三次元免震装置の研究*

藤田隆史**, 鞍本貞之***, 小見俊夫****
Takafumi FUJITA, Sadayuki KURAMOTO, Toshio OMI**Key Words:** Vibration, Three-Dimensional Earthquake Isolation Device, Linear Motion Mechanism, Aseismic Technology for Semiconductor Manufacturing Equipment, Excitation Tests, Response Analysis, Performance of Earthquake Isolation

1. ま え が き

半導体産業の成長にともない、半導体製造設備の耐震対策は重要なものになりつつある。半導体製造設備の耐震対策は、従来のような構造強度面からのアプローチだけではあまり効果的でなく、技術的に見ても免震技術に頼らざるを得ない場合が多い。しかも、三次元免震の必要となる場合が多い。たとえば、非常に高精度が要求され、製造プロセスの中で重要な位置を占める電子ビーム露光装置などの精密機器は、平常時の防振のために空気ばねで支持されており、地震動に対しては水平方向だけでなく鉛直方向にも応答しやすい固有振動数をもっている。したがって、このような精密機器の免震には三次元免震が必要となる。

著者らは、機器の三次元免震での最重要点は免震装置の機器取付け用テーブルの水平維持を構造的に確保することにあると考え、先に研究を行った水平二次元免震装置⁽¹⁾に、機器取付け用テーブルの水平維持機構を含む鉛直動免震機構を付加した三次元免震装置を考案し、その実用化研究を行った。本論文では、免震装置の試作機に比較的剛な機器モデルや一般には免震が困難と思われるがちな空気ばね支持された機器のモデルを搭載して行った水平・鉛直二次元振動実験とその応答解析を通して、本免震装置の振動特性と免震性能を明らかにしている。

2. 三次元免震装置の構造

一般に、弱い復元力をもった免震装置に機器を搭載

* 昭和59年10月17日 第62期全国大会講演会において論文講演として講演、原稿受付 昭和59年4月6日。

** 正員、東京大学生産技術研究所 (〒106 東京都港区六本木7-22-1)。

*** 准員、電源開発(株) (〒100 東京都千代田区丸の内1-8-2)。

**** 正員、菱鋼エンジニアリング(株) (〒135 東京都江東区東雲1-9-31)。

し、その系の固有振動数を、地震動がパワーを有している主要な振動数帯域から十分に低い側へはずすことによって、機器の応答加速度を入力地震加速度よりも小さくすることができ、免震効果が得られる。しかし、そのための免震装置は、通常の防振装置に比べて、はるかに大きな相対変位を許容し得る構造でなければならない。また、相対変位を適当に押えるためのエネルギー吸収装置が不可欠となる。

本免震装置の基本構造は、図1に示すように、機器取付け用テーブルが直交する2組の直線運動機構により水平面内を任意方向に並進し、かつ、鉛直ばねとリンク機構により水平を維持しながら鉛直(Z軸)方向に上下し得る構造である。

図2(a)~(d)は試作機の構造を示したものである。図2(a)は免震装置の下側レール(X軸)方向の直線運動機構を示し、図2(b)はこの上に上側レール(Y軸)方向の直線運動機構を重ねた状態を示す。各レール(ステンレス製)は上下2枚の板から成っており、鉛直荷重を負担するベアリング(ステンレス製)は2枚の板の間を転動し、この構造によって機器の浮上がりとは完全に防止されている。また、ローラ部にはレールを横側からはさんで転動するベアリングが取付けられており、これによって水平面内の回転も完全に拘束されている。4個のローラ部は平板により相互に結合され一体として運動し、この可動部分にコイルばねと

図1 三次元免震装置の基本構造

オイルダンパが装着されている。ばねは線形ばねであるが、オイルダンパは運動方向と直角に装着されており、これによって免震装置特有の大きな相対変位に対してもはん用のオイルダンパを使用することができる。また、上側と下側直線運動部分の間で作用する摩擦ダンパ（ばねを介してパンタグラフ機構により上下するピストンの下面に摩擦材が貼ってあり、これを下側部分のステンレス板に押し付けることで摩擦力を発生させる）が設けられ、上側部分と下側部分が水平方向に相対変位を開始する際のトリガとしても機能する。

図2(c)は水平二次元免震機構の上面に取付けられた鉛直動免震のためのコイルばね、オイルダンパ（中央に見える2本の棒状のもの）、リンク機構を示す。このリンク機構は機器取付け用テーブルの水平を維持し、搭載機器のロッキングを防止するためのものであり、本免震装置の特長の一つである。図2(d)は機器取付け用テーブルをセットし、カバーを取付けた状態を示す。テーブルの各辺には垂直にステンレス板が取付けられており、これらの板に案内ローラや鉛直方向用の摩擦ダンパが押付けられている。前者はテーブル

に加わるせん断力を受けるため、後者はエネルギー吸収とトリガの機能を果たすためのものである。搭載機器は取付けボルトによりこのテーブル上面に固定される。

なお、図2の試作機の外形寸法は $2170\text{ mm} \times 1600\text{ mm} \times 397\text{ mm}$ （高さは定格質量搭載時）であり、許容相対変位量は片振幅で水平各方向に 286 mm 、鉛直方向に 55 mm である。

3. 水平・鉛直二次元振動実験の概要

3.1 供試体 振動実験は水平・鉛直二次元振動台を用い、図3に示すような空気ばね支持された機器モデル（高さ 650 mm の架台上に 609 kg の質量を空気ばねで支持したもので、全質量 763 kg 、外形寸法 $1000\text{ mm} \times 1000\text{ mm} \times 1258\text{ mm}$ の機器モデル）と、このモデルから空気ばねを取り除き、質量を架台上に固定した機器モデル（比較的剛な機器モデル）を試作機に搭載して行った。後者のモデルはコンピュータ機器や電気計装機器のモデルとして、また、免震装置の振動特性把握用の単純な機器モデルとして使用した。

免震装置の水平、鉛直ばね定数は、上述の機器モデルを剛体とした場合に系の固有振動数が水平方向に 0.276 Hz （固有周期 3.62 s ）、鉛直方向に 1.05 Hz となるようなそれである。また、免震装置の作動開始加速度は、水平、鉛直摩擦ダンパの押付け力調整により、水平方向ではいずれの機器モデルの場合にも 20 cm/s^2 、鉛直方向では比較的剛な機器モデルの場合に 50 cm/s^2 、空気ばね支持された機器モデルの場合には 27 cm/s^2 に設定された。

3.2 実験方法 実験は水平、鉛直方向の正弦波加振と地震波加振を行ったが、正弦波加振では系の振動特性をめいりょうに把握するため、水平、鉛直加振を独立に行い、地震波加振では総合的な免震性能を確認するため、水平・鉛直同時加振を行った。なお、免震装置の水平加振方向については、先に研究した水平

図2 試作した三次元免震装置の構造

図3 空気ばね支持された機器モデルを搭載した免震装置の振動実験

二次元免震装置の場合に、下側レール方向の加振と45°斜め方向の加振を行って方向性のないことを確認しているため、今回の実験では下側レール (X 軸) 方向だけの加振とした。

地震波加振実験の加振波には実地震記録の水平・鉛直地動波のほかに、それらから作成した水平・鉛直床応答模擬波を使用した。水平床応答模擬波の作成には、これまでの研究⁽¹⁾と同様、固有振動数 2 Hz または 3 Hz、臨界減衰比 3%の一質点系フィルタ (2 Hz の場合を床応答 A、3 Hz の場合を床応答 B と呼ぶ) を用いたが、これらと組合せる鉛直床応答模擬波の作成には、経験的に知られているフィルタの特性値がないため、1978 年宮城県沖地震の際の東北大学建設系研究棟 (地上 9 階建地下なしの鉄骨鉄筋コンクリート造) の 1 階床と 9 階床での鉛直加速度記録から求めた、固有振動数 13 Hz、臨界減衰比 25%の一質点系フィルタを使用した。すなわち、図 4 に示すように、1 階と 9 階の記録から求めた周波数伝達関数 (両記録のパワースペクトルにバンド幅 0.6 Hz の Parzen のスペクトルウィンドウをかけた後に求めたもの) は固有振動数 13 Hz、臨界減衰比 25%のフィルタのそれに大略比例したものとなる (床応答模擬波の加速度値は加振レベルとして別途決めるため、この場合のフィルタは応答倍率まで模擬する必要はなく、周波数伝達関数の形状を模擬すればよい)。

振動実験の計測は、振動台、免震装置、機器モデル質量の X, Z 方向加速度、機器モデル質量の Y 方向加速度とピッチング加速度 (質量側板での Z 方向加速度)、免震装置の X 方向相対変位、機器取り付け用テーブルの両端近くの 2 箇所での Z 方向相対変位 (変位計間距離 1 164 mm) を測定した。

4. 解析モデル

免震装置に空気ばね支持された機器モデルを搭載した場合の解析モデルは、図 5 に示すように、水平加振に対しては五自由度系、鉛直加振に対しては二自由度系モデルであり、その運動方程式は以下のような

図 4 鉛直床応答模擬波作成のための周波数伝達関数

る。ただし、加振が水平・鉛直同時加振の場合にも両者間の連成は無視し、解析は独立に行うものとする。

(1) 水平加振に対する運動方程式

(i) 摩擦ダンパのすべりが無い場合 (Phase I)

$$x_1 = \text{const.}, \quad \dot{x}_1 = 0 \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$m_3 \ddot{x}_2 + c_1 (\dot{x}_2 + l_1 \dot{\phi}_1) + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_3 - l_2 \dot{\phi}_2) + k_1 (x_2 + l_1 \phi_1 - x_1) + k_2 (x_2 - x_3 - l_2 \phi_2) = -m_3 \ddot{z}_H \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$m_4 \ddot{x}_3 + c_2 (\dot{x}_3 + l_2 \dot{\phi}_2 - \dot{x}_2) + k_2 (x_3 + l_2 \phi_2 - x_2) = -m_4 \ddot{z}_H \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$(I_1 + I_2) \ddot{\phi}_1 + c_R \dot{\phi}_1 + l_1 c_1 (\dot{x}_2 + l_1 \dot{\phi}_1) + c_4 (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) + k_R \phi_1 + l_1 k_1 (x_2 + l_1 \phi_1 - x_1) + k_4 (\phi_1 - \phi_2) = 0 \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$I_3 \ddot{\phi}_2 + c_4 (\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_1) + l_2 c_2 (\dot{x}_3 + l_2 \dot{\phi}_2 - \dot{x}_2) + k_4 (\phi_2 - \phi_1) + l_2 k_2 (x_3 + l_2 \phi_2 - x_2) = 0 \quad \dots\dots\dots (5)$$

(ii) 摩擦ダンパのすべりがある場合 (Phase II)

$$(m_1 + m_2) \ddot{x}_1 + c_H \{x_1^2 / (x_1^2 + h^2)\} \dot{x}_1 + c_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2 - l_1 \dot{\phi}_1) + \left(\sum_{i=1}^4 m_i g \mu_R + F_H \mu_H \right) \text{sgn}(\dot{x}_1) + k_H x_1 + k_1 (x_1 - x_2 - l_1 \phi_1) = -(m_1 + m_2) \ddot{z}_H \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$m_3 \ddot{x}_2 + c_1 (\dot{x}_2 + l_1 \dot{\phi}_1 - \dot{x}_1) + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_3 - l_2 \dot{\phi}_2) + k_1 (x_2 + l_1 \phi_1 - x_1) + k_2 (x_2 - x_3 - l_2 \phi_2) = -m_3 \ddot{z}_H \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$m_4 \ddot{x}_3 + c_2 (\dot{x}_3 + l_2 \dot{\phi}_2 - \dot{x}_2) + k_2 (x_3 + l_2 \phi_2 - x_2) = -m_4 \ddot{z}_H \quad \dots\dots\dots (8)$$

$$(I_1 + I_2) \ddot{\phi}_1 + c_R \dot{\phi}_1 + l_1 c_1 (\dot{x}_2 + l_1 \dot{\phi}_1 - \dot{x}_1) + c_4 (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) + k_R \phi_1 + l_1 k_1 (x_2 + l_1 \phi_1 - x_1) + k_4 (\phi_1 - \phi_2) = 0 \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$I_3 \ddot{\phi}_2 + c_4 (\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_1) + l_2 c_2 (\dot{x}_3 + l_2 \dot{\phi}_2 - \dot{x}_2) + k_4 (\phi_2 - \phi_1) + l_2 k_2 (x_3 + l_2 \phi_2 - x_2) = 0 \quad \dots\dots\dots (10)$$

(iii) Phase I と Phase II の切換え条件

$$|(m_1+m_2)\ddot{z}_H - c_1(\dot{x}_2 + l_1\dot{\phi}_1) + k_H x_1 + k_1(x_1 - x_2 - l_1\phi_1)| > \sum_{i=1}^4 m_i g \mu_R + F_H \mu_H$$

のとき,

Phase I → Phase II(11)

 $\dot{x}_1=0$ かつ

$$|(m_1+m_2)(\dot{x}_1 + \ddot{z}_H) - c_1(\dot{x}_2 + l_1\dot{\phi}_1) + k_H x_1 + k_1(x_1 - x_2 - l_1\phi_1)| \leq \sum_{i=1}^4 m_i g \mu_R + F_H \mu_H$$

のとき,

Phase II → Phase I(12)

(2) 鉛直加振に対する運動方程式

(i) 摩擦ダンパのすべりが無い場合 (Phase I)

$$z_1 = \text{const}, \dot{z}_1 = 0 \quad \text{.....(13)}$$

$$m_4 \ddot{z}_2 + c_3 \dot{z}_2 + k_3(z_2 - z_1) = -m_4 \ddot{z}_v \quad \text{.....(14)}$$

(ii) 摩擦ダンパのすべりがある場合 (Phase II)

$$(m_2+m_3)\dot{z}_1 + \{c_{vu}1(\dot{z}_1) + c_{vd}1(-\dot{z})\}\dot{z}_1 + c_3(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + F_{v\mu} \text{sgn}(\dot{z}_1) + k_v z_1 + k_3(z_1 - z_2) = -(m_2+m_3)\dot{z}_v \quad \text{.....(15)}$$

$$m_4 \ddot{z}_2 + c_3(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + k_3(z_2 - z_1) = -m_4 \ddot{z}_v \quad \text{.....(16)}$$

(iii) Phase I と Phase II の切換え条件

$$|(m_2+m_3)\dot{z}_v - c_3 \dot{z}_2 + k_v z_1 + k_3(z_1 - z_2)| > F_{v\mu} \mu_v$$

のとき, Phase I → Phase II(17)

 $\dot{z}_1=0$ かつ

$$|(m_2+m_3)(\dot{z}_1 + \dot{z}_v) - c_3 \dot{z}_2 + k_v z_1 + k_3(z_1 - z_2)| \leq F_{v\mu} \mu_v$$

のとき, Phase II → Phase I(18)

ここで, x_1, x_2, x_3 は免震装置, 架台, 機器モデル質量の設置床面に対する水平変位, $\phi_1(z_1), \phi_2(z_2)$ はテーブルと架台, 機器モデル質量の回転角 (設置床面に対する鉛直変位), m_1, m_2, m_3, m_4 は免震装置可動部(テ

ーブルを除く), テーブル, 架台, 機器モデル質量の質量, I_1, I_2, I_3 はテーブル, 架台, 機器モデル質量の重心まわりの慣性モーメント, k_H, k_v は免震装置の水平, 鉛直ばね定数, c_H, h は免震装置の水平オイルダンパの減衰定数, 取付け長, c_{vu}, c_{vd} は免震装置の鉛直オイルダンパの引き側, 押し側減衰定数, $k_R(c_R)$ はテーブルの回転ばね定数 (減衰定数), $k_1(c_1)$ は架台の水平ばね定数 (減衰定数), $k_2(c_2), k_3(c_3), k_4(c_4)$ は空気ばねの水平, 鉛直, 回転ばね定数 (減衰定数), l_1 はテーブルと架台上面の重心間距離, l_2 は機器モデル質量の重心と空気ばね取付け面間の距離, μ_R はローラ部の摩擦係数, $\mu_H(\mu_v), F_H(F_v)$ は水平 (鉛直) 摩擦ダンパの摩擦係数, 押付け力, g は重力加速度, $\ddot{z}_H, \ddot{z}_v$ は設置床面の水平, 鉛直加速度である。また, $1(x)$ は x に関するステップ関数である。

水平・鉛直方向の連成を厳密に考慮すると, ϕ_1 と z_1 に関する運動方程式間に鉛直摩擦ダンパによる連成が生じるが, 上述のモデルではこの連成を無視し, ϕ_1 への摩擦ダンパの影響は減衰定数 c_R で近似してある。また, 式(6), (11), (12)の μ_R に関する項は同時加振の場合これと異なるが, μ_R が 10^{-3} オーダの非常に小さい値であるため, この違いも無視してある。

上述の解析モデル中の主な定数の値を表1に示す。なお, 数値積分にはルンゲ・クッタ・ギル法 (時間刻み 0.005 s) を用いた。

免震装置に比較的剛な機器モデルを搭載した場合の解析モデルは, 図5のモデルの m_3 と m_4 を1個の質量にまとめたモデルとなり, 水平加振に対しては三自由度系, 鉛直加振に対しては一自由度系モデルとなるが, 同様なものなので, ここでは省略する。

表1 解析モデルの定数値

Mass	Moment of inertia
$m_1 = 572 \text{ kg}$	$I_1 + I_2 = 34.3 \text{ kgm}^2$
$m_2 = 315 \text{ kg}$	$I_3 = 27.7 \text{ kgm}^2$
$m_3 = 77 \text{ kg}$	
$m_4 = 609 \text{ kg}$	
Spring constant	Damping coefficient
$k_H = 4.74 \times 10^3 \text{ N/m}$	$c_H = 2.27 \times 10^4 \text{ N/m/s}$
$k_v = 4.35 \times 10^4 \text{ N/m}$	$c_{vu} = 5.23 \times 10^3 \text{ N/m/s}$
$k_R = 5.42 \times 10^5 \text{ Nm/rad}$	$c_{vd} = 3.27 \times 10^3 \text{ N/m/s}$
$k_1 = 5.38 \times 10^6 \text{ N/m}$	$c_R = 6.03 \times 10^3 \text{ Nm/rad/s}$
$k_2 = 1.63 \times 10^5 \text{ N/m}$	$c_1 = 2.47 \times 10^3 \text{ N/m/s}$
$k_3 = 2.31 \times 10^5 \text{ N/m}$	$c_2 = 2.19 \times 10^3 \text{ N/m/s}$
$k_4 = 2.73 \times 10^4 \text{ Nm/rad}$	$c_3 = 2.61 \times 10^3 \text{ N/m/s}$
	$c_4 = 1.04 \times 10^2 \text{ Nm/rad/s}$

図6 水平加振による共振曲線 (比較的剛な機器モデルを搭載した場合)

5. 比較的剛な機器モデルを搭載した場合の実験および解析結果

比較的剛な機器モデルを搭載した場合については、本免震装置の振動特性を示すものとして、正弦波加振による結果だけを述べる。この機器モデルは、水平方向には固有振動数 14.1 Hz、臨界減衰比 2%の一質点系鉛直方向には、30 Hz 以下に固有振動数をもたず、剛体とみなせるモデルである。

図 6 は水平正弦波加振（入力加速度振幅一定）による機器モデル質量の加速度、免震装置の相対変位（左側の縦軸を使用）およびテーブルの両端近傍のピッチングによる鉛直変位（右側の縦軸を使用）に関する共振曲線である。加速度の共振曲線には線形系としての二次モードに対応した調和共振によるピーク（ただし、加速度値は入力に比べると十分に小さい）が 7 Hz に見られるが、変位のそれには現れていない。テーブルの両端近傍の鉛直変位は片振幅でおおむね 0.8 mm 以内に収まっており、本装置のテーブル水平維持機能が満足し得るものであることを示している。また、図 6 には解析結果も示されており、機器モデルの加速度と免震装置の相対変位については良好な結果が得られているが、テーブルの両端近傍の鉛直変位は実験結果とあまり一致していない。その差異は解析モデルが鉛直摩擦ダンパの影響を厳密には考慮していないことによるものと思われるが、後述のように、同時加振の場合には、テーブルのピッチングによる鉛直変位は鉛直加振によるテーブル重心の鉛直変位に比べて無視し得るものとなる。

図 7 は鉛直正弦波加振による機器モデル質量の加速

図 7 鉛直加振による共振曲線（比較的剛な機器モデルを搭載した場合）

度とテーブルの相対変位に関する共振曲線である。この場合の系の振動特性は一質点の線形系に近いものとなる。また、解析結果は実験結果と良好な一致を示している。

6. 空気ばね支持された機器モデルを搭載した場合の実験および解析結果

6.1 空気ばね支持された機器モデルの振動特性

本実験に用いた空気ばね支持された機器モデルの振動特性を調べるため、機器モデル単独の正弦波加振実験を行った。図 8 は水平正弦波加振による機器モデル質量の水平加速度とピッチングによる質量側板での鉛直加速度に関する共振曲線である。いずれの共振曲線にも 2.4 Hz と 4.4 Hz にめいりょうなピークが見られ、それぞれ、機器モデル質量のいわゆる下心ロール、上心ロールに相当するモードでの共振点である。

図 9 は鉛直正弦波加振による機器モデル質量の鉛直加速度に関する共振曲線である。本モデルは、図 9 に示されているように、鉛直方向の固有振動数 3 Hz 程度、臨界減衰比 10% 程度の空気ばね支持系を意図したものである。ところで、本モデルのような系では鉛直加振に伴う係数励振によって水平方向の応答が励起される可能性がある。そこで、400 cm/s² というかな

図 8 水平加振による機器モデルの共振曲線

図 9 鉛直加振による機器モデルの共振曲線

り大きな加速度入力で鉛直加振を行ったが、図9に示されているとおり、水平加速度にはその徴候は見られず(図9には示されていないが、Y方向加速度も同様である)、この場合には係数励振を考慮する必要のないことが判明した。

なお、図8, 9には解析結果も示されているが、いずれの場合も良好な結果が得られている。

6.2 正弦波加振の場合 上述の空気ばね支持された機器モデルを免震装置に搭載し、水平方向に正弦波加振した場合の共振曲線が図10に示されている。この場合も機器モデル質量の応答加速度には下心ロールと上心ロールに対応する共振点が見られているが、免震装置との連成の結果、それぞれ、2.8, 5.4 Hzと少し

図10 水平加振による共振曲線(空気ばね支持された機器モデルを搭載した場合)

図11 鉛直加振による共振曲線(空気ばね支持された機器モデルを搭載した場合)

高振動数側にずれている。これらの共振点でも応答加速度は入力加速度に比べて十分小さい値に押えられており、良好な免震効果が認められる。また、入力加速度が増加しても応答加速度はほとんど変化しておらず、入力加速度が大きくなるほど免震効果は顕著になる。一方、免震装置の相対変位にはこれらの共振点の影響は現れていないが、テーブルのピッチングには下心ロールに対応する共振点の影響が見られる。しかし、その場合にもテーブルの両端近傍の鉛直変位は1 mm程度と小さく、テーブルの水平維持は満足し得るものとなっている。

図11は鉛直正弦波加振による共振曲線であり、1 Hzと5 Hz近傍に線形系としての一次、二次モードに対応した調和共振によるピークが見られる。前者のモードは機器モデルがほぼ剛体としてテーブルと同位相で運動するモードであり、後者は機器モデル質量とテーブル(架台を含む)が逆位相で運動するモードである。一次モードに対応した共振点では、機器モデル質量の応答加速度は入力加速度に比べて増幅するが(ただし、地震波加振では、このモードはあまり励起されていない)。二次モードに対応した共振点では免震効果が現れている。

図10, 11の解析結果については、図10に示されたテーブルのピッチングによる鉛直変位を除いて、実験結果と良好な一致が得られている。

図12 免震された場合と免震されない場合の応答波形例

6・3 地震波加振の場合 地震波加振実験では水平・鉛直同時加振を行ったが、加振波には、近地地震波として El Centro (1940 年 Imperial Valley 地震), Managua (1972 年 Nicaragua 地震), 遠地地震波として八戸 (1968 年十勝沖地震), 東北大 (1978 年宮城県沖地震) の実地震記録を採用し、それぞれの地動, 床応答 A, 床応答 B (A, B の鉛直方向のフィルタは同じ) の水平, 鉛直成分を NS-UD, EW-UD の組合せで用い, 計 24 組の加振波を用いた。また, 鉛直方向の加振レベルは近地地震波では地動で 300 cm/s^2 , 床応答で 600 cm/s^2 を, 遠地地震波では地動 200 cm/s^2 , 床応答で 400 cm/s^2 を目標としたが, 水平方向には両者とも地動で 300 cm/s^2 , 床応答で 1000 cm/s^2 を目標とした。

図 12 は, 応答波形例として, El Centro・床応答 A・NS-UD 入力の場合の, 免震された場合と免震されない場合の機器モデル質量の応答加速度と免震装置 (鉛

直方向はテーブル) の相対変位の波形を示したものである。ここで, 免震されない場合の応答加速度は, 実際の実験ではほぼ $1/4$ の加振レベルでの水平・鉛直同時加振によって得られた水平, 鉛直応答加速度を, それぞれ, 免震された場合の水平, 鉛直入力に対応した応答に換算するため線形倍して求めたものである。したがって, 水平と鉛直で倍率は多少異なるが問題にするほどの差はない。また, テーブルの鉛直相対変位は両端近傍の 2 箇所測定された変位を実線と破線で重ねて示してあるが, 両者は完全に重なっており, ピッチングによる鉛直変位は無視し得るものであることがわかる。

図 13, 14 はおのおの近地地震波, 遠地地震波の各 12 組の入力地震波について, 入力加速度, 免震されない場合と免震された場合の機器モデル質量の応答加速度, 免震装置とテーブルの相対変位を棒グラフで示したものである。免震されない場合の応答加速度は上述

図 13 免震性能 (近地地震波の場合)

図 14 免震性能 (遠地地震波の場合)

の方法で求めたものであり、テーブルの相対変位は2箇所での測定値の大きいほうを採ったものである。図13, 14より、水平方向の免震効果は非常に大きいことがわかる。鉛直方向の免震効果は、入力加速度との比較で見ると近地地震波の場合にはほぼ満足し得るものであるが、遠地地震波の場合にはそれほどでもない。しかし、免震されない場合との比較で見ると、どちらの場合にも十分な免震効果が現れている。

図13, 14には免震された場合の応答加速度と相対変位についての解析結果が示されているが、いずれも良好な一致が得られている。また、図15は東北大学・床応答A・NS-UD入力の場合の応答波形について実験と解析を比較したものであるが、両者はよく一致している。これらの解析結果は、前述のとおり、水平・鉛直方向の応答を独立に解析したものであり、両者間の連成は無視しても差しつかえないものであることを示している。

7. 実地震床応答記録による設計パラメータ値の検討と免震性能

電子ビーム描画装置などの空気ばね支持された精密機器は建物の低層階に設置されるのが普通であるが、ここでは前述の東北大学1階と9階の地震記録を用いて免震装置の設計パラメータ値を検討し、その免震効果を推定する。その際の搭載機器には本研究の機器モ

図15 実験と解析による応答波形の比較

デルをそのまま用いることとした。

図16は東北大学1階のNS, UD記録を用いて、免震装置の水平、鉛直ばね定数と水平、鉛直オイルダンパの減衰定数を変化させた場合の機器の応答加速度と免震装置の相対変位を調べたものである。ただし、

$$\left. \begin{aligned} \bar{\mu}_H &= \mu_R + \mu_H F_H / \left(\sum_{i=1}^4 m_i g \right) \\ \bar{\mu}_V &= \mu_V F_V / \left(\sum_{i=1}^4 m_i g \right) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (19)$$

で定義される水平、鉛直方向のみかけの摩擦係数には、ともに0.02の値を採用してある。また、図16中の T_H , T_V は搭載機器を剛体としたときの水平、鉛直固有周期であり、 ζ_H は水平オイルダンパの減衰定数から形式的に求めた臨界減衰比、 ζ_V は鉛直オイルダンパの減衰定数が引き側と押し側で同一としたときの

図16 免震装置のばね定数、オイルダンパの減衰定数が免震性能に及ぼす影響

図17 実地震床応答記録を入力とした場合の免震性能

臨界減衰比である。図 16 より、装置製作上の制約も考慮して、 $T_H=4.0$ s, $\zeta_H=2.0$, $T_V=1.0$ s, $\zeta_V=0.2$ を採用した。また、9 階の NS, UD 記録を用いて同様な検討を行ったが、その場合も 1 階での値と同じ値を採用した。

機器が上で採用された設計パラメータ値をもつ免震装置によって免震された場合と免震されない場合の機器の応答加速度および免震装置の相対変位を、1 階と 9 階は計算し、中間階は直線補間して図示したのが図 17 である。この場合は特に低層階での免震性能が参考になる。

8. あ と が き

本研究では、精密機器用に考案された三次元免震装置の免震性能や振動特性を明らかにするため、実験用機器モデルを搭載した試作機による振動実験や応答解析を行ったが、その結果を要約すると次のようになる。

(1) 空気ばね支持された機器モデルを搭載して行った水平・鉛直二次元振動実験においても水平、鉛直ともに良好な免震効果が認められ、本免震装置は、免震が困難と思われがちな空気ばね支持された精密機器にも十分に適用可能であることが確認された。

(2) 本免震装置の機器取付け用テーブルの水平維持機構は十分にその目的を果たしていることが種々の振動実験を通して確認された。

(3) 本免震装置の解析モデルは、水平・鉛直同時加振の場合にも、水平と鉛直方向の応答を独立に解析するモデルでよいことが示された。

なお、本研究で用いた試作機は比較的剛な機器モデルを搭載した状態で東京大学生産技術研究所・千葉実験所の実験用建物の 3 階に設置しており、自然地震による応答観測を行っていることを付記しておく。

文 献

- (1) 藤田・ほか 3 名, 機論, 50-456, C (昭 59), 1339.

討 論

〔質問〕 藤 本 滋 [(株)東芝総合研究所]

実用的な装置を提案され、その免震効果を実証されたことに敬意を表す。

(1) 貴装置において、摩擦ダンパにより設定される水平方向および鉛直方向の作動トリガ加速度に関して、水平方向 20 gal については既刊の貴論文⁽¹⁾にて検討されておられるが、鉛直方向加速度 50 gal あるいは 27 gal を選択された理由について、お教え願いたい。

(2) 積載される機器の重心位置がずれている場合、貴論文で提案されている解析手法の精度、あるいは、適用限界について、おうかがいしたい。また、実際に据付けする場合の貴装置でのチューニング方法があれば、お教え願いたい。

〔回答〕 (1) 実験における鉛直方向の作動開始加速度は必ずしも最適なものを意図してはおらず、比較的剛な機器モデルと空気ばね支持された機器モデルとで違った値に設定したのもさほど深い理由があつてのことではない。前者の場合には一応予備解析での検討結果から 50 cm/s^2 としたが、これは、作動開始加速度がこの程度の値でも応答加速度は十分に小さくなるため、少しでも相対変位が小さくなるように多少大きめの値を選択した結果である。しかし、後者の場合のような作動開始加速度で不都合になることはない。一方、後者の場合には、空気ばねの特性に不確定な要

素が多かったため予備解析は行わず、実験によって 50 cm/s^2 とその約半分の 27 cm/s^2 の場合を比較し、応答加速度がより小さくなる 27 cm/s^2 を選択した。しかし、この場合には、本論文にあるとおり、最終的には設計パラメータ値として $\bar{\mu}_V=0.02$ すなわち、 19.6 cm/s^2 を採用している。

(2) 偏心がある場合に、本論文の解析モデルには考慮されていないで問題となる運動自由度があるとすれば、水平加振による平面内の回転運動と鉛直加振によるロッキング運動である。前者については免震装置の構造によって完全に拘束されているため、解析で考慮しなければならないような回転運動が発生することはない。また、偏心によって、レールを横側からはさんで転動するベアリングのころがり摩擦の分が増加しても、その影響は無視し得るはずである。したがって、平面内の回転については現在の解析モデルのままで十分と考えられる。後者については、リンク機構によるロッキング防止がなされているが、極端な偏心を想定すれば、現在の解析モデルでも水平加振によるロッキング運動を考慮しているように、鉛直加振によるロッキング運動を考慮しなければならないであろう。しかし、実際の半導体製造設備で想定されるような偏心の程度では、リンク機構の剛性に留意して設計しておけば、鉛直加振に対するロッキングは無視し得る程度に

抑制できるものと考えており、解析モデルも現在のままで対処し得るであろうと考えている。

三次元免震装置のチューニング方法で特に重要なものは、搭載質量の管理である。鉛直ばねの剛性が低い場合、搭載質量の設計値と実際との差が機器取付け用テーブルのレベルに敏感に反映し、中立レベルからのずれは鉛直方向の許容変位量を減少させることになる。したがって、著者らは大きめの搭載質量に対して免震装置を設計しておき、実際との差はダミーウェイトで調整する方法などを採ることにしている。

〔質問〕 栗原 雅 樹

〔(株)日立製作所機械研究所〕

(1) 免震装置の試作機において、許容相対変位量として水平方向に ± 286 mm、鉛直方向に ± 55 mmをとってあるが、図 13, 14 を見ると、鉛直方向には許容相対変位量をもう少し大きくとっておくほうがよいと思われるがいかか。また、鉛直方向の許容相対変位量を大きくとるのに構造上の困難があるか。

(2) 免震装置の作動開始加速度として、特に鉛直方向に対して、比較的剛な機器モデルと空気ばね支持された機器モデルとで違った値に設定しておられるが、どのような配慮でこのようにされたか。

(3) 鉛直方向の免震効果は、遠地地震波の場合、入力加速度との比較ではあまり大きくないとのことであるが、この理由は遠地地震波が近地地震波より比較的長周期成分を多くもつということのためか。

〔回答〕 (1) 図 13, 14 に示した免震装置の鉛直方向相対変位量の最大値(実験値)は遠地地震波の場合の 3.6 cm であるが(近地地震波の場合は 1.0 cm で問題とならない)、これの許容変位量 5.5 cm に対する比率は 65% である。一方、水平方向の最大相対変位量はやはり遠地地震波の場合の 18.1 cm で許容変位量 28.6 cm に対する比率は 63% である。したがって、両者の比率はほぼ同程度であり、鉛直方向許容変位量の余裕度が水平方向のそれに比べて特に小さいわけではない。また、水平・鉛直許容変位量の余裕度そのものについては、対象とする半導体製造設備が低層建物に設置されることを考えると、本研究で使用した加振波の特性や最大加速度値は安全側の評価を与えるものとみなすことができ、試作機での余裕度は妥当なものと思われる。

もし、鉛直方向の許容変位量を大きくする場合を想定してみると、それを実現するのに構造上は何の困難もないが、装置の全高が高くなることには実用上大いに問題がある(現在の試作機の全高 397 mm はできれ

ばより低くしたい高さである)。したがって、相対変位の余裕度をもっと大きくする必要がある場合には、オイルダンパによる減衰を大きくする方法を採用することになる(図 16)。

(2) 藤本氏への回答(1)を参照されたい。

(3) 著者らもそのように考えている。

〔質問〕 笠井 洋 昭

〔(株)日立製作所機械研究所〕

(1) 上下方向免震は、免震台と搭載機器の自重を保持するため、装置の上下固有振動数を低くすることに構造上限界があると考え、貴論文では約 1 Hz とされたが、もう少し低くすれば免震性能も向上すると思うが、この 1 Hz は一般的に上下免震の固有振動数として最低値と考えてよいか。

(2) 結論で免震が困難な空気ばね支持の精密機器にも十分に適用可能という表現をされているが、これは搭載機器などの固有振動数が比較的低い範囲(2~3 Hz)でも免震が可能という意味と解釈する。そこで、実用上この 2~3 Hz が免震を適用する機器の最低固有振動数と考えてよいか。

〔回答〕 (1) 本研究で使用した供試体では 1 Hz がほぼ最低値と考えていただいてよい。

一般に、自重をばねで支持する場合、ばねの静的たわみ δ_v (cm) と鉛直固有周期 T_v (s) との間には、 $\delta_v \approx 24.8 T_v^2$ の関係が成立する。したがって、どのような構造の免震装置の場合にも自重を支持するかぎり、 T_v を長くすると δ_v は急激に増加し($T_v = 2$ s で $\delta_v = 99.2$ cm になる)、免震装置の高さ、広さ、自重支持の信頼性、コストなどで大幅な譲歩をしなければ、1 s を相当に上まわる固有周期の実現は困難であろうと考えている。

(2) 空気ばね支持された機器に対して「免震が困難と思われがち」という表現を用いたのは、ご指摘のとおり、2~3 Hz という比較的低い固有振動数の機器に対しての免震の可能性が十分には認識されていないと判断したからである。

本装置による免震対象機器の最低固有振動数については、それを検討するための計算を行っていないので明確な回答はできないが、著者の一人が別の論文(付1)(付2)で水平免震について検討した結果を参考にすれば、水平方向には少なくとも 1 Hz 程度の機器に対しても、この機器モデルの場合と同程度の免震効果は得られるものと考えている。

(付1) 藤田(隆)・藤田(聡)・芳沢, 機論, 50-454, C (昭59), 933.

(付2) 藤田(隆)・藤田(聡)・芳沢・鈴木, 機論, 51-461, C (昭60), 17.

〔質問〕 藤 田 勝 久

〔三菱重工業(株)高砂研究所〕

(1) 2769 ページ右欄の免震装置の水平方向 0.276 Hz, 鉛直 1.05 Hz と, 2772 ページ左欄の機器を剛としたときの水平 14.1 Hz, 鉛直 30 Hz 以上となっている関係はどうなっているか。

(2) 機器が柔の場合, 免震化すると水平方向の 2.4, 4.4 Hz が 2.8, 5.4 Hz, 鉛直方向の 3 Hz が, 1, 5 Hz となっているが, 機器を剛にすると免震化により水平方向が 14.1 Hz より 7 Hz に, 鉛直方向の 30 Hz 以上が 1 Hz となっているようであり, このような共振振動数の移動の物理的説明を伺いたい。

(3) 2773 ページの右欄 20 行め以下において, 同相モードは地震加振ではあまり励起されないとあるが, 同相モードのほうが刺激係数が大きくなるのではないか。

〔回答〕 (1) 免震装置の水平 0.276 Hz, 鉛直 1.05 Hz は, 機器モデルとの連成を考えないで搭載質量に対して求めた免震装置の固有振動数である。また, 比較的剛な機器モデルの水平 14.1 Hz, 鉛直 30 Hz 以上は, 振動台に直に固定した場合の機器モデル単独の固有振動数である。

(2) 免震装置に機器モデルを搭載した系は両者が

連成した振動系となり, 連成系の運動自由度は各々を単独で考えた場合の運動自由度がそのまま連成するだけでなく, 連成系において新しく生じた運動自由度(免震装置の機器取付け用テーブルの回転を伴う機器モデル全体のロッキング運動)が加わる。したがって, 連成系では, 機器モデルを振動台に直に固定した場合の固有振動数と異なる固有振動数が生じるのはむしろ当然である。ただし, 連成系の最低次の固有振動数については, いずれの機器モデルの場合にも, 機器モデルがほぼ剛体として運動する振動モードとなるために連成の影響はほとんどなく, 免震装置の搭載質量に対する固有振動数(水平方向は 0.276 Hz, 鉛直方向は 1.05 Hz)がほぼそのまま現れる(ただし, 図 6, 10 の共振曲線には 0.276 Hz 近傍の共振点は省略されている)。

(3) この表現は, 一次モードが存在する 1 Hz 近傍では, 多くの鉛直方向地震波について, それらの応答スペクトル値は小さな値になっているため, 一次モードの応答はあまり大きくならないことを表したものである。このことが妥当であることは, 鉛直方向免震によって応答加速度が低減していることから明らかであろう。