

# 열전달 특성을 고려한 공기압 압력제어계의 감압제어특성 해석

## Analysis of Decompression Control Characteristics of Pneumatic Pressure Control System Considering Heat Transfer Characteristics

장 지 성  
J. S. Jang

**Key Words** : Compressible Fluid(압축성 유체), Decompression Control(감압 제어), Heat Transfer(열전달), Temperature Change(온도 변화)

**Abstract** : Pneumatic control systems have been mainly used as a high speed operating system. Therefore, state change of air in a control volume was assumed to be adiabatic change and, pneumatic control systems have been analyzed by using this assumption. Especially, when absolute value of pressure change in the control volume is small, there is a tendency to neglect effect of temperature change on pneumatic control system because temperature change owing to pressure change is small. In this study, an effect of temperature change of air on the decompression control process was analyzed by considering change of mass flow rate, and heat transfer characteristics between air in the chamber and the chamber wall. As a result, this study could confirm that a slight temperature change of the air in the pneumatic pressure control system can influence on the dynamic characteristics of pressure response, and pressure control performance.

### 1. 서 론

공기압 구동 시스템은 취급이 간단하고 저렴한 가격으로 자동화 시스템을 구축할 수 있으므로 산업계에서 다양한 분야에 적용되고 있다. 그 중에서 대표적인 적용분야는 단순한 반복 작업을 고속으로 수행하는 공장 자동화 분야이고, 이러한 작업을 수행하기 위한 개루프 제어시스템을 설계하는 경우에는 공기압 구동 시스템 내부의 압력이 짧은 시간 동안에 변화하므로 공기의 압축성에 기인하는 상태변화를 단열 변화로 가정한 수식 모델을 이용하였다<sup>1~2)</sup>. 최근에는 공기압 서보밸브, 비례제어밸브 등의 성능 향상에 의하여 복잡한 동작이 요구되는 제어 장치에도 공기압 구동 시스템을 적용하기 위한 연구·개발이 진행되고 있고, 제어 장치의 성능 향상을 위한 다양한 형태의 폐루프 제어가 수식 모델에 기초하여 설계되고 있다<sup>3~7)</sup>. 그러나, 공기압 구동 시스템은 공기의 압축성에 기인하는 비선형특성

때문에 정확한 모델링이 곤란하므로 폐루프 제어시스템을 설계하는 경우에도 개루프 제어시스템을 설계하는 경우와 동일하게 공기압 구동 시스템이 고속으로 구동한다고 가정함으로써 공기의 상태 변화를 단열 변화로 설정하여 제어시스템을 해석하고 제어를 설계하였다<sup>3~7)</sup>. 그러므로, 공기의 열 이동이 공기압 구동 시스템의 폐루프 제어 특성에 미치는 영향을 검토한 결과는 없었고, 특히 공기압 구동 시스템 내부의 압력 변화가 작은 경우에는 압력 변화에 의한 온도 변화의 절대치가 작으므로 온도 변화가 제어 성능에 미치는 영향을 무시하는 경향이 있었다<sup>8)</sup>. 이 논문에서는 공기압 시스템 내부 공기의 온도 변화가 공기압 시스템의 폐루프 제어성능에 미치는 영향을 해석하기 위하여, 압력 용기와 제어 밸브로 구성되는 압력제어계를 대상으로 감압제어 특성을 고찰하고, 공기의 열 이동이 감압제어성능에 미치는 영향을 정량적으로 분석하였다.

### 2. 압력제어계의 구성 방정식

Fig. 1은 압력제어계의 개략도를 나타낸다. Fig. 1

접수일 : 2005년 9월 13일  
장지성(책임저자) : 부경대학교 기계공학부  
E-mail : jangjs@pknu.ac.kr Tel. 051-620-1583

에서  $G$ 는 제어밸브를 통과하는 공기의 질량유량 [kg/s],  $P_1$ 은 용기내부압력[Pa],  $P_s$ 는 공급압력[Pa],  $P_a$ 는 대기압력[Pa],  $T_1$ 은 용기내부온도[K],  $T_a$ 는 대기온도[K],  $V_1$ 은 용기체적[m<sup>3</sup>]을 각각 나타낸다.

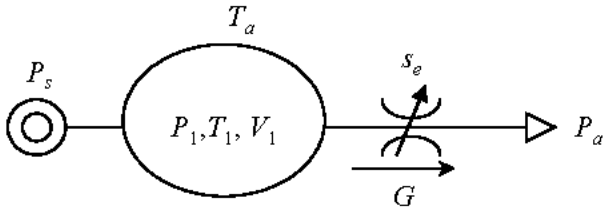


Fig. 1 Schematic diagram of pressure control system

제어밸브의 유량특성은 Fig. 4에 나타난 제어밸브의 특성을 이용하여 제어입력  $u$ 와 용기내부 압력  $P_1$ 의 함수로 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$P_a/P_1 \leq 0.528, G = A_e \sqrt{\frac{\kappa}{RT_1} \left( \frac{2}{\kappa} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}}$$

$$P_a/P_1 > 0.528,$$

$$G = A_e \sqrt{\frac{2\kappa}{RT_1(\kappa-1)} \left\{ \left( \frac{P_a}{P_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{P_a}{P_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right\}}$$

$$A_e = S_e(u, P_1) \quad (1)$$

용기내부 공기의 온도변화를 고려하면 용기내부의 압력 변화를 식(2)와 같이 기술할 수 있다.

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{1}{V_1} \left\{ GRT_1 + WR \frac{dT_1}{dt} \right\} \quad (2)$$

용기내부를 감압하는 경우의 용기 내부 온도 변화는 식(3)으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{dT_1}{dt} = \frac{1}{C_v W} \{ GRT_1 + hS_h(T_a - T_1) \} \quad (3)$$

식(1)~(3)에서  $R$ [J/(kg · K)]은 기체상수,  $\kappa$ 는 비열비,  $W$ [kg]는 용기 내부 공기의 질량,  $C_v$ [J/(kg · K)]는 정적비열,  $h$ [W/(kg · K)]는 열전달계수,  $S_h$ [m<sup>2</sup>]는 전열면적을 나타낸다.

Fig. 2는 식(1)~(3)으로 구성된 압력제어계의 블록선도를 나타낸다.

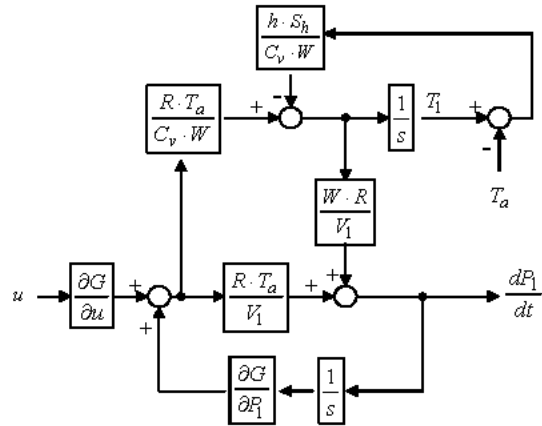


Fig. 2 Block diagram of pressure control system

### 3. 실험장치의 구성

Fig. 3은 이 연구에서 대상으로 하는 압력제어장치의 구성을 나타낸다. 제어밸브로는 노즐-플래퍼형의 비례제어밸브를 이용하였고, 동일한 제어 입력에 대해서도 플래퍼에 작용하는 압력이 달라지면 플래퍼 변위가 변하므로 Fig. 4와 같은 특성을 나타낸다.

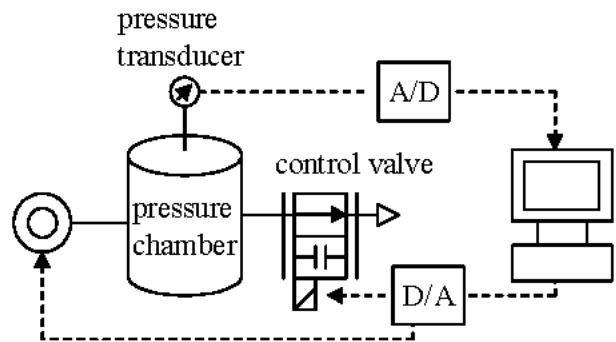


Fig. 3 Schematic diagram of experimental apparatus

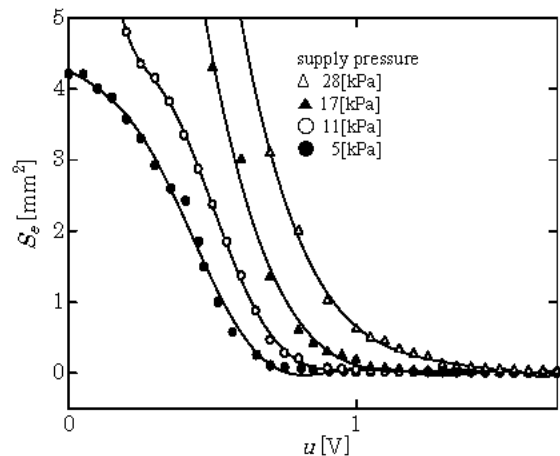


Fig. 4 Effective area of control valve

Fig. 4에서 횡축의  $u$ 는 제어 입력, 종축의  $S_e$ 는 제어밸브의 유효단면적을 각각 나타낸다. 압력 용기는 직경 49[mm], 높이 90[mm]인 아크릴 재질의 원통형 용기를 사용하였고, 용기내부 압력은 용기 상부에 설치한 압력센서(Toyoda, SD200)를 이용하여 검출하였다. 압력센서에서 검출한 신호는 A/D 변환기(Advantech, PCL-818L)를 이용하여 PC로 입력하였고, 제어밸브로의 제어입력신호는 D/A 변환기(Advantech, PCL-818L)를 이용하여 PC로부터 출력하였다.

Table 1 Physical parameters of pressure control apparatus

$C_v$	717 [J/(kg · K)]	$S_h$	$1.573 \cdot 10^{-2}$ [m <sup>2</sup> ]
$P_a$	101.3 [kPa]	$T_a$	293 [K]
$R$	287[J/(kg · K)]	$V_1$	$1.7 \cdot 10^{-4}$ [m <sup>3</sup> ]

Table 1은 실험장치의 물리파라미터를 나타낸다.

#### 4. 실험 및 고찰

실험은 다음과 같은 순서로 진행하였다.

- (1) 제어밸브를 전폐한 상태에서 압축기를 구동하여 용기내부를 가압한다.
- (2) 일정압력까지 가압한 후 압축기를 정지한다.
- (3) 가압 종료와 동시에 감압제어를 실시한다.

##### 4.1 열전달계수 추정

실험은 크게 나누어서 가압 과정과 감압 과정으로 구분되므로 본 절에서는 가압 과정의 온도 변화와 압력 변화에 대하여 고찰하고, 가압 과정 실험 결과를 이용하여 압력 용기의 열전달 계수를 추정한다.

Fig. 5는 127[kPa]까지 9[kPa/s]로 용기내부를 가압한 후 압축기를 정지한 이후의 용기내부 압력 변화 및 온도 변화를 나타내고, 횡축은 시간, 종축은 각각 용기 내부 압력 및 온도를 의미한다. Fig. 5에서 압축기 정지 이후의 온도 변화는 압력 변화를 이용하여 산출하였다. Fig. 5로부터 가압 완료 후 압력이 약 2.7[kPa] 강하하고 이때의 온도 변화는 6.5[K]임을 알 수 있다.

압력 용기의 열전달 계수는 용기 내부의 온도 변화를 측정하면 용이하게 추정할 수 있지만, 온도를 측정하는 것 보다 압력 변화를 측정하기가 용이하

므로 본 논문에서는 압력 변화를 이용하여 열전달 계수를 추정하였다. Fig. 5의 압력 변화를 이용하면 압력 용기의 열전달 계수를 다음과 같이 추정할 수 있다. Fig. 5에서 가압이 완료된 이후에는 공기의 출입이 없으므로 열평형 시정수  $\tau$ 를 이용하여 식(3)을 식(4)와 같이 기술할 수 있다.

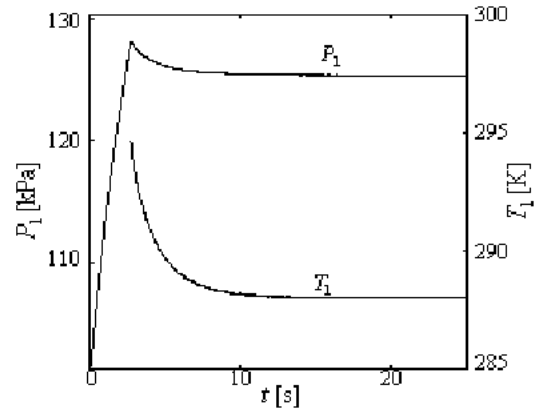


Fig. 5 Pressure and temperature change characteristics after stop pressurization

$$\frac{dT_1}{dt} = \frac{T_a - T_1}{\tau}, \tau = \frac{C_v \cdot W}{h \cdot S_h} \quad (4)$$

식(4)를 식(2)에 대입하면 다음 식이 구해진다.

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{W \cdot R}{V_1} \frac{T_a - T_1}{\tau} \quad (5)$$

상태 방정식을 이용하면 식(5)는 다음 식으로 기술할 수 있다.

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{P_{1\infty} - P_1}{\tau} \quad (6)$$

식(6)에서  $P_{1\infty}$ 는 용기내부 공기의 온도가 대기온도에 도달한 이후의 용기내부 압력을 나타낸다. 식(6)으로부터 용기내부 압력 변화와 열평형 시정수의 관계를 식(7)로 나타낼 수 있다.

식(7)에서  $P_{1max}$ 는 가압을 정지한 이후의 용기내부 최대 압력을 나타낸다.

$$\tau = -t \cdot \left\{ \ln \left( \frac{P_1 - P_{1\infty}}{P_{1max} - P_{1\infty}} \right) \right\}^{-1} \quad (7)$$

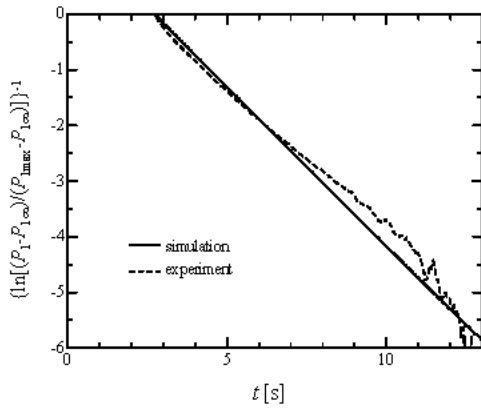


Fig. 6 Estimation of thermal time constant of pressure chamber

Fig. 6은 Fig. 5에 나타낸 압력 변화 중에서 가압을 정지한 이후의 용기내부 압력 변화를 식(7)의 형태로 정리한 결과를 나타내고, Fig. 6과 식(4)를 이용하면 압력 용기의 열전달계수를 구할 수 있다. Fig. 6에서 실험 결과가 직선이 되지 않는 이유로는 용기 내부 온도가 대기온도에 근접함에 따라서 자연 대류의 효과가 작아지므로 열전달계수가 감소하는 것을 원인으로 생각할 수 있다. 실험 결과와 근사하도록 구한 열평형 시정수는 약 4.35[s]이고, Table 1에 나타낸 실험장치의 물리파라미터를 이용하여 열전달계수를 구하면 2.2[W/(kg · K)]로 추정할 수 있다.

Fig. 5에는 Table 1과 상기한 열전달계수 및 식(1)~(3)을 이용한 수치해석 결과도 동시에 기술하였지만, 실험결과와 구분할 수 없을 정도로 일치하였으므로 수치해석 결과에 대한 표기를 하지 않았다.

## 4.2 감압제어 특성

### 4.2.1 실험 결과

Fig. 7은 용기 내부를 대기압에서 127[kPa]로 가압한 후 Fig. 8에 나타낸 PI제어기를 이용하여 -0.4[kPa/s]를 목표로 감압제어를 실시한 실험 결과를 나타낸다.

Fig. 7에서 상단의 그림은 용기 내부 압력을 나타내고, 하단의 그림은 감압제어 오차를 나타낸다. 실험 결과로부터 가압을 정지한 직후에는 감압 속도가 목표치보다 크므로 목표로 하는 감압제어 결과를 얻을 수 없고, 감압제어 시작 시간을 5초 정도 늦춘 결과가 가압을 정지한 직후부터 감압제어를 실시한 결과보다 양호한 결과가 얻어지고 있음을 알 수 있다. 가압을 정지한 직후부터 감압제어를 실

시한 경우보다 감압제어 시작 시간을 약간 늦춘 경우가 제어 성능이 우수한 이유로는 가압 과정에서 상승한 용기 내부 공기의 열 이동에 의하여 제어 밸브에 와인드업(windup) 현상이 발생하는 것을 원인으로 생각할 수 있다.

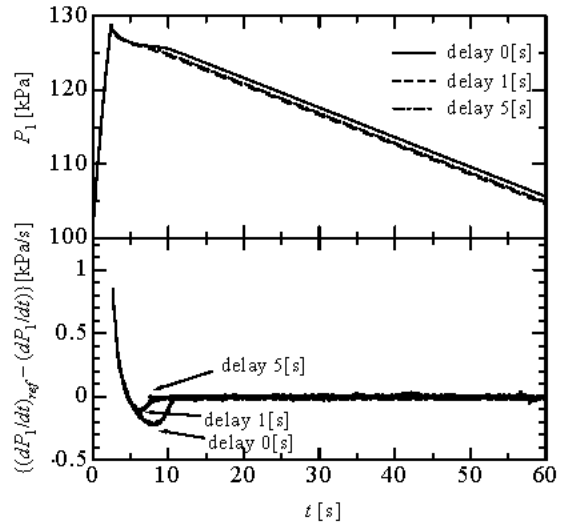


Fig. 7 Depressurizing control characteristics according to change of control starting time

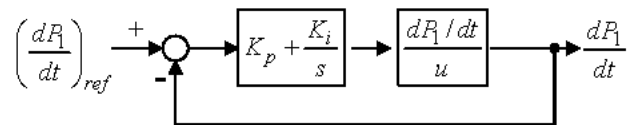


Fig. 8 Block diagram of pressure control system including a PI controller

### 4.2.2 열전달 효과

식(2)와 Fig. 2로부터 알 수 있는 바와 같이 용기 내부 압력 변화는 유량 변화와 온도 변화의 합으로 표현된다. 그러므로 본 절에서는 감압 속도  $dP_1/dt$ 를 유량 변화에 의한 부분( $GRT_1/V_1$ )과 온도 변화에 의한 부분( $(WR/V_1)(dT_1/dt)$ )으로 분리하여 해석하였다. 그 결과를 Fig. 9~12에 나타낸다. 실험에서는 용기 내부 상태 변화를 유량과 온도에 의한 부분으로 분리하기가 용이하지 않기 때문에 Fig. 9~12는 식(1)~(3)을 이용한 수치 해석에 의하여 얻어진 결과를 나타낸다.

Fig. 9~12에서 상단의 그림은 용기 내부 압력을 나타내고, 하단의 그림은 감압 속도를 유량에 의한 부분과 온도 변화에 의한 부분으로 분리한 결과를 나타낸다.

Fig. 9와 10은 목표 감압 속도를 -0.4[kPa/s],

-2.0[kPa/s]로 각각 설정하여 감압제어를 실시한 결과이다.

Fig. 9로부터 가압 종료 직후에 발생하는 열전달에 의한 감압 속도( $(WR/V_1)(dT_1/dt)$ )가 약 -1.9 [kPa/s]이므로 유량 변화에 의한 감압이 전혀 발생하고 있지 않은 상태에서 용기 내부 압력이 열전달 효과에 의하여 목표 감압 속도보다 빠르게 하강하고 있을 알 수 있고, 그 결과 목표로 하는 감압 속도를 얻을 수 없는 경우가 발생함을 알 수 있다.

Fig. 10은 목표 감압 속도를 가압 종료 직후에 발생하는 열전달에 의한 감압 속도보다 크게 설정한 경우이고, 가압 종료 직후부터 제어밸브에 의한 유량 제어가 시작되므로, Fig. 9와 비교하여 목표 감압 속도를 추종하지 못하는 영역이 거의 발생하지 않음을 알 수 있다.

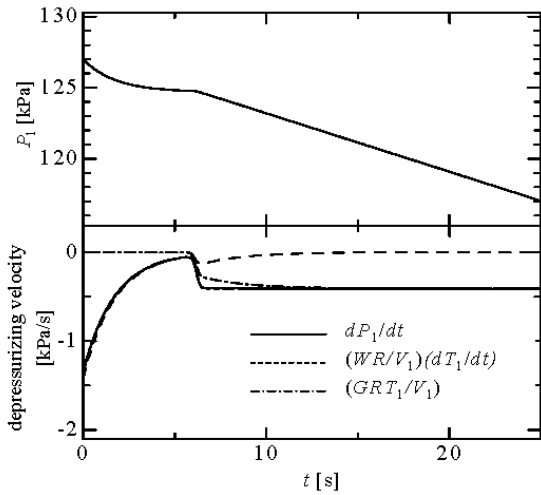


Fig. 9 Effect of heat transfer on depressurizing control performance( $(dP_1/dt)_{ref.} -0.4$ [kPa/s])

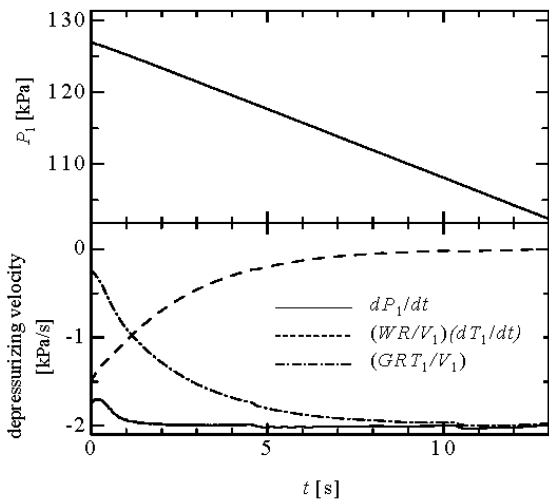


Fig. 10 Effect of heat transfer on depressurizing control performance( $(dP_1/dt)_{ref.} -2.0$ [kPa/s])

Fig. 11과 12는 감압제어 도중에 목표 감압 속도를 변경한 경우의 감압제어 결과를 나타낸다. Fig. 11은 용기 내부 압력이 118[kPa]에 도달하는 순간, 목표 감압 속도를 -0.4[kPa/s]에서 -1.3[kPa/s]로 변경한 결과를 나타내고, Fig. 11에서 목표 감압 속도가 증가함에 따라 방출되는 질량 유량이 순간적으로 증가하여 용기내부 공기의 온도가 하강하므로 열전달에 의한 압력 강하가 발생하고 있지만, 열전달에 의한 감압 속도가 목표 감압 속도보다 느리므로 온도 변화가 압력 응답에는 영향을 미치지 못하고 있음을 알 수 있다.

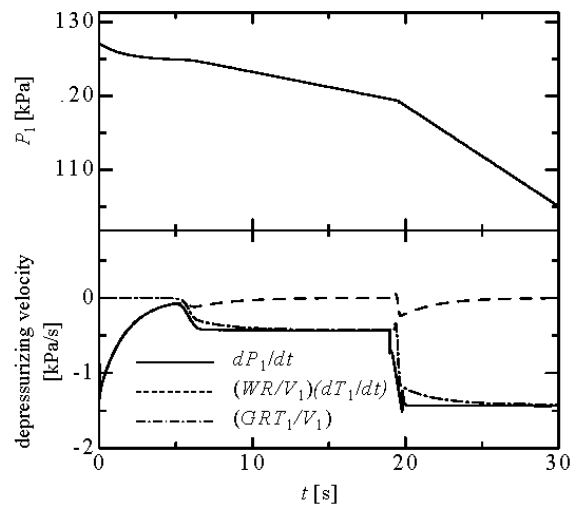


Fig. 11 Effect of heat transfer on depressurizing control performance ( $(dP_1/dt)_{ref.} -0.4$ [kPa/s]  $\rightarrow$  -1.3[kPa/s])

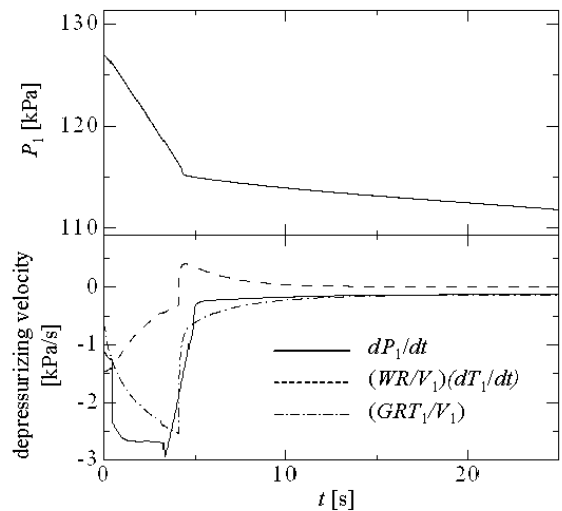


Fig. 12 Effect of heat transfer on depressurizing control performance ( $(dP_1/dt)_{ref.} -2.7$ [kPa/s]  $\rightarrow$  -0.1[kPa/s])

Fig. 12는 용기내부 압력이 115[kPa]에 도달하는 순간, 목표 감압 속도를 -2.7[kPa/s]에서 -0.1[kPa/s]로 변경한 결과이고, 목표 감압 속도가 감소함에 따라 방출되는 질량 유량이 순간적으로 감소하여 용기내부 공기의 온도가 상승하지만, 열전달에 의한 감압 속도 변화량을 유량 제어에 의하여 보상하고 있으므로 감압제어 도중에 목표 감압 속도를 감소시켜도 감압속도가 목표치를 잘 추종하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 11과 12로부터 용기에서 방출하는 공기만을 제어하는 경우, 가압에 의한 열 이동 효과가 끝난 이후에는 열전달 효과가 감압제어 성능에 영향을 미치지 않음을 알 수 있다.

### 5. 결 론

이 논문에서는 공기압 제어시스템 내부 공기의 온도 변화가 공기압 시스템의 페루프 제어성능에 미치는 영향을 해석하기 위하여 공기압 압력제어계의 압력제어 특성을 고찰하고, 실험 및 수치 해석 결과로부터 공기의 유량 변화와 열 이동이 압력제어성능에 미치는 영향을 분석하였다. 이 논문에서 얻어진 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 압력의 변화 속도는 유량 변화뿐만 아니라 온도 변화 속도에 의해서도 영향을 받기 때문에 온도 변화의 절대치가 작은 경우에도 압력 제어계의 과도 특성에 미치는 온도 변화의 영향을 무시할 수 없는 경우가 있고, 압력용기 내부를 가압한 직후에는 열전달 효과에 의하여 목표 감압 속도를 추종할 수 없는 영역이 있다.
- (2) 압력용기의 열전달계수를 용이하게 추정할 수 있는 방법을 제시하였고, 실험에 의하여 구한 열전달계수를 이용하여 감압제어 과정에서 열전달 효과가 제어성능에 미치는 영향을 해석적으로 구할 수 있는 방법을 제안하였다.
- (3) 압력 제어계의 감압 속도를 유량 변화에 의한 감압 속도와 열전달에 의한 감압 속도로 분리하여 표현함으로써 감압제어 특성에 미치는 용기 내부 온도 변화의 영향을 정량적으로 분석할 수 있는 방법을 제시하였다.

### 참고 문헌

1. G. Belforte, A. Romiti and T. Raparelli, 1993,

“Mathematical Model of Railway Pneumatic Brake System with Varying Cylinder Capacity Effects”, Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 112, pp. 456~461.

2. T. Fujita et al., 1996, “Dynamics of Pneumatic Cylinder Systems”, Proceedings of the 3rd JHPS International Symposium on Fluid Power, pp. 259~264.

3. K. Yamafuji and T. Fukushima, 1988, “Simultaneous Control of Vertical Position and Force of a Pneumatic Cylinder”, Transactions of Japan Hydraulics & Pneumatics Society, Vol. 19, No. 3, pp. 226~233.

4. J. S. Jang et al., 1996, “Pneumatic Servo System for Accurate and Speedy Positioning with Externally Pressurized Air Bearings”, Proceedings of the SICE Symposium on Fluid Control and Measurement, pp. 101~106.

5. Q. H. Yang, Y. Kawakami and S. Kawai, 1997, “Position Control of a Pneumatic Cylinder with Friction Compensation”, Transactions of Japan Hydraulics & Pneumatics Society, Vol. 28, No. 2, pp. 115~121.

6. S. Maeda, Y. Kawakami and K. Nakano, 1999, “Position Control of Pneumatic Lifters”, Transactions of Japan Hydraulics & Pneumatics Society, Vol. 30, No. 4, pp. 1~7.

7. T. Noritugu and M. Takaiwa, 1995, “Positioning Control of Pneumatic Servo System with Pressure Control Loop Using Disturbance Observer”, Transactions of the SICE, Vol. 31, No. 12, pp. 1970~1977.

8. K. Sakaki and T. Kagawa, 1994, “空気壓サーボシステムの動特性に関する研究”, 日本油空壓學會秋季油空壓講演會論文集, pp. 109~112.