

5. 空気移動を考慮した熱水分移動の数値解析による博物館収蔵室の温湿度・気流の分析

金属資料を収蔵する収蔵室 2 の温湿度実測調査より、室内の相対湿度が夏季に 70% を超える高湿度となることが明らかになった。本章では、収蔵環境の改善方法を検討するために、この収蔵室 2 を対象として空気の移動を考慮した熱水分移動の数値解析モデルを作成し、外気の流入と収蔵室天井裏を通る上階空調の還気ダクトの冷気による吸熱が、夏季の収蔵室内の高湿度化に与える影響を評価する。

5.1. 空気の移動を考慮した熱水分移動の基礎理論

(1) 室一質点系熱水分収支式

熱、水分ともに壁体を通した貫流と空気の移動に伴う移動を考慮する。水分、熱についてそれぞれ、

$$\text{水分} \quad \rho_{air} V_r \frac{\partial X_r}{\partial t} = \sum_{i=1}^N J_{mt,i} + \sum_{j=1}^M J_{vnt,j} \quad (1)$$

$$\text{熱} \quad c_{air} \rho_{air} V_r \frac{\partial T_r}{\partial t} = \sum_{i=1}^N Q_{ht,i} + \sum_{j=1}^M Q_{vnt,j} \quad (2)$$

これら式(1)、(2)を離散化し陽解法で解く。ただし、貫流の項は、

$$\text{水分} \quad J_{mt,i} = \alpha'_i S_i (p_{v,i} - p_{v,r}) \quad (3)$$

$$\text{熱} \quad Q_{ht,i} = (\alpha_r + \alpha_c) S_i (T_i - T_r) \quad (4)$$

で表され、空気の移動に伴う項は、

$$\text{水分} \quad J_{vnt,j} = G_{+j} X_j + G_{-j} X_r \quad (5)$$

$$\text{熱} \quad Q_{vnt,j} = c_{air} (G_{+j} T_j + G_{-j} T_r) \quad (6)$$

で記述される。

(2) 壁材料内の熱水分移動

松本[34]の熱水分同時移動方程式を用いて、

$$\text{水分} \quad \rho_w \frac{\partial \psi}{\partial \mu} \frac{\partial \mu}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda'_{\mu g} \left(\frac{\partial \mu}{\partial x} - n_x g \right) + \lambda'_{Tg} \frac{\partial T}{\partial x} \right) \quad (7)$$

$$\text{熱} \quad (c\rho + c_w \rho_w \psi) \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} + r \left\{ \lambda'_{\mu g} \left(\frac{\partial \mu}{\partial x} - n_x g \right) + \lambda'_{Tg} \frac{\partial T}{\partial x} \right\} \right) \quad (8)$$

とする。ただし、水分について、解析で扱う範囲はハイグロスコピック域であるため、気相の移動のみを考慮している。材料と室の境界は第三種境界とする。

(3) 空気の移動による熱水分移動

圧力仮定法により G_{+j} 、 G_{-j} を算定する。室を節点、換気開口を枝として計算対象の多数室系を表す換気回路網を設定し、これを数学的に表現するために、換気開口と室との結合状態を表す行列（インシデンス行列）を用いて定式化を行う。解式にはニュートン法を用いる[35]。

垂直方向の圧力分布を考慮する必要がない開口(水平開口)では、開口の質量流量 G は、

$$G = \rho_{air,UP} q (\Delta p)^{\frac{1}{n}} \quad (9)$$

で記述される。また、垂直方向に長い開口で高さ方向に圧力分布が生じ、開いているとみなせる開口(鉛直開口)では、微小高さ当たりの流量を積分することで、

$$G = \rho_{air,UP} q_0 \int_{h_{BTM}}^{h_{TOP}} (\Delta p)^{\frac{1}{n}} dh \quad (10)$$

として、流量を得る。垂直方向に長い開口で閉じているとみなせる開口(鉛直閉開口)では、開口上下端をそれぞれ通気率 q_{TOP} , q_{BTM} , 隙間特性値 n_{TOP} , n_{BTM} の水平開口, 鉛直部分を微小高さ当たりの通気率 $q_{H,0}$, 隙間特性値 n_H の鉛直開口とみなして計算する。式(9), (10)は開口にかかる圧力差 Δp が負にならない範囲で定義されており、実際の計算では開口形状に加え、開口にかかる圧力差の正負による場合分けを行う。

一般に隙間特性値 n , (微小高さ当たりの)通気率 $q(q_0)$ は実験により求められるが、ここでは、JIS A 2201「送風機による住宅等の気密性能試験方法」に示される、室内外の圧力差と風量の実測値から室の総相当隙間面積 αA を求める式(11)より、実測や図面からの推定によって実開口面積 A を定め、流量係数 α を仮定、開口形状から隙間特性値 n を仮定し、代入することで、 q を求める。微小高さ当たりの通気率 q_0 は、 q を開口高さで除した値を用いる。

$$\alpha A = q \left(\frac{\rho}{2}\right)^{\frac{1}{2}} (9.8)^{\frac{1}{n}-\frac{1}{2}} \quad (11)$$

5.2. 収蔵室の温湿度解析：解析モデル

モデルでは壁を通した熱、湿気の貫流と空気の移動に加え、ルームエアコンによる室内への熱流と天井裏を通る上階空調還気ダクトの吸放熱を考慮する。

(1) 室と壁のモデル(図 5-1, 2)

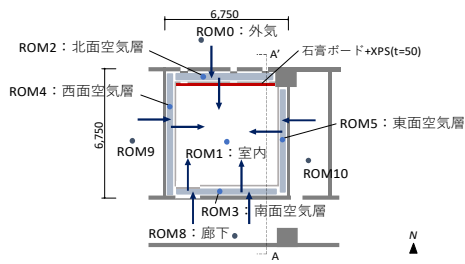
計算対象とする室は、室内(ROM1)と周囲六面の壁体内空気層(ROM2~7)であり、その周囲の六点(ROM0, 8~12)を境界条件とする。

壁の材料は、躯体はコンクリート(壁 180mm, 天井と床 200mm)、北面外装側にタイル(70mm)、空気層側に XPS(50mm)、天井面空気層側に XPS(50mm)とした。内装床面は室内側から木材(33mm)、アルミ箔、グラスウール(50mm)とし、断熱改修した北面は石こうボード(12mm)、XPS(50mm)、ケイ酸カルシウム板(25mm)とし、それ以外の壁面はケイ酸カルシウム板(25mm)とした。南面の二重のドアは室内側を木材(50mm)、廊下側を鉄(50mm)とした。

熱水分物性は、ケイ酸カルシウム板は測定値、その他は文献値[36][37]を参照した。

(2) 換気回路網

モデルの換気回路網を図 5-3~5-5 に、隙間特性値と式(11)より算定した各開口の通気率を流量計算の際に用いる開口の分類ごとに表 5-1 に示す。流量係数 α は統一して 0.6 を用いた。枝 16 は温度、絶対湿度の実測に合うように通気率を与えた。



- 解析対象の質点
- 境界条件

図 5-1 モデル平面

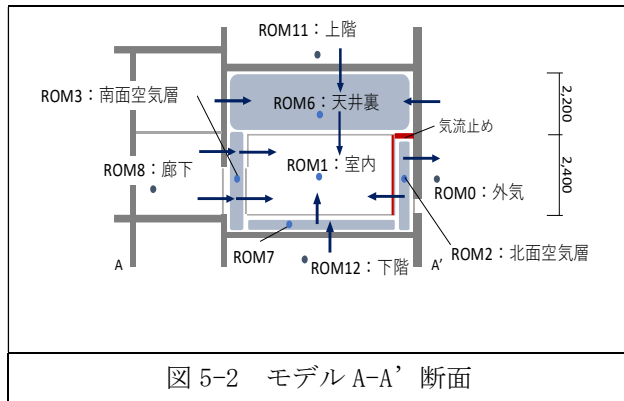
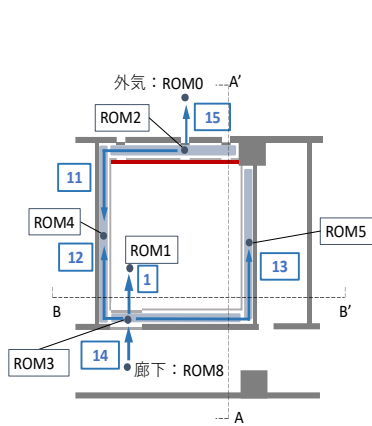


図 5-2 モデル A-A' 断面



枝番号	考慮する開口
1, 14, 15	閉じたドア・窓の隙間
2	天井点検口の隙間, 照明の隙間
3	壁幕板下の隙間

図 5-3 換気回路網 平面

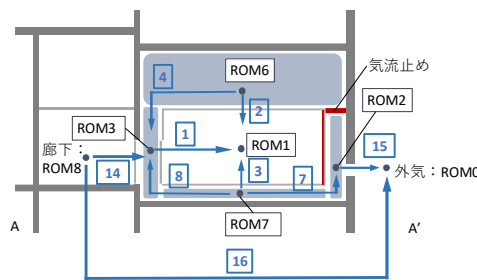


図 5-4 換気回路網 A-A' 断面

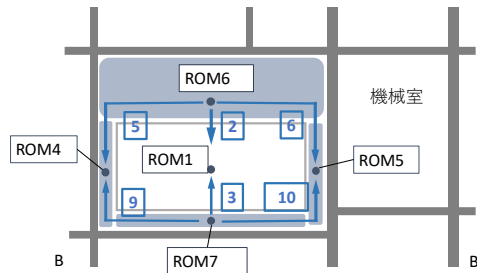


図 5-5 換気回路網 B-B' 断面

表 5-1 隙間特性値と透気率

壁番号	隙間特性値[-]			(微小高さ当たりの)通気率[m ³ /s/Pa ^{1/n} (/m)]		
	n			q		
水平	n			q		
2	1.5			0.02510		
3	1.5			0.01286		
4	2.0			0.82611		
5, 6	2.0			0.81941		
7, 8	2.0			0.55231		
9, 10	2.0			0.54784		
鉛直開	n			q ₀		
11, 12, 13	2.0			0.13389111		
鉛直閉	n _{TOP}	n _H	n _{BTM}	q _{TOP}	q _{H,0}	q _{BTM}
1	1.5	1.5	1.5	0.00327	0.00523	0.00327
14	1.5	1.5	1.5	0.00327	0.00262	0.00327
15	1.5	1.5	1.5	0.00082	0.00262	0.00082

(3)夏季のルームエアコンの運転

夏季の二回のルームエアコンの除湿運転（初回 25℃設定，二回目 27℃設定）を，表 5-2 のように内部発熱量として定数で室内(ROM1)の熱収支に加える．

表 5-2 ルームエアコン運転の入力

	一回目	二回目
期間	8. 1. 14:00～8. 9. 15:00	8. 20. 13:00～8. 27. 13:00
熱流[W]	-450	-150

(4)ダクトの吸放熱

上階の空調還気ダクトの吸放熱による影響を熱流， $Q_{DUCT}=UA(T_{ROM11}-T_{ROM6})$ として，ダクトが通る天井裏(ROM6)の熱収支に加える．ただし， $A=5.26 [m^2]$ ， $U=1.25 [W/m^2/K]$ で与える．ダクトと断熱材を以下の表 5-3 のように想定した．グラスウールの熱伝導率は，結露により断熱性が低下している状態を想定した値とした．

表 5-3 ダクトと断熱材

材料	厚み [mm]	熱伝導率[W/m/K]
鉄	1.0	80.30
グラスウール	40.0	0.070
アルミニウム箔	0.01	237.0

(5)入力条件

室の周囲 6 点(ROM8~12)の温度，相対湿度を入力する．下階(ROM12)の温度は 2019 年の実測をもとにした cos 型の年変動，相対湿度は年平均，その他の入力質点には実測値を用いる．解析の期間は 2018 年 3 月 1 日の 0 時から 1 年間，時間ステップは 1 秒とする．換気については，トイレの強制排気が廊下(ROM8)から空気を吸引することを考慮するため，枝 16 の圧力差に 7.5[Pa]を加える．また，風圧係数，外気風向と風速を入力し，枝 15 に加える風圧力を考慮する．

5.3. 温湿度の再現と気流性状の検討

(1)温湿度の再現

解析値を図 5-6~5-14 に示す．ROM1, 2, 6 の値に，収蔵室室内，北面空気層，天井裏の温湿度の実測値をそれぞれ合わせて示す．実測点の絶対湿度は温度，相対湿度から換算した値である．

図 5-6~5-12 に示すように，ROM1, ROM2, ROM6 の温湿度は，それぞれの実測値と概ね一致した．ROM1 については夏季の絶対湿度が若干低めで(図 5-7)，夏季の相対湿度が 5% ほど低いが，金属資料の収蔵に不利な高湿度環境が再現された(図 5-8)．ROM6 の絶対湿度は天井裏の実測値と比べて外気に伴う変動がより大きい(図 5-9)．一方で，外気に通じる空気流がある ROM2 の絶対湿度は，夏季に若干低めになるものの，一年を通して外気と同位相で変動する北面空気層の実測値の性状を再現できている(図 5-12)．

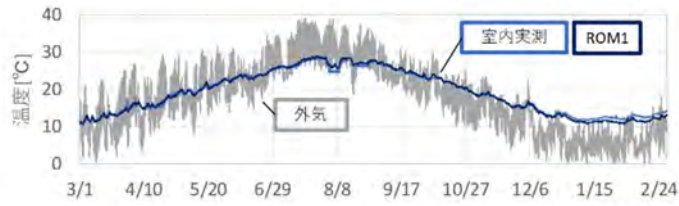


図 5-6 温度 室内実測と ROM1

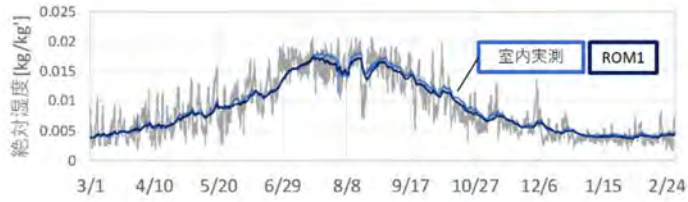


図 5-7 絶対湿度 室内実測と ROM1

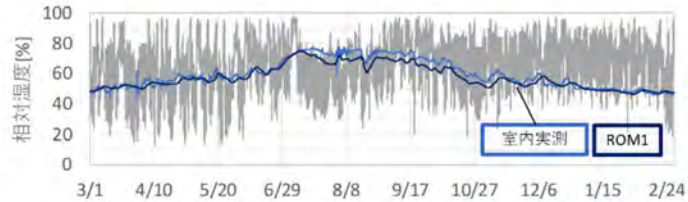


図 5-8 相対湿度 室内実測と ROM1

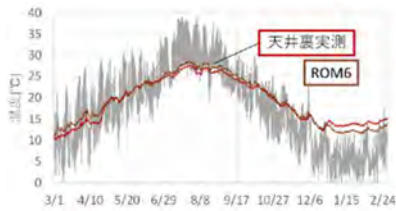


図 5-9 温度 天井裏実測と ROM6

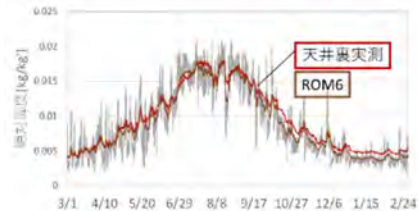


図 5-10 絶対湿度 天井裏実測と ROM6

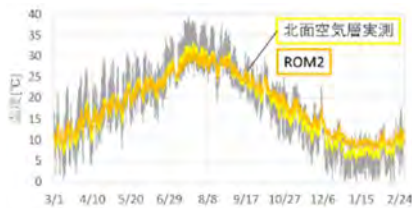


図 5-11 温度 北面空気層実測と ROM2

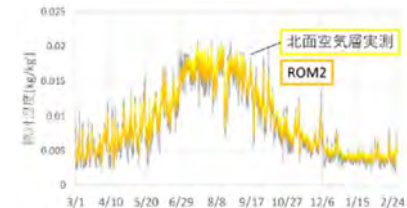


図 5-12 絶対湿度 北面空気層実測と ROM2

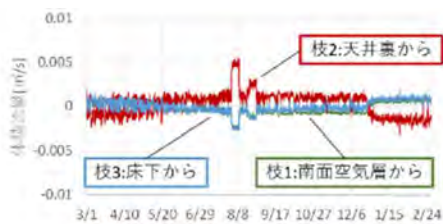


図 5-13 ROM1 につながる枝の流量

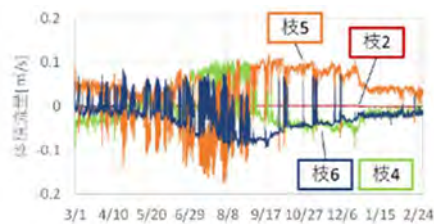


図 5-14 ROM6 につながる枝の流量

(2)収蔵室の気流性状

室内と通じる開口の枝 1~3 の正味の体積流量を図 5-13 に示す. それぞれの年平均は-0.00022, 0.00020, 0.000011[m³/s]と, 周囲の空気層間の流量と比して 1/100 未満のオーダーとなった. また, 夏季の流入は枝 2 (天井裏から) が支配的である. 年間の ROM1~7 の床面高さの静圧の平均は-5.70~-5.74[Pa]であり, それぞれの差は常に小さい.

5.4. 解析モデルを用いた外気流入・ダクトによる冷却の寄与の評価

検討した条件を以下の表 5-4 に示す. また, それぞれの CASE の夏季の ROM1, 6 の温湿度解析値と BC2(ROM6→1)の体積流量を図 5-15~5-19 に示す. 以下で CASE0(現状)とその他の条件を比較する. ルームエアコンの運転は考慮しない.

表 5-4 検討した条件

解析条件	現実の想定
(ルームエアコン運転なし)	現状
枝 16 に加える圧力 7.5→0[Pa]	トイレの強制排気の停止
枝 15 の通気率を 1/10 にする	外壁窓の気密化
ダクト周りの GW の熱伝導率 0.07→0.035	ダクト断熱処理による熱損失抑制

(1)トイレの強制排気 : CASE1

温度, 絶対湿度ともに CASE0 と比べて低下した(図 5-15, 5-16). 温度は並行して 0.5°C 程度, 絶対湿度は平均して 0.001kg/kg' 程度減少した. 6 月から 9 月の相対湿度は平均 61% となり, CASE0 より 4%低い(図 5-17). 体積流量は ROM0 と同程度であるが, 時間当たりの変動が小さい(図 5-18). 枝 15 の年平均は-0.0014[m³/s]となり (96%減), トイレの強制排気を停止することで, ROM2 への外気流入量が減り, 天井裏(図 5-20)を含む室周囲の空気層(ROM3~7), 室内(ROM1) の絶対湿度が低下したと考えられる.

(2)外壁窓の気密性 : CASE2

CASE1 と同様に温度, 絶対湿度ともに CASE0 と比べて低下した(図 5-15, 5-16). 相対湿度の平均は 64.5%となり CASE0 より低い (図 5-17). 枝 2 の流量は CASE0 と同程度で時間変動が小さい(図 5-18). 外装壁窓を気密化することで, CASE1 と同様に ROM2 への外気流入が減り, 空気層(図 5-20)と室内(ROM1~7)の絶対湿度が減少したと考えられる.

(3)ダクトの冷氣による吸熱 : CASE3

温度は CASE0 よりわずかに上昇する(図 5-15). 絶対湿度もおおむね同様の変動となる(図 5-16). 相対湿度の平均は 66%ほどであり, CASE0 とほぼ同様に変動する(図 5-17). 夏季の ROM1, 6 間の空気密度差は小さくなり, 枝 2 の流量は CASE0 と同程度の変動幅のまま, 平均すると若干小さくなる(図 5-18). ダクトを断熱化することで, ダクトによる吸熱が減少し, 天井裏(ROM6)と室内(ROM1)の温度はわずかに上昇した.

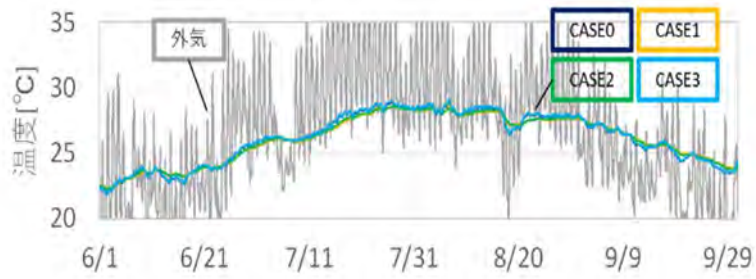


図 5-15 各 CASE の ROM1 温度

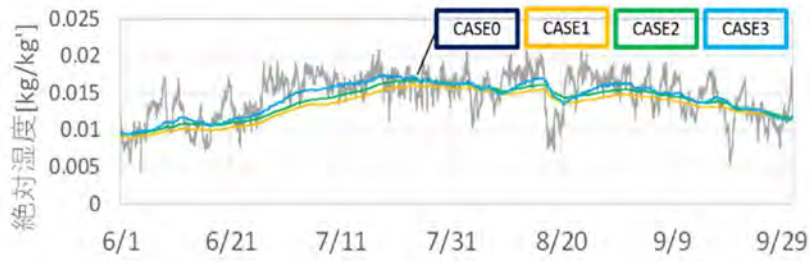


図 5-16 各 CASE の ROM1 絶対湿度

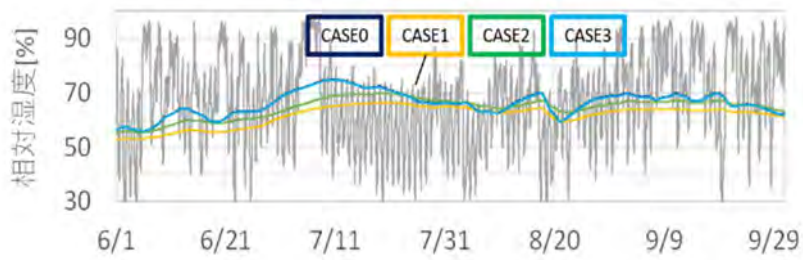


図 5-17 各 CASE の ROM1 の相対湿度

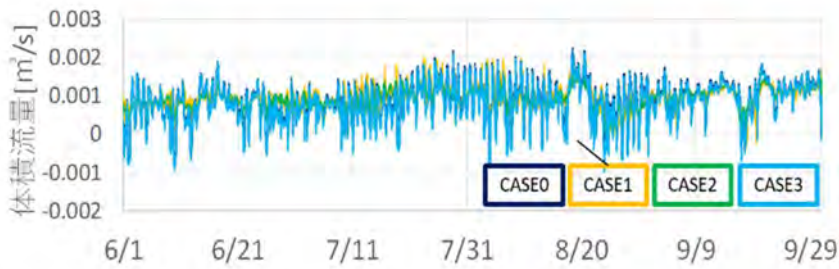


図 5-18 各 CASE の枝 2 の体積流量

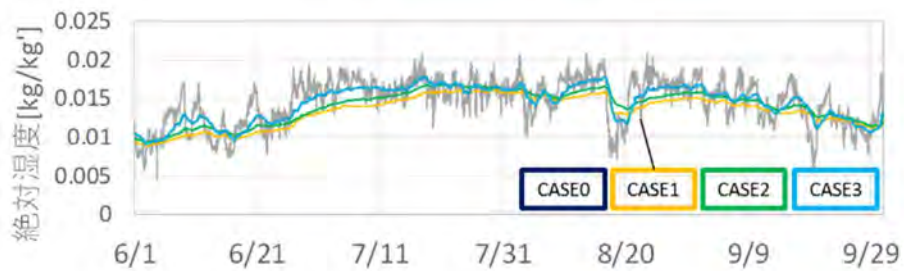


図 5-19 各 CASE の ROM6 の絶対湿度

5.5 金属資料を保管する収蔵室の環境改善方法に関する解析的検討

(1)はじめに

収蔵室 2 は、年間の湿度が金属資料の保存に推奨される湿度範囲 (45%RH 未満)[38]を上回った。特に夏季は 70%RH を超える高湿度となり、既存のエアコンの除湿機能でも解消できなかった[39]。そのため、家庭用コンプレッサー式除湿機を用いた除湿実験を行った[40]。除湿機運転によって室内の相対湿度は低く保たれたが、この室においてはドレーンが使えず、タンクの排水にかかる労力が実務上の課題となった。そこで、夏季の高湿外気の流入が高湿化の一因である可能性を考え、窓枠にポリエチレンフォームをはめ込むことによる窓の気密化、室周辺のトイレファンの停止による建物換気バランスの改善を図り、時間当たりの除湿水量が減少することを確認した。

これについては、室内の温湿度解析モデルを用いた検討も行い、夏季の室内の高湿度に対し、建物西端のトイレ排気ファンの影響で助長される窓の隙間を介した高湿外気の流入が大きく寄与していたことを明らかにした[41]。

本節では、金属資料の保存に適した低湿度な収蔵環境を実現するため、大規模な設備導入や建物改修を伴わず、かつ制御にかかるエネルギー消費を抑えた改善方法の提案を目標とした解析的検討を行う。はじめに、機械設備を用いず、室への外気流入を抑制することによる環境制御方法の可能性を検討した。次に、建物部材の吸放湿性の利用や窓の気密性と合わせて小規模な除湿機を導入し、その様々な運転方法における室内温湿度の解析から、金属資料の保存に対する有効性を評価した。同時に、制御にかかるエネルギーの指標として、各運転方法における除湿機の運転時間を評価した。本研究で考慮した資料は金属であり、劣化抑制のためには、短期間の温湿度変動制御よりも長期間における低湿度が優先されると考えた。

(2)解析方法と計算条件

(a)収蔵室の温湿度解析モデル

室内の温湿度解析モデルは既往研究[41]と同様(図 5-1, 5-2)である。収蔵室は二重壁構造であり、モデルでは室内、四方の空気層、天井裏、床下空間の 7 空間の空気の熱・水分収支から各空間の温湿度を計算する。モデルには室の構成部材表面と空間空気との熱・水分移動、室とその周囲空間の気流に伴う熱水分の輸送を考慮した。部材内では厚み方向の一次元熱・水分同時移動[34]を計算した。部材の隙間や窓の隙間などの開口を介した空気の流量は、換気回路網[35]を設定して求めた。換気回路網上において、トイレ排気ファン運転による室南側廊下の負圧を考慮した。解析期間は 2018 年 3 月からの 1 年間とした。初期の室内、天井裏、北側空気層の温湿度は実測値を用い、その他の空間は室内と同じとした。初期の部材の温度・水分化学ポテンシャルは、表面は接する空間と等しいとし、内部は折線分布を仮定した。

(b)機械設備を用いない環境制御

外気流入対策(窓の気密性向上とトイレ排気ファンの停止)を行うことで、気流に伴う水分取得を抑制することを想定した(図 5-20)。排気ファンの停止は、換気回路網における廊

下から外気への流路の圧力差にもともと加えていた圧力 7.5[Pa]を 0[Pa]とすることで考慮した。窓の気密性向上は、窓の隙間にパッキンを挟むなどの簡単な改修により窓隙間面積が減少すると考えた。解析モデルでは、対策により外窓の隙間を介した流路の 1[Pa]当たりの通気量（通気率）が、現状の 1%に低減すると仮定した。（気密改修後の窓の通気特性は、JIS A 4706:2021[42]における気密等級 A-2 相当となった。）外気流入対策後の室内の湿度は、対策を始める時点における各空間の湿度および部材の含水率に大きく影響を受けると考え、対策開始の時期を変えた 3 パターン（4 月 1 日、6 月 1 日、8 月 1 日）の解析を行った。

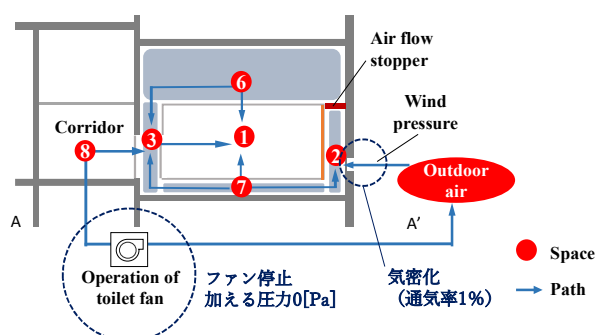


図 5-20 外気流入対策の条件（収蔵室換気回路網モデル A-A' 断面）

(c)除湿機を用いた環境制御

除湿機運転を考慮した室内温湿度解析モデル

解析モデル上で除湿機の運転を考慮するために、室内の熱・水分収支に、顕熱・潜熱の処理および機器発熱を熱・水分発生（それぞれ Q_{gen} , J_{gen} ）として加えた（式(12), (13)）。導入する機器は、表 5-5 に示すような能力を有する家庭用のコンプレッサー式除湿機を想定した。この除湿機は、内部に湿度センサーが付属せず、容量制御がなされない。解析では、除湿機は運転時の容量制御が行われず、除湿負荷に関わらず常に一定の全熱を処理するとした。取り込み空気は接触成分とバイパス成分に分離し、接触成分は熱交換機において一定量の全熱が取り除かれ、その後バイパス成分と合流して吹き出されるとした（図 5-21）。バイパスファクターは 0.3[-]を仮定し、風量は仕様書の値を用いた。解析プログラム上では、図 5-22 に示すフローで熱交換後の空気温湿度を決定した。除湿機の全熱処理能力 Q_{all} は、想定した除湿機の定格除湿量（25℃, 60%RH 環境下で 10 [L/day]）をもとに決定した。これに相当する全熱処理量は 715[W]であり、除湿機運転時の室内温湿度実測値と運転時の計算値の比較を行うことで補正值 0.7[-]を決定した。機器発熱は処理した全熱と消費電力 $W_{consumption}$ の和として考慮した。

$$\begin{aligned} \text{熱発生} \quad Q_{gen} &= Q_{all} + W_{consumption} \\ &\quad - C_{air}M(1 - BF)(T_{after} - T_{before}) \end{aligned} \quad (12)$$

$$\text{水分発生} \quad J_{gen} = -M(1 - BF)(X_{after} - X_{before}) \quad (13)$$

表 5-5 解析で考慮した家庭用除湿機の仕様

Power source	100W, 60Hz
Blowing/intaking air volume	0.04 [m ³ /s]
Dehumidification capacity	10.0[L/day] in 27°C and 60%RH (equivalent with 763.8[W])
Rated power consumption	215[W] for operation
Drainage tank capacity	5.8[L]

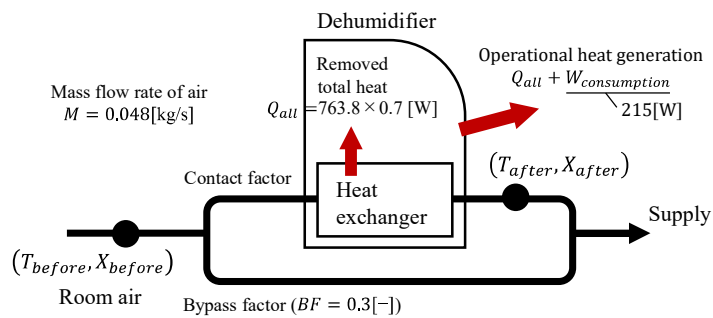


図 5-21 解析モデルにおける除湿機の運転

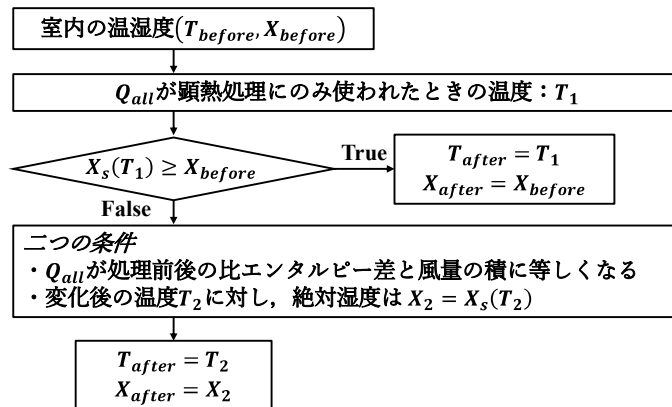


図 5-22 解析プログラムにおける熱交換後の温湿度の決定フロー

除湿機運転の方法

一定の処理能力で年中運転を行う方法，外気湿度が低くなる秋季（11月）以降は運転を停止する方法，追加で導入した室内湿度センサーと連動した運転制御（40%-45%RH）を行う方法を想定した．室内湿度センサーと連動した運転では，室内相対湿度が上限(45%)になったときに運転開始，下限(40%)になったときに停止する運転方法を想定した．各運転方法に，高湿度の要因と考えられた外気流入を抑制するための対策を併用した場合を加え，6パターンの室内温湿度の解析を行った（表 5-6）．さらに，各解析パターンにおける除湿機の

年間の運転時間及び除湿水量をカウントした。運転時間は除湿にかかるエネルギー、除湿水量はドレーンが使えない場合の排水にかかる労力の指標とそれぞれみなした。

表 5-6 除湿機の運転方法のパターン

パターン	除湿機運転方法	外気流入対策
1	年中運転	無
2	秋季(11月)以降停止	無
3	湿度センサーによる制御	無
4	年中運転	有
5	秋季(11月)以降停止	有
6	湿度センサーによる制御	有

(3) 結果・考察

(a) 機械設備を用いない場合の室内湿度

外気流入対策を始める時期により、その後の室内湿度がとる範囲は変化した (図 5-23)。4 月に対策を始めた場合、夏季の室内相対湿度は最大 57%RH 程度となり、年間の相対湿度はこれより低く保たれた。6 月に対策を始めた場合、60%RH 程度が年間の最大値となり、8 月に始めた場合はより高くなった。

対策をとる前、室内の絶対湿度は外気の絶対湿度に伴って変動し、夏季に外気が高湿度になるに従って室内絶対湿度も上昇した。外気と収蔵室の北側空気層の間には、風圧力や温度差に起因する圧力差により、窓の隙間を介した気流が生じる。北側空気層と天井裏の間には気流止めが置かれるが、その他の流路を介し、空気層、天井裏、床下空間の間には空気の移動が生じうる。また、室内と南側空気層、天井裏、床下空間の間には、部材同士の隙間やドアの隙間、照明機器と天井部材の隙間などを介した空気の移動が生じうる。これら隙間を介した気流に伴う水分の移動により、室内湿度は外気流入の影響を受けた。

対策を取った後は、窓の隙間を介した外気の流入量が低減し、室内の絶対湿度は外気の変動に追従しなくなった。対策後の室内の相対湿度は、建物部材の吸放湿作用によって安定して保たれた。建物部材の吸放湿が無いという条件を追加で課した検討により、室内空気に接するものだけでなく、周囲の空間に接する部材の吸放湿も室内湿度の安定に寄与することを確認した。現状の二重壁構造は、室容積に対する部材の表面積を増やすことで湿度の安定に有利にはたらく。

外気流入対策を春季以前、外気が夏季に高湿化する前に始めることで、室内相対湿度を年間を通して一定の低い範囲に保つことが可能だが、制御可能な湿度範囲は金属資料の保存の推奨値 (45%RH 未満) を満たさなかった。機械設備を用いることなく、外気流入対策のみにより厳格な低湿度環境を実現することは困難だろう。

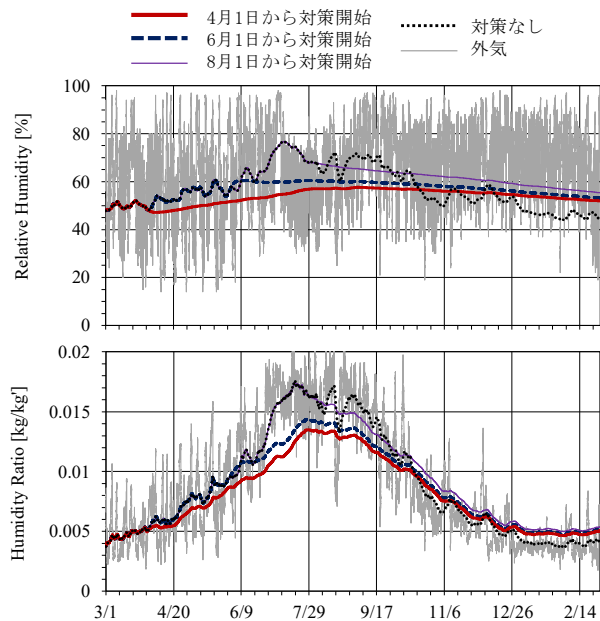


図5-23 異なる時期に外気流入対策を開始したときの室内相対湿度と絶対湿度

(b)除湿機を用いた場合の室内温湿度と制御にかかるエネルギー

年中除湿機を連続で運転した場合（パターン 1），除湿機の運転により室内の温度が年間を通して 2°C 程度上昇した（図 5-24）。現状と比べて年間の絶対湿度は低減したが，外気が高湿度となる夏季にかけて上昇した。この期間の室内相対湿度は約 50%RH であった（図 5-24）。外気流入対策を取らなかった秋季以降の運転停止および湿度センサーによる運転制御（それぞれパターン 2，3）でも，金属資料の保存に適切な低湿度範囲に収まる制御ができないことを確認した。

通年運転に加えて外気流入対策をとることで（パターン 4），年間の室内相対湿度は 40% 未満となり，金属資料の保存に推奨される範囲（45%RH 未満）に制御された。また，外気流入対策をとった場合，年間の除湿水量も大きく低減した（図 5-25）。対策によって窓の隙間から流入する外気の量が減少し，特に夏季において高湿な外気の流入に伴う除湿負荷が抑制された。このとき，除湿機排水タンク容量一杯で手動の排水を行うとすれば，年間の排水回数は，パターン 1 の 78 回から 19 回に減少する。

外気流入対策をとった上で秋期(11 月)に除湿機を停止する方法（パターン 5）では，停止後に室内の相対湿度が上昇し安定した。除湿機を切った後の室内相対湿度は建物部材の吸放湿作用によって保たれた。結果として，室内の相対湿度は年間最大で 45%RH 程度に制御された。

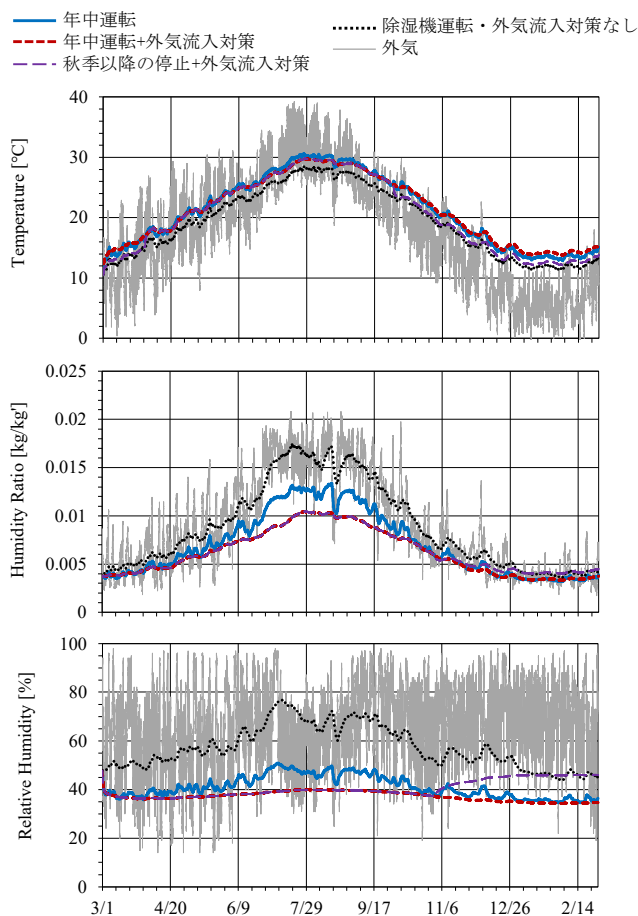


図 5-24 除湿機の年中運転，および外気流入対策時の年中運転，秋季以降の停止における室内温度，絶対湿度，および相対湿度

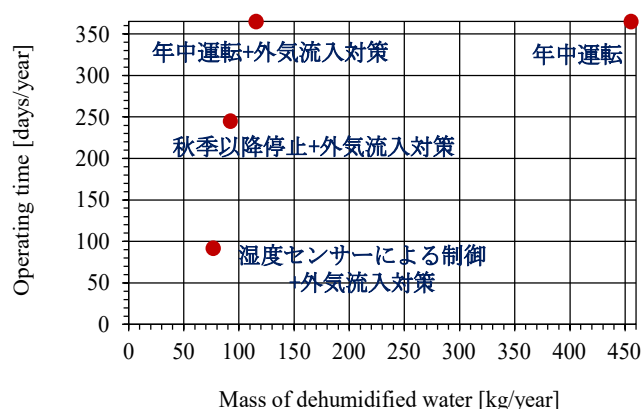


図 5-25 各除湿機運転方法における年間の除湿水量と運転時間

外気流入対策に加え，室内湿度センシングと連動した運転を行った場合（パターン 6），室内の相対湿度は，運転開始直後に速やかに低減し，停止後に上昇する変動を繰り返した（図 5-26）．夏季において，除湿機を運転しても室内湿度が 40%に至らず，連続的に運転す

る期間が 40 日近く続いた。結果として、室内相対湿度は 40%~45%RH に制御された。一方で、除湿機の運転時間は年間で 91.9 日まで減少した。外気流入対策を行い、センシングを用いた運転制御を行うことで、金属資料の保存に適切な湿度制御が少ない運転時間で実現できると考えられる。

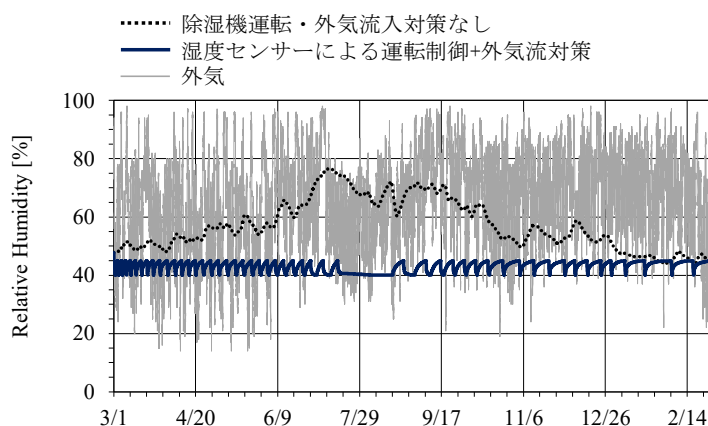


図 5-26 湿度センサーによる除湿機運転制御+気密対策時の室内相対湿度

5.6 まとめ

夏季に高湿度となる金属資料収蔵室について、空気の流れを考慮した熱水分移動の数値解析モデルを作成した。温湿度の再現と解析上で気流性状の確認を行い、このモデルを用いて収蔵室への外気流入と天井裏を通るダクトの吸熱が夏季の収蔵室の高い相対湿度にいかに関与するかを明らかにした。

続いて、大規模な設備導入や建物改修を伴わずに実現できる、運用にかかるエネルギーを抑えた湿度制御方法の提案を目的として、収蔵室の温湿度解析モデルを用いて環境改善方法を検討した。

はじめに、機械設備を用いず、年間の異なる時期に室の外気流入対策（窓の気密改修、他室の換気設備の停止）を行った場合の室内温湿度を解析した。対策後の室内絶対湿度は、外気流入が少なくなったことにより、外気の変動に追従しなくなった。対策後、各空間に接する建物部材の吸放湿作用により、室内の湿度は安定して保たれた。外気湿度が高くなる夏季以前の適切な時期に対策を取った場合、室内相対湿度を一定の低湿度域で保つことができる。しかし、機械設備を用いない方法では、金属資料の保存に適切な湿度条件を達成することは困難である。

次に、家庭用コンプレッサー式除湿機のさまざまな運転方法および、合わせて外気流入対策を行った場合の室内温湿度を解析した。外気流入対策は除湿負荷を低減し、低湿度範囲の湿度制御を可能にするとともに、制御にかかる労力も低減する。さらに、外気流入対策に加えてセンシング制御を組み合わせることで、運転時間は低減した。家庭用コンプレッサー式除湿機のような小規模な新規設備の導入に加え、簡単な改修や運用上の工夫、すなわち、外気流入対策および湿度センサーによる制御を行うことで、エネルギーや労力の観点から見ても有利な、収蔵環境の改善が可能であると考えられる。

今後は、短時間における温湿度変動抑制および既存の換気設備の利用を加味し、収蔵室の最適な環境制御方法の提案を目標とした検討を進める必要がある。

【式中の記号】

ρ_{air} 空気の密度[kg/m³], V_r 室容積[m³], X 室の絶対湿度[kg/kg'] t 時間[s], N 室が面する壁の数[-], $J_{mt,i}/Q_{ht,i}$ 壁*i*からの水分流[kg/s]/熱流[W], M 室につながる開口(枝)数[-], $J_{vnt,j}/Q_{vnt,j}$ 開口*j*からの水分流[kg/s]/熱流[W], C_{air} 空気の比熱[J/kg/K], T 室の温度[K], α'_i 壁*i*の湿気伝達率[kg/s/m²/Pa], S_i 壁*i*の面積[m²], $p_{v,i}/T_i$ 壁*i*表面の水蒸気圧[Pa]/温度[K], $p_{v,r}/T_r/X_r$ 室内の水蒸気圧[Pa]/温度[K]/絶対湿度[kg/kg'], α_r/α_c 放射/対流熱伝達率[W/m²/K], G_{+j}/G_{-j} 開口*j*を流れる正/負の質量流量[kg/s], X_j/T_j 開口*j*を介してつながる室の絶対湿度[kg/kg'] /温度[K], ρ_w 液水の密度[kg/m³], ψ 体積基準含水率[m³/m³], μ 水分化学ポテンシャル[J/kg], $\lambda'_{\mu g}/\lambda'_{Tg}$ 水分化学ポテンシャル勾配/温度勾配に対する気相の湿気伝導率[kg/s/m/(J/kg)]/[kg/s/m/K], n_x 鉛直下向き単位ベクトル[-], g 重力加速度[kg・m/s²], c 材料の比熱[J/kg/K], ρ 乾燥材料の密度[kg/m³], c_w 液水の比熱[J/kg/K], λ 材料の熱伝導率[W/m/K], r 水の気相-液相の相変化熱[J/kg], G 開口を流れる質量流量[kg/s], $\rho_{air,UP}$ 開口風上側の室の空気の密度[kg/m³], $q(q_0)$ 開口の(微小高さあたりの)通気率[m³/s/Pa^{1/n}(/m)], Δp 開口(の微小高さあたり)にかかる圧力差[Pa], ρ_{r1}/ρ_{r2} 室 r1/r2 の空気密度[kg/m³], $\Delta\rho=\rho_{r2}-\rho_{r1}$ 室 r1 と r2 の密度差[kg/m³], T_{r1}/T_{r2} 室 r1/r2 の温度[K], q_{TOP}/q_{BTM} 閉じた開口上端/下端水平部分の通気率[m³/s/Pa^{1/n}], n_{TOP}/n_{BTM} 閉じた開口上端/下端水平部分の隙間特性値[-], $q_{H,0}/n_H$ 閉じた開口鉛直部分の微小高さあたりの通気率[m³/s/Pa^{1/n}/m]/隙間特性値[-], K_H 閉じた開口の鉛直部分の数[-], HN 中性帯高さ[m], HT/ HB 開口上端/下端高さ[m]

第6章 博物館施設の消費エネルギー調査

6.1 調査の背景と目的

博物館施設では、貴重な文化財の保存に適した温湿度を維持するために常時空調が行われることがある。また展示空間においては来館者と展示物の両方に適した空調を行う必要があり、開館時間に合わせた間欠空調が用いられることも多い。

これまで、博物館施設の室内温熱環境はより安定したものが良いとされ、多くの博物館施設では温湿度の変動を許さない厳しい条件で空調が行われてきたが、このような厳しい条件で空調を行うことは過剰なエネルギーの消費につながる。そのため、設備があっても運用されない場合も多く、展示・収蔵環境共に適切な管理がなされていないことが多い。

国内では、栃木県内の既存博物館施設において ESCO 事業を活用して、空調機の外気導入量の削減、収蔵庫パッケージエアコンの高効率化などによって省エネルギー化に成功した事例もあり[43]、既存建物のコミッションング[44]はエネルギー消費量の抑制には有用であると考えられる。

本研究で対象としている博物館は竣工から 30 年以上が経過しており、展示室の使用形態や、設備の運用が設計当初と一部異なっており、現時点での要求性能をとりまとめ、それに基づき改善を進めていく必要がある。

本章ではまず、対象博物館の現状での空調エネルギー消費量を測定し、特にエネルギー消費の多い機器を把握する。次に展示室、収蔵室について、温湿度と空調機のエネルギー消費の観点から評価する。最後に、対象とする博物館における現時点での空調設備の運用方法の問題点を指摘し、来館者や貴重な史料への影響を最小限におさえつつ省エネルギー化を実現する提案をすることを目的とする。

6.2 調査概要

(1) 調査対象室

対象博物館の展示室と一部の収蔵室を対象とし、空調・換気設備の消費電力測定と室内温湿度測定を行った。

対象とする展示室は展示室 1、展示室 2、展示室 3 の 3 室である。文化史系の資料（紙、陶磁器など）が展示されている展示室 1、展示室 3 では壁面型展示ケースで内壁面の大半が覆われており、独立型の展示ケースが数か所に置かれている。展示室 2 はロビーと繋がる吹抜空間となっている。展示室 3 は大きな空間が現在パーティションで 2 つに区切られており、奥の空間は展示室としては使用されていない。

収蔵室は、専用空調を備えた収蔵室 1・3 の 2 室を対象とした。どちらも二重壁構造で内装には木材が使用されており、空調設備は季節を問わず一定の温湿度条件で稼働している。

その他、参考として、気積の大きい吹き抜けの講演室の空調設備、換気設備が常時運転されている非空調収蔵室（4 室で 1 台の換気装置が作動する）とトイレ（4 か所のトイレで 1

台の換気装置が作動する)も対象とした。表 6-1 に各室の床面積・気積を示す。

表6-1 測定を行った展示室・収蔵室の床面積・気積

	床面積 (m ²)	気積 (m ³)
展示室 1	260	1,000
展示室 2	270	2,600
展示室 3	450	1,800
収蔵室 1	81.8	196 (天井裏含めて 278)
収蔵室 3	29.3	70.3 (天井裏含めて 99.6)

(2)空調設備の概要

各展示室では機械室の大型空調機で処理された空気が天井付近の吹出口から室に供給される。供給された空気は展示室 1、展示室 3 では展示ケース下の吸込口から、展示室 2 では階段下のガラリから空調機に戻る。この空調機では外気を導入しており、その外気導入率は 2009 年 2 月に実施された ESCO 事業により展示室 1・3 では 100%から 50%に、展示室 2 では 100%から 40%に変更されていることが現地調査によって確認できた。また展示室 1 には高湿化による結露を懸念して家庭用の除湿機が計 4 台設置されており、年中常時作動している。

表 6-2 に竣工当初の展示室の空調機の性能を示す(部分的に更新されている可能性がある)。都市ガスを熱源とする吸収式冷温水機(冷房能力は 176[kW]、暖房能力 154[kW])により 3 台の空調機へ冷温水を供給する方式であり、建物管理者は空調を作動させる際には、まず冷温水機を運転し、15~20 分後にエアハンドリングユニット(AHU)を運転させる。管理者が日常的に操作する制御盤には on/off/送風のみが表示され、室の設定温度は変更できない。AHU には蒸気加湿器が付属していて加湿器本体に on/off の切り替えのスイッチがあるが、現在は作動させていない。休館日や開館日の来館者のいない時間帯は空調を停止している。開館時間は水曜日から日曜日の 9:30~16:30 である。

表6-2 展示室の空調機の性能(竣工時の図面より; AHUの番号は展示室の番号に対応)

	AHU-1	AHU-2	AHU-3
送風機風量 (m ³ /h)	5,500	12,000	11,000
冷却能力 (KW)	35.4	74.3	62.5
冷水量 (L/min)	85	175	165
加熱能力 (KW)	30.6	72.0	59.0
温水量 (L/min)	85	175	165
蒸気加湿 (kg/h)	6	11	10

収蔵室 1・3 では、二重壁構造の天井裏に空調の吹出口が複数設置されており、空調された空気は二重壁の間や部分的に室内を通り、床下の吸込口から機械室の空調機へ戻る仕組みとなっている。空調機（ヒートポンプ）では冷却・除湿のみが行なわれ、加温は別途設けられた電気ヒータで行い、その後に加湿器を通り、天井裏へ供給される。収蔵室 1 は空調機に外気を導入する機構がなく、収蔵室 3 は空調機に外気を導入することができる。収蔵室 1 の空調機は常時 21℃49%RH、収蔵室 3 は常時 22℃40%RH に設定されている。収蔵室の空調機・ヒータの性能を表 6-3 に示す。

表 6-3 収蔵室 1・3 の空調機・ヒータの性能

定格冷房能力 (KW)	12.5
定格消費電力 (KW)	5.4
電熱器 (W)	50
熱交換形式	クロスフィン
送風機形式個数	シロッコファン×1つ
標準風量 (m ³ /min)	45

(3)測定方法

測定対象の空調機は 3 相 3 線回路 (3 相交流電流を 3 本の電線を用いて供給する方式) であり、ここでは 2 つの電流計を用いて行う 2 電力計法[45]を用いて測定した。電流測定には HIOKI クランプオンセンサ 9660 (定格測定電流 AC 100A) または 9661 (定格測定電流 AC50A) を用い、HIOKI クランプオンパワーロガー PW3360 にて測定電圧から電力を演算し、1 分ごとに記録した。

空調機の作動状態と室内の温湿度環境を確認するため、各展示室 (室内・展示ケース内・吹出口) と各収蔵室 (室内・天井裏・床下) に、温湿度計を設置した。測定のインターバルは展示室で 5 分、収蔵室で 10 分とした。

6.3 調査結果

(1)電力測定結果

図 6-1 に 2020 年 12 月の日積算消費電力を示す。常時作動している収蔵室 1 の空調機は約 100KWh/日で、一定の電力を消費していることがわかる。全体では開館日には約 300KWh、休館日には約 150kwh の電力を 1 日に消費していることが分かった。

なお、展示室の空調機の消費電力は、送風ファン・還気ファン・フィルタにかかる電力であり、実際の暖冷房にかかるエネルギーとしては、吸収式冷温水機が消費する都市ガス消費量を測定する必要がある。次年度以降の課題とする。

収蔵室においても、ここで示した空調機の消費電力は冷却・除湿にかかるものであり、別途取り付けられたヒータや加湿器の消費電力は測定できていないことに注意が必要である。

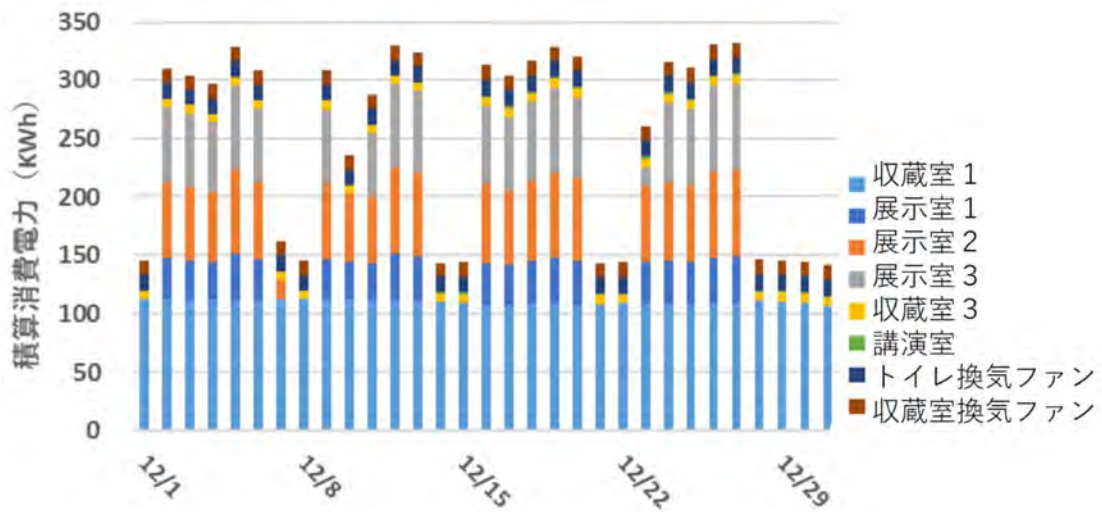


図 6-1 2020 年 12 月の日積算消費電力

図 6-2 に各設備の作動時の平均消費電力を示す。作動時には展示室の空調機のファンが電力を多く消費し、その大きさは室の気積と対応していることが確認できる。また、収蔵室に関しては冷却・除湿にかかる分だけの測定となったため、暖房がメインとなる 12 月においては消費電力が小さくなった。講演室の空調はほぼ使われることがなかった。

常時運転されている換気ファンは、510～570W 程度の電力を消費することがわかった。

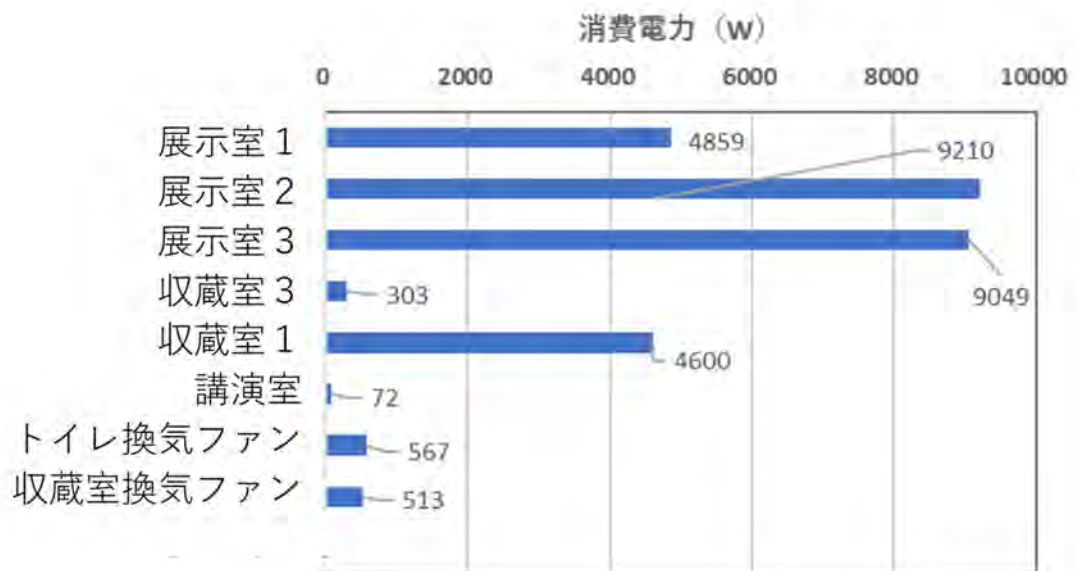


図 6-2 各設備の作動時の平均消費電力

図 6-3 に、典型的な冬の開館日(2020/12/24)における展示室の空調機の 1 日の消費電力の変動を示す。運転時間中の消費電力は大きな変化はないことが確認できる。気積の大きい展示室 2 では設計上の暖房風量は 5,520 [m³/h]、展示室 3 では 10,320 [m³/h]であり、風量が 5,220 [m³/h]である展示室 1 の約 2 倍であり、その差が消費電力に表れている。なお、各展示室において、フード式風量計を用いて吹出口の風量測定を別途行い、概ね設計風量が出ていることを確認した。

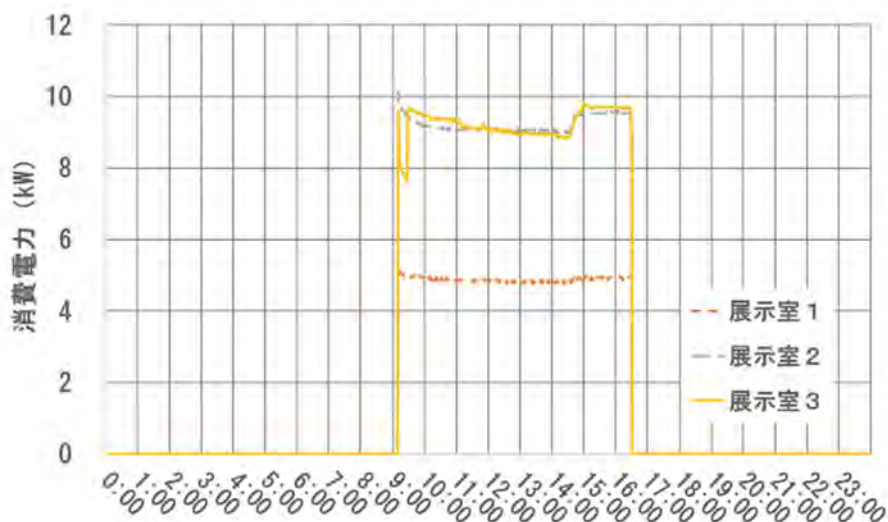


図 6-3 開館日における展示室の空調送風機の消費電力の日変動

(2)展示室の空調稼働と温湿度

図 6-4 に、図 6-3 と同日(2020/12/24)の各展示室の温度変動を示す。3つの展示室において吹出口の温度が 15 時前から下がり始めていることからこの時間に温水機の運転を停止していた可能性がある。展示室 1 においては測定高さが最も低いケース横の温度が十分上がっているにもかかわらず、高温空気が吹き出しており、これは空調機が室温を検知して供給熱量を制御するのではなく、一定の熱供給を行っているためと考えられる。したがって、暖房負荷の小さい日には、過剰な暖房運転が行われ、電力を浪費している可能性がある。展示室 2 においては、室内の温度は展示室 1 に比べて緩やかに上昇しており、20℃付近に保たれている。展示室 2 は吹抜空間であるため気積が大きく、また外気の影響を受けやすいロビーと繋がる空間であることが原因として考えられる。

展示室 3 においては、展示室として使われていない奥側の吹出口の温度が手前側より上がっている。日常使用しない大きな空間を暖房することで不要な電力を消費している可能性がある。

図 6-5 に同日の展示室の相対湿度変動を示す。空調機の加湿器を停止しているため、空調作動時は展示室の相対湿度が 35%を下回っていることが確認できた。来館者や施設監視員にとっては、不快な乾燥を感じる可能性がある[2]。

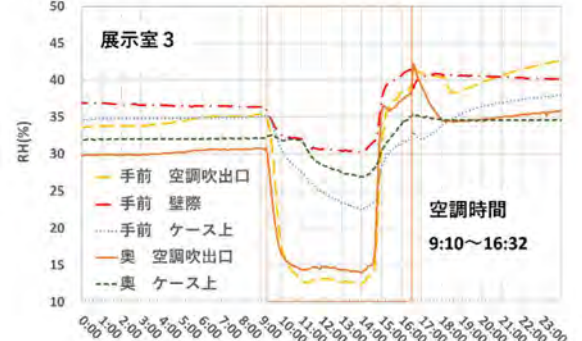
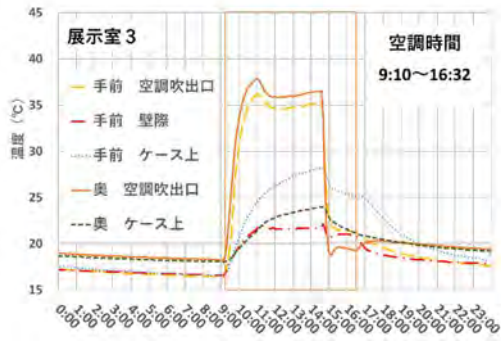
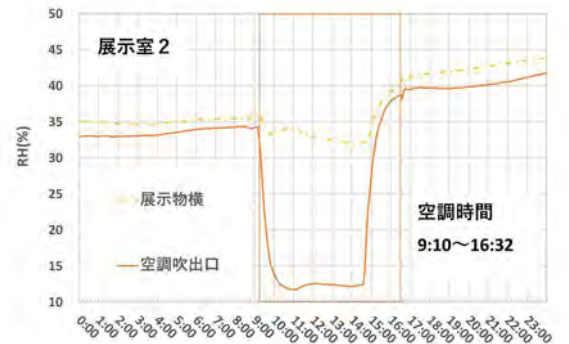
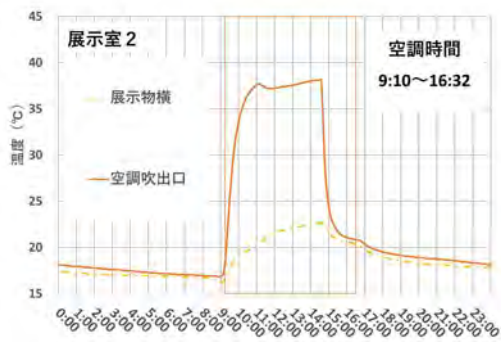
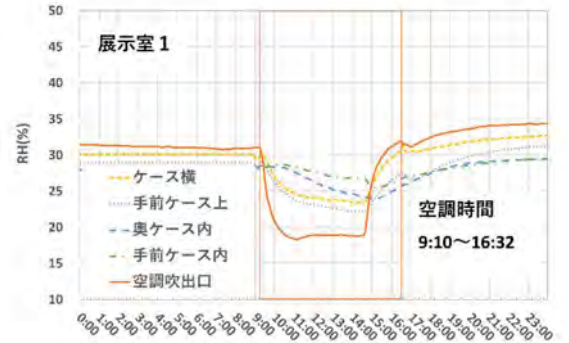
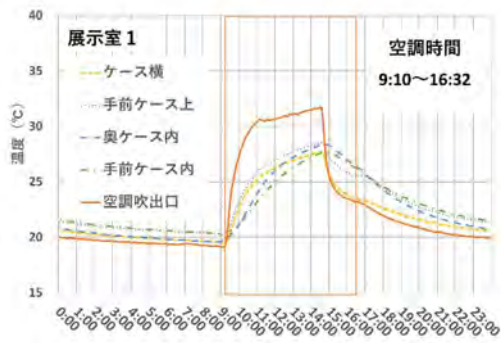


図 6-4 展示室内の温度 (2020/12/24)

図 6-5 展示室内の相対湿度 (2020/12/24)

図 6-6 に同日の展示室 1 の絶対湿度の変動を示す。ここでは室内とケース内の間の空気移動に着目する。室内の絶対湿度は空調開始後すぐに上昇しているのに対し、ケース内の絶対湿度は緩やかに上昇する。加湿を行っていないのに室内の絶対湿度が上昇する理由としては、室温が上昇したことにより、室内の内装材やケース内の布製の台などから放湿されたものと考えられる。ケース内外の絶対湿度の変化は連動していないが、来館者や監視員の快適性向上のため展示室内の空気を加湿した場合、ケース内の絶対湿度が過剰に上昇する可能性については今後定量的な検討が必要である。

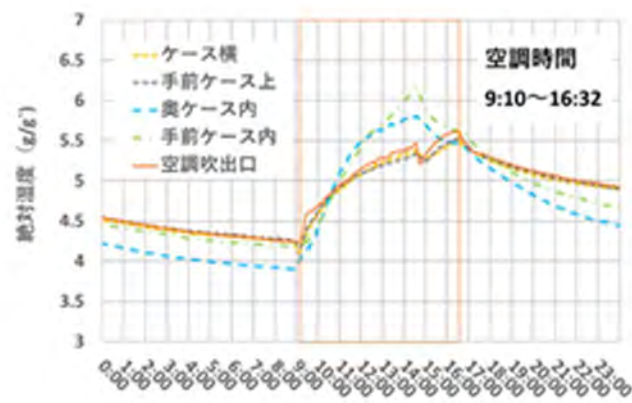


図 6-6 展示室 1 内の絶対湿度 (2020/12/24)

6.4 まとめと今後の課題

展示室の空調機では設定温度が日常の運用で変更できないことが不要なエネルギーの消費につながっている。展示室の空調機に室の温湿度を検知し、空調に反映するような仕組みがあれば、展示環境の向上・省エネルギー化を実現できる可能性がある。展示室 3 については奥の使われていない空間への吹出しを止め、風量を小さくすることにより省エネルギー化を実現できる可能性はあるが、それにより手前と奥の空間に温度差が生じ、壁面での結露など展示環境の悪化につながる可能性があることも考慮に入れる必要がある。

展示室の空調機の加湿器は展示室内の高湿化を懸念して作動させていないが、これによって空調時展示室の相対湿度が過剰に低くなってしまっていることが多い。年中作動している除湿機についても、暖房を使用しない時間帯のみ使用するなど、時間帯を考える必要がある。

今後の課題としては、展示室においては吸収式冷温水機のガス消費量の測定、収蔵室においては、ヒータ、加湿器の消費電力の測定を行うことで、対象博物館での空調エネルギーの現状を把握することである。また、常時空調を行っている収蔵室では、負荷の小さい時期に空調機の発停が頻繁に行なわれることで、効率の悪い運転となっている可能性があるため、負荷の小さい時期には空調を停止しても問題がないかどうかを慎重に見極める必要がある。

第7章 今年度のまとめと今後の課題

7.1 まとめ

本調査研究では、関西に建つ博物館を対象として、収蔵室の熱・湿気環境が資料保存に適切であるかを把握し、不適切な収蔵室については換気・空調設備、施設運用方法の改善策を提案することを第一の目的とし、展示スペースを中心として空調・換気設備におけるエネルギー消費を把握し、今後の省エネルギー方策について検討することを第二の目的とした。

当該博物館は、文化史系の資料を収蔵・展示しており、1980年代の竣成以降、計画当初に想定されていなかった室用途変更や設備更新を行いながら運営されてきた。収蔵環境管理のための設備や専門的人員の不足から、保存環境の把握が十分ではなかった。

収蔵室周りの温湿度調査により、建築仕様や空調設備及び運用が必ずしも収蔵物の保存に望ましくはないことがわかった。資料保存に関する温湿度基準のあいまいさや設備運用のわかりにくさが、不適切な設備の選択や不用意な運用につながった可能性がある。二重壁の見直しや、設備システムの見える化、簡易なマニュアル作成が必要と考えられる。

夏季に高湿度となる金属資料収蔵室について、壁体材料内の熱・水分移動と、気流による熱・水分輸送を考慮した、収蔵室温湿度予測モデルを作成した。本モデルは現状の温湿度を十分な精度で再現し、気密性や壁体の熱・湿気容量、断熱性などの建築自体の性能の改善や空調設備の追加、運用方法の変更について検討することができる。このモデルを用いて、収蔵室への外気流入と天井裏を通るダクトの吸熱が、夏季の収蔵室の高い相対湿度にいかん影響するかを明らかにした。さらに、室への外気流入対策（窓の気密改修、他室の換気設備の停止）による室内温湿度の改善可能性を検討し、家庭用除湿機の運転と外気流入対策により低湿度環境が実現可能なことを示した。

展示室の空調機の設定温度は日常の運用では変更できず、不要なエネルギーの消費につながっている。室の温湿度を検知し空調に反映することにより、展示環境の向上・省エネルギー化を実現できる可能性がある。一部の展示室では使われていない空間にも吹出しがなされており、エネルギー消費増を惹き起こしていた。加湿器は展示室内の高湿化を懸念して作動されていないが、空調時の相対湿度が過剰に低くなってしまっていることが多い。年中作動している除湿機については、暖房を使用しない時間帯のみ使用するなど時間帯を検討する必要がある。

7.2 今後の課題

金属資料収蔵庫については、短時間の温湿度変動の抑制および既存換気設備の利用を考慮して、収蔵室の最適な環境制御方法を検討する必要がある。

エネルギー消費に関しては、展示室用の吸収式冷温水機のガス消費量測定、収蔵室用のヒータと加湿器の消費電力の測定を行い、博物館の空調エネルギー消費の現状を把握する必要がある。常時空調を行っている収蔵室では、負荷の小さい時期の空調機の頻繁な発停が効率の悪い運転となっていないか、空調停止の可能性がないか検討の価値がある。

【参考文献】

- [1] G. Thomson, THE MUSEUM ENVIRONMENT (2nd ed), Butterworth-Heinemann, 1986.
- [2] 三浦定俊, 佐野千絵, 木川りか (2016) 『文化財保存環境学 第2版』, 朝倉書店.
- [3] 石崎武志 (2012) 『博物館資料保存論』, 講談社.
- [4] L. G. Harriman III, G. W. Brundrett, R. Kittle, Humidity Control Design Guide for Commercial and Institutional Buildings, ASHRAE, 2001.
- [5] D. Erhardt and M. Mecklenburg, "Relative humidity re-examined," presented at the Preventive Conservation Practice, Theory and Research, Ottawa, 12-16 September 1994.
- [6] 石崎武志 (2001) : 東京国立文化財研究所新収蔵庫の環境調査, 保存科学, 40, 120-127.
- [7] J. Ferdyn-Grygierek, "Monitoring of indoor air parameters in large museum exhibition halls with and without air-conditioning systems," Building and Environment, vol. 107, pp. 113-126, 2016.
- [8] 神庭信幸(2011):東京国立博物館の保存環境の管理, 文化財の虫菌害 61号(2011.6), 3-9.
- [9] 吉川也志保, 小島浩之, 佐野千絵 (2007) : [報文] 大学における学術資料の保管状況とその問題点—東京大学経済学部図書館の事例—, 保存科学, 46, 117-130.
- [10] E. Neuhaus and H. L. Schellen, "Conservation heating for a museum environment in a monumental building," presented at the 10th Conference on the Thermal Performance of the Exterior Envelopes of Whole Buildings, Florida, USA, 2007.
- [11] 佐野千絵 (2007) : [報告]文化財公開施設の空気調和設備等の設置状況—保存環境調査から—, 保存科学, 46, 301-310.
- [12] M. Rota, S. p. Corgnati, and Luigi Di Corato, "The museum in historical buildings: Energy and systems. The project of the Fondazione Musei Senesi," Energy and Buildings, vol. 95, pp. 138-143, 2015.
- [13] M. Grabon, J. Anderson, P. Bushnell, A. Calvo, and W. Chadwick, "The Sistine Chapel: New HVAC System for Cultural Preservation," ASHRAE Journal, vol. 57, no. 6, pp. 20-34, 2015.
- [14] Z. Huijbregts, R. P. Kramer, M. H. J. Martens, A. W. M. van Schijndel, and H. L. Schellen, "A proposed method to assess the damage risk of future climate change to museum objects in historic buildings," Building and Environment, vol. 55, pp. 43-56, 2012.
- [15] M. Ryhl-Svendsen, T. Padfield, V. A. Smith, and F. D. Santis, "The indoor climate in historic buildings without mechanical ventilation systems," in proceedings of Healthy Buildings 2003 7th International Conference, National University of Singapore, 2003, vol. 2, pp. 278-283.

- [16] T. Padfield, P. K. Larsen, L. A. Jensen, and M. Ryhl_Svendsen, "The potential and limits for passive air conditioning of museums, stores and archives," presented at the Museum Microclimates, Copenhagen, Denmark, 2007.
- [17]石崎武志 (2016) : 空調のない文化財展示・収蔵施設内の温湿度環境解析および環境改善の試み, 日本建築学会学術講演梗概集 (九州) 2016 年 8 月
- [18]文化庁文化財保護部「文化財公開施設の計画に関する指針」平成 7 年 8 月,
<https://www.bunka.go.jp/seisaku/bunkazai/hokoku/shisetsu_shishin.html>,
2020 年 12 月 14 日閲覧.
- [19]文化庁文化財部美術学芸課「文化財 (美術工芸品) 保存施設、保存活用施設 設置・管理ハンドブック」平成 27 年 3 月,
<https://www.bunka.go.jp/seisaku/bunkazai/hokoku/pdf/setchi_kanri_handbook.pdf>,
2020 年 12 月 14 日閲覧.
- [20]半澤重信 (1991) 『美術館・博物館・資料館の設計計画のあり方』, 鹿島出版会.
- [21]見城敏子 (2002) : 博物館の展示室、収蔵庫における保存環境について, *Museum Data*, 59, 2-10, 丹青研究所.
- [22]権藤尚, 荒井良延, 寒河江昭夫, 和美広喜, 丸山則義 (1995) : 美術館の温湿度・空気質環境計画に関する研究 (その 2) 調湿建材を用いた収蔵空間の設計法に関する検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集 (北海道) 1995 年 8 月.
- [23]権藤尚, 荒井良延, 寒河江昭夫 (1996) : 美術館の温湿度・空気質環境計画に関する研究 (その 4) 調湿建材・断熱仕様等が収蔵庫の温湿度環境に及ぼす影響, 日本建築学会大会学術講演梗概集 (近畿) 1996 年 9 月.
- [24] R. P. Kramer, H. L. Schellen, and A. W. M. van Schijndel, "Impact of ASHRAE's museum climate classes on energy consumption and indoor climate fluctuations: Full-scale measurements in museum Hermitage Amsterdam," *Energy and Buildings*, vol. 130, pp. 286-294, 2016.
- [25]谷邦夫 (1984) : 収蔵庫の空調計画, 建築知識/特集 博物館・資料館設計ファイル, 26(313), 117-121.
- [26] H. Janssen and J. E. Christensen, "Hygrothermal optimisation of museum storage spaces," *Energy and Buildings*, vol. 56, pp. 169-178, 2013.
- [27] E. Jørgen, "Hygrothermal evaluation of a museum storage building based on actual measurements and simulations," *Energy Procedia*, vol. 78, pp. 651-656, 2015.
- [28]栗木孝輔, 高田暁, 中嶋麻起子 (2020) : 書庫の湿度制御に及ぼす換気の影響, 令和 2 年度日本建築学会近畿支部研究発表会.
- [29]和田拓也 (2019) : 法隆寺金堂焼損部収蔵庫における壁画の保存と公開のための温湿度調整, 京都大学学士課程卒業論文.
- [30] Ferdyn_Grygierek and K. Grygierek, "HVAC control methods for drastically

- improved hygrothermal museum microclimates in warm season," *Building and Environment* vol. 149, pp. 90-99, 2019.
- [31] P. K. Larsen and T. Broström, "Climate control in historic buildings in Denmark," presented at the World Renewable Energy Congress 2011 (WREC 2011), Linköping, Sweden, 2011.
- [32] M. Ryhl_Svendsen, L. A. Jensen, P. K. Larsen, and T. Padfield, "Does a standard temperature need to be constant?," presented at the Going Green: towards sustainability in conservation, The British Museum, 2009.
- [33] M. Napp and T. Kalamees, "Energy use and indoor climate of conservation heating, dehumidification and adaptive ventilation for the climate control of a mediaeval church in a cold climate," *Energy and Buildings*, vol. 108, pp. 61-71, 2015.
- [34] 松本衛(1984)『新建築学大系 10 環境物理 3.湿気』, 彰国社.
- [35] 松下敬幸(1994)「火災時における避難安全評価のための煙の伝搬予測に関する研究」京都大学博士論文.
- [36] 日本建築学会(2001)『建築材料の熱・空気・湿気物性値』, 丸善.
- [37] 日本建築学会(2006)『湿気物性に関する測定基準・同解説』.
- [38] G. de Guichen, *Climate in museums*, ICCROM, 1988.
- [39] 石川ら : 1980 年代に建設された博物館の収蔵環境形成要因の調査と改善策の検討, 日本建築学会大会 (北陸), No.41040, 金沢工業大学, 2019.9.
- [40] K. Ishikawa et al., Commissioning of air-conditioning and ventilation systems in a public museum storing historical cultural properties, proceedings of REHABEND 2020, 2477-85, Granada, Spain, 24-27, March 2020.
- [41] 石川ら : 空気の移動を考慮した熱水分移動解析による博物館収蔵室の温湿度・気流性状の分析, 日本建築学会大会 (関東), 千葉大学, 2020.9.
- [42] JIS A 4706, サッシ, 2021.
- [43] 西川雅弥, 熊谷雅彦, 野村太郎, 鳥居博恭, 大塚大輔. 博物館における ESCO 事業を活用した省エネルギー改修と性能検証の実証的検討. 空気調和・衛生工学会論文集. 2019 年 44 巻 264 号 p. 55-62.
https://www.jstage.jst.go.jp/article/shase/44/264/44_55/_pdf/-char/ja
(参照 2021-03-08)
- [44] 建築設備コミッショニング協会. 協会概要. コミッショニングとは. NPO 法人建築設備コミッショニング協会.
<http://www.bsca.or.jp/outline/commissioning.html> (参照 2021-03-08)
- [45] 電力計と電力計測の基礎, 横川計測会社,
https://tmi.yokogawa.com/jp/library/resources/measurement-tips/fundamentals_of_power_meter_and_power_measurement/
(参照 2020-01-20)