

트럭 운전석 현가 댐퍼의 초기설계

Initial Design of A Suspension Damper for Truck Driver's Seat

백운경 · 오세운

W. K. Baek and S. W. Oh

Key Words : Ride Comfort(승차감), Multi-Stage Damper(다단댐퍼), Damping Force(감쇠력), Oil Flow(오일유동), Damping Coefficient(감쇠계수), Damping Ratio(감쇠비)

Abstract : This study is about the design and analysis of a suspension damper for truck driver's seat to improve the ride comfort. Trucks are usually subjected to hostile driving environments. Therefore, many truck driver's seat have suspension seats to isolate the vibration from the cab floor panel. Because the vehicle suspension system can reduce the primary vibration from the ground, only low frequency vibration can be transmitted to the driver's seat. But, this low frequency vibration can be harmful to the driver. The seat damper is very critical element to improve the ride comfort for the driver. In this study, a four-stage damper is designed and analyzed for the vibration capability. The damping coefficient of this damper can be manually controlled in response to the road and driving environment.

1. 서론

승차감은 차량설계에 있어 중요한 설계목표의 하나이다. 불편한 승차감은 운전자의 피로를 증대시킬 뿐만 아니라 손과 눈의 동작에도 영향을 미쳐 안전 운행에도 영향을 미치게 된다. 승차감은 근본적으로 운전자의 주관적인 판단과 관계가 깊다. 그러나 많은 연구 결과 여러 가지의 객관적인 파라메타가 알려지게 되었다.

트럭의 경우 일반 승용차와는 달리 비포장 도로를 많이 주행하게 되므로 운전자가 노면으로부터 많은 진동에 노출되게 되어 운전 및 작업능률이 저하되게 될 뿐만 아니라 장시간 운전하게 될 경우 진동으로 인한 직업병까지 유발될 수 있다.

인체의 진동에 관한 허용치는 가속도와 관련이 있으며, ISO 2631¹⁾에서는 각종 주파수 단계별 가속도의 rms(root mean square) 값과 관련시켜 인체의 허용진동정도를 나타내었다. Griffin²⁾은 차바닥의 운동에 대한 운전석의 운동을 퍼센트로 나타낸 SEAT(Seat Effective Amplitude Transmissibility)로 나타내었다. Pradko et al.³⁾는 승차

감의 척도를 흡수마력(Absorbed Power)으로 나타내었는데 흡수마력은 가진력과 가진속도 벡터의 곱으로부터 계산되고 흡수마력의 단위는 Watt로써 물리적으로 측정될 수 있는 파라메타이다. Janeway⁴⁾는 흡수마력이 승차감을 객관적으로 판별할 수 있는 가장 좋은 방법이라고 지지하였다. 현재 야지를 주로 주행하는 군용 차량의 경우, 승차감을 대부분 흡수마력의 비교로 평가한다.

Berger 와 Gilmore⁵⁾는 흡수마력을 목표함수로 하여 운전석의 쿠션과 운전석 현가스프링의 스프링상수와 감쇠계수를 설계변수로 하여 최적화 기법을 적용한 결과 승차감에 제일 영향을 미치는 요소는 현가 댐퍼임을 도출하였다. Gerard et al.⁶⁾은 2 자유도의 운전석 진동 모델과 설계민감도 기법을 사용하여 현가식 운전석의 설계변수들을 결정하였다.

본 연구는 트럭의 현가식 운전석에 사용되는 댐퍼의 설계 및 해석에 관한 연구이다. 운전석의 댐퍼는 스프링과 더불어 운전실 바닥으로부터의 진동을 저감시키기 위해 사용된다. 트럭의 경우 아스팔트, 콘크리트, 비포장도로, 자갈길 등의 다양한 노면을 운행할 수 있으므로 다양한 노면조건에 대해 운전자가 적절한 감쇠기능을 선택하여 승차감을 향상시킬 수 있는 수동식(manual) 다단댐퍼를

접수일 : 1999년 7월 1일
백운경 : 부경대학교 기계·자동차공학부
오세운 : 부경대학교 대학원

설계하는 것이 본 연구의 목적이다.

2. 운전석의 현가장치

일반적으로 차량의 현가장치는 타이어와 현가스프링, 댐퍼, 고무부싱 등을 사용하여 노면으로부터의 진동 및 충격이 차체에 전달되는 것을 줄이기 위한 것이다. 보통 노면으로부터 차체에 전달되는 주파수 10 Hz 이상의 진동은 이와 같은 차량의 현가장치에 의해 대부분 감쇠되어 차체에는 대체로 10 Hz 이하의 진동수를 가진 진동만이 전달되게 된다.

트럭의 운전석은 대체로 고정식 운전석과 현가식 운전석으로 나눌 수 있으며⁷⁾, 고정식 운전석은 운전석 프레임이 운전실의 바닥 패널에 직접 부착되어 운전석의 쿠션이 주된 진동 절연의 기능을 한다. 쿠션은 통상 운전자가 착석시 3인치 이상 변형되지 않도록 해야 하므로 운전자의 체중을 고려한 1 자유도계의 스프링-질량계에서 고유진동수가 3~4 Hz 정도가 된다. 운전자의 체중이 다소 차이가 나더라도 고정식 운전석의 고유진동수는 별 차이가 없다. 왜냐하면 체중이 무거운 운전자의 경우 쿠션과의 접촉면적이 비례적으로 커지게 되기 때문이다.

고정식 운전석의 경우, 4 Hz 이상의 진동은 쿠션을 통해 절연될 수 있으나 그 이하 주파수의 진동은 오히려 증폭되어 운전자에게 전달될 수 있다. 또한, 운전자가 운전석에 앉은 자세에 따라 운전석의 진동 전달성능이 달라질 수 있다. 즉, 운전석의 등받이를 통해 운전자의 등에 진동을 전달할 수 있으므로 운전자가 운전석의 앞 쪽에 앉게 되면 진후 진동으로부터 어느 정도 진동절연 효과를 볼 수 있다.

현가식 운전석은 고정식 운전석과는 달리 운전석 하부에 스프링과 댐퍼를 사용하여 운전석에 전달되는 진동을 저감시키기 위한 장치이다. 스프링으로서는 기계식스프링이나 공기스프링이 사용될 수 있으며 근래에는 운전자의 체중에 따라 운전석의 높이를 조절할 수 있는 공기현가식 장치⁸⁾도 사용되고 있다. Fig. 1은 공기현가식 운전석의 형상을 보여준다. 따라서 운전석이 상하로 운동할 수 있는 여유길이가 4 내지 6인치까지 되어 운전자가 착석한 상태에서 고유진동수가 2 Hz 정도까지 줄어들어 저주파수 영역에서의 진동절연이 가능하게 되었다. 보통 운전석의 등받이를 통해 운전자에게 차량의 진동이 전달될 수 있음을 생각한다면 현가식 운전석은 쿠션과 등받이를 포함한 운전석 전체

를 바닥으로부터의 진동으로부터 절연할 수 있으므로 더욱 효과적이다.

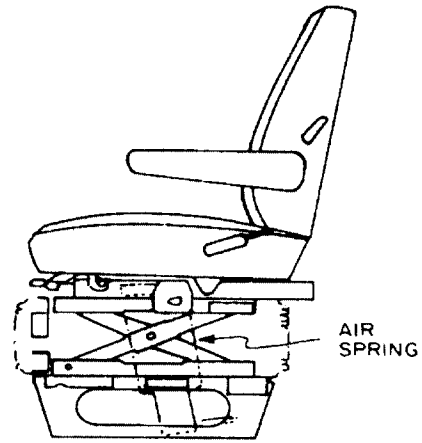


Fig. 1 Air-suspended driver's seat⁷⁾

Fig. 2는 전형적인 공기현가식 운전석의 진동절연 효과를 보여준다. 또한 공기현가식 운전석에 있어서 운전석의 높이 설정이 진동절연에 대단히 중요함을 보여준다. 즉, 운전석의 높이가 중립 위치에 있을 때가 최상부 위치에 있을 때보다 진동절연성이 좋음을 알 수 있다.

공기현가식 운전석의 댐퍼는 차체의 심한 진동으로 인한 운전석의 과대한 진폭을 완화시켜줄 뿐 아니라 진동속도 및 가속도를 완화하여 승차감을 높여주는 효과적인 진동절연 부품이다.

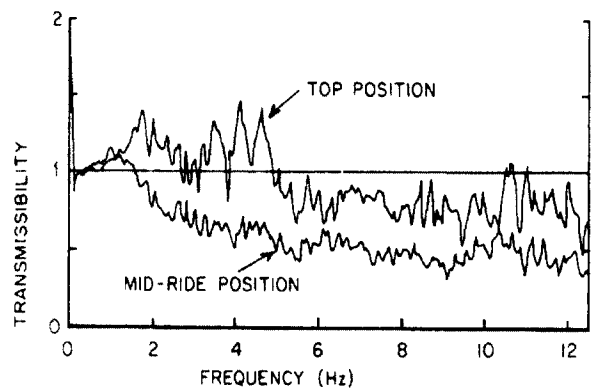


Fig. 2 Vibration transmissibility of the air-suspended driver's seat⁸⁾

3. 다단댐퍼의 설계

댐퍼 설계시에는 원하는 감쇠 특성을 얻기 위해

댐퍼 내부의 유로 및 유량을 조절하여야 한다. 유로 및 유량을 조절하는 방법으로써 일반적으로 오리피스와 스프링 밸브를 사용한다⁹⁾. Fig. 3은 오리피스 및 스프링 밸브를 조절하여 감쇠력을 얻는 방법을 보여 주고 있다. 즉, 오리피스의 크기를 조절하여 저속에서는 적절한 감쇠력을 얻을 수 있으나 고속에서는 과도한 감쇠력을 유발하게 된다(곡선 A). 한편, 스프링 밸브를 사용하게 되면 어떤 압력에 도달하기 전까지 유로를 차단하여 주다가 고속 영역에서 감쇠력을 제어할 수 있다(곡선 B). 따라서 이 두 가지를 병용하게 되면 저속 및 고속의 양쪽 영역에서 원하는 감쇠력을 효과적으로 얻을 수 있다(곡선 C).

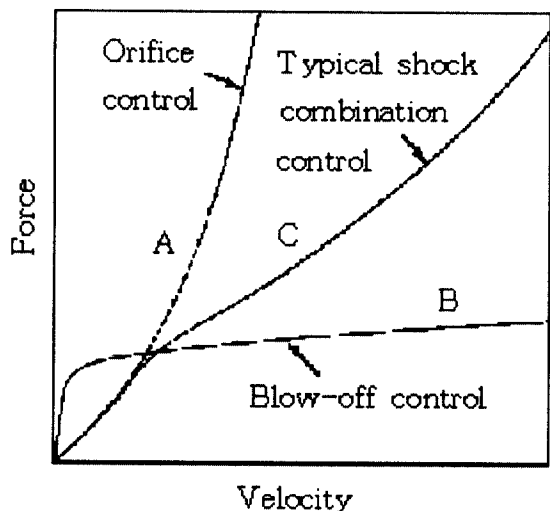


Fig. 3 Force-velocity properties of shock absorber valving⁹⁾

Fig. 4는 본 연구에서 사용된 공기현가식 운전석 공기스프링의 스프링 상수를 측정한 결과이다. 이것은 운전자를 포함한 현가장치 상부의 운전석 무게를 735 N으로 가정하여 운전석이 중립위치에 있을 경우의 스프링 상수이다. 이 결과 스프링 상수는 선형 최소자승법에 의해 23.7 N/mm로 결정하였다.

Fig. 5는 다단댐퍼의 내부 단면도를 나타낸 것이다. 4단의 감쇠성능을 발휘하기 위해 Fig. 5와 같이 로드엔 오리피스 유로를 생성하고 운전자가 직접 레버를 조작하여 콘트롤 로드엔 움직여 오리피스 유로의 면적을 변화시킬 수 있도록 설계하였다.

Fig. 6은 4단 충격흡수기의 수동 방식 내부 조절 오리피스 유로 형상을 나타낸 것이며, 로드엔 오리피스 지름이 각각 0.7, 1.0, 1.5 및 2.0 mm로

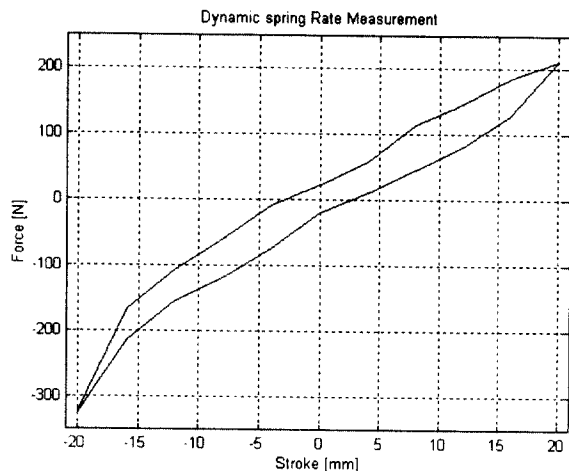


Fig. 4 Dynamic spring rate measurement of air spring

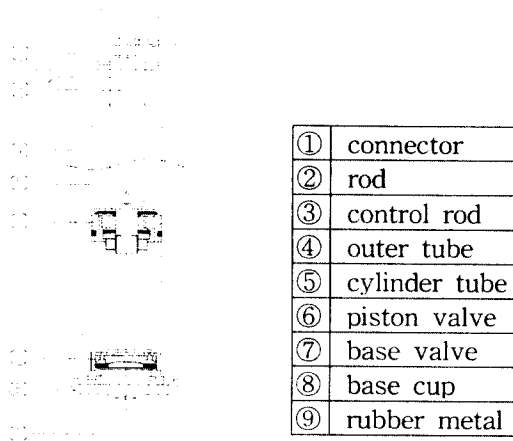


Fig. 5 Configuration of the multi-stage damper

조절될 수 있도록 설계되어 있다.

4. 감쇠력 해석

댐퍼의 특성상 압축, 인장시 유로를 통한 유체의 유동이 다르기 때문에 이를 고려하여 인장, 압축시 달라지는 유동 모델을 사용하였다¹⁰⁾.

Fig. 7은 댐퍼 내부의 피스톤에 작용하는 힘들을 보여준다. 다음 식에서 감쇠력을 구할 수 있다.

$$F_d = P_r(A_p - A_{rod}) - P_c A_p + F_{fric} \quad (1)$$

식(1)에서 F_d 는 감쇠력, P_r 과 P_c 는 각각 반동실과 압축실의 압력이며, A_p 와 A_{rod} 는 피스톤과 로드면적, F_{fric} 은 피스톤과 실린더 벽 사이 그리

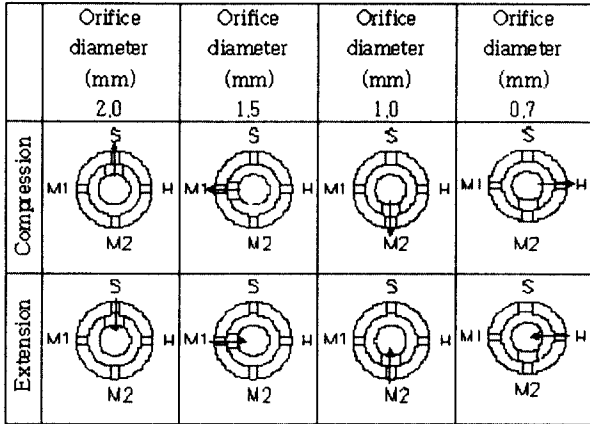


Fig. 6 Oil flow for the four-stage orifice control

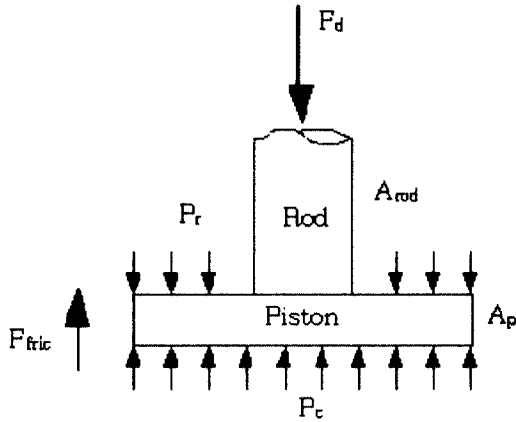


Fig. 7 Free body diagram for the damper piston

고 로드와 로드가이드 사이의 마찰력을 나타낸다. 이 마찰력은 실험에 의하여 측정하여야 하나, 본 연구에서는 이 마찰력을 무시하였다.

4.1 압축행정시의 오일 유동해석

Fig. 8은 압축행정시 오일의 유동경로를 나타낸 것으로, 유동은 압축실의 유체가 반동실로 흐르는 유동 Q_r 과 저장실로 흐르는 유동 Q_c 가 일어난다.

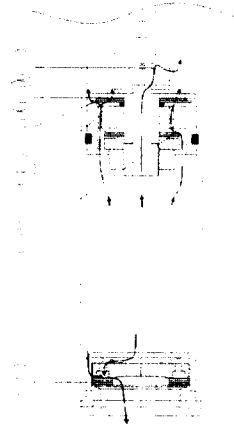
저장실로 가는 유량은 유체를 비압축성으로 가정할 때 반동실로 들어가는 로드부피의 변화만큼 이 된다. 따라서 압축실로부터 저장실로의 유량과 반동실로의 유량비는 일정한 값을 갖는다. 즉,

$$\frac{Q_c}{Q_r} = \frac{A_{rod}}{A_p - A_{rod}} \quad (2)$$

여기서 Q_c 와 Q_r 은 각각 저장실과 압축실 사이의

오일 유량과 반동실과 압축실 사이의 오일 유량이다.

압축행정시 저장실과 압축실 사이의 오일 유량은 오리피스 유동식을 이용하면 다음 식으로 표현할 수 있다.



①	control rod hole
②	disc spring
③	rebound disc
④	piston outer hole
⑤	piston constant control disc
⑥	base compression disc

Fig. 8 Damper oil flow during the piston compression

$$Q_c = (C_{d2} \hat{A}_2 + C_{d2} \hat{A}_{21}) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_c - P_s)} \quad (3)$$

여기서, C_{d2} 는 유체방출계수이고, \hat{A}_2 와 \hat{A}_{21} 은 압축실과 저장실 사이의 베이스밸브와 디스크의 유동면적이다. 그리고 ρ 는 유체밀도, P_s 는 저장실의 압력이다. 유체방출계수 C_{d2} 를 구하기 위해서 다음과 같이 경험식을 이용하였다.

$$C_{d2} = \frac{1}{\sqrt{[1.5 + 13.74 \sqrt{(\frac{L}{DR})}]}} \cdot \frac{DR}{L} > 50 \quad (4)$$

$$C_{d2} = \frac{1}{\sqrt{[2.28 + 64(\frac{L}{DR})]}} \cdot \frac{DR}{L} < 50 \quad (5)$$

여기서 D 는 오리피스관 지름, L 은 길이, R 은 오리피스에서 레이놀즈수를 나타낸다.

Q_r 은 피스톤을 통과하는 유동과 로드의 오리피스를 통과하는 유동을 합한 것이다. 즉,

$$Q_r = (C_{d4} \hat{A}_4 + C_{d6} \hat{A}_6 + C_{d0} \hat{A}_0) \times \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_c - P_r)} \quad (6)$$

여기서, C_{d4} , C_{d6} , \hat{A}_4 , \hat{A}_6 은 피스톤의 홀과 흡입 밸브의 유체방출계수와 유동면적이다. 그리고 C_{d0} 와 \hat{A}_0 는 본 연구에서 설계된 로드의 오리피스에 대한 유량방출계수와 유동면적이다.

4.2 인장 행정시의 오일 유동 해석

인장행정에서는 압축실의 압력이 낮아서 반동실에서 압축실로의 유동 Q_r 과 저장실에서 압축실로의 유동 Q_c 가 일어난다. Fig. 9는 인장행정시 오일의 유동상태를 나타낸 것이다. 인장행정시 유동식은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$Q_c = (C_{d8} \hat{A}_8) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_c - P_s)} \quad (7)$$

여기서 C_{d8} 과 \hat{A}_8 은 인장행정시 베이스밸브와 suction disc의 유체방출계수와 유동면적이다.

로드의 내부 조절 오리피스를 고려한 Q_r 은 다음과 같다.

$$Q_r = (C_{d10} \hat{A}_{10} + C_{d0} \hat{A}_0) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_c - P_r)} \quad (8)$$

여기서 C_{d10} , \hat{A}_{10} 는 인장시 피스톤 홀과 흡입밸브를 통과하는 오일에 대한 유체방출계수와 유동면적이다.

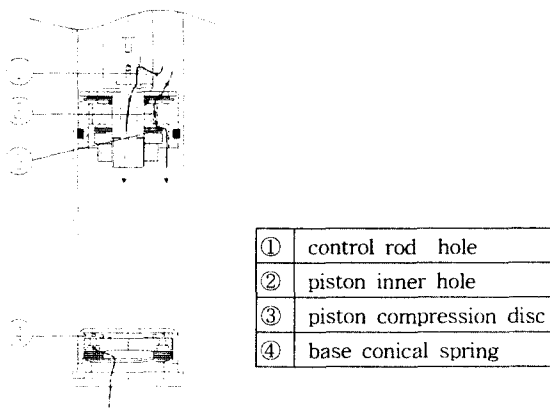


Fig. 9 Damper oil flow during the piston extension

5. 다단댐퍼의 진동흡수 성능

본 연구에 사용된 운전석의 고유진동수는 1자유

도 진동 모델로부터 계산하면, 2.83 Hz이고 임계감쇠계수는 2667 N·s/m이다. 그리고 감쇠비에 따른 감쇠계수는 Table 1과 같다.

Table 2에서 5까지는 오리피스의 직경의 변화에 따른 감쇠계수와 감쇠비의 변화를 보여준다.

Table 1 Damping ratio and damping coefficient

Damping ratio	Damping coefficient (N·s/m)
0.25	666.84
0.5	1333.67
0.7	1867.15
1.0	2667.36
2.0	5334.72

Table 2 Case for maximum piston speed of 0.05 m/s

Orifice diameter (mm)	Damping coefficient [N·s/m]		Damping ratio	
	Compression	Extension	Compression	Extension
0.7	1205.280	3959.294	0.45	1.480
1.0	1205.025	2479.055	0.45	0.930
1.5	1204.480	1493.450	0.45	0.560
2.0	1203.891	1191.068	0.45	0.446

Table 3 Case for maximum piston speed of 0.1 m/s

Orifice diameter (mm)	Damping coefficient [N·s/m]		Damping ratio	
	Compression	Extension	Compression	Extension
0.7	2037.789	7545.818	0.7639	2.829
1.0	2037.280	4585.339	0.7637	1.719
1.5	2036.187	2614.125	0.7637	0.980
2.0	2035.012	2009.365	0.7629	0.750

Table 4 Case for maximum piston speed of 0.2 m/s

Orifice diameter (mm)	Damping coefficient [N·s/m]		Damping ratio	
	Compression	Extension	Compression	Extension
0.7	3889.192	14905.25	1.4580	5.58802
1.0	3888.174	8984.294	1.4570	3.36800
1.5	3885.990	5041.864	1.4568	1.89000
2.0	3883.640	3832.345	1.4559	1.43670

Table 5 Case for maximum piston speed of 0.3 m/s

Orifice diameter (mm)	Damping coefficient [N · s/m]		Damping ratio	
	Compression	Extension	Compression	Extension
0.7	5782.015	22306.10	2.167600	8.362619
1.0	5780.487	13424.67	2.167100	5.030000
1.5	5777.208	7511.021	2.165891	2.816000
2.0	5773.686	5696.743	2.164571	2.135725

Fig. 10은 오리피스 직경의 크기를 바꾸었을 때 댐퍼의 속도에 따른 감쇠력의 변화를 보여 준다. 그림에서 보는 바와 같이 인장 영역에서는 4단의 감쇠계수의 변화가 뚜렷하게 나타나지만, 압축영역에서는 오리피스 직경의 크기를 바꾸어도 감쇠계수의 변화가 거의 없음을 알 수 있다.

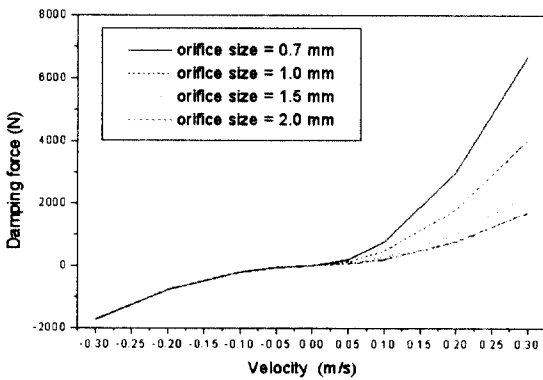


Fig. 10 Damping force-velocity curve of the multi-stage damper

6. 결 론

본 연구에서는 트럭의 공기현가식 운전석에 사용되는 다단댐퍼를 설계하고 이 댐퍼의 감쇠성능에 대해 연구하였다.

운전석에는 주로 저주파수 영역의 진동이 가해지므로 오리피스 크기를 조절하여 감쇠성능을 바꾸는 간편한 방식을 택하였다. 따라서, 차량의 노면상태 및 운전조건에 따라 운전자가 원하는 감쇠성능을 선택할 수 있도록 댐퍼 내부의 오리피스 크기를 수동적으로 조절하게 하였다. 본 연구에서 설계된 댐퍼는 인장영역에서는 4단의 감쇠성능을 얻을 수 있었으나 압축 영역에서는 4단의 감쇠계수를 얻지 못하였다. 이것은 베이스 밸브의 구조를 변경하면 될 것으로 생각된다.

본 연구에서는 감쇠계수 계산 프로그램에 의하여 오리피스의 크기를 시행착오적으로 계산하여 설계하였으나 목표로서는 감쇠성능 곡선이 나올 수 있도록 오리피스의 크기를 구하기 위한 프로그램이 필요하며, 나아가서 댐퍼의 성능을 좌우하는 설계변수가 대단히 많기 때문에 오리피스 및 스프링의 크기와 개수 등의 다양한 설계변수를 동시에 고려하여 원하는 감쇠성능을 얻을 수 있는 최적화 프로그램이 개발되어야 한다.

참고문헌

1. "Guide for the Evaluation of Human Exposure to Whole Body Vibration", International Standard Organization (ISO 2631), 1974
2. M. J. Griffin, "The Evaluation of Vehicle Vibration and Seats," Applied Ergonomics, Vol. 9, pp. 15~21, 1978
3. F. Pradko and R. Lee, "Vibration Comfort Criteria," Society of Automotive Engineers, SAE Paper No. 660139, 1966
4. R. N. Janeway, "Human Vibration Tolerance Criteria and Applications to Ride Evaluation", Society of Automotive Engineers SAE Paper No. 750075, 1975
5. E. Berger and B. J. Gilmore, "Seat Dynamic Parameters for Ride Quality", Society of Automotive Engineers, SAE Paper No. 930115, 1993
6. J. G. Gerard, S. Rakheja, S. Sankar, and Y. Afework, "Increased Comfort and Safety of Drivers of Off-Highway Vehicles Using Optimal Seat Suspension", Society of Automotive Engineers, SAE Paper No. 901646, 1990
7. "Truck Systems Design Handbook", PT-41, Society of Automotive Engineers, 1992
8. H. Pietsch, "The Automotic Leveling Air Suspension Seat for Industrial Vehicles", Society of Automotive Engineers, SAE Paper No. 840577
9. T. D. Gillespie, "Fundamentals of Vehicle Dynamics", Society of Automotive Engineers, 1992
10. 백운경 외, "4단 감쇠력 조절기능을 가진 seat 용 Shock Absorber 개발", 부경대학교 산학협동연구센터 연구보고서, 1997