

VPA를 이용한 트랙터 좌석 진동의 전달 특성 구명

Investigation of Transmission Characteristics of Tractor Seat Vibrations Using Vibration Path Analysis Method

이주완 김경욱

J. Yi K. U. Kim

SUMMARY

This work was intended to investigate the effect of vibration transmission paths on the ride vibration of tractors during the rotavating and transporting operations by applying the vibration path analysis method. Accelerations at the cab mounts were measured during the rotavating and transporting operations. Ride vibrations at the seat were than calculated using the measured accelerations at the cab mounts, and the frequency response functions and inertances between the seat and cab mounts, which were derived experimentally by the impact hammer test in static condition. The human sensitivity to vibration frequency was also taken into consideration for the calculation of ride vibrations at the 1/3 octave center frequencies in the frequency domain.

Vibrations transmitted through rear cab mounts affected more significantly the ride vibration of tractor. The peak accelerations at the seat occurred at the frequencies of the engine and crank speed, and the frequency induced by tire lugs on the road transportation. It was found that the rear cab mounts should be improved in order to reduce the ride vibrations more effectively.

Keywords : Cab-suspension, Vibration path analysis, Inertance, Ride vibration.

1. 서 론

트랙터의 진동과 소음은 운전자의 작업 능률과 건강에 큰 영향을 미친다. 트랙터 작업은 주로 논과 밭 또는 비포장 도로에서 이루어지고 있으며, 차륜에 현가 장치가 없기 때문에 이러한 조건에서 야기된 다양한 형태의 지면 가진은 유해한 저주파 진동의 주 원인이 된다. 국내에서 생산되고 있는 농용 트랙터의 승차 진동은 국제표준기구 ISO 2631의 8시간 내피로 한계를 넘는 수준인 것으로

조사된 바 있다(정, 1993).

승차 진동의 관점에서 캡-현가 장치는 트랙터 진동의 1차 감쇄 장치로서 마운트를 통하여 차체에서 캡으로 전달되는 진동 에너지를 감쇄시킨다. 캡 진동은 다시 좌석 현가 장치를 통하여 운전자에게 전달되며, 캡 현가 장치는 운전자에게 전달되는 캡 진동을 2차로 감쇄시킨다. 즉, 다양한 가진원에 의한 진동 에너지는 마운트를 통하여 차체에서 캡으로 전달되며 다시 좌석 현가 장치를 통하여 캡에서 운전자에게 전달된다. 각종 가진원으

This paper was submitted for publication in March 2001; reviewed and approved by the editorial board of KSAM in April 2001. The authors are Juwon Yi, former Graduate Student and Kyeong Uk Kim, Professor at the Seoul National University. The corresponding author is K. U. Kim, Professor, Agricultural Machinery Engineering Major Seoul National University, 441-744, Suwon Korea. E-mail: <kukim@plaza.snu.ac.kr>.

로부터 진동이 운전자에게 전달되는 경로는 진동 경로분석(vibration path analysis, VPA) 방법을 통하여 분석할 수 있으며, 이러한 방법을 통하여 운전자에게 보다 큰 영향을 미치는 경로를 구명할 수 있다. 진동 감쇄는 가장 큰 영향을 미치는 진동의 경로를 개선하는 것이 가장 효과적인 것으로 판단된다. 트랙터의 승차 진동에서도 VPA 적용의 타당성이 입증되면 승차감을 개선하기 위한 보다 효과적인 진동 저감 대책을 강구할 수 있을 것이다.

본 연구는 VPA 방법을 적용하여 트랙터의 본체 진동이 운전자에게 전달되는 경로와 캡 마운트에 작용하는 가진력의 특성을 구명하고, 승차 진동을 효과적으로 감소시킬 수 있는 방안을 제시하기 위하여 수행되었다. 또한, 트랙터의 진동 문제를 해결하기 위한 VPA 방법의 적용 가능성을 확인하고자 하였다.

2. 연구사

경로 분석 방법을 적용하여 소음의 전달 경로를 구명하는 데는 다수의 연구가 수행된 바 있으나, 이를 트랙터의 진동분석에 적용한 예는 많지 않다.

Kim(1997) 등은 가진기 실험과 상반 정리를 이용하여 소음이 타이어로부터 차체로 전달되는 경로를 구명하였고, 이 방법을 이용하여 구조 기인 소음과 공기 기인 소음을 분리할 수 있다고 하였다. Fulford(1997) 등은 공기 기인 소음의 전달 경로를 분석하는 방법으로써 구조 기인 소음의 전달 경로를 분석하는 데는 한계가 있다고 하였으며, 구조 기인 소음원에 따라 소음 전달 경로를 분석하기 위한 방법을 고찰하였다.

Ko(1998)는 전달 경로 분석(path analysis) 방법으로서 엔진 마운트를 통하여 엔진으로부터 차량의 실내로 전달되는 구조 기인 소음의 전달 경로를 구명하였으며, 상반 정리를 적용하여 각 마운트에 대한 구조-음향 전달 함수를 동시에 측정할 수 있다고 하였다. 이와 같이 소음 분야에서는 소음의 전달 경로와 각 경로가 전체 소음 수준에 미치는 영향을 상대적으로 평가하여 보다 효과적인 소음 대책을 강구하고 있다.

트랙터 진동에 대한 국내의 연구로서는 안전캡-현가 장치의 동적 모델을 이용하여 50 Hz 이하의 저주파 대역에서 농용 트랙터의 좌석 및 안전캡의 진동을 구명하고, 이를 최소화하기 위한 연

구가 수행된 바 있으나(Choy, 1998), 진동 경로 분석 방법을 적용하지는 않았다(이, 2000).

3. 진동 경로 분석의 원리

진동 경로 분석 방법은 진동이 전달된 경로가 유한한 경우에만 적용될 수 있는 방법이다. 만약 진동이 전달된 경로가 무한하면 어떤 지점으로 전달된 진동 에너지가 어떤 경로를 통하여 전달되었는지 분석할 수 없다.

하나의 진동계는 가진원과 복잡한 구조물로 구성된다. 가진원으로부터 발생한 진동 에너지는 어떤 경로를 통하여 구조물 전체로 전달된다. 이 때, 가진원으로부터 구조물의 특정 위치 k 지점까지 진동 에너지가 전달되는 경로가 N 개 존재한다고 하면, k 지점의 진동 에너지는 식 (1)에서와 같이 각각의 진동 전달 경로를 통하여 전달된 진동 에너지의 선형 합으로서 나타낼 수 있다.

$$P_k(w) = \sum_{i=1}^N P_{ki}(w) \dots\dots\dots (1)$$

여기서,

$P_k(w)$ = k 지점의 진동 에너지

$P_{ki}(w)$ = i 번째 진동 전달 경로를 통하여 k 지점으로 전달된 진동 에너지

$P_k(w)$ 와 $P_{ki}(w)$ 는 주파수 w 에 따라 복소수로 표현된다. 트랙터의 안전캡에서와 같이 마운트를 통하여 가진원과 구조물이 장착되어 있는 경우에는 마운트를 통하여 진동 에너지가 전달되므로 마운트가 진동 전달 경로가 된다. i 번째 진동 전달 경로, 즉 i 번째 마운트를 통하여 k 지점으로 전달된 진동 에너지 $P_{ki}(w)$ 는 식 (2)에서와 같이 정적인 상태에서 측정된 진동 전달 함수와 실제 주행할 때 마운트를 통하여 전달된 가진력의 곱으로 나타낼 수 있다.

$$P_{ki}(w) = H_{ki}(w) \cdot f_i \dots\dots\dots (2)$$

여기서, $H_{ki}(w)$ 는 마운트 i 와 측정점 k 사이의 진동 전달 함수이고, f_i 는 마운트 i 에 작용하는 가진력이다. 따라서, k 지점에서 전체 진동 에너지는 식 (3)에서와 같이 표현된다.

$$P_k(w) = \sum_{i=1}^N H_{ki}(w) \cdot f_i \dots\dots\dots (3)$$

식 (2)와 식 (3)을 이용하여 각각의 진동 전달 경로에 대한 진동 전달 함수를 구하면 식 (4)에서와 같다.

$$H_k(w) = \frac{P_k(w)}{f_i} \dots\dots\dots (4)$$

모든 경로에 대한 진동 전달 함수 $H_k(w)$ 를 구하면 복소수로 표현된 각각의 경로에 대한 진동 전달 함수를 비교하여 k 지점의 진동에 보다 큰 영향을 미치는 경로를 찾아낼 수 있다.

식 (3)을 이용하여 k 지점으로 전달된 진동 에너지 $P_k(w)$ 를 구하기 위해서는 k 지점과 각 마운트 i 사이의 진동 전달 함수 $H_k(w)$ 와 각 마운트 i 에 작용하는 가진력 f_i 를 구하여야 한다. 본 연구에서는 이를 실험적인 방법으로 구하였다.

4. 진동 전달 함수와 가진력의 결정

가. 진동 전달 함수

진동 전달 함수는 주파수 응답 함수라고도 하며, 정적인 상태에서 마운트에 작용하는 가진력과 좌석의 가속도를 측정하여 구할 수 있다. 즉, 식 (3)에서 좌석으로 전달된 진동 에너지의 정도는 좌석의 가속도로써 나타낼 수 있으며, 식 (3)은 좌석 가속도를 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$a_s = \sum_{i=1}^n H_{si} f_i \dots\dots\dots (5)$$

이를 행렬식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\{ a_s \} = [H_{si}] \{ f_i \} \dots\dots\dots (6)$$

$$= [H_{s1} \ H_{s2} \ H_{s3} \ H_{s4}] \begin{pmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ f_4 \end{pmatrix}$$

여기서 $\{ a_s \}$ = 좌석 가속도 벡터
 $[H_{si}]$ = i 번째 마운트와 좌석 사이의 전달 함수
 $\{ f_i \}$ = i 번째 마운트에 작용하는 가진력

정적 상태에서 가진 햄머를 이용하여 각 마운트를 가진하였을 때 좌석 가속도를 측정하면 주파수

응답 함수는 다음과 같이 표현된다.

$$H_s = \frac{a_s}{f_i} \dots\dots\dots (7)$$

이 때 응답 함수의 주파수 대역은 승차감과 관련된 0~80 Hz의 범위로 하였다.

나. 가진력

차체로부터 캡으로 전달되는 가진력을 측정하기 위해서는 캡과 마운트 사이에 힘 변환기를 설치하여 측정하여야 한다. 이 방법은 실험 과정이 복잡하고 많은 시간과 비용이 소요된다. 본 연구에서는 마운트의 이너턴스(*inertance*)를 이용하여 간접적으로 마운트에 작용하는 가진력을 결정하는 방법을 택하였다. 이너턴스는 주파수 응답 함수의 한 종류로서 가진력에 대한 가속도의 비를 나타낸다.

마운트 i 에 가진력이 작용할 때 가진력 f_i 와 각 마운트에 나타나는 가속도 a_i 와의 관계는 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{pmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \\ a_4 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} & H_{13} & H_{14} \\ H_{21} & H_{22} & H_{23} & H_{24} \\ H_{31} & H_{32} & H_{33} & H_{34} \\ H_{41} & H_{42} & H_{43} & H_{44} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ f_4 \end{pmatrix} \dots\dots\dots (7)$$

여기서 H_{ij} 는 j 번째 마운트에 대한 가진력과 이 때 i 번째 마운트에 나타난 가속도 사이의 전달 함수로서 가진 시험의 결과를 이용하여 다음 식으로써 구할 수 있다.

$$H_{ij} = \frac{a_i}{f_j} \dots\dots\dots (8)$$

전달 함수 행렬 $[H]$ 가 결정되면, 각 마운트에서 측정된 가속도를 이용하여 다음과 같이 각 마운트에 작용하는 가진력을 구할 수 있다.

$$\begin{pmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ f_4 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} & H_{13} & H_{14} \\ H_{21} & H_{22} & H_{23} & H_{24} \\ H_{31} & H_{32} & H_{33} & H_{34} \\ H_{41} & H_{42} & H_{43} & H_{44} \end{bmatrix}^{-1} \begin{pmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \\ a_4 \end{pmatrix} \dots\dots\dots (9)$$

보다 정확한 VPA를 위해서는 가진력의 주파수 특성을 고려하여야 한다. 가진력의 주파수 특성은 측정 가진력을 분석하여 결정하였다.

5. 실험 장치 및 방법

가. 진동 경로 분석 대상 트랙터

본 연구에서는 완전 유동형 안전캡을 장착한 국내 D사의 41 ps 트랙터를 진동 경로 분석 대상 트랙터로 선정하였다. 표 1은 진동 경로 분석 대상으로 선정된 트랙터의 제원을 나타낸 것이다.

나. 가속도와 가진력 측정

좌석과 마운트 사이의 진동 전달 함수와 각 마운트에 작용하는 가진력을 실험적으로 결정하기 위하여 그림 1에서와 같이 트랙터의 좌석과 4개의

Table 1 Specifications of tractor used for the vibration path analysis

Items	Specifications
Rated power/speed	41 ps/2,600 rpm
Weight distribution	Front 7 kN
	Rear 10 kN
Tires	Front 8-18 4PR
	Rear 13.6-28 6PR
Gear	Forward 16
	Backward 16
PTO speed	588, 704, 1057,
	1321 rpm

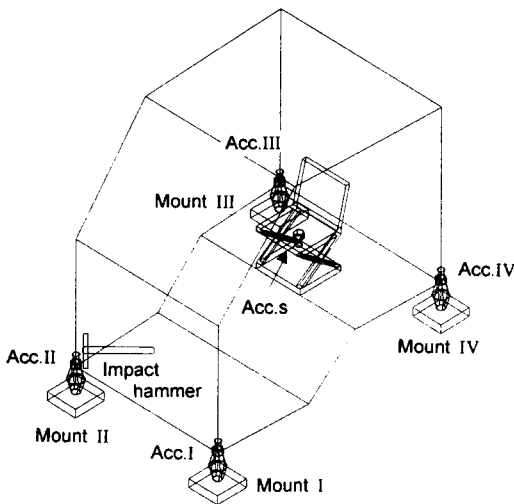


Fig. 1 Schematic diagram for inertance measurements.

캡 마운트 Mount I, Mount II, Mount III, Mount IV 에 각각 가속도계 Acc.s, Acc.I, Acc.II, Acc.III, Acc.IV를 설치하였다. 가속도계는 0.2~3.5 kHz 대역에서 가속도를 측정할 수 있는 고감도 가속도계를 사용하였다.

정적 상태에서 가진 햄머를 이용하여 4개의 마운트를 차례로 가진하였으며, 각 마운트를 가진할 때마다 가진 햄머의 신호와 좌석 가속도계 및 각 마운트에 설치된 가속도계의 신호를 테이프 레코더에 저장하여 분석하였다. 표 2는 가속도의 측정, 저장, 분석에 사용된 각종 장비의 제원을 나타낸 것이다.

다. 트랙터 작업

작업 상태에서 직접 좌석 가속도를 측정하면 진동의 수준은 알 수 있으나, 진동 전달 경로가 좌석 가속도에 미치는 영향은 알 수 없다. 따라서, 작업 상태에서 각 캡 마운트의 가속도를 측정하여 VPA 방법으로 좌석의 가속도를 예측하고, 각 마운트를 통하여 전달된 진동이 좌석 가속도에 미치는 영향을 구명하여야 한다.

본 연구에서는 트랙터 작업 중에서도 작업 시간이 가장 많은 쇄토 작업과 운반 작업을 대상으로 하였으며(Kim, 1998), 각각의 작업을 수행할 때 4개의 마운트에서 가속도를 측정하였다. 쇄토 작업은 기관의 정격 속도를 2,600 rpm, 주행 속도를 4.1 km/h, 로터리 속도를 588 rpm으로 하였다. 경심과 경폭은 각각 15 cm, 165 cm로 하였으며, 시험 포장의 토성은 사질토로서, 표면 상태는 쟁기

Table 2 Specifications of equipments for vibration measurement

Equipment	Specifications
Accelerometer	Sen.: $10 \pm 2\%$ pC/m/sec ²
	Freq. range: 0.2-3500 Hz
Impact hammer	Sen.: 4 pC/N
	Freq. range: 0-2000 Hz
	Force range: 300-1000 N
Tape recorder	Freq. range: 0-10 kHz
	16 bit quantization
Charge amplifier	Freq. range: 0.3-40000 Hz
	Max. input: 7 Vms
Signal analyzer	50 to 25600 line FFT
	25 kHz input module

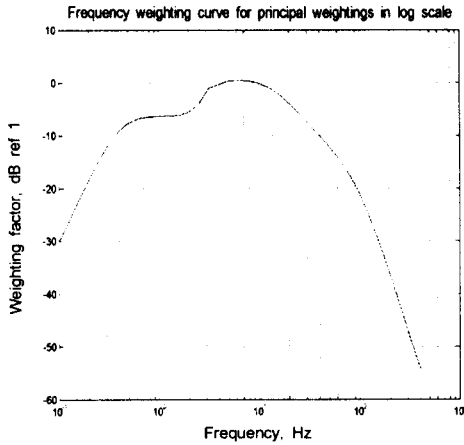


Fig. 3 Frequency weighting curve for principal weighting in log scale, W_k .

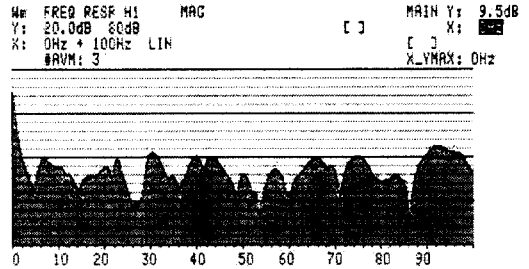
작업을 한 함수비 25% 정도의 건조한 상태이었다. 운반 작업은 농로 주행과 도로 주행의 경우를 모두 고려하였으며, 농로 주행에서는 다져진 비포장 도로를, 도로 주행에서는 아스팔트 도로를 대상으로 하였다. 주행 속도는 농로의 경우에는 2.93 km/h로 하였으며, 아스팔트 도로의 경우에는 4.11 km/h로 하였다.

라. 진동 주파수 보정

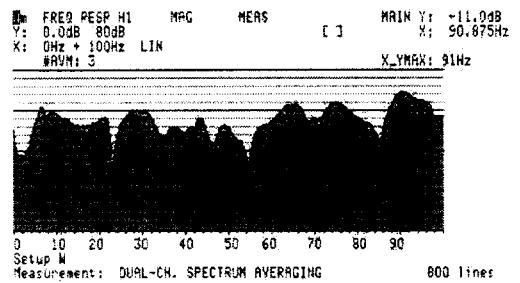
진동의 주파수에 대한 인체의 민감도를 고려하기 위하여 국제표준기구 규격 ISO 2631(1977)에서 제시된 주파수 보정치를 사용하였다 본 연구에서 사용된 각 주파수에 대한 보정치(weighting factor)는 그림 3에서와 같다.

마. 데이터 분석

VPA의 주파수 응답 함수, 이너턴스의 주파수 응답 함수, 작업시 측정된 가속도, ISO 2631의 가중치를 이용하여 다음과 같이 좌석 가속도를 계산하였다. 먼저, 작업시 측정된 마운트의 가속도와 이너턴스를 이용하여 각 마운트에 작용하는 가진력을 구하였다. 이 가진력과 각각의 진동 전달 경로에 대한 주파수 응답함수를 이용하여 좌석의 가속도를 예측하였다. 최종적으로 좌석 가속도에 ISO 2631의 주파수 보정치를 고려하여 운전자가 느끼는 승차 진동 즉, 좌석 가속도를 구하였다. 측



(a) Between seat and mount I



(b) Between seat and mount III

Fig. 4 Frequency response functions.

정한 가속도 데이터와 계산 결과는 모두 0~100 Hz 사이의 1/3 옥타브 중심 주파수에 대한 값으로 나타내었다.

6. 결과 및 고찰

가. 진동 전달 함수

그림 4는 진동 전달 함수의 예로서, 각각 신호 분석기를 이용하여 좌석과 마운트 I 사이의 주파수 응답 함수와 좌석과 마운트 III 사이의 주파수 응답 함수를 구한 것이다.

그림 4(a)에서 왼쪽 상단의 Y: 20.0 dB 80 dB는 각각 Y축의 최대값과 Y축의 범위를 나타낸 것이다. 즉, Y축의 상한선은 20.0 dB를 나타내며, Y축의 범위는 80 dB임을 나타낸다. 따라서 Y축은 하한선 -60 dB에서 상한선 20 dB까지 표시되어 있으며, 한 눈금의 값은 4 dB가 된다. X: 0 Hz + 100 Hz는 X축의 범위가 0-100 Hz임을 나타낸다. 오른쪽 상단의 MAIN Y:, X:는 피크점에서 Y, X 값을 나타내며, X_YMAX:는 Y가 피크인 점의 X

값을 나타낸다. 따라서 MAIN Y: 9.5 dB, X: 0 Hz는 피크점의 X, Y 값이 각각 0 Hz, 9.5 dB임을 나타내며, X_YMAX: 0 Hz는 Y가 피크인 점의 X 값은 0 Hz인 것을 나타낸다. 그림 4(a)에서와 같이 Mount I을 가진하였을 때 상대적으로 큰 진동이 전달되는 주파수 대역은 1 Hz 이하의 저주파 대역이었으며, 그림 4(b)에서와 같이 마운트 III을 가진하였을 때 큰 진동이 전달되는 주파수 대역은 나타나지 않았다.

주파수 응답 함수는 마운트와 좌석 사이의 경로에 의하여 결정된다. 그러나 실제로는 마운트와 좌석 사이의 경로뿐만 아니라 캠 현가 장치 전체의 영향을 받게 된다. 본 연구에서는 가진력을 이용하여 좌석 가속도를 예측하기 위한 용도로써 주파수 응답 함수를 사용하였기 때문에 구조물 전체의 진동 전달 특성은 고려하지 않았다.

나. 가진력

그림 5는 가진 실험의 예로서 마운트 IV를 가진하였을 때 가진 햄머의 신호와 마운트 II에 설치된 가속도계의 신호를 시간 영역으로 나타낸 것이다. 그림 5의 윗쪽이 가진 햄머의 신호이고 아래쪽이 가속도계의 신호이다. 두 신호를 신호 분석기로써 푸리에 변환하여 마운트 II와 IV 사이의 이너턴스 즉, 마운트 IV의 가진력에 대한 마운트 II

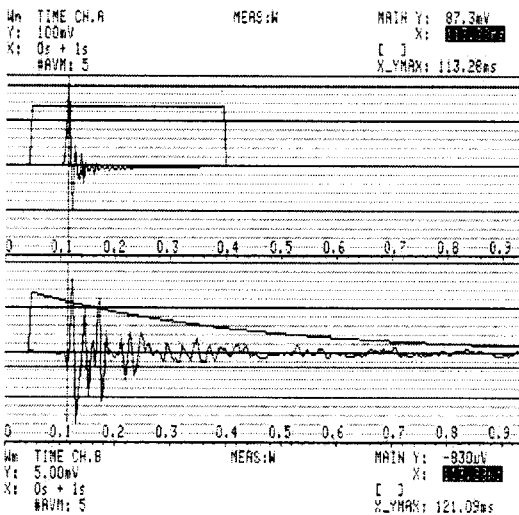


Fig. 5 Time histories of impact signal by impact hammer at mount IV and acceleration measured at mount II.

의 가속도비를 1/3 옥타브 중심 주파수의 함수로 나타내면 그림 6에서와 같다.

이너턴스를 이용하여 각 마운트에 작용하는 가진력을 구하기 위해서는 각 마운트의 가속도를 측정하여야 한다. 가속도를 측정할 결과의 예로서, 그림 7은 쇄토 작업을 수행할 때 마운트 II에서 측정된 가속도를 1/3 옥타브 중심 주파수의 함수로 나타낸 것이고, 그림 8은 농로를 주행할 때 마운트 I의 가속도를 나타낸 것이다.

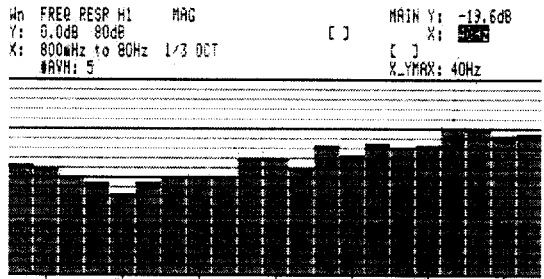


Fig. 6 Inertance function between mounts II and IV in 1/3 octave center frequencies.

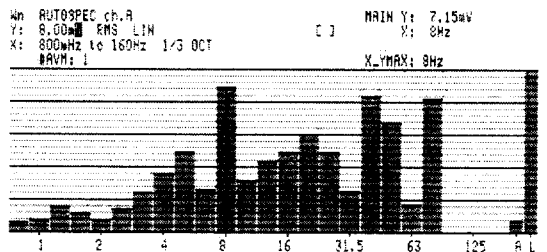


Fig. 7 Autospectrum of acceleration measured at mount II during rotating operation.

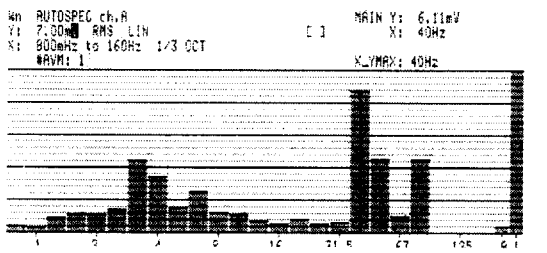


Fig. 8 Autospectrum of acceleration measured at mount I during transportation on farm road.

다. 좌석 가속도

테이터 분석 방법에 따라 각 마운트를 통하여 좌석으로 전달된 진동을 구하였다. 진동 수준은 1/3 옥타브 중심 주파수에서 10^{-6} m/s^2 을 기준으로 한 dB 값으로 나타내었다.

쇄토 작업에서는 그림 9에서와 같이 1 Hz 이하의 저주파 대역에서 좌측 전방 마운트 I을 통하여 전달된 진동이 다른 마운트를 통하여 전달된 진동보다 25-35 dB 정도 크게 나타났다. 그러나 2.5 Hz 이상의 주파수 대역에서는 마운트 III, IV를 통하여 전달된 진동 수준이 더 높았다.

가속도의 피크값은 10, 40, 80 Hz 부근에 나타났다. 쇄토 작업에서는 기관 속도를 2,600 rpm으로 유지하였기 때문에 이 속도에 해당되는 86.7 Hz와 크랭크 축의 속도에 해당되는 40 Hz 부근의 피크값은 기관 가진에 의한 것으로 판단되며, 10 Hz 부근의 피크값은 ISO 2631에 의한 가중치와 리그에 의한 지면 가진 때문인 것으로 판단된다. 주파수에 따른 좌석 진동은 1.5-3.0 Hz 부근에서 $7.4 \times 10^{-4} \text{ m/s}^2$ 으로서 최저 수준이었으며 80 Hz 부근에서 0.135 m/s^2 으로 최고 수준이었다. 이러한 진동 수준은 ISO 2631을 기준으로 하면 승차감이 좋은 수준에 해당된다.

포장 운반 작업에서는 그림 10에서와 같이 2.5 Hz 이하의 주파수 대역에서는 마운트 I을 통하여 전달된 진동이 컸으나, 2.5 Hz 이상의 주파수 대역에서는 우측 후방 마운트 III과 좌측 후방 마운트 IV를 통하여 전달된 진동이 더 컸다. 그러나 마운트 II를 통하여 전달된 진동은 좌석 진동에는 큰 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다. 이러한 결과는 캡-현가 장치에서 좌석이 후차축의 상부에 위치하기 때문에 후차축과 연결된 후방 마운트를 통하여 전달된 수직 방향의 진동이 좌석 진동에

큰 영향을 미치지 때문인 것으로 판단된다. 주파수에 따른 좌석 진동의 경향은 쇄토 작업의 경우와 같은 형태를 나타내었으나, 쇄토 작업에서보다는 진동 수준이 낮았다.

도로상의 운반 작업에서는 그림 11에서와 같이 좌석 진동의 피크는 리그에 의한 가진 주파수인 8-10 Hz 부근에서 나타났다. 도로상의 운반 작업에서도 2.5 Hz 이상의 주파수 영역에서는 마운트 III과 마운트 IV를 통하여 전달된 진동이 마운트 I과 마운트 II를 통하여 전달된 진동보다 좌석 진동에 미치는 영향이 컸다. 이는 리그에 의한 가진과 지면 가진이 후방 마운트를 통하여 좌석으로 전달되기 때문인 것으로 판단된다. 주파수에 따른 좌석 진동은 쇄토 작업과 포장 운반 작업에서와 유사한 형태를 나타내었으나 전체적인 진동 수준은 포장 운반 작업에서보다는 높았다. 이는 아스팔트에 의한 지면 가진이 포장에 의한 지면 가진보다는 높기 때문인 것으로 판단된다.

각 마운트를 통하여 좌석으로 전달되는 진동이 좌석 진동에 미치는 영향은 2.5 Hz 이하의 진동에서는 마운트 I을 통하여 전달된 진동의 영향이 컸으며, 2.5 Hz 이상의 진동에서는 마운트 III, 마운트 IV를 통하여 전달된 진동의 영향이 컸다. 마운트 II를 통하여 전달된 진동의 영향은 가장 적었다. 예측된 좌석 진동의 크기는 승차감이 좋은 수준의 것으로 나타났으나, 마운트 이외로 전달된 진동이 고려되지 않았기 때문에 실제 좌석 진동보다는 낮게 예측된 것으로 판단된다. 그러나 각 마운트를 통하여 전달된 진동이 좌석 진동에 미치는 영향은 상대적인 것으로서, 후차축 상부 마운트의 영향이 큰 것으로 보아 바르게 평가된 것으로 판단된다.

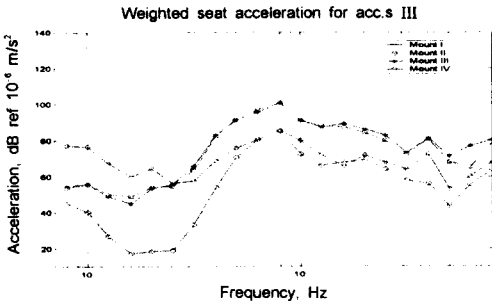


Fig. 9 Weighted seat acceleration for rotating operation.

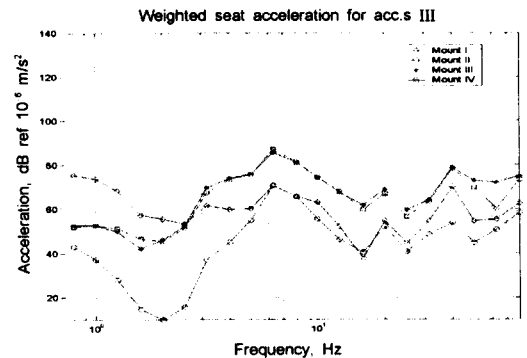


Fig. 10 Weighted seat acceleration for transportation in field.

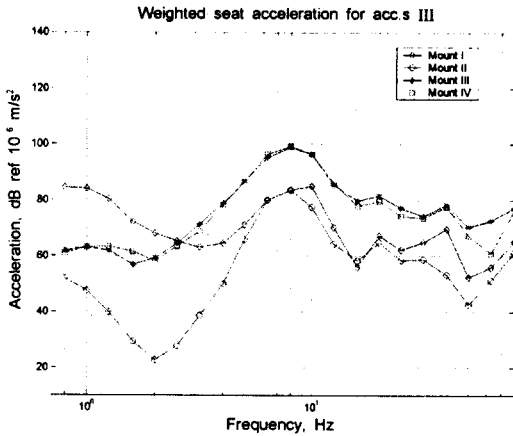


Fig. 11 Weighted seat acceleration for transportation on pavement.

7. 요약 및 결론

본 연구는 좌석 진동의 진동 전달 경로와 그 특성을 구명함으로써 보다 효율적인 진동 저감 방안을 제시하기 위하여 수행되었다.

캡 마운트를 좌석 진동의 진동 전달 경로로 보고, 캡-현가 장치에 VPA를 적용하였다. 좌석과 캡 마운트에 각각 가속도를 설치하고 정적인 상태에서 실험적 방법으로 마운트와 좌석 사이의 주파수 응답함수와 마운트와 마운트 사이의 이너턴스를 구하였다. 이너턴스와 주파수 응답함수를 이용하여 쇄토작업, 포장 운반작업, 아스팔트 운반작업에서 각 마운트를 통하여 좌석으로 전달되는 진동을 예측하였다. VPA 결과의 신뢰도를 높이기 위하여 실제 작업 중 트랙터에 작용하는 가진력의 특성과 인체에 작용하는 진동 주파수의 민감도를 함께 고려하였다.

캡-현가 장치에 작용하는 가진은 크게 기관에 의한 가진과 리그에 의한 지면 가진으로 구분할 수 있다. 기관에 의한 가진은 전방 마운트에서 비교적 크게 나타났으며, 리그에 의한 가진은 후방 마운트에서 크게 나타났다. 이는 후방 마운트가 후륜 차축 위에 위치하고 있어 지면에 의한 수직 방향의 가진력을 크게 받기 때문인 것으로 판단된다. 또한, 리그에 의한 가진은 포장에서보다는 도로에서 그 영향이 더 큰 것으로 나타났다.

진동경로 분석 결과에 의하면 좌석 진동에 미치는 영향은 2.5 Hz 이하의 진동에서는 마운트 I을 통하여 전달된 진동의 영향이 가장 컸으며, 2.5

Hz 이상의 진동에서는 마운트 III, 마운트 IV를 통하여 전달된 진동의 영향이 컸다. 예측된 진동 수준은 승차감이 좋은 수준의 것으로 나타났으나, 이는 마운트 이외로 전달된 진동이 고려되지 않았기 때문인 것으로 판단된다.

캡-현가 장치의 진동 감소 효과를 높이기 위해서는 우선적으로 후방 마운트를 통하여 전달되는 진동을 감소시켜야 할 것으로 판단된다. 후방 마운트를 통하여 전달되는 진동 주파수는 리그 및 지면에 기인하는 8-10 Hz 정도이며, 이는 인체가 민감하게 반응하는 주파수 대역으로서, 승차감을 개선하기 위해서는 이 주파수 대역의 진동에 대한 감소 대책을 강구하여야 될 것으로 판단된다.

참고 문헌

1. Choy, H. J. 1998. Optimum design of cab suspension for agricultural tractors. Unpublished MS thesis, Seoul National University. Seoul Korea.
2. Fulford, R. A. and B. M. Gibbs. 1997. Structure-borne sound power and source characterization in multi-point-connected systems. part 1: Case studies for assumed force distribution. *Journal of Sound and Vibration* 204(4):659-677.
3. International organization for standardization. 1997(E). ISO 2631-1. Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration - Part 1: General requirements.
4. Kim, G. J., K. R. Holland and N. Lalor. 1997. Identification of the airborne component of tyre-induced vehicle interior noise. *Applied Acoustics* 51(2):141-156.
5. Kim, J. H. 1998. Analysis of mission and transmission loads of agricultural tractors. Unpublished MS thesis, Seoul National University. Seoul Korea.
6. Ko, K. H. 1998. Mechanical-acoustic transfer function measurement for noise path analysis in vehicle. *Technical Review* 98 : 348-354.
7. Chung, S. S. 1993. Evaluation of ride vibration of agricultural tractors. Unpublished MS thesis. Seoul National University. Seoul Korea.
8. Yi, Juwon. 2000. Reduction of ride vibration of tractor using vibration path analysis. Unpublished MS thesis. Seoul National University. Seoul Korea.