

ダイナミック・フロア・システムに関する実験的研究 (その1)

——実大モデルの正弦波強制振動実験——

中川 恭次 山下 信夫
(本社建築本部設計第三部)
渡辺 清治 安井 久純
(本社建築本部設計第三部)
島口 正三郎 伊庭 力
(本社建築本部設計第三部)

Experimental Study on Dynamic Floor System (Part 1)

——Sinusoidal Forced Vibration of Full-Size Model——

Kyoji Nakagawa Nobuo Yamashita
Seiji Watanabe Hisazumi Yasui
Shosaburo Shimaguchi Tsutomu Iba

Abstract

The “Dynamic Floor System” was developed for the purpose of vibration protection of a computer room in a medium-height building. The “System” is an aseismic floor construction by which earthquake forces cannot be transmitted from building to computer.

The results of forced vibration tests of an actual-size model using an exciting machine to investigate the effect of the system and comparisons with theoretical analysis are reported.

It has been clarified that the frequency ratio between natural frequency of building and frequency of aseismic system and the friction coefficient adopted for the slip surface decide the effectiveness of the system.

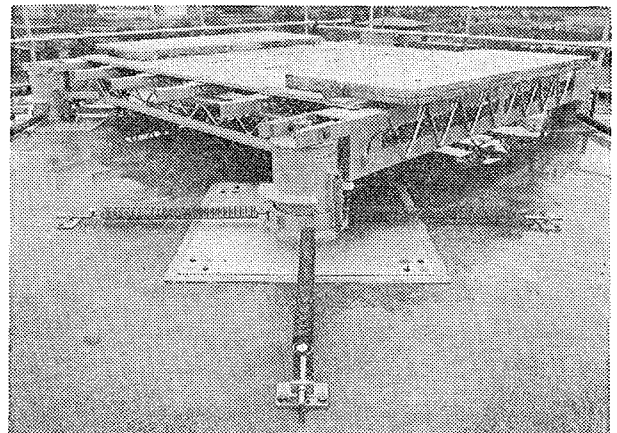
概 要

ダイナミック・フロア・システムとは、中高層ビルのコンピュータ室の防振を目的に開発したものであり、建物が地震力を受けてもコンピュータには地震力がそのまま伝わらない床をつくる総合的な免震床構法である。

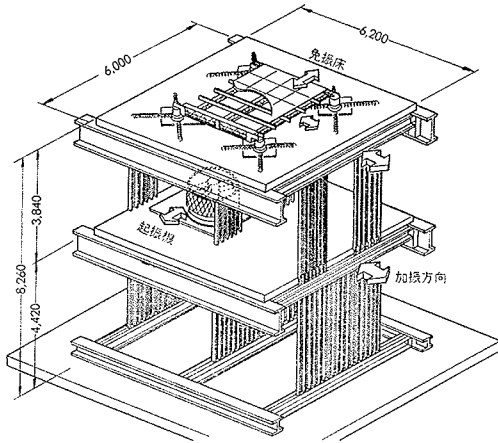
本報告は、このシステムの効果を調べるために行った実大モデルの起振機による強制振動実験結果に関してまとめたものであって、理論解析との対応について述べるものである。その結果、理論計算と実験値との対応が得られた。免震効果は建物の固有周期と免震装置の振動数比およびスベリ面の摩擦係数により決まることが明らかになった。

1. まえがき

建物の耐震性は、近年の構造設計手法の進歩により確保されつつあると言えよう。反面、建物内の設備機器や什器の耐震安全性に関しては、いまだ十分な研究も行なわれず、地震災害の上では一つのウイークポイントとなっている。地震に対して、建物自体は安全であっても、各種設備機器はそうでない場合がある。特にコンピュータの場合は、機器の転倒、移動などによる人間に対する危害の他、それ自身の機能停止（破損、作動停止、誤動作など）による2次的影響が計り知れない。



写真—1 免震床モデル



図一1 実験装置の概要図

コンピュータの機能は、我々の日常生活で広く利用され、社会生活の中核機構をコントロールする役目を果たしている場合が多い。もし、地震などの突発的な事態に際して、コンピュータが機能停止になれば、社会機能の相当部分が麻痺してしまうことが想定されるであろう。コンピュータ機器の耐震性の検討はこの意味で重要である。そこで当社では、地震時にコンピュータ室を守るため、設計技術改善委員会の下に「屋内主要機器の防震対策」分科会を発足させ、動的設計の考え方を活用して、地震力を低減する免震床構法「ダイナミック・フロア・システム」を開発した。

本報告は、このシステムの効果を調べるための第一歩として行った。実大モデルの正弦波強制振動実験結果について報告する。また、理論解と実験値の比較検討を行うものである。

2. 免震床の振動実験

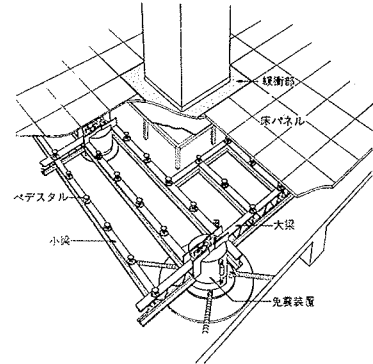
2.1. 実験概要

免震床の振動実験は、実大カーテンウォールの振動実験用フレーム¹⁾を用いて行った。この屋階床に周期 $T=3.57$ 秒の4ヶの免震装置に支持された $3\text{m}\times 3\text{m}$ の二重床を設置、水平方向の強制振動を行った。免震効果の判定は、床面入力に対する免震床の挙動からその効果を調べた。

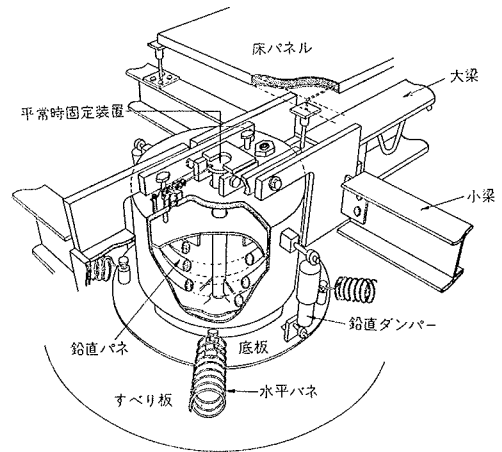
加振は、床面の加振力を大きくする目的で実験用フレームの1次($T_1=1.61$ 秒)、2次固有周期($T_2=0.49$ 秒)近傍で行った。ここで、最大加振力は実験用フレームの許容層間変位 4.0cm までとした。写真一1に免震床モデルを、図一1に実験装置の概要図を示す。

2.2. 免震装置

地震による建築床の応答波は、建物卓越周期にほぼ等しく、その振動は入力地震波の数倍に増幅される。この応答波の性質を考慮して、免震装置はやわらかいバネを



図一2 免震床の取付けディテール



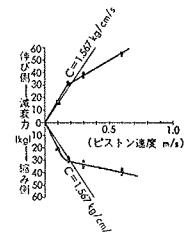
図一3 免震装置詳細図

設けて長周期の系を作り、建築床の振動を上下方向には鉛直バネ、鉛直ダンパーにより、また水平方向には水平バネ、摩擦材により吸収し、二重床への伝達を低減するものである。免震装置は、設定値以上の地震力(加速度)が加わると、水平方向にはスベリが生じる。また上下方向では常時固定装置が解除され、その機能を発揮する。免震装置の建築床への取付けディテールの一例を図一2に、装置詳細図を図一3に示す。

2.3. 免震装置の設計仕様

本実験で使用した免震装置は、次のとおりである。

- 免震床重量 D.L. $1,350\text{kg} + \text{L.L. } 1,800\text{kg} = 3,150\text{kg}$
- 水平バネ 初張力をかけた引張りバネを使用。
バネ定数 0.88kg/cm 全体で約 10.0kg/cm
系の無減衰周期 $T_0 = 0.2\sqrt{W/K} = 3.575\text{秒}$
- 水平方向ダンパー オイルダンパーの特性を図一4に示す。
- 摩擦材 免震装置底板のスベリ面の摩擦材は、摩擦係数の異なる次の2種類を用いた。



図一4

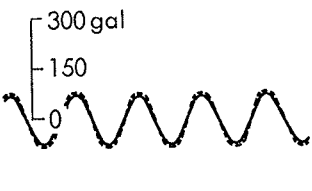
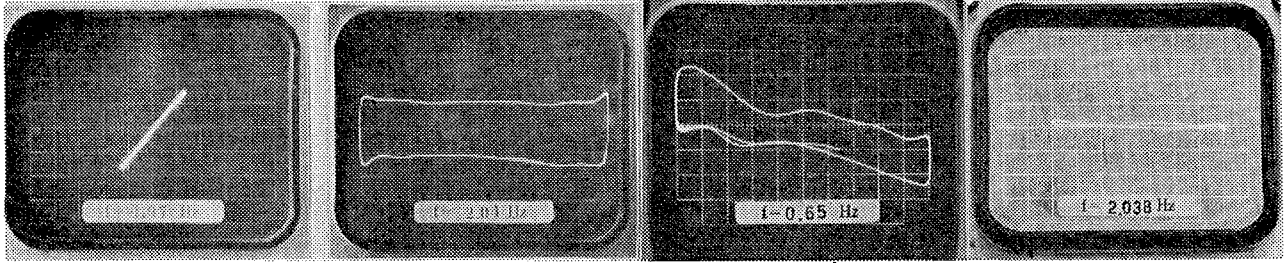


図-5 免震装置静止状態 (摩擦材A)

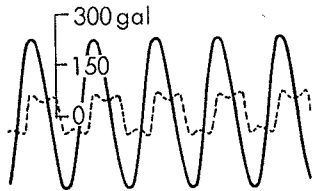


図-6 免震装置作動状態 (摩擦材A)

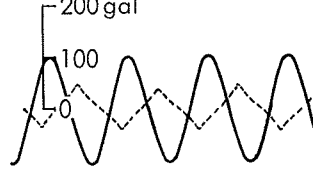


図-7 免震装置作動状態 (摩擦材B)

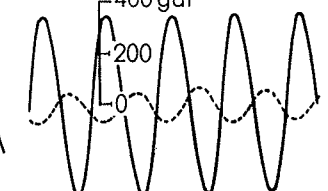


図-8 免震装置作動状態 (摩擦材B)

摩擦材A—アセタル樹脂製の面摩擦材
(面圧 $P=22.0 \text{ kg/cm}^2$)

摩擦材B—方向移動のローラーベアリング

2.4. 実験結果と考察

2.4.1. 建築床と免震床の挙動について 床面入力と免震床上の振動量の関係およびその挙動を調べるため、それらの同時記録波形とリサーチ図形を図-5～図-8に示す。リサーチ図形は横軸に床面入力加速度(実線)、縦軸に免震床上加速度(点線)を同レベルで示している。

建築床と免震床の位相と振動量の関係は、免震装置の作動状況により異なっている。免震装置の静止状態ではそれらは摩擦材に関係なく同位相で振動し、免震床上の振動は入力波に対し若干増幅される。(図-5) 装置の作動状態では、位相は摩擦材により異なり、摩擦材Aの場合、加振周波数が $f=0.6 \text{ Hz}$ では位相の遅れはみられないが、 $f=2.0 \text{ Hz}$ 付近では免震床の位相は 90° 近く遅れている。(図-6) また、摩擦係数の小さな摩擦材Bの場合は、水平ダンパーの取付け有無に関係なく $f=0.6 \text{ Hz}$ では $130^\circ \sim 180^\circ$ (図-7)、 $f=2.0 \text{ Hz}$ 付近では 180° 近く遅れている。(図-8) このとき免震床上の振動は床面の入力加速度が増加してもある一定値(加速度)より増加することなく、入力波に対して振動は低減されている。特に摩擦係数の小さな摩擦材Bを用いた場合は、その振動量の差が大となり、免震効果をより高めている。

2.4.2. 免震床の効果 2.3項で述べたように、摩擦係数の異なる2種類の摩擦材についてその効果を比較検討した。なお、摩擦材の静的摩擦係数は、静加力試験の結果から摩擦材Aでは $0.05 \sim 0.145$ 、摩擦材Bでは 0.007 である。

表-1に本実験の最大加振時における加振周波数および摩擦材の相違による免震率を示す。また、摩擦材A、

摩擦材	振動数比	床面加速度	免震床加速度	免震率
摩擦材 A	2.2	120gal	57.5gal	0.48
	7.3	270	50~55	0.18~0.20
摩擦材 B	2.2	106	45	0.42
	7.3	362	24~34	0.06~0.09
摩擦材 B (ダンパー付)	2.2	74	47	0.63
	7.3	335	52	0.15

表-1 免震床の効果

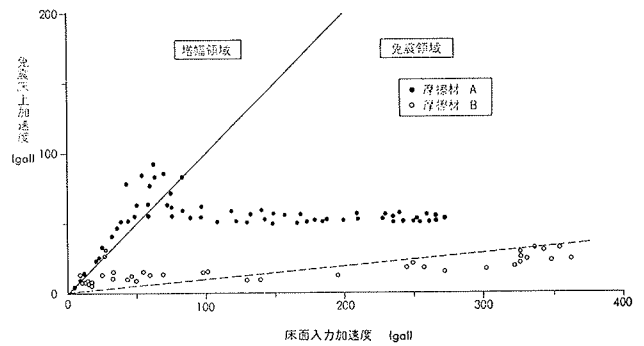


図-9 摩擦材の相違による効果

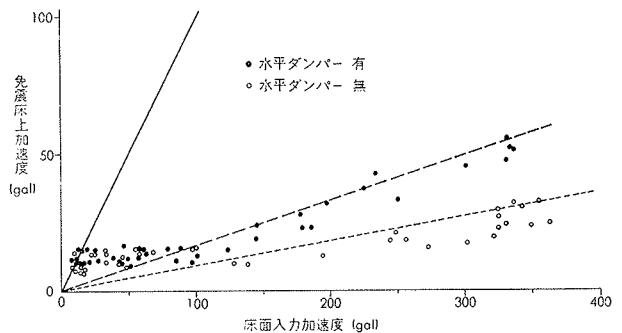


図-10 水平方向ダンパーの影響

Bに対する床面入力加速度と免震床の応答加速度の関係を図-9に示す。表-1より振動数比は大きい方が、摩擦係数は小さい方が免震効果がよくなっている。図-9

から入力波に対する免震床上の応答加速度は、免震装置作動開始時に最も大きく、摩擦材Aでは135~140 gal 摩擦材Bでは 10 gal 前後である。このことから装置作動時の加振力(加速度)は、摩擦材の静的摩擦係数により大きく左右される。

2.4.3. 水平ダンパーの影響 水平方向ダンパーの取付け有無による効果を図-10に示す。ダンパーの取付けは免震効果を低下させている。しかしながら、免震床と床面の相対変位を小さくしている。ここで、実設計における水平ダンパーの取付けを考えると、摩擦材A程度のものであれば、それ自体のもつスベリ摩擦力がダンパーの役目を果していることから、その必要性はないとも考えられる。

2.4.4. 偏心荷重による影響 免震床上の荷重位置を変化させてその影響を調べた結果を図-11に示した。荷重位置のパターンは図-11に示してある。その結果、水平振動に対して偏心荷重による影響は見受けられなかった。

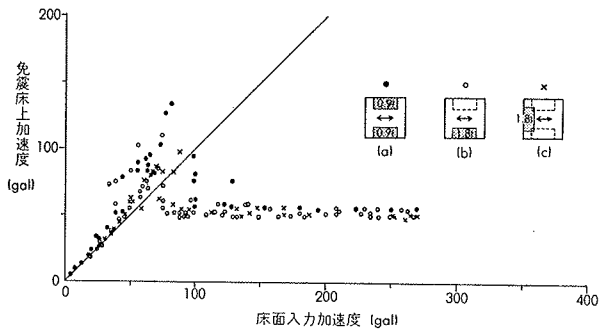


図-11 偏心荷重による影響

3. 理論解析

3.1. 理論解

建築物の振動解析等で一般に用いられる振動方程式の減衰の項をクーロン摩擦の項におきかえ、非線形振動方程式を作る。振幅一定の正弦波外力が作用した場合の定常状態における解を導き、変位応答倍率、加速度応答倍率を求める。

符号	X	相対変位	cm
	K	バネ定数	ton/cm

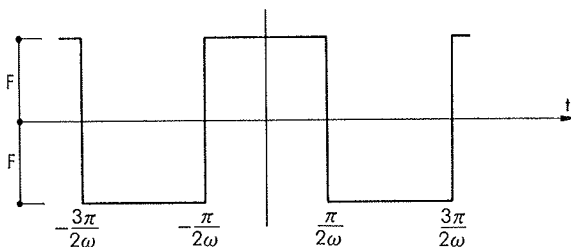


図-12

M	質量	ton·sec ² /cm
F	摩擦力	ton
P ₀	外力の振幅	ton
ω	外力の円振動数	rad/sec
ω ₀	バネ-質点系の円振動数	rad/sec
λ	振動数比 (ω/ω ₀)	
α	摩擦力と外力との位相差	
γ	加速度応答倍率	

$$a = F/K$$

$$X_{st} = P_0/K$$

クーロンまさつが、図-12のように働くとする。

運動方程式は

$$\left. \begin{aligned} M\ddot{X} + KX - F &= P_0 \cos(\omega t - \alpha) \quad (\dot{X} > 0) \\ M\ddot{X} + KX + F &= P_0 \cos(\omega t - \alpha) \quad (\dot{X} < 0) \end{aligned} \right\} \dots\dots(1)$$

まさつ力をフーリエ級数に展開し、(1)式に代入すると

$$\begin{aligned} M\ddot{X} + KX + \frac{4F}{\pi} \left\{ \cos \omega t - \frac{1}{3} \cos 3\omega t + \frac{1}{5} \dots \right\} \\ = P_0 \cos(\omega t - \alpha) \end{aligned} \dots\dots(2)$$

(2)式の一般解は、

$$\begin{aligned} X = A \cos \omega t + B \sin \omega t + \frac{P_0 \cos(\omega t - \alpha)}{K - M\omega^2} \\ - \frac{4F}{\pi} \left\{ \frac{\cos \omega t}{K - M\omega^2} - \frac{1}{3} \frac{\cos 3\omega t}{K - 9M\omega^2} + \frac{1}{5} \dots \right\} \end{aligned} \dots\dots(3)$$

定常状態を考えているから、

$$\left. \begin{aligned} t = -\frac{\pi}{2\omega}, \quad t = \frac{\pi}{2\omega} \quad \text{で} \quad \dot{X} = 0 \\ X_t = -\frac{\pi}{2\omega} = -X_t = \frac{\pi}{2\omega} \end{aligned} \right\} \dots\dots(4)$$

の条件が付き、(3)式は

$$\begin{aligned} X = \frac{X_{st}}{1 - \lambda^2} \cdot \cos(\omega t - \alpha) - \frac{4}{\pi} \cdot \frac{a}{1 - \lambda^2} \cos \omega t \\ + \frac{4}{\pi} a \left\{ \frac{1}{3} \frac{\cos 3\omega t}{1 - 9\lambda^2} - \frac{1}{5} \frac{\cos 5\omega t}{1 - 25\lambda^2} + \dots \right\} \end{aligned} \dots\dots(5)$$

となる。(5)式を F/P₀, λ をパラメータとして、|X|/X_{st} をグラフ化すると図-13になる。

次に加速度応答倍率を求める。(5)式から

$$\begin{aligned} -\ddot{X} = \omega^2 \left\{ \frac{X_{st}}{1 - \lambda^2} \cos(\omega t - \alpha) \right. \\ \left. - \frac{4}{\pi} a \left(\frac{\cos \omega t}{1 - \lambda^2} - \frac{3 \cos 3\omega t}{1 - 9\lambda^2} + \dots \right) \right\} \end{aligned} \dots\dots(6)$$

外力の加速度 \ddot{Y} は、

$$-\ddot{Y} = \frac{P_0}{M} \cos(\omega t - \alpha) \dots\dots(7)$$

故に、

$$|\ddot{Y} + \ddot{X}| = \frac{P_0}{M} \cdot \gamma \dots\dots(8)$$

$$\gamma = \left\{ \left(1 + \frac{\lambda^2}{1 - \lambda^2} \right) \cos(\omega t - \alpha) \right\}$$

$$+ \frac{4F}{\pi P_0} \left(\frac{\lambda^2}{1-\lambda^2} \cos \omega t - \frac{3\lambda^2}{1-9\lambda^2} \cos 3\omega t + \dots \right) \Bigg\}_{\max} \dots \dots \dots (9)$$

$$|\ddot{Y}| = \frac{P_0}{M} \text{であるから } \frac{|\ddot{Y} + \ddot{X}|}{|\ddot{Y}|} = \gamma \dots \dots \dots (10)$$

F/P₀, λをパラメータとして, γをグラフ化すると図-14となる。

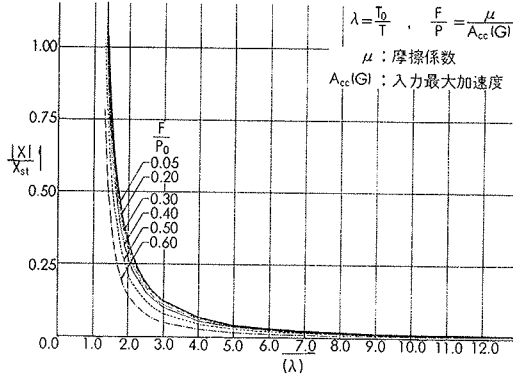


図-13

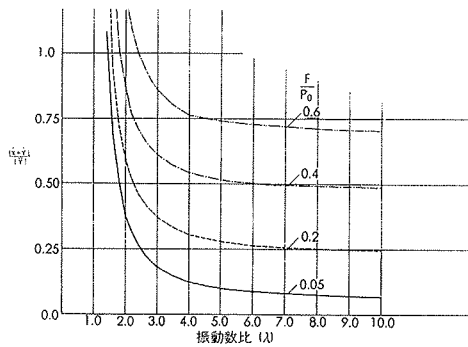


図-14 加速度応答倍率

なお, α は(4)式の条件から次のように表わされる。

$$\cos \alpha = \frac{4F}{\pi P_0} (1-\lambda^2) \left\{ \frac{1}{1-\lambda^2} + \frac{1}{1-9\lambda^2} + \dots \right\} \dots \dots (11)$$

3.2. 理論解からの考察

- (i) λを無限大にすると, γはF/P₀に収束する。
- (ii) λ=1の場合, P₀>4F/πの外力を受けるとγは無窮大となる。粘性減衰と異なった性質をもっている。
- (iii) γはλ>1の範囲では単調減少である。

3.3. 理論解と実験結果の対応

(8), (9)式から計算した理論波形と実験結果の波形を比較する。

振動数比 λ=7, 摩擦係数

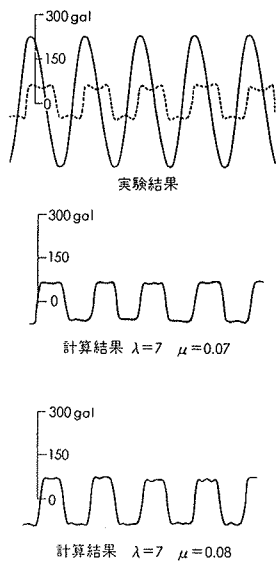


図-15 理論と実験値との対応

μ=0.07 と 0.08 の場合の波形を図-15に示す。その結果, 理論解と実験値との対応が得られた。なお, 実験結果の点線は免震床の加速度波形を示している。

4. まとめ

以上に述べてきたことからをまとめると, 次のようなことがいえる。

- (1) 免震床の効果は, 建築床の入力波と免震装置の振動数比およびスベリ面の摩擦係数により左右される。
- (2) 免震床上の加速度は, 免震装置作動開始時に最も大きく, その振幅は静的摩擦係数により左右される。装置作動後は, 入力が増加にかかわらずある一定値より大きくならない。
- (3) 実設計上の重要な要素は, 免震床上の最大加速度と, 建物と免震床との相対変位量である。前者は, 小さい程良いが, 平常時の使い勝手や, コンピュータ自身の許容入力加速度を考慮すると, 必然的に最適値が決まる。後者は, 摩擦材とバネが決まれば, 理論解から, 計算できるが, 設計上, できるだけ大きい振動クリアランスをとることが, システム全体の安全性を高めることになる。
- (4) コンピュータ機器の許容値および振動性状を把握する必要がある。
- (5) 水平方向ダンパーの使用に関しては, 建物と免震床とのクリアランスおよび使用摩擦材に関係するが, 本実験の摩擦材A程度であれば, それ自体の摩擦力が大きいため必要性はなくなる。
- (6) 免震床上の偏心荷重が免震効果に与える影響は, 水平方向に対しては問題ないが, 上下方向については十分な配慮が必要である。

最後に, 本研究を進めるにあたり, 東京本社設計第三部, 木田幸夫部長ならびに, 「屋内主要機器の防震対策」分科会委員の技術研究所 工法第二研究室 竹本靖室長 本社機械計算部開発課, 松岡進士郎課長, 佐藤実職員, 本店設計第三部, 川崎欽司職員より有用な示唆を受けました。また, 実験に際してはトキコ(株)自動車事業部, 緩衝器部の関係者の方々に御協力をいただきました。ここに感謝の意を表します。

なお, 本実験終了後, 引きつづき大型振動台を用いてフロアレスポンスを考慮した地震波による免震床およびコンピュータ機器の実大振動実験を実施した。その結果と理論的検討については次報に譲る。

参考文献

- 1) 渡辺, 島口, 此上: 実大カーテンウォールの振動実験, 大林組技術研究所報, No.7, (1973)
- 2) 亙理 厚: 機械振動, 丸善(株)