

博 士 論 文

サーボプレスを活用した背圧鍛造に関する研究
Back-pressure Forging Using a Servo Press

金沢大学自然科学研究科
システム創成科学専攻

学籍番号	1123122203
氏名	河本 基一郎
主任指導教員	米山 猛
提出年月	平成 27 年 1 月 9 日

目次

第1章 序論	
1.1 鍛造加工	1
1.2 サーボプレス	3
1.3 背圧荷重	5
1.4 有限要素解析	7
1.5 研究目的	8
第2章 背圧鍛造の基礎実験	
2.1 実験方法	9
2.1.1 対象部品と実験装置	9
2.1.2 実験条件	11
2.2 実験結果	13
2.2.1 成形荷重	13
2.2.2 成形品底部形状評価	15
2.2.3 成形品底部未充填面積	17
2.3 材料流動に関する考察	19
2.4 最大成形荷重と背圧荷重に関する考察	22
2.4.1 単純圧縮モデル	22
2.4.2 前方押し出し自由鍛造モデル	24
2.4.3 前方押し出し背圧鍛造モデル	26
第3章 解析モデルの構築	
3.1 一軸圧縮試験	30
3.1.1 実験方法	30
3.1.2 実験結果	31
3.2 解析モデルの構築	
3.2.1 解析モデルの概要	33
3.2.2 解析モデルの精度	35
第4章 逐次近似最適化	
4.1 最適化問題について	37
4.2 逐次近似最適化について	37
4.3 背圧鍛造への適用	39
4.1.1 設計変数	39
4.1.2 目的関数	39
4.4 シミュレーション結果	41
4.5 非劣解と劣解の検証	44
4.6 検証実験	
4.6.1 実験による最適背圧荷重付加の検証	46
4.6.2 最適背圧荷重付加における材料流動	48

第5章 スライド連動モーションによる検証実験	
5.1 実験条件と結果	51
5.2 成形エネルギーに関する考察	54
第6章 結言	57
参考文献	58
付録	62
謝辞	66

第1章 序論

近年の自動車技術開発におけるキー技術として、年々厳しくなる自動車1台当たりのCO₂排出規制[1]に対応した燃費改善のための駆動系革新技術や車体軽量化技術が上げられる。特に車体軽量化技術は、材料転換に加えてそれに伴う工法転換や構造転換が必要であり単一技術では対応できない状態となっている。またハイブリッド車や電気自動車等電動モータを駆動源とする自動車の出現により、従来の内燃機関車では存在しなかった新たな部品が必要であり、それらをいかに安く、軽く、大量に生産できるかが生産技術的な課題となっている。自動車部品にはボディだけではなく、駆動系部品を含めた機能部品の多くがプレス成形品であり、軽量化技術に対応したプレス成形技術の開発は裾野の広い研究課題といえる。

プレス機械については、近年はサーボプレスの台頭が著しく、世界中のプレスメーカーがサーボプレスを開発し、市場へ供給している状態である。そのような競争過多の中、サーボプレスによる軽量化技術への貢献は社会的発展の意味において大きな意義がある。プレス成形の中でも鍛造加工に着目すると、例えば軽量化のための中空構造部品を、従来はプレス成形と機械加工、あるいは溶接と機械加工という具合に複合工程で製作されていたものが、鍛造によるネットシェイプを実現する[2,3]といった形で鍛造加工による軽量化技術への貢献に期待が寄せられている。

そのような社会的背景の中であり、本研究は、サーボプレスの機能であるサーボダイクッションの可変背圧荷重制御とスライドフリーモーションを組み合わせることにより、鍛造成形品の寸法精度向上や成形エネルギーの低減を目的とした研究である。サーボダイクッションの最適荷重設定には有限要素シミュレーションと最適化手法を用い、その効果について実験的に検証した。

1.1 鍛造加工

鍛造加工の歴史を図 1.1 に示すが、その歴史は古く、人類が鉄を用いるようになり鋼の製法を見出すと、その加工法として武器や農具の生産に用いられた。近年では、ナイフやフォークといった手に触れる身近な品物から、自動車のエンジン部品や動力を伝達するトランスミッション部品、自転車のブレーキ部品、鉄道の車輪や車軸、巨大な発電機用のタービンロータや航空機用部品などの生産にまで使用されており、人類の文明社会を支えるために無くてはならないものとなっている[4]。

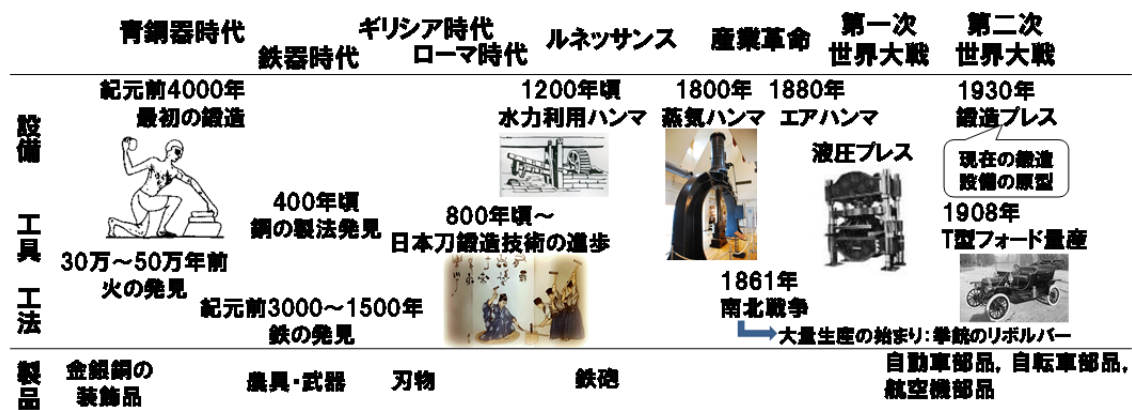


図 1.1 鍛造加工の歴史[4]

現代における鍛造加工は、図 1.2 に示すように使用する設備や工具により様々な工法に分類できる。本研究では、金型を使用し大量生産向きであるプレス加工に着目し、その中でも汎用性が高い縦型プレスによる鍛造加工を対象とする。

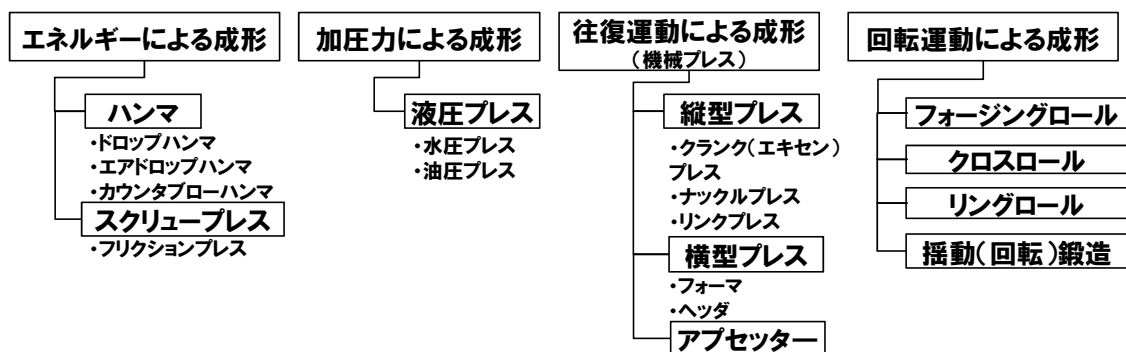


図 1.2 鍛造加工の分類

鍛造加工をその成形温度域で分類すると、材料を加熱し再結晶温度以上で鍛造を行う熱間鍛造、材料を室温で鍛造する冷間鍛造、冷間鍛造と熱間鍛造の間の温度で成形を行う温間鍛造に分類できる。歴史的に最も古い鍛造方法は刀鍛冶に代表される熱間鍛造である。次に古いのが第2次世界大戦中にドイツにおいて鋼の薬きょうを加工するために開発された冷間鍛造である。日本では1957年に東京工作機械見本市に出品された1000 kNのマイプレスによってソケットナットの冷間押しの実演が行われ、これが産業界に強いインパクトを与えて冷間鍛造の導入が加速された[5]。

わが国における冷間鍛造は、自動車メーカーやベアリングメーカーにおいて積極的な適用研究がなされ、1969年に日本塑性加工学会に設立された冷間鍛造分科会（1985年に鍛造分科会に改組）の研究・教育貢献もあり、昨今では日本の普通乗用車1台当たり約50kgの冷間鍛造部品が使われるようになり日本は世界トップクラスの冷間鍛造技術保有国となっている。

温間鍛造は、熱間鍛造における材料変形の容易さと冷間鍛造における寸法精度の高さを兼ね持たせることをねらい1970～80年にかけて日本で実用化された歴史的に新しい加工法である。1970年代の第2次石油危機以後に自動車のFF化が進み、それまで熱間鍛造や冷間鍛造で成形されていたFF車の等速ジョイント部品に温間鍛造が用いられるようになって温間鍛造の適用は急拡大し現在に至っている。

温・熱間鍛造では上記のように材料を加熱するため、熱による材料変形や表面に酸化被膜が形成されることから、寸法精度としては非常に粗く、後工程として更に冷間プレス加工や機械加工を必要としている。一方、冷間鍛造は室温の材料を成形するため、高精度の成形品が得られ、鍛造ネットシェイプ加工は冷間鍛造を主体としている。本研究では、成形品の寸法精度向上を一つの目的としており、冷間鍛造モデルを扱うこととする。

1.2 サーボプレス

一般にプレスの駆動源による分類としては図1.3に示すよう、大きくは機械プレス、サーボプレス、油圧プレスという分類がある。

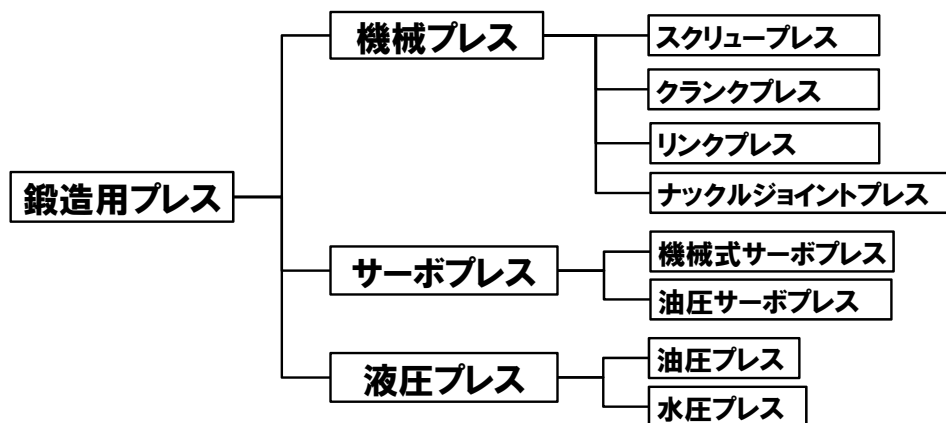


図 1.3 プレス機の分類

サーボプレスは機械式サーボプレスと油圧サーボプレスに分類される。機械式サーボプレスは駆動源にサーボモータを使用したプレスであり、油圧サーボプレスは油圧制御にサーボバルブや油圧ポンプ制御にサーボモータを使用しているプレスである。機械式サーボプレスにおいては、モータの回転運動をプレスの往復運動へ変換する機構として、クランク機構、リンク機構、スクリュウ機構等が使用されており、各機構において一長一短がある。いずれのタイプにおいても、サーボプレスではスライドフリーモーションによる生産性向上、成形品の品質向上、騒音・振動低減等を特長としている[6-10]。なお、本研究では機械式サーボプレスを単にサーボプレスと呼称するものとする。

近年では薄板板金プレスにてサーボプレスが広く活用されているが[11-13]、鍛造加工ではそのメリットを見出し難く、板金プレスに比べると適用範囲はまだ開発途上であるといえる。一般社団法人日本鍛圧工業会における統計においても、プレス機の種類は表 1.1 に示すような分類となっており[14]、鍛造プレスは機械プレスやサーボプレスという分類がなされていないことから、鍛造加工にはサーボプレスの活用範囲が非常に少ないことが伺い知れる。

表 1.1 日本鍛圧工業会におけるプレス機の種類[14]

	分 類	詳細区分
サーボプレス (メカ式)	C型サーボプレス	加圧能力により2階層に分類
	門型サーボプレス	加圧能力により4階層に分類
	トランスファ加工専用サーボプレス (C型+門型)	加圧能力により4階層に分類
機械プレス	C型機械プレス	加圧能力により2階層に分類
	門型機械プレス	加圧能力により4階層に分類
	トランスファ加工専用機械プレス (C型+門型)	加圧能力により4階層に分類
	高速順送専用(300spm-) (サーボ+機械, C型+門型)	加圧能力により2階層に分類
	鍛造プレス(サーボ+機械, C型+門型)	加圧能力により3階層に分類
油圧プレス	油圧サーボプレス (C型+門型)	加圧能力により4階層に分類
	油圧プレス (空圧・鍛造含む) (C型+門型)	加圧能力により4階層に分類

サーボプレスを主力製品とするコマツ産機 (株) においても、冷間鍛造用のサーボプレス (H1C シリーズ) を商品として取り揃えながらも、同社における機械プレスに対するサーボプレスの台数比率は図 1.4 に示すように、決して高いとはいえない。

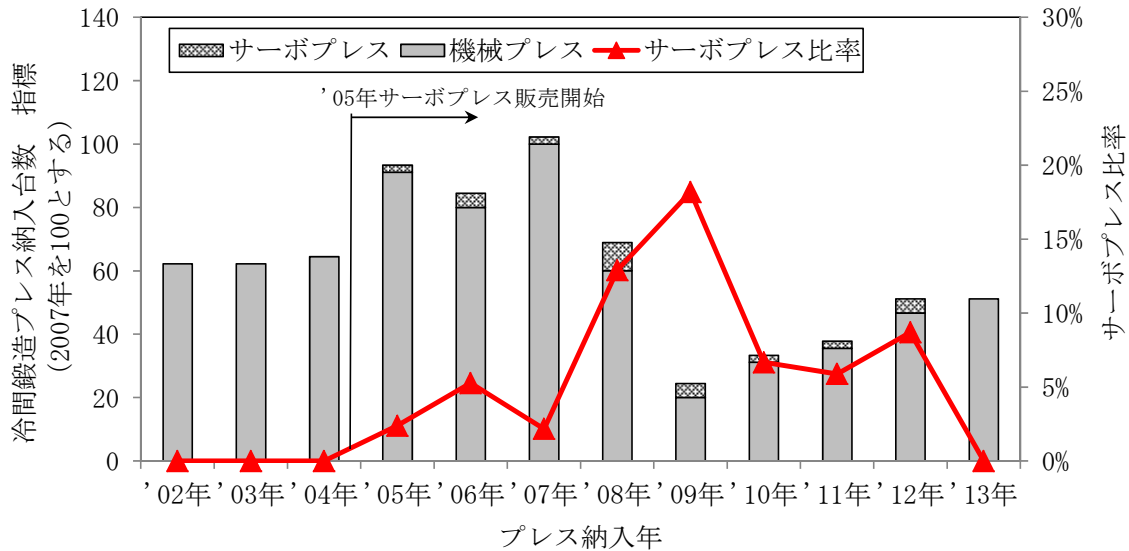
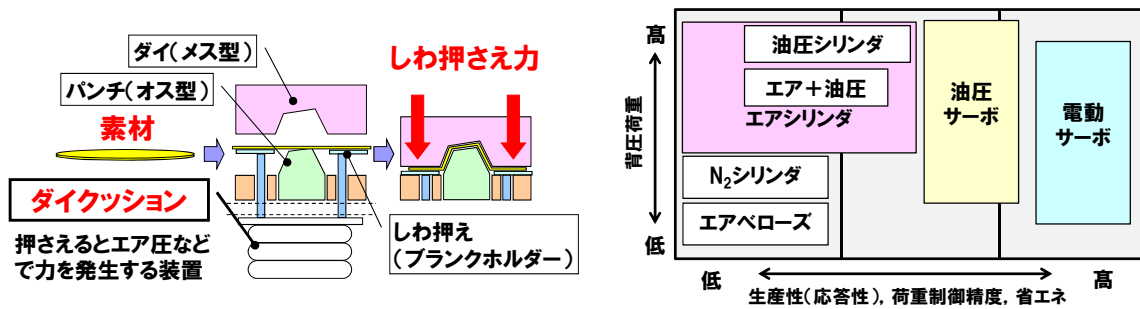


図 1.4 コマツ産機（株）における鍛造プレス納入実績

その理由の一つとして、鍛造加工では、サーボプレスのメリットが見出し難い点にあると思われるが、本研究ではサーボプレスの機能であるサーボダイクッションによる背圧荷重制御やスライドフリーモーションを活用し、成形品の寸法精度向上と成形エネルギーの低減を図ることにより、鍛造加工におけるサーボプレスの活用法を提案する。

1.3 背圧荷重

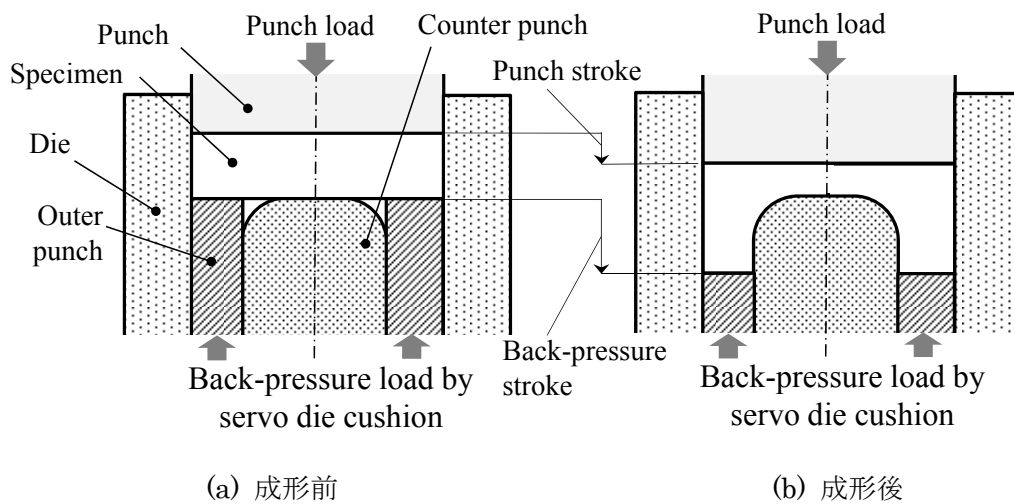
背圧荷重とは、文字通り成形荷重とは逆側からの荷重を意味する。薄板板金プレスにおけるクッション絞りも背圧荷重を利用した成形の一種であり、背圧荷重発生装置としてダイクッションが使用されている[15-17]。ダイクッションの概要について図 1.5 に示すが、背圧荷重を発生させるために様々なアクチュエータが使用されている。薄板板金の絞り加工用としてはエアシリンダによる背圧付加が一般的であるが、エアは圧縮性流体のため成形過程での圧力制御（背圧荷重制御）が難しく、常圧設定した状態からスライド下降に伴い背圧が増圧するという制御し難い面がある。近年は成形過程での背圧荷重制御を目的とした油圧サーボや電動サーボを駆動源としたダイクッションも開発されている。本研究では、電動サーボの持つ高応答性、指令値に対する高精度、回生エネルギーを利用した省エネというメリットに着目し、電動サーボダイクッションを背圧荷重発生装置として活用する。



(a) ダイクッションの機能

(b) ダイクッションの分類

図 1.5 ダイクッションの概要



(a) 成形前

(b) 成形後

図 1.6 鍛造品における背圧荷重付加

本研究における対象モデルとしては、常温の円柱形軸対称部品を前方押しで成形する冷間鍛造工程を取扱うものとし、図 1.6 に示すように上方からの成形荷重に対して、アウターパンチを介して付加される下方からの荷重を背圧荷重とする。背圧を利用した鍛造加工、いわゆる背圧鍛造については、幾つかの研究事例が見られる。小坂田らの研究[18]では、断面形状が細長いフィン状成形品を対象とした浮動工具に背圧荷重を付加した押し加工において、押し部先端平面率、背圧比を定義し、平面率を 95%以上とするためには背圧比を 50%~60%にすべきと、付加すべき背圧荷重の数値的な設定指針を提言している。王らの研究[19]では中実ボスにて背圧絞り法を適用することにより、後方押し加工に比べ成形荷重の低減に成功している。また、安藤、三吉は自動車用交流発電機のコア、エアコン用スクロール、ヒートシンクなどの複雑形状部品における背圧鍛造事例を提示し、背圧鍛造

のメリットについて包括的に論じている[20].

しかしながら、いずれの研究においても背圧荷重のアクチュエータとしては油圧シリンダが使用されており、付加する背圧荷重は一定値であることが多く、たとえ成形中に可変背圧荷重制御を行ったとしても、油圧制御のため追従性という点では課題がある。また、スライド（上型・パンチ）モーションは機械プレスあるいは油圧プレスによる固定のモーションであるため、成形中の可変背圧荷重制御や可変スライドモーションの影響については、明らかにされていない点が多い。よって、本研究では、従来の背圧鍛造から更なる寸法精度の向上や成形エネルギーの低減を目指し、背圧鍛造におけるサーボプレスの活用法とそのメリットについて論ずるものである。

1.4 有限要素解析

背圧荷重付加パターン、いわゆる背圧モーションは現在、経験や実験を通じて試行錯誤的に決めることが多く、多大な時間および費用を要するのでコンピュータシミュレーション（Computer Aided Engineering: CAE）を用いて諸条件を事前に検討することが望ましい。しかし、非線形有限要素解析には大きな計算コストを要するため、少ないシミュレーション回数で最適な背圧モーション設定を見つけることが重要な課題である。CAEを用いた鍛造製品の品質向上の研究としては、例えば鍛造プロセスを多段階に分けて行う方法[21-23]Lee et al., 1996, Tomov et al., 2004, 後藤他, 1997), 遺伝的アルゴリズム(GA)を用いて成形荷重を最小化するような金型形状を求める研究[24] (Chung and Hwang, 1997), 未充填部を最小化するようにストローク量と金型形状を求める研究[25] (Chung and Hwang, 2002), 成形品の誤差や未充填部を最小化するように金型寸法を決定する研究[26] (Lu et al., 2011)などが挙げられる。

本研究では以下のような方法でシミュレーションを行う：

1. 金型の変更は考えず、背圧モーションを求める問題を多目的最適設計問題として定式化する。
2. 計算コストの削減とブラックボックス関数最適化のために、北山らが開発した Radial Basis Function(RBF)ネットワーク[27, 28]を用いて、最適背圧荷重モーションを求める。シミュレーションによって得られた最適背圧荷重モーションをサーボプレス機による実成形に適用して、その有効性を検討する。

1.5 研究目的

本研究では、サーボダイクッションを有するサーボプレスを用いた冷間鍛造における前方押出しモデルにて、パンチと対向する位置に背圧パンチを設けることで、背圧パンチモーショントパンチモーションが成形品の寸法精度および成形エネルギーに及ぼす影響を明らかにすることを目的とし、背圧鍛造におけるサーボプレスの活用法を提案する。そのために、コンピュータシミュレーションを利用した最適化手法により、効率的に背圧荷重条件を見出した上で背圧荷重条件が成形品寸法精度や成形エネルギーに与える影響を検討し、実機における成形実験にてその効果を検証する。

第 2 章 背圧鍛造の基礎実験

背圧鍛造の研究を進めるにあたり，第 1 章で記載した軸対称円柱形部品の前方押しにて，基礎実験として，アウターパンチを配置せず背圧荷重を付加しない自由鍛造，一定背圧荷重を付加した条件，背圧荷重を 3 分割した条件，アウターパンチを固定した密閉鍛造にて実験を行った．本章では本基礎実験に関して，その方法と結果を示す．

2.1 実験方法

2.1.1 対象部品と実験装置

対象モデルは図 2.1 に示すように，供試材にはボンデ処理（リン酸亜鉛皮膜に金属石鹼を反応させた皮膜処理）した Al-Mg 系アルミニウム合金 A5052 材，直径 49 mm，高さ 12.8 mm の円板を使用した．

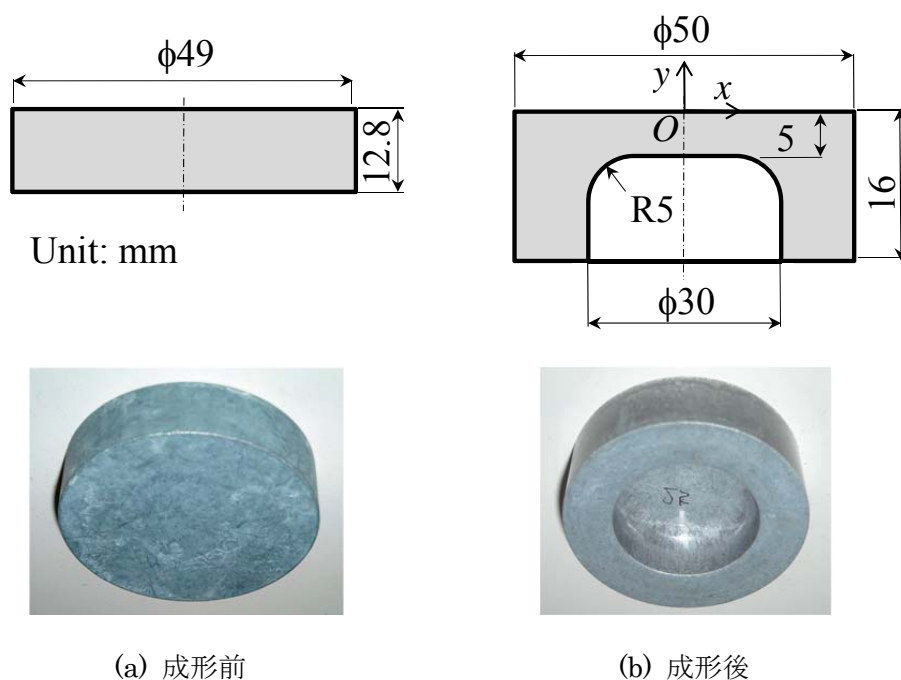


図 2.1 対象部品

金型構造を図 2.2 に示す．金型は，パンチ，カウンターパンチ，アウターパンチ，ダイから構成されており，カウンターパンチおよびダイは固定して，アウターパンチにサーボダイクッションによる背圧荷重を付加する金型構造とした．ダイ内径は 50 mm，カウンターパンチ径は 30 mm で，材料上面をパンチで供試材を 7.8 mm 押し込み，成形品外周高さを

16 mm まで成形する前方押し鍛造を取り上げた。

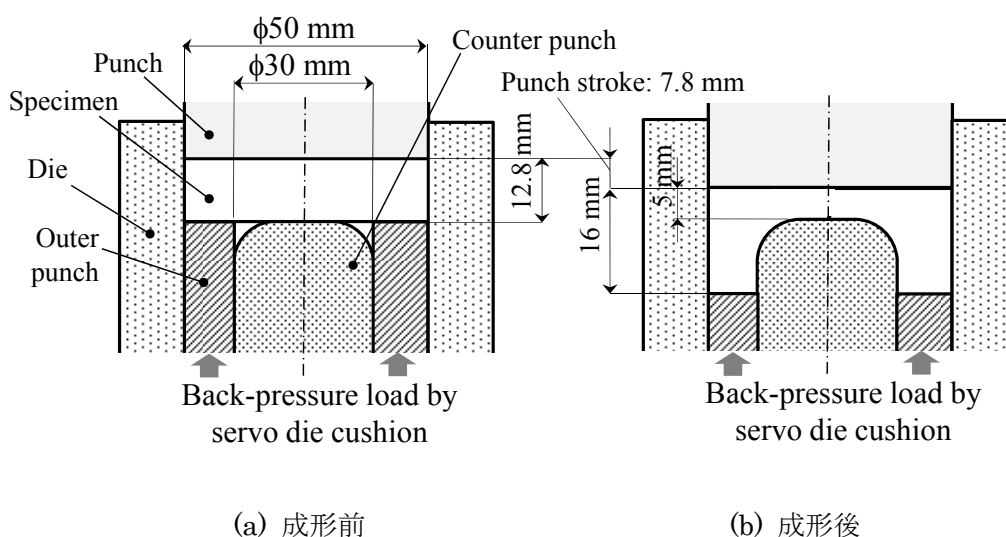


図 2.2 金型構造

このような前方押しでは、カウンターパンチ近傍における材料の流動が、外周部よりも遅れるため、下端部内側に材料が未充填（欠肉）となることが予想される。アウターパンチにより下部外周部へ背圧荷重を付加することにより、押し出された材料を平坦化し、下端内側部への充填を促進することが期待されるので、その効果について実験的に検証した。実験では、成形中における背圧荷重は一定値およびパンチストロークに応じて3分割した設定として、背圧荷重値をパラメータとした成形を行った。パンチが供試材に接触してから下死点までの移動距離をパンチストロークとし、アウターパンチが待機位置から最下点まで移動する距離を背圧ストロークとする。背圧荷重は、待機していたアウターパンチ上面に供試材が接触して負荷が加わると、直ちに所定の荷重でアウターパンチが供試材を押し付けるようにプログラムされている。実験条件としては、先述のようにアウターパンチ無し、つまり背圧荷重付加なしの自由鍛造と、アウターパンチを固定した密閉鍛造も比較対照のためデータを採取した。

実験に供したプレスは、最大加圧能力 6300 kN の冷間鍛造用 AC サーボプレスであり、最大荷重 400 kN の能力を持つサーボダイクッションが装着されており、本サーボダイクッションを背圧荷重付加装置として使用した。実験に供したプレスを図 2.3 に、当該プレスの主仕様を表 2.1 にそれぞれ示す。



図 2.3 冷間鍛造用 AC サーボプレス外観

表 2.1 AC サーボプレス主仕様

AC servo press H1C630		
Maximum capacity	(kN)	6300
Slide stroke	(mm)	220
Number of stroke	(min ⁻¹)	16 - 50
Die height	(mm)	520
Slide adjustment	(mm)	50
Bolster size	(mm)	800 x 700
AC servo die cushion		
Maximum capacity	(kN)	400
Effective stroke	(mm)	0-110

2.1.2 実験条件

実験条件を表 2.2 に示す。パンチストロークについては、成形品の底厚が設計寸法の 5 mm となるよう設定し、7.8 mm を基準パンチストロークとした。No.1 は、アウターパンチ無し
の条件を示す自由鍛造であり、No.2 は一定背圧荷重を付加した条件、No.3 はパンチスト
ロークに応じて背圧荷重を 3 分割付加した条件、そして No.4 はアウターパンチを固定した
密閉鍛造を示す。No.4 の密閉鍛造のみ、パンチストロークを 7.3 mm としているため、底
厚は設計寸法には達しないが、これは金型強度の制約により最大成形荷重を 1200 kN 以下
に抑えたためである。No.2 と No.3 は背圧荷重を付加した条件であるが、背圧荷重付加開
始位置としては、カウンターパンチ上面とアウターパンチ上面が同一高さとなる位置とし
ており、背圧ストロークは、図 2.4 に示すように 11 mm で一定となる。

表 2.2 実験条件

Experiment No.	1	2			3			4
		-1	-2	-3	-1	-2	-3	
Punch stroke (mm)	7.8	7.8	7.8	7.8	7.8	7.8	7.8	7.3
Back-pressure stroke (mm)	0	11	11	11	11	11	11	0
Max. back-pressure load (kN)	0	70	90	120	200	300	400	-
Remark	Free forging	Constant back-pressure load			3-step back-pressure load			Closed forging
		Back pressure load application						

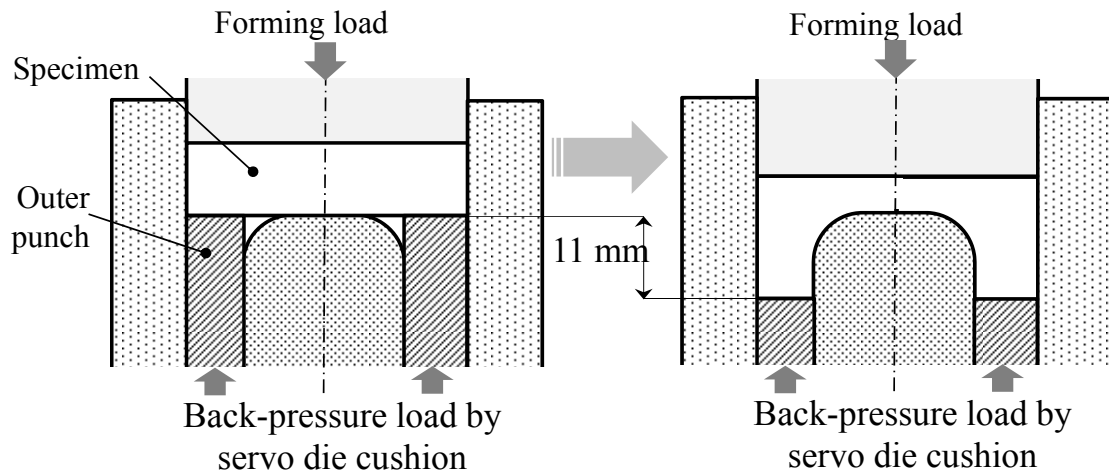


図 2.4 背圧荷重付加図 (背圧ストローク 11mm)

No.2 は、一定背圧荷重を付加した条件であるが、70 kN、90 kN、120 kN の 3 水準とした。No.3 は、背圧荷重をパンチストロークに応じて 3 分割した条件である。それぞれの背圧荷重パターンを図 2.5 に示す。

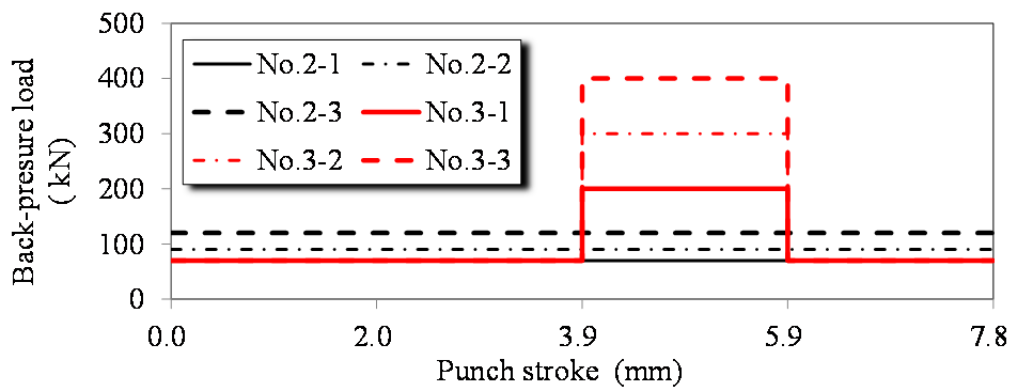


図 2.5 背圧荷重設定

背圧荷重を付加した No.2 および No.3 の条件では、背圧ストロークが 11 mm でありパンチストロークより大きくなる。パンチストローク 7.8 mm の内、初期の 0.5 mm は直径 49 mm の材料が直径 50 mm のダイス内に充填される過程であると考えられる。その後、材料が外径 50 mm・内径 30 mm の空間に押し込まれていくと考えると、パンチ部(直径 50 mm)の面積は押し出し部分の断面積(外径 50 mm, 内径 30 mm)の 1.56 倍あるため、背圧荷重付加する間の背圧ストロークはパンチストロークの 1.56 倍となる。そのため、背圧ストロ

ークがパンチストロークより大きくなっている。

表 2.2 に示す条件にて成形実験を行い、各条件における成形荷重、成形品寸法精度を測定した。プレス速度としては、毎分 5 ストロークの運転速度であり、7.8 mm パンチストロークにおける平均パンチ速度は 4.0 mm/s である。プレス機における計測系を図 2.6 に示すが、成形荷重はプレス機のフレームに取り付けたひずみゲージの出力より成形荷重に換算した数値、つまりプレス機の荷重計による数値データを利用した。パンチストロークは、プレスのスライドストロークとして、プレス機に設置されたリニアセンサの出力を用いた。背圧荷重はサーボダイクッションの荷重制御用にダイクッションスクリュウ上部に取り付けられた油圧ダンパ内の油圧を計測し、背圧荷重としている。アウターパンチ位置はダイクッションスクリュウ下部に設置されたロータリーエンコーダの出力を用いた。また、成形品寸法精度は、成形実験後に 3 次元測定器にて測定を行った。

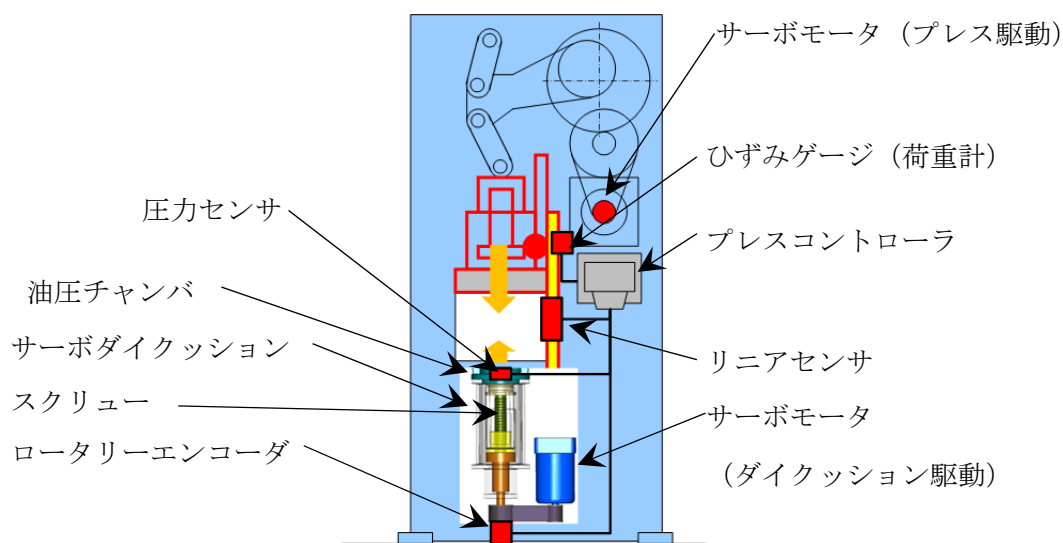


図 2.6 サーボプレスにおける成形パラメータ計測システム

2.2 実験結果

2.2.1 成形荷重

代表条件における荷重—ストローク線図を図 2.7 に示す。(a) は自由鍛造で、(b)および(c)が背圧荷重付加条件であり、(d)が密閉鍛造である。(d) 密閉鍛造(No.4)を除き、いずれの条件においても、最大成形荷重は成形終了時であるパンチストローク 7.8 mm 付近で発生していることがわかる。背圧荷重を付加した条件では、背圧荷重付加と同時に成形荷重は増加

している。図中、太鎖線の[Set back-pressure load]は背圧荷重の設定値であり、細鎖線[Actual back-pressure load]は背圧荷重の実測値を表す。(d) 密閉鍛造(No.4)では、先に述べたよう最大成形荷重を抑えるためにパンチストロークを 7.3 mm に減じているため、成形品の底厚は規定寸法には達していない。従って、密閉鍛造で規定の底厚を得ようとするれば、最大成形荷重は更に増大するものと予想される。逆説的な推定をすれば、本モデルのような前方押し品にて同一寸法品を得る場合は、背圧荷重を付加した方が、最大成形荷重を減ずることが可能と思われる。

背圧荷重波形に着目すると、一定背圧荷重を付加した No.2 の条件はもちろんであるが、パンチストロークに応じて背圧荷重を変化させた No.3 の条件においても、設定値に対する追従性は実用上問題の無いレベルであると判断でき、サーボダイクッションを背圧鍛造における背圧荷重付加装置として十分活用できると思われる。

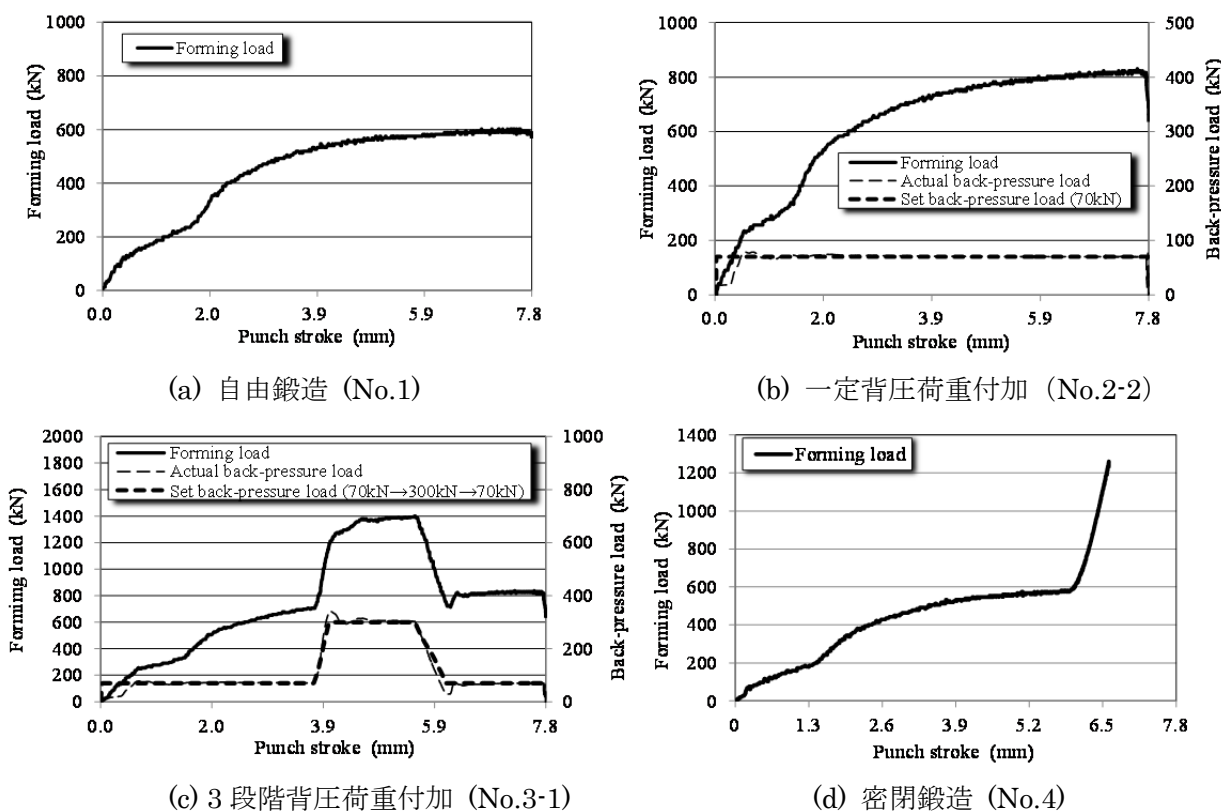


図 2.7 荷重-ストローク線図

最大成形荷重と最大設定背圧荷重の関係を図 2.8 に示す。背圧荷重付加条件 (No. 2 および No. 3) においては、付加する背圧荷重の増加と共に最大成形荷重は増加するが、No.2

と No.3 による差異，つまり一定背圧荷重付加と 3 分割背圧荷重付加による最大成形荷重の発生傾向に差異は見られない．背圧荷重を付加した場合，自由鍛造（No.1）に対して，背圧荷重の約 2 倍相当が付加された形で最大成形荷重が増加している．背圧荷重を付加すると，材料内で塑性変形を起こす降伏条件を満たすために，アウターパンチ上部から押込む荷重が増加する．これにともない，アウターパンチ部へ材料を押し込むためのカウンターパンチ上部の荷重も増加し，その両者がパンチ荷重の増加をもたらすためである．詳細メカニズムは 2.4 節で論ずるものとする．

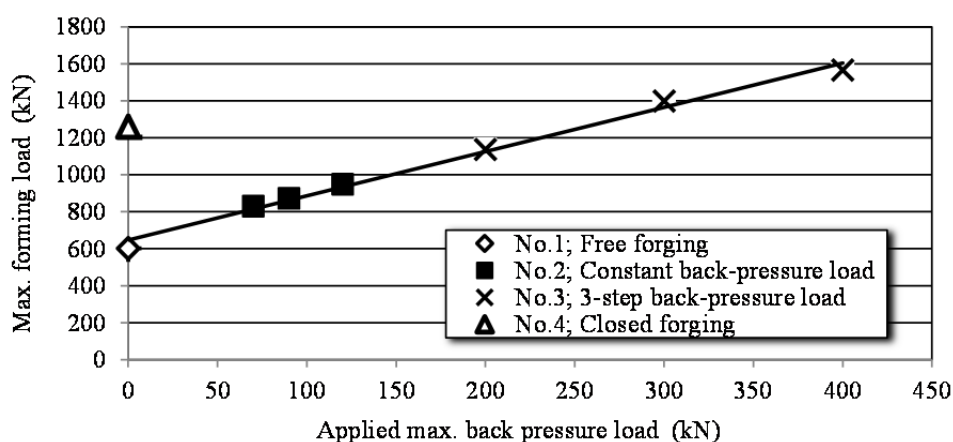
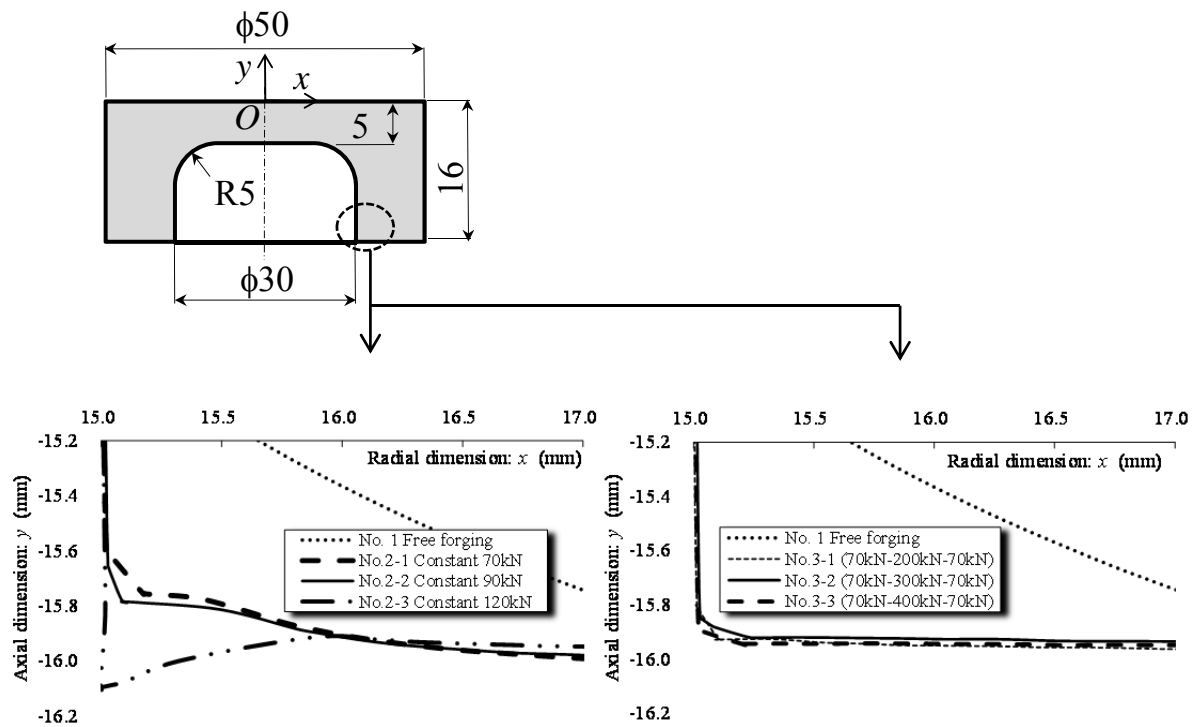


図 2.8 最大成形荷重と設定背圧荷重の関係

2.2.2 成形品底部形状評価

本研究で扱っている前方押し出しのモデルでは，先に記載したようにカウンターパンチ近傍における材料の流動が外周部よりも遅れるため，下端部内側に材料が未充填となることが予想される．よって，まずは底部内側の形状測定値にて 2 次元形状を評価したが，その結果を図 2.9 に示す．

図 2.1 で示したように， x 軸は成形品半径方向寸法を表し， y 軸は軸方向寸法を表す．背圧荷重を付加した場合，アウターパンチにより未充填部への材料流動が促進されているため，自由鍛造に比べて底部の形状は格段に改善されており，背圧荷重を増加させると未充填部は減少する．ただし，背圧荷重が 120 kN に達するとバリが発生してしまう．これは背圧荷重付加開始時点では，カウンターパンチ上面とアウターパンチ上面は同一高さであり，カウンターパンチ先端 R 部にはすき間が存在した状態となっており，成形当初から高い背圧荷重が付加されると，材料がすき間部へ流動しバリとなるためである．

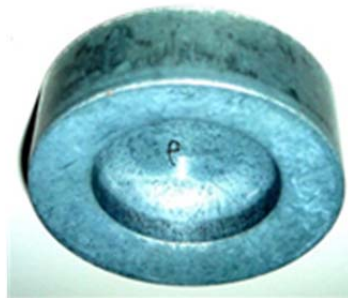


(a) 一定背圧荷重付加(No.2)

(b) 3分割背圧荷重付加(no.3)

図 2.9 成形品底部形状比較

図 2.10 に、成形品事例を示すが、図 2.10(a)は自由鍛造、図 2.10(b)は一定背圧荷重付加 (120kN) の成形品である、図 2.10(b)の 120 kN 付加時においては、下部内側にバリが発生していることがわかる。



(a) 自由鍛造



(b) 一定背圧荷重付加(120 kN)

図 2.10 成形品事例

バリを抑制し、かつ未充填部分を減少させるため、パンチストローク中段で背圧荷重を高めるという3分割設定を試みたのがNo.3の条件である。2次元形状としては、想定通りに一定背圧荷重付加条件に比べてバリの発生もなく未充填部分は改善されている。また、No.3-1~No.3-3では大きな差異は見られず、中段での背圧荷重値による影響が少ないことが分かる。つまり、バリを防ぎ底部形状を改善するためには、パンチストローク中断で背圧荷重を高めることは非常に有効であるが、一方で最大成形荷重は付加する最大背圧荷重に左右されることから、むやみに背圧荷重を高める必要もないということがいえる。

2.2.3 成形品底部未充填面積

前項にて、底部形状を2次形状として評価したが、本項では図2.11に示すように、成形品下端部内側に生ずる未充填部分の2次元投影面積を未充填面積 A_u と定義し、成形品寸法精度特性値として評価する。未充填面積 A_u は3次元測定による外形プロフィールデータより式(2.1)にて算出した。成形品の底部はなだらかなテーパ状になっているため、 x 軸には制限を設け、 $15 \leq x_i \leq 17$ とした。ここで、 n は概ね40前後であった。

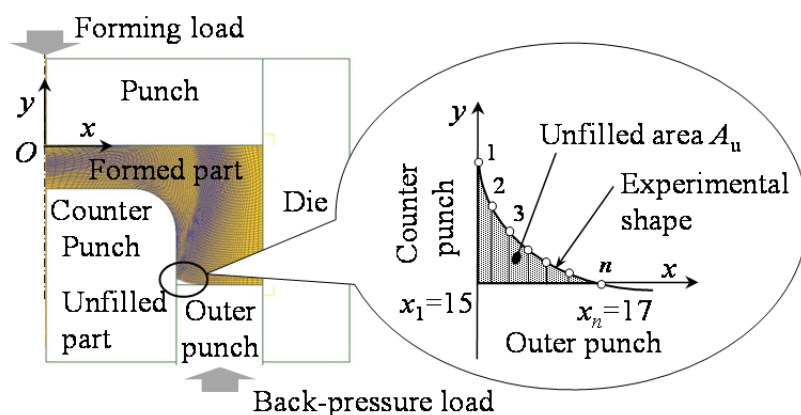


図 2.11 未充填面積

$$A_u = \sum_{i=1}^{n-1} \frac{(x_{i+1}-x_i)(y_i+y_{i+1})}{2}, \quad (15 \leq x_i \leq 17) \quad (2.1)$$

未充填面積 A_u と設定最大背圧荷重の関係を図2.12に示す。背圧荷重の増加と共に未充填面積が減少しており、背圧荷重が付加されたアウターパンチより成形品下部内側への材料流動が促進されていることがわかる。

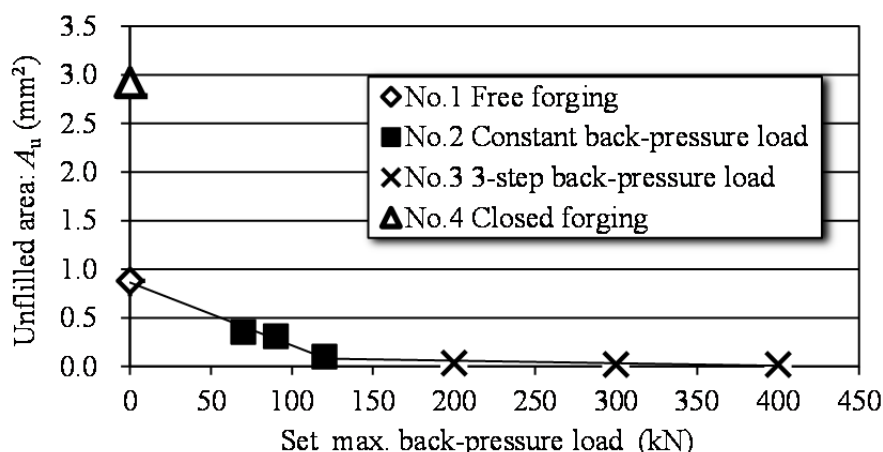


図 2.12 未充填面積と設定最大背圧荷重の関係

いずれにしても、背圧荷重を付加することにより未充填面積を減少させることができたが、一定背圧荷重付加条件では過度の背圧荷重はバリの原因にもなり、3分割背圧荷重付加条件で中段の背圧荷重を増加させることにより、バリを抑制しながら未充填面積を改善できた。しかしながら、中段の背圧荷重を更に増加させても未充填面積の大幅な改善には至っていない。一方では図 2.8 に示すように背圧荷重付加により最大成形荷重は増加しており、成形エネルギーという視点ではむやみに背圧荷重を増加させることも課題が残る。サーボダイクッションの特徴を鑑みた場合、成形中も背圧荷重の可変制御を行えば最大成形荷重の低減、つまり成形エネルギーの低減と成形品寸法精度の向上という両立が図れるものと期待できる。また、実用においてサーボダイクッションの背圧荷重設定には何らかの設計指針が必要である。

小坂田らの研究[18]では、第 1 章で記したように浮動工具に背圧荷重を付加した押し出し加工において、押し出し部先端平面率、背圧比を定義し、平面率を 95%以上とするためには背圧比を 50%~60%にすべきと、背圧荷重の数値的な設定指針を提言している。本研究におけるモデルにこの指標を適用すると、A5052 材ではひずみ速度 1.0/s における変形抵抗は 300 MPa であり、設定すべき背圧荷重は 190 kN~230 kN となる。しかし、本実験では一定背圧荷重付加条件では、背圧荷重が 120 kN を超えると成形品下部にバリが発生したため、190 kN~200 kN という背圧荷重を一定荷重として付加するには無理がある。そのために、バリを抑制するとう目的でパンチストローク中段にて背圧荷重を増加させる水準 (No.3) も実施したわけであるが、バリを抑制した状態で未充填面積を減少させ、更に成形荷重も過度に増加させないための背圧荷重の設定というのはどうしても試行錯誤的にならざるを

得ない。よって、パンチストロークに応じた背圧荷重の可変制御が可能というサーボダイクッションの特徴を生かして、成形品の寸法精度を改善し、最大荷重を低減する、あるいは成形エネルギーを減少させるためには、別の設計指針が必要になってくる。

図 2.13 に最大成形荷重と未充填面積の関係を示すが、両者はトレードオフ関係にあることが明白である。よって、目的関数、設計変数、制約条件を明確にした最適化問題として扱うことにより、成形目的に応じた背圧荷重の設定値を理論的に求めることが可能であると思われ、次章においては背圧荷重設定について最適化アプローチを検討するものとする。

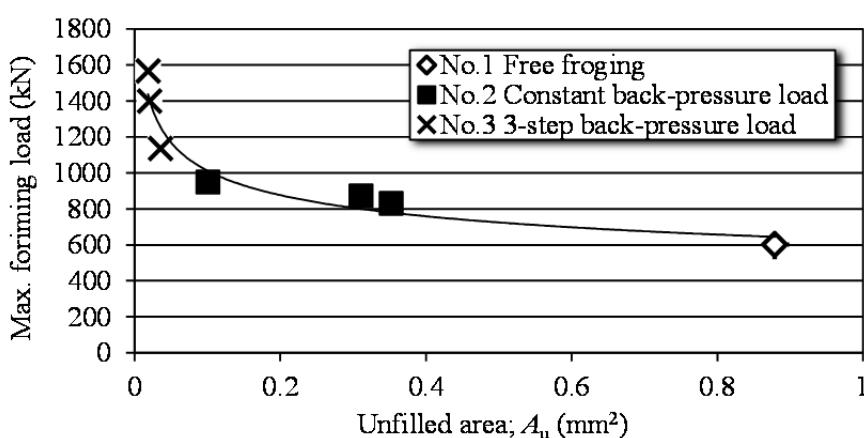
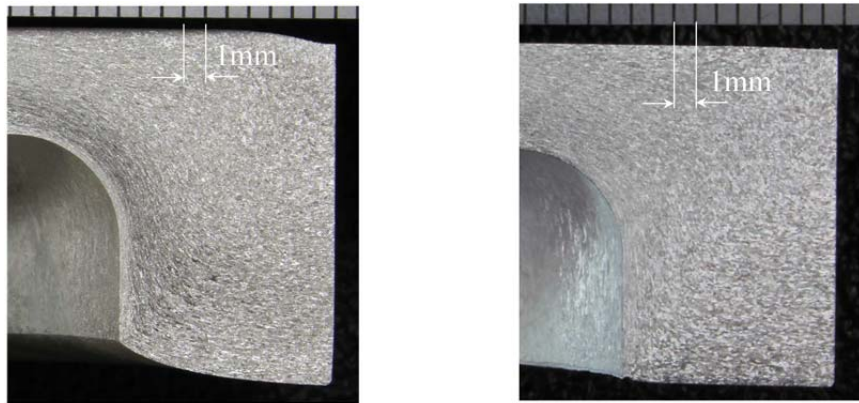


図 2.13 最大成形荷重と未充填面積の関係

2.3 材料流動に関する考察

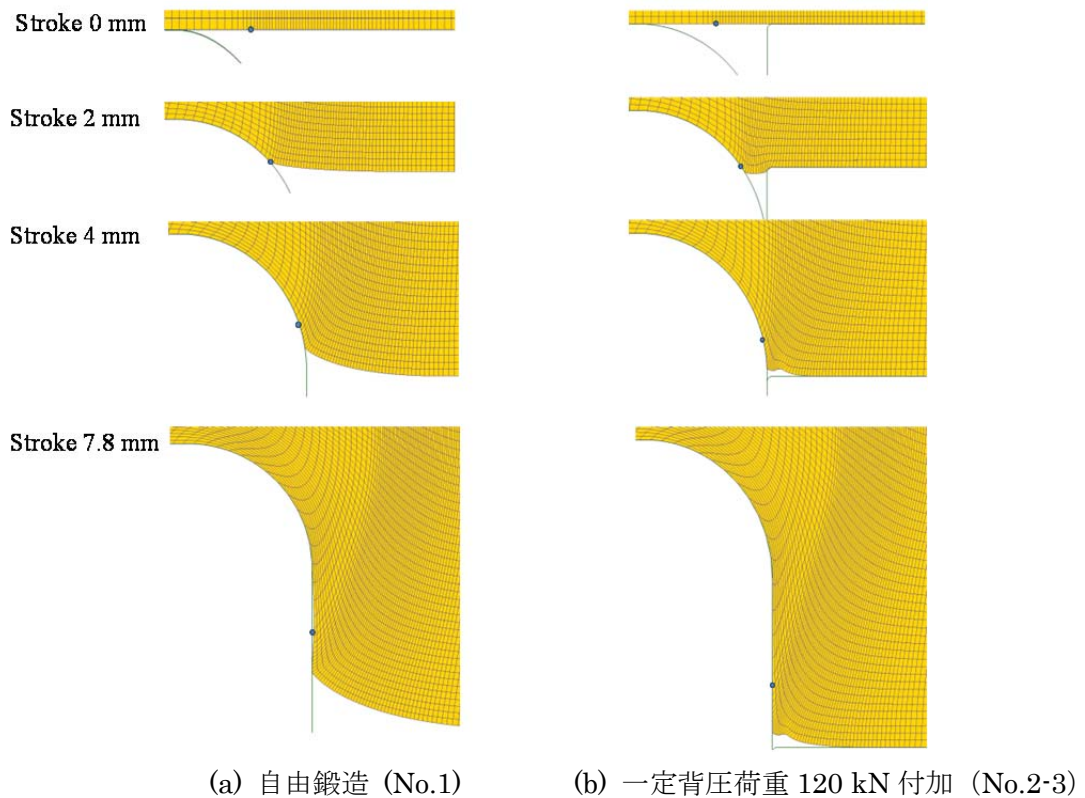
未充填部の形成と材料流動との相関を検証するために、光学顕微鏡による成形品の断面調査と FEM 解析を行った。自由鍛造と一定背圧付加鍛造の比較として、断面写真の一例を図 2.14 に示す。両条件において、カウンターパンチ R 部にて激しいせん断変形が生じているのが明らかである。カウンターパンチ R 部の抵抗により外周にて材料流動が大きくなっており、この流動の差異により内側底部に未充填部が形成されている。アウターパンチに背圧荷重を付加することにより、外周における過度の材料流動が抑制され、カウンターパンチ近傍での材料流動が促進されている。背圧荷重付加時の方が、アウターパンチ近傍とカウンターパンチ R 部との間のせん断変形が大きくなっている。



(a) 自由鍛造 (No.1) (b) 一定背圧荷重 120kN 付加 (No.2-3)

図 2.14 成形品断面の比較

本条件における変形状態を DEFROM-2D を利用して FEM 解析にて検証した。応力-ひずみ線図は同一部材の単純圧縮試験で得られた線図を用い、摩擦係数は 0.385 としたが、FEM モデル構築、解析条件等については、詳細を第 3 章で記載する。図 2.15 に自由鍛造と一定背圧荷重付加鍛造の比較として FEM 解析による変形プロセス結果を示す。



(a) 自由鍛造 (No.1) (b) 一定背圧荷重 120 kN 付加 (No.2-3)

図 2.15 FEM 解析による材料流動比較

図 2.15(a), (b)それぞれにおける黒点(ドット)は材料中の同じ位置を表す. 変形プロセスにおける黒点の動きに着目すると, 自由鍛造よりも背圧荷重付加鍛造の方が, カウンターパンチに沿い早く移動していることがわかる. ストローク 2 mm において, 背圧荷重付加時はカウンターパンチとアウターパンチ間のすきまへ材料が流動し, 突起した状態になっており, これが成形当初から高い背圧荷重を付加すると, 成形後も未充填部にバリとなつて残っているものと思われる. そのため, 材料がカウンターパンチ R 部を通過するまでの成形過程前半では, 比較的低い背圧荷重が有効であり, 材料がカウンターパンチ R 部を通過した後, つまり成形過程中盤では内側角部へ材料を流入させるため高い背圧荷重が必要となる.

また, FEM 解析による面圧分布を図 2.16 に示す.

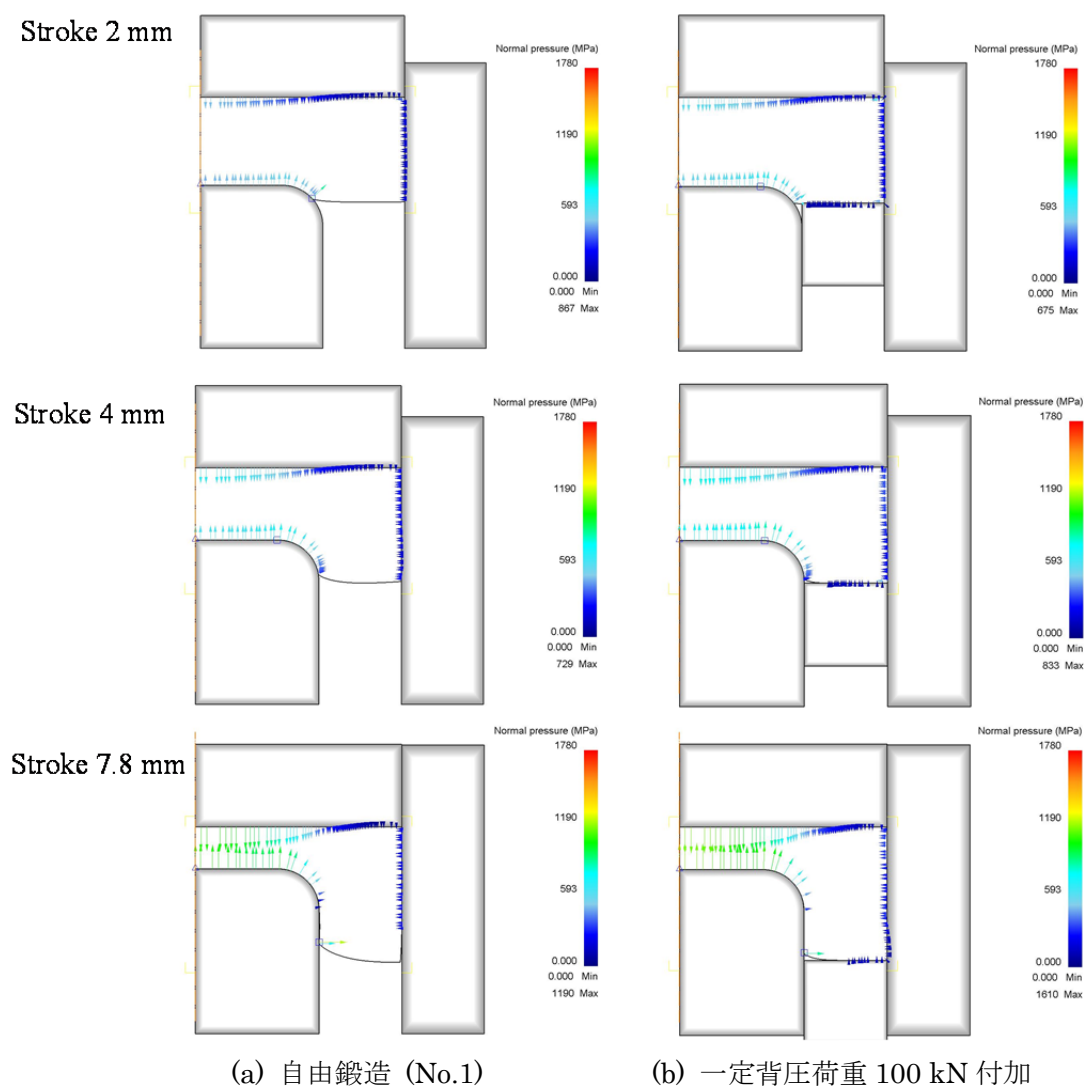


図 2.16 FEM 解析による面圧分布比較

主要なパンチストロークにおける(a)自由鍛造と(b)一定背圧荷重付加における面圧分布をそれぞれ示しているが、Stroke 2 mm では、(a)自由鍛造にてカウンターパンチ R 部付近にて局部的に高面圧が発生している。(b)背圧荷重付加では材料は既にアウターパンチと接しているため、当然のことながら材料下部にも面圧が均一に発生しているが、カウンターパンチは R 部も含めほぼ均一な面圧分布であるといえる。Stroke 4 mm は材料がカウンターパンチ R 部を通過した直後であるが、(a)自由鍛造と(b)一定背圧荷重付加にて、アウターパンチ部を除き、面圧分布に大きな差異はない。つまり、Stroke 2 mm の状態からほぼそのまま移行しているといつてよい。Stroke 7.8 mm(成形完了)では、やはりアウターパンチ部を除き(a)自由鍛造と(b)一定背圧荷重付加にて面圧分布には大きな差異はないが、材料外周上部および下部ダイとの接触面で、(a)自由鍛造と(b)一定背圧荷重付加間にてわずかな違いが見られる。(a)自由鍛造では材料下部が文字通りフリーとなっているため、ダイにも接触していない部分があり、成形品形状としては満足できていないことがわかる。

最大面圧については、Stroke 7.8 mm にて材料中心付近で 1000 MPa 程度発生しており、(a)自由鍛造、(b)一定背圧荷重付加ともに大きな差異はない。

2.4 最大成形荷重と背圧荷重に関する考察

背圧荷重を付加した場合、図 2.7 あるいは図 2.8 に見られるように自由鍛造に比べて最大成形荷重が最大背圧荷重の 2 倍相当分増加しているが、その相関について初等解析モデルにて以下考察する。

2.4.1 単純圧縮モデル

図 2.17 に示すようなブロックを想定した 2 次元単純圧縮モデルにて、工具面圧分布と圧縮荷重を算出する。変形は平面ひずみ変形であり、ブロックは剛塑性体とする。よって、降伏応力は $Y = 2k$ で一定とする。ここで、 k はせん断降伏応力を表す。工具とブロック間の摩擦はせん断摩擦とし、せん断摩擦係数は $m = 1$ とする。

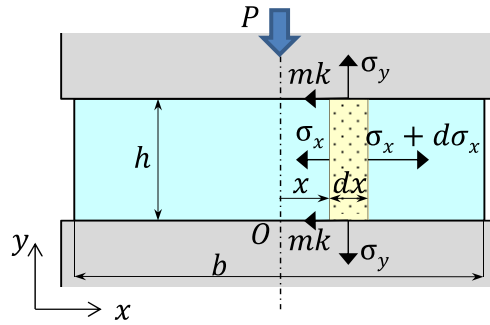


図 2.17 単純圧縮モデル

x 軸方向の力の釣りあいより,

$$\sigma_x h + 2k dx = (\sigma_x + d\sigma_x) h$$

これを積分すると

$$\sigma_x = \frac{2k}{h} x + C_0 \quad (2.2)$$

境界条件は $x = b/2$ にて $\sigma_x = 0$ とすれば, $C_0 = -bk/h$ となり, 式(2.2)より

$$\sigma_x = \frac{2k}{h} x - \frac{b}{h} k \quad (2.3)$$

を得る. よって $x = 0$ では

$$\sigma_x = -\frac{b}{h} k \quad (2.4)$$

引張方向を正としているので, $x = 0$ における圧縮応力は bk/h となる. 降伏条件はトレスカの条件より $\sigma_x - \sigma_n = 2k$ であり, 式(2.3)より $\sigma_n = \frac{2k}{h} x - \frac{b}{h} k - 2k$ となる. 面圧を p とすると, $p = -\sigma_n$ につき,

$$p = -\frac{2k}{h} x + \frac{b}{h} k + 2k \quad (2.5)$$

よって, 圧縮荷重 P は

$$P = \int_{-b/2}^{b/2} p dx = \frac{b^2}{2h} k + 2bk \quad (2.6)$$

となり平均面圧 p_m は

$$p_m = \frac{P}{b} = \frac{b}{2h} k + 2k \quad (2.7)$$

を得る.

2.4.2 前方押し自由鍛造モデル

図 2.18(a)のような前方押しをブロック単位に分割したモデルについて、同様に工具面圧分布と圧縮荷重を算出する. 図 2.17 で示した単純圧縮モデルと同様に、変形は平面ひずみ変形であり、ブロックは剛塑性体とする. よって、降伏応力は $Y = 2k$ で一定とする. 工具とブロック間の摩擦はせん断摩擦とし、せん断摩擦係数は $m = 1$ とする. ここで、①部分は外側に変形し、②部分は下側に変形するものとする. 図 2.18(c)に示すように、②部分は①部分との摩擦 k で変形するとすれば、①部分が②部分を押し平均面圧 $p_{m(1 \rightarrow 2)}$ は式(2.7)より $p_{m(1 \rightarrow 2)} = 2k + \frac{h}{b_2}k$ となる.

①部分における x 軸方向の力の釣りあいより、

$$\sigma_x h + 2k dx = (\sigma_x + d\sigma_x)h$$

これを積分すると

$$\sigma_x = \frac{2k}{h}x + C_1 \quad (2.8)$$

境界条件は $x = b_1/2$ にて $\sigma_x = -p_{m(1 \rightarrow 2)}$ であり、 $C_1 = -\left(2 + \frac{b_1}{h} + \frac{h}{b_2}\right)k$ となり、式(2.8)より

$$\sigma_x = \frac{2k}{h}x - \left(2 + \frac{b_1}{h} + \frac{h}{b_2}\right)k, \quad \left(0 \leq x \leq \frac{b_1}{2}\right) \quad (2.9)$$

を得る. 降伏条件はトレスカの条件より $\sigma_x - \sigma_n = 2k$ であり、式(2.9)より

$\sigma_n = \frac{2k}{h}x - \left(4 + \frac{b_1}{h} + \frac{h}{b_2}\right)k$ となる. ①部分における面圧を p_1 とすると、 $p_1 = -\sigma_n$ につき、

$$p_1 = -\frac{2k}{h}x + \left(4 + \frac{b_1}{h} + \frac{h}{b_2}\right)k, \quad \left(0 \leq x \leq \frac{b_1}{2}\right) \quad (2.10)$$

となる.

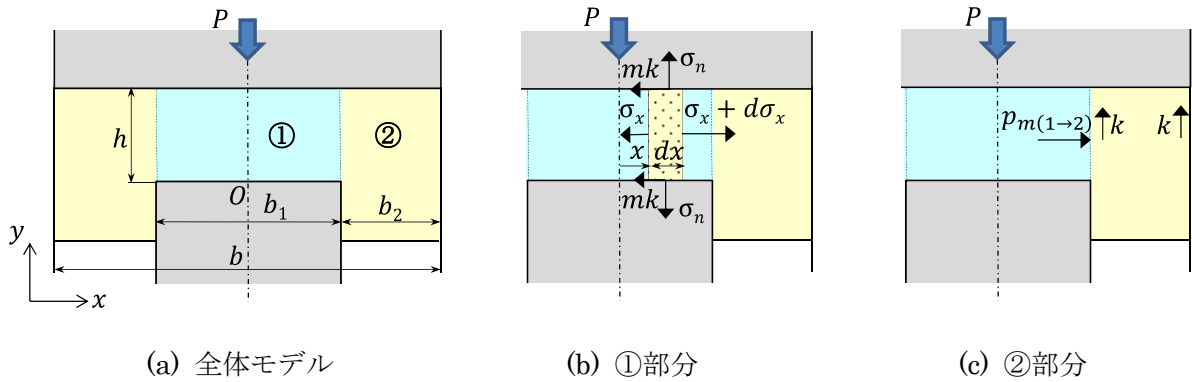


図 2.18 前方押し出し（自由鍛造）

次に②部分について、①部分と比較して図 2.19 のように考えると、 h を b_2 に、 b を $2h$ に置き換えることにより、式(2.4)を式(2.11)のように表すことができる。

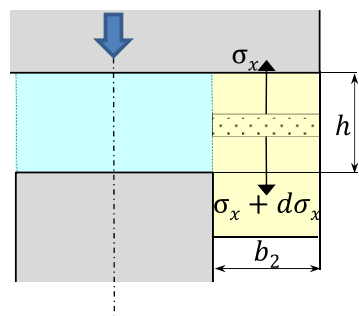


図 2.19 ②部分の応力

$$\sigma_x = -\frac{2h}{b_2}k \tag{2.11}$$

よって、②部分の面圧 $p_2 = -\sigma_x$ であり、

$$p_2 = \frac{2h}{b_2}k, \left(\frac{b_1}{2} < x \leq \frac{b}{2}\right) \tag{2.12}$$

を得る。

式(2.10)および式(2.12)に、図 2.1 で示した本研究における対象部品を適用し、 $b = 50 \text{ mm}$, $b_1 = 30 \text{ mm}$, $b_2 = 10 \text{ mm}$, $h = 5 \text{ mm}$ とおくと、①部分よ②部分の面圧は

$$p_1 = -0.4kx + 10.5k, (0 \leq x \leq 15) \tag{2.13}$$

$$p_2 = k, (15 < x \leq 25) \tag{2.14}$$

となる．①部分の平均面圧は $p_{1m} = (10.5k + 4.5k)/2 = 7.5k$ となり，全体の平均面圧は $p_m = (7.5k \cdot b_1 + k \cdot 2b_2)/b = 4.9k$ となる．ここで， $k = 100 \sim 140$ MPa (A5052)とすると $p_{1m} = 750 \sim 1050$ MPa， $p_m = 490 \sim 686$ MPaとなる．図 2.16(a)自由鍛造の FEM 解析からも①部における面圧は 1000 MPa 前後であるため，本初等解析でも概ね同等な面圧を算出できる．実際の対象部品は 3 次元形状につき，式(2.13)，式(2.14)に基づきその面圧分布を立体的に示すと，図 2.20 となる．

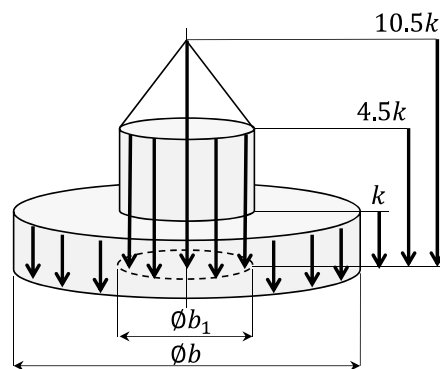


図 2.20 対象部品における面圧分布（自由鍛造）

成形荷重はこれらの体積ということになるので，直径 b_1 ，高さ $6k$ の円錐，直径 b_1 ，高さ $3.5k$ の円柱，および直径 b ，高さ k の円柱の体積の総和として求めることができる．

$$P = \frac{1}{3} \cdot \frac{\pi}{4} b_1^2 \cdot 6k + \frac{\pi}{4} b_1^2 \cdot 3.5k + \frac{\pi}{4} b^2 \cdot k = \frac{\pi}{4} \cdot 7450k \quad (2.15)$$

となり， $P = 585.1 \sim 819.2$ kNとなる．図 2.7(a)および図 2.8 より，自由鍛造における最大成形荷重が 600 kN であったことから，本初等解析における荷重の算出方法は妥当なものといえる．

2.4.3 前方押出し背圧鍛造モデル

上記の解析モデルをベースとして背圧荷重を付加した場合について，同様な手法で工具面圧分布と圧縮荷重を算出する．背圧荷重付加モデルは図 2.21(a)に示すように 3 分割したモデルとして考える．図 2.21(a)に示すように③部分には下方から背圧 k が負荷されているものとする．変形は平面ひずみ変形であり，ブロックは剛塑性体とする．よって，降伏応力は $Y = 2k$ で一定とする．工具とブロック間の摩擦はせん断摩擦とし，せん断摩擦係数は

$m = 1$ とする.

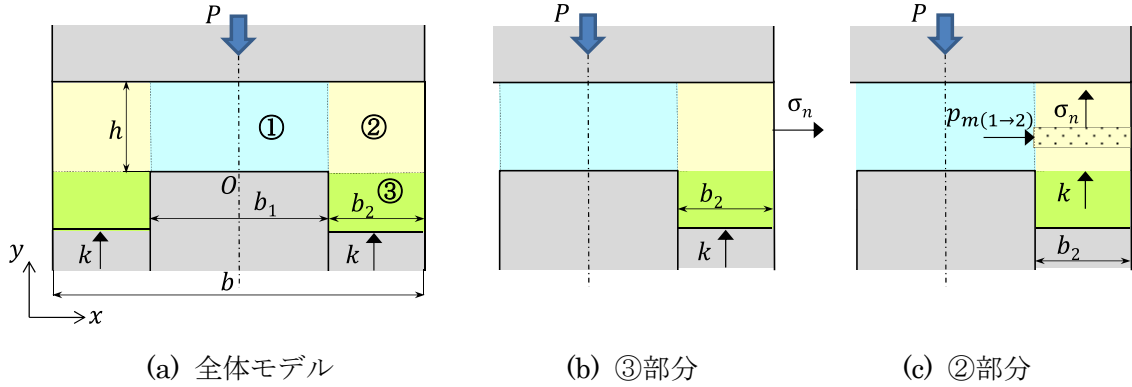


図 2.21 前方押し (背圧鍛造)

降伏条件はトレスカの条件より $\sigma_x - \sigma_n = 2k$ であるため、③部分における力のつり合いより、 $-k - \sigma_n = 2k$ であり、 $\sigma_n = -3k$ となる。

②部分の面圧 p_2 は、式(2.11)より

$$p_2 = -\sigma_x + k = \frac{2h}{b_2}k + k = \left(\frac{2h}{b_2} + 1\right)k \quad (2.16)$$

②部分の降伏条件は、やはりトレスカの条件 $\sigma_x - \sigma_n = 2k$ より、 $p_{m(1 \rightarrow 2)} - p_2 = 2k$ であり、

$$p_{m(1 \rightarrow 2)} = 2k + p_2 = \left(\frac{2h}{b_2} + 3\right)k$$

次に、図 2.22 に示すように①部分における x 軸方向の力の釣り合いより、

$$\sigma_x h + 2k dx = (\sigma_x + d\sigma_x)h$$

これを積分すると

$$\sigma_x = \frac{2k}{h}x + C_2 \quad (2.17)$$

境界条件は $x = b_1/2$ にて $\sigma_x = -p_{m(1 \rightarrow 2)}$ であり、 $C_2 = -\left(3 + \frac{b_1}{h} + \frac{2h}{b_2}\right)k$ となり、式(2.17)より

$$\sigma_x = \frac{2k}{h}x - \left(3 + \frac{b_1}{h} + \frac{2h}{b_2}\right)k, \quad \left(0 \leq x \leq \frac{b_1}{2}\right) \quad (2.18)$$

を得る。

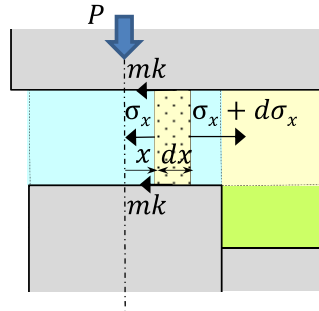


図 2.22 ①部分の力のつり合い

降伏条件はトレスカの条件より $\sigma_x - \sigma_n = 2k$ であり，式(2.18)より

$\sigma_n = \frac{2k}{h}x - \left(5 + \frac{b_1}{h} + \frac{2h}{b_2}\right)k$ となる．①部分における面圧を p_1 とすると， $p_1 = -\sigma_n$ につき，

$$p_1 = -\frac{2k}{h}x + \left(5 + \frac{b_1}{h} + \frac{2h}{b_2}\right)k, \left(0 \leq x \leq \frac{b_1}{2}\right) \quad (2.19)$$

となる．

ここで，式(2.16)と式(2.19)に本研究における対象部品の寸法；

$b = 50 \text{ mm}$ ， $b_1 = 30 \text{ mm}$ ， $b_2 = 10 \text{ mm}$ ， $h = 5 \text{ mm}$ を代入すると①部分，②部分の面圧は次式で表すことができる．

$$p_1 = -0.4kx + 12k, (0 \leq x \leq 15) \quad (2.20)$$

$$p_2 = 2k, (15 < x \leq 25) \quad (2.21)$$

①部分の平均面圧は $p_{1m} = (12k + 6k)/2 = 9k$ となり，全体の平均面圧は $p_m = (9k \cdot b_1 + 2k \cdot 2b_2)/b = 6.2k$ となる．ここで， $k = 100 \sim 140 \text{ MPa}$ (A5052) とすると $p_{1m} = 900 \sim 1260 \text{ MPa}$ ， $p_m = 490 \sim 868 \text{ MPa}$ となる．自由鍛造よりもやや高い数値であるが，図 2.16(b)の FEM 解析より①部の面圧は 1000 MPa 前後と思われるので，背圧鍛造においても本初等解析モデルは有効であるといえる．

成形荷重は先と同様に，図 2.23 に示す形状の体積として求めることができる．

$$P = \frac{1}{3} \cdot \frac{\pi}{4} b_1^2 \cdot 6k + \frac{\pi}{4} b_1^2 \cdot 4k + \frac{\pi}{4} b^2 \cdot 2k = \frac{\pi}{4} \cdot 10400k \quad (2.22)$$

となり， $P = 817 \sim 1144 \text{ kN}$ となる．

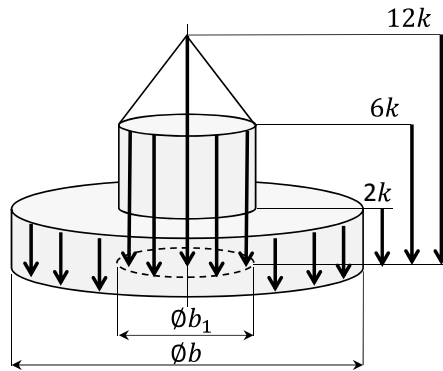


図 2.23 対象部品における面圧分布（背圧荷重付加鍛造）

ここで、自由鍛造時の成形荷重を P_f 、背圧鍛造時に成形荷重を P_b とすると、式(2.15)および式(2.22)より、その差異は以下のようなになる。

$$\Delta P = P_b - P_f = \frac{\pi}{4} \cdot (10400 - 7450)k = 2317k$$

背圧 k による背圧荷重としては、 $L_b = k \frac{\pi(b^2 - b_i^2)}{4} = 1257k$ であるから、背圧荷重 L_b による成形荷重の増加分は次式で表すことができる。

$$\Delta P = \frac{2317}{1257} L_b = 1.8L_b \tag{2.23}$$

これにより、図 2.8 で示されたように背圧荷重付加時における最大成形荷重は、自由鍛造における最大成形荷重に対して付加した背圧荷重の 2 倍相当の荷重が増加していることが説明できる。

第3章 解析モデルの構築

背圧鍛造における材料流動特性と後述する最適化シミュレーションのため、解析モデルを構築した。成形シミュレーションには DEFFORM-2D を使用した。本章では、解析モデル構築のための単純圧縮試験と解析モデルの妥当性について説明する。

3.1 一軸圧縮試験

3.1.1 実験方法

解析モデルを構築するにあたり、材料特性を把握するため実験で使用する材料(A5052 材ボンデ処理)を使用して単純な一軸圧縮試験を行った。試験片を図 3.1(a)に示すが、直径 12 mm、高さ 18 mm の円柱形である。450 kN サーボプレスにより、図 3.1(b)に示すように高さが 4.45 mm になるまで圧縮し、プレス機にて成形荷重と追込み量（スライド変位）を計測した。実際の成形状態を図 3.2 に示す。

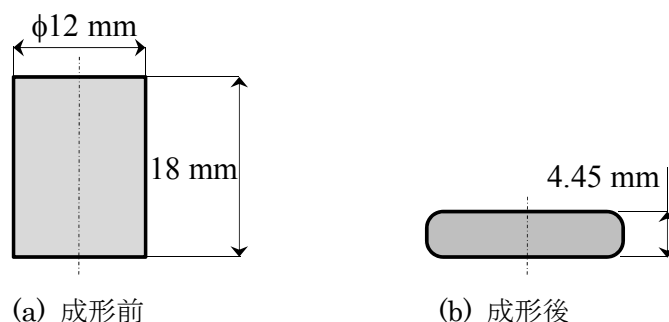


図 3.1 圧縮試験用試験片

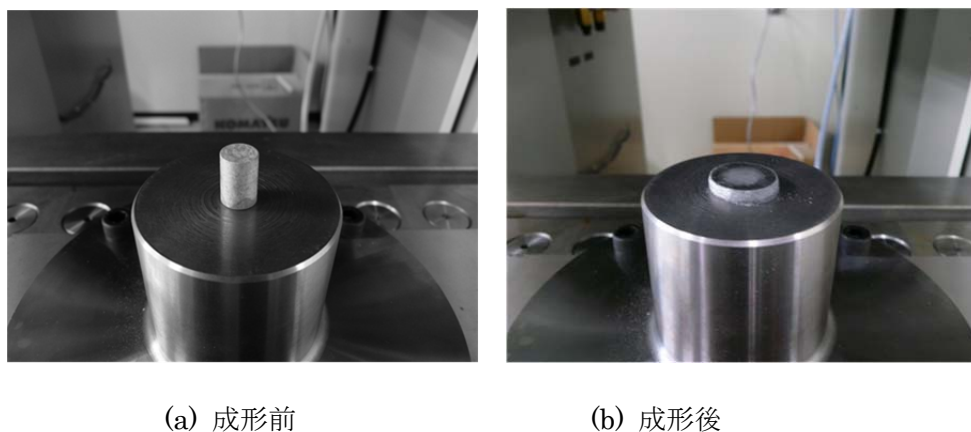


図 3.2 一軸圧縮試験

試験片については、成形前の直径 $d(\text{mm})$ および高さ $h_1(\text{mm})$ の測定を行い、成形後の高さ h_2 を測定することにより、応力-ひずみ線図を求めた。スライド平均速度（平均加圧速度）は 3.1 mm/s として、5 個の試験片にてデータを採取した。各試験片における成形前寸法を表 3.1 に記載する。

表 3.1 試験片初期寸法とスライド平均速度

試験片 No.	$d(\text{mm})$	$h_1(\text{mm})$
1	12.04	18.06
2	12.03	18.06
3	12.02	18.05
4	12.04	18.05
5	12.03	18.07

3.1.2 実験結果

本試験片による単純圧縮実験結果として、成形後の試験片高さ $h_2(\text{mm})$ 、最大真応力、最大真ひずみを表 3.2 に示す。

表 3.2 試験片成形後高さおよび最大真応力および最大真ひずみ

試験片 No.	$h_2(\text{mm})$	最大真応力(MPa)	最大真ひずみ
1	4.45	383	1.38
2	4.50	382	1.50
3	4.40	420	1.42
4	4.40	394	1.48
5	4.40	391	1.49
平均	4.43	394	1.45
標準偏差	0.04	13.78	0.05

真応力 σ および真ひずみ ε は次式により算出した。

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{H}{H-x} \cdot D^2 \quad (3.1)$$

$$\sigma = \frac{W}{S} \quad (3.2)$$

$$\varepsilon = \ln \frac{H}{H-x} \quad (3.3)$$

ここで、 S は成形中の圧縮部面積、 D は試験片直径、 H は試験片高さ、 x は圧縮ストローク、 W は成形荷重をそれぞれ示す。

応力-ひずみ線図の一例として試験片 No.1 に関する応力-ひずみ線図を図 3.3 に示す。ひずみ量 1.2 以上で線図の傾きが変化しているが、精度の高い変形抵抗曲線を得るため、線図の傾きが一定となっているひずみ量 1.2 以下、つまり応力 330MPa 未満での変形抵抗曲線を導くこととした。図 3.4 に 5 個の試験片により得られた変形抵抗曲線を表す。また、図中にはこれらの実験値より得られた近似曲線および近似式を合わせて示す。近似式は n 乗硬化則によるものとする。F 値は 298、 n 値は 0.245 となる。DEFORM でデフォルト設定されている Al-Mg 合金の n 値は 0.24 であり、結果的にはこれと近い値となっている。成形シミュレーションでは実験環境を想定し、温度依存性およびひずみ速度依存性は考慮しないこととし、本研究におけるシミュレーションは本近似式を採用するものとする。

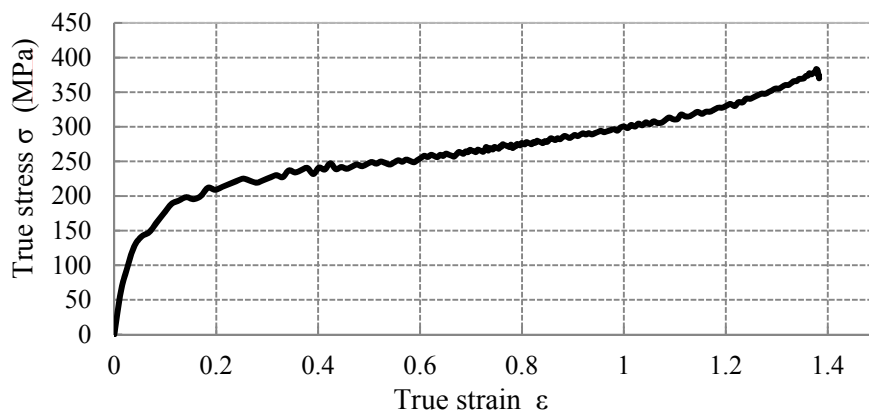


図 3.3 真応力-真ひずみ線図 (試験片 No.1)

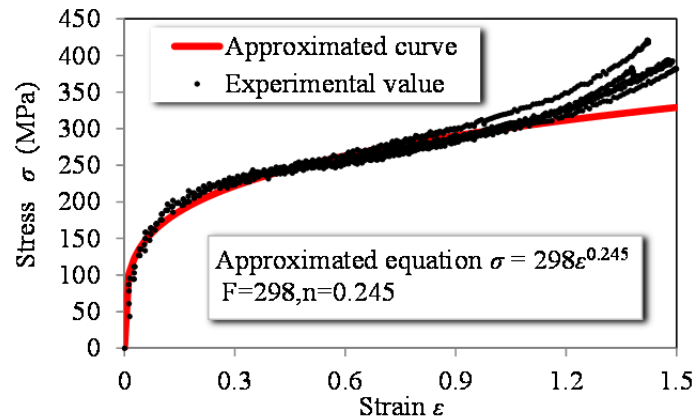


図 3.4 変形抵抗曲線

3.2 解析モデルの構築

成形シミュレーションには、先に記したように DEFORM-2D(以下、単に DFORM とする)を使用した。DEFORM は米国 Scientific Forming Technologies Corporation 社製のシミュレーションソフトであり、鍛造成形を中心とした塑性加工の分野では幅広く使用されている。

3.2.1 解析モデルの概要

図 3.5 に解析モデル全体を示す。試験片は軸対称の円柱形状であるため、右側ハーフモデルとして取扱った。従い、図 3.5(a)~(c)の左端が軸中心を表す。供試材は剛塑性体として、パンチ、カウンターパンチ、アウターパンチ、ダイは剛体とした。DEFORM には対象成形品形状を与えると、自動的にメッシュ切りを行うオートメッシュ機能が付加されているが、図 3.5(b)はオートメッシュ機能によるメッシュ構造を示す。本メッシュ構造ではメッシュ切りが不規則であり、メッシュの変形状況が分かりづらいことに加え、成形シミュレーション途中でリメッシュ（メッシュ切りをやり直すこと）がかかり、シミュレーション精度自体が低下してしまうリスクがある。よって、マニュアルでメッシュ切りを行ったが、そのメッシュ構造を図 3.5(c)に示す。以下、マニュアルによるメッシュ切りの考え方を記載する。

変形状態が分かりやすくなるよう、メッシュ形状は長方形として、ひずみ量が大きくなる供試材下面のアウターパンチ接触部のメッシュサイズを極力小さくした。また、要素が金型に喰いこみメッシュが機能する干渉深さ限界を 0.1 mm に設定すると同時にアウターパンチ形状にも改善を加え、成形終了までリメッシュ機能がはたらかないモデルとした。干渉深さとアウターパンチ形状の改善について図 3.6 に示す。成形初期段階で高い背圧荷重

を付加した場合、カウンターパンチ R 部とアウトーパーンチとのすき間に材料が流入しバリが発生することは既に述べた通りだが、それがシミュレーションでは図 3.6(a)のようにアウトーパーンチが材料に喰いこみ、干渉となりリメッシュが機能する。そのリメッシュを防ぐため、図 3.6(b)のようにアウトーパーンチ上部コーナを R0.2 として喰いこみを防いだ。結果的には、干渉を防ぎ成形完了までリメッシュがかからないモデルとすることができた。なお、本シミュレーションモデルでは要素数 5000、接点数 5151 点となった。

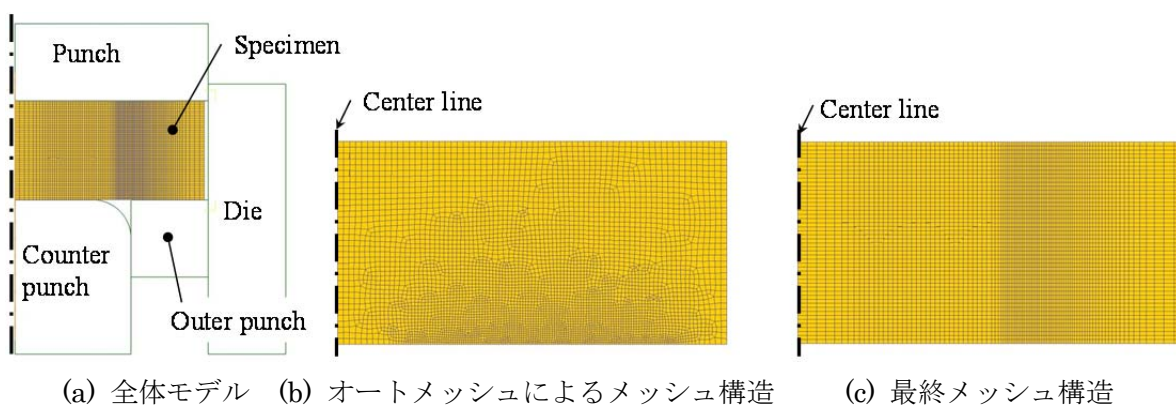


図 3.5 シミュレーションモデル

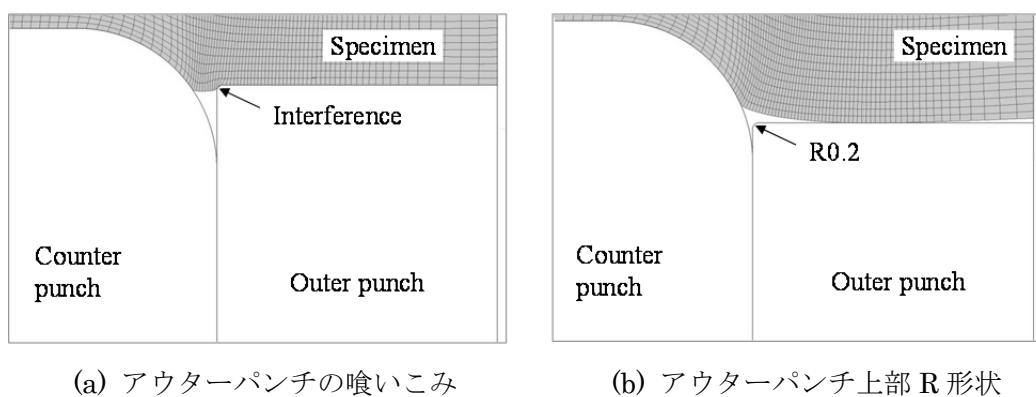


図 3.6 アウターパンチ形状の改善

シミュレーションにおいて摩擦状態はせん断摩擦で一定とした。摩擦応力 f は式(3.4)で与えられる。

$$f = mk \tag{3.4}$$

ここで、 m はせん断摩擦係数、 k はせん断降伏応力を示す。DEFORM では、A5052 のデフォルトとして $m=0.4$ としているが、変形過程を分析し、実験との合わせ込みを行うことに

より最終的に $m=0.385$ とした.

3.2.2 解析モデルの精度 [50, 51]

解析モデルの妥当性, 精度を検証するため実験との突合せを行った. 一定背圧荷重を付加した場合, パンチストロークに応じて背圧荷重を増加 (増圧), 減少 (減圧) させた場合における 5 水準の背圧荷重設定にて, 第 2 章で述べた装置にて荷重-ストローク線図を採取した. 代表事例として, 図 3.7(a)には一定背圧荷重付加, 図 3.7(b)には増圧付加, 図 3.7(c)には減圧付加における荷重-ストローク線図をそれぞれ示す.

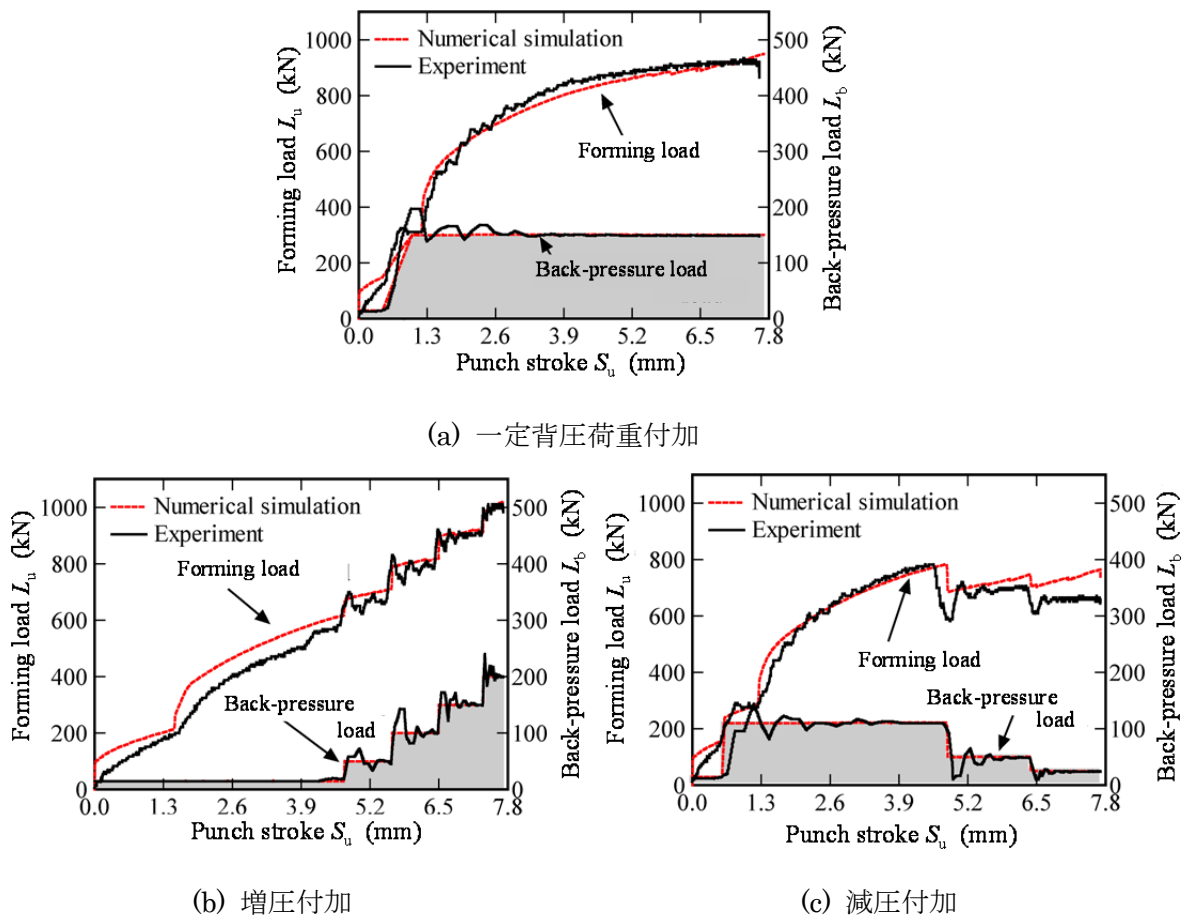


図 3.7 荷重-ストローク線図事例

各図にて赤破線がシミュレーション結果であり, 黒実線が実験結果を示す. また, 灰色の網掛け部面積は本研究で用いる背圧エネルギーを示す. 背圧エネルギーの定義については, 第 4 章でも述べるが, 本来は背圧荷重と背圧ストロークの積の総和が背圧エネルギーである.

本研究におけるモデルでは、背圧ストロークとパンチストロークは異なるため、図中に示した背圧荷重とパンチストロークの積の総和は厳密には背圧エネルギーとはいえない。しかし、本研究では実験における背圧荷重はパンチストロークに応じて設定することになっており、同一形状での相対比較であることから、近似的に背圧荷重とパンチストロークの積の総和を背圧エネルギーとして扱うものとする。

各図において、背圧荷重の変化点にて実験結果ではオーバーシュートやアンダーシュートが見られるものの、成形荷重、背圧荷重共にシミュレーション結果と実験結果は同等な波形を示しているといえる。表 3.3 には全 5 パターンにおける各評価項目の最大誤差と最小誤差および平均誤差を示す。表中の Outer diameter, Inner diameter, Height, Bottom thickness については図 3.8 に示す。平均誤差に着目すると、未充填面積については 6.58% とやや大きな誤差を含むが、その他の評価項目については、全て 5% 以内に収まっており、特に成形品の寸法誤差については 1.5% 以内であり、非常に高精度なシミュレーションモデルが構築できたといえる。

表 3.3 シミュレーション結果と実験結果の誤差

Error (%)	Outer diameter	Inner diameter	Height	Bottom thickness	Max. forming load	Unfilled area	Back-pressure energy
Minimum	0.08	0.07	0.38	1.18	0.09	1.23	0.02
Maximum	0.12	0.09	0.77	1.96	9.1	11.99	4.41
Average	0.09	0.08	0.56	1.47	3.75	6.58	2.39

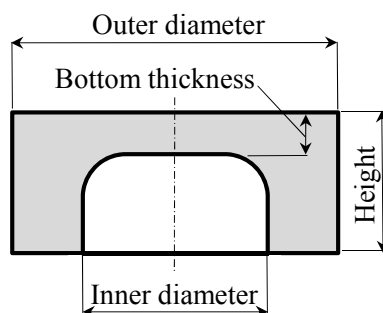


図 3.8 成形品寸法精度評価項目

第4章 逐次近似最適化 [50, 51]

本研究では、背圧鍛造プロセスを最適化問題として捉え、成形品の未充填面積と背圧エネルギーを目的関数とし、パンチストロークに応じた設定背圧荷重を設計変数とすることにより、効率的に背圧荷重の設定値を見出すことを目的の一つとしている。以下、本研究で適用した最適化アプローチについて記載する。

4.1 最適化問題について

最適化とは、目的関数と呼ばれるある関数を最小化または最大化するための手法である。一般に K 個の目的関数を同時に最小化する多目的最適化問題は次のように定式化される。

$$\left. \begin{array}{l} (f_1(x), f_2(x), \dots, f_K(x)) \rightarrow \min \\ x_i^L \leq x_i \leq x_i^U \quad i = 1, 2, \dots, n \\ g_j(x) \leq 0 \quad j = 1, 2, \dots, ncon \end{array} \right\} \quad (4.1)$$

ここで、 $f_i(x)$ は i 番目の目的関数、 x_i^L と x_i^U はそれぞれ、 i 番目の設計変数 x_i に直接的に課される下限値と上限値であり、 n は設計変数の数を表す。 $g_j(x)$ は挙動的制約条件を表しており、 $ncon$ はその数である。

最適化問題を解くための数理的手法を一般に最適化手法と呼ぶが、関数の感度（勾配）を使う方法と使わない方法に大別される。本研究ではシミュレーションをベースにした最適化を行うので、実際にシミュレーションを行う回数を減らし、厳密な最適解ではなく近似的な最適解を見出すことが可能な応答曲面近似を利用した逐次近似最適化を用いた。

4.2 逐次近似最適化について

本研究では Radial Basis Function (RBF) ネットワークによる多目的逐次近似最適化手法を用いているが、そのフローを図 4.1 に示す。多目的逐次近似最適化では、少ないサンプル点数で精度の高いパレートフロントを同定することが重要となる[29-31]。従い、段階的にサンプル点を増やしつつ精度の高い応答曲面を形成し、非劣解集合付近にサンプル点を配置することにより、その目的を達成するが、精度の高い非劣解集合を同定するためには、サンプル点の配置計画が非常に重要となる。本研究で用いる多目的逐次近似最適化システムのサンプル点の考え方は図 4.1 の網掛け部で示す Part I, Part II, Part III から構成され

ている。サンプル点とその応答値が算出された以降について、各部の概略を示す。

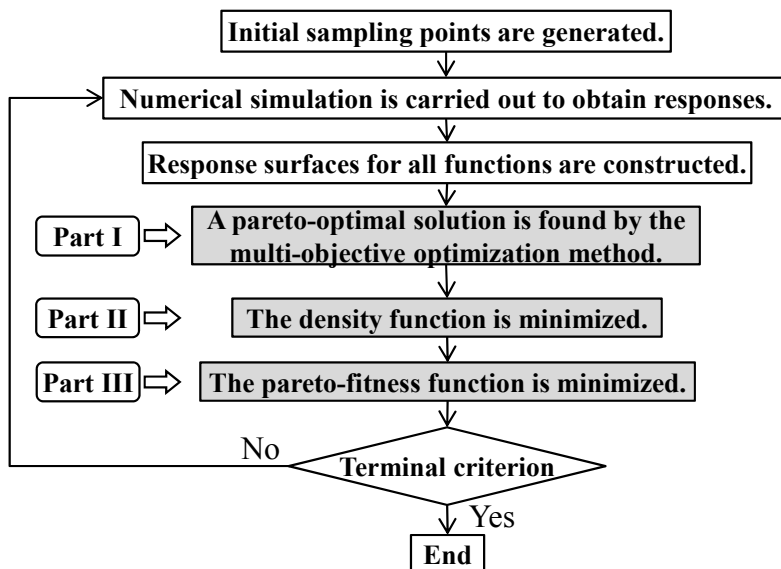


図 4.1 多目的逐次近似最適化フロー

Part I : すべての関数を応答曲面近似し、多目的最適方を用いて非劣解を求める。ここでは、以下に示す重み付き lp ノルム法を用いて拡大目的関数を作成し、それを最小にする点を新たなサンプル点とする。

$$F_a(x) = \left[\sum_{i=1}^K \{a_i \tilde{f}_i(x)\}^p \right]^{\frac{1}{p}} \rightarrow \min \quad (4.2)$$

式(4.2)において、 $\tilde{f}_i(x)$ は応答曲面近似された*i*番目の目的関数、 a_i は*i*番目の目的関数に対する重み、 p はパラメータ、 $F_a(x)$ は拡大目的関数をそれぞれ表している。

Part II : すべてのサンプル点を用いて、密度関数を構築し、この関数の最適解を新たなサンプル点とする。

Part III : すべてのサンプル点を用いて、パレート適合度関数を構築し、この関数の最適解を新たなサンプル点とする。

Part II では既存のサンプル点と **Part I** で得られた点を、**Part III** では既存のサンプル点と **Part I** と **Part II** で得られた点を用いて計算しているため、段階的にサンプル点が増加している点に注意されたい。RBF ネットワーク、密度関数およびパレート適合度関数の構築方法やその特徴について詳細は付録に記載する。

4.3 背圧鍛造への適用

上記で記載した多目的逐次近似最適化を背圧鍛造モデルに適用する。背圧鍛造モデルにおいては、成形特性に応じた最適背圧荷重を見出すことを目的としているので、設計変数と目的関数を以下のように定義する。

4.3.1 設計変数

設計変数としては、実際のプレス機における背圧荷重の設定値とする。実機においては、パンチストロークに応じて必要とする背圧荷重を設定するため、図 4.2 に示すように全パンチストローク l_{\max} を n 個のサブストロークに等分し、各サブストロークにおける背圧荷重設定値を設計変数とした。ここで、各サブストロークは、全パンチストロークを当分しているので $\Delta l = l_{\max}/n$ となる。

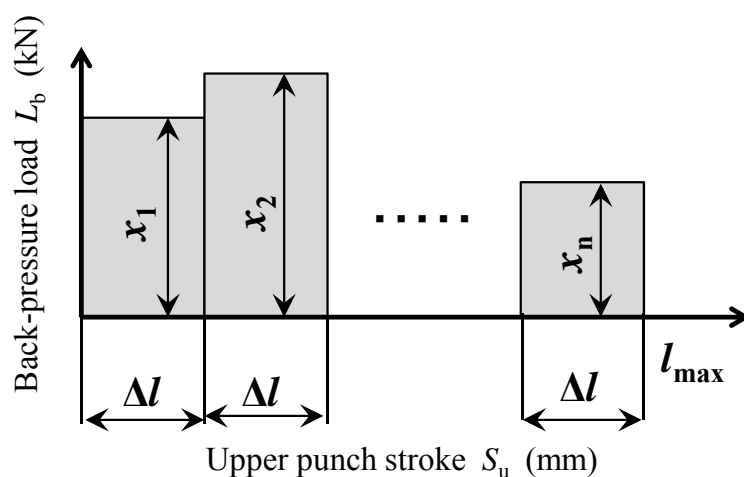


図 4.2 設計変数としての背圧荷重設定

4.3.2 目的関数

本研究で取扱っている前方押しモデルにおける背圧荷重の影響については、第 2 章でその基本的特性を述べたが、寸法精度特性として底部未充填面積を評価した。その底部未充填面積は背圧荷重に律されることが図 2.11 より明らかであり、最終的には図 2.12 で示したように最大成形荷重とはトレードオフの関係にあることも分かった。よって、直接的には未充填面積と最大成形荷重を目的関数として扱いつころではあるが、本研究では成形エネルギーに着目し、成形荷重は背圧荷重と相関があることから、背圧エネルギーを目的関数の

1つとした。背圧エネルギーは、本来は背圧荷重と背圧ストロークの積の総和で表される。しかし、2.1.2で述べたように、パンチストロークと背圧ストロークは厳密には異なり、実際のプレス機では、パンチストロークに応じて背圧荷重を設定するため、本研究では背圧エネルギーを背圧荷重とパンチストロークの積の総和として近似的に扱うこととする。

本前方押しモデルを対象とした背圧鍛造における目的関数は、底部未充填面積 $f_1(x)$ および背圧エネルギー $f_2(x)$ として、以下のように表すことができる。

$$f_1(x) = \sum_{i=1}^{P-1} \frac{(X_{i+1} - X_i)(Y_i + Y_{i+1})}{2} \quad (4.3)$$

$$f_2(x) = \Delta l \sum_{i=1}^n x_i \quad (4.4)$$

ここで、未充填面積 $f_1(x)$ は図 4.3 で示すように、成形品とカウンターパンチが接している接点番号を 1 とし、成形品とアウターパンチが接触する部分の接点番号を P とし、接点座標を (X_i, Y_i) ($i = 1, 2, \dots, P$) として算出した。

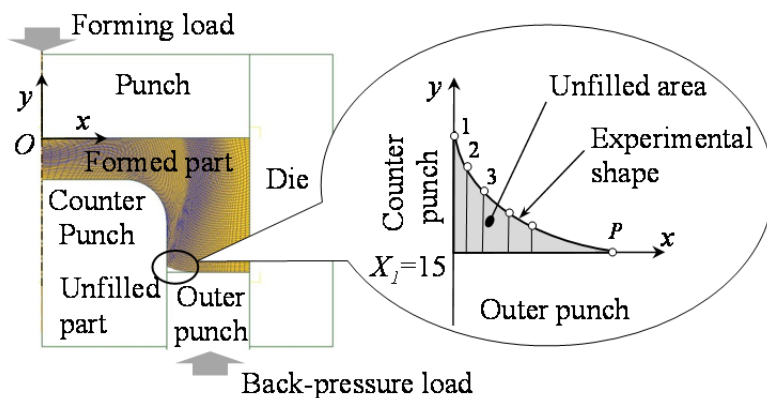


図 4.3 未充填面積

未充填面積と背圧エネルギーを同時に最小にする最適背圧荷重設定を求める計算フローは以下ようになる。

STEP 1 : 初期サンプル点を Latin Hypercube Design (LHD)によって決定する。

STEP 2 : DEFORM により成形シミュレーションを行い、目的関数を算出する。

STEP 3 : 各目的関数の応答曲面を RBF ネットワークで作成、式(4.2)を最小化し、新たなサンプル点をして追加する。

STEP 4 : すべてのサンプル点を用いて密度関数を構築. 密度関数の最適解を新たなサンプル点として追加する.

STEP 5 : すべてのサンプル点を用いてパレート適合度関数を構築. パレート適合度関数の最適解を新たなサンプル点として追加する.

STEP 6 : 終了条件を満足していれば終了し, そうでなければ STEP 2 へ戻る.

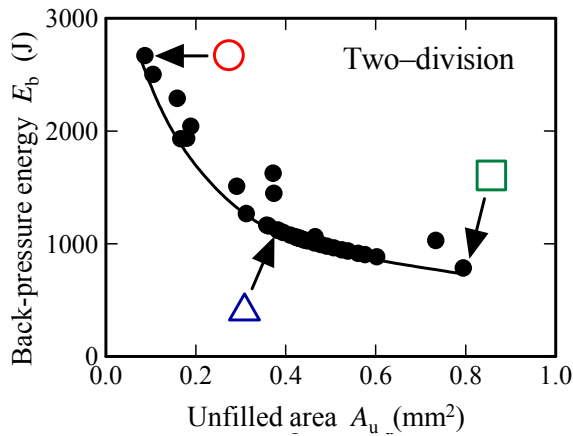
なお, 拡大目的関数や密度関数, パレート適合度関数の最適化には Differential Evolution (DE)を用いた.

4.4 シミュレーション結果

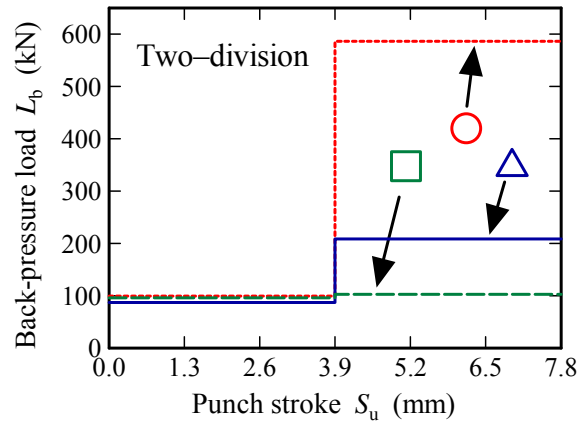
シミュレーション方法条件として, 全パンチストローク 7.8 mm の領域を 2 等分, 4 等分, 6 等分した場合について, 各領域における背圧荷重値を設計変数として求めた. 初期の基礎実験にて, 成形当初から背圧荷重が 120 kN を超えるとバリが発生し, 金型の破損等のリスクがあることとサーボダイクッションの仕様値として最大背圧荷重が 400 kN であることから, パンチストロークが 0.00~3.90 mm においては上限を 130 kN とし, 3.90 mm~7.80 mm においては上限を 600 kN とした.

底部未充填面積と背圧エネルギーを目的関数とした最適化シミュレーション結果について, 背圧荷重設定を 2 分割とした条件を図 4.4 に, 4 分割した条件を図 4.5 に, 6 分割した条件を図 4.6 にそれぞれ示す. 各図中(a)は 2 つの目的関数で構成された座標系であり, プロット点がシミュレーション結果である. 最適解を近似した曲線をパレートフロント曲線, パレート曲線上の最適解集合をパレート最適解集合という. 各図中(b)はパレート最適解集合における○, △, □に該当する背圧荷重設定パターンを示す.

いずれの分割条件においてもパレート曲線は, 未充填面積と背圧エネルギーのトレードオフ関係を明確に示しており, どちらの目的関数を優先するかにより背圧荷重設定が変わるので, 最終的にはユーザー側での判断に委ねることになる. 最終サンプル点としては, 図 4.4(a)2 分割で 38 点, 図 4.5(a)4 分割で 65 点, 図 4.6(a)6 分割では 85 点でパレート最適解集合を得た.

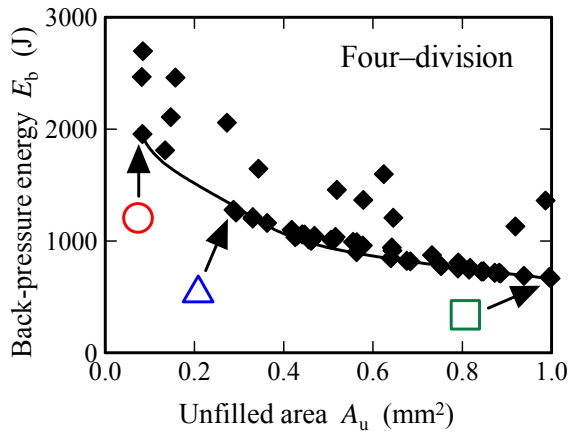


(a) パレートフロント曲線

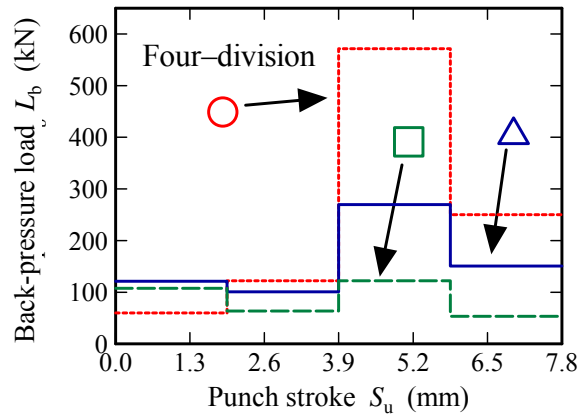


(b) 最適背圧荷重設定

図 4.4 シミュレーション結果 (背圧荷重 2 分割)

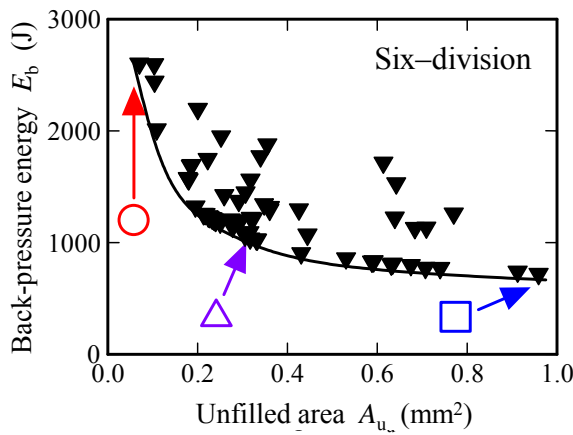


(a) パレートフロント曲線

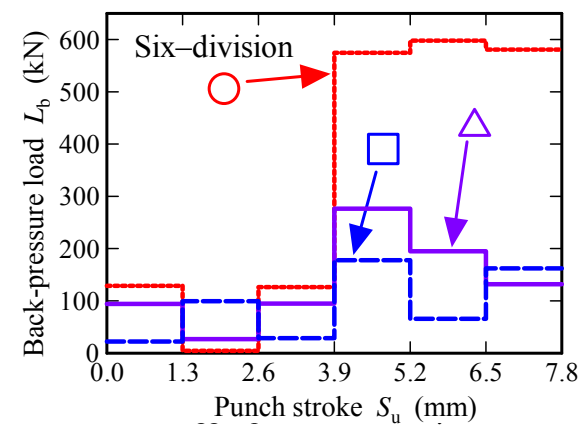


(b) 最適背圧荷重設定

図 4.5 シミュレーション結果 (背圧荷重 4 分割)



(a) パレートフロント曲線



(b) 最適背圧荷重設定

図 4.6 シミュレーション結果 (背圧荷重 6 分割)

○の条件は $S_u=3.9$ mm 以降、成形終了まで比較的高い背圧荷重を保持する設定であり、 $A_u=0.11$ mm² 程度で△は□の条件に比して大幅に低減している。一方、成形過程後半で大きな背圧荷重を付加していない△や□は背圧エネルギーとしては○に比べて半減している。また、△と□を比較した場合、背圧荷重設定としては同様なパターンであり背圧エネルギーも同等であるが、 A_u については△が大幅に低減している。これらの結果から、未充填面積を低減させるには、 $S_u=3.9$ mm 以降、つまり材料がカウンターパンチ R 部を通過した直後から背圧荷重を増加させ、その後は徐々に背圧荷重を低減させていくという設定方法が最小の背圧エネルギーで必要最小限の未充填面積にできることを示唆している。成形過程の終盤で大きな背圧荷重を保持することは、無駄に背圧エネルギーを損失するだけで、未充填面積に低減には寄与していないということを意味している。

次に、各分割数におけるパレートフロント曲線の比較を図 4.7 に示す。背圧荷重をより細分化した方が、パレートフロント曲線としては原点側に近付いており、より効率的な背圧荷重設定を見出すことが可能であると確認できた。

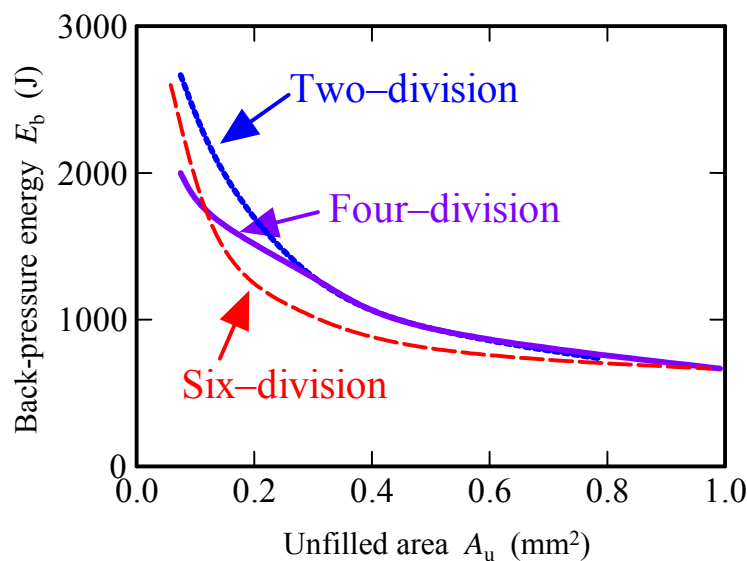
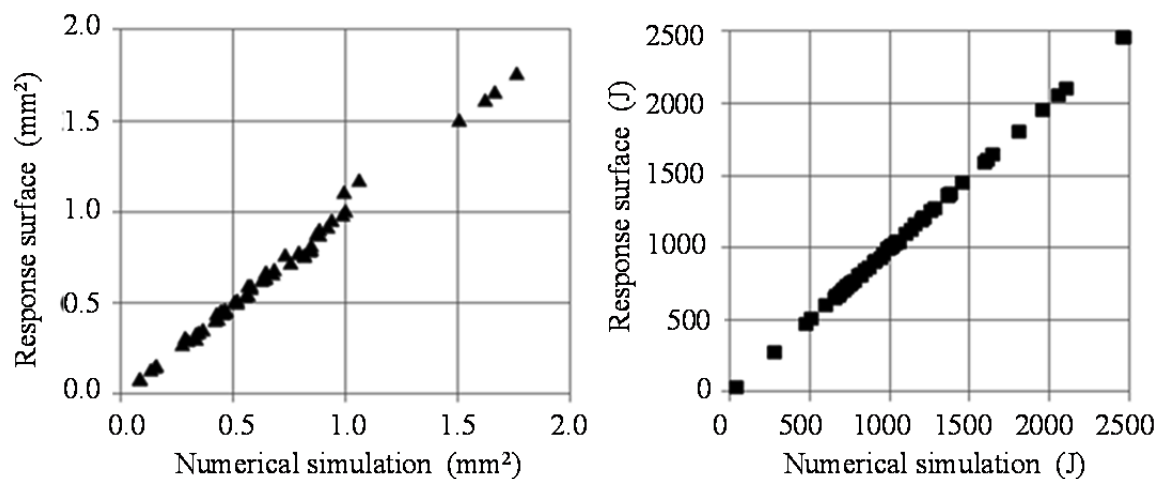


図 4.7 分割数によるパレートフロント曲線の比較

背圧荷重設定の分割数を増やすことで、適用し得る背圧荷重設定パターンとしては増加することになるが、最適化を行うことにより時間コストの削減に繋がることが期待できる。これらの結果について、応答曲面の精度を図 4.8 に示す。図において、縦軸は最適化プログラムによる解析を行う前に予測された値で、横軸が実際に解析より算出された値を示す。

つまり、グラフ上のプロット点が 45 度の直線を形成していれば 1 対 1 対応しているということで、精度が高いことを意味している。図 4.8(a)未充填面積、図 4.8(b)背圧エネルギー、いずれもプロット点はほぼ 45 度の直線状にあり、解析値と応答値には差異が無いことから非常に高精度の応答曲面が得られといえる。



(a) 未充填面積

(b) 最適背圧荷重設定

図 4.8 応答曲面の精度

4.5 非劣解と劣解の検証

パレートフロント図における非劣解（最適解）と劣解の相違について検証した。図 4.5 に示した 4 分割した背圧荷重設定にて、図 4.9 のように非劣解△と劣解の×について考察した。

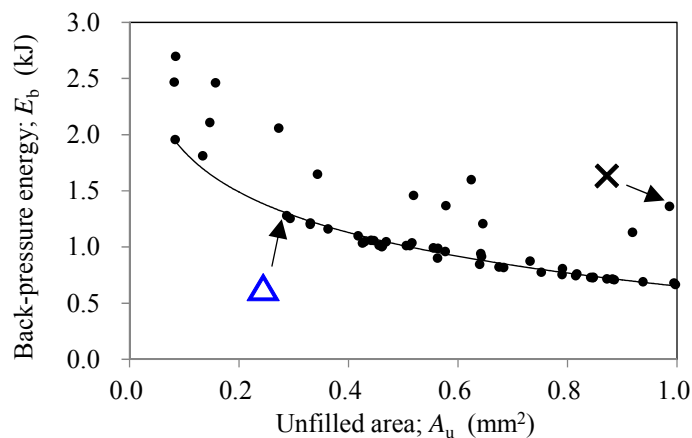


図 4.9 パレートフロント図（背圧荷重 4 分割）

図中の△、×に対応する背圧荷重設定を図 4.10 に示す。また、図中には△、×におけるそれぞれの未充填面積 A_u と背圧エネルギー E_b も合わせて記載する。

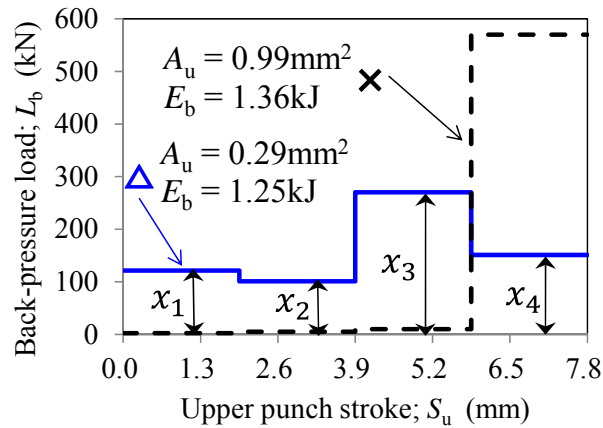


図 4.10 最適背圧荷重パターンにおける劣解と非劣解の比較

△、×の違いは図から明らかのように、最大背圧荷重を付加するタイミングであり、成形過程のどのポイントで背圧荷重を増加あるいは減少させるかという点である。△、×における最大背圧荷重を付加する時点での成形状況を図 4.11 に示す。図 4.11(a)では材料がカウンターパンチ R 部を通過した直後で背圧荷重を増加させており、成形当初から材料下部の未充填部が比較的小さいが、図 4.11(b)では成形後半に背圧荷重を増加させており、材料下部に未充填部が形成されたままになっている。金型隅部に材料を充填させる状況を図 4.12 のように示した場合、材料の充填に要する圧力 p は式(4.5)で表すことができる[32]。

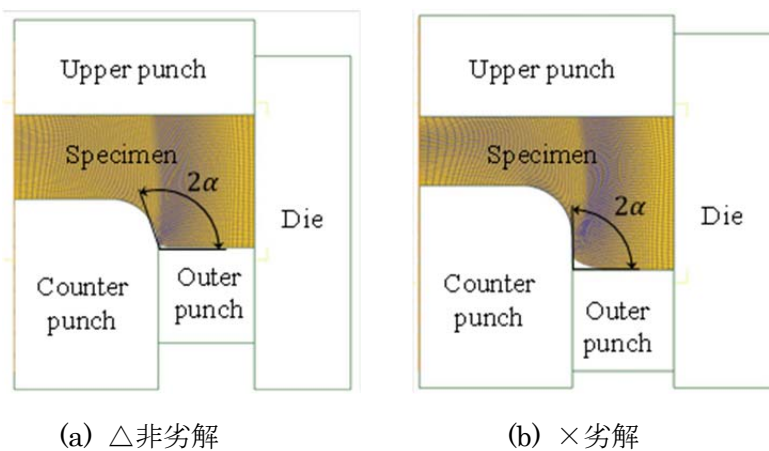


図 4.11 背圧荷重付加と成形状況

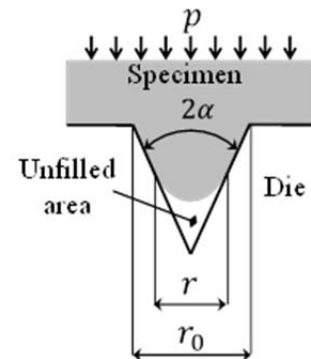


図 4.12 材料充填モデル

$$p = \frac{1 + \mu \cot \alpha}{\mu \cot \alpha} \left\{ \left(\frac{r_0}{r} \right)^{\mu \cot \alpha} - 1 \right\} + \frac{4\alpha}{3\sqrt{3}} \sigma_0 \quad (4.5)$$

ここで、 μ は摩擦係数、 α は隅部の半角、 r_0 は隅部開口部の幅、 r は充填先端部の幅、 σ_0 は成形材料の降伏応力をそれぞれ示す。式(4.5)にて p と α 以外を定数と考えると、 p と α の関係は図 4.13 に示すようにトレードオフの関係となる。つまり、 α が小さいほど未充填部を小さくするためには、より高い圧力が必要となる。

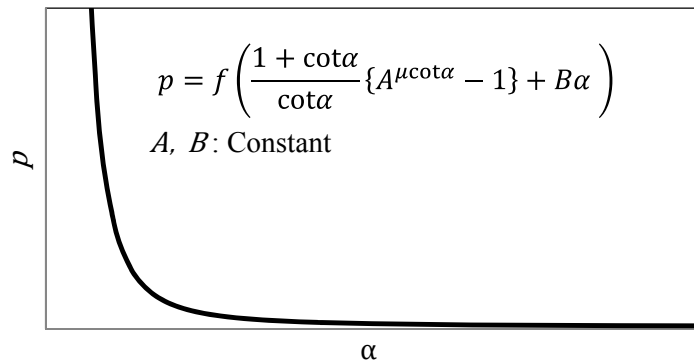


図 4.13 充填隅部角度と充填圧力の関係

これは図 4.11(a)で示すように成形初期状態、つまり $2\alpha > 90^\circ$ の状態で高い背圧荷重を付加しているのに対して図 4.11(b)では $2\alpha = 90^\circ$ の状態で高い背圧荷重を付加していることと対応している。つまり、材料がカウンターパンチ R 部を通過する $2\alpha > 90^\circ$ では比較的高い背圧荷重を付加し、材料がカウンターパンチ R 部を通過した後の $2\alpha = 90^\circ$ では、背圧荷重を極力低下させることが未充填部と背圧エネルギーの最小化には重要であり、図 2.11 で示した最大成形荷重と未充填面積のトレードオフの関係を基礎理論として裏付けたことになる。

4.6 検証実験

4.6.1 実験による最適背圧荷重付加の検証

シミュレーションより背圧エネルギーと未充填面積がトレードオフ関係にあることが明確となり、基礎理論としてもその妥当性が裏付けられた。本節では最適化シミュレーションで得られた最適背圧荷重の効果を実験にて検証する。実験で用いた設備は、第 2 章で記載した最大加圧能力 6300 kN の冷間鍛造用 AC サーボプレスであり、最大荷重 400 kN の能

力を持つサーボダイクッションが装着されている。背圧荷重の 2 分割と 4 分割での設定に関して、実験結果の一例を図 4.14 および図 4.15 にそれぞれ示す。図中(a)は荷重-ストローク線図を表し、図中(b)の矢印は該当するパレートフロント曲線上でのプロットを表す。

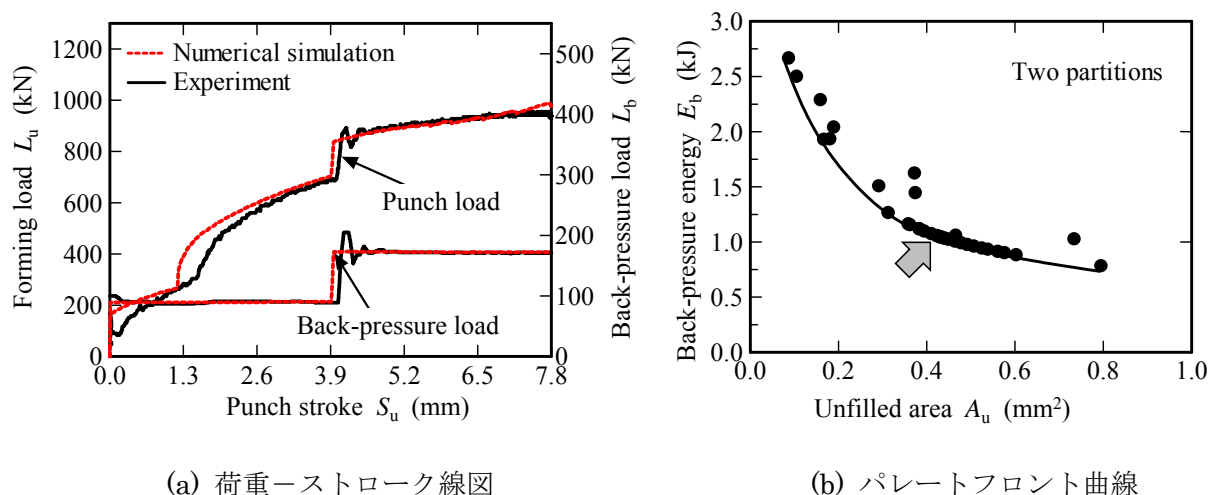


図 4.14 最適化シミュレーション結果と実験結果（背圧荷重 2 分割）

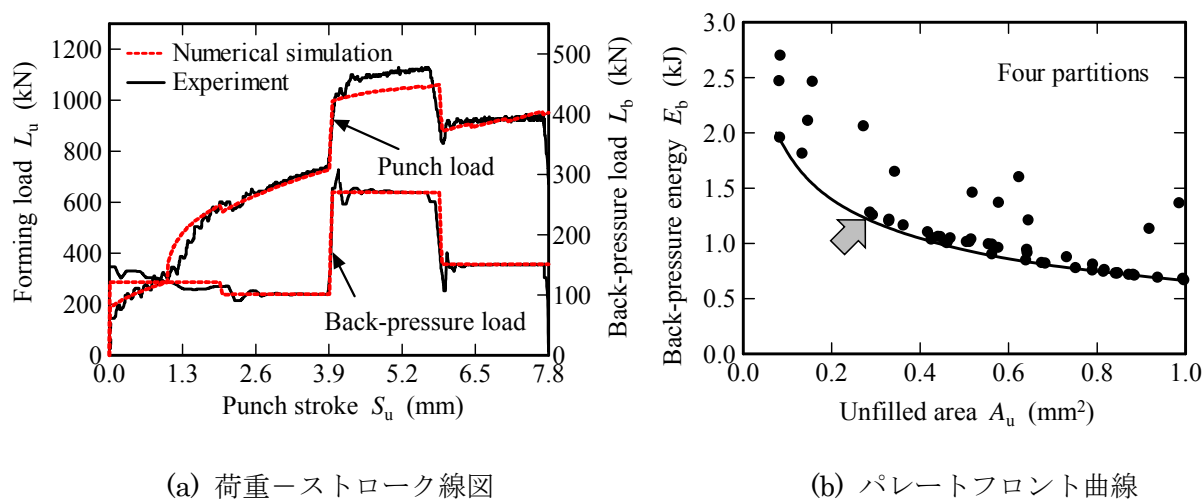


図 4.15 最適化シミュレーション結果と実験結果（背圧荷重 4 分割）

図 4.14 および図 4.15 の荷重波形から分かるように、実験結果はシミュレーションと同等の波形を呈しており、特に背圧荷重については、その変化点にてシミュレーション、つまり実機における設定値に対して充分追従している。これは、サーボダイクッションの応答性の高さもさることながら、最適化シミュレーションにおいて、実機性能を加味した条件

設定，つまり分割数や制約条件の設定が妥当であったものといえる。

また，未充填面積，背圧エネルギーおよび最大成形荷重についてシミュレーション結果と実験結果との相対誤差を表 4.1 に示す。

表 4.1 シミュレーション結果と実験結果の相対誤差

		Unfilled area (mm ²)	Back-pressure energy (J)	Max. forming load (kN)
Two partitions	Experimental result	0.472	1013	956
	Numerical simulation	0.450	1020	988
	Error (%)	4.66	0.691	3.35
Four partitions	Experimental result	0.305	1258	1129
	Numerical simulation	0.294	1254	1061
	Error (%)	3.61	0.318	6.02

表 4.1 における相対誤差を見ても，最大成形荷重では 6%に達するものの，未充填面積や背圧エネルギーは 5%未満であり，実用上においても十分な精度を有しているといえる。

4.6.2 最適背圧荷重付加における材料流動

背圧荷重を付加した際の材料流動を確認するために，第 2 章では自由鍛造と一定背圧荷重を付加した際の断面写真による観察と FEM にて検証した。本節では，密閉鍛造と最適背圧荷重を付加した際の変形過程を FEM にて検証する。図 4.16～図 4.18 に各パンチストロークにおける FEM 結果を示す。図中の(a)は密閉鍛造を，(b)は最適背圧荷重付加鍛造をそれぞれ示す。(a)の密閉鍛造はパンチストローク $S_u=7.8$ mm で完全充填となる位置にアウターパンチを固定している。(b)の最適背圧荷重設定は，図 4.15 で示した 4 分割設定の水準である。図中の色分布は全ひずみ分布を示している。図 4.16 の $S_u=3.90$ mm は全ストロークの中間値であり，材料はカウンターパンチ R 部を通過した直後である。図 4.17 の $S_u=7.50$ mm は密閉鍛造において，材料がアウターパンチに接触した直後のストロークであり，図 4.18 の $S_u=7.77$ mm は成形完了直前のストロークである。なお，各図中における□点は材料の同一点を表している。

図 4.16 において，(a)密閉鍛造では材料下端はアウターパンチと接していないため，自由鍛造と同様な材料流動を示し，凸状に変形しており，結果として下端内側には未充填部が形成されている。一方，(b)最適背圧荷重付加鍛造では，背圧荷重が付加されたアウターパ

ンチに材料が接しているため、アウターパンチ上面に沿った形で平坦な状態が維持されており、内側の未充填部もほとんどない。更に図 4.17 において、(a)密閉鍛造では、当初の材料下端凸部がアウターパンチに接してはいるが、非接触部位（図中 C 部）が増大しているのに対して、(b)最適背圧荷重付加鍛造では、未充填部がほとんどない状態が維持されている（図中 C'部）。特に図 4.17(a)と図 4.17(b)にてひずみ状態と材料流動を比較した場合、(b)ではダイ側の押し出し方向への材料流動が抑制され、カウンターパンチ側の材料が未充填部位への流動が促進されていることがわかる。図 4.18 においては、(a)、(b)ともに同様な形状を呈しているが、材料下端部（図中 D、D'部）のひずみ状態と材料流動は大きく異なっている。またダイ側上部（図中 E、E'部）においても、ひずみ状態が異なっており、(b)背圧荷重付加時の方で全ひずみが大きくなっている。これは、ダイ側の押し出し方向の材料流動が抑制されたために、 x 方向のひずみが増加したためである。

また、 $S_u=7.77$ mm における最成形荷重は、(a)密閉鍛造で $L_u=2223$ kN であり、(b)最適背圧荷重付加鍛造では $L_u=1061$ kN という結果であった。つまり同一寸法精度の成形品を得ようとした場合、背圧荷重付加を最適化することにより、最大成形荷重を低減できるということが確認できた。よって、背圧荷重付加の最適化により、材料流動を制御し未充填部の低減と成形荷重の低減に寄与できることが確認できた。

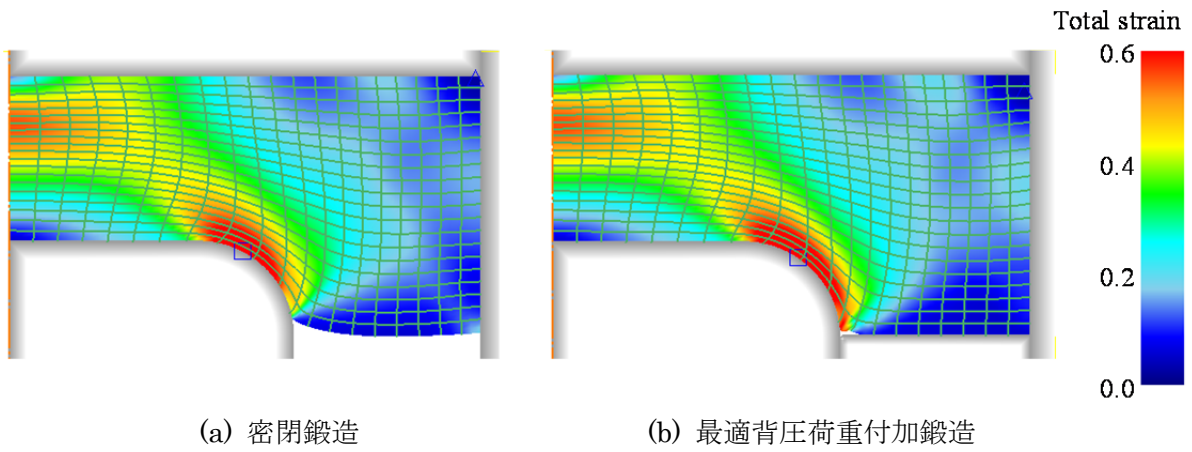


圖 4.16 成形過程 $S_u=3.90$ mm

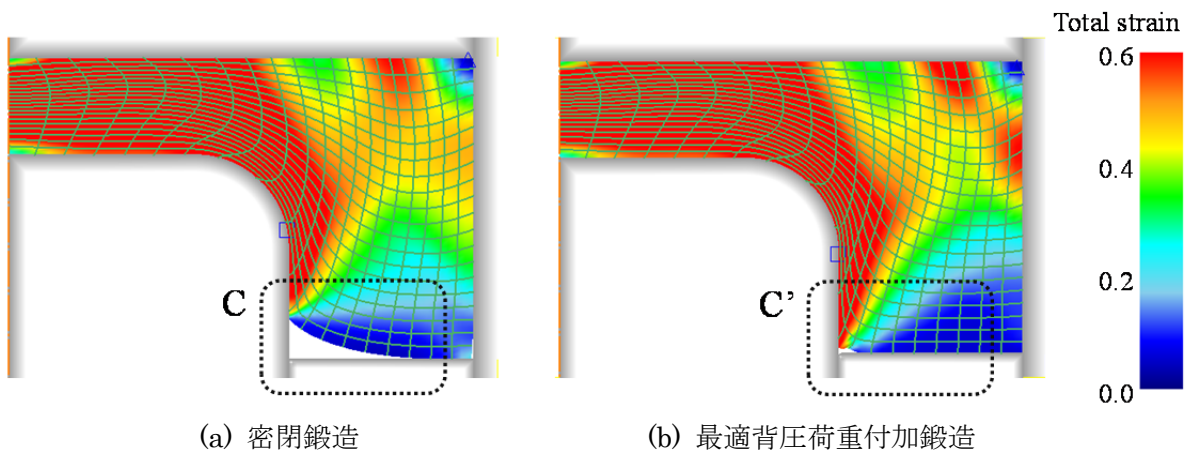


圖 4.17 成形過程 $S_u=7.50$ mm

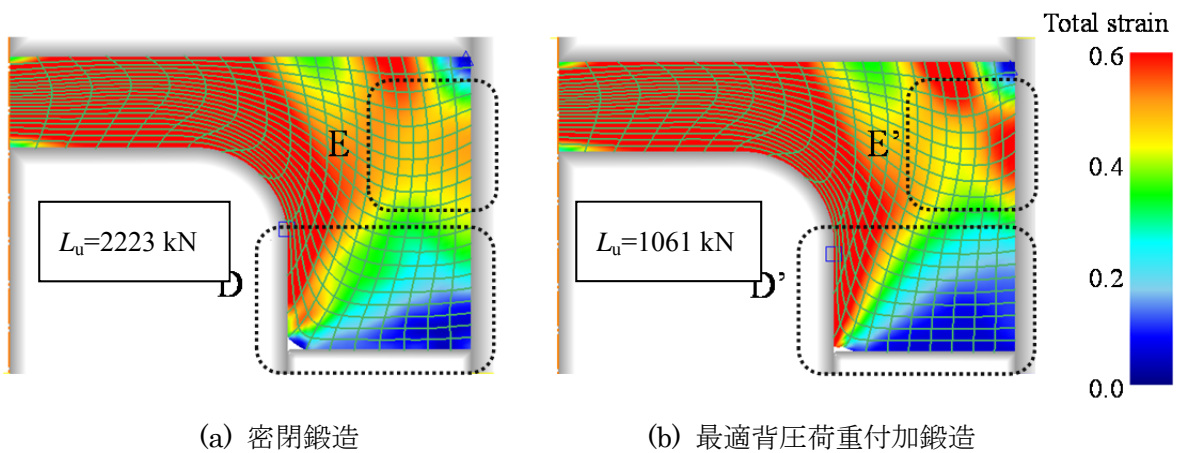


圖 4.18 成形過程 $S_u=7.77$ mm

第5章 スライド連動モーシオンによる検証実験 [52]

本章では、第2章で検証した背圧荷重付加基礎実験に関して、プレスのスライドモーシオン、つまりパンチモーシオンも変更して実験を行った。背圧荷重付加条件は、第2章で提示した実験 No.3-2 と同一としてパンチモーシオンのみを変更し、最大成形荷重と未充填面積について検証した。

5.1 実験条件と結果

サーボプレスにはサーボダイクッションによる背圧荷重制御だけではなく、スライドフリーモーシオンという最大の特徴がある。未充填面積と最大成形荷重（成形エネルギー）の更なる低減を目指し、スライドモーシオンを背圧荷重付加タイミングと連動させて変更した実験を行った。背圧荷重付加条件としては、表 2.2 に示した No.3-2 として、スライドモーシオンを2水準設定した。これらの実験条件を表 5.1 に示す。

表 5.1 スライド連動モーシオン実験条件

Type	Slide motion	Back-pressure load condition Same as No.3-2 in Table 2.2
A	<p>2 s-stop at 3.8 mm-punch stroke → 0.5 mm-reverse → Reforward to BDC</p> <p>Stroke S_u (mm)</p> <p>Time (s)</p> <p>0.5 mm BDC: Bottom Dead Center</p> <p>4.0 mm</p> <p>2 s</p>	<p>Back-pressure load; L_b (kN)</p> <p>Upper punch stroke; S_u (mm)</p> <p>Set back-pressure load</p> <p>300</p> <p>70</p>
B	<p>0.5 mm-reverse at 3.8 mm-punch stroke → 2 s-stop → Reforward to BDC</p> <p>Stroke S_u (mm)</p> <p>Time (s)</p> <p>0.5 mm</p> <p>4.0 mm BDC</p> <p>2 s</p>	

Type A はパンチストローク 3.8 mm にて、つまり下死点上 4.0 mm にてパンチを 2 秒間停止後、0.5 mm 逆転上昇させた後に再度下降させたモーシオンである。Type B は、パンチストローク 3.8 mm にて 0.5 mm 逆転上昇した後に 2 秒間停止させ、再度下降させたモーシオンである。ここで、背圧荷重設定については、70 kN から 300 kN への切換えは完全なステップ状の設定ではなく、600 ms にて線形的に増加させる設定となっている。これはスライドの反転モーシオンを伴うため、サーボダイクッションに衝撃荷重が負荷されること

を防ぐためである。Type A および Type B に関して、パンチ動作の考え方とそのねらいについて図 5.1 および図 5.2 にそれぞれ示す。

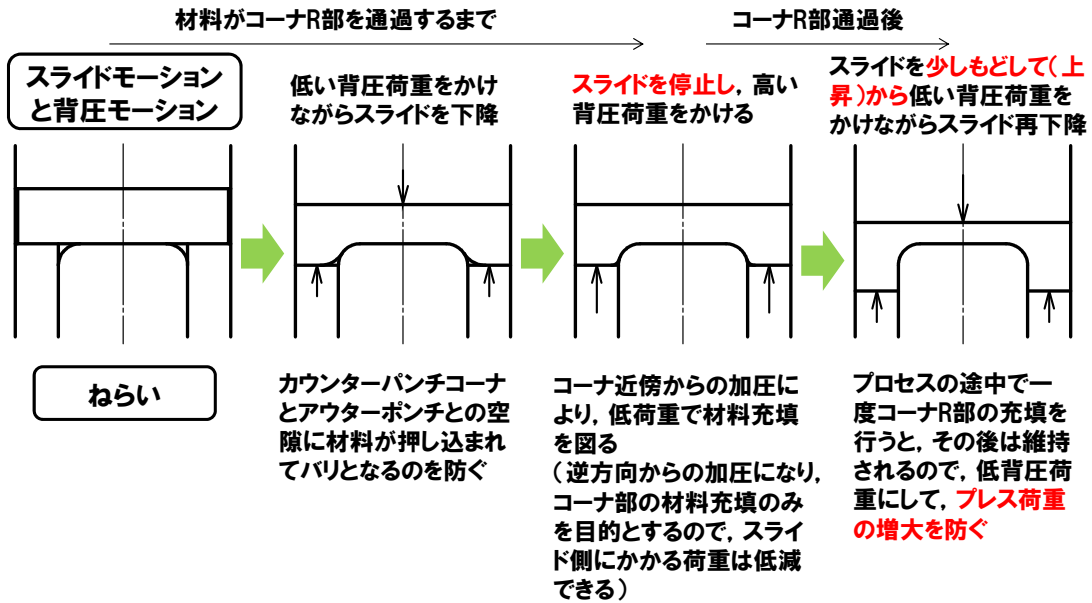


図 5.1 パンチモーションの考え方とねらい (Type A)

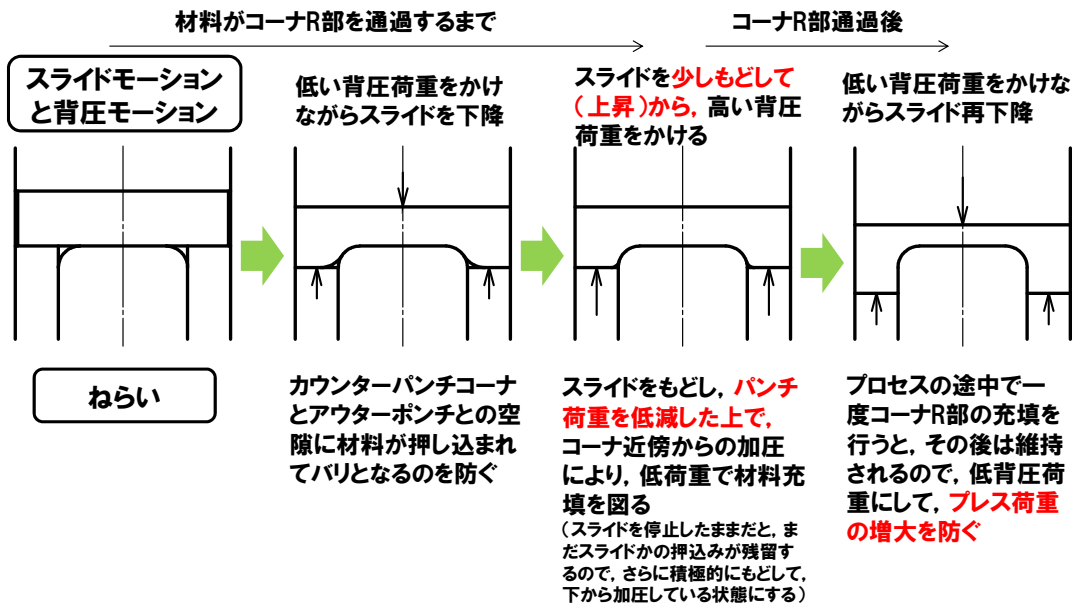


図 5.2 パンチモーションの考え方とねらい (Type B)

両条件とも、材料がカウンターパンチ R 部を通過するまで (パンチストローク 3.8 mm)

は低い背圧荷重を保持し、バリを抑制しつつ未充填面積を増加させないようにし、背圧荷重が付加された状態でパンチを一旦停止させ、未充填部位への材料流動を促進させつつ、更にスライドを反転・上昇させることにより、パンチ荷重を一旦除荷して、成形荷重を低減することを目指したものである。Type A と Type B の違いはスライドの反転・上昇のタイミングである。

本条件における荷重-ストローク線図を図 5.3 および図 5.4 に示す。パンチストロークは、データサンプリング容量の制約上、7.8 mm 全域では採取できていないので、背圧荷重を 300 kN に上昇させ、パンチが停止あるいは逆転する領域から記載する。

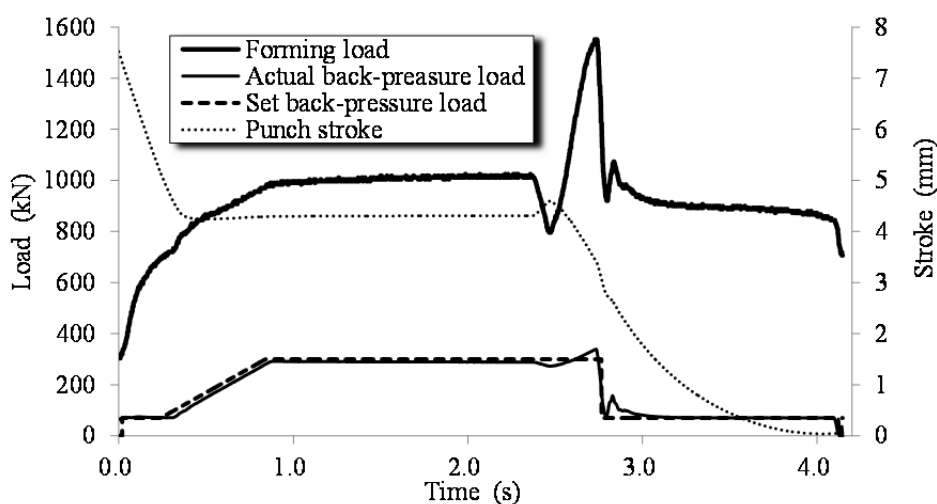


図 5.3 荷重-ストローク線図 (Type A)

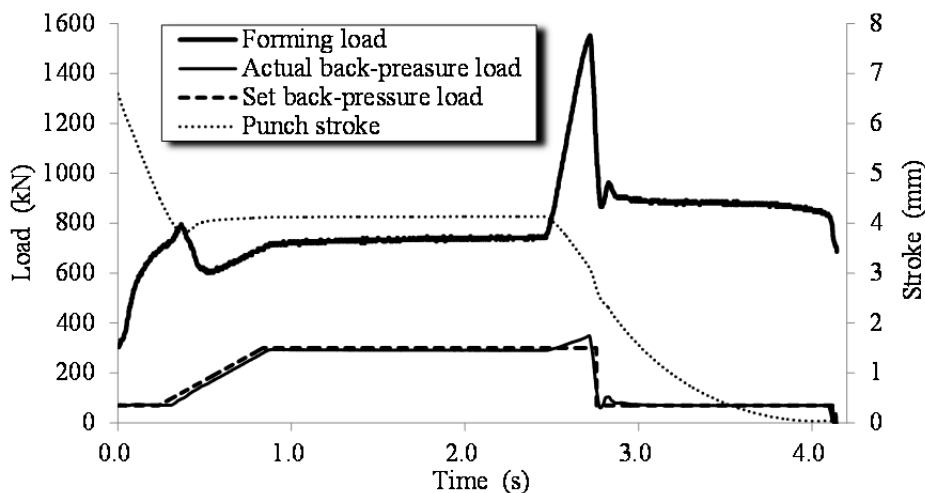


図 5.4 荷重-ストローク線図 (Type B)

Type A は、図 5.1 に示したようにパンチを止めた状態で背圧荷重を増加させ、未充填部を減じた上で、その後、一旦パンチを逆転することにより成形荷重を低減することを期待したモーションである。一方、Type B は、同様に図 5.2 に示したよう先にパンチをわずかに逆転上昇させ、成形荷重を減じた上で背圧荷重を増加させることにより、Type A よりも更に成形荷重を低減することを期待したパンチモーションとして設定した。パンチを下降中に停止・保持する図 5.3(Type A)よりも、一旦逆転上昇して停止・保持する図 5.4(Type B)の方が、停止・保持時間中での成形荷重は低減できるため、成形エネルギーの低減という視点では、停止前に一旦逆転上昇させるというパンチモーションは有効であり、サーボダイクッションによる 3 分割背圧荷重付加とパンチモーションとの連動効果を確認できた。

最大成形荷重については、いずれの条件でもパンチが再下降する際に 1500 kN と同等に発生しており、同一背圧荷重条件である No. 3-2 における 1400 kN よりも増加している。これは、今回の実験では設備仕様上、背圧荷重はパンチストロークに対する設定・制御となっており、背圧荷重が付加されたままパンチ下降が始まったため、その反力としてピークとなって発生したもので、未充填部の形成とは相関がないと思われる。よって、パンチ再下降と同時にあるいは再下降直前で背圧荷重も一旦除荷するなどの制御を行えば、未充填面積に影響を与えることなく、最大成形荷重も低減できると思われる。

5.2 成形エネルギーに関する考察

パンチモーションが未充填面積と成形荷重に与える影響について検証するため、標準パンチモーションにおける同一背圧荷重条件 (No.3-2) の結果と合わせて未充填面積と最大成形荷重の関係を図 5.5 に示す。Type A, Type B では上記のようにパンチが再下降する際に成形荷重がピークとなって発生しているので最大成形荷重としては増加するが、未充填面積については、標準パンチモーション No.3-2 に対してパンチモーションを変化させた Type A, Type B の方が改善されている。

一方、成形エネルギーという点に着目して、未充填面積とパンチストローク 3.9 mm~5.9 mm における平均成形荷重との関係をプロットしたので図 5.6 に示す。図 5.5 では、Type A, Type B で標準パンチモーションに対して最大成形荷重は増加するが、図 5.6 の平均成形荷重という点で見ると、標準パンチモーションに対しては大幅に低減している。背圧荷重はいずれも同一設定につき、平均荷重が低減しているということは成形エネルギーを低減できるということを意味している。つまり背圧荷重の適正な設定にパンチモーションを連動さ

せることにより、未充填面積と成形エネルギーを更に低減できるという可能性を示唆している。

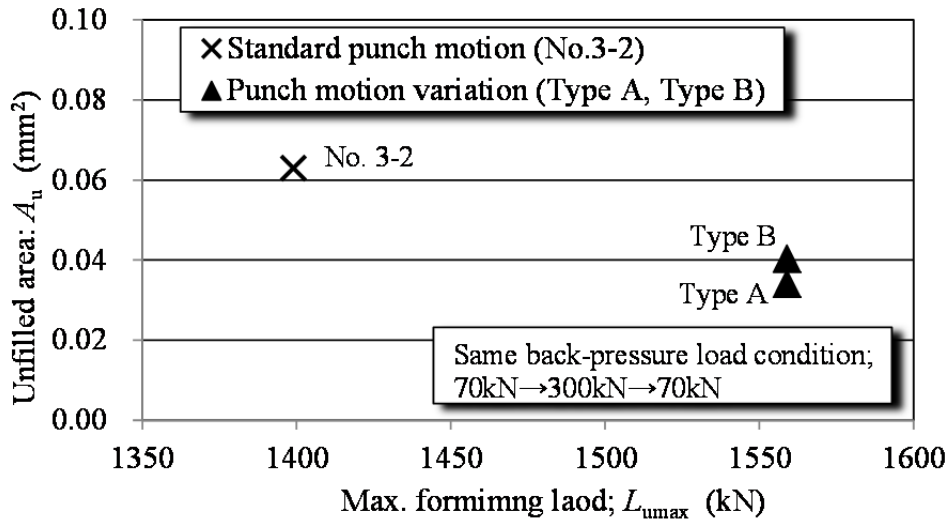


図 5.5 未充填面積と最大成形荷重の関係

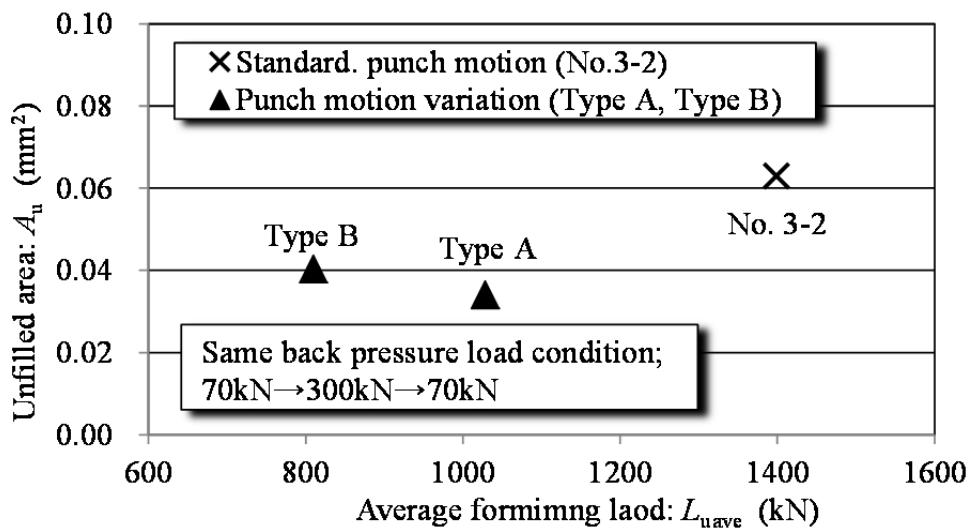


図 5.6 未充填面積と平均成形荷重の関係

未充填面積が標準パンチモーションよりも低減している点については、次のように説明できる。Type A、Type B ともにパンチを停止・保持させているパンチストローク 3.8 mm 位置は、材料がカウンターパンチ R 部を超えた領域であり、パンチが停止した状態で背圧荷重を付加し、保持することにより、底部未充填部への材料流入が一段と促進されたものと思われる。Type A および Type B ともに最大成形荷重は増加するものの、平均成形荷重

は低減しており，サーボダイクッションによる多段背圧荷重設定に加え，サーボプレスの特徴であるスライドフリーモーションを活用してパンチモーションも変化させることにより，より低エネルギーで未充填面積を低減できたことは，サーボプレスによるメリットを実証したといえる．

第6章 結言

本研究では、円柱形軸対称部品の前方押しモデルを用いたサーボダイクッションによる背圧荷重付加鍛造において、背圧荷重が成形荷重、成形エネルギーおよび成形品寸法精度に与える影響をシミュレーションと実験により検証し、以下の結論を得た。

- (1) 一定背圧荷重付加により成形品の底部に形成される未充填部位の低減を実験で検証し、そのメカニズムを解明できた。
- (2) 底部未充填面積および背圧エネルギーの両者を目的関数とした多目的逐次近似最適化による可変背圧荷重付加にて、バリを抑制しつつ背圧エネルギーと未充填面積を最小化できることをシミュレーションと実験で検証した。
- (3) 可変背圧荷重付加に加えて、パンチモーションも連動して可変とすることにより、成形エネルギーと未充填面積の減少を実験で検証した。
- (4) 上記により、冷間鍛造成形へのサーボプレスおよびサーボダイクッションの活用性を実証し、その指針を提示した。

本研究にて、背圧荷重付加が成形品に与える影響として基礎的なデータが採取され、背圧荷重設定に関する最適化アプローチも検証できた。サーボプレスには背圧荷重モーションとスライドモーションの2つの大きな自由度（設計変数）がある。これらをいかにして目的に応じた設定を行うかが実用化に向けた課題であるが、最適化問題として、今後はスライドモーションも設計変数の1つとして検討して行く必要がある。

塑性加工視点による変形過程の解析（現象の解明）、最適設計視点による成形プロセスにおける目的関数と設計変数の明確化、この2つの視点を組み合わせることにより、サーボプレスの持つ機能を更なる高付加価値成形技術に繋げることができる。塑性加工は技能者の経験と勘に依存する部分が多く、キー技術の部分はノウハウとしてブラックボックス化されており技能伝承が難しいとされているが、最適化という道具立てによりこれまで経験と勘に頼っていた部分を数値化することが可能である。

今後の研究課題としては、これらの技術をいかに社会実装して行くか、つまり、いかにして製品で実用化を図るかという点である。プレス機械だけではなく産業機械全般において、機械そのものが智能化して行くスマートマシン化の流れの中で、プレス機械内部で最適化処理を行えるようにして行くことが、真に最適化を図るということであり、社会実装したといえる。

参考文献

- [1] JETRO ユーロトレンド Report 2, 6 (2009) 4-6
- [2] K. Osakada, X. Wang, S. Hanami, Precision forging process with axially driven container, J. Mater. Process. Tech. 71 (1997) 105–112.
- [3] K. Osakada, R. Matsumoto, M. Otsu, S. Hanami, Precision extrusion methods with double axis servo-press using counter pressure, CIRP Annals-Manufacturing Technology 54 (2005) 245–248.
- [4] 鍛造加工の基礎と応用, 日本塑性加工学会鍛造分科会第 116 回塑性加工学講座テキスト, (2008).
- [5] 工藤, 高橋, 日本の自動車工業における冷間鍛造技術, 日本塑性加工学会鍛造分科会第 50 回研修会資料, (1991).
- [6] T. Altan, A. Groseclose, Servo-drive presses-recent developments, Umformtechnisches Kolloquium Darmstadt 10 (2009).
- [7] K. Osakada, K. Mori, T. Altan, P. Groche, Mechanical servo press technology for metal forming, CIRP Annals-Manufacturing Technology, 60 (2011) 651–672.
- [8] H. Taoka, H. Nobuta, H. Meguri, Y. Kageyama, Optimization of Motion Control in High-Speed Servo Press Line, Int. J. Automation Technology 4-5 (2010) 439-445
- [9] H. Ando, H. Kinoshita, Trends of servo, Driven Press and Application to Forging, Press Working, 40 (2002) 22–25.
- [10] Y. Hata, J. Matsumoto, H. Sakurai, S. Tamura, Introducing AC servo press H1F series machines (High-speed version of dedicated servo press controller SIT), Komatsu Technical Report 53 (2007) 44–51.
- [11] K. Mori, K. Akita, Y. Abe, Springback behaviour in bending of ultra-high-strength steel sheets using CNC servo press, Int. J. Mach. Tool Manu. 47 (2007) 321–325.
- [12] P. Kaewtatip, N. Prasitkhan, A. Khantachawana, V. Premanond, R. Paisarn, B. Sresomrerng, N. Koga, Bendability and forming behavior of high strength steel in U bending operation, Proc. 9th Int. Conf. Tech. Plasticity, (2008) 171–172.
- [13] T. Sukanuma, Application of servo press to sheet metal forming, J. Jpn Soc. Tech. Plasticity, 49 (2008) 118–122.
- [14] 一般社団法人日本鍛圧工業会統計データ <http://www.j-fma.or.jp/5tou/toukei.html>

- [15] S. Yossifon, D. Messerly, E. Kropp, R. Shivpuri, T. Altan, A servo-motor driven multi-action press for sheet metal forming, *Int. J. Mach. Tool Manu.* 31 (1991) 345–359.
- [16] K. Manabe, H. Hamano, H. Nishimura, A new variable blank holding force method in deep-drawing of sheet materials, *J. Jpn Soc. Tech. Plasticity* 29 (1988) 740–747.
- [17] K. Osakada, C.C. Wang, K. Mori, Controlled FEM simulation for determining history of blank holding force in deep drawing, *CIRP Annals-Manufacturing Technology* 44 (1995) 243–246.
- [18] 小坂田宏造, 花見眞司, 荒井直人, 背圧押しにおける変形状態について, *塑性と加工*, 41-471(2000), 1026-1030.
- [19] 王志剛, 森下圭一, 安藤透, 背圧絞り法による中実ボスの成形, *塑性と加工*, 53-616(2012), 429-433.
- [20] 安藤弘行, 三吉宏治, 背圧付加鍛造によるネットシェイプ鍛造加工法, *塑性と加工*, 41-471(2000), 990-993.
- [21] Lee, J.H., Kang, B.S. and Lee, J.H., Process design in multi-stage cold forging by the finite-element method, *Journal of Materials Processing Technology*, 58 (1996), 174-183.
- [22] Tomov, B.I., Gagov, V.I. and Radev, R.H., Numerical simulations of hot die forging processes using finite element method, *Journal of Materials Processing Technology*, 153-154 (2004), 352-358.
- [23] 後藤学, 孫智剛, 勝田優樹, 多段鍛造工程の数値シミュレーション: 第 2 報, 多段鍛造工程の段数低減への適用, *日本機械学会論文集 C 編*, 63-605 (1997), 231-238.
- [24] Chung, J.S. and Hwang, S.M., Application of a Genetic Algorithm to the Optimal Design of the Die Shape in Extrusion, *Journal of Materials Processing Technology*, 72 (1997), 69-77.
- [25] Chung, J.S. and Hwang, S.M., Process Optimal Design in Forging by Genetic Algorithm, *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 124 (2002), 397-408.
- [26] Lu, B., Ou, H. and Cui, Z.S., Shape Optimization of perform design for precision close-die forging, *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 44 (2011), 785-796
- [27] Kitayama, S., Arakawa, M., Yamazaki, K., Sequential Approximate Optimization using Radial Basis Function network for engineering optimization, *Optimization and Engineering*, 12(4), (2011), 535-537
- [28] Kitayama, S., Srirat, J., Arakawa, M. and Yamazaki, K., Sequential approximate multi-objective optimization using radial basis function network, *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 48 (2013), 501-515.

- [29] Yun, Y., Yoon, M. and Nakayama, H., Multi-objective optimization based on meta-modeling by using support vector regression, *Optimization and Engineering*, 10 (2009), 167-181.
- [30] Chen, G., Han, X., Liu, G., Jiang, C. and Zhao, Z., An Efficient multi-objective optimization method for black-box functions using sequential approximate technique, *Applied Soft Computing*, 12 (2012), 14-27.
- [31] Messac, A. and Mullur, A.A., A computationally efficient metamodeling approach for expensive multiobjective optimization, *Optimization and Engineering*, 9 (2008), 37-67.
- [32] 日本塑性加工学会編, 鍛造, コロナ社 (1995), 135.
- [33] 丸山稔, Radial Basis Function を用いた学習ネットワーク —ニューロコンピューティングに対する新しいアプローチ, システム制御情報学会論文誌, 36-5, (1992), 322-329.
- [34] Orr, M.J.L., <http://anc.ed.ac.uk/rbf/rbf.html>
- [35] Nakayama, H., Arakawa, M., Sasaki, R., Simulation-based optimization using computational intelligence, *Optimization and Engineering*, 3, (2002), 201-214.
- [36] 中山弘隆, 荒川雅生, 佐々木理恵, RBF ネットワークと遺伝的アルゴリズムによる未知目的関数の最適化, システム制御情報学会論文誌, 13-3, (2000), 152-154.
- [37] K. Lange, *Handbook of Metal Forming*, first ed., McGraw-Hill, New York, 1985.
- [38] M. Milutinović, D. Vilotić, D. Movrin, Precision forging: Tool concepts and process design, *J. Tech. Plasticity* 33 (2008) 72–89.
- [39] N. Asakawa, H. Tanaka, Development of Forging-Type Rapid Prototyping System (Tool Path Generation Considering Deformation Process), *Int. J. Automation Technology* 4-6 (2010) 530-535
- [40] K. Takasugi, H. Tanaka, M. Jono, N. Asakawa, Development of a Forging Type Rapid Prototyping System (Relationship Between Hammering Direction and Product Shape), *Int. J. Automation Technology* 6-1 (2012) 38-45
- [41] H. Tanaka, S. Naka, N. Asakawa, Development of CAM System Using Linear Servo Motor to Automate Metal Hammering – A Study on Forging-Type Rapid Prototyping System-, *Int. J. Automation Technology* 6-5 (2012) 604-610
- [42] H. Yoshimura, K. Tanaka, Precision forging of aluminum and steel, *J. Mater. Process. Tech.* 98 (2000) 196–204.
- [43] S. Hanami, R. Matsumoto, M. Otsu, K. Osakada, D. Hayashida, Combined forward–backward

- extrusion with controlled reversal ram motion—Effect of reversal ram motion, Proc. 8th Asian Symposium on Precision Forging (2003) 162–166.
- [44] K. Osakada, R. Matsumoto, M. Otsu, S. Hanami, Precision extrusion methods with double axis servo press using counter pressure, CIRP Annals-Manufacturing Technology 54 (2005) 245–248.
- [45] K. Osakada, S. Hanami, N. Arai, Deformation mode in extrusion against counter pressure-Extrusion against floating tool supported by pressure I, J. Jpn Soc. Tech. Plasticity 41 (2000) 1026–1030.
- [46] R. Matsumoto, T. Kubo, K. Osakada, Improvement of forgeability of a commercial AZ31B magnesium alloy in cold backward extrusion with counter pressure, Mater. T. 49 (2008) 1000–1005.
- [47] H. Ando, Forging using servo press, Press Working, 47 (2009) 27–31.
- [48] M. Otsu, D. Hayashida, K. Osakada, S. Hanami, Combined forward–backward extrusion with reverse ram motion –Application of gear, Proc. 8th Asian Symposium on Precision Forging (2003) 158–161.
- [49] K. Osakada, S. Hanami, N. Arai, Deformation mode in extrusion against counter pressure, J. Jpn Soc. Tech. Plasticity 41 (2000) 1026–1030.
- [50] 岡田将人, 北山哲士, 近久順平, 米山猛, 河本基一郎, 山道顕, 正藤勇介, 中川雅哉, 逐次近似最適化を用いた最適背圧軌道による鍛造成形法, 日本機械学会論文集, 80-817 (2014) 1-16
- [51] M. Okada, S. Kitayama, K. Kawamoto, J. Chikahisa, T. Yoneyama, Determination of back-pressure profile for forward extrusion using sequential approximate optimization, Structural and Multidisciplinary Optimization, 51-1 (2015) 225-237
- [52] K. Kawamoto, T. Yoneyama, M. Okada, Back-Pressure Forging Using a Servo Die Cushion, Int. J. Automation Technology, 9-2 (2015) 184-192

付録 [50, 51]

A-1 Radial Basis Function (RBF)ネットワーク

RBF ネットワークは、図 A.1 に示すよう三層型のフィードフォワード型のニューラルネットワークである[33].

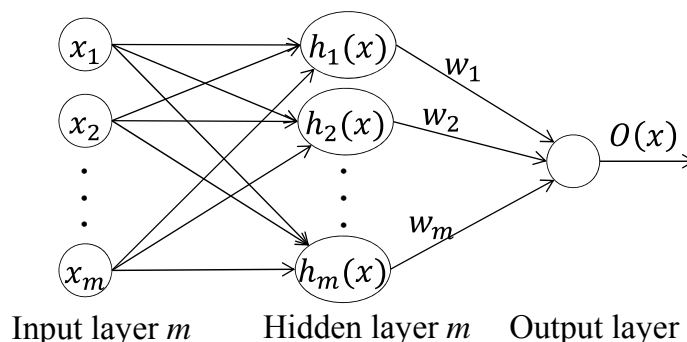


図 A.1 RBF ネットワーク構成図

図 A.1 にて $x_i (i = 1, 2, \dots, m)$ は学習データ（サンプル点）を表し、 w_i は重みを示す。 $h_j(x)$ は基底関数であり、 $O(x)$ はネットワークの出力である。 $O(x)$ は

$$O(x) = \sum_{j=1}^m w_j h_j(x) \quad (\text{A.1})$$

で与えられる。この出力が応答曲面 \hat{y} となる。RBF ネットワークでは中間層の非線形出力関数にガウス関数が用いられ、次式で与えられる。

$$h_j(x) = \exp \left[-\frac{(x - x_j)^T (x - x_j)}{r_j^2} \right] \quad (\text{A.2})$$

ここで、 x_j と r_j はそれぞれ j 番目の基底関数の中心と半径（幅）を表す。

学習データ x_j に対する教師データを $y_j (j = 1, 2, \dots, m)$ とすると、RBF ネットワークにおける学習は次式を最小化する問題となる。

$$E = \sum_{j=1}^m (y_j - O(x_j))^2 + \lambda \sum_{j=1}^m w_j^2 \rightarrow \min \quad (\text{A.3})$$

式(A.3)にて第一項目はネットワークの出力値と教師データの誤差の二乗和であり、第二項目の λ は一部の素子だけが過剰に反応するのを避けるための重みに対するパラメータである。このパラメータによりデータに含まるノイズの影響を抑制すると同時に行列の正規

性を保証している．通常は， $\lambda=1.0\times 10^{-2}$ 程度の小さな値が用いられる．RBF ネットワークの学習とは，式(A.3)を満足する重みベクトル $\mathbf{w} = (w_1, w_2, \dots, w_m)^T$ を見つけることである．

そこで，式(A.3)を w_j で偏微分すると

$$\frac{\partial E}{\partial w_j} = -2 \sum_{i=1}^m (y_i - O(x_i)) \frac{\partial O(x_i)}{\partial w_j} + 2\lambda w_j = 0 \quad (\text{A.4})$$

を得る．ここで，式(A.1)を考慮すると

$$\frac{\partial O(x_i)}{\partial w_j} = h_j(x_i) \quad (\text{A.5})$$

となる．式(A.5)にて式(A.4)を整理すると

$$\sum_{i=1}^m O(x_i) h_j(x_i) + \lambda w_j = \sum_{i=1}^m y_i h_j(x_i) \quad (\text{A.6})$$

を得る．ここで，以下の列ベクトルを定義する．

$$\mathbf{h}_j = (h_j(x_1), h_j(x_2), \dots, h_j(x_m))^T \quad (\text{A.7})$$

$$\mathbf{O} = (O_j(x_1), O_j(x_2), \dots, O_j(x_m))^T \quad (\text{A.8})$$

$$\mathbf{y} = (y_1, y_2, \dots, y_m)^T \quad (\text{A.9})$$

これらを用いて式(A.6)を書き換えると

$$\mathbf{h}_j^T \mathbf{O} + \lambda w_j = \mathbf{h}_j^T \mathbf{y} \quad (\text{A.10})$$

となり．更にすべての j をまとめて表すと

$$\mathbf{H}^T \mathbf{O} + \Lambda \mathbf{w} = \mathbf{H}^T \mathbf{y} \quad (\text{A.11})$$

となる．ここで，

$$\mathbf{H} = \begin{bmatrix} h_1(x_1) & h_2(x_1) & \dots & h_m(x_1) \\ h_1(x_2) & h_2(x_2) & \dots & h_m(x_2) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ h_1(x_m) & h_2(x_m) & \dots & h_m(x_m) \end{bmatrix} \quad (\text{A.12})$$

$$\Lambda = \begin{bmatrix} \lambda & \mathbf{0} & \dots & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \lambda & \dots & \mathbf{0} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \dots & \lambda \end{bmatrix} \quad (\text{A.13})$$

とする．式(A.11)は，行列式を用いると

$$O(x) = \sum_{j=1}^m w_j h_j(x) = \mathbf{H} \mathbf{w} \quad (\text{A.14})$$

と書くことができ，式(A.14)を式(A.11)に代入すれば

$$(\mathbf{H}^T \mathbf{H} + \Lambda) \mathbf{w} = \mathbf{H}^T \mathbf{y} \quad (\text{A.15})$$

を得る. 式(A.15)より重みベクトルは

$$\mathbf{w} = (\mathbf{H}^T \mathbf{H} + \Lambda)^{-1} \mathbf{H}^T \mathbf{y} \quad (\text{A.16})$$

となる. つまり, RBF ネットワークによる応答曲面 \hat{y} は式(A.16)で得られた重みベクトルを式(A.14)に代入すれば得られる. 更に式(A.16)において

$$\mathbf{A} = \mathbf{H}^T \mathbf{H} + \Lambda \quad (\text{A.17})$$

とおけば, RBF ネットワークにおける学習とは式(A.17)の逆行列を求めることであり, 計算が容易である. 更に, RBF ネットワークでは学習データや基底関数の追加がマトリックスの操作のみで行うことができ[34], 段階的に応答曲面の精度を向上させ, 高精度な最適解を見出すという逐次近似最適化が可能となる[35, 36].

A-2 RBF ネットワークによる逐次近似最適化

逐次近似最適化では, 上述のように局所的精度の向上に加えて大域的様相の把握が重要であり, 局所的精度の向上には応答曲面の最適解を直接新たなサンプル点とすればよい. また, 大域的様相の把握のためにはサンプル点の疎となる領域を見出すことが必要である. その手法の1つに密度関数を用いた方法があり, その方法について記載する[27]

密度関数とは RBF ネットワークを用いて, サンプル点の疎な領域に極小点を生成させる関数である. 従い, 逐次近似最適化にて密度関数を用いる場合は, 密度関数の最小値を見出し, 新たなサンプル点とすればよい. サンプル点数を m とすると, 密度関数を生成する手順は以下ようになる.

(D-STEP 1) 式(A.9)のすべての成分を+1 とした $m \times 1$ ベクトル

$$\mathbf{y}^D = (1, 1, \dots, 1)_{m \times 1}^T \quad (\text{A.18})$$

を準備する.

(D-STEP 2) 密度関数の重み \mathbf{w}^D を以下の式から求める.

$$\mathbf{w}^D = (\mathbf{H}^T \mathbf{H} + \Lambda)^{-1} \mathbf{H}^T \mathbf{y}^D \quad (\text{A.19})$$

(D-STEP 3) 密度関数 $D(\mathbf{x})$ を最小化する.

$$D(\mathbf{x}) = \sum_{j=1}^m w_j^D h_j(\mathbf{x}) \rightarrow \min \quad (\text{A.20})$$

(D-STEP 4) 密度関数の最適解を追加サンプル点とする。

1変数における密度関数の一例を図 A.2 に示す。密度関数がサンプル点の疎な療育で極小値を生成する理由は、ネットワークの出力値が一定値に抑えられているため、重み*に影響を与えるのはサンプル点間の距離となり、その結果、サンプル点間が大きいほど密度関数はサンプル点間の距離が大きな領域で、より小さな極小値を生成するようになる。図 A.2 における●印はサンプル点を表しており、RBF ネットワークが基本的には内挿であることを考えると、密度関数の下限値と上限値（密度関数の探索範囲）は A 点と B 点になる。

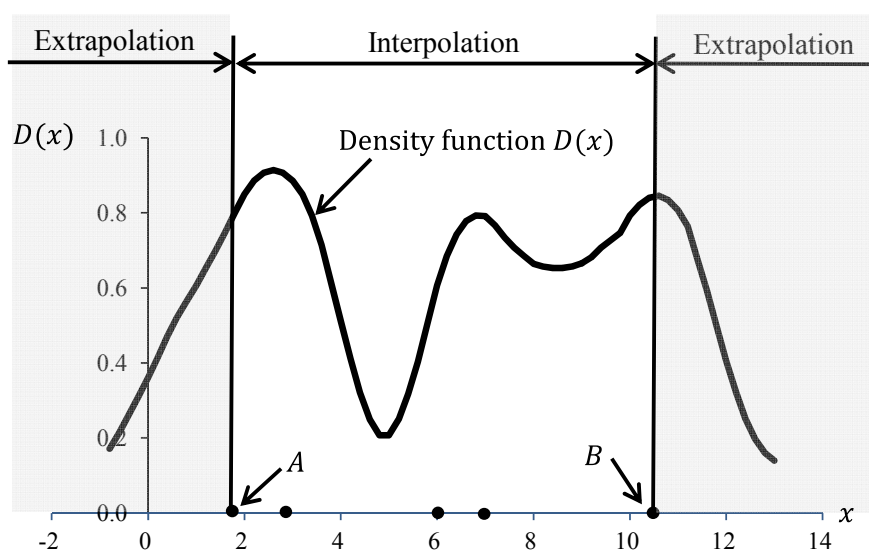


図 A.2 1変数における密度関数の例

謝辞

本研究を遂行し、論文としてまとめ上げるにあたり、終始的確なアドバイスを頂き激励頂きました金沢大学大学院自然科学研究科 米山猛 教授に深く謝意を表します。また、最適化問題としての取組や成形シミュレーションおよび成形実験で甚大なご協力を頂きました金沢大学大学院自然科学研究科 北山哲士 准教授，岡田将人 助教に深く御礼申し上げます。更に、論文予備審査において細部にわたりご指導頂きました金沢大学大学院自然科学研究科 岩田佳雄 教授，細川晃 教授，浅川直紀 教授に心より感謝申し上げます。

博士後期課程への入学を推奨して頂きました株式会社アーク代表取締役社長 鈴木康夫氏（コマツ顧問），コマツ技術統括部長（2011年当時）尾崎光則氏，および会社在籍のまま入学を認めて頂いたコマツ産機株式会社の上司の方々に深く感謝致します。成形実験では，プレス機械をお貸し頂きました上板塑性株式会社 技術部長（2012年～2013年当時）有馬達男氏をはじめとする従業員の方々，金型をお貸し頂きましたコマツ生産技術開発センター副所長 大谷敏郎氏，同チーム長 三吉宏治氏，実験現場での作業を担当頂きました三和研究所社長 池田浩一氏，そしてデータ取り等にご協力頂いたコマツ産機株式会社開発本部 山道顕氏，中川雅哉氏，正藤勇介氏，ご支援頂きました皆様に深く感謝致します。

最後に，本研究の遂行と論文作成に理解を示し，温かく見守って頂いた家族に感謝の意を表します，有難うございました。