

<논 문>

4륜구동 자동차의 동력기관에서 진동저감을 위한 동흡진기의 진동내구에 대한 실험적 연구

An Experimental Study on the Endurance Characteristics of the Dynamic Absorber for Vibration Reduction of 4WD Vehicle's Powertrain

사 중 성* · 김 찬 목**

Jong-Sung Sa and Chan-Mook Kim

(1999년 6월 21일 접수 : 1999년 10월 28일 심사완료)

Key Words : Dynamic Absorber(댐퍼, Damper), Vibration Endurance(진동내구), Weighting Factor(가중 계수), Endurance Test(내구시험)

ABSTRACT

This paper is the experimental study on the endurance characteristics of the dynamic absorber for the vibration reduction of the 4WD(4 wheel drive) vehicle's powertrain. Employing the vehicle speed, natural frequencies of damper, modal testing results of powertrain and the weighting factor, the improved endurance test conditions are suggested to enlarge the life time of the dynamic absorber. The test results show that the life time of the dynamic absorber for Z-direction(up and down) has no problems, but the characteristics of X-direction (fore and after) will be sensitive to endurance characteristics of dynamic absorber.

1. 서 론

일반적으로 험로(off-road)주행을 목적으로 제작 되는 4륜구동(4-wheel drive)차량은 엔진 및 변속장치들을 포함한 동력기관(powertrain)이 종치장착(longitudinally mounted)된다. 또한 일반 후륜 구동차량과는 달리 변속기(transmission, 이하 T/M)에 추가의 동력분배장치(transfer case, 이하 T/C)가 장착되므로 동력기관이 구동라인을 따라서 대칭적인 형상을 갖지 못하며, 동력기관의 전체 길이도 길어지게 된다. 따라서, 일반 차량의 동력기관보다 낮은 강성(stiffness)을 갖게 되므로 100 Hz 미만의 낮은

진동수 영역에서 굽힘운동(bending motion)을 하게 된다. 이러한 동력기관의 굽힘운동으로 말미암아 엔진 마운트 및 샤프트 등을 통한 진동전달로 심각한 구조기인 소음(structure-borne noise)과 차체진동을 유발시킨다.

이러한 현상을 억제하기 위해 장착되는 부품이 dynamic absorber(이하 댐퍼)이며, 이는 질량부와 스프링 역할을 하는 고무로서 구성되어있다. 4륜구동 차량에서는 대부분 T/C 끝단에 댐퍼가 장착되어 훌륭한 진동제어 역할을 수행하게 된다.

그러나 출고 후 주행누적 및 차량의 노후 등으로 인하여 댐퍼 본연의 성능이 저하되고, 파손에 이르는 않았으나 댐퍼 자체의 기능을 상실하는 경우가 실제차량에서 종종 발생하곤 한다. 따라서 동력기관의 굽힘운동 증대로 인하여 4륜구동 차량의 실내 소음과 진동이 점차적으로 악화되는 현상을 유발하

* 정회원, 서일대학 자동차과

** 정회원, 국민대학교 기계자동차공학부

여 차량의 상품성 및 경쟁력을 약화시키게 된다.

이러한 댐퍼의 내구특성을 좌우하는 결정적인 인자는 스프링 역할을 수행하는 고무제품이라 할 수 있다. 자동차에 사용되는 고무재료는 그 요구수명이 자동차의 수명이상이어야 하며, 그 기간동안 요구조건을 충분히 만족해야 한다. 따라서, 고무재료의 경우, 파괴가 일어나지 않더라도 성능이 어느 수준 이하로 저하되면 수명이 다한 것으로 판단하는데, 이를 기능상실(functional failure)이라고 한다⁽¹⁾. 고무제품의 내구문제에 대해서는 엔진 마운트의 발열에 따른 설계식을 제시하여 고무 마운트의 피로강도를 고려한 연구⁽²⁾와 엔진 마운트 고무에 작용하는 응력이나 변형률에 따른 피로수명의 예측에 관련된 연구⁽³⁾가 발표된 바 있다. 하지만, 동력기관의 진동현상을 해결하기 위해서 장착되는 댐퍼 자체의 진동내구문제에 대한 연구는 부분적으로 미약하다고 판단된다.

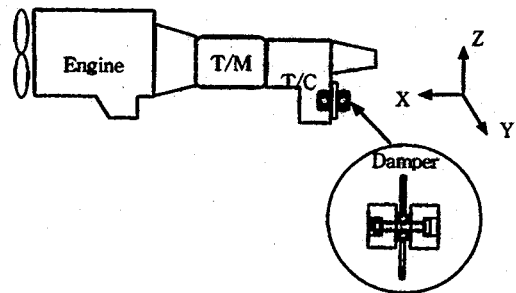
본 연구에서는 실제 4륜구동 차량의 동력기관에 장착되는 댐퍼의 운동현상을 재확인하고, 내구수명에 영향을 미치는 각종 조건들을 진동내구에 주목하여 단품 내구시험조건 산정방법을 제시하고, 이를 간접적인 내구시험을 통해 검토하였다. 이를 위해서 실차 주행시험, 동력기관의 실험적 모드해석, 댐퍼 특성에 따른 차량 주행속도의 산출 및 단품 내구시험조건의 개선, 간접적인 내구시험 등을 통해서 본 연구에서 언급하는 내용의 타당성을 실험적으로 입증하고자 한다.

2. 동력기관의 진동특성

2.1 댐퍼의 구성 및 장착효과

본 연구에서 고려하는 댐퍼의 구성과 장착위치(T/C 끝단)는 Fig. 1과 같으며, 좌표 X, Y, Z 방향은 각각 차량의 전후방향, 좌우방향 및 상하방향을 나타낸다. 댐퍼는 원형 대칭형으로 구성된 두 개의 질량(총 4 kg)이 굽은 원환(ring)모양의 고무에 리테이너와 볼트로써 체결되는 구조를 가진다.

Fig. 2 는 실제 차량에서의 댐퍼장착으로 인한 동력기관의 T/C 끝단 상하방향의 진동개선효과를 나타낸다. 이러한 댐퍼 장착효과는 동력기관의 상하방향 굽힘운동에 해당되는 엔진 회전수 영역(2600 rpm 내외)에서 뚜렷하게 나타나며, 동력기관의 과도한 굽힘운동 개선으로 인하여 엔진 마운트 및 샤프트를 통한 진동전달로 말미암아 발생하는 구조기인 소음과 차체진동도 개선되기 마련이다.



(A) Schematic diagram of the dynamic absorber



(B) Photograph of the dynamic absorber

Fig. 1 Powertrain of the 4WD vehicle and the location of the dynamic absorber

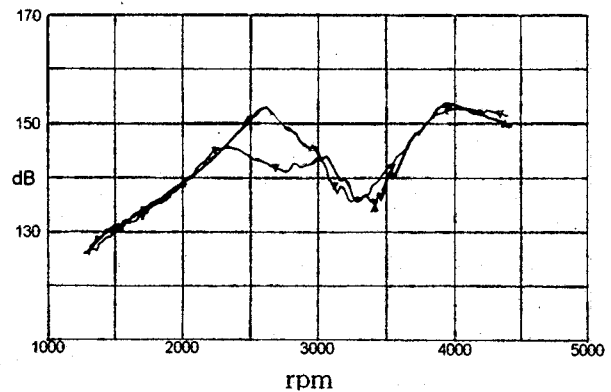


Fig. 2 Vibration reduction of the powertrain by the dynamic absorber

△—△ : Without dynamic absorber
▽—▽ : With dynamic absorber

따라서, 댐퍼에 의한 동력기관의 진동저감 효과를 차량수명과 관련하여 일정한 특성을 유지시키기 위해서는 댐퍼의 내구특성을 검토할 필요가 있다. 댐퍼의 내구수명에 영향을 주는 인자들을 검토하기 위해서 다음과 같은 주행시험 및 동력기관의 실험적 모드해석을 실시하였다.

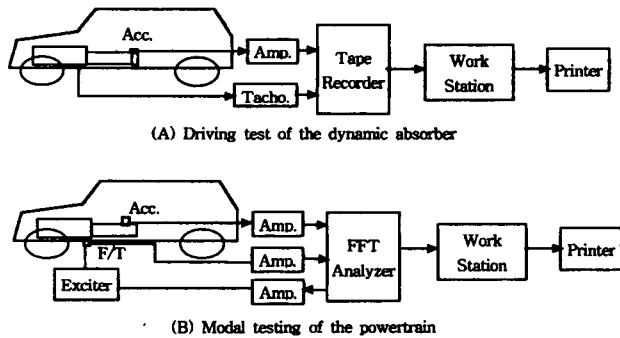


Fig. 3 Schematic diagram of the driving and the modal test for 4WD vehicle

2.2 실차 주행시험

동력기관(T/C 끝단부위)과 댐퍼의 질량부위에 가속도계를 부착하여 소비자들이 주로 사용하는 엔진 회전영역 및 가속조건으로 주행시험을 진행하여 실제 주행 시 발생하는 동력기관 및 댐퍼의 진동특성을 파악하였다. Fig. 3-(A)는 주행시험의 측정장비 및 연결상태의 개략도를 나타낸다.

본 실차 주행시험은 다음과 같은 가정 하에 실시되었다.

- (1) 주행로는 직진 평탄로이다.
- (2) T/M 및 T/C로부터 댐퍼에 전달되는 온도의 영향은 무시하였다.
- (3) 댐퍼 고무의 재질 및 감쇠계수는 변화하지 않는다.
- (4) 타이어와 노면과의 미끄러짐이나 동력기관 내부의 마찰손실은 무시하였다.

상기한 가정 중에서 댐퍼의 고무 자체에서 발생하는 열 및 주변온도의 영향은 댐퍼가 차량 하체부에 장착되어 공기흐름에 노출되어 있는 관계로 고려하지 않았으나, 정밀한 내구수명의 검토에서는 추후 반드시 고려되어야 한다고 사려된다. 한편, 댐퍼 고무 자체의 화학적 특성변화 및 외부 불순물(물, 기름)들에 의한 재질변화도 고려하지 않았다.

Table 1은 각 주행시험 조건을 나타내며, 주행시험 결과는 Table 2 와 같다.

Table 1 Driving test conditions for damper

Engine	2900 cc IDI diesel
T/M, T/C	Manual T/M, Part time T/C
Driving conditions	Idle sweep, Slow acceleration for each gear shift
Driving rpm	Idle(or 1000) - 4500 rpm

Table 2 Test results for each driving conditions (Slow Acceleration, Peak value)

Direction	Points	T/C vib. level (dB)	Damper mass vib.		Remark
			Level (dB)	Disp. (mm)	
Idle	X	125.6	149.5	0.063	Idle sweep Idle ~ 4000 rpm
	Y	129.5	147.0	0.089	
	Z	142.3	151.2	0.181	
1st	X	124.5	152.4	0.224	Idle ~ 4000 rpm
	Y	133.1	149.1	0.151	
	Z	144.3	152.6	0.222	
2nd	X	122.5	152.8	0.232	1000 ~ 4000 rpm
	Y	133.7	149.6	0.163	
	Z	144.0	152.4	0.220	
3rd	X	122.7	152.6	0.230	3rd W.O.T. Mass : 160 dB, 0.475 mm
	Y	133.5	149.5	0.162	
	Z	144.2	152.5	0.225	
4th	X	127.1	151.5	0.200	1500 ~ 4500 rpm
	Y	130.2	147.9	0.135	
	Z	143.5	152.6	0.225	
5th	X	124.3	152.1	0.222	1500 ~ 4500 rpm
	Y	133.5	150.5	0.181	
	Z	143.1	152.0	0.212	

시험대상 차량에 댐퍼를 장착하는 목적은 동력기관의 상하방향 굽힘운동을 제어하기 위함이므로, 가장 관심있는 운동방향은 차량 상하방향이며 설계목표의 기준이 된다. 본 차량의 댐퍼는 원형 대칭구조이므로 차량 좌우 및 상하방향이 동일한 고유 진동수를 갖는 바, 이후로는 차량 상하방향만의 특성만을 고려하였다.

각 기어 변속별 운행조건에 따른 댐퍼 질량의 진동변위 및 진동레벨을 나타낸 Table 2를 살펴보면, T/C 끝단부의 진동레벨은 차량 상하방향이 지배적임을 알 수 있으나, 댐퍼 질량의 진동레벨은 Z방향 뿐만 아니라 차량 진행방향 또한 매우 큼을 알 수 있다. Table 2 비고란의 급가속(wide open throttle) 주행 시 측정된 댐퍼 질량의 진동레벨 데이터 중에서 3단 기어의 진동레벨 (160 dB, 0.475 mm)이 가장 크게 나타났다. 이러한 이유는 일반 사용자들이 사용하는 완가속(slow acceleration) 주행과는 달리, 트로틀 밸브(throttle valve)를 최대로 작동시킨 급가속 주행 시에는 고무 및 샤프트 등이 최대로 축소되거나 이완된 상태에서 측정된 데이터이기 때문이다. 따라서 가장 크게 파악된 진동레벨은 내구시험기에 의한 댐퍼의 간접적인 내구시험의 가진조건(exciting condition)에 이용된다.

Table 3 Modal testing results of the powertrain

Mode No.	Freq.(Hz)	Mode shape
1	7.85	Pitching + Y
2	10.22	Yawing + Z
3	12.93	Rolling
4	25.71	X-dir. Translation
5	31.69	Rolling + X
6	83.90	Vertical bending
7	107.21	Lateral bending
8	135.61	Lateral + T/C torsion

2.3 동력기관의 실험적 진동 모드해석

시험 대상차량 동력기관의 기본적인 진동특성을 파악하기 위하여 실험적 모드해석을 실시하였다. Fig. 3-(B)는 시험차량의 실험적 모드해석의 개략도를 나타낸다. 동력기관의 실험적 모드해석에서는 댐퍼가 부착되지 않은 실차상태에서 실시하였으며, 200 Hz의 pseudo random 신호로 가진기(exciter)에 의한 동력기관 40여 곳의 특성신호를 가속도계(accelerometer)로 검출하여 모드 해석작업을 수행하였다. 그 결과는 Table 3과 같다.

Table 3의 시험결과에서 1번에서 5번째까지의 모드는 동력기관의 강체운동으로 파악된다. 따라서 댐퍼도 동력기관과 동일하게 운동하므로, 댐퍼의 질량 부위와 스프링 역할을 수행하는 고무간의 상대운동이 없으므로 내구수명에는 영향을 미치지 않는다. 시험 데이터 중에서 6번째 모드인 굽힘운동이 동력기관에 댐퍼를 장착하는 이유가 되며, 바로 이 모드의 움직임이 댐퍼 내구수명에 영향을 줄 수 있는 주요 인자가 된다. 그 이상의 고유 진동 모드들도 댐퍼의 고유 특성과 연관될 때 내구특성의 악화 가능성을 유발할 수 있다고 판단할 수 있겠다. 이러한 관점에 볼 때 댐퍼의 차량 전후방향 고유 진동수는 8번째 모드의 진동수와 매우 근접되어 있음을 확인할 수 있었다. 따라서, 댐퍼의 차량 전후방향 고유 진동수가 동력기관의 고유 진동특성과 일치할 경우, 댐퍼 자체의 내구성능 저하현상을 가져올 수 있다고 판단되었다.

3. 댐퍼의 내구조건

3.1 댐퍼 특성에 따른 주행속도

댐퍼의 차량 전후 및 상하방향 고유 진동수를 근

Table 4 Driving Velocities for each gear shift to the natural frequency of the damper

Gear shift (ratio)	Velocity (km/h)	
	Z-Direction	X-Direction
1st (3.97:1)	17.3	27.8
2nd (2.34:1)	29.4	47.1
3rd (1.46:1)	47.1	75.5
4th (1 : 1)	68.8	110.2
5th (0.85:1)	80.9	129.6

거로 차량주행 시 댐퍼를 공진시킬 때의 주행속도를 각각의 운행조건별로 식 (1)에 의해서 계산하였다. 식 (1)은 댐퍼의 공진 주파수에 해당하는 엔진 회전수와 차량의 기어 변속비 및 타이어 동 하중반경(dynamic radius)을 이용하여 차량속도를 산출하는 수식이다. 여기서 차량주행 시 발생할 수 있는 변속장치 및 동력전달장치들의 마찰손실이나 타이어와 노면과의 미끄러짐 등이 없다고 가정하였다.

$$V_s = 3.6\pi \times R_d \times F_d \times G_r \quad (1)$$

여기서 V_s : 차량 주행속도 [km/h]

R_d : 타이어의 동 하중반경 [m]

F_d : 댐퍼의 고유 진동수 [Hz]

G_r : 기어비(종감속 포함) [-]

대상차량의 타이어 동 하중반경은 0.355 m, 종 감속비는 4.555 : 1 을 적용하여 계산한 결과는 Table 4 와 같다.

Table 4 에서 댐퍼의 공진에 해당되는 차량의 주행속도를 검토할 때, 차량 상하방향의 댐퍼공진에 해당되는 속도를 일정하게 유지하면서 차량이 주행하는 경우는 변속 기어단수가 높아질수록 빈번하다고 판단되며, 잦은 기어변속 및 차량속도의 가감속이 이루어진다 하더라도 4~5단 변속기어 선택 시는 댐퍼의 내구특성에 영향을 주는 효과가 지대하리라 예상된다.

또한, 고속도로와 같은 주행조건에서는 일정한 고속(100~130 km/h)으로 장시간 운행이 이루어지기 때문에, 이러한 주행속도에서 댐퍼의 고유진동에 영향을 주는 인자가 있다면, 댐퍼 자체의 내구특성에 심각한 영향을 발생시킬 수 있다고 판단된다.

여기서는 차량 전후방향의 댐퍼 고유진동수에 해당되는 차량속도가 고속주행에 해당되므로, 댐퍼 내

구특성에 큰 영향을 줄 수 있다고도 파악된다. 따라서, 댐퍼의 원래 설계목표인 차량 상하방향뿐만 아니라 차량 전후방향의 진동특성을 고려한 댐퍼의 보다 엄격한 내구 시험조건을 산출할 필요성이 대두된다.

3.2 댐퍼 내구시험조건

지금까지 주행시험, 동력기관의 실험적 모드해석 및 차량 주행속도 등을 기초로 댐퍼의 내구 시험조건을 산출하였다. 내구 시험조건으로 결정해야 할 항목은 가진조건(exciting condition), 가진회수(exciting cycle), 내구시험 후 허용 변화량(내구시험 후의 특성조건) 등이다.

댐퍼의 내구 시험조건의 산출에는 내구시험기에 의한 결과와 실제 차량에 장착되어 주행누적으로 인한 내구결과간의 상관관계를 규명하는 것이 무엇보다도 우선된다. 본 연구에서는 이러한 상관관계를 자동차 제작사의 품질보증(QA : quality assurance) 및 품질관리(QC : quality control)부서에서 집계된 조사자료를 근거하여 차량 출고이후의 댐퍼상태 및 정비/교환이력을 고려하는 수식을 제안하였다.

$$\begin{aligned} \text{Exciting Conditions} &= \text{Maximum vibration (or displacement) level} \\ \text{Exciting Cycle} &= 3600 \times \frac{G_m \times F_d}{W_f \times V_s} \end{aligned} \quad (2)$$

- 여기서 G_m : 차량 수명 주행거리 [km]
- F_d : 댐퍼의 고유 진동수 [Hz]
- W_f : 가중계수 [-]
- V_s : 각 기어별 차량 주행속도 [km/h]

상기 식 (2)에 의해서 댐퍼의 내구 시험조건인 가진회수가 결정된다. 여기서 자동차 제작사의 차량 수명기준(guaranteed milage) 및 보증거리(warranty) 등을 고려하였다. 또한, 내구시험기에 의한 수명에측과 실제 차량의 주행누적에 따른 내구수명과의 연관성을 파악하기 위해서 가중계수(weighting factor)를 제안하였다. 이러한 가중계수는 식 (3)과 같이 정의된다.

$$\text{Weighting Factor} = 3600 \times \frac{Q_d \times F_d}{D_e \times V_s} \quad (3)$$

- 여기서 Q_d : 품질관련 데이터 [km]
- F_d : 댐퍼의 고유 진동수 [Hz]
- D_e : 내구 설계조건 [Cycle]
- V_s : 각 기어별 차량 주행속도 [km/h]

Table 5 Modified endurance test conditions of the dynamic absorber

Spec.	Present	Modified	Remark
Exciting conditions	Z-dir. 160 dB	X, Z-dir. 160 dB	Driving test
Exciting cycle	1×10^7	2.5×10^7	Eq. (2)
Design spec.	Natural Freq. ± 3 Hz	Natural Freq. ± 5 %	Endurance Limit.
QC data (Qd)	80,000 km		QC Division
Guaranteed milage	200,000 km		Warranty : 3Year or 60,000km
Weighting factor	27.77 (5th gear)		Eq. (3)

식 (3)에서 계산되는 가중계수는 차량의 품질관리 및 품질보증부서에서 집계된 통계자료(Q_d)들에 근거하였으며, 출고 후 차량의 실제 주행누적에 따른 내구수명과 간접적인 내구시험에 의한 내구수명과의 연관성을 나타낸다. 또한, 댐퍼의 내구시험 후 허용 변화량(댐퍼의 고유진동수 변화량)도 품질관련 부서의 통계자료를 근거로 설정하였다.

본 연구에서 고려하는 차량의 댐퍼 신규 내구시험조건을 상기 식 (2), (3)에 근거하여 적용시킨 결과는 Table 5와 같으며, 여기서 사용된 Q_d 의 대표값은 80,000 km를 적용시켰다.

본 내구 시험조건은 댐퍼 자체의 진동측면에 주목한 단품 내구시험 용도로 산출하였으며, 댐퍼 고무에서 자체적으로 발생하는 발열 및 변속기 오일, 외부 침투물질에 의한 고무의 재질변화 등의 영향은 무시하였다.

3.3 내구시험 및 결과

댐퍼의 내구시험 및 특성평가에 사용된 기기는 SaginoMiya 장비로 CPU 제어에 의해 구동된다. Fig. 4는 내구시험기를 나타낸다. 내구시험실의 환경은 항온항습기에 의해 조절되었으며 내구시험 진행 시 고무 자체로부터 발생하는 발열에 대해서는 무시하였다.

제안된 신규 내구시험조건(가진160 dB, 가진회수 2.5×10^7 Cycle)으로 차량 전후방향 및 상하방향의 내구시험을 각각 실시한 후, 비 공진법(non-resonance method)으로 측정된 댐퍼의 고유 진동수 측정결과 (transfer function) 비교는 각각 Fig. 5, 6 및 Table 6, 7과 같다.



Fig. 4 Test setup of the dynamic absorber

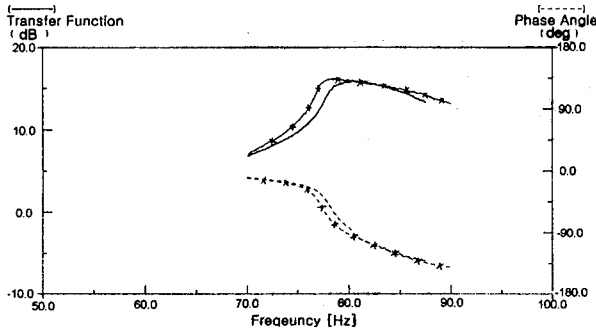


Fig. 5 The comparison of the natural frequency of damper for z-direction between initial and after endurance test

— : Initial (Before endurance test)
 - - - : 2.5×10^7 Cycle endurance test

비 공진법으로 진행된 고유진동수 측정에서는 설계기준에 따른 범위 및 가진 진동수 증가율(sweep rate)에 기준하였으며, 전달함수로 측정된 고유진동수는 실선, 위상(phase)은 점선으로 표시되었다.

Table 6은 댐퍼의 설계목적인 차량 상하방향의 내구시험을 진행한 후 측정된 댐퍼의 고유진동수 변화 현상이며, Table 7은 Z방향의 내구시험을 진행한 다음, 연속해서 차량 전후방향으로 내구시험을 진행한 후 측정된 댐퍼의 고유진동수 변화 현상을 나타낸다.

시험결과, 내구시험 완료 후에도 댐퍼 자체의 고유진동수는 차량 상하방향으로는 거의 변화가 없는

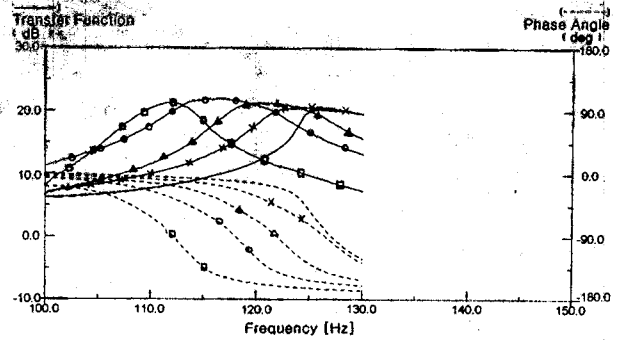


Fig. 6 The comparison of the natural frequency of damper for x-direction between initial and after endurance test

— : Initial (Before endurance test)
 - x - : 5×10^6 cycle endurance test
 - Δ - : 1×10^7 cycle endurance test
 - ○ - : 1.5×10^7 cycle endurance test
 - □ - : 2.5×10^7 cycle endurance test

Table 6 Endurance test results for Z direction

Samples	No. 1	No. 2
Difference of freq.	- 0.7 Hz	- 0.7 Hz
Remark	Fig. 5	-

Table 7 Endurance test results for X direction

Direction / Conditions	Difference of Z-Direction	Difference of X-Direction
Z-Dir, 2.5×10^7	- 0.7 Hz	-
X-Dir, 2.5×10^7	- 0.4 Hz	-14.0 Hz(Fig.6)

것으로 판명되었다(Fig. 5). 따라서, 댐퍼 본연의 설계목적인 동력기관의 상하방향 굽힘운동의 제어에 있어서는 충분한 내구수명을 확보한 것을 확인할 수 있었다.

반면에, 차량 전후방향의 댐퍼 고유진동수는 상당량의 변화가 진행되고 있음을 확인할 수 있다(Fig. 6). 특히, 댐퍼 자체의 차량 전후방향 고유진동수 변화는 내구시험이 진행될수록 매우 민감하게 영향을 받고 있음이 발견되고 있다.

이러한 현상은 차량 전후방향의 운동특성이 댐퍼의 내구특성에 결정적인 인자가 될 수 있음을 시사하는 것이라고 판단된다. 따라서, 본 연구에서 고려한 4륜구동 차량은 설계목표인 Z방향에 대해서는 충분한 내구특성을 가지나, 설계목표에서 벗어난 높은 회전수(진동수)영역의 대책을 추가로 고려해야 함을 알 수 있다.

4. 결 론

(1) 4륜구동 차량의 주행시험, 동력기관의 실험적 모드 해석결과 및 댐퍼 공진 시의 차량 주행속도 등을 근거로 진동측면에 주목한 댐퍼 내구시험조건의 개선방안을 제시하였다. 여기서 차량의 주행누적에 따른 댐퍼의 내구수명과 내구시험기에 의한 내구수명간의 연관성을 고려한 가중계수(weighting factor)를 새로이 제안하였다.

(2) 제안된 내구 시험조건으로 댐퍼를 내구시험한 결과, 원래의 설계목적인 차량 상하방향 내구성능은 댐퍼의 진동측면에서 문제없는 것으로 파악되었다.

(3) 원래의 댐퍼 설계목적 외의 차량 전후방향 내구성능에서는 내구시험이 진행될수록 댐퍼의 고유진동수 변화가 상당량 존재함을 확인하였다. 이는 동력기관의 굽힘운동 제어목적으로 설계된 댐퍼의 본래 목적(차량 상하방향)외의 다른 운동방향에 대한 별도의 내구대책이 강구되어야 함을 시사하고 있다.

참 고 문 헌

- (1) 이익섭, 1990, "자동차공업에서의 피로·파괴 예방", 한국자동차공학회지, 제 12 권, 제 5 호, pp. 2~9.
- (2) Racca, R. Sr., 1982, "How to Select Power-Train Isolators for Good Performance and Long Service Life", SAE Paper, 821095.
- (3) 김현영, 김중재, 1996, "엔진마운트 고무의 최적형상설계와 내구수명 예측", 한국자동차공학회지, 제 18 권, 제 6 호, pp. 23~32.
- (4) 정은화의 2인, 1993, "승용차의 강도/내구 평가법에 관하여", 한국자동차공학회지, 제 15 권, 제 4 호, pp. 34~43.
- (5) Hillier, V.A.W., 1991, Fundamentals of Motor Vehicle Technology, 4th Edition, Stanley Thornes.
- (6) Jay L., 1990, All-Wheel-Drive : High Performance Handbook, Motorbooks International.
- (7) Donnevert, Martin, 1989, Four-Wheel Drive, VCH, Verlagsgesellschaft, mbH.
- (8) Milliken, W.M., 1990, Race Car Vehicle Dynamics, SAE.