한국농업기계학회지 제26권 제6호. pp. 509~516. 2001

농업용 트랙터의 과도 진동 분석

Transient Vibration Analysis of an Agricultural Tractor

김용준 정회원 Y. J. Kim
김경욱 정회원 K. U. Kim

SUMMARY

This paper introduced some advantages of the time-frequency analysis of vibration and investigated, using the time-frequency transform, the characteristics of the transient motion of a tractor seat, which occurred during the tractor traversed over a rectangular obstacle on the flat surface.

The characteristics of the short-time Fourier and wavelet transforms as time-frequency analysis methods were introduced and discussed to figure out which is more suitable to the analysis of the transient motions of agricultural tractors. Using each transform, transient vibration of a tractor seat was analyzed. Results of the analysis showed that the transient vibration of the seat was influenced by the natural frequencies of vertical mode of chassis, pitching mode of engine and pitching mode of cab of the tractor. The time sequence of the natural mode of tractor vibration was also revealed by the time-frequency analysis. The vibration path analysis by the time-frequency transform showed that the vibration energies transmitted from the front mounts to the seat were less than those from the rear mounts. The energy reduction ratios between the cab mounts and seat were also estimated to be about 72~78%. The front mounts showed larger reduction than the rear mounts. However, the reduction difference between the right and left sides mounts was negligibly small. The short time Fourier transform was found to be a proper method for investigating the transient motions of farm machines and their effects on the ride vibration.

Keywords : Time-frequency analysis, Short-time, Fourier transform, Wavelet transform, Vibration path analysis.

1. 서 론

최근 농업기계는 작업 능률의 향상과 운전자의 편의를 위하여 고속화, 대형화되는 추세에 있다. 또한, 기계화가 확대됨에 따라 농업기계를 이용하는 시간도 점차 증가되고 있으며, 운전자의 건강과 편의에 대한 관심도 더욱 증가되고 있다. 특히, 승차감은 운전자의 작업 능률과 건강에 가장 큰 영향을 미치는 요인 중에 하나로서, 최근까지 승차 진동을 줄이기 위한 여러 가지 연구가 수행되었다(Chung et al., 1993; Choy et al., 1998; Park and Kim, 1999; Yi and Kim, 2001). 그러나, 그 수준은 아직까지 미약한 실정이다.

트랙터는 그 특성상 주로 농로를 주행해야 하기 때문에 운전자는 불규칙한 노면에 의하여 발생되는 진동에 노출될 수밖에 없다. 불규칙한 노면 중

This article was submitted for publication in July 2001; reviewed and approved for publication by the ediorial board of KSAM in Octpber 2001. The authors are Yong Jun Kim, former Graduate Student and Kyeong U. Kim, Professor. The correspoinding author is Kyeong U. Kim, Professor, School of Bioresources and Material Engineering Seoul National University, Suwon, 441-744, Korea. E-mail: <kukim@plaza.snu.ac.kr>.

에서도 움푹 패인 곳 또는 논둑을 넘어갈 때 트랙터는 충격 즉, 짧은 시간에 큰 가진력을 받게 되며, 이러한 가진력에 의하여 트랙터에는 과도진동이 발생된다. 트랙터에는 차륜 현가장치가 없기 때문에 이러한 과도진동은 차체의 결합 부분을 이완시키거나 피로 파괴의 원인이 된다.

과도진동을 분석하는 방법에는 웨이브렛 변환(wavelet transform)과 단기푸리에 변환(short time Fourier transform)을 이용한 시간-주파수 분석(time-frequency analysis) 방법이 있다. 이러한 방법은 진동에 대한 시간과 주파수 정보를 동시에 구명하기 위한 것으로서 특히, 웨이브렛 변환은 시스템의 과도응답을 분석하는데 가장 적합한 방법인 것으로 알려져 있다(Galli et al., 1998; Jordan et al., 1998). 그러나 트랙터의 과도진동을 분석하는데 웨이브렛 변환을 적용된 예는 아직까지 없다.

본 연구에서는 시간-주파수 분석 방법을 소개하고 이를 적용하여 트랙터에서 발생되는 과도진동의 특성과, 승차 진동에 미치는 고유 주파수 모드의 영향을 구명하였으며, 트랙터의 과동 진동을 분석하는데 적합한 시간-분석 방법을 제시하였다. 이러한 연구는 트랙터의 개념 설계 단계에서 승차 진동의 수준을 줄이기 위한 방안을 모색하는데 기여할 수 있을 것으로 판단된다.

2. 시간-주파수 분석의 원리

가. 푸리에 변환

시간 영역의 진동 신호를 주파수 영역의 신호로 변환하는데 사용되는 푸리에 변환은 다음과 같이 정의된다.

$$F(w)=\int_{-\infty}^{+\infty} f(t)e^{-iwt}dt \qquad (1)$$

즉, 푸리에 변환은 시간 영역의 신호를 상이한 주파수를 가진 사인 함수의 합으로써 나타낸다. 그러나 변환된 정보는 시간 영역의 정보를 가지고 있지 않기 때문에, 시간에 따라 크기와 주파수가 변화되는 진동을 분석할 때는 푸리에 변환과 함께 시간 영역의 정보를 나타내기 위한 신호분석 방법이 요구된다.

나. 시간-주파수 변환

시간-주파수 변환(time-frequency transform)의 결과는 시간-주파수 변환함수 $\phi(t)$와 신호 $f(t)$ 사이의 상관 관계에 의하여 결정되며, 다음과 같이 정의된다.

$$TTF=\int_{-\infty}^{+\infty} f(t)\phi(t)\,dt \qquad (2)$$

시간-주파수 변환의 결과는 시간, 주파수, 진동의 크기로서 2차원 그래프에 표시된다. 이 때 진동의 크기는 시간-주파수 평면에서 한 점이 아닌 한 영역에 대응되는 값으로 표현되며, 이 영역은 변환함수 ϕ의 특성 즉, 시간 영역과 주파수 영역에서 연속적으로 0이 아닌 구간에 의하여 결정된다.

(1) 단기푸리에 변환

시간-주파수 변환으로 널리 사용되고 있는 단기푸리에 변환은 다음과 같이 정의된다.

$$STFT(u,\xi)=\int_{-\infty}^{+\infty} f(t)g_{u,\xi}(t)\,dt \qquad (3)$$

이 때, 시간-주파수 변환 인자 $g_{u,\xi}(t)$는 다음과 같이 정의된다.

$$g_{u,\xi}(t)=e^{i\xi t}g(t-u) \qquad (4)$$

여기서, $g(t)$ = 창함수(window function)
u = 시간축 변수
ξ = 주파수축 변수

단기푸리에 변환 결과는 그림 1에서와 같이, 변환 인자의 특성에 따라 시간-주파수 평면에서 일

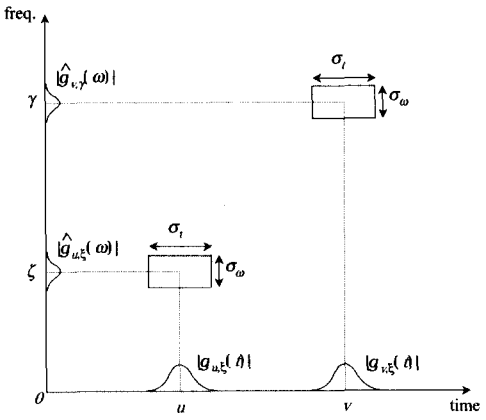

Fig. 1 Time-frequency atoms of the short time Fourier transform(Stephane, 1998).

정한 크기의 영역으로 표현되며, 시간-주파수 평면 전 영역에서 동일한 크기를 갖는 주파수축 분해능과 시간축 분해능이 결정된다.

(2) 웨이브렛 변환

크기와 주파수의 변화 폭이 큰 신호를 분석하기 위해서는 support를 변화시킬 수 있는 변환 인자가 요구된다. support는 시간축과 주파수축의 분해능을 조절할 수 있는 함수이다. 이러한 support를 변화시킬 수 있는 특성을 가진 변환 인자를 웨이블렛(wavelet)이라고 하며, 웨이블렛을 이용한 시간-주파수 변환은 식 (5)에서와 같이 정의된다.

$$WT(u,s)=\int_{-\infty}^{+\infty} f(t)\psi^{*}_{u,s}(t)\,dt \tag{5}$$

여기서, $\psi_{u,s}$ = 웨이블렛

$\psi^{*}_{u,s}$ = $\psi_{u,s}$의 켤레 복소수

웨이블렛은 다음과 같이 정의된다.

$$\psi_{u,s}(t)=\frac{1}{\sqrt{s}}\psi\left(\frac{t-u}{s}\right) \tag{6}$$

여기서, s = 스케일계수

u = 이동계수

식 (6)에서와 같이, 웨이브렛 변환에는 스케일계수가 존재하기 때문에 변환 인자의 support가 변화되며, 이것이 웨이브렛 변환과 단기푸리에 변환이 서로 다른 결과를 초래하는 원인이 된다.

결함 진단, 영상 압축 등 각종 목적에 따라 웨이블렛을 선택하여 웨이브렛 변환을 수행하고 있으며, 시간-주파수 분석에서는 다음과 같이 정의되는 가버(Gabor) 웨이블렛이 주로 사용되고 있다.

$$\psi(t)=e^{i\eta t}g(t) \tag{7}$$

여기서, $\psi(t)$ = 가버 웨이브렛

η = 주파수 변조계수

$g(t)$ = $\frac{1}{(\sigma^2\pi)^{1/4}}e^{\frac{-t^2}{2\sigma^2}}$, 가우스 창

σ^2 = 가우스 창의 분산

웨이브렛 변환의 시간-주파수 분해능은 그림 2에서와 같다. 그림 2에서와 같이 시간-주파수 분석에 이용되는 웨이브렛 변환은, 시간과 주파수 전 영역에서 일정한 분해능을 갖는 단기푸리에 변환과는 달리, 시간과 주파수 분해능은 스케일계수 s에 따라 변화된다. 즉, s가 증가함에 따라 주파수 분해능은 향상되나 시간 분해능은 나빠진다.

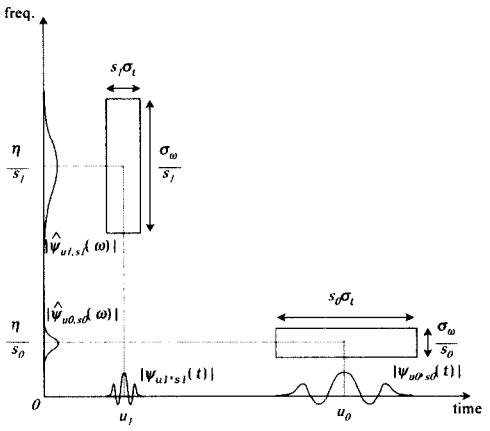

Fig. 2 Time-frequency atoms of the wavelet transform(Stephane, 1998).

Fig. 3 A view of tractor traversing over a rectangular bump.

3. 농용 트랙터의 과도 응답 특성

가. 지면 가진 실험

지면 가진에 의한 트랙터의 좌석 진동을 측정하기 위하여 간단히 제작된 사각 범프를 통과하는 주행 실험을 실시하였다. 일반적으로 불규칙한 지면의 가진 주파수는 50Hz 이하이므로(Laib, 1970), 지면 가진에 의한 트랙터의 좌석 진동을 구명하기 위하여 좌석에 가속도계를 부착하고, 높이와 폭이 각 3.2 cm인 사각 범프를 2.05 m/s의 속도로 통과하도록 하였다(Kim, 2001). 그림 3은 주행 시험 장면을 나타낸 것이다.

나. 과도 응답 신호 분석

(1) 푸리에 변환 결과

과도 진동이 일어날 때 기관 가진에 의한 진동을 제거하고 고유 주파수 모드에 의한 영향만을 구명하기 위하여 기관 속도를 900 rpm과 1,200 rpm의 두 수준으로 설정하였다. 가진 방향의 영향을 구명하기 위하여 좌우 바퀴가 모두 범프를 통과하는 경우와 한쪽 바퀴만이 범프를 통과하는 경우로 나누어 주행 시험을 실시하였다. 고유 주파수에 의한 진동은 기관 속도에 의한 주파수에 영향을 받지 않기 때문에 엔진 속도가 다른 두 가진 실험의 응답 신호에서 일치되는 부분은 고유 주파수에 의한 진동이라고 볼 수 있다.

트랙터의 좌우 바퀴가 모두 범프를 통과하였을 때 좌석에서 측정한 신호를 푸리에 변환한 결과는 그림 4에서와 같다. 기관의 회전 속도에 의한 가진 주파수를 제외하면 20Hz 이하의 주파수 분포가 유사한 형태로 나타났다. 따라서 트랙터의 고유 진동수는 4 Hz, 10 Hz, 20 Hz 부근에 존재하는 것으로 판단된다.

박과 김(1999)의 연구에서도 50 Hz 이하의 지면 가진 주파수에 대한 트랙터의 고유 진동수는 4 Hz, 10Hz, 20 Hz, 35 Hz, 38 Hz, 50 Hz 부근이었으며, 각각의 고유 주파수에 의한 진동 모드는 표 1에서와 같았다.

그림 4와 표 1의 결과에 의하면 트랙터의 좌우 바퀴가 모두 가진되었을 때 과도 진동에서 나타난 고유 진동 모드는 차체의 수직 모드, 엔진의 피칭 모드, 캡의 피칭 모드인 것으로 판단된다.

오른쪽 또는 왼쪽 바퀴만이 범프를 통과하였을 때 좌석에서 측정한 가속도 신호를 푸리에 변환한 결과는 그림 5와 그림 6에서와 같다. 좌우 바퀴가 모두 범프를 통과하였을 때와는 달리 한쪽 바퀴만이 범퍼를 통과하였을 때는 차체의 수직 진동만이

Table 1 Natural frequencies of tractor lower than 50Hz and their associated vibrational modes (Park and Kim, 1999)

Natural frequency(Hz)	Vibrational mode
4.7	Vertical mode of chassis
10.72	Pitching mode of engine
22.17	Pitching mode of cab
35.04	Vertical mode of cab
37.87	Vertical mode of engine
50.56	Vertical mode of seat-base

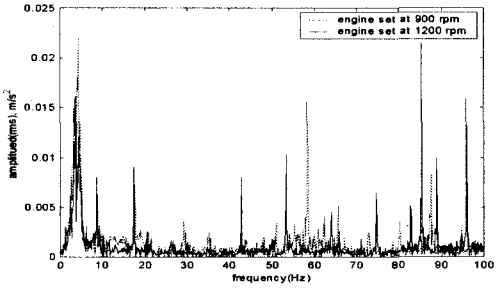

Fig. 5 Autospectra of seat accelerations when tractor traverses over a rectangular bump with left wheels only.

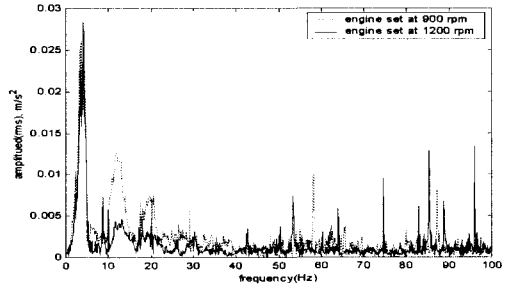

Fig. 4 Autospectra of seat accelerations when tractor traversed over a rectangular bump.

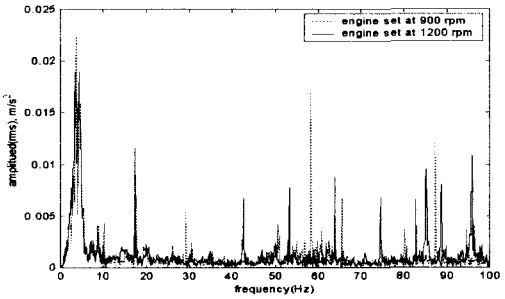

Fig. 6 Autospectra of seat accelerations when tractor traversed over a rectangular bump with right wheels only.

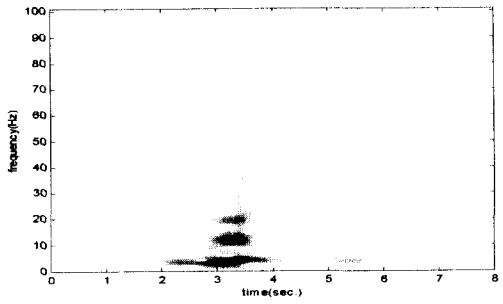

Fig. 7 Spectrogram of seat accelerations when tractor traversed over a rectangular bump with four wheels and engine speed of 900 rpm.

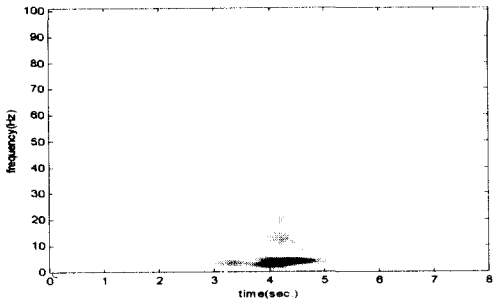

Fig. 8 Spectrogram of seat accelerations when tractor traversed over a rectangular bump with four wheels and engine speed of 1,200 rpm.

고유 진동 모드로 나타났으며, 그 크기도 작았다. 그러나, 왼쪽 또는 오른쪽 바퀴만이 범퍼를 통과하였을 때 바퀴의 가진에 의한 좌석 진동의 차이는 나타나지 않았다.

(2) 시간-주파수 분석 결과

시간-주파수 변환은 시간에 대한 주파수 분포의 변화를 분석하기 위한 것으로서, 다수의 주파수가 포함된, 양쪽 바퀴가 모두 범프를 통과했을 때의 신호를 대상으로 시간-주파수 변환을 수행하였다. 변환에 사용된 변수가 변환 결과에 미치는 영향을 분석하였으며, 시간-주파수 변환의 결과로써 과도 진동의 특성을 구명하였다.

(가) 단기푸리에 변환 결과

그림 7과 그림 8은 각각 엔진 속도가 900 rpm과 1200 rpm일 때 좌석의 진동 신호를 단기푸리

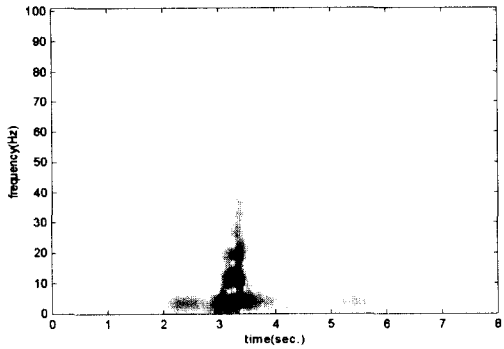

Fig. 9 Spectrogram made by shorter time support of window function than those used in Figs 7 and 8.

에 변환한 결과이다. 변환 인자 $g_{\mu,\xi}(t)$의 창함수는 일반적으로 연속 신호 분석에 이용되는 해닝창을 사용하였으며, 2차원 평면에 시간, 주파수, 진동의 크기를 나타내기 위하여 진동의 크기가 증가될수록 색이 검게 표시될 수 있도록 하였다.

기관 가진에 의한 응답은 그림 7과 그림 8에서와 같이 측정 시간 8초에 걸쳐서 희미한 선으로 나타났다. 그림 7에서 전륜에 의한 가진과 후륜에 의한 가진은 각각 2.5초와 3.2초 부근에서 검은색으로 나타났다. 그림 8에서도 3.4초와 4.2초 부근에서 전륜 가진과 후륜 가진에 의한 응답이 나타났다.

전륜이 범퍼를 통과할 때 좌석 진동에는 고유 진동 모드로서 차체의 수직 진동만이 나타났으나, 후륜이 범퍼를 통과할 때는 전륜이 통과할 때보다 차체의 수직 진동의 크기가 증가되었을 뿐만 아니라 고유진동 모드로서 엔진의 피칭 모드와 캡의 피칭 모드가 나타났다. 이는 좌석의 위치가 후륜과 가까워 후륜을 통하여 전달되는 진동이 전륜을 통하여 전달되는 진동보다 좌석에 미치는 영향이 크기 때문이며 또한, 후륜이 범퍼를 통과함으로써 트랙터에는 피칭 운동이 발생하여 피칭 방향의 고유 모드가 가진되었기 때문인 것으로 판단된다.

시간 영역에서 변환 인자의 support가 감소되면 주파수축의 분해능은 나빠지나 시간축의 분해능은 좋아지는 특성을 이용하여 창함수의 길이를 그림 7과 그림 8에 사용된 창함수 길이의 0.4배로 한 단기푸리에 변환을 수행하였으며, 그 결과는 그림 9에서와 같다.

시간축 분해능이 향상됨으로써, 차체의 수직, 엔

진의 피칭, 캡의 피칭 진동의 고유 진동수는 그림 9에서와 같이 약간의 시차를 두고 각각 5 Hz, 10 Hz, 20 Hz 부근에서 검은 점으로 나타난 것이 확인되었다. 이는 전륜이 범퍼를 통과할 때 수직 방향의 가진에 의하여 수직 방향으로 차체의 진동이 일어나고, 그 직후 후륜이 범퍼를 통과할 때 차체의 피칭에 의하여 발생된 엔진과 캡의 피칭 진동이 좌석으로 전달되었기 때문인 것으로 판단된다.

푸리에 변환은 3차원으로 표시된 단기푸리에 변환의 결과를 주파수-크기 평면에 투영한 것과 같다. 즉, 단기푸리에 변환에 사용된 창 함수의 support를 확대할수록 시간축 분해능은 나빠지지만 주파수축 분해능이 향상되기 때문에 단기푸리에 변환의 결과를 주파수-크기 평면에 투영하면, 푸리에 변환에서와 같은 결과가 나타난다. 따라서, 인접한 두 주파수가 짧은 시간차로 나타날 경우에는 에너지가 큰 주파수가 작은 주파수를 가리기 때문에 푸리에 변환으로써는 이러한 주파수를 구별하기가 어렵다. 그러나, 시간-주파수 변환이 수행되면, 신호에 대한 시간 영역의 정보가 추가되기 때문에 시간축과 주파수축의 분해능을 적절히 조정하여 이러한 주파수를 구별할 수 있을 것으로 판단된다.

(나) 웨이브렛 변환 결과

웨이브렛 변환의 주파수축 분해능은 식 (7)의 σ^2이 클수록 향상되고, σ^2이 작을수록 나빠진다. 따라서 본 연구에서는 0-80 Hz 대역에서 시간에 따른 주파수의 변화를 관찰하기 위하여 σ^2을 5로 결정하였다. 또한, η는 시간-주파수 평면의 크기를 결정하기 위한 변수로서, η가 커지면 주파수의 범위는 증가되나 눈금이 작아지고, η가 작아지면 주파수의 범위는 작아지나 눈금은 커지게 된다. 따라서, 본 연구에서는 웨이브렛 변환의 결과를 단기푸리에 변환 결과와 용이하게 비교할 수 있도록 η를 5.4로 결정하였다.

그림 10~그림 11은 σ^2과 η를 각각 5와 5.4로 하여 웨이브렛 변환을 수행한 결과이다. 웨이브렛 변환의 결과는 시간-주파수 분해능의 특성으로 인하여 단기푸리에 변환의 결과와는 달리 전륜과 후륜이 범프를 통과할 때 차체의 수직 진동 모드가 잘 구별되지 않았으며, 차체의 수직 방향 고유 진동수보다 높은 주파수인 10~40 Hz 부근에서 창 함수의 길이를 작게 하여 단기푸리에 변환을 수행하였던 그림 9의 결과와 유사한 결과를 나타내었다. 따라서, 본 연구에서와 같이 저주파 대역의 고

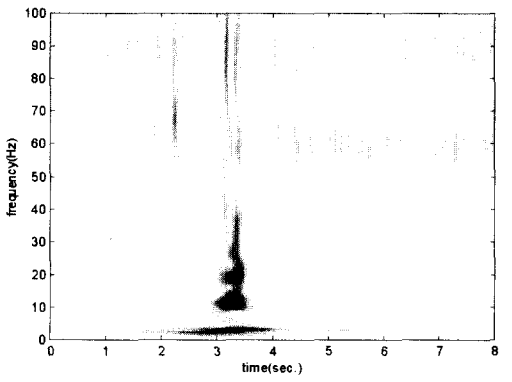

Fig. 10. Scalogram of seat accelerations when tractor traversed over a rectangular bump with four wheels and engine speed of 900 rpm.

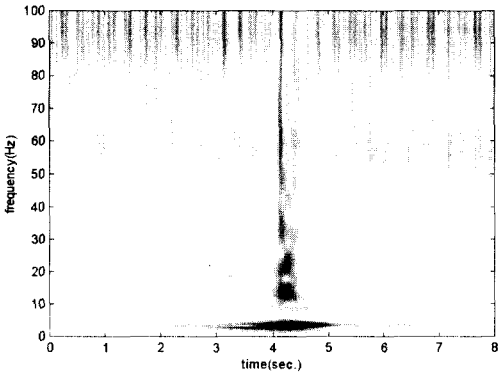

Fig. 11. Scalogram of seat accelerations when tractor traversed over a rectangular bump with four wheels and engine speed of 900 rpm.

유진동수를 대상으로 시간-주파수 분석을 할 때는 저주파와 고주파 대역에 관계없이 일정한 시간축과 주파수축의 분해능을 가지는 단기푸리에 변환이 웨이브렛 변환보다 적절한 것으로 판단된다.

4. 시간-주파수 변환을 이용한 진동 전달 경로 분석

진동 신호를 시간과 주파수 영역에서 동시에 볼 수 있는 시간-주파수 분석의 특성을 이용하여 진

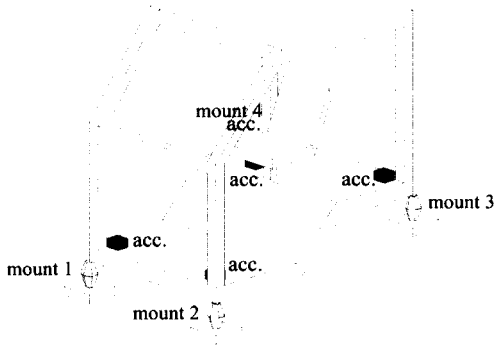

Fig. 12 Placement of accelerometers to identify path of vibrations.

동이 전달되는 경로를 분석할 수 있다. 임의의 여러 지점에서 측정한 진동 신호를 시간-주파수 변환하였을 때 특정 주파수의 진동 에너지가 일정한 시간차를 두고 각 측정 지점에 나타나면 이는 측정 지점이 특정 주파수의 진동이 전달되는 경로에 포함되어 있다는 것을 나타낸다. 특히, 본 연구에서와 같이 좌석 진동을 대상으로 한 경우에는 특정 모드의 고유 진동이 좌석 진동에 미치는 영향을 구명할 수 있다.

가. 진동 전달 경로 실험

그림 12에서와 같이 본체와 캡을 연결하는 4개의 마운트와 좌석에 각각 가속도계를 부착하였다. 지면 가진에 의한 진동 에너지가 캡의 마운트를 통하여 좌석으로 전달되는 현상을 분석하기 위하여 4개의 타이어를 차례로 가진하고 각 타이어에서 가장 가까운 마운트와 좌석의 가속도 신호를 측정하여 이를 시간-주파수로 변환하였다. 한쪽 타이어가 범퍼를 통과할 때 캡 마운트에서 측정한 가속도 신호를 단기푸리에 변환과 웨이브렛 변환하였을 때 차체의 수직 방향 고유 진동 모드에서 가장 많은 진동 에너지가 나타났다. 따라서, 0~10 Hz의 저주파수 대역에서도 시간축의 분해능을 확보할 수 있는 단기푸리에 변환을 이용하여 각 마운트의 진동과 좌석 진동의 크기를 비교하였다.

나. 진동 전달 경로 분석 결과

각 마운트에서 최대의 진동 에너지가 전달될 때

Table 2 Result of vibration path analysis using short time Fourier transform

Side	Mount (dB)	Seat (dB)	Seat/ Mount	Time delay(sec)
Front-Left	97.614	70.399	0.721	0.082
Rear-Left	102.637	79.200	0.772	0.033
Front-Right	97.880	71.158	0.727	0.098
Rear-Right	103.55	80.417	0.777	0.034

마운트에 대한 좌석의 최대 진동 에너지비를 구하여 진동 전달 경로를 분석하였다. 표 2는 4회 반복으로 각 마운트와 좌석에서 측정한 진동 에너지의 평균과 최대 진동 에너지비를 나타낸 것이다. 가속도의 크기는 dB(ref. 10^{-6} m/s^2)로 나타내었다. 또한, 차체의 수직 방향 고유 진동이 캡의 각 마운트로부터 좌석으로 전달될 때까지 걸리는 시간을 구하였다.

타이어 하나가 가진되었을 때 좌석으로 전달된 차체의 고유 진동은 캡으로 전달된 차체의 고유 진동의 약 70~80% 수준인 것으로 나타났다. 즉 전방 마운트를 통과한 고유 진동은 70~71%가 좌석으로 전달되었으며, 후방 마운트를 통과한 고유 진동은 79~80%가 좌석으로 전달되었다. 전방 마운트에서 좌석까지 고유 진동의 전달 시간은 0.08~0.09초이었으며, 후방 마운트에서 좌석까지 전달 시간은 0.03초 정도이었다. 또한, 트랙터의 전방 마운트를 통하여 전달된 차체의 수직 방향 고유 진동은 후방 마운트를 통하여 전달된 진동보다 좌석 진동에 미치는 영향이 작았다. 트랙터의 주행 방향을 기준으로 하였을 때, 차체의 수직 방향 고유 진동에 의하여 각각 좌측 마운트와 우측 마운트를 통하여 좌석으로 전달된 진동 에너지는 그 차이를 무시할 수 있는 수준이었다.

5. 요약 및 결론

트랙터의 과도 진동을 분석하는데 가장 적합한 시간-주파수 변환 방법을 구명하기 위하여 트랙터가 사각 범프를 통과할 때 좌석의 과도 진동을 측정하고 이를 대상으로 푸리에 변환, 단기푸리에 변환, 웨이브렛 변환을 수행하여 그 결과를 비교하였다. 비교 결과에 의하면 트랙터의 과도 진동에서와 같이 저주파수 대역의 고유 진동에 대해서

는 전주파수 대역에서 일정한 주파수축과 시간축 분해능을 가진 단기푸리에 변환이 푸리에 변환과 웨이브렛 변환보다 적절한 것으로 나타났다.

과도 진동 상태에서, 트랙터의 좌석 진동은 차체의 수직, 엔진의 피칭, 캡의 피칭 모드에 대한 고유 진동수의 영향을 받는 것으로 나타났다. 특히, 후륜이 범프를 통과한 후 좌석에는 엔진과 캡의 피칭 진동이 발생되는 것으로 나타났다. 또한, 시간축의 분해능을 향상시킴으로써 고유 진동이 발생되는 순서를 구명하였다. 즉, 시간-주파수 변환을 통하여 각 방향의 고유 진동에 대한 고유 진동수의 분리가 가능한 것으로 나타났다..

시간-주파수 변환을 이용하여 실제 주행 상태에서 진동 에너지가 전달되는 경로와 그 크기를 구명하고, 마운트를 통하여 캡과 좌석으로 전달된 진동의 감쇄비를 측정하였다. 좌석으로 전달된 고유 진동은 전방 마운트를 통과한 고유 진동의 70~71%, 후방 마운트를 통과한 고유 진동의 79~80% 정도이었으며, 고유 진동의 전달 시간은 각각 0.08~0.09초와 0.03초 정도이었다. 캡으로 전달된 진동은 주로 트랙터의 전방보다는 후방 마운트를 통하여 전달되었다. 또한, 트랙터의 주행 방향을 기준으로 각각 좌측과 우측 마운트를 통하여 좌석으로 전달된 진동 에너지는 그 차이를 무시할 수 있는 수준이었다.

본 연구에서와 같이 시간-주파수 변환으로서 단기푸리에 변환은 트랙터 및 각종 농업기계의 과도 진동과 과도 진동이 좌석 진동에 미치는 영향을 분석하는 데 활용될 수 있을 것이다. 또한 이러한 시간-주파수 변환을 이용한 진동 분석을 통하여 좌석으로 전달되는 진동의 경로를 구명하고, 이를 차단하기 위한 효과적인 방진 대책을 수립할 수 있을 것이다.

참 고 문 헌

1. Choy, H. J., K. U. Kim and J. E. Kim. 1998. Optimum design of cab suspension for agricultural tractors. Journal of KSAM 23(4): 327-334.
2. Chung, S. S., K. U. Kim and G. S. Moon. 1993. Evaluation of ride vibration of agricultural tractors (III)-Measurement and evaluation of ride vibrations. Journal of the KSAM 18(3):191-198.
3. Galli, A. W. and O. M. Nielsen. 1998. Wavelet analysis for power system transients. IEEE computer applications in Power. Vol 12(1):16-25.
4. Jordan, D. A., D. C. Weggel, R. W. Miksad and J. M. Roesset. 1998, Wavelet analysis of the transient response of spar platforms. Proceedings of the eighth International Offshore and Polar Engineering Conference. May 24-29, 1998, Montreal, Canada, Vol 1(1):291-297.
5. Kim, Y. J. 2001. Analysis of transient vibration of agricultural tractor. Unpublished MS thesis. Seoul National University. Suwon, Korea.
6. Laib, L. 1977. Measurement and mathematical analysis of agricultural terrain and road profiles. Journal of Terramechanics 14(2):83-97.
7. Park, H. J. and K. U. Kim. 1999. Simulation of dynamic characteristics of agricultural tractors(III) -effect of design parameters on seat vibrations-. Journal of the KSAM 24(3):183-194.
8. Stephane, M. 1998. A wavelet tour of signal processing. Academic Press.
9. Yi, J. and K. U. Kim. 2001. Investigation of transmission characteristics of tractor seat vibrations using vibration path analysis method. Journal of the KSAM 26(3):237-244.