

승차감 개선을 위한 승용차 현가계 특성치의 파라메타 해석

Parametric Analysis of the Properties of a Passenger Car for the Improved Ride Quality

임 성 수*, 이 장 무,** 최 영 휴* 민 현 기* 이 재 형*
 S. S.Rhim, J. M. Lee, Y. H. Choi, H. K. Min, J. H. Lee

ABSTRACT

In this study, 3-dimensional linear and non-linear vehicle models are proposed to improve ride quality. The simulations of a vehicle passing over a bump were performed with those two vehicle models. The dynamic responses of the models were analyzed in time-domain and frequency-domain. Then, discomforts in each vibration axis and the combined-axes were evaluated based on the vibrations of the proposed models. The actual vehicle test of passing over a bump was performed. The simulation results were compared with the test results in time domain and frequency domain. Also, the discomfort values were compared. Then the validity of those two models were verified. Also, the design parameters of the suspension system are proposed for improving the ride quality.

주요기술용어 : Ride Quality(승차감), Dynamic Response(동적응답), DISC(불쾌감 단위) Multi-body Dynamics(다물체 동역학), Linear Model(선형모델)

1. 서 론

자동차의 고급화에 따라 중요성이 증대되고 있는 승차감은 자동차의 주행시 노면가진에 의해 타이어-현가계-운전석을 통하여 승객이 느끼는 불쾌감 정도를 나타내는 양으로서, 기계적 요인과 심리적 요인이 복합된 문제이므로 정량적으로 정의하고 측정하여 해석하기는 매우 어려운 일이다.

1950년대 이후에 와서 차체와 승객이 받는 진동 가속도, 저어크(Jerk) 등으로 부터 승차감

을 정의, 측정, 분석하려는 연구가 이루어졌다. ISO(International Organization for Standardization)에서는 인체가 받는 진동 가속도의 유효치(Root Mean Square)를, Sminth¹⁾는 각 주파수에서 운전석의 수직 가속도의 유효치(Root Mean Square)를, Arora와 Haug²⁾는 시간 영역에서 승객이 느끼는 최대 절대 가속도 값을 승차감 판단의 기준으로 정하였다. 그러나, 이러한 연구는 인간의 감각을 객관적으로 표현할 수 있는 정확한 기준이 미흡하여 큰 성과를 이루지 못하였다. 이러한 문제점을 해결하고자 ISO, ISVR

* 서울대학교 대학원

** 정회원 서울대학교 기계설계학과

(Institute of Sound and Vibration Research) 및 NASA 등에서 진동, 소음과 이에 노출된 인체의 상관관계에 대한 연구를 진행하였다. 이러한 일련의 연구들은 단일축에 대한 인체의 반응을 효과적으로 표현할 수 있었으나 여러 축에 대한 진동의 복합적인 효과를 표현하기에는 부적합하였다.

승차감의 정량적 정의를 위한 좀 더 구체적인 연구는 Dempsey와 Leatherwood⁵⁾에 의하여 본격적으로 실시되었다. 그 결과 진동에 의한 불편감을 계수화하였으며, 여러 진동축에 대한 보정계수도 추출하였다.

본 연구에서는 승차감 해석을 위해 다물체 동적 해석 프로그램(Multi-Body Dynamics Analysis Program)을 이용하여 인체계, 전 후륜 차축현가식 현가계, 타이어 등을 포함하는 3차원 다자유도 비선형 승용차 모델과 역시 인체계, 전 후륜 현가계, 타이어를 포함하는 3차원 8자유도 선형 모델을 구성하여 범프 노면을 통과시키는 시뮬레이션을 수행하였다. 한편, 실차를 이용하여 범프 노면을 통과하는 실차실험을 수행하였고, 실차실험 결과를 시간 영역, 주파수 영역, 불편감 측면에서 해석 결과와 비교하고 모델들의 타당성을 검증하였다.

또한 승차감 개선을 위한 파라메타로 전후방 현가계의 고유진동수 비와 전후방 속 압쇼바의 감쇠비, 비현가 질량계 무게중심의 중방향 위치 등을 선정하였고, 3차원 선형 8 자유도 선형 모델을 이용하여, 범프 노면을 통과할 때의 승차감 추이를 해석하였다.

2. 해석 방법

2.1 승차감산출 모델

본 연구에서는 승차감의 객관적 수치화가 용이한 NASA에서 개발한 승차감 산출 모델을 사용하였다. 이 모델에서는 불편감을 DISC단위로 나타내고 있다.

Fig. 1은 DISC 단위와 불편감을 느끼는 승객의 백분율을 나타낸다. 여기서 1 DISC는 승차환경에 노출된 승객의 50% 정도가 불편감을 느끼는

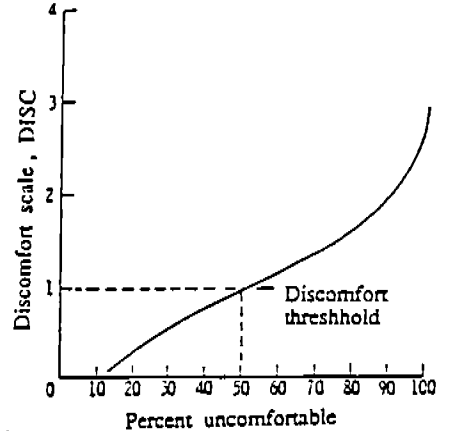


Fig.1 Discomfort, DISC, as a function of percent of passengers uncomfortable.

상태를 나타내며, 3 DISC에서는 승객 전원이 불편감을 느끼게 된다.

이 모델에서는 사인파 형태의 범프를 통과할 때의 노면가진에 의해 차량에 전달된 진동에 의한 불편감을 산출하기 위해 다음과 같은 실험식을 전개하고 있다.

$$D_{VERT} = \begin{cases} K_v + K_1(g_s)_{VERT} & \text{for } (g_s)_{VERT} \geq 0.06g \\ K_2(g_s)_{VERT} & \text{for } (g_s)_{VERT} < 0.06g \end{cases} \quad (1)$$

$$D_{LAT} = \begin{cases} K_3 + K_4(g_s)_{LAT} & \text{for } (g_s)_{LAT} \geq 0.06g \\ K_5(g_s)_{LAT} & \text{for } (g_s)_{LAT} < 0.06g \end{cases} \quad (2)$$

$$D_{LONG} = -0.02 + 42.24(g_w)_{LONG} \quad (3)$$

$$D_{ROLL} = \begin{cases} K_6 + K_7\ddot{\theta}_s & \text{for } \ddot{\theta}_s \geq K_8 \\ K_8\ddot{\theta}_s & \text{for } \ddot{\theta}_s < K_8 \end{cases} \quad (4)$$

$$D_{PITCH} = \begin{cases} 0.41 + 5.07\ddot{\phi}_w & \text{for } \ddot{\phi}_w \geq 0.116\text{rad/sec}^2 \\ 8.62\ddot{\phi}_w & \text{for } \ddot{\phi}_w < 0.116\text{rad/sec}^2 \end{cases} \quad (5)$$

where,

$(g_s)_{VERT}$ = peak acceleration about vertical axis in g unit

$(g_s)_{LAT}$ = peak acceleration about lateral axis in g unit

$(g_w)_{LONG}$ = weighted RMS acceleration about longitudinal axis in g unit

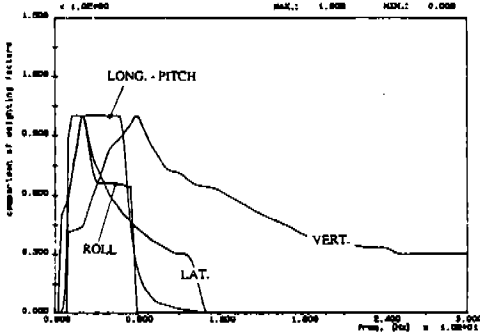


Fig.2 Human comfort sensitivity weighting functions for various axes of vibration.

θ_p = peak acceleration about roll axis in rad/sec² unit
 ω_w = weighted RMS acceleration about pitch axis in rad/sec² unit

윗 식에서 D_{VERT} , D_{LAT} , D_{LONG} , D_{ROLL} , D_{PITCH} 는 차량의 각 진동축에 대하여 산출된 DISC 단위의 승차감이며, Fig 2는 각각의 진동축에 대한 주파수별 가중치를 나타내며 각 진동축별 피크주파수 부근에서의 인체반응이 가장 민감한 특성을 나타낸다.

위에서 구한 수직, 횡, 로울 방향에 대한 불쾌감들 중 최대값을 D_1 , 중간값을 D_2 , 최소값을 D_3 로 하여 아래의 식에 대입하여 이들 세축에 대하여 합성된 불쾌감 D_{VLR} 을 구할 수 있다.

$$R_1 = D_1 / D_2 \quad (6)$$

$$D_4 = \sqrt{D_2^2 + D_3^2} \quad (7)$$

$$D_{cl} = \sqrt{D_1^2 + D_2^2 + D_3^2} \quad (8)$$

$$D_{COMBI} = \begin{cases} -0.44 + 1.65D_{cl} & \text{for } D_{cl} \geq 0.88 \\ 1.14D_{cl} & \text{for } D_{cl} < 0.88 \end{cases} \quad (9)$$

$$D_{VLR} = \begin{cases} D_1 + D_4(D_{COMBI} - D_1) / 0.40 & \text{for } D_4 < 0.40 \\ & \text{and } R_1 \geq 3.0 \\ D_{COMBI} & \text{otherwise} \end{cases} \quad (10)$$

동일한 방법으로 종방향, 피치방향의 불쾌감들 중에서 불쾌감이 큰 순서대로 D_5 , D_6 로 정하여 아래의 식 (11)과 (12)로부터 합성된 승차감 D_{LP} 를 구할 수 있다.

$$R_2 = D_5 / D_6 \quad (11)$$

$$D_{c2} = \sqrt{D_5^2 + D_6^2} \quad (12)$$

$$D_{COMB2} = \begin{cases} -1.07 + 1.77D_{c2} & \text{for } D_{c2} \geq 1.0 \\ 0.70D_{c2} & \text{for } D_{c2} < 1.0 \end{cases} \quad (13)$$

$$D_{LP} = \begin{cases} D_5 + D_6(D_{COMB2} - D_5) / 0.40 & \text{for } D_6 < 0.40 \\ & \text{and } R_2 \geq 3.0 \\ D_{COMB2} & \text{otherwise} \end{cases} \quad (14)$$

모든 진동축을 고려한 상태에서의 진동에 의한 승차감은 식 (15)와 같이 표현된다.

$$D_{VIB} = \sqrt{D_{VLR}^2 + D_{LP}^2} \quad (15)$$

2.2 다물체 동역학을 이용한 해석

2.2.1 다물체 동역학 이론

다물체 동역학(Multi-Body Dynamics)에서, 기계계는 조인트, 댐퍼, 스프링 등으로 연결되어져 부분적 또는 전체적으로 상대운동을 하는 강체들의 집합이라고 정의된다. 상용 다물체 동적 해석 프로그램은 이러한 기계계의 특성, 즉 강체들의 강성, 강체간 연결의 종류, 댐퍼, 스프링 등의 물성치 등을 입력자료로 이용하여 기계계의 동적 해석에 필요한 운동 방정식과 구속조건을 구성한 뒤 이들을 연립하여 다음과 같은 형태의 식을 구성한다.

$$u - \dot{q} = 0 \quad (\text{or } \dot{u} = \dot{q}) \quad (16)$$

$$M\ddot{u} + C\dot{q} + Kq - \sum_{j=1}^n Q_j - \sum_{i=1}^m \frac{\partial \Phi_i}{\partial q} \lambda_i = 0 \quad (17)$$

$$\Phi(x, y, z, \phi, \theta, \psi) = 0 \quad (18)$$

where,

- q = generalized coordinates($x, y, z, \phi, \theta, \psi$)
- $\Phi_i = i^{th}$ constraint function
- λ_i = Lagrange multiplier associated with constraint
- $q_j = j^{th}$ generalized force

위의 식 (17), (18)은 12개의 1차 미분 방정식을 구성하며, 3개의 식 (16)–(18)은 입력된 기계계를 완전히 정의한다.

이렇게 구성된 식에 뉴우튼 반복법(Newton iteration method)을 적용하여 수치해석을 수행한다.

2.2.2 모델링

국산 승용차를 대상으로 승객, 전후방 차축현가식 현가계, 타이어 등을 포함하는 차량을 Fig 4와 같이 모델링하였다. 이 모델은 86개의 자유도를 갖는다.

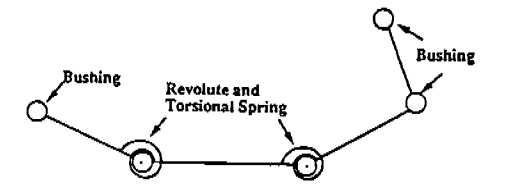
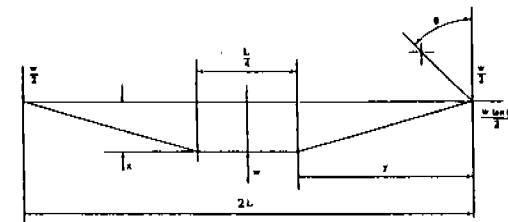
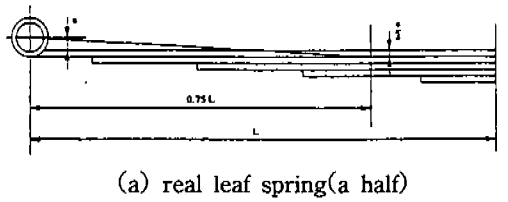


Fig.3 Leaf spring system.

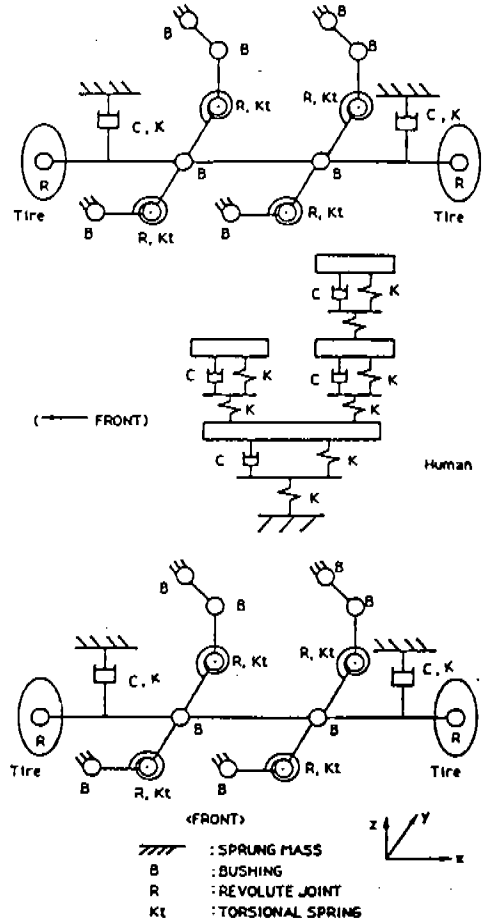


Fig.4 Full car model for multi-body dynamics analysis program(including human model).

Fig.3은 차량에 사용된 실제 겹판스프링과 그와 동가인 링크지시시스템(linkage system)의 수학적 모델링, 다물체 동적 해석 프로그램을 위해 구성된 모델링을 보여준다. 링크지시시스템은 실제 겹판스프링의 강성을 동가의 비틀림 강성으로 대체하였다.

2.3 선형 모델을 이용한 해석

2.3.1 선형 모델링

승객과 현가계, 타이어를 포함하여 직선 주행하는 3차원 8자유도 선형 승용차 모델을 구성하였다. 이 모델은 승객의 바운스(bounce), 현가 질량계(sp-

rung mass)의 바운스, 로울(roll), 피치(pitch), 전후 방 비현가 질량계(unsprung mass) 각각의 바운스, 로울 등 모두 8 자유도를 갖는다.

실제 승용차를 수학적으로 모델링 하기 위해 다음과 같은 가정을 하였다.

- i) 차량은 좌우대칭이고, 차체는 강체이다.
- ii) 차륜과 노면은 항상 접촉을 유지하며, 접촉 종류는 점접촉이다.
- iii)타이어는 등가의 스프링과 댐퍼로 모델링할 수 있다.
- iv)차체와 차축의 상대운동은 수직면 내에서만 일어난다.
- v) 현가 스프링의 강성과 속 압축바의 감쇠는 인장과 압축시 같다.

Fig 5는 3차원 선형 8 자유도 승용차 모델을 보여주고 있다.

2.32 운동 방정식과 수채해석 프로그램

Fig 5의 차량 모델에 대해 유도한 운동 방정식은 다음의 식 (19)의 형태를 갖는 8 자유도의 연립 미분 방정식이다.

$$[M] \{y\} + [C] \{\dot{y}\} + [K] \{y\} = \{U\} \quad (19)$$

이 연립 미분 방정식에 대해 상태변수들을 구하여 정리하면 다음과 같다.

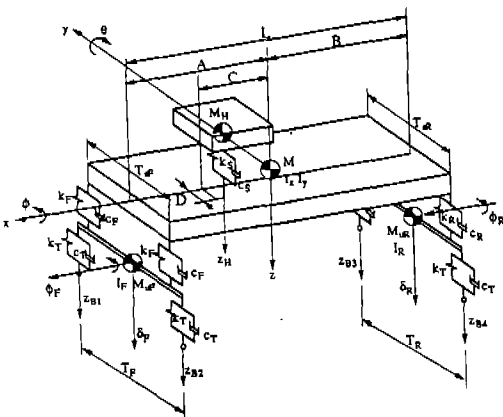


Fig.5 Mathematical model of the 3-dimensional linear 8 D.O.F. vehicle.

$$\begin{Bmatrix} \dot{y} \\ y \end{Bmatrix} = [A] \begin{Bmatrix} y \\ \dot{y} \end{Bmatrix} + [B] \{U\} \quad (20)$$

$$\begin{Bmatrix} \dot{y} \\ y \end{Bmatrix} = [A] \begin{Bmatrix} y \\ \dot{y} \end{Bmatrix} + [B] \{U\} \quad (21)$$

where,

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

이 연립미분 방정식을 수치적분하기 위하여 4차 통계-쿠타 적분법(4th order Runge-Kutta method)을 사용하였다. 적분에 의해 시간 영역

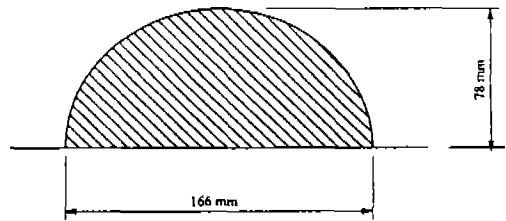
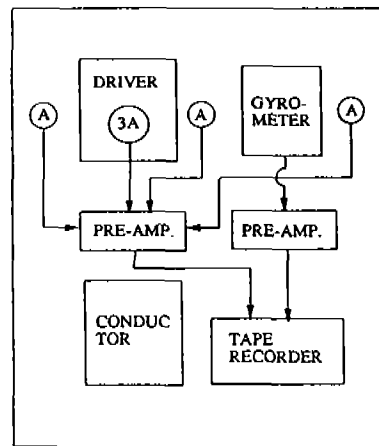


Fig.6 Bump profile.

< FRONT >



< REAR >

- (A) ACCELEROMETER
- (3A) 3-AXIS ACCELEROMETER
- SIGNAL FLOW

Fig.7 The configuration of the measuring equipments.

해석을 수행한 뒤 그 결과로부터 주파수 영역의 파워 스펙트랄 밀도함수(power spectral density)를 구하고 이것에 주파수별 가중치를 적용한 뒤 승차감 산출 모델에 의해 각 진동축별 불쾌감과 이들을 합성한 전체 불쾌감을 산정하는 수치해석 프로그램을 작성하였다.

3. 실차를 이용한 범프 통과 실험

본 연구에서는 국산 승용차를 대상으로 하여 단일 범프 통과실험을 수행하였다. 차량의 주행 속도를 10km/h로 유지하며, Fig. 6에 나타낸 단일 범프를 양쪽 바퀴가 동시에 통과하는 실험을 수행하였다.

다음의 Fig. 7은 차량내의 실험장치 구성을 나타낸다.

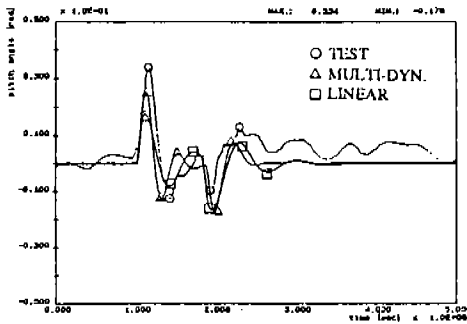


Fig.8 Time domain response of bump passing test(pitch angle).

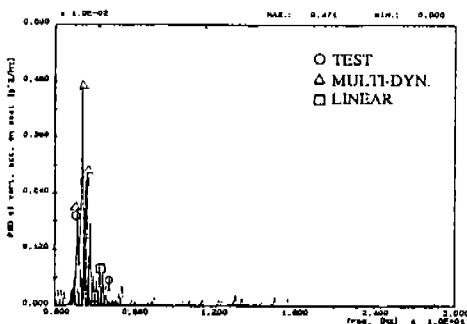


Fig.9 Frequency domain response of bump passing test(PSD of vertical acceleration).

4. 실차실험과 시뮬레이션 결과의 비교

차량을 Fig. 6과 같은 단일 범프를 10km/h의 속도로 정속 주행하여 통과시켰을 때 시간 영역 및 주파수 영역에서 비선형 다물체 동적 해석 프로그램을 이용한 해석 결과, 8자유도 3차원 선형 모델을 이용하여 해석한 결과를 실차실험 결과와 Fig. 8~Fig. 9에 비교하여 나타내었다. 시간 영역 응답에서 해석 결과가 실차실험 결과와 유사한 경향을 보였다. Fig. 8의 피치방향 응답의 경우 실차실험 결과 및 해석결과의 응답 경향 및 크기가 매우 잘 일치됨을 보여준다. 주파수 영역 응답에서 실차실험 결과와 해석결과가 각각의 진동축에 대해 피이크발생 주파수, 응답경향 등이 잘 일치하였다. Fig. 9에 보인 수직방향 응답의 경우 실차실험 결과 및 해석 결과 공히 2Hz~3Hz 사이에서 피이크가 발생하였으며 선형모델의 피이크치도 유사하게 나타났다.

승차감산출 모델에 필요한 각 진동축별 파워 스펙트랄 밀도함수의 피이크치와 가중치가 적용된 파워 스펙트랄 밀도함수의 자승평균치(root mean square)를 Table 1에 나타내었고, 주파수 영역에서의 실차실험 및 해석 결과를 이용하여 승차감산출 모델에 의해 산출된 각 진동축별 불쾌감 및 합성된 전체 불쾌감을 Table 2에 비교하여 나타내었다.

Table 1. Comparison of PSD characteristics.

	VERT. PEAK [g]	ROLL PEAK [g]	PITCH RMS(W) [rad/sec ²]
TEST	0.0155	0.0385	0.3185
LNEAR	0.0189	0.0229	0.2435
MULTI-DYN.	0.0242	0.0271	0.2120

RMS(W) = Weighted RMS value

Table 2. Comparison of determined discomfort.

	VERTICAL [DISC]	ROLL [DISC]	PITCH [DISC]	TOTAL [DISC]
TEST	0.1697	0.0968	2.0249	2.5241
LNEAR	0.1672	0.0439	1.6447	1.8493
MULTI-DYN.	0.2187	0.1042	1.5315	1.6640

5. 파라메타 해석

5.1. 파라메타 해석 이론

5.1.1 전후방 현가계의 고유진동수 비

전후방 현가계의 고유진동수 ξ_F, ξ_R 는 다음 식과 같이 정의된다.

$$\omega_F = \sqrt{\frac{K_F'}{M_F}} \quad (22)$$

$$\omega_R = \sqrt{\frac{K_R'}{M_R}} \quad (23)$$

where

$$K_F' = \frac{K_F K_T}{K_F + K_T}, \quad K_R' = \frac{K_R K_T}{K_R + K_T}$$

$$K_F = \frac{MB}{L}, \quad K_R = \frac{MA}{L}$$

K_F = spring coefficient of the front suspesior
 K_R = spring coefficient of the rear suspesior
 K_T = spring coefficient of the tire

차량이 주행할 때 ω_F 와 ω_R 의 관계에 따라 바운싱운동 및 피칭운동의 경향이 변화한다. 이러한 경향해석을 위해 수평주행 (flat riding) 개념을 고려하여 다음 식과 같이 정의되는 ω_{RATIO} 를 승차감 개선 파라메타로 선정하였다.

$$\omega_{RATIO} = \frac{\omega_F}{\omega_R} \quad (24)$$

5.1.2 현가계 속 압쇼바의 감쇠비

속 압쇼바는 비현가 질량계 및 현가 질량계의 운동을 감쇠시키며, 노면 입력에 의한 충격 에너지를 흡수하므로 차량의 안전성 및 승차감에 기여하는 바가 크다. 본 연구에서는 다음 식과 같이 정의되는 ξ_F, ξ_R 를 승차감 개선 파라메타로 선정하였다.

$$\xi_F = \frac{C_F}{(C_F)_C} = \frac{C_F}{\sqrt{4K_F' M_F}} \quad (25)$$

$$\xi_R = \frac{C_R}{(C_R)_C} = \frac{C_R}{\sqrt{4K_R' M_R}} \quad (26)$$

5.1.3 비현가 질량계 무게중심의 위치

비현가 질량계 무게중심의 위치에 따라 수직 방향의 운동이 피치운동을 야기시키는 정도가 달라지게 되므로 승차감에 대한 연구에 있어서 이 인자의 변화는 매우 중요한 역할을 한다. 본 연구에서는 비현가 질량계 무게중심의 위치를 승차감 개선을 위한 파라메타로 선정하였다.

5.2 파라메타 해석 결과

5.2.1 전후방 현가계 고유진동수 비의 영향

전방 현가계 강성을 고정시킨 채로 전후방 현가계의 고유진동수 비를 변화시켰을 때의 불쾌감 변화를 Fig. 10에 나타내었다. 고유진동수 비의 허용 최저값은 현가계 변형량의 의해 제한을 받게 된다.

5.2.2 전후방 현가계 감쇠비의 영향

기존의 현가계 특성치들 중에서 ξ_F 와 ξ_R 만을 과소감쇠 (under damping) 영역에서 변화시켜가며 전체 불쾌감의 추이를 해석한 결과를 Fig. 11에 나타내었다. Fig. 11 (b)는 Fig. 11 (a)의 등고선도이다.

5.2.3 비현가 질량계 무게중심 위치의 영향

비현가 질량계 무게중심 위치의 변화에 따른 불쾌감 추이를 Fig. 12에 나타내었다.

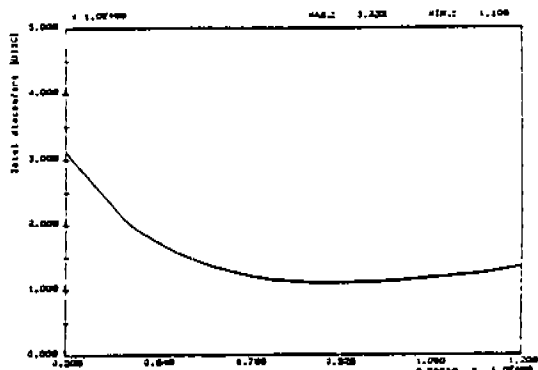
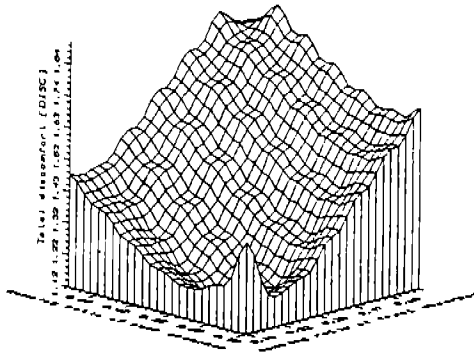
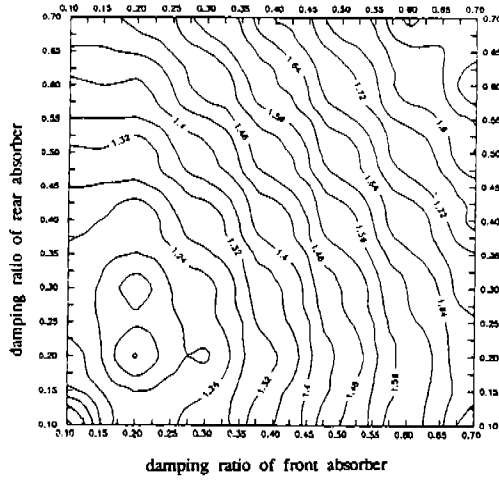


Fig.10 Change of discomfort due to varying



(a) 3-dimensional view



(b) top view

Fig.11 Change of discomfort due to varying suspension damping ratio.

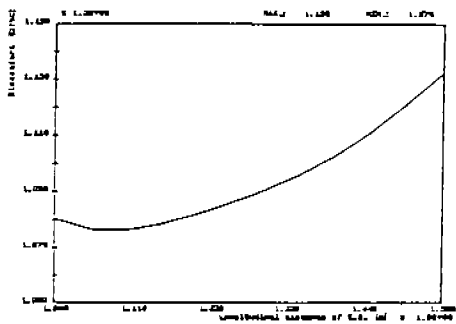


Fig.12 Change of discomfort due to varying C.G. position in longitudinal direction.

6. 결 론

본 논문에서는 승용차의 승차감 해석을 위해 인체계를 포함하는 다물체 동적 해석 프로그램용 3차원 86자유도 비선형 모델 및 3차원 선형 모델을 구성하여 단일 범프 통과시의 차량 거동을 시간 영역 및 주파수 영역에서 해석하였으며 승차감산출 모델을 이용하여 각 진동축별 불쾌감과 이들을 합성한 전체 불쾌감을 산출하였고, 그 결과를 실차실험 결과와 비교 검증하였다. 또한, 승차감 개선을 고려한 파라메타를 선정하여 이들의 변화에 따른 불쾌감 추이를 선형모델을 이용하여 해석하였다.

후 기

이 연구의 일부를 지원하여 주신 한국과학기술단에 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. C. C. smith, "On Using the ISO Standard to Evaluate the Ride Quality of Broad-Band Vibration Spectra in Transportation Vehicles", Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, pp.440-443, 1977.
2. E. J. Haug and J. S. Arora, "Applied Optimal Design", Wiley, 1979.
3. D. Bastow, Car Suspension and Handling, Pentech Press, 1987.
4. Jack D. Leatherwood, Linda M. Baker, "A User Oriented and Computerized Model for Estimating Vehicle Ride Quality", NASA Technical paper 2299.
5. Jack D. Leatherwood, Thomas K. Dempsey and Sherman A. Clevenson, "A Design Tool for Estimating Passenger Ride Discomfort Within Complex Ride Environments", NASA, Langley Research Center.