

## モータ駆動平衡形振動リニアフィードの開発\*

小泉 邦雄\*<sup>1</sup>, 小林 隆昭\*<sup>2</sup>, 佐々木 基文\*<sup>1</sup>  
岩城 敏博\*<sup>1</sup>, 岡部 佐規一\*<sup>3</sup>, 横山 恭男\*<sup>4</sup>Development of Motor-Driven Vibration Linear Feeder  
Balanced Transmissive ForceKunio KOIZUMI, Takaaki KOBAYASHI, Motofumi SASAKI,  
Toshihiro IWAKI, Sakiichi OKABE and Yasuo YOKOYAMA

Development of a vibration feeder was performed as one application of a vibratory machine with a self-contained vibration-reducing function by means of interference of transmissive force. The most important conditions for a vibration proof of a vibratory machine are compatibility of functions which oppose each other, reduction of transmissive force on the machine base and amplification of vibration on the body. This study deals with application of the proposed design to the feeder. The machine consists of coupling of a pair of one-degree-of-freedom mass-spring system. An excitation spring is divided as a part of a coupling spring for generation of excitation force on the two bodies. One end of the spring is excited by harmonic displacement with a reciprocating mechanism such as a crank. In this paper, we present vibration characteristics with full consideration of transmissive force and the optimum design procedure of the system. The transmissive force is reduced by 30 dB in the linear feeder which is excited by the excitation spring in the first trial.

**Key Words:** Vibratory Machine, Vibration Feeder, Vibration Proof, Interference, Transmissive Force

## 1. 緒 言

機械振動を利用して仕事をする振動応用機器では、可動部に振動を効率よく発生させる一方、ベースやハウジングへの振動伝達を抑制するという相反する二つの要求を満たさねばならない困難さがある。

この種の機器の内、振動による可動部の運動を利用する機器の防振対策に弾性支持による振動絶縁を用いると、振動系が複雑になるためにトラブルを招きやすい。たとえば防振ベースの振動が微小でも、これが影響して共振点の移動や可動部の振幅低下など、振動特性を悪化させることが多い。これは、振動応用機器のほとんどを占める共振で動作する機器に顕著である。

これに対して振動干渉による防振では、機器ベースを剛支持あるいはこれに近い状態ですえつけできるので、可動部の振動特性に影響を与えない。

本研究では、二つの1自由度振動系の可動部を連成ばねで連結して2自由度振動系を構成する。連成ばね

こわさの一部を分割して駆動ばねとし、この一端にモータ駆動の往復伝動機構で強制変位を与えて励振力を発生し、二つの可動部に互いに逆相の励振力を作用させる構成を提案する。モータ駆動とすると、電磁石駆動<sup>(1)</sup>と比べて可動部の慣性を抑え、それによって支持ばねこわさを下げられるので、エアギャップによる機構上の制約や発生力の大きさへの振れの依存性がないこともあり、容易に大振幅を得ることができる。

駆動ばねの代わりに軸方向にたわまない剛な連接棒を用いた機構は、クランクプレスやダイニングマシンに類似の機構となるが、この構成も駆動ばねのこわさを無限大にした場合として含めて取扱う。

ベースへの伝達力を消滅させる完全干渉条件<sup>(2)</sup>に調整されていれば、駆動振動数を変化させても必ず逆相で振動して完全に伝達力を打ち消す特性が得られる。現実にはこの条件から多少のずれを生ずるが、第2次共振点を駆動条件として用いることで、互いに逆相の振動による確実な伝達力の干渉と振幅の拡大を共に達成することができる。剛な連接棒の場合には、共振点付近を除いて駆動振動数に制限はないが、振幅はクランク行程の質量比分割となり、拡大されずに一定となる。

従来、弾性支持された防振ベース上の二つ1自由度

\* 原稿受付 平成4年11月19日。

\*<sup>1</sup> 正員, 富山大学工学部 (〒930 富山市五福 3190)。\*<sup>2</sup> 学生員, 富山大学大学院。\*<sup>3</sup> 正員, 金沢大学工学部 (〒920 金沢市小立野 2-40-20)。\*<sup>4</sup> 正員, 石川工業高等専門学校 (〒929-03 石川県河北郡津幡町北中条)。

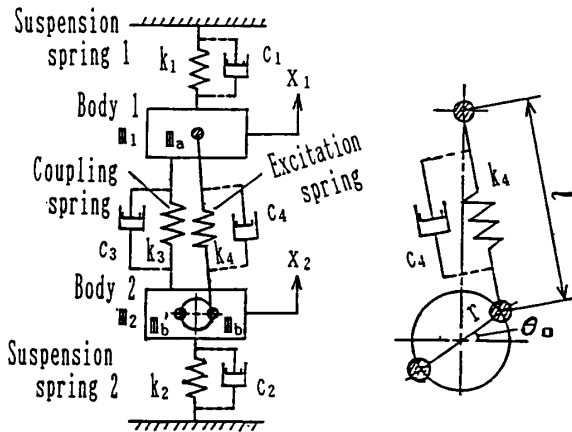


図1 モータ駆動平衡形振動機器のモデル

振動系の可動部が互いに電磁石で駆動される連成ばねがない平衡形フィードが実用化されている<sup>(3)(4)</sup>。

本報では、駆動ばねを持つ平衡形振動機器からの伝達力を勘案した可動部の振動特性を考察して、機器の仕事能力に関する可動部の振れを大きくする条件を明らかにした。そして最適設計法を確立した。

試作したダブルトラック振動リニアフィードでは、ベースを剛支持した単一の可動部の場合と比べて、30 dBの伝達力低減効果を得た。

## 2. 記号

$m_i (i=1,2)$ : 本体  $i$  の質量,  $m_a$ : 駆動ばねの等価復質量,  $m_b$ : 駆動ばね等価回転質量,  $m_b'$ : 駆動ばね平衡回転質量,  $m_A = m_1 + m_a$ : 本体 1 等価質量,  $m_B = m_2 + m_b + m_b'$ : 本体 2 等価質量,  $k_i (i=1\sim 4)$ : ばねこわさ,  $c_i (i=1\sim 3)$ : 粘性減衰係数,  $r$ : クランク半径,  $l$ : 駆動ばねの自然長,  $T$ : 負荷トルク,  $\omega$ : 駆動角振動数,  $\omega_2$ : 第 2 次固有角振動数,  $\omega_n = \sqrt{k_1/m_A}$ ,  $x_i$ : 本体  $i$  の変位,  $F(t)$ : 駆動力,  $F_j$ : 駆動力の第  $j$  次成分振幅,  $x_{ij}$ : 駆動力の第  $j$  次成分による本体  $i$  の定常変位振幅,  $F_{ij}$ : 伝達力第  $j$  次成分振幅,  $dm_2, dk_2, dc_2$ : 完全干渉条件からの質量, ばねこわさ, 粘性

減衰係数のチューニングのずれ量として、次のような無次元量,  $h_1 = c_1 / (2m_1 \omega_n^2)$ ,  $H_i = 1 + c_i / c_1$ ,  $K_i = 1 + k_i / k_1$ ,  $M_2 = 1 + m_B / m_A$ ,  $z = \omega / \omega_n$ ,  $z_2 = \omega_2 / \omega_n$ ,  $F_j = F_j / k_1 r$ ,  $F_{ij} = F_{ij} / k_1 r$ ,  $X_i = x_i / r$ ,  $X_{ij} = x_{ij} / r$ ,  $\theta_0$ : 初期設定クランク角,  $\phi_{ij}$ : 駆動力の第  $j$  次成分に対する本体  $i$  の同成分定常振動の位相遅れ,  $\tau = \omega t$ ,  $T = T / k_1 r^2$ ,  $dH_2 = dc_2 / (c_1 + c_2)$ ,  $dK_2 = dk_2 / (k_1 + k_2)$ ,  $dM_2 = dm_2 / (m_1 + m_2)$ ,  $L = l / r$  を定義する。

## 3. 理論

**3.1 本体の運動** 図1のように、支持ばね  $k_i$  で支持された本体  $m_i$  間を連成ばね  $k_3$  で連結し、クランクを角  $\theta_0$  に設定したときに駆動ばね  $k_4$  が自然長  $l$  になるようにする。

クランク機構で駆動ばねの一端を強制変位させ、本体に互いに逆相の駆動力を作用させて駆動する。本体の運動は次式で表わされる。

$$\begin{aligned} m_A \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + c_3 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \\ + k_1 x_1 + k_3 (x_1 - x_2) = F(t) \\ m_B \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 + c_3 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \\ + k_2 x_2 + k_3 (x_2 - x_1) = -F(t) \end{aligned} \quad (1)$$

$r \ll l$  の場合の駆動力  $F(t)$  は、次式の駆動ばねのばね力  $Fk_4$  と減衰力  $Fc_4$  の和である。

$$\begin{aligned} Fk_4 = -k_4 [x_1 - x_2 + r \{ \sin \theta_0 - \sin(\omega t + \theta_0) \}] \\ Fc_4 = -c_4 \{ \dot{x}_1 - \dot{x}_2 + r \omega \cos(\omega t + \theta_0) \} \end{aligned} \quad (2)$$

本体の変位振幅の直流分と基本成分は次のようになる。

$$\begin{aligned} X_{1f0} = -(K_2 - 1) \cdot F_0 / \Delta_0, \quad X_{2f0} = F_0 / \Delta_0 \\ X_{1f1} = F_1 / \Delta_1 \cdot \{ -z^2 (M_2 - 1) \\ + (K_2 - 1) + j 2 h_1 z (H_2 - 1) \} \\ X_{2f1} = F_1 / \Delta_1 \cdot (z^2 - 1 - j 2 h_1 z) \end{aligned} \quad (3)$$

ここで

$$\begin{aligned} \Delta_0 = K_2 (K_3 + K_4 - 1) - 1, \\ F_0 = (K_4 - 1) \{ \sin \theta_0 + (1/2 - \cos^2 \theta_0) / 2L \} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta_1 = \{ -z^2 (M_2 - 1) + K_2 + K_3 + K_4 - 3 \} \cdot \{ -z^2 + K_3 + K_4 - 1 \} - 4 h_1^2 z^2 \{ (H_2 + H_3 + H_4 - 3) \cdot (H_3 + H_4 - 2)^2 - (K_3 + K_4 - 2)^2 \} \\ + j 2 h_1 z \{ (H_3 + H_4 - 1) \cdot \{ -z^2 (M_2 - 1) + K_2 + K_3 + K_4 - 3 \} + (H_2 + H_3 + H_4 - 3) \cdot \{ -z^2 + K_3 + K_4 - 2 \} - 2 (H_3 + H_4 - 2) \cdot (K_3 + K_4 - 2) \} \end{aligned}$$

$$F_1 = \sqrt{(K_4 - 1)^2 + \{ 2 h_1 z (H_4 - 1) \}^2}$$

連成ばねの無い剛連接棒の場合の振幅は、次式

$$\begin{aligned} X_{1f1} = 1 / \Delta_1 \cdot \{ -z^2 (M_2 - 1) + (K_2 - 1) + j 2 h_1 z (H_2 - 1) \} \\ X_{2f1} = 1 / \Delta_1 \cdot (z^2 - 1 - j 2 h_1 z) \end{aligned} \quad (3)'$$

ここで,  $\Delta_1 = -2 h_1 z H_2 + j \{ -z^2 M_2 + K_2 \}$

であり、式(3)で  $H_4 \rightarrow \infty$  とした式と一致する。

**3.2 伝達力と干渉条件** 本体から支持ばねを介しての基礎への伝達力は次式

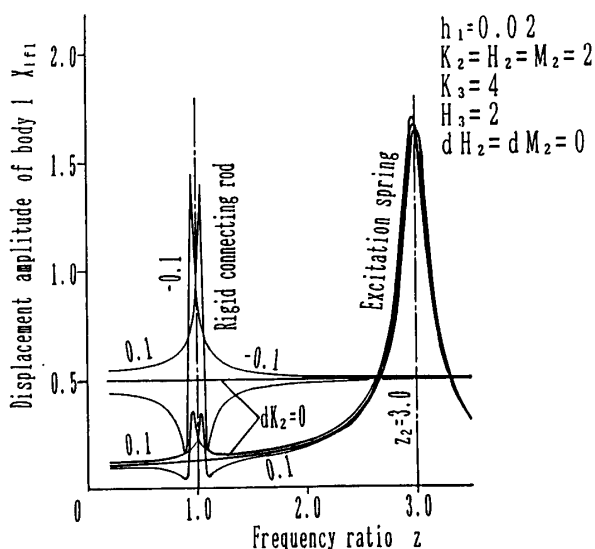


図2 本体1の変位の振幅—振動数特性(理論)

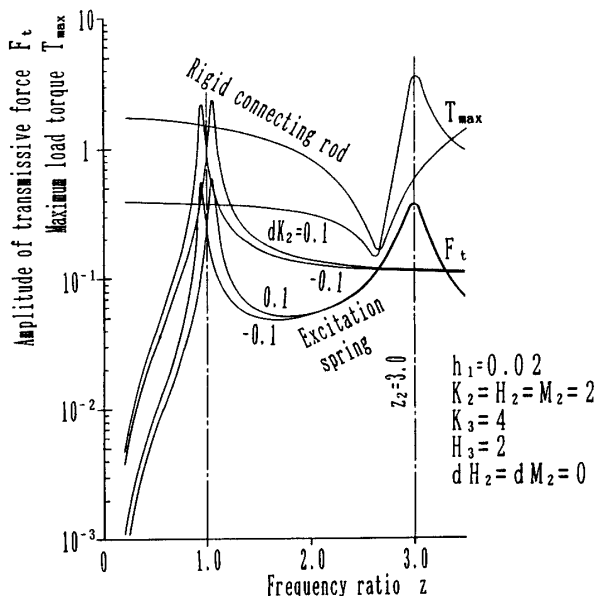


図3 伝達力振幅の振動数特性(理論)

$$F_t = k_1 x_1 + k_2 x_2 + c_1 \dot{x}_1 + c_2 \dot{x}_2 \dots (4)$$

である。この伝達力を打ち消して  $F_t = 0$  にする条件は、式(4)より次式で表され、本体間を結合する連成ばねや駆動ばねに関係せず、振動成分次数にもよらない。

$$K_2 = M_2 = H_2 \dots (5)$$

したがって支持ばねと本体で構成される二つの1自由度振動系の減衰、質量およびばねこわさの比を等しくすればよい。式(5)の完全干渉条件が成立していれば、いかなる駆動振動数であっても本体は互いに対向して逆相で振動し、伝達力を打ち消す。このため第1次共振点が消滅して、あたかも1自由度系のように振る舞う。また式(5)は、連接棒が剛体であっても成り立つ。

完全干渉条件からのずれがなく、 $dK_2(dM_2=dH_2)=0$  のとき、変位振幅は、図2のように第2次共振点付近でのみピークをもち、第1次共振点は消滅する。

剛連接棒では、ずれがなければ、 $z=1$  で

$$X_{1f1} = 1 - 1/M_2, \quad X_{2f1} = 1/M_2 \dots (6)$$

となって、駆動振動数によらずに逆相かつ一定振幅の特性が得られる。

ずれがあると、完全な逆相状態が崩れて同相に近づくために、消滅していた第一次共振点が現れ、図3のように、第2次共振点よりも伝達力が大きくなる。

式(5)が満たされていれば伝達力を完全に打ち消すことができるが、実際には完全干渉条件からのずれを生じて、伝達力が残留する。振動機器では、ある振幅に対する伝達力が小さく、かつ振幅自体も大きくなることが望ましい。 $F_t/X_{1f1}$  と  $X_{1f1}$  の比の値である

$$F_t/X_{1f1}^2 \dots (7)$$

がそれを表すので、伝達力の性能評価量として用いることにする。その振動数特性を図4に示す。

### 3.3 駆動モータに負荷されるトルク 駆動モータの負荷トルクは駆動ばねのこわさと粘性減衰を介して発生し、 $L \gg 1$ ならば次式で表される。

$$T = T_{k4} + T_{c4} = -(K_4 - 1) \cos(\tau + \theta_0) \{ X_{1f0} + X_{1f1} \cdot \sin(\tau + \theta_0 + \phi_1) - X_{2f0} - X_{2f1} \sin(\tau + \theta_0 + \phi_2) - \sin(\tau + \theta_0) + \sin \theta_0 \} - (H_4 - 1) [ \cos(\tau + \theta_0) \cdot \{ X_{1f1} \cos(\tau + \theta_0 + \phi_1) - X_{2f1} \cos(\tau + \theta_0 + \phi_2) - \cos(\tau + \theta_0) \} - \sin(\tau + \theta_0) \{ X_{1f1} \sin(\tau + \theta_0 + \phi_1) - X_{2f1} \sin(\tau + \theta_0 + \phi_2) - \sin(\tau + \theta_0) \} ] \dots (8)$$

負荷トルクは  $\theta_0$  の値によって異なり、駆動ばねこわさが小さいほど大きな影響を受ける。ピーク値  $T_{max}$  の極小は  $\theta_0 = 0^\circ, 180^\circ$  付近に存在する。

剛連接棒の場合は

$$T = [ \cos(\tau + \theta_0) \{ (-z^2 + K_3 - 1) \sin(\tau + \theta_0) + 2h_1 z \cdot (2H_3 - 1) \cos(\tau + \theta_0) - (2K_3 - 1) \sin \theta_0 \} ] / 2 \dots (8)'$$

となり、連接棒で本体の相対運動が拘束されるため、 $T_{max}$  は  $\theta_0 = 0^\circ, 180^\circ$  で得られる。

図3に示したように、 $T_{max}$  の低下する振動数が第2次共振点の下に存在する。その振動数では駆動ばねがほとんどたわまず、あたかも連接棒が剛体のような状態になっている。なお、 $T_{max}$  の値は完全干渉条件からのずれにあまり影響を受けない。

振幅を大きくすればそれと共に  $T_{max}$  も増大する。モータ容量を抑えるためには、ある振幅に対する負荷トルクが

小さく、かつ振幅自体も大きくなる駆動条件を選ぶ必要がある。これを表す  $T_{max}/X_{1f1}$  と  $X_{1f1}$  の比の値をトルクの性能評価量として次式を定義する。

$$T_{max}/X_{1f1} \dots\dots\dots (9)$$

**3.4 最適駆動条件** 図4のように、評価量  $F_t/X_{1f1}$  は第2次共振点で落ち込むが、評価量  $T_{max}/X_{1f1}$  が極小となるのは、図3に示した  $T_{max}$  と同じ振動数比である。この二つの性能評価量が、それぞれ別個の最適な駆動振動数を持つので、伝達力と負荷トルクの方を考慮した総合的な性能評価量として、式(7)と

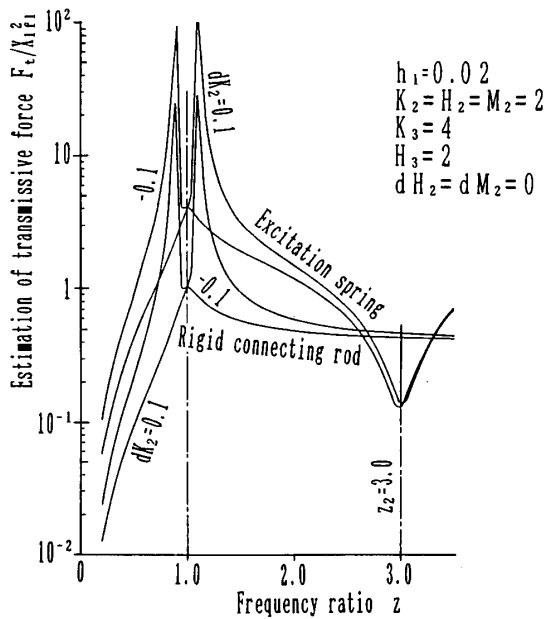


図4 伝達力の評価量の振動数特性(理論)

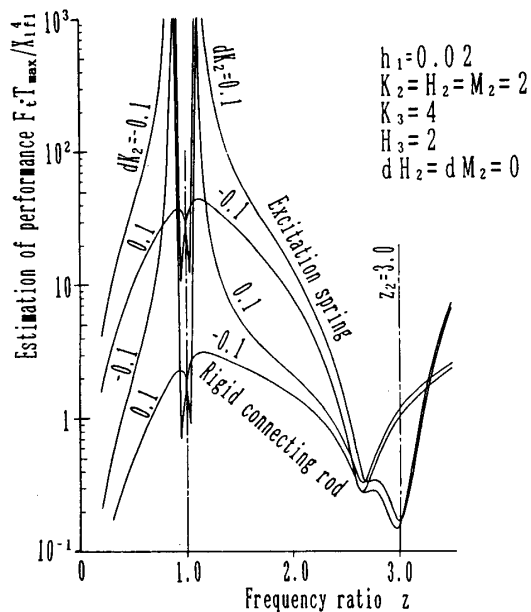


図5 伝達力とトルクを総合した評価量の振動数特性(理論)

(9)の積を取った評価量

$$T_{max} \cdot Ft/X_{1f1} \dots\dots\dots (10)$$

を定義する。振動数比特性を図5に示す。この値は式(7)の値が大きく影響し、第2次共振点で落ち込む。したがって駆動振動数は第2次共振点に一致させるとよく、この条件を最適駆動条件とする。式(5)の条件のもとでは、第2次共振点は次式で表される。

$$z_2 = \sqrt{1 + K_2(K_3 + K_4 - 2)/(K_2 - 1)} \dots\dots\dots (11)$$

$k_1, k_2 \ll k_3 + k_4$  ならば、 $k_3$  の調整だけで容易に第2次共振点を駆動振動数に一致させ得る。式(10)の値が急増するので、第1次共振点の近傍は避けねばならない。

剛連接棒の場合には、第1次共振点付近を避けて、 $T_{max}$  が極小となるように  $K_3$  と  $\omega$  を決めればよい。

$k_3, k_4$  を負の領域まで広げると、第2次共振点を第1次共振点よりも低くすることができるので、興味深い特性が得られるが、これらについては別報に譲り、本報では、ばねこわさは正の値とする。

4. 設 計

駆動振動数を  $z = z_2$  に固定しても、 $F_t/X_{1f1}$  は  $K_3$  と  $K_4$  で変化し、 $z_2$  も式(11)のように  $K_3 + K_4$  に依存する。このような機器の設計では、所定の変位振幅を駆動振動数で得ることが第一の条件である。その上で伝達力が設定した許容範囲内に入るようなずれの範囲を求め、上の条件を満たすように、 $K_3, K_4$  を決める。このような考えの設計手順を図6に示す。

与えられた  $x_{1f1}$  と可動部の機能・構造を考慮して  $m_1, K_2 (= M_2 = H_2) = (x_{1f1}/x_{2f1}) + 1, h_i (i=1 \sim 4)$  を決める。これから  $H_i = 1 + h_i/h_1 (i=3,4)$ 、そして  $dh_2 = (H_2 - 1)h_1 - h_2$  を用いて  $dH_2 = dh_2/(h_1 + h_2)$  が決ま

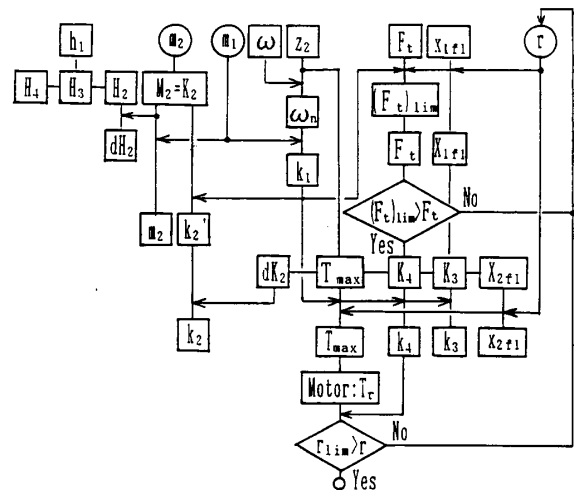


図6 モータ駆動平衡形の設計手順

る。ωと許容伝達力振幅  $F_t$  を設定する。適当な  $z_2$  の値を仮定すると、 $\omega = \omega_2$  すなわち  $z = z_2$  にとるので、 $\omega_n = \omega/z_2$  として  $k_1 = m_1 \omega_n^2$  より基準となる支持ばねこわさ  $k_1$  が求められる。  $i=2$  の振動系は  $m_2 = (M_2 - 1)m_1$ 、 $k_2 = (K_2 - 1)k_1$  より決まるが、ここで  $k_2$  は最終決定値ではなく、仮の値である。  $x_{1f1}$  と振幅倍率を勘案して仮定した  $r$  を用いて、 $X_{1f1} = x_{1f1}/r$ 、 $(Ft)_{lim} = F_t/(k_1 r)$  が求められる。

次に  $K_4$  を定める。この値が1に近くなると  $z$  が1に近づくので伝達力が大きくなり、2から大きくするとモータ負荷トルクが増す。現実的には  $K_4 = 2$  でよい。図7より、 $z_2$  の横線上で  $X_{1f1}$  との交点を探す。その点の  $Ft$  が  $(Ft)_{lim}$  以下ならば、横軸の  $dK_2$  が  $K_2$  の許容範囲の上限値となり、 $k_2 = (k_2' + k_1 \cdot dK_2)/(1 - dK_2)$  として  $k_2$  の最終値が得られる。  $(Ft)_{lim}$  を上回るならば、 $r$  の値を減少して仮定しなおす。  $K_3$  は  $z_2$  に対応

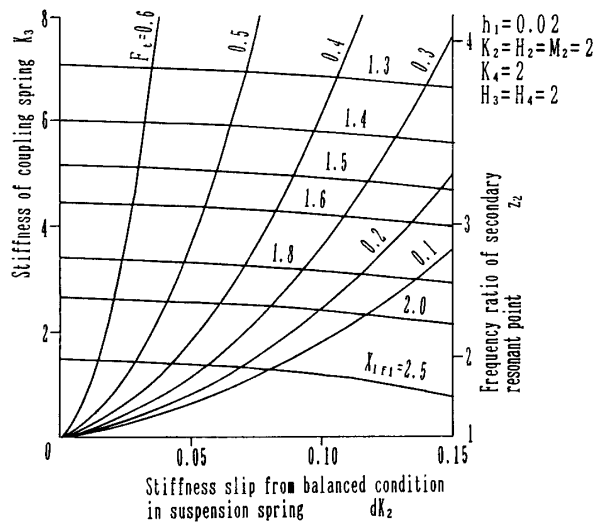


図7 ばねこわさを求める線図

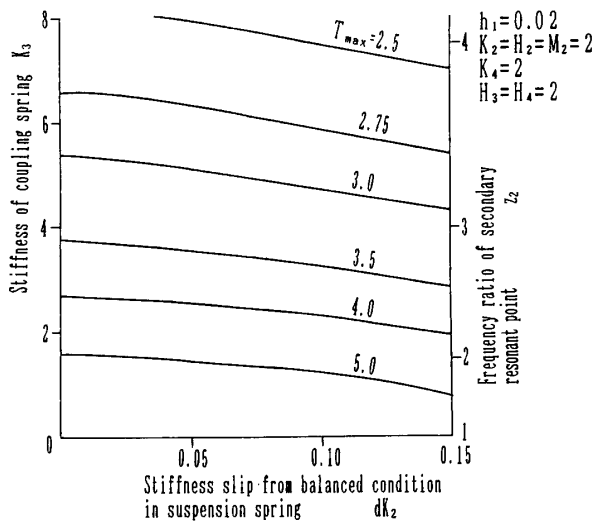


図8 負荷トルクのピーク値を求める線図

する縦軸の値である。図8より、 $K_3, dK_2$  の交点から  $T_{max}$  が求められる。  $T_{max} = T_{max} \cdot k_1 r^2$  に余裕を見込んだ負荷トルクでモータを選ぶ。駆動ばねのたわみは、 $x_{lim} = r + x_{2f1} + x_{1f1}$  を越えることはないので、モータの定格トルク  $T_r$  でこのたわみを発生できるときのクランク半径  $r_{lim} = T_r/k_4 - (x_{2f1} + x_{1f1})$  を求めて、この値が最初の仮定した  $r$  以下ならば、すべてが満足されている。逆に  $r$  を上回ったならば、 $r$  の値を増大させて仮定しなおす。

5. 実験

5.1 基礎実験 図9に実験装置を示す。  $r = 0.5$  mmのクランクをタイミングベルトを介して9WのDCサーボモータで駆動する。クランクと本体1の間を駆動ばね  $k_4$  となるハット形のループ状ばねで結合する。支持ばね  $k_{1,2}$ 、連成ばね  $k_3$  は平行板ばねで構成されている。質量のずれのないときの共振点は  $f_1 = 8.6$  Hz、 $f_2 = 37.3$  Hzである。支持ばねからベース板に伝達する振動力は、ピエゾ形ロードセルで検出した。

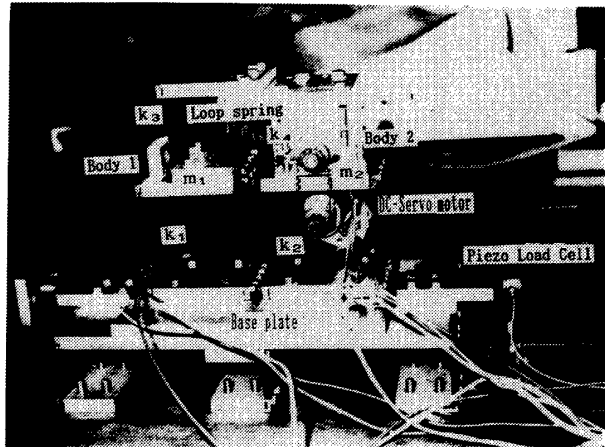


図9 基礎実験装置

$K_2 = M_2 = 4.33$   $K_3 = 12.93$   $K_4 = 1.92$   $dK_2 = 0.0$   $dM_2 = 0.0$   
 $h_1 = 0.006$   $H_2 = 2.41$   $H_3 = 9.71$   $H_4 = 1.00$   $dH_2 = -0.80$

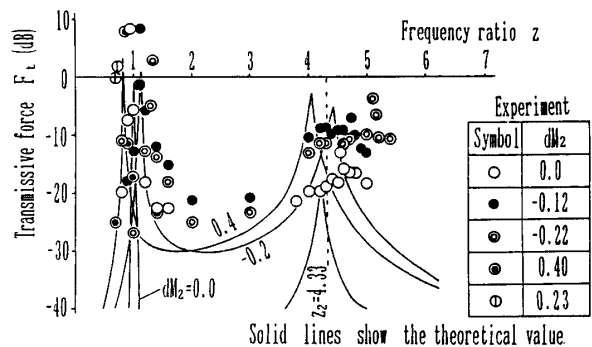


図10 伝達力レベルの振動数特性(実験)

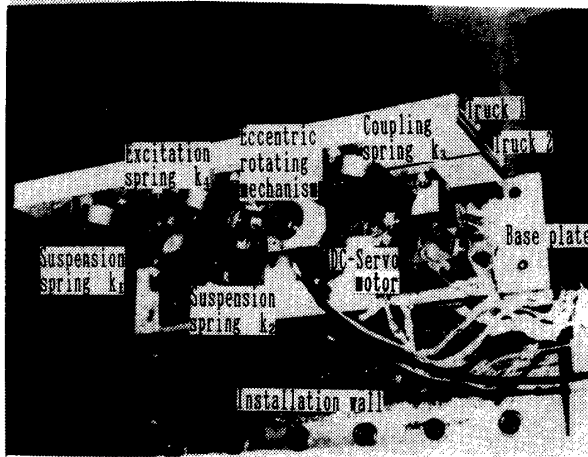


図 11 平衡形振動リニアフィード試作機

図 10 は伝達力の振動数特性である。ほかの多くの実験も同程度に理論解析結果と一致した。

**5.2 試作** 図 11 は、開発試作したダブルトラック振動リニアフィードである。楕円形ループ状板ばねで構成される駆動ばねを偏心回転機構で励振する。ばねを横に寝かせた取付けを可能にしてばね全高を低く抑えたので、多重に積層する場合でも、積層間隔を小さくできる。連成ばねに J 字形ループ状板ばねを用いることによって、二つのトラックを接近して平行設置を可能にした。ループ状板ばねは、曲げることで等価的に長いスパンを得て平行真直板ばねと比べて短いスパンで低いばね剛性が実現できるので、機構の小型化に有効である。

試作機的主要仕様は次のとおりである。

クランク半径： $r=0.19\sim 0.33$  mm

固有振動数： $f_1=9.2, f_2=27.1$  Hz,

変位振幅(第 2 次共振点)： $x_{1f_1}=1.12, x_{2f_1}=1.13$  mm

本体質量： $m_1=649, m_2=654$  g

ばねこわさ： $k_1=2.037, k_2=2.114, k_3=7.083,$

$k_4=1.442$  kN/m

減衰比： $h_1=0.003, h_2=0.004, h_3=0.006, h_4=0.001$

駆動源：DC サーボモータ(オリンパス BA 512-S 001)：5 W, 低速負荷トルク  $0\sim 1.22\times 10^{-4}$  N·m, 120 g,  $\phi 24\times 50, 800\sim 4000$  rpm

伝達力はピエゾ形ロードセル、可動部変位は支持板ばねにはったひずみゲージおよび読み取り顕微鏡で測定した。クランク半径は、光学式変位検出器でクランク端部の変位を検出した動的な値である。

平衡形との比較のために、一方の本体を固定した単一形の場合も測定した。図 12 は平衡形と単一形のそれぞれの共振点における変位と伝達力の波形である。平

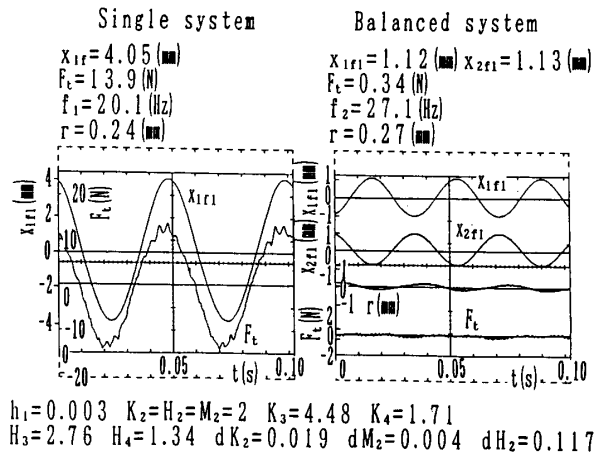


図 12 変位および伝達力波形(実験)

衡形では、効果的に伝達力が干渉されている。残留伝達力は、クランク部の軸受からの雑音である。

単一形の共振点に対する平衡形の第 2 次共振点の伝達力低減効果は伝達力で約 30 dB, 可動部の単位変位振幅当たりの伝達力では約 21 dB であった。したがって評価量  $F_t/X_{2f_1}^2$  で約 9 dB の性能向上を得た。

## 6. 結 言

2 自由度振動系を構成する二つの可動部に、モータで駆動ばねの一端を強制変位して発生した互いに逆相の駆動力を作用させて、駆動振動数にかかわらずに可動部を逆相で振動させ、伝達力の干渉により防振効果を得る振動リニアフィードについて、次の結論を得た。

- (1) 連成・駆動ばねは、伝達力干渉条件に関係しない。
- (2) モータ負荷トルクを最小にするクランク設定角は  $0^\circ$  または  $180^\circ$  近傍である。
- (3) 駆動ばねが剛な連接棒の場合には、連成ばねは振動特性におよぼす影響が小さいので、省略してよい。
- (4) 最小負荷トルクの条件下で、伝達力を抑え、かつ変位振幅を大きくするための評価量を提案した。
- (5) 第 2 次共振点の実用的な最適駆動条件であることを評価量によって明らかにした。
- (6) 伝達力を一定値内に抑え、かつ所定の振幅を得る場合の機器の設計手順を確立した。
- (7) 試作機により、30 dB の伝達力低減効果を得た。

## 文 献

- (1) 横山・ほか 3 名, 精密機械, 51-5(1985), 990.
- (2) 小泉・ほか 4 名, 精密工学会誌, 58-5(1992), 871.
- (3) 林栄精器(株), 「ダイナフィード」カタログ, (1990), 7.
- (4) 横山, パーツハンドリング, (1985), 251, 工業調査会.