ 金沢大学大学院自然科学研究科 正会員

*² 東京理科大学理工学部経営工学科

ているものの、太陽熱温水器の集熱面積は固定されており、冷房負荷に応じた必要集熱面積やエネルギー消費量に与える集熱面積の影響は報告されていない。さらに、わが国のような高温多湿環境は検討範囲外であることが多い。本研究では熊本大学構内において実施した太陽熱駆動型デシカント空調プロセスの実証試験結果を報告し⁸⁻⁹⁾、次に日射量が最大となる時間帯で集熱面積に与える対象室潜熱負荷の影響や外気湿度の影響を調べた¹⁰⁾。本報ではより広範な条件での運転挙動を把握するため、システム性能に与える対象室の全熱負荷、顕熱比および換気回数の影響を検討した。

1. デシカント空調システム

1.1 システム構成

想定したデシカント空調システムの概略図を図-1に示す。本空調システムはハニカム回転式除湿機、顕熱交換器、蒸発冷却器、加熱器で構成されるデシカント空調プロセス部、太陽熱温水器および補助加熱器で構成される熱供給部、冷却コイルで構成される顕熱冷却部の3つに分けられる。デシカント空調プロセス部は給気流路と再生流路の二つに区切られている。給気流路では、外気1と対象室からの還気5を混合した空気1'がデシカント空調プロセス部に供給され、まず除湿機により除湿される。除湿機通過後の乾燥空気温度は吸着熱および再生流路からの顕熱の移り込みにより上昇する。高温の乾燥空気2は顕熱交換器で予冷され、さらに蒸発冷却器、冷却コイルで温度が低下した後に空調対象室へ供給される。一方、再生流路では顕熱交換器で予熱された空気7が加熱器を通過する際、太陽熱温水器で得られた温水により高温の再生空気8となる。また、再生空気の温度が低い場合は補助加熱器によりさらに加熱され除湿機に供給される。高温の再生空気は除湿機内の吸着材ローターを再生して外部へ排気される。

1.2 システム性能の推算

(1) 空調対象室と室内熱負荷への対応

本研究では床面積100m²、高さ2.5m、容積250m³の空間を空調対象室として想定した。また、対象室内部の空気状態は26.0°C、0.0105kg/kg(DA)に調整されているものとした。

図-1に示すようにデシカント空調システムの処理対象は外気と対象室還気の混合空気である。このシステムでは室内顕熱負荷の全てを冷却コイルで処理することとし、システムの処理風量は対象室の顕熱負荷より式(1)で決定した。なお、本推算では室内還気と給気の温度差を10°Cとした。このシステムでは処理側風量と再生側風量は常に1:1になるように再生側入口への導入外気量が調整される。また、上述のように処理側風量(=再生側風量)は室内顕熱負荷に合わせて設定し、室内潜熱負荷の変化には除湿機再生温度を制御して対応する。

$$\dot{m}_a = \frac{q_{sc}}{c_a \cdot \rho_a \cdot \Delta T} \quad \dots\dots(1)$$

ここに、

c_a	: 空気比熱	[kJ/(kg·K)]
\dot{m}	: 処理空気風量	[m ³ /s]
q_{sc}	: 室内顕熱負荷	[kW]
ΔT	: 吹出し空気温度差	[°C]
ρ_a	: 空気密度	[kg/m ³]

(2) システム性能の推算

想定したデシカント空調システムでは潜熱除去を除湿機で、顕熱除去を顕熱交換器、蒸発冷却器および冷却コイルで行う。この空調システムでは外気と対象室からの還気の混合空気が除湿機を通過し除湿される。除湿機の性能は再生空気の温度、湿度に影響される。また除湿機通過後の乾燥空気エンタルピは吸着熱の発生および再生側からの顕熱の移り込みによって増加する。本研究では実証試験⁸⁻¹⁰⁾で得られた除湿機性能を数値計算¹¹⁻¹²⁾を用いて拡張し、様々な再生空気温度、外気および再生空気条件で除湿量と除湿後空気の温度が得られるようにした。

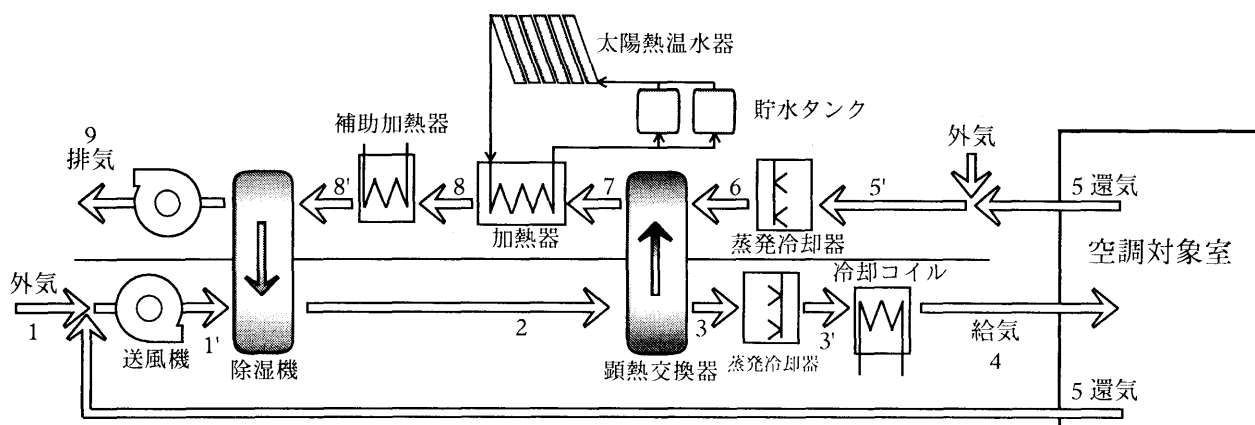


図-1 太陽熱駆動型デシカント空調システム概略図

太陽熱利用デシカント空調システムに対する室内空調負荷および換気回数の影響評価

乾燥空気 2 は顕熱交換器で予冷される。顕熱交換の低温側の空気 6 は対象室からの還気と外気の混合空気を蒸発冷却器で冷却した空気である。低温側空気 6 の温度は式(2)にて、また、予冷空気 3 の温度は式(3)で得られる。

$$T_6 = T_5 + \eta_{EC} (T_{5,WB} - T_5) \quad \dots\dots(2)$$

$$T_3 = T_2 + \eta_{TW} (T_2 - T_6) \quad \dots\dots(3)$$

ここに、

T : 空気温度 [°C]

$T_{5,WB}$: 還気側混合空気露点 [°C]

η_{EC} : 蒸発冷却器効率 (=0.55) [-]

η_{TW} : 顕熱交換器効率 (=0.82) [-]

一方、顕熱交換器で予熱された空気 7 は、太陽熱温水器で得られた温水と熱交換され、高温の再生空気 8 となる。

ここで加熱器の伝熱量 Q_{RE} は式(4)で得られる。

$$Q_{RE} = \phi \cdot c_a \cdot \rho_a \cdot \dot{m}_7 \cdot (\theta_{out,swh} - T_7) \quad \dots\dots(4)$$

ここに、

$\theta_{out,swh}$: 太陽熱温水器出口温水温度 [°C]

ϕ : 加熱器温度効率 [-]

加熱器温度効率は加熱器伝熱単位数、温水流量および再生空気風量によって変動する。推算では実証試験より得られた伝熱単位数 2.19 を用い、加熱器温度効率を一定に保つために、温水流量は再生空気風量 (= 処理空気風量) に比例して変化すると仮定した。従って、加熱器温度効率は 0.8 一定である。

太陽熱温水器で得られる温水温度は太陽熱温水器入口温水温度および太陽熱温水器集熱効率を用いて、式(5)で算出した。太陽熱温水器の集熱効率は実証試験で得られた式(6)で計算する。なお、実証試験では平板型太陽熱温水器を真南の方向に仰角 30 度で設置した。

$$\theta_{out,swh} = \theta_{in,swh} + \frac{S \cdot J \cdot \eta_{swh}}{c_w \cdot \rho_w \cdot \dot{m}_w} \quad \dots\dots(5)$$

$$\eta_{swh} = 0.785 - 3.96 \frac{(\theta_{in,swh} - T_1)}{J} \quad \dots\dots(6)$$

ここに、

c_w : 循環水比熱 [kJ/(kg·K)]

J : 日射量 [kW/m²]

\dot{m}_w : 循環水流量 [m³/s]

S : 太陽熱温水器集熱面積 [m²]

$\theta_{in,swh}$: 太陽熱温水器入口温水温度 [°C]

η_{wh} : 太陽熱温水器集熱効率 [-]

日射量や外気条件は気象庁データベース¹³⁾から入手できる 1 時間毎の値を用いた。一方、太陽熱温水器で得られる温水温度については、より細かくシステム性能の変化が追跡できるように 20 分毎に計算した。これは太陽熱温水器入口と加熱器出口の間に循環水が混合することなく 20 分間滞留する貯水タンクが設置されているものと考えられている。すなわち、20 分毎に太陽熱温水器入口の温水温度は変化し、運転開始時には外気温度に等しい循環水が貯水タンクから 20 分間太陽熱温水器へ供給されることになる。

(3) 評価指標

デシカント空調システムの評価指標として、デシカント空調プロセス部の冷房出力 CP_{DC} を式(7)で定義した。

$$CP_{DC} = \dot{m}_4 (h_3 - h_1) \quad \dots\dots(7)$$

ここに、

h : 空気エンタルピ [kJ/kg(DA)]

また、冷却コイルに求められる顕熱処理能力 (冷却能力) は式(8)で与えられる。

$$CP_{CC} = \dot{m}_4 \cdot c_a \cdot \rho_a \cdot (T_3 - T_4) \quad \dots\dots(8)$$

本研究ではデシカント空調プロセス部の寄与割合、すなわち、システム全体の冷房出力 ($CP_{DC} + CP_{CC}$) に占めるデシカント空調プロセス部の冷房出力 CP_{DC} の割合 ($= CP_{DC} / (CP_{DC} + CP_{CC})$) を評価指標の一つとした。

除湿機の再生空気は再生側顕熱交換後空気 7 を太陽熱温水器で得られた温水で加熱し得られる。温水温度は日射量によって大きく影響を受け、日射量が低い場合、加熱器出口で得られる空気温度では必要となる除湿性能を達成できない場合もある。この場合、補助加熱器で加熱器通過後の空気温度を所定の空気温度まで上昇させる。このとき、補助加熱による追加熱投入量は式(9)で与えられる。

$$Q_{ah} = \dot{m}_8 \cdot c_a \cdot \rho_a \cdot (T_8' - T_8) \quad \dots\dots(9)$$

2. 推算結果と考察

2.1 全熱負荷の影響

先述の通り、評価対象としたデシカント空調システムの処理風量は空調対象室の顕熱負荷により決定する。同時に太陽熱温水器の循環水流量は加熱器の温度効率を一定に保つために処理風量に比例して変化することとした。従って太陽熱温水器の集熱面積を固定した場合、デシカント空調プロセスで得られる性能は処理風量によって変動することになる。そこで処理風量と必要となる太陽熱温水器の集熱

表-1 空調負荷条件, プロセス処理風量

全熱負荷 [kW]	顕熱負荷 [kW]	潜熱負荷 [kW]	SHF [-]	外気導入量 [m ³ /h]	処理風量 [m ³ /h]	集熱面積 [m ²]
11.1	10.0	1.1	0.90	500	2997	20-60
13.3	12.0	1.3	0.90	500	3591	20-60
15.6	14.0	1.6	0.90	500	4212	20-60
17.8	16.0	1.8	0.90	500	4806	20-60
20.0	18.0	2.0	0.90	500	5400	20-60
22.2	20.0	2.2	0.90	500	5994	20-60

面積を検討するため、空調対象室の全熱負荷を一般事務室の空調負荷^{14,15)}を想定した11.1kWから22.2kWまで2.2kWごとに増加させ、デシカント空調システムの性能に与える全熱負荷の影響を検討した。室内熱負荷と処理風量を表-1に示す。ここで、SHFは0.9で一定とした。このとき、室内への給気に要求される空気条件はいずれの場合も16°C、0.0101kg/kg(DA)である。気象条件として東京の夏季の晴天日である2006年8月5日の気象データを用いた¹³⁾。図-2に斜面日射量、外気温度、湿度の日中変化を示す。この日、外気温度は30.7°Cから34.9°Cの範囲で、外気湿度は0.0126kg/kg(DA)から0.0149kg/kg(DA)の範囲で変化した。また斜面日射量は最大で0.76kW/m²程度であり、日中を通して安定した日射量が得られた。

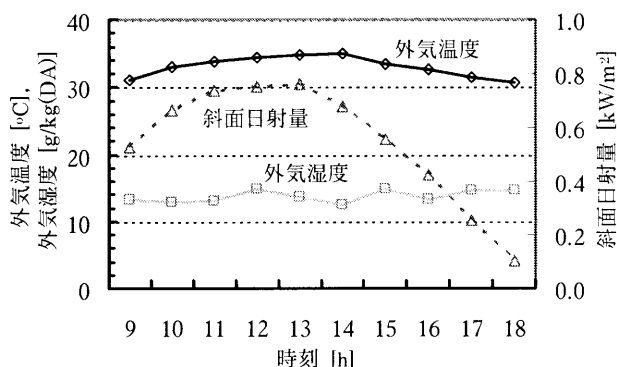


図-2 外気温度、外気湿度、斜面日射量の日中変化
東京都、2006年8月5日

図-3にデシカントプロセス部の冷房出力 CP_{DC} と冷却コイルの必要冷房出力 CP_{CC} の和であるシステム全体の冷房出力($CP_{DC} + CP_{CC}$)に占めるデシカント空調プロセス部の冷房出力 CP_{DC} の割合と全熱負荷の関係を示す。太陽熱温水器の集熱面積の増加に伴い、除湿性能が上昇し蒸発冷却による温度低下効果が得られるために CP_{DC} の割合は増加する。一方、集熱面積に関係なく室内全熱負荷が増加するにつれて CP_{DC} の割合は減少している。集熱面積60m²では全熱負荷11.1kW(顕熱負荷10.0kW、潜熱負荷1.1kW)の条件で、 CP_{DC} の占める割合も最大で60%(除湿量は最大0.0046kg/kg(DA))に達したが、全熱負荷22.2kW(顕熱負荷20.0kW、潜熱負荷2.2kW)では CP_{DC} の割合も30%程度

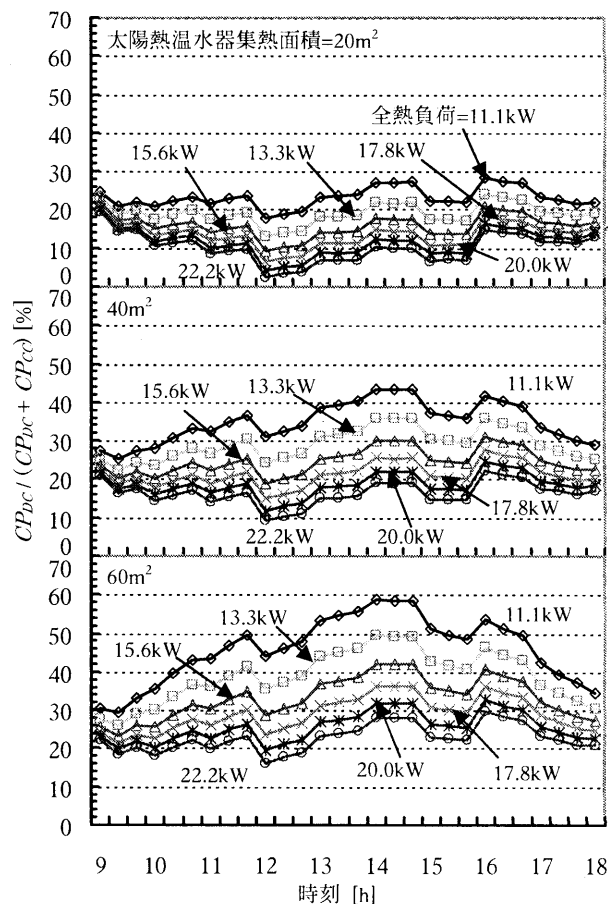


図-3 全冷房出力に占めるデシカントプロセス部の冷房出力割合に与える全熱負荷の影響

(除湿量は最大0.0027kg/kg(DA))に留まっている。また、集熱面積20m²では全熱負荷22.2kWで最大20%程度(除湿量は最大で0.0014kg/kg(DA))となった。全熱負荷11.1kWでの処理風量は2997m³/hであるが、全熱負荷の増加に伴い処理風量・循環水流量は比例して増加する。従って太陽熱温水器の集熱面積が一定である場合、得られる温水温度は循環水流量の増加に伴い低下し、除湿性能も低下する。しかしながら、全熱負荷22.2kWの条件においても必要除湿量は0.0010kg/kg(DA)以下であり、集熱面積が20m²でも補助加熱器による追加熱投入は必要とならなかった。これは処理風量が増加すると単位空気体積あたりの除湿量が少なくて済むことに加えて、換気風量が500m³/hで一定となっ

太陽熱利用デシカント空調システムに対する室内空調負荷および換気回数の影響評価

ていることも一因であると思われる。すなわち、処理風量が増加すると対象室からの還気5の風量が増加する。換気風量は変化しないので混合空気1'の状態は対象室からの還気5の状態に近づき、必要除湿量は増加しない。

図-4 に必要となる冷却コイルの冷却能力 CP_{CC} に与える全熱負荷の影響を示すが、必要となる CP_{CC} は全熱負荷の上昇とともに増加している。これは再生側空気への導入外気量が増加することで5'の空気状態が外気に近づき、顕熱交換器での給気温度低下が小さくなるためである。つまり、全熱負荷が大きい状態ではデシカントプロセス部の顕熱交換器による温度低下効果は小さい。従って蒸発冷却器通過後も空気温度は高く、対象室への吹出し空気条件を達成するために冷却コイルの冷却能力 CP_{CC} の値は大きくなる。

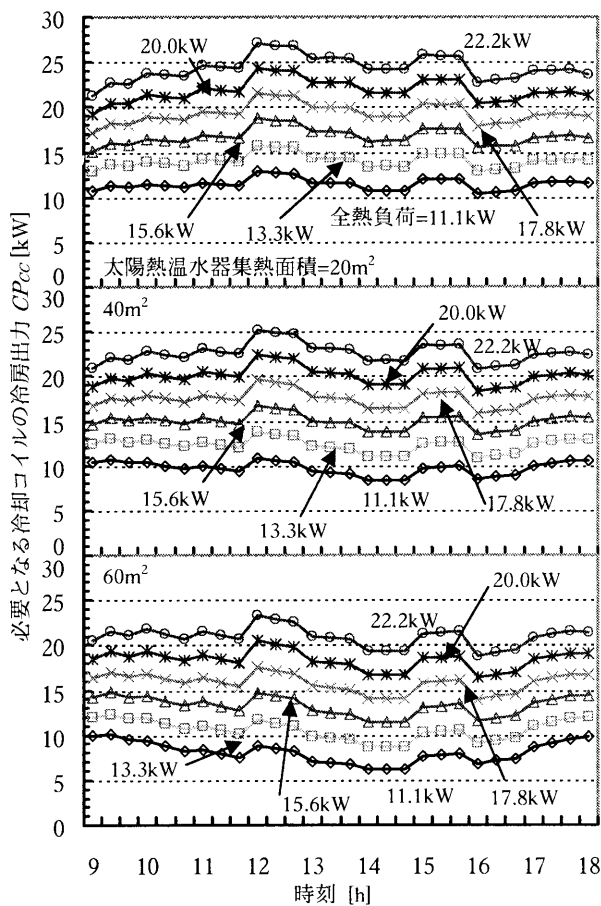


図-4 冷却コイルに求められる冷却能力 CP_{CC} に与える全熱負荷の影響

2.2 潜熱負荷の影響

デシカント空調システムに必要な除湿性能は外気条件、対象室の潜熱負荷および除湿機再生温度に大きく影響を受ける。太陽熱温水器を熱源として使用する場合、潜熱負荷を考慮した集熱規模の決定が必要である。そこで空調対象室の潜熱負荷がシステム性能に与える影響を検討するため、対象室の顕熱負荷(処理風量)を一定とし、対象室の潜熱負荷のみを変化させてシステム性能を推算した。換気

回数は一時間当たり2回とし、対象室の顕熱負荷は12.0kWで固定した。従って処理風量は3591m³/hとなる。潜熱負荷はSHFが0.65から0.90まで0.05刻みに変化するように0.6kWから6.5kWまで増加させた。潜熱負荷の増加に伴い全熱負荷は増加し、潜熱負荷が高い条件ではSHF値は低下する。外気条件は図-2で示した2006年8月5日の東京都で観測された気象データを用いた。

図-5にシステム全体の冷房出力に占めるデシカントプロセス部の冷房出力割合に与える太陽熱温水器集熱面積の影響を示す。太陽熱温水器の集熱面積が20m²ではSHF=0.65の条件で午前9時に、最大値40.8%を示した。その後、時刻の経過に伴い減少した。これは外気温度が上昇し、必要となる冷却コイルの冷却能力 CP_{CC} が増加したためである。SHFの点で観察すると、どの時刻でもSHFが0.65から0.80に増加するにつれて CP_{DC} の割合は低下し、SHF=0.80から

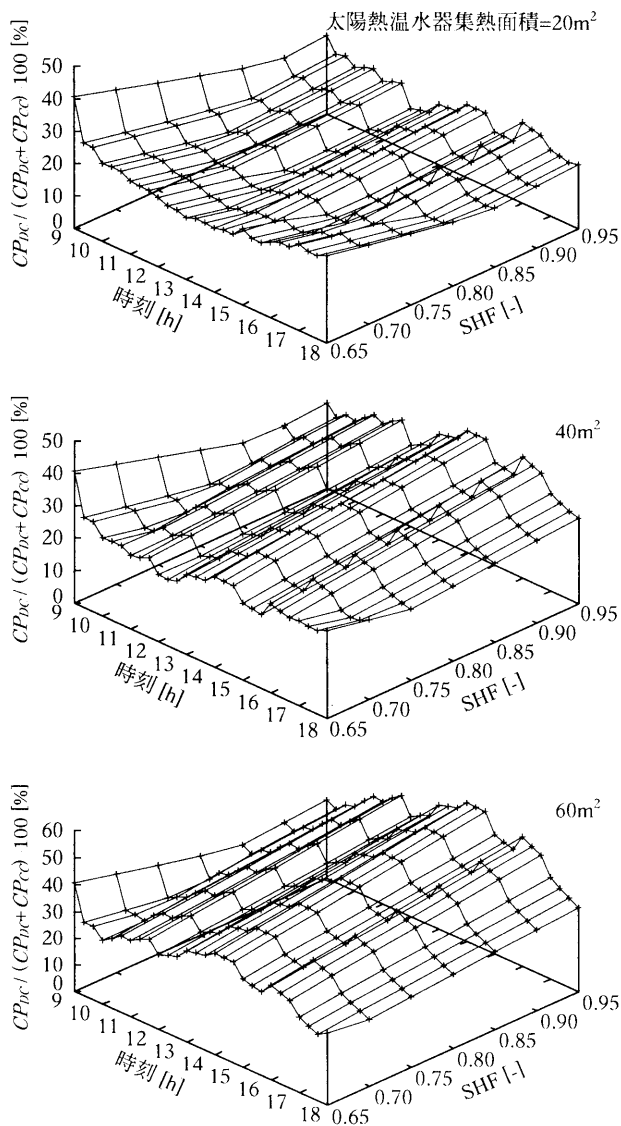


図-5 デシカントプロセス部の冷房出力割合に与える潜熱負荷の影響

0.95 にかけて再び上昇している。最低値は SHF=0.80 で 12 時に推算された 12.0% である。図-6 に太陽熱温水器の集熱面積が 20m^2 の場合に必要となる追加熱投入量に与える SHF の影響を示す。必要除湿量を達成するために追加熱投入が必要となる場合が多く、9 時には SHF=0.65 の条件で 20kW 程度の追加熱投入を必要としている。すなわち、SHF=0.65、集熱面積 20m^2 で得られたデシカントプロセス部の冷房出力は太陽熱のみによって得られたものではない。SHF=0.65 では日中を通して追加熱投入が必要であるのに対して、SHF=0.85 以上では必要となる時間はほぼない。デシカントプロセス部の冷房出力割合は SHF の減少、すなわち対象室潜熱負荷の増加とともに必要除湿量が大きくなるために増加することになる。一方、SHF の上昇とともに必要除湿量は減少する。従って、除湿機通過後の乾燥空気湿度は給気に求められる湿度以下となり、蒸発冷却効果により冷却コイルに必要となる冷却能力が減少する。その結果 CP_{DC} の割合は SHF が高い領域で上昇する。集熱面積が 20m^2 の場合には SHF が 0.8 前後で太陽熱のみで目的とする給気湿度を達成できるが気化冷却効果が得られないため CP_{CC} が大きく、さらに処理すべき潜熱負荷も SHF=0.75 以下の条件に比べて小さいために CP_{DC} の割合は最低値を示すことになる。集熱面積 40m^2 では 9 時から 10 時にかけて集熱面積 20m^2 で見られたように SHF 値の上昇に伴って一旦 CP_{DC} の割合が低下する状況が観察されるが、11 時から 16 時では SHF の上昇に伴い CP_{DC} の割合は連続して増加する。9 時から 10 時では循環水温度が低く追加熱投入が必要となるためである。この点で運転開始時の循環水温度は前日の運転終了時のまま高く維持することが望まれる。循環水温度が上昇する日中では SHF=0.65 の条件でも必要除湿量が太陽熱温水器のみで達成できる。しかしながら潜熱負荷の高い条件では蒸発冷却による温度低下が小さいために冷却コイルに求められる冷却能力が増加し、 CP_{DC} の割合は低下するものと考えられる。集熱面積が 60m^2 の場合も同様の傾向を示すが、 CP_{DC} の割合は集熱面積 40m^2 の場合に比べて増加し、22.4% から 47.1% の間で推移する。

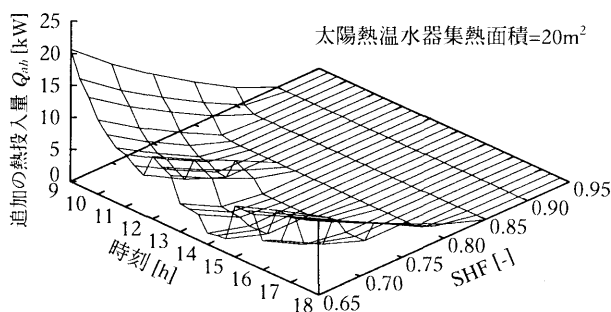


図-6 必要となる追加熱投入量に与える潜熱負荷の影響

2.3 換気回数の影響

換気は室内空気を清浄に保つために必要であるが換気回数の増加とともに空調負荷は増加する。そこで換気回数が必要集熱規模に与える影響を検討するために換気回数を 2 回から 5 回まで増加させてシステム性能に与える影響を検討した。ここで、空調対象室の全熱負荷を 13.3kW とし、SHF は 0.90 とした。また外気条件は図-2 で示した東京の夏季の気象データを用いた。

図-7 にシステム全体の冷房出力に占めるデシカントプロセス部の冷房出力割合と換気回数の関係を示す。太陽熱温水器の集熱面積を増加させることで CP_{DC} の割合は増加し、集熱面積 60m^2 、換気回数 5 回のときに最大 60.5% を示す。追加熱投入量は集熱面積 20m^2 、換気回数 5 回の条件で 9 時に 4.56kW が必要である。しかしながら温水温度が上昇した後は 30m^2 以上の集熱面積で追加熱投入は必要ではないとの計算結果を得た。従って集熱面積を増加させた場合、デシカントプロセス部の除湿量増加および蒸発冷却器による除湿空気の温度低下のために CP_{DC} の割合が増加する。

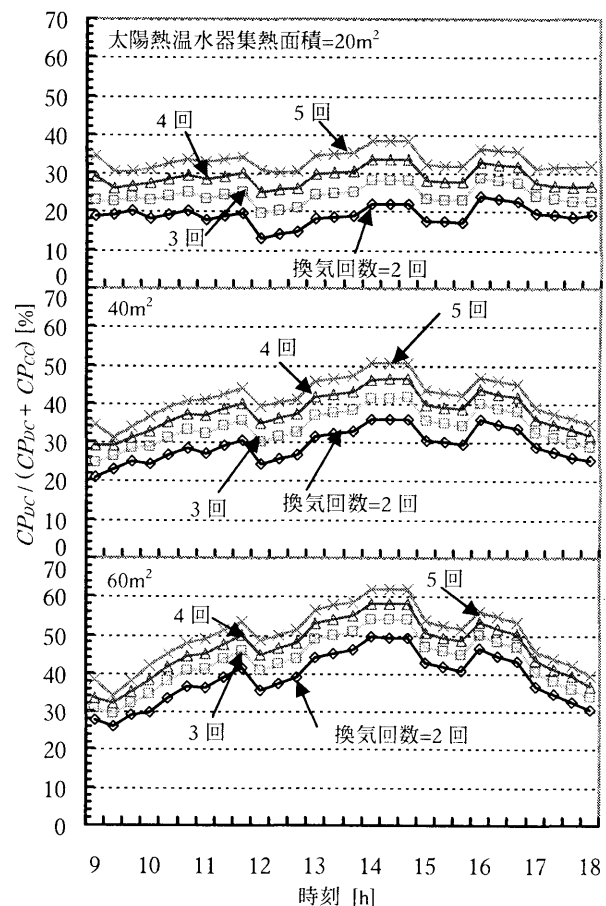


図-7 デシカントプロセス部の冷房出力割合に与える換気回数の影響

図-8 に必要となる冷却コイルの冷却能力に与える換気回数 数の影響を示す。集熱面積 20m^2 では 15kW 程度の冷却能力が必要である。集熱面積を増加させることで必要となるコ

太陽熱利用デシカント空調システムに対する室内空調負荷および換気回数の影響評価

イルの冷却能力は減少し、集熱面積 60m^2 では 10kW 程度となる。これは除湿量に余剰が生じ、蒸発冷却器で温度低下効果が得られたためである。一方、同じ集熱面積では換気回数を増加させても冷却コイルに必要な冷却能力は増加しない。これは換気回数を増加させることでデシカント空調システムの再生側入口空気 $5'$ の状態が対象室からの還気 5 に近くなったためである。換気回数が2回程度では処理空気に含まれる対象室還気の割合は大きい。一方、換気回数を増加させると処理空気中の還気の割合は減少し、再生空気中の還気の割合が増加する。従って再生側混合空気 $5'$ の湿球温度は低下し、デシカントプロセスの顕熱交換器の低温側空気温度も低くなる。還気回数が多い場合、除湿量が増加して除湿後空気温度も上昇するが顕熱交換器で給気温度が大きく低下できるために、冷却コイル入口 $3'$ の温度は換気回数によらずほぼ等しい値を示すことになる。

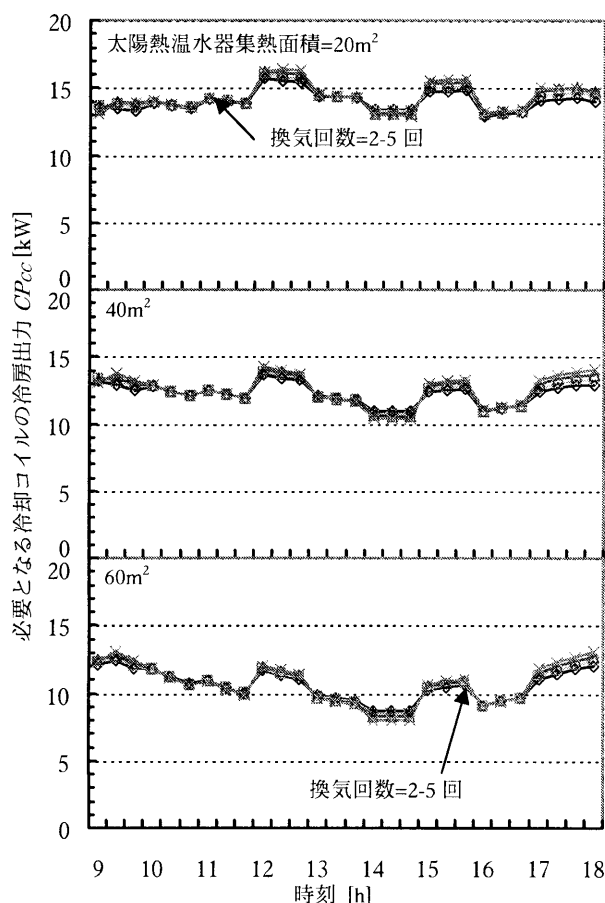


図-8 冷却コイルの冷却能力 CP_{cc} に与える換気回数の影響

結語

太陽熱駆動デシカント空調装置の実証試験結果を数値計算により様々な空気・操作条件に対応できるように拡張し、空調負荷、顕熱比、換気回数とシステム性能の関係を検討した。顕熱比を一定として室内全熱負荷を増加させた場合、処理風量と温水器の循環水流量の増加による除湿機再生温

度低下のため、デシカント空調プロセス部の冷房出力割合は室内全熱負荷が大きくなるほど低下した。さらに、再生側入口の空気状態が外気に近づくために顕熱交換器での温度低下効果も小さくなり、冷却コイルに求められる冷却能力も増加した。

室内の全熱負荷を一定とし、顕熱比 SHF を変化させた場合、追加熱投入が不要なほど集熱器面積が大きいときには SHF の上昇に伴いデシカント部の寄与割合は向上した。一方、集熱面積が小さい場合には追加熱投入が不要となる SHF 領域でデシカントプロセス部の寄与率が最低となることが示唆された。換気回数を増やした場合、必要となる除湿量は増加して除湿機で得られる空気温度も上昇するが、顕熱交換器に入る再生側空気の温度低下と相殺されるため、冷却コイルに求められる冷却能力は還気回数の影響を受けないことがわかった。

本報告では、給気と室内還気の温度差を 10°C に固定したうえで室内の顕熱負荷を全て冷却コイルで対応するものとしてシステムの処理空気量を決定した。また、潜熱は全てデシカント空調プロセス部が処理し、冷却コイルでは潜熱処理をしないことを前提とした。さらに、処理風量が変わっても装置サイズが変わるだけで構成機器中の空気風速は一定であると仮定した。これらを前提として一応の操作・設計指針を示すことができたが、推算結果を総合的に見ると冷却コイル部でも潜熱処理をすることで、デシカント空調プロセス部の必要除湿量が減少して集熱器面積の削減あるいは追加熱投入量の削減が見込める。この点で冷却コイルでの潜熱処理割合とシステム全体のエネルギー利用効率の検討も課題として残る。さらに、太陽熱温水器の循環水流量と貯水量の影響も処理風量あるいは計算時間の刻み幅とは独立して調べる必要がある。

参考文献

- 1) <http://www.env.go.jp/earth/ondanka/ghg/>
- 2) http://www.daikin.co.jp/kankyo/activity/development_01.html
- 3) 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: 初歩と実用シリーズ 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— (2006), pp.134-150, 日本工業出版
- 4) Weiwei Liu, Zhiwei Liana, Reinhard Radermacher, Ye Yao: Energy consumption analysis on a dedicated outdoor air system with rotary desiccant wheel. *Energy*, 32-9(2007), pp.1749-1760
- 5) J. Hirunlabh, R. Charoenwat, J. Khedari, Sombat, Teekasap: Feasibility study of desiccant air-conditioning system in Thailand. *Building and Environment*, 42-2(2007), pp.572-577
- 6) X.J. Zhang, K. Sumathy, Y.J. Dai, R.Z. Wang: Dynamic hygroscopic effect of the composite material used in desiccant rotary wheel. *Solar Energy*, 80-8(2006), pp.1058-1061
- 7) Surajitr Pramuang, R.H.B. Exell: The regeneration of silica gel desiccant by air from a solar heater with a compound parabolic concentrator. *Renewable Energy*, 32-1(2007), pp.173-182
- 8) 大蔵将史, 児玉昭雄, 廣瀬勉: 太陽熱温水器を駆動熱源とする吸着式デシカント空調システムの実証試験—第1報: 日射

児玉・大蔵：

- 量及び外気湿度の影響一，日本冷凍空調学会論文集，22-3(2005)，pp.269-278
- 9) 児玉昭雄，大蔵将史：太陽熱駆動デシカント空調システムにおける温水器集熱面積および循環水量の影響，空気調和・衛生工学会論文集，116(2006)，pp.43-49
- 10) 大蔵将史，児玉昭雄：太陽熱温水器を駆動熱源とする吸着式デシカント空調システム—室内潜熱負荷を考慮した装置規模，システム性能の推算—，日本冷凍空調学会論文集，23-1(2006)，pp.33-44
- 11) 辻口拓也，児玉昭雄：吸着材デシカントローターの水蒸気吸脱着挙動，日本冷凍空調学会論文集，22-4(2005)，pp.417-428
- 12) 辻口拓也，児玉昭雄：吸着材デシカントローターの水蒸気吸脱着挙動 第2報：物質移動係数の推算とローター回転数および空気流速の影響，日本冷凍空調学会論文集，23-4(2006)，pp.467-477
- 13) <http://www.data.jma.go.jp/obd/stats/etrn/index.php>
- 14) 空気調和・衛生工学会：空気調和設備計画設計の実務の知識（1995），pp.135-176，オーム社
- 15) 井上宇市：空気調和ハンドブック（1996），pp.26-93，丸善

(2007年4月5日 原稿受付)

Influences of Cooling Load and Air Change Rate on the Performance of a Solar assisted Adsorptive Desiccant Cooling System

by Akio KODAMA^{*1} and Masashi OHKURA^{*2}

Key Words : Simulation, Desiccant cooling system, Solar energy, Cooling load, Solar water heater

Synopsis : Solar water heater is an useful heat source for the desiccant cooling because it is clean, renewable and has a low cost. This paper mainly discusses about the influences of cooling load and air change rate of a room on the performance of the desiccant cooling system consisted of a desiccant wheel, thermal wheel, two evaporative coolers, a cooling coil, flat plate solar water heater, and air heater. The cooling system is assumed to be applied to an office room of 250m³ in volume. Produced dehumidifying performance per unit air volume by the desiccant cooling process decreased with increase in sensible cooling load since the regeneration air temperature decreased due to simultaneous increase of the amount of regeneration air flow and flow rate of water circulating in the solar water heater. However, temperatures of hot water and regeneration air supplied from solar water heater of 20 m² was high enough to produce a sufficient dehumidifying performance per unit time even in the total cooling load of 22.2kW and SHF=0.9 since the increase in the amount of process air flow compensated the decrease in dehumidifying performance per unit air volume. On the other hand, required amount of dehumidification per unit time increased as the SHF value decreased. Therefore,

temperature of hot water supplied from solar water heater of 20 m² did not reach a sufficient level for the indoor air condition at SHF 0.65 and 12kW the sensible heat load. In this case, additional heat input between 1.7 and 20.0 kW was required depending on the amount of solar heat obtained by the solar water heater. The ratio of cooling power produced by the desiccant cooling process to the total cooling power of the whole of the cooling system (desiccant cooling process + cooling coil) was around 0.2-0.3 when the SHF value was 0.65 since the obtained dehumidifying performance was just enough to satisfy the required humidity for the room. On the contrary, required dehumidifying performance became small when the SHF value was large and desiccant cooling could produce a surplus dehumidifying performance resulting in a sensible cooling effect of the evaporative cooler. Thus the required cooling power of the cooling coil became lower at higher SHF condition. Influence of the air change rate on the performance of the cooling system was also investigated. The ratio of cooling power produced by the desiccant cooling process increased in higher ventilation rate since the required amount of dehumidification became larger. However, the ventilation rate had no effect on the required cooling power of the cooling coil, for the inlet air temperature of the regeneration side became lower resulting in low temperature dry air at the process outlet of the thermal wheel.

(Received April 5, 2007)

^{*1} Division of Innovative Technology and Science, Graduate School of Natural Science and Technology, Kanazawa University, Member

^{*2} Department of Industrial Administration, Faculty of Science and Technology, Tokyo University of Science