

博 士 論 文

衛生的な調湿を省エネルギーに実現する
デシカント外調機の開発研究

川本 光一

目次

第 1 章	序論	5
1.1	研究の背景と課題	5
1.1.1	IAQ 向上の研究の現状	5
1.1.2	空調効率の研究の現状	7
1.1.3	デシカント空調研究の現状	8
1.2	研究の目的	8
1.3	論文構成と各章の概要	12
1.4	第 1 章参考文献	15
第 2 章	潜熱顕熱分離空調機としてのデシカント空調機の特徴	18
2.1	デシカント空調機	18
2.2	デシカント空調機の特徴	20
2.3	デシカント外調機を用いた潜熱・顕熱分離処理	22
2.3.1	デシカント外調機使用の特徴	22
2.3.2	デシカント外調機設計の最適化	24
2.3.3	各方式の比較	26
2.3.4	自動制御	28
2.3.5	デシカント外調機を用いた潜熱・顕熱分離のアプリケーション例	28
2.3.6	デシカント再生部分の高効率化	29
2.4	第 2 章参考文献	31
第 3 章	除湿期間のデシカント外調機による非結露空調の IAQ とエネルギー消費評価	32
3.1	はじめに	32

3.2	検討した CO ₂ HP 組込型デシカント外調機システム	33
3.3	対象とした各外調機システム、試算条件	39
3.4	試算結果及び考察	49
3.5	まとめ	64
3.6	第 3 章参考文献	66
第 4 章	加湿期間のデシカント外調機による加湿性能、エネルギー評価	67
4.1	はじめに	67
4.2	実験概要	69
4.2.1	実験施設の概要	69
4.2.2	夏季運転時のシステム	72
4.2.3	冬季運転時のシステム	72
4.3	実験内容	73
4.4	実験結果	76
4.4.1	加湿性能	88
4.4.2	効率	90
4.5	まとめ	92
4.6	今後の課題	94
4.6.1	デシカントロータ通過風速の最適化	94
4.6.2	デシカントロータ回転数の最適化	94
4.6.3	加湿側風量と吸湿側風量比の最適化による効率向上	94
4.6.4	除湿ロータの除湿材質の検討	94
4.7	第 4 章参考文献	98
第 5 章	結論と今後の課題	102

5.1	各章の結論	102
5.1.1	第1章の結論	102
5.1.2	第2章の結論	103
5.1.3	第3章の結論	105
5.1.4	第4章の結論	107
5.2	今後の課題	108
添付資料	第3章で使用した計算プログラムのフローチャート	112

第 1 章 序論

1.1 研究の背景と課題

今日の建築は空調効率の向上を目的として高气密化が進んでいる。しかし高气密化と空調機稼働期間の長期化は空調系統に起因する IAQ (Indoor Air Quality) の低下をもたらすリスクを伴う。特に従来の湿度成行き空調では除湿期間中、空調機、ダクト等の空調系統が常時高湿度となり室内湿度も高くなる場合がある。一方、空調効率の向上の面からは従来同時に処理されていた潜熱、顕熱をそれぞれ最適の効率で処理する潜熱顕熱分離処理空調の研究、実用化が進んでいる。また主に低温排熱利用の観点からデシカント空調の採用も進んできている。本研究ではデシカント空調機を使用した潜熱・顕熱分離処理空調で IAQ の向上と高効率を両立するシステムの実用可能性を検証するが最初に各テーマに関する現状の研究状況を記す。

1.1.1 IAQ 向上の研究の現状

近年、欧米では、住宅の気密性強化に伴い、室内換気回数の低下による室内湿度の上昇に起因するカビ発生等が問題になっている。高湿度に起因する結露は建物の劣化をもたらしたカビ、雑菌による IAQ (Indoor Air Quality) の低下をおこす。ダンプハウス (湿気た家) と呼ばれる社会問題となっている。高湿度に起因する建築材料表面のカビの生息、空気中の浮遊胞子の大量発生に関する研究結果が数多く報告されている。長期間室内でカビにさらされた場合の健康上の影響について、H.Meyer ら¹⁾と R.K.Bushu ら²⁾が報告している。夏季に高湿度になる日本の場合は欧米に比べてダンプハウスの危険性は大きくなる。

また空調機内、ダクトにカビが生息し (写真 1.1 及び 1.2)、室内への微生物の供給源となる空調機内汚染が問題とされている。一旦室内に供給されたカビは根絶が難しいうえ、それぞれの適した環境になると一気に繁殖する。阿部³⁾、柳⁴⁾らは住宅及び一般ビルの微生物汚染の実態を調査し一般的な冷却減湿方式は空調機内部で微生物発生のリスクが高いことを指摘している。これは除湿時を中心に空調機内部とダクト内が飽和に近い高湿度に長期間さらされること及びドレンパンの清掃不足が原因である。空調系統による空気汚染の対策としては、これまでは事後的に滅菌する方法が主に研究されてきた。例としては空気の加熱による滅菌、建材のマイクロ波による滅菌、空調機内のドレンパンの間欠加熱による湿度の低減⁵⁾及び抗菌コイルの利用⁶⁾等が研究・提案されている。J.H.Jung ら⁷⁾の流れている空気を約 0.2 秒間の加熱滅菌する研究では *Aspergillus*

versicolor と Cladosporium について 99% の培養可能性を奪うのにそれぞれ 350℃ 以上と 400℃ 以上もの高温を要することが示されている。Górny R. L. ら⁸⁾ の建材にマイクロ波を照射殺菌する研究では、照射するマイクロ波の強度、照射時間、建材の状態等によって効果は異なるが最大 20% 程度の効果しか得られていない。いずれも事後的に滅菌する効果の限界を示している。また、室内湿度低減対策としては、調湿建材の設置⁹⁾、断熱性の向上¹⁰⁾ 及び換気量の確保¹¹⁾ 等の提案がされている。



写真 1.1 ダクト内のカビ



写真 1.2 エアコン吹出口のカビ

調湿建材使用によるパッシブ方式の場合、室内湿度の変化を遅らせてなだらかにする効果があるが、建材が飽和に近い状態になった場合には効果を発揮しないか、逆効果となるケースが存在するため高湿度が続く梅雨時などに問題がある。室内に供給する外気を除湿して給気の絶対湿度を一定以下に抑える、又は一定時間以上の高湿度給気を避ける等、適切なアクティブ方式との組み合わせが必要となる。

換気量の確保についても同様、外気の高湿度が続いた場合の問題があるため除湿して行うのが望ましい。

いずれの場合も従来の冷却除湿を実施した場合、空調機内及びダクトは除湿期間中常に高湿度にさらされ空調経路起因の空気汚染は回避出来ない。

空気汚染のリスクを回避するための根本的な対策としては事後的に滅菌するのではなく、室内湿度を管理することで室内の高湿度状態を避けることに加えて、事前に空調システムからの空気汚染を発生させないことが必要と考えられるがこれまでの研究例はほとんどない。具体的には最も相対湿度が上昇する吹出し口を含む空調システム全体を相対湿度 70% 以下に保ち⁴⁾、ドレンが発生しない空調とすることが望まれる。

冬季の暖房期間においても従来の水を用いる加湿では IAQ 低下のリスクがある。従来

使用されている気化式加湿，水噴霧式加湿，蒸気式加湿^{12)~15)}の方式では，いずれもドレン排水の処理が必要となり，条件によっては空調機内の濡れ面で微生物発生リスクがある。

- ・気化式加湿では，水を加熱せずにエレメントに垂らすことにより加湿するため，夏期や夜間停止時にエレメントに微生物が発生し，加湿器から臭気が発生することがある。

- ・水噴霧式加湿では，水を空気中に直接放出するため，水中の不純物，菌などが空気中に放出されてしまう上，ドレンパンや水タンク内に微生物発生リスクがある。

- ・蒸気式加湿では水をいったん加熱するため水中の不純物が蒸気には混入しないが，ドレンパンや水タンク内において微生物発生リスクがある。

また，水を用いる方式では配管・付帯設備によるコスト上昇とスケールが析出・付着するため，メンテナンスに手間を要する問題もある。加湿の改善による IAQ の向上についても事後的に滅菌で対応するよりも事前にリスクを回避する方式とすることが望ましい。

しかしながら水を用いない加湿については従来実験室レベルの基礎データ取得を目的とした研究にとどまっており実用レベルでの研究例は室内排気より湿分を汲み上げる方式の研究¹⁶⁾などに限られる。

1.1.2 空調効率の研究の現状

一方、空調の効率においては、従来の同一空気路内で潜熱、顕熱を同時に処理する方式に替って、潜熱と顕熱をそれぞれ最も効率の良い方式、風量で処理する潜熱顕熱分離空調が注目されている。この場合、潜熱処理用、顕熱処理用に二台の空調機、別々の空気路が必要になるがトータルの空調効率が高くなることが期待できる。しかし昨今、開発、実用化が進む先端空調方式は主として顕熱処理の高効率化、顕熱処理空間の極小化を意図したものが多く潜熱処理の面では課題が残る。例としてタスクアンビエント空調、放射冷房、クールチューブ、躯体蓄熱空調、置換空調等を上げることが出来る。潜熱処理を高効率化し、これらの高効率顕熱処理手法との相乗効果を得ることが重要な課題である。パッケージエアコンについてもコンプレッサー・インバータ化による高効率運転が普及しているが低出力運転時に冷媒蒸発温度上昇に伴う除湿不足が報告されている。高効率な潜熱処理が課題となっている。

1.1.3 デシカント空調研究の現状

シリカゲル等の吸湿材を用いて除湿を行うデシカント空調は研究、実用化が進んできている。原理的に吸湿側空気と放湿側空気の相対湿度交換により除湿を行うデシカント空調機では効率向上のため、吸湿側空気をプレクールして相対湿度を上げ、放湿側空気を再生ヒータで加熱して相対湿度を下げるのが一般的である。この場合、デシカント空調機では除湿時の再生に多大の温熱エネルギーを消費することから、夏季の低温排熱を利用した使用がさかんに研究されてきた。低温再生のみでは、夏季の除湿能力が大幅に不足するためドレンを伴う冷却除湿であるプレクールを最大限利用する方式を検討・実施する例が多い。例としては、コージェネレーション排熱を利用した研究¹⁷⁾、太陽熱を利用した研究¹⁸⁾などが上げられる。再生ヒータ利用を廃止しプレクール後の飽和外気と室内排気の相対湿度差で除湿を行う研究¹⁹⁾もある。いずれも外気の除湿の大部分はプレクールでまかなう方式となっている。ドレンの排除による IAQ の向上に着目した研究、使用例は少ない。蔡ら²⁰⁾が CO₂ ヒートポンプの高温の凝縮熱をデシカントの再生に用いることでプレクールを用いず夏季にドレンを排除した空調を提唱している例がある。冬季の加湿については家庭用のエアコン²¹⁾、リキッド式デシカント空調機²²⁻²⁴⁾やヒートポンプ用コイルに吸着剤を塗布し室内排気より水蒸気を回収して加湿暖房を行った例²⁵⁾はあるが、デシカントロータを用いて外気より水蒸気を汲み上げる方式の研究例は少ない。²⁶⁾⁻²⁹⁾ これまでの研究のほとんどは主に実験室での計測または数値解析を行っている。特に加湿源に RA を全く使用しない OA のみを用いた場合の、実機を実際の外気条件で使用した際に加湿性能を論じたものはほとんどない。

1.2 研究の目的

吸着材を用いて除湿、加湿を行うデシカント空調を行うことで除湿時の空調機内でのドレン発生を完全に抑えダクト等の空調経路を低湿に保って IAQ を向上させることが可能となる。加湿時は水を用いない加湿を行うことで通期を通して空調機内を水分と無縁な状態とすることも可能となる。これらによりこれまで例のない空調系統起因の空気汚染を事前に抑える空調が実現できる可能性がある。

一方、高 IAQ を目指す空調システムであっても実用化を前提とした場合、従来型の冷却除湿システムと同等以上の効率が求められる。潜熱顕熱分離空調方式の潜熱を主に処理する外調機としてデシカント空調機を用いることで IAQ の向上と高効率の双方を追及するシステムを構築できる可能性がある。

本稿では通期を通じて高い IAQ と高効率を両立させる空調システムとしてのデシカント外調機の実現可能性を検討する。夏季の除湿期間については、蔡ら²⁰⁾と小金井ら³⁰⁾が以下の提案をしている。

- ・潜熱顕熱分離処理空調の外調機としてデシカント空調機を使用し夏季、冬季を通じ外気の潜熱負荷のみならず室内の潜熱負荷も処理するシステムとする。
- ・完全にドレンの発生を抑えるため、冷却除湿であるプレクールを用いず高温再生で除湿量を確保する。多大のエネルギーを使用する再生部（脱着部）には CO₂ ヒートポンプを使用し付帯する冷熱も有効利用することで効率の向上を図る。

小金井ら³⁰⁾、西田³¹⁾はら空調夏季設計条件の外気で実際のホテル空調に適用した場合を試算し、冷却再熱方式より高効率のシステムを実現できることを示している。しかしながら、実際の空調に使用した場合は機械的、IAQ、システム効率それぞれの観点から以下の問題点を究明する必要がある。

- ・ヒートポンプは発生する冷熱と温熱がバランスする必要がある。除湿期間、通期を通して運転した場合、常に CO₂ ヒートポンプが発生する冷熱と温熱をバランスする形で使用しシステムとして高効率の運転制御が可能であるか。
- ・IAQ の観点からは通期を通じて次の検討が必要である。除湿期間中にはさまざまな状態が想定される。すなわち顕熱処理空調機（室内機）がほとんど稼働しない外気が低温高湿の場合や非在室時に顕熱処理空調機（室内機）を停止し、潜熱処理用デシカント外調機のみ稼働し換気する状態も存在する。さまざまな外気状態、室内状態に対して常に空調システムの相対湿度 70% 以下と室内の低湿度を保つ高 IAQ を実現することが可能であるのか、また IAQ が低下する時期があるとすればどの程度の期間、どのような条件の場合に発生するのか事前に検討する必要がある。
- ・システム効率についても通期を通じた検討が必要となる。一般にデシカント空調機は最も厳しい空調夏季設計条件で最も効率が低下する。一方冷却除湿方式の場合は最も効率が向上する。実際に通期を通じた検討によりデシカント外調機を用いた潜熱顕熱分離空調のメリットを算出し、費用対効果を算出する参考となるデータを導く必要がある。また従来型の湿度成行き空調に対して効率、使用エネルギー量の優劣も比較する必要がある。
- ・デシカント空調機の場合、顕熱交換ロータによって熱回収を行い、効率向上を計るダブルロータ方式と顕熱交換ロータを用いないシングルロータ方式がある。工業用な

どで特殊な空気条件を作る場合を除いては一般にはダブルロータ方式の方が高効率となる。しかし提案されている CO₂ ヒートポンプを使用する場合、ダブルロータ方式では凝縮温度の上昇によりヒートポンプの効率が低下する欠点がある。小金井ら³⁰⁾は空調夏季設計条件の場合ダブルロータ方式の方が若干高効率であることを示している。ヒートポンプ凝縮熱を再生に使用する場合のシングルロータ方式とダブルロータ方式の通期を通じての比較検討した例は従来の研究では見られない。通期を通じてさまざまな条件のもとで長所、短所、運転上の特性を含む実現可能性を比較・検討する必要がある。

従来の IAQ の研究では特定の条件のもとでの検討・研究が大半であり通期にわたる IAQ、室内環境の研究はまれであった。特に空調機内、ダクト等、空調系統内を中間期や空調機停止時などの状態を含む通期にわたって環境評価した研究は例がない。本研究では変化する外気条件、室内負荷、空調機運転状況による実際の運用条件での IAQ の評価を、中間期を含む除湿期間通期についてシミュレーション計算を通じて明らかにする。

効率の検討は従来、空調夏季設計条件、室内最大負荷の極端な場合のみを想定して行い、中間期、室内低負荷時等は自動制御側の問題として軽視される傾向にあった。このため実運用においては熱源機器の稼働率の低下による部分負荷運転や過大な搬送動力により想定以上に効率が低下していることが報告されている。部分負荷時の効率、搬送動力を含め、様々な条件での運転での効率、エネルギー消費の評価を、中間期を含む除湿期間通期についてシミュレーション計算を通じて明らかにする。

これらを通じて提案するシステムの除湿期間通期におけるシステムの有効性を IAQ、エネルギー効率の面より明らかにし、改善点を検討する。

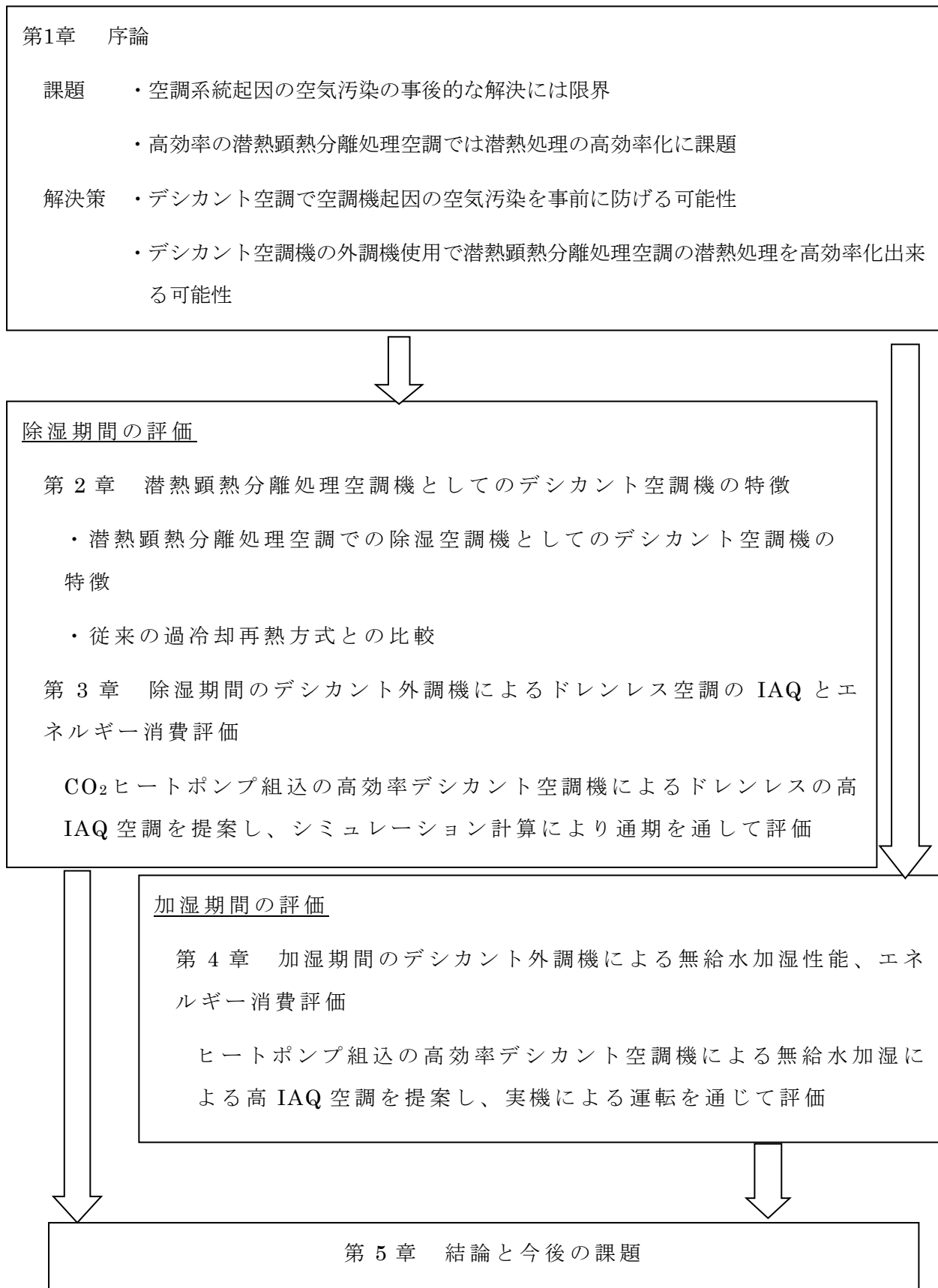
冬季の加湿については従来、除湿に用いられるデシカント空調機の再生側（脱着側）を給気側になるように風路をダクトで切り替えるシステムを提案する。このシステムとすることで夏季、中間期、冬季を通じて同一のデシカント空調機を用いることが可能となりコスト、スペース等を節約出来る。これまで室内排気の湿分を汲み上げる方式で研究されてきた方式であるが、局所排気等により室内排気を用いることが出来ない空調システムの場合も想定して外気より湿分を汲み上げる方式の実用性を明らかににする。低湿の外気より湿分を汲み上げることにより予想される加湿能力不足に対しては吸湿側の風量を大きくするシステムを提案し、有効性を検証する。デシカントロータの低湿度

かつ再生側（脱着側）と除湿側（吸着側）の風量比が大きく違う場合の性能データが存在しないため、シミュレーションによる検討を事前に行うことが不可能なため実機の運転による検証を行う。

また実用可能性を検証する以上、効率の面でも従来の加湿暖房システムと同等以上が求められる。デシカント空調機を加湿に用いる場合、再生（脱着）のために投入されるエネルギーが理想状態ではすべて加湿暖房のエンタルピーの増加に変換されるため除湿に使用するより効率の面では有利と考えられる。再生側（脱着側）に投入する温熱はヒートポンプを用い、温熱は除湿側（脱着側）の低湿高温の空気より汲み上げる方式として効率の向上を計る。低湿の除湿側（脱着側）空気より温熱を汲み上げることにより、冬季のヒートポンプ運転では必ず問題になるデフロスト運転による加湿暖房の停止期間を極小化出来る。実機による実運転による検証により従来の実験室レベルの研究を越えて実用化に向けての礎とする。

実機による試験のため外気条件には制約を受けるが、システムの運転状況、効率的な運転・制御方式の検討のため実験は外気の絶対湿度が低い場合と比較的高い場合の二回実施する必要がある。

1.3 論文構成と各章の概要



本稿は以下の 5 章より構成される。

第 1 章 序論

IAQ の課題として、空調系統起因の空気汚染が問題となっているがこれまで研究されてきた事後的な対応では限界があり、事前に問題を起こさない空調システムの構築が必要なことを述べる。次に空調効率の課題として潜熱顕熱分離空調による効率向上が図られているが、これまでの研究開発の多くは顕熱処理の高効率化を目的としており、効率的な潜熱処理が課題であることを述べる。双方を両立出来る空調システムとしてデシカント空調を提案し検討課題を述べる。

第 2 章 潜熱顕熱分離処理空調機としてのデシカント空調機の特徴

除湿期間の潜熱・顕熱分離処理の潜熱処理外調機として一般的なデシカント空調機を使用した場合のエネルギー消費の特徴を空調設計夏季条件での計算により評価する。従来方式の冷却除湿である、過冷却再熱方式との比較を行う。

第 3 章 除湿期間のデシカント外調機によるドレンレス空調の IAQ とエネルギー消費評価

高 IAQ に必要な温湿度環境を実現する非結露型空調機としてデシカント外調機を使用した場合の室内環境とエネルギー消費、実現される温湿度環境を検討する。ドレンを発生させない空調とするため、一般に使用されるプレクールを用いず、かつ効率向上のため CO₂ ヒートポンプと組み合わせたデシカント空調機を提案し、実際のホテル空調に潜熱・顕熱分離処理の潜熱処理空調機として使用した場合の効果をシミュレーション計算で評価する。シミュレーション計算には実際のデシカントロータの性能データ、熱源の性能データを用いて冷却再熱方式外調機、通常の外調機（温度制御のみ、湿度は成行）と比較検討する。デシカント外調機については CO₂ ヒートポンプが高効率となるシングルロータ方式と顕熱ロータによる省エネ機構を備えるが CO₂ ヒートポンプに対しては効率低下となるダブルロータ方式両方の計算も行い比較検討する。比較検討する主要項目は以下である。

- ・実現出来る IAQ（室内環境、空調経路の湿度状況）の評価、従来方式との比較
- ・エネルギー消費、エネルギー効率の評価、従来方式との比較
- ・デシカント空調機シングルロータ方式、ダブルロータ方式の比較

第4章 加湿期間のデシカント外調機による無給水加湿性能、エネルギー消費評価

主に除湿用として使用されるデシカント空調機の実機を用いて水を使用しない加湿の実用性を検証した結果を報告する。デシカント外調機を潜熱顕熱分離処理の潜熱処理空調機として使用した場合での加湿性能とエネルギー消費の評価をおこなう。低湿の外気より湿分を汲み上げる方式としたため、吸湿側の風量を加湿側に比べて大きくするシステムとした。デシカントロータの低湿度及び吸湿側、加湿側異風量での性能データが存在しないため、実機による運転を通して実用可能性の評価、改善点の検討を行う。デシカント空調機はヒートポンプ組込型とし、吸湿側の低湿度高温の除湿後空気を冷却して熱を汲み上げ加湿側の再生熱に用いることで高効率を目指しかつ、ヒートポンプによる暖房では不可避のデフロスト運転の必要を無くすことによる安定した暖房加湿運転の実現も併せて目指したシステムとし有効性を検証する。上記によるシステムの実運転で実験を行った結果を報告する。主要な検討項目は以下である。

- ・加湿能力が必要な能力を満足するか
- ・従来型加湿暖房システムとの効率面での比較
- ・ヒートポンプのデフロスト運転の回避
- ・効率的な運転制御システム
- ・加湿能力向上、効率向上のためのシステムの改善点

第5章 結論と今後の課題

第2章から第4章でそれぞれ検討した結果と今後の研究課題を述べる。

1.4 第1章参考文献

- 1) H. Meyer et al., Moulds and health - an epidemiological study, Indoor Air 2002 Proceedings of the 9th International Conference on Indoor Air Quality and Climate, 2002
- 2) R. K. Bush et al., The medical effects of mold exposure, Environmental and occupational respiratory disorders, No.117, pp.326-333, 2006
- 3) 阿部, エアコン冷房時のカビ指数とカビ汚染, 室内環境学会誌 1, pp. 41-50, 1998.
- 4) 柳ら、空調システムにおける微生物汚染の実態と対策に関する研究、
日本建築学会環境系論文集第 593 号、pp.49-56、2005
- 5) 菅原ら、空調機内のカビ生育抑制方法の検討、平成 12 年度室内環境学会講演集、
pp.150-153, 2000.
- 6) 三浦ら、抗菌処理を施した空調機器の抗菌性能の評価方法と評価結果、空気清浄
Vol.41, No.6, pp.27-34, 2004.
- 7) J. H. Jung et al., Treatment of Fungal Bioaerosols by a High-Temperature, Short-Time Process in a Continuous-Flow System, Applied and Environmental Microbiology, Vol.75, No.9, pp.2742-2749, 2009
- 8) R. L. Górny et al., Viability of Fungal and Actinomycetal Spores after Microwave Radiation of Building Materials, AAEM(Ann Agric Environ MED) Original Articles, pp.313-234, 2007
- 9) 青山ら、調湿性内装材による室内湿度調節に関する研究(その 3)数値シミュレーションによる調湿効果とカビ発生危険性の検討、日本建築学会大会学術講演梗概集、
pp.293-294, 1999.
- 10) 野中ら、非定常解析プログラムを用いた壁体内温湿度性状の解析ーカビの発生しにくい断熱工法に関する研究、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、
pp.1119-1122, 2004.
- 11) 小峯ら、住宅室内のカビ汚染と防止に関する研究(その 2)換気による室内カビ汚染防止に関する実証調査、日本建築学会計画系論文集 No.495, pp.69-76, 1997.
- 12) 鈴木 令ほか：微生物対策を考慮した気化式加湿器の研究（第 1 報）温水を利用

- した加湿・殺菌実験，日本建築学会大会学術講演梗概集（2012），pp. 795~796
- 13) 池田 耕一ら：気化式加湿より発生する菌および臭気等の対策に関する実験的研究－運用上効果のある方法の選定に関する検討－，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集（2011），pp. 477~480
- 14) 張 江ら：医療施設向け加湿システムに関する研究（第1報）加湿空気質に対する蒸気式加湿と気化式加湿の比較試験，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集（2012），pp. 1767~1770
- 15) 川尻 純平ら：医療施設向け加湿システムに関する研究（第2報）三重大学医療部附属病院における蒸気式加湿と気化式加湿の比較試験，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集（2011），pp. 1771~1774
- 16) 池上ら 効率コンパクトデシカントを用いた潜熱顕熱分離型新ビル空調システム（第1報）実環境下におけるフィールド評価結果
- 17) 広瀬、児玉他，熱のカスケード利用末端を担うデシカント空調，建築設備と配管工事 No.10, pp.1-6, 2001.
- 18) 小金井 真ら 空気式太陽熱集熱器を用いたデシカント空調システムに関する研究 日本冷凍空調学会論文集 Vol. 29 (2012) No. 1 p. 59-68
- 19) 吉田 一輝ら 常温再生型デシカント空調の性能評価（その2）実機による機器性能検証、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集（2012），pp. 2965~2968
- 20) 蔡ら：非結露型次世代空調システムに関する研究 第1報 CO₂ ヒートポンプを組み込んだデシカント空調システムの提案及び性能検討 空気調和・衛生工学会論文集, pp.1-8, 2006.05
- 21) ダイキン工業ホームページ：
http://www.daikinaircon.com/kabekake/products/rx_series/（2016年9月29日現在）.
- 22) Zhang, L.; Dang, C.; Hihara, E. Performance analysis of a no-frost hybrid air conditioning system with integrated liquid desiccant dehumidification. Int. J. Refrig. 2010, 33, 116-124.
- 23) Kabeel, A.E. Dehumidification and humidification process of desiccant solution by air injection. Energy 2010, 35, 5192-5201.

- 24) Liu, X.; Li, Z.; Jiang, Y.; Lin, B. Annual performance of liquid desiccant based independent humidity control HVAC system. *Appl. Therm. Eng.* 2006, 26, 1198–1207.
- 25) ダイキン工業ホームページ:<http://www.daikinaircon.com/catalog/desika/>(2016年9月29日現在).
- 26) De Antonellis, S.; Intini, M.; Joppolo, C.M.; Molinaroli, L.; Romano, F. Desiccant wheels for air humidification: An experimental and numerical analysis. *Energy Convers. Manag.* 2015, 106, pp.355–364.
- 27) La, D.; Dai, Y.; Li, H.; Li, Y.; Kiplagat, J.K.; Wang, R. Experimental investigation and theoretical analysis of solar heating and humidification system with desiccant rotor. *Energy Build.* 2011, 43, 1113–1122.
- 28) Wada, K.; Mashimo, K.; Takahashi, M.; Tanaka, K.; Toya, S.; Tateyama, R.; Miyamoto, K.; Yamaguchi, M. Desiccant humidity control system using waste heat of water source heat pump. *Trans. Jpn. Soc. Refrig. Air Cond. Eng.* 2011, 26, pp.501–510.
- 29) Fukudome, J. Desiccant Air Conditioner. U.S. Patent Application 13/583,354, 9 March 2011.
- 30) 小金井ら,非結露型次世代空調システムに関する研究 第2報—CO₂ヒートポンプを組み込んだデシカント外調機システムの実用化に関する検討 空気調和・衛生工学会論文集, pp.51-57, 2006.11
- 31) 西田ら, CO₂ヒートポンプ組込型デシカント空調システム 冷凍第82巻第951号, pp.51-56, 2007.01

第 2 章 潜熱顕熱分離空調機としてのデシカント空調機の特徴

2.1 デシカント空調機

図 2.1 にデシカント空調機を外調機として使用した場合のフローを示す。図 2.2 に夏季条件での空気線図を示す。潜熱・顕熱分離処理を想定し、デシカント外調機で外気潜熱と室内潜熱まで処理するものとして吹出しは 28℃ 25.5%RH (6g/Kg DA) としている。また、局所排気が多い、室内を陽圧化する必要がある等、室内排気が利用できない場合を想定して再生側は排気熱回収が出来ない外気使用を検討した。

図 2.1 の風路①→⑤は給気側で除湿が行われる。外気（図 2.1 の①）はプレクーラで一段目冷却除湿され、図 2.1 の②となり除湿ロータを通過して除湿される。回転する除湿ロータは風路がハニカム状に加工されておりシリカゲル等の吸湿材が含浸されている。除湿ロータを通過する際（図 2.1 の②→③）吸湿材の湿分の吸着により空気は理想的には等エンタルピー変化し絶対湿度が低下、温度が上昇する。除湿後空気③は顕熱交換ロータで冷却されて図 2.1 の④の温度になり、さらにアフタークーラで必要な温度まで冷却（図 2.1 の⑤）されて給気される。回転する顕熱交換ロータはアルミ製でハニカム状に風路が加工されている。

図 2.1 の風路⑩→⑬は吸湿した除湿ロータの吸湿材の再生に用いられ給気には関係しない。安定した室内排気が使用できる際は室内排気が、そうでない場合は外気が用いられる。図は外気を用いる場合を示している。外気（図 2.1 の⑩）は顕熱交換ロータにより高温低湿の除湿後空気（図 2.1 の③）と熱交換され一段目の加熱（図 2.1 の⑪）をされる。さらに再生ヒータにより必要な温度まで加熱（図 2.1 の⑫）されて除湿ロータを再生する。その際、吸湿材の湿分の脱着に伴い空気は理想的には等エンタルピー変化を行い絶対湿度は上昇、温度は低下して排気（図 2.1 の⑬）される。

空調機内では除湿された給気側の低湿空気と再生側の高湿空気が交差するために、高湿空気が給気側に漏気して性能低下をもたらす恐れがある。この事態を避けるため、ファン配置は給気側をプラス圧に保つように押込みとし、再生側をマイナス圧とするため引っ張りにする。また顕熱交換ロータが回転してハニカム状の風路が再生側から除湿側に移る際、高湿の空気が持込まれるのを避けるため、顕熱交換ロータにパージ風路を設け除湿後空気で掃気している。掃気した空気は再生側に合流する。図 2.1 に記された 909CMH が掃気風量に相当する。

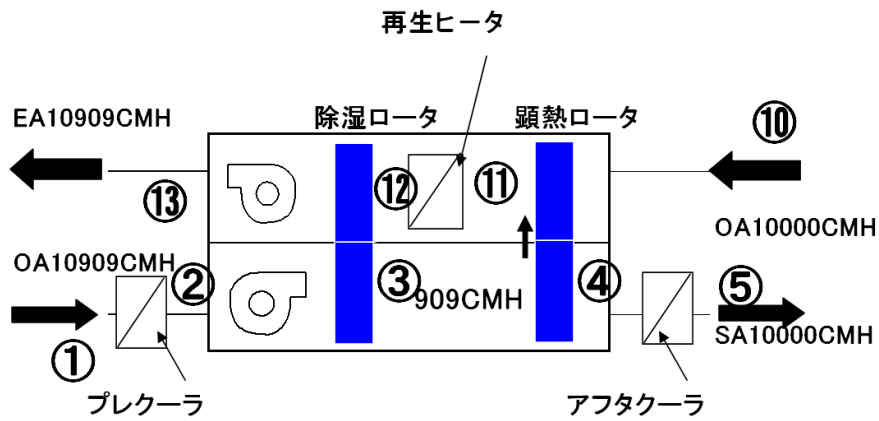


図 2.1 典型的なデシカント外調機のフロー

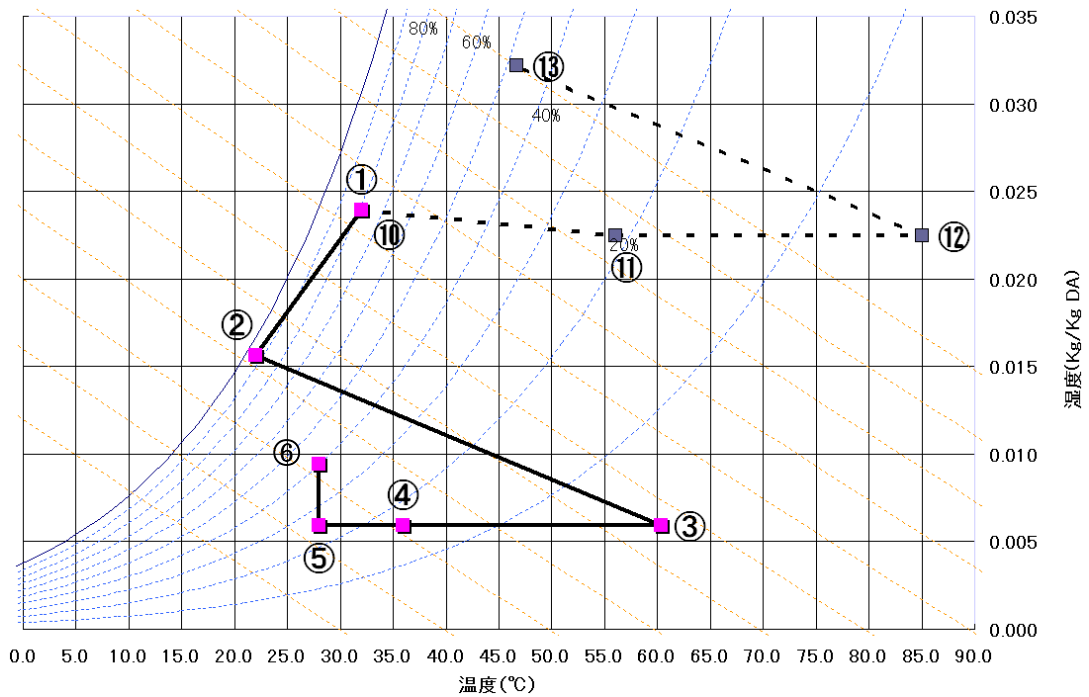


図 2.2 デシカント外調機の空気線図（夏季条件）

注 ⑥は室内（28°C40%）を示す

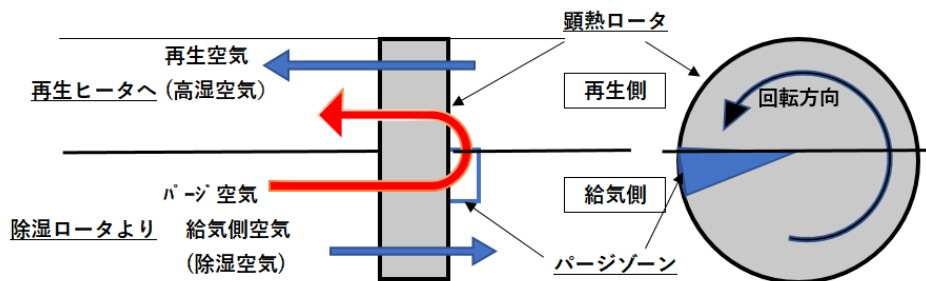


図 2.3 顕熱ロータ パージ風路の構造

図 2.3 にパージ風路の構造を示す。パージ風路は除湿側の顕熱交換ロータ出口の一部（通常 5 度から 10 度）を塞ぎ再生側との仕切り部分を開放してプラス圧の除湿側風路よりマイナス圧の再生側風路に顕熱交換ロータ掃気後の空気を逃がす構造になっている。図 2.1 の空気線図上の⑩→⑪で、顕熱交換にもかかわらず絶対湿度が低下しているのは外気（図 2.1 の⑩）と掃気用の除湿後空気（図 2.1 の③）が合流するからである。また、掃気用の空気を確保するため除湿する風量は給気風量より若干大きくなる。

2.2 デシカント空調機の特徴

エネルギー効率面でのデシカント空調機の特徴としては以下があげられる。なおここで述べる空調機効率はプレクール部分（図 2.2 の①→②）、アフタークール部分（図 2.2 の④→⑤）を除いた図 2.2 の②→③→④部分である。また COP は下記で定義した。

$$COP = (\text{空調機側熱除去量}) / (\text{空調機への投入熱量})$$

- 1) デシカントロータ自体は除湿側入口（図 2.2 の②）と再生側入口（図 2 の⑫）の相対湿度の交換機として機能する。除湿側出口（図 2.2 の③）の相対湿度下限は再生側入口（図 2.2 の⑫）の相対湿度、再生側出口（図 2.2 の⑬）の相対湿度の上限は除湿側入口（図 2.2 の②）の相対湿度となり、除湿側除湿水分量と再生側加湿水分量は等しくなる。従って除湿側のロータ入口（図 2.2 の②）をプレクールして相対湿度を上昇させることと再生側のロータ入口（図 2.2 の⑪）を再生ヒータで加熱して相対湿度を低下させることで大きな除湿量を得ることが可能となる。しかしシリカゲルロータ自体は空気に対して仕事をしないため、除湿される際（図 2.2 の②→③）、シリカゲル再生熱を与えられている（図 2.2 の⑪→⑫）にも関わらず処理空気はほぼ等エンタルピー変化（ロータによる顕熱持ち込みのため若干エンタルピーが上がる）しか得られず、この部分のみでは COP は若干マイナスとなる。
- 2) 除湿ロータ通過後の高温低湿空気（図 2.2 の③）は極めて高効率に冷却が可能でこの点が省エネルギー化について大きなポイントとなる。またデシカント空調機では給気側のエンタルピーを低下させるのはこの冷却部分となり空調機 COP を決定づける。

- 3) 顕熱交換ロータでの図 2.2 の③と⑩の熱交換により、給気側冷却（図 2.2 の③→④）と再生側加熱（図 2.2 の⑩→⑪）双方を相殺し省エネする。デシカント空調機の効率はこの顕熱交換部分（図 2.2 の③→④）と（図 2.2 の⑩→⑪）が空気線図上で長い程高くなる。そのためには同じ除湿ロータ出口露点温度を目標とする場合、図 2.2 の空気線図上で③が右にくるようにプレクール温度（図 2.2 の②）を最大限高くする必要がある。この場合、再生温度（図 2.2 の⑫）をデシカントロータの実用耐熱温度上限まで高くしてデシカントロータの除湿部分（図 2.2 の②→③）は最大になり、不足分をプレクーラによる冷却除湿（図 2.2 の①→②）で補う形になる。この結果、再生側必要エネルギー（図 2.2 の⑩→⑫）も増大するが給気側冷却（図 2.2 の③→④）と再生側加熱（図 2.2 の⑩→⑪）双方を相殺し省エネする効果の方が大きくなる。また、ロータ通過風速を遅くすることも同様に有効であるが機器の大型化を招く。
- 4) 空気線図上、過冷却再熱と逆の動き（図 2.2 の②→④）をするため、デシカント空調機吹出し空気④は冷却する必要がある（図 2.2 の④→⑤）このため外調機目標吹出し温度が高い方がシステム効率としては有利である。
- 5) 低露点温度給気を空調機効率を大きく落とさず可能である。従って同じ室内露点温度を求めるのであれば空調機効率を大きく低下させることなく除湿風量を低下させることが可能である。
- 6) 図 2.2 は夏季条件時のものであるが、外気温度が低下すると顕熱交換ロータでの熱交換量が増すことにより（図 2.2 の①と④が左に移動、⑪が右に移動）投入再生熱量（図 2.2 の⑪→⑫）、空調機出口エンタルピー（図 2.2 の④）がともに減少して空調機の COP が高くなる。一方過冷却再熱の場合、外気温度が低下した場合、再熱量が固定されているため除去熱量の低下の割合に比べ投入熱量は大きく下がらず COP は低下する。従ってデシカント空調システムを検討する場合、夏季条件時の性能は最低の効率を示しており、夏季条件で最高の効率を示す過冷却再熱方式とは正反対であることを留意する必要がある。
- 7) シリカゲル再生部分で多大なエネルギーを使用するため（図 2.2 の⑪→⑫）、再生ヒータには安価なエネルギー（ガス、蒸気、温水等）が望ましい。低温排熱が利用できればさらに効果的である。
- 8) 夏季にシリカゲル再生部分で温熱源を使用する（図 2.2 の⑪→⑫）ため電気デマンドの低下、使用エネルギーの分散化に効果がある。またこの温熱源は夏季に余剰となる冬季暖部加湿用のものを用いるためトータルとして熱源設備の縮小が可能である。

2.3 デシカント外調機を用いた潜熱・顕熱分離処理

2.3.1 デシカント外調機使用の特徴

デシカント空調では、潜熱負荷全てをデシカント空調機で処理する方式がよく用いられるが、この場合の利点は以下のように報告されている。²⁾³⁾⁴⁾

- 1) 外気の顕熱負荷、潜熱負荷のみならず室内の潜熱負荷までを処理でき、室内機 (FCU(ファンコイルユニット)、放射パネル等)に表面結露が生じないため、微生物の発生、繁殖を抑えることが可能となる。また、ドレンパンに生息するカビ等の微生物による IAQ 問題も改善できる。
- 2) 室内機において潜熱負荷を処理する必要があるため、室内側 FCU 等への冷水送水温度を一般の冷却減湿方式に比して高く設定でき、室内側冷熱源の COP が高くなる。
- 3) 非結露化に伴い室内機の冷却コイルの圧力損失は約 30%低減される (ただし吹出し温度上昇により空調風量は増加し送風機動力は増加する)。

次に一般的に使用される過冷却再熱方式との比較を行う。図 2.4 に一般的な過冷却再熱方式外調機のフローを、図 2.5 に空気線図を示す。ブライン冷水で 7.6℃まで過冷却除湿後、吹出し温度まで再熱する方式とした。

一般に除湿空調機は除湿後空気後段で温度処理を伴うため低効率となる。従って除湿風量は低風量とするのが空調システムの効率上は望ましい。しかし、過冷却再熱方式の場合、以下の欠点により低風量による潜熱処理の利点が減殺される。

- 1) 低露点空気を得るため低温までの冷却はチラー (冷凍機) 効率を低下させ、再熱量を増大させる。
- 2) 一定以下の過冷却は冷却コイル霜付による効率低下、冷却コイル凍結事故を起こす。
- 3) 顕熱処理用の高効率中温冷水系統と別に潜熱処理用の低効率な低温冷水系統が必要となる。

一方、デシカント外調機で低露点給気を得る場合は、プレクールにより除湿ロータ入口 (図 2.2 の②)の絶対湿度を下げるか再生側 (図 2.2 の⑩)の相対湿度を再生ヒータ加熱により下げる必要がある。デシカントロータには耐熱温度の制約があるため潜熱顕熱分離に必要な低露点給気にはプレクール量を増大させ除湿ロータ入口 (図 2.2 の②)の絶対湿度を下げる方法が用いられる。この場合、除湿ロータ入口 (図 2.2 の②)の温度低下により除湿後温度 (図 2.2 の③)も若干低くなり顕熱交換部分 (図 2.2 の③→④)と (図 2.2 の⑩→⑪)が空気線図上で短くなる。この結果、再生エネルギー投入 (図 2.2 の⑪→⑫)

が増大し効率が低下する。またプレクールに投入するエネルギーも増大する。しかし過冷却方式に比べて空調機効率の低下は比較的小さい。デシカント空調機の最大の利点は効率を大きく落とさず低露点空気を給気し、除湿風量を絞ることが可能である。またプレクール、アフタークールに低温冷水は必要とせず、顕熱処理用の高効率の中温冷水をそのまま使用できるメリットもある。

OA1000CMH

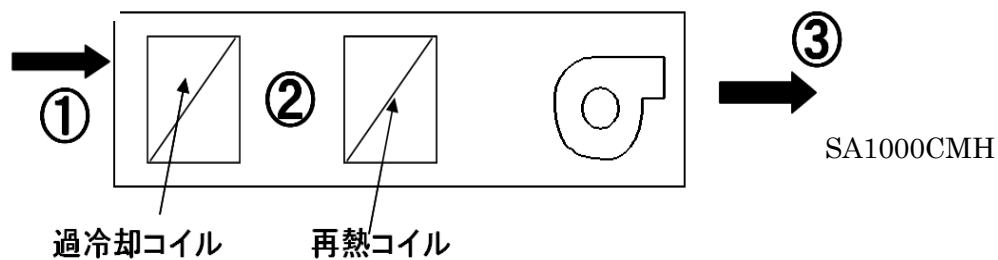


図 2.4 過冷却再熱外調機のフロー

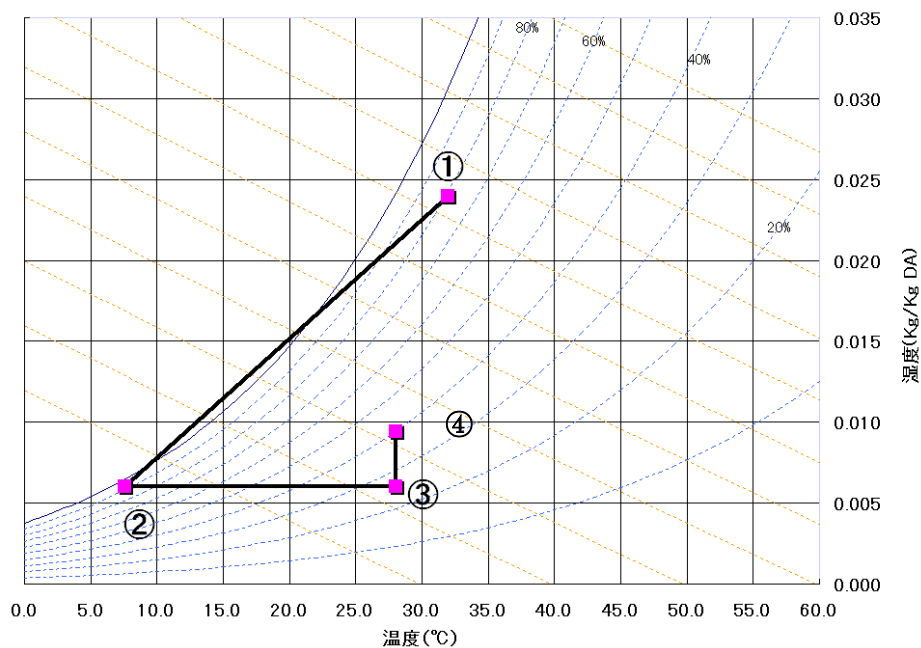


図 2.5 過冷却再熱外調機の空気線図（夏季条件）

注) ④は室内（28°C40%）を示す

2.3.2 デシカント外調機設計の最適化

2.2 でプレクール部分、アフタークール部分を除いたデシカント空調機単体での効率を述べたが、実際の外調機システムでは両者を含めたシステムとなる。この外調機システムを構築する場合、高効率の中温冷水を使用するプレクール（図 2.2 の①→②）と低効率のデシカント部分（図 2.2 の③→④）高効率の中温冷水を使用するアフタークール（図 2.2 の④→⑤）の組み合わせのシステムとなる。この組み合わせでのエネルギー効率上の特徴は以下となる。

- 1) 顕熱処理用中温冷水の冷水温度は顕熱処理側の空調方式による吹出し温度で決定される。高効率の顕熱処理用中温冷水を最大限に有効に利用して顕熱処理側の吹出し温度までプレクール温度を下げた場合、同一の外調機吹出し絶対湿度を得るのに高効率のプレクールの割合が大きくなり、低効率のデシカント部分の割合が小さくなる。
- 2) この場合、プレクール後の温度（図 2.2 の②）が低下することと、再生温度（図 2.2 の⑫）の低下により、デシカント空調機の除湿ロータ出口温度（図 2.2 の③）が低下する。顕熱ロータでの熱交換量（図 2.2 の③→④）と（図 2.2 の⑩→⑪）が小さくなりデシカント部分（図 2.2 の②→④）の効率が低下してしまう。

相反する二つの要素の解決策として図 2.6 のフローが検討され、実用化されている。この場合の空気線図を図 2.7 に示す。なお、図 2.6 の場合は冷水温度 14℃－19℃、顕熱処理側吹出温度 19℃としている。このフローの特徴は以下である。

- 1) プレクール温度を図 2.1、図 2.2 の 22.2℃より 19℃まで下げ高効率の顕熱処理用中温冷水を最大限に有効に利用している。
- 2) デシカント部分の効率（図 2.7 の②→④）の効率低下を最小限に抑えるため、再生温度（図 2.7 の⑫）を高く保っている。
- 3) 除湿能力が余剰となるため、プレクール後の空気を、一部デシカント空調機をバイパスさせ再度混合している。
- 4) 上記によりデシカント再生風量も減ることにより再生（図 2.7 の⑪→⑫）に使用するエネルギーも減少する。デシカント空調機も図 2.1 のフローより小型化が可能である。

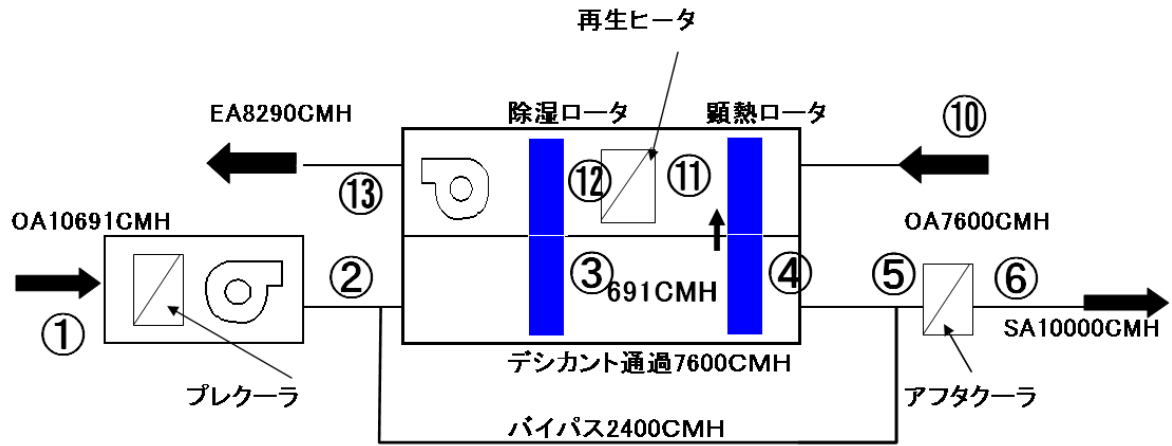


図 2.6 バイパス型デシカント外調機のフロー

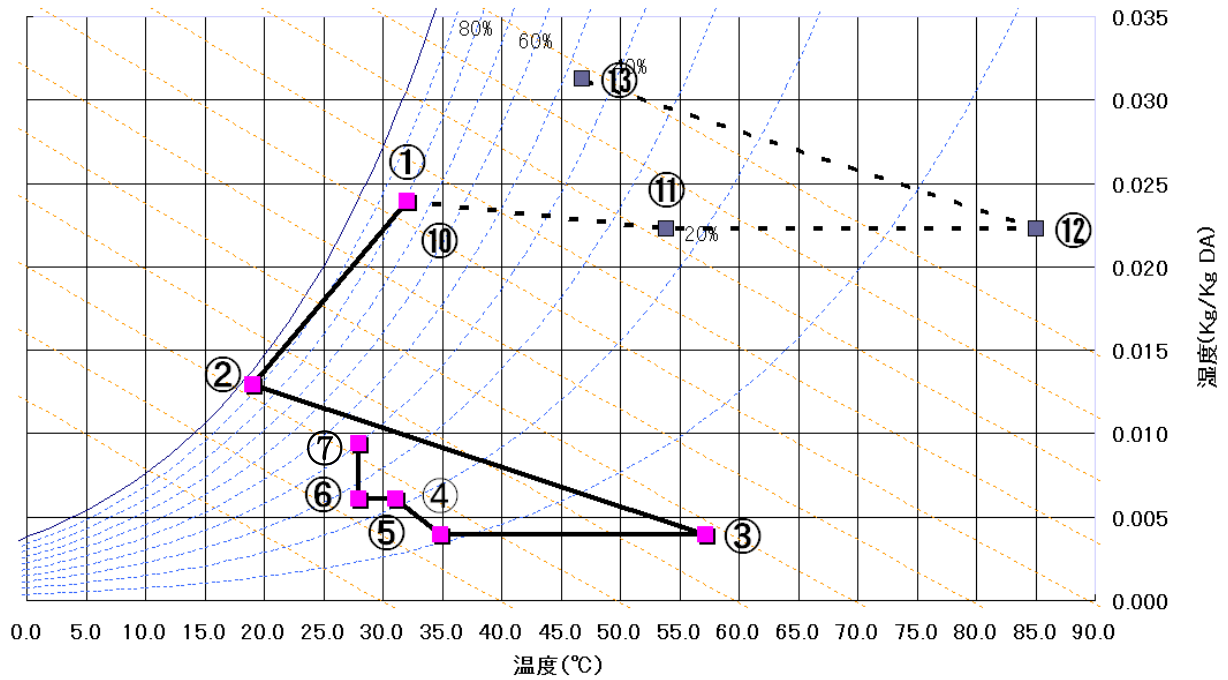


図 2.7 バイパス型デシカント外調機の空気線図 (夏季条件)

注) ⑦は室内 (28°C40%) を示す

2.3.3 各方式の比較

表 2.1 に各方式の 28℃ 給気の際の比較を、表 2.2 に過冷却方式が有利になる 19℃ 給気の際の比較を示した。チラーCOP はメーカー資料による。¹⁾また使用エネルギーは電力と 13A ガスが混在しているので省エネ性の比較は CO₂ 排出量でおこなった。

表 2.1 給気 28℃の際の各方式外調機の比較 (空調夏季設計条件)

	デシカント型外調機	ハイパス型デシカント外調機	過冷却再熱外調機	備考
対象フロー図	図 2.1	図 2.6	図 2.4	
プレクール 冷却能力 kW	112	148	—	空冷式チラー COP3.3 冷水 14℃-19℃
アフタークール 冷却能力 kW	27	10	—	同上
再生 加熱能力 kW	106	87	—	13A ガス炊き蒸気ボイラー ボイラー効率 88%
過冷却 冷却能力 kW	—	—	236	空冷式チラー COP1.9 ブライン冷水 2℃-7℃
再熱 加熱能力 kW	—	—	69	13A ガス炊き蒸気ボイラー ボイラー効率 88%
ファン 消費電力 kW	7.8	6.7	3.9	
ポンプ ^o 消費電力 kW	2.4	2.7	4.1	
CO ₂ 排出量 kg/h	40.7	40.2	64.9	電気 ;0.384kg/kW 13A ガス;2.4kg/Nm ³

表 2.2 給気 19°Cの際の各方式外調機の比較（空調夏季設計条件）

	デシカント型外調機	ハイパス型デシカント外調機	過冷却再熱外調機	備考
対象フロー図	図 2.1	図 2.6	図 2.4	
プレクール 冷却能力 kW	112	148	—	空冷式チラー COP3.3 冷水 14°C-19°C
アフタークール 冷却能力 kW	57	41	—	同上
再生 加熱能力 kW	106	87	—	13A ガス炊き蒸気ボイラー ボイラー効率 88%
過冷却 冷却能力 kW	—	—	236	空冷式チラー COP1.9 ブライン冷水 2°C-7°C
再熱 加熱能力 kW	—	—	39	13A ガス炊き蒸気ボイラー ボイラー効率 88%
ファン 消費電力 kW	7.8	6.7	3.9	
ポンプ ^o 消費電力 kW	2.9	3.2	4.1	
CO ₂ 排出量 kg/h	44.2	43.9	58.6	電気 ;0.384kg/kW 13A ガス;2.4kg/Nm ³

いずれもデシカント方式が過冷却再熱方式を大きく上回る省エネ性を示している。
3.2の6)に述べた理由により通期を通じての省エネ性では、さらにデシカント方式が有利になる。

図 2.1 のフローと図 2.6 の一部バイパスを行うフローのどちらが効率的かは顕熱処理側で決定される冷水温度、チラーCOP、再生側使用燃料に大きく依存する。チラーCOPが高く再生側使用燃料の効率が低い場合は図 2.6 のバイパスを行うフローが有利であり、逆の場合は図 2.1 のフローが有利である。比較したチラーCOPにおいてはバイパスを行う方が若干有利な結果となっている。適時、顕熱処理側に必要な冷水温度及びチラー性能、再生側使用燃料、デシカント小型化の初期投資減少効果を比較検討して選択する必要がある。

2.3.4 自動制御

負荷変動に対しては図 2.1 のバイパスを行わないフローの場合、プレクール温度（図 2.2 の②）固定で再生温度（図 2.2 の⑩）を制御する方式が一般的に取られている。筆者の試算では再生温度固定でプレクール温度を制御するほうが若干省エネになる結果を得ている。

一方、図 2.6 のバイパスを行う方法においては除湿ロータ通過後（図 2.7 の③）がなるべく高い位置にないと外気温度低下にともない混合後の空気（図 2.7 の⑤）が下がりすぎ再熱の必要が起こる場合があることから、再生温度固定でプレクール温度を制御する方法が取られている。変化する外気温湿度に対してプレクール部分及びデシカント部分の受け持つ比率を最適化する自動制御手法を検討し、実用化する必要がある。

2.3.5 デシカント外調機を用いた潜熱・顕熱分離のアプリケーション例

以下にデシカント外調機を使用した潜熱・顕熱分離の有効例を示す。

1) 井水利用空調

デシカント外調機で潜熱処理を行った場合、顕熱処理側給気温度を 22℃から 23℃まで上昇可能な場合は顕熱処理及びデシカント側プレクール、アフタークール全て（冷熱源全て）を井水利用で行うことが可能となり、一部で実用化されている。

2) 置換空調

給気温度が 20℃前後になる置換空調方式の場合、従来の除湿のために全風量を過冷却再熱する方法と比較してデシカント外調機使用による潜熱・顕熱分離処理方式は空調システム全体（外調機、内調機、熱源、補機）への投入熱量で 48%小さくなり、空調システム全体の総合 COP が 1.9 倍大きくなることが報告されている。²⁾

3) タスク・アンビエント空調

顕熱処理空間を極小化する空調方式であるが、吹出し温度の関係上、除湿に問題がある。デシカント外調機による換気で室内潜熱処理を行うことで相乗効果が発揮される。また顕熱処理側コイルの非結露化により冷却コイルの最適配置が可能となる。

4) 放射冷房

タスク・アンビエント空調と同様の効果が期待できる。

5) 躯体蓄熱

躯体蓄熱冷房は顕熱処理の補助となるが除湿効果はない。躯体蓄熱冷房により空調機処理負荷の SHF が低くなることから低温吹出し空調等が研究されているが、チラー側 COP 低下、吹出し口結露等の問題が発生する。デシカント外調機を用いた潜熱処理との併用で相乗効果を得ることが期待できる。

6) クールチューブ

外気負荷の軽減を狙ったものであるが、基本的に顕熱しか処理できない。デシカント外調機の給気（図 2 の③または④）は潜熱処理済みの高温空気であるのでクールチューブでの顕熱交換により極めて高効率に冷却可能である。また、クールチューブ側のカビ、異臭発生を防止する効果も期待できる。

7) 空調排熱利用、太陽熱利用

デシカント空調機の特徴の一つとして、夏季に低温排熱を再生部分に利用することにより省エネ可能なことが上げられる。高温の空調排熱（ダブルスキンよりの外気+10℃程度の排気、天井換気の排気、機械室排気等）をデシカント再生側に投入することでデシカント再生熱の省エネが可能である。これらをソーラーパネル等で再度加熱してデシカント再生側に投入することでさらに省エネ効果が期待できる。

2.3.6 デシカント再生部分の高効率化

デシカント空調機では従来、夏季の低温排熱利用が期待されており、50℃程度の再生空気再生可能である低温再生ロータの研究・開発が盛んに行われている。ただし、デシカントロータ自体は除湿側（図 2.2 の②）と再生側（図 2.2 の⑫）の相対湿度の交換機であるため、ロータの交換効率を改善しても除湿側出口（図 2.2 の③）の相対湿度は下限である再生側入口（図 2.2 の⑫）の相対湿度に制約される。低温再生では再生側入口（図 2.2 の⑫）の相対湿度が充分下がらないため原理的に除湿量には限界がある。現状ではシリカゲルロータを従来の 80℃から 90℃程度の再生熱で再生する際の除湿性能には遠く及ばないため、除湿風量を大きくするか、プレクール部分（図 2.2 の①→②）の除湿量を非常に大きくする方法が用いられている。除湿風量を大きくした場合はエネルギー投

入量の増加と機器の大型化、イニシャルコストの増大を招く。プレクール部分の除湿量を大きくした場合、低露点給気は可能となるがプレクール後温度（図 2.2 の②）の低下と除湿量の低下により除湿ロータ後温度（図 2.2 の③）が大きく低下し、顕熱交換ロータの熱交換量をほとんど確保出来なくなるため、顕熱交換ロータを設置しないのが一般的である。またプレクール量を大きくするためには顕熱処理用中温冷水とは別に低温の冷水システムが必要となりイニシャルコストの増大、チラー効率の低下をもたらす。従って潜熱・顕熱分離処理空調に用いるメリットは少ない。

また、排熱利用の場合、排熱が不足または停止した場合に備えて別途熱源設備も必要であり初期投資が大きくなる欠点もある。

現実には低温排熱によるヒータの後に再生温度を 80℃から 90℃程度まで昇温させるヒータを排熱のバックアップを兼ねて備えたシステムで再生部分の省エネを計る例が多いがこの際、排熱を優先して使い切るシステム構築と自動制御が運用上極めて重要であり、各種実用化されている。

蔡ら³⁾は低温排熱利用のこれらの問題の解決策として高温の温熱を取り出せる CO₂ ヒートポンプ利用のデシカント空調機を提唱する。

この場合、80℃のデシカント再生熱を給気側冷却とデシカント再生排気より汲み上げることで高効率のデシカント外調機が可能となる。潜熱・顕熱分離に必要な低露点給気も可能である。自己完結型であるので排熱不足時に備えての補助熱源が不要になるメリットもある。

2.4 第二章参考文献

- 1) (株)ダイキン工業株式会社技術資料、2007、
- 2) 小金井ら、非結露型次世代空調システムに関する研究(その13)、デシカント外調機を用いた置換空調方式の検討、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.999-1002, 2007.09
- 3) 蔡ら：非結露型次世代空調システムに関する研究 第1報 CO₂ ヒートポンプを組み込んだデシカント空調システムの提案及び性能検討 空気調和・衛生工学会論文集, pp.1-8, 2006.05

第3章 除湿期間のデシカント外調機による非結露空調の IAQ とエネルギー消費評価

3.1 はじめに

第二章で述べたようにデシカント空調機は潜熱顕熱分離処理において潜熱処理空調機として優れた特徴を有するが、効率の面では再生部分を効率化することによりさらに大幅に向上が可能と考えられる。一方、デシカント外調機で外気のみならず室内の潜熱負荷まで処理することにより除湿期間に空調系統全体からドレンの発生を完全に排除し相対湿度 70%以下に保つ衛生的な空調が可能となる。両者を両立するシステムとして蔡ら¹⁾ は以下を提案している。

- 1) デシカント空調機の再生側加熱に高温の温熱を取り出せる CO₂ ヒートポンプ(以下 CO₂HP と略す) の凝縮器側を用いる。また冷熱はデシカント空調機のアフタークール及び高温の再生排気の冷却に用いる。このことにより高い冷媒蒸発温度を確保し CO₂HP の効率を高く保つ
- 2) 上記により自己完結型のシステムが構築され、通常のパックアップの必要がなくなる。
- 3) CO₂HP の温熱側を使用することによりデシカントロータ再生側入口相対湿度を下げ除湿効率を向上させる。
- 4) 外調機で通常使用されるプレクーラはドレンを発生させるため、プレクーラを用いないシステムが必要となる。ドレンが発生する寸前の空気の相対湿度 85%程度までにプレクール冷却を自動制御する方法も考えられるが、冷媒温度によっては結露の可能性を排除できないこと及び制御安定までの時間にドレンの発生が予想されることより全熱交換器により室内の排気を回収して一段目除湿を行うシステムとする。全熱交使用ではデシカントロータの除湿側入口の空気相対湿度上昇による除湿効率向上は期待できないが、除湿側入口絶対湿度を下げることにより必要な低露点給気を実現する。

小金井ら²⁾ は上記のシステムが空調夏季設計条件で実際にホテルの外調機に使用した場合について検討し他のシステムに比べてエネルギー効率の面でも優れていることを示している。提案された CO₂HP 組込型デシカント空調機を外調機として使用した場合、室内機(顕熱処理空調機)まで含めたシステム全体の評価をする必要がある。また、通期を通じて非結露空調の実現可能性及びファン、ポンプ等の搬送動力、熱源部分負荷特性を含めた効率性の比較が求められる。小金井ら²⁾ はこれらの要素を加味した空調夏季

設計条件での検討を、全熱交を用いた場合と全熱交を使用しない場合について外調機形式別に下記4ケースについて比較している。

- ・ 冷却減湿方式外調機（湿度成行き）
- ・ 冷却減湿方式外調機（室内潜熱負荷まで外調機で処理）
- ・ デシカント外調機方式シングルロータ（室内潜熱負荷まで外調機で処理）
- ・ デシカント外調機方式ダブルロータ（室内潜熱負荷まで外調機で処理）

デシカント外調機はCO₂HP組込の場合と電気ヒータ再生の場合について検討している。

CO₂HP組込によってデシカント外調機システムへの投入熱量は54%~28%削減され、一般外調機システム全熱交なしより若干低く、全熱交有より若干高い値を得ている。また同じCO₂HPの冷温熱のバランスがとれないことと、全熱交なしの場合既存の除湿ロータでは除湿能力が不足する課題が残されている。

西田ら³⁾はCO₂HPの冷温熱のバランスがとれない問題の解決策として高温高湿のデシカント空調機の排気熱より温熱を汲み上げ、冷温熱のバランスを取ると同時に高効率運転も維持するシステムを提案している。

本章では西田ら³⁾が提案しているCO₂ヒートポンプ組込型デシカント外調機を含む種々の外調機システムをホテル客室の空調に使用した場合について、夏季全般を通じてホテル客室の稼働状態及び外気条件をシミュレートし、CO₂HP組込型デシカント空調機の運転状況の確認及び室内環境、エネルギー効率の他システムとの比較を行った。また、通期を通じての様々な外気条件のもとでのCO₂HPの運転状況をシミュレートし、運転制御方式に問題がないか検証した。

3.2 検討したCO₂HP組込型デシカント外調機システム

デシカント空調機とCO₂HPを組合せたシステムの運転、制御方法には数種の方法が考えられる。デシカント吸着熱の除去に必要な冷却能力を基準に運転、制御を行ない、除湿ロータの脱着に必要な加熱は従とし、電気ヒータで不足分を補う方法、または除湿ロータの脱着に必要な加熱能力を基準に運転、制御する方法、空気を直接冷却、加熱する方法、または冷水、温水等に変換して空調機制御を行なう方法等が考えられる。

今回検討の結果、デシカント外調機の効率を最も高くできる図3.1に示す方式を採用

した。⁴⁾⁵⁾

CO₂HP は除湿ロータの脱着に必要となる加熱量を基準として圧縮機を制御する。シミュレーション計算の結果では通期を通して加熱熱量が不足となることが予測されたため²⁾、蒸発器をエアクーラ用とデシカント排気熱回収用の二つ設けて、除湿ロータ乾燥後に外気に排気される高温空気から不足加熱熱量を汲み上げることにより、蒸発圧力の低下を抑えながらバランスをとる方式とした。システムの制御は、

- 1) エアクーラ 1 の出口露点温度センサ (HE) により圧縮機の回転数制御を行う。この圧縮機回転数はガスクーラにより再生温度に反映され、除湿能力を決定する。
- 2) エアクーラ 1 の出口温度センサ (TE) により除湿ロータから外気に排気される空気のうち、エアクーラ 2 による温熱回収に用いる流量を制御して、蒸発温度の低下を抑える。

本システムは余剰冷熱を高温高湿のデシカント排気熱冷却に利用することにより、蒸発温度を高めた運転を維持することができ、高い COP の運転を継続して行うことが可能となる。

一方、エアクーラ、ヒータとも高圧の CO₂ が流れるため、コイルの耐圧構造が必要となり、コストがかかる欠点もある。

デシカント空調機がダブルロータタイプの場合は顕熱交換ロータによる熱交換で給気側冷却、再生側加熱双方において省エネ化をはかりシステム効率を高める効果があるが、本システムでは凝縮器側の入口温度が高くなるため CO₂HP 自体の効率低下をもたらす欠点がある。通期を通しての評価が必要と考え、シングルロータ、ダブルロータ両方のシミュレーション計算を行い比較した。試算した CO₂HP 組込デシカント空調機の夏季条件 (外気 32°C DB, 65.7% RH) における性能及び主要要目を表 3.1³⁾ に示す。

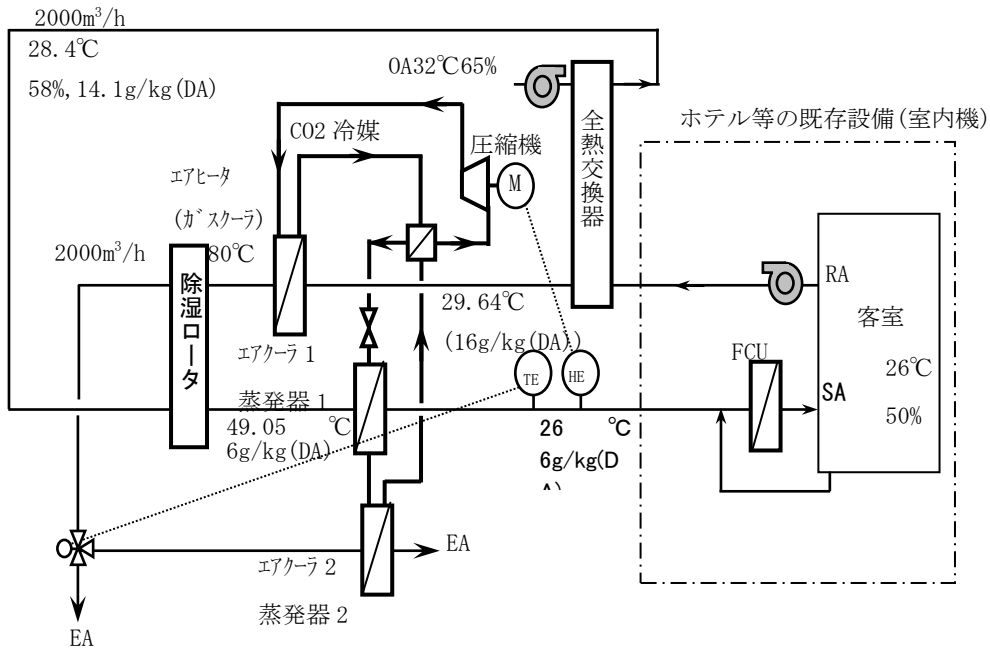
CO₂HP のサイクルは冷媒が循環する系統の外に冷媒タンクを設けて、高圧側と低圧側にそれぞれ電磁弁を挟んで接続することによって、サイクルで循環する冷媒量を調節して、高圧の値を制御するサイクルとしている。これはエコキュート等の CO₂ ヒートポンプサイクルで使用されている方式である。CO₂ ヒートポンプでは、高圧側が超臨界の遷臨界サイクルであり、高圧圧力を変えることによって圧縮機の消費電力や COP が大きく変化するため冷媒量を調節して高圧を最適化する方式が採用されている。

表 3.1 に示した計算結果は、消費電力が最小となる運転条件を示している。シングルロータ方式とダブルロータ方式ではエアヒータ (ガスクーラ) の出口空気温度は同一の

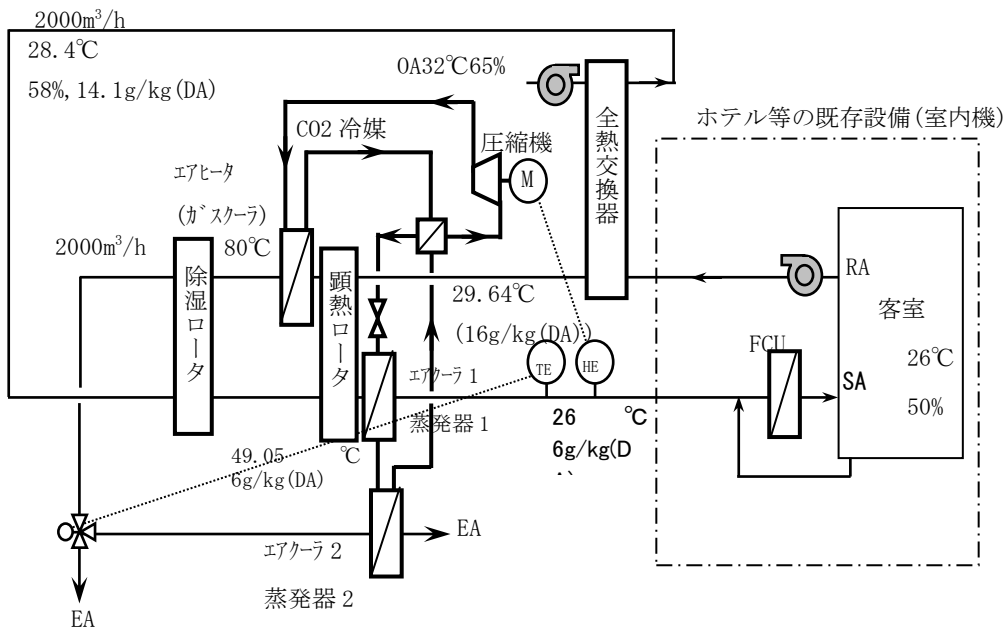
80℃であるにも関わらず圧縮機の吐出圧力（高圧）はシングルロータ方式の方が若干高い計算結果となっている。エアヒータ（ガスクーラ）の入口温度の違いによる冷媒循環量の差に起因している。一方蒸発圧力は両方式とも同一であり高い蒸発温度（21℃）による高効率運転を示している。

表 3.1 に示した条件での計算結果は CO₂HP 単体の効率（冷却熱量/圧縮機消費電力）ではエアヒータ（ガスクーラ）の入口温度の低いシングルロータ方式が優るが、エアヒータ（ガスクーラ）の入口温度の高いダブルロータ方式の方が必要加熱量は大幅に少ないため、消費電力は少ない結果となっている。この条件では顕熱交換ロータの省エネ効果が CO₂HP 単体の効率低下に優る結果となっている。

表 3.1 では外気とデシカント空調機によって処理された空気（FCU への供給空気）とのエンタルピ差と処理風量によって算出した除去熱量を、消費電力の合計値（ファンとロータ駆動モータは除く）で除した値を COP として定義した。



(a)



(b)

図 3.1 デシカント外調機システム

(a) シングルロータ、(b) ダブルロータ

表 3.1 検討した CO₂HP 組込型デシカント空調機

		シングルロータ方式	ダブルロータ方式
エアクーラ1 (蒸発器1)	風量	2000m ³ /h	2000m ³ /h
	入口条件	48.9°C、6g/kg(DA)	34.6°C、6g/kg(DA)
	出口条件	26°C、6g/kg(DA)	26°C、6g/kg(DA)
エアヒータ	風量	2000m ³ /h	2000m ³ /h
	入口条件	29.6°C、16g/kg(DA)	43.9°C、16g/kg(DA)
	出口条件	80°C	80°C
圧縮機	吐出圧力	12.8MPa	12.3MPa
	消費電力	8.23kW	7.7kW
エアクーラ 1 (蒸発器1)	蒸発温度	21.0°C (5.9MPa)	21.0°C (5.9MPa)
	空気温度	53.0°C→26.0°C	34.6°C→26.0°C
	冷却熱量	15.6kW	5.8kW
エアクーラ 2 (蒸発器2)	蒸発温度	21.0°C (5.9MPa)	21.0°C (5.9MPa)
	空気温度	59.5°C→43.7°C (24.1g/kg(DA))	59.5°C→42.7°C(24.1g/kg(DA))
	冷却熱量	11.1kW	11.5kW
エアヒータ	冷媒温度	101.3°C → 36.6°C	112.6°C → 51.2°C
	空気温度	29.6°C → 80.0°C	43.9°C → 80.0°C
	加熱量	34.9kW	25.0kW
COP		3.33	3.57

次ページに続く

表 3.1 検討した CO₂HP 組込型デシカント空調機

		シングルロータ方式	ダブルロータ方式
除湿ロータ	方式	シリカゲルハカム	シリカゲルハカム
	寸法[mm]	φ770×200 t	φ770×200 t
	除湿/再生面積比	1 : 1	1 : 1
	回転数	24rpm 固定速	24rpm 固定速
	入口条件	28.0°C、12.4g/kg(DA)	28.0°C、12.4g/kg(DA)
	出口条件	53.0°C、6g/kg(DA)	53.0°C、6g/kg(DA)
	除湿性能	メーカー ^{注3)} 性能線図による	メーカー ^{注3)} 性能線図による
顕熱ロータ	方式	—	アルミハカム
	寸法	—	φ770mm×200t
	面積比	—	1 : 1
	回転数	—	19rpm 固定速
	交換効率	—	74%
全熱交換器	交換効率	67%	67%
給気露点	温度制御方式	エアヒータによる再生温度可変制御	エアヒータによる再生温度可変制御
給気温度	制御方式	エアクーラ1による制御	エアクーラ1による制御

3.3 対象とした各外調機システム、試算条件

表 3.2 に対象とした各種外調機システムを示す。また、図 3.2～図 3.5 それらのフローと空気線図を示す。

一般の冷却減湿型の外調機システムとデシカント外調機システムについてそれぞれ外気取り入れ部に全熱交換器（効率 67%）を設置した場合について検討を行った。一般の外調機システムについては、通常行われている室内 FCU に結露が生じる方式（図 3.2）の他に、過冷却再熱型外調機によって外気負荷のみならず室内潜熱負荷までを処理し、室内 FCU を非結露とした場合（図 3.3）の試算も行った。この場合、室内 FCU の結露発生を抑えることはできるが、外調機側のコイルを非結露の状態にはできない。デシカント外調機システムについてはシングルロータ方式の場合とダブルロータ方式（顕熱ロータ効率 74%）の場合について試算した。（図 3.4、図 3.5）CO₂HP は蒸発温度 21℃一定とし、COP はエアヒータ入口空気温度に比例するとして試算を行った。主要目は表 3.1 による。

CO₂HP を設置していないシステムについては冷熱源として空冷チラー（インバータ方式）を使用し、コイルに結露発生を許す場合は送水温度 7℃、非結露方式の場合は送水温度 15℃とした。過冷却再熱型外調機によって室内潜熱負荷までを処理する場合には、外調機側では低温の冷水が必要となるため、空冷ブラインチラーを使用し、送水温度 0℃とした。デシカント外調機システムでは、空調系での微生物汚染発生の可能性を小さくするために空調夏季条件における吹出口の相対湿度を 70% に設定した⁴⁾。

各空調機、熱源の能力は、ホテル客室 19:00 の熱負荷（1 日の最大値；顕熱負荷 1,189 W、潜熱負荷 256 W^{注 1)}）を処理するために必要な熱源、搬送機器を選定した上で、熱源への投入エネルギー量、搬送動力（送風機動力、ポンプ動力）を求めた。

熱源への投入エネルギー量の試算では、選定した熱源機器の部分負荷特性線図^{注 2)}及び空冷外気による負荷特性により、運転時必要冷却量に対する消費電力を試算した。ポンプ動力は VWV 制御とし、最低動力を定格の 38% とした上で流量に比例した消費電力を与えた。また、人がいない 11 時から 18 時までは送風機も含めて FCU は停止、人が居る場合で顕熱負荷減少により FCU による冷房不要の場合、FCU 送風運転で室内温度は成行きとし外調機は 24 時間運転として試算をおこなった。

比較した各システムで導入外気量は 2000m³/h、室内 FCU は室温 26℃目標の冷房で共通である。

一般外調機システムの場合、外調機吹出し目標温度は 20℃、デシカント外調機システムの場合は外調機吹出し目標温度 26℃とした。

外調機の運転については、給気温湿度を制御するデシカント外調機については、除湿負荷がある場合は除湿冷却運転、なくなった場合は送風運転とした。一般方式（過冷却再熱型）については、過冷却コイルは除湿と冷房の要求の高い方の信号で運転、再熱ヒータは過冷却後、必要時のみ運転とした。一般方式（湿度成行）の場合は外気温 20℃以上で冷却運転、20℃以下で送風運転とした。

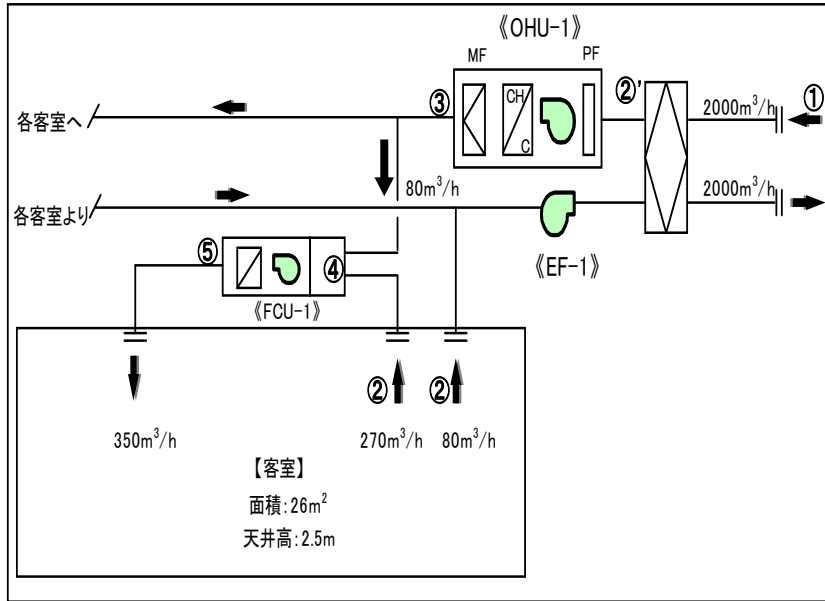
比較した全てのシステムについて外調機、FCU とも暖房運転は行わないものとして試算をおこなった。

また、試算は全て空調負荷と空調システムの除去熱量が一致した定常状態を想定して行い、過渡状態は試算には含まれていない。全熱交を通じて計算結果の室内温湿度が、計算条件の一つである外調機吹出し温湿度にフィードバックされ、条件によっては無限ループに陥る系であるため、誤差一定以内の条件を満たした時点で演算を終了して結果を出力する計算を行った。添付資料に基本的な演算の流れをフローチャートとして記した。

表 3.2 試算対象とした外調機システム

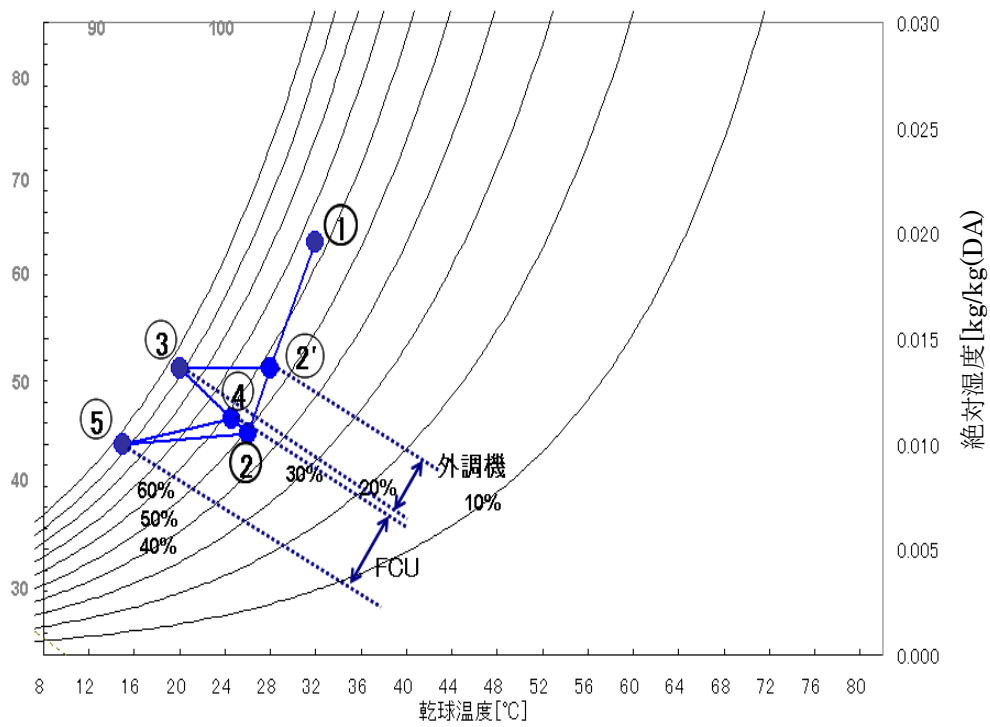
方式	熱源及び能力			空調制御方式		コイル結露発生の有無		対応 図表	
	方式 詳細	外調機		室内機 (FCU)	外調機給気	室内 FCU 動作時	○ ; 有、× ; 無		
		冷熱源	温熱源	冷熱源			外調機		室内機
一般外 調機	一般方式 (湿度成行き)	空冷チラー、 冷房能力 5.5kW	—	空冷チラー、 7°C-12°C冷水、 冷房能力 39.1 kW	目標温度 20°C、 湿度成行き、 冷房運転	目標温度 26°C、 冷房運転	○	○	図 3.2
システム	過冷却 再熱型	空冷チラー、 0°C -5°C フライン冷水 冷房能力 24.4 kW	電気ヒータ 加熱能力 6.1 kW	空冷チラー、 15°C-20°C 冷水 冷房能力 25 kW	目標温度 20°C 目標湿度 6.7g/kg(DA) 過冷却再熱運 転	目標温度 26°C 冷房運転	○	×	図 3.3
デシカント 外調機	シングル	CO ₂ HP 冷房能力 19.0 kW	CO ₂ HP 加熱能力 34.9 kW	空冷チラー 15°C-20°C 冷水 冷房能力 31.5 kW	目標温度 26°C 目標湿度 6.7g/kg(DA) 除湿冷房運転	目標温度 26°C 冷房運転	×	×	図 3.4
システム	ダブル	CO ₂ HP 冷房能力 5.9 kW	CO ₂ HP 加熱能力 25.0 kW	空冷チラー 15°C-20°C 冷水 冷房能力 31.5 kW	目標温度 26°C 目標湿度 6.7g/kg(DA) 除湿冷房運転	目標温度 26°C 冷房運転	×	×	図 3.5

注) 表中の冷房能力、加熱能力はそれぞれ、必要冷房能力、必要加熱能力を示す。



(a)

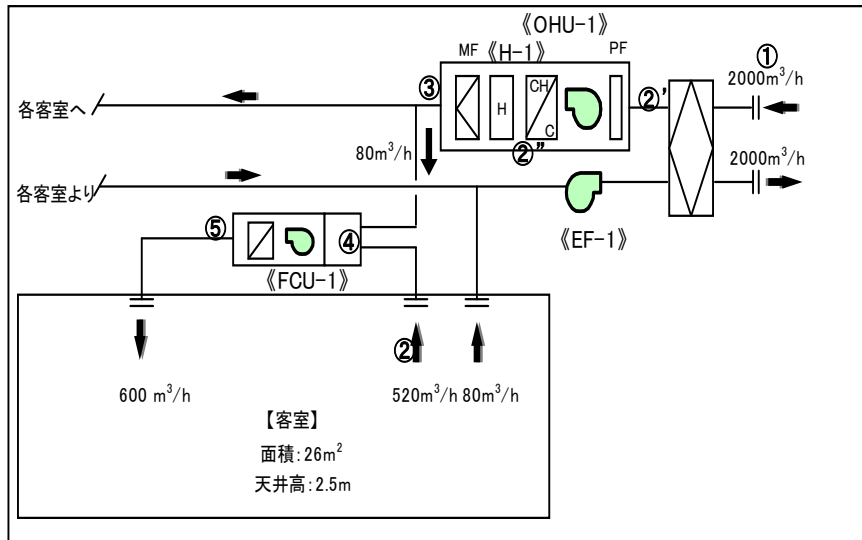
比エンタルピー [kJ/kg(DA)]



(b)

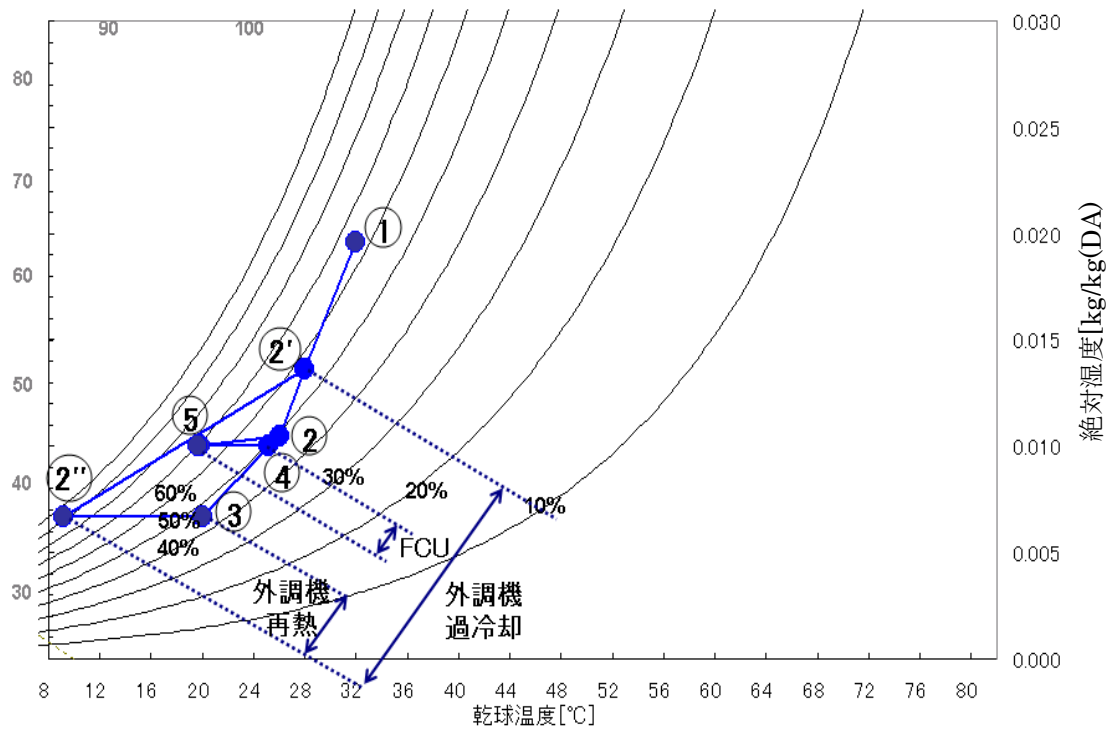
図 3.2 一般外調機システム

(a)フロー、(b)空気線図



(a)

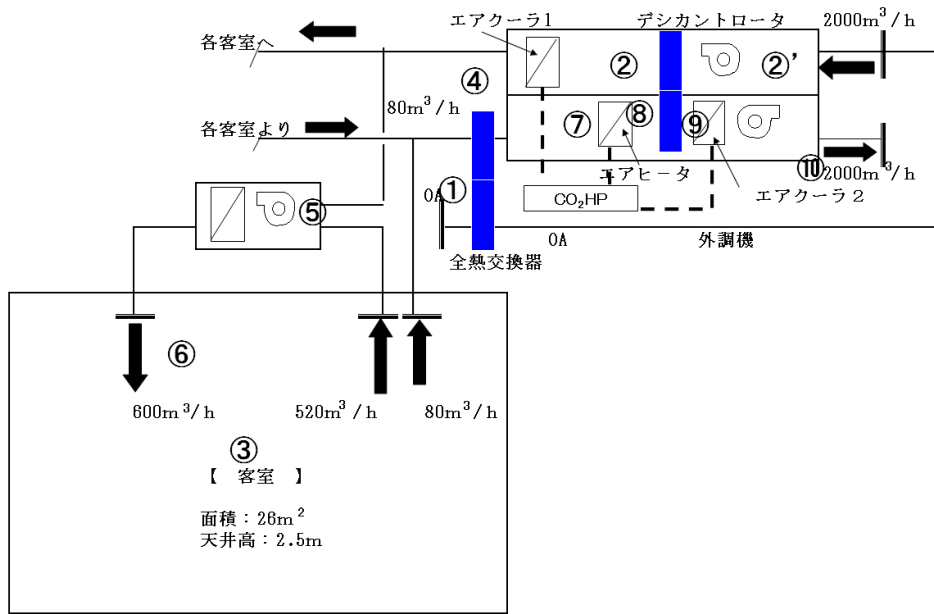
比エンタルピー[kJ/kg(DA)]



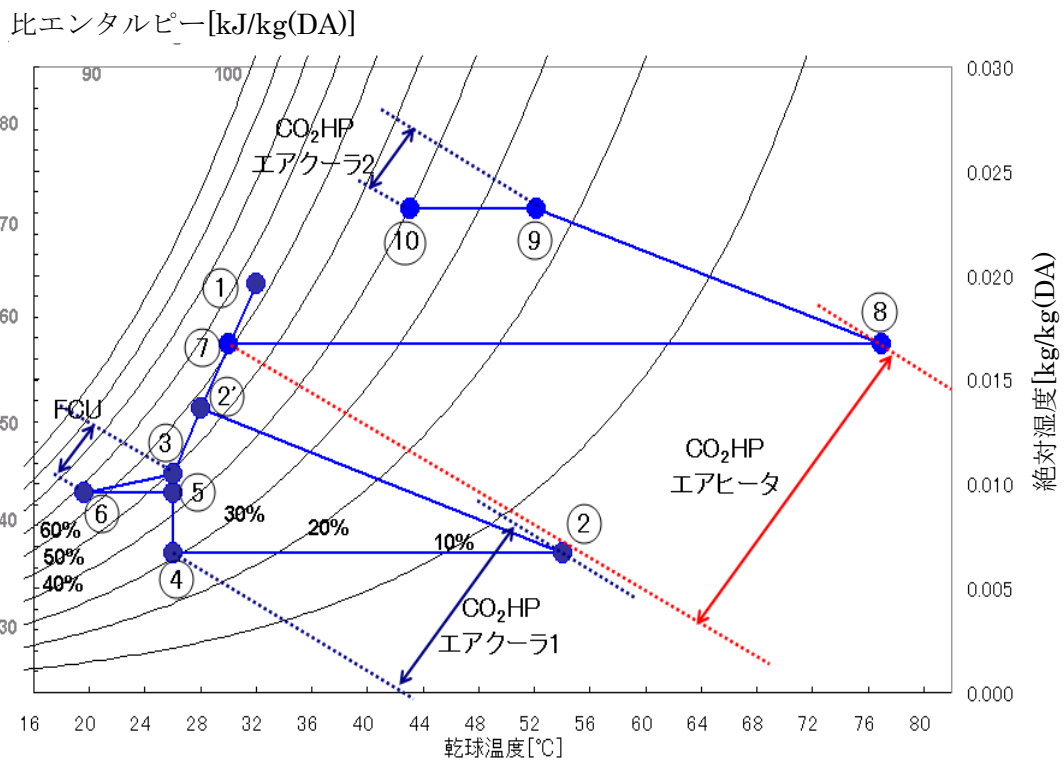
(b)

図 3.3 過冷却再熱型一般外調機システム

(a)フロー、(b)空気線図

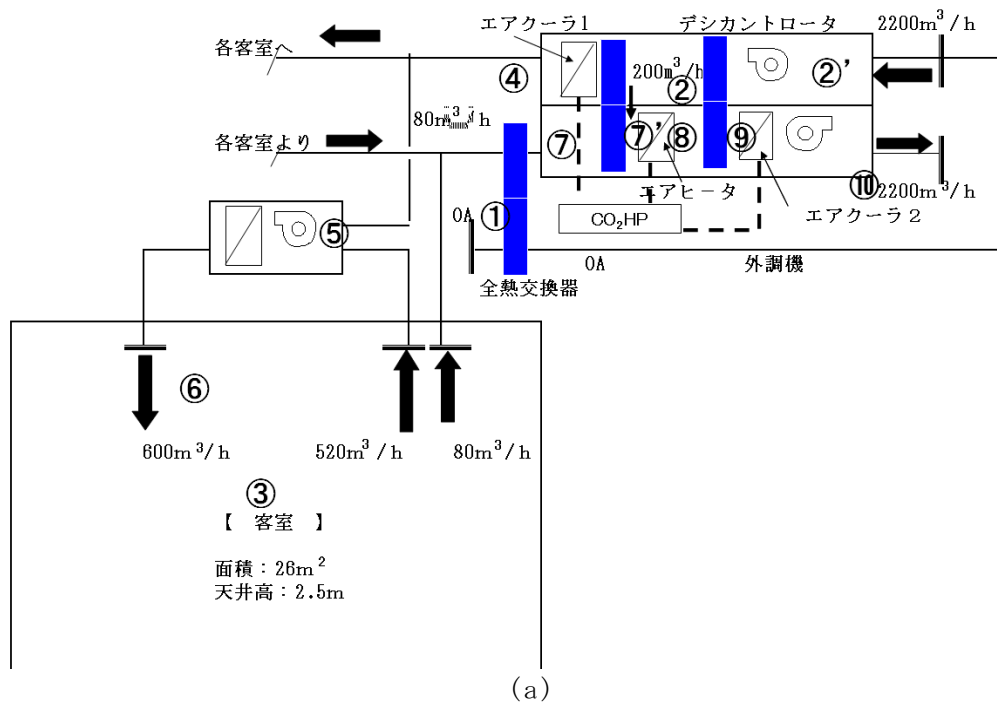


(a)



(b)

図 3.4 CO₂HP 組込型デシカント外調機システム (シングルロータ)
(a)フロー、(b)空気線図



比エンタルピー[kJ/kg(DA)]

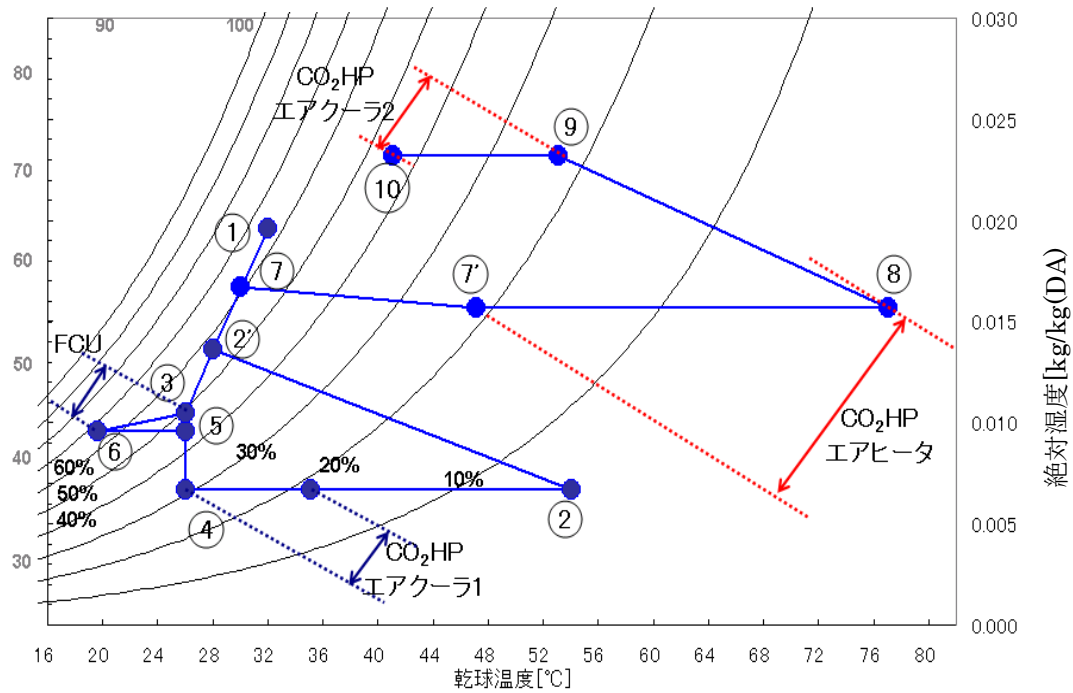


図 3.5 CO₂HP 組込型デシカント外調機システム (ダブルロータ)
(a) フロー、(b) 空気線図

シティホテル(25室/階)の1階分の客室25室(26m²/1室⁵⁾)を対象とし、外気2,000m³/h(80m³/h・室×25室)を各階の機械室に設置した外調機にて処理するシステムとした。室内の時間による負荷パターン、構造は一般的なホテルを想定した⁵⁾。(図3.6)廊下及び、上下階は非空調空間と仮定した。風呂場等より局所的、一時的に発生する負荷は局所排気で全て処理されるものとし、室内の負荷には加えていない。

外気条件は東京都の一時間おきの温度、絶対湿度の実測データ⁶⁾(6月1日00:00より9月30日23:00まで)を代入して計算をおこなった。日射負荷については対応する実測データがないため、全て晴天と仮定し、同様に1時間単位の計算値を代入した。表3.3に負荷計算の内容、図3.7、図3.8に試算に用いた外気温湿度⁶⁾、図3.9に8月15日の負荷変動を示す。

効率の比較は総合COPと、搬送動力を除いた(全除去熱量/熱源消費電力)でおこなった。

全除去熱量 = 外調機側熱除去量 + 室内機側熱除去量

総合COP = (全除去熱量) / (システム全体への投入電力)

ここで、システム全体への投入電力は、熱源への投入電力 + 搬送動力(送風機動力、ポンプ動力)である。また、外調機側及び室内機側の熱除去量は外調機及び室内機出入口の空気のエンタルピー差 × 質量風量とした。

表 3.3 負荷計算の内容

部位	負荷計算の内容
外壁	$q_1 = ETD \times K_w \times A_w$ K_w : コンクリート(180) + アクリル樹脂(23) + プラスターボード [°] (12)
窓	$q_2 = (T_{out} - T_{in}) \times K_{win} \times A_{win}$ K_{win} = ガラス(12mm厚さ) + プライント [°] A_{win} : ツイン = 2.0、シングル = 1.5
窓(日射)	0; 日中、在室者がいないため、全てブラインド
内壁	$q_3 = (T_{out} - T_{in}) \times f \times K_{IW} \times A_{IW}$ K_{IW} : 間仕切り(モルタル(20) + コンクリート(150) + モルタル(29)) f : 0.3
天井・床	$q_4 = (T_{out} - T_{in}) \times f \times K_h \times A_h$ K_h : (カーペット(10) + コンクリート(120) + ビニールクロス) f : 0.3
内部負荷	図 3.9 参照 隙間風 0.2 回/h

- $q_{1\sim 4}$: 各部位の熱負荷[W]
- ETD : 実効温度差 (中量壁) [°C]
- K_w : 外壁の熱貫流率[W/m²/°C]
- A_w : 壁の面積[m²]
- T_{out} : 外気温度[°C]
- T_{in} : 室内温度[°C]
- K_{win} : 窓の熱貫流率[W/m²/°C]
- A_{win} : 窓の面積[m²]
- K_{IW} : 内壁の熱貫流率[W/m² /°C]
- A_{IW} : 内壁の面積[m²]
- K_h : 床、天井の熱貫流率[W/m²/°C]
- A_h : 床・天井の面積[m²]
- f : 温度差係数 (事務所、廊下、一部還り空気 の値 0.3 を使用)

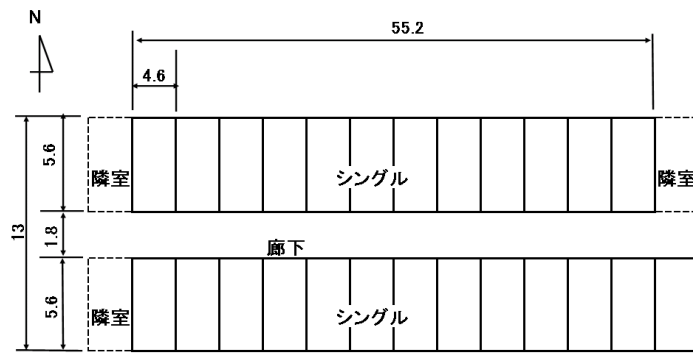


図 3.6 試算したシングルルーム 25 部屋

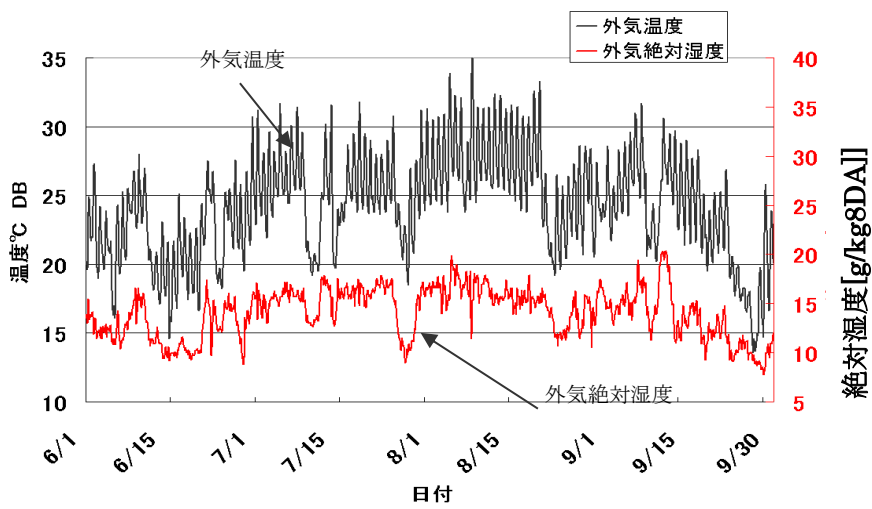


図 3.7 試算に用いた外気温湿度

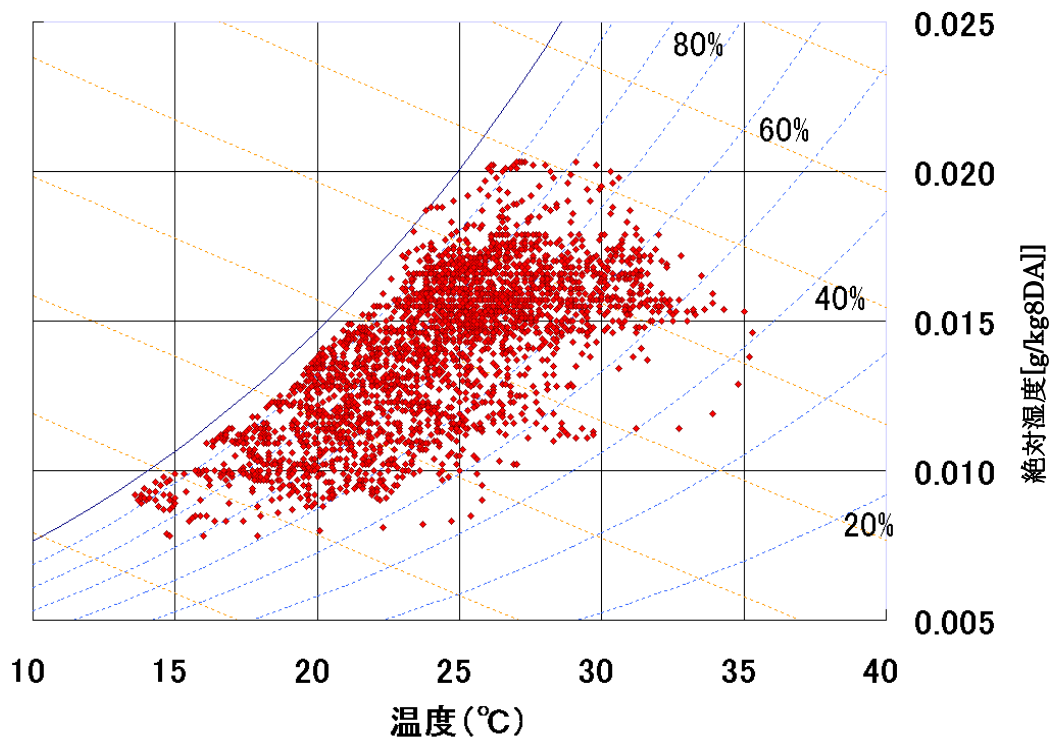


図 3.8 試算に用いた外気温湿度の空気線図上の分布

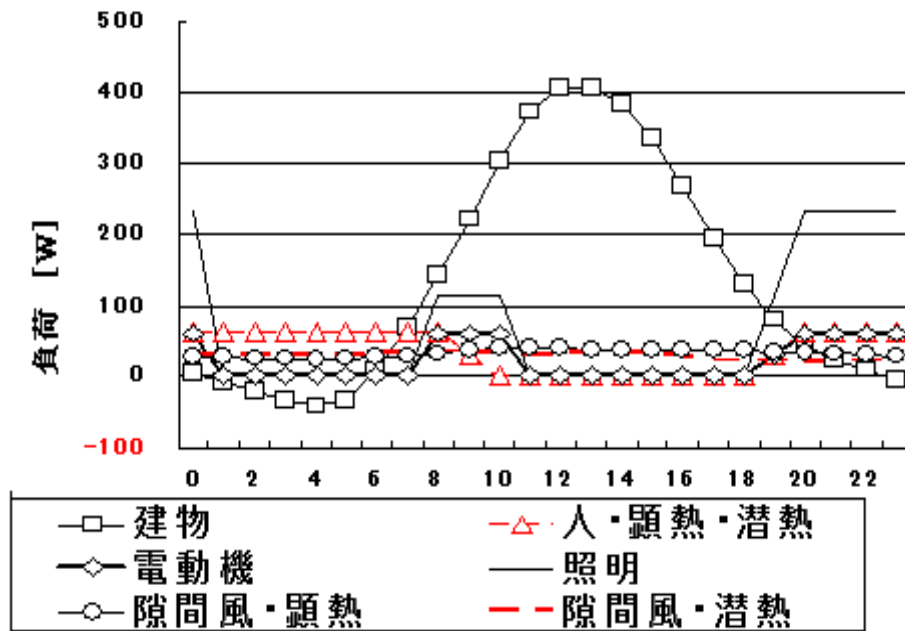


図 3.9 シングルルーム一部屋の負荷変動例 (8月15日) (室内 26°C50%目標時)

注) 電動機はテレビ, 冷蔵庫, パソコン等の室内機器を表す

3.4 試算結果及び考察

表 3.4、図 3.10 から図 3.12 に試算結果一覧を示す。システム間の比較は搬送動力も含めたシステム総合 COP および搬送動力を除いた除去熱量／熱源消費電力の値を比較することにより行うが、同じ空気を処理しているにもかかわらず空調制御方法、実現される室内温湿度（比エンタルピー）の違いにより除去熱量の値は大きく異なり単純な比較は難しい。

処理する熱量が小さい場合（特に送風運転）は搬送動力の割合が大きくなり総合 COP が極端に低下する。

表 3.4 各種外調機システムの消費エネルギー量、COP 計算結果

		一般外調機システム（冷却減湿方式）		デシカント外調機システム	
		一般方式	過冷却再熱型	シングルロータ	ダブルロータ
IAQ レベル	室内絶対湿度	成行き	外調機により管理	外調機により管理	外調機により管理
	外調機ドレン	発生	発生	発生せず	発生せず
	外調機→FCU のダクト	高湿	外調機再熱により低湿を確保	低湿を確保	低湿を確保
	FCU	ドレン発生	吹出口で相対湿度70%以下確保	吹出口で相対湿度70%以下確保	吹出口で相対湿度70%以下確保
	全般	×	△	○	○
COP	全除去熱/熱源消費	3.507	1.247	3.013	3.588
	総合 COP	1.634	1.005	1.915	2.103
消費電力 [kWh]	外調機 冷熱	4043	18437	12299	10221
	外調機 再熱	—	21442	—	—
	FCU 冷熱	2608	1696	2251	2241
	搬送	7620	9999	8344	8799
	消費 電力計	14271	51573	22894	21261
除去熱 [kWh]	外調機	14737	44877	33130	34063
	FCU	8588	6949	10704	10654
	除去熱計	23326	51826	43835	44716
対応図表		図 3.2	図 3.3	図 3.4	図 3.5

注) IAQ レベルについてはいずれも除湿運転中の状態を示す

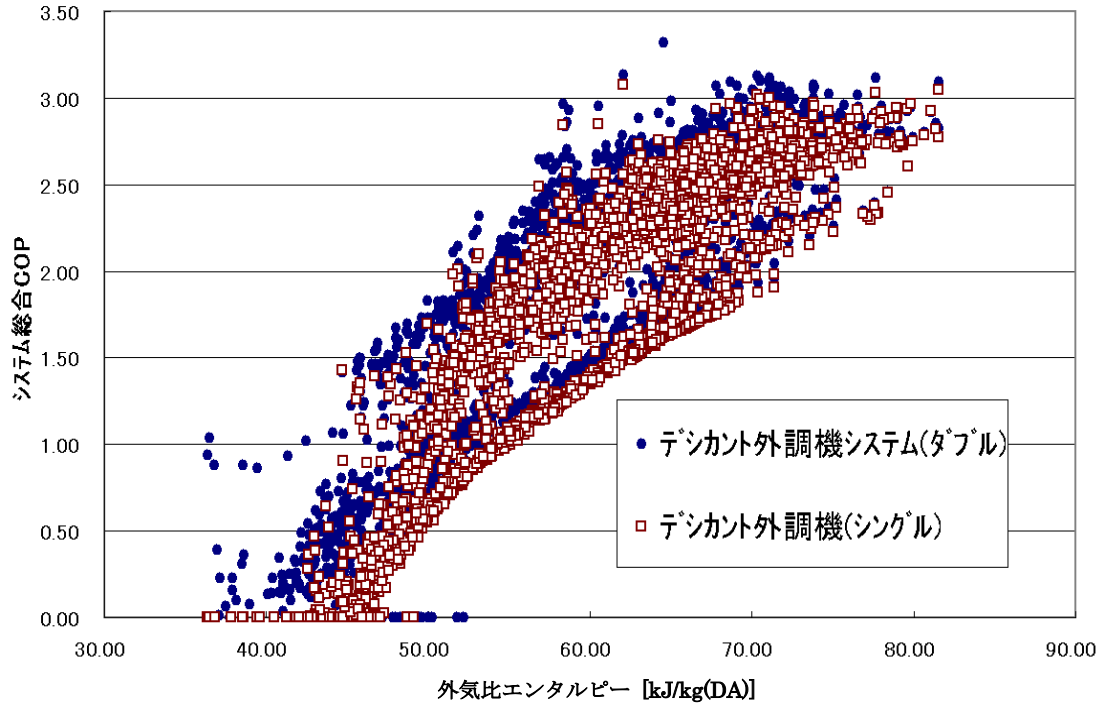


図 3.10 デシカント外調機システム (ダブルロータ) とデシカント外調機システム (シングルロータ) の外気エンタルピーと総合 COP 計算結果

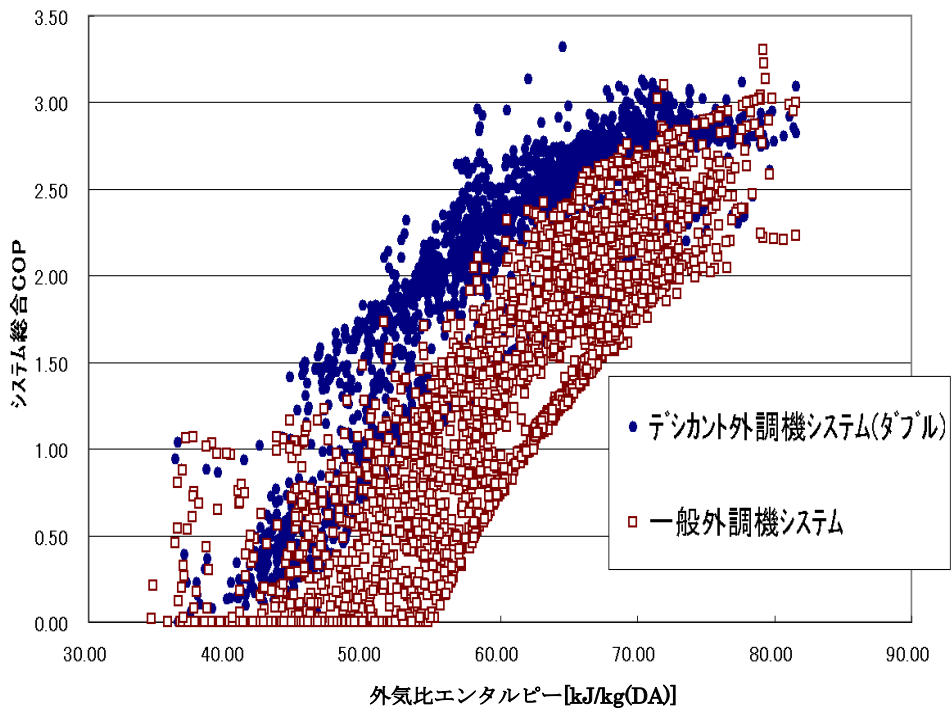


図 3.11 デシカント外調機システム (ダブルロータ) と一般外調機システム (湿度成行) の場合の外気エンタルピーと総合 COP 計算結果

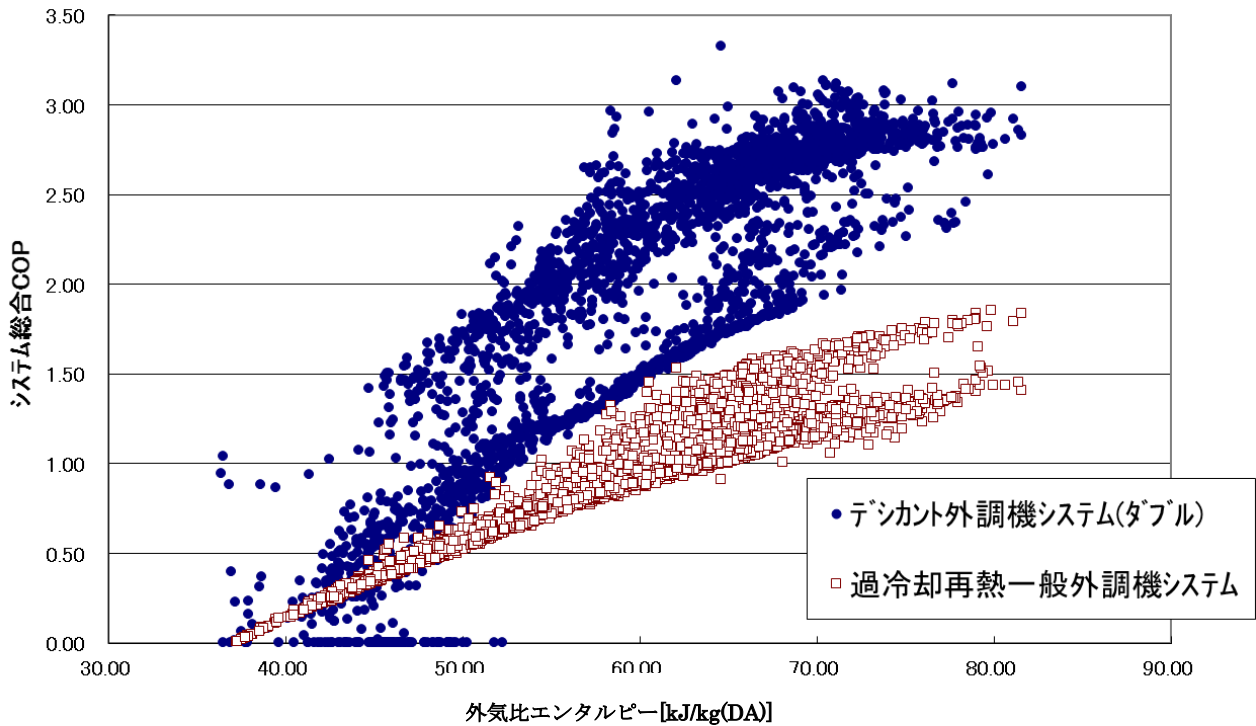


図 3.12 デシカント外調機システム（ダブルロータ）と過冷却再熱型外調機システムの場合の外気エンタルピーと総合 COP 計算結果

一般方式の場合、湿度成行き制御のため除去熱量、消費電力共小さくなるが、外調機、FCU が送風運転、ポンプ最低出力運転の期間が他の 3 方式に比べて極めて長くなる。結果として全消費電力に占める搬送動力の割合が大きくなり、総合 COP が低下している。一方、デシカント方式及び一般方式（過冷却再熱型）は外調機が通期を通じて除湿運転される計算結果となっているため、熱源消費量の比率が搬送動力に対して高く保たれ、総合 COP の全除去熱量／熱源消費電力で求められる効率に対する低下は湿度成行きの一般方式に比べて小さく抑えられている。

図 3.10 から図 3.12 に総合 COP と最も相関があった外気比エンタルピーとの関係を示す。いずれの方式も外気比エンタルピーの低下にともない総合 COP が低下する。図 3.11 において一般外調機方式（湿度成行）は外気比エンタルピーが高い状態ではデシカント外調機システムと同等の効率を示すが、外気比エンタルピー低下による熱源機稼働率低下により他方式に比べて急速に総合 COP が低下する。

図 3.10 から図 3.12 において、各方式とも外気比エンタルピーに対し、上下二つの集団に分かれる傾向が見られるが、上に位置する高効率の集団が FCU 運転時（在室時）の

集団であり、下に位置する低効率の FCU 停止時（空室時）の集団である。ここでも搬送動力の割合の大きさによる影響が表されている。

図 3.13 から図 3.16 に一例として 8 月 15 日の各方式の運転状況を示す。一般外調機システム（湿度成行）の場合は外調機吹出し温度 20℃ 制御であるため、FCU が送風運転の時間が発生する。（図 3.13、図 3.14）この時間帯に両システムでは室温は 26℃ 以下となっている。

一方デシカント外調機システムの場合は外調機吹出し温度 26℃ 制御であるため、FCU は昼間の停止時間を除いて一日中運転されている。（図 3.15、図 3.16）デシカント外調機システムの場合は室温も 26℃ 未満になることはない。

一般外調機システム（湿度成行）の場合は外調機除去熱量が、外調機で湿度制御を行なう他の 3 方式に比べ非常に小さくなり、搬送動力が熱源消費を上回る時間が発生している。（図 3.13）

デシカント方式については、一般外調機システム（湿度成行）より FCU の風量が大いにも関わらず、熱源消費が搬送動力を常に上回っている。

通期を通しての各方式の比較では図 3.10 から図 3.12 より以下のことが読み取れる。

- 1) 各方式とも外気温湿度が高い期間は熱源消費電力の割合が高く総合 COP が高く保たれているが、外気温湿度が低下すると総合 COP が低下している。一般方式（湿度成行）の場合は特にその傾向が顕著であることが試算で示された。
- 2) デシカント方式及び一般方式（過冷却再熱型）の COP がマイナスになる部分がある。この場合は外気温度低下により外気エンタルピーが低く、外調機で除湿後の吹出 26℃（デシカント方式；CO₂HP で冷却）、20℃（過冷却再熱型；電気ヒータで再熱）でのエンタルピーの方が高くなるため発生している。
- 3) デシカント方式のシングルロータ方式、ダブルロータ方式の比較では通期を通じてダブルロータ方式の総合 COP がシングルロータ方式を上回っている。ダブルロータ方式の顕熱交換ロータによる熱回収効果の方が CO₂HP のエアヒータ冷却温度上昇による効率低下を若干上回る試算結果となった。
- 4) 冷却減湿方式の場合、過冷却再熱型は湿度成行きシステムに比べ極端に COP が低下することが示された。一方 CO₂HP 組込型デシカント外調機システムの場合は通期を通じて一般方式（湿度成行）と同等以上の総合 COP で非結露空調を実現する優れ

たシステムであることがわかる。

- 5) 実現できる室内環境がほぼ同じである過冷却再熱方式とデシカント方式(ダブルロータ式)の比較では、外気のエンタルピーが極端に低下する部分を除いてデシカント方式が大幅に高い COP を示している。外気エンタルピーが低下する部分で一部 COP の逆転が見られる。これは前記の外気エンタルピーの低下により外調機の除去熱量がマイナスになる部分が外調機吹出し温度の違い(デシカント方式 26℃、過冷却再熱方式 20℃)により、デシカント方式の方が高い外気エンタルピーで発生することが原因である。

同様に表 3.4 からは以下のことが示された。

- 1) デシカント方式は外調機吹出し温度が 26℃であるために 外調機吹出し温度 20℃の一般方式(湿度成行)より FCU 除去熱量が大きい、FCU 効率が高い(冷水温度が高い)ため消費電力が小さくなっている。
- 2) CO₂HP 組込型デシカント外調機システムの外調機吹出温度は 26℃であり、一般外調機システム(過冷却再熱型)は外調機吹出温度が 20℃であるため同じ絶対湿度を給気しているにも関わらず外調機の除去熱量が大きく異なっている。
- 3) ただし、非結露化によって一般方式(湿度成行)に比べ除去熱量が約 2 倍になり、消費電力も約 1.5 倍となっている。ドレンレス空調が多量のエネルギーを必要とすることも示された。
- 4) 実現できる室内環境がほぼ同じである過冷却再熱方式とデシカント方式(ダブルロータ式)の比較では、デシカント方式(ダブルロータ式)が除去熱量で 15%、消費電力で 50%以上低い値になっている。デシカント方式の優位性が示されている。

デシカント外調機の運転状況に注目すると、シングルロータ、ダブルロータ両方式とも CO₂HP の必要温熱を給気側の必要冷熱でまかなえず、FCU の除去熱量を上回る大量の熱量を再生排気の冷却より供給する結果になっている。(不足温熱を高温のデシカント排気より汲み上げ、供給してヒートポンプのバランスをとっている。)

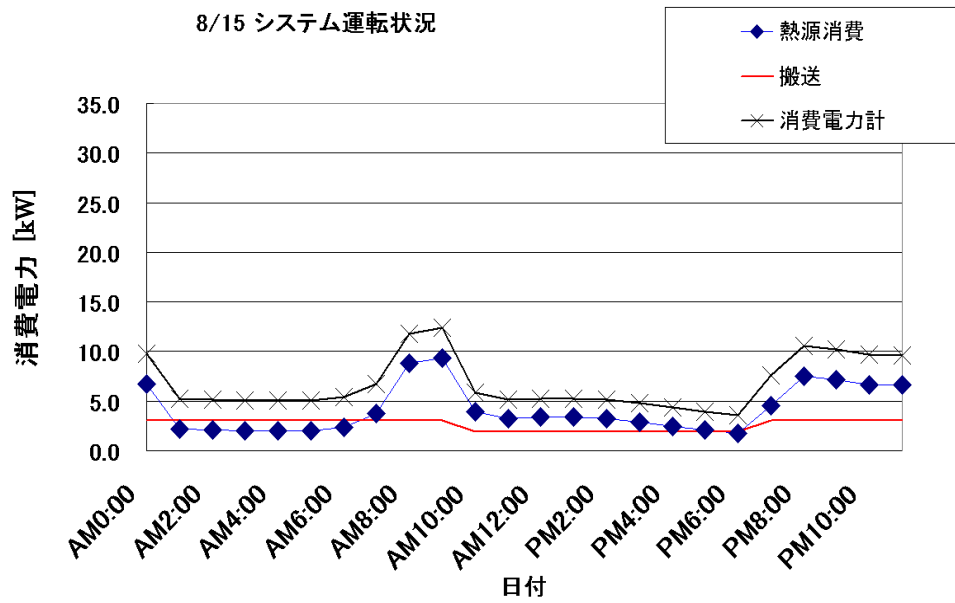


図 3.13 一般外調機システム運転状況例 (8/15 消費電力)

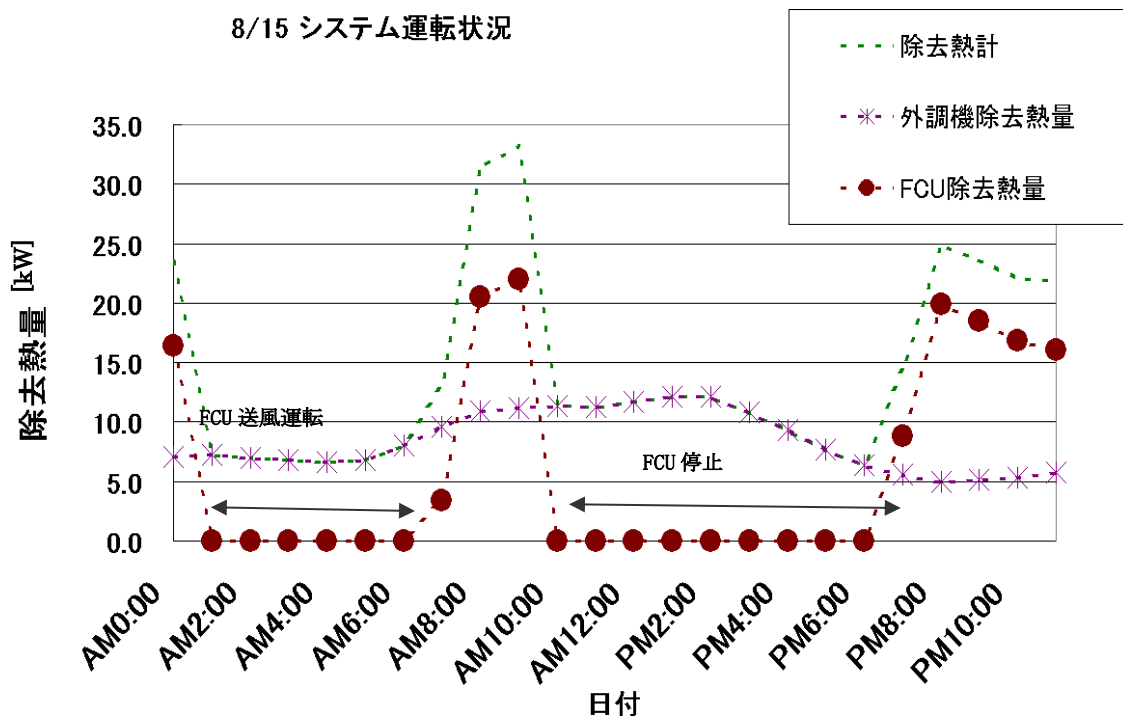


図 3.14 一般外調機システム運転状況例 (8/15 除去熱量)

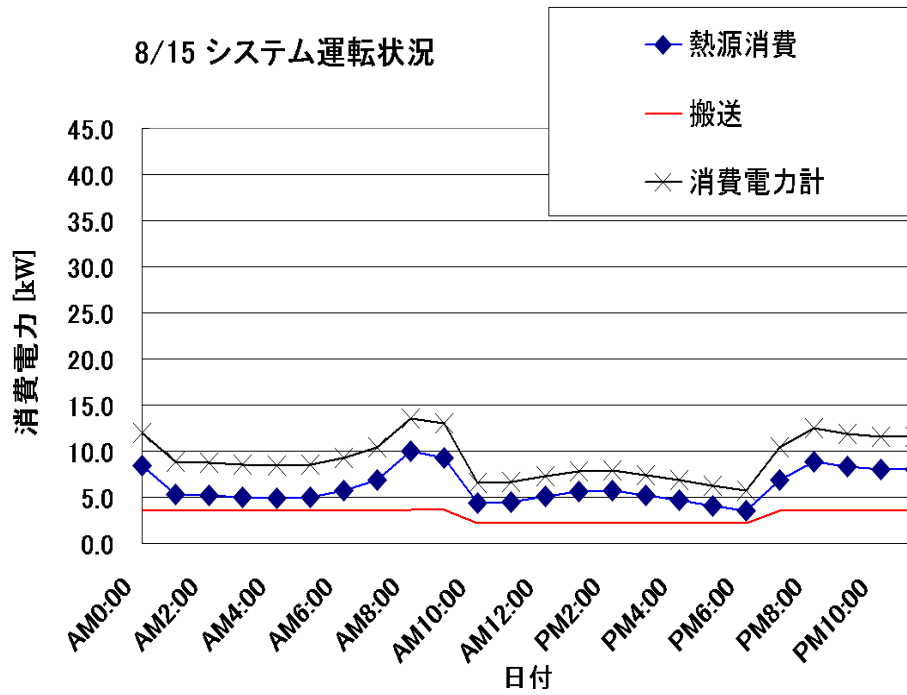


図 3.15 デシカント外調機システム (ダブルロータ) 運転状況例 (8/15 消費電力)

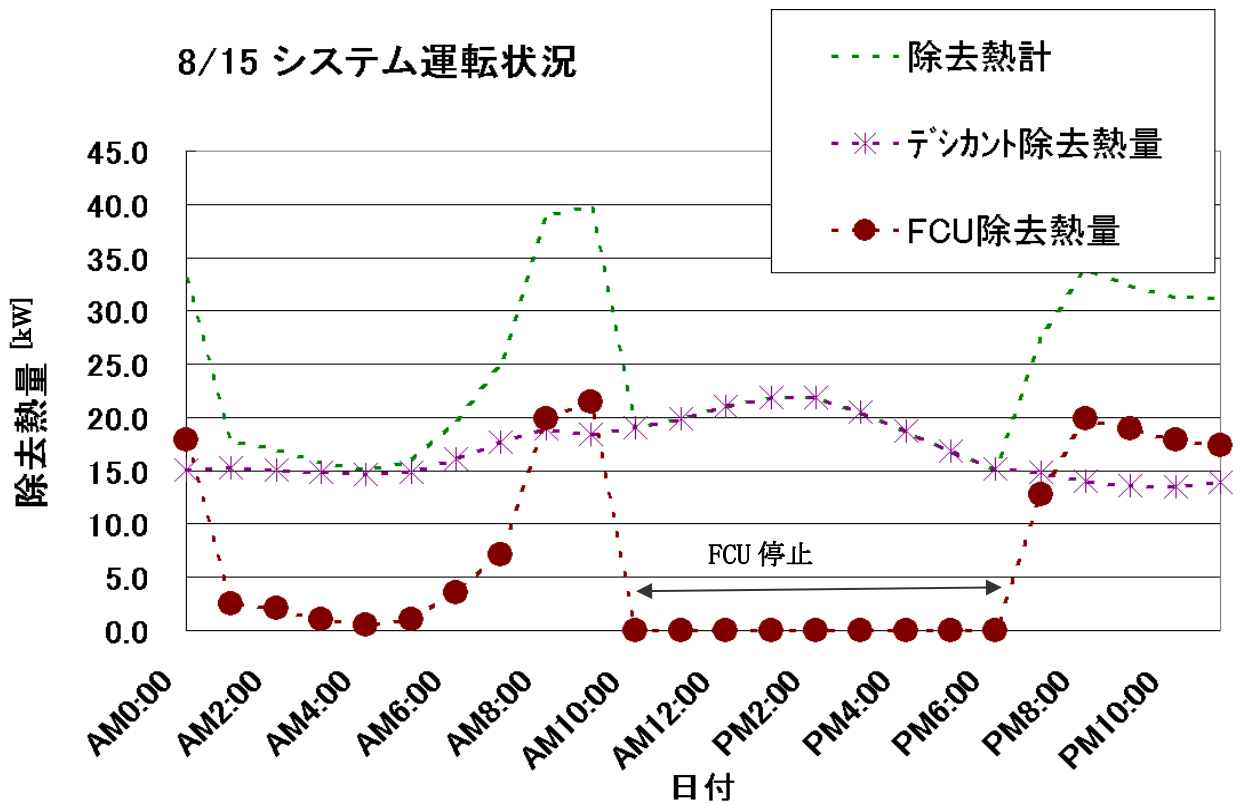


図 3.16 デシカント外調機システム (ダブルロータ) 運転状況例 (8/15 除去熱量)

図 3.17、図 3.18 にダブルロータ方式の CO₂HP の外気エンタルピーに対する運転状況を示す。加熱出力はエアヒータでデシカントの再生に使用され、冷却出力はエアクーラ 1 で給気の冷却に使用されている。エアクーラ 2 は再生排気を冷却している。通期を通じてエアクーラ 2 の再生排気冷却出力がエアクーラ 1 の給気冷却分を大幅に上回っている。今回、検討したシステムでは外調機の COP を最も高くとるため給気冷却 26℃実現に必要な最大の蒸発温度 21℃として検討し、エアクーラ 2 によるデシカント排気熱回収も併用する計画とした。

CO₂HP の COP を最大とするよりも、エアクーラ 2 の冷却出力を給気側の冷却に使用したほうが、総合 COP が高くなる可能性が高く、システム効率最適化の検討が極めて重要な今後のテーマである。具体的にはチラーを空冷より水冷に変更しクーリングタワー水を冷却してチラー効率をさらに上昇させる、CO₂HP の蒸発温度を下げ、FCU で使用する 15℃-20℃冷水を作る（蒸発温度を下げることにより CO₂HP 自体の COP は低下する）等の方法を検討する必要がある。

また、図 3.17 では CO₂HP の加熱出力と投入電力が外気エンタルピーに対し、上下二つの集合に分かれている。加熱出力、投入電力とも上に位置する集合が FCU 運転時（在室時）の集団である。この原因としては、FCU 停止時の室内温度上昇及び室内絶対湿度低下が全熱交を通じてデシカント外調機再生空気の温度上昇及び絶対湿度低下として持ち込まれた結果、エアヒータでの再生に必要な加熱出力を小さくしたと考えられる。再生ヒータ入口（図 3.5 の⑦'）の絶対湿度が小さいほど除湿効率は向上し、乾球温度が高いほど再生ヒータの加熱量は小さくてすむ。

図 3.18 でエアクーラ 1 の冷却出力の外気エンタルピーに対する集団は上下二分化が認められない。エアクーラ 1 の冷却出力はデシカント空調機給気を 26℃一定に冷却しているが変化が認められない原因は以下と考えられる。図 3.5 の②と⑦の顕熱交換ロータでの熱交換でエアクーラ 1 の空気入口温度が決まるが、FCU 停止時は上記除湿効率向上の結果、②の温度が下がり、室温上昇により⑦の温度が上がる。

両者の効果が熱交換した際相殺されてエアクーラ 1 の空気入口温度に大きな変化を与えていない。

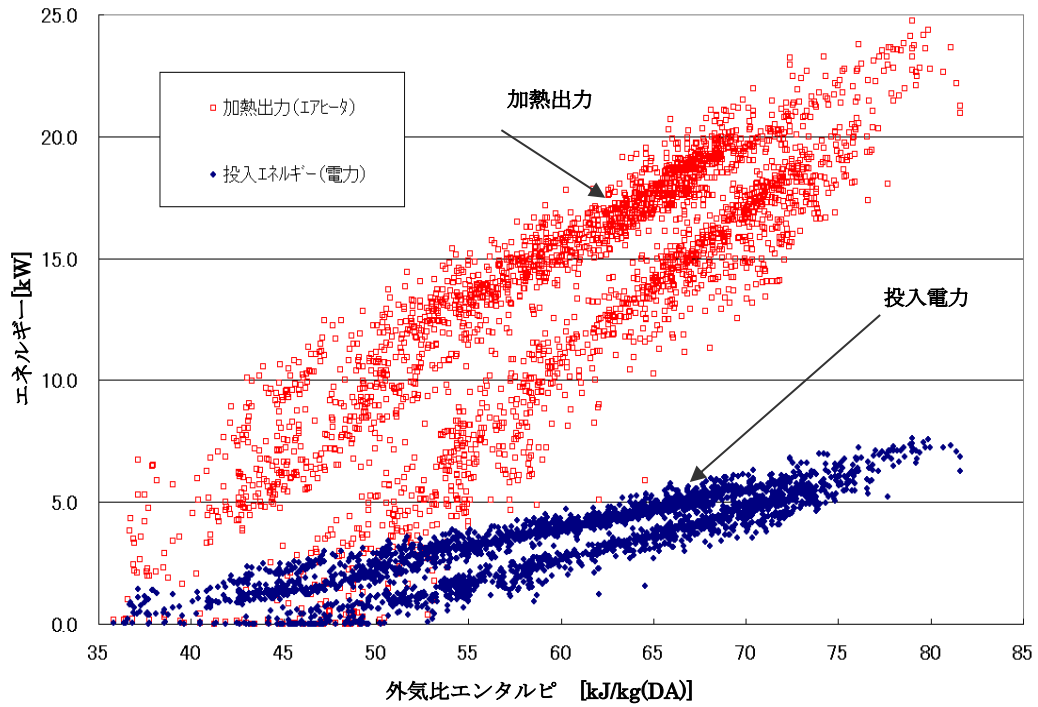


図 3.17 ダブルロータ方式 CO₂HP 運転状況

(エアヒータ加熱出力と投入電力)

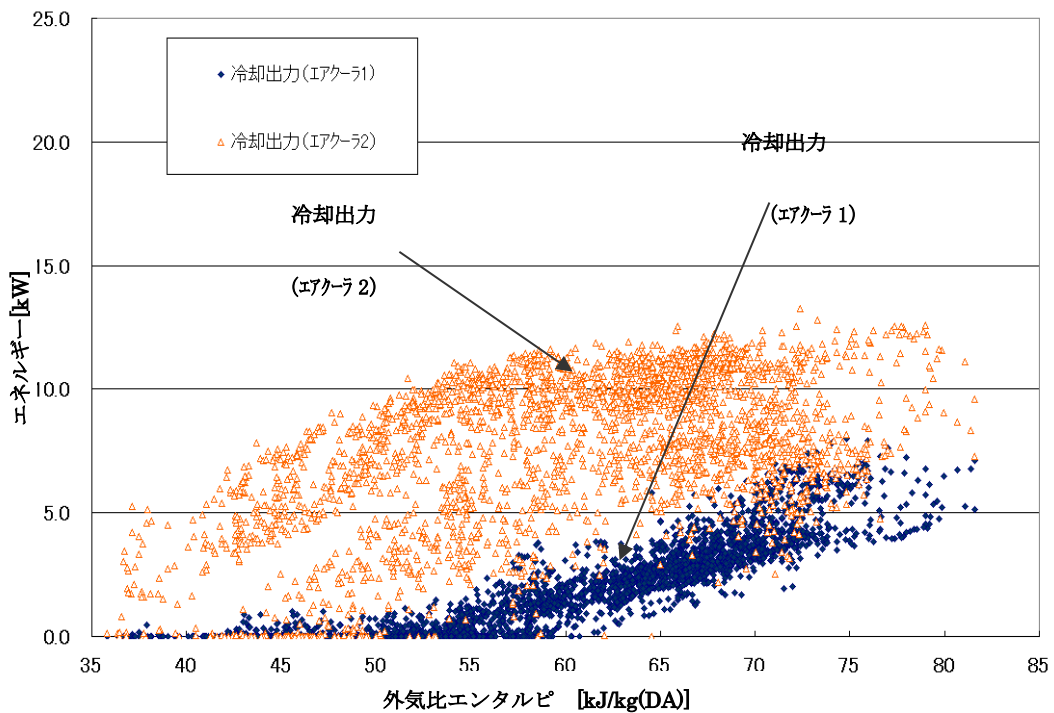


図 3.18 ダブルロータ方式 CO₂HP 運転状況

(エアクーラ 1 とエアクーラ 2 の冷却出力)

デシカント方式により FCU を非結露化した際と一般方式(湿度成行き)及び過冷却再熱方式の室内温湿度、空調系統で最も相対湿度が高くなるファンコイル吹出し温湿度の比較を図 3.19 から図 3.29 に示す。

デシカント方式では室温が 20℃以下に低下する一部の時期を除いては外調機による低湿給気により、室内の相対湿度は 50%以下、ファンコイルの吹出し相対湿度は 60%以下に抑えられ、目標は達成されている(図 3.20、図 3.23、図 3.26、図 3.27)。

一方、一般方式(湿度成行き)ではファンコイルの吹き出しでしばしば結露し、吹出平均湿度も 80%以上となっている。一般方式では外気温が高く空調機の稼働率が上がる時期は 60%RH 程度まで室内湿度が下がるが、外気温が下がり、空調機の稼働率が下がると室内相対湿度が上昇している。(図 3.19～図 3.21) また、図 3.26、図 3.27 の空気線図においていずれの方式にも 26℃を超える点の分布が見られるがこれらは非在室時の FCU 停止状態を表している分布である。

過冷却再熱方式外調機の場合はデシカント方式と同等の良好な室内温湿度、ファンコイル吹出し温湿度を実現している(図 3.21、図 3.24、図 3.28、図 3.29)。デシカント外調機の吹出し温度が 26℃であり過冷却再熱外調機の吹出し温度が 20℃であるため FCU 停止時の室温が過冷却再熱方式の方が若干低くなっていることが観察される。

デシカント方式、過冷却再熱方式は一般方式(湿度成行き)に比べて FCU 吹出し口、室内温湿度について明白に良好な温湿度環境を実現している。デシカント方式は外調機内も非結露環境を実現するので過冷却再熱方式に比べてより空調系統汚染のリスクが低いシステムである。

検討しているシステムが通期を通じてドレンレス空調を実現し空調系統内の相対湿度を 70%以下にすることにより細菌の発生を抑えることが可能であることが示された。

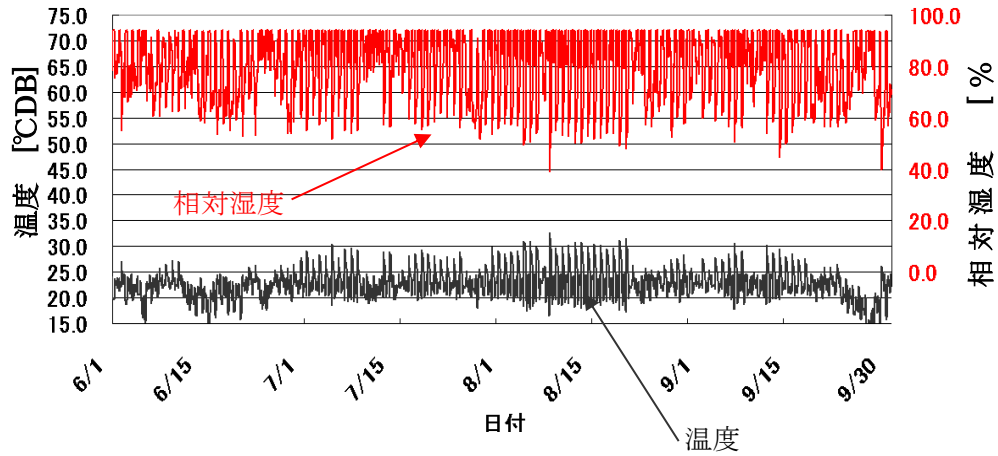


図 3.19 一般方式ファンコイル運転状況

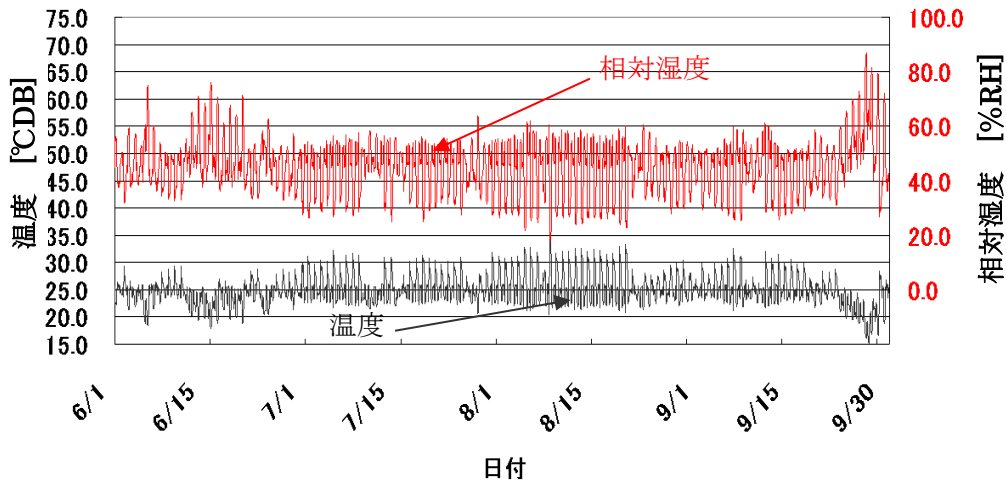


図 3.20 ダブルロータ方式ファンコイル運転状況

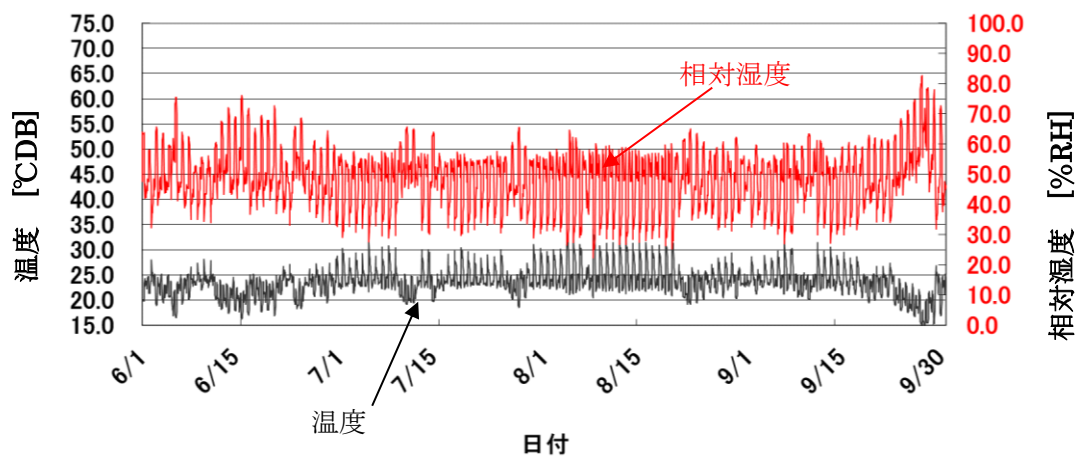


図 3.21 過冷却再熱方式ファンコイル運転状況

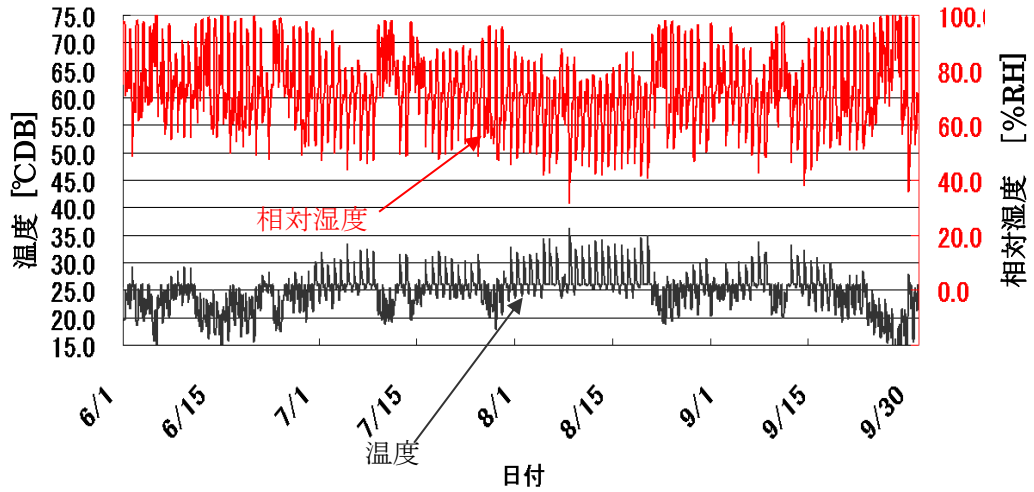


图 3.22 一般方式室内温湿度状况

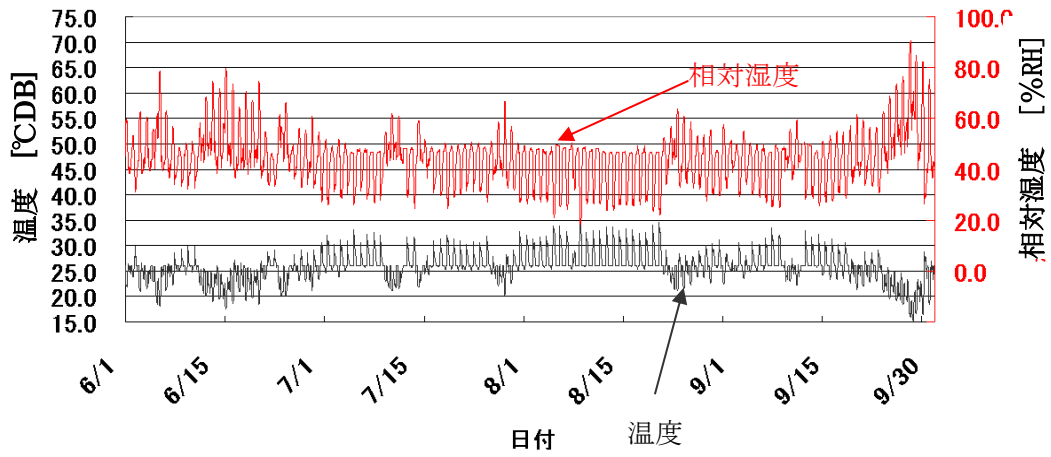


图 3.23 ダブルロータ方式室内温湿度状况

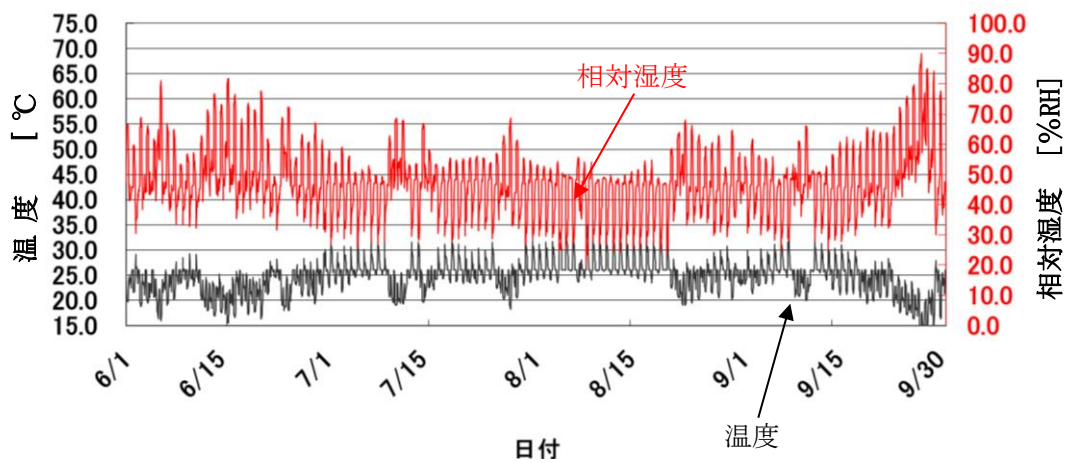


图 3.24 過冷却再熱方式室内温湿度状况

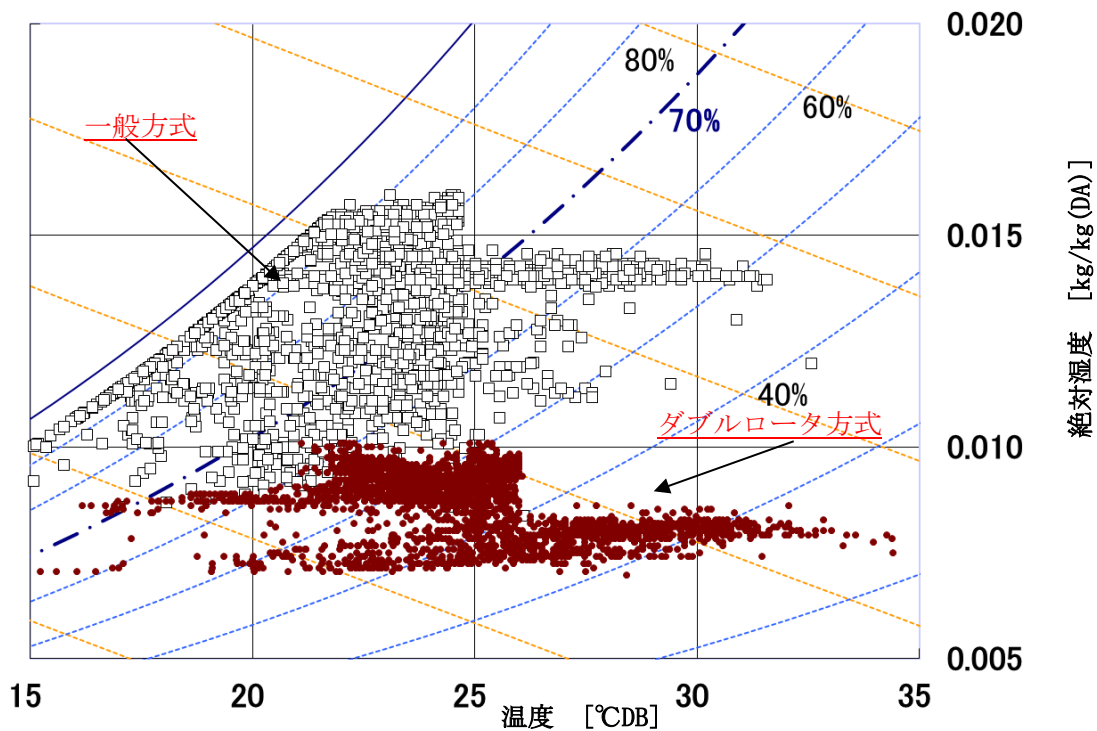


図 3.26 ファンコイル吹出口の空気状態の空気線図上の分布

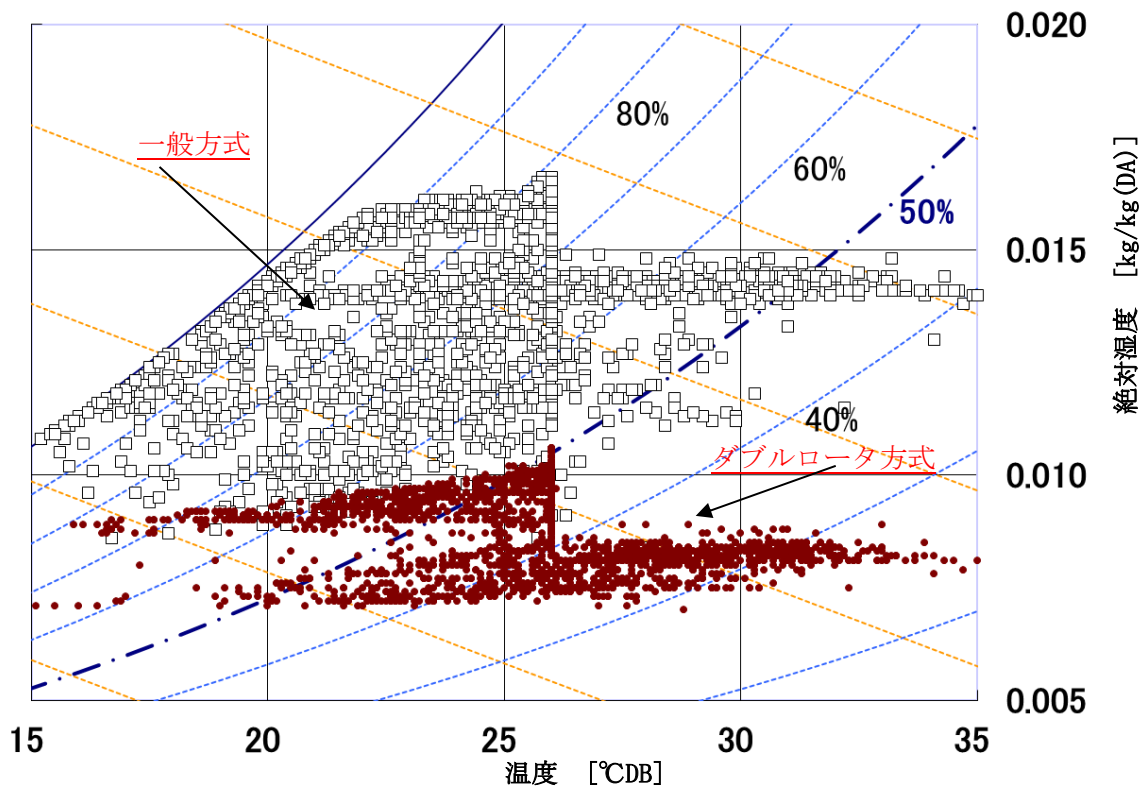


図 3.27 室内温湿度状態の空気線図上の分布

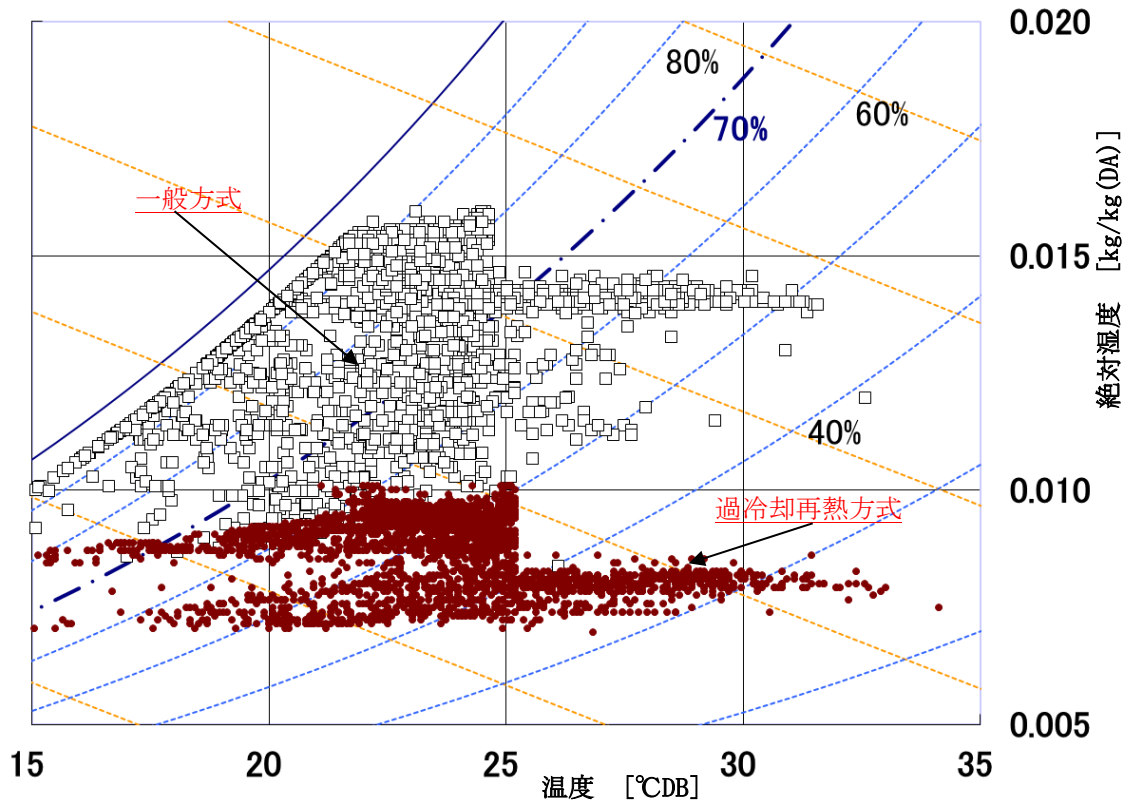


図 3.28 ファンコイル吹出口の空気状態の空気線図上の分布

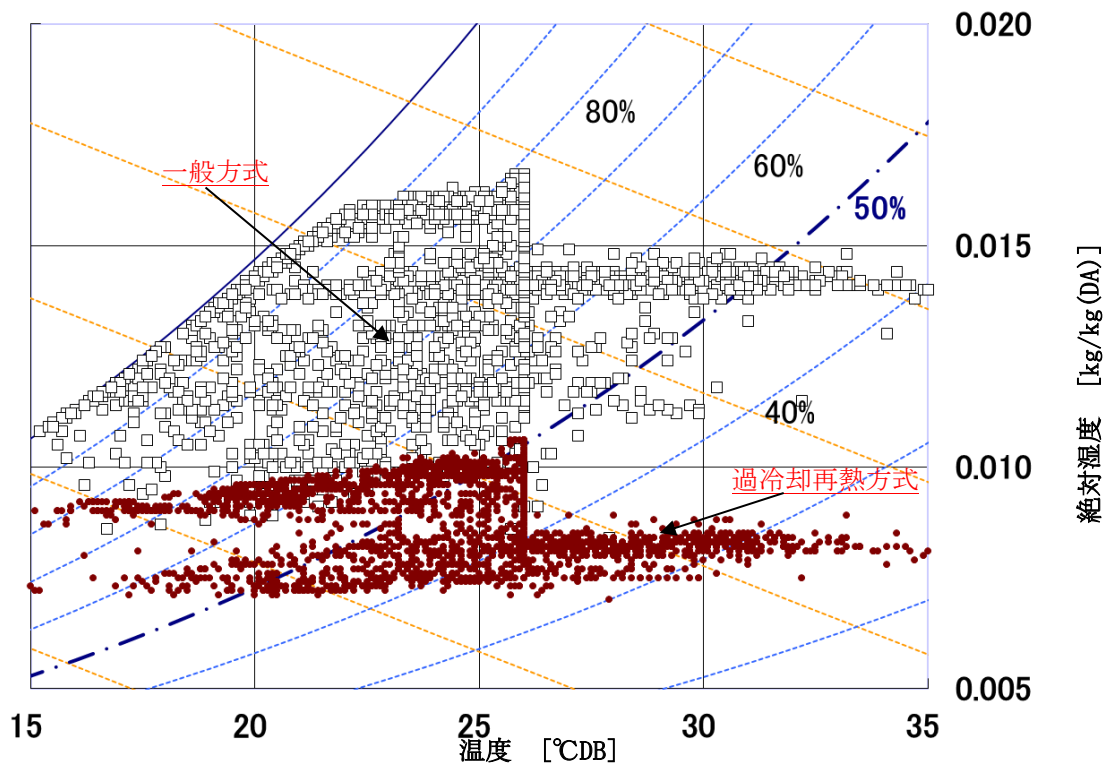


図 3.29 室内温湿度状態の空気線図上の分布

3.5 まとめ

- 1) 蔡ら¹⁾が提案し、小金井ら²⁾が夏季空調設計条件で試算し、西田ら³⁾が改良したCO₂HP組込型デシカント外調機システムと一般外調機システムとの効率、高IAQに必要な温湿度環境の比較検討を、冷房期全般を通じてホテルでの負荷変動、外気データを用いてシミュレーション計算で実施した。
- 2) CO₂HP組込型デシカント外調機システムは冷房期通期を通じて空調系統全体で相対湿度70%RH以下、室内湿度50%以下をほぼ実現し、ドレンレスで菌が発生しにくい環境を実現することが示された。
- 3) CO₂HP組込型デシカント外調機システムは、通常極端に効率が低下する温湿度制御を湿度成行き的一般外調機システムと熱源効率でほぼ同等、システム効率で同等以上で実現する優れたシステムであることが示された。
- 4) CO₂HP組込型デシカント外調機システムとしては、ダブルロータ方式のほうが、シングルロータ方式よりも若干優れた効率を示すことが示された。
- 5) CO₂HP組込型デシカント外調機システムでドレンレス空調に要するエネルギーは湿度成行き的一般方式と比較して除去熱量で約2倍、消費電力で約1.5倍となり、多大のエネルギーを必要とすることが示された。高IAQに必要な温湿度環境を実現するドレンレス空調を一般方式に替わるシステムとして普及させるにはさらにシステム効率を向上させ消費電力を一般方式に近づける必要があると考えられる。
- 6) 実現できる室内環境がほぼ同じである過冷却再熱方式と比較してCO₂HP組込型デシカント外調機システムは除去熱量で約15%、消費電力で50%以上少ない値が得られた。CO₂HP組込型デシカント外調機システムは、外調機部分でドレンが発生する過冷却再熱システムと違い外調機部分も菌が発生しにくい低湿に保たれるが、エネルギー面でも優れたシステムであることが示された。
- 7) 今回デシカント外調機単体の効率を最も高くするためのシステム(空気直接冷却方式、CO₂HPの給気側冷却より回収できない温熱をデシカントの再生排気冷却より回収してCO₂HPの高効率化とバランスの維持を図るシステム)で試算を行なった。大量の冷熱でデシカントの再生排気冷却を行なう試算結果となった。CO₂HPの効率を若干犠牲にしても発生冷熱を給気側冷却により多く振り向けたほうが、システム全体効率が向上する可能性が高い。FCU、チラーを含めた空調システム全体の効率最適化の観点でCO₂HPの冷熱使用を再検討する必要がある。

注 1 室内発生熱については参考文献 8) による

注 2 空冷チラー：(株)ダイソアプライトシステムズ 技術資料、ポンプ：荏原製作所カタログ、送風機：昭和電機カタログ、FCU：新晃工業カタログ

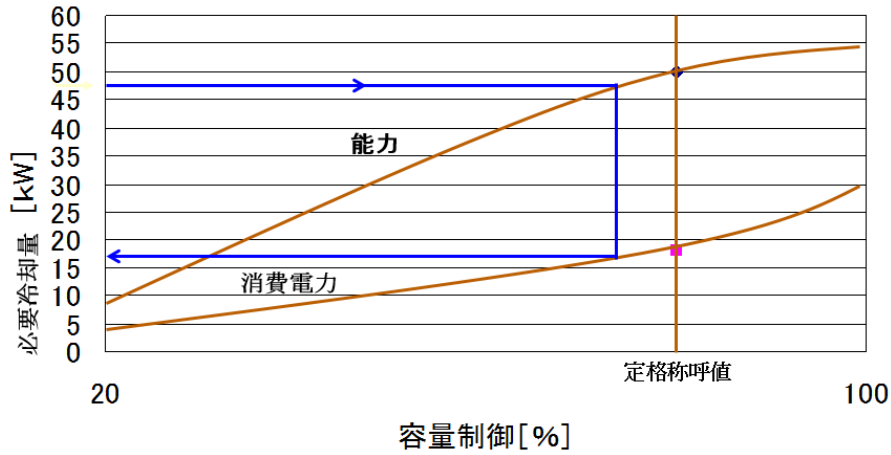


図 3.30 空冷チラー部分負荷特性線図 (50Hz) の例 (外気温度 35°C、冷水出口温度 7°C)

注 3 (株)アマフレック 技術資料

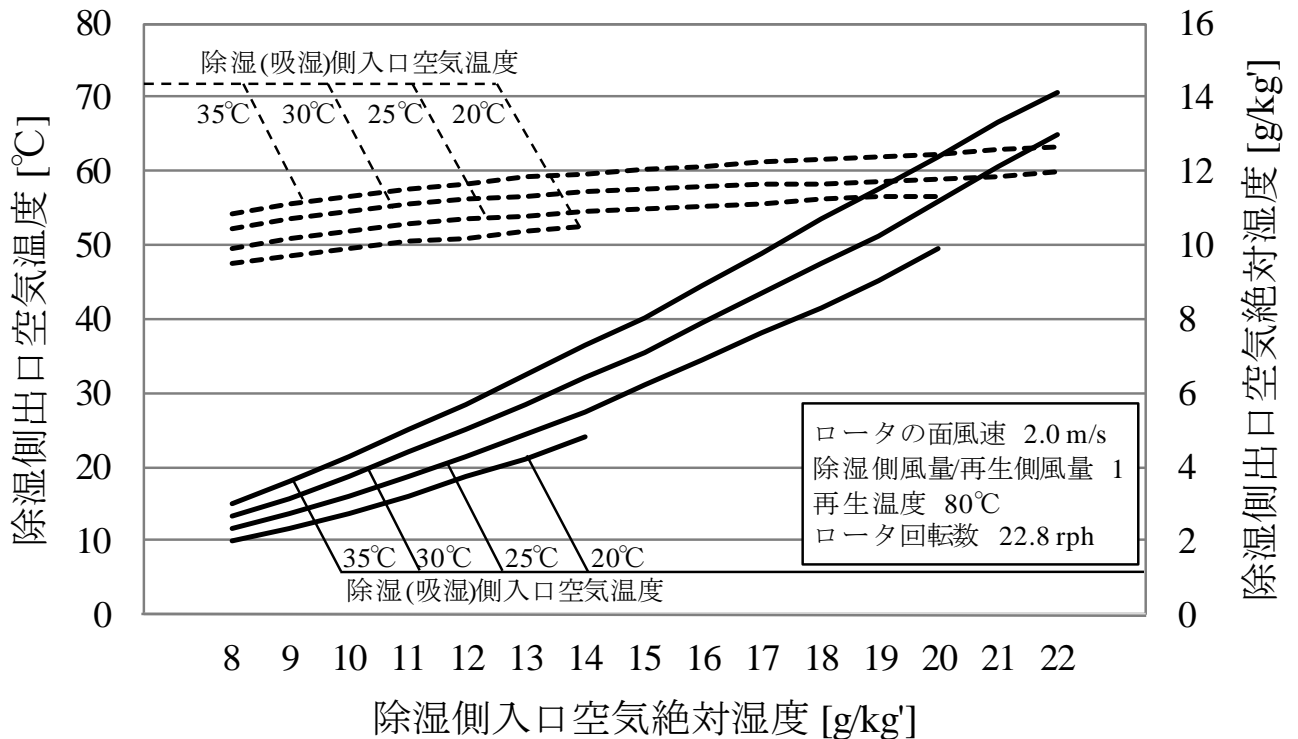


図 3.31 除湿ロータ性能曲線の例

3.6 第三章参考文献

- 1) 蔡ら：非結露型次世代空調システムに関する研究 第1報 CO2 ヒートポンプを組み込んだデシカント空調システムの提案及び性能検討 空気調和・衛生工学会論文集, pp.1-8, 2006.05
- 2) 小金井真ら：非結露型次世代空調システムに関する研究 第2報 CO2 ヒートポンプを組み込んだデシカント外調機システムの実用化に関する検討, 空気調和・衛生工学会論文集 No.116 (2006), pp.51-57
- 3) 西田耕作ら：CO2 ヒートポンプ組込型デシカント空調システム, 冷凍, 第82巻, 第951号 (2007), pp.51-56
- 4) 柳ら：空調システムにおける微生物汚染の実態と対策に関する研究、日本建築学会環境系論文集第593号、pp.49-56、2005
- 5) (財)住宅建築省エネルギー機構「ホテル・旅館の省エネルギー」基準と計算の手引き、1991
- 6) 日本建築学会 拡張アメダス気象データ 1981-2000

第4章 加湿期間のデシカント外調機による加湿性能、エネルギー評価

4.1 はじめに

デシカント外調機を使用した空調システムでは夏季に空調機内および室内において非結露環境(空調機内と室内ともに結露が発生しない環境)の実現が可能であるため、カビ、細菌等微生物による建物内の Indoor Air Quality(室内空気質, 以下 IAQ と省略)の悪化^{1)~4)}を抑えるのに有効な方式であることを報告した。夏季における潜熱処理機としての研究も数多く行われている^{5)~16)}。デシカント空調システムはデシカントロータにより水蒸気の移動が可能であるため、夏期の除湿のみならず冬期の加湿に利用することも考えられる。家庭用のエアコン¹⁷⁾、リキッド式デシカント空調機^{18)~20)}やヒートポンプ用コイルに吸着剤を塗布し室内排気より水蒸気を回収して加湿暖房を行った例¹⁷⁾はあるが、ロータ式デシカント加湿方式の検討を行った例は少ない。De Antonellis²¹⁾らは、デシカントロータを用いて外気より湿分を汲み上げ加湿する最適のシステムを検討した上で実験とシミュレーションにより加湿の効果を検証している。南ヨーロッパの冬季の気候においては湿分吸着側の空気の質量流量が加湿側に比べて大きい場合と外気温度が低い場合に必要な加湿能力を満たすことが報告されている。La²²⁾らは、デシカントロータ一枚による二段除湿方式と最適な太陽熱集熱器による加湿暖房システムの研究を行っている。室内からの RA が加湿に使用されているが、太陽熱加熱とデシカントロータによる加湿が室内の快適性を改善できることが報告されている。和田ら²³⁾は水冷ヒートポンプの排熱を再生熱に用いた約 50℃の再生温度のデシカントロータシステムのみで、外気絶対湿度が 3.5 g/kg(DA)以上であれば加湿が可能であることを示している。しかしこのシステムは安定した加湿には RA が必要である。福留²⁴⁾と Mathiprakasam²⁵⁾は主に除湿に用いられるデシカントロータでの加湿の可能性について論じている。これらの研究のほとんどは主に実験室での計測または数値解析を行っている。特に加湿源に RA を全く使用しない OA のみを用いた場合の、実機を実際の外気条件で使用した際に加湿性能を論じたものはほとんどない。

一般によく使われている加湿方式(①気化式加湿, ②水噴霧式加湿, ③蒸気式加湿)では、いずれもドレン排水の処理が必要となり、条件によっては空調機内の濡れ面で微生物発生リスクを伴う。

- ① 気化式加湿では、水を加熱せずに使用^{26)~29)}するため、夏期や夜間停止時に微生物が発生し、加湿器から臭気が発生することがある。また寒冷地においては水配管の凍結防止対策も必要となる。
- ② 水噴霧式加湿では、水を空気中に直接放出^{30)~33)}するため、水中の不純物、菌などが空気中に放出されてしまう。

③ 蒸気式加湿は、IAQ の低下を嫌う病院などで水を加熱しない方式を避けて用いられている。しかし、蒸気式加湿では水中の不純物が蒸気には混入しないが、ドレンパンや水タンク内において微生物発生リスクがある。また、スケールが析出・付着することがあるため、メンテナンスに手間を要する。加湿源として水を用いる場合には、塩化カリウム³⁷⁾やマイクロ波またはオゾン^{38)~40)}、紫外線照射(UVGI)^{41)~42)}によるフィルターやダクトの滅菌が必要と思われる。

本研究で扱う、空気中の水蒸気を吸着して加湿に用いるデシカント空調機を用いた場合、以下のメリットが想定される。

- 1) 水を用いず空気より水蒸気を吸着して加湿源とするため、加湿水が不要となり、ドレンパンを設置しなくてよい。
- 2) 加湿・暖房に伴う付属装置、配管工事が不要になり、スケール等に起因するメンテナンスも不要となる。
- 3) 空調機内ドレンパンや水タンク内において微生物発生リスクがなくなり、IAQ の向上が期待できる。年間を通して空調機内および室内において非結露環境(空調機内と室内ともに結露が発生しない環境)の実現が可能となる。
- 4) 吸湿側・加湿側とも等エンタルピー変化となる理想的な状態では、夏季の除湿使用の場合、再生エネルギーはデシカントロータの除湿側における潜熱エネルギーから顕熱エネルギーへの変換に用いられ、エンタルピー低下に寄与しない。除湿された高温空気を冷房用にするためには、顕熱交換ロータと冷却コイルによりエンタルピーを下げる必要がある。一方、冬季の加湿使用時は加湿側に投入される再生エネルギーが全てエンタルピーに変換されて高温高湿の給気を得ることで、夏季の除湿使用に比べて高効率な加湿暖房が実現できる。

この方式の場合、絶対湿度が低い外気より水蒸気を汲み上げ外気に加える加湿となるため加湿性能の不足が懸念される。加湿性能を確保するため、加湿側風量に対して吸湿側風量を増す方式を採用した。

この方式では以下の得失が予想される。

- 1) 吸湿側(吸着側)に供給される外気の水蒸気量の増加によりロータの吸着量を増加させる。
- 2) 吸湿側に多くの低温外気を通気させることにより吸湿側ロータの迅速な冷却ができ、吸湿効率を増加させる。
- 3) 一方、吸着側の冷却により加湿側でのロータの加温に時間がかかり脱着性能が低下する。

夏季に使用するデシカント空調の潜熱・顕熱分離処理システムを冬季の加湿に適用し、

外気より水蒸気を吸着して室内に供給する加湿実験を行った。

実機を用いたため、外気条件が限定されるデメリットがあるが、実験による加湿性能等の実用可能性、加湿に用いる場合の問題点・効率・運用方法について検討した結果を報告する。

4.2 実験概要

4.2.1 実験施設の概要

東京大学生産技術研究所千葉実験所内の既設のデシカント空調実験施設にヒートポンプを組み込み、実験を行った。図 4.1 および表 4.1 に実験に用いた主要機器の基本要目および実験装置の外観を示す。

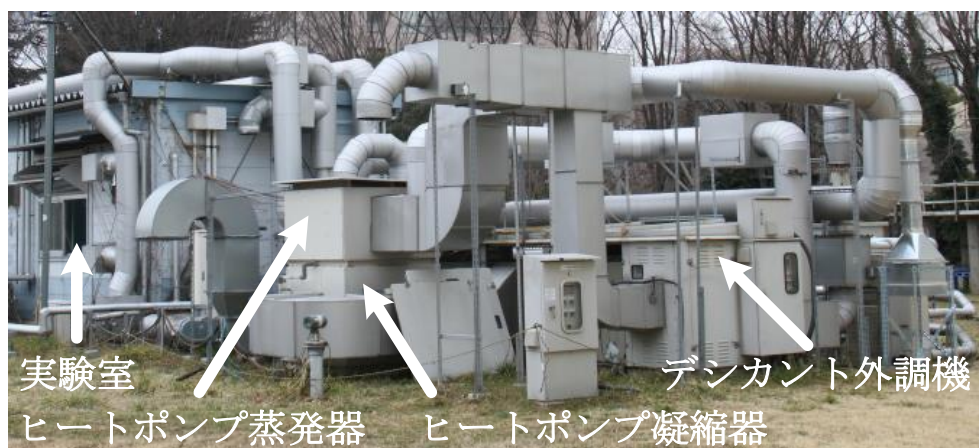


図 4.1 実験装置の外観

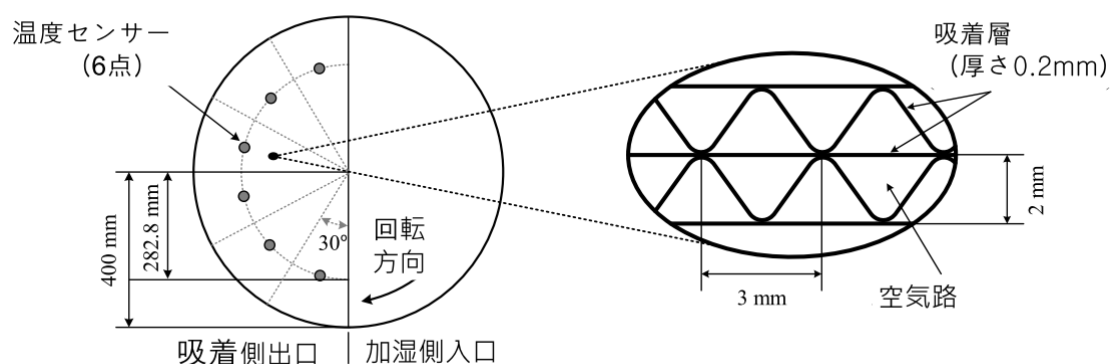


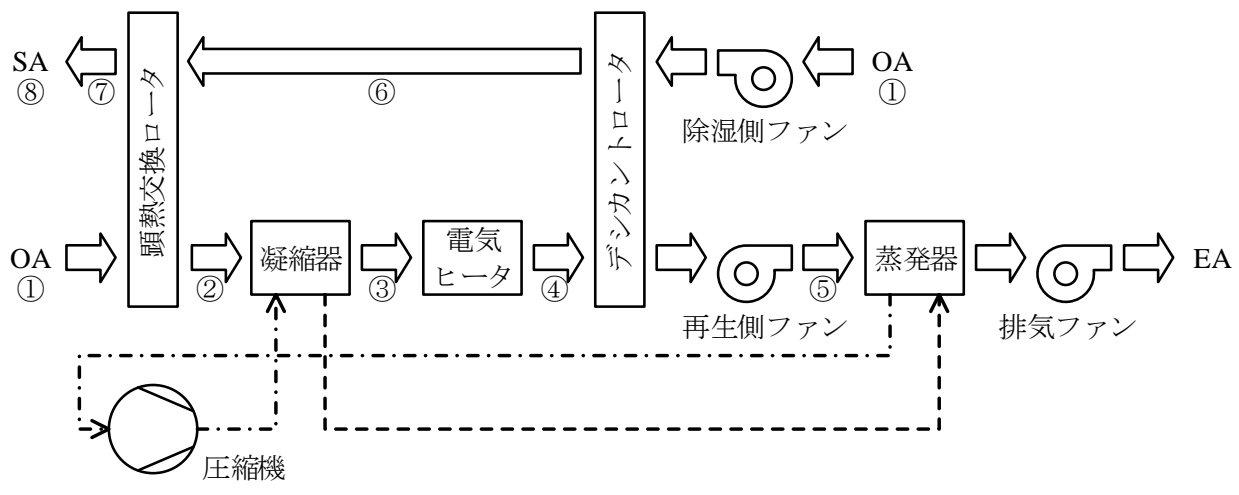
図 4.2 実験に用いたデシカントロータの寸法及び吸着側のロータ出口の計測器の設置状況

表 4.1 実験設備の仕様

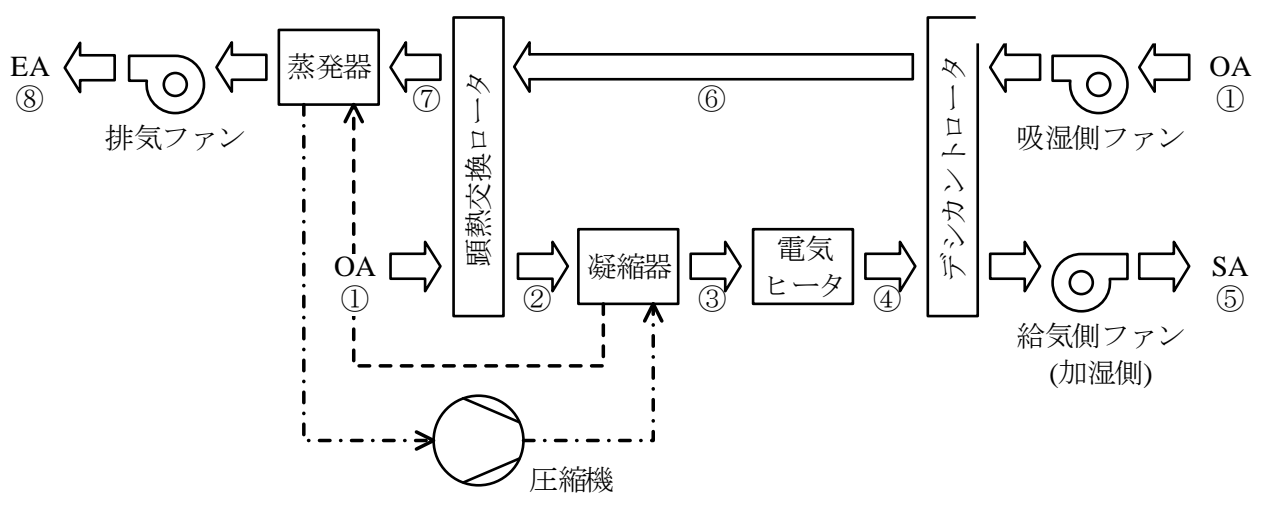
要目		内容
デシカントロータ		シリカゲル系, 直径 800 mm, 厚み 200 mm, 吸湿側 0° -180°, 加湿側 180° -360°
顕熱交換ロータ		アルミ製, 直径 800 mm, 厚み 200 mm, 吸湿側 0° -180°, 加湿側 180° -360° 定格交換効率 75% (吸湿側、加湿側共風速 3m/s 時)
再生側ヒートポンプ	蒸発器	冷房能力 7.2 kW (冷媒蒸発温度 -5°C、凝縮側気温 32°C 時), 電子膨張弁による蒸発制御
	凝縮器	加熱能力 10.7kW (冷媒蒸発温度 -5°C、凝縮側気温 32°C 時), 空冷フィンチューブ型, マイコン制御ファンコントロールによる高圧制御
	圧縮器	空冷凝縮式全密閉 (冷媒蒸発温度 -5°C、凝縮側気温 32°C 時) 呼称出力 3.5kW、縦型 DC ツインロータリー型、冷媒 R407C
ファン	吸着側 (入口)	ターボファン、定格出力 1.5kW、インバータによる周波数制御
	吸着側 (排気)	シロッコファン、定格出力 3.7kW、インバータによる周波数制御
	加湿側 (給気)	ターボファン、定格出力 0.75kW、インバータによる周波数制御
ロータ駆動モータ	デシカントロータ	ギヤードモータ、定格出力 0.4kW、インバータによる周波数制御
	顕熱交換ロータ	ギヤードモータ、定格出力 0.2kW、インバータによる周波数制御
計測器	計測点①, ③, ⑤, ⑦, ⑧ 温度	温度センサー PT100ΩRTD1/3、クラス B、IEC751t 温度計測範囲 -40°C ~ 120°C 温度計測精度 ± 0.2°C
	計測点①, ③, ⑤, ⑦, ⑧ 相対湿度	高分子型湿度センサー 湿度 (相対湿度) 計測範囲 0% ~ 100% 湿度計測精度 ± 1% (0% ~ 90%)
	計測点②, ④, ⑥ 温度	K 型熱電対、温度計測範囲 -40°C ~ 3520°C 温度計測精度 ± 1.5°C
	計測点①, ⑤, ⑦ 風量	多点差圧 (全圧 - 静圧) 計測方式、JIS B8330、計測可能最大風量 6350m ³ /h、風量計測精度 ± 2%

注 1) 計測点の番号は、図 4.3 を参照されたい。

図 4.2 に実験に用いたデシカントロータの寸法及び吸着側のロータ出口の計測器の設置状況を示す。デシカントロータはハニカム構造のシリカゲルを含浸させたセラミック紙製である。温度センサー 6 点は吸着側出口にデシカントロータより約 50mm 離して設置した。



(a)



(b)

図 4.3 実験システムのフロー

(a)夏季除湿実験時、 (b)冬季加湿実験時

また、**図 4.3(a)**に夏季における本システムの使用状態を示す。**図 4.3(b)**に冬季における実験装置の運転フローを示す。本実験に用いられた実験装置は、夏季における個々の実験目的に応じて改良されており、今回の冬季における加湿実験に流用したため、デシカントロータの仕様、再生用ヒートポンプの容量、各流路における保温と圧力等が冬季の加湿使用に最適化されたものではない。また、改良に伴いダクト経路に多くの曲がり部・分岐部・合流部が含まれ、圧力損失が大きいため、ファンの軸動力も大きくなっている。

4.2.2 夏季運転時のシステム

図 4.3(a)では潜熱顕熱分離空調における潜熱処理用外調機としての使用を考慮しており、給気側の非結露環境実現による IAQ 向上、デシカントロータの吸湿時の吸着熱とデシカントロータの回転により再生側から除湿側に伝達された熱を回収するため、ヒートポンプ組み込みによるエネルギー効率の向上を図ったシステムになっている。夏季においては**図 4.3(a)**の⑧が除湿側の SA となり、**図 4.3(a)**の⑤が再生側(冬季には加湿側)EA となる。再生側に設置されたヒートポンプの凝縮器と電気ヒータによりデシカントロータを再生する。ヒートポンプの蒸発器は再生側 EA(**図 4.3(a)**の⑤)の高温高湿空気を冷却して排気熱を回収することで高蒸発温度による高効率および SA 側の非結露を実現している。

4.2.3 冬季運転時のシステム

冬季の加湿使用時は**図 4.3(a)**のデシカント外調機のダクトをダンパーで切り替え、**図 4.3(b)**の⑧を吸湿側(夏季の場合は除湿側)の EA にし、**図 4.3(b)**の⑤を冬季の加湿側(夏季使用時は再生側)の SA として使用する。ヒートポンプ蒸発器の位置も**図 4.3(b)**の⑦の吸湿側排気を冷却するようにダクトをダンパーで切替える。このシステムの特徴を以下に示す。

- 1) 再生電気ヒータの前段にヒートポンプ凝縮器を組み込み、必要な場合はヒートポンプ凝縮器の下流側で再生電気ヒータによる再加熱を行う。
- 2) 顕熱交換ロータをヒートポンプ凝縮機の前段に配置し、必要な場合は顕熱交換ロータによる除湿側吸着熱回収による加熱も可能としてある。
- 3) ヒートポンプは DC インバータ型の可変出力とし、凝縮器出口空気温度を高圧カット寸前の温度(約 50°C)を上限とし制御する。
- 4) 蒸発器は吸湿側排気の流路内に設置し、吸湿側排気の吸着熱を加熱側に汲み上げ、ヒートポンプの蒸発温度を高く保ち高効率運転を可能とすると同時に除湿後の低温空気を冷却することでフロストの発生を極少化する。

- 5) 加湿側・吸湿側とも風量可変とし、条件変化に対応するよう蒸発器は電子膨張弁制御とする。
- 6) 図 4.3(b) のフローにおいて、加湿側の顕熱交換ロータ以降の②→③→④→⑤の経路は保温されているが OA から顕熱ロータ通過までの①→②の経路は保温されていない。一方、除湿側の顕熱ロータ以降の⑦→⑧の経路は保温されているが、①→⑥→⑦の経路は保温されていない。これは夏季除湿用の空調機をそのまま用いたためであり、除湿使用時はデシカントロータで除湿後の外気より高温低湿空気になる除湿側経路ではその後、温度を下げて給気する必要があるため保温が実施されていない。

なお、夏季使用時の再生側にあたる加湿側は冬季使用時の給気側になるが、デシカントロータの加熱用ヒートポンプ、加熱温度、加熱エネルギーの名称を夏季使用時と同様に再生ヒータ、再生用ヒートポンプ、再生温度、再生エネルギーに統一した。

4.3 実験内容

本加湿システムは非結露環境の実現による IAQ の向上を目的とするため、他方式による補助加湿との併用は避ける必要があり、顕熱・潜熱分離外調機としての使用を考えた場合、高气密の建築を想定しても室内設定条件の空気温度 20℃、空気相対湿度 40%相当の絶対湿度 5.8 g/kg'以上の空気を安定して給気する必要があると考えられる。

表 4.2 に実験条件を示す。外気の低湿時に上記を満足できる加湿性能を得る方式と加湿性能に余裕がある外気状態での運転制御方式の検証を目的として、実験は外気条件の異なる 2 条件で行った。第 1 回目実験の外気絶対湿度が比較的高い(飽和水蒸気量に近い)条件であり、第 2 回目実験の外気条件が(北海道を除き、空調設計時の冬季外気条件に近い)低湿度の時の実験である。吸湿側(図 4.3(b)の①→⑥→⑦→⑧)は室内よりの排気(戻り空気)引き込みを期待できない場合を想定し、外気より加湿に必要な全水分を汲み上げる方式とした。

相対湿度の交換器として機能するデシカント空調機の除湿性能、加湿性能を制約する条件としては以下の 3 点が上げられる。

- ・(吸着(除湿)側水分量) = (脱着(加湿)側水分量)
- ・(吸着(除湿)側出口相対湿度) \geq (脱着(加湿)側入口側相対湿度)
- ・(脱着(加湿)側出口相対湿度) \leq (吸着(除湿)側入口側相対湿度)

除湿に使用する場合、通常は吸着・脱着水分量を確保するため、吸着(除湿)側入口をプレクールして相対湿度を上げ、脱着(加湿)側入口を加熱(再生)して相対湿度を

下げる方法がとられている。今回は冬の低温外気から湿分を汲み上げたため凍結を回避するため吸着（除湿）側入口のプレクールを用いることは出来ない。今回の実験における加湿性能の最大の課題は潜熱顕熱分離空調に必要な脱着（加湿）水分量を低温低湿の外気からの吸着（除湿）側水分量からいかに確保して、脱着（加湿）側出口相対湿度を上限である吸着（除湿）側入口側相対湿度に近づけるかである。

外気絶対湿度が低い時に加湿側の絶対湿度が 5.8 g/kg に到達するまで湿分を汲み上げるために、解決策として加湿側風量 500 m³/h 固定に対して、吸湿側風量を増やし 500 m³/h, 1,000 m³/h および 1,500 m³/h とした場合について実験を行った。再生温度は 50℃, 60℃ および 70℃ の 3 条件とした。表 4.2 に示したように測定中の外気温度条件、外気絶対湿度条件は第 1 回目実験, 第 2 回目実験ともに大きく変動せず比較的安定していた。

表 4.2 実験条件

項目	内容					
実験期間	2012年3月8日~3月13日					
実験場所	千葉市稲毛区弥生町1-8					
実験回数	第1回目			第2回目		
外気温度	7~8℃,			6~11℃,		
外気絶対湿度	4.7~5.9 g/kg'			1.8~2.3 g/kg'		
気圧	1015hPa			1015hPa		
実験ケース	CaseA1	CaseA2	CaseB1	CaseB2	CaseC1	CaseC2
加湿側(給気) 風量	500 m ³ /h					
吸湿側(排気) 風量	500 m ³ /h	1,000 m ³ /h	500m ³ /h	1,000 m ³ /h	1,000 m ³ /h	1,500 m ³ /h
デシカントロータ回転数	5 rph		10 rph		5 rph	
顕熱ロータ回転数	0 rph					
再生温度	50℃, 60℃, 70℃					
ヒートポンプ圧縮機	制御運転					

加湿側、吸着側両方の風量ともファン回転数のインバータ制御により固定して実験を実施した。風量の計測値は実験中、安定していたが風の影響等により±5%程度の変動があった。

④と⑥を除く全ての計測点でセンサーをダクトの十分な長さの直線部分の中央かつ

直径（300mm）の中心部分に設置した。デシカントロータと再生ヒータの間の狭い部分にあたる計測点④については温度のバラツキが大きく、代表温度計測に必要な長さが確保できないため、熱電対を9本設置して温度計測し、事前に計測した各点の風量により加重平均して算出した。

加湿側の風路②→③→④の絶対湿度は等しいため、計測点③で計測した値を用いた。加湿側のデシカントロータ出口は断面積が広く、絶対湿度にバラツキが出るためファンにより攪拌された後の計測点⑤で計測した。計測点⑥はデシカントロータによる吸着の度合いにより回転角により温度、絶対湿度とも一様でないため、デシカントロータの円周に沿って6点熱電対を設置、計測し（**図 4.2** 参照）事前に計測した各点の風量による加重平均して算出した。吸湿側のデシカントロータ出口の絶対湿度については、計測点⑦の計測値と同じと考えられる。吸湿側と加湿側の風路では圧力差による空気漏えいが発生するが、ファン配置により吸湿側の圧力が高いため吸湿側より加湿側に常に漏えいする。従って計測点⑥の絶対湿度は計測点⑦と同じ値とした。

吸湿側空気⑥の吸着熱回収による効率向上を目的とした顕熱交換ロータについては、予備実験の結果、顕熱交換ロータの回転により、吸湿側（**図 4.3b** の⑥）から加湿側（**図 4.3b** の②）への持ち込みによる潜熱移行が大きいことが観測されたため、回転させないことにした。この漏えいは顕熱ロータが回転により吸湿側で低湿空気に満たされた顕熱ロータの空気路が回転して加湿側に移行する際、低湿空気が加湿側に持ち込まれるため発生すると考えられる。

吸湿側の風量は吸湿側ファンのみで風量を調節し、吸湿側に設置した排気ファンは停止して実験を行った。

全ケースにおいて運転が安定した運転開始後約40分後から30分間、1分置きに温度と絶対湿度のデータを計測記録した。このサンプルを平均して計測結果として用いた。ヒートポンプの消費電力も同様に1分おきに計測し平均化して計測結果として用いたが、再生電気ヒータの消費電力は加湿側風量と**図 4.3b**の計測点③、計測点④の温度差より計算して求めた。各ファンとロータの消費電力はそれぞれ、運転中に計測を実施した。

デシカントロータ回転数は第1回目実験時、5 rph および 10 rph の2条件で測定したが、デシカントロータの回転数の違いによる性能がほとんど変わらなかったため、第2回目実験時は5 rph の条件でのみ行った。

4.4 実験結果

計測結果の正確性を検証するために例として再生温度 60℃で行った CaseA 1 の平均化処理する前のデータを **図 4.4** に示した。**図 4.4a, b** に示した T と X の番号は **図 4.3b** の計測点の番号に対応している。デシカントロータ前後での吸湿側の温度差と加湿側の温度差の比 (σT) と絶対湿度差の比 (σX) は式 (4.1) と (4.2) で計算した。

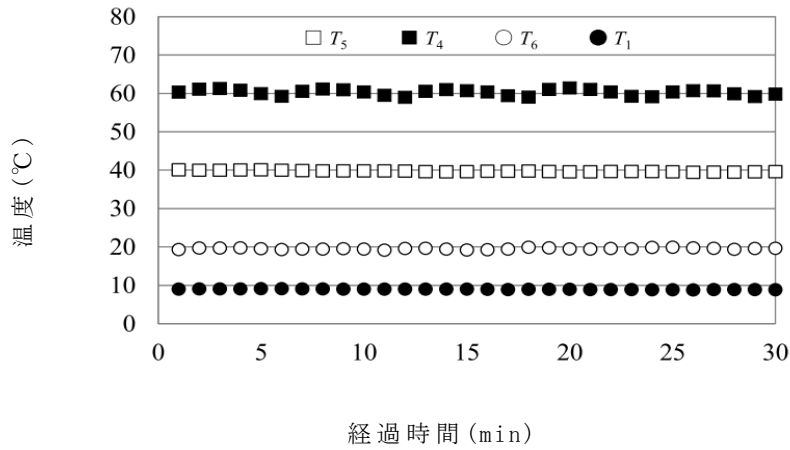
$$\sigma T = \frac{T_5 - T_4}{T_6 - T_1} \quad (4.1)$$

$$\sigma X = \frac{X_5 - X_4}{X_6 - X_1} \quad (4.2)$$

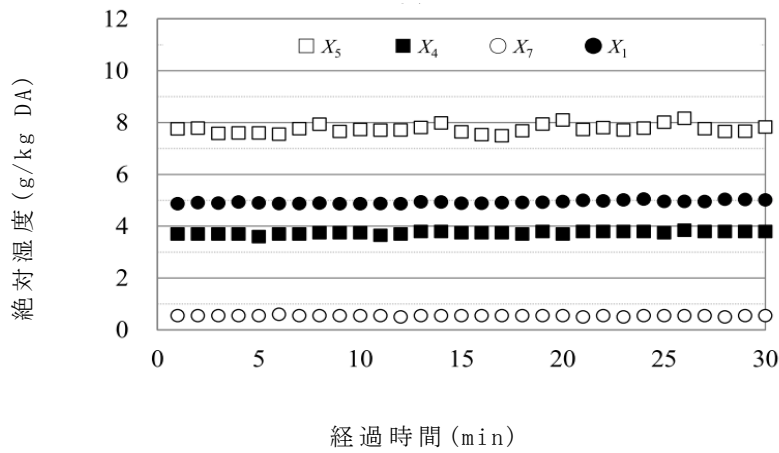
T_N : **図 4.3b** の計測点 N における温度、℃

X_N : **図 4.3b** の計測点 N における絶対湿度、kg/kg DA

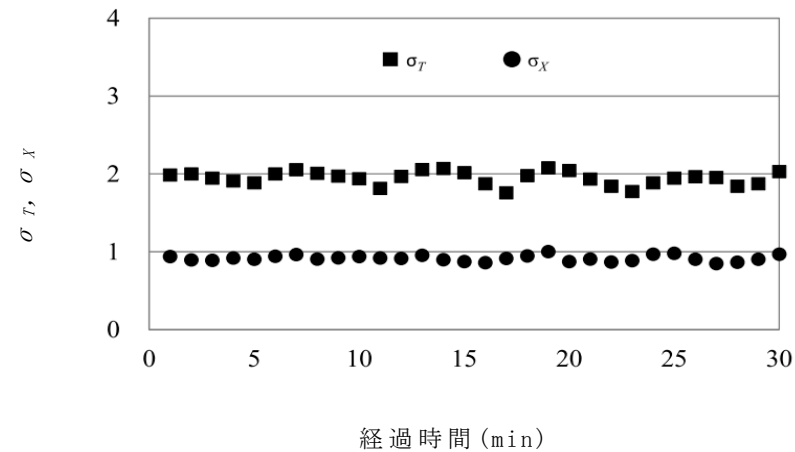
図 4.4a, b の $X1$ と $T1$ は OA を示すが計測時間中安定していたことを示している。デシカントロータ加湿側入り口の OA は **図 4.3b** の計測点②ではデシカントロータ吸湿側からの低湿の漏えい空気と混合されている (4.3.2 章の(2)参照) ので、 $X4$ の値は $X1$ の値より小さくなる。 $T5$ の値と $T6$ の値は比較的安定しているが、 $T4$ の値は若干波を打って変動している。この $T4$ の値の変動は再生温度の自動制御の調整が不十分であることに起因すると考えられる。 $X7$ の値は安定しているのに対して、 $X5$ の値は少し変動している。**図 4.3b** の計測点①の湿り空気の比重が 1.25 で、**図 4.3b** の計測点⑤の比重が 1.13 であることより、加湿側と吸湿側の風量がともに 500m³/h である Case1 では σT と σX は理論的には重量比である 1.11 になる。**図 4.4c** では σX は一定ではあるが 1.11 より若干低い値を示している。この差異は風量の調整と計測に多少の誤差があったことを示している。またデシカントロータと計測点との間に設置されたファンの発熱の影響を σT が受けている可能性がある。しかし、ファンによる温度上昇は 1 から 2℃であると考えられるので OA の温度と、最大再生温度 70℃の計測温度範囲から考えると影響は大きくないと考えられる。 σT の値の波を打った変動は $T4$ の変動に起因している。 σT の値は 1.11 よりかなり大きな値となっている。この原因については 4.3.1 章の(6)で考察した。**表 2** に記した他のケースについても OA の温度と絶対湿度は OA の温度と、最大再生温度 70℃の計測温度範囲から考えると比較的安定していた。



(a)



(b)

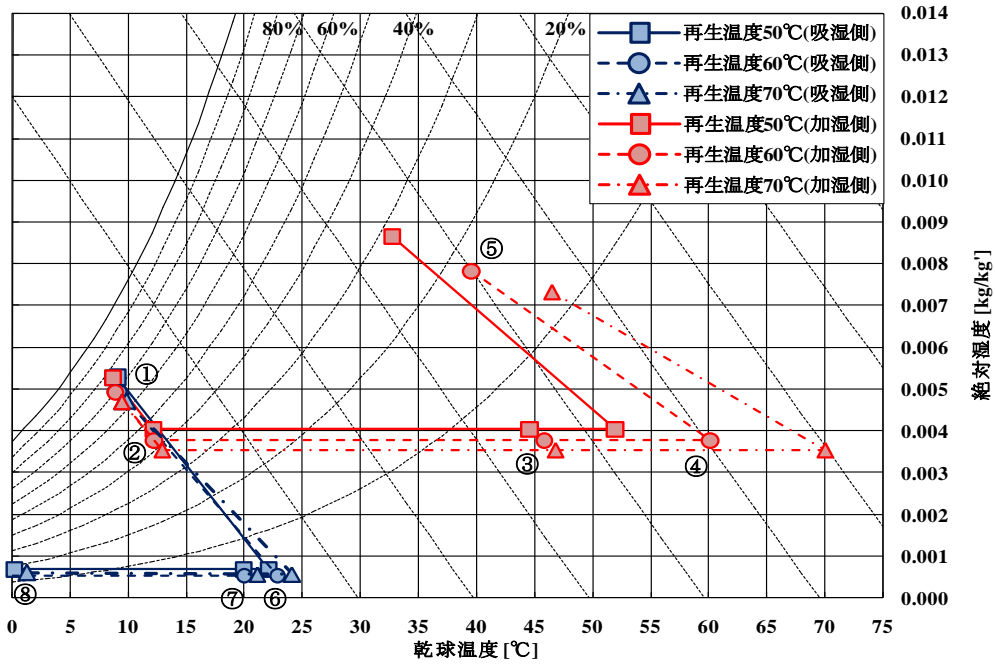


(c)

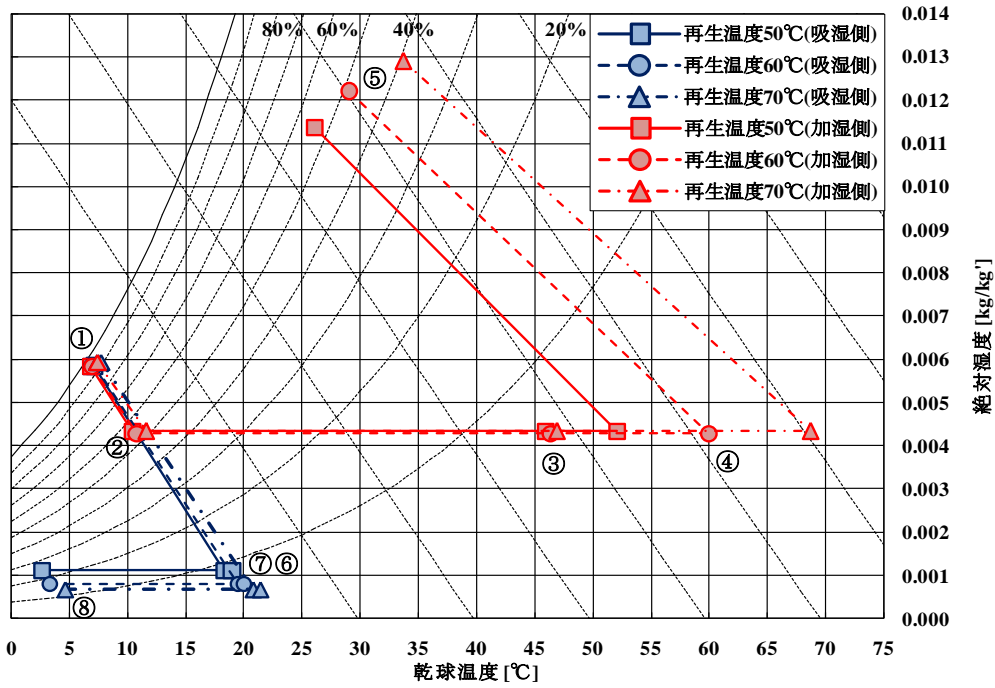
図 4.4 Case1 (再生温度 60°C) 計測時間におけるデシカントロータ前後での計測結果 (a)温度, (b)絶対湿度, (c)温度差の比と絶対湿度差の比

図 4.5 に各ケースにおける実験結果を空気線図上に示す。又、図 4.6 にデシカントロータの吸湿側(図 4.3b の①→⑥)と加湿側(図 4.3b の④→⑤)のエネルギー増加量を潜熱と顕熱に分けて示す。プラスはエネルギーの増加、マイナスはエネルギーの低下を意味している。図 4.6 に記した全てのエネルギーは式 (4.3) – (4.8) に従って湿り空気の比重を用いて計算した。

図 4.5(a), (b) と図 4.6(a), (b) に第 1 回目実験のデシカントロータ回転数 5 rph の実験結果、図 4.5(c), (d) と図 4.6(c), (d) に第 1 回目実験のデシカントロータ回転数 10 rph の実験結果、図 4.5(e), (f) と図 4.6(e), (f) に第 2 回目実験(デシカントロータ回転数 5 rph)の実験結果を示している。図中の①~⑧は図 4.3(b)中の①~⑧の測定点位置に対応する。

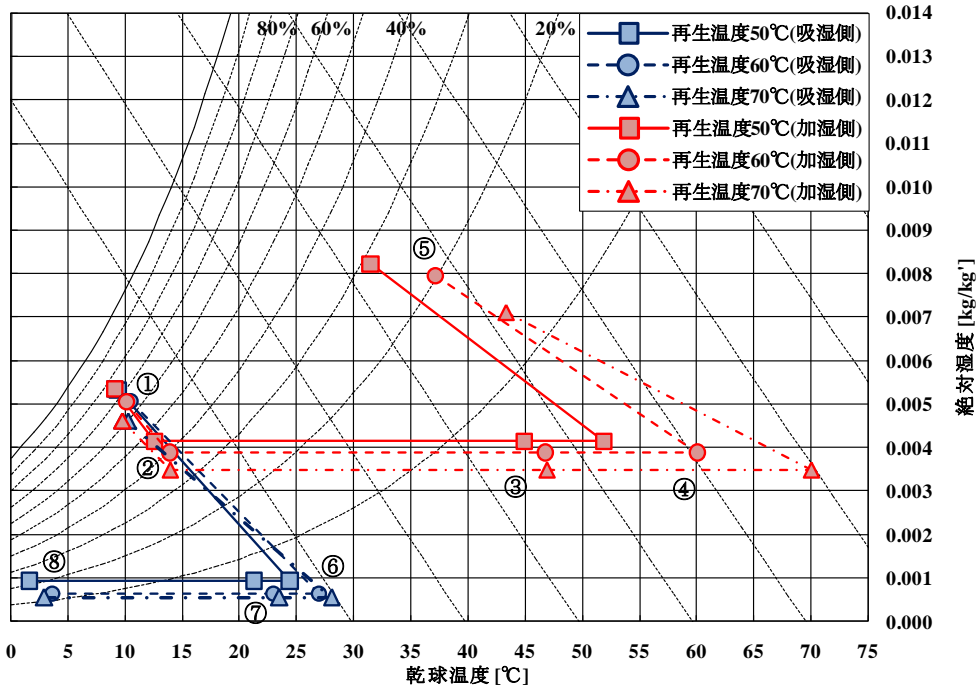


(a)

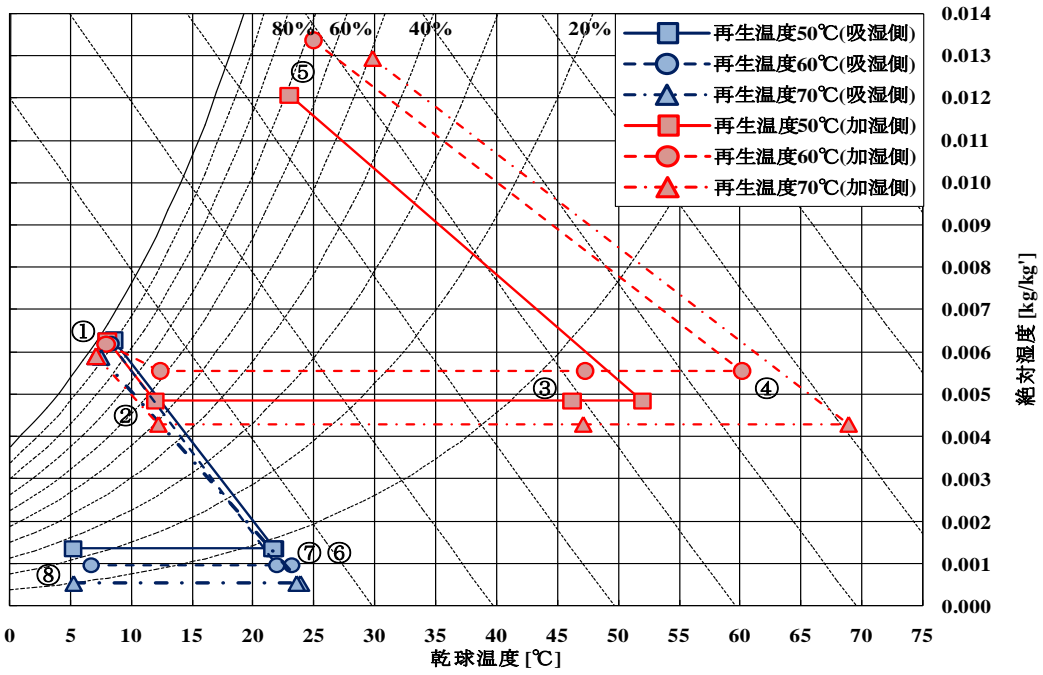


(b)

図 4.5 次ページに続く

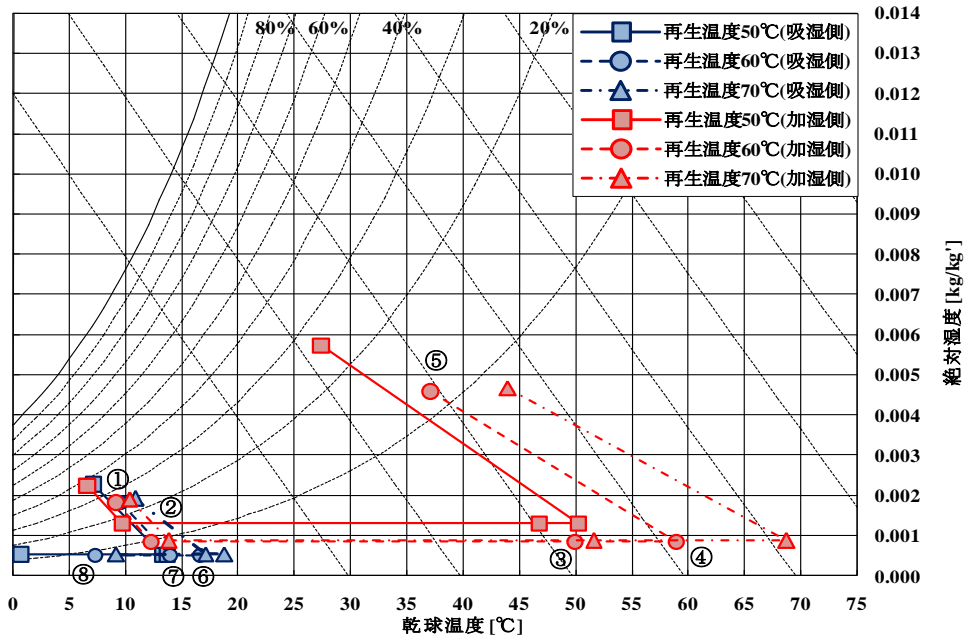


(c)

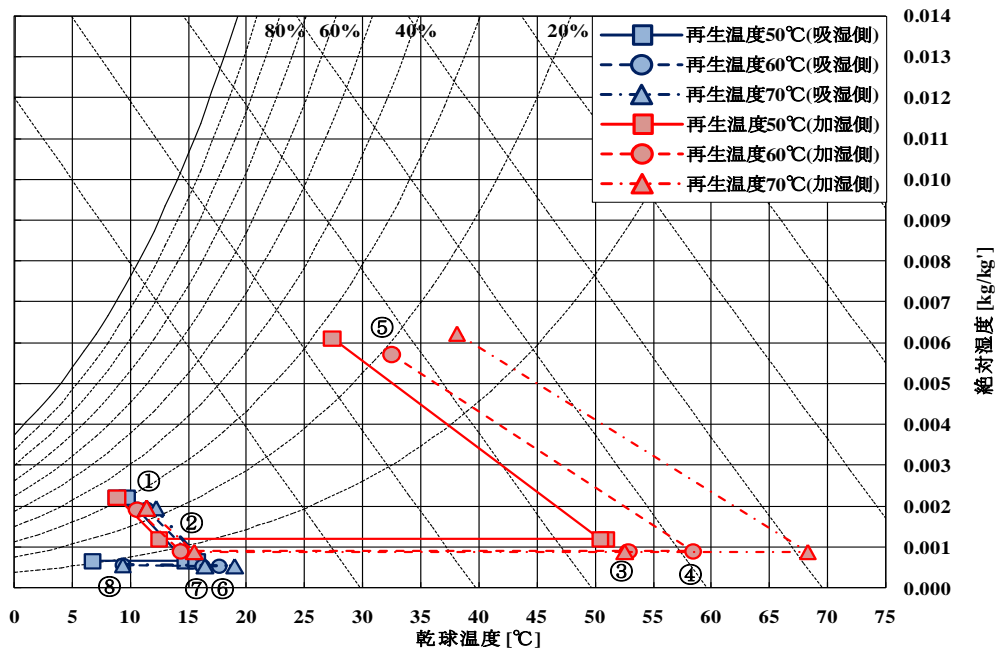


(d)

図 4.5 次ページに続く



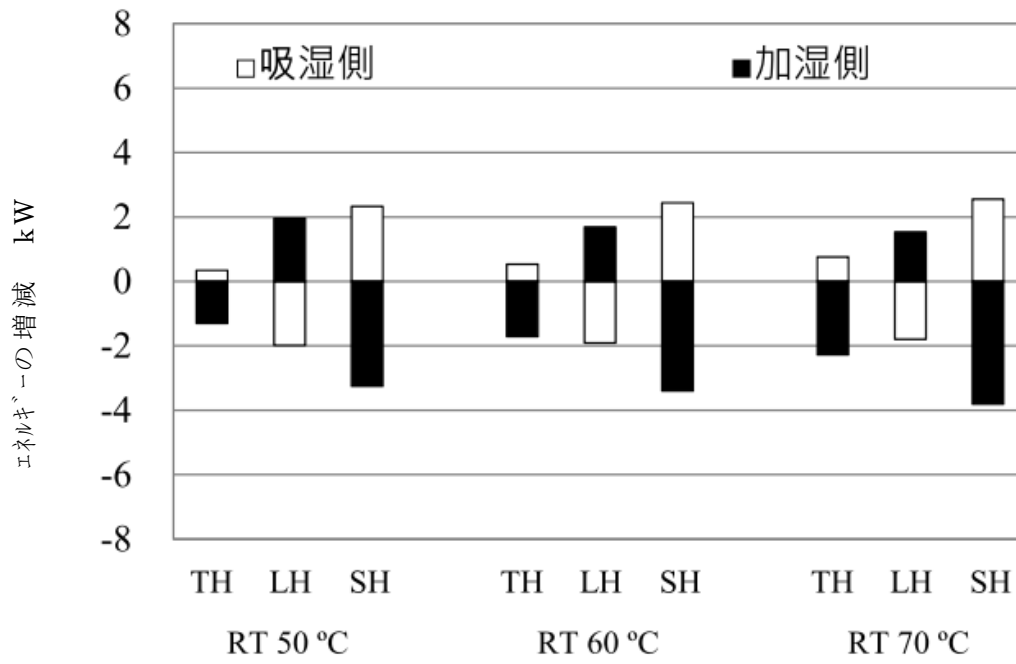
(e)



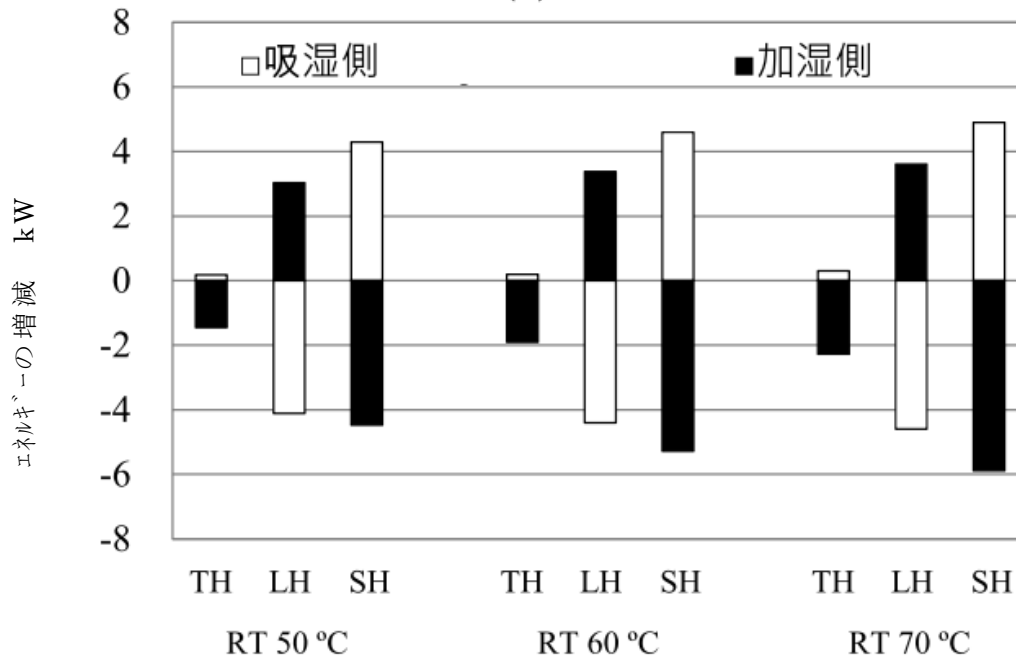
(f)

図 4.5 各実験結果の空気線図

(a) CaseA1, (b) CaseA2, (c) Caseb1, (d) Caseb2, (e) CaseC1, (f) CaseC2

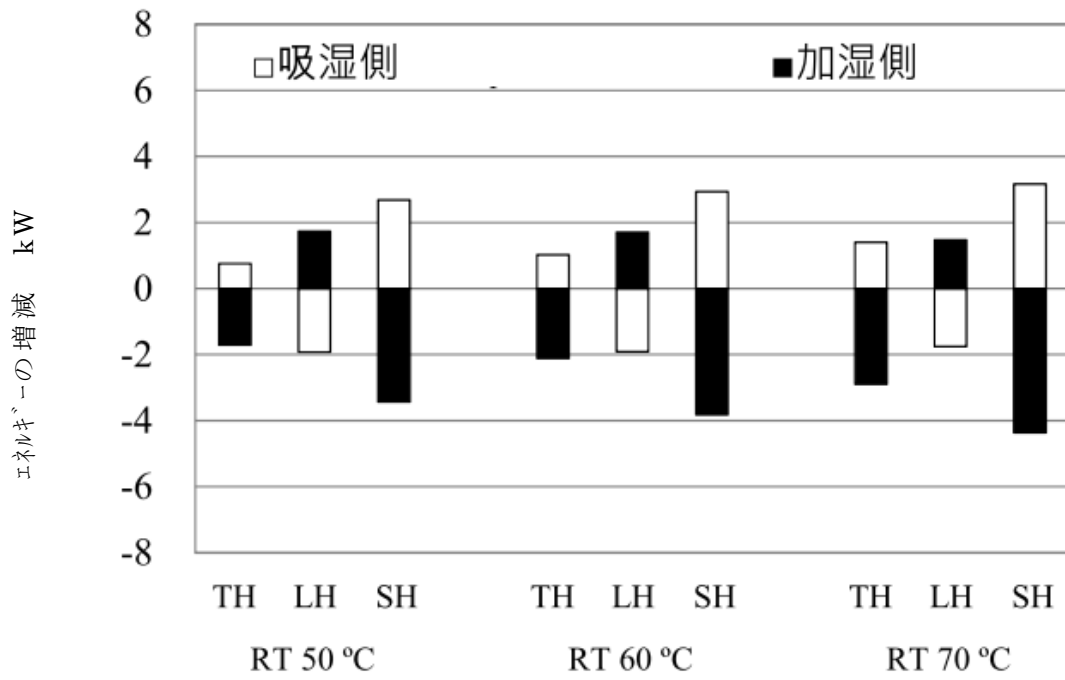


(a)

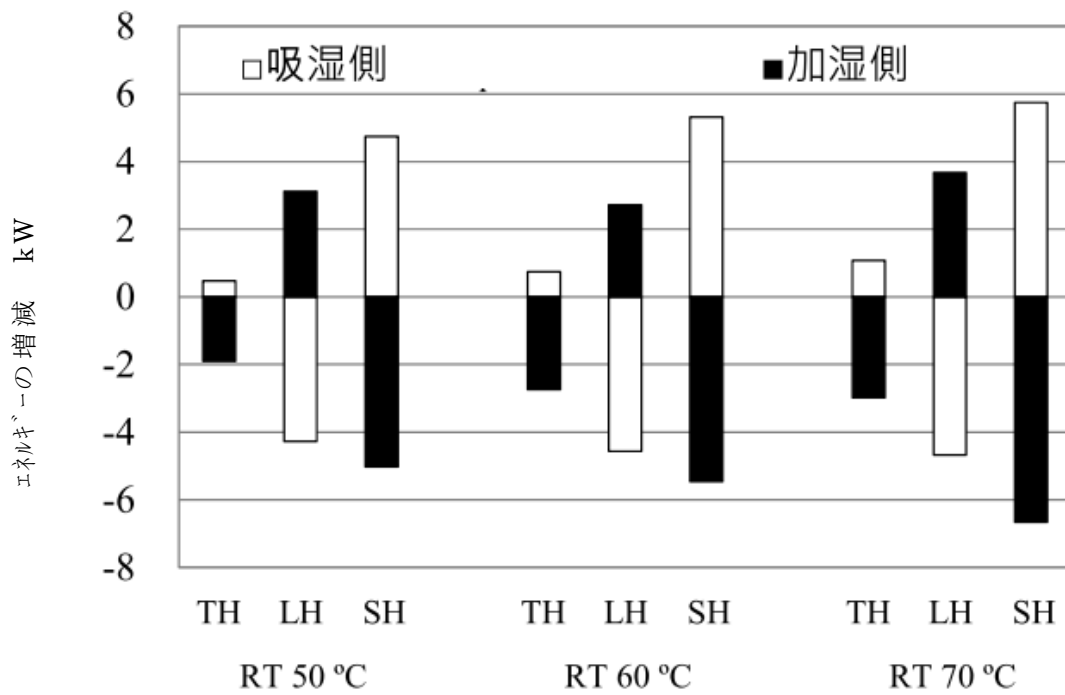


(b)

図 4.6 次ページに続く

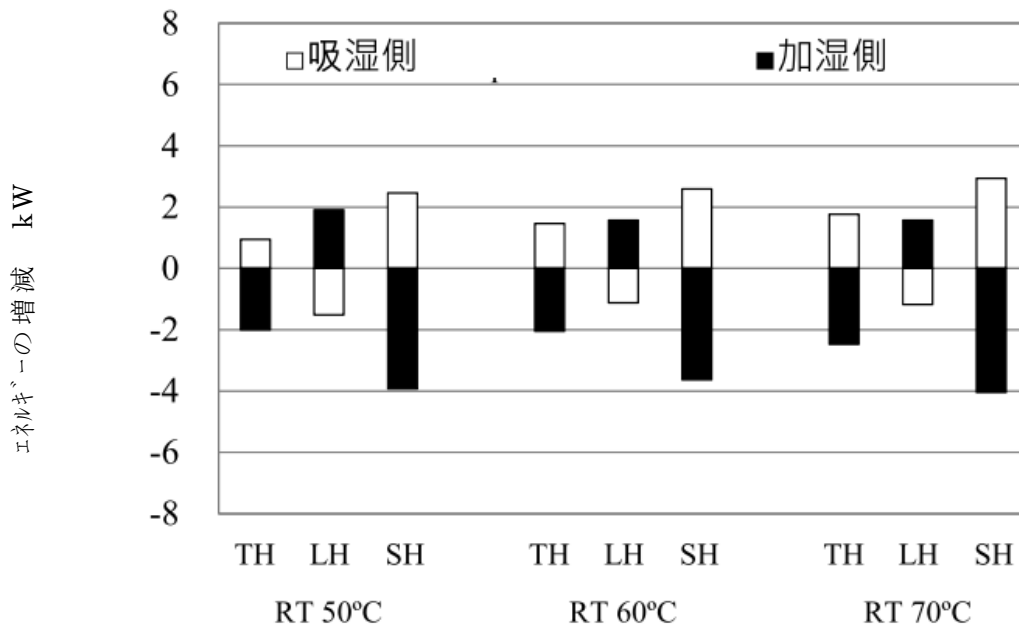


(c)

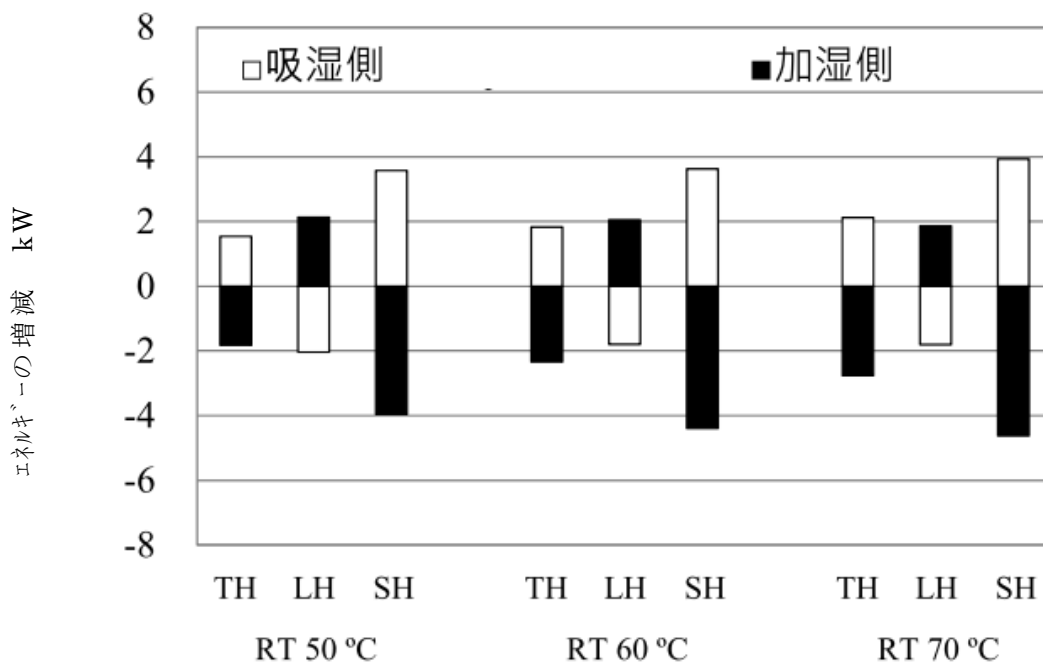


(d)

図 4.6 次ページに続く



(e)



(f)

図 4.6 各実験結果のデシカントロータ前後でのエネルギーの増減

(a) CaseA1, (b) CaseA2, (c) Caseb1, (d) Caseb2, (e) CaseC1, (f) CaseC2

TH; 全熱 LH; 潜熱 SH; 顕熱 RT; 再生温度

$$EI_{TH\ M-A} = (H_6 - H_1) \times Q_1 \times \rho_1 \quad (4.3)$$

$$EI_{SH\ M-A} = (T_6 - T_1) \times cp_A \times Q_1 \times \rho_1 \quad (4.4)$$

$$EI_{LH\ M-A} = EI_{TH\ M-A} - EI_{SH\ M-A} \quad (4.5)$$

$$EI_{TH\ H} = (H_5 - H_4) \times Q_5 \times \rho_5 \quad (4.6)$$

$$EI_{SH\ H} = (T_5 - T_4) \times cp_A \times Q_5 \times \rho_5 \quad (4.7)$$

$$EI_{LH\ H} = EI_{TH\ H} - EI_{SH\ H} \quad (4.8)$$

T_N : 図 4.3b の計測点 N における温度、℃

$EI_{TH\ M-A}$: デシカントロータ吸湿側の全熱増加量 k W

H_N : 図 4.3b の計測点 N におけるエンタルピー kJ/kg

Q_N : 図 4.3b の計測点 N における風量、m³/s

ρ_N : 図 4.3b の計測点 N における密度、kg/m³

$EI_{SH\ M-A}$: デシカントロータ吸湿側の顕熱増加量 k W

cp_N : 図 4.3b の計測点 N における比熱 kJ/(kg/K)

$EI_{LH\ M-A}$: デシカントロータ吸湿側の潜熱増加量 k W

$EI_{TH\ H}$: デシカントロータ加湿側の全熱増加量 k W

$EI_{SH\ H}$: デシカントロータ加湿側の顕熱増加量 k W

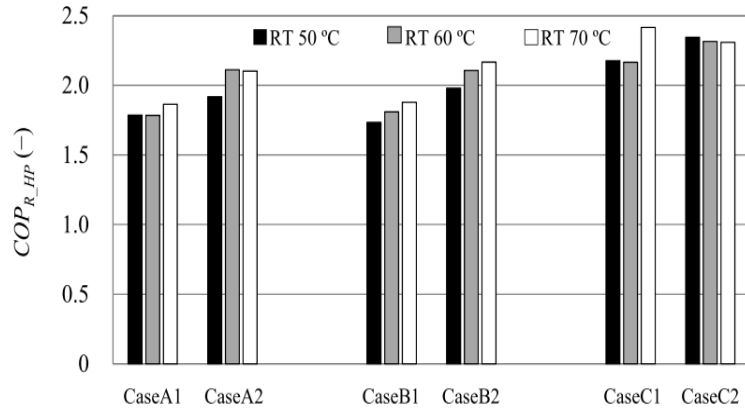
$EI_{LH\ H}$: デシカントロータ加湿側の潜熱増加量 k W

表 4.3 に各消費電力、再生ヒートポンプ (E_{R_HP})、再生電気ヒータ (E_{R_EH})、ファン合計 (E_F)、デシカントロータ駆動モータ (E_W)を示した。これらの値を用いて COP を計算した。図 4.7 に各条件における再生用ヒートポンプの加熱効率 COP_{R_HP} 、熱源側の加湿暖房効率 COP_{HH} 、システム全体の加湿暖房効率 COP_{SYS} を示す。各 COP は以下の計算式 (4.9)–(4.11)により評価した。加湿側の給気(図 4.3b の⑤)は加湿・暖房としても使われるため、 COP_{HH} と COP_{SYS} は加湿側における出入口の絶対湿度差ではなく、エンタルピー差を用いて計算した。

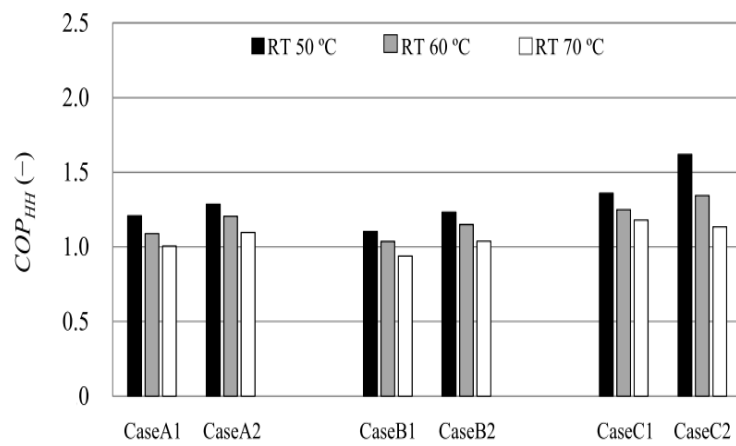
表 4.3 各電力消費

項目	RT * (°C)	E_{R_HP} (kW)	E_{R_EH} (kW)	E_F (kW)	E_W (kW)
Case A1	50	3.381	1.243	0.797	0.014
	60	3.490	2.372		
	70	3.367	3.764		
Case A2	50	3.466	1.051	0.910	
	60	3.143	2.328		
	70	3.138	3.668		
Case B1	50	3.467	1.178	0.797	
	60	3.361	2.222		
	70	3.241	3.784		
Case B2	50	3.237	0.986	0.910	
	60	3.098	2.223		
	70	3.009	3.714		
Case C1	50	3.180	0.598	0.910	0.014
	60	3.215	1.495		
	70	2.875	2.806		
Case C2	50	3.038	0.000	0.945	
	60	3.072	0.933		
	70	2.945	2.609		

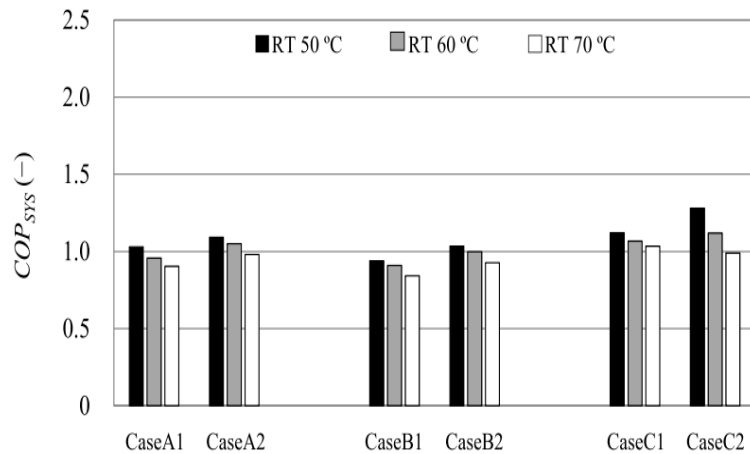
注) RT は再生温度を示す



(a)



(b)



(c)

図 4.7 各 COP

(a)再生用ヒートポンプの加熱効率 (COP_{R_HP}) , (b)熱源の加熱加湿効率 (COP_{HH}) , (c)システム全体の加熱加湿効率 (COP_{SYS}) RT;再生温度

$$COP_{R_HP} = \frac{(H_3 - H_2) \times Q_5 \times \rho_5}{ER_{HP}} \quad (4.9)$$

$$COP_{HH} = \frac{(H_5 - H_1) \times Q_5 \times \rho_5}{(ER_{HP} + ER_{EH})} \quad (4.10)$$

$$COP_{Sys} = \frac{(H_5 - H_1) \times Q_5 \times \rho_5}{(ER_{HP} + ER_{EH} + E_F + E_W)} \quad (4.11)$$

COP_{R_HP} ; 再生用ヒートポンプの加熱効率 無次元数

COP_{HH} ; 熱源側の加熱加湿効率 無次元数

ER_{HP} ; 再生用ヒートポンプの消費電力 kW

ER_{EH} ; 再生用電気ヒータの消費電力 kW

COP_{Sys} ; システム全体の加熱加湿効率 無次元数

E_F ; ファンの消費電力 (図 4.3b の吸湿側、加湿側のファン) kW

E_W ; デシカントロータ回転用モータの消費電力 kW

Q_N ; 図 4.3b の計測点 N における風量、 m^3/s

ρ_N ; 図 4.3b の計測点 N における密度、 kg/m^3

4.4.1 加湿性能

図 4.5 の空気線図と図 4.6 のデシカントロータ前後の空気エネルギー増加量より以下のことが読み取れる。

- 1) 図 4.5(e), (f) に示すように、第 2 回目実験の外気条件が 2 g/kg 前後の低湿度であっても、運転条件によっては加湿側(給気)出口(図 4.3(b)の⑤)において絶対湿度 5.8 g/kg 以上を達成している。日本国内のほとんどの地域での潜熱・顕熱分離処理外調機の加湿性能としての最低条件を満たしており、吸湿側風量の増大や再生温度の昇温等の適切な選択により必要な加湿性能は確保できると考えられる。
- 2) 図 4.5 の全ケースについて、図 4.3(b) の加湿側①→②において、吸湿側①→⑥がほぼ重なる形で絶対湿度の低下が見られる。これは吸湿側流路から加湿側流路への顕熱交換ロータ部を通しての空気漏えいによるものと考えられる。本装置では、夏季

の除湿(冬季の場合, 吸湿)給気時に高湿の再生側(冬季の場合, 加湿側)の空気が流入して除湿の効率が低下することを防止するために, 除湿側ファンを押し込み, 再生側ファンを引っ張りになるように配置し, 常に除湿側流路を再生側流路に対してプラス圧に維持している。また, 顕熱交換ロータの回転に伴い, 顕熱交換ロータ空気路内の再生側空気が除湿側に持ち込まれることを防ぐために顕熱交換ロータ部分に除湿側空気が通過する流路を設け, 意図的に除湿側空気を再生側流路に一部流す構造となっている。本実験においては, この構造が吸湿側から加湿側への空気漏洩をもたらしており, 加湿に用いるには不利となっている。

- 3) デシカント空調機では初期運転が終了し定常状態になると, デシカントロータ部での吸湿側(図 4.3(b)の①→⑥)での潜熱エネルギー減少量と加湿側(図 4.3(b)の④→⑤)の潜熱エネルギー増加量は等しくなる。図 4.6 の各ケースにおいても, デシカントロータにおける潜熱エネルギーの増減量は概ね近い値を示している。
- 4) 通常, 再生温度の上昇に伴い, デシカントロータの吸湿量, 加湿量とも大きくなるが, 図 4.6(a), (c), (e), (f)においては吸湿量(吸湿側の潜熱エネルギー減少量), 加湿量(加湿側の潜熱エネルギー増加量)とも再生温度に関わらずほぼ一定である。図 4.6(a), (c), (e), (f)の全てについて吸湿後の絶対湿度(図 4.3(b)の⑥)の最小値は $0.5\sim 0.7 \text{ g/kg'}$ である。吸湿後の相対湿度(図 4.3(b)の⑥)の理論上の限界である加湿側入口の相対湿度(図 4.3(b)の④)が, 絶対湿度が低いため再生温度を上げてても大きく下がらないことも原因として考えられる。以上より本装置における吸湿後の絶対湿度(図 4.3(b)の⑥)は 0.5 g/kg' が限界であり再生温度を上げててもこの限界に達すると除湿量, 加湿量とも増加しないと結論づけられる。夏季の除湿運転用のデシカントロータを用いて吸湿・加湿を行う場合, デシカントロータに通気させる外気(図 4.3(b)の①)の絶対湿度が低いと, 外気中の吸湿可能な水蒸気量に比べてデシカントロータの吸湿容量が大きく, 再生温度に関わらず, 外気中の水蒸気の全量をデシカントロータの限界まで吸い取って加湿側で放湿するためであると考えられる。一方, 図 4.6(b), (d)においては再生温度の昇温により吸湿量, 加湿量とも若干の増加が見られる。図 4.6(b), (d)においては吸湿される外気(図 4.5(b), (d)の①)の絶対湿度が高く, 吸湿のポテンシャルが他のケースと比較して高いため, 再生温度を上げることにより若干吸湿量, 加湿量とも増加したものと考えられる。
- 5) 図 4.6(a) – (f)を比較することにより, 加湿側風量に対して吸湿側風量を増やした場合, 加湿量は増加することが見て取れる。吸湿側風量を増やした場合, 加湿後の

相対湿度(図 4.3(b)の⑤)は理論上の限界である吸湿側入口の相対湿度(図 4.3(b)の①)に明確に近づいており期待した効果を上げている。

- 6) 図 4.6 の全てのケースにおいて、本来同一であるべき吸湿側の顕熱エネルギー増加量の絶対値が加湿側の顕熱エネルギー低下量の絶対値より小さい値となっている。潜熱エネルギーの増減量にも若干の差が見られるが、顕熱量の差に比べて小さいため、顕熱エネルギーの増減量の差が空気線図上の吸湿側(図 4.3(b)の①→⑥)と加湿側(図 4.3(b)の④→⑤)の傾斜の差および図 4.6 における全熱エネルギーの吸湿側(図 4.3(b)の①→⑥)増加量と加湿側(図 4.3(b)の④→⑤)減少量の差の主な原因であると考えられる。これは図 4.3(b)のフローにおいて、加湿側の②→③→④→⑤の流路は保温されていることに対し、吸湿側の①→⑥→⑦の流路は保温されていないことにより、吸湿側で顕熱ロス(空調機から冬季の低温外気側に放熱)が発生しているためであると考えられる。図 4.3(b)の除湿側の①→⑥→⑦の流路を保温することにより図 4.3(b)の⑧の温度が上昇し、ヒートポンプの蒸発温度が上昇して効率も改善されることが考えられる。なお、全実験ケースにおいて蒸発器側のフロスト発生は観測されなかった。

4.4.2 効率

図 4.7 に示した各ケースにおける再生用ヒートポンプの加熱効率 $COP_{R,HP}$ 、熱源側の加湿暖房効率 COP_{HH} およびシステム全体の加湿暖房効率 COP_{SYS} より以下が読み取れる。

- 1) 今回の実験装置ではダクト形状やファンが最適化されていないため、ファンの消費電力とロータの回転動力を除いた再生用ヒートポンプと電気ヒータのみを考慮した熱源の加湿暖房効率 COP_{HH} によって主に評価した。また、ロータの駆動動力は加湿暖房効率 COP_{HH} から除外した。図 4.7(a)より COP_{HH} が約 0.8~1.59 であり、ヒートポンプを使用した効率としては非常に低い値となっている。これに対しては以下の原因が考えられる。
 - a) 図 4.4 の空気線図上で理想的には等エンタルピー変化するデシカントロータでの加湿側(図 4.3(b)の④→⑤)が等エンタルピー線より左に傾き、かなりのエンタルピーロス(主に、加湿側から吸湿側への顕熱移行)が見られる。加湿側(夏季の場合、再生側)から吸湿側(夏季の場合、除湿側)へのエンタルピーロスは、デシカン

トロータの回転により季節に関わらず生じる。夏季の除湿運転時に比べて冬季における吸湿側流路の空気温度と外気温度が相対的に低いため、加湿側から吸湿側と外気への放熱が大きくなっていると考えられる。図 4.6 において、他の条件が同じであれば再生温度の高いほうが加湿側の全熱損失も大きくなっており、加湿側と吸湿側の温度差が大きな原因であることを裏付けている。また、図 4.6(a)と(b)、図 4.6(c)と(d)、図 4.6(e)と(f)の比較により、吸湿側風量が増加しても加湿側全熱損失量に顕著な差は見られない。デシカントロータ回転数の影響については、図 4.6(a)と(c)、図 4.6(b)と(d)の比較より加湿側全熱エネルギーロス量に大きな差は見られないが、若干 10 rph(CaseB1, CaseB2)の条件のほうが 5 rph(CaseA1, CaseA2)の条件より大きくなっている。デシカントロータ回転数により顕熱持込量が影響を受けている可能性がある。

- b) 再生用ヒートポンプの凝縮温度が約 50℃と高く、図 4.3(b)の⑧の計測温度より推定されるヒートポンプ蒸発器の蒸発温度が 0℃以下と低くなっており、ヒートポンプの効率が低くなっている。
 - c) ヒートポンプが部分負荷運転になっている。
- 2) 各実験ケースにおいて、再生温度が低いほど低効率の電気ヒータの稼働率が下がり、 COP_{HH} 、 COP_{SYS} ともに向上している傾向がある。
- 3) 他の条件が同じである場合、加湿側の風量に対して吸湿側の風量が増えるほど、 COP_{HH} 、 COP_{SYS} とも向上している。これは加湿側に投入されるヒートポンプ凝縮器の熱量がほぼ同じであるため、吸湿側を冷却する熱量もほぼ等しく、吸湿側風量増加により図 4.3(b)の⑧の温度が上昇することによってヒートポンプの蒸発温度が上昇して効率が改善されることが主因であると考えられる。ヒートポンプ単体の加熱効率 COP_{R_HP} の場合も、吸湿側の風量 1,000 m³/h のほうが吸湿側の風量 500 m³/h の条件より高い値となっている。
- 4) 図 4.7 において、CaseA1 と CaseB1, CaseA2 と CaseB2 の比較より、デシカントロータ回転数 5 rph(CaseA1, CaseA2)のほうが 10 rph(CaseB1, CaseB2)の条件より若干高い値を示している。前述の加湿側全熱エネルギーロス量の差が影響を与えていると考えられる。図 4.7(b)のヒートポンプ単体 COP_{R_HP} ではデシカントロータ回転数の違いによる顕著な傾向は読み取れない。最適回転数を採用することで、さらに効率が若干向上できる可能性がある。

4.5 ま と め

本報では、ヒートポンプを組み込んだデシカント外調システムの加湿性能を実験的に評価した。再生用ヒートポンプの効率を上げるために、蒸発器は除湿側排気の流路内に設置した。

実機 2 つの異なる外気条件で運転した結果、以下の結論が得られた。

- 1) 空調設計冬季条件に匹敵する外気条件でも吸湿側風量の増大や再生温度の昇温等の運転条件によっては絶対湿度 5.8 g/kg 以上の給気を実現できており、潜熱・顕熱分離処理外調機に必要な最低限の加湿性能は確保できた。
- 2) 除湿に適した構造の空調機を使用したため、吸湿側(除湿側)から加湿側への漏れが大きく加湿性能を損ねている。デシカント空調機を冬季の加湿に用いる場合は、この漏れを極少化する空調機構造の改善が必要である。
- 3) 顕熱交換ロータの回転による吸着熱回収効果よりも吸湿側から加湿側への潜熱持ち込みによるマイナス効果が大きい場合、顕熱交換ロータを回転させないほうが望ましい。
- 4) 冬季の加湿に用いるヒートポンプ組込型デシカント空調機の場合、再生用ヒートポンプ効率と加湿暖房効率の向上のためには吸湿側の流路を保温することが必要である。
- 5) 実用機として本機を運用した場合、ほとんどの場合、 COP_{R_HP} 、 COP_{SYS} とも図 4.7 に示された値より向上すると考えられる。実験結果では SA の給気露点温度が運用上求められる値より大きくなっている。実際の運用では目標値に給気露点温度を抑えるように自動制御調節計が再生温度を演算、設定するため、再生温度は実験より低い値となる。自動制御による低い再生温度は低効率の電気ヒータの稼働率の低下又は停止、ヒートポンプの凝縮温度の低下による効率向上をもたらす、 COP_{R_HP} 、 COP_{SYS} を向上させる。
- 6) 実用機として本機を運用した場合、吸湿側から加湿側への空気漏れ（図 4.3(b)の①→②）のため目標の給気露点温度を得るためにはより大きな加湿量が必要となる。この空気漏れを極限することにより必要な加湿量が減少し必要な再生温度も低くなる。このことは、低効率の電気ヒータの稼働率の低下又は停止、ヒートポンプの凝縮温度の低下による効率向上をもたらす、 COP_{R_HP} 、 COP_{SYS} を向上させる。
- 7) 本装置においては吸湿後の絶対湿度は 0.5 g/kg が限界であり、この限界に達すると再生温度を上昇させても吸湿量、加湿量ともに向上しない。
- 8) 加湿側風量に対して吸湿側風量を増大させることで、除湿側風量の増加にほぼ比例して加湿量が増加し、加湿側出口の相対湿度は理論上の限界である吸湿側入口の相対湿度に近づいている。

9) 再生用ヒートポンプの加熱効率 COP_{R_HP} , 熱源側の加湿暖房効率 COP_{HH} およびシステム全体の加湿暖房効率 COP_{SYS} も, 加湿側風量に対しての吸湿側風量を大きくすると向上する。

上記より, 加湿装置としてのヒートポンプ組み込みデシカント空調機の運転は加湿側風量に対して吸湿側風量を可能な限り大きくすることが高効率運転に有利であると結論づけられる。理由は以下である。

- a) 吸湿側下流の再生用ヒートポンプ蒸発器の蒸発温度が上昇して, ヒートポンプの効率が向上する。
- b) 再生用ヒートポンプの蒸発器の蒸発温度を上げられることでフロストの可能性も極少化できる。
- c) 外気の低湿時も高い給気絶対湿度を得られるため, 同じ出口絶対湿度を得るための再生温度も低く抑えることが可能となり, 投入エネルギーも減少する。
- d) 再生温度を可変して加湿量(給気露点)制御することで、ヒートポンプのみでは加湿能力が不足する外気低露点温度時でも低効率の電気ヒータの稼働率を減少させることができる。外気露点温度が比較的高くヒートポンプのみで加湿能力が充分で電気ヒータ非稼働の場合でも, ヒートポンプの稼働(コンプレッサー回転数)を下げる事が可能となり, コンプレッサー回転数を下げることで, 凝縮温度が下がるとともに蒸発温度が上がり効率向上にさらに寄与すると考えられる。外気の低湿時には再生温度を昇温させてもデシカントロータの吸湿可能な限界までしか吸湿できないため, 吸湿可能な限界である吸湿後の絶対湿度(今回の実験結果では, 0.5 g/kg)を下限として再生温度の制御に制限を設けることにより不要なエネルギー投入を防止できると考えられる。

上述により本実験で得られた熱源側の加湿暖房効率 COP_{HH} の最大値 1.59 以上で安定して加湿暖房が可能になると考えられる。熱源側の加湿暖房効率 COP_{HH} 1.59 は既存のボイラー使用の加湿暖房方式より一次エネルギー消費量で若干劣る効率であったため, 実用化に向けてはさらに再生用ヒートポンプの効率改善, 機器保温, 吸湿側から加湿側への空気漏れ極少化等の空調機機構の改善による加湿暖房性能の改善が必要である。これらの改良により既存のボイラー使用の加湿暖房システム以上の加湿暖房効率 COP_{HH} を得られると考えられる。

4.6 今後の課題

今回の実験では実施しなかった実用化に向けた課題としては以下が上げられる。

4.6.1 デシカントロータ通過風速の最適化

冬季の外気条件に応じたデシカントロータの通過風量（デシカントロータにおける面風速）の最適化による効率向上の検討が必要である。デシカント空調機の除湿、加湿性能は他の条件（再生温度、除湿ロータ入口の温湿度、除湿ロータ厚さ、除湿ロータ材質）が等しい場合、除湿ロータ通過風速に依存する。従って本装置を実用化した場合には除湿ロータ通過風速を本実験と等しくすれば同じ性能が得られる。この場合、除湿用の機器と比較して機器の大型化が懸念される。実験結果より加湿能力には余裕があるので機器を小型化（デシカントロータの通過風量を増加）した場合の性能を確認する必要がある。また機器の小型化についてはデシカントロータの厚みを使用した直径 200mm より厚くして直径を小さくする方法も考えられるがロータによる圧力損失が増加する欠点もある。

4.6.2 デシカントロータ回転数の最適化

冬季の外気条件に応じたデシカントロータ回転数の最適化による効率向上が必要である。デシカントロータの場合、一般に吸着する空気の露点温度が下がる場合、最適回転数が下がることが知られている。今回の実験では低露点温度及び吸着側と加湿側の風量比が異なる場合での性能データが存在しないため、5rph と 10rph の場合を実験で比べたが最適回転数を調べ、自動制御を実施することでさらに効率が向上する可能性がある。

4.6.3 加湿側風量と吸湿側風量比の最適化による効率向上

今回の実験では、吸着（除湿）側風量を増し吸着水分量を増すことにより脱着（加湿）側水分量を確保する方式を採用し、ほぼ期待通りの結果を得た。しかしながら脱着（加湿）側出口相対湿度が理論上の限界である吸着（除湿）側入口側相対湿度に近づくと効果は急激に低下すると予想される。限界を把握し無駄なファンのエネルギー投入を防止する計測、制御方法を今後検討する必要がある。

4.6.4 除湿ロータの除湿材質の検討

外気より湿分を汲み上げる冬季加湿の場合、冷却コイル凍結を避けるため、吸湿（除湿）側入口をプレクールして相対湿度を上げ吸着水分量を上げることが出来ない。従って吸湿（除湿）側入口が低相対湿度となる期間が長く、低い相対湿度でシリカゲルより大幅に高い吸脱着性能を有する吸着材は性能向上に関して高い潜在能力を持つと考えられる。特に冬季乾燥する地域では有望である。

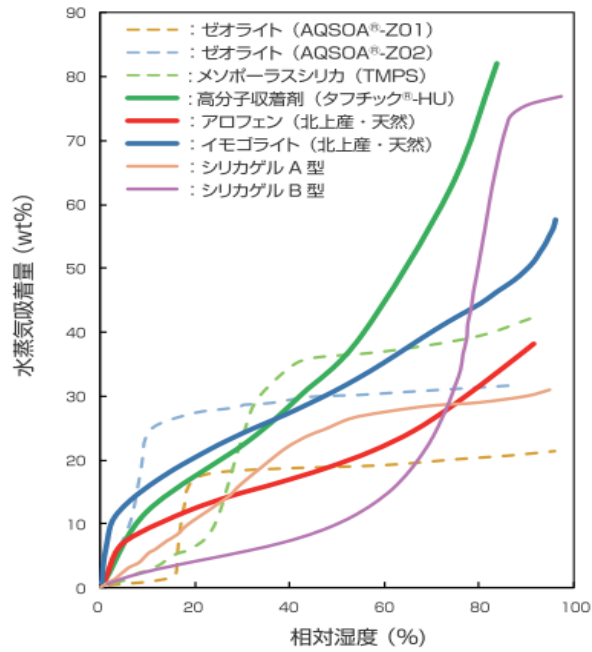


図 4.8 主要な除湿材料の吸着等温線の例

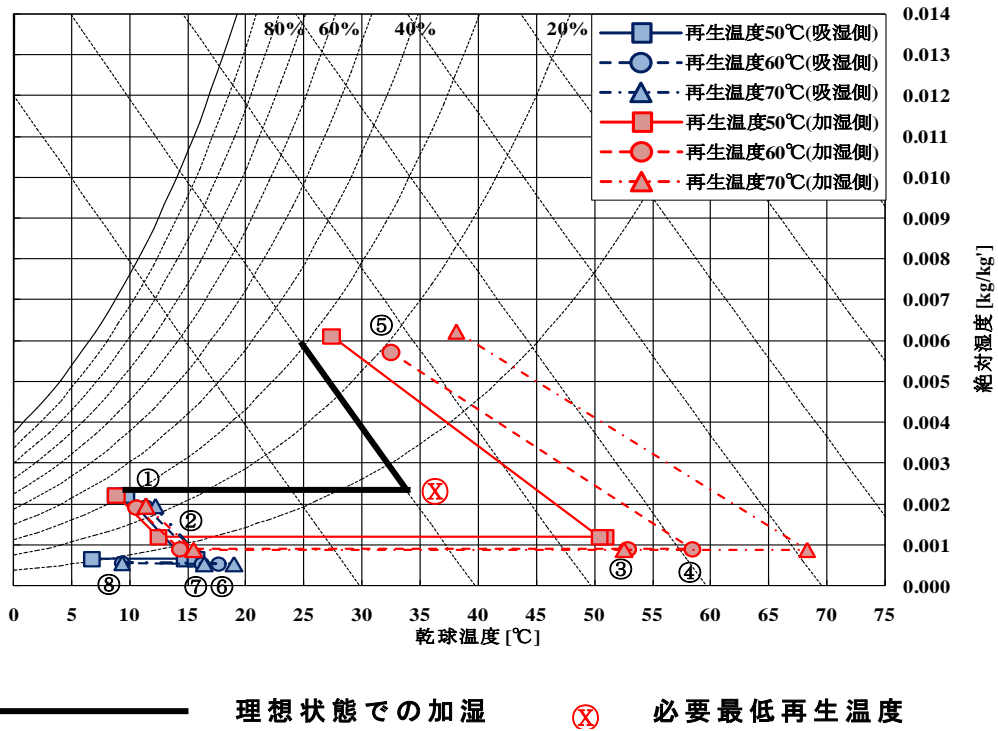


図 4.9 CASE C2 の実験結果と理想状態での加湿

鈴木ら⁴⁵⁾は新吸着剤の開発過程を記した論文で主要な除湿材料の吸着等温線を記している(図4.8)。脱着については実際にはヒステリシスが存在するので若干線図が異なるがわずかであるのでここでは無視して議論する。吸着等温線で右肩上がりの勾配が急であるほど僅かな相対湿度差で大きな水分量の吸脱着を得ることになる。プレクールを用いない今回の実験の場合、吸着(除湿)側と脱着(加湿)側の相対湿度差を得るのは再生ヒータによる脱着(加湿)側の加熱のみであるので、低い再生温度で大きな水分量の吸脱着を得る潜在力を持った材料であることを示している。個別の除湿材料について予想される得失を以下に記す。

a) 高分子吸着剤による効率向上

図4.8より高分子吸着剤は、ほぼ全ての領域において今回実験で使用したシリカゲルA型より大きな潜在力を持った材料であることがわかる。しかしながら、空気の相対湿度の交換器であるデシカントロータの場合は吸着材の材質、吸着能力にかかわらず下記の制約がある。

$$(\text{脱着(加湿)側出口相対湿度}) \leq (\text{吸着(除湿)側入口相対湿度})$$

従って脱着(加湿)側が等エンタルピー変化し、かつ相対湿度交換効率100%の理想状態を想定しても、必要な脱着(加湿)側絶対湿度を得るには吸着(除湿)側相対湿度によって決定される必要最低再生温度が存在する。図4.9は図4.5(f)(CASE C2)に理想状態の脱着(加湿)状態を追記した空気線図である。図4.9の⊗点が必要最低再生温度である。理想状態でない実際のデシカントロータでは回転による低温の吸着(除湿)側よりの顕熱持込によって必要再生温度は⊗点より上昇する。この顕熱持込量を決定する除湿材料を含むデシカントロータ全体の熱容量も重要なファクターである。高分子吸着剤は高い潜在能力にもかかわらず、デシカントロータとして使用した場合は再生温度の低下に大きくは寄与しないことも予想される。実験による検証が必要である。

また、⊗点は低再生温度により相対湿度が上昇するが以下の制約により吸着(除湿)側の水分吸着後の絶対湿度(図4.9のⓐ)を上昇させる。

$$(\text{吸着(除湿)側出口相対湿度}) \geq (\text{脱着(加湿)側入口(⊗点)相対湿度})$$

上記は必要な脱着(加湿)後絶対湿度を得るのにより多くの吸着(除湿)側風量を必要とすることを意味する。除湿剤性能向上による再生温度の低下は吸着(除湿)側必要風量の増加をもたらす。

本装置の加熱加湿効率向上については実験結果より以下が重要と考えられる。

7) 脱着(加湿)側への低温の吸着(除湿)側よりのデシカントロータ回転による顕熱持込によるエンタルピーのロスの減少

イ) 再生温度低下による低効率の電気ヒータ稼働時間減少とヒートポンプ凝縮温度

低下による効率向上

ウ) 吸着（除湿）側風量増大によるヒートポンプ蒸発温度上昇による効率向上

必要再生温度を除湿材料性能向上により必要最低再生温度近くまで低下させることが出来た場合はイ)、ウ)を通じて加熱加湿効率向上が可能である。イ)、ウ)を得るにはア)のエンタルピーロスの減少が重要であり、除湿材料、基材、バインダを含めたデシカントロータ全体での熱容量の検証が必要となる。

b) ゼオライト系材料による効率向上

図 4.8 でゼオライト系材料の吸着等温線は特定の低い相対湿度で一気に水分吸着量が上昇し、それ以外の領域では平坦な曲線を描いている。この特性は水分の吸脱着を行うには外気条件（図 4.9 の①）に関わらず、常に再生側相対湿度を吸着等温線が変化する相対湿度まで下げよう加熱を行わないとほとんど吸脱着を行わないことを示している。シリカゲルロータより再生温度低下による省エネを実現できるかは外気（図 4.9 の①）の相対湿度に依存しており、外気が低相対湿度の場合は有利であり、高相対湿度の場合は不利であることが予想される。ゼオライト系材料の場合も高分子吸着剤の場合と同様にデシカントロータ全体での熱容量が重要なファクターとなる。

いずれの材料の場合でもデシカントロータとしての性能・特性はロータの基材、バインダーの特性を加えた合成特性になるため吸着材料のみの性能・特性とは異なってくる。デシカントロータとしての性能・特性は実験によって検証する必要がある。

c) 除湿剤材質変更によるデシカント空調機の小型化

デシカント空調機の小型化に関しては図 4.8 の吸着等温線ではほぼ全域にわたりシリカゲル A 型より高い単位重量当たりの水蒸気吸着量を示す高分子吸着剤は有望であると考えられる。この際、ロータの直径を単純に小さくした場合はロータ通過風速が増し除湿剤と空気との接触時間が減少し性能が変化することが予想される。ロータ通過風速（ロータ直径）、除湿剤と空気との接触時間（ロータ厚さ）と性能の相関を検証し最適化する必要がある。低相対湿度域での使用に限定した場合、ゼオライト系の除湿材料も小型化に有効と考えられるが外気の幅広い温湿度域を対象として使用するには小型化は不適と考えられる。機器の小型化についてもデシカントロータに加工した場合、除湿材料のみの場合とは性能・特性が変化するため実験による検証が必要である。

謝 辞

本研究を遂行するにあたり、当時の東京大学大学院の金政一氏、朴炳龍氏、小林遼一氏、山口大学大学院の白銀雄司氏、神奈川大学大学院の牧野由佳氏、神奈川大学の高柳充宏氏に甚大なご協力を頂きました。記して謝意を表します。

4.7 第四章参考文献

- 1) Burge, S.; Hedge, A.; Wilson, S.; Bass, J.H.; Robertson, A. Sick building syndrome: A study of 4373 office workers. *Ann. Occup. Hyg.* 1987, 31, 493–504.
- 2) Bluysen, P.M.; Cox, C.; Seppänen, O.; de Oliveira Fernandes, E.; Clausen, G.; Müller, B.; Roulet, C.A. Why, when and how do HVAC-systems pollute the indoor environment and what to do about it? The European AIRLESS project. *Build. Environ.* 2003, 38, 209–225.
- 3) Wolfe, E.I. Desiccants' Experimental Performance Characteristics and Effectiveness as an Air Conditioning System. Master's Thesis, Lehigh University, 27 Memorial Drive West, Bethlehem, PA, USA, 1 December 1993.
- 4) Tsay, Y.S.; Kato, S.; Ooka, R.; Koganei, M.; Nishida, K.; Kawamoto, K. Study on noncondensing air-conditioning system performance when combining a desiccant cooling system with a CO₂ heat pump. *Hvac R Res.* 2006, 12, 917–933.
- 5) Liu, X.; Jiang, Y. Application of liquid desiccant system. In *Desiccant-Assisted Cooling: Fundamentals and Applications*; Nóbrega, C.E.L., Brum, N.C.L., Eds.; Springer: London, UK, 2014; pp. 249–281.
- 6) Li, Z.; Liu, X.; Jiang, Y.; Chen, X. New type of fresh air processor with liquid desiccant total heat recovery. *Energy Build.* 2005, 37, 587–593.
- 7) Mumma, S.A. Designing dedicated outdoor air systems. *ASHRAE J.* 2001, 43, 28–32.
- 8) Liu, W.; Lian, Z.; Radermacher, R.; Yao, Y. Energy consumption analysis on a dedicated outdoor air system with rotary desiccant wheel. *Energy* 2007, 32, 1749–1760.
- 9) Murphy, J. Smart dedicated outdoor air systems. *ASHRAE J.* 2006, 48, 30–37.
- 10) Dieckmann, J.; Roth, K.W.; Brodrick, J. Dedicated outdoor air systems. *ASHRAE J.* 2003, 45, 58–59.
- 11) Ruivo, C.R.; Hernández, F.F.; López, J.M.C. Influence of the desiccant wheel effectiveness method approaches, with fix and variable effectiveness parameters, on the performance results of an airport air-conditioning system. *Energy Convers. Manag.* 2015, 94, 458–471.
- 12) Kim, M.H.; Park, J.Y.; Park, J.S.; Jeong, J.W. Application of desiccant systems for improving the performance of an evaporative cooling-assisted 100% outdoor air system in hot and humid climates. *J. Build. Perform. Simul.* 2015, 8, 173–190.
- 13) Ge, G.; Xiao, F.; Xu, X. Model-based optimal control of a dedicated outdoor air-chilled ceiling system using liquid desiccant and membrane-based total heat recovery. *Appl. Energy* 2011, 88, 4180–4190.

- 14) Niu, X.; Xiao, F.; Ge, G. Performance analysis of liquid desiccant based air-conditioning system under variable fresh air ratios. *Energy Build.* **2010**, *42*, 2457–2464.
- 15) Jain, S.; Tripathi, S.; Das, R.S. Experimental performance of a liquid desiccant dehumidification system under tropical climates. *Energy Convers. Manag.* **2011**, *52*, 2461–2466.
- 16) Katejanekarn, T.; Kumar, S. Performance of a solar-regenerated liquid desiccant ventilation pre-conditioning system. *Energy Build.* **2008**, *40*, 1252–1267.
- 17) Humidification. Available online: <http://www.daikinaircon.com/roomaircon/feature/kasitu> (accessed on 20 March 2014).
- 18) Zhang, L.; Dang, C.; Hihara, E. Performance analysis of a no-frost hybrid air conditioning system with integrated liquid desiccant dehumidification. *Int. J. Refrig.* **2010**, *33*, pp.116–124.
- 19) Kabeel, A.E. Dehumidification and humidification process of desiccant solution by air injection. *Energy* **2010**, *35*, pp.5192–5201.
- 20) Liu, X.; Li, Z.; Jiang, Y.; Lin, B. Annual performance of liquid desiccant based independent humidity control, HVAC system. *Appl. Therm. Eng.* **2006**, *26*, pp.1198–1207.
- 21) De Antonellis, S.; Intini, M.; Joppolo, C.M.; Molinaroli, L.; Romano, F. Desiccant wheels for air humidification: An experimental and numerical analysis. *Energy Convers. Manag.* **2015**, *106*, pp.355–364.
- 22) La, D.; Dai, Y.; Li, H.; Li, Y.; Kiplagat, J.K.; Wang, R. Experimental investigation and theoretical analysis of solar heating and humidification system with desiccant rotor. *Energy Build.* **2011**, *43*, 1113–1122.
- 23) Wada, K.; Mashimo, K.; Takahashi, M.; Tanaka, K.; Toya, S.; Tateyama, R.; Miyamoto, K.; Yamaguchi, M. Desiccant humidity control system using waste heat of water source heat pump. *Trans. Jpn. Soc. Refrig. Air, Cond. Eng.* **2011**, *26*, pp.501–510.
- 24) Fukudome, J. Desiccant Air Conditioner. U.S. Patent Application 13/583,354, 9 March 2011.
- 25) Mathiprakasam, B. Hybrid Vapor Compression and Desiccant Air Conditioning System. U.S. Patent No 4,430,864, 14 February 1984.
- 26) Purushothama, B. 3-Different Types of Humidification. In *Humidification and Ventilation Management in Textile Industry*; Elsevier Ltd.: San Diego, CA, USA, 2009; pp. 22–40.
- 27) Farley, R.D.; Franklin, D.H. Development of a humidifier for patient ventilation using a semi-permeable tube to minimize system condensate. *J. Biomed. Eng.* **1992**, *14*, 426–430.
- 28) Vesley, D.; Anderson, J.; Halbert, M.M.; Wyman, L. Bacterial output from three respiratory

- therapy humidifying devices. *Respir. Care* 1979, 24, 228–234. [PubMed]
- 29) Thorn, A. Case study of a sick building: Could an integrated bio-psycho-social perspective prevent chronicity? In *Proceedings of the Qualitative Evidence-Based Practice Conference*, Coventry University, Coventry, UK, 15–17 May 2000.
- 30) Strindehag, O.; Josefsson, I.; Henningson, E. Emission of bacteria from air humidifiers. *Environ. Int.* 1991, 17, pp.235–241.
- 31) Seppänen, O.; Fisk, W. Association of ventilation system type with SBS symptoms in office workers. *Indoor Air* 2002, 12, pp.98–112.
- 32) Oie, S.; Masumoto, N.; Hironaga, K.; Koshiro, A.; Kamiya, A. Microbial contamination of ambient air by ultrasonic humidifier and preventive measures. *Microbios* 1991, 72, pp.161–166.
- 33) Xu, Z.; Xiao, Y.; Wang, Y. Experimental and theoretical studies on air humidification by a water spray at elevated pressure. *Appl. Therm. Eng.* 2007, 27, pp. 2549–2558.
- 34) Thörn, Å. The sick building syndrome: A diagnostic dilemma. *Soc. Sci. Med.* 1998, 47, pp.1307–1312.
- 35) Thörn, Å. Case study of a sick building. *Eur. J. Public Health* 2000, 10, 133–137.
- 36) Rozej, A.; Dudzinska, M.R.; Gaska-Jedruch, U. Seasonal variation and size distribution of bioaerosols in an air-conditioned auditorium—A case study. *Manag. Indoor Air Qual.* 2011, 21, pp. 21–40.
- 37) Farnsworth, J.E.; Goyal, S.M.; Kim, S.; Kuehn, T.H.; Raynor, P.C.; Ramakrishnan, M.A.; Anantharaman, S.; Tang, W. Development of a method for bacteria and virus recovery from heating, ventilation, and air conditioning (HVAC) filters. *J. Environ. Monit.* 2006, 8, 1006–1013.
- 38) Dahl, E. Physicochemical aspects of disinfection of water by means of ultrasound and ozone. *Water Res.* 1976, 10, 677–684.
- 39) Kelly, D.; Kelly-Winterberg, K.; Sherman, D.; South, S. Rapid Sterilization of an Air Filter Medium. U.S. Patent Application 10/491,767, 2 February 2002.
- 40) Feldman, P.L.; Helfritch, D.J. Air Filter with Combined Enhanced Collection Efficiency and Surface Sterilization. U.S. Patent No. 6,245,132, 12 June 2001.
- 41) Green, C.F.; Scarpino, P.V. The use of ultraviolet germicidal irradiation (UVGI) in disinfection of airborne bacteria. *Environ. Eng. Policy* 2001, 3, 101–107. [CrossRef]
- 42) Noakes, C.J.; Fletcher, L.A.; Beggs, C.B.; Sleigh, P.A.; Kerr, K.G. Development of a

numerical model to simulate the biological inactivation of airborne microorganisms in the presence of ultraviolet light. *J. Aerosol. Sci.* 2004, 35, 489–507. [CrossRef]

- 43) Ruivo, C.R.; Angrisani, G.; Minichiello, F. Influence of the rotation speed on the effectiveness parameters of a desiccant wheel: An assessment using experimental data and manufacturer software. *Renew. Energ.* 2015, 76, pp.484–493.
- 44) Ruivo, C.R.; Costa, J.J.; Figueiredo, A.R.; Kodama, A. Effectiveness parameters for the prediction of the global performance of desiccant wheels—An assessment based on experimental data. *Renew. Energ.* 2012, 38, pp.181–187.
- 45) 鈴木ら：高性能吸着剤ハスクレイ[®]の開発－粘土系ナノ粒子による省エネシステム用吸着材の開発展開、*シンセシオロジー* vol.9、No.3、pp.154-164、2016

第 5 章 結論と今後の課題

本研究では「衛生的な調湿を省エネルギーに実現するデシカント外調機の開発研究」をテーマに実現可能性を検討した。

各章の結論と今後の課題を述べる。

5.1 各章の結論

5.1.1 第 1 章の結論

今日課題となっている除湿期間のドレン、空調系統が長期間高湿度にさらされることで生じる空気汚染による健康への弊害、加湿期間における空調機内汚染の危険性を記し水、蒸気使用の IAQ 上のリスクを記した。現状では主に事後的に滅菌する方法が研究されているが、効果には限界がある。事前に菌が発生しにくい環境に室内、空調系統を保つことが望ましい。すなわち室内の高湿度環境を避けるように室内湿度を管理し、空調系統についてはドレンを発生させずかつ最も湿度が上昇する空調機吹出し口まで湿度 70%以下を保つことが理想である。しかしながらこの点に着目した研究は少ない。冬季加湿についても水を用いる従来の方式では加湿エレメント、ドレンパン等にカビ、雑菌が繁殖する場合があります、水を用いない加湿とすることが理想である。水を加湿に用いないことで配管コスト、メンテナンスの大幅削減も実現できる。

一方、空調効率については、潜熱顕熱分離処理空調による効率改善について研究、実用化が進んでいる。顕熱処理の効率改善、顕熱処理空間の極小化については種々の手法が開発されているが、相乗効果をもたらす潜熱処理の効率化の重要性である。

双方を解決する方法としてデシカント外調機による潜熱処理を提唱した。デシカント空調機の場合、再生部に多大のエネルギーを必要とするがヒートポンプを用いることで効率を高めることが可能となる。

デシカント空調に関しては従来、低温排熱利用の面からの研究が主であり不足する除湿能力を補うため冷却除湿であるプレクールを最大限活用する方法が一般的であった。ドレンの排除による高 IAQ を追及した研究はほとんどなく、内容も空調夏季設計条件での検討のみに限られている。またデシカント空調機による無給水加湿については室内排気より湿分を汲み上げる方法以外は、これまでは研究室レベルの研究にとどまっており実機による実証は行われていない。

夏季、中間期の除湿期間についてはさまざまな負荷、外気条件の下で実現できる IAQ、

システムの運転状況を検討することが重要である。エネルギー効率の面でも様々な条件のもとで部分負荷も考慮した検討が不可欠である。

冬季の加湿については低露点温度での除湿ロータの性能データが存在しないため、実機による検証となる。加湿性能のみならずシステムの特長、効率的な運転制御方法を検証するためには外気が低露点の場合と比較的露点温度が高い状態の試験が必要となる。

第2章では潜熱顕熱分離処理空調において潜熱処理のためにデシカント空調機を用いた場合の特徴について述べる。

第3章では高効率化のためCO₂ヒートポンプと組み合わせたデシカント外調機を実際にホテルの除湿空調に使用した場合の除湿期間通期を通じてのIAQ、効率、運転の特徴を従来型の冷却除湿と比較して検討する。

第4章ではヒートポンプ組み込み型のデシカント空調機実機を用いた実験による加湿性能、効率、運転・制御方法、改善点について論ずる。

5.1.2 第2章の結論

潜熱顕熱分離処理空調における高効率潜熱処理の重要性を示し、デシカント外調機を除湿用潜熱処理空調機として用いた場合の特徴とエネルギー消費面での優位性を従来の冷却再熱方式と比較して検討した。検討対象としては冷却除湿であるプレクールを併用し、再生エネルギーに蒸気を用いる一般的なデシカント外調機とし、室内排気が充分使用出来ない場合を想定して再生用空気は外気使用とした。

デシカントロータは除湿側（吸着側）空気と再生側（脱着側）空気の相対湿度の交換機として動作する。従って、除湿量を増すためには除湿側（吸着側）入口をプレクールして空気の相対湿度を上げ、再生側（脱着側）入口を再生ヒータで加熱して相対湿度を下げるのが一般的に行われている。ただしデシカントロータには耐熱限界があるため再生温度には限界がある。デシカントロータ自身は空気に対して仕事を行わず、空気は理想的には等エンタルピー変化しかしない。従って効率向上を計るためには除湿後の給気側冷却と再生側加熱を相殺する顕熱交換ロータの熱交換量を大きくとる必要がある。プレクール温度をなるべく高くすることが前記のためには必要であり、その結果としてデシカントロータが分担する除湿量が増大し実用耐熱温度内で再生側空気温度を高くする必要がある。プレクール温度を高くすることは又、必要冷水温度が高くて済むことよりチラー効率の向上につながり、システム全体の効率をさらに上昇させる。顕熱処理用の高温冷水を用いることで冷水システムを統一し設備を縮小することが可能となる。潜熱

顕熱分離空調でデシカント空調機を用いる際にはプレクール温度を顕熱処理用高温冷水で実現できる高い温度とすることが肝要である。

低露点給気を実現するためには従来の冷却再熱方式の場合には、冷却側の効率低下と再熱量の増加で大きく効率が低下する。一方、デシカント空調機はエネルギー効率を大きく落とさず低露点給気が可能である特徴を持っており、低風量除湿による潜熱処理効率化という潜熱顕熱分離の本来の目的をより効率的に可能とするシステムである。

また、チラーの効率、顕熱処理空調の要求によって決定される冷水温度によってはプレクーラからのバイパス風路を設けることで効率の改善と機器の小型化が可能なことを示した。

潜熱顕熱分離空調での潜熱処理機としての外調機の場合、デシカント空調機は従来の冷却再熱方式に比べ空調夏季設計条件で CO₂ 排出量での比較で 25%以上効率向上が可能であることを示した。冷却再熱方式の場合、外気のエンタルピーが低下して処理熱量が低下すると、再熱量が固定されているため、効率が悪化してゆく特徴がある。一方、同様の条件ではデシカント方式は顕熱処理ロータの熱交換量の増加により効率が向上する特徴があることより、除湿期間通期ではさらにデシカント方式が有利になると考えられる。

デシカント方式の夏季潜熱処理では潜熱処理用の低温冷水を必要とせず高効率の顕熱処理用高温冷水と夏季余剰となる冬季暖房用のエネルギーを用いることが可能となる。効率向上のみならず熱源設備の縮小と使用エネルギーの分散の効果もある。

デシカント外調機を潜熱処理機として、潜熱顕熱分離空調に用いることで現在研究、実用化が進む以下の高効率顕熱処理手法と相乗効果を得ることが可能となる。

- ・井水利用空調
- ・置換空調
- ・タスク・アンビエント空調
- ・放射冷房
- ・躯体蓄熱
- ・クールチューブ
- 等

また、従来から研究されている空調排熱利用、太陽熱利用も有効であるが、得られる低温再生では潜熱顕熱分離処理に必要な低露点給気が不可能なため、排熱を使い切ったうえブースト加熱するシステムの構築が肝要となる。

課題としては、従来からの問題である多大のエネルギーを消費する再生部分の省エネ及び、様々な外気条件においてプレクール部分とデシカントロータの除湿の分担を最適化して効率を最大化する自動制御の開発が上げられる。

5.1.3 第3章の結論

蔡らが提案し、小金井らが夏季空調設計条件について検討し、西田らがデシカント排気熱回収を提案した CO₂HP 組込型デシカント空調機について、除湿期間通期についての検討を行った。デシカント外調機を潜熱顕熱分離処理の除湿用潜熱処理外調機として実際のホテルに使用した場合の温湿度環境の改善による IAQ の向上及びエネルギー面での効果をシミュレーション計算で検討した。ドレンを排除することにより高 IAQ を実現するため、デシカント外調機に一般的に使用されるプレクールを使用せず、除湿能力の低下に対しては全熱交仕様で対応するシステムとした。多大のエネルギーを消費する再生部分の効率化のため CO₂ ヒートポンプを用いるシステムを提案し、熱は高温のデシカント給気、及びデシカント再生排気より汲み上げるシステムとして高蒸発温度による高効率が可能なシステムとした。デシカント外調機による出口露点温度制御により室内の高湿状態を避けるシステムとした。これによりデシカント外調機から最も相対湿度が上昇する FCU 吹出し口までの空調システム全体を湿度 70% 以下に保ちドレンが発生しない高 IAQ を実現する温湿度環境が可能となる。

実際の外気条件とホテルの稼働状況を与えた計算を以下の4つのシステムについて行った。

- ・デシカント外調機（ダブルロータ方式）システム

外調機給気絶対湿度 6.7g/kg、給気温度 26℃ 一定の運転とした。

デシカント外調機はダブルロータ方式

- ・デシカント外調機（シングルロータ方式）システム

外調機給気絶対湿度 6.7g/kg、給気温度 26℃ 一定の運転とした。

デシカント外調機はシングルロータ方式

- ・一般外調機システムの外調機

外調機は従来の吹出し温度 20℃ 一定制御で給気湿度成行による冷却運転のみとした。

- ・一般機外調機システム（過冷却再熱方式）

外調機給気絶対湿度 6.7g/kg、給気温度 20 度一定の冷却再熱方式とし、再熱量を抑えた。外調機部分は結露、ドレンが発生するが室内の FCU 部分は相対湿度 70%

以下に抑えられるデシカント方式に準じた温湿度環境を実現できる方式としている。

計算は室内 FCU 部分、冷水搬送動力も含めて行い、チラーの部分負荷効率、デシカントロータの性能はメーカー資料を用いている。

計算の結果、提案したデシカント外調機システムは除湿期間通期を通して室内及び空調経路全体の温湿度環境を良好に保ち、かつ高効率に運転することが明らかになった。

温湿度環境改善による IAQ の向上については以下の結論が示された。提案したデシカント外調機システムは、外気温度が 20℃以下に下がる低温高湿のごくわずかの時期を除いては空調システム全体で最も相対湿度が上昇する FCU 吹出し口においても菌の発生しにくい相対湿度 70%以下を常に保てるシステムであることが示された。一方、一般外調機システムの場合は大部分の期間において湿度 70%を上回った。

室内相対湿度についても外気温度が低下する低温高湿のごくわずかの時期を除いては 50%以下の相対湿度に保たれた。一般外調機システムの場合は室内 50%以下の相対湿度を得るのは例外的なごく一部の期間にとどまった。

効率においては、外調機部分を除いてほぼ同様の IAQ を実現する過冷却再熱方式の一般外調機方式の約 2 倍の COP、現在一般的な湿度成行き（IAQ に問題のある）一般外調機システムを約 20%上回る COP を示した。

また顕熱交換ロータによる省エネ効果と CO₂ ヒートポンプの凝縮温度上昇による効率低下とのトレードオフの関係にあるダブルロータ方式と、顕熱交換ロータを持たないシングルロータ方式の比較ではダブルロータ方式のデシカント外調機の方が若干優れた効率を示すことがわかった。

しかし同時にデシカント外調機を用いてドレンを排除して高 IAQ に必要な温湿度環境を実現する空調を除湿期間通期に行うことは、従来型の湿度成行き空調に比べて除湿期間通期で約 1.5 倍の多大なエネルギーを必要とすることも明らかになった。現状、ドレンの排除による高 IAQ 空調の実現にはデシカント外調機が最も適切で高効率と考えられるが、実用化と普及に向けてはより一層の効率化による消費エネルギーの低減が課題となる。

5.1.4 第4章の結論

潜熱顕熱分離処理の加湿潜熱処理機としてデシカント外調機を使用した場合の実用可能性を検証した。従来主に研究されている水使用后、事後的に滅菌する方法ではなく、水は全く用いないでデシカントロータのみによる加湿によるシステムとして衛生的な加湿空調を目指した。このシステムの場合、配管等の付帯設備が必要なくメンテナンス性も大幅に向上する利点もある。

効率の面では高効率を得るため加湿側の再生ヒータはヒートポンプとし、高温の吸湿側排気より熱を汲み上げ高蒸発温度による高効率運転を図った。ヒートポンプのみで加熱能力が不足する場合は後段に配置した電気ヒータで昇温するシステムとした。湿分は外気より汲み上げるシステムとしたが加湿能力の不足が懸念されたため加湿側の風量 $500\text{m}^3/\text{h}$ に対して吸湿側の風量を $500\text{m}^3/\text{h}$ 、 $1000\text{m}^3/\text{h}$ 、 $1500\text{m}^3/\text{h}$ と増やした場合の加湿性能を検証することにした。

デシカントロータの低露点温度、吸湿側と加湿側の風量が違う場合における性能データが存在しないため実機による運転を通じて検証した。実験に用いたデシカント空調機は夏季除湿用のものを加湿用にダクトを改修して用いた。加湿性能及び適切な運転・制御方法を検討するため、実験は外気条件の異なる2回に分けて実施した。

計測結果の正確性を検証するため、吸湿側、加湿側ともに $500\text{m}^3/\text{h}$ の際の計測時間中のデータの変動、空気中の湿分の吸着側の吸着量と加湿側の加湿量の比を検証した。計測時間中、計測された温度、絶対湿度は安定していた。また吸着側の入口と出口の絶対湿度差、加湿側の入口と出口の絶対湿度差の比は、重量風量比である1.11に比べて1.0前後と若干低い値を示した。計測に若干の誤差がある可能性はあるが信頼できるデータであることを示していた。また吸着側の入口と出口の乾球温度差、加湿側の入口と出口の乾球温度差の比は、重量風量比である1.11とは大きく異なる値となったが、除湿用の機器を用いたために吸湿側の保温の欠如による放熱に起因すると考えられ、加湿に用いる場合の改善点である。

加湿性能の面では高気密の建物を想定しても $20^\circ\text{C}40\%$ に相当する絶対湿度 $5.8\text{g}/\text{kg}'$ 以上を安定して給気する必要がある。北海道を除く日本のほぼ全域の空調冬季設計条件以下である外気絶対湿度 $2\text{g}/\text{kg}'$ の条件で給気絶対湿度 $5.8\text{g}/\text{kg}'$ を多くの運転条件で確保できた。また、再生温度を上昇させた場合、吸湿量、加湿量とも向上するが、吸湿側出口絶対湿度には下限が存在しこの下限に達すると再生温度を上昇させても吸湿量、加湿

量とも飽和して上昇しないことが判明した。期待通り、吸湿側風量を増やした場合加湿量はほぼ比例して増加することも示された。しかし吸湿側から加湿側にかなりの空気漏れが見られ加湿性能の低下をもたらしていた。これは使用した除湿用のデシカント空調機の除湿性能の低下を防ぐ機構が加湿に不利に働いた結果である。

効率の面ではヒートポンプ使用としては低いシステム COP1.0 前後の値にとどまった。この効率は従来のボイラーを用いる加湿暖房システムより若干劣る効率である。これはヒートポンプの凝縮温度が高く蒸発温度が低いことと低効率の補助電気ヒータに起因すると考えられる。加湿側風量に比べて吸湿側の風量を大きくしたほうがヒートポンプの蒸発温度上昇により効率が向上することが示された。また再生温度が低い方が、低効率の補助電気ヒータの稼働率低下とヒートポンプの効率向上によりシステム効率が向上することも示された。前記の吸湿側の保温によりヒートポンプの蒸発温度の上昇による効率向上が見込める。実際の運転の場合は目標給気露点温度一定の制御運転となるため、加湿能力に余裕のある結果を考慮すると再生温度が低く制御され実験結果よりはシステム効率は改善されると考えられる。

運転については吸湿側の風量をなるべく多くすること及び、吸湿側出口の絶対湿度が下限に達することによる性能の飽和が発生しない範囲で再生温度の自動制御を行うことが効率向上について重要であることがわかった。

除湿用のデシカント空調機を加湿用に使用したため、空調機内での圧力差による空気漏れ、保温の有無等、加湿能力と効率を向上させるための機器側の多くの改善点が判明した。これらの課題を解決することで既存のボイラーを使用した加湿暖房システムと同等以上の効率を得られると考えられる。

5.2 今後の課題

デシカント外調機を潜熱処理空調機として使用した場合、夏季におけるドレンレス除湿化、冬季における無給水加湿による高 IAQ の実現はそれぞれシミュレーション計算と実機を用いた実験により示された。

一方、夏季除湿期間全般による湿度管理による高 IAQ の実現はデシカント外調機を用いるのが最も効率的であるが従来の温度のみ管理、湿度成行き空調に比べ約 1.5 倍の多大のエネルギーを必要とすることも明らかになった。実際の運用においては、湿度成行き空調の場合、室内湿度上昇時には在室者が涼感を得るために設定温度を下げるこ

とによって、試算結果よりエネルギー消費量が若干増大することも考えられるが両者の大きなエネルギー消費の差は依然として残る。この課題の改善に向けては以下の方法が考えられる。

- ・プレクール併用 結露が発生しない範囲で顕熱処理用の高効率の高温冷水によりプレクールを併用し除湿側相対湿度の増加によりデシカントロータの除湿効率を上げ、効率の向上を図る。
- ・再生部分に使用するヒートポンプの効率向上を図る。また提案したシステムでは排熱の冷却の多くを使用した CO₂ ヒートポンプの冷熱の有効利用を図り FCU（顕熱処理）用冷水に振り向ける。この場合 CO₂ ヒートポンプの効率は蒸発温度低下により若干低下するが、排熱の冷却に用いられていたエネルギーの一部を給気のエンタルピーを下げることに使用することによりシステム効率は向上すると考えられる。ただし機器、配管等のシステムの複雑化をもたらす欠点はある。
- ・デシカント外調機使用の場合は室内設定温度を空調快適域の範囲内で上げる。
- ・顕熱処理空調方式を放射冷房等の高効率な方法に変更する。

冬季の加湿暖房にデシカント外調機を潜熱処理空調機として使用した場合、加湿性能は満足出来る結果を得たが機器の効率面では改善が必要である。具体的には以下が上げられる。

- ・吸湿側からの加湿側への空気漏れの解消。加湿性能の改善により実運転においては必要再生温度が低下し低効率な電気ヒータの稼働率低下とヒートポンプの効率向上をもたらす。

- ・吸湿側の保温。これによりヒートポンプの蒸発温度上昇による効率向上が図れる。

また、吸湿側風量が加湿側風量に比べて大きいほど効率、加湿性能とも改善する傾向を実験結果より得たが最適値を検証して導く課題が残る。除湿ロータ回転数、除湿ロータ通過風速についても最適値を導く必要がある。除湿ロータ通過風速の最適化については機器の小型化の面からも重要である。

省エネ性、機器の小型化については、今回実験で使用したシリカゲル A 型のデシカントロータから除湿剤の材質を変更した場合を検討する必要もある。加湿の場合はプレクールが使用できないため、低相対湿度の外気より湿分を汲み上げる期間が長くなる。吸

着等温線で低い相対湿度で優れた吸脱着特性を有する除湿剤は小型化、省エネに有効と考えられる。

吸着等温線上で全相対湿度領域について単位重量あたりの水分吸着量が大きい高分子吸着剤はデシカントロータを小型化出来る可能性がある。

再生温度の低下による省エネについてはデシカントロータの以下の特性により吸着剤の優れた潜在力を充分生かせない可能性がある。

- ・デシカントロータの脱着（加湿）側出口相対湿度は吸着（除湿側）入口相対湿度に制約され、理想状態の加湿でも必要な脱着（加湿）側出口絶対湿度を得るには必要最低再生温度が存在する。
- ・デシカントロータの回転により、吸着（除湿）側から脱着（加湿）側への顕熱持込があるため、顕熱移行分だけ必要最低再生温度より高い再生温度が必要となる。基材、バインダも含めたデシカントロータ全体の熱容量も評価する必要がある。

デシカントロータに加工した場合には基材、バインダの特性も含めた合成特性になるので、デシカントロータ全体としての吸着等温線、熱容量を実験により検討する必要がある。

無給水加湿は水、蒸気に必要な付帯設備、配管工事、それらのメンテナンスが不要になることを考え併せるとメリットが大きい方法と考えられる。普及に向けては従来、病院等の一部でしか注目されてこなかった高 IAQ 空調に対する認識の普及が重要と考えられる。特に商用施設においては低い IAQ がもたらす汚染に対して事後的に室内、空調システムのメンテナンスを行うコストと事前に高 IAQ 空調を行うコストについて費用対効果の面からも検証を行う必要がある。

また、今回提案した空調方式は高 IAQ を目指したものであるため、将来的には実機を用いた実証実験によって実際に実現される IAQ を計測し、以下に対して比較検討することも課題である。

- ・従来の冷却減湿、給水による加湿方式
- ・上記方式に事後的に滅菌する方式

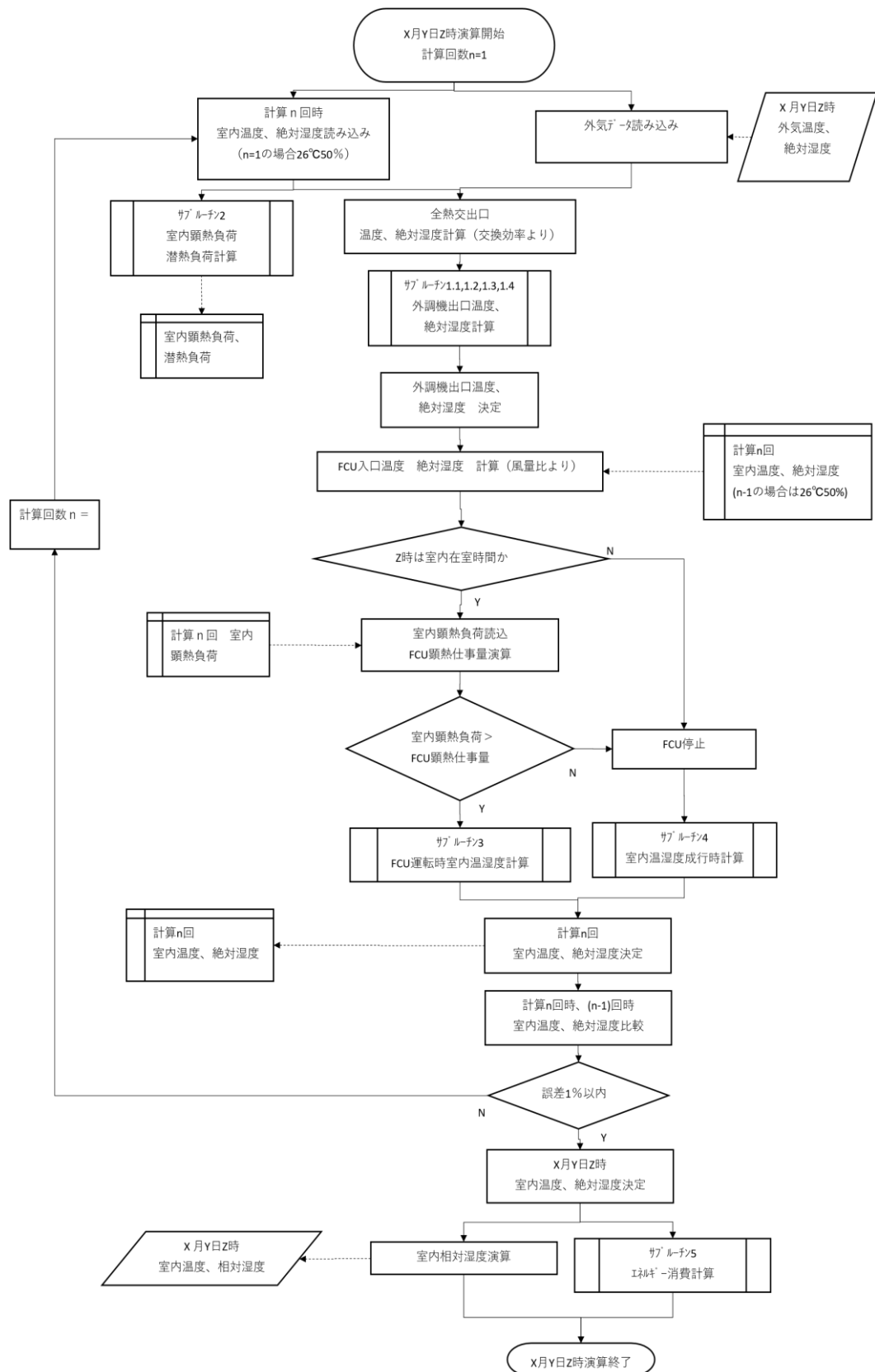
デシカント空調機本体については、従来よりの課題ではあるが除湿用、加湿用問わずデシカント空調機の小型化が普及に向けての重要な課題である。特に加湿の場合、今回実験結果をそのまま適用して機器を計画すると従来、除湿に用いられているデシカント

空調機よりもさらにかなり大型となることが予想される。実験結果より得られた結果より機器の改修を行った場合求められる加湿性能に対してかなり余裕が見込まれるので性能を満たす範囲で機器の小型化がどこまで可能か効率も含めて検討する必要がある。

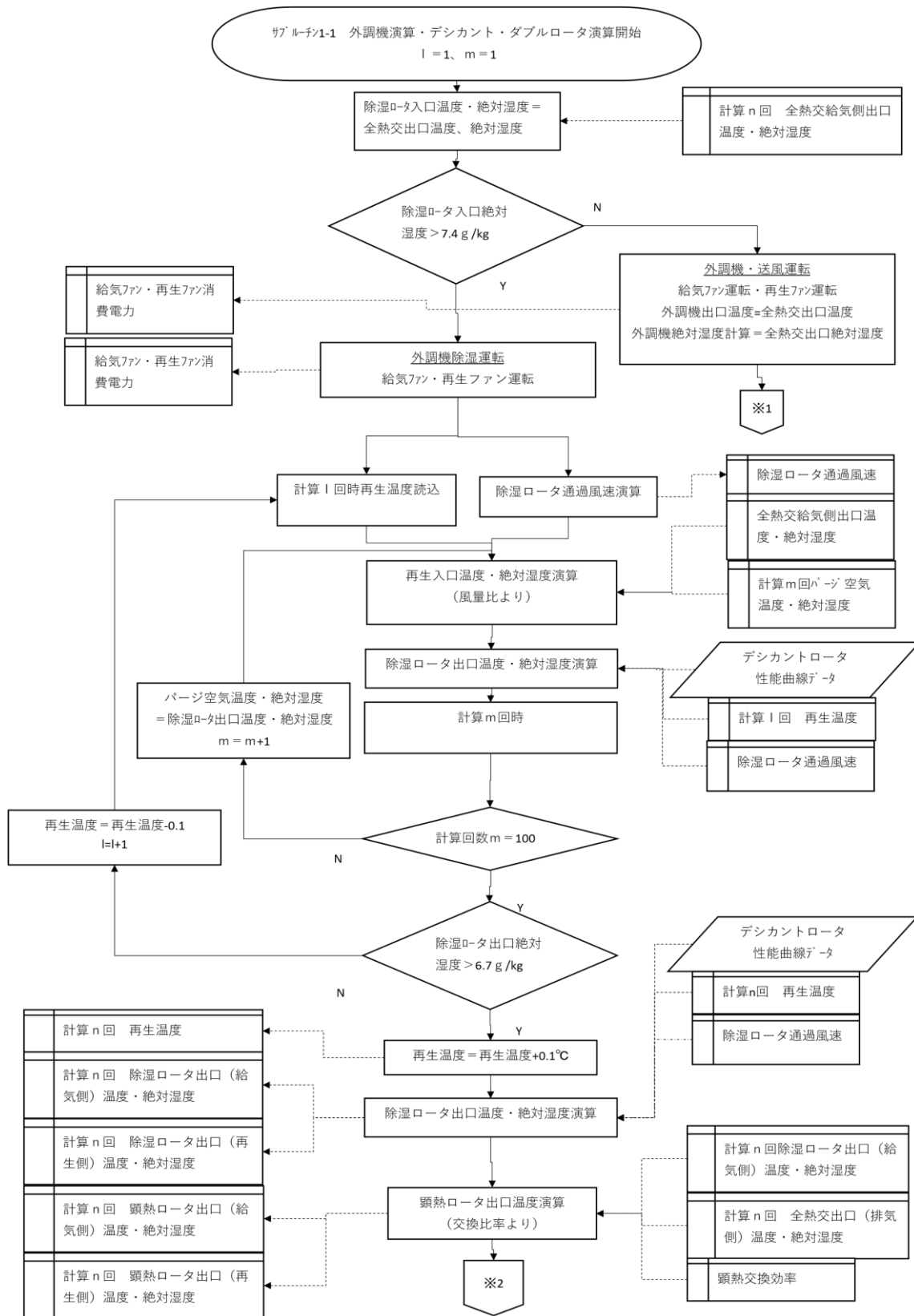
以上

添付資料

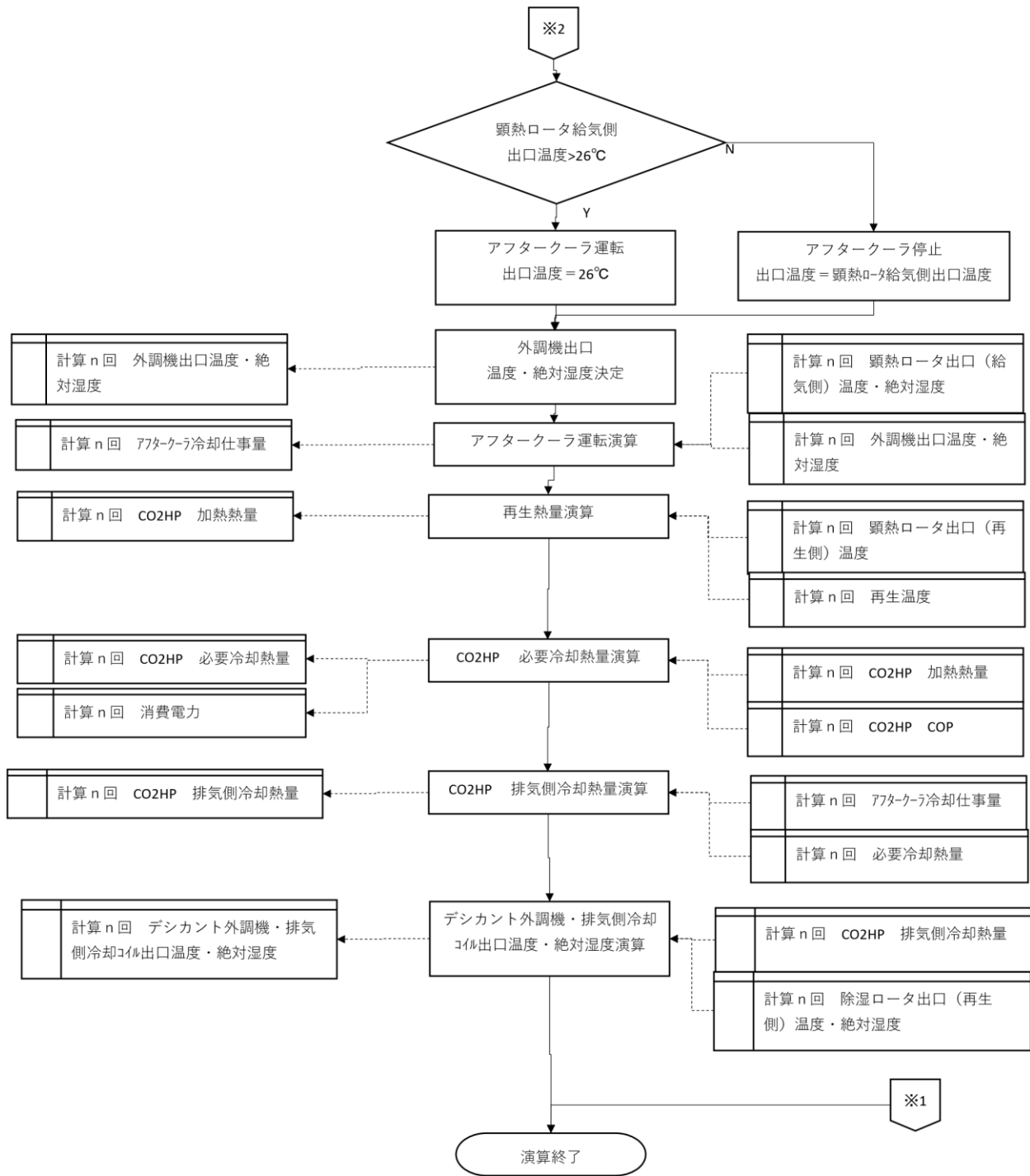
第 3 章 計算プログラムのフローチャート



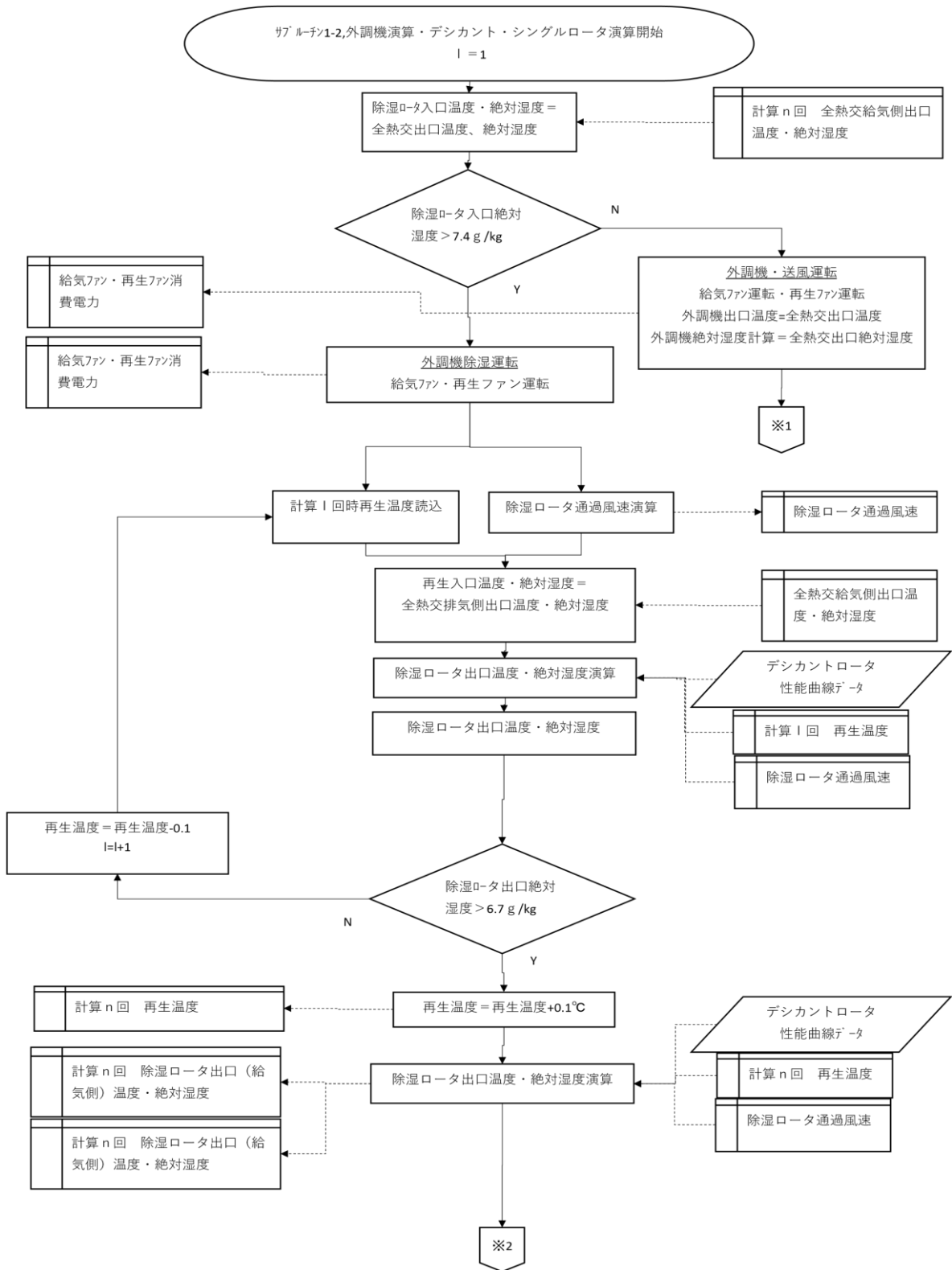
フローチャート 計算全体の流れ



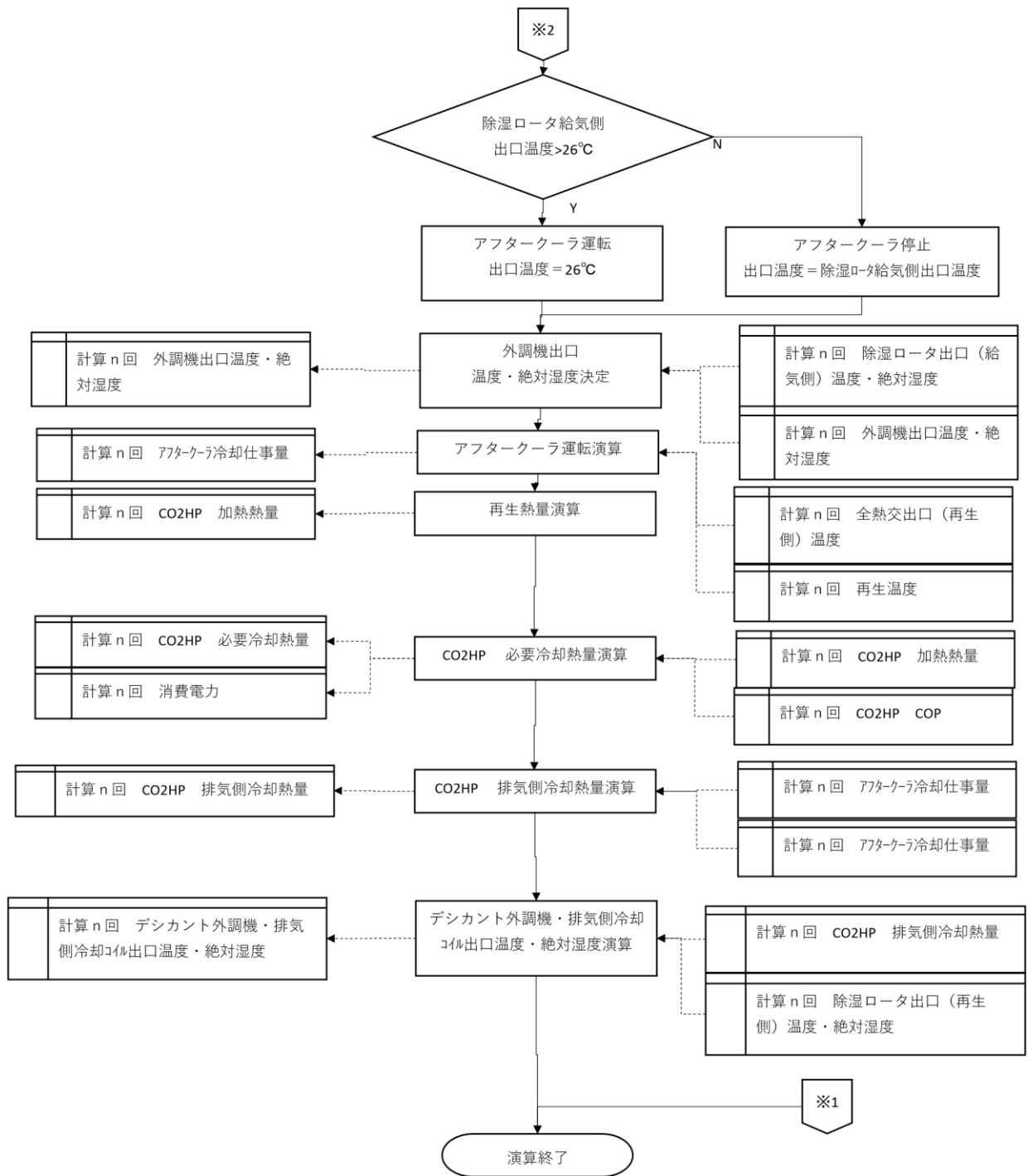
サブルーチン 1-1 外調機演算；デシカントダブルロータ方式 (1/2)



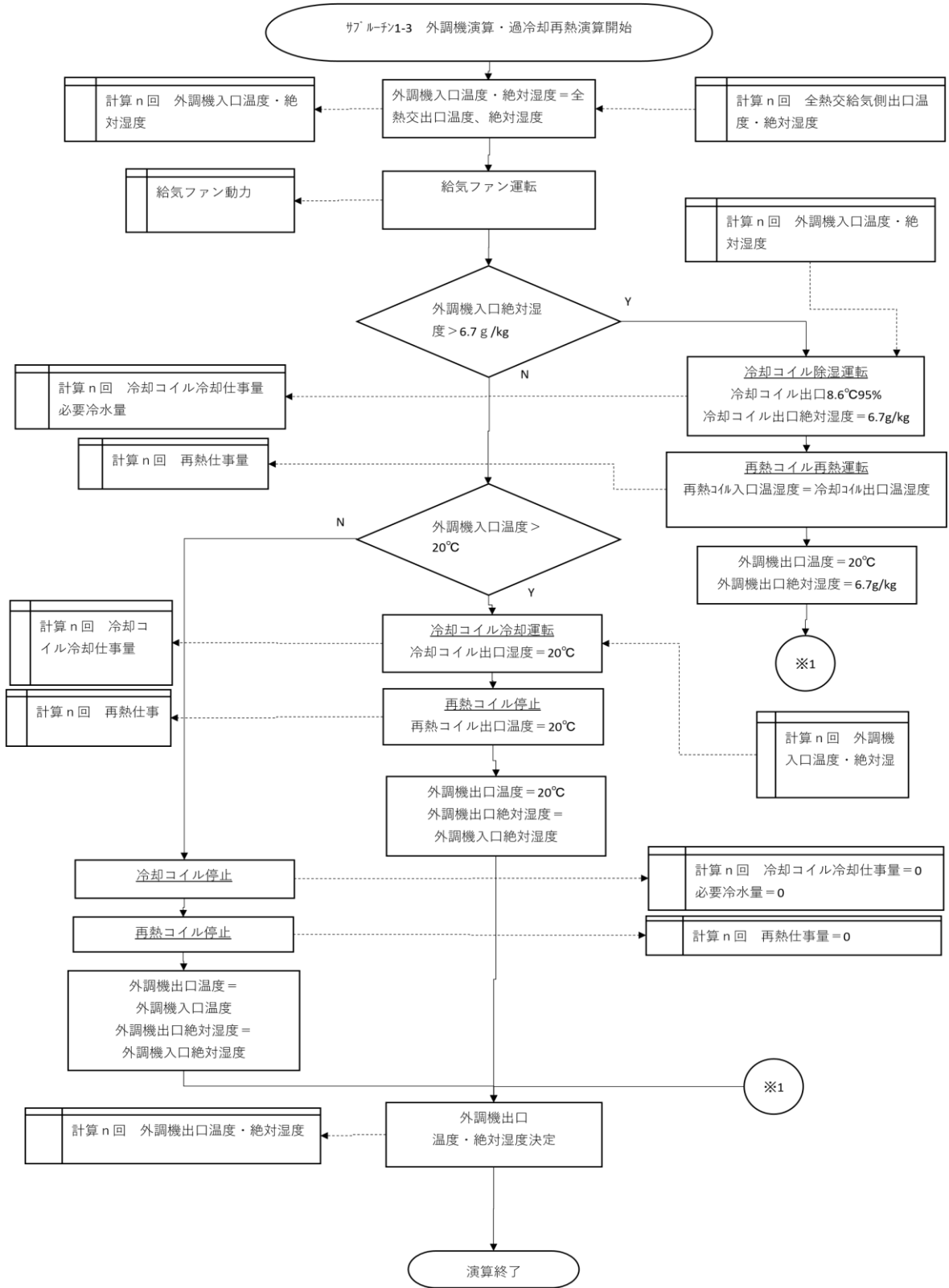
サブルーチン 1-1 外調機演算；デシカントダブルロータ方式 (2/2)



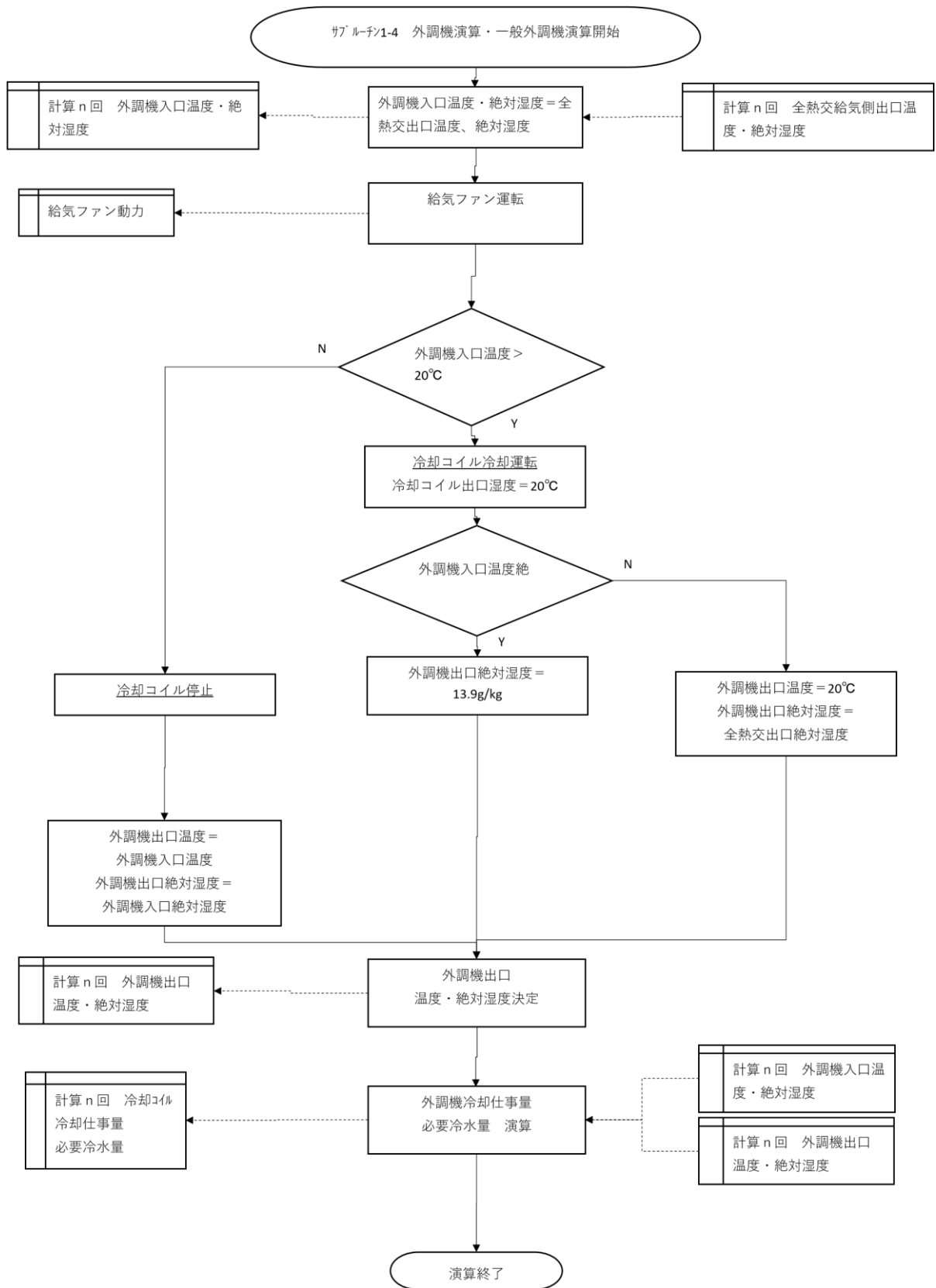
サブルーチン 1-2 外調機演算；デシカントシングルロータ方式 (1/2)



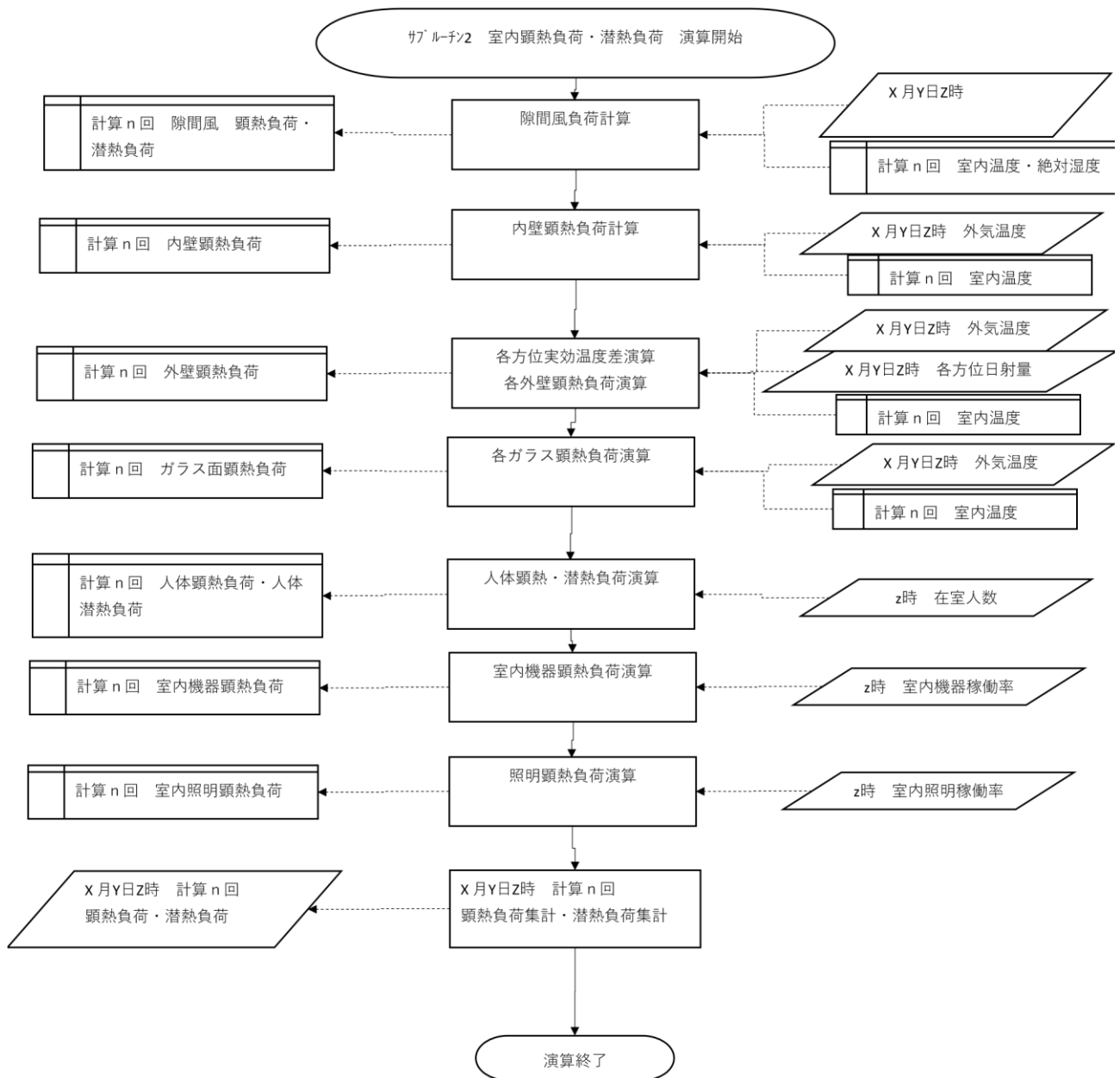
サブルーチン 1-2 外調機演算；デシカントシングルロータ方式（2/2）



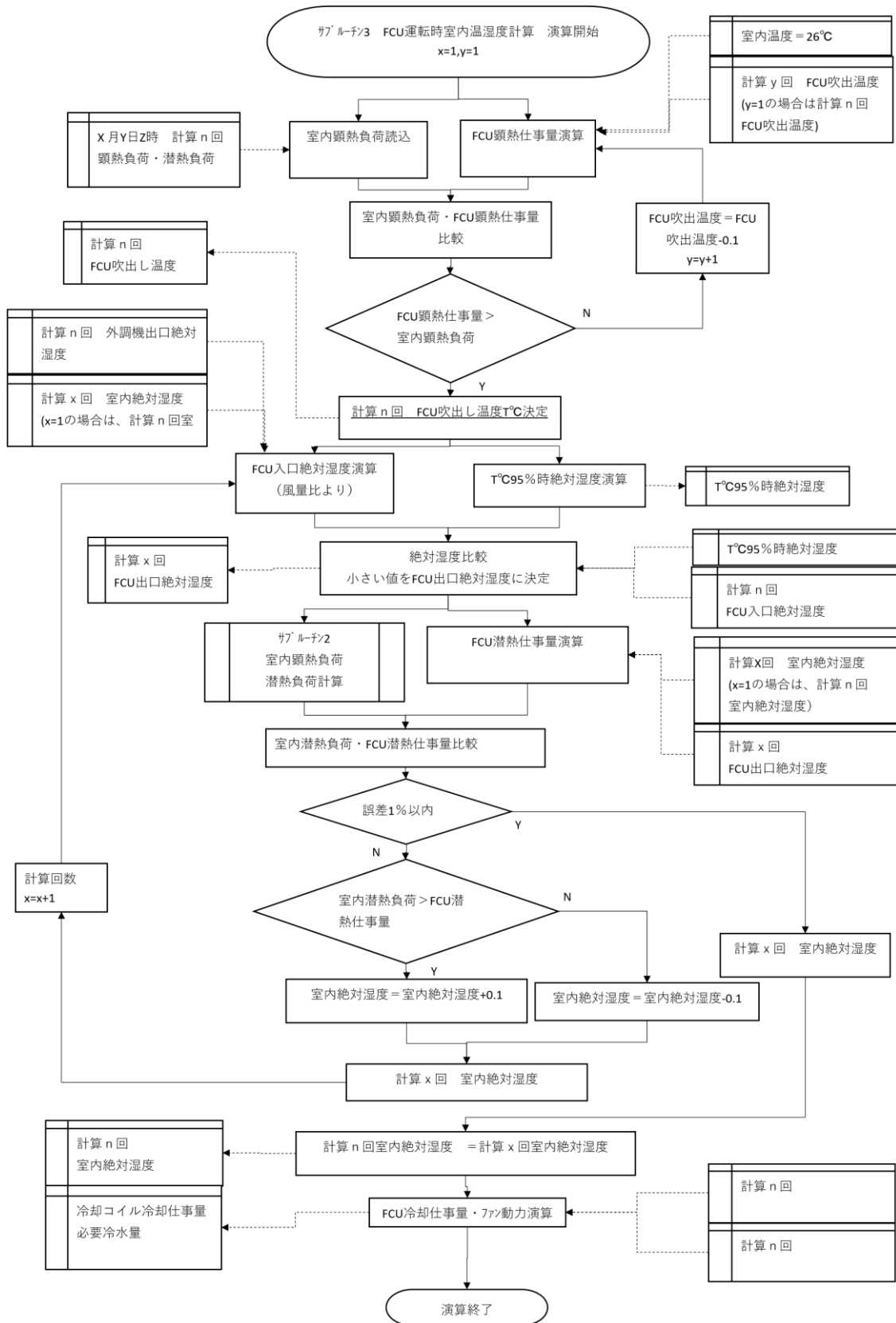
サブルーチン 1-3 外調機演算；過冷却再熱方式



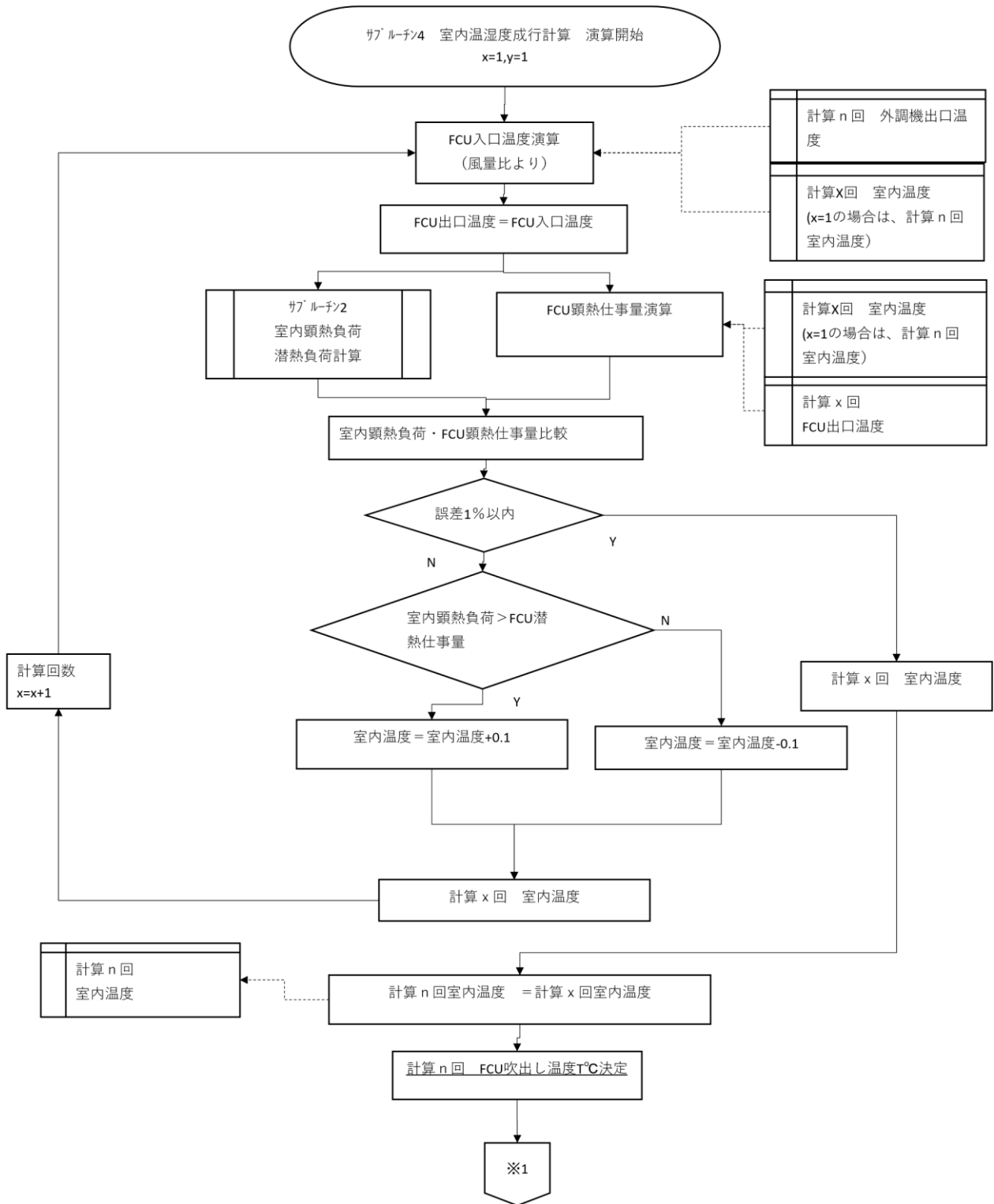
サブルーチン 1-4 外調機演算；一般外調機方式



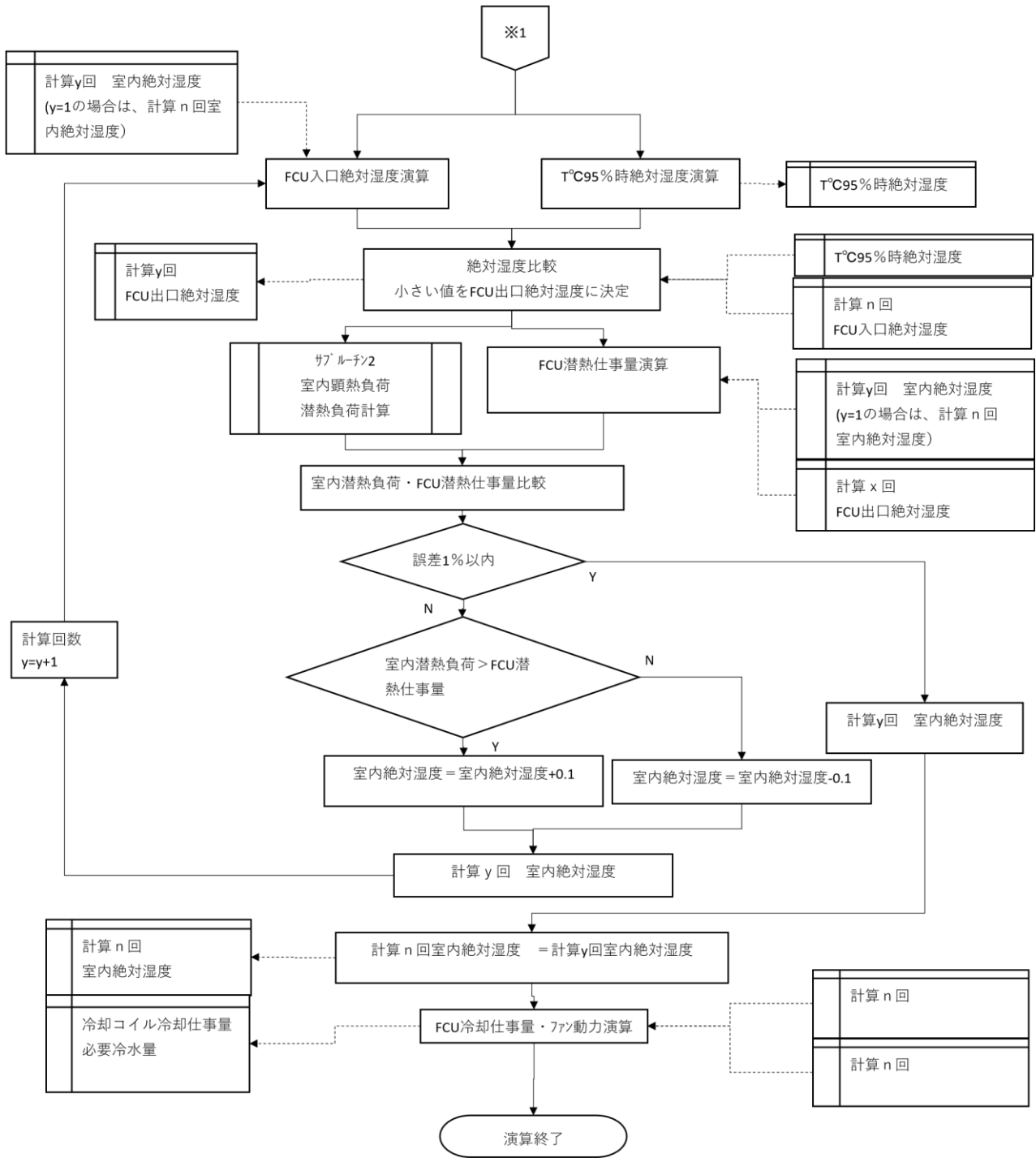
サブルーチン 2 室内顕熱負荷・潜熱負荷



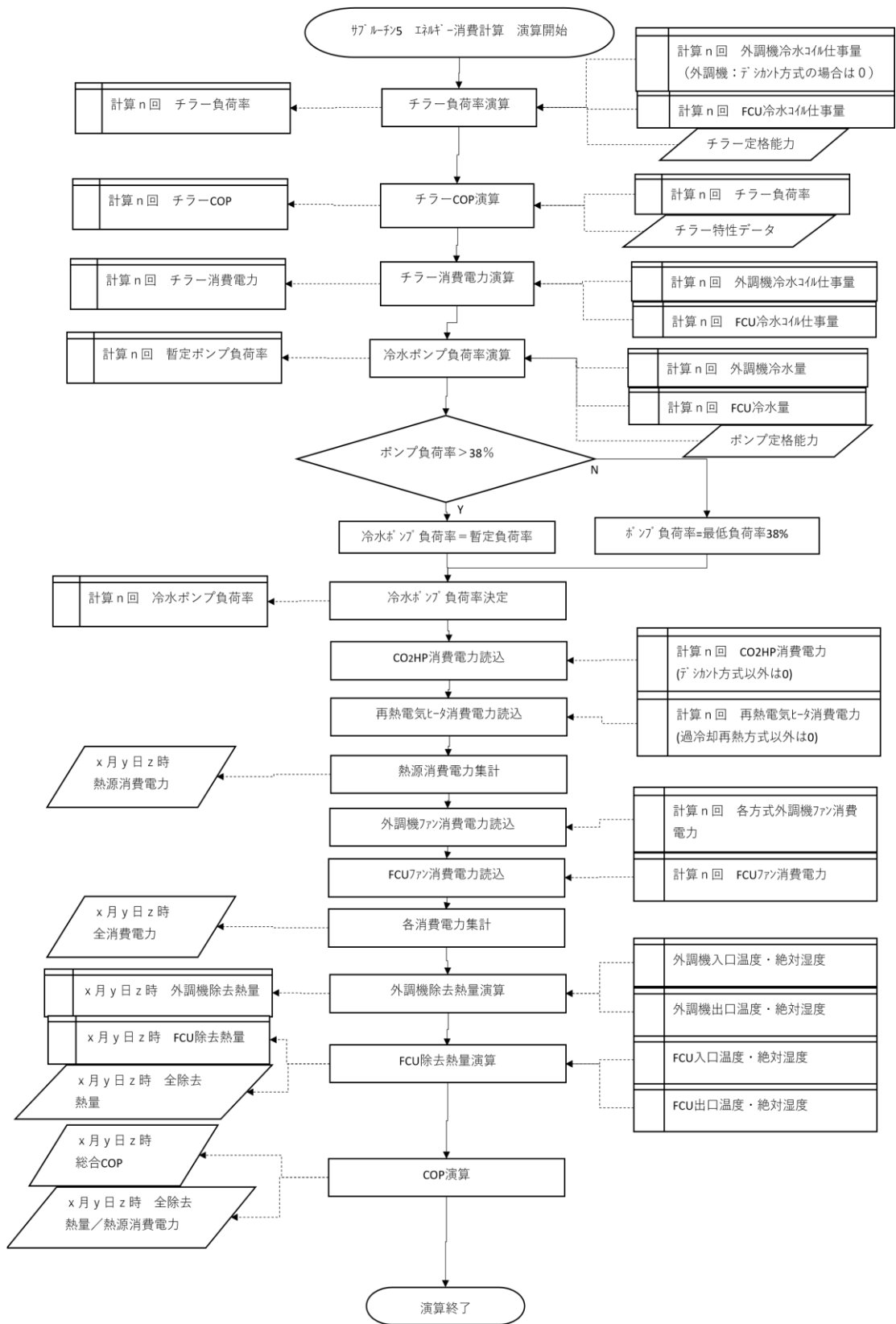
サブルーチン 3 FCU 運転時室内温湿度



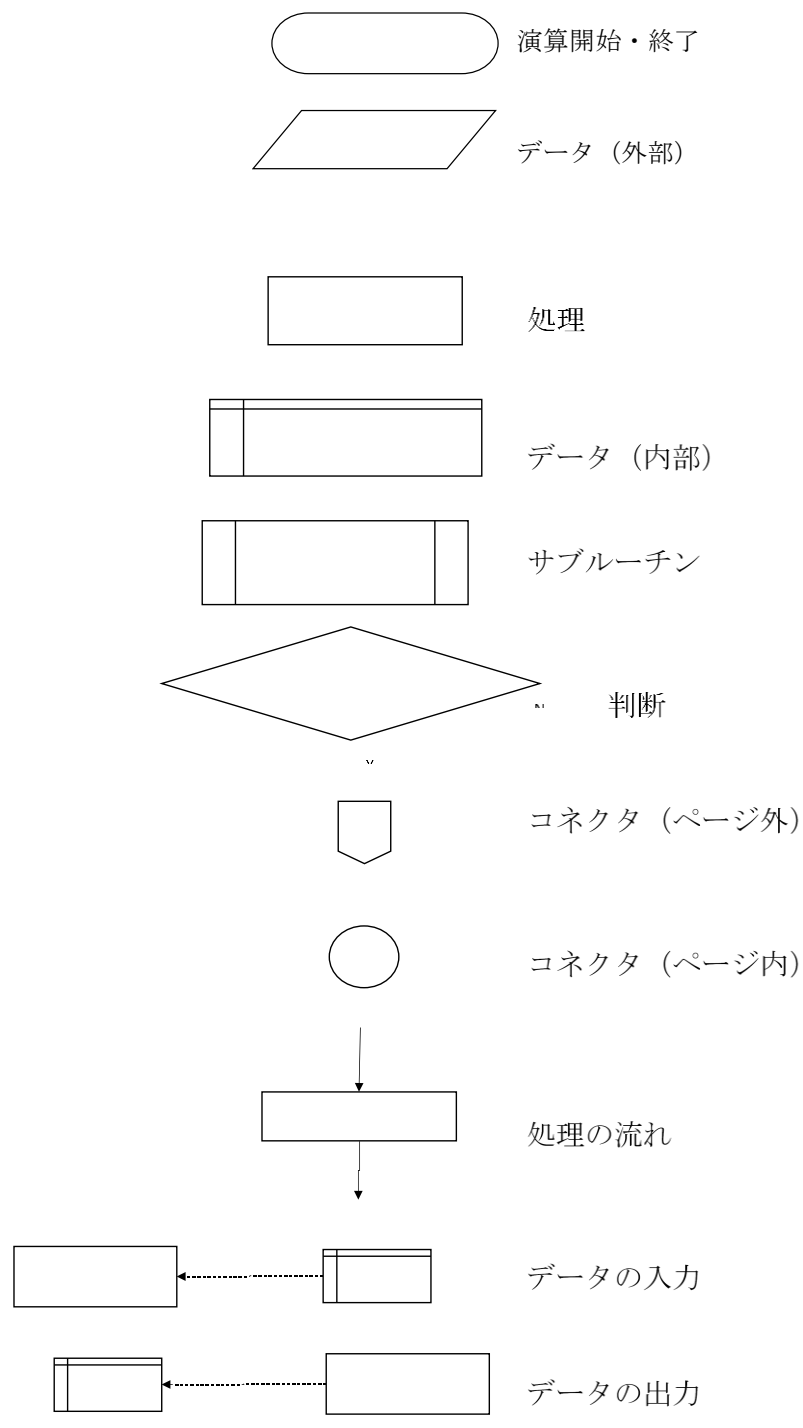
サブルーチン 4 室内温湿度成行き (1/2)



サブルーチン 4 室内温湿度成行き (2/2)



サブルーチン 5 エネルギー消費



凡例