トラスコアパネルからなる軽量化構造の衝突エネルギー吸収性能向上

楊 陽^{*1}, 趙 希祿^{*2}, 戸倉 直^{*3}, 萩原 一郎^{*4}Crash energy absorption improvement of lightweight structure
by using truss core panelYang YANG^{*1}, Xilu ZHAO^{*2}, Sunao TOKURA^{*3} and Ichiro HAGIWARA^{*4}^{*1,*4} Institute for Advanced Study of Mathematical Sciences, Meiji University,
4-21-1 Nakano, Nakano-ku, Tokyo, 164-8525, Japan^{*2} Department of Mechanical Engineering, Saitama Institute of Technology,
1690 Fusaiji, Fukaya-shi, Saitama 369-0293, Japan^{*3} Tokura Simulation Research Corporation,
3-36-1-801 Abiko, Abiko-shi, Chiba 270-1166, Japan

Received 14 October 2013

Abstract

In this paper, the new type lightweight structure by using truss core panel is proposed. By using general dynamic analysis software LS-DYNA and response surface optimization method to determine the optimal structure of proposed lightweight structure, the problem of bending during the crash is solved. And as the result, the optimal truss core lightweight structure is capable of absorbing crash energy more than that of the optimal honeycomb panel structure at the same mass. Furthermore, a theoretical analysis of the optimal truss core type lightweight structure is discussed. As a result, it is shown that lightweight structure by using truss core panel and optimization system for crash energy absorption are useful for lightweight structure design in wide industrial fields.

Key words : Lightweight structure, Truss core panel, Optimal design method, Crash analysis, Crash energy absorption, Response surface method

1. はじめに

近年、地球環境およびエネルギー問題への取り組みのため、ハニカムなど軽量化構造が数多く応用されつつある。ただし、構造の軽量化に伴い強度、剛性、振動および衝撃エネルギー吸収特性などが不十分なケースも生じ、いかにこれらの性能要求を満たした上で軽量化構造を開発するかが大きな研究課題となっている(渋川, 2009)。

そこで、現在幅広く使用されているハニカム構造より比強度・比剛性の優れた軽量化構造部材として正四面体と正八面体とで空間充填されるトラスコアパネルの開発が進められている(斉藤他, 2008. 斉藤他, 2009. 斉藤他, 2009. 田中他, 2010)。四面体や八面体のピラミッド形の窪みをパネル一面に一様に設けるため、中央部は周辺部から板の流入のない張出成形となるが、最外列では端部から板が流入と、場所によって成形条件が異なることが板の伸び量を変化させ、深い形状を成形した時の波打ちや反りの原因となる。そこでいきなりピラミッド形を得るのではなく、まず半球形にプレス成形して次にピラミッド形の成形を行う多段階成形法をシミュレーションで開発し(戸倉, 萩原, 2008)、それをもとに、汎用的な成形装置を開発している。

一方、車両のメンバー強度部材の衝突エネルギー吸収性能を向上させるため、趙らは反転らせん型円筒折紙構造および半割り型サイドメンバー構造の衝突エネルギー最大化設計を行い、現行の矩形断面をもつサイドメンバー構造より大幅に衝突エネルギーの吸収できる新しいサイドメンバー構造を得ている(趙他, 2010a, 2010b, 2010c)。

No. 13-00749 [DOI: 10.1299/transjsme.2014smm0191]

^{*1} 明治大学先端数理科学インスティテュート (〒164-8525 東京都中野区中野 4-21-1)^{*2} 正員, 埼玉工業大学工学部機械工学科 (〒369-0293 埼玉県深谷市普濟寺 1690)^{*3} 正員, (株)トクラシミュレーションリサーチ (〒270-1166 千葉県我孫子市我孫子 3-36-1-801)^{*4} 正員, フェロー, 明治大学先端数理科学インスティテュート

E-mail of corresponding author: ihagi@meiji.ac.jp

戸倉らはシングルトラスコアパネルを研究対象とし、面内2方向と面外方向からの衝突を想定し、また、横方向から衝突荷重を受ける時、厚さ方向の非対称構成ゆえにトラスコアパネルがよく折れ曲がることを配慮し、トラスコアパネルの上下面に仮想的な剛体壁を設けて衝突エネルギー吸収量が最大となるようなトラスコアの形状を求めている(戸倉,萩原,2010)。

以上の研究結果により、静的な荷重や動的な荷重などを受ける場合、トラスコアパネルは優れた比剛性と比強度の機械特性を持ち、また単純なプレス加工法で製作可能なので、様々な産業分野に適用される可能性があることが確認された。ただし、厚さ方向に非対称な構成となっているため、横方向からの衝突荷重を受ける場合では、トラスコアパネルは折れ曲がる傾向があるため、衝突強度部材として適用するには大きな障害となっている。

この問題を解決するため、本報では、インサートメンバーを追加したトラスコアパネルを用いて新しい軽量化構造として提案する。面内方向の衝突荷重を受ける際に、衝突に伴い生じるトラスコアパネルとインサートメンバーの剛性バランスを調整し、その圧潰変形モードをコントロールすることによって、軽量化パネル構造の衝突エネルギー吸収量の最大化を図る。さらに、ハニカムパネル構造を比較対象とし、同じレイアウト寸法と衝突条件の下で得られる衝突エネルギー吸収性能を比較して、提案するトラスコアパネル構造の優位性を検証する。

2. トラスコアパネル構造の提案

本報で扱うトラスコアパネル構造は図1に示すように、三角錐状のコアを千鳥状に配置するトラスコアパネルと平板から構成され、トラスコアパネルの各コアの頂面が平板とスポット溶接で結合されるシングルトラスコアパネルである。図1(a)に示すのはトラスコアの裏面、図1(b)は表面である。シングルトラスコアパネルは側面方向から剛体壁に衝突する場合、図2の破線に示すようにパネル上下表面の非対称形状に起因して縦へ曲がる変形をするため、シングルトラスコアパネル単独では衝突強度部材として適用しにくい。

そこで、図3に示すような軽量化パネル構造を考案する。トラスコアパネルの各コアの頂端面はそれぞれ平板にスポット溶接で結合し、両側に沿って、インサートメンバーをトラスコアパネルにスポット溶接で結合する。

Fig. 1 The single truss core panel structure consists of two parts. The bottom face of the lightweight structure is a triangular pyramid panel in which triangular pyramids are arranged in the form of staggered pattern, and the top face of the lightweight structure is a plate.

Fig. 2 The dotted line shows the asymmetrical deformation of the single truss core panel structure after the structure is deformed by crash load.

検討のため、図 3(b)に示すような寸法と形状パラメータを設定した。提案する構造の幅は 420mm、長さは 300mm であり、両側にあるインサートメンバーの幅は 15mm、コア底部の辺長は 55mm である。図 3(b)に示す他の寸法と板厚を設計パラメータとし、実際にパネル構造の衝突エネルギー吸収性能の最適化を図る。

3. トラスコアパネル構造の衝突解析

トラスコアパネル構造の衝突解析モデルを次のように設定する。自動車のフルラップ前面衝突試験速度として 55km/h が規定されることを考え、軽量化構造に初速度 55km/h を与え、解析モデルの後部に車両重量として 1000kg の集中質量を付加して、図 5(a)に示すように前面衝突を想定し剛体壁に衝突させる。

解析に使う材料は鋼板とし、ヤング率 210GPa、ポアソン比 0.3、降伏応力 270MPa、密度 7800kg/m³、降伏後の硬化特性を図 4 に示す応力と塑性ひずみ関係で与える。

Fig. 3 Proposed lightweight structure with truss core panel is shown as (a). (b) shows that the dimension of the proposed lightweight structure is 420mm*300mm, and other dimensions in detail.

Fig. 4 Elastic-plastic Material Property(LSDYNA KEYWORD USER'S MANUAL, 2007. <http://www.ncac.gwu.edu/>) is used in the proposed lightweight structure for structure analysis.

また、式(1)に示す Cowper-Symonds の式(LSDYNA KEYWORD USER'S MANUAL, 2007)を用い、材料のひずみ速度依存性を考慮する。

$$\sigma_y = \sigma_{y0} \left[1 + \left(\frac{\dot{\epsilon}}{c} \right)^p \right]^{\frac{1}{p}} \quad (1)$$

式中で、 σ_y は動的降伏応力、 σ_{y0} は静的降伏応力、 $\dot{\epsilon}$ はひずみ速度である。 c と p は材料固有の定数であり、実際の自動車衝突解析事例(<http://www.ncac.gwu.edu/>)の値を参考し、 $c = 8000$ と $p = 8$ とした。

トラスコアパネルのコア頂端面と平板、インサートメンバーとトラスコアパネルの間に、それぞれスポット溶接要素で結合させて、各構成部品の間にある全節点に接触条件を与える。スポット溶接部が吸収エネルギーに大きな影響を及ぼすことを考え、より現実に近づけるため、弾塑性体ビーム要素を用いスポット溶接部をモデル化して、さらに実際の衝突ではスポット溶接の破断が生じる可能性があるため、文献(<http://www.ncac.gwu.edu/>)の事例の値を参考にし、相対ひずみ0.3を破断クライテリアとする破断条件を設定した。

衝突エネルギー吸収性能評価については、次式で要素毎にひずみエネルギーを計算し、全要素のひずみエネルギーを足し合わせて得る。式中で、 N は全要素数である。

$$E_{\text{absorb}} = \sum_{i=1}^N \int \sigma dV \quad (2)$$

また、同じ評価基準の下で衝突エネルギー吸収性能を評価するため、圧潰変形が衝突前の長さ 300mm の 70% に当たる 210mm までに進行した際に軽量化構造に吸収された衝突エネルギー量を計算して、それを軽量化構造の衝突エネルギー吸収性能の評価指標として用いる。ただし、210 mm まで自らの嵩張りなどで底付きが見られないことは確認を行う。図 5 に示すのは軽量化パネル構造の衝突解析モデルの一例である。図 5(a)は衝突前の解析モデル、図 5(b)は衝突変形が 210mm までに進行した時の構造の圧潰変形図である。

図 6 に示すように三角形形状コアの配置方向と衝突方向の組合せ関係により衝突エネルギーの吸収量が約 10% とかなり異なる。その理由については以下のように考えられる。

図 6(a)のトラスコアパネルでは、衝突方向に垂直する方向に沿って、コアの凹部が等間隔の列になって、容易に直線状の圧潰しわが生じる構成になっている。一方、図 6(b)のトラスコアパネルでは、衝突方向に垂直する方向に沿って、コアの凹部が S 字のような形で配置されているため、圧潰しわが直線状ではなく、比較的座屈抵抗の大きい S 字状の圧潰しわが生じることになる。その結果、トラスコアパネルは図 6(a)のように配置されることにより、確実に衝突エネルギーを多く吸収することが数値解析で確認できる。本報では図 6(b)に示す配置パターンで構成されるパネル構造をとりあげる。

Fig. 5 Crash analysis model of lightweight structure. The structure crashes the rigid wall which is placed on the front of structure with the initial speed 55km/h, and 1000kg mass as the vehicle weight is concentrated to the back of lightweight structure. (b) shows the structure deformation shape when the deformation along the crash direction reached 210mm.

Fig. 6 Directions of truss core panel and absorbing crash energy. The absorbing crash energy of the first case and the second case are different, due to the relationship between the cores arrangement and the crash direction.

4. 衝突エネルギー吸収性能の向上に関する検討

提案したトラスコアパネル構造に対し衝突解析を行い、応答曲面法を用いて衝突エネルギー吸収性能の最適設計問題を検討する。

4・1 最適化問題の設定

トラスコアパネル構造を対象に次のような最適化解析を行う。

$$\text{Find } x = [a, h, h_1, h_2, t_1, t_2, t_3]^T$$

$$\text{Max. } E = f(x) \quad (3)$$

$$\text{S.T. } W \leq 3.2 \text{ kg}$$

$$10 \text{ mm} \leq a \leq 30 \text{ mm} \quad 8 \text{ mm} \leq h \leq 12 \text{ mm} \quad 0 \leq h_1 \leq 12 \text{ mm} \quad 0 \leq h_2 \leq 12 \text{ mm}$$

$$0.8 \text{ mm} \leq t_1 \leq 1.4 \text{ mm} \quad 0.8 \text{ mm} \leq t_2 \leq 1.4 \text{ mm} \quad 0.8 \text{ mm} \leq t_3 \leq 1.4 \text{ mm}$$

ここで、設計変数 $x = [a, h, h_1, h_2, t_1, t_2, t_3]^T$ について、図 3(b)に示すように、 a はコア部の上辺長、 h はコア部の高さ、 h_1 はインサートメンバーのトラスコアパネル側にある高さ、 h_2 はインサートメンバーの平板側にある高さ、 t_1 は平板の肉厚、 t_2 はトラスコアパネルの肉厚、 t_3 はインサートメンバーの肉厚である。目的関数 $E = f(x)$ は圧潰変形が構造全長の 70%までに進行した時に吸収される衝突エネルギー量である。 $W \leq 3.2 \text{ kg}$ は軽量化構造の重量に課した制約条件である。なお、制約重量 3.2 kg は提案した現行のトラスコア構造の重量、その他も、ほぼ現行構造に則り、以上の範囲を設定する。

Table 1 Comparison of design variables between before and after optimization

Design variables	Before optimization	After optimization
The edge length of upper triangle of core ----- (a)	15 mm	30 mm
The height of core ----- (h)	10 mm	12 mm
The height of insert member on core side ----- (h ₁)	8.5 mm	12 mm
The height of insert member on plate side ---- (h ₂)	8.5 mm	12 mm
The thickness of plate ----- (t ₁)	1.0 mm	0.8 mm
The thickness of truss core panel ----- (t ₂)	1.0 mm	1.4 mm
The thickness of insert member ----- (t ₃)	1.0 mm	1.4 mm

Fig. 7 Original and optimal lightweight structures. The dimension of core and the shape of lightweight is compared between before optimization and after optimization are shown in the figure.

Fig. 8 Crash load of optimal and original lightweight structure during crash. The optimal lightweight structure is the red line, and the original lightweight is the blue line.

Fig. 9 Absorbing crash energy of optimal and original lightweight structure during crash. The optimal lightweight structure is the red line, and the original lightweight is the blue line.

Fig. 10 Crash deformations of lightweight structures during crash. The figure shows the crash load and absorbing energy during different crash times. The left side is the original lightweight structure, and the right side is optimal lightweight structure.

4・2 最適化解析の結果

本報では、衝突解析には汎用 FEM ソフト LA-DYNA を利用して、最適化解析には著者らが開発した応答曲面法による最適化プログラム(趙, 2008)を適用する。

最適化計算に 2 次応答曲面を用い、直交表 L27 に基づき作成した 27 通りのサンプル構造に対して、それぞれ衝突解析を行い、総計算時間は約 27 時間である。この計算は衝突シミュレーションの部分と最適化の部分からなるが、最適化の計算時間は短く、27 時間の 95%は衝突シミュレーションに要したものである。なお計算機はデスクトップパソコン(デル製 8500, i7-3770 3.4GHz, 16GB, 2TB, Radeon HD 7770)を使用した。

最適化前後の設計変数の比較を表 1 に示す。また各設計変数に対応する最適化後構造を最適化前と比べると、トラスコアパネルとインサートメンバーの厚さは厚くなった。それに対して、平板の厚さは薄くなった。一方、最適化前後のトラスコアパネル構造の最も変化が大きいインサートメンバー断面形状とコアの形状を図 7 に示す。最適化前後の衝突エネルギー吸収量は 10.67MNmm から 17.37MNmm に約 62.79%増加した。

図 8 に圧潰変形途中の衝突荷重の変化を示す。図中により、トラスコアパネル構造の圧潰荷重は、最初の座屈が生じるための初期ピーク値を過ぎると、ほぼ一定の荷重値を保ちながら圧潰変形を続けていく特徴が見える。これはトラスコアパネルの等間隔で配置されているコア部が順番に圧潰され圧潰変形して行くことに密接に関係すると思われる。また最適化後のトラスコアパネル構造の衝突荷重値が明らかに大きくなったことが判る。

図 9 に圧潰変形途中の衝突エネルギー吸収量の変化を示す。図中より、最適化後のトラスコアパネル構造のエネルギー吸収量は常に最適化前の構造より多いことを示している。

図 10 に最適化前後の構造の圧潰変形途中の様子を示す。図の左側に示すのは最適化前の構造、右側に示すのは最適化後の構造である。

図 10(a)は、図 8 の A 部に対応し、衝突された後最初の座屈が生じる瞬間の最大衝突荷重を示しており、双方の構造はほとんど弾性範囲以内にあり、衝突エネルギー吸収量も低レベルでほぼ同じ値となる。

図 10(b)は、図 8 の B 部に対応し、最初の座屈変形が進んで、1 回目の座屈しわが生じて、2 回目の座屈しわが生じる前に再び座屈変形の抵抗反力が大きくなることが確認できる。

図 10(c)は、図 8 の C 部に対応し、座屈変形が更に進んで、最適化前の構造が縦に倒れて、最適化後の構造では比較的安定した変形が続くことによって、双方の衝突荷重の差が明らかに出てくる。

図 10(d)は、図 8 の D 部に対応し、衝突変形の最終段階に入り、最適化後の構造に比べて、最適化前の構造は衝突方向の座屈変形をせず、完全に縦へ曲がってしまい、そのまま図の左側にある剛体壁に貼り付くようになって、エネルギー吸収に不利な形になる。また最適化前後の座屈変形モードを比べて、双方の座屈しわの数かなり違い、D 部以降が更に離れる傾向が見える。

衝突荷重を受ける薄肉板構造では、1 つの座屈しわが 1 回座屈変形が生じることに相当する。図 10(d)の最適化後の座屈変形モードに示すように、できるだけ多く細かい座屈しわを生じさせ、更に縦方向への折れ曲りが生じず、衝突方向への圧縮変形が出来るだけ長く続けられることが衝突エネルギー吸収性能向上に有利であることが確認できる。

5. 提案するトラスコアパネル構造とハニカムパネル構造との比較

前節で提案するトラスコアパネル構造の軽量化効果を確認するため、ハニカムパネル構造を比較対象として、図 3 に示す幾何学形状と寸法を参考にし、図 11 に示すようにハニカムパネル構造を設定して、更に前節と同じ解析条件で衝突解析を行い、応答曲面法最適化法で得られた衝突エネルギー吸収量を比較して検討を行う。

図 11 に示す、ハニカムパネル構造は上下面の平板とその間にある芯材から構成されたハニカム構造を配置し、パネル構造の両側に図 3 と同じ寸法のインサートメンバーをハニカム構造の平板にそれぞれスポット溶接で結合する。

ハニカムパネル構造の場合では、図 12 に示すようにハニカム芯材の配置方向と衝突方向の関係の違いによって、衝突エネルギー吸収性能が約 18%違う。図 12(b)に示すケース B のほうが有利であるため、以下の検討では、図 12(b)に示すケースを用いる。

ここで、比較検討のため、ハニカムパネル構造について、衝突エネルギー吸収性能の高い構造構成を調べ、ハニカムパネル構造の衝突エネルギー吸収最適結果を用いてトラスコアパネル構造に比較する。70%までに進行し

た時に吸収される衝突エネルギー量の最大化を最適化解析の目的関数とし、構造重量はトラスコアパネルの最適化制約条件と同じであり、設計変数は現行のハニカムパネル構造に則り、以下のように設定する。

$$\begin{aligned} 45\text{mm} \leq L \leq 55\text{mm} & \quad 8\text{mm} \leq h \leq 12\text{mm} & \quad 0 \leq h_1 \leq 12\text{mm} & \quad 0 \leq h_2 \leq 12\text{mm} \\ 0.8\text{mm} \leq t_1 \leq 1.4\text{mm} & \quad 0.8\text{mm} \leq t_2 \leq 1.4\text{mm} & \quad 0.8\text{mm} \leq t_3 \leq 1.4\text{mm} & \quad 0.8\text{mm} \leq t_4 \leq 1.4\text{mm} \end{aligned}$$

Fig. 11 The panel structure with honeycomb structure is shown as (a). (b) shows that the dimension of the panel structure with honeycomb structure is 420mm*300mm, and other dimensions in detail.

Fig. 12 Directions of honeycomb structure and absorbing crash energy. The absorbing crash energy of Case A and Case B are different, due to the relationship between the honeycomb structure arrangement and the crash direction.

Table 2 Comparison of absorbing energy character between truss optimal panel and honeycomb optimal panel structure

	Absorbing energy (MNmm)	Mass (kg)	Absorbing energy per mass (MNmm/kg)
Truss optimal panel structure	17.37	3.2	5.43
Honeycomb optimal panel structure	14.65	3.2	4.58

トラスコアパネル構造とハニカムコアパネル構造に対してそれぞれ衝突エネルギー吸収量最大を目的とし、衝突解析を行い、その結果を表2に示す。表中では、衝突エネルギー吸収量を構造重量で割った単位重量あたりの衝突エネルギー吸収量を比較して、提案した軽量化最適構造は 5.43MNmm/kg で、ハニカムコアパネル最適構造の 4.58MNmm/kg より 18.56%、衝突エネルギーが多く吸収されることを示している。

図13と14に示すのは、それぞれ圧潰変形途中における衝突荷重と衝突エネルギー吸収量のグラフである。図15に示すのは圧潰変形途中の様子であり、図中の左側に提案するトラスコアパネル構造、右側にハニカムパネル構造をそれぞれ示しており、図15の衝突時間毎にピックアップした図(a)~(d)はそれぞれ図13と14のA~Dに示す時間に対応している。

Fig. 13 Crash load of truss optimal panel and honeycomb optimal panel structure during crash. The truss optimal panel structure is the red line, and the honeycomb optimal panel structure is the blue line.

Fig. 14 Absorbing crash energy during crash of truss optimal panel and honeycomb optimal panel structure during crash. The truss optimal panel is the red line, and the honeycomb optimal panel structure is the blue line.

Fig. 15 Crash deformations of each panel structure during crash. The figure shows the crash load and absorbing energy during different crash times. The left side is truss optimal panel structure. The right side is honeycomb optimal panel structure.

図 13 と 14 の A 部および図 15(a)に示すのは、衝突開始後、最初の座屈が生じる時の衝突荷重、吸収エネルギー量と衝突変形の様子である。最初の座屈が生じる時の初期ピーク荷重を比較して、トラスコアパネル構造の初期ピーク荷重は、ハニカムパネル構造より明らかに低い値となり、即ち、ハニカムパネル構造より、トラスコアパネル構造が面板に均一に配置する三角錐状コアに起因して比較的構造柔軟性を持ち、特に初期ピーク荷重が低く、衝突強度部材として衝撃傷害が低減できる優位性を示している。

図 13 と 14 の B 部および図 15(b)に示すのは、ちょうど初期ピーク荷重が過ぎて、最初の座屈しわが完全に形成されてから、次の座屈しわを形成するため、衝突荷重が再び大きくなる瞬間の衝突荷重、吸収エネルギー量と衝突変形の様子である。ここで、各パネル構造の衝突荷重の変化を調べると、トラスコアパネルとハニカムパネル構造が 2 回目の座屈しわが形成するため、やや衝突荷重が大きくなるが、上下面に全て平板で構成したハニカムパネル構造に比べて、トラスコアパネル構造の最初の座屈しわが狭く、ほとんど三角錐状コアの 1 列目に集中して、構造後部への影響は比較的小さいため、1 回目の座屈しわが形成された後の圧潰変形過程において、トラスコアパネル構造の衝突荷重が図 13 に示すように比較的高い値を続けることが確認できる。

一方、図 13 において、各パネル構造の変形量がほぼ同じで考えれば良いため、衝突荷重の高いほうが、衝突荷重のなす仕事量が高く、それに対応する衝突エネルギー吸収量も多いと思われる。よって、圧潰変形過程においては、トラスコアパネル構造が比較的高い衝突荷重値を維持しながら変形を続けられ、従ってハニカムパネル構造より比較的長く衝突エネルギーを吸収し続ける優位性が認められる。

図 13 と 14 の C 部および図 15(c)に示すのは、2 種類のパネル構造のエネルギー吸収量がほぼ同じ値になる瞬間の衝突荷重、吸収エネルギー量と衝突変形の様子である。図 14 により、トラスコアパネル構造の衝突エネルギー吸収量は、ハニカムパネル構造に比べて、圧潰変形の前半に低く、後半に高くなる傾向が確認でき、その衝突エネルギー吸収量がちょうど逆転にする圧潰変形時刻は図 14 の C 部に当たる。この衝突エネルギー吸収特性が生じる理由については次のように考えられる。

衝突変形の初期段階では、トラスコアパネル構造の表面に整列して配置した三角錐状コアが衝突開始時の初期ピーク荷重値を緩和して、衝突エネルギー吸収量が低いレベルに留まり、ハニカムパネル構造が上下面の平板を通して衝突荷重を瞬時にパネル全面へ伝わることで違い、トラスコアパネル構造の圧潰変形はパネル構造の衝突前部に集中して、パネル構造の後部に伝わる衝突荷重が比較的少ない。

衝突変形の後期段階では、ハニカムパネル構造の衝突先端から離れた後部部分でも、平らな表面平板より衝突荷重が伝わって先端部分とともに圧潰変形が生じる。逆にトラスコアパネル構造の衝突先端部分では、図 15(c)に示すように小さい座屈しわが積み重なり、後部部分が比較的多く衝突前の形に保持して、ハニカムパネル構造より衝突エネルギーを吸収する余裕があるため、図 13 の B 部から衝突荷重がハニカムパネル構造より大きくなり、図 14 の C 部から衝突エネルギー吸収量もハニカムパネル構造より大きくなった。

ここで、図 13 と 14 に示すように、トラスコアパネル構造は、ハニカムパネル構造と比べて、圧潰変形の前半で初期ピーク荷重が低く、圧潰変形の後半でエネルギー吸収量が高く維持でき、衝突エネルギー吸収に望ましいパターンになっていることが確認できる。

図 13 と 14 の D 部および図 15(d)に示すのは、圧潰変形の最終段階に近づいた時の衝突荷重、吸収エネルギー量と衝突変形の様子である。図中より、トラスコアパネル構造はハニカムパネル構造より確かに良いエネルギー吸収性能を持っているが、最終的な座屈変形モードを比較して見れば、ハニカムパネルが縦方向に倒れてしまうが、トラスコアパネル構造のほうは、ハニカムパネル構造より、倒れることはない、トラスコアパネル構造は優れた衝突エネルギー吸収性能の持つことと思われる。

図 14 に示すようにハニカム構造はまず局部変形が生じた後、そこに変形が集中する傾向である。一方、トラスコア構造は局部変形が生じた後、他の所に力が伝播してゆき、ハニカム構造のような、極端な変形の集中はない。その結果、C 部まではハニカム構造の吸収エネルギーがトラスコア構造を上回っているが、C 部を過るとトラスコア構造が勝ることを示している。実用的な立場から、この状況がパネルの幅によっても変わらないかの検討を要する。そのため、図 14 の構造をベースに幅のみを約±10%変更させ、すなわち幅を 370mm と 470mm のパネル構造とし、他の条件を変えずにそれぞれ検討を行った。その結果を図 16 と図 17 に示す。図中により、パネルの幅が変わっても、C 部の生じる時間は前後するものの、衝突エネルギーの吸収性能は図 14 に示す傾向に一致することが確認できた。

Fig. 16 Absorbing crash energy during crash of truss optimal panel and honeycomb optimal panel structure with the dimension 370mm*300mm during crash. The truss optimal panel is the red line, and the honeycomb optimal panel structure is the blue line.

Fig. 17 Absorbing crash energy during crash of truss optimal panel and honeycomb optimal panel structure with the dimension 470mm*300mm during crash. The truss optimal panel is the red line, and the honeycomb optimal panel structure is the blue line.

6. 最適なトラスコアパネル構造に関する考察

表 1 と図 7 に示す最適化前後のトラスコアパネル構造を比較して、コアとインサートメンバーの形状および各部分の板厚には大きな変化がある。構造の変化に伴い、構造全体の衝突エネルギー吸収性能がいかにより有利になるかについて、次のように分析することができる。

(1) 図 18 に示すのは全体構造の局所的な断面図である。図 10 に示すように、最適化前は、平板の曲げ剛性が強く、トラスコアパネルの曲げ剛性が弱い形になっており、圧潰変形の際に、座屈は曲げ剛性の弱い方向へ折れ曲がりやすいことが考えられた。そこで、図 18 中で、鎖線は横断面の曲げ重心軸を表す。最適化の調整によって、断面曲げ重心軸は中心へ移動されたことが判る。最適化構造では剛体壁から衝突荷重を受ける時、比較的曲げ剛性の弱い方向は明確ではなく、圧潰変形の安定性に有利と思われる。

(2) インサートメンバー断面形状の変化によって、最適化構造のトラスコアパネル表面とインサートメンバーとの溶接結合面では、図 19(a)に示すようにインサートメンバーの一部とトラスコアパネルのコア凹部が離れており、横からの衝突荷重が作用する時、空中に孤立する平板の部分が最も早く座屈して、図 19(a)に示すように最初の圧潰しわが生じ始める。それから、圧潰変形が隣接部分へ拡大して、同時にトラスコアパネルのコア部が並ぶラインに沿って圧潰変形を展開する。その結果、図 19(b)に示すように軽量化構造を横断する圧潰しわが形成され、その後、同様に座屈変形がインサートメンバーの空中に孤立する部分から始まって、図 19(c)に示すように徐々に展開していく。このように衝突の先端部分から順番に座屈しわが生じながら展開していく圧潰モードは、最適化後のトラスコアパネル構造が安定的に衝突エネルギーを吸収できる重要な原因になるとと思われる。

従って、図 19 に示すような良好な圧潰変形モードを実現するために、各構成部品や衝突条件などを考慮した上で、両側にあるインサートメンバーの剛性バランスを適切に調整することが非常に重要な設計ポイントになる。

Fig. 18 Changes of cross section shape of insert member. The different positions of bending barycenter line of the panels before optimization and after optimization are shown in the figure.

Fig. 19 Forming and expansion of crash deformation of lightweight structure with truss core panel. (a),(b) shows the forming and expansion of lightweight structure with truss core panel when the initial crash wrinkle happened. (c) shows the expansion deformation of lightweight structure with truss core panel during crash.

7. 結 論

本報では、比剛性・比強度の高いトラスコアパネルを利用した新しい軽量化構造を提案した。また汎用解析ソフト LS-DYNA と著者ら開発の応答曲面による最適化ソフトを利用して提案した軽量化構造に対して最適化解析を行った。

(1) トラスコアパネル構造が横方向からの衝撃荷重を受ける時に生じる縦へ折れ曲がる問題を解決し、衝突エネルギー吸収性能を最大限に向上させるように、トラスコアパネルに対して、両側にインサートメンバーを導入した新しいタイプの軽量化構造を提案した。

(2) 汎用解析ソフト LS-DYNA と応答曲面最適化法を組合わせて、提案した軽量化構造の幾何学形状と板厚分布に関する最適設計を行い、圧潰変形の途中で縦へ折れ曲がる問題を解決することができた。更に衝突先端から後方へ細かい圧潰しわを重ねながら圧潰変形を順番に進行して行く衝突エネルギー吸収に有利な圧潰モードが得られた。

(3) 提案したトラスコアパネル構造の優位性を検証するため、ハニカムパネル構造に対して、それぞれ同じ計算条件で衝突解析を行い、得られた衝突エネルギー吸収量を同重量のもとで比較して、提案したトラスコアパネル構造の衝突エネルギー吸収性能は、ハニカムパネル構造より優れていることが確認でき、さらにその理由について詳細な検討を行い、それで幾何学的な形状構成および圧潰変形モードの違いがその原因であることを解明した。

(4) 提案したトラスコアパネル型の軽量化構造構成の合理性について詳細な考察を行い、横断面の曲げ重心軸の位置コントロールや、トラスコアパネルのコア凹部とインサートメンバーの組み合わせによる圧潰しわの誘起メカニズムなどの観点から、長く圧潰変形を続けることにより高い衝突エネルギー吸収性能が得られることを示した。

(5) 本報の提案したトラスコア型の軽量化構造構成および開発した衝突エネルギー吸収性能の最適化システムは、これから幅広い産業分野に展開している軽量化構造の設計に適用できると思われる。

謝 辞

本研究は、科研費基盤研究(S)No.20226006 と(C)No.24560271 の援助を受けてなされた。ここに記して謝意を表す。

文 献

<http://www.ncac.gwu.edu/>, (参照日 2013 年 4 月 22 日).

LSDYNA KEYWORD USER'S MANUAL, Volume II Version 971 (2007), pp.43-46.

斉藤一哉, 野島武敏, 萩原一郎, 新しく開発した軽量コアパネルの幾何学的パターンと機械的特性の関係, 日本機械学会論文集 A 編, Vol.74, No.748 (2008), pp.1580-1586.

斉藤一哉, 野島武敏, 森村浩明, 萩原一郎, 新しく開発した軽量コアパネルの曲げ剛性の評価, 日本機械学会論文集 A 編, Vol.75, No.750 (2009), pp.259-265.

斉藤一哉, 武田晃太, 戸倉直, 萩原一郎, 新しく開発した軽量コアパネルの幾何学的パターンとプレス成形性の関係, 日本機械学会論文集 A 編, Vol.75, No.751 (2009), pp.381-387.

渋川哲郎, 「環境と人にやさしい小型化・軽量化技術」小特集, 日本機械学会誌, Vol.112, No.1088 (2009), pp.535-563.

田中聡, 森村浩明, 斉藤一哉, 萩原一郎, トラスコアパネルの振動特性に関する研究, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.76, No.765 (2010), pp.1050-1055.

戸倉直, 萩原一郎, トラスコアパネルの製造シミュレーション, 日本機械学会論文集 A 編, Vol.74, No.746 (2008), pp.5-10.

戸倉直, 萩原一郎, トラスコアパネルの衝撃エネルギー吸収性能向上のための形状最適化, 日本機械学会論文集 A 編, Vol.76, No.765 (2010), pp.564-572.

趙希祿, 応答曲面法を用いた簡易的最適化システム開発, 日本計算工学会講演会論文集, Vol.13, No.1 (2008), pp.101-104.

趙希祿, 胡亜波, 萩原一郎, 折紙工学を利用した円筒薄肉構造物の衝突圧潰特性の最適設計, Vol.76, No.761 (2010a), pp.10-17.

趙希祿, 胡亜波, 萩原一郎, 折紙援用による半割り型自動車サイドメンバーの衝突圧潰エネルギー吸収性能に関する研究, 日本機械学会論文集 A 編, Vol.76, No.769 (2010b), pp.1131-1138.

趙希祿, 胡亜波, 萩原一郎, 衝突方向のばらつきを考慮した半割り型自動車サイドメンバーの圧潰エネルギー吸収性能のロバスト最適化, 日本機械学会論文集 A 編, Vol.76, No.767 (2010c), pp.868-875.

References

<http://www.ncac.gwu.edu/>, (accessed on 22 April, 2013).

LSDYNA KEYWORD USER'S MANUAL, Volume II Version 971 (2007), pp.43-46.

Saito, K., Nojima, T. and Hagiwara, I., Relation between geometrical patterns and mechanical properties in newly developed light-weight core panels, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A, Vol.74, No.748 (2008), pp.1580-1586 (in Japanese).

Saito, K., Nojima, T., Morimura, H. and Hagiwara, I., Evaluation of bending rigidity in newly developed light-weight core panels, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A, Vol.75, No.750 (2009), pp.259-265 (in Japanese).

Saito, K., Takeda, K., Tokura, S. and Hagiwara, I., Relation between geometrical patterns and press formabilities in newly developed light-weight core panels, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A, Vol.75, No.751 (2009), pp.381-387 (in Japanese).

Shibukawa, T., Weight reduction and miniaturization technology for green politics, Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers, Vol.112, No.1088 (2009), pp.535-563 (in Japanese).

Tanaka, S., Morimura, H., Saito, K. and Hagiwara, I., Research on the vibration analyses of truss core panel, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.76, No.765 (2010), pp.1050-1055 (in Japanese).

Tokura, S. and Hagiwara, I., Forming process simulation of truss core panel, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A, Vol.74, No.746 (2008), pp.5-10 (in Japanese).

Tokura, S. and Hagiwara, I., Shape optimization to improve impact energy absorption ability of truss core panel, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A, Vol.76, No.765 (2010), pp.564-572 (in Japanese).

- Zhao, X., Development of simple optimization system by using response surface method, Proceedings of the conference on computational engineering and science, Vol.13, No.1 (2008), pp.101-104 (in Japanese).
- Zhao, X., Hu, Y. and Hagiwara, I., Optimal design for crash characteristics of cylindrical thin-walled structure using origami engineering, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A, Vol.76, No.761 (2010a), pp.10-17 (in Japanese).
- Zhao, X., Hu, Y. and Hagiwara, I., Study on crash characteristics of energy absorption ability of half cut type vehicle side member structure by using origami engineering, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A, Vol.76, No.769 (2010b), pp.1131-1138 (in Japanese).
- Zhao, X., Hu, Y. and Hagiwara, I., Robust optimization of energy absorption ability with variance of crash, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A, Vol.76, No.767 (2010c), pp.868-875 (in Japanese).