

## 스펙트럼 해석에 의한 자탈형 콤바인의 진동 특성 고찰

# A Study on the Vibration Characteristics of a Head-Feeding Combine by Spectral Analysis

최중섭      井上英二

정희원

J. S. Choe      Eiji Inoue

### SUMMARY

Experiments under the stationary and harvesting condition, were performed in order to investigate the vibration characteristics of a head-feeding combine. 6 degrees of freedom components of acceleration at the location of the center of the gravity, and 3 degrees of freedom components of acceleration at the location of the operator seat were measured independently. The vibration characteristics of the combine were estimated with the power spectral density of the time series data of accelerations.

From this research, the following results were obtained.

1. Vibration of a head-feeding combine under the stationary condition(engine, thresher and cutter are driven without harvesting) is mainly influenced by the engine. Further, 1/3, 1/2 (sub-harmonic) frequency components of the engine are observed besides engine driving frequency component(45Hz).

2. Vibration of a head-feeding combine under the harvesting condition is influenced by the engine, threshing unit and driving unit. Namely, some kinds of vibration frequency components in harvesting are observed compared with stationary condition. Further, sub-harmonic frequency components of the engine are observed besides engine driving frequency component as same as stationary condition.

From these results, it may be concluded that vibration of a head-feeding combine is characteristics of semi-periodic and nonlinear vibration.

**Keywords** : Head-feeding combine, Vibration characteristics, 6 degrees of freedom components of acceleration, Power spectral density.

## 1. 서      론

자탈형 콤바인이 개발되어 30여 년이 경과되는 동안, 정도(精度)와 능률, 조종성 및 안전성 등의

기능적인 면에서는 많은 연구가 이루어져 그 성능이 크게 향상되었다.

그러나, 사람이 조작자로서 타는 승용 차량으로서의 거주성 등에 대해서는 아직도 충분하다고 말

The article was submitted for publication in November 2000, reviewed in December 2000, and approved for publication by the editorial board of KSAM in February 2001. The authors: J. S. Choe in the Dept. of Mechanical Engineering, Sangju University, Sangju, Korea; E. Inoue, at the laboratory of Agricultural Machinery, Faculty of Agriculture, Kyushu University, Fukuoka, Japan. The corresponding author is Jung S. Choe, Assistant Professor, Dept. of Mechanical Engineering, Sangju University, Sangju 742-711, Korea. E-mail : <jschoe@sangju.ac.kr>.

하기 어렵다. 즉, 작업성능의 향상 때문에 지금까지 콤바인의 승차감은 상당 부분 희생되어 왔던 것이다.

한편, 포장의 대규모화 및 임작업의 증가에 따라 장시간 연속 작업을 하는 운전자가 증가하고 있는 현 상황은, 운전자에게 보다 좋은 작업환경을 제공하고자 하는 인간 공학적 견지에서 대응을 절실히 요구하고 있다.

자달형 콤바인은 예취부, 탈곡부, 주행부로 구성되어 있어서 이들 각각의 부위에서 발생하는 강제력에 의해 기체 진동이 발생하는 다입력계의 진동 특성을 갖고 있다. 지금까지의 연구 결과, 콤바인은 주과수 영역에서 다수의 스펙트럼 성분을 갖고 있어서 비선형적인 진동 성분이 있다(Eiji Inoue et al., 1993; J. Kashima et al., 1992)고 추측된다. 그러나 아직까지 그 존재만 확인되었을 뿐 구체적인 특성에 대한 연구는 수행되지 못한 실정이다. 따라서, 콤바인의 승차감을 개선하기 위해서는 이

비선형 진동 특성에 대하여 해명하는 것이 중요한 선결 과제라고 할 수 있다.

본 연구에서는, 이러한 콤바인의 진동을 효과적으로 제어하고 나아가서는 저 진동 콤바인을 설계하는데 필요한 기초자료로 활용하고자, 각종 작업 조건에서 기체진동 가속도의 6자유도 성분을 독립적으로 계측하고 그 진동 가속도의 파워스펙트럼(Power spectrum)을 작성하여 콤바인의 진동 거동을 검토·분석하였다.

## 2. 실험 장치와 계측 방법

### 가. 공시 콤바인

본 진동 계측에 이용된 공시기는 M사의 출력 10kW 2조 자달형 콤바인이었다.

그 주요 제원은 표 1과 같다.

Table 1 Specifications of the tested head-feeding combine

Overall length	3260 mm
Width	1680 mm
Height	1605 mm
Weight	1075 kgf
Engine type	4 cycle 2cylinder water-cooled horizontal diesel
Engine displacement	669 cm <sup>2</sup>
Rated engine power	14 PS / 2700 rpm
Dimension of track	350 mm(width)×954 mm(ground contact length)
Distance between tracks	750 mm
Transmission	Gear(forward 2 backward 1) and HST
Cutting width	770 mm
No. of cutting row	2 row
Threshing type	Upper feed axial flow type
Dimension of threshing drum	410 mm(diameter) × 481 mm(length)
Rotative speed of engine	2600 rpm
Rotative speed of threshing drum	470 rpm
Shaft rotative speed of oscillating separator	460 rpm
Shaft rotative speed of shaft outlet cutter	168 rpm

나. 계측 방법

본 실험에서는 정지(定置) 상태 및 포장 수확작업 상태에 있어서의 좌석 밑과 기체 중심 부분의 진동 가속도를 계측하였다. 그 계측 방법 및 이론은 다음과 같다.

(1) 좌석 밑 부분의 진동 가속도 계측

좌석 밑의 진동 가속도는 좌석 고정프레임 상의 얇은 철판 위에 3축방향 가속도 변환기를 부착하여 전·후, 좌·우, 상·하의 3방향 진동 가속도를 계측하였다.

(2) 기체 중심 위치의 진동 가속도 계측

중심(重心)위치가 아닌 강체에 부착된 가속도 변환기는 강체가 운동을 하면 그 병진 성분과 회전 성분을 감지하게 된다. 따라서, 가속도 변환기가 감지하는 가속도 성분은 병진 가속도 성분과 회전 가속도 성분으로 나눌 수가 있으므로 i개의 가속도 변환기를 사용한 경우 k번째의 가속도 변환기의 계측치는 다음과 같이 표시된다(Eiji Inoue et al., 1993; 長松昭男 他, 1993).

$$a_k = (\vec{a}_G \cdot \vec{e}_k) + (\vec{\alpha} \times \vec{\gamma}_k \cdot \vec{e}_k) + (\vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{\gamma}_k) \cdot \vec{e}_k) \dots\dots\dots (1)$$

단, 강체의 중심 위치를 좌표계의 원점으로 하여 3축 방향을 관성 주축으로 하였다.

여기에서,

$a_k$ : k번째의 가속도 변환기가 부착 위치에서 감지하는 가속도

$\vec{a}_G$ : 중심 위치에서의 병진가속도 벡터

$\vec{\alpha}$ : 회전각가속도 벡터

$\vec{\omega}$ : 회전각속도 벡터

$\vec{\gamma}_k$ : k번째 가속도계의 부착위치 벡터

$\vec{e}_k$ : k번째 가속도계의 단위벡터

이다.

가속도 계측에 있어서 미지량은 식(1)에 나타낸 바와 같이  $\vec{a}_G$ ,  $\vec{\alpha}$ ,  $\vec{\omega}$ 의 9성분이다. 그러나,  $\vec{\alpha}$ 와  $\vec{\omega}$ 는 종속 관계에 있으므로 미지수는 6개

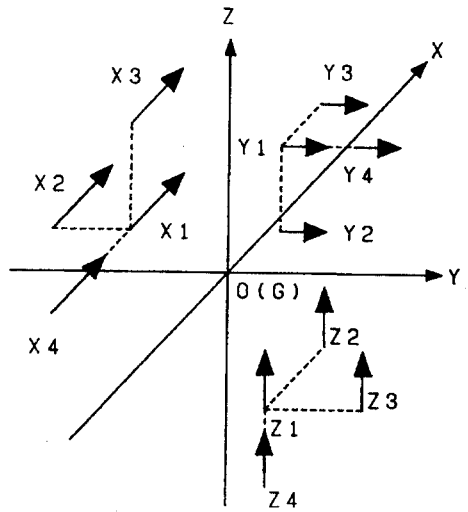


Fig. 1 The arrangement of accelerometers.

- X1 : ( $h_{1x}$ ,  $h_{1y}$ ,  $h_{1z}$ )
- X2 : ( $h_{2x}$ ,  $h_{2y}$ ,  $h_{2z}$ )
- X3 : ( $h_{3x}$ ,  $h_{3y}$ ,  $h_{3z}$ )
- X4 : ( $h_{4x}$ ,  $h_{4y}$ ,  $h_{4z}$ )
- Y1 : ( $m_{1x}$ ,  $m_{1y}$ ,  $m_{1z}$ )
- Y2 : ( $m_{2x}$ ,  $m_{2y}$ ,  $m_{2z}$ )
- Y3 : ( $m_{3x}$ ,  $m_{3y}$ ,  $m_{3z}$ )
- Y4 : ( $m_{4x}$ ,  $m_{4y}$ ,  $m_{4z}$ )
- Z1 : ( $n_{1x}$ ,  $n_{1y}$ ,  $n_{1z}$ )
- Z2 : ( $n_{2x}$ ,  $n_{2y}$ ,  $n_{2z}$ )
- Z3 : ( $n_{3x}$ ,  $n_{3y}$ ,  $n_{3z}$ )
- Z4 : ( $n_{4x}$ ,  $n_{4y}$ ,  $n_{4z}$ )

가 된다. 따라서, 이 6성분을 계측하기 위해서 6개의 가속도 변환기만 있으면 충분하지만, 가속도 변환기 상호간의 정확도 검토 및 연산처리를 간편하게 하기 위하여 12개의 가속도 변환기를 채택하여 그림 1과 같이 가속도 변환기를 배치하였다. 가속도 변환기의 좌표는 식(2)와 같다.

단,

$$\begin{aligned} h_{1x} = h_{2x} = h_{3x} & \quad m_{1x} = m_{2x} = m_{4x} & \quad n_{1x} = n_{3x} = n_{4x} \\ h_{1y} = h_{3y} = h_{4y} & \quad m_{1y} = m_{2y} = m_{3y} & \quad n_{1y} = n_{2y} = n_{4y} \dots (3) \\ h_{1z} = h_{2z} = h_{4z} & \quad m_{1z} = m_{3z} = m_{4z} & \quad n_{1z} = n_{2z} = n_{3z} \end{aligned}$$

로 한다.

각 가속도 변환기에 대하여 식(2)의 좌표를 식(1)에 대입하면 X, Y, Z 방향의 각 가속도 변환기의 값은 다음 식(4)와 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 a_{1x} &= a_{gx} + \alpha_Y h_{1z} - \alpha_Z h_{1y} + h_{1x} \omega_Y^2 - h_{1y} \omega_X \omega_Y - h_{1z} \omega_X \omega_Z + h_{1x} \omega_Z^2 \\
 a_{2x} &= a_{gx} + \alpha_Y h_{2z} - \alpha_Z h_{2y} + h_{2x} \omega_Y^2 - h_{2y} \omega_X \omega_Y - h_{2z} \omega_X \omega_Z + h_{2x} \omega_Z^2 \\
 a_{3x} &= a_{gx} + \alpha_Y h_{3z} - \alpha_Z h_{3y} + h_{3x} \omega_Y^2 - h_{3y} \omega_X \omega_Y - h_{3z} \omega_X \omega_Z + h_{3x} \omega_Z^2 \\
 a_{4x} &= a_{gx} + \alpha_Y h_{4z} - \alpha_Z h_{4y} + h_{4x} \omega_Y^2 - h_{4y} \omega_X \omega_Y - h_{4z} \omega_X \omega_Z + h_{4x} \omega_Z^2 \\
 \\
 a_{1y} &= a_{gy} + \alpha_Z h_{1x} - \alpha_X m_{1z} + m_{1y} \omega_Z^2 - m_{1z} \omega_Y \omega_Z - m_{1x} \omega_X \omega_Y + m_{1y} \omega_X^2 \\
 a_{2y} &= a_{gy} + \alpha_Z h_{2x} - \alpha_X m_{2z} + m_{2y} \omega_Z^2 - m_{2z} \omega_Y \omega_Z - m_{2x} \omega_X \omega_Y + m_{2y} \omega_X^2 \\
 a_{3y} &= a_{gy} + \alpha_Z h_{3x} - \alpha_X m_{3z} + m_{3y} \omega_Z^2 - m_{3z} \omega_Y \omega_Z - m_{3x} \omega_X \omega_Y + m_{3y} \omega_X^2 \\
 a_{4y} &= a_{gy} + \alpha_Z h_{4x} - \alpha_X m_{4z} + m_{4y} \omega_Z^2 - m_{4z} \omega_Y \omega_Z - m_{4x} \omega_X \omega_Y + m_{4y} \omega_X^2
 \end{aligned} \dots\dots\dots (4)$$

$$\begin{aligned}
 a_{1z} &= a_{gz} + \alpha_X n_{1y} - \alpha_Y n_{1x} + n_{1z} \omega_X^2 - n_{1x} \omega_X \omega_Z - n_{1y} \omega_Y \omega_Z + n_{1z} \omega_Y^2 \\
 a_{2z} &= a_{gz} + \alpha_X n_{2y} - \alpha_Y n_{2x} + n_{2z} \omega_X^2 - n_{2x} \omega_X \omega_Z - n_{2y} \omega_Y \omega_Z + n_{2z} \omega_Y^2 \\
 a_{3z} &= a_{gz} + \alpha_X n_{3y} - \alpha_Y n_{3x} + n_{3z} \omega_X^2 - n_{3x} \omega_X \omega_Z - n_{3y} \omega_Y \omega_Z + n_{3z} \omega_Y^2 \\
 a_{4z} &= a_{gz} + \alpha_X n_{4y} - \alpha_Y n_{4x} + n_{4z} \omega_X^2 - n_{4x} \omega_X \omega_Z - n_{4y} \omega_Y \omega_Z + n_{4z} \omega_Y^2
 \end{aligned}$$

여기에서,  
 $\alpha_{ix}$  ( $i=1\sim 4$ ) : 가속도변환기 Xi로 측정된 가속도  
 $\alpha_{iy}$  ( $i=1\sim 4$ ) : 가속도변환기 Yi로 측정된 가속도  
 $\alpha_{iz}$  ( $i=1\sim 4$ ) : 가속도변환기 Zi로 측정된 가속도  
 $a_{gx}$  = X방향의 병진가속도( $m/s^2$ )  
 $a_{gy}$  = Y방향의 병진가속도( $m/s^2$ )  
 $a_{gz}$  = Z방향의 병진가속도( $m/s^2$ )  
 $\omega_X$  = X축을 중심으로 한 각속도( $rad/s$ )  
 $\alpha_X$  = X축을 중심으로 한 각가속도( $rad/s^2$ )

$\omega_Y$  = Y축을 중심으로 한 각속도( $rad/s$ )  
 $\alpha_Y$  = Y축을 중심으로 한 각가속도( $rad/s^2$ )  
 $\omega_Z$  = Z축을 중심으로 한 각속도( $rad/s$ )  
 $\alpha_Z$  = Z축을 중심으로 한 각가속도( $rad/s^2$ )  
 이다.  
 위의 12원 연립방정식을 풀면 각 가속도  $\alpha_x$ ,  $\alpha_y$ ,  $\alpha_z$ 와 병진 가속도  $a_{gx}$ ,  $a_{gy}$ ,  $a_{gz}$ 는 각각 (5) 및 (6)과 같다.

$$\begin{bmatrix} \alpha_x \\ \alpha_y \\ \alpha_z \end{bmatrix} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} 0 & -1/h3 & -1/h6 \\ -1/h2 & 0 & -1/h5 \\ -1/h2 & -1/h4 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_{1x} \\ \alpha_{1y} \\ \alpha_{1z} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1/h6 \\ 1/h2 & 0 & 0 \\ 0 & 1/h4 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_{2x} \\ a_{2y} \\ a_{2z} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 1/h3 & 0 \\ 0 & 0 & 1/h5 \\ 1/h1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_{3x} \\ \alpha_{3y} \\ \alpha_{3z} \end{bmatrix} \dots\dots\dots (5)$$

$$\begin{aligned}
 \begin{bmatrix} a_{gx} \\ a_{gy} \\ a_{gz} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 1 + \frac{h_{1z}}{h2} + \frac{h_{1y}}{h1} + \frac{h_{1x}}{h7} & 0 & 0 \\ 0 & 1 + \frac{m_{1x}}{h4} + \frac{m_{1z}}{h3} + \frac{m_{1y}}{h8} & 0 \\ -0 & 0 & 1 + \frac{n_{1y}}{h6} + \frac{n_{1x}}{h5} + \frac{n_{1z}}{h9} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_{1x} \\ \alpha_{1y} \\ \alpha_{1z} \end{bmatrix} \\
 &+ \begin{bmatrix} -h_{1y}/h1 & 0 & 0 \\ 0 & -m_{1z}/h3 & 0 \\ 0 & 0 & -n_{1x}/h5 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_{2x} \\ a_{2y} \\ a_{2z} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -h_{1z}/h2 & 0 & 0 \\ 0 & -m_{1x}/h4 & 0 \\ 0 & 0 & -n_{1y}/h6 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_{3x} \\ \alpha_{3y} \\ \alpha_{3z} \end{bmatrix} \\
 &+ \begin{bmatrix} -h_{1x}/h7 & 0 & 0 \\ 0 & -m_{1y}/h8 & 0 \\ 0 & 0 & -n_{1z}/h9 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_{4x} \\ \alpha_{4y} \\ \alpha_{4z} \end{bmatrix} \dots\dots\dots (6)
 \end{aligned}$$

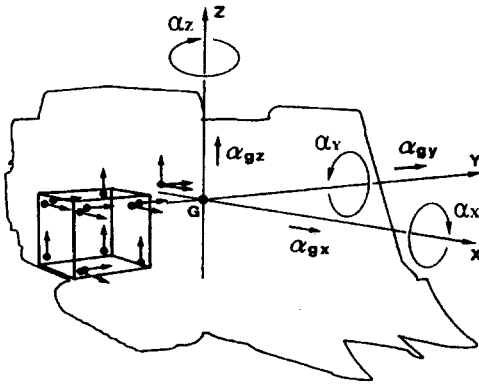
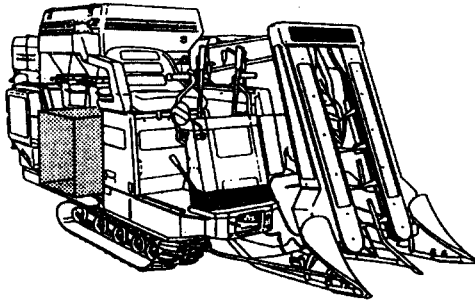


Fig. 2 The arrangement position of accelerometers to head-feeding combine.

여기에서,

$$\begin{aligned}
 h1 &= h_{2x} - h_{1x} & h2 &= h_{3x} - h_{1x} & h3 &= m_{2z} - m_{1z} \\
 h4 &= m_{3x} - m_{1x} & h5 &= n_{2x} - n_{1x} & h6 &= n_{3y} - n_{1y} \dots (7) \\
 h7 &= h_{4x} - h_{1x} & h8 &= m_{4y} - m_{1y} & h9 &= n_{4z} - n_{1z}
 \end{aligned}$$

로 한다.

이상의 식(5)와 식(6)으로 기체 중심 위치의 진동 가속도를 산출할 수 있다.

실제의 계측에서는 그림 2와 같이 위의 계측 이론에 따라 한 방향 5G 가속도 변환기를 배치한 아크릴 상자를 벼받이대에 설치하였다.

다. 실험 조건

정지 진동 계측은, 체중 65kgf의 운전자가 승차하여 기체를 콘크리트 노면 상에 정지시킨 채로 작물을 공급하지 않은 상태에서 2, 4, 6, 8단의 4 종류의 예취 속도 각각에 대하여, 정지 상태로부

터 엔진, 탈곡·선별요동부, 예취부의 순으로 순차적으로 구동시키면서 행하였다.

수확 작업 상태의 진동 가속도 계측은 실편장에서 행하였다. 벼 품종은 히노히까리였고, 수확시의 생육상황은 키 82.6cm, 한 포기의 이삭 수 21개, 이삭의 알 수 74.6개, 10a당 수확량 826kg이었다. 수확시의 벼의 함수율은 22%d.b., 천알무게는 22.5g이었으며 포장표면은 충분히 건조되어 침하가 거의 없는 상태였다. 벼포기의 조간은 18cm, 주간은 30cm였다.

주행속도는 예취 속도 2, 4, 6, 8단의 4종류로 행하였으며, 벼짚처리에는 커터를 사용하였다.

표 2에 수확작업상태에서의 주행속도 단수별 평균예취속도를 나타냈고, 그림 3에는 포장의 노면 스펙트럼을 나타내었다.

Table 2 Travel speed of the tested combine

	평균 속도 (m/s)
2 속	0.283
4 속	0.376
6 속	0.484
8 속	0.614

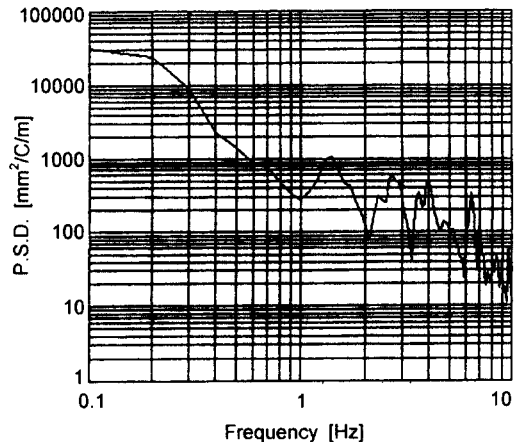


Fig. 3 Power Spectral Density of the paddy field surface.

라. 해석 방법

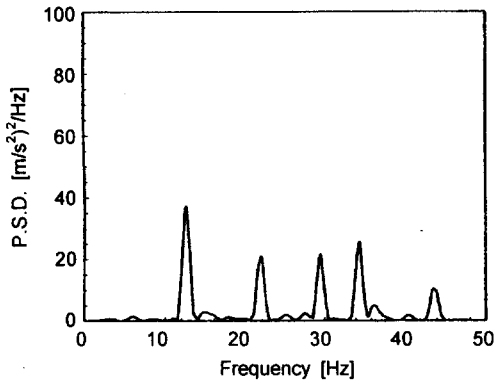
측정데이터는 데이터기록기에 수록하여 A/D 변환한 후, 가속도의 6자유도 성분을 나타내는 식(5)와 식(6)을 프로그램화하여 해석하였다. 즉, 각 성분의 가속도를 구한 후, 각각의 가속도 성분에 대하여 파워스펙트럼 밀도(Power Spectral Density, P.S.D.)를 구하였다.

3. 실험 결과 및 고찰

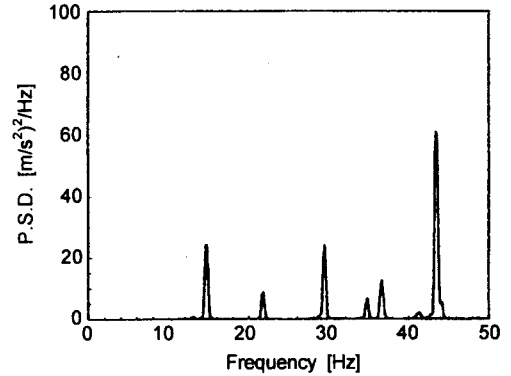
자탈형 콤파인은 예취부, 탈곡부, 주행부로 구성

되어 있어서 이들 각각의 부위에서 발생하는 강제력에 의하여 기체 진동이 발생하는 다입력계의 진동 특성을 갖는다. 콤파인의 이 진동 특성이 주기적, 혹은 카오스적인가를 검토하기 위하여 정치상태와 수확 작업시의 진동 가속도를 측정하고 P.S.D.를 이용하여 그 결과를 분석하였다.

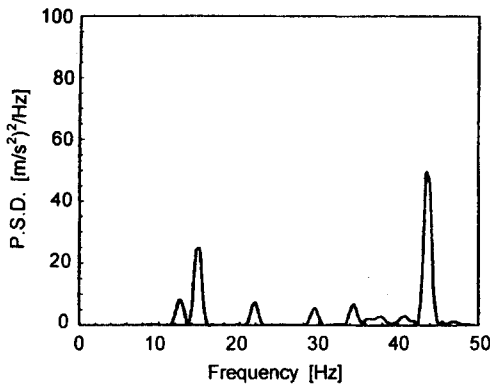
또한, 본 연구에서는 기체 중심 위치에서의 6자유도 성분의 진동 가속도 및 운전자 좌석 위치에서의 진동 가속도의 병진 성분을 측정하였지만, 모든 경우에 있어서 파워스펙트럼의 형태가 유사하게 나타나서 여기서는 비교하는 의미에서 전후 방향 및 상하 방향의 병진 성분에 대해 검토하였다.



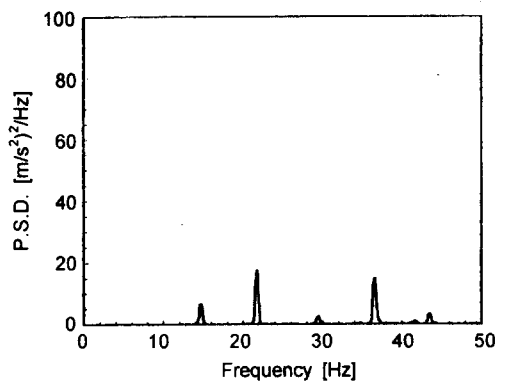
(a) P.S.D. of longitudinal direction at the center of gravity



(b) P.S.D. of longitudinal direction at the seat of operator



(c) P.S.D. of vertical direction at the center of gravity



(d) P.S.D. of vertical direction at the seat of operator

Fig. 4 Power Spectral Density of acceleration under the stationary condition (Only engine is driven).

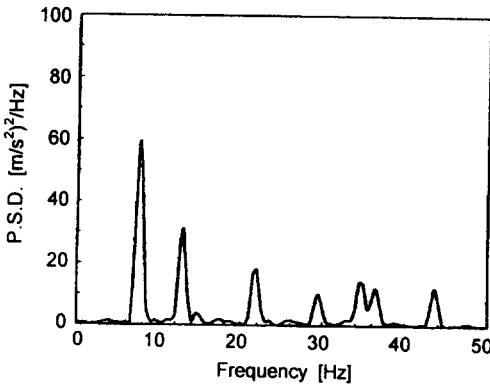
가. 정지상태에서의 파워스펙트럼 밀도

엔진만의 구동 상태에서는 기체 중심 위치와 운전좌석 위치에서의 전후 방향 P.S.D. 모두 그림 4와 같이 엔진의 구동 주파수(약 45Hz)와 그 구동 주파수의 1/2 및 1/3~1/4의 성분이 나타났다.

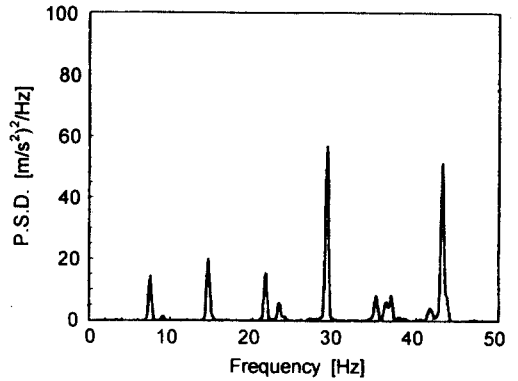
1/2의 주파수 성분은 탑재 엔진이 2기통이기 때문인 것으로 생각되지만 1/3~1/4의 주파수 성분은 분수조파(分數調波)로 생각되며, 따라서 비선형 진동의 가능성이 있다는 것을 추측할 수 있다. 또, 기체 중심 위치에서의 상하 방향 P.S.D.에는 엔진 구동 주파수와 그의 1/3의 분수조파 성분이, 운전좌석 위치에서의 상하방향 P.S.D.에는 엔진 구

동 주파수의 1/2의 주파수 성분이 나타났다.

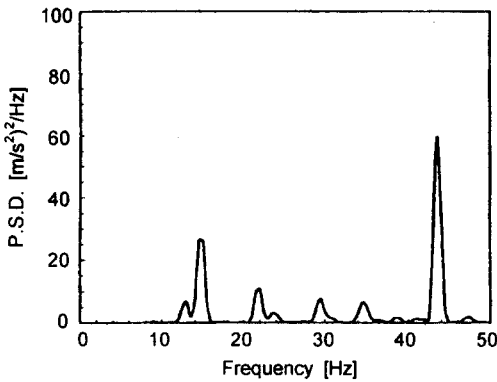
정지상태에서 탈곡부와 예취부를 구동상태로 한 경우, 기체 중심 위치에서의 전후 방향 스펙트럼 성분은 그림 5와 같이 예취부와 탈곡부의 구동 주파수(약 8Hz)의 영향이 나타나고 있을 뿐, 엔진만의 구동 상태와 큰 차이는 없었다. 또, 상하 방향은 엔진만의 구동 상태와 거의 같은 양상을 나타내었다. 운전좌석 위치에서는 전후 방향에서 엔진 구동 주파수의 2/3의 주파수 성분이 현저하게 나타났는데, 이것은 기체 중심 위치와 운전좌석 위치에서의 진동 성분이 상이하다는 것을 의미하는 것으로 흥미를 끈다. 또, 2/3의 주파수 성분은 비선형 요소가 있다는 것을 시사한다. 운전좌석 위



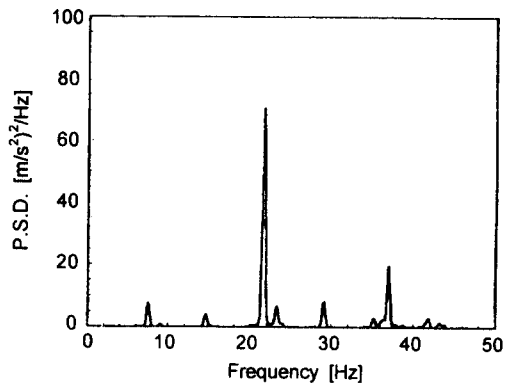
(a) P.S.D. of longitudinal direction at the center of gravity



(b) P.S.D. of longitudinal direction at the seat of operator

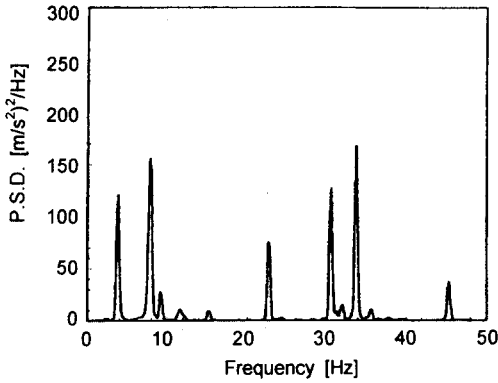


(c) P.S.D. of vertical direction at the center of gravity

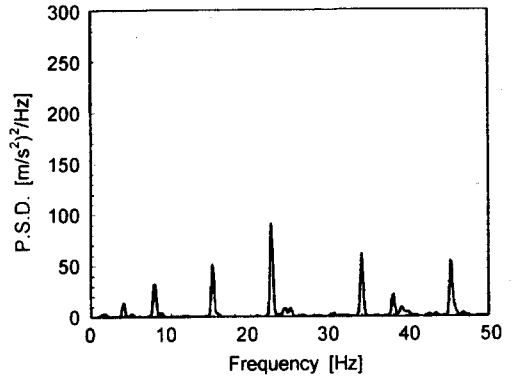


(d) P.S.D. of vertical direction at the seat of operator

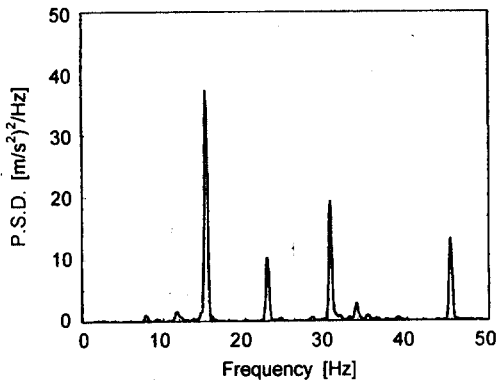
Fig. 5 Power Spectral Density of acceleration under the stationary condition (Engine, thresher and cutter are driven without harvesting).



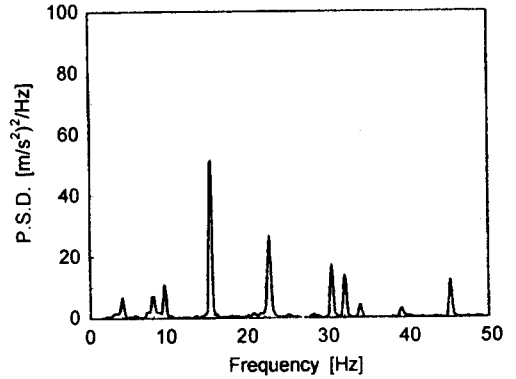
(a) P.S.D. of longitudinal direction at the center of gravity



(b) P.S.D. of longitudinal direction at the seat of operator



(c) P.S.D. of vertical direction at the center of gravity



(d) P.S.D. of vertical direction at the seat of operator

Fig. 6 Power Spectral Density of acceleration under the harvesting condition (Reaping section set to 2nd speed).

치에서의 상하 방향 성분은 오직 엔진 구동 주파수의 1/2주파수 성분이 뚜렷이 나타나는 것으로 보아 이 진동 형태는 선형 진동에 가깝다고 생각된다.

이상과 같이 스펙트럼을 관찰한 결과, 콤바인의 정차 진동은 엔진의 영향이 크고, 그의 분수조파와 그 외의 저주파 성분을 포함한 비선형 및 선형 진동 특성을 나타내고 있다는 것이 인정되었다. 또, 카오스 진동의 가능성인데, 주기 배분기(구동 주파수의 1/2, 1/4, 1/8, ...)가 인정되지 않는 것으로 보아 그 가능성은 적다고 생각된다.

나. 수확작업 중의 파워스펙트럼 밀도

수확작업 시험에서는 예취속도를 2속, 4속, 6속, 8속으로 변화시켜 곡립 유량의 차이, 즉, 탈곡 부하의 차이에 의한 진동 특성을 검토하였는데, 본 논문에서는 2속과 8속에 대하여 비교 검토한 결과를 기술한다.

기체 중심 위치의 전후 방향의 스펙트럼 성분은 그림 6 (a) 및 그림 7 (a)에 나타난 바와 같이 엔진의 구동 주파수(약 45Hz)의 1/2, 2/3의 주파수 성분과 주행부(2속 4Hz, 8속 8Hz) 및 탈곡작업부의 구동 주파수 성분(7.5Hz 부근)이 현저히 나타



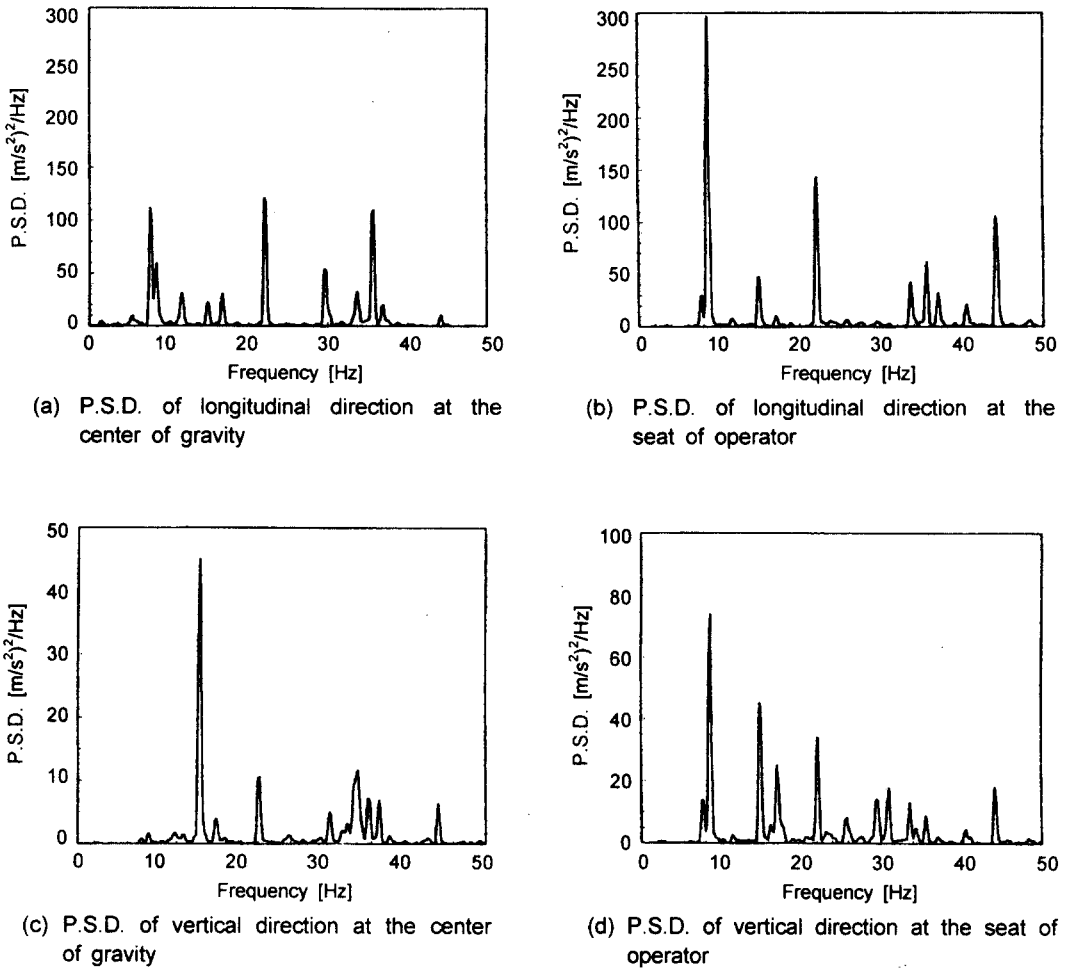


Fig. 7 Power Spectral Density of acceleration under the harvesting condition (Reaping section set to 8th speed).

났지만, 30~40Hz 사이에서도 높은 스펙트럼 성분이 나타났다. 이것은 정지 시험과 달리 수확 작업시의 기체 진동은 다수의 주파수 성분을 갖고 있다는 것을 의미한다. 엔진의 구동 주파수의 영향은 2속의 경우에 더 크게 나타났다. 탈곡부, 주행부의 구동 주파수 및 엔진의 구동 주파수의 1/2의 주파수 성분은 주기적인 강제 진동이라 생각되지만, 기타의 저주파 성분은 비선형 진동 혹은 불규칙 진동일 가능성이 높다고 생각된다.

운전자 위치에서의 전후 방향의 스펙트럼 성분은 그림 6 (b) 및 그림 7 (b)에 나타난 바와 같이 2속, 8속 모두 엔진 구동 주파수, 엔진구동 주파수

의 1/2, 1/3의 주파수, 주행부의 구동 주파수 성분이 나타나, 기체 중심 위치와 거의 같은 경향을 나타내었다. 단, 2/3의 주파수 성분이 여기에서는 거의 나타나지 않았고, 1/3 분수조파가 관찰되었는데, 이 분수조파는 비선형 진동의 존재를 나타내고 있다.

기체 중심 위치에서의 상하 방향의 스펙트럼 성분은, 그림 6 (c) 및 그림 7 (c)에서 보는 바와 같이 엔진의 구동 주파수 성분(약 45Hz)과 그의 1/2, 1/3, 2/3의 주파수 성분이 2속, 8속에서 모두 현저히 나타났다. 8속에서는 30Hz~40Hz의 사이에서 잡음성인 스펙트럼이 5~6개 관찰되었다.

운전자 위치에서의 상하 방향의 스펙트럼 성분도 그림 6 (d) 및 그림 7 (d)에 나타난 것과 같이 기체 중심 위치에서와 거의 같은 주파수 성분이 나타나고 있는 것으로 보아, 기체 중심 위치와 운전자 위치 모두 상하 방향의 진동은 저주파 성분의 분수조파에 의한 비선형 진동의 특성을 나타낸다는 것이 확인되었다.

이상과 같이 진동가속도의 파워 스펙트럼으로 관찰한 결과, 콤바인의 수확 작업시의 진동은 엔진, 주행부 및 탈곡부의 영향이 크고, 분수 조파의 존재가 관찰됨으로써 비선형 요소를 내포한 진동 특성을 갖는다는 것을 확인할 수 있었다.

카오스 진동은, 정치시험에서와 마찬가지로 주기 배분기가 확인되지 않는 것으로 보아 그 가능성은 낮은 것으로 판단된다.

#### 4. 요약 및 결론

본 연구에서는, 자탈형 콤바인의 진동을 효과적으로 제어하고 나아가서는 저 진동 콤바인을 설계하는데 필요한 기초자료를 제공하고자, 각종 작업 조건에서 기체진동 가속도의 6자유도 성분을 독립적으로 계측하고 그 진동 가속도의 파워스펙트럼 (Power spectrum)을 작성하여 콤바인의 진동 특성을 검토·분석하였다.

그 결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 자탈형 콤바인의 정치진동은 주로 엔진의 영향이 크고 엔진의 구동주파수 및 그 1/3, 1/2, 2/3의 저주파 성분을 갖는 비선형 진동 특성을 나타낸다는 것이 판명되었다.

2) 자탈형 콤바인의 수확작업시의 진동은 엔진, 탈곡작업부, 주행부 각각의 구동주파수를 갖는 진동 특성을 나타냄과 동시에, 정치에서와 같이 엔진 구동주파수의 1/3, 1/2, 2/3의 저주파성분을 포함한 다수의 주파수 영역을 갖는 비선형 진동 특성을 나타내었다.

3) 카오스 진동의 가능성에 대하여 검토한 결과, 주기배분기의 존재가 인정되지 않는 것으로 보아 그 가능성은 적다고 판단된다.

4) 콤바인의 진동 저감에 대하여는 인간공학적으로는 분수조파 등의 저주파성분을 감소시키는 설계적 배려가 필요하다고 판단된다.

준 주기적 진동 및 카오스 진동의 가능성에 대해서는 위상계도도 및 포앙카레 단면도를 작성해 보면 더욱 명확하게 알 수 있으므로, 본 연구에 이어서 이들 해석방법을 이용하여 콤바인의 비선형 진동 특성을 고찰해 볼 계획이다.

#### 참 고 문 헌

1. 박배식, 성하운 옮김. 1993. 카오스. 동문사.
2. 이장무. 1989. 기계진동학. 문운당.
3. 한국사전연구소. 1995. 기계공학편람사전 B3: 95-100.
4. 武者利光 監譯. 1989. 非線型力學とカオス. オーム社. pp. 66-107.
5. 長松昭男 他編. 1993. ダイナミクスハンドブック. 朝倉書店. pp. 224-227.
6. 合原一幸. 1994. 카오스세미나. 海文堂, pp. 223-234.
7. Eiji Inoue, Jun Kashima and Jun Sakai. 1993. Measurement of 6 Degrees of Freedom Components of Acceleration in Rubber Crawler System. Journal of the Japanese Society of Agricultural Machinery 55(5):3-10(In Japanese).
8. Kashima, J., E. Inoue, S. Inaba and J. Sakai. 1992. Measurement of the Six Degrees of Freedom Components of Vibratory Acceleration of Japanese Type Combine Harvester. Proceedings of the International Agricultural Engineering Conference, Bangkok, Thailand, December 7-10.
9. Sakai, K. and K. Aihara. 1994. NONLINEAR VIBRATION IN AN AGRICULTURAL IMPLEMENT SYSTEM. International Journal of Bifurcation and Chaos, Vol. 4, No. 2: pp. 465~470.
10. Noguchi, R., E. Inoue, O. Kinoshita and J. Sakai. 1993. Vibration Analysis of the Forced Vibration Experiment for the Riding Tractors. J. Fac. Agr., Kyushu Univ., 38(1. 2), pp. 127-136.