J. of the Korean Institute
of Industrial Safety
Vol. 2, No. 1, May, 1987
pp. 1-13

自動車用 衝擊吸收器의 解析 및 品質向上을 爲한 設計方案

*金亨燮 **李和奭 *吳興國

*亞洲大學校 工科大學 機械工學科
**國立工業試驗院

Analysis shockabsorber of automobile and Design Criterion

Hyung-Sup Kim*, Hwa-Suk Lee**, Hung-Kuk Oh*

*Department of Mechanical Engineering, A Jou University
**National Industrial Research Institute

Abstract

A study has been made of the damping force phenomena of the shockabsorber for automobile.

The main results obtained are as follows;

1) We can neglect friction loss between cylinder and piston, as it is very small compared to other damping force.
2) Damping force due to coil spring and disc valve shows comparatively stable at various piston speed and oil temperature.
3) Theoretical and experimental values are well agreed on relatively low piston speed.
4) Theoretical value on piston speed of 600mm/sec, 900mm/sec at oil temperature 20°C, 40°C. 60°C and 80°C is about 82% of experimental value.
5) Theretical value at oil temperature -20°C, 0°C is about 67% of experimental value.

※ 本 論文은 1986年度 文教部 學術硏究 組成費에 의하여 硏究되었음.

1. 서 론

충격완충의 목적으로 오일댐퍼가 널리 활용되고 있고, 많은 논문이 발표되고 있지만 댐퍼의 특성이 충분히 확실해진 것은 아니다. 왜냐하면 댐퍼내의 오일의 흐름현상을 분석하려면 점성유라는 것 외에도 실제와는 틀린 많은 가정을 해야하기 때문이다. 그러므로 이론의 유효한 범위가 자연히 제한되고 있으나 기대한것보다는 좋은 결과들을 얻고 있다. 한편 자동차용 충격흡수기는 오일댐퍼의 원리를 이용해서 실용화시킨 것으로 비교적 형상이 복잡하여 충격흡수기의 문제점을 해석하는데 어려움이 나타나고있다. 이상과 같은 관점에서 본 논문에서는 복잡한 문제의 해석을 단순화시키기 위하여 몇가지 가정을 두고 속도와 점도 (온도) 변화에 따른 감쇠력 변화현상을 연구하였다.

2. 이론해석 (Theoretical analysis)

2-1 모델의 선정 (modelling)

본 연구에 사용된 자동차용 충격흡수기의 내부 단면도는 Fig. 1 과 같다.

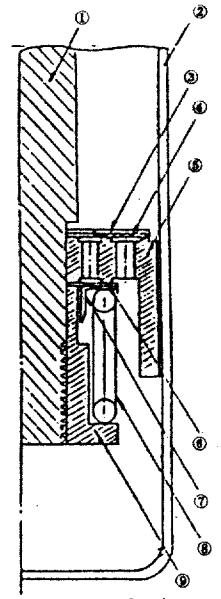
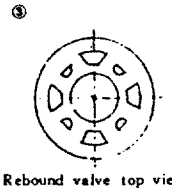
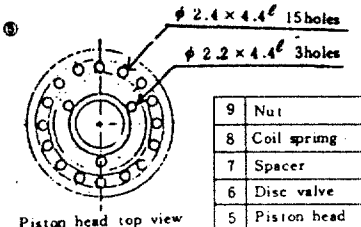


Fig. 1. Section drawing of Shockabsorber



Rebound valve top view



Piston head top view

9	Nut
8	Coil sprimg
7	Spacer
6	Disc valve
5	Piston head
4	valve for bound
3	valve for rebound
2	Cylinder
1	Piston rod

Bound

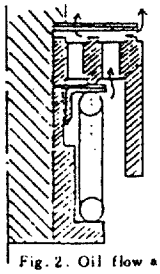


Fig. 2. Oil flow at bound strke

Rebound

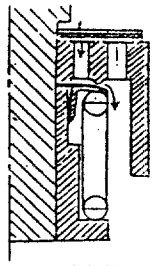


Fig. 3. Oil flow at rebound stroke

피스턴 헤드⑤는 내부에 3개의 오리피스(orifice)구멍과 외부에 15개의 오리피스(orifice)구멍이 있으며 이 내부의 3개의 오리피스구멍은 와셔(washer)형상 디스크밸브⑥으로 덮혀져 있는데 이 디스크밸브는 너트⑨에 의해 코일스프링⑧에 초하중(preload)이 가해져서 평소에는 감겨져 있다. 실린더와 피스턴 헤드 사이에는 클리어런스가 고체마찰을 피할 정도이어서 클리어런스를 통해서는 오일의 흐름이 거의 없고 피스턴 헤드부의 오리피스구멍을 통해서 주로 이루어진다.

Fig.2에서 보는바와 같이 압축행정 (bound stroke)시는 코일스프링⑧의 저항으로 디스크밸브⑥이 열리지 못하고 오일의 압력에 의해 와셔형상 압축용밸브④가 열려서 오일은 외부의 15개의 오리피스구멍을 통해서 이동된다. 반면 인장행정 (rebound stroke)시는 압축용밸브④는 닫혀져 외부 15개의 오리피스구멍으로는 흐르지 못하고 인장용밸브 (valve for rebound)③의 구멍 및 내부의 3개의 오리피스구멍을 통하여 디스크밸브⑥ 및 코일스프링⑧이 탄성변형하여 생긴 구멍을 통하여 흐르며 그 모양은 Fig.3과 같다. 본 연구에서는 압축행정시는 인장행정시에 비하여 감쇠력도 상대적으로 작으며 이론해석도 보편적으로 간단하기 때문에 인장행정을 중심으로 연구하였다.

해석을 간단히 하기위해 다음과 같은 가정을 하였다.

- 피스턴, 실린더, 오리피스등을 흐르는 유체는 층류 (laminar flow)이고 정상류이다.
- 유체는 비압축성, 등방성, 뉴우턴흐름이다.
- 실린더, 피스턴의 편심은 무시한다.
- 유체의 중력과 표면장력은 무시한다.
- 시험중에 등온 유지한다.
- 실린더와 피스턴사이의 유체는 고체마찰을 피할 정도만큼만 흐른다.

2-2. 피스턴 주위에 생기는 힘의 종류 (classification of the force exerted on the piston)

피스턴로드쪽의 압력분포는 고르지 않다. 그러나 이의 평균값은 피스턴에서 멀리 떨어져있는 정압 P_a와 같다고 가정한다.

F_1 : 오리피스구멍의 면적축소로 인하여 압력수두가 속도수두로 변한 값을 나타냄.

F_2 : 오일이 오리피스구멍내에서 정상적인 속도분포를 보일때 오리피스내에서 점성마찰 손실

F_3 : 디스크밸브와 코일스프링에 의한 감쇠력

F_4 : 피스턴과 실린더에서의 마찰압력손실

기타 : 인장용밸브③을 통과할때 생기는 동압력강화와 오리피스를 통과한 직후의 피스턴헤드부와 디스크밸브⑥사이에서의 점성마찰 손실

그러므로 피스턴에 생기는 총감쇠력 (total damping force) F는

$F = F_1+F_2+F_3+F_4+$ 기타가 된다.

2-3. 감쇠력의 유도[1] (Evaluation of damping force)

①오리피스내에서의 동압력강화 (dynamic pressure drop) F_1

P_1을 실린더내 압력, P_2를 오리피스구멍평균압력이라면,

$$P_1-P_2=\frac{\varepsilon\gamma}{2g}(v_2^2-v_1^2) \qquad v_2 \gg v_1 \text{ 이므로}$$

$$P_1-P_2=\frac{\varepsilon\gamma}{2g}v_2^2 \qquad Q=A_1v_1=3A_2v_2 \text{ 이므로}$$

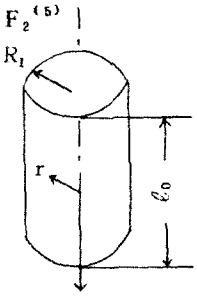
$$=\frac{\varepsilon\gamma}{2g}\{(\frac{A_1}{3A_2})^2 v_1^2\}$$

경로상수 (Coefficient of the pash) ε을 고려하여 $\varepsilon=\frac{1}{(0.7)^2}=2$라고 하면 동압력강화(dynamic pressure drop) ΔP_d는

$$\Delta P_d=P_1-P_2=\frac{\gamma A_1^2}{9gA_2^2}v_1^2$$

$$\therefore\ F_1 = \frac{\gamma A_1^3}{9gA_2^2}\, v_1^2$$

②오리피스내에서 마찰압력손실(friction loss)



유체는 뉴우턴유체가 정상층류로서 유동한다고 가정하였으므로 유체는 축방향으로 평행유동하므로 Fig.4에서 $U_r = U_\theta = 0$ 이다.

Fig.4 Flowin orifice

이것을 Navier-Stokes 방정식에 적용하면

$$r\text{성분} : O = \frac{2P}{2r} \quad \cdots\cdots ①$$

$$\theta\text{성분} : O = -\frac{1}{r}\frac{2P}{2\theta} \quad \cdots\cdots ②$$

$$z\text{성분} : \rho u_z \frac{\partial u_z}{\partial_z} = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial u_z}{\partial r}\right) \cdots ③$$

연속방정식은 $\dfrac{\partial u_z}{\partial z} = O$ ……④가 된다.

식④는 균일단면유동에서 u_z 는 r 만의 함수라는 것을 말해준다. 또 식①, 식②는 P가 Z만의 함수라는 것을 말해준다. 식④를 식③에 대입하면 운동방정식은

$$\frac{\mu}{\gamma}\frac{d}{dr}\left(r\frac{du_z}{dr}\right) = \frac{dP}{d_z} \quad \cdots\cdots ⑤$$

식⑤의 좌변은 γ 만의 함수이고 우변은 z만의 함수이다. 이들 각 함수가 모든 γ, z에 대하여 등식이 성립하려면 식⑤의 좌우변은 상수이어야한다. dP/dz 를 상수로 보고 γ에 관해서 2회 적분하면

$$U_z = \frac{\gamma^2}{4\mu}\frac{dP}{dz} + C_1 \ln\gamma + C_2 \quad \cdots\cdots ⑥$$

U_z 가 만족하여야 할 경계조건은

$$\gamma = R_1\text{에서}\ u_z = O \quad \cdots\cdots ⑦$$

$$\gamma = O\text{에서}\ \frac{du_z}{d\gamma} = O \quad \cdots\cdots ⑧$$

$$C_1 = O,\ C_2 = -\frac{R_1^2}{4\mu}\cdot\frac{dP}{dz} \quad \cdots\cdots ⑨$$

오리피스내에서는 층류유속분포는

$$u_z = -\frac{1}{4\mu}\frac{dP}{dz}(R_1^2 - \gamma^2) \quad \cdots\cdots ⑩$$

오리피스구멍 l_0 사이에 일어나는 마찰압력강화 (friction loss) ΔPf 는 $-\dfrac{dP}{dz} = \dfrac{\Delta Pf}{l_o}$

$$u_z = -\frac{1}{4\mu}\frac{\Delta Pf}{l_o}(R_1^2 - \gamma^2)$$

평균속도 $v_2 = \dfrac{1}{A_2}\int_{A2} u_z\, dA$

$$= \frac{1}{\pi R_1^2}\int_0^{R_1}\int_0^{2\pi} u_z\, \gamma\, d\theta\, d\gamma$$

$$= \frac{2}{R_1^2}\int_0^{R_1}\left[\frac{1}{4\mu}\frac{\Delta Pf}{l_0}(R_1^2 - \gamma^2)\right]\gamma\, d\gamma$$

$$= \frac{R_1^2}{8\mu}\frac{\Delta Pf}{l_0}$$

유량Q는

$$Q = \int_A u_z\, dA = 3A_2 v_2 = \frac{3\pi R_1^2\, R_1^2\, \Delta Pf}{8\mu l_0}$$

$$= A_1 v_1$$

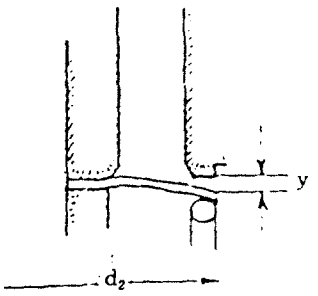
$$\therefore\ \Delta P_f = \frac{8\mu l_0 A_1}{3\pi R_1^4}\, v_1$$

$$F_2 = \frac{8\mu l_0 A_1^2}{3\pi R_1^4}\, v_1$$

③디스크밸브와 코일스프링에 의한 감쇠력 F_3 (7) 평소에는 코일스프링의 초하중 (Preload)에 의

해서 디스크밸브가 잡겨져 있다가 연식행정에서 유체의 힘에 의해서 코일스프링의 초하중보다 크면 디스크밸브가 열리기 시작해서 감쇠력이 생기기 시작한다. Fig.5에서와 같이 디스크밸브의 열리는 면적을 A_3라 하면

$$F_3 = \frac{\varepsilon \gamma A_1^3}{2gA_3^2} v_1^2$$



여기서 $A_3 = \pi d_2 y$

그런데 $y = y_1 - (y_2 + y_3) \geqq 0$이 된다.

y_1 : 코일스프링의 초하중 및 코일스프링의 저항력이 없다고 가정할때의 디스크밸브의 처짐 (deflection)

Fig.5 Opening of disc valve

y_2 : 코일스프링의 초하중에 의한 디스크밸브의 가상처짐량

y_3 : 코일스프링의 저항력에 의한 디스크밸브의 가상처짐량

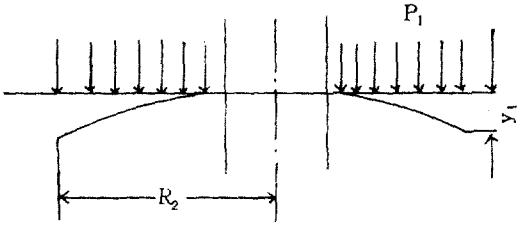


Fig.6 Bending of uniform loaded circular plate

Fig.6과 같이 안쪽에서 고정 (built in)되어있고 바깥쪽에서 자유롭게 등분포하중을 받고 있는 원형판의 처짐은

$$y_1 = \eta_1 \frac{P_1 R_2^4}{Et^3}$$

$$= \eta_1 \frac{d_2^4 F_3}{16 E A_4 t^3}$$

여기서

R_2, d_2 : 원형판 (디스크밸브)의 반경 및 지름 $d_2 = 20.9\,mm$

P_1 : 등분포압력 F_3/A_4

F_3 : 구할려고 하는 감쇠력

E : 디스크밸브의 Young율 $2.1\times10^4\,kg/mm^2$

A_4 : 디스크밸브의 면적 $\frac{\pi}{4}(20.9^2 - 10.1^2)$

$= 262\,mm^2$

t : 디스크밸브의 두께 $0.2\,mm$

γ : 디스크밸브의 고정반경

η_1 : R_2/γ에 따라 결정되는 값 $= 0.094$

각 값을 대입하면 y_1은 $y_1 = 0.0255 F_3$가된다.

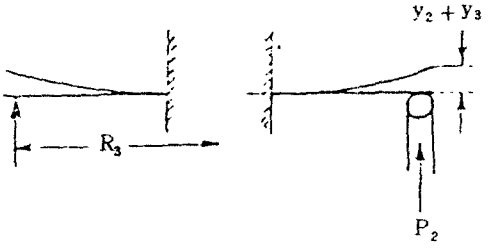


Fig.7 Bending of linearly distributed load along periphery of circular plate

Fig.7과 같이 안쪽에서 고정되어 있고 반경 R_3인 자유단 원주를 따라서 고르게 분포된 집중하중 P_2를 받고 있는 디스크밸브의 처짐은

$$y_2 + y_3 = \eta_2 \frac{P_2 R_3^2}{Et^3}$$

$$= \eta_2 \frac{(F_p + k y_1) R_3^2}{Et^3}$$

$$= \eta_2 \frac{(F_p + k y_1) D_3^2}{4Et^3}$$

여기서

R_3, d_3 : 코일스프링의 반경 및 지름 $d_3 = 18.2\,mm$

η_2 : R_3/r에 따라 결정되는 값 $= 0.063$

F_p : 코일스프링이 최초부터 조여져 있는 초하중 $10.54\,kg$

k : 코일스프링의 정수 $2.7\,kg/mm$

P_2 : 총집중하중 $F_p + ky_1 = 10.54 + 2.7 \times 0.0255\,F_3$

각 값을 대입하면 $y_2 + y_3$는 $y_2 + y_3 = 0.3267 + 0.0021\,F_3$

$$F_3 = \frac{\gamma A_1^3}{g\pi^2 d_2^2 (0.0234\,F_3 - 0.3267)^2} v_1^2$$

윗식에서 보는바와 같이 디스크밸브와 코일스프링에 의한 감쇠력 F_3는 3차방정식의 한 해임을 알 수 있다.

④피스턴과 실린더의 마찰압력손실 F_4

$$F_4 = \frac{1}{\delta} \mu\pi d_c l_p v_1$$

⑤기타 감쇠력

인장용밸브③을 통과할때의 동압력강화와 오리피스구멍을 통과한 직후의 피스턴헤드부와 디스크밸브⑥ 사이에서의 점성마찰손실도 고려되어야 할 양으로 생각되나 논리적으로 해석하기는 상당히 난해함.

2-4 . 감쇠력의 특성 (Characteristics of the damping force)

총감쇠력 (Total damping force) F는

$$F = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + 기타$$

$$= \frac{\rho A_1^3}{9gA_2^2} v_1^2 + \frac{8\mu l_0 A_1^2}{3\pi g R_1^4} v_1$$

$$+ \frac{\rho A_1^3}{g\pi^2 d_2^2 (0.0234 F_3 - 0.3267)^2} v_1^2$$

$$+ \frac{\mu\pi d_c l_p}{\delta g} v_1 + 기타$$

위를 보면 피스턴에 가해지는 저항을 속도및온도의 영향을 고려해보면 F_2, F_4는 속도에 비례하고 있으며 이는 전부 마찰압력관계항이며 F_1은 속도의 제곱에 비례하고 있으며 F_3는 이의 3차 방정식이 속도제곱에 비례하고 있다. 또는 F_2 F_2는 점도에 비례한다. 작동유는 온도에 따라서 점도의 변화폭이 대단히 크므로 이항은 온도의 영향이 크다는 것을 알 수 있다. F_1, F_3는 밀도에 비례하는 것을 보이는데 작동유는 일반적으로 온도에 따라서 밀도는 별로 변하지 않으므로 이항은 온도에는 별로 영향을 받지 않는다는것을 알 수 있다.

$A_1 = 593.3\,mm^2$, $A_2 = 3.8\,mm^2$

$g = 9{,}800\,mm/sec^2$ $l_0 = 6.9\,mm$

$R_1 = 1.1\,mm$ $d_2 = 20.9\,mm$

$\delta = 0.015\,mm$ $d_c = 30.22\,mm$

$l_p = 24.9\,mm$를 대입하고 각피스턴속도 $100\,mm/sec$, $300\,mm/sec$, $600\,mm/sec$, $900\,mm/sec$ 및 각온도 (온도에 따른 작동유의 점도 및밀도는 제 4 장 실험에서 논함) $-20℃$, $0℃$, $20℃$, $40℃$, $60℃$, $80℃$에서의 이론적인 감쇠력은 Table 1 과 같다.

Table.1. Theoretical damping force at variable piston speed and oil tamperature.

Unit:kgf

Temp	Piston speed mm/sec	F	F_1	F_2	F_3	F_4
-20℃	100	23.5	1.5	4.9	16.6	0.5
	300	49.8	13.2	14.7	20.2	1.6
	600	110.4	52.9	29.4	25	3.3
	900	197.1	119.1	44.1	29	4.9
0℃	100	19.3	1.5	1.2	16.6	0.1
	300	37.1	13	3.5	20.2	0.4
	600	84.7	52	7.1	24.8	0.8
	900	157.7	117	10.6	28.8	1.2

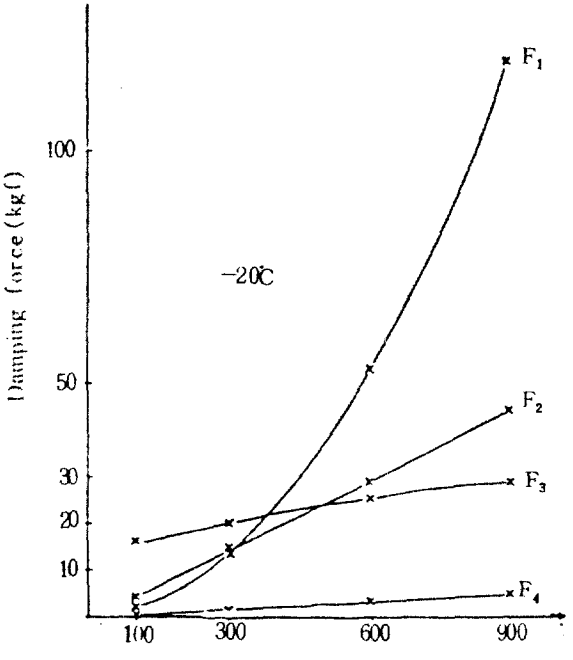
Temp.	Piston speed mm/sec	F	F_1	F_2	F_3	F_4
20℃	100	18.4	1.4	0.4	16.6	0.1
	300	34.4	12.9	1.3	20.2	0.2
	600	79.1	51.5	2.6	24.7	0.3
	900	148.9	115.9	3.9	28.8	0.4
40℃	100	18.2	1.4	0.2	16.5	–
	300	33.4	12.7	0.6	20.1	0.1
	600	76.6	50.6	1.2	24.7	0.1
	900	144.5	113.9	1.7	28.7	0.2
60℃	100	18	1.4	0.1	16.5	–
	300	32.9	12.5	0.3	20.0	–
	600	75.3	50.0	0.7	24.6	0.1
	900	142.1	112.4	1	28.6	0.1
80℃	100	17.9	1.4	0.1	16.5	–
	300	32.5	12.3	0.2	20.0	–
	600	74	49.1	0.4	24.5	–
	900	139.5	110.4	0.6	28.5	0.1

Fig.8은 일정온도에서 속도의 변화에 따른 감쇠력의 경향을 보이는 것으로 오리피스내의 동압력강하 F_1은 속도가 증가함에 따라서 급격히 증가한는 현상을 보이고 있으나 온도의 상승에는 크게 영향을 받지 않는다는 것을 알 수 있다. 이는 앞이론식에서 보듯이 밀도 ρ가 온도의 영향을 별로 받지 않음을 나타내고 있다. 오리피스내에서의 점성마찰저항 F_2은 온도가 상승함에 따라서 급격히 저항이 떨어져서 80℃에서는 고속에서도 거의저항이 없음을 알 수 있다. 이는 온도의 상승과 더불어 점도가 급격히 작아지기 때문이다. 실린더벽의 마찰손실 F_4는 다른 저항에 비해서 대단히 작아서 충격흡수기에서는 크게 고려하지 않아도 좋은 요소로 보인다. 코일스프링과 디스크밸브에 의한 감쇠력 F_3는 속도가 증가하여도 F_1처럼 급격히 증가하지 않고 완만히 점진적으로 증가하는 경향을 보이는데 이는 디스크밸브부분이 자동밸브 역할을 하여서 고압에서는 크게 열리는 이유때문일 것으로 생각되며 온도에는 거의 영향을 받지 않음을 보여주는데 이또한 밀도가 온도에 거의 무관한 함수임을 보여주고 있다.

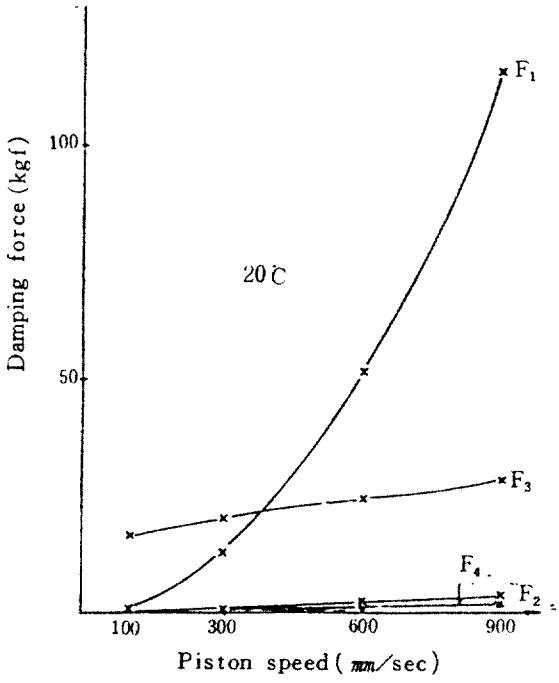
Fig.9는 각감쇠력을 일정속도에서 온도의 변화에 따른 경향을 분석하는 것으로 F_1은 속도에는 크게 변화하나 온도에는 별로 변하지 않음을 보여주고 있다.

F_2는 20℃이상에서는 점성을 잃어서 거의 감쇠작용이 없으나 영하로 내려감에 따라 점점 증가함을 알 수 있다.

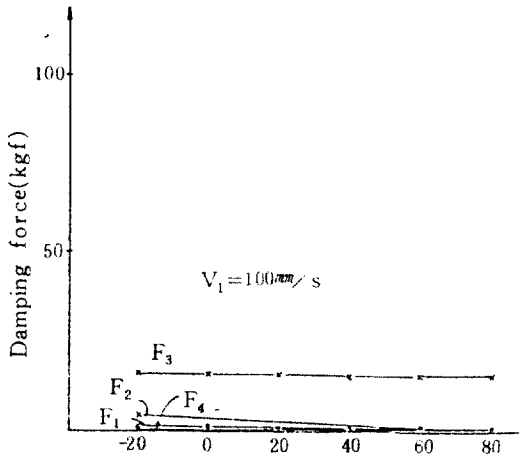
F_4는 앞에서의 분석과 마찬가지로 거의감쇠력에는 영향을 미치지 않음을 보여주고 있다. F_3는 네개의 요소중에서 비교적 속도 및 온도에 대해서 안정한 값을 보여주고 있다. 이는 앞에서도 분석이 되었지만 이는 밀도와 속도의 제곱에 관한 3차함수이나 압력에 따라 탄력적으로 개폐되는 자동밸브장치이기 때문에 감쇠력이 안정된 것으로 보여진다.



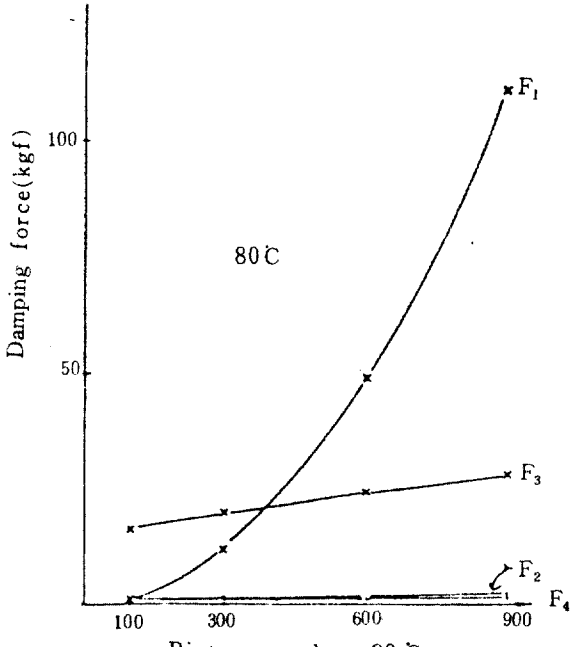
8-a oil temperature at −20℃



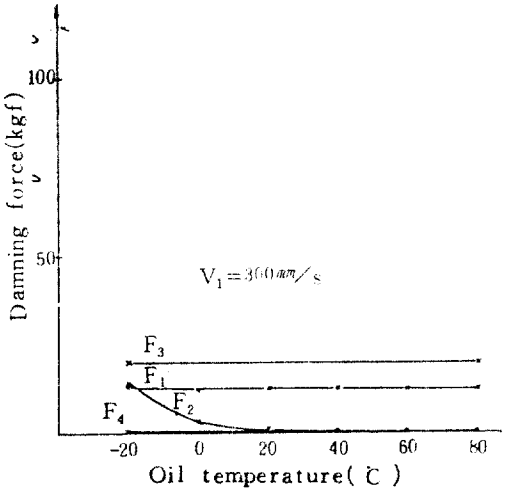
8-b .Oil temperature at 20℃



9-a.piston speed at 100 mm/sec

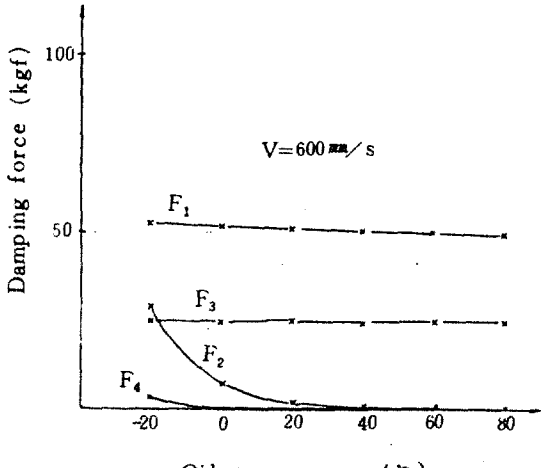


8-c .Oil temperature at 80℃

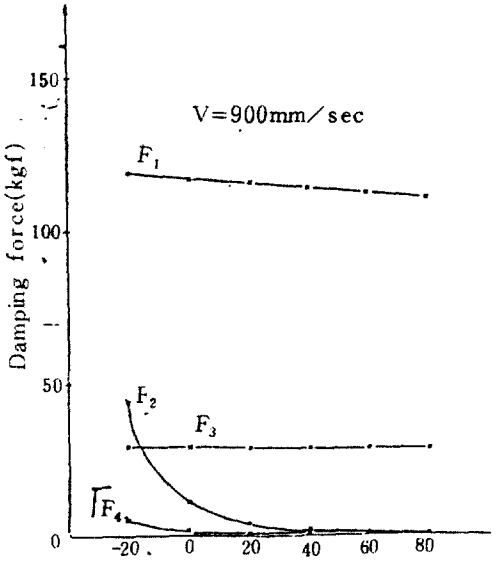


9-b.piston speed at 300 mm/sec

Fig.8 Effect of piston speed at constant temperature on damping force.



9-c. Piston speed at 600㎜/s



9-d. piston speed at 900㎜/s

Ffg.9 Effect of temperature at constant piston speed on damping force.

3. 실험 (Experiment)

3-1. 밀도 및 점도 (Density and viscosity)

앞 이론식에서 감쇠력은 작동유의 온도(밀도, 점도)에 따른 함수였으므로 이론값을 정확히 유도하기 위하여 각온도별 밀도 및 점도측정이 선행되어야 한다.

밀도는 온도교정조에 작동유를 넣고 표준밀도 측정기로 측정하였다. Table2는 그 측정결과를 나타내는 것으로 작동유는 밀도의 영향을 별로 받지 않음을 알 수 있다. 점도 μ를 구하기 위해서는 $\mu = \rho\nu$ 공식에서 동점도 ν를 먼저 측정하였다.

Table 2. Oil density

Temperature	Density
-20℃	0.898 g_r/cm
0	0.882
20	0.873
40	0.858
60	0.847
80	0.832

Table3. Kinematic viscosity and viscosity of oil

Temperature (℃)	Kinematic viscosity (CSt)	viscosity $kg/mm \cdot sec$
-20	380	34.1×10^{-5}
0	93	8.2×10^{-5}
20	34	3.01×10^{-5}
40	15.4	1.35×10^{-5}
60	9.2	0.77×10^{-5}
80	5.8	0.48×10^{-5}

카논펜스계식 표준점도측정기로 5℃, 20℃, 40℃, 60℃, 80℃에서 동점도를 측정하고 0℃, -20℃ 에

서의 동점도는 ASTM D34-77의 온도 - 점도곡선[10] (Temperature-viscosity charts for liquid petroleum products)을 이용하여 결정하였다.

3-2. 실험기기 및 측정 (Testing equipment and measurements)

o 실험기기

- 판스프링식 감쇠력측정기 (Leaf spring type damping force tester)
- 로드셀식 감쇠력측정기 (Load cell type damping force tester)
- 온도교정조 (Temperature calibration bath)

Photo.1. Shock absorber ; Sample for test

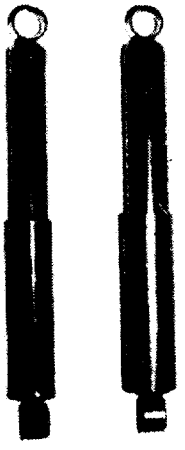


Photo.2. Shock absorber ; adopted at autamobile

Photo.3. Leaf spring type damping force tester

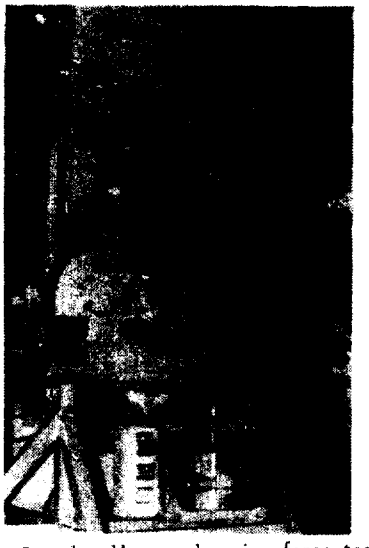


Photo.4. Loacl cell type damping force tester

실험[9]에 사용된 샘플은 승용차용 충격흡수기의 한 종류로서 사진 1은 실험용 샘플이고 사진 2는 실제 사용중인 충격흡수기 임.

실험을 정확히 하기 위해 가장 중요한 것은 온도를 정확히 유지하는 것인데 온도 교정조에 99.9 %의 에타놀을 충분히 넣고 충격흡수기를 담군후에 에타놀의 온도가 Setting된 소정의 온도에 도달후라도 충격흡수기내의 작동유의 온

도도 에타놀의 온도와 충분히 같게 하기 위하여 약 10분경과후 시험을 실시하였다. 40℃, 60℃ 80℃에서 실험할때는 에타놀대신에 증류수를 사용하였다.

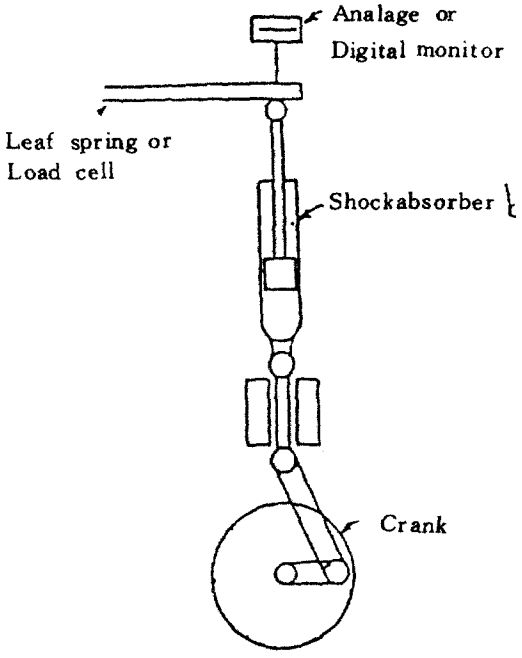


Fig.10 Mechanism of damping force tester

사진 3, 사진 4는 본실험에 사용된 시험기로써 각각 판스프링식 감쇠력측정기 및 로드셀식 감쇠력 측정기이다. Fig.10은 기계의 메카니즘을보이며 두시험기기의 운동기구 및 원리는 동일하다. 충격흡수기의 하단에 진동을 주어서 상단을 스프링장치 혹은 로드셀에 결합하여 감쇠력을 측정계측기록하는 구조로써 크랭크암의 길이를 a_0 라할때 피스턴속도 v_1은 $v_1 = a_0 w\sin wt$의 운동을 한다. 온도교정조에서 충격흡수기를 끄집어내어서 실험기기에 설치하여 수회 작동후 본 실험에 들어가기까지는 불과 7~8초이내에 실시할 수 있었기 때문에 작동유의 온도의 변화는 크지 않으리라고 생각된다.

시험은 판스프링식 감쇠력 측정기에서 2회, 로드셀식 감쇠력측정기에서 1회 실험을 하였다. 스프링식의 측정값과 로드셀식의 측정값에는 변차이점을 보이지 않았기때문에 3회 시험의 평균치를 채택하였다.

Fig11은 판스프링식 감쇠력 측정기에 의한 스프링변위곡선의 실험결과들로써 윗부분이 압축시를 나타내고 아랫부분이 인장시를 나타낸다.

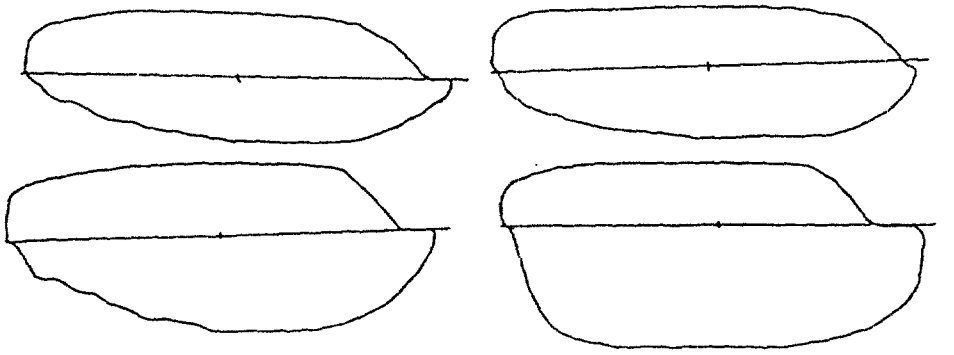


Fig.11 Damping force diagrams tested by leaf spring type tester

3-3 . 실험결과 및 이론치와의 비교 (Comparison between 2xperimental and theoretical values of damping force)

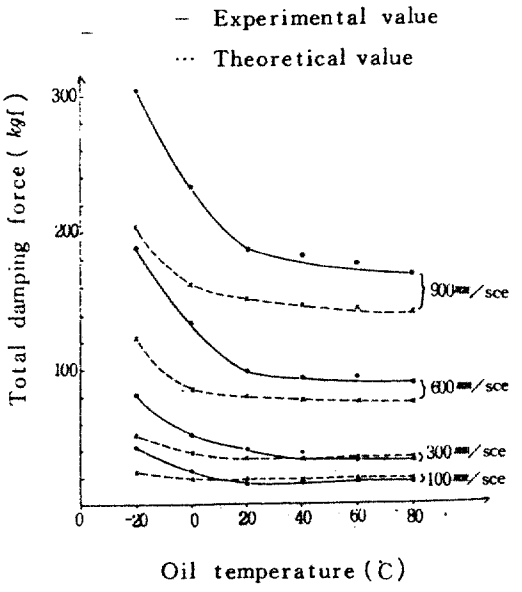


Fig.12 Damping force comparison between theoretical value and experimental value

Fig.12는 총감쇠력의 이론치와 실험치의 비교 그래프이다. 우선 이론치를 살펴보면 동일 온도에서도 속도에 따라서 변화가 대단히 크다는 것을 알 수 있다. 동일 속도에서는 20℃, 40℃, 60℃ 80℃에서는 대개 비슷한 값을 보이나 0℃에서 증가하기 시작하여 -20℃에서 급속히 증가함을 볼 수 있다. 이는 온도가 변하여도 밀도는 별로 변하지 않으나 점도는 0℃에서 영하로 내려감에 따라 급속히 증가하기 때문이다.

실험치도 이론치와 비슷한 경향을 보이나 대체로 이론값보다 높은값을 나타낸다. 20℃, 40℃, 60℃, 80℃에서의 이론치는 실험치의 72 %에서 105 %정도의 분포값을 가진다. 특히 100㎜/sec 300㎜/sec에서는 이론치와 실험치의 값이 거의 비슷한 수준을 보이나 600㎜/sec, 900㎜/sec에서는 82 %정도의 값을 가진다. -20℃, 0℃에서는 이론치의 값이 실험치의 58 %에서 75%정도의 분포값 가지며 이의 평균은 67 %정도의 수준이다.

이의 원인을 추정해보면 이론해석의 기타 감쇠력 항에서 보듯이 고려하여야할 상당량의 감쇠력이 누락되었다. 인장용밸브에서의 동압력강하와 피스턴헤드부와 디스크밸브사이에서의 점성마찰력에 의한 감쇠력이 계산되지 않았기 때문이다. 동압력강하는 속도의 제곱과 밀도에 비례하는 양이고, 점성마찰력은 속도와 점도에 비례하는 양이다. 그러므로 비교적 속도가 작고 점도가 작은 100㎜/sec, 300㎜/sec의 20℃, 40℃, 60℃, 80℃에서는 위의 값들의 영향이 별로 크지 않기 때문에 이론치와 실험치의 차이가 별로 없음을 추정할 수 있다. 속도가 큰 600㎜/sec, 900㎜/sec의 20℃, 40℃, 60℃, 80℃에서는 점도에는 별 영향을 받지 않기 때문에 주로 동압력강하에 관한사항에 누락되었다고 생각되어 이론치가 실험치의 82 %정도이다. -20℃, 0℃에서는 100㎜/sec, 300㎜/sec, 600㎜/sec, 900㎜/sec 상호간에 그다지 큰 차이없이 이론치가 실험치의 67 %정도밖에 되지 않는 것은 600㎜/sec, 900㎜/sec에서는 점도는 물론 속도에 관한 감쇠력이 누락되었다고 생각되나, 100㎜/sec, 300㎜/sec에서도 점도는 물론 속도에 관한 감쇠력이 누락되었다고 생각되나 100㎜/sec, 300㎜/sec에서도 600㎜/sec, 900㎜/sec와 비슷한 수준인것은 속도보다 점도의 영향이 더 크다고 추측할 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서 선정한 모델의 충격흡수기는 본문 3-1에서와 같은 가정을 할때 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

①실린더와 피스턴사이에서의 마찰압력손실은

다른 감쇠력에 비해서 극히 적기 때문에 고려하지 않아도 총감쇠력에는 별 영향이 없다.

②코일스프링 및 디스크밸브에 의한 감쇠력은 압력에 따라 탄력적으로 개폐되는 자동밸브 역할을 하기 때문에 속도 및 온도에 대해서 비교적 안정한 값을 나타낸다.

③비교적 저속인 100㎜/sec, 300㎜/sec의 20℃ 40℃, 60℃, 80℃에서는 이론치와 실험치의 값이 거의 일치함을 보여준다.

④ 600㎜/sec, 900㎜/sec의 20℃, 40℃, 60℃, 80℃, 에서 이론치와 실험치보다 약 82 %정도 적게 나오는데 이는 와류로 인한 에너지손실을 고려하지 않았기 때문인것으로 추정된다.

⑤ -20℃, 0℃에서의 이론치의 값은 실험치의 약 67 %정도이다. 저온에서 이론치가 실험치보다 적게 나오는 것은 오리피스와 디스크밸브부근등에서 고려되지 않았던 점성으로 인한 마찰에너지 손실이 커지기 때문인것으로 사료된다.

Reference

1. Hisayoshi Sekiguchi, Fundamental investigation of an oil damper, Bulletin of the JSME. Vol. 25, No. 205, July 1982, p. 1135-1142.
2. Kosuke Nagaya, Shape chracteristics of a magnetic damper consisting of a rectangular magnetic flux and a rectangular conductor, Bulletin of the JSME. Vol. 25, No. 206, August 1982, p. 1306. etc.
3. R. Andra, Torsional damper for maximum energy absorption with equilibrated polydimethylsiloxanes, Journal of Sound and Vibration, April, 1982 p. 465, 466.
4. M.S. Hundal, Passive pneumatic shock isolator, Journal of Sound and Vibration, Jan. 1982 p. 1, 2.
5. 이택식, 유체역학, 동명사, 1983, p. 314 ~ 316.
6. 김응서, 자동차공학 시리즈2, 집현사, 1975 3장 p. 8~10.
7. Den Hartog, Advanced strength of materials, McGraw Hill book comp., 1952, p. 130-132.
8. 허영수, 유압기계, 대광서림, p. 39.
9. 江間清雄, 외국자동차부품 연구보고서, 1978, p. 650.
10. Viscosity-temperature charts for liquicl petroleum Products, ASTM. D-341, 1977. p. 210