

〈논 문〉 SAE NO. 953713

기계식 충돌 센서의 성능 해석

A Study on the Performance of Mechanical Crash Sensors

김 권 회*
K H. Kim

ABSTRACT

An analysis model is proposed for the performance prediction of typical ball and tube type mechanical crash sensors based upon mass-spring-viscous gas damping idealization. Also a construction of mechanical crash pulse generator is suggested as an experimental tool for calibration and verification of model predictions. A sensor tuning procedure for a particular set of crash pulses is suggested based upon the analysis model and the experimental tools.

주요기술용어 : Air Bag(에어백), Mechanical Crash Sensor(기계식 충돌감지 센서), Gas Damping(기체 감쇄), Sensor Tuning(센서 조정), Crash Pulse Generator(충돌가속도 발생장치)

1. 서 론

차량의 충돌시 운전자와 승객을 보호하기 위한 에어백은 충돌 감지 방식과 가스발생장치를 작동시키는 방식에 따라 기계식, 전기-기계식, 전자식 등으로 분류된다. 기계식 에어백과 전기-기계식 에어백은 가스발생기를 작동시키는 방법에 있어서 다르나 충돌을 감지하는 원리 상에서는 동일하다. 즉 기계식 에어백이나 전기기계식 에어백에서는 충돌감지의 주요 수단으로 기계식 충돌 센서(mechanical crash sensor)를 이용하는데 이들 대부분은 직선운동 또는 회전운동을 하는 관성질량부, 스프링 또는 자석을 이용한 편향력

발생부, 기체 또는 액체의 유동에 의한 감쇄력 발생부 등 세 가지의 기능 부위로 구성되어 있다. 전자식 에어백의 충돌감지 기구는 하나의 전자 제어기(ECU, Electronic Control Unit) 회로상에 가속도계, 마이크로프로세서, 보조센서(safing sensor), 전기식 뇌관의 점화회로 등을 포함하는 구조로 되어 있으며 가속도 신호의 주기적인 측정과 마이크로프로세서에 내장된 알고리즘 연산에 의하여 충돌을 감지하고, 에어백의 전개 여부를 결정한다. 이 방식에서도 전자회로의 오작동에 의한 에어백의 돌발적인 전개를 방지하기 위하여 기계식 보조센서가 사용되는데 이의 작동원리는 기계식 에어백이나 전기-기계식 에어

* 정회원, 자동차부품연구원 전장개발연구부

백의 기계식 충돌센서들과 같다.

위에서 언급한 바와 같이 차량용 에어백 시스템은 기계식, 전기-기계식, 전자식 어느 경우에도 기계식 충돌센서를 채택하고 있다. 기계식 충돌센서는 경우에 따라 주센서, 또는 보조센서로 이용되며 다양한 방식이 발표되었으나 Breed사의 볼-튜브형, TRW사의 롤러-판스프링형과 가스감쇄형, 일본전자의 편심회전체형, Hamlin사의 자석-스프링형 등이 현재 널리 사용되고 있다. 이들은 작동 원리상 동일하며 감쇄기구의 유무에 따라 충돌감지 특성에 차이가 생긴다.¹⁻⁵⁾ 기계식 충돌센서의 응용에 있어서 에어백 장착 대상 차량의 충돌 특성에 적합하도록 관성력, 편향력, 감쇄력을 적절히 조화시키는 것이 매우 중요하다. 이를 위하여 차체 각 부위별 충돌 가속도 파형과 승객 거동 자료를 기초로 기계식 충돌센서의 갯수, 설치위치, 각 위치별 센서의 작동사양을 결정할 수 있는 능력이 필요하다. 일반 기계식 충돌센서의 작동사양이 결정되면 각 기능 부위의 설계, 해석에 의한 성능 예측, 실험에 의한 성능 확인등 일련의 작업을 통하여 기계적 충돌감지기구의 설계가 확정 된다. 본 연구에서는 볼-튜브형 기계식 충돌감지 기구의 성능을 해석하고 이를 실험에 의하여 확정하는 일련의 절차를 제안하기로 한다.

2. 성능해석

기계식 충돌센서의 성능을 예측하기 위하여 작동 부위를 질량-스프링-댐퍼로 이상화하여 해석하는 방법은 이미 잘 알려져 있다.^{2,5)} 감쇄력을 이용하지 않는 경우에는 이런 해석으로 성능을 비교적 정확하게 예측할 수 있다. 그러나 기체나 액체를 이용하여 감쇄력을 발생시키는 구조에 있어서는 감쇄력을 해석적으로 정확하게 산정하기가 어려우므로 감쇄력 모델의 calibration이 필요하게 된다. 본 연구에서는 볼-튜브형에 대하여 새로운 감쇄력 모델을 제시하고 이 모델의 효용성을 실험결과와 비교하여 분석하기로 한다.

볼-튜브형 충돌 센서는 기계식 에어백과 전기-기계식 에어백 시스템에 모두 사용되고 있다. 기계식의 경우는 강구(steel ball), 안내관(guide

tube), 용수철, 기계식 뇌관 격발기구 등으로 구성되며²⁾ 전기-기계식의 경우는 강구, 안내관, 자석, 전기 접점(electric contacts)등으로 구성된다.⁶⁾ 본 연구에서는 실험의 편의를 위하여 Fig.1과 같은 충돌 감지 구조를 제안한다.⁷⁾ Fig.1에 보인 충돌 감지 구조에서는 강구, 용수철, 안내관이 전기적으로 하나의 전극을 이룬다. 용수철의 중심부에 있는 중앙 접점은 안내관으로부터 전기적으로 절연되어 있다. 따라서 평상시에는 중앙접점은 안내관과 전기적으로 분리되어 있으나 충돌시에 강구가 용수철의 편향력을 극복하고 이동하여 중앙접점에 접촉하면 중앙접점과 안내관 사이에 전기 회로가 구성되게 되어있다.

Fig.1에 나타낸 것처럼 안내관에 대한 강구의 상대 변위를 y , 중앙전극-안내관 간의 전기회로 형성을 위한 강구의 임계 상대 변위를 s 그리고 안내관의 지면에 대한 절대 변위를 x 로 표시하면 용수철에 의하여 강구에 가해지는 편향력 F_s 는 다음과 같이 주어진다.

$$F_s = -k(y + \delta) \quad (1)$$

여기서 k 는 용수철의 스프링 상수, δ 는 용수철의 예비 압축량이다.

안내관에 대한 강구의 상대운동에 의하여 강구의 운동방향 전방과 후방에는 안내관 내부에 충전되어 있는 가스에 압력차가 발생하게 된다. 이 압력차때문에 강구와 안내관 사이의 틈새를 통하여 가스가 유동하게 된다. 강구와 안내관 사이의 최소 틈새를 c , 이 틈새를 통한 가스의

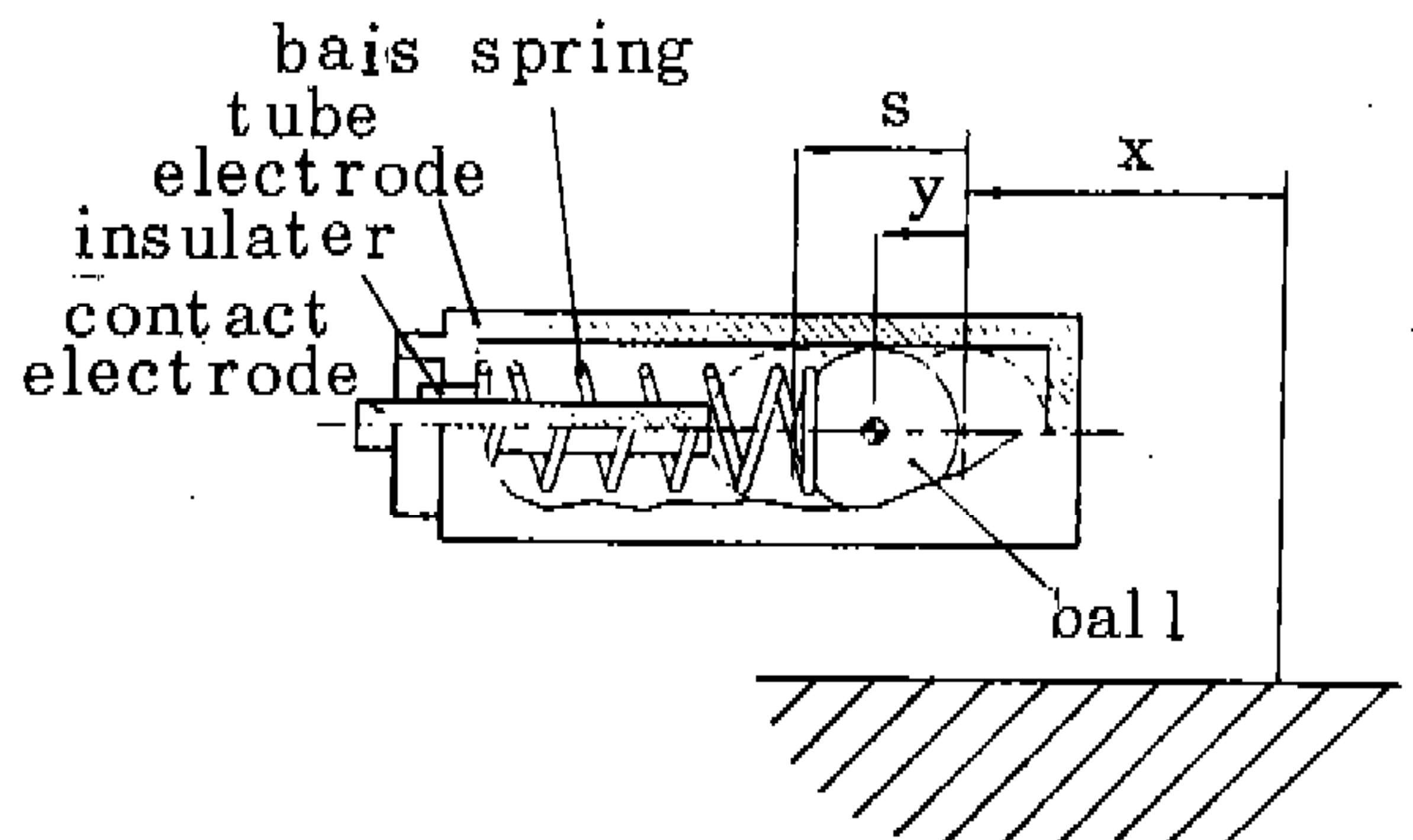


Fig.1 Ball-tube-spring type mechanical crash sensor.

평균 유동속도를 V_g 라고 표시하기로 한다. 여기서 가스의 유속 V_g 는 안내관에 대한 상대 속도이며 안내관의 반경방향에 대한 평균 유속이다. 일반적으로 차체의 충돌속도는 가스의 음속에 비하여 훨씬 작으므로 가스의 평균유속 V_g 또한 음속에 비하여 작다고 보아 기체의 유동을 비압축성 점성유동으로 가정한다. 이러한 가정에 의하면 강구의 상대 운동에 대하여 다음과 같은 연속(continuity) 방정식이 성립된다.

$$\pi R^2 \cdot y = 2\pi R c V_g \quad (2)$$

여기서 R 은 강구의 반경을 나타낸다. 식(2)로부터 가스의 평균 상대 유속은 강구의 상대속도의 함수로 다음과 같이 표현된다.

$$V_g = R \cdot y / (2c) \quad (3)$$

강구와 튜브 벽면간의 최소 틈새 c 를 통한 가스의 유동을 Poiseuille 유동이라고 보면 가스의 평균 유속 V_g 는 강구 안내관 방향의 압력구배 dP/dy 에 비례하고 기체의 점성계수 μ 에 반비례한다. 즉,

$$V_g \propto \frac{c^2}{\mu} (dP/dy) \quad (4)$$

또한 국부적 압력 구배 dP/dy 는 강구 전후의 압력차에 비례하고 강구의 크기에 반비례한다고 가정한다. 즉,

$$dP/dy \propto (P_1 - P_2) / R \quad (5)$$

여기서 P_1, P_2 는 각각 강구 운동방향 전방부와 후방부의 가스 압력이다. 식(4)와 (5)로부터 가스의 평균 유속 V_g 를 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$V_g = C_v \frac{c^2 (P_1 - P_2)}{\mu R} \quad (6)$$

여기서 C_v 는 상수이다. 식(3)과 (6)으로부터 가스 압력차에 의하여 강구에 가해지는 힘 F_d 를 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$F_d = -\pi R^2 (P_1 - P_2) = -By, \quad B = \frac{\mu \pi R^4}{2C_v c^3} \quad (7)$$

식(1)과 (7)로부터 강구의 안내관 방향의 운동 방정식을 다음과 같이 세울 수 있다.

$$y + (B/M)y + (k/M)y = x - (k/M)\delta \quad (8)$$

여기서 M 은 강구의 질량을 나타낸다. 식(8)은 충돌가속도 파형 \ddot{x} 과 감쇄계수 B 가 주어지면 강구의 운동을 예측하는데 이용될 수 있다.

3. 실험

앞에서 유도한 운동방정식을 이용하기 위하여는 상수 C_v 의 값을 알아야 한다. 현재의 해석 모델이 타당하다면 일정한 범위의 C_v 값에 대하여 실험결과와 (8)식에 의한 해석결과가 일치하여야 할 것이다. 본 연구에서는 강구의 직경 R , 볼-튜브 사이의 틈새 c , 스프링 상수 k , 스프링 초기압축량 δ , 강구의 임계변위 s 등 5가지 설계 변수의 값을 여러 가지로 변경하여 다양한 충돌가속도 파형에 대하여 실험을 실시하였다. 이러한 실험을 위하여 5가지 설계 변수들의 값을 가변적으로 조절할 수 있는 실험용 충돌센서가 제작되어 사용되었다. 또한 실험용 충돌센서에 충돌 가속도를 가하기 위하여 기계식 충돌가속도 발생장치를 제작하여 사용하였다. 기계식 충돌센서는 고유진동수가 대개 수십 Hz 이하의 낮은 범위에서 선택되므로 충돌가속도 파형의 저주파 부분에 대하여만 반응한다. 따라서 기계식 충돌감지 기구의 충돌 시험 장치는 저주파 부분만 재현하도록 구조를 단순화시킬 수 있다. Fig.2는 충돌 가속도 발생 장치의 작동원리를 도식적으로 보이고 있다. 실험용 충돌감지기구를 장착한 sensor carriage를 충돌속도 V_0 로 가속하여 질량-스프링으로 구성되어 있는 여러 개의 충돌체(impact mass and spring)와 충돌을 시킨다. 충돌체의 갯수는 재현하고자 하는 파형의 복잡도에 따라서 조절할 수 있으며 각 충돌체의 질량 m_i , 스프링 상수 k_i , 충돌위치 d_i 의 조합에 따라서 여러가지 형태의 충돌가속도 파형이 sensor carriage에 가해지도록

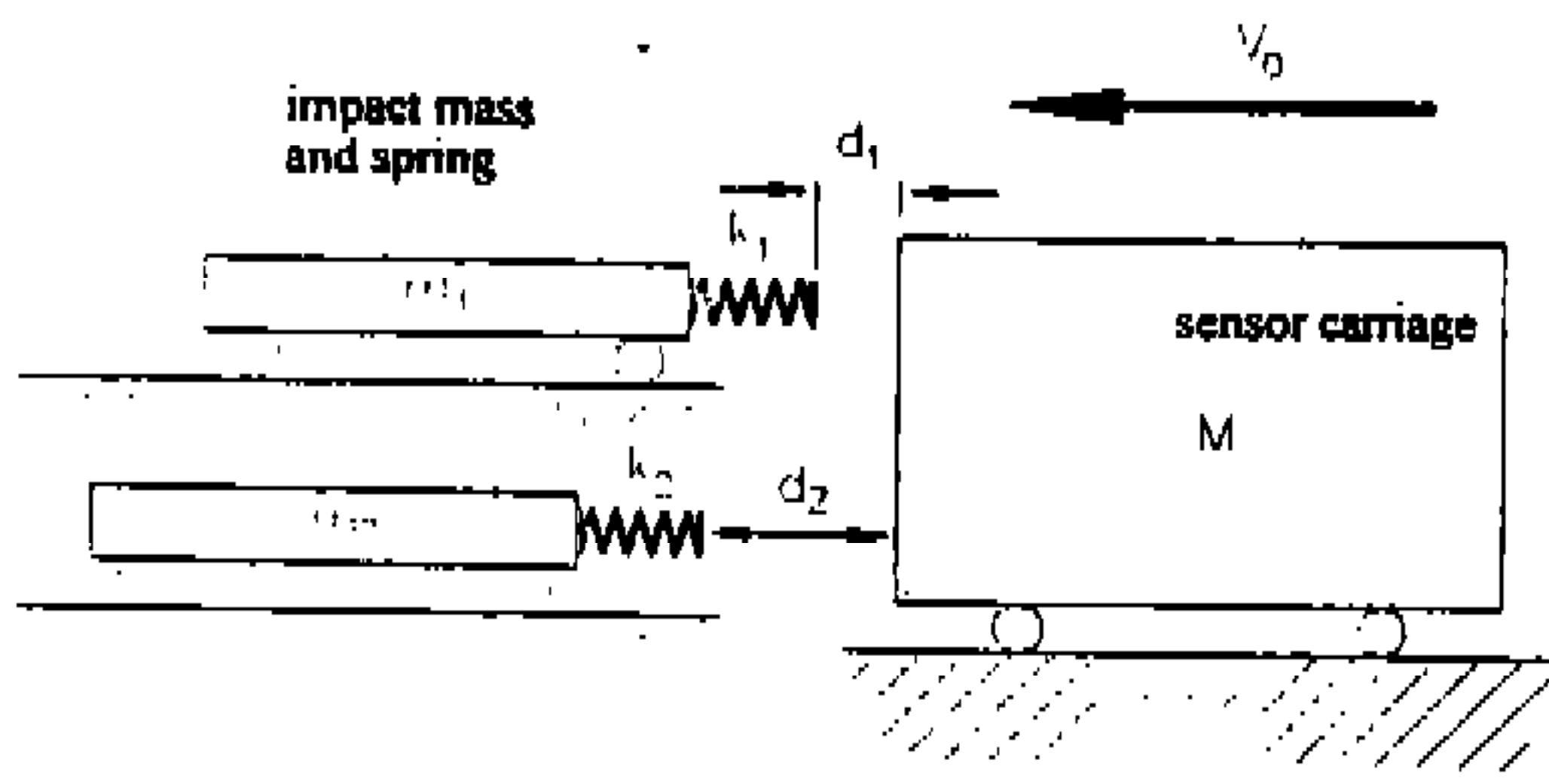


Fig.2 Schematic illustration of mechanical crash pulse generator.

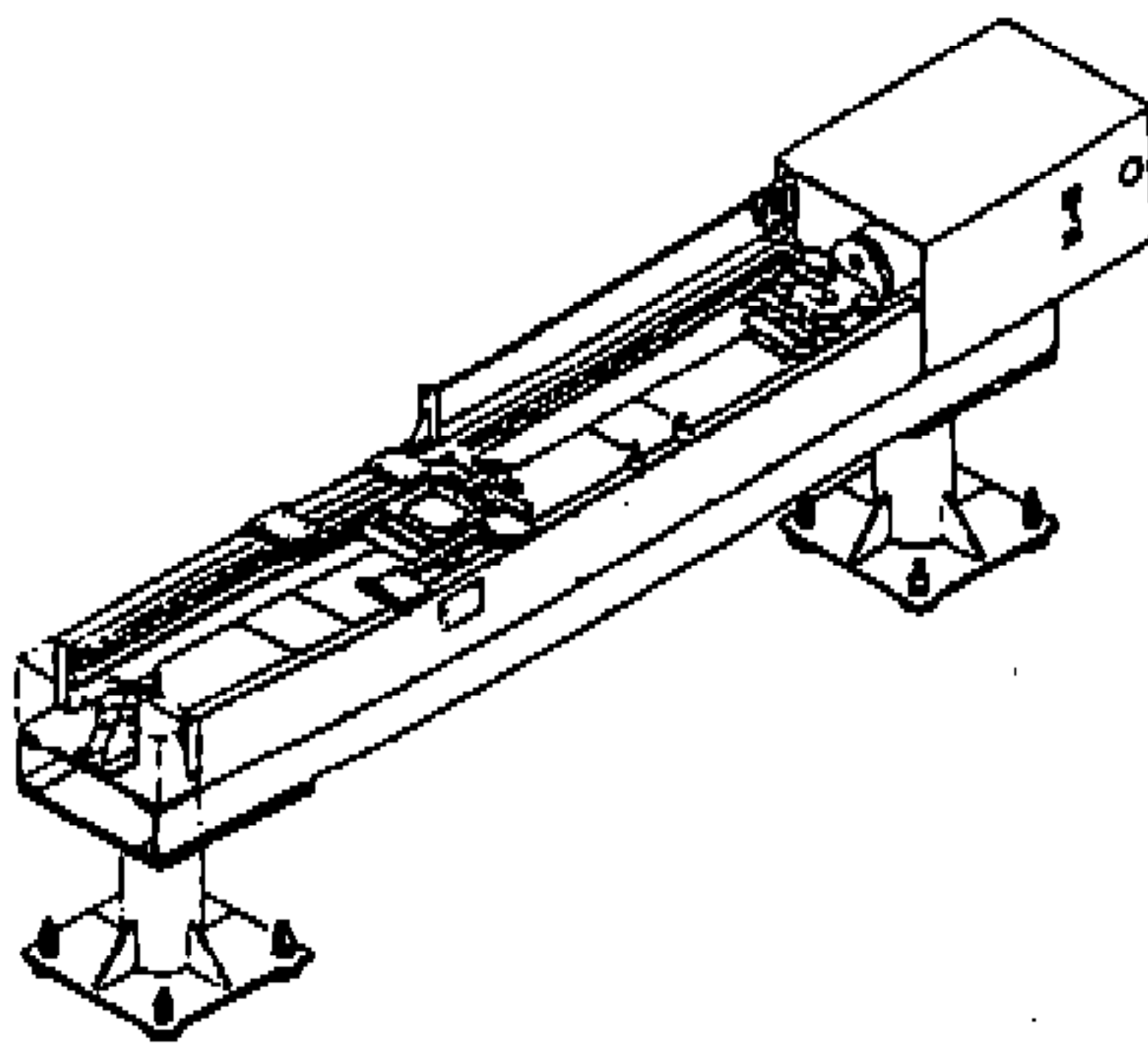


Fig.3 Mechanical crash pulse generator.

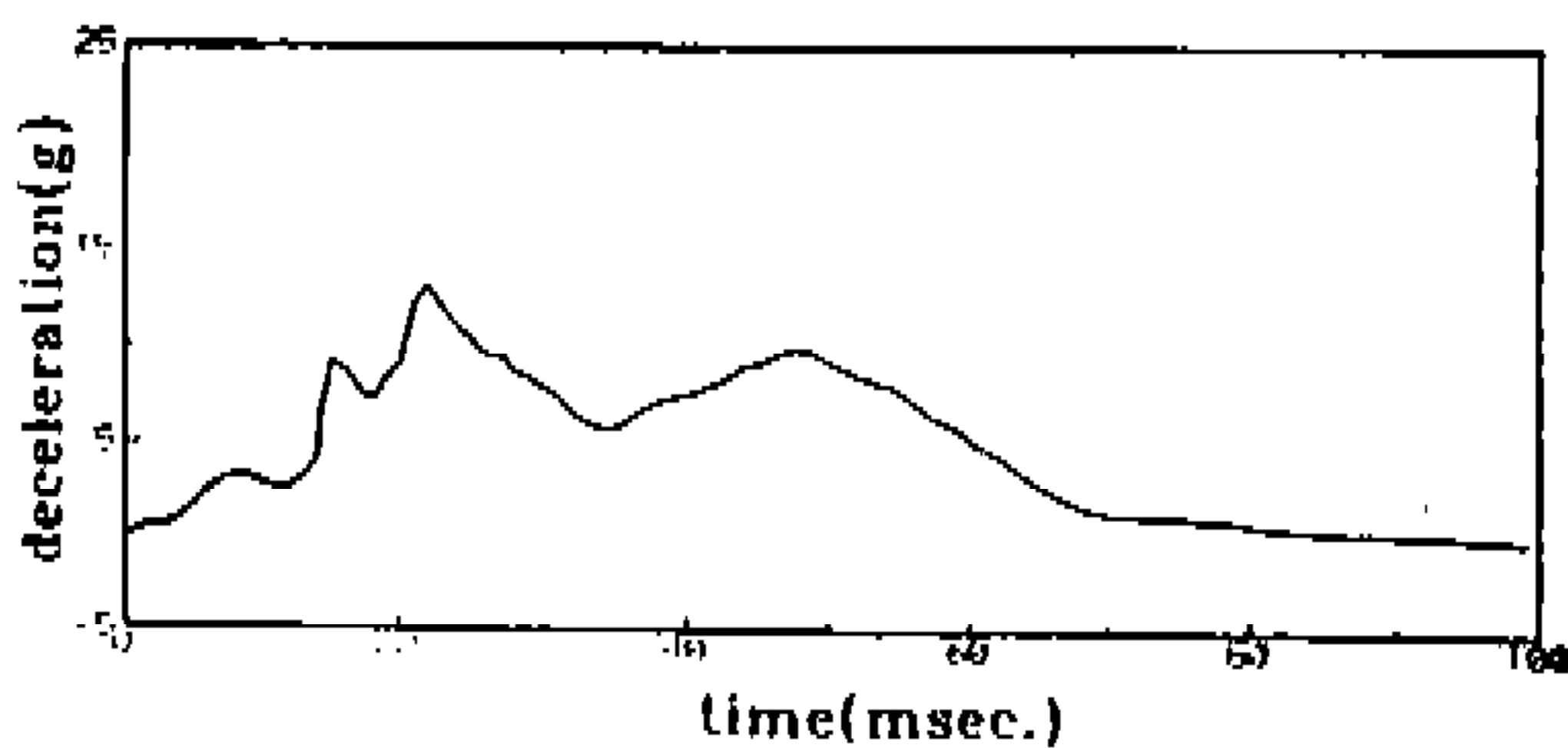


Fig.4 An example of 10mph crash pulse data reproduced by mechanical crash pulse generator(see Fig.3) and processed by low pass filter with cutoff frequency of 80Hz.

할 수 있다.⁸⁾ Fig.3은 이러한 작동원리를 갖는 충돌가속도 발생장치의 외관을 보이고 있으며 Fig.4는 이러한 충돌가속도 발생장치로부터 얻어지는 충돌가속도 파형의 일례를 보이고 있다.

Fig.4에 보인 충돌가속도파형은 충돌가속도 발생장치에 의하여 얻어진 파형을 수십 Hz의 cut-off frequency를 갖는 low pass filter로 처리한 것이다. 이 파형은 차량 충돌시 얻어지는 실제 충

돌파형의 저주파 성분과 유사하다. 충돌센서가 작동하지 않아야 하는 10mph의 충돌속도에 대하여는 실험을 위하여 충돌개시 시점으로부터 종료시점까지 전 구간의 충돌가속도가 필요하다. 충돌센서가 신속히 작동해야 하는 12-15mph 이상의 충돌속도에 대하여는 센서의 고속응답성이 중요하며 충돌센서가 일단 작동된 이후의 상황은 본 연구의 대상이 아니므로 전체적인 충돌가속도 파형을 재현할 필요가 없다. 따라서 고속충돌의 경우에는 충돌개시점으로부터 충돌감지 시점(15-수십 msec)까지만의 실제 충돌파형을 충실히 재현하도록 충돌가속도 발생장치를 설계, 운용하였다. 앞에서 언급한 바와 같이 충돌가속도 파형중 고주파 성분은 기계식 충돌센서의 작동에 큰 영향을 미치지 않으므로 충돌가속도 파형중 고주파 성분의 재현기능은 충돌가속도 발생장치의 설계에 반영시키지 않았다.

미연방안전규격(FMVSS)에 따르면 차량이 강체벽면에 정면 충돌하는 경우 주행속도가 10mph 이하에서는 에어백이 작동하지 않아야 하며 15mph 이상의 주행속도에서는 에어백이 전개되어야 한다. 본 연구에서는 충돌감지기구의 작동-비작동 판별 성능을 좀더 엄격하게 설정하기 위하여 10mph 이하의 주행속도에서는 에어백이 작동하지 않으며 12mph 이상의 속도에서는 작동해야 한다는 조건을 설정하였다. 앞에서 언급한 충돌가속도 발생장치를 이용하여 10mph의 충돌가속도 파형을 시험용 충돌센서에 반복적으로 가하고 실험 결과를 측정하였다. 주어진 R, c, k, δ 값에 대하여 실험용 충돌감지센서로부터 출력신호가 발생하지 않을 때까지 임계변위 s를 2mm-8mm 범위 내에서 0.5mm 간격으로 증가시켜가며 실험을 실시하였다. Table 1은 이러한 실험 결과의 일부를 보여주고 있다. 이 같은 시험으로부터 5개의 설계변수 R, c, k, δ , s의 선택가능한 범위를 설정할 수 있다. 설계변수들의 최종적인 선택을 위하여 12mph 정면충돌, 35mph 정면충돌을 포함하는 다양한 충돌조건에 대한 시험을 실시하였다. Table 2, Table 3는 선택된 설계 변수 R, c, k, δ , s에 대하여 12mph, 35mph 정면충돌 조건의 실험결과를 보이고 있다.

Table 1 Maximum ball stroke at 10mph frontal crash for a ball and tube type crash sensor with ball diameter $D=2R=19.05\text{mm}$, clearance $c=27.5-25\text{mm}$, spring constant $k=0.03\text{Kgf/mm}$, spring pre-compression $\delta=1-2\text{mm}$. Predictions are from eq.(8) with damping constant $C_v=0.9$

$c(\mu\text{m})$		maximum ball stroke y_{max} (mm)	
		$\delta=1\text{mm}$	$\delta=2\text{mm}$
27.5	prediction	4.77	3.99
	experiment	$4.0 < y_{\text{max}} < 4.5$	$3.5 < y_{\text{max}} < 4.0$
30.0	prediction	5.46	4.59
	experiment	$5.5 < y_{\text{max}} < 6.0$	$4.0 < y_{\text{max}} < 4.5$
35.0	prediction	6.57	5.58
	experiment	$6.5 < y_{\text{max}} < 7.0$	$5.5 < y_{\text{max}} < 6.0$

Table 2 Crash sensing time at 12mph frontal crash for a ball and tube type crash sensor with ball diameter $D=2R=19.05\text{mm}$, clearance $c=27.5-35\text{mm}$, spring constant $k=0.03\text{Kgf/mm}$, $\delta=1-2\text{mm}$ and crash sensing stroke $s=4-7\text{mm}$. Predictions are from eq.(8) with damping constant $C_v=0.9$

$c(\mu\text{m})$		$\delta=1\text{mm}$	$\delta=2\text{mm}$	
27.5	sensing distance $s(\text{mm})$	4.5	4.0	
	sensing time(msec)	$t_{\text{pred.}}$	33	
		$t_{\text{exp.}}$	34	30
30.0	sensing distance $s(\text{mm})$	6.0	4.5	
	sensing time(msec)	$t_{\text{pred.}}$	35	32
		$t_{\text{exp.}}$	32	30
35.0	sensing distance $s(\text{mm})$	7.0	6.0	
	sensing time(msec)	$t_{\text{pred.}}$	32	32
		$t_{\text{exp.}}$	33	32

Table 3 Crash sensing time at 35mph frontal crash for a ball and tube type crash sensor with ball diameter $D=2R=19.05\text{mm}$, clearance $c=27.5-35\text{mm}$, spring constant $k=0.03\text{Kgf/mm}$, $\delta=1-2\text{mm}$ and crash sensing stroke $s=4-7\text{mm}$. Predictions are from eq.(8) with damping constant $C_v=0.9$.

$c(\mu\text{m})$		$\delta=1\text{mm}$	$\delta=2\text{mm}$	
27.5	sensing distance $s(\text{mm})$	4.5	4.0	
	sensing time(msec)	$t_{\text{pred.}}$	22	22
		$t_{\text{exp.}}$	21	20
30.0	sensing distance $s(\text{mm})$	6.0	4.5	
	sensing time(msec)	$t_{\text{pred.}}$	26	20
		$t_{\text{exp.}}$	19	17
35.0	sensing distance $s(\text{mm})$	7.0	6.0	
	sensing time(msec)	$t_{\text{pred.}}$	21	20
		$t_{\text{exp.}}$	21	20

4. 해석과 실험 결과의 비교

앞에서 언급한 해석 모델의 타당성을 실험 결과와 비교해 보았다. Table 1-Table 3은 이미 언급한 실험 결과와 해석 결과를 비교해서 보여 주고 있다. 실험조건 $R=19.05\text{mm}$, $c=27.5-35\mu\text{m}$, $k=0.03\text{Kgf/mm}$, $\delta=1-2\text{mm}$, $s=4-7\text{mm}$ 에 대하여 예측치가 실험치에 가장 근사하게 얻어지도록 C_v 의 값을 선정하였다. Table 1-Table 3에는 $C_v=0.9$ 의 경우에 대한 모델의 예측치를 실험결과와 비교하여 보여주고 있다. Table 1에 보인 10mph 충돌의 경우 강구의 최대 변위 y_{max} 에 대한 예측치는 $c=30\mu\text{m}$, $\delta=2\text{mm}$ 의 경우를 제외하고는 실험에서 측정된 범위와 일치한다. Table 2는 10mph 충돌시험으로부터 선택된 강구의 충돌감지 변위 s 에 대하여 12mph 충돌의 감지 시간을 나타내고 있다. 충돌감지시간의 실험치와 예측치 간의 차이는 3msec이내로 일치함을 알 수 있다. Table 3은 35mph 고속 충돌의 경우에 대한 충돌 감지 시간을 나타내고 있다. 실험치와 예측치 간의 차이는 $c=30\mu\text{m}$, $\delta=1\text{mm}$ 의 경우 7msec로 최대 값을 보이며 나머지 경우에는 3msec 이하임을

알 수 있다. Table 1-Table 3은 앞에서 제시한 해석모델의 예측결과가 실험결과와 비교적 잘 일치한다는 것을 보이고 있다. 이러한 해석모델을 잘 활용하면 충돌센서를 개발하는 과정에서 실험의 횟수를 대폭 줄일 수 있다. 정면 충돌 이외의 다양한 충돌조건에 대하여도 동일한 방식의 실험이 수행되었으나 본 연구에서는 상기의 3가지 경우로 논의를 국한한다. Table 1-Table 3는 설계변수 c , δ , s 값들의 6가지 선택가능한 경우를 제시하고 있다. 이들 중 $c=35\mu\text{m}$, $\delta=2\text{mm}$, $s=6\text{mm}$ 를 하나의 예로 들 수 있다. 이러한 값들은 취하면 10mph 이하의 충돌속도에서의 충돌센서가 작동하지 않으며 12mph, 35mph 등 그 이상의 충돌속도에서는 충돌센서가 적용 대상 차종에 적합한 충돌감지 성능을 갖는다. Fig.5는 설계변수 값들을 $c=35\mu\text{m}$, $\delta=2\text{mm}$, $s=6\text{mm}$ 로 선택했을 경우에 10mph, 12mph, 35mph 등 3가지의 충돌속도에 대한 강구의 변위 예측치를 시간의 함수로 나타내고 있다. 10mph 충돌에서는 강구의 변위가 충돌감지거리 s 에 미치지 못하여 충돌센서가 작동하지 않을 조건을 만족하며 12mph, 35mph 충돌에 있어서는 강구의 변위가 s 를 초과하여 충돌센서가 작동되는 것을 볼 수 있다. 12mph, 35mph 충돌의 경우 강구의 변위가 충돌감지거리 s 에 도달하는 시간이 해석모델에 의하여 예측되는 충돌감지 시간이라고 볼 수 있는데 해석적으로 예측된 충돌감지 시간을 실험결과와 비교하기 위하여 2개의 실험 data point를 Fig.5에 수록하였다. 예측된 충돌감지 시점은 실험결과와 잘 일치함을 볼 수 있다.

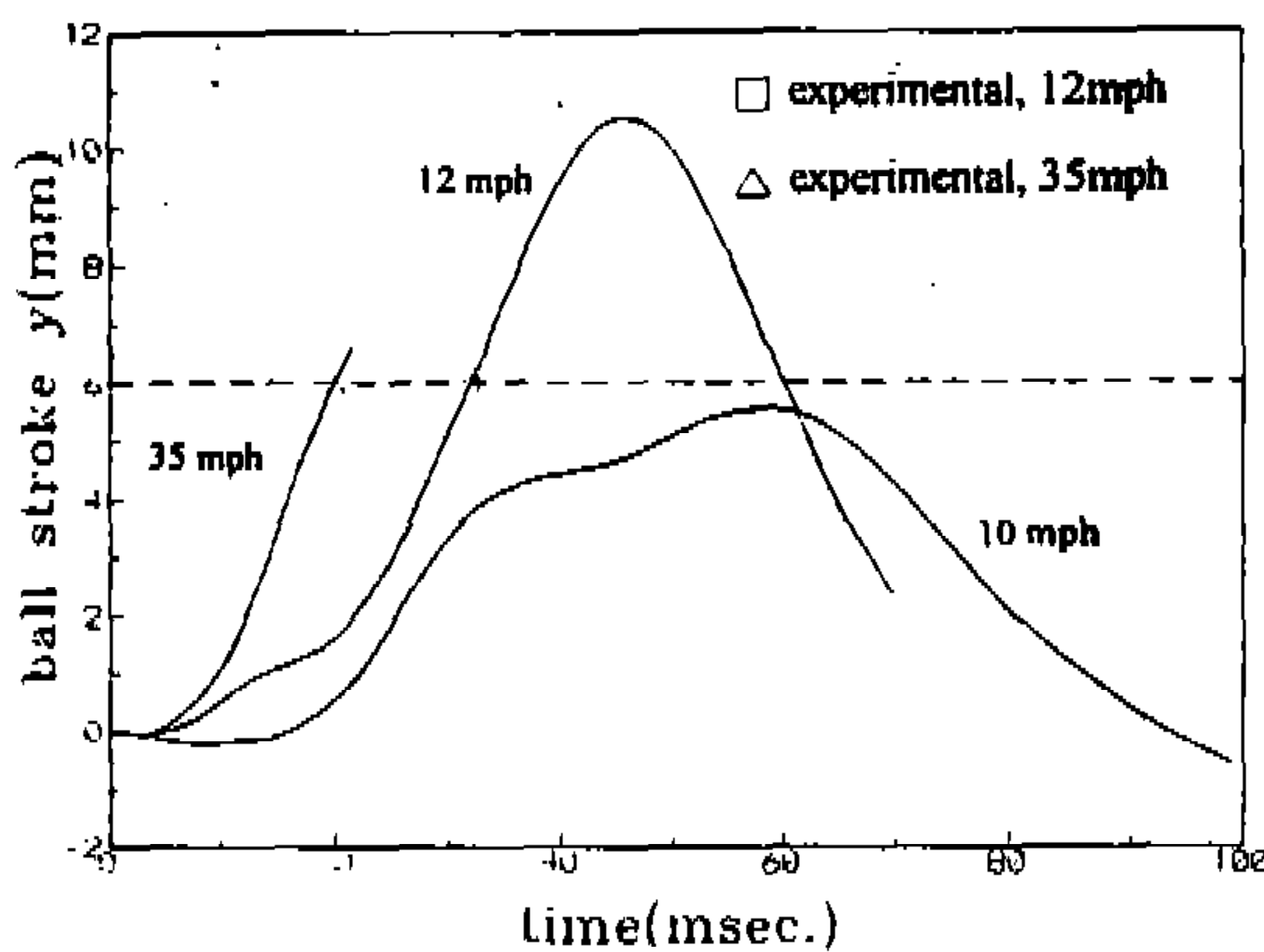


Fig.5 An example of predicted time response of ball stroke to crash pulses corresponding to 10mph, 12mph and 35mph crash speeds for $\delta=2\text{mm}$, $s=6\text{mm}$ and $c=35\mu\text{m}$ (See Table-Table 3 for other parameter values). Isolated patterns represent experimentally measured crash sensing points.

5. 결 론

기계식 충돌센서의 설계에 있어서 여러 설계 변수의 영향을 종합적으로 분석하기 위하여는 충돌감지기구의 성능예측을 위한 해석 모델이 매우 중요하다. 이러한 관점에서 본 연구에서는 강구-튜브-용수철형 기계식 충돌센서의 해석모델을 제시하였다. 강구-튜브 간 유체 유동을 *Poiseuille* 유동으로 가정하였고 강구의 운동은 mass-spring 모델로 가정하였다. 해석모델의 calibra-

tion과 타당성을 실험적으로 확인하기 위하여 실제 차량의 충돌가속도 파형을 재현할 수 있는 기계식 충돌가속도 발생장치의 설계를 제안하였다. 다양한 충돌조건에 대한 실험의 결과 본 연구에서 제시한 해석모델의 신뢰성이 확인되었다. 기계식 충돌센서의 tuning(설계변수의 조정)은 많은 실험을 필요로 하는데 본 연구에서 제시한 해석 모델은 실험의 범위를 최소화시킴으로서 기계식 충돌센서의 개발기간과 비용을 절감하는데 기여할 수 있을 것으로 기대된다.

본 연구에서는 정면 충돌의 경우만 언급하였지만 실제로는 경사충돌, pole 충돌, offset 충돌, under ride, over ride 등 다양한 경우에 대하여 충돌감지기구의 성능을 평가하여야 한다. 평가의 방법은 기계식 충돌감지기구의 용도(주센서 또는 보조센서)에 따라서 달라진다. 일반적으로 기계식 충돌 감지 기구를 차량의 충돌특성에 맞도록 조정하기 위하여는 많은 시간과 노력이 필요하다. 여기서는 다음과 같은 기계식 충돌감지 기구의 조정 절차를 제안하기로 한다. 기계식 에어백이나 전기-기계식 에어백의 경우에는 10mph 정면 충돌의 경우에 대하여 주센서 또는 바닥센서(floor sensor)의 설계변수 범위를 설정한다. 그 다음 15-35mph 정면충돌에 대한 에어백 전개 조건을 검토하여 주센서 또는 바닥센서의 설계변수를 결정한다. 다음으로 경사충돌, pole 충돌, offset 충돌, under ride, over ride 등의 조건에 대하여 주센서 또는 바닥센서의 충돌감지 시간을 확인한다. 기계식 에어백의 경우 주센서만으로 충돌감지 시간을 만족시키기 어려우면 차체 구조의 일부를 변경 하던지 아니면 에어백의 방식을 전기-기계식 또는 전자식으로 전환하여야 한다. 전기-기계식 에어백의 경우 바닥센서만으로 충돌감지 시간을 맞추기 어려운 경우는 대개 충돌 초기에 차체의 일부가 국부 변형을 하는 경우이므로 차체 전방의 변형집중부위를 2-3 곳 선정하여 각 부위별 충돌 파형에 적합한 전방센서를 배치한다. 기계식 충돌센서를 전기-기계식 에어백의 보조센서로 이용하는 경우에는 전방센서 또는 바닥센서의 작동에 따라 에어백의 전개 결정을 내릴 수 있도록 비교적 낮은 고유진동수

범위에서 설계변수들을 선택한다. 전자식 에어백의 경우도 보조센서에 대한 조정 방식은 전기-기계식의 경우와 유사하다. 이러한 일련의 센서 조정과정에서 기계식 충돌감지 기구의 성능에 대한 해석 모델은 실험의 범위와 횟수를 줄이기 위하여 매우 중요하다. 본 연구에서 제안한 해석모델은 이러한 목적에 적합한 것으로 생각된다.

후 기

본 연구를 위하여 협조해주신 현대자동차의 박관흠차장, 고속전철사업단의 최강운 박사, 기계연구원의 황경현 박사, 자동차부품연구원의 고병천 박사에게 감사 드립니다.

참 고 문 헌

1. A. Breed, "The Breed all-mechanical airbag module", SAE 856014.
2. H. Shinto, K. Ogata, F. Teraoka and M. Fukabori, "Development of the all-mechanical air bag system", SAE 190149.
3. D.F. Gallup, "Gas damped sensing of automobile crashes for airbag deployment", SAE 91 0275
4. H. Takeda and K. Kamiji. "Some considerations on air bag restraint system design", Mobility : The Technical Challenge, Proceedings of the 4th international pacific conference on automotive engineering, Melbourne, Australia, Nov.8-14, 1987, pp.277-1-277.1
5. M. Sakakida, "Comparison of airbag sensors using computer simulation", SAE 912590.
6. D.S. Breed, "Gas damped vehicular crash sensor with gas being dominant biasing force on sensor", US Patent 3,974,350(August 10, 1976).
7. 김권희, 박관흠, "자동차용 에어백 시스템의 충돌감지 장치", 실용신안등록출원 제17043호, 1992.9.
8. 김권희, 박관흠, "충돌충격과 재현장치와 그 방법" 실용신안등록출원 제16318호, 1992.9.