

반능동형 충격흡수기의 연속가변 감쇠특성에 대한 CFD 해석

윤 준 원*

군산대학교 기계공학부

CFD Analysis on the Continuous and Variable Damping Characteristics of a Semi-Active Shock Absorber

Jun-Won Yun*

School of Mechanical Engineering, Kunsan National University, Jeonbuk 573-701, Korea

(Received 9 October 2003 / Accepted 18 December 2003)

Abstract : Recently, a semi-active shock absorber has been taking interest because of its low cost and simple structure than the active one. CFD analysis has been conducted to investigate the continuous and variable damping characteristics of the semi-active shock absorber. Also, the flow resistance characteristics of a spool valve has been examined to identify individual parameters(namely, exponent and discharge coefficient) of pressure-flow rate relation needed for the accurate valve modeling. The flow field in the damping valve was simulated using the commercial code, CFX-5.3. The numerical results showed reasonable agreement with the experimental outputs. The pressure distribution with the variation of spool opening length and volume flow rate were discussed in detail. And the continuous and variable damping performance was found clearly. The individual parameters of spool valve were obtained as a function of orifice area. The exponent and discharge coefficient were fitted in with the first and the third polynomial respectively.

Key words : Semi-active shock absorber(반능동형 충격흡수기), Continuous and variable damping characteristics(연속가변 감쇠특성), Pressure distribution(압력분포), Spool valve(스풀밸브), Flow resistance characteristics(유동저항특성)

1. 서론

충격흡수기(shock absorber)는 자동차 주행 중에 노면요철에 의해 발생된 차체의 진동을 감쇠시키고 충격에너지를 소산시키며 타이어에 걸리는 힘의 변화를 조절함으로써 승차감과 조종안정성을 향상시키기 위한 현가장치의 핵심 부품이다. 진동에 의해 충격흡수기 내의 유체가 감쇠밸브의 매우 좁은 통로, 즉 오리피스를 통해 흐를 때 발생하는 유동손실로 인해 압력강하가 발생하고 이로부터 요구되는

감쇠력(damping force)이 얻어진다.¹⁾

재래식 수동형(passive) 충격흡수기는 한 단 또는 몇 단으로 정해진 감쇠력만을 발휘하므로 승차감과 조종안정성이라는 서로 상충되는 기능을 동시에 향상시키는데 있어서 한계가 있다. 이에 따라 1980년대 이후부터 노면조건에 따라 감쇠력을 실시간으로 연속적으로 가변시킬 수 있는 능동형(active) 또는 반능동형(semi-active) 충격흡수기의 개발 및 실용화가 활발히 이루어지고 있다.^{2,4)} 그 중에서, 반능동형 충격흡수기는 능동형에 비해 성능은 다소 떨어지지만 별도의 동력원이 필요 없고 구조가 간단하며 가격이 싸다는 장점 때문에 기술개발이 더욱 집중되

*To whom correspondence should be addressed.
jwyun@kunsan.ac.kr

고 있다. 최근에 수학적 모델을 이용하여 반능동형 충격흡수기의 감쇠성능에 대한 수치해석적 연구가 수행⁵⁾된 바 있다.

충격흡수기의 감쇠특성 해석을 위한 기존의 연구들은 대부분 제한된 범위에서의 시험측정이나 단순한 유동저항(flow resistance) 관계를 이용한 수치해석에 의존함으로써 감쇠성능을 정확하고 상세하게 규명하는데 있어 한계가 있다. 최근 들어 선진 외국 회사들은 이러한 기술적 한계를 극복하기 위하여 충격흡수기의 기술개발에 CFD 해석을 이용함으로써 충격흡수기 내의 유체유동현상을 상세히 밝히고 감쇠특성을 보다 정확히 예측하며 이를 토대로 성능향상을 위한 감쇠밸브의 구조개선을 시도하고 있다.^{6,7)}

한편, 현가장치의 동특성 해석모델을 구성하는데 필요한 감쇠밸브의 유동저항 특성은 통상적으로 단순한 날카로운 모서리를 갖는 오리피스 이론을 적용하고 있다. 그러나 Herr 등⁷⁾ 및 Duym⁸⁾은 각각 실험적 연구 및 수치해석적 연구를 통해 단순한 오리피스 이론에 이용되는 파라미터 값의 부정확성을 지적하였고, 밸브 요소별로 별개의 파라미터 값을 사용해야 함을 밝혔다. 또한, Yun⁹⁾은 수동형 충격흡수기의 감쇠밸브를 구성하는 고정밸브(fixed valve) 요소별로 오리피스 면적변화에 따른 정확한 파라미터 관계식을 제시하였다.

본 연구에서는 상용 열유동 해석코드인 CFX-5.3¹⁰⁾을 사용하여 최근에 관심이 집중되고 있는 반능동형 충격흡수기의 감쇠밸브 내의 압력분포를 상세히 구하였고, 이로부터 작동조건 변화에 따른 연속가변 감쇠특성을 고찰하였다. 또한, 현가장치의 동특성 해석모델을 구성하는데 필요한 반능동형 충격흡수기의 가변밸브(variable valve)인 스푼밸브(spool valve)의 정확한 유동저항 특성을 밝혔다.

2. 반능동형 충격흡수기의 구조 및 원리

2.1 감쇠밸브의 구조

반능동형 충격흡수기는 충격흡수기 몸체 바깥에 유로가 연결된 외장식 감쇠밸브를 부착시켜 이 밸브로부터 요구되는 연속가변 감쇠력을 얻는다. Fig. 1은 외장식 감쇠밸브의 형상을 나타낸 것으로 그림

의 위쪽은 조립된 형상이고 아래쪽은 내부 구조를 볼 수 있도록 하우징을 분리시킨 놓은 것이다.

Fig. 2는 감쇠밸브의 내부 구조를 단면상에 상세하게 나타낸 것으로, 감쇠밸브는 크게 나누어 반동밸브(rebound valve)와 압축밸브(compression valve)로 구성되며 직렬로 조립되어 있다. 충격흡수기 내의 피스톤이 왕복운동을 함에 따라 인장행정과 압축행정이 반복적으로 이루어진다. 인장행정 시에 오일은 반동실(rebound chamber)에서 반동밸브를 거쳐 압축실(compression chamber)로 흘러 나가고, 압축행정 시에 오일은 압축실에서 압축밸브를 거쳐 저장실(base chamber)로 흘러 나간다. 반동밸브와 압축밸브는 각각 일정한 오리피스 면적을 갖는 고정밸브와 가변적인 오리피스 면적을 갖는 가변밸브인 스푼밸브로 구성되어 있다. 스푼밸브는 비례 솔

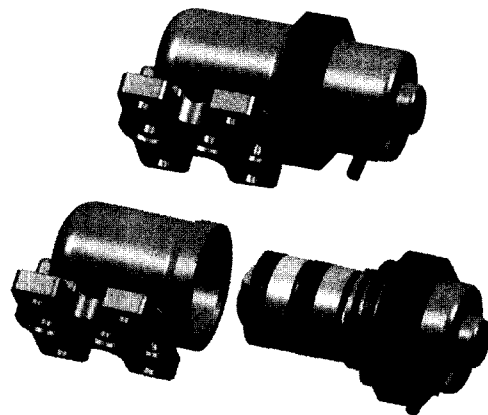


Fig. 1 Configuration of an external damping valve

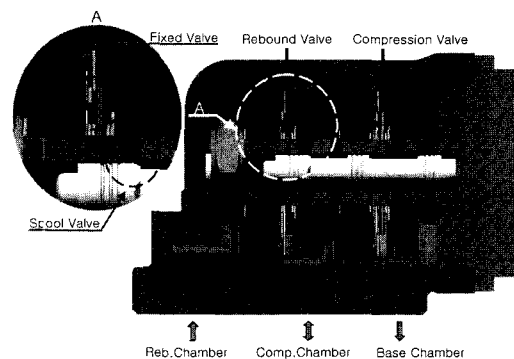


Fig. 2 Cross-sectional view of an external damping valve

레노이드(proportional solenoid) 방식으로 가해지는 전류세기에 비례하는 자기력을 받아 스톱의 위치가 이동되며 이에 따라 밸브의 오리피스 간극이 변하게 된다. 스톱밸브의 오리피스 간극이 닫힌 경우를 하드 모드(hard mode), 그리고 오리피스 간극이 완전히 열린 경우를 소프트 모드(soft mode)라 한다. 반동밸브와 압축밸브의 기본적인 구조 및 작동특성은 거의 같기 때문에, 본 연구에서는 인장행정 시 감쇠력을 발휘하는 반동밸브만을 해석대상으로 하였다.

2.2 감쇠밸브의 작동원리

Fig. 3은 반동밸브 내의 오일유로를 개략적으로 나타낸 것이다. 피스톤 속도가 느려 반동밸브를 통해 흐르는 유량이 적은 경우에, 반동실로부터 유입된 오일은 점선으로 표시된 유로를 따라 고정밸브 및 스톱밸브를 통해 흐른 후에 압축실로 빠져 나간다. 유량이 증가하여 고정밸브 위에 놓여진 홀 디스크(hole disk)에 가해지는 압력이 어느 이상이 되면 홀 디스크의 처짐이 시작되는데 이 때를 블로우 오프(blow-off)라 한다. 홀 디스크의 처짐이 발생하면 이 부분에 새로운 유로가 형성되고 오일유량의 일부는 일점쇄선으로 표시된 유로를 따라 압축실로 바로 빠져 나간다. 이러한 오일유로의 변화 및 스톱 위치의 이동에 대응하여 밸브 내의 각 오리피스 전후의 압력 P1, P2, P3는 다양한 값을 가지게 되고 반능동형 충격흡수기의 연속가변 감쇠성능이 얻어지게 된다.

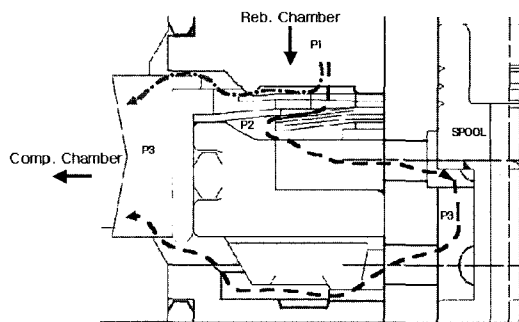


Fig. 3 Oil flow passage in a rebound valve

3. CFD 해석방법

반동밸브 내의 오일유동을 준 정상상태, 비압축성 및 층류로 가정하여 다음과 같은 지배방정식을 해석한다.

연속방정식

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad (1)$$

운동량방정식

$$\rho \frac{d\vec{u}}{dt} = -\nabla p + \rho \vec{g} + \mu \nabla^2 \vec{u} \quad (2)$$

여기서 \vec{u} 와 p 및 \vec{g} 는 각각 유체의 속도와 압력 및 중력가속도를 나타낸다. 작동유체는 광물유(mineral oil)로, 밀도 ρ 및 점성계수 μ 는 성능시험 시의 온도 20°C에서의 물성치인 866.5 kg/m³ 및 0.0214 kg/(m·s)을 이용하였다. 한편, 충격흡수기의 실제 작동에서는 연속적인 진동에 의한 마찰열로 유체온도는 현저히 높아지지만 감쇠밸브의 성능시험은 상온에서 몇 차례의 가진을 통해 수행되므로 등온상태로 해석한다.

Fig. 4는 CFD 해석을 위한 계산영역의 형상 및 내부의 표면 격자계 형태를 나타낸 것이다. 본 연구에서는 반능동형 충격흡수기의 인장행정만을 해석하

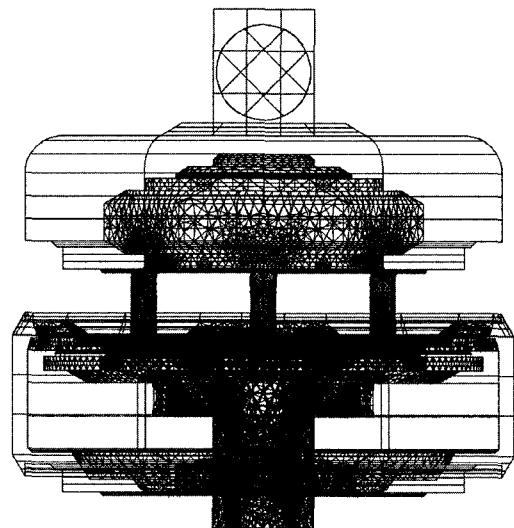


Fig. 4 Computational domain and surface grid system

므로 반동실로부터 오일이 유입되는 입구와 압축실로 빠져 나가는 출구에 이르는 반동밸브 내의 유동장을 계산영역으로 채택하였다.

경계조건으로 입구에서는 일정유속 조건을, 출구에서는 일정압력 조건을 부여하였고 나머지 경계면은 모두 벽으로 점착조건(no-slip condition)을 주었다.

복잡한 형상을 갖는 유동장 내에 계산격자를 원활히 구성하기 위해 사면체 형태의 비정형격자(unstructured grid)를 이용하였다. 유로면적이 급격히 축소되는 오리피스 부근에 매우 조밀하게 분포시킨 비균일 격자계를 구성하였고 계산에 사용된 전체 격자의 개수는 약 78만개이다. CFD 해석을 위해 상용 열유동 해석코드인 CFX-5.3을 이용하였고 수렴판정 기준은 상대 잔류량을 10^{-4} 이하로 하였다.

4. CFD 결과 및 고찰

반능동형 충격흡수기는 전류세기에 따라 스펴밸브의 오리피스 간극을 조절하여 연속가변 감쇠력을 발휘한다. 따라서 본 연구에서는 반능동형 충격흡수기의 연속가변 감쇠특성을 상세히 밝히기 위하여 오리피스 간극을 소프트 모드에서 하드 모드까지 6 단계로 변화시켜 해석하였다. 또한, 각 단계에서 주어지는 감쇠특성곡선을 얻기 위하여 반동밸브 내를 흐르는 오일유량을 변화시키면서 이에 따른 압력강하를 구하였다.

4.1 CFD 결과의 검증

Fig. 5는 CFD 결과의 타당성을 검증하기 위하여 반동밸브 내의 유량과 압력강하 관계에 대한 CFD 결과를 실험결과와 비교하여 나타낸 것이다. 실험의 경우, 스펴밸브의 오리피스 간극은 전류세기로 제어되므로 오리피스가 부분적으로 열린 경우에 간극의 정확한 크기를 알 수 없다. 따라서 오리피스 간극의 크기가 명확히 알려진 소프트 모드 및 하드 모드 두 경우를 비교하였다. 하드 모드의 경우, 블로우 오프 부근에서 실험에 나타나는 이력현상(hysteresis)에 의해 약간의 차이는 있지만, 두 경우 모두 전 유량범위에 걸쳐 CFD 결과는 실험결과와 잘 일치하고 있음을 알 수 있고 CFD 해석을 통해 감쇠성능

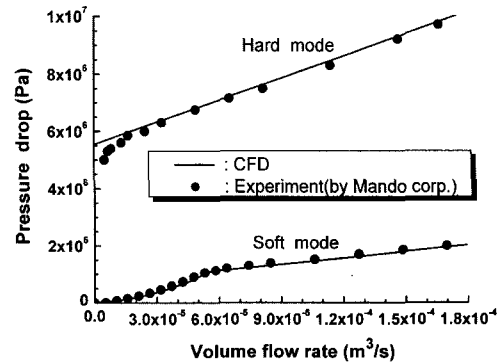


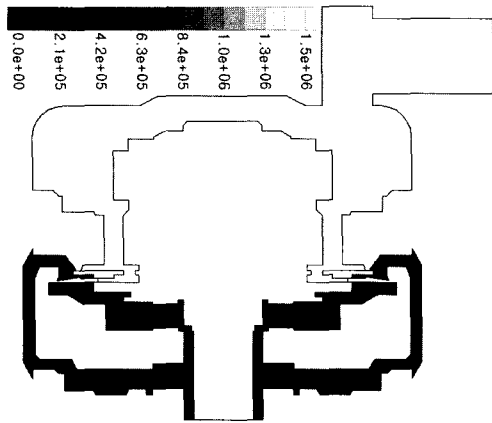
Fig. 5 Comparison between CFD and experiment result

을 합리적으로 예측할 수 있음을 확인하였다.

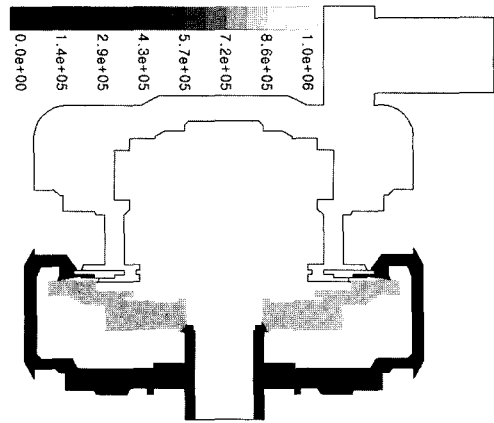
4.2 반동밸브 내의 압력분포

Fig. 6은 블로우 오프 이후에 체적유량이 $1.2 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ 로 일정한 경우에 스펴밸브의 오리피스 간극변화에 따른 반동밸브 내의 중앙단면에서의 압력분포를 나타낸 것이다. 모든 경우에 있어 압력강하의 대부분은 유로 내부에 형성된 오리피스 전후에서 발생하고 있다. Fig. 6(a)는 스펴밸브의 오리피스 간극이 완전히 열린 소프트 모드로 고정밸브 전후의 압력강하는 스펴밸브에 비해 약 5 배 크게 나타나고 있는데 이것은 고정밸브의 오리피스 면적이 스펴밸브에 비해 매우 작기 때문이다. Fig. 6(b)는 오리피스 간극이 반쯤 열린 경우로, 두 밸브 전후의 압력강하는 거의 같은 정도로 나타나고 있으며 이것은 두 밸브의 오리피스 면적이 거의 같기 때문이다. Fig. 6(c)는 오리피스 간극이 완전히 닫힌 하드 모드로 이 때는 고정밸브 및 스펴밸브를 통해 흐르는 유로는 차단되고 오일은 홀 디스크를 통해 압축실로 바로 빠져나가게 되므로 홀 디스크 처짐에 의해 형성된 오리피스 전후에서 압력강하가 발생하게 된다. 세 경우의 총 압력강하 크기를 비교해 보면, 스펴밸브의 오리피스간극이 작아짐에 따라 그 크기가 증가하고 있는데 이러한 압력강하 크기의 변화로 인해 요구되는 연속가변 감쇠력이 얻어지게 된다.

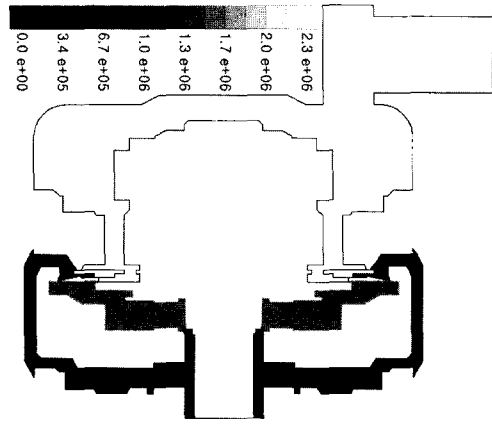
Fig. 7은 스펴밸브의 오리피스 간극이 0.2 mm로 일정한 경우에 체적유량 변화에 따른 반동밸브 내의 압력분포를 나타낸 것이다. 이 때 두 경우는 각각 블로우 오프 이전과 이후의 작동상태를 나타낸다.



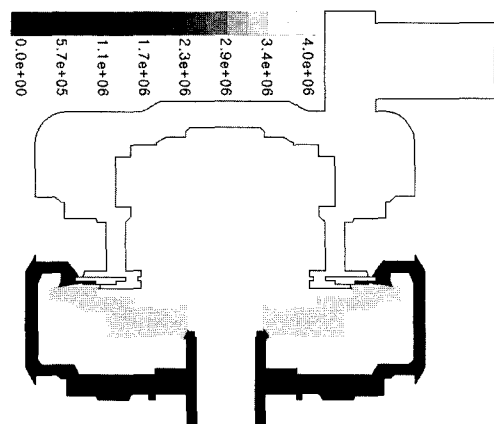
(a) 0.6 mm spool opening(Soft mode)



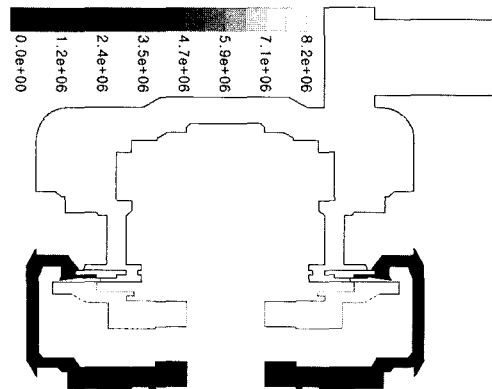
(a) $\dot{Q} = 2.6 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ (before blow-off)



(b) 0.3 mm spool opening



(b) $\dot{Q} = 3.5 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ (after blow-off)



(c) 0.0 mm spool opening(Hard mode)

Fig. 6 Pressure distribution in a rebound valve with the change of the spool opening at $\dot{Q} = 1.2 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

유량이 증가하면 총 압력강하도 증가하며 고정밸브 및 스풀밸브의 오리피스 면적은 일정하므로 두 밸브에서 발생하는 압력강하 크기는 비슷하다. 블로

Fig. 7 Pressure distribution in a rebound valve with the change of volume flow rate at 0.2 mm spool opening

우 오프 이후인 Fig. 7(b)는 유량의 일부가 홀 디스크를 통해 빠져 나가게 되어 고정밸브 및 스풀밸브를 통해 흐르는 유량은 Fig. 7(a)의 경우와 거의 차이가 없다. 이에 따라 총 압력강하 중에서 고정밸브 및 스풀밸브에서 나타나는 압력강하 비율은 상대적으로 낮아지게 된다. 이상과 같은 다양한 작동조건에 따른 반동밸브 내의 상세한 압력분포 특성은 감쇠밸브의 설계 및 성능향상을 위한 구조개선에 유용하게 활용될 수 있다.

4.3 연속가변 감쇠성능

Fig. 8은 스풀밸브의 오리피스 간극을 소프트 모드에서 하드 모드까지 6 단계로 변화시켜 얻은 체적 유량과 압력강하 관계를 나타낸 것이다. 그림에 주

어진 체적유량과 압력강하 관계는 간단한 환산을 통해 피스톤 속도와 감쇠력 관계로 표현되는 전형적인 감쇠력 특성곡선(characteristic curve of damping force)으로 나타낼 수 있다. 그림에서 점선은 각 단에서 발생하는 블로우 오프 지점을 연결한 것으로 다음과 같은 2차 다항식의 함수관계로 표현될 수 있다.

$$\Delta p = -1.0 \times 10^9 \dot{Q}^2 - 2.025 \times 10^4 \dot{Q} + 5.553 \quad (3)$$

여기서 Δp 는 압력강하(MPa), \dot{Q} 는 체적유량(m³/s)을 나타낸다. 블로우 오프 곡선은 위로 볼록한 포물선 형태를 가짐으로써 각 간극크기에 대응된 오리피스 면적에 따라 블로우 오프되는 압력강하는 균일하게 변하는 특성을 나타낸다. 이에 따라 블로우 오프 이후에서의 압력강하 변화도 비교적 균일해져 감쇠력 제어에 유리한 특성을 나타낸다. 오리피스 간극이 일정한 경우에, 블로우 오프 전까지는 오리피스 면적이 일정하므로 유량증가에 따라 압력강하는 2차 함수형태로 증가하는 경향을 보여준다. 블로우 오프 이후에는 유량증가에 비례하여 홀 디스크를 통해 빠져나가는 유량이 고정밸브 및 스폴밸브를 통해 흐르는 유량에 비해 상대적으로 증가하기 때문에 압력강하는 선형적으로 증가하는 경향을 나타낸다. 유량이 일정한 경우에는 스폴밸브의 오리피스 간극에 따라 압력강하가 변하는 가변 감쇠특성이 잘 나타나고 있다. 소프트 모드로 갈수록 압력강하 변화는 완만해지는데 이것은 스폴밸브의 오리피스 면적이 고정밸브에 비해 상당히 크므로 스폴밸브의 오리피스 면적변화에 따른 영향이 적기 때

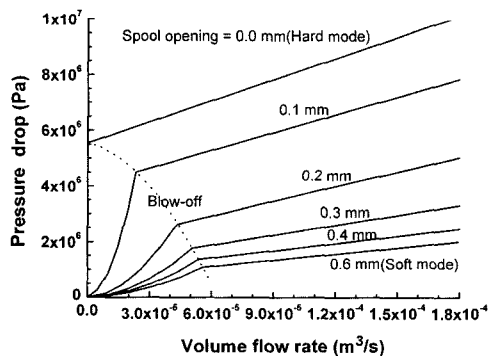


Fig. 8 Relation between pressure drop and volume flow rate with the spool opening

문이다. 하드 모드로 갈수록 블로우 오프 이전에는 압력강하 변화는 급격하지만 블로우 오프 이후에는 완만해진다. 이것은 스폴밸브의 오리피스 면적이 매우 작아 유동에 큰 저항을 줌으로써 유량의 대부분이 홀 디스크를 통해 빠져나가고 스폴밸브를 통해 흐르는 유량은 적게 되어 스폴밸브의 오리피스 면적변화에 따른 영향이 적어지기 때문이다.

4.4 스폴밸브의 유동저항특성

현가장치의 동특성 해석모델을 구성하는데 필요한 감쇠밸브의 유동저항특성은 밸브요소에 관계없이 다음과 같은 단순한 날카로운 모서리를 갖는 오리피스 이론을 적용하고 있다.^{7,8)}

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} \frac{1}{(C_d A)^n} \dot{Q}^n \quad (4)$$

여기서 Δp 는 오리피스 전후의 압력강하(Pa), ρ 는 유체밀도(kg/m³), \dot{Q} 는 오리피스를 통한 체적유량(m³/s) 그리고 A 는 오리피스 면적(m²)을 나타낸다. 또한, n 과 C_d 는 파라미터로 각각 지수(exponent) 및 유량계수(discharge coefficient)를 나타내며 통상 2.0과 0.61의 값을 사용한다. 그러나 감쇠밸브의 오리피스 형태는 날카로운 모서리를 갖는 오리피스와 다르고 또한 밸브요소 별로 다르므로 앞서의 파라미터 값을 이용하는 경우 많은 오차가 발생한다. 기존의 연구⁹⁾를 통해 고정밸브의 유동저항특성은 상세히 고찰된 바 있으며, 본 연구에서는 반응동 충격 흡수기의 가변밸브인 스폴밸브의 정확한 유동저항특성을 밝히고자 하였다.

Fig. 9는 스폴밸브의 오리피스 간극변화에 따른 체적유량과 압력강하 관계를 나타낸 것으로, 식 (4)에 대입하여 n 을 구하였다. 모든 경우에 있어 n 은 2보다 작은 값을 보이고 있으며 오리피스 간극이 작아질수록 n 은 더 작은 값을 가진다. 따라서 스폴밸브의 정확한 유동저항특성을 얻기 위해서는 스폴밸브의 오리피스 면적에 따른 식 (4)의 n 과 C_d 의 변화 관계를 구하는 것이 필요하다.

Fig. 10은 스폴밸브의 오리피스 면적비에 따른 n 과 C_d 의 변화관계를 나타낸 것이다. 그림에서 실선은 CFD 결과에 대한 함수관계를 구한 것으로 n 과 C_d 는 각각 다음의 식 (5) 및 (6)으로 주어지는 3차 및

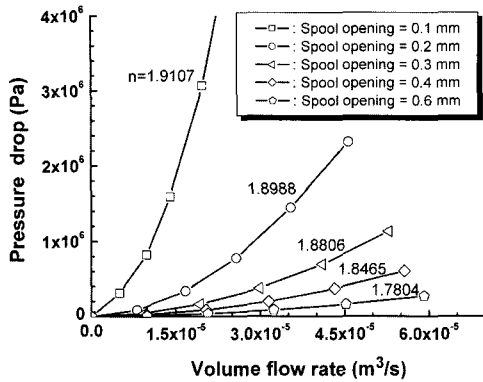
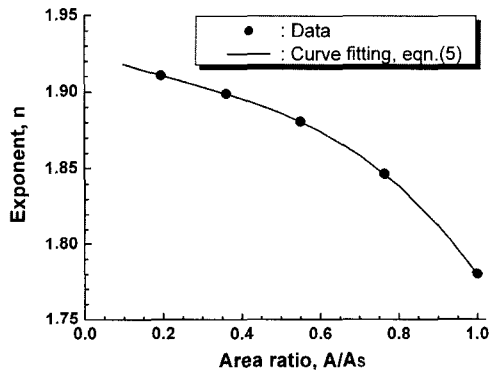
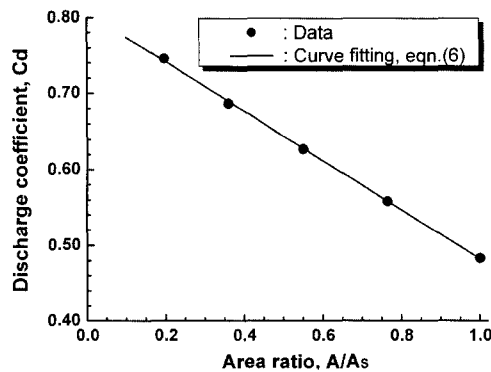


Fig. 9 Relation between pressure drop and volume flow rate of a spool valve and n values for fitting equation (4)



(a) Exponent, n



(b) Discharge coefficient, C_d

Fig. 10 Variation of n and C_d according to the orifice area ratio

1차 다항식으로 잘 표현된다.

$$n = -0.171(A/A_s)^3 + 0.127(A/A_s)^2 - 0.103(A/A_s) + 1.927 \quad (5)$$

$$C_d = -0.325(A/A_s) + 0.806 \quad (6)$$

여기서 A/A_s 는 소프트 모드에서의 오리피스면적을 기준으로 한 면적비를 나타낸다. Fig. 10(a)에서 n 은 하드 모드에서 최대 값 1.927을 가지며, 오리피스 면적이 커짐에 따라 선형적으로 감소하다가 소프트 모드로 갈수록 급격히 감소하는 경향을 나타낸다. 즉, 날카로운 모서리를 갖는 오리피스 경우의 n 값인 2.0과는 다르며 소프트 모드로 갈수록 차이 값이 커짐을 알 수 있다. Fig. 10(b)에서 C_d 는 하드 모드에서 최대 값 0.806을 가지며, 오리피스 면적이 커짐에 따라 선형적으로 감소한다. 즉, 날카로운 모서리를 갖는 오리피스 경우의 C_d 값인 0.61과는 다르며 하드 모드 및 소프트 모드로 갈수록 차이 값이 커짐을 알 수 있다. 따라서 스폴밸브의 정확한 유동저항특성은 식 (5) 및 (6)으로 주어진 오리피스면적변화에 따른 n 과 C_d 의 함수관계를 적용한 식 (4)로부터 구해될 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 반응동형 충격흡수기의 연속가변 감쇠특성을 상세히 고찰하며 가변밸브인 스폴밸브의 정확한 유동저항특성을 밝히기 위하여 CFD 해석을 이용하여 감쇠밸브 내의 압력분포를 조사하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 반응동형 충격흡수기의 연속가변 감쇠특성에 대한 CFD 결과는 실험결과와 잘 일치함으로써 CFD 해석을 통해 감쇠성능을 합리적으로 예측할 수 있음을 확인하였다.
- 2) 감쇠밸브 내에서 압력강하는 각 밸브요소의 오리피스 전후에서 대부분 발생하며, 각 밸브요소의 오리피스 면적비 및 유량에 따라 다양한 압력분포가 형성되어 요구되는 연속가변 감쇠특성이 얻어진다.
- 3) 스폴밸브의 오리피스 간극크기에 따른 블로우 오프 및 연속가변 감쇠특성이 밝혀졌다. 블로우 오프 지점의 유량과 압력강하 관계는 2차 다항식으로 구해졌고, 소프트 모드로 갈수록 압력강하 변화는 완만하며, 하드 모드로 갈수록 블로우 오프 이전의 압력강하 변화는 급격하지만 블로우 오프 이후에는 완만해지는 감쇠특성을 보였다.

4) 스프링의 정확한 유동저항특성으로, 오리피스 이론의 파라미터인 n 과 C_d 에 대해 오리피스 면적 변화에 따른 3차 및 1차 다항식의 함수관계를 얻었다. n 은 하드 모드에서 최대 값 1.927를 가지며, 오리피스 면적이 커짐에 따라 선형적으로 감소하다가 소프트 모드로 갈수록 급격히 감소한다. C_d 는 하드 모드에서 최대 값 0.806을 가지며, 오리피스 면적이 커짐에 따라 선형적으로 감소한다.

후 기

본 연구는 2001년 한국과학기술정보연구원의 초고속응용기술지원사업에 의해 수행되었으며, 관계자 여러분께 감사드립니다.

References

- 1) SAE, Shock Absorber Handbook, 1999.
- 2) P. Barak, "Passive Versus Active and Semi-Active Suspension from Theory to Application in North American Industry," Worldwide Passenger Car Conference and Exposition, Dearborn, Michigan, 1992.
- 3) K. Yi, J. K. Hedrick, "Active and Semi-Active Heavy Truck Suspension to Reduce Pavement Damage," Truck and Bus Meeting and Exposition, Charlotte, North Carolina, 892486, 1989.
- 4) F. Wetner, P. Causemann, "Continuously Adjustable Shock Absorbers Comparison, Calculation and Optimization," AVEC '92, 923055, 1992.
- 5) J. W. Park, D. L. Lee, W. K. Baek, "Damping Performance Analysis for an Electronically Controlled Shock Absorber," Transactions of KSAE, Vol.9, No.2, pp.192-201, 2001.
- 6) F. Herr, "A CFD Investigation of Control Force Changes due to Manufacturing Variations inside Piston Port/Port Area," Test/Analysis Report, Tenneco Automotive, 1998.
- 7) F. Herr, T. Mallin, S. Roth, "A Shock Absorber Model Using CFD Analysis and Easy5," Test/Analysis Report, Tenneco Automotive, 1999.
- 8) S. W. Duym, "Nonparametric Identification of Nonlinear Mechanical Systems," Ph.D.Thesis, Vrije University Brussel, 1998.
- 9) J. W. Yun, "Numerical Analysis on the Damping Characteristics of a Automotive Shock Absorber," Engineering Research & Technology, Vol.1, pp.35-40, 2001.
- 10) AEA Technology, CFX-5.3 Release Notes, 2000.