

초정밀 가공기의 방진시스템 설계기술연구

(The design of Vibration Isolation for Ultra-Precision Machine)

박 종 권*(한국기계연구원)
J. K. Park(KIMM)

Key Words : 비연성화(Uncoupled), 공기스프링(Air Spring), 진동전달률(Vibration Transmissibility), 강체운동(Rigid Body Mode), 전달함수(Transfer Function), 관성주축, 탄성주축

1. 서 론

초정밀 공작기계의 구조물은 Sub-micron의 운동정밀도를 갖추어야 초정밀기계로서의 기능이 유지된다. 특히 가공기의 베드구조물은 구동요소간의 상대 위치를 정.동적으로 규정 해주는 중요한 기본구조물 이므로 고강성, 고감쇠성, 열적안정성, 경년변화에 대한 치수의 안정성등의 성능이 요구되며, 이를위해 공간적인 형상 설계 및 구조재의 선정에 고도의 기술이 필요하다.[1] 즉,가공기의 구조물은 내.외부진동의 내진성과 감쇠성이 우수해야 하고 시간 및 온도변화에 따라 형상 및 치수정밀도가 안정되어야 하며, 불규칙한 외력과 운동전달기구의 변동하중하에서도 높은 정.동적 강성을 유지해야만 초정밀 가공기로서의 기능을 제대로 발휘할 수 있게 된다. 여기서 가공기의 베드구조물을 지지해주는 방진장치의 설계는 매우 중요한 요소중의 하나이다. 이는 초정밀가공을 위해서는 기계의 외부로부터 전달되어오는 진동영향을 차단시키지 않으면 초정밀가공을 기대할 수 없게 되며 일반적으로 방진장치로서는 코일스프링, 방진고무, 공기스프링이 사용되고 있으나 초정밀 가공기는 아래의 Table(1-1)에서 비교한 바와 같이 고주파 차진성이 우수한 공기스프링이 주로 이용된다.[2]

따라서 본 연구는 낮은 고유진동수의 특성을 갖고면서 하중 및 설치높이의 변화에서도 고유진동수가 일정히 유지되고 또한 구조물의 중심변화에 대한 수평조절이 가능(3-point regulated system) 하면서 자동제어가 가능한 공기스프링(Air Spring)을 초정밀 가공기의 방진시스템으로 활용하는 방안에 대하여 연구하였다.

Table(1-1) Air Spring의 특성 비교

항 목	코일스프링	방진고무	공기스프링
고유진동수(Hz)	2-10	5-100	0-5
다축방향 공용성	▲	◎	◎
감쇠성능	◇	●	●
고주파 차진성및 방음효과	◇	●	◎
하중특성의 직선성	◎	●	●
내고온.내저온성	◎	▲	▲
내 유 성	◎	▲	▲
내열화성	◎	▲	▲
제품의 균일성	◎	▲	▲
내열팽창	◎	▲	●
가 격	安	中	高
중 량	重	中	重
수 명	◎	●	●

(주), ◎:우수 ●:양 ▲:가 ◇:문제있음.

2. 방진시스템 설계

2-1. 최적Support위치 선정

일반적으로 기계구조물에서는 힘의 작용점, 무게중심, 강체 중심이 일치하지 않기 때문에 진동형태에서 연성(Coupling)문제가 발생되며[4] 이는 수평(Sway)과 회전(Rocking)진동에 대한 Coupling System이 대부분을 이룬다. 즉 탄성체상의 기계구조물은 6-자유도 운동을 하므로 6 개의 고유진동수와 진동형을 갖게 되고 이들은 서로 관련(연성)되어 탄성지지 설계에서의 정확한 기 본을 정하기가 용이하지 않다. 그러므로 수평 및 회전운동이 가능

한 단독으로 존재하도록 비연성화(Uncoupled) 해야 하며 이를 위해서는 탄성중심의 3축(탄성주축)과 강체중심의 3축(관성 주축)이 Fig.2-1과 같이 일치되도록 설계를 하여야 하나 일반적으로는 지지Spring축의 방향을 기계의 관성주축에 평행하게 취하고 좌표(X, Y, Z)의 각 좌표면(XY, YZ, ZX)간에 대칭 위치를 취하면 된다. 여기서 비연성화가 되면 6-자유도 시스템은 1-자유도 시스템으로 모델화가 간단해 지므로 방진장치의 설계도 용이해 진다.

(x_1, y_1 : 관성주축좌표, x_0, y_0 : 탄성주축좌표)

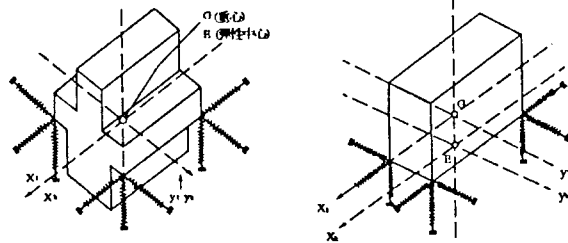


Fig. (2-1) 구조물에 대한 비연성화(Uncoupled) 설계모델

이 경우 가공기 구조물에서의 관성주축 좌표는 베드 상부에 설치되는 주축, 테이블, 모터 등의 구동요소부에 대한 무게와 베드 자중에 대하여 식(2-1)과 같이 모멘트 원리를 Vector적(Cross Product)으로 표현함으로써 구할 수 있으며 이와같이 구해진 관성주축좌표에 탄성주축을 일치시키면 이 점(Point)이 비연성화가 되는 가공기베드의 최적 Support위치가 된다. 본 연구모델은 여기에 베드구조물을 지지하는 방진장치를 설계하여 부착하였다.

Moment 원리이용		
(원점에 대한 合力Moment = 원점에 대한 힘계의 Moment합)		
$X = \frac{\sum X_i W_i}{W}$	$Y = \frac{\sum Y_i W_i}{W}$	$Z = \frac{\sum Z_i W_i}{W}$
(2-1)		

2-1. Air Spring 시스템설계

초정밀 가공기에 대한 방진시스템을 설계하기 위해서는 우선 초정밀가공기가 설치되는 장소의 주변진동(Floor Vibration)을 측정후 측정된 주파수범위에서 가장 낮은 진동수를 설계목표의 주파수인 절연 주파수로 결정한다. 그리고 외부로부터 전달되는 진동주파수를 차단하기 위한 절연율(1)은 식(2-2)로 표현되므로 이에 의해 방진시스템이 갖는 고유진동수를 산정할 수 있게 된다. [6]

$$I = 100 \left[1 - \frac{1}{\left| \left(\frac{f}{f_n} \right)^2 - 1 \right|} \right] \quad (2-2)$$

본 연구는 외부에서 전달되어오는 진동영향을 99%까지 차단시키도록 하는 고효율의 방진시스템을 설계하는 것을 주된 목표로 하였으며 이에따라 설계모델 기계의 주변진동 주파수를 측정할 결과 가장 낮은 진동주파수는 18.75Hz로 측정 되었고 이는 식(2-2)에 적용시킴으로써 방진시스템이 갖는 설계목표치를 다음과 같이 설정하였다.

방진설계 목표
$I > 99\%, f = 18.75\text{Hz} \Rightarrow f_n = 2.0\text{Hz(Vertical mode)}$

특히 본 연구에서는 방진시스템을 초정밀기계에 설치하는 것을 목표로 진행 하였으므로 이를위해 초정밀기계의 구조물에 방진장치가 설치되는 구조를 Fig.2-2와 같이 비연성조건에 부합되도록 모델링하였다.

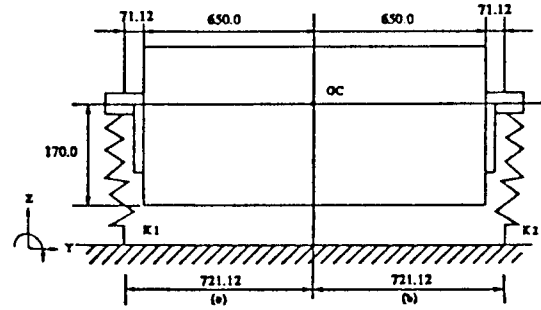


Fig. (2-2) 방진장치가 설치되는 최적Support위치 모델

즉, 대형형 사각 베드구조물에서 비연성이 될 경우에는 6-자유도 시스템이 Fig. (2-2)를 근거로 하여 식(2-3)과 같이 2-자유도 시스템으로 표현할 수 있으며 이의 운동방정식을 고찰할때 1행2열과 2행1열요소는 ZERO(a=b)가 되고, 1행1열 요소는 수직방향의 고유진동수가 되며 2행2열요소는 회전방향의 고유진동수가 되나 Floor에서 전달되어오는 진동은 주로 수직방향의 진동에만 관계되므로 본 연구에서는 Air Spring을 1-자유도로 수직방향에만 설치하는 것으로 하여 1행1열요소의 식으로부터 Spring강성을 구하고 사양을 결정 하였다. [5]

$$\begin{bmatrix} K_1 + K_2 & K_{1a} - K_{2b} \\ M & M \\ K_{1a} - K_{2b} & K_{1a}^2 + K_{2b}^2 \\ I & I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Z \\ \theta \end{bmatrix} = 0 \quad (2-3)$$

여기서 Floor 진동에 대하여 약 99%이상의 진동절연 효과를 나타내기 위해서는 Air Spring의 강성(K)이 292.93 Ib/in (52.3 Kg/cm)이 필요하나 실제적으로 Air Spring의 강성은 상황에 따라 변하게 되어 있기 때문에 Coil(Steel) Spring과 같이 일정한 값을 유지하기란 어렵다. 이는 설계높이(Design Height)에 대한 유효단면적, 체적, 압력 등이 변동하기 때문이며 그러므로 Air Spring에 대한 강성은 식(2-4)를 이용하여 구하였다.

3. 실험

$$K = [P_g + 14.7] \left[A_c \left(\frac{V_1}{V_c} \right)^{1.38} - A_b \left(\frac{V_1}{V_b} \right)^{1.38} \right] - 14.7(A_c - A_b) \quad (2-4)$$

여기서,

- K = Vertical spring rate in lbs./inch
- P_g = Gage pressure at design height (lbs/in²)
- A_c = Effective area at 1/2 inch below design height (in²)
- A_b = Effective area at 1/2 inch above design height (in²)
- V_1 = Internal volume at design height (in³)
- V_c = Internal volume at 1/2 inch below design height (in³)
- V_b = Internal volume at 1/2 inch above design height (in³)

따라서 본 연구에서는 비연성조건으로 기계를 Support할 수 있는 방진시스템의 설계제원인 Air Spring의 체적, 단면적 등을 산정하였으며 이로부터 설계된 방진시스템의 설계치수는 다음과 같다.

- o Air Spring 내부단면적(in²) : 8.6
- o Air 공급압력 (PSI) : 81.075
- o Air Spring 내부 체적(in³) : 20.47
- o Air Spring 설치높이(in) : Max 8.0 / Min 5.2
- o Air Spring갯수 : 8개(3점지지 시스템화)

이에따라 Fig. (2-3)은 초정밀가공기에 설치된 방진시스템의 상태를 보여준다.

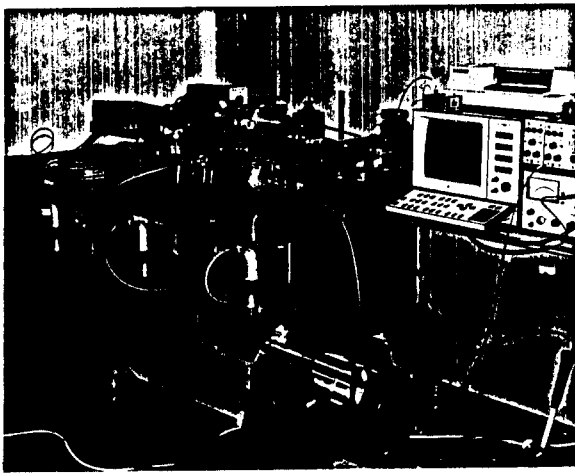
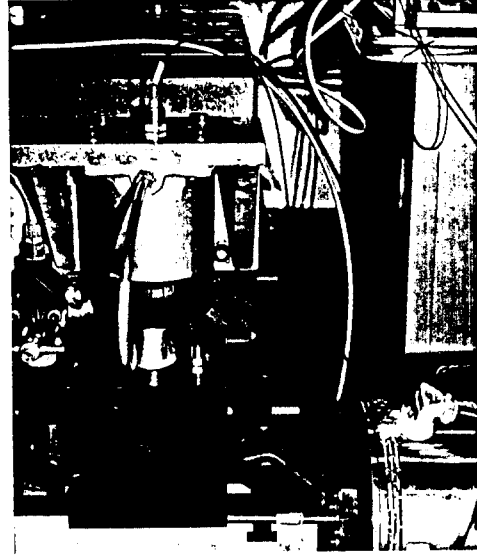
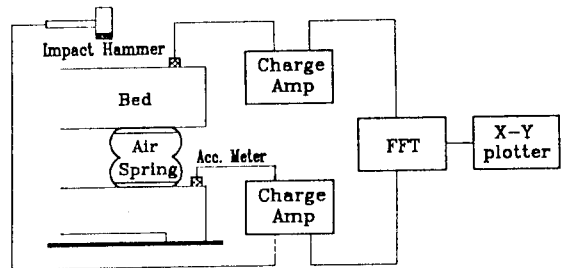


Fig. (2-3) 초정밀가공기에 설치된 Air spring에 의한 방진시스템

앞에서 행한 설계방법을 토대로 제작된 연구모델에 대하여 성능을 검증하기 위해 Fig. (3-1)과 같이 실험장치를 구성하였다.



(a) 실험장치



(b) DATA처리의 Block Diagram

Fig. (3-1) 방진시스템의 성능실험 장치

즉 방진시스템의 동적성능은 베드구조물을 지지하고 있는 Air Spring에 대한 고유진동수와 실제로 Floor로부터 전달되어오는 진동상태에 대한 진동절연 성능을 측정하는 것으로 진행하였다.

3-1. 방진시스템의 고유진동수

방진시스템의 고유진동수는 베드구조물을 지지하고 있는 Air Spring의 상부에 가속도계를 부착하여 Impact Hammer로 베드구조물의 중심부를 가진한후 이에대한 주파수응답함수(Transfer Function)를 측정함으로써 이루어졌다. 이경우 베드구조물의 가진력은 방진시스템에 충분한 가진힘(Exciting Force) 및 주파수영역

이 확보될 수 있도록 합과 또한 베드구조물 자체에는 Local Mode가 나타나지 않고 강체 운동으로 Air Spring위에서 베드가 진동하여 방진시스템 자체의 고유특성만이 나타나도록 하기 위해 Impact Hammer에는 Rubber Tip을 사용하였다. 한편 측정시 가진력과 응답 신호에는 Leakage를 방지하여 충분한 자료 취득을 할 수 있도록 Window함수를 적용시켰으며 해석결과 Air Spring의 고유진동수는 Fig. 3-2에서 보여주는 바와 같이 2.031Hz로 나타났다.

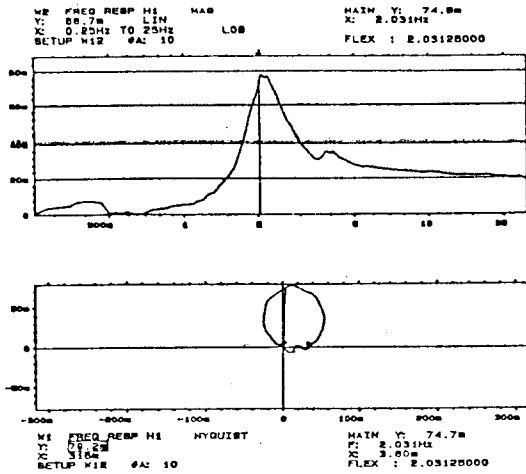


Fig. 3-2 Air Spring시스템의 고유진동수

3-2. 방진시스템의 진동전달특성

Fig. 3-2에 Half-Power Point를 적용하여 Air Spring의 Damping Ratio를 구해보면 0.1615가 되며 이에 의해 설계된 Air Spring의 진동전달특성은 식(3-1)를 이용하여[3] Fig. 3-3의 진동전달률곡선(Vibration Transmissibility Curve)으로 나타내 볼 수 있다.

$$T = \frac{\sqrt{1 + 4\zeta^2 r^2}}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + 4\zeta^2 r^2}} \quad r = \frac{f}{f_0} \quad (3-1)$$

여기서 f : Floor진동수(Hz)

f_0 : Air Spring의 고유진동수(Hz)

ζ : Damping Ratio(0.1615)

그러므로 본 초정밀가공기의 구조물에 있어서 Floor로부터 전달되어오는 외부의 진동은 Fig. 3-3의 곡선에따라 진동절연 효과가 나타나게 되며 이에대한 진동차단 성능을 보면 다음과 같다. 즉 Fig. 3-1에서와 같이 가속도계를 Air Spring의 상·하부에 부착한후 Floor로부터 전달되어 오는 진동상태를 시간영역에서 측정해보면 Fig. 3-4와 같이 현저히 감소하고 있는것을 볼 수 있으며 이를 주파수영역에서 관찰해 보아도 Floor에서 전달되는 진동수(18.75-35Hz)의 크기(Amplitude)가 Air Spring을 거치는 동안에

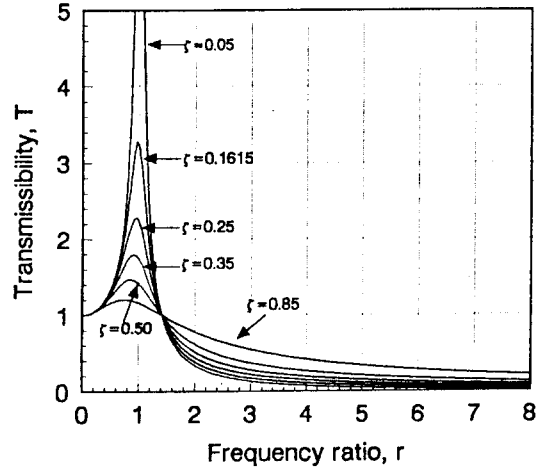


Fig. 3-3 Air Spring의 진동전달률곡선($\zeta=0.1615$)

Fig. 3-5와 같이 현저히 감소하고 있고 특히 첫번째 주파수인 18.75Hz에서는 약 1/80로 줄어들고 있는것을 볼 수 있다.

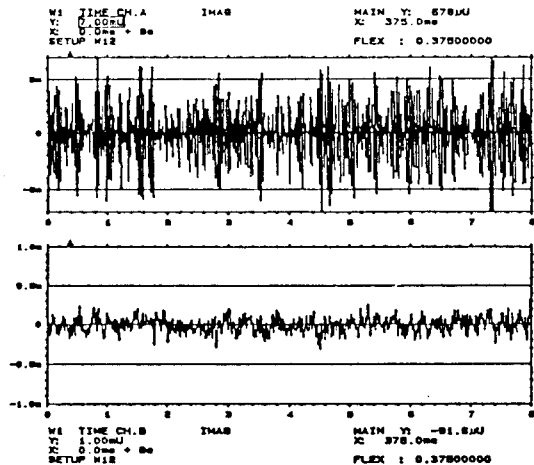


Fig. 3-4 시간영역에서 Floor진동의 감소상태

따라서 설계된 방진시스템($f_0=2.031$ Hz)은 외부로부터 전달(f_2 18.75 Hz) 되어오는 진동수에 대해 약 99%이상 절연시킬수 있음을 알수 있으며 이는 Fig. 3-3에서 $r \geq 9.2$ 상태에 있는 것으로서 방진시스템의 설계목표치를 만족시키고 있음을 알수 있다.

이 확보될 수 있도록 함과 또한 베드구조물 자체에는 Local Mode가 나타나지 않고 강제 운동으로 Air Spring위에서 베드가 진동하여 방진시스템 자체의 고유특성만이 나타나도록 하기 위해 Impact Hammer에는 Rubber Tip을 사용하였다. 한편 측정시 가진력과 응답 신호에는 Leakage를 방지하여 충분한 자료 취득을 할 수 있도록 Window함수를 적용시켰으며 해석결과 Air Spring의 고유진동수는 Fig.3-2에서 보여주는 바와 같이 2.031Hz로 나타났다.

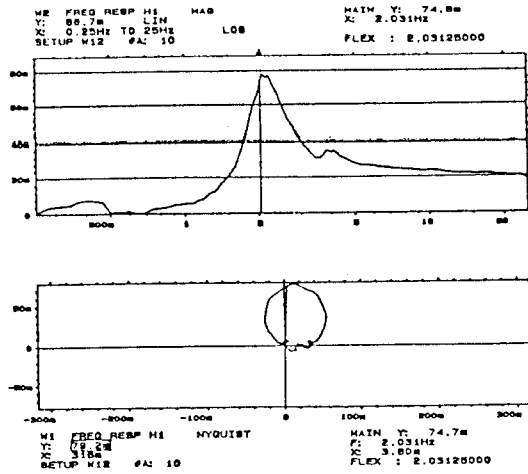


Fig.3-2 Air Spring시스템의 고유진동수

3-2. 방진시스템의 진동전달특성

Fig.3-2에 Half-Power Point를 적용하여 Air Spring의 Damping Ratio를 구해보면 0.1615가 되며 이에 의해 설계된 Air Spring의 진동전달특성은 식(3-1)를 이용하여[3] Fig.3-3의 진동전달률곡선(Vibration Transmissibility Curve)으로 나타내 볼 수 있다.

$$T = \frac{\sqrt{1 + 4\zeta^2 r^2}}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + 4\zeta^2 r^2}} \quad r = \frac{f}{f_0} \quad (3-1)$$

여기서 f : Floor진동수(Hz)

f_0 : Air Spring의 고유진동수(Hz)

ζ : Damping Ratio(0.1615)

그러므로 본 초정밀가공기의 구조물에 있어서 Floor로부터 전달되어오는 외부의 진동은 Fig.3-3의 곡선에 따라 진동절연 효과가 나타나게 되며 이에대한 진동차단 성능을 보면 다음과 같다. 즉 Fig.3-1에서와 같이 가속도계를 Air Spring의 상 하부에 부착한후 Floor로부터 전달되어 오는 진동상태를 시간영역에서 측정해보면 Fig.3-4와 같이 현저히 감소하고 있는것을 볼 수 있으며 이를 주파수영역에서 관찰해 보아도 Floor에서 전달되는 진동수(18.75-35Hz)의 크기(Amplitude)가 Air Spring을 거치는 동안에

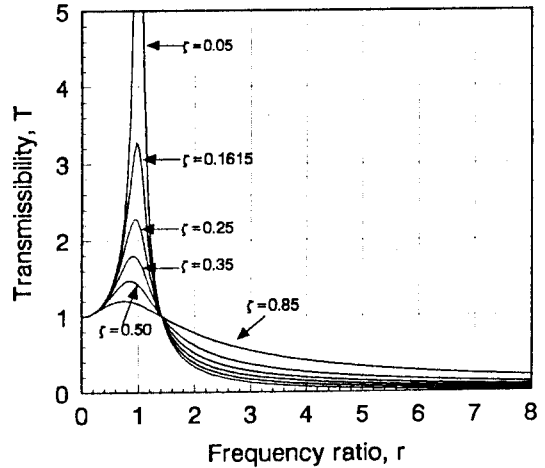


Fig.3-3 Air Spring의 진동전달률곡선 ($\zeta=0.1615$)

Fig.3-5와 같이 현저히 감소하고 있고 특히 첫번째 주파수인 18.75Hz에서는 약 1/80로 줄어들고 있는것을 볼 수 있다.

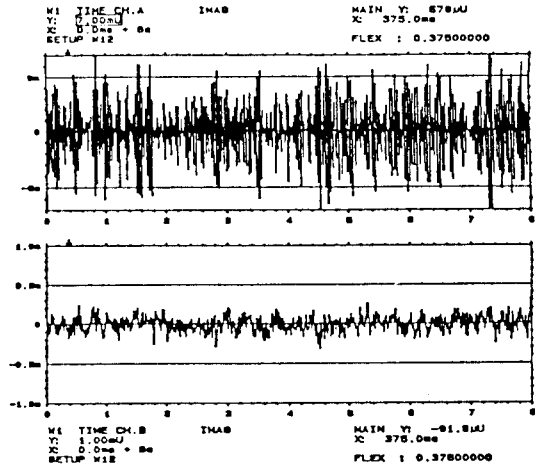


Fig.3-4 시간영역에서 Floor진동의 감소상태

따라서 설계된 방진시스템($f_0=2.031$ Hz)은 외부로부터 전달($f_2=18.75$ Hz) 되어오는 진동수에 대해 약 99%이상 절연시킬수 있음을 알수 있으며 이는 Fig.3-3에서 $r \geq 9.2$ 상태에 있는 것으로서 방진시스템의 설계목표치를 만족시키고 있음을 알수 있다.

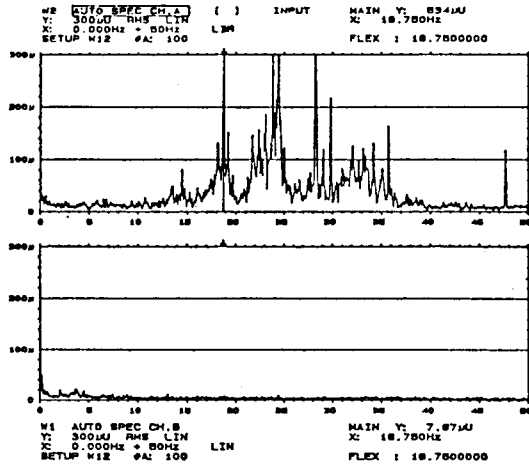


Fig.3-5 주파수영역에서 Floor진동의 감소상태

참 고 문 헌

- (1) 박 종 권 "초정밀가공기의 구조설계", 기계와재료, 한국기계연구회, Vol.2, No.3, July, 1990.
- (2) 박 종 권 "초정밀가공기 구조물의 설계기술연구(I)(II)"과 학기술처UCN365-1514.C/UCN459-1756.C, 1991, 1992.
- (3) D.A. Tobias "Machine Tool Vibration" John Wiley & Sons, Inc., New York, 1965.
- (4) M. Weck & H. Bibring "Hand Book of Machine Tool, Vol.2, Construction and Mathematical Analysis" John Wiley & Sons, 1984.
- (5) Roy R. Craig, Jr., "Structural Dynamics" John Wiley & Sons, 1981.
- (6) Daniel B. Debra "Vibration Isolation" ASPE Conference, Atlanta, GA, USA, October, 1988.

5. 결 론

본 연구는 초정밀가공기 구조물의 동적거동에 대한 안정성 증대를 도모하기 위해 방진장치의 최적Support위치와 고효율로 진동을 차단시킬 수 있는 방진시스템을 설계, 제작한후 진동절연효과를 검증하였으며 수행결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 방진장치는 Bed구조물에 비연성 조건이 되도록 최적 지지위치를 설계하여 설치하였다.
 - o. 연구의 모델로 제작된 베드구조물은 자연석 화강암(Granite)을 이용하여 사각형상의 대칭구조(1900x1300x300)로 제작 하였다.
 - o. Spring의 설치위치는 베드구조물이 좌우대칭(a=b)을 이루면서 탄성주축과 관성주축이 일치되도록 함으로써 6-자유도 시스템을 1-자유도 시스템으로 단순화한 위치에 설치 하였다.
- (2) Air Spring은 8개를 설치하였으며 3-Point Regulated System이 되도록 Air공급장치를 제어 하였다.
 - o. Air Spring설계는 진동절연율이 99%이상 되도록 고유진동수를 2.0Hz, 강성을 52.3Kg/Cm로 하였으며
 - o. 절연성능에 대한 평가 결과 외부로부터 전달되어 오는 진동의 크기는 1/80로 줄일 수 있음을 확인하였다.
 - o. 여기서 더욱낮은 외부의 저주파진동이라도 Spring내부의 Air 체적을 증대시키면 절연효율은 더욱 높일 수 있다.
- (3) 따라서 초정밀가공기에 적용하여 설계된 방진시스템은 외부로부터 전달되어 오는 진동을 99%까지 차단할 수 있으며 이에대한 설계기술은 정밀기계뿐만 아니라 정밀기계류의 방진시스템으로도 활용할 수 있다.