

오리피스 유체댐퍼의 수치해석적 설계

이재천[#], 김성훈^{*}, 문석준^{**}

Numerically Analytical Design of An Orifice Fluid Damper

Jae-Cheon Lee[#], Seong-Hoon Kim^{*} and Seok-Joon Moon^{**}

ABSTRACT

This paper presents the numerical design technology of a passive orifice fluid damper system especially for the characteristics between the damper piston velocity and the damping force. Numerical analysis with the visual interfacial modeling technique was applied into the analysis of the damper system's dynamics. A prototype orifice fluid damper was manufactured and experimentally tested to validate the numerical simulation results. The performances of various damper system schemes were investigated based on the verified numerical simulation model of orifice fluid damper.

Key Words : Orifice fluid damper (오리피스 유체댐퍼), Multiport (다중포트), Interfacial modeling (계면모델링), Damping force(감쇠력)

기호설명

A_c, A_o : 각각 실린더피스톤 압력면적, 오리피스 단면적
 C_d : 오리피스 유량계수
 F_d, F_f, F_L : 각각 감쇠력, 마찰력, 외력
 K_{cv}, K_v : 각각 체크밸브 유량계수, 블로우-오프 밸브 혹은 안전밸브의 유량계수
 K_i : 누유계수
 L : 오리피스 길이 혹은 튜브의 길이
 M : 질량
 $P, P_1, P_2, P_a, P_c, P_m, P_r$: 각각 압력, 압

축실 압력, 팽창실 압력, 어큐뮬레이터 가스 충전 압력, 크래킹 압력, 최대 압력, 체크 밸브 정격유량 압력
 ΔP : 차압력
 Q, Q_l, Q_m, Q_o, Q_r : 각각 유량, 누유 유량, 최대 유량, 오리피스 유량, 체크밸브 정격유량
 T : 압력과 전달시간
 V, V_1, V_2, V_a : 각각 체적, 압축실 체적, 팽창실 체적, 어큐뮬레이터 체적
 ΔV : 미소체적변화량
 a : 압력과 전달속도
 d_o, d_p, d_r : 각각 오리피스 내경, 피스톤 직경, 로드 직경

· 2002년 9월 7일 접수
교신저자, 계명대학교 기계자동차공학부
Email : ljcds@kmu.ac.kr , Tel : (053) 580-5921
* 계명대학교 기계자동차공학부
** 한국기계연구원 구조시스템연구부

Δt : 미소시간변화량

v : 속도

β_e : 유효체적탄성계수

ν : 동점도

ρ : 밀도

γ : 가스 비열

1. 서론

수동형 댐퍼(Passive damper)는 간단한 구조와 가격상 이점으로 인해 각종 구조물의 진동에너지를 흡수와 동적 성능 개선에 널리 응용된다. 수동형 댐퍼는 에너지 소산(Energy dissipation) 방식에 따라 기계식, 마찰식, 점탄성식(Viscoelastic) 방식과 유체식 방식이 있다.¹ 자동차용 충격흡수기(Shock-absorber)는 유체 댐퍼의 대표적 사례이다.

유체 댐퍼는 크게 나누어 유체의 층류흐름에서 점성마찰력을 이용하는 방식과 난류유동에서의 관성력 강하를 이용한 방식으로 구분된다. 점성력을 이용하는 방식으로는 전통적인 대시포트(Dashpot)^{2,3}와 더불어 원통형포트(Cylindrical pot),⁴ 점성감쇄벽(Viscous damping wall)⁵과 모세관 튜브(Capillary Tube)⁶를 응용하는 방식이 있다. 유체 점성력을 이용하는 방식은 댐퍼 피스톤의 이동속도와 감쇠력간 선형적 관계를 얻는 이점이 있으나 에너지 소산밀도가 비교적 작기 때문에 실제적인 설계에 있어 감쇠력에 제한을 받는다.⁷ 따라서 보다 큰 감쇠력의 유체댐퍼에서는 오리피스를 통한 유체관성에너지의 소산을 이용한다.^{8,9} 그러나 오리피스를 이용한 유체댐퍼는 점성력을 이용한 댐퍼에 비해 복잡한 내부 구조와 비선형적 특성으로 인해 해석 및 설계가 용이하지 않다.

이에 본 연구에서는 수치해석에 의해 오리피스 유체댐퍼를 설계하는 방안을 제시하고자 한다. 수치해석은 상용 유공압프로그램의 다중포트(Multiport) 계면모델링(Interfacial Modeling) 방법¹⁰을 이용하여 전형적인 오리피스 유체댐퍼의 성능을 해석하였다. 해석 결과는 만능시험기(UTM)에 의한 오리피스 유체댐퍼 시제품의 성능실험 결과와 비교함으로써 신뢰성 있는 수치해석용 모델을 구하였다. 그리고 댐퍼 시스템의 부품사양에 따른 감쇠력 특성 변화를 시뮬레이션을 통해 살펴보았다.

2. 오리피스 유체댐퍼의 성능해석

2.1 오리피스 실린더

아래 Fig. 1은 오리피스 실린더의 기본구조를 보여준다. 그림에서 보듯이 실린더는 양-로드(Double rod), 복동(Double acting)식으로써, 피스톤 내의 오리피스를 통해 압축실과 팽창실의 차압에 의해 오일이 유동한다.

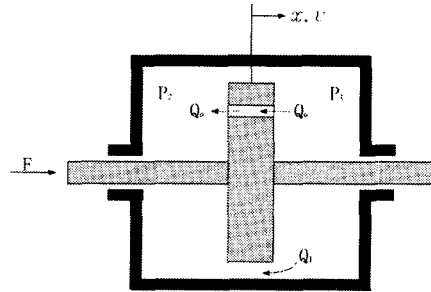


Fig. 1 View of orifice damper cylinder

Fig. 1의 피스톤과 실린더 내벽간의 마찰력을 무시하였을 때, 외력에 대한 힘의 평형방정식은 아래 식 (1)과 같다.

$$F_L = M\dot{v} + (P_1 - P_2) A_c \quad (1)$$

또한 외부누유와 실린더의 탄성변형을 무시하였을 때, 피스톤이 이동함에 따라 압축실과 팽창실에, 유량보존의 법칙에 의해, 식 (2)와 식 (3)이 각각 적용된다.

$$\frac{V_1}{\beta} \dot{P}_1 + A_c v - Q_o - Q_i = 0 \quad (2)$$

$$-\frac{V_2}{\beta} \dot{P}_2 - A_c v + Q_o + Q_i = 0 \quad (3)$$

그리고 일반적인 오리피스 유량식은 아래 식 (4)와 같다.

$$Q_o = C_d A_o \text{sign}(P_1 - P_2) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_1 - P_2|} \quad (4)$$

상기 식 (1)~(4)에서 살펴보았듯이 감쇠력은 $F_d = A_c(P_1 - P_2)$ 로써 오리피스 유동과 직접적인 관련을 갖고 있음을 알 수 있다. 즉, 식 (4)에서 보듯이 실린더 양단의 차압 $\Delta P = P_1 - P_2$ 는 오리피스 유량 Q_o 의 제곱에 비례하며, 오리피스 유량은 내부누유량 $Q_i = K_i \cdot \Delta P$ 이 작을 경우 피스톤 이동속도 v 에 비례한다. 따라서 일반적인 오리피스 댐퍼의 경우, 댐퍼 감쇠력은 대략 피스톤 속도의 제곱에 비례한다.

또한 식 (4)에서 유량계수(Flow coefficient) C_d 는 Reynolds 수의 함수로써, 날카로운 모서리 타입(Sharped edged orifice)과 제한길이 타입(Finite length orifice)으로 구분된다. 미국 오클라호마주립 대학의 유압연구소 실험결과에 의하면,⁶ 오리피스 유량계수는 Reynolds 수 100 이하의 층류유동에서는 Reynolds 수의 제곱근에 대략 비례하며, Reynolds 수 4,000 이상의 난류유동에서는 날카로운 모서리 오리피스의 경우 약 0.6, 제한길이 오리피스는 $L/d_o = 1 \sim 4$ 의 경우 약 0.8에 수렴한다.

2.2 오리피스 유체댐퍼 구성과 시뮬레이션 모델

아래 Fig. 2는, 일본 카지마 연구소에서 적용한 오리피스 유체댐퍼의 기본 구성도이다.¹¹ 또한 Fig. 3은 본 연구팀에서 최대속도 10mm/s에서 18kN의 감쇠력을 목표로 실제 제작한 시제품의 형상이다.

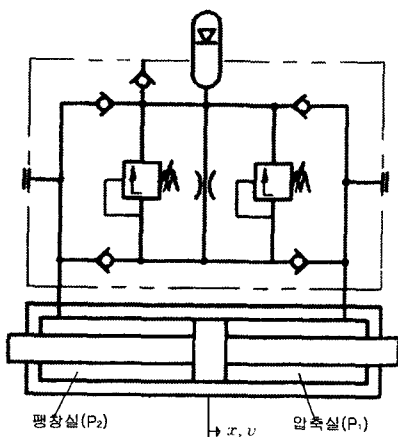


Fig. 2 Schematic of orifice fluid damper

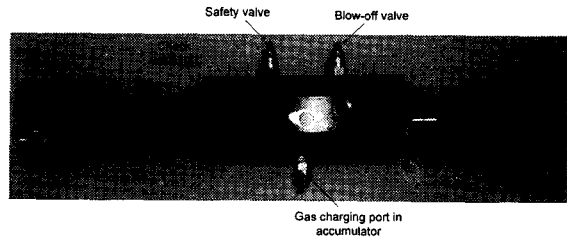


Fig. 3 View of prototype orifice fluid damper

Fig. 2에서 보듯이 오리피스 유체댐퍼는 4개의 체크 밸브(Check valve)에 의해, 피스톤의 상하 왕복 운동에 따라 압축실과 인장실로의 유동 방향이 조정된다. 시스템 보호를 위한 블로우-오프 밸브(Blow-off valve)와 안전밸브(Safety valve)는 예부하(Preload) 스프링의 크래킹 압력(Cracking pressure)에 의해 밸브 개폐압력이 조정되며, 피스톤 과속에 의해 급격한 압력발생 시 유량을 우회(By-pass)시킴으로써 시스템을 보호한다. 또한 시스템에 설치한 어큐뮬레이터(Accumulator)는 고주파 피스톤 변위 변동 시 시스템의 압력을 일정하게 유지하는 역할을 한다.

오리피스 유체댐퍼 시스템을 구성하는 각종 부품의 주요 매개변수들은 다음과 같다. 본 매개변수들의 일부 값들은 다음 절에서 보여주는 오리피스 유체댐퍼의 실험 결과와 시뮬레이션 결과와의 비교를 통해 조정되었다. 특히 유효체적탄성계수는, 본 연구팀에서 개발한 가진맥동시험기를 이용하여, 유압관로의 두 지점간 임펄스 압력파의 전달속도 측정과 아래 식 (5)에 의해, 시스템 압력변동에 따른 유효체적탄성계수를 측정하였다.¹² Fig. 4는 측정결과를 보여준다.

$$\beta_e = \rho \cdot a^2 = \rho \left(\frac{L}{T} \right)^2 \quad (5)$$

가. 댐퍼 실린더: 피스톤 직경(d_p) = 55 mm, 로드 직경(d_r) = 35 mm, 로드 길이 = 203 mm, 최대행정 = 102 mm, 내부 누유계수(K_i) = 0.165 lpm/MPa

나. 어큐뮬레이터: 충전 압력(P_a) = 0.981MPa, 체적(V_a) = 88 cm³, 가스 비열(γ) = 1.4

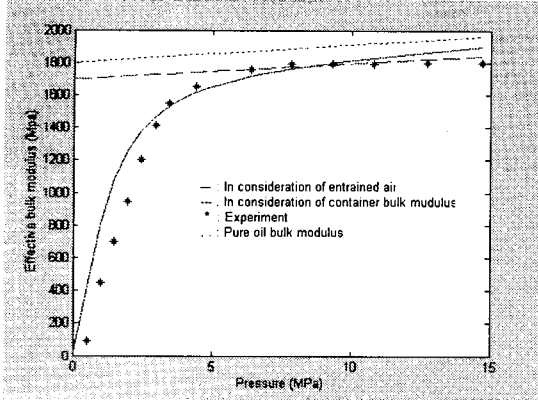


Fig. 4 Experimental and analytical results of effective bulk modulus

다. 오리피스: 내경(d_o) = 1 mm, 유량계수 (C_d) = 0.6

라. 체크 밸브: 정격유량(Rate flow, Q_r) = 35 lpm, 정격유량 압력(P_r) = 5 MPa, 내부누유계수 = 0 lpm/MPa

마. 블로우-오프 밸브: 크래킹 압력(P_c) = 12 MPa, 최대유량(Q_m) = 90 lpm, 최대유량 압력 (P_m) = 13.8 MPa

바. 안전 밸브: 크래킹 압력 = 14 MPa, 최대유량 = 120 lpm, 최대유량 압력 = 17.2 MPa

사. 유압유(Shell Tellus 27): 동점도(ν) = 14.3 cSt at 38°C, 5.1cSt at 99°C, 비중 = 0.867 at 25°C 대기압, 유효체적탄성계수: Fig. 4의 실험 결과 참조.

Fig. 2의 오리피스 유체댐퍼의 시뮬레이션을 위해, 상용 유공압 프로그램인 HyPneu¹³를 사용하였다. HyPneu는 각 유압부품의 동특성을 다중포트(Multiport) 계면모델링(Interfacial Modeling) 혹은 그래픽모델링하는 유공압 시뮬레이션 프로그램이다.^{10,14} Fig. 5는 오리피스 유체댐퍼의 HyPneu 모델이다. 입력신호로써 댐퍼실린더 상단에 피스톤 속도를 계단형 혹은 정현파 신호로써 가하였다. 출력은 댐퍼실린더의 감쇠력과, 각 부품이 서로 연결되는 노드(Node) 점에서의 압력과 유량이다.

각 부품들의 매개변수 값들은 앞에서 기술한 바와 같으며 주요 모델식은 다음과 같다.

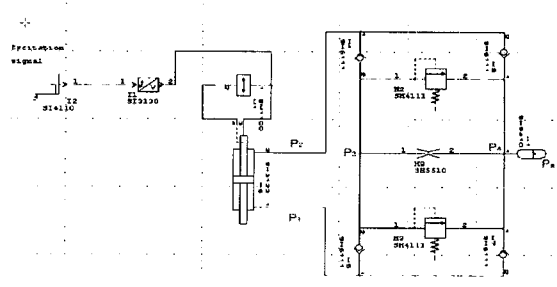


Fig. 5 HyPneu circuit for orifice fluid damper

가. 댐퍼실린더

$$F_L = M \dot{v} + (P_1 - P_2) A_c + F_f \pm Mg \quad (6)$$

나. 어큐레이터

$$Q = \frac{dV}{dt} = \frac{1}{dt} \left\{ V_a \left[1 - \left(\frac{P_a}{P} \right)^{1/\gamma} \right] \right\} \quad (7)$$

다. 오리피스

$$Q = C_d A_o \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \quad (8)$$

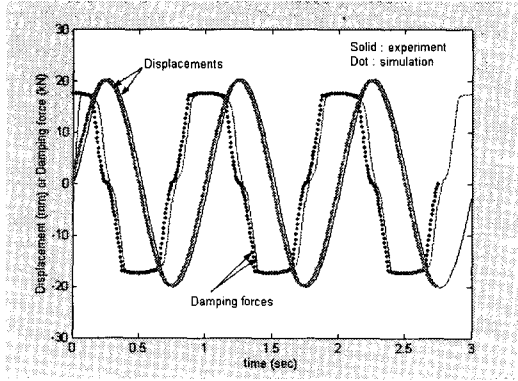
라. 체크밸브

$$Q = K_{cv} \sqrt{\Delta P}, \quad K_{cv} = Q_r / \sqrt{P_r} \quad (9)$$

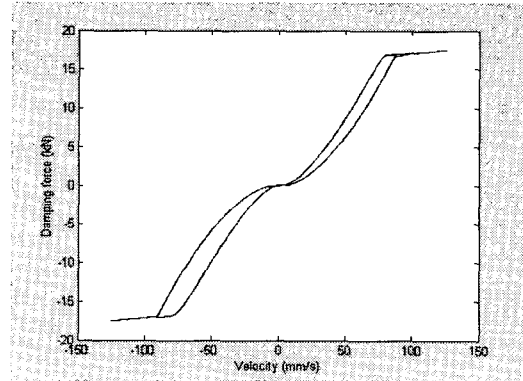
마. 블로우-오프 밸브와 안전 밸브

$$\begin{aligned} Q &= 0 \text{ if } P \leq P_c \\ &= Q_m \left(\frac{P - P_c}{P_m - P_c} \right) \text{ if } P_c < P \leq P_m \\ &= K_v \sqrt{\Delta P} \text{ if } P > P_m, \quad K_v = \frac{Q_m}{\sqrt{P_m}} \end{aligned} \quad (10)$$

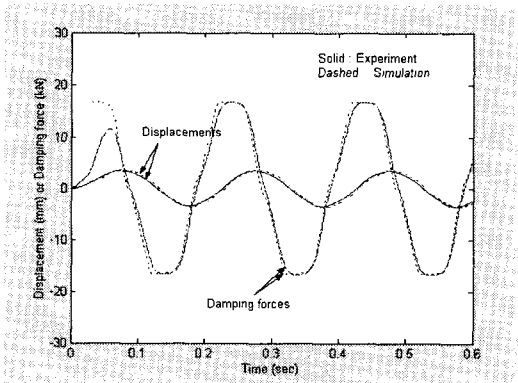
이상의 식들을 이용하여 각 노드 점에서의 압력은 $\dot{P} = \frac{\beta_e}{V} \sum Q$ 의 상태방정식을 시간에 대해 수치적분하여 구한다.



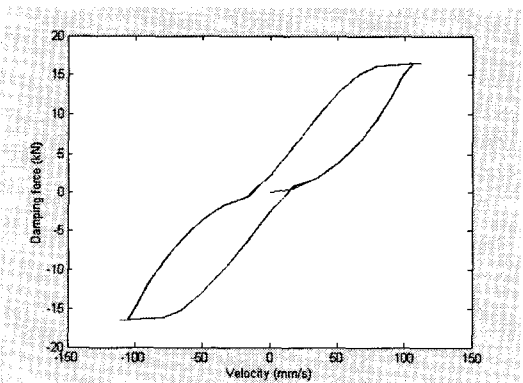
(a) Amplitude=20mm, Frequency=1Hz



(a) Amplitude=20mm, Frequency=1Hz



(b) Amplitude=3.6mm, Frequency=5Hz



(b) Amplitude=3.6mm, Frequency=5Hz

Fig. 6 Comparison of the results between experiment and simulation

Fig. 7 Velocity vs. damping force

2.3 결과 및 검토

Fig. 6(a), (b)는 각각 진폭 20mm, 주파수 1 Hz (즉, 최대속도 126 mm/s) 및 진폭 3.6mm, 주파수 5 Hz(최대속도 113 mm/s)의 정현파 변위신호(Displacement signal)로써 오리피스 유체댐퍼를 가진하였을 때의 감쇠력에 대한 실험 결과와 시뮬레이션 결과이다. 그림에서 보듯이 실험과 시뮬레이션 결과는 매우 유사하여 오리피스 유체댐퍼에 대한 Fig. 5의 HyPneu 시뮬레이션 모델과 매개변수 값의 선정이 적절하였음을 알 수 있다. 최대감쇠력은 두 경우 각각 17.5 kN와 16.6 kN이었다.

또한 Fig. 6(a), (b)의 시뮬레이션 결과를 속도 대 감쇠력 간의 관계그래프로 표시하면 각각 Fig. 7(a),

(b)와 같다. Fig. 7에서 보듯이, 댐퍼 피스톤속도 대 감쇠력간의 특성은, 고속 지점에서의 일부 영역을 제외하고는 원점을 중심으로 비선형적 특성을 가지며, 정현파 입력신호에 따라 다른 모양으로 나타난다.

따라서 여러 가지 피스톤 속도의 계단형(Step) 입력신호에 대한, 오리피스 유체댐퍼의 감쇠력을 시뮬레이션을 통해 구한 결과는 Fig. 8과 같다.

Fig. 8에서 보듯이 시제품 오리피스 유체댐퍼의 감쇠력은 피스톤 속도 0mm/s~80mm/s의 영역에서는 비선형적으로 급격히 증가하며, 90mm/s 이상의 속도 영역에서는 낮은 증가율로 선형적으로 변화한다. 그 이유는 피스톤 속도가 증가함에 따라 시스템 압력이 블로우-오프 밸브의 크래킹 압력보다 커

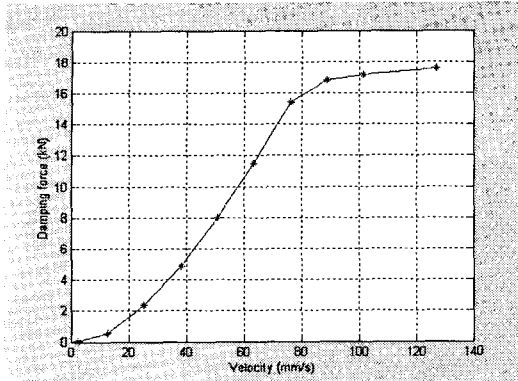
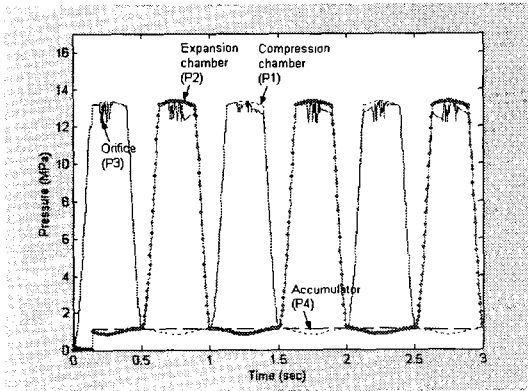
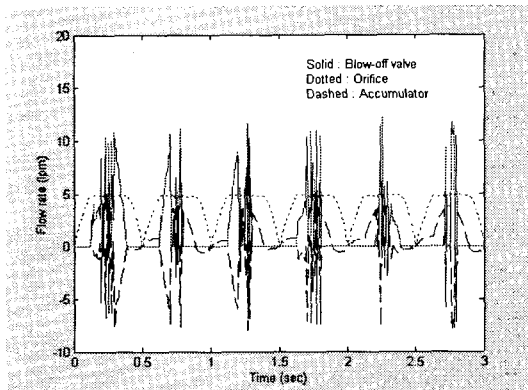


Fig. 8 Velocity vs. damping force by step input test



(a) Pressures



(b) Flow rates

Fig. 9 Variation of pressures and flow rates (Sinusoidal displacement input: 1Hz, 20mm)

지고, 블로우-오프 밸브를 통한 유량이 발생하는데, 블로우-오프 밸브의 유량통과 면적이 압력상승에 의한 스프링 압축변위 증가로 인해 선형적으로 증가하기 때문이다. 따라서 식 (10)에서 보듯이 최대 유량압력까지는 시스템 압력증가에 따라 블로우-오프 밸브를 통한 유량은 선형적으로 증가한다.

이것은 Fig. 9에서 보듯이, 진폭 20mm, 주파수 1 Hz의 댐퍼변위신호로써 오리피스 유체댐퍼를 가진하였을 때, 댐퍼 내 여러 지점의 유량과 압력변화 그래프에서도 확인할 수 있다. 즉, Fig. 9에서 볼 수 있듯이 피스톤 속도가 큰 지점(정현파 변위신호의 꼭지 부근)에서 압력상승으로 인해 블로우-오프 밸브가 열리게 됨을 알 수 있다. 참조로 Fig. 9(a)에 표기된 $P_{1, \dots, 4}$ 는 Fig. 5의 오리피스 유체댐퍼의 HyPneu 회로에 표시된 각 지점을 나타낸다.

한편 Fig. 10은 여러 가지 크기의 오리피스와 블로우-오프 밸브에 대한 감쇠력 특성을 보여준다.

Fig. 10에서 보듯이, 오리피스의 크기와 블로우-오프 밸브의 크래킹 압력 및 최대유량에 의해 피스톤 속도에 대한 감쇠력 특성을 임의로 조정할 수 있음을 알 수 있다.

3. 결론

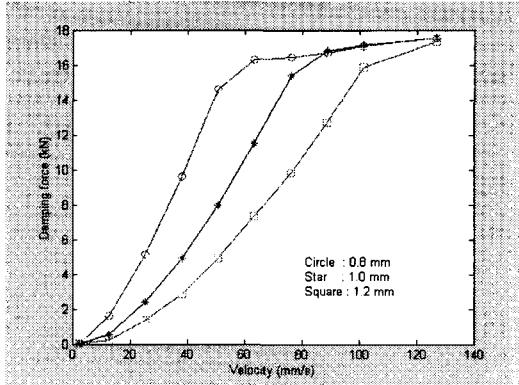
본 연구에서는 다중포트 계면모델링 방법에 의한 유공압시스템 수치해석 프로그램을 이용하여 오리피스 유체댐퍼의 설계를 진행하였다. 시뮬레이션 결과는 유체댐퍼 시제품의 성능시험 결과와 비교함으로써 오리피스 유체댐퍼의 신뢰성 있는 수치해석용 모델을 완성하였다.

상기의 연구 결과를 바탕으로, 본 연구팀은 모세관 튜브와 이중(Double) 정압베어링 피스톤에 의한 선형(Linear) 오리피스 유체댐퍼를 개발 중이다.

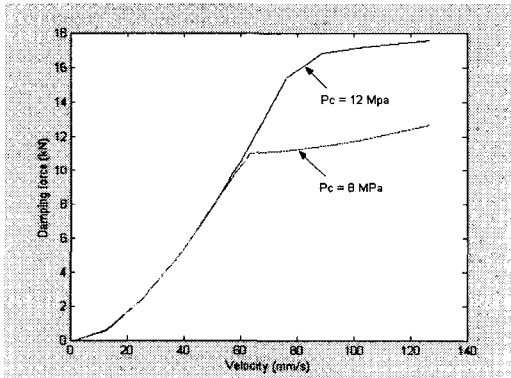
후 기

이 논문은 한국기계연구원과, 과학기술부 · 한국과학재단 지정 계명대학교 저공해자동차부품기술개발센터의 지원에 의한 것입니다.

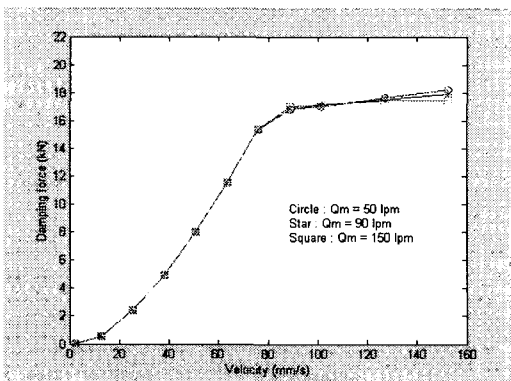
참고문헌



(a) For orifice diameters



(b) For cracking pressures of blow-off valve



(c) For maximum flow rates of blow-off valve

Fig. 10 Damping force variation for various orifice fluid dampers

1. Harris, C. M. and Crede, C. E., Shock and Vibration Handbook, 2nd Ed., McGraw-Hill, New York, 1976.
2. Schwahn, K. J. and Delinic, K., "Verification of the Reduction of Structural Vibrations by Means of Viscous Dampers," Seismic Engineering, ASME, Pressure Vessel and Piping Conf., Pittsburgh, PA, Vol. 144, pp. 87-95, 1988.
3. Makris, N. and Constantinou, M. C., "Fractional Derivative Model for Viscous Dampers," J. Struct. Engrg., ASCE, Vol. 117, pp. 2708-2724, 1991.
4. Makris, N., Dargush, G. F. and Constantinou, M. C., "Dynamic Analysis of Viscoelastic Fluid Dampers," J. Engrg. Mech., ASCE, Vol. 121, No. 10, pp. 1114-1121, 1995.
5. Arima, F., Miyazaki, M., Tanaka, H. and Yamazaki, Y., "A Study on Building with Large Damping Using Viscous Damping Walls," 9th World Conf. Earthquake Engrg., Tokyo, pp. 821-826, 1988.
6. Fitch, E. C. and Hong, I. T., Hydraulic Component Design and Selection, FES Inc., pp.35-38, 2001.
7. Lee, J.-C., "Liner Orifice Fluid Damper Design," KIMM In-House Seminar No. 2, 2002.
8. Song, T. T. and Dardusg, G. F., Passive Energy Dissipation Systems in Structural Engineering, John Wiley & Sons, pp. 191-199, 1997.
8. Luben, W. L., Process Modeling, Simulation and Control for Chemical Engineers, McGraw Hill, pp. 279-296, 1975.
9. Lee, J.-C., Im, M.-H., Hwang, T.-Y., "On the Analysis of Dynamic Characteristics of Pipe Supporting Hydraulic Snubber in Electric Power Plant with State-space Model and Impulse Testing," J. of the KSPE, Vol. 19, No. 10, pp. 130-138, 2002.
10. Lee, J.-C., Hong, I.-T., "Computerized Fluid Power Design for Automotive Shassis System," KSAE Fall Conference, 2000-03-2217, pp. 635-642, 2000.
11. Kurata, N., Kobori, T., Takahashi, M., Ishibashi,

- T., Niwa, N., Tagami, J., Midorikawa, H., "Forced vibration test of a building with semi-active damper system," *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, Vol. 29, pp. 629-645, 2000.
12. Lee, J.-C., Chung, Y.-S., "A Study on the Estimation of Effective Bulk Modulus of Hydraulic Oil with Pressure Variation," *J. of KSAE*, Vol. 11, No. 1, pp. 179-184, 2003.
13. HyPneu User's Manual, BarDyne Inc., 2000.
14. Lee, J.-C. and Hong, I.-T., "Design and Analysis of Hydraulic Systems on PC's using FESIM," *SAE Technical Paper Series*, #891849, 1989.