弾性同期支持による防振ハンマ (第2報)*

—衝撃・伝達力特性と最適設計—

小 泉 邦 雄** 横 山 恭 男***

Shock Isolation Type Hammering Machine with Elastically Suspended Anvil
Characterizing by Repetitive Counterblow (2nd Report)
—Properties of Impact Activity and Transmitted Force, and Optimum Design Method—

Kunio KOIZUMI and Yasuo YOKOYAMA

The activity is defined by impulse acted to compress a work. It is effective to hold down reducing the activity that the anvil ratio is taken as large as possible. And the practical mass of the work is permitted an amount about equal to that of a hammer, because the effective mass of the work decreases less than half as much as the practical mass. This property is one of the merits of this method, the work is held by an operator's hands guided on the work table. The force level is estimated by an rms-value to get a reduction effect of the force high enough for design of the improved machine. The level at the anvil is proposed to an accumulation of impulse per unit time. The reduction effect is proposed to a square root of collision time, so that this method is more valuable for the stronger impact. It has the only one weak point, the effect decreases for growth of the hammer's motional amplitude near by resonance of the hammer system. But the defect can be overcome by improvement of the system. Finally, the design method is established according to the optimum impact conditions.

Key words: hammering machine, hammer, vibration isolation, shock isolation, impact hammer

1. 緒 言

ハンマリングマシンは、本体の大きさにあまり関係なく高レベルの衝撃性振動・騒音を発生する。

弾性同期支持は、対向した振動系が発生する衝突振動¹⁾²⁾を応用した繰返し衝撃に対する防振支持である。その特長は、本体の据付けを従来の剛支持のままで、アンビル部のみを本体から切り離して衝撃の伝達を遮断するとともに、加工物を介してハンマの衝撃に同期してアンビルにカウンタブローを生じさせ、ハンマの動作及び衝撃強さを剛支持の場合と変わらないようにする弾性支持をしたところにある。このため、特に簡便な対策が望まれる中小型機に適している。

前報³⁾では、動作特性を明らかにし、アンビルの減衰固有振動数をハンマの衝撃繰返し振動数の1/2に合

わせて、アンビルが加工物に衝撃を加える位置を静止位置に一致させるのが肝要であることが分かった。

本報は、その条件下では、剛支持の場合と同じ動作特性になり、アンビル比を大きくすれば、衝撃能力を量的にも近づけ得ることを示した。伝達力については、強い衝撃ほど、アンビル部からの衝撃力の伝達の遮断が効いて弾性同期支持の特長が発揮され、良好な伝達力低減効果の得られることが分かった。又、衝撃特性の検討より求められた最適衝撃条件を用いたハンマの新規設計及びアンビル部の改善設計の方法を示した。

2. 記 号

i ($i=1\sim3$): ハンマ, アンビル, 加工物を表す添字,
 m_i : 質量, m_c : 駆動機構等価質量, k_i : ばねこわさ,
 c_i : 粘性減衰係数, x_i : 変位, t : 時間, t_c : 衝突時間,
 F_{im} : 衝撃力ピーク値, p : クランク角速度, y : スライダ変位, T : 衝撃周期, b : 加工物厚さ, a : ハンマに対するアンビルの設定間隔, x_0 : ハンマの衝突位置,

* 原稿受付 昭和61年10月17日, 昭和58年度精機学会春季大会学術講演会(昭和58年3月29日)にて発表

** 正 会 員 富山大学工学部(富山市五福3190)

*** 正 会 員 金沢大学工学部(金沢市小立野2-40-20)

Fig. 1 Motion of the machine and transmissive forces

v_i : 衝突速度, u_i : はね返り速度, $n_i = \sqrt{k_i/m_i}$: 無減衰固有角振動数, $z = p/n_1$: 振動数比, $\varepsilon_i = c_i/m_i$: 減衰率, $\nu_i = \sqrt{n_i^2 - \varepsilon_i^2}$: 減衰固有角振動数, $h_i = \varepsilon_i/n_i$: 減衰比, $\Gamma_d = x_i/y_0 = \sqrt{(1+4h_i^2z^2)/\{(1-z^2)^2+4h_i^2z^2\}}$: 倍率係数, ϕ_1 : はね返り時の y の位相遅れ, $\phi = \phi_1 - \tan^{-1}(c_1p/k_1)$: はね力と減衰力から成るハンマ駆動力の位相遅れ, $\delta = \tan^{-1}\{2\varepsilon_1p/(n_1^2 - p^2)\}$: 強制振動項の位相遅れ, $\alpha_i = (u_3 - u_1)/v_i$: 反発係数, $\tau = pt$, $X_i = x_i/x_t$, $\dot{X}_i = dX_i/dt$, $K_i = k_i/k_1$, $N_i = n_i/n_1$, $M_i = m_i/m_1$, $M_c = m_c/m_1$, $M = 1 + M_2 + M_3$, $\beta_1 = \{1 - \alpha_1(M_2 + M_3)\}/M$, $\beta_2 = (1 + \alpha_2)M_2/M$, $\beta_3 = (1 + \alpha_1)/M$, $\beta_4 = \{M_2 - \alpha_2(1 + M_3)\}/M$

3. 衝突強さ

図1に示すようにクランクが停止している状態を y と x_1 の原点にとる. x_2 の原点は, $x_1 = a$ の位置にあり, アンビルヘッド上に厚さ b の加工物が手で保持される*. ハンマとアンビルが加工物を介して y と同じ周期 $T = 2\pi/p$ のカウンタブローを定期的に持続しているとき, ある周期のはね返る瞬間から次に衝突するまでのハンマとアンビルの運動は, 線形振動であり, 各自由振動項のそれぞれ二つの未定定数は, 次の接続条件

$$\left. \begin{aligned} X_1(0) &= X_1(2\pi) \\ \dot{X}_1(0) &= \beta_1 \dot{X}_1(2\pi) + \beta_2 \dot{X}_2(2\pi) \\ X_2(0) &= X_2(2\pi) \\ \dot{X}_2(0) &= \beta_3 \dot{X}_1(2\pi) + \beta_4 \dot{X}_2(2\pi) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

より, ϕ の関数として求められる. これを用いて1周期の運動 $X_{1,2} (0 \leq \tau \leq 2\pi)$ が表される. 定常運動を生ずるハンマの衝突位置, アンビルの設定間隔, 衝突速度も ϕ の関数となり, それぞれ次の形で表される.

$$\begin{aligned} X_0 &= x_0/x_t \\ &= X_1(0) \\ &= X_{0a} \sin \phi + X_{0b} \cos \phi \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} A &= (a+b)/x_t \\ &= A_a \sin \phi + A_b \cos \phi \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} V_i &= v_i/(px_t) \\ &= \dot{X}_i(2\pi) \\ &= V_{ia} \sin \phi + V_{ib} \cos \phi \end{aligned} \quad (4)$$

実際には, A が設定されると $V_1 \leq V_2$ となる ϕ の範囲内で, 式(3)より ϕ が決まり, 運動が定まる. $X_0 = A$ が成り立つならば, 静止しているアンビルヘッド上に加工物を載せてハンマを始動しても, 加工物に衝撃を加えるアンビルの衝突位置が, 静止していた位置と常に一致するので, b が加工物の違いや加工の進行によって変化したり, a を変えて設定してもかまわず, 実用上好都合である. そのためには, $\nu_2 = p/2$, すなわち次式

$$N_2 = z/(2\sqrt{1-h_2^2}) \quad (5)$$

のアンビル系にのみ関する条件さえ成り立てばよい. これが弾性同期支持の実用上の必要な前提条件である.

加工物は, ハンマとアンビルによって上下から衝撃力を受け, これらの力によって生ずる圧縮力が加工力となる. 加工物を圧縮する衝撃力の力積で加工能力を表すことにして, これを衝撃強さと定義する. 弾性同期支持のようにアンビル部が運動する場合, ハンマとアンビルが上下から加工物に加える衝撃力は異なる. 加工物がハンマから受ける衝撃強さ $i_{13} = -m_1(u_1 - v_1)$ とアンビルから受ける衝撃強さ $i_{23} = -m_2(u_2 - v_2)$ との間には, $|i_{13}| > i_{23}$ の関係がある. i_{13} と i_{23} の和は, 衝撃の加わる前後の運動量変化となって, 加工物が反発速度 $u_3 = x_3(0) (< 0)$ を得て下方にはね返る. その値は, $U_3 = u_3/px_t = (1 + \alpha_1)V_1/M + (1 + \alpha_2)M_2V_2/M$ より求められる. i_{23} は, 加工物に加えられる圧縮力となる衝撃力の力積 i_c , すなわち衝撃強さであり, $u_2 = \dot{x}_2(0)$ と $v_2 = \dot{x}_2(T)$ より

* ガイドテーブルで手の位置を一定に保ってもよい.

$$i_{23} \equiv i_c$$

$$= m_1 p x_t \frac{1}{2\Delta} \cdot \frac{\nu_1}{p} \cdot \frac{(1+\alpha_1)M_2}{M} \cdot (1+e^{-\epsilon_2 T})^2 \\ \times (e^{-2\epsilon_1 T} - 2e^{-\epsilon_1 T} \cos \nu_1 T + 1) \cos(\phi + \delta) \quad (6)$$

ここで Δ は, $\alpha_i, M_i, h_i, z, K_2$ などによって決まる定数である。衝撃強さは、一般に次式のように ϕ の関数で表される。

$$I \equiv i/m_1 n_{1y0} \\ = I_a \cdot \sin \phi + I_b \cdot \cos \phi \\ = I_m \cdot \sin(\phi + \phi_1) \quad (7)$$

$\alpha_1 = \alpha_2 \equiv \alpha$ とみよせ、 h_1, h_2 が微小な場合は

$$I_c = \begin{cases} \frac{2z}{z^2-1} \cdot \frac{1+\alpha}{1-\alpha} \cdot \frac{M_2}{1+M_{2e}} \cos \phi_1 & (z > 1) \\ \frac{\pi M_2}{M_{2e}} \sin \phi_1 & (z = 1) \end{cases} \quad (8)$$

ここで, $M_{3e} = M_3(1-\alpha)/2$ をアンビルの有効質量比として $M_{2e} = M_2 + M_{3e}$ である。式(5)の下では、式(8)より弾性同期支持の剛支持に対する衝撃強さの比は、次式となる。

$$\eta_i = i_c / i_R \\ \approx M_2 / (1 + M_{2e}) \quad (z > 1) \\ \approx M_2 / M_{2e} \quad (z = 1) \quad (9)$$

加工物質量が増すと i_c が低下するが、弾性同期支持では、衝撃強さに影響する有効質量は、 M_{3e} の定義のように真の質量の $(1-\alpha)/2$ 倍に小さくなる特長がある。

$$M_2 \gg 1 + M_{3e} \quad (10)$$

が成り立つように M_2 を大きくとれば、 i_c の低下を抑え、 i_R に近づけられる。又、加工物質量の影響も小さくなる。式(5)の下での式(10)が、剛支持の場合に対して衝撃強さを低下させないための必要条件である。

4. 伝 達 力

従来の剛支持アンビルの場合、機械から基礎への伝達力は、アンビル側から伝達される衝撃力の影響を大きく受けるので、ばねによってアンビル部を基礎から切り離し、衝撃力に基づく伝達力を絶縁して、簡便に伝達力レベルを低減させることが、弾性同期支持のねらいである。弾性同期支持を用いた場合の機械から基礎への伝達力は、アンビル部からの伝達力 F_{C2} 、ハンマ側から機械本体を経て伝達する力 F_{C1} 及び加工物の反発を手とテーブルで緩衝しながら拘束する力 F_{C3} から成る。式(10)が成り立てば、加工物の影響を無視できるので、 F_{C1} と F_{C2} について検討する。

ここで、機械本体の構造の一般化は困難であり、伝達力特性の本質を損なわないので、本体に作用する3軸方向モーメントを無視し、かつ本体は剛体とみなす。

アンビル部からの伝達力は、ばね力と減衰力であり

$$F_{C2}/k_1 x_t = K_2(X_2 + 2h_2 z \dot{X}_2/N_2) \quad (11)$$

ハンマ側からの伝達力は、ハンマの運動によるばね力と減衰力、駆動機構の慣性力から成り、

$$\frac{F_{C1}}{k_1 x_t} = X_1 + 2h_1 z \dot{X}_1 - \{2h_1 z \cdot \cos(\tau - \phi_1) \\ + (1 - z^2 M_c) \sin(\tau - \phi_1)\} \quad (12)$$

である。機械からの全伝達力は、次式で表される。

$$\frac{F_c}{k_1 x_t} = \frac{F_{C1}}{k_1 x_t} + \frac{F_{C2}}{k_1 x_t} \quad (13)$$

m_c によって発生する力は、必ずしも伝達力の増大の要因にはならず、逆にキャンセラとして利用できる。

$h_1, h_2 \ll 1$ 、かつ式(5)が成り立ち $A = X_0$ となるとき、式(13)の基本振動成分より、駆動機構可動部質量比を

$$M_c = \begin{cases} \frac{1}{z^2-1} \left\{ 1 - \frac{1}{\pi} \cdot \frac{1+\alpha}{1-\alpha} \cdot \frac{M_2}{1+M_2} \right. \\ \quad \times \left(\frac{1}{z^2-1} - \frac{1}{3} \right) \sin 2\phi_1 \Big\} & (z > 1) \\ \frac{1}{3} & (z = 1) \end{cases} \quad (14)$$

にすれば、最もハンマばね力と減衰力の基本成分を打ち消すことができる。ある振動数比 ($z > 1$) で衝撃強さが最大になる ϕ_1 は、今の場合 $\phi_1 = \pi$ であり³⁾、この付近の ϕ_1 となる A に間隔を設定できる場合は、次式となる。

$$M_c \approx \frac{1}{z^2-1} \quad (15)$$

伝達力のレベルの評価には、rms 値と p-p 値が考えられる。剛支持では、rms 値によると衝撃力に基づくパルス性の伝達力が平滑されて過小評価されるが、逆に p-p 値では衝撃力による高いピーク値が強調されて過大評価となる。実際には、この中間になると思われるが、ここでは、弾性同期支持の剛支持に対する伝達力低減効果が厳しく評価されるように、すべて rms 値をとる。

$h_1, h_2 \ll 1$ であり、かつ式(5)と(14)が成り立つとき

$z > 1$ の場合

$$\left(\frac{F_{C2}}{k_1 x_t} \right)_{\text{rms}} = \frac{\sqrt{2}}{4} z^2 \frac{1+\alpha}{1-\alpha} \cdot \frac{M_2}{1+M_2} \cos \phi_1 \quad (16)$$

$$\left(\frac{F_c}{k_1 x_f}\right)_{\text{rms}} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} z \frac{1+\alpha}{1-\alpha} \cdot \frac{M_2}{1+M_2} \times \sqrt{\left\{\left(\pi + \frac{z}{2} \sin \frac{2\pi}{z}\right) \operatorname{cosec}^2 \frac{\pi}{z} + \frac{4z^3}{4-z^2} \cot \frac{\pi}{z} - \frac{\pi}{4} z^2\right\} \cos^2 \phi_1 - \frac{z^2}{\pi} \left\{\left(\frac{1}{z^2-1} - \frac{1}{3}\right) \sin 2\phi_1\right\}^2} \quad (17)$$

$z=1$ の場合

$$\left(\frac{F_{c2}}{k_1 x_f}\right)_{\text{rms}} = \frac{\sqrt{2}}{4} \pi h_1 \sin \phi_1 \quad (18)$$

$$\left(\frac{F_c}{k_1 x_f}\right)_{\text{rms}} \doteq \cos \phi_1 / \sqrt{2} = |A| / \sqrt{2} \quad (19)$$

とみなせる。式(8)と式(16)、(18)より、アンビル部からの伝達力レベルは、衝撃強さに比例するとみなせる。図2は、ある振動数比において、実用設定間隔範囲 $-1 \leq A \leq -1/\Gamma_0$ 内で最も衝撃強さが大きくなるように設定間隔を選んだときの全伝達力レベルの変化である。ピークは、 $A=A_0=-1$ のときであり、ここではハンマの振れの増大によってハンマ側からの伝達力が優勢になっており、弾性同期支持などアンビルの形態には関係ない1自由度系ハンマの性質である。ハンマ系の減衰が小さいほどハンマの振れが大きくなるので、ピークが高くなる。このピークを潰せばレベルを一層低下させ得るが、この点を改善するには、ハンマ系を改変せねばならず、ハンマ支持ばねの圧縮側を非線形ハードばねにしてハンマの振れを抑えたり、クラック駆動を止めて弾性支持した駆動力発生部とハンマとで2自由度ハンマ系を構成する方法⁴⁾⁵⁾などが考えられる。

5. 伝達力の低減効果

理想剛支持の場合、加工物に加えられる衝撃力波形を余弦波状と考えると、そのピーク値は

$$\frac{F_{im}}{k_1 x_f} = -\frac{1}{\pi} \cdot \frac{(1+\alpha)z^2}{t_c/T} \cdot V_1 \quad (20)$$

Fig. 2 Frequency characteristics of transmissive force level at practically useful setting gap of anvil

であり、この波形がそのまま基礎に伝達するとすれば、アンビルからの伝達力レベルは

$$\left(\frac{F_{R2}}{k_1 x_f}\right)_{\text{rms}} = \frac{\sqrt{6}}{4} \cdot \sqrt{\frac{t_c}{T}} \cdot \frac{F_{im}}{k_1 x_f} = \frac{\sqrt{6}}{4} \cdot (1+\alpha) \cdot \frac{z^2}{\sqrt{t_c/T}} \cdot (-V_1) \quad (21)$$

となって、単位時間当たりの衝撃強さの累積量に比例する。又、同じ強さの衝撃でも、衝突時間が短い、すなわち衝撃力ピーク値が大きいほど、高レベルになる。

$h_1 \ll 1$ であり、式(15)が成り立つとき

$z > 1$ の場合

$$\left(\frac{F_{R2}}{k_1 x_f}\right)_{\text{rms}} = \frac{\sqrt{6}}{2\pi} z^2 \frac{1+\alpha}{1-\alpha} \cdot \frac{1}{\sqrt{t_c/T}} \cos \phi_1 \quad (22)$$

$$\left(\frac{F_R}{k_1 x_f}\right)_{\text{rms}} = \frac{z}{\sqrt{2\pi}} \cdot \frac{1+\alpha}{1-\alpha} \times \sqrt{\left(\pi + \frac{z}{2} \sin \frac{2\pi}{z}\right) \operatorname{cosec}^2 \frac{\pi}{z} + \frac{3}{\pi} \cdot \frac{z}{t_c/T} - 4z \cot \frac{\pi}{z}} \times \cos \phi_1 \quad (23)$$

$z=1$ の場合、 t_c/T が h_1 と同オーダー以上の微小量ならば

$$\left(\frac{F_{R2}}{k_1 x_f}\right)_{\text{rms}} = \frac{\sqrt{6}}{2} \cdot \frac{1}{\sqrt{t_c/T}} h_1 \sin \phi_1 \quad (24)$$

$$\left(\frac{F_R}{k_1 x_f}\right)_{\text{rms}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \left\{ \cos \phi_1 + \left(5 - 2M_c + \frac{3}{2} \times \frac{h_1}{t_c/T} \tan \phi_1\right) h_1 \sin \phi_1 \right\} \quad (25)$$

であり、全伝達力レベルについては、ハンマの振れが大きいためにハンマ側からの伝達力が優勢になり、アンビル側からの伝達力の影響力が h_1 のオーダーの微小項に入ってしまう。 A が 0 の近くでなければ、 $M_c \gg 1$ でない限り式(25)の第2項は無視することができ、式(19)と一致するので、 $z \rightarrow 1$ ほど低減効果が悪くなるであろう。

弾性同期支持と剛支持の場合を比較するために、理想剛体支持の場合の衝撃強さ $i_R (= F_{im} \cdot t_c/2)$ 当たりのアンビル側からの伝達力レベルをとると、

$h_1, h_2 \ll 1$, かつ式(5)が成り立つとき

$$\left. \begin{aligned} \frac{(F_{c2})_{\text{rms}}}{i_R} &\doteq \frac{\sqrt{2}}{8} \cdot \frac{M_2}{1+M_2} p \quad (z > 1) \\ &\doteq \frac{\sqrt{2}}{8} p \quad (z = 1) \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

Fig. 3 Diagram of frequency ratio and impulse at O_m -point, one of the optimum impact conditions

Fig. 4 Setting gap of anvil at O_m -point

$$\frac{(F_{R2})_{rms}}{i_R} = \frac{\sqrt{6}}{4\pi} \cdot \frac{1}{\sqrt{t_c/T}} p \quad (z \geq 1) \quad (27)$$

となる。 F_{C2} , F_{R2} いずれも単位時間当たりの衝撃強さに比例するので、加工量を増そうとして、衝撃強さを増すと伝達力レベルが高くなる。アンビル側からの伝達力の低減効果は、次式のように反発係数、設定間隔ばかりか振動数比にも無関係とみなせる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{(F_{C2})_{rms}}{(F_{R2})_{rms}} &= \frac{\sqrt{3}}{6} \pi \frac{M_2}{1+M_2} \sqrt{\frac{t_c}{T}} \quad (z > 1) \\ &= \frac{\sqrt{3}}{6} \pi \sqrt{\frac{t_c}{T}} \quad (z = 1) \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

ここで、 $M_2 \gg 1$ にするので、衝突時間のみで決まるとみなせ、衝撃が強いほど衝突時間が短く、衝撃力ピーク値が大きくなるために、緩衝効果が効いて伝達力低減効果が良くなり、弾性同期支持の特長が発揮される。

6. 最適設計

$-1 \leq A \leq -1/\Gamma_d$ で衝撃強さが最も大きくなる振動数比を選ぶとき、ある振動数比で衝撃強さあるいは単位時間内の衝撃強さの累積量に重点を置き、これが

Fig. 5 Amplitude of hammer and anvil at O_m -point

Fig. 6 Transmissive force level and reduction effect of level to rigidly mounted anvil

ピークをとる条件をそれぞれ O_m , O_m' 点、又、 $-1 \leq A \leq -1/\Gamma_d$ での衝撃強さあるいは累積量の変動に重点を置き、これらが最小になる条件をそれぞれ O_p , O_p' 点と名付ける⁹⁾。このような最適衝撃条件を用いた設計法を次に示す。

a) 弾性同期型防振ハンマの新規設計

ハンマ系を含めて新しく設計する場合であり、与えられる m_3, a_i, i, p を用いて、次の手順で設計する。

- (1) 加工状況より、 O_p, O_m 点のいずれかを選択する。
- (2) 想定した h_1, h_2, M_2 と a_i より、例えば O_m 点ならば、図3と図4より z, I 及び A 、図5より $\gamma_{1,2}$ 、図6より $(F_c/k_1 x_f)_{rms}$ 及び低減効果 F_R/F_c が求められる。 z, I, A, γ_1 は、剛支持の場合⁶⁾に近い値になる。又、 h_1 が小さな場合を除いて 10 dB 以上の低減効果が得られる。
- (3) $n_1 = p/z$ 、 I を用いて $m_1 \cdot y_0 = i/(In_1)$ を算出し、所要の v_1 に近くなるように、 m_1 と y_0 の値に案分する。
- (4) $k_2 = k_1 z^2 M_2 / \{4(1 - h_2^2)\}$ 、 $m_2 = M_2 m_1$ 、 $k_1 = m_1 n_1^2$ である。
- (5) z, h_1, y_0 より $x_f = y_0 \cdot \Gamma_d$ を算出すれば、 $a = A \cdot x_f$ 、 $(F_c)_{rms} = k_1 x_f (F_c/k_1 x_f)_{rms}$ 、アンビルの振れは $2\gamma_2 \cdot x_f$ である。

b) 現有機械のアンビル部の改善設計

剛支持されたアンビル部を弾性同期支持防振アンビルに交換する場合である。設計手順は次の通りである。 $m_1, m_3, k_1, h_1, a_i, i, p$ が与えられるが、最適条件に合わせるために、 p を多少変更してよい。

- (1) 加工状況より、 O_p, O_m 点のいずれかを選択する。
- (2) 想定した h_2, M_2 と h_1, a_i より、最適条件の z, A を求める。付随して $I, \gamma_2, (F_c/k_1 x_f)_{rms}, F_R/F_c$ が決まる。
- (3) $y_0 = I(m_1 n_1)/i$ から算出した y_0 と z, h_1 より、 $x_f = y_0 \cdot \Gamma_d$ を算出すれば、a) の(4)、(5)と同様にして、 $k_2, m_2, a, (F_c)_{rms}$ 及びアンビルの振れが決まる。

7. 結 言

弾性同期支持アンビルを用いたハンマの衝撃能力と

伝達力特性に関して、次のような結果を得た。

- (1) 加工物質量が増すと衝撃能力を低下させるが、 α を反発係数とすると、その有効質量は、真の質量を $(1-\alpha)/2$ 倍した値に減少する。
- (2) 衝撃能力の低下を抑えるには、アンビル部の減衰固有振動数を駆動振動数の $1/2$ にした上で、アンビル質量をハンマ質量と加工物有効質量の和よりも十分大きくしなければならない。
- (3) アンビル部からの伝達力レベルは、単位時間当たりの衝撃強さの累積量に比例するとみなせる。
- (4) アンビル部からの伝達力の低減効果は、衝突時間の平方根に反比例するので、衝撃が強いほど効果が良くなり、弾性同期支持の特長が発揮される。
- (5) 振動数比が 1 に近く、設定間隔が離れると、ハンマの振れが増大して、ハンマ側からの伝達力が優勢になり、弾性同期支持の効果が薄れる。
- (6) 最適衝撃条件を用いた設計法を示した。

本研究に関して、ご指導を賜った東京大学名誉教授・神保泰雄先生並びに東京大学教授・高野政晴先生に厚く御礼申し上げる。又、ご教示をいただいた金沢大学教授・岡部佐規一先生に感謝を申し上げます。

参 考 文 献

- 1) W. H. Park : Mass-Spring-Damper Response to Repetitive Impact, Trans. ASME, Ser. B, **89**, 4, (1967) 587.
- 2) 入江敏博, 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.
- 3) 小泉邦雄, 横山恭男 : 弾性同期支持による防振ハンマ (第1報), 精密工学会誌, **52**, 2 (1986) 319.
- 4) 小泉邦雄, 横山恭男 : 2 自由度系の衝突振動 (第1報), 精密機械, **48**, 8 (1982) 990.
- 5) 小泉邦雄, 横山恭男 : 2 自由度系の衝突振動 (第2報), 精密機械, **51**, 11 (1985) 2084.
- 6) 小泉邦雄, 横山恭男 : 衝突振動をするハンマ (第2報), 精密機械, **50**, 5 (1984) 1517.