

# プレス加工によるアルミ缶蓋の成形過程最適化に関する研究

著者	山崎 光悦, 大塚 貴康, 韓 晶, 長谷川 貴志, 西山 貞雄
雑誌名	日本機械学会論文集. C編 = Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C
巻	76
号	771
ページ	2839-2346
発行年	2010-11-25
URL	<a href="http://hdl.handle.net/2297/27089">http://hdl.handle.net/2297/27089</a>

## プレス加工によるアルミ缶蓋の成形過程最適化に関する研究\*

山崎光悦\*<sup>1</sup>, 大塚貴康\*<sup>2</sup>, 韓 晶\*<sup>3</sup>  
長谷川貴志\*<sup>4</sup>, 西山貞雄\*<sup>3</sup>

## A Study on Forming Process Optimization of Aluminum Beverage Can Ends

Koetsu YAMAZAKI\*<sup>5</sup>, Takayasu OTSUKA, Jing HAN,  
Takashi HASEGAWA and Sadao NISHIYAMA\*<sup>5</sup> College of Science and Technology, Kanazawa University,  
Kakuma-machi, Kanazawa-shi, Ishikawa, 920-1192 Japan

This paper proposes a new tooling system for forming end shells of aluminum beverage cans to improve panel wall thinning. Shell forming simulations are then performed to investigate the effective factors on forming quality using the finite element method. The structural optimization technology based on numerical simulations is finally applied to search optimum design points of the new tooling system. Optimization results show that panel wall thinning of end shell can be improved 7.4% by the design optimization of forming processes and tool profiles in the new tooling system, as compared with the base line model of conventional tooling system. It is also confirmed that the end shell formed by the new tooling system has higher buckling strength under internal pressure.

**Key Words:** Optimum Design, Sheet Metal Forming, Numerical Simulations

## 1. 緒 言

飲料用アルミ缶は使用後にリサイクルされることによってアルミ缶材に生まれ変わり、その再生エネルギーは新地金製造に必要なエネルギーの3%程度ですむため、持続可能な経済発展の面から優れた製品であるといわれている<sup>(1)</sup>。また、アルミ缶は遮光性や生産性、軽量等のメリットがあり、今後とも欠かすことのできない飲料容器の一つと考えられる<sup>(2)</sup>。

一方、アルミ缶は大量生産されるため、単体に用いられる材料のわずかな削減が莫大な材料費用の削減につながる。そのため、製缶メーカーではアルミ缶の更なる軽量化、薄肉化が常に課題となっている。また、アルミ缶には様々な性能が求められる<sup>(3)</sup>。例えば、缶蓋(エンド)は、飲みやすさや開けやすさ、耐圧強度を考慮した設計が要求される<sup>(4)(5)</sup>。耐圧強度とは、缶胴(ボディ)に中味の飲料が充填された後、エンドが巻締められ、密封された後の缶の内圧上昇に対して、変形、

洩れが生じないようにする強度であり、形状および板厚の影響を受ける。

アルミ缶の開発に有限要素法を適用する試みは80年代後期から始まった<sup>(6)-(13)</sup>。著者らは、過去に耐圧強度を維持したままエンドの重量を最小化するための形状最適化に関する研究を行ったが<sup>(5)</sup>、エンドは所定の形状に成形できると同時に、板厚の減少率の最小化、巻締め特性の確保も重要である。そのためにはエンド成形プロセスと金型形状の検討が不可欠である。

従来のエンド開発では、技術者の経験と成形実験の繰り返しに基づいて成形プロセスと金型形状が検討されてきた。一方、有限要素法によるプレス成形解析は、仮想的な成形プロセスの工夫や金型形状の変更による効果の検討を比較的短時間で行うことができるため、製品開発の時間と費用の削減に効果的である。板成形数値シミュレーションの精度向上とコンピュータの性能の高まりに伴って、数値解析に基づく最適設計手法が効率良い設計手法となっている。

著者らは、現行成形ツーリング・システムCTS(Common Tooling System)を用いて、エンドの土台となるエンドシェルの成形シミュレーションを実施し、板厚最小値の最大化のために成形プロセスや金型形状寸法の最適設計を先の研究で試みた<sup>(13)</sup>。しかし、更なる改善を実現するためには、現行のエンドシェルの成形方法や制約条件の抜本的な見直しが必要である。

\* 原稿受付 2010年4月20日。

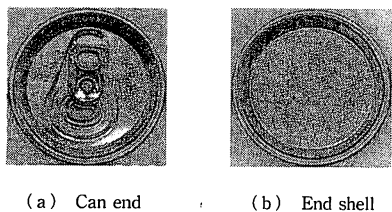
<sup>1</sup> 正員, フェロー, 金沢大学理工学研究域(〒920-1192 金沢市角間町)。<sup>2</sup> 正員, 日本ガイシ(株)(〒467-8530 名古屋市瑞穂区須田町2-56)。<sup>3</sup> 正員, ユニバーサル製缶(株)(〒410-1392 静岡県駿東郡小山町菅沼1500)。<sup>4</sup> ユニバーサル製缶(株)。

E-mail: yamazaki@se.kanauawa-u.ac.jp

そこで本論文では、CTS を基に板の座屈変形特性を活用した新たなエンドシェル成形ツリーング・システム、NTS (New Tooling System) を提案する。そのためまず動的有限要素解析ソフトウェア (LS-DYNA) を利用して、エンドシェルの成形シミュレーションを行い、成形プロセス、金型形状がエンドシェルの最終板厚分布に与える影響について検討する。その成形解析結果に基づいて、板厚局部減少の改善と形状寸法の確保に有効な成形プロセス、金型形状を設計変数とし、エンドシェルの板厚分布の最小板厚を目的関数、形状寸法の仕様範囲を制約条件として、実験計画法に基づく設計最適化手法を用いて、最小板厚を最大化するための最適な成形条件について検討する。最後に、得られたエンド形状の耐圧強度解析を実施し、耐圧強度の向上を確認した結果を示す。

2. エンドシェル

図1にタブの付いたエンドとエンドシェルの写真を示す。エンドシェルはエンドの開口部(飲み口)を成形



(a) Can end (b) End shell

Fig. 1 Aluminum beverage can

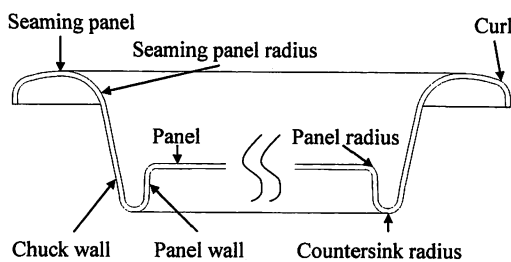


Fig. 2 Cross section of uncurled shell

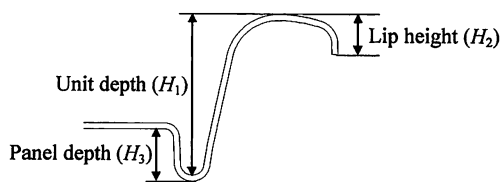


Fig. 3 Shell nomenclature

する以前のものであり、その成形はブランキング、シェルフォーミング、カーリングの3工程から構成される。ブランキングはコイル状の板材から円形のブランクを打ち抜く工程である。カーリングはエンドとボディを二重巻締めるためにブランクのフランジを成形する工程である。カーリングを行う以前のをアンカールシェルと呼ぶ。本論文では、3工程のうちシェルフォーミングの過程を対象とした。

図2にエンドシェル各部の名称を示す。ボディに飲料を充填したあと、エンドのシーミング・パネル・ラジラスとボディを一致させ、カールとボディのフランジを二重巻締める。各部の形状および板厚分布が二重巻締めの品質および耐圧強度に影響を与える。

図3に成形されたエンドシェルの成形寸法の簡易検査箇所を示す。エンドの耐圧強度および後工程のためにエンドシェルのユニットデプス  $H_1$ 、リップハイト  $H_2$ 、パネルデプス  $H_3$  の寸法をそれぞれ仕様の寸法範囲内に収める必要がある。

3. NTS 新ツリーング・システムの提案

3.1 NTS CTS に基づく新しいツリーング・システムを提案する。図4にCTSの軸対称断面を示す。上型はドローダイ、アッパー・ピストン、ダイセンターから構成される。ドローダイの上下動はプレス機スライダ制御により行われる。下型はローアピストン、ダイコアリング、パネルパンチから構成される。ダイコアリングはプレス機ベースに固定される。その他の金型は荷重  $P_1, P_2, P_3, P_4$  がそれぞれ与えられる。

CTSによる成形されるシェルの最小板厚はダイセンターの突出部の影響により生じる。先の研究では、

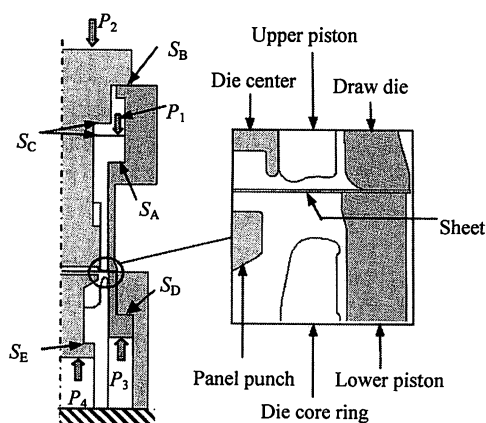


Fig. 4 Base model of CTS

ダイセンターの形状を保持したまま CTS のベースモデルに対して、成形プロセス、金型形状の変更を行い、最小板厚の最大化が試みられた<sup>(13)</sup>。そこで、本論文では最小板厚に大きな影響を与えるダイセンターそのものの形状を変更し、新たなエンドシェル成形ツーリング・システム、すなわち、板の座屈変形を活用したツーリングシステム、NTS を提案する。

図5にNTSの軸対称断面を示す。このツーリング・システムは、ダイセンターの突出部をなくし、パンチ半径を大きく設計したものである。肩部の曲げ、曲げ戻し変形の影響を小さくし、板厚局部減少の抑制を期待したツーリング・システムである。

この変更に伴い、アッパー・ピストンに与える荷重を大きくし、座屈変形によるカウンターシンク・ラジラスの形成を促進する。さらに、仕様の寸法範囲を満たすようにダイセンターのブランクとの接触面、ダイセンターの接触面  $S_C$ 、アッパー・ピストンの長手方向寸法を調節した。その他の成形条件は、CTS から変更しないこととした。NTS のその基本モデルをモデル M0 とする。

**3・2 成形解析** 軸対称モデルにモデル化し、ブランクの断面を4節点軸対称ソリッド要素で分割した。ブランクは弾塑性体を想定し、ヤング率  $E=68.6$  GPa、ポアソン比  $\nu=0.33$ 、質量密度  $\rho=2.7 \times 10^{-6}$  [kg/mm<sup>3</sup>]、降伏応力  $\sigma_0=300$  MPa とした。ブランクの元板厚  $T_0=0.260$  mm とし、実験から得られた真応力-塑性ひずみの関係を材料モデルに適用した。板成形過程でのブランクと金型の摩擦モデルや摩擦係数についての検討が以前から実施されているが、ここでは、簡便のために、クーロン摩擦係数を0.05とした。金型は剛体として定義し、ドローダイにはプレス機スライダ制御の時間-速度の関係を与えた。

**3・3 解析結果** 図6にNTSのモデルM0のエ

ンドシェル成形過程を示す。ドローダイが下降するとき、アッパー・ピストンとダイセンターは負荷された荷重により共に下降する。ローピストンに荷重が負荷されるが、接触面  $S_D$ 、ドローダイとの接触によりその動きは制限される。パネルパンチに荷重が負荷されるが、接触面  $S_E$  によりその動きは制限される。下死点以降、ドローダイが上昇するとき、パネルパンチはブランクとともに上昇し始める。しかし、アッパー・ピストンの荷重が大きいいためダイコアリングとパネルパンチとの間に座屈変形による溝が生じる。成形が進むとさらにその溝の深さが増大し、カウンターシンク・ラジラスの所望の形状が得られる。その後、さらにドローダイが上昇し、アッパー・ピストン、ダイセンターとそれぞれ接触面  $S_A$ 、 $S_B$  で接触すると、それぞれの金型はともに上昇する。

図7にNTSで成形されたエンドシェル最終形状とその板厚分布を示す。ユニットデプス、リップハイト、パネルデプスはそれぞれ、 $H_1=6.95$  mm、 $H_2=1.59$

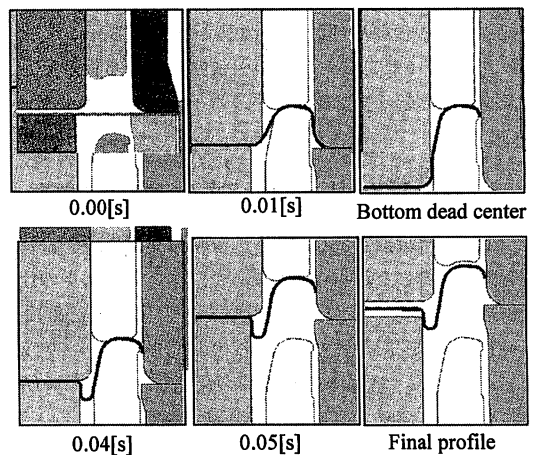


Fig. 6 Forming process of NTS Model M0

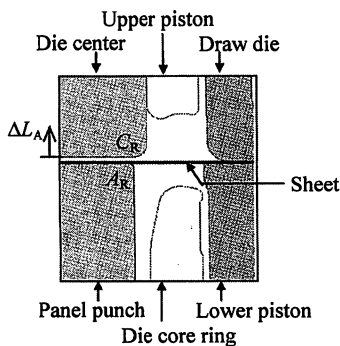


Fig. 5 Model M0 of NTS

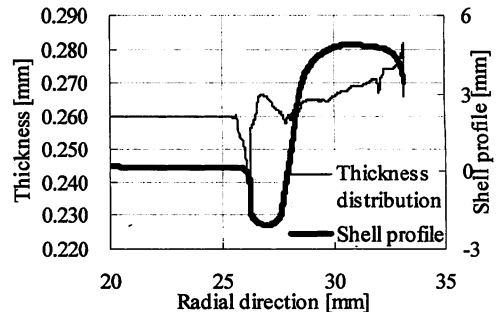


Fig. 7 Thickness distribution of Model M0

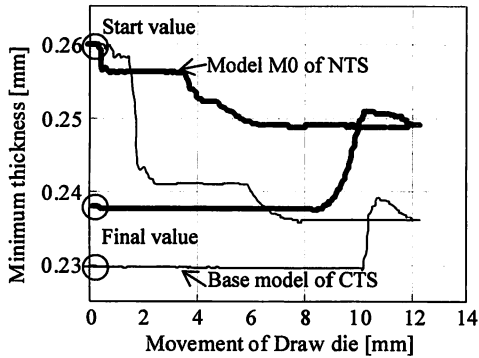


Fig. 8 History of minimum thickness

mm,  $H_3=2.22$  mm となった。パネル・ラジウスで最小板厚  $T_{\min}=0.238$  mm となった。元板厚  $T_0=0.260$  mm に対して最小板厚は 8.5% 減少した。CTS のベースモデルに比較して最小板厚は 3.6% 厚い。

図 8 に NTS のエンドシェル成形過程における最小板厚の変化を示す。CTS のベースモデルに対し、下死点までの板厚局部減少が改善されている。これは、NTS のダイセンターが板の引張曲げによる板厚局部減少を引き起こす影響が小さくなったためと考えられる。

#### 4. NTS 新ツーリング・システムの設計感度解析

上述の解析結果より NTS は板厚局部減少の改善に有効であることが明らかとなった。エンドシェルの仕様形状を確保しつつ、最小板厚を最大化するために、NTS の成形プロセス、金型形状の変更を行い、リップハイト  $H_1$ 、ユニットデプス  $H_2$ 、パネルデプス  $H_3$  および最小板厚  $T_{\min}$  に与える影響を考察した。

図 5 に NTS の変更箇所を示す。パネルパンチのパンチ肩部の形状、初期位置でのダイセンター下端面移動量  $\Delta L_A$ 、ダイセンターの肩部の形状を変更した。

まず、パネルパンチの肩部を楕円形状に変更してモデル M0 と比較、検討を行った。エンドシェルのパネル直径はエンドシェル成形の後工程のために十分な距離を確保する必要がある。そのため、楕円の水平方向寸法  $R_0$  を保持したまま、垂直方向の寸法  $R_P$  のみ変更を行った。モデル M0 に対するパネルパンチの形状変化率  $A_R=R_P/R_0=0.5$  および  $A_R=1.5$  のモデルの成形解析結果を図 9 の  $A_R$  区域に示す。パネルパンチの形状変化率  $A_R=0.5$  のとき最小板厚  $T_{\min}$  はモデル M0 より 2.0% 薄い。一方、 $A_R=1.5$  のとき最小板厚  $T_{\min}$  は約 2.3% 厚い。すなわち、パネルパンチ肩部

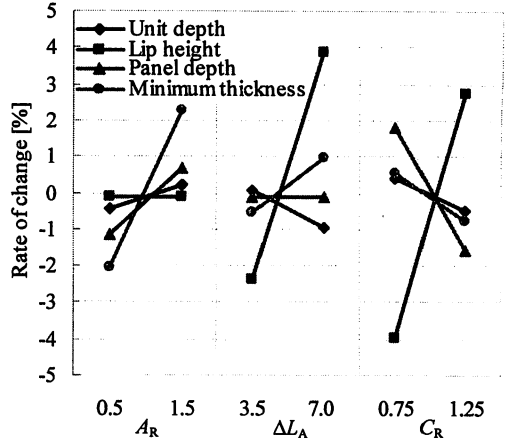


Fig. 9 Influences on forming quality

の形状を緩くすることによって、パネルウォール成形時の板厚局部減少が緩和できることがわかった。

次に、初期位置でのダイセンター下端面の移動量  $\Delta L_A$  を変更してモデル M0 と比較、検討を行った。このとき、ドロウダイの下死点までの移動量およびアッパー・ピストンの長手方向寸法もそれぞれ対応できるように変更した。 $\Delta L_A=3.50$  mm および  $\Delta L_A=7.00$  mm モデルの成形解析結果を図 9 の  $\Delta L_A$  の区域に示す。 $\Delta L_A=3.50$  mm のとき最小板厚  $T_{\min}$  はモデル M0 より 0.5% 薄い。一方、 $\Delta L_A=7.00$  mm のとき最小板厚  $T_{\min}$  は 1.0% 厚い。すなわち、金型初期位置を変更し、シェルの成形プロセスを調整することによって、板厚局部減少の改善ができることがわかった。

最後に、ダイセンターのパンチ肩部を楕円形状に変更してモデル M0 と比較、検討を行った。楕円の水平方向寸法  $R_1$  を保持したまま、垂直方向の寸法  $R_S$  のみ変更を行った。モデル M0 に対するダイセンターの形状変化率  $C_R=R_S/R_1=0.75$  および  $C_R=1.25$  の楕円形状にしたときの成形解析結果を、図 9 の  $C_R$  の区域にそれぞれ示す。ダイセンターの形状変化率  $C_R=0.75$  のとき最小板厚  $T_{\min}$  はモデル M0 より 0.5% 厚い。一方、 $C_R=1.25$  のとき最小板厚  $T_{\min}$  は 0.8% 薄い。すなわち、下死点までのシェルの成形において  $C_R$  の板厚局部減少への影響がより少ないことがわかった。また、 $A_R$ ,  $\Delta L_A$ ,  $C_R$  の変化によってシェル形状寸法、 $H_1$ ,  $H_2$ ,  $H_3$  も変化するが、最小板厚の発生箇所の変化は見られなかった。

#### 5. NTS 新ツーリング・システムの最適設計

上述の検討結果をもとに成形プロセス、金型形状の

最適化を試みた。目的関数はエンドシェル中心断面の板厚分布の最小板厚とし、その最大化を目的とした。制約条件はユニットデプス  $H_1$ 、リップハイト  $H_2$ 、パネルデプス  $H_3$  の仕様寸法の下限值、上限値とした。このとき、設計問題の設計変数、目的関数、制約条件は以下のように定式化される。

$$X = \{x_i, \quad i=1, \dots, n \dots\dots\dots(1)$$

$$f = T_{\min}(X) \Rightarrow \text{Max} \dots\dots\dots(2)$$

$$g_1 = H_{1\min}/H_1(X) - 1 \leq 0 \dots\dots\dots(3)$$

$$g_2 = H_1(X)/H_{1\max} - 1 \leq 0 \dots\dots\dots(4)$$

$$g_3 = H_{2\min}/H_2(X) - 1 \leq 0 \dots\dots\dots(5)$$

$$g_4 = H_2(X)/H_{2\max} - 1 \leq 0 \dots\dots\dots(6)$$

$$g_5 = H_{3\min}/H_3(X) - 1 \leq 0 \dots\dots\dots(7)$$

$$g_6 = H_3(X)/H_{3\max} - 1 \leq 0 \dots\dots\dots(8)$$

$H_{1\min}$ ,  $H_{1\max}$ ,  $H_{2\min}$ ,  $H_{2\max}$ ,  $H_{3\min}$ ,  $H_{3\max}$  はそれぞれユニットデプス  $H_1$ 、リップハイト  $H_2$ 、パネルデプス  $H_3$  の仕様寸法の下限值、上限値である。

設計変数にはパネルパンチの形状変化率  $A_R$ 、初期位置でのダイセンター下端面移動量  $\Delta L_A$  およびダイセンターの形状変化率  $C_R$  を採用した。これらの設計変数  $A_R$ ,  $\Delta L_A$ ,  $C_R$  に対し、次のような上下制限をを設定した。

$$2.0 \leq A_R \leq 3.0$$

$$0.00 \text{ mm} \leq \Delta L_A \leq 10.00 \text{ mm}$$

$$0.75 \leq C_R \leq 1.25$$

なお、 $\Delta L_A$  の変化に伴い、パネルパンチのパンチ肩部によって微小ではあるが最小板厚の減少に影響を与える。そのため、パネルパンチのブランクとの接触部の長手方向寸法をダイコアリングと同等の位置になるように小さくした。仕様寸法の下限值、上限値に対して以下のような制約を与えた。

$$6.90 \text{ mm} \leq H_1 \leq 7.00 \text{ mm}$$

$$1.55 \text{ mm} \leq H_2 \leq 1.85 \text{ mm}$$

$$2.20 \text{ mm} \leq H_3 \leq 2.30 \text{ mm}$$

実験計画法に基づく応答局面近似法を用いて最適化を試みた。直交表  $L_{27}(3^{13})$  により組合わせた 27 個の設計点を表 1 に示す。各設計点の成形シミュレーション結果をモデル M0 と比較し図 10 に示す。その中で設計点 No. 8 の最小板厚  $T_{\min} = 0.247 \text{ mm}$  が一番厚く、シェルの形状寸法変化率もより優位にあるため、最適設計点の一つの候補と判断できる。また、類似の設計点 No. 14, No. 17, No. 18 でも同様に最小板厚がより厚く、シェルの形状寸法はそれぞれの制約を満たす設計候補点は型設計時の具体的な参考となる。そこで最小板厚  $T_{\min}$ 、ユニットデプス  $H_1$ 、リップハイト  $H_2$ 、パネルデプス  $H_3$  に関する近似式を作成し、汎用最適

Table 1 Design points arranged by Orthogonal array  $L_{27}$

Design point	$A_R$	$\Delta L_A$ [mm]	$C_R$
1	2.0	0.0	0.75
2	2.0	0.0	1.00
3	2.0	0.0	1.25
4	2.0	5.0	0.75
5	2.0	5.0	1.00
6	2.0	5.0	1.25
7	2.0	10.0	0.75
8	2.0	10.0	1.00
9	2.0	10.0	1.25
10	2.5	0.0	0.75
11	2.5	0.0	1.00
12	2.5	0.0	1.25
13	2.5	5.0	0.75
14	2.5	5.0	1.00
15	2.5	5.0	1.25
16	2.5	10.0	0.75
17	2.5	10.0	1.00
18	2.5	10.0	1.25
19	3.0	0.0	0.75
20	3.0	0.0	1.00
21	3.0	0.0	1.25
22	3.0	5.0	0.75
23	3.0	5.0	1.00
24	3.0	5.0	1.25
25	3.0	10.0	0.75
26	3.0	10.0	1.00
27	3.0	10.0	1.25

化ソフトウェア DOT (Design Optimization Tools) の逐次線形計画法による最適化を行った。しかし、設計点 No. 8 より優位となる設計点が得られなかったため、設計点 No. 8 が NTS の最適設計点と判断した。NTS の最適設計点の最小板厚  $T_{\min}$  は元板厚に対して 5.4% 減少し、NTS のモデル M0 に対して 3.6% 増加、CTS のベースモデルに比較して約 7.4% 増加する結果を得た。

図 11 に最適設計点のエンドシェル成形過程を示す。 $\Delta L_A$  に関して、最適設計点では、ドローダイによる成形が行われた後、ダイセンターの絞り加工が行われる。すなわち、それぞれの成形が異なる時刻歴で行われるため、ブランクのフランジ部がドローダイとローピストンの挟みから脱出した後、ダイセンターによる絞り成形に対するブランクの変形抵抗が小さくなるため、板厚局部減少が改善されたと考えられる。パネルパンチの形状変化率  $A_R$  に関して、最適設計点では、パンチ・ラジラスを楕円形状とすることでパネルパンチのパンチ肩部による曲げ、曲げ戻し変形の影響が小さくなり、最小板厚はより厚くなったと考えられる。

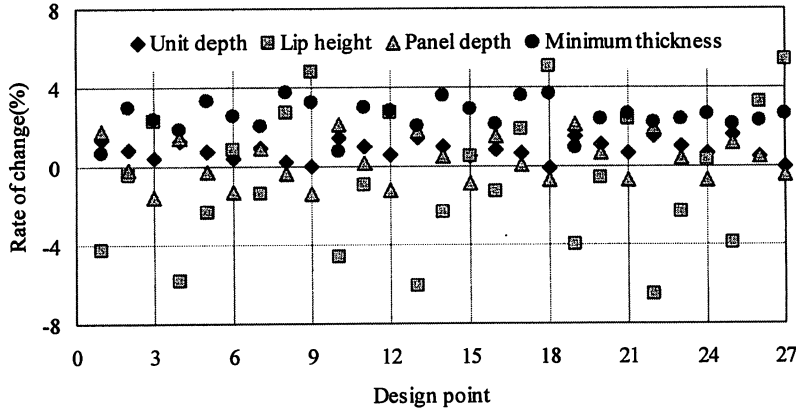


Fig. 10 Numerical simulation results of each design point

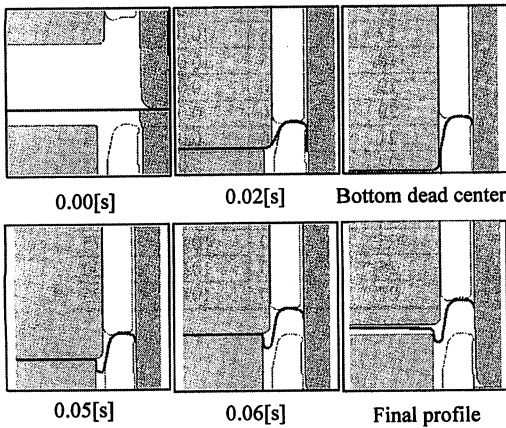


Fig. 11 Forming process of optimum point

ダイセンターの形状変化率  $C_R$  に関して、最適設計点では、 $C_R$  はモデル M0 と同じである。図 12 に最適設計点のエンドシェルの最終形状とその板厚分布を示す。パネル・ラジラスからパネルウォールにかけての板厚分布が改善されている。また、 $A_R$  が大きいため、パネル・ラジラスは緩やかな形状となった。

図 13 に最適設計点のエンドシェル成形過程における最小板厚の変化を示す。下死点の板厚局所減少はモデル M0 より改善された。ダイセンターの形状変化率  $C_R$  はモデル M0 と同じであり、パネルパンチの形状変化率  $A_R$  の影響は下死点以降に表れるため、下死点における板厚局所減少の改善はほぼ  $\Delta L_A$  によるものと考えられる。そして、下死点以降にモデル M0 に対して板厚局所減少は大幅に改善した。これは、パネルパンチの形状変化率  $A_R$  の影響によるものと考えられる。

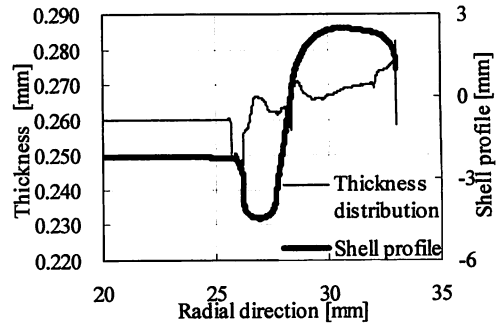


Fig. 12 Thickness distribution of optimum point

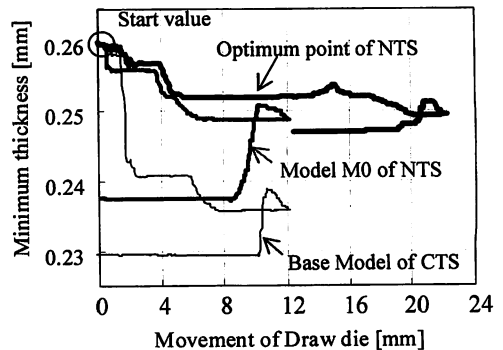


Fig. 13 History of minimum thickness of optimum point

### 6. 耐圧強度解析

エンドシェルの耐圧強度の評価を、静的有限要素解析ソフトウェア(MSC. MARC)を用いて行った。解析には軸対称ソリッドモデルによる成形解析で得られた形状を用いた。そのため、板厚分布を考慮したエン

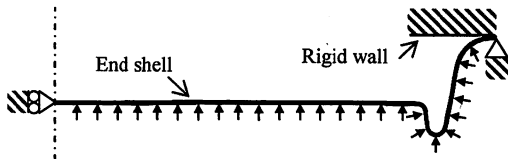


Fig. 14 Analysis model under internal pressure



Fig. 15 Deformed shell when buckling

ドシェルの耐圧強度を評価することができる。

エンドシェルの耐圧強度を評価するためにはエンドとボディを巻締めた後、内圧を加えて測定するのが一般的である。しかし、簡易的にエンドシェルの耐圧強度を評価するために、エンドシェルのシーミング・パネル部を円筒形状の土台の上に載せ、円環平板でエンドシェルの上部を押さえながら内圧を土台の内側に与えてシェル強度を測定する方法も採用されている。本論文では、後者の簡易評価法を用いた。

図 14 に耐圧強度解析モデルを示す。エンドシェルの中心からシーミング・パネルまでをモデル化した。エンドシェルの材料特性には軸対称ソリッドモデルのプランクと同じ特性を与えた。加工効果や残留応力を考慮しないとエンドシェルの耐圧強度は実際値より高く計算されるが、ここでは、相対的に各モデルの強度を比較することとした。土台に相当する平板を剛体としてモデル化した。エンドシェルのシーミング・パネル部の節点を完全固定した。エンドシェル内側に分布荷重を負荷した。また、軸対称境界条件として中心軸上の節点の半径方向変位を拘束した。

図 15 に座屈変形時のエンドシェル形状を示す。内圧が上昇するにつれてパネルの変形は大きくなる。そしてある内圧のとき、カウンターシンク・ラジラスで捲れ上がるよう形状変化が生じた。

図 16 に中心軸上変位と無次元化された内圧の関係を示す。内圧が上昇するにつれて中心軸上変位は大きくなる。内圧が最も高いところで座屈変形が生じ、その内圧値を耐圧強度とする。耐圧強度計算結果より、CTS のベースモデルで成形されたエンドシェルの耐圧強度に対し、NTS のモデル M0 の耐圧強度は約

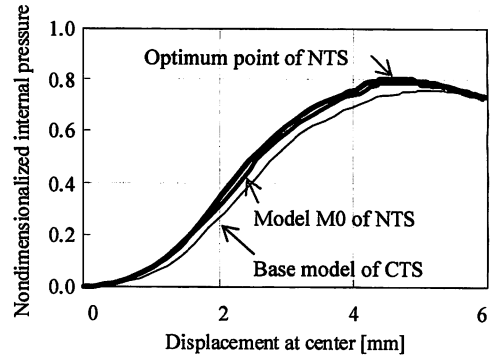


Fig. 16 Internal pressure VS Displacement at center

3.9%高く、NTS の最適設計点の耐圧強度は約 5.5% 高いことが分かった。これらの結果より、板厚局部減少の改善と耐圧強度の向上には関係があることが明らかとなった。

## 7. 結 言

エンドシェルの耐圧強度の向上を目的として新成形ツーリング・システム NTS を提案し、その板成形解析、最適化および耐圧強度解析結果から以下の結論を得た。

(1) 板成形解析から、CTS の板厚局部減少を改善するために新たに座屈変形を利用したエンドシェル成形ツーリング・システム NTS を提案し、板厚局部減少の抑制に有効であることがわかった。

(2) 最小板厚を目的関数として最大化し、成形プロセス、金型形状を設計変数、仕様寸法の下限值、上限値を制約条件として最適化した結果、CTS に対し、板厚局部減少を抑制し 7.4%増厚できることを確認した。

(3) 耐圧強度解析から、内圧が増加するとカウンターシンク・ラジラスで座屈変形が生じる。板厚局部減少の改善と耐圧強度の向上の関係を確認し、耐圧強度が CTS に対し、5.5%上昇することを確認した。

## 文 献

- (1) Nishiyama, S., Aluminum Can Recycling in a Synthesized Closed-Loop, *Corrosion Engineering*, Vol. 51 (2002), pp. 381-394.
- (2) Nishiyama, S., Development and Future Subjects of Aluminum Beverage Cans, *Packpia*, Vol. 2 (2001), pp. 10-15, (in Japanese).
- (3) Nishiyama, S. and Han, J., Applications of Structural Optimization Methods and Ergonomics in Designing Aluminum Beverage Cans and Bottles, *Journal of Japan Institute of Light Metals*, Vol. 56, No. 9 (2006), pp. 489-495, (in Japanese).



- (4) Han, J., Nishiyama, S., Yamazaki, K. and Itoh, R., Ergonomic design of beverage can lift tabs based on numerical evaluations of fingertip discomfort, *Applied Ergonomics*, Vol. 39, No. 2 (2008), pp. 150-157.
- (5) Yamazaki, K., Itoh, R., Watanabe, M., Han, J. and Nishiyama, S., Applications of structural optimization techniques in light weighting of aluminum beverage can ends, *Journal of Food Engineering*, Vol. 81, Issue 2 (2007-7), pp. 341-346.
- (6) Trageser, A. B. and Dick, R. E., Aluminum Can Design Using Finite Element Methods, *Proceedings of the SME Can Manufacturing Technical Symposium*, (1988-9), Chicago.
- (7) Biondich, S. C. and Dick, R. E., A New Reformed Shell Forming Process, *Transactions of the North American Manufacturing Research Institution of the Society of Manufacturing Engineers (NAMRI/SME)*, (1990).
- (8) MacEwen, S. R., Perrin, R., Green, D., Makinde, A. and Neale, K. (Morris, J. G., Merchant, H. D., Westerman, E. J. and Morris, P. L. eds.), *The Science of Modeling Can Forming and Performance, Aluminum Alloys for Packaging*, (1993), the Minerals, Metals & Materials Society.
- (9) Han, J., Yamazaki, K. and Nishiyama, S., Optimization of the Crushing Characteristics of Triangulated Aluminum Beverage Cans, *Structural and Multidisciplinary Optimization*, Vol. 28, No. 1 (2004), pp. 47-54.
- (10) Han, J., Itoh, R., Nishiyama, S. and Yamazaki, K., Application of structure optimization technique to aluminum beverage bottle design, *Structural and Multidisciplinary Optimization*, Vol. 29, No. 4 (2005), pp. 304-311.
- (11) Han, J., Yamazaki, K., Itoh, R. and Nishiyama, S., Multi-Objective Optimization of a Two-Piece Aluminum Beverage Bottle Considering Tactile Sensation of Heat and Embossing Formability, *Structural and Multidisciplinary Optimization*, Vol. 32, No. 2 (2006), pp. 141-151.
- (12) Yamazaki, K., Chihara, T., Itoh, R., Han, J. and Nishiyama, S., Evaluation Method of Drinking Ease for Aluminum Beverage Bottles, *Proceedings of ASME 2007 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference (IDETC/CIE 2007)*, Paper No. DETC 2007-35637 (2007-9), Las Vegas, Nevada, USA.
- (13) Han, J., Hasegawa, T., Itoh, R., Nishiyama, S. and Yamazaki, K., Optimum Design of Dies and Forming Process for Aluminum Beverage Can Ends, *8th World Congress of Structural and Multidisciplinary Optimization (WCSMO8)*, Paper No. 1461 (2009-6), CD-ROM.