

首都大学東京 博士（工学） 学位論文

サーボプレスの打抜き振動メカニズムの解明と
振動低減に関する研究

平成29年（2017年）3月

首都大学東京大学院

システムデザイン研究科システムデザイン専攻

ヒューマンメカトロニクスシステム学域

村上 智広

目次

第1章 序論	1
1.1 サーボプレス現状	2
1.2 サーボプレス概要	6
1.2.1 プレス加工とプレス機械	6
1.2.2 サーボプレスの定義	8
1.2.3 スライド位置の制御方式	10
1.2.4 サーボプレスのスライドモーション	12
1.3 スライドモーションの最適化における問題点	16
1.4 先行研究	19
1.4.1 打抜き振動に関する問題点	19
1.4.2 機械プレスにおける打抜き振動と騒音の関係に関する研究	19
1.4.3 機械プレスにおける打抜き振動の解析に関する研究	22
1.4.4 サーボプレスの打抜き振動に関する研究	22
1.4.5 打抜き振動の低減に関する研究	25
1.4.5.1 破断荷重の低減による打抜き振動の低減	25
1.4.5.2 振動制御による打抜き振動の低減	26
1.4.6 打抜き以外の塑性加工へのスライドモーション利用技術	29
1.5 研究の目的	34
1.5.1 サーボプレス加工の高度化に関わる学術的課題	34
1.5.2 研究目的	38
1.6 論文の構成	39

第1章 参考文献	41
第2章 ねじ駆動サーボプレスにおける打抜き振動の増大現象の実験的検証	51
2.1 緒言	52
2.2 実験方法	53
2.2.1 実験装置	53
2.2.1.1 プレス機械	53
2.2.1.2 被加工材	57
2.2.1.3 プレス金型	58
2.2.2 打抜き騒音と打抜き振動の測定方法	61
2.2.3 実験条件	65
2.3 実験結果	65
2.3.1 打抜き騒音	65
2.3.2 打抜き時のパンチ刃先の変位	68
2.3.3 打抜き時の破断振動量	72
2.3.4 破断振動量と打抜き騒音の関係	76
2.3.5 打抜き時の破断荷重	80
2.3.6 打抜き速度と破断位置の関係	83
2.4 考察	87
2.4.1 破断荷重と破断振動の関係	87
2.4.2 打抜き振動の増大現象の有無に関する検討	89
2.4.3 打抜き振動を構成する振動要素の検討	89
2.4.3.1 破断荷重に起因する降下量	89

2.4.3.2	スライド速度に起因する降下量	90
2.4.3.3	制御系に起因する降下量	90
2.4.4	低速打抜きの適用による破断振動の低減率	91
2.5	結言	93
	第2章 参考文献	94
第3章	ねじ駆動サーボプレスの打抜き振動解析と打抜き振動メカニズムの解明	95
3.1	緒言	96
3.2	ねじ駆動サーボプレスの打抜き振動解析 ー力と変位の解析モデルー	97
3.2.1	解析モデル	97
3.2.1.1	モデリングの観点	97
3.2.1.2	モデリングの詳細	100
3.2.2	解析条件および解析方法	105
3.2.3	解析モデルを構成するモデルの評価	107
3.2.3.1	機械構造系に起因する変位の解析モデル	107
3.2.3.2	制御系に起因する変位の解析モデル	110
3.2.4	評価のための実験方法	112
3.3	打抜き振動の解析	112
3.3.1	解析結果と実験結果	112
3.3.1.1	解析結果	112
3.3.1.2	実験結果	115
3.3.2	解析結果と実験結果の整合性の検証	116

3.3.2.1	外乱入力時のスライド挙動のメカニズム	116
3.3.2.2	外乱解除時のスライド挙動のメカニズム	120
3.3.2.3	打抜き振動の増大現象	121
3.4	振動増大回避のための最適打抜き時間の予測	123
3.4.1	解析モデルによる予測	123
3.4.2	最適打抜き時間の実証	126
3.4.3	最適打抜き時間の効果	129
3.4.3.1	破断振動量の低減	129
3.4.3.2	消費電力の低減	131
3.5	打抜き振動メカニズム –スライドの変位挙動と破断振動量の影響因子 –	132
3.5.1	解析モデルが明らかにしたスライドの変位挙動	132
3.5.2	打抜き破断振動量の影響因子	134
3.6	結言	136
	第3章 参考文献	137

第4章 クランクサーボプレスの打抜き振動解析とその能動的振動制御による

	打抜き振動の低減	138
4.1	緒言	139
4.2	クランクサーボプレスの打抜き振動解析	140
4.2.1	解析モデル	140
4.2.2	解析条件	143
4.2.3	評価のための実験方法	144

4.3	解析モデルの妥当性評価	149
4.3.1	解析結果	149
4.3.2	実験結果	152
4.3.3	解析結果と実験結果の整合性の検証	154
4.3.3.1	打抜き時の破断振動量	154
4.3.3.2	スライド変位の構成因子	154
4.4	能動的な打抜き振動制御	156
4.4.1	打抜き振動制御の方法	156
4.4.2	打抜き振動制御の効果の予測	158
4.4.3	打抜き振動制御の実証実験	161
4.4.4	打抜き振動制御に関する考察	163
4.4.4.1	打抜き振動制御による振動低減効果	163
4.4.4.2	解析結果と実験結果の比較検討	164
4.5	結言	166
	第4章 参考文献	167
	第5章 結論	168
5.1	本研究の結論	169
5.2	本研究の意義と今後の展望	172
5.2.1	学術的意義と今後の展望	172
5.2.2	工業面での今後の展望	174

謝辞

記号一覧

打抜き, 被加工材

V : 打抜き速度 (破断直前のスライドまたはパンチの降下速度) [mm/s]

V_c : カウンタパルス速度 (時間帯 $t_{cs} \sim t_{ce}$ のスライドまたはパンチの平均速度) [mm/s]

$p1$: 加工開始位置 (外乱開始位置) [mm]

$p2$: 破断位置 (外乱解除位置) [mm]

$p3$: 破断直後 (外乱解除直後) の振動の最下位置 [mm]

$t1, t2, t3$: 打抜きにおける $p1, p2, p3$ の時刻 [s]

t_{cs} : カウンタパルスの開始時刻 [s]

t_{ce} : カウンタパルスの駆動中における $p3$ の時刻 = $t3$ [s]

t_b : 打抜き時間 (外乱入力時間) = $t1$ から $t2$ までの時間 [s]

l_b : 打抜き距離 ($p1$ から $p2$ までの距離) [mm]

l_{bt} : 破断振動量 ($p2$ から $p3$ までの距離) [mm]

R_m : 引張強さ [N/mm²]

A_{50mm} : 破断伸び (標点間距離 50mm) [%]

力学モデル

m_c, m_s : クラウン, スライドの質量 [kg]

c_c, c_s : クラウン, スライドの減衰係数 [N·s/m]

k_c, k_s : クラウン, スライドのばね定数 [N/m]

Z_{fc} : 操作量 u によるクラウン単体の変位 [m]

Z_{fs} : 操作量 u によるスライド単体の変位 [m]

Z_s : スライドの変位 ($Z_s = y = Z_{fs} + Z_{fc}$) [m]

制御モデル

r : 目標値 (スライドの目標位置) [m]

y : 制御量 (スライドの実際位置) [m]
 e : 偏差 ($e=r-y$) [m]
 u : 操作量 (スライドの推力) [kN]
 d : 外乱 (加工荷重) [kN]
 t_b : 外乱入力時間 (打抜き時間) = t_1 から t_2 までの時間 [s]
 t_s : 外乱整定時間 [s]
 t_L : むだ時間 [s]
 C : 制御部の伝達関数
 k_P, k_I, k_D : PID 制御の比例ゲイン値, 積分ゲイン値, 微分ゲイン値
 P_c, P_s : クラウン, スライドの伝達関数

第1章

序論

第1章 序論

本論文は、サーボプレス1)の打抜き振動の解明とそれに基づく振動低減手法について論じるものである。本章では、まずサーボプレスの現状ならびに研究の動機について述べる。次に、打抜き振動に関する先行研究を概観する。そして、先行研究と本論文の位置関係を明らかにした上で、研究の目的と論文の構成を述べる。

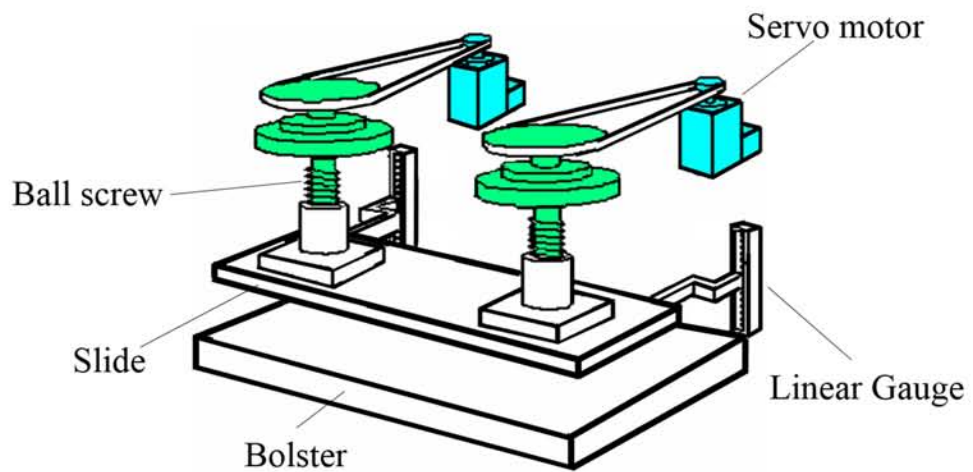
1.1 サーボプレスの現状

近年、中国に代表されるアジア諸国の経済・産業の発展に伴い国内産業構造の変革は著しい。これに伴い、国内の製造業界では高機能製品、高付付加価値製品の研究開発が進んでいる。プレス加工業界においても従来にない被加工材の加工1-1), 1-2)や微細部品の成形1-3)-1-5)などの高度な工法開発が求められている。

このような状況の中、サーボプレスは我が国で開発されたプレス機械1-6), 1-10)である。世界最初の汎用の機械サーボプレスは、1997年に太陽工業株式会社とコマツ産機株式会社1)が、当時の通産省の創造技術研究開発事業の助成を受けて共同開発1-7)-1-9)した2軸のねじ駆動サーボプレス（定格加圧力800kN）であると考えられている1-10)。その外観とサーボモータによる駆動機構をFig.1-1に示す。この機械の特徴は、液圧プレス並みのスライド動作の自由度を有すると同時に、機械プレス並みの生産性を有することである。加えて、加工荷重によるプレスフレームの伸びや偏心荷重などによるスライド位置のずれを左右に設置されたリニアゲージにより検出し、フィードバック制御により修正するという高精度な位置決め方式を実現していた。この機械は伝統的なプレス機械の概念を刷新する画期的なものであったため、この年以降、各社から機械サーボプレスが相次いで販売1-11)-1-16)された。



(a) Apperance



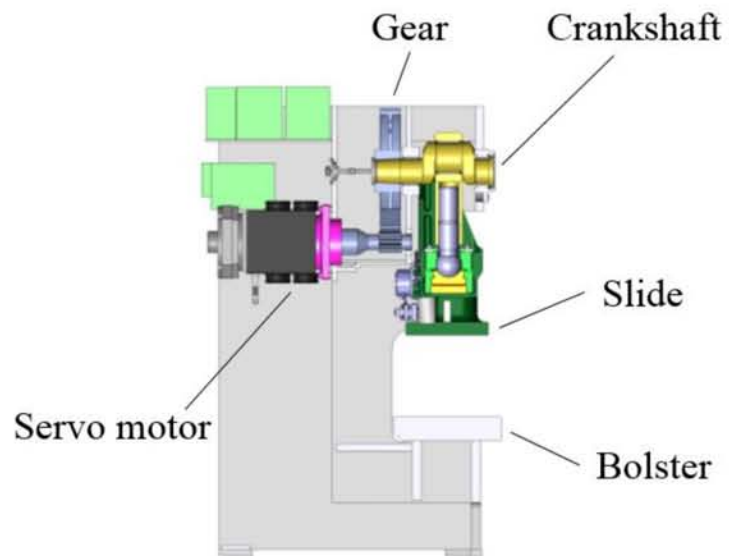
(b) Mechanism

Fig.1-1 Screw drive servo press developed in 1997¹⁻⁹⁾

2002年になると Fig.1-2 に示すクランク機構の汎用サーボプレス¹⁻¹⁷⁾⁻¹⁻¹⁹⁾の販売が開始され中小企業への普及が進み始めた。2007年には日本金属プレス工業協会と日本塑性加工学会の共催でサーボプレス利用技術研究委員会が設置^{1-20), 1-21)}された。2009年にはサーボプレスの安全要求事項に関する JIS¹⁻²²⁾が制定され、実用図書¹⁻²³⁾も発行されている。また、業界誌「プレス技術」では2001年に最初のサーボプレス特集¹⁻²⁴⁾が生まれ、2006以降は毎年特集が組まれている。そして、2011年には機械プレスの出荷額の50%超はサーボプレスとなっている¹⁻²⁵⁾。現在では、サーボプレスはプレス加工業界に十分普及している。



(a) Apperance¹⁻¹⁸⁾



(b) Mechanism¹⁻¹⁹⁾

Fig.1-2 Crank servo press developed in 2002

1.2 サーボプレスの概要

1.2.1 プレス加工とプレス機械

プレス加工には Fig.1-3 に示すようにせん断加工，薄板成形，圧縮加工などがあり，電気製品や自動車など様々な金属部品の量産手段として欠かせない加工法である．本研究が対象とする打抜き（Blanking）は，せん断加工の一形態であり，ブランク（Blank）と呼ばれるプレス加工品の素板を得る際に欠かせない加工である．プレス加工はプレス機械と金型と呼ばれる工具によって行われる．金型は上型と下型で対をなしている．

プレス機械は，2 個以上の対をなす工具（金型）を用い，その間に材料を置いて，工具によって材料に強い力を加えることによって成形加工する機械である¹⁻²⁶．Fig.1-4 の左図のプレス機械に示すように，工具間に発生させる力の反力は，機械フレーム自体で支えるように設計されている．この加工時に発生する反力は，打抜き破断時には瞬時に開放されるため機械フレームは大きく振動する．この振動はプレス加工における課題の一つであり，被加工材の高強度化が進むたびに問題点として浮上している．この問題を論ずる上で，プレス機械の振動を解析する際には，プレス加工に伴う反力が機械フレームで支えられていることは，重要な前提事項となる．なお，反力をフレームで支えない機械としては，Fig.1-4 の右図に示すようにハンマと呼ばれる鍛造機械がある．プレス機械は，スライドをクランク機構などで機械的に駆動する機械プレスと，液圧で駆動する液圧プレスがある．このことから，サーボプレスも機械サーボプレスと液圧サーボプレスに大別されている．

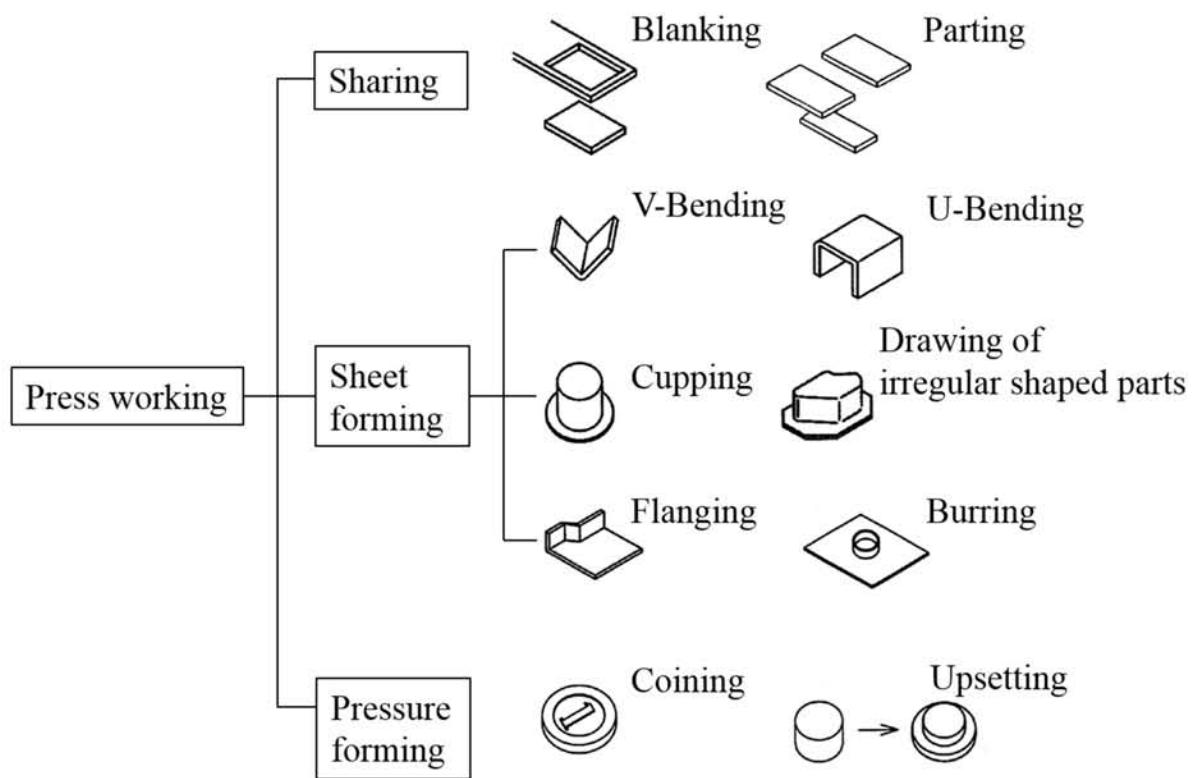


Fig.1-3 Major Elements of press working¹⁻²⁷⁾

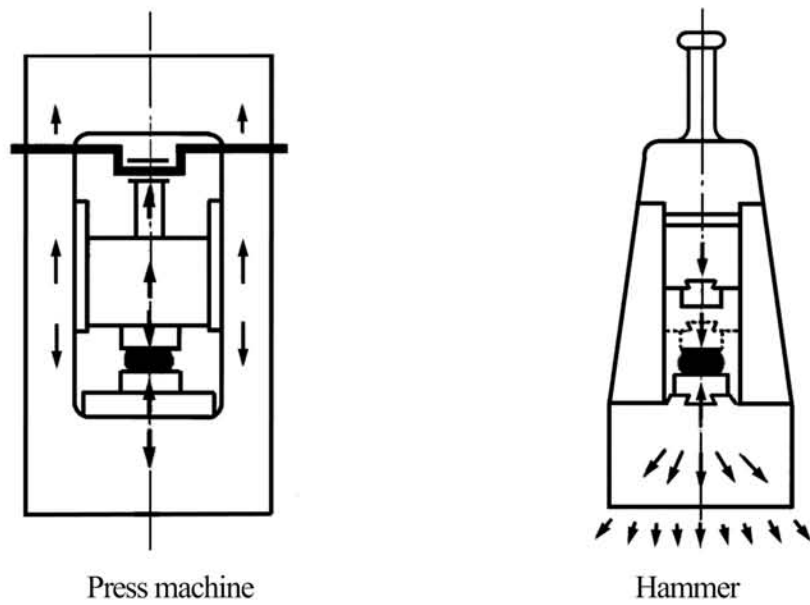


Fig.1-4 Press machine and hammer¹⁻²⁸⁾

1.2.2 サーボプレス の定義

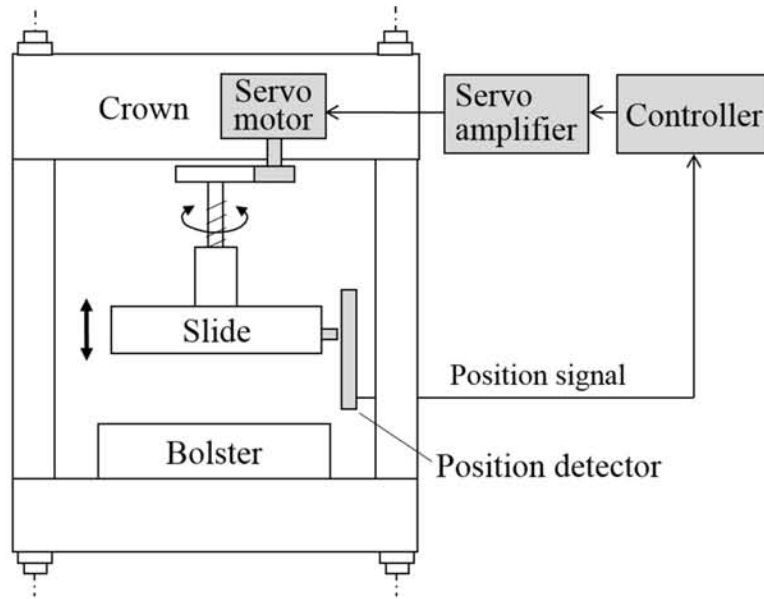
サーボプレスが開発された当初は、メーカー各社が独自の呼称を用いていた。サーボプレスという呼称に統一されたのは、2004年度に日本鍛圧機械工業会が設置した委員会¹⁻²⁹⁾によることである。その後、同工業会の技術報告¹⁻³⁰⁾を経て、前述したサーボプレスに関する規格、JIS B 6410 : 2009 プレス機械—サーボプレスの安全要求事項¹⁻²²⁾が制定されている。本論文においてもサーボプレスの定義を上記JISに従いTable 1-1のとおりとする。

Table 1-1 Definition of servo press

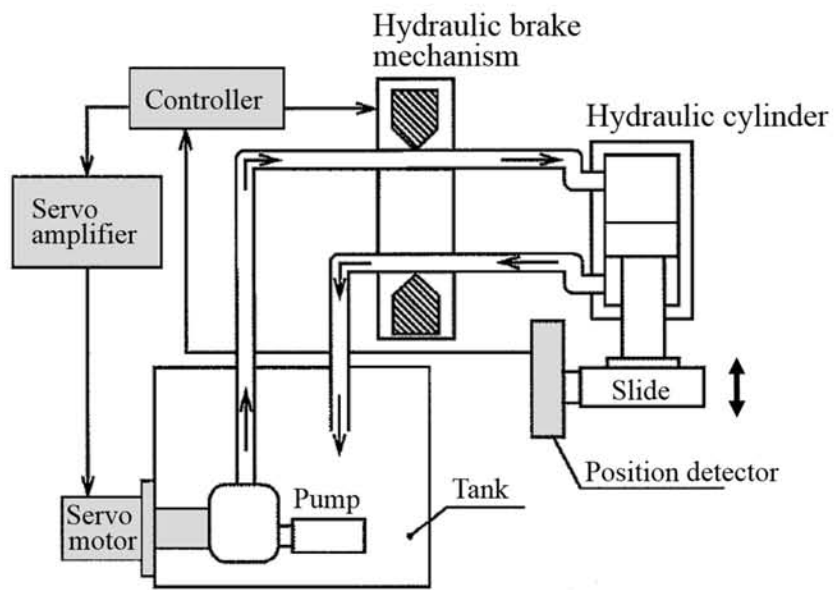
用語	定義
サーボシステム	スライドを作動させるサーボモータ、サーボアンプ、フィードバック用検出器、電気制動装置及び制御装置（コントローラ）を含めた体系
サーボプレス	サーボシステムによってスライドの作動を制御する機械又は液圧プレス
機械サーボプレス	サーボモータの動力をクランクなどの回転式機構又はボールねじなどの直動機構によってスライドに伝達する構造のサーボプレス
油圧サーボプレス	サーボモータの動力を液圧によってスライドに伝達する構造のサーボプレス

サーボプレスとサーボシステムとの関係例をFig1-5-1に示す。(a)はサーボシステムから供給される動力を送りねじによる直動機構によってスライドを作動する機械サーボプレスを示している。(b)はサーボシステムから供給される動力で回転するポンプから得られる液圧によってスライドを作動する液圧サーボプレスを示している。いずれも、スライドの作動がサーボシステムによって任意に制御されることが伝統的なプレス機械と異なる点である。

一般にサーボプレスによる打抜きでは、生産性が重視されるため機械サーボプレスが使用される。本研究が打抜きを対象とする理由については後述する。液圧サーボプレスは機械サーボプレスに比べて大きな加圧力の発生と加圧力の制御が可能である。その反面、生産速度を速くできないことから、主として大型のパネル成形、大荷重を必要とする鍛造、長いスト



(a) Mechanical servo press



(b) Hydraulic servo press¹⁻²²⁾

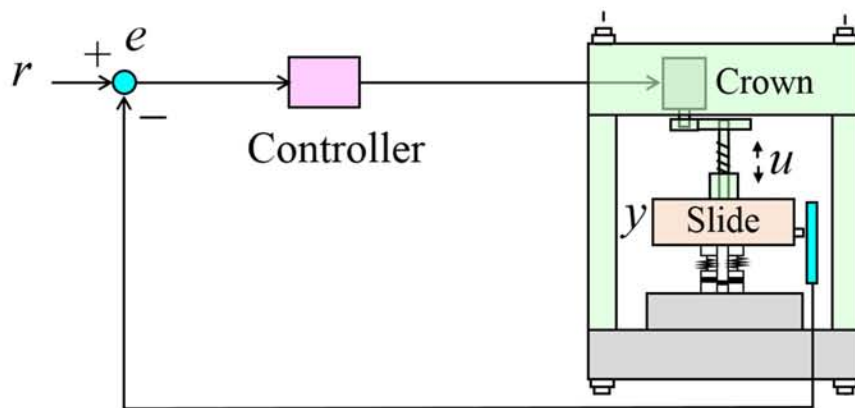
- Element of servo system
- Element of mechanical structure

Fig. 1-5-1 Example of a system configuration of servo press

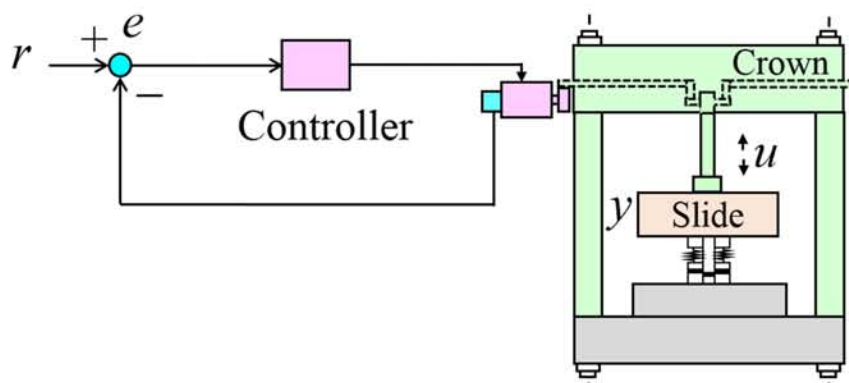
ロックが必要となる深絞りなどの分野で用いられている。以降、本論文では機械サーボプレスは単に“サーボプレス”と表記し、液圧式の場合は“液圧サーボプレス”と表記する。

1.2.3 スライド位置の制御方式

サーボプレスのスライド位置の制御は、大別するとフル・クローズド・ループ制御方式とセミ・クローズド・ループ制御方式の二つの方式が採用されている。Fig.1-5-2は両者の方式を比較したものである。(a)のフル・クローズド・ループ制御方式は、クラウン部の変位を含めたスライド変位を位置センサで監視しているため、加工時のスライド位置精度が良い。これに対して、(a)のセミ・クローズド・ループ制御方式は、スライド位置は測定せずサーボモータの回転軸の角度をスライド位置とみなして制御している。このため、この方式は制御応答性が比較的早く、価格も安価でもあり普及量が多い。その一方でクラウン部の変位は監視していないため、加工荷重に伴い生じるクラウン部の伸縮はそのままスライドの位置ずれとなる。ただし、フル・クローズド・ループ制御方式においても急激な加工荷重の発生または消滅の直後は、制御応答の遅れによるスライドの位置ズレが生じることは大なり小なり避けられない。



(a) Full closed loop control system



(b) Semi closed loop control system

Fig.1-5-2 Comparison of slide location control system of servo press

1.24 サーボプレスのスライドモーション

サーボプレスは、従来の機械プレスでは不可能であったスライドの速度や位置を制御することができる。これにより、任意の位置での加速・減速や下死点でのスライドの加圧保持などが可能となった。上下動するスライドの1工程中の動作を示す言葉としては、スライドモーションという用語が用いられている^{1-10), 1-31)-1-35)}。スライドモーションは、一般にスライド位置-時間線図で示される。Fig.1-6は従来の機械プレスとサーボプレスのスライドモーションを比較した例である。Fig.1-6(a)の従来の機械プレスは、クランク機構による固定的なスライドモーションを示している。Fig.1-6(b)のサーボプレスは、加工開始時には低速度、下死点(BDC)では一定時間停止するように設定されたスライドモーションを示している。Fig.1-7にスライドモーションの例を示す。①の上段は低騒音加工を意図した打抜き加工で、下段は生産性を意図したクランク軸の振り子運動による打抜きのショートストローク加工の例である。②はショックラインの低減と成形速度の最適化を意図した成形加工の例である。③は形状凍結性の向上を意図したコイニング加工の例である。

スライドモーションの任意設定機能により、サーボプレスによる加工では加工法の自在性が格段に高まり、従来にない高度な塑性加工が実現されるようになった。たとえば、繰り返し加圧モーションによる自動車用高張力鋼板の形状凍結性の向上¹⁻³⁶⁾、スライドモーションの最適化や周辺機器との同期機能による世界最速の車体パネル成形用のサーボプレスライン¹⁻³⁷⁾、三次元サーボプレス装置による燃料噴射弁への微細傾斜穴加工¹⁻³⁸⁾などが実現されている。すなわち、サーボプレスは、我が国の製造技術の高度化に欠かせない存在となっている。Fig.1-8は、上記の背景におけるサーボプレスの位置づけを概念的に表したものである。この図は、工業分野における中国や東南アジア諸国の台頭に伴い、国内製造業には高機能・高付加価値部品の製造に関する要求が高まっており、サーボプレスは製造技術の高度化に欠かせない機械の一つとなっていることを示す。

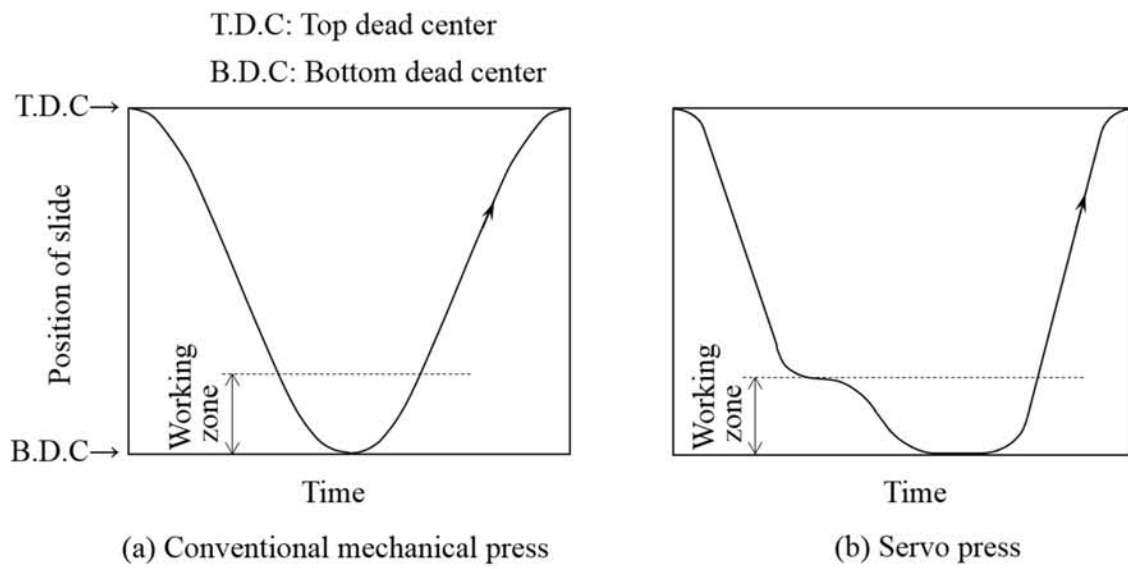


Fig.1-6 Comparison of slide motion

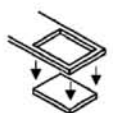
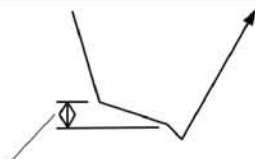
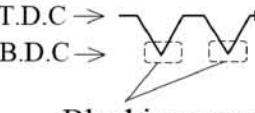


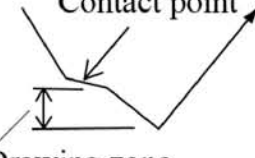


Type of press working		Slide motion	Effects
① Blanking 	Low-speed blanking	 Blanking zone	Reduction of blanking noise Improvement of tool life
	Short stroke blanking	T.D.C →  B.D.C →  Blanking zone	Improvement of the productivity
② Drawing 	Soft contact & Deep drawing	 Drawing zone	Improvement of a shock line Improvement of forming limit
③ Coining 	Coining & Holding of press load	 Holding of press load	Improvement of the precision of products

Fig. 1-7 Example of slide motion using servo press

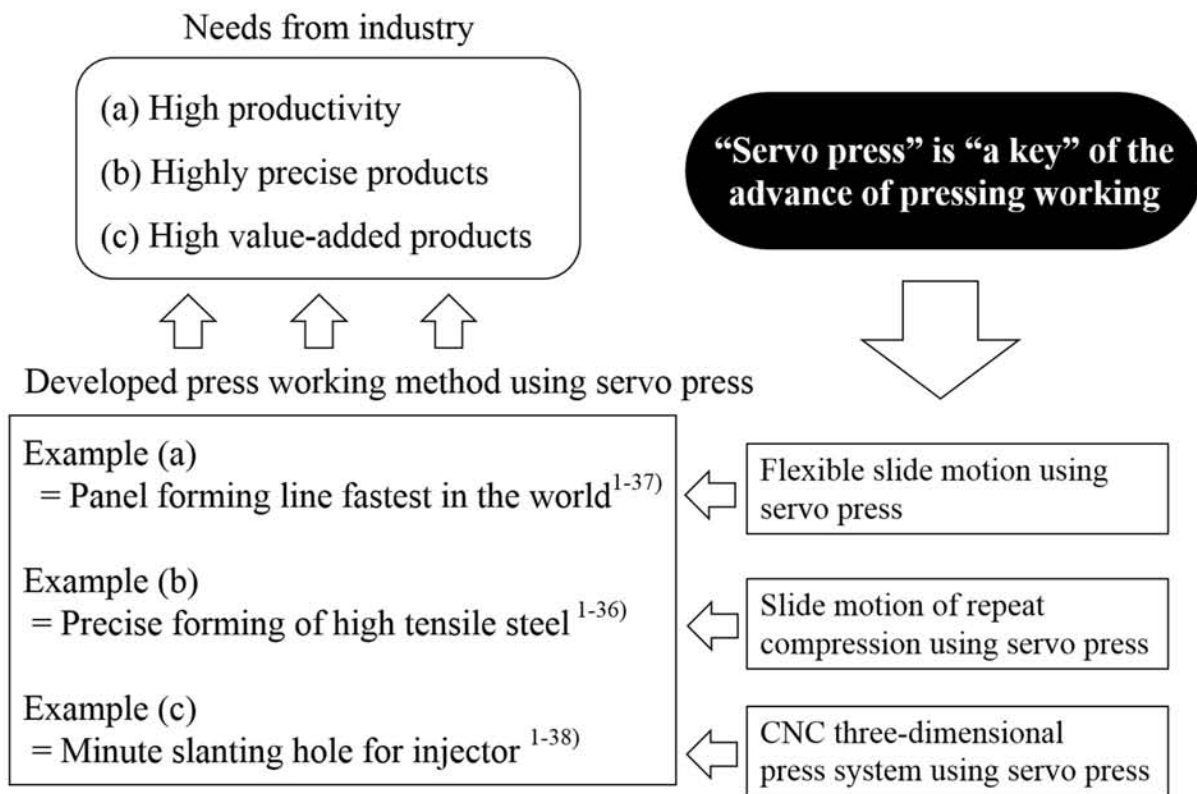


Fig. 1-8 Position of servo press in press working

1.3 スライドモーションの最適化における問題点

サーボプレスの普及は、プレス生産技術者の職務に変化をもたらした。サーボプレスでは加工プログラムの作成作業，すなわちスライドモーションの設計^{1-39), 1-40)}が必要となったからである。Fig.1-9-1 はスライドモーション設計の一例である。ステップ1はV曲げにおける接触傷の防止，ステップ2は成形中の破断や温度上昇の抑制，ステップ3は下死点での形状凍結性の向上，ステップ4は上昇時の板材の跳ね上がり防止を考慮した例である。しかし，むやみにステップを増やすと生産性は低下してしまう。したがって，サーボプレスの生産技術者は品質と生産性の双方を考慮して最適条件を決定しなければならないが，この点に関するノウハウや情報はほとんど未整備であることから，多くの場合，経験や勘に頼らざるをえない。伝統的プレス機械の運用条件の設定事項が，ダイハイト（スライドの下死点位置）と毎分の回転数であったことと比べると大きな変化である。以上が，スライドモーション設計の困難性であり，問題点で

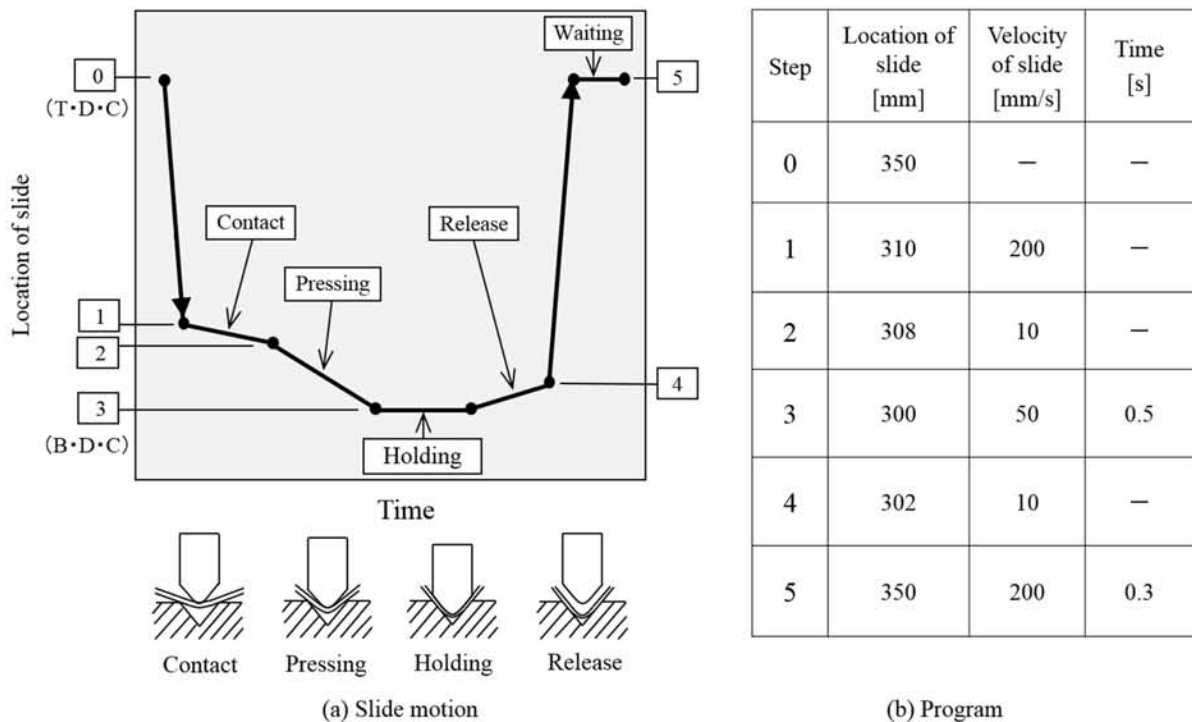


Fig. 1-9-1 Example of a design of slide motion for “V-bending”¹⁻²³⁾

ある。プレス加工業界はスライドモーションの最適化のための指針や根拠を求めている。

このため、公共職業能力開発機関の一つである高度職業能力開発促進センターでは、プレス加工業界からの要望を受け、2001年に Fig.1-1 と同じサーボプレスを整備し、2002年から在職者向け講習会「サーボプレス利用技術」を開設している¹⁴¹⁾。これは、サーボプレスの効果的な運用を目的とした日本最初の職業訓練コース¹⁴²⁾である。

その訓練コースでは毎回、各種スライドモーションの効果検証実験を行っている。開設当時は、自動車用高張力鋼板の打抜き騒音が問題化しつつあったことから実験の一つとして、打抜き騒音対策の検証実験を行っていた。その実験は2002年に山形ら^{143), 144)}によって報告された、破断直前に低速度で打抜くと騒音が低減するという現象を検証するものであった。この訓練コースの担当者の一人であった村上は打抜き騒音の低減現象を追認できたことを報告している^{141), 145)}。Fig.1-9-2は、このとき村上が用いた低騒音を意図した低速度打抜きのスライドモーションの例である。このモーションでは、スライド速度を低速度に切り替

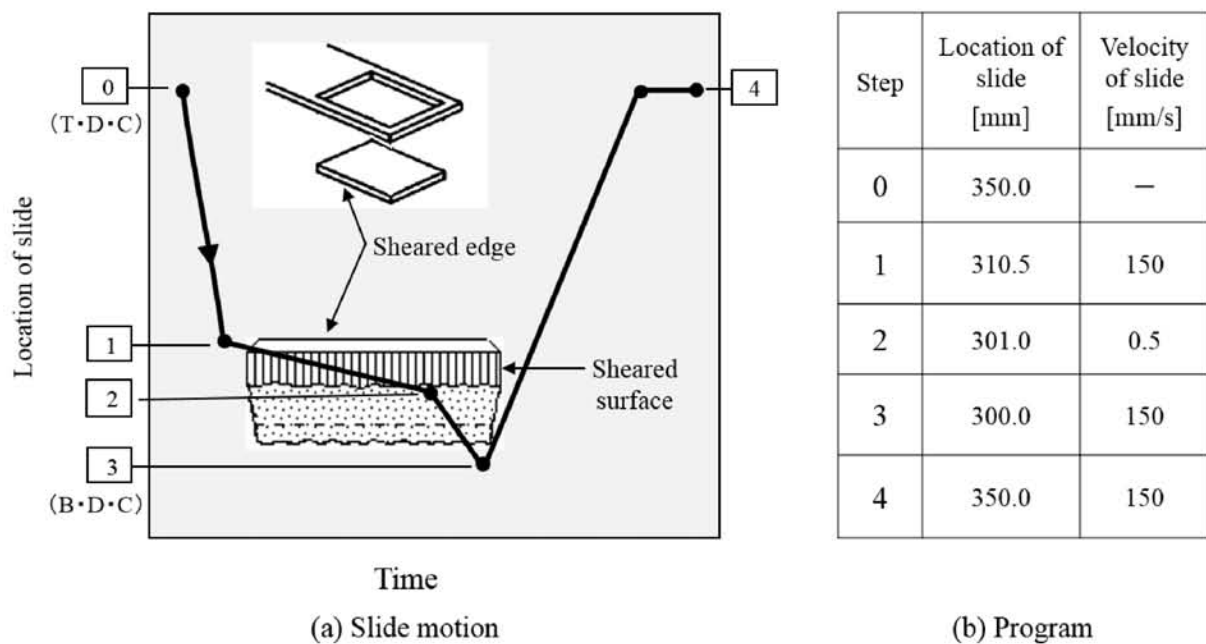


Fig. 1-9-2 Example of a design of slide motion for “Low speed blanking”

えるステップ1のスライド位置と、ステップ1からステップ2の区間のスライド速度を決定する必要がある。この区間を1mm/s程度の十分遅い速度にすれば軟鋼板や純銅板では顕著に打抜き騒音が小さくなることが確認された。ただし、このスライドモーションでは生産性が極端に低下するため、スライド位置や速度の最適化を図る必要がある。

しかし、山形らは主に油圧サーボプレスを用いた実験結果に基づき、破断荷重の低下が騒音低減の要因であると推測していたのに対し、前述の村上らの実験結果（ねじ駆動式の機械サーボプレス）では、低速度での打抜きにおける破断荷重の低下は銅や軟鋼板の軟質材でも20%程度、SUS304ではほとんど認められなかった。それにも関わらず、程度の差はあったがSUS304でも騒音の低減が認められた。これは、打抜き破断に伴うプレス構造部の急激な弾性回復が打抜き騒音の源であるとする従来の理論^{146), 147)}では説明がつかなかった。このため、低騒音を確保しつつ生産性の低下を最小にとどめるための最適なステップ1のスライド位置やステップ1からステップ2の区間のスライド速度を決定することができず、スライドモーションの最適化に取り組むうえでの問題点となった。

このことは、サーボプレスでは未知の因子が打抜き騒音・振動に影響を与えているのではないかという着想を得るきっかけとなり、サーボプレスの打抜き騒音・振動に関する研究を開始する動機となった。なお、上記の低騒音（低振動）のための打抜きスライドモーションの最適化の問題については、本論文の第3章の中で検討を行っている。

1.4 先行研究

1.4.1 打抜き振動に関する問題点

プレス打抜きに伴う振動は、金型の工具摩耗を助長¹⁻⁴⁸⁾するだけでなく騒音源となるため、聴覚や自律神経系の不調など人体に影響を及ぼす¹⁻⁴⁹⁾。このため古くから製造現場では各種の対策が講じられている^{1-50), 1-51)}。近年は、自動車部材として高張力鋼板の使用が増加しており、加工荷重の増大に伴う振動・騒音の増大が新たな問題となっている。2005年に日本鍛圧機械工業会が行った調査¹⁻²⁹⁾では、サーボプレスのユーザー企業23社中6社(26%)が振動・騒音対策をサーボプレスの導入目的の一つとして答えている。すなわち、打抜き振動・騒音は古くから現在に至るまで問題であり、工具寿命の観点では振動の低減が求められており、人体への影響の観点では騒音の低減が求められている。

以上の背景から、機械プレスの打抜き騒音に関する研究は早くから着手されている。サーボプレスの機械構造部は従来の機械プレスの構造部をほぼ継承しているため、機械プレスの機械構造部に生じる騒音や振動は、サーボプレスにおいてもほぼ同様に存在すると考えられる。したがって、その研究成果は、サーボプレスの打抜き振動を解明するうえで重要な情報を与えてくれる。ここでは、本研究を進めるうえで参考になるとと思われる機械プレスにおける打抜き振動と騒音の関係、打抜き振動の解析、打抜き振動の低減、並びにサーボプレスにおける打抜きなどに関する研究を概観し、これまでに得られている重要な知見をまとめる。

1.4.2 機械プレスにおける打抜き振動と騒音の関係に関する研究

騒音の発生原因は二つに大別される。第一の原因は振動する物体がこれに接した空気に振動を与えて音波を発生するものであり、第二の原因は静止空気中に気流が噴き出すような場合に空気中に渦や乱れが誘発されるものである¹⁻⁵²⁾。プレス加工現場での圧縮空気の排気音による騒音などは後者に該当し、打抜き騒音は前者に該当する。プレス打抜きでは材料破断時に大きな振動音が生じる。これは一般にブレークスルー現象として知られている。ブレー

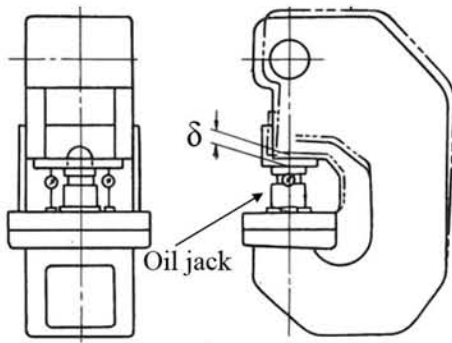
クスルーとは、加工荷重によりフレームなどの機械構造部に蓄積された弾性エネルギーが、被加工材の破断によって瞬時に開放されパンチがダイに突入する現象^{1-46), 1-53)}である。ブレークスルーの前後における加工荷重の振動とパンチやスライドの振動、および打抜き騒音との関係については、これらを同時に観測した報告が多数みられる¹⁻⁵⁴⁾⁻¹⁻⁵⁸⁾。Fig.1-10-1 はブレークスルーの一般的解釈と実際の打抜きの観察によりそれを照合した事例である。

打抜き騒音の具体的な騒音源として、呉¹⁻⁵⁹⁾は機械プレスの衝撃音の多次元スペクトル解析の結果からスライドやフレーム、金型の振動が主な騒音源であることを示している。山本ら^{1-60), 1-61)}はCフレームのパンチプレスにおける音響モード解析を行い、Cフレームの口開き振動（すなわちスライドーボルスタ間の振動）がもっとも大きな騒音源であることを示している。

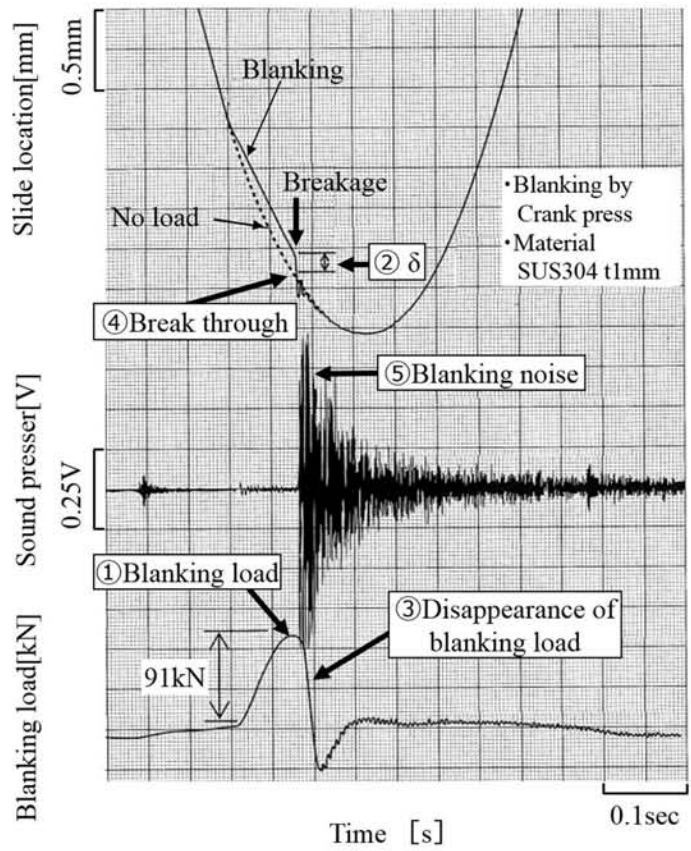
すなわち、機械プレスにおける打抜き時のブレークスルーに伴う機械構造系の振動は、打抜き騒音の主要な音源となっている。

General understanding of "Break through"

- ① Blanking load
- ② δ is caused by elastic deformation
- ③ Disappearance of blanking load at the breakage
- ④ Break through
- ⑤ Blanking noise



(a) δ : Displacement of slide location¹⁻²⁸⁾



(b) Example of observation of break through¹⁻²³⁾

Fig. 1-10-1 Phenomenon of break through

1.4.3 機械プレスにおける打抜き振動の解析に関する研究

ブレークスルー現象はフレームの弾性変形に起因しているため、フレームの剛性改善は打抜き騒音の低減につながる。この目的で、フレームの変形に関する解析や実験^{1-62)~1-65)}が行われている。打抜き振動の解析としては、プレス機械の力学モデル^{1-66)~1-68)}や部分構造合成法によるFEMモデル¹⁻⁶⁹⁾、模型¹⁻⁷⁰⁾を用いた解析などによりフレーム剛性や材質を変更した場合の防振効果の予測が可能であることが示されている。

上記より、振動解析は打抜き振動の低減を合理的に進めるうえで非常に有用であることが示されている。

1.4.4 サーボプレスの打抜き振動に関する研究

機械プレスにおける打抜き振動は先行研究より、加工荷重の急激な消失に伴う機械構造系の振動であり、その振動が騒音源となっていることが確認されている。サーボプレスにおいても破断直前に低速に減速して打抜くことにより破断荷重が低下すると打抜き騒音も低下することが確認^{1-71)~1-73)}されている。したがって、サーボプレスも機械プレスと同様に、機械構造系の振動が打抜き振動の重要な因子であることは疑いの余地がない。

ところで、サーボプレスが機械プレスと異なる点は、スライドがサーボシステムによって制御されていることである。サーボプレスのスライド駆動とサーボシステムの応答挙動との関係についてのこれまでの研究としては、ねじ駆動サーボプレスのスライドがサーボダイクッションと衝突し下死点に至るまでの間のスライド位置の精密制御を目的とした衝撃制御の手法が提案¹⁻⁷⁴⁾されている。また、産業現場での測定例としては、スライドの加速・減速特性の測定例¹⁻⁷⁵⁾や加工荷重の負荷と除荷に伴うスライド変位の発生と回復状況の測定例^{1-76)~1-80)}などが紹介されている。これらはいずれも、フル・クローズド・ループ制御方式のサーボプレスでの測定例である。少なくともフル・クローズド・ループ制御方式のサーボプレスでは、制御応答の応答挙動に伴うスライドの変位挙動が存在することは明らかである。し

かし、このような制御系に起因するスライド変位挙動と打抜き振動との関係については現在のところ明らかでない。そのため、サーボプレスの打抜き振動問題に関する研究は、制御系の応答挙動も考慮にいたした上で打抜き振動のメカニズムの解明に取り組むことから着手する必要がある。

Fig. 1-10-2に前述の先行研究で報告されているプレス加工時の振動解析に用いられた力学モデルの概要を示す。①～③は機械プレスを対象としたモデルであり、④～⑤はサーボプレスを対象としたものである。①は益田らによるモデルで、打抜き時のプレスフレームの振動を解析するためのものであり1自由度のモデルである。②は降籬らによるモデルで、打抜き時のプレスフレームと防振材上のプレス機械の架台の振動を解析するための2自由度のモデルである。③は郭・中村らならびに莫・古閑らのモデルで、打抜き時のスライドの振動を解析するための2自由度のモデルである。④は福崎・西村らのモデルで、サーボプレスにおけるスライドとダイクッションの衝突時の振動を解析するための2自由度の力学系と2制御系を組み合わせたモデルである。

⑤は本研究の第3章で提案している村上らのモデルで、サーボプレスでの打抜き時におけるスライドの振動を解析するためのモデルである。このモデルは、サーボプレスのスライドがサーボシステムによりクラウン部に連結された状態で運動することに着眼し、クラウン部とスライド部をそれぞれ独立した1自由度の力学系とみなし、両者が制御系での操作量 u で連結された1自由度系のモデルとしたところが従来にない点である。これにより、打抜き破断時における力学系の振動と制御系の振動とをそれぞれ独立して計算することが可能となり、サーボプレス独特の問題と考えられる制御系の振動現象を考慮した振動解析を行うことを意図したものである。その詳細については、第3章で述べる。

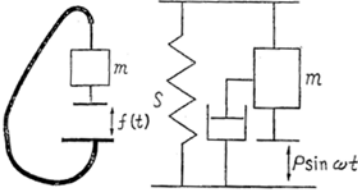
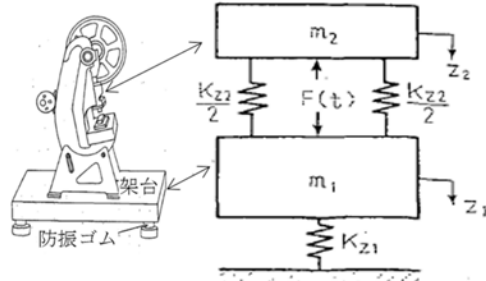
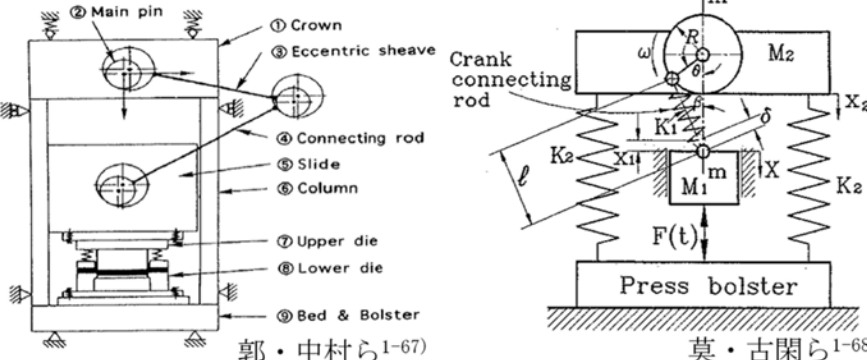
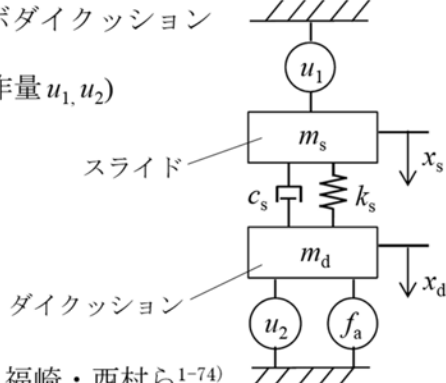
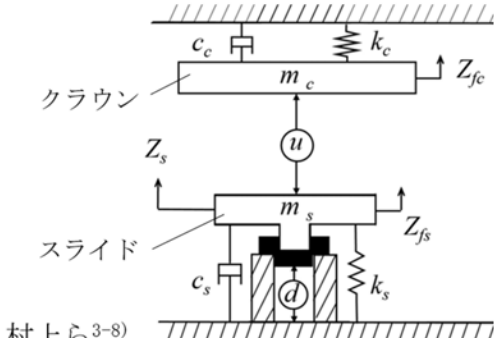
機種	対象の振動	解析対象部と力学モデル
機械 プレス	打抜き振動	<p>①フレーム（1自由度）</p>  <p>益田ら¹⁻⁶⁶⁾</p> <p>②フレームと架台（2自由度）</p>  <p>降旗ら¹⁻⁷⁰⁾</p>
		<p>③フレームとスライド（2自由度以上）</p>  <p>郭・中村ら¹⁻⁶⁷⁾</p> <p>莫・古閑ら¹⁻⁶⁸⁾</p>
		<p>④サーボスライドとサーボダイクッション</p> <p>(2自由度 + 制御系の操作量 u_1, u_2)</p>  <p>福崎・西村ら¹⁻⁷⁴⁾</p>
サーボ プレス	衝突振動	
	打抜き振動	<p>⑤クラウンとサーボスライド</p> <p>(制御系の操作量 u で連結された2つの1自由度系)</p> $Z_s = Z_{fc} + Z_{fs}$  <p>村上ら³⁻⁸⁾</p>
本研究が 提案する モデル		

Fig.1-10-2 Dynamical model for vibration analysis of press machine

1.4.5 打抜き振動の低減に関する研究

騒音防止技術は音源対策と騒音の伝搬防止の二つに分けられる¹⁻⁸¹⁾。打抜き振動の低減は、前者の音源対策に該当し、騒音問題の根本的な解決手段でもある。打抜き振動の低減の方策としては、破断荷重の低減に関するものと振動制御に関するものが検討されている。

1.4.5.1 破断荷重の低減による打抜き振動の低減

ブレイクスルー現象は、材料破断による加工荷重の消失に伴うフレームの弾性回復現象であるから、破断荷重を小さくすることができれば、ブレイクスルーに伴う振動を小さくできる。福井・前田¹⁻⁸²⁾はせん断金型のクリアランスを数%以下にすると、せん断クラックが生じにくくなりせん断距離が長くなることから、破断荷重も低下しうるとを示した。この現象は、切り口面を全面せん断にするファインブランキングで積極的に適用されている。しかし、通常のプレス打抜きでクリアランスを極端に小さくすることは、せん断抵抗の上昇や二次せん断面の誘発を招くため、あまり行われない。松居ら¹⁻⁸³⁾は超音波振動の付与は加工荷重を低減する効果があることを明らかにしている。しかし、金型構造ならびにコストの問題から一般には適用されていない。また、横井・中川¹⁻⁸⁴⁾は振動打抜きが材料の局所的軟化現象を促すことから、プラスチック材料などのせん断切り口面の改善に有効であることを示した。しかし、生産性や振動打抜き装置の困難性から金属材料の打抜きへは適用されていない。

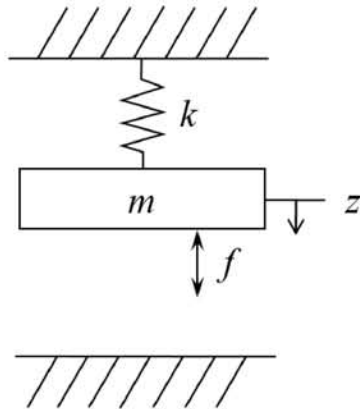
ところが近年、5~20Hzの低周波振動モーション（以下、パルスモーション）を有するサーボプレス¹⁻⁸⁵⁾が登場した。パルスモーションを生産現場において鋼板の打抜きに適用したところ、原因は明らかでないが破断荷重が低下し、それに伴い打抜き騒音も低減したという事例が紹介^{1-86), 1-87)}された。これは、前述の松井や横井・中川らが見出した、加工荷重の低減効果による可能性もある。その一方で、クランチャートらはパルスモーションを用いた打抜きでは打抜き騒音は小さい時もあれば大きい時もあると報告¹⁻⁷³⁾している。したがって、現時点ではパルスモーションによる打抜きでの振動と騒音低減の効果は明確ではない。仮に、

パルスモーションによる振動打抜きにおいて、破断荷重の低減効果が確認された場合は振動と騒音の低減が期待できるが、加工時間の増加が不可避であるため、生産性が課題となる。

1.4.5.2 振動制御による打抜き振動の低減

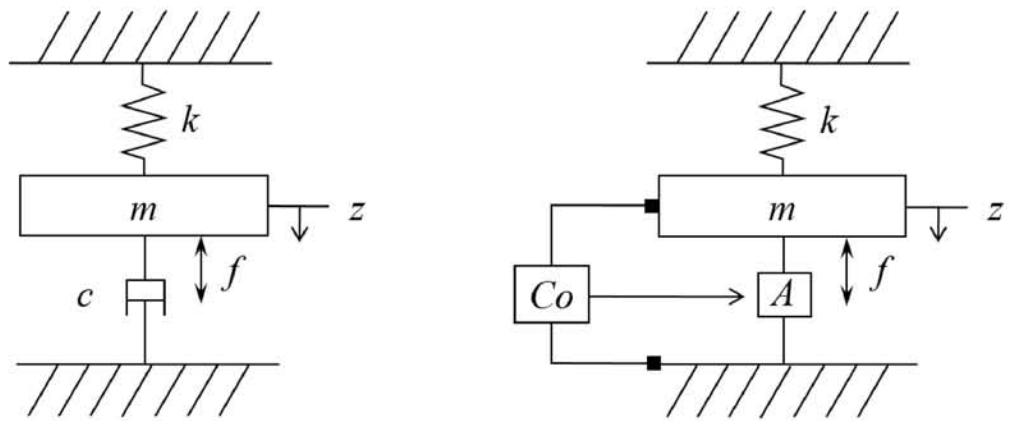
プレスフレームを1自由度の振動系としてみた力学モデルを Fig.1-11-1 に示す。 m , k , c , はそれぞれ機械プレスのフレームの質量、ばね係数、減衰係数に該当し、 f は加振力で打抜き荷重などが該当する。 f が加えられたり消失したりすることにより質点 m の変位 x に振動が生じる。前項の破断荷重の低減による打抜き振動の低減に関する研究事例は、加振力 f を小さくすることにより振動を小さくする方策である。振動制御による打抜き振動低減の方策は、変位 x の振動をなんらかの制御的措置により望ましい値にすることである。これには受動的な振動制御 (Passive vibration control) と能動的な振動制御 (Active vibration control) の二つがある。能動的な振動制御は、振動系に対し外部から振動を相殺するような制御入力を加える方策である。外部から制御入力を加えるための装置は振動制御装置または制振装置 (Vibration control device) と呼ばれる。受動的な振動制御は、外部からの制御入力などを必要としないオイルダンパやゴム、空気ばねなどの制振要素で構成される制御である。 Fig.1-11-2 (a) は受動的な制振要素により減衰を付加した受動的振動制御の例である。 Fig.1-11-2 (b) は能動的な制振装置を組み込んだ能動的振動制御の例である。良く知られている能動的な制振装置としては、強風や小地震対策として高層ビルの頂部に設置される制振装置^{1-88), 1-89)}がある。

受動的な制振要素を用いた例としては、莫・古閑・村川らは^{1-90), 1-91)}油圧シリンダと慣性質量を組み合わせた背圧付与装置による油圧式慣性ダンパによる打抜き騒音の低減を提案しているが、特別な装置を必要とすることが課題である。また、金型に組み込んだ弾性体 (ゴムなど) でパンチに背圧 (Backpressure) を作用させることによりブレークスルーで降下しようとするパンチを押し上げることにより騒音を 10dB 前後低減できることが報告^{1-92)~1-94)}され



m : mass
 k : spring constant
 z : displacement
 f : force

Fig. 1-11-1 Example of Dynamical model



(a) Example of passive vibration control

(b) Example of active vibration control

c : damping coefficient
 Co : controller
 A : actuator

Fig. 1-11-2 Dynamical model with vibration control device

ている。この方法はプレス工場でも適用可能であるが、金型内にゴムなどの弾性体を組み込むスペースを必要とすること、背圧の大きさと発生時期の調整に技量を要すること、さらに背圧の付加による加工荷重と加工エネルギーの増加などの課題があることにより、実際にはあまり利用されていない。

能動的な振動制御については、菊島・田中^{1-95)~1-98)}らはハンマヘッドの落下時の振動を低減させる制振装置を組み込んだ実験装置を用い、フィードバック制御、フィードフォワード制御、予見制御の三つの自動制御手法で振動低減の効果を検討し、打抜き破断のような瞬発的な振動に対しては、制御応答上の制約から予見制御が適していることを示した。同様の研究としては油圧ユニット¹⁻⁹⁹⁾や電磁ダンパ¹⁻¹⁰⁰⁾の電氣的制御による打抜き振動の低減などがある。しかし、制振装置の追加は生産システムの複雑化や高価格化を招くため、一般的なものにはなっていない。

すなわち、打抜き振動の低減に関しては、これまでに破断荷重の低減に関する方策や振動制御に関する方策が研究され各種提案がなされているが、生産性が低くなるケースや付加的な設備を要することが課題となっている。そこで、サーボプレスのスライド駆動機構を Fig. 1-11-2 (b)に示したアクチュエータの一種としてとらえ、制振装置として活用することができれば、特別な付加設備を用いることなく能動的な振動制御を行うことが可能になるのではないかと考えられる。このことについては第4章で述べる。

1.4.6 打抜き以外の塑性加工へのスライドモーション利用技術

サーボプレスの全般的な利用技術については、日本塑性加工学会のサーボプレス利用技術の高度化研究委員会において調査研究、情報収集が行われている。近年における、塑性加工へのスライドモーション制御の適用による寸法精度や成形性の向上に関する研究開発の事例としては次の事例がある。

板材の深絞り加工では、クランクサーボプレスを用いたパンチとダイクッションのモーション制御による潤滑性の向上に伴う成形性の向上¹⁻¹⁰¹⁾、ねじ駆動サーボプレスを用いたクッションとラムの同期振動によるしわ抑え力の最適化に伴うパネル成形高さの向上¹⁻¹⁰²⁾が報告されている。インパクト成形では、リンクサーボプレスを用いて角筒を後方押し出し的に成形した際の板厚精度に対する成形速度やパルスモーションの影響¹⁻¹⁰³⁾が報告されている。フランジ部品の植込み接合では、リンクサーボプレスを用いてアルミニウム合金の植込み接合強度に対するパルスモーションの振幅や振動回数の影響¹⁻³²⁾が報告されている。鍛造では、クランクサーボプレスを用いたアルミニウム合金のバリ出し熱間型鍛造における材料充填を最適とするスライド速度と下死点保持の効果¹⁻¹⁰⁴⁾、エキセン軸駆動の冷間鍛造用サーボプレスと鍛造シミュレーションを活用したスライドモーションの最適化事例¹⁻¹⁰⁵⁾、冷間鍛造用リンクサーボプレスのスライドモーションとサーボダイクッションの背圧制御の最適化事例¹⁻¹⁰⁶⁾が報告されている。

これらの事例より、塑性加工品の寸法精度や成形限界などの向上においてサーボプレスのスライドモーション利用技術は、今後ますます重要な役割を果たすものと考えられる。ただし、上記の報告では無負荷時のスライドモーションまたは加工時のスライドモーションのいずれか一方が示されているのみである。加工荷重の変動に伴い生じているであろう制御系の応答挙動がプレス加工に与える影響についてはほとんど考慮されていない。今後、より一層のスライドモーションの最適化を図る上では、機械構造系や制御系に起因するスライド位置

の変位挙動が塑性加工品の寸法精度や成形限界などに与える影響を把握することが必要であると考える。

以上、関連する先行研究について概観した。それらの先行研究と本研究との関係を Fig.1-12 に示す。この図は、本研究は機械プレスの打抜き騒音に関する先行研究を参考としつつ、サーボプレスの打抜き振動の低減を目的として、打抜き破断時におけるサーボ制御系と機械構造系の過渡応答状況の解明、打抜き振動の解析モデルの検討、そして打抜き振動の低減手法の検討に取り組むものであることを示している。

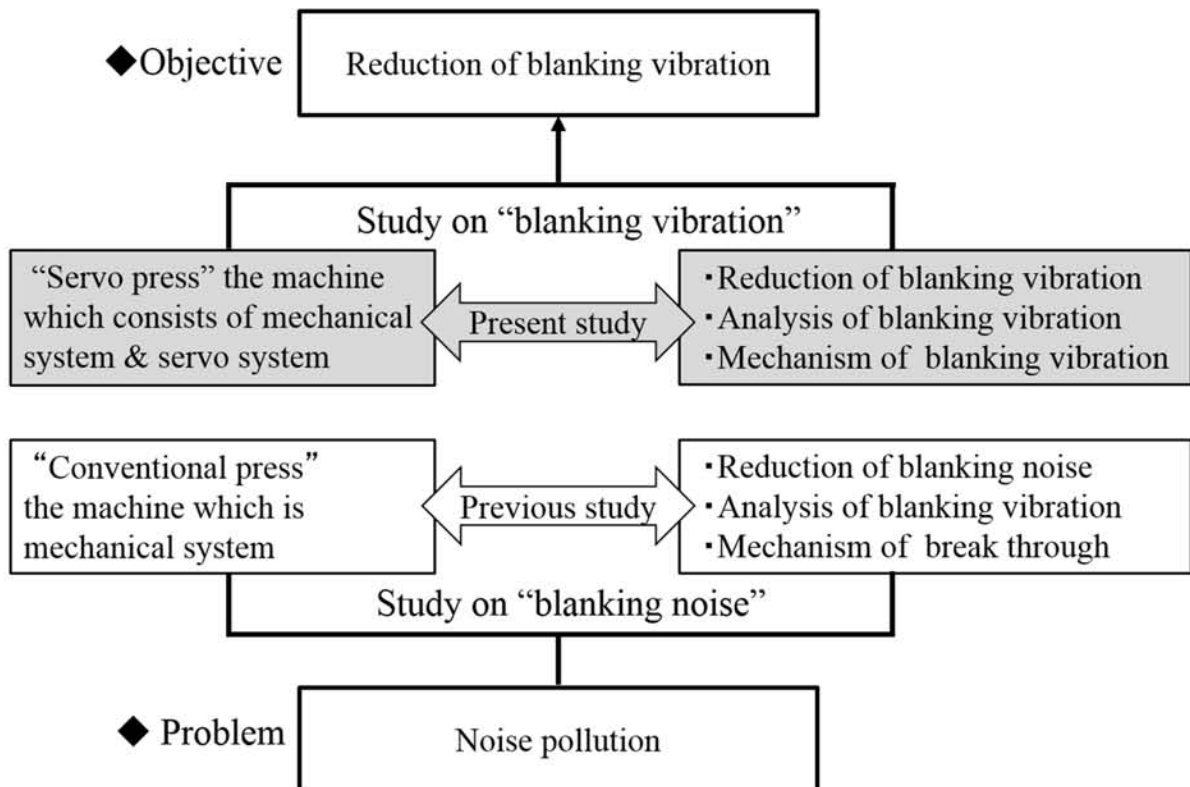


Fig. 1-12 Background of the present study

Fig. 1-13はサーボプレスの打抜き振動に関する検討を行うにあたり、打抜き振動の第一波である破断直後のブレークスルー振動の構成要素と影響因子を整理したものである。1.4.2項で述べたようにブレークスルー現象は、被加工材の破断に伴う機械構造部の弾性変形の回復によって引き起こされる現象であり、ブレークスルー振動の主要な構成要素となる。弾性変形の回復量に影響する因子としては、打抜かれた被加工材の切り口面、破断荷重、プレス機械のスライド-ボルスタ間のばね係数と減衰係数が考えられる。

また、バックラッシュすなわちプレス機械の摺動部や連結部などの機械的な遊びもブレークスルー振動の構成要素となる。一般的にバックラッシュが大きいと振動量も大きくなる。クランクサーボプレスは、汎用クランクプレスと構造が基本的に同じであるためバックラッシュが必ず存在する。バックラッシュを抑制するための装置はカウンタバランスと呼ばれる。この装置は空気ばね式のものが一般的で、スライド速度が変わると空気ばねの効き目が変わる。このため、バックラッシュとその抑制装置のカウンタバランスの効き目は、ブレークスルー振動量を観察・測定する際のノイズの要素となる。

そこで、本研究では、バックラッシュの影響を極力除外するために、ねじ駆動サーボプレスを対象機として選定した。選定したねじ駆動サーボプレスには、ボールねじ機構に一定のプリロード（予圧）が掛けられており、バックラッシュはほとんど生じない。このため、ねじ駆動サーボプレスではカウンタバランス装置は装備されていないため、Fig. 1-13の中でも両者は線でつながれていない。したがって、本研究では、バックラッシュやカウンタバランスの影響は無視できるものとして、図中では黒塗り白抜き文字で示した。

その他のブレークスルー振動の構成要素としてはスライドの等速運動がある。ブレークスルー振動量の測定は、被加工材の破断直後におけるスライドの最大振幅量（距離）を対象としている。ブレークスルー振動時間は一般に10ms前後の短時間である。打抜き破断直後のスライド振動は、破断直前のスライド速度に従う等速運動と機械構造部の弾性変形の回復に

伴う運動が合算された形で現れるものと考えられる。したがって、スライドの等速運動に従うスライドの降下量をブレークスルー振動の測定値に含まれる要素として考慮しておく必要がある。

以上は、伝統的機械プレスにも共通するブレークスルー振動の構成要素である。しかし、著者は1.3節で述べたように、サーボプレスのブレークスルー騒音に関する実験で、機械プレスを前提としたブレークスルー現象の理解では説明しえないデータに直面した。その原因として、サーボシステムに起因する制御応答がブレークスルー振動になんらかの影響を及ぼしている可能性を考えた。Fig. 1-13の中で制御応答とブレークスルー振動をつないだ破線はそのことを示している。

本研究では、サーボプレスの打抜き振動に対する制御応答の影響を明らかにするために行った実験では、打抜き条件としてはスライド速度のみを変え、その他の条件は全て同一条件とした。また、打抜き部の切り口面の性状ならびに破断荷重は、スライド速度が変わるとなにかの変化が生じ、それが弾性変形の回復量に影響を与える可能性もあるため観察・測定の対象とし、その影響の評価を行うこととした。

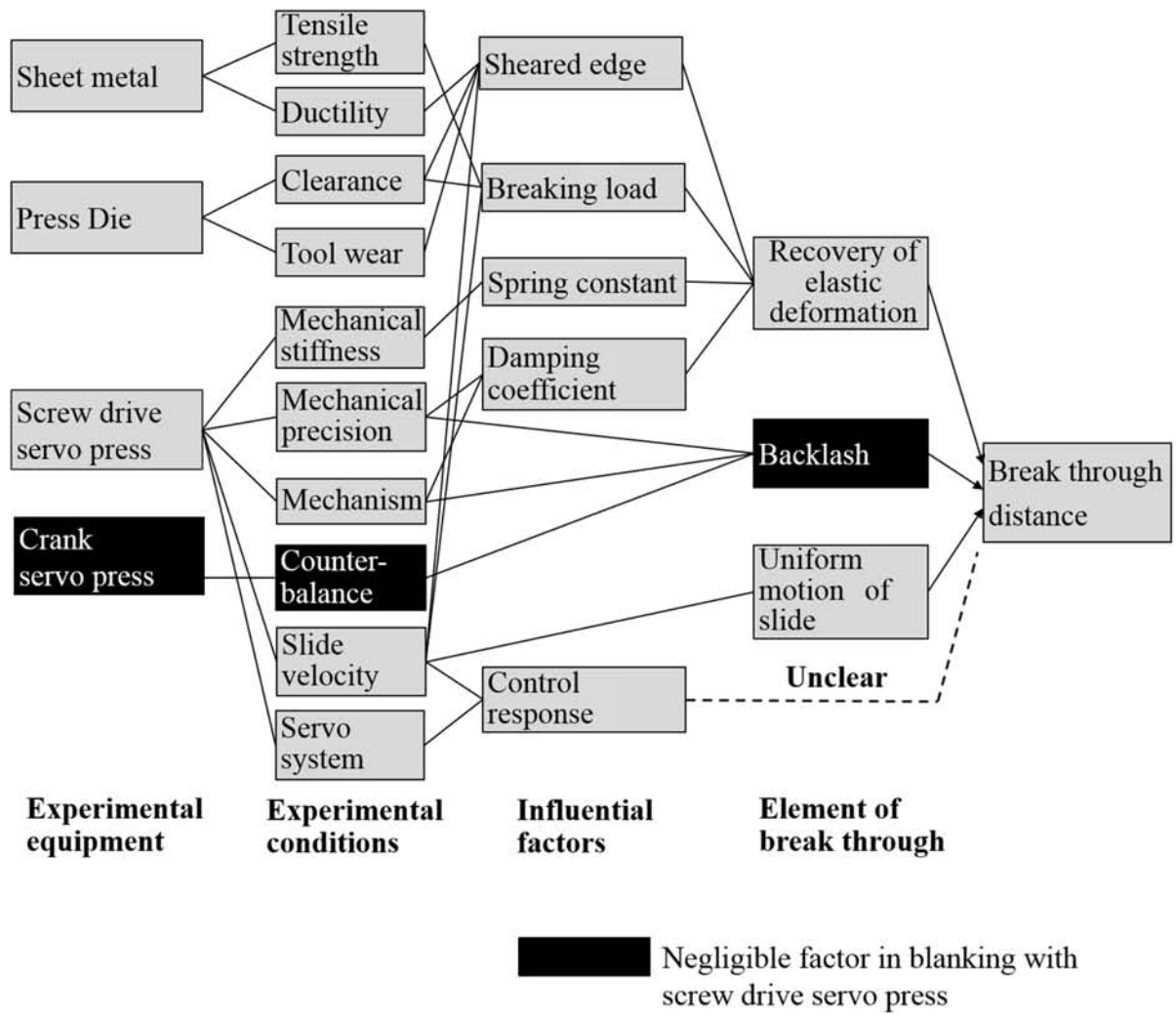


Fig. 1-13 Factors of Break through

1.5 研究の目的

これまでに述べた研究背景とサーボプレスの概要、先行研究をもとに本研究の対象と目的を以下のように定める。

1.5.1 サーボプレス加工の高度化に関わる学術的課題

工作機械におけるサーボモータの制御技術はもともと精密加工用ステージの精密位置制御などの用途で開発された。しかし、プレス加工荷重は精密加工（切削加工、放電加工、等）に比べると極めて大きく、さらに、加工時間は短く、荷重波形は非線形である。Fig.1-14は打抜き荷重と切削荷重を比較した例である。(a)の最大打抜き荷重は約57kNで、板厚1mmの軟鋼板SPC材を周長160mmで打抜いた際のものである。(b)の最大切削荷重は約1.7kNで炭素鋼S45C材を重切削（切り込み深さ2.5mm）した際のものである。一般に切削荷重は重切削でも2kNを超えることはあまりなく、仕上げ削りのような軽切削では10N程度以下の荷重となる。これに対し、打抜き加工では100kN以内の荷重は軽荷重に属し、1000kNを超えることも特別なことではない。そして、そのような大荷重が0.1s程度の短時間で発生し、消失するのである。このように精密加工用の工作機械とプレス機械とでは加工負荷特性がまったく異なっているため、サーボプレスではサーボシステムの負荷能力や急激な負荷変動に対する信頼性などの面で、従来のNC工作機械とは異なる技術的、学術的課題が存在する。

このようなプレス加工のダイナミックな荷重変動は、プレス機械の構造部に大きな弾性変形を引き起こし、スライド位置のずれや振動をもたらすため制御上の外乱要因となる。このためサーボプレスの開発当初より、メーカーを中心にスライド位置制御の安全性や信頼性に関する研究開発が進められている。

サーボプレスのスライド位置制御の安全性や信頼性については、電源遮断時に対応するダイナミックブレーキ¹⁻¹⁰⁷⁾、センサの信号を二重化CPUで監視するデュアルチェックシステム

¹⁻¹⁰⁸⁾, ノイズによる誤作動対策としてのノイズフィルタ ¹⁻¹⁰⁹⁾などが開発されている. スライド位置制御の安定性については, 応答性の非常に速いサーボ制御ループの開発 ¹⁻¹¹⁰⁾, スライドモーション軌道の離散化に起因する振動の低減に関する研究 ¹⁻¹¹¹⁾, 偏心荷重時のスライド平行制御に関する開発 ^{1-9), 1-112)}などがある.

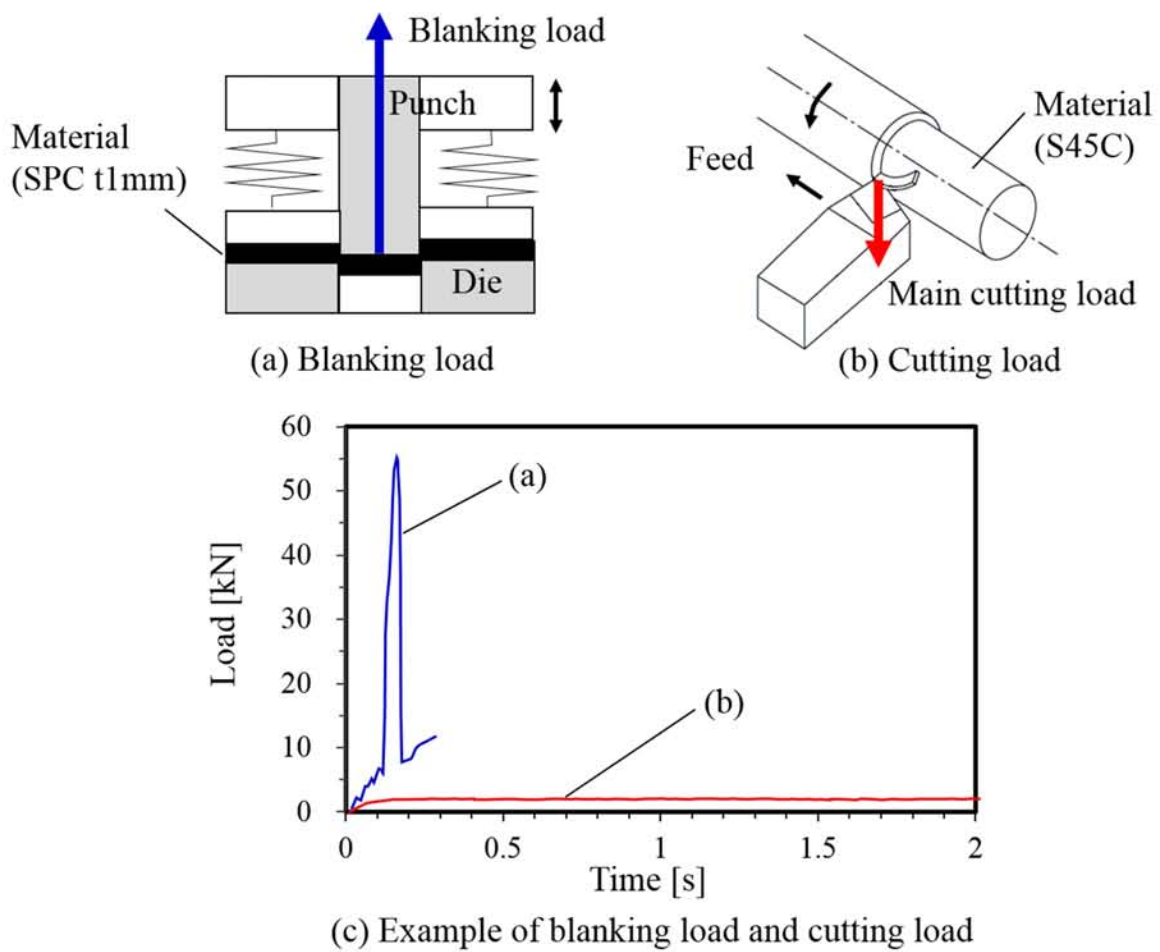


Fig. 1-14 Comparison with cutting load and blanking load

その一方で、各種スライドモーシヨンと塑性加工品質に関する研究は 1.4.6 項で示したように多数行われているものの、荷重変動に伴う構造部の振動挙動や制御系の応答挙動までをも考慮に入れた最適スライドモーシヨンの検討はほとんど行われていない。このことは、設計したスライドモーシヨンの妥当性の評価があいまいになる要因となるので、サーボプレス加工の高度化を進める際の妨げとなる。サーボプレスでの打抜きにおいても、低騒音打抜きのためのスライドモーシヨンの研究は行なわれているが、スライドモーシヨンによっては打抜き騒音がむしろ大きくなる場合があるという事例^{1-73)・1-113)}の原因などは明らかでない。このため、低騒音化のための最適スライドモーシヨンに関する指針は未だに設定されていない。

そこで、本研究では、プレス加工の中で加工荷重の変動が最も急激で、制御応答上の問題が顕著に現れやすいと考えられる打抜き加工を対象とした。Fig.1-15 に示すようにサーボプレスでの打抜きにおける騒音の低減や工具寿命の向上を意図したスライドモーシヨンの最適化を図る上で、急激な負荷変動時（加工開始直後、および打抜き破断時など）における制御応答がスライドの振動や打抜き騒音に与える影響に関してはこれまでほとんど研究されておらず、学術的な課題といえる。この研究が、これまであまり進まなかった背景としては、サーボプレスの打抜き振動に関する問題は、様々な加工の中で最もダイナミックな荷重変動を呈する打抜き破断という不連続現象を対象としなければならない、ということがあげられる。加えて、機械力学と制御工学および塑性加工の3つの領域を扱う必要があることなどがあげられる。

今後、よりダイナミックかつ高精度なスライドモーシヨンを設計するためには、加工中のスライド位置精度やスライドの振動に対する影響因子として、機械構造系だけでなく制御系の応答挙動の影響を明らかにすることが不可欠である。

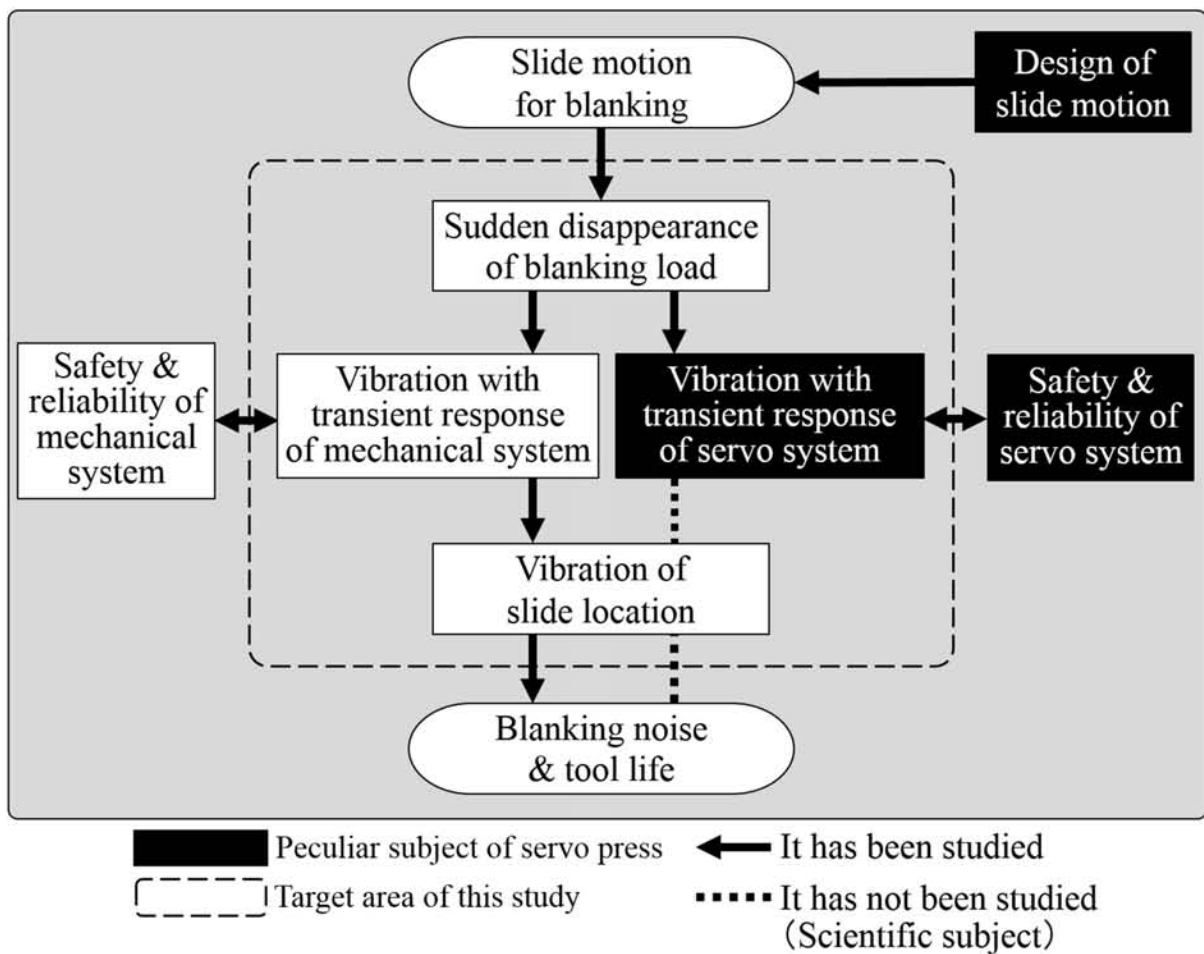


Fig.1-15 Scientific subject in servo press blanking

1.5.2 研究目的

本研究は、プレス機械の一つで近年広範囲に使用され始めたサーボプレスを対象とし、その打抜きについて振動メカニズムの解明に取り組み、打抜き振動の低減に関する基本的指針を見出すことを目的としている。具体的には、まず制御系に起因するスライド変位の挙動が忠実に現れると考えられるフル・クローズド・ループ制御方式のサーボプレス（ねじ駆動サーボプレス）の打抜き振動の解明、およびその振動解析モデルの構築に取り組む。そして、その解明結果の工業的応用として打抜き振動の低減に取り組む。打抜き振動低減の対象機としては、普及量の多いセミ・クローズド・ループ制御方式のサーボプレス（クランクサーボプレス）を用い、スライドモーションの活用による能動的振動制御手法を検証する。これらによって、サーボプレスの打抜き振動の低減、サーボプレス本体の技術開発に向けた新たな礎が形成されることが期待される。

1.6 論文の構成

本論文は、Fig.1-16 に示すように5章から構成されている。

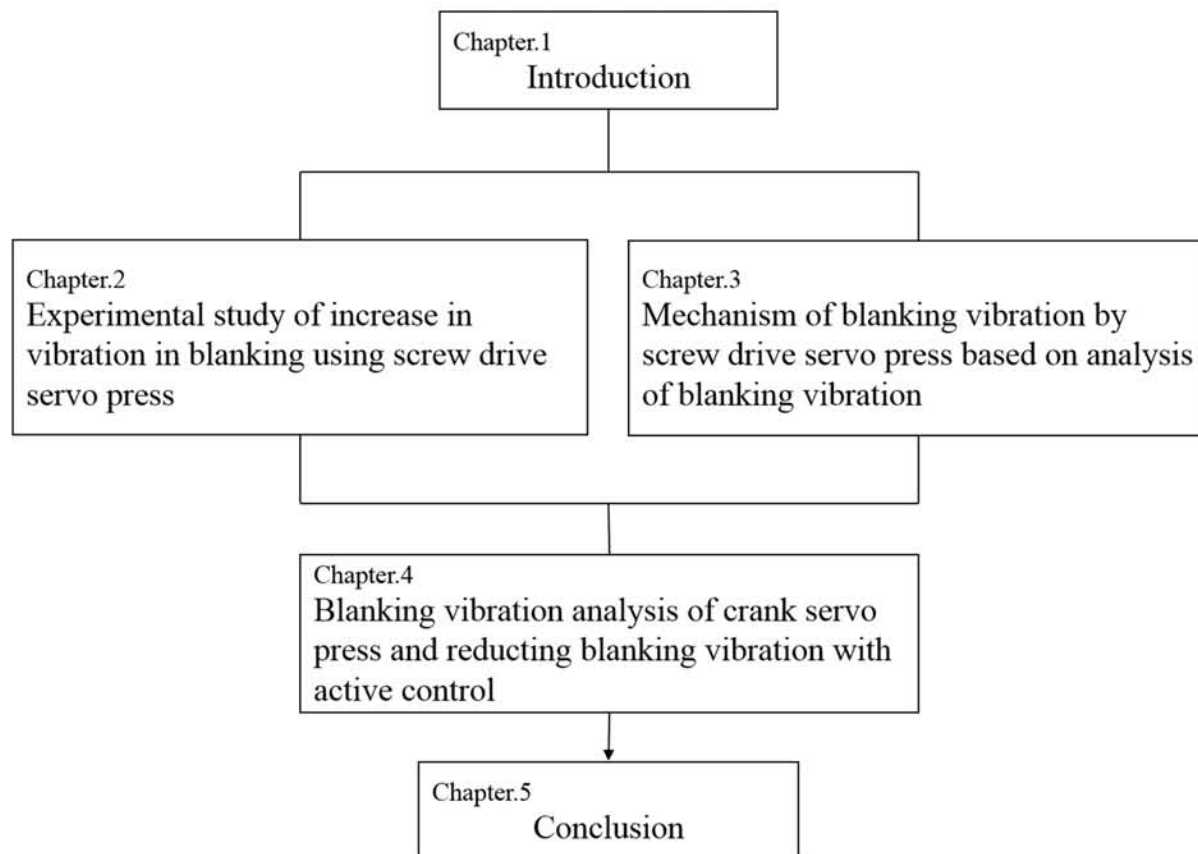


Fig. 1-16 Organization of this Doctoral thesis

第2章の「ねじ駆動サーボプレスにおける打抜き振動の増大現象の実験的検証」では、従来の機械プレスとねじ駆動サーボプレスを用いて打抜き実験を行い、両者の打抜き振動と騒音を比較・考察し、ねじ駆動サーボプレスにおける打抜き破断時の振動要素を分析し、制御系の応答挙動の影響の有無を特定する。

第3章の「ねじ駆動サーボプレスの打抜き振動解析と打抜き振動メカニズムの解明」では、第2章で明らかにした打抜き振動の増大現象に対する制御系の影響を定量的に評価するため

に運動方程式に基づく振動解析モデルを提案し、その妥当性評価を行う。そして、この振動解析モデルに基づく解析結果と実験結果の照合を通じて、ねじ駆動サーボプレスの打抜き振動のメカニズムを解明する。

第4章の「クランクサーボプレスの打抜き振動解析とその能動的振動制御による打抜き振動の低減」では、第3章で明らかにした打抜き振動メカニズムに基づき、スライドの能動的振動制御法を提案する。サーボプレスのスライドは、サーボ制御されているアクチュエータの一種とみなすことができる。そこで、普及量の最も多いクランクプレスを対象として、そのスライドを制振装置として用いる能動的な振動制御手法を提案し、振動解析と打抜き実験によりその効果を検証した。

第5章の「結論」では、本研究で得られた知見をまとめ、今後の展望を述べる。

第1章 参考文献

- 1-1) 古閑伸裕・Ratchanee PARIARN・管之楊：マグネシウム箔のプレス成形，塑性と加工，Vol.47, No.546, (2006), pp.627-621.
- 1-2) 安部洋平：板鍛造による局部増肉テーラードブランクとプレス部品への応用，塑性と加工，Vol.54, No.627, (2013), pp.331-335.
- 1-3) 清水徹英・村重雄志郎・真鍋健一：連続マイクロドライ円筒深絞り加工における SUS304 ステンレス鋼箔材の摩耗・凝着挙動，塑性と加工，Vol.52, No.608, (2011), pp.1007-1011.
- 1-4) 伊藤國吉：微細マイクロ化はどこまで進む，プレス技術，Vol.47, No.01, (2009-1), pp.55-57.
- 1-5) 楊明：マイクロプレス加工技術の高度化，プレス技術，Vol.48, No.12, (2010-12), pp.18-23.
- 1-6) JIS B 6410 : 2009, プレス機械—サーボプレスの安全要求事項 解説, (財)日本規格協会, pp.解 1-解 8.
- 1-7) 太陽工業株式会社ホームページ：会社沿革，1997 年 3 月コマツ産機(株)との共同開発で CNC フリーモーションプレスを開発，<http://www.taiyo-ind.co.jp/company/outline.php>
- 1-8) 白籟弘：フリーモーションプレス「HCP-80」の開発と塑性加工法と金型製法の改革，型技術，Vol.14, No.10, (1999), pp.53-56.
- 1-9) 永田有機：NC サーボプレス加工-スライドの動きを自由に制御-, 日経メカニカル, No.543, (1999), pp.86-90.
- 1-10) Osakada, K., Mori, K., T, Altan., P, Groche.: Mechanical servo press technology for metal forming, CIRP Annals - Manufacturing Technology, Vol.60, issue2, (2011), pp.651-672.
- 1-11) 榎本良夫：技術開発賞を受賞したサーボモータ駆動スクリュープレス，プレス技術，Vol.38, No.7, (2000), pp.101-103.
- 1-12) 山田武彦：次世代機「ANEX シリーズ」とサーボプレス「SWING-30」，プレス技術，

- Vol.39, No.3, (2001), pp.26-29.
- 1-13) 皆川隆喜：IT時代の成形機 AC サーボフォーマ，プレス技術，Vol.39, No.10, (2001), pp.40-43.
- 1-14) 網野廣之：リンクサーボプレスの開発，プレス技術，Vol.39, No.10, (2001), pp.48-51.
- 1-15) 金子廣光・梅津雅仁：デジタルサーボプレス Divo 複合プレス加工システム，プレス技術，Vol.39, No.10, (2001), pp.52-55.
- 1-16) 井上隆光：サーボリニアモータ駆動のプレス-SVO，MaG シリーズ-，プレス技術，Vol.39, No.10, (2001), pp.60-62.
- 1-17) 日刊工業新聞社：第45回十大製品賞アイダエンジニアリング デジタルサーボフォーマシリーズ，(2002), <https://corp.nikkan.co.jp/p/honoring/archive/jyudaishinseihinshou4145>
- 1-18) 菅沼俊治・堀江康弘：デジタルサーボフォーマ，プレス技術，Vol.41, No.4, (2003), pp.38-39.
- 1-19) アイダエンジニアリング株式会社：ダイレクトサーボフォーマ製品カタログ，
<http://www.aida.co.jp/products/product11.html>
- 1-20) (社)日本金属プレス工業協会：サーボプレス利用技術委員会第1回会合を開催，プレス技術，Vol.45, No.10, (2007), pp.70-71.
- 1-21) 林央：【年間展望】サーボプレス，塑性と加工，Vol.50, No.583, (2009), pp.774-775.
- 1-22) JIS B 6410：2009，プレス機械－サーボプレスの安全要求事項，(財)日本規格協会，pp.1-38.
- 1-23) 小松勇・村上智広・中原洋一・古閑伸裕・高山幸良・丸山雅生・高橋岩重・阿部英夫・菅沼俊治，サーボプレス実践活用法，日刊工業新聞社，(2009)
- 1-24) 小松勇・内田裕之・小野彰久・久野拓津・鈴木英生・皆川隆喜・榎本良夫・網野廣之
金子廣光・梅津雅仁・中原洋一・井上隆光・梅田吉朗・稲富隆夫・増田一也・鈴木智

- 彦・杉江邦夫・西田浩高：特集モノづくりのための高精度サーボプレスを活用する，
プレス技術，Vol.39，No.10，(2001)，pp.18-82.
- 1-25) 林央，【年間展望】サーボプレス，塑性と加工，Vol.52，No.607，(2011)，p.921.
- 1-26) JIS B 0111：1997，プレス機械—用語，(財)日本規格協会，p.1.
- 1-27) 山口文雄・図解プレス金型設計-単工程加工用金型編-，日刊工業新聞社，(2008)，p.7.
- 1-28) AIDA プレスハンドブック (第3版)，アイダエンジニアリング株式会社，(1997).
- 1-29) (社)日本機械工業連合会，(社)日本鍛圧機械工業会，サーボ駆動式プレス機械の規格・
標準化，金属二次加工機械設備の国際競争力拡充に関する調査報告書，(2005)，pp.1-140.
- 1-30) (社)日本鍛圧機械工業会技術委員会：Technical Information TI203：2008 サーボプレス
—安全要求事項と方策，(社)日本鍛圧機械工業会，(2008)，pp.1-38.
- 1-31) 石川孝司：サーボプレスを用いた塑性加工技術，塑性と加工，Vol.49，No.565，(2008)，
pp.114-117.
- 1-32) 松本良・地田隆博・花見眞司：サーボプレスを用いた振動付加植込み接合—フランジ
付軸部品の植込み接合法の開発 第3報—，塑性と加工，Vol.51，No.593，(2010)，
pp.597-601.
- 1-33) 村上智広：サーボプレスのスライド速度，プレス技術，Vol.47，No.03，(2009)，pp.89-91.
- 1-34) 久野拓律・田中慎太郎：スライドモーションと塑性加工およびその事例，型技術，Vol.27，
No.10，(2012)，pp.28-33.
- 1-35) 下間隆志：絞り加工の成形事例に見るサーボプレス活用の視点，プレス技術，Vol.52，
No.5，(2014)，pp.28-31.
- 1-36) 菅沼俊治：サーボプレスによる高張力鋼板の形状凍結事例，塑性と加工，Vol.51，No.598，
(2010)，pp.1038-1042.
- 1-37) 田岡秀樹・廻秀夫・東昌幸・池原秀徳・橋本政一・河野泰幸：自動車車体パネルの世

- 界最速サーボプレスラインの開発, 素形材, Vol.50, No.12, (2009), pp.33-38.
- 1-38) 郡司賢一・樋熊真人・吉田三千夫・福島秀樹・田中耕幸: 微細傾斜穴 3 次元プレス工法の開発と燃料噴射弁への適用, 塑性と加工, Vol.51, No.599, (2010), pp.1166-1168.
- 1-39) 遠藤順一: サーボプレスによる塑性加工の技術革新, 塑性と加工, Vol.49, No.565, (2008), pp.100-104.
- 1-40) 村上智広: サーボプレスのスライドモーション設計, プレス技術, Vol.47, No.02, (2009), pp.76-79.
- 1-41) 村上智広: 公共職業能力開発施設における訓練および調査研究, プレス技術, Vol.41, No.4, (2003), pp. 28-33.
- 1-42) 村上智広: 自著を語る, 職業能力開発総合大学校図書館, シリーズ第 55 回, <http://www.uitec.jeed.or.jp/libr/56j.html>
- 1-43) 山形知絵子・大津雅亮・小坂田宏造: プレスモーション制御による打抜き騒音の低減, 平成14年度塑性加工春季講演会, (2002), pp.161-162.
- 1-44) 山形知絵子・大津雅亮・小坂田宏造: サーボ制御プレスにおける打抜き騒音の周波数解析, 第 53 回塑性加工連合講演会, (2002), pp.315-316.
- 1-45) 村上智広: 打抜き加工騒音の低減, プレス技術, Vol.44, No.9, (2006), pp.101-103.
- 1-46) 日本塑性加工学会: 塑性加工用語辞典, コロナ社, (1998), p.319.
- 1-47) 莫健華・近藤正雄・古閑伸裕・村川正夫: 打抜き時のブレイクスルーと騒音の関係の考察, 塑性と加工, Vol.38, No.435, (1997), pp.457-461.
- 1-48) 前田禎三・松野建一: せん断工具の摩耗, 日本機械学会誌, Vol.69, No.568, (1966), pp.609-616
- 1-49) 岡田晃: 振動, 騒音の人体に及ぼす影響, 塑性と加工, Vol.15, No.160, (1974), pp.369-374.

- 1-50) 中野有朋：鍛造,プレス工場などにおける騒音防止の考え方, 塑性と加工, Vol.15, No.160, (1974), pp.348-354.
- 1-51) 坂場晃三：金属ばねを用いた防振装置, 塑性と加工, Vol.15, No.160, (1974), pp.337-340.
- 1-52) 鈴木昭次・西村正治・雉本伸哉・御法川学：機械音響工学, コロナ社, (2004), pp.1-6.
- 1-53) 初鹿野寛一・佐野利男・松野建一：プレス機械の動的特性（I）－多点同時測定装置による測定－, 機械技術研究所所報, Vol.42, No.1, (1988), pp.27-37.
- 1-54) 輪竹千三郎・山田嘉昭：プレス機械の静的および動的特性の研究, 塑性と加工, Vol.8, No.82, (1967), pp.639-645.
- 1-55) 青井一喜：プレス騒音, 塑性と加工, Vol.22, No.251, (1981), pp.1188-1193.
- 1-56) 初鹿野寛一・佐野利男・松野建一：プレス機械の動的特性の測定, 塑性と加工, Vol.26, No.295, (1985), pp.892-897.
- 1-57) 村上智広：打抜き加工音のしくみ, プレス技術, Vol.44, No.8, (2006), pp.113-115.
- 1-58) 村上智広：打抜き加工騒音の低減, プレス技術, Vol.44, No.9, (2006), pp.101-103.
- 1-59) 呉在應：多元スペクトル解析によるプレス機械の衝撃音源の検出, 日本機械学会論文集（C編）, Vol.52, No.480, (1986), pp. 2099-2105.
- 1-60) 山本康晴・堤正臣・吉村牟孝・小林英男・遠藤順一：C形パンチプレスの制振構造に関する研究, 日本機械学会論文集（C編）, Vol.59, No.557, (1993), pp.30-35.
- 1-61) 山本康晴・堤正臣・吉村牟孝・小林英男・遠藤順一：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）, 日本機械学会論文集（C編）, Vol.60, No.572, (1994), pp.1189-1194.
- 1-62) 益田森治：塑性加工 I, 共立出版, (1953), pp.88-95.
- 1-63) 益田森治・室田忠雄：プレス機械の動的特性, 機械の研究, Vol.11, No.12, (1957), pp.1-5.

- 1-64) 益田森治・梶田忠雄:プレス機械の動的特性, 日本機械学会誌, Vol.64, No.505, (1961), pp.84-89.
- 1-65) 馬場秋次郎:光弾性によるC形プレスフレームの応力計算, 塑性と加工, Vol.1, No.3, (1960), pp.165-169.
- 1-66) 益田森治・室田忠雄:プレス機械の作業時における動的特性, 機械の研究, Vol.9, No.1, (1957), pp.1-6.
- 1-67) 郭斌・荻原弘・中村和彦:打抜き加工におけるプレスの振動解析, 塑性と加工, Vol.37, No.429, (1996), pp.1071-1076
- 1-68) B, Guo., W, M, Chen., Z, R, Wang. : Analysis of blanking vibration with consideration of the breakthrough state, Journal of Materials Processing Technology, Vol.75, issue.1-3, (1998), pp.117-121.
- 1-69) 朴錫柱・石井哲・本多滋樹・長松昭男:プレス機械の振動の解析と最適設計, 日本機械学会論文集 (C編), Vol.56, No.524, (1990), pp.872-880.
- 1-70) 降旗清司・小池茂幸・大久保富彦:Cフレームプレスの振動解析, 日本機械学会論文 (C編), Vol.42, No.353, (1976), pp.118-126.
- 1-71) Otsu, M., Yamagata, C., Osakada, K.: Reduction of Blanking Noise by Controlling Press Motion, CIRP Annals - Manufacturing Technology, Vol.52, issue.1, (2003), pp.245-248.
- 1-72) 小坂田宏造・松本良:サーボプレスモーション制御による打抜き騒音の低減, プレス技術, 4月号, (2004), pp25-28.
- 1-73) クランチャート ジュンラペン・水落健・古閑信裕:NC サーボプレスを用いた打抜き騒音の低減, 塑性と加工, Vol.51, No.591, (2010), pp-353-357.

- 1-74) 福崎淳一・成川輝真・西村秀和・伊藤博幸・有壁剛生：2段階終端状態制御によるサーボプレスの衝撃制御，日本機械学会論文集（C編），Vol.78，No.793，(2012)，
PP.3166-3177.
- 1-75) 村上智広：サーボプレスのスライド速度，プレス技術，Vol.47，No.3，(2009)，pp.89-91.
- 1-76) 内田裕之：プレス駆動源としてのサーボモータ，プレス技術，Vol.39，No.10，(2001)，
pp.23-27.
- 1-77) 遠藤順一：サーボプレスの現状と金型に与える影響，精密工学会誌，Vol.73，No.2，
(2007)，pp.175-178.
- 1-78) 村田力：塑性加工の見える化が日本のモノづくりを変える，プレス技術，Vol.50，No.11，
(2012)，pp.46-50.
- 1-79) 村田力：「ZEN Former」から見えるプレス加工メカニズム，プレス技術，Vol.51，No.11，
(2013)，pp.28-32.
- 1-80) 遠藤順一：サーボプレスの現状と金型に与える影響，精密工学会誌，Vol.73，No.2，
(2007)，pp.175-178.
- 1-81) 子安勝・橋秀樹・中野有朋・時田保夫・五十嵐寿一：騒音・振動（下），コロナ社，
(1982)，pp.12-13.
- 1-82) 福井伸二・前田禎三：薄板の剪断加工の研究（第1報），精密機械，Vol.16，No.186，
(1950)，pp.70-77.
- 1-83) 松居正夫・団野敦・浅井鉅和・竹内昭博：超音波振動を付加したせん断加工の一実験，
塑性と加工，Vol.19，No.214，(1978)，pp.934-940.
- 1-84) 横井秀俊・中川威雄：試作振動打抜きプレスについて，東京大学生産技術研究所 生
産研究，Vol.34，No.6，(1982)，p185-193.
- 1-85) アマダマシンツールホームページ：パルスモーション技術資料，

http://www.amt.amada.co.jp/products/technical/p_shaped.html

- 1-86) 古閑伸裕：サーボプレスを利用した研究事例と製品加工例, プレス技術, Vol.45, No.2, (2007), pp.42-45.
- 1-87) 坂口稔：サーボプレスの高付加価値加工とデータ活用術, 素形材, 8月号, (2008), pp.18-22.
- 1-88) 洞宏一・人見泰義・藤田隆史：ACサーボモータを用いたアクティブ・パッシブ切換え型制振装置の高層建物への適用, 日本機械学会論文集 C編, Vol.65, No.636, (1999), pp.3108-3115.
- 1-89) 大林組：建物頂部制振装置, 大林組ホームページ,
http://www.obayashi.co.jp/service_and_technology/n_014detail01
- 1-90) 莫健華・古閑伸裕・村川正夫：慣性ダンパの質量, 作動時期が騒音に及ぼす影響 一油圧式慣性ダンパを用いた打抜き騒音低減の研究 第1報一, 塑性と加工, Vol.38, No.435, (1998), pp.457-461.
- 1-91) Murakawa, M., Mo, J., Wakatsuki, Y., Koga, N.: Investigation of blanking noise reduction using a hydraulic inertia damper, Journal of Materials Processing Technology, Vol.112, Issue 2-3, (2001), pp.205-213.
- 1-92) 山口克彦・植村康弘・高倉章雄・福田正成：背圧発生用ゴムパッドを組み込んだダイセットによるプレスせん断時の騒音低減, 塑性と加工, Vol.24, No.264, (1983), pp.77-84.
- 1-93) 青井一喜・初鹿野寛一・佐野利男・曾田長一郎：プレス騒音の研究 1ー金型によるプレス騒音の低減一, 機械技術研究所所報, Vol.40, No.6, (1986), pp.263-276.
- 1-94) Koss, LL., Tang, YC.: Analysis of Impact Noise from a 23 Ton Punch Press and Methods of Noise Reduction, Australian Conference on Manufacturing Engineering, (1977), pp.172-175.

- 1-95) 田中信雄・菊島義弘・衝撃応答抑制機能を有する動吸振器に関する研究 第1報,予見
動作法による制振原理, 日本機械学会論文集 (C編), Vol.52, No.484, (1986), pp.
3175-3183.
- 1-96) 田中信雄・菊島義弘: 衝撃応答抑制機能を有する動吸振器に関する研究 第2報,予見
動作法の検証, 日本機械学会論文集 (C編), Vol.53, No.487, (1987), pp. 650-655.
- 1-97) 田中信雄・菊島義弘: 衝撃応答抑制機能を有する動吸振器に関する研究 第3報,予見
動作法の最適設計, 日本機械学会論文集 (C編), Vol.53, No.491, (1987), pp. 1418-1426.
- 1-98) 菊島義弘・青井一喜: 塑性加工における騒音・振動, 塑性と加工, Vol.36, No.409,
(1995), pp.124-131.
- 1-99) Doege, E., Seidel, H.J.: Noise Reduction on Mechanical Punch Presses , CIRP Annals -
Manufacturing Technology, Vol.34, issue.1, (1985), pp.507-509.
- 1-100) Ghiotti, A., Regazzo, P., Bruschi, S., Bariani, P.F.: Reduction of vibrations in blanking by MR
dampers, CIRP Annals - Manufacturing Technology, Vol.59, Issue.1, (2010), pp.275-278.
- 1-101) 玉井良清・山崎雄司・吉武明英・井村隆昭: サーボプレスのモーション制御による鋼
板の深絞り成形性向上, 塑性と加工, No.51, No.592, (2010), pp.450-454.
- 1-102) Sebastian, Kriechebauer., Reinhard, Mauermann., Peter, Muller.: Deep drawing with
superimposed low low-frequency vibrations on servo-screw presses, Procedia Eng., Vol.81,
(2014), pp.905-913.
- 1-103) 四宮徳章, 白川信彦: スライドモーション制御による角筒インパクト成形の高精度化,
塑性と加工, Vol.56, No.654, (2015), pp.570-574.
- 1-104) 前野智美・藤井宏幸・森謙一郎・佐藤正広: サーボプレスを用いたアルミニウム合
金の熱間型鍛造におけるスライドモーション制御, 塑性と加工, Vol.51, No.597,
(2010), pp.958-962.

- 1-105) 金秀英：鍛造シミュレーション技術と高性能サーボプレスを活用した新しい鍛造工程の提案, プレス技術, Vol.51, No.11, (2013), pp.86-91.
- 1-106) 有馬達男：加工速度制御鍛造による高精度ヘリカルギヤの開発, プレス技術, Vol.54, No.8, (2016), pp.34-38.
- 1-107) 小野彰久：用途を広げる AC サーボドライブ, プレス技術, Vol.39, No.10, (2001), pp.28-31.
- 1-108) 内田裕之：プレス駆動源としてのサーボモータ, プレス技術, Vol.39, No.10, (2001), pp.23-27.
- 1-109) 網野廣之・呂言：サーボプレスの開発経過と目的別サーボプレスの紹介, 塑性と加工, Vol.45, No.526, (2004), pp.882-885.
- 1-110) 小山田裕彦・菅沼俊治：デジタルサーボフォーマのデジタル技術とその効果事例, Vol.45- No.526, (2004), pp.873-876.
- 1-111) 鈴木祐一・岩田佳雄・佐藤秀紀・小松崎俊彦：リンク機構を有するサーボ系の軌道計画と AC サーボプレスの振動低減, 日本機械学会論文集 (C 編), Vol.72, No.721, (2006), pp.2706-2712.
- 1-112) 町田武雄・村田力・長谷川清：サーボプレス(ZENFORMER)の開発, 電気加工学会誌, Vol39, No90, (2005), pp.43-47.
- 1-113) 村上智広：基本を理解しスキルアップ!絵ときプレス現場の観察ノート, 日刊工業新聞社, (2010), pp.93-94.

第2章

ねじ駆動サーボプレスにおける 打抜き振動の増大現象の実験的検証

2.1 緒言

プレス加工における騒音と振動は、公害の一因となっている。同時に加工時の振動は、プレス製品の高機能化・高精度化を妨げ、プレス機械やプレス金型の寿命減少の一因となっている。サーボプレスの導入は、これらの騒音・振動問題の改善の観点からも進んでいる。

第1章の先行研究で概説したように、従来の機械プレスの打抜き騒音はブレークスルーに伴う機械構造系の振動が騒音源であることが明らかにされている。ねじ駆動サーボプレスによる打抜き加工に関しては、スライド位置と速度の制御による打抜き騒音の低減^{2-1), 2-2)}、スライドを移動させるねじ駆動部各軸の独立制御による偏心加工荷重時のスライドの平行度改善^{2-3), 2-4)}などが報告されている。しかし、打抜き振動に対する制御系の応答挙動の影響については明らかにされていない。また、ねじ駆動サーボプレスを汎用クランクプレスの通常生産と同等の打抜き速度で加工した場合の打抜き騒音は、ねじ駆動サーボプレスの方が汎用クランクプレスよりむしろ大きいのではないかという声が製造現場では聞かれる²⁻⁵⁾。このような現象があるならば打抜き騒音の増大は、打抜き破断振動の増大を意味することから前述したようにプレス加工製品の高機能化、高精度化の妨げやプレス機械や金型の短寿命化を招くことになる。したがって、サーボプレスの打抜きにおいて、汎用クランクプレスと異なる現状が存在するか否かを明らかにする必要がある。しかし、打抜き騒音や破断振動についてサーボプレスと汎用クランクプレスとを比較検討した報告は見あたらない。

そこで、本章ではねじ駆動サーボプレスにおける打抜きを対象とし、スライドの変位挙動の観察に取り組む。そのために、ねじ駆動サーボプレスと汎用クランクプレスによる打抜き加工時のスライド変位ならびに破断振動についての比較実験を行った。そして、ねじ駆動サーボプレスでは打抜き振動の増大現象が存在することを確認した。

2.2 実験方法

2.2.1 実験装置

2.2.1.1 プレス機械

スライドを送りねじで駆動させるサーボプレス（以下、ねじ駆動サーボプレス）を調査対象とした。ねじ駆動サーボプレスのスライド運動は機械的下死点を持たない。その代わりに、加工具である金型が固定されているスライドの位置を常に測定しフィードバックすることにより高精度なスライド位置制御を実現²⁶⁾している。これは、1.2.3 項で述べたフル・クローズド・ループ制御であり、制御系の出力が忠実にスライド変位に現れることから、本研究の目的に適したサーボプレスであると考えた。なお、セミ・クローズド・ループ制御のサーボプレスとして最も普及しているクランクサーボプレスの打抜き振動については、第4章で取り上げる。

実験には、ねじ駆動サーボプレス（KOMATSU HCP3000）と汎用クランクプレス（KOMATSU OBS-80）を使用した。ねじ駆動サーボプレスの外観と構造を Fig. 2-1 に示し、主な仕様を Table 2-1 に示す。これは門型フレームで Fig. 2-1(b)に示すように、2 台のサーボモータの回転運動をタイミングベルトで2 台のボールねじに伝達しスライドを移動させるものである。定格加圧能力は800kN である。スライドの位置は、スライドの左右に設置されたリニアゲージで検出され、サーボモータの出力を調整しスライドの平行度を保つよう制御されている。ねじ駆動であるため、スライドの位置と速度は自由に変えることができる。汎用クランクプレスの外観を Fig. 2-2 に示し、主な仕様を Table 2-2 に示す。これはC フレームで、1 点で加圧しているものである。定格加圧能力はサーボプレスと同じ800kN である。

加工荷重は次の方法で測定した。打抜き加工時のスライドーボルスタ間に作用する荷重を加工荷重とする。加工荷重の測定は Fig. 2-1(a)に示すプレスフレームの内側側壁に取り付けたひずみゲージの出力を動ひずみ計で増幅後、デジタルオシログラフに記録した。スライド

ーボルスタ間に作用する荷重とひずみゲージ出力との校正は、ロードセルと油圧ジャッキからなる基準荷重発生器をスライドーボルスタ間に設置し発生させた基準荷重で行なった。汎用クランクプレスの加工荷重も同様に C フレームの開口部近傍の側壁に取り付けたひずみゲージで測定した。

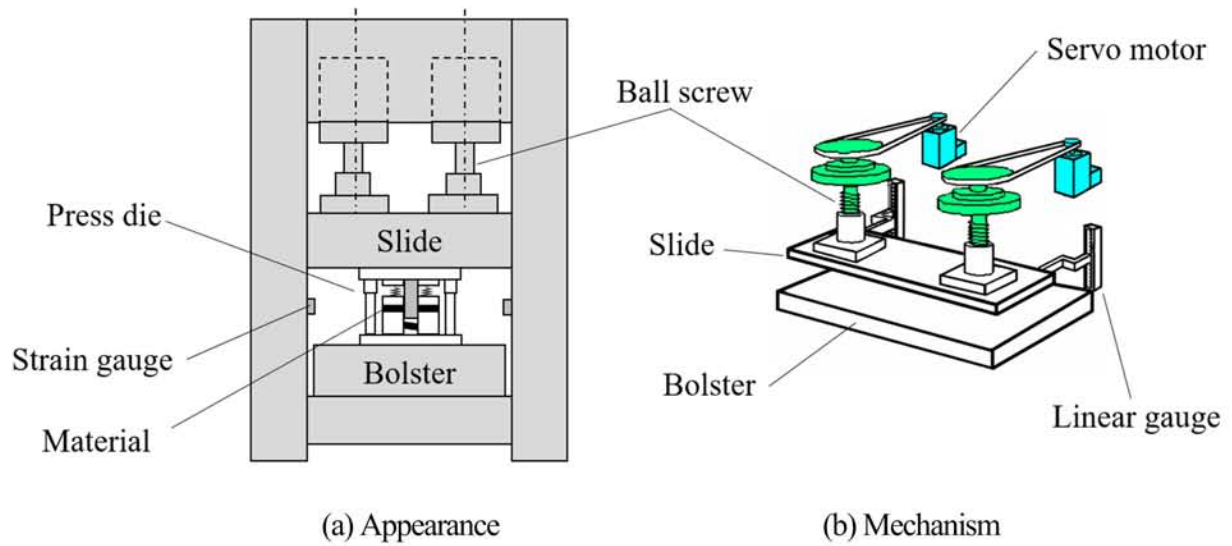


Fig. 2-1 Screw drive servo press

Table 2-1 Specification of screw drive servo press

Nominal capacity [kN]	800
Die height [mm]	430
Slide stroke [mm]	Max 160
Slide velocity [mm/sec]	0 ~ 150
Slide size [mm]	900 × 450

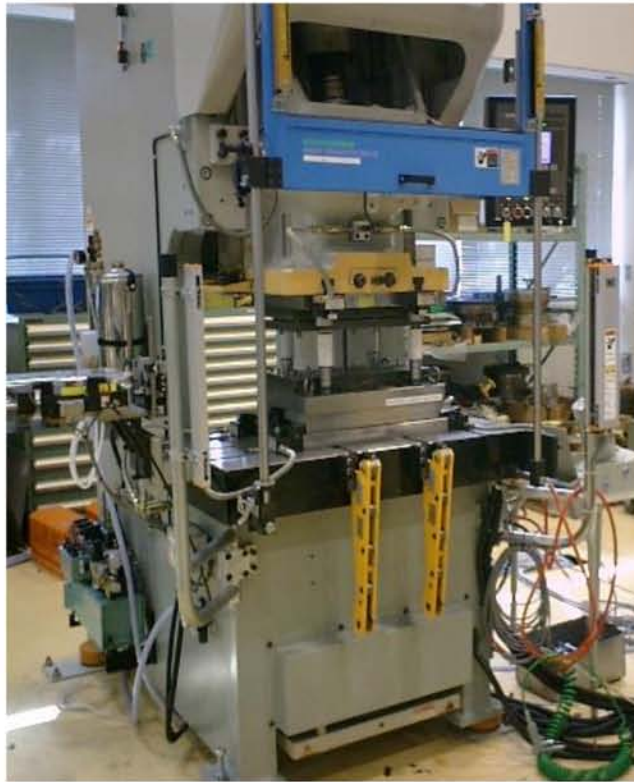


Fig. 2-2 Crank press

Table 2-2 Specification of crank press

Nominal capacity [kN]	800
Die height [mm]	350
Slide stroke [mm]	180
Occurrence location of nominal capacity [mm]	0 (*B·D·C) ~ 5
Slide velocity [stroke/min]	37~75

* B·D·C : Bottom Dead Center

2.2.1.2 被加工材

被加工材は以下に述べる材料を、一辺が 80mm の正方形にシャーリングで切断して使用した。異なる加工荷重を与えた際の打抜き騒音や破断振動を比較するために、引張強さの異なる材料を用いた。市販の純銅板 C1100 (以下, Cu 材), 冷間圧延鋼板 SPCC (以下, SPC 材), ステンレス鋼板 SUS304 (以下, SUS 材), 及び SPFC980Y 相当の高張力鋼板 (以下, SPFC 材) の 4 種類を用いた。板厚は Cu 材, SPC 材, SUS 材が 1mm, SPFC 材が 1.2mm である。被加工材の引張試験の結果を Table 2-3 に示す。引張試験用の試験片は金属材料引張試験方法 (JIS Z2241:2011) にしたがって 13B 号試験片を用いた。表中の記号は JIS の定義にしたがい, R_m は引張強さを示し, A_{50mm} (50mm は用いた原標点間距離) は破断伸びを示している。

Table 2-3 Mechanical Properties of materials.

material	Cu	SPC	SUS304	SPFC
R_m [N/mm ²]	236	291	697	988
A_{50mm} [%]	50	45	57	15

2.2.1.3 プレス金型

実験で使用する金型は、4本ガイドのダイセット(横幅350mm×奥行300mm)とパンチ、ダイ、可動式板押えなどからなる単発抜き型でパンチが上型、ダイが下型の正配置のものである。金型の外観および図面を Fig. 2-3-1, Fig. 2-3-2 に示し、主な仕様を Table 2-3 に示す。ダイ穴の形状は□40mm×40mm でコーナーRは1mm である。ダイとパンチのクリアランスは片側0.05mm (板厚1mm のとき板厚比5%) である。板押え力はSPC材の最大打抜き荷重の約25% (14kN) である。板押え面の寸法は横幅180mm×奥行150mm でダイプレート寸法と同一である。



Fig. 2-3-1 Photograph of press die

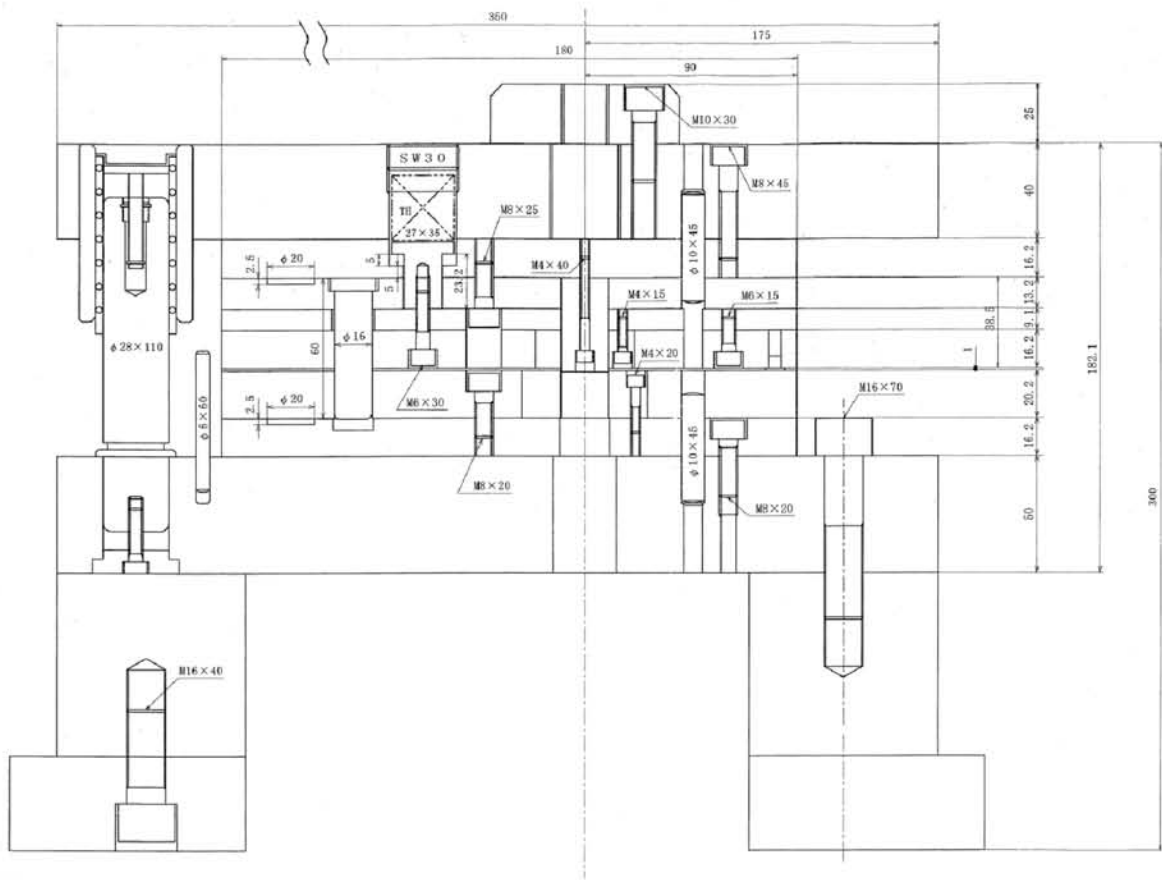


Fig. 2-3-2 Drawing of press die

Table 2-3 Specification of press die

Die type	Single blanking die
Size of die set [mm]	350×300
Die height [mm]	300
Clearance [mm]	0.05
Blanking size [mm]	40×40

実験で使用する金型の取り付けは、ねじ駆動サーボプレス、及び汎用クランクプレス共にボルスタ平面の中心に金型のダイ穴中心を合わせて設置し、ダイセット横幅 350mm の方向をボルスタ長手方向と平行に位置決めし固定した。プレス機械に設定する座標系を Fig. 2-4 に示す。この図はプレス機械のスライドーボルスタ間に実験用金型を設置し、その両側に渦電流式変位計を設置した状態を示している。座標系の原点は、実験で使用する金型のパンチ刃先が、ダイの表面より 1mm 下で、ダイの穴部分 40mm×40mm の中心に設定する。これを、打抜き加工時の下死点位置とした。座標系は、原点より右手座標系とし、プレス機械の正面に向かって右手方向に X 軸正方向をとり、プレス機械の奥方向に Y 軸正方向をとる。Z 軸正方向は、プレス機械のスライド側の方向になる。ねじ駆動サーボプレス、及び汎用クランクプレス共に同一の方法でこの座標系を設定した。

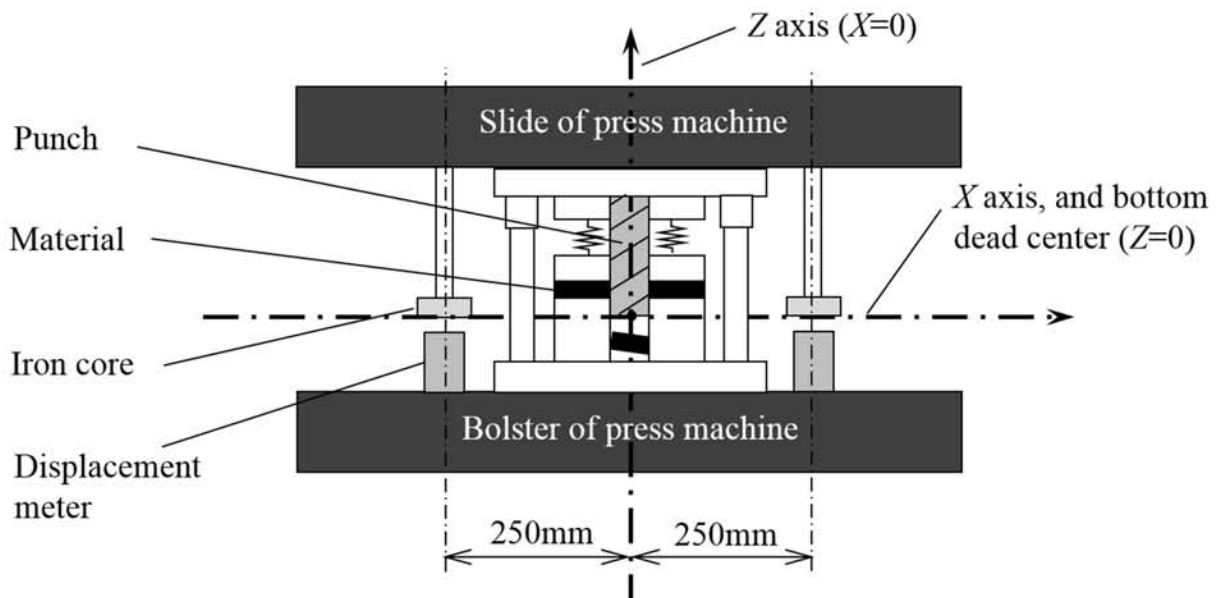


Fig. 2-4 Coordinate system and position of press die, and position of displacement meter

2.2.2 打抜き騒音と打抜き振動の測定方法

打抜き騒音の測定は、Fig. 2-5 および Fig. 2-6 に示すように座標系の原点から Y 軸の -1m の位置に Fig. 2-7 に示す騒音計を設置し、打抜きにおける最大騒音値を人の聴覚を考慮した周波数補正特性である A 特性で測定し、音圧出力をデジタルオシログラフ(サンプリング周波数 20~50kHz)で記録した。ねじ駆動サーボプレスによる打抜き加工が加工品や機械、金型に与える影響を評価するには、打抜き騒音のみで論ずることはできない。そこで本研究では、打抜き加工時の上型(パンチ刃先)の変位を測定する、上型(パンチ刃先)位置の測定は渦電流式変位計(以下、変位計)を用い、その出力を動ひずみ計で増幅後、デジタルオシログラフ(サンプリング周波数 20~50kHz)に記録した。変位計の設置方法は Fig. 2-4 に示している。変位計はボルスタ上面に設置する。設置位置は加工中のスライドの傾きを確認するために、実験で使用する金型の左右に 1 台ずつを X 軸の軸線 (Y=0) 上 X=+250mm, X=-250mm の位置に設置した。スライドの傾きが無いことを確認後、向かって左 (X=-250mm) の変位計出力を測定データとして用いた。変位計の上面の位置は Z=-1mm である。鉄心は変位計と同一の Z 軸上のスライド側に設置した。鉄心底面の Z 軸位置はパンチ刃先すなわち Z 軸原点と一致させた。以上の各測定器の外観を Fig. 2-7 から Fig. 2-10 に示し、それぞれの主な仕様を Table 2-5 から Table 2-8 に示す。

本実験では鉄心の Z 軸方向の変位測定値を近似的にパンチ刃先の Z 軸方向の変位測定値として扱う。この場合、加工荷重に伴うパンチの弾性伸縮やスライドーボルスタ間の弾性たわみなどによる誤差を含む。しかし、今回用いる長さ 50mm の鋼製パンチの伸縮量は静荷重 100kN のとき、理論上 14 μ m である。また、ねじ駆動サーボプレスのスライドーボルスタ間のたわみは静荷重 100kN のとき、5 μ m であった。この値は、今回測定した加工荷重 100kN での打抜き破断振動量の範囲 0.3mm~0.6mm に対して十分小さい。したがって、本研究ではパンチ、スライド、ボルスタは近似的に剛体とみなした。

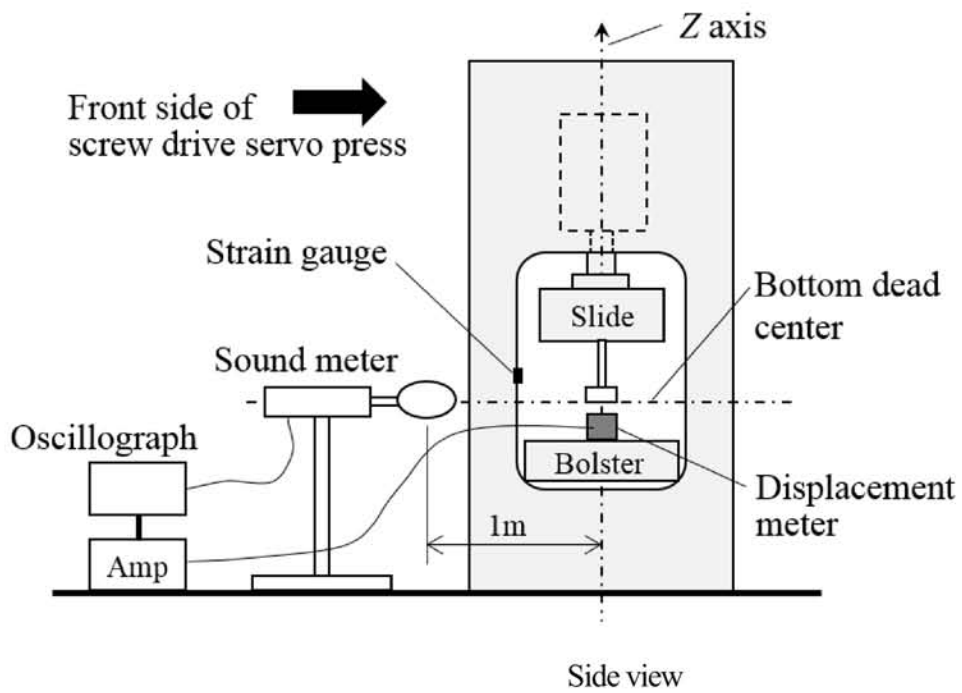


Fig. 2-5 Schematic diagram of setting positions of measurement devices

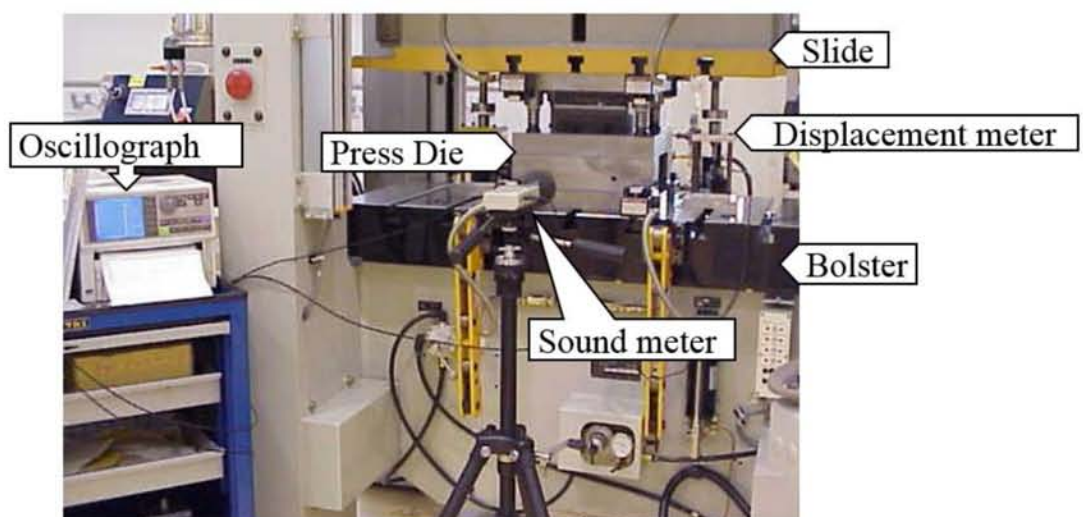


Fig. 2-6 Photograph of setting positions of measurement devices



Fig. 2-7 Photograph of sound meter

Table 2-5 Specification of sound meter

Model number of sound meter	LA-215 (ONO SOKKI)
Frequency compensation characteristics	A
Dynamic characteristics	FAST
Measuring range [dB]	60~100 or 80~120
AC output [V]	±1



Fig. 2-8 Photograph of displacement meter

Table 2-6 Specification of displacement meter

Type of displacement meter	Eddy current type
Measurement length [mm]	10
Target	Iron core



Fig. 2-9 Photograph of amplifier

Table 2-7 Specification of amplifier

Model number of amplifier	DMC-5030 (EMIC)
Output of voltage [v]	0 ~ 1

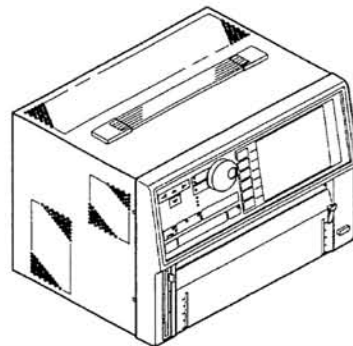


Fig. 2-10 Photograph of oscillograph

Table 2-8 Specification of Oscillograph

Model number of oscillograph	RDM-200 (KYOWA)
Input of voltage [v]	± 1
Sampling frequency [kHz]	20 ~ 100

2.2.3 実験条件

ねじ駆動サーボプレスによる打抜き速度条件は、生産性を重視する通常速度での打抜き速度ならびに騒音低減効果が報告^{2-1), 2-2)}されている打抜き速度の2条件とした。なお、本論文では打抜き速度とは、打抜き破断する直前のパンチまたはスライドの降下速度とした。ねじ駆動サーボプレスでの打抜き速度は生産性重視の条件として $V=15\text{mm/s}$ 、低騒音重視の条件として $V=0.5\text{mm/s}$ に設定した。汎用クランクプレスでは $V=15\text{mm/s}$ となるように毎分ストローク数を調整した。

2.3 実験結果

2.3.1 打抜き騒音

Fig. 2-11 に SPC 材の打抜き破断時の騒音について、ねじ駆動サーボプレスと汎用クランクプレスとで比較した結果を示す。横軸には、プレス機械の種類と打抜き速度 V を示し、縦軸に騒音値をとっている。騒音値は騒音計のピークホールド機能で測定された値を読み取ったものである。ねじ駆動サーボプレスで $V=15\text{mm/s}$ の時は騒音値が 90dB であり、 $V=0.5\text{mm/s}$ の時は 78dB である。同様に汎用クランクプレスで $V=15\text{mm/s}$ の時の騒音値は 81dB である。打抜き条件ごとに 3 回以上打抜きを行っているが、同一条件における騒音値のバラツキは 2dB 以内であった。

Fig. 2-12 および Fig. 2-13 は上記に用いた SPC 材の打抜き騒音のデータである。Fig. 2-12 の (a) は無負荷時のデータであり、Fig. 2-12 の (b) は打抜き時のデータである。図の上段にパンチ刃先の変位を示し、下段は音圧を示している。無負荷時の音圧データには 2 か所の音圧変動が認められる。左側の音圧変動は、上型の板押さえ板が下型に衝突した時のものであり、右側の音圧変動は、板押さえ板が下型から離れる時のものである。この音圧変動は、打抜き時の音圧データにも同様に認められる。

Fig. 2-13 の (a) は $V=15\text{mm/s}$ 、Fig. 2-13 の (b) は $V=0.5\text{mm/s}$ でのデータである。このデー

タで示すパンチ刃先の変位は、無負荷時と打抜き時の双方のものを重ねて表示されている。

Fig. 2-11 より通常の打抜き速度条件である $V=15\text{mm/s}$ では、ねじ駆動サーボプレスの打抜き騒音は汎用クランクプレスより 10dB 程度大きい。このときの破断荷重は、後述 2.3.5 項で示すようにねじ駆動サーボプレスが 57kN/mm^2 、汎用クランクプレスが 56kN/mm^2 でありほぼ同じであった。また、このときの被加工材である SPC 材の切り口面の観察結果は後述 2.3.6 項で示すように両者ともに 2 次せん断面はみられず、パンチ側からの破断とダイ側からの破断がうまく会合する標準的なものであった。さらに、破断位置も両者ともに打抜き開始から 0.78mm の位置であった。また、スライド-ボルスタ間のバネ係数は汎用クランクプレスが 590kN/mm 、ねじ駆動サーボプレスが 570kN/mm であり大きな差はない。よって、 $V=15\text{mm/s}$ での打抜き騒音値は、両者ともにほぼ同じ破断状態でのものである。相違点はいったいプレス機械がサーボ制御であるか否かという点のみである。以上のことより $V=15\text{mm/s}$ での打ち抜きにおいて、ねじ駆動サーボプレスの騒音値が 10dB 程度大きいという結果は、サーボ制御機構が打抜き騒音になんらかの影響を及ぼしている可能性を示唆しているものと考えられる。

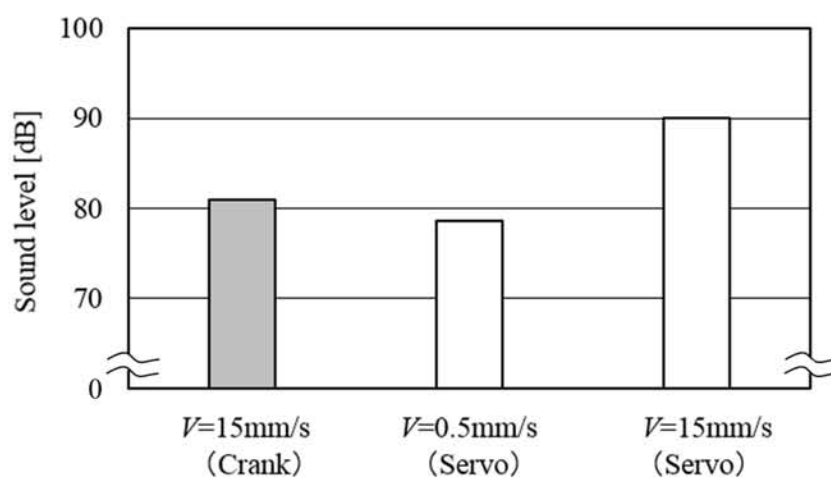


Fig. 2-11 Sound level in blanking (SPC, $t=1\text{mm}$, $\square 40\text{mm}\times 40\text{mm}$, blanking by screw drive servo press and crank press)

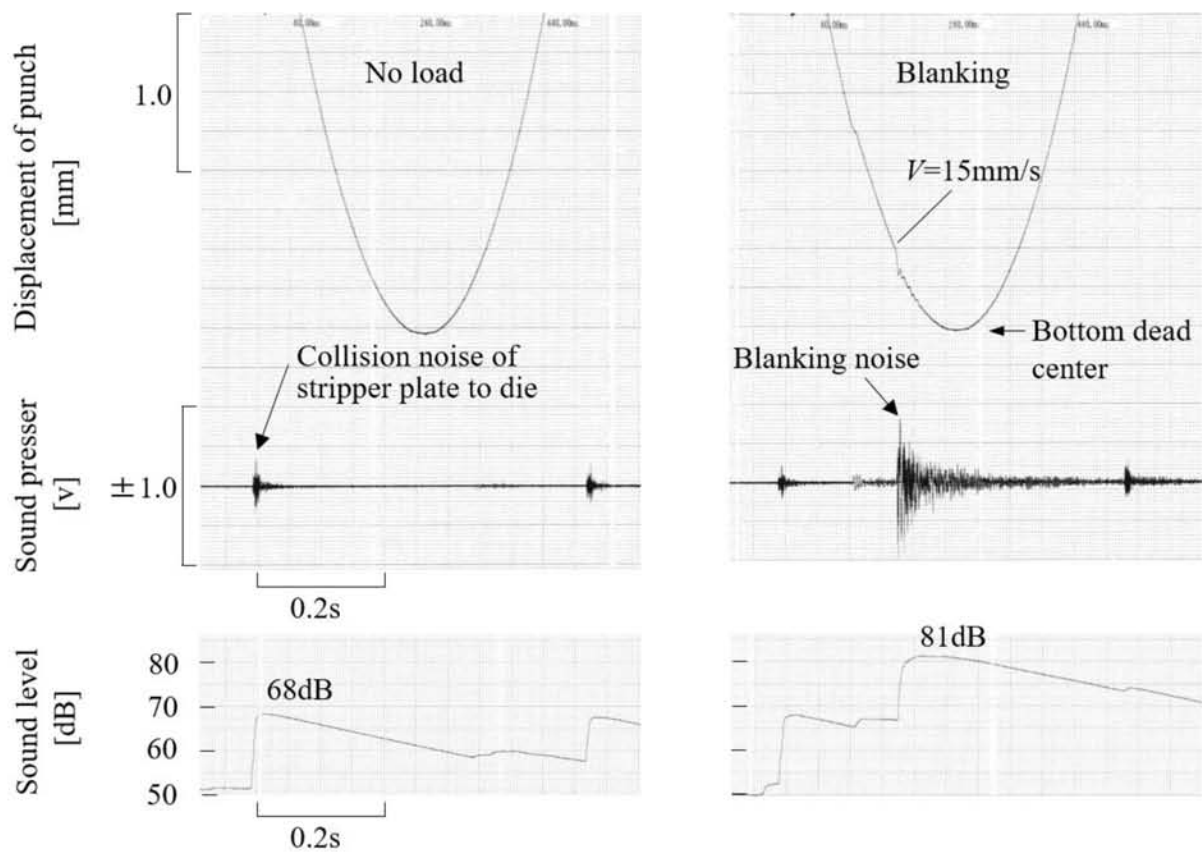


Fig. 2-12 Data of blanking noise. Blanking by crank press (SPC, $t=1\text{mm}$, $\square 40\text{mm}\times 40\text{mm}$)

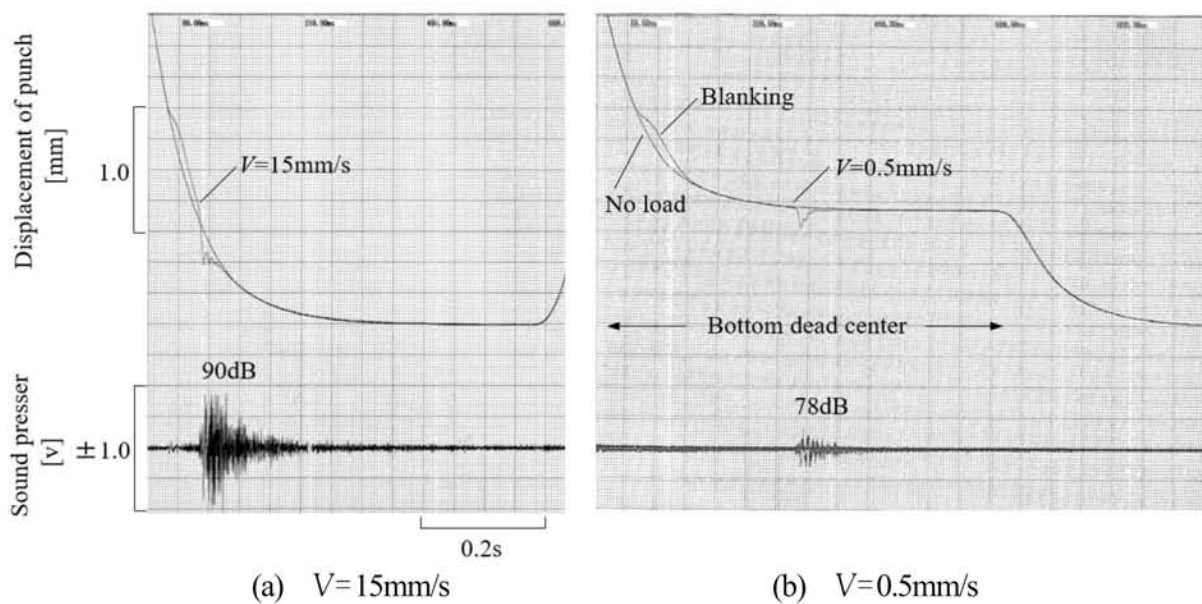


Fig. 2-13 Data of blanking noise. Blanking by screw drive servo press (SPC, $t=1\text{mm}$, $\square 40\text{mm}\times 40\text{mm}$)

2.3.2 打抜き時のパンチ刃先の変位

Fig. 2-14 はねじ駆動サーボプレスにおける打抜き開始前から下死点に至るまでのパンチ刃先の変位の全体像を示している。一点鎖線は無負荷時の変位を示し、実線は加工時の変位を示している。この図の破線で囲んだ部分の変位の詳細について以下で説明する。

Fig. 2-15-1 にねじ駆動サーボプレスにより $V=15\text{mm/s}$ で SPC 材を打抜いた際の実験用金型のパンチ刃先の Z 軸方向の移動経過を上段に示す。下段に音圧のデータを示す。上段は、縦軸にパンチ刃先の Z 軸原点すなわち下死点からの距離をとり、横軸に時刻をとっている。一点鎖線は被加工材を金型に入れずにパンチを降下させた場合のパンチの移動経過を示す。以後この状態のパンチの移動経過を計画軌道 (Planned trajectory) と呼ぶ。実線は被加工材を打抜いたときのパンチの移動経過を示す。以後これを加工軌道 (Blanking trajectory) と呼ぶ。下段は打抜いた際、同時に測定した音圧データで、縦軸に音圧をとり横軸に時刻をとっている。時刻は上段の時刻軸と同一である。Fig. 2-15-1 上段の加工軌道が計画軌道に対し、ずれ始めた Z 軸の値 p_1 は加工開始位置である。 p_1 の時刻は Fig. 2-15-1 下段の t_1 と一致している。 t_1 はパンチ刃先が材料に衝突した際の音圧振動開始時刻である。次に加工軌道が計画軌道よりマイナス方向に急激に変化し始める Z 軸の値 p_2 が認められた。 p_2 の時刻は打抜き破断による音圧増大開始時刻 t_2 と一致していることから p_2 は破断位置とみなした。 p_2 を起点とする急激なパンチ刃先の降下が破断降下 (Break through) である。破断降下は最下位置 p_3 に達した後、振動減衰しながら計画軌道に戻っている。すなわち、打抜き振動は破断直後の第一波が最大値を示す。このことは他の材料の打抜き振動波形でも同じであった。他の材料の打抜き振動データについては 2.3.3 項で後述する。

打抜き騒音は、この打抜き振動の第一波が最も大きな影響していると考えられることから、本研究では、破断位置 p_2 から最下位置 p_3 までの Z 軸方向の降下量を破断振動量 l_{bt} (Break through distance) と定義し、打抜き振動の大小を評価するための指標として扱う。Fig. 2-15-2

は Fig. 2-15-1 の破断部を拡大表示したものであり、 p_2 から p_3 の距離を破断振動量 l_{bt} として示している。また、時刻 t_2 から時刻 t_3 の間に計画軌道が降下する量を計画降下量 (Planned discent) として示している。計画降下量の定義については 2.4.3.2 項で述べる。

Fig. 2-16 にねじ駆動サーボプレスにより $V=0.5\text{mm/s}$ で SPC 材を打抜いた際のパンチ刃先の Z 軸方向の移動経過を示す。縦軸、横軸の設定は Fig. 2-15-1 上段と同じである。Fig. 2-14 と同様に加工開始位置 p_1 とその時刻 t_1 、破断位置 p_2 とその時刻 t_2 、及び破断降下の最下位置 p_3 とその時刻 t_3 を明瞭に特定できる。 $V=0.5\text{mm/s}$ での打抜きが $V=15\text{mm/s}$ (Fig. 2-15-1 上段) の場合と異なる点は、加工開始により生じた加工軌道のずれが解消されたのちに破断している点である。同じく $V=0.5\text{mm/s}$ で Cu 材、SUS 材、SPFC 材を打抜いた場合においても、SPC 材と同様に加工開始位置 p_1 、破断位置 p_2 、破断降下の最下位置 p_3 がそれぞれ明瞭に特定でき、さらに加工開始により生じた加工軌道のずれが解消されたのちに破断している。その測定データは次項で示す。

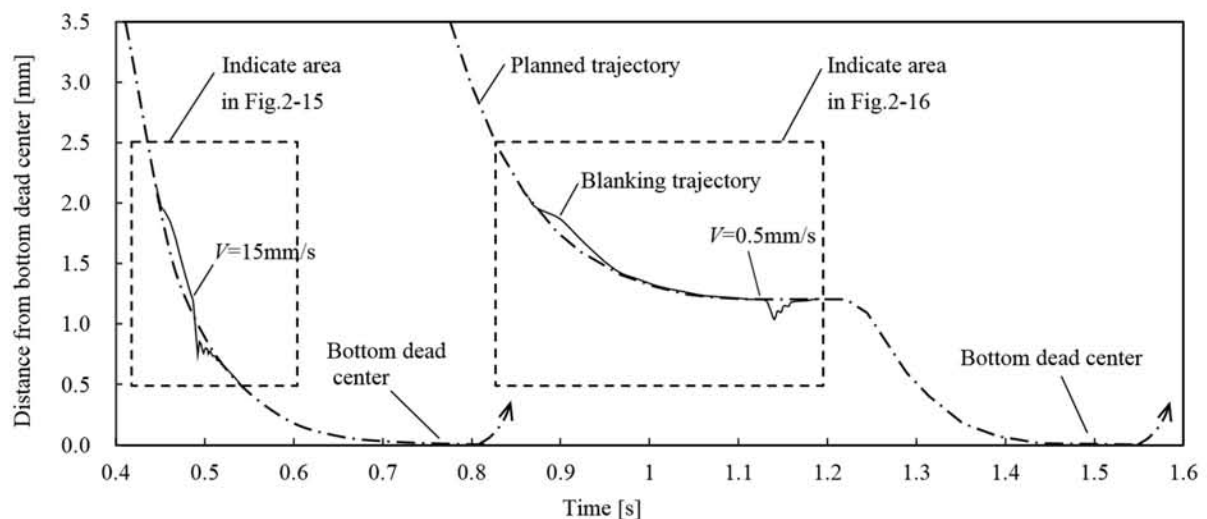


Fig. 2-14 Punch location – time chart in the blanking of SPC. Blanking by screw drive servo press.

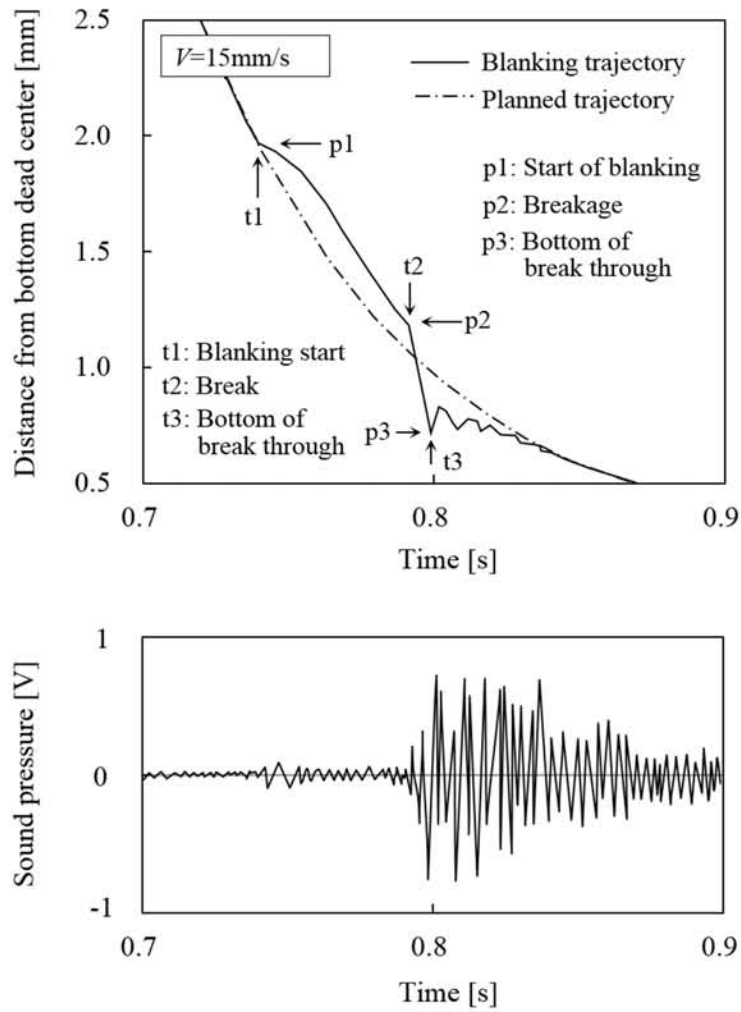


Fig. 2-15-1 Relation between punch trajectory and sound pressure in the blanking (SPC, $t=1\text{mm}$, $\square 40\text{mm}\times 40\text{mm}$, blanking by screw drive servo press, $V=15\text{mm/s}$)

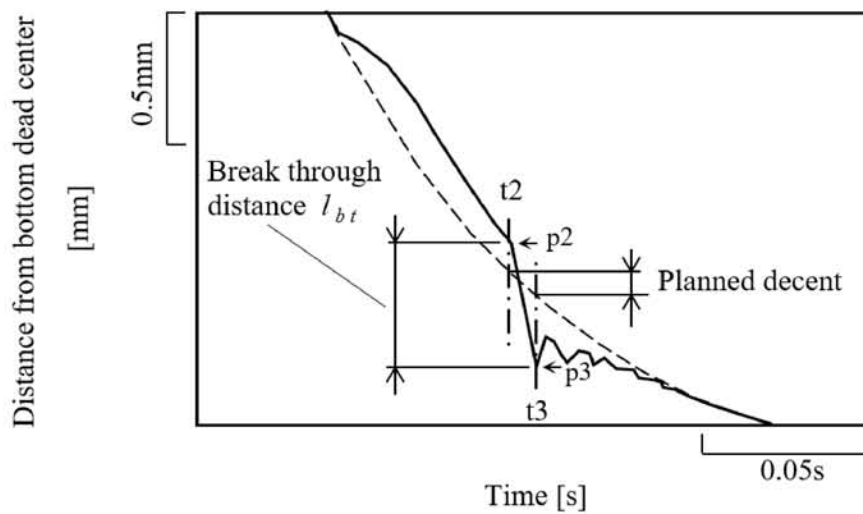


Fig. 2-15-2 Break through distance l_{bt} and planned decent. Enlarged figure of Fig. 2-15-1.

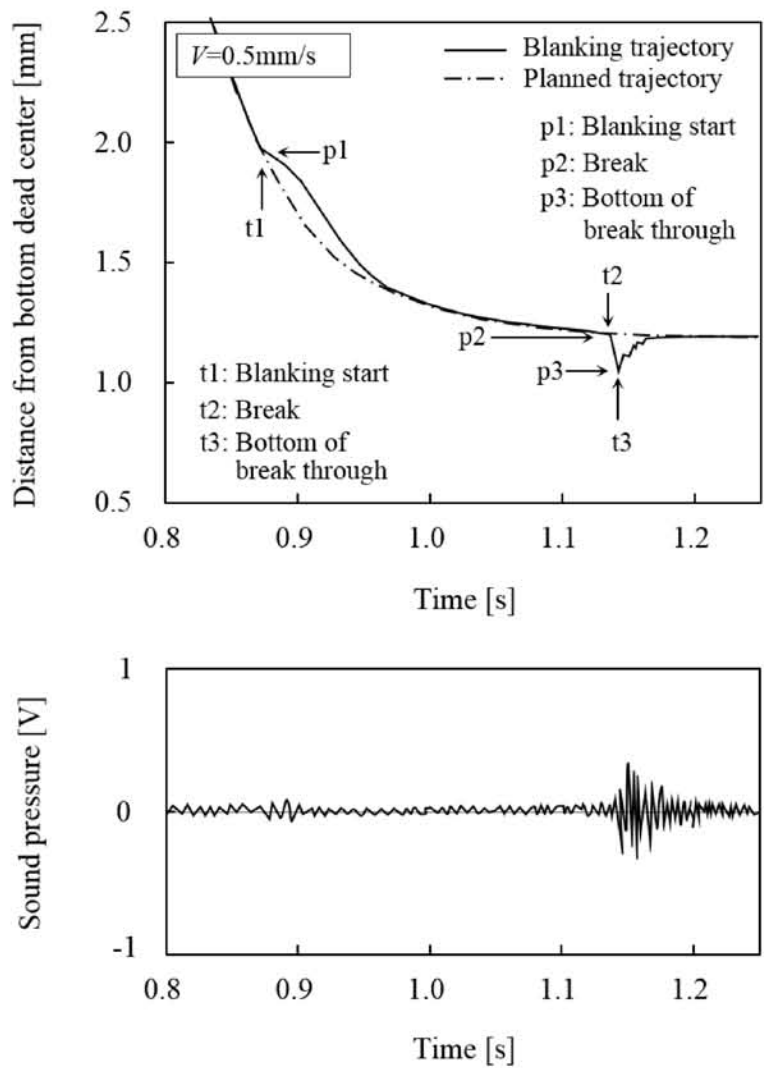


Fig. 2-16 Punch trajectory in the blanking (SPC, $t=1\text{mm}$, $\square 40\text{mm} \times 40\text{mm}$, blanking by screw drive servo press, $V=0.5\text{mm/s}$)

2.3.3 打抜き時の破断振動量

Fig. 2-17は4種類の材料をねじ駆動サーボプレスで打抜いた場合の破断振動量 l_{bt} の測定結果である。左縦軸に破断振動量 l_{bt} をとり、横軸に4種類の材料をとっている。白抜きの棒グラフはねじ駆動サーボプレスの $V=0.5\text{mm/s}$ を示し、黒抜きの棒グラフは $V=15\text{mm/s}$ を示している。材料は左側から右側に向けて引張強さの大きな材料を置いている。 $V=0.5\text{mm/s}$ での l_{bt} は、Cu材は 0.09mm 、SPC材は 0.16mm 、SUS材は 0.31mm 、SPFC材は 0.42mm となり引張強さの増大に伴い l_{bt} は増大している。 $V=15\text{mm/s}$ での l_{bt} は、Cu材は 0.41mm 、SPC材は 0.44mm 、SUS材は 0.56mm 、SPFC材は 0.68mm であった。この場合も引張強さの増大に伴い l_{bt} は増大している。また、 $V=15\text{mm/s}$ での l_{bt} と $V=0.5\text{mm/s}$ での l_{bt} の差は、Cu材は 0.32mm 、SPC材は 0.28mm 、SUS材は 0.25mm 、SPFC材は 0.26mm となっている。すべての材料において $V=15\text{mm/s}$ での l_{bt} は $V=0.5\text{mm/s}$ での l_{bt} より 0.3mm 前後大きな値を示している。打抜き条件ごとに3回以上打抜きを行っているが、同一条件における l_{bt} のバラツキは 0.02mm 以内であった。Fig. 2-18およびFig. 2-19は上記で用いた l_{bt} のデータである。

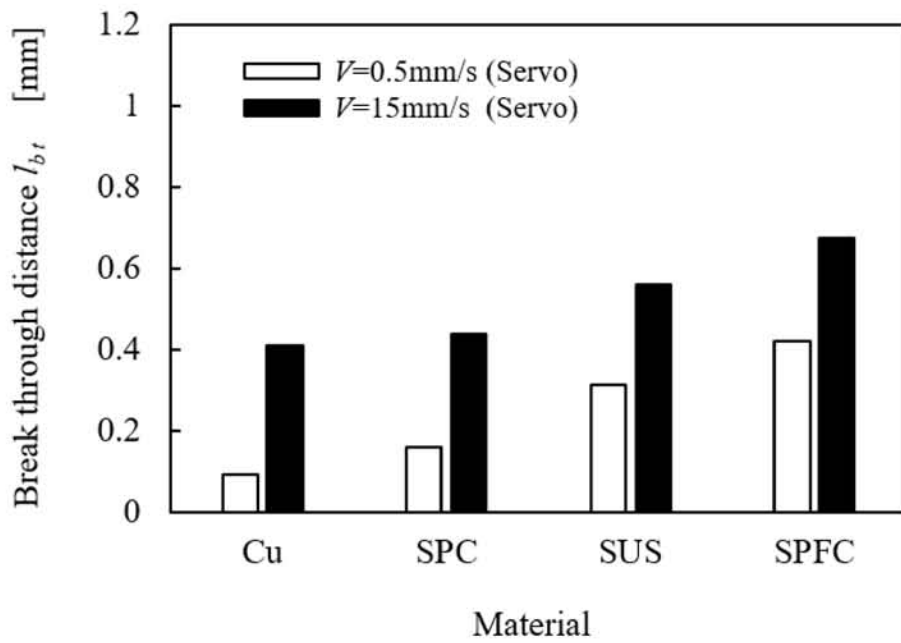


Fig. 2-17 Break through distance l_{bt} for each material.

($t=1\text{mm}$, $\square 40\text{mm}\times 40\text{mm}$, blanking by screw drive servo press)

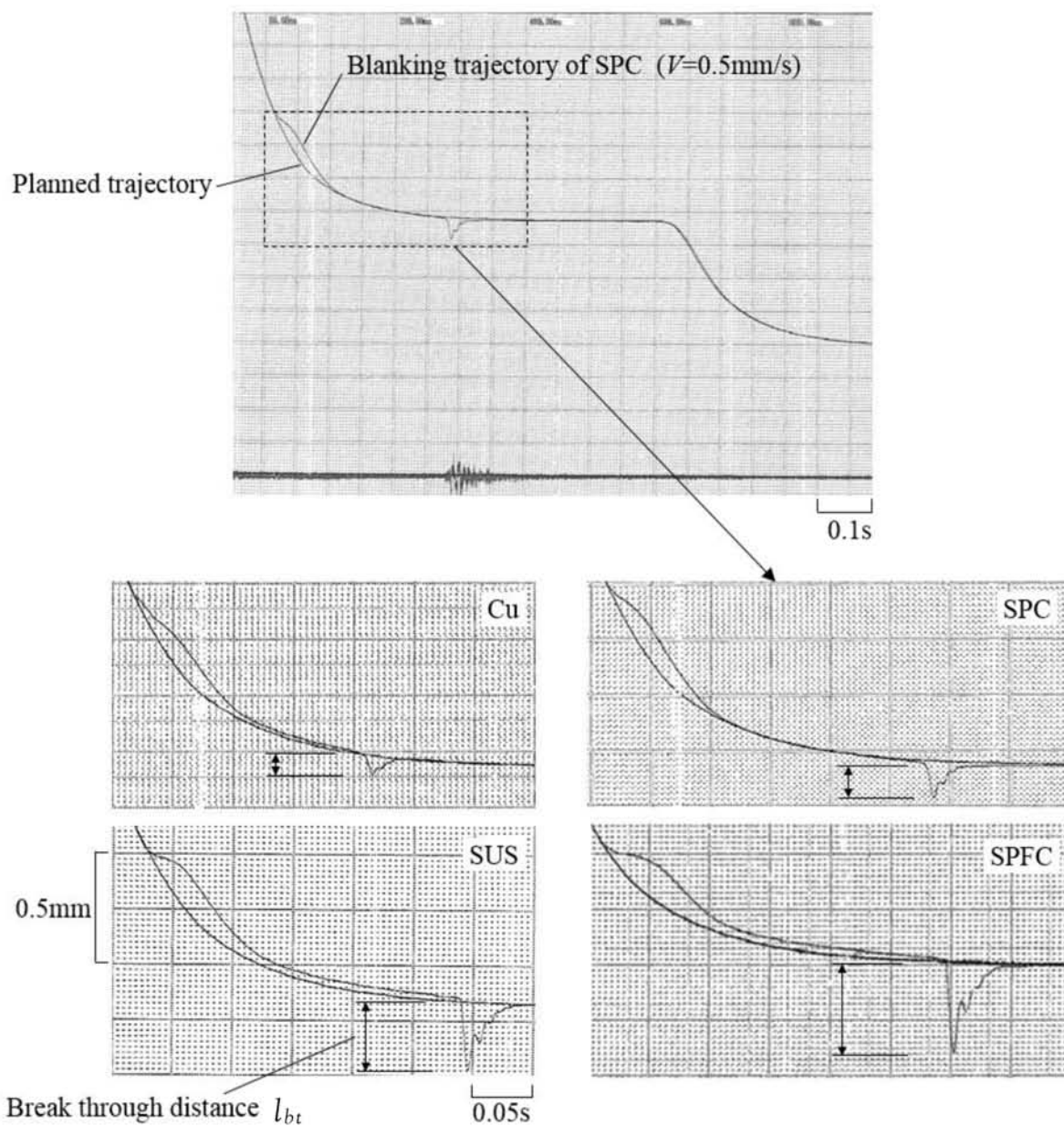


Fig. 2-18 Data of break through distance l_{bt} at the blanking velocity $V=0.5\text{mm/s}$.
 ($t=1\text{mm}$, $\square 40\text{mm}\times 40\text{mm}$, blanking by screw drive servo press)

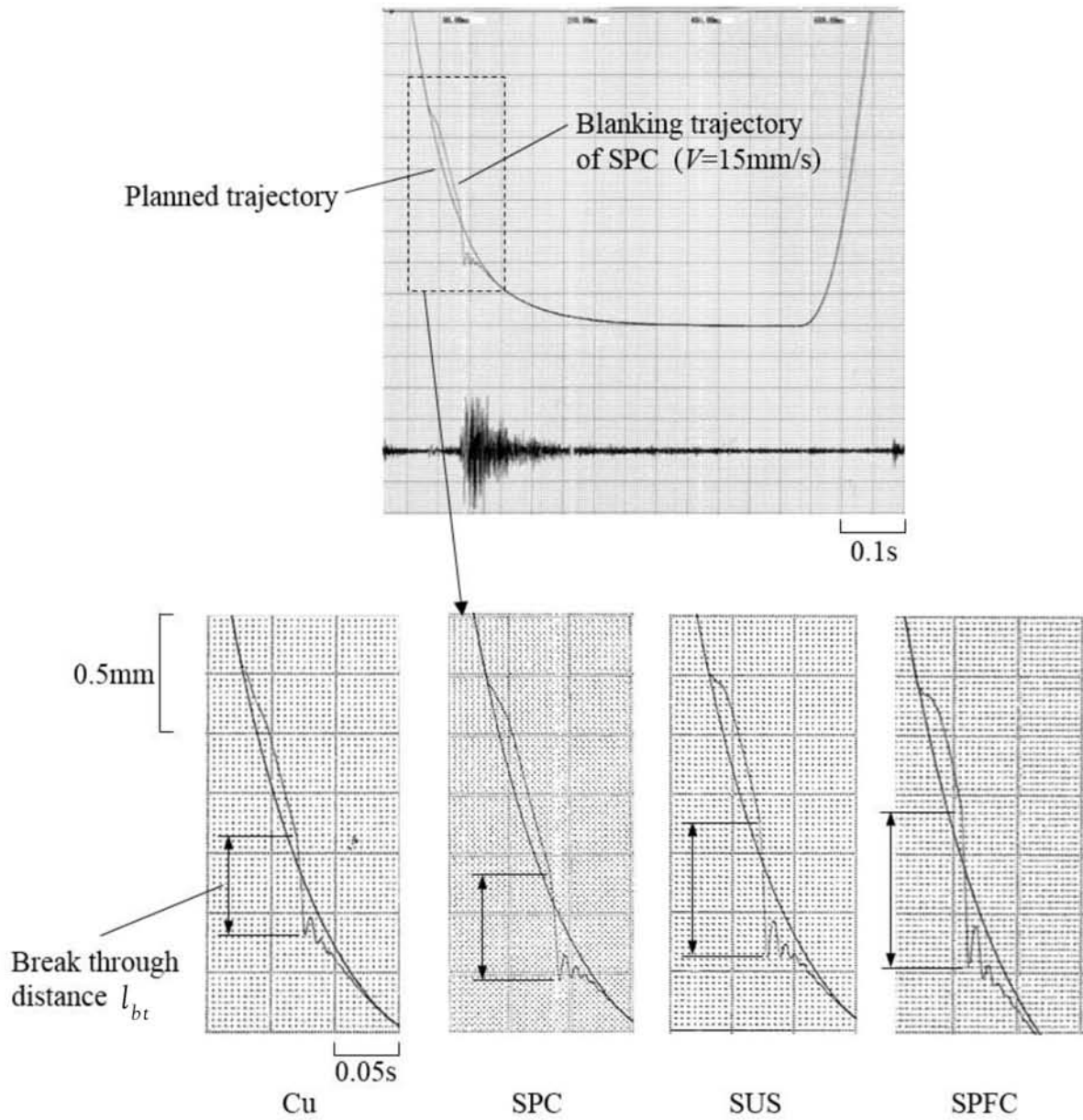


Fig. 2-19 Data of break through distance l_{bt} at the blanking velocity $V=15\text{mm/s}$.
 ($t=1\text{mm}$, $\square 40\text{mm}\times 40\text{mm}$, blanking by screw drive servo press)

2.3.4 破断振動量と打抜き騒音の関係

第1章の先行研究の項で述べたように、従来の機械プレスの打抜き騒音は材料破断時のブレークスルーに起因することが明らかにされている。本研究で用いるサーボプレスでの打抜きにおいても、上記のことが成立していることを確認するために、破断振動量 l_{bt} と騒音との関係を検証する。Fig. 2-20は、前掲Fig. 2-17の実験の際に同時に測定した騒音値を右縦軸に追加したもので、□印は $V=0.5$ mm/sを示し、■印は $V=15$ mm/sでの騒音値を示す。この図より騒音値は l_{bt} の増加に伴い増加していることがわかる。そこで、このデータにおける l_{bt} と騒音値の相関をみるために散布図の形に整理したものをFig. 2-21に示す。 l_{bt} と騒音値の相関係数は0.95であり、両者には強い相関があることが確認された。SPC材を $V=0.5$ mm/sで打抜いた際のパンチ刃先のブレークスルー振動と音圧の関係を示す測定データをFig. 2-22に示す。この図の下段はサンプリング周波数100kHzで測定したものであり、パンチ（又はスライド）の振動が音圧の振動に直結していることを明瞭に示している。

以上より、騒音値は破断振動量 l_{bt} に比例して大きくなっており、従来の機械プレスの打抜き騒音と同様に本研究で用いるサーボプレスでの打抜きにおいてもブレークスルーに伴う振動が主要な騒音源であることが確認された。

従来の打抜き騒音対策に関する研究での主な評価指標は騒音であった。しかし、ウェーバー・フェヒナーの法則として知られるように人の感覚量は刺激量の対数に比例するため、騒音の大きさの尺度は一定の基準値に対して10倍した値が使用される。すなわち、10dBの騒音低下は音のエネルギーが1/10に低減されたことを示し、20dBの騒音低下は音のエネルギーが1/100まで低減されたことを意味する。逆にいえば、仮に打抜き騒音対策により音のエネルギーを数10%低減できた場合でも騒音値は数dB程度の変化にとどまる。このため、騒音対策の効果を騒音値で判定することが難しいケースは少なくない。また、打抜き騒音は先行研究の項で述べたようにスライドおよびボルスタ、金型、プレスフレーム、被加工材など複数の個所から

発生している。このため騒音値を主要な測定対象とした場合の騒音対策は、複数存在する騒音発生箇所ごとに検討する必要がある、対応が分散しがちであった。

これに対し、本研究では打抜き騒音の最も主要な振動源であり、定量的評価が可能である破断振動量 l_{bt} を評価指標とした。 l_{bt} は、Fig. 2-15-1のようなスライド位置-時間線図を採取すれば比較的容易に測定できる。また、詳細は第3章で述べるが、使用するサーボプレスに関する適切な力学モデルを組むことができれば l_{bt} を予測することも可能である。したがって、 l_{bt} を主な観察・分析対象とすることにより打抜き振動のメカニズム解明ならびに振動低減手法の立案などに関して、理論的解析と実験の両面から合理的に進めることが可能になると考えた。

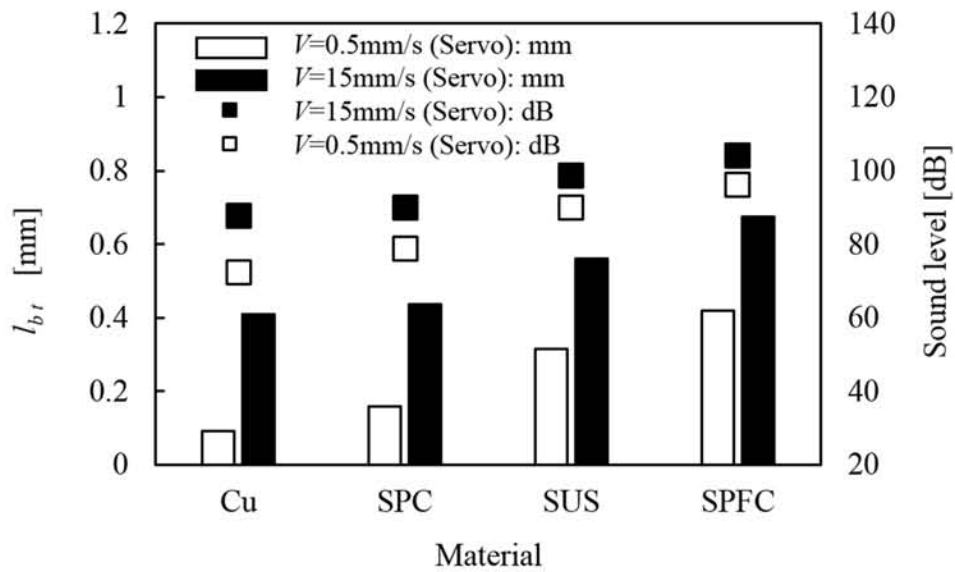


Fig. 2-20 Break through distance l_{bt} and sound level
 ($t=1\text{mm}$, $\square 40\text{mm}\times 40\text{mm}$, blanking by screw drive servo press)

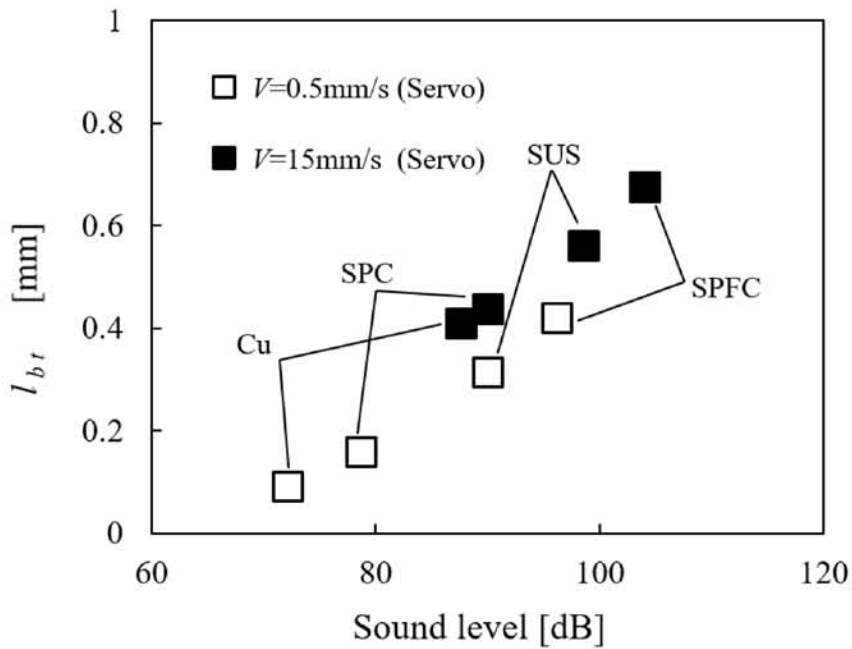


Fig. 2-21 Relationship between break through distance l_{bt} and sound level. Correlation coefficient = 0.95. ($t=1\text{mm}$, $\square 40\text{mm}\times 40\text{mm}$, blanking by screw drive servo press)

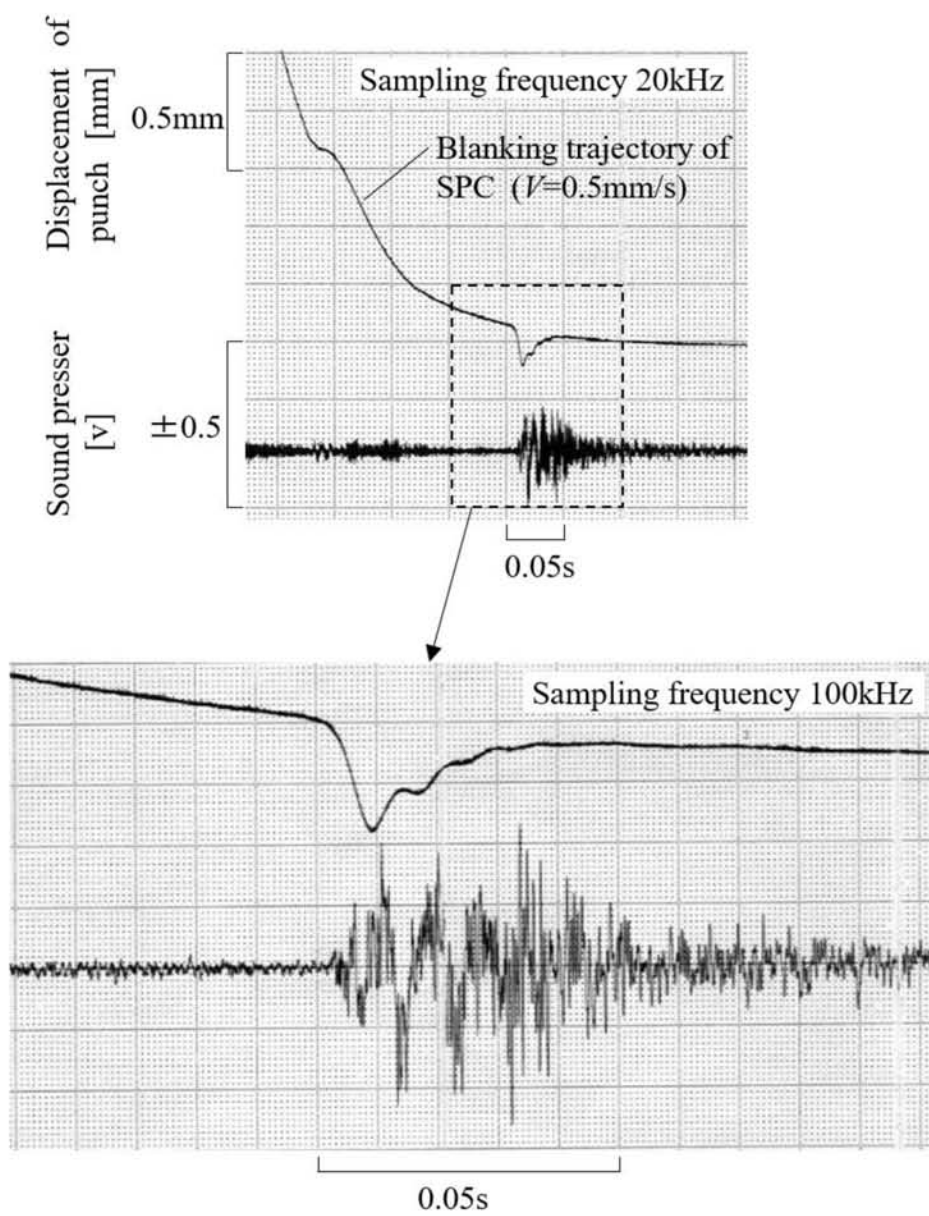


Fig. 2-22 Data of sound presser duering in break through. (SPC, $t=1\text{mm}$,
 $\square 40\text{mm}\times 40\text{mm}$, blanking by screw drive servo press, $V=0.5\text{mm/s}$)

2.3.5 打抜き時の破断荷重

1.4.2 項で述べたようにブレークスルーに伴う破断振動は、破断直前の加工荷重（以下、破断荷重）によるプレス機械構造部の弾性伸びに起因する。したがって、打抜き振動のメカニズムを解明する上で、破断荷重は重要なデータである。

SPC 材と SUS 材をねじ駆動サーボプレスで打抜いた際の加工荷重を Fig. 2-23-1 に示す。縦軸に加工荷重をとり、横軸に時刻をとっている。Fig. 2-23-1 (a)の $V=15 \text{ mm/s}$ では SPC 材、SUS 材ともに加工荷重が約 10kN を超えた所で上昇している。この荷重上昇はパンチ刃先が材料に接触し、打抜きが開始したことを示している。打抜き開始直前の約 10kN の加工荷重は板押え力による荷重（以下、板押え荷重）である。SUS 材の加工荷重は 102kN でピークを示し、その直後ほぼ垂直に降下し板押え荷重に戻る。SPC 材の加工荷重は 62kN でピークを示した後、わずかに低下し 56kN でほぼ垂直に降下する。加工荷重がほぼ垂直に降下し始めた点を破断荷重とした。Fig. 2-23-1 (b)の $V=0.5 \text{ mm/s}$ の場合も加工荷重が約 10kN を超えた所で加工荷重が上昇し、打抜き加工の開始を示している。SUS 材の加工荷重は約 105kN でピークに達し、その後破断するまでほぼ保持している。SPC 材の加工荷重は 57kN でピークを示した直後から徐々に低下を示し、48kN で破断している。Fig. 2-23-2 は、上記に用いた加工荷重のデータである。

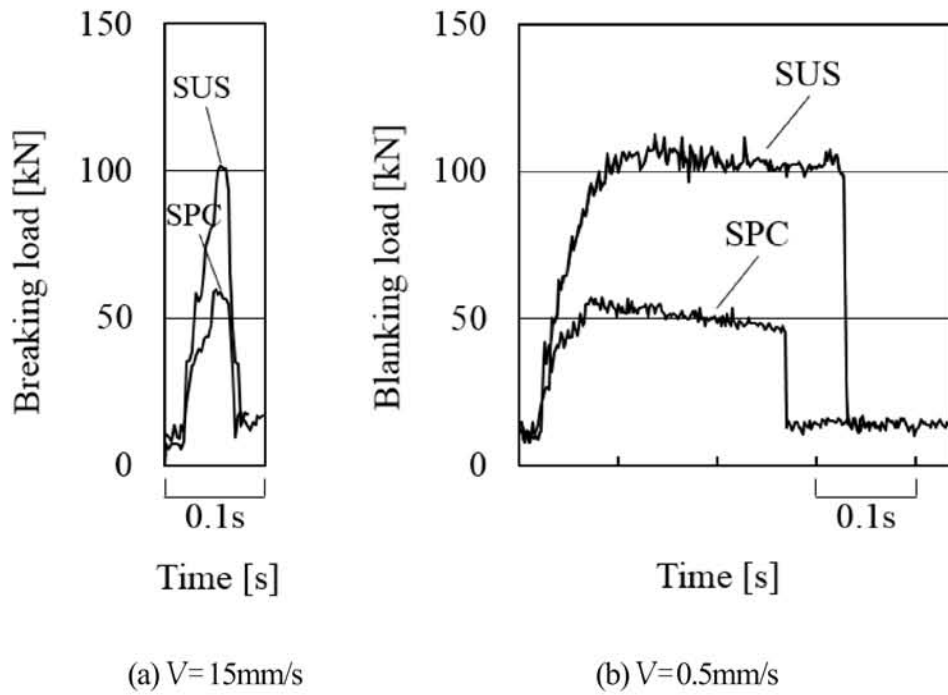


Fig. 2-23-1 Blanking load ($t=1\text{mm}$, $\square 40\text{mm} \times 40\text{mm}$, blanking by screw drive servo press)

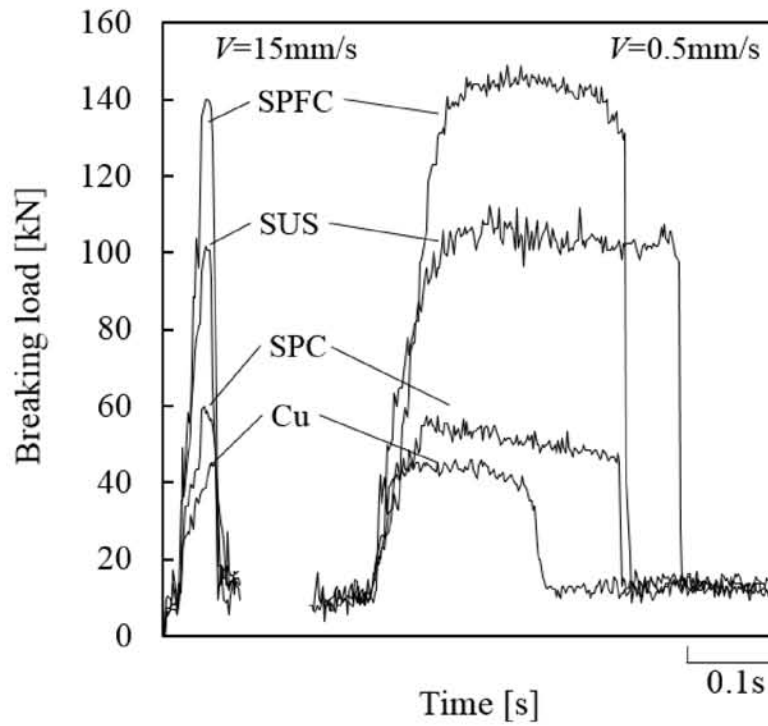


Fig. 2-23-2 Data of blanking load ($t=1\text{mm}$, $\square 40\text{mm} \times 40\text{mm}$, blanking by screw drive servo press)

Fig. 2-24 はねじ駆動サーボプレスでの打抜きにおける破断荷重の測定結果をまとめたものである。ここで、白抜きの棒グラフは $V=0.5\text{mm/s}$ を示し、黒抜きの棒グラフは $V=15\text{mm/s}$ を示している。 $V=0.5\text{mm/s}$ での破断荷重は、Cu材は33kN、SPC材は48kN、SUS材は100kN、SPFC材は131kNであった。 $V=15\text{mm/s}$ での破断荷重は、Cu材は45kN、SPC材は57kN、SUS材は102kN、SPFC材は140kNであった。汎用クランクプレスにおける破断荷重はSPC材とSUS材について $V=15\text{mm/s}$ で測定した。その破断荷重はSPC材が56kN、SUS材が102kNであった。また、ねじ駆動サーボプレスで打抜き速度を $V=15\text{mm/s}$ から $V=0.5\text{mm/s}$ に下げたことによる破断荷重の低下は、Cu材は27%、SPC材は16%、SUS材は2%、SPFC材は6%であった。材料ごとに3回以上打抜きを行っているが、この傾向はほぼ同じであった。

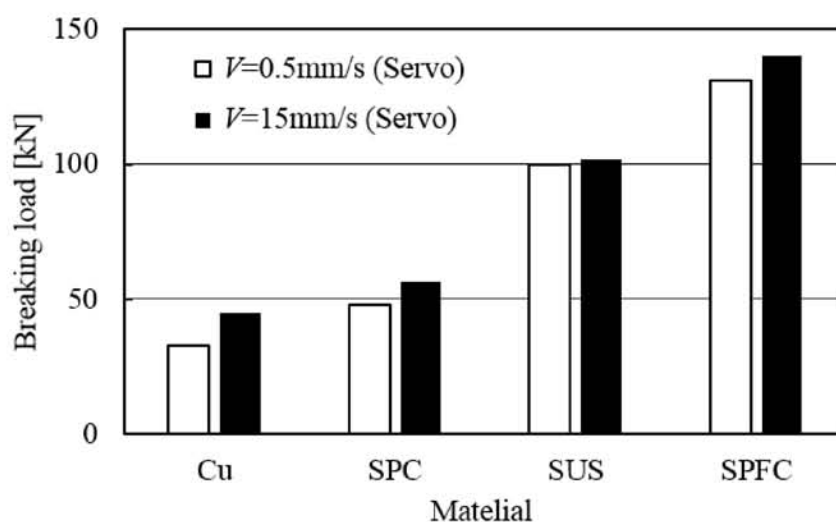


Fig. 2-24 Breaking load in the blanking ($t=1\text{mm}$, $\square 40\text{mm} \times 40\text{mm}$, blanking by screw drive servo press)

2.3.6 打抜き速度と破断位置の関係

本研究では、打抜き距離 l_b (Blanking distance) を加工開始位置 p1 から破断位置 p2 までの Z 軸方向の距離と定義する。したがって、 l_b は切り口面のだれ部の距離とせん断面部の距離の和に相当する。高速せん断 (1000~5000mm/s) の速度域では、上下工具刃先を結ぶ線上に沿ってクラックが発生し、通常のせん断速度での破断形態と異なる状態になることが知られている。

一方、一般のプレス機械で行う打抜き速度域では、打抜き距離 l_b の変化はほとんどないことが確認されている²⁻⁷⁾。このことを、サーボプレスによる打抜きにおいて確認した。 l_b の測定は、前述の打抜き実験の際にあわせて行なった。Fig. 2-25 の実線は SPC 材をねじ駆動サーボプレスで打抜いた際の加工軌道である。図中に示した p1 から p2 の距離は、打抜き速度 $V = 15\text{mm/s}$ と $V = 0.5\text{mm/s}$ における l_b を加工軌道から確認し比較している。この図より $V = 15\text{mm/s}$ では l_b は 0.77mm であり、 $V = 0.5\text{mm/s}$ では l_b は 0.78mm であった。Cu 材、SUS 材、SPFC 材についても同様の方法で l_b を確認した。この結果をまとめたものを Fig. 2-26 に示す。 l_b は被加工材の種類によって異なることがわかる。逆に同一の被加工材であれば、打抜き速度が変わっても l_b はほぼ同じであることを示している。

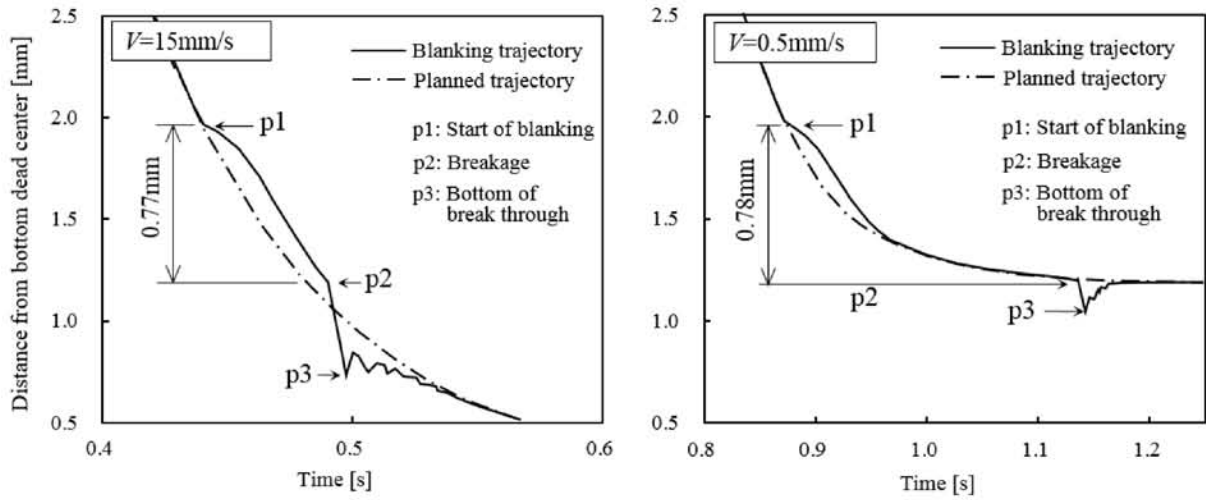


Fig. 2-25 Comparison of the blanking distance l_b in the blanking of SPC. Blanking by screw drive servo press.

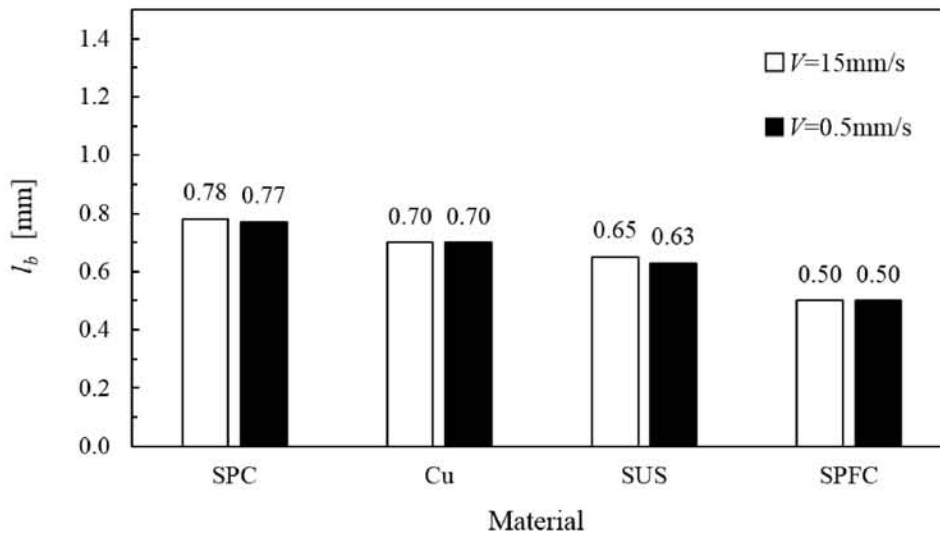


Fig. 2-26 Blanking distance l_b for each material. The blanking distance l_b depends on the material.

以上は、スライド変位の測定結果である加工軌道のデータから打抜き距離 l_b を測定したものである。この測定値の妥当性を検証するために、打抜き品の切り口面から l_b を測定した。Fig. 2-27はFig. 2-26の実験で得た打抜き品の切り口面の観察結果である。被加工材はSPC材である。上段に示した打抜き品の見取り図は、撮影箇所を示している。撮影にはデジタルマイクروسコープを用いた。Fig. 2-27の(a)はコーナー部の切り口面であり、(b)は直辺部の切り口面である。(b)には、打抜き速度の影響を確認するために、3種類の打抜き速度の切り口面を提示している。 $V=133\text{mm/s}$ は、汎用クランクプレスによる打抜き品である。(b)の切り口面は上側からダレ面、せん断面、破断面から構成されている。(b)において破断の発生位置をせん断面と破断面の境界とみなした。(b)におけるダレ面とせん断面の長さを合わせた距離は、打抜き速度に関係なく約 0.78mm であった。これは、Fig. 2-26に示したSPCの打抜き距離 l_b と同じである。Cu材、SUS材およびSPFC材の場合も同様の結果であった。

以上より、Fig. 2-25の加工軌道のデータから被加工材の加工開始位置 p_1 、破断位置 p_2 、および l_b を読み取る手法は妥当であると判断した。そして、 $V=15\text{mm/s}\sim V=0.5\text{mm/s}$ の打抜き速度範囲では、打抜き速度は l_b にほとんど影響しないことが確認された。なお、Fig. 2-27(b)のせん断面の黒い筋の位置は、Fig. 2-27(a)のコーナー部の破断位置とほぼ一致していることから、コーナー部における破断開始時の振動の影響で形成されたものと推定している。

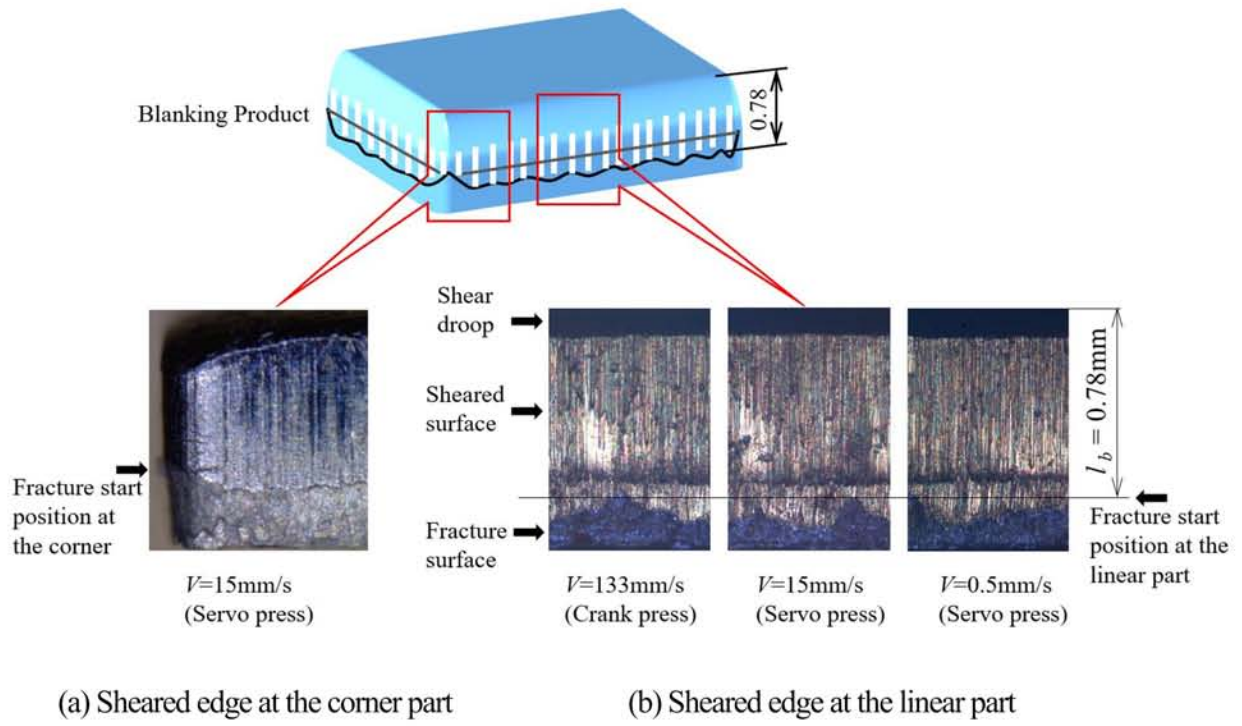


Fig. 2-27 Sheared edge of SPC

2.4 考察

2.4.1 破断荷重と破断振動の関係

Fig. 2-28 に破断荷重と破断振動量 l_{bt} の関係を示す。横軸に破断荷重 をとり、縦軸に破断振動量 l_{bt} をとっている。 l_{bt} と破断荷重のデータは Fig. 2-17 及び Fig. 2-24 で示したデータである。●印はねじ駆動サーボプレス の $V=15\text{mm/s}$ のデータである。実線は最小二乗法により求めた直線である。同様に■印はねじ駆動サーボプレス の $V=0.5\text{mm/s}$ のデータであり、○印は汎用クランクプレス の $V=15\text{mm/s}$ のデータである。二つの破線は、実線で示した l_{bt} から計画降下量 (Planned descent) を差し引いた振動量を示すが、計画降下量については 2.4.3.2 項で説明する。●, ■, ○の各印の引出し線は該当する被加工材の種類 (Cu, SPC, SUS, SPFC) を示している。ねじ駆動サーボプレス の $V=15\text{mm/s}$ では破断荷重が 45kN, 57kN, 102kN, 140kN と大きくなるにつれ、 l_{bt} は 0.41 mm, 0.44mm, 0.56mm, 0.68 mm と線形的に大きくなっている。同様に $V=0.5\text{mm/s}$ の l_{bt} , 及び汎用クランクプレス の l_{bt} も線形的に増加している。本実験で行ったクリアランス 5%での打抜き、すなわちパンチ側からの破断とダイ側からの破断が会合する、いわゆる適正クリアランスでの打抜きにおける l_{bt} は、被加工材の種類の違いに関わりなく破断荷重に応じて線形的に変化することが確認された。

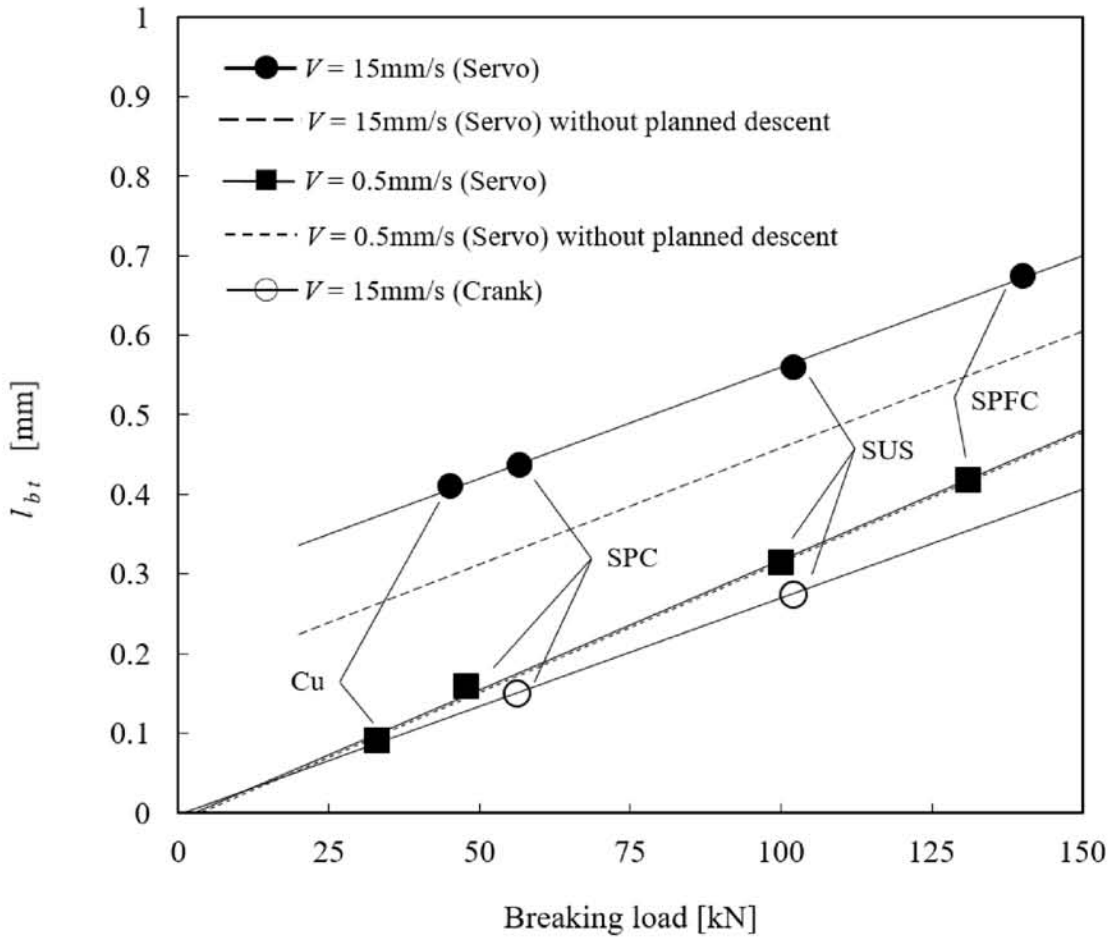


Fig. 2-28 Relation between breaking load and break through distance l_{bt} . ($t=1\text{mm}$, $\square 40\text{mm} \times 40\text{mm}$, blanking by screw drive servo press and crank press)

2.4.2 打抜き振動の増大現象の有無に関する検討

Fig. 2-28 の汎用クランクプレスの $V=15\text{mm/s}$ の実線と、ねじ駆動サーボプレスの $V=0.5\text{mm/s}$ の実線は原点近傍を通過する。これは、この破断振動が破断荷重に起因していることを意味している。この破断振動は、すでに知られているプレスフレームの弾性変形回復²⁻⁸⁾、²⁻⁹⁾ によるものと推定できる。これに対し、ねじ駆動サーボプレスの $V=15\text{mm/s}$ の実線は、破断荷重が減少しても破断振動量 l_{bt} は 0mm にはならず、ねじ駆動サーボプレスの $V=0.5\text{mm/s}$ での l_{bt} より明らかに増大した値となっている。破断荷重 50kN から 150kN における破断振動の増大量の平均値は 0.25mm である。この増大量は破断荷重とほとんど関係していないことから、破断荷重以外の要因により破断振動の増大現象が起きていることを意味している。さらに、破断振動は Fig. 2-21, Fig. 2-21 などから明らかなように打抜き騒音に直結している。したがって、Fig. 2-11 で示したねじ駆動サーボプレスの $V=15\text{mm/s}$ における打抜き騒音増大の原因は、この破断振動の増大現象によると考えられる。

2.4.3 破断振動を構成する振動要素の検討

2.4.3.1 破断荷重に起因する降下量

Fig. 2-28 の汎用クランクプレスの $V=15\text{mm/s}$ の実線は破断荷重に応じて線形的に変化している。これは打抜き破断に伴うプレスフレームの弾性変形回復によるパンチの降下量を示している。これを破断荷重に起因する降下量とする。同様に Fig. 2-28 のねじ駆動サーボプレスの $V=0.5\text{mm/s}$ の実線も破断荷重に応じ線形的に変化しており、破断荷重に起因する降下量であることを示している。

ただし、フィードバック制御されているねじ駆動サーボプレスは、スライドに加工荷重が作用している間はスライドを正しい位置に保持するためのモータ推力が働き続ける機構である。Fig. 2-16 において時刻 0.98s 付近から破断時刻 t_2 までの加工軌道と計画軌道が一致し

続けているのは、このモータ推力が働いている証である。このモータ推力は、打抜き破断時にはスライドを降下させる外力として作用する。これによる降下を位置保持モータ推力による降下量とする。したがって、ねじ駆動サーボプレスにおける破断荷重に起因する降下量は、厳密にはプレスフレームの弾性変形回復による降下量と位置保持モータ推力による降下量が合算されたものと推定される。

2.4.3.2 スライド速度に起因する降下量

スライドは計画された速度で打抜き破断中も降下している。したがって、Fig. 2-28 に実線で示した破断振動量 l_{bt} には、スライドの移動速度に応じたパンチの降下量が含まれる。これを計画降下量 (Planned decent) とする。計画降下量は、速度に比例して大きくなるため、打抜き速度の速い加工では見掛けの破断振動量 l_{bt} が大きくなる。計画降下量の算出は、打抜き速度(破断直前のパンチ速度)でパンチが等速降下するものとし、破断降下時間を乗じて求めた。破断降下時間は Fig. 2-15-2 の破断時刻 t_2 から最下位置時刻 t_3 までの時間である。Fig. 2-28 の破線-----は、ねじ駆動サーボプレスの $V=15\text{mm/s}$ の l_{bt} から計画降下量を差し引いた l_{bt} である。同様に破線-----は、ねじ駆動サーボプレスの $V=0.5\text{mm/s}$ の場合である。以下、破断振動量 l_{bt} から計画降下量を差し引いた値を実破断振動量とする。Fig. 2-28 より、ねじ駆動サーボプレスの $V=15\text{mm/s}$ での計画降下量は、約 0.10mm の値である。一方、ねじ駆動サーボプレスの $V=0.5\text{mm/s}$ の計画降下量は、打抜き速度が極めて遅いため、 0.003mm 以下の値である。このため破断振動量 l_{bt} と実破断振動量はほぼ重なっている。以上より、ねじ駆動サーボプレスの $V=15\text{mm/s}$ における破断振動の増大量の平均値 0.25mm のうち、約 0.1mm は計画降下量によるものである。残る約 0.15mm については次項で述べる。

2.4.3.3 制御系に起因する降下量

フィードバック制御によるスライド位置制御では、加工荷重により計画位置に対してスライドの位置偏差が生じた場合、速やかにスライドを計画位置に戻すためのモータ推力が働く

と考えられる。この推力が働いている最中に破断が生じると、この推力に応じたスライド降下が起こるはずである。これを位置偏差解消モータ推力による降下量とする。Fig. 2-15-1 から明らかなように、ねじ駆動サーボプレスの $V=15\text{mm/s}$ では位置偏差が解消される前に破断している。よって、ねじ駆動サーボプレスの $V=15\text{mm/s}$ における破断振動の増大量の平均値 0.25mm のうち、計画降下量約 0.1mm を除いた残り約 0.15mm の増大量は、この位置偏差解消モータ推力による降下量であると推定される。

以上より、ねじ駆動サーボプレスでの打抜き破断振動は、破断荷重に起因する降下量、スライド速度に起因する計画降下量、位置偏差の発生に起因する位置偏差解消モータ推力による降下量の三つの要素で構成されることが考えられる。

2.4.4 低速打抜きの適用による破断振動の低減率

ねじ駆動サーボプレスの打抜き振動要素の検討結果に基づき、低速打抜き ($V=0.5\text{mm/s}$) の適用による破断振動の低減率について考察する。振動低減量は、Fig. 2-28 のねじ駆動サーボプレスの $V=15\text{mm/s}$ における破断振動量 l_{bt} (実線) を基準にすると、同じ破断荷重における $V=0.5\text{mm/s}$ の破断振動量 l_{bt} (実線) を差し引いた値である。破断荷重 50kN での l_{bt} は 0.27mm であり、破断荷重 100kN では 0.25mm であり、破断荷重 150kN では 0.22mm である。破断振動低減率は、振動低減量 l_{bt} を $V=15\text{mm/s}$ での l_{bt} で割ったものとする。破断振動低減率を Fig. 2-29 に示す。破断荷重 50kN では 64% 、破断荷重 100kN では 45% 、破断荷重 150kN では 31% となり、破断荷重が大きくなるほど低減率は小さくなる。これは、破断振動の増大量は破断荷重にほとんど関係なくほぼ一定であることによる。製造現場では引張強さの大きい SUS 材や高張力鋼板では、ねじ駆動サーボプレスでの低速打抜きによる騒音低減効果が小さい²⁻¹⁰⁾といわれているのはこの理由によると考えられる。

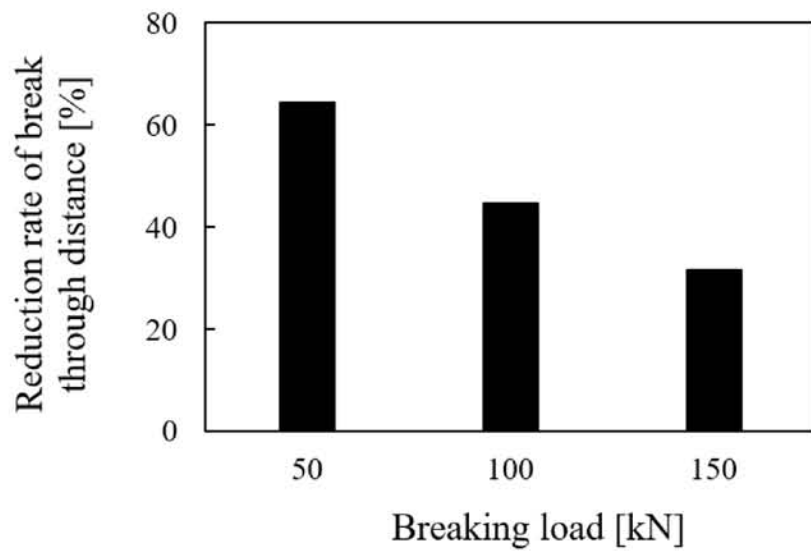


Fig. 2-29 Relation between reduction rate of break through distance and breaking load

($t=1\text{mm}$, $\square 40\text{mm} \times 40\text{mm}$, blanking by screw drive servo press)

2.5 結言

ねじ駆動サーボプレスによるクリアランス 5%での打抜き，すなわちパンチ側からの破断とダイ側からの破断が会合する，いわゆる適正クリアランスでの打抜きについて，打抜き騒音と破断振動に関する実験から得た結論を以下に示す²⁻¹¹⁾。

- (1) ねじ駆動サーボプレスによる $V=15\text{mm/s}$ での打抜きでは， $V=0.5\text{mm/s}$ の場合や汎用クラックプレスによる打抜きには見られない破断振動の増大現象が生じることを見いだした。打抜き騒音の増大は，この振動増大現象の結果である。
- (2) ねじ駆動サーボプレスにおける打抜き破断振動を構成する振動要素は，破断荷重に起因する降下量，スライド速度に起因する計画降下量，位置偏差の発生に起因する位置偏差解消モータ推力による降下量の三つである。
- (3) 破断振動の増大現象は，計画降下量と位置偏差解消モータ推力による降下量の二つにより引き起こされる。加えて，破断荷重が打抜き速度に依存する場合は，打抜き速度増加に伴う破断荷重増加量に相当する振動量が追加される。
- (4) 上記二つの降下量による破断振動の増大量は，破断荷重の大小にほとんど関係なくほぼ一定である。したがって，低速打抜きの適用による破断振動の低減率は，破断荷重が大きくなるほど小さくなる。

第2章 参考文献

- 2-1) 山形知絵子・大津雅亮・小坂田宏造・プレスモーション制御による打抜き騒音の低減, 平成14年度塑性加工春季講演会講演論文集, (2002), pp.161-162.
- 2-2) 村上智広: 公共職業能力開発施設における訓練および調査研究, プレス技術, Vol.41, No.4, (2003), pp. 28-33.
- 2-3) 安藤弘行: マイクロ加工を可能にしたサーボ駆動プレス, 精密工学会会誌, Vol.69, No.9, (2003), pp.1226-1229.
- 2-4) 町田武雄・村田力・長谷川清: 【技術報告】サーボプレス(ZENFORMER)の開発-偏心荷重に対し μ 単位の加工精度の改善-, 電気加工学会誌, Vol.39, No.90, (2005), pp.43-47.
- 2-5) 村上智広: 打抜き加工騒音の低減, プレス技術, Vol.44, No.9, (2006), pp. 101-103.
- 2-6) 永田有機: NC サーボプレス加工-スライドの動きを自由に制御-, 日経メカニカル, No.543, (1999-12), pp.86-90.
- 2-7) 前田禎三: 金属薄板のせん断加工に及ぼす速度の影響 (その1), 精密機械, Vol.25, No.294, (1959), pp.364-379.
- 2-8) 青井一喜: プレス騒音, 塑性と加工, Vol.22, No.251, (1981), pp.1188-1193.
- 2-9) 初鹿野寛一・佐野利男・松野建一: プレス機械の動的特性 (I) -多点同時測定装置による計測-, 機械技術研究所所報, Vol.42, No.1, (1988), pp.27-37.
- 2-10) 村上智広: 基本を理解しスキルアップ! 絵ときプレス現場の観察ノート, 日刊工業新聞社, (2010), pp.93-94.
- 2-11) 村上智広・楊明・來住裕: ねじ駆動サーボプレスにおける打抜き振動の増大現象のメカニズム解明, 塑性と加工, Vol.56, No.651, (2015), pp.305-310.

第3章

ねじ駆動サーボプレス の打抜き振動解析と 打抜き振動メカニズムの解明

3.1 緒言

第2章では、ねじ駆動サーボプレスにおける打抜き騒音問題に対して、打抜き騒音は打抜き破断時の振動の問題であると考えて、打抜き破断前後のスライド変位の測定結果を分析し打抜き破断振動の増大現象を明らかにした。そして、この破断振動の増大現象は、加工荷重に対するねじ駆動サーボプレスの制御応答が関係していることを突き止めた。さらに、破断振動の増大を回避するためには打抜き速度を遅くすればよいことを明らかにしたが、その場合、生産性が阻害されるという問題がある。ねじ駆動サーボプレスにおける破断振動の増大を回避し、なおかつ生産性への影響を最小限にとどめるためには、最適な打抜き時間を決定するための指針が必要である。

そこで、本章では、ねじ駆動サーボプレスの制御応答が打抜き時の振動に及ぼす影響について理論的検討を行う。そのために、ねじ駆動サーボプレスの力学モデルを検討し、打抜き振動の解析モデルを導出し解析を行った。そして、解析結果と第2章で得た打抜き実験結果とを照合し、解析モデルの妥当性を確認した。その後、解析モデルに基づき打抜き振動の理論的考察を行い、打抜き振動メカニズムを明らかにした。さらに、解析モデルを用いて破断振動の増大を回避するための最適打抜き時間を予測し、実証実験でその効果を確認した。

3.2 ねじ駆動サーボプレスの打抜き振動解析 ー力と変位の解析モデルー

3.2.1 解析モデル

打抜き中にスライドに作用する力と変位の関係を理論的に検討するための解析モデルについて述べる。なお、解析モデルは力学モデルと制御モデル（ブロック線図）からなる。

3.2.1.1 モデリングの観点

解析対象とするねじ駆動サーボプレスの構造を Fig. 3-1 に示す。サーボモータの回転が送りねじに伝達されると、スライドが上下に駆動する構造である。プレス機械の振動解析に関する従来の研究では、Fig. 1-10-2 の③、④で示したようにクラウン部とスライドからなる 2 自由度もしくはそれ以上の多自由度の力学モデルで検討されている。

これに対して本研究では、サーボプレスとはサーボ駆動アクチュエータであるスライドがクラウン部に単純に固定された装置であるとみなした。そして、加工荷重によりクラウン部に変位が生じた場合、その変位は線形にスライド部の変位に加算されると仮定した。したがって、サーボプレスの力学モデルは Fig. 3-2-1 に示す 2 種類の 1 自由度の力学モデルで構成され、両者が Fig. 3-2-2 に示すようにスライドの推力、すなわち制御系からの出力である操作量 u を介して連結した形で表現できると考えた。

Fig. 3-2-1 (a) はサーボプレスのクラウン部を操作量 u によって変位する 1 自由度の力学系と仮定したものであり、サーボプレスの機械構造系に起因する変位を表現する力学モデルである。Fig. 3-2-1 (b) はスライド部を操作量 u によって変位する 1 自由度の力学系と仮定したものであり、サーボプレスの制御系に起因する変位を表現する力学モデルである。各記号の意味は次項で述べる。

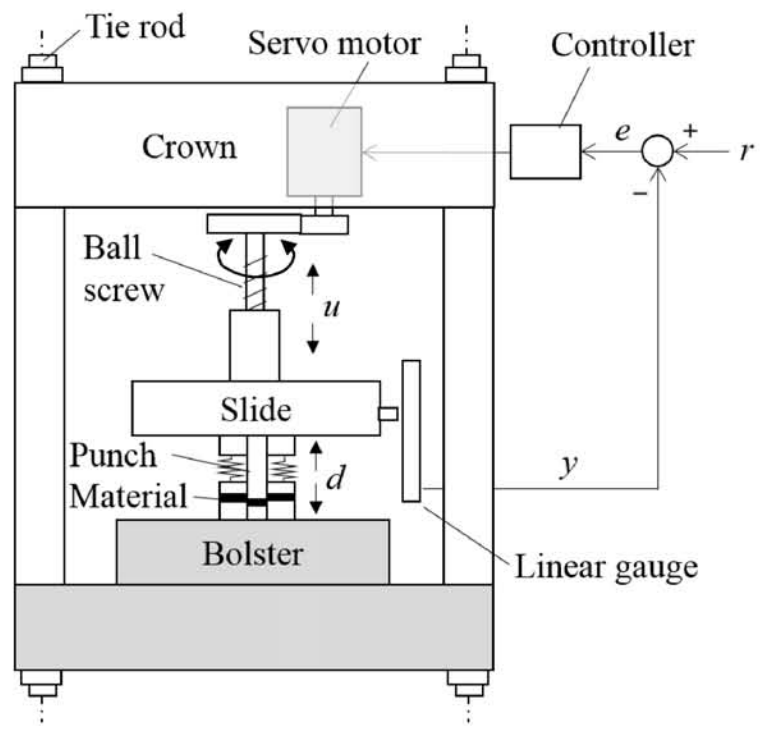


Fig. 3-1 Mechanical model of screw drive servo press

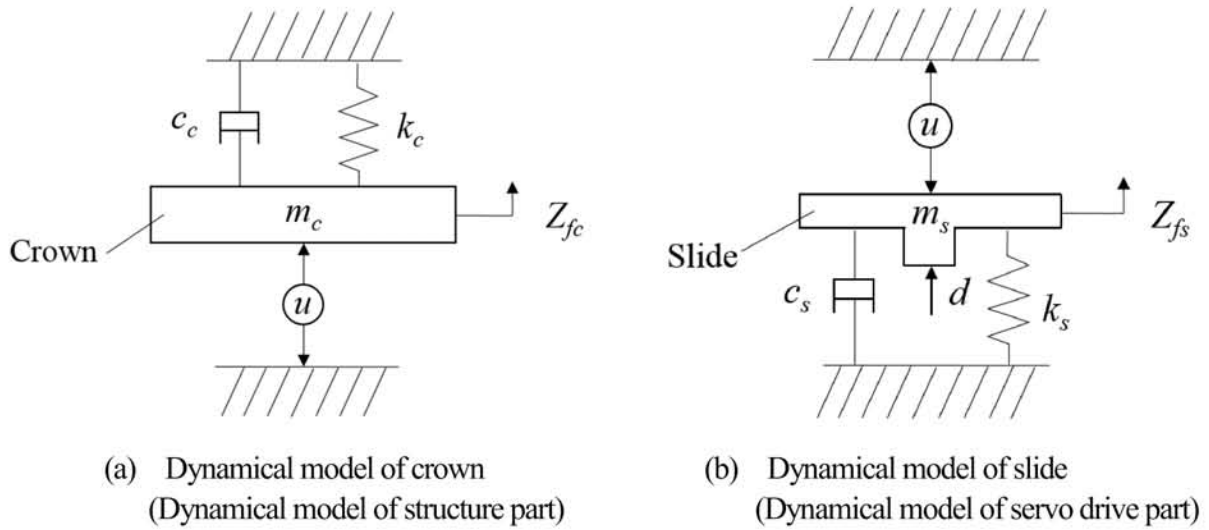


Fig. 3-2-1 Components of dynamical model of screw drive servo press

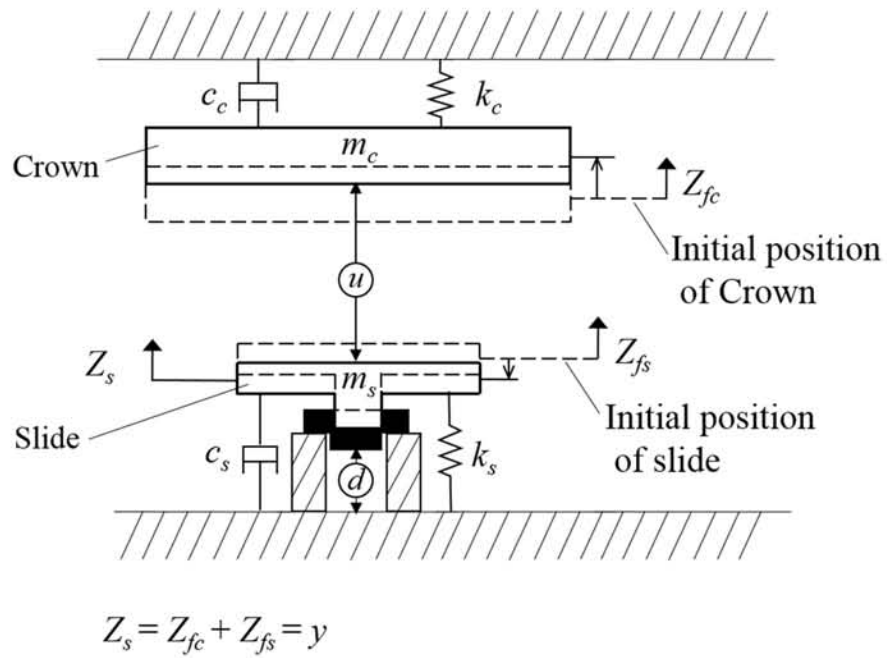


Fig. 3-2-2 Dynamical model of screw drive servo press

3.2.1.2 モデリングの詳細

前述の観点で構成した力学モデルに基づき、ねじ駆動サーボプレスにおける打抜き時の時間経過に伴うスライド変位を解析するための運動方程式と制御モデル（ブロック線図）について述べる。Fig. 3-2-2 は、打抜きにより加工荷重が発生しているときのクラウンとスライドの状態を示している。スライドとパンチは一体として扱う。実線は打抜き時のクラウンとスライドの位置を示す。破線で示したクラウンとスライドの位置は、パンチが被加工材に接触したときの位置すなわち加工開始位置を示す。この加工開始位置を解析の初期位置とする。ここで、加工荷重はスライド位置を目標位置からずれさせる因子であり、制御上の外乱要因となる。そこで、加工荷重を外乱 d として示している。

ねじ駆動サーボプレスは、ねじの送り長さを変えることによりスライドの推力（以下、操作量 u ）とスライドの位置（以下、スライドの変位 Z_s ）の双方を制御している。このとき、スライドとクラウンは、ねじの送り長さの変化の影響によりおのおのの位置が変わる。そこで Fig. 3-2-2 のように、この力学モデルをスライドとクラウンおのおのの力学系からなる並立の構造とみなし、操作量 u に対してスライドとクラウンが独立した変位 Z_{fs} 、 Z_{fc} を示すものとし、後述する運動方程式を導く。 Z_{fc} は外乱 d が付加されたときに操作量 u を経由して生じるクラウンの弾性変形である。実際のスライドの変位 Z_s は、クラウンとスライドが送りねじで連結されているので、以下により求める。スライド駆動中に外乱 d が付加されない場合（被加工材を挿入しない場合）は、 Z_{fc} はほぼ無視できるのでスライドの変位 Z_s は Z_{fs} と等しく、外乱 d が付加された場合は、スライドの変位 Z_s は Z_{fs} に Z_{fc} を加算したものとして考えることができる。

したがって、打抜き時のスライドの変位 Z_s は Z_{fs} と Z_{fc} の和で求める。

$$Z_s = Z_{fs} + Z_{fc} \quad (1)$$

スライド変位 Z_s を求めるためには、操作量 u からスライド単体の変位 Z_{fs} までの伝達関数と操作量 u からクラウン単体の変位 Z_{fc} までの伝達関数が必要になる。それぞれの伝達関数は、スライドとクラウンのそれぞれに関する運動方程式 (2), (3) からラプラス変換により求める。

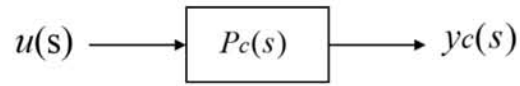
$$m_s \ddot{Z}_{fs}(t) = u(t) - c_s \dot{Z}_{fs}(t) - k_s Z_{fs}(t) \quad (2)$$

$$m_c \ddot{Z}_{fc}(t) = u(t) - c_c \dot{Z}_{fc}(t) - k_c Z_{fc}(t) \quad (3)$$

式 (1) に基づくスライドの変位 Z_s の制御モデル (以下、ブロック線図) を Fig. 3-3 (c) に示す。ここで、 $r(s)$ は目標値 r の時間 t に関する関数 $r(t)$ をラプラス変換したものである。以下、同様に $y(s)$ は制御量、 $e(s)$ は偏差、 $u(s)$ は操作量、 $d(s)$ は外乱すなわち加工荷重である。 $C(s)$ は制御部における偏差 $e(s)$ から操作量 $u(s)$ までの伝達関数、 $P_s(s)$ は操作量 $u(s)$ からスライド単体の変位 Z_{fs} までの伝達関数、 $P_c(s)$ は操作量 $u(s)$ からクラウン単体の変位 Z_{fc} までの伝達関数である。式 (1) に基づき $P_s(s)$ と $P_c(s)$ の出力の和がスライドの変位 Z_s 、すなわち制御量 $y(s)$ である。

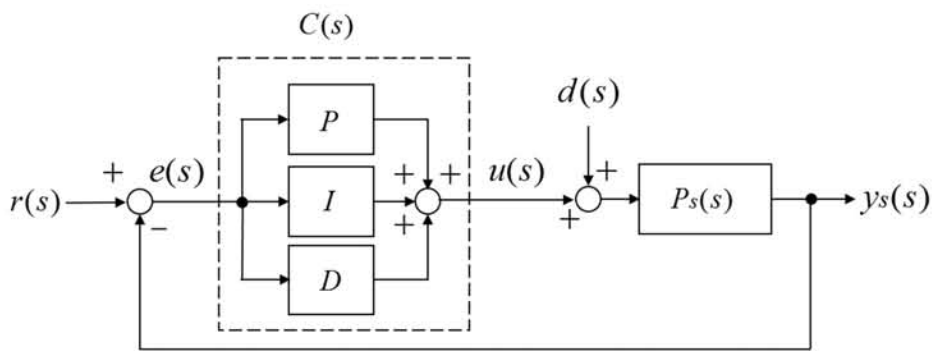
Fig. 3-3 (c) は、前述 3.2.1.1 のモデリングの観点にしたがって Fig. 3-3 (a) と Fig. 3-3 (b) を結合したものである。ここで Fig. 3-3 (a) は、Fig. 3-2-1 (a) に示したクラウン単体の変位 Z_{fc}

を計算するためのブロック線図である。クラウン単体の変位 Z_{fc} はスライドの推力である操作量 $u(s)$ が入力されると伝達関数 $P_s(s)$ に応じた値を示す。無負荷時においては、スライドの摺動抵抗に抗する極くわずかな力でスライドは駆動するので、操作量 $u(s)$ は近似的には0とみなせる。打抜き時においては、外乱要素である加工荷重 $d(s)$ と釣り合う力として操作量 $u(s)$ が作用しているとみなせる。Fig. 3-3 (b) は Fig. 3-21(b) に示したスライド単体の変位 Z_{fs} を計算するためのブロック線図である。打抜き振動は、加工荷重 $d(s)$ の発生と消滅に起因する現象であるから、 $d(s)$ は Fig. 1-11-1 の加振力 f に該当する。Fig. 3-4 は Fig. 3-3 (c) を汎用数値計算ソフトウェア (MATLAB/Simulink) で計算する際に用いた実際のブロック線図である。

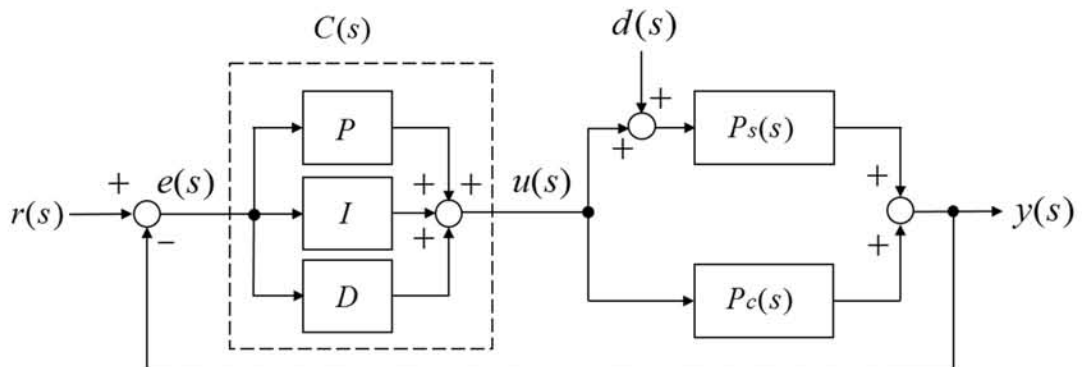


Under the no-load : $u(s) \doteq 0$
 Under the blanking load : $u(s) \doteq d(s)$

(a) Block diagram of crown (Block diagram of structure part)



(b) Block diagram of slide (Block diagram of servo drive part)



(c) Block diagram of screw drive servo press which combined (b) with (a)

Fig. 3-3 Control block diagram of screw drive servo press

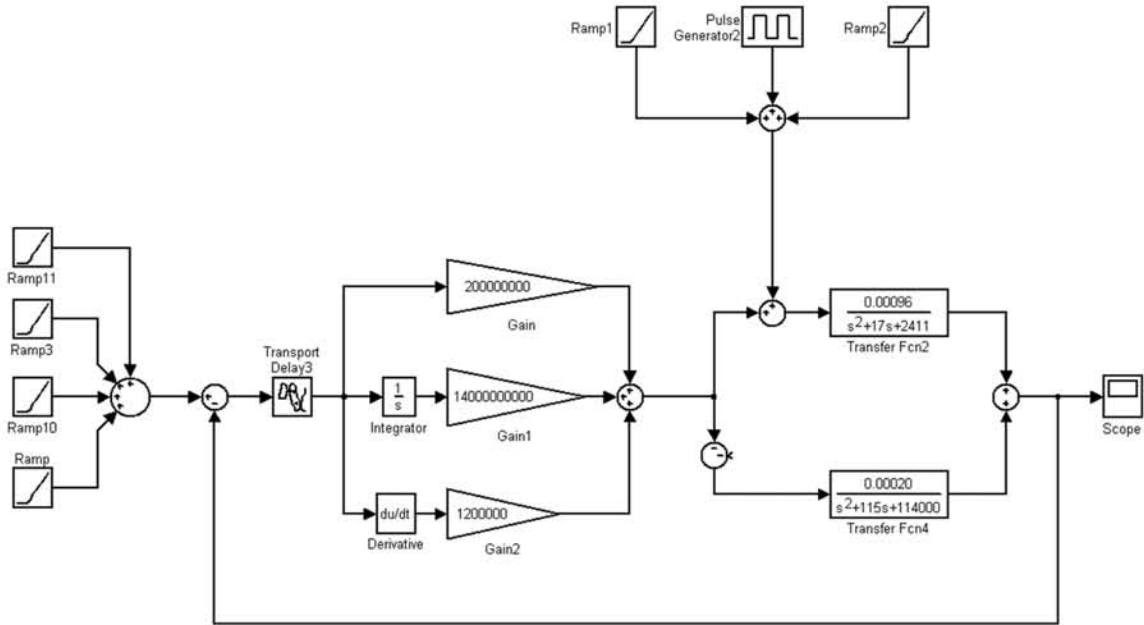


Fig. 3-4 Actual block diagram using MATLAB/Simulink

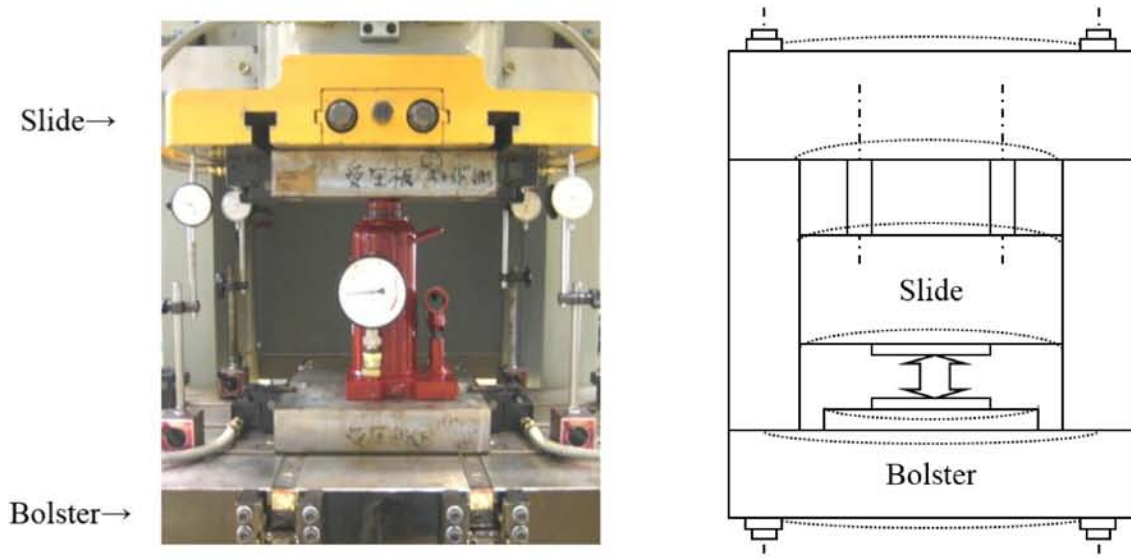
Table 3-1 Specification of simulation parameter for screw drive servo press

Parameter	Value
m_s [kg]	1037
m_c [kg]	5000
k_c [N/m]	570×10^6
k_s [N/m]	2.5×10^6
c_s [N·s/m]	173×10^2
c_c [N·s/m]	574×10^3
k_P	2.0×10^8
k_I	1.4×10^{10}
k_D	1.2×10^6
t_L [ms]	0.5
d [kN]	50, 100, and 150
$P_c(s)$	$0.00020/(s^2+115s+114000)$
$P_s(s)$	$0.00096/(s^2+17s+2411)$

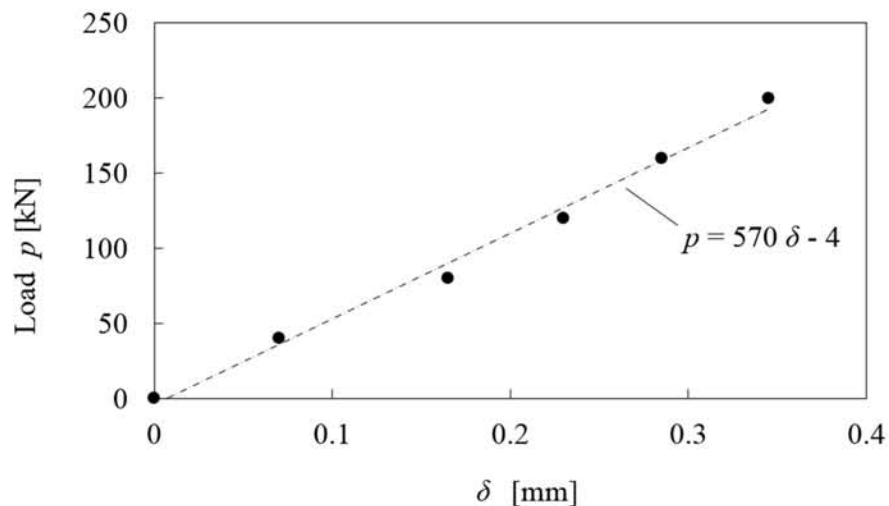
3.2.2 解析条件および解析方法

ここでは、第2章で行った打抜き実験を解析の対象とする。したがって、力学モデルの質量、ばね定数、減衰係数のなどの値は第2章で説明したねじ駆動サーボプレス（以下、実験機）のデータに基づき Table 3-1 に示す値に設定した。スライドの質量 $m_s=1037\text{kg}$ 、クラウンの質量 $m_c=5000\text{kg}$ とした。質量はスライドならびにクラウン部の密度を 7.8 とし、図面寸法から容積を概算し求めた。クラウンのばね定数 k_c は、スライド部を除いた送りねじ部とタイロッドを含めたプレスフレーム全体の値とし $k_c=570\times 10^6\text{N/m}$ とした。 k_c の測定方法および測定値を Fig. 3-5 に示す。スライドのばね定数 k_s は、スライドに固定された打抜き金型の板押えばねの値とし $k_s=2.5\times 10^6\text{N/m}$ とした。減衰係数は打抜き破断時の実験機のスライドの振動減衰波形から、対数減衰率による方法³⁻¹⁾で減衰係数と臨界減衰係数の比である減衰比 $\zeta=0.17$ を求め、スライドとクラウン双方の減衰比とし、これを減衰係数に直し、スライドの減衰係数 $c_s=173\times 10^2\text{N}\cdot\text{s/m}$ とクラウンの減衰係数 $c_c=574\times 10^3\text{N}\cdot\text{s/m}$ を得た。 Fig. 3-3 (c) の破線で囲んでいる制御部は PID 制御とした。ゲイン値は限界感度法³⁻²⁾により比例ゲイン $k_p=2.0\times 10^8$ 、積分ゲイン $k_I=1.4\times 10^{10}$ 、微分ゲイン $k_D=1.2\times 10^6$ とした。ただし、積分ゲイン k_I については、実験機で観察されたスライド位置偏差の解消挙動とほぼ等しくなるようゲイン値を設定した。また、フィードバック信号の検出遅れや制御演算遅れ、サーボモータの機械的時定数などによるむだ時間 t_L は実験機の仕様を参考に 0.5ms とした。目標値 r は、打抜き速度から定まる時間と位置に基づき設定した。打抜き速度は、第2章で破断振動の増大を確認した打抜き速度 $V=15\text{mm/s}$ と破断振動の増大が生じない打抜き速度 $V=0.5\text{mm/s}$ とした。なお、打抜き速度は打抜き破断する直前のスライドの降下速度とする。加工荷重すなわち外乱 d は、後述する実験機での予備実験における加工荷重を近似した波形を入力した。外乱 d の波形の振幅は後述する被加工材の材質ごとの打抜き時の破断荷重に基づき 50kN、100kN、150kN の3条件とした。解析における外乱の入力時間は、パンチが被加工材に接触する時間

から打抜き破断するまでの時間とする。外乱入力時間は、実験機による予備実験の結果に基づき $V=0.5\text{mm/s}$ では 0.2s とし、 $V=15\text{mm/s}$ では 0.05s とした。計算には汎用数値計算ソフトウェア (MATLAB/Simulink) を使い、Fig. 3-4 のブロック線図で制御量 y の時間応答を計算した。ソルバは ode 1 (Euler) を使い、計算の時間刻みは固定ステップの 0.1ms とした。



(a) Measuring method of spring constant.



(b) Spring constant of crown, $k_c = 570 \times 10^6 \text{N/m}$

δ = Displacement of the distance between slide and bolster.

Fig. 3-5 Spring constant of screw drive servo press

3.2.3 解析モデルを構成するモデルの評価

3.2.3.1 機械構造系に起因する変位の解析モデル

解析モデルを打抜き振動の予測に適用するに先立ち、構成要素となる2つのモデルの変位特性をそれぞれ確認した。構成要素となるモデルは、機械構造系に起因する変位の解析モデルと制御系に起因する変位の解析モデルである。Fig. 3-2-1 (a) および Fig. 3-3 (a) に示したクラウン単体の変位 Z_{fc} を求めるための力学モデルと制御モデル（ブロック線図）が、機械構造系に起因する変位の解析モデルである。

まず、この解析モデルに静荷重を加えたときの変位特性を次の方法で確認した。変位 Z_{fc} を Fig. 3-3 (a) のブロック線図にしたがって MATLAB/Simulink で計算し、これを実験機のサーボ系を OFF にした状態で静荷重を加えたときの変位の測定結果である Fig. 3-5 と照合した。Fig. 3-5 の黒丸は実測値であり、破線は実測値から最小二乗法で求めた線である。解析モデルによる計算結果はこの破線とほぼ一致していた。したがって、機械構造系に起因する変位の解析モデルは、実験機に静荷重が加えられたときの変位特性を良く表現している。

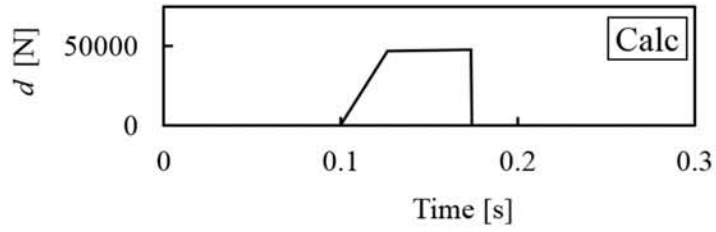
次に、打抜き破断前後の Z_{fc} の変位特性を確認した。そのためには、上記と同様に実験機のサーボ系を OFF にして打抜きを行う必要があるが、それではスライドを動かさない。そこで、代替手段として第2章の Fig. 2-12 (a) で報告したクランクプレスの打抜き時のスライド変位 Z_s のデータを機械構造系に起因する変位の実測値として採用し、これを解析モデルによる Z_{fc} の計算結果と比較した。解析モデルの各パラメータは、3.2.2 項と同じ方法でクランクプレス (OSB-80) のデータに基づき Table 3-2 に示す値に設定した。

Fig. 3-6-1 はクランクプレスの打抜き時のスライド変位の挙動について実験結果と解析結果を比較したものである。(a-1) は設定した外乱 d の波形である。(a-2) は Fig. 3-3 (b) のブロック線図に(a-1)の外乱 $d = u(s)$ として入力した際のクラウン単体の変位 Z_{fc} の計算結果である。(b) は打抜き実験結果であり、クランクプレスで SPC 材を打抜いた際のスライドの軌道

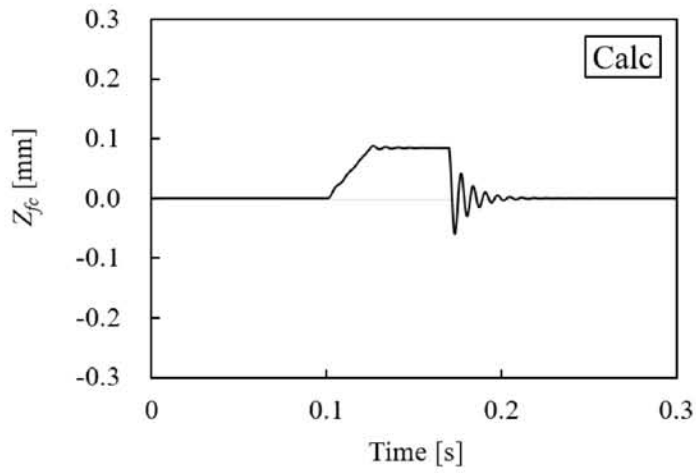
偏差である。軌道偏差は、加工軌道と計画軌道の位置データの差である。解析結果は、実験結果に現れている打抜き開始に伴うスライドの位置偏差ならびに、打抜き破断直後のスライドの急激な降下とその後の振動減衰などの変位挙動をよく予測している。よって、機械構造系に起因する変位の解析モデルは、プレス機械における打抜き破断前後の変位特性を良く表現している判断した。

Table 3-2 Specification of simulation parameter for conventional crank press

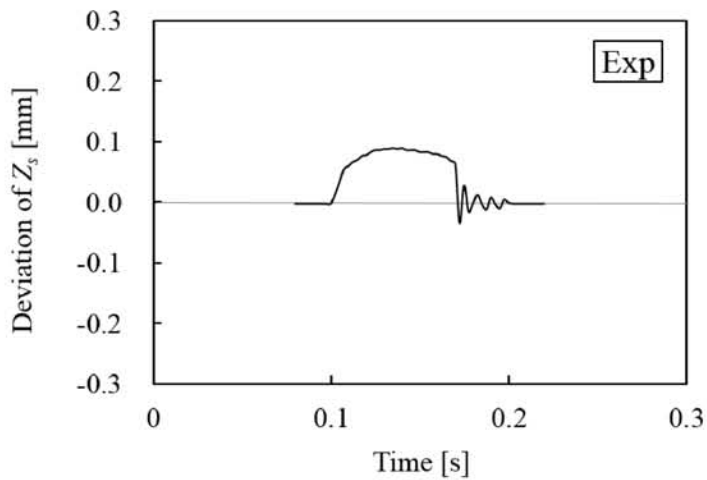
Parameter	Value
m_c [kg]	1500
k_c [N/m]	590×10^6
c_c [N·s/m]	370×10^3
d [kN]	50
$P_c(s)$	$0.00067/(s^2+247s+393333)$



(a-1) Input disturbance d in the calculation ($d = 50\text{kN}$)



(a-2) Z_{fc} in the calculation ($d = 50\text{kN}$)



(b) Deviation of Z_s in the blanking using crank press (SPC $t = 1\text{mm}$, $d = 50\text{kN}$)

Fig. 3-6-1 Comparison of dynamical behavior on the structure part of crank press, where deviation = blanking trajectory – planned trajectory.

3.2.3.2 制御系に起因する変位の解析モデル

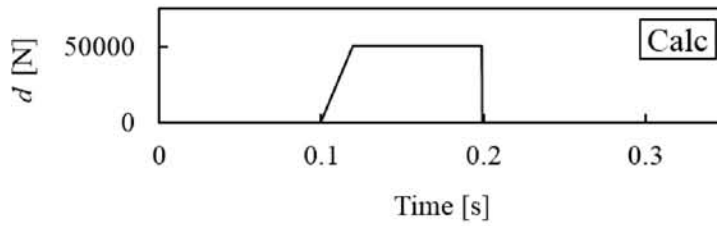
制御に起因する変位の解析モデルの負荷変動時の変位特性を確認するために、実験機と解析モデルそれぞれに荷重の負荷と除荷を行ったときの変位挙動を次の方法で確認した。

サーボ駆動アクチュエータであるスライドは、クラウン部に固定された状態でのみ運動するため力学系と完全に切り離して実験を行うことができない。そこで、代替手段として実験機に定格能力（800kN）の6%の荷重50kNを手動式の油圧ジャッキで負荷と除荷を行い、スライドの変位 Z_s を測定した。この実験結果と Fig. 3-3 (c) のブロック線図によるスライドの変位 Z_s の計算結果を比較した。ブロック線図の各パラメータには実験機（ねじ駆動サーボプレス）のデータ（Table 3-1）を適用した。なお、油圧ジャッキによる負荷に該当する外乱 $d=50\text{kN}$ の波形は手動式油圧ジャッキでの負荷速度を考慮し Fig. 3-6-2 (a-1) に示す波形とし、計算を行った。

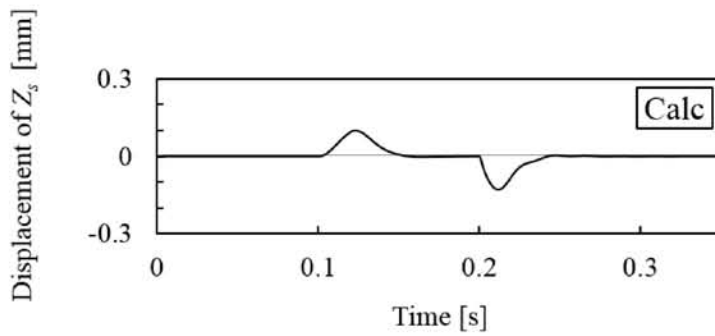
Fig. 3-6-2 (a-2) は解析結果である。負荷開始時刻は0.1sである。負荷開始とともにプラスの位置偏差を生じ、約0.12sでピークを迎えた後に約0.15sで位置偏差は解消されている。これは解析モデルで設定したフィードバック制御の応答遅れによる位置偏差の発生と外乱整定の特性を示している。同様に0.2sでの除荷後は、マイナス側の位置偏差とその後の外乱整定を示している。

Fig. 3-6-2 (b) は実験結果である。負荷開始時刻は約0.1sである。負荷開始とともにプラスの位置偏差を生じ、約0.13sでピークを迎えた後に約0.14sで位置偏差が解消されている。0.2sでの除荷後も同様にマイナスの位置偏差の発生と解消を示している。これは解析結果と同様のフィードバック制御の応答遅れによる位置偏差の発生と外乱整定の特性を示していると考えられる。したがって、制御系に起因する変位の解析モデルは、実験機における負荷時ならびに除荷時の変位特性を十分表現していると判断した。

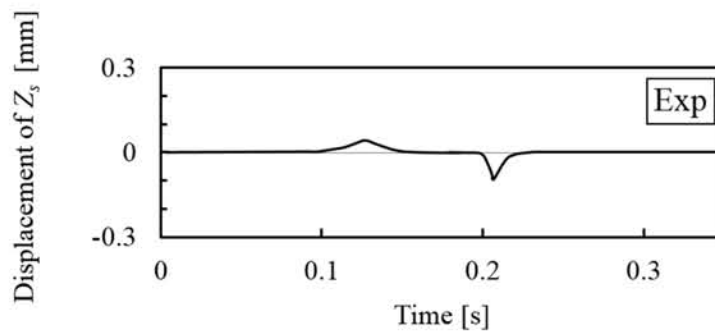
以上より、解析モデルを構成する2つのモデルの変位特性は、ねじ駆動サーボプレス機械構造系に起因する変位と制御系に起因する変位をそれぞれ表現しうると判断した。



(a-1) Input disturbance d in the calculation ($d = 50\text{kN}$)



(a-2) Displacement of Z_s in the calculation ($d=50\text{kN}$)



(b) Displacement of Z_s in the experiment ($d = 50\text{kN}$, using oil jack)

Fig. 3-6-2 Comparison of dynamical behavior on the control part of screw drive servo press

3.2.4 評価のための実験方法

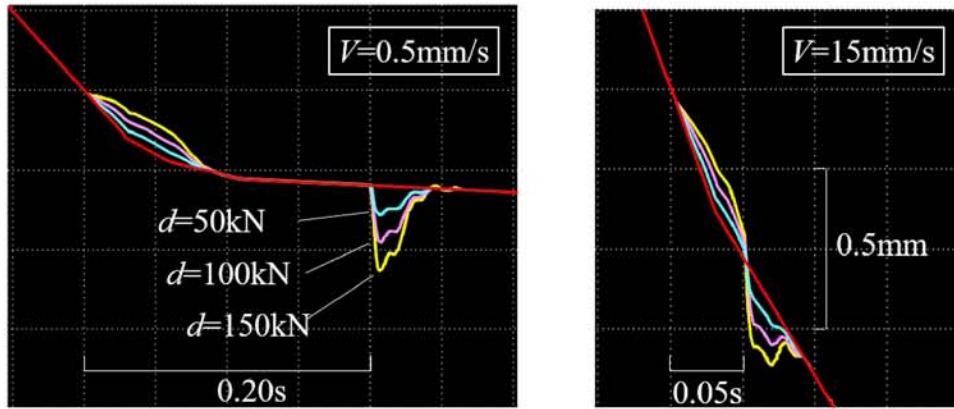
解析結果の評価のために行う打抜き実験は、第2章と同じねじ駆動サーボプレス（以下、実験機）、被加工材、金型および測定装置を用いた。打抜き速度も解析条件と同じ $V=15\text{mm/s}$ と $V=0.5\text{mm/s}$ の2条件とした。

3.3 打抜き振動の解析

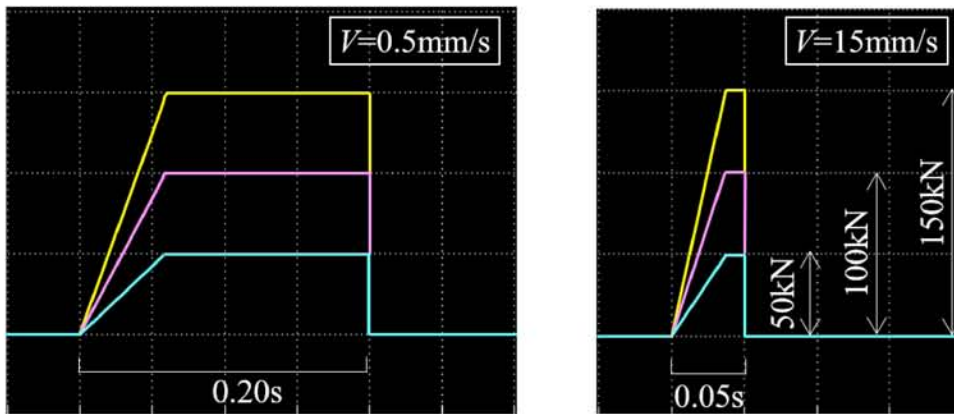
3.3.1 解析結果と実験結果

3.3.1.1 解析結果

スライド変位 Z_s すなわち制御量 y の時間経過についての MATLAB/Simulink による解析結果を Fig. 3-7 に示す。縦軸は加工開始位置からのスライド変位 Z_s である。横軸は経過時間である。外乱値 $d=50\text{kN}$, $d=100\text{kN}$ 並びに $d=150\text{kN}$ の解析結果を重ねて表示している。Fig. 3-8(a) は Fig. 3-7(a) の $d=100\text{kN}$ の解析結果のみを示したものである。縦軸は加工開始位置からのスライド変位 Z_s である。横軸は経過時間である。縦軸と横軸の 0 は加工開始位置と加工開始時間である。左図は $V=0.5\text{mm/s}$, 右図は $V=15\text{mm/s}$ である。外乱 d は、どちらも SUS 材の加工荷重に相当する 100kN である。破線 r は外乱を入力しないときの変位の時間経過である。この変位は、無負荷時（板押しえ力のみが作用）の変位であるので目標値 r の変位とみなす。以後、これを「計画軌道」という。実線 y は外乱を入力したときの変位の時間経過である。これは制御量 y の時間経過を示している。以後、これを「加工軌道」と呼ぶ。 $V=0.5\text{mm/s}$, および $V=15\text{mm/s}$ とともに加工軌道の縦軸の値 $p1$ が外乱入力位置を示し、 $p2$ が外乱解除位置を示す。加工軌道は外乱解除位置 $p2$ を起点に急激な変位を示し、変位の最下位置 $p3$ に達した後、振動を減衰しながら計画軌道に戻っている。また、 $V=0.5\text{mm/s}$ の加工軌道は外乱 d の入力開始により計画軌道に対し偏差を生じるが、約 0.1s 後に偏差は解消されている。これに対し $V=15\text{mm/s}$ の加工軌道では偏差の解消は認められない。

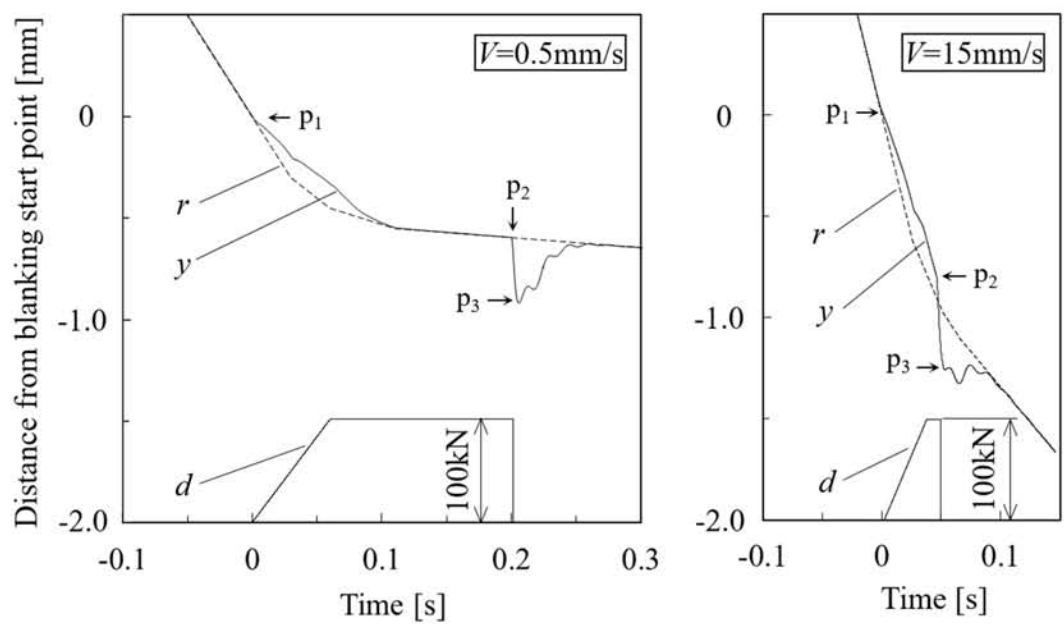


(a) Slide trajectory

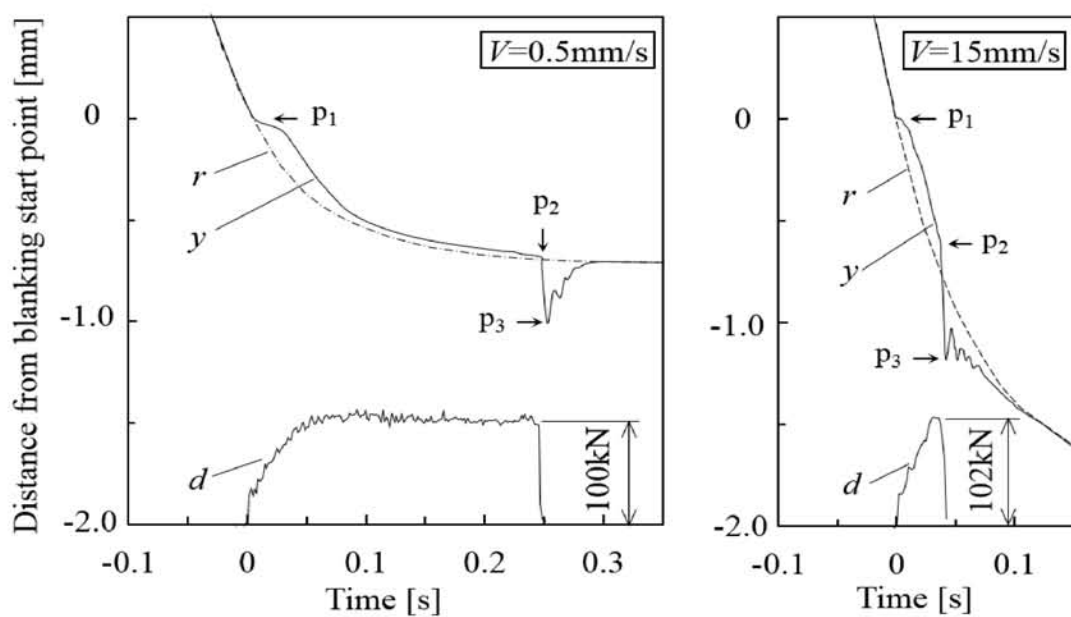


(b) Input disturbance

Fig. 3-7 Outputs data of Calculation using MATLAB/Simulink



(a) Calculation: $d = 100\text{kN}$



(b) Experiment: $d = 100\text{kN}$ (SUS)

Fig. 3-8 Slide trajectory and input disturbance

3.3.1.2 実験結果

実験機での SUS 材 ($d=100\text{kN}$) の打抜きにおけるスライド変位 Z_s の測定結果を Fig. 3-8 (b) に示す。縦軸、横軸は前述 Fig. 3-8 (a)と同じ設定である。向かって左の図は $V=0.5\text{mm/s}$ であり右の図は $V=15\text{mm/s}$ である。外乱 d は加工荷重である。破線 r は金型に被加工材を挿入しない無負荷時の計画軌道を示し、実線 y は打抜き時の加工軌道を示す。 $V=0.5\text{mm/s}$, $V=15\text{mm/s}$ ともに解析結果 Fig. 3-8 (a)と同様に p_1 , p_2 , p_3 が明瞭に認められる。また、 $V=0.5\text{mm/s}$ の加工軌道は外乱 d の開始に伴い計画軌道に対し偏差を生じるが、約 0.1s 後には解消されている。これに対し $V=15\text{mm/s}$ の加工軌道では偏差の解消は認められない。以上の結果は、第 2 章の実験結果を表す Fig. 2-18, Fig. 2-19 に示したように Cu 材, SPC 材, SPFC 材の実験結果においても同様の傾向を示している。

3.3.2 解析結果と実験結果の整合性の検証

打抜き時の加工軌道に現れる位置偏差の発生と解消、外乱解除位置 p_3 での急激な振動には、フレームの弾性変形や制御応答の遅れなどが関係していると考えられる。そこで、打抜き時のスライド挙動のメカニズムを解析データに基づき考察し、解析モデルの妥当性を検証する。

3.3.2.1 外乱入力時のスライド挙動のメカニズム

Fig. 3-9 は打抜き実験結果から得た 4 種類の被加工材の加工軌道と計画軌道の位置データの差をそれぞれ求めたものである。以後、これを軌道偏差と呼ぶ。横軸は外乱開始時間を 0 とする経過時間であり、縦軸は軌道偏差である。被加工材の違いにかかわらず軌道偏差は同様の挙動を示すことがわかる。

Fig. 3-10 は Fig. 3-8 で示した $d=100\text{kN}$ (SUS 材) の解析結果と実験結果双方における軌道偏差である。以下、このデータに基づき考察を進める。図中の Calc は解析結果の軌道偏差を示し、Exp は実験結果の軌道偏差を示す。 $V=0.5\text{mm/s}$ の解析結果の軌道偏差は、外乱入力直後に正の軌道偏差 (以下、オーバーシュート) を生じている。オーバーシュートの発生メカニズムを明確化するために Fig. 3-8 (a) で示した $V=0.5\text{mm/s}$ の解析におけるクラウン単体の変位 Z_{fc} の出力を Fig. 3-11 (a) に示す。横軸は経過時間であり、縦軸はクラウンの初期位置からの変位 Z_{fc} である。 Z_{fc} は外乱 $d=100\text{kN}$ により 0.18mm の変位を示している。これは、後述するようにクラウンの弾性変形量である。実験機のスライドーボルスタ間に油圧ジャッキを設置し 100kN の負荷を加えたときのスライド変位を測定した所、解析結果で得たクラウン単体の変位 $Z_{fc}=0.18\text{mm}$ とほぼ同程度の 0.19mm であった。したがって、Fig. 3-10 の $V=0.5\text{mm/s}$ の解析結果の外乱入力直後に現れるオーバーシュートは、加工荷重によるタイロッドなどの弾性変形に起因するものである。このオーバーシュートは経過時間約 0.1s で解消している。これは制御応答による位置偏差の解消と考えられる。このことを確認するために解析における I 制御器 (以下、積分制御器) の出力結果を Fig. 3-11 (b) に示す。横軸は経過時

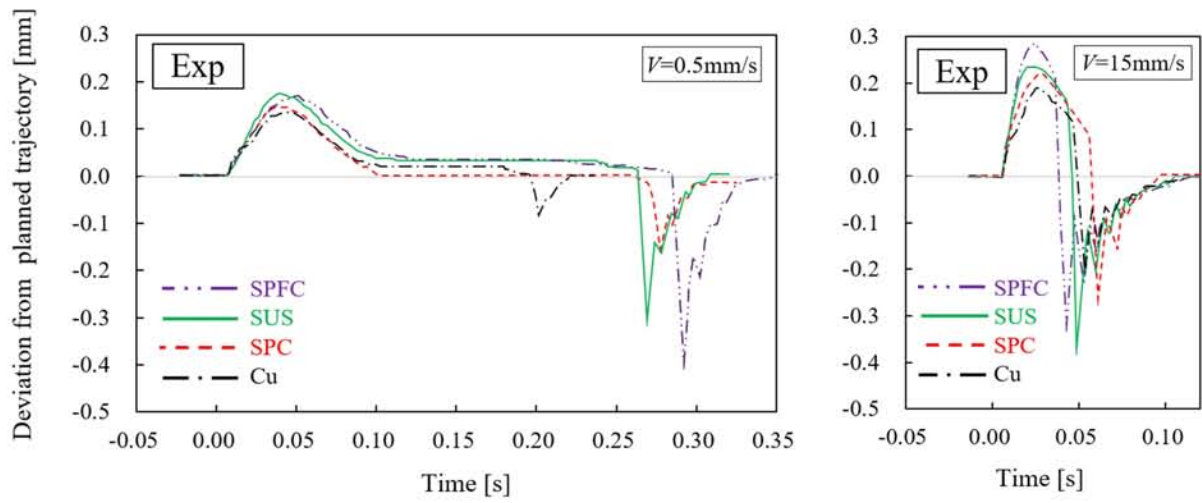


Fig. 3-9 Deviation from planned trajectory in the blanking, where deviation = blanking trajectory – planned trajectory. The blanking trajectory and the planned trajectory are shown in Fig. 3-18 and Fig. 3-19. ($t=1\text{mm}$, $\square 40\text{mm}\times 40\text{mm}$, blanking by screw drive servo press)

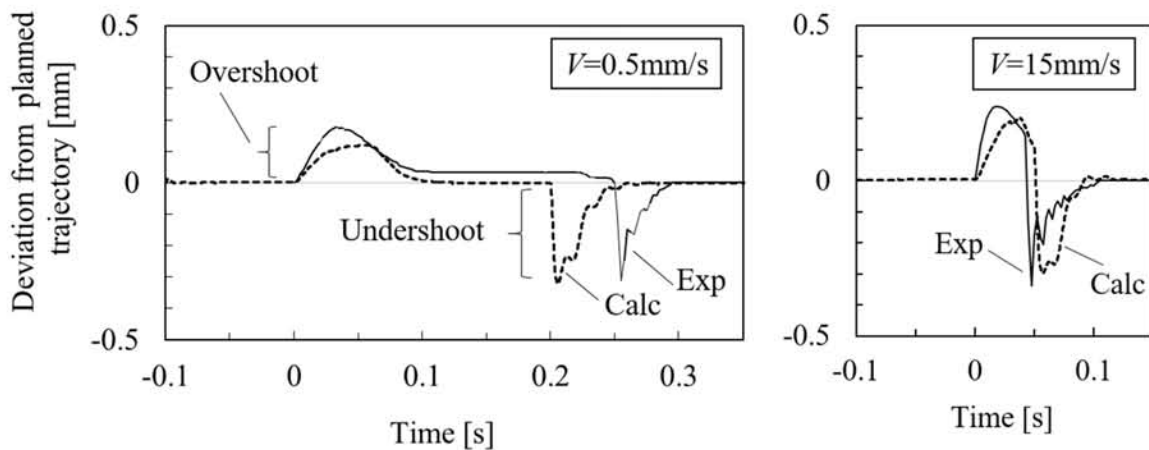
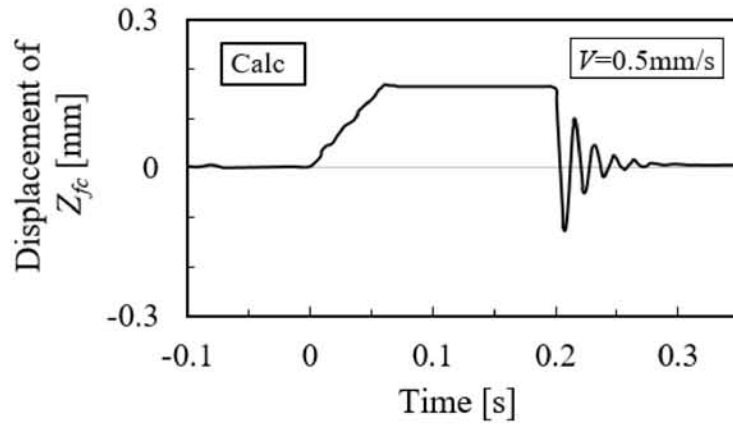


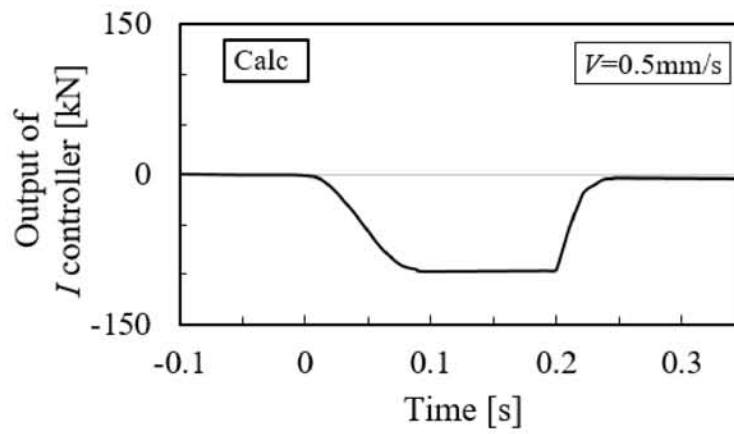
Fig. 3-10 Deviation from planned trajectory in the blanking (SUS, $t=1\text{mm}$, $\square 40\text{mm}\times 40\text{mm}$, blanking by screw drive servo press, $d=100\text{kN}$)

間であり、縦軸は積分制御器からの出力である。積分制御器の出力値は外乱開始とともに徐々に増加し、約 0.1s の時点で外乱 $d=100\text{kN}$ を打ち消す値（ -100kN ）に到達している。この時間は、Fig. 3-10 の $V=0.5\text{mm/s}$ の解析結果のオーバーシュートの解消時間 0.1s と一致している。これらのことから、 $V=0.5\text{mm/s}$ においてオーバーシュートが経過時間 0.1s で解消される現象は、外乱により生じた軌道偏差が制御応答により整定される現象と判断できる。以後、このオーバーシュートの整定時間を t_s とし外乱整定時間と呼ぶ。

以上の考察結果と Fig. 3-10 の $V=0.5\text{mm/s}$ の実験結果の軌道偏差の挙動はほぼ一致している。したがって、実験結果における外乱入力時のスライドの挙動は、加工荷重によるクラウン部の弾性変形によるオーバーシュートの発生と制御応答による外乱整定を示している。



(a) Displacement of Z_{fc} ($d=100\text{kN}$)



(b) Output of I controller ($d=100\text{kN}$)

Fig. 3-11 Displacement of Z_{fc} and output of I controller in the calculation

3.3.2.2 外乱解除時のスライド挙動のメカニズム

Fig. 3-10 の $V=0.5\text{mm/s}$ の解析結果と実験結果は外乱解除に伴い、両者ともに急激な負の軌道偏差(以下、アンダーシュート)を生じ、振動を減衰しながら偏差0の位置に戻っている。両者の破断時間には0.05sの差があるが、これは打抜き時間 t_b (外乱入力時間)が実験結果は0.25sであったのに対して、解析条件は0.2sに設定していたために生じたものである。これによる破断時間のずれを除くと、Fig. 3-10の $V=0.5\text{mm/s}$ の解析結果と実験結果のアンダーシュートの振動波形および振動量は良く一致している。また、解析結果における外乱解除直後のアンダーシュートの振幅量は0.33mmである。これは、前述Fig. 3-11 (a)のクラウン単体の変位 Z_{fc} における外乱解除直後の振動量0.32mmとほぼ一致している。すなわち、解析結果と実験結果に現れている急激なアンダーシュートはクラウンの変位として蓄積された弾性変形が、外乱解除に伴い回復することで生じる振動である。これは、汎用クランクプレスにおける打抜き破断振動がタイロッドなどの弾性変形回復により生じる振動^{3-3), 3-4)}であることと同様の現象である。Fig. 3-10の $V=15\text{mm/s}$ では解析結果、実験結果ともに外乱入力直後のオーバーシュートはみられるものの、外乱整定時間 t_s はみられない。前述の $V=0.5\text{mm/s}$ の考察と同様に解析における積分制御器の出力値を照合したところ、 $V=15\text{mm/s}$ での出力値はFig. 3-11 (b) とほぼ同様の経過を示すが破断時刻が0.05sであるため、出力値が外乱値とつり合う前に外乱解除となっていた。

以上より、解析結果と実験結果の双方で明瞭に現れた外乱解除時の急激なアンダーシュートは、クラウン部の弾性変形回復に伴う振動、すなわち機械構造系の振動に起因していることがわかった。ここで、Fig. 3-8 (a), (b)の外乱解除位置 p_2 から最下位置 p_2 までの鉛直方向の変位量を破断振動量 l_{bt} (Break through distance)とする。また、 $V=15\text{mm/s}$ において外乱整定時間 t_s がみられないのは制御応答が間に合わず、オーバーシュートが整定される前に打抜き破断しているためであることがわかった。

3.3.2.3 打抜き振動の増大現象

Fig. 3-12 に解析結果と実験結果から得た破断荷重と破断振動量 l_{bt} の関係を示す。縦軸は破断振動量であり、横軸は破断荷重である。

外乱整定時間 t_s より長い打抜き時間で破断する $V=0.5\text{mm/s}$ の破断振動量 l_{bt} は、解析結果と実験結果はほぼ一致している。さらに、最小二乗法で求めた $V=0.5\text{mm/s}$ の実線は原点近傍を通過している。これは、 $V=0.5\text{mm/s}$ の破断振動量 l_{bt} が前述したようにタイロッドなどの弾性変形回復に伴うものであることを示している。

外乱整定時間 t_s より短い打抜き時間で破断する $V=15\text{mm/s}$ の破断振動量 l_{bt} は、解析結果、実験結果ともに $V=0.5\text{mm/s}$ より明らかに大きな値を示している。これは、第2章でその存在を明らかにした打抜き振動の増大現象³⁻⁵⁾を示している。この振動増大は、Fig. 3-9 および Fig. 3-10 の $V=15\text{mm/s}$ のデータから明らかのように、オーバーシュートとアンダーシュートが一体化した結果である。

以上の結果と考察により、設定した解析モデルは、打抜き時のねじ駆動サーボプレスのスライドの制御応答と振動を十分良く予測している。なお、この結果は第2章でも述べたように適正クリアランスにおける破断すなわち、破断荷重はほぼ垂直に降下するという打抜き条件でのものである。

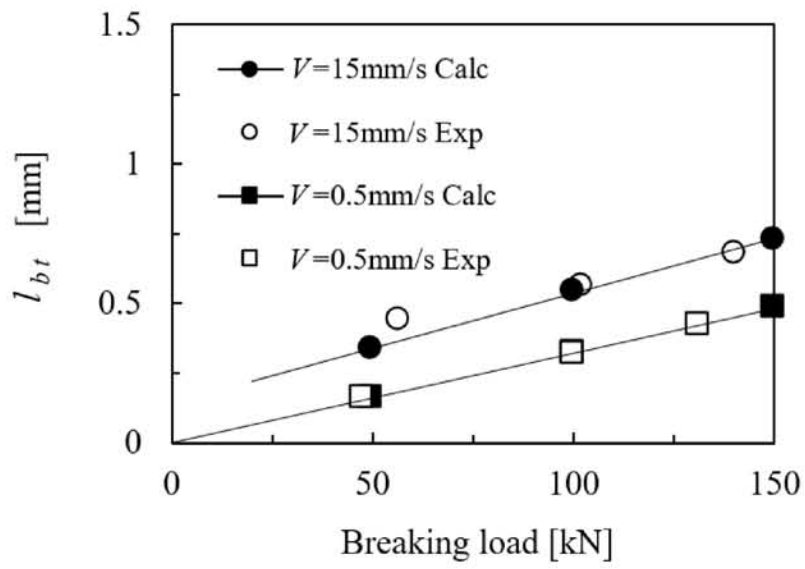


Fig. 3-12 Relation between breaking load and break through distance l_{bt} in the blanking

3.4 振動増大回避のための最適打抜き時間の予測

3.4.1 解析モデルによる予測

破断振動の増大を生じている $V=15\text{mm/s}$ では、外乱整定時間 t_s より短い時間で破断している。この場合、Fig. 3-7 から明らかなように破断時のスライド位置はオーバーシュート側にある。スライド位置がオーバーシュート側にある間、制御系からはこの偏差を解消するための操作量 u (スライド推力) がスライドに作用する。これとは別に、プレスフレームやタイロッドなどの機械構造部からは弾性変形回復力がスライドに作用し、破断振動を生じる。したがって、外乱整定時間 t_s より短い時間で破断した場合の破断振動量 l_{bt} は、オーバーシュートとアンダーシュートが一体化した形で現れる。そこで、Fig. 3-7 (a) で示した解析における打抜き時間 t_b (外乱入力時間) を、外乱整定時間 $t_s=0.1\text{s}$ より短い 0.05s から t_s より十分に長い 0.3s まで段階的に変えて、それぞれの破断振動量 l_{bt} の予測値を計算した。なお、 t_b を長くするために打抜き速度を $V=15\text{mm/s}$ から $V=9\text{mm/s}$, $V=2\text{mm/s}$, $V=0.6\text{mm/s}$, $V=0.5\text{mm/s}$, $V=0.4\text{mm/s}$ へと変えている。その他は Fig. 3-7 (a) と同じ条件で計算している。その結果を Fig. 3-13 に示す。横軸は外乱入力時間 t_b (打抜き時間) であり、縦軸は破断振動量 l_{bt} である。外乱解除に伴う加工軌道の破断振動量 l_{bt} のうちオーバーシュート側の振動量を白塗りで示し、アンダーシュート側の振動量を黒塗りで示している。各条件における打抜き速度 t_b は引き出し線で示している。 t_b が外乱整定時間 $t_s=0.1\text{s}$ より長い条件では、振動の増大はみられない。 t_b が t_s より短い条件では、破断振動量 l_{bt} にオーバーシュートが加算されるため振動増大となっている。すなわち、外乱整定時間 t_s が破断振動増大の境界点であることを示している。したがって、解析結果から予測される最適打抜き時間は打抜き時間 $t_b = \text{外乱整定時間 } t_s$ である。Fig. 3-14 は上記に用いた解析結果のデータである。

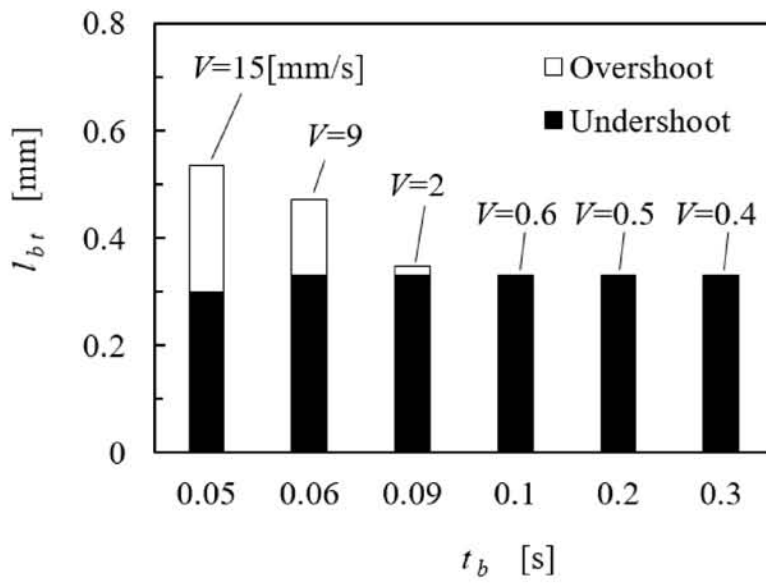


Fig. 3-13 Relation between input disturbance time t_b and breakthrough distance l_{bt} in the calculation ($d=100\text{kN}$)

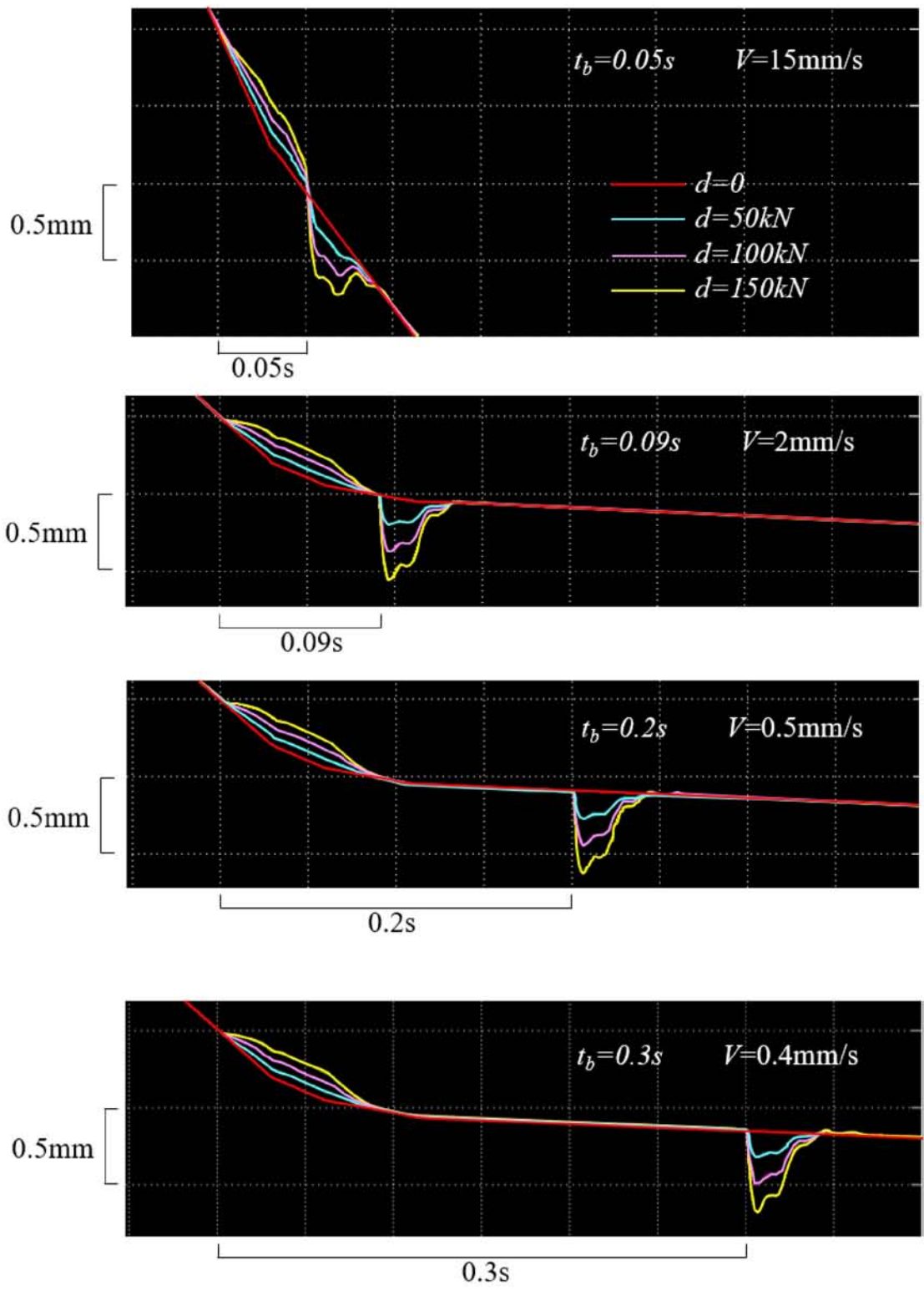


Fig. 3-14 Calculation result of slide trajectory in each input disturbance time t_b

3.4.2 最適打抜き時間の実証

解析結果から得られた最適打抜き時間を確認するために行った実証実験の結果を Fig. 3-15 に示す。実証実験は第 2 章の実験方法と同様に実施した。横軸が打抜き時間 t_b (外乱入力時間) であり、縦軸が破断振動量 l_{bt} である。 t_b の設定は、ダイハイトと打抜き速度の調整により行った。そして、予備打抜きにより計画軌道と加工軌道を照合し t_b を決定した。Calc は解析結果を示し、Exp は実証実験結果を示す。 t_b の変化に伴う破断振動量 l_{bt} の変化は解析結果、実証実験結果ともに同様の傾向を示している。さらに実証実験結果は、解析を行った $d=100\text{kN}$ と $d=150\text{kN}$ から予測された l_{bt} の範囲内にあることが確認できた。すなわち、打抜き時間 t_b が外乱整定時間 $t_s=0.1\text{s}$ より短い場合は、破断振動が増大する。これに対し、打抜き時間 t_b が外乱整定時間 t_s より長い場合は、破断振動の増大は生じない。したがって、生産性を維持しつつ破断振動の増大を回避するための最適打抜き時間は、 $t_b=t_s$ である。Fig. 3-16 は Fig. 3-15 で示した $d=100\text{kN}$ (SUS304) の打抜き実験のデータである。

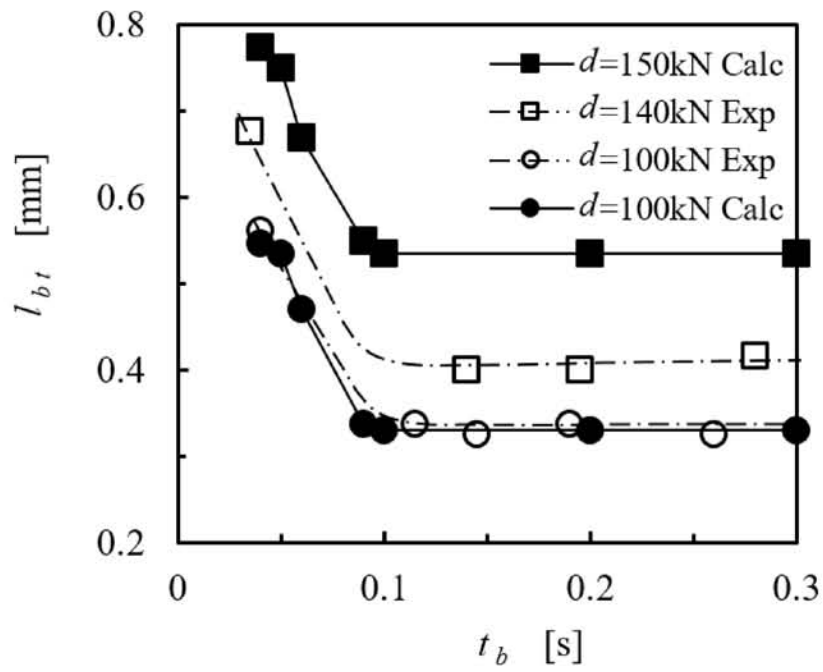


Fig. 3-15 Relation between input disturbance time t_b and break through distance l_{bt}

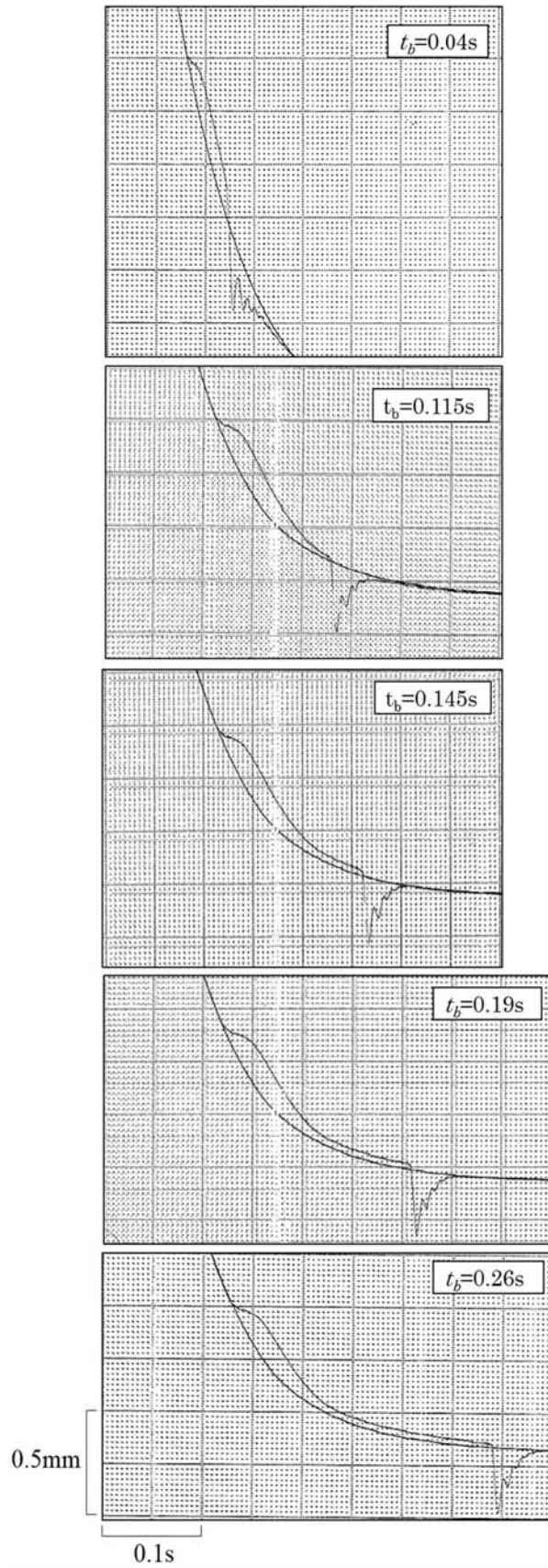


Fig. 3-16 Experiment data of slide trajectory in each input disturbance time t_b .

(SUS, $t = 1mm$, $\square 40mm \times 40mm$, blanking by screw drive servo press)

3.4.3 最適打抜き時間の効果

3.4.3.1 破断振動量の低減

Fig. 3-17に破断振動の増大が生じる条件である $V=15\text{mm/s}$ での打抜きを最適打抜き時間での打抜きに変更した場合の破断振動量 l_{bt} の低減率と騒音の低減値を示す。最適打抜き時間のデータとしては、破断振動の増大を生じない条件である外乱整定後に破断している $V=0.5\text{mm/s}$ での実験結果を用いた。 l_{bt} の低減率は $V=15\text{mm/s}$ と $V=0.5\text{mm/s}$ の l_{bt} の差を $V=15\text{mm/s}$ での l_{bt} で除したものである。騒音の低減値は $V=15\text{mm/s}$ と $V=0.5\text{mm/s}$ の騒音値の差である。 l_{bt} の低減率は破断荷重が最も小さい Cu 材が最大であり、破断荷重が最も大きい SPFC 材が最小となっている。これは、Fig. 3-12において $V=15\text{mm/s}$ での破断振動の増大量が破断荷重に関係なくほぼ一定であることと関係している。すなわち $V=15\text{mm/s}$ の l_{bt} に占める振動増大量の割合は Cu 材が最大であり、SPFC 材が最小となることが Fig. 3-12 から読み取れる。このことが、破断振動の増大が生じないように打抜き時間を最適化した場合に、被加工材の違いにより l_{bt} の低減率に差が生じる原因である。また、騒音の低減値は l_{bt} の低減率とほぼ同様の傾向を示している。打抜き時間の最適化 ($V=0.5\text{mm/s}$ への変更) により騒音値は Cu 材が 88dB から 72dB に、SPC 材が 90dB から 78dB に、SUS 材が 99dB から 90dB に、SPFC 材が 104dB から 96dB に低減している。これまで、ねじ駆動サーボプレスで打抜き用のスライドモーションの評価を騒音値で行った場合、高強度材における騒音低減の効果が明確でなかった^{3-6), 3-7)}のは、高強度材 (SUS 材, SPFC 材) では最適打抜き時間でも 90dB 以上の騒音値であることが影響していると考えられる。今回、最適打抜き時間の効果を l_{bt} で評価することにより、Cu 材や SPC 材に比べると効果は縮小するものの、高強度材においても一定の効果があることが確認できた。

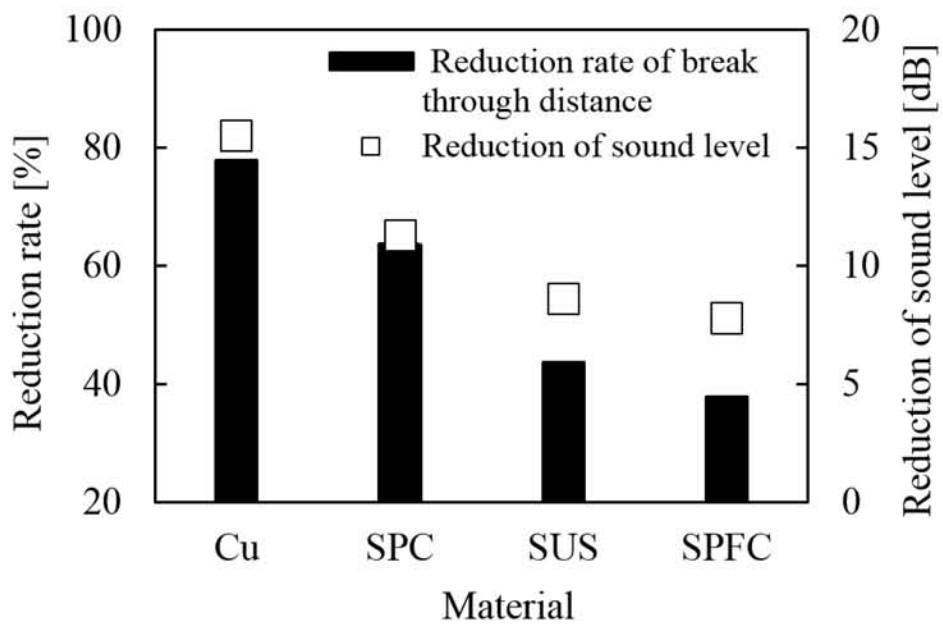


Fig. 3-17 Effect of the optimization of blanking condition

(Before optimization: $V=15\text{mm/s}$, after optimization: $V=0.5\text{mm/s}$)

3.4.3.2 消費電力の低減

打抜き加工で、もともと破断振動の増大を生じない低速度での打抜きを採用している場合の最適打抜き時間の効果を消費電力の面で考察する。破断振動の増大を生じない条件である Fig. 3-7 (b)の $V=0.5\text{mm/s}$ での SUS 材の打抜き、すなわち打抜き時間 0.25s で作業していると仮定する。これを条件の最適化により打抜き時間 0.1s に短縮したときの力積（加工荷重の時間積分）の低減率は 68% である。力積の低減率は、打抜き時間の短縮に伴う力積の低減値を短縮前の値で除したものである。力積は Fig. 3-8 (b)の外乱 d すなわち加工荷重-時間線図から求めた。力積の低減はサーボモータの消費電力の低減を意味する。したがって、すでに破断振動の増大を生じない低速度での打抜きを採用している場合においても、打抜き時間 t_b =外乱整定時間 t_s となるように打抜き時間を最適化すれば、打抜きに要する消費電力ならびに打抜き時間を最小化できる。

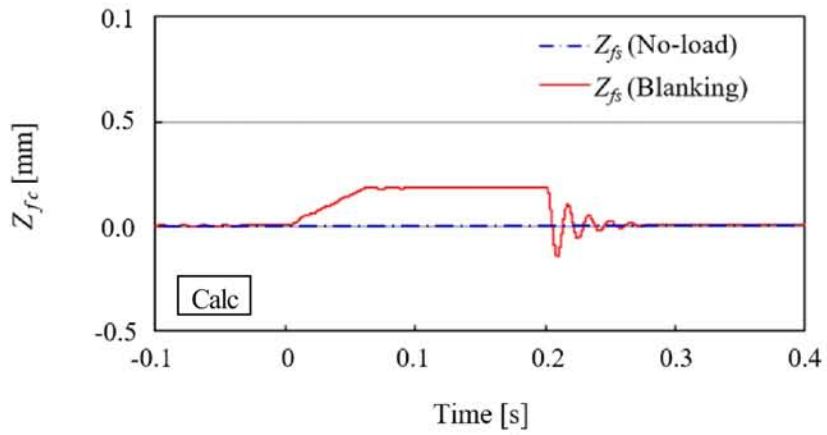
3.5 打抜き振動メカニズム - スライドの変位挙動と破断振動量の影響因子 -

3.5.1 解析モデルが明らかにしたスライドの変位挙動

3.3節および3.4節の結果より本研究で構築した解析モデルによるシミュレーション結果は、実際の打抜き時の変位挙動を良く表現していることが確認された。したがって、解析モデル構築時に設定したスライド変位に関する次の仮定「ねじ駆動サーボプレスでの打抜き時におけるスライド部の変位は、クラウン単体の変位 Z_{fc} すなわち機械構造系に起因する変位に、スライド単体の変位 Z_{fs} すなわち制御系に起因する変位が線形に加算された形で現れる。」は妥当であると判断した。

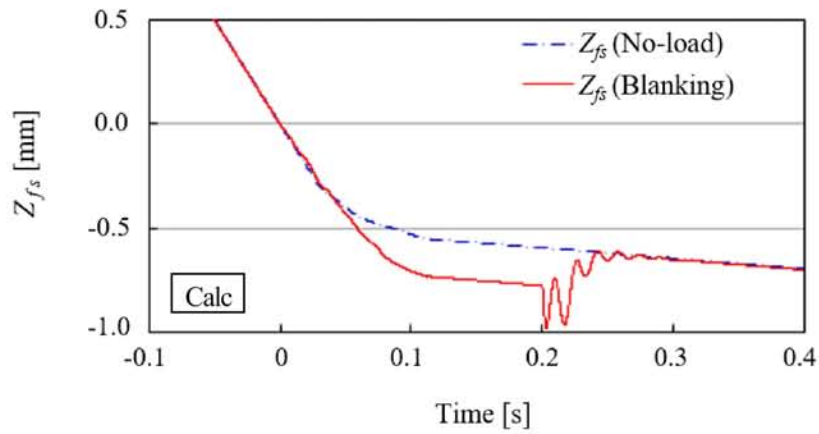
Fig. 3-18 は上記の関係を示す例である。これは Fig. 3-8 (a) に示したねじ駆動サーボプレスによる $V=0.5/\text{mms}$ での打抜きにおける解析結果であるスライドの変位 Z_s と、その変位の構成要素となっているクラウン単体の変位 Z_{fc} とスライド単体の変位 Z_{fs} との関係を示したものである。(a) は Z_{fc} の時間経過であり、これは機械構造系の弾性変形に起因する振動を示している。(b) は Z_{fs} の時間経過であり、これは制御系に起因する振動を示している。(c) は Z_{fc} と Z_{fs} の和で求められる Z_s の時間経過である。この解析結果は、実際の打抜き結果として前述した Fig. 3-8 (b) の $V=0.5\text{mm/s}$ のデータと良く一致しており、スライドの変位が Z_{fc} と Z_{fs} の和で現れることを証明している。

これらより本解析モデルは、打抜き時にサーボプレスに作用する力とそれに伴うスライド部とクラウン部の変位を十分正確に表現することが確認された。そして、解析結果と実験結果の照合から、ねじ駆動サーボプレスの打抜き破断振動は、クラウン部すなわち機械構造系に起因する変位挙動とスライド部すなわち制御系に起因する変位挙動の和として現れることが解明された。



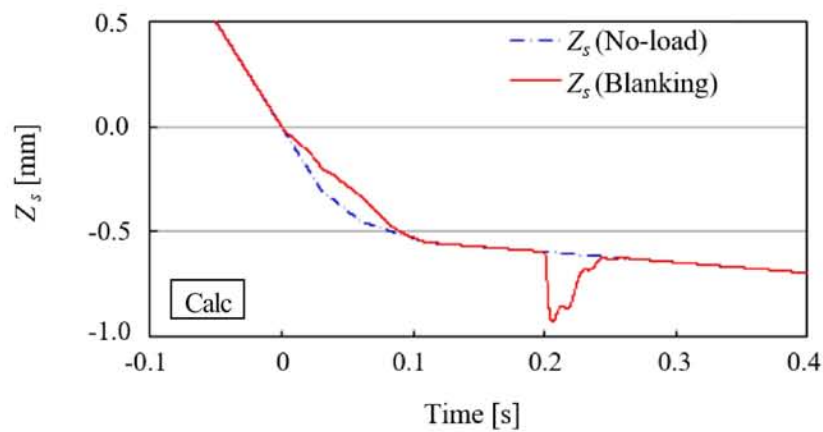
(a) Displacement of Z_{fc}

Z_{fc} is related with vibration of mechanical system



(b) Displacement of Z_{fs}

Z_{fs} is related with vibration of control system



(c) Displacement of Z_s ($Z_s = Z_{fc} + Z_{fs}$)

Fig. 3-18 Relation between Z_s and Z_{fc} , Z_{fs} in calculation ($V=0.5\text{mm/s}$, $d=100\text{kN}$)

3.5.2 打抜き破断振動量の影響因子

第2章で述べたように、ねじ駆動サーボプレスの打抜き破断振動量 l_{bt} は次の3つで構成されている。計画降下量すなわちスライドの速度に起因するスライド降下量、機械構造系に起因する破断時の振動量、および制御系に起因する破断時の振動量である。

このうち計画降下量は、破断直前のスライド速度による等速運動の結果として予測することができる。したがって、計画降下量に起因する破断時の振動量への影響因子は破断直前のスライド速度である。

機械構造系に起因する破断時の振動量は、クラウン単体の変位すなわち機械構造系に起因する変位 Z_{fc} から予測することができる。この振動量は破断直後の弾性変形回復に伴う振動の振幅である。この振幅は破断直前のクラウン部の変位とその変位が弾性回復する際の減衰特性で定まる。破断直前の変位は、クラウン部に作用している力（破断荷重）とクラウン部のばね項から定まる。したがって、機械構造系に起因する振動量への主要な影響因子は、破断荷重ならびにクラウン部の運動方程式 (3) のばね項 k_c 、減衰項 c_c である。また、クラウン部の振動とスライド部の振動の共振が問題となる場合には、両者の固有振動数が影響するので、上記に加えてクラウン部とスライド部の質量項である m_c と m_s も影響因子となる。共振現象については、たとえば Fig. 3-8 (a) の $V=15\text{mm/s}$ の解析結果では破断直後の p2-p3 間が最大振幅を示しているが、p3の次の第2波の振幅も比較的大きい波形を示している。これは、解析モデルではクラウン部の振動とスライド部の振動がこの部分で共振に近い状態になっていることを示している。実験機における実際の破断振動、すなわち Fig. 3-8 (b) の $V=15\text{mm/s}$ の実験結果では、共振は認められない。これは、本解析モデルのパラメータは改良の余地があることを意味している。同時に、本解析モデルは共振現象の予測を行い得ると考えられるが、このことに関して実験による確認は取っていない。打抜き破断振動における共振現象の予測は、今後の検討テーマの一つである。

制御系に起因する破断時の振動量は、打抜き破断の瞬間のスライドの位置偏差 e の状態により異なる。スライドの位置偏差 e は加工軌道と計画軌道の差である。スライドの位置偏差 e の状態は $e=0$, $e>0$, $e<0$ の3つがある。

破断時にスライドの位置偏差 e が0の場合は、制御系の影響は認められず、機械構造系に起因する破断振動量のみとなる。これは、第2章、第3章で示した外乱整定時間以後に打抜き破断する条件がこれに該当する。

破断時にスライドの位置偏差 e が正の場合は、機械構造系に起因する破断時の振動量にスライド位置のオーバーシュート量が加算される。これは、オーバーシュートが生じている場合、破断後は e が負に転じる時刻まで操作量 u はスライドを降下させるように作用し続けるためである。Fig. 3-13の外乱整定時間 $t_s=0.1s$ より短い時間で破断する条件がこれに該当し、破断振動の増大現象を招く。オーバーシュートは制御応答遅れにより生じる正のスライド位置偏差であり、制御系に起因する破断時の振動量となる。

破断時にスライドの位置偏差 e が負の場合は、通常の打抜きでは観察されない。しかし、なんらかの方法で打抜き破断の瞬間もしくは直前に e を負にすることができれば、操作量 u を反転できるので、機械構造系に起因する破断時の振動量を縮小できると考えられる。第4章では、この点に関する検討を行う。

3.6 結言

ねじ駆動サーボプレスの打抜き振動に関して、解析モデルに基づく理論的検討ならびに打抜き実験による検証結果から得た結論を以下に示す³⁻⁸⁾。

- (1) 設定した解析モデルは、打抜き時にサーボプレスに作用する力とそれに伴うクラウン部、スライド部の変位を十分正確に表現することが確認された。
- (2) 打抜き破断振動は、クラウン部すなわち機械構造系に起因する変位挙動とスライド部すなわち制御系に起因する変位挙動の和として現れることが解明された。
- (3) 機械構造系に起因する破断時の振動量の主要な影響因子は、破断荷重ならびにクラウン部の運動方程式のばね項 k_c 、減衰項 c_c である。
- (4) 制御系に起因する破断時の振動量の影響因子は、打抜き破断の瞬間のスライドの位置偏差 e の状態により異なる。破断時のスライドの位置偏差 e の状態は $e = 0$ 、 $e > 0$ 、 $e < 0$ の3つがある。 $e = 0$ で破断した場合は、機械構造系に起因する破断時の振動量のみとなる。 $e > 0$ で破断した場合、機械構造系に起因する破断時の振動量にスライド位置のオーバーシュート量が加算され打抜き破断振動の増大となる。
- (5) 外乱整定時間 t_s は、破断時のスライドの位置偏差 e が $e > 0$ から $e = 0$ に変わる時間であり、打抜き破断振動の増大の境界点である。打抜き時間 $t_b = t_s$ となるようにスライドの位置と速度を調整し打抜くことにより、生産性をある程度維持しつつ破断振動量 l_{br} を最小にすることができる。同時にこの条件は、すでに破断振動の増大を生じない低速度での打抜きを採用していた場合においても消費電力と打抜き時間を最小にすることができる条件である。

第3章 参考文献

- 3-1) 入江敏博：機械振動学通論，朝倉書店，(1981)，pp.27-28.
- 3-2) 川田昌克・西岡勝博：MATLAB/Simulink によるわかりやすい制御工学，森北出版，(2001)，pp.89-91.
- 3-3) 青井一喜：プレス騒音，塑性と加工，Vol.22，No.251，(1981)，pp.1188-1193.
- 3-4) 初鹿野寛一・佐野利男・松野建一：プレス機械の動的特性（I）－多点同時測定装置による計測－，機械技術研究所所報，Vol.42，No.1，(1988)，pp.27-37.
- 3-5) 村上智広・楊明・來住裕：ねじ駆動サーボプレスにおける打抜き振動の増大現象の解明，塑性と加工，Vol.56，No.651，(2015)，pp.305-310.
- 3-6) 村上智広：公共職業能力開発施設における訓練および調査研究，プレス技術，Vol.41，No.4，(2003)，pp.28-33.
- 3-7) 村上智広：基本を理解しスキルアップ!絵ときプレス現場の観察ノート，日刊工業新聞社，(2010)，pp.93-94.
- 3-8) 村上智広・楊明・來住裕・森茂樹・櫻井光広・藤野栄一：ねじ駆動サーボプレスの打抜き振動解析と振動抑制のための最適条件予測，塑性と加工，Vol.57，No.663，(2016)，pp.353-358.

第4章

クランクサーボプレス
の打抜き振動解析と
その能動的振動制御による
打抜き振動の低減

4.1 緒言

第3章では打抜き振動解析と打抜き実験の結果から破断振動増大のメカニズムを明らかにし、これを回避するための最適打抜き時間を明らかにした。ただし、これは打抜き振動そのものを低減するものではない。

振動を低減する方法としては能動的振動制御法がある。この方法の鍛圧機械への適用例として、田中・菊島⁴¹⁾らはハンマを自由落下させた時の衝撃振動を測定する実験装置に制振装置（サーボダンパ）を組み込むことにより振動低減が可能であることを示した。同様の研究として、油圧ユニット⁴²⁾や電磁ダンパ⁴³⁾を制振装置として打抜き振動を低減する研究がある。しかし、制振装置の追加は生産システムの複雑化や高価格化を招くため、一般的なものにはなっていない。

一方、近年ではサーボプレスを用いた打抜き振動の低減事例が紹介されている。その方法は低速度での打抜き⁴⁴⁾やスライド運動に低周波の振動を継続的に付加した打抜き^{45), 46)}などである。しかし、これらの方法は加工時間が長くなる。このため、加工時間を損なわず、しかも制振装置を必要としない打抜き振動の低減法が求められている。そこで、本章ではサーボプレスのスライドモーション設計機能を用いてスライドの打抜き振動を能動的に制御し、打抜き振動を低減する手法を検討した。

実験機の選定にあたっては、前章までのねじ駆動サーボプレス（セミ・クローズド・ループ制御のサーボプレス）に関する解明結果を普及量の多いセミ・クローズド・ループ制御のサーボプレスに適用することを意図した。具体的には、加速特性に優れたサーボモータを搭載したクランク駆動式のサーボプレス（以下、クランクサーボプレス）を用いた。はじめに、クランクサーボプレスの打抜き振動挙動をモデル解析と実験結果から明らかにした。次に、その結果に基づき、予見制御によりスライドの能動的振動制御を行った場合のスライドの打抜き振動について解析結果と実験結果を示し、振動低減の効果を確認した。

4.2 クランクサーボプレスの打抜き振動解析

4.2.1 解析モデル

解析対象とするクランクサーボプレスの構造を Fig. 4-2 に示す. 解析モデルは力学モデルと制御モデルからなる. 以下, 解析モデルで用いる記号は記号一覧にしたがう. クランクプレスはサーボモータの回転をクランク軸に伝達しスライドを上下に駆動して位置や速度を制御する構造である. スライドはコネクティングロッドとクランク軸を介してクラウンに連結されている. このためフレームの伸びなどによりクラウンに変位が生じた場合, スライドも変位する.

筆者らは第3章で, ねじ駆動サーボプレスの打抜き振動解析モデルについて述べた. ねじ駆動機構とクランク機構とでは機械的な構造は異なるが, 両機構とも制御系からのモータ出力によりスライドを上下に運動させていることから, 力学的には同一の運動機構とみなした. したがって, クランクサーボプレスの力学モデルは第3章と同一のもの (3.2.1 項 Fig. 3-2-2) を適用する. 同様に Z_s を Z_{fs} と Z_{fc} の和で求める式およびスライドとクラウンの運動方程式も第3章と同一のもの (3.2.1.2 項 式 (1), 式 (2) および式 (3)) を適用する.

Fig. 4-2 と Fig. 3-2 および式 (1) に基づき設定したスライド変位 ($Z_s=y$) の制御モデル(以下, ブロック線図) を Fig. 4-3 に示す. このブロック線図の各記号の定義は, 第3章 (ねじ駆動サーボプレスの制御モデル) と同じであるが, フィードバックの分岐点異なる. Fig. 4-3 の一点鎖線はねじ駆動サーボプレスにおけるフィードバックの分岐を示し, 実線はクランクサーボプレスにおけるフィードバックの分岐を示す. クランクサーボプレスでは $P_c(s)$ の出力, すなわちクラウン部の変位は制御対象になっていない. これはクランクサーボプレスが Fig. 4-2 に示すように, スライド位置は測定せずサーボモータの回転軸の角度情報をスライド位置とみなして制御しているからである. ここでは, この方式をセミ・クローズド・ループ制御という. これに対して, ねじ駆動サーボプレスはフレーム基礎部などを基点とするスラ

イド位置の測定結果に基づくフル・クローズド・ループ制御である。以上より、本章で設定したクランクサーボプレスの解析モデルは、第2章で設定したねじ駆動サーボプレスの解析モデルと力学モデルは同一であるが、制御モデルは異なるものである。Fig. 4-4は計算に用いた MATLAB/Simulink で設定したブロック線図を示す。クランクサーボプレスの解析モデルの妥当性については後述する。

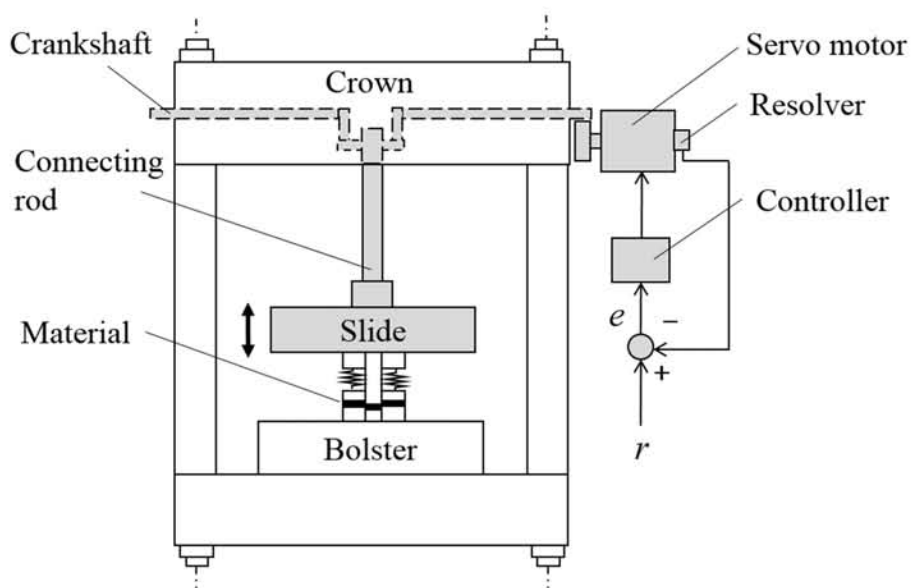


Fig. 4-2 Mechanism model of crank servo press

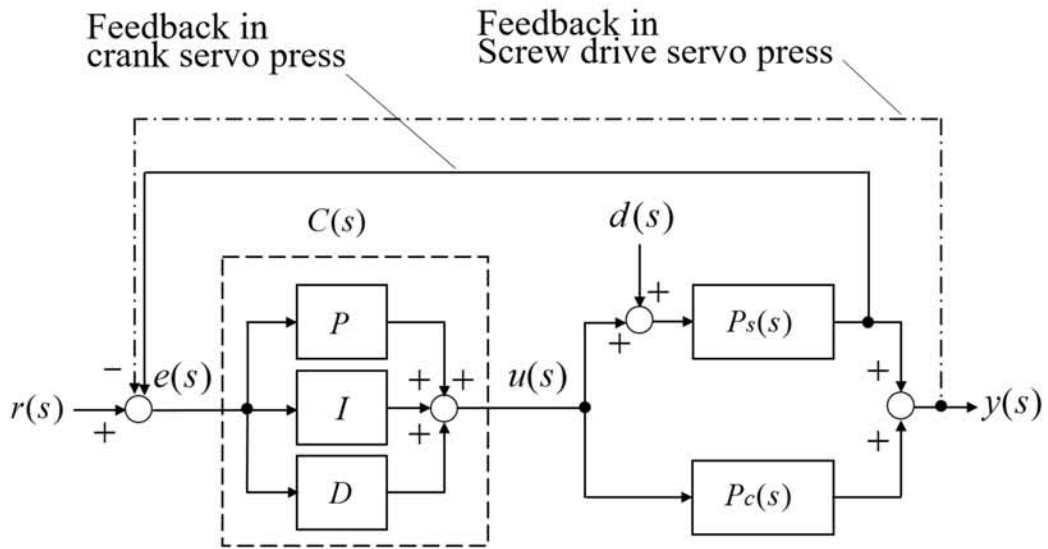


Fig. 4-3 Block diagram of control system model for crank servo press

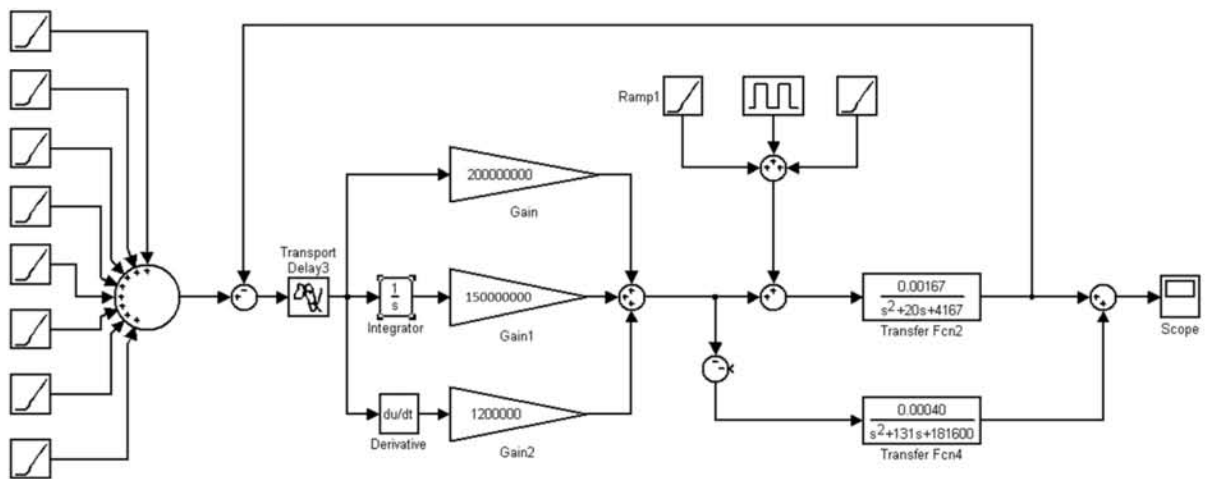


Fig. 4-4 Actual block diagram using MATLAB/Simulink

4.2.2 解析条件

解析モデルの各パラメータは第3章と同じ方法で、後述する実験機のデータに基づき設定した。各パラメータの設定値を Table 4-1 に示す。減衰係数は打抜き破断時の実験機のスライドの振動減衰波形から、対数減衰率による方法で減衰係数と臨界減衰係数の比である減衰比 $\zeta=0.15$ を求め、スライドとクラウン双方の減衰比とし、これを減衰係数 c_s , c_c に直した。加工プログラムに該当する目標値 r (スライドの目標位置) は、打抜き速度から定まる時間と位置に基づき設定した。なお、クランクサーボプレスのスライド位置は、予備実験で無負荷のときと油圧ジャッキによる負荷を掛けたときの比較から約 0.1mm の機械的遊びに起因する定常位置偏差を有することを確認した。この定常位置偏差については、定常偏差の修正機能を受け持つ I 制御の積分ゲイン k_I で等価交換した。ねじ駆動サーボプレスでの k_I に比較して、クランクサーボプレスでの k_I が 2 桁小さいのはこのためである。

Table 4-1 Specification of simulation for crank servo press

Parameter	Value
m_s [kg]	600
m_c [kg]	2500
k_c [N/m]	454×10^6
k_s [N/m]	2.5×10^6
c_s [N·s/m]	119×10^2
c_c [N·s/m]	328×10^3
k_P	2.0×10^8
k_I	1.5×10^8
k_D	1.2×10^6
t_L [ms]	0.5
d [kN]	50
$P_c(s)$	$0.00040/(s^2+131s+181600)$
$P_s(s)$	$0.00167/(s^2+20s+4167)$

打抜き速度は一定速度で打抜く条件として $V=30\text{mm/s}$ 、低速で打抜く条件として $V=3\text{mm/s}$ とした。打抜き速度は、打抜き破断する直前のスライドの移動速度とした。計算には汎用数値計算ソフトウェア (MATLAB/Simulink) を用い、制御量 y (スライドの実際位置) の時間応答を計算した。

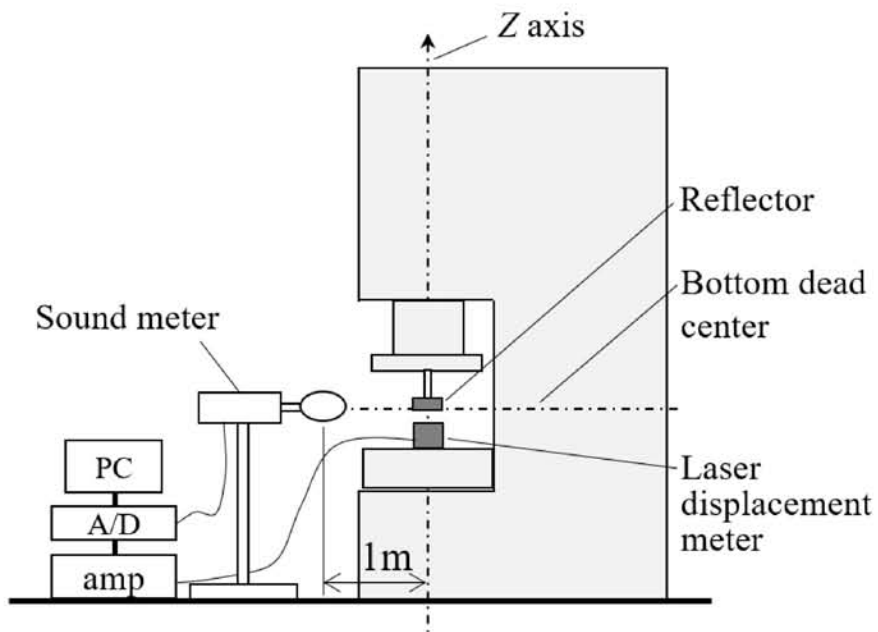
4.2.3 評価のための実験方法

実験機としては、定格加圧能力 450kN のクランクサーボプレス (AMADA SDE4514) を使用した。実験機の外観を Fig. 4-5 に、主な仕様を Table 4-1 に示す。実験機の構造は前述した Fig. 4-2 と同じである。加工荷重の測定にはプレスフレームの側壁に取り付けたひずみゲージを用いた。スライドの Z 方向の位置変位は、Fig.4-5 (b) に示すレーザ変位計を用いてボルスタースライド間の相対距離を測定した。なお、実験機のボルスタに実験条件と同等の集中荷重を油圧ジャッキで与えた場合、 $5\mu\text{m}$ 程度の弾性たわみが生じることを確認した。これは、後述する破断振動量 $0.3\text{mm}\sim 0.55\text{mm}$ に対して十分小さい。したがって、本研究ではボルスタを近似的に剛体とみなした。レーザ変位計測に関連する機器の外観を Fig. 4-6 から Fig. 4-8 に、それぞれの主な仕様を Table 4-2 から Table 4-4 に示す。

今回実験で使用した金型は、打抜き形状が直径 60mm の単発打抜き型である。金型の外観を Fig. 4-9 に、主な仕様を Table 4-5 に示す。ダイとパンチのクリアランスは片側 0.08mm である。金型の取付けは、ボルスタ上面の中心に金型のダイ穴中心を合わせて設置した。被加工材の形状は一辺が 120mm の正方形とした。板厚は 1mm である。材質は、市販の冷間圧延鋼板 SPCC(以下、SPC 材) である。SPC 材の引張強さは 291N/mm^2 であった。打抜き速度は、解析条件と同じ $V=30\text{mm/s}$ と $V=3\text{mm/s}$ とした。同時に騒音計を設置し打抜き時の最大騒音値を人の聴覚を考慮した周波数補正特性である A 特性で測定した。騒音計は第 2 章で用いたものと同じである。



(a) Appearance



(b) Position of measurement devices

Fig. 4-5 Crank servo press

Table 4-1 Specification of crank servo press

Nominal capacity	[kN]	450
Die height	[mm]	290
Slide stroke length	[mm]	140
Slide stroke velocity	[stroke/min]	Max 70



Fig. 4-6 Photograph of laser displacement meter

Table 4-2 Specification of laser displacement meter

Model number of displacement meter	IL-S100 (KEYENCE)
Type of displacement meter	Laser sensor
Measurement length of displacement [mm]	70 ~ 130
Sampling frequency [kHz]	1



Fig. 4-7 Photograph of amplifier

Table 4-3 Specification of amplifier

Model number of amplifier	IL-1000 (KEYENCE)
Output of voltage [v]	± 5



Fig. 4-8 Photograph of A/D converter

Table 4-4 Specification of A/D converter

Model number of A/D converter	PCD-300A (KYOWA)
Sampling frequency [kHz]	1 ~ 5

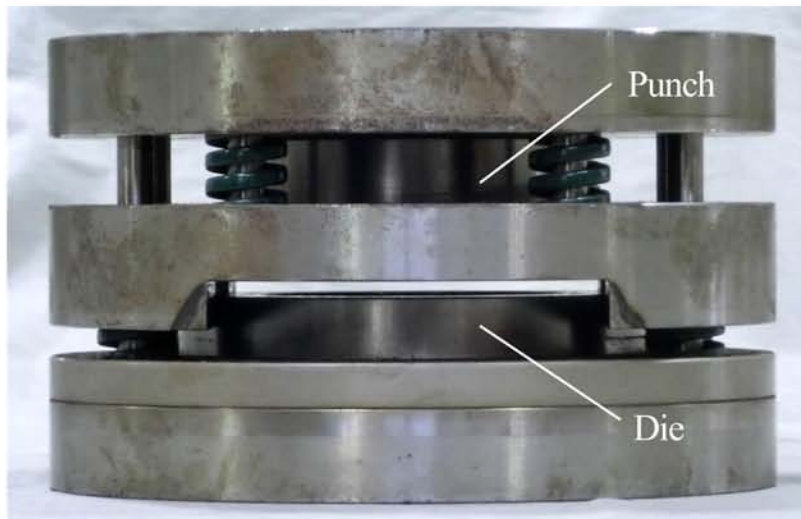


Fig. 4-8 Photograph of press die

Table 4-5 Specification of press die

Die Type	Single blanking die
Die height [mm]	105
Clearance [mm]	0.08
Blanking size [mm]	ϕ 60

4.3 解析モデルの妥当性評価

4.3.1 解析結果

スライド変位 Z_s すなわち制御量 y の時間経過についての解析結果を Fig. 4-10 に示す。縦軸はスライド変位 Z_s であり、下死点からの距離を示している。横軸は経過時間である。上段の図は $V=30\text{mm/s}$ 、下段は $V=3\text{mm/s}$ である。 d は、どちらも SPC 材の加工荷重に相当する 50kN を入力している。破線で示す r は外乱を入力しないときの変位の時間経過である。この変位は、無負荷時（板押え力のみが作用）の変位であるので r の変位とみなす。以後、これを計画軌道（Planned trajectory）という。実線で示す y は外乱を入力したときの変位の時間経過である。したがって、これは打抜き時の制御量 y の時間経過である。以後、これを加工軌道（Blanking trajectory）という。 $V=30\text{mm/s}$ 、 $V=3\text{mm/s}$ とともに加工軌道の縦軸の値 $p1$ が外乱開始位置を示し、 $p2$ が外乱解除位置を示す。加工軌道は外乱解除位置 $p2$ を起点に急激な変位を示している。これは破断振動（Break through）に該当する。加工軌道は変位の最下位置 $p3$ に達した後、振動を減衰しながら計画軌道に戻っている。

Fig. 4-11 は、スライド変位 Z_s の計算過程で算出されるクラウン単体の変位 Z_{fc} とスライド単体の変位 Z_{fs} の時間経過である。実線は外乱入力時（打抜き時）の変位を示し、破線は無負荷時の変位を示している。なお、外乱入力値 d は Fig. 4-10 に示したものと同一である。式 (6)より Fig. 4-11 の Z_{fc} と Z_{fs} の変位の和が Fig. 4-10 のスライド変位 Z_s である。 Fig. 4-11 上段の Z_{fc} の変位は、クラウンのばね定数 k_c に起因する弾性変形による変位である。したがって Z_{fc} の変位は、 d に比例して増加している。 $p2$ （外乱解除時）での急激な変位は弾性回復によるもので、その後の振動は弾性振動の減衰を示している。 Fig. 4-11 下段の Z_{fs} は、制御系の応答遅れに起因する変位を示している。

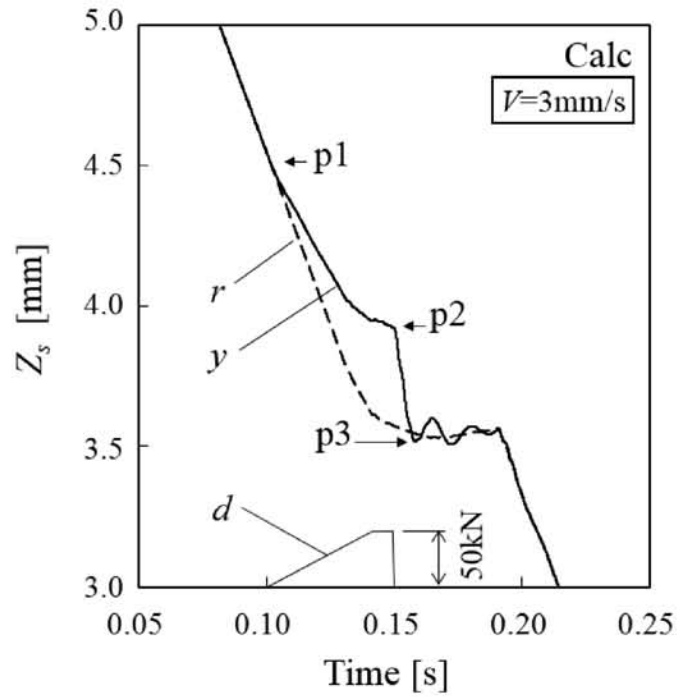
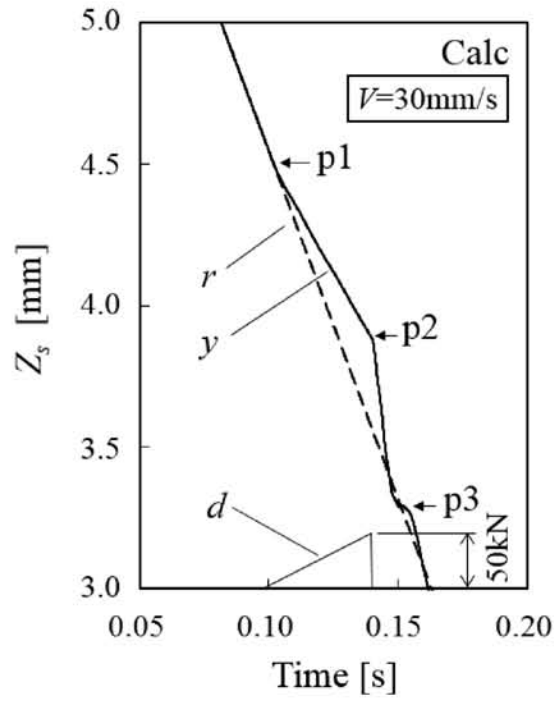
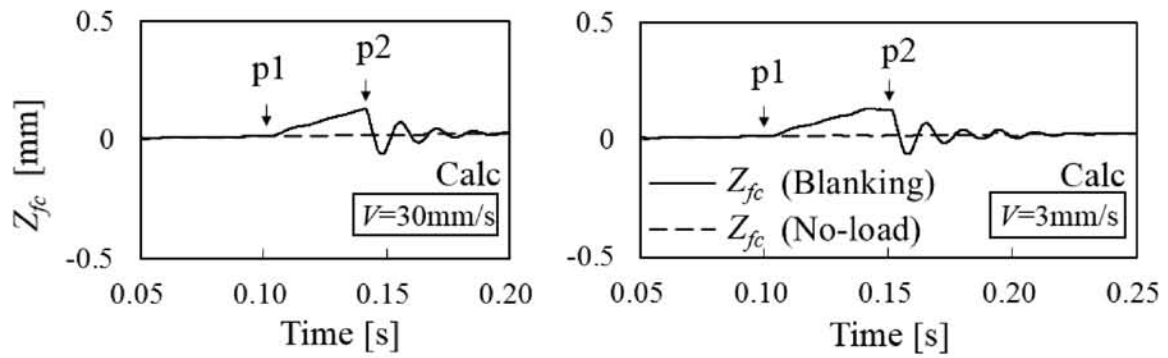
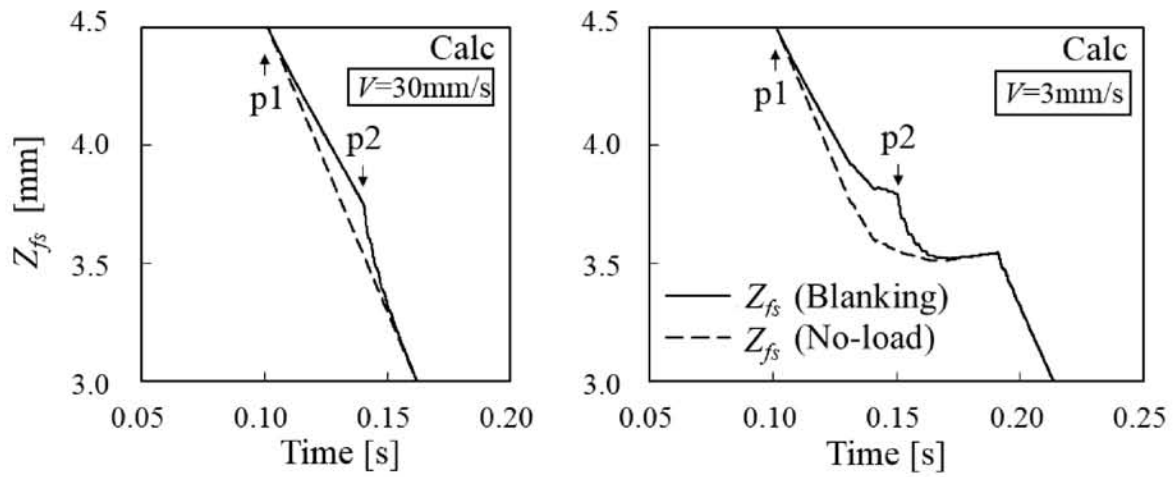


Fig. 4-10 Z_s in calculation ($d = 50\text{kN}$)



(a) Z_{fc} in calculation



(b) Z_{fs} in calculation

Fig. 4-11 Z_{fc} and Z_{fs} in calculation ($Z_{fc} + Z_{fs} = Z_s$)

4.3.2 実験結果

実験機でSPC材を打抜いたときのスライド変位 Z_s の測定結果をFig. 4-12に示す。縦軸、横軸は前述Fig. 4-10と同じ設定である。上段の図は $V=30\text{mm/s}$ であり、下段は $V=3\text{mm/s}$ である。 d は加工荷重である。破線で示す r は金型に被加工材を挿入しない無負荷時の計画軌道を示し、実線で示す y は打抜き時の加工軌道を示す。 $V=30\text{mm/s}$ 、 $V=3\text{mm/s}$ ともに解析結果Fig. 4-10と同様に $p1$ 、 $p2$ 、 $p3$ が明瞭に認められる。加工軌道は、打抜き荷重の増加に伴い計画軌道から外れ始め、 $p2$ と同時に破断振動を示している。また、Fig. 4-12の加工軌道は $V=30\text{mm/s}$ 、 $V=3\text{mm/s}$ ともに $p1$ 直後に比較的大きな位置偏差を示している。これは、プレス機構部の遊びに起因するものと考えられる。この位置偏差は、 $p2$ まで引き継がれるため破断振動を大きくする要因となる。本研究の力学モデルにはプレス機構部の遊びは含んでいないが、機構部の遊びの影響を考慮し、制御モデルに t_L を設定している。 t_L は破断振動を大きくする要因となる。

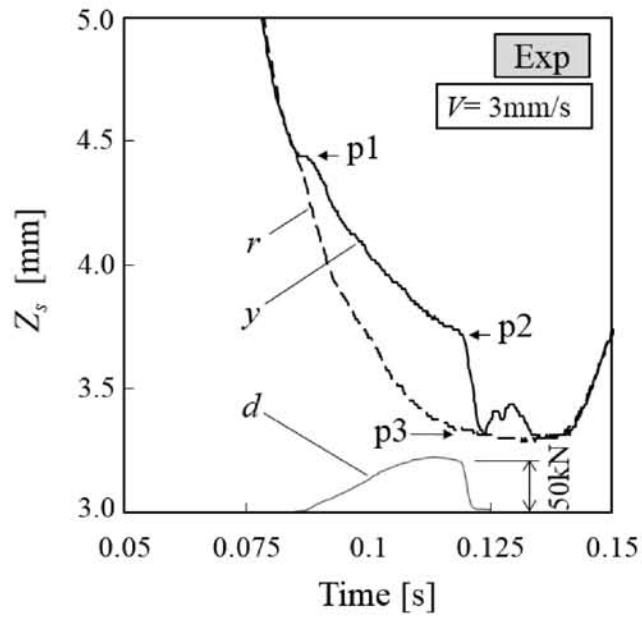
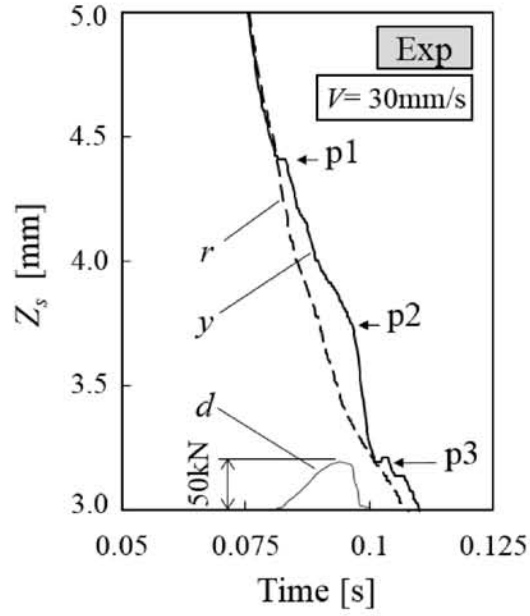


Fig. 4-12 Z_s in experiment ($d = 50\text{kN}$)

(SPC, $t = 1\text{mm}$, $\square 120\text{mm} \times 120\text{mm}$, blanking by crank servo press)

4.3.3 解析結果と実験結果の整合性の検証

4.3.3.1 打抜き時の破断振動量

Fig. 4-10 の解析結果と Fig. 4-12 の実験結果のスライド変位には、両者に共通して p1, p2, p3, および p3 の後の振動減衰が確認された。本章では、前章と同様に p2 から p3 までの Z 軸方向のスライドの変位量を破断振動量 (Break through distance) とする。解析結果の破断振動量は $V=30\text{mm/s}$ が 0.58mm , $V=3\text{mm/s}$ が 0.40mm であった。実験結果の破断振動量は $V=30\text{mm/s}$ が 0.55mm , $V=3\text{mm/s}$ が 0.40mm であり、解析結果は実験結果をよく予測している。なお、破断振動の測定は打抜き条件ごとに 3 回以上行った。同一打抜き条件における破断振動量のばらつきは $\pm 0.015\text{mm}$ 以内であった。これは後述の実証実験においても同様であった。

4.3.3.2 スライド変位の構成因子

Fig. 4-12 の実験結果の r (計画軌道) に対する y (加工軌道) の位置偏差について考察する。 $V=3\text{mm/s}$ における p2 での位置偏差は 0.37mm であり、加工荷重 d は 50kN である。加工荷重が作用しているときの機械構造系の弾性伸びによるスライド変位量を確認するために、実験機のスライドに油圧ジャッキで 50kN の負荷を掛けた際のスライド変位量を測定したところ 0.11mm であった。これは、解析結果から得られる Z_{fc} とほぼ一致している。解析結果は、Fig. 4-11(a) の $V=3\text{mm/s}$ の p2 での Z_{fc} であり 0.12mm である。したがって、実験結果における p2 でのスライドの位置偏差 0.37mm のうち約 0.12mm は、機械構造系の弾性伸びに起因するものである。残りの約 0.25mm は、スライド位置制御上の位置偏差によって生じたものと考えられる。

Fig. 4-13 は、Fig. 4-11 (b) の $V=3\text{mm/s}$ の Z_{fs} を位置偏差で示したものである。この位置偏差は、外乱入力時の Z_{fs} から無負荷時の Z_{fs} を差し引いたものである。Fig. 4-13 の p2 における Z_{fs} の位置偏差は 0.24mm であり、これは実験結果から推定されたスライド位置制御上の位置偏差の値とほぼ一致している。したがって、打抜き時に生じる実験機の加工軌道の位置

偏差は、機械構造系に起因する変位と制御系に起因する変位で構成されていると考えられる。機械構造系の変位は Z_{fc} であり、制御系の変位は Z_{fs} であることから、解析モデルにおいて Z_s を求めるために用いた式 (1) (p101) に合致している。

以上、解析結果と実験結果の照合により、設定した解析モデルは、クランクサーボプレスにおける打抜き時のスライド変位と破断振動を十分良く予測している。

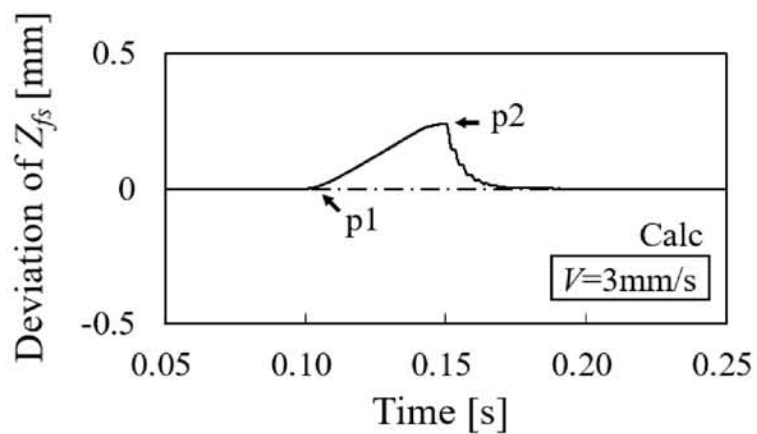


Fig. 4-13 Deviation of Z_{fs} in calculation ($d = 50\text{kN}$)

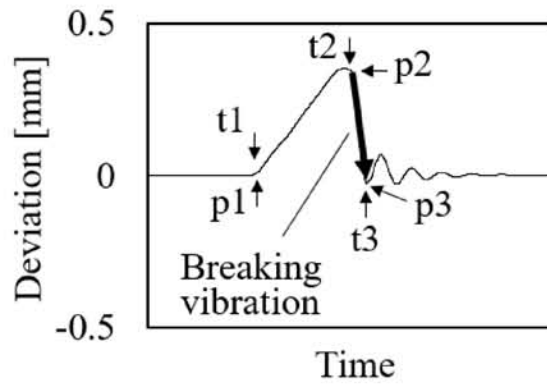
$$\text{Deviation of } Z_{fs} = (Z_{fs}: \text{Blanking}) - (Z_{fs}: \text{No-load})$$

4.4 能動的な打抜き振動制御

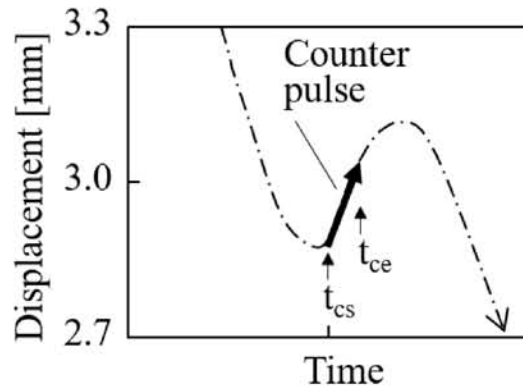
4.4.1 打抜き振動制御の方法

能動的振動制御は、振動系に対して振動を相殺する振動を外部から加える方策である⁴⁷⁾。振動を加える装置は制振装置と呼ばれる。本研究では、サーボプレスのスライド自体を制振装置として用いる打抜き法を試みる。これは、打抜き時の破断振動に対向する振動（以下、カウンタパルス）をスライドに作動させスライドの振動を低減させるものである。Fig. 4-14にその概要を示す。上段 (a) はFig. 4-10の $V=3\text{mm/s}$ における外乱入力時のスライド変位 Z_s を無負荷時のスライド変位 Z_s との位置偏差で示したものである。太線矢印はスライドの破断振動を示している。下段 (b) は破断振動を低減するために、スライドの計画軌道にカウンタパルス（太線矢印）を挿入した例を示している。破断振動の開始時刻 t_2 とカウンタパルスの開始時刻 t_{cs} を同期できれば、破断振動が相殺されるので破断振動量の低減が可能となる。 t_{ce} は破断振動の最下位置の時刻 t_3 と同じ時刻を示す。なお、現状においてこの方法は、主にスライド部の破断振動の低減を目指すものであり、プレス機械の質量の多くを占めるクラウン部の破断振動の低減までを期待するものではない。以下、この方法をカウンタパルス打抜きと呼ぶ。4.2.3項で示したクランクサーボプレスは、計画軌道の任意の位置でスライドを上下に振動できる機能を有しているため、実験機として選定している。

t_2 と t_{cs} の同期は前述の田中・菊島の研究と同様に制御応答の制約から予見制御とした。予見制御が適用可能と判断した理由は、サーボプレスによる打抜き速度範囲では、金型や被加工材などが同一条件であれば打抜き時の破断位置は打抜き速度に関係なくほぼ同じであるという我々の研究結果⁴⁸⁾に基づいている。破断位置の調査結果については次項で述べる。実証実験における t_2 と t_{cs} の同期は、予備打抜きにおいて計画軌道と加工軌道を照合しながら、プレス機械のダイハイトとカウンタパルスの開始位置を調整し設定した。



(a) Deviation of Z_s



(b) Planned trajectory with counter pulse

Fig. 4-14 Example of slide motion of counter pulse blanking

$$\text{Deviation of } Z_s = (Z_s: \text{Blanking}) - (Z_s: \text{No-load})$$

4.4.2 打抜き振動制御の効果の予測

カウンタパルス打抜きにおいて振動制御に有効なスライド運動は、Fig. 4-14 の下段(b)の時間帯 $t_{cs} \sim t_{ce}$ の運動である。この時間帯におけるスライドのZ軸方向の上昇量が破断振動の低減効果に影響すると考えられる。そこで、時間帯 $t_{cs} \sim t_{ce}$ の平均速度を V_c とし、 V_c と破断振動量 l_{bt} との関係を解析モデルで予測する。 V_c の符号はスライドがプレス機械の下死点に向かって降下する方向をプラスとし、上昇する方向をマイナスとする。

解析モデルは4.2.1 項と同じものを用いる。スライドの計画軌道のプログラムには、t2に合わせてカウンタパルスに相当するスライドの上昇動作を追加した。解析は、 $V_c = -3\text{mm/s}$ から $V_c = -50\text{mm/s}$ の範囲で実行した。主な解析結果を Fig. 4-18 に示す。縦軸はスライドの変位 Z_s であり、横軸は経過時間である。外乱入力 d はSPC材の加工荷重に相当する50kNを入力している。破線で示す r は計画軌道を示し、実線で示す y は加工軌道を示す。なお、 $V_c = -3\text{mm/s}$ と $V_c = -7\text{mm/s}$ の計画軌道（破線）は、時間帯 $t_{cs} \sim t_{ce}$ 以降は $V = -30\text{mm/s}$ で上昇するシミュレーションである。Fig. 4-18 の図中の p2 - p3 のZ軸方向の距離を示す数値は破断振動量 l_{bt} を意味している。したがって、Fig. 4-18 の左上の $V_c = -3\text{mm/s}$ における l_{bt} は0.36mmである。この解析結果より、 V_c の上昇速度が速くなるとともに l_{bt} は低減し、 $V_c = -50\text{mm/s}$ では l_{bt} が0.08mmまで低減することを示している。Fig. 4-19 はシミュレーションの計算結果の表示画面である。

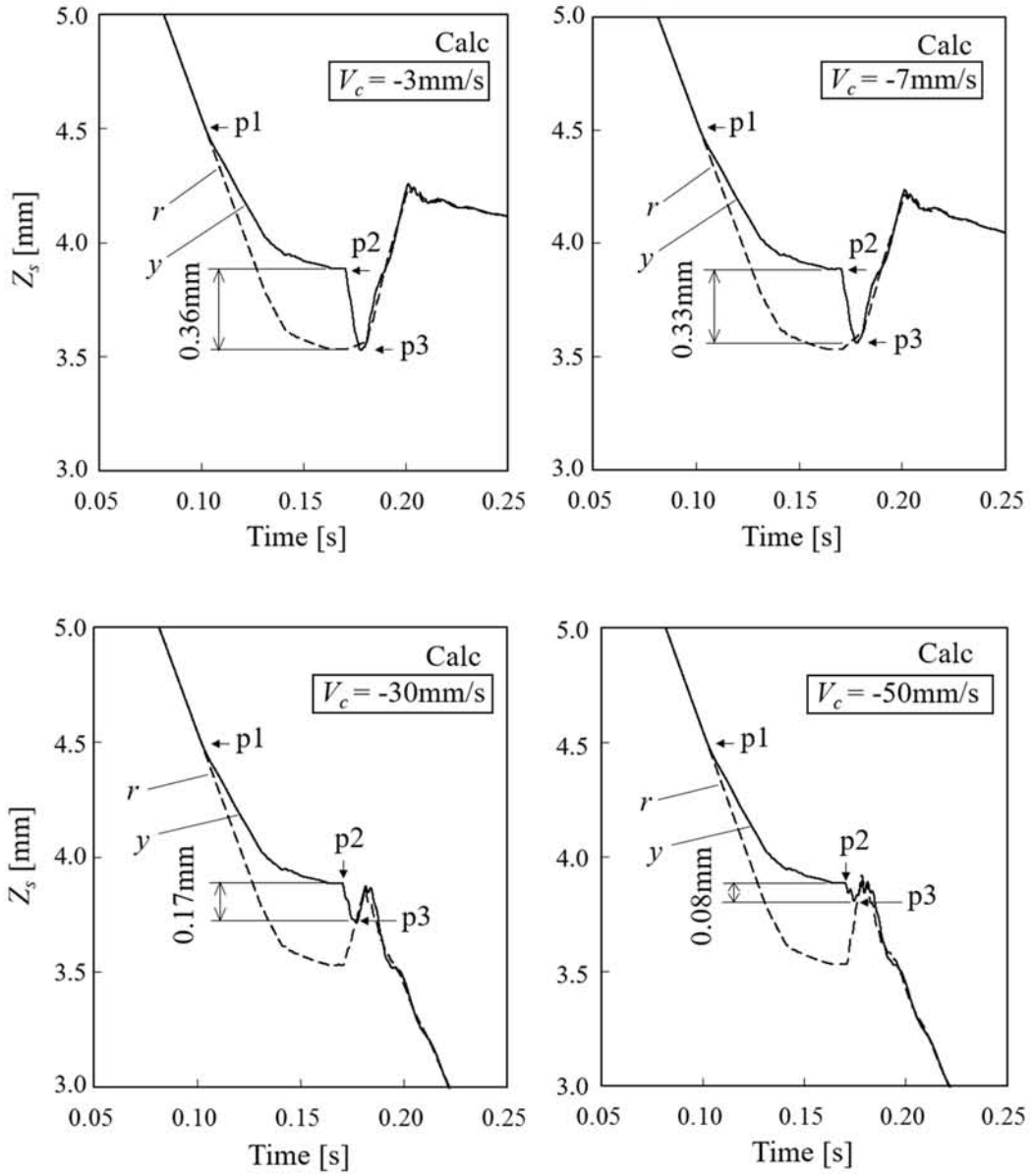


Fig. 4-18 Displacement of Z_s with counter pulse in calculation ($d=50\text{kN}$)

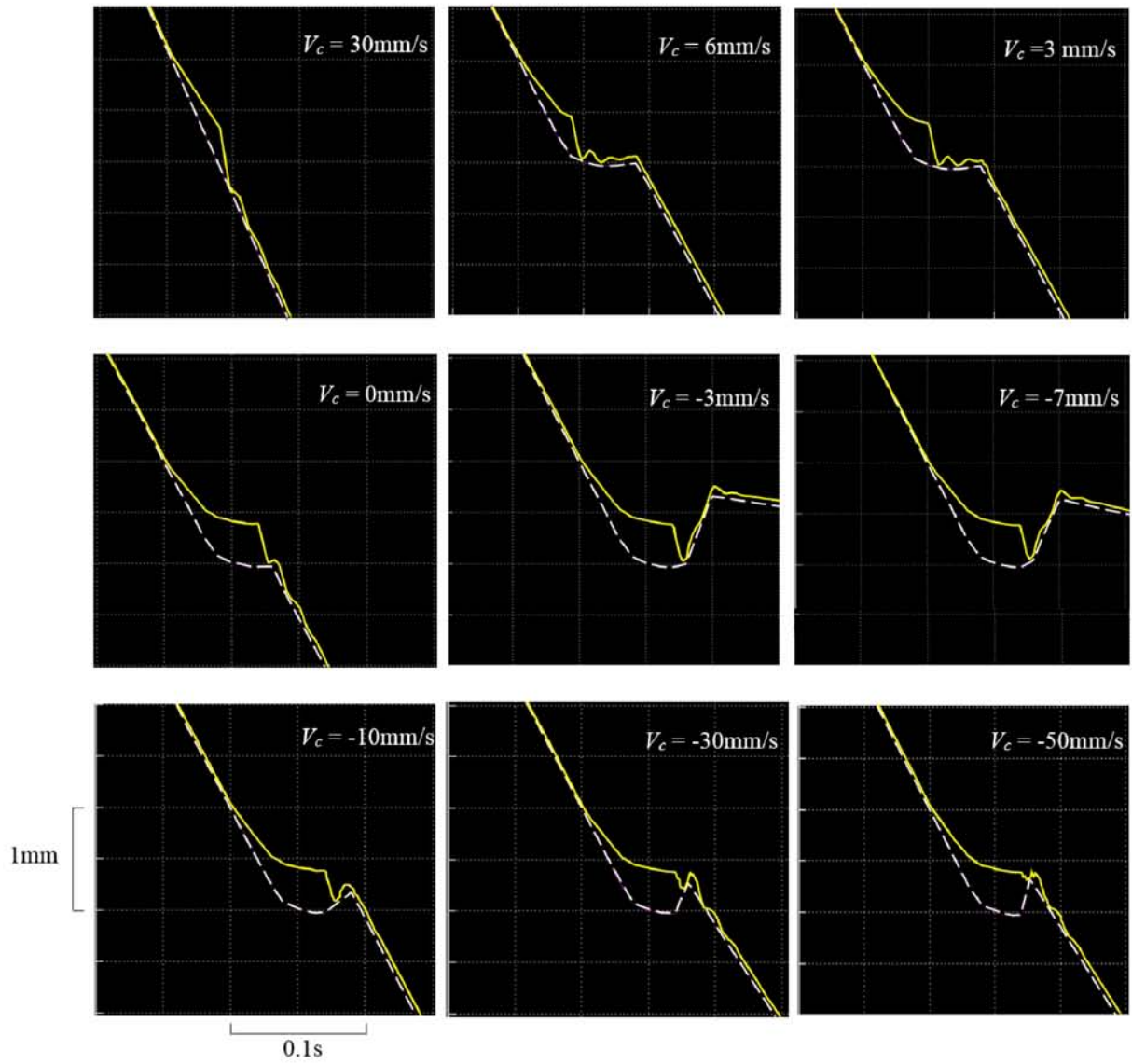


Fig. 4-19 Data of calculation result using MATLAB Simulink ($d = 50\text{kN}$)

4.4.3 打抜き振動制御の実証実験

解析結果を確認するために、スライドモーションにカウンタパルスを挿入して SPC 材を打抜いた際のスライド変位 Z_s の測定結果を Fig. 4-20 に示す。カウンタパルスを挿入したこと以外は、4.2.3 項の方法と同じである。加工荷重は 50kN であった。カウンタパルス速度は $V_c = -3\text{mm/s}$ 、 $V_c = -7\text{mm/s}$ である。Fig. 4-18 と同様に縦軸は Z_s であり、横軸は経過時間である。破線で示す r は計画軌道を示し、実線で示す y は加工軌道を示す。この加工軌道は、解析で予測した $V_c = -3\text{mm/s}$ 、 $V_c = -7\text{mm/s}$ の加工軌道とよく似た波形を示した。破断振動量 l_{bt} は $V_c = -3\text{mm/s}$ では 0.35mm であり、 $V_c = -7\text{mm/s}$ では 0.33mm であった。

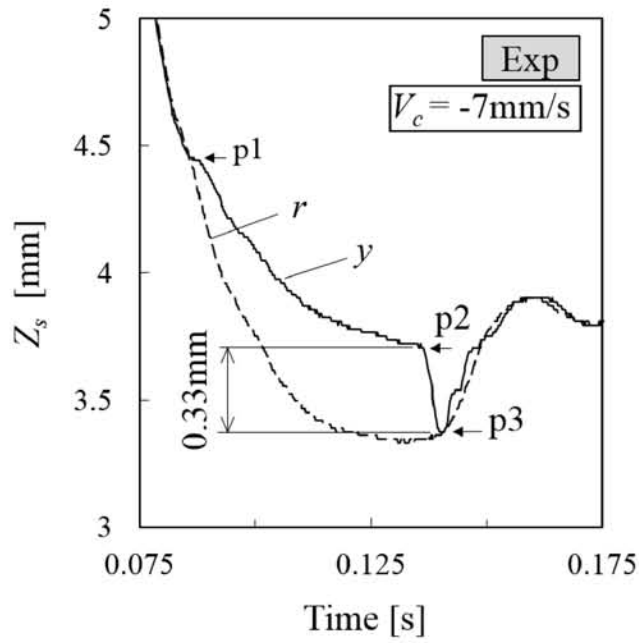
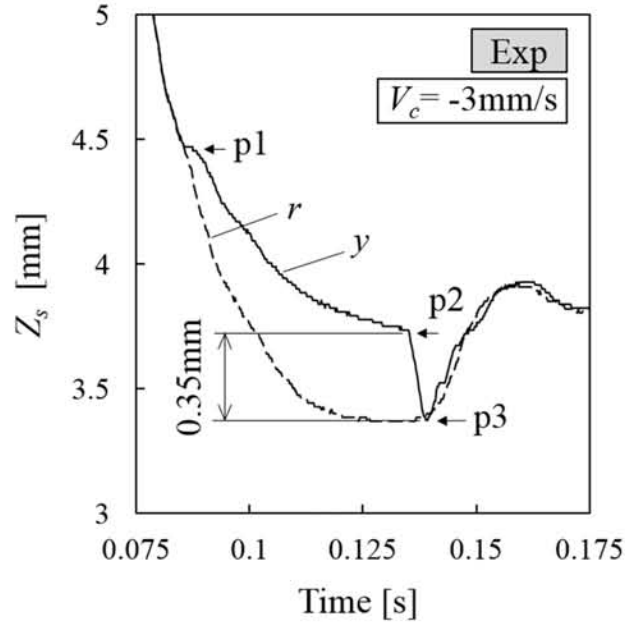


Fig. 4-20 Displacement of Z_s with counter pulse blanking in experiment ($d=50\text{kN}$)
 (SPC, $t=1\text{mm}$, $\square 120\text{mm}\times 120\text{mm}$, blanking by crank servo press)

4.4.4 打抜き振動制御に関する考察

4.4.4.1 打抜き振動制御による振動低減効果

Fig. 4-21 は、実験結果 Fig. 4-12 と実験結果 Fig. 4-20 から破断振動量を読み取り、破断振動量の比を比較したものである。破断振動量の比はカウンタパルスを挿入しないで $V=30\text{mm/s}$ の一定速度で打抜いたときの破断振動量 0.55mm (Fig. 4-12 の $V=30\text{mm/s}$) を 100% で示している。Fig. 4-21 より $V_c=-7\text{mm/s}$ では、カウンタパルスを挿入しない打抜きと比較して破断振動量は 40% (0.22mm) の低減となっている。なお、実証実験では打抜き時の最大騒音値 (dB) を併せて測定している。打抜きを 3 回ずつ実施した際の最大騒音値は、定速度打抜き ($V=30\text{mm/s}$) 時が $98.5\text{ dB}\sim 99.2\text{ dB}$ 、カウンタパルス打抜き ($V_c=-7\text{mm/s}$) 時が $95.8\text{ dB}\sim 96.2\text{ dB}$ であった。無負荷時の騒音は両者とも $89.5\text{ dB}\sim 90.6\text{ dB}$ であった。無負荷時の騒音を基準にみると、低速度打抜きによる騒音増加量は約 9 dB であるが、カウンタパルス打抜きでは約 6 dB であった。

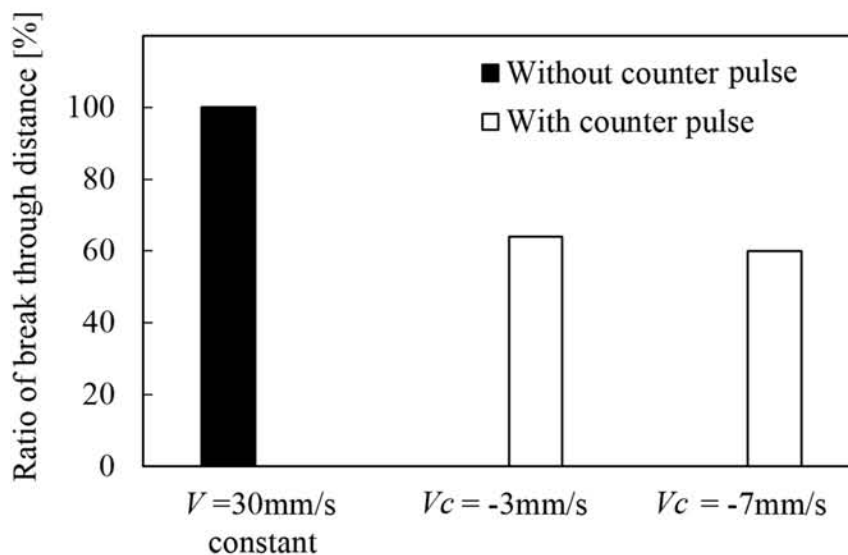


Fig. 4-21 Ratio of Break through distance in normal blanking and counter pulse blanking
(SPC, $t=1\text{mm}$, $\square 120\text{mm}\times 120\text{mm}$, blanking by crank servo press)

4.4.4.2 解析結果と実験結果の比較検討

Fig. 4-22 は能動的な打抜き振動制御の解析結果と実験結果に基づき、カウンタパルス速度 V_c と破断振動量 l_{bt} の関係をまとめたものである。なお、カウンタパルスを挿入しない、スライドを降下しながら打抜く通常の打抜き条件は、便宜上 V_c をプラスの符号で示した。たとえば Fig. 4-12 の $V=30\text{mm/s}$ の打抜きは、 $V_c=30\text{mm/s}$ に該当し、 $V=3\text{mm/s}$ の打抜きは、 $V_c=3\text{mm/s}$ に該当するものとした。 V_c がマイナスの領域がカウンタパルス打抜きの領域である。

今回の実験における最大の V_c は -7mm/s であった。 $V_c=-30\text{mm/s}$ や $V_c=-50\text{mm/s}$ は解析モデルによる予測値のみを表示している。Fig. 4-22 から明らかなように、解析結果と実験結果は良く一致している。そして、 V_c がマイナス側に大きくなるほど、すなわちスライド上昇速度が早くなるほど破断振動量 l_{bt} は低減することがわかる。また、このシミュレーション結果は今後、サーボモータやサーボ制御技術などが進展すれば、打抜き振動の低減率を向上する可能性を示唆している。

この検討結果に関しては、実験機を製造しているサーボプレスメーカーと意見交換を行っている。メーカーは本手法に関心を示し、 $V_c=-50\text{mm/s}$ という要求速度を満たすための仕様を検討されている。メーカーの制御技術者によれば軸のねじれや総合すきまなどを無視して単純に概算した結果、要求速度を満たすためには少なくとも現在の2倍以上の加速性能が必要であり、そのためには現行の2倍以上のモータトルクが必要になるとの結果であった。これは現時点ではコスト面で厳しいとの見解を示されたが、研究の進展に向けて、今後も協力いただける見込みである。

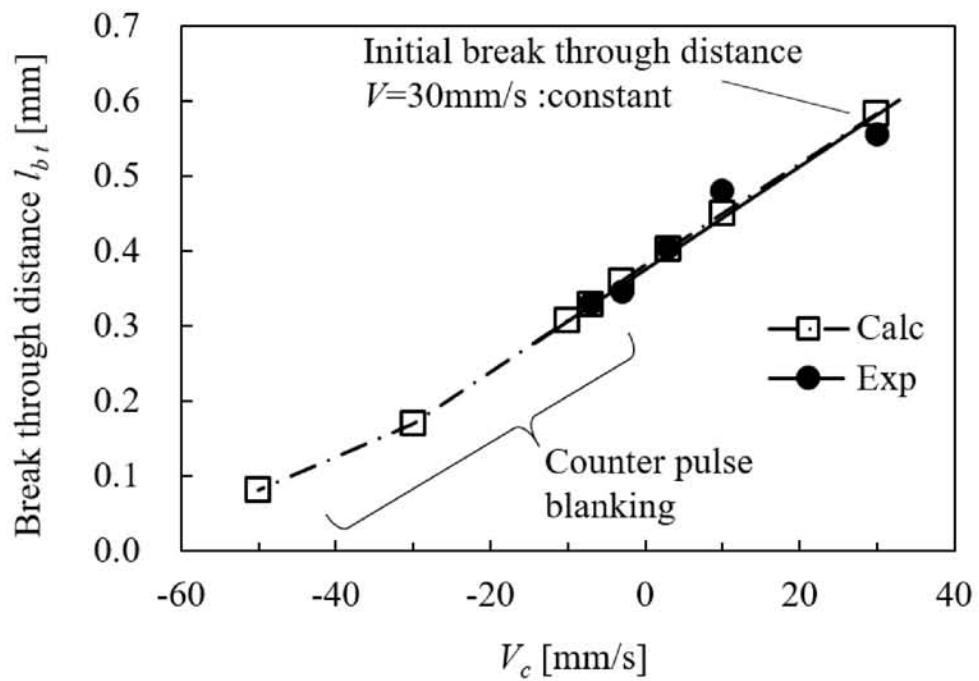


Fig. 4-22 Relation between velocity of counter pulse V_c and break through distance l_{bt}
 (SPC, $t=1\text{mm}$, $\square 120\text{mm}\times 120\text{mm}$, blanking by crank servo press)

4.5 結言

サーボプレスの変動メカニズムに基づき、能動的制御による打抜き振動の低減手法を提案した。これは、サーボプレスのスライドを振動制御用のアクチュエータとして用いるものであり、付加的な設備は不要である。スライドの動きとしては、打抜き破断のタイミングに合わせて破断振動と逆方向のパルスモーションを1パルス挿入するだけであるので、生産性をあまり損なうことなく打抜き振動を低減することが可能となる。この打抜き手法をカウンタパルス打抜きと名付けた。この手法について、クランクサーボプレスの打抜き振動に関するモデル解析と実験から得た結論⁴⁹⁾を以下に示す。

- (1) Z_s を Z_{fc} と Z_{fs} の和とした解析モデルは、クランクサーボプレスの打抜き時のスライド変位と破断振動を十分良く予測できた。
- (2) 打抜き破断のタイミングに合わせてカウンタパルスを付与した場合、カウンタパルスを付与しない打抜きと比較してスライドの破断振動量を40%低減できた。

第4章 参考文献

- 4-1) 田中信雄・菊島義弘：衝撃応答抑制機能を有する動吸振器に関する研究，第1報，予見動作法による制振原理，日本機械学会論文集（C編），Vol.52, No.484, (1986), pp.3175-3183.
- 4-2) Doege, E. & Seidel, H. J.: Noise Reduction on Mechanical Punch Presses, Annals of CIRP, Vol.34, Issue.1, (1985), pp.507-509.
- 4-3) Ghiotti, A., Regazzo, P., Bruschi, S. & Bariani, P. F.: Reduction of vibrations in blanking by MR dampers, Annals of CIRP, Vol.59, Issue.1, (2010), pp.275-278.
- 4-4) Otsu, M., Yamagata, C. & Osakada, K.: Reduction of Blanking Noise by Controlling Press Motion, Annals of CIRP, Vol.52, Issue.1, (2003), pp.245-248.
- 4-5) 古閑伸裕：サーボプレスを利用した研究事例と製品加工例，プレス技術，Vol.45, No.2, (2007), pp.42-45.
- 4-6) 坂口稔：サーボプレスの高付加価値加工とデータ活用術，素形材，8月号，(2008), pp.18-22.
- 4-7) 背戸一昇・松本幸人：パソコンで解く振動の制御，丸善，(1999), pp.1-2.
- 4-8) Murakami, T., Ming Y., KISHI, H., MORI, S., OHKAWA, M.: Influence of blanking distance of materials on increase in blanking vibration using screw drive servo press, The Japan Society of Mechanical Engineers, Mechanical Engineering Journal, Vol.3, No.2, (2016), pp.1-10.
- 4-9) 村上智広・楊明・來住裕・大川正洋・櫻井光広・藤野栄一：サーボプレススライドを用いた能動的振動制御による打抜き振動の低減，塑性と加工，Vol.58, No.676, (2017), (掲載予定)

第5章

結論

5.1 本研究の結論

本研究では、適正クリアランスでの打抜きという条件下におけるサーボプレスの打抜き振動に対する機械構造系に起因する振動と制御系に起因する振動の影響を明らかにした。本研究で明らかにした事項を以下にまとめる。

第2章「ねじ駆動サーボプレスにおける打抜き振動の実験的検証」では、制御系の影響が忠実に現れるフル・クローズド・ループ制御方式のねじ駆動サーボプレスでの打抜きに関して、破断振動の構成要素の分析結果から打抜き速度が速い条件では打抜き振動の増大現象が生じることをつきとめた。

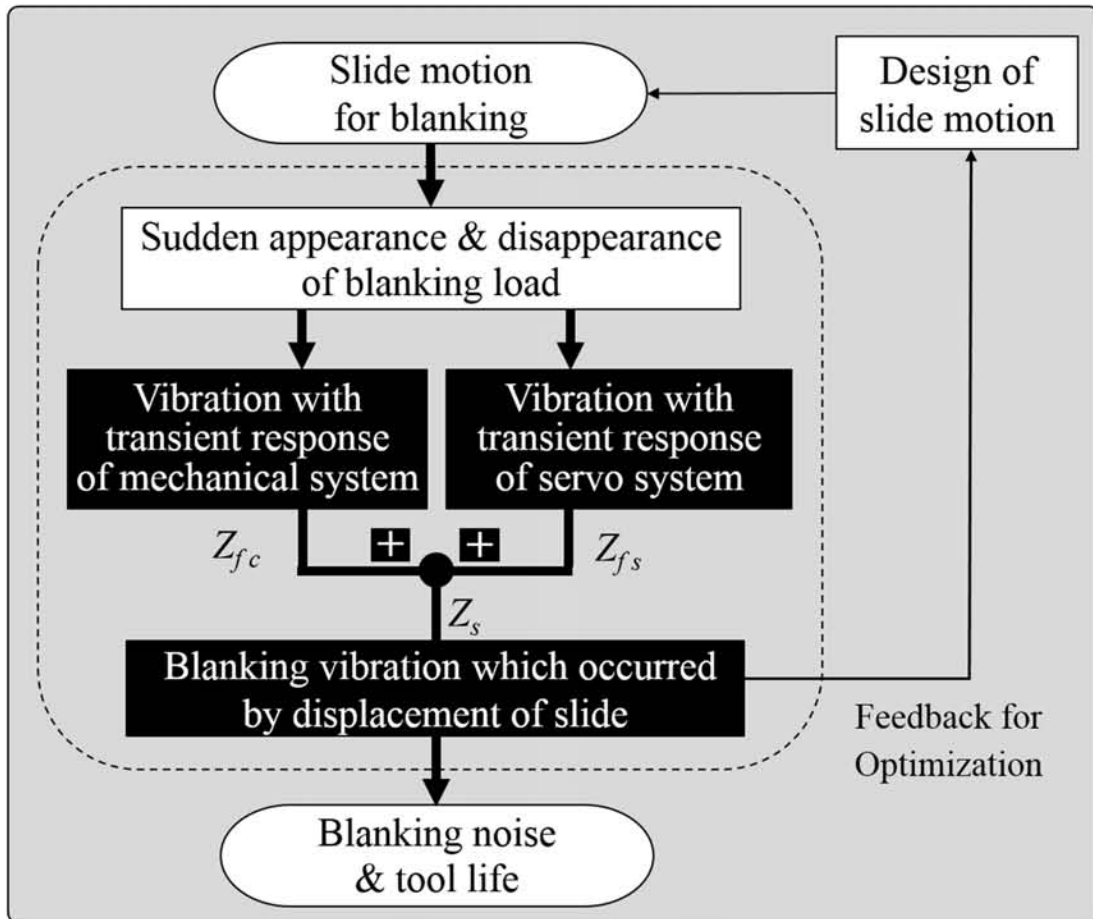
第3章「ねじ駆動サーボプレスの打抜き振動解析と打抜き振動メカニズムの解明」では、新たに構築した打抜き振動解析モデルに基づく実験と考察により、ねじ駆動サーボプレスの打抜き振動は構造系に起因する変位と制御系に起因する変位の和として現れることを明らかにした。そして、破断振動量に対する制御系に起因する変位の影響は、破断時の制御偏差 e の状態により3つの場合 ($e > 0$, $e = 0$, $e < 0$) に分けられ、 $e > 0$ のとき制御偏差 e が振動に加算されるため振動増大となることを示した。

第4章「クランクサーボプレスの打抜き振動解析とその能動的振動制御による打抜き振動の低減」では、第2章および第3章で明らかになったフル・クローズド・ループ制御方式のサーボプレスの打抜き振動メカニズムに基づき、普及量の多いセミ・クローズド・ループ制御方式のクランクサーボプレスの振動解析モデルを導出した。そして、サーボスライド自体を制振装置として用いる能動的振動制御手法を提案し、特別な装置を用いることなしにスライド部の打抜き振動を40%低減できることを示した。

Fig. 5-1 は、以上の研究成果を概念的にまとめたものである。図中の破線で囲っている箇所は本研究が対象とした領域である。この破線の中の黒色の長方形に白抜きの文字で示した3つの箇所は本研究で解明したことを示している。図の最上部はサーボプレスの打抜きスラ

イドモーションの実行を示している。矢印に沿って、打抜きの実行に伴い急激な加工荷重の発生と消滅が起こり、それに応じて機械構造系に起因する振動と制御系に起因する振動が生じ、両者の和がスライドの振動として現れることを示している。これは、サーボプレスに関する新たな知見である。特に、制御系に起因する振動がそのまま加算される場合が第2章で見いだした打抜き振動の増大現象である。制御系に起因する振動が減算されるように作用させる手法の一つが第4章で提案した能動的振動制御による打抜き振動の低減である。図の最下部は、スライドの振動が最終的には打抜き騒音や工具寿命に影響を与えることを示している。

加えて、上記の研究過程で構築した2つの振動解析モデルは、現在市販されているフル・クローズド・ループ制御タイプ（ねじ駆動式サーボプレス）、並びにセミ・クローズド・ループ制御タイプ（クランク駆動式サーボプレスなど）に適用可能であることを示した。この振動解析モデルは、適正クリアランスという条件下においてサーボプレスの打抜き振動を予測することができる。



Clarified by present study
 Target area of this study

Fig. 5-1 Conclusion of this present study

5.2 本研究の意義と今後の展望

5.2.1 学術的意義と今後の展望

本研究は、打抜き破断という不連続現象から誘発される騒音問題に対して、破断振動量を評価指標とすることが有効であることを示した。論文中で、破断振動量はスライドの変位データから読み取れることを示し、破断振動量と騒音が非常に強い相関を示すことを証明した。

次に、サーボプレスの破断振動量を純静的な力と変位の関係で構成される解析モデルで予測できることを証明した。そして、解析モデルに基づく理論的検討と実験結果からサーボプレスの打抜き振動が、機械構造系に起因する振動と制御系に起因する振動の和として現れるメカニズムを解明した、

加えて、加工に伴うサーボプレススライドの動的挙動を把握する手法として、Fig. 2-16のように加工軌道と計画軌道を重ねて表示することと、Fig. 3-9のように加工軌道と計画軌道の位置偏差を表示することが欠かせないことを実証した。特にフル・クローズド・ループ制御方式のねじ駆動サーボプレスにおける加工軌道と計画軌道の位置偏差は、制御偏差 e そのものである。

学術面における今後の展望としては、少なくとも以下の事項を指摘できる。振動工学面での展望としては、提案した振動解析モデルの各部の固有振動数の最適化による騒音対策やスライド部の振動とクラウン部の振動の共振現象の予測、などへの展開が考えられる。提案モデルは、打抜き時の破断振動量だけでなくスライド部ならびにクラウン部の固有振動数を表現できるが、本研究では、解析結果と実際の固有振動数との関係については吟味していない。今後、提案モデルの質量 m とばね係数 k の値や両者のバランスなどを精密化することができれば、金型重量が大きく変化した場合などにおける共振現象の予測などが可能になると考える。

被加工材の変形特性や破断形態を考慮したサーボプレスの打抜き振動の予測に関しては、

適正クリアランス以外での打抜き破断形態への展開が考えられる。本研究は、パンチ側からのクラックとダイ側からのクラックが会合する適正クリアランスでの破断形態を前提としている。すなわち、加工荷重-時間曲線における破断荷重はほぼ垂直に消滅するものとして、外乱入力波形を設定し、破断振動の予測と実証を行っている。この前提は、一般的なプレス加工の多くに当てはまると考えられ、本研究においても純銅板、冷間圧延鋼板、SUS304ステンレス鋼板および高張力鋼板に対して実用的であることを示した。しかし、2次クリアランスが生じるような微小クリアランスでの打抜きや極度に延性の大きい被加工材の打抜き、あるいは複合材料の打抜きなどでの破断形態は、本研究が前提とした破断形態とは異なる場合があると考えられる。その場合、提案した解析モデルによる振動予測の有効性については不明である。したがって、適正クリアランス以外の条件での打抜きに関しては、破断荷重の測定ならびに切り口面の観察などに基づき、振動予測の可否や振動予測の精度について検討する必要がある。

解析手法の展開としては、変形解析モデルからの出力 d (加工荷重) と本解析モデルの接続があげられる。本研究で提案した解析モデルでは加工荷重 d は前述したように、実験結果に基づき近似した波形である。近似波形の代わりに変形解析モデルの出力を取り入れることができれば、サーボプレススライドの変位挙動に加えて被加工材の変形挙動を包含したサーボプレス加工解析の展開も期待できる。

機械力学面での展開としては、力学モデルの多軸・連成化があげられる。本研究で提案した力学モデルは、スライドの変位・振動予測を目的として、Z軸方向の1軸モデルで表現したものである。この力学モデルを多軸・連成化することにより、順送加工における偏心荷重時のスライドの傾斜問題や多軸サーボプレスの並行度の動的挙動の問題などへの展開が期待できると考える。

5.2.2 工業面での今後の展望

打抜き振動の低減に関する今後の展望としては、少なくとも次の3つの着眼点があげられる。1つめは、破断荷重 d に関する着眼点である。破断荷重 d を小さくする、あるいは破断荷重 d の消滅速度を遅くすることにより破断振動は低減できる。先行研究で示したようにパルス状の振動をスライドモーションで与えると破断荷重 d が小さくなるという報告はあるが、その理由は明らかでない。このメカニズムが解明されれば、さらなる振動低減が期待できる。また、破断荷重 d の消滅速度を遅くする方策としては、たとえば金型設計において打抜き部のクリアランスを部分的に変更し、破断発生に時間差を設けることや部分的なシャー角を組み込むことなどが考えられる。2つめは、破断時におけるクラウン単体の変位 Z_{fc} の振動を小さくする着眼点である。破断振動を小さくするためにはクラウン（プレスフレーム部）のばね係数 k_c を大きくすれば良いことは従来から知られている。その他の影響因子としては、クラウン部の減衰係数 c_c を大きくする方策とクラウンとスライドの質量 m_c, m_s を改善する方策などが考えられる。3つめは、打抜き破断時のスライド位置偏差≒制御偏差 e を $e \leq 0$ とする着眼点である。3.5.2項で述べたよう破断時の制御偏差 e が $e \leq 0$ のとき振動低減となる。このことに関する今後の展開としては、破断時期のセンシング手法に関する研究やサーボモータの加速性能の向上などによるカウンタパルス速度 V_c の改善、破断前後における制御システムの切り替えに関する研究などが考えられる。

また、本研究で提案した振動解析モデルは、打抜き破断という不連続現象におけるスライドの変位を予測するものである。したがって、この解析モデルは、被加工材の破断を伴わない、すなわち連続現象としてのプレス加工時のスライド変位予測にも適用可能であると考えられる。たとえば、制御系の過渡応答の問題が加工品の寸法精度に影響を及ぼすものとしては、底突き曲げや被加工材の板厚を薄くする鍛圧加工などがある。制御系の過渡応答に伴うスライド位置の変動は、底突き曲げでは曲げ角度が影響を受け、鍛圧加工では鍛圧部の板厚寸法

が影響を受けると想定される。これらの加工に対して、提案した振動解析モデルは、外乱入力条件などを変更することにより加工時間とスライド位置変位の関係を予測することが可能である。これにより、スライド位置が安定する最適加工時間を決定できる。このことは、今後、サーボプレスのスライドモーションの最適化を進めるうえで、有益な工業的寄与を果たしうると考える。

以上、本研究により、機械プレスにはみられないサーボプレス固有の打抜き振動の予測が可能となり、振動低減の原理ならびに具体的手法が示された。また、構築した振動解析モデルは打抜き以外の加工、たとえば鍛圧加工における適正な加圧保持時間の指針を得る際などにも有用になるであろう。今後、打抜き振動問題や加工精度の向上問題などに対して、より高度な対応力を備えたサーボプレスの設計・開発へと向かうことを期待し、本論文がその一助となることを願うものである。

謝辞

指導教授である首都大学東京システムデザイン研究科ヒューマンメカトロニクスシステム学域の楊明教授には、私が本研究テーマを持ち込んだ当初から深い関心とご理解を示していただきました。そして、博士課程入学後の研究遂行においては、先生からデータ分析の着眼点や論文のまとめ方などにおいて、的確なご指導を賜りましたことに深く感謝申し上げます。首都大学東京理工学研究科機械工学専攻の真鍋健一教授ならびに吉村卓也教授、日本工業大学機械工学科の古閑伸裕教授には、学位論文審査会を通じた的確なご指摘、ご教示をいただき深甚なる謝意を表します。首都大学東京名誉教授の西村尚先生、神奈川工科大学名誉教授の遠藤順一先生、日本工業大学名誉教授の村川正夫先生ならびに元理化学研究所の林央先生からはサーボプレスの動的挙動に関する研究は、今後欠かせないものとなるとの励ましのお言葉を頂きました。また、私の恩師である故田村公男先生には、社会人になって以降も塑性加工はもとより各種の諸課題への対処などに関してことあるごとに御教授賜りました。

元湘南工科大学教授の片岡征二先生からは、以前より博士課程を勧めていただいております。そのことが今回の博士課程入学のきっかけとなりました。本研究テーマを片岡征二先生に相談したところ、研究遂行上の助言と励ましのお言葉をいただくと同時に、楊研究室を紹介いただきました。心より感謝申し上げます。技術士の小松勇先生には、前任施設の高度ポリテクセンターで開催していたサーボプレスに関するセミナーの外部講師として様々なご指導を賜りました。そして、サーボプレスに関する我が国最初の図書「サーボプレス実践活用法」の出版の際には共編著として一緒に書きましようとお声掛けを頂きました。その執筆の際に取り組んだ加工実験は、本研究の決め手となるデータを見いだすきっかけとなりました。本論文が小松勇先生へのささやかな恩返しになれば幸いです。元コマツ産機(株)の熊谷久男様および関係者の方々には、ねじ駆動サーボプレスの仕様データ等の把握に対してご協力を賜りました。2001年に熊谷様から、ねじ駆動サーボプレスではSPC材の騒音は劇的に小さく

なるが SUS 材やハイテン材ではあまり小さくならないのです, その原因を解明してくれませんか. というお声掛けをいただきました. 歳月を要しましたが, 本論文は熊谷様から頂いた宿題の回答になり得たと考えております. (株)アマダマシンツールの坂口稔様および関係者の方々には, クランクサーボプレスの仕様データ等の把握に対してご協力を賜りました. (株)放電精密加工研究所の村田力様および関係者の方々にはねじ駆動サーボプレスの振動挙動などに関する情報とご助言を賜りました.

職業能力開発総合大学校の前教務部長の荒隆裕先生, 現教務部長の遠藤龍司先生には学位取得の機会を与えて頂きました. 同僚である星野実先生, 原圭吾先生には私の社会人博士課程入学を快く受け入れて頂きました. 塑性加工ユニットの森茂樹先生, 大川正洋先生には実験遂行の際に協力を頂きました. 建築施工・構造評価ユニットの藤野栄一先生には解析パラメータの同定などの際に助言を頂きました. ものづくり計測ユニットの櫻井光広先生には MATLAB/Simulink の取り扱いなどに関する助言を頂きました. 職業能力開発総合大学校基盤整備センターの來住裕先生には実験結果の分析から研究工程管理, 体調管理など公私に渡り相談相手となって頂きました. 心より感謝申し上げます.

その他, 本研究により学位論文を完成することができたのは, ここにお名前を記すことができなかった高度ポリテクセンター時代の同僚やセミナー受講者の皆様, 職業能力開発総合大学校の関係者の皆様など多くの皆様との出会い, ご支援, ご協力の賜物であります. 心より感謝申し上げます. 今後も研究活動あるいは, 後輩の研究支援などを通じて学んできたことを社会に還元すべく精進を続ける所存です.

最後に, 社会人博士課程に入学以降, 休日のほとんどをデータ分析や論文執筆に費やすことに理解を示し体調維持に気を配ってくれた妻に心より感謝いたします.