

<논 문> SAE NO. 953771

수직 진동과 pitching에 의한 탑승자의 승차감 변화에 대한 해석

An Analysis of Passenger Discomfort According to Vertical Vibration and Pitching

류 광 찬,* 김 영 은**
K. C. Ryu, Y. E. Kim

ABSTRACT

The human subject perception response according to vertical vibration and pitching was analyzed with a five degree of freedom model. The vehicle dynamic system with the delayed colored noise excitation and the passenger perception response was arranged as an integrated vibration system and could be analyzed simultaneously for seven different combination of vehicle suspension. ISO2631 and BS6841 was adapted for analyzing the passenger perception response. Simulation results shows that passenger feel relatively less discomfort due to pitching compared to vertical vibration and road type was not necessary to be considered as a design parameter in view of comfort analysis.

주요기술용어 : Perception variable(지각 변수), Suspension system(현가 장치), Vertical vibration (수직 진동), Pitching(삐칭), Simulation(모사)

1. 서 론

차량의 주행중 노면과 차체의 구동계로 인한 지속적인 진동은 운전자에게 불쾌감을 유발시키거나 조절능력을 저하시키게 된다. 따라서 차량 진동을 줄여 승차안락성을 증가시키는 연구는 자동차의 고급화와 더불어 그 중요성이 증대되고

있다. 최근의 연구동향으로는 제어로직을 이용한 능동현가장치의 연구가 활발히 이루어지고 있으나, 지금까지의 대부분의 연구들은 인체의 진동 시스템을 고려하지 않고 차량의 진동만을 제어하는 연구가 주로 수행되어 왔다. 승차안락성의 예측에는 도로의 표면조도, 차량 동역학, 진동에 대한 인체의 반응에 대한 연구가 복합적으로 이루어져야 한다.

1949년 Clayberg가 차량운전자들 에게서 일어나는 각종 건강상의 문제에 대하여 연구한 이

* 단국 대학교 대학원

** 정회원, 단국대학교 기계공학과

후, 진동에 노출된 사람의 안락성을 정의, 측정, 분석하려는 연구가 이어져 왔으나, 인간의 감각을 객관적으로 표현할 수 있는 기준의 선정이 미흡하여 큰성과를 이루지 못하였다¹⁾. 그러나 ISO에서 1960년대 인체가 받는 진동가속도의 유효치를 안락성 판단의 기준으로 정한 후 이에 대한 연구가 활발히 시작되었다. Griffin²⁾은 앉아 있는 사람이 수직진동에 노출되었을 때의 자세와 진동레벨, 주파수가 신체에 끼치는 영향에 대하여 보고하였고, Parsons과 Griffin³⁾은 rolling과 pitching이 안락성에 미치는 효과에 대하여, Shoenberger⁴⁾는 2축에 대하여 동시에 일어나는 진동과 안락성과의 관계에 대하여 보고하는 등, 최근 이에 관한 연구가 진행되고 있다.

1980년대 후반에 와서 ISO에서는 앞서 연구된 결과를 기초로 ISO2631⁵⁾을 발표하여 주파수가중처리법으로 진동에 따른 안락성을 추정할 수 있게 하였으며, 이어서 영국에서는 이에대한 기준을 BS6841⁶⁾로 발표하였다.

한편 차량진동 연구에 있어서는 Crandall이 선형시불변계(Linear time-invariant system)에서 스펙트럼 밀도(Spectral density)를 사용하여 차량진동해석을 시도한 이래, Schiehlen과 Wedig가 제어이론에서 비롯된 공분산해석(Covariance analysis)을 응용하여 행렬식으로부터 직접 구한 시간영역에서의 출력공분산으로 차량진동을 해석함으로써 보다 정확한 이론적 해석법을 제시하였다. 그 후 Schiehlen은 1980년대 후반에 공분산해석과 ISO2631의 근사식을 사용하여 수직으로 진동하는 2자유도 차량의 현가장치와 승차감 사이의 관계를 이론적으로 해석⁷⁾하였고, Sutjatmo⁸⁾는 Schiehlen의 해석법에 자신이 측정한 도로표면조도의 측정값을 사용하여 도로주행시 차량속도와 탑승자의 위치에 따라 수직진동에 따른 승차감을 추정하였다.

본 연구에서는 차량의 승차안락성을 이론적으로 산출하기 위하여 앞서의 연구 결과를 좀더 확장시켜 ISO2631과 BS6841을 사용하여 차량주행시 수직진동과 Pitching을 동시에 고려한 승차안락성을 추정토록 하였다.

2. 수학적 모델링

본 연구에서는 강체로 모델링된 차량이 일정한 주행 속도를 갖는 경우에 대하여 해석기로 하였다. 해석시 모델링의 편의상 rolling영향은 고려치 않았으며 단지 수직 진동력과 pitching에 의한 영향만을 고려기로 하였다.

2.1 도로의 조도 모델

불규칙 조도를 갖는 실제 도로는 모든 주파수에서 평균적인 조도를 갖는 화이트 노이즈(White noise)로 접근할 수 있으며, 주행차량의 진동입력으로는 타이어와 순간적으로 점접촉을 이루는 두 곳의 조도만이 쓰이기 때문에 실제차량의 진동입력은 칼라노이즈(Colored noise)로 볼수 있다. 이때 입력으로 사용 칼라노이즈 $u(t)$ 는 shape filter⁸⁾를 사용하여, 도로의 화이트 노이즈 $w_r(t)$ 로부터 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} u(t) &= R_g^T \cdot g(t) \\ \dot{g}(t) &= P_g \cdot g(t) + Q_g \cdot w_r(t) \end{aligned} \quad (1)$$

여기서 R_g , P_g , Q_g 는 도로조도의 칼라노이즈에 맞추기 위해 임의로 설계되어졌다.

Sutjatmo등⁹⁾은 실제도로의 진동입력인 칼라노이즈 $u(t)$ 를 측정하여, 도로조도의 통계적인 성격을 나타내는 파워스펙트럼밀도(Power Spectral Density)로, 식(2)와 같이 표현하였다.

$$S_u(\Omega) = N \left(\frac{2\pi}{\Omega} \right)^b \quad (2)$$

여기서 Ω 는 $\Omega = \omega/v$ 로 주파수 ω 와 차량속도 v 에 의해서 구해지며 N 과 b 의 값은 도로의 형태에 따라 표 1과 같이 주어진다.

계산의 편리를 위하여 $b=2$ 로 놓고 이에 대한 미분을 구하면 식(3)과 같이 주어진다.

$$S_u(\omega) = \omega^2 \left[\frac{1}{v} S_u(\Omega) \right] = vN(2\pi)^2 \quad (3)$$

Table 1 Characteristic value of the measured road and white noise intensity value^{8, 9)}

Road	Type	N	b	W_u [m ² /sec]
Macadam		1.2×10^{-3}	2.03	$84.34 \times 10^{-6} \times v$
Nacas		3.4×10^{-3}	2.14	$29.77 \times 10^{-6} \times v$
Coldmix Buton Asphalt		7.3×10^{-4}	2.16	$18.10 \times 10^{-6} \times v$
Hotmix Buton Asphalt		5.3×10^{-4}	2.26	$13.15 \times 10^{-6} \times v$

일정속도인 경우 $S_u(\omega)$ 는 일정한 값을 갖게 되므로 칼라 노이즈의 미분 \dot{u} 은 화이트 노이즈 (White noise)임을 알 수 있다. 즉 다음과 같은 식이 성립된다.

$$\dot{u}(t) = w(t) \quad (4)$$

여기서 $w(t)$ 는 도로의 화이트 노이즈 $w_r(t)$ 과는 다른 새로운 화이트 노이즈이며, 식(1)의 시간에 대한 미분을 식(5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{u}(t) = R_g^T \cdot \dot{g}(t) = w(t)$$

$$\frac{d}{dt}[\dot{g}(t)] = P_g \cdot \dot{g}(t) + Q_g \cdot \dot{w}_r(t) = P_g \cdot \dot{g}(t) \quad (5)$$

칼라노이즈의 미분인 \dot{u} 의 자기상관함수(auto-correlation function)를 구해보면 다음과 같다.

$$R_{\dot{u}}(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} S_{\dot{u}}(\omega) e^{i\omega\tau} d\omega = vN(2\pi)^3 \delta(\tau) \quad (6)$$

$vN(2\pi)^3$ 은 일정한 상수값이므로 $W_{\dot{u}} = vN(2\pi)^3$ 로 높으면 자기상관함수는 다음과 같다.

$$R_{\dot{u}}(\tau) = W_{\dot{u}} \cdot \delta(\tau) \quad (7)$$

여기서 $W_{\dot{u}}$ 는 화이트 노이즈 강도(White noise intensity)가 된다.

도로의 N값은 표 1에서 구할 수 있으므로, 각 도로에서의 화이트 노이즈 강도는 표 1에서 표

기된 값을 갖게 된다.

2.2 차량 진동 모델

그림 1은 도로에서 주행하는 차량을 5자유도의 진동시스템으로 나타낸 것으로 이에 대한 운동방정식은 다음과 같다.

$$M\ddot{y}(t) + C\dot{y}(t) + Ky(t) = L_1 \cdot u(t) + L_2 \cdot u(t-t_2) \quad (8)$$

여기서 M, C, K는 차량의 질량, 점성계수, 스프링계수의 행렬을 나타내고 L_1 과 L_2 의 행렬은 타이어 스프링계수의 행렬을 나타내며 $u(t)$ 와 $u(t-t_2)$ 는 각각 앞바퀴와 뒷바퀴로 전달되는 칼라 노이즈를 나타낸다.

식 (8)로부터 아래와 같은 새로운 행렬 z 를 사용한 상태방정식을 만들면 다음과 같다.

$$z(t) = [y(t) \dot{y}(t)]^T = [y_1 \ y_2 \ y_3 \ y_4 \ \varphi \ \dot{y}_1 \ \dot{y}_2 \ \dot{y}_3 \ \dot{y}_4 \ \dot{\varphi}]^T \quad (9)$$

$$\dot{z} = \begin{bmatrix} \dot{y}(t) \\ \ddot{y}(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{y}(t) \\ M^{-1}\{L_1 \cdot u(t) + L_2 \cdot u(t-t_2) - C\dot{y}(t) - Ky(t)\} \end{bmatrix}$$

위의 식은 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$\dot{z}(t) = A z(t) + B U(t) \quad (10)$$

여기서 행렬 A, B, U(t)는 다음과 같다.

$$U(t) = \begin{bmatrix} u(t) \\ u(t-t_2) \end{bmatrix}$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ M^{-1}L_1 & M^{-1}L_2 \end{bmatrix}$$

식(10)에서의 $z(t)$ 행렬을 가속도에 대한 상태방정식으로 만들면 다음과 같다.

$$\frac{d}{dt}[z(t)] = \dot{z}(t) = Az(t) + BU(t) \quad (11)$$

그런데 앞의 식(4)에서 $\dot{u}(t) = w(t)$ 가 성립함을 알았으므로 이 관계를 식(11)에 대입하면 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \dot{z}(t) &= Az(t) + BW(t) \\ W(t) &= [w(t) \ w(t-t_2)]^T \end{aligned} \quad (12)$$

여기서 $W(t)$ 는 화이트 노이즈 행렬을 나타내며 입력은 식(5)의 행렬식과 표1로부터 구할 수 있다. 승차감에 영향을 주는 좌석에서의 수직진동가속도 \ddot{y}_s 와 각가속도 $\ddot{\phi}$ 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} P_b(t) &= a_b^T \cdot \dot{z}(t) = \ddot{y}_s \quad (\text{수직진동 일때}) \quad (13) \\ &= [0000000010] \cdot [\dot{y}_1 \dot{y}_2 \dot{y}_3 \dot{y}_s \dot{\phi} \ddot{y}_1 \ddot{y}_2 \ddot{y}_3 \ddot{y}_s \ddot{\phi}]^T \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_b(t) &= a_b^T \cdot \dot{z}(t) = \ddot{\phi} \quad (\text{Pitching 일때}) \quad (14) \\ &= [0000000001] \cdot [\dot{y}_1 \dot{y}_2 \dot{y}_3 \dot{y}_s \dot{\phi} \ddot{y}_1 \ddot{y}_2 \ddot{y}_3 \ddot{y}_s \ddot{\phi}]^T \end{aligned}$$

차량진동은 정규분포를 갖는다고 가정하였으며 이에 대한 평균(Mean), 분산(Variance) 및 공분산(Covariance)은 다음과 같다.

$$m_z = 0, \quad m_{pb} = a_b^T m_z = 0$$

$$\begin{aligned} V_{z,z} \sigma_{z,z} &= E[(z - m_z)(z - m_z)^T] \\ &= E[z(t) \cdot z^T(t)] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{pb}^2 &= E[(P_b - m_{pb})^2] = E[P_b^2] \\ &= E[a_b^T \dot{z}(t) z^T(t) a_b] \\ &= a_b^T E[\dot{z}(t) z^T(t)] a_b = a_b^T V_{z,z} a_b \end{aligned} \quad (15)$$

여기서 m_z 은 z 의 평균, m_{pb} 은 P_b 의 평균을 나타내며 $V_{z,z}$ 은 z 의 공분산, σ_{pb}^2 은 P_b 의 분산을 나타낸다.

2.3 탑승자의 주관적 지각(Human subjective perception).

ISO2631는 진동에 대한 인간의 주관적 지각을 지각변수(Perception variable) K_s 로 나타내었는데, 이는 차량의 승차안락성 판단의 기준으로 K_s 값이 작아질수록 차량의 안락성이 증가함을 나타낸다. ISO2631에 기초한 VDI 2057¹⁰⁾에 따르면 단일축 진동에서의 지각변수(Perception variable)는 다음과 같다.

$$K_s = \alpha a_s \quad (16)$$

여기서 α 는 $\alpha=20$ 의 상수이고, a_s 는 인체가 주관적으로 느끼는 진동가속도의 r.m.s 값(Root-mean-square value)을 나타낸다.

식(16)은 평균값이 0일 때 표준편차(standard deviation)가 r.m.s. 값과 같다는 분산의 성질을 이용하여, 식(17)과 같이 인체가 느끼는 주관적 가속도 응답의 분산 σ_{hs}^2 로 나타낼 수 있다.

$$K_s = \alpha \sqrt{\sigma_{hs}^2} = \alpha \sigma_{hs} \quad (17)$$

또한, 분산 σ_{hs}^2 는 인간이 느끼는 가속도 $H_s(t)$ 의 자기상관함수 R_{hs} 로 나타낼 수 있고, 자기상관함수는 스펙트럼밀도 함수의 Fourier 변환이므로 K_s 는 식(18)과 같이 인체에 실제로 전달된 차량 진동가속도의 파워 스펙트럼 밀도(Power spectral density) $S_{pb}(\omega)$ 로 나타낼 수 있다.

$$\sigma_{hs}^2 = E[H_s^2] = R_{hs}(0),$$

$$S_{hs}(\omega) = |f(\omega)|^2 S_{pb}(\omega)$$

$$\begin{aligned}
 K_s &= \alpha \sqrt{\sigma_{hs}^2} = \alpha \sqrt{R_{hs}(0)} \\
 &= \alpha \sqrt{\int_{-\infty}^{\infty} S_{hs}(\omega) e^{i\omega(0)} d\omega} \\
 &= \alpha \sqrt{\int_{-\infty}^{\infty} |f(\omega)|^2 S_{pb}(\omega) d\omega} \quad (18)
 \end{aligned}$$

여기서 $S_{hs}(\omega)$ 는 탑승자가 지각하는 진동가속도의 파워 스펙트럼 밀도이다.

한편 전달함수 $f(\omega)$ 는 다음과 같은 일반식을 써서 나타낸 것이 편리하다.

$$f(\omega) = \frac{\beta_1(i\omega)^{n-1} + \beta_2(i\omega)^{n-2} + \dots + \beta_n(i\omega)}{(i\omega)^n + \gamma_1(i\omega)^{n-1} + \dots + \gamma_{n-1}(i\omega) + \gamma_n} \quad (19)$$

BS6841은 식(19)를 사용하여 $n=2$ 의 경우 수직진동에서의 전달함수와 Pitching에서의 전달함수를 각각 식(20)과 식(21)로 정의하였다.

(수직 진동의 경우)

$$f(\omega) = \frac{49.42(i\omega) + 465.76}{(i\omega)^2 + 48.97(i\omega) + 1108.95} \quad (20)$$

(Pitching의 경우)

$$f(\omega) = \frac{2.51(i\omega) + 15.79}{(i\omega)^2 + 9.97(i\omega) + 39.48} \quad (21)$$

주파수영역에서의 전달함수 $f(\omega)$ 를 시간영역에서 표현하면 식(22)와 같다.

$$H_s(t) = R_s^T \cdot s(t)$$

$$s(t) = P_s \cdot s(t) + Q_s \cdot P_b(t)$$

$$R_s = \begin{bmatrix} \beta_2 \\ \beta_1 \end{bmatrix} \quad P_s = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\gamma_2 & -\gamma_1 \end{bmatrix} \quad Q_s = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (22)$$

여기서 R_s , P_s , Q_s 는 Shape filter 행렬을, $H_s(t)$ 는 인체가 느끼는 주관적인 가속도 응답을 나타

내며, $P_b(t)$ 는 차량에서 출력되어 인체 진동시스템으로 입력되는 객관적 가속도 응답을 나타낸다. 식(22)에 의하면 탑승자의 주관적인 응답 $H_s(t)$ 는 차량진동에서의 객관적 응답 $P_b(t)$ 로부터 계산됨을 알 수 있으며, $H_s(t)$ 의 분산을 식(23)과 같이 표기할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 \sigma_{hs}^2 &= E[H_s \cdot H_s^T] = E[R_s^T \cdot s \cdot s^T \cdot R_s] \\
 &= R_s^T \cdot V_s \cdot R_s \quad (23)
 \end{aligned}$$

여기서 $V_s = E[s \cdot s^T]$ 는 shape filter의 공분산이다.

결국 식(23)을 식(17)에 대입하면 지각변수는 다음과 같이 shape filter의 공분산으로 표현할 수 있다.

$$K_s = \alpha \sqrt{R_s^T \cdot V_s \cdot R_s} \quad (24)$$

지금까지 구한 지각변수 K_s 는 단일축 진동, 즉 순수한 수직진동이나 순수한 Pitching에서만 의 차량승차감을 나타낸다. BS6841는 이런 다축진동의 경우 인체가 종합적으로 느끼는 진동가속도를 각각의 단일축 진동에 대해 인체가 주관적으로 느끼는 진동가속도들의 r.s.s.값(Root sums of squares value)으로 정의하였다. 이를 이용하여 수직진동과 Pitching이 동시에 발생하는 복합진동에서, 인체가 느끼는 종합적인 승차감을 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$K_{st} = \alpha \sqrt{\sigma_{hsz}^2 + \sigma_{hsp}^2} = \sqrt{(K_{sz})^2 + (K_{sp})^2} \quad (25)$$

여기서 σ_{hsz}^2 과 K_{sz} 는 순수한 수직진동에서의 $H_s(t)$ 분산과 지각변수를 σ_{hsp}^2 와 K_{sp} 는 순수한 Pitching에서의 $H_s(t)$ 분산과 지각변수를 나타내고 K_{st} 는 종합적인 승차감을 나타내는 지각변수이다.

3. 결과 및 토의

앞에서 유도한 해석방법으로 표1의 4가지 도

로조건에 대하여 표2에서와 같은 7가지 차량모델에 대해 지각변수를 계산하여, 승차안락성의 변화를 살펴본 결과, 다음과 같은 결과가 얻어졌다. 이 경우 해석에 사용된 그림 1에서와 같은 승용차 각 부분의 값들은 다음과 같다.

$$a=1.2m \quad b=1.3m \quad L=2.5m \quad m_1=m_2=50kg$$

$$m_3=1300kg \quad J=2000kgm^2 \quad k_1=k_2=250kN/m$$

$$m_s=60kg \quad k_s=9.3kN/m \quad c_s=0.5kNsec/m$$

3.1 수직진동에 의한 영향

수직진동에서의 승차안락성을 나타내는 지각변수 K_{sz} 을 스프링(Spring), 댐퍼(Damper), 탑승자의 위치, 속도에 따라 계산한 결과를 그림 2, 3, 4, 5에서 보여주고 있다.

스프링 계수와 탑승자의 위치에 따른 승차감의 변화는 그림 2에 나타난 것과 같이 앞, 뒤의 스프링 계수가 같은 경우, 차량의 무게중심에서 지각변수가 최소가 되어 안락성이 최대가 되고, 반대로 중심에서 멀어질 경우 지각변수가 증가함을 보여준다. 이 같은 현상은 무게중심에서 멀어질수록 pitching에 의한 수직진동이 증가하기 때문이다. 그리고 스프링 상수가 큰 경우가 작은 경우보다 차량 내의 위치에 따른 안락성의 차이가 커지는 변화를 보여준다. 차량 전후의 스프링 상수가 다를 경우 좋은 승차안락성을 나타내는 지점은 차량의 무게중심에서 벗어나 작은 스프링 상수를 갖는 쪽으로 이동한다. 그리고 전반적으

로 작은 스프링 상수를 갖는 경우 안락성이 향상되나, 큰 스프링 상수의 스프링을 사용한 경우는 차량 뒷부분에서 안락성이 향상됨으로 보여준다. 이와같이 차량 후반부에서 안락성이 증가하는 이유는 앞바퀴가 도로굴곡을 통과하는 순간, 발생된 pitching이 차량의 전반부 수직운동에는 플러스 효과를 후반부 수직진동에는 마이너스 효과를 나타내기 때문으로 생각된다.

그림 3은 댐퍼의 계수와 탑승자 위치에 따른 승차감의 변화를 보여준다. 차량 전후의 양끝으로 갈수록 댐퍼의 영향이 줄어들어, 결국 양끝단에서는 댐퍼의 영향이 사라지게 되고, 댐퍼의 종류에 관계없이 모두 같은 승차감을 가지게 된다. 또한 안락성은 스프링을 변화시킬 때와 같은 이유로 차량의 무게중심에서 최소가 되고, 무게중심을 벗어날수록 증가하게 되며, 앞쪽에는 댐핑 계수가 큰 댐퍼를 사용하는 경우가 승차감을 향상시킬 수 있음을 보여준다.

수직진동에서 속도와 스프링에 따른 승차감의 변화를 살펴보면, 그림 4에서와 같이 모두 8m/sec 부근에서 굴곡을 보이다가 속도의 증가와 더불어 지각변수 K_{sz} 가 증가함을 알 수 있다. 이

Table 2 Vehicle model

MODEL	k_3 [kN/m]	k_4 [kN/m]	c_3 [kNsec/m]	c_4 [kNsec/m]
A type	45	45	2.5	2.5
B type	70	45	2.5	2.5
C type	45	70	2.5	2.5
D type	70	70	2.5	2.5
E type	45	45	3.5	2.5
F type	45	45	2.5	3.5
G type	45	45	3.5	3.5

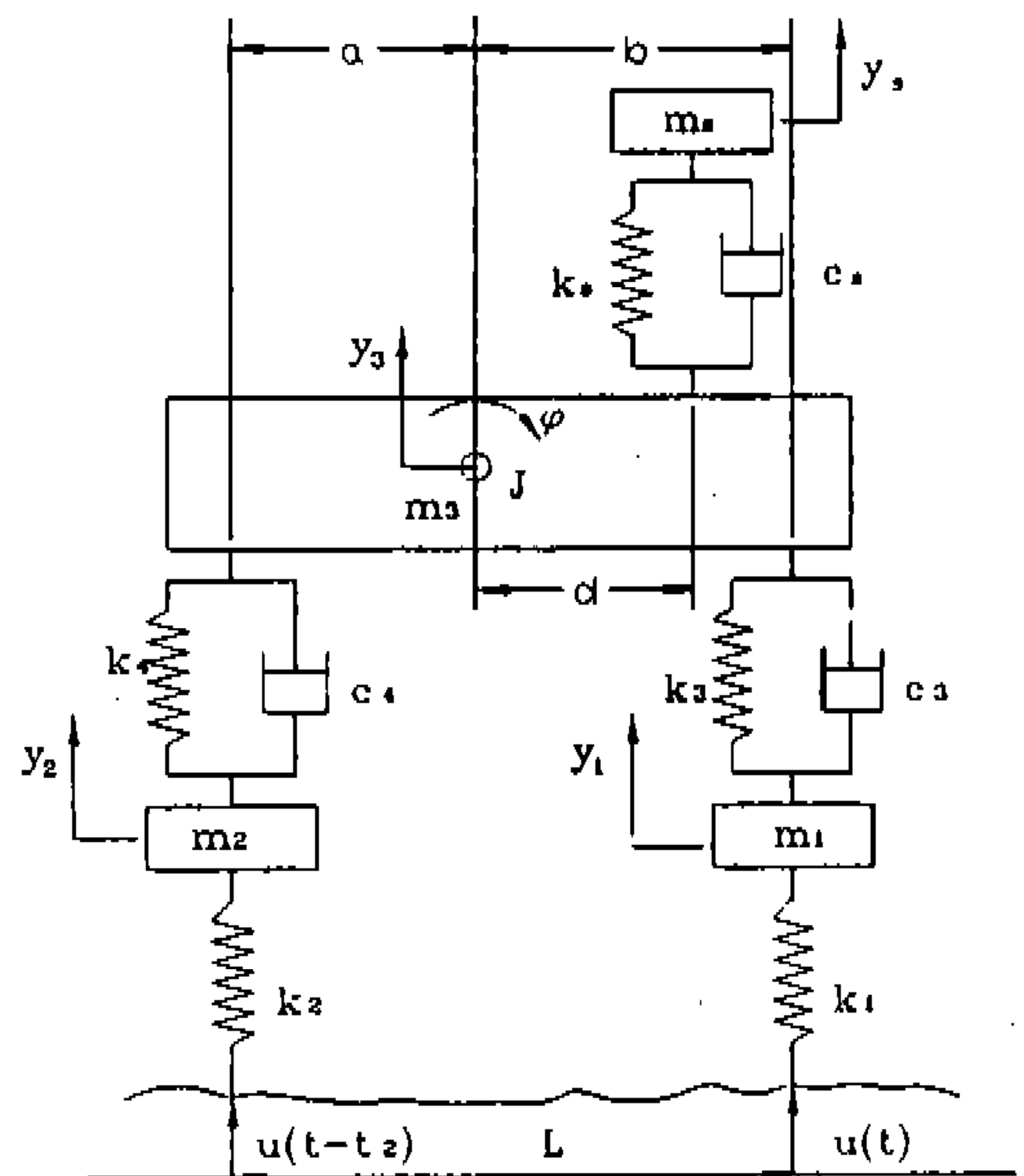


Fig.1 Model of an automobile with five degrees of freedom

와같이 속도의 증가가 안락성을 감소시키는 이유는 도로 표면의 입력으로 쓰이는 화이트노이즈 강도가 속도의 함수이기 때문이다. 그리고 각 차량에서의 안락성은 대체로 앞뒤에 약한 스프링을 사용한 차량에서 증가하고, 앞뒤 강한 스프링을 사용한 차량에서 감소하게 된다. 여기서 B와 D 형태의 차량의 안락성이 근사적인 일치를 이루는 것은 그림 2에 나타난 것과 같이 안락성을 측정 한 탑승자의 위치($d=0.25m$) 부근에서 지각변수가 교차하기 때문이다.

그림 5는 수직진동에서 속도와 댐퍼에 따른 승차감의 변화를 보여주는 그림으로, 8m/sec 근

처에서 굴곡을 보인 후 속도의 영향으로 증가함을 알 수 있다. 10m/sec 이상의 속도에서는 앞쪽에 강한 댐퍼를 쓰는 경우가 약한 댐퍼를 쓰는 경우보다 안락성 향상이 좋아지며, 특히 앞쪽에는 강하고 뒷쪽에는 약한 댐퍼를 사용할 때 안락성이 가장 좋게 된다. 이는 pitching의 발생이 도로의 진동입력으로 인한 차량전체의 수직진동을 감소시키기 때문이다.

3.2 pitching만에 의한 영향

그림 6, 7, 8, 9는 pitching에 의한 지각변수 K_{sz} 를 스프링, 댐퍼, 탑승자의 위치, 속도에 따

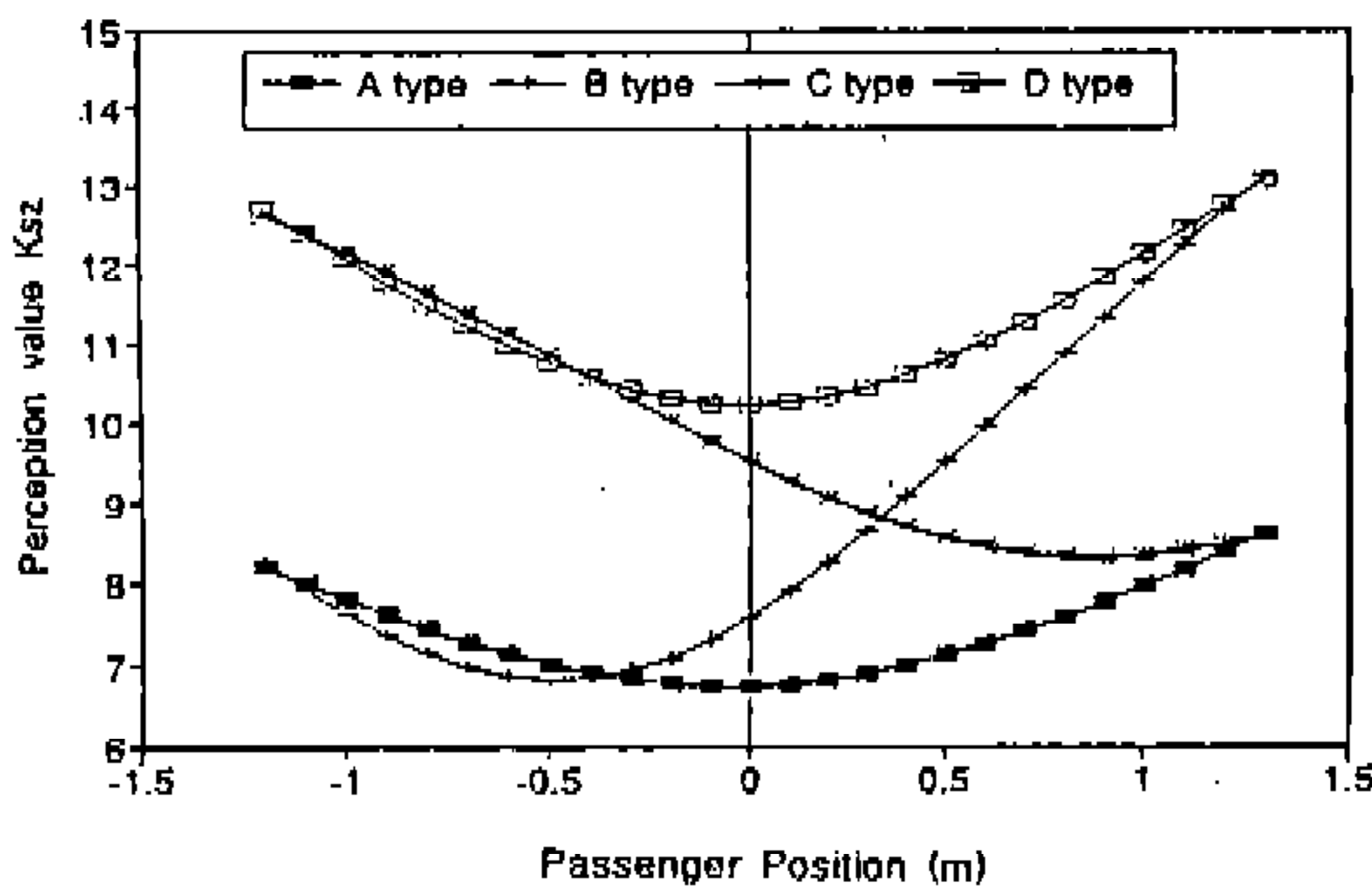


Fig.2 Perception value(K_{sz}) in vertical vibration according to passenger position and spring coefficient of the suspension(Coldmix buton asphalt, $v=20m/sec$)

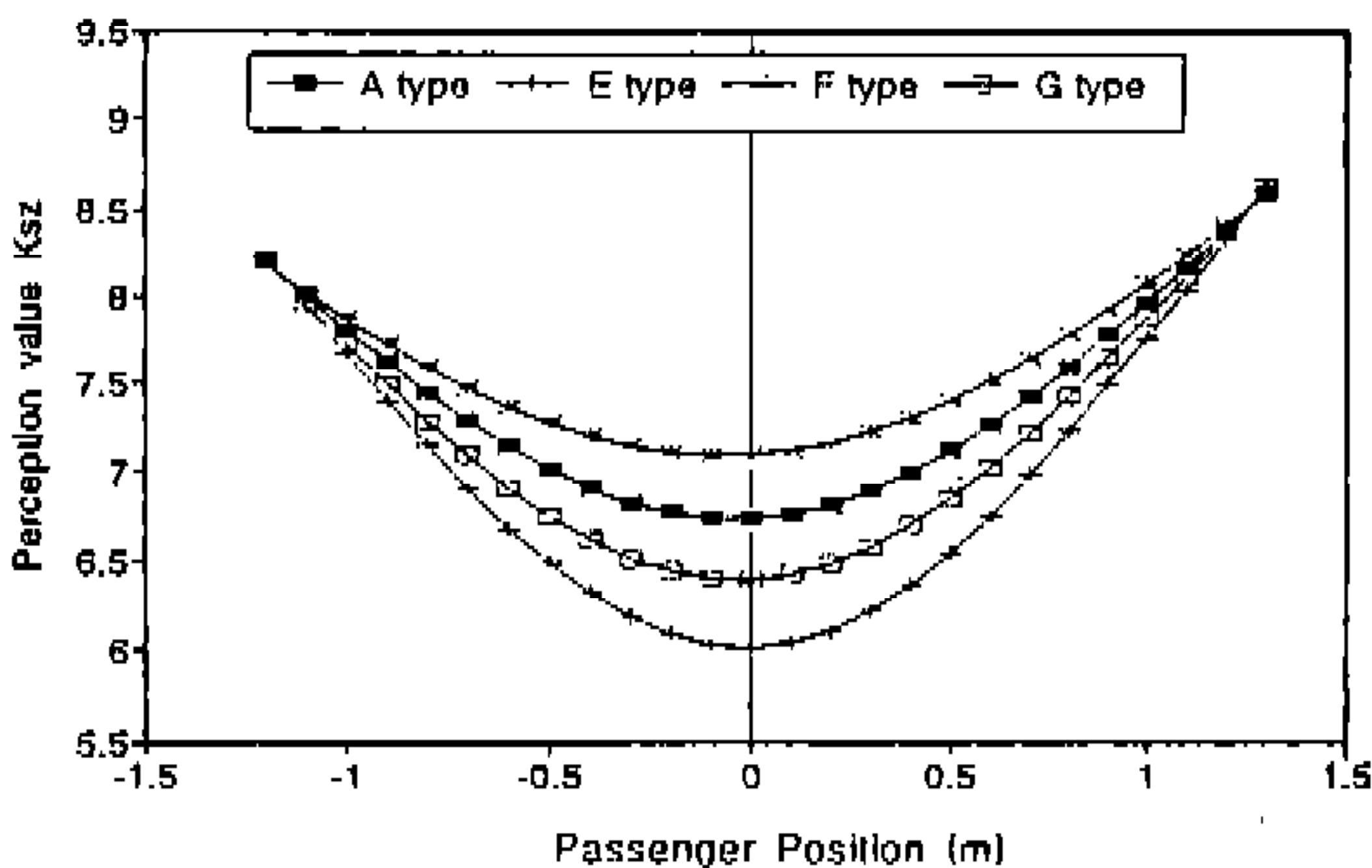


Fig.3 Perception value(K_{sz}) in vertical vibration according to passenger position and damping coefficient of the suspension(Coldmix buton asphalt, $v=20m/sec$)

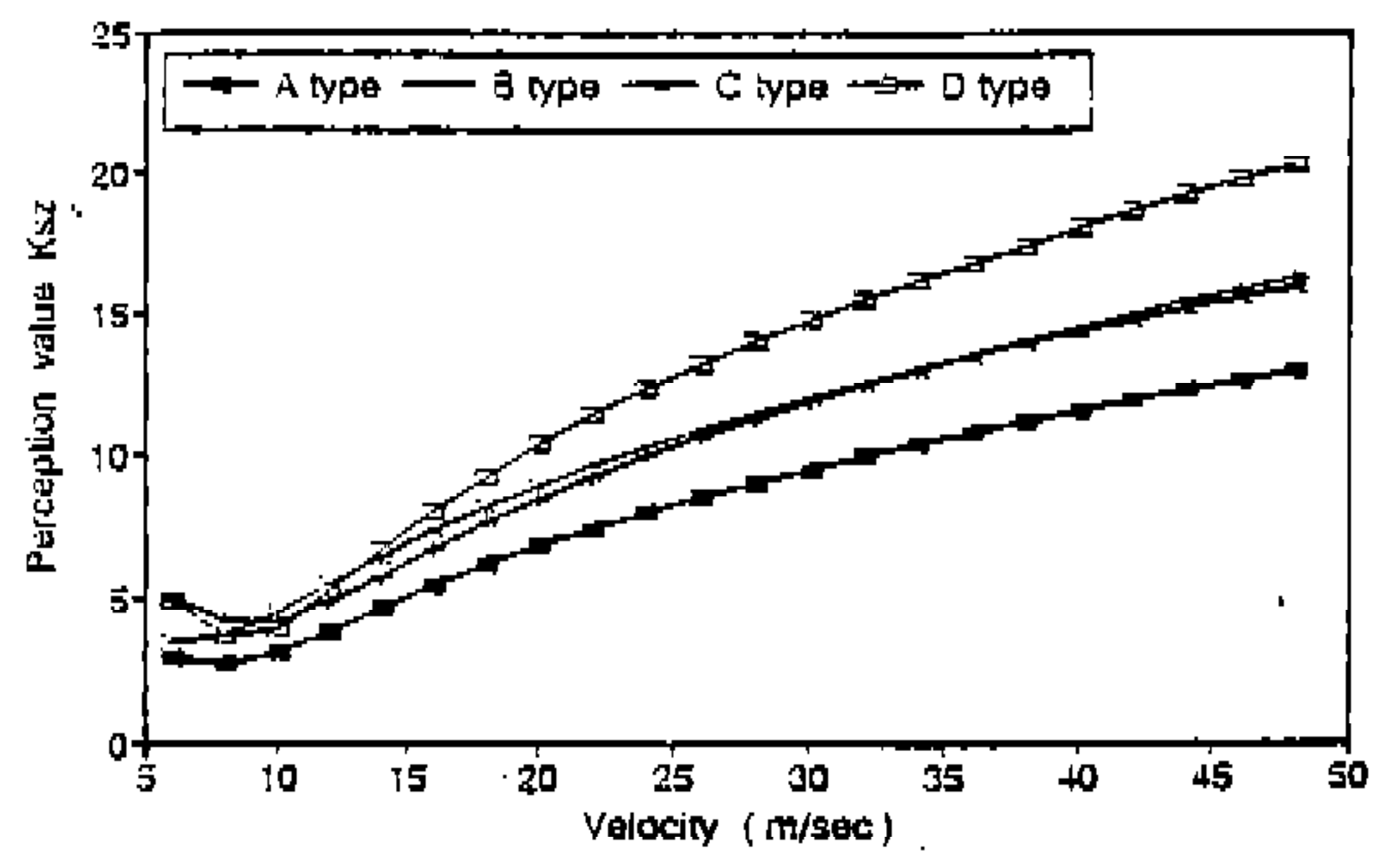


Fig.4 Perception value(K_{sz}) in vertical vibration according to spring coefficient of the suspension and automobile velocity (Coldmix buton asphalt, $d=0.25m$)

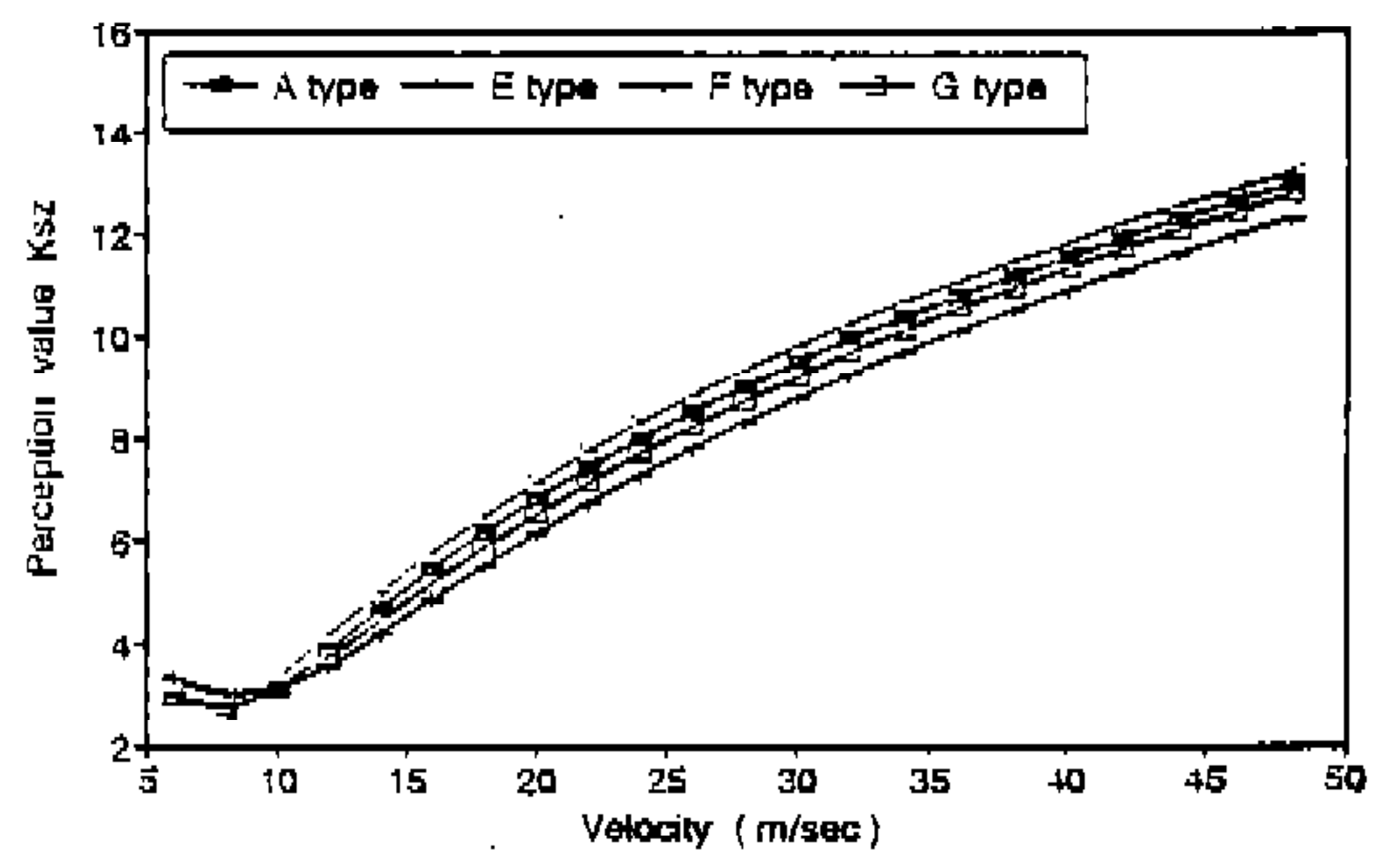


Fig.5 Perception value(K_{sz}) in vertical vibration according to damping coefficient of the suspension and automobile velocity(Coldmix buton asphalt, $d=0.25m$)

라 계산한 결과를 나타낸 것이다.

그림 6은 현가장치의 스프링과 운전자 위치에 따른 안락성의 변화를 계산한 것으로, 앞쪽 스프링이 뒷쪽 스프링 보다 안락성에 미치는 영향이 더 크고, 앞쪽에 약한 스프링을 사용할 경우가 안락성 향상에 좋음을 보여준다. 이와같은 현상은 차량의 각가속도에 의한 pitching만을 고려하기 때문에 일어나는 현상으로 앞쪽에 약한 스프링을 사용할 경우에 전체적인 pitching이 줄어들게 되기 때문이다. 그리고 C형태의 차량을 제외한 A, B, D 형태의 차량은 차량 뒷쪽에서 안락성이 가장 나쁘고, 앞쪽으로 갈수록 안락성이 증가한다. 이는 탑승자의 위치가 앞쪽으로 갈수록

pitching에 큰 영향을 주는 앞쪽 스프링에 탑승자의 무게가 가해지기 때문이다.

Pitching에서의 안락성이 가장 좋은 스프링의 조합은, 무게중심에서 A 형태와 C 형태 차량의 지각변수가 교차를 이루므로, 앞쪽의 안락성은 앞뒤에 약한 스프링을 사용할 경우, 그리고 뒷쪽의 안락성은 앞쪽에는 약하고 뒷쪽에는 강한 스프링을 사용할 때 가장 좋다. A, C 형태와 달리 B, D 형태 차량의 지각변수는 차량 후미에서 교차점을 가지므로, 거의 전위치에 걸쳐 앞뒤에 강한 스프링을 사용한 차량이 앞에는 강하고 뒤에는 약한 스프링을 사용한 차량보다 좋은 안락성을 가지게 된다.

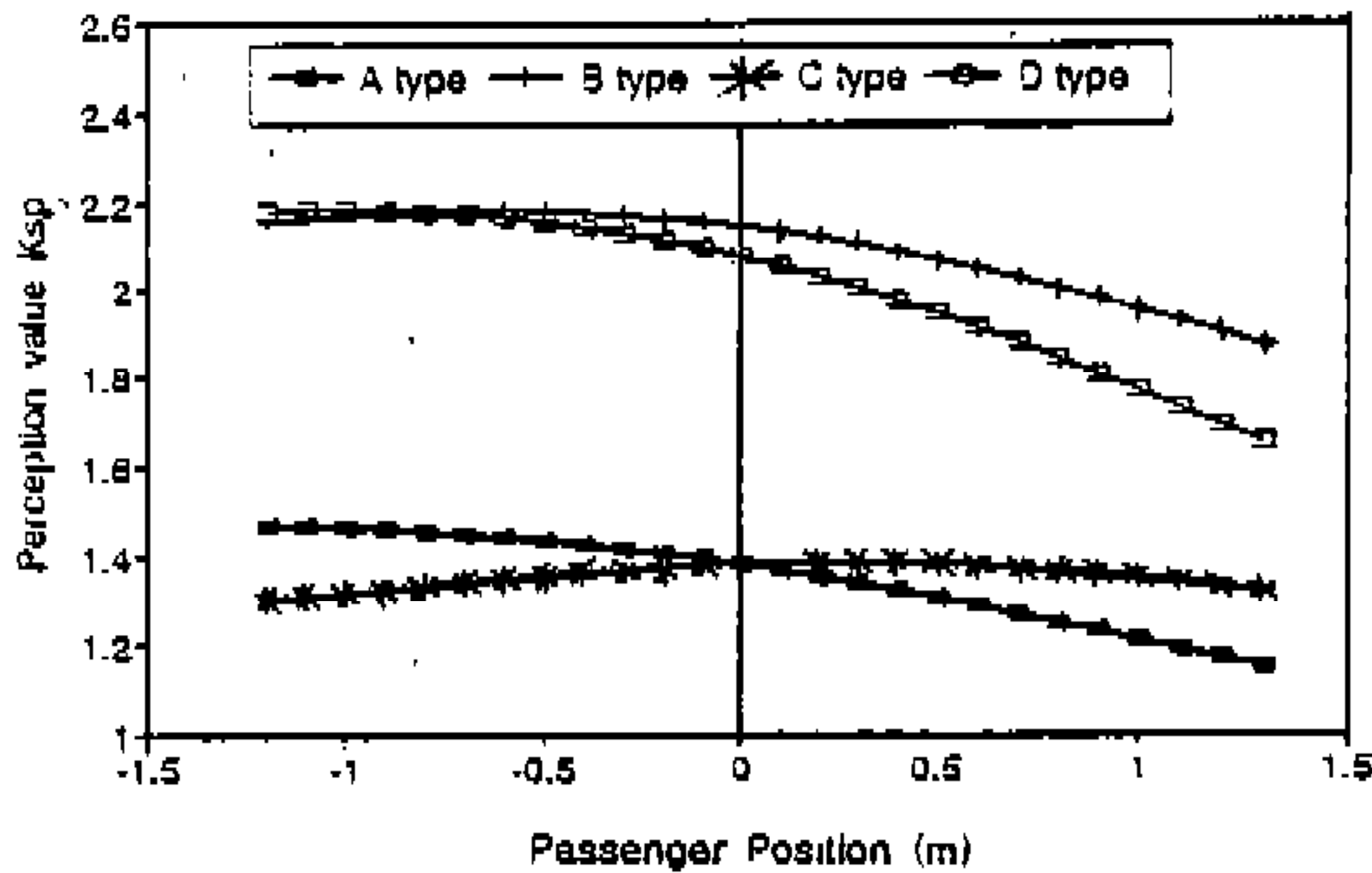


Fig.6 Perception value(Ksp) in pitching according to passenger position and spring coefficient of the suspension (Coldmix buton asphalt, $v=20\text{m/sec}$)

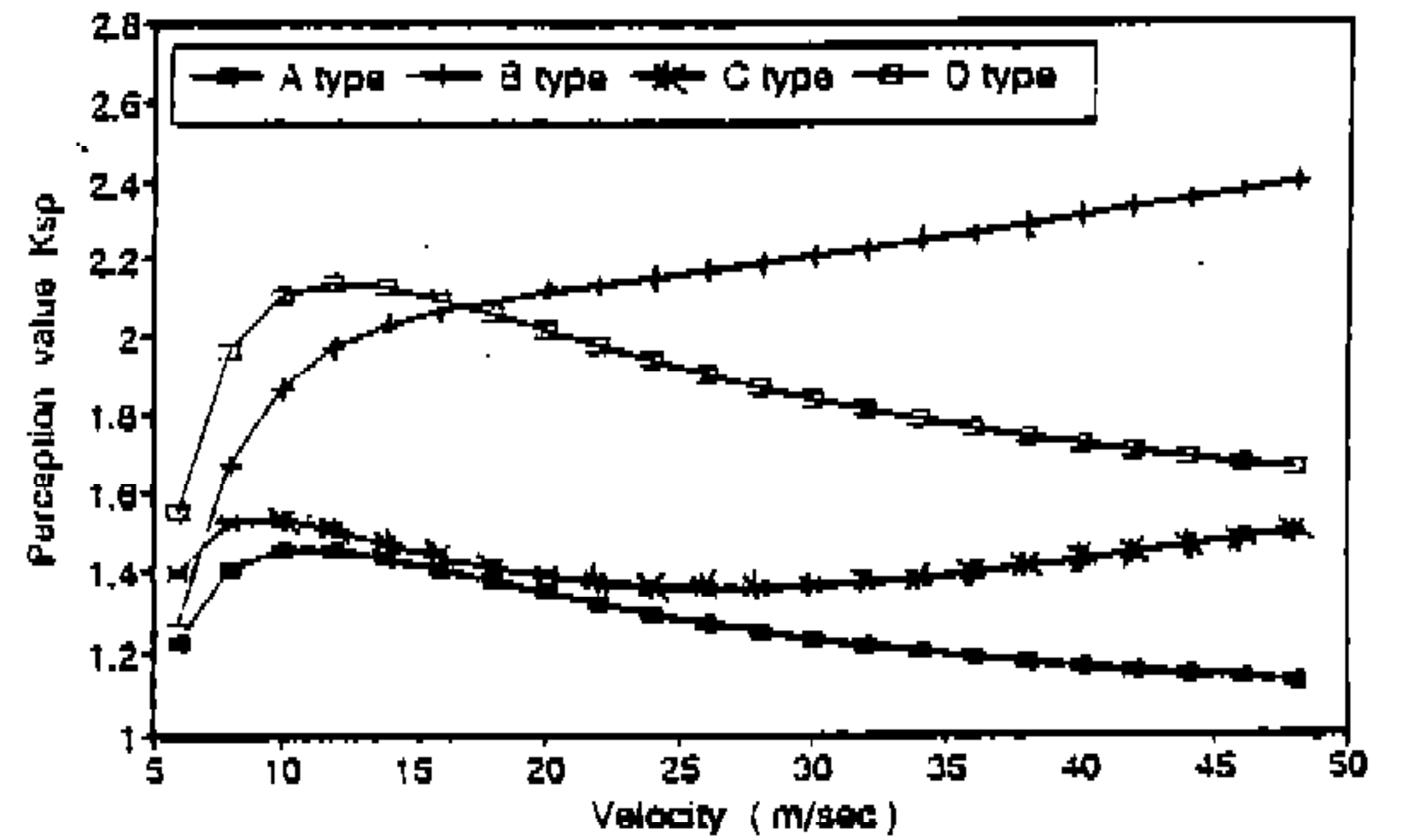


Fig.8 Perception value(Ksp) in pitching according to spring coefficient of the suspension and automobile velocity (Coldmix buton asphalt, $d=0.25\text{m}$)

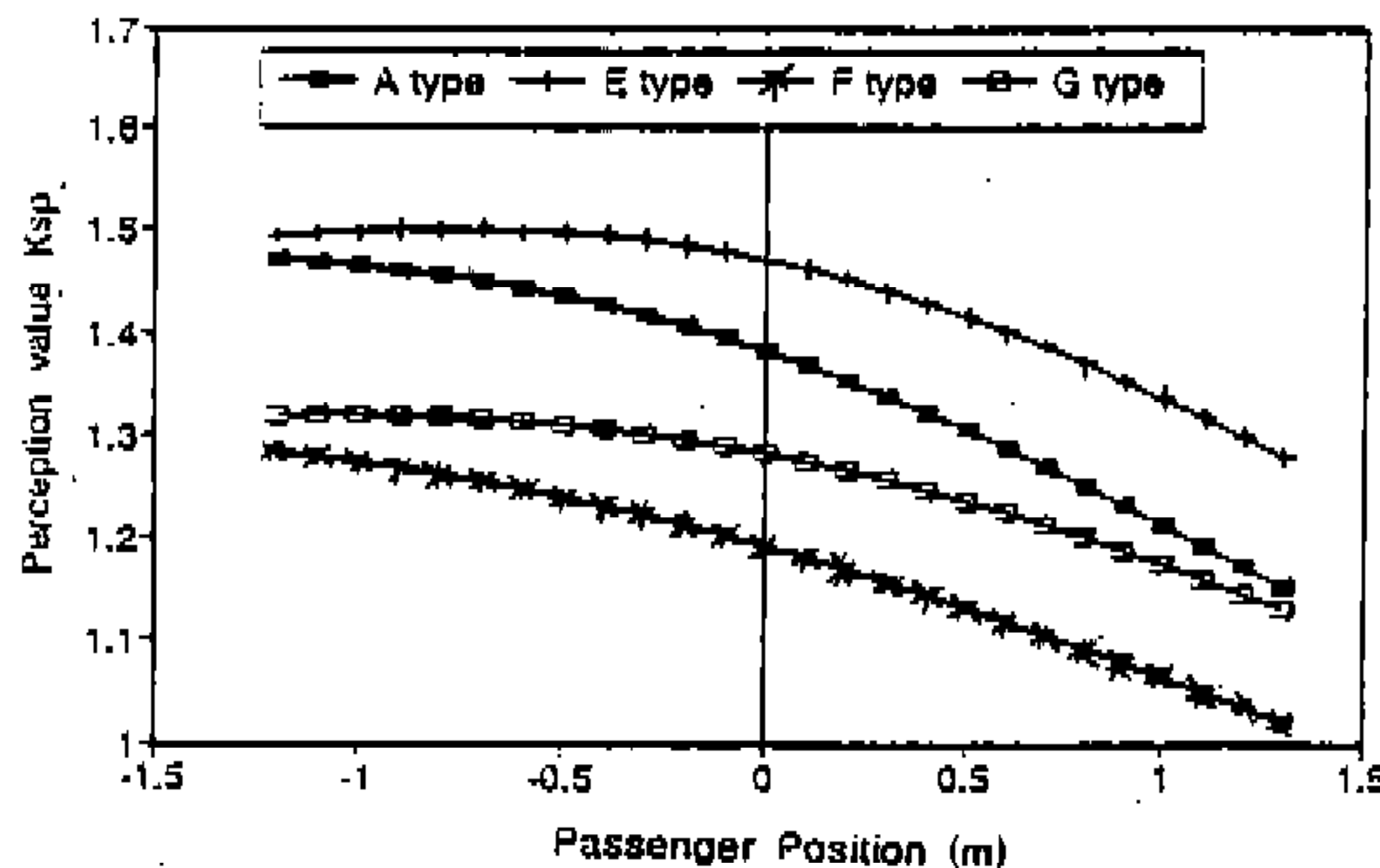


Fig.7 Perception value(Ksp) in pitching according to passenger position and dampint coefficient of the suspension (Coldmix buton asphalt, $v=20\text{m/sec}$)

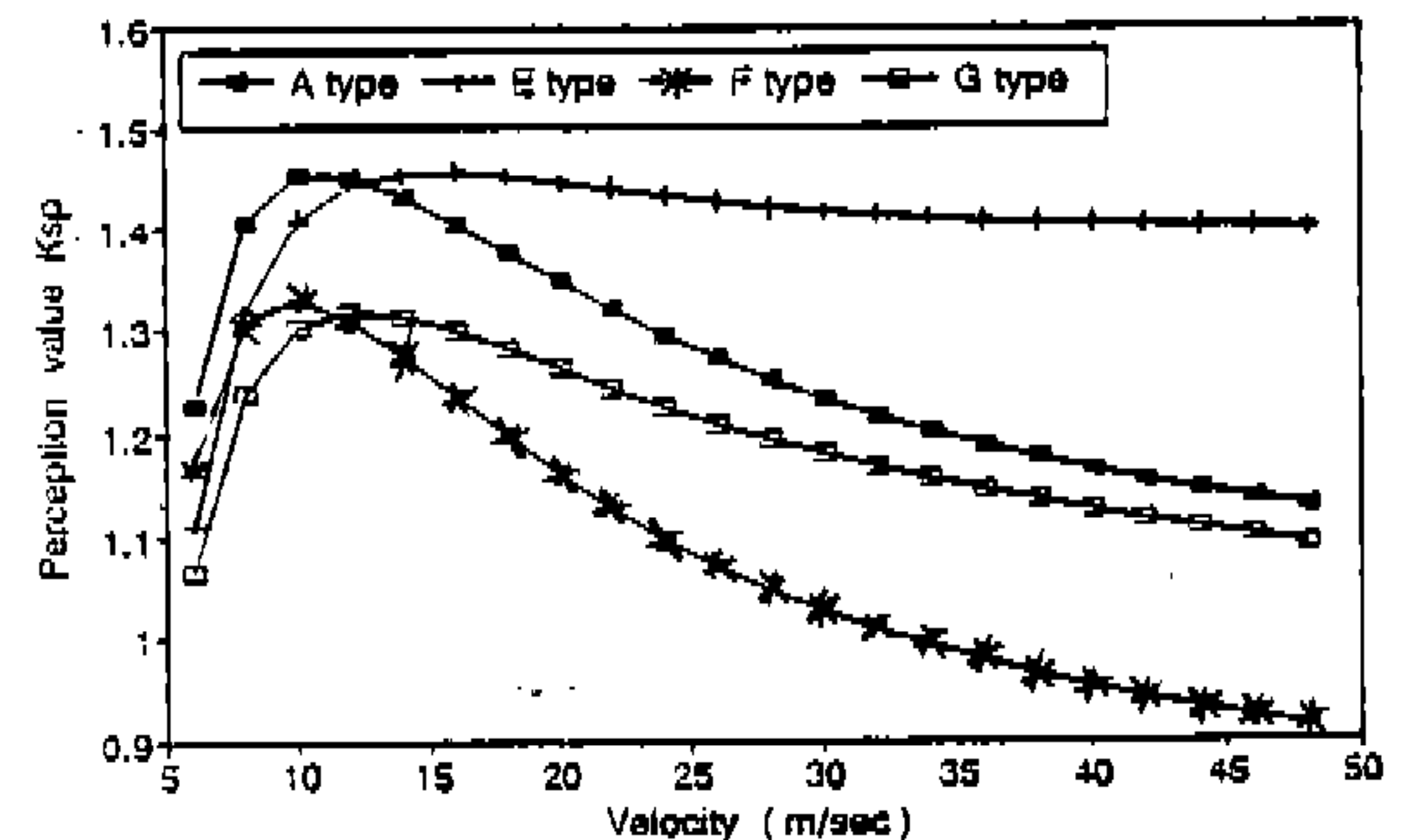


Fig.9 Perception value(Ksp) in pitching according to damping coefficient of the suspension and automobile velocity (Coldmix buton asphalt, $d=0.25\text{m}$)

한편 댐퍼와 탑승자 위치에 따른 지각변수의 변화를 나타낸 그림 7은 앞쪽 댐퍼보다 뒷쪽 댐퍼의 영향이 더 크고, 뒷쪽에 강한 댐퍼를 사용한 경우 안락성 향상에 좋으며, 앞에는 약하고 뒤는 강한 댐퍼를 사용한 경우에서 안락성이 가장 좋음을 보여준다. 또 4종류의 차량 모두 차량 후미에서 지각변수가 최대, 선단에서 최소가 되는 현상을 보인다. 차량 후반부에서 A와 E, F와 G 형태의 차량이 비슷한 Ksp를 나타내는 이유는 앞 댐퍼의 영향이 줄어들기 때문이다.

그림 8은 승차감이 스프링상수와 속도에 대하여 변화하는 것을 보여주고 있다. 저속에서의 승

차감은 앞쪽 스프링에 크게 좌우되나, 고속으로 갈수록 앞뒤 스프링의 조합에 영향을 받음을 알 수 있다. 즉, 앞뒤 스프링상수가 같을 때는 고속일수록 안락성이 향상되고 다를 때는 증가한다.

Ksp에 대한 댐퍼, 속도의 관계를 그림 9에서 살펴보면 다음과 같다. Ksp는 10m/sec 부근에서 최대를 이루고, 이 최대치는 뒷쪽에 강한 댐퍼를 사용함으로써 줄일 수 있다. 고속에서의 Ksp는 앞쪽에 강한 댐퍼를 사용할 때는 완만한 감소를, 약한 댐퍼를 사용할 때는 급격한 감소를 보인다.

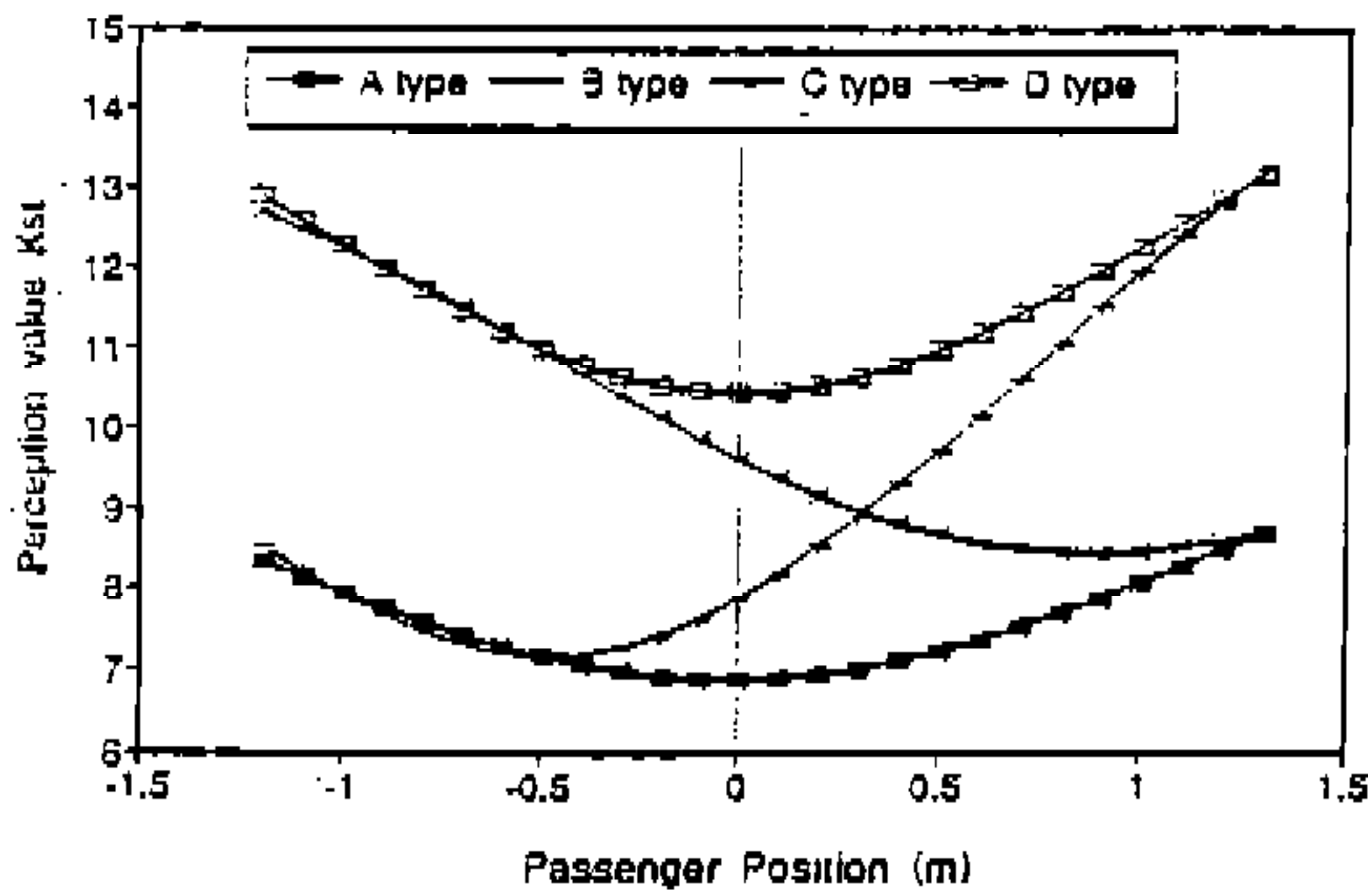


Fig.10 Perception value(Kst) in vertical vibration and pitching according to passenger position and spring coefficient of the suspension(Coldmix buton asphalt, $v=20\text{m/sec}$)

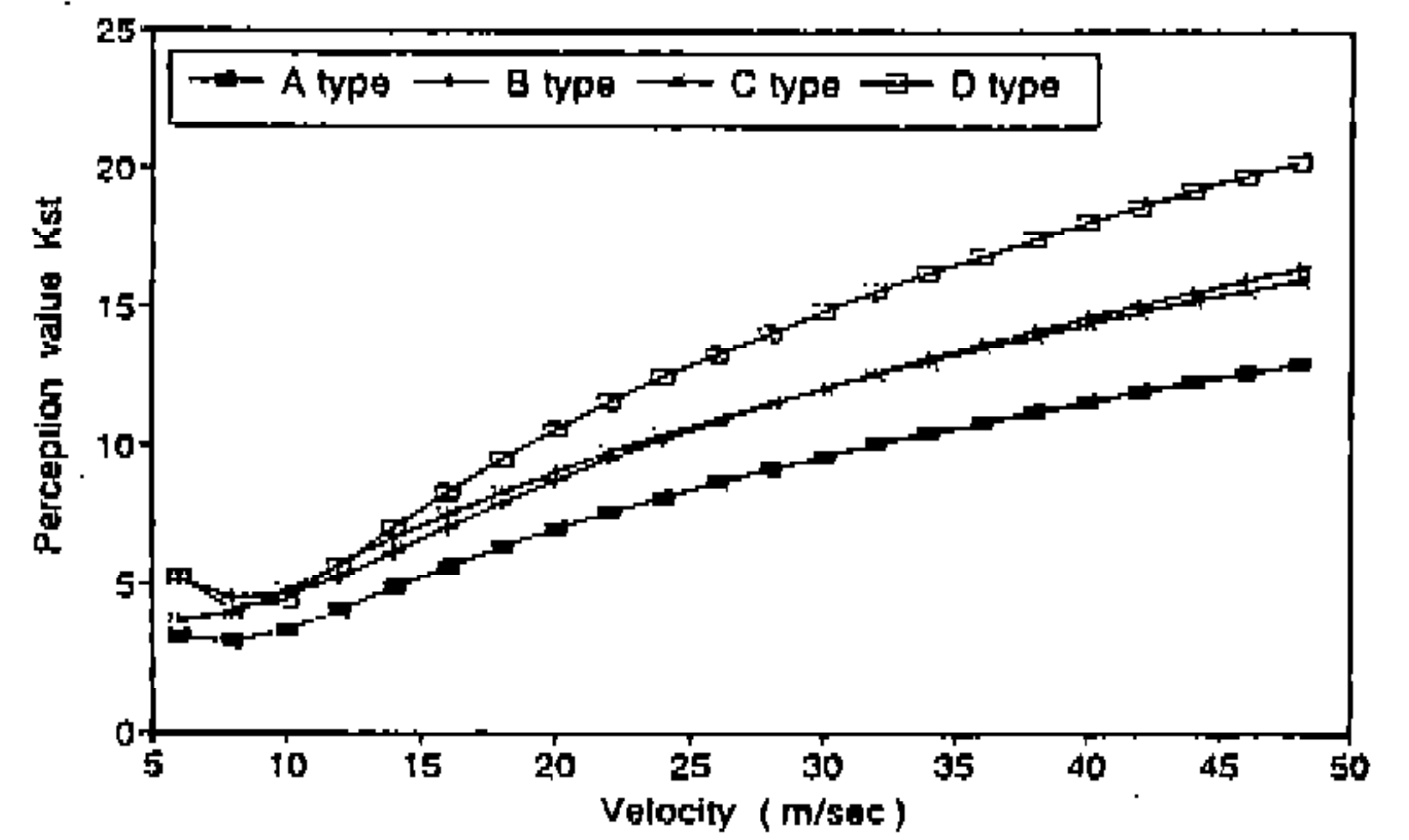


Fig.12 Perception value(Kst) in vertical vibration and pitching according to spring coefficient of the suspension and automobile velocity(Coldmix buton asphalt, $d=0.25\text{m}$)

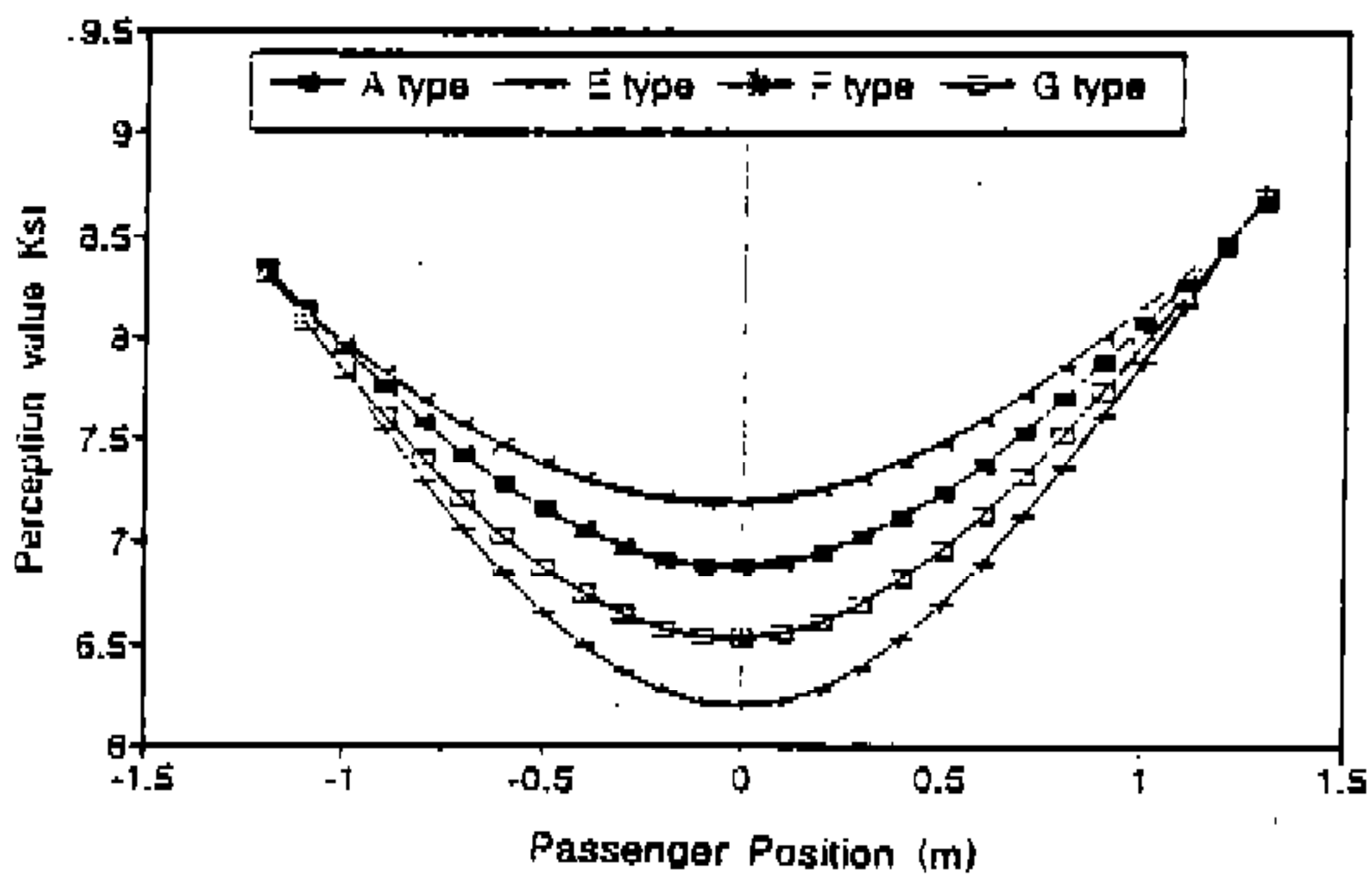


Fig.11 Perception value(Kst) in vertical vibration and pitching according to passenger position and damping coefficient of the suspension(Coldmix buton asphalt, $v=20\text{m/sec}$)

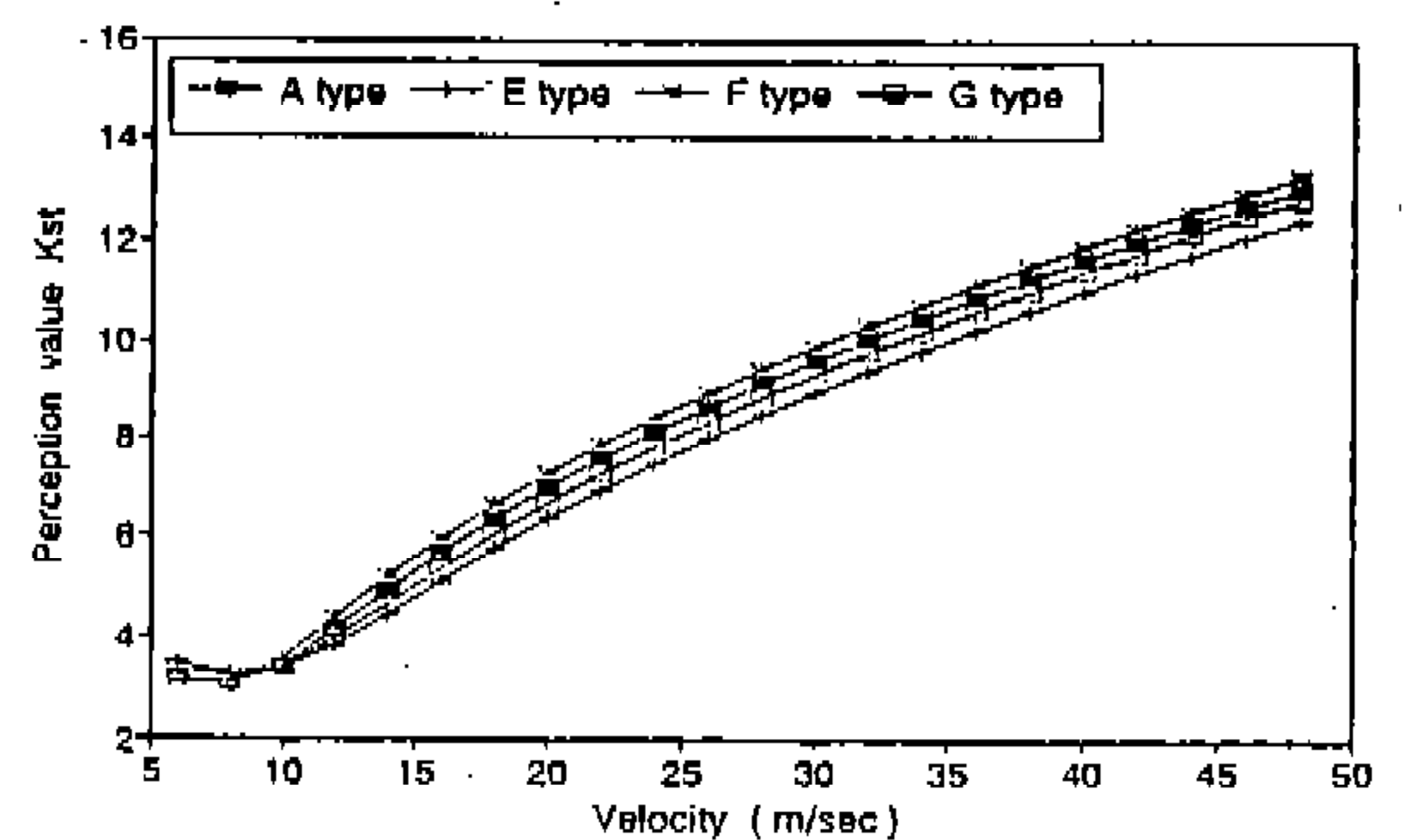


Fig.13 Perception value(Kst) in vertical vibration and pitching according to damping coefficient of the suspension and automobile velocity(Coldmix buton asphalt, $d=0.25\text{m}$)

3.3 복합진동에 의한 영향

수직진동과 pitching이 합쳐진 복합진동에서의 지각변수 Kst는 그림 10, 11, 12, 13과 같이 스프링, 댐퍼, 탑승자의 위치, 속도에 대한 계산결과로 나타낼 수 있다.

복합진동의 승차감이 탑승자 위치와 스프링에 따라 변하는 것을 나타낸 그림 10은 수직진동만의 결과와 유사하나, 수직진동에서 앞쪽에 강한 스프링을 사용할 때 차량 후반부의 안락성이 증가하는 현상은 복합진동에서 줄어드는 경향을 보인다. 또 수직진동에서 A, B와 C, D 후미의 지각변수가 일치하는 것과는 달리, 복합진동에서 차량후미 지각변수가 약간 커지는 이유는 pitching이 최대로 작용하는 부분이기 때문이다.

그림 11은 댐퍼와 운전자 위치에 따른 복합진동의 지각변수 변화를 나타낸 것으로, 이것도 수직진동의 결과와 유사한 결과를 나타내나, 복합진동에서의 지각변수가 전체적으로 수직진동에서의 지각변수보다 크고, 차량종류에 따른 지각변수의 차이가 감소한다. 이와같이 복합진동의 결과와 수직진동의 결과가 거의 일치하는 이유는 수직진동에는 순수한 차량의 수직진동과 pitching에 의한 좌석의 수직진동이 합쳐져 있고, 또 pitching에서의 축소정계수를 보면 알 수 있듯이 pitching이 수직진동에 비하여 상대적으로 인체에 미치는 영향이 작기 때문으로, 실제차량의 주

행중에 pitching의 영향이 작은 현상과 잘 일치하고 있다.

그림 12와 13에서의 속도에 대한 복합진동의 지각변수 변화는 그림 4와 5에서의 수직진동 지각변수의 변화와 거의 일치함을 알 수 있다. 저속 부분에서 수직진동에 의한 결과와 약간의 차이가 발생하는 이유는 저속에서 pitching의 영향이 더 크기 때문이다.

한편 도로의 표면조도에 따른 지각변수변화는 그림 14에서 볼 수 있듯이 Nacas > Macadam > Coldmix buton asphalt > Hotmix buton asphalt의 순서로 안락성이 감소됨을 볼 수 있다. 그리고 저속에서 보다 고속에서 도로의 영향이 커짐을 보여준다.

그림 15는 Nacas도로에서의 지각변수의 변화를 보이고 있다. 그림에서 볼 수 있듯이 크기는 변화하나 형태는 Cold buton asphalt와 매우 유사한 형태를 보이고 있으며 다른 도로조건에서도 같은 형태를 보이고 있다.

4. 결 론

도로의 표면조도, 차량 진동시스템, 인체의 반응을 하나의 시스템으로 결합하고, 공분산 해석으로 이를 해석하여 도로와 차량모델에 따른 승차감을 예측한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수

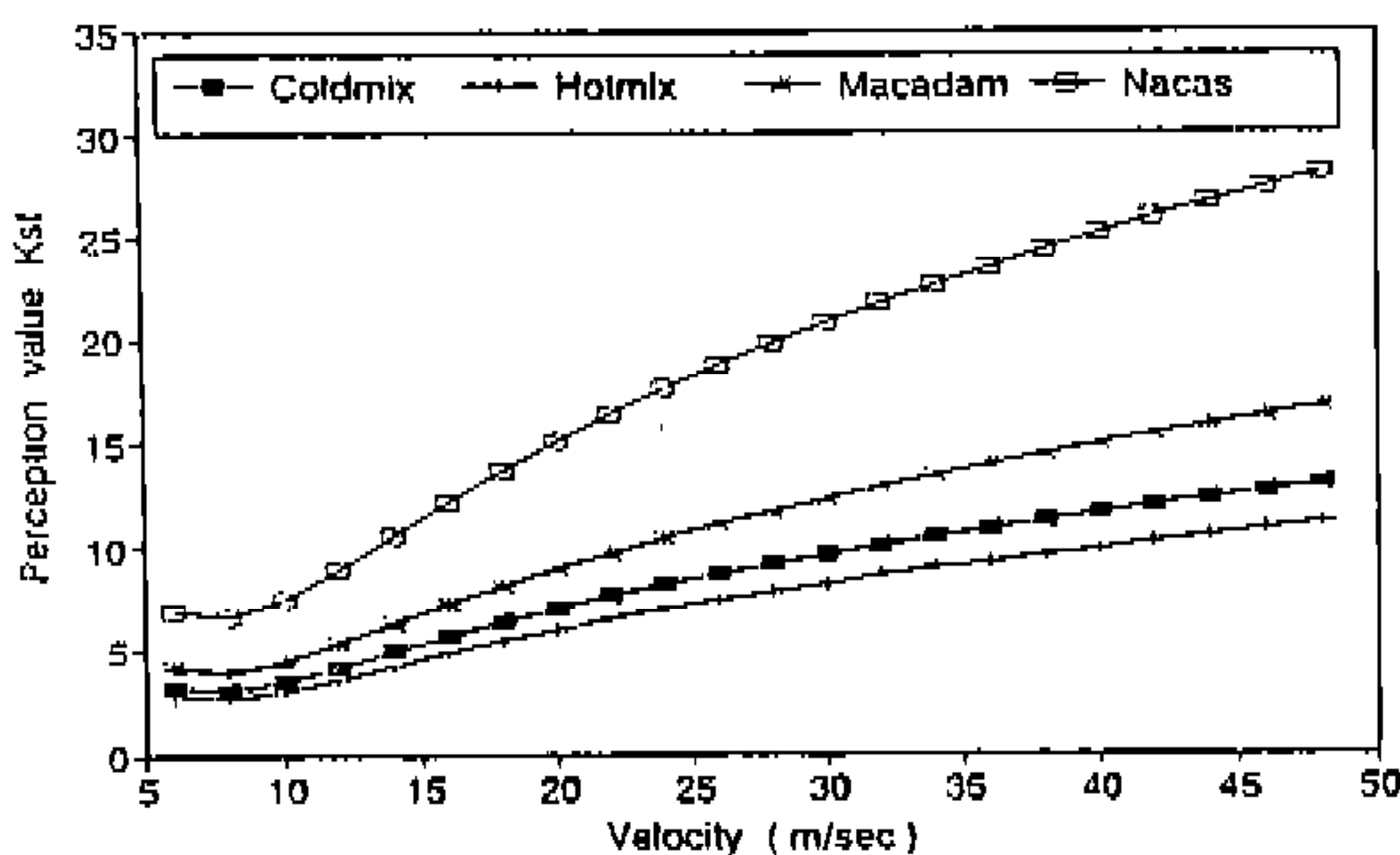


Fig.14 Perception value according to roadtype and automobile velocity in combined vertical vibration and pitching mode(A type, d=0.25m)

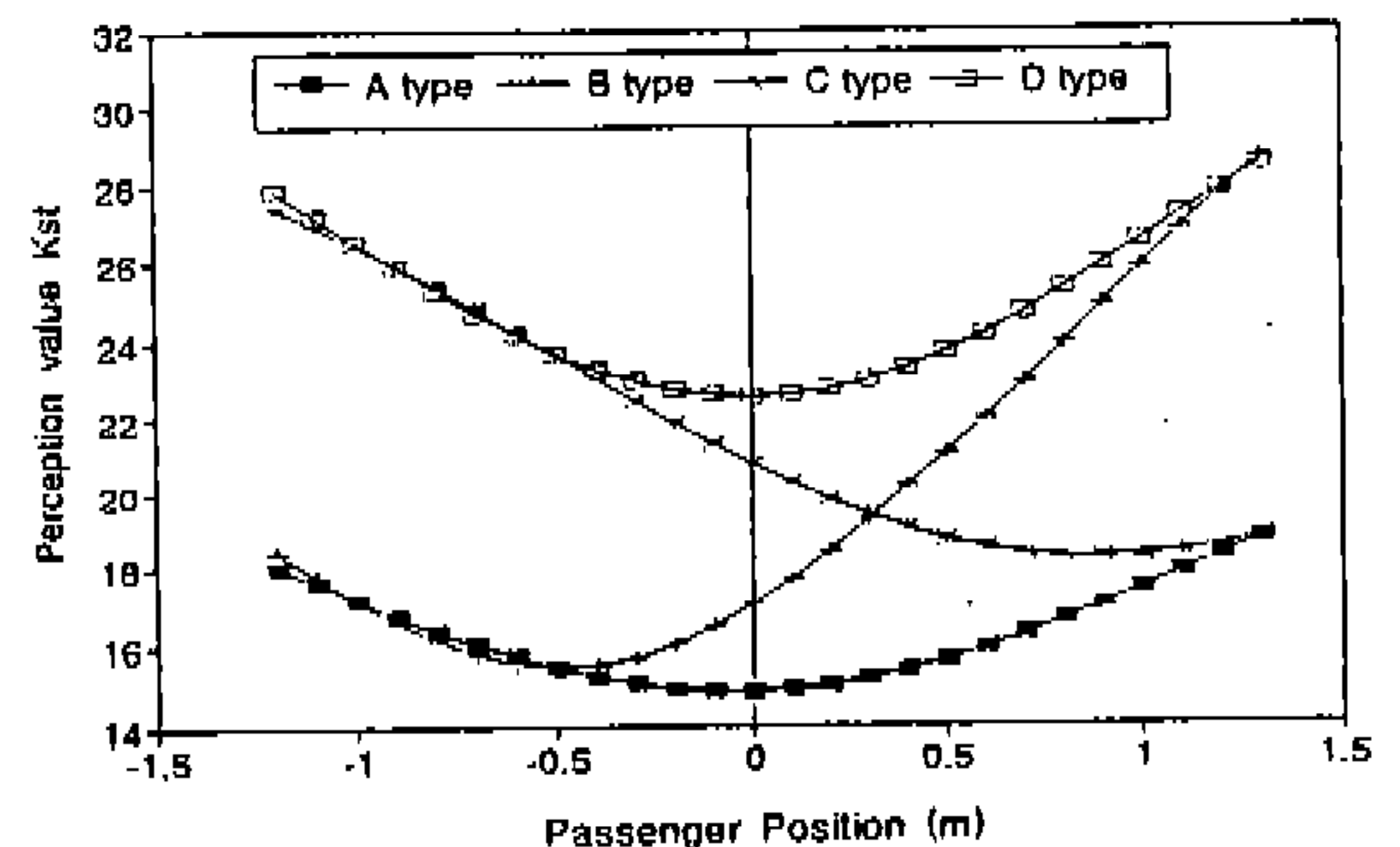


Fig.15 Perception value(Kst) in vertical vibration and pitching according to passenger position and spring coefficient of the suspension on Nacas(Combined vibration, v=20m/sec)

있었다.

- 1) 진동차량과 인체를 하나의 결합된 진동시스템으로 바꿀 수 있고, 시간영역(Time domain)방법을 사용한 공분산 해석으로써 안락성을 예측할 수 있었다.
- 2) 스프링은 수직진동과 pitching 또는 이 두 진동이 동시에 일어나는 복합진동의 경우에 국한시켜 해석한 결과 앞, 뒤 모두 약한 스프링을 사용하는 경우가 상대적으로 안락성을 향상시킴을 알수 있었다. 한편 댐퍼는 수직진동과 복합진동에서는 앞에는 강하고 뒤에는 약한 경우, 반대로 pitching에서는 앞에는 약하고 뒤에는 강한 댐퍼를 사용하는 경우가 안락성을 향상시켰다.
- 3) 일정속도로 도로를 운행하는 차량에서 pitching이 안락성에 미치는 영향은 수직진동에 비하여 상대적으로 작음을 알수 있었다. 그리고 도로의 형태는 전반적으로 안락성의 변화에는 영향을 미치나 현가장치의 종류에 따른 승차감에는 영향을 미치지 못해 차량의 현가장치 설계시 도로 조건이 승차감의 설계 파라미터가 되지 못함을 알수 있다.

참 고 문 헌

1. M.J. Griffin, Handbook of Human Vibration, Academic Press Inc., 1990.
2. M.J. Griffin, "Vertical vibration of seated subjects : effects of posture, vibration level and frequency", Aviation, Space and Environmental Medicine, Vol.46, No.3, pp. 269-276, 1975.
3. K.C. Parsons and M.J. Griffin, "The effect of rotational vibration in roll and pitch axes on the discomfort of seated subjects", Ergonomics, Vol.21, No.8, pp. 612-625, 1978.
4. R.W. Shoenberger, "Subjective effects of combined-axes vibration : comparison of y-axis and y-plus-roll vibration", Aviation, Space and Environmental Medicine, Vol.55, No.5, pp.387-390, 1984.
5. International Organization for Standardization, Evaluation of human exposure to whole-body vibration-part1 : General Requirements(ISO 2631/1), 1985.
6. British Standards Institution, British Standard Guide to Measurement and Evaluation of Human Exposure to Whole-body Mechanical Vibration and Repeated Shock (BS 6841), 1987.
7. I.Elishakoff and R.H. Lyon, Random Vibration Status and Recent Developments, Elsevier, 1986.
8. B.Sutjatmo, "Human Perception Response of Vehicle Excited by Random Road Roughness", Proceedings of 6th IPC, pp.1165-1172, 1991.
9. B.Sutjatmo, K.Bagiasna, and W. Arismunandar, "Typical Wet Java Road Surface Power Spectral Density", Proceedings of 2nd IPC, pp.505-509, 1983.
10. Association of German Engineers, Effect of mechanical vibrations on human beings (VDI 2057), 1987.
11. K.C. Parsons, and M.J. Griffin, "The effect of the position of the axis of rotation on the discomfort caused by whole-body roll and pitch vibration of seated persons", Journal of Sound and Vibration, Vol.58, No.1, pp.127-141, 1978.
12. C.T Chen, Introduction to Linear System Theory, Holt, Rinehard and Winston Inc., 1970.
13. H.C Stephen and D.M.William, Random Vibration in Mechanical Systems, Academic Press Inc. 1973.
14. E.M. Richard, Random Signals and System, John Wiley & Sons Inc., 1987.
15. 류광찬 'Human Perception Response를 고려한 자동차 현가장치의 설계' 단국대학교 석사논문, 1994.