

除湿型放射冷暖房パネルの冷房能力評価に関する研究

富田 和彦, 白土 博康, 保科 秀夫

Study on Cooling Performance of Radiant Cooling Panel with Condensation

Kazuhiko TOMITA, Hiroyasu SHIRATO, Hideo HOSHINA

抄 録

除湿型放射冷暖房パネルの冷房能力に係る試験基準の作成を目的に、市販の除湿型パネルを使った冷房能力および除湿能力を把握する試験を、JISの暖房用放熱器の試験方法に倣って行った。その結果、パネル面に結露が発生しない非結露時の場合は、JISの暖房能力表示と同様に冷房能力を室温と平均水温の温度差の関数として表すことができるが、結露が発生する場合は、温度差に加えて湿度の影響も受け、湿度が高くなるほど結露水は多く、その結果除湿能力が増すため冷房能力は大きくなる。また、この結露時の冷房能力は非結露時の冷房能力に除湿能力を加えた値にほぼ等しいことなどが示された。さらに、この除湿能力と絶対湿度差から凝縮熱伝達率を同定した。

キーワード：放射冷暖房パネル方式，結露，冷房能力，暖房能力，除湿

Abstract

We have analyzed the cooling and dehumidification performances of panel cooling system in order to standardize the cooling performance of dehumidification type radiant heater/cooler panel in accordance with JIS method for radiant heater.

It is experimentally indicated that the quantity of absorbed heat under non-condensation condition and condensation condition, which have crucially affected by the specific and relative humidity, and the quantity of absorbed heat is approximately equal to the sum of quantity of absorbed heat under non-condensation condition and dehumidification heat. Consequently we have estimated the condensation heat transfer coefficient from the quantity of dehumidification heat and specific humidity.

KEY-WORDS : radiation-panel cooling and heating system, vapor condensation, cooling capacity, heating capacity, dehumidifying

1. はじめに

除湿型放射冷暖房パネルは、暖房時には温水を流すことで暖房負荷を処理し、冷房時には冷水を流すことで、パネル表面が露点温度以上では自然対流と放射による顕熱負荷を、露点温度以下ではこれに結露水による潜熱を加えた冷房負荷を処理するもので、同時に室内空気の除湿効果を期待するもの

である。この結露を許容する除湿型パネルの暖房能力については、試験方法がJIS^{1,2)}やEN³⁾で規定されているが、冷房能力についての規格は無く、このためメーカーは設備設計者へ物件毎に技術情報を提供している。

本研究は、道立工業試験場における依頼試験項目の開設に向けた、除湿型放射冷暖房パネルの試験基準を作成しようとするものであり、本報告はその第一段階として、市販除湿型

事業名：一般試験研究

課題名：除湿型放射冷暖房パネルの冷房能力評価に関する研究

放射冷暖房パネルの冷房能力や除湿能力を把握するための試験を、JISの暖房用自然対流・放射形放熱器の試験方法に倣って行った。なお、伊藤ら⁴⁾も除湿型放射冷暖房パネルの冷房能力測定を行っているが、試験室壁は断熱されており、熱負荷を放射パネル上部に配置の発熱体で与えるなど規格化を想定した試験方法とは言えない。

2. 試験装置

2.1 供試除湿型放射冷暖房パネル

試験に用いた除湿型放射冷暖房パネルは、ピーエス工業(株)と旭イノベックス(株)の鋼板製さく形パネルラジエータ (JIS A4004分類) の二機種 (以後、パネル I、パネル II と呼ぶ) である。パネル I は、図 1 (a) に示すように、外寸が幅 380 mm、高さ 1,550 mm、奥行き 100 mm であり、放熱パネルは幅 70 mm、高さ 1,200 mm、厚さ 7 mm のパネル 5 枚と外径 32 mm のヘッダー管 2 本から構成され、その有効伝熱面積はおよそ 0.95 m² である。一方のパネル II は、図 1 (b) に示すように、外寸が幅 490 mm、高さ 1,500 mm、奥行き 105 mm であり、放熱パネルは幅 70 mm、高さ 1,200 mm、厚さ 8 mm のパネル 8 枚と外径 32 mm のヘッダー管 2 本、有効伝熱面積はおよそ 1.37 m² である。なお、パネル間隔は I、II とともに 50 mm、左右両端の 2 枚は冷温水を流さない支持用ダミーパネルで、放熱パネル下部には結露水を受けるドレンパンが各々設けられている。



(a) パネル I (b) パネル II

図 1 供試パネル

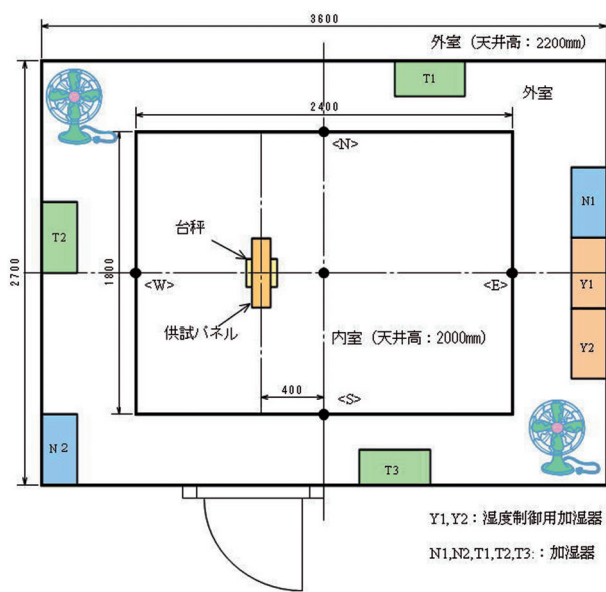


図 2 試験室平面図

2.2 試験室

試験室は、図 2 に示すように、工業試験場に配備の水冷密閉型環境試験室⁵⁾ (外室) 内に、床面積 2,400 mm × 1,800 mm、天井高さ 2,000 mm の周囲壁が PE シート、天井がアルミ製パンチングメタルからなる内室 (試験室) を設け、外室を温度制御することで熱負荷を与え、室温は床上 750 mm に配置の T 熱電対で設定温度に制御される。湿度は、外室に配置した加湿器および室温と同じ試験室内の位置に配置した湿度センサー (高分子湿度センサー、20~90%RH、±3%RH at 25°C) により制御される。なお、供試パネルは試験室中央から長手方向 400 mm 離れた場所に配置した。

2.3 冷温水循環システム

冷温水循環システムを図 3 に示す。温水循環ラインは熱源に出力 6 kW の電気温水器、冷水循環ラインは冷却能力 1.2 kW の低温循環装置を使用し、暖房、冷房運転時に各々切り替えて供試パネルに通水する。また、結露を伴う冷房運転では、ドレンパンの下にピーカーと台秤を配置し、ドレンパンに溜まる結露水重量をパソコンを用いて自動計測した。暖房時の放熱量および冷房時の吸熱量測定用として循環ライン内に制御付き電磁流量計とパネル出入口に白金測温抵抗体 (JIS A 級) を設置した。

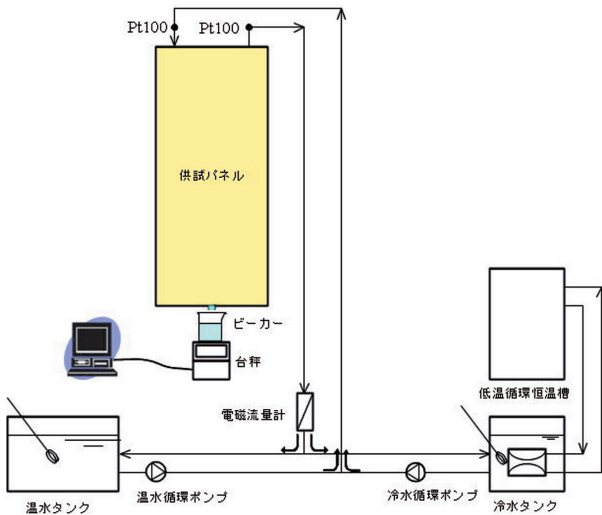


図3 冷温水循環システム

3. 暖冷房能力の算出式

3.1 暖房能力の算出式

暖房能力は(1)式により算出する。

$$Q_h = C_{pw} \cdot m_w (t_{wi} - t_{wo}) \quad (1)$$

ここに、 Q_h ：暖房能力 [kW]

C_{pw} ：平均水温に対する水の比熱 [kJ/(kg・K)]

m_w ：水の質量流量 [kg/s]

t_{wi} ：入口水温 [°C]

t_{wo} ：出口水温 [°C]

また、通水量は(2)式、暖房温度差は(3)式で示される。

$$W = 60 \cdot 100 \cdot m_w / \rho_w \quad (2)$$

$$\Delta T_h = t_w - t_a \quad (3)$$

ここに、 W ：通水量 [l/min]

ρ_w ：平均水温に対する水の密度 [kg/m³]

ΔT_h ：暖房温度差 [K]

t_a ：室温 [°C]

t_w ：平均水温 $((t_{wi} + t_{wo})/2)$ [°C]

3.2 冷房能力の算出式

非結露時の冷房能力および冷房温度差は、暖房能力の算出式(1)および暖房温度差の算出式(3)に倣い、各々(4)式、(5)式により算出する。

$$Q_c = C_p \cdot m_w (t_{wo} - t_{wi}) \quad (4)$$

$$\Delta T_c = t_a - t_w \quad (5)$$

ここに、 Q_c ：非結露時の冷房能力 [kW]

ΔT_c ：冷房温度差 [K]

また、結露時の冷房能力(全冷房能力)は、JIS B 8615-2:1999のエアコンディショナーの試験方法⁶⁾に倣うと、(6)式に示すように、顕熱冷房能力と潜熱冷房能力(除湿能力)の和として表される。

$$Q_{ct} = Q_s + Q_1 \quad (6)$$

ここに、 Q_{ct} ：結露時の全冷房能力 [kW]

Q_s ：顕熱冷房能力 [kW]

Q_1 ：潜熱冷房能力 [kW]

ここで、結露時の全冷房能力は、非結露時の冷房能力と同様、(4)式から $Q_{ct} = Q_c$ として求めることができる。また、潜熱冷房能力は、(7)式に示すように、結露水の重量測定から得られる除湿速度に凝縮潜熱を乗じて求めることができる。

$$Q_1 = G_w \cdot r_w \quad (7)$$

ここに、 G_w ：除湿速度 [kg/s]

r_w ：凝縮潜熱 [kJ/kg]

4. 実験方法

4.1 暖房能力試験

暖房能力試験は、JIS A1400に準じ、室温20°C、平均水温50°C、70°C、80°Cの3条件、通水量は標準状態時(室温20°C、平均水温70°C、暖房温度差(ΔT_h)50K、温水温度降下10K)の値(定格通水量)とした。また、水温は上記3条件のほか、冷房能力試験と同様な温度差で比較するため、より低温度での試験を行った。

4.2 冷房能力試験

冷房能力試験では、供試パネルIを中心に測定を行い、流量は暖房能力試験時の定格通水量とし、室温はJISのエアコンディショナーの試験方法を参考に27°Cとし、一部26°Cについても行った。また、

表1 冷房能力試験条件

相対湿度	冷房温度差(ΔT_c)			
	10K	13K	16K	19K
非結露時	◎	◎	◎	◎
結露時	40%	—	—	◎
	50%	—	○	◎
	60%	◎	◎	◎
	70%	○	○	◎
80%	○	○	◎	○

表1に示すように、パネル表面が露点温度以上の非結露状態と露点温度以下の結露状態の二種類について試験を行った。非結露時では、冷水温度として冷房温度差10K、13K、16K、19Kの4条件、結露時ではこの4条件に相対湿度40%、50%、60%、70%、80%の5条件を組み合わせた計17の試験を行った。この他、室温26°Cについては冷房温度差16K、湿度60%の試験(表1の◎印)を行った。これら結露時の冷房能力試験では、結露水の重量が安定した状態から1分間隔で2時間以上(結露水がパネル面に付着したままドレンパンに落下しない場合については最大で約6時間)連続測定し、この間の重量変化の傾きから除湿速度、および水温上昇と流量より冷房能力を算出した。なお、供試パネルIIについては、非結露試験はパネルIと同様であり、結露試験はパネルIの室温26°Cと同じ条件(表1の◎印)で行った。

5. 実験結果および考察

5.1 供試パネルの暖房能力

図4に供試パネル二機種の暖房時における放熱特性を示す。カタログ等に記載される暖房温度差 (ΔT_h) 50Kにおける定格暖房能力はパネルIが0.527kW, パネルIIが0.836kWであり, 定格通水量は各々0.755l/min, 1.20l/minであった。また, JISでは, 暖房能力 Q_h を関係式 $Q_h = B(\Delta T_h)^n$ で整理しており, 本測定では, パネルIの定数Bが 4.96×10^{-3} , 指数nが1.19, パネルIIは定数Bが 6.10×10^{-3} , 指数nが1.26であった。

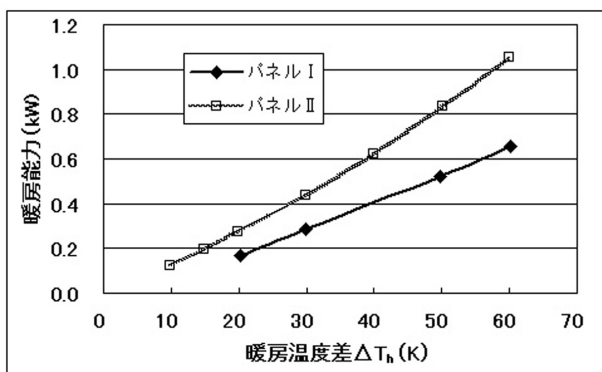


図4 暖房能力

5.2 非結露時の冷房能力

パネルIの非結露時における冷房温度差と冷房能力の関係を, 関係式 $Q_h = B(\Delta T_h)^n$ から求まる暖房温度差と暖房能力の関係と比較し, 図5.1に示す。これより, 同一温度差 ($\Delta T_c = \Delta T_h$) の時, 冷房能力は暖房能力の82%~85%の値を取ることがわかる。また, パネルIIの結果を, 暖房能力の実測結果と比較し, 図5.2に示す。この結果からも, 冷房能力は暖房能力の85%程度であることがわかる。この差は, 主としてパネル表面近傍での風速(自然対流)の相違によるものと思われる。風速に影響を与える因子として, ドレンパンの形状・位置や放射パネル面の位置関係(室内配置)が考えられる。例えば冷房運転の場合, 本試験のように放射パネルが床上に配置される場合とエアコンのように天井付近に配置される場合とでは, パネル面から床面までの距離が異なり, 距離の長い天井付近配置の方がより大きな循環流れを形成し, パネル近傍の風速も大きくなるためと考えられる。今後, 伝熱工学的検討と検証試験が必要である。

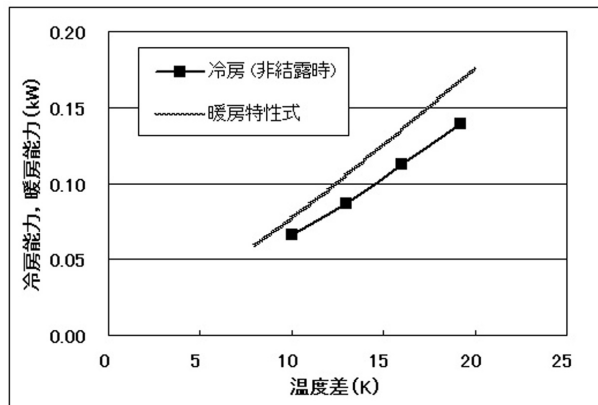


図5.1 非結露時の冷房能力 (パネルI)

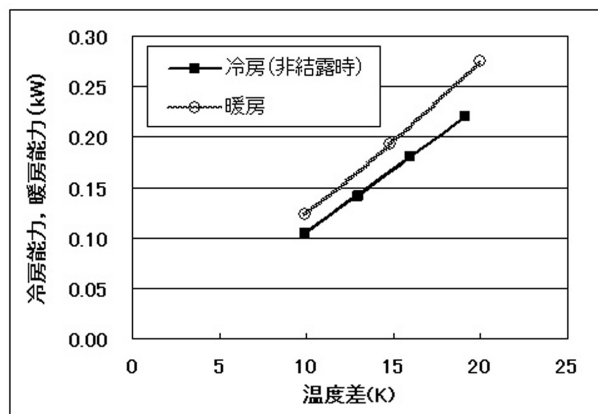


図5.2 非結露時の冷房能力 (パネルII)

5.3 結露時の冷房能力

5.3.1 潜熱冷房能力 (除湿能力)

図6に, 供試パネルIの室温27°C, 冷房温度差16Kにおける結露水の重量変化を各相対湿度について示す。各相対湿度で結露水の重量がほぼ直線的に増加していることから, 定常的に安定したパネル面での結露発生とドレンパンへの落下の様子が伺える。ただし, 露点温度と冷水温度の差が小さい場合, 例えば相対湿度40%の条件では, 6時間経過後においても結露水がパネル面に付着したまま落下しない現象が見られた。本試験では, 試験室の恒温恒湿状態に対する攪乱を避ける目的から拭き取り操作は行わず, 重量増加はゼロとして整理した。次に, この重量曲線の傾きから求まる除湿速度に凝縮潜熱を乗じて得られる除湿能力を, 図7にまとめて示す。これより, 除湿能力は冷房温度差に比例して大きくなること, またその傾きは各相対湿度でほぼ等しく, 間隔もほぼ同程度であることがわかる。

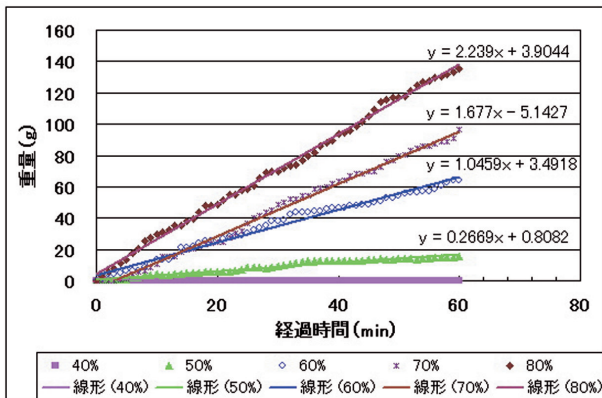


図6 結露水の重量変化 (パネル I ; $t_a=27^\circ\text{C}$; $\Delta T_c=16\text{K}$)

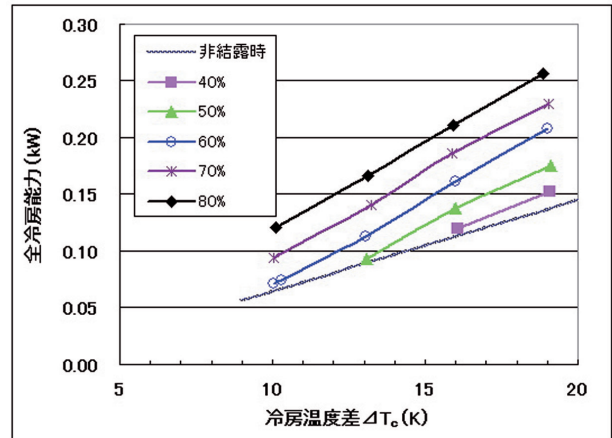


図8.1 結露時の冷房能力 (パネル I ; $t_a=27^\circ\text{C}$)

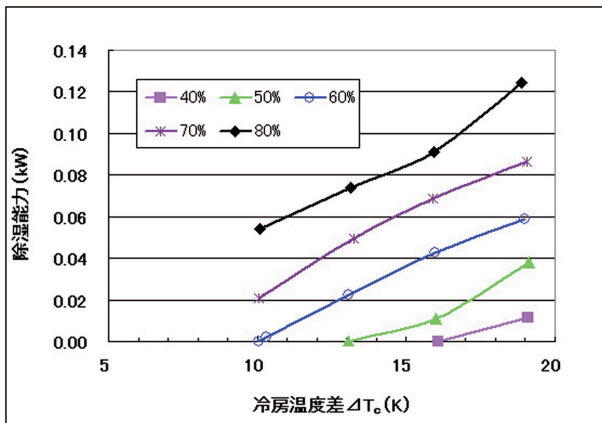


図7 除湿能力 (パネル I ; $t_a=27^\circ\text{C}$)

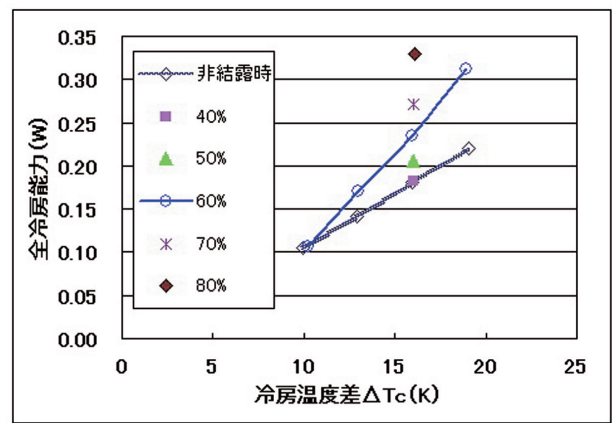


図8.2 結露時の冷房能力 (パネル II ; $t_a=27^\circ\text{C}$)

5.3.2 結露時の全冷房能力

供試パネル I の結露時の室温 27°C における冷房温度差と冷房能力の関係を、非結露時の結果と比較し、図 8.1 にまとめて示す。また、供試パネル II の結果を図 8.2 に示す。これらの図より、結露時の冷房能力は、どの相対湿度においても非結露時の冷房能力より大きいこと、また図 7 の除湿能力と同様、冷房温度差および相対湿度に対し、ほぼ比例して増加することがわかる。

5.3.3 結露時の顕熱冷房能力

結露時の顕熱冷房能力 (Q_s) は、(6)式から、全冷房能力と潜熱冷房能力の差 ($Q_{ct}-Q_l$) として求めることができる。この供試パネル I の顕熱冷房能力を、非結露時の冷房能力と比較して図 9 に示す。これより、結露時の顕熱冷房能力は非結露時の冷房能力にほぼ等しいことから、結露水によるパネル近傍の熱伝達に与える影響は小さいものと思われる。この結果、(6)式において、顕熱冷房負荷の代わりに非結露時の冷房能力を用いることができ、さらに 4.2 項で示した非結露時の冷房能力と暖房能力の関係 (冷房能力は暖房能力の 85% 程度)

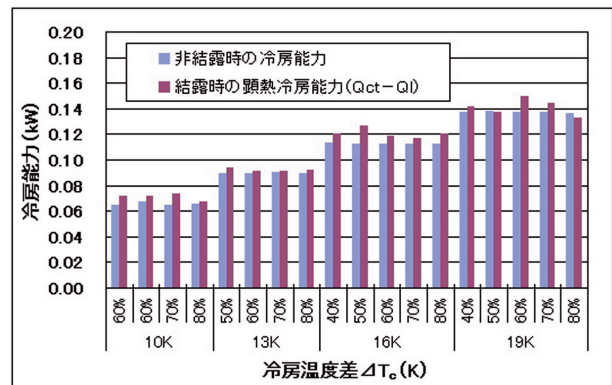


図9 顕熱冷房能力との非結露時冷房能力の比較 (パネル I ; $t_a=27^\circ\text{C}$)

を用いることで、後述の(9)式に示すように、冷房能力と暖房能力を関係づけることができる。ただし、冷房温度差が小さい場合や相対湿度の低い場合、結露水が付着したまま落下せずにパネル全面を水滴で覆う現象が見られ、このような場合、結露水の熱伝達率に与える影響は無視できないものと思われる。

5.3.4 凝縮熱伝達率の同定

結露時の潜熱冷房能力 (Q_1) は、絶対湿度を用いると(8)式で整理することができる⁴⁾。

$$Q_1 = \alpha_1 \cdot \Delta X \cdot A_p \quad (8)$$

ここに、 α_1 : 凝縮熱伝達率 [(kW・kgDA)/(m²・g)]

ΔX : 代表絶対湿度差 [g/kgDA]

A_p : パネル有効伝熱面積 [m²]

ここで、代表絶対湿度差 ΔX は、本来パネル近傍の絶対湿度とパネル表面の絶対湿度として定義されるものであるが、本試験ではこれらは測定していないため、パネルから400mm離れた床土750mmにおける絶対湿度とパネル内の平均冷水温度における飽和絶対湿度を代用した。この代用による ΔX との誤差を Δx とすると、(8)式は(9)式で示される。

$$Q_1 = \alpha_1 \cdot ((X_a - X_s) - \Delta x) \cdot A_p \quad (9)$$

ここに、 X_a : 代表室温の絶対湿度 [g/kgDA]

X_s : 平均水温における飽和絶対湿度 [g/kgDA]

図10に、 $(X_a - X_s)$ と Q_1/A_p の関係をパネル I、パネル II の全測定データについて示す。これより、 $(X_a - X_s)$ と Q_1/A_p は上式を満足する直線関係にあり、この傾きから、凝縮熱伝達率 $\alpha_1 = 11.9 \times 10^{-3} \text{ (kW} \cdot \text{kgDA) / (m}^2 \cdot \text{g)}$ 、 ΔX 軸の切片から、 $\Delta x = 1.37 \text{ g/kgDA}$ となり、(9)式は、実験式 $Q_1 = 11.9 \times 10^{-3} \cdot ((X_a - X_s) - 1.37) \cdot A_p$ で表すことができる。ただし、 $X_a - X_s \geq 1.37$ である。

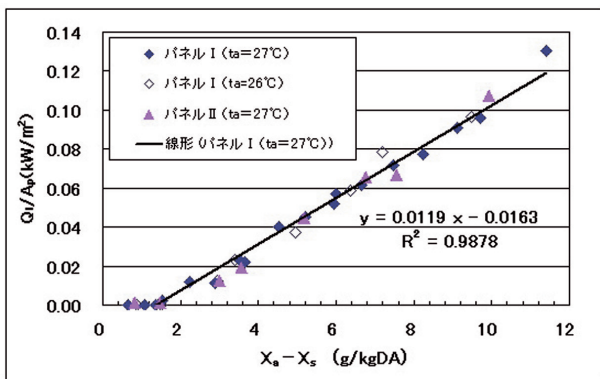


図10 絶対湿度差と除湿能力の関係

5.3.5 冷房能力の簡略式

以上の考察結果を整理すると、暖房能力と非結露時の冷房能力の関係、非結露時の冷房能力と結露時の顕熱冷房能力の関係、および凝縮熱伝達率で整理した結露時の潜熱冷房能力の(9)式を用いることにより、結露時の全冷房能力の算定式(6)式は、(10)式の簡略式で示される。

$$Q_{cl} = 0.85Q_h + 11.9 \times 10^{-3} \cdot ((X_a - X_s) - 1.37) \cdot A_p \quad (10)$$

ここで、(10)式は、本試験で用いた鋼板製さく形パネルラジエータに適用できる実験式であること、また、係数0.85はパネルの配置で変化することが予想されるため、絶対値ではないこ

とに留意する必要がある。

(10)式を用いると、暖房能力試験から得られる定数Bと指数n、および関係式 $Q_h = B(\Delta T_h)^n$ から、 $\Delta T_h = \Delta T_c$ として Q_h を求めることにより、冷房時のある運転条件(室温、湿度、水温)での冷房能力を予測することができる。一例として、パネル I による計算例を以下に示す。パネル有効伝熱面積 $A_p = 0.95 \text{ m}^2$ 、定数 $B = 4.96 \times 10^{-3}$ 、指数 $n = 1.19$ 、室温 27°C 、相対湿度60%、平均水温 9.5°C (入口水温 7°C 、出口水温 12°C) から、 $\Delta T_c = 27 - 9.5 = 17.5 \text{ K}$ 、 $Q_h = 4.96 \times 10^{-3} \cdot (17.5)^{1.19} = 0.150 \text{ kW}$ 、また、 $X_a = 13.41 \text{ g/kgDA}$ 、 $X_s = 7.37 \text{ g/kgDA}$ から、 $Q_{cl} = 0.85 \cdot 0.150 + 11.9 \times 10^{-3} \cdot ((13.41 - 7.37) - 1.37) \cdot 0.95 = 0.127 + 0.053 = 0.180 \text{ kW}$ として求められる。

6. まとめ

除湿型放射冷暖房パネルの冷房能力試験基準の作成を目的に、市販の除湿型パネル二機種を使用し、冷房能力および除湿能力を把握する試験をJISの暖房用放熱器の試験方法に倣って行った。以下に結果を要約する。

- (1) パネル面に結露が発生しない非結露時の冷房能力は、JISの暖房能力表示と同様、室温と平均水温の温度差の関数として表すことができ、同じ温度差で比較すると暖房能力の約85%である。
- (2) パネル面に結露が発生する結露時の全冷房能力は、顕熱冷房能力と潜熱冷房能力(除湿能力)の和として表すことができる。
- (3) 結露時の除湿能力は、冷房温度差および相対湿度に比例して大きくなる。
- (4) 結露時の全冷房能力は、非結露時の冷房能力より大きく、除湿能力と同様、冷房温度差および相対湿度にほぼ比例して大きくなる。
- (5) 結露時の全冷房能力から除湿能力を差し引いて得られる結露時の顕熱冷房能力は、非結露時の冷房能力にほぼ等しい。
- (6) 絶対湿度差を用いて凝縮熱伝達率を同定することにより、除湿能力を求める実験式を示した。
- (7) 暖房能力試験の結果から結露時の全冷房能力を予測する簡略式を示した。

謝辞

本研究を行うにあたり、ピーエス工業㈱および旭イノベックス㈱より供試パネルの提供を頂きました。ここに記して心より感謝の意を表します。

引用文献

- 1) JIS A4004-2007 暖房用自然対流・放射形放熱器－種類及び要求項目
- 2) JIS A1400-2007 暖房用自然対流・放射形放熱器－性能試験方法
- 3) EN 422-1 (1996), EN 422-2 (1997), EN 422-3 (1997)
- 4) 伊藤尚弘ほか：結露許容型輻射冷房パネルの性能評価に関する研究 その1～6, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.1705-1708 (1993.9), pp.791-796, (1994.9)
- 5) 富田和彦ほか：暖房用放熱器のJIS規格およびEN規格に基づく放熱量測定, No.303, pp.125-131, (2004)
- 6) JIS B 8615-2:1999 エアコンディショナー第2部：ダクト接続形エアコンディショナーと空気対空気ヒートポンプ定格性能及び運転性能試験