

恒温恒湿室用の高効率精密空調設備の開発

山口 福太郎*1・佐竹 晃*2

A Development of High-efficiency Precision Air Processor for Constant Temperature and Humidity Room

Fukutaro YAMAGUCHI, Akira SATAKE

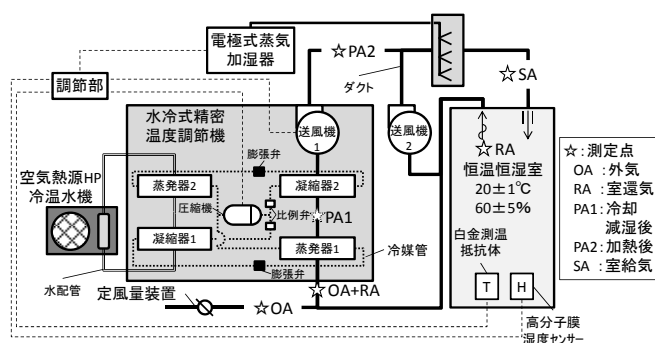


図-1 考案方式の精密空調設備の概要

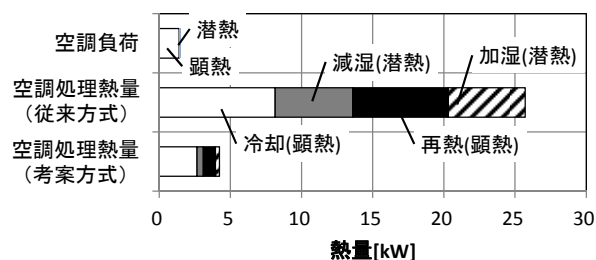


図-2 空調負荷と各方式の処理熱量
（従来方式（2013/5）と考案方式（2014/9）の実測値）

研究の目的

物性試験や精密加工に必要な恒温恒湿室のための精密空調設備は、温湿度の維持に多くのエネルギーを消費することから、これまでにいくつかの省エネルギー技術が開発されている。しかし、空気の処理工程に無駄が残っておりエネルギー削減の余地がある。そこで本研究では、通年で高効率運用できる省エネルギー性に優れた精密空調設備の開発を目指した。

技術の説明

従来の精密空調設備は、負荷の変動を吸収し高精度に室内の温湿度を維持するため、出力（圧縮機回転数）一定の冷凍機により処理空気を冷却減湿した後に、エネルギー効率が悪い電気ヒータと電極式蒸気加湿器により再熱・再加湿する方式のもの（従来方式）が多く、空調負荷の処理に多くの電力エネルギーを消費し、特に空調負荷の顕熱比が低下する中間期の消費電力が多い。これに対して考案方式（図-1）は、空調負荷に応じて冷却減湿量や処理空気の顕熱比を可変制御するとともに、通年で冷媒レヒートによるヒートポンプ式加熱をするため、恒温恒湿を高精密に維持しながら通年で省エネルギー性に優れた空調を実施可能となる。

主な結論

冷房負荷が小さいにもかかわらず従来方式の消費電力の多くなる中間期（従来方式は5月頃、考案方式は9月頃、図-2）、および、通年の実測調査の結果、以下の知見を得た。

- ・従来方式は、空調負荷（1.5kW）に対して18倍（27kW）もの冷温熱を生産しており無駄が大きかった。また設備全体の消費電力は14kWであり、中間期における電力基準のシステムCOPは0.1と非常に低かった。
- ・考案方式は、冷却除湿・再熱加湿に係る生産熱量が空調負荷の約3倍（4.7kW）にまで大幅に低減された。また設備全体の消費電力が1.9kWまで低下し、中間期における電力基準のシステムCOPが0.8にまで向上した。
- ・従来方式（2013年度）と考案方式（2014年度）の年間消費電力の比較の結果、冷却減湿が主の期間（4～11月）には82%、加熱加湿が主となる期間（12～3月）には37%、年間で70%の電力削減効果が確認された。
- ・考案方式の実測調査から中間期や夏に過剰な減湿が発生し消費電力が大きくなる場合があった。今後、この原因を明らかとし対策を図ることでさらに高効率な運用が可能と考えられる。

*1 本店 技術研究所

*2 本店 技術研究所 高度空間・エネルギーマネジメント研究室

恒温恒湿室用の高効率精密空調設備の開発

山口 福太郎*¹佐竹 晃*²

要 旨

物性試験や精密加工に必要となる恒温恒湿室のための精密空調設備は、温湿度の維持に多くのエネルギーを消費することから、これまでにいくつかの省エネルギー技術が開発されているが、エネルギー削減の余地があった。そこで本研究では、通年で高効率運用できる省エネルギー性に優れた精密空調方式の開発を目指した。はじめに、当社の恒温恒湿試験室に設置されていた一般的な方式の精密空調設備を実測調査し、5月(冷房負荷が小さい中間期)には空調負荷の18倍の冷温熱を空調処理しておりエネルギーを大量消費することを確認した。次に、この原因と対策を検討し、省エネルギー型の空調方式の具体的な設備・自動制御の仕様の検討、および年間の省エネルギー効果の予測を経て、既存設備を更新した。実運転性能を調査した結果、冷房負荷が小さい中間期の冷却減湿・再熱加湿に係る熱量が空調負荷の3倍に改善し、年間の消費電力が従来に比べ70%削減されたことを確認した。

キーワード 空調設備／省エネルギー／恒温恒湿装置／高効率化

目 次

- | | |
|----------------------|--------------|
| 1. はじめに | 5. 考案方式の性能予測 |
| 2. 恒温恒湿室と既設精密空調設備の概要 | 6. 考案方式の性能調査 |
| 3. 既設の精密空調設備の性能調査 | 7. おわりに |
| 4. 高効率精密空調設備の考案 | |

A DEVELOPMENT OF HIGH-EFFICIENCY PRECISION AIR PROCESSOR FOR CONSTANT TEMPERATURE AND HUMIDITY ROOM

Fukutaro YAMAGUCHI Akira SATAKE

Synopsis:

Conventional type of precision air processor for constant temperature and humidity room consumes large energy to keep required air condition. Several technologies have been developed for energy saving, but still consumption is large.

The authors aimed to develop a high-efficiency precision air processor which has higher performance throughout the year, and carried out an investigation for conventional type and development of new type according to the investigation result. This paper describes the comparison result of air processor performance between conventional type and new type. As a result, it was clarified by actual field survey that the mean annual energy consumption of new type was reduced 70% from conventional type.

* 1 本店 技術研究所

* 2 本店 技術研究所 高度空間・エネルギーマネジメント研究室

1. はじめに

物性試験や精密加工に必要となる恒温恒湿室では、精密空調設備により室内の温湿度を高精度に維持する。この精密空調設備の多くは、出力一定の冷凍機等で冷却減湿した空気を電気ヒータで再熱して電極式蒸気加湿器で加湿する方式(以下、従来方式)で空調負荷を処理しており、当社技術研究所内の恒温恒湿室にも従来方式が導入されていた。しかし従来方式は、空調負荷の処理に多くのエネルギーを消費し、特に空調負荷の顕熱比が低くなる中間期や夏の電力の消費量が多い。これに対して現在、従来方式の省エネルギー化を図る技術として、①冷却出力を段階的に可変制御するもの、②露点温度の冷水を散布して調湿するもの、③エネルギー効率の低い電気ヒータの補助熱源に冷媒レヒートを用いるもの等が市販されている。しかし、①や②は冷却除湿に係る電力を削減できても夏や中間期の再熱、冬の加熱には電気ヒータによる加熱が必要であり、③は冬に冷媒レヒートで加熱できない。このように、いずれの方式も空気の処理工程に無駄が残っておりエネルギー削減の余地がある。そこで本研究では、従来方式に代わる通年で高効率となる省エネルギー性に優れた方式(以下、考案方式)の開発を目的とした。

本報では、まず既設の従来方式の実測調査により問題点を抽出し、解決手法を検討した。次に考案方式の機器・制御仕様を検討し、数値解析で設備全体の年間性能を予測した。そして、既設設備を考案方式へと更新し、その性能を実測調査した結果を報告する。

2. 恒温恒湿室と既設の精密空調設備の概要

図-1 に恒温恒湿室の平面図、図-2 に従来方式(既設)の精密空調設備の概要、表-1 に恒温恒湿室と空調設備(従来方式)の諸元を示す。恒温恒湿室は、材料の養生や試験に使用され、温湿度が一定(20°C ・ $60\%\text{RH}$)に保たれている。また、隙間風による空調負荷抑制のため室内は陽圧に保たれている。図-2 の設備は、外気(OA)100m³/h と室還気(RA)1600m³/h を混合した空気(OA+RA)1700m³/h を空気熱源式冷房専用パッケージエアコン(冷専 PAC)で冷却減湿した後(PA1, PA は Process Air)、電気ヒータで再熱(PA2)、電極式蒸気加湿器(加湿器)で加湿後に給気(SA)する。冷専 PAC は外気温が 15°C 以上の場合に定出力(圧縮機回転数一定)で運転される。室温は電気ヒータ、湿度は加湿器の PID 動作によりともに制御される。なお図-2 の従来方式で許容できる室内負荷は、発熱 7.2kW、または発湿 4.2 kg/h と推定された。

3. 既設の精密空調設備の性能調査

3.1 調査方法

従来方式の性能確認と問題点抽出のため、冷房負荷が小さいにもかかわらず消費電力の大きかった中間期(2013 年 5 月下旬)に実測調査を実施した。実験中は、温湿度セ

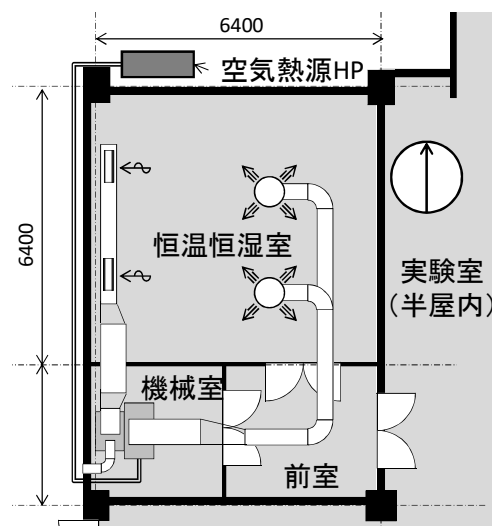


図-1 恒温恒湿室の平面図

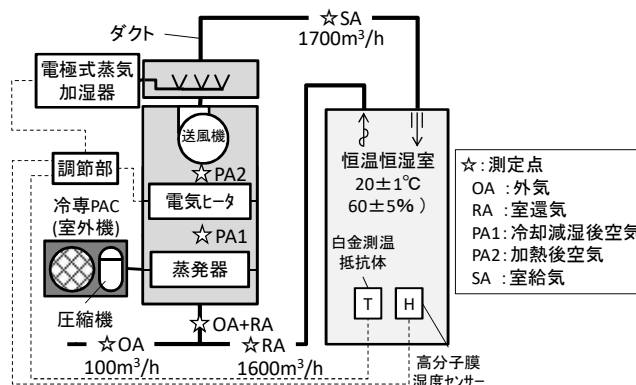


図-2 従来方式(既設)の精密空調設備の概要

表-1 恒温恒湿室と空調設備(従来方式)の緒元

■場所: 東京都練馬区
■対象室: 天井高 2.5m, 室容積 102m ³
外壁(北・西面): 32m ² 2.5W/m ² K,
床: 41m ² 0.5W/m ² K (地盤隣接)
内壁(南・東面): 32m ² 3.1W/m ² K (非空調室隣接)
天井: 41m ² 1.6W/m ² K (非空調室隣接)
■目標室内温湿度: $20\pm 1^{\circ}\text{C}$, $60\pm 5\%\text{RH}$
■空調設備
◆運転時間: 24 時間連続
◆機器能力(定格)
・風量: 1700m ³ /h (OA: 100m ³ /h, RA: 1600m ³ /h)
・冷専 PAC: 冷却能力 13.2kW・消費電力 6.6kW
・電気ヒータ: 加熱能力 15.0kW・消費電力 15.0kW
・加湿器: 加湿能力 8.0kg/h・消費電力: 6.0kW
・許容室内負荷: 全熱 7.2kW(発熱 7.2kW・発湿 4.2kg/h)

ンサー(HIOKI 3641)や電力計(Panasonic KW2G)を用いて空調設備内の各測定点(図-2 の☆印 6 点)と室内の空気温湿度、設備全体の消費電力を記録間隔 1 分で自動計測した。また処理風量は、熱線風速計(KANOMAX Model65)で測定したダクト内平均風速とダクト断面積から求めた。

3.2 調査結果

(1) 設備各部の温湿度

図-3 に 2013/5/28～6/1 の室内外温湿度の経時変化を示す。OA が変動しても室内の温湿度は安定しており、恒温恒湿が維持されている。また、図-4 に冷房負荷が小さかった 5/29, 16 時頃(図-3 中▲)の各部の温湿度を空気線図上にプロットした結果を示す。従来方式では OA と RA を混合した空気(図中 OA+RA)を $6^{\circ}\text{C} \cdot 5\text{g/kg}$ まで冷却減湿した後(PA1)、電気ヒータで 18°C に再熱(PA2)、加湿器で 9g/kg に再加湿(SA)している。これは、冷専 PAC が定出力(圧縮機回転数が定速)であるため、再熱・再加湿量が非常に大きいと言える。

(2) 処理熱量と消費電力、システム COP

図-5 に SA と OA+RA の温湿度差と風量から求めた冷房負荷 Q_{Tot} (外皮+換気+機器発熱)と、各部の温湿度と風量から算定した空調処理熱量を示す。この時の Q_{Tot} は 1.5kW であり、冷却能力 13.2kW に対して負荷が小さい条件となる。また、加熱加湿 13.8kW が発生することから、 Q_{Tot} に対して 18 倍もの熱(27kW)を処理していることが確認された。また、この時の設備全体(冷専 PAC+電気ヒータ+加湿器)の消費電力 E_{All} が 14kW であり、[1]式で定義される電力基準のシステム COP($COP_{E, Sys}$)は 0.11 となった。

$$COP_{E, Sys} = \frac{Q_{Tot}}{E_{All}} \quad [1]$$

従来方式のように年間最大冷房負荷に見合う冷専 PAC を用いて定処理熱量で冷却減湿した後に加熱・加湿量を調節する方式では、中間期に非常に多くの熱処理と電力を必要とすることが明らかとなった。

この他に、現状の室の利用状況やサーモグラフィ(FLUKE Ti400)で壁面の温度分布を調査したところ、室内の発熱・発湿負荷が小さいこと^{注1}、外壁(北・西)の外皮負荷が大きく室内温度分布への影響が懸念されることが判明し、空調の機器能力最適化や断熱強化が必要であることが分かった。

3.3 省エネルギー手法の検討

実測調査の結果から従来方式の問題点を挙げると以下の3つとなる。

- ① 冷専 PAC が定出力のため、夏期ピーク時以外に必要な以上の冷却減湿が発生する
- ② 機器効率が低い電気ヒータによる加熱では消費電力が多くなる
- ③ 空調処理風量($1700\text{m}^3/\text{h}$)が多く、再熱や加湿にも多くのエネルギーを必要とする

そして、上記 3 つそれぞれの解決手法として以下が有効であるとの検討結果を得た。

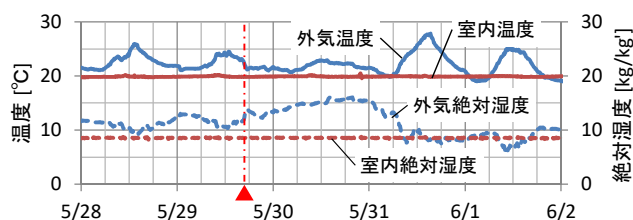


図-3 従来方式における温湿度の経時変化

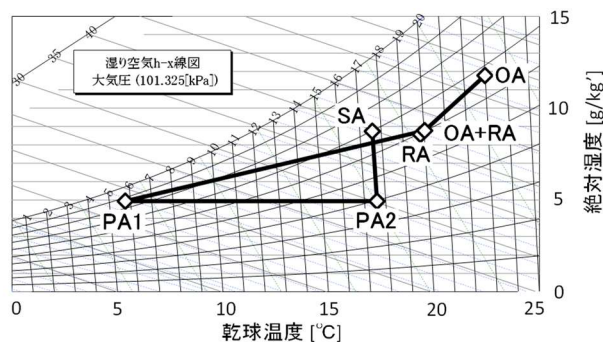


図-4 従来方式における設備各部の温湿度

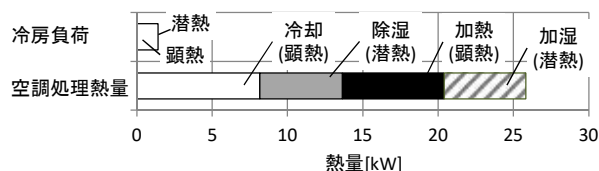


図-5 冷房負荷と空調処理熱量の内訳

- ① 冷却減湿過程において必要以上の冷却減湿を抑制する
- ② 加熱加湿過程においてヒートポンプの冷媒レヒートを利用する
- ③ 空調処理風量を可変制御とする

4. 高効率精密空調設備の考案

4.1 高効率精密空調設備の概要

前記対策を踏まえ図-6 に示す市販機器を組み合わせる方式を考案した(以下、考案方式)。表-2 に考案方式の緒元を示す。考案方式は、水冷式精密温度調整機(以下、温調機)、空気熱源ヒートポンプ式冷温水機(HP 冷温水機)^{注2}、電極式蒸気加湿器(加湿器)、循環用送風機(送風機 2)で構成される。温調機は、1 台の圧縮機と 2 組の蒸発器、凝縮器、膨張弁を備え、処理空気を蒸発器 1 で冷却減湿して凝縮器 2 で再熱する。そして、この冷却減湿と再熱の各々冷媒回路への流量分配比を制御する比例弁を備え、室温(顕熱負荷)を制御量としてこの分配比を PID 操作する。再熱が必要な場合には冷却減湿後の空気を冷媒レヒートだけで加熱でき、冬にはヒートポンプ式加熱が可能となる(前項②の対策)。また室温(顕熱負荷)に応じて圧縮機回転数(出力)をインバータの PID 操作により可変制御する

(前項①の対策). 温調機に標準搭載される上記 2 つの温度調節機構だけでは湿度が成行きとなることから, 室温湿度(潜熱負荷)に応じて処理用送風機(送風機 1)回転数をインバータで可変制御して変風量制御する機構(以下, 処理風量制御)と, 圧縮機回転数の下限値を変更する機構(以下, 最低回転数制御)を別途追加し, 温調機の減湿量を調節する. 送風機 2 は室内の温湿度むら防止のため温調機とは並列に配置され, 定風量で運転する. この設備で外気(OA:100m³/h)と室還気(RA:300~1000m³/h)を混合した空気(OA+RA:400~1100m³/h)を調温調湿(PA2)し, 室還気(RA:600m³/h)と混合して加湿した空気(SA:1000~1700m³/h)を室へ供給する.

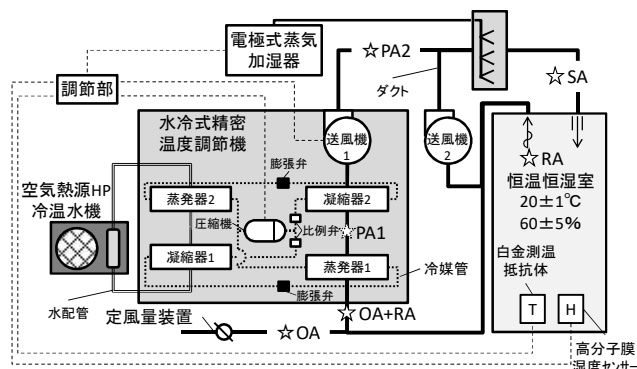


図-6 考案方式の概要

4.2 考案方式へ適用する可変制御の効果予測

(1) 処理風量制御の効果

図-7 に中間期等で顕熱負荷が小さく減湿のみが必要となる条件における各部の温湿度を, 処理風量制御の有無で示す. なお温調機の出力(冷却+加熱能力)は 1.9kW^{注3}で同じとする. この時, 温調機は 20℃弱に給気温を調整するが, 処理風量一定(600m³/h)では減湿量が不足する. これに対して処理風量制御時(300m³/h)には同じ出力(圧縮機回転数)でも SA の目標湿度(8.7g/kg')に減湿可能となる.

(2) 圧縮機の最低回転数制御の効果

図-8 に図-7 よりさらに減湿負荷が増加した条件における各部の温湿度を圧縮機の最低回転数制御の有無で示す. 処理風量制御だけでは減湿量が不十分な場合(図中青線), 最低回転数制御により圧縮機回転数を増加させて出力を 1.9kW から 2.3kW^{注3}に上昇させることで SA の目標湿度(8.1g/kg')への減湿が可能となる(図中ピンク線).

5. 考案方式の年間省エネルギー効果の予測

5.1 数値解析モデルの概要

図-9 に数値解析に必要な数値解析モデルの計算フローを示す. 本解析では, まず市販の動的熱負荷プログラムを用いて対象室の年間空調負荷を求めておき, これと年間の外気温湿度, 機器能力データ, 設定値を入力情報として計算プログラムに与え, 以下イ)~ホ)の手順により温調機での減湿量が最適となる処理風量と圧縮機出力を求め, 各機器の熱出力や消費電力を算定する.

- イ) 温調機の全熱処理量=室の顕熱負荷の時の温調機出口空気状態を求める(図-9 中①). なお処理風量は, 中間風量 800m³/h を初期値とする.
- ロ) 温調機が過剰減湿する場合(絶対湿度偏差<0)は, 処理熱量固定のもと必要減湿量となるように処理風量を増やす. この時, OA+RA が変化して偏差も変化する. 偏差がゼロとなるよう処理風量を収束計算する. なお処理風量が上限に達した場合は

表-2 空調設備 (考案方式) の緒元

■空調設備
◆運転時間: 24 時間連続
◆機器能力(定格)
・温調機: 冷却加熱能力 6.5kW(最大冷却能力 4.0kW) 消費電力 1.7kW 400~1100m ³ /h (OA:100m ³ /h, RA:300~1000m ³ /h)
・送風機 2: 600m ³ /h・消費電力 0.1kW
・加湿器: 加湿能力 8.0kg/h・消費電力: 6.0kW
・空気熱源 HP 冷温水機: 冷却能力 3.6kW・消費電力 1.3kW 加熱能力 6.0kW・消費電力 1.5kW
・許容室内負荷: 全熱 1.1kW(発熱 1.1kW・発湿 1.4kg/h)

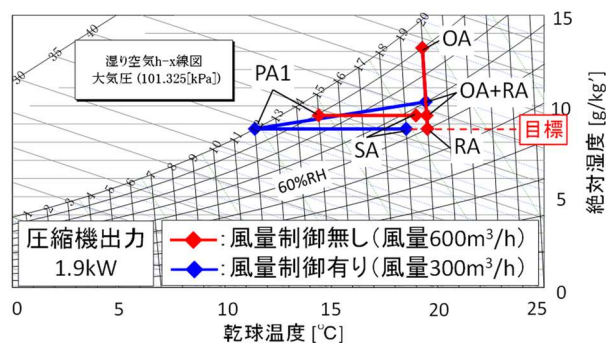


図-7 処理風量制御の有無における機内温湿度 (圧縮器出力は固定)

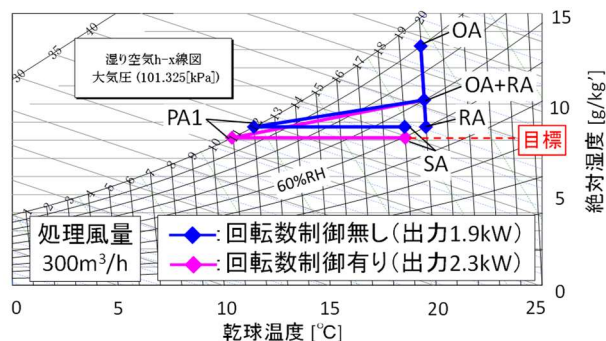


図-8 最低回転数制御の有無における機内温湿度 (処理風量は固定)

最大風量とする。また温調機が減湿不足の場合(絶対湿度偏差>0)は、処理風量を減らす方向に上記と同様の収束計算をする。なお処理風量が下限に達した場合は最小風量とする(図-9 中②)。

- ハ) 処理風量が下限に達しても減湿不足となる場合は、最適な減湿量となる冷却出力を求め、ロ)の温調機の処理熱量を修正する(図-9 中③)。
- ニ) イ)～ハ)で求めた温調機出口空気条件から空調負荷を満足する再熱量(加熱量)と加湿量を求める。
- ホ) 入力情報の電力特性とイ)～ニ)で求めた各機器出力から機器消費電力を求める。

5.2 解析条件と設備仕様

表-3 に各方式の解析条件と空調設備の仕様を示す。対象室の年間空調負荷は、動的熱負荷計算プログラム TRNSYS-Ver.17 を用いて求めた。なお従来方式の冷専 PAC を現状の空調負荷(室内発熱・発湿)に見合うように小能力化(5.0kW)^{注4}した場合(以後、冷専 PAC：小)も予測し、方式・能力の差による効果を確認した。また、表-3 に記載されていない条件については表-1, 2 の値を用いた。

5.3 従来方式と考案方式の年間性能比較

(1) 空調負荷・熱処理量

図-10 に月積算空調負荷、図-11～13 に従来方式および考案方式の月積算熱処理量の内訳を示す。図-10 より 6～9 月には冷却と減湿、12～2 月には加熱と加湿が主になり、3～5 月、10～11 月には冷却と減湿、加熱と加湿の全てが必要となる。これを踏まえて各方式の熱処理量を見ると、図-11 の従来方式(既設仕様)では、冷却減湿のない期間には出力を可変制御できる電気ヒータと加湿器のみ運転されるため空調負荷と同量の熱を処理しているが、冷却減湿のある期間には空調負荷の 1.7～37 倍もの熱を処理していた。また図-12 の従来方式(冷専 PAC：小)の場合でも冷却減湿のある期間には空調負荷の 1.3～14 倍の熱を処理していた。これに対して図-13 の考案方式では、空調機による熱処理が空調負荷の 1～2.5 倍となった。

(2) 消費電力

図-14 に各方式の月積算消費電力量の比較と従来方式(両仕様)を基準とした考案方式の電力削減率^{注5}を示す。月積算消費電力量は、従来方式(既設仕様)が 2.2～13.8 MWh/月、従来方式(冷専 PAC：小)が 1.6～4.9MWh/月の間を推移し、特に図-10 の冷却減湿負荷があるとその大小にかかわらず消費電力も多くなった。これに対し考案方式は 0.5～1.1MWh/月を推移し、電力削減率^{注5}は、従来方式(既設仕様)を基準とした場合、4～11 月に 93%，12～3 月に 59%，年間で 80%，従来方式(冷専 PAC：小)を基準とした場合、4～11 月に 80%，12～3 月に 47%，年間で 74%となり、大幅な消費電力削減効果が予測された。

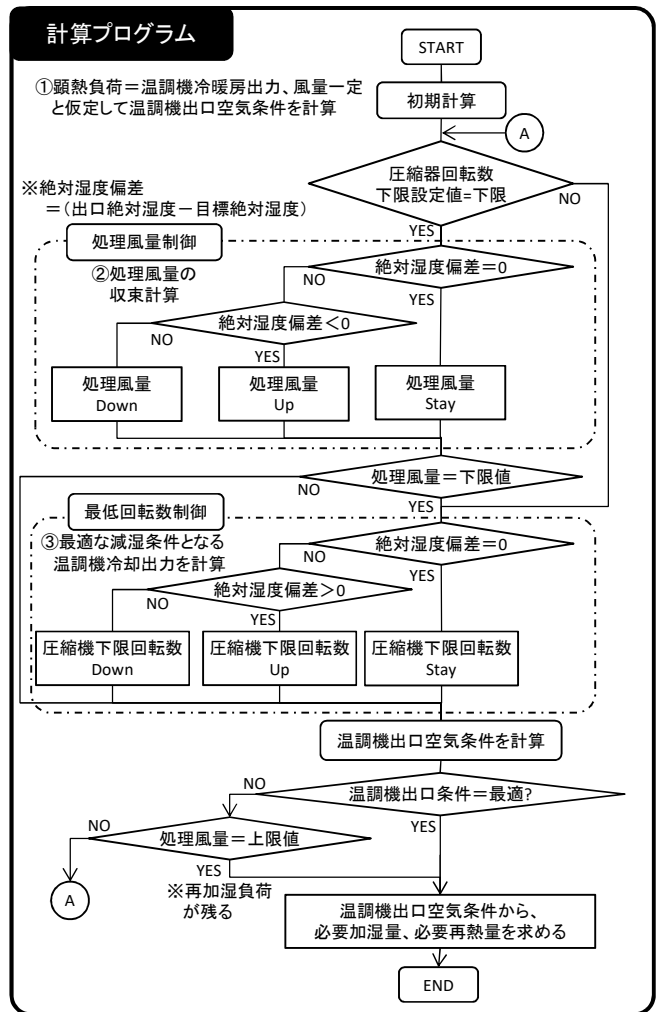


図-9 数値解析モデルの計算フロー

表-3 解析条件と空調設備の仕様

計算ケース		従来方式 (既設仕様) (冷専PAC:小)		考案方式
計算間隔		1時間		
計算期間		1/1～12/31(365日間)		
気象データ		拡張アメダス標準年(練馬)		
室内 設定条件	温度	20℃		
	湿度	60%		
	構造	RC造(1F)		
建物条件	外壁	32㎡	0.4W/㎡K	
	内壁	32㎡	3.1W/㎡K	
	床	41㎡	0.5W/㎡K	
	天井	41㎡	1.6W/㎡K	
	室内 負荷	顕熱	1.0kW(機器発熱)	
		潜熱	0.0kW	
機器条件	空調機運転時間	24時間連続		
	外気導入量	100㎡/h(第2種換気方式)		
	空調機 処理	室還気量	1600㎡/h (一定)	700㎡/h (一定)
		合計風量	1700㎡/h (一定)	800㎡/h (一定)
		送風機電力	0.75kW (一定)	0.22kW (一定)
				(温調機の 電力特性)
	室循環	風量	—	600㎡/h(一定)
		送風機電力	—	0.1kW
	冷却	出力	13.2kW (一定)	5.0kW (一定)
		電力	6.6kW (一定)	2.5kW (一定)
	加熱	出力	0～15.0kW (可変)	0～6.0kW (可変)
		電力	0～15.0kW (可変)	0～6.0kW (可変)
加湿	出力(潜熱)	0～5.6kW(0～8kg/h・可変)		
	電力	0～5.6kW(可変)		

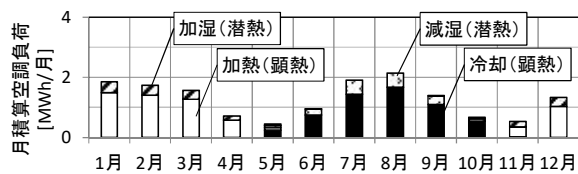


図-10 月積算空調負荷の推移

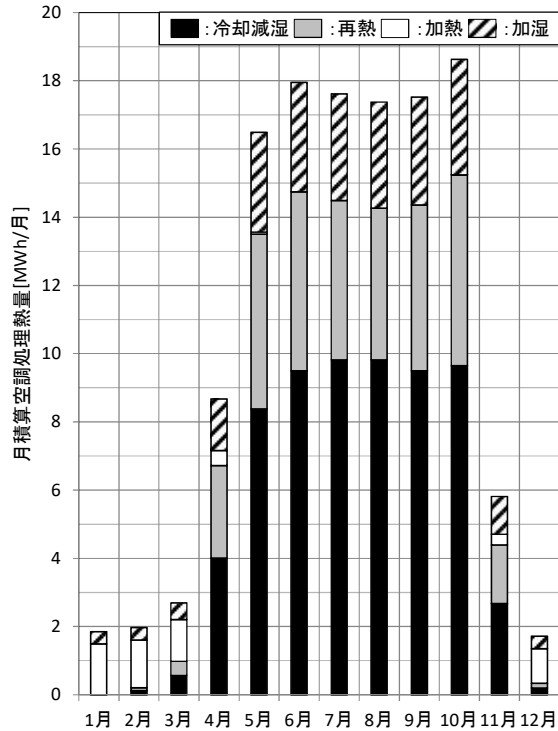


図-11 月積算空調処理熱量の推移
(従来方式・既設仕様)

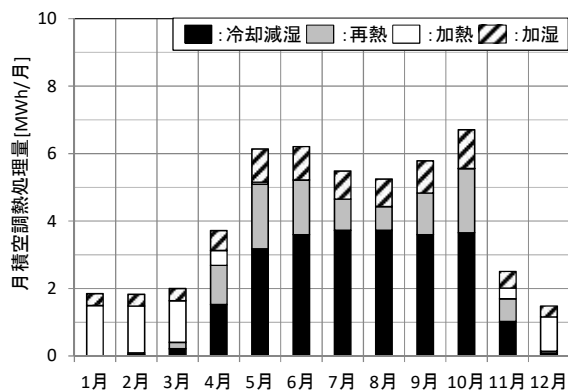


図-12 月積算空調処理熱量の推移
(従来方式・冷専PAC：小)

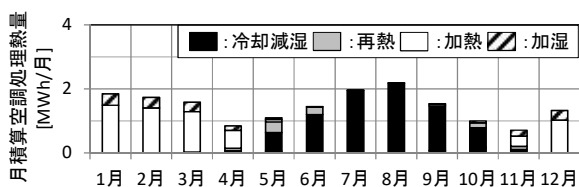


図-13 月積算空調処理熱量の推移(考案方式)

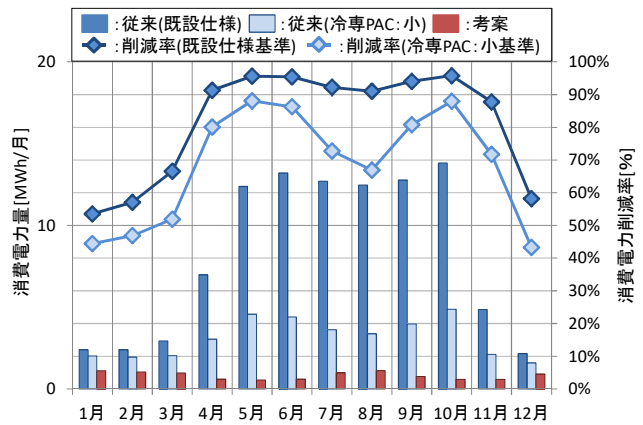


図-14 各設備の月積算消費電力量の比較

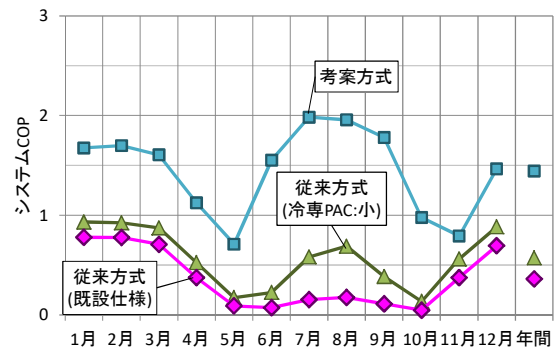


図-15 月別の平均システム COP の比較

(3) システム COP

図-15 に[1]式で求めた各月の平均システム COP の比較を示す。従来方式は、両仕様ともに年間を通してシステム COP が 1 を下回り、平均値は従来方式(既設仕様)が 0.4、従来方式(冷専 PAC：小)が 0.6 となった。これに対して考案方式は、空調負荷が非常に小さい期間を除いてシステム COP は 1 を上回り、年間で 1.4 となった。

以上より、従来方式は冷専 PAC の能力を冷房負荷に見合うように小さくしたとしても空調負荷の処理に多くの電力を消費してしまうエネルギー効率が低い方式であるのに対し、考案方式は空調負荷より小さな消費電力で済むエネルギー効率に優れた方式であることが予測できた。

6. 考案方式の性能調査

6.1 調査概要

考案方式は通年で高い省エネルギー効果が期待できるとの予測を受け、2014 年 3 月に当社技術研究所内の恒温恒湿試験室(図-1)へ考案方式の高効率精密空調設備を導入し、実測調査を行った。なお導入時に併せて外壁(北・西)の断熱強化を行った。また、実験中は従来方式の場合と同様に設備内の空気温湿度(図-6 の☆印 5 点)と各設備の消費電力(温調機、加湿器、HP 冷温水機)を記録間隔 5 分で自動計測した。なお冷却減湿直後(図 6 の PA1)は、考案方式では測定器設置が困難であったことから計測していない。

6.2 調査結果

(1) 設備各部の温湿度

図-16 に 2014/9/16～9/20 の室内外の温湿度の経時変化を示す。考案方式では、従来方式と同様に外気条件が変動しても室内が恒温恒湿に保たれていた。

図-17 に 9/17 の 7 時(図-16 中▲)の空調機各部の温湿度を空気線図上にプロットした結果を図-4 の従来方式の結果と併せて示す。なお同時点は、空調負荷が図-4 と同条件(全熱 1.5kW, 顕熱 1.4kW, 潜熱 0.1kW)となった時点である。なお同図の考案方式の PA1(蒸発器出口)は、PA2 と同じ絶対湿度、相对湿度 95%の交点から温度を推定した。考案方式は、OA+RA(20℃・9g/kg')を温調機で冷却(PA' : 13℃・9g/kg')、再熱(PA:15℃)した後、これと RA(600 m³/h)を混合(PA+RA:17℃・9g/kg')して室へ給気(SA:18℃・9g/kg')していた。考案方式では、温調機の処理熱量が顕熱負荷(室温)に応じて細かく制御されるため、冷却過程での減湿を最小限とし、再熱加湿量が大幅に削減された。

(2) 熱処理量と消費電力、システム COP

図-18 に、図-17 の各部の温湿度と各部風量から求めた処理熱量の内訳を図-5 の従来方式の結果と併せて示す^{注6}。考案方式では、温調機内圧縮機の回転数制御により熱出力が低く抑えられた結果、冷却減湿・再熱加湿に係る熱量が従来方式と比べて大幅に削減され、処理熱量の合計が空調負荷(1.5kW)の約 3 倍(4.7kW)にまで低下した。また、この時の設備全体(温調機+HP 冷水温水機+加湿器+送風機 2)の消費電力 E_{All} は 1.9kW に低減され、[1]式で定義される電力基準の $COP_{E,sys}$ は 0.8 に向上した。

(3) 考案方式の導入前後の年間消費電力

図-19 に従来方式(2013 年度)と考案方式(2014 年度)の実測結果、および、月積算消費電力量と考案方式の電力削減率^{注5}を示す。なお従来方式と考案方式で建物の断熱性能の差により外皮負荷(顕熱)が異なることから、従来方式で冷専 PAC が稼働していない加熱期間の消費電力量は、室の断熱性能差から求めた補正係数(0.75)^{注7}を乗じた値を併記した。また電力削減率^{注5}は補正後の消費電力量を基準に求めた。考案方式は大幅に消費電力が削減され、その削減率は、従来方式で冷専 PAC が稼働していた期間(4～11 月)には 82%減、冷専 PAC が稼働していない期間(12～3 月)には 37%減、年間では 70%減となった。

なお、これまでの実測調査より中間期や夏に温調機で過剰な減湿が発生して消費電力が大きくなる場合があることが確認されている。この原因を明らかとして自動制御を改善することで、数値解析の予測結果に近い高効率な運用が可能と考えられる。

7. おわりに

本研究では、恒温恒湿室の高効率精密空調設備の開発

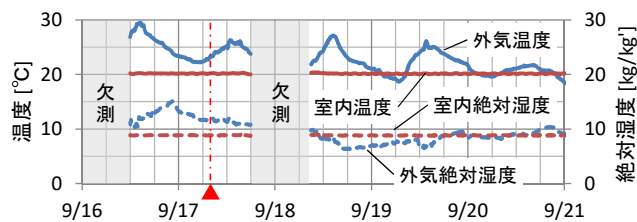


図-16 考案方式における温湿度の経時変化

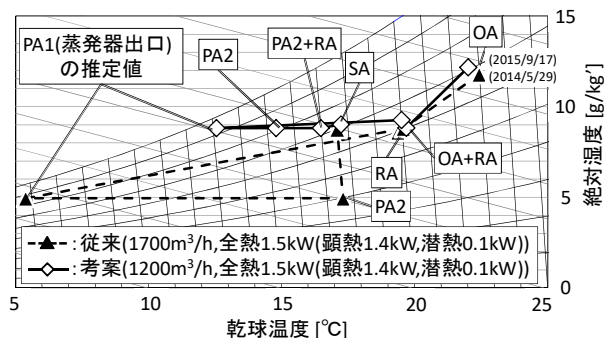


図-17 従来・考案方式における温湿度変化

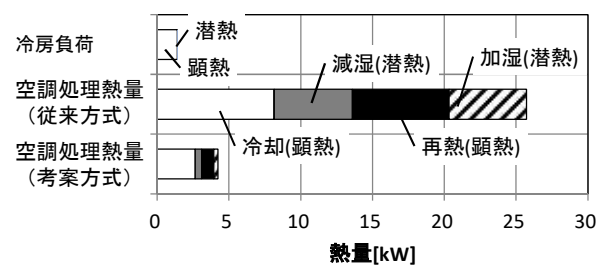


図-18 冷房負荷と空調処理熱量の内訳

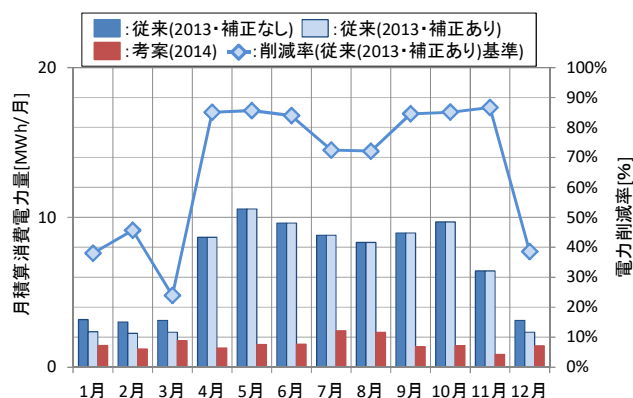


図-19 従来方式(2013 年度)と考案方式(2014 年度)の月積算消費電力量の比較

を目的に、従来方式の実測調査や考案方式の性能予測と実機の導入、実測を行い、室内環境や各部温湿度の推移、電力削減効果を確認した。以下に得られた知見を記す。

(1) 従来方式は冷房負荷が小さいにもかかわらず消費電力の大きくなる中間期において空調負荷(1.5kW)に対し 18 倍(27kW)もの空調処理をしており無駄が大きかった。

また、この時の電力基準のシステム COP は 0.1 と非常に低かった。

(2) 実測調査から従来方式の問題点を抽出し、その解決手法として、①必要以上の減湿の抑制、②ヒートポンプの冷媒レヒートによる加熱、③処理風量の可変制御化を図る考案方式を計画した。

(3) 従来方式(既存仕様、冷専 PAC：小)と考案方式の年間性能を予測した。システム COP は、従来方式(既設仕様)の 0.1～0.8、従来方式(冷専 PAC:小)の 0.1～0.9 に対して考案方式は 0.7～2.0 に向上し、考案方式は年間を通して高いエネルギー効率が期待できることが予測できた。

(4) 既設設備を考案方式に更新し、実測調査を実施した。考案方式は冷房負荷が小さい中間期において空調負荷(1.5kW)の約 3 倍(4.7kW)の熱を処理していた。また、この時の電力基準のシステム COP は 0.8 となり、従来方式の 0.1 より高い値を示した。

(5) 消費電力の実測調査より、考案方式には冷専 PAC が稼働していた期間には 82%、冷専 PAC が稼働していない期間には 37%、年間では 70%の電力削減効果が確認された。

(6) 実測調査より考案方式では夏や中間期に過剰な減湿が発生し消費電力が大きくなる場合が確認された。今後、この原因を明らかとし対策を図ることで、数値解析の予測結果に近いより高効率な運用が可能と考えられる。

[注]

注1) 利用状況調査の結果、現在では室内で常時人が作業することはなく、作業する場合であっても人員は 2 名程度(顕熱 80W/人、潜熱 40W/人)であった。また、室内機器発熱は 1kW 程(照明+試験機器)であった。

注2) 温調機には水冷式と空冷式の 2 種類が市販されている。本設備では施設の都合から水冷式の温調機にインバータ制御の空冷 HP 冷温水機を組合せた。空冷式の温調機を用いる場合には HP 式冷温水機が不要となる。

注3) 換気負荷以外の空調負荷を図-6 では顕熱 0.1kW、図-7 では顕熱 0.1kW・潜熱 0.1kW とした。この時、最適な SA 条件に必要な空調出力はそれぞれ 1.9kW、2.3kW となる。

注4) 動的熱負荷計算で得た最大空調負荷をもとに従来方式において OA+RA を SA の目標露点温度に冷却するために必要な冷却熱量を求め、これを冷専 PAC の最大冷却能力とした。またこの時の処理風量は考案方式の中間風量(800m³/h)とした。

注5) 電力削減率[%]=(1 - 考案方式の積算消費電力[Wh] / 従来方式の積算消費電力[Wh]) × 100。5 章の数値解析による予測結果の比較では分母に従来方式(既設方式)または、従来方式(冷専 PAC：小)の値を与え、6 章の実測結果の年間比較では従来方式の実測結果を補正した値を与えた。

注6) 両データは建物の断熱性能が異なるが、冷房負荷と顕熱比が同じであることから同一条件下での比較と言える。

注7) 補正係数[-]=2014 年時の平均熱貫流率[W/m²K] / 2013 年時の平均熱貫流率[W/m²K]。ここで、平均熱貫流率[W/m²K]=Σ(壁や天井・床の各面積[m²]×各部位の熱貫流率[W/m²K]) / Σ(壁や天井・床の面積[m²])。