緩衝形コンクリートブレーカの挙動解析と手腕系振動低減化*

背戸 一 登^{*1}, 塩塚 稔 也^{*2}
石井 隆^{*3}, 兼田 喜代志^{*4}

Theoretical Analysis of the Shock Isolation-Type Concrete Breaker and Its Effect on Preventing the Hand-Arm Vibration Syndrome

Kazuto SETO, Toshinari SHIOZUKA,
Noboru ISII and Kiyoshi KANEDA

In order to improve the performance of the shock isolation-type concrete breaker, this paper deals with the theoretical analysis and its design. The shock isolation-type concrete breaker was recently developed to reduce the detrimental vibration or shock caused in portable crushing tools such as the concrete breaker. However, its performance was not as good as expected, since the theoretical approach was lacking in the design stage owing to a very complex mechanism. So, a new method for analyzing the concrete breaker which combines the signal-flow graph and the digital simulation technique is introduced. Based on the results of this analysis, a modified shock isolation-type concrete breaker is demonstrated and the crushing energy is increased to 130%, regardless of reduction of the vibration of the main body to 115 dB in VL value.

Key Words: Crushing Energy, Digital Simulation, Portable Concrete Breaker, Vibration, Shock Isolation

1. 結 言

コンクリートブレーカーやレッグドリルなどの小形手持式打撃工具は、操作が簡単で手軽に利用できることから、土木、建設などの産業の場で広く普及しており、作業の合理化、省力化、効率化に役立っている。

しかしながら、これらの打撃工具は作業に伴って振動が発生し、その振動が作業者の身体に伝わることによって振動障害が発生する。この障害は、林業労働者がチェーンソーを使用することによって生じた白ろう病がよく知られているが、最近では上記の打撃工具を使用する労働者の間にもこの症状が広まってきており、振動障害に対する社会的関心が高まってきている。

この振動障害を防止するには手持式打撃工具で発生した振動が作業者の手腕系に伝達されることを防止、または低減すればよい。これには次の2とおりの方法がある。

(1) 工具本体の振動の低減

(2) 工具本体から手腕系へ伝達される振動の低減

(1)項の方法としては、従来チゼルと呼ばれる工具と本体の間にゴムなどの緩衝材を挿入する方法が取られてきた。しかし、チゼンを打撃するためのピストンは本体に直接作用するので、この方法で効果的な振動の低減は期待できない。そこで、最近では(2)項の方法が主に用いられている。この方法は、本体に取付けたハンドルに防振対策を施したものであり、古くはナイトハルト機構と呼ばれて、ハンドルをゴムに柔軟に支持する方法があったが⁽¹⁾、腰が弱くて操作性に欠点があり実用になりにくかった。ところが、最近振動の節を活用した振動絶縁理論に基づく新しい防振ハンドルが出現し⁽²⁾、十分な腰の強さを持ちながら著しく振動低減効果が得られるようになった⁽³⁾。

一方、(1)項の方法においても、新しい考案が出現した。これは、ピストンの動きを本体で直接に受けるのではなく、ピストンと本体の間にライナと呼ばれる緩衝部を設ける方法である⁽⁴⁾。この方法によれば、ピストンが本体に作用する衝撃力をライナの反動力で緩衝することができるので、大幅な振動低減効果が期待できる。ところが、この構造では動作が極めて複雑で設計パラメータも多くなり、動作解析さえ行う方法がな

* 平成2年3月14日 東海支部第39期総会講演会において講演、原稿受付 平成元年5月1日。

^{*1} 正員、防衛大学校 (〒239 横須賀市走水1-10-20)。

^{*2} 学生員、防衛大学校。

^{*3} 正員、マツダアスティク(株) (〒734 広島市南区仁保2-1-26)。

^{*4} 正員、大同工業大学 (〒457 名古屋市南区大同町2-21)。

かった。そのために、期待した性能が得られず、アイデアだおれになっていた。

そこで、本報は、まずライナを内蔵する緩衝形コンクリートブレーカをデジタルシミュレーションすることにより挙動解析する方法を示す。ついで、作業効率と振動低減効果の向上を両立させる構造を理論的に決定する。最後に、この結果を用いて製作されたコンクリートブレーカを実地にテストすることにより、コンクリートを破壊するエネルギーが同一規模の在来形に比べ 130 % に増加したにもかかわらず、本体の振動が大幅に低減することを実証する。

2. 緩衝形コンクリートブレーカの構造と作動原理

2.1 構造 緩衝形コンクリートブレーカの構造を図 1 に示す。このブレーカは、シリンダを有する本体と、シリンダ内で往復運動するライナ、ライナ内で往復運動することによって打撃力を生じさせるピストンおよび、その打撃力を破碎対象物(コンクリート、または岩)に伝達し破碎する鉄棒のチゼルにより成っている。シリンダとライナの相対変位の関係によってピストンを往復運動するための空気供給の方向が切換えられる。したがって、ライナはピストンの打撃力を緩衝することと、空気切換弁の二つの役目を持っている。

図 2 には、シリンダ内に設けられた給気口と排気口、ライナ外周に設けられた切換弁の位置関係を記号 A

～S を用いて示す。

2.2 作動原理 このコンクリートブレーカの動力概要を図 3 (a)～(f) に示す 6 ステップによって説明する。

図 1 緩衝形コンクリートブレーカの構造

図 2 切換弁の位置関係

図 3 動作概要

(1) 図3(a)ライナ上昇開始 給気口から圧縮空気が供給されると、ピストンの後方室とライナ後方室に空気が流入する。受圧面積はピストン後方室が大きいので、ライナは上昇(左方に移動)を開始する。

(2) 図3(b)ライナ、ピストンともに上昇 給気口からピストン後方室への入気は図3(a)から図3(b)へ移動する間に絶たれる。その後、ライナは後方室の圧力で上昇を続ける。ライナが上昇し、図3(b)になると、ライナ外周溝と大気室が通じることになり、後方室の空気圧は解放される。一方、ライナの上昇によって、ピストンの前方室と給気口がつながることになり、ピストンは前方室へ流入した空気圧によって上昇する。

(3) 図3(c)ライナ上死点、ピストン上昇 ライナは慣性によって上昇を続けるが、シリンダのダンパ室に作用する空気圧でブレーキがかかり、上死点でとまる。その間、ピストンは上昇を続ける。

(4) 図3(d)ライナ下降、ピストン上昇 ライナはダンパ室に作用する空気圧の反発力によって下降を開始する。ピストンは慣性によってさらに上昇を続ける。

(5) 図3(e)ライナ下降、ピストン上死点 ライナは下降を続け、ピストンは上死点に達する。この間、ピストンが上死点に達したときの衝撃力はライナで受け止めることになり、直接に本体へは伝わらない。

(6) 図3(f)ライナ、ピストンともに下降 ライナは下降を続け、給気口とピストン後方室が通ずることによって、ピストン後方室へ空気圧が一気に流入し、ピストンを前進させてチゼルを打撃する。ライナはさらに下降を続け、ピストンがチゼルを打撃すると同時に下死点に達する。なお、ピストンの下降時、ピストン前方室の空気は本体の排気口より排出される。

以上の動作を繰返すことによって、チゼルに周期的な打撃力を与えながら、一方においてライナの作用によって本体へ打撃力を伝えないように動作させようとするのが本コンクリートブレーカの作動原理である。

3. 理論解析

2章で動作概要を述べたように、緩衝形コンクリートブレーカの動作はライナの動きによって定まるので、作業能力を高めながら緩衝性能を向上するには、ライナの動きを適切に行うことがかぎとなる。ライナとピストンは空気圧の切換えによって動かされるので、これらの動きと構造との関係を明らかにするために理論解析を行う。

3・1 構造のモデル化と記号 図1に基づいて、本体、ライナ、ピストン、およびチゼルの各変位 x 、質量 m と、それらに作用する圧力 p の関係をモデル化すれば図4のようになる。ここで、添字 b, r, p および t はおのおの、本体、ライナ、ピストン、チゼルを表す記号であり、添字 a, b はおのおの後方室と前方室を表す。

3・2 動作分析 ライナおよびピストンに作用する圧力状態は、本体変位 x_b とライナ変位 x_r の相対変位 $L_1 = x_b - x_r$ によって定まる。そこで、図2に示した切換弁の位置関係から考えられる作動状態を分析すると22行程に分けられる。表1には、各行程と、そのときの相対変位、圧力状態、ピストンの動き、およびライナの動きを分析した結果を示す。上段がライナの後退行程、下段が前進行程である。

3・3 運動方程式 図4に示す圧力状態によって定まるピストン、ライナ、本体、およびチゼルの運動方程式を記述すれば次のようになる。

(1) ピストン

$$m_p \ddot{x}_p = A_{a2}(p_{a2} - p_{b2}) - c_2(\dot{x}_p - \dot{x}_r) + Gm_p - f_p \dots\dots\dots (1)$$

ここで

$$f_p = 0 \dots\dots\dots (x_p - x_t) < 20$$

$$f_p = k_t[x_p - (x_t + 20)] \dots\dots\dots (x_p - x_t) > 20$$

ただし、 G はピストンに作用する重力の加速度であり本体を水平にして用いる場合は $G=0$ とすればよい。 f_p はチゼルとピストン間の作用力である。

(2) ライナ

$$m_r \ddot{x}_r = A_{a1}P_{a1} + A_cP_c - A_{a2}P_{a2} - A_{b1}P_{b1} + c_2(\dot{x}_r - \dot{x}_b) - c_1(\dot{x}_r - \dot{x}_b) + m_rG \dots\dots (2)$$

(3) 本体

m_p : ピストン質量	x_p : ピストン変位	A_{a2}, A_{b2} : ピストン前方・後方面積
m_r : ライナ質量	x_r : ライナ変位	A_{a1}, A_{b1} : ライナ前方・後方面積
m_b : 本体質量	x_b : 本体変位	A_{a1}, A_{b1} : ライナ前方・後方面積
m_t : チゼル質量	x_t : チゼル変位	A_{a1}, A_{b1} : ライナ前方・後方面積
V_c : シリンダ容積	P_c : シリンダ圧力	P_0 : 大気圧
c_1, c_2 : ダンパ係数	k_1, k_2 : スプリング定数	f_p : チゼルとピストン間の作用力
R_1, R_2 : 逆流抵抗	R_3, R_4 : チゼルとピストン間の摩擦係数	P_{a1}, P_{a2} : ライナ前方・後方圧力
R_5 : 前方流入抵抗	P_{b1}, P_{b2} : ピストン前方・後方圧力	P_c : シリンダ圧力
R_6 : 後方流出抵抗		

図4 本構造のモデル化と使用する記号

$$m_b \ddot{x}_b = A_{b1} P_{b1} + (A_{a2} - A_l) P_{b2} - A_c P_c - A_{a1} P_{a1} + c_1 (\dot{x}_r - \dot{x}_b) + f_t + m_b G \quad \cdots \cdots (3)$$

ここに、

$$f_t = k_3(x_t - x_b) + c_3(\dot{x}_t - \dot{x}_b)$$

ただし、 f_t はチゼルと本体間の作用力である。

(4) チゼル

$$m_t \ddot{x}_t = f_p - f_t - f_d + m_t G \quad \cdots \cdots (4)$$

ここに、

$$f_d = k_2 x_t$$

であり、 f_d は破壊対象物の反力を示す。ここでは反力

表 1 本体とライナ間の相対変位による各部の圧力状態

(Backward stroke of the liner)

No	Relative Displacement between body and liner	Pressure situation at each room	Motion of piston	Motion of liner
1	$L_1 = 83$ $82 < L_1 < 83$	$P_{a1} = P_s, P_{a2} = P_s$ $P_{b2} = P_0, P_{b1} = P_s$	Forward	Backward
2	$L_1 = 82$ $69 < L_1 < 82$	$P_{a1} = \text{Comp}, P_{a2} = P_s$ $P_{b2} = P_0, P_{b1} = \text{Exp}$	Forward	Backward
3	$L_1 = 69$ $48 < L_1 < 69$	$P_{a1} = \text{Comp}, P_{a2} = P_s$ $P_{b2} = P_0, P_{b1} = P_0$	Forward	Backward
4	$L_1 = 48$ $45 < L_1 < 48$	$P_{a1} = P_s, P_{a2} = P_s$ $P_{b2} = P_0, P_{b1} = P_0$	Forward	Backward
5	$L_1 = 45$ $43.5 < L_1 < 45$	$P_{a1} = P_s, P_{a2} = \text{Exp}$ $P_{b2} = P_0, P_{b1} = P_0$	Slightly Forward	Stop
6	$L_1 = 43.5$ $41 < L_1 < 43.5$	$P_{a1} = P_s, P_{a2} = \text{Exp}$ $P_{b2} = \text{Exp}, P_{b1} = P_0$	Slightly Forward	Forward
7	$L_1 = 41$ $39.5 < L_1 < 41$	$P_{a1} = P_s, P_{a2} = P_0$ $P_{b2} = P_0, P_{b1} = P_0$	Stop	Forward
8	$L_1 = 39.5$ $19.5 < L_1 < 39.5$	$P_{a1} = P_s, P_{a2} = P_0$ $P_{b2} = P_s, P_{b1} = P_0$	Backward	Forward
9	$L_1 = 19.5$ $9 < L_1 < 19.5$	$P_{a1} = \text{Comp}, P_{a2} = P_0$ $P_{b2} = \text{Exp}, P_{b1} = P_0$	Slightly Forward	Slowly Forward
10	$L_1 = 9$ $0 < L_1 < 9$	$P_{a1} = \text{Comp}, P_{a2} = P_0$ $P_{b2} = \text{Exp}, P_{b1} = P_0$ $P_s = \text{Comp}$	Slowly Backward	Forward
11	$L_1 = 0$	$P_{a1} = \text{Comp}, P_{a2} = P_0$ $P_{b2} = \text{Exp}, P_{b1} = P_0$ $P_s = \text{Comp}$	Slowly Backward	Slowly Forward

P_s : Supply Pressure
 P_0 : Atmospheric Pressure
 Comp : Compressive condition of air
 Exp : Expansive condition of air

(Forward stroke of the liner)

No	Relative Displacement between body and liner	Pressure situation at each room	Motion of piston	Motion of liner
12	$L_1 = 0$ $0 < L_1 < 9$	$P_{a1} = \text{Exp}, P_{a2} = P_0$ $P_{b2} = \text{Comp}, P_{b1} = P_0$ $P_s = \text{Exp}$	Slowly Backward	Slowly Forward
13	$L_1 = 9$ $9 < L_1 < 19.5$	$P_{a1} = \text{Exp}, P_{a2} = P_0$ $P_{b2} = \text{Comp}, P_{b1} = P_0$ $P_s = P_0$	Slowly Backward	Slowly Forward
14	$L_1 = 19.5$ $19.5 < L_1 < 39.5$	$P_{a1} = P_s, P_{a2} = P_0$ $P_{b2} = P_s, P_{b1} = P_0$	Backward	Forward
15	$L_1 = 39.5$ $39.5 < L_1 < 41$	$P_{a1} = P_s, P_{a2} = \text{Comp}$ $P_{b2} = \text{Comp}, P_{b1} = P_0$	Slightly Backward	Forward
16	$L_1 = 41$ $41 < L_1 < 43.5$	$P_{a1} = P_s, P_{a2} = \text{Comp}$ $P_{b2} = \text{Comp}, P_{b1} = P_0$	Stop	Forward
17	$L_1 = 43.5$ $43.5 < L_1 < 45$	$P_{a1} = P_s, P_{a2} = \text{Comp}$ $P_{b2} = P_0, P_{b1} = P_0$	Stop	Forward
18	$L_1 = 45$ $45 < L_1 < 48$	$P_{a1} = P_s, P_{a2} = P_s$ $P_{b2} = P_0, P_{b1} = P_0$	Forward	Turn to Backward
19	$L_1 = 48$ $48 < L_1 < 69$	$P_{a1} = \text{Exp}, P_{a2} = P_s$ $P_{b2} = P_0, P_{b1} = P_0$	Forward	Backward
20	$L_1 = 69$ $69 < L_1 < 82$	$P_{a1} = \text{Exp}, P_{a2} = P_s$ $P_{b2} = P_0, P_{b1} = \text{Comp}$	Forward	Backward
21	$L_1 = 82$ $82 < L_1 < 83$	$P_{a1} = P_s, P_{a2} = P_s$ $P_{b2} = P_0, P_{b1} = \text{Comp}$	Forward	Backward
22	$L_1 = 83$	$P_{a1} = P_s, P_{a2} = P_s$ $P_{b2} = P_0, P_{b1} = \text{Comp}$	Forward	Backward

P_s : Supply Pressure
 P_0 : Atmospheric Pressure
 Comp : Compressive condition of air
 Exp : Expansive condition of air

の変位に比例すると仮定した。

以上の運動方程式の関係を信号伝達線図によって表せば図5のようになる。見られるように、各部の挙動は圧力状態がわかればそれによって定まる。

3・4 各室の圧力状態 表1に見られるようにライナ前、後室圧力、 P_{b1} 、 P_{a1} 、ピストン前、後室圧力 P_{b2} 、 P_{a2} 、ダンパ室圧力 P_c は、本体とライナ相対変位 L_1 によって一義的に定まる場合と、圧縮行程、膨張行程の時間変化で表される場合がある。

図6～8は本体とライナの相対変位 L_1 によって変化する各室の圧力状態を表1に基づいて作成し流れ図によって示したものである。ここで、 P_s は供給圧力、 P_0 は大気圧を示す。

なお、各室の圧縮行程および膨張行程の圧力変化を表す式は次のようにして導かれた。

(1) 断熱圧縮、断熱膨張状態 図9に示するような密閉された室の初期圧力と初期容量を P_s, V_s とし、ピストンの移動によって圧縮、または膨張したときの圧力と容量を P_c, V_c とすれば、断熱圧縮、断熱膨張を仮定して次式が成立する。

$$P_s V_s^{\kappa} = p_c v_c^{\kappa} \quad \cdots \cdots (5)$$

ここで、 $v_s = V_s/W, v_c = V_c/W$ なので、

$$P_c = \left(\frac{V_s}{V_c} \right)^{\kappa} P_s \quad \cdots \cdots (6)$$

ただし、 W : 気体の全重量

v_s, v_c : 比体積

κ : 断熱指数

(2) 入気膨張状態 図10の記号に基づいて、供給圧力 P_s を受けてピストンが膨張方向に移動するときの室の圧力 P_t と、入気流量 q の関係を表せば次のようになる。

$$q = R(P_s - P_t) \quad \cdots \cdots (7)$$

図 5 運動方程式の信号伝達線図表示

図 6 ライナ前、後室とダンパ室の圧力状態

図 8 ピストン前室の圧力状態

図 7 ピストン後室の圧力状態

図 9 断熱圧縮、膨張行程

図 10 入気膨張行程

$$P_t = \frac{xP_c}{V} \int (q - AL_2) dt \quad \dots\dots\dots (8)$$

$$V = A(1 - L_2) \quad \dots\dots\dots (9)$$

ここに、 R は入気口の流入抵抗、 A は室の断面積、 P_c は初期状態の圧力、 1_c は初期状態のピストン変位、 L_2 は初期状態からのピストン変位を表す。

このほかに、入気圧縮状態、排気膨張、圧縮状態が

あるが、正負号の変換と、 P_s と P_0 の交換によって、これらの場合についても式(7)～(9)が共通に使用できる。

3・5 解析結果 デジタルシミュレーションは、図5に示した信号伝達線図と図6～8の圧力状態の流れ図の組合せによって行った。理論解析に用いた数値は次のとおりである。

$$m_p = 1.0 \sim 1.5 \text{ kg}, m_r = 4.85, 5.85 \text{ kg}$$

$$m_b = 17.26 \text{ kg}, m_t = 2.12 \text{ kg}$$

$$A_{a2} = 20.43 \text{ cm}^2, A_{b2} = 13.36 \text{ cm}^2$$

$$A_{a1} = 10 \sim 15 \text{ cm}^2, A_{b1} = 20.06 \text{ cm}^2$$

$$A_c = 35.26 \text{ cm}^2, A_t = 7.07 \text{ cm}^2$$

$$k_1 = 2 \times 10^6 \text{ N/m}, k_2 = k_3 = 5 \times 10^5 \text{ N/m}$$

$$c_1 = 200 \sim 60 \text{ N} \cdot \text{s/m}, c_2 = 60 \sim 40 \text{ N} \cdot \text{s/m}$$

$$R_1 = 10^{-5} \sim 10^{-6} \text{ Pa/m}^3/\text{s}, R_2 = 3 \times 10^{-5} \text{ Pa/m}^3/\text{s}$$

これらの値を解析した結果、次のことがわかった。

(1) 前室への入気流量を絞っていくと作動が安定する。

(2) ピストン重量 m_p が $1 \sim 1.5 \text{ kg}$ 作動が安定し、軽量の場合はピストンストロークが短くなる。

(3) ライナ重量が増加すると作動が安定する。

(4) ライナ後方受圧面積 A_{a1} は作動安定と作業能率に大きく関与する。また、作動の安定化は作業能率の向上のために重要である。

以上の結果に基づいて適切な数値を定め、解析された各部の応答の一例を図11に示す。見られるように安定した動作とピストンの効率的な打撃力が得られている。

図12 試験機の外観

図11 各部の応答の理論解析結果

図13 各部の応答の実測結果

図14 x,y,z方向のVL値

図 15 試験片の変形量による作業性能の比較

4. 実 験

4.1 試験機と試験条件 以上の解析結果に基づいて試験機が試作された。その外観を図 12 に示す。試験条件は次のとおりである。

- (1) 作動圧 5 kg/cm²
- (2) 打撃対象物 鉄ブロック、コンクリート
- (3) 垂直下向 自重+10~20 kg
- (4) チゼル フラット(テストピース変形量測定時)

ポイント(実掘時)

図 13 にはコンクリート実掘時の各部の実測波形を示す。図 11 の理論解析結果と比較して、各部がよく対応しており、本理論解析結果の有用性が実証された。

図 14 には、コンクリート実掘時の x, y, z 軸方向の VL 値の測定結果を示す。 x 軸で 100.9 dB, y 軸で 108.6 dB, z 軸で 116.1 dB となっており労働省がガイドラインとして示した 3 方向 115 dB 以下の値⁽⁵⁾をほぼ満足している。

作業性能の比較には、本試験機に作業性において対応する在来機 TYAB-20 形が選ばれた。作業性能は、直径 19 mm, 高さ 19 mm の鉄ブロックを連続 5 s 打撃時の変形量で比較した。その比較結果を図 15 に示す。低押力時には在来機には性能が劣るものの、高押力時には、むしろ優れた性能を有している。

5. 結 論

本報では、今まで複雑であるがために理論解析が全くなされていなかった緩衝形コンクリートブレーカを取り上げて、その解析方法を示すとともに次のような知見を得た。

(1) 本ブレーカの理論解析に各質点の運動方程式を信号伝達線図によって記述し、また、本体とライナの相対変位によって定まる圧力状態を流れ図によって記述し、これらを組合せてデジタルシミュレーションをする手法を得た。

(2) この手法を用いて、本ブレーカの動的挙動に及ぼす各部の影響を調べ、安定した作動を得るための諸要因が把握された。また、安定した作動を得ることが作業性能の向上に重要であることがわかった。

(3) 理論解析作業を基に試験機を試作し、作業性能を調べたところ、押力を大きくすると在来機より作業性能があることがわかった。これは、安定した作動の基で大きな作業能力が得られることを意味する。

(4) 低振動化の面では労働省のガイドラインをほぼ満足することができた。本ブレーカに振動の節を活用した防振ハンドルを組み込めばさらに低振動化が可能である。

最後に、本研究は労働省の防振機械工具開発改良研究事業の一環として実施されたものである。紙面をかりて同研究委員会(宮野座長)委員および関係各位に厚くお礼申し上げる。

文 献

- (1) 三輪, 産業医学面より見た振動評価法と防振対策, 第 555 回機習教, (1983), 65-75.
- (2) 背戸, 振動の節を活用した振動絶縁法の研究(第 1 報), 機論, 49-439, C(1983), 341-350.
- (3) 背戸, 振動の節を活用した振動絶縁法の研究(第 2 報), 機論, 49-447, C(1983), 2092-2099.
- (4) 日本機械工業連合会, 防振機械工具開発改良研究報告書, (1985), 25.
- (5) 日本機械工業連合会, 防振機械工具開発改良研究報告書, (1986), 89.

討 論

付図 1

〔質問〕 河 上 洋〔日立工機(株)勝田研究所〕
低振動で作業性能の良いブレーカの挙動解析を試みられ良い結果を得られた点すばらしいと思う。以下質問させていただく。

(1) 図 11 をみても安定した動作とピストンの効率的な打撃力がわからないのだが、例えば Piston X_p は左の二つの山と右の二つの山とはかなり異なっており、不安定な動作かと思われるがいかにか。また TOOL X_t もいちばん右の波形が他と異なっているように思う。また、この図から効率的な打撃力かどうか不明と思う。なお図の縦軸の数値を示していただきたい。

(2) 図 13 のピストンとライナ、ボディおよびツールの動きの測定方法を教えていただきたい。また縦軸の数値も願います。

(3) 手持動力工具では操作性および振動障害対策の面から工具の質量が問題となる。在来機と試験機の質量はそれぞれいくらか。

(4) 緩衝部としてライナを用いた手持動力工具として、スウェーデンのアトラスコプコ社製 RRH-10P 形リベッティングハンマがある。このリベッティングハンマも極めて低振動である。本報のメカニズムは上記リベッティングハンマと比較してどのような特徴を持っているか。

〔回答〕 (1) 図 11 の理論解析では、スペースの制約上計算開始から 4 打撃めまでの結果しか示さないために、誤解をまねいたものと思うので、付図 1 に 6 打撃めまでの結果を示す。安定した動作に移行していることがわかる。なお、図 11 では各応答に縦軸の値を入れにくいので削除したが、付図 1 には、図が見

付図 2 各部の応答の実測結果

にくならない程度に縦軸の各応答の値を示す。ライナ、ピストン、本体の各変位は縮小目盛にしてある点に注意されたい。

また、打撃力は工具変位 X_t の打撃初期最大振幅で評価している。この最大振幅が大きく得られるのは、工具を打撃する瞬間のピストンの加速度が大きくなるような作動状況の時である。効率的打撃力とは、その作動状況を指している。図 11 はそのような状況になっている。

(2) 図 13 のピストン、ライナ、および本体の動きは、新日本測器(株)製の多用途振動計(508A)と 2 種類の変位計(DC200 と DC100)で測定した。DC200 は測定範囲 200 mm, DC100 は 100 mm である。これは直径 3 mm の黄銅棒の軸方向変位をインダクタンスの変化に変換する方式の変位計である。ピストンの変位の測定には、ライナと本体にこの黄銅棒が軸方向に運動できる穴を貫通させて、本体とピストンの相対変位を測定した。ライナの変位測定も同じ方法を採用した。

付図 3

なお、空気のもれはオイルリングによって防止した。工具の動きは工具に加速度ピックアップを取付けて測定した。

なお、付図 2 に図 13 の縦軸の値を付加したものを示す。

(3) 性能比較の対象にした在来機 TYAB-20 形の重量は、23.5 kgf、本機の重量は 26 kgf である。な

お、参考までに、在来機の Z 軸方向の VL 値を付図 3 に示す。

(4) ご質問のリベッティングハンマについては、どのような構造のようなものか不明なのでお答えできない。なお、本論文で示したような詳細な動作解析に基づき製作されたブレーカは世界にもないのではないかと思う。