円筒再絞り加工の数値シミュレーションによる 再絞り比の算出法について*

(第2報, 最大ポンチ力の軽減化による再絞り比の算出法)

井関 日出男^{*1}, 室田 忠雄^{*2}, 加藤 和典^{*1}

On the Determination of the Redrawing Ratio in the Redrawing of Cylindrical Shells with a Numerical Simulation (2nd Report, On the Determination of the Redrawing Ratio by the Reduction of the Maximum Deep Drawing Force)

Hideo ISEKI, Tadao MUROTA and Kazunori KATOH

A determination method for the redrawing ratios has been proposed by analyzing the redrawing process of cylindrical shells from flat circular blanks using the elementary theory of plasticity. These redrawing ratios were calculated using the criterion based on the reduction of the maximum deep drawing forces. These theoretical results on the variations of the redrawing ratios with the profile radius, the blank thickness, the frictional force, the blankholder load and the strain-hardening exponent are presented using a developed computer program aimed at rationalizing, planning and simulating the redrawing process. It is shown that the maximum deep drawing forces decreased at about 10-40 % comparing the predicted drawing force with the usual drawing force. This is based on the experience of many years standing and skilled labor.

Key Words: Forming, CAD, Numerical Simulation, Deep Drawing, Redrawing Ratio

1. 緒 論

金属薄板の円形ブランクから限界絞り比を超える円筒容器を成形するのに再絞り加工が行われるが, その絞り回数や再絞り比の算出法についての研究は少ない^{(1)~(5)}. また, 適正な絞り比の配分法は多くのハンドブックや便覧^{(6)~(11)}に示されており, 経験的な再絞り比(第1回絞り比 $\beta_1=1.6\sim2.2$, $\beta_n=1.1\sim1.5$)が推奨されているが, これらの推奨値のばらつきも小さくない. すなわち再絞り比 β_n は工具形状, 加工条件, 材料の力学的性質などによって複雑に変化するものであり, これらの影響を考慮した数値シミュレーションによる簡便な算出法が望まれている. 著者らは前報⁽¹³⁾において, 初等塑性理論を用いて円筒再絞り変形を解析し, 正方向再絞りにおける型設計のデータベース化やCAD化を行う際に必要となる数値シミュレーション用基礎式を導出した. さらに再絞り過程において, 円筒側壁部の最大引張力に対する安全率が等しくなるような再絞り比の決定法を提案し, 従来の経験と試行

錯誤法による再絞り比と比較して, 著者らの算出法はおおむね妥当であることを示した. ところで, これらの再絞り比と数値シミュレーション用基礎式を用いて, ポンチ力-ストローク曲線を計算してみると図4のようになり, 各再絞り過程における最大ポンチ力が大きく変動していることがわかる. 最大ポンチ力を減少させてプレスの加工能力に余裕を持たせておくことも型やプレス寿命などの点から重要と考え, 本報では再絞り過程における最大ポンチ力の軽減化に基づく再絞り比の算出法について検討を加える.

2. 主 な 記 号

R_0, R_n : 初期ブランク半径および第 n 回絞り製品の円筒部の平均半径

t : ブランクの板厚

β_n, β_{nm} : 第 n 回絞りにおける再絞り比 ($=R_{n-1}/R_n$) およびその限界値

β_{nd} : 最大絞り力の軽減化に基づく再絞り比

β_n : 第 n 回絞りまでの総絞り比 ($=R_0/R_n = \beta_1\beta_2\cdots\beta_n$)

η_n : 第 n 回絞りにおける工具肩半径 ρ_n と製品半径 R_n の比 ($=(\rho_n/R_n)$)

μ_n : 第 n 回絞りにおけるクーロンの摩擦係数

* 昭和60年10月7日 第36回塑性加工連合講演会において講演, 原稿受付 昭和62年10月5日.

^{*1} 正員, 東京工業大学工学部(〒151 東京都目黒区大岡山2-12-1).

^{*2} 正員, 宮崎大学工学部(〒889-21 宮崎市学園木花台西1-1).

$\geq \rho_{n-1} + \rho_n$) 図2は第 $n-1$ 回絞りで得られた半径 R_{n-1} の深絞り製品をさらに半径 R_n の製品に再絞りする状態を示したものである。ポンチのストローク S_n , なじみ点 $\varphi = \varphi_n$ における子午線方向応力 $\sigma_{\varphi n}$ およびポンチ力 P_n となじみ角 φ_n の関係は, $0 \leq \varphi_n \leq \pi/2$ に対して, 次のようである。

$$S_n = 2\rho_n \left[1 - \tan\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi_n}{2}\right) \right] \quad \cdots \cdots (9)$$

$$\sigma_{\varphi n} = \sigma_{en} \left\{ e^{\mu_n \varphi_n} \left[\ln \frac{R_{n-1}}{r_n} + f_{1n} + (1 + e^{(\pi/2)\mu_n}) \times \frac{t}{R_{n-1}} / (4\eta_{n-1}) \right] + f_{2n} \right\} \quad \cdots \cdots (10)$$

$$P_n = 2\pi r_n t \sigma_{\varphi n} \sin \varphi_n \quad \cdots \cdots (11)$$

ここで, 絞り比 $\beta_n = R_{n-1}/R_n$, 無次元工具肩半径 $\eta_n = \rho_n/R_n$ とすると式(10)における無次元の関数は次のように表される。

$$\left. \begin{aligned} r_n &= R_n + \rho_n (1 - \sin \varphi_n) \\ \frac{R_{n-1}}{r_n} &= \frac{\beta_n}{1 + \eta_n (1 - \sin \varphi_n)} \end{aligned} \right\} \quad \cdots \cdots (12)$$

しわ押え力 H_n と平均しわ押え圧力 p_n の関係を $H_n \approx \pi(R_{n-1}^2 - R_n^2)p_n$ として, f_{1n} は次のようになる。

$$f_{1n} = \mu_n \frac{\beta_n^2 - 1}{\beta_n (1 - \eta_{n-1})} \cdot \frac{p_n}{\sigma_{en}} / \frac{t}{R_n} \quad \cdots \cdots (13)$$

$$f_{2n} = (1 + e^{\mu_n \varphi_n}) \cdot \frac{t}{R_n} / (4\eta_n) \quad \cdots \cdots (14)$$

n 回絞りにおける降伏応力 σ_{en} は

$$\sigma_{en} = \sigma_{e0} \cdot I(\beta_n) \quad \cdots \cdots (15)$$

$S_n \geq 2\rho_n$ については, 式(2), (3), (10)および式(11)において, $\varphi_n = \pi/2$ とおけばよい。ただし, 円筒容器の口縁部がしわ押え肩部に絞り込まれるときのポンチ力-ストローク曲線は直線的に降下するとしている。

3.2.2 しわ押えに平たん部がない場合 ($R_{n-1} - R_n$

$< \rho_{n-1} + \rho_n$) なお, $R_{n-1} - R_n < \rho_{n-1} + \rho_n$ となる結果が得られたときには, 式(10)および式(11)を適用できないので図3を参照して, 次式を採用する。

$0 \leq S_n \leq S_{n0}$ に対して,

$$\sigma_{\varphi n0} = \sigma_{en} \left\{ e^{-\mu_n \varphi_{n'}} \cdot \ln \frac{R_{n-1}}{r_{n'}} + f_{1c} + f_{2c} \right\} \quad \cdots \cdots (16)$$

$$P_{n0} = 2\pi r_{n'} t \sin \varphi_{n'} \cdot \sigma_{\varphi n0} \quad \cdots \cdots (17)$$

ただし

$$S_{n0} = 2\rho_n (1 - \sin \varphi_{n'}) \cdot \tan \varphi_{n'} + (\rho_n - \rho_{n-1}) (1 - \cos \varphi_{n'}) \quad \cdots \cdots (18)$$

$S_n \geq S_{n0}$, すなわち $\varphi_{n'} \leq \varphi_n \leq \pi/2$ に対して,

$$\sigma_{\varphi n} = \sigma_{en} \left\{ e^{\mu_n \varphi_n} \left[\ln \frac{R_{n-1}}{r_n} + (e^{-2\mu_n \varphi_{n'}} - 1) \times \ln \frac{R_{n-1}}{r_{n'}} + e^{-\mu_n \varphi_{n'}} (f_{1c} + f_{2c} + \frac{t}{4\rho_n}) \right] + \frac{t}{4\rho_n} \right\} \quad \cdots \cdots (19)$$

$$P_n = 2\pi r_n t \sigma_{\varphi n} \sin \varphi_n \quad \cdots \cdots (20)$$

ただし

$$r_n = R_n [1 + \eta_n (1 - \sin \varphi_n)] \quad \cdots \cdots (21)$$

$$r_{n'} = R_{n-1} [1 - \eta_{n-1} (1 - \sin \varphi_{n'})] \quad \cdots \cdots (22)$$

$$\sin \varphi_{n'} = 1 + \frac{1 - \beta_n}{\beta_n} \cdot \frac{1}{\eta_{n-1} + \eta_n / \beta_n} \quad \cdots \cdots (23)$$

$$f_{1c} = \frac{\mu_n \cdot (\beta_n^2 - 1) \cdot p_n / \sigma_{en}}{(r_{n'} / R_n) (t / R_n) (\cos \varphi_{n'} + \mu_n \sin \varphi_{n'})} \quad \cdots \cdots (24)$$

$$f_{2c} = [1 + e^{\mu_n ((\pi/2) - \varphi_{n'})}] \cdot \frac{t}{4\rho_{n-1}} \quad \cdots \cdots (25)$$

$S_n \geq 2\rho_n - (\rho_{n-1} + \rho_n) (1 - \cos \varphi_{n'})$ については, 式(19)および式(20)において, $\varphi_n = \pi/2$ とおけばよい。ただし, 円筒容器の口縁部がしわ押え肩部に絞り込まれるときのポンチ力-ストローク曲線は直線的に降下するとしている。

3.3 従来の推奨値を用いた場合のポンチ力-ストロ

図2 第 n 回しほり

図3 $R_{n-1} - R_n < \rho_{n-1} + \rho_n$ の場合の第 n 回絞り

表 1 絞り回数および再絞り比の比較⁽¹³⁾

n β	1		2		3		4		Total drawing ratio			
	β_{1m}	β_{1t}	β_{2m}	β_{2t}	β_{3m}	β_{3t}	β_{4m}	β_{4t}	β_{3tm}	β_{3tt}	β_{4tm}	β_{4tt}
Romanowski ⁽⁶⁾	1.75	1.72	1.27	1.25	1.24	1.22	1.21	1.20	-	-	3.33	3.12
AIDA ⁽⁷⁾	1.67	1.65	1.25	1.24	1.25	1.24	1.25	1.24	-	-	3.26	3.12
ACME ⁽⁸⁾	1.82	1.81	1.32	1.31	1.33	1.32	-	-	3.20	3.12	-	-
PWH ⁽⁹⁾	1.90	1.88	1.30	1.29	1.30	1.29	-	-	3.21	3.12	-	-
MacPhee ⁽⁵⁾	1.74	1.73	1.37	1.36	1.33	1.32	-	-	3.17	3.12	-	-
TME ⁽¹⁰⁾	1.68	1.68	1.43	1.43	1.31	1.31	-	-	3.15	3.12	-	-
MF ⁽¹¹⁾	2.00	1.94	1.30	1.27	1.32	1.27	-	-	3.38	3.12	-	-
Iseki, et al. ⁽¹³⁾	1.94	1.66	1.60	1.40	1.54	1.35	-	-	4.76	3.12	-	-

$2R_c = 80.8 \text{ mm}$, $h = 179.5 \text{ mm}$, $\rho = 6 \text{ mm}$, $t = 1 \text{ mm}$, $\alpha = 1.36$
 $\mu = 0.02$, $p/\sigma_{eo} = 0.01$, $\sigma = \sigma_{eo}(1+42\epsilon^p)^{0.18}$, $\sigma_{eo} = 206 \text{ MPa}$

図 4 従来の再絞り比を用いた場合のポンチ力-ストローク曲線

一曲线 3・1 および 3・2 節の数値シミュレーション用基礎式を用いて、直径 $2R_c=80.8$ mm, 絞り高さ $h=179.5$ mm, 底部角半径 $\rho=6$ mm, 板厚 $t=1$ mm の軟鋼製の深絞り容器を絞る際のポンチ力-ストローク曲線を検討しておく。

Romanowski⁽⁶⁾, AIDA⁽⁷⁾, ACME⁽⁸⁾, TME⁽¹⁰⁾ および MF⁽¹¹⁾ などのハンドブックやプレス加工便覧⁽⁹⁾に従って算出した最大絞り比 β_{nm} , 絞り回数 n および再絞り比 β_n を表 1⁽¹²⁾ に示す。図 4 はこれらの再絞り比 β_n を用いて計算したポンチ力-ストローク曲線である。多くの資料を比較するために、計算における加工条件として、クーロンの摩擦係数 $\mu=0.02$, 平均しわ押え圧力 $p/\sigma_{e0}=0.01$ を与え、軟鋼板の応力-ひずみ曲線として $\sigma=206(1+42\varepsilon^p)^{0.18}$ MPa を採用している。なお、ポンチ力 P は限定された定数 ($2\pi R_c t \sigma_{e0}$) を、一方、ポンチストローク S は製品の絞り高さ h を用い、便宜的に無次元化して表示してある。材料の引張強さに対する安全率 α_n に基づく再絞り比を用いると第 1 回絞りにおける最大ポンチ力が際だって大きくなる傾向にある。

4. 最大再絞り力の軽減化に基づく再絞り比の算出法

4・1 初期ブランク半径 R_0 および総絞り比 $\beta_{nt}(=\beta_1\beta_2\cdots\beta_n)$ の算出 円筒深絞り製品の形状 (R_c, h, t, ρ) が与えられた場合、板厚不変

および表面積一定の仮定から、初期ブランク半径 R_0 を次式より求める。

$$R_0 = \sqrt{R_c^2 + 2R_ch - (4-\pi)R_c\rho - (\pi-3)\rho^2} \quad \dots\dots\dots (26)$$

図 5 ポンチ力-ストローク曲線の比較

図 6 工具肩半径の影響

図 7 ブランクの板厚の影響

図 8 クーロンの摩擦係数の影響

そのときの総絞り比 β_{nt} は次式で与えられる。

$$\beta_{nt} = \frac{R_0}{R_c} = \sqrt{1 + 2\frac{h}{R_c} - (4-\pi)\frac{\rho}{R_c} - (\pi-3)\frac{\rho^2}{R_c^2}} \cdots (27)$$

4.2 各回の最大絞り力の最小化および拘束条件

次の関係式を満足する絞り比 $\beta_{1d}, \beta_{2d}, \dots, \beta_{nd}$ が最大絞り力 P_m を最小にする。

$$P_1(\varphi_1 = \pi/2, \beta_{1d}) = P_2(\varphi_2 = \pi/2, \beta_{2d}) = \dots = P_n(\varphi_n = \pi/2, \beta_{nd}) \cdots (28)$$

拘束条件

$$\beta_{1d} \cdot \beta_{2d} \cdots \beta_{nd} = \beta_{nt} \cdots (29)$$

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\varphi_1}(\varphi_1 = \pi/2, \beta_{1d}) &\leq \sigma_{BP} \\ \sigma_{\varphi_2}(\varphi_2 = \pi/2, \beta_{2d}) &\leq \sigma_{BP} \\ \dots \\ \sigma_{\varphi_n}(\varphi_n = \pi/2, \beta_{nd}) &\leq \sigma_{BP} \end{aligned} \right\} \cdots (30)$$

ここで、 σ_{BP} はブランク材料の平面ひずみ状態における引張強さである。

式(28)、(29)および式(30)を満足する $\beta_{1d}, \beta_{2d}, \dots, \beta_{nd}$ を繰返し計算によって求めている。その初期値は、引張強さ σ_{BP} に対する安全率が等しくなるように決定された再絞り比 β_{na} である。

式(28)を満足する $\beta_{1d}, \beta_{2d}, \dots, \beta_{nd}$ が得られない場合には、 $\alpha_n = 1$ とおいて P_n を最大とする β_{nd} を決めてから、式(28)を満足する $\beta_{1d}, \beta_{2d}, \dots, \beta_{n-1d}$ を求めている。

4.3 計算結果および従来の推奨値との比較 直径 $2R_c = 80.8$ mm, 絞り高さ $h = 179.5$ mm, 底部角半径

$\rho = 6$ mm, 板厚 $t = 1$ mm の軟鋼製の深絞り容器を標準設計例として取り上げる。なお、加工条件として、クーロンの摩擦係数 $\mu = 0.1$, しわ押え圧力 $p/\sigma_{e0} = 0.01$ を与え、軟鋼板の応力-ひずみ曲線として $\sigma = 206(1 + 42\varepsilon)^{0.26}$ MPa を採用している。

最大ポンチ力の軽減化による再絞り比を用いた場合のポンチ力-ストローク曲線を図5の実線で示す。この計算例では式(28)を満足する $\beta_{1d}, \beta_{2d}, \beta_{3d}$ が得られず、安全率は $\alpha_1 = 1.41, \alpha_2 = \alpha_3 = 1$ となっている。ただし、ポンチ力 P およびポンチストローク S は限定された定数を用いて、便宜的に無次元化してある。また、材料の引張強さに対する安全率 α_n が等しくなるような再絞り比 ($\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_3 = 1.1$) を用いた場合のポンチ力-ストローク曲線を図5の一点鎖線で示す。最大再絞り比 ($\alpha_1 = 1, \alpha_2 = 1, \alpha_3 = 1.34$) を採用した場合のそれらを二点鎖線で示す。この数値計算例では、従来の再絞り比の決定法によるものに比べて、最大ポンチ力をおよそ15%軽減できている。

また、著者らの数値シミュレーションプログラムによれば、工具形状、加工条件、材料の力学的性質などが最大再絞り力の軽減化に基づく再絞り比 β_{nd} に及ぼす影響を検討することは容易であり、3回絞りに限定してその計算結果を図6~10に示す。なお図6~10中の白丸印は上述の標準設計例におけるものであり、図5の計算結果に対応している。なお比較のために、最大絞り比 β_{nm} も一点鎖線で表示してある。

図6は最大再絞り力の軽減化に基づく再絞り比 β_{nd} と工具肩半径 ρ の関係であり、図3の状態では再絞り比

図9 平均しわ押え圧力の影響

図10 ひずみ硬化指数の影響

(a) 工具肩半径の影響

(b) ブランクの板厚の影響

(c) クーロンの摩擦係数の影響

(d) 平均しわ押え圧力の影響

(e) ひずみ硬化指数の影響

図 11 最大ポンチ力の比較

行われるときの計算値を破線で示してある。

図7はblankの板厚 t の影響を調べたものである。クーロンの摩擦係数 μ およびしわ押えの平均圧力と降伏応力との比 p/σ_{e0} が β_{nd} に及ぼす影響をそれぞれ図8および図9に示す。図10はひずみ硬化指数 n_p 値の影響を調べたものである。また、最大再絞り比 β_m を採用したときの最大ポンチ力 P_m と本論文の最大ポンチ力の軽減化による再絞り比 β_{nd} を採用したときの最大ポンチ力 P_{dm} の比較を行い、また、最大ポンチ力に及ぼす工具肩半径、blankの板厚、クーロンの摩擦係数、しわ押えの平均圧力およびひずみ硬化指数の影響を図11にまとめて示す。

5. 結 論

(1) 初等塑性理論を用いて円筒再絞り変形を解析

し、最大ポンチ力の軽減化に基づく再絞り比の算出法を提案した。

(2) 最大ポンチ力の軽減化に基づく再絞り比に及ぼす工具肩半径、blankの板厚、クーロンの摩擦力、しわ押え力およびひずみ硬化指数の影響を明らかにした。

(3) 本論文における数値計算例では、従来の再絞り比算出法に比べて、最大ポンチ力をおよそ10~40%軽減できることを示した。

おわりに、本研究は昭和59・60年度文部省科学研究費(一般B)によるものであることを付記して、謝意を表す。

文 献

(1) Chung, S. Y. and Swift, H. W., An Experimental Inves-

- tigation into the Redrawing of Cylindrical Shells, *Proc. Inst. Mech. Eng.*, B (1952), 437.
- (2) Siebel, E. and Beisswanger, H., *Tiefziehen*, (1955), 83, Carl Hanser Verlag.
- (3) 馬場, 機論, 22-114 (昭31), 97.
- (4) 福田・山口・松村, 機論, 39-323 (昭48), 2281.
- (5) MacPhee, J., An Engineering Analysis of the Redrawing Process, *Sheet Met. Ind.*, 54-1 (1977), 75.
- (6) Lange, K., *Handbook of Metal Forming*, (1985), 20-24, McGraw-Hill.
- (7) 岩松監修, AIDA プレスハンドブック, (昭61), 59, アイダエンジニアリング社.
- (8) 齊藤訳, アクメの資料によるプレス金型の設計, (昭43), 129, 日刊工業新聞社.
- (9) 日本塑性加工学会, プレス加工便覧, (昭50), 353, 丸善.
- (10) Society of Manufacturing Engineers, *Tool and Manufacturing Engineers Handbook*, 2 (1984), 4-36, One SME Drive.
- (11) Lange, K., *Handbook of Metal Forming*, (1985), 20-16, McGraw-Hill.
- (12) 益田・室田, 改訂工業塑性力学, (昭55), 153, 養賢堂.
- (13) 井関・室田・加藤, 機論, 52-480, C (昭61), 2257.
-