

# 強震動による免震システムの過大応答変位を抑制するための新機構の提案と解析的評価

齊藤 正人<sup>1</sup>

<sup>1</sup>正会員 埼玉大学准教授 理工学研究科 (〒338-8570 埼玉県さいたま市桜区下大久保255)  
E-mail: saity@mail.saitama-u.ac.jp

近年、強震動による免震システムの過大な応答変位が、免震装置の損傷や免震システムのクリアランス確保の観点から問題視されている。最近では回転慣性を利用した免震装置が幾つか提案されており、免震システムの変位応答を抑制するものとして注目されている。しかし、変位応答を抑制することで免震効果が低減するなど解決すべき問題が残る。そこで本研究では、回転慣性と摩擦スライダを直列に配した新しい機構を提案し、その基本特性を解析的に明らかにした。その結果、回転慣性機構の特長である低振動数側の応答低減によって効率的に応答変位を低下できること、また摩擦スライダによる機構変換によって、高振動数側では従来の免震効果を保持できることが明らかとなった。

**Key Words:** base isolation system, gyro-mass, clearance, slider, long-period earthquake waves

## 1. はじめに

近年、免震システムが各種構造物、美術品、あるいは什器類など非常に幅広く利用されている。これは、慣性力という地震外力を免震対象物に極力与えないという理想的な対震への発想を、比較的単純な装置によって実現できるためである。通常、免震システムは、積層ゴムやベアリングなどのアイソレーターと原点復帰するためのばね類<sup>1)3)</sup>、そしてエネルギーを吸収させるためのダンパー類で構成される。鉛プラグ入り積層ゴムなど、ひとつのデバイスが多岐に亘る役割を果たすものも多い。これら免震システムに関する研究は数多く、先駆的な研究も含めてそれらのアイデアが Kelly<sup>4)</sup>によって統括的にまとめられている。

一般に、こうした免震システムを導入する場合には、その周辺に適切なクリアランスを確保する必要がある。これは、免震システムによる長周期化によって、大きな相対変位が生じるためである。いわば免震システムは、応答加速度の低減を優先し、その代償として応答変位の増大を許容する装置と考えることができる。こうした応答変位は、クリアランスの確保が困難な狭小地、あるいは許容変位が極めて小さな構造物へのシステムの導入に際して問題視されることが多い。また過大な応答変位は、デバイス

の許容変位を超過して損傷を起す危険性も高い。

これまで応答変位を抑制する方法として、主に前記ダンパー類によるエネルギー吸収機構が用いられてきた。しかし、過大な変位を抑制するほどのダンパー装置の導入は、反力特性に占めるダンパー装置の割合を高め、装置自体の持つ副次的な特性が顕在化する可能性がある。例えば、履歴ダンパーあるいは摩擦ダンパーのように装置自体に剛性や降伏耐力があるものは、多数の使用によって長周期化を阻害する要因となったり、あるいは中小変位時の免震効果を低下させる要因となる可能性がある。また流体ダンパーのように、一般に温度依存性や振動数依存性の内在する装置では、反力特性に占めるダンパーの割合が高くなるほど、周辺環境の違いによって免震効果や変位の抑制効果に無視できない相違を生じさせる可能性がある。そのため変位抑制に関しては、ダンパー装置と併用あるいは独立して使用のできる新たな方法が望まれている。

そうした背景の中で、近年、回転慣性免震装置と呼称される変位抑制のためのシステムが注目されている<sup>5)8)</sup>。このシステムは、大・中規模構造物や戸建住宅、超高層ビル内の床免震、あるいは展示品・什器・機械等の免震など利用範囲は幅広く、すでに一部導入され始めている。回転慣性免震装置とは、相対加速度に比例した反力(慣性抵抗)を生成する

装置である。その構造の詳細については後ほど説明するが、一般に免震対象物と支持構造体（免震基礎）の特定方向の相対変位を回転運動に変換する回転慣性機構（Gyro-Mass）で、免震対象物と支持構造体を連結した構造を有するものである。この回転慣性免震装置の特長は、慣性抵抗がばねやダンパーのように復元力として付与されることで、作用する入力動が見かけ上低減し、発生する応答変位がそれに従って減少する効果を発揮することにある。また、装置が単純な機械装置であることから製作も比較的容易である。

しかし、回転慣性免震装置の問題点は、振動数領域全般に亘って上記の効果を発揮するため、免震効果を期待する高振動数領域においても応答変位が抑制されてしまうことにある。言うまでもなく、免震効果とは免震対象物が不動状態に近くなり、入力面である免震基礎のみが地盤とともに振動する逆位相状態の生成にある。ところが、回転慣性免震装置によってこの高振動数領域で応答変位が抑制されると、十分な逆位相の状態にはならず、その結果、免震対象物に応答加速度が発生してしまうのである。そのため、相対変位を過大に生じさせる低振動数領域では回転慣性免震装置の効果を十分に発揮させて、その一方で、高振動数領域では免震効果を従来どおりに発揮させる工夫が必要である。

そこで本研究では、回転慣性機構と摩擦スライダを直列に配した新しい回転慣性免震装置を提案し、その応答性能について評価を行った。本提案は、摩擦スライダが所定の作用荷重で滑動する特性を利用し、一般に応答加速度レベルの低い低振動数領域と、応答加速度レベルの高い高振動数領域で、摩擦スライダによる機構変換が可能ではないかという着想に基づくものである。本論文では、摩擦スライダの力学特性を金属間の接触問題で標準的に用いられる Coulomb 摩擦機構と仮定して、振動数領域におけるこの装置の基本性能を把握した。その後、観測地震記録に基づく地震波形を入力として時刻歴動的解析を行い、その有効性について評価を行った。

## 2. 回転慣性機構と摩擦スライダを併用した回転慣性免震装置

### (1) 回転慣性機構

本節では、始めに回転慣性機構について説明する。回転慣性機構を図-1(a)に示す。前述したように、回転慣性機構とは、免震対象物と支持構造体（免震基

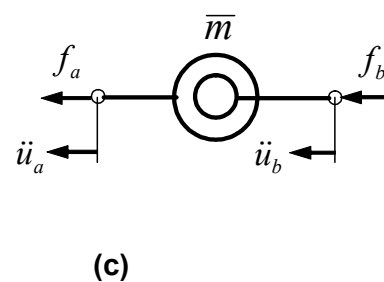
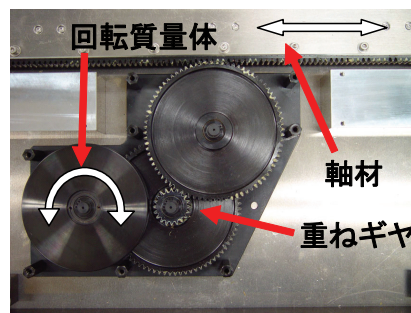
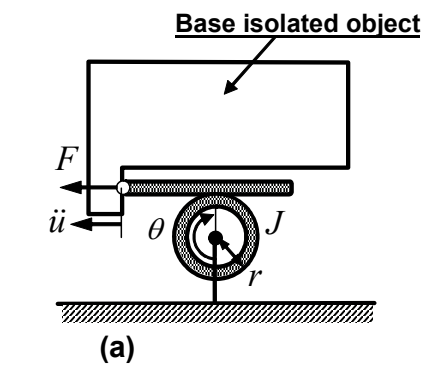


図-1 回転慣性機構の力学モデル  
 [ (a)回転慣性機構の概説図 (b)回転慣性機構の実装例 (c)力学モデル ]

礎)の特定方向の相対変位を回転運動に変換する装置であり、免震対象物と支持構造体を連結した構造を有する。一般にその構造は、特定の方向に可動する軸材と、それに接する回転質量体からなる。軸材の一端部は免震対象物と接合している。軸材に外力  $F$  が作用すると、これに接する回転質量体は回転角速度  $\dot{\theta}$  で回転する。このとき、軸材の回転質量体の支持構造体に対する相対加速度を  $\ddot{u}$  とすれば、幾何学的に次の関係が導かれる。

$$F = \bar{m}\ddot{u} \quad (1)$$

ただし、

$$\bar{m} \propto \frac{J}{r^2}$$

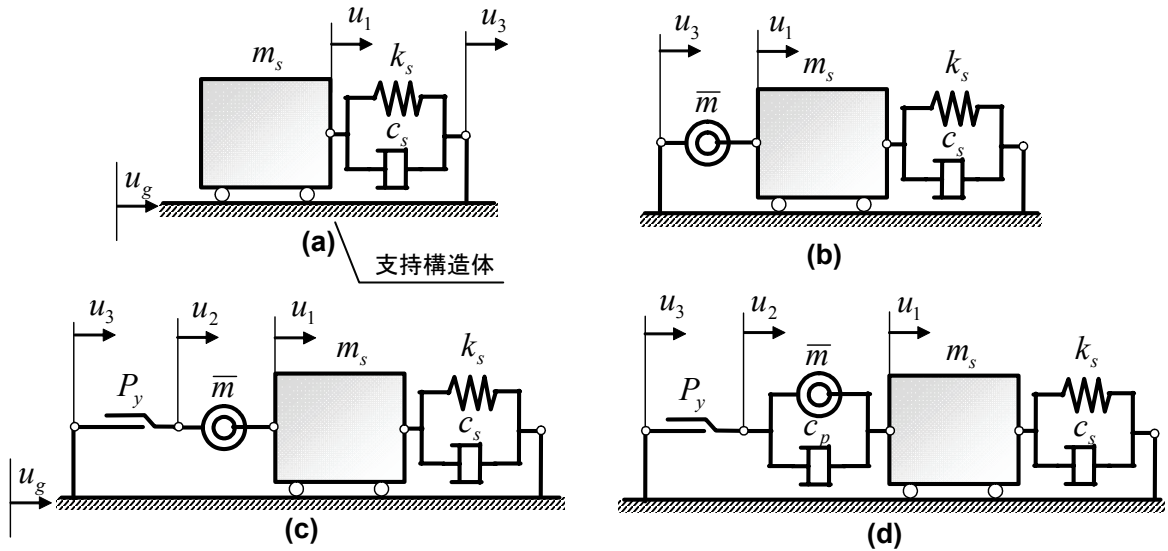


図-2 免震システムの力学モデル

[ (a)従来型モデル (b)回転慣性機構による基本モデル (c)スライダ型モデル  
(d)減衰機構付きスライダ型モデル]

ここで、 $J$ は回転質量体の回転慣性モーメント、 $r$ は回転体の回転中心から軸材との接点までの距離である。

式(1)中の $\bar{m}$ は回転質量体による慣性抵抗係数であり、質量と同じ次元を持つ。省スペース化を目的に、コンパクトな装置で大きな慣性抵抗を実現させるためには、図-1(b)の実装例に見るように、重ねギヤを組み合わせるとルクを増加させる方法、あるいは回転質量体の質量を可能な限り回転中心から遠ざける（ドーナツ状に形成する）などの方法が考えられる<sup>7)</sup>。これにより、回転質量体の質量の数十倍から数百倍の慣性抵抗係数を生成することも可能である。

次に、この回転慣性機構を力学モデルに置換したものを図-1(c)に示す。力学モデルから張り出す左右の節点は、回転慣性機構の軸材端部と回転質量体の回転中心を支持する他の軸材の端部を表している。これら端部に節点外力としてそれぞれ $f_a$ と $f_b$ を与え、そのときの節点における絶対変位を $u_a$ と $u_b$ で表せば、作用反作用の関係から以下の関係式を得る。

$$\begin{Bmatrix} f_a \\ f_b \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{m} & -\bar{m} \\ -\bar{m} & \bar{m} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_a \\ \ddot{u}_b \end{Bmatrix} \quad (2)$$

上記の関係は、ばね要素やダンパー要素の剛性マトリクスや減衰マトリクスと同形であることが理解

できる。

従来の免震システムを力学モデルに置換したものを図-2(a)に示す。この力学モデル（以下、従来型モデルと呼称）は、Ryan and Chopra<sup>9)</sup>、あるいはFurukawa, et al.<sup>10)</sup>に倣い、免震対象物を剛体モードが卓越すると仮定して質量 $m_s$ で置換する。また、これを支持するばねとダンパーをそれぞれ剛性 $k_s$ と減衰 $c_s$ で代表させる。次に、この力学モデルに、上述した回転質量機構を取り付けた力学モデル（基本モデルと呼称）を図-2(b)に示す。この力学モデルの運動方程式は次式で表される。

$$\begin{bmatrix} m_s + \bar{m} & -\bar{m} \\ -\bar{m} & \bar{m} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_1 \\ \ddot{u}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_s & -c_s \\ -c_s & c_s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{u}_1 \\ \dot{u}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_s & -k_s \\ -k_s & k_s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_3 \end{Bmatrix} = -m_s \begin{Bmatrix} 1 \\ 0 \end{Bmatrix} \ddot{u}_g \quad (3)$$

ここで $u_1$ と $u_3$ は、それぞれ免震対象物と免震対象物から伸びる要素端部の支持構造体（地動入力面）に対する相対変位である。また $u_g$ は地動入力変位である。ここで、免震対象物から伸びる要素端部の節点は支持構造体に固定されており相対運動しないことから、この場合 $u_3$ は0である。力学モデルからも明らかのように、1自由度系の運動方程式として以下のように書き換えることができる。

$$(m_s + \bar{m})\ddot{u}_1 + c_s \dot{u}_1 + k_s u_1 = -m_s \ddot{u}_g \quad (4)$$

両辺を左辺第1項の係数で除せば次式を得る。

$$\ddot{u}_1 + 2\tilde{h}_s \tilde{\omega}_s \dot{u}_1 + \tilde{\omega}_s^2 u_1 = -\beta \ddot{u}_g \quad (5)$$

ここで、

$\beta = m_s / (m_s + \bar{m})$ ,  $\tilde{\omega}_s = \sqrt{\beta} \omega_s$ ,  $\tilde{h}_s = \sqrt{\beta} h_s$   
 ただし、 $\omega_s (= \sqrt{k_s / m_s})$  と  $h_s$  は回転慣性機構を付与しない従来の免震システムの固有角振動数と減衰定数と一致する。

式(5)から、回転慣性機構を付与した免震システムは以下の性質を有することが明らかである。右辺に掛かる質量比  $\beta$  によって、従来の免震システムと対比して、 $\beta$  倍の入力低減が生じることになる。これにより、支持構造体に対する免震対象物の応答変位  $u_1$  は抑制される。これがこの免震システムの基本原理である。また付随して、固有振動数は質量比  $\beta$  の平方根に比例して低下する、つまり付加的にシステムの長周期化が生じることになる。応答特性をより具体的に確認するために、式(5)に基づいて計算した免震対象物の応答変位（支持構造体に対する相対応答  $u_1$ ）の地動入力変位  $u_g$  に対する動的応答倍率を図-3(a)に示す。また、免震対象物の応答加速度（絶対応答  $\ddot{u}_1 + \ddot{u}_g$ ）の入力加速度  $\ddot{u}_g$  に対する動的応答倍率を図-3(b)に示す。計算条件は、 $\omega_s$  は固有振動数 0.25Hz 相当、 $h_s$  は 0.05、質量比  $\beta$  を 0.75, 0.50, 0.25 の3ケースを仮定した。この質量比  $\beta$  は、通常の制振システムで適用される質量比とは比較にならないほど大きな値である。前述のように、本システムでは、回転質量体の質量の数十倍から数百倍の慣性抵抗係数を生成することができるため、このような値を仮定しても実現可能な範囲にある。図-3 から、上述した性質、つまり変位応答の抑制とシステムの長周期化が、質量比  $\beta$  の増加に伴って顕著となることが確認できる。

しかしながら、こうした応答変位の抑制効果は、免震効果に対して負の働きをすることは、図-3 から明らかである。確かに図-3(a)では、変位応答の抑制効果が表れているが、その一方で、免震効果を期待したい高振動数領域では、図-3(b)に示すように加速度応答がゼロに収束せず、ある一定の応答加速度を保持した状態となる。前述したように、回転慣性機構によって生じる入力低減効果が全振動数領域に亘り発揮されることがその要因である。また免震効果に対する負の作用は、質量比  $\beta$  の増加に伴って顕著となることが図-3 から明らかである。

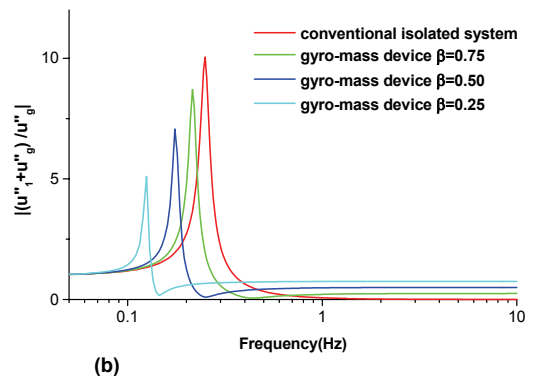
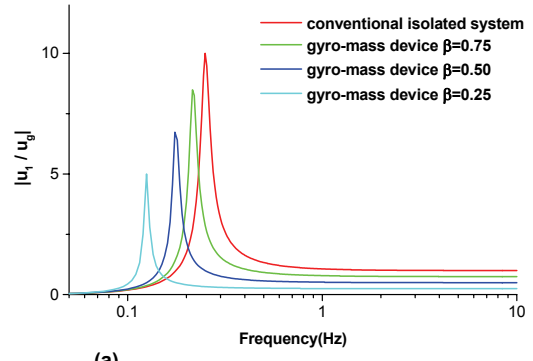


図-3 回転慣性免震システムの伝達特性  
 [(a)変位応答 (b)加速度応答]

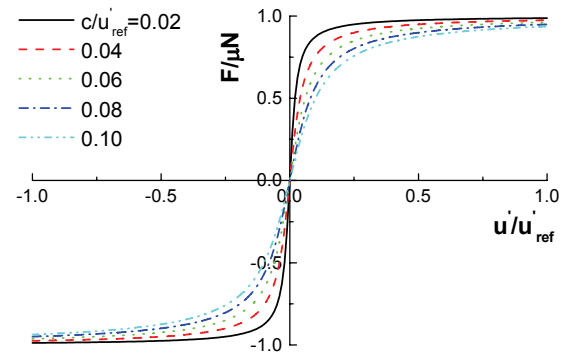


図-4 摩擦スライダの力学特性

## (2) 摩擦スライダの導入

理想的には、変位応答を増加させる低振動数成分を上述した回転慣性機構によって除去し、加速度応答を増加させる高振動数成分を従来の免震効果によって遮断することが望まれる。つまり、ある振動数領域でそれらの機構を変換させる構造が必要となる。そこで本研究では、摩擦スライダをその機構の変換装置として利用することを考案した。図-2(c)にその力学モデル(スライダ型モデルと呼称)を示す。

摩擦スライダーとは、所定の摩擦係数を有する材料を重ね合わせて（例えば金属プレート）、これを特定の方向にスライド可能とした機構である。スライダー型モデルは、摩擦スライダーと回転慣性機構を直列に配し、これを従来の免震システムに付与したものである。摩擦スライダーは、ある所定の力が作用すると、材料間の相対速度が著しく増加する。つまり、実現象として“大きく滑る”機構を持つ。一般に、低振動数領域は高振動数領域と対比して加速度応答が小さくなる傾向にある。そのため、免震対象物に作用する慣性力は相対的に小さくなり、摩擦スライダーは滑り難くなる。その結果、これに直列する回転慣性機構に力が十分に伝達されて、慣性抵抗が有効に作用することになる。一方、高振動数領域では低振動数領域に比べて加速度応答は大きくなる傾向にある。そのため、慣性力は相対的に大きくなり、摩擦スライダーは滑りやすくなる。そのため、回転慣性機構に力が伝達されずに慣性抵抗が作用し難くなる。以上がこのシステムの基本原理である。

次に摩擦スライダーの力学モデルについて説明する。金属間の摩擦は、摩擦力と相対速度に次の非線形関係を仮定することができる<sup>11),12)</sup>。

$$F = \mu N \cdot \frac{2}{\pi} \arctan\left(\frac{\dot{u}}{c}\right) \quad (6)$$

ここで、 $\mu$ はCoulomb摩擦係数、 $N$ は摩擦面に鉛直に作用する力、 $\dot{u}$ は材料間の相対速度、また $c$ は一般に、代表的な相対速度を $\dot{u}_{ref}$ とした場合に、その1%から10%で与えられる係数である。式(6)に基づくスライダー特性を図-4に示す。

式(6)中の $\mu N$ は、この摩擦スライダーの降伏耐力 $P_y$ に相当する。そこで、式(6)を以下のように表現することが可能である。

$$F = P_y \cdot \frac{2}{\pi} \arctan\left(\frac{\dot{u}}{c}\right) \quad (7)$$

また本システムでは、摩擦スライダーに免震対象物の鉛直荷重を全て受け持たせる機構を仮定する。そのため、式(7)の両辺を免震対象物の質量 $m_s$ で除して、以下のように表すこともできる。

$$\frac{F}{m_s} = k_y g \cdot \frac{2}{\pi} \arctan\left(\frac{\dot{u}}{c}\right) \quad (8)$$

ここで、 $k_y$ は摩擦スライダーの降伏震度、 $g$ は重力加速度（ $9.81\text{m/s}^2$ ）である。

スライダー型モデルの運動方程式は、図-2(c)より次式で表される。

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} \bar{m} + m_s & -\bar{m} & 0 \\ -\bar{m} & \bar{m} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_1 \\ \ddot{u}_2 \\ \ddot{u}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_s & 0 & -c_s \\ 0 & 0 & 0 \\ -c_s & 0 & c_s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{u}_1 \\ \dot{u}_2 \\ \dot{u}_3 \end{Bmatrix} \\ & + \begin{Bmatrix} 0 \\ F(\dot{u}_2 - \dot{u}_3) \\ -F(\dot{u}_2 - \dot{u}_3) \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_s & 0 & -k_s \\ 0 & 0 & 0 \\ -k_s & 0 & k_s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} = -m_s \begin{Bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \ddot{u}_g \end{aligned} \quad (9)$$

式(9)は、左辺第3項に摩擦力 $F$ と相対速度の非線形関係を含む。式(9)から固定自由度 $u_3$ を除去し、両辺を免震対象物の質量 $m_s$ で除すれば次式を得る。

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} 1/\beta & -(1/\beta - 1) \\ -(1/\beta - 1) & 1/\beta - 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_1 \\ \ddot{u}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 2h_s \omega_s & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{u}_1 \\ \dot{u}_2 \end{Bmatrix} \\ & + k_y g \cdot \frac{2}{\pi} \arctan\left(\frac{\dot{u}_2}{c}\right) \begin{Bmatrix} 0 \\ 1 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \omega_s^2 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} = - \begin{Bmatrix} 1 \\ 0 \end{Bmatrix} \ddot{u}_g \end{aligned} \quad (10)$$

### (3) 回転慣性機構への付加減衰

回転慣性機構は、増速ギヤなどの組み合わせによって構成されるのが一般的である。こうした機械装置には、ギヤ間の接触摩擦、あるいは軸摩擦などの影響により付加的な減衰機構が形成されることになる。著者の経験によれば、0.25t相当のPCラック（固有周期4sec.）の免震装置を構築した際に、ギヤ・軸材に油脂を塗布したことで、免震システム全体系の応答倍率が著しく低下する傾向にあることを確認している。またこの減衰機構は、ギヤ軸やギヤ間の接触部位に減衰性の高い材料を与えて調整することで、積極的にこれを利用することが可能である。利用の主たる目的は、長周期地震動に対する変位応答の抑制にある。以下、その理由を述べる。

従来の免震システムであれば、4sec.以上に固有周期を設定しておけば理想的な免震効果を発揮すると言われてきた。しかし、2003年に起きた十勝沖地震（M8.0）で、震源から200km以上離れた地点で観測された地震動では、地下構造の影響を受けて7sec.前後に卓越した長周期成分を含んでいた（後述の2003 K-NET Tomakomai EW）。この地震動によって、石油タンクのスロッシング現象が励起されて、全面

火災が生じた事例は記憶に新しい。また内陸直下型の地震動においても、2004年に発生した新潟県中越地震に見るように（後述のK-NET Ojiya EW）、長周期成分を含む広帯域の地震動が観測されている。これらを鑑みれば、回転慣性免震装置によって更に長周期化された免震システムは、必ずしも安全なシステムではなく、長周期地震動と共振することで極めて大きな応答変位を誘発する危険性は高いと思われる。

そのためにも、図-3に見るような長周期側での応答増幅は、減衰機構の積極的な利用によって抑制したい。この長周期側での応答増幅は、回転慣性機構が主体となって運動することに起因する。この回転慣性機構の回転運動をエネルギー吸収することで、変位の抑制効果を期待することができる。概して、回転慣性機構に付随する減衰機構は並列機構として扱うことができる。回転慣性機構と並列に減衰機構を配した力学モデルを図-2(d)に示す。一方、免震効果を期待する高振動数領域では、摩擦スライダの作動によって、回転慣性機構と減衰機構の効果が抑制される。そのため、前述したような減衰機構の付加に伴う問題は生じにくいと考えられる。

式(9)にこの減衰機構の効果を含まれば次式となる。

$$\begin{bmatrix} \bar{m} + m_s & -\bar{m} & 0 \\ -\bar{m} & \bar{m} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_1 \\ \ddot{u}_2 \\ \ddot{u}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_s + c_p & -c_p & -c_s \\ -c_p & c_p & 0 \\ -c_s & 0 & c_s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{u}_1 \\ \dot{u}_2 \\ \dot{u}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ F(\dot{u}_2 - \dot{u}_3) \\ -F(\dot{u}_2 - \dot{u}_3) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_s & 0 & -k_s \\ 0 & 0 & 0 \\ -k_s & 0 & k_s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} = -m_s \begin{Bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \ddot{u}_g \quad (11)$$

ここで $c_p$ は並列に配した減衰機構の減衰係数である。

また、式(10)に対応した関係式は式(11)に基づき次式で与えられる。

$$\begin{bmatrix} 1/\beta & -(1/\beta - 1) \\ -(1/\beta - 1) & 1/\beta - 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_1 \\ \ddot{u}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 2(h_s + h_p)\omega_s & -2h_p\omega_s \\ -2h_p\omega_s & 2h_p\omega_s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{u}_1 \\ \dot{u}_2 \end{Bmatrix} + k_y g \cdot \frac{2}{\pi} \arctan\left(\frac{\dot{u}_2}{c}\right) \begin{Bmatrix} 0 \\ 1 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \omega_s^2 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} = - \begin{Bmatrix} 1 \\ 0 \end{Bmatrix} \ddot{u}_g \quad (12)$$

ここで $h_p (= c_p / 2m_s \omega_s)$ は並列に配した減衰機構の減衰定数である。

### 3. 摩擦スライダを併用した回転慣性免震システムの周波数応答特性

#### (1) 解析パラメータの設定

ここでは、上記で構築した力学モデルを用いて、免震システムの周波数応答特性の評価を行う。解析パラメータとしては、以下の4つが挙げられる。

- (a) 摩擦スライダの降伏震度 $k_y$
- (b) 質量比 $\beta$
- (c) 回転慣性機構に並列する減衰機構の減衰定数 $h_p$
- (d) 摩擦スライダの代表速度 $\dot{u}_{ref}$ に関わる係数 $c$

上記4つの解析パラメータについて、全ての組み合わせによる結果は提示できない。そこで各パラメータについては基準値を定めて、他のパラメータに着眼する解析では、その値を用いるものとする。

まず Coulomb 摩擦によるスライダの降伏震度 $k_y$ は、摩擦材料間の摩擦係数に相当する。材料を金属から樹脂までその範囲を広げれば、低摩擦から高摩擦まで実現可能である。ただし、材料やそれらの組み合わせによっては劣化や癒着などの問題が生じるが、本論文ではそうした影響は扱わない。一般に、免震対象物の応答加速度は、摩擦スライダが伝達できる荷重の低下に伴って減少することが予想される。そこで本研究では、降伏震度 $k_y$ の基準値を0.2と設定し、過大な応答加速度/慣性力が、免震対象物に作用しないようにする。

質量比 $\beta$ については、免震対象物の規模に合わせて省スペース化が可能のため、実現できる範囲はある程度広く想定することができると考えてよい。本解析では、図-3に示すように回転慣性機構が有効に作用する範囲（質量比 $\beta=0.75, 0.50, 0.25$ ）の3ケースについて評価を行う。質量比 $\beta$ の基準値については0.5とする。

前述したように、減衰機構の減衰定数 $h_p$ は回転慣性機構自体の減衰性や減衰性の高い材料の採用などによって広範囲な値を取ることが期待できる。しかし本研究では、純粋な回転慣性機構と摩擦スライダの直列機構に関する特性を明らかにすることを第一の目的としている。そのため、減衰定数 $h_p$ の基準値は0として評価を行う。そして実際的に付加が予想される一般的な範囲（臨界減衰以下）で減衰定数 $h_p$ を設定し、その影響について別途検討を行う。

ここまで全て無次元化されたパラメータであった

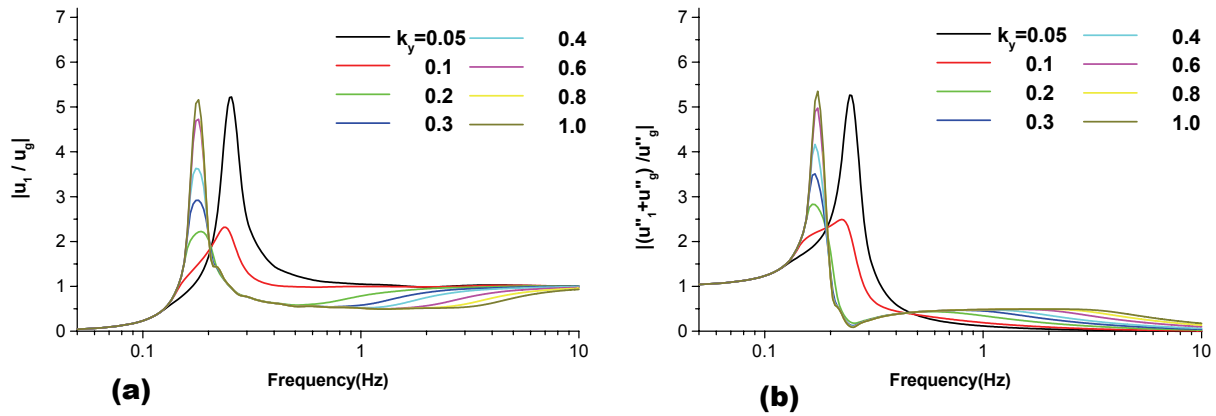


図-5 回転慣性免震システムの周波数応答特性  
(質量比  $\beta=0.5$  の場合:(a)変位応答, (b)加速度応答)

が、上記(d)の摩擦スライダの代表速度  $\dot{u}_{ref}$  に関わる係数  $c$  は、無次元化量ではなく速度の単位を持つ。前述のように、係数  $c$  は代表速度  $\dot{u}_{ref}$  の 1% から 10% の値として一般に用いられる。そこで本解析では、この代表速度  $\dot{u}_{ref}$  を固定値として、これに乘じる比率を  $\alpha_c$  と定義して新たなパラメータとする。ここで比率  $\alpha_c$  の基準値を上記範囲の中間値 0.05 に設定する。また代表速度  $\dot{u}_{ref}$  は、レベル 2 地震動を入力地震動と想定した場合に、速度応答スペクトル (5% の減衰定数) は 4 秒程度の長周期な構造物に対して、1.0m/sec. 程度の応答速度となることが確認されている<sup>13), 14)</sup>。本解析でもこの値を代表速度として採用し 1.0m/sec. で固定した。

一方、支持構造体からの入力動については、広範囲の振動数帯域に対する周波数応答を評価する必要があるため、入力動の速度振幅を一定として解析を行う。これにより、入力振動数の違いによる極端な変位振幅や加速度振幅の差異は、比較的生じ難くなる。本解析では、入力動の速度振幅はレベル 2 地震動の入力レベルを想定して 1.0m/sec. を基準値とした。また入力動の速度振幅の違いによる影響は、降伏震度を変化させた解析結果からおおよそ推察することが可能であるが、一例として摩擦スライダの降伏震度  $k_y$  を 0.2 に固定し、入力動の速度振幅を変化させた解析も併せて実施した。

## (2) 解析方法

本力学モデルは、式(6)に示すように摩擦力と相対速度に非線形関係が与えられている。そのため、振動数領域での解析は困難である。本解析では、周波数応答特性を把握するために、加振振動数毎に調和波形を作成し、これを入力波として式(12)の右辺に与

えて、数値積分による解法を行う。本解析では Newmark の  $\beta$  法 (ベータ値を 0.25 に設定) を用いて時刻歴応答解析を実施し、修正 Newton-Raphson 法に基づき内力と外力の収束計算を行った。時間刻みは加振振動数によって変化させて、一周あたりデータ数が 500 点以上となるように調整した。また応答は非線形応答となることから、そこには基本振動数以外の成分が含まれる。本章での目的は、基本振動数成分による応答性状を把握することにある。そのため、出力応答波形に基本振動数の  $\pm 10\%$  範囲でバンドパスフィルターを掛けて、それ以外の成分を除去した。その後、上記範囲内での最大応答値を求めてこれを解析結果として用いた。

## (3) 周波数応答特性

### a) 摩擦スライダの降伏震度 $k_y$ の影響

図-3 に倣い、摩擦スライダの降伏震度  $k_y$  をパラメータとした免震対象物の応答変位 (支持構造体に対する相対応答) と応答加速度 (絶対応答) の動的応答倍率を図-5 (a) と (b) にそれぞれ示す。上述の通り、他のパラメータについては上記の基準値をそれぞれ用いている。図-5 によれば、摩擦スライダの降伏震度  $k_y$  が 0.05 と小さい場合には固有振動数が 0.25Hz となり、図-3 に示す従来型の免震システムと固有振動数が一致する。その理由として、摩擦スライダが滑ることにより、それに直列に配した回転慣性機構が作用しなくなるためである。また加速度応答倍率はほぼ 5.2 倍であり、図-3 に示した従来型モデルと比較して応答倍率が半減している。つまり、摩擦スライダによってピーク時に 5% 程度の減衰が付与されたことがわかる。

一方、降伏震度  $k_y$  を高く設定した場合、0.17Hz

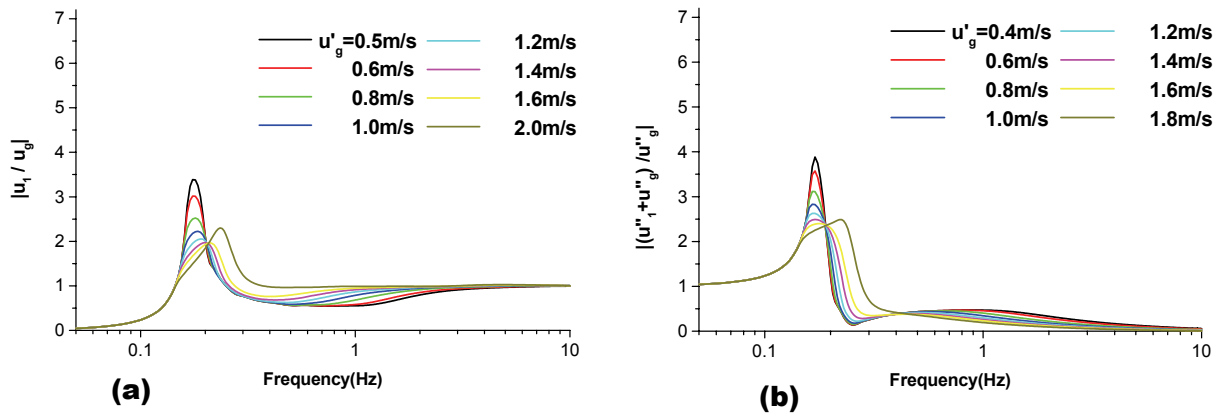


図-6 回転慣性免震システムの周波数応答特性 ( $k_y=0.2$ )  
(質量比  $\beta=0.5$  の場合:(a)変位応答, (b)加速度応答)

近傍で変位および加速度応答が卓越することがわかる。この卓越振動数は、式(5)に示した回転慣性機構を付加した場合の固有振動数 ( $\tilde{\omega}_s = \sqrt{\beta}\omega_s$ ) と一致する。このように摩擦スライダの降伏震度を調整することによって、二つのシステム（従来の免震システムと回転慣性機構を付加した免震システム）を変換できることが確認された。

次に振幅特性に着目する。卓越振動数近傍において摩擦スライダの運動が回転慣性機構よりも優位に働いている場合（降伏震度  $k_y$  が 0.1 以下で卓越振動数は 0.25Hz 近傍）では、摩擦スライダの摩擦抵抗によって降伏震度が高いほど応答は低下する傾向にある。一方、回転慣性機構の運動が優位に働く場合（降伏震度  $k_y$  が 0.2 以上で卓越振動数は 0.17Hz 近傍）には、降伏震度が大きいほど応答倍率は変位、加速度共に増加する傾向にある。その理由は、摩擦スライダの降伏震度が大きくなることで、回転慣性機構から免震対象物への力の伝達が十分に行われるようになり、その結果、回転慣性機構を主体とした共振現象が生じやすくなるためである。

ここで興味深いのは、上記の中間的な挙動を示す降伏震度 0.2 の場合には、回転慣性機構による変位抑制効果を発現させながら、系の共振現象を回避することができる点である。この場合、回転慣性機構に減衰は一切付加していないにも関わらず、加速度応答倍率は 2.8 倍程度であり、システムとして見かけ上 20%程度の減衰が付加された状態になる。こうした特性は本システムに固有のものであり、設計実務に積極的に利用すれば効果的なシステム構築が可能となることを示唆している。

次に卓越振動数以上の振動数領域に着目する。この振動数領域では、変位応答の低下度合いは降伏

震度  $k_y$  が高いほど著しく、その効果は高振動数側の広い範囲まで広がる傾向にある。このことは、降伏震度  $k_y$  が高くなるほど摩擦スライダは滑り難くなり、回転慣性機構が免震システムに及ぼす効果が增大するためである。一方、図-5 (b)によれば、回転慣性機構の効果が增大することにより、加速度応答が増加する傾向にあることがわかる。これは前記のとおり、回転慣性機構を有する免震システムの特徴であり、免震効果を低下させる負の作用である。しかし、摩擦スライダを導入することで、加速度応答は振動数の増加に伴ってゼロに収束する特長を示す。その収束程度は降伏震度  $k_y$  に依存し、降伏震度  $k_y$  が小さいほど低い振動数側で生じることが図-5 からわかる。つまり、摩擦スライダの降伏震度  $k_y$ （つまりスライダの摩擦係数）を適切に設定（選定）することで、回転慣性機構から免震機構へ移行する振動数を調整することができることを示唆している。これにより、特定の振動数以下の領域では回転慣性機構の変位抑制効果を顕在化させて、それ以上の振動数の領域では免震効果を発現させることが可能となる。図-5 (a)によれば、降伏震度  $k_y$  を 0.2 程度に設定した場合、変位応答の増幅をおよそ 0.2Hz から 2Hz の比較的広い範囲で抑制できる。また図-5 (b)によれば、3Hz 以上の振動数において、加速度応答を入力加速度の 12%以下に低減させることができる。

一方、摩擦スライダの降伏震度  $k_y$  を 0.2 に固定し、入力速度振幅を変化させた場合の解析結果を図-6 に示す。入力動の速度振幅が 2.0m/sec.となり基準値の 2 倍となった場合には、図-5 の降伏震度  $k_y$  が 0.1 の応答倍率とほぼ同じ値を示すことがわかる。また入力速度振幅が 0.5m/sec.となり基準値の半



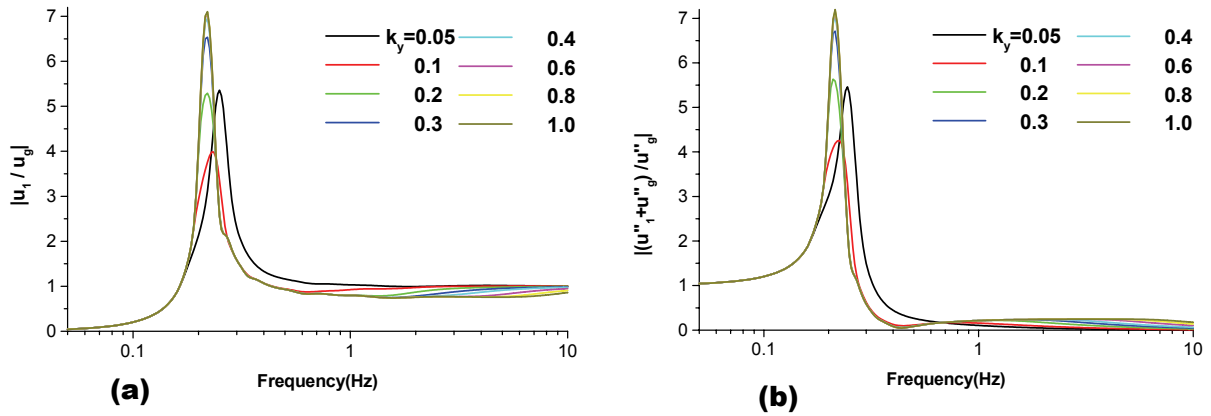


図-7 回転慣性免震システムの周波数応答特性  
(質量比  $\beta=0.75$  の場合:(a)変位応答, (b)加速度応答)

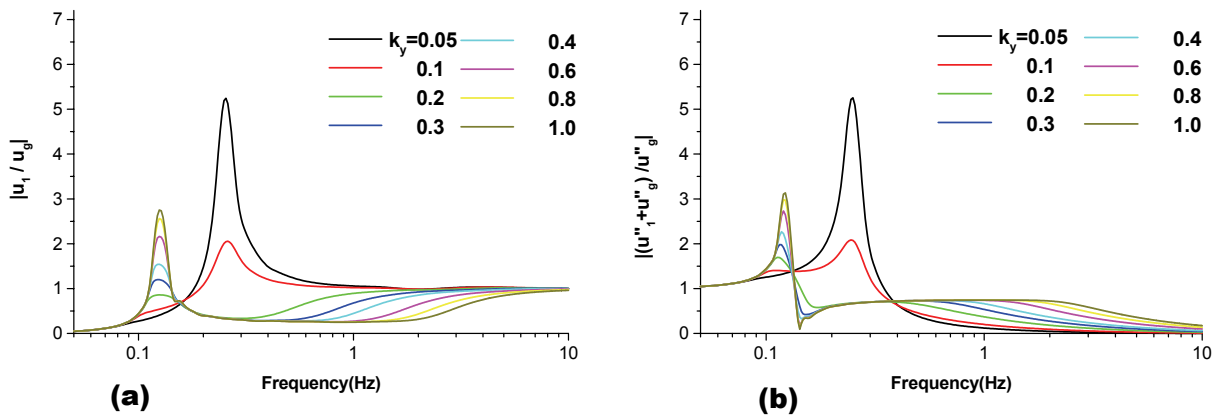


図-8 回転慣性免震システムの周波数応答特性  
(質量比  $\beta=0.25$  の場合:(a)変位応答, (b)加速度応答)

分となった場合には、図-5の降伏震度 $k_y$ が0.4の応答倍率とほぼ同じ値を示すことがわかる。つまり、摩擦スライダの降伏震度 $k_y$ に対する入力動の速度振幅の比率が同じであれば、同様の応答倍率を示すことがわかる。このことから、本システムにおいては、入力動の速度振幅をパラメータとして変化させることは、摩擦スライダの降伏震度 $k_y$ を変化させることとおおよそ同義であることが理解できる。また図-6によれば、入力動の速度振幅が想定した基準値よりも上回った場合、摩擦スライダは相対的に滑り易くなり、免震効果が増加することになる。反対に、入力動の速度振幅が基準値よりも小さい場合、摩擦スライダは相対的に滑り難くなり、回転慣性機構による変位抑制効果は増加することがわかる。

#### b) 質量比 $\beta$ の影響

次に質量比  $\beta$  の違いが周波数応答特性に与える影

響を評価するため、図-7と図-8に質量比  $\beta$  をそれぞれ0.75と0.25として計算した結果を示す。他の諸数値については図-5と同じである。解析結果によれば、質量比  $\beta$  が小さくなる、つまり回転慣性機構によって付加される慣性抵抗が大きくなるに従い、卓越振動数はより長周期側にシフトし、低振動数側から高振動数側の広範囲に亘って、変位応答の抑制効果が増大することがわかる。また、質量比  $\beta$  が小さくなることで高振動数側の加速度応答は増大し、免震効果が低減することも確認できる。一方、回転慣性機構から免震機構への卓越振動数の移行は、質量比  $\beta$  の違いによらず摩擦スライダの降伏震度0.1~0.2において行われていることがわかる。また完全に逆位相状態に至る加振振動数は、降伏震度が同じであれば質量比  $\beta$  の違いによらずほぼ同じである。

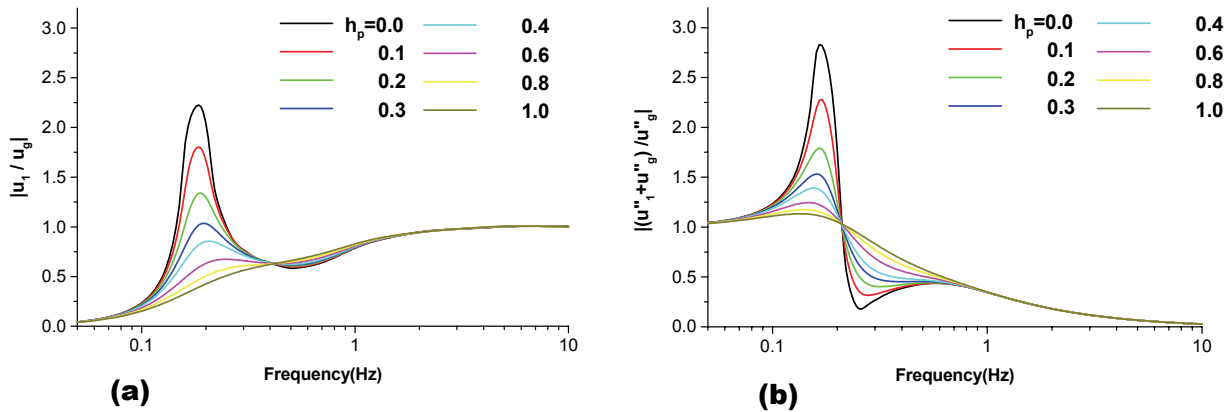


図-9 回転慣性免震システムの周波数応答特性  
(減衰定数  $h_p$  による影響：(a)変位応答，(b)加速度応答)

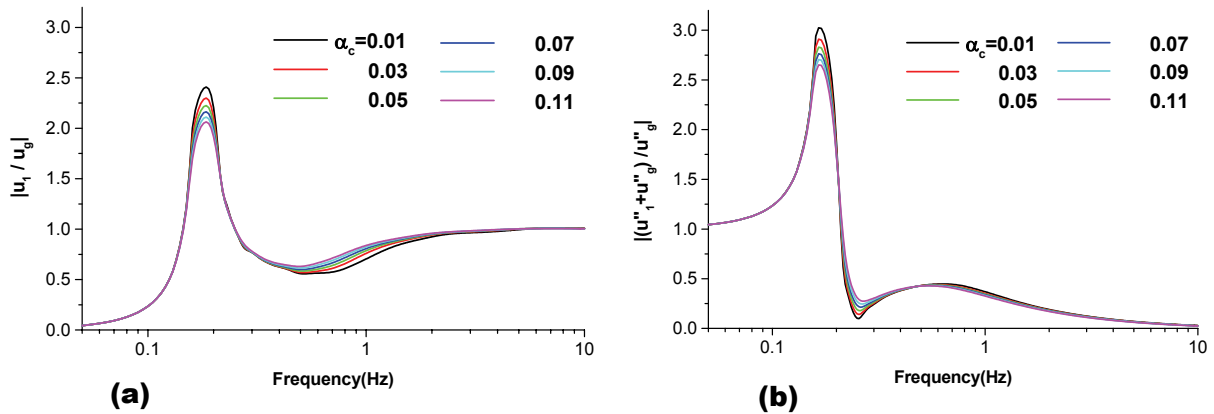


図-10 回転慣性免震システムの周波数応答特性  
(係数  $\alpha_c$  による影響：(a)変位応答，(b)加速度応答)

### c) 減衰機構の減衰定数 $h_p$

減衰定数  $h_p$  については、臨界減衰状態の 1.0 までの解析結果を図-9 に示す。他のパラメータについては上記の基準値をそれぞれ用いている。まず回転慣性機構に減衰機構がない場合（減衰定数  $h_p=0.0$ ）、0.17Hz 近傍で変位・加速度応答は共振し、それら応答は増幅する。また、変位応答については 0.6Hz 近傍で緩やかな減少領域が確認できる。一方、加速度応答については 0.25Hz 近傍で急峻な減少が見られる。減衰定数  $h_p$  が増加することによって、0.17Hz 近傍の変位・加速度応答の卓越が抑制され、それと同時に、上述した変位 (0.6Hz 近傍) と加速度応答 (0.25Hz 近傍) の減少が緩和されていくことが確認できる。つまり、回転慣性機構に減衰機構を並列で配すことで応答増幅は平滑化されることがわかる。これによって、長周期地震動の影響を受けやすい低振動数領域での変位応答の増幅を、効果的に抑制で

きることを確認できた。この有効性については後述する時刻歴応答特性にて検証する。また、図-9 (b) から 0.8Hz 以上の振動数領域では、減衰定数に関わらず同一曲線上に加速度応答倍率が現れており、減衰機構を付加しても免震効果が著しく損じられることはないことがわかる。これは、摩擦スライダーを介して減衰機構を付与したことによる効果である。

### d) 摩擦スライダー特性に関わる比率 $\alpha_c$

摩擦スライダーの摩擦特性に関わる比率  $\alpha_c$  の違いが周波数応答特性に与える影響を図-10 に示す。前述のとおり、この比率  $\alpha_c$  は、式(6)中の係数  $c$  を求める際に、摩擦スライダーの代表速度  $\dot{u}_{ref}$  (本解析では 1.0m/sec. を仮定) に乗じる値である。図-4 に示したように、この比率  $\alpha_c (= c/\dot{u}_{ref})$  が大きいと摩擦スライダーが完全に降伏するまでに要する相対変位量が大きくなる傾向にある。言い換えれば、この比率  $\alpha_c$  が大きいと、相対変位が小さい段階でも半ば降

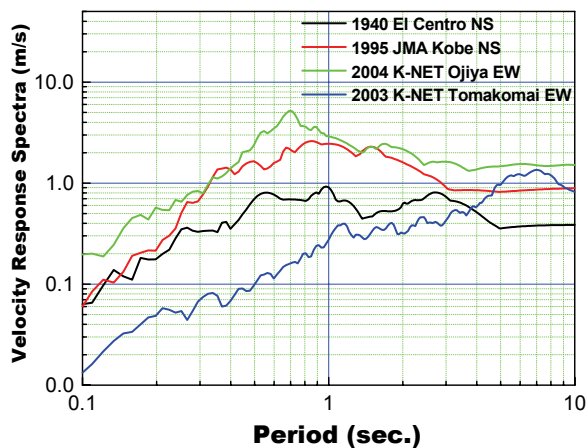


図-11 回転慣性免震システムの周波数応答特性

伏した状態となり、容易に滑り始める様相を呈すことになる。よって、図-10からも推察されるように、比率 $\alpha_c$ が大きい場合には回転慣性機構からの力の伝達が低減し、これにより共振現象が抑制される傾向となる。その結果、変位・加速度応答共に低下する。また本解析の範囲においては、比率 $\alpha_c$ が応答に及ぼす影響は他のパラメータと対比してそれほど大きくはないことがわかる。

#### 4. 摩擦スライダーを併用した回転慣性免震システムの時刻歴応答特性

ここでは、上記で考察した周波数応答特性に基づいて、前記力学モデルを用いた時刻歴応答解析を行いその性状を明らかにする。また同時に、本論文で提案する摩擦スライダーを併用した回転慣性免震システムの地震動に対する有効性についてその評価を行う。評価の対象となる力学モデルは、1)従来型モデル、2)基本モデル、3)スライダー型モデルの3つであり、図-2に示した(a)(b)(c)にそれぞれ対応する。各モデルの諸元については、上述したものをを用いることにする。まず1)は図-3に示す周波数応答特性に対応した諸数値、2)は同じく図-3に示した質量比 $\beta=0.5$ に対応した諸数値、最後に3)は第3章で扱った基準値を用いることにする。ただし、3)のスライダー型モデルについては、長周期地震動への対策として回転慣性機構に並列する減衰機構を考慮した図-2(d)についても検討を行う。この際、減衰定数 $h_p=0.30$ を仮定し、その周波数応答特性は図-9に示すとおりである。

解析手法は前章で説明した数値積分法（Newmarkの $\beta$ 法）と非線形計算方法（修正 Newton-Raphson

法）を使用する。また、時間刻みは0.001sec.とし、前章で扱ったバンドパスフィルターは使用しない。本解析では、幅広い周波数帯域の地震動に対する従来法と提案法との応答比較を行うため、以下の4つの観測地震動波形を用いることにした。

(a) 1940 El Centro NS（以下、El Centro）

(b) 1995 JMA Kobe NS（以下、Kobe）

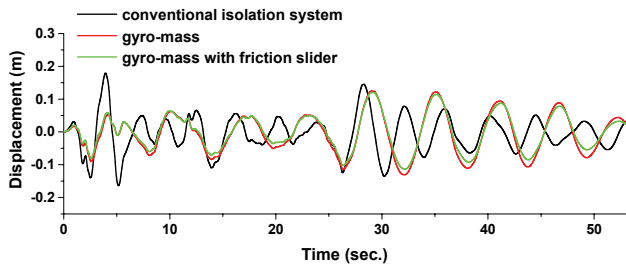
(c) 2004 K-NET Ojiya EW（以下、Ojiya）

(d) 2003 K-NET Tomakomai EW（以下、Tomakomai）

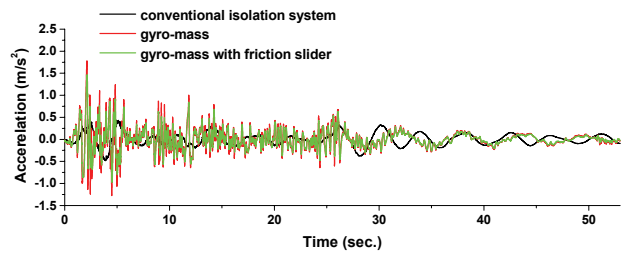
これら4波形の速度応答スペクトルを図-11に示す。El Centroは標準波として種々の研究ならびに設計指針などで利用されており、他の波形による速度応答スペクトルと対比して、その振幅と周波数特性はいずれも中間的な性状を示す。Kobeは0.9sec.前後にピークを持つ内陸直下型の地震動であり、長周期成分は比較的含んでいない。Ojiyaは0.7sec.前後にピークを持つ、同じく内陸直下型の地震動であり、幅広い周波数帯域に亘ってKobeよりも大きい振幅を示すのが特徴である。一方、Tomakomaiはすでに前述したように、7sec.前後に卓越した周期成分を含む長周期地震動である。

ここで(c)のOjiyaには10Hz以上の高次振動数成分が多く含まれており、加速度応答の対比には適していない。そこで本論文では、加速度応答波形から10Hz以上の成分を除去した値を示している。図-12によれば、長周期地震動であるTomakomaiの場合を除いて、回転慣性機構の導入による変位応答の抑制効果を確認することができる。Kobeの場合では、従来型モデルの最大応答変位0.33mに対して基本モデル0.13m、スライダー型モデル0.16mといったように、それぞれ40%と50%の応答低減を示している。Ojiyaの場合にも、大幅な変位応答の抑制効果が現れており、従来型モデルの最大応答変位0.44mに対して基本モデル0.22m(50%まで低減)、スライダー型モデル0.26m(59%まで低減)の応答性状を示している。

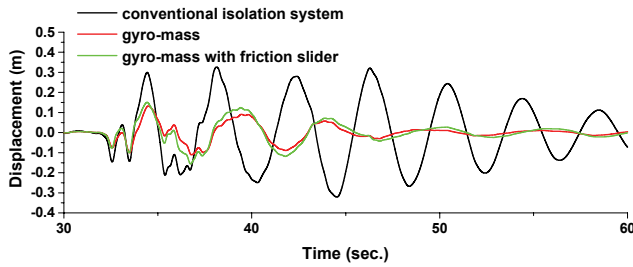
加速度応答については、基本モデルが従来型モデルに比べて著しく大きな応答振幅を示していることが図-12から明らかである。特にOjiyaの場合には、従来型モデルがおおよそ $2.4\text{m/s}^2$ の最大応答加速度を示すのに対して、基本モデルでは $5.9\text{m/s}^2$ となり従来型モデルの2倍以上の加速度応答が現れている。このことは、前述した回転慣性機構の免震効果に対する負の作用が現れたものと考えられる。その一方で、スライダー型モデルでは $3.0\text{m/s}^2$ の最大加速度応答を示しており、従来型モデルには劣るものの免震効果の著しい損失は生じていないことがわかる。その



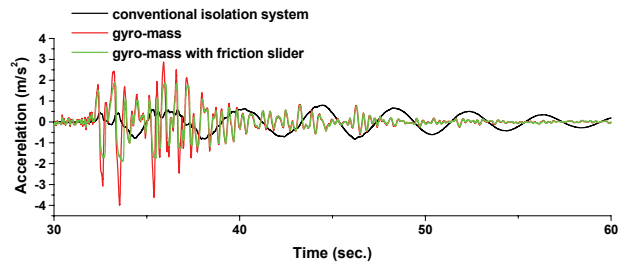
(a) 変位応答-1940 El Centro NS



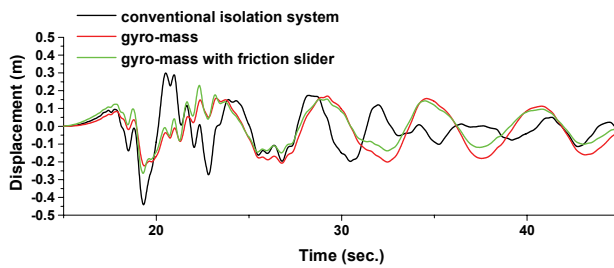
(b) 加速度応答-1940 El Centro NS



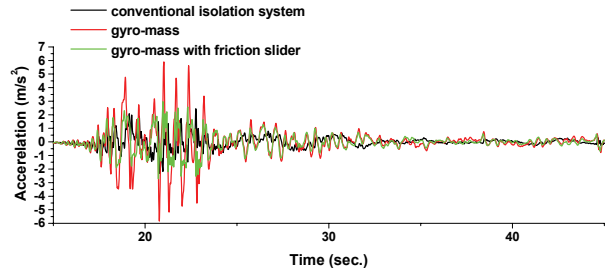
(c) 変位応答-1995 JMA Kobe NS



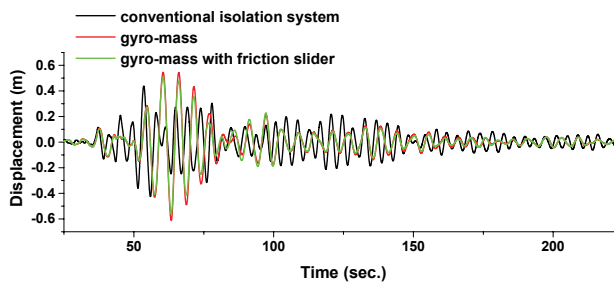
(d) 加速度応答-1995 JMA Kobe NS



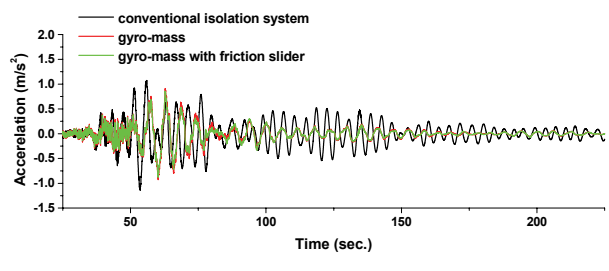
(e) 変位応答-2004 K-NET Ojiya EW



(f) 加速度応答-2004 K-NET Ojiya EW



(g) 変位応答-2003 K-NET Tomakomai EW

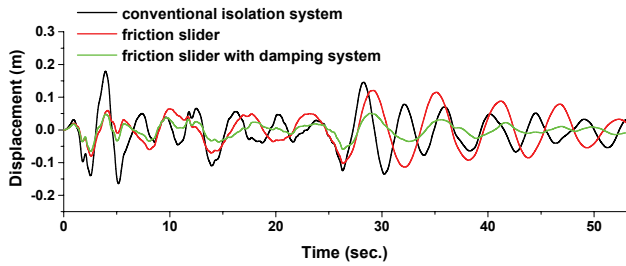


(h) 加速度応答-2003 K-NET Tomakomai EW

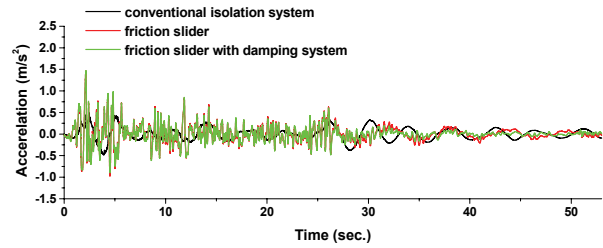
図-12 回転慣性免震システムの地震応答特性

理由は、摩擦スライダの降伏震度を 0.2 に設定しているためであり、これに相当する慣性力が免震対象物に作用すれば、スライダが作動して加速度の増幅を抑制するためである。このように、摩擦スライダを回転慣性機構と直列に配置することで、大幅な変位抑制効果と免震効果を同時に発揮されることが確認できた。

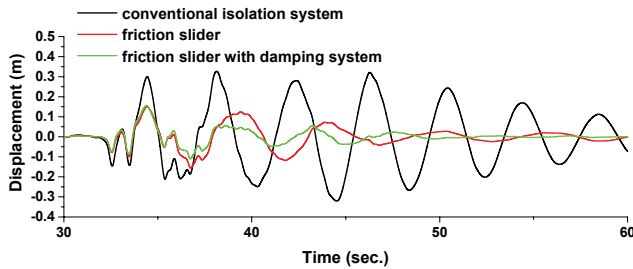
一方、長周期成分が卓越した Tomakomai の場合には、従来型モデルでは最大応答変位が 0.44m、基本モデルでは 0.61m、そしてスライダ型モデルでは 0.56m を示している。どのモデルについても過大な応答変位が生じていると判断されるが、特に回転慣性機構を導入することによって従来型モデルよりも増幅した変位応答が生じていることがわかる。その



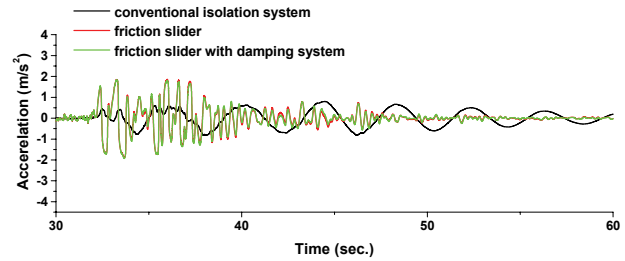
(a) 変位応答-1940 El Centro NS



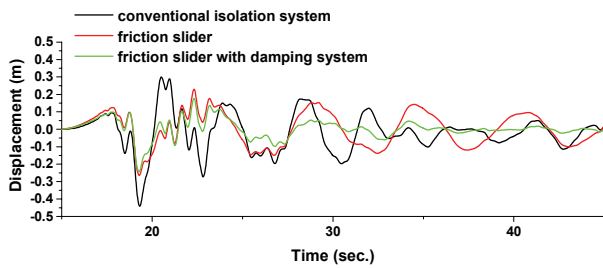
(b) 加速度応答-1940 El Centro NS



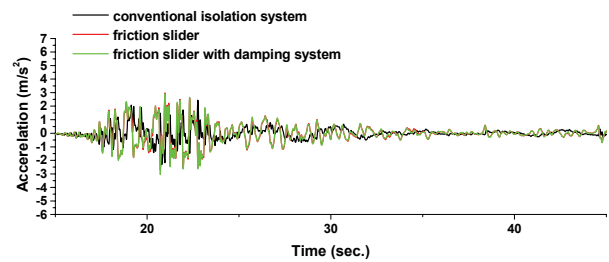
(c) 変位応答-1995 JMA Kobe NS



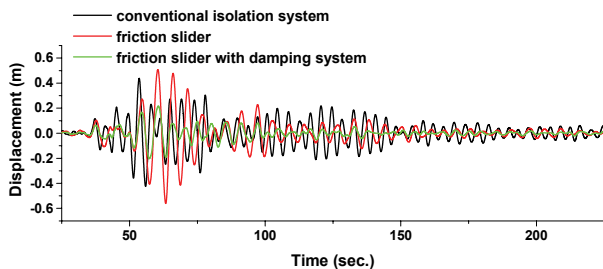
(d) 加速度応答-1995 JMA Kobe NS



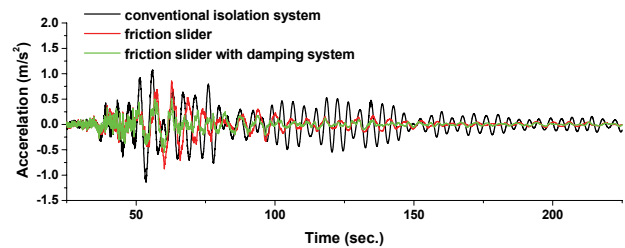
(e) 変位応答-2004 K-NET Ojiya EW



(f) 加速度応答-2004 K-NET Ojiya EW



(g) 変位応答-2003 K-NET Tomakomai EW



(h) 加速度応答-2003 K-NET Tomakomai EW

図-13 回転慣性免震システムの地震応答特性  
(回転慣性機構に付加する減衰機構による効果)

理由としては、回転慣性機構を導入したことでシステムの固有振動数が  $0.25\text{Hz}$  から  $0.17\text{Hz}$  に移行し、そのことで入力地震動の長周期成分と共振したためと思われる。また Tomakomai の場合のみならず、El Centro や Ojiya の場合でも、地震動が作用して暫くすると長周期成分に対する応答が徐々に増幅してくる様子が確認できる。El Centro の場合にはこうした応答増幅が主要動での応答変位よりも大きく、また

主要動が終了してから生じている。これは定常応答振幅までに継続時間が必要な長周期側での共振現象の特性を示す結果と考えられる。こうした長周期成分による応答増幅を回避するために、前述した回転慣性機構へ減衰機構を付加した場合の解析結果を図-13 に示す。図中には比較のために従来型モデル、スライダ型モデル、そして減衰機構付きのスライダ型モデルを同時に示す。

図-13 によれば、減衰機構を付与することによって大幅な変位抑制効果が現れることがわかる。Tomakomai の場合では、最大応答変位が 0.22m となり、減衰機構の効果によって導入前の 0.56m と比べて 40%程度まで応答変位を低減することができる。また、El Centro や Ojiya のような後続して生じる長周期の応答も、減衰機構の導入によって抑制されることが図より明らかである。加速度応答については、減衰機構の導入による変化はほとんどなく、Tomakomai の場合には若干低減される傾向にある。

以上のことから、Tomakomai のように極めて長周期な成分を含む地震動を除いて、回転慣性機構と摩擦スライダを直列に配置した本提案システムは良好に応答変位を抑制し、免震効果を保持できることが判明した。また長周期地震動への対策として、回転慣性機構に減衰機構を付与することが有効な手段であることが明らかとなった。

## 5. 結論

上記所論を要約すると以下のようになる。

(1) 近年、ダンパーに代わり免震システムの応答変位を抑制するための方法として、回転慣性機構が注目されている。しかし、回転慣性免震装置の問題点は、応答変位の抑制に伴い免震効果を著しく低減してしまうことにある。そこで本研究では、回転慣性機構と摩擦スライダを直列に配置して、低振動数側と高振動数側での機構変換を行うことのできる新しいシステムを提案した。

(2) Coulomb 摩擦機構を摩擦スライダに適用し上記で提案した機構の力学モデルを構築した。この力学モデルに基づいて調和振動解析を行い、周波数応答特性を把握した。解析からは本機構に関する次の特性が明らかとなった。1) 摩擦スライダの降伏震度  $k_y$  (摩擦係数) を調整することによって、二つのシステム (免震システムと回転慣性機構) を変換することができる。2) 摩擦スライダには、回転慣性機構による変位抑制効果を発現させながら、系の共振現象を回避することができる特定の降伏震度が存在する。本解析の場合、降伏震度 0.2 がこれに相当し、回転慣性機構に減衰は一切付加していないにも関わらず、卓越振動数における加速度応答倍率は 2.8 倍程度であり、システムとして見かけ上 20%程度の減衰が付加された状態になる。3) 摩擦スライダの降伏震度  $k_y$  を適切に設定することで、回転慣性機構から免震機構へ移行する振動数を調整することがで

きる。これにより、特定の振動数以下の領域では回転慣性機構の変位抑制効果を顕在化させて、それ以上の振動数の領域では免震効果を発現させることが可能となる。4) 回転慣性機構に減衰機構を並列で配すことにより、長周期地震動の影響を受けやすい低振動数領域での変位応答の増幅を、効果的に抑制できる。5) 摩擦スライダの摩擦特性に関わる比率  $\alpha_c$  を大きく設定した場合、回転慣性機構からの力の伝達が低減し、これにより共振現象が抑制される傾向となる。

(3) 上記力学モデルを用いて、地震動入力による時刻歴応答解析を実施し、本提案機構の有効性を把握した。解析の結果、長周期地震動の場合を除いて、回転慣性機構の導入による変位応答の抑制効果 (40%から 60%程度まで最大応答変位を低減) と従来免震システムとおよそ同等の免震効果を確認することができた。一方、2003 年に起きた十勝沖地震 (M8.0) で観測された長周期地震動 (2003 K-NET Tomakomai EW) に対しては、従来の免震システムよりも増幅した応答変位が生じた。長周期地震動の対策として回転慣性機構に減衰機構を並列で配した場合には、最大応答変位を従来の免震システムの 40%まで低減することができた。

(4) 以上の結果から、本機構が幅広い周期帯域を持つ様々な地震動に対して有効に作動することが明らかとなった。今後の検討課題としては、本機構の有効性に対する実験的検証などが挙げられる。現在、本機構の機械装置化を進めており、解析では考慮されない様々な影響要因を振動実験によって把握し、その特性を明らかにする予定である。

謝辞：本研究では、防災科学技術研究所の K-NET の地震記録を用いた。記して感謝の意を示す。

## 参考文献

- 1) Kelly, J. M. : Recent developments in seismic isolation, *1987 ASME Pressure Vessels and Piping Conference*, San Diego, California, PVP-127, pp.381-385, 1987.
- 2) Derham, C. J., Kelly, J. M. : Combined earthquake protection and vibration isolation, *Natural Rubber Technology*, Vol.16, pp.3-11, 1985.
- 3) Robinson, W. H. : Lead-rubber hysteretic bearings suitable for protecting structures during earthquakes, *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, Vol.10, pp.593-604, 1982.
- 4) Kelly, J. M. : Aseismic base isolation: Review and bibliography, *Journal of Soil Dynamics and Earthquake Engineering*, Vol.5, No.3, pp.202-216, 1986.

- 5) 小ストローク免震装置, 特許公開 2000-87592. *Journal of Engineering Mechanics*, ASCE, Vol.131, No.3, pp.268-275, 2005.
- 6) 小ストローク免震装置, 特許公開平 11-44338.
- 7) 免震装置及び回転慣性付加装置, 特許公開 2007-010110.
- 8) Saito, K., Yogo, K., Sugimura, Y., Nakaminami, S., Park, K. : Application of rotary inertia to displacement reduction for vibration control system, *13th World Conference on Earthquake Engineering*, Vancouver, B.C., Canada, Paper No.1764, 2004.
- 9) Ryan, K. L., Chopra, K. C. : Estimation of seismic demands on isolators based on nonlinear analysis, *Journal of Structural Engineering*, ASCE, Vol.130, No.3, pp.392-402, 2004.
- 10) Furukawa, T., Ito, M., Noori, M. N. : System identification of base-isolated building using seismic response data, *Journal of Engineering Mechanics*, ASCE, Vol.131, No.3, pp.268-275, 2005.
- 11) Oden, J. T., Pires, E. B. : Nonlocal and nonlinear friction laws and variational principles for contact problems in elasticity, *J. of Applied Mechanics*, Vol.50, 1983.
- 12) MSC. Marc A 編 : Theory and User Information, Version 2000, MSC. Software Corporation.
- 13) 海溝型巨大地震による長周期地震動と土木・建築構造物の耐震性向上に関する共同提言, 土木学会, 日本建築学会, 2006.
- 14) 地震荷重-内陸直下地震による強震動と建築物の応答, 日本建築学会, 2000.

(2007. 6. 12 受付)

## BASE ISOLATION SYSTEMS INCORPORATED WITH GYRO-MASS DEVICE AND FRICTION SLIDER ARRANGED IN SERIES FOR RESTRICTING LATERAL DISPLACEMENTS

Masato SAITOH

Base isolation systems are used to protect objects from damage due to seismic motion propagating from the ground on which they are supported. Although base isolation systems with low-stiffness laminated rubber bearings or roller bearings show a significant decrease in response acceleration, they may generate large lateral displacements when subjected to earthquakes waves. Such large displacements may exceed the available space, thus limiting the practical applicability. This study proposes a base isolation system incorporated with a so called "gyro-mass" device and a friction slider arranged in series. Numerical studies indicate that this system shows a significant decrease in response displacement as well as almost the same response acceleration as a conventional base isolation system.