

# 高速エレベータの振動と騒音

## Vibration and Noise of the High-Speed Elevator

一 柳 健\* 丸 山 祐 護\*\*  
Ken Ichiryū Yūgo Maruyama

### 内 容 梗 概

高速エレベータにおいては、乗りごちの良いたことが重要な要素で、このため振動と騒音の小さいことが強く望まれる。高速エレベータで問題になる振動および騒音は、エレベータの高速化に伴って生ずるかごの横振れ振動、エレベータの起動、減速時に発生するかごの縦方向振動および機械室で発生する電動機関係の磁気音やシーブのハンマリング音が昇降路を伝播してかご内に反響して発生する騒音などである。

本稿はこれら振動と騒音を解決するために行なった実験および理論的結果を述べ、今後の高速エレベータの性能向上への方向を示したものである。

### 1. 緒 言

高級エレベータにおいては、建築物自体が完全に防振防音処理されている場合が多いので、これに見合うか、またそれ以上に振動、騒音が小さく、かつエレベータとしての乗りごちの良いたことが要求される。

高速エレベータは、駆動系にギヤレス直流電動機を用いているので、振動、騒音が小さくかつ乗りごちの良いたのが特長であるが、それでもなお若干の振動、騒音が発生する。これらのうち、かご内騒音は60ホン(B特性値)以下、かご走行に伴う横振れ加速度は10Gal(1Gal=1cm/s<sup>2</sup>・g)以下にしている。

これらの値は、エレベータを荷役運搬機械の一部として見るならば非常に小さい値であり、慎重な設計、入念な調整および徹底的な実験研究を経て、はじめて達成できたものである。以下本論文において、これら振動、騒音の理論的解析とその実際の防止法について述べることにする。

### 2. かご内騒音防止法

#### 2.1 エレベータ昇降路の音響特性

機械室で発生する騒音は大きく分けて

- (a) 電動機およびMGからの100c/sを中心とする磁気音
- (b) シーブにロープがはいるときに生ずるシーブのハンマリング音
- (c) 電動機のブラッシ音

などである。

このうち(b)はロープ油による適切な処理によってかなり低減するが根本的に無くすことは困難である。一般に高周波音は昇降路内を伝播するうちに減衰するので、低階床に行くにしたがって音圧が減少する傾向がある。しかし低周波音は減衰性が悪いため昇降路内をよく伝播する。

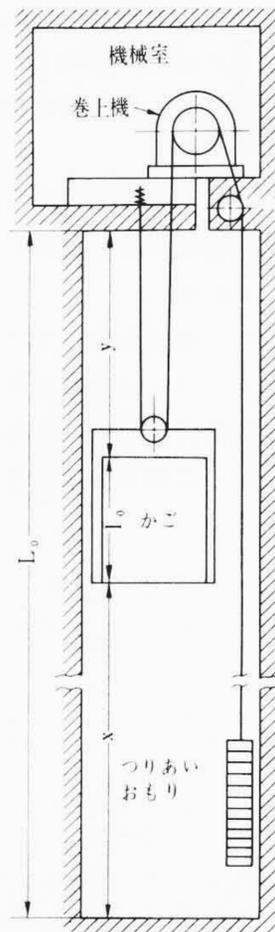
このためときどきエレベータの走行に伴って低周波の音圧変動が周期的に繰り返される現象が現われる場合がある。この現象について考察を加えてみよう。

エレベータ塔内は、一般にコンクリート壁よりなっているので近似的に音波の完全反射体である。第1図のごとき断面をした昇降路を考えると、これは音響的には第2図のように、かご部MN断面が定速で上下に移動する音響管と考えられる。

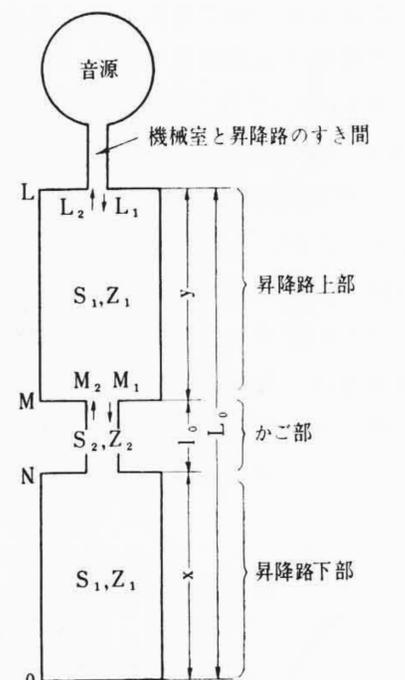
エレベータ走行に対して、 $x+y=L_0-l_0$ が成立する。昇降路入口L点およびかご天井部M点の音圧は、エレベータ走行に伴い音響インピーダンスが連続的に変化するので、周期的に変動する。

\* 日立製作所日立研究所

\*\* 日立製作所水戸工場



第1図 エレベータ昇降路断面図



(かご部MNが上下に定速で移動する)  
 $L_0$ : 昇降路全長  
 $l_0$ : かご高さ  
 $L_1, L_2$ : 昇降路入口の入射波および反射波  
 $M_1, M_2$ : かご天井部の入射波および反射波

第2図 エレベータ昇降路を等価に置き換えた音響管

$P_M, M_1$ をそれぞれM点における全音圧および入射波音圧の実効値、 $P_L, L_1$ を同様にL点における全音圧および入射波音圧の実効値とすると、伝送系の理論より<sup>(1)</sup>

$$\frac{P_M}{M_1} = \frac{2Z_M}{Z_1 + Z_M} \dots\dots\dots (1)$$

$$\frac{P_L}{L_1} = \frac{2Z_L}{Z_2 + Z_L} \dots\dots\dots (2)$$

ここに

$$Z_M = jZ_2 \frac{m \cdot \tan \beta l_0 \cdot \tan \beta x - 1}{m \tan \beta x + \tan \beta l_0} \dots\dots\dots (3)$$

$$Z_L = jZ_1 \frac{\tan \beta x (\tan \beta l_0 + \tan \beta y) + \left( \frac{\tan \beta l_0}{m} \cdot \tan \beta y - 1 \right)}{\tan \beta x \cdot (1 - m \tan \beta l_0 \cdot \tan \beta y) + \left( \tan \beta y + \frac{\tan \beta l_0}{m} \right)} \dots\dots\dots (4)$$

$$\left. \begin{aligned} Z_1 &= \frac{Z_0}{S_1} \quad (\text{昇降路の特性インピーダンス}) \\ Z_2 &= \frac{Z_0}{S_2} \quad (\text{昇降路内かご通過部の特性インピーダンス}) \\ Z_0 &= \rho C \quad (\text{空気の固有音響インピーダンス}) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5)$$

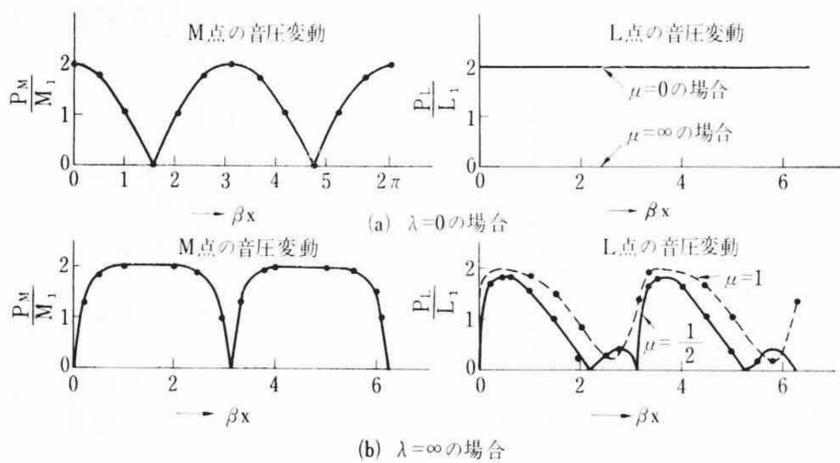
符号は次のとおりである。

- $j$ : 虚数単位
- $x$ : NO間の距離 (かご下端とピット間の距離)
- $y$ : LM間の距離 (昇降路上端とかご上端間距離)
- $l$ : MN間の距離 (かご高さ)
- $S_1$ : 昇降路断面積
- $S_2$ : 昇降路断面積—かご断面積
- $m$ : 面積比 ( $=S_1/S_2=Z_2/Z_1$ )
- $\beta$ : 位相定数  
( $=\omega/C$ ,  $\omega$ : 音波の角速度,  $C$ : 音速)
- $\rho$ : 空気の密度

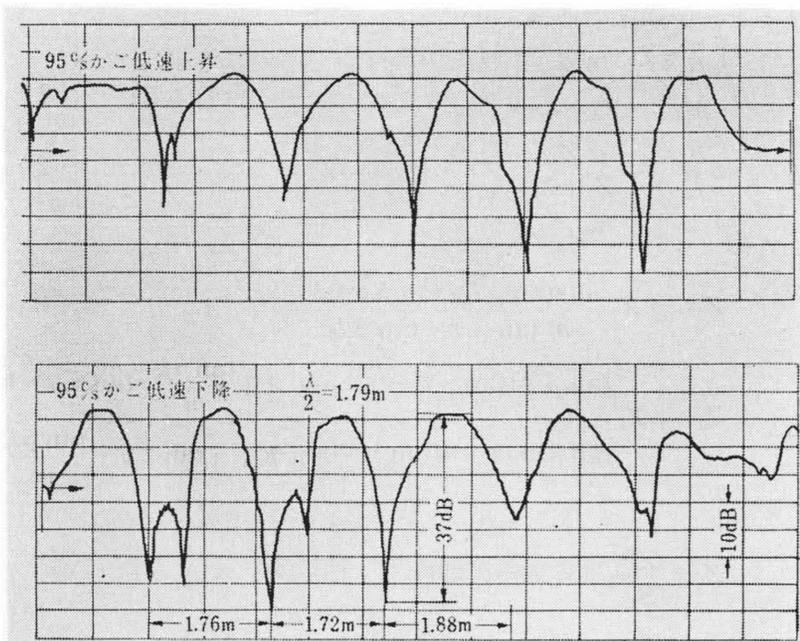
(1), (2)式に(3)~(5)式を代入して, L, M点の音圧比(入射音圧と全音圧の比)を求めることができる。 $\lambda = \tan \beta l_0$ ,  $\mu = \tan \beta(L_0 - l_0)$ をパラメータにすると, L, M点の音圧比は, それぞれ $\lambda$ および $\mu$ の値で異なってくる。試みにかご部の気柱が両端開の条件で共鳴する周波数の音および反共鳴する音の場合,  $\lambda=0$ および $\lambda=\infty$ についてL, M点の音圧比を計算した結果を示したのが第3図(a), (b)である。

一方実験的に, 機械室において音波を放射してL点で音圧変動を測定したが, その代表的オシログラムを第4図に示す。これより理論値と実験値がほぼ一致の傾向にあることがわかる。

以上の計算および実験より明らかなように, 機械室で発生する低周波音は, 昇降路を平面波として伝播し, エレベータ走行に伴って共鳴, 反共鳴を繰り返す。これらの音は, 昇降路内部の吸音力が小さいので, ビルドアップする傾向がある。特に低騒音を要求される

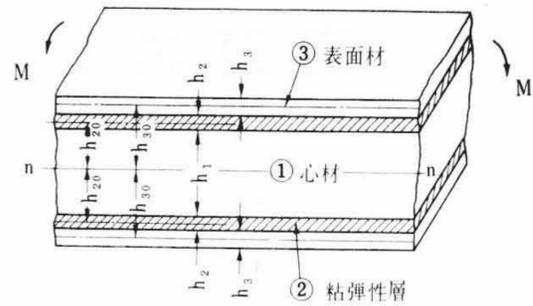


第3図  $\lambda=0$  および  $\lambda=\infty$  の場合のM点およびL点の音圧比 (一定の入射音圧を与えたとき, かごの移動による全音圧の変動を表わす)



(第3図(b)の計算値とはほぼ同傾向を示す)

第4図 機械室より95c/sの純音をスピーカで放射した場合, L点で測定した音圧変動



第5図 粘弾性層を用いた対称形5層サンドイッチ板の構成 (①と③の間にある②層のせん断変位を利用して減衰を得る構造)

場合には, 昇降路の一部分に吸音層を用いることが有効である。

### 2.2 エレベータかごの防振構造

かご内部に発生する騒音は, 発生源がどこにあるとも, かごの板振動によることは確かである。したがって, 外部の振動, 騒音源をできるだけ小さくする必要があることは当然であるが, 場合によっては, かごの板構造に検討を加えることが必要となる。

現在一般に用いられているかごは, 薄鋼板, アルミ板などに意匠効果をねらったものであるが, これら材料は, 振動の立場から見れば, 内部摩擦が小さいことおよび質量効果が小さいため, きわめて振動に対して鋭敏である。

この考えにより, 日立製作所では単に振動, 騒音のみならず, 軽量性, 意匠などの条件も考慮して, ボード材を内装にしたかごを実用化し効果を上げている。また防振, 防音性と軽量でこわさの大きいことを特長とする他の構造についても研究しているが, このうち粘弾性層を用いた対称形5層サンドイッチ板についての研究を紹介する<sup>(2)</sup>。

この構造は第5図に示すような構成をしており, 比較的にこわい心材に表面材を粘弾性層を介して結合したものである。①, ②および③層が完全にこわい材料で②層がせん断変形をしないとすれば, サンドイッチ板のこわさは最大で, 減衰は各構成メンバーの内部減衰の和になる。もし②層が粘弾性体(Visco-elastic Material)であり, せん断変形をするならば, こわさは前の場合より低下するとともに, サンドイッチ板としての減衰は, 粘弾性層がせん断変形すると前者よりかなり大きくなる。

この場合問題となるのは, 板の寸法が大きくなるにしたがって, せん断効果が小さくなることであり, 小さい試料での減衰効果そのまま大きいかご板に期待するには, 板にこわさの大きい仕切りを入れることである。

板が大きいときは, 仕切り効果とともに, 粘弾性層のこわさを小さくすることが効果的である。これを具体的に示そう。

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= l \sqrt{\frac{G_2}{E_3 \cdot h_2 \cdot h_3}} \\ \beta &= \frac{B_0 \cdot h_2}{B_1 \cdot h_{30}} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (6)$$

なる2個の無次元パラメータを導入する。

ここに  $l$ : 板の全長

$G_2$ : 粘弾性層のせん断剛性率

$E_1, E_2, E_3$ : ①, ②および③層のヤング率

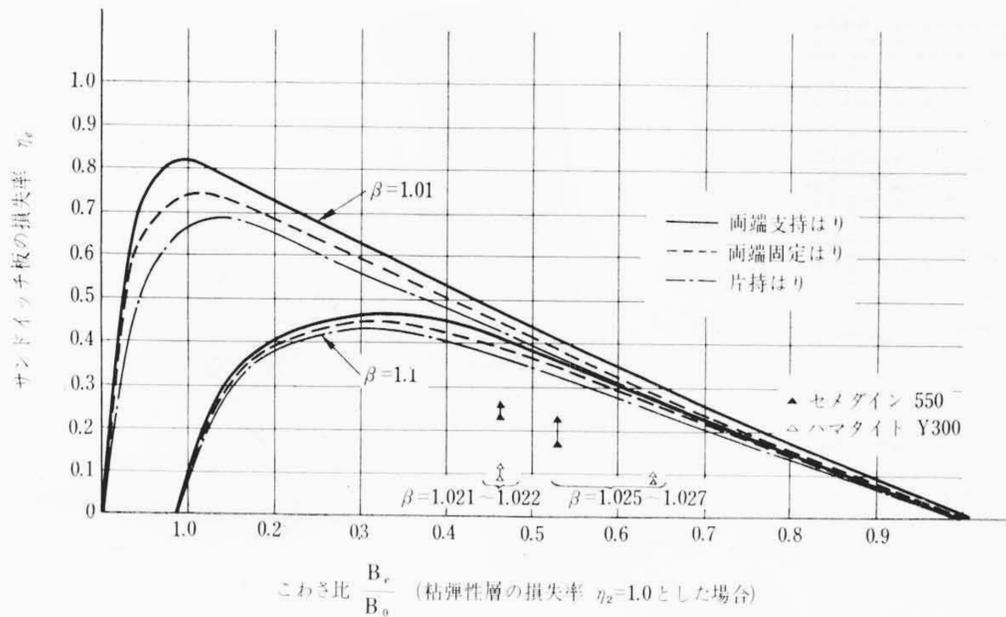
$I_1, I_2, I_3$ : ①, ②および③層の自己の中立軸まわりの慣性モーメント

$h_1, h_2, h_3$ : ①, ②および③層の厚さ

$h_{20}, h_{30}$ : サンドイッチ板の中立軸から②および③層の中立軸までの距離

ただし

$$\left. \begin{aligned} B_0 &= E_1 \cdot I_1 + 2 E_2 (I_2 + h_2 \cdot h_{20}^2) + 2 E_3 (I_3 + h_3 \cdot h_{30}^2) \\ B_1 &= 2 E_2 \cdot I_2 + E_2 \cdot h_2^2 \cdot h_{20} + 2 E_3 \cdot h_2 \cdot h_3 \cdot h_{30} \end{aligned} \right\} \dots (7)$$



第6図 サンドイッチ板のこわさ比とサンドイッチ板の損失率  $\eta_e$  の関係  
(ただし、 $\beta = B_0 \cdot h_2 / B_1 \cdot h_{30}$ ,  $\gamma_2 = 1.0$ , 表面材および心材の内部摩擦は考えていない)

第6図は各種の境界条件に対し、こわさ比  $B_e/B_0$  (粘弾性層がこわくてせん断変形しない場合のサンドイッチ板のこわさ  $B_0$  と粘弾性層がやわらかくせん断変形する場合のこわさ  $B_e$  の比) を横軸に、サンドイッチ板の損失率  $\eta_e$  を縦軸にとった場合の関係図である。ただし粘弾性層の損失率  $\gamma_2 = 1.0$  とした場合である。本図に参考のため実験データを記入した。

これら計算結果を利用して5層サンドイッチ板の試作を行ない、同時に心材としてハニカムを使用した場合についても検討している。

### 2.3 かごの横振れ<sup>(3)</sup>

高層建築になり、レール・スパンが長くなるにしたがってレール据付がむずかしくなる。もちろん十分な時間と手間をかければ、レールの据付は完全に行なえるが、これはかえって経済性を阻害するのであるところで妥協し、多少のレール接合部の不完全さは、かご防振構造によって逃げるのが合理的である。

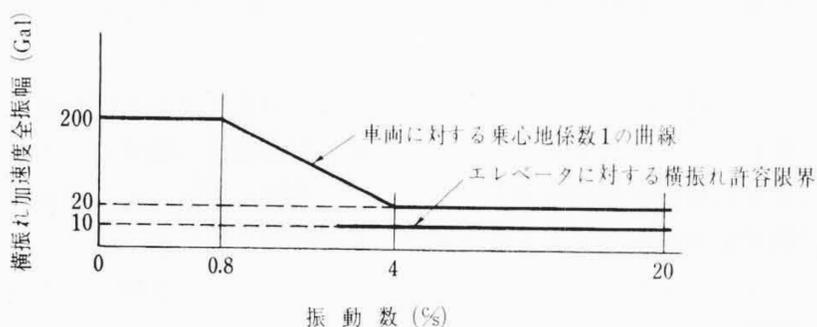
現在は、レール据付は十分慎重に行ない、かつかご防振構造によって、エレベータ高速運転中に生ずる横方向の振動加速度を全振幅で10 Gal以下に押えている。

#### (a) 横振れ発生原因と横振れの許容値

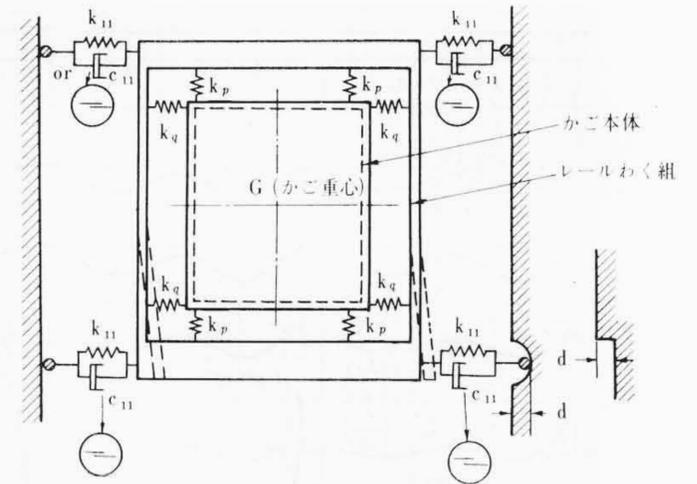
横振れの発生原因は、レール継目にあることは明らかであるが、微小な継目部の凸凹によるか、それとも継目部でレール・クリップなどにより押えられるためのそりによるものが議論されたが、いろいろの条件を変えた実験の結果、ガイド機構の特性と関連した問題であり、一概にいずれかと結論できない複雑な現象であることがわかった。

かご横振れの許容値は、横振れ自体が過渡的な現象であるため決定しにくい。車両関係の Janeway の乗心地曲線および鉄道技術研究所の曲線を参考にして定めた。これを第7図に示す。

エレベータで問題になる横振れの振動数は、ほぼ4~20 c/s の



第7図 車両に対する乗心地曲線とエレベータの横振れ許容限界値の比較



(ただし、ダッシュボット記号は粘性形ダンパー、その下に記してある記号はクーロン摩擦ダンパーを示す。レールガイド部分はすべり形とローラ形とで摩擦作用が異なり、前者はクーロン、後者は粘性摩擦となる)

第8図 かご振動系説明図

範囲にはいる。この範囲においては、人間は加速度に比例した振動を感じ、また生理感覚の Weber-Fechner の法則より明らかなように加速度の対数に比例した値を感じる。これらを考えて、加速度全振幅10 Galを許容限界値と定めた。

#### (b) かごの非連成支持法

一般にかごの防振支持法としては、床面に防振ゴムを配置する方法が採用されているが、支持のバネ定数が比較的かたいため、かたい感じの振動が発生する。支持のバネ定数を低くし、同時にかご本体のローリングを防ぐため、かごの上下に対称に防振ゴムを配置する対称形非連成支持法を開発し特許出願中である。

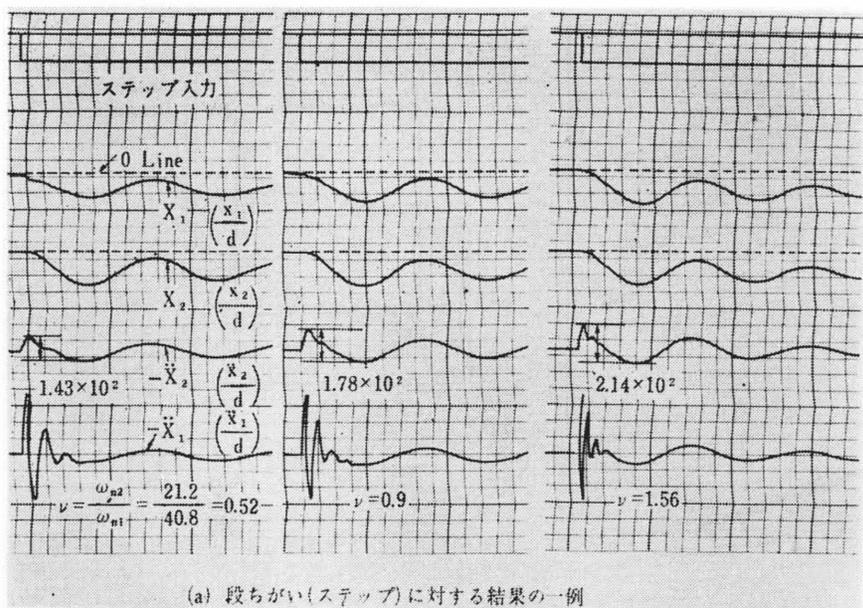
この場合のかごの振動系を第8図に示す。ただしこの場合、ガイドシューとガイドローラによって摩擦作用が根本的に異なってくる。すなわち前者に対してはクーロン摩擦、後者に対しては粘性摩擦が作用する。

従来の防振法のように、かごが床下のみから支持されると、横方向の加振力により、重心の並進運動と重心まわりのローリングの両方が発生する。非連成支持法により、固有振動数の高いローリングを防止できるので、それだけ横振れ加速度を小さくできる。非連成支持法としては、高級エレベータで採用した対称支持法とともに、斜支持法があるが前者のほうが実機に適用するのが容易である。

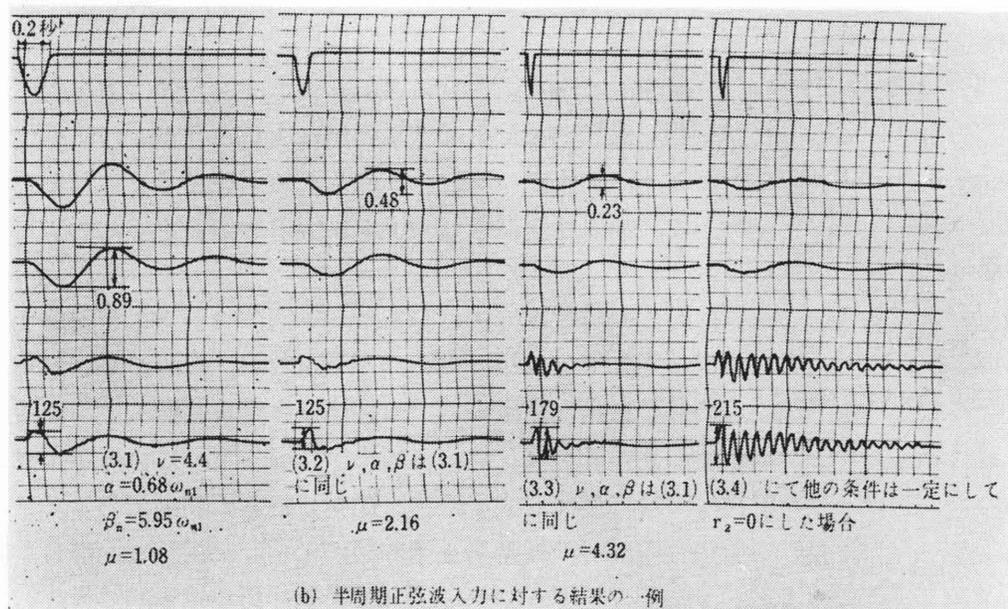
#### (c) 対称形非連成支持法を使用した場合のかご床の過渡振動の解析

エレベータかごに対称支持法を採用して、ローリングを防いだ場合、横振れに対しかごは2自由度系となる。レールが段ちがい(ステップ入力に相当)および半周期正弦波になっているところをエレベータが走行する場合に、かご床が受ける過渡的加速度の値をアナログ・コンピュータで計算してみた。得られた波形の一例を第9図に、これをまとめた計算結果を第10図(a)~(d)に示す。同図における記号は、

- $\omega_{n1}$ : かごわく組、すなわちスリングとガイドシューのバネ系の合成した系の固有振動数 (rad/s)
- $\omega_{n2}$ : かご本体の固有振動数 (rad/s)
- $\omega$ : 半周期正弦波入力の等価振動数で  $\omega = \pi/\tau$  で表わされる。ただし、 $\tau$  は入力の継続時間である
- $R$ : わく組の等価質量  $m_1$  とかごの等価質量  $m_2$  の比で  $R = m_2/m_1$
- $\nu$ : わく組のみの固有振動数  $\omega_{n1}$  とかご本体の固有振動数  $\omega_{n2}$  との比  $\nu = \omega_{n2}/\omega_{n1}$
- $\mu$ : 等価振動数  $\omega$  とわく組の固有振動数  $\omega_{n1}$  の比、 $\mu = \omega/\omega_{n1}$

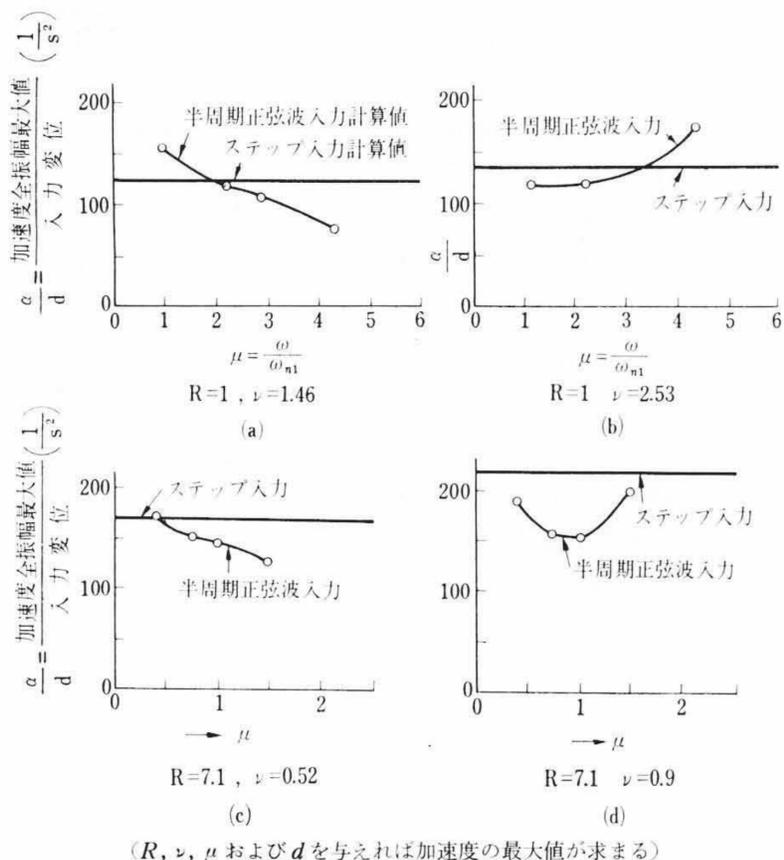


(a) 段ちがい(ステップ)に対する結果の一例



(b) 半周期正弦波入力に対する結果の一例

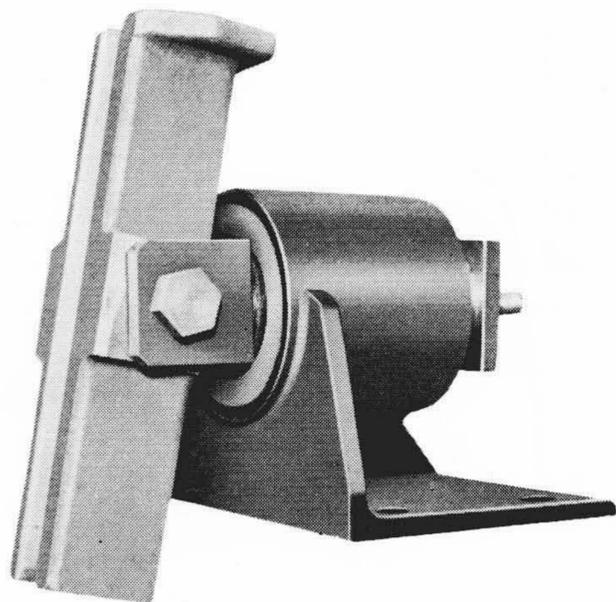
第9図 アナログ・コンピュータによるかご横振れの解析



(R, nu, mu および d を与えれば加速度の最大値が求まる)

第10図 段ちがい(ステップ)および半周期正弦波入力変位に対するかご床加速度の計算値

第10図は、 $\mu$  と  $\alpha/d$  (かご床の受ける加速度全振幅の最大値  $\alpha$  をレールの段ちがいの大きさまたは半円径のくぼみの深さ  $d$  で割った値) の関係を示したものである。この図より、半周期正弦波入力に対する  $\alpha$  の値は、2自由度系のため  $\mu$ ,  $R$  および  $\nu$  の3個のパラメータで変化し、その様相は複雑であるので、段ちがいに対する値を参考にしこれを中心として変化すると考えるよりほか



第11図 新しい防振機構を有するガイドシューすべり子がピンのまわりに回転自在なることおよび側圧をゴムの圧縮により与えることを特長とする

ない。

実際に近い  $R=1$ ,  $\nu=1.46$  の場合において、レールの段ちがいを  $1\text{mm}$  とすると、第10図(a)より  $\alpha=12.5\text{Gal}$  を得る。段ちがいは実際の施行においては  $0.1\text{mm}$  の付近であるので  $\alpha=1.25\text{Gal}$  付近になるはずである。

しかし以前には、レール継目の局部的段ちがいまたはくぼみを  $0.1\text{mm}$  程度に修正してもなおかつ  $10\sim 20\text{Gal}$  の横振れが発生して困ったことがあった。上述の理論計算からでは、このような大きな加速度が発生することは予想できない。

この現象は種々な実験により、従来のガイドシューに構造的欠陥があるためであることがわかった。すなわち従来のガイドシューは、レールに対し直線変位しかできず、かつシュー部と固定部にはめ合い部があり、この部分が大きな静摩擦力のもとにあるため、レール継目部を中心として存在するレールの大きな曲がりに迅速に応答できず、急にある所でシューが動き出す一種のジャーク的運動により、大きな加速度が発生することがわかった。

この欠点を除去するために、シューをピン支持して回転自在にしかつ機械的はめ合い部をなくした新しい構造のガイドシューを考案して実機に適用し好結果を得た<sup>(4)</sup>。この構造を第11図に示す。

(d) ガイドローラを使用する場合のかごの横振れ

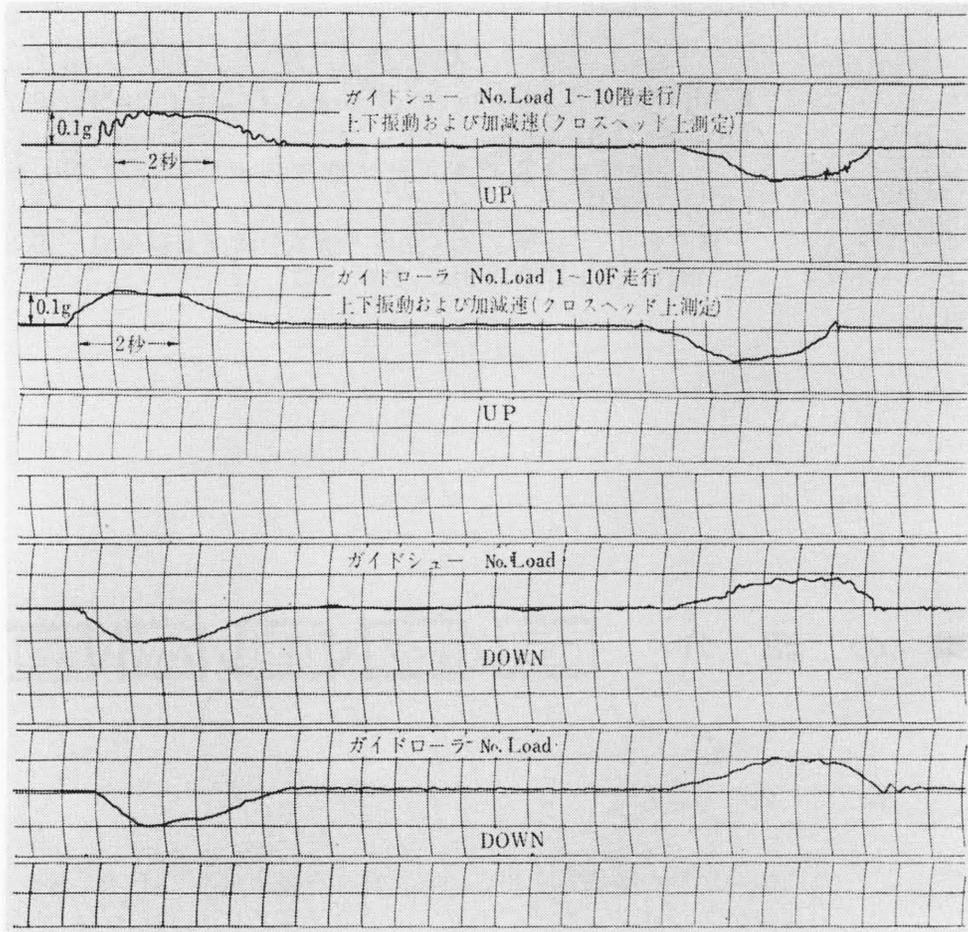
$150\text{m/min}$  以上の高速エレベータには、ガイドローラがガイドシューに変わって用いられる。これはローラのほうがシュー形より摩擦の小さいことと音が小さくかつ横振れが少ないためである。

しかし、ローラに偏心がある場合、またはレールへの面圧を過大にしてローラのゴム自体がひずみ、回転サイクルの振動励振力が発生する場合には、かごに横振れを生ずるので注意が必要である。

この状態において、エレベータ速度を可変にすると回転速度が変わり、このサイクルがかご系の固有振動数に一致するとかなり大きな横振れが発生する。しかしこの場合においても、横振れ自体が定常的振動であるので感覚上不快感は少ない。一般のガイドシューの衝撃的な横振れと比較して、これがローラ形の大きな特長の一つである。

2.4 エレベータ起動特性に及ぼす摩擦の効果

直流エレベータは、加減速が円滑なことを第一の特長とするが、



第12図 ガイドローラとガイドシューの加速度曲線の比較

実際には高価な速度制御装置を使用しないときまたはこれらの作用が十分でないときには、多少の振動が発生する。

ここでは、起動時においてかごの縦方向加速度波形に現われる振動的現象について若干の考察を行なうことにする。かごとつりあいおもりの重量差を検出する負荷装置が作動していない場合について検討を加える。

(a) 巻上電動機の軸受の種類による起動特性の変化

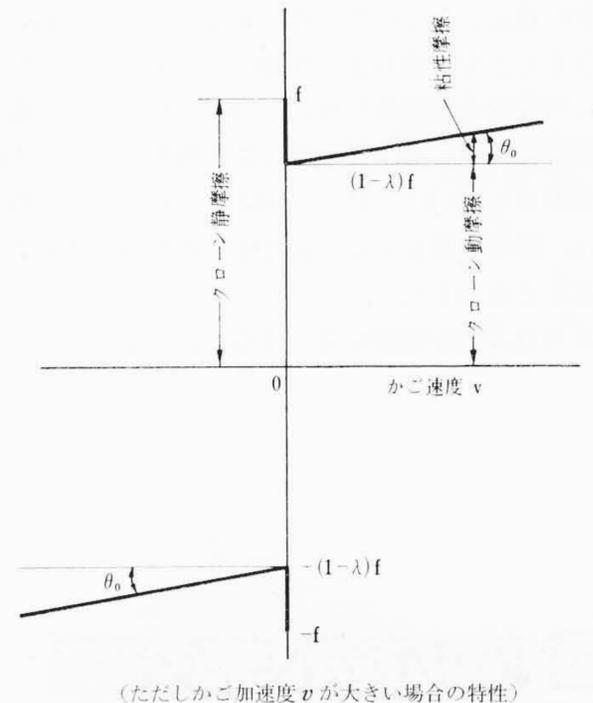
起動時は、電動巻上機の軸受の摩擦の影響が大きいので、巻上機軸受にプレーンベアリングを採用するかころがり軸受を採用するかで加速特性が異なってくる。

プレーンベアリングを使用する場合において、最も問題になるのは、軸受摩擦がエレベータの休止時間によって変化することである。この場合、連続運転時においては軸受摩擦が小さいため、正全負荷時（正負荷とは電動機回転方向と逆方向の重力負荷をいう）において、反転現象（ブレーキ開放と同時に巻上機がエレベータ進行方向と逆方向に回転すること）が、負全負荷時（負負荷とは電動機回転方向と同方向の重力負荷）においては、飛び出し現象（ブレーキ開放と同時に巻上機がエレベータ進行方向に回転すること）が発生しやすくなる。これに対して、エレベータ休止時間が長くなると、軸受摩擦が大きくなるため±全負荷に対して反転現象がなくなるとともに、静摩擦から動摩擦への急激な変化により、起動直後に大きな加速度変化率が現われる。

一方、ころがり軸受を採用すると、軸受摩擦が小さくなるので休止時間に関係なく常に同じ加速特性を得ることができる。その反面アンバランス負荷に鋭敏になるので、いずれの軸受を採用するかは制御装置との関係で決定されねばならない。

(b) ガイドローラとガイドシューによる起動特性の変化

ガイドローラはすべり形より静摩擦、動摩擦とも小さいので、高速エレベータでは、ガイドローラを用いるほうが円滑な加速特性を得ることができる。ローラとシューによる加速度を比較したオシログラムの一例を第12図に示す。無負荷上昇時においては、明らかにローラの加速度のほうが円滑であり、シューのほうは振動が発生している。無負荷下降時においてははともになめらかな加



第13図 ガイドシューの非線形摩擦特性

速度を示している。

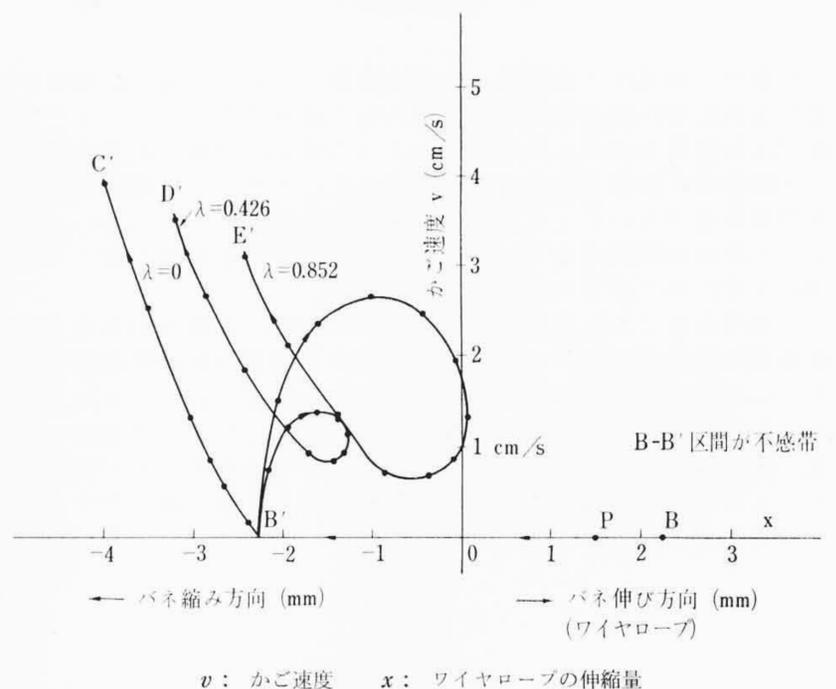
無負荷上昇時のように加速度が大きいとき、シューの場合に振動が発生することについては次のように説明できる。すなわちシューのかご速度に対する摩擦力特性が第13図のような理想的非線形摩擦特性を有すると近似的に仮定できるので、かごが急に動き出すときに  $\lambda f$  なる力がステップ状に作用するからである。

これをさらに明らかに示すためにかご速度  $v$  とワイヤロープの伸び  $x$  の位相面を加加速度  $110 \text{ cm/s}^3$  の設計値に対して描いたのが第14図である。かごの運動は  $\lambda > 0$  の場合振動的になり、ループを描く軌道となる。かごの運動を表わす状況点 P が不感帯 B-B' から飛び出すとき、摩擦が静摩擦から動摩擦に変化しステップ力が作用する。実際的には  $\lambda$  を 0 に近づけることが振動防止に有効である。

3. 結 言

高速エレベータにおいて問題になる振動と騒音について概説した。エレベータの高速化に伴って生ずるかごの横振れは、新構造のガイドシューかガイドローラによって解決されている。

エレベータ起動時に生ずる縦振動は、電気制御方式と見合った機



第14図 加加速度  $110 \text{ cm/s}^3$  で下降方向起動した巻上機に吊られたかごの運動の位相面、ガイド部の摩擦は第13図に示す特性を有する場合

械要素の選定，とくに巻上機の軸受とガイドの適当な使用により防止できることを実験および理論により明らかにした。

かご内騒音の低減のために，(a)：おもに空気音として伝播してくる騒音については，昇降路の音響特性をは握して必要な場合には吸音処理をし，(b)：おもに固体音としてかごに放射する騒音の低減には，防振構造とともに板自体を吸振構造処理することが効果的であることを示した。

これらの方法を実際に適用することにより，かご内騒音を60ホ

ン(B特性)以下にしている。

参考文献

- (1) C. M. Harris: Handbook of Noise Control, 21-2 (1957, McGraw-Hill)
- (2) 一柳：機械学会第42期東京秋期講演大会論文集 No.124 [105] (1964)
- (3) 一柳，永井：機械学会日立地方講演会講演前刷集 1 (1962)
- (4) 実 484113 (出願昭和31年2月15日)



新案の紹介



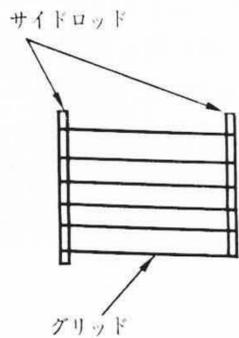
実用新案第717014号

内田淳美

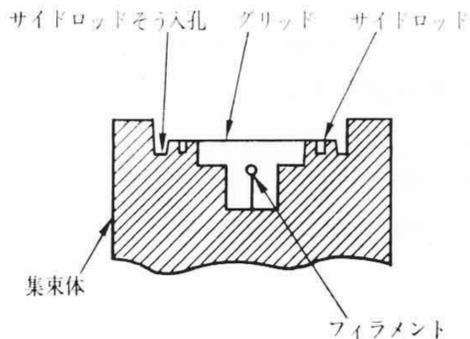
三極X線管グリッド

従来の三極X線管は第1図および第2図に示すように，グリッドのサイドロッドとして断面が円形の金属線を用い，サイドロッドを集束体のサイドロッドそう入溝に入れて溶接することによりグリッドを集束体にとりつけるのが普通であったのが，この場合サイドロッドの断面が円形のために点溶接の際サイドロッドを回転させる力が加わり，そのためにグリッド線がたるむということが多かった。この考案は第3図および第4図に示すように，サイドロッドとし

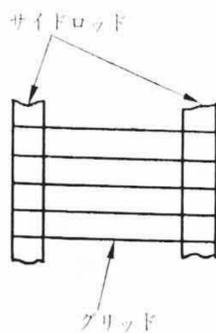
て断面が矩形の金属板を用い，集束体のサイドロッドそう入溝に適切な傾斜をつけ，このサイドロッドそう入溝内にサイドロッドを固着したもので，このように構成することによりグリッドはサイドロッドを集束体に溶接する際傾斜したサイドロッドそう入溝により緊張し，しかもその緊張度をほぼ一定にすることが可能であるなどの利点がある。(福田)



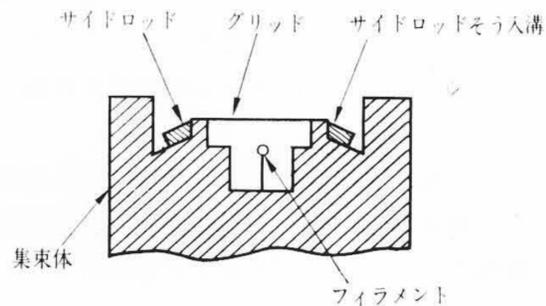
第1図



第2図



第3図



第4図

実用新案第722784号

和田正脩・高野静夫

挿込み型X線管

X線管は高電圧で使用するので防電撃のためには通常防電撃容器または高圧変圧器と同じ容器内に入れて使用するが，このような装置ではX線管が破損して交換するような場合，分解，組立の方法または絶縁油の浄化方法などが非常にめんどろで，ある程度習熟した専門技術者でないとこのような作業を行なえないことが多い。したがって特に山間僻地などにおいては上述のような故障が起こった場合にはきわめて不便になる。

この考案はこれらの欠陥を取り除くために，X線放射窓をあけた金属管球壁下部にソケットの孔に合致する形状の絶縁管球壁を形成し，この絶縁管球壁の底面にフィラメント端子を設けたもので，このように構成することによりX線装置に取り付けまたは交換する場合，未熟練者でも簡単に行なうことができるのできわめて便利であり，またX線管容器が不要になり，軽便にして取り扱いやすいという利点がある。(福田)

