

공압 쿠션 실린더의 충격압 흡수를 위한 스프링형 니들밸브의  
동특성에 관한 연구

Simulation Study on Dynamic Analysis of Spring Type Needle Valve to Absorb Surge Pressure in Pneumatic Cushion Cylinder

이재구 · Qin Xiaofei · 이준 · 이재천 · 신현명

J. G. Lee, X. F. Qin, J. Lee, J. C. Lee and H. M. Shin

**Key Words** : Dynamic Model(동적모델), Cushion Chamber(쿠션실), Spring Component(스프링 부품), Needle Valve(니들밸브), Peak Pressure(충격압력), Stability(안정성)

**Abstract**: The purpose of this study is to find the effective dynamic characteristics of an improved pneumatic cushion cylinder with a spring type needle valve. The dynamic model represented the peak pressure control method when the pneumatic cushion cylinder is moving forward or backward in the horizontal direction. It was found from the simulation results that the peak pressure in the cushion chamber is affected by the spring, which helps to understand the performance of the pneumatic cushion cylinder and to improve or design a better cushion needle valve component. From the simulation results, the stability of pneumatic cushion cylinder with a spring type needle valve was superior and its cushion capability was also better than that without the spring.

기호 설명

- $V$  : 쿠션체적(volume of cushion chamber ; m<sup>3</sup>)
- $M_t$  : 부하질량(load mass ; kg)
- $T$  : 절대온도(absolute temperature ; K)
- $P_{2max}$  : 최대압력(maximum pressure ; MPa)
- $y$  : 피스톤변위(piston displacement ; m)
- $R_m$  : 니들밸브 평균반경(average radius ; m)

Subscripts

- $u$  : upper
- $d$  : lower

1. 서 론

오늘날 산업계에서 공장 자동화 기술은 없어서는

안 될 중요한 핵심기술이다. 특히 이러한 자동화 기술에 있어서 공압 구동장치는 여러 가지 면에서 유압이나 전기 구동장치에 비해 많은 장점을 가지고 있으므로 폭넓게 사용되어지고 있다. 일반적으로 공압 구동장치라 함은 압축공기가 가지고 있는 에너지를 기계적인 에너지로 변환시켜서 사용하는 일련의 장치를 말하며, 유압식에 비해 보수 및 유지가 간편하고 청결한 작업환경이 유지되며 동력원을 별도의 장소에 두므로써 진동 및 소음을 줄일 수 있고 각 기능별 구성요소의 가격이 상대적으로 저렴하다는 장점이 있다. 이와 같은 이유로 머니플레이터, 일반 산업계의 자동조립 장치, 능동 충격 및 진동 제어 시스템 등 그 응용이 날로 증가하는 추세에 있다. 수평 전·후진 등의 직선운동을 하는 실린더의 최종위치에서 피스톤 운동에 의한 관성에너지 때문에 충격력이 발생하게 되는데 이때 충격에너지를 흡수하여 시스템의 파손을 방지하기 위해서 외부에 충격 흡수기를 장착하여 지금까지 사용되어져 왔으나 시스템의 콤팩트화 설계에 의해 쿠션장치를 실린더 내부에 장착한 쿠션실린더 사용이 빈번해지고 있다. 각 실린더 규격별 쿠션장치의 쿠션능력과 동특성 해석에 관한 지금까지의 연구 배경을 살펴보

접수일 : 2004년 10월 1일  
이재구(책임저자):계명대학교 기계·자동차공학부  
E-mail : leejg@kmu.ac.kr Tel : 053-580-6286  
Qin Xiaofei : 중국 화중과학기술대학 대학원  
이재천, 신현명: 계명대학교 기계·자동차공학부  
이준 : 동연택(주) 대표이사

면, Wang<sup>1)</sup>이 공기압 충격 흡수기의 컴퓨터 시뮬레이션, Lee와 Hong<sup>2)</sup>, Adams와 Funk<sup>3)</sup>, Paker<sup>4)</sup> 등이 공기압 시스템 특성에 관한 해석에 대하여 국한하여 연구를 수행한 바 있으며 근래에는 공기압 실린더의 천이 영역인 쿠션영역에 대한 특성해석까지 여러 파라메터를 자세하게 연구한 김동수<sup>5)</sup>가 공기압 쿠션 실린더의 실험적 연구, 이상천<sup>6)</sup>이 공기압 쿠션실린더의 미터인/아웃 제어회로 특성에 의한 실험적 연구, 장지성<sup>7)</sup>이 공기압 위치제어 시스템의 성능향상에 관한 연구 등을 수행하였다. 일반적으로 공기압 시스템은 공기의 압축성, 저점성, 저유흔 특성 등으로 인해 강한 비선형향을 내포하고 있고, 이러한 비선형향을 기구의 개선으로 선형화하는 데는 큰 어려움이 따를 뿐더러 비용 면에서도 공압시스템이 가지는 특성을 살리지 못하는 결과가 된다. 그러므로 본 논문에서는 이러한 비선형향을 선형화하려는 노력보다 비선형 특성을 간단히 제어할 수 있는 방법을 연구하였다. 또한 기존 공기압 쿠션 제어 밸브는 나사피치의 거리 조절에 의해 공기압을 다른 실(chamber)로 운반, 또는 대기압으로 방출시켜 충격압을 제어하였다. 공기압은 주위의 온도 변화에 영향을 많이 받기 때문에 나사 피치거리의 정확한 표준값이 없이 현장에서 나사피치 거리조절이 임의로 이루어짐으로써, 작업자 교체, 주위의 온도조건 및 실린더 부하 변동에 의해 기존의 나사피치 제어 방식은 사용하기 불편하였고 정확성이 없었다. 따라서 본 연구의 목적은 시스템의 내적 또는 외적인 환경변화에 대해 대응할 수 있는 새로운 쿠션니들 밸브 부품의 설계에 의한 수학적 모델 분석과 컴퓨터 시뮬레이션 방법을 통하여 그 성능의 우수함과 타당성을 검증하고자 한다. 이를 위해 새로운 개발품인 쿠션 니들밸브의 유효단면적, 스프링 상수값, 밸브 및 부하질량, 유량, 압력 등의 외부조건을 달리 하여 동특성을 해석하였고, 동특성 해석을 위한 컴퓨터 시뮬레이션은 4차의 Runge-kutta 알고리즘을 적용한 Hypneu<sup>8)</sup>를 사용하여 시뮬레이션 모델을 구성하였다.

Fig. 1은 본 연구의 시스템 모델링으로서 스프링형 쿠션니들밸브는 기호 A, 변위는 B, 오리피스 개구면적은 C로 구성하였으며 재래식 니들밸브는 A에서 스프링 상수값을 무시하였다. D는 니들밸브 오리피스, E는 체크밸브, F는 피스톤 로드끝과 패킹사이의 오리피스를 나타낸다. 실린더는 S, 부하질

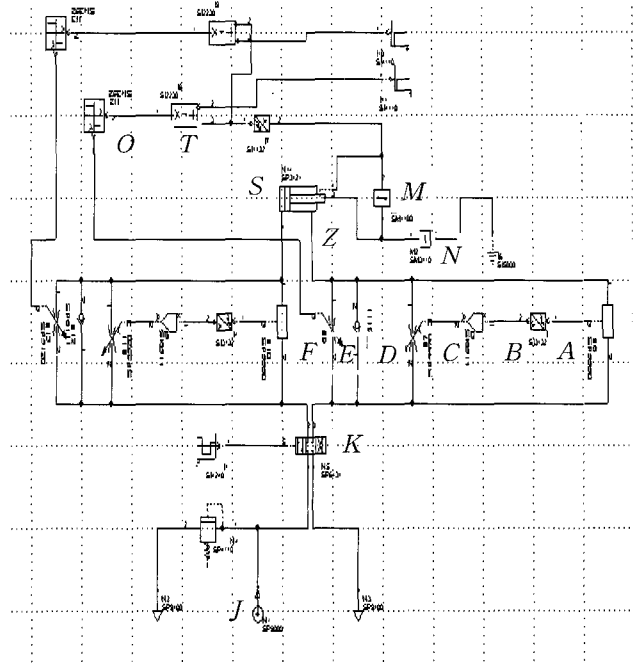
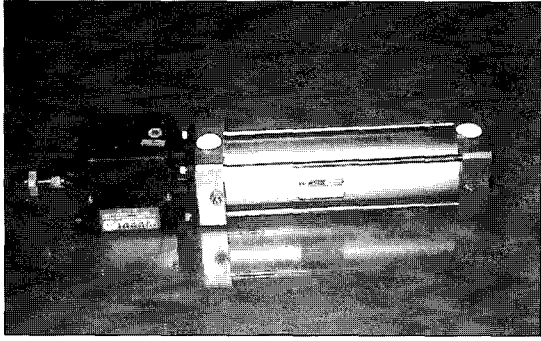


Fig. 1 Pneumatic cylinder simulation system using Hypneu

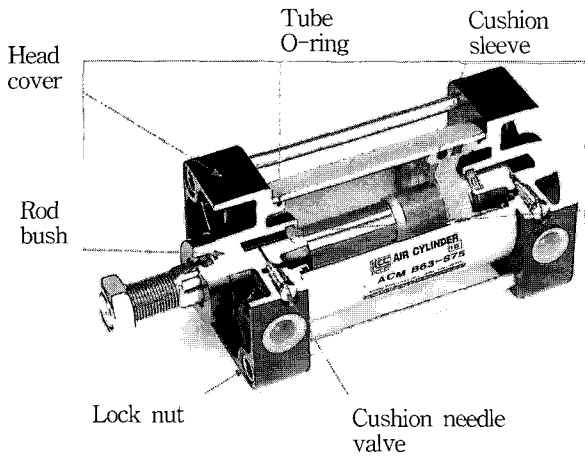
량은 M, 감쇠계수는 N, 스트로크 변위는 T, O는 F의 개폐역할을 하며 본 연구의 시뮬레이션 작업에서는 J에서 공급압 0.7 MPa로 방향제어밸브 K에 의해 실린더를 전진시킨다. 이때 피스톤 로드끝 실에서 발생하는 충격압과 토출유량은 A의 제어에 의해 이루어지며 니들밸브 변위 B에 의해 개구면적 C와 오리피스 D에서 토출유량을 구하였다. 그리고 S에서 스트로크 변위를, 최대충격압은 Z에서 구하였다.

## 2. 이론 해석

Fig. 2는 재래식의 공압 쿠션실린더를 나타내며 Fig. 2(a)는 실린더 헤드측에 외장형 충격흡수장치가 부착된 쿠션실린더를 나타내며 Fig. 2(b)는 일부분을 절단한 단면체로서 내부에 고정된 쿠션니들밸브의 형상을 확인할 수 있다. Fig. 3은 스프링이 장착된 새로운 쿠션니들밸브와 헤드카바 부분이 일부 변경된 모델로서 부하질량과 함께 연결된 공기압 쿠션 복동실린더를 수평으로 설치한 전체 실린더의 단면도이다. 본 연구에서는 공압 제어시스템의 유량특성 방정식, 피스톤 운동특성 및 쿠션니들 밸브의 운동방정식 등 기본적인 수학적 모델<sup>9)</sup>에 관하여 기술하고자 한다.



(a) Photograph of pneumatic cushion cylinder with shock absorber



(b) Photograph of pneumatic cushion cylinder with needle valve

Fig. 2 Photograph of a double acting pneumatic cushion cylinder

실제 대상 시스템에 대한 정확한 수학적 모델링을 수행하는 것은 거의 불가능하므로, 비교적 그 영향이 작은 인자들은 다음과 같은 가정하에서 모델링하였다.

- 1) 공기압 실린더 검사체적의 경계선을 넘나드는 열 에너지는 없다.
- 2) 검사체적의 경계선을 가로지르는 일 형태의 에너지 변화는 없다.
- 3) 주어진 공급압력과 온도는 일정하다.
- 4) 공기는 일정한 비열내에서 완전기체이다.
- 5) 외부부하 질량, 피스톤 및 피스톤 로드는 하나의 고체이다.
- 6) 검사체적을 통과하는 누설은 무시한다.
- 7) 쿠션니들 밸브의 마찰력 손실은 무시한다.

Fig. 3에서 피스톤 전진 운동시 피스톤의 운동에너지가 충격 흡수장치인 새로운 모델의 스포링형 쿠션니들밸브에 미치는 영향을 분석하고자 한다. 그림에서 피스톤 헤드 전후인 검사체적의 side 1과 side 2에서 수학적 모델링을 분석하였다.

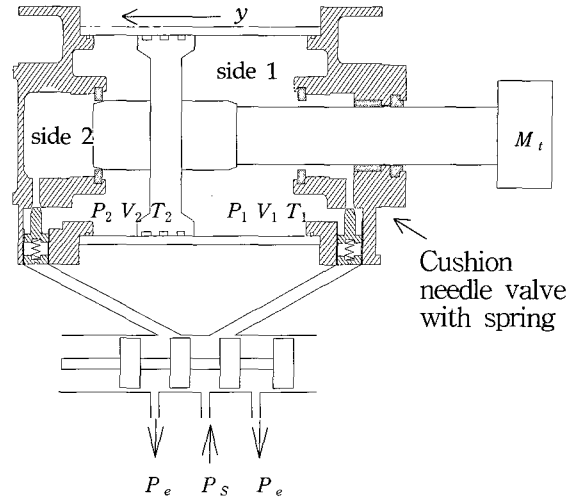


Fig. 3 Schematic of pneumatic cushion cylinder for improved model with spring

### 2.1 실린더의 유량특성 방정식

압축성 유체의 가역 단열 유동에서 입출되는 질량 유량  $\dot{m}_i$ 은 아음속 유동 일때의 유량으로 간주하면 다음 식과 같다.

$$\dot{m}_i = C_{di} A_i \sqrt{\frac{P_{u,i}}{T_i}} C_{m,i} \quad \text{단, } i=1, 2 \quad (1)$$

여기서, 첨자  $i$ 는 피스톤 좌우 실린더실의 구분을, 첨자  $u$ 는 상류측 흐름,  $C_{di}$ 는 유량계수를,  $A$ 는 유동 단면적을 나타낸다. 이때 밸브의 대칭성을 적용하면  $C_{d1} A1 = C_{d2} A2 = C_{dA}$ 가 성립된다. 그리고  $P$ 는 압력,  $T$ 는 온도를 나타내며 이때 실린더 내의 등온조건을 적용하면  $T$ 는 공급 공기온도와 같다. 즉,  $T_1 = T_2 = T_s$ 이다. 그러므로 식(1)은 다음과 같이 수정하여 표시할 수 있다.

$$\dot{m}_i = C_{dA} \sqrt{\frac{P_{u,i}}{T_s}} C_{m,i} \quad \text{단, } i=1, 2 \quad (2)$$

여기서,  $C_{m,i}$ 는 상 하류의 압력비 값이 0.5283 이하의 아음속 유동에 대한 질량유량 변수이며 다음과 같은 식으로 나타낸다.

$$C_{m,i} = \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)} \left[ \left( \frac{P_{d,i}}{P_{u,i}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left( \frac{P_{d,i}}{P_{u,i}} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} \right]} \quad (3)$$

위 식에서  $\gamma = C_p / C_v$ 로 정의되는 정압비열과 정적비열의 비인 비열비를 나타내고,  $R$ 은 기체상수, 첨자  $d$ 는 하류측을 나타낸다.

## 2.2 실린더 내의 압력변화

검사체적 내의 공기질량을  $m_{cv}$ 라 하면 각 실린더 실에서의 단위시간당 질량변화  $\dot{m}_{cv}$ 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{cv,1} &= \frac{d}{dt}(\rho_1 V_1), \\ \dot{m}_{cv,2} &= \frac{d}{dt}(\rho_2 V_2) \end{aligned} \quad (4)$$

여기서 작동유체인 공기를 완전 가스로 가정하고 완전 가스 상태방정식  $\rho = \frac{P}{RT}$ 를 식(4)에 대입하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{cv,1} &= \frac{1}{R} \frac{d}{dt} \left( \frac{P_1 V_1}{T_1} \right), \\ \dot{m}_{cv,2} &= \frac{1}{R} \frac{d}{dt} \left( \frac{P_2 V_2}{T_2} \right) \end{aligned} \quad (5)$$

검사체적에 에너지 방정식을 도입하면 등은 유동 상태에서 완전가스이고 비열 관계식과 완전가스 상태식을 적용하면 실린더내의 공기질량과 압력변화는 다음 식으로 표현된다.

$$\begin{aligned} \dot{m}_1 &= \frac{1}{RT_1} \left( P_1 \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\gamma} \frac{dP_1}{dt} \right), \\ \dot{m}_2 &= \frac{1}{RT_2} \left( -P_1 \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\gamma} \frac{dP_2}{dt} \right) \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \dot{P}_1 &= \frac{\gamma RT_s}{V_1} \dot{m}_1 - \frac{\gamma P_1 A_1}{V_1} \dot{y}, \\ \dot{P}_2 &= \frac{\gamma RT_s}{V_2} \dot{m}_2 + \frac{\gamma P_2 A_2}{V_2} \dot{y} \end{aligned} \quad (7)$$

## 2.3 공압실린더의 운동방정식

일반적으로 실린더 피스톤의 운동방정식<sup>9)</sup>은 다음 식과 같이 표현된다.

$$A_p (P_1 - P_2) = M_p \ddot{y}_p + B_p \dot{y}_p \quad (8)$$

여기서,  $M_p$ 는 피스톤 내·외부의 부하질량을 나타내며,  $B_p$ 는 감쇠계수,  $A_p$ 는 피스톤 단면적,  $P_1$ 과  $P_2$ 는 실린더 좌우측의 압력을 나타낸다.

## 2.4 스프링형 쿠션 니들밸브의 운동방정식

Fig. 3의 스프링제어 방식인 새로운 쿠션니들밸브의 형상으로부터 밸브의 운동방정식을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} & (P_{2max} - P_e) A_n \\ &= M_n \ddot{x}_n + B_n \dot{x}_n + k_n (x_n + x_o) \end{aligned} \quad (9)$$

여기서  $M_n, B_n, k_n, A_n, x_n, P_e, P_{2max}$ 는 니들밸브의 질량, 감쇠계수, 스프링 상수, 밸브 단면적, 니들밸브 변위, 대기압력, 충격상승 최대압력을 각각 나타낸다.

## 2.5 쿠션 니들밸브의 유량방정식

쿠션 니들밸브 오리피스에 빠져나가는 유량은 교축부 흐름이 단열적으로 점성 등의 영향이 유효 단면적 내에 일정하지만 실제의 공기압 저항에서는 전후의 압력비에 의해 유효단면적이 점성 등의 영향으로 변화한다. 또한, 공기는 압축성 유체이기 때문에 교축부의 유속이 음속 또는 아음속이 되는 경우가 있다. 따라서 상류측과 하류측과의 압력비( $P_{2max}/P_e$ )가 1.893보다 큰 음속흐름과 적은 아음속흐름으로 간주하면 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} Q_R &= 11.1 S P_2 \sqrt{\frac{273}{T}} \\ Q_R &= 22.2 S \sqrt{(P_2 - P_e) P_e} \sqrt{\frac{273}{T}} \\ S &= 2\pi R_m \sin \psi x_n \end{aligned} \quad (10)$$

여기서  $Q_R$ 은 표준상태에서의 체적유량,  $T$ 는 공기 절대온도,  $S$ 는 공기압 저항의 유효단면적,  $R_m$ 은 스프링형 니들밸브의 평균반경을 나타낸다.

## 2.6 최대 충격 상승압력

피스톤이 쿠션행정 끝에서 정지할 때 단열 압축후의 쿠션실 내부 최대 충격 상승압력<sup>6)</sup>은 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$P_{2max} = \left[ (P_1)^{0.286} \left( \frac{0.5 m v^2 + 3.5 P_1 V_1}{3.5 P_1 V_1} \right) \right]^{3.5} \quad (11)$$

여기서  $m, v$ 는 피스톤의 총부하 질량과 속도를 나타낸다.

## 2.7 공기압 피스톤의 운동에너지

질량  $m$ 인 피스톤이 힘  $F(y)$ 하에서 가속도  $a(y)$ 로  $y$ 축을 따라 움직일 때 뉴턴의 운동 제2법칙으로부터 다음과 같은 식으로 나타낸다.

$$E_k (\text{Kinetic Energy}) = \frac{1}{2} m v^2 \quad (12)$$

### 3. 시뮬레이션 결과 및 분석

본 연구는 재래식의 공압쿠션실린더와 새로운 부품의 스프링이 장착된 쿠션실린더와의 성능특성을 비교하기 위하여 시뮬레이션 작업을 행하였다. 여기서 재래식은 스프링이 장착된 쿠션실린더에서 스프링이 제거된 것을 의미한다. 이러한 구조에서 수학적으로 모델링한 유량방정식과 운동방정식을 적용하였으며 미분방정식의 수치해를 구하기 위하여 4차의 Runge-Kutta 알고리즘을 사용하여 해석<sup>10)</sup>을 수행하였다. 시스템 시뮬레이션 매개변수 값으로 결정할 수 없는 값들은 선행된 연구<sup>1,6)</sup>와 문헌<sup>9,11)</sup>을 통해서 결정하였다. 시뮬레이션에 사용된 매개변수 값들은 Table 1과 같다.

Fig. 4는 재래식의 쿠션실린더와 스프링형 쿠션실린더와의 응답특성에 대한 시뮬레이션 결과선도이다. 재래식의 쿠션실린더는 스프링 부품이 없는 니들밸브구조로써 초기 공급공기압은 0.7 MPa, 부하질량은 60 kg으로 시뮬레이션 작업을 행하였다. Fig. 4(a)는 피스톤 전진시 변위를 나타내는데 최대 스트로크 길이 0.074 m까지 도달하는데 재래식은 0.35 s, 스프링형은 0.55 s로서 0.2 s 정도의 차이는 스프링 탄성력 작용에 기인한다. Fig. 4(b)와 (c)는 쿠션슬리브가 엔드캡에 도달하는 순간에 충격압과 니들밸브 오리피스를 지나는 토출유량을 나타내는 선도로서 스프링형 니들밸브의 운동방정식(수식 9)에서 스프링 상수 값을 제거한 것이 재래식의 모델식이 되며 토출유량 관계식은 수식 10으로 나타낸다. 크래킹 압력을 0.3 MPa로 설정한 결과 정상상태에 도달하는 시간차이는 0.4 s로서 재래식모델이 스프링형보다 충격상승압력과 진동현상이 더 큰 값을 나타냄으로써 스프링형의 안정성을 알 수 있으며 토출유량 선도에서도 엔드캡에 도달하는 시간이 재래식이 더 짧기 때문에 그만큼 유량변동도 심하며 유량이 클수록 속도차에 의해 나타나는 유체력(음의 값)현상도 생기는데 이는 고정된 니들밸브 오리피스로 유입되는 유량임(수식 10에서  $P_e > P_2$ 인 경우)을 알 수 있다.

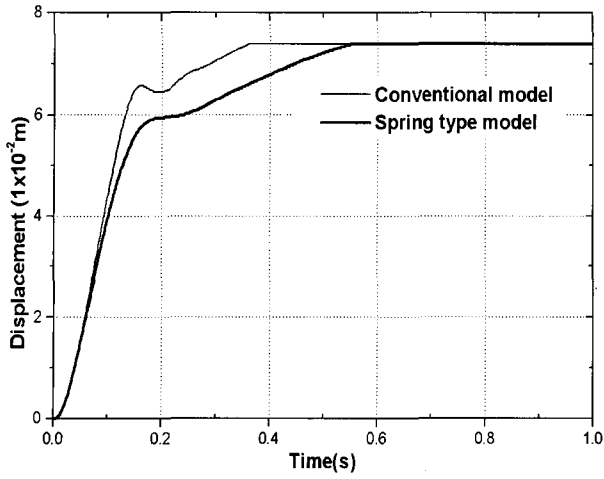
반면에 스프링형은 이러한 현상이 나타나지 않으므로 스프링형이 보다 더 우수함을 알 수 있다. 이러한 현상들로부터 스프링형은 초기에 주어진 스프링 탄성계수 범위내에서 충격상승압 변화에 따라 제어가 가능하나 재래식은 스프링이 없는 형태이므로 스프링에 의한 제어가 불가능함을 알 수 있다.

Table 1 The parameters of each component

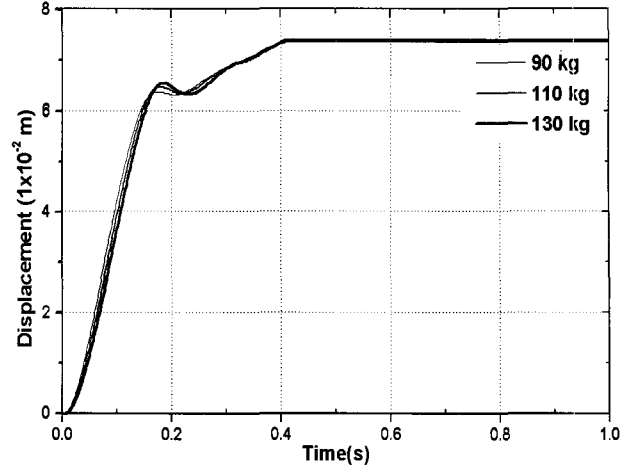
Parameter	Symbol	Value	Dimension
Cushion cylinder	$P_1$	0.7, 1.0, 1.3	MPa
	$D_p$	$6.3 \times 10^{-2}$	m
	$D_r$	$2 \times 10^{-2}$	m
	$M_t$	90, 110, 130	kg
	$l$	$7.4 \times 10^{-2}$	m
	$V_1$	$170 \times 10^{-6}$	$m^3$
	$V_2$	$170 \times 10^{-6}$	$m^3$
Spring	$B_n$	$8.92 \times 10^4$	N/(m/s)
	$k_n$	$22.2 \times 10^4$	N/m

Fig. 5는 공급 공기압력 0.7 MPa 상태에서 외부 부하질량을 여러 값으로 변화시킨 스프링형 쿠션실린더의 시뮬레이션 결과선도이다. Fig. 5(a)는 부하질량이 달라도 피스톤 스트로크 길이 0.074 m까지 도달하는데 소요되는 시간이 거의 0.42 s로서 일치함을 보여준다. Fig. 5(b)와 (c)에서 부하질량을 증가했을 때 쿠션 충격압력과 토출유량은 거의 작은 값 차이로 비례적으로 상승함을 알 수 있으며 엔드캡까지의 쿠션 스트로크 도달시간도 거의 같은 값을 보이고 있다. 또한 이 결과로서 재래식의 공압 쿠션실린더<sup>1,6)</sup>에서는 외부부하의 함수가 충격상승압과 관련됨을 알 수 있으나 본 연구의 스프링형은 큰 차이가 없음을 확인했다. 따라서 그림의 선도로부터 스프링형 쿠션실린더의 우수성을 알 수 있다.

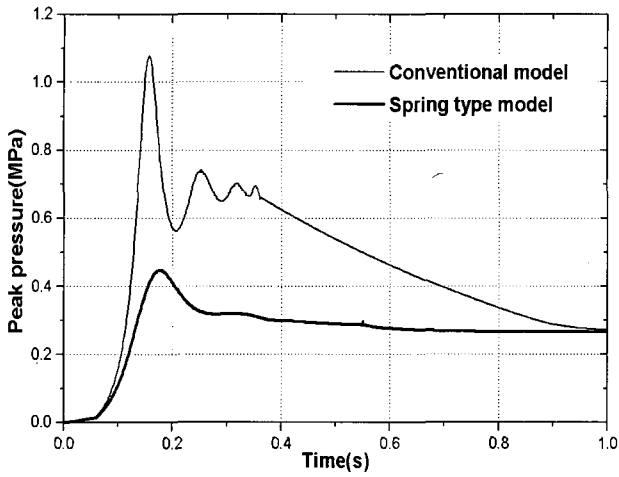
Fig. 6은 초기 부하질량 90 kg 상태에서 공급압력을 변화시킨 스프링형 쿠션실린더의 시뮬레이션 결과선도이다. Fig. 6(a)는 피스톤 전진시 변위를 나타내는데 최대 스트로크 길이 0.074 m까지 도달하는데 공급압력 0.7 MPa는 0.4 s, 1.0 MPa는 0.3 s, 1.3 MPa는 0.25 s 정도를 보이는데 이는 공급압력이 클수록 그만큼 도달시간이 짧음을 알 수 있다. Fig. 6(b)와 (c)는 쿠션슬리브가 엔드캡에 도달하는 순간에 쿠션실에서의 순간 충격상승압과 쿠션니들밸브의 오리피스를 지나는 토출유량과의 동특성을 나타내는 선도로서 공급공기압이 1.3 MPa인 경우 정상상태에 도달하는 시간이 짧을수록 충격압력과 유량변화의 차이에 의한 진동현상이 더 커짐을 알 수 있다. 실제 시스템에 적용되는 공급압력은 0.7 MPa로써 Fig. 6의 결과 선도로부터 가장 안정적이고 충격력 흡수능력도 우수하다. 이러한 현상들로부터 스프링형은 작업자의 조정에 의해 설정된 니들밸브 스프링 탄성력 범위내에서 충격상승압 제어에 유효하게 적용되었음이 확인되었다.



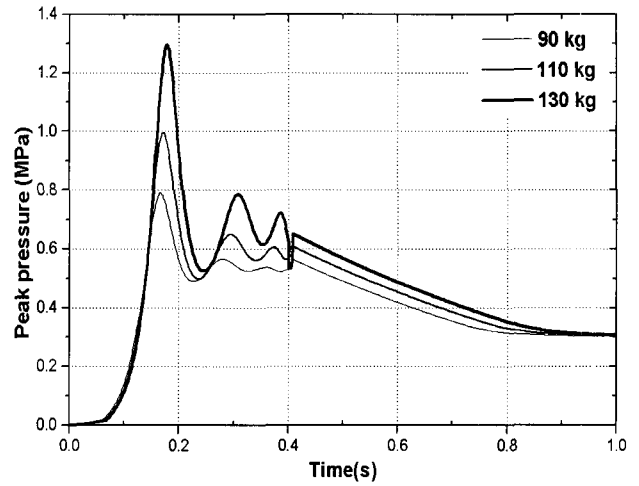
(a) Piston displacement



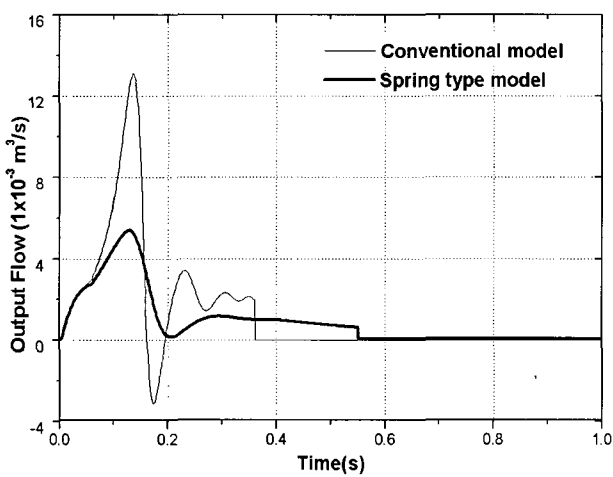
(a) Piston displacement



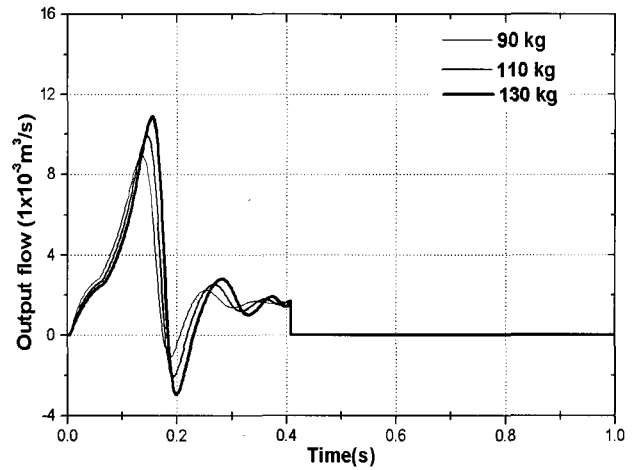
(b) Peak pressure of cushion chamber



(b) Peak pressure of cushion chamber



(c) Output flow of needle valve



(c) Output flow of needle valve

Fig. 4 Comparison between conventional and spring type cushion cylinder models

Fig. 5 Results of spring type cushion cylinder for a range of loads

#### 4. 결 론

본 연구에서는 스프링 장착 유무에 의한 공압 쿠션실린더의 동특성 변화를 파라메타값 변화 해석에 중점을 둔 시뮬레이션을 이용하여 해석하였고 공압 쿠션실린더가 수평상태에서 전·후진 운동을 하는 사이에 유량을 제어하는 방법을 기술했다. 본 연구의 결론은 다음과 같다.

- (1) 재래식에 있어서 최대 충격압력은 스프링형보다 더 큰 값을 가지므로 유량변동과 진동현상이 더 크게 나타남을 알 수 있었다. 따라서 스프링형은 안정되고 유연한 곡선을 가지며 스프링 탄성력에 의해 정상상태에 도달하는 시간은 그만큼 길어짐을 알 수 있었다.
- (2) 스프링형 쿠션실린더의 충격상승압은 외부부하 및 공급압력과 연관성을 가지나 부하하중 90kg ~130 kg의 범위에서는 큰 차이가 없음이 확인됨으로써 스프링 탄성력 제어의 우수함을 증명했다.
- (3) 따라서 스프링형 니들밸브를 가지는 공압쿠션실린더의 안정성과 쿠션능력은 재래식보다 더 우수하며 이 형태를 선택하는 것이 유리함이 증명되어졌다.
- (4) 아울러, 출구부의 유효단면적은 모든 행정거리 성능에 영향을 끼치며 본 연구에 사용된 시뮬레이션 모델은 공압 쿠션 실린더의 동특성을 해석하고 더 우수한 쿠션구조를 설계하는 경우 또는 개선하는 경우에 유용하게 사용되어질 것이다.

#### 참 고 문 헌

- 1) Y. T. Wang, R. Singh and D. A. Guenther, "Computer Simulation of a Shock Absorbing Pneumatic Cylinder", Journal of Sound and Vibration, Vol. 93, No. 3, pp. 353~364, 1984.
- 2) C. O. Lee and Y. S. Hong, "A Study on the Position Control and Simulation of Pneumatic Cylinder with Meter-out Control and its Effect on the Velocity", Transaction of ASME, Vol 13, No. 6, pp. 102~113, 1996.
- 3) G. O. Adams, R. D. Bonnel and J. E. Funk, "Computer Simulation of Fluid Power Systems", National Conference Fluid Power, pp. 169~182, 1968.

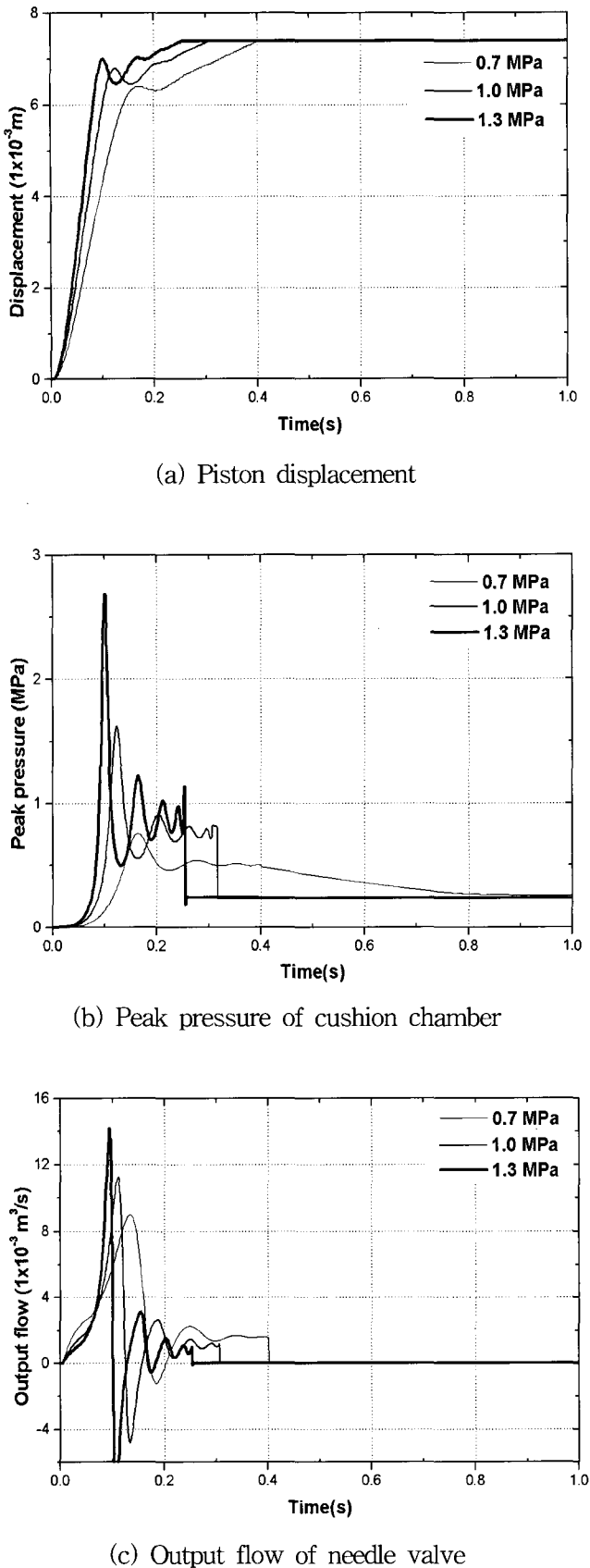


Fig. 6 Results of spring type cushion cylinder according to supply pressure variation

- 4) G. O. Paker, "A Computer Program for Simulation of the Air Cylinder Actuation Process", University of Wisconsin-Madison, Engineering Fluid Power, pp. 129~175, 1990.
- 5) D. S. Kim, "Experimental Study on the Pneumatic Cushion Cylinder", KSME, pp. 106~118, 1994.
- 6) D. S. Kim and S. C. Lee, "Experimental Study on the Characteristics of Pneumatic Cushion Cylinder with Meter-in/out Control System", Transaction of KSME, Vol. 3, No. 1, pp. 57~65, 2002.
- 7) J. S. Jang, "High Performance Position Control of a Pneumatic System", 한국동력기 계공학회, Vol. 2, No. 2, pp. 60~66, 1998.
- 8) N. Perkins, "Hypneu for windows", BarDyne Inc., USA, pp. 132~188, 1996.
- 9) A. B. Goodwin, "Fluid Power Systems", The Macmillan Press LTD, pp. 120~128, 1976.
- 10) V. Carnahan, "Applied Numerical Methods", John Wiley & Sons, Inc, pp. 341~392, 1969.
- 11) V. W. Sonntag, "Fundamentals of Classical Thermodynamics", Mcgraw-Hill Press, pp. 95~130, 1987.