

---

令和二年度 修士学位論文

高精度プレス加工を可能とする  
金型の設計手法に関する研究

指導教員 池浦 良淳 教授

三重大学大学院工学研究科  
博士前期課程 機械工学専攻  
人間支援システム研究室

福井 廉

# 目次

第1章 序論.....	1
1.1 研究背景.....	1
1.2 研究目的.....	5
1.3 本論文の構成.....	5
第2章 金型の動作原理及び構造.....	6
2.1 動作原理.....	6
2.2 金型の構造.....	7
第3章 プレス機のモデル化及び設計条件.....	10
3.1 プレス機のモデル化.....	10
3.1.1 プレス機の一自由度モデルの概要.....	10
3.1.2 プレス機の一自由度モデルの概要.....	16
3.2 設計条件.....	21
第4章 シミュレーションによるプレス機の動作検証.....	23
4.1 シミュレーション条件.....	23
4.1.1 一自由度モデルにおけるシミュレーション条件.....	23
4.1.2 二自由度モデルにおけるシミュレーション条件.....	25
4.2 シミュレーション結果.....	27
4.1.1 一自由度モデルにおけるシミュレーション結果.....	27
4.1.2 二自由度モデルにおけるシミュレーション結果.....	31
第5章 結論.....	33
5.1 まとめ.....	33
5.2 今後の課題.....	33
参考文献.....	34
謝辞.....	35

# 第1章

## 序論

### 1.1 研究背景

現在、自動車の電動化は世界中で拡大しており、今後もその傾向は加速すると予想されている。Fig.1.1 に IEA (International Energy Agency) が示す技術普及のシナリオを示す<sup>[1]</sup>。グラフは技術普及の 2050 年までの予測を表しており、横軸に年、縦軸に乗用車販売台数が、燃料電池自動車 (FCV)、電気自動車 (EV)、プラグインハイブリッド自動車 (PHV)、ハイブリッド自動車 (EV)、天然ガス自動車 (LPG)、クリーンディーゼル自動車 (D)、ガソリン自動車 (G) に色分けして示されている。この図から電動車の販売台数、全乗用車販売台数に占める割合が近年増加しており、今後も増加していくことが読み取れる。また、日本でも電動車 (FCV, EV, PHV, HV) を含む次世代自動車の販売台数が増加している。Fig.1.2 に日本の次世代自動車の年間販売台数の推移を示す<sup>[2]</sup>。横軸に各年度、縦軸に次世代自動車の年間販売台数が種類ごとに色分けして示されている。この図から日本の電動車の年間販売台数が増加していることがわかる。

自動車には多数の金属プレス加工製品が使用されている。ハイブリッド自動車 (HV) や電気自動車 (EV) の高電圧電池内に搭載される電源ボックスは、高電圧電源の供給・遮断・分配等を行う重要な部分であり、2.3 幅と呼ばれる種類のコネクタ端子が多用される。Fig.1.3 にコネクタ端子の製品例を示す。今後、電源ボックス内に搭載される電装部品が増加することでコネクタ端子も高密度化への対応が必要となり、より複雑で高精度なコネクタ端子が要求されている<sup>[3]</sup>。

プレス加工業は量産化が必要になった時代から現在まで発展を続けてきた。特に現在ではどの業界でも量産化になっており部品を作ることに於いてプレス機は必要不可欠になっている。現在、日本国内で使用されているプレス機械は約 30 万台であり、その中で機械プレスは 95%以上といわれている<sup>[4]</sup>。一般にプレス加工は、金型の上型をプレス機のスライダ、下型をボルスタに固定し、スライダが下降することで加工材料に加圧し形状を転写する。発生する加工力はプレス機の能力に依存し、加工力の大きさはスラ

イダの位置によって決まる。最適な加工力を発生するためにはスライダの下死点位置を精度よく制御する必要がある。しかし、スライダを駆動する機構における摩耗や摺動部の遊び、温度変化による筐体の伸縮が存在する。これらの問題はスライダの下死点の位置精度を悪くする。対策として、下死点位置でのスライダとボルスタの距離であるダイハイトの調整や金型の修正が行われるが、スライダの位置のずれを予測することは困難なため、熟練作業者の勘と経験に頼っている現状がある。また、曲げ加工ではスプリングバックという問題が存在する。スプリングバックとは材料を曲げた後、材料が持つ弾性力により曲げが元に戻ろうとする働きである。通常のクランクプレス加工では加圧時間が短いため、スプリングバックを抑制できない。そこで、近年はサーボモータでスライダを動かすプレス機であるサーボプレスが使用されている。サーボプレスはサーボモータによる駆動のため、スライダの位置精度がよく、動作モーションも自由に制御できる<sup>[5][6]</sup>。そのため、スライダの下死点位置のずれの問題は解消され、また、スライダの下死点時間を長く保つことでスプリングバックを抑制することができる。しかし、加工速度が遅く最大加圧能力が低いといった問題があり、使用用途は限られてくる。

また、サーボプレス以外にもスライダの下死点の位置決め精度の改善について研究が行われてきた。關らは作動型回転直動変換機構を用いたプレス加工機の製作・試験を行った<sup>[7]</sup>。高精度かつ高出力を実現したが、プレス機本体の構造により改善を図るものであるため、生産ラインに導入する場合、既存のプレス機に組み込むことができない。つまりプレス機本体を買い替える必要がある。一方、本研究室では加工力をばねにより発生させ、ストッパーによりスライダ下死点の位置決めをする構造が提案されてきた<sup>[8]</sup>。Fig.1.4 にその提案されたプレス機構造を示す。後藤はこの構造によりスライダの位置精度を改善した。しかし、この構造も同様に既存のプレス機に組み込むことは困難である。

以上の背景より、上型とスライダを締結せず、ばねとダンパーからなる加工力装置を上型の上部に設置し、ストッパーにより上型の下死点を位置決めする金型構造により問題の解決が図られた。Fig.1.5 にその試作機の概略を示す。Fig.1.6 に試作された金型を示す。この試作された金型では、高精度・高速プレスが可能であり、ダイハイト調整が不要であったが、大きな騒音が発生するという新たな問題が確認された。騒音が発生する要因は、抜き加工における急激な加工力の減少により、加工力調整装置のばね力が上型に大きな加速度を発生させ、大きな速度でストッパー衝突することによるものである。この衝突は騒音だけでなく、メンテナンス寿命にも影響すると考えられる。抜き加工における騒音について様々な研究が行われている。村川は逆圧式の油圧慣性ダンパーを用

いて打ち抜き騒音の低減を実証した<sup>[9]</sup>。しかし、搭載する重りの慣性によってダンピング効果を得るものであるため、装置が大きい。サーボプレスにおいてはスライダの動作モーションを自由に設定できるため、打ち抜き騒音を抑制することも可能である<sup>[10]</sup>。しかし前述した通りのサーボプレスの問題点が依然として内在する。

また、試作機製作に際し、加工力調整装置のばね及び、上型を予め持ち上げるばねのばね定数などのパラメータは試行錯誤の末に決定していた。未だその設計手法は理論的に確立されていない。

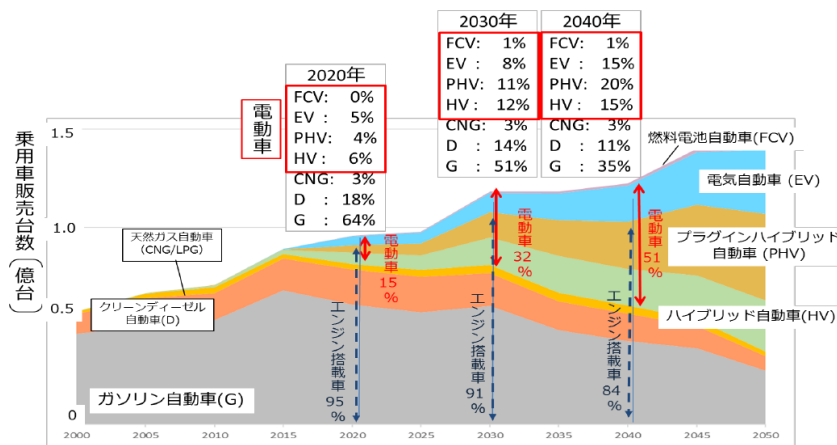


Fig.1.1 Energy Technology Perspectives by IEA

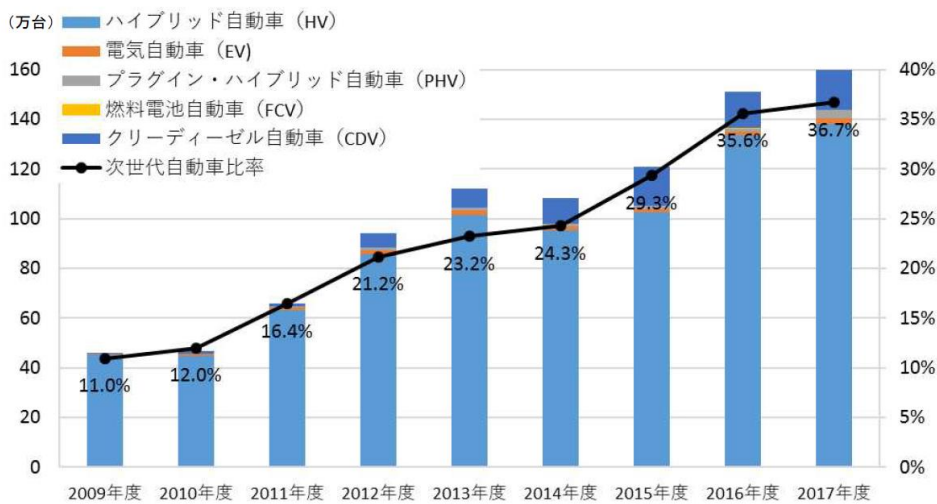


Fig.1.2 Transition of next-generation vehicles sales quantity in Japan



Fig.1.3 Example of connector terminals

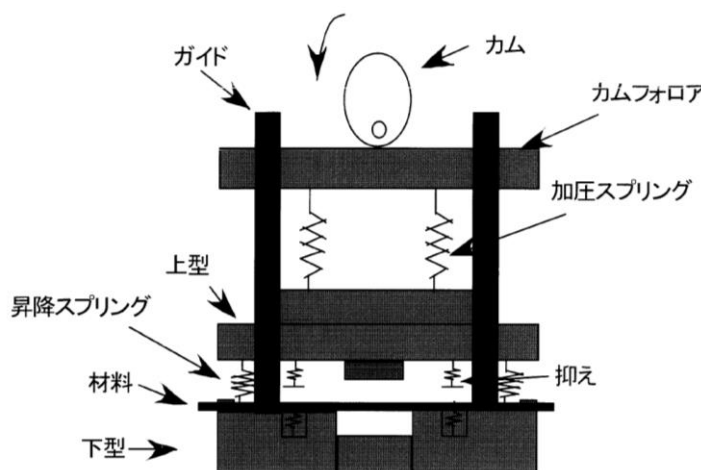


Fig.1.4 Press machine previously suggested by laboratory

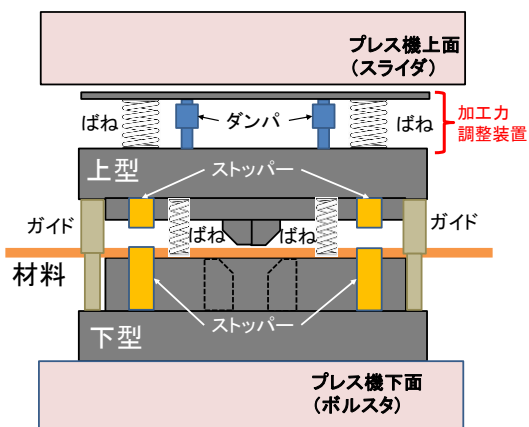


Fig.1.5 Outline of Prototype

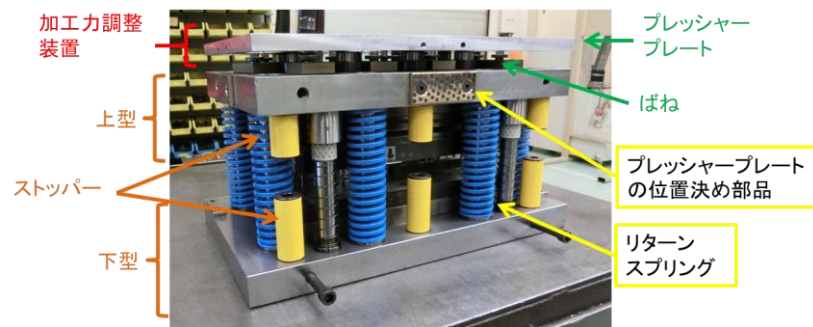


Fig.1.6 Prototype mold

## 1.2 研究目的

本研究では、高精度プレス加工を可能とする加工力調整装置の設計手法の確立を目的とする。プレス機全体を理論的にモデル化しパラメータの選定を行い、その数値を設計値として、これまで試行錯誤の上決定していた従来値との比較を行う。モデル化に基づくシミュレーションにより、設計値及び従来値の場合におけるプレス機の動作を検証し、本論文における設計手法の有効性を示す。

## 1.3 本論文の構成

本論文の構成を以下に示す。第2章ではばねとダンパーを付加した金型の構造及び動作原理について述べる。第3章ではプレス機のモデル化と設計条件について、第4章では設計したパラメータによるシミュレーションについて述べる。最後に第5章において本研究のまとめと今後の課題について述べる。

## 第2章

# 金型の動作原理及び構造

本章では加工力調整装置を付加した金型の動作原理とその構造について述べる。2.1節では金型の動作原理について、2.2節では本研究で使用している実験装置の金型の構造について述べる。

### 2.1 動作原理

Fig.2.1 に動作原理の概略を示す。図は例として、薄板の曲げ加工を表している。本金型は、プレッシャープレートとばねにより構成されている加工力調整装置、上型、下型、ガイド、ストッパー、上型・下型間のばね、持ち上げコンロッドにより成り立っている。スライダと加工力調整装置は締結されておらず、ボルスタと下型が締結されている点が本機構の主な特徴である。上型・下型間のストッパーは上型の下死点の位置決めで使用されている。上型・下型間のばねは加工に際し、上型を予め持ち上げるため使用されている。このばねはコイルスプリングであり、以降リターンスプリングと呼ぶ。加工力調整装置はプレッシャープレートとばねにより構成されている。プレッシャープレートを以降単にプレートと呼ぶ。装置に用いられるばねはガススプリングであり、加工に必要な力を発生させるために用いられている。

加工前に上型はリターンスプリングによって持ち上げられている。ここで、リターンスプリングのばね定数は上型を十分な高さまで持ち上げるだけの大きさが必要である。スライダが下降するにつれてスライダは加工力調整装置及び上型を押し下げる。加工力調整装置内のプレートと上型は持ち上げコンロッドにより締結されているため2体は基本同期した動きをとる。スライダがさらに下降すると、上型と下型の間に設置されたストッパーが突き当たることにより、上型は下死点に位置決めされる。ここで、ガススプリングのばね定数は十分な加工力を発生させるだけの大きさが必要である。その後、スライダは加工力調整装置のばね及びダンパーを押し縮めながらさらに下降する。そして、スライダの下死点位置で加工終了となる。この動作原理により、スライダが目標の下死点位置からずれても、上型はストッパーに押し当てられ、位置



決められ続けるため、目標加工力が維持される。プレス機の摩耗や摺動部の遊び、筐体の伸縮の影響を受けないため、加工力精度を保つことが可能となる。また、ストッパーが突き当たった後、スライダが下死点に至るまで目標加工力を保ち続けることができるため、スプリングバックの軽減が可能となる。図にはガススプリングが持つ粘性特性をダンパーとして表示している。次節で示す実際の装置にはダンパーは挿入されていないが、初期段階において用いる構想があったため図として残している。

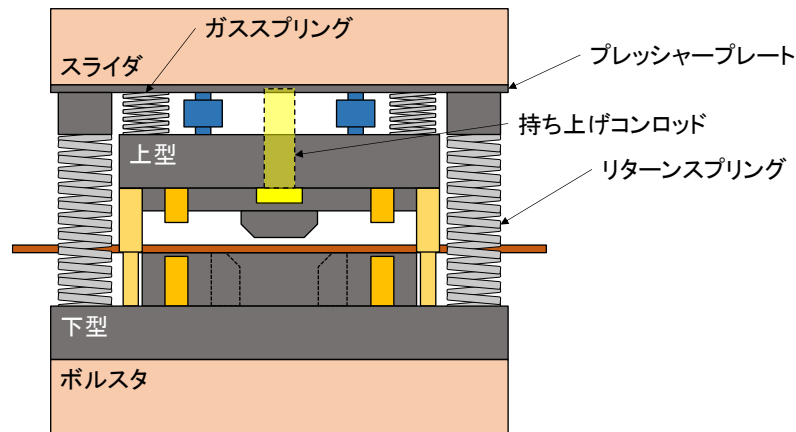


Fig.2.1 Outline of mold structure

## 2.2 金型の構造

Fig.2.2 に本研究で用いている実験装置の様子を示す。前節の概略図で示した構成部品を赤い矢印で指している。実験装置においてはリターンズスプリング及びガススプリングはそれぞれ並列に数十本設置されている。プレス機自体の動作可能速度は最大で 200 spm、1 分間に約 3.3 ショットとなっている。

現状の装置の問題点として騒音問題が挙げられている。Table.2.1 にプレス機を 200 spm で動作させた場合の精密騒音計を用いたデシベル値を、加工力調整装置なしの場合と合わせて示す。値は 1 秒ごとのピーク値の 10 回分 (10 秒間) の平均値であり材料あり、なしの両場合を載せている。表が示す通り装置なしの場合に比べ、材料あり、なし共にデシベル値が 100 dB を大きく上回っていることが確認できる。Fig.2.3 に上型が上死点→下死点→上死点に至る 0.3 秒間の動作の際の音声波形を示す。図が示す通りプレスが上死点から下死点に到達するまでに大きな衝撃音のピークが観測されていることが確認できる。この原因として、Fig.2.4 の様に上型がストッパーに押し付けられる際の衝撃や持ち上げコンロッドから上型が加工の衝撃により離れ再接触する際の衝撃が挙げられている。

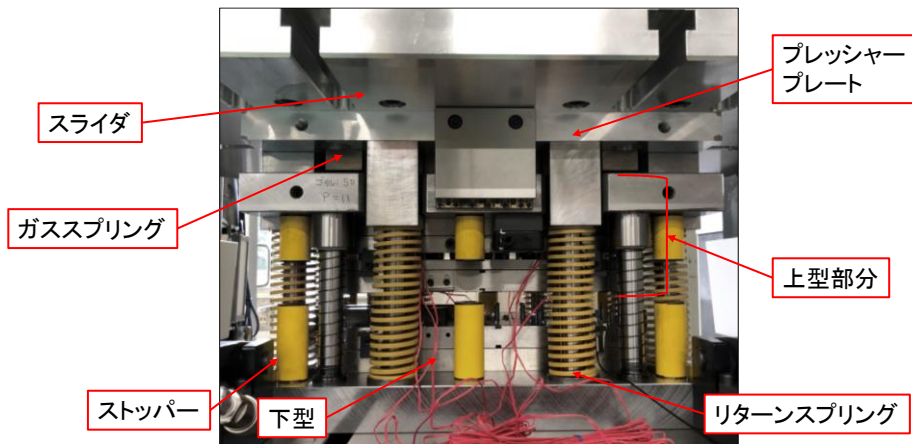


Fig.2.2 Experimental device

Table2.1 Noise level

騒音[dB]	材料あり	材料なし
調整装置あり	108.5	107.6
調整装置なし	100.6	99.8

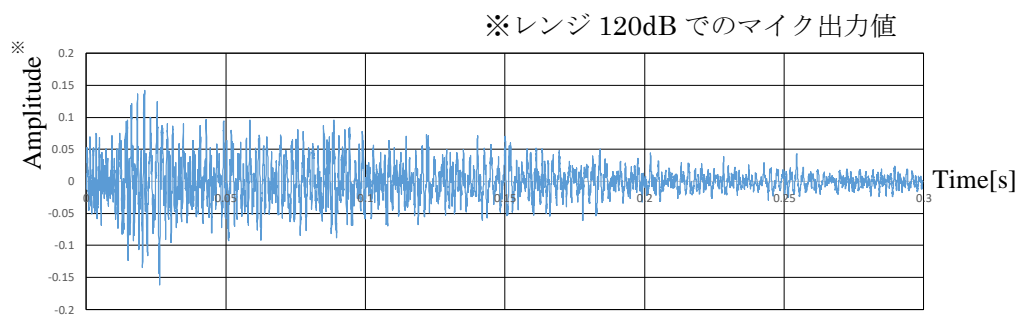


Fig.2.3 Voice waveform

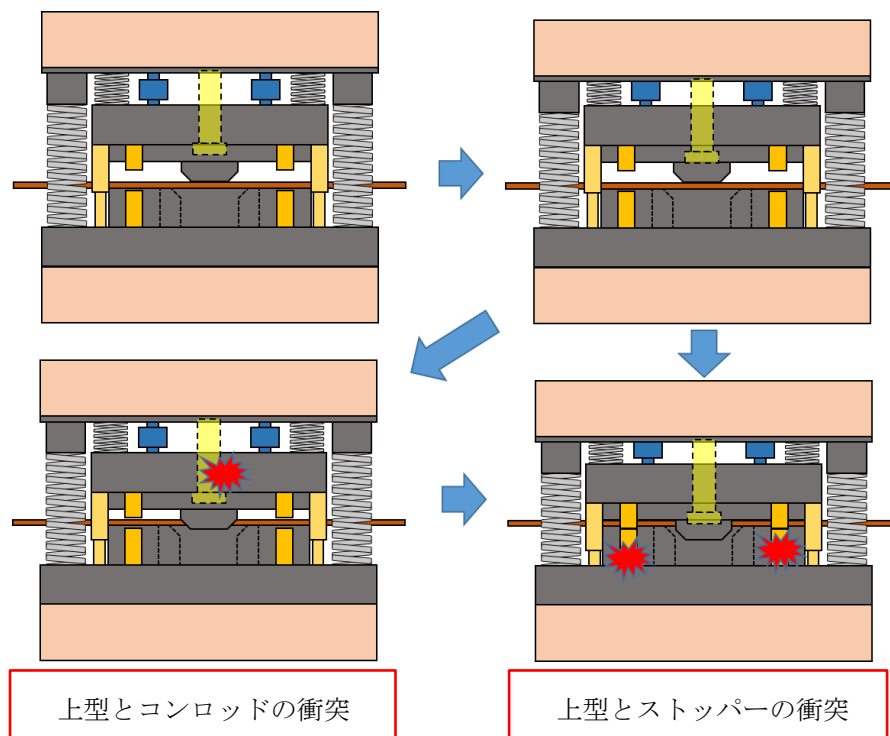


Fig.2.4 Impact at the time of contact

## 第3章

# プレス機のモデル化及び設計条件

本章 3.1 節では本論文で取り扱うモデルについて、3.2 節ではパラメータの設計において満たすべき条件の導出について述べる。

### 3.1 プレス機のモデル化

#### 3.1.1 プレス機の一自由度モデルの概要

本研究では、運動方程式から導いた理論式をもとにパラメータ設計手法を組み立てる。そのため、対象のプレス機は理論的に取り扱える形、条件にモデル化する必要がある。Table3.1 にモデル化したプレス機における設計すべきパラメータの一覧を、Table3.2 に実機で設定されているパラメータの一覧を示す。Fig.3.1 に本研究で取り扱うプレス機を上下並進方向に一自由度方向にモデル化した図を示す。モデルは簡素化のため、ガイドの要素は無視している。スライダの位置を $x_s[\text{m}]$ 、プレートの位置を $x_p[\text{m}]$ 、上型の位置を $x_u[\text{m}]$ とし、それらの原点をばねの自然長位置に設定する。それに加えプレートと上型が同調している際の両剛体の重心位置の座標を $X[\text{m}]$ として表す。Fig.3.2 に上型部分の拡大図を示す。この図には加工対象となる材料を抑えるためのばねとパンチ部分の位置関係が示されている。

プレス機の動作を表現するため、スライダに強制変位 $X_s$ を与える。ここでは、スライダにプレートが追従するとして、同一の強制変位を与える。クランクプレスにおけるスライダの動作は以下に示すような余弦波の式で表される。

$$X_s = A(\cos \omega t - 1) + x_{p0} \quad (1)$$

上式において、 $\omega[\text{rad/s}]$ はスライダの角速度、 $t[\text{s}]$ はプレス初動時を開始時刻とする時間、 $x_{p0}[\text{m}]$ はプレートの押込み量を表す。また $A[\text{m}]$ の倍値の振幅 $2A[\text{m}]$ がスライダのストロークに該当する。またプレス機の精度に関わる上型が受ける力 $F$ については、まだ十分に実機でのデータが取得できていないため、今回は仮想的に $F(x_u)$ とおいた。その概要は後程説明する。

Table3.1 Parameters to be designed

$k_1$ [N/m]	リターンスプリングばね定数
$k_2$ [N/m]	ガススプリングばね定数
$c_1$ [Ns/m]	下部減衰係数
$c_2$ [Ns/m]	上部減衰係数

Table3.2 Parameters of the actual machine

$m_u$ [kg]	上型質量
$m_p$ [kg]	プレート質量
$H_u$ [m]	上型厚さ
$H_p$ [m]	プレート厚さ
$L_u$ [m]	上型自然長位置
$L_p$ [m]	プレート自然長位置
$H_{pu}$ [m]	パンチ部分厚さ
$F$ [N]	上型が受ける力
$L_m$ [m]	材料位置
$k_3$ [N/mm]	材料押さえばね定数
$L_{k_3}$ [m]	材料押さえ開始位置
$k_{3min} \sim k_{3max}$ [mm]	$k_3$ 初期縮量 $\sim k_3$ 最大縮量

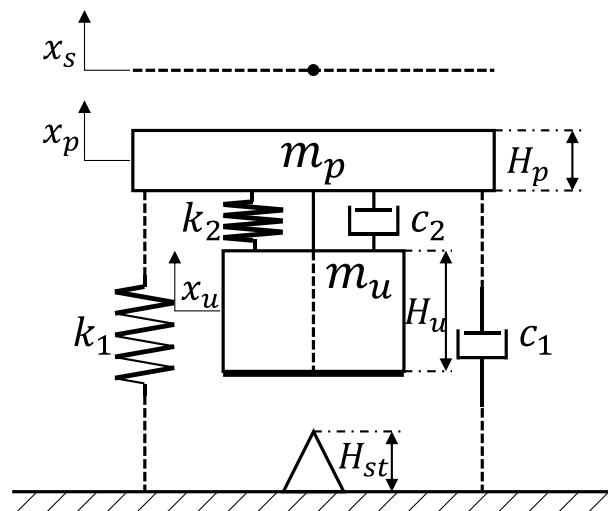


Fig.3.1 One degree of freedom model of press machine

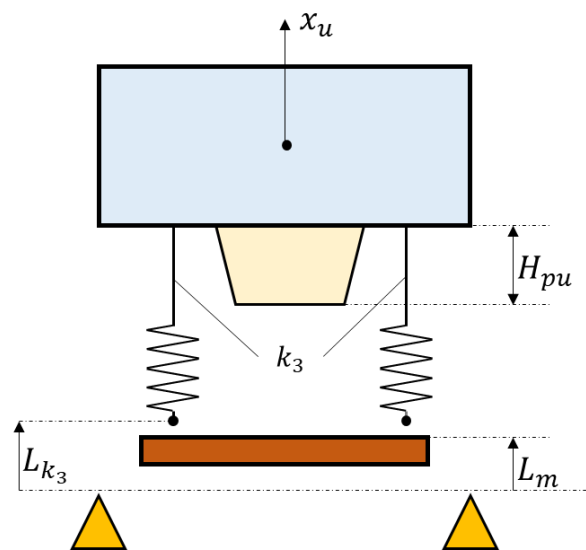


Fig.3.2 Enlarged view of the upper mold

プレス機の一連の動作を数式で再現，シミュレートするため，運動状態の分類を行った．各状態の遷移条件を定義し，モデルがとりうる状態を5つに分けた．以下それぞれの状態について説明する．

状態 1a は上型とコンロッドのみが接触している状態である．式(2)からプレートと上型の一体化した軌跡を，そして遷移変数としてコンロッドが上型に及ぼす反力 $R_u$ を式(3)より求める．この際にスライダ・プレート間距離 $D_p$ を観測する．

$$M\ddot{X} = -k_1X - c_1\dot{X} \quad (2)$$

$$R_u = m_u(g + \ddot{x}_u) + k_2(x_u - x_p) - F \quad (3)$$

状態 1b は全ての剛体が離れている条件である．式(4)と式(5)から $x_p$ ， $x_u$ を求める．遷移変数として上型・ロッド間距離 $D_u$ ， $D_p$ を観測する．

$$m_p\ddot{x}_p = -k_1x_p - c_1\dot{x}_p + k_2x_u + c_2\dot{x}_u - k_2x_p - c_2\dot{x}_p - m_pg \quad (4)$$

$$m_p\ddot{x}_p = -k_1x_p - c_1\dot{x}_p + k_2x_u + c_2\dot{x}_u - k_2x_p - c_2\dot{x}_p - m_pg \quad (5)$$

状態 2a は上型とストッパーのみが離れている条件である．遷移変数としてスライダがプレートに及ぼす反力 $R_p$ を式(6)より，反力 $R_u$ を先程と同様に求める．この際上型・ストッパー間距離 $D_{st}$ を観測する．

$$R_p = -M\ddot{X} - k_1X - c_1\dot{X} - Mg \quad (6)$$

状態 2b はスライダとプレートのみ接触している条件である．式(4)より $x_u$ を，遷移変数として $R_p$ を式(7)より求め， $D_u$ ， $D_{st}$ を観測する．

$$R_p = -m_p\ddot{x}_p - k_1x_p - c_1\dot{x}_p + k_2(x_u - x_p) + c_2(\dot{x}_u - \dot{x}_p) - m_pg \quad (7)$$

最後の状態 3 は唯一上型とストッパーが接触する下死点位置での状態である．遷移変数として，ストッパーが上型に及ぼす反力 $R_{st}$ を式(8)より求める．この際コンロッドとストッパー間距離 $D_c$ を観測する．

$$R_{st} = k_2(x_{umax} - x_{ps}) - c_2\dot{x}_{ps} + m_u g - F \quad (8)$$

5 状態の関係図を Fig.3.3 に示す．シミュレーションにおいてはこれまで示した遷移変数を用いて，プレス機の一連の動作を再現する．

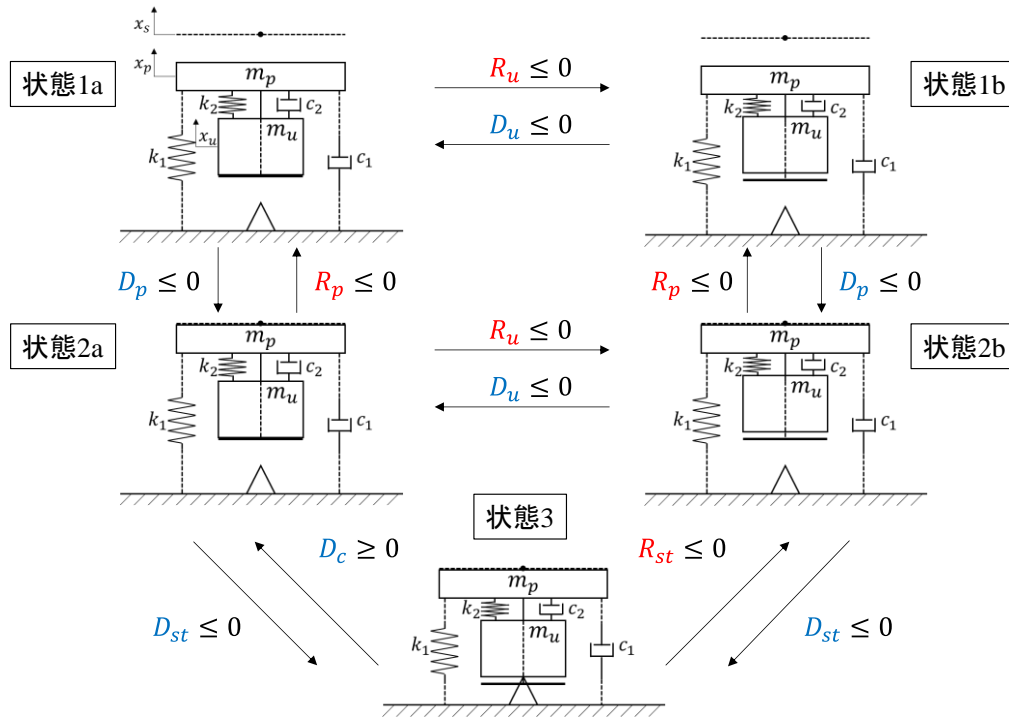


Fig.3.3 State transition diagram

上型が受ける反力 $F(x_u)$ についてここで述べる. 加工方法の分類として曲げ加工・抜き加工の2種類を考える. 始めに曲げ加工力の軌道 $f_b(x_u)$ を最大曲げ加工力 $f_{bmax}$ を設定し, 式(9)のように定義する.  $\alpha$ [m]は式(10)で定義される曲げ加工力が発生し始める位置である.

$$f_b = \frac{-f_{bmax}}{L_u - H_u/2 - \alpha} (x_u + \alpha) \tag{9}$$

$$\alpha = L_u - H_u/2 - H_{pu} - L_m \tag{10}$$

抜き加工力の軌道 $f_p(x_u)$ については曲げ加工の軌道である $f_b(x_u)$ の $f_{bmax}$ を最大抜き加工力 $f_{pmax}$ に置き換え, 力急減位置を設定し定義する.

また加工力とは別に, 材料押さえばねによる反力 $p$ についても考える. 反力 $p$ について, ばね定数 $k_3$ , 最小・最大縮量 $L_{k3min}$ ,  $L_{k3max}$ を定め, 下限値を $k_3 L_{k3min}$ にとり式(11)のように軌道 $p(x_u)$ を導出する.  $\beta$ [m]は式(12)で定義される材料押さえばねによる反力が発生し始める位置である.



$$p = \frac{k_3(L_{k_3min} - L_{k_3max})}{L_u - H_u/2 - \beta}(x_u + \beta) + k_3L_{k_3min} \quad (11)$$

$$\beta = L_{k_3} - L_m \quad (12)$$

以上のように求めた $x_u$ の関数である3つの力を合計し、上型が受ける反力 $F(x_u)$ を設定した。Fig.3.4に各反力の軌道の概略図を示す。

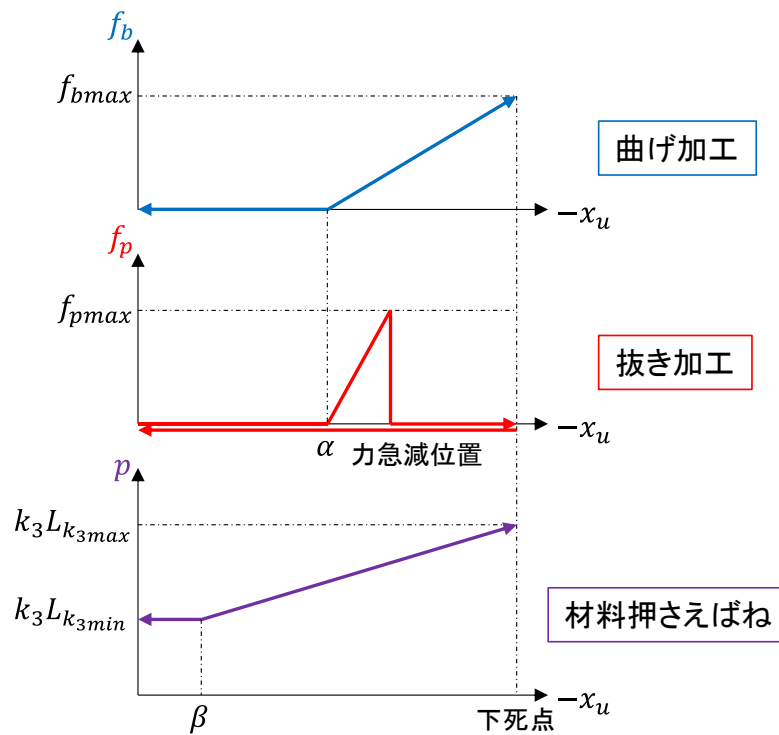


Fig.3.4 Reaction force received by the upper mold

### 3.1.2 プレス機の二自由度モデルの概要

次に前節で述べた一自由度方向のプレス機のモデル化に基づいた、二自由度方向のプレス機のモデルについて述べる. ここでの二自由度とは上型とプレートの上下の並進方向の動きとの上型の重心周りの回転方向の動きとしている<sup>[1]</sup>.

上型の精度を最も重要視しているため, また簡単化のためプレート部分の回転の動きは省いている. ばねの本数と上型を持ち上げるコンロッドの本数は, 実機で用いられている実際の部品の本数が偶数であることから2本としている.

Fig.3.5 にこれまでの一自由度モデルに傾き $\theta_u$ , 慣性モーメント $I_u$ を加えた二自由度モデルの概略図を示す. また Fig.3.6 に各部品の拡大図を示す.

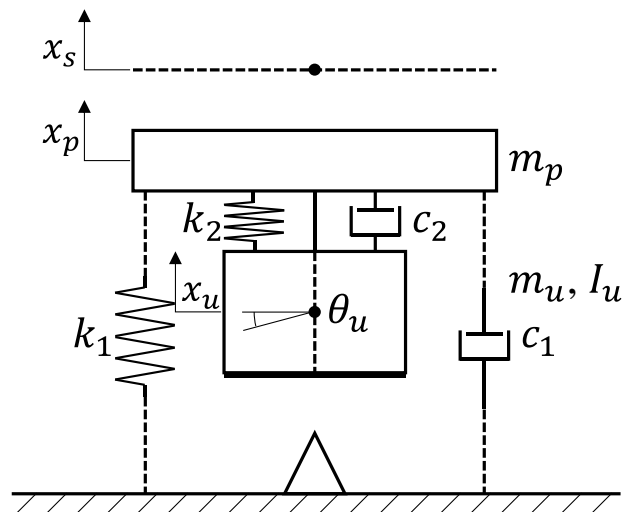


Fig.3.5 Two degree of freedom model of press machine

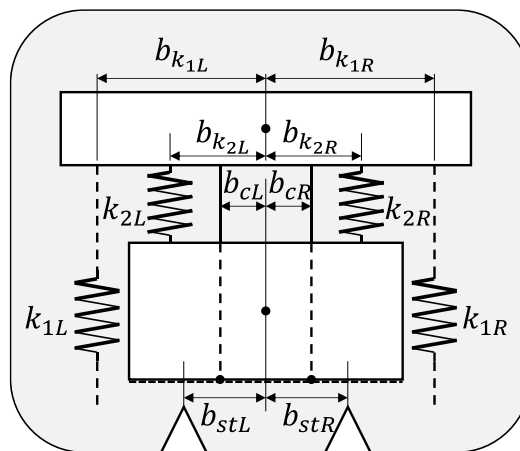


Fig.3.6 Enlarged view of Fig.3.5

二自由度モデルにおける基本の運動方程式を式(13)と式(14)に示す.

$$m_u \ddot{x}_u = x_p(k_{2L} + k_{2R}) - k_{2L}(x_u - b_{k_{2L}}\theta_u) - k_{2R}(x_u + b_{k_{2R}}\theta_u) - m_u g + (f_1 + f_2 + \dots + f_n) \quad (13)$$

$$I_u \ddot{\theta}_u = -k_{2L}x_p b_{k_{2L}} + k_{2R}x_p b_{k_{2R}} + k_{2L}(x_u - b_{k_{2L}}\theta_u)b_{k_{2L}} - k_{2R}(x_u + b_{k_{2R}}\theta_u)b_{k_{2R}} + (f_1 r_1 + f_2 r_2 + \dots + f_n r_n) \quad (14)$$

この二式は $\theta_u$ が微小という条件のもと立てられている. 各式の2行目に示されている $f$ は一自由度モデルで考えていた $F$ の分力であり,  $r$ は上型の重心から各 $f$ までの距離となっている. またこのモデル内においてはスライダとプレートが常に追従すると仮定したため,  $m_p \ddot{x}_p = \dots$ の式は省かれている.

二自由度モデルにおいてもこれまでと同様に, 遷移条件として接触の際には距離を, 離れる際には反力の判定を用いる. 距離の定義は, 重心周りの回転の際の剛体の下面の線分とストッパー・コンロッドの1点の間の長さとする. 反力の定義は接触点から下面の線分に対し, 剛体に垂直方向に働く力とする.

反力の計算には接触点回りのモーメントの運動を考える必要がある. しかしこの場合接触点で剛体が回転するので重心位置が上下の並進方向のみならず, 左右の並進方向に振れることになる. 剛体が左右に移動するということは運動が結果的に3自由度になるということを意味し, これまで無視していたガイド部分の左右方向の反力を考える必要がある. これでは計算が余計に複雑化するため, ここでは剛体は接触の際に接触点回りで回転するが重心位置は上下方向のみで左右方向の動きを0にするよう補正する計算を行う. つまり計算上接触点は移動しないが, 計算の結果導き出される剛体の動きにおいて接触点は補正のため左右に移動していることになる.

反力の計算方法についてコンロッドと上型が一点接触した場合を例にとり説明する. 説明の仮定で現れる変数を載せた図を Fig.3.7 から Fig.3.10 に示す. コンロッド左端距離 $B_{cL}$ 及び $H_u/2$ より $r_{cL}$ を三平方の定理より求める. このとき接触点における慣性モーメント $I_{uL}$ は式(15)の様に表される.

$$I_{uL} = I_u + M_u r_{cL}^2 \quad (15)$$

また角度 $\theta_{ucL1}$ は式(16)の様に表される.

$$\theta_{ucL1} = \tan^{-1} \frac{H_u/2}{B_{cL}} \quad (16)$$

接触点-ばね間距離 $r_L$ ,  $r_R$ は $\theta_{ucL1}$ を用いて式(17), 式(18)の様に表される.

$$r_L = r_{cL} \cos \theta_{ucL1} - b_{k_{2L}} \quad (17)$$

$$r_R = r_{cL} \cos \theta_{ucL1} + b_{k_{2R}} \quad (18)$$

次に剛体がコンロッドと衝突する際の角度 $\theta_{ucL}$ を式(19)より求めた $\theta_{ucL2}$ と剛体質点-コンロッド間距離 $H$ を用いて式(20)の様に求める.

$$\theta_{ucL2} = \cos^{-1} \frac{H}{r_{cL}} \quad (19)$$

$$\theta_{ucL} = 90^\circ - (\theta_{ucL1} + \theta_{ucL2}) \quad (20)$$

求めた $\theta_{ucL}$ は後に遷移条件として用いる. 接触点における座標 $x_{ucL}$ は式(21)の様に表される.

$$x_{ucL} = x_u - (H - H_u/2) \quad (21)$$

求めた $x_{ucL}$ ,  $r_L$ ,  $r_R$ より接触点回りの角度 $\theta_{uL}$ を式(22)より導出する.

$$I_{uL} \ddot{\theta}_{uL} = k_{2L}(x_{ucL} - x_{ps})r_L + k_{2R}(x_{ucL} - x_{ps})r_R - m_u g B_{cL} + f_1 r_{1L} + f_2 r_{2L} + \dots \quad (22)$$

ここで $r_{1L}$ ,  $r_{2L} \dots$ は接触点から加工力までの線分の長さを表している. 最後に $I_u$ について式(23)を考え左端のコンロッドが上型に及ぼす反力 $R_{uL}$ を求める.

$$\begin{aligned} I_u \ddot{\theta}_u = & -k_{2L} x_{ps} b_{k_{2L}} + k_{2R} x_{ps} b_{k_{2R}} \\ & + k_{2L} (x_u - b_{k_{2L}} \theta_u) b_{k_{2L}} - k_{2R} (x_u + b_{k_{2R}} \theta_u) b_{k_{2R}} \\ & - R_{uL} B_{cL} + f_1 r_1 + f_2 r_2 + \dots \end{aligned} \quad (23)$$

以上が一点接触の場合における反力の計算方法である.

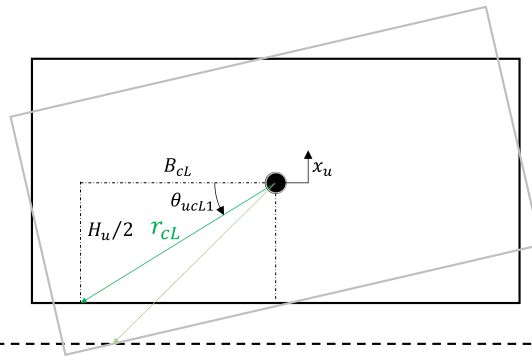


Fig.3.7 Explanation of reaction force (1)

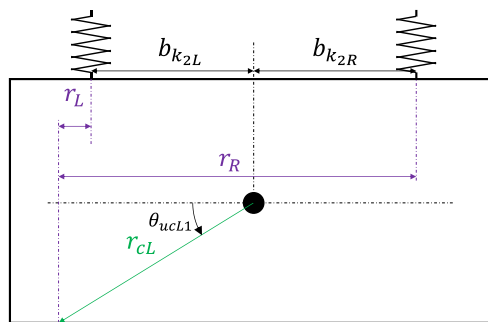


Fig.3.8 Explanation of reaction force (2)

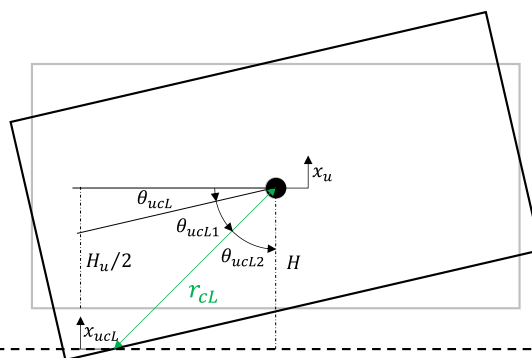


Fig.3.9 Explanation of reaction force (3)

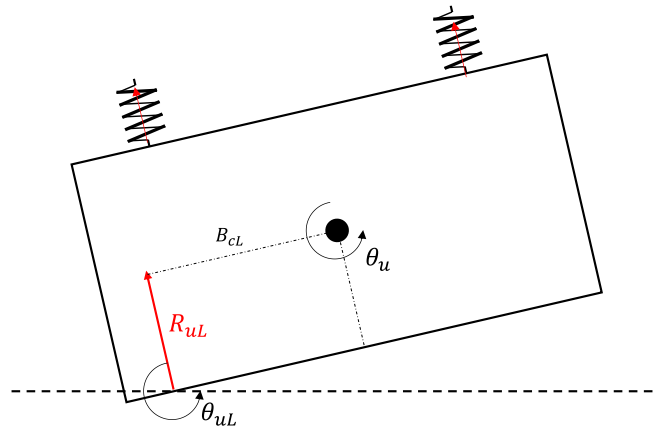


Fig.3.10 Explanation of reaction force (4)

最後にこの二自由度モデルにおける状態遷移図を Fig.3.11 と Fig.3.12 に示す. Fig.3.11 は上型とコンロッドの接触状態の関係を, Fig.3.12 は上型とストッパーの接触状態の関係を表している.

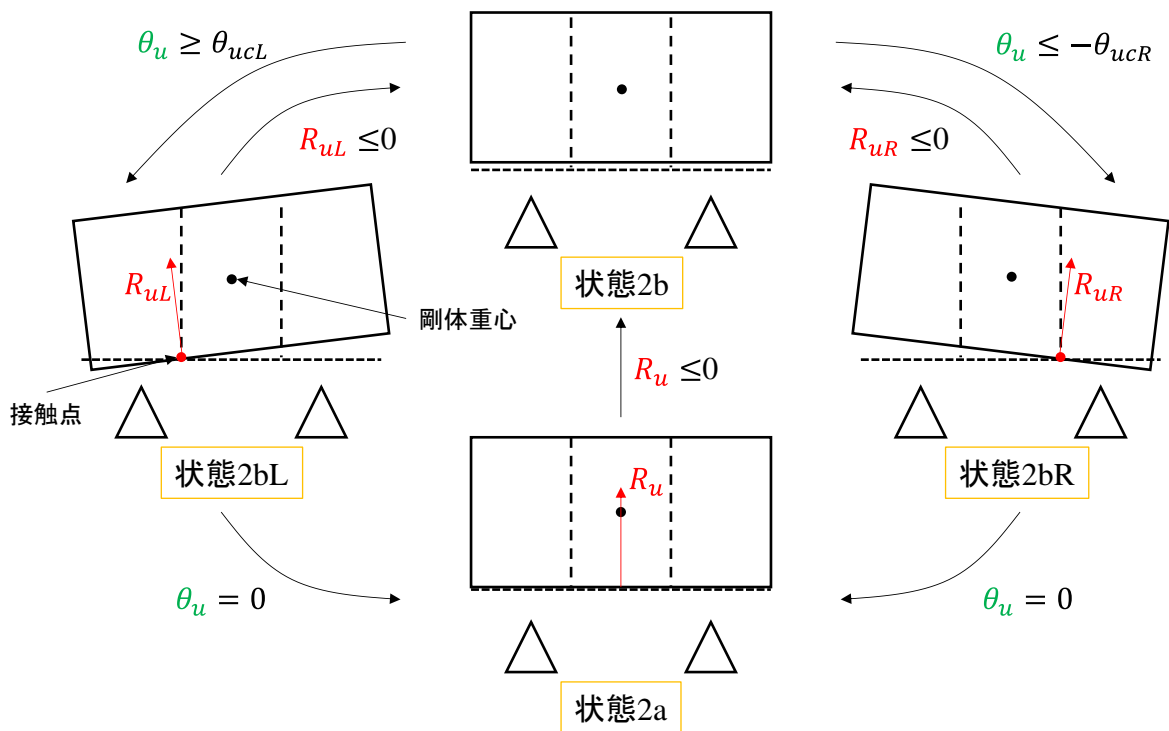


Fig.3.11 State transition diagram (1)

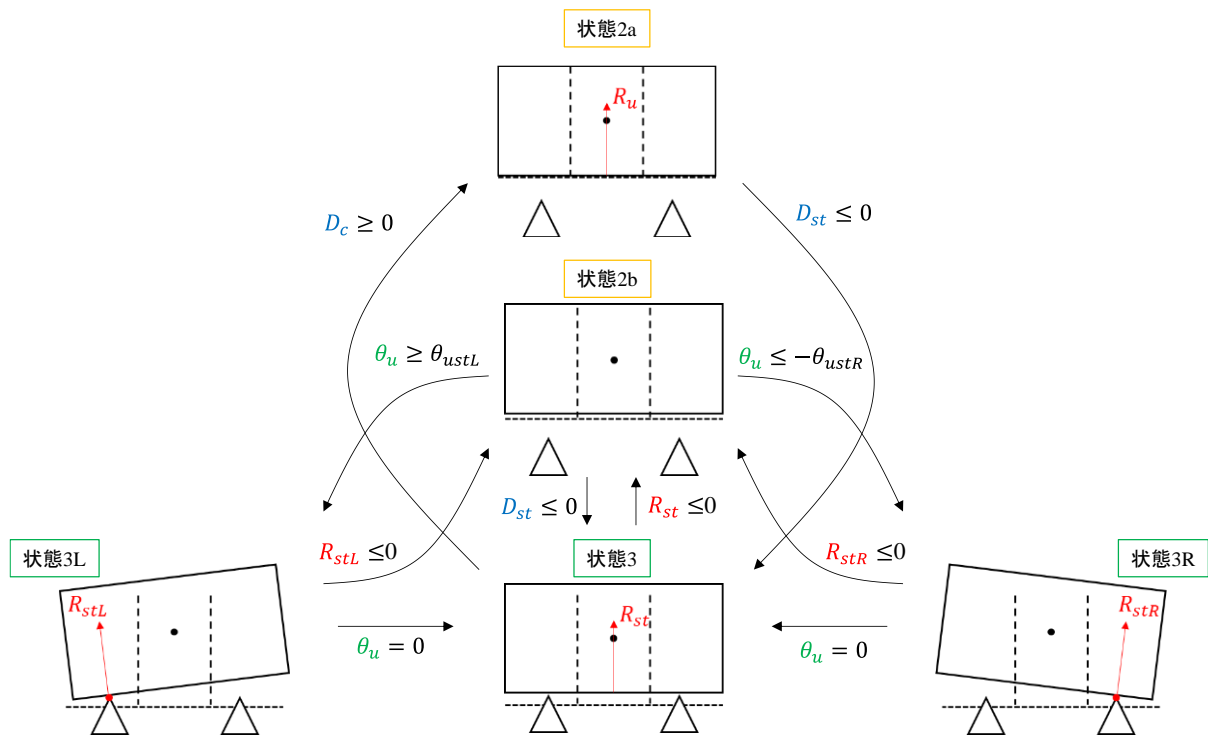


Fig.3.11 State transition diagram (2)

### 3.2 設計条件

今回行った各ばね定数の設計手順を具体的に示す。

リターンズプリング $k_1$ の設計手順について述べる。プレス機の仕様，spmの大きさより強制変位 $X_s$ が式(1)より決まる。金型の重量 $M_p$ ， $M_u$ 及び厚み $H_p$ ， $H_u$ は強度を満たす最軽量・形状のものを通常選択するが，今回は条件を統一するため既存の装置の数値を用いた。そして重要な条件として，プレートがスライダに追従する，つまり $R_p$ が正となる条件を使用した。すなわち式(6)の右辺に $< 0$ を置き，上型部分の自重による初期値 $x_{p0} = -Mg/k_1$ と式(1)を代入することで

$$k_1 > \frac{M\omega^2 \cos \omega t}{\cos \omega t - 1} \tag{24}$$

が得られる。ただしここでは簡単化のため上部減衰係数 $c_1$ は0とした。

次にガスプリング $k_2$ の設計手順について述べる。 $k_2$ は加工に必要な最大加工力と

$k_2$ の縮量から決定する。プレートのセット位置と干渉しない様、上型セット位置 $L_u$ を設定する。この際 $k_2$ の縮量 $s_2$ は式(25)のように表される。

$$s_2 = 2A + H_u/2 - L_u - x_{u0} \quad (25)$$

$x_{u0}$ を仮に0とし、上型が発揮したい最大加工力 $F_{max}$ との釣り合いを考えると式(26)の様に $k_2$ を算出できる。

$$F_{max} = k_2 s_2 \quad \therefore k_2 = F_{max}/s_2 \quad (26)$$

式(24)に200spmのショット数と70mmのストロークの強制変位を代入したところ、 $k_1 = 26540 \text{ N/m}$ の数値を得た。これは第4章で示す従来値よりも低い値であった。実際この数値以上であればプレートがスライダに追従する条件は満たされるが上型を十分に持ち上げられる耐久性や強度に疑問の余地を残すため、今回のシミュレーションでは従来値を用いることとした。

また曲げ・抜き加工の最大加工力の予想値である $F_b = 2 \text{ t}$ と $F_p = 4.9 \text{ t}$ 、そして実機の $k_3$ の値を考慮した $p = 3.9 \text{ t}$ の和を $F_{max} = F_b + F_p + p$ として表す。この $F_{max}$ を式(26)を代入したところ、 $k_2 = 11017529 \text{ N/m}$ の数値を得た。この計算結果に基づいて第4章ではシミュレーションを行う。



# 第4章

## シミュレーションによる プレス機の動作検証

本章では、前章で行ったモデル内において、従来値と設計値のばねを加工力調整装置に用いた場合の動作比較をシミュレーションにより行う。4.1節では行ったシミュレーションの条件について、4.2節では行ったシミュレーションの結果を示す。

### 4.1 シミュレーション条件

#### 4.1.1 一自由度モデルにおけるシミュレーション条件

従来値及び設計値共に変化しない装置のパラメータを Table 4.1 に示す。リターン springs  $k_1$  に関してはどちらも従来値である  $k_1 = 156800 \text{ N/m}$  の値が用いられている。しかしガス springs  $k_2$  に関しては従来値の  $k_2 = 5090264 \text{ N/m}$  と設計値を考慮した  $k_2 = 11982501 \text{ N/m}$  の両値が用いられている。この差分によって変化するパラメータをまとめたものを Table 4.2 に示す。これらの値が代入されたモデル内で設計段階と同等の 200spm のショット数と 70 mm のストロークの強制変位を系に与えた際の、上型の動作  $x_u$  及びプレートの動作  $x_p$  をストッパー基準で出力した。同時に系の遷移状態や発生している反力、加工力の反力を観測した。

Table 4.1 Device parameters

$2A$ [mm]	スライダストローク	70
$\omega$ [rad/s]	スライダ角速度(200 spm)	20.94
$m_u$ [kg]	上型質量	86
$m_p$ [kg]	プレート質量	35
$H_u$ [mm]	上型厚さ	90
$H_p$ [mm]	プレート厚さ	30
$H_{pu}$ [mm]	パンチ部分厚さ	24
$k_1$ [N/m]	リターンスプリングばね定数	156800
$L_m$ [mm]	材料位置	0
$k_3$ [N/mm]	材料押さえばね定数	5443.2
$L_{k_3}$ [mm]	材料押さえ開始位置	24
$k_{3min} \sim k_{3max}$ [mm]	$k_3$ 初期縮量 $\sim k_3$ 最大縮量	1 $\sim$ 7

Table 4.2 Comparison of conventional value and design value

		従来値	設計値
$k_2$ [N/m]	ガスをプリングばね定数	5090264	11982501
$L_u$ [m]	上型自然長位置	0.120	0.125
$x_{u0}$ [m]	上型初期位置	-0.014	-0.019

### 4.1.2 二自由度モデルにおけるシミュレーション条件

二自由度モデル内におけるパラメータもおおよそ一自由度モデル内の数値と同様である。ここでは Fig.3.6 内の各幅  $b$  を Table 4.3 に示す。ばね定数の値は一自由度モデル内の値を 2 分割した値となっている。Fig.4.1 に実際の加工材料の様子を、Fig.4.2 に材料の加工過程の様子を表す。コネクタ端子の曲げ・つぶし加工は Fig.4.2 中の A~F の 5 工程に分け行われる。それらに加え、赤丸に示す部品をカットする抜き加工が、工程 A の直前に 2 つ、工程 F の少し後に 2 つ存在する。また Fig.4.3 に上型に作用する反力の分布の縮尺図を載せる。図に基づいた曲げ加工・抜き加工の反力の位置が二自由度モデルにおいては上型にモーメントとして加わることになる。

Table 4.3 Component location

$b_{k_{2L}}$ [mm]	145
$b_{k_{2R}}$ [mm]	145
$b_{cL}$ [mm]	159
$b_{cR}$ [mm]	159
$b_{stL}$ [mm]	185
$b_{stR}$ [mm]	185

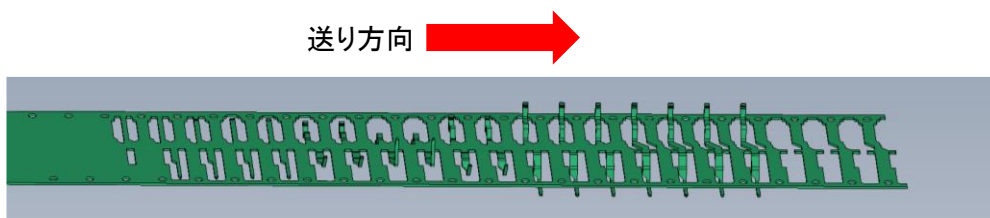


Fig.4.1 Connector terminals

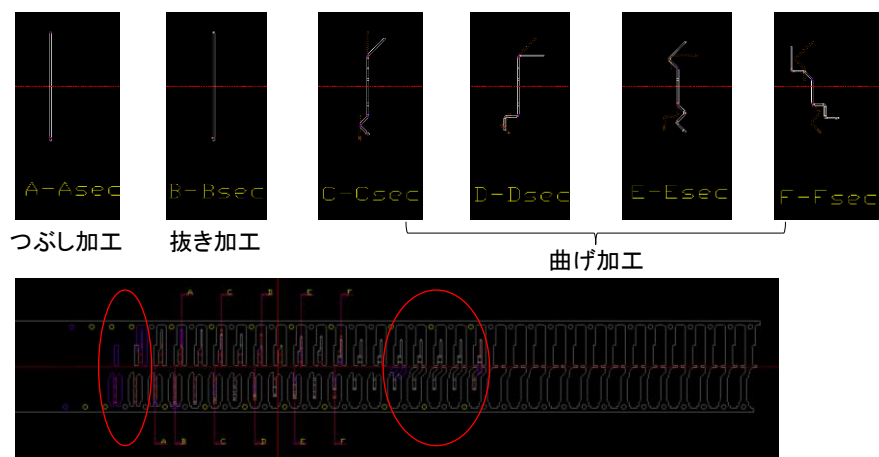


Fig.4.2 Processing of connector terminals

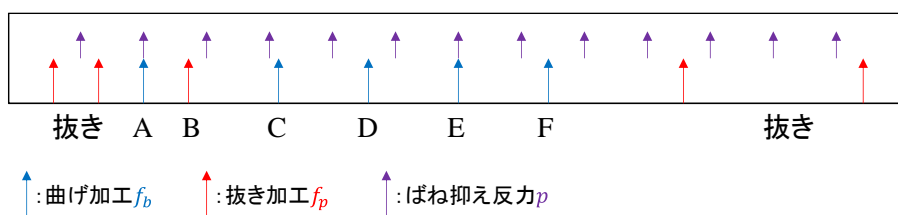


Fig.4.3 Distribution of forces acting on the upper mold

## 4.2 シミュレーション結果

### 4.1.1 一自由度モデルにおけるシミュレーション結果

Fig.4.3 に従来値の一自由度での出力結果を, Fig.4.4 に設計値の出力結果を示す. グラフは上から状態遷移, 各剛体の変位, 各反力, 加工力の反力を表しており, 横軸は全て時間となっている.

Fig.4.3, Fig.4.4 共に, プレートとスライダが離れる状態 1a 及び 1b への遷移は起きていない. これは前章で述べたスライダがプレートに及ぼす反力 $R_p$ が十分な大きさのリターンスプリング $k_1$ によって正になるよう保証されているためである. しかし Fig.4.3 の従来値の状態のグラフから, コンロッドが上型に及ぼす反力 $R_u$ が途中で 0 になり, 上型が状態 2a→2b→2a→3 の遷移を加工時に起こしていることがわかる. これは実機でも確認されていた騒音の原因の一端として考えられていた現象であり, シミュレーションによってその動作が再現されたものと考えられる. Fig.4.4 の設計値の状態遷移では上型は状態 2a→3 の正常な遷移が起きており, 正常な加工が繰り返されていることがわかる.

参考として Fig.4.5 から Fig.4.7 に $k_2 < 5090204$  N/m の結果を抜粋して載せる. これらの図から $k_2$ が従来値から更に減少すると反力 $R_u$ が 0 になる期間が増加し, 状態 2b への遷移時間も長くなっていることが確認できる. 更に $k_2$ の値が減ると Fig.4.7 のように, 状態 2b から状態 3 へ状態 2a を経ることなくそのまま遷移することが確認できる. これは上型が制御不能のままストッパーへ衝突することを意味し, 大きく加工精度に悪影響を与えるものと思われる.

以上の結果より, 上型とコンロッド及びストッパーとの衝突を考慮した一自由度のシミュレーションにより, 適切なばね定数を設計することで衝突の問題を避け正常な加工を行うことができることを確認できた.

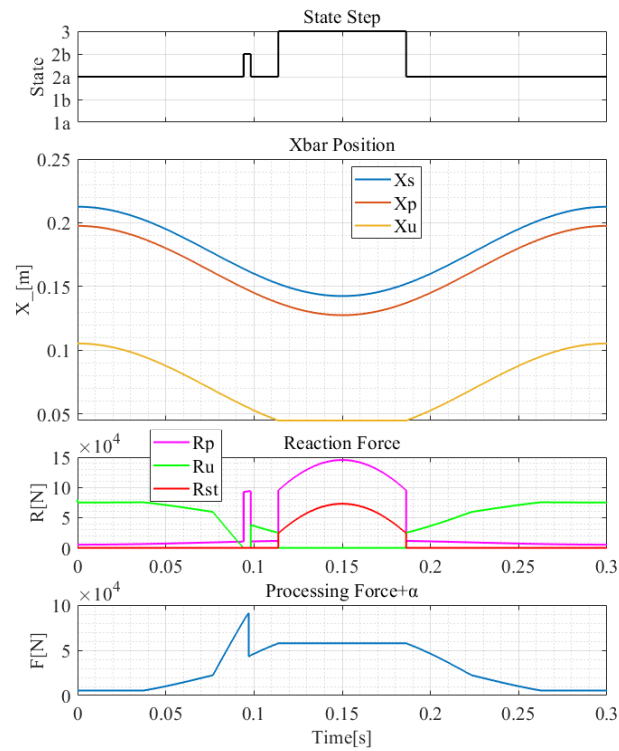


Fig.4.3 Output result of one degree of freedom model in  $k_2 = 5090204$  N/m

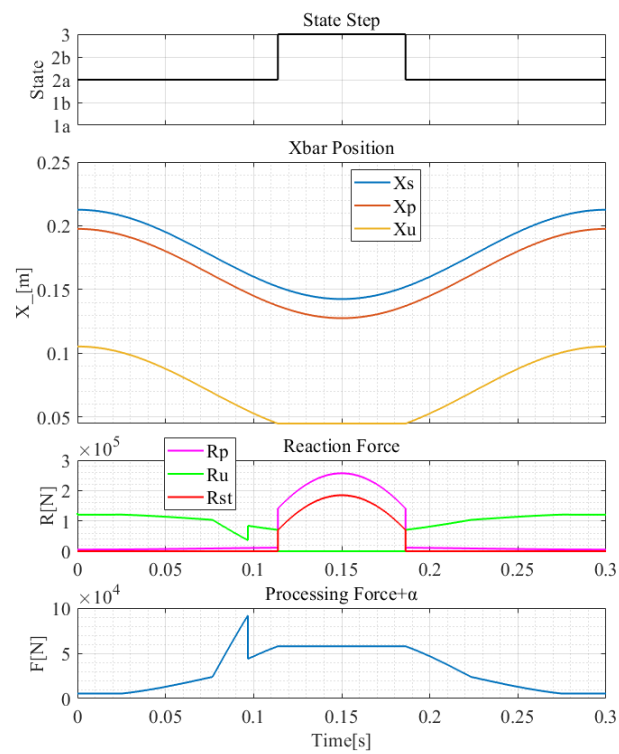


Fig.4.4 Output result of one degree of freedom model in  $k_2 = 11982501$  N/m

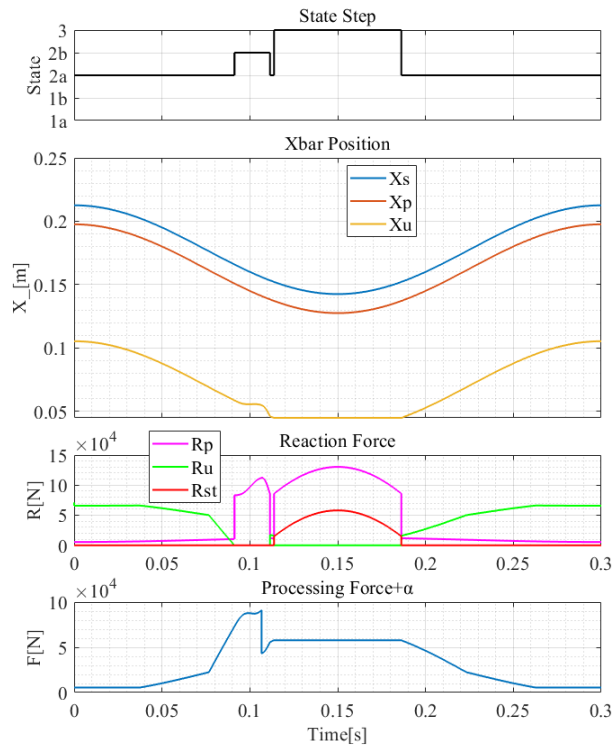


Fig.4.5 Output result of one degree of freedom model in  $k_2 = 4500000$  N/m

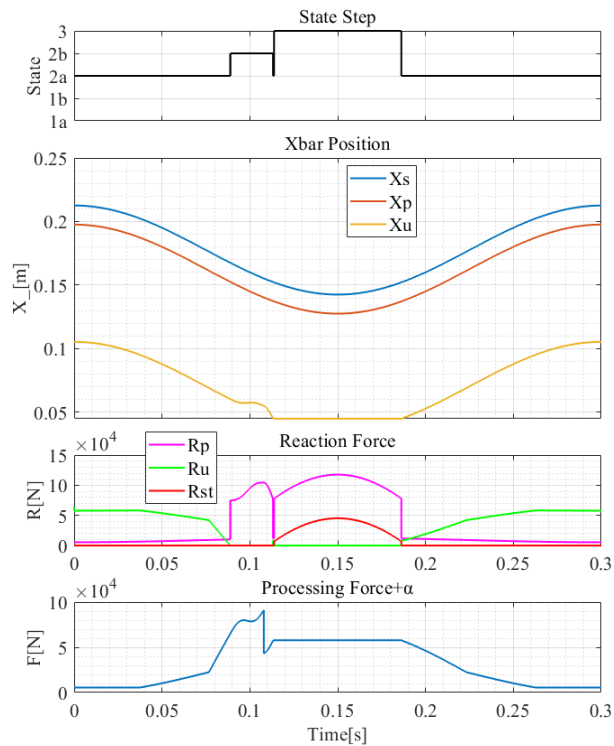


Fig.4.6 Output result of one degree of freedom model in  $k_2 = 4000000$  N/m

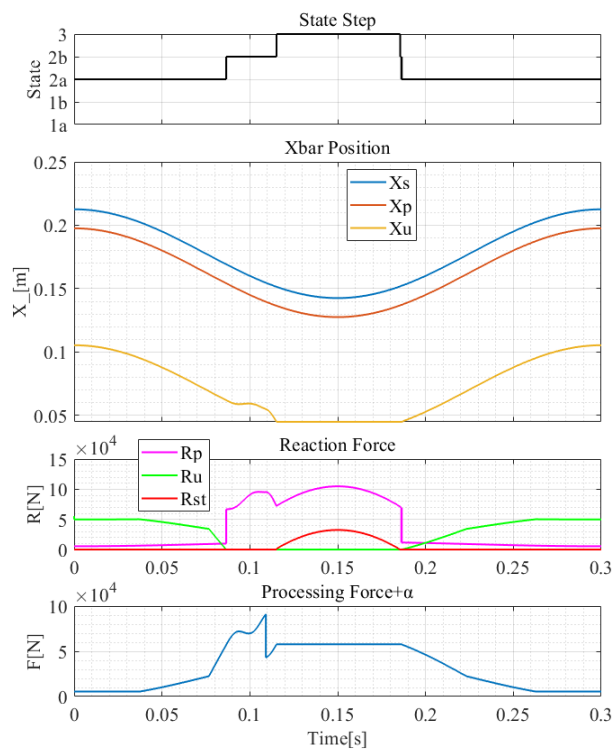


Fig.4.7 Output result of one degree of freedom model in  $k_2 = 3500000$  N/m



#### 4.1.2 二自由度モデルにおけるシミュレーション結果

Fig.4.8 に二自由度での従来値の出力結果を, Fig.4.9 に設計値の出力結果を示す. グラフは上から状態遷移, 各剛体の変位, 上型の傾きを表しており, 横軸は全て時間となっている. Fig.4.8 から従来値では一自由度のときと同様にコンロッドと上型の接触・離反が発生していることがわかるが, 左右不均一な加工力の反力の影響により上型がバランスを崩し, 状態 2bR への遷移も起こしていることが読み取れる. Fig.4.9 から設計値の結果では一自由度の結果と同様にコンロッドと上型の離反・接触が発生していないことがわかる. よって上型は常にプレートと同じ水平の角度を保ちバランスが保たれていることがわかる. 上型が傾くことで金型の形状が正しく材料に転写されないことが考えられるため, 加工精度の面において設計値の有効性が確認できたと言える.

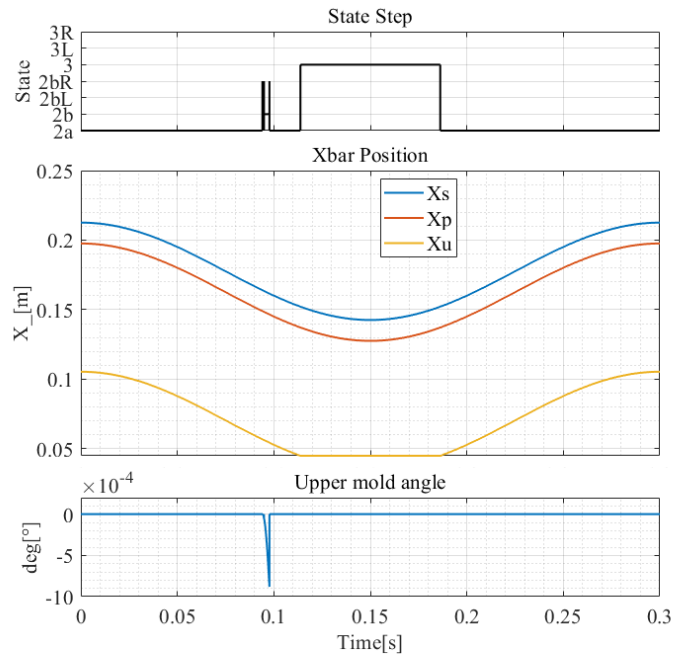


Fig.4.8 Output result of two degree of freedom model in  $k_2 = 5090204$  N/m

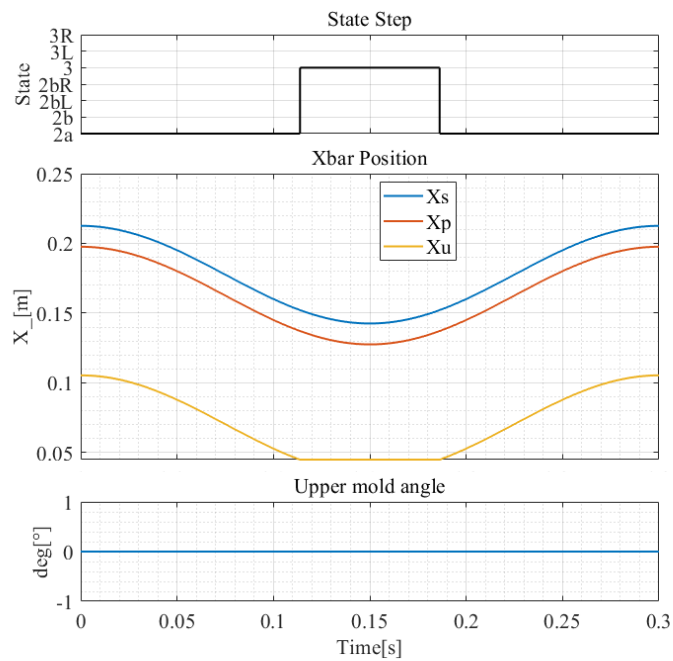


Fig.4.9 Output result of two degree of freedom model in  $k_2 = 11982501$  N/m

# 第5章

## 結論

### 5.1 まとめ

本研究では、パラメータ設計手法が未確立であった高精度プレス加工を可能にする加工力調整装置について、まずプレス機全体の一自由度及び二自由度方向のモデル化を行った。反力等の条件を理論的に整理しプレス機がとり得る状態の場合分けを行いパラメータの設計に用いる条件を導出した。求めた加工に最適なばね定数の下限値に基づき、一自由度及び二自由度方向のシミュレーションを行い、従来値と設計値の結果を比較することで本論文の設計手法の有効性を確認することができた。まとめとして、これまで試行錯誤の上決定していた加工力調整装置のパラメータについて、理論的な設計手法が確立されたといえる。

### 5.2 今後の課題

今後の課題として今回は0に設定していた減衰係数の値を調整し上型の衝突速度を軽減することや、より詳細な加工力のデータを記録しシミュレーションに役立てる必要がある。また衝撃時の反発係数やガイドの摩擦等の複雑な因子もシミュレーションに組み込み、より詳細な上型の動作を確認する必要がある。

## 参考文献

- [1] 経済産業省：「自動車新時代戦略会議(第1回)資料」，(2017年)
- [2] 国土交通省，経済産業省：「EV/PHV普及の現状について」，(2017年)
- [3] 田中政一，蛭間淳之，梅田淳司，大木島俊，谷恵亮，井村彰宏：「デンソーにおける車両の電動化技術」，基調論文 DENSO TECHNICAL REVIEW Vol.22，(2017年)
- [4] 馬場敏幸：「欧州の金属プレス金型産業と工作機械産業」，経済志林，75巻3号，pp.137-1622，(2007年)
- [5] 小松勇：「プレス機械と金型・工具」，日刊工業新聞社，(2008年)
- [6] 林央：「サーボプレス利用技術の開発研究」，天田財団研究概要報告書・国際交流報告書，No.24，pp.11-19，(2012年)
- [7] 關正憲，乙武慶樹，櫻井俊輔，清水一郎，藤井正浩「差動型回転直動変換機構を組み込んだプレス加工機の位置決め性能」，ロボティクス・メカトロニクス講演会講演概要集 2A1-P01(1)，(2014年)
- [8] 後藤真一：「カムとばね構造による金型プレス装置のカム曲線設計に関する研究」，三重大学学位論文，(2008年)
- [9] 村川正夫：「慣性ダンパーを用いたプレスせん断加工時の騒音低減技術の研究・開発」，騒音制御，Vol.24，No.2，pp.110-114，(2000年)
- [10] クンラチャートジュンラペン，水落健，古閑伸裕：「NCサーボプレスを用いた打ち抜き騒音の低減」，塑性と加工，51巻591号，(2010年)
- [11] 日本機械学会：「振動学」，丸善出版，(2005年)

# 謝辞

本研究を遂行するにあたり、指導教員であるシステム設計研究室の池浦良淳教授には、多大な助言を賜りました。不明な点があれば何回も質問に伺った私に対し、丁寧かつ適切な助言を与えて頂いたことに、心から感謝し厚く御礼申し上げます。また日々の報告会における多数のご教示や、資料作成のノウハウを賜りました同研究室 早川総一郎 准教授 に厚く御礼申し上げます。そして日頃の資料作成において親身なご指導を賜り、研究室内で特に助力を頂いた同研究室 堤成可 助教に心より感謝を申し上げます。また測定機器の較正から器具の操作方法に至るまで、知識の乏しい私に対し、長期間にわたりご指導、ご尽力を頂いた 澤井秀樹 研究員には心より感謝を申し上げます。最後に、学業だけに留まらず研究室での活動を支えて頂いた先輩方と、それぞれの研究内容が違う中で情報交換をしながら共に過ごした同輩諸氏に深く感謝し本研究の結びとします。