

차량용 유압 클러치시스템의 댐퍼실린더 특성해석

이 춘 태*

신라대학교 자동차기계공학과

Characteristic Analysis of the Damper Cylinder for the Automotive Hydraulic Clutch System

Choontae Lee*

Department of Automotive & Mechanical Engineering, Silla University, Busan 617-736, Korea

(Received 17 October 2007 / Accepted 1 February)

Abstract : The clutch system is a subcomponent of the transmission that is designed to engage and disengage power flow between the engine and the transmission. Recently, the engine power of automobile has been continuously increased because of customer's demand for the bigger one. As the engine power is increased, the vibration transmitted to the hydraulic clutch operating system has been increased. Therefore the demand for the reduction of clutch pedal vibration during the operation has been increased. This paper describes the pressure pulsation reduction characteristics of the damper cylinder which is applied to the hydraulic clutch operating system. And the purpose of this study is to propose an analysis model and investigate the effect of the design variable variations for the hydraulic clutch system. Especially, we studied the effect of damper cylinder parameter variations on the hydraulic clutch system performance.

Key words : Damper cylinder(댐퍼실린더), Hydraulic clutch(유압클러치), Hydraulic line(유압관로), Pressure pulsation(압력맥동)

1. 서 론

자동차의 현가장치(suspension), 조향장치, 제동장치, 동력전달장치 등에서 많이 사용되는 유압장치는 진동, 소음 등의 발생에 의한 운전자의 안락성 저해가 문제로 대두되고 있다. 특히, 동력전달장치의 유압관로에서 발생하는 압력맥동(pressure pulsation) 저감문제는 중요한 기술적 과제로 자리 잡고 있다. 최근 들어 자동차의 품질에 대한 소비자들의 인식이 높아지면서 수동변속기에서 운전자의 클러치 조작 느낌을 저해하는 진동저감에 대한 요구가 높아지고 있다. 즉, 엔진의 운동에 의해 발생한 진동이 클러치본체와 릴리즈포크(release fork)를 거쳐

릴리즈실린더(release cylinder)로 전달되고, 릴리즈실린더에 전달된 진동이 클러치 유압관로를 따라 마스터실린더(master cylinder)와 연결된 클러치 페달에 까지 전달되어 운전자가 클러치 조작을 위하여 클러치를 밟거나, 클러치에서 밟을 때는 순간의 클러치 조작 느낌을 저해하게 된다.

이와 같은 문제점의 해결책으로 클러치 마스터실린더와 릴리즈실린더 사이의 유압관로에 댐퍼실린더(damper cylinder)를 설치하여 클러치페달로 전달되는 압력맥동을 저감하는 방법을 사용하고 있다. 이와 관련된 종래의 연구에는, 일반적인 유압 관로에서의 압력 및 유량전달 특성에 대한 연구¹⁾가 있었으며, 자동차를 대상으로 하는 연구에는 동력전달장치에서의 압력맥동에 대한 연구,⁸⁾ 현가장치의 압

*Corresponding author, E-mail: charity@silla.ac.kr

력맥동에 대한 연구²⁾와 조향장치의 압력맥동에 대한 연구^{3,4,6,7)}가 주를 이루고 있다. 최근 클러치 시스템에서 유압실린더의 특성에 대한 연구⁵⁾가 있었으나 클러치 유압시스템에서 엔진으로부터의 진동을 저감하기 위한 감쇄장치에 대한 연구는 전무한 편이다. 따라서 본 연구에서는 차량용 클러치시스템의 유압관로에서의 압력맥동 특성을 연구하기 위하여 댐퍼실린더를 포함한 전체 시스템에 대한 신뢰성 있는 해석모델을 개발하고자 한다. 특히, 댐퍼실린더의 핵심부품인 금속판(metal plate)변형에 대해서는 FEM해석을 통하여 보다 정확한 해석모델을 구축하고자 한다. 이러한 해석모델 개발을 통하여 클러치 유압관로에서의 압력맥동 특성과 댐퍼실린더 역할을 파악하고, 댐퍼실린더의 주요설계변수 변화에 따른 압력맥동특성 변화를 고찰하고자 한다.

2. 유압 클러치 시스템 모델링

2.1 클러치 마스터실린더의 모델링

클러치 마스터실린더의 구조를 Fig. 1에 나타내었다. Fig. 1에서와 같이 마스터실린더는 운전자의 페달압력(pedal force)을 푸시로드를 통하여 피스톤으로 전달하여 클러치 유압관로 내에 압력이 형성되도록 하는 역할을 한다. 운전자가 클러치 페달에 힘을 가하면 피스톤은 스프링 힘을 이기며 이동하여 리턴포트를 막게 되고, 점차 이동하게 되면 챔버(chamber) 압력이 증가하여 반대편 릴리즈실린더로 압력이 전달된다.

또한 운전자가 페달을 놓으면 피스톤은 챔버 압력과 스프링 힘에 의해 뒤로 움직이게 된다. 이때 Fig. 2와 같이 피스톤이 리턴포트를 막고 있는 동안은 챔버에 부압(negative pressure)이 걸리게 되며 이

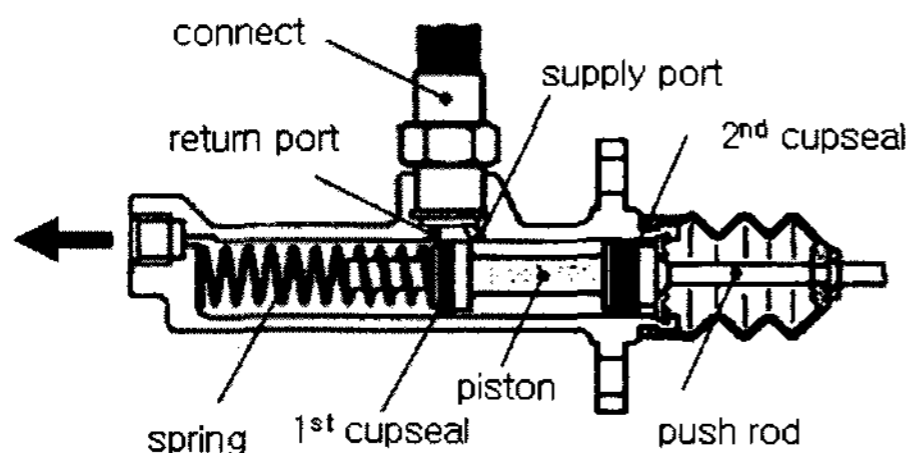


Fig. 1 Configuration of clutch master cylinder

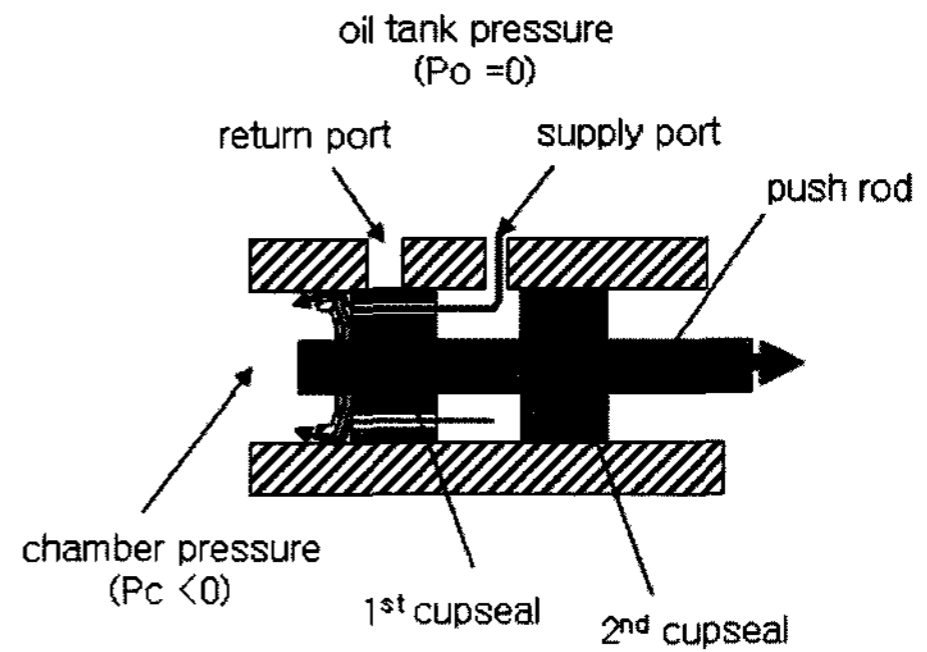


Fig. 2 Operating principle of 1st cupseal of the clutch master cylinder

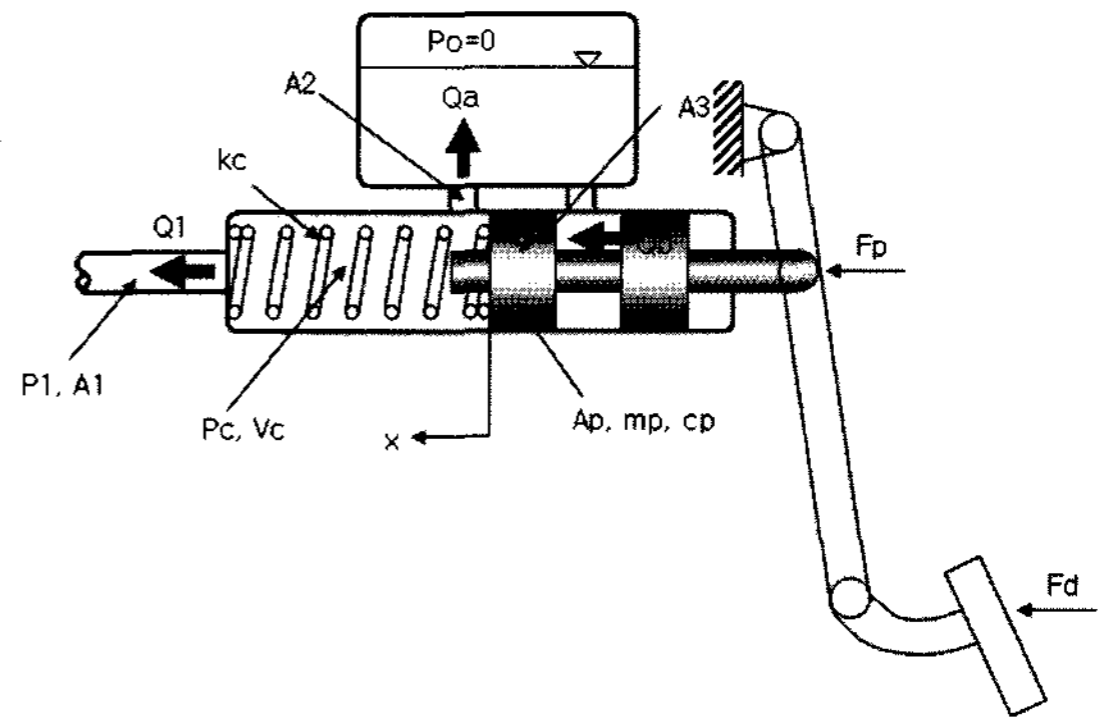


Fig. 3 Schematic diagram of oil flow and pressure at clutch master cylinder

러한 부압에 의해 피스톤의 1차 컵셀(cupseal)이 열리게 되고, 이 때 피스톤에 설치된 유로를 통하여 유량이 피스톤 챔버측으로 공급되어 피스톤이 신속히 되돌아오게 된다. 즉, 피스톤 컵셀은 체크밸브(check valve) 기능을 가지고 있다. 클러치 마스터실린더의 동적거동 해석을 위한 모델을 Fig. 3에 나타내었다. 유체의 유동에 의한 연속방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{V}{K} \frac{dP}{dt} + \frac{dV}{dt} = \sum Q_{in} - \sum Q_{out} \quad (1)$$

여기서, V 는 챔버 체적, K 는 유체의 체적탄성계수(bulk modulus of elasticity), P 는 챔버 압력, Q_{in} 은 챔버로 유입되는 유량, Q_{out} 은 챔버로부터 빠져나가는 유량을 나타낸다.

그러므로 Fig. 3에서 표시한 마스터실린더 챔버의 연속방정식은 피스톤의 움직임에 따라 피스톤의 속도는 압축행정에서는 $\dot{x} > 0$ 이 되고, 귀환행정에

서는 $\dot{x} < 0$ 이 되므로 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{V_c}{K} \frac{dP_c}{dt} = A_p \dot{x} - Q_1 - Q_a + Q_b \quad (2)$$

여기서, V_c 는 마스터실린더 챔버 체적, P_c 는 챔버 압력, A_p 는 피스톤 단면적, \dot{x} 는 피스톤 속도, $\text{sgn}()$ 함수는 괄호내의 값의 크기에 따라 양(+)과 음(-)을 나타낸다. 또한, Q_1 은 유압관로로 흐르는 유량, Q_a 는 탱크로 흐르는 유량, Q_b 는 1차 컵셀을 통한 유량을 나타낸다.

마스터실린더의 출구유량 Q_1 은 유압관로의 동특성에 의하여 결정되고, 리턴포트를 통한 유량 Q_a 는 챔버 압력과 탱크 압력 및 피스톤의 이동거리에 따른 포트의 단면적 $A_2(x)$ 에 따라 결정되며 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다. 즉, 피스톤이 리턴포트를 막고 있는 동안은 유량이 0이며, 포트가 열려있는 동안에만 유동이 발생한다.

$$Q_a = C_d A_2(x) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_c - P_o|} \text{sgn}(P_c - P_o) \quad (3)$$

여기서, C_d 는 오리피스의 유량계수, ρ 는 작동유의 밀도, P_o 는 탱크의 압력을 나타내며 대기압이다. 또한, 1차 컵셀을 통한 유량 Q_b 는 압축행정에서는 발생하지 않고 챔버 내의 압력이 부압으로 떨어지는 귀환행정에서만 유량이 발생하므로 식 (4)와 같이 나타낼 수 있다. 단, 귀환행정 중에서도 챔버의 압력이 대기압 이상이 되면 Q_b 는 0이 된다.

$$Q_b = \begin{cases} C_d A_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_c - P_o|} & (P_c < 0) \\ 0 & (P_c = 0) \end{cases} \quad (4)$$

여기서, A_3 는 1차 컵셀의 유로 단면적을 나타낸다. 마스터실린더의 운동방정식은 피스톤에 대한 운동방정식으로서 식 (5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$m_p \ddot{x} + c_p \dot{x} + k_c(x + x_o) = F_p - P_c A_p \quad (5)$$

여기서, m_p 는 피스톤의 질량, c_p 는 피스톤의 점성 마찰계수, k_c 는 스프링상수, x 는 피스톤의 변위, x_o 는 피스톤의 초기변위, F_p 는 운전자에 의해 가해진 압력을 나타낸다.

2.2 클러치 릴리즈실린더의 모델링

릴리즈실린더는 유압관로를 통하여 마스터실린더로부터 전달된 압력에 의해 피스톤을 움직여 클러치 본체의 릴리즈포크를 움직이도록 하여 클러치 동작이 일어나도록 한다. Fig. 4에 릴리즈실린더의 형상을 나타내었다. 여기서 릴리즈실린더의 스프링은 운전자가 클러치에서 밟을 때서 유압관로 내에 압력이 형성되지 않을 때도 피스톤이 항상 일정한 위치에 위치하도록 하여 릴리즈 베어링이 클러치 다이어프램 스프링(diaphragm spring) 상단과 가볍게 접촉하도록 하는 역할을 한다. 이것에 의해 클러치 디스크의 페이싱(facing)이 마모되어도 릴리즈실린더의 유격을 조정 할 필요가 없어진다. 릴리즈실린더의 동적거동 해석을 위한 모델을 Fig. 5에 나타내었다.

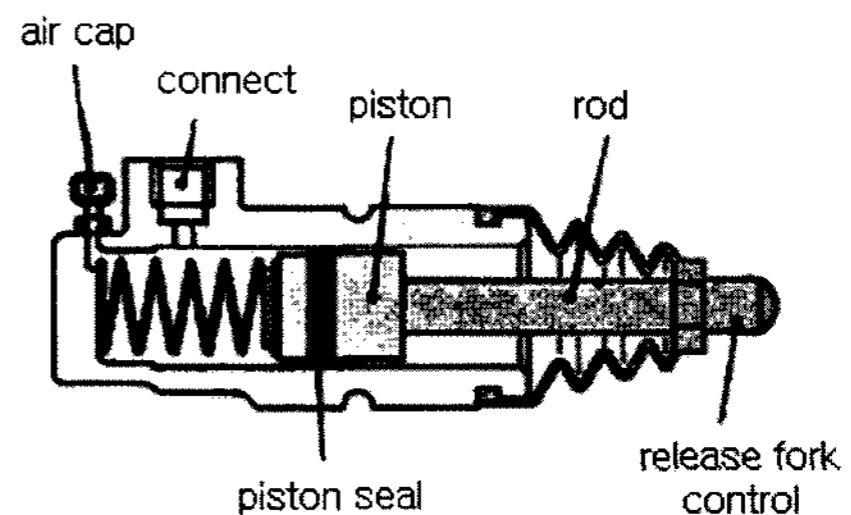


Fig. 4 Configuration of clutch release cylinder

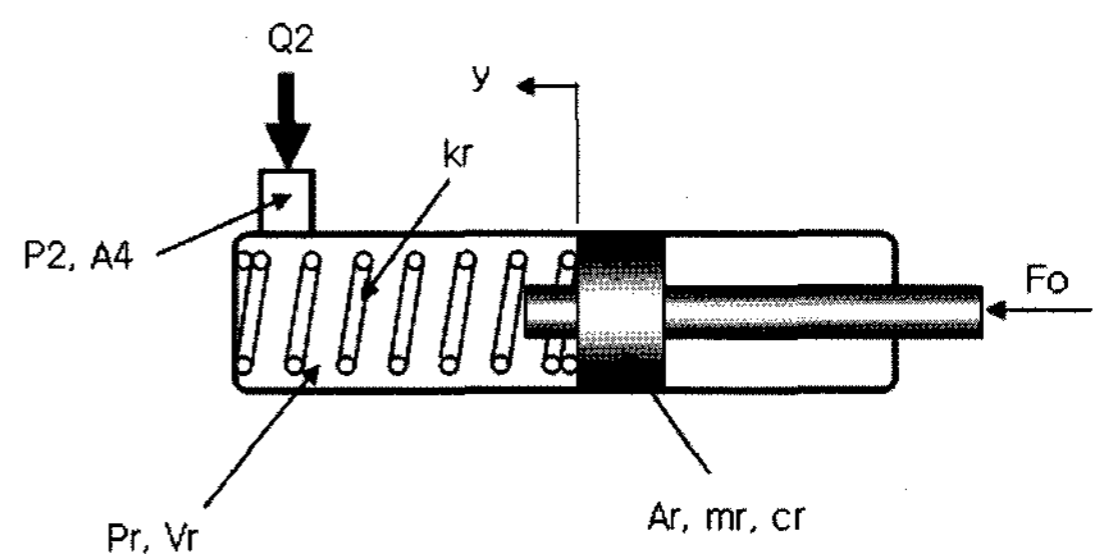


Fig. 5 Schematic diagram of oil flow and pressure at clutch release cylinder

Fig. 5에서 표시한 릴리즈실린더 챔버의 연속방정식은 피스톤의 변위에 따라 식 (6)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{V_r}{K} \frac{dP_r}{dt} = A_r \dot{y} - Q_2 \quad (6)$$

여기서, V_r 는 릴리즈실린더 챔버의 체적, P_r 은 챔버의 압력, A_r 는 피스톤 단면적, \dot{y} 는 피스톤 속도, Q_2 는 유압관로와 릴리즈실린더 사이의 유량을 나타낸다. 릴리즈실린더의 운동방정식은 식 (7)과 같이 나타낼 수 있다.

$$m_r \ddot{y} + c_r \dot{y} + k_r (y + y_o) = F_o - P_r A_r \quad (7)$$

여기서, m_r 은 릴리즈실린더의 피스톤 질량, c_r 는 피스톤의 점성마찰계수, k_r 는 스프링상수, F_o 는 클러치시스템으로부터 피스톤에 가해진 힘을 나타낸다.

2.3 댐퍼실린더의 모델링

2.3.1 댐퍼실린더 금속판 변형해석

댐퍼실린더는 엔진진동에 의해 클러치 조작기구의 유압관로에 가해진 압력맥동을 저감하기 위한 장치로서 금속 다이어프램을 사용하고 있다. 댐퍼실린더의 구조는 Fig. 6에 나타내었다.

그림에서와 같이 댐퍼실린더는 유압관로와 연결을 위한 커넥터와 금속판, 오일실(kant seal), 지지링(support ring) 등으로 구성된 댐퍼실린더 본체로 구성되어 있다. 댐퍼실린더 금속판의 압력맥동에 따른 변형량을 예측하기 위하여 유한요소해석을 실시하였다. 유한요소해석은 Fig. 7과 같이 댐퍼실린더의 금속판, 지지링 및 오일실을 대상으로 하여 실제 압력이 미치는 부품에 대하여 해석을 실시하였다. 기타 부품은 강체로 가정하여 변형이 없다고 가정

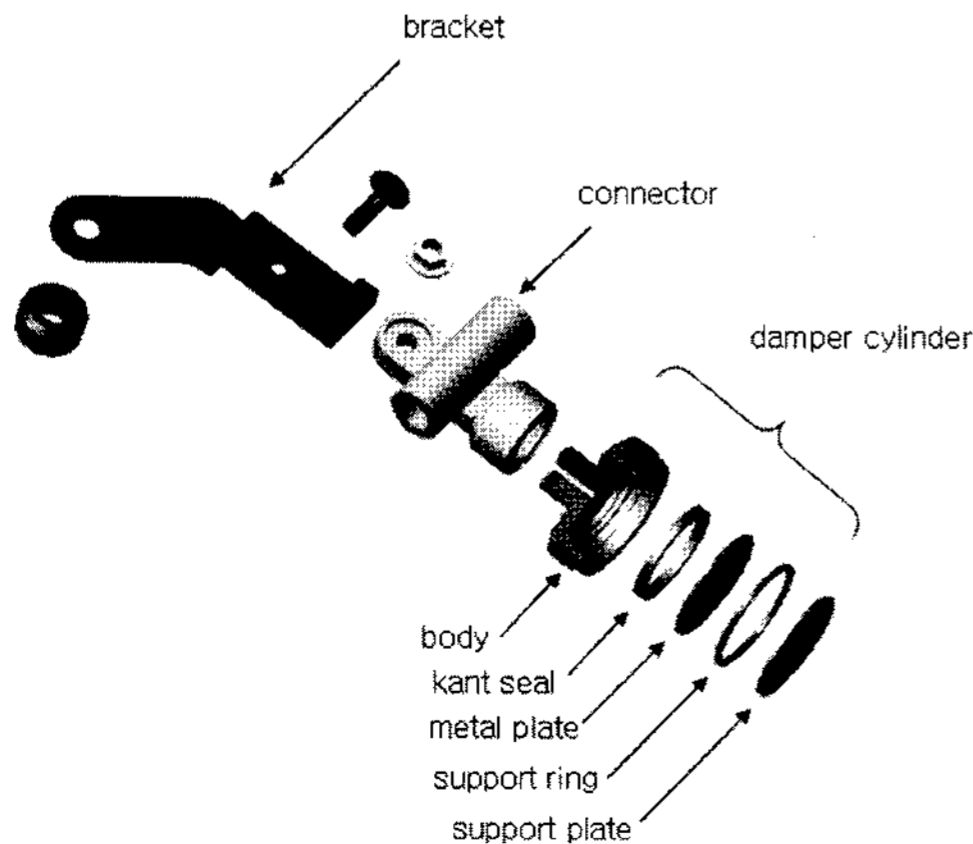


Fig. 6 Configuration of damper cylinder

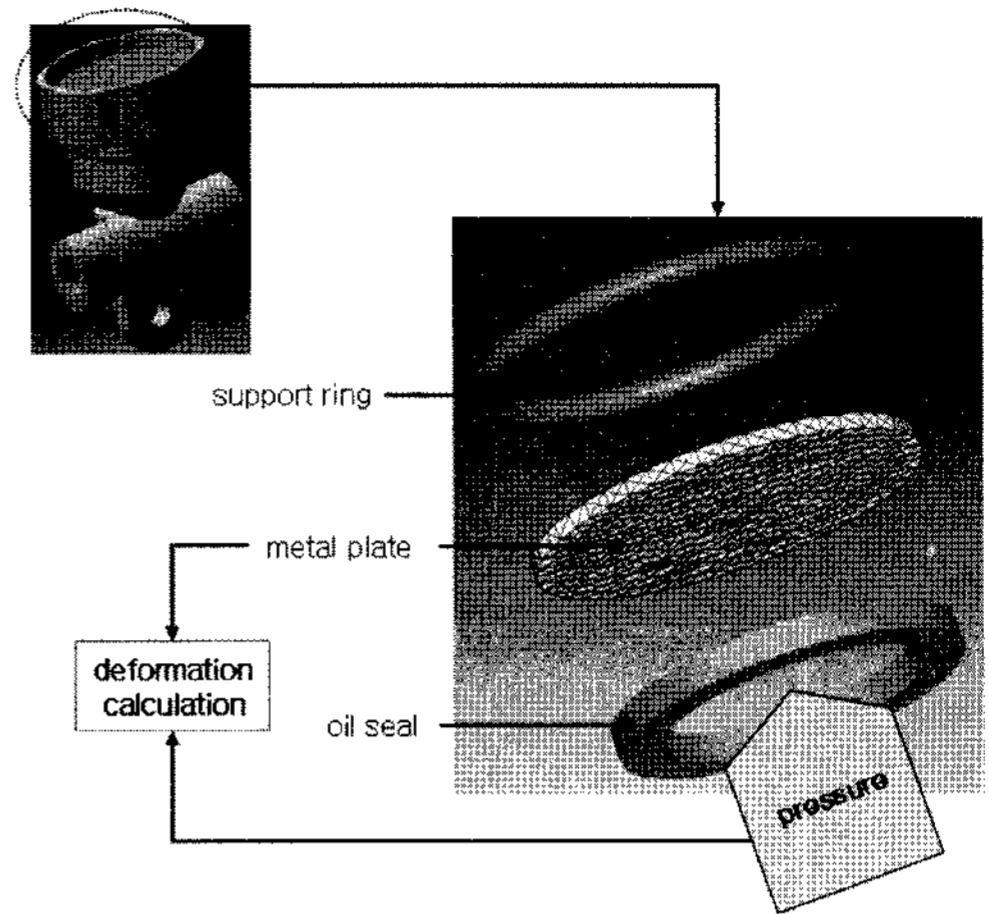


Fig. 7 Damper cylinder FEM analysis model

하였다. 또한, 지지링과 금속판은 점접촉에 의해 하중이 가해지고 수평방향의 미끄럼을 허용하였다.

그리고 Table 1에 댐퍼실린더의 사양을 나타내었다. 이러한 모델을 기초로 한 해석결과를 Fig. 8에 나타내었다. Fig. 8에서와 같이 최대변형은 금속판 중앙에서 발생하고, 60bar의 압력을 가한 경우 최대 0.765mm의 변형이 발생하였다.

Table 1 Damper cylinder parameters

| | | |
|--------------|-----------------|---------|
| Metal plate | Mean diameter | φ37mm |
| | Thickness | 1.2mm |
| | Young's modulus | 206 GPa |
| | Pisson ratio | 0.3 |
| Oil seal | Mean diameter | φ31.5mm |
| | Height | 2.8mm |
| | Thickness | 1.5mm |
| Support ring | Mean diameter | φ35.5mm |
| | Thickness | 1.5mm |

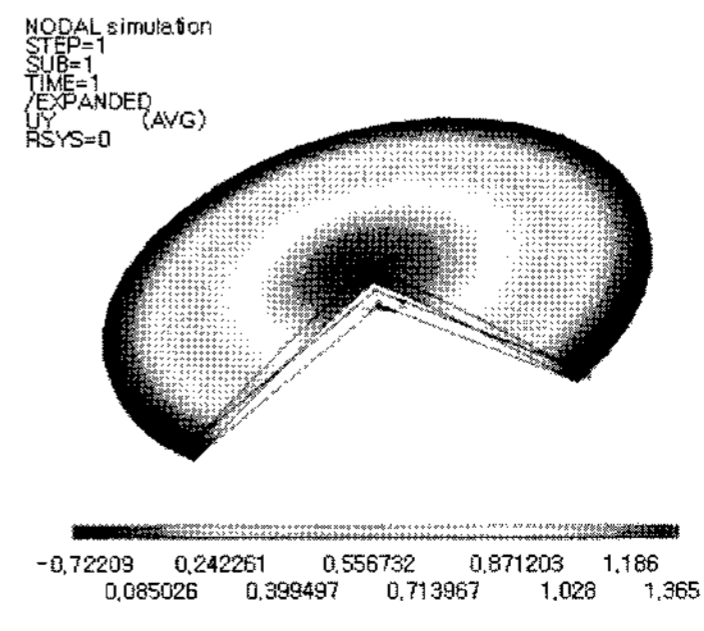


Fig. 8 FEM analysis result of damper cylinder deformation

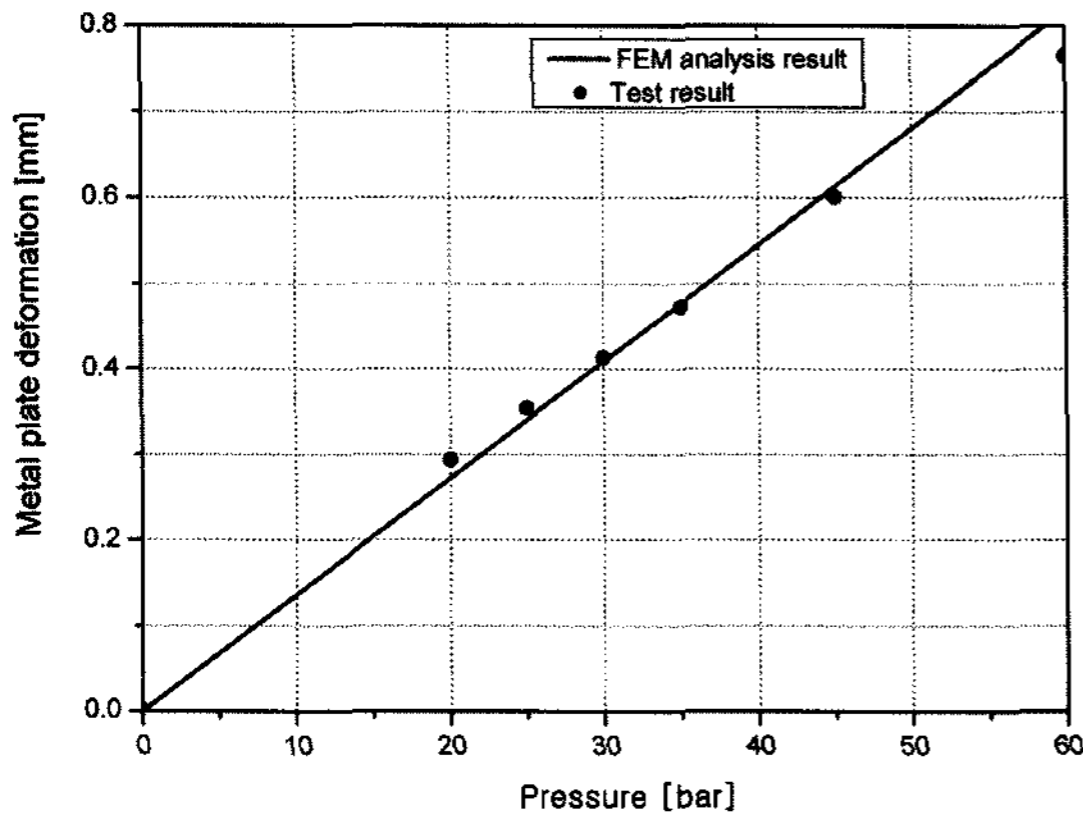


Fig. 9 Comparison of simulation and experimental result of deformation at the center of metal plate

Fig. 9에 해석결과와 실험결과를 비교하여 나타내었다. 해석결과, 통상 작동영역인 40bar 부근까지 압력에 의한 금속판의 변형은 직선적으로 변함을 알 수 있고 해석결과가 실험결과와 잘 일치함을 알 수 있다.

2.3.2 댐퍼실린더 금속판의 모델링

댐퍼실린더의 변형에 의한 체적을 계산하기 위하여 Fig. 10과 같이 댐퍼실린더가 압력에 의해 cos함수로 변형된다고 가정하였다. 따라서 그림과 같은 단면적을 적분하여 변위에 따른 체적을 식 (8)과 같이 구할 수 있다.

$$V = \frac{D^2 h (\pi - 2)}{\pi} = \frac{4(\pi - 2)r^2 h}{\pi} \tag{8}$$

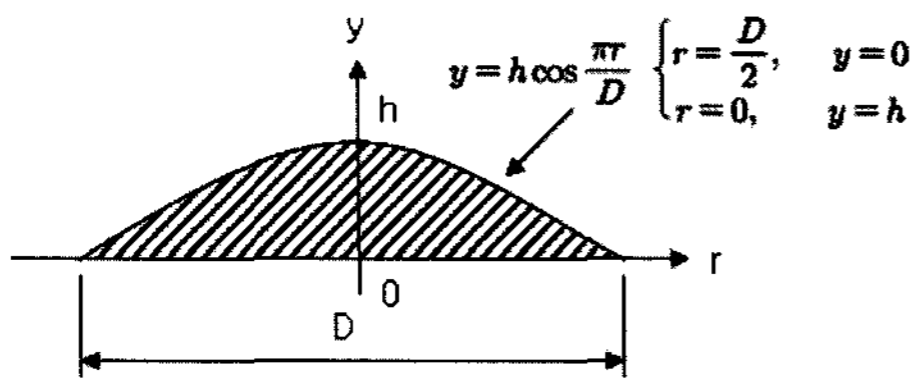


Fig. 10 Calculation of metal plate deformation volume

2.4 유압관로의 모델링

유압관로는 일반적으로 Fig. 11과 같이 파이프 또는 호스로 되어 있다. 이러한 유압관로에서 작동유의 압축성과 압력에 의한 파이프/호스의 팽창에 의한 체적탄성계수는 유효체적탄성계수(effective bulk modulus)를 사용하여 고려할 수 있다. 즉, 유효체적

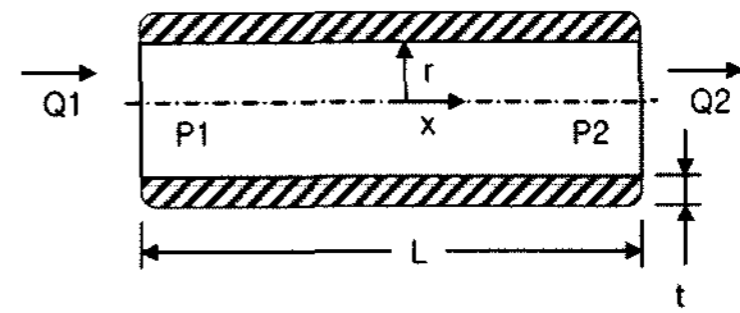


Fig. 11 Schematic diagram of hydraulic hose/pipe

탄성계수는 식 (9)와 같이 계산할 수 있다.

$$\frac{1}{\beta_{pipe}} = \frac{1}{\beta} + \frac{2r}{tE_{pipe}}, \quad \frac{1}{\beta_{hose}} = \frac{1}{\beta} + \frac{2r}{tE_{hose}} \tag{9}$$

여기서 β 는 작동유의 체적탄성계수, β_{pipe} 는 파이프의 체적탄성계수, β_{hose} 는 호스의 체적탄성계수, r 은 유압관로의 반경, t 는 유압관로의 두께, E_{pipe} 는 파이프의 영률, E_{hose} 는 호스의 영률이다. 또한, 전체 유압배관의 유효체적탄성계수는 식 (10)을 이용하여 구할 수 있다.

$$\frac{1}{\beta_e} = \frac{V_{pipe}}{V_{total}} \frac{1}{\beta_{pipe}} + \frac{V_{hose}}{V_{total}} \frac{1}{\beta_{hose}} \tag{10}$$

여기서, β_e 는 유압라인의 유효체적탄성계수, V_{total} 은 전체라인의 체적, V_{pipe} 는 파이프의 체적, V_{hose} 는 호스의 체적이다. 따라서, 유압관로내의 유체 흐름을 다음과 같은 운동방정식과 연속방정식으로 나타낼 수 있다.

$$\left(\frac{\rho}{A}\right) \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial P}{\partial x} + p_f = 0 \tag{11}$$

$$\frac{\partial P}{\partial t} + \left(\frac{\beta_e}{A}\right) \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \tag{12}$$

$$p_f = \frac{\rho}{A} R_f Q \tag{13}$$

여기서, p_f 는 유압관로 단위길이당 관마찰 압력 손실, ρ 는 작동유의 밀도, r 은 관로의 반경, $R_f = 8\nu/r^2$, $A = \pi r^2$ 이다.

식 (11)과 (12)로부터 금속판에서의 비정상 층류 유동에 대한 압력과 유량사이의 관계는 다음과 같은 행렬식(transfer matrix)으로 표현할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ Q_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh(\lambda l) & Z_c \sinh(\lambda l) \\ 1/Z_c \sinh(\lambda l) & \cosh(\lambda l) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_2 \\ Q_2 \end{bmatrix} \tag{14}$$

여기서, λ 는 관로의 파동전파계수이고, Z_c 는 관

로의 특성 임피던스를 나타낸다. 그리고 유압용 고압호스의 관로벽은 탄성뿐만 아니라 점성을 갖는 물질로 알려져 있다. 이러한 고압호스의 동특성을 기술하는 점탄성 모델은 금속관의 식 (14)에 고압호스의 파동전파계수¹⁾를 사용하여 구할 수 있다.

3. 유압 클러치 시스템 해석결과

3.1 해석모델

본 논문에서 사용한 해석모델의 구성을 Fig. 12에 나타내었고 각 부품의 주요사양을 Table 2에 나타내었다.

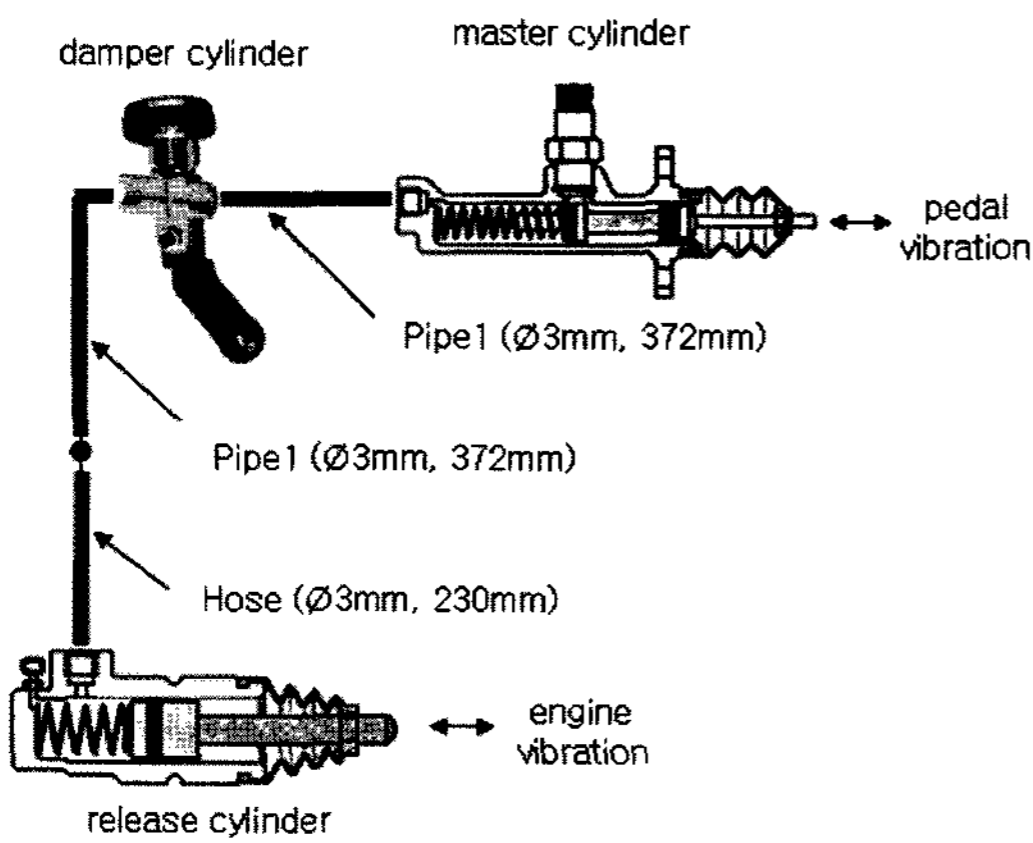


Fig. 12 Configuration of hydraulic clutch system for the simulation

Table 2 Simulation parameters

| | | |
|---------------------|-----------------|------------|
| Master cylinder | | φ16mm |
| Release cylinder | | φ20.5mm |
| Damper cylinder | Diameter | φ35.5mm |
| | Spring rate | 7,278N/mm |
| Hydraulic hose | Diameter | φ3mm |
| | Length | 230mm |
| | Thickness | 3.5mm |
| | Young's modulus | 20,600bar |
| Hydraulic pipe1 & 2 | Diameter | φ3mm |
| | Length | 372mm |
| | Thickness | 1mm |
| | Young's modulus | 2.06e+6bar |

3.2 해석결과

Fig. 13은 댐퍼실린더를 장착하지 않고 릴리즈 실

Table 3 Release & master cylinder input conditions

| | | With damper cylinder | Without damper cylinder |
|------------------|----------------------|----------------------|-------------------------|
| Release cylinder | Frequency | 100Hz | 100Hz |
| | Mean level | 5mm | 5mm |
| | Amplitude | 0.015mm | 0.010mm |
| Master cylinder | Initial displacement | 3.2mm | 0.51mm |

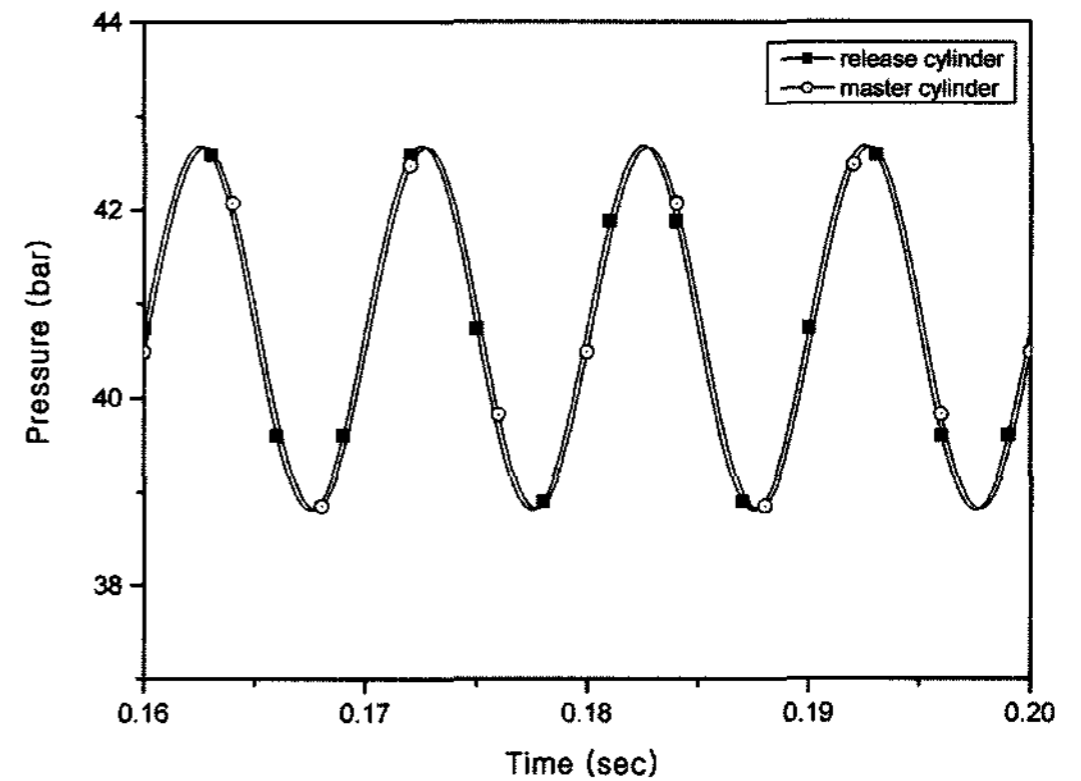


Fig. 13 Pressure pulsation of hydraulic clutch system (without damper cylinder)

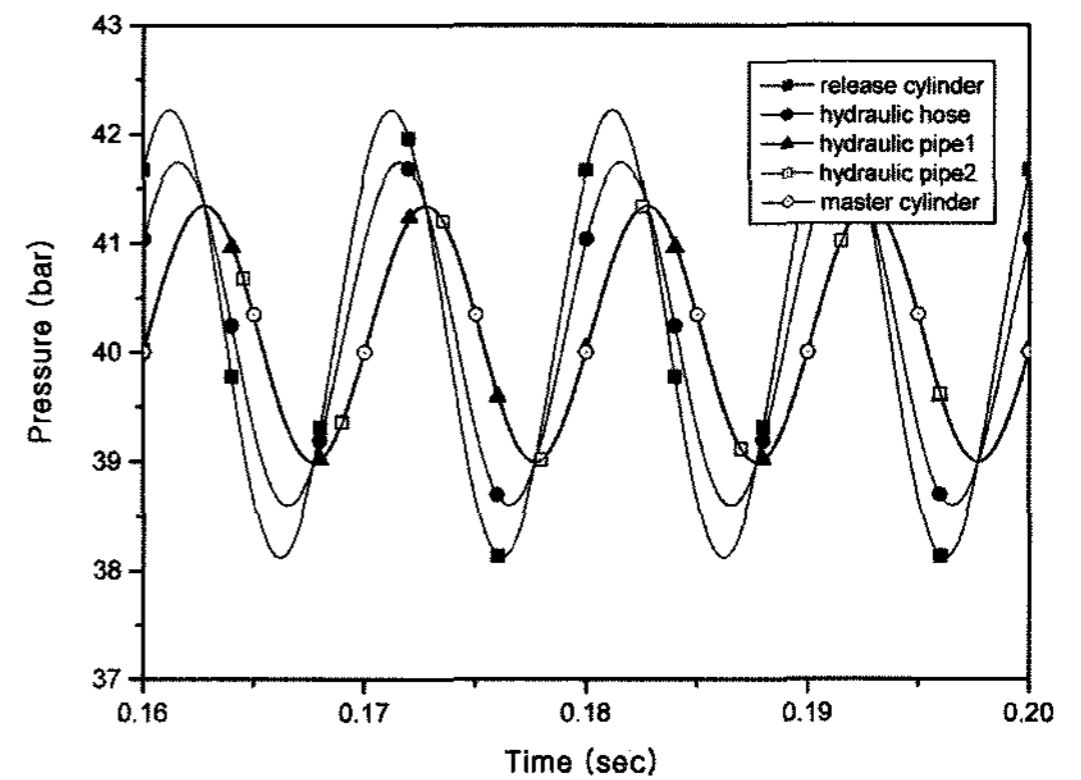


Fig. 14 Pressure pulsation of hydraulic clutch system (with damper cylinder)

린더에 100Hz, 40±2bar의 압력변동을 가했을 때 마스터실린더에서의 압력변동 해석결과를 나타내고 있다. 릴리즈실린더에 100Hz, 40±2bar의 압력변동을 발생시키기 위한 릴리즈실린더와 마스터실린더에서의 입력변위는 Table 3과 같다.

Fig. 13은 댐퍼실린더를 장착하지 않은 상태로 마스터실린더에서의 압력변동 감소효과가 거의 없음을 알 수 있다. Fig. 14는 댐퍼실린더를 장착하고

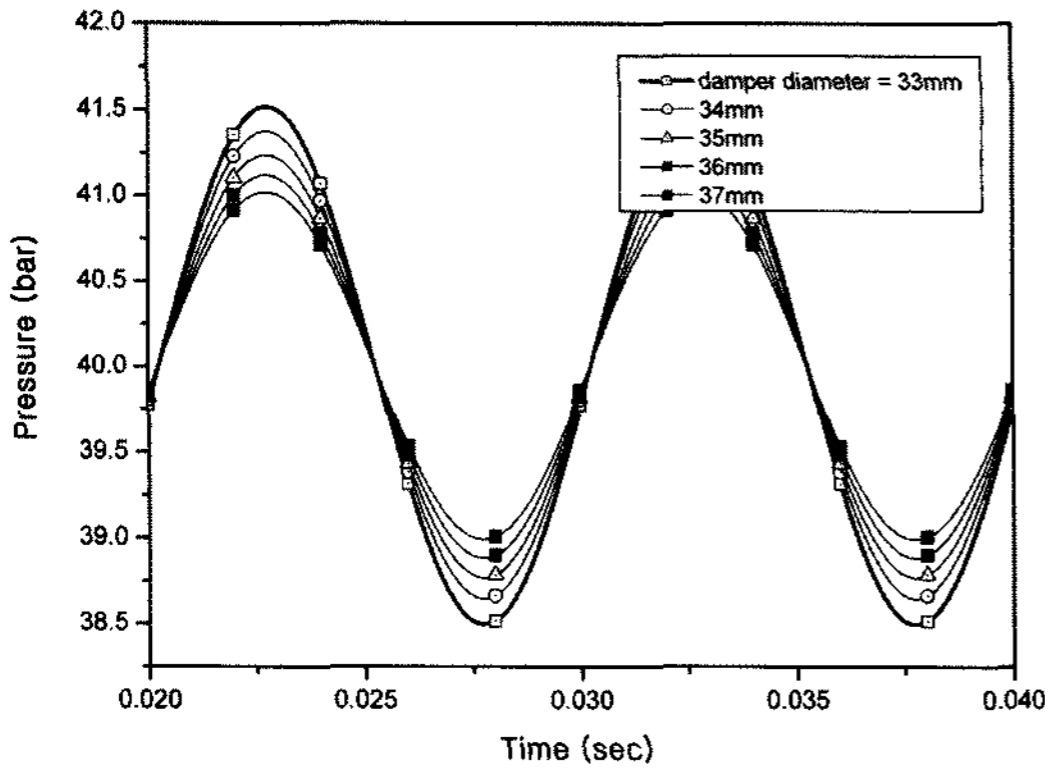


Fig. 15 Pressure pulsation of hydraulic clutch system with damper cylinder diameter variations

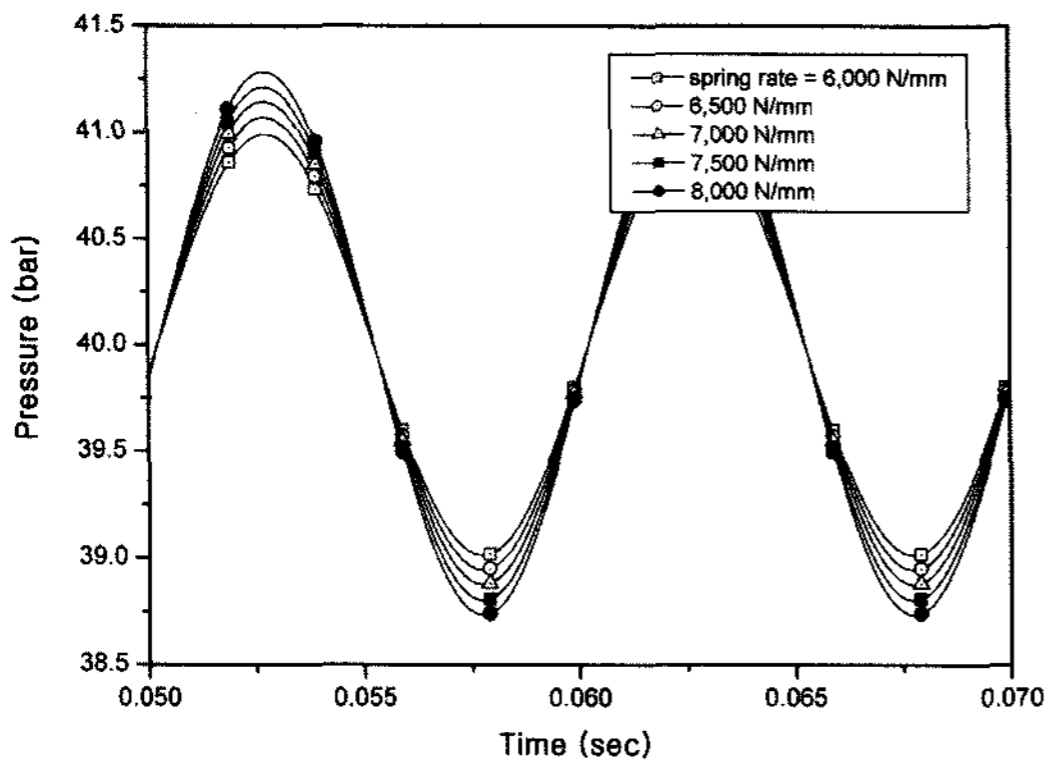


Fig. 16 Pressure pulsation of hydraulic clutch system with metal plate stiffness variations

Fig. 13과 동일한 압력변동을 가했을 때 유압관로에 나타나는 압력변동 해석결과를 나타내고 있다. 그림으로부터 릴리즈실린더에서의 압력맥동이 4bar 이지만 마스터실린더에서는 2.35bar로, 약 41% 정도 감소함을 알 수 있다.

또한, Fig. 15와 16은 릴리즈실린더에서의 압력변동을 4bar로 일정하게 두고 댐퍼실린더의 주요 설계변수를 변화시켜 마스터실린더에서의 압력변동을 계산한 결과이다. 본 연구에서 사용한 설계변수의 변화 범위는 본 연구의 대상이 되는 국내 중형차종에 사용되고 있는 댐퍼실린더의 직경이 35mm 근방이므로 35mm를 중심으로 $\pm 5\%$ 정도의 설계변수 범위를 설정하였고, 금속판 강성 역시 실험치인 7,200N/mm에 근거하여 이 값을 기준으로 $\pm 10\%$ 정도의 설계변수 변화에 대하여 압력맥동 특성을 고찰하였다.

따라서 Fig. 15는 댐퍼실린더의 직경이 압력맥동에 미치는 영향을 살펴보기 위하여 댐퍼실린더의 직경을 33~37mm로 변화시켰을 때의 해석결과를 나타내고 있다. 그림에서와 같이 댐퍼실린더 직경의 변화에 따른 압력맥동은 33mm일 때 3bar에서 37mm일 때 2.02bar로, 약 32% 감소하여 압력맥동 저감효과가 높음을 알 수 있다. Fig. 16은 금속판의 강성 변화에 따른 압력맥동 변화를 확인하기 위하여 금속판의 강성을 6,000~8,000N/mm으로 변화시켰을 경우 마스터실린더에서의 압력변화를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 금속판 강성의 변화에 따른 압력맥동 저감효과는 약 22% 정도임을 알 수 있다.

4. 결론

본 논문에서는 유압클러치시스템에서 댐퍼실린더에 의한 압력맥동 저감효과를 예측하기 위하여 유압 클러치시스템의 구성부품에 대한 수학적 모델링을 실시하고 이를 바탕으로 이론해석을 행하여 중요 설계변수의 변화에 대한 유압 클러치시스템에서의 압력맥동의 변화를 검토하였다.

해석결과, 댐퍼실린더의 직경 및 금속판 강성변화가 압력맥동저감에 큰 효과가 있음을 확인하였다. 댐퍼실린더 직경의 경우 해석의 범위 내에서, 직경에 비례하여 압력맥동저감효과가 커짐을 알 수 있다. 하지만 직경의 선택은 압력맥동저감 효과와 함께 마스터실린더와 릴리즈실린더의 응답특성 등도 함께 고려하여 설계되어야 한다.

금속판의 강성은 작을수록 금속판의 변형이 쉬워져 압력맥동 저감에 효과적일 것으로 사료된다. 하지만 금속판의 강성은 재료의 선정과 관계되며 이는 영구변형, 내구성 등의 문제와 함께 고려하여 설계되어야 한다. 따라서 본 연구를 통하여 유압 클러치시스템 설계에 대한 보다 체계적인 이론을 구축할 수 있을 것으로 사료된다.

References

- 1) I.-Y. Lee, "High Speed Computing Method of Unsteady Laminar Pipe Flow by Characteristics Method," KSMME, Vol.14, No.1, pp.20-27,

- 1990.
- 2) J.-C. Lee, "An Investigation into the State-Space Model for a Hydraulic Attenuator," *Journal of the KSPE*, Vol.19, No.5, pp.168-175, 2002.
 - 3) D.-T. Kim and J.-M. Lee, "Attenuation Characteristics of Fluid-Borne Pressure Ripple in Automotive Power Steering Hydraulic Hoses," *Journal of the KSMTE*, Vol.7, No.3, pp.22-28, 1998.
 - 4) J.-C. Lee, Y.-S. Jeong and J.-H. Kim, "Development of Performance Analysis Program for a Hydraulic Shimmy Damper of Steering System," *transactions of KSAE*, Vol.12, No.1, pp.174-183, 2004.
 - 5) B.-S. Lee, "Friction Characteristics of an Hydraulic Cylinder for an Automotive Manual Clutch," *Transactions of KSAE*, Vol.14, No.4, pp.32-38, 2006.
 - 6) M. C. Hastings and C. Chen, "Analysis of Tuning Cables for Reduction of Fluidborne Noise in Automotive Power Steering Hydraulic Lines," SAE 931295, pp.277-282, 1993.
 - 7) S. Nagata, "Simulation of Resonator Hose," *Proceedings of JHPS*, pp.219-132, 1993.
 - 8) P. Larsson, "Flow Ripple Reduction in Hydrostatic Transmission by means of Fluid Power Attenuators," *Proceedings of 2nd JHPS International Symposium on Fluid Power*, pp.341-348, 1993.