一様はりのゴムストップに対するはね返り特性*

山 田 一 郎**

Rebound Characteristics of a Uniform Beam Colliding with a Rubber Stopper

Ichiro YAMADA

In data communication I/O equipment, many colliding vibrations of mechanical components are observed. Rebounds of the components often prevent the equipment from operating at a high speed. In order to decrease these rebounds, this paper discusses the rebound of a uniform beam colliding with a rubber stopper. Replacing a rubber stopper with 3-element viscoelastic model, the colliding vibration of a uniform beam is analyzed. Computed results are as follows: (1) Optimal stopper position that minimizes the rebound exists on the beam. (2) The larger spring constant ratio r of the stopper is, the smaller the rebound becomes. (3) The larger press angle φ , is, the smaller the rebound becomes, but the optimal stopper position is unchanged. Experimentally, these results are confirmed. Additionally, this paper describes that the replacement of a rubber stopper with 3-element model is reasonable, and that three constants of the model can be estimated from the experimental data on impact force and deformation.

1. 緒 言

データ通信用入出力機器、継電器等においては構成部品の衝突振動が数多く見られるが、これら部品のはね返りが機構の高速化の妨げとなることが多い。コンピュータ周辺機器であるラインプリンタにおいても、印字ハンマあるいはその駆動レバーがゴムストップに衝突、停止する際にはね返りを防ぐことが高速かつ良好な印字動作を実現する上で重要となる。

一般に、部品のはね返り現象は繰返し衝突を伴う複雑な現象であるため、従来は衝突時の局部変形を無視し、反発係数によって便宜的に衝突時のエネルギー損失を与えて扱ったものが多い^{1)~7)}。しかしながら、部品のはね返り特性を詳細に検討するには、衝突時の局部変形を考慮する必要があると思われる。局部変形によるエネルギー損失を考慮した検討には、被衝突体を粘弾性模型で表したり⁸⁾、反発力に履歴特性を仮定したもの⁹⁾があるが、いずれも単純な1自由度振動系の衝突を扱ったものである。また、2自由度振動系とばね要素との衝突について高次振動がはね返り量に及ぼす影響を検討したもの¹⁰⁾もあるが、エネルギー損失は考慮されていない。

そこで本報告では衝突振動の具体例として、前述のラ

インプリンタ印字機構における衝突振動をとり上げ、衝突部品を分布定数振動系である一様はりに、ゴムストップを3要素粘弾性模型にモデル化して解析を行い、数値計算によってはね返り特性を明らかにするとともに、これを実験で確認した。また、実験に先立って、ゴムストップの定数推定方法および3要素模型近似の妥当性について検討してある。

2. 衝突振動の解析

衝突振動系のモデルを図1に示す。衝突部品は回転支持された一様はりにモデル化されており、密度 ρ 、断面積 A 、ヤング率 E 、断面2次モーメント I である。また、このはりは回転軸 Q 回りの慣性モーメント J で表される剛体部をもち、復帰ばね k_s の復元力によってストップに衝突する。ここで、回転軸 Q と復帰ばねの取付位置 R の距離 l_s である。一方、ゴムストップは3要素粘弾性模型にモデル化されており、ばね定数 k_1, k_2 、粘性減衰

図1 衝突振動系のモデル

* 原稿受付 昭和52年9月8日。昭和51年度精機学会秋季大会学術講演会(昭和51年10月14日)および精機学会昭和52年度関西地方定期学術講演会(昭和52年6月8日)にて発表。

** 正 会 員 日本電信電話公社武蔵野電気通信研究所(武蔵野市緑町3-9-11)

図2 衝突振動の模式図

係数 c である。最も簡単な粘弾性模型としては、2要素のマクスウェル模型とフォークト模型がある。しかし、マクスウェル模型には静止時の平衡位置が定まらない欠点があり、またフォークト模型には衝突した瞬間の衝撃力が0とならない欠点があるので、本報告では、このような欠点のない3要素模型を用いた。

はり先端Pの平衡位置を座標原点Oとし、回転軸Q方向にはりの位置座標 x とストップ位置 z を、これらと直角方向にはりの変位 y とストップの変位 w をとる。また、はり先端Pの初期変位を y_0 、ストップの自由位置を d とする。さらに、はりの自由位置が x 軸となす角度を押付角 θ_s と定義して、復帰ばねの押付けの強さを表す。

2.1 はりの衝突振動

はりがストップに繰返し衝突するときの運動は、はりがストップと離れている区間（開離時）とはりがストップに接触している区間（接触時）に分けられる。図2に示すように各区間を添字 m で表し、開離直後あるいは接触直後を各区間の時間原点 ($t_m=0$) とする。ここで、 $m=2k-1$ は開離時を、 $m=2k$ は接触時を表す。ただし、 k は自然数。

区間 m において、時刻 $t_m=0$ でのはりの変位分布を $u_m(x)$ 、速度分布を $v_m(x)$ 、はりがストップから受ける衝撃力を $f_m(t_m)$ とすると、はりの変位 y が長さ l に比べて小さい場合には、無次元化されたはりの運動方程式、初期条件、境界条件はそれぞれ以下になる。

〔運動方程式〕

$$\frac{\partial^2 Y_m(X, \tau_m)}{\partial \tau_m^2} + \frac{\partial^4 Y_m(X, \tau_m)}{\partial X^4} = F_m(\tau_m) \cdot \delta(X-Z) \quad (1)$$

ただし、 $m=2k-1$ のときは $F_m(\tau_m)=0$ 、また、 $\delta(X)$ はディラックのデルタ関数である。

〔初期条件〕

$$Y_m(X, 0) = \xi_m(X), \quad \frac{\partial Y_m(X, 0)}{\partial \tau_m} = \eta_m(X) \quad (2)$$

〔境界条件〕

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial^2 Y_m}{\partial X^2}(0, \tau_m) &= \frac{\partial^3 Y_m}{\partial X^3}(0, \tau_m) = Y_m(1, \tau_m) = 0 \\ \frac{\partial^2 Y_m}{\partial X^2}(1, \tau_m) + \lambda \frac{\partial^3 Y_m}{\partial \tau_m^2 \partial X}(1, \tau_m) \\ &+ \kappa_s \left\{ \frac{\partial Y_m}{\partial X}(1, \tau_m) - \varphi_s \right\} = 0 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

ここに、式中の無次元量は次のように定義されている。

$$\left\{ \begin{aligned} Y_m(X, \tau_m) &= \frac{y_m(x, t_m)}{y_0}, \quad \tau_m = \omega t_m, \quad \omega = \frac{1}{l^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho A}}, \\ X &= \frac{x}{l}, \quad Z = \frac{z}{l}, \quad F_m(\tau_m) = \frac{f_m(t_m) \cdot l^3}{EI y_0}, \\ \xi_m(X) &= \frac{u_m(x)}{y_0}, \quad \eta_m(X) = \frac{v_m(x)}{\omega y_0}, \\ \lambda &= \frac{J}{\rho A l^3}, \quad \kappa_s = \frac{k_s l_s^2}{EI}, \quad \varphi_s = \frac{l \theta_s}{y_0} \end{aligned} \right.$$

これらより、はりの変位 $Y_m(X, \tau_m)$ は衝突しないとしたときの変位 $Y_{m,0}(X, \tau_m)$ と衝撃力 $F_m(\tau_m)$ による変位の和として式(4)で、はりの速度は式(5)で与えられる。

$$\left\{ \begin{aligned} Y_m(X, \tau_m) &= Y_{m,0}(X, \tau_m) \\ &+ \int_0^{\tau_m} U(X, Z, \tau_m - \tau) \cdot F_m(\tau) d\tau \\ &= \sum_{i=1}^{\infty} \Xi_i(X) (A_{m,i} \cos \beta_i^2 \tau_m \\ &+ B_{m,i} \sin \beta_i^2 \tau_m) - \varphi_s (1-X) \\ &+ \int_0^{\tau_m} U(X, Z, \tau_m - \tau) \cdot F_m(\tau) d\tau \quad (4) \\ \frac{\partial Y_m}{\partial \tau_m}(X, \tau_m) &= \sum_{i=1}^{\infty} \Xi_i(X) \cdot \beta_i^2 (-A_{m,i} \sin \beta_i^2 \tau_m \\ &+ B_{m,i} \cos \beta_i^2 \tau_m) \\ &+ \int_0^{\tau_m} \frac{\partial U}{\partial \tau_m}(X, Z, \tau_m - \tau) \cdot F_m(\tau) d\tau \quad (5) \end{aligned} \right.$$

ただし、 $m=2k-1$ のとき $F_m(\tau)=0$ 。

ここで、 $U(X, Z, \tau_m)$ はインパルス応答で

$$U(X, Z, \tau_m) = \sum_{i=1}^{\infty} \frac{\Xi_i(X) \cdot \Xi_i(Z)}{\int_0^1 \{\Xi_i(X)\}^2 dX + \lambda \{\Xi_i'(1)\}^2} \times \frac{\sin \beta_i^2 \tau_m}{\beta_i^2} \quad (6)$$

$\Xi_i(X)$ は i 次規準関数で

$$\Xi_i(X) = \cosh \beta_i X + \cos \beta_i X$$

$$- \frac{\cosh \beta_i + \cos \beta_i}{\sinh \beta_i + \sin \beta_i} (\sinh \beta_i X + \sin \beta_i X) \quad (7)$$

β_i^2 は i 次固有角振動数で、 β_i は次式を満たす i 次固有

値.

$$\beta(\cosh \beta \sin \beta - \sinh \beta \cos \beta) + (\lambda \beta^4 - \kappa_s)(1 + \cosh \beta \cos \beta) = 0 \quad (8)$$

$A_{m,i}, B_{m,i}$ は区間 m の初期条件によって定まる定数で

$$\left. \begin{aligned} A_{m,i} &= \frac{\int_0^1 \xi_m^*(X) \cdot \Xi_i(X) dX + \lambda \xi_m^{*/(1)} \cdot \Xi_i'(1)}{\int_0^1 \{\Xi_i(X)\}^2 dX + \lambda \{\Xi_i'(1)\}^2} \\ B_{m,i} &= \frac{\int_0^1 \eta_m(X) \cdot \Xi_i(X) dX + \lambda \eta_m'(1) \cdot \Xi_i'(1)}{\int_0^1 \{\Xi_i(X)\}^2 dX + \lambda \{\Xi_i'(1)\}^2} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

ただし, $\xi_m^*(X) = \xi_m(X) + \varphi_s(1-X)$, $'$ は X に関する微分.

2.2 ストップの運動

3要素模型で表されるストップの変位は, 区間 $m=1$ ではストップは静止しているので

$$W_1(\tau_1) = 0 \quad (10)$$

区間 $m \geq 2$ では, 時刻 $\tau_m = 0$ でストップの変位とはりの $X=Z$ の変位が等しい条件 $W_m(0) = Y_m(Z, 0) = \xi_m(Z)$ を考慮すれば次式で与えられる.

$$W_m(\tau_m) = D + \{\xi_m(Z) - D\} e^{-\frac{\kappa_2}{\mu} \tau_m} - \frac{1}{\kappa_1} F_m(\tau_m) - \frac{1}{\mu} \int_0^{\tau_m} e^{-\frac{\kappa_2}{\mu}(\tau_m - \tau)} \cdot F_m(\tau) d\tau \quad (11)$$

ただし, $m=2k-1$ のとき $F_m(\tau) = 0$, また, 式中の新しい無次元量は次のように定義されている.

$$\left\{ \begin{aligned} W_m(\tau_m) &= \frac{w_m(t_m)}{y_0}, \quad \kappa_1 = \frac{k_1 l^3}{EI}, \\ \kappa_2 &= \frac{k_2 l^3}{EI}, \quad \mu = \frac{c \omega l^3}{EI}, \\ D &= \frac{d}{y_0} = \frac{6 - \kappa^*(1-Z)^3 Z}{6(1-Z) + \kappa_s(Z^3 - 3Z + 2)} \cdot \frac{\kappa_s}{\kappa^* \varphi_s} \\ \text{ただし, } \kappa^* &= \frac{\kappa_1 \kappa_2}{\kappa_1 + \kappa_2} \end{aligned} \right.$$

2.3 衝撃力

はりとストップが接触している条件 $Y_m(Z, \tau_m) = W_m(\tau_m)$ に式(4), (11)を用いれば, 衝撃力 $F_m(\tau_m)$ についてのポアソン型積分方程式(12)が導かれる.

$$F_m(\tau_m) = F_{m,0}(\tau_m) - \int_0^{\tau_m} K(\tau_m - \tau) \cdot F_m(\tau) d\tau \quad (12)$$

ここで

$$F_{m,0}(\tau_m) = \kappa_1 \left[\{D - Y_{m,0}(Z, \tau_m)\} - \{D - \xi_m(Z)\} e^{-\frac{\kappa_2}{\mu} \tau_m} \right] \quad (13)$$

$$K(\tau_m) = \kappa_1 \left[U(Z, Z, \tau_m) + \frac{1}{\mu} e^{-\frac{\kappa_2}{\mu} \tau_m} \right] \quad (14)$$

したがって, 積分方程式(12)の解として衝撃力 $F_m(\tau_m)$ が求められるので, 区間 $m=1$ の初期条件を与えれば, 式(4), (5), (11)を繰返し用いてはりの衝突振動を計算することができる. ここでは運動開始時点で, はりが直線変位分布をもち, 静止しているとして, 区間 $m=1$ の初期条件を次式で与える.

$$\xi_1(X) = 1 - X, \quad \eta_1(X) = 0 \quad (15)$$

3. はね返り特性の計算結果

1回目のはね返り以降(区間 $m \geq 3$)に, はり先端 $P(X=0)$ がとる最大変位をはね返り量 $Y_{\max}$ と定義する. 計算では最大5回目のはね返り(区間 $m=11$)までを考慮してはね返り量を求めた, ここで, 3要素模型の二つのばね定数 κ_1, κ_2 に代えて, 等価ばね定数 κ^* , ばね定数比 r

$$\left\{ \begin{aligned} \kappa^* &= \frac{\kappa_1 \kappa_2}{\kappa_1 + \kappa_2} = \frac{l^3}{EI} \cdot \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} \\ r &= \frac{\kappa_1}{\kappa_2} = \frac{k_1}{k_2} \end{aligned} \right.$$

を用いる. すると, 前章に示した解析より, はね返り量に影響を与える衝突振動系のパラメータは, Z : ストップ位置, κ^* : ストップの等価ばね定数, r : ストップのばね定数比, μ : ストップの粘性減衰係数, φ_s : 押付角, λ : 剛体部の慣性モーメント, κ_s : 復帰ばねのばね定数の七つの無次元量に整理される.

後述のように, はね返り量はストップ位置によって大きく変化するので, ここでは, はね返り量とストップ位置の關係に着目してはね返り特性を整理し, 図3~図6に示す. 図中, $n=5$ の曲線は1次から5次までの振動モードを考慮して求めた計算結果である. はね返り量の計算精度としては, 5次の振動モードまでを考慮すれば十分であることを確認している. また, $n=5$ の計算結果と同時に, 1次の振動モードのみを考慮した $n=1$ の計算結果を示し, 両者の差によって高次振動(2次以上の振動)がはね返り量に及ぼす影響を明らかにした.

図3~図6に示すように, はね返り量 $Y_{\max}$ はストップ位置 Z に大きく影響され, はね返り量を最小とするストップの最適位置が存在する. また, 同じく図3~図6より, 高次振動がはね返り量に及ぼす影響の大きいことがわかる. ただし, ストップ位置 Z が回転軸 ($Z=1$) に近いところでは高次振動の影響は小さい.

ストップの定数に關係する等価ばね定数 κ^* , ばね定数比 r , 粘性減衰係数 μ がはね返り量に及ぼす影響を検討してみる. 図3は等価ばね定数 κ^* の影響を示す. κ^* が大きくなると, ストップ位置が回転軸に近いところでは, はね返り量は大きくなる. これに対し, ストップ位置が

図3 等価ばね定数 κ^* の影響

図6 押付角 φ_s の影響

図4 ばね定数比 r の影響

図5 粘性減衰係数 μ の影響

図7 3要素模型と座標

ていく傾向がみられた。また、復帰ばねのばね定数 κ_s は κ_s が小さい範囲 ($\kappa_s=0.0003 \sim 0.03$) では、はね返り量にほとんど影響を及ぼさなかった。

以上の結果より、はね返りを防ぐ上で、①ストップを最適位置に設定すること、②ばね定数比 r の大きなストップを用いること、③適当な押付角 φ_s を与えることが重要であることが示される。等価ばね定数 κ^* が大きい場合には、ストップ位置の設定が特に重要となる。

4. ゴムストップの定数推定

はね返り量を計算するには、3要素模型で近似したストップの定数を求める必要がある。ここでは、ゴムストップを用いて、定数の推定を行うとともに3要素模型近似の妥当性を検討した。

3要素模型の座標系を図7のようにとると、衝撃力 f と変位 x との関係は式(16)で表される。

$$\dot{f} + \frac{k_1 + k_2}{c} f = k_1 \dot{x} + \frac{k_1 k_2}{c} x \quad (16)$$

さらに、式(16)を区間 $[t_i, t_i + m\Delta T]$ で積分すると式(17)が得られる。

$$\begin{aligned} \{f(t_i + m\Delta T) - f(t_i)\} + \frac{k_1 + k_2}{c} \int_{t_i}^{t_i + m\Delta T} f \, dt \\ = k_1 \{x(t_i + m\Delta T) - x(t_i)\} + \frac{k_1 k_2}{c} \int_{t_i}^{t_i + m\Delta T} x \, dt \end{aligned} \quad (17)$$

式(17)を用いて定数 k_1, k_2, c を推定するためには、衝撃力 f と変位 x を実測する必要がある。ここでは、図8に示す振子落下型の打撃装置を用いておもり（等価質量 $m_e = 2.0 \times 10^{-2} \text{ gs}^2/\text{cm}$ ）をゴムストップに衝突させ、ゴムストップに加わる衝撃力 f とおもりの変位 x を測定し

はりの先端に近いところ（図では $Z=0.2$ 付近）では、 κ^* が大きくなると、高次振動の影響ではね返り量は小さくなり、ここにストップの最適位置が現れる。図4にばね定数比 r の影響を示す。 r が大きくなるにつれて、はね返り量は小さくなる。このとき、ストップの最適位置は回転軸方向に移動していく。図5は粘性減衰係数 μ の影響を示す。 μ が大きくなると、ストップ位置が回転軸に近いところでは、はね返り量は小さくなる。また、ストップ位置がより先端に近いところでは、 μ が大きくなると、 $\mu=30$ の曲線にみられるようにストップ位置によってはね返り量が激しく変化するようになる。

図6に押付角 φ_s の影響を示す。 φ_s が大きくなるにつれて、はね返り量は減少するが、減少の割合は次第に小さくなる。このとき、ストップの最適位置は変化しない。

剛体部の慣性モーメント λ については、 λ が大きくなるにつれて、ストップの最適位置が回転軸方向に移動し

図8 打撃装置と測定系の構成

表1 ゴムの種類と材料特性

ゴ ム 種 類	DF-11	DF-12	DF-13	EF-1	EF-2	EF-3
かた さ (Hs)	34	57	76	38	55	72
反発弾性 (%)	23	17	13	71	62	52
原 料 ゴ ム	ブチルゴム (IIR) (エッソブチル #218)			スチレン・ブタジエンゴ ム (SBR) (JSR #1500)		

表2 定数の推定例と反発係数の比較

ゴ ム 種 類	衝突速度 v_0 (cm/s)	等価ばね 定数 k^* (kg/cm)	ばね定数 比 r	粘性減衰係数 c (kg·s/cm)	反 発 係 数 e	
					計算値	実験値
ブチルゴム (IIR) DF-12	92.9	31.2	6.68	0.0636	0.286	0.30
	77.6	29.7	6.28	0.0602	0.295	0.30
	57.5	24.5	6.25	0.0541	0.294	0.32
スチレン・ブタジ エンゴム (SBR) EF-1	92.9	17.9	1.25	0.0993	0.720	0.74
	77.6	15.7	1.36	0.102	0.726	0.74
	57.5	12.4	1.26	0.0919	0.736	0.74

v_0 の値は摩擦、空気粘性抵抗を無視した計算値

た。なお、衝突時の片当たりを防ぐために、おもりの衝突部には球面片 (球面半径 $R=10$ mm) を接着した。

おもりの衝突実験より得られた衝撃力および変位の過渡波形を ΔT 間隔に n 等分し (図9参照)、読取った数値を式 (17) に代入、整理すると、 ξ, η, ζ を未知数とする p ($=n-m+1$) 個の方程式 (18) を得る。

$$a_i \xi + b_i \eta + c_i \zeta = l_i, \quad (i=1, 2, \dots, p) \quad (18)$$

ここで

$$\xi = k_1, \quad \eta = \frac{k_1 k_2}{c}, \quad \zeta = -\frac{k_1 + k_2}{c} \quad (19)$$

$$\left. \begin{aligned} a_i &= x(t_i + m\Delta T) - x(t_i), \quad b_i = \int_{t_i}^{t_i + m\Delta T} x \, dt \\ c_i &= \int_{t_i}^{t_i + m\Delta T} f \, dt, \quad l_i = f(t_i + m\Delta T) - f(t_i) \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

一般に、 $p > 3$ の場合には最小2乗法を用いると、正規方程式の解として ξ, η, ζ の最確値 ξ^0, η^0, ζ^0 が求められる。したがって、3要素模型の定数 k_1, k_2, c は式 (19) の関係より、次式のように推定できる。

$$k_1 = \xi^0, \quad k_2 = -\frac{\xi^0 \eta^0}{\xi^0 \zeta^0 + \eta^0}, \quad c = -\frac{\xi^{02}}{\xi^0 \zeta^0 + \eta^0} \quad (21)$$

ここでは、打撃装置の腕の振り上げ角 θ によっておもりの衝突速度 v_0 を変えて実験を行い、ゴムストッパの定数推定を行った。ゴムストッパとしては、表1に材料特性を示すゴムを図8に示すように直径16 mm、厚さ4 mmの円板に切断して用いた。

表2に、衝突速度 v_0 を変えたときの反発係数 e (反発速度と衝突速度の比の絶対値) の値と推定定数を等価ば

図9 衝撃力と変位

ね定数 $k^* = k_1 k_2 / (k_1 + k_2)$ 、ばね定数比 $r = k_1 / k_2$ 、粘性減衰係数 c を用いて整理した結果の一例を示す。衝突速度が変化しても、反発係数の実験値はほぼ一定であり、推定定数にも大きな差は認められない。さらに、ゴムストッパの特性が3要素模型でどの程度近似できているかを調べるために、反発係数 e 、衝撃力 f 、変位 x について実験結果と推定定数を用いた計算結果とを比較した。この結果、表2および図9に示すように、かなり良く近似できていることがわかった。ここで、計算結果とは剛体と3要素模型の衝突として解析を行った結果に推定定数を代入して計算したものである。以上の検討より、ゴムストッパの3要素模型近似の妥当性が確認できた。また、同時に、定数の推定方法の妥当性も確認できた。

5. 一樣はりとゴムストッパの衝突実験

ここでは、一樣はりと定数の求まったゴムストッパとの衝突実験を行って、はね返り量を実測し、解析で求め

	κ^*	r	μ	φ_s	λ	κ_s
*1	21.1	6.31	10.3	5	0.1	0.0034
*2	14.6	1.26	9.86	5	0.1	0.0034

図10 一様はりのはね返り特性(1)

	κ^*	r	μ	φ_s	λ	κ_s
*3	7.56	6.25	5.47	5	0.1	0.0034
*4	8.45	1.00	8.69	5	0.1	0.0034

図11 一様はりのはね返り特性(2)

たはね返り特性の確認を行った。

はりの材質は鋼(S45C)とし、寸法は長さ $l=150\text{ mm}$ 、断面積 $A=5\times 5\text{ mm}^2$ とした。また、ストップ位置に対応するはりの衝突部には、衝突時の片当たりを防ぐため、ゴムストップの定数推定の場合と同じ球面半径 $R=10\text{ mm}$ をもつ、厚さ 1 mm の球面片を接着した。ゴムストップの形状寸法(図8)も定数推定の場合と同じである。

実験では、衝突部の球面片がゴムストップに接する位置で、はりが水平基準面に平行となるように回転軸の高さを調節し、このときのはり先端Pの位置を原点Oとしてはね返り量を求めた。実験と解析とで原点Oのとり方が異なるのは、ストップ位置の移動など実験上の容易さを考慮したためであり、本質的な違いはない。実験に対応させてはね返り量を計算するには、ストップの自由位置 D を $D=0$ とすればよい。

さて、はりをマグネットに吸引して先端Pに初期変位 y_0 を与えて静止させた後、マグネットの励磁電流を切

り、復帰ばねの復元力によってはりをゴムストップに衝突させる。このときのはり先端Pの過渡変位波形を測定し、はね返り量 $y_{\max}$ を求めた。ここで、 $y_0=7\text{ mm}$ とした。

図10、図11に表1のゴムストップを用いて求めたはね返り特性の実験結果と対応する計算結果とを比較して示す。計算には、はりの定数として、ヤング率 $E=2.1\times 10^6\text{ kg/cm}^2$ 、密度 $\rho=7.8\text{ g/cm}^3$ を用いた。また、ゴムストップの定数としては本実験の衝突エネルギー E_0 が $E_0=30\text{ g}\cdot\text{cm}$ であることから、これと衝突エネルギーがほぼ等しいおもりの衝突速度 $v_0=57.5\text{ cm/s}$ ($E_0=33\text{ g}\cdot\text{cm}$)の場合の推定値を用いた。

実験結果と計算結果とは、はね返り量およびはね返り量を最小とするストップの最適位置のいずれについても比較的良好に一致している。これによって、計算で求めたはね返り特性の妥当性が確認できた。

6. 結 言

機構部品のはね返り低減を目的として、一様はりがストップに衝突する際のはね返り特性について検討し、以下の結論を得た。

- (1) はりと3要素粘弾性模型で近似したストップとの衝突振動の検討によれば、(i)はね返り量を最小とするストップの最適位置が存在する、(ii)ストップのばね定数比 r が大きくなるとはね返り量は小さくなる、(iii)押付角 φ_s が大きくなるとはね返り量は小さくなるが、ストップの最適位置は変化しない。
- (2) ゴムストップを3要素模型に近似することは妥当であり、3要素定数は衝撃力、変位の実測データより推定できる。

最後に、本研究を行うにあたり終始ご指導いただいた日本電信電話公社武蔵野電気通信研究所、中川三男特別研究室長に深く感謝いたします。

参 考 文 献

- 1) 高村真夫, 百合野豊二, 大塚猶二: 継電器のチャタ現象に関する研究, 通研実報, **9**, 12 (1960) 1355.
- 2) 加藤浩子, 武井健三: 位相面による1自由度振動系のチャタの解析, 電子通信学会誌, **49**, 9 (1966) 1622.
- 3) 川井良次, 小寺 忠: 振動衝突に関する理論研究(第1報), 日本機械学会論文集, **35**, 274 (1969) 1233.
- 4) 小寺 忠: 振動衝突に関する理論研究(第2報), 日本機械学会論文集, **36**, 286 (1970) 923.
- 5) 入江博敏, 深谷健一: 2自由度系の定常衝突振動について, 日本機械学会論文集, **37**, 299 (1971) 1287.
- 6) W. H. Park: Mass-Spring-Damper Response to Repetitive Impact, Trans. ASME, Ser. B, **89**, (1967) 587.
- 7) 横山恭男, 小泉邦雄: 衝突振動の研究(第1報), 精密機械, **36**, 11 (1970) 731.
- 8) 米川元庸, 村田幸嗣, 植木峰雄: 損失のある一自由度振動系のチャタ, 電子通信学会誌, **50**, 7 (1967) 1248.
- 9) 前沢成一郎, 渡辺 武: 履歴特性を持つ物体の定常衝突振動の解析, 日本機械学会論文集, **41**, 342 (1975) 420.
- 10) 高村真夫, 町野俊明, 山崎真一: チャタ振動におよぼす高次振動の影響, 電子通信学会誌, **48**, 1 (1965) 58.