

저마찰 고속형 공기압 실린더의 설계에 관한 연구

김도태[†], 김동수*, 주민진**

A Study on the Design of a Low-Friction, High-Speed Pneumatic Cylinder

Do-Tae KIM, Dong-Soo KIM and Min-Jin JU

Key Words: Pneumatic cylinder(공기압 실린더), Low-friction(저마찰), High-speed driving(고속 구동), Cushion mechanism(쿠션 메커니즘)

Abstract

Of all of pneumatic components utilized in the make up of pneumatic circuits on either automatic assembly machine or industrial equipment, the pneumatic cylinder is more oriented toward being a structural as well as a pneumatic member. The structural design must be based to a large degree on the end of application of the cylinder on the equipment it is operating. In this paper, design studies of a double-acting pneumatic cushion type cylinder with low-friction and high-speed driving have been developed. Of interest here is to investigate the structural analysis of cylinder tube, piston rod, end cover, and to analyze the buckling of piston rod. Also, a relief valve type cushion mechanism is considered. This cushion mechanism is found to be adequate under a high-speed driving of pneumatic cylinders.

1. 서론

공기압 실린더는 각종 자동화기기를 비롯한 산업용 액추에이터로 많이 사용되며, 최근에는 생산성 향상에 따른 사이클 시간의 단축화로 고속 구동이 요구된다. 공기압 실린더의 작동주기를 줄이기 위해서는 피스톤과 부하를 포함하는 구동 시스템의 신속한 가속과 감속이 필요하며, 이 때 피스톤의 행정 끝단(stroke end)에서 감속특성을 파악하여 쿠션성능을 향상시키는 것이 고속 구동에서 중요한 과제이다.

기존 공기압 실린더는 행정 끝단에서 발생하는

충격을 흡수할 목적으로 니들밸브형(needle valve) 쿠션기구를 내장하여 사용하고 있으며, 쿠션성능에 대한 Kim^{(1),(2)}, Lee⁽³⁾, Kawakami⁽⁴⁾ 등의 연구보고가 있다.

공기압 실린더는 작동속도가 1m/s 미만인 저속 구동에서는 니들밸브형 쿠션기구로도 충격을 비교적 잘 흡수하지만, 3m/s 이상의 고속 구동이 되면 충격에너지를 흡수하는 데 문제점이 많다.

본 연구에서는 니들밸브형 쿠션기구 대신에 고속 구동에 적합한 릴리프밸브 내장형 쿠션실린더의 설계기술을 확보할 목적으로, 실린더 튜브, 피스톤 로드, 커버 등 실린더 주요 구성요소부품에 대한 유한요소 모델을 제작하여 해석하였다. 구조해석은 신뢰성이 입증된 범용 유한요소 프로그램인 ANSYS 11.0을 사용하였다. 또한 고속 구동용 쿠션실린더의 특성을 해석하기 위한 시뮬레이션 프로그램을 개발하여 릴리프밸브 내장형 쿠션실린더의 설계에 필요한 자료를 획득하였다.

† 김도태, 경일대학교 기계자동차학부

E-mail : dtkim@kiu.ac.kr

TEL : (053)850-7126 FAX : (053)850-7601

* 한국기계연구원

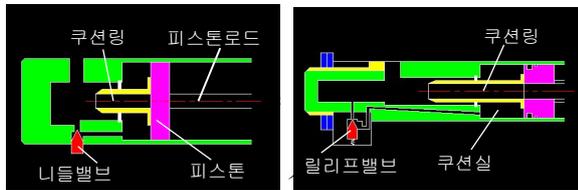
** (주)FAMCO

2. 저마찰·고속 쿠션실린더의 구조해석

2.1 저마찰·고속 쿠션실린더의 특징

2.1.1 릴리프밸브형 쿠션기구

Fig. 1은 쿠션기구 내장형 공기압 실린더의 개략도이다. 쿠션기구는 보통 피스톤 왕복운동에 따른 큰 운동에너지를 흡수하기 위해 피스톤 행정 끝단에 설치한다. 기존 쿠션실린더는 Fig. 1(a)와 같이 일반적으로 니들밸브를 사용한다. 본 연구에서는 Fig. 1(b)와 같이, 니들밸브 대신에 릴리프밸브를 사용하며, 쿠션실 내부의 압력을 릴리프밸브 설정압력 정도로 높아질 때까지 밸브를 닫고 있을 수 있기 때문에 고속 구동에 따른 큰 충격을 흡수하는 데 매우 효율적이고, 쿠션 성능이 최대인 압력범위에서 공기를 배출할 수 있는 장점이 있다. 또한 피스톤의 속도변화에 따른 쿠션 성능은 릴리프밸브의 압력설정조절나사로 용이하게 조절할 수 있고, 기존 실린더의 쿠션링 보다 길게 하여 큰 충격에너지를 흡수할 수 있도록 설계하였다.



(a) Needle valve type (b) Relief valve type

Fig. 1 Pneumatic cushion cylinder

2.1.2 쿠션실린더 주요 설계사양

Table 1은 저마찰·고속 쿠션실린더의 주요 설계 사양을 나타낸다.

Table 1 Design Specification

Working fluid	Air
Proof pressure	1.5MPa
Maximum operating pressure	1.0MPa
Minimum operating pressure	0.1MPa
Maximum piston speed	3.0m/s
Cushion	Air cushion
Lubrication	None
Operating temperature	-10~60℃

2.2 쿠션실린더의 구조해석

2.2.1 쿠션실린더의 모델링 및 재료 물성값

Table 1의 설계사양을 만족하도록 실린더 튜브

지름 25mm, 행정 300mm인 고속 쿠션실린더(이하 CCY25로 표기함)와 실린더 튜브 지름 32mm, 행정 500mm인 고속 쿠션실린더(이하 CCY32로 표기함)를 설계하였다.

Fig. 2는 CCY25 CAD도면의 일부이며, Fig.3은 2차원 CAD 데이터를 기준으로 하여, CATIA V5 R17을 이용하여 3차원으로 모델링한 것이다.

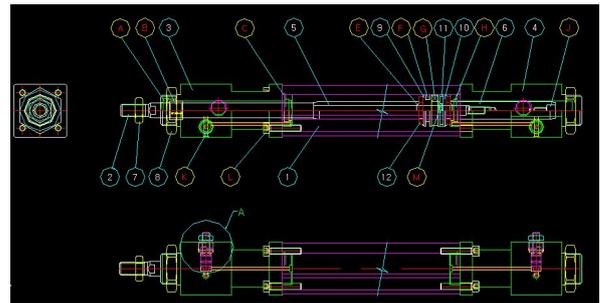
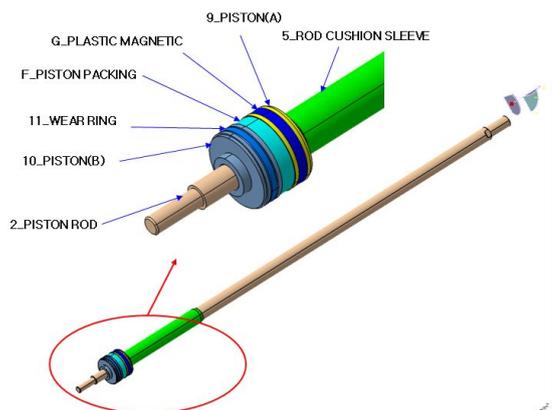
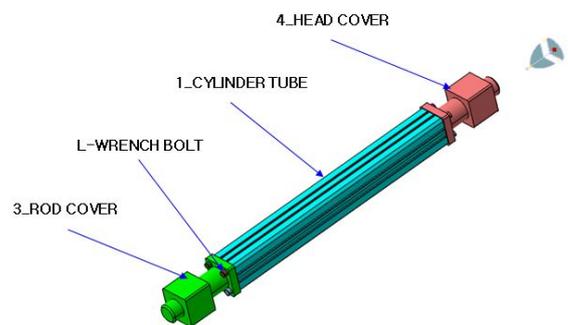


Fig. 2 Two-dimensional CAD data



(a) Piston rod assembly



(b) Cushion cylinder assembly

Fig. 3 Three-dimensional modeling

Table 2는 실린더 튜브(A6063-T5), 피스톤 로드(SK4), 커머(A6063-T5), 피스톤로드-쿠션슬리브(S45C), 피스톤(C3604BD), 체결용 나사(SCM3) 등에 사용한 재료의 기계적 성질을 나타낸다.

Table 2 Mechanical properties of material

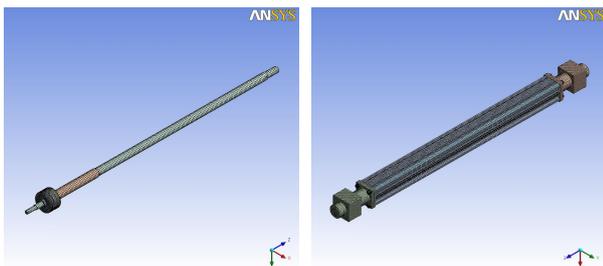
Material	Elastic modulus	Poisson's ratio	Yield strength
A6063-T5	68.9GPa	0.33	175MPa
SK4	205GPa	0.28	315MPa
S45C	205GPa	0.29	343MPa
C3604BD	97.0GPa	0.31	360MPa
SCM3	205GPa	0.29	1655MPa

2.2.2 유한요소 해석 모델링

Fig. 2, Fig. 3과 같이 CCY25, CCY32의 3차원 모델링한 형상을 바탕으로 하여, ANSYS 11.0을 이용하여 유한요소 해석을 수행하였다. 구조해석은 실린더 튜브 내부에 작용하는 내압과 피스톤 로드에서 작용하는 하중에 대해 응력과 변형률 관계 및 피스톤 로드의 좌굴(buckling)해석을 통해 구조적 안정성을 검토하였다.

CCY25, CCY32의 기하학적 형상에 대한 유한요소 분할은 3D 20 node Structural solid element로 하였다. 유한요소의 격자(mesh)는 Fig. 4와 같이 해석의 정확성을 높이기 위해 하중이 작용하는 부분 즉, 피스톤-로드의 헤드 부분 등은 세밀하게 3차원 요소를 사용하여 격자를 생성하였다.

Fig. 4(b)에서, 실린더 튜브와 로드 커버 및 헤드커버는 나사로 체결되었기 때문에 각 부품들이 완전히 접촉한 상태로 가정하여 해석하였다.



(a) Piston rod model (b) Cylinder assembly model

Fig. 4 Finite element model

2.2.3 하중조건 및 구속조건 설정

Fig. 5는 피스톤로드와 실린더 튜브의 경계조건을 나타낸다. 피스톤 로드의 경계조건은 로드 상단부가 고정되어 있고, 피스톤 수압면적에 보증내압력(保證耐壓力, proof pressure) 1.5MPa를 작용시켜 정적 구조해석을 한 다음, 외부 하중에 대한 좌굴해석을 하여 응력과 변형률 관계 및 좌굴

특성을 조사하였다.

실린더 튜브는 보증내압력 1.5MPa를 실린더 튜브 내부에서 동일하게 작용시키고, 로드 커버와 헤드커버 끝부분을 완전히 구속하여 변형이 일어나지 않도록 하여 응력과 변형률을 조사하였다.

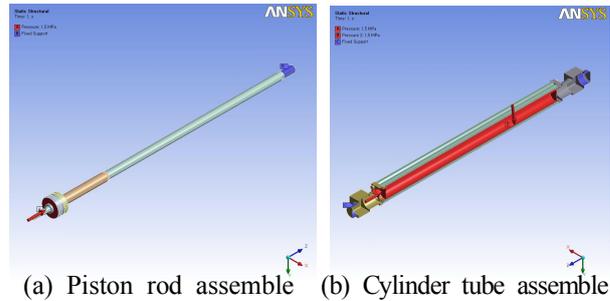
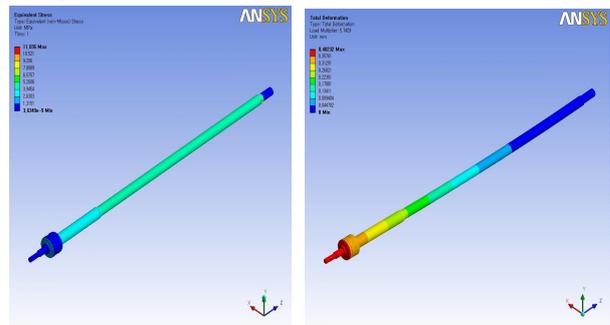


Fig. 5 Boundary conditions

3. 구조해석 결과 및 고찰

3.1 피스톤 로드

Fig. 6은 CCY25의 피스톤 로드 해석 결과이다. 피스톤 지름 25mm인 CCY25에서는 최대변형이 0.40232mm이고, 최대 변위가 발생하는 방향은 x 방향으로 0.40171mm이며, y, z방향에서는 변형이 매우 적다. 최대응력은 하중이 작용하는 피스톤 로드 하단부에서 발생하며, 크기는 약 11MPa 정도이다. 피스톤 지름이 32mm인 CCY32에서는 변형이 거의 일어나지 않으며 최대응력은 약 23.5MPa이 발생하였다. 이 결과는 피스톤 로드를 탄소공구강(SK4)으로 설계하였을 때, Table 2의 항복강도 315MPa 보다 아주 작은 값을 가진다. 항복응력을 사용(허용)응력으로 나눈 값을 안전계수(이하 SF로 표기함)로 정의하면, SF는 26.6 정도이므로 정적인 구조해석 결과는 구조상 안전한 것을 알 수 있다.

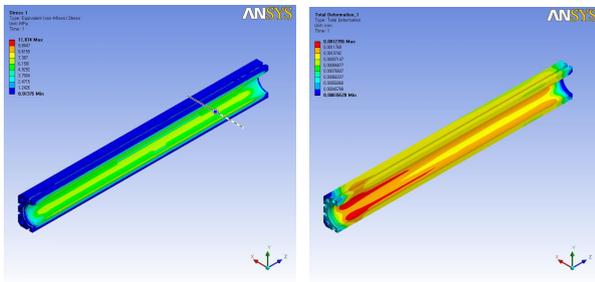


(a) von-Mises stress (b) Total deformation

Fig. 6 von-Mises stress-deformation distribution of a piston rod for CCY25

3.2 실린더 튜브

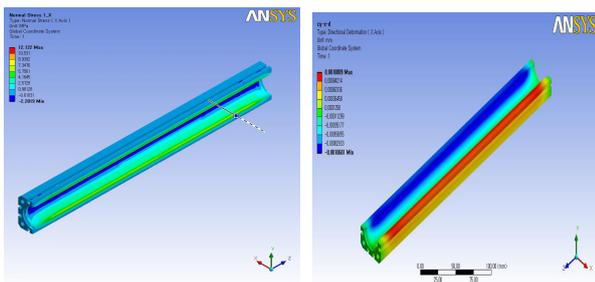
Fig. 7은 실린더 튜브의 von-Mises 응력과 변형량이다. 실린더 튜브 양단은 폐쇄되어 있고, 실린더 튜브 내부에 보증내압력 1.5MPa이 작용하는 조건에서 해석하였다. 실린더 튜브는 알루미늄 프로파일을 사용하였다. Fig. 7의 해석 결과에서 보듯이, 압력 1.5MPa이 실린더 튜브 내부에서 균일하게 작용할 때, 최대응력은 11.1MPa이 작용하고, 그 때 최대변형은 0.001mm이다. 또 알루미늄 재료(A6063-T5)의 항복응력이 115MPa이면 안전계수가 15.8로 평가되어 구조적으로 안정하다고 할 수 있다.



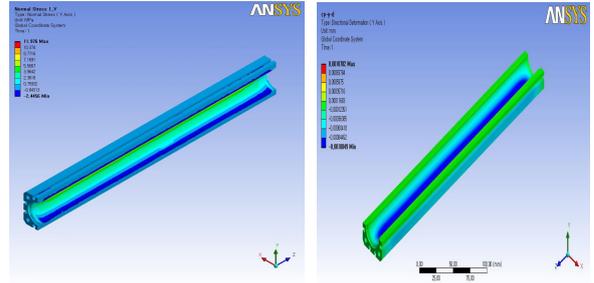
(a) von-Mises stress (b) Total deformation

Fig. 7 von-Mises stress-deformation distribution of a cylinder tube for CCY25

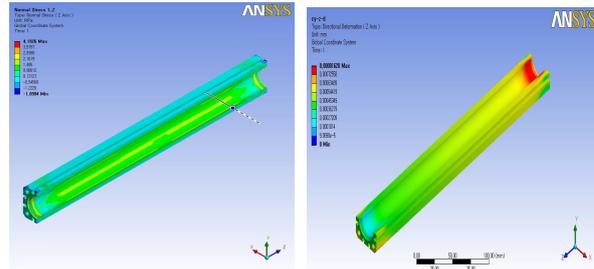
Fig. 8 (a),(b),(c)는 각각 반지름 방향(x방향), 원주방향(y방향), 축방향(z방향)의 수직응력과 변형을 나타낸다. Fig. 8에서, 반지름방향 최대응력 12.12MPa, 최대변형 0.001mm이며, 원주방향의 최대응력 11.98MPa, 최대변형 0.0008mm이고, 축방향의 최대응력 4.19MPa, 최대변형이 0.0007mm로 나타났다. 최대응력과 최대변형이 반지름방향에서 일어나며, 원주방향 응력이 축방향 보다 약 2배 정도 큰 응력을 나타내며, 이것은 이론해의 결과와도 잘 일치한다. 또한 실린더 튜브 재료의 항복응력이 115MPa이므로, x, y, z방향의 변형에 따른 실린더 튜브 구조상의 문제점은 없는 것으로 판단된다.



(a) Normal stress (x axis) (b) Deformation(x axis)



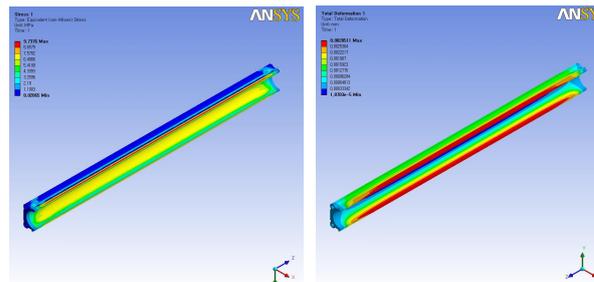
(b) Normal stress (y axis) (b) Deformation(y axis)



(c) Normal stress (z axis) (b) Deformation(z axis)

Fig. 8 Stress-deformation distribution of a cylinder tube for CCY25

Fig. 9는 CCY32 실린더 튜브의 von-Mises 응력과 변형이며, 최대 등가응력은 9.74MPa, 최대변형은 0.0028mm로 나타났다. 이 경우에 안전계수는 18.0이며, 보증내압력 1.5MPa이 실린더 튜브 내부에 작용할 때, 구조적으로 안전하다고 할 수 있다.

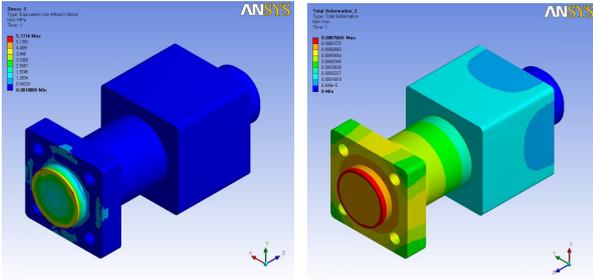


(a) von-Mises stress (b) Total deformation

Fig. 9 von-Mises stress-deformation distribution of a cylinder tube for CCY32

3.3 커버 및 체결용 나사

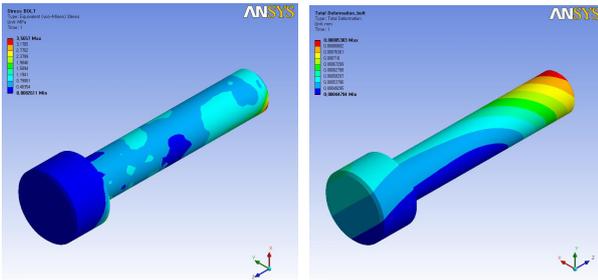
Fig. 10은 CCY25의 커버의 최대등가응력과 변형을 나타낸다. 커버 재료는 실린더 튜브와 같은 알루미늄(A6063-T5)이며, 최대응력은 5.77MPa, 최대변형은 0.0008mm로 나타났고, 최대응력과 최대변형은 실린더 튜브와 접촉면에서 발생한다. 또한 안전계수는 30.3으로 평가되어 보증내압력 1.5MPa에서 변형은 무시할 수 있다고 판단된다.



(a) von-Mises stress (b) Total deformation

Fig. 10 von-Mises stress-deformation distribution of a cover for CCY25

Fig. 11은 실린더 튜브와 커버를 체결하는 나사의 구조해석 결과이다. 체결용 나사는 기계구조용 탄소강(SCM3)을 사용하였고, 나사 끝부분에서 최대응력 3.58MPa, 최대변형 0.0008mm이 발생하였다. SCM3의 항복응력이 1655MPa 정도 이므로 안전계수는 464.9 정도로 나타나 강도상 매우 안전하다고 할 수 있다.



(a) von-Mises stress (b) Total deformation

Fig. 11 von-Mises stress-deformation distribution of a bolt for CCY25

4. 릴리프 밸브형 쿠션기구의 특성해석

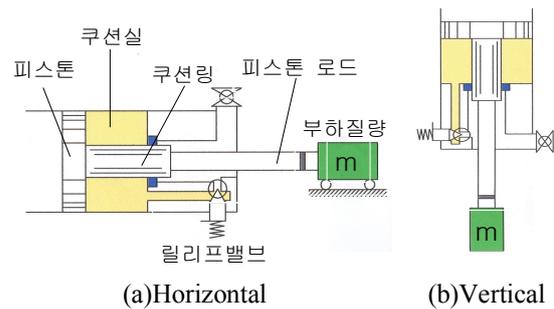
4.1 릴리프 밸브형 쿠션기구의 모델링

고속, 고부하로 작동하는 쿠션실린더에서는 행정 끝단에서 충격을 회피하기 위해 공기압 쿠션기구를 사용하며, 쿠션기구의 사용조건에 따라 많은 경우를 고려할 수 있다. 특히 쿠션메커니즘의 선정, 즉 기존 니들밸브형과 릴리프 밸브형의 쿠션특성, 쿠션링 형상, 오리피스 유동특성, 오리피스의 유효면적(effective area), 쿠션실 체적 등 쿠션기구의 기하학적 형상 변화에 따른 시스템의 응답특성을 조사할 필요가 있다.

또한 쿠션실린더의 설계·제작 전 단계에서 쿠션특성을 평가하기 위해서는 구체적으로 어떤 파라

미터가 변화했을 때 실린더의 응답과 쿠션 특성이 어떻게 변화하는가를 파악하여, 쿠션기구의 기하학적 형상을 최적으로 설계할 필요가 있다.

Fig. 12는 릴리프 밸브형 쿠션 실린더를 모델링하기 위한 개략도이다. 쿠션특성을 좌우하는 파라미터는 쿠션 스트로크, 릴리프밸브의 성능, 마찰력 등을 고려하여야 한다. 또 실린더의 연속운전을 고려한 경우, 실린더내 공기의 열전달 영향도 고려하여야 한다. 쿠션실 내부의 공기에 관한 질량보존과 에너지보존법칙을 고려하여 실린더내의 압력을 결정한다. 피스톤의 운동은 부하에 관한 운동방정식을 적용한다. 이 경우 피스톤 실린더 사이의 마찰력도 고려하여야 한다. 또 릴리프 밸브는 밸브의 포핏(poppet)을 밀어 누르는 공기의 압력에 의한 힘과 밀어 올리려는 스프링 힘이 평형 상태에서 밸브의 개구면적을 결정하고, 이때 유효면적도 고려하여야 한다.



(a)Horizontal (b)Vertical

Fig. 12 Horizontally and vertically mounted pneumatic cushion cylinder

4.2 쿠션메커니즘 특성해석

본 연구에서는 Fig. 12 (b)와 같이 실린더가 수직으로 설치된 경우를 고려한다. 질량 m 인 부하가 실린더에 부착되어 수직방향으로 운동하고 있는 부하를 공기압 속업쇼버(shock absorber)로 정지시키는 경우에 대해 검토한다.

공기압 실린더의 운동방정식은 다음과 같다.

$$m \frac{dv}{dt} = mg - S_u(P_c - P_a) - F_r \quad (1)$$

v : 속도, g : 중력가속도, S_u : 쿠션실 면적, P_c : 쿠션실 압력, P_a : 대기압, F_r : 마찰력이다. 쿠션실 내부의 공기의 압력변화는 상태방정식에서 다음과 같이 주어진다.

$$\frac{dP_c}{dt} = -\frac{P_c}{V_c} \frac{dV_c}{dt} + \frac{W_c R}{V_c} \frac{dT_c}{dt} + \frac{R T_c}{V_c} G \quad (2)$$

단, T_c : 쿠션실 온도, W_c : 쿠션실 내부 공기질량, R : 기체상수, G : 공기의 질량유량이다.

쿠션실 내부 공기의 온도는 에너지방정식에서 다음과 같이 주어진다.

$$C_v W_c \frac{dT_c}{dt} = R T_c G - P_c \frac{dV_c}{dt} + h S_h (T_a - T_c) \quad (3)$$

C_v : 공기의 정적비열, h : 열전달계수, S_h : 전열면적, T_a : 대기온도이다.

질량유량 G 는 다음과 같다.

$$\frac{P_2}{P_1} \geq 0.528 \quad (\text{choke되지 않은 경우})$$

$$G = S_e P_1 \sqrt{\frac{2k}{RT_1(k-1)} \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (4)$$

$$\frac{P_2}{P_1} < 0.528 \quad (\text{choke된 경우})$$

$$G = S_e P_1 \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2k}{RT_1(k+1)}} \quad (5)$$

S_e : 오리피스의 유효면적, k : 비열비, P_i : 상류압력, P_2 : 하류압력, T_i : 상류온도이다.

Fig. 13, Fig. 14는 실린더 튜브 지름 25mm, 쿠션링 지름 15mm, 스트로크 300mm, 쿠션스트로크 83mm인 CCY25 쿠션실린더에 부하질량 10kg, 릴리프밸브 압력을 7bar, 5.6bar로 설정하였을 때, 식(1)~식(5)를 사용하여 쿠션실 내부 압력과 온도, 피스톤의 변위와 속도 변화를 시뮬레이션한 결과이다. 릴리프 밸브의 설정압력을 조절하면 쿠션실 내부압력과 온도특성을 변화하게 되고, 변위 및 속도 등의 쿠션특성을 양호하게 개선할 수 있음을 볼 수 있다.

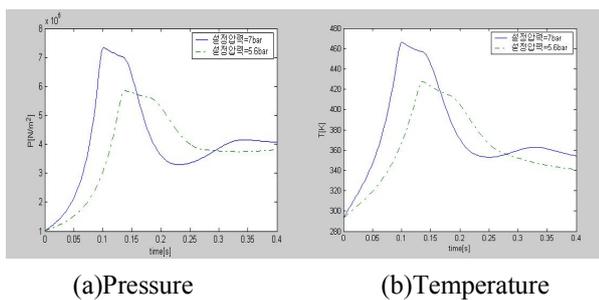


Fig. 13 Pressure and temperature distribution

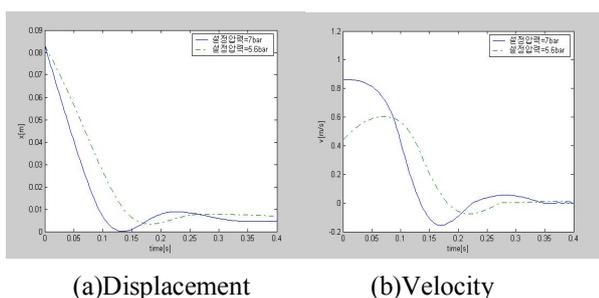


Fig. 14 Displacement and velocity wave forms

5. 결 론

본 연구에서는 저마찰 고속 구동에 적합한 릴리프밸브 내장형 쿠션실린더의 설계기술을 확보할 목적으로, 실린더 튜브, 피스톤 로드, 커버 등 실린더 구성부품에 대한 유한요소 모델을 제작하여, ANSYS 11.0으로 해석하였다. 실린더 튜브, 피스톤 로드, 커버, 체결용 나사 등에 대해, 응력과 변형을 해석한 결과, 주어진 설계사양을 만족하는 결과를 얻었다. 또한 고속 구동용 쿠션실린더의 특성을 해석을 위한 시뮬레이션 프로그램을 개발하여 릴리프밸브 내장형 쿠션실린더의 설계에 필요한 자료를 획득하였다.

앞으로 쿠션실린더의 쿠션성능을 지배하는 파라미터 변동의 영향과 기하학적 형상 설계 변경에 따른 시스템의 응답특성에 대해 연구할 예정이다.

후 기

본 연구는 지식경제부와 에너지관리공단에서 지원한 에너지자원기술개발사업으로 수행한 것입니다.

참고문헌

- (1) Kim, D. S., Lee, S. C., 2004, "Computer Simulation and Modeling of Cushioning Pneumatic Cylinder", *Trans. of the Korean Society of Marine Engineering*, Vol. 23 No. 9, pp. 794~805.
- (2) Kim, D. S., Lee, S. C., 2002, "Experimental Study on the Characteristics of Pneumatic Cushion Cylinder," *Trans. of the KSME(B)*. Vol. 3, No. 1, pp. 57-65.
- (3) Lee, J. G., Qin, F., Lee, J. C., Shin, H. M., 2005, "Simulation Study on the Dynamic Analysis of Spring Type needle Valve to Absorb Surge Pressure in Pneumatic Cushion Cylinder", *J. of the Korean Fluid Power System Society*, Vol. 2, No. 1, pp. 15-22.
- (4) Yukio Kawakami, Hiroki Noguchi, Sunao Kawai, 1990, "Some Consideration of the High-Speed Driving of Pneumatic Cylinders", *J. of the Japan Hydraulics and Pneumatics Society*, Vol. 21, No. 3, pp. 124-131.