

< 논 문 >

## 전동드릴의 진동특성 및 전파경로 해석

### Vibration Characteristics and Its Propagation Path Analysis of an Electric Drill

조윤수\* · 김도현\*\* · 최연선†

Yun-Su Cho, Do-Hyun Kim and Yeon-Sun Choi

(2001년 7월 2일 접수 : 2001년 11월 19일 심사완료)

**Key words** : Electric Drill(전기드릴), Gear Driving System(기어구동계), Vibration Propagation Path Analysis (진동 전파 경로해석), Partial Coherence Function(기여도 함수)

#### ABSTRACT

An electric drill is a handy tool used in a machine shop, which consists of motor, gear, bearing, shaft, and case, i.e., a gear driving system. Low level vibration and noise of the electric drill can bring the assurance of the quality and reliability of the machine. The vibration sources of the electric drill should be investigated for the reduction of the vibration and noise of the system. Through the experiments in laboratory and the various signal processing procedure for the measured vibration and sound signals, the characteristics of the vibration of the electric drill are investigated. And its propagation path is sought using partial coherence function.

#### 1. 서론

일반적으로 모터와 기어로 구성된 기어구동계는 정 확한 설계를 바탕으로 정밀 제작, 조립되어야 하며, 그렇지 못한 경우, 심한 진동과 높은 소음을 유발하여 제품의 신뢰도 저하는 물론, 기계 고장의 원인이 되고, 내구수명을 보장할 수도 없게 된다. 이는 기어 구동계에 존재하는 백래쉬(backlash)와 전달오차 (transmission error)와 함께 다양한 원인에 의하여 기어구동에 따른 특유의 진동과 소음이 발생하기 때문이다. 실제 기어구동계에서 발생하는 진동과 소음은 모터 등의 원동기, 기어 이(tooth), 축(shaft), 베어링 (bearing), 케이스(case) 등 각각의 설계변수가 관련

되므로 실제 진동과 소음이 발생 시, 어느 부품의 설계변수가 진동과 소음의 직접적인 원인이 되는가를 알기가 쉽지 않다. 이와 같은 문제는 진동해석 및 고장진단과 관련하여 자주 발생하는 문제이기도 하다. 전동드릴은 간단한 기어구동계의 하나로서 작업현장에서 드릴링 작업과 함께 나사조임 및 풀림 작업에 쓰이는 공구이다. 전동드릴의 품질 및 제품의 신뢰도는 내구성과 함께 일차적으로 소음과 손잡이부에서 느끼는 진동에 의해 결정된다. 전동드릴의 진동과 소음을 줄이기 위해서는 전동드릴을 기어구동계로 모델링하여 이론 및 실험해석을 하여 그 진동과 소음의 원인을 밝히고 전파경로를 추적하여야 한다.

전파경로 해석과 관련하여 Wang과 Crocker<sup>(1)</sup>는 3 입력/1출력계를 스피커와 마이크로폰을 이용하여 구성하고, 기여도함수(coherence function)을 이용하여 소음원 규명에 관한 연구를 수행하였으며, Park과 Kim<sup>(2)</sup>은 3입력/1출력계에 대한 다중기여도함수를 이용하여 소음원 규명에 관한 연구를 수행하였으며, 김영기 등<sup>(3)</sup>은 노면가진에 의하여 발생하는 소음이 승

\* 정회원, 성균관대학교 대학원 기계설계학과

\*\* 성균관대학교 대학원 기계공학과

† 책임지자, 정회원, 성균관대학교 기계공학부

E-mail : yschoi@yurim.skku.ac.kr

Tel : (031) 290-7440, Fax : (031) 290-5849

용차 실내로 전달되는 전달경로와 기여도를 다중기여도 함수를 이용하여 관찰하였다. 또한 지태한 등<sup>(4)</sup>은 승용차 실내소음의 전달경로 및 각 경로의 기여도에 관한 연구를 수행한 바 있다.

본 연구에서는 기어와 모터로 구성된 전동드릴에 대하여 실험과 이론해석을 통해 전동드릴의 진동특성을 살펴보고, 신호분석을 통하여 진동원을 규명하고, 진동원에서 발생한 진동이 손잡이 부위로 전달되는 과정을 2입력/1출력계로 보고 부분기여도함수(partial coherence function)를 이용하여<sup>(5, 6)</sup> 정량적 해석을 시도하였다.

## 2. 전동드릴 구동실험

본 연구를 위해 먼저 전동드릴 실험장치를 Fig. 1과 같이 구성하였다. 구동장치는 실제 구동상태에서 부하가 걸리는 것을 감안하여 발전기를 전동드릴축과 직결하였다. 부하량은 발전기에서 나오는 전류를 제어기 내에서 서로 다른 값을 갖는 저항기를 통과시킴으로써 조정하였다. 전동드릴에 입력되는 전압은 슬라이탁스(slidax)를 이용하여 조정하였다. 실험은 제어기에서 부하량을 지정한 후, 전동드릴에 전압을 가한 상태에서 전동드릴 케이스의 여러 위치에 가속도계를 부착하여 진동신호를 측정하였고, 전동드릴의 입력전류와 발전기에서의 출력전류는 홀센서(hall sensor)를 이용하여 측정하였다. 측정된 신호는 FFT 분석기를 사용하여 직접 분석하거나 테이프 레코더에 신호를 저장한 후 MATLAB<sup>(7)</sup>을 이용하여 분석하였다.

Fig. 2에 보인 바와 같이 전동드릴의 기어에 의한 진동을 측정하기 위해 ①번 위치에, 전동드릴의 모터

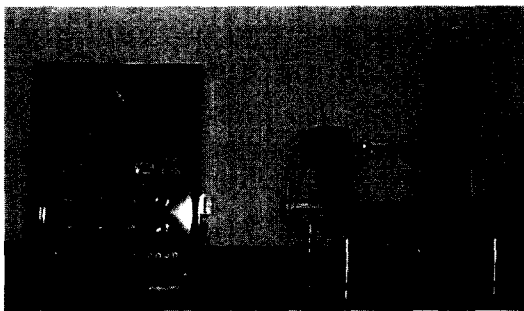


Fig. 1 Experimental setup

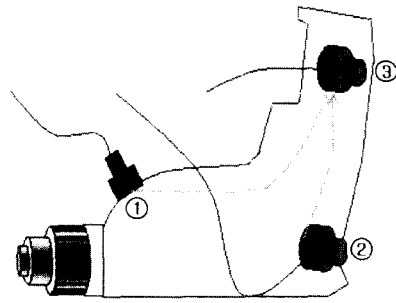


Fig. 2 Position of accelerometers

와 베어링의 진동을 측정하기 위해 ②번 위치에 가속도계를 각각 설치하였고, ③번 위치는 작업시 손잡이에 해당되는 위치로서 실제 작업자가 느끼는 진동을 측정하기 위해 또다른 가속도계를 설치하였다. 이상의 가속도계 위치는 기어, 모터, 손잡이에서의 진동을 정확하게 측정한다고 볼 수는 없으나 실용적 판단기준은 될 수 있다. 이때 전동드릴을 실험장치에 고정시키지 않고 실험을 실시하여 고정장치로 인한 진동특성의 변화가 발생하지 않도록하여 실험을 실시하였다.

## 3. 진동레벨 및 주파수 특성

전동드릴의 진동특성을 파악하기 위해 제어기의 저항을 조정하여 전동드릴에 가해지는 부하조건을 변화시키면서 진동을 측정하였다.

$$\text{기본 회전 주파수} = \frac{RPM \times N}{60} \quad (1)$$

$$\text{휠 소음 주파수} = \frac{RPM \times N}{60} > Z_d \quad (2)$$

$$\text{기어 물림 주파수} = \frac{RPM \times N}{60} \times Z \quad (3)$$

$N = 1, 2, 3, \dots$

모터 발생 주파수 :

$$f_1 = \text{회전수} \times (\text{상수} \times 2) \times \text{극대수}$$

$$f_2 = \text{회전수} \times (\text{슬롯수와 극수의 최소공배수})$$

$$f_3 = \text{회전수} \times \text{구동회로상수}$$

$$f_4 = \text{회전수} \times \text{계자극수}$$

$$f_5 = \text{회전수} \times 2 \quad (4)$$

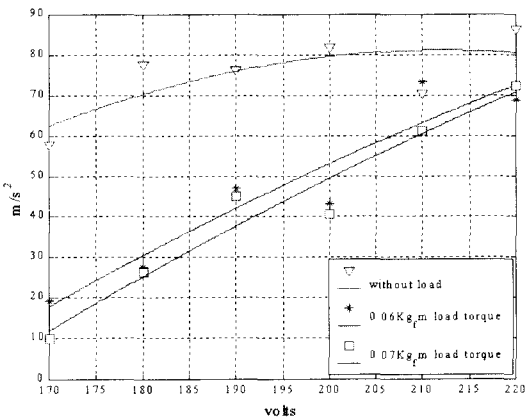
베어링 발생 주파수

$$\begin{aligned}
 FTF &= \frac{RPM}{120} \left( 1 - \frac{B_4}{P_4} \cos \phi \right) \\
 BPFO &= \frac{N}{2} \frac{RPM}{60} \left( 1 - \frac{B_4}{P_4} \cos \phi \right) \\
 BPGI &= \frac{N}{2} \frac{RPM}{60} \left( 1 + \frac{B_4}{P_4} \cos \phi \right) \\
 BSF &= \frac{RPM}{120} \left( \frac{B_4}{P_4} \right) \left( 1 - \frac{B_4^2}{P_4^2} \cos^2 \phi \right)
 \end{aligned}
 \tag{5}$$

$B_4$  = Ball diameter  $P_4$  = Pitch diameter  $\phi$  : Contact angle

Fig. 3은 부하량 변동에 따른 전동드릴의 기어부에서 측정된 진동레벨의 변화이다. 회전속도가 증가함에 따라 진동레벨이 증가하나 부하량이 커질수록 오히려 진동레벨이 감소하는 것을 알 수 있다. 이는 부하상태에서 전동드릴의 각 부품이 힘을 받아 안정된 위치에 있음을 의미한다. 즉 실험에서 사용된 전동드릴의 각 부품은 완전하게 고정되어 있지 못한 상태인 것이다.

전동드릴에 사용된 부품들의 설계인자가 Table 1과



- (a)  $\nabla$  : Without loading
- (b) \* : 0.06 kg<sub>f</sub> m loading torque
- (c)  $\square$  : 0.07 kg<sub>f</sub> m loading torque

Fig. 3 Vibration levels of the electric drill

Table 1 Design parameters of the bearings

	Position	No.	Outside diameter (mm)	Inside diameter (mm)	Number of ball	Ball diameter (mm)
A/R parts	Commutator	626Z	17	6	7	4.5
	Fan	607Z	19	7	7	4.5
Spindle parts	Chuck	6200Z	30	10	8	5.75
	Needle	BK 0609	10	6.5	10	1.5

Table 2 Design parameters of the motor, fan and gear

Parts	Motor				Fan blade $z_d$	Gear	
	Field pole	Slot	Pole	Driving circuit constant		Gear $z_g$	Pinion $z_p$
Number	2	12	2	1	39	8	55

Table 3 Calculated frequencies(Hz)

Driving freq.	FAN noise freq.	Gear Tooth-meshing freq.	Motor frequency					
			Driving freq.	f1	f2	f3	f4	f5
freq.	62.5	16770	430	1720	5160	430	860	860

Table 4 Calculated frequencies from the bearing (Hz)

	Commutator bearing	Fan bearing	Chuck bearing
FTF	290	272	38
BPFO	1021	1106	200
BPGI	1987	1902	300
BSF	599	755	124

Table 2에 주어져 있다. 전동드릴이 3750 rpm로 회전할 때, 발생하는 주파수성분을 식 (1)~(5)를 이용하여 계산하면<sup>(8,9)</sup> 회전주파수 430 Hz, 기어물림주파수 3437 Hz, 모터에 의한 860 Hz과 5160 Hz가 나타날 수 있음을 알 수 있다.

Table 3은 모터, 기어, 팬 등에서 발생가능한 주파수 성분의 계산결과를 나타내며, Table 4는 사용된 베어링의 발생가능한 주파수이다.

실험을 통해 얻은 진동원 ①의 주파수 스펙트럼이 Fig. 4에 나타나 있다. 이를 분석해 보면 430 Hz, 1300 Hz, 2168 Hz, 3027 Hz, 3440 Hz 등의 주파수 성분이 나타남을 알 수 있고, 이는 모터의 회전주파수, 기어 물림주파수 등과 일치하는 성분들이다. 또한 Fig. 5에 보여지고 있는 진동원 ②의 경우 430 Hz, 859 Hz, 1300 Hz, 1738 Hz, 2167 Hz, 2597 Hz, 3027 Hz, 5190 Hz 등의 주파수 성분이 나타남을 확인 할 수 있고, 이는 모터 회전주파수, 모터 발생 주파수 등과 일치함을 알 수 있다. 이러한 주파수 성분들은 Fig. 6에 보여지는 출력 ③의 주파수 성분들과도 일치함을 확인할 수 있다. 즉 기어, 모터, 베어링으로부터 발생하는 진동 성분이 손잡이로 전달되고 있음을

알 수 있다. 그러나 정량적으로 어느 성분이 얼마만큼 전달되는지는 단순 주파수 분석에서는 알 수 없다. 또한 실제 전달되는 진동 중에는 계산된 주파수 성분 이외에도 고유진동수 성분도 있을 수 있다.

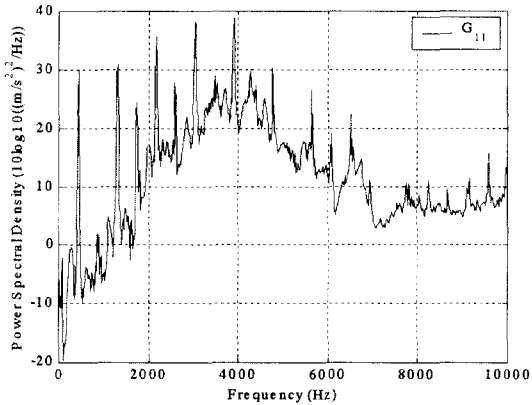


Fig. 4 Power spectrum at the source ①

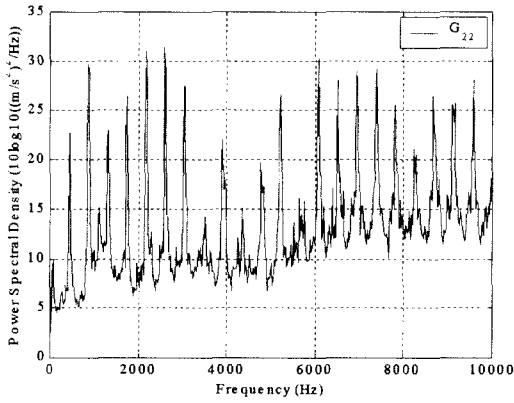


Fig. 5 Power spectrum at the source ②

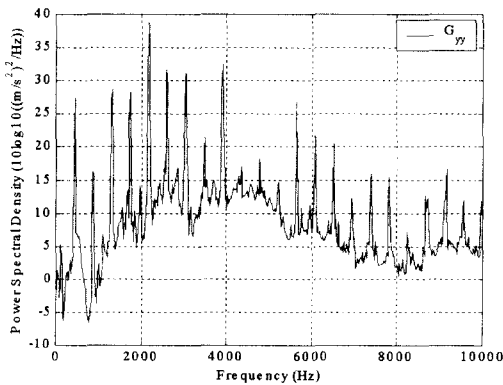
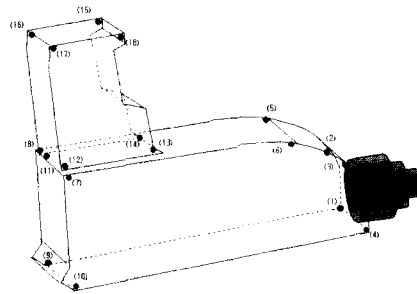


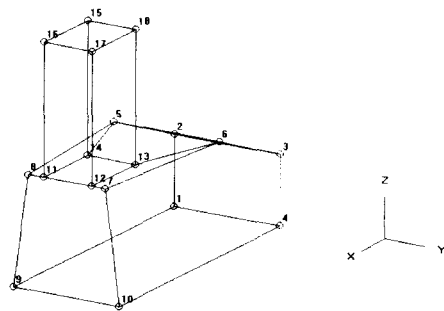
Fig. 6 Power spectrum at the output ④

#### 4. 모드해석

전기드릴의 고유진동수를 구하고 고유진동수에 의한 공진의 영향을 알아보기 위하여 Fig. 7과 같이 전동드릴의 18번 위치에 가속도계를 설치하고 나머지 위치에서 충격을 가하여 각각의 FRF를 구하고 SMS<sup>(10)</sup>를 이용하여 전기드릴의 모드해석을 수행하였다. 전동드릴을 냅시줄을 이용하여 매달아놓은 상태에서 실험을 실시하였다. 그 결과 1~5차까지의 고유진동수와 감쇠비를 Table 5와 같이 구할 수 있었다. 여기서 구한 고유진동수와 이론적으로 구한 수치들을 비교해 보면 각 부품들의 발생가능 주파수들이 고유진동수와 비슷한 주파수영역에서 나타나고 있으며, 이로 인하여 공진의 가능성이 있음을 확인할 수 있다. 또한 각 고유진동수에서의 모드형상이 Fig. 8과 같이 나타남을 알 수 있었다. 모드형상에 따라서는 손잡이 위치에서 큰 변형을 일으킬 수 있으나 모드형상만으로 판단하기 쉽지 않다. 여기에 진동전파 경로해석의 의미가 있는 것이다.



(a) Node locations



(b) Analytical model

Fig. 7 Modeling

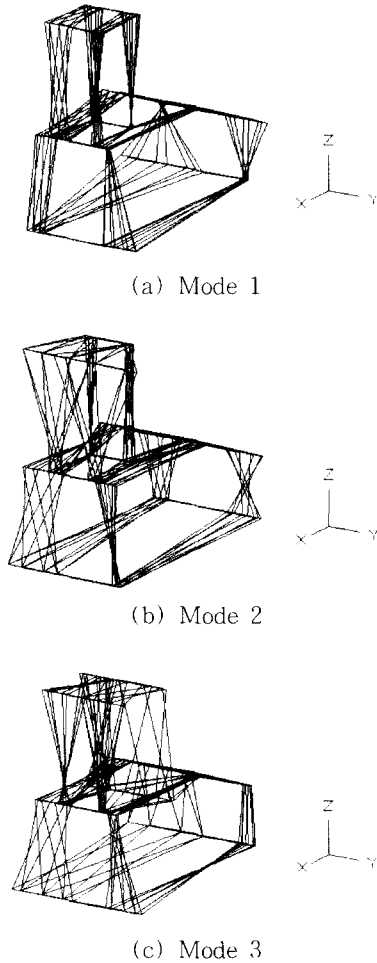


Fig. 8 Mode shapes of the electric drill

Table 5 Results of modal analysis

Mode	Freq.(Hz)	Damp.(%)
1	518	0.1130
2	1270	0.0223
3	1940	0.0097
4	2770	0.0044
5	3380	0.0161

### 5. 기여도 함수

기어구동부와 모터진동을 입력으로 보고 손잡이 부위의 진동을 출력으로 보면 Fig. 9와 같이 2입력/1출력계가 된다<sup>(5,6)</sup> 진동  $x_1$ 과  $x_2$ 는 주파수 응답함수  $H_{1y}(f)$ ,  $H_{2y}(f)$ 을 각각 통과한 후, 외부 노이즈  $n$ 과

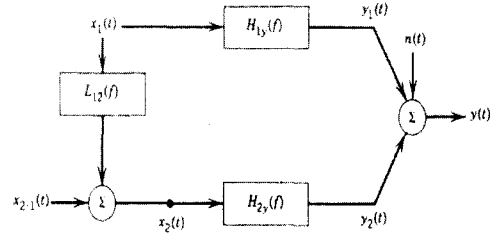


Fig. 9 Measurement interference model for two-input/single-output system

합쳐져 출력  $y$ 를 구성하게 된다. 실제 센서의 응답  $x_1$ 와  $x_2$ 는 상호 상관성을 가진 입력으로 상호 독립적인 입력  $x_1, x_{2 \cdot 1}$ ( $x_2$ 에서  $x_1$ 의 영향을 제외한 값) 사이에서 기준입력  $x_1$ 이  $L_{12}(f)$ 를 거쳐  $x_{2 \cdot 1}$ 의 신호에 영향을 주는 것으로 모델링할 수 있다.

$G_{vv}(f)$ 은 시스템을 완전 선형으로 가정하였을 때 입력에 대한 예상 출력스펙트럼이다.  $G_{yy}(f)$ 는 실제 측정된 출력에 대한 스펙트럼이고, 외부 잡음의 스펙트럼을  $G_{nn}(f)$ 이라고 하면, 식 (6)과 같은 관계를 갖는다.

$$G_{yy}(f) = G_{vv}(f) + G_{nn}(f) \tag{6}$$

다중기여도함수(multiple coherence function)는 1입력/1출력계에서의 기여도함수 개념을 확장한 것으로서 다수의 입력과 다수의 출력사이의 관계를 규정하는 것으로 두 입력  $x_1, x_2$ 와 출력  $y$ 의 관계를 표현하는 것이다. 이때 다중기여도함수는 식 (7)과 같이 정의된다.

$$\gamma^2_{yx}(f) = \frac{G_{vv}(f)}{G_{yy}(f)} = 1 - \frac{G_{nn}(f)}{G_{yy}(f)} \tag{7}$$

그리고,  $x_1, x_2$ 에 기인한  $y$  성분, 즉 다중기여 출력스펙트럼(multiple coherent output spectrum)  $G_{yx}(f)$ 은 식 (8)과 같이 표현할 수 있다.

$$G_{yx}(f) = \gamma^2_{yx}(f) G_{yy}(f) = G_{vy}(f) \tag{8}$$

$$\gamma^2_{yx}(f) = \gamma^2_{1y}(f) + \gamma^2_{2y}(f)$$

$$\gamma^2_{2y \cdot 1}(f) = \frac{|G_{2y \cdot 1}(f)|^2}{G_{22 \cdot 1}(f)G_{yy \cdot 1}(f)} \tag{9}$$

또한  $x_1$ 을 제외한  $x_2$ 와  $y$ 의 기여도(coherence), 즉 부분기여도함수는 식 (9)로 나타낼 수 있다.

여기서  $x_{2\cdot 1}$ 의 자기스펙트럼  $G_{22\cdot 1}(f)$ ,  $x_{2\cdot 1}$ 과  $y$ 의 상호스펙트럼(cross spectrum)  $G_{2y\cdot 1}(f)$ 은 식 (10)과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 G_{22\cdot 1}(f) &= G_{22}(f)(1 - \gamma_{12}^2(f)) \\
 G_{2y\cdot 1}(f) &= -\frac{G_{21}(f)G_{1y}(f)}{G_{11}(f)} \\
 \gamma_{12}^2(f) &= \frac{|G_{12}(f)|^2}{G_{11}(f)G_{22}(f)} \\
 G_{yy\cdot 1}(f) &= G_{yy}(f)(1 - \gamma_{1y}^2(f))
 \end{aligned} \tag{10}$$

또한 출력  $y$  중  $x_1$ 에 의한 응답  $G_{y1}(f)$ 과, 식 (9)을 이용하여 구한 출력  $y$  중  $x_1$ 의 성분을 제외한  $x_2$ 에 의한 응답  $G_{y2\cdot 1}(f)$ 는 부분기여출력스펙트럼을 이용하여 식 (11), (12)와 같이 구할 수 있다.

$$G_{y1}(f) = \gamma_{1y}^2(f) G_{yy}(f) \tag{11}$$

$$G_{y2\cdot 1}(f) = \gamma_{2y\cdot 1}^2(f) G_{yy\cdot 1}(f) \tag{12}$$

### 6. 진동원 전파경로 추적

기어구동계에서 진동이 발생할 경우, 기어구동계에는 모터, 기어, 축 등 여러 개의 진동원이 있다. 진동드릴은 기어구동계의 하나로 전동드릴의 진동은 모터와 기어에서 발생하여 손잡이부로 전파된다.

Fig. 4와 Fig. 5는 기어와 모터부의 진동신호에 대한 자기스펙트럼  $G_{11}(f)$ ,  $G_{22}(f)$ 을 보여준다. 이와 같이 각 부위의 진동측정과 단순 스펙트럼 분석만으로는 Fig. 5에 나타난 손잡이부 자기스펙트럼의 주파수 성분들이 어느 진동원으로부터 얼마만한 영향을 받고 있는지 정확하게 알 수 없다.

Fig. 10은 식 (11), (12)를 통해 구한  $G_{y1}(f)$ ,  $G_{y2\cdot 1}(f)$ , 즉 진동원 ①에 기인한 출력  $y$ 와 진동원 ②에서 진동원 ①의 영향을 제거한 출력  $y$ 의 각각의 부분기여출력스펙트럼을 보여준다. 그림에서 알 수 있듯이 손잡이의 자기스펙트럼보다 각 부위의 부분기여출력스펙트럼 레벨이 전체적으로 낮은 것을 알 수 있다. 이는 각 부위에서의 진동이 서로 간섭을 일으키고 있지만, 여기서는 진동원 서로의 영향을 제외하고 측정 부위에서의 레벨을 표현하였기 때문이다.

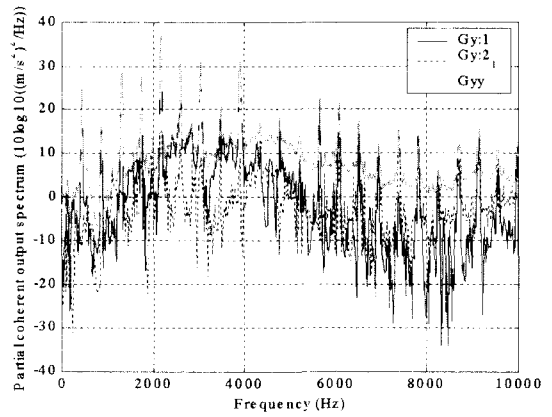


Fig. 10 Partial coherent output spectrum

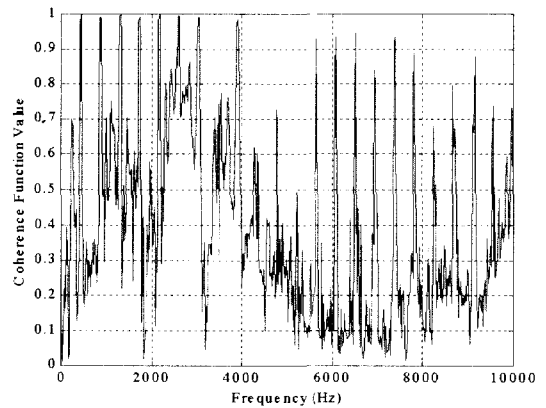


Fig. 11 Multiple coherence function

Fig. 11은 식 (7)에 의해 구해진 다중기여도함수  $\gamma_{yx}^2(f)$ 를 나타낸 것이다. 임의로 2개의 진동원을 선정하였으나 실제적으로는 더 많은 진동원이 있을 수 있으므로 다중기여도함수를 통해 손잡이에 발생한 진동 중에서 임의로 선정한 진동원 ①과 ②가 손잡이 진동에 어느 정도 기여하는지를 확인할 수 있다.

Fig. 12와 Fig. 13은  $x_1$ 와  $y$  그리고  $x_{2\cdot 1}$ 와  $y$ 의 부분기여도함수를 구한 것이다. 이 그림으로부터 손잡이부  $y$ 의 진동에서 기어의 진동  $x_1$ 와 모터부의 진동에서 기어의 영향을 제외한 순수 모터진동  $x_{2\cdot 1}$ 이 어느 정도 영향을 미치는지를 확인할 수 있다.

Table 6에서 각 주파수별로 기여도함수와 부분기여출력스펙트럼을 나타내었다. 이를 통해 손잡이부로 전파되는 진동 중에서 각 주파수별로 어느 진동원이 어느 정도의 영향을 미치는지를 정량적으로 확인할 수

있다. 부분기여출력스펙트럼을 보면 859, 5190 Hz를 제외한 그 외의 주파수에서는 기어부의 영향이 손잡이부에 60 % 이상을 미치고 있음을 알 수 있다. 그리고 기어물림주파수에 해당하는 3440 Hz는 부분기여출력스펙트럼에서 기어부의 진동이 손잡이부에 80 % 정도의 효과를 미친 것을 알 수 있다. 즉 손잡이부의 3440 Hz는 바로 기어의 영향임을 알 수 있다. 마찬가지로 6900 Hz는 기어물림주파수의 2X 성분으로서, 기어부의 영향임을 알 수 있으며, 손잡이부에 대한 진동원 ①의 영향이 99 % 미치고 있음을 알 수 있다. 그리고 859 Hz와 5190 Hz의 경우는 모터에 의해 결정되는 바, 모터의 영향이 859 Hz에서 17 %, 5190 Hz에서 61 % 정도임을 알 수 있다. 859 Hz와 5190 Hz의 경우는 실제 모터에서 발생하는 이론 주파수와 일치하므로 비교적 정확한 진동원의 규명이라 할 수 있다.

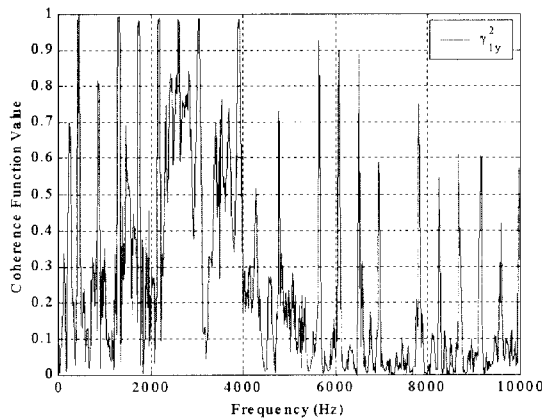


Fig. 12 Partial coherence function of  $x_1(t)$

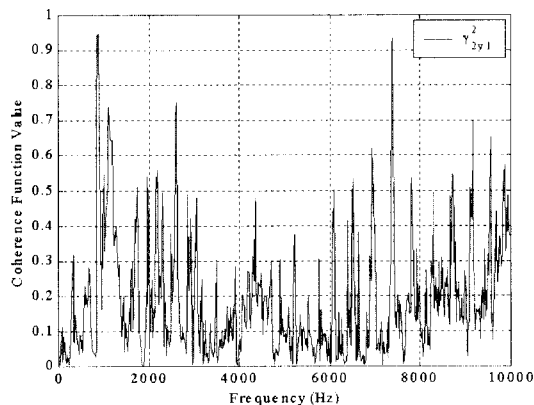


Fig. 13 Partial coherence function of  $x_{2.1}(t)$

Table 6 Partial coherent output spectrum

Function	Coherence function values			PSD (m/s <sup>2</sup> )/Hz		Partial coherent PSD, (m/s <sup>2</sup> )/Hz and %	
	$\gamma_{x_i}^2$	$\gamma_{y_i}^2$	$\gamma_{z_{i-1}}^2$	$G_{x_i}$	$G_{y_i}$	$G_{x_{i-1}} = \gamma_{x_i}^2 G_{x_i}$	$G_{y_{i-1}} = \gamma_{y_i}^2 G_{y_{i-1}}$
430	0.99	0.99	0.04	540.3	538.2	538.20(99.9%)	0.07(0.1%)
859	0.74	0.12	0.7	2.47	1.83	0.31(16.87%)	1.52(83%)
1309	0.99	0.99	0.26	739.9	3.61	735.8(99.8%)	1.06(0.14%)
2167	0.99	0.99	0.56	748.9	736.8	7379(99.6%)	33.4(0.45%)
3440	0.74	0.63	0.31	143.2	106.4	90.20(84.7%)	16.24(15.3%)
5190	0.4	0.12	0.31	26.63	10.55	3.21(30.4%)	7.34(69.6%)
6900	0.84	0.59	0.62	17.06	14.41	10.04(67%)	4.37(30%)

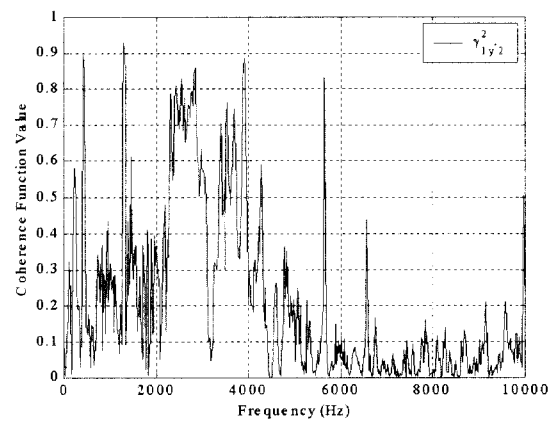


Fig. 14 Partial coherence function of  $x_{1.2}(t)$

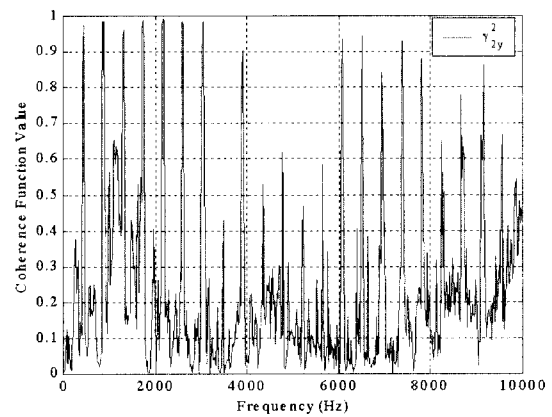


Fig. 15 Partial coherence function of  $x_2(t)$

만약 진동원 ②의 신호를 순수입력으로 보고 진동원 ①의 신호에서 진동원 ②의 신호를 제한 경우의 부분기여도함수를 Fig. 14와 Fig. 15에 나타내었고, Table 7에 정리하였다. 결과에서 알 수 있듯이 기어

Table 7 Partial coherent output spectrum

Function Hz	Coherence function values			PSD (m/s <sup>2</sup> )/Hz		Partial coherent PSD, (m/s <sup>2</sup> )/Hz and %	
	$\gamma_{y_e}^2$	$\gamma_{v_2}^2$	$\gamma_{v_2}^2$	$G_{v_2}$	$G_{v_1}$	$G_{y_2} = \gamma_{v_2}^2 G_{v_2}$	$G_{y_1} = \gamma_{v_2}^2 G_{v_1}$
430	0.99	0.97	0.85	540.2	538.2	526.8(97.9%)	11.4(2.1%)
859	0.98	0.98	0.29	41.4	41.1	40.9(99.6%)	0.17(0.4%)
1309	0.99	0.96	0.89	739.9	736.8	711.7(96.6%)	25(3.4%)
2167	0.99	0.99	0.44	7439	7412	7391(99.7%)	21.4(0.29%)
3440	0.74	0.43	0.55	143.2	106.4	61.7(58%)	44.7(42%)
5190	0.4	0.4	0.007	26.63	10.55	10.43(98.8%)	0.12(1.16%)
6900	0.84	0.84	0.02	17.06	14.41	14.34(99.6%)	0.06(0.45%)

Table 8 Partial coherent output spectrum

Function Hz	Coherence function values			PSD (m/s <sup>2</sup> )/Hz		Partial coherent PSD, (m/s <sup>2</sup> )/Hz and %	
	$\gamma_{y_e}^2$	$\gamma_{v_2}^2$	$\gamma_{v_1}^2$	$G_{v_2}$	$G_{v_1}$	$G_{y_2} = \gamma_{v_2}^2 G_{v_2}$	$G_{y_1} = \gamma_{v_1}^2 G_{v_1}$
430	0.98	0.89	0.069	68.8	67.73	9.72(14.6%)	0.08 (0.12%)
859	0.73	0.07	0.70	2.47	1.82	0.05(2.9%)	1.51 (83.1%)
1310	0.99	0.92	0.34	519.10	516.60	32.83(6.3%)	1.32 (0.25%)
2170	0.98	0.36	0.48	1595.4	1568.8	15.61(0.9%)	25.43 (1.6%)
3440	0.63	0.63	0.02	20.5	13.05	13.01 (99.6%)	0.19 (1.4%)
5190	0.06	0.04	0.01	10.8	0.64	0.43(66.8%)	0.04 (7.5%)
6900	0.34	0.05	0.24	4.16	1.43	0.15 (10.8%)	0.87 (60.7%)

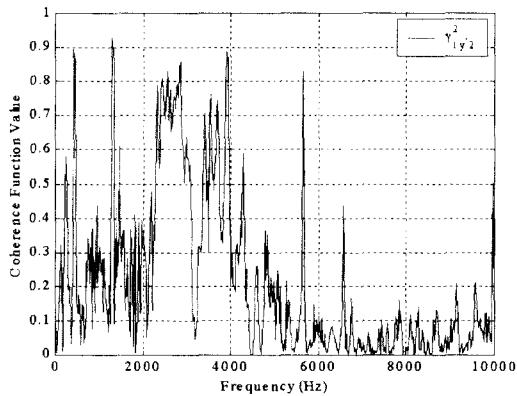


Fig. 16 Partial coherence function of  $x_{1,2}(t)$

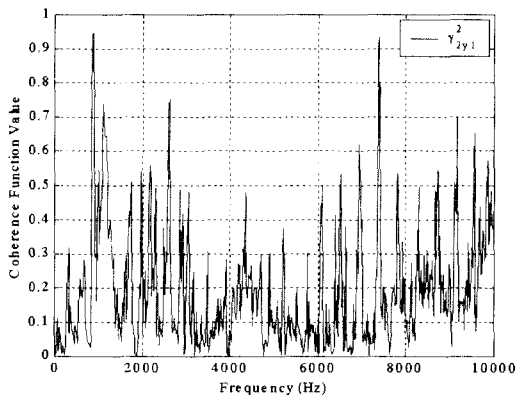


Fig. 17 Partial coherence function of  $x_{2,1}(t)$

의 물림주파수 3440 Hz에 대하여 모터의 영향이 58%로 더 크게 나타나고, 6900 Hz에서도 모터의 영향이 99%로 나타남을 확인할 수 있다. 이러한 결과로부터 진동원 ①을 기준 입력으로 설정하고 진동을 해석하는 것이 반대의 경우보다 더 타당함을 알 수 있었다. 마지막으로 Figs. 16, 17과 Table 8을 통해서

부분기여도 함수를 비교해 보면 역시 5 kHz이하의 저주파 영역에서는 기어의 진동이 손잡이 진동에 큰 영향을 미치고 있음을 확인할 수 있다.

### 7. 결론

본 연구를 통해 전동드릴의 진동을 측정하고 진동의 전과경로를 해석함으로써 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

전동드릴의 각 부품들이 발생시킬 수 있는 주파수를 계산하였고, 이를 실험결과와 비교한 바 동일한 주파수성분이 나타남을 확인할 수 있었다. 또한 모드 해석을 통하여 전동드릴의 고유진동수와 모드형상을 구하였으나 각각의 진동이 손잡이 위치에 얼마만한 영향을 주는지는 알 수 없었다. 이에 부분기여도함수와 부분기여출력스펙트럼의 개념을 통해 서로 간섭을 일으키는 진동원의 신호에 대해 서로의 영향을 분리하고, 관심부에 각 진동원이 어느 정도의 영향을 미치는지를 수치적으로 계산함으로써 여러 인자를 포함하는 진동이 발생하는 경우 각각의 주파수성분에 대해 해당 진동원을 규명하는 방법을 제시하였다.

이를 통해 손잡이부에서 작업자가 느끼는 진동의 대부분이 기어구동부와 모터구동부위에서 발생함을 확인할 수 있었다. 특히 기어구동부의 진동이 손잡이부위 진동의 60% 이상을 기여한다는 사실을 통하여, 전동드릴의 품질을 개선하기 위하여는 기어구동부의 진동을 저감시키는 설계가 이루어져야 함을 확인할 수 있었다.



## 후 기

본 연구는 과학기술처가 지원하는 특정연구개발사업(기계설비요소기술개발)으로 지원되어 수행하였습니다.

## 참 고 문 헌

(1) Wang, M. E. and Crocker, M. J., 1983, "On the Application of Coherence Techniques for Source Identification in a Multiple Noise Source Environment," *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 74, No. 3, pp. 861 ~ 872.

(2) Park, J. S. and Kim, K. J., 1994, "Source Identification Using Multi-Input/Single-Output Modeling and Causality Checking of Correlated Inputs," *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 116, pp. 232 ~ 236.

(3) 김영기, 배병국, 김양한, 김광준, 김명규, 1997,

"노면가진소음의 전달경로 파악 : 다중기여도함수 및 연결부위의 상대가속도 이용," *한국자동차공학회논문집*, Vol. 5, No. 4, pp. 84 ~ 92.

(4) 지태한, 최윤봉, 1999, "승용차 실내소음의 전달경로 해석," *한국소음진동공학회지*, Vol. 9, No. 1, pp. 97 ~ 102.

(5) Bendat, J. S. and Piersol, A. G., 2000, *Random Data : Analysis and Measurement Procedures*, John Wiley & Sons, Inc.

(6) Bendat, J. S. and Piersol, A. G., 1993, *Engineering Applications of Correlation and Spectral Analysis*, John Wiley & Sons, Inc.

(7) 1995, *Matlab user' guide*, Mathwork, New York.

(8) Harris, C. M., 1995, *Shock and Vibration Handbook*, 4th Edition, McGraw-Hill.

(9) White, R. G. and Walker, J. G., 1982, *Noise and Vibration*, Ellis Horwood Ltd., England.

(10) Spectral Dynamics, Inc., 1994, *STAR System Users Guide*.