湿潤材料の温度測定による高温用広域湿度センサの開発* (循環水量の影響をふまえた測定精度の向上)

北原 貴志^{*1}, 伊與田 浩志^{*1}, 井上 保^{*2}

Development of High-Temperature Wide-Range Humidity Sensor by Wetted Material Temperature Measurement (Improvement of Measurement Accuracy by Considering the Effect of Supplied Water)

Takashi KITAHARA^{*1}, Hiroyuki IYOTA and Tamotsu INOUE

^{*1} Osaka City Univ. Dept. of Mechanical and Physical Engineering
3-3-138, Sugimoto, Sumiyoshi-ku, Osaka, 558-8585 Japan

A high-temperature wide-range humidity sensor has been developed using wetted material temperature measurement. A porous ceramic is used as a sensing element; it has a small tube for supplying water to maintain a wetted surface. However, the water supplied to the elements can affect the surface temperature. In this study, we experimentally investigate the accuracy of the developed sensor and its contributing factors—convective heat transfer, evaporation, radiant heat, and the water supplied to the wetted material—under the conditions of a gas flow temperature of 200 °C, gas flow velocity of 3 or 5 m/s, flow rate of supplied water of 0.01–0.05 g/s, and steam mole fraction of 0.03–1.00. Further, we calculate the heat flux and the surface temperature using a one-dimensional heat transfer model to clarify the effects of the each of the abovementioned factors. Consequently, we conclude that the supplied water strongly affects the accuracy of the developed sensor. We also improve the measurement error of the steam mole fraction from 0.07 to 0.03 by the controlling the flow rate of the supplied water.

Key Words : Humidity Sensor, Psychrometer, Evaporation, Drying, Porous Media, Superheated Steam

1. 結 言

乾燥や殺菌⁽¹⁾, 加熱, 調理⁽²⁾などの利用分野で, 大気圧下で 100 °C を超える高温の水蒸気 (過熱水蒸気) が利用されている. このようなバッチ式あるいは連続式の加工装置内では, 処理物の装置への投入と取出, あるいは装置の密閉性の問題などから, 空気が混入している場合が多い. 一方, 積極的に高温の空気と水蒸気を混合し利用されている報告もみられる⁽³⁾. この高温の水蒸気 (過熱水蒸気) や空気を含む気体を利用する加工装置では, 気流温度とともに装置内の水蒸気濃度も製品品質に影響を与える加工時の重要な操作パラメータになる. しかし, 湿度測定のための装置は, 温度測定に用いられるような熱電対や測温抵抗体ほど簡便・安価な測定方法が普及しておらず, さらに汚損や劣化の問題から, 高価な測定器を容易に使用できる状況にはないのが現状である.

湿度測定の方法として, 常温域では簡便な測定方法として乾湿球温度計⁽⁴⁾が広く利用されている. この方法は, ウィック (ガーゼ) を湿球に用いる方法において, 気流温度 170 °C, 湿球温度 100 °C の条件下で測定可能であるとの報告⁽⁵⁾がある. しかし, さらに高温になると, ウィックの劣化や, 蒸発速度が速いために毛管吸引力のみでは濡れを維持できないこと, ふく射や伝導伝熱の影響, 温度センサの測定誤差など, さまざまな誤差要因が無視できなくなる可能性がある. これまでに筆者らは, 200 °C 以上でも湿度測定が可能な簡便な方法として, 蒸留水を含ませた球状材料 (ガーゼ, 耐火断熱レンガを成型したもの) を湿球として用い, 乾湿計の原理を利用した方

* 原稿受付 2011 年 9 月 2 日

^{*1} 正員, 大阪市立大学大学院工学研究科 (〒558-8585 大阪府大阪市住吉区杉本 3-3-138)

^{*2} 正員, 東洋食品工業短期大学

E-mail: iyota@mech.eng.osaka-cu.ac.jp

法について実用性の検討を行ってきた。その結果、流速 1 m/s, 280℃までの条件で、最大誤差が水蒸気モル濃度 0.1 で測定できることを実験的に示した⁽⁶⁾。

しかし、同方法では湿球に含ませた水分が蒸発するために、測定可能な時間が 5～10 分間程度と短く、連続測定には適さない。そこで、水の給排出が可能な円柱状の多孔質セラミックスを感湿部とした湿度センサを新たに提案し、開発の第一段階として、異なる細孔構造を有する多孔質セラミックスを作製し、毛管吸引力による水分速度に与える空隙率および細孔径分布の影響、測定精度および応答時間の検討を行ってきた。その結果、限られた測定条件であるが、球状材料と同程度の精度で測定できることを示した⁽⁷⁾。

本研究では、さらに測定精度と実用性の検討を行うため、使用条件と本湿度センサの大きな特徴である感湿部に供給する循環水の影響に着目しながら、誤差要因と精度向上の可能性について、実験ならびに簡便な伝熱モデルを用いて検討を行った。

2. 実験装置と方法および条件

2・1 湿度センサシステム

図 1 に、実験に使用した湿度センサシステムを示す。本センサは乾湿球温度計の原理を利用しており、乾球にあたる気流温度測定用熱電対⑨と湿球にあたる湿潤材料測定用熱電対⑧を有する。この多孔質の湿潤材料（検出部）を本論文では①感湿部（長さ 55 mm, 外径 9 mm, 内径 2 mm）と定義する。この①感湿部を、測定対象となる気流が流れる②パイレックスガラス製のパイプ（内径 55 mm）に取り付け、③シリコン栓（B0）で両端から固定した。

電子天秤⑩の上におかれた④容器の中には蒸留水が溜められており、これを循環水と定義する。循環水は⑤ポンプによって⑥シリコンチューブ（内径 2 mm）を通り、①感湿部へ送られる。循環水は感湿部の中心の流路を通して④容器へ排出されるが、循環水の一部は毛管吸引力により感湿部表面へ供給される。④容器の水面を感湿部下部の水平位置程度に設置した。これにより、パイレックスガラス内と外部の圧力が等しいとすると、感湿部の表面方向への水の移動は、毛管流れのみによるものとなる。湿度測定中は、④容器内の循環水質量 M [g] を 1 秒ごとに⑩電子天秤で連続測定し⑪パーソナルコンピュータに記録し、質量変化量を表面積で除することで、感湿部表面の蒸発速度 j_v [$\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$] が得られる。循環水の流量（以降、循環水量 F_{water} [g/s]）は、ピエゾタイプの⑤ポンプに供給する電圧を⑮フローコントローラにより変えることで所定の量に調整した。

円筒状の感湿部の中心軸上にある循環水流路の中ほどに熱電対が固定されており、循環水中心温度⑭ T_w [°C] として測定した。気流温度 T_{gas} [°C] と感湿部表面温度 T_{sf} [°C] と共に、温度をデータロガー（ETODENKI 製, CADAC21）を介して⑪パーソナルコンピュータに 1 秒ごとに記録される。

Fig. 1 Humidity Sensor System

つぎに、図1に示したセンサシステムの特徴を述べる。乾湿球温度計の測定原理を用いており、正確な湿球温度の測定のためには、湿球に対してふく射による影響がなく、また、表面から内部への伝導伝熱が無く、対流により与えられた熱が全て蒸発潜熱に使われる条件が成立している必要がある。また、表面における水の蒸気圧は、表面温度における飽和蒸気圧であるとともに、対流伝熱の寄与する伝熱面積と水の蒸発面の面積は、便宜的に同じである必要がある。そのため、それら条件を妨げる熱の移動や使用環境は全て測定誤差要因となる。

また、蒸発速度が小さい常温近傍の低温域では、例えばアスマン通風計で見られるようなウィックを利用した方法で連続測定が可能であるが、高温下では蒸発速度が大きくなるため、従来の構造では湿球温度の測定箇所を濡れた状態に保つことが難しい。そこで本実験では、円筒状で吸水性が高く、熱による変性のない多孔質セラミックスを感湿部として用い、その内側に積極的に水を流すことで、高温下でも濡れた状態を維持できるようにした。さらに流速や気流温度が高く、蒸発速度が非常に大きい場合は、流路内の圧力を上げることで、圧力流れにより表面に水を供給することが可能である。本実験では感湿部として、空隙率 0.56 で、細孔径は $0.1 \sim 10 \mu\text{m}$ の幅広い分布を持ち、そのピーク値であるモード径が $6.5 \mu\text{m}$ である多孔質材料を作成して使用した。

そのほか、測定気流の湿度が高湿度から低湿度へ (T_{sf} は低く) 変化する際は、低湿度から高湿度への変化に比べて応答性が遅いが、室温程度の循環水を流すことで感湿部より熱を奪い応答性を向上させる。

一方、感湿部表面より温度の低い室温程度の循環水は、感湿部から熱を奪い T_{sf} を低下させる可能性がある。あるいは、実験装置と感湿部との設置箇所 (図1⑦) 付近で暖められ感湿部表面より温度の高い循環水は、 T_{sf} を上昇させる可能性がある。これらは湿度測定の誤差要因になり得る。これら循環水温度 T_w と T_{sf} の大小関係とその影響は実験条件と循環水量に依存する。

2・2 湿度測定実験

図2に、湿度の測定実験に使用した所定の湿度・温度の気流を図1に示したセンサシステムに供給するための装置の構造を示す。本実験装置は①吸気ブロワからインバータで調節した量の室内空気を取り込み、③スーパーヒータで加熱した。一方、④ボイラと⑤リボイラで蒸気をつくり⑦モーターバルブで流量を調整し、加熱した室内空気と任意の割合で混合した後2つのスーパーヒータで加熱することで、所定の温度・湿度・流速の気流条件にすることができる。

Fig.2 Experimental Apparatus

所定条件に調整した気流は、⑪湿度センサのバイレックスガラスパイプ内に供給し、⑫排気ブロワにより排気される。このとき、感湿部流路内の圧力と感湿部外側の圧力が等しくなるように、⑮差圧計を用いて、湿度センサ付近の気流の圧力を大気圧程度になるように排気ブロワの回転数をインバータにより調整した。あらかじめ相互に校正した②空気流量計と⑨混合気体流量計により、①吸気ブロワから取り込んだ室内空気の流量ならびに、

空気と水蒸気の混合後の気体（あるいは水蒸気のみ）の流量をそれぞれ測定し、それぞれの流量計での圧力、吸気空気の湿度を考慮して補正した後、水蒸気モル分率 x_{gas} [-] を求め、実験条件とした。実験条件の水蒸気モル分率の精度は、それぞれの流量計の測定精度より最大 0.02 と判断した。

測定は 1 条件 3 分間の計測を行い、実験結果のデータには定常状態となる最後 1 分間の平均の値とした。

2・3 実験条件

湿度センサに投入する気流条件および湿度センサに循環させる蒸留水の循環水量を表 1 に示す。気流条件は実際の使用を想定し、気流温度 200 °C、流速 3 m/s とし、気流の湿度を変化させた時の循環水量の影響を調べた。

循環水量 0.01 g/s は水蒸気モル分率 0.03 の時の乾湿部表面での 1 秒当たりの蒸発量の 2 倍、水蒸気モル分率 1.00 の時の乾湿部表面での蒸発量の 3 倍に相当する。また、感湿部表面が乾いて感湿部表面温度が上昇する気流温度 200 °C、流速 5 m/s、水蒸気モル分率 0.03 も実験条件とした。なお、その際も循環水量は蒸発量より多かった。

Table 1 Experimental Conditions

Gas Flow Temperature	Gas Flow Velocity	Flow Rate of Supplied Water	Steam Mole Fraction
T_{gas} °C	U_{gas} m/s	F_{water} g/s	x_{gas} -
200	3, 5	0.01, 0.02, 0.03, 0.04, 0.05	0.03, 0.16, 0.45, 0.69, 1.00

3. 理論的検討

先に述べたように、感湿部表面温度の誤差要因は複数ある。また、それら要因の相対的關係は実験条件や感湿部の形状や寸法によって変化する。そこで、本センサを本実験条件で使用した際に、感湿部表面温度に影響を与える熱流束を算出し比較すること、およびその結果感湿部表面温度がどのような影響をどの程度受けるかを理論的に検討するため、センサ部をモデル化し、誤差の影響ならびに精度向上のための補正方法について検討した。

3・1 解析モデル

図 3 に円筒状である感湿部表面の熱収支に関する解析モデルと変数を示す。感湿部表面では、蒸発速度 j_v [kg/(m²・s)] と蒸発潜熱 γ [J/kg] との積 $j_v \cdot \gamma$ [J/(m²・s)] の熱が水分の蒸発によって奪われる。一方、気流と表面の温度差による対流熱流束 q_{cv} [J/(m²・s)] により熱を受け取る。それら熱量は表面温度に依存し、それら熱量のバランスのとれる表面温度で動的平衡が保たれる。 $j_v \cdot \gamma$ と q_{cv} が一致するときの T_{sf} が一般に使われる湿球温度である。しかし、感湿部表面では他にも、装置（配管）壁面からの放射熱流束 q_r [J/(m²・s)]、感湿部内側を循環水が流れることで表面と内部で温度差ができるために起こる感湿部表面から内側への伝導熱流束 q_{cd} [J/(m²・s)] などがあるために、表面温度は湿球温度と異なる値を示す可能性がある。さらに、感湿部における熱収支には他にも、高温気流の流れる実験装置と感湿部との設置箇所からの伝導伝熱や、感湿部内側を通る循環水の温度分布や熱伝達係数の助走区間があるため、軸方向にも熱流束や温度の分布が考えられる。

一方、感湿部表面両端が 100 °C の高温または 20 °C の低温であっても、感湿部表面で大きな対流熱伝達と蒸発が起こり、表面温度は湿球温度に近づく方へバランスが保たれるため、今回の実験条件では測定位置の中央付近では軸方向の熱流束は十分小さいと考えられる。軸—半径方向二次元モデルにより本センサシステムのサイズ、使用条件に基づいて感湿部表面両端の温度が表面中央温度に与える影響を試算したところ、0.1 °C 未満であった。そのため、今回の実験条件において循環水の影響を考察するにあたり、半径方向一次元モデルを用いて解析することにし、循環水の水温は、図 1 ⑦で示される装置設置箇所等からの伝熱の影響を強く受けるため、感湿部内側中央の実測値を与えた。なお、先の試算結果から、両端より 6 mm の位置での感湿部表面温度は、両端からの伝導伝熱の影響を受け、表面中央付近と 1 °C 程度の差異を生じた。そのため、例えば、感湿部両端の温度が高くな

るような場合や感湿部長さが短い場合等、設置方法や感湿部形状によって軸方向の熱・物質移動の影響が大きくなることが予測される場合は、二次元的な解析が望まれる。

Fig.3 Parameter and Analysis Model on Humidity Sensor

各熱流束は、図3で示す向きを正として定義した。感湿部表面で熱収支のバランスが保たれるとき、式(1)を満たす。また、センサ内の循環水と多孔質部との間では対流熱流束 $q_w[\text{J}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})]$ があり、定常時は q_w と流路表面積(内径 $r[\text{m}]$)との積が、上記の $q_{cd}[\text{J}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})]$ と感湿部外側の表面積(外径 $R[\text{m}]$)との積に等しいことから、式(2)を満たすとした。

$$q_{cv} + q_r = j_v \cdot \gamma + q_{cd} \quad (1)$$

$$q_w \cdot r = q_{cd} \cdot R \quad (2)$$

q_{cv} は式(3)より気流温度 T_{gas} と感湿部表面温度 T_{sf} との温度差で与えられるが、熱伝達係数 $h_{\text{gas}}[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$ は、Zukauskas が推奨する円柱の平均ヌセルト数 Nu_m を式(4)より求めた⁽⁸⁾。式中の $C1$ と n は Re 数によって段階的に変化する変数で、 Pr 数の添え字の w は表面の値、添え字のない場合は気流の値を意味する。これ以外の変数も温度依存性があるが、感湿部表面でおこる熱収支は、表面近傍の境界膜で起こるものと考え、物性値は気流温度と表面温度の算術平均温度における値を用いた。

蒸発潜熱 $\gamma[\text{J/kg}]$ は式(5)により与えた。蒸発速度 $j_v[\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})]$ の計算式はフィックの一方拡散の式⁽⁹⁾より導いた式(6)より求めた。その際、物質移動係数 $h_D[\text{m/s}]$ を求めるのに必要なシャーウッド数 Sh_m は、熱と物質の相似則が成り立つ⁽¹⁰⁾として式(4)と同様に式(7)より求めた。

式(6)中、 $P_T[\text{Pa}]$ は大気圧、 $M_{\text{H}_2\text{O}}[\text{kg/mol}]$ は水の分子量、 $R_0[\text{J}/(\text{mol} \cdot \text{K})]$ は気体定数、 $T_f[^\circ\text{C}]$ は T_{gas} と T_{sf} の算術平均温度、 $x_{\text{sf}}[-]$ は感湿部表面の水蒸気モル分率である。感湿部表面における水蒸気モル分率 x_{sf} は、Wexler-hyland による飽和蒸気圧の近似推算式⁽¹¹⁾により表面温度 T_{sf} から式(8)により求めた。なお、式(8)の係数は文献値をそのまま記載したが、有効数字4桁としても本解析において十分な精度で j_v が得られる。

$$q_{cv} = h_{\text{gas}} (T_{\text{gas}} - T_{\text{sf}}) \quad (3)$$

$$Nu_m = C1 Re^n Pr^{0.37} (Pr/Pr_w)^{0.25} \quad (4)$$

$$\gamma = (2501 + (1.846 - 4.186)T_{\text{sf}}) \times 10^3 \quad (5)$$

$$j_v = h_D \frac{P_T M_{\text{H}_2\text{O}}}{R_0 T_f} \log \left(\frac{1 - x_{\text{gas}}}{1 - x_{\text{sf}}} \right) \quad (6)$$

$$Sh_m = C1 Re^n Sc^{0.37} (Sc/Sc_w)^{0.25} \quad (7)$$

$$x_{sf} = \exp\{-5.8002206 \times 10^3 / (T_{sf} + 273.15) + 1.3914993 - 4.8640293 \times 10^{-2} \times (T_{sf} + 273.15) + 4.1764768 \times 10^{-5} \times (T_{sf} + 273.15)^2 - 1.4452093 \times 10^{-8} \times (T_{sf} + 273.15)^3 + 6.545973 \times \ln(T_{sf} + 273.15)\} / P_T \quad (8)$$

q_{cd} は、熱伝導率が場所によらず一定で、内部発熱がなく、定常の場合の、円筒座標における熱伝導の基礎微分方程式⁽¹⁰⁾を解いた式 (9) より求めた。また式中の T_{in} [°C] はセンサ内の水の流路壁面（感湿部内側）の温度である。熱伝導率 k [W/(m・K)] は、実測が困難であったため、球状の耐火煉瓦を水で満たし乾燥中の温度を測定することで、非定常法によって求めたみかけの熱伝導率を参考値として用いた。

q_w は、式 (10) より与えられるが、その際、層流における管内面の熱伝達係数 h_w [W/(m²・K)] を用いた⁽¹⁰⁾。

$$q_{cd} = \frac{k(T_{sf} - T_{in})}{R \log(R/r)} \quad (9)$$

$$q_w = h_w (T_{in} - T_w) \quad (10)$$

q_r は、放射率 $\varepsilon = 0.6$ として、ステファンボルツマン係数 $\sigma = 5.67 \times 10^{-8}$ [kW/(m²・K⁴)] および配管壁面温度 T_{wall} [°C]、感湿部表面温度 T_{sf} から式 (11) を用いて求めた。 T_{wall} は配管外部への放熱を考慮し実測値より式 (12) のように気流温度 T_{gas} と感湿部表面温度 T_{sf} との算術平均温度として与えた。

$$q_r = \varepsilon \sigma \left\{ (T_{wall} + 273.15)^4 - (T_{sf} + 273.15)^4 \right\} \quad (11)$$

$$T_{wall} = (T_{gas} + T_{sf}) / 2 \quad (12)$$

以上の式より T_{sf} 、 j_v および各熱量を計算するが、境界条件として、実験条件とした気流温度 T_{gas} 、気流の水蒸気モル分率 x_{gas} 、気流流速 U_{gas} [m/s] および実験により測定した循環水中心温度 T_w をそれぞれ与えた。

また、上記の計算で式 (1) の代わりに $q_{cv} = q_p$ とし、各実験条件の理論上の湿球温度 $T_{wet.calc.}$ [°C] を求めた。

4. 実験結果と計算結果

4・1 感湿部の各温度と蒸発速度への影響

循環水量 F_{water} を 0.01～0.05 g/s と変えた時の、蒸発量ならびに、温度実測値 T_w 、 T_{sf} を図 4(a)～(f) に示す。図 4 下側は感湿部表面温度 T_{sf} 、循環水中心温度 T_w の実験結果および湿球温度の計算結果 $T_{wet.calc.}$ で、上側は表面での蒸発量（蒸発速度と感湿部表面積との積 $\times 2\pi RL$ ）である。(a)～(e) は気流温度 200 °C、気流流速 3 m/s で、水蒸気モル分率が 0.03～1.00 まで変化させた。(f) は(a)と同じ条件で、気流流速のみ 5 m/s と速い条件である。

4・1・1 循環水量 F_{water} の影響による循環水中心温度 T_w の変化と感湿部表面温度 T_{sf} への影響

6 つの区間で共通して、循環水量 F_{water} を大きくすると循環水中心温度 T_w が低下した。 T_w は感湿部内側の流路途中の水の温度なので(図 1)、流速が遅いと感湿部の上流側で温められ温度が上がる。特に、(a)では、 $F_{water} = 0.01$, 0.02 g/s の時、 T_w が T_{sf} より高くなっている。循環水の温められる理由が感湿部からの対流熱伝達だけであればこのようなことは起きないが、感湿部に流入する前に感湿部を固定する配管との設置箇所ですでに水温が T_{sf} を越えていることが考えられる。他の実験で、その設置箇所付近の循環水の温度を測った際、循環水量によっては水温が T_{sf} 以上になることを確認した。

(a)～(e)では、 T_{sf} と T_w が同程度の時、 T_{sf} が湿球温度の計算値 $T_{wet.calc.}$ と近い値になった。このことは本実験条件では、 T_w が他の誤差因子と比べて精度に与える影響が大きいことを示している。

なお、すべての条件で循環水量を大きくすると、 T_w 、 T_{sf} が共に低下するとともに蒸発量も低下した。この原因は、循環水量の増加により T_w が低下することで伝導熱流速 q_{cd} が増え T_{sf} が低下し、そのことにより水蒸気圧が低下したため、蒸発量が低下したと考えられる。

Fig.4 Effects of Flow Rate of Supplied Water and Humidity on Surface Temperature and Amount of Evaporation

4・1・2 気流湿度による影響

図 4(b)(c)(d)をみると、循環水量が多いと、 T_{sf} と T_w で 15°C 以上の温度差ができ、湿度（水蒸気モル分率 x_{gas} ）が高いほど T_{sf} が高くなるので、その傾向が顕著となった。しかし、 T_{sf} は x_{gas} が大きいほうが循環水量の影響が小さかった。その理由として、 T_{sf} は感湿部表面での複数の熱流束の熱収支のバランスによって決まるが、 T_{sf} がそれぞれの熱流束に与える影響を考えると、特に $j_v\gamma$ は非線形性が強く、高温域では僅かな T_{sf} の変化で $j_v\gamma$ が大きく変化する（式（6）（8））ためと考えられる。

また、 x_{gas} が低いと、式（6）より蒸発量 $j_v \times 2\pi RL$ は増加する。

4・1・3 感湿部表面の含水率の低下と蒸発量

x_{gas} が低いと $j_v \times 2\pi RL$ は増加し、さらに気流流速 U_{gas} が速いと $j_v \times 2\pi RL$ は増加する。そのため、(f)の $j_v \times 2\pi RL$ が最も大きい。

(a)と(f)を比べると、(f)は T_w が T_{sf} と同程度になる実験条件にも関わらず、 T_{sf} と $T_{\text{wet.calc.}}$ とで 10°C 程度異なる。これは感湿部表面で多くの蒸発量 $j_v \times 2\pi RL$ を必要とし、感湿部内側と表面の含水率勾配が大きくなり、感湿部表面の含水率が著しく低くなるため、蒸発に有効な面積が減少し、その結果、理論上の湿球温度よりも高い表面温度で熱収支のバランスが保たれたためと考えられる。

また、(a)と(f)の結果から、表面の乾きによって T_{sf} が T_{wet} と大きくずれる蒸発量は $0.006 \sim 0.008 \text{ g/s}$ であるが、表面含水率は、感湿部内部の水分移動に支配されていると考え、この値は感湿部の温度の影響も受ける。水の粘性や表面張力の温度依存性から考えると、感湿部温度が高い（ x_{gas} が大きい）方が、水分移動が大きいことが予測される。また、本実験では、感湿部軸方向の熱移動が T_{sf} に与える影響は小さいことを計算により確認しているが、感湿部両端の温度が高く蒸発量が大きくなり、両端の含水率が低下した場合、感湿部軸方向の熱物質移動

による T_{sf} への影響は無視できない可能性がある. そのため, 今回の測定方法による蒸発速度と測定誤差の関係は, 実験条件にも依存すると考えられる.

4・2 感湿部における熱収支と表面温度への影響

つぎに, 図4に示した測定値 T_w を用いて, 計算により得られた感湿部表面での対流, 伝導, 蒸発および放射の各熱流束の大きさを図5下側に, それらの影響によって変化する表面温度の計算値 $T_{sf,calc.}$ を図5上側に示す. 熱流束の値は, 図3に示したように, 感湿部表面への入熱を正とした. 図5上側の温度 T_{sf} および $T_{sf,calc.}$ は湿球温度の計算値 $T_{wet,calc.}$ との差で表した.

Fig.5 Effects of Flow Rate of Supplied Water and Humidity on Heat Flux and Surface Temperature

4・2・1 循環水量が各熱量に与える影響と表面温度への影響

図4でも述べたが, (a)~(e)に共通して, 循環水量が多く循環水温度が低くなるほど循環水が奪う熱量 $q_{cd,calc.}$ は増加しており, その影響で $T_{sf,calc.}$ は低下している.

また, 図5より, $T_{sf,calc.}$ が $T_{wet,calc.}$ に比べて 3°C 程度の温度低下であれば, $q_{cv,calc.}$ や $q_{r,calc.}$ はほとんど変化しない (式 (3), (11)) が, $j_{v,calc.}\gamma$ は $T_{sf,calc.}$ の低下の影響を強く受け減少した (式 (6), (8)). さらに, (b)(c)に比べ水蒸気モル分率の大きい(d)(e)では, $j_{v,calc.}\gamma$ が F_{water} の影響を大きく受ける. これは高湿度の方が $T_{sf,calc.}$ が高く, T_w との温度差が大きくなるためである. しかし, 高湿度で $T_{sf,calc.}$ が高い条件下では, $T_{sf,calc.}$ の少しの温度低下で蒸気圧が大きく低下し (式 (8)), $j_{v,calc.}$ が大きく減少する (式 (6)) ことで熱バランスが保たれるため, $T_{sf,calc.}$ の低下の程度は小さかった.

なお、表面温度誤差 1°C に対する湿度測定誤差は一定ではなく、温度が高いほど大きい。そのため、同じ循環水量であれば、湿度測定誤差は高湿度の方が小さいが、湿度測定誤差は高湿度の方が大きい（4・3 表 2）こと、全圧の影響も受けやすくなることに注意が必要である。

4・2・2 感湿部表面の含水率の低下

流速が速いと、湿度測定の誤差要因と成り得る放射熱伝達による熱量や循環水の対流熱伝達による熱量に対して、蒸発潜熱や気流との対流熱伝達による熱量の割合が大きくなる。そのため、流速が速く、蒸発速度や対流熱流束が大きい条件の方が、湿度測定誤差が小さくなることもある。しかし、(a)と(f)を比べると、流速が速い方が表面温度と湿球温度との違いが大きくなり、本実験では、表面含水率の低下によって湿度測定誤差が大きくなる結果となったと考えられる。

4・2・3 放射熱伝達の影響

放射熱流束は、壁面温度と感湿部表面温度との温度差が大きくなるとき、つまり気流の温度が高く湿度が低いとき大きくなる。また、放射熱流束は、気流流速が遅く蒸発速度と対流熱伝達が小さいときも計算では変化がない（ただし実際には放熱の関係で多少の影響を受ける）ため、他の熱量に比べて相対的に大きくなる。本実験条件では、放射熱伝達による熱量は全体的に比較的小さかったが、対流熱流束に比べて本実験条件よりも気流流速が遅いときには、湿度測定精度への影響に注意が必要である。特に低湿度ではその影響が大きく、本計算結果でも低湿度では T_{sf} に対して 0.7°C の影響があったため、ふく射を考慮することで、特に低湿度域での測定精度のさらなる改善の余地があると考えられる。

4・2・4 表面温度の変化における計算と実験の比較

図 5 の(a)から(f)の範囲で、感湿部表面温度の実測値 T_{sf} と推算値 $T_{\text{sf,calc}}$ は、循環水の影響を受けて変化するという似た傾向を示した。しかし、その程度は全体的に推算値の方が小さく、循環水による感湿部表面温度への影響を小さく見積もっていることが考えられる。その理由はいくつか考えられ、感湿部内側の循環水の流路に凹凸があること、流路中央に熱電対を挿入していること、および循環水を流すために使用した小型のポンプが約 30 Hz で脈動していることなどから流れが乱れ、実際の循環水の熱伝達係数は高い可能性がある。また、半径方向への循環水の移動は、熱量という点では蒸発に比べ非常に小さく無視できると考えているが、感湿部における熱伝達率を向上させる可能性がある。これらの理由によって、推算値は実測値よりも循環水による影響が小さく見積もられたと考えられる。

4・3 測定精度と精度向上のための検討

実験結果と計算結果から、循環水量 F_{water} は感湿部表面温度 T_{sf} に影響を与えることがわかった。実測した感湿部表面温度 T_{sf} をもとに、湿球温度を求める計算を逆行を行うことで、水蒸気モル分率を得られる。表 2 では各実験条件での感湿部表面温度 T_{sf} と、それから得られる水蒸気モル分率 $x_{\text{gas,exp}}$ の値を示す。

表 2 には、左の 1 列目に実験装置で設定した水蒸気モル分率 x_{gas} 、2 列目にそのときの湿球温度の計算値 $T_{\text{wet,calc}}$ 、3 列目以降は、循環水量を変化させたときの感湿部表面温度 T_{sf} を上段、感湿部表面温 T_{sf} から得られた水蒸気モル分率 $x_{\text{gas,exp}}$ を下段に記載した。1 つの気流湿度条件の中で、循環水中心温度が表面温度と最も近かった F_{water} の値を色つきで示しており、それぞれ $x_{\text{gas}} = 1.00 \sim 0.16$ で $F_{\text{water}} = 0.01 \text{ g/s}$ 、 $x_{\text{gas}} = 0.03$ で $F_{\text{water}} = 0.03 \text{ g/s}$ であった。このときの測定精度は、他の循環水量のときに比べて高くなっており、最大で水蒸気モル分率で測定誤差 0.01 ($x_{\text{gas}} = 0.69$ のとき) となった。また、循環水量を一定として測定した場合でも、実験装置の気流条件の精度を含めても、本測定システムで水蒸気モル分率 0.03 以下の精度で測定できることが示された。

最も設定湿度が信頼できる実験条件は、アスマン乾湿計で測定した室内空気に、蒸気を混合せずに 200°C に加熱した、 $x_{\text{gas}} = 0.03$ である。この実験条件 $x_{\text{gas}} = 0.03$ で循環水量 F_{water} を変化させると、 $F_{\text{water}} = 0.04$ で設定湿度と湿度の算出結果が最もよく一致した。この $F_{\text{water}} = 0.04$ を一定にして気流の湿度条件を変えると仮定すると、最大で 0.05 ($x_{\text{gas}} = 1.00$ のとき) の誤差となった。対して、感湿部表面温度と循環水中心温度が最も近いときの湿度の測定結果（表 2 の太字）と設定湿度 x_{gas} の誤差は最大で 0.01 ($x_{\text{gas}} = 0.69$ のとき) であった。実験装置の設定誤差が

Table 2 Effects of Flow Rate of Supplied Water on Measurement Accuracy of Humidity and Surface Temperature

Steam Mole Fraction x_{gas} -	Wet-bulb Temperature $T_{\text{wet,calc.}}$ °C	Supply Water Flow F_{water} g/s					
		0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	
1.00	100.0	99.9	99.5	99.0	98.7	98.2	
		1.00	0.98	0.96	0.95	0.94	
0.69	90.7	91.1	90.8	90.3	89.9	89.3	
		0.70	0.69	0.68	0.67	0.65	
0.45	81.2	81.2	80.9	80.1	79.4	78.6	
		0.45	0.45	0.43	0.41	0.40	
0.16	63.2	63.3	62.8	62.4	61.0	60.1	
		0.16	0.16	0.15	0.14	0.13	
0.03	48.7	50.1	50.0	49.3	48.7	48.2	T_{sf} °C
		0.040	0.039	0.034	0.030	0.027	$x_{\text{gas exp}}$

※各湿度に対して、湿度の設定値と算出結果が最も近かった時の循環水量の湿度を**太字**で示した。

本湿度センサは、これまで述べたように測定誤差要因が複数ある。一方、それらを踏まえて補正することで精度の改善の余地がある。特に循環水については、循環水中心温度と感湿部表面温度が近くなるよう循環水量を制御することが有効である。また、本解析では循環水の熱伝達係数は層流で与えていることもあり、 $4 \cdot 2 \cdot 4$ で述べたように、実験結果と比較し循環水への伝熱量が実際よりも過小評価されている可能性が示唆されたため、より正確な湿度を得るためには、循環水への伝熱量をより大きめにする必要があると考えられる。ふく射の影響が強い環境では、可能ならば蒸気を混合せずに空気のみ条件下での予備実験等でふく射の影響を予め見積った上で、湿度算出の際に考慮することが推奨される。蒸発速度が大きく、感湿部表面で含水率の低下が起きる場合は、循環水に圧力をかけて強制的に水分を表面に供給することや、水の移動が容易な構造の多孔質材料を用いることも有効である。さらに、使用する気流条件によって、最適な感湿部形状や制御・演算方法が存在すると考えられる。今後、そのためのより実証的な検討を進める予定である。

乾湿球温度の原理を利用した、円筒状のセラミックス材料を感湿部に用いた高温用湿度センサにおいて、流路に供給する水の流量が測定精度に与える影響を計算ならびに実験により調べた。その結果、以下の結論を得た。

1. 高温気流中に置かれた感湿部で円筒状の多孔質セラミックスに水を供給する際、水はセラミックスに至るまでの流路において加熱される。そのため、今回の実験条件の範囲内において、水温が気流の湿球温度よりも高くなる条件（湿球温度が低くなる低湿度気流中で、循環水量が少ない場合）では、測定値は湿球温度の計算値より高くなるが、水温が気流の湿球温度よりも低くなる条件（湿球温度が高く、循環水量が多い場合）では、湿球温度の計算値より低くなることがわかった。

2. 感湿部表面における、ふく射と対流による熱流束を測定条件より、また、表面から内部方向への伝導熱流束を表面および水温の測定結果よりそれぞれ予測し、半径方向の一次元伝熱モデルを用いて表面温度の測定結果を補正することで、蒸発速度が大きい条件を除いて、ふく射、循環水の影響による誤差を低減しうることを示した。
3. 本研究で用いた測定システムについて、気流の湿度によらず循環水量を一定とした場合、水蒸気モル分率で誤差 0.07 以下で測定できることがわかった。さらに、感湿部表面から内部への伝導熱流束を小さくするため、感湿部中心付近の水温が表面温度と近くなるように循環水量を調節することで、測定誤差は 0.03 まで改善出来ることを示した。

文 献

- (1) 阿部茂, 宮下和夫, “過熱水蒸気および高温空気による水産乾製品の表面殺菌”, 日本食品科学工学会誌, Vol. 53, No. 3 (2006), pp. 373-379.
- (2) 塚田直, “食品工業に於ける加圧水蒸気と過熱水蒸気の利用”, 日本食品工業学会誌, Vol. 31, No. 8 (1984), pp. 536-545.
- (3) 野田崇啓, 日高靖之, 横江未央, 伊與田浩志, 井上保, 西村俊成, 越智昭彦, 酒井和彦, 中村透, “過熱水蒸気と高温空気の混合気体を利用した水稻種子消毒装置の開発”, 農業機械学会誌, Vol. 74, No. 1 (2012), pp. 79-82.
- (4) “湿度測定法”, 日本工業規格, JIS Z8806, 2001
- (5) Albert, C. K., “Measurement of Humidity above Temperature of 100°C with a Double-wick Wet Bulb Temperature”, *Drying Technology*, Vol. 1, No. 1 (1983-1984), pp. 141-150.
- (6) 一色翔悟, 伊與田浩志, 井上保, 山形純子, “湿潤材料の温度測定による過熱水蒸気と空気混合比の簡易測定法”, 日本機械学会講演論文集, Vol. 3, No. 09-1 (2009), pp. 101-102.
- (7) 井上保, 伊與田浩志, 一色翔悟, “湿潤材料の温度測定による高温用広域湿度センサの開発 (多孔質セラミックスの感湿部材料への適用)”, 日本機械学会論文集 (投稿中)
- (8) 日本機械学会, 伝熱工学資料, 第五版, (2009), pp. 34-35.
- (9) 日本機械学会, 伝熱工学, 初版, (2008), pp. 162-176.
- (10) 吉田駿, 伝熱学の基礎, 第一版, (2008), pp. 10, 79.
- (11) Hyland, R. W. and A. Wexler, “Formulations for the thermodynamic properties of dry air from 173.15 K to 473.15 K, and of saturated moist air from 173.15 K to 372.15 K, at pressures to 5 MPa”, *ASHRAE Transactions*, 89-2A(1983), pp. 520-535.