閉鎖生態系実験施設用圧力制御システムの動作解析*

中野 晋^{*1}, 内田 剛^{*2}, 石ヶ森 勲^{*2}
菅原 敏^{*2}, 新田 慶治^{*3}

Dynamic Simulation of Pressure Control System for the Closed Ecology Experiment Facility

Susumu NAKANO, Tsuyosi UCHIDA, Isao ISHIGAMORI,
Satoshi SUGAWARA and Keiji NITTA

It is necessary to develop a small positive pressure control system for the closed ecology experiment facilities because of the needs to prevent contamination from the atmosphere and to protect against over differential pressure loading. In the present study, a numerical analysis method was developed to calculate the quantity of state of the closed module which is fitted with rubber buffers for the small positive pressure control system. Experiments to examine the pressure change of the closed module caused by rapid temperature control of an air conditioner were carried out at Biosphere-J. Comparison of calculated and experimental results showed that the present dynamic simulation is suited to estimating the quantity of state of the closed module.

Key Words: Pressure Control, Closed Ecological Life Support System, Closed Ecology Experiment Facility, Numerical Analysis

1. 緒 言

地球環境の悪化が生態系に与える影響の解明や、月面基地等、将来宇宙空間へと生命圏を拡張するための基礎研究として、閉鎖生態系生命維持技術(CELSS: Closed Ecological Life Support System)に関する研究が盛んになっている。系内の圧力が制御できる本格的な閉鎖生態系実験施設として、1991年に米国でバイオスフェアII⁽¹⁾が建設された。一方、日本では(財)環境科学技術研究所によりバイオスフェアJ⁽²⁾⁽³⁾が1994年から建設されている。

閉鎖系の実験モジュールは、閉鎖環境保持のため外気の侵入による系内の汚染を防止するためモジュール内をつねに正圧に保持する必要がある。また、外気圧変化やモジュール内の温度変化による圧力変動を受けするため、ガラス面で構成されているモジュールの破損を導く恐れがある。これらの要求のため系内の圧力を外気に対してつねに微少正圧に制御するシステムの設

置が不可欠になる。バイオスフェアIIの圧力制御はラングと呼ばれる直径48mの巨大なドームで構成されている。ドーム内は隔膜で仕切られ、隔膜を能動的に動かすことによって圧力を制御するアクティブ形の制御装置である。一方、バイオスフェアJではゴムの弾性変形を利用したゴムバッファによるパッシブ形の微小正圧制御装置を設置している。

本研究では、バイオスフェアJに設置された微少正圧制御システムの動作解析手法を確立することが目的で、ここでは解析手法、およびバイオスフェアJにおいて実施した実験値との比較結果について述べる。

2. 記 号

A_b : ゴムバッファのピストンモデルの受圧面の面積

A_d : モジュールとゴムバッファをつなぐ管路の断面積

A_s : モジュールとゴムバッファをつなぐ管路の表面積

C_p : 定圧比熱

C_v : 定容比熱

d : 管直径

e_{str1} : 空気調和機作動時の空気調和機から供給され

* 原稿受付 1997年5月9日。

^{*1} 正員、(株)日立製作所 電力・電機開発本部 (〒319-12 日立市大みか町7-2-1)。

^{*2} (株)日立製作所 日立工場 (〒317 日立市幸町3-1-1)。

^{*3} (財)環境科学技術研究所 (〒039-32 青森県上北郡六ヶ所村尾駸家ノ前1-7)。

るエネルギー
 e_{stdy} : 温度安定時に空気調和機から供給されるエネルギー
 g : 重力の加速度
 l : 管路長さ
 $m_{b,i}$: ゴムバッファのピストンモデルの仮想質量
 m_o : 移動質量
 n : 曲がり管の数
 P : 圧力
 R : ガス定数
 Re : レイノルズ数
 T : 温度
 T_{set} : 温度制御の目標温度
 T_{prst} : 現時点の温度
 t : 時間
 t_{set} : 温度制御時の目標温度到達時間
 t_{prst} : 現時点の時間
 t_{priod} : 温度安定時の微小温度変動の周期
 U_b : ピストン速度
 u : 流速
 V : 容積
 x : 座標
 Δp : 差圧
 Δt : 計算の時間刻み
 ΔV_b : Δt 間のゴムバッファの容積変化
 κ : 比熱比
 λ : 管摩擦係数
 ρ : 密度
 ξ : 曲がり管の摩擦係数
 添 字
 b : ゴムバッファ

m : モジュール

Δt : 微小時間 Δt 後

$'$: ゴムバッファとモジュールの仮想的な状態変化

3. 圧力制御システムの概要

バイオスフェア J は 1996 年までに植物栽培モジュールの実験棟の建設が終了している⁽⁴⁾。図 1 にバイオスフェア J の植物栽培棟の概観を示す。植物栽培モジュールは人工光栽培区、自然光栽培区および作業室の 3 種類のモジュールで構成されている。人工光栽培区は天井面がガラスで構成されており、天井上部に設置されているランプにより採光する。自然光栽培区は天井面と側面の 2 面がガラスで構成されている。

図 2 に実験モジュールと圧力制御システムの概略構成を示す。圧力制御システムは通常時の 10~40 Pa の圧力制御用のゴムバッファとこの圧力範囲を超える緊

Fig. 2 Schematic diagram of the pressure control system

Fig. 1 Perspective view of the plant cultivation modules

Fig. 3 Outward appearance of rubber buffer (unit: m)

急時の強制給排気用の機械部から構成される。

ゴムバッファはゴムの自重とゴムバッファ内外差圧によるバッファの膨張または収縮時の体積変化で気体の移動を発生させる。図3に示すようにゴムバッファ1台は1.8×2.5×0.5 mの直方体形状をしており、最大3 m³まで容積変化する。

機械部は圧縮機、エアタンク、減圧弁および電磁弁で構成されている。モジュールの差圧が10 Pa以下に低下した場合は、エアタンクの空気を減圧弁と流量調節弁を兼ねた電磁弁を通してゴムバッファ側に即座に供給する。逆に、差圧が40 Paを超えた場合には圧縮機の作動によりゴムバッファ側の空気をエアタンク内に強制的に排気させる。圧縮機は2台設置してあり差圧が100 Paを超えた場合に2台目の圧縮機が作動する。電磁弁と圧縮機は規定時間作動して停止する。

モジュール内の温度制御は5°Cの冷水と55°Cの温水で熱交換する空気調和機によって行われる。冷水と温水の流量を調整して18~25°Cの温度に制御される。

本解析は通常時の圧力制御を対象とする。このためモジュールとゴムバッファが解析対象となる。機械部を含めたシステム全体の解析は緊急時の強制給排気時に必要となり、その解析方法と計算結果については文献(5)、(6)を参照されたい。

4. 解析方法

はじめに解析方法の基本的な考えを述べる。系内の状態変化は、通常時ではゴムバッファの作動とモジュール内の空気調和機作動に起因する質量移動とそれに伴うエネルギー移動によって生じる。

解析方法としては、各時刻歴においてこの移動質量を計算し、その後に質量移動によるモジュールとゴムバッファの質量およびエネルギーの釣合いを計算する。本解析ではゴムバッファの運動方程式以外のすべての支配方程式は準静的な釣合い式を扱う。つまり、ゴムバッファとモジュール間での微小時間内の質量保存式、エネルギー保存式(または運動量の式)を解く。この操作を繰返すことによって系内の状態変化を計算する。

4.1 ゴムバッファの解析モデル はじめにゴムバッファの解析モデルについて述べる。ゴムバッファは最小体積と最大体積近傍を除く広い範囲の体積に対してゴムバッファ内外の差圧が一定する特徴を有する。この特性を利用して、本解析では図4に示すようにゴムバッファの運動をピストン運動でモデル化する。つまり、微小時間内ではゴムバッファの内外差圧と自重が釣合い等速度運動すると仮定して次式でモデ

Fig. 4 Piston model of rubber buffer

ル化する。

$$\frac{d^2 x_b}{dt^2} = \frac{A_b}{m_{b,i}} \Delta P - g \quad (1)$$

ここで、 $m_{b,i}$ は上で述べた微小時間内で内外差圧にバランスして等速度運動するピストンの仮想的な質量で、次式に示すようにゴムバッファの体積と運動方向の関数になる。

$$m_{b,i}(V_b, U_b) = A_b \frac{\Delta P}{g} \quad (2)$$

この仮想的な質量 $m_{b,i}$ は、後に示すゴムバッファ単体の性能試験結果の差圧を用いて求められる。また、ピストンの受圧面の面積 A_b はゴムバッファの水平方向断面と仮定して2.5×1.8 mとした。

ゴムバッファの運動方程式の解法の精度は、系内の質量とエネルギー保存には直接影響しないため通常の差分式で計算する。式(1)の離散化は時間に対して二次精度となる差分式⁽⁷⁾を適用した。

式(1)の x を計算することによりゴムバッファの容積変化 $\Delta V_b = A_b \Delta x_b$ が計算できる。この容積変化に伴う状態量変化は等エントロピー変化を仮定すると次式のようになる。

$$P'_b = \left(\frac{V_b}{V_b + \Delta V_b} \right)^\kappa P_b \quad (3)$$

$$T'_b = \left(\frac{P_b}{P'_b} \right)^{1/(\kappa-1)} T_b \quad (4)$$

$$\rho'_b = \frac{P'_b}{RT_b} \quad (5)$$

4.2 空気調和機の計算モデル

空気調和機作動に伴い閉鎖空間内にエネルギーの出入りが発生する。空気調和機は、現時点の温度状態から t_{set} 時間後に設定温度 T_{set} になるように系内エネルギーを与える。空気調和機作動時の温度変化は7.2節の図10(a)に示すように空気調和機作動直後の立上りが急でその後鈍化する。この空気調和機作動時直後の温度変化をsin曲線で近似すると、 T_{prst} から T_{set} への温度変化でモジュール内に加わるエネルギーは次式のようにな

る。

$$e_{\text{strt}} = \rho_m V_m C_v (T_{\text{set}} - T_{\text{prst}}) \frac{\pi}{2t_{\text{set}}} \times \cos \left[\frac{\pi(t - t_{\text{prst}})}{2t_{\text{set}}} \right] \dots \dots \dots (6)$$

温度が安定した後も微少の温度制御は続くため系内にはこの温度変動に伴う微少のエネルギーの授受が残り、このエネルギー量は次式でモデル化する。

$$e_{\text{stdy}} = \rho_m V_m C_v (T_{\text{prst}} - T_{\text{set}}) \frac{2\pi}{t_{\text{prlod}}} \times \cos \left[\frac{2\pi(t - t_{\text{set}} - it_{\text{prlod}})}{t_{\text{prlod}}} \right] \quad i=0, 1, 2, \dots \dots \dots (7)$$

空調調機作動により加えられたエネルギーによるモジュール内の状態量の変化は次式で表される。

$$\dot{\rho}_m = \rho_m \dots \dots \dots (8)$$

$$T_m = T_m + \frac{e \Delta t}{C_v V_m \rho_m} \dots \dots \dots (9)$$

$$e = \begin{cases} e_{\text{strt}} : t_{\text{prst}} < t \leq t_{\text{set}} \\ e_{\text{stdy}} : t_{\text{set}} + it_{\text{prlod}} < t \leq t_{\text{set}} + (i+1)t_{\text{prlod}} \end{cases} \quad i=0, 1, 2, \dots \dots \dots (10)$$

$$P_m = R \dot{\rho}_m T_m \dots \dots \dots (11)$$

上式においてエネルギー注入後の微小時間内では温度と圧力が変化し、密度変化はその後の質量移動に伴い発生すると仮定した。

4.3 モジュールとゴムバッファ間の移動質量

質量の移動は基本的には管出入口の圧力差によって発生するとして、配管全体を検査体積とした場合の質量保存式と運動量の式を解き管内流速を計算し移動質量を求める。

$$P_m \geq P_b \text{ かつ } \dot{\rho}_m + \left(\frac{\lambda}{16} \frac{A_s}{A_d} + \frac{n\zeta}{4} \right) (\dot{\rho}_m + \dot{\rho}_b) > \dot{\rho}_b$$

の場合

$$u^2 = \frac{\dot{\rho}_b}{\dot{\rho}_m} \frac{A_d(P_m - P_b)}{A_d(\dot{\rho}_m - \dot{\rho}_b) + \left(\frac{\lambda}{16} A_s + \frac{n\zeta}{4} A_d \right) (\dot{\rho}_b + \dot{\rho}_m)} \dots \dots \dots (12)$$

$$P_b \geq P_m \text{ かつ } \dot{\rho}_b + \left(\frac{\lambda}{16} \frac{A_s}{A_d} + \frac{n\zeta}{4} \right) (\dot{\rho}_m + \dot{\rho}_b) \geq \dot{\rho}_m$$

の場合

$$u^2 = \frac{\dot{\rho}_b}{\dot{\rho}_m} \frac{A_d(P_b - P_m)}{A_d(\dot{\rho}_b - \dot{\rho}_m) + \left(\frac{\lambda}{16} A_s + \frac{n\zeta}{4} A_d \right) (\dot{\rho}_b + \dot{\rho}_m)} \dots \dots \dots (13)$$

式(12)または式(13)から計算される流速を用いて単位時間当たりの移動質量は次式で表される。

$$m_o = A_d \rho u \dots \dots \dots (14)$$

$$\rho = \begin{cases} \dot{\rho}_b : P_b > P_m \\ \dot{\rho}_m : P_m > P_b \end{cases} \dots \dots \dots (15)$$

式(12)、(13)において管摩擦係数はレイノルズ数の関数として次式⁽⁸⁾で与える。

$$\left. \begin{aligned} \lambda &= \frac{64}{Re} & (Re \leq 2 \times 10^3) \\ \lambda &= 0.3164 Re^{-0.25} & (4 \times 10^3 \leq Re \leq 2 \times 10^5) \\ \lambda &= 0.0032 + 0.22 Re^{-0.237} & (Re \geq 2 \times 10^5) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (16)$$

レイノルズ数 $2 \times 10^3 \sim 4 \times 10^3$ の範囲の遷移領域に関してはレイノルズ数 2×10^3 における値とレイノルズ数 4×10^3 における値をレイノルズ数で内分した値を用いる。また、式(12)、(13)の λ はモジュールとゴムバッファをつなぐ管路に設置される曲がり管の摩擦係数で、本解析では $1.1^{(9)}$ を採用した。

管摩擦係数はレイノルズ数つまり管内流速の関数となるため、式(12)、(13)を代数的に解くことはできない。本計算では、管摩擦係数を仮定して式(12)または式(13)を解いて得られる流速値に対して、再び式(16)から管摩擦係数を計算する。この管摩擦係数と仮定した管摩擦係数の差が微小量 ε になるまで繰返し計算を実施する。

$$|(\lambda_{\text{old}} - \lambda_{\text{new}}) / \lambda_{\text{old}}| \leq \varepsilon \dots \dots \dots (17)$$

本解析では微小量 ε を 0.0001 とした。レイノルズ数に対する管摩擦係数の変化は層流および乱流域ともに単調変化であり、また、遷移領域に関しても前述のように線形補間によって計算するため単調変化となる。このため、上記の繰返し計算方法でも約4~5回の計算で収束する。また、繰返し計算の初期値として用いる管摩擦係数は、式(12)または式(13)において $\lambda=0$ として計算される流速に対応する管摩擦係数値を使用した。

4.4 モジュールとゴムバッファの状態変化

モジュール内およびゴムバッファ内の状態量は質量およびエネルギー保存式から計算する。ゴムバッファからモジュールに質量移動が生じる場合のモジュールの密度と温度は、

$$(\rho_m)_{\Delta t} = \dot{\rho}_m + \frac{m_o \Delta t}{V_m} \dots \dots \dots (18)$$

$$(T_m)_{\Delta t} = \frac{\dot{\rho}_m}{(\rho_m)_{\Delta t}} T_m + \frac{m_o \Delta t}{C_v V_m (\rho_m)_{\Delta t}} \left[C_p T_b + \frac{u^2}{2} \left(1 - \lambda \frac{l}{d} - n\zeta \right) \right] \dots \dots \dots (19)$$

逆に、モジュールからゴムバッファに空気の移動が生じる場合は次式のようになる。

$$(\rho_m)_{\Delta t} = \dot{\rho}_m - \frac{m_o \Delta t}{V_m} \dots \dots \dots (20)$$

$$(T_m)_{dt} = \left(\frac{\dot{\rho}_m}{(\rho_m)_{dt}} T_m - \frac{m_o \Delta t}{C_v V_m (\rho_m)_{dt}} \left(C_p T_m + \frac{u^2}{2} \right) \right) \dots\dots\dots (21)$$

圧力は状態方程式を用いて計算する。

$$(P_m)_{dt} = R(\rho_m)_{dt} (T_m)_{dt} \dots\dots\dots (22)$$

次にゴムバッファ内の状態量の変化を示す。モジュール内の状態量変化の計算と同様な計算によって求められる。ゴムバッファからモジュールに空気が移動する場合は、

$$(\rho_b)_{dt} = \dot{\rho}_b - \frac{m_o \Delta t}{V_b} \dots\dots\dots (23)$$

$$(T_b)_{dt} = \left(\frac{\dot{\rho}_b}{(\rho_b)_{dt}} T_b - \frac{m_o \Delta t}{C_v V_b (\rho_b)_{dt}} \left(C_p T_b + \frac{u^2}{2} \right) \right) \dots\dots\dots (24)$$

モジュールからゴムバッファに空気が移動する場合は次式のようになる。

$$(\rho_b)_{dt} = \dot{\rho}_b + \frac{m_o \Delta t}{V_b} \dots\dots\dots (25)$$

$$(T_b)_{dt} = \left(\frac{\dot{\rho}_b}{(\rho_b)_{dt}} T_b + \frac{m_o \Delta t}{C_v V_b (\rho_b)_{dt}} \left[C_p T_m + \frac{u^2}{2} \left(1 - \lambda \frac{l}{d} - n \xi \right) \right] \right) \dots\dots\dots (26)$$

圧力は式(22)と同様に状態方程式から

$$(P_b)_{dt} = R(\rho_b)_{dt} (T_b)_{dt} \dots\dots\dots (27)$$

になる。

4.5 計算のフロー 計算の手順を図5のフローチャートに示す。

Fig. 5 Flow chart of analysis procedure

5. 実験方法

実験はゴムバッファ単体の性能試験とバイオスフェアJの1モジュールを使用して行った本圧力制御システムの性能試験の2種類を行った。圧力制御システムの計測では、温度制御時、つまり空気調和機作動時のゴムバッファの性能試験を行った。以下にそれらの実験方法について簡単に示す。

5.1 ゴムバッファ差圧性能試験 ゴムバッファの差圧特性を把握するため、閉鎖生態系実験施設に設置する前に個々のゴムバッファの性能試験を実施した。試験方法はゴムバッファの給排気口に差圧計、体積流量計および配管を接続し配管の他端を分岐して一方にバルブを介して真空ポンプを、他方にバルブを介して圧縮機に接続した。はじめに真空ポンプによりゴムバッファ内の空気をゴムバッファの最小体積(約0.2 m³)まで排気する。ゴムバッファは最小体積の状態では差圧が約10 Paある。この状態から圧縮機による空気の供給を行い、バッファ入口での体積流量と差圧計測を行った。体積流量からの換算で1個当たりのゴムバッファ体積が2.6 m³に達したところでバルブを閉じ圧縮機の運転を停止した。その後、真空ポンプによって排気を行い同様な計測を実施した。

5.2 空気調和機による温度制御時の差圧計測

モジュール内に設置した熱電対と差圧計により温度と差圧を計測した。実験は空気調和機を作動させ、モジュール内の温度を18°Cに設定した後に計測を開始し、空気調和機の温度設定を25°Cにした。モジュール内の温度がほぼ25°Cに達成した後に再び空気調和機の温度設定を18°Cにした。上記の時間帯におけるモジュール内の温度と差圧を計測した。

6. 実験条件および計算条件

システムに負荷される条件は大形台風通過時の気圧

Fig. 6 Typical pressure profile of a large scale typhoon

変化とモジュール内の温度変化時の圧力変化の二つの条件を考慮した。台風通過時の気圧変化の一例を図6に示す。台風通過時には台風の中心が接近するときの圧力こう配が最も厳しく、台風を速度を40 km/hと仮定すると、図6に示した距離に対する圧力こう配を時間に対する圧力こう配に換算して約17 Pa/minになる。一方、温度変化による圧力変化は、例えば1 minに約1°Cの変化で約345 Pa/min(標準状態を基準として算出)と台風通過時の圧力変化の約20倍に近い圧力変化を引き起こす。

計算は人工光栽培モジュールを対象に行い、計算に用いた各部の形状データはバイオスフェアJと同一とした。おもな値を表1に示す。

7. 結果および考察

7.1 ゴムバッファの差圧性能 図7にゴムバッファ3台を連結したときの差圧性能の実験結果を示す。ゴムバッファ変化時の各体積での差圧をプロットしたものである。ゴムバッファの膨張時と収縮時で体積-差圧特性にヒステリシスをもつため、同一体積で二つの差圧値を示すが、体積1~7 m³の範囲でゴムバッファの差圧は20~30 Paのほぼ一定値を示す。

計算値は人工光栽培モジュールに上記ゴムバッファの設置を想定して計算したモジュールの内外差圧を示

Table 1 Computatinal conditions

Item	Volume(m ³)	Diameter (m)	Length (m)	Number
Module	134.5	-	-	1
Rubber buffer	maximum 3 minimum 0.2	-	-	3
Duct	-	0.15	12.9	1
Elbow	-	0.15	-	5

Fig. 7 Performance curve of three rubber buffers

したものである。計算条件は3台のゴムバッファの合計の初期体積が0.6 m³で、大気圧を30 minで1040 hPaから980 hPaに下げ、再び30 minで1040 hPaまで戻す条件で計算した結果である。この圧力変化は大形台風通過時の気圧変化の約12倍近い圧力変化である。ゴムバッファ体積で7 m³を超える差圧変化が急激な領域で計算結果は実験結果を必ずしも十分に追従できているとはいえないが、ほぼ全域においてゴムバッファの体積-差圧特性を再現できていることがわかる。

7.2 温度制御時のゴムバッファ特性 前述のごとく、空気調和機作動時の温度変化に伴う圧力変動は閉鎖空間では気圧変化による圧力変化に比べると比較的大きい。この節では、はじめにゴムバッファを設置しないモジュールでの温度制御時の圧力変化の実験値を示し、次に、ゴムバッファとモジュールをつなぐ配管径をパラメータにした計算結果を示し配管系がゴムバッファの性能に大きく影響を及ぼすことを示す。そして、最後に閉鎖系実験施設での実験結果と計算結果の比較を示す。

はじめにゴムバッファを設置しないモジュールでの温度制御時の圧力変化の実験結果について述べる。図8は直径50 mmの通気孔を通して外気と通気が行えるようにして実施したモジュールの差圧測定結果である。モジュール内の温度は約7 minに18°Cから25°Cに変化させるが、最初の2 minでその85%に相当する24°Cまでの温度上昇が達成される(図10の温度分布参照)。モジュールの天井ガラス面の破損防止のため、差圧が200 Paを超えたらモジュールのドアを開け大気開放にした。図8に示すように空気調和機の温度制御開始とともに差圧の急激な上昇が発生したため、ドアを開けてすぐに大気開放した。その後モジュール内温度が設定温度に近づき安定してきたところで

Fig. 8 Differential pressure of the module without rubber buffer

Fig. 9 Calculation results for duct diameters

再びドアを閉じた、温度が安定した後も約 30 Pa 程度の差圧変動が発生している。これは、空気調和機の温度調整が温度の安定時においても $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 程度あり、この温度変動による差圧変動が発生しているためである。また、30 min 経過後に空気調和機の温度設定を 25°C から 18°C にしたが、このときには、逆に差圧の急激な低下が発生したため、ドアを開けモジュール内を大気開放した。

次に、上記の温度変動による圧力変動時のゴムバッファの有効性を確認する事前検討として、配管径をパラメータにした計算を実施した。配管径を 50, 150, 250 mm と 3 種類に変えて計算を行った。配管径をパラメータにした計算は本圧力制御システムの主要仕様の決定のために実施した計算であり、この段階では曲がり管は考慮していない。図 9 に計算結果を示す。温度は 18°C から 25°C に変化させるが、前述のように温度変化は空気調和機運転開始から 2 min が急激なため t_{set} を 2 min として計算した。計算開始から 1 min を経過したところで空気調和機の温度制御が開始される。配管径 50 mm の結果は最大のピーク差圧が約 550 Pa まで達した。また、温度の安定状態においても、図 8 と同様な差圧変動を生じておりゴムバッファの効果が十分発揮されていない。これに対して、配管径が 150 mm および 250 mm の場合、温度制御開始時に若干の差圧上昇はあるものの大幅な圧力変動は回避されておりゴムバッファが十分機能していることがわかる。このシミュレーション結果から、本システムの配管系を 150 mm に選定した。

最後に、実験結果と計算結果の比較を図 10 に示す。計算の条件は図 9 の場合と同様であるが本計算は配管経路が確定したのちの計算のため、配管系に含まれる曲がり管の抵抗を考慮している点が上記の図 9 と異なる以外他の条件は同一である。空気調和機作動時に圧力の急激な変化があり、差圧は 25 Pa から 45 Pa (差圧差 20 Pa) まで上昇する。その後、温度が安定するに従

(a) Temperature histories

(b) Differential pressure histories

Fig. 10 Comparison of calculations and experiments during air conditioner operation

い差圧も安定する。25 min 経過後の 25°C から 18°C への温度制御時には逆に急激な圧力低下が生じている。実験と計算結果は若干の差異はあるものの圧力変動時のピーク値が良好に一致しており、本解析が閉鎖系内の状態量変化を予測するのに十分な精度を有していることがわかる。

8. 結 論

閉鎖生態系実験施設の圧力制御システムの動作解析プログラムを開発し、温度制御時のシステム作動状態における差圧および温度を実験値と比較して本解析プログラムの有効性を確認した。

(1) 仮想質量形のピストンでゴムバッファをモデル化すること、システムの主要構成要素をブロック化して各ブロック間での微小時間内での準静的な質量およびエネルギーの保存式を解くことによって、閉鎖系実験モジュールの差圧特性を十分な精度で解析できる。

(2) 空気調和機の温度制御時に急激な圧力変動が発生し、その圧力変動はモジュールとゴムバッファをつなぐ配管径に大きく影響される。本システムの場合、配管系を 150 mm 程度にすることによりゴムバッファの効果を十分引き出すことができ、空気調和機作

動時の圧力変動を約 45 Pa(差圧差 20 Pa)に抑えることができた。

(3) 閉鎖系実験施設に加わる圧力負荷は、台風通過時に生じる圧力変動よりも通常の温度制御時に空気調和機の作動によって発生する圧力変動により多くの注意を払う必要がある。

文 献

- (1) Dempster, W. F., *SAE Tech. Paper*, No. 901233(1990).
- (2) Ashida, A. and Nitta, K, *SAE Tech. Paper*, No. 951584(1995).
- (3) 船橋清美, 安部隆介, 新田慶治, 機械学会第 73 期通常総会資料集(V), (1996), 528-529.
- (4) Sugawara, S., ほか 5 名, *SAE Tech. Paper*, No. 961554(1995).
- (5) 内田剛・ほか 6 名, *CELSS J.*, 9-1(1996), 1-4.
- (6) Nakano, S., ほか 4 名, *SAE Tech. Paper*, No. 972516, (1997).
- (7) 例えば, Burden, R. L. and Faires, J. D., *Numerical Analysis*, 5th ed., (1993), 157, PWS Publishing Company.
- (8) 例えば, 日本機械学会編, 技術資料 管路ダクトの流体抵抗, (1979), 22-26.
- (9) Eckert, W. T., Mort, K. W. and Jope, J., *NASA Tech. Note*, D-8243(1976).