

高速エレベータの横振動解析

Analysis of Lateral Quaking for High-speed Elevator

光 井 範 彦* 奈 良 俊 彦*

Norihiko Mitsui

Toshihiko Nara

要 旨

速度が 200 m/min を越える高速エレベータでは走行中の横振動が乗りごちを決定する要因となる。今回人間の振動感覚をもとに横振動と乗りごちの関係を定量的に規定するとともに、振動現象を理論、実験の両面より解明し、その制振技術を開発した。その結果速度 360 m/min で振動加速度 5~6 Gal とほとんど揺れを感知させない良好な乗りごちが得られた。さらに 540 m/min エレベータに対する技術的問題点を把握(はあく)し、その対策を明らかにした。

1. 緒 言

エレベータの乗りごちを決定する要因の一つにかごの水平方向の振動(以下かごの横振動という)がある。かごの横振動は従来の速度が 150 m/min 以下のエレベータではほとんど人体に感じない程度のものであるが、200 m/min を越える高速エレベータの出現によって、円滑な加減速制御とともに、かごの横振動制振技術の開発が不可欠な技術的要素となっている。横振動の原因には (1) ガイドレールの曲がり、(2) メインロープの振動、(3) コンペンロープ、テールコードの振動、(4) かご周囲の空気圧の変化などがあり、いずれもエレベータ速度の上昇に伴いその加振力は増大する。しかしこれらの原因の中でもガイドレール曲がりの影響が支配的である。一方、かごの構造では (1) ガイドローラの吸振性能、(2) かごの剛性、(3) かご室の防振構造が要点になる。

日立製作所では昭和 43 年以来、霞が関ビル、世界貿易センタービルに速度 300 m/min のエレベータを納入し、さらに昭和 46 年 3 月完成予定の地上 47 階の京王プラザホテルには展望階廊行きの 360 m/min エレベータを製作中である。また最近のビルディングはコンピュータによる耐震設計技術の画期的な進歩を背景に、土地の効率利用の見地からさらに高層化の傾向にあり、エレベータも速度 500 m/min 級の採用計画が具体的なスケジュールにのぼりつつある。日立製作所ではこれら超高速エレベータの需要に対し、540 m/min エレベータの開発を推進中であるが、本稿ではかごの横振動の問題について特に影響の大きいガイドレールの精度とガイドローラの吸振性能について述べる。

2. かごの横振動と乗りごち

人体の振動に対する感覚については多くの研究が報告されているが、鉄道車両、自動車ではそれらの研究をもとに振動が乗員、乗客に与える生理的な不快感から乗りごち係数が定められている。一方エレベータの振動は鉄道車両の 1/5~1/10 程度のきわめて小さい値であるため生理的な影響を考慮する必要はなく、公に定められた乗りごちの判定基準はない。しかし、最近高速エレベータの普及によってエレベータの高性能化が要求され性能、品質の定量的な評価基準が必要となった。日立製作所ではかごの横振動に対する独自の乗りごち基準を定め、品質向上の指針としている。

人体の振動に対する感覚は (1) 水平方向左右が最も鋭敏で、ついで (2) 水平方向前後、(3) 上下方向の順序になっている。図 2 の点線は人体の定常振動に対する感覚を実験的に求めたものであり、(I) は振動を感じ始める限界、(II) は不快感をもち始める限界である。また、それぞれの限界に幅があるのは感覚の個人差によるものである。この実験によれば人体の振動加速度に対する感覚は

* 日立製作所水戸工場

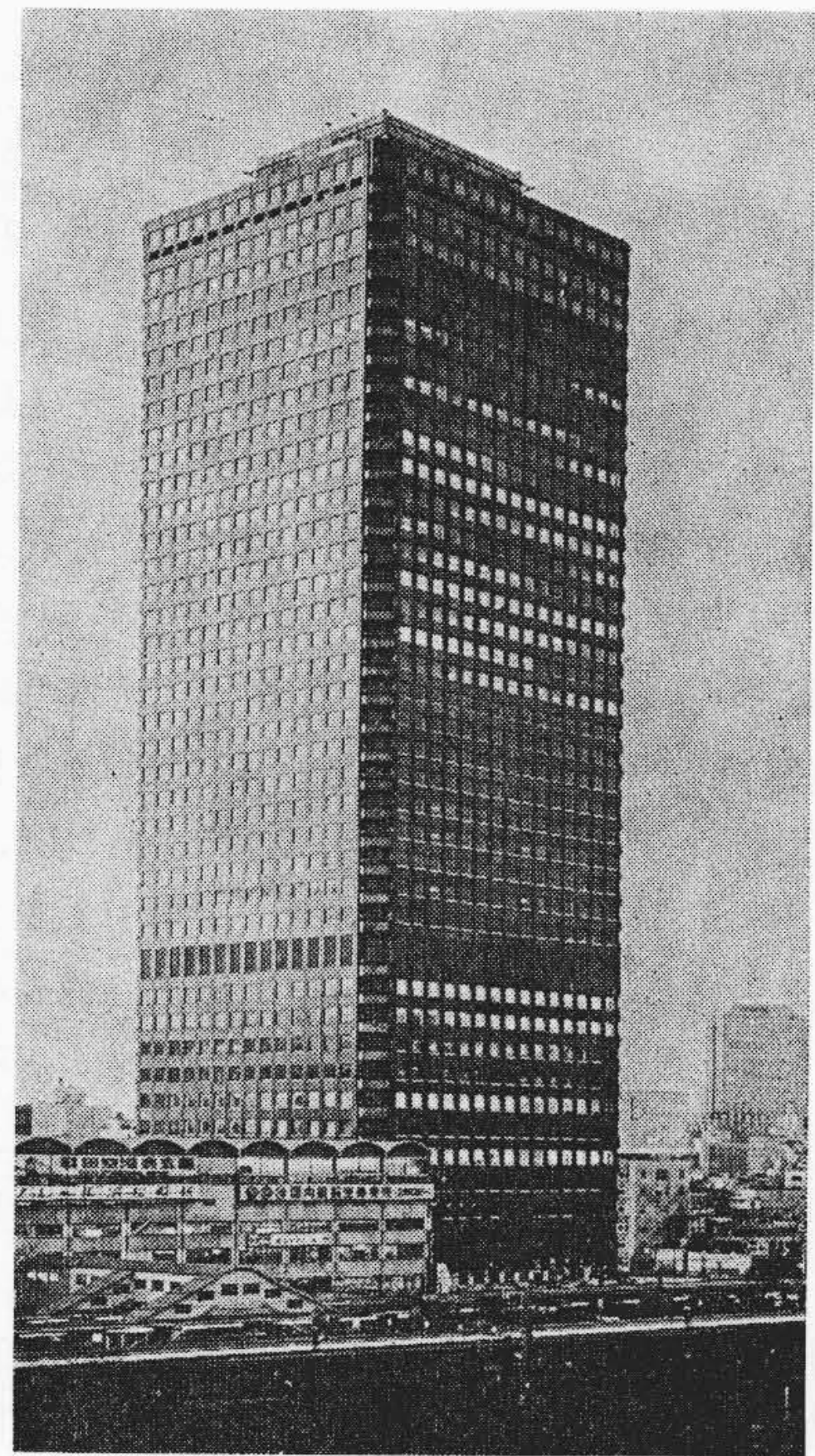


図1 世界貿易センタービル

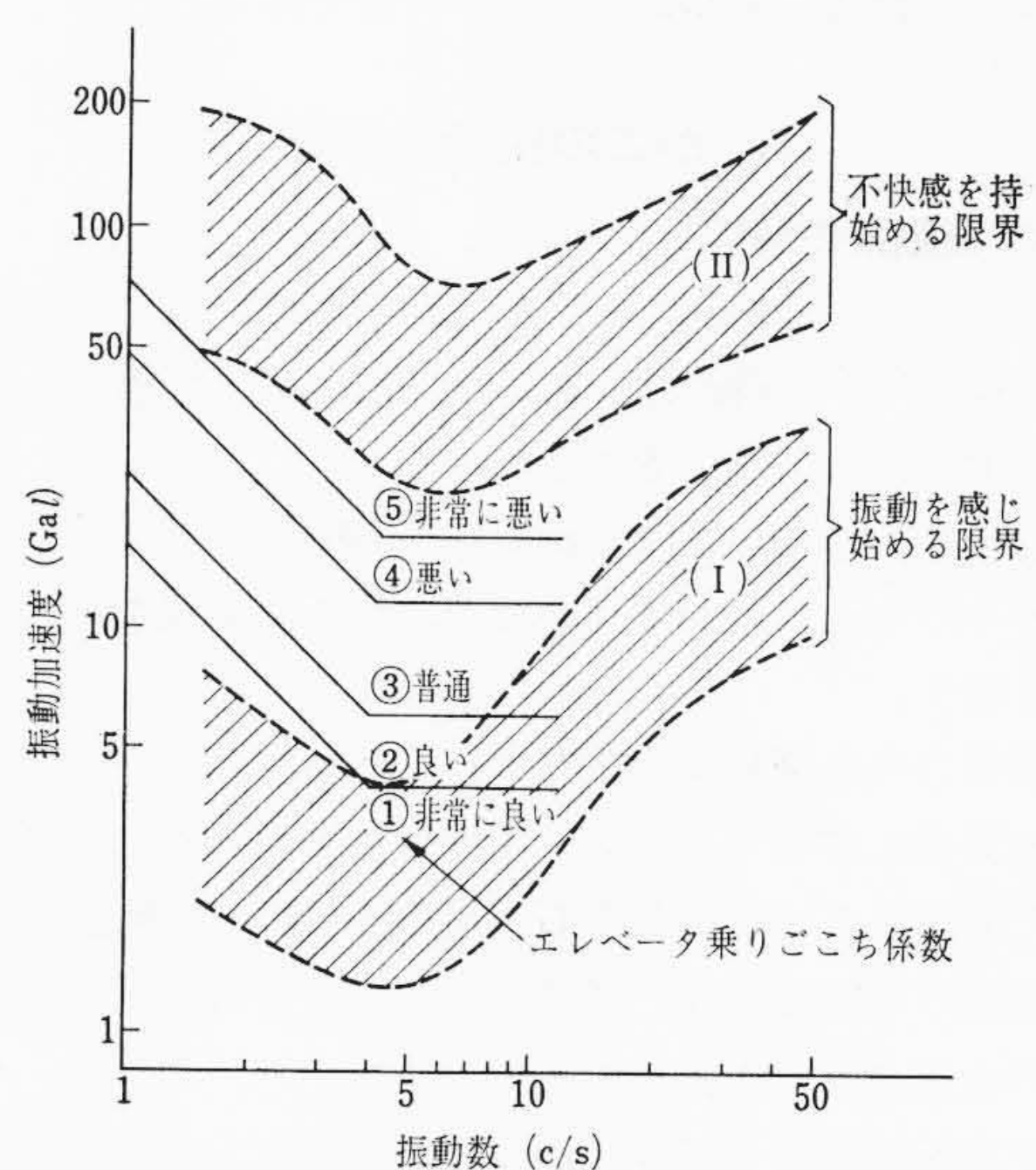


図2 エレベータ乗りごち基準

4~7 c/s 付近が最も鋭敏で、4 c/s 以下になると感覚は鈍化するが、その傾向は振動の加加速度が一定の線に近い。つまり人体の振動感覚が加加速度によって定まる領域であり、同様に 7 c/s 以上は振動速度によって定まる範囲である。

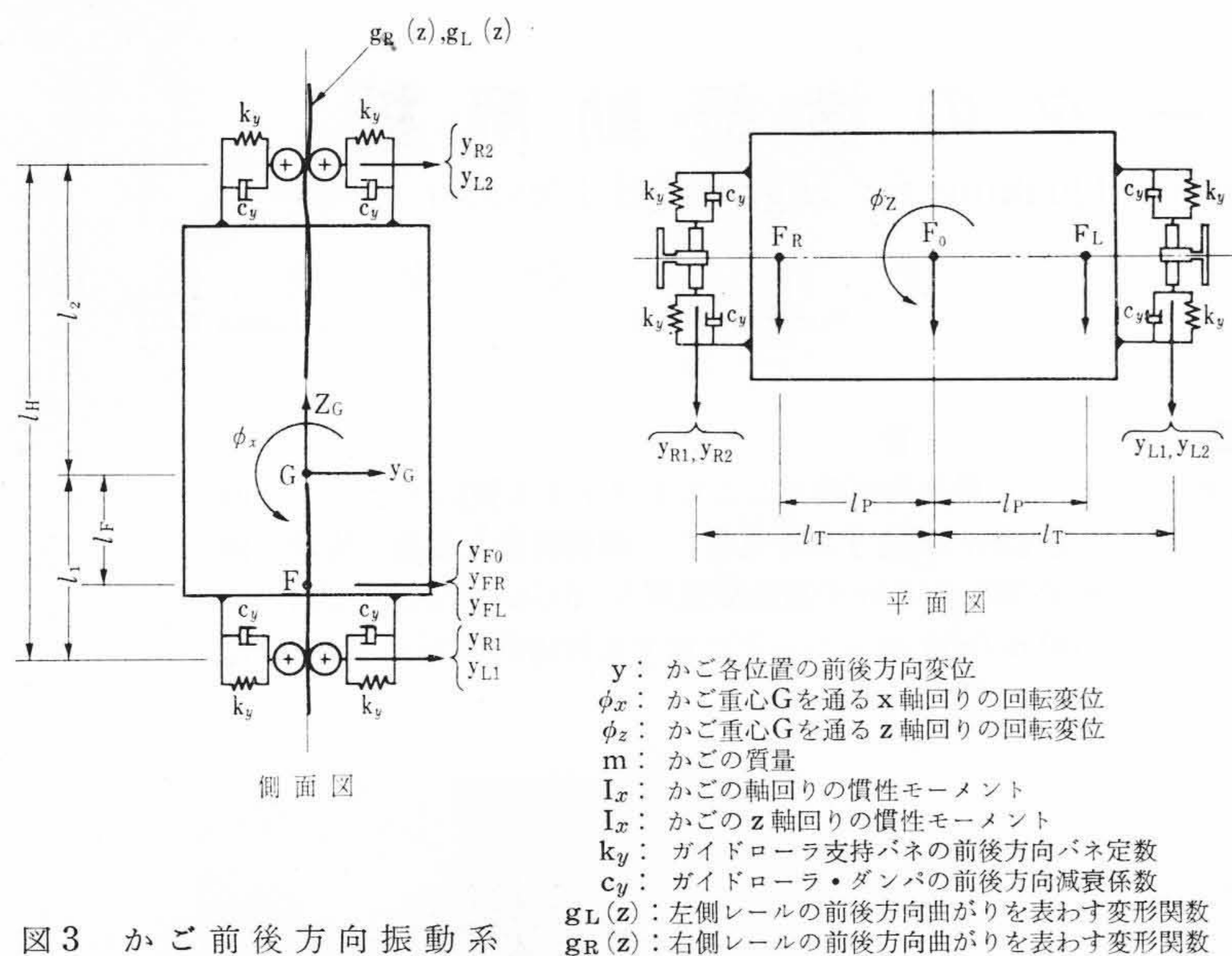


図3 かご前後方向振動系

エレベータ内における乗客の状態は (1) 姿勢は床上に直立し向きは不定。(2) 心理状態はほかの乗客との会話, あるいはかごの位置表示灯を見ながら目的階への到着を心待ちにしているなど, 感覚試験の場合のように振動に対して注意を払っていない。(3) エレベータに乗っている時間はたかだか 30~40 秒と短時間である。以上のことから振動感覚は最も感度の高い左右方向を基準に選ぶべきであるが感知限界は図2の結果よりも高くなると考えられる。したがって振動を感じ始める限界の上限以下の範囲にあれば, かごの横振動は感じないと考えてよく, 最高の乗りごちを要求される高級エレベータに適用される。また実用形エレベータの普通の乗りごちのものに対しては, 注意をすれば軽い振動に気付くが不快感はまったく無い範囲に, 不快感をもち始める下限値の 1/2 以上の振動は許容しない考えのもとに図2に示すように乗りごち係数①〔非常に良い〕から⑤〔非常に悪い〕までの5段階に区分した。振動数についてはかごの横振動は 1~10 c/s であるから 10 c/s 以下に限定し, 1~4 c/s を加加速度一定, 4~10 c/s を加速度一定の範囲と定めている。乗りごちの良いエレベータとするには横振動の振動数を下げ, 加加速度の範囲に選ぶよう設計すべきである。

3. かごの横振動応答

3.1 かご振動系の解析

エレベータのかごは外わくとかご室から構成され, それぞれ形鋼および薄板を用いた構造体であるが, 横振動を解析する場合には次のように単純化して考えることにする。

- (1) 前後振動に関しては, かご各部の剛性がガイドローラ支持バネのそれに比べて高いため, かごを1個の剛体として取り扱う。
- (2) 前後方向の振動は, 左右ガイドレールの曲がり方向がかごの重心と左右ガイドレールを含む平面に対して直角であるため, かごは ① 重心 G の並進運動, ② 重心 G を通る x 軸回りの回転運動, ③ 重心 G を通る z 軸回りの回転運動の合成された運動をする。
- (3) 左右振動に関しては, かご縦わくの左右方向剛性が小さいので, かごを上下二つの質量に分割し, 縦わくをバネと考えて連結した系となる。
- (4) 左右方向の振動は左右ガイドレールの曲がり方向が, かごの重心 G と左右ガイドレールを含む平面内にあるため並進運動のみを考えればよい。

以上の条件のもとにかごの振動系を図3および図4において解析

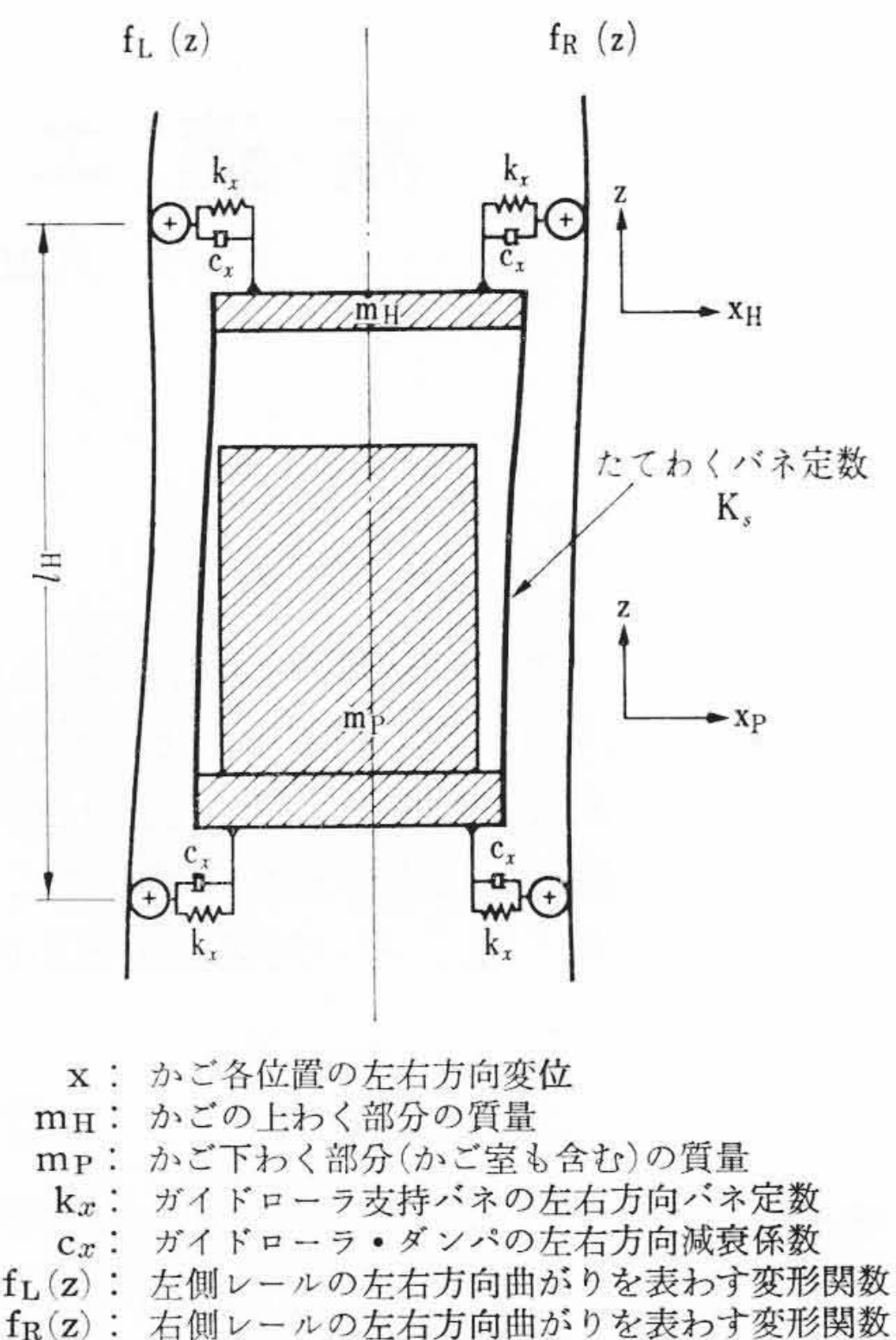


図4 かご左右方向振動系

する。前後方向は図3より,

重心 G の並進運動の方程式

$$\ddot{y}_G + n_1(\dot{y}_{L1} + \dot{y}_{R1} + \dot{y}_{L2} + \dot{y}_{R2}) + \omega_1^2(y_{L1} + y_{R1} + y_{L2} + y_{R2}) = n_1[\dot{g}_L(z) + \dot{g}_R(z) + \dot{g}_L(z+l_H) + \dot{g}_R(z+l_H)] + \omega_1^2[g_L(z) + g_R(z) + g_L(z+l_H) + g_R(z+l_H)] \quad \dots\dots (1)$$

重心 G を通る x 軸回りの回転運動の方程式

$$\ddot{\phi}_x + \frac{n_2}{l_1}[\dot{y}_{L1} + \dot{y}_{R1} - \mu(\dot{y}_{L2} + \dot{y}_{R2})] + \frac{\omega_2^2}{l_1}[y_{L1} + y_{R1} - \mu(y_{L2} + y_{R2})] = \frac{n_2}{l_1}[\dot{g}_L(z) + \dot{g}_R(z) - \mu\{\dot{g}_L(z+l_H) + \dot{g}_R(z+l_H)\}] + \frac{\omega_2^2}{l_1}[g_L(z) + g_R(z) - \mu\{g_L(z+l_H) + g_R(z+l_H)\}] \quad \dots\dots (2)$$

重心 G を通る z 軸回りの回転運動の方程式

$$\ddot{\phi}_z + \frac{n_3}{l_T}(-\dot{y}_{L1} + \dot{y}_{R1} - \dot{y}_{L2} + \dot{y}_{R2}) + \frac{\omega_3^2}{l_T}(-y_{L1} + y_{R1} - y_{L2} + y_{R2}) = \frac{n_3}{l_T}[-\dot{g}_L(z) + \dot{g}_R(z) - \dot{g}_L(z+l_H) + \dot{g}_R(z+l_H)] + \frac{\omega_3^2}{l_T}[-g_L(z) + g_R(z) - g_L(z+l_H) + g_R(z+l_H)] \quad \dots\dots (3)$$

また, $y_G, \phi_x, \phi_z, y_{L1}, y_{L2}, y_{R1}, y_{R2}$ の間にはかごを剛体と考えているから, 次の関係が成り立つ。

$$\left. \begin{aligned} y_{L1} &= y_G + l_1 \phi_x - l_T \phi_z \\ y_{R1} &= y_G + l_1 \phi_x + l_T \phi_z \\ y_{L2} &= y_G - l_2 \phi_x - l_T \phi_z \\ y_{R2} &= y_G - l_2 \phi_x + l_T \phi_z \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots (4)$$

ここに,

$$\left\{ \begin{aligned} n_1 &= \frac{2c_y}{m} & \omega_1^2 &= \frac{2k_y}{m} & \mu &= \frac{l_2}{l_1} \\ n_2 &= \frac{2c_y l_1^2}{I_x} & \omega_2^2 &= \frac{2k_y l_1^2}{I_x} \\ n_3 &= \frac{2c_y l_T^2}{I_z} & \omega_3^2 &= \frac{2k_y l_T^2}{I_z} \end{aligned} \right.$$

である。(1)~(4)の運動方程式の $y_G, \phi_x, \phi_z, g_L(z), g_R(z), g_L(z+l_H), g_R(z+l_H)$ のラプラス変換をそれぞれ大文字の $Y_G, \Phi_x, \Phi_z, G_L(z), G_R(z), G_L(z+l_H), G_R(z+l_H)$ とし, 変換演算子を s とすれば, 一般に $l_1 \neq l_2$ であるから $\mu \neq 1$ とおけば Y_G, Φ_x, Φ_z はそれぞれ非連成となり, かご室床面の振動加速度は次の(5)~(7)式によって求められる。

$$s^2Y_{FO}=H(s) \cdot P(z)+J(s) \cdot Q(z) \quad \cdots \cdots \cdots (5)$$

$$s^2Y_{FL}=H(s) \cdot P(z)+J(s) \cdot Q(z)-K(s) \cdot R(z) \quad \cdots \cdots \cdots (6)$$

$$s^2Y_{FR}=H(s) \cdot P(z)+J(s) \cdot Q(z)+K(s) \cdot R(z) \quad \cdots \cdots \cdots (7)$$

ここに

$$H(s)=\frac{s^2(n_1s+\omega_1^2)}{s^2+4n_1s+4\omega_1^2} \quad J(s)=\frac{l_F}{l_1}s^2(n_2s+\omega_2^2)$$

$$\frac{s^2+4n_2s+4\omega_2^2}$$

$$K(s)=\frac{l_P}{l_T}s^2(n_3s+\omega_3^2)$$

$$\frac{s^2+4n_3s+4\omega_3^2}$$

$$P(z)=G_L(z)+G_R(z)+G_L(z+l_H)+G_R(z+l_H)$$

$$Q(z)=G_L(z)+G_R(z)-G_L(z+l_H)-G_R(z+l_H)$$

$$R(z)=-G_L(z)+G_R(z)-G_L(z+l_H)+G_R(z+l_H)$$

次に左右方向は図 4 より

外わく上部の運動方程式

$$\ddot{x}_H+n_4\dot{x}_H+(\omega_4^2+\omega_6^2)x_H-\omega_6^2x_P$$

$$=\frac{n_4}{2}[f_L(z+l_H)+\dot{f}_R(z+l_H)]$$

$$+\frac{\omega_4^2}{2}[f_L(z+l_H)+f_R(z+l_H)] \quad \cdots \cdots \cdots (8)$$

外わく下部(かご室を含む)の運動方程式

$$\ddot{x}_P+n_5\dot{x}_P+(\omega_5^2+\omega_7^2)x_P-\omega_7^2x_H$$

$$=\frac{n_5}{2}[\dot{f}_L(z)+\dot{f}_R(z)]+\frac{\omega_5^2}{2}[f_L(z)+f_R(z)] \quad \cdots \cdots \cdots (9)$$

ここに

$$\left\{ \begin{array}{lll} n_4=\frac{2c_x}{m_H} & \omega_4^2=\frac{2k_x}{m_H} & \omega_6^2=\frac{k_s}{m_H} \\ n_5=\frac{2c_x}{m_P} & \omega_5^2=\frac{2k_x}{m_P} & \omega_7^2=\frac{k_s}{m_P} \end{array} \right.$$

である。 x_H , x_P , $f_L(z)$, $f_R(z)$, $f_L(z+l_H)$, $f_R(z+l_H)$ のラプラス変換を大文字の X_H , X_P , $F_L(z)$, $F_R(z)$, $F_L(z+l_H)$, $F_R(z+l_H)$ で表

わせば, (8), (9) 式よりかご室床面の左右方向振動加速度は次のようになる。

$$s^2X_P=\frac{n_5 \cdot N(z) \cdot s^5+(n_4 \cdot n_5+\omega_5^2) \cdot N(z) \cdot s^4}{s^4+(n_4+n_5)s^3+(n_4 \cdot n_5+\omega_4^2+\omega_5^2+\omega_6^2+\omega_7^2)s^2}$$

$$+\frac{[n_4\omega_5^2+n_5(\omega_4^2+\omega_6^2)] \cdot N(z)+n_4\omega_7^2 \cdot M(z)}{+ [n_4(\omega_5^2+\omega_7^2)+n_5(\omega_4^2+\omega_6^2)] s} s^3$$

$$+\frac{[\omega_5^2(\omega_4^2+\omega_6^2) \cdot N(z)+\omega_4^2 \cdot \omega_7^2 \cdot M(z)] s^2}{+(\omega_4^2 \cdot \omega_5^2+\omega_5^2 \cdot \omega_6^2+\omega_7^2 \cdot \omega_4^2)} \quad \cdots (10)$$

ここに

$$M(z)=\frac{1}{2}[F_L(z+l_H)+F_R(z+l_H)]$$

$$N(z)=\frac{1}{2}[F_L(z)+F_R(z)]$$

である。ガイドレールの曲がりには(1) 接続部の段差および曲がり, (2) ガイドレールを建物に固定するブラケット部での曲がりなどが複雑に重なり合ったものであるが, 典型的な例として(1) 接続部の段差, (2) 接続部の折れ曲がり, (3) ブラケット部の正弦波状曲がりについてガイドレールの変形関数を求めると表 1 のようになる。これらを(5), (6), (7), (10) 式に入ればかご室床面の振動加速度が求められる。

3.2 ガイドレールの代表的な曲がり形状に対する応答

ガイドレールの非周期的折れ曲りに対する応答加速度は減衰自由振動となり, エレベータ速度に比例して増大する。図 5 は折れ曲がりのこう配が 1/2,000 の場合について計算した結果で, ガイドローラ支持バネのやわらかい左右方向が約 20% 小さい値となる。したがって支持バネのバネ定数を小さく選び, 早期に減衰させるため適度なダンピング効果をもたせた設計とすべきである。次にガイドレールの周期的な曲がりには建物に固定する部分に現われやすい。一例として固定間隔 3.5 m, 曲がり量 0.35 mm の正弦波状曲りに対する周波数応答を図 6, 7 に示す。図中の 3 曲線は上下が

表 1 レー ル 変 形 関 数

ルール曲りの形状		前 後 方 向		左 右 方 向
段 付 左側ルール段差 e_L	上部ローラが通過する時	$P(z)=\frac{e_L+e_R}{S}$ $Q(z)=-\frac{e_L+e_R}{S}$ $R(z)=-\frac{e_L-e_R}{S}$		$M(z)=\frac{e_L+e_R}{2S}$ $N(z)=0$
	右側ルール段差 e_R	下部ローラが通過する時	$P(z)=\frac{e_L+e_R}{S}$ $Q(z)=\frac{e_L+e_R}{S}$ $R(z)=-\frac{e_L-e_R}{S}$	$M(z)=0$ $N(z)=\frac{e_L+e_R}{2S}$
局部曲り 左側ルール曲りこう配 $\frac{b_L}{1,000}$	上部ローラが通過する時	$P(z)=\frac{v(b_L+b_R)}{1,000S^2}$ $Q(z)=-\frac{v(b_L+b_R)}{1,000S^2}$ $R(z)=-\frac{v(b_L-b_R)}{1,000S^2}$		$M(z)=\frac{v(b_L+b_R)}{2,000S^2}$ $N(z)=0$
	右側ルール曲りこう配 $\frac{b_R}{1,000}$	下部ローラが通過する時	$P(z)=\frac{v(b_L+b_R)}{1,000S^2}$ $Q(z)=\frac{v(b_L+b_R)}{1,000S^2}$ $R(z)=-\frac{v(b_L-b_R)}{1,000S^2}$	$M(z)=0$ $N(z)=\frac{v(b_L+b_R)}{2,000S^2}$
正弦波状曲り		位相		
ピ ッ チ L_P 振 幅 a エレベータ速度 v	$G_L(z), F_L(z)$	0	$P(z)=a \cdot \frac{\omega(1+\cos\theta_1+\cos\theta_2+\cos\theta_3)+S(\sin\theta_1+\sin\theta_2+\sin\theta_3)}{S^2+\omega^2}$	$M(z)=a \cdot \frac{\omega(\cos\theta_2+\cos\theta_3)+S(\sin\theta_2+\sin\theta_3)}{2(S^2+\omega^2)}$
	$G_R(z), F_R(z)$	θ_1		
	$G_L(z+l_H), F_L(z+l_H)$	θ_2	$Q(z)=a \cdot \frac{\omega(1+\cos\theta_1-\cos\theta_2-\cos\theta_3)+S(\sin\theta_1-\sin\theta_2-\sin\theta_3)}{S^2+\omega^2}$	$N(z)=a \cdot \frac{\omega(1+\cos\theta_1)+S \cdot \sin\theta_1}{2(S^2+\omega^2)}$
	$G_R(z+l_H), F_R(z+l_H)$	θ_3		
	$\omega=2\pi \cdot \frac{v}{L_P}$		$R(z)=a \cdot \frac{\omega(-1+\cos\theta_1-\cos\theta_2+\cos\theta_3)+S(\sin\theta_1-\sin\theta_2+\sin\theta_3)}{S^2+\omega^2}$	

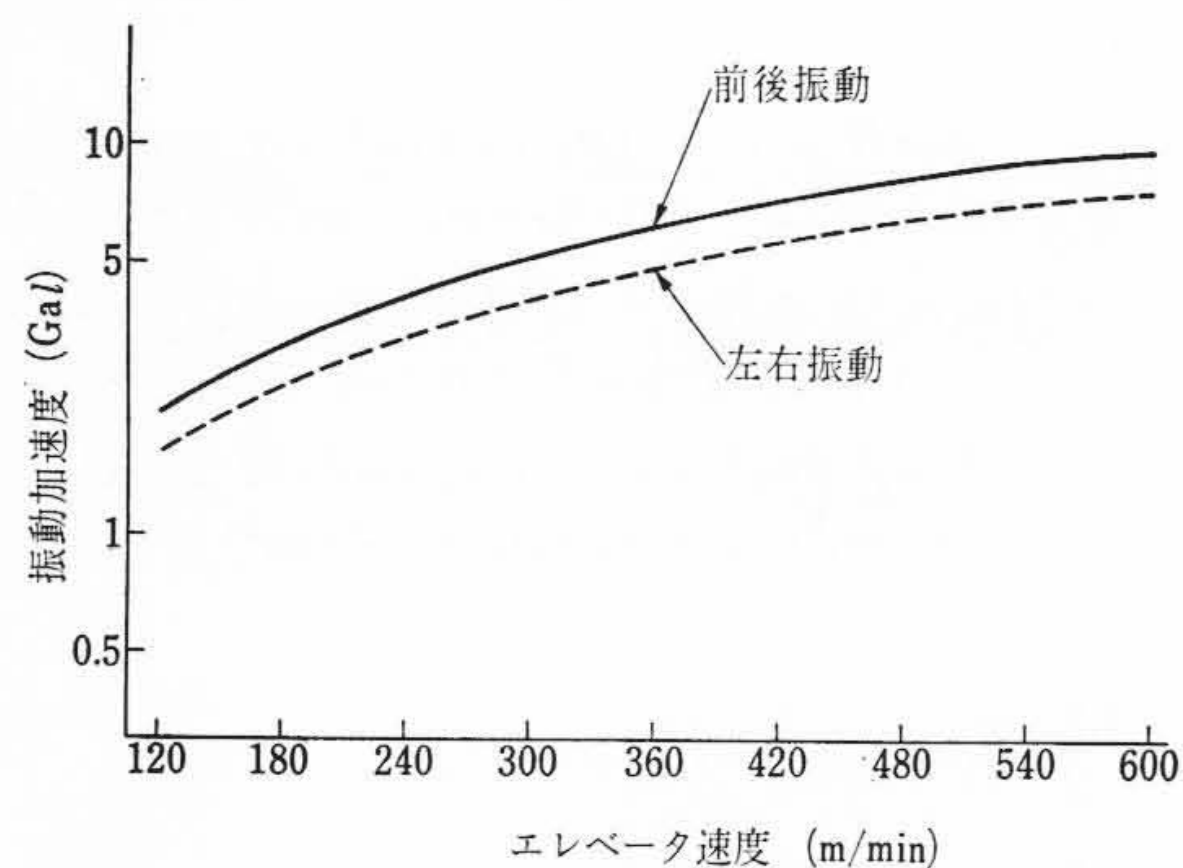


図5 ガイドレールに非周期的折れ曲りがある場合の応答

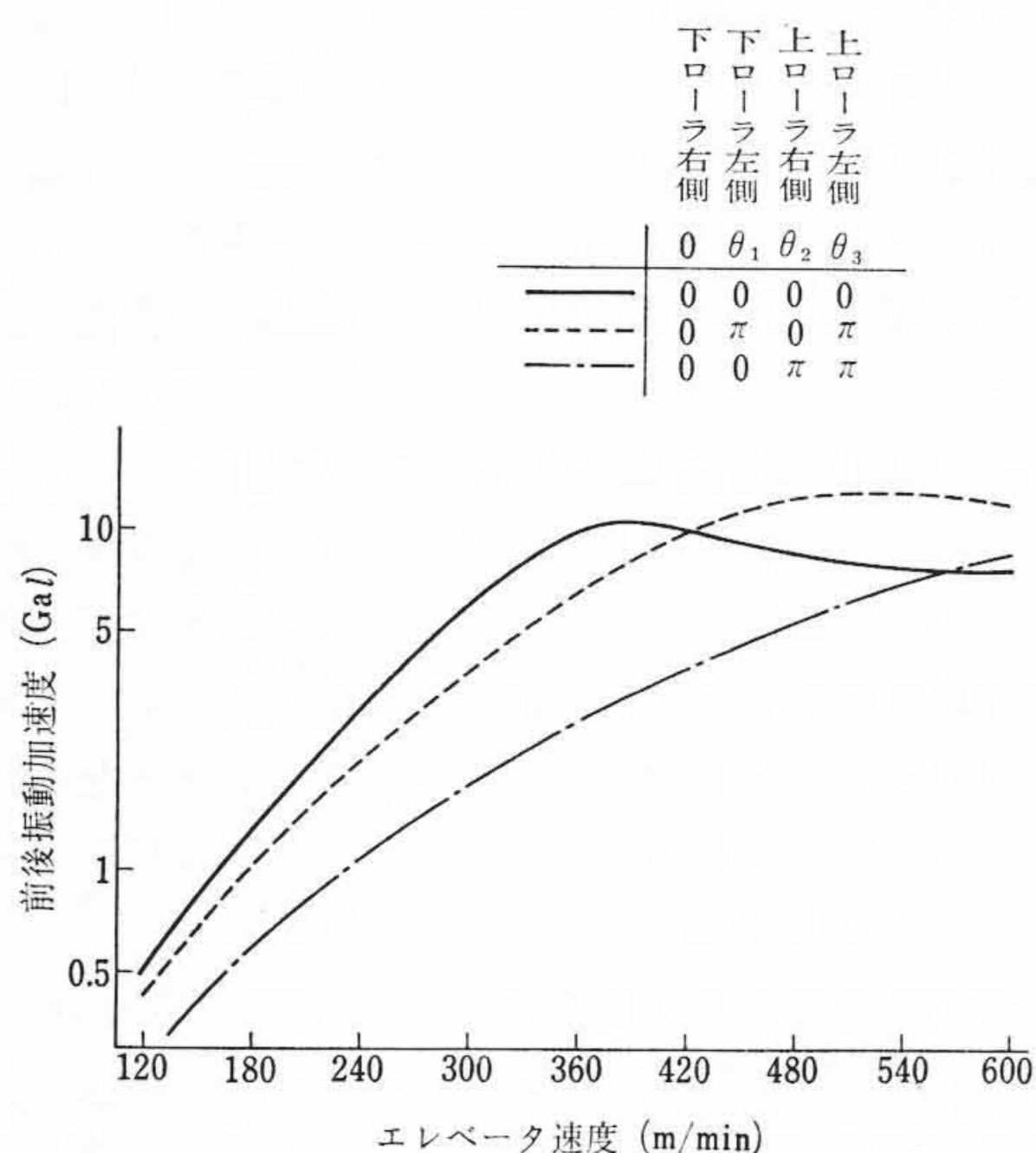


図6 ガイドレールに正弦波状の曲がりがある場合の応答

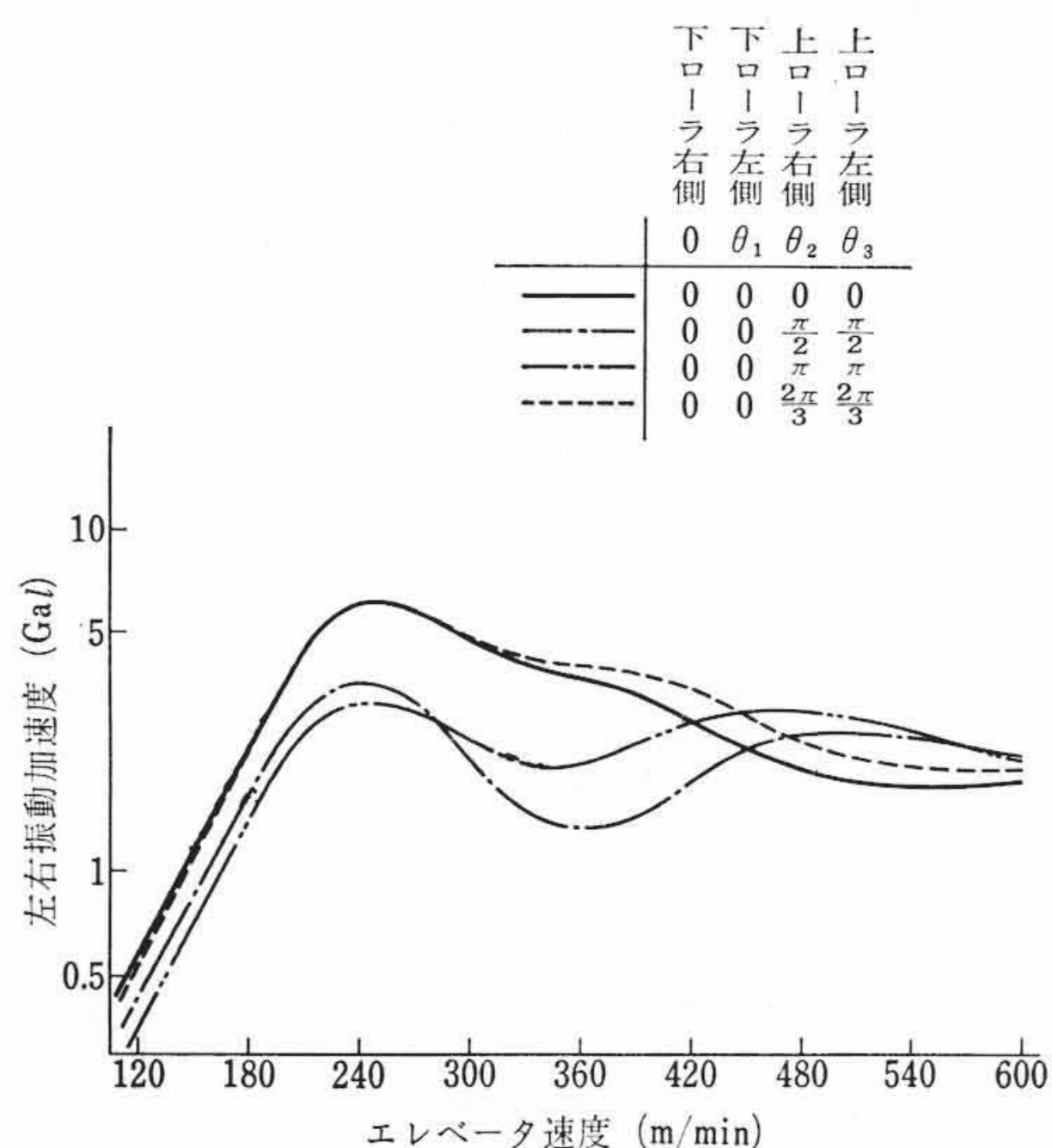


図7 ガイドレールに正弦波状の曲がりがある場合の応答

イドローラの位置とガイドレール曲がりの位相がそれぞれ異なる場合を示し、前後振動応答はエレベータ速度 420 m/min までは並進位相の場合が最も大きい。ついで z 軸まわりの回転運動位相(エレベータ進行方向に対してローリング運動)となり、 x 軸まわりの回転運動位相(ピッチング運動)が最も小さい。また 390~500 m/min で共振域にはいるが、ガイドローラのダンパで制振が可能である。左右方向も同様にガイドローラ位置とガイドレール曲がりの位相差の

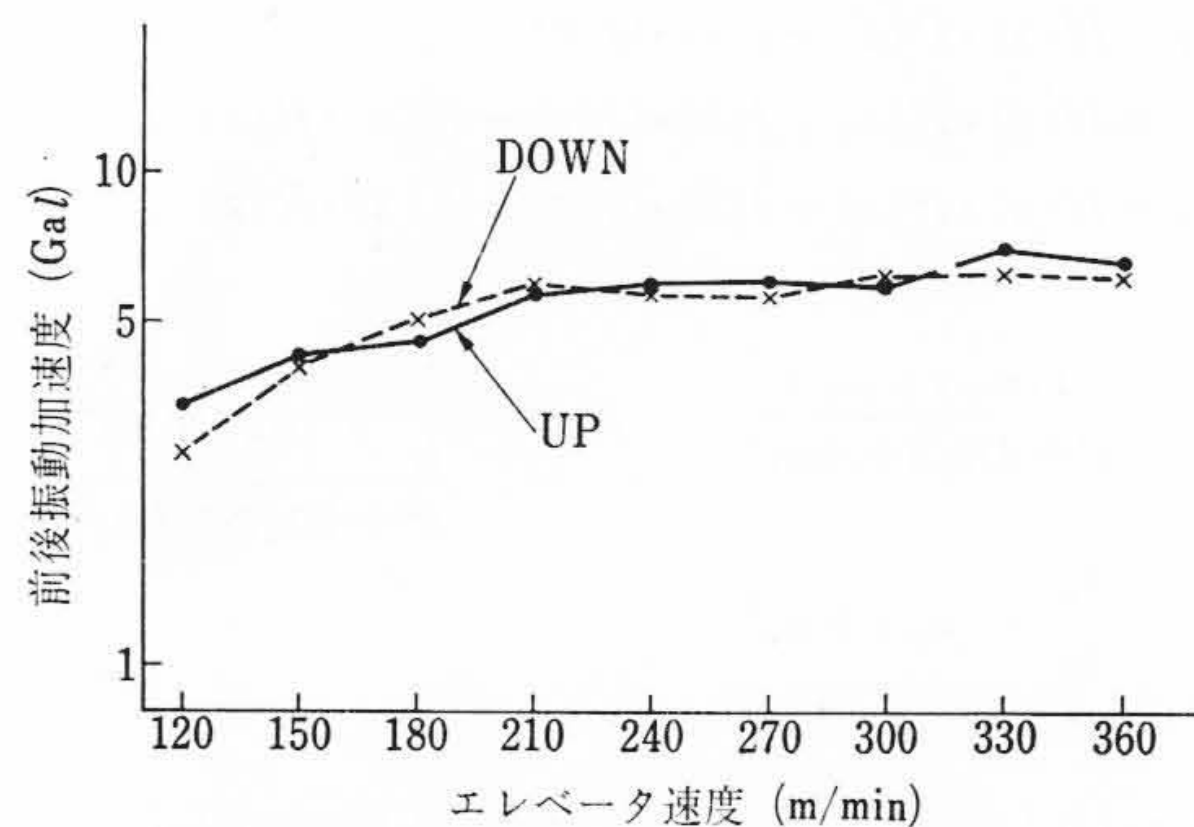


図8 エレベータ速度と振動加速度

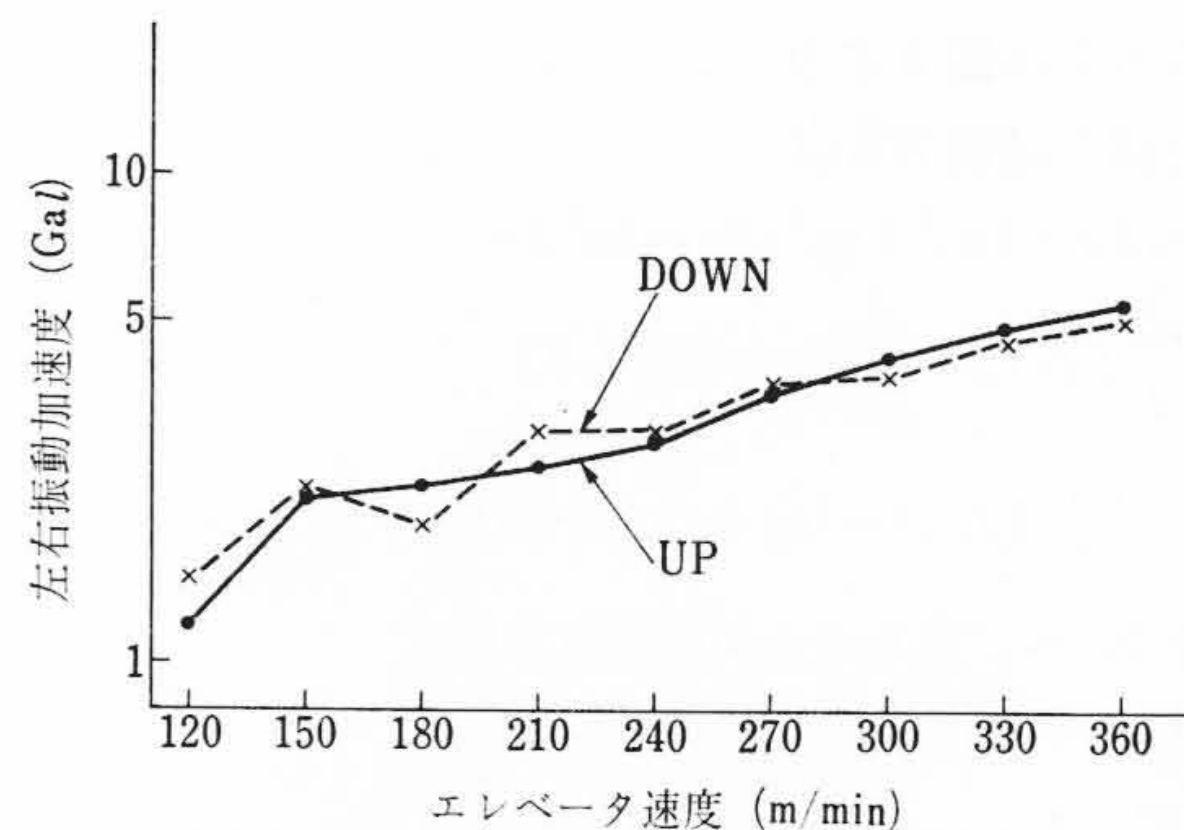
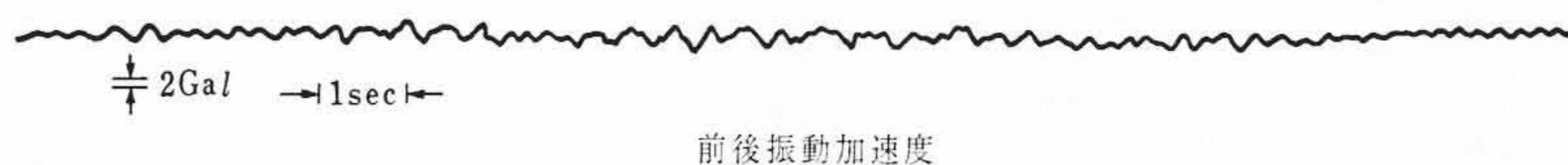
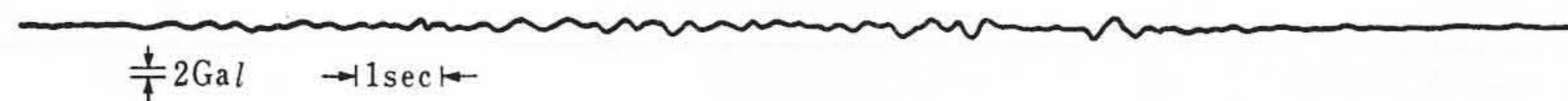


図9 エレベータ速度と振動加速度



前後振動加速度



左右振動加速度

図10 360 m/min 横振動オシログラム

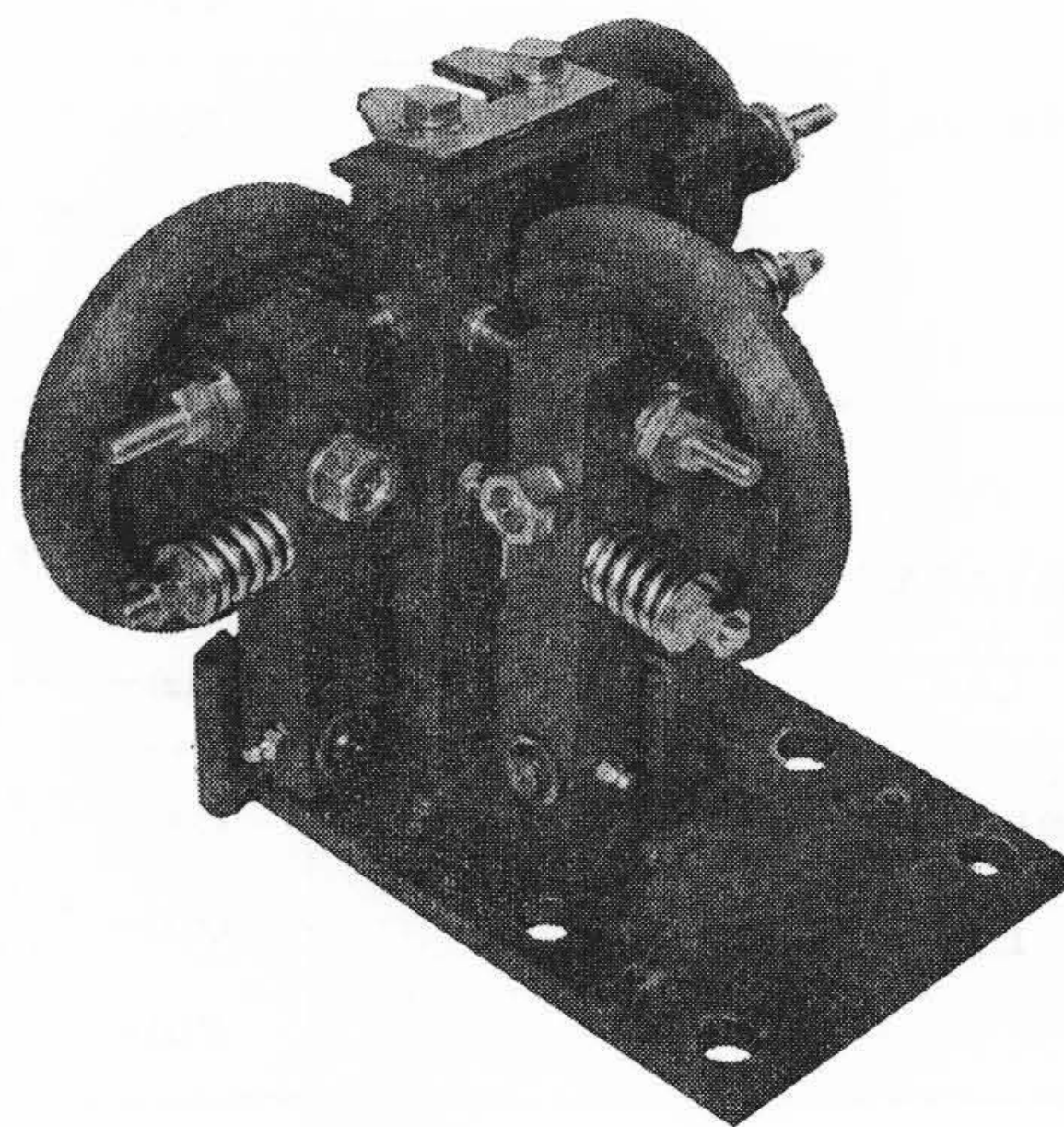


図11 高速エレベータ用ガイドローラ

影響が顕著である。以上のことは同一精度のガイドレールでもその曲がりの形状と上下ガイドローラの間隔によって横振動の大きさが異なることを意味し、ガイドレールの固定間隔または継ぎ目の間隔とガイドローラの取付間隔を一致させない配慮が必要である。

3.3 実験結果

日立製作所水戸工場内の研究塔においてエレベータ速度と横振動加速度の関係を実験した結果を示したのが図8, 9である。前後方向は120 m/minの3 Galから210 m/minの5.8 Galまではエレベータ速度100 m/minの増加に対して約3.1 Gal増加するが210 m/min以上は増加率が低下し約0.7 Galとなる。また330 m/min付近に共振点が存在し360 m/minになると減少傾向を示す。一方、左右方向は速度とともに比例的に増加し、その増加率は速度100 m/minごとに約1.5 Galである。以上の事実はガイドレールの据付精度を実測すると前後方向は比較的周期的曲がりが多く、左右方向はガイドレール接続部の折れ曲がり为主であることから理解できる。またエレベータの上昇と下降で振動加速度値が異なるのはガイドレール曲がりとはガイドローラ位置の位相が異なるためである。振動数は前後方向が2~3 c/s、左右方向1~2 c/sで前に述べた乗りごち基準の〔①非常に良い〕の範囲にはいる。以上の研究成果をもとに製作納入した霞が関ビルおよび世界貿易センタービルの300 m/minエレベータはいずれも5~6 Galのきわめて円滑な乗りごちで好評を得ている。

4. 結 言

高速エレベータの横振動系について理論的に解析するとともに速度360 m/minのエレベータにより実験し次の結論を得た。

- (1) 人体の振動に対する感覚をもとに横振動と乗りごちの関係を求め、乗りごち基準を確立した。
- (2) かごの横振動系を前後方向は1個の剛体の3自由度系と考え、左右方向はかごを上下2個の質量に分割した2自由度系の運動として解析し、ガイドレールの曲りに対する応答を定量的に求めた。
- (3) かごの横振動に対してガイドレールはその精度とともに、ガイドローラ位置との位相関係が大きく影響する。
- (4) ガイドローラの構造は支持バネのこわさと減衰をかごの質量に対して適切に選ぶ必要がある。

以上の結果360 m/minのエレベータで5~6.5 Galと良好な乗りごちとなり、540 m/minエレベータに対する設計方針を確立した。

参 考 文 献

- (1) Harris 著：Handbook of Noise Control (McGraw Hill, 1957)
- (2) 亘理 厚 著：機械力学 共立全書 (昭33-8)



特 許 の 紹 介



特許第528919号 (特公昭43-8048号)

広瀬五郎

並列抵抗接点を有する空気しゃ断器

しゃ断器はそのしゃ断容量が大きくなると、主接点に並列に抵抗を設け、その抵抗接点を主接点に対し先行して投入し、また遅れて開離することによって、開閉時、系統に過電圧が発生することを防止している。

この発明は、1個の抵抗を投入用にも、しゃ断用にも使用しようとするもので、図1に示すように常時充気された高圧しゃ断室1内に主接点ノズル形可動電極2と抵抗3の抵抗接点ノズル形可動電極4とをそれぞれ別個の操作シリンダ5, 6内をしゅう動する主弁7, 8に連結して設け、共通な制御弁9により各操作シリンダ内に給気、排気することにより、主接点の開閉と抵抗接点の開閉とを行ない、抵抗接点に主接点と同様なノズル形可動電極を使用することによりしゃ断能力を持たせるとともに、抵抗接点の操作シリンダ6内には緩衝弁10により隔離され大径逆止弁11および小径絞り孔12を有

する側室13を設け、しゃ断器の投入に際し、図2に示すように前記逆止弁より側室内に急速な給気を行ない、緩衝バネ14および可動電極4に作用する圧接バネ15の協力により緩衝弁を介して抵抗接点側の主弁に大なる投入方向動力を与え、主接点に先んじて抵抗接点を確実に投入する。また開離に際しては前記絞り孔を有する側室の圧縮空気孔を絞り孔より徐々に排気することにより、抵抗接点可動電極の始動を遅らせ、主接点の電弧が完全に消滅した後に抵抗接点を開くようにしたものである(図3はしゃ断状態を示している)。

この発明によれば、抵抗接点を主接点に対し確実に先行して、また遅れて操作することができ、しゃ断能力および過電圧抑制能力にすぐれ、しかも抵抗が1個で小形の空気しゃ断器を得ることができる。(鈴木)

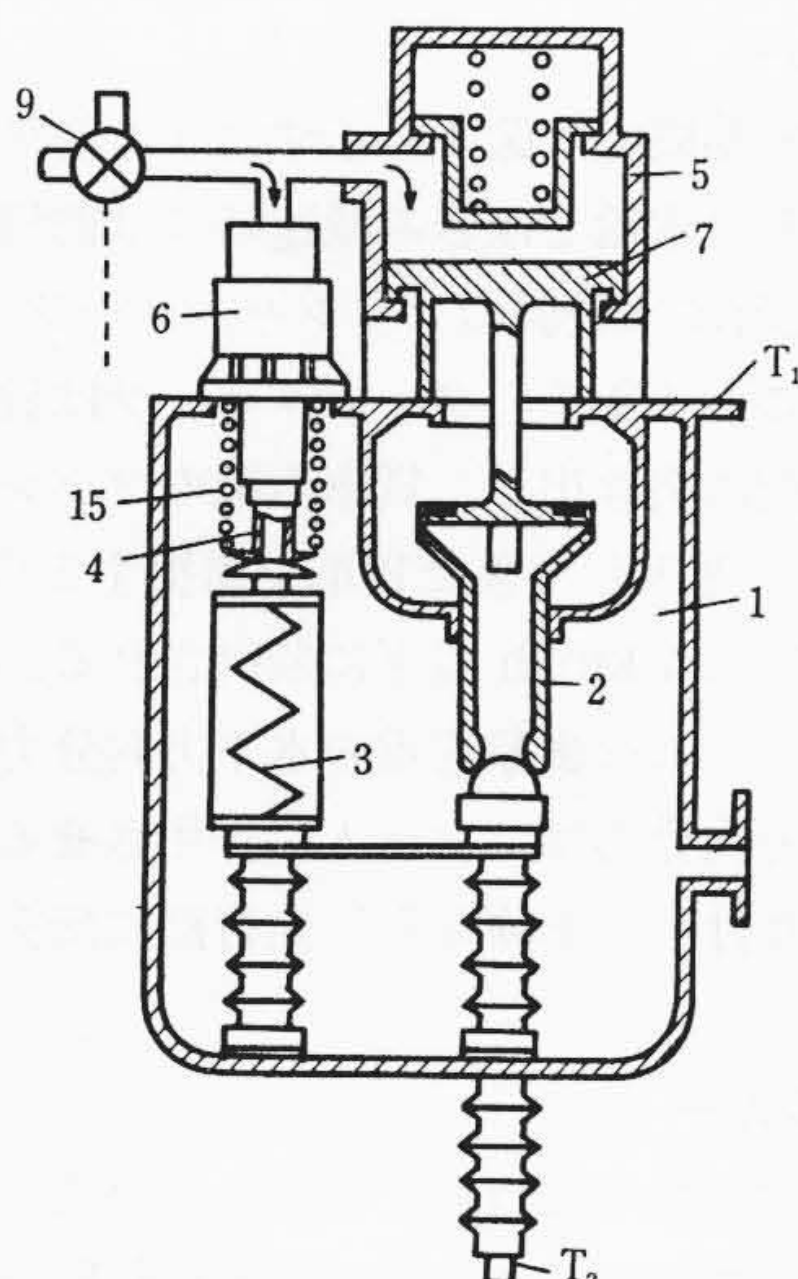


図 1

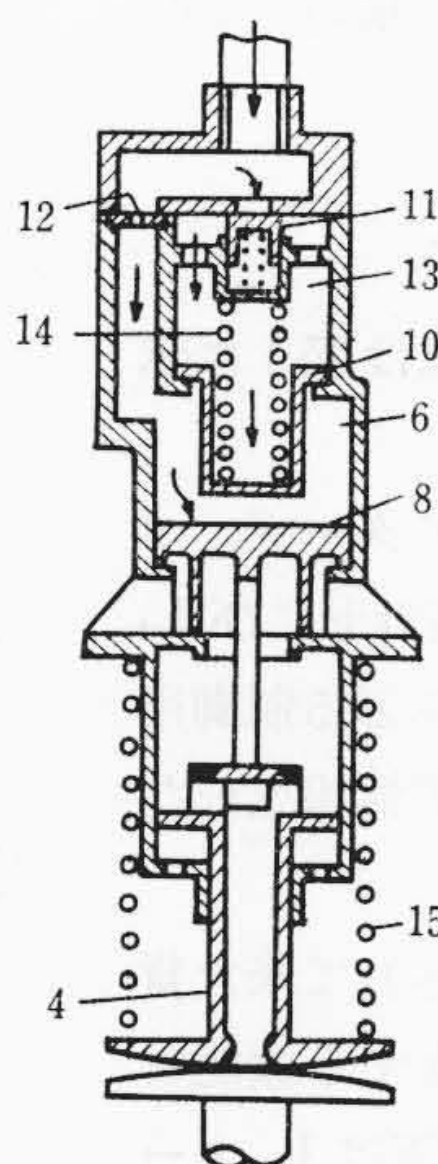


図 2

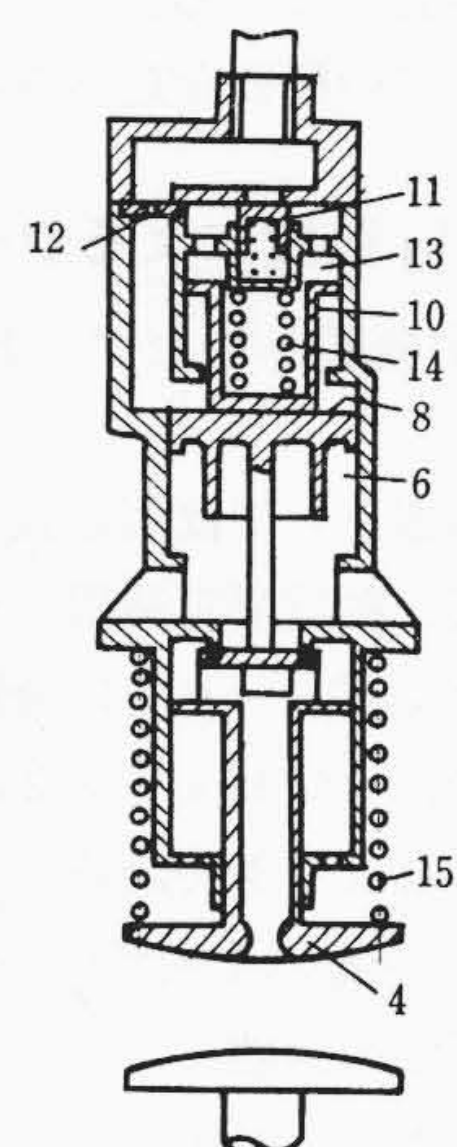


図 3