

## 第5章 展示室の空調システムの制御方法に関する調査と解析

### 5.1 目的と概要

対象とする既存博物館施設の展示室においては、各室に専用の空調機（AHU）からダクトを通して調整された空気が吹き出す中央式の空調方式が採用されている。2000年代に一度コミッショニング（性能検証）がなされたことはわかっているが、その内容についての詳細や、1986年に竣工した後に、空調設備や制御方法にどのような変更がなされたかについては明らかになっていない。

そこで、本章では、竣工時の図面情報を基に、空調システムの運転を模擬する簡易なシミュレーションモデルを作成した。本シミュレーション結果と、展示室における空調吹出し・吸込み温湿度の測定結果を比較することで、現状の空調システムの制御方法を推定することを試みた。

### 5.2 解析対象とする展示室の空調システム

本章で対象とする展示室は展示室1、展示室2、展示室3の3室であり、表5-1に各室の床面積・気積を、次頁図5-1～図5-3に各室の平面図を示す。

表 5-1 展示室の床面積・気積

	床面積 (m <sup>2</sup> )	気積 (m <sup>3</sup> )
展示室 1	260	1,000
展示室 2	270	2,600
展示室 3	450	1,800

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と展示室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、奥の空間は通常は展示室としては使用されていないが、特別展の内容によっては使用されることもある。

各展示室では地下の機械室の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。次頁表5-2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。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

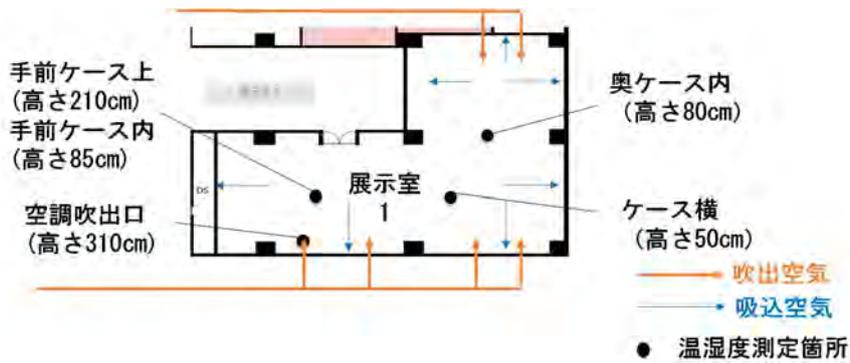


図 5-1 展示室 1 の平面図

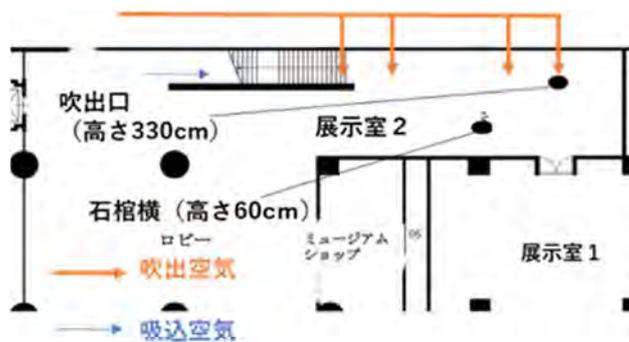


図 5-2 展示室 2 の平面図

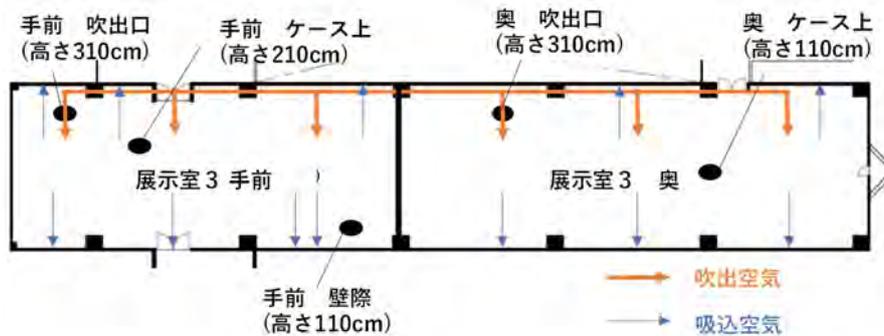


図 5-3 展示室 3 の平面図

表 5-2 展示室空調機の性能 (AHU の番号は展示室の番号に対応)

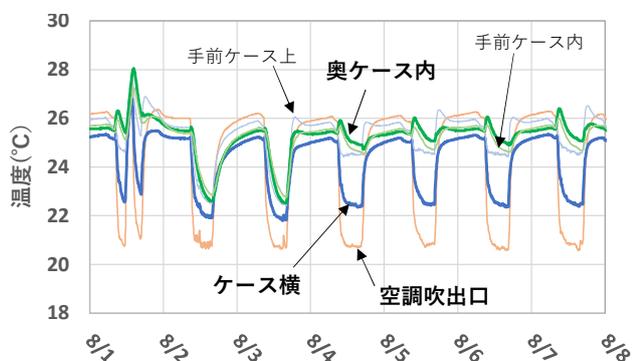
	AHU-1	AHU-2	AHU-3
送風機風量 (m <sup>3</sup> /h)	5,500	12,000	11,000
冷却能力 (KW)	35.4	74.3	62.5
冷水量 (L/min)	85	175	165
加熱能力 (KW)	30.6	72.0	59.0
温水量 (L/min)	85	175	165
蒸気加湿 (kg/h)	6	11	10

### 5.3 展示室における夏期の温湿度変動

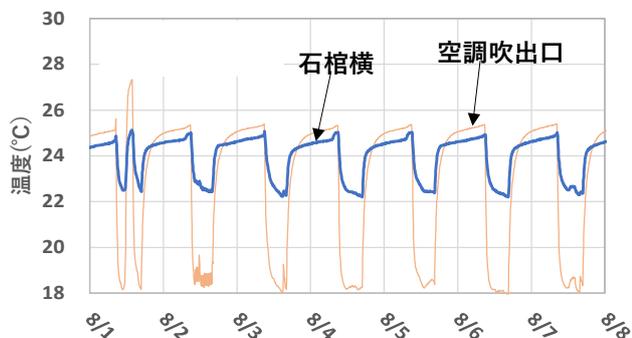
対象とする博物館施設の展示室の空調機の作動状態と室内の展示環境を確認するために展示室の吹出口及び室内に温湿度計を設置した。前ページ図 5-1～図 5-3 に展示室内の温湿度計の設置箇所も黒丸で示す。測定の間隔は5分とした。

図 5-4 に 2021 年 8 月における一週間の各展示室の温度変動を示す。空調吹出口の温度が約 20℃まで低下している時間帯が空調時である。展示室の空調機では管理者が設定温度を変更できないために冬期には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った。一方冷房時においては各展示室において吹出口温度は展示室 1・3（手前）においては 21℃程度、展示室 2・3（奥）においても 18～19℃で保たれており、各室で最も温度の低い点においても 22℃付近を下回らないように制御されていたと推察される。

(a) 展示室 1



(b) 展示室 2



(c) 展示室 3

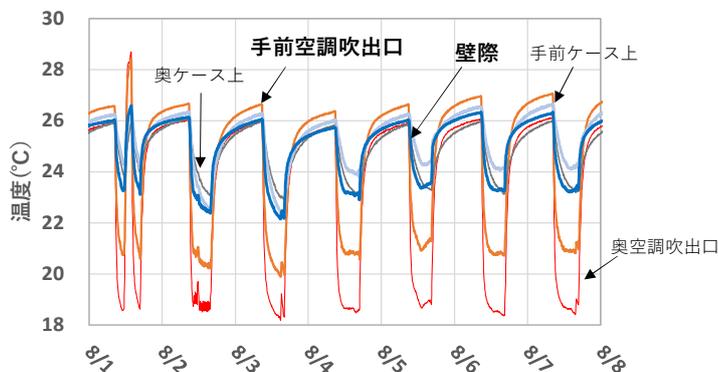
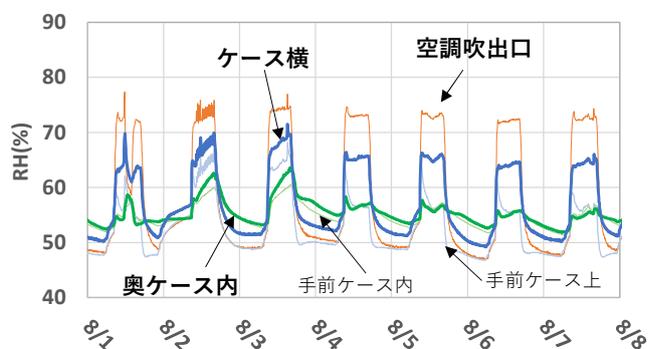


図 5-4 夏季の展示室内の温度変動(2021/8/1-8/8)

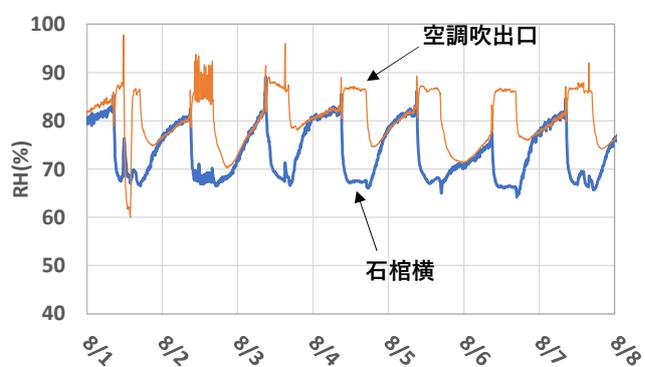
展示室では収蔵物が展示された状態で冷房の間欠運転が行われているため、空調開始時から3時間程度で室内は3℃ほど低下し（ケース内は約1.5℃）、停止後3時間ほどで2～3℃ほど上昇している。また測定点の高さによって空調時約2℃の温度差がある。一般的な博物館施設の設定温度より室内はやや低い温度で保たれており（博物館施設では夏期の温度設定を26℃とするところが最も多い<sup>5-1</sup>）、来館者や常時滞在している施設監視員の方が寒いと感じたときに温度を調節できないことが懸念される。

図5-5に同期間における各展示室の相対湿度変動を示す。空調開始直後と停止後1時間で約10%の相対湿度変動がある。ケース内での変動は概ね半分以下に抑えられている。展示室内において空調時の室内の相対湿度は60%を超えているが、一方で展示室1のケース内において空調開始時における相対湿度の上昇は比較的抑えられている。ケース内の布張りの台などによる吸放湿が相対湿度の変動を抑えていることがその原因と考えられる。

(a) 展示室 1



(b) 展示室 2



(c) 展示室 3

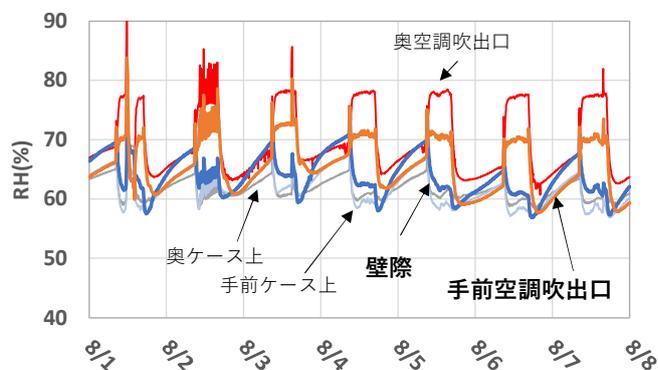


図 5-5 夏季の展示室内の相対湿度変動 (2021/8/1-8/8)

### 5.3 冷房時の空調シミュレーション

対象の展示室では室内でセンシングされた温湿度が十分に空調制御に反映されていないために展示室内が適切な温湿度に保たれないことが懸念された。展示室内の温度を適正に保つ空調制御手法について検討するために、冷房時の室内の温度変動を予測する数値解析モデルを作成し、実測結果の再現を試みた。なお、制御手法や各種パラメータについては図面情報から読み取れない部分も多いため、段階的に解析を行うことで、それらの推定を行うこととした。

#### 5.3.1 解析モデル

図 5-6 に示すように展示室 1 と空調機 (AHU-1) からなる簡易な解析モデルを作成した。空調機では冷却コイルによる冷却・除湿を、搬送ダクトでは空気が通過するときの熱損失 (冷房時は熱取得) を考慮する。室内においては外壁及び床からの熱流、在室者による発熱を考慮する。

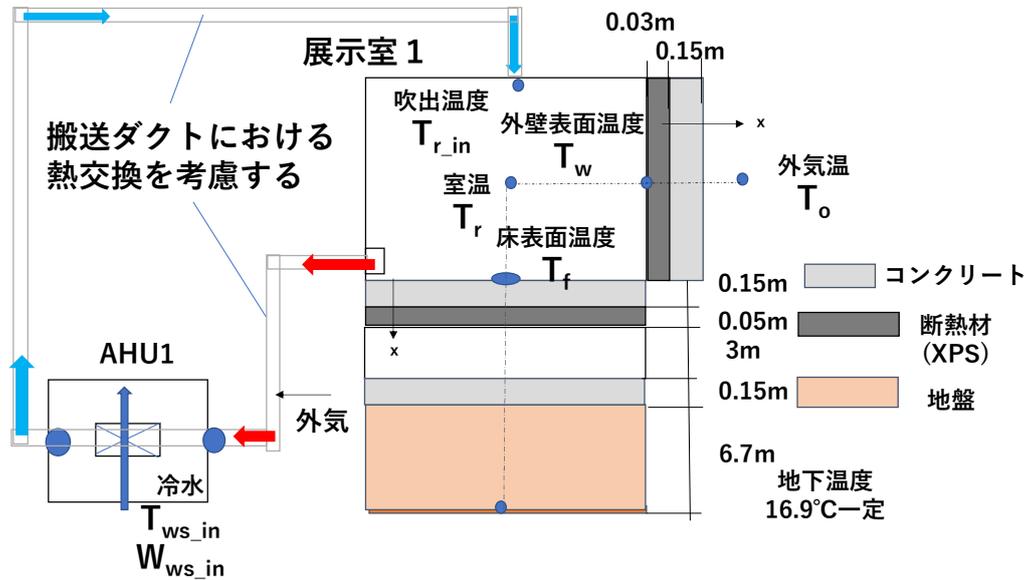


図 5-6 空調シミュレーション解析モデル

室の熱収支式・水分収支式は式(1)、(2)を、地盤・壁体の熱収支式は式(3)を用いた (地盤・壁体の水分収支式は省略)。解析に用いた物性値は表 5-3 の通りである。

$$c_a \rho_a V_r \frac{dT_r}{dt} = G c_a (T_{r,in} - T_r) + N q + A_w a_i (T_w - T_r) + A_f a_i (T_f - T_r) \quad (1)$$

$$\rho_a V_r \frac{dX_r}{dt} = G (X_{r,in} - X_r) + N L + A_w a_{i'} (X_w - X_r) + A_f a_{i'} (X_f - X_r) \quad (2)$$

$$c_b \rho_b \frac{\partial T_b}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} (\lambda_b \frac{\partial T_b}{\partial x}) \quad (3)$$

表 5-3 解析に用いた物性値

	土	コンクリート	断熱材
比熱 [J/kgK]	1100	880	1450
密度 [kg/m <sup>3</sup> ]	1622	2100	20
熱伝導率 [W/mK]	1.0	1.2	0.04

表 5-4 展示室 1 の空調機の仕様

空調機		冷却コイル	
吹出風量 [m <sup>3</sup> /h]	外気導入率 [%]	循環水量 [L/min]	入口温度 [°C]
5500	8.9[A1]	85	7

空調機におけるダクトでの熱交換は式(4)、冷却コイルでの冷却は式(5)を用いた。また冷却コイルでの冷却により凝縮した水分は空気から除去されるものとした。空調機の吹出風量・外気導入率及び冷却コイルの循環水量・冷水入口温度は竣工当時の図面に記載された値を用いた(表 5-4)。

$$T_{d\_out} = k_d T_{d\_in} + (1 - k_d) T_{ea} \quad (4)$$

$$k_d = e^{-U_d A_d / G_{c_a}}$$

$$T_{c\_k} = T_{c\_in} + \frac{1 - e^D}{\frac{G_{c_a}}{W_{w\_in} c_v} - e^D} (T_{w\_in} - T_{c\_in}) \quad (5)$$

$$D = U_c A_c \left( \frac{1}{G_{c_a}} - \frac{1}{W_{w\_in} c_v} \right)$$

$$T_{c\_out} = BFT_{c\_in} + (1 - BF) T_{c\_k}$$

空調時は室温を吸込温度とし、空調機での外気の混合と式(4)(5)による熱交換を考慮し、吹出温度を求める。外気の温湿度には対象とする博物館施設の存在する地点の気象庁<sup>5-2)</sup>のデータから温度と相対湿度を入力し、日射は考慮しない。空調機の稼働状況は空調機送風ファンの電力測定データをもとに入力した。ダクト周囲の気温は夏季の天井裏を想定し、30°Cで一定とした。また室内の滞在者については開館時間に一人のみとし、122[W]、0.025[g/s]の熱・水分の発生を考慮した。計算期間は2021年8/1-8/31の31日間である。助走期間は1ヵ月とした。

### 5.3.2 解析結果

#### (1) 展示室の断熱性能および熱容量の推定

最初に吹出温度に実測値を用いて室温を計算することで室の断熱性能や熱容量の推定を行った。図 5-6 に示したモデルにおいて、断熱材の熱抵抗や床下空間の有無などをパラメータとして、室内温度の解析値と実測値が合うよう試行錯誤により決定した。

図 5-7 に展示室 1 の温度の実測値と解析結果を示す。室内温度の実測値としては、吸込み口に近い、高さの低いケース横の温度を用いたため、室内を均一の温度として扱う解析値の方が、空調時は実測値より 0.5~1°C 高くなっている。空調が運転されていない時間帯での室温は概ね再現できているものの、解析値では実測値と比較して空調停止後の温度の上がり方が急であり、室内の調度品の熱容量や、内壁面を覆う壁面型展示ケース内の空気層を今後考慮する必要があると考える。

また、外皮性能としては展示室 2・3 も同じ値を用いることとした。

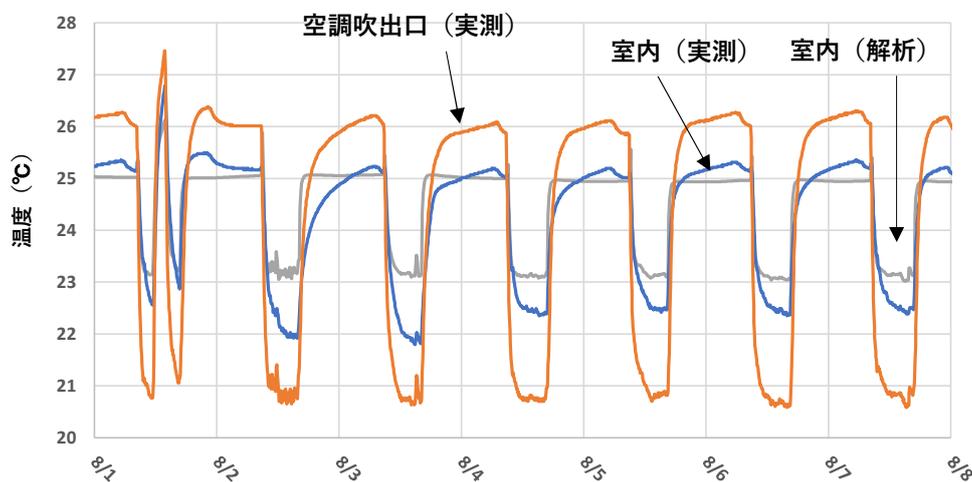


図 5-7 実測吹出し温度を用いた場合の室内温度の解析結果（展示室 1）

#### (2) 空調機の冷却コイルの伝熱特性およびバイパスファクターの推定

次に、前節で推定された室の断熱性能と熱容量を用いて、図面からは情報が得られない空調機冷却コイルの伝熱特性 $U_c A_c$ （熱貫流率 $U_c$ と伝熱面積 $A_c$ の積）とバイパスファクター $BF$ を推定した。

まず、図面情報から次頁表 5-5 に示すように、各室の空調機 AHU で設計時に与えられていた空気の入口温度・出口温度、冷却コイルの冷水入口温度、冷水量を読み取った。この値を用いて、次頁図 5-8 の $T_2$ が式(5)の $T_{c,k}$ 、冷水入口温度 $T_{w,in}=7[^\circ\text{C}]$ であるとして、伝熱特性 $U_c A_c$ とバイパスファクター $BF$ を求めた。その結果を表 5-6 に示す。ここで得られた伝熱特性 $U_c A_c$ は機器の性能であるため変わらないものとし、この後の解析で用いることとした。バイパスファクターは運用により変わることもあると考え、室内の温湿度解析により決定することとした。

表 5-5 図面情報から得られた設計時の空調機の仕様

	入口空気温度		出口空気温度		冷水	
	DB (°C)	WB (°C)	DB (°C)	WB (°C)	入口温度(°C)	冷水量(L/min)
AHU-1	29.0	21.7	21.8	16.8	7	85
AHU-2	28.8	21.3	21.5	17.0	7	175
AHU-3	28.9	21.4	21.1	16.9	7	165

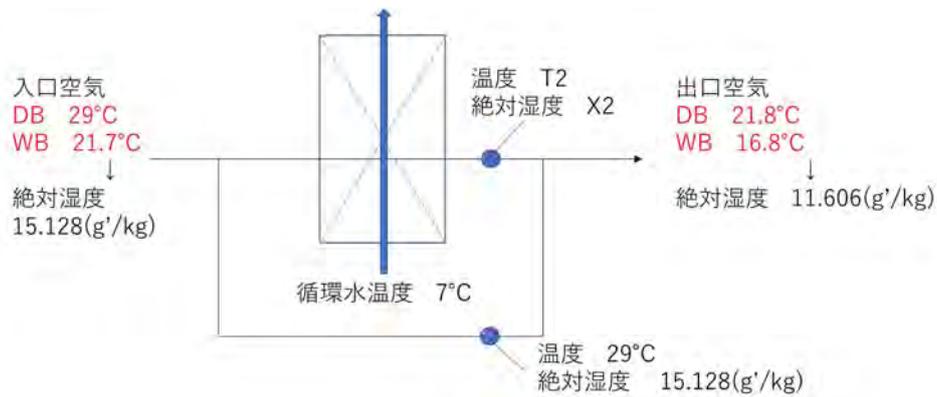


図 5-8 冷却コイルの伝熱特性とバイパスファクターの推定方法 (数値は AHU-1 の場合)

表 5-6 図面情報から得られた設計時の空調機の仕様

	伝熱特性 $U_c A_c$ (W/K)	バイパスファクター $BF$ (-)
AHU-1	5.5	0.6
AHU-2	1.17	0.576
AHU-3	2.26	0.488

### (3) 空調シミュレーションによる展示室内温湿度の推定

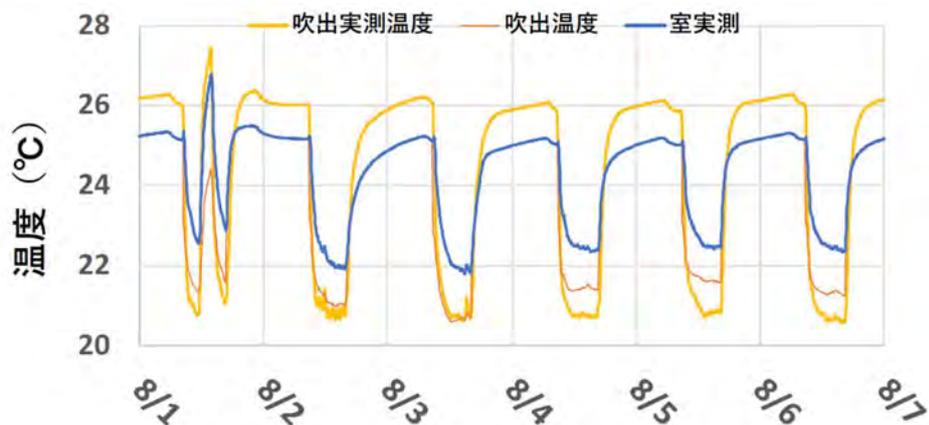
バイパスファクターを決定するため、室の吸込み空気温度に実測室温（測定高さの低い箇所を用いて、吹出し温度の計算を行った。ここでは、冷水入口温度は 10[°C]で固定し（図面では 7~13°Cの範囲と記載されているため）、空調機の吹出し風量、冷水循環水量、外気導入率を図面情報から表 5-7 のように定めた。ただし、現地での調査から、外気導入率は設計と比べてある割合低減されていることが確認されたため、それを考慮した値とした。

表 5-7 図面情報から得られた設計時の空調機の仕様

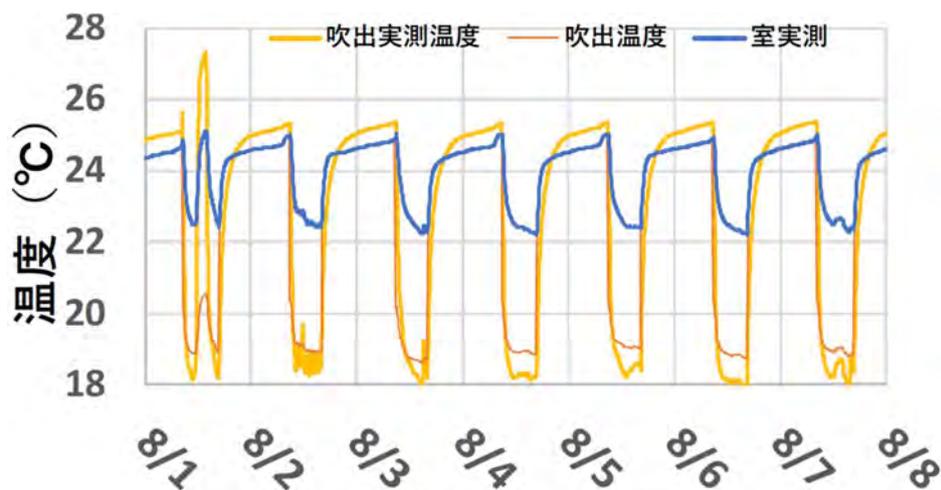
	吹出し風量(kg/s)	冷水循環水量 (L/min)	外気導入率 (%)
AHU-1	1.53	85	8.9
AHU-2	3.3	175	6.32
AHU-3	3.05	165	8.15

BF の値を変えて試行錯誤した結果、AHU-1 において  $BF=0.8$ 、AHU-2 において  $BF=0.576$  (表 5-6 の通り)、AHU-3 において  $BF=0.6$  とすると、現状のモデルでは比較的よく吹出し温湿度が再現できた。温度の解析結果を図 5-9 に、絶対湿度の解析結果を図 5-10 に示す。

(a)  
展示室 1



(b)  
展示室 2



(c)  
展示室 3

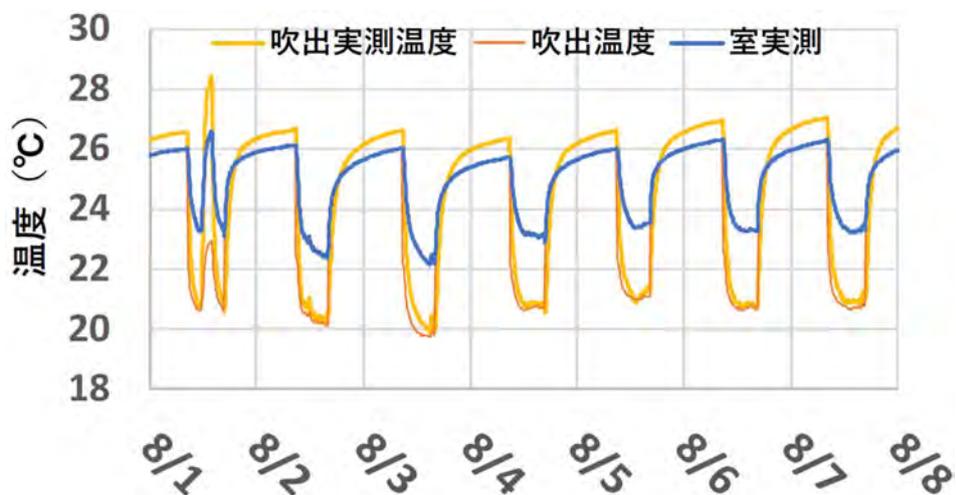
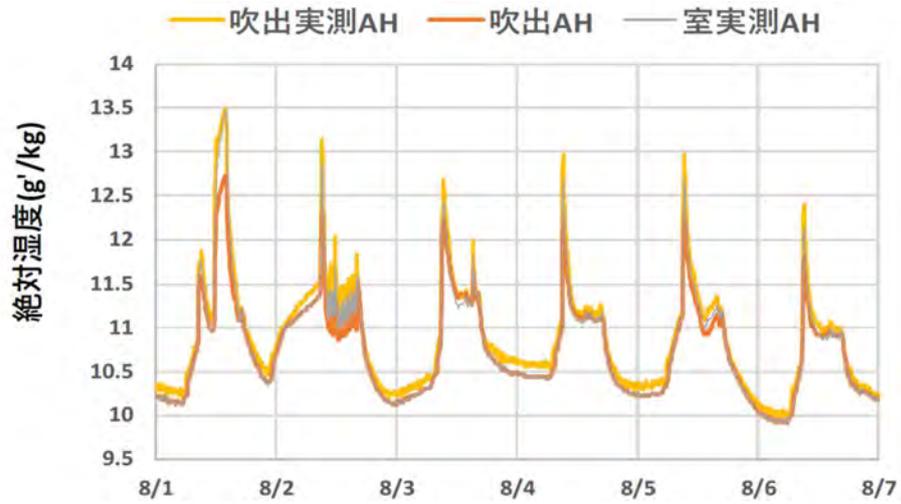
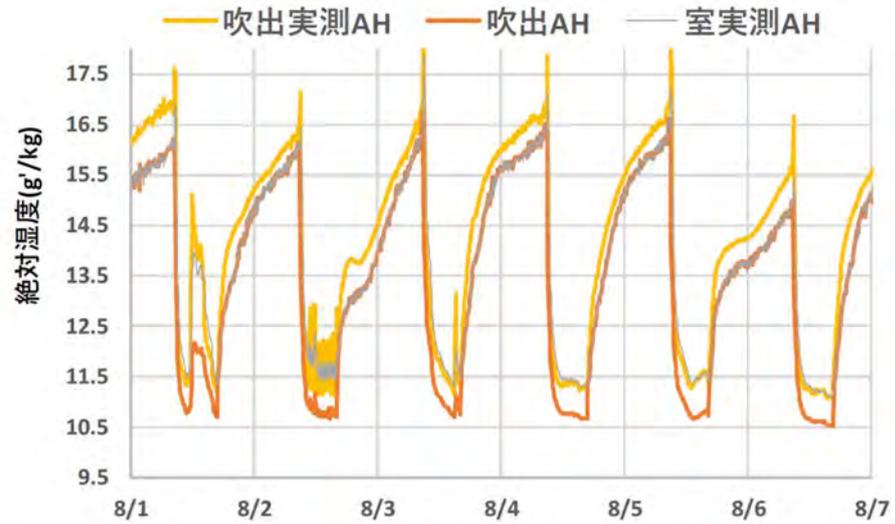


図 5-9 各展示室の吹出し温度計算結果 (2021/8/1-8/8) ※図中、吹出温度が計算値

(a)  
展示室 1



(b)  
展示室 2

(c)  
展示室 3

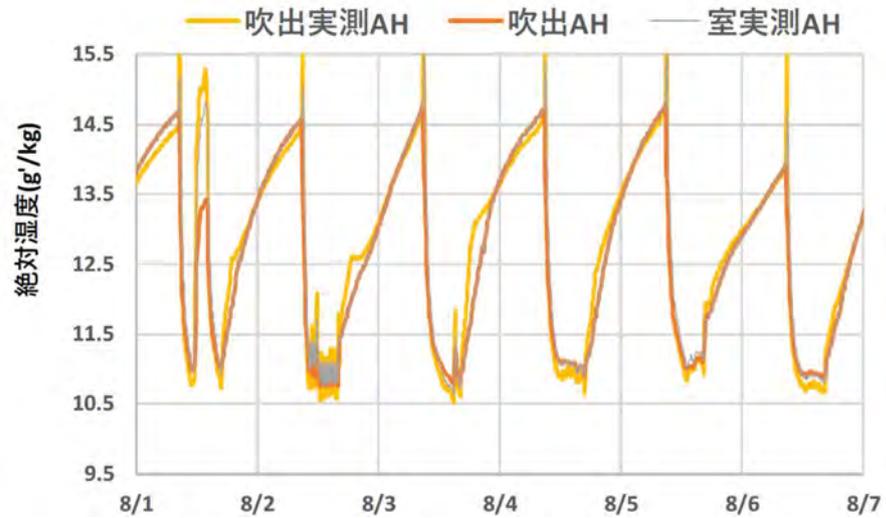


図 5-10 各展示室の吹出し絶対湿度計算結果(2021/8/1-8/8) ※図中、吹出 AH が計算値

図 5-9 において、展示室 1 と 2 では吹出し温度の計算値が実測値とよく一致している日もあれば、計算値の方が 0.8℃程度高くなる日もある。展示室 3 の結果はよく一致している。なお、空調の運転がない時間帯の吹出し温度計算値は、実測室温と一致していた。

図 5-10 より、絶対湿度の計算値については、展示室 1 と 2 で実測値よりやや低い（除湿しすぎている）傾向が見られ、展示室 3 では計算値と実測値がよく一致した。

今回の解析では、空調機の吹出し風量、冷却コイルの循環水量、冷水入口温度を固定して計算を行ったが、図面には冷房時は冷房設定温度を基準に冷温水弁を比例制御するとの記述もあるため、より精度の高い解析を行うため、今後は室温に応じて冷却コイルの冷水循環水量を変えるような仕組みを取り入れたい。

#### 5.4 本章のまとめと今後の検討課題

対象とする既存博物館施設の展示室における来館者と展示物の両方に適した空調制御方法を検討するため、室内の温湿度測定を行い展示環境の評価を行うとともに、室の熱負荷を考慮した空調機の簡易な運転シミュレーションモデルを作成し、室の温湿度の予測を行った。

竣工から 40 年近くが経過しているため、図面情報が現状に合っているかも不明であったため、実測値を用いながら段階的に解析を行い、室の断熱性能と熱容量、空調機の冷却コイルの伝熱特性とバイパスファクターなど、各種のパラメータの推定を行った。

温度、絶対湿度ともに、提案したモデルで概ね実測結果を再現できるが、空調停止後の変動や除湿量などをより精度よく再現するには、いくつかのパラメータにおいて、一定量ではなく変化する制御モデルを組み込むことが必要と考えられる。今後は夏季の解析の精度を向上させるとともに、冬季についても解析を行う。

## 記号

$A$  : 面積 [ $\text{m}^2$ ]  
 $BF$  : 冷却コイルバイパスファクター [-]  
 $c$  : 比熱 [ $\text{J/kgK}$ ]  
 $G$  : 流量 [ $\text{kg/s}$ ]  
 $h$  : 比エンタルピー [ $\text{J/kg}$ ]  
 $L$  : 人体の水分発生量 [ $\text{kg/s 人}$ ]  
 $N$  : 在室人数 [人]  
 $q$  : 人体の発熱量 [ $\text{W/人}$ ]  
 $U$  : 熱貫流率 [ $\text{W/m}^2\text{K}$ ]  
 $V$  : 体積 [ $\text{m}^3$ ]  
 $W$  : 冷水量 [ $\text{kg/s}$ ]  
  
 $X$  : 絶対湿度 [ $\text{kg/kg}'$ ]  
 $a_i$  : 室内熱伝達率 [ $\text{W/m}^2\text{K}$ ]  
 $a_{i\prime}$  : 室内湿気伝達率 [ $\text{kg/m}^2\text{s}(\text{kg/kg}')$ ]  
 $\rho$  : 密度 [ $\text{kg/m}^3$ ]

## 添字

$a$  : 空気  
 $r$  : 室内  
 $v$  : 水  
 $r_{in}$  : 吹出  
 $f$  : 床  
 $w$  : 外壁  
 $b$  : 地盤、コンクリート、断熱材  
 $ea$  : ダクト周り  
 $d$  : ダクト  
 $d_{in}$  : ダクト入口  
 $d_{out}$  : ダクト出口  
 $c$  : コイル  
 $c_{in}$  : 冷却コイル入口  
 $c_{out}$  : 冷却コイル出口  
 $w_{in}$  : 冷却コイル冷水入口

5-1) 佐野千絵. [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号 31-310. 2007-03-01

5-2) 気象庁ホームページ. <https://www.data.jma.go.jp/obd/stats/etrn/index.php>  
(参照 2022-03-31)

## 第6章 収蔵スペースの最適設計、最適換気制御に関する検討

### 6.1 目的と概要

収蔵室の温湿度を、空調無しで、断熱・気密化などの壁体設計と換気により適切な値に保つことは可能か。可能な場合、収蔵資料の種類や地域の気象条件などにより、必要とされる壁体の断熱・透湿性、熱湿気容量、室の気密性は異なると考えられる。

本章では、収蔵室内空気の温度 $T_i$ 、相対湿度 $h_i$ を、温度許容値 $T_{goal}^{max}$ および相対湿度許容値 $h_{goal}^{max}$ 以下に維持するような壁体設計法と換気制御法を明らかにすることを目的とする。ここでは、許容値の上限が与えられた場合を考えるが、これが明らかにされれば、許容値以上に維持する場合や許容範囲（上下限）が与えられる場合への拡張は難しくないだろう。

更に、以上の考え方に基づき、熱湿気同時移動シミュレーションプログラムを用いた簡易なモデルにより、上述の要因（断熱性、透湿性、熱湿気容量、室の気密性）が収蔵室温湿度に及ぼす影響を定量的に評価し、最適設計・最適換気制御法について検討する。

### 6.2 検討対象と検討条件

問題を単純化するため、以下の条件を設定する。

- ① 収蔵室周壁（図6-1）は、室内側から吸放湿材、RC、断熱材で構成されている。
- ② 周壁の各層の熱湿気抵抗、熱湿気容量は自由に設定可能とする。
- ③ 外気との換気量は自由に設定可能とする（換気回数0を基準とする）。
- ④ 室内での熱、水分の発生は無い（ある場合については、6.6で検討）。

以下では、まず、考えやすい温度について収蔵室室温 $T_i$ が温度許容値 $T_{goal}^{max}$ 以下となる壁体・換気条件について検討し、次に、収蔵室内空気の相対湿度 $h_i$ のみが相対湿度許容値 $h_{goal}^{max}$ 以下になる条件を明らかにする。最後に両者の条件を同時に満足する壁体・換気条件を求め、更に、具体的定量的な条件を、シミュレーションモデルを用いて例示する。



図6-1 検討対象とする収蔵室モデル

### 6.3 室温のみを許容値以下に維持すること（図6-2）

本節の説明では、簡単のため外気温が周期的に変化するものとする。周壁の熱抵抗と熱容

量の値に応じて、収蔵室室温 $T_i$ は、平均が平均外気温 $\bar{T}_o$ に等しく、ある振幅で上下する。室温の最大値を $T_i^{max}$ とする。

以下では、外気温の平均・振幅と許容温度との大小関係に応じて、適切な対応策を場合分けして説明する。

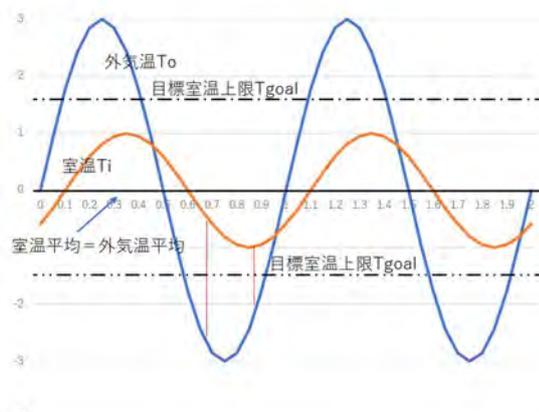


図 6-2(周期的)外気温と室温

(1)  $\bar{T}_i = \bar{T}_o < T_{goal}^{max}$ 、最高室温 $T_i^{max} < T_{goal}^{max}$ の場合（当然 $T_{goal}^{max} > T_o^{min}$ ）：上付きバー $\bar{T}$ は平均室温の最大値 $T_i^{max}$ が許容値 $T_{goal}^{max}$ 以下なので、この壁体のままで良い。

(2)  $\bar{T}_i = \bar{T}_o < T_{goal}^{max}$ 、 $T_i^{max} > T_{goal}^{max}$ の場合：

最高室温 $T_i^{max}$ が許容値 $T_{goal}^{max}$ を越えるので、RC や断熱材の熱抵抗を大きくしたり、熱容量を増やすことにより室温の変動幅を小さくする。平均室温が $T_{goal}^{max}$ より低いので、そうすることにより、最高室温 $T_i^{max}$ を許容値 $T_{goal}^{max}$ 以下とすることができる。

( $\bar{T}_i = \bar{T}_o = T_{goal}^{max}$ の場合には、 $T_i^{max} \cong T_{goal}^{max}$ とできる。)

(3)  $\bar{T}_i = \bar{T}_o > T_{goal}^{max}$ かつ $T_{goal}^{max} > T_o^{min}$ の場合：

室温はある時間帯に許容値 $T_{goal}^{max}$ を越える。この場合でも、換気により低温の外気を導入し、室温を壁体材料の温度とともに低下させ $T_{goal}^{max}$ 以下とすることができる。換気は、外気温が最低値 $T_o^{min}$ をとる前後の期間に行うのが効率的である。

換気量と換気時間は、 $T_i^{max} < T_{goal}^{max}$ を満足するように決める。室内側熱伝達率と吸放湿材、RC の熱伝導率の値により、1年（1回）のみの換気では壁体温度が目標値以下にならない場合には、数年間繰り返すことになる。

(4)  $T_{goal}^{max} < T_o^{min}$ の場合（必然的に、 $\bar{T}_i = \bar{T}_o > T_{goal}^{max}$ ）：

この場合には、目標達成は不可能である。（壁体の初期温度を $T_{goal}^{max}$ 以下とし、断熱材熱抵抗を $\infty$ とすることにより原理的には可能だが、熱抵抗 $=\infty$ は実際上不可能とみなす。）

例えば京都市の外気温の場合には、 $\bar{T}_o = 16 \sim 17^\circ\text{C}$ であり、多くの目的に対しては $\bar{T}_o < T_{goal}^{max}$ なので、上記の(1)(2)が対応する。壁体材料の選択に制約が無く、漏気を少なくすることができるならば、許容条件を満足する温度制御は可能と言える。

#### 6.4 収蔵室空気の相対湿度のみを許容値以下に維持すること

初期条件として、室内空気および吸放湿材、RC、断熱材の相対湿度 $h_i$ を $h_{goal}^{max}$ より低い値とする。また、断熱材の外気側は断湿とする。

(1)換気回数が 0、温度変動無しの場合：

換気回数が 0 なので、収蔵室内の全水分量に変化は無い。従って、温度変動が無ければ室内の相対湿度は初期値( $< h_{goal}^{max}$ )に保たれる。

(2)換気回数が 0、温度変動が有る場合：

材料に温度変化が生じた場合、室内空気の温度も追隨して変化する。材料と室内空気が同じ温度で変化した場合（同じ温度でない場合については別途検討）に、それらの相対湿度がどのように変化するかは、材料の平衡含水率曲線の温度変化特性に依存する。

① 温度依存性が無い場合：

材料の相対湿度は変化しないが、絶対湿度は変化する。室内空気の相対湿度は変化するが、絶対湿度は変化しない。その結果、材料からの吸放湿が生じ、両者の絶対湿度が等しくなるように変化し、適当な時間後に両者は平衡する。空気の湿気容量は小さいので、この変化に伴う吸放湿量は非常に小さい。従って、温度変化による相対湿度の変化は一般的に無視し得る。

② 平衡含水率に温度依存性がある場合（温度上昇に伴い平衡含水率は減少とする）：

例えば温度が上昇した場合を考えると、吸湿材、RCとも現在の含水率に平衡する相対湿度はより高くなり、同時に絶対湿度は（①の場合より）上昇するため、（絶対湿度に変化の無い）空気への放湿が起きる。それにより空気の絶対湿度が上昇し、材料との間の平衡に向かう。平衡に到るまでの放湿量は非常に小さいが、初期よりは高いある相対湿度で平衡することになる。（以上は、吸湿材と RC の平衡含水率の温度依存性が同じ場合。異なる場合は更に材料間での水分移動が生じる。）

この平衡する相対湿度が $h_{goal}^{max}$ より高ければ、初期の壁体材料の相対湿度（含水率）をより低い値とすれば良い。

(3)上述のように断熱が十分大きくない場合には、外気温の変動により吸放湿材などの温度が変化するため吸放湿が起き、 $h_i$ が $h_{goal}^{max}$ を越える時間帯が生じる可能性がある（定量的には非常に小さいと考えられるが）。その場合の対応策として、材料の初期相対湿度をより低く設定するよりは、熱抵抗を増して温度変動を抑制する方が実際上容易かもしれない。いずれにしても、換気（漏気）回数を 0 とできる場合には、許容値以下に制御可能である。

(4)以上のように、壁体の材料選択に制約が無く、漏気が非常に少ない限り、湿度のみの制御も困難ではないと言える。

## 6.5 収蔵室の室温および相対湿度をとともに許容値以下に維持すること

室内空気および吸放湿材、RC、断熱材の初期相対湿度 $h_i$ を $h_{goal}^{max}$ より低い値とする。また、断熱材の外側は断湿とする。換気回数 0 を出発点とする。

(1)温度に関しては、6.3 の(1)の場合にはそのまま良く、(2)の場合には断熱抵抗や熱容量を増せば良い。但し、温度変化に伴う吸放湿があるので、最高温度を低下させることに伴

い相対湿度が上昇する可能性がある。その場合には、 $h_i$ の初期値をより低くする。(壁体の温度低下に伴いその相対湿度は上昇するが、壁体が最低温度のときでもその相対湿度は許容湿度 $h_{goal}^{max}$ より低くなるように、初期の相対湿度は十分低く設定されているはずである。そうでなければ、壁体は初めから許容湿度 $h_{goal}^{max}$ より高い状態にあったことになるから)

#### (2)6.3 の(3)の場合 :

室温を許容値 $T_{goal}^{max}$ 以下にするために、換気により低温の外気を室内に導入することになり、室内湿度に変化を与えることになる。(1)と同様に、壁体が最低温度になったときでも、その相対湿度が許容湿度 $h_{goal}^{max}$ より低くなるように、初期の相対湿度は十分低く設定されているものとする。)

- ①換気による壁体の熱移動は水蒸気移動に比して速いので、換気を行ってもその時間が十分短ければ、壁体の含水率、従って相対湿度は近似的に変化しないと見なせる。
- ②換気を行う時間が短くない場合には壁体の湿度(含水率)も変化するが、換気時の外気の絶対湿度が壁体内表面の絶対湿度より低ければ、放湿が起こり含水率(相対湿度)が低下するので問題はない。つまり、外気温度が許容値 $T_{goal}^{max}$ 以下で、外気絶対湿度が壁体内表面絶対湿度(≒室内絶対湿度)より低い時間帯が有る場合には、換気回数を非常に大とすることにより対応できる。
- ③外気温度が許容値 $T_{goal}^{max}$ 以下で、外気絶対湿度が壁体内表面絶対湿度(≒室内絶対湿度)より低い時間帯が無い場合には、基本的には対応できない。

初期の材料湿度を低くすることで暫くの間は対応することができるが、時間と共に材料の湿度は上昇し、ある時間後には $h_{goal}^{max}$ を超え、恒常的に許容条件を満足することはできない。温度か湿度のどちらか、あるいは両方の条件を緩和する必要がある。

換気(漏気)回数が0の場合は基本的には壁体設計で対応可能であるが、漏気量の多い収蔵室や外気温が高い場合には、外気絶対湿度の低い時間帯がかなりないと、許容条件を満足するのは難しい。

以上では、壁体の初期条件を数理物理的な説明のために導入したが、日本で従来行われてきた虫干は、初期値 $h_i$ を定期的に低く設定する生活の知恵であったと考えられる。

### 6.6 室内での発熱、水分発生がある場合

- (1)基本的に、6.5(2)の対応策に従い発生した熱、水分を換気により排出することになる。
- (2)内部発熱や発湿が生じる時間を、外気温度が許容値 $T_{goal}^{max}$ 以下で外気絶対湿度が壁体内表面絶対湿度(≒室内絶対湿度)に限定する。
- (3)内部発熱や発湿を換気により排出できない時間においては、大きな熱容量と湿気容量で吸収し、(2)の制御が可能な時間に処理する。

## 6.7 熱水分シミュレーションによる最適方策の検討

### 6.7.1 目的と制御目標

数値例で 6.3~6.5 の考え方の妥当性を検証する。室温 25℃以下、室温湿度 60%以下を目標とする。すなわち、以下とする。

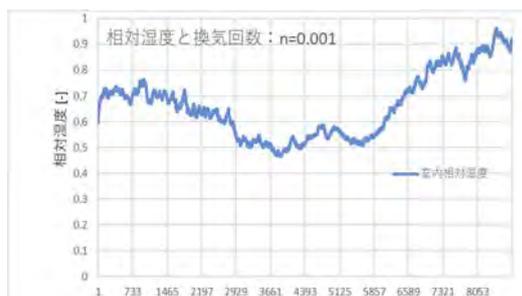
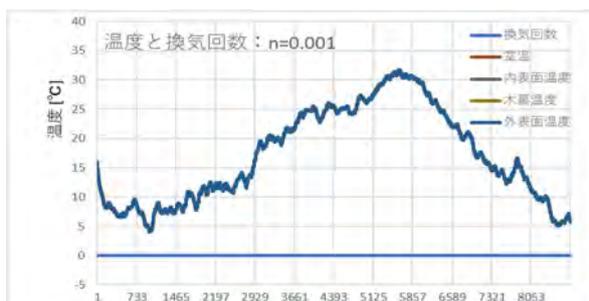
$$T_{goal}^{max}=25^{\circ}\text{C}, \quad h_{goal}^{max}=60\%$$

シミュレーションでは換気回数の制御方策を与える必要がある。以下では、換気口の開閉は、外気の温湿度および外気と室内の絶対湿度の大小に応じて決め、開閉時それぞれにおいて一定換気回数を与えるものとした。

### 6.7.2 計算結果

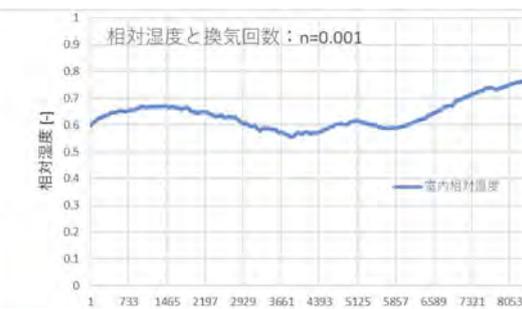
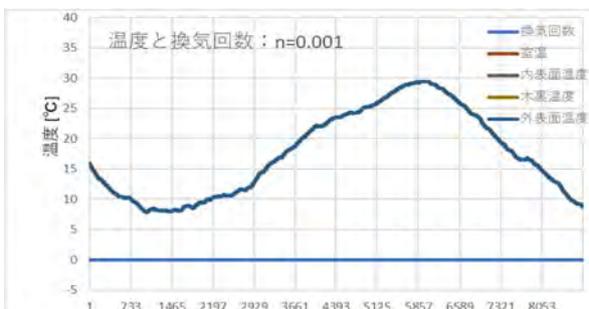
(1) Prog.1 : 先ずは温度制御を目指す。1年周期計算

- ・吸湿材（檜）1cm、RC10cm、断熱材 5cm。換気回数  $n=0.001$ （ほぼ 0）一定
- ・室温、内表面温度、木裏温度の温度差は小さい。室内相対湿度は 48~95% を変化。
- ・最高室温が 31.5℃⇒もう少し下げたい。



(2) Prog.2

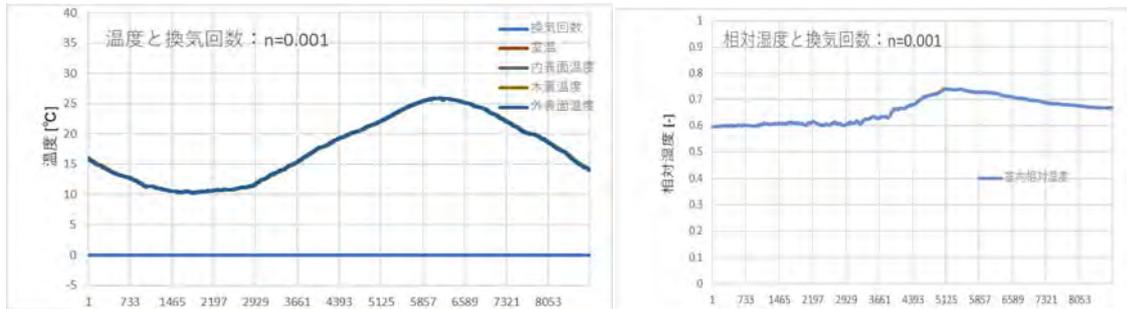
- ・断熱材厚さを 30cm に増す。
  - ・最高室温は 29℃に低下、最低温度は 4℃から 8℃に上昇⇒断熱材の効果は中程度
- (注)外気温と室温の年平均温度の差が大きくなった。周期定常には 2 年位の計算が必要か



(3) Prog.3

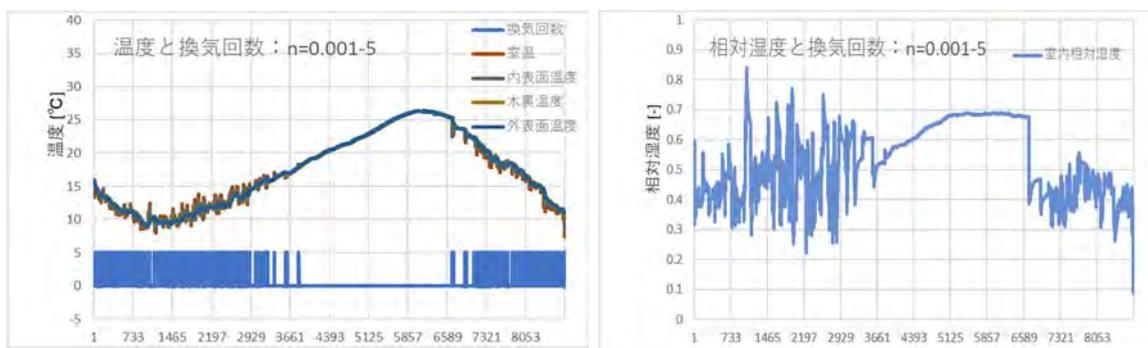
- ・RC厚さを 10cm から 30cm に
- ・最高室温は 26℃まで低下、最低温度は 7℃から 10℃に上昇⇒熱容量の影響は大
- ・室内湿度（吸湿材の初期値は RH60%）は夏季に最高 74%⇒60%まで下げたい。

- 温度の目標は差し当たり OK と考え、次は湿度の制御へ

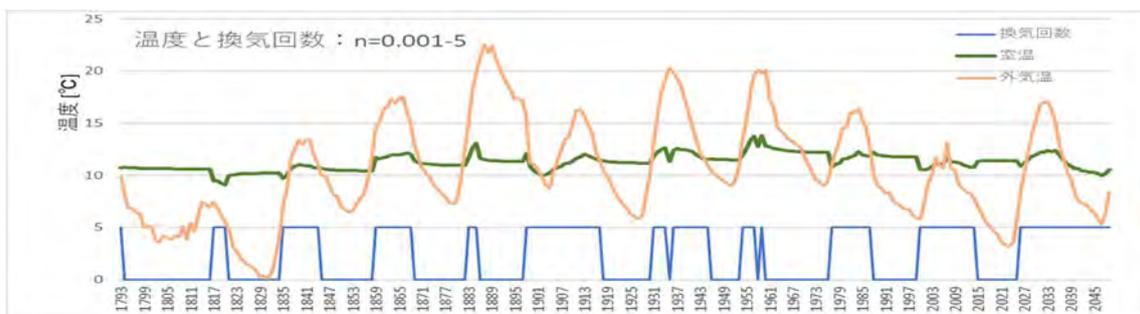


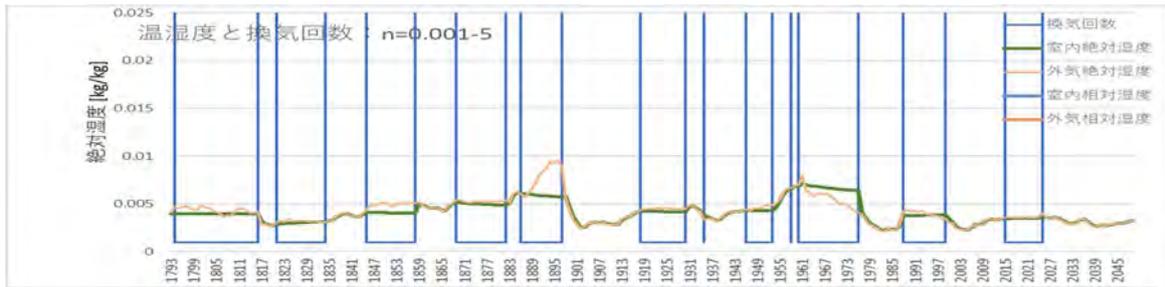
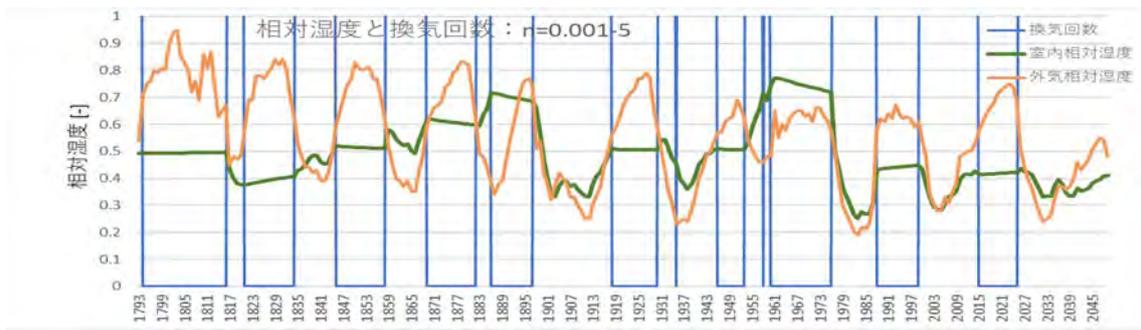
#### (4) Prog.4

- 換気回数  $n=5$  (外気温が  $20^{\circ}\text{C}$  以下かつ外気 RH が  $55\%$  以下のとき)、 $n=0.001$  (上記以外) と設定 (京都気象データ参照：秋季～春季の低相対湿度かつ温度も高くない時期の換気を想定)
- 室空気の RH は、1～5 月に大きく変動。ただ、平均は  $50\%$  位、夏季は  $69\%$  程度、秋季～初冬は平均  $45\%$  程度⇒平均 RH $65\%$  が  $50\%$  までかなり低下しているので、変動が抑制されれば、目標に近づくと考えられる。



- 秋季～春季の RH の変動は換気制御の拙さによる。下図中段の図で、例えば、時刻 1865h～、1883h～における室内 RH の  $10\%$  を超える急激な上昇は、外気絶対湿度の増加 (外気 RH 増加と気温低下、外気温増加と RH 低下) に対応している⇒絶対湿度を適切に考慮した換気制御とする。

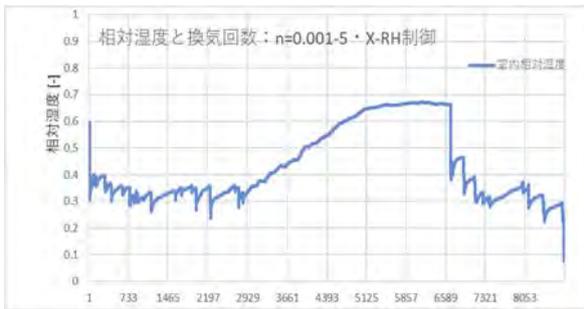
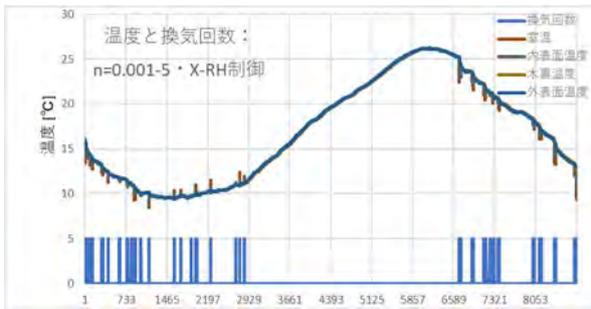




(5) Prog.5

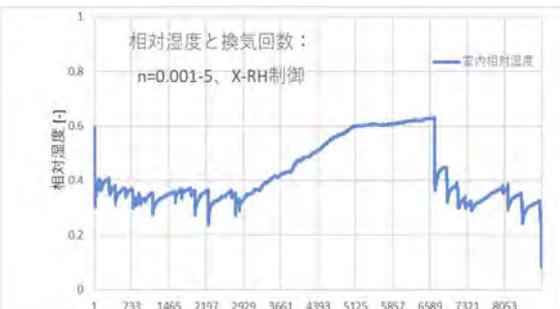
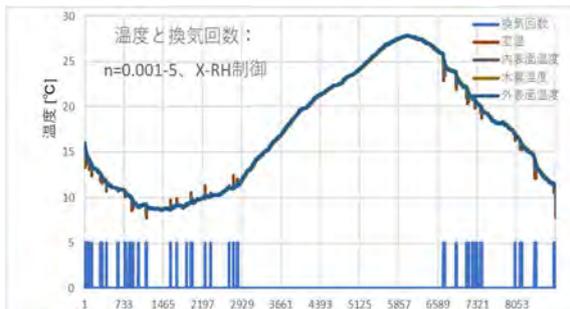
- $n=5$  : 外気温  $< 20^{\circ}\text{C}$ 、外気 RH  $< 55\%$  で、外気絶対湿度が室内絶対湿度より低い時  $n=0.001$  (上記以外)
- 激しい振動はほぼ収まり、秋季～春季の RH は 35%以下だが、夏季はまだ 67%程度
- 温度は 10～26°C で良好

⇒室温の振幅を大きくして夏季の室温を上げることにより (温度条件の緩和)、夏季の相対湿度低下を目指す。断熱抵抗を小さくするか、RC の熱容量を小さくする。



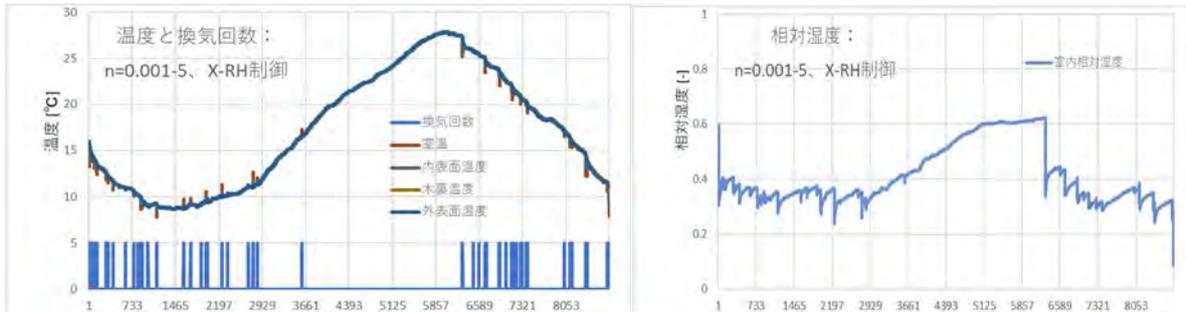
(6) Prog.6

- 断熱材厚さを 30cm から 20cm に
- 温度変化幅は 8～28°C に増加したが、RH は 62%程度まで低下



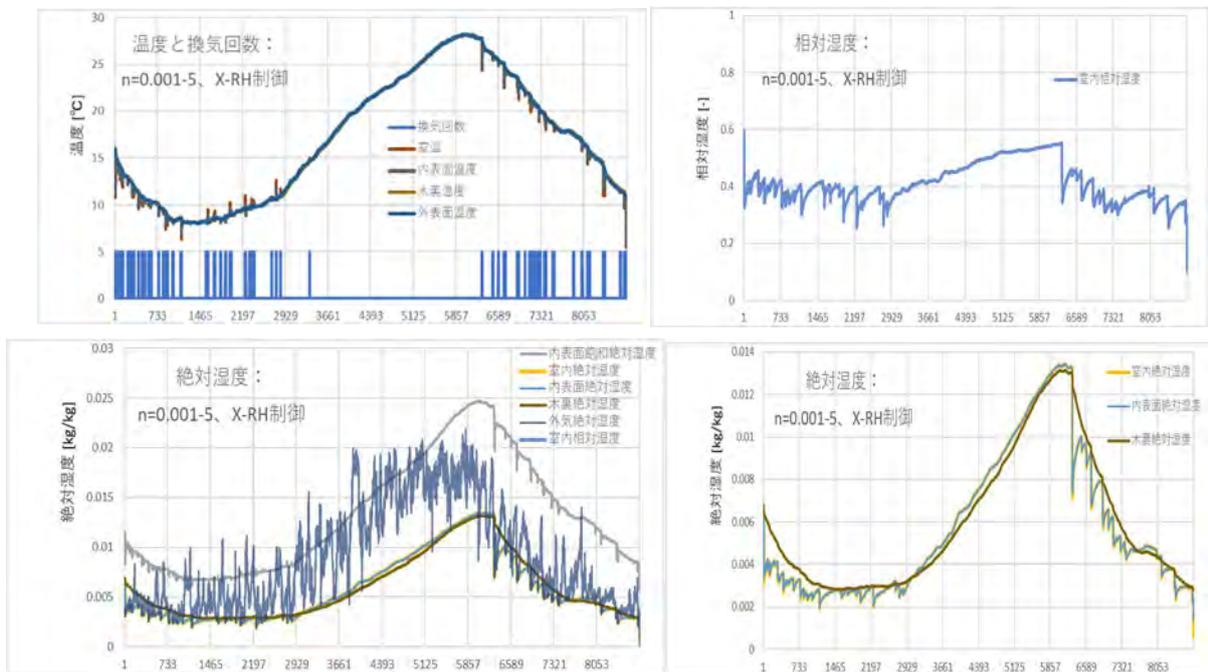
(7) Prog.7

- $n=5$  : 外気温 $<25^{\circ}\text{C}$ 、外気 RH $<55\%$ で、外気絶対湿度が室内絶対湿度より低い時に変更して換気が可能な期間を拡張したが、大きな変化は見られない。



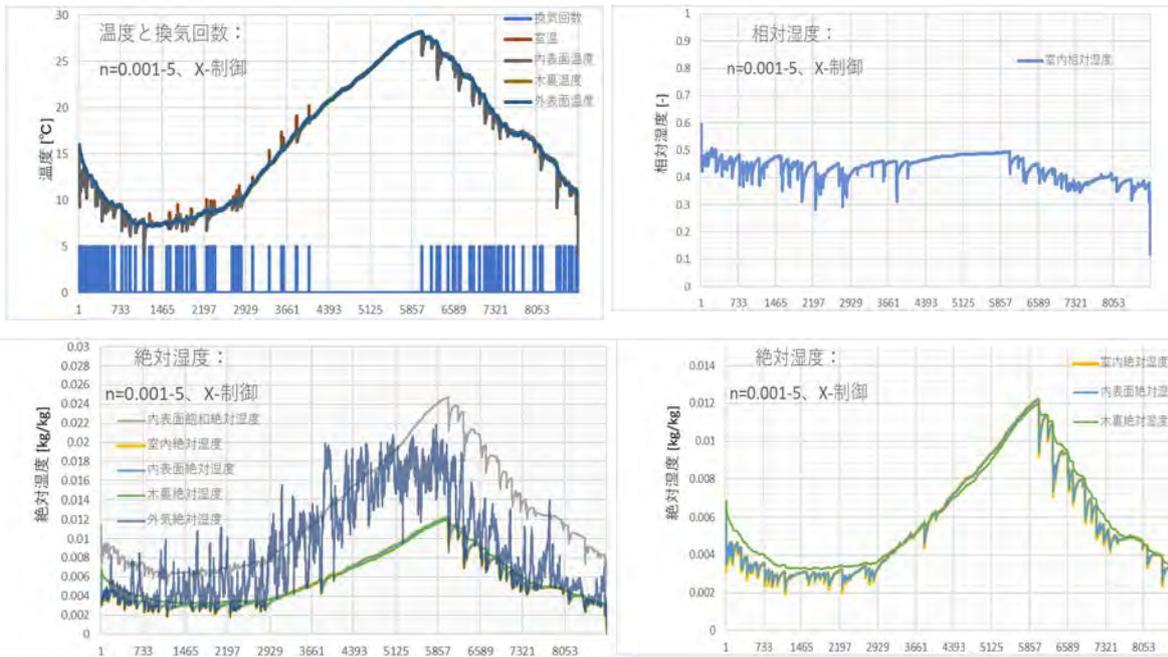
(8) Prog.8

- 吸放湿材の厚さを 3 倍に
- 最高 RH は 55% に低下、春季の RH は 40% まで上昇 $\Rightarrow$ 吸湿材の効果は明確
- 吸放湿材の内部と表面では絶対湿度に差が見られ、内部までフルに湿気容量が利用されていない $\Rightarrow$ 湿気伝導率の大きい木質材料、二重壁の裏面の利用など



(9) Prog.14

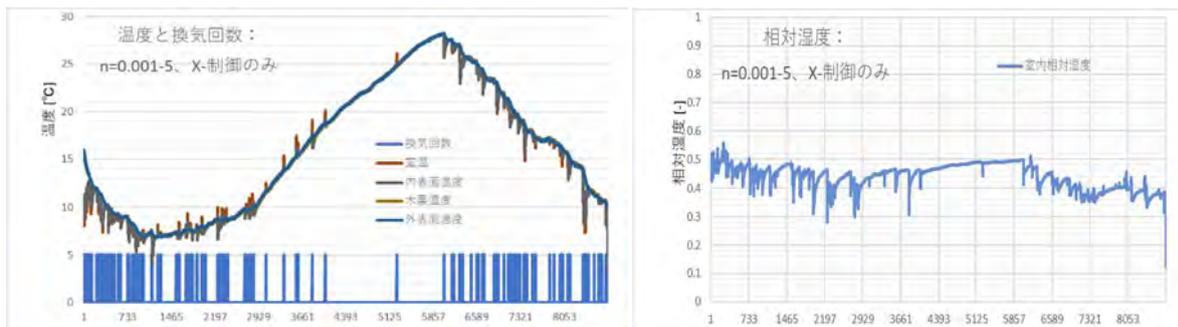
- 湿気伝導率を 3 倍に (Prog.11)、9 倍に (Prog.14)
- 吸放湿材を 3cm から 6cm に (Prog.12)
- 最高 RH が 50% 以下に、最高温度は  $28.5^{\circ}\text{C}$  となった。



以上で大略の状況は把握されたと考えられるので、以下では温湿度制御条件（温度・RH・Xか）の影響、周期定常の確認、閉鎖時換気回数の影響に関する検討を行う。

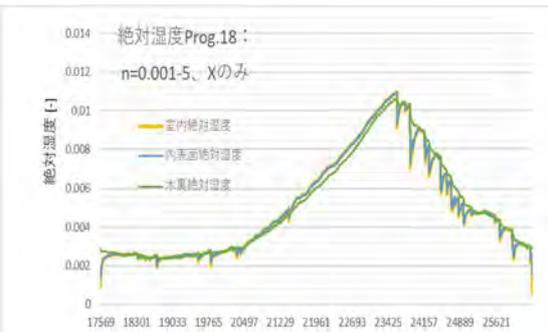
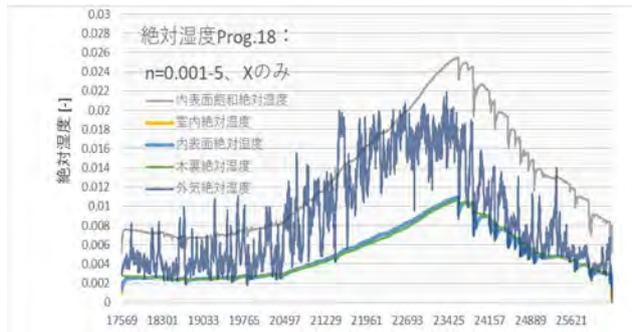
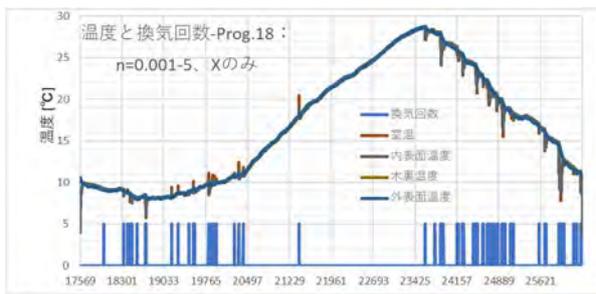
#### (10) Prog.17：温湿度制御条件（温度・RH・Xか）の影響

- ・ 温度、RH の上限を外し、外気絶対湿度が室内湿度より低い時に換気という条件とした。
- ・ 夏季の換気が少し増え、RH はやや上昇。絶対湿度のみの判断ではほぼOK



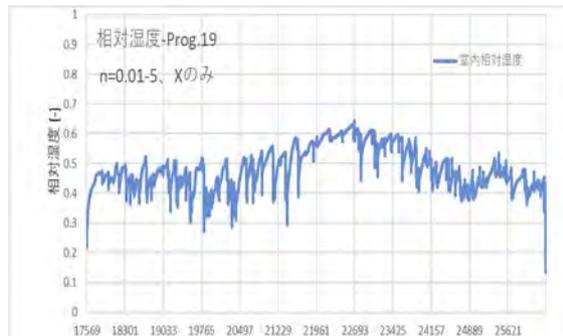
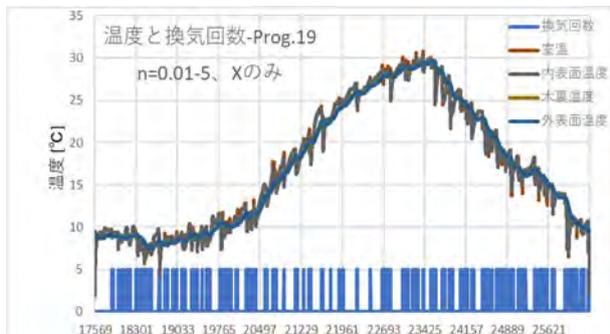
#### (11) Prog.18：周期定常に関する検討

- ・ Prog.17 の計算を 3 年間行った 3 年後の結果（多分ほぼ定常だろう）
- ・ 室内 RH は最高で 42%まで低下し、年間を通して湿度はほぼ一定
- ・ 外気の最低絶対湿度  $0.0025\text{kg/kg}$  を最大限利用するような制御となっており、吸湿材が有効に利用されている。
- ・ 温度は最高で  $28.5^\circ\text{C}$ 、最低で  $8^\circ\text{C}$  程度。
- ・ 冬季の換気回数は 3 年後には非常に少なく、夏季後半から春季にかけてなされている。



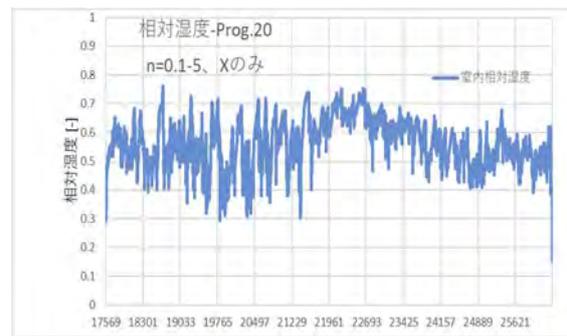
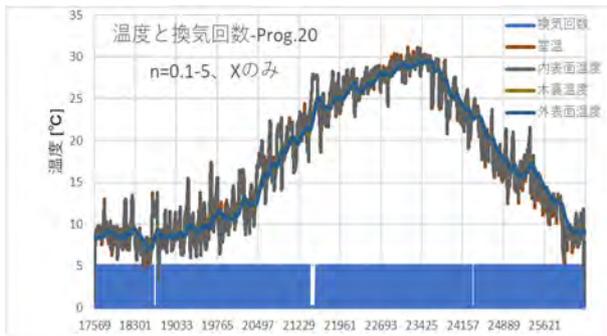
### (12) Prog.19 : 閉鎖時換気回数の影響

- 最低換気回数  $n=0.001$  を  $n=0.01$  とした場合 : 3年目の結果
- 室内相対湿度は最高 60%まで上昇。秋季～春季は平均 45%程度なので、吸湿材の最適化により、最高湿度を 55%程度まで下げられるのかもしれない。
- 室温も 30°Cまで上昇



### (13) Prog.20

- 最低換気回数  $n=0.01$  を  $n=0.1$  とした場合
  - 室内相対湿度は最高 75%まで上昇し。秋季～春季は平均 55%程度となった。
- ⇒秋季～春季の相対湿度の変動幅が大きくなっているため、外気温や RH について制約を加えることにより、変動幅の減少と共に最高の相対湿度を抑制することができる可能性がある。
- (12)の結果と合わせ、気密性の確保が非常に重要であることが分る。



## 6.8 本章のまとめと今後の検討課題

収蔵室の温湿度を、空調を行わず、断熱・気密化などの壁体設計と換気により適切な値に保つことができるか、その可能性について検討した。

まず、収蔵室内空気の温度 $T_i$ 、相対湿度 $h_i$ を、温度許容値 $T_{goal}^{max}$ および相対湿度許容値 $h_{goal}^{max}$ 以下に維持するような壁体設計法と換気制御法を、理想的な状況を想定して提案した。

次に、熱湿気同時移動シミュレーションプログラムを用いた簡易モデルにより、種々の要因（断熱性、透湿性、熱湿気容量、室の気密性）が収蔵室温湿度に及ぼす影響を定量的に評価し、最適設計・最適換気制御法について検討した。その結果、以下の結論を得た。

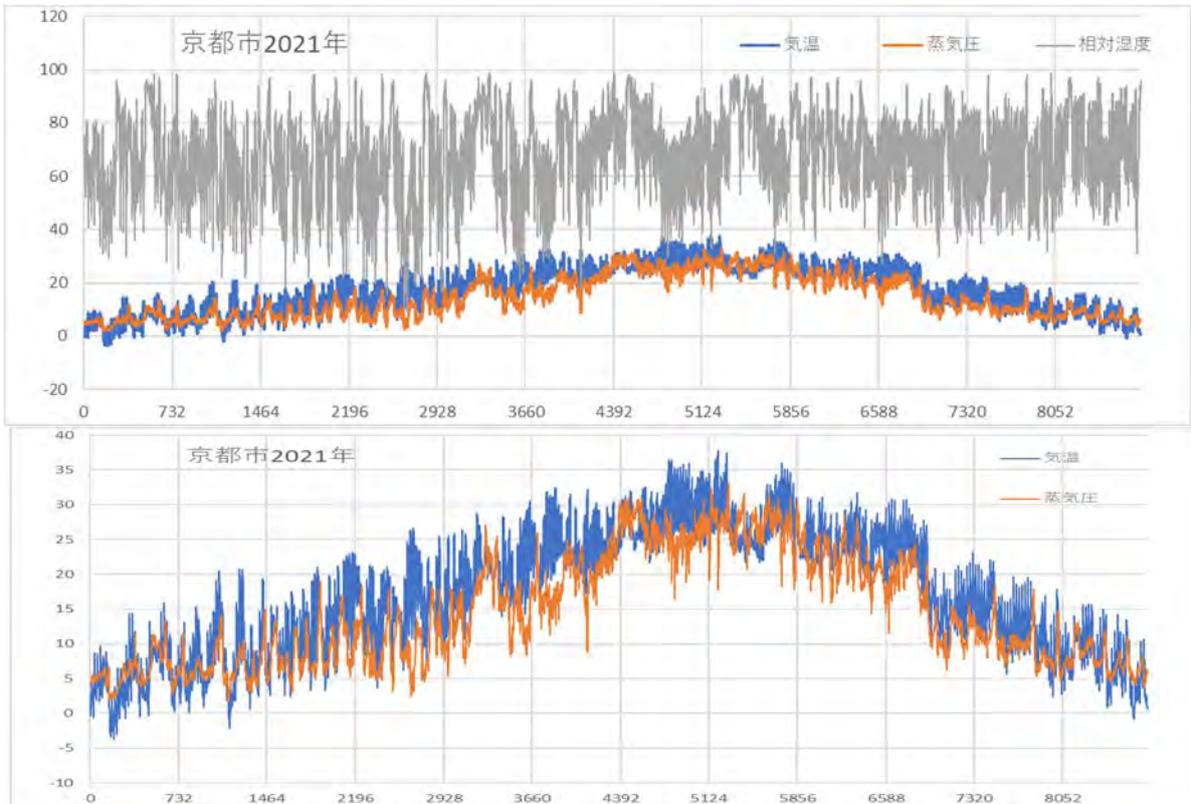
- (1)物性値や材料厚さの変化、換気回数の変化に対する温湿度の変化は、基本的な考え方を支持する結果と言える。単純な壁体構成を出発点として、最適な換気制御の在り方と同時に最適な壁体設計解を追求する本手法は、工学的アプローチとして有効と考えられる。
- (2)開口部閉鎖時の換気回数が小さい場合には、温度については断熱と熱容量により許容範囲に制御することは容易であり、湿度についても、秋季～春は勿論、夏季についても相対湿度を 55%程度（温度の許容上限値を上げれば 50%以下）までは低下させることが可能であることが分った。
- (3)重要な点は気密性の確保であり、閉鎖時の換気回数として 0.01 回/h 程度が望ましい。
- (4)通年除湿（と夏季冷房）を前提とするならば、希望する温湿度の制御は困難ではない。

### 注) 京都の気象データ

京都市の外気温、水蒸気圧、相対湿度(2021年)を下図に示す。これより、

- ・春、秋は、温度が高く水蒸気圧が低く（従って、相対湿度も低い）、年間を通してみると、換気に適した季節と言える。
- ・1日の中でも、日中は夜間と比べて温度が高いため（水蒸気圧の変化は小さいので）、換気に適している。12時を中心に、6～18時、7～17時、8～16時における相対湿度を、24時間の相対湿度と比較した図を見ると、春季においては特に8～16時における相対湿度が60%より低くなる時間が増えることが分る。従って、日中に換気を行い、夜間は開口を閉じるという（住宅では日常的な）日常対応が保存にとって望ましいことが分る。

(1) 24時間データ



(2) 8~16時データ

