

모드 해석과 운전 중 변형 형상 기법을 이용한 보행형 관리기의 핸들 진동 감소 방안

Vibration Reduction of Walking-type Cultivator's Handle using Modal Analysis and Operational Deflection Shapes Techniques

박영준 이윤세 김경욱
정회원

Y. J. Park Y. S. Lee K. U. Kim

ABSTRACT

The objectives of this study were to determine the natural frequency of a walking-type cultivator's handle using a modal analysis, to determine whether or not the handle resonates with forcing frequency induced by its engine, and to determine a method to reduce the handle vibration using a technique of the operational deflection shapes(ODS).

Results of the study are as follows: The natural frequencies of the handle up to third harmonics were found to be 20.4, 22.5 and 92.1 Hz in the vertical direction and 14.9, 93, and 132 Hz in the horizontal direction. It was found that the handle does not resonate with the forcing frequency of the engine, which is 52 Hz. The operational deflection shape analysis revealed the deflected shapes of the handle in the vertical and horizontal directions and suggested that the handle vibration can be reduced by adding some mass to the place where the largest deflection occurs. Attaching of 1.1 kg mass adjacent to the largely deflected area resulted in reductions of vibration from 9.45 to 8.03 m/s^2 in x-axis direction, from 3.89 to 3.16 m/s^2 in y-axis direction and from 7.89 to 3.09 m/s^2 in z-axis direction, which are respectively 15, 19 and 61% reductions. The total vibration level was reduced by 29%, indicating that mass-adding method by the ODS is very effective for reducing the handle vibrations of the cultivators.

Keywords : Modal analysis, Operational deflection shapes, Vibration reduction, Walking-type cultivator.

1. 서 론

보행형 관리기는 다른 농업 기계에 비하여 손으로 전달되는 진동이 심한 기계이다. 특히, 로터리 작업의 경우에는 관리기 자체의 진동과 로터리가 토양과 충돌할 때 일어나는 심한 진동이 핸들을 통하여 운전자의 손과 팔로 직접 전달된다. 이러한 진동은 운전자에게 피로감을 주며, 작업에 대한 집중력을 잃게 한다. 또한, 장기간 손진동에 노출되면 손이 차가워지고 손가락이 하얗게 변화되는 백지 현상(white finger syndrome)이 일어나며, 손과 손가락의 마비, 육신거림, 피부 감각력의

저하, 팔의 무기력증 등 각종 기능 장애의 원인이 된다(ISO, 2001). 그러나 손진동이 이러한 기능 장애의 원인이 됨에도 불구하고 이에 대한 연구는 많지 않다. 농업 기계와 관련된 손진동 연구에는 국제 표준 규격(ISO, 2001)을 적용하여 보행형 관리기의 손진동 수준을 평가한 박 등(2002)의 연구와 진동 전달 매질의 특성을 변화시켜 손진동 수준을 감소시킨 Yibin 등(1998)의 연구가 있다.

손진동 감소는 주로 서로 다른 진동 전달 매질의 임피던스 차이를 이용하여 진동을 반사시키는 방법으로 수행되었으나 이는 진동 수준을 감소시키는 데 한계가

This paper was submitted for publication in February 2004; reviewed and approved for publication by the editorial board of KSAM in April 2004. The authors are Y. J. Park, Graduate Student, Y. S. Lee, Graduate Student and K. U. Kim, Professor at the Seoul National University. The corresponding author is Y. J. Park, Graduate Student, School of Bio-resources and Materials Engineering Seoul National University, 151-742, Seoul Korea. E-mail : <pyj7277@hanmail.net >.

있다. 이러한 한계를 극복하기 위해서는 가진원과 진동이 전달되는 경로를 구명하고 구조물의 고유 진동수, 감쇠비, 모드 형상 등 동적 특성을 구명하여, 질량, 강성 등 구조물의 동적 특성을 변화시켜야 한다.

보행형 관리기에서는 엔진과 작업부에서 야기된 진동이 관리기의 프레임과 핸들을 통하여 운전자의 손으로 전달된다. 본 연구는 모드 해석을 통하여 관리기 핸들의 고유 진동수를 구명하고 엔진과 핸들의 공진 여부를 확인하며, 운전 중 변형 형상(ODS: operational deflection shapes)을 이용하여 핸들의 진동을 감소시키고자 하였다.

2. 모드 해석 및 변형 형상 이론

가. 모드 해석

모드 해석은 진동계의 동적 특성을 구명하기 위하여 실험 또는 수치 해석의 방법으로 모드 매개 변수(modal parameter)를 구명하는 과정을 말한다. 진동계의 진동 모드는 각각의 고유 진동수(natural frequency), 감쇠비(damping ratio), 모드 형상(mode shape)을 가지고 있으며 이를 모드 매개 변수라고 한다.

진동계의 운동 방정식은 2차 선형 미분 방정식으로 나타낼 수 있다(Ewins, 2000). 즉,

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{F(t)\} \quad (1)$$

여기서 $[M]$, $[C]$, $[K]$ 는 각각 질량, 감쇠, 강성 행렬이고 $\{x(t)\}$, $\{F(t)\}$ 는 각각 변위 벡터와 가진력 벡터이다. 진동계의 자유도가 n 이면 행렬과 벡터의 급수(order)는 n 이 된다. 진동계의 동특성을 구명하기 위하여 가진력이 0일 때 즉, $\{F(t)\} = 0$ 일 때의 해를 $\{x(t)\} = \{A\}e^{i\omega t}$ 라 하면 다음과 같이 운동 방정식을 고유치 문제의 형식으로 전환할 수 있다.

$$\begin{aligned} (-w^2[M] + iw[C] + [K])\{A\} &= \{0\} \\ [B(w)]\{A\} &= \{0\} \end{aligned} \quad (2)$$

여기서 $[B(w)] = (-w^2[M] + iw[C] + [K])$ 는 진동계의 시스템 행렬이고 $\{A\}$ 는 복소수 벡터이다. 식 (2)

에서 모드 매개 변수는 $|[B(w)]| = 0$ 를 만족하는 고유치 $w_r (r=1, 2, \dots, n)$ 와 각 고유치에 대응하는 고유 벡터 $\{\phi\}_r$, 및 고유 행렬 $[\phi]$ 가 된다.

나. 운전 중 변형 형상

운전 상태에서 진동계의 변형 형상과 크기를 직접 구명하는 방법을 운전 중 변형 형상법이라고 한다. 진동계의 두 지점에서 가속도를 측정하면 한 점을 기준으로 한 자기 스펙트럼, 상호 스펙트럼, 전달율 함수(transmissibility function)를 구할 수 있다. 전달율 함수, $[T(\omega)]_{ixj}$ 는 기준점의 가속도에 대한 임의 점의 가속도 비로서 식 (3)과 같이 표현할 수 있다(Dossing, 1988).

$$\begin{aligned} [T(\omega)]_{ixj} &= \{X(\omega)\}_i / \{X(\omega)\}_j \\ &= \sum_k \frac{[H(\omega)]_{ixk} \{F(\omega)\}_k}{[H(\omega)]_{jxk} \{F(\omega)\}_k} \end{aligned} \quad (3)$$

여기서 $[H(\omega)]$ 는 주파수 응답 함수 행렬, $\{X(\omega)\}$ 는 변위의 이산 푸리에 변환 벡터, $\{F(\omega)\}$ 는 가진력의 이산 푸리에 변환 벡터이고, j 는 기준점의 위치, i 는 임의 점의 위치를 나타낸다. 전달율을 측정할 때 측정 오차를 줄이기 위해서는 관심 주파수 범위의 기여도 함수(coherence function)의 값이 커야 한다(Ewins, 2000). 식 (3)은 변형 형상을 가진력의 푸리에 변환 벡터와 주파수 응답 함수의 행벡터로써 표현할 수 있음을 나타낸 것이다.

3. 재료 및 방법

가. 관리기

본 연구에서 사용한 관리기는 국내 D사에서 제작한 4.2 kW급 보행형 관리기로서, 그 제원은 Table 1에서와 같다. 관리기의 핸들은 외경이 26 mm, 내경이 21 mm, 두께가 2.5 mm인 기계 구조용 탄소강 파이프로서, 재료의 물성치는 탄성 계수가 195 GPa, 강성 계수가 83 GPa, 포아송비가 0.28, 밀도가 7700 kg/m³이었다.

Table 1 Specifications of walking-type cultivator used for hand vibration measurement

Items		Specifications
Rated power/speed		4.2 kW / 3200 rpm
Displacement		247 cc
Weight		1,520 N
Tire		4.0-7
Transmission Gears	Forward	4
	Backward	4
	Rotary	8
PTO speed	Low speed	894 rpm
	High speed	1568 rpm

나. 모드 실험

모드 실험은 핸들이 관리기에 부착된 정적인 상태에서 평평한 콘크리트 바닥위에서 수행되었다. 핸들을 충격 망치로 가진하고 가속도계로써 임의 지점의 응답을 측정한다. 이는 관리기 핸들의 실제적인 동특성을 구하기 위한 것이다.

실험은 Fig. 1에서와 같이 충격 망치, 응답 신호 측정용 가속도계, 신호 증폭기, 테이프 레코더, 신호 분석기를 이용하여 수행하였다. 충격 망치로써 핸들의 임의 지점을 타격하면 기준점에 설치한 가속도계 및 충격 망치의 신호는 증폭기를 통하여 테이프 레코더에 저장된다. 저장된 신호는 신호 분석기를 이용하여 필터링, A/D 변환, 주파수 분석을 수행하였다. 이때 증폭기와 테이프 레코더의 동적 범위(dynamic range)는 가속도계의 감도를 고려하여 설정하였으며, 주파수 분석은 0~400 Hz의 범위에서 FFT 분석을 수행하였다. 이때 시간과 주파수의 샘플링 간격(sampling rate)은 각각 $\Delta t = 976.6 \mu s$, $\Delta f = 0.25 Hz$ 로 하였다. 가속도계의 보정은 정확한 측정을 위하여 측정 전후에 모두 실시하였다. Fig. 2는 데이터 처리 과정을 나타낸 것이고, Table 2는 모드 시험에 사용한 장비의 제원을 나타낸 것이다.

기준 좌표계는 Fig. 1에서와 같이 관리기의 무게 중심을 원점으로 하고 관리기가 전진하는 방향을 +x축, +x축과 직각인 왼쪽 방향을 +y축, +x축과 +y축으로 구성되는 xy 평면의 연직 상향을 +z축으로 하였다.

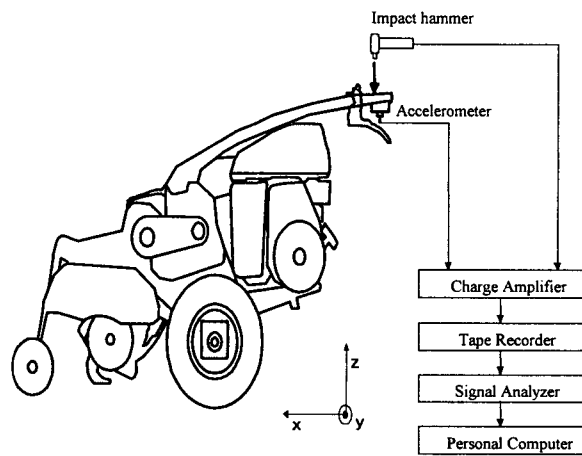


Fig. 1 Schematic diagram of modal test.

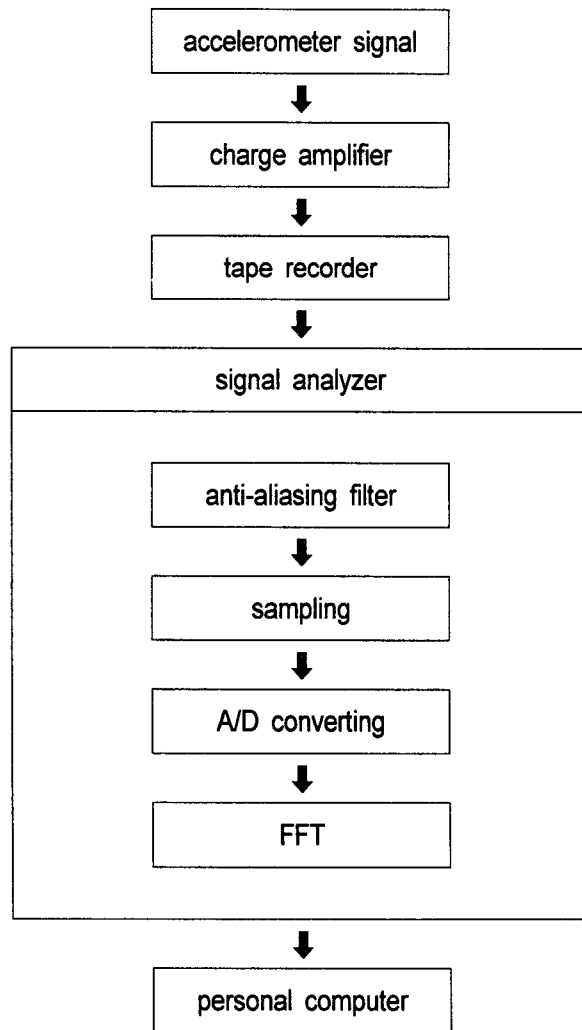


Fig. 2 Data processing procedure for modal test.

Table 2 Specifications of equipment used for modal test

Equipment	Specifications
Signal analyzer	4 ch. signal analyzer 50 to 6,400 line FFT 25 kHz input module Generator and sampling module 25 kHz zoom processor
Accelerometers	Sensitivity : $10 \pm 2\%$ pC/m/sec ² Freq. range : 0.2~26,000 Hz
Impact hammer	Sensitivity : 0.95 pC/N Freq. range : 0.2~2,000 Hz Force range : 300~1,000 N
Tape recorder	Freq. range : 0~10 kHz in 8ch. 16 bit quantization
Charge amplifier	Freq. range : 0.3~40,000 Hz Max input : 7 V(rms)
Calibration exciter	Frequency : 159.15 Hz Acceleration : 10 m/sec ² (rms) Velocity : 10 mm/sec(rms) Displacement : 10 μ m(rms)

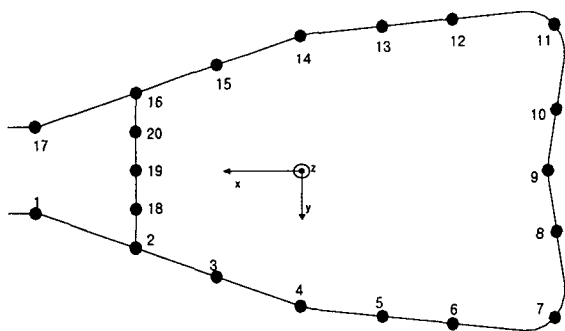


Fig. 3 Selected points on handle for modal test.

모드 실험에서 충격 망치의 타격점은 유한 요소 해석 결과(이, 2004)를 이용하여, 핸들의 모드 형상을 4차까지 표현할 수 있고, 타격점의 위치 즉, 노드점(nodal point)의 영향을 최소화할 수 있는 점으로서 20개를 선정하였다. 타격점을 20개로 설정한 것은 유한 요소 해석 결과에서 20개의 타격점으로써도 핸들의 4차 모드 형상을 충분히 나타낼 수 있었기 때문이었다. Fig. 3은 선정한 20개의 타격점을 나타낸 것이다. 주파수 응답

함수는 7번 지점에 기준 가속 도계를 부착하고 1번부터 차례로 20번까지 20개 지점을 충격 망치로 가진하여 구하였으며, 각 지점별 5회의 반복실험을 거쳐 총 20개의 주파수 응답 함수를 구하였다. 이러한 방법이 핸들에 임펄스(impulse)를 가하는 데 편리하였기 때문이었다. 이 주파수 응답 함수를 이용하여 핸들의 고유 진동수와 모드 형상을 구하였다.

다. 운전 중 변형 형상 실험

운전 중 변형 형상 실험은 관리기의 엔진 속도를 3120 rpm, 로터리의 속도를 720 rpm으로 하여 수평면에 정착한 공회전 상태에서 실시하였다. 측정 방법은 기본적으로 모드 실험에서와 같으나 충격 망치 대신 가속 도계를 사용하였다. 즉, 2개의 가속도계를 이용하여 1개는 핸들의 기준점에 고정하고 다른 1개는 이동점에 부착하여 핸들을 타격하지 않고 공회전 상태에서 2지점 사이의 전달을 함수를 구하였다. 기준점은 운전 중 변형 형상 실험에서도 7번 지점으로 하였으며, 1번부터 20번까지 차례로 각 지점에 가속도계를 부착하여 20개의 전달을 함수를 구하였다. 주파수 대역은 운전 중 변형 형상을 충분히 확인할 수 있도록 400 Hz까지 하였다. 이와 같이 구한 20개의 전달을 함수를 이용하여 핸들의 변형 형상을 구하였다.

4. 결과 및 분석

가. 모드 해석

1) xz 평면

Fig. 4는 관리기 핸들의 xz 평면에서 7번 지점에 기준 가속도계를 고정하고 같은 7번 지점을 충격 망치로 가진하였을 때 주파수 응답 함수의 크기와 위상차를 나타낸 것이다. 위상차는 가진력과 응답 가속도 사이의 위상차이다. Fig. 4에서와 같이 피크점의 주파수에서 위상차는 180°에서 0°로 급변하였다. 가진점과 응답점이 같은 주파수 응답 함수는 공진점과 반공진점을 명확히 구분할 수 있으므로 핸들의 고유 진동수를 구명하는데 사용될 수 있다(Ewins, 2000). Fig. 5는 1번에서 20번까지 각 지점의 주파수 응답 함수를 모두 함께 나타낸 것이다. Fig. 5에서 보는 바와 같이 피크가 일어나는 주파수

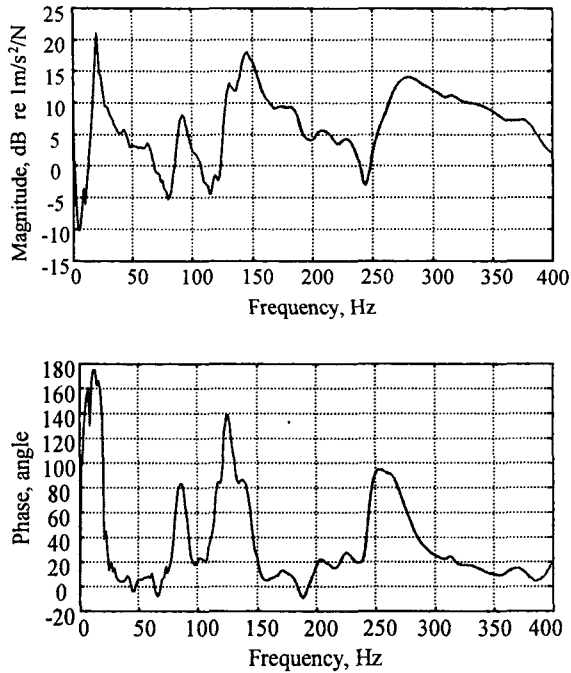


Fig. 4 Frequency response function of impact point itself in xz plane.

는 모두 일치하였다. 일반적으로, 위상차가 90°이거나, 피크점과 위상이 급격히 변화되거나, 피크가 일어나는 주파수가 모두 일치하면 이에 해당되는 주파수는 핸들의 고유 진동수가 된다(Ewins, 2000). 따라서 Fig. 5에서 20개의 주파수 응답 함수의 피크가 일치하는 주파수는 핸들의 고유 진동수가 된다. Table 3은 xz 평면에서 관리기 핸들의 고유 진동수를 나타낸 것이다. xz 평면 즉, 수직 진동에서 3차 모드까지 핸들의 고유 진동수는 각각 20.4, 22.5, 92.1 Hz로 나타났다.

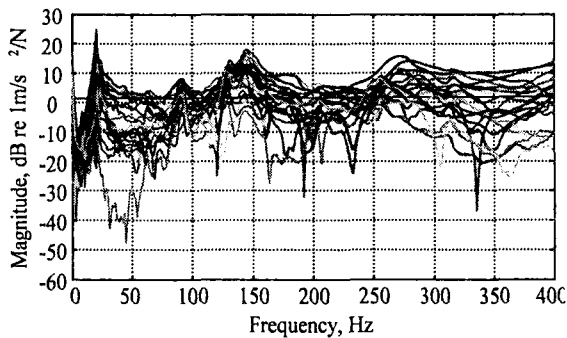


Fig. 5 Frequency response functions of 20 impact points relative to a reference point in xz plane.

Table 3 Natural frequencies of handle in xz plane

Mode	1	2	3	4	5	6	7	8
Natural frequency, Hz	20.4	22.5	92.1	130	144	205	273	314

2) xy 평면

Fig. 6은 핸들의 xy 평면에서 모드 실험으로 구한 기준점의 주파수 응답 함수와 위상차를 나타낸 것이고, Fig. 7은 20개 지점의 주파수 응답 함수를 모두 함께 나타낸 것이다. xy 평면 진동에서도 xz 평면 진동에서와 같이 피크점이 일치하는 주파수를 핸들의 고유 진

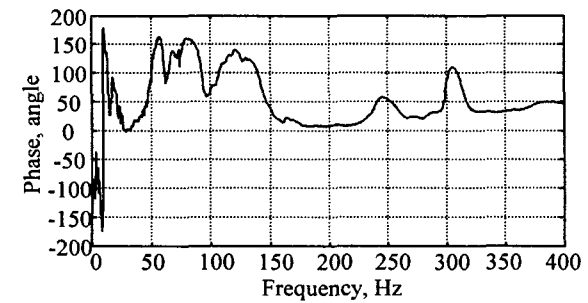
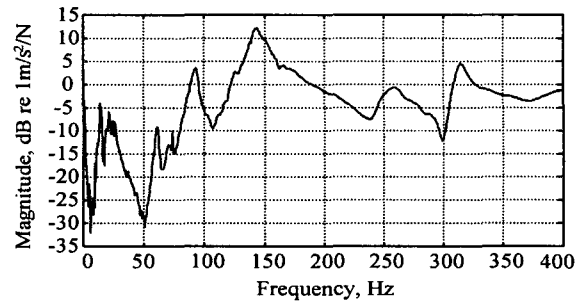


Fig. 6 Frequency response function of impact point itself in xy plane.

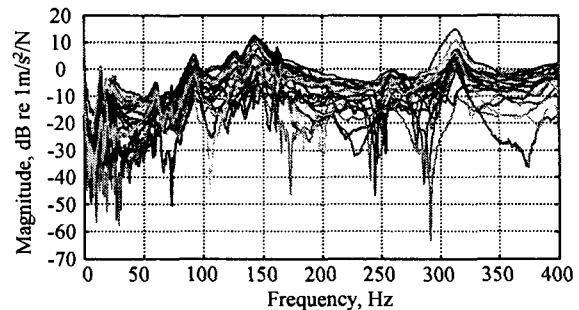


Fig. 7 Frequency response functions of 20 impact points relative to a reference point in xy plane.

동수로 결정하였다. Table 4는 xy 평면에서 모드 실험으로 구한 핸들의 고유 진동수를 나타낸 것이다. xy 평면 즉, 수평 진동에서 3차 모드까지 핸들의 고유 진동수는 각각 14.9, 93, 132 Hz인 것으로 나타났다.

Table 4 Natural frequency of handle in xy plane

Mode	1	2	3	4	5	6	7	8
Natural frequency, Hz	14.9	93	132	144	161	181	254	315

3) 모드 해석 결과

이상의 모드 해석 결과에 의하면 핸들의 고유 진동수는 엔진의 가진 주파수인 52 Hz 또는 그 주위에는 나타나지 않았다. 따라서 엔진의 가진력에 의한 핸들의 공진은 발생하지 않는 것으로 판단된다.

나. 운전 중 변형 형상 해석

1) 분석 결과

Fig. 8은 운전 중 변형 형상 실험으로써 구한 기준점 7번과 4번 사이의 전달을 함수로서 7번 지점에 대한 4번 지점의 가속도비를 주파수 함수로서 나타낸 것이다. 운전 중 핸들의 변형 형상은 20개의 전달을 함수와 ME'scope VES 프로그램(Vibrant Tech., 2001)을 이용하여 구하였다. Fig. 9와 10은 각각 52 Hz에서 운전 중 핸들의 xy 평면과 xz 평면의 변형 형상을 나타낸 것이다. 52 Hz는 로터리 작업 시 엔진 속도 3120 rpm에 해당되는 주파수로서 엔진에 의한 가진력의 주파수에 해당된다. 이 변형 형상에 의하면, 운전자가 핸들을 잡는 6번과 12번 지점에서 xy 평면과 xz 평면의 변형이 상대

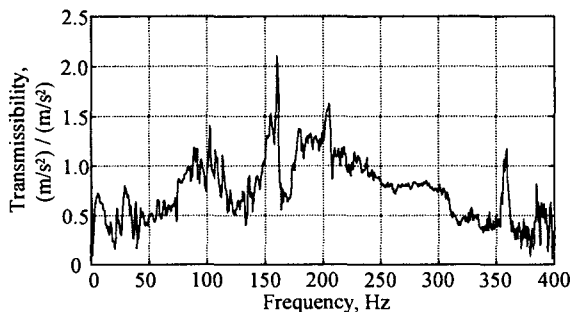


Fig. 8 Example of a transmissibility function determined by the operational deflection shapes method.

적으로 크게 나타났다. 따라서, 손잡이 부분의 진동을 감소시키기 위해서는 운전에 방해를 주지 않는 범위에서 진폭이 가장 큰 6번과 12번에 가장 가까운 지점에 질량 또는 강성을 추가하여 핸들의 동특성을 변화시켜야 할 것으로 판단되었다.

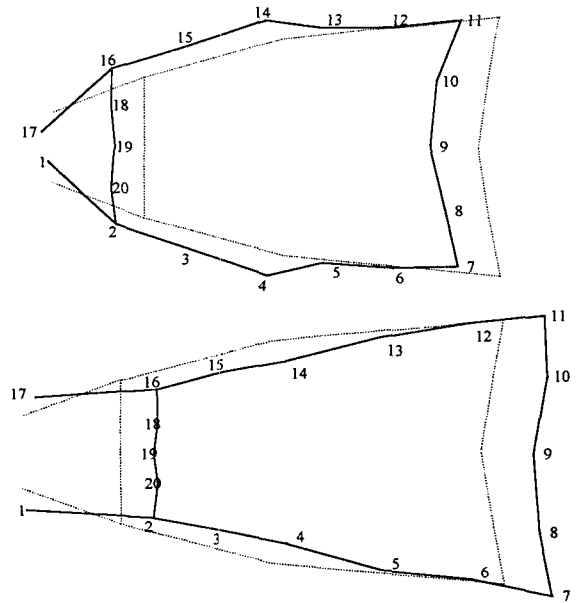


Fig. 9 Operational deflection shapes of xy plane at a forcing frequency of 52 Hz.

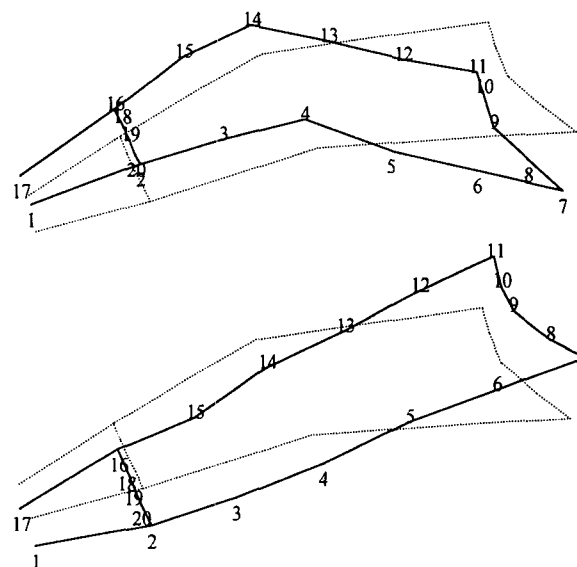


Fig. 10 Operational deflection shapes of xz plane at a forcing frequency of 52 Hz.

2) 핸들의 동특성 변화

6번과 12번 지점의 진폭을 줄이기 위하여 Fig. 11에서와 같이 운전에 지장을 주지 않으면서 6번에 가장 가까운 7번 지점에 질량이 1.1 kg인 추를 부착하였다. 부착한 질량의 효과를 구명하기 위하여 질량을 부착하였을 때와 부착하지 않았을 때의 핸들 진동 수준을 비교하였다. Fig. 12와 13은 각각 질량을 부착하기 전과 부착한 후, z 방향의 진동을 400 Hz까지 주파수 분석한 결과이다. Fig. 12와 13에서와 같이 엔진의 가진 주파수인 52 Hz와 그 하모닉 주파수에서 진동 수준이 크게 나타났다. 질량을 부착하였을 때 핸들의 진동 수준은, 52 Hz의 가진 주파수에서, rms 가속도가 x 방향은 4.9에서 4.6 m/s²로, y 방향은 1.6에서 1.2 m/s²로, z 방향은 3.7에서 1.3 m/s²로 각각 6.1%, 25.0%, 64.9% 감소하였다. 특히, z 방향의 진동 수준이 크게 감소하였다. 총

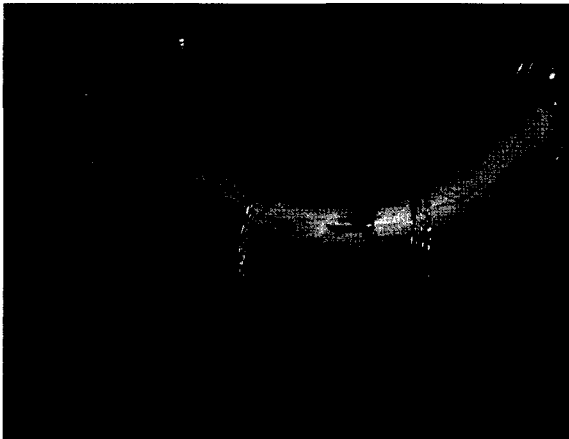


Fig. 11 Modifying dynamic property of handle by attaching mass to handle.

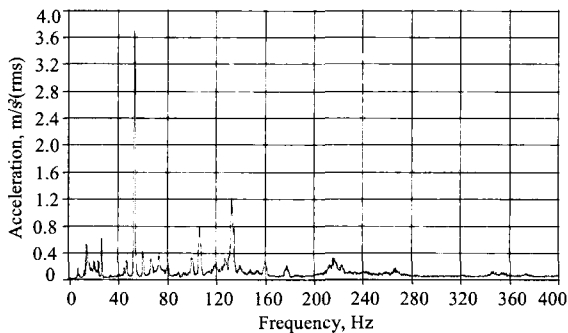


Fig. 12 Frequency components of vibration transmitted to handle in z axis direction without mass attached.

진동값은 Table 5에서와 같이 rms 가속도가 x 방향으로 15.0%, y 방향으로 18.8%, z 방향으로 60.8% 감소하였다. 전체적으로 x, y, z 방향의 진동 벡터 합은 29.0% 감소하였다. 즉, 변형 형상을 이용한 진동 감소 방안은 비교적 우수한 효과를 나타내었다.

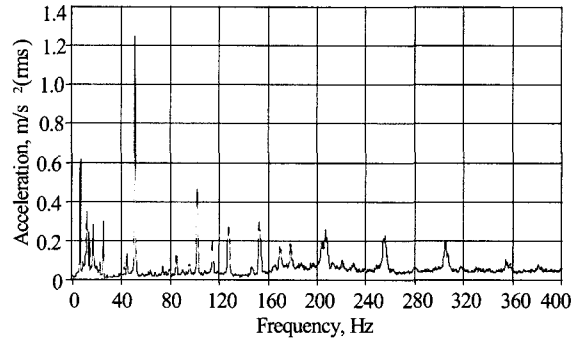


Fig. 13 Frequency components of vibration transmitted to handle in z axis direction with mass attached.

Table 5 Comparison of total vibration values with and without mass attached to handle

Direction of vibration	Without mass attached, m/s ² (rms)	With mass attached m/s ² (rms)	Vibration reduction, %
x-direction	9.45	8.03	15.0
y-direction	3.89	3.16	18.8
z-direction	7.89	3.09	60.8
Total	12.91	9.16	29.0

5. 요약 및 결론

본 연구에서는 모드 해석 기법을 이용하여 관리기 핸들의 고유 진동수를 구명하고 엔진의 가진 주파수에 의한 핸들의 공진 여부를 확인하였으며, 운전 중 변형 형상 기법을 적용하여 손으로 전달되는 핸들 진동의 감소 방안을 제시하였다.

모드 해석 결과에 의하면 3차 모드까지 핸들의 고유 진동수는 수직 진동의 경우 20.4, 22.5, 92.1 Hz, 수평 진동의 경우 14.9, 93, 132 Hz이었다. 즉, 핸들의 고유 진동수는 엔진의 가진 주파수인 52 Hz 부근에서는 나타나지 않았다. 따라서 엔진의 가진 주파수에 의한 핸

들의 공진 현상은 없는 것으로 판단되었다.

운전 중 변형 형상 기법을 적용하여 로터리 작업 시 핸들의 변형 형상을 구명하고, 진폭이 가장 큰 지점을 구명하였다. 핸들의 진동을 감소시키기 위한 방안으로서는 진폭이 가장 큰 지점에 질량을 추가하는 방안을 제시하고, 1.1 kg의 질량을 부착하였을 때 진동 감소 효과를 분석하였다. 질량을 부착하였을 때 핸들의 진동 수준은, 52 Hz의 가진 주파수에서, rms 가속도가 x 방향은 4.9에서 4.6 m/s^2 로, y 방향은 1.6에서 1.2 m/s^2 로, z 방향은 3.7에서 1.3 m/s^2 로 각각 6.1%, 25.0%, 64.9% 감소하였다. 또한 총 진동값은 rms 가속도가 x 방향은 9.45에서 8.03 m/s^2 로, y 방향은 3.89에서 3.16 m/s^2 로, z 방향은 7.89에서 3.09 m/s^2 로 각각 15.0%, 18.8%, 60.8% 감소하였으며 x, y, z 방향의 진동 벡터 합은 29.0% 감소하였다. 즉, 질량 부착에 의한 핸들의 진동 감소 방안은 비교적 우수한 효과를 나타내었다. 따라서, 관리기 핸들의 진동을 감소시키기 위해서는 진폭이 큰 지점에 질량을 추가하는 것이 효과적인 것으로 판단되었다.

참 고 문 헌

1. 박영준, 김경욱. 2002. 손으로 전달된 관리기 진동의 분석과 방진 대책. 한국농업기계학회지 27(4):273~282.

2. 변성준, 박남규, 박윤식. 2001. 주파수 응답 함수 결합법을 이용한 승용차 핸들 지지 T 빔의 진동 저감 재설계. 한국소음진동공학회지 11(5):123~130.

3. 이운세. 2004. 보행형 관리기 핸들의 진동 감소에 관한 연구. 서울대학교 석사학위논문

4. Dossing, O. 1988. Structural stroboscopy - measurement of operational deflection shapes. Sound and Vibration. August. pp.18~26.

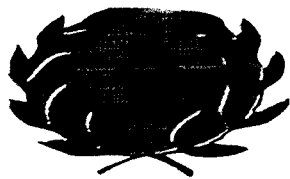
5. Ewins, D. J. 2000. Modal testing: Theory, practice and application. Research Studies Press Ltd. England.

6. International Organization for Standardization. 2001. ISO 5349-1: 2001(E). Mechanical vibration -Measurement and evaluation of human exposure to hand-transmitted vibration-Part 1: General requirements. Geneva, Switzerland.

7. Kromulski, J. and E. Hojan. 1996. An application of two experimental modal analysis methods for the determination of operational deflection shapes. Journal of Sound and Vibration 196(4):429-438.

8. ME'scope VES Operating Manual. 2001. Vibrant Technology, Inc. USA.

9. Yibin, Y., L. Zhang, F. Xu and M. Dong. 1998. Vibratory characteristics and hand-transmitted vibration reduction of walking tractor. Transactions of ASAE 41(4):917-922.



학 위 취 득

성 명 : 강 태 경
 생 년 월 일 : 1963년 11월 16일
 취 득 학 위 명 : 공 학 박 사
 학 위 수 여 대 학 : 충 북 대 학 교
 학 위 취 득 년 월 일 : 2004년 2월 25일
 학 위 논 문 : 과 수 방 제 기 용 정 전 대 전 살 포 시 스템 개 발

