

<論 文>

출력만의 측정에 의한 실험적 모우드 해석 방법에 관한 연구

최 규 상* · 김 광 준**

(1986년 4월 11일 접수)

A Study on the Experimental Modal Analysis based upon Output Measurements Only

Gyu-Sang Choe and Kwang-Joon Kim

Key Words: Peak Points and Phase Angles of Cross-spectrum (상호스펙트럼의 피크점 및 위상각), Quarter Power Points (1/4 파워지점) Assumed Transfer Function (가상전달함수)

Abstract

An assumption in the experimental modal analysis of general structures is that input and output measurements be provided. Sometimes, however, the input excitation force cannot be measured accurately while the structure is being excited, or it is almost impossible to excite the structure with manmade exciting forces. In these cases, the data available for the dynamic analysis is the output measurements only.

This paper discusses the method of modal analysis based upon output measurements only. The method is applied to the analysis of an engine lathe. First, the lathe is excited by an exciter while it is not running and the modal parameters are obtained in two ways: (i) based upon output measurements only and (ii) using frequency response functions from inputs and outputs. The applicability and the limitations of the method using output measurements only are discussed. Secondly, the method is applied to the analysis of vibration signals measured while the machine is cutting.

1. 서 론

구조물의 실험적 모우드 해석시에는 일반적으로 측정 가능한 가진력을 구조물에 가하고 이에의한 응답신호를 측정하여 이들 사이에서 구해지는 주파수 응답함

수를 이용한다. 그러나 구조물의 특성상 원하는 가진력을 가하기 힘든 경우가 있는데, 이런 경우 특수한 방법들을 사용한다⁽¹⁾. 이들 방법 중에서 실구조물에 대해 실험할 수 있으면서 가장 간편한 것이 인위적인 가진력을 가하지 않고 자연상태 또는 작동상태에서 출력만을 측정하여 분석하는 방법인데, 이를 자연 진동 실험법 (ambient vibration survey)이라 하며, 건물이나 교량등의 진동해석에 적용되어 왔다^(1,2,3).

* 한국과학기술원 생산공학과

** 정희원, 한국과학기술원 생산공학과

본 논문에서는 출력만의 측정에 의해 실험적 모드 해석을 하기 위한 구체적인 절차를 제시하고 선반의 모드 해석에 적용하였다. 먼저 이 방법의 타당성을 조사하기 위해 가진기로 가진력을 가하면서 입출력을 모두 기록한 후 출력만에 의한 해석결과와 입출력을 모두 이용하는 주파수 응답함수법에 의한 결과들을 비교하였으며, 엄밀한 의미에서 가진력을 측정하기 어려운 상황인 실제선삭작업중에 출력인 가속도 신호만을 측정하여 본 방법을 적용하였다.

2. 출력만의 측정에 의한 모드 해석(자연 진동실험법) 원리

가진력의 세기(power)가 가진되는 구조물의 고유진동수 부근에서 일정하다면 각 측정점에서의 출력스펙트럼만으로 전달함수의 부분적인 특성을 알 수 있다. 즉, 가진력의 자기스펙트럼(auto-spectrum)을 $G_{xx}(f)$, 임의의 측정점에서 출력신호의 자기스펙트럼을 $G_{yy}(f)$ 라 하고, 가진력과 출력신호 사이의 전달함수를 $H(f)$ 라 할때 이 구조물이 선형 시스템이고 측정시 잡음이 포함되지 않는다고 가정하면, 고유진동수 부근에서 출력의 자기스펙트럼은 다음과 같이 표시될 수 있어, 출력의 스펙트럼만으로도 전달함수의 부분적인 특성을 알 수 있다.

$$G_{yy}(f) = |H(f)|^2 * G_{xx}(f) \rightarrow G_{yy}(f) \\ = \text{상수} * |H(f)|^2$$

2.1 고유진동수를 구하는 원리

고유진동수에서는 출력의 자기스펙트럼과 측정점들 사이의 상호스펙트럼(cross-spectrum)의 크기가 피이크로 나타나고, 측정점끼리의 위상각이 0° 나 180° 부근이며 기여도함수(coherence function)도 '1' 부근의 값을 갖는다^(1,4).

2.2 진동 모드 형상(Mode Shape)을 구하는 원리

한 고유진동수에서의 출력 스펙트럼크기는 모드 벡터의 크기와 관계가 있으며 측정점끼리의 상호스펙트럼에서 산출되는 위상차는 모드 벡터의 방향성과 관계가 있다⁽⁴⁾.

진동모드 형상을 구하기 위해서는 모든 측정점에서 동시에 출력을 측정하는 것이 좋으나, 많은 경우 사용 가능한 장비가 제한되어 있거나 또는 측정에 동

시에 사용되는 다량의 가속도계에 대한 감도 보정 등 여러가지 어려움이 있으므로, 구조물상에 기준점을 설정하여 임의의 측정점과 기준점등 2곳에서만 동시에 출력을 측정하고, 임의의 측정점에서의 출력신호를 기준점에서의 출력신호와 비교하는 방식을 택하면서, 이와같은 실험을 모든 측정점에 대하여 반복한다.^(2,3)

본 논문에서는 기준점과 측정점 사이의 가상 전달함수를 구하여, 이미 구해진 고유진동수에서의 가장 전달함수 크기를 모드 벡터의 크기로 정하였으며, 그 위상각이 0° 에 가까우면 기준점과 측정점은 같은 방향으로, 180° 에 가까우면 다른 방향으로 모드 벡터의 방향을 정하였다.

2.3 감쇠비(ζ)를 구하는 원리

본 논문에서는 모드 상호간의 간섭과 잡음의 영향으로 인해 1/2 파워지점(half power point)를 찾기 힘든 경우에도 효과적으로 감쇠비를 구할 수 있도록 1/4 파워법(quarter power method)을 선정하였고, Bendat와 Piersol의 추천⁽⁴⁾에 따라 상호스펙트럼에 이를 적용하였다.

1/4 파워지점법의 기본 개념은 1/2 파워지점법과 같은 것으로서, 단지 1/2 파워지점이 아니라, 1/4 파워지점법을 이용한다는 것이 다르다. 그 유도과정은 1/2 파워지점법의 경우와 동일하므로 생략하고, 1/4 파워지점과 감쇠비의 관계식만을 나타내면 다음과 같으며, 1자유도계의 경우에 이론적으로는 감쇠비 ζ_1 , ζ_2 및 ζ_3 가 모두 같은 값을 가져야 하나, 실제의 경우 모드 상호간의 간섭등에 의해 조금씩 다른값을 가지는데 분해능오차(resolution bias) 등을 고려하여 이들중 작은 값을 감쇠비로 택하였다.

$$\zeta_1 = \frac{f_2 - f_1}{2\sqrt{3}f_n} = 1/2(\zeta_2 + \zeta_3)$$

$$\zeta_2 = \frac{f_n - f_1}{\sqrt{3}f_n}$$

$$\zeta_3 = \frac{f_2 - f_n}{\sqrt{3}f_n}$$

f_1, f_2 : 상호스펙트럼의 크기에서 1/4 파워지점의 주파수 ($f_1 < f_2$)

f_n : 고유진동수

3. 실험 및 데이터분석

3.1 실험장치 및 실험방법

이 실험에서 사용한 가속도계는 2개인데, 이 두 가속도계의 응답특성차이가 두지점 사이의 상호스펙트럼

에 미치는 영향을 최소화하기 위하여 다음과 같이 보정을 하였다. 즉, 두 가속도계를 가진기 헤드의 매우 인접한 지점에 같은 방향으로 고정한 후 가진시키면서 이 둘 사이의 전달함수를 구하여, 그 크기 및 위상차를 진동수에 따라 컴퓨터에 저장한 후, 상호스펙트럼 데이터처리시 보정치를 가감하였다.

선반에서 가진기로 가진한 경우 진동 측정점들의 위치는 Fig. 1 과 같으며 여기서 R 은 기준점의 위치이고, E 는 가진점의 위치이다. 실제선삭작업시의 진동 측정점 위치도 Fig. 1 과 거의 일치되도록 하였다. 가진력은 신호발생기에서 발생하는 백색잡음(white noise)을 가진기(Ling Dynamic systems Model 400)를 통과시켜 범용선반(대우중공업 ED18) 공구대부분에 X 방향으로 가하였고, 기준점의 진동은 가속도계(Kyowa AS-B50)로 측정하였으며, 측정점의 진동도 가속도계(Kyowa AS-B20G)로 측정하였다. 그리고, 가진력은 압전형센서(PCB Model 221 A02)로 측정하였으며, 측정된 신호들은 테이프레코더(HP3968A)에 기록하였다가 디지털 신호 분석기(HP5420A)를 이용하여 처리하였다. 주파수분석기에서 진동수 영역의 스펙트럼들을 구한후 이를 MINC-11 자료습득장치로 옮겨서 자연 진동실험법에 의한 모우드 해석을 하였고, 주파수 응답

함수를 기초로한 모우드 해석은 미니컴퓨터(Prime-750)에서 커브피팅 프로그램을 이용하여 수행하였다.

그리고, 실제선삭작업을 하면서 선반의 진동 가속도를 여러곳으로부터 측정하여 가진기로 가진한 경우와 같은 방식으로 자연 진동실험법에 의한 데이터처리를 하였다.

3.2 실험 데이터분석

(1) 자연 진동 실험법에 의한 해석

(가) 고유진동수의 결정

고유진동수를 결정하는데 있어서는 Bendat 와 Piersol 의 추천에 따라 상호스펙트럼과 기여도함수를 이용하였다. 이상적인 경우와는 달리, 측정점에 따라 고유진동수로 예상되는 피이크점의 주파수가 약간씩 다르거나, 나타나지 않기도 하였으며, 위상에 있어서도 측정점 및 모우드에 따라 0° 나 180° 로부터 벗어나는 정도가 크게 다르게 나타났다. 따라서 다음과 같은 절차를 밟아 고유진동수를 결정하였다.

(i) 가속도에 대한 스펙트럼들을 변위에 대한 스펙트럼들로 바꾸었다.

(ii) 상호스펙트럼의 크기가 피이크로 나타나고, 위상각의 절대값이 $0^\circ \sim 20^\circ$ 나 $160^\circ \sim 180^\circ$ 의 범위에 드는 측정점의 개수가 총 측정점 개수의 20% 이상이 되는 진동수를 예상 고유진동수로 정하였으며 Table 1 에 나

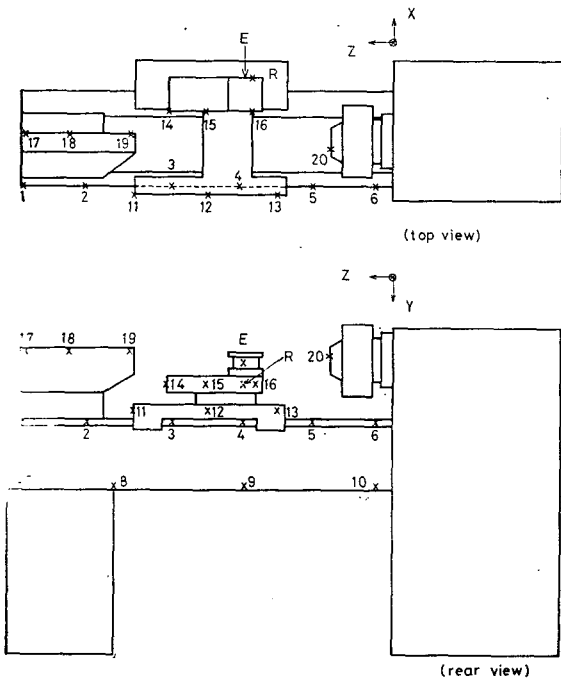


Fig. 1 Location of vibration measurement points in excitation test of lathe

Table 1 Proposed natural frequencies

Frequency	Probability	NOP	Frequency	Probability	NOP
9.3750	0.25	5	100.0000	0.20	7
20.3125	1.00	20	106.2500	0.35	10
39.0625	0.90	19	118.7500	0.25	7
62.5000	0.20	5	120.3125	0.25	8
65.6250	0.25	8	123.4375	0.25	9
70.3125	0.45	9	134.3750	0.20	9
71.8750	0.20	4	135.9375	0.25	9
79.6875	0.35	8	157.8125	0.20	7
81.2500	0.25	5	159.3750	0.20	13
89.0625	0.20	7	178.1250	0.20	11
95.3125	0.20	6	184.3750	0.20	9
96.8750	0.20	7			

Probability; Probability that the frequency can be assumed as a natural frequency by the conditions of Ambient Vibration Survey.

NOP; Number of the positions where peak shows up in Cross-spectrum.

Table 2 Data sheet for decision of natural frequency at 135.9375Hz. (5th Mode)

POS.	1	2	3	4	5
PHA.	107.3	122.7	153.0	167.3	-177.4
COH.	0.959	0.924	0.926	0.961	0.765
AMP.	0.10E-16	0.87E-17	0.77E-17	0.11E-16	0.28E-17
PEAK	No	No	Yes	Yes	No
POS.	6	7	8	9	10
PHA.	-7.8	24.9	15.3	-28.4	-139.8
COH.	0.840	0.983	0.970	0.869	0.688
AMP.	0.38E-17	0.12E-16	0.76E-17	0.34E-17	0.26E-17
PEAK	Yes	Yes	Yes	Yes	No
POS.	11	12	13	14	15
PHA.	146.5	164.2	172.1	162.6	166.3
COH.	0.973	0.972	0.974	0.989	0.993
AMP.	0.11E-16	0.12E-16	0.10E-16	0.29E-16	0.24E-16
PEAK	Yes	No	No	No	Yes
POS.	16	17	18	19	20
PHA.	175.3	158.8	163.0	167.4	-22.0
COH.	0.991	0.968	0.980	0.975	0.977
AMP.	0.30E-16	0.23E-16	0.26E-16	0.22E-16	0.14E-16
PEAK	Yes	No	No	No	No

타면 바와 같다.

위상각의 범위를 $0^{\circ} \sim 20^{\circ}$ 와 $160^{\circ} \sim 180^{\circ}$ 로 정한 주된 이유는, 본 실험에서 사용한 선반에 대해 주파수응답 함수 방법으로 해석한 결과⁽⁶⁾에 의하면, 각 고유진동 모우드가 여러 측정점에서 갖는 위상각의 절대값이 $0^{\circ} \sim 20^{\circ}$ 나 $160^{\circ} \sim 180^{\circ}$ 에든 비율이 약 50% 정도가 되었기 때문이다. 그러나 이 범위는 실험자의 주관에 따른 것으로서, 어떤 일반적 기준이 없으며, 다른 경우에 있어서도 이론적인 모우드 해석의 결과나 이미 그 특성이 알려진 비슷한 구조물에 대한 결과를 참고하는 것이 바람직한 것으로 생각된다.

그리고 진동수 범위가 높아짐에 따라 위의 조건을 만족시키는 측정점의 개수가 저조하게 나타났는데, 이러한 높은 진동수에서 발생하는 모우드도 어느 정도 포함될 수 있도록 발생빈도의 하한을 20%로 낮추어 예상 고유진동수의 판정 기준으로 정하였다.

(iii) 이와 같이하여 선정된 예상 고유진동수들에 대하여, 각 측정점에서의 상호스펙트럼의 위상각, 크기, 피이크로의 발생 여부, 기여도함수의 크기를 구하였다.

(iv) 이들 예상 고유진동수들에 대한 데이터로부터

다음 세가지 기준에 의해 고유진동수들을 결정하였다. 첫째, 그 예상 고유진동수에서, 위상에 관계없이 상호스펙트럼에서 피이크로 나타나는 측정점의 개수이고, 둘째, 피이크의 크기이며, 셋째, 기여도함수 값의 크기이다.

Table 2에는 제 5 모우드를 고유진동모우드로 판정 하는데 사용된 자료의 일부를 보이고 Table 3에는 고유진동모우드로 판정되지 않은 피이크진동수와 관계된 자료의 일부를 보였다. Table 2에 비해 Table 3의 자료들이 전반적으로 피이크의 크기도 작고 기여도함수 값도 작음을 볼 수 있다.

(나) 진동모우드 형상의 결정

고유진동수는 앞서와 같이 결정하였고 이를 바탕으로 각 고유진동수에서의 진동모우드 형상을 다음과 같은 방식으로 구하였다. 한 고유진동수에 해당하는 모우드 형상 벡터의 산출을 위해 각 요소의 크기는 기준점과 측정점 출력 사이의 가상 전달함수 크기를 기준으로 하였으며, 이들 크기중 가장 큰 값을 1로 하여 표준화하였다. 그리고, 부호의 경우는 그 고유진동수에서 상호스펙트럼의 크기가 피이크로 나타나고 기

Table 3 Data sheet for decision of natural frequency at 70.3125Hz.(Discarded)

POS.	1	2	3	4	5
PHA.	-1.3	11.5	14.1	-12.4	8.2
COH.	0.403	0.362	0.519	0.168	0.264
AMP.	0.49E-17	0.53E-17	0.33E-17	0.16E-17	0.16E-17
PEAK	Yes	Yes	Yes	No	Yes
POS.	6	7	8	9	10
PHA.	6.5	10.9	5.2	0.9	7.4
COH.	0.431	0.300	0.513	0.456	0.425
AMP.	0.34E-17	0.41E-17	0.50E-17	0.42E-17	0.29E-17
PEAK	Yes	No	No	Yes	No
POS.	11	12	13	14	15
PHA.	18.4	16.4	13.8	155.5	-177.5
COH.	0.378	0.233	0.369	0.155	0.355
AMP.	0.30E-17	0.14E-17	0.18E-17	0.19E-17	0.36E-17
PEAK	Yes	Yes	No	No	Yes
POS.	16	17	18	19	20
PHA.	167.8	16.3	7.8	22.9	1.2
COH.	0.310	0.530	0.374	0.485	0.298
AMP.	0.30E-17	0.62E-17	0.46E-17	0.44E-17	0.27E-17
PEAK	No	No	No	No	No

여도함수의 값이 1에 가까우며 위상각의 절대값이 0° 나 180° 에 제일 가까운 측정점을 위상 기준점이라 하고, 이점의 위상각을 그 모드에서의 기준 위상각으로 정하여, 각 측정점의 위상각과 기준 위상각의 차를 구하고, 이 차이가 90° 미만이면 위상 기준점과 그 측정점의 부호를 같게, 90° 이상이면 부호가 반대가 되게 모드 형상벡터 요소의 부호를 정하였다. 그리고, 위상 기준점에서의 부호는 기준 위상각의 절대값이 0° 에 가까우면 '-'로, 180° 에 가까우면 '+'로 정하였다.

(다) 감쇠비의 결정

고유진동수의 경우와 마찬가지로 측정점마다 조금씩 다르게 구해지므로 감쇠비를 어느 하나의 값으로 고정하는 것은 큰 의미가 없고, 상호스펙트럼의 크기에서 피크로 나타나고 기여도 함수의 값이 좋은 측정점에 한해서, 앞에서 설명한 방식으로 감쇠비를 구한후, 구해진 값들의 범위를 그 모드에서의 감쇠비로 정하였다.

(2) 주파수 응답함수의 커브피팅에 의한 해석

커브-피팅은, 기여도 함수가 좋고 모드가 잘 나타난 공구대(16번 측정점)에서의 주파수 응답함수에

대해서만 수행하여, 고유진동수 및 감쇠비를 구하였고 모드 벡터는 측정된 주파수 응답함수에서 그 고유진동수에 해당하는 크기와 위상각을 직접 읽고, 이를 표준화시켜서 결정하였다. 커브-피팅에 사용된 알고리즘은 참고문헌⁽⁷⁾을 인용하였다.

4. 실험결과 및 고찰

Fig. 2에는 가진기로 가진한 경우의 기준점과 공구대(16번 측정점) 사이의 상호 스펙트럼의 크기를 나타내었는데, 전체자료의 해석결과에 따르면 여기서 숫자는 모드를 나타내고, N 은 잡음에 의해 극부적으로 발생하는 피크로 판단된다.

Table 4에서는 가진기로 가진한 경우에 있어서 자연진동실험법에 의해 구해진 고유진동수 및 감쇠비를 입력력 전달함수의 커브-피팅에 의한 결과와 비교하였는데, 고유진동수의 경우, 최저 0.3%에서 최고 8.8%까지 오차가 발생하였다. 그러나 오차가 큰 경우는 Table 4와 Fig. 2에서 보듯이 피크가 작은 경우이고, 피크가 큰 모드에서는 2% 미만의 오차가 발생하였다.

Table 4 Natural frequencies & damping ratios

Mode	Ambient vibration survey		Curve-Fitting		Err. of n.f.(%)
	Undamped natural frequency (Hz)	Damping ratio	Undamped natural frequency (Hz)	Damping ratio	
1st	20.3125	0.057~0.057	20.5532	0.056	1.2
2nd	39.0625	0.019~0.029	38.3288	0.026	1.9
3rd	79.6875	0.018~0.058	74.9070	0.049	6.4
4th	106.2500	0.019~0.070	106.8506	0.040	0.6
5th	135.9375	0.010~0.043	133.9964	0.033	1.4
6th	159.3750	0.008~0.023	157.9924	0.022	8.8
7th	178.1250	0.009~0.022	175.5837	0.038	1.4
8th	184.3750	0.007~0.032	183.8417	0.009	0.3

감쇠비의 경우, Table 4의 커브-피팅열에 표시된 것은 공구대(16번 측정점)에서의 가속도 신호에 대해

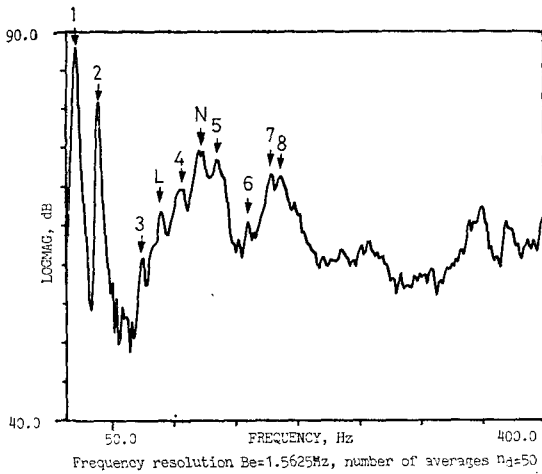


Fig. 2 Magnitude of cross-spectrum of vibration (displacement) signals from reference point R and point 16

커브-피팅을 한 결과이며, Table 5는 1/2 파워지점법에 의해 구하였을 경우이다. Table 4와 Table 5를 보면, 제 3모드의 경우, 1/2 파워 지점법에 의해서는 전혀 감쇠비를 구할 수 없었는데 비해 1/4 파워 지점법의 경우, 커브-피팅에 의한 결과와 근사한 값을 얻을 수 있었다. 여기서 또한 1/2 파워지점법의 경우 감쇠비가 커브-피팅에 의한 결과보다 일반적으로 크게 산정되었으나, 1/4 파워지점법의 경우 작게 산정되었음을 알 수 있다.

진동모우드 형상의 경우, Fig. 3에서 보듯이 제 8모우드를 제외하고는 문제시될 만한 오차가 발생하지 않았으며, 동일 선반에 대하여 다른 방법으로 해석한 결과와 비교하여 같은 경향을 나타내었다^(5,8).

제 8모우드에서의 오차 발생 원인은 제 7모우드의 영향을 받아 부호를 제대로 결정할 수 없었기 때문이며, 따라서 모우드가 인접하여 있는 경우 출력만에 의한 해석으로 정확한 진동모우드 형상을 구하는 것은 매우 어려운 것을 알 수 있다.

선삭작업시 측정된 출력 신호에 대하여 자연 진동신

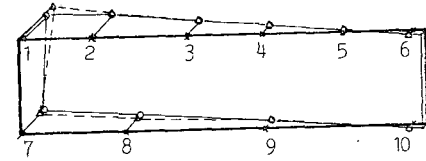
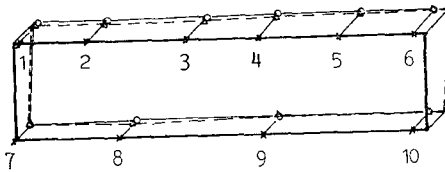
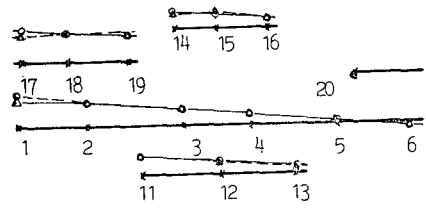
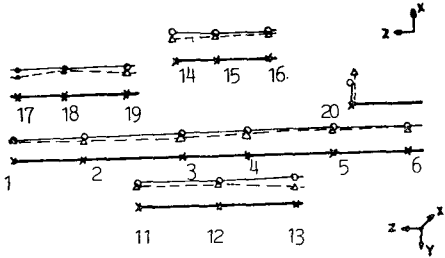
Table 5 Damping ratios by half power method

Mode	1st	2nd	3rd	4th	5th	6th	7th	8th
Damping ratio	0.072 ~0.088	0.038 ~0.049	No	0.022 ~0.049	0.027 ~0.093	0.015 ~0.019	0.017 ~0.064	0.045 ~0.072

Table 6 Natural frequencies & damping ratios in case of turning

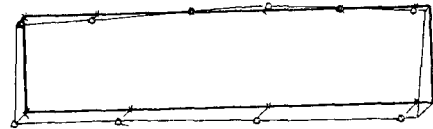
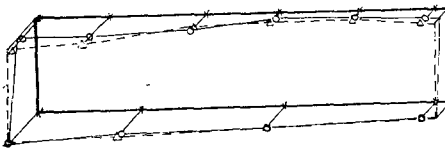
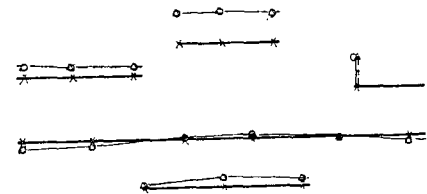
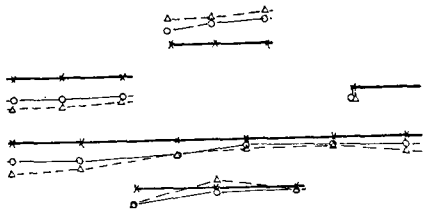
Mode	1st	2nd	3rd	4th	5th	6th
Undamped natural frequency (Hz)	20.3125	26.5625	40.6250	154.6875	170.3125	357.8125
Damping ratio	0.036~0.041	0.029~0.042	0.022~0.68	0.006~0.008	0.006~0.011	0.002~0.018

— Ambient Vibration Test, ▲-----▲ Curve-Fitting



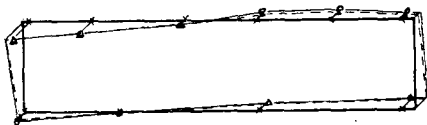
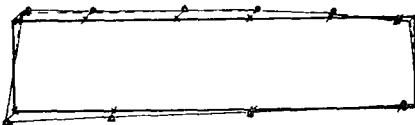
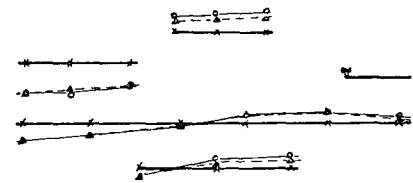
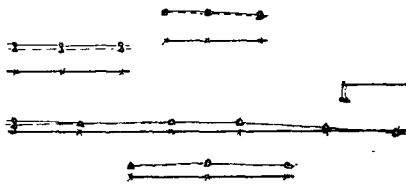
a) 1st Mode 20.3125 Hz
(Translation)

b) 2nd Mode 39.0625 Hz
(Rotation)



c) 3rd Mode 79.6875 Hz
(Bending)

d) 4th Mode 106.2500 Hz
(Bending)



e) 5th Mode 135.9375 Hz
(Torsion)

f) 6th Mode 159.3750 Hz
(Bending)

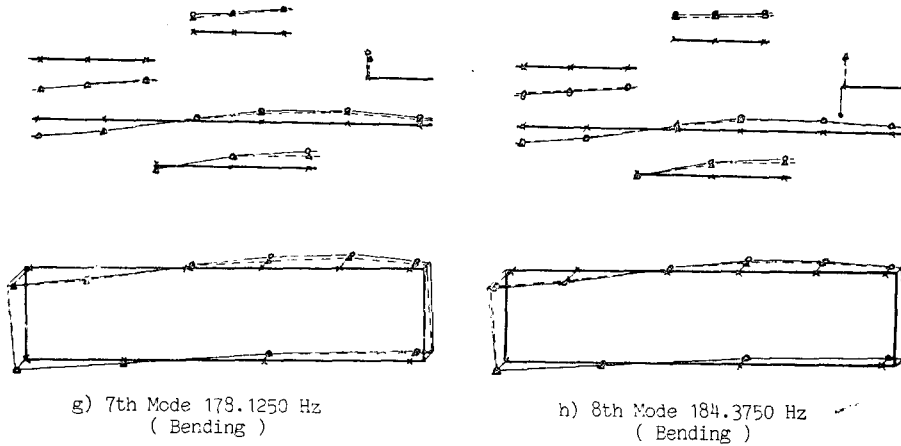
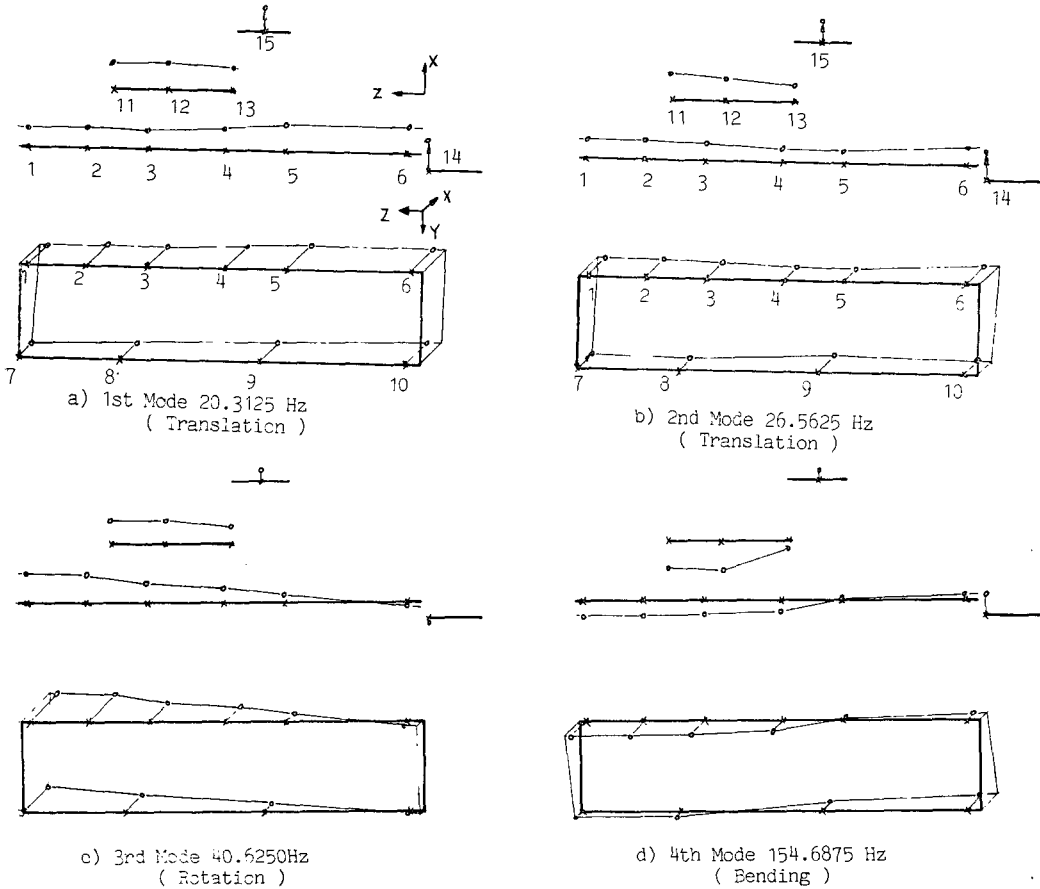


Fig. 3 Mode shapes in case of using vibrator



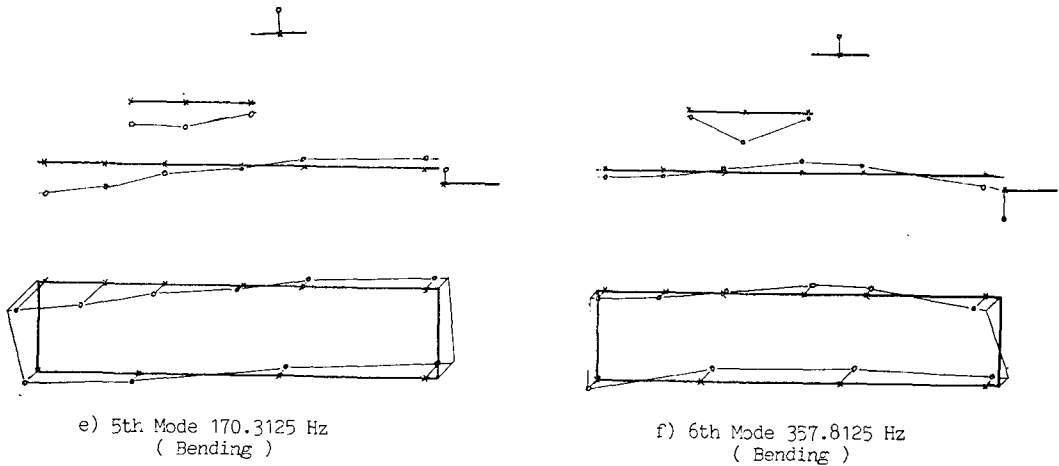


Fig. 4 Mode shapes of lathe based on the vibrations measured under actual cutting conditions

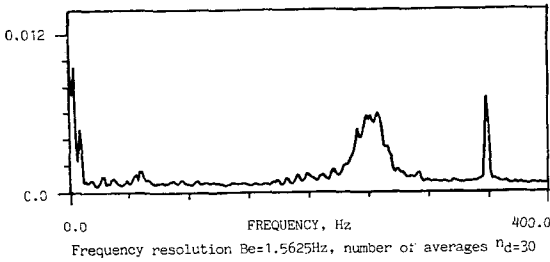


Fig. 5 Autospectrum of cutting force signal

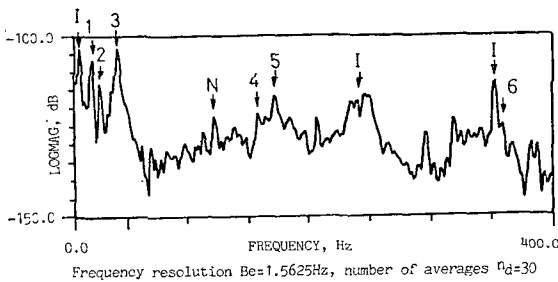


Fig. 6 Cross-spectrum of displacement signals between the reference point and point 1 measured under actual cutting condition

험법을 적용하여 구한 고유진동수 및 감쇠비를 Table 6에 나타내었는데, 가진기를 이용한 경우와 완전히 일치하지 않음을 알 수 있다. 이는 절삭과 함께 공작기계의 구조적 동특성이 그대로 유지되지 않기 때문이다. 즉 절삭기구의 동특성, 스핀들을 포함한 회전체의 언밸런스에 의한 특정주파수에 집중된 가진력, 이송대의 이동으로 인한 강성변화등이 정지상태의 구조적 동

특성에 추가되어 나타난 것으로 보인다. 그러나 Table 4와 비교하였을 경우 대부분 같은 경향을 보였고, 진동모우드 형상의 경우에도 Fig. 4에서 보듯이 가진기를 이용한 경우와 큰 차이없는 경향을 보였다.

선삭작업시 공구에 걸리는 배분 절삭력의 자기 스펙트럼을 Fig. 5에, 베드(1번 측정점)와 기준점의 변위에 대한 상호 스펙트럼을 Fig. 6에 나타내었는데 Fig. 6에서 1은 가진력에 피크가 존재하기 때문에 상호 스펙트럼에서 피크로 나타난 경우이고, 숫자는 모우드를, N은 잡음에 의한 영향을 나타낸다. Fig. 5, 6과 Table 6에서 보듯이 가진력에 극부적인 피크가 있더라도 고유진동수를 찾아낼 수 있었다.

5. 결 론

이상과 같이 출력만으로 모우드해석을 근사적으로 수행할 수 있는 절차를 제시하고, 이를 선반에 적용하여 봄으로써 다음과 같은 결론을 내릴 수 있었다.

(1) 출력만에 의한 모우드 해석이 입출력을 모두 사용하는 모우드 해석만큼 그 순차가 정연(straightforward) 하지는 않지만, 상호스펙트럼의 크기, 위상각과 기여도함수, 가상전달함수등을 본 논문에서 제시된 것 처럼 조직적으로 분석함으로써, 구조물에 가해지는 가진력이 비교적 단순한 경우에는 입출력 해석에 의한 결과와 큰 차이없는 모우드 매개변수를 얻을 수 있다.

(2) 가진력이 백색잡음의 형태가 아니고 부분적으로 특정주파수에서 탁월한 세기를 갖더라도, 이에 의한 출력 해석시 상호스펙트럼의 세밀한 분석을 통해 고유

진동수가 아님을 알 수 있다.

(3) 인접 모우드간의 중첩이 심한 경우에 고유진동수는 어느정도 정확하게 파악할 수 있지만, 모우드형상벡터를 정확히 산출하는 것은 매우 어렵다.

(4) 선반의 실제 절삭시의 구조적인 동특성은 운전중이지 않을 때의 그것과 같지 않으며, 이는 절삭중에 구조물에 가해지는 가진력의 복잡성과 구조물의 부분적인 이동으로 인해 강성이 변하기 때문인 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

- (1) Anshel J. Schiff, "Identification of Large Structures Using Data from Ambient and Low Level Excitations", ASME, System Identification of Vibrating Structures, pp. 87~120, 1972
- (2) Vernon R. McLamore, Gray C. Hart & Ian R. Stubbs, "Ambient Vibration of Two Suspension Bridges", Trans, of ASCE, Journal of Structure Division, Vol. 97, No. ST10, pp. 2527~2582, Oct., 1971
- (3) Ahmed M. Abdel-Ghaffar and George W. Housner, "Ambient Vibration Tests of Suspension Bridge", Trans, of ASCE, Journal of the Engineering Mechanics Division, Vol. 104, pp. 983~999, Oct., 1978
- (4) Julius S. Bendat and Allan G. Piersol, "Engineering Applications of Correlation and Spectral Analysis", John Wiley & Sons, pp. 180~187, 1980
- (5) 제양규, "Machine Tool Dynamics Modification Via Experimental Modal Analysis", 한국과학기술원 기계공학과 석사학위 논문, 1983
- (6) 노환진, "복소수 모우드 해석과 실수 모우드 해석에 대한 비교 연구", 한국과학기술원 생산공학과 석사학위 논문, 1985
- (7) 김충건, "실험적 모우드 해석을 위한 커브-피팅 알고리즘에 관한 연구", 대한기계학회 1985년도 추계 학술대회초록집, pp. 382~386, 1985
- (8) 하재용, "절 탄성 진동흡수기를 이용한 공작기계의 동특성개선", 한국과학기술원 생산공학과 석사학위 논문, 1985