衝撃ダンパ組込みによるC形タレットパンチプレスの 振動・騒音の低減*

山 本 康 晴*¹, 堤 正 臣*²

Vibration and Noise Reduction of C-Frame Turret Punch Press Using Impact Mass Damper

Yasuharu YAMAMOTO and Masaomi TSUTSUMI

In this study, we applied an impact mass damper to a scale model of C-frame turret punch presses and investigated the effect of reduction of vibration and noise. The influence of the contacting conditions between the damper and the frame on the damping characteristics is basically analyzed by the finite-element method. From the simulation, it is found that the apparent spring constants can be changed by adjusting the contacting force of the impact mass damper with the main frame. Moreover, the experiments were conducted in order to reduce the vibration and noise by using the impact mass damper. As a result, the amplitude of the tuning vibration mode, that is the first resonant vibration mode of C-shape structures can be reduced to up to 10% of the original model without any damper, and the noise level can be also reduced by over 6 dB.

Key Words: Noise, Vibration, Press Working, Impact Damper, Punch Press, Sound Pressure Level

1. 緒 言

著者らはこれまでにC形タレットパンチプレスの打抜き加工時に発生する振動と騒音を抑制するため、機械構造設計の面から実験的に解析を行ってきた^{(1)~(2)}。その結果、主要構造であるフレームの主な振動はC形構造物に固有の音叉形振動と側板の膜振動であることが明らかとなり、音叉形振動に対してはダンパによって制振する方法が効果的であることが示唆された⁽¹⁾。

プレスにダンパを採用する研究は、基礎に伝わる振動の抑制⁽³⁾や、打抜き直後のブレイクスルーの緩和⁽⁴⁾~⁽⁶⁾に関して行われており、とくにブレイクスルーを緩和するダンパは振動・騒音に対して効果があることが報告されている。しかしダンパを組み込むことによって構造を複雑にしたり、アクティブに制御するために油圧機構などを組み込んでいる例が多く^{(4),(5)}、本研究の対象としているような機械式のプレスでは保守・管理の面で有利さを損なってしまう可能性がある。

そこでC形タレットパンチプレスの低騒音化をさら

に進めるために、本研究では主に音叉形振動の抑制に有効なダンパを採用して、低振動および低騒音に効果的なダンパの構造を提案することを目的とする。すなわち、より単純な構造のダンパで振動と騒音を抑制するために、ばねとおもりだけからなる衝撃ダンパ^{(7),(8)}を構造内に組み込んでその効果を明らかにする。

2. 実 験

2・1 実験方法 本研究ではC形タレットパンチプレスの3/10縮尺模型^{(1)~(2)}を実験対象としており、とくにC形を構成するフレーム単体を対象に制振対策を行っている。しかし模型には打抜き機構が付いていないため、打抜き音の測定をもとに制振対策の効果を評価することはできない。そこで、次に述べるような打抜き力の特徴を考慮し、インパルスハンマによる加振から音圧レベルの抑制効果を評価することにした。

一般に同一材料からなる縮尺模型と実機との間には、 m を模型に対する添字とし、また n を縮尺比とすると次の関係が成り立つ⁽⁹⁾。

$$l_m = nl \cdots \cdots (1)$$

$$F_m = n^2 F \cdots \cdots (2)$$

$$\omega_m = \omega / n \cdots \cdots (3)$$

* 原稿受付 1995年1月20日。

*¹ 正員、東京農工大学大学院 (〒184 小金井市中町2-24-16)。*² 正員、東京農工大学工学部。

$$T_m = n / T \cdots \cdots (4)$$

ただし、 l : 代表長さ m, F : 力 N, ω : 角振動数 rad/s, T : 周期 s とする。

実機で打抜き加工を行ったときに得られる打抜き力とそのパワースペクトラム密度(以下、PSDと略す)を式(2)～式(4)に従って模型に換算した波形を図1に示す。打抜き力はいくらか知られているように、時間とともに徐々に増加してほぼ一定の値に達した後に急激に減少し、零になる。またそのPSDは低周波数域の成分が大きく、さらに高周波数域にまでその成分が伸びたものになっている。打抜き音はこのような力で構造全体が加振されて生じる音であることから⁽¹⁰⁾、その周波数成分も打抜き力と同じ傾向で分布していると考えられる。

ところで、インパルスハンマによる加振では図1に示したような打抜き力のもつ周波数成分を直接的に表現することはできないものの、打抜き力と同様にフレームに対して衝撃力を加えることができる。また図2に示すようにインパルスハンマの先端のチップ材種を変えることで衝撃時間を調整でき、低周波数域だけを加振することや低周波数域から高周波数域までフラットな力で加振することができる。

そこで本研究では打抜き力に含まれる周波数成分を考慮し、図2に示した二通りのインパルスハンマによる

Fig.1 Punching force

Fig.2 Hammering force

る加振力を加えて振動・騒音の低減効果を評価することにした。すなわち、柔らかいチップで低周波数域だけを加振した場合と、硬いチップで高周波数域までフラットな力で加振した場合の加速度応答と音圧レベルとを測定し、それぞれの場合における低減効果を調べている。

振動および音圧の波形を測定するさいには硬いチップを付けたインパルスハンマを用い、加振力のピーク値を2kNに保つようにした。また、測定対象以外の音の影響を避けるために測定はすべて無響室で行った。

2.2 ダンパの設計 本研究では主に一次の音叉形振動⁽¹⁾を抑制することを目的にダンパを設計することにした。一次の音叉形振動はC形フレームが上下に逆位相で振動するもので、大きな音圧を発生する⁽²⁾。ダンパとして構造が単純なものを考え、おもりをフレームに衝突させる衝撃ダンパを採用し、振動および騒音の低減効果を調べることにした。

ダンパのおもりの質量を見積もるため、質量感応法によって⁽¹¹⁾主振動系である一次の音叉形振動の等価質量 M と等価剛性 K とを求めたところ、 $M=42.6\text{kg}$ 、 $K=456\text{MN/m}$ となった。

衝撃ダンパとして図3に示すようにコイルばねでおもりをウェブまたはアッププレートに押しつける構造のものを設計した。おもりをアッププレートに押しつける場合には、図3(b)のようにおもりとコイルばねでアッププレートを挟んだ構造とし、ばね力はボルト

(a) Outline of impact mass damper

(b) Contact with upper plate (c) Contact with web

Fig.3 Outline of impact mass damper

を介しておもりに伝えられる。このときの押しつけ力はボルトの締め具合で変化させた。またおもりをウェブに押しつける場合には、図3(c)のようにおもりとアッププレートとの間にコイルばねを挟んだ構造とし、コイルばねとおもりとの間に厚さの異なるスペーサを挿入することによって押しつけ力を変化させた。おもりはフレームに収まる最大限の大きさとして21.3kgのものを主に使用した。これは一次の音叉形振動の等価質量に対して約0.5倍の質量である。

なお、図3(a)には振動加速度と音圧の測定点も示したが、とくに音圧の測定点、実機では高さ1.5m、機械から1mの位置に相当する。

3. 衝撃ダンパの押しつけ力と制振作用

実験の前に衝撃ダンパの制振作用について確認することにした。過去に行われた衝撃ダンパに関する研究では、主振動系とダンパである付加振動系との質量比、固有振動数比、反発係数およびすきまが制振作用に及ぼす影響について検討されているが^{(7),(8)}、本研究で調べるようなおもりの主振動系への押しつけ力の影響については検討されていない。そこで衝撃ダンパのおもりを主振動系に押しつけた場合の影響についてシミュレーションを行った。

ダンパは図3のようにフレームに組み込んでいるが、この構造はおもりとフレームとの接触の有無によって図4に示すような等価なモデルで表せる。おもりと主振動系とが接触しない場合、図4(a)のようにダンパのばね定数は k_a で一定であるが、接触する場合は同図(b)のようにばねの伸びる方向のばね定数が k_a となり、縮む方向のばね定数はダンパのばね定数 k_a と、おもりと主振動系との接触部の剛性 k_n とで決まるばね定数 k_n との和 (k_a+k_n) で表され、非線形ばねとなる。主振動系の接触部の剛性がばねの剛性に比べてきわめて大きい場合には、ばねが縮むさいにおもりと主振動系との間で衝突が起きる。さらにおもりを主振動系に F_0 の力で押しつけた場合には、同図(c)のようにおもりはばね定数が

Fig.4 Equivalent model of impact mass damper

(k_a+k_n) のばねで拘束された状態となるため、 F_0 が大きく、また k_n も大きい場合にはおもりはほとんど振動しなくなる。

しかしおもりの主振動系への押しつけ力を大きくしていった場合、おもりが全く振動しなくなるまでにどのような振動が生じるかは不明であるため、図5に示すような簡単な数学モデルを作成し、おもりの主振動系への押しつけ力をいくつか変えた場合のおもりと主振動系との振動を有限要素法で調べた。主振動系の質量およびばね定数は一次の音叉形振動の等価質量および等価剛性とし、ダンパのおもりの質量とばね定数は実験で用いるものを採用した。このとき質量比 m_d/M は0.5、および固有振動数比 ω_d/Ω は0.07となる。

図5において主振動系である剛体箱に1kNの荷重 F_m を加えておき、そのなかにおもりを、ばねを介して押しつけ力 F_0 で主振動系に押しつけておき、剛体箱に加えていた荷重をステップ状に除荷し、おもりと剛体箱の振動の様子を調べた。代表的な計算例を図6に示す。

図6ではおもりの主振動系への押しつけ力を50kNにしたときの結果を示している。まず同図(a)のおもりの加速度は、負方向でほぼ一定の大きさとなる特徴的な波形となっている。このほぼ一定の加速度のときにおもりは主振動系から離れており、それ以外はおもり

Fig.5 Mathematical model of impact mass damper

Fig.6 Effect of preload
($m_d=21.3\text{kg}$, $k_a=1.18\text{MN/m}$, $F_0=50\text{kN}$)

と主振動系とが接触している。本モデルではおもりと主振動系との間の反発係数を考慮していないが、実際には接触によって反発係数の大きさに依存して振動エネルギーが消費される。

主振動系は、単体では周期が1.9msの単振動をするが、衝撃ダンパが付けられることによって図6(b)のように加速度が激しく変化ようになる。比較的周期の大きな加速度波形が十数msごとの周期で表れているが、おもりの加速度と比較することによって、このときおもりと主振動系とが同位相で振動していることがわかる。図示はしていないが、主振動系の加速度波形の変化はおもりの主振動系への押しつけ力を大きくするにつれて大きくなり、また本モデルでは押しつけ力を80kN加えたときにおもりと主振動系とが離れなくなって一体で振動するようになった。

図6に示したおもりと主振動系の加速度波形の周波数成分を調べた結果を図7に示す。おもりは主振動系との接触がない場合、その固有振動数である37Hzでしか振動しないが、主振動系との接触によって図7(a)に示すように非常に多くの周波数成分を持つようになる。図7(b)で示した主振動系についてもおもりと同様に多くの周波数成分を持つようになる。したがっておもりと主振動系との接触は、主振動系の振動エネルギーの消費のほかに、振動エネルギーを他の周波数に分散させる効果があることがわかる。

次にダンパのおもりの質量は変えずにばね定数を大きくし、主振動系との固有振動数比 ω_d/Ω を1としてシミュレーションを行うと図8に示すような結果が得られる。同図(a)および(b)はそれぞれ押しつけ力が零のときのおもりと主振動系との加速度波形を示している。図からばね定数が大きいときでは、押しつけ力を加えなくても主振動系の加速度波形の変化が激しくなっており、おもりと主振動系との接触が頻繁に生じていることがわかる。これはばね定数が小さいときに押しつけ力を大きくした場合に相当することから、衝撃ダンパでは押しつけ力を変化させることによって、ダンパのばね定数を大きくしたときと同様の効果が得

られることがわかる。

4. 衝撃ダンパの効果

4.1 押しつけ力とおもりの接触部の影響 質量が21.3kgのおもりを、ばね定数が196kN/mのばね6本で支えた衝撃ダンパを用い、おもりのフレームへの押しつけ力の影響とおもりを押しつける接触部の影響について調べた。おもりをアッパプレートおよびウェブにそれぞれ押しつけ、押しつけ力をばね長さによって変えたときの加速度応答の変化を図9に示す。同図にはダンパを組み込む前の基本模型とおもりをフレームに接触させない場合の結果も示した。500Hz付近と1.1kHz付近に現われる周波数成分がそれぞれ一次と二次の音叉形振動によるものである。なおばねの自然長は24.5mmで、図中この長さで示された波形は押しつけ力が零であり、ばね長さが短いほど押しつけ力が大きいことを表している。

図9(a)に示したようにおもりとフレームとの接触がない場合（ばね長さ、24.5mm）では、おもりがその固有振動数である37Hz付近のごく低い周波数域でしか振動しないため音叉形振動にはほとんど影響していない。しかしおもりをアッパプレートに接触させ、押しつけていった場合（ばね長さ23.5mm）、一次の音叉形振動の加速度振幅は1/10程度にまでに低減できていることがわかる。その後さらに押しつけ力を大きくした場合（ばね長さ18mm）、効果は逆に小さくなっている。この傾向は前章で示したシミュレーション結果と同じである。

一方、音叉形振動モード以外のところを見てみると、ダンパを組み込んだことによって1.2kHz付近と2.1kHz付近の振動振幅が大きくなっている。これは、フレームの膜振動を抑制するために隔壁を取り付けた場合と同様⁽¹⁾にフレームの側板にアッパプレートを強固に取り付けたことでその部分の剛性が高まり、膜振動が抑制されるが、その代わりに他の箇所の振動振幅が大きくなったためと考えられる。なお、2.1kHz付近の振動はウェブの膜振動によるものであることが実験モード

Fig.7 Frequency components of acceleration shown in fig.6

Fig.8 Effect of increased spring constant ($m_a=21.3\text{kg}$, $k_a=228\text{MN/m}$, $F_0=0\text{kN}$)

解析の結果からわかっている。

図9(b)ではおもりをウェブに押しつけたときの結果を示したが、アッパプレートへおもりを押しつけた場合と比較すると音叉形振動の抑制効果はわずかに劣るものの、約1.5kHz以上の高い周波数域で多くの周波数成分が抑制されていることがわかる。とくにウェブはフレームの剛性を上げるような働きを期待して設計されていないことから、側板に比して約半分程度の厚さの鋼板が用いられている。その結果、多くの周波数で膜振動を生じることになる。ところが、おもりをウェブ上に押し付けたことによって、ウェブの膜振動が抑制され、アッパプレートを取り付けることで大きくなった2.1kHz付近のウェブの振動も、結果として抑制された。

押しつけ力の影響はアッパプレートにおもりを押しつけた場合と同様で、押しつけ力をわずかに加えたときに音叉形振動を良好に抑制できているが、さらに大きくするとその効果は低下している。

以上の結果から得られた最も振動の抑制効果が大きい条件で音圧の減衰波形を比較すると図10に示すようになる。振動に関する結果と同様に音圧でもおもりをアッパプレートへ押しつけるよりもウェブに押しつけた場合にその振幅が良好に抑制されていることがわかる。

4.2 ばね定数の影響 前章で衝撃ダンパのばね定数はおもりの主振動系への押しつけ力を変えることによってみかけ上変えられることを示したが、その確認のためにばね定数の異なるばねを用いて振動の抑制

効果を調べた。比較するばねのばね定数は25kN/mおよび98kN/mで、自然長はこれまでの実験で用いたばねと同じ24.5mmである。おもりをウェブに押しつけた場合、前項で示したように振動の抑制効果は大きいですが、設定できるばね長さ、すなわち押しつけ力がス

Fig.10 Effect of impact mass damper on sound pressure

Fig.9 Effect of impact mass damper on tuning vibration

ペーサの大きさによって制限されるため、この実験はおもりをアッパプレートに押しつけて行った。

ばね定数の異なるばねを用いたときに音叉形振動を最も良好に抑制できた結果を比較すると図11に示ようになる。同図にはそれぞれのばねのばね長さも示したが、押しつけ力に換算するとどのばねでも約1kNの大きさになる。

図11からどのばねを用いた場合でもほぼ同じ波形が得られており、図示はしないが、音圧とおもりの振動についても同様の結果が得られた。したがって衝撃ダンパのばね定数とその制振性能はおもりの主振動系への押しつけ力によって変えることができることが確認できた。

4.3 音圧レベルによる評価 前節までは主に周波数域でのダンパの効果を調べてきたが、本節では定量的にダンパの効果を評価するため、ダンパを組み込んだフレームを硬いチップと柔らかいチップを用いたインパルスハンマでそれぞれ衝撃加振して音圧レベルを測定し、それぞれの抑制効果を調べた。主な結果を図12および図13に示す。

とくに図示はしないが、測定された音圧レベル L_p の実効音圧 p_e を次式をもとに求め、インパルスハンマによる加振力のピーク値 F_m との関係を調べるとほぼ線形の関係がみられた。

$$p_e = p_0 \times 10^{L_p/20} \dots\dots\dots (5)$$

ただし、 p_0 は基準音圧(2×10^{-5} Pa)である。そこで同図にはインパルスハンマによる加振力のピーク値 F_m と音圧レベル L_p との関係を、次式で近似した曲線も示している。

$$L_p = 20 \log_{10} \frac{aF_m + b}{p_0} \dots\dots\dots (6)$$

4.1節で述べたように、衝撃ダンパのおもりをアッ

パプレートに押しつける場合には音叉形振動を良好に抑制できたが、他の周波数成分を大きくしてしまうという結果が認められた。一方、おもりをウェブに押しつける場合には音叉形振動を含め、比較的広い周波数範囲で周波数成分を抑制することができた。そのため音圧レベルの抑制効果をみても、柔らかいチップを使って低音域での効果を調べると、おもりをアッパプレートに押しつけた図12(a)では5.1dB、またウェブに押しつけた図13(a)では6.7dB、それぞれ音圧レベルを低減できている。しかし硬いチップを用いて広帯域に渡る効果を調べると図12(b)では2.9dBしか音圧レベルが下がっていないのに対して、図13(b)では6.2dBも下がっており、おもりはウェブに押しつけた方が効果的なことがわかる。さらに図12ではおもりをフレームに接触させないとき、また図13ではおもりを軽くしたときの効果も示したが、それぞれ低音域と広帯域とでの音圧レベルの低減効果は小さくなってしまいがちかわる。

以上示したように、とくにウェブにおもりを押しつけた場合には低音域の場合と広帯域の場合とで、ともに6dB以上音圧レベルを抑制できていることから、実機で打抜き力がフレームに加わったときでも6dB程度の音圧レベルの低減が期待できる。

また、打抜き加工時の音圧レベルではなく、聴感補正が行われる騒音レベルを測定することを考えると、数十Hzから数百Hzという低い周波数域の音圧よりも1kHz以上の高い周波数域の音圧が騒音レベルの値に対してより影響が大きいと考えられる。本研究では柔らかいチップと硬いチップを用いて低音域と広帯域での音圧レベルの抑制効果を調べているが、騒音レベルでは硬いチップを用いたときに得られる高音域を含む広帯域での音圧抑制効果がより支配的になると思われる。したがって、模型で打抜き加工を行った場合にはおもりをウェブに押しつける衝撃ダンパで最高6dB程度の騒音レベルの抑制効果が期待できる。

5. 結 言

本研究では、C形タレットパンチプレスによる打抜き加工時の振動と騒音を抑制するためにばねとおもりだけからなる衝撃ダンパを構造内に組み込み、その効果を調べた。その結果、次の結論が得られた。

- (1) 衝撃ダンパではおもりの主振動系への押しつけ力を変えることによってみかけのばね定数を変化させることができることを確認した。また、その騒音抑制効果はおもりが重いほど良好である。
- (2) 衝撃ダンパによってC形構造物に固有の一次の

Fig.11 Effect of spring constant

Fig.12 Sound pressure level reduction in case of contacting mass on the upper plate

Fig.13 Sound pressure level reduction in case of contacting mass on the web

音叉形振動の加速度振幅を1/10にまで抑制できた。

(3) 衝撃ダンパのおもりを、剛性が低く、それ自体が膜振動をして音源となっているウェブに押しつけることによって音圧レベルを約6dB抑制した。

なお、今後は、本研究の結果を実機に適用し、実機の騒音レベルを推定する方法について検討する予定である。

最後に、本研究は東京農工大学共同研究開発センタで実施したことを付記し、関係各位に感謝の意を表す。

文 献

- (1)山本・堤・吉村・小林・遠藤, C形パンチプレスの制振構造に関する研究, 機論, 59-557C, (1993), 30.
- (2)山本・堤・小林・遠藤, C形パンチプレスの制振構造に関する研究(第2報, 音響モード解析による音源の探査), 機論, 60-572C,

(1994), 1189.

- (3)櫛田・広松・橋本・阿部・斉藤, 動吸振装置を用いた大型高速プレスの防振設計と実施, 竹中技術研究報告, 34, (1985-11), 1.
- (4)Stimpson G., Damping out punch press noise, Proceedings of inter-noise 83, (1983), 499.
- (5)Doerge E., Noise reduction on mechanical punch presses, Annals of the CIRP, 34-1, (1985), 507.
- (6)青井・初鹿野・佐野・曾田, ショックレスダイセットによる騒音低減, 第36回塑性加工連合講演会, (1985-10), 519.
- (7)安田・豊田, 衝撃ダンパの制振作用について, 機論, 43-371, (1977), 2544.
- (8)饗庭・村田, インパクトダンパの過渡応答特性について, 精密工学会誌, 59-7, (1993), 1097.
- (9)林, 軽構造の理論とその応用(下), (1966), 237, 日科技連.
- (10)小林・鈴木・遠藤・堤・吉村, 実験によるC形タレットパンチプレス打抜き音の低減に関する研究, 機論, 930-9III, (1993), 64.
- (11)山下・梶原・背戸, 動吸振器による箱形構造物の振動制御, 機論, 56-528C, (1990), 2107.