

승차감 향상을 위한 에어셀시트의 모델링 및 능동제어

홍금식[†] · 황수환* · 홍경태** · 유완석***

(2004년 4월 9일 접수, 2004년 9월 21일 심사완료)

Modeling and Active Control of an Air-Cell Seat for Ride-Comfort Improvement

Keum-Shik Hong, Su-Hwan Hwang, Kyung-Tae Hong, and Wan-Suk Yoo

Key Words : Air-Cell Seat(에어셀시트), Gain Scheduling(이득조절), Ride Comfort(주행안락감), Road-Adaptive Control(노면적응제어), Skyhook Control(스카이훅제어), Vehicle Control(차량제어)

Abstract

In this paper, an active vibration control with the use of an air-cell seat for passenger cars is investigated. The roles of the air-cell inserted between the polyurethane foam of the seat and seat cover are first to extend the seat's capability to adopt various shapes of human body and to improve the ride-comfort against road disturbances. The air-cell seat is modeled as a 1-d.o.f. spring-damper system. Because an exact modeling of the air-cell itself is almost impossible, its dynamic characteristics are analyzed through experiments. A road-adaptive gain-scheduled sky-hook control for the air-cell seat system is proposed. The skyhook gains are scheduled in such a way that the acceleration level transmitted to human body on various road conditions is minimized. Simulations and experimental results are provided.

1. 서 론

자동차기술의 발달과 생활환경의 고급화로 인해 차량의 주행안락감(ride comfort)에 대한 욕구는 갈수록 증가되고 있다. 차량에서 주행안락감은 노면으로부터 인체에 전달되는 진동을 감소시키고 탑승자의 자세를 바르게 유지함으로써 얻어질 수 있다. 차량의 진동과 부적절한 착좌자세는 요추질환을 야기시키고 탑승자의 안락감을 저하시키는 주요 원인이 된다. 따라서, 인체진동을 감소시켜 주행안락감을 개선하기 위한 연구가 자동차분야에서 오랜 기간동안 연구되어져 왔으며 그 중요성 또한 높아지고 있다.

차량 주행 시 노면으로부터 인체에 전달되는 진동

을 감소시킬 수 있는 요소로써 현가장치와 시트가 있다. 먼저, 현가장치는 크게 스프링과 댐퍼로서 구성되며 차체의 중량을 지지하고, 노면이나 엔진으로부터 유발된 차체의 진동을 흡수하여 승차감과 조향안정성을 유지시키는 역할을 한다. 그리고, 시트는 기본적으로 탑승자의 자세를 유지하며, 인체와 직접적으로 접촉하여 탑승자에게 편안한 착좌감(seating comfort)을 부여하고, 현가장치를 거친 후의 잔류진동을 흡수해 탑승자의 안락감을 높이는 기능을 한다. 그러나 현재의 안락감 향상에 대한 연구들은 노면으로부터 자체로 전달되는 진동을 차단하기 위한 현가장치의 설계 및 제어, 즉 능동/반능동 현가시스템에 관한 연구들이 대부분이며, 차체로부터 탑승자에게 전달되는 진동을 흡수하기 위한 시트의 능동제어에 관한 연구는 전무한 상태이다.⁽¹⁻⁵⁾

탑승자의 승차감 향상을 목적으로 하는 시트시스템에 관련된 연구를 살펴보면 크게 승차감 자체에 관한 연구, 시트물성치에 관한 연구, 그리고 능동제어에 관한 연구로 나눌 수 있다. Griffin⁽⁶⁾은 같은 크기의 입력 진동량이더라도 인체부위에 따라 느껴지는 진동수준이 다르게 되고 또한 동일한 인체부위라 하

[†] 책임저자, 회원, 부산대학교 기계공학부
E-mail : kshong@pusan.ac.kr
TEL : (051)510-2454 FAX : (051)514-0685

* 현대기아자동차 남양연구소

** 부산대학교 지능기계공학과

*** 회원, 부산대학교 기계공학부

더라도 주파수에 따라 인지도가 달라진다는 것을 밝혀 신체부위 별 주파수가중합수를 적용할 것을 제안하였다. Lorraine와 Khamemeh⁽⁷⁾는 시트의 물성치에 따른 진동전달특성 결과와 관련된 승차감의 주관적 평가를 발표하였다. Dempsey⁽⁸⁾는 착좌시 체중의 75%가 엉덩이 부분에 집중이 되며 좌골결절(ischial tuberosity)에 높은 체압이 집중되어 있음을 확인하였다. 조영건 외 2인⁽⁹⁾은 시트의 동특성 평가를 위해서 승차감 지수를 도입하여 전체승차감 지수는 작은 강성과 큰 댐핑을 가진 시트에서 우수함을 보였다.

Rakheja 외 2인⁽¹⁰⁾은 시트진동모델을 기초로 진동결연성능에 대하여 연구하였고, Stein⁽¹¹⁾은 중장비나 트럭시트에 이용할 수 있는 전자공압식 현가장치를 소개하였다. 모창기와 선우명호⁽¹²⁾는 시트부와 현가장치부에 모두 반동충격흡수장치를 설치한 경우 운전 중 발생하는 진동을 효과적으로 감소시킬 수 있음을 주장하였다. 하지만, 좌석 아래에 설치되는 유/공압 실린더와 서보 밸브가 부피가 크고 무거우며 비용이 높은 단점을 가지므로 산업용장비나 대형차량의 운전석에 국한되어 적용될 수 있겠다. 따라서 공간절약과 비용절감을 보장하고 동시에 승차감의 개선을 기대할 수 있는 시트의 능동제어에 관한 연구가 필요하다.

본 논문은 차량에서 최종적으로 인체에 전달되는 진동을 감소시키기 위한 능동형시트에 관련된 연구로서, 에어셀을 이용하여 다양한 운전조건에 능동적으로 반응하도록 제안된 시트시스템을 소개하고 제어를 위한 에어셀시트의 모델을 제시한다. 에어셀시트는 에어셀을 내장한 폴리우레탄폼 시트와 공압제어시스템으로 구성되는데 작은 크기와 값싼 비용으로 인해 승용차에도 적용할 수 있는 장점을 지닌다. 그리고 현가장치의 능동/반동제어와 같이 시트시스템에 대해서도 노면적응형 진동제어를 시도한다.⁽¹³⁾

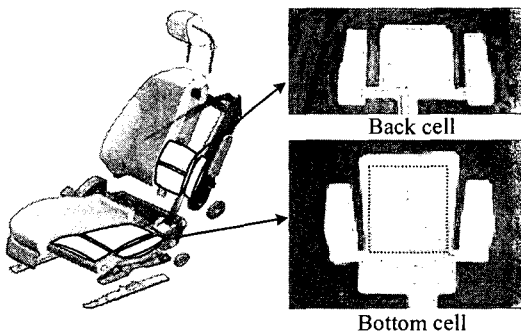


Fig. 1 Air-cell seat

본 논문의 공헌은 다음과 같다. 첫째, 인체에 직접적으로 영향을 미치는 에어셀을 진동흡수용 구동기로 제안하는 세계 최초의 논문이다. 둘째, 실제 제작된 에어셀과 공압시스템을 이용하여 액추에이션 특성을 실험적으로 제시하고 이를 이용하여 에어셀시트의 제어모델을 유도한다. 셋째, 스카이hook제어와 노면추정 알고리즘을 사용하는 에어셀시트의 새로운 제어알고리즘을 제안한다. 넷째, 실제 노면에서 얻은 데이터를 사용한 시뮬레이션 결과를 제시한다.

본 논문의 구성은 다음과 같다. 먼저, 2절에서는 에어셀시트의 구성을 소개한다. 3절에서는 제어를 위한 에어셀시트의 모델을 유도하고 에어셀의 구동 특성과 시트의 물성치를 실험적인 방법으로 구한다. 4절에서는 에어셀시트의 노면적응형 제어구조를 설명하고 새로운 진동제어알고리즘을 제안한다. 그리고 차체 바닥의 가속도 데이터를 이용한 노면추정 방법을 설명한다. 5절에서는 제안된 에어셀시트 시스템의 성능을 시뮬레이션을 통해 확인한다. 6절에서는 본 논문에서 얻은 결론 및 향후 연구과제 등에 대하여 언급한다.

2. 에어셀 시트시스템

2.1 에어셀

일반적으로 시트는 강철프레임(steel frame), 스프링, 폴리우레탄폼 그리고 커버로 구성되지만, 본 논문에서 제안하는 에어셀시트는 폴리우레탄폼과 커버 사이에 에어셀을 삽입하여 인체가 느끼는 좌좌감을 개선시키고 인체에 전달되는 진동을 감소시킴으로써 승차감을 향상시키고자 하는데 있다. 본 연구를 위해 제작된 에어셀은 승용차의 시트에 적합하도록 제작되었으며, 에어셀은 크게 엉덩이 부분과 등 부분으로 나누어진다. 엉덩이 부분은 총 3개의 작은 셀으로 나누어지는데, Fig. 1에서와 같이 엉덩이 부분의 에어셀은 엉덩이 셀과 허벅지를 받치는 셀 그리고 측면을 받치는 셀로 나누어진다. 등부분의 에어셀 역시 등윗부분을 받치는 셀과 등아랫부분을 받치는 셀 그리고 측면을 받치는 셀로 나누어진다.

모든 부위의 셀들은 착좌시 체압의 집중을 피하고 균등한 체압분포를 유지하기 위한 최적의 기준압력상태가 유지될 수 있도록 설계된다. 엉덩이 셀을 제외한 나머지 셀들은 탑승자의 자세를 교정하여 주는 역할을 하는데 비해, 엉덩이셀은 체중의 많은 부분을 지지하고 있고 인체의 수직방향 운동에 가장 큰 영향력을 미치기 때문에 진동을 감소시키기 위한 능동소자로서 본 논문의 모델링 및

제어의 대상이 된다.

2.2 공압시스템

본 논문에서 제안되는 능동시트에 유압시스템이 아닌 공압시스템을 채택한 이유는 별도의 귀환탱크가 불필요하여 구조가 간단하고 유압시스템에 비하여 저렴한 가격에 시스템을 구축할 수 있으며, 또한 기름의 누설로 인한 오염을 걱정할 필요가 없기 때문이다.

Fig. 2는 진동감쇠를 위한 엉덩이 셀의 공압시스템을 나타낸다. 공압시스템은 에어셀, 압력센서, 밸브, 펌프 그리고 컨트롤러로 구성된다. 펌프는 압축기와 진공펌프의 두가지 기능을 모두 가지며 분당 토출량(discharge quantity)이 20 l이다. 밸브는 on/off 솔레노이드 타입으로 2포트의 2방향동작이 가능하며 6 msec의 응답속도를 가지는 고속용이다. 컨트롤러는 차량에서의 독립적인 작동을 위해 임베디드시스템을 채택하며 Intel사의 i386EX를 메인 프로세서로 사용하여 40 MHz의 고속연산과 제어가 가능하게 하였다.

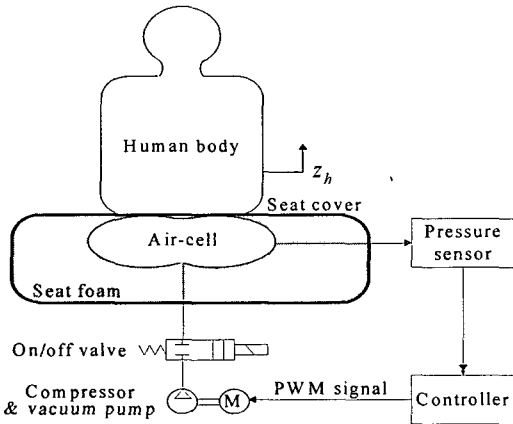


Fig. 2 Pressure control system of the air-cell

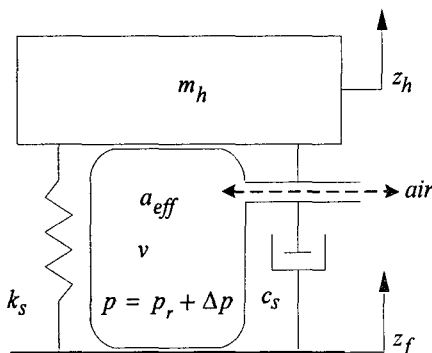


Fig. 3 One-d.o.f model of the air-cell seat

3. 시스템 모델링

3.1 1-DOF 시트시스템

본 논문에서 제안하는 에어셀시트 제어시스템은 에어셀에 가하는 공기압력이 입력이 되고, 차체바닥의 진동이 외란이 되며, 엉덩이 좌골결절 부위의 가속도측정이 출력으로 되는 시스템이다. 인체를 하나의 집중질량으로 가정하면 Fig. 3과 같은 간단한 1 자유도의 스프링-댐퍼 모델이 얻어지며 에어셀시트의 입력과 출력특성을 해석할 수 있다.

Fig. 3에 나타나는 변수들에 대한 정의는 다음과 같다. m_h 는 인체의 유효질량이며 z_h 는 수직변위, z_f 는 차체바닥의 수직변위이다. k_s 와 c_s 는 각각 시트의 스프링계수와 감쇠계수이다. a_{eff} 은 에어셀의 유효면적(effective area)이며, v 와 p 는 각각 에어셀의 내부체적과 내부압력을 나타낸다.

인체질량에 대한 운동방정식은 다음과 같다.

$$m_h \ddot{z}_h = -c_s(\dot{z}_h - \dot{z}_f) - k_s(z_h - z_f) + u. \tag{1}$$

여기서 u 는 엉덩이 부위 에어셀에 의해 발생하는 제어력을 나타낸다. 차체바닥의 진동을 외란항 $d = c_s \dot{z}_f + k_s z_f$ 으로 나타내면, 식 (1)은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$m_h \ddot{z}_h + c_s \dot{z}_h + k_s z_h = c_s \dot{z}_f + k_s z_f + u = d + u. \tag{2}$$

이제, m_h 의 수직변위와 수직속도를 상태변수로 정의한다. $x = [z_h \ \dot{z}_h]^T$ 로 두고 식 (2)를 상태방정식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + B_1 u + B_2 d, \tag{3}$$

여기서

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{k_s}{m_h} & -\frac{c_s}{m_h} \end{bmatrix}, B_1 = B_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ m_h \end{bmatrix} \tag{4}$$

이다. 에어셀시트에서 출력값은 m_h 의 수직가속도인 \ddot{z}_h 이므로, 즉 $y = \ddot{z}_h$ 이므로 출력방정식은 다음과 같다.

$$y(t) = Cx(t) + D_1 u + D_2 d, \tag{5}$$

$$C = \begin{bmatrix} -\frac{k_s}{m_h} & -\frac{c_s}{m_h} \end{bmatrix}, D_1 = D_2 = [1].$$

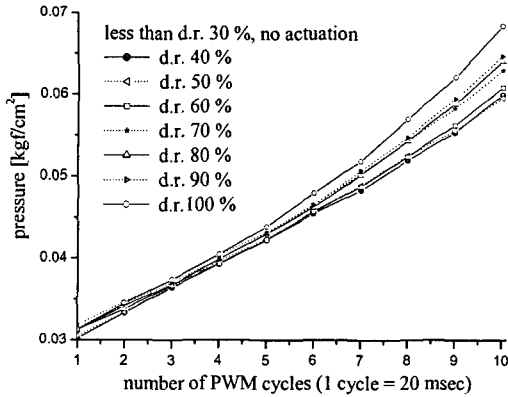


Fig. 4 Air pressure vs. the number of PWM cycles on various duty ratios (for the specific air-cell, pump, and solenoid valve used in this study)

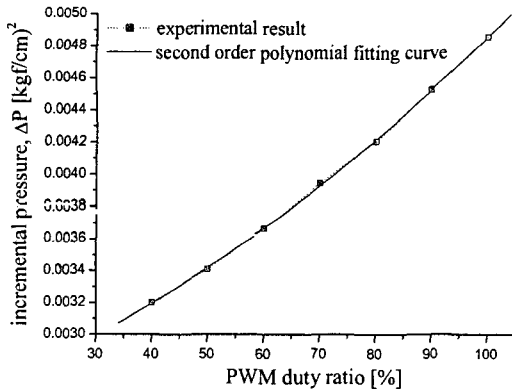


Fig. 5 Incremental pressure (Δp) vs. duty ratio

3.2 에어셀 액추에이터

Fig. 3에서 에어셀에 발생하는 힘은 인체의 하중을 지지하기 위한 평형력과 진동을 보상하기 위한 제어력으로 나눌수 있다. 먼저, 평형력은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$m_h \cdot g = a_{eff} \cdot p_r + f_{other} \tag{6}$$

식 (6)에서 m_h 는 유효질량으로 인체질량의 75 %가 착석시 엉덩이 부분에 집중된다고 가정한다.⁽⁸⁾ g 는 중력가속도를 나타내고, p_r 는 에어셀 내부압력으로 탑승자와 시트쿠션 사이에 나타나는 최적의 압력분포에 따라 실험과 경험에 의해서 결정된 기준압력이 되며, 본 연구에서는 $p_r = 0.045 \text{ kgf/cm}^2$ 로 설정된다. 유효면적 a_{eff} 는 엉덩이부위 셀의 압력이 영향을 미치는 유효면적을 의미하며 기준압력이 가해진 상태에서 측정된 유효면적은 637 cm^2 이다 (70 kg의 체중의 경우). f_{other} 은 엉덩이

이 부분을 제외한 셀 또는 시트폼에 의해 지지되는 힘을 나타낸다.

일반적으로 에어셀의 압력이 증감하면 내부체적이 증감하고 셀이 인장, 수축하면서 유효면적이 변한다. 하지만 에어셀의 제어가능한 압력범위인 $0.03\sim 0.08 \text{ kgf/cm}^2$ 안에서는 이런 변화들이 미미하고 인체와 에어셀시트가 충분히 밀착되므로 에어셀압력이 변하여도 기준압력에서 측정된 유효면적이 일정하게 유지된다고 가정한다. 본 논문에서는 3종류의 체중 60 kg, 70 kg, 80 kg이 적용되는데 기준압력은 $p_r = 0.045 \text{ kgf}$ 으로 동일하고 체중에 따라 기준유효면적이 달라진다고 가정한다. 또한, 에어셀에 의한 제어력은 아래의 수식과 같이 발생된다고 가정한다.

$$u = a_{eff} \cdot \Delta p, \tag{7}$$

여기서 Δp 는 엉덩이 셀의 기준압력과 압력차를 나타낸다. 따라서 진동을 줄이기 위한 제어력은 공압시스템의 압력제어를 통해 얻어지게 된다. 그러나, 에어셀은 자체의 부피가 변화하고 형상도 상황에 따라 변화하기 때문에 셀의 높이 변화를 이론적으로 해석하기는 불가능하다. 그러므로 실험적인 접근을 이용하여 에어셀의 동특성을 구한다.

제어력과 Δp 의 관계를 파악하기 위해서 식 (7)을 이용하여 엉덩이셀의 압력을 증가시키는 실험을 수행한다. 70 kg의 피실험자가 착석한 상태에서 on/off 솔레노이드 밸브의 PWM (pulse width modulation) 제어에 따라 증가한 압력을 압력센서로 측정한다. 여기서, PWM 제어의 한 cycle은 20 msec이며 밸브가 내부 스프링력을 극복하는 시간이 6 msec이므로 duty ratio 40 %에서 100 %까지 10 % 간격으로 실시한다. Fig.4에서 수행측은 PWM cycle의 횟수를 나타내고 수직축은 압력값을 의미한다. 따라서, Fig. 4에서 cycle 수에 대한 압력증가의 기울기는 에어셀의 제어력을 결정하는 Δp 를 의미한다. 압력축의 시작값이 0 kgf/cm^2 이 아닌 0.03 kgf/cm^2 인 이유는 에어셀의 제어력은 기준압력인 0.045 kgf/cm^2 를 기준으로 0.04 kgf/cm^2 에서 0.06 kgf/cm^2 의 영역에서 주로 발휘되며 실험결과 낮은 압력영역에서는 duty ratio에 무관하게 압력이 급격하게 증가하는 등 비선형이 크기 때문에 고려하지 않기 때문이다. Fig. 4에서 얻어진 duty ratio에 따라 얻어진 압력상승 곡선들을 0.045 kgf/cm^2 기준으로 선형보간하여 얻어진 대표 기울기 Δp 를 duty ratio에 따라 정리하면 Fig. 5와 같으며 Δp 와 duty ratio의 관계는 다음과 같이 2차 곡선으로 근사화 할

수 있다.

$$\Delta p(d_r) = 1.05952e-7d_r^2 + 1.29167e-5d_r + 0.00251 \quad (8)$$

(30% d_r ≤ 100%)

식 (8)에서 d_r 은 duty ratio를 의미하며, 에어셀이 제어력을 발휘하는 Δp 구간은 0.003 - 0.00486 kgf/cm² 이다. 따라서, 식 (7)로부터 제어입력 u 의 범위는 아래와 같다.

$$1.911 \text{ kgf} < u \leq 3.095 \text{ kgf}. \quad (9)$$

식 (9)에서 제어력이 양의 구간에만 존재하는 이유는 에어셀이 인체를 위로 미는 힘은 전달할 수 있지만 아래로 당기는 힘은 발생할 수 없기 때문이다. 따라서 요구되는 제어력이 음의 Δp 일 때는 펌프를 흡기상태에서 배기상태로 전환하여 셀 내부의 압력이 계속해서 증가하는 것을 방지하고 기준압력이 유지되도록 한다.

3.3 에어셀시트의 물성치

Fig. 3과 같이 모델링 된 에어셀시트의 스프링계수와 감쇠계수를 구하기 위해서 가진실험을 수행한다. Fig. 6은 가진기와 시트가 지그에 의해 결합된 실험장치를 보이고 있다. 사용된 가진기의 최대 동적가진력은 25 kN으로 지그와 사람 그리고 시트를 동시에 올려 놓아도 충분히 가진할 수 있으며 최대 가진 가능 주파수는 50 Hz이다. 가진 시 차체 바닥의 입력가속도를 측정하기 위해서 지그와 시트의 체결부위에 3축 가속도센서를 부착하며 엉덩이 부위의 출력 가속도를 측정하기 위해서 시트커버에 hip sensor를 부착한다.

Fig. 6의 실험장치를 이용하여 에어셀시트의 주파수응답특성을 구하기 위해서 주파수의 제곱에 반비례하게 진폭이 줄어드는 sine-sweep 변위신호로 시트를 가진한다. Sine-sweep을 사용하는 이유는 관심 주파수 대역에서 입력 가속도의 에너지를 일정하게 유지시키기 위해서다. 가진 실험은 에어셀의 내부 압력을 변화시키면서 수행한다.

Fig.7의 가속도전달률 그래프는 서로 다른 3종류의 에어셀 압력 {0.021, 0.045, 0.079 kgf/cm²}에 대해서 가속도 센서를 사용하여 측정한 입력가속도 \ddot{z}_f 와 출력가속도 \ddot{z}_h 의 주파수에 따른 증폭비를 계산하여 구한 것이다. 이들 그래프는 에어셀시트의 주파수응답함수로 볼 수 있다.

Fig. 7에서와 같이 에어셀의 내부압력에 따른 주파수응답함수의 차이가 거의 없으므로 기준압력에서의 결과를 에어셀시트의 대표 모델로 선정한다. 실험을 통해 구한 에어셀시트의 수직방향 가속도

전달함수 $H_e(s)$ 을 다음과 같이 나타낸다.

$$H_e(s) = \frac{\ddot{z}_h(s)}{\ddot{z}_f(s)}. \quad (10)$$

실험에서 주파수구간을 20Hz로 제한한 이유는 차체의 입력진동이 저주파에 위치하며 ISO 2631/1⁽¹⁷⁾에 따르면 인체가 민감하게 느끼는 수직방향 진동의 주파수 영역 또한 4~8Hz에 위치하기 때문이다.

이제, 에어셀시트의 2차시스템 모델을 이론적으로 구하여 보자. 에어셀시트의 1자유도 선형모델식 (2)에서 u 가 없다고 가정하면 가속도 \ddot{z}_f 와 \ddot{z}_h 사이의 전달함수는 다음과 같다.⁽¹⁷⁾

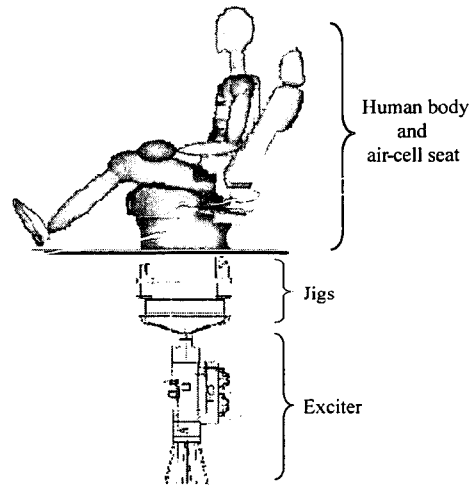


Fig. 6 Setup for seat excitation experiment

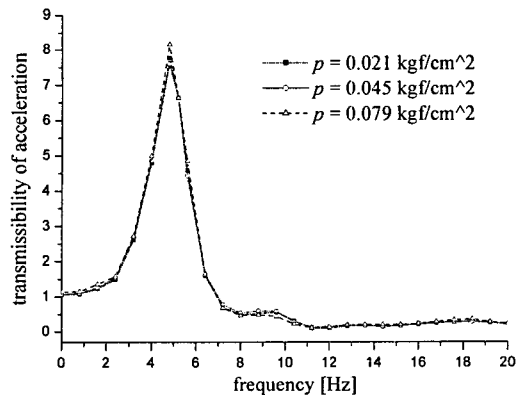


Fig. 7 Acceleration transmissibility of the air-cell seat

$$H_m(s) = \frac{\ddot{z}_h}{\ddot{z}_f} = \frac{z_h}{z_f} = \frac{c_s s + k_s}{m_h s^2 + c_s s + k_s} \quad (11)$$

식 (11)에서 m_h 는 52.5 kg이고, k_s 는 Fig. 7에서 나타난 공진주파수 $\omega_n = 5$ Hz를 이용하면 아래와 같이 계산할 수 있다.

$$k_s = (\omega_n)^2 \times m_h = (2\pi \times 5)^2 \times 52.5 = 51,815 \text{ N/m}. \quad (12)$$

따라서, 식 (11)에서 나타나는 감쇠계수 c_s 를 실험 결과와 비교하여 추정하기 위해서 다음의 목적함수를 이용한다.

$$J = \int_{\omega_l}^{\omega_h} (H_e(i\omega) - H_m(i\omega))^2 d\omega \\ = \int_{0.5}^{20} \left(H_e(i\omega) - \frac{c_s i\omega + 51,815}{52.5(i\omega)^2 + c_s i\omega + 51,815} \right)^2 d\omega, \quad (13)$$

여기서 J 는 실험을 통하여 구한 전달함수와 모델식에 따른 전달함수의 오차를 최소화하기 위한 목적함수이며 ω_l 와 ω_h 은 각각 0.5 Hz와 20 Hz의 진동수를 의미한다. 식 (13)의 목적함수가 최소가 되는 c_s 는 642 Ns/m이며 구해진 c_s 값을 사용한 $H_m(s)$ 과 실험결과 $H_e(s)$ 를 Fig. 8에서 비교한다.

4. 에어셀시트 제어알고리즘

4.1 제어구조

본 논문에서 제안하는 에어셀시트의 제어알고리즘 흐름도는 Fig. 9와 같다. 차체 바닥의 수직가속도 \ddot{z}_f 와 엉덩이 부위의 수직가속도 \ddot{z}_h 가 센서에 의해 측정되면 신호의 고주파 잡음과 DC 오프셋을 제거하기 위한 대역통과필터와 저분필터를 통과시킨다. 필터로부터 계산된 수직속도(\dot{z}_f, \dot{z}_h)와 수직변위(z_f)는 입력 외란항 d 와 진동감쇠를 위한 목표제어력 $u_{desired}$ 를 계산하는데 이용한다. 노면탐지 알고리즘이 \dot{z}_f 와 차속을 이용하여 노면상태의 정량화된 값 λ 를 계산하면 이득조절기(gain scheduler)는 현재의 노면상태에 적합한 감쇠계인 c_{sky} 를 산출하게 된다. 계산된 목표제어력은 에어셀시트의 공압시스템에 전달되고 PWM 제어가 이루어진다. 에어셀의 액추에이션 특성은 3절에서 설명한 것 처럼 양의 방향의 힘만 전달가능하며 포화(saturation)가 일어나는 한계가 존재하므로 인체에는 제한된 제어력만 전달된다.

4.2 반능동제어 알고리즘

Karnopp 외 2인⁽¹⁸⁾에 의해 제안된 스카이훅제어는 능동/반능동 제어시스템에 공히 적용될 수 있는 제어알고리즘으로 노면외란에 의한 차체의 수직가속도를 줄이기 위하여 가상적인 고정된 기준면을 설정하고 진동하는 물체와 가상의 기준면 사이에 감쇠기를 설치하여 물체의 임계 댐핑효과를 얻고자 하는 개념이다. 이 방법은 전상태 피드백에 의한 제어기와 대등한 성능개선을 가져올 수 있으며 계산량이 적어 ECU(electronic control unit) 설계에 적합한 알고리즘이다. 그러나 실제로는 고정된 기준면과 댐퍼로써 연결한다는 것은 불가능하기 때문에 능동 또는 반능동 구동기가 제공하는 제어력이 가상의 댐퍼가 만들어내야 할 감쇠력을 추종하게끔 제어력을 만들어주는 방식을 취하게 된다.

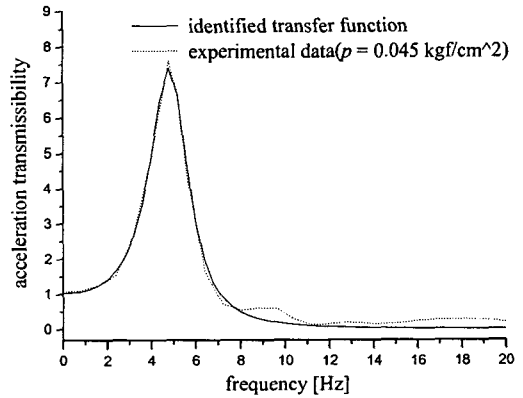


Fig. 8 Comparison of the identified transfer function and experimental data

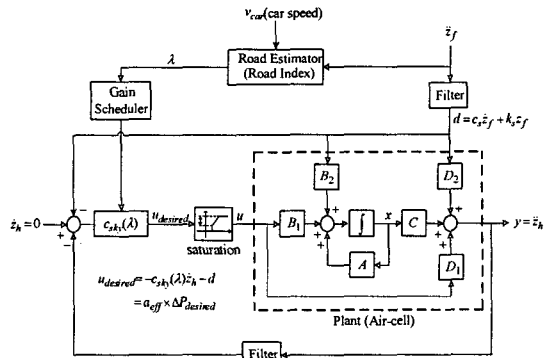


Fig. 9 Block diagram of the road-adaptive gain-scheduled sky-hook control

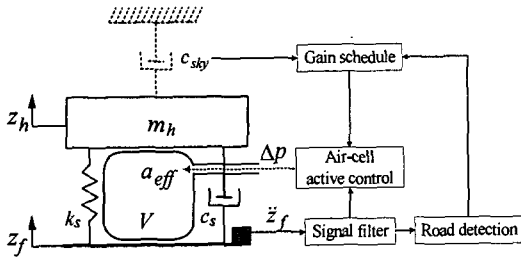


Fig. 10 Schematic of the road-adaptive gain-scheduled sky-hook control of the air-cell seat

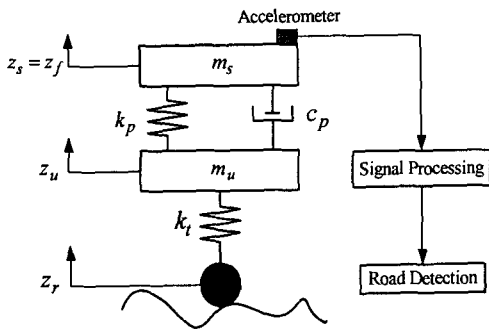


Fig. 11 Two-d.o.f. model of the suspension system for road detection

본 논문에서는 Fig. 10과 같이 에어셀시트에 스카이훅 감쇠제어를 적용하여 액추에이터의 요구제어력을 계산한다. 그리고 차체바닥의 진동에 의한 외력 d 를 직접 보상하기 위해서 요구제어력에 d 를 아래와 같이 포함시킨다.

$$u_{desired} = -c_{sky}\dot{z}_h - d = A_{eff} \times \Delta p_{desired}, \quad (14)$$

여기서 c_{sky} 는 스카이훅계수를 나타낸다. 이제, $u_{desired}$ 는 식 (2)의 u 에 대입하면 다음과 같이 얻어진다.

$$m_h\ddot{z}_h + (c_s + c_{sky})\dot{z}_h + k_s z_h = 0. \quad (15)$$

식 (15)는 외력이 없는 2차 진동시스템과 같은 형태를 가지므로 c_{sky} 는 최적의 진동특성을 가져올 수 있는 감쇠비 ξ_d 로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$c_{sky} = 2m_h \cdot \omega_n \cdot \xi_d - c_s = 2\xi_d \sqrt{51,815 \text{ N/m} \cdot 52.5 \text{ kg}} - 642 \text{ Ns/m}. \quad (16)$$

3절에서 실험한 에어셀의 구동특성을 고려한 출력제어력 u_{out} [kgf]는 다음과 같다.

$$u_{out}(t) = A_{eff} \times \Delta p_{dr}(kT); \quad kT \leq t - t_d < (k+1)T, \quad (17)$$

$$k = 0, 1, 2,$$

$$u_{out} = \begin{cases} 3.095, & \text{if } 3.095 \leq u, \\ u, & \text{if } 1.911 < u \leq 3.095, \\ 0, & \text{if } 1.911 \geq u, \end{cases} \quad (18)$$

여기서 식 (17)의 Δp_{dr} 은 식 (5)에서 구한 duty ratio에 따른 에어셀의 압력차를 나타낸다. 그리고 T 는 PWM 제어의 1 cycle (20 msec)를 의미하고 t_d 는 on/off 솔레노이드 밸브의 응답지연시간(6 msec)을 의미한다. 따라서 에어셀은 식 (17)과 같이 실험적으로 결정된 제어력이 PWM 주기동안 평균적으로 유지되며, 식 (18)에서 처럼 출력제어력의 최대, 최소 물리적 한계값을 가진 액추에이터로 모델링 된다. 식 (14)의 스카이훅 감쇠계수 c_{sky} 는 노면의 상황에 따라 최적값이 선정된다.

4.3 노면추정 알고리즘

에어셀시트 시스템은 차량의 속도와 노면의 상태에 따라 자동으로 반응해야한다. 따라서, 현재 주행도중에 현재노면의 상태를 추정하는 알고리즘이 필요하다.^(13,19) 본 논문에서는 노면의 요철정도를 직접 측정하지 않으므로, 측정되는 \dot{z}_f 를 사용하여 노면의 요철정도를 추정하기로 하며, 이를 위하여 노면과 차체 사이의 동특성관계를 나타내는 현가장치모델을 사용하기로 한다.

4.3.1 2-자유도 현가장치 모델

Fig. 11은 현가장치의 1/4 car 모델을 나타내며, 본 논문에서는 스프링계수와 감쇠계수가 고정되어 있는 수동타입으로 가정한다. 여기서 m_s 와 m_u 는 각각 차체와 차축의 질량이다. k_p 와 c_p 는 수동현가 장치의 스프링계수와 감쇠계수이며, k_t 는 타이어의 스프링계수이다. z_s , z_u 와 z_r 은 각각 차체의 수직변위, 차축의 수직변위 그리고 노면외란의 수직변위이다. 그리고 Fig. 11에서 차체질량의 수직변위는 차체바닥의 수직변위 z_f 와 같다고 가정한다. 하지만, 센서로부터 측정되는 가속도는 고주파 잡음이 포함될 수 있으므로 적절한 신호처리가 필요하다.

4.3.2 노면추정 알고리즘

Fig. 11에서 z_r 와 \dot{z}_f 사이의 전달함수를 구한 후, 측정된 \dot{z}_f 를 사용하여 z_r 를 추정하기로 한다. 먼저 z_u 와 z_f 사이의 전달함수는 다음과 같다.

$$H_{uf}(s) = \frac{z_f}{z_u} = \frac{c_p s + k_p}{m_s s^2 + c_p s + k_p} \quad (19)$$

그리고 z_r 와 z_u 의 관계를 나타내는 전달함수는 다음과 같다.

$$H_{ru}(s) = \frac{z_u}{z_r} = \frac{m_s k_f s^2 + c_p k_f s + k_p k_f}{m_s m_u s^4 + (m_s c_p + m_s c_p) s^3 + (m_s k_p + m_s k_p + m_s k_f) s^2 + c_p k_f s + k_p k_f} \quad (20)$$

식 (19)와 식 (20)을 사용하여 z_r 와 \ddot{z}_f 사이의 전달함수를 구하면 다음이 된다.

$$H_{\ddot{z}_f}(s) = \frac{\ddot{z}_f}{z_r} = \frac{s^2 \cdot z_f}{z_r} = s^2 \cdot \frac{z_f}{z_u} \cdot \frac{z_u}{z_r} = s^2 \cdot H_{fu}(s) \cdot H_{ur}(s) \cdot H_{ur}(s) \quad (21)$$

식 (19)-(21)에 적용될 시스템계수들은 국내 A 자동차회사 중형차의 것을 사용하기로 하며, 정리하면 Table 1과 같다. 따라서, 실차 데이터를 사용한 $z_r(s)$ 에서 $\ddot{z}_f(s)$ 까지 전달함수는 다음과 같다.

$$H_{\ddot{z}_f}(s) = \frac{\ddot{z}_f(s)}{z_r(s)} = \frac{1.72e5s^5 + 4.12e6s^4 + 1.62e8s^3 + 3.34e10s^2}{8.1s^6 + 2.1s^5 + 5.36e4s^4 + 4.81e4s^3 + 5.1e7s^2 + 1.62e8s + 3.34e9} \quad (22)$$

측정된 \ddot{z}_f 로 부터 z_r 을 추정하기 위해선 식 (22) 전달함수의 역함수가 필요한데, 이 과정에서 causality를 확보할 필요가 있다. 따라서, 식 (22)에 안정성을 확보하면서 고주파 잡음을 막기 위해서 cut-off frequency가 20 Hz이고 감쇠비가 0.707인 2차의 저주파 통과필터를 추가하여 $z_r(s)$ 을 $\ddot{z}_f(s)$ 로 부터 구하면 다음과 같다.

$$z_r(s) = \frac{(20)^2}{s^2 + 2 \cdot 0.707 \cdot 20s + (20)^2} \cdot H_{\ddot{z}_f}^{-1}(s) \cdot \ddot{z}_f(s) \quad (23)$$

Table 1 Parameter values in Fig. 11

Parameter	Description	Value
m_s	Sprung mass	250 kg
m_u	Unsprung mass	60 kg
c_p	Passive damping constant	2,730 N·s/m
k_p	Passive spring constant	22,000 N/m
k_t	Tire spring constant	300,000 N/m

이제, 식 (23)과 같이 추정된 노면정보를 주파수 영역에서 분석하여 노면거칠기를 나타내는 노면지수 (road index, λ)를 만들어보자. z_r 신호가 샘플링 주기 Δt (=10 msec)로 N_s (=50 개) 단위로 수집된다고 가정하면,

$$Z_r = \{z_r(0), z_r(1), \dots, z_r(N_s - 1)\}$$

에 대한 이산푸리에변환은 다음과 같다.

$$\bar{Z}_{rk} = \sum_{m=0}^{N_s-1} z_r(m) \cdot e^{-j(2\pi km/N_s)} = A_{rk} + jB_{rk}, \quad k=0, 1, \dots, N_s-1, \quad (24)$$

여기서

$$A_{rk} = \frac{2}{N_s} \sum_{m=0}^{N_s-1} z_r(m) \cdot \cos \frac{2\pi km}{N_s}, \quad k=1, 2, \dots, \frac{N_s}{2}$$

$$B_{rk} = \frac{2}{N_s} \sum_{m=0}^{N_s-1} z_r(m) \cdot \sin \frac{2\pi km}{N_s}, \quad k=0, 1, \dots, \frac{N_s}{2}-1$$

이다. 식 (24)의 주파수 분해능은 $1/(\Delta t \times N_s)$ Hz (= 2 Hz)이며, 차체질량으로 전달되는 진동성분의 지배적인 성분은 차체질량의 공진주파수와 차축질량의 공진주파수에서 발생한다. Table 1의 데이터를 사용하면 차체 및 차축의 공진주파수는 각각 1.5 Hz 와 11 Hz가 된다. 그러나, 설정된 주파수 분해능을 고려하여 공진주파수를 각각 2 Hz와 10 Hz로 근사화 한다..

$\lambda(f_f)$ 와 $\lambda(f_u)$ 를 각각 공진주파수 f_f (=2 Hz)와 f_u (=10 Hz)의 진동의 크기로 가정하면 다음과 같다.

$$\lambda(f_f) = \sqrt{A_{r1}^2 + B_{r1}^2}, \quad \lambda(f_u) = \sqrt{A_{r5}^2 + B_{r5}^2} \quad (25)$$

식 (25)에서 차체공진값에 대한 크기 $\lambda(f_f)$ 를 판단의 기준으로 볼 때, 차축공진에 대한 $\lambda(f_u)$ 는 $\lambda(f_f)$ 와 동등한 에너지 레벨로 변환되어야 한다.

$$\lambda(f_f') = \frac{(f_f)^{-N_f}}{(f_u)^{-N_u}} \cdot \lambda(f_u), \quad (26)$$

$$(N_f, N_u) = \begin{cases} (1.5, 1.5), & \text{for } 2\pi \cdot f_f > v_{car}, \\ (2, 1.5), & \text{for } 2\pi \cdot f_f \leq v_{car} \leq 2\pi \cdot f_u, \\ (2, 2), & \text{for } 2\pi \cdot f_u < v_{car}. \end{cases}$$

식 (26)은 ISO에서 정의된 road profile의 mean square displacement spectral density로부터 유도되어진다. 식 (25)와 식 (26)의 결과 중에서 큰 값이 노면의 거칠기를 대표하기 때문에 노면지수 λ 는 다음과 같이 정의된다

$$\lambda = \max \{ \lambda(f_f), \lambda(f'_f) \}. \quad (27)$$

결국 주행중인 차체질량의 수직가속도 \ddot{z}_f 와 차량의 속력을 통하여 구해지는 노면지수 λ 의 상대적인 크기를 비교하면 노면의 종류를 파악할 수 있다.

4.4 최적 스카이훅게인

도로주행시험장(proving ground)에서 측정된 차체바닥의 가속도 데이터를 이용하여 시뮬레이션을 통해 인체 엉덩이 부위의 수직가속도 데이터를 얻는다. 얻어진 데이터로부터 결정된 최적의 c_{sky} 계수는 다음과 같이 결정된다.⁽¹³⁾

$$c_{sky_optimal} = \min_i \left\{ \sqrt{\frac{BA(i) - BA_{min}}{BA_{max} - BA_{min}}} \right\}, \quad (28)$$

여기서 BA는 인체에 전달되는 엉덩이 부위 수직가속도인 \ddot{z}_h 의 RMS(root mean square) 값이고, 이렇게 구해진 각 노면에 따른 c_{sky} 값은 Table 2와 같다. Table 2에서 기준이 되는 노면에 최적의 계인을 이용하여 현재 노면상태(λ)에 맞는 스카이훅 게인 값을 선정하면 다음과 같다.

$$c_{sky_optimal} = \frac{\log\left(\frac{\lambda_{i+1}}{\lambda}\right)c_{sky_i} + \log\left(\frac{\lambda}{\lambda_i}\right)c_{sky_{i+1}}}{\log\lambda_{i+1} - \log\lambda_i}, \quad (29)$$

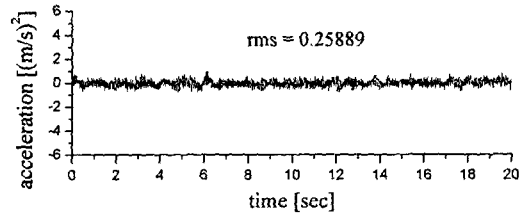
여기서 $\lambda_i < \lambda \leq \lambda_{i+1}$ 이다.

5. 실험 및 시뮬레이션

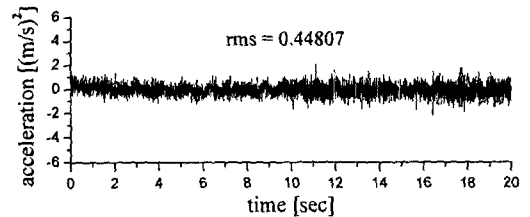
에어셀시트시스템에서 제안된 능동제어알고리즘의 성능을 평가하기 위해서 시뮬레이션을 수행한다. 차체바닥에서 측정된 실제 데이터에 노면탐지 알고리즘을 적용하여 기준 노면지수를 생성하고 노면이 변함에 따른 지수값의 변화 추이를 확인한다. 그리고 다양한 노면에서 얻은 데이터를 이용하여 에어셀 능동제어시스템을 시뮬레이션하고 제어를 하지 않은 경우와 제안된 제어방법을 적용한 경우의 출력신호를 비교한다. 시뮬레이션의 신뢰성을 높이기 위해서 에어셀시트에 입력되는 차체바닥의 가속도는 중형차 A를 사용하여 차량주행시험장에서 실제주행하면서 얻어진 가속도를 사용한다. 이 때 탑승자의 체중은 70 kg 다. 각 노면별로 측정된 가속도 데이터는 Fig. 12와 같다.

Table 2 Optimal sky-hook gains for various road types.

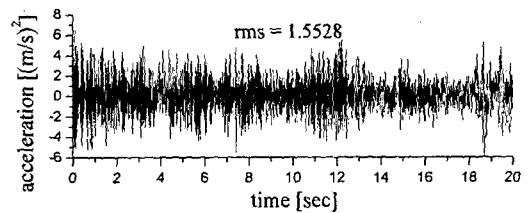
Classification	Road index (λ_i)	Damping ratio (ξ)	Optimal Gain (c_{sky})
High-speed road	0.25(λ_1)	0.848	2,155
Shaped road	0.47(λ_2)	0.707	1,690
Country-road	1.00(λ_3)	0.5656	1,224



(a) Floor acceleration data on a high-speed road (60 km/h).



(b) Floor acceleration data on a shaped road (60 m/h).



(c) Floor acceleration data on a country road (40 km/h).

Fig. 12 Comparison of the floor accelerations: inputs for simulation

Fig. 12에서 high-speed road는 100 km/h 이상의 고속주행이 가능한 노면으로 포장도로(paved road)와 같이 표면이 매끄러운 노면을 대표하며, country road는 비포장도로(unpaved road)처럼 아주 거친 노면을 대표한다. 그리고 shaped road는 노면에 임의의 요철이 있어서 콘크리트 도로와 같은 중간 거칠기를 대표하는 노면이다.

5.1 노면추정 실험

차량주행시험장에서 측정된 실제 차체바닥의 가속도 데이터를 이용하여 노면지수를 계산한다.

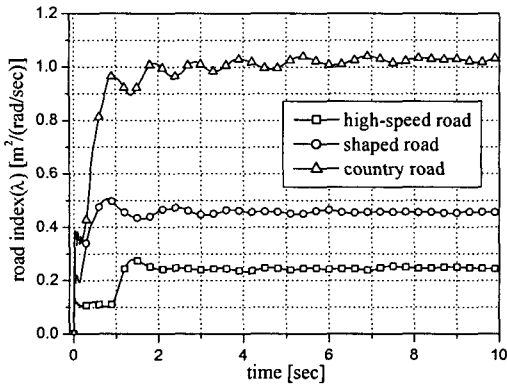


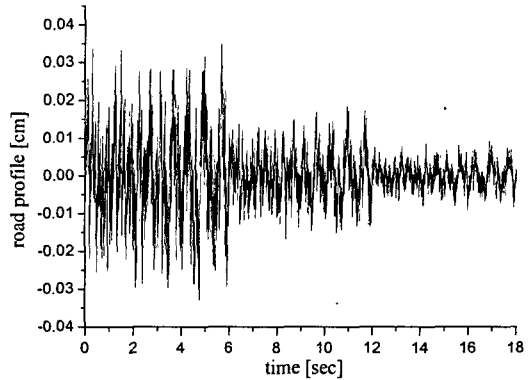
Fig. 13 Estimation of road types: high-speed road, shaped road, and country road

계산과정은 우선 측정된 \ddot{z}_f 데이터를 식 (18)의 전달함수에 통과시켜 추정된 노면데이터 z_f 를 계산하고 이를 2 Hz 와 10 Hz 부근의 신호를 통과시키는 대역통과 필터에 각각 필터링한다. 그러면 두 공진주파수를 대표하는 2 가지 신호를 얻을 수 있다. 신호들을 10 msec 의 주기로 RMS 값을 계산한 뒤에 식 (26), 식 (27)에 대입하여 노면지수를 구한다. 실험한 결과는 Fig. 13 과 같다.

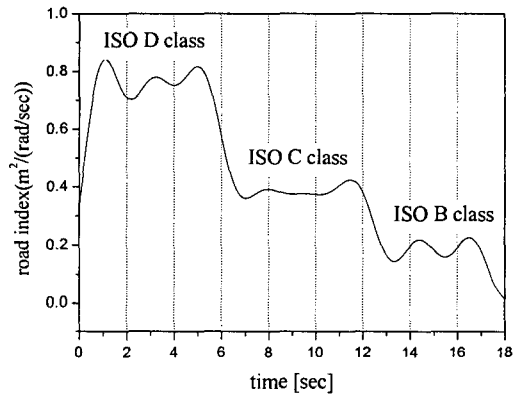
그림에서 노면지수 값은 가장 거친 country road 를 기준으로 정규화한 상대적인 값들이며 노면에 따라 분명하게 구분되고 있음을 알 수 있다. 위의 road detection 방법을 노면이 달라지는 상황에서 평가하기 위해서 거칠기가 다른 세가지 종류의 ISO 노면,⁽¹⁷⁾ B-class(good), C-class(average), D-class(poor) 을 6초 간격으로 배열한 Fig. 14(a)의 데이터를 사용하여 계산하면 Fig. 14(b)와 같은 노면지수가 구해진다. Fig. 14(a)에서 입력되는 노면신호는 거친 노면부터 매끄러운 노면으로 6sec 간격으로 바뀌고 있으며, Fig. 14(b)는 노면탐지 알고리즘에 의해 생성된 노면지수값이 노면을 추종함을 보여준다.

5.2 제어성능 시뮬레이션

에어셀시트의 제어알고리즘에 관한 시뮬레이션은 크게 2가지로 나누어서 수행한다. 먼저, 각 노면별로 에어셀 구동 시의 목표제어력과 실험에 의해 구해진 에어셀의 액추에이션의 시간지연과 포화특성이 고려된 출력제어력을 비교한다. 그리고 노면적응형 에어셀 능동제어시스템을 시뮬레이션한다. 시뮬레이션을 통해 에어셀을 제어하지 않은 경우와 그리고 스카이훅 감쇠항과 외란항이 포함된 제어력을 사용한 경우의 성능을 비교한다. 전체 시뮬레이션은 MATLAB/SIMULINK에 의해 수행되며 시뮬레이션 주기는 1 msec이다.



(a) A sequence of three ISO road profiles: ISO D class, C class and B class



(b) Convergence of the road indices on three ISO roads
Fig. 14 Estimation (road index) of three ISO road profiles

5.2.1 목표제어력과 출력제어력의 비교

Figs. 15 ~ 17은 각 노면별 목표제어력과 에어셀의 액추에이션 특성을 고려한 출력제어력을 비교한다. 그림에서 노면이 거칠수록 요구되는 목표제어력의 범위도 커짐을 알 수 있다. 그리고 에어셀의 제어력은 양의 영역에만 존재하며 출력범위도 한정되어 있는 것을 볼 수 있다.

5.2.2 노면적응형 제어 시뮬레이션

5.2.1절의 제한된 출력제어력을 발생하는 에어셀 액추에이터의 제어 시뮬레이션을 통해 출력가속도, 즉 인체의 수직가속도의 시뮬레이션 결과를 비교한다. 각 노면별로 제어를 하지 않는 경우와 제안된 제어를 시행한 경우를 비교한다. 시뮬레이션에서 사용된 스카이훅 계인은 4절에서 구한 Table 2 의 값들을 이용한다. 시뮬레이션 결과에서 가속도의 진폭이 클수록 그리고 RMS값이 클수록 인체에 전달되는 진동의 영향이 크다는 것을 의미한다. 마지막으로 시간역의 결과들을 FFT를 이용하여

주파수역에서 분석한다. 인체가 수직진동에 민감한 저주파 영역에서 에너지 분포를 비교한다.

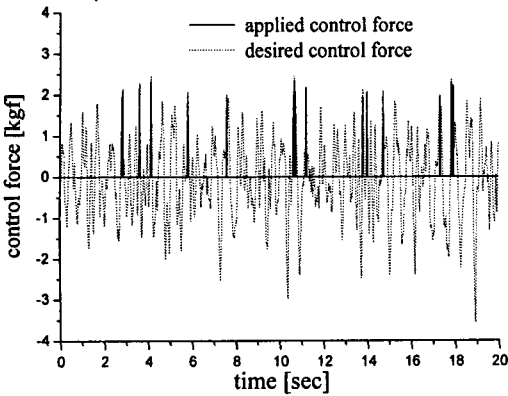


Fig. 15 Desired control force vs. applied control force: high-speed road

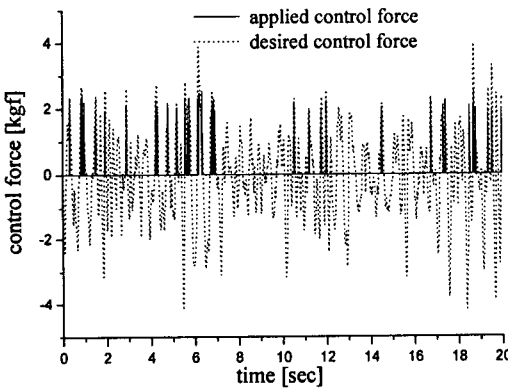


Fig. 16 Desired control force vs. applied control force: shaped road

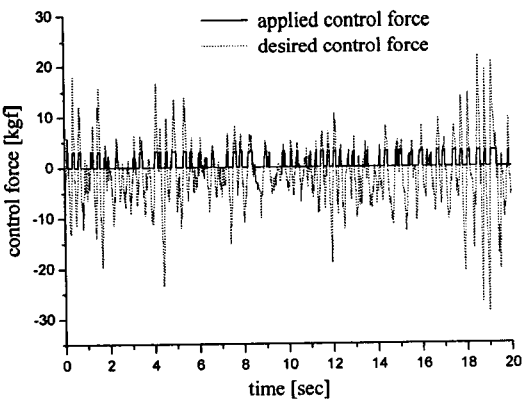


Fig. 17 Desired control force vs. applied control force country road

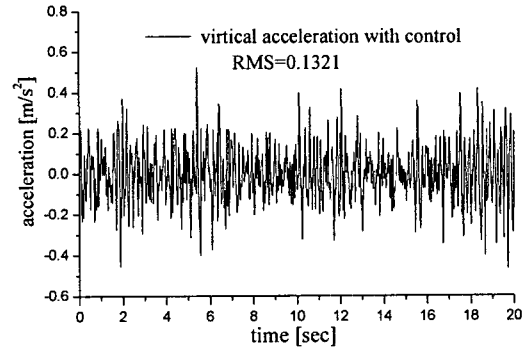
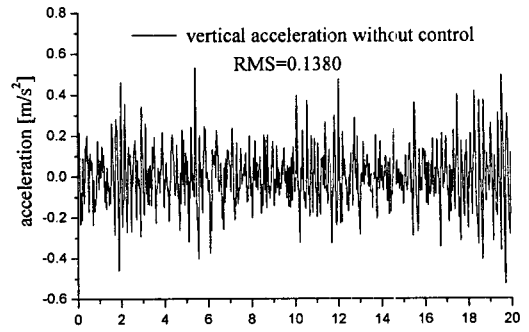


Fig. 18 Comparison of vertical acceleration z_h : high speed road

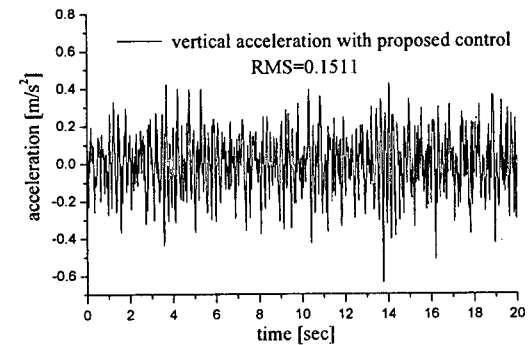
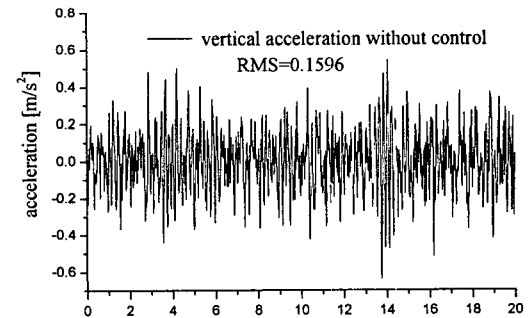


Fig. 19 Comparison of vertical acceleration z_h : shaped road

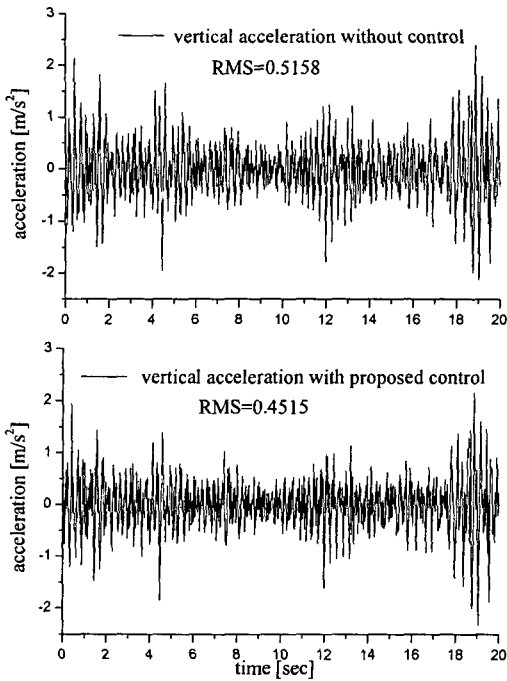


Fig. 20 Comparison of vertical acceleration Z_h : country road

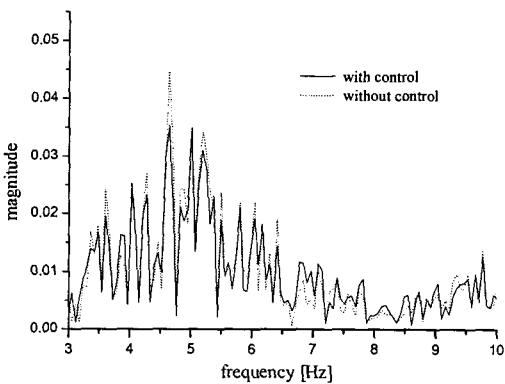


Fig. 21 FFT results of vertical accelerations: high-speed road

Figs. 18~20의 결과를 통해서 에어셀 액추에이터의 부족한 출력제어력에도 불구하고 제안된 제어 알고리즘이 양의 방향의 가속도를 줄여주는 효과가 있으며 또한 인체로 전달되는 진동의 평균에너지인 RMS값을 조금이나마 낮추는 효과가 있음을 알 수 있다. Figs. 21~23의 주파수역 결과에서 제안된 에어셀시트의 제어방법이 인체로 전달되는 저주파 대역의 진동을 줄여주는 것을 볼 수 있다.

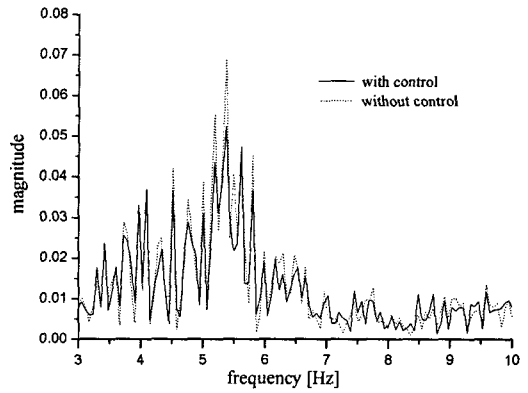


Fig. 22 FFT results of vertical accelerations: shaped road

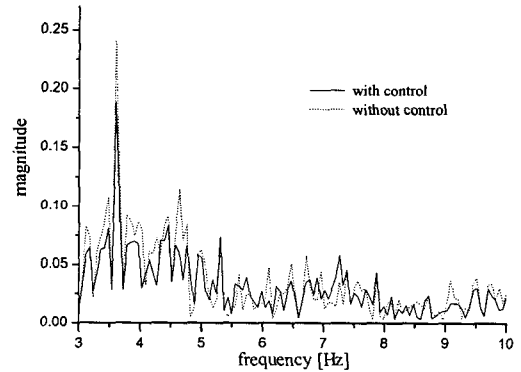


Fig. 23 FFT results of vertical accelerations: country road

6. 결론

본 논문에서는 착좌감 및 승차감을 개선시키기 위한 새로운 개념의 방법으로 에어셀을 시트폼과 시트커버 사이에 집어 넣는 차세대 시트시스템을 소개하였다. 그리고, 엉덩이 셀의 내부 공기압력을 변화시켜 에어셀 유효면적을 통해 힘을 전달할 수 있는 액추에이터로 사용함으로써 능동제어를 시도하였다. 에어셀시트의 1자유도 모델을 유도하였으며, 스카이훅 제어와 차체바닥으로 부터의 외란항을 앞먹임제어하는 능동제어알고리즘을 제안하였고, 노면에 따라 최적 스카이훅 게인을 얻기 위한 노면추정형 적응제어알고리즘을 사용하였다. 그리고, 시뮬레이션과 실험결과를 통해 에어셀의 제한된 출력제어력에도 불구하고 인체로 전달되는 진동 영향이 많이 줄어드는 것을 확인하였다.

에어셀시트는 기존의 산업장비나 중, 대형 차량

외에도 일반 승용차에도 적용할 수 있는 장점을 가진다. 그리고 탑승자와 노면의 상태에 따라 에어 셀의 각 부위별로 압력을 조절하여 착좌감을 개선 시킴과 동시에 엉덩이 셀의 능동제어를 통하여 주행안락감을 개선시킬 수 있는 시스템이므로 앞으로 많은 연구가 기대된다.

후 기

본 연구는 과학기술부의 국가지정연구실사업(과제번호: M1-0203-00-0017-02-J00-00-009-10)의 지원에 의하여 수행되었습니다. 연구테마를 제공해주신 ㈜NGV 관계자분과 현대기아자동차 남양연구소 홍순배 차장님께도 깊이 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Choi, S. B. and Han, Y. M., 2003, "MR Seat Suspension for Vibration Control of a Commercial Vehicle," *Int. J. Veh. Des.*, Vol. 31, No. 2, pp. 202~215.
- (2) Liu, X. and Wagner, J., 2002, "Design of a Vibration Isolation Actuator for Automotive Seating Systems - Part I: Modeling and Passive Isolator Performance," *Int. J. Veh. Des.*, Vol. 29, No. 4, pp. 335~356.
- (3) Liu, X. and Wagner, J., 2002, "Design of a Vibration Isolation Actuator for Automotive Seating Systems - Part II: Controller Design and Actuator Performance," *Int. J. Veh. Des.*, Vol. 29, No. 4, pp. 357~375.
- (4) Masaaki, K. and Taro, S., 1998, "Active Suspension of Truck Seat," *Shock and Vibration*, Vol. 5, No. 1, pp. 35~41.
- (5) Stein, G. J. and Ballo, I., 1991, "Active Vibration Control Systems for Driver's Seat for Off-Road Vehicle," *Veh. Sys. Dyn.*, Vol. 20, No. 1, pp. 57~78.
- (6) Griffin, M. J., 1990, *Handbook of Human Vibration*, Academic Press.
- (7) Lorraine, C. Y. and Khameneh, K., 1999, "Automotive Seating Foam: Subjective Dynamic Comfort Study," SAE 1999-01-0629.
- (8) Dempsey, C. A., 1963, *The design of body support and restraint system. In e. Bennett, J. Degan and J. Speigel(eds) Human Factors in 1963 technology*, Mcgraw-Hill, NY.
- (9) Cho, Y. G., Park, S. J. and Yoon, Y. S., 2000, "Human Response Measurement and Ride Quality Evaluation for Seats Having Various Material Properties," *Transactions of the KSME*, Vol. 8, No. 3, pp. 171~180.
- (10) Rakheja, S., Afework, Y. and Sankar, S., 1994, "Analytical and Experimental Investigation of the Driver-Seat-Suspension System," *Veh. Sys. Dyn.*, Vol. 23, No. 7, pp. 1513~1531.
- (11) Stein, G. J., 1997, "A Driver's Seat with Active Suspension of Electro-pneumatic Type," *ASME J. Vib. Acoust.*, Vol. 119, No. 2, pp. 230~235.
- (12) Mo, C. K., Sunwoo, M. H. and Patten, W. N., 1999, "Automotive Seat Vibration Control via Hydraulic Semiactive Vibration Absorbers (SAVA)," *KSME Int. J.*, Vol. 13, No. 6, pp. 459~469.
- (13) Hong, K. S., Sohn, H. C. and Hedrick, J. K., 2002, "Modified Skyhook Control of Semi-Active Suspensions: A New Model, Gain Scheduling, and Hardware-in-the-Loop Tuning," *ASME J. Dyn. Syst., Meas., Control*, Vol. 124, No. 1, pp. 158~167.
- (14) Park, S. J., 1993, *A Study on the Evaluation of Seating Comfort using the Body Pressure Distribution*, Ph.D. Thesis, Department of Industrial Engineering, Korea University.
- (15) Park, S. J., Lee, N. S. and Lee, S. Y., 1993, "An Investigation of the Relationship between Subjective Comfort Evaluation and Body Pressure Distribution of Vehicle Seats," *Journal of the ESK*, Vol. 12, No. 1, pp. 3~15.
- (16) ISO-2631/1, 1985, "Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration, Part 1: General Requirements".
- (17) Cho, Y. G., Park, S. J. and Yoon, Y. S., 2000, "Development of Vertical Biomechanical Model for Evaluating Ride Quality," *Transactions of the KSNVE*, Vol. 10, No. 2, pp. 269~279.
- (18) Karnopp, D. C., Crosby, M. J. and Harwood, R. A., 1974, "Vibration Control Using Semi-Active Force Generators," *ASME J. Eng. Ind.*, Vol. 96, No.2, pp. 619~626.
- (19) Robson, J. D., 1979, "Road Surface Description and Vehicle Response," *Int. J. Veh. Des.*, Vol. 1, No. 1, pp. 25~35.