マルチモードローターを用いた潜熱顕熱分離空調用外調機

Outside Air Handling Unit with Multi-mode Wheel for the Individual Controlled Air Conditioning System of Latent and Sensible Heat

正 会 員　○福 村　貴 司（清水建設）　　正 会 員　　野 田　公 一（荏原実業）

正 会 員　　山 口　雅 弘（新晃工業）　　正 会 員　　中 村　卓 司（清水建設）

堀 山　剛　　（清水建設）

Takashi FUKUMURA*[1]　Koichi NODA*[2]　Masahiro YAMAGUCHI*[3]　Takuji NAKAMURA*[1]

Tsuyoshi HORIYAMA*[1]

*[1] Shimizu Corporation　*[2] Ebara Jitsugyo　*[3] Shinko Kogyo

By changing the rotation velocity, the desiccant wheel can be used as an enthalpy wheel and a desiccant wheel. We invented the outside air handling unit using this multi-function wheel that we call Multi-mode Wheel. We measured the testing wheel performance in the enthalpy wheel mode and the desiccant mode. And we evaluated the effectiveness of this Multi-mode Wheel through the rough calculation of the peak cooling load and the annual cooling season load.

はじめに

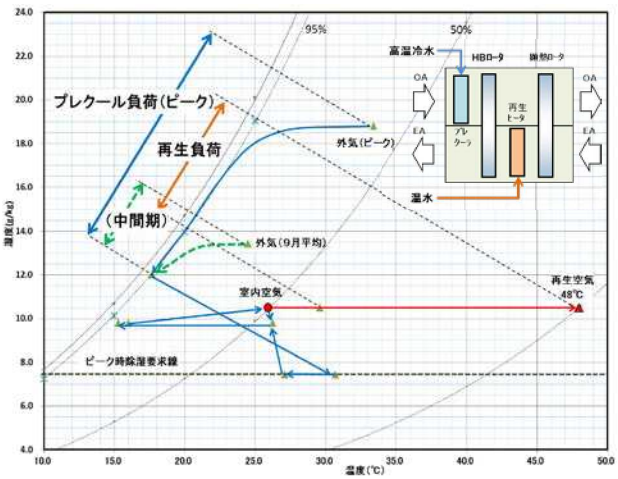
潜熱顕熱分離空調のための外気処理として、デシカントローターにより潜熱負荷処理を行なう方法が行われているが、デシカントローターの再生には温熱が必要であり、除湿量も限られているため、必要除湿量を得るためにはプレクーリングにより冷却除湿をする場合が多い。特にピーク時はプレクーリングおよび再生温熱に大きなエネルギーが必要となる。（図－１）

一方、全熱交換器は室内外のエンタルピー差が大きいほどエネルギー回収量は大きくなる。そこで、室内外のエンタルピー差（正確には外気と除湿要求量）が大きい場合、全熱交換器で熱回収を行ないアフタークーラーにより必要除湿量まで冷却除湿すればプレクール負荷は小さくなり再生エネルギーは不要となる。しかし、中間期など低負荷時の湿度維持には顕熱負荷以上に冷却除湿するだけでなく、過冷却となり再熱も必要となる。このような場合、プレクール負荷が小さいため、デシカントのほうが省エネルギーとなる場合が多い。（図－１）

1.　マルチモード全熱交換器の考え方

全熱交換器とデシカントローターの吸湿剤は同じものを使用できるため、回転数を変えることにより、一つのローターを用いて全熱交換器としての機能とデシカントローターとしての機能を使い分けることが可能である。

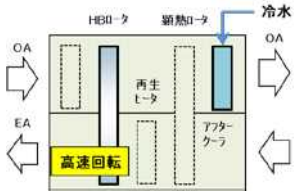
この機能を用いて同一ローターで全熱交換器とデシカントの機能を使い分け、年間効率の高い運転が可能となると考えられるため、図－２のようなマルチモード全熱交換ローターを用いた外調機を考案した。



図－１デシカント時のプレクール負荷

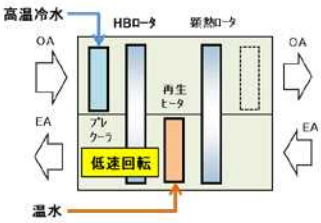
2a：全熱交換器モード

ローターを高速回転し、全熱交換器として使用する。不足分の除湿はアフタークーラーにより行う



2b：デシカントモード

ローターを低速回転し、プレクーラーと再生ヒータにより除湿する



図－２　マルチモードローター外調機

1.1　運転方法

(1)　高負荷時（図ー2a）

全熱交換機能により熱交換後、アフタークーラーにより潜熱負荷に見合う湿度まで冷却除湿する。この場合、仮に6m3/m2/hの外気導入量に対して7℃冷水ではピーク時の必要除湿量まで冷却除湿できないため、レタン空気を混合し、総除湿量を確保する。また、できるだけ高温冷水を使用するため、アフタークーラーの前段で高温冷水、後段で低温冷水により冷却除湿する。

当然デシカント方式のようなプレクール、再熱は不要となる。

(2)　低負荷時（図ー2b）

デシカント機能によりプレクールを行い、必要除湿量を確保する。低負荷であるため、プレクール負荷が小さくなり､負荷によっては再生温度も下げることができる。

2.　実測によるローター能力の検証

回転数の変更による能力を検証するため、実測を行った。試作ローターの概要を写真ー１に示す。ローターは変速装置により１：90 まで回転数を調整できる。吸湿剤は低温再生特性の良い高分子収着剤を使用している。

測定装置の概略を図ー３に示す。

2.1　全熱交換器としての能力測定

表ー１に測定条件を示す｡温湿度条件はJIS 条件とし、風量はデシカント時の風量に合わせ面速 2 m/s である1618 m3/h、ローター回転数は12ｒｐｍとした。

また、外気、排気量の比を等量から10：6 まで５パターン測定した。全熱交換効率は下式にて算出した。

$$\eta_i = \frac{i_{OA} - i_{SA}}{i_{OA} - i_{RA}} \times 100$$

η_i ：全熱交換効率(%)

i_{OA} ：外気エンタルピー[KJ/KJ(DA)]

i_{SA} ：給気エンタルピー[KJ/KJ(DA)]

i_{RA} ：排気エンタルピー[KJ/KJ(DA)]

測定結果を図ー４に示す。外気／排気同風量の全熱交換効率は82.7%であり、一般的な全熱交換器と同等以上の効率であった。トイレ排気による給排気量のアンバランスは事務所ビルで10:8 ないし10:7 程度と思われる。これに相当する全熱交換効率は74.7%､68.8%であった。

顕熱交換効率と潜熱交換効率を比較すると概ね ３ %から４ %程度、潜熱交換効率が顕熱換効率より高くなっている｡一般の全熱交換ローターでもこの傾向があるが、面風速が２ m/s と低速であるためと思われる。

2.2　デシカントローターとしての能力測定

試験ローター、測定装置は同じものを使用し、回転数を12ｒｐｈとした。

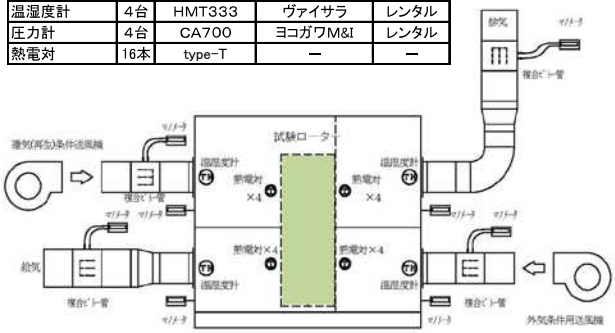
測定条件は最大負荷時、中間期を想定し、表ー２に示す温湿度条件とした。また、風量比は１：１とした。

試作ローター概要

- ローター吸湿剤　高分子収着剤
- ローター寸法　770φ×200 mm
- 測定風量　1618 m3/h（面速 2m/s）
- 回転数変速比　1：90（インバータモーター＋変速機）

写真ー１　試作ローター

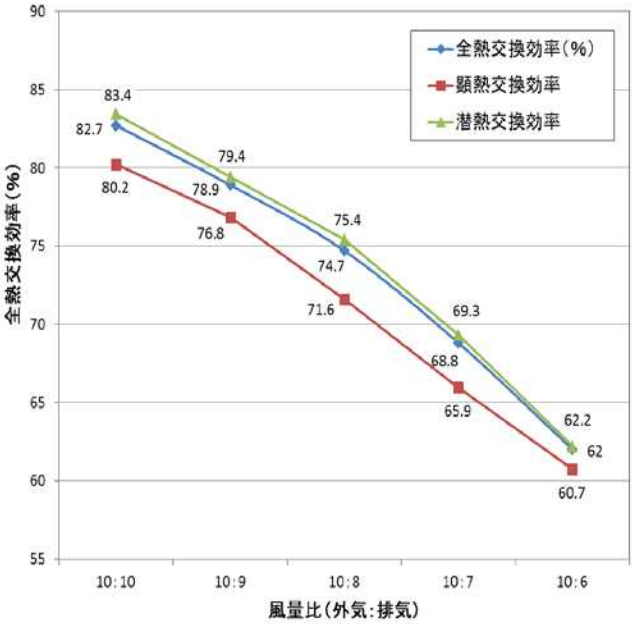
計測機器名	数量	型式	メーカ	登録No.
複合ピトー管	2台	MP200D	ウエットマスター	V−06
複合ピトー管	2台	AE250D	ウエットマスター	V−22
温湿度計	4台	HMT333	ヴァイサラ	レンタル
圧力計	4台	CA700	ヨコガワM&I	レンタル
熱電対	16本	type-T	ー	ー



図ー３　実験装置概略図

表ー１　測定条件（全熱交換器モード）

測定パターン	外気側 温度 ℃	外気側 湿度 %	排気側 温度 ℃	排気側 湿度 %	風量 外気側 m3／h	風量 排気側 m4／h	風量比
A	35.0	64.3	27.0	52.7	1,618	1,618	10:10
B					1,618	1,456	10:9
C					1,618	1,294	10:8
D					1,618	1,133	10:7
E					1,618	971	10:6



図ー４　全熱交換効率（全熱交換器モード）

再生温度条件は、低温再生能力の高い高分子吸着剤の特性を生かす点とヒートポンプを熱源とすることを想定し４８℃とした。

除湿量は下式にて算出した。

$$L = V \times \gamma \times (x_1 - x_2)$$

L ：除湿量[kg/h]
V ：風量[m³/h]
γ ：空気密度[kg/m³]
x_1 ：外気側絶対湿度[kg/kg(DA)]
x_2 ：給気側絶対湿度[kg/kg(DA)]

測定結果を表－２に示す。また、空気線図上に結果をプロットすると図－５となる。

本方式を事務所へ適用する場合、除湿負荷を全て外気で処理する場合の処理空気の絶対湿度は 7.5 g/kg (DA) 程度である。測定によれば 18℃、95%RH の外気で 7.0 g/kg (DA)まで除湿できるため、図－５から 19℃までプレクールすればピーク時潜熱負荷に見合うと思われる。

リーク量の測定は厳密なものは出来なかったが、図－６の運転時風量バランスから 6%程度と思われる。

これは、全熱交換器としては JIS の 10%以下であるが、産業用デシカント機としては大きい。しかしながら、本機は一般空調である潜熱顕熱分離空調向けに開発しているため、前述の潜熱負荷相当分の除湿量が確保できればよく、問題ないリーク量と考えられる。

2.3　機器としての総合評価

変速比がインバーターでは不可能な範囲であるため、変速装置を工夫したが、十分機能した。また、シール構造は全熱交換モード時の高速回転に対応しつつデシカントモード時の定速時に一定以上のシール性能を有することを目標として開発したが、まだ改善の余地はありそうである。

全体としての機能は両モードとも単一機能の従来機器と同等以上の能力があることが確認できた。

3.　測定結果を用いた簡易計算による効果推定

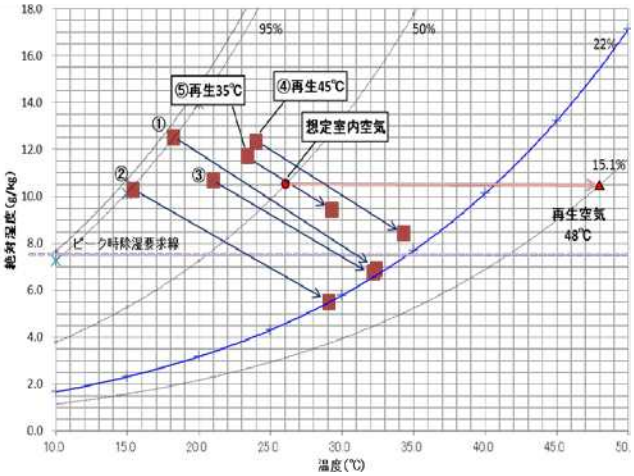
両モードの測定結果を用いて本方式を潜熱顕熱分離空調に適用した場合の簡易な計算を行った。条件を表－３に示す。一般のビル空調システムで再熱は殆ど行われないことから、全熱交換器方式は、目標室内空気条件の絶対湿度まで冷却除湿したのち再熱を行う場合と再熱せず乾球温度は目標温度より下がる場合の２例を計算した。

冷凍機 COP は汎用機ではなく、高温冷水仕様として設計した場合の COP をメーカーの協力により算出してもらい使用した。デシカント用温熱源は、汎用の温水冷水同時取出ヒートポンプのカタログ値を使用し、再生用温熱負荷に合わせて同時取出しされる冷熱を高温冷水として使用した。

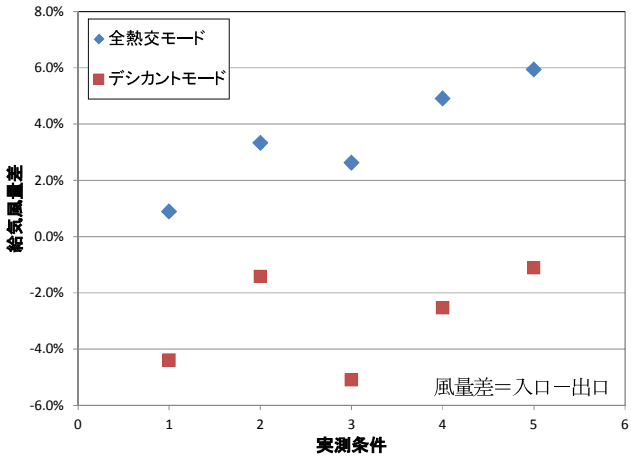
外気、排気比率は、トイレ排気を考慮し外気の 80%が排気とし、デシカント能力は実験データから推定した。

表－２　測定結果（デシカントモード）

	外気		再生		風量比	除湿量 kg/h
	温度	湿度	温度	湿度		
	℃	%	℃	%		
①	18	95	48	15	10:10	10.9
②	15	95				9.4
③	20	71.9				7.6
④	23	65				7.5
⑤			35	30		4.2



図－５　測定結果



図－６　各モードの給気出入口風量の差

表－３　試算条件

気象データ	6～9月平均温度湿度
冷凍機	ターボ冷凍機高温冷水仕様
ヒートポンプ	冷温水同時取出し型ヒートポンプ
制御条件	室内絶対湿度一定として計算(全熱交換器は冷却除湿により温度が低下し、相対湿度が上昇する)
一般空調冷水温度	7℃
デシカント再生温度	48℃
デシカント運転条件	中間期は目標湿度となるように再生温度を制御(低下)
負荷条件	顕熱負荷　86.7 W/m2 潜熱負荷　12.8 W/m2(0.2人/m2に相当)
空調システム	外調機(全熱交換器またはデシカントローター) ＋高温冷水空調機

・COP　ターボ冷凍機

冷水温度	7-12℃	14-19℃	16-21℃
COP	6.21	7.68	8.52

デシカント用HP

温水温度	55-50℃	
COP(温水)	4.68	4.92
冷水出口温度	14-19℃	16-21℃
COP(冷水)	3.68	3.92
冷水出力比	0.786	0.797

3.1　試算結果

a.　夏期ピーク時

図－６に冷房ピーク時の冷凍機消費電力を示す。マルチモードローターは全熱交換器＋アフタークーラー時の値であるが、全熱交再熱なし方式（以下基準方式）より▲16.9%省エネルギーとなった。一方、デシカント方式は、低温再生ローターを想定し再生温度を48℃と低温にしたが、基準方式より0.5%増エネとなった。デシカント方式の場合、ピーク時は特にプレクールに大きなエネルギーが必要となるため、高温冷水冷凍機ＣＯＰの向上以上にエネルギーを消費してしまい全体として省エネルギーとならなかった。

b.　冷房期間月平均時刻別気象条件による試算

冷房期間の熱源エネルギーの比較をするため、6 月から9月の8時から17時までの月別平均外気温湿度を用いて熱源エネルギー計算を行った。内部負荷はピーク負荷の顕熱負荷50%、潜熱負荷40%とした。

図－７に結果を示す。マルチモード方式は、デシカント方式と全熱交換方式のうち、より省エネルギーとなる方式を選択することから、7、8 月は全熱交＋アフタークーラー方式、6、9 月はデシカント方式の値を用いた。

デシカント方式でも中間期に大きな省エネルギーとなることから12.7%の省エネルギーとなるが、マルチモード方式は20.9%と更に約8%向上する。（デシカント方式の省エネルギー量に対しては65%向上する。）

3.2　床吹出空調を想定した場合

床吹出し空調は、吹出温度が18～19℃と一般空調の吹出温度 16℃より高く、冷水温度を更に上げられるため、冷水温度16℃として試算した。結果を図－8、9に示す。

冷凍機効率が向上するため、ピークでもデシカント方式で約8%、マルチモードで約20%の省エネルギーとなる。年間では各約20%、26%の省エネルギーとなった。

床吹出し空調と潜熱顕熱分離空調の組合せは、大きな省エネルギー効果が期待できる。

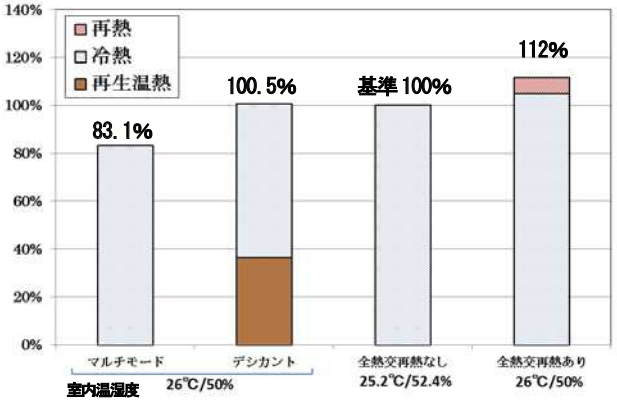
4.　まとめ

回転数を変更することで、同一のローターで全熱交換ローターとデシカントローターの両方の機能を兼用できる外調機を考案した。

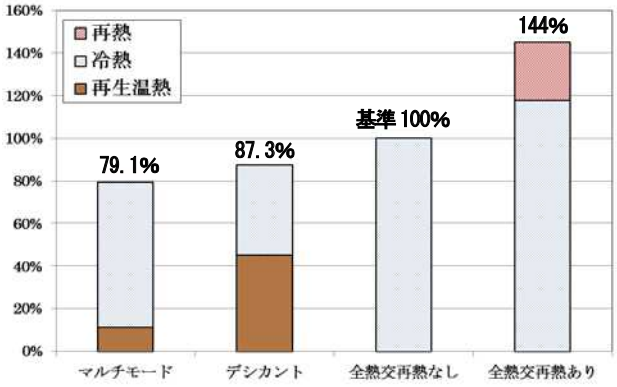
試作ローターの実測により、その性能は単機能ローターと同等であることが確認できた。

また、簡易な計算ながら本方式による潜熱顕熱分離空調はデシカント単独運転よりも省エネルギーとなり、床吹出し空調との組合せでは吹出温度を上げることが可能なため、さらに省エネルギーとなった。

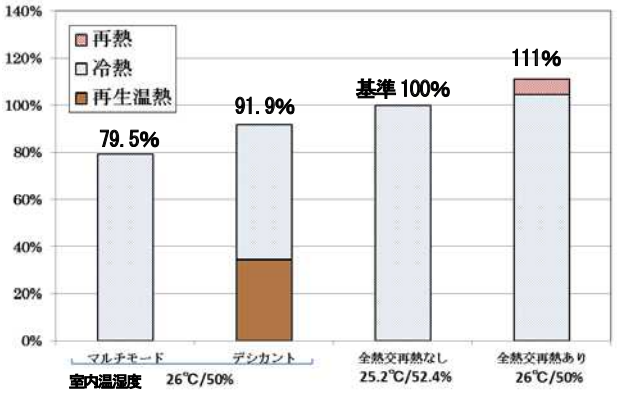
今後は、当社技術研究所にて実負荷での試験運転を行うとともに時刻別気象データを用いたより詳細なシミュレーションを行う予定である。



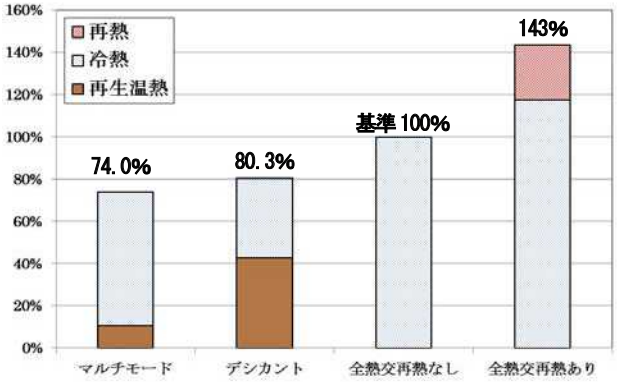
図－6　ピーク時熱源消費電力（14℃冷水）



図－7　冷房期間熱源消費電力（14℃冷水）



図－8　ピーク時熱源消費電力（16℃冷水）



図－9　冷房期間熱源消費電力（16℃冷水）