

ルームエアコンディショナの除湿量予測に関する研究

細川, 隆行
九州大学総合理工学研究院エネルギー環境共生工学部門

林, 徹夫
九州大学総合理工学研究院エネルギー環境共生工学部門

野村, 幸司
九州大学総合理工学研究院エネルギー環境共生工学部門

渡邊, 大祐
九州大学総合理工学府環境エネルギー工学専攻

<https://doi.org/10.15017/14580>

出版情報 : 九州大学大学院総合理工学報告. 29 (2), pp.293-299, 2007-12. 九州大学大学院総合理工学府
バージョン :
権利関係 :

ルームエアコンディショナの除湿量予測に関する研究

細川 隆行^{*1,†}・林徹夫^{*1}・野村幸司^{*1} 渡邊大祐^{*2}

(平成19年7月31日 受理)

Prediction of Dehumidification Amount of Room Air Conditioner

Takayuki HOSOKAWA, Tetsuo HAYASHI, Kouji NOMURA,
and Daisuke WATANABE

[†]E-mail of corresponding author: hosokawa@hrmbox.eee.kyushu-u.ac.jp

Room air conditioner is generally used for cooling in a house and removes sensible heat and moisture from indoor air. The room air conditioner doesn't control indoor humidity, because it operates to make the indoor air temperature into the preset temperature. However, it is often calculated so that the indoor humidity can become set humidity. There are many studies about analysis of heat-mass transfer on cooling coils. They demand much information like the pitch of fins, the rows of coil, etc. However, it is difficult to consider them in calculation of the dehumidification amount in a house. Therefore, simpler calculation method for dehumidification amount load is necessary. This paper presents investigation of dehumidification performance of two room air conditioners on market and simple calculation methods of dehumidification amount of those.

Key words: Room air conditioner, cooling, dehumidification amount, heat transfer, mass transfer

1. 緒 言

住宅の冷房は、一般にルームエアコンディショナ(以下、エアコン)で行われ、その多くは圧縮機をインバータ制御する、いわゆるインバータエアコンである。エアコンは冷房運転時、室内空気を設定温度にするために、吸込空気温度に応じて風量や圧縮機の出力を変化させる。つまり、エアコンの冷房は顕熱処理のみを目的として制御される。このとき室内機コイルの表面温度が吸込空気の露点温度よりも低ければ、除湿、すなわち潜熱処理が発生する。しかし、エアコンは顕熱処理のみを目的として制御されるため、室内の湿度は成り行きになる。本来、冷房時の室内湿度は、室内での水蒸気発生、壁体や家具の吸放湿、換気による水蒸気移動等と冷房機での除湿量から実現される。また、冷房機の潜熱処理もこの範疇で実現されるものである。しかし、現実には、個々の現象の複雑さから、水蒸気の発生量および移動量を仮定した上で、室内の設定湿度が実現されるものとして潜熱処理量が計算されるのが大半である。

コイルの冷却除湿については、空調設計や熱交換器

そのものの設計、性能評価に関する研究^{1)~7)}が数多く行われており、フィンやコイルの列数といった詳細な情報から検討するものが多い。しかし、エアコンを用いた住宅の冷房では、価格、設置室の面積と冷暖房能力の関係、電力消費量などを考慮して、エアコンメーカーのカタログから機種を選定し、設置するのが一般的である。よって、市販機において、その除湿性能を確認し、簡易な表現で除湿量および潜熱処理量を予測できることは重要である。

そこで、本論文では市販されている2台のインバータエアコンについて、冷房運転時の除湿性能を実験により確認し、除湿量の予測方法について検討した。用いたエアコンは、いずれも最も普及していると思われる壁掛型である。

2. 実験の概要

測定対象のエアコンは2台で、いずれも市販されている。試験機1、試験機2の主な仕様をTable 1、Table 2に示す。表中の*印は、仕様表になく筆者らが確認した項目である。その他の項目は仕様表に記載されているもので、これらはJIS C 9612に準拠した測定された結果である。実験は、室内空気の温湿度を制御可能な人工気候室と、人工気候室用の空調設備が設置されてい

*1 エネルギー環境共生工学部門

*2 環境エネルギー工学専攻 修士課程

る人工気候室前室にて行った。試験機1は、室内機の特性を確認するために、室内機を人工気候室に、室外機は前室に設置した。前室の温湿度は成り行きである。一方、試験機2は室外機を人工気候室に、室内機を前室に設置した。試験機2の吸込空気の温湿度は、試験機1と加湿器を用いて制御した。試験機1と試験機2で、室内機と室外機の設置室が異なる理由は、試験機2で外気温度変化に対する処理熱量の違いを確認したためである。これについては別報にて報告する。

2台の試験機は、ともに定格冷房能力2.8kWで、外形寸法もほぼ同じである。発売日は、試験機1よりも試験機2の方が遅く、冷房エネルギー消費効率も高い。室内機熱交換器はいずれも多段曲げ型であるが、フィン形状が異なっている。試験機1はプレートフィン (Fig. 1)、試験機2はスリットフィン (Fig. 2) である。スリットフィンの伝熱性能はプレートフィンの1.4~1.6倍と言われている⁸⁾。また、試験機1のコイルの列数は前面パネル側、背面側ともに2列である (Fig. 3参照)。一方、試験機2は、背面側は2列だが、前面パネル側が3列配置であり、コイルの列数が試験機1よりも多い。

主な測定点と測定項目をTable 3に示す。測定時間間隔は全測定項目1分とした。

風量設定は、試験機1が定風量3段階と変風量の「自動」の4モード、試験機2は定風量6段階と変風量の「自動」の7モードとなっている。試験機2は設定と風量の対応が仕様表に記載されていたが、試験機1には記載されていなかった。そこで試験機1の室内機空気吸込口に発泡スチロール製の筒を付け、筒内の風速分布を測定し、面積加重積算して風量を求めた。試験機1の風量の測定結果をTable 4に示す。「自動」設定の風量は、あらかじめ「強」「弱」「微」の定風量設定における吸込口 (試験機1) もしくは吹出口 (試験機2) の風速を測定し、風速と風量の回帰式を作成しておく。試験機2では、定風量設定でも運転開始後1時間と、それ以降で風速に違いが見られた。そのため運転開始後1時間以上で風速を測定し、その値を用いて風量を推定する回帰式を作成した。実験時には同位置で測定した風速から回帰式を用いて風量を推定した。

除湿量は吸込絶対湿度と吹出絶対湿度の差に、風量と湿り空気の密度を乗じて求める。しかし、冷房時の吹出空気は高湿度になるため、湿度計の精度に不安が残る。そこでドレン水重量を測定し、その重量変化から除湿量を確認した。ここで、ドレン水重量は一旦ドレンパンにたまり、ホースから流出する水を電子上皿天秤上の容器に流し込んで測定した。従って、実験初期においてドレン水量から求めた除湿量と室内機吸込口と吹出口の湿度差から求めた除湿量には差が生じる。

処理顕熱量、処理潜熱量を吸込空気と吹出空気の温湿度および風量から求めた。本実験の測定方法は、JIS

Table 1 Specification of test machine 1

Cooling capacity	2.8 (0.7~3.5)kW
Electricity consumption	580 (150~1150)W
Energy Efficiency Ratio	4.83
Air volume	10.7m ³ /min
Casing size (H×W×D)	275×815×238mm
Fin shape*	Plate fin
Coil Width*	640mm
Rows of Coils*(Front, Rear)	2, 2
Sale year	2004/2

Table 2 Specification of test machine 2

Cooling capacity	2.8 (0.6~4.0)kW
Electricity consumption	485 (95~910)W
Energy Efficiency Ratio	5.77
Air volume(High, Middle, Low)	13.4, 10.7, 8.0m ³ /min
Casing size (H×W×D)	305×798×209
Fin shape*	Slit fin
Coil Width*	610
Rows of Coils*(Front, Rear)	3, 2
Sale year	2006/2

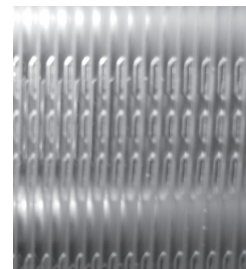
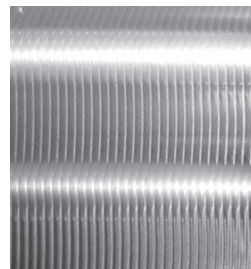


Fig. 1 Fin shape of test machine 1 Fig. 2 Fin shape of test machine 2

Table 3 Measurement points

Indoor unit	Outlet air temperature
	Inlet air temperature
	Outlet humidity
	Inlet humidity
	Air volume
	Coil surface temperature of refrigerant gateway
	Drain water weight
Outdoor unit	Outlet air temperature
	Inlet air temperature
	Outlet air temperature
	Inverter frequency
Electricity consumption	

Table 4 Measured air volume of test machine 1

Setting	High	Middle	Low
Air volume [m ³ /min]	10.5	7.1	4.9

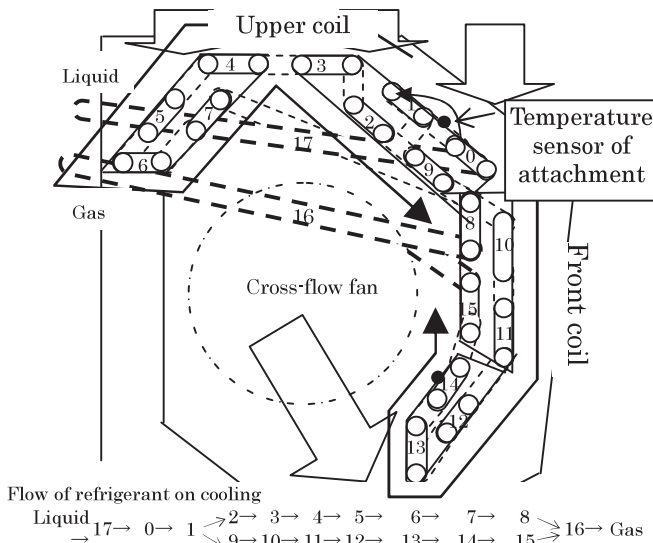


Fig.3 Arrangement of coil of test machine 1

B 8615-1に規定される空気エンタルピー測定装置を用いた冷房能力試験方法とは異なるが、文献9)の簡易測定法と同じ方法である。文献9)では簡易測定法とカロリーメータ型空気エンタルピー測定装置を用いた場合の処理熱量が比較されており、両者はよく一致すると報告されている。

3. 試験機 1 の測定結果

吸込空気が室内機のフィンおよびコイルと接触する際、それらの表面温度が吸込空気の露点温度よりも低ければ除湿が発生する。よって、除湿量を予測するためには、フィンとコイルの表面温度が重要になる。しかし、フィン表面温度は測定が困難なため、本論文ではフィン表面温度はコイル表面温度と同一挙動をすると思なした。

予備実験としてコイル表面温度分布を測定し、コイル平均表面温度を代表できる測定点について検討した。Fig. 3に試験機1の室内機のコイル配置を示す。冷房時に液管から入った冷媒は、ガス管に向かう途中で室内機の上側コイルと前面コイルの二方向に分かれる。それぞれ室内機上側および前面パネルからの吸込空気を冷却し、その後合流してガス管から圧縮機へと向かう。コイル入口から出口まで、測定点を等間隔にして、冷房運転時のコイル表面温度分布を測定した。

吸込空気温度が27℃になるように人工気候室の設定温度を調整した。エアコンの設定温度は、インバータ周波数が吸込空気温度により変化しない設定下限値の16℃とした。風量については「強」「弱」「微」「自動」の全ての設定について測定した。

Fig. 4)にコイル表面温度分布を示す。4種の風量設定中、温度分布が最も大きかった「強」設定時の測定結果である。図中の数値は、インバータ周波数の概略値

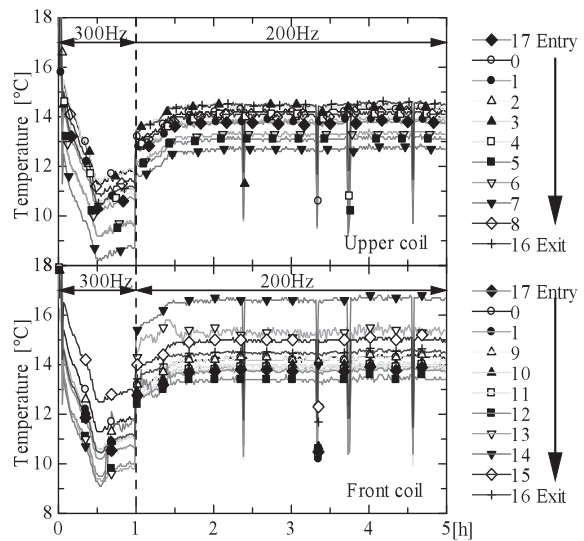


Fig. 4 Distribution of coil surface temperature at setting “High”

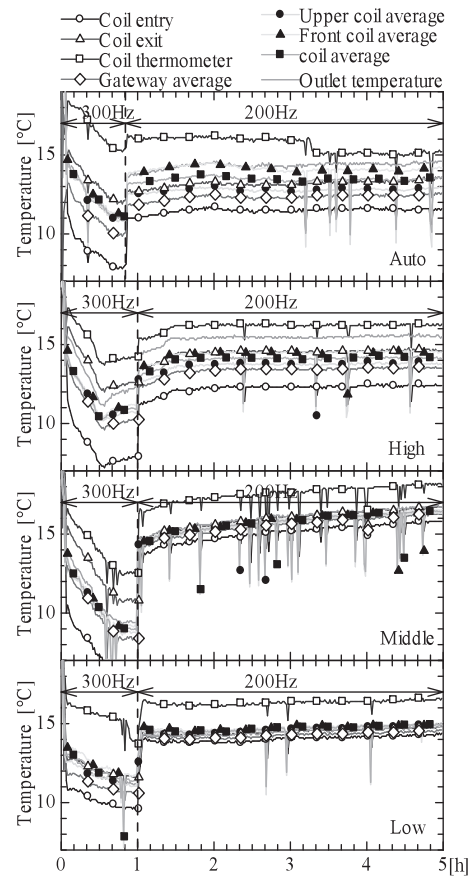


Fig. 5 Comparison of average and represented coil surface temperature

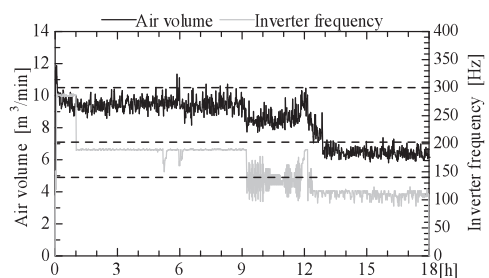


Fig.6 Air volume of test machine 1 at setting “Auto”

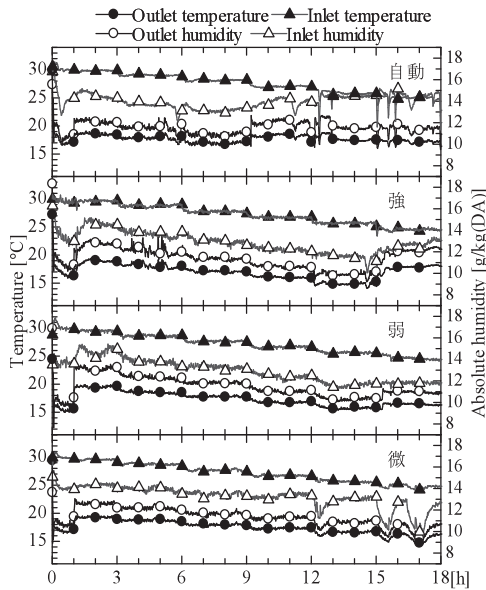


Fig. 7 Temperature and humidity of Inlet and outlet (Test Machine 1)

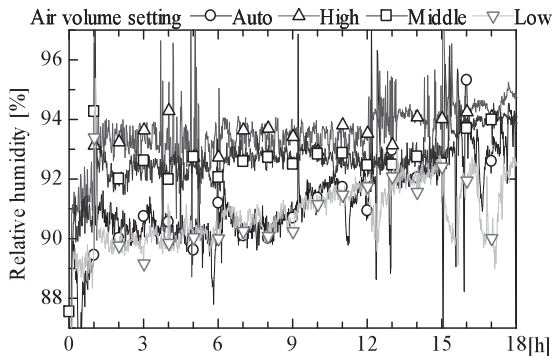


Fig. 8 Outlet humidity of test machine 1

である。ほとんどの測定点は、温度差1K以内で推移している。前面コイルで4K、上面コイルで2Kの温度差がつく測定点もあるが、いずれも出口付近の数点であり、温度分布は小さい。次に各風量設定時のコイル平均表面温度（上面，前面，全体），室内機の冷媒入口および出口のコイル表面温度と両者の平均値，エアコン付属のコイル表面温度センサ（Fig. 3参照）付近のコイル表面温度を比較する。結果をFig. 5に示す。コイル表面温度センサ付近の表面温度は吸込空気と接触するため、吹出空気温度よりも高くなっている。コイルの上面と前面で平均表面温度に差はほとんど無い。コイル全体の平均表面温度は、室内機冷媒出口のコイル表面温度と同程度になる。よって、以降は冷媒出口のコイル表面温度をコイル平均表面温度として取り扱う。

処理顕熱量とコイル表面での熱伝達量の関係は、式(1)、式(2)である。

$$Q_s = c_x \rho_x V_x (T_i - T_o) = k_h (T_i - T_c) \quad (1)$$

$$k_h = \alpha_{h,c} S \quad (2)$$

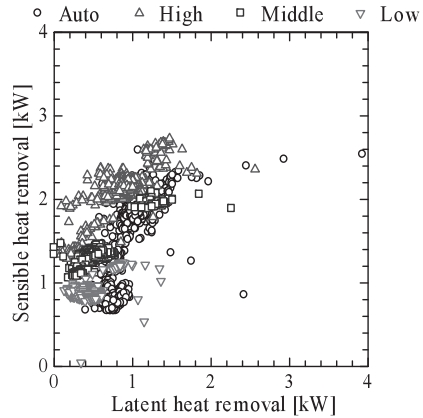


Fig. 9 Sensible and latent heat removal (Test machine 1)

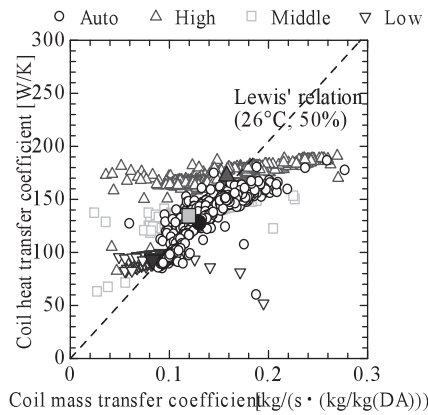


Fig. 10 Coil mass and heat transfer coefficient (Test machine 1)

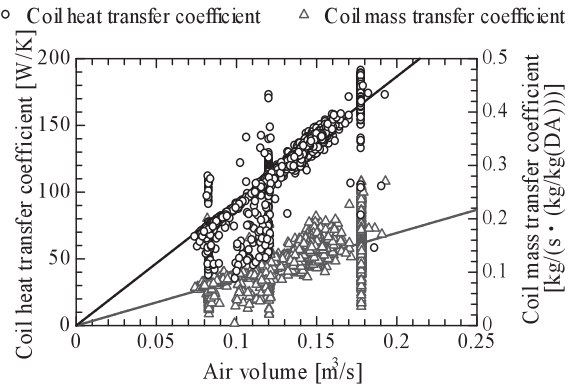


Fig. 11 Relation of air volume and Coil mass and heat transfer coefficient (Test machine 1)

ここで、 k_h は熱伝達率とコイル表面積の積で、以下、コイル熱伝達係数と称す。また、除湿量とコイル表面での物質伝達は式(3)、式(4)である。

$$L = \rho_x V_x (X_i - X_o) = k_m (X_i - X_c) \quad (3)$$

$$k_m = \alpha_{m,c} S \quad (4)$$

k_m は物質伝達率とコイル表面積の積で、以下、コイル物質伝達率と称す。また、 X_c は T_c における飽和絶対湿度である。式(1)を式(3)で除して変形すると、式(5)の関係式が得られる。

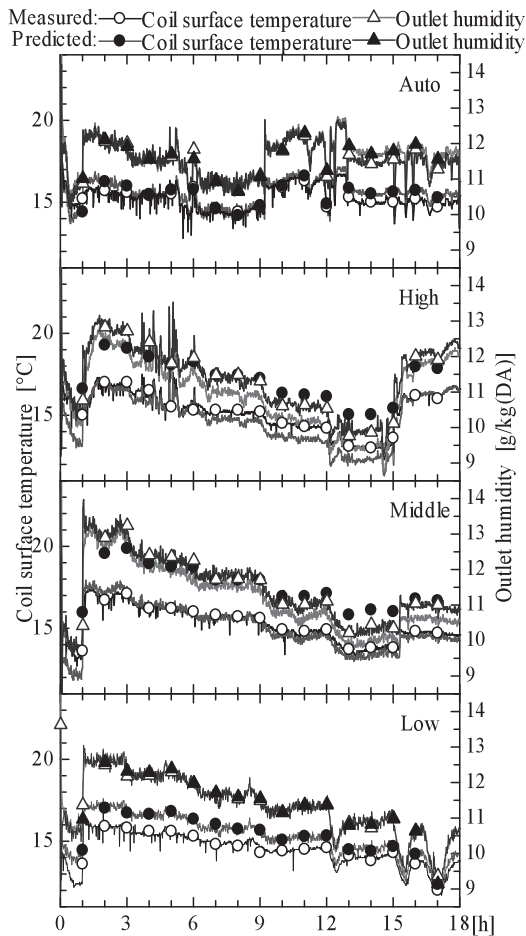


Fig. 12 Prediction of coil surface temperature and outlet humidity (Test machine 1)

$$\frac{k_h}{c_x k_m} = \frac{\alpha_{h,c}}{c_x \alpha_{m,c}} = \frac{(T_o - T_i)/(T_c - T_i)}{(X_o - X_i)/(X_c - X_i)} \quad (5)$$

式(5)が定数となる時、熱伝達と物質伝達の相似則が成立する。

コイル表面温度の代表点を決定する予備実験では、吸込空気温度が27°Cになるように調整したが、以降の実験結果では吸込空気温度を30°Cから3時間毎に1°Cずつ低下させた。Fig. 6に試験機1の「自動」設定時の風量を示す。「自動」設定の風量はインバータ周波数の変化に応じて変化する。Fig. 7に吹出口および吸込口の温湿度を示す。いずれの実験においても常に除湿が発生している。

Fig. 8に各風量設定における吹出相対湿度を示す。一般に空調機の吹出相対湿度は経験的に95%一定として扱われることが多い¹⁰⁾。しかし、吹出相対湿度は概ね89~94%で推移しており一定ではない。風量による比較でも、「強」設定を基準にすると「弱」設定では1%程度、「微」および「自動」設定では最大で3%程度の差が生じており、風量が大きいかほど吹出相対湿度は高くなる。また、Fig. 7と比較すると、吸込絶対湿度の変化に応じて吹出相対湿度も変化している。試験機1では吹出相対湿度を一定とすることはできない。

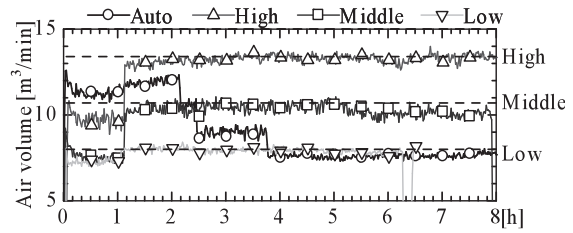


Fig. 13 Air volume of test machine 2

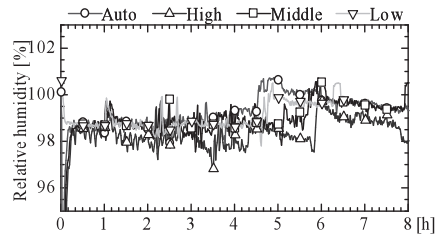


Fig. 14 Outlet humidity of test machine 2

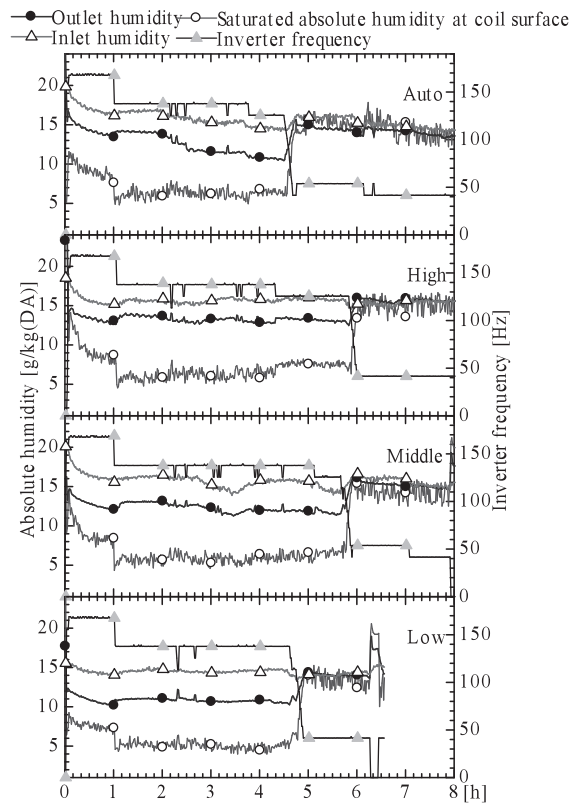


Fig. 15 Inlet and outlet humidity, Saturated humidity of coil surface and inverter frequency (Test machine 2)

Fig. 9に処理顕熱量と処理潜熱量の関係を示す。処理顕熱量が増加すると、処理潜熱量も増加する傾向は見られるものの、風量設定の違いによる差は見られない。Fig. 10にコイル熱伝達係数とコイル物質伝達係数の関係を示す。ルイスの関係¹¹⁾(26°C, 50%時の湿り空気比熱を使用)が成立する場合、図中の破線になる。風量が少ない場合は、ルイスの関係が成立するため破線上に点が集まるが、風量が多くなるにつれ破線を中心にコイル物質伝達係数にばらつきが見られるようになる。風量が多くなると吹出空気が飽和状態に近づく

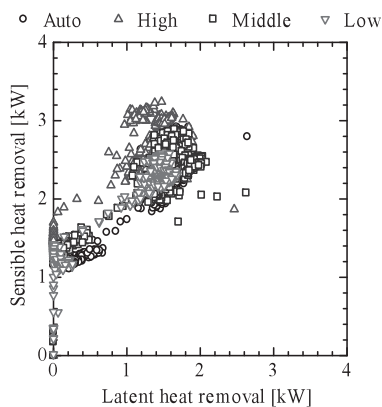


Fig. 16 Sensible and latent heat removal (Test machine 2)

ため (Fig. 8 参照), 熱伝達と物質伝達の相似則が成立しない場合が生じていると思われる。しかし, 平均値ではルイスの関係が成り立っており, コイル熱伝達係数からコイル物質伝達係数を推定できる。Fig. 11 に風量とコイル熱伝達係数とコイル物質伝達係数の関係を示す。最小二乗法により風量とコイル熱伝達係数, コイル物質伝達係数の関係を直線近似すると, それぞれ式(6), 式(7)で表される。

$$k_h = 9.32 \times 10^2 V \quad (6)$$

$$k_m = 8.69 \times 10^{-1} V \quad (7)$$

吸込空気の温湿度, 風量, 処理顕熱量の測定値から, 式(6)およびルイスの関係を用いて, コイル表面温度と吹出絶対湿度を予測した。風量設定毎の計算結果を図 10 に示す。測定値と予測値でコイル表面温度の差が最も大きかったのは「微」設定の時であるが, その差は 1K 程度である。また, 絶対湿度で最も差が大きかったのは, 「強」設定で 0.5g/kg(DA) 程度 (相対湿度 4%) 測定値よりも低くなる。いずれの差も小さく十分な精度を有すると思われる。

4. 試験機 2 の測定結果

Fig. 13 に試験機 2 の風量変動を示す。試験機 2 では「強」「弱」「微」の定風量設定でも運転開始後 1 時間とそれ以降で風量変化が見られた。Fig. 14 に風量設定別の吹出相対湿度を示す。いずれの風量設定でも吹出相対湿度は 98% 前後で推移する。Fig. 15 に試験機 2 の吹出および吸込絶対湿度, コイル表面の飽和絶対湿度, インバータ周波数を示す。インバータ周波数が 40Hz になるとコイル表面温度が上昇し, その飽和絶対湿度は吸込絶対湿度と同程度になる。このため除湿量が極端に減少する。

Fig. 16 に試験機 2 の処理潜熱量と処理顕熱量の関係を示す。また, 試験機 1 と同様にコイル熱伝達係数とコイル物質伝達係数を算出した。両者の関係を Fig. 17 に示す。図中に示す破線はルイスの関係 (26°C, 50% 時の湿り空気比熱を使用) が成立する場合を表す。Fig. 17 より試験機 2 ではルイスの関係が成立しない。物質伝達に比べて熱伝達が卓越しており, 風量が多いほど

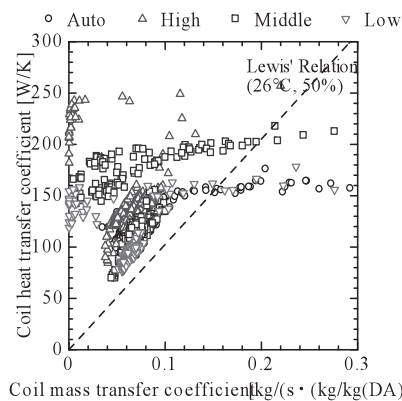


Fig. 17 Coil mass and heat transfer coefficient (Test machine 2)

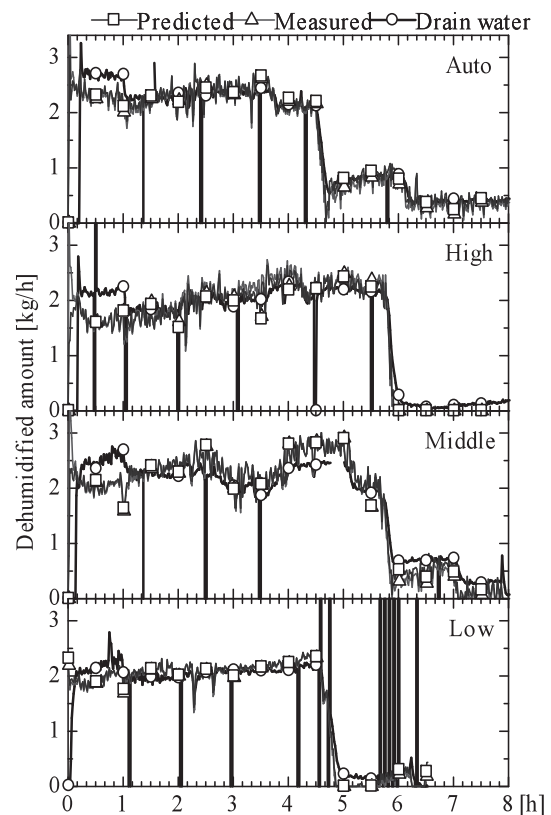


Fig. 18 Prediction of dehumidification amount (Test machine 2)

その傾向は強くなる。試験機 1 の「弱」設定と同程度の風量である「微」設定においてもルイスの関係が成立しないことから, フィン形状とコイルの列数の差による影響と考えられる。

除湿発生時の吹出相対湿度が 98% になると仮定し, 吸込空気温湿度, 処理顕熱量, 風量から除湿量を予測した。Fig. 18 に予測値, 測定から得た除湿量, ドレン水の重量変化から算出した除湿量の比較を示す。予測値は測定値とよく一致している。ドレン水から算出した除湿量と比較すると, 全風量設定で運転開始 1 時間後までは 0.3kg/h 程度の差があるが, それ以降はほぼ一致している。試験機 2 で除湿発生時の吸込空気は, 冷却された後, ほぼ飽和状態で吹き出される。

5. 結 言

室内温湿度予測に必要なエアコンの除湿量および処理潜熱量計算の基礎資料として、市販エアコン2台の冷房運転時の除湿性能を調査し、除湿量の予測方法について検討した。以下に得られた知見を示す。

- 1) プレートフィンが採用され、コイル列数が少ない試験機1では吸込空気の状態や風量設定によって吹出相対湿度が89%~94%の範囲で推移する。一般に空調機の吹出相対湿度95%が仮定されることが多いが、必ずしも一定にはならない。
- 2) 試験機1では、冷却除湿時にコイルと吸込空気間の熱伝達と物質伝達にはルイスの関係が成立する。従って、冷却コイル全体の熱伝達率がわかれば、物質伝達率を推定でき、吹出湿度の予測が可能である。
- 3) スリットフィンが採用され、コイル列数が多い試験機2では除湿発生時に、吸込空気の状態や風量設定によらず吹出相対湿度が98%でほぼ一定であり、ルイスの関係は成立しなかった。
- 4) 試験機2の場合、除湿量、除去潜熱量計算では、吹出相対湿度を一定と仮定できる。そのときの吹出温度には、処理顕熱量、風量、吸込空気温度との関係から算出される値を使用すればよい。
- 5) 試験機1、試験機2は風量が同程度の場合にも、コイル熱伝達係数とコイル物質伝達係数の関係に差が生じた。2台の試験機は熱交換器のサイズは同程度であるが、フィン形状やコイル列数が異なっており、その差が影響していると思われる。

謝 辞

本研究費の一部は、21世紀COEプログラム「循環型住空間システムの構築」(拠点リーダー:川瀬博(九州大学大学院教授))の若手研究者助成によるものである。ここに記して感謝の意を表す。

[記号]

c : 比熱[J/(kg·K)]	k : コイル伝達係数(伝達率×表面積) [W/K]or[kg/(s·(kg/kg(DA))))]
L : 除湿量[kg/s]	Q : 除去熱量[W]
r : 蒸発潜熱[J/kg]	S : 表面積[m ²]
T : 温度[°C]	V : 風量[m ³ /s]
X : 絶対湿度[kg/kg(DA)]	α : 伝達率 [W/(m ² ·K)]or[kg/m ² ·s·(kg/kg(DA))]
ρ : 密度[kg/m ³]	

[サフィックス]

a : 乾き空気
c : コイル表面
h : 熱伝達
i : 吸込口
l : 潜熱成分
m : 物質伝達
o : 吹出口
s : 顕熱成分
x : 湿り空気

参 考 文 献

- 1) 窪田英樹, 岡垣理: 空気冷却減湿器(湿りコイル)の解析, 空気調和・衛生工学, 第44巻, 第12号, pp.1~9, 1970.12
- 2) 石野久弥, 郡公子: 冷却コイルの詳細熱解析とその基本的応用に関する研究, 空気調和・衛生工学学会論文集, Vol.23, pp.57~69, 1983.10
- 3) 瀬下裕, 小川和彦, 丸本健二, 藤井雅雄: 湿り空气中で凝縮を伴う空冷熱交換器の性能, 日本機械学会論文集(B編), 55巻, 499号, 1988.3
- 4) 石野久弥, 郡公子: 種々の冷却コイルの詳細熱解析と設計への応用に関する研究, 空気調和・衛生工学学会論文集, Vol.32, pp.1~12, 1986.10
- 5) 崔軍, 渡邊俊行, 龍有, 赤司泰義, 西山紀光, 小島昌一: 冷却除湿コイルの動特性に関する研究, 空気調和・衛生工学学会論文集, No.56, 1994.10
- 6) 諸我勝巳, 八木基行, 金井靖, 小林睦夫: 二次元直線フィンにおける結露を含む伝熱簡易計算法 第1報, 空気調和・衛生工学学会論文集, No.98, 2005.5
- 7) 諸我勝巳, 八木基行, 金井靖, 小林睦夫: 二次元直線フィンにおける結露を含む伝熱簡易計算法 第2報, 空気調和・衛生工学学会論文集, No.101, 2005.8
- 8) 千秋隆雄, 畑田敏夫, 石羽根久平: 熱交換器用のフィンの表面熱伝達率, 冷凍, 第54巻, 第615号, pp.11~17, 1979.1
- 9) 赤林伸一, 坂口淳, 佐藤久遠, 浅間英樹: 家庭用エアコンのCOP簡易測定法の開発研究, 日本建築学会技術報告集, 第22号, pp.315~318, 2005.12
- 10) 石野久彌: シミュレーション技術の過去・現在・未来, 日本建築学会環境工学委員会熱環境小委員会熱シンポジウム第29回熱シンポジウム, pp.95~102, 1999.11
- 11) 木村健一: 建築環境学2, 丸善, 1993