大空間エアドームの夏期の熱負荷の推定に関する研究

STUDY ON ESTIMATION OF THERMAL LOAD IN A LARGE SCALE AIR SUPPORTED DOME UNDER SUMMER CONDITIONS

佐野 武仁*
Takehito SANO

In the previous study, the vertical temperature inside a large-scale air-supported dome was calculated, using multiple regression analysis. The result showed that it was accurate. And in this study, the thermal load was calculated with the actual temperature instead of the estimated one, and compared the result with the heat extraction rate by cooling tower. It was confirmed that the result was accurate. This study indicates that if solar radiation, outdoor air temperature, humidity and wind velocity, meteorological data and the interior heat generation from lights and people are obtained, the vertical temperature distribution and thermal load inside a large-scale air-supported dome can be calculated with accuracy. Results show that about 90% of the cooling load was concentrated in the living zone within 5 meters of the ground level while the remaining 10% of the load on the non-air conditioned zone. The thermal absorption and radiation of long wave in air space, from floors, walls, furniture and exhibit, was calculated with Hottel's function. It appears that the air space has some thermal absorption and radiation. It was confirmed that a boundary 5 meters of the ground level was formed, and the thermal load was absorbed in the lower air layer and rejected in the higher.

Keywords : *membrane structure, multiple regression analysis, solar radiation
vertical temperature distribution, thermal load*
膜構造建築, 重回帰分析, 日射, 垂直温度分布, 熱負荷

1. 本研究の目的と既報の研究

既報の研究¹⁾では、膜材の光特性と熱特性について明らかにした。また、エアードームの実測で得られた水平面全天日射量、外気温度・湿度、外風速の4気象条件を与え、線形重回帰分析の手法を用いて垂直温度分布や居住域の湿度を比較的容易に求める方法^{2)~9)}を提案した。これに引き続き本論文では、便宜上室内の空間を居住域(空調域)とその上部の非空調域とに分け、夏期の居住域の冷房負荷や上部非空調域の熱負荷の推定を行い、竣工後の建物の冷房負荷や熱負荷の予測、最適運転制御や設計時点での冷房負荷を推定する方法について提示する。なお、室温が設計値に近い値で制御されている居住域の負荷、すなわち、実際にパッケージにかかる負荷を特に冷房負荷とし、非空調域の熱流や膜面、床面など各部位の熱流を熱負荷とする。なお、非空調域の熱負荷とは、室温は成りゆきで上部空気層への熱の出入りを示すもので直接パッケージにかかる冷房負荷にはならない。また、

この研究は、宮川保之¹⁰⁾、戸河里敏・早川真・荒井良延^{11)~13)}などの既往の大空間の研究と比較して、線形重回帰分析の手法を用いて実測点の垂直温度分布、湿度などが判っていること、膜自体には熱容量がほとんど無いので膜面が吸収する太陽放射の受熱量によって膜内外の表面温度や垂直方向への温度が瞬時に上下すること、膜材は熱貫流抵抗が小さいので、膜内外での表面熱伝達率が熱負荷に影響を与えること、室内の湿度が上昇すると空気中の水蒸気が長波長放射を吸収¹⁴⁾し、室内湿度の高い日は居住域を冷房すると上下温度分布に差ができる要因になると考えられること、などが異なる。実測した温湿度と線形重回帰式を用いて求めた室内温湿度の推定値は前報²⁾で提示した通り精度よく合うので、推定値の代わりに実測値を用いて計算してもその精度は高いと考えられる。そこで、以下の計算では推定値に替えて実測値を用いる。つぎに、居住域の冷房負荷と冷却水塔の除去熱量とを照らしあわせエアードームの熱負荷について

* 昭和女子大学生活科学部生活美学科 教授・
博士(工学)

Prof., Showa Women's University, Dr. Eng.

検証する。この計算方法の特徴は、気象条件の4パラメータを与え、居住域の冷房負荷や非空調域の熱負荷を線形重回帰分析の手法を用い推定することである。

2 エアドームの概要

図1に建築・設備の概要、垂直各点の温度、水平面全天日射量、外気の温度・湿度、外風速の実測点を示す。冷房は直吹き水冷パッケージを設置し、吹出口の中心は床上1.8mである。また、図1c)に加圧送風機の吹出口断面を示したが、吹出口の中心は床上3.9mの位置で在室者に対する新鮮空气の供給とエアリーク補給を兼ねて水平に吹き出している。吹出し気流は、自由噴流として取り扱う。エアリークは主に膜材とコンクリート

図1 Nドーム建築設備概要および実測点

口記号説明

1) 熱負荷関係

- Q_{ad}, Q_{au} : 居住域、非空調域の空气の保有熱量 [kW]
 Q_{cd}, Q_{cu} : 居住域の冷房負荷、非空調域の熱負荷 [kW]
 Q_{fd}, Q_{fu} : 居住域、非空調域の加圧送風機の給気による外気の熱量 [kW]
 Q_g : 床面での対流による熱量 [kW]
 Q_h : 人体の発熱量 [kW]
 Q_i : 照明、機器、加圧送風機などの消費電力による発熱量 [kW]
 Q_r : 長波長放射による空気層の輻射吸放熱量 [kW]
 Q_{rd}, Q_{ru} : 膜表面、床面、家具・展示品などから居住域、非空調域の空気層に含む水蒸気への輻射吸放熱量 [kW]
 Q_{wd}, Q_{wu} : 居住域、非空調域膜面での対流による熱量 [kW]
 T^* : 室内空氣の絶対温度 [K]
 T_a : 外気温度 [°C]
 T_g, T_g^* : 床表面温度 [°C]、同絶対温度 [K]
 T_{eg} : 透過日射量、室内空氣温度を考慮した床表面の等価温度 [°C]
 T_{gr} : 地中温度 [°C]
 T_{iu}, T_{iu}' : 上部空氣の平均温度 [°C]、同空氣の絶対温度 [K]
 T_{id}, T_{id}' : 下部空氣の平均温度 [°C]、同空氣の絶対温度 [K]
 T_{ij} : j 空氣層の温度 [°C]
 T_w, T_w^* : 膜面頂部の温度 [°C]、同絶対温度 [K]
 T_{wi} : j 空氣層の日向または日影の膜表面温度 [°C]
 A_i, A : j 空氣層の日向または日影の膜表面積、ドーム全膜表面積 [m²]
 A_g : 床面積 [m²]
 a_{w, a_o} : 膜面、床面の日射吸収率 [-]
 C : 輻射熱伝達係数 [-]
 c : 円の中心から床までの高さ [m]
 c_q : 応答係数の共通比 [-]
 C_p : 空氣の定圧比熱 [W/kg·K]
 d : 膜材の厚さ [m]
 $E \cdot I$: 電圧 [V]・電流 [A]
 h : i 時の太陽高度 [°]
 H_i : 床面から測定点までの高さ [m]
 H_o, H_{dex} : 外気および居住域での排気の比エンタルピー [J/kg]
 H_j : j 空氣層の比エンタルピー [J/kg]
 I : 水平面全天日射量 [W/m²]
 I_o : 太陽放射 [W/m²]
 I_{on}, I_{sh} : 法線面直達日射量、天空日射量 [W/m²]
 K : 熱貫流率 [W/m²·K]
 K_k : 水平面直達日射量と水平面全天日射量の比 [-]
 P : 大気透過率 [-]
 R : エアドームの半径 [m]
 V : 風速 [m/s]
 V_d, V_u : 居住域、非空調域の排気風量 [m³/h]
 V_o : 加圧送風機の風量 [m³/h]
 V_{vi} : j 空氣層の容積 [m³]
 XM_j, YM_j : 床の吸熱応答、貫流応答 [W/m²]
 $YAKW$: 夜間放射 [W/m²]
 N_h : 在室者数 [人]
 H_{rd}, I_r, H_{ru}, I_r : 下部上部の膜から空氣への輻射伝熱量 [kW]
 H_{rd}, I_r, H_{ru}, I_r : 下部上部の床、家具・展示品等から空氣への輻射伝熱量 [kW]
 a_{rd}, I_r, a_{ru}, I_r : 膜面と下部上部の空氣層の輻射熱伝達率 [W/m²·K]
 a_{rd}, I_r, a_{ru}, I_r : 床面と下部上部の空氣層の輻射熱伝達率 [W/m²·K]
 α_i, α_o : 膜内表面、外表面総熱伝達率 [W/m²·K]
 α_{ic}, α_{oc} : 膜内表面、外表面対流熱伝達率 [W/m²·K]
 α_o : 床面の総熱伝達率 [W/m²·K]
 α_{oc}, α_{or} : 床面対流熱伝達率、輻射熱伝達率 [W/m²·K]
 $\epsilon_i, \epsilon_o, \epsilon_r$: 膜、床、空氣 (室内水蒸気) の輻射率 [-]
 η_c : 塩ビ膜の室内側膜表面での日射熱取得率の対流成分 [-]
 η_r : 塩ビ膜の室内側膜表面での日射熱取得率の放射成分 [-]
 η_t : 塩ビ膜の日射熱取得率 [-]
 λ : 熱伝導率 [W/m·K]
 ρ, ρ_s : 水蒸気分圧、飽和湿り空氣の水蒸気分圧 [mmHg]
 ϕ : 相対湿度 [%]
 $\cos \phi$: 力率 [-]
 σ : シュテファン・ボルツマン定数 [5.67×10⁻⁸W/m²·K]
 C_b : 黒体の輻射定数 5.67 [W/m²·K]
 f : 水蒸気分圧 ρ と空氣層の有効厚さ L_a の積 [-]
 L_a : 空氣層の有効厚さ [m]

2) 冷却塔の除去熱量関係

- Q_{cm} : コンプレッサーの熱負荷 [kW]
 Q_{cp} : 冷却水ポンプの熱負荷 [kW]
 Q_{ct} : 冷却水の除去熱量の実測値から求めた冷房時の熱負荷 [kW]
 Q_p : 冷却水配管の熱損失 [kW]
 C_p : 水の比熱 [W/kg·K]
 K_p : 配管内径と外径との間の熱貫流率 [W/m²·K]
 L : 冷却水量 [m³/h]
 T_p, T_{gi} : 管内表面温度、地中温度 [°C]
 T_r, T_s : 冷却塔への冷却水の入口・出口温度 [°C]
 d_i, d_o : 配管の内径および外径 [m]
 l : 各口径の配管長 [m]
 s_i, s_o : 配管の内表面積および外表面積 [m²]
 v : 管内の水速 [m/s]
 α_1, α_2 : 水側の表面熱伝達率 [W/m²·K]
 λ : 塩ビ管の熱伝導率 [W/m·K]
 μ : 絶対単位での粘性係数で重力単位の粘性係数と重力の加速度的積 [kg·s/m²]
 ν : 動粘性係数 [m²/s]

3) その他

- X : 床面と頂部の温度差 [°C]
 Y : 全冷房負荷 [kW]
添え字 i : i は時間 [10分ごと24時間, $i = 1, \dots, 144$]
添え字 j : j は空氣層の番号。明示なきものは、 $j = 1, 2, \dots, 6$
添え字 J : レスポンスファクターの応答係数を求めるための励振後の時間 J 、 $J = 1, 2, \dots, NJ$ を示し、 NJ は応答係数の打ち切り項数を示す。

基礎との接続面が多く、出入口、非常口、物品搬入口の隙間や内圧調整のために設けた頂部排気口へと流れる。給排気量、エアリーク量などは図1の下段に示した。

2. 1 自然室温と冷房時の室温

図2は、夏期ドーム内の床上3 mの垂直温度の実測値と線形重回帰式で求めた自然室温との関係を示したが、この温度差は居住域を冷房することによって生じるもので、加圧送風機の吹き出し気流による居住域の冷房空気誘引、上部の非空調域に設けられた排気口への熱流など

a) 8/1: 快晴 b) 7/26: 晴後曇

図2 床上3 mの自然室温と冷房時の室温の実測値²⁾

図3 夏期の日射量、温湿度などの実測値と居住域と非空調域の境界(8/1: 快晴)

どが考えられる。居住域をパッケージで冷房するとその影響は頂部にまで及ぶことが前報²⁾で明らかになっている。

2. 2 居住域と非空調域の設定

図3に8月1日の気象条件と垂直温度分布の実測値を示す。空調運転時は床上3 mと7.5 mの実測点で最大8℃程度の温度差があるが、居住域の床上0.1 mの点は2.4℃前後、床上1.5 mは設計値の2.6℃前後、床上3 mの点は2.9℃前後を示している。熱負荷計算に当たって垂直方向への温度差が大きい床上5 mの点でドーム内を上下に分け、便宜上下部を居住域(空調域)、上部を非空調域として取り扱う。

3. 大空間エアードームの夏期の熱負荷の推定

図4に示す太陽放射①のうち膜面を透過する日射熱取得率 $\eta t^{(1)}$ は、

$$\eta t = \eta r + \eta c \quad (1)$$

となる。膜面を透過した短波長放射と膜面に吸収された太陽放射のうち長波長放射を含めて、室内側に再放出される輻射成分 ηr は②となり、室内空気③を通して直接床面などに到達する熱流である。この熱流 ηr は、受熱面で一部は④として反射するが、このうち大半は床面、膜面、家具・展示品などの表面で吸収する。吸収された熱の大半は瞬時に対流成分⑤として室内への熱負荷となる。これと同時に、床面などで熱容量のある部位に吸収された熱の一部は地中などへの熱流となるがタイムラグを持って再び対流成分⑤として室内への熱負荷となる。これらの過程を経て膜面を透過した輻射熱は室内の熱負荷になるが、輻射熱のうち長波長放射の一部は空気中の

図4 エアードームの熱計算モデルの概要

水蒸気③や⑦に吸収される。この吸収分を除いた熱流によって各面の熱平衡は成り立つ。輻射熱は各部位での熱平衡には関係するが、居住域の冷房負荷や非空調域の熱負荷に直接関係することはなく、各面で吸収されたのち対流成分として室内の熱負荷となる。つぎに、式(1)に示した対流成分 η_c は、膜内表面で室内側の空気に放出され熱負荷となる。ここでは既報¹⁾で示した通り η_r は13.0%、 η_c は、3.4%、日射熱取得率 η_t はこれらを合計した16.4%となり、残りの83.6%は膜外表面で大気への放熱として計算する。ここで、床面の吸収率を η_r の0.75とすると、残りの0.25、すなわち、 η_r のうち透過率13%と反射率25%の積の3.25%は、多重反射を繰り返し膜面を透過し大気中へ放熱するかまたは膜面に吸収され室内外の総合熱伝達率の比とその温度差の積に配分され室内外への熱流となる。また、居住域の冷房負荷や非居住域の熱負荷を計算するに当たって、膜材や床面の内表面熱伝達率の対流成分が判れば冷房負荷や熱負荷の推定は可能であり、膜面、床面などで再反射した輻射熱は直接パッケージの負荷にはならないと考える。つぎに、前報²⁾で示した通り晴天日の線形重回帰式を用いて天候の異なる別の日の垂直温度分布や室内の湿度を推定しても推定値と実測値は精度よく合うので、垂直温度分布の推定値に替え本稿では実測値を用いて冷房負荷や熱負荷の推定を行う。

3. 1 熱負荷の内訳

1) 大空間エアドームの夏期の熱平衡

エアドームの居住域の冷房負荷および上部非空調域の熱負荷を求める。計算に当たって図4に示した通り垂直温度分布の実測点を中心に、上下6層($j=1, 2, \dots, 6$)に分け1から3層を居住域、4から6層を非空調域とする。 i 時の居住域の冷房負荷 $Q_{cd}(i)$ について整理すると、

$$Q_{cd}(i) = \{Q_{wd}(i) + Q_{wu}(i)\} + Q_g(i) + Q_{ad}(i) + Q_{rd}(i) + Q_{fd}(i) + Q_i(i) + Q_h(i) \quad (2)$$

となる。同様に非空調域の熱負荷 $Q_{cu}(i)$ は、

$$Q_{cu}(i) = \{Q_{wu}(i) + Q_{wd}(i)\} + Q_{au}(i) + Q_{ru}(i) + Q_{fu}(i) \quad (3)$$

となる。式(2)の冷房負荷 Q_{cd} は、膜面からの対流熱量 $Q_{wu} + Q_{wd}$ 、床面からの対流熱量 Q_g 、居住域の空気の保有熱量 Q_{ad} 、膜表面、床面、家具・展示品などから居住域の空気層に含む水蒸気への吸放熱量 Q_{rd} 、加圧送風機の給気による外気の熱量 Q_{fd} 、照明・機器・加圧送風機などの消費電力による発熱量 Q_i 、人体の発熱量 Q_h の和となる。 Q_{wd} 、 Q_{wu} は、 j 空気層の温度 $T_{i,j}(i)$ と同じ高さの膜面温度 $T_{w,j}(i)$ を比較し $T_{i,j}(i) < T_{w,j}(i)$ のときは上部非空調域への熱流とし、この逆は下部居住域への熱流とする。また、式(3)は上

部非空調域の熱負荷について示したが、下部居住域と同様に各項の熱流の和として表すことができる。

2) 膜内表面の熱伝達率

膜材の熱負荷は、膜内表面熱伝達率が関係するので頂部で実測した値を拡張して用いる。頂部膜面の温度 T_w および膜面に最も近い垂直温度 T_{is} の実測値を用い、室内側の膜表面对流熱伝達率 α_{ic} を未知数として収束計算を行う。図5に示した通りこの結果を用いて垂直温度 $T_{i,j}$ と同じ高さの膜面温度 $T_{w,j}$ を求め膜面での熱負荷を計算する。

(1) 実測値を用いて求めた頂部膜内表面の対流熱伝達率および膜面温度

膜面を通して室内へ出入りする熱流の計算では、膜内表面对流熱伝達率が必要となる。そこで、頂部 T_w の実測点で熱平衡をたて内表面熱伝達率を未知数として収束計算を行い実測値の膜面温度と熱平衡式で計算した計算値の表面温度が許容値以下になるまで計算し、このときの内表面熱伝達率を求める。ただし、膜材の熱容量は無視できるとする。膜面の吸収率を a_w 、外部から膜外表面が受ける熱流を q_{w1} 、外表面から室温へ向かう熱流を q_{w2} とすると $q_{w1} = q_{w2}$ となる。室内外の総合熱伝達率を α_i 、 α_o とすると、

$$a_w \{I(i) - \text{YKN}\} + \alpha_o(i) \{T_a(i) - T_w(i)\} = 1 / \{d/\lambda + 1/\alpha_i(i)\} \cdot \{T_w(i) - T_{is}(i)\} \quad (4)$$

が得られる。これを T_w について解くと、

$$T_w(i) = K(i) [\{1/\alpha_i(i) + d/\lambda\} \{T_a(i) + a_w(I(i) - \text{YKN}) / \alpha_o(i)\} + T_{is}(i) / \alpha_o(i)] \quad (5)$$

が求められる。ここで、 K は熱貫流率を示し、

$$K(i) = 1 / \{1/\alpha_o(i) + d/\lambda + 1/\alpha_i(i)\} \quad (6)$$

となる。ドーム内の空間は膜および床面で覆われた空間であるので膜面の単位面積から床面などの他の全ての部位との輻射交換熱量があるとし、膜面と他の部位との形

図5 j 空気層の膜表面温度

係数を 1 とすると室内側表面熱伝達率の輻射成分 α_{ir} ¹⁵⁾ は、

$$\alpha_{ir}(i) = \varepsilon_i \varepsilon_o \sigma \{T_w^4(i) - T_g^4(i)\} / \{T_w^4(i) - T_g^4(i)\} \quad (7)$$

となる。また、膜面の外表面对流熱伝達率 α_{oc} は膜材表面を普通の面と考え Jurges の実験式を用いる。内表面对流熱伝達率 α_{ic} ¹⁵⁾ はニュートンの冷却則の自然対流の式を用いると、

$$\alpha_{oc}(i) = 5.0 + 3.4 V(i) \quad V(i) \leq 5 \text{ m/s} \quad (8a)$$

$$\alpha_{oc}(i) = 6.14 V(i)^{0.78} \quad V(i) > 5 \text{ m/s} \quad (8b)$$

$$\alpha_{ic}(i) = 2.3 \{T_w(i) - T_i(i)\}^{0.25} \quad (9)$$

と表せる。実測値を用いて計算すると、図 6 に示した通り頂部膜面の熱伝達率 α_{ir} 、 α_{ic} はいずれも 5 から 5.7 W/m²·K、内表面総合熱伝達率は 1.0 から 1.4 W/m²·K の範囲を変化する。熱負荷計算では図 6 に示した値を用いる。ただし、外気側の熱伝達率は風速の影響を受け変化するが室内側はほぼ一定と見なしてよい。

(2) 垂直温度分布の実測点と同じ高さの膜面温度と熱負荷

図 5 に示した通り実測点 T_i から水平線を引き、この線が膜表面と交わる点の接線と床表面のなす角度を β とする。 i 時の日向の膜面温度は式 (5) の $a_w \cdot I(i)$ を $a_w \cdot I(i) \cdot \cos(h - (90 - \beta)) / \sinh(i)$ (i) に置き替え整理すると、

$$T_w(i) = K(i) \left[\{1/\alpha(i) + d/\lambda\} \{T_a(i) + a_w \{I(i) \cdot \cos(h - (90 - \beta)) / \sinh(i) - YKN\} / \alpha(i)\} + T_i(i) / \alpha(i) \right] \quad (10)$$

となる。また、膜面の日影部分は天空日射量のみについて計算するのでプーガの式とベルラーゲの式から直散分離を行って求めた水平面全天日射量に対する水平面直達日射量の割合とし i 時の値を $Kk(i)$ とすると、

$$Kk(i) = I_{DN}(i) \cdot \sinh(i) / I(i) = P^{1/\sinh(i)} / \{P^{1/\sinh(i)} + (1 - P^{1/\sinh(i)}) / 2(1 - 1.4 \ln P)\} \quad (11)$$

となり、単位面積当たり $\{1 - Kk(i)\} \cdot I(i)$ の熱流がある。日影の膜の膜面温度は式 (10) の $a_w \cdot I(i)$ の部分が $a_w \{1 - Kk(i)\} \cdot I(i) \cdot \cos(h - (90 - \beta)) / \sinh(i)$ に置き替わるので、

$$T_w(i) = K(i) \left[\{1/\alpha(i) + d/\lambda\} \{T_a(i) + a_w \{1 - Kk(i)\} \cdot I(i) \cdot \cos(h - (90 - \beta)) / \sinh(i) - YKN\} / \alpha(i)\} + T_i(i) / \alpha(i) \right] \quad (12)$$

となる。日向と日影の判別は、円の中心から床までの高さを c 、床面から測定点の高さを Hi とすると、

$$Hi \geq R \cdot \cosh(i) - c \quad (13a)$$

$$Hi < R \cdot \cosh(i) - c \quad (13b)$$

となり図 5 に示す A 点、A' 点の膜面の日向、日影を判別する。また、下部膜面での対流による熱量 Q_{wd} は、

$$Q_{wd}(i) = \sum_{j=1}^3 \alpha_{ic} \{T_w(i) - T_i(i)\} A_i \quad (14)$$

となり A 点、A' 点は別々に計算する。また、上部膜面の Q_{wu} も同様に計算する。ただし、膜面での対流熱量に関して、 j 空気層の温度 $T_{i,j}(i)$ と膜面温度 $T_{w,j}(i)$ を比較し、 $T_{i,j}(i) < T_{w,j}(i)$ のときは非空調域への熱流とし、この逆の場合は居住域への熱流とする。夜間放射については夏期の標準気象データでは 24 から 26 W/m² の範囲を変化するが、ここでは 25 W/m² とした。

3) 床面の対流熱伝達率と熱負荷

図 7 に示したようにレスポンスファクター¹⁶⁾ 法を用い床表面で熱平衡式をたてる。 i 時の床面の温度を T_g 、透過日射量、室内空気温度を考慮した床表面の等価温度を T_{eg} 、床面の総合熱伝達率を α_o とすると、

$$T_{eg}(i) = a_o \cdot \pi \{I(i) - YKN\} / \alpha_o(i) + T_i(i) \quad (15)$$

となる。床面が受ける全熱流 q_{g1} は、

$$q_{g1}(i) = \alpha_o(i) \{T_{eg}(i) - T_g(i)\} A_g \quad (16)$$

となる。ただし、 $a_o = 0.75$ とし、 πr は前報¹⁾ で示した 0.13 を用いる。つぎに、 i 時に 1 側の床表面から 0 側の地中へ向かう熱流を計算する。0 側の地中の温度 T_{gr} は 24 時間一定とする。熱流計算上は、室温一定の条件から 0 側の地中の温度が 0°C で床表面温度が $T_g - T_{gr}$ の変動があるとしても計算結果は同じであるので地中への熱流 q_{g2} は、

$$q_{g2}(i) = \left\{ \sum_{j=0}^{NJ} X M_j T_{g(i-j)} - \sum_{j=0}^{NJ} Y M_j T_{gr} + c q_{(i-1)} \right\} A_g \\ = \left\{ \sum_{j=0}^{NJ} X M_j (T_{g(i-j)} - T_{gr}) + c q_{(i-1)} \right\} A_g \quad (17)$$

として表せる。ここで $q_{g1} = q_{g2}$ となり床表面での熱平衡は、

図6 膜内外表面総合熱伝達率および対流熱伝達率

$$\alpha_a(i) \{Teg(i) - Tg(i)\} = \sum_{j=0}^{NJ} XM_j (Tg(i-j) - Tgr) + cq(i-1) \quad (18)$$

が成り立つ。式(18)では、 $Tg(i)$ が両辺にあり計算が複雑になるので、ここでは $J=0$ と $J \geq 1$ に分けて計算する。下式(19)の右辺の第1項は、 $J=0$ で $q(i-1)$ の初期値を0としたときを示し、 $J \geq 1$ のときは、第2項について計算し、その結果に第3項の $cq(i-1)$ を加えたものが i 時の左辺と等しくなる。 $Tg(i)$ について解くと、

$$\alpha_a(i) \{Teg(i) - Tg(i)\} = XM_0 (Tg(i) - Tgr) + \sum_{j=1}^{NJ} XM_j (Tg(i-j) - Tgr) + cq(i-1) \quad (19)$$

$$Tg(i) = \{ \alpha_a(i) Teg(i) + XM_0 Tgr - \sum_{j=1}^{NJ} XM_j (Tg(i-j) - Tgr) - cq(i-1) \} / (\alpha_a + XM_0) \quad (20)$$

として収束計算を行い床表面の温度が計算できる。ここで、 NJ は応答係数の打ち切り項数を示す。1側、0側における熱流の計算は周期定常とし、初期値の影響がなくなるまで式(17)の計算を数日間繰り返し、 i 時における熱取得の前日の値 $qg_2(i)^*$ と当日の $qg_2(i)$ とを比較し、

$$|qg_2(i) - qg_2(i)^*| \leq \epsilon \quad (21)$$

のとき収束したと判定する。図8に示した通り α_a も同時に求まる。このうち α_{aR} は式(7)と同様に、 ϵ_r の代わりに ϵ_r を用いて求めれば 4.6 W/m^2 で安定した値を示した。空調時の対流成分 α_{ac} は6から 6.8 W/m^2 の範囲を変化させた。しかし、0時から8時、14時から24時にかけて α_{ac} は空調時と違った変化をするが、透過日射量および地表面と室温との温度差による影響により表面熱伝達率は変化することが判った。つぎに、式(16)または式(17)を用いて求めた床面での居住域への対流による単位当たりの熱負荷を図9に示す。床面から室内に対流成分として放出される熱量は12時前後に最大 3.5 W/m^2 となり居住域の熱負荷となる。

4) 上部、下部空気層の保有熱量

単位時間当たりに変化する下部空気層の保有熱量の増加分 Qad は、

$$Qad(i) = Cp \cdot \gamma \sum_{j=1}^3 Vv_j \{H_z(i) - H_z(i-1)\} dT(i)/d(i) \quad (22)$$

となる。上部空気層の Qau についても同様に取り扱う。室内では人体の発生潜熱などがあるが、居住域で床土1.5mの代表点の相対湿度を採用し、 i 時の室内空気絶対湿度は一定として計算する。

5) 空気中の水蒸気、膜面、床面の輻射吸放熱量

室内空気では、床面や膜面、家具・展示品などの長

波長放射による熱授受がある。エアードームの長波長放射による空気層の輻射吸放熱量 Qr は、Hottel¹⁷⁾のガス体放射に関する研究を建築に応用した木村の水蒸気輻射率の計算図表¹⁴⁾をもとに求めた。木村の式は20から30℃程度に使用が可能であるのが、ここでは非空調域の温度が20から50℃程度まで上昇するので式(32)を用いて補正し、膜面から床表面と膜面から空気層への輻射伝熱量、床表面から空気層への輻射伝熱量を計算する。これらの計算では、空気の温度、膜面温度、床面温度等が必要になるが下記の手法を用いて計算した。

図7 レスポンスファクターを用いた床面の熱平衡

図8 床内表面の表面熱伝達率(対流成分、輻射成分)

図9 床面での熱負荷の内訳

1) 図10に示したように床と上部膜面、床と上部空気、床と下部空気、膜と上部空気、膜と下部空気の5つの部位を考える。図10a)に示す床と上部膜面については、床面での熱平衡式の中で別途計算するので、ここでは居住域・非空調域の空気層と膜面、空気層と床面について取り上げ空気層の輻射吸放熱量について計算する。また、上部膜面と下部膜面、下部空気層と下部膜面、上部空気層と下部膜面などがあるが、形態係数が小さいと考え計算外とした。膜面および床の放射率は0.85で一定とした。室内空気の水蒸気の放射率 ϵ_r は、水蒸気分圧 ρ と空気層の有効厚さ L_a の積を f とし、これを独立変数として求める。飽和湿り空気の水蒸気分圧 ρ_s はWexler-Hylandの式¹⁸⁾から、上部空気の絶対温度の平均値を Tid^* とすると、

$$\begin{aligned} \ln \rho_s(i) = & -5.8002206 \cdot 10^3 / Tid^*(i) + 1.3914993 \\ & - 4.8640239 \cdot 10^{-2} \cdot Tid^*(i) \\ & + 4.1764768 \cdot 10^{-5} \cdot Tid^*(i)^2 \\ & - 1.4452093 \cdot 10^{-8} \cdot Tid^*(i)^3 \\ & + 6.5459673 \cdot \ln Tid^*(i) \end{aligned} \quad (23)$$

を得る。湿り空気中の水蒸気分圧 ρ 、水蒸気の放射率 ϵ_r は、

$$\rho(i) = \phi(i) \cdot \rho_s(i) \cdot 760 / 101325 \quad (24)$$

$$\epsilon_r(i) = 0.0005 \cdot f(i)^2 + 0.0043 \cdot f(i) + 0.0112 \quad (25)$$

と近似できる。ただし、居住域の空気層の平均温度を Tid とすると、

$$Tid(i) = \sum_{j=1}^3 VV_j \cdot Ti_j(i) / \sum_{j=1}^3 VV_j \quad (26)$$

として計算する。また、上部非空調域の平均温度 Tiu 、上部・下部膜面積、上部・下部膜面温度も同様に求める。膜面・床面と空気層との輻射による熱流の計算は式(26)の代表点の温度を用いて計算する。膜面から空気、床表面から居住域の空気層に含む水蒸気への吸放熱量 Qrd は、

$$Qrd(i) = Hrd,lr(i) + Hrd,lr(i) \quad (27)$$

となり、式(28)から式(32)を用いて図10の(c)(e)の輻射吸放熱量を求める。

$$Hrd,lr(i) = \alpha_r,lr(i) \{Twu(i) - Tid(i)\} \cdot Awu \quad (28)$$

$$Hrd,lr(i) = \alpha_r,lr(i) \{Tg(i) - Tid(i)\} \cdot Ag \quad (29)$$

$$\alpha_r,lr(i) = C \cdot \epsilon_0 \cdot \epsilon_r(i) \{1 + (1 - \epsilon_0)(1 - \epsilon_r(i))\} \quad (30)$$

$$\alpha_r,lr(i) = C \cdot \epsilon_0 \cdot \epsilon_r(i) \{1 + (1 - \epsilon_0)(1 - \epsilon_r(i))\} \quad (31)$$

$$C = ((T^* + 1) / 100)^4 - (T^* / 100)^4 \quad (32)$$

ただし、 T^* は空気の絶対温度を示し、膜および床の放射率は0.85とした。 Hrd,lr 、 Hrd,lr の室温に対する適用範囲は式(32)で求める。非空調域の空気への

輻射熱伝達量 Qru についても Qrd に準じて計算する。

6) 加圧送風機による外気の熱負荷

加圧送風機から吹き出された噴流は、周囲の空気を誘引しながら拡散し、噴流の到達層3から5mの空間に流入するものとした。すなわち、図3に示す実測結果から、下部の冷風、上部の温風に挟まれその中間に滞留し下部の隙間や上部の排気口に流れるものとした。加圧送風機による新鮮空気の負荷のうち下部居住域への負荷 Qfd は居住域でのエアリークによる排気と外気の比エンタルピの差とした。上部非空調域での排気口への排気 Qfu は床上3mと7.5mの実測点の比エンタルピの差とし、外気と床上3mの比エンタルピの差は居住域の負荷とした。 Qfd 、 Qfu の関係式を式(33)に示す。排気風量は図1の下段および図4に示す現地での実測値を用いた。また、加圧送風機の給気温度は吸込み口の温度とし外気温を採用した。

$$Qfd(i) = \gamma \cdot Vd \{H_o(i) - H_{ex}(i)\} + \gamma \cdot Vu \{H_o(i) - H_s(i)\} \quad (33a)$$

$$Qfu(i) = \gamma \cdot Vu \{H_o(i) - H_s(i)\} \quad (33b)$$

7) 照明・機器・加圧送風機の消費電力による熱負荷

加圧送風機、冷却水ポンプ、パッケージのコンプレッサの負荷は現地で1時間ごとに実測した消費電力量を用いた。また、照明器具・パッケージの給気ファン、室内使用機器などは、ドーム専用の分電盤の実測値を用いた。照明・機器・加圧送風機の負荷を Qi とすると、

$$Qi(i) = \sqrt{3} \cdot E \cdot I(i) \cos \phi \quad (34)$$

となる。照明を含めこれらの負荷は地上部分にあるので居住域の負荷とした。照明の力率 $\cos \phi$ は1.0、機器関係は0.85を採用した。

8) 人体の熱負荷

人体の発熱量 Qh は居住域の負荷とし、顕熱と潜熱に分けて下式に示す通りとした。

$$Qh(i) = (54 + 59) \cdot Nh(i) \quad (35)$$

図10 空気中の水蒸気の輻射吸放熱量の計算モデル

3. 2 居住域の冷房負荷、非空調域の熱負荷の推定と考察

図11に8月1日の居住域の全冷房負荷および式(2)に示す各部位の熱負荷を示した。居住域の冷房負荷は、11時から14時頃が大きく、14時頃に最大917kW程度であった。延べ床面積4295m²に対して単位面積当たり213W/m²で、外気負荷、床、照明・機器・加圧送風機、膜などの負荷が大きい。特に外気の負荷が大きい値を示したが、これはパッケージでの除湿に

註) この図は、① から⑦ の順に積み上げたもので下部非空調域の冷房負荷を示した。また、熱量で正は下部空気層への吸熱を示し、負は下部空気層からの放熱を示す。

図11 下部居住域の冷房負荷(8/1:快晴)

よるものである。加圧送風機による外気負荷は537kWあり全冷房負荷の55%をしめる。このうち実測値から求めた計算結果では潜熱負荷が384kWで全冷房負荷の42%を示し除湿による潜熱負荷の影響が非常に大きいことが明らかになった。また、8月1日は快晴にもかかわらず、14時を境に冷房負荷が減少するが、外気の湿度が低下しパッケージでの除湿負荷が減少したためである。エアドームの冷房に取って、新鮮空気の供給量や漏気量を減らし外気負荷を軽減する対策が必要といえる。また、図12は、式(3)に示す上部非空調域の熱負荷を示した。前述したようにこの負荷は直接パッケージの負荷にはならない。前報²⁾および図2に示した通り、自然室温と冷房時の垂直各点の温度の間には5から10℃程度の温度差が生じ、実測値から求めた計算結果では、居住域の冷房負荷の10%程度になり、冷房負荷は頂部までおよぶことが明らかになった。

4 冷却塔の除去熱量と居住域の冷房負荷の比較

表1に冷却水配管系の実測条件を示した。図13の位置で冷却塔の出入口温度、冷却水量を実測した。また、

註) この図は、① ② ③ ④ の順に積み上げたもので上部非空調域の吸放熱量の合計は④となる。また、熱量で正は上部空気層への吸熱を示し、負は上部空気層からの放熱を示す。

図12 上部非空調域の熱負荷(8/1:快晴)

地中配管での除去熱量も計算対象とした。

4. 1 冷却塔の除去熱量の算定方法

冷却水の除去熱量の実測値を用いて冷房負荷 Q_{ct} を求める。冷却水の水量を L 、冷却塔の出入口温度を Tr 、 Ts 、コンプレッサおよび冷却水ポンプの熱負荷を Q_{cm} 、 Q_{cp} 、冷却水配管の熱損失を Q_p とすると下記の熱平衡が成り立つ。

$$Q_{ct}(i) = L \{Tr(i) - Ts(i)\} + Q_p(i) - \{Q_{cm}(i) + Q_{cp}(i)\} \quad (36)$$

L は超音波式流量計を用いて計測した実測値を用いた。また、実測の結果出入口の温度差はそれほど大きくは無い。また、行き還りの温度に乱れは無く正確に測定されているので、冷却水側で常時実測している装置負荷の推定精度は高いと考えられる。配管の熱損失 Q_p は、各配管口径について、下式 (37) から式 (40) を用いた。

$$Q_p(i) = K_p \{Tp(i) - Tgi(i)\} s_i \quad (37)$$

$$s_1 = \pi d_1 \cdot l \quad (38)$$

$$s_2 = \pi d_2 \cdot l \quad (39)$$

$$K_p = 1 / \{1 / (\alpha_1 + 2 \cdot 303 \cdot d_1) / 2\lambda \cdot \log_{10} (d_1 / d_2) + 1 / \alpha_2 \cdot d_1 / d_2\} \quad (40)$$

ここに、 K_p は配管内径と外径との間の熱貫流率を示し、 Tp 、 Tgi 、 d_1 および d_2 、 s_1 および s_2 、 λ 、 l はそれぞれ管内表面温度、地中温度、配管の内径および外径、内表面積および外表面積、塩ビ管の熱伝導率、各口径の配管長を示す。つぎに、 K_p を求める場合に、水側の表面熱伝達率 α_1 を決めておく必要がある。 α_1 については、Dittus、Boetler¹⁹⁾ による実験式から求めるが、 Re が 10000 以上の場合、

$$\alpha_1 = \lambda / d_1 \cdot 0.023 (v \cdot d_1 / \nu)^{0.8} (Cp \cdot \mu / \lambda)^{0.4} \quad (41)$$

となる。ここで、 v 、 ν 、 Cp 、 μ は、管内の水速、動粘性係数、水の比熱、絶対単位の粘性係数で重力単位の粘性係数と重力の加速度との積を示す。また、 Q_p は配管のほとんどは地中配管であるので、実測を行った配管の流量、行き還りの温度を与え、式 (37) を用い収束計算を行って求めることができる。つぎに、 Q_{cm} 、 Q_{cp} は、パッケージの運転時間中 1 時間ごとに手計測で 7 系統の専用分電盤の電圧および電流値を実測し、各パッケージの送風機動力を差し引いたものをコンプレッサの消費電力とした。ポンプの消費電力は、同様に電圧と電流値を計測し求めた。熱負荷への換算は、式 (34) を用いた。コンプレッサおよびポンプの力率はいずれも 0.85 を採用した。

4. 2 冷却塔の除去熱量と熱負荷の推定値を比較

式 (2) を用い 8 月 1 日の室内の冷房負荷を計算し、この値にパッケージのコンプレッサ、冷却水ポンプの消

費動力による負荷を加算したものが冷却塔および地中配管で除去される熱量となる。図 14 のプラス側の③=④+⑤-①-②が負荷側の全冷房負荷を示し、プラスまたはマイナス側の④+⑤は冷却塔および地中配管での除去側の熱量を示した。ただし、地中配管の除去熱量⑤は実測値をもとに冷却水の出入口温度差が合うまで収束計算を行い求めた。計算の結果、冷房負荷計算により求めた負荷側と冷却塔での除去側の熱量に相違はあまりなく、実測値と計算値には整合性があるといえる。また、地中配管の除去熱量は、全除去熱量の 20 から 25 % 程度であり、地中配管の冷却効果はある程度大きいといえる。

5 エアードーム内の上下温度差で単位面積当たりの熱負荷を推定

前報²⁾では、線形重回帰分析の手法を用いてドーム内の床上 0.1 m と床上 1.4 m の垂直温度分布を推定

表 1 冷却塔の除去熱量実測条件

項 目	項 目
・冷却水配管の口径：32φから200φ	・配管材料：硬質塩ビ管 (vp)
・配管の総延長：2210m	・熱伝導率：1.91W/(m・K)
・パッケージ廻りを除いて地中配管	・パッケージの電力消費量：手計測により1時間ごとに実測
・冷却水量：420m ³ /h (2日間に渡り手計測)	・冷却水温は、10分ごとに自動計測
・portaflow (FWITEC製)	・コンプレッサ、冷却水ポンプの消費電力は分電盤で1時間ごとに手計測

図 13 冷却塔周りの実測点

図 14 室内全冷房負荷と冷却塔の除去熱量の比較

した。ここでは、この2点間の温度差と全冷房負荷の関係について明らかにする。8月1日の9時から18時30分の間冷房運転を行った。実測は10分間ごとの値について求め図15に示した。上下の温度差 X と全冷房負荷 Y の間には、

$$Y = 47.949X + 192.49 \quad (42)$$

関係がある。重相関係数は0.8993で上下温度差とパッケージの冷房負荷の相関性はある程度高いといえる。

図15 床面と頂部の温度差と冷房負荷
(床面0.1m、頂部14.4m)

6 結論

線形重回帰分析の手法を用い、エアドームの夏期冷房負荷の推定を行った。また、この計算結果と冷却塔の除去熱量の実測値を比較し以下のことが明らかになった。

- 1) 夏期冷房時の熱負荷に対する膜材の内表面伝達率の対流成分は $5.7 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$ 、床面は6から $7.2 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$ 程度となる。
- 2) 加圧送風機を用いたエアドームでは、外気負荷が冷房負荷にしめる割合は大きい。特に、パッケージで除湿されるので、室内空気と外気の絶対湿度の差が冷房負荷に影響する。
- 3) 晴天日で夏期冷房時の熱負荷は最大 213 W/m^2 前後となった。日射熱取得率の放射成分の影響を受け床面が加熱されるので床面の熱負荷は比較的大きい。また、膜面と空気、床面と空気の間には輻射伝熱があり、それほど多くはないが空気層にも長波長放射による吸放熱量がある。
- 4) 自然室温と冷房時の垂直温度分布には温度差があるが、地上5メートル以上の非空調域にも冷房負荷の10%程度の熱負荷が存在する。
- 5) 冷房時の熱負荷の推定値はほぼ冷却塔の除去熱量および地中配管から地中への熱損失の和に近い値を示した。また、地中配管の除去熱量は全除去熱量の25から33%で比較的大きい割合を示した。
- 6) 室内床部と頂部の温度差と、居住域の冷房負荷の相

関を調べた結果、温度差 1°C につき 3.8 kW/m^2 程度の熱負荷となる。

7) 気象データとして得られる水平面全天日射量、外気の温度・湿度、外風速の4つを独立変数とし、照明、人体などの内部負荷が判れば、線形重回帰分析の手法を用いて冷房負荷を推定することが可能である。

以上の結果より、重回帰分析の手法を用いた統計的な熱負荷の推定は有用であるといえる。

謝辞

本論文の作成に当たって、資料の収集、実測にご協力いただきました奈良県土木部建築課、菊竹建築設計事務所の方々をはじめ関係各位に心より深謝いたします。

参考文献

- 1) 佐野武仁：膜構造建築に用いる塩ビ膜とフッ素樹脂膜の光特性と熱特性に関する実験研究，日本建築学会計画設計論文集第451号，pp19-27，1993年9月
- 2) 佐野武仁：大空間エアドームの夏期，中間期における垂直温度分布の実測と推定に関する研究，日本建築学会計画設計論文集第472号，pp21-29，1995年6月
- 3) 佐野武仁、石福昭：膜構造建築の垂直温度分布に関する研究，日本建築学会大会学術講演梗概集，pp1473-1474，(関東)1993年9月
- 4) 佐野武仁、石福昭：膜構造建築の垂直温度分布に関する解析，空調調和・衛生工学会学術講演会論文集，pp77-80，1993.10
- 5) 佐野武仁、石福昭：重回帰分析による膜構造物の垂直温度分布に関する研究，日本建築学会大会学術講演梗概集，D環境工学pp543-544，1994.9
- 6) 佐野武仁、井上宇市、石福昭、田辺新一、島田雅世：膜構造屋内プールの環境実測および解析(その2)(温水プールの室内環境実測および解析)，空調調和・衛生工学会学術講演会論文集，pp541-544，1992.10
- 7) 佐野武仁、石福昭、栗岡久美子：大空間膜構造建築・SALT IMBANCOの温熱環境に関する研究，日本建築学会大会学術講演梗概集，環境工学D-2，pp95-96，1995.8
- 8) 佐野武仁、桑田慈子：大空間膜構造建築の垂直温度分布に関する模型実験および解析，日本建築学会大会学術講演梗概集，環境工学D-2，pp91-92，1995.8
- 9) 佐野武仁、黄晨、石福昭：大空間エアドームの熱負荷の推定に関する研究(夏期)，日本建築学会大会学術講演梗概集，D-2環境工学II pp93-94，1995.8
- 10) 宮川保之：大空間の熱的環境の予測と調整に関する研究，学位論文(早稲田大学)，昭和58年7月
- 11) 戸河里敏、早川真、荒井良延：大空間・アトリウムの熱環境計画手法の研究(その1)上下温度分布の簡易予測モデル，空調調和・衛生工学会学術講演会論文集，pp541-544，1988.9
- 12) 荒井良延、早川真、戸河里敏：大空間・アトリウムの熱環境計画手法の研究(その2)アトリウムの透過日射熱取得の計算法，空調調和・衛生工学会学術講演会論文集，pp545-548，1988.9
- 13) 早川真、戸河里敏、荒井良延、三浦克弘：大空間・アトリウムの熱環境計画手法の研究(その3)全面的にトップライトを有するアトリウムの熱環境の実測・解析，空調調和・衛生工学会学術講演会論文集，pp549-552，1988.9
- 14) 木村建一：室内表面と室内空気との間の輻射熱伝達，建築設備基礎理論演習，学研社，pp293-295，1987.3
- 15) 武田仁ほか：建築伝熱・対流による熱伝達・輻射による熱伝達，最新建築環境工学[改訂版]，井上書院，pp161-172，井上書院，1993.12
- 16) 宇田川光弘：応答係数による熱伝導の計算，パソコンによる空調調和計算法，オーム社，pp147-165，1986.2
- 17) WILLIAM H. McADAMS: HEAT TRANSMISSION, MCGRAW-HILL BOOK COMPANY INC., pp82-94, 1958
- 18) 日本機械学会：湿り空気の熱物性値，伝熱工学資料，丸善，pp.355，1989.7
- 19) 井上宇市：対流熱伝達，建築設備演習，pp30-34，1984.10

(1995年10月11日原稿受理，1996年6月20日採用決定)