

시트 동특성을 고려한 인체 진동 해석

강주석^{1*}

¹한국교통대학교 철도차량시스템공학과

Human Body Vibration Analysis under Consideration of Seat Dynamic Characteristics

Juseok Kang^{1*}

¹Dept. of Railway Vehicle System Eng., Korea National University of Transportation

요 약 본 연구에서는 차량에 적용되는 시트 재질인 폴리우레탄 폼의 점탄성 특성을 고려하여 시트와 인체의 진동 특성을 시험 및 수치해석 방법을 이용하여 분석하였다. 압축 시험을 통해 폴리우레탄 폼의 점탄성 특성인 비선형성과 준-정역학적 특성을 구하였다. 또한 컨벌루션 적분법 및 비선형 강성 모델을 이용하여 폴리우레탄 폼의 점탄성 특성을 수학적으로 모델링하였다. 시트의 승차감 기여도를 분석하기 위하여 시트의 동역학 모델과 ISO5982의 표준 인체 수직진동 모델을 이용하여 수직 진동모델을 구성하고 관련 운동방정식을 유도하였다. 비선형 운동방정식은 Runge-Kutta 적분법을 이용하여 수치해석 시뮬레이션을 수행하였다. 철도차량의 차체 바닥에서 측정된 진동가속도 입력에 대한 시트와 인체의 응답 특성을 분석하고 시트 설계 파라미터에 대한 승차감 지수 값들의 변화를 분석하여 시트 설계에 대한 방법론을 제시하고자 한다.

Abstract In this study, vibration properties of seat and human body are analyzed through test and numerical analysis methods by taking into account the viscoelastic characteristics of polyurethane foam as seat material which is applied for vehicle. These viscoelastic characteristics which show nonlinear and quasi-static behavior are obtained by compression test. In addition, the viscous elastic property of polyurethane foam is modelled mathematically by using convolution integral and nonlinear stiffness model. In order to analyze the performance on ride comfort of seat, vertical vibration model is established by using dynamic model of seat and vertical vibration model of human body at ISO5982, and so the related motion equations are derived. A numerical analysis simulation is applied by using the nonlinear motion equation with Runge-Kutta integral method. The dynamic responses of seat and human body on the input of vibration acceleration measured at the floor of the railway vehicle are examined. The variation of the index value at ride comfort on seat design parameters is analyzed and the methodology on seat design is suggested.

Key Words : vibration model, seat, human body, viscoelastic characteristics, polyurethane foam

1. 서론

자동차나 철도차량의 승차감을 개선하기 위해서는 차량의 진동 저감과 함께 시트의 진동 차단 설계가 중요하다. 최근에 제작되는 차량용 시트는 진동 저감을 위해 대부분 폴리우레탄 폼 재질을 충진재로 적용하고 있다. 폴

리우레탄 폼은 진동 차단에 적절한 비선형 강성특성과 감쇠특성을 가지고 있지만 이러한 비선형 특성으로 인해 시트의 진동 특성 해석을 어렵게 만든다.

폴리우레탄 폼은 힘과 변위의 특성이 선형적이지 않고 시간과 무관하지 않은 특성을 가지고 있다. 최근 이러한 폴리우레탄 폼의 비선형적이고 시간에 따라 변하는 준-

본 논문은 2012년도 한국교통대학교 교내학술연구비의 지원을 받아 수행한 연구임

*Corresponding Author : Juseok Kang (Korea National University of Transportation)

Tel: +82-70-8855-1651 email: kjuseok@ut.ac.kr

Received September 10, 2012 Revised (1st October 25, 2012, 2nd November 9, 2012) Accepted December 6, 2012

정역학적 특성인 점탄성 특성을 분석하기 위해 여러 연구가 제시되고 있다. S.W. White 등은 폴리우레탄 폼의 점탄성 특성을 정적 시험과 동적시험을 이용하여 분석하고 자유진동과 강제진동 해석결과를 제시하였다[1]. R. Deng 등과 L. Zhang 등은 폴리우레탄 폼의 점탄성 특성을 분석하기 위해 수학적 모델을 구성하는 파라미터의 점탄성 특성에 대한 기여도 분석을 수행하였다[2,3].

폴리우레탄 폼 자체의 동역학적 거동 분석과 더불어 시트재질로 적용된 경우의 준-정역학적 특성 및 주파수 응답특성을 분석한 연구도 제시되었다[4,5]. 시트의 진동 차단 특성을 정확히 분석하기 위해서는 인체의 진동 전달 특성도 고려되어야 한다. 차량에서 가해지는 진동의 최종 전달율은 인체의 진동으로 평가되기 때문이다. 진동 저감을 위해 서스펜션이 포함된 시트에 대한 승차감 분석과 시트 진동특성 분석을 통한 시트의 설계에 대한 연구도 제시되었다[6,7].

폴리우레탄 폼으로 구성된 시트의 정확한 진동 분석을 위해서는 폴리우레탄 폼의 점탄성 특성을 고려한 진동 전달 특성에 대한 분석이 요구된다. 이를 위해 본 연구에서는 준-정역학적 시험을 통해 폴리우레탄 폼의 점탄성 특성을 구하고자 한다. 또한 폴리우레탄 폼의 점탄성 시험결과를 이용하여 수학적 모델을 구성한다. 폴리우레탄 폼의 수학적 모델과 인체의 진동 모델을 이용하여 시트와 인체의 수직 진동 운동방정식을 유도한다. 철도차량의 차체 바닥에서 측정된 진동가속도 입력에 대한 시트와 인체의 응답 특성을 분석하고 시트 설계 파라미터에 대한 승차감 지수 값들의 변화를 분석하여 시트 설계에 대한 방법론을 제시하고자 한다.

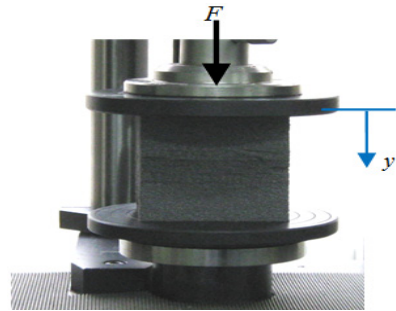
2. 점탄성 특성

2.1 점탄성 특성 시험

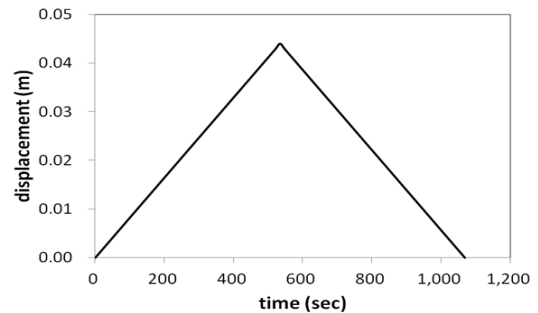
철도차량이나 자동차에 사용되는 시트는 진동 절연을 위한 재질로 보통 폴리우레탄 폼을 충진재로 사용한다. 폴리우레탄 폼은 압축 시 변위와 힘의 관계가 비선형적으로 비례하는 특성과 더불어 이 관계가 시간에 따라 일정하지 않고 매우 느리게 변하는 준-정역학적 특성을 가진다. 폴리우레탄 폼을 압축했다 놓으면 느리게 복원이 되는 현상에서 준-정역학적 특성을 파악할 수 있다. 이와 같은 시트 재질인 폴리우레탄 폼의 비선형성과 준-정역학적 특성인 점탄성 특성이 시트의 동특성 해석을 복잡하게 만든다.

먼저 폴리우레탄 폼의 점탄성 특성을 시험하기 위해서

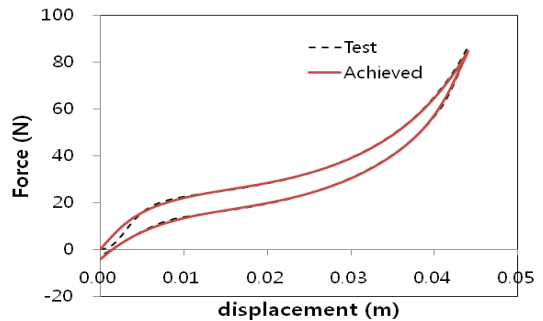
그림 1과 같이 압축시험을 실시하였다. 시험에서 사용된 폴리우레탄 폼은 철도차량의 시트에 사용되는 재질로서 76mm의 정방형 시편을 이용하였다. 폴리우레탄 폼의 준-정역학적 특성을 알기 위해 그림 2와 같이 1070초 동안 수직변위가 44mm가 될 때까지 압축 후 힘을 서서히 제거하는 시험을 수행하였다. 이때 힘의 압축과 제거 시 수직력과 변위는 그림 3의 점선과 같이 측정되었다. 그림 3에서와 같이 하중과 변위의 관계는 비선형적이며 시간에 따라 변화하는 특성을 가지게 된다.



[Fig. 1] Test setup



[Fig. 2] Displacement vs. time



[Fig. 3] Viscoelastic force of a PU foam

2.2 수학적 모델링

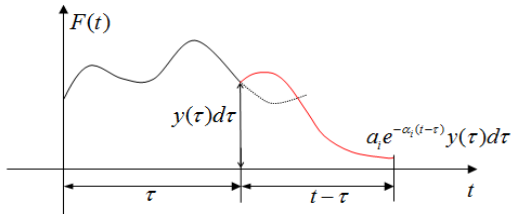
폴리우레탄 폼의 준-정역학적 특성의 수학적 모델링을

위한 대표적인 방법은 컨벌루션 적분(convolution integral) 방법을 이용하는 것이다[1-3]. 그림 1과 같이 폴리우레탄 폼을 수직으로 압축할 때 수직력 F와 변위 y의 관계가 비선형적 특성과 준-정역학적 특성을 가지기 위해 다음 식과 같이 모델링한다.

$$F = \sum_{j=1}^M k_j y^j + \int_0^t \sum_{i=1}^N a_i e^{-\alpha_i(t-\tau)} y(\tau) d\tau \quad (1)$$

여기서 k_j 는 비선형적 특성을 고려하기 위한 탄성 파라미터이며, a_i 와 α_i 는 변위와 힘의 준-정역학적 특성을 나타내기 위한 시간 변수 파라미터이다. 식 (1)에서 첫째 항은 힘과 변위의 비선형특성을 나타내는 항이며 둘째 항은 준-정역학적 특성을 나타내는 항으로서 컨벌루션 적분을 이용하여 힘의 크기를 표현한다. 이는 그림 4와 같이 준-정역학적 힘은 임의의 시간 τ 에서의 변위 y에 의해 나타나므로 시간 t에서의 힘은 이들을 전체적으로 더하여 컨벌루션 적분값이 된다.

그림 3에서 측정한 시험결과로부터 식 (1)의 폴리우레탄 폼의 점탄성 힘의 모델링에 사용된 파라미터를 구할 수 있다. 파라미터를 구하기 위해서는 다음과 같은 목적 함수를 고려한다.



[Fig. 4] Quasi-static force

$$J = \int_0^{t_0} [F(t) - F(t)^*]^2 dt \quad (2)$$

여기서 $F(t)$ 는 임의의 시간에서 식 (1)로 가정한 점탄성 힘이며, $F(t)^*$ 는 측정된 점탄성 힘이다. 식 (2)를 최소화하는 최적화과정을 거쳐 식 (1)의 파라미터를 구할 수 있다. 여기서는 Matlab 함수인 fminsearch 함수를 이용하여 최적화 해석을 수행하였다[8]. 식 (1)의 비선형 항인 첫째 항은 7개의 항으로 가정하여 최적화 해를 구하였다.

a_i 와 α_i 는 켈레 복소수로 2개항까지로 가정하였다.

표 1은 최적화를 통해 얻어진 점탄성 해석식의 파라미

터를 보여준다. 표 1의 파라미터를 이용하여 구한 수직력과 변위의 관계는 그림 3의 실선과 같다. 폴리우레탄 폼의 점탄성 특성에 대한 수학적 모델링 결과와 시험 결과가 일치하는 결과를 보이고 있음을 알 수 있다.

[Table 1] Parameters of viscoelastic force

k_1	[N / m]	3.53E+03
k_2	[N / m ²]	-2.04E+05
k_3	[N / m ³]	7.03E+06
k_4	[N / m ⁴]	-1.02E+08
k_5	[N / m ⁵]	6.32E+08
k_6	[N / m ⁶]	-4.06E+09
k_7	[N / m ⁷]	1.38E+11
$ a_1 $	[N / ms]	52.83
$\square a_1$	o	121.82
$ \alpha_1 $	[Hz]	0.0474
$\square \alpha_1$	[Hz]	0.0263

3. 시트 동특성 해석

앞에서 구한 시트 재질 특성을 이용하여 시트 동특성 해석을 수행한다. 시트는 차량의 바닥에서 인체에 전달되는 진동을 절연시킴으로써 승차감을 향상시키는 역할을 한다. 시트의 동특성을 분석하기 위해서는 시트의 특성과 함께 인체의 진동학적 모델링이 필요하다. 인체의 동적 모델링은 이전 연구에서 수없이 많이 제시되어 왔다. 본 연구에서는 그림 5와 같은 ISO5982의 수직 진동 인체모델을 이용한다[9]. ISO5982 모델은 수직진동에 대한 인체의 진동특성을 인체의 수직진동 시험결과와의 검증을 통해 얻어진 인체의 수학적 모델이다. 좀 더 현실적인 승객의 승차감 특성을 고려하기 위해서는 시트에 기댄 모델이 필요하나 시트에 기댄 경우 다양한 변수가 존재하고 표준 모델이 없어 본 연구에서는 수직 모델에 대해 국한하여 승차감을 분석하고자 한다.

인체의 수직 진동 모델과 앞에서 구한 시트의 점탄성 특성을 이용하여 시트 동특성 해석을 수행한다. 그림 5에 대한 운동방정식을 구하면 다음과 같다.

$$m_0 \ddot{x}_0 + c_1 (\dot{x}_0 - \dot{x}_1) + k_1 (x_0 - x_1) + c_3 (\dot{x}_0 - \dot{x}_3) + k_3 (x_0 - x_3) = F_v - Mg \quad (3)$$

$$m_1\ddot{x}_1 + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_0) + k_1(x_1 - x_0) + c_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_2(x_1 - x_2) = 0 \quad (4)$$

$$m_2\ddot{x}_2 + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_2(x_2 - x_1) = 0 \quad (5)$$

$$m_3\ddot{x}_3 + c_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_0) + k_3(x_3 - x_0) = 0 \quad (6)$$

시트의 비선형적 특성으로 인해 중력 항이 운동방정식에 포함됨을 유의해야 한다. M 은 인체 전체의 질량이다. 인체 모델에 사용된 각 파라미터는 표 2와 같다.

식 (3)에서 시트의 점탄성 특성은 앞에서 구한 파라미터를 이용하여 다음과 같이 표현된다.

$$F_v = \begin{cases} \sum_{j=1}^M \bar{k}_j y^j + \int_0^t \sum_{i=1}^N \bar{a}_i e^{-\bar{\alpha}_i(t-\tau)} y(\tau) d\tau & y > 0 \\ 0 & y \leq 0 \end{cases} \quad (7)$$

여기서

$$y = x_f - x_0 \quad (8)$$

이다. 시트는 압축력만 작용하고 인장력은 작용하지 않으므로 $y \leq 0$ 인 경우 $F_v = 0$ 이 된다.

x_f 는 차체 바닥의 변위이다.

앞에서 구한 표 1의 파라미터는 시트 시편에 대한 특성값이다. 이를 식 (7)의 점탄성 힘으로 변환하기 위해서는 다음과 같은 변환식이 필요하다.

$$\bar{k}_j = \frac{A_0}{A} \left(\frac{L}{L_0} \right)^j k_j \quad (9)$$

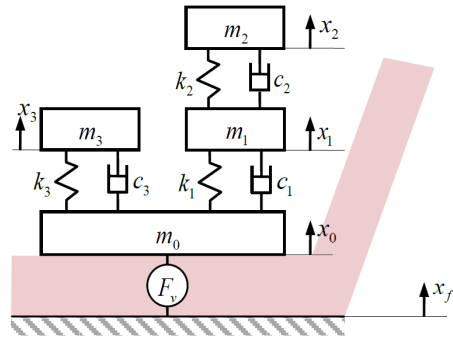
$$\bar{a}_i = \frac{A_0}{A} \left(\frac{L}{L_0} \right) a_i \quad (10)$$

$$\bar{\alpha}_i = \alpha_i \quad (11)$$

여기서 A_0 와 L_0 는 시편의 면적과 두께이다. A 와 L 은 시트의 접촉 면적과 두께를 나타내며 여기서는 $A = 0.11m^2$ 로, $L = 0.041m$ 로 하였다.

4. 시뮬레이션 결과

4.1 수치해석



[Fig. 5] A dynamic model of seat and human

[Table 2] Parameters of the human body model after ISO5982

i	m_i (kg)	c_i (Ns/m)	k_i (N/m)
0	2	-	-
1	6	387	9999
2	2	234	34400
3	45	1390	36200

위의 시트와 인체모델에 대한 운동방정식은 비선형 항을 포함하므로 Runge-Kutta 방법을 이용하여 수치해석적 방법으로 적분을 수행한다. 위의 식 (3) ~ (6) 은 다음과 같은 식으로 표현할 수 있다.

$$M\ddot{\mathbf{x}} = \mathbf{G}(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}, \mathbf{x}_f(t)) \quad (12)$$

여기서 Runge-kutta 방법을 적용하기 위해 미분 1차항으로 표현하면 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{\mathbf{z}} = \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}} \\ \ddot{\mathbf{x}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}} \\ \mathbf{G}(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}, \mathbf{x}_f(t)) \end{bmatrix} \quad (13)$$

위의 1차 미분식을 수치 적분하여 수치 해를 구한다.

4.2 주파수 응답

차체바닥의 입력에 대한 인체 특성을 구하기 위하여 다음과 같이 하모닉 입력을 주파수 f 를 달리하면서 해를 구하였다.

$$x_f = B \sin 2\pi ft \quad (14)$$

주파수 값의 변화에 대한 전달율은 다음과 같이 차체바닥의 가속도에 대한 인체 수직가속도에 대한 크기로 계산하였다.

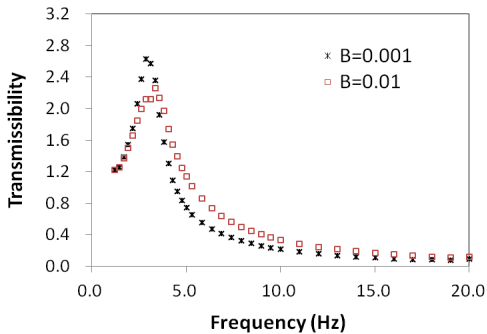
$$TR = \left| \frac{\ddot{x}_i}{\ddot{x}_f} \right| \quad i = 0,1,2,3 \quad (15)$$

그림 6은 입력크기 B=0.001mm와 B=0.01mm에 대한 인체의 머리 부위의 가속도 전달율을 나타낸다. 비선형 시스템이므로 입력크기에 따라 전달율은 변화가 있음을 알 수 있다. 고유진동수는 약 3Hz에서 분포한다.

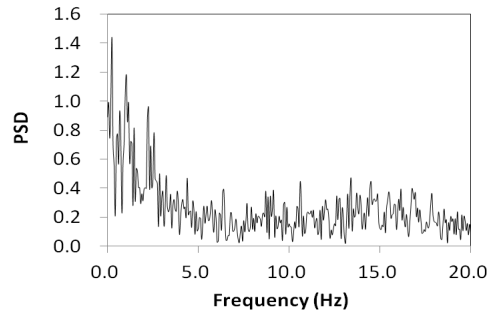
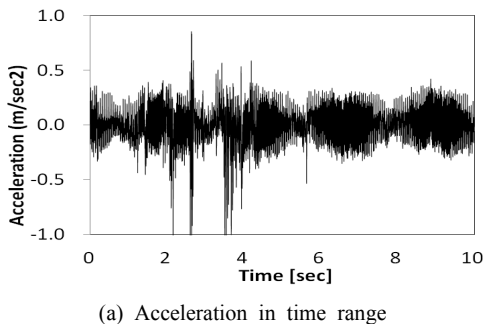
4.3 승차감 분석

본 연구에서는 실제적인 시트 진동특성을 분석하기 위해 차량에서 측정된 가속도 신호를 이용하여 시트의 진동 특성을 계산하였다. 그림 7은 주행 중 철도차량의 차체 바닥에서 측정된 수직방향 가속도의 시간 영역과 주파수 영역에서의 결과를 나타낸다. 여기서는 인체의 승차감과 연관성이 큰 20Hz이하의 성분에 대해서 주파수 분석을 수행하였다. 측정 샘플링 시간은 0.002초이며 10초 동안 측정된 가속도 성분을 주파수 분석하였다.

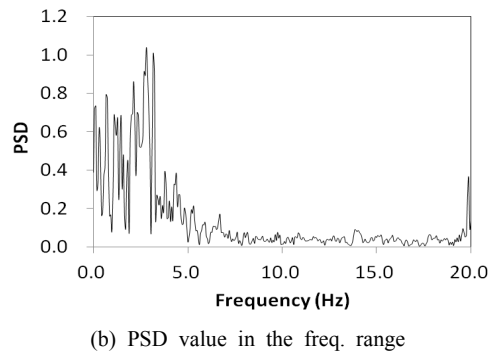
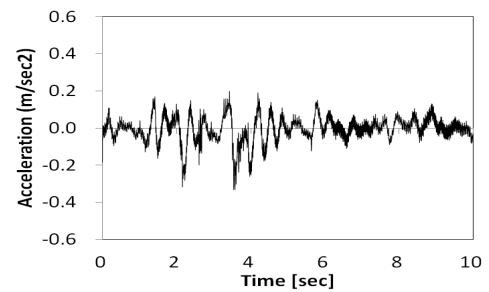
그림 8과 그림 9는 시트에 해당하는 가속도 \ddot{x}_0 와 머리 부위의 가속도 \ddot{x}_2 에 대한 결과를 보여준다. 시트와 머리 부위의 가속도는 5Hz 이하의 저주파 성분은 전달이 크지만 5Hz 이상의 성분은 줄어드는 특징을 보이고 있다. 이는 그림 6의 전달율의 특성과 일치하는 결과이다.



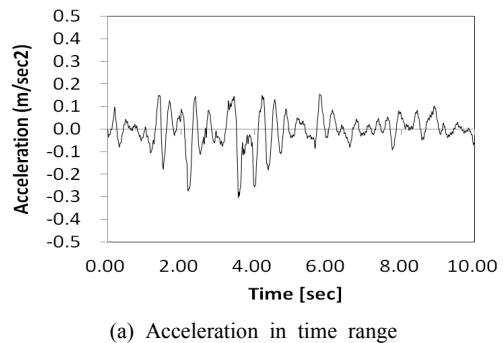
[Fig. 6] Transmissibility between seat and human

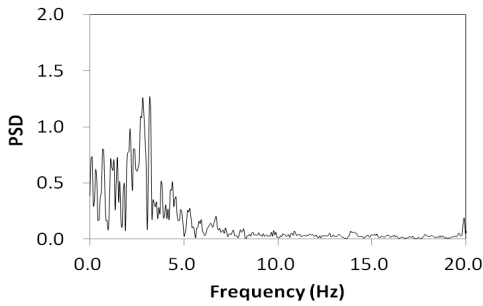


[Fig. 7] Measured acceleration at seat base



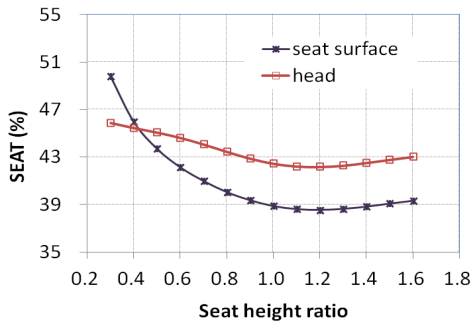
[Fig. 8] Calculated acceleration at seat surface



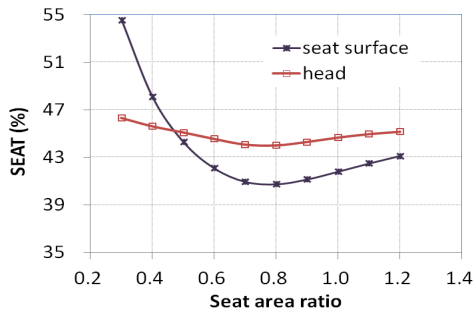


(b) PSD value in the freq. range

[Fig. 9] Calculated acceleration at head



[Fig. 10] SEAT value varied with seat height



[Fig. 11] SEAT value varied with seat area

그림 8과 그림 9에서 구한 가속도 성분을 이용하여 승차감 지수를 계산할 수 있다. 승차감 지수는 VDV (Vibration Dose Value)라는 값으로 정량화 된다. VDV는 시간영역의 가속도를 ISO2631-1의 인체감응함수를 곱하여 다음과 같이 적분하여 구해진다.

$$VDV = \left[\int_0^T a_w^4(t) dt \right]^{0.25} \quad (16)$$

시트에서 진동의 승차감 절연 비는 다음과 같이 차체 바닥의 VDV 값에 대한 시트면의 VDV값의 비인 SEAT

값으로서 정의할 수 있다. SEAT값이 적을수록 승차감 측면에서 우수한 시트로 볼 수 있다. SEAT 값은 다음과 같이 정의된다.

$$SEAT_{seat_surface} = \frac{VDV_{seat_surface}}{VDV_{seat_base}} \times 100 \quad (\%) \quad (17)$$

$$SEAT_{head} = \frac{VDV_{head}}{VDV_{seat_base}} \times 100 \quad (\%) \quad (18)$$

설계 사양 시트의 차체바닥에서 측정된 VDV_{seat_base} 값은 0.469이다. 시트 면에서 측정된 $VDV_{seat_surface}$ 값은 0.182이며, VDV_{head} 값은 0.199이다. 그러므로, $SEAT_{seat_surface}$ 값은 38.9%, $SEAT_{head}$ 값은 42.4% 이다. 이 값이 시트의 승차감측면에서 진동절연 효과를 나타낸다고 볼 수 있다.

시트의 두께 변화와 면적 변화에 따른 $SEAT_{seat_surface}$ 및 $SEAT_{head}$ 의 변화를 분석한다.

그림 10은 시트의 현재 두께에 대한 비를 가로축으로 변화시켰을 때 시트의 진동 절연 특성을 보여준다. 현재 설계에서 두께를 줄이는 경우 $SEAT_{seat_surface}$ 및 $SEAT_{head}$ 의 값이 커지므로 진동절연의 효과가 줄어든다. 시트의 두께를 1.2배 정도 키우는 경우 $SEAT_{seat_surface}$ 및 $SEAT_{head}$ 값이 최소화하여 진동절연 효과가 최적화됨을 알 수 있다. 시트의 두께를 더 키우는 경우 승차감 측면에서 유리하지 않음을 알 수 있다.

그림 11은 시트의 현재 면적에 대한 비를 가로축으로 변화시켰을 때 시트의 진동 절연 특성을 보여준다. 현재 설계보다 약 0.8배로 줄인 경우 $SEAT_{seat_surface}$ 및 $SEAT_{head}$ 값이 최소화하여 진동절연 효과가 최적화됨을 알 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 차량에 적용되는 시트 재질인 폴리우레탄 폼의 점탄성 특성을 고려하여 시트와 인체의 진동 특성을 시험과 수치해석 시뮬레이션을 통해 분석하였다. 본 연구를 통해 얻어진 결과는 다음과 같다.

- 1) 압축 시험을 통해 폴리우레탄 폼의 점탄성 특성인 비선형성과 준-정역학적 특성을 구하였다. 또한, 컨벌루션 적분법 및 비선형 강성 모델을 이용하여 폴

리우레탄 폼의 점탄성 특성을 수학적으로 모델링하였다.

- 2) 시트의 승차감 기여도를 분석하기 위하여 시트의 동역학 모델과 ISO5982의 표준 인체 수직진동 모델을 이용하여 수직 진동모델을 구성하고 관련 운동방정식을 유도하였다. 비선형 운동방정식은 Runge-Kutta 적분법을 이용하여 수치해석 시뮬레이션을 수행하였다.
- 3) 시뮬레이션 결과 시트-인체 진동모델의 비선형성으로 인해 입력 크기에 따라 전달율은 다르게 나타났으며 고유진동수는 약 3Hz에서 분포하는 것으로 나타났다. 철도 차량에서 측정된 가속도 신호를 이용하여 시트의 진동 특성을 계산한 결과 시트와 머리부위의 가속도는 5Hz 이하의 저주파 성분은 전달이 크지만 5Hz 이상의 성분은 줄어드는 특징을 보였다.
- 4) 시트의 두께와 폭의 변화에 대하여 진동절연 효과를 분석하였다. 시트의 두께를 1.2배 키우는 경우 시트에서 인체로의 VDV 전달값이 줄어들며 승차감 측면에서 유리한 것으로 나타났다. 시트의 폭은 0.8배로 하는 경우 시트에서 인체로의 VDV 전달값이 우수한 결과를 보이는 것으로 나타났다.

References

- [1] S.W. White, S.K. Kim, A.K. Bajaj, and P. Davis, "Experimental techniques and identification of nonlinear and viscoelastic properties of flexible polyurethane foam", *Nonlinear dynamics* 22, pp. 281-213, 2000, [Article\(CrossRefLink\)](#)
- [2] R. Deng, P. Davis, and A.K. Bajaj, "A case study on the use of fractional derivatives: The low-frequency viscoelastic uni-directional behavior of polyurethane foam", *Nonlinear dynamics* 38, pp. 247-265, 2004, [Article\(CrossRefLink\)](#)
- [3] L. Zhang and R. Dupuis, "Measurement and identification of dynamic properties of flexible polyurethane foam", *J. of vibration and control* 17(4) pp. 517-526, 2010, [Article\(CrossRefLink\)](#)
- [4] R.K. Ippili, P. Davis, A.K. Bajaj and L. Hagenmeyer, "Nonlinear multi-body dynamic modeling of seat-occupant system with polyurethane seat and H-point prediction", *Int. J. of industrial ergonomics* 38, pp. 368-383, 2008, [Article\(CrossRefLink\)](#)
- [5] G. Joshi, A.K. Bajaj and P. Davis, "Whole-body

vibratory response study using a nonlinear multi-body model of seat-occupant system with viscoelastic flexible polyurethane foam", *Industrial health* 48, pp. 663-674, 2010, [Article\(CrossRefLink\)](#)

- [6] J.U. Cho, et al., "Development of plastic suspension system for automotive seat, *J. of the Korea Academia-Industrial Cooperation Society*, Vol. 12, No. 3 pp. 1091-1097, 2011, [Article\(CrossRefLink\)](#)
- [7] D. Park, et al. "A basic study on plastic suspension system for automotive seat under consideration of body pressure distribution", *J. of the Korea Academia-Industrial Cooperation Society*, Vol. 12, No. 11 pp. 4751-4755, 2011, [Article\(CrossRefLink\)](#)
- [8] Using Matlab Ver. 6, The Mathworks Inc., Natick, MA, USA, 2004.
- [9] P.E. Boileau and S. Rakheja and X. Wu, "A body mass dependent mechanical impedance model for applications in vibration seat testing", *J. of sound and vibration* 253(1), pp. 243-264, 2002, [Article\(CrossRefLink\)](#)

강 주 석(Juseok Kang)

[정회원]



- 1993년 2월 : 서울대학교 기계설계학과 (기계공학석사)
- 1998년 2월 : 서울대학교 기계설계학과 (기계공학박사)
- 1998년 3월 ~ 2006년 7월 : 한국지엠 부장
- 2006년 7월 ~ 현재 : 한국교통대학교 철도차량시스템공학과 교수

<관심분야>

철도차량, 동역학, 진동소음