

저속용 피스톤에 가해지는 오일의 속도분포와 정압분포 특성

박희재 · 최재욱*[†] · 김상도**

중소기업개발연구원
616-120 부산시 북구 화명동 2333
*부경대학교 안전공학부
608-739 부산시 남구 용당동 산 100
**(주)우창
621-800 경남 김해시 진영읍 10-3
(2010년 3월 15일 접수, 2010년 4월 11일 채택)

A Study on the Features of the Velocity Distribution and the Static Pressure Distribution of Oil on a Low-velocity Piston

Hei-Jae Park, Jae-Wook Choi*[†] and Sang-Do Kim**

Institute of Small & Medium Industry Development Co., 2333 Hwamaeong-dong, Buk-gu, Busan 616-120, Korea
**School of Safety Engineering, Pukyong National University, San 100, Yongdang-dong, Nam-gu, Busan 608-739, Korea*
***Woochang Co. Ltd, 10-3, Jinyoung-eub, Kimhae-si, Gyeongnam 621-800, Korea*
(Received 15 March 2010; accepted 11 April 2010)

요 약

Shock absorber의 부품인 피스톤을 설계하기 위하여 저속용 피스톤에 가해지는 오일의 속도분포와 정압분포의 특성을 파악하였다. 오리피스를 통과하는 압축속도는 0.0156~0.0642 m/s를 나타냈으며, 0.9 mm인 orifice의 속도분포와 정압분포 속도벡터는 속도가 클수록 회전하려는 경향이 커졌다. 0.8 mm인 orifice의 속도분포와 정압분포 속도벡터는 2차적으로 속도가 변하였고 두 번째 압력강하가 발생하였으며, orifice 근처 유선의 분포는 orifice 중심을 기준으로 와류가 발생하였다. 압축실에서 인장실로 통과하는 속도분포는 직경이 작은 orifice에서 속도가 크게 나타났으며, 압축실과 인장실의 압력차가 크면 클수록 피스톤에 작용하는 힘이 크게 나타났다.

Abstract – This study was conducted in order to design a piston, part of a shock absorber, and the findings after examining the features of the velocity distribution and the static pressure distribution of oil on a low-velocity piston are as follow. The compression speed of oil passing through an 0.9 mm orifice was 0.0156–0.0642 m/s, and the velocity vector of the velocity distribution and the static pressure distribution had a greater tendency to rotate when the velocity increased. In case of the velocity vector of the velocity distribution and the static pressure distribution with an 0.8mm orifice, the speed changed secondarily, the second pressure-drop was observed and as for the distribution of the streamline around the orifice, a vortex was produced around the center. As for the velocity distribution of oil passing from the compression cylinder to the compact pipe, the velocity was greater in orifice of small diameter. Also, the greater the pressure difference was between the compression cylinder and the compact cylinder, the greater the force it was upon the piston.

Key words: Shock Absorber, Velocity Distribution, Static Pressure Distribution, Orifice, Velocity Vector

1. 서 론

건설용 중장비, 농기계 및 트럭, 버스 등과 같은 차량은 험로(off road)나 열악한 도로에서 운행 중에 진동이 탑승객에게 전달되어 승차감을 저하시킨다. 이 때문에 최근에는 서스펜션 시트를 이용하여

이러한 진동을 저감시킴으로써 승차감을 개선할 필요가 있다. 그런데 서스펜션 시트를 설계·개발하는 과정을 보면 대개의 경우 경험에 의한 시행착오적인 방법으로 설계변수를 결정하거나, 다수의 시제품을 제작하여 ISO나 SAE 등에서 설정한 각종 진동시험 기준에 따른 여러 차례의 직접적인 시험을 거쳐 제품을 개발하고 있는 실정이라서 초기 개발비용 부담이 가중되고 개발기간이 장기간 소요된다[1-4].

이러한 문제를 개선하기 위하여 본 연구에서는 서스펜션 시트 개

[†]To whom correspondence should be addressed.

E-mail: jwchoi@pknu.ac.kr

[‡]이 논문은 부경대학교 천재기 교수님의 정년을 기념하여 투고되었습니다.

발에 있어 시간과 비용을 현저히 줄일 수 있도록 서스펜션 시트의 진동해석과 ISO 기준에 의거한 진동시험을 컴퓨터 시뮬레이션을 이용하여 모사 시험할 수 있도록 하고자 한다. 현재 생산되고 있는 모든 지게차에는 차체에서 진동을 흡수할 수 있는 장치가 없을 뿐만 아니라 엔진의 진동이 그대로 운전자에게 전달되기 때문에 이는 열악한 작업환경과 함께 운전자의 작업효율을 크게 저하시키는 요인으로 작용하고 있다. 즉, 차체에서 발생하는 진동과 충격의 90% 이상이 장비운전자에게 전달되어 요통발생 및 단시간의 작업에도 쉽게 피로를 느끼게 되는 등 심각한 산업재해문제로 대두되고 있다. 이에 따라 지게차 운전시 유발될 수 있는 신체의 근골격계 이상방지 및 최상의 작업상태를 제공하기 위한 다양한 형태의 부가조절장치가 포함된 Seat 사용에 큰 관심을 기울이고 있다. 또한, 안락감 향상을 위한 Seat 좌면의 인체공학적 설계를 통하여 운전자의 운전상태 및 작업환경을 개선하려는 노력도 최근에 더욱 가속되고 있다[5-8].

특히, EU에서는 EU Directive 2002/44/EC에 의거하여 2005년 7월부터 8시간 작업할 경우를 기준으로 작업자에게 전달되는 진동가속도가 1.25 이하가 유지되도록 강력히 규제하고 있는 실정이다. 따라서 이러한 문제를 해결하는 최상의 방법은 진동과 충격을 완전하게 흡수할 수 있는 Suspension 기능이 있는 Seat를 운전석에 설치하는 것이다[9-13]. 본 연구에서는 Seat 좌석 Frame 하부에 Suspension 장치를 설계하여 차체진동을 흡수함으로써 사용자들의 안락감, 피로 저감을 달성하고, 운전자의 체형에 맞게 조절할 수 있는 Sliding 기능, Reclining 기능 및 정비의 효율성을 증대시키기 위한 Folding 기능까지 복합적으로 갖춘 Mechanical suspension seat의 개발에 활용하고자 한다.

2. 이론적 고찰

Shock Absorber의 핵심부품인 피스톤을 설계하기 위해서 피스톤 양단면에서의 압력차이와 이에 작용하는 힘을 정확하게 예측해야 된다. 오리피스에서의 압력강하는 다음의 베르누이 방정식(Bernoulli equation)을 이용하여 구한다.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + h_f \tag{1}$$

여기서, 하첨자 1, 2는 각각 유로의 입구부와 출구부를 의미하며, h_f 은 유동에 따른 유체의 손실수두이다.

오리피스에서의 유속을라고 두면 h_f 은 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$h_f = K_1 \frac{V_1^2}{2g} + K_2 \frac{V_2^2}{2g} + \lambda \frac{d_1 V_1^2}{l_1 2g} + \lambda \frac{d_2 V_2^2}{l_2 2g} \tag{2}$$

여기서, K_1, K_2 는 각 유로의 입구와 출구부에서의 손실계수이고, λ_1, λ_2 는 유로에서의 유체마찰계수로서 층류(Laminar flow) 유동인 경우 레이놀즈수와와의 관계는 다음 식과 같다.

$$\lambda = \frac{64}{Re} \tag{3}$$

따라서, 식 (1)~(3)으로부터 피스톤 양단부에서의 압력차이를 구하면 피스톤에 작용하는 힘은 다음의 관계식에서 구해진다.

$$F_c = P_1 A_1 - P_2 A_2 \tag{4}$$

여기서, A_1 과 A_2 는 피스톤과 피스톤에서 피스톤 로드를 제외한 단면적이다.

3. Shock Absorber의 해석

Fig. 1은 해석시에 사용한 Shock absorber의 단면을 나타낸 그림이다.

본 연구에서는 Shock absorber가 압축될 때를 가정하여 해석하였다. 실린더 내부는 크게 압축실과 인장실로 나뉘지며 피스톤이 두 저장조를 나누는 역할을 한다. 피스톤에는 피스톤외벽과 실린더 내벽 사이에서의 누설을 방지하기위해 시일이 장착되어 있으며, 두 저장조 사이에서 압력강하를 발생시키기 위해 피스톤에 크기와 위치가 다른 2개의 오리피스가 있다.

압축속도에 따른 피스톤에 가해지는 힘의 변화를 관찰하기 위하여 속도를 변화시키면서 해석을 수행하였으며, 이때 해석조건은 Table 1에 나타내었다.

최대 압축속도에서 레이놀즈수(Re)는 약 1,200으로 층류영역에 속하므로 비압축성 층류유동으로 가정하였다.

Fig. 2는 해석시 사용된 모델의 형상과 Grid를 나타낸 그림으로 해석모델의 Mesh 수는 34만개 정도이며, 오차가 10^{-4} 이하가 되도록 충분한 횡수로 반복계산하였다.

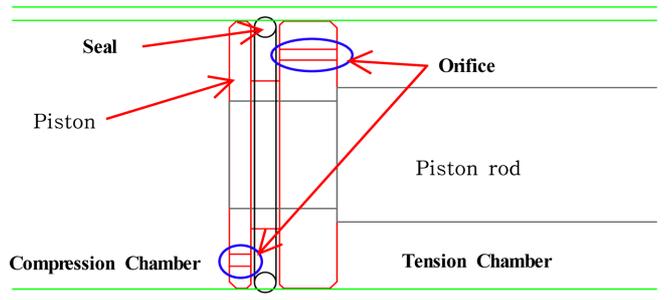


Fig. 1. Schematic diagram of shock absorber.

Table 1. Analytic condition of oil properties

Case	V (Pressure velocity, m/s)	Oil properties
①	0.0156	$\rho=876 \text{ kg/m}^3$ $\mu=0.0228 \text{ kg/ms}(26 \text{ cSt})$
②	0.0312	
③	0.0468	
④	0.0624	

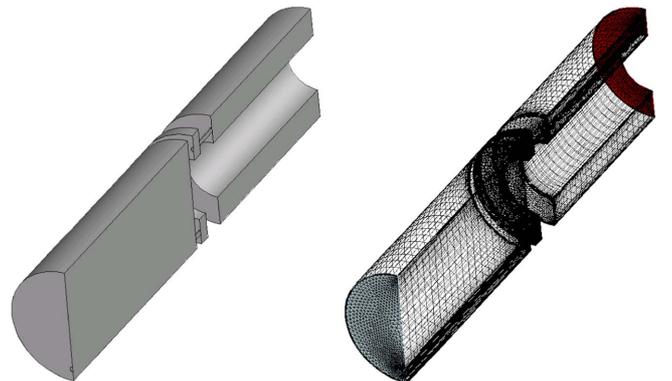
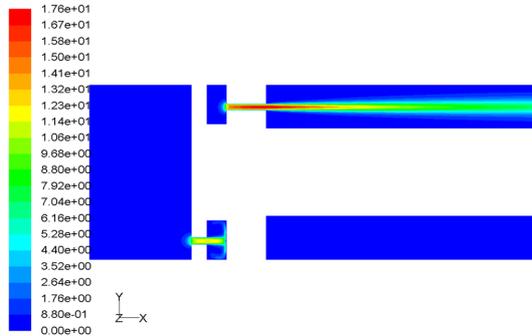


Fig. 2. Configuration of analytic model and grid generation.

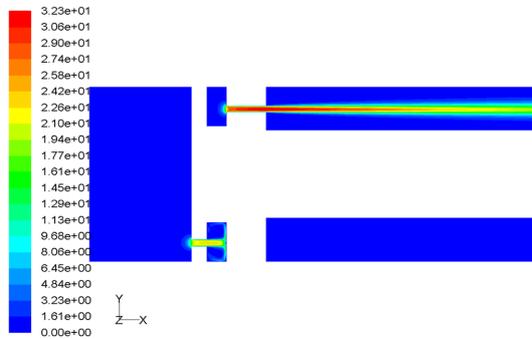
4. 결과 및 고찰

4-1. 압축속도별 속도분포

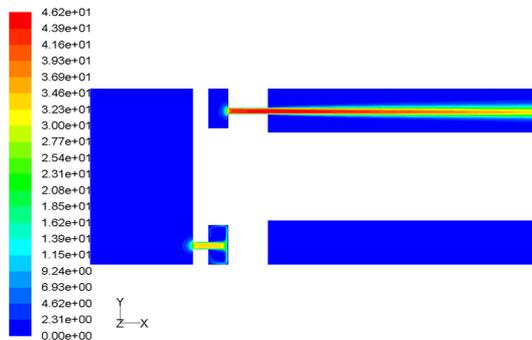
Fig. 3은 Shock absorber의 오리피스스를 통과하는 오일에 대한 압축속도별 속도분포를 나타내었으며, Fig. 4는 정압분포를 나타낸 그



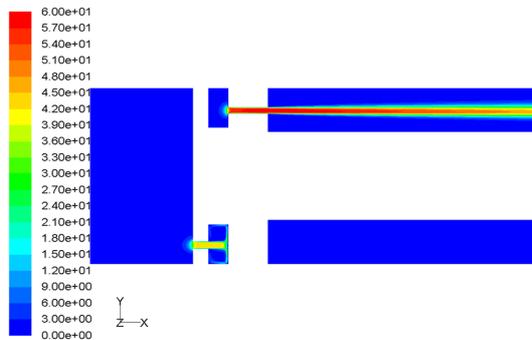
a) $V_{cp}=0.0156\text{m/s}$



b) $V_{cp}=0.0312\text{m/s}$

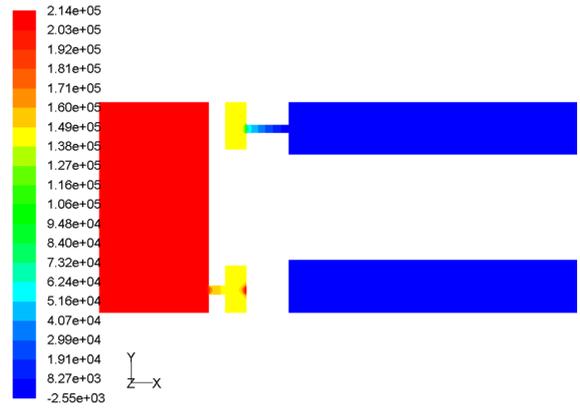


c) $V_{cp}=0.0468\text{m/s}$

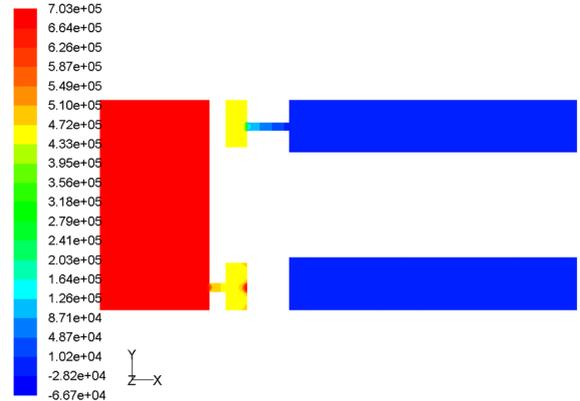


d) $V_{cp}=0.0624\text{m/s}$

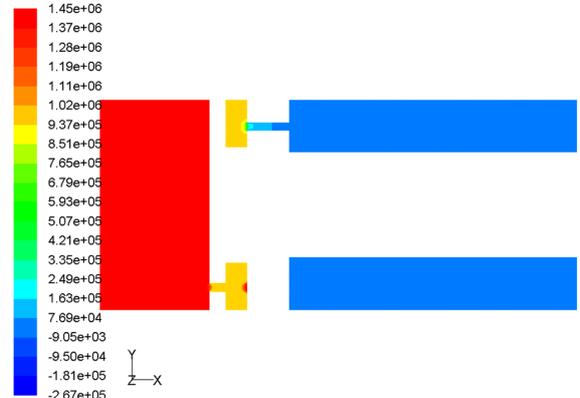
Fig. 3. The velocity distribution of in shock absorber.



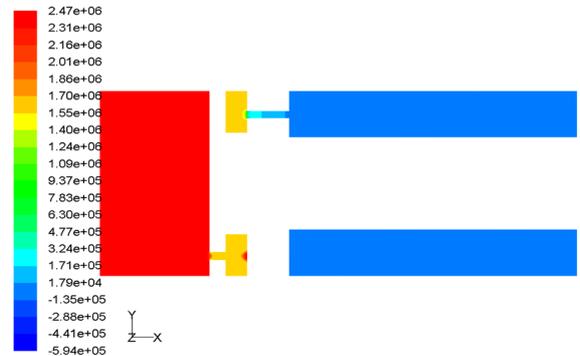
a) $V_{cp}=0.0156\text{m/s}$



b) $V_{cp}=0.0312\text{m/s}$



c) $V_{cp}=0.0468\text{m/s}$

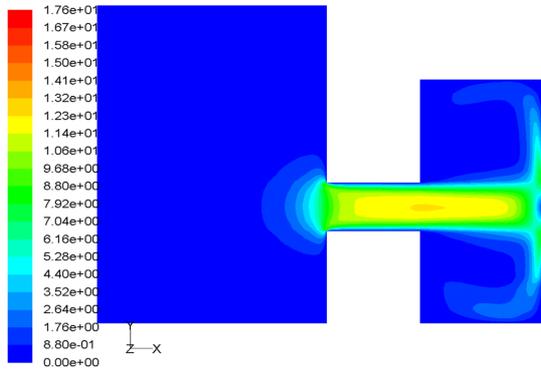


d) $V_{cp}=0.0624\text{m/s}$

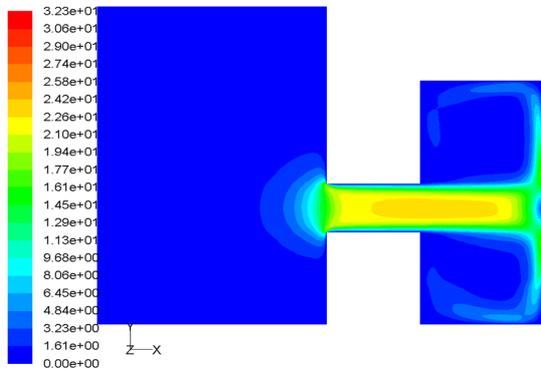
Fig. 4. The static pressure distribution of in shock absorber.

림이다. 압축속도는 0.0156~0.0642 m/s로 그렇게 빠르지는 않지만 오일의 비압축성으로 인해 오리피스를 통과할 때는 최소 10 m/s 이상의 빠른 속도로 분출되는 것을 확인할 수 있다. 또한, 급격한 속도

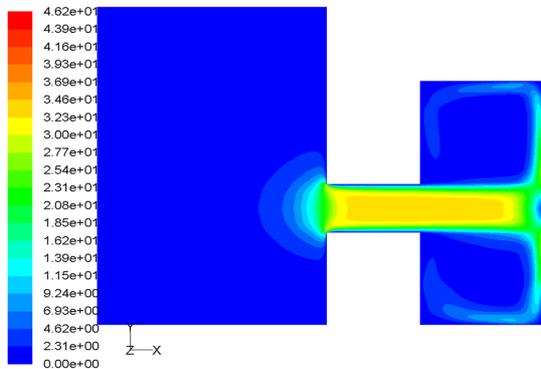
변화로 압력이 크게 떨어지는 것을 쉽게 예측할 수 있으며 이는 압축실에서는 높고 인장실에서는 낮은 압력분포를 보이는 정압분포의 해석결과와 일치한다. 특히, 압축속도가 빠를수록 오리피스를 통과



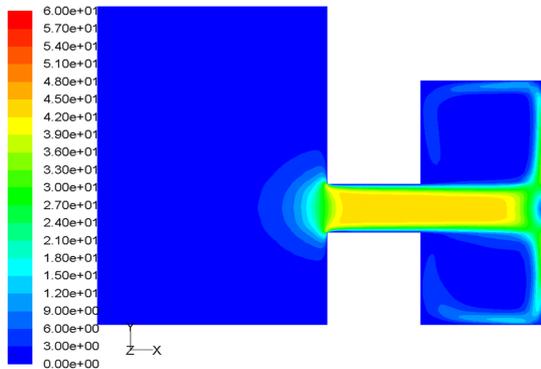
a) $V_{cp}=0.0156\text{m/s}$



b) $V_{cp}=0.0312\text{m/s}$

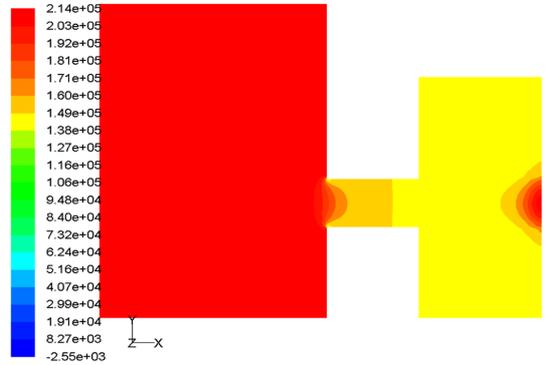


c) $V_{cp}=0.0468\text{m/s}$

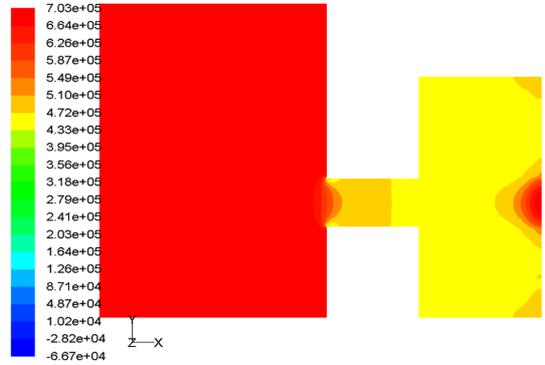


d) $V_{cp}=0.0624\text{m/s}$

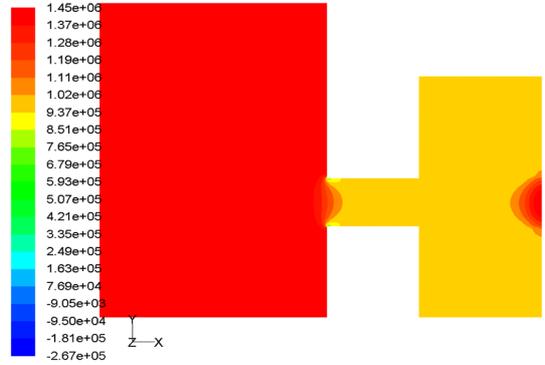
Fig. 5. The velocity distribution from the vicinity of orifice(D=0.9 mm).



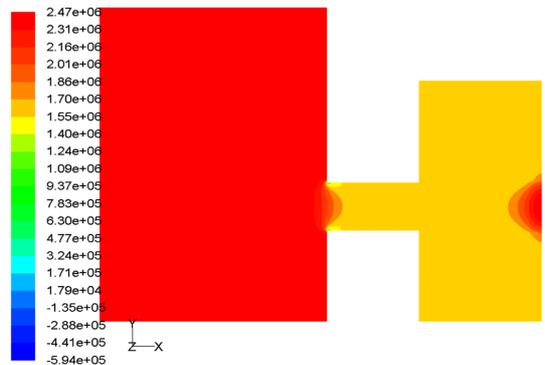
a) $V_{cp}=0.0156\text{m/s}$



b) $V_{cp}=0.0312\text{m/s}$



c) $V_{cp}=0.0468\text{m/s}$



d) $V_{cp}=0.0624\text{m/s}$

Fig. 6. The static pressure distribution from the vicinity of orifice (D=0.9 mm).

하는 오일의 속도는 빨라지며 이는 압력강하를 크게 하여 더 큰 힘을 피스톤에 가하게 된다.

4.2. 압축속도별 정압분포

Fig. 5~7은 D=0.9 mm인 Orifice 근처에서의 속도분포와 정압분포

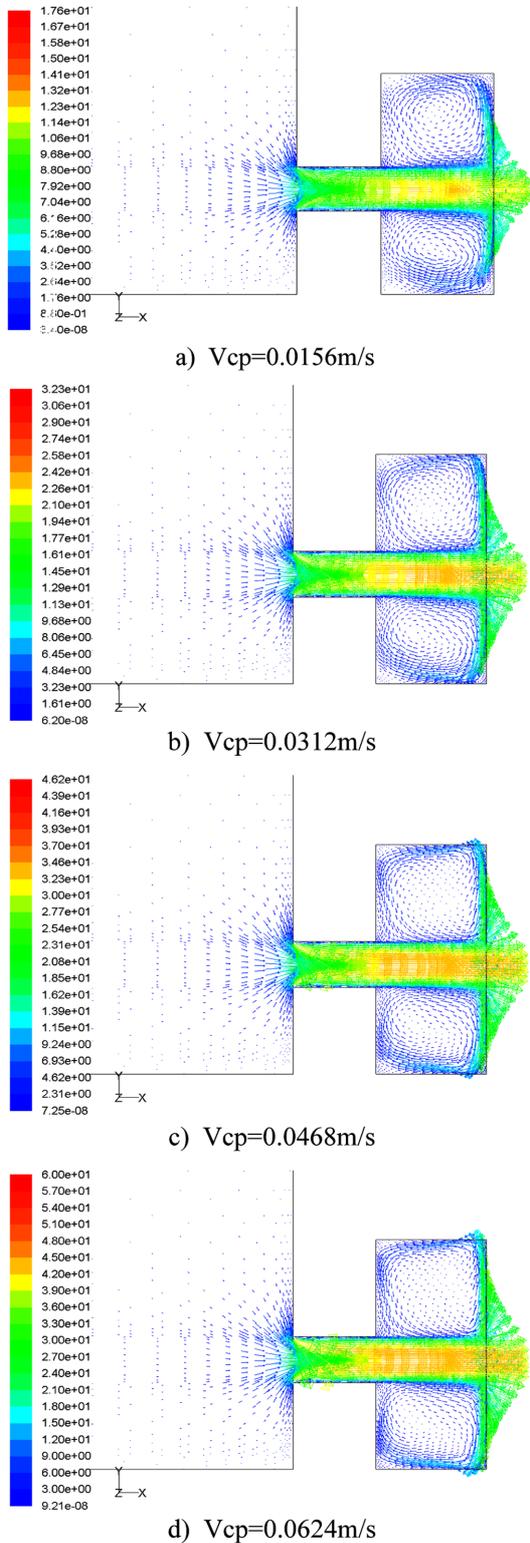


Fig. 7. The velocity vector distribution from the vicinity of orifice (D=0.9 mm).

속도벡터를 나타낸 그림이다. 오리피스를 통과한 오일은 벽과 충돌하여 오리피스중심에서 바깥으로 퍼져나가 벽을 따라 도는 회전형태의 속도분포를 보인다. 이로 인해 일차적으로 압력이 감소되는 것을 정압분포를 통해 확인할 수 있으며 속도가 클수록 회전하려는 경향이 커지는 것을 확인할 수 있다. 또한 오리피스의 위치가 실린더 중심의 반경방향 바깥쪽으로 약간 치우쳐져 있어서 반경방향의 안쪽보다 바깥쪽의 회전이 더 빨라지는 것을 속도분포와 속도벡터를 통해 확인할 수 있다.

Fig. 8과 9는 D=0.8 mm인 Orifice 근처에서의 속도분포와 정압분포 속도벡터를 나타낸 것으로서 2차적으로 속도가 변하고 두번째 압력강하가 일어난다. D=0.9 mm인 Orifice보다 단면적이 작아 속도가

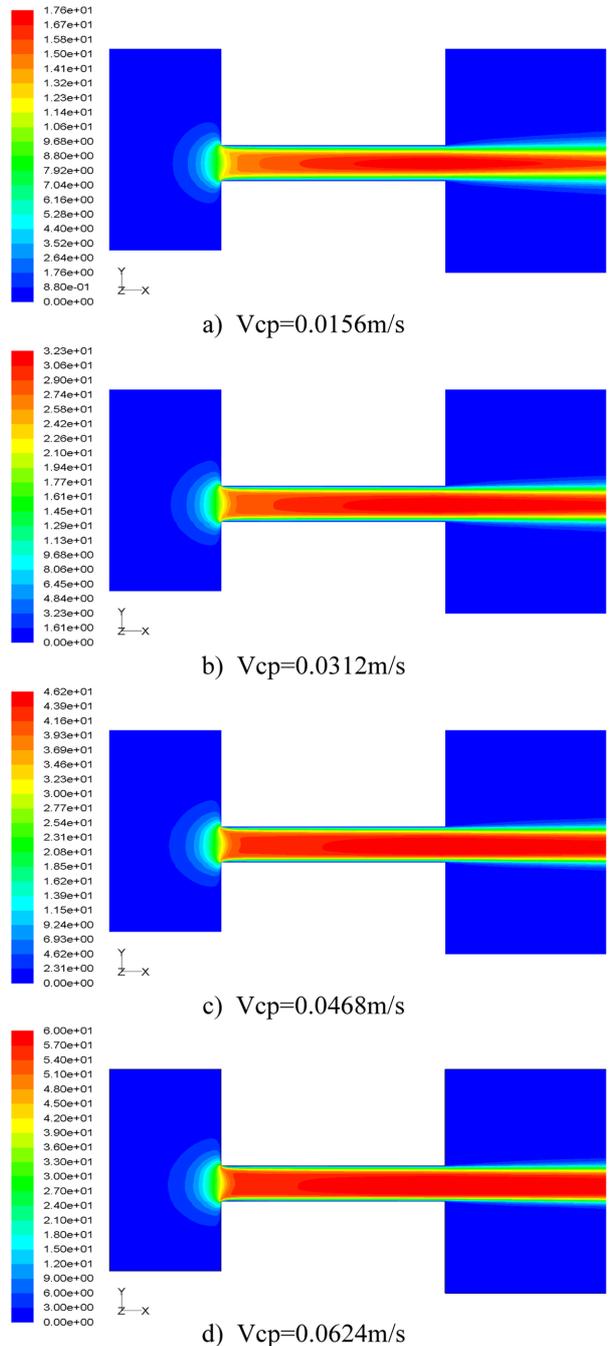


Fig. 8. The velocity distribution from the vicinity of orifice(D=0.8 mm).

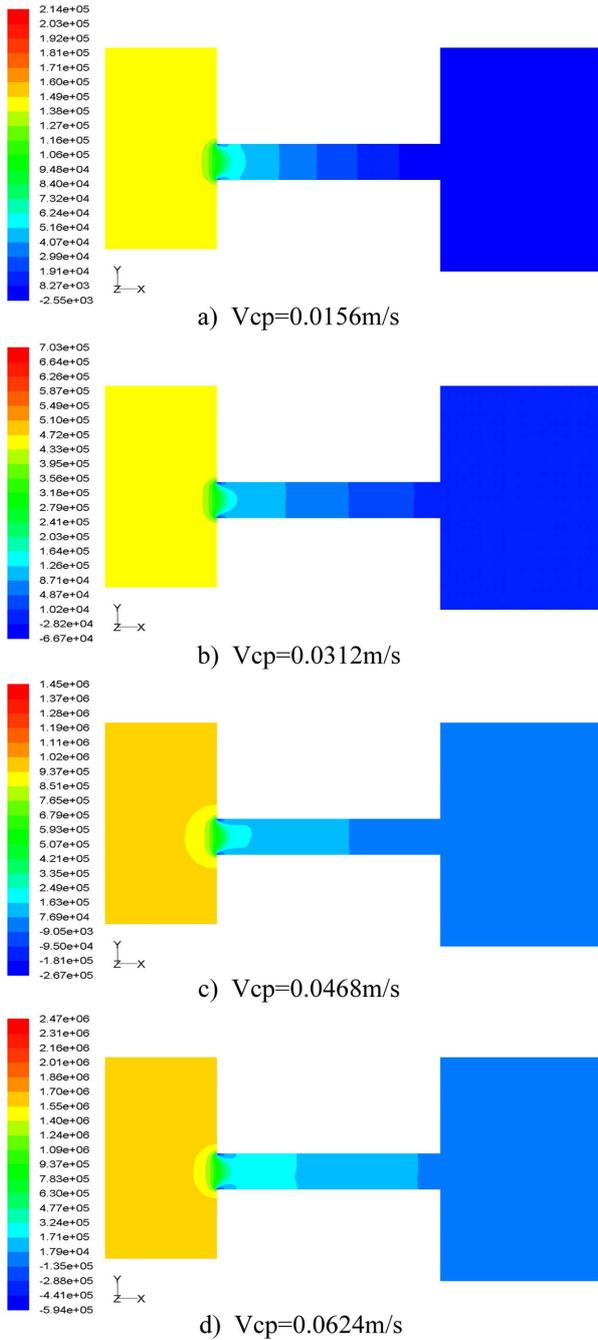


Fig. 9. The static pressure distribution from the vicinity of orifice (D=0.8 mm).

더 빠르며 더 큰 압력강하가 발생한다. 특이한 점은 압축속도가 커질수록 Orifice 유로에서의 입출구 속도와 압력차이가 상대적으로 작아진다는 것이다. 정압분포를 보면 압축속도가 커질수록 입출구에서 압력차이는 상대적으로 작아지고 Orifice 입구근처에서 아주 낮은 압력의 분포가 뚜렷해짐을 확인할 수 있다. 이는 Orifice 형상의 영향인 것으로 보이며 압축속도가 빨라질수록 Orifice의 형상의 중요함을 어느 정도 짐작할 수 있다.

Fig. 10은 Orifice 근처에서의 유선(Stream line)의 분포를 나타낸 그림이다. D=0.9 mm인 첫번째 Orifice 근처에서 Orifice 중심을 기준으로 와류(Vortex)가 생기는 것을 관찰할 수 있다. 그리고 이 와류

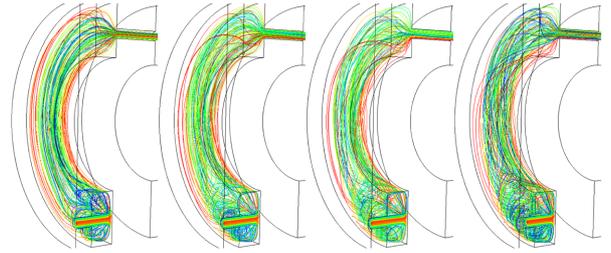


Fig. 10. The stream line from the vicinity of orifice.

는 어느 정도 회전하며 유로를 따라 가다가 다시 섞이는 것을 볼 수 있으며, 압축속도가 낮을수록 섞이기 시작하는 위치는 Orifice와 가까움을 확인할 수 있다. 여기서 발생하는 와류의 길이가 길어질수록 압력강하는 크게 된다. 압력강하가 크면 클수록 피스톤에 가해지는 힘은 커지며 Shock Absorber가 흡수할 수 있는 충격의 범위가 커지게 된다. 따라서 다양한 형상의 Orifice를 설계하고 유동해석 하여 효과적으로 압력강하를 발생할 수 있는 유로를 설계해야 하는 것이 앞으로 해야 할 과제이다.

Fig. 11과 12는 압축실에서 인장실로 통과하는 유로사이에서 있는 각 Orifice에서의 속도분포를 나타낸 그림이다. 두 Orifice는 각각 직경이 0.8mm, 0.9mm로 다르다. 동일한 압축속도일 때 직경이 작은 오리피스에서의 속도가 더 크게 나타남을 쉽게 확인할 수 있으며 속도 프로파일 형상은 완전발달유동 형상인 포물선에 가까운 형태를 나타내고 있다. 이것은 오일이 지나는 유로의 길이가 짧아 완전발달유동 상태가 될 수 없기 때문인 것으로 생각된다.

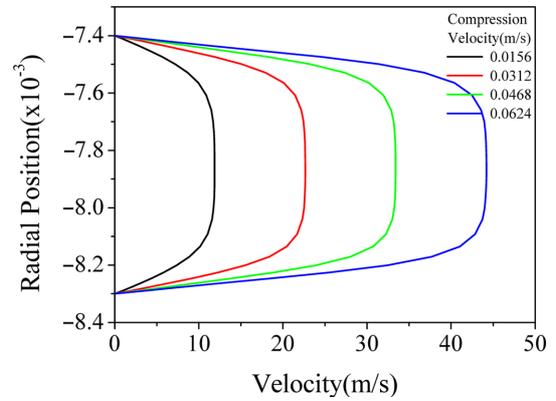


Fig. 11. The velocity distribution of in orifice(D=0.9 mm).

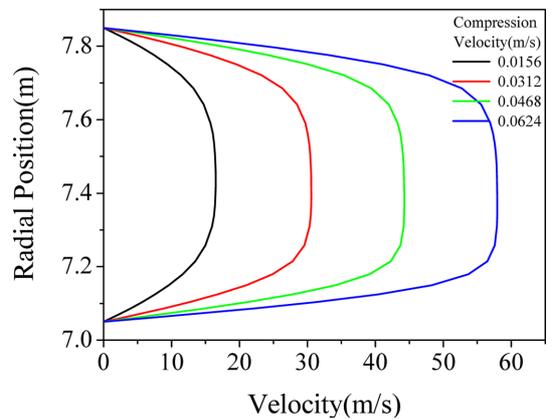


Fig. 12. The velocity distribution of in orifice(D=0.8 mm).

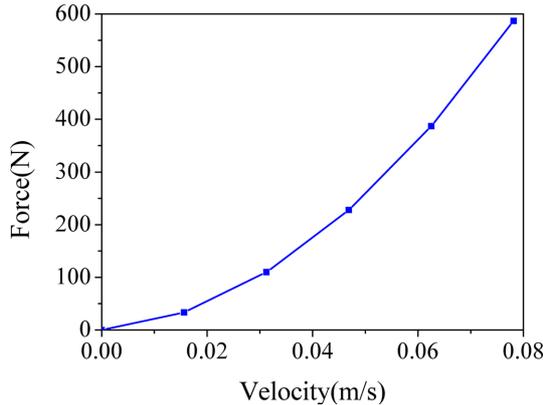


Fig. 13. Relation between force and velocity.

Fig. 13은 압축속도와 피스톤에 가해지는 힘의 관계를 나타낸 것이다. 압축속도가 빠를수록 오리피스를 통과하는 오일의 속도는 증가하게 되고 이로 인해 압축실과 인장실의 압력차도 커지게 된다. 압축실과 인장실에 접하는 피스톤에 가해지는 힘은 각 실과 접하는 피스톤의 단면적과 이에 작용하는 압력의 곱으로 나타낼 수 있으며, 피스톤에 가해지는 합력은 각 단면적에 작용하는 힘의 차로 나타낼 수 있다. 따라서 압축실과 인장실의 압력차가 크면 클수록 피스톤에 작용하는 힘은 커지게 되어 Shock absorber가 충격을 흡수하거나 지탱할 수 있는 힘의 크기는 커지게 된다. 그러나 속도가 빠르면 빠를수록 상대적으로 실린더 내부에 가해지는 압력이 커지기 때문에 실린더의 구조적인 안정성에 문제가 발생할 우려가 있다. 따라서 압축속도가 0.0468 m/s의 부근에서 피스톤에 작용되는 힘이 적절한 것으로 나타났다.

5. 결 론

Shock absorber의 부품인 피스톤을 설계하기 위하여 저속용 피스톤에 가해지는 오일의 속도분포와 정압분포의 특성을 실험한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 오리피스를 통과하는 압축속도는 0.0156~0.0642 m/s를 나타내었다.
- (2) 0.9 mm인 orifice의 속도분포와 정압분포 속도벡터는 속도가 클수록 회전하려는 경향이 커졌다.
- (3) 0.8 mm인 orifice의 속도분포와 정압분포 속도벡터는 2차적으로 속도가 변하였으며, 두 번째 압력강하가 발생하였다.
- (4) orifice 근처 유선의 분포는 orifice 중심을 기준으로 외류가 발생하였다.

(5) 압축실에서 인장실로 통과하는 속도분포는 직경이 작은 orifice에서 속도가 크게 나타났다.

(6) 압축실과 인장실의 압력차가 크면 클수록 피스톤에 작용하는 힘이 크게 나타났다.

참고문헌

1. Lee, C. M., Bogatchenkov, A. H., Goverdovskiy, V. N., Shynkarenko, Y. V. and Temnikov, A. I., "Position Control of Seat Suspension with Minimum Stiffness," *Journal of Sound and Vibration*, **292**, 435-442(2006).
2. Reybrouck, K., "A Nonlinear Parametric Model of an Automotive Shock Absorber," SAE paper 940869, 79-86(1994).
3. McManus, S. J. and Clair, K. A. St., "Vibration and Shock Isolation Performance of a Commercial Semi-Active Vehicle Seat Damper," SAE paper, 1-7(2000).
4. Gunston, T., "An Investigation of Suspension Seat Damping Using a Theoretical Model," The 35th meeting of the U. K. Group on Human Response to Vibration, 137-149(2000).
5. Lin, Y. and Zhang, J., "Nonlinear Dynamic Responses of Twin-Tube Hydraulic Shock Absorber," *Mechanics Research Communications*, **29**, 359-365(2002).
6. Park, K. S., Kim, J. R. and Kim, D. S., "A Study on the Dynamic Characteristics of the Continuously Variable Shock Absorber for Semi-Active Damping Control System," SAE paper, 1-6(2005).
7. Gunston, T. P., Rebelle, J. and Griffin, M. J., "A Comparison of Two Methods of Simulating Seat Suspension Dynamic Performance," *Journal of Sound and Vibration*, **278**, 117-134(2004).
8. Oh, S. and Yeo, Y. K., "Optimal Operation of Moler/Turbine Processes in Utility Plant," *Korea Chem. Eng. Res.*, **45**(3), 234-241(2007).
9. Song, X. and Ahmadian, M., "Study of Semiactive Adaptive Control Algorithms with Magneto-Rheological Seat Suspension," SAE paper, 1-12(2004).
10. Simms, A. and Crolla, D., "The Influence of Damper Properties on Vehicle Dynamic Behavior," SAE paper, 79-86(2002).
11. Ivers, E. M. and Miller, L. R., "Semiactive Suspension Technology: An Evolutionary View," ASME Advanced Automotive Technologies, DE-40, 1991, Book No. H00719, 327-346(1991).
12. Duym, S. W., Stiens, R., Baron, G. V. and Teybrouck, K. G., "Physical Modeling of the Hysteretic Behavior of Automotive Shock Absorbers," SAE paper 970101, 125-137(1997).
13. Lin, Y., Zhang, J., Yu, F. and Li, H., "Test and Simulation of Nonlinear Dynamic Response for the Twin-Tube Hydraulic Shock Absorber," SAE paper, 91-98(2002).