

(論文)

曲げ負荷を受けるマルチマテリアル (MM) 車体ビームの多目的最適化設計

Multi-objective Optimization Design of Multi-material (MM) Vehicle Beam under Bending Load



史 棟勇*¹
Dongyong SHI



渡辺憲一*¹
Kenichi WATANABE

A numerical simulation was conducted on the impact characteristics of a multi-material (MM) beam consisting of aluminum extrusion and high strength steel sheet and receiving a bending load simulating a pole collision. A comparison was made on the double hat beams of similar materials (high strength steel sheets) and dissimilar materials (aluminum sheet/high strength steel sheet), both beams having the same weight so as to clarify the advantage of the MM beam. In order to obtain a structure with even better performance, the non-dominated sorting genetic algorithm II (NSGA-II), which uses the shapes and thicknesses of three beams as the design variables and has the radial basis function (RBF) model, was adapted to carry out a multi-objective optimization design to improve the specific energy absorption (SEA) and reduce the maximum load. Design guidelines have been clarified for the weight reduction and collision safety of the three types of beams. The MM beam has been found to be superior to the double-hat beam in terms of collision performance and design freedom.

ま え が き = 地球温暖化などの環境問題の改善および衝突安全性向上のため、自動車業界では車体の軽量化と高強度化を両立させる取組みが積極的に行われている¹⁾。その有効な方策としては、比強度の高い材料への置換、最近適用が進められているトポロジー最適化設計²⁾、パラメトリック最適化設計³⁾に代表される構造の最適化が挙げられる。

これまで、車体材料としては超ハイテン材やホットスタンプ材を含めた鋼板が主体であったが、近年ではアルミニウム合金（薄板、押出材、ダイキャストなど）が適用されている。高級車ではマグネシウム合金やCFRP（Carbon Fiber Reinforced Plastics）などの軽量化素材の適用が始められ、車体構造のマルチマテリアル（以下、MMという）化が推進されている⁴⁾。いっぽうでMM車体構造は、従来の単一素材の車体構造よりも設計パラメータが増加しているうえ、新材料の適用を検討する基礎的知見が少ない。このため、最適構造を見出す設計が難しく、MM構造実現のために最適設計手法を適用することは、自動車開発において今後ますます重要になると考えられる。

自動車の車体には、サイドシルのようなビーム構造が多く使われている。自動車の側突性能の重要な評価指標であるポール側突試験においては、サイドシルは大きな曲げ負荷を受ける（図1）。このため、サイドシルは乗員保護のための重要部品と位置付けられている。また、今後増加が見込まれている電気自動車の場合には、床下

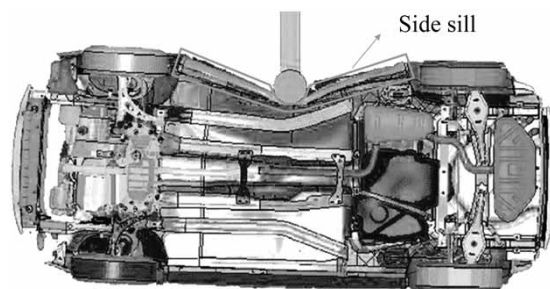


図1 自動車ポール側突のシミュレーション結果
Fig.1 Simulation result of automobile side pole crash

にあるバッテリーを保護する必要があることから、非常に高いエネルギー吸収性能が求められている。

これらに対しては、現在、主に使用されている高強度鋼板のみならず、鋼とアルミの長所を生かしたMM構造が有効と考えられる。なかでも、任意の肉厚配分を持つ複雑断面形状を得ることができるアルミ押出材は、優れたエネルギー吸収性能を発揮できると考えられる。

本稿ではサイドシルに適用するため、アルミ押出材および高強度鋼板を用いたMMビームを提案した。さらに、提案したMMビームの衝突特性を数値シミュレーションにより評価した。この評価では、同重量の同材（高強度鋼板）および異材の（アルミ薄板-高強度鋼板）ダブルハットビームの解析結果と比較することにより、MMビームの優位性を明確にした。これら3種類のビームに対して、さらに性能が優れる構造を得るために、ビームの形状と板厚を設計変数として、単位質量あたりの

*¹ 技術開発本部 自動車ソリューションセンター

エネルギー吸収量 (Specific Energy Absorption, 以下 *SEA* という) を改善し, 最大荷重 (F_{max}) を低減するために多目的最適化設計を実施した。これら3種類のビームの軽量化と衝突安全のための設計指針を提案した。

1. 曲げ負荷を受ける車体ビームの評価

1.1 アルミ押出材および高強度鋼板によるMMビーム

ポール側突を模擬する曲げ負荷に対応するため, アルミ押出材および高強度鋼板を用いた新たなMMビームを提案した。MMビーム構造の幾何モデルおよび曲げ負荷条件を図2に示す。従来, サイドシルのビームにはダブルハット型のビーム (図3) が一般的に使用されていた。しかし, 衝突側のダブルハット型部品を中央部に柱がある日型のアルミ押出材に置換すると, 衝突性能が向上すると考えられる。

MMビームの基本構造としては, アウタとインナはピッチが30mmのエレメントアークスポット溶接⁵⁾にて接合されている。その諸元を図2に示す。ビームの全高は一定とした。ビームは半径が30mmで, スパンが600mmの2つの支点上に置く。そこに, 半径が127mmのポールが定速 (8,000 mm/s) で衝突すると想定した。ポールの最大変位は120mmと設定した。

アウタの材質は7000系アルミニウム合金で, インナの材質は1,180 MPa級の高強度鋼板DP1180とした。実験により取得した材料物性値を表1に示す。

1.2 衝突安全性の評価指標

車体構造の衝突安全性を評価するためには, 適当な評

価指標を選択する必要がある。本稿では, 単位質量あたりのエネルギー吸収量 *SEA* を用いて, エネルギー吸収能力および軽量化効果を同時に評価した。*SEA* は (1) 式で表される。

$$SEA = \frac{EA}{Mass} \dots\dots\dots (1)$$

ここに, *Mass* はビームの総質量, *EA* は変形によるエネルギー吸収量で, 次式で表される。

$$EA = \int_0^{\delta_{max}} F(x) dx \dots\dots\dots (2)$$

ここに, δ_{max} はポールの最大変位, *x* はポールの変位, *F(x)* は荷重である。最大変位が同一の場合は, ビームの曲げ抵抗性能が高いほど, エネルギー吸収量は高くなることを示している。

平均荷重 F_{avg} は変位平均をとることで

$$F_{avg} = \frac{EA}{\delta_{max}} \dots\dots\dots (3)$$

と表される。平均荷重 F_{avg} はエネルギー吸収量 *EA* に比例する。

クラッシュロード効率 (Crash Load Efficiency, 以下 *CLE* という) は平均荷重 F_{avg} と最大荷重 F_{max} の比で表すことができる。

$$CLE = \frac{F_{avg}}{F_{max}} \dots\dots\dots (4)$$

CLE は, 電気自動車用のサイドシルに必要とされる性能を評価する指標となる。電気自動車用のサイドシルには, 最大荷重到達後に座屈によって荷重低下せず, 荷重

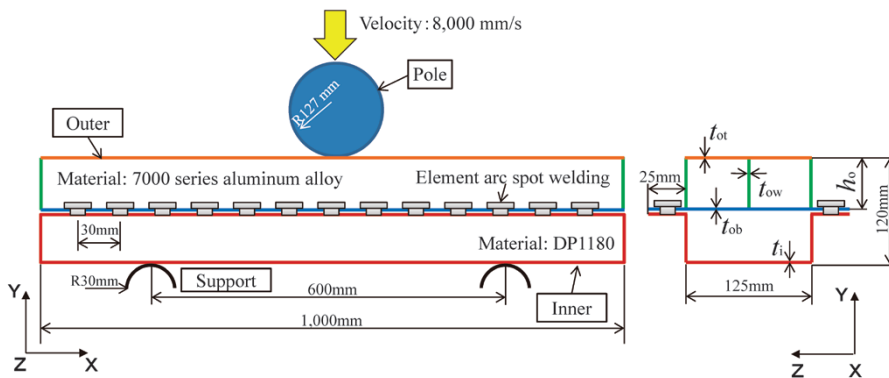


図2 曲げ負荷を受けるアルミ押出材および高強度鋼板を用いたMMビーム
Fig. 2 MM beam made of aluminum extrusion and high strength steel under bending load

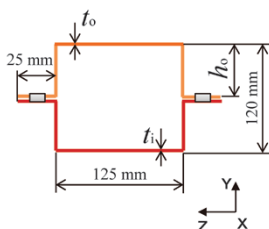


図3 ダブルハット型ビームの断面
Fig. 3 Cross section of double hat beam

表1 MMビームの材料物性値
Table 1 Mechanical properties of materials of MM beam

Material	Density (g/cm ³)	Young's modulus (GPa)	Poisson's ratio	Yield stress (MPa)	Tensile strength (MPa)
7000 series Al alloy	2.7	70.0	0.33	341	415
DP1180	7.8	205.8	0.30	950	1,230

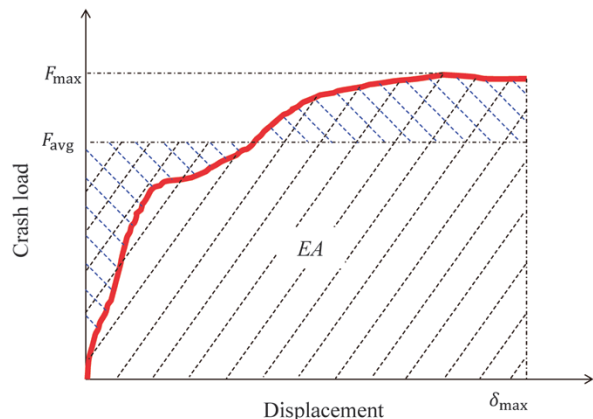


図4 基本的な衝突安全性の評価指標の概念図
Fig. 4 Concept of basic crashworthiness indicators

を高レベルに保ったままエネルギー吸収することが求められる⁶⁾。基本的な衝突安全性の評価指標の概念図を図4に示している。

2. 衝突解析

2.1 FEMモデリング

曲げ負荷を受けるMMビーム（図2）のFEMモデルを図5に示す。計算時間を削減するために、幾何学の対称性から1/2対称モデルとした。解析には汎用の有限要素法ソルバLS-DYNA（Livermore Software Technology Corporation社）を用いた。ビームはサイズが2 mm × 2 mmのBelytschko-Tsayの4節点のシェル要素によってモデル化し、エレメントアークスポットは8節点のソリッド要素によってモデル化した。材料モデル*MAT_24（*MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY）を用いてビームの材料の弾塑性（だんそせい）特性を定義した。アルミニウム合金と高強度鋼板はひずみ速度依存性が低いいため、変形抵抗に与えるひずみ速度の影響は考慮していない。*MAT_100（*MAT_SPOTWELD）を使ってエレメントアークスポット溶接継手の特性を定義したが、溶接継手の破断は考慮しなかった。ビームと剛体治具（ポールと支点）の間のクーロン摩擦係数は0.15とした。

2.2 ダブルハット型ビームとの比較

提案したMMビームのメリットを明らかにするため、同材（アウトもインナも高強度鋼板）と異材（アルミ薄板のアウトと高強度鋼板のインナ）のダブルハットビームを比較対象とした。これらのビームを対象に同じ解析条件で衝突解析を実施した。ダブルハットビームの全長、幅、全高とフランジ幅は、MMビームと同様である。材質は、高強度鋼板はDP1180とし、アルミ薄板は7000系アルミ合金とした。アウトとインナが同一材質である場合は、抵抗スポット溶接での接合とした。

3つのビームのアウトの高さを60 mmとした。同材のダブルハットビームの板厚を1.35 mm、MMビームの板厚を1.72 mm、異材のダブルハットビームの板厚を2.0 mmとすることにより、3つのビームの重量（約6.20 kg）を同等とした。

各ビームの最終の変形モードを図6に示す。ビームの中央部に、局所的な座屈が発生し、ポール外形に沿ったへこみが生じた。MMビーム以外の2つのダブルハットビームの中央部は、アウトとインナが完全に潰れたが、MMビームの中央部はアウトのみ座屈した。

荷重変位関係およびエネルギー吸収量変位関係を図7に示す。ダブルハットビームは最大荷重に到達後、座

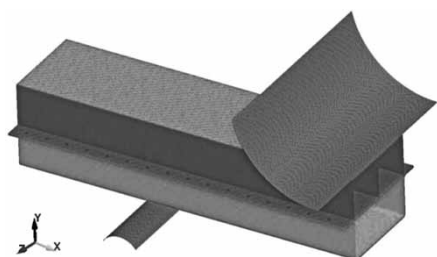


図5 曲げ負荷を受けるMMビームのFEMモデル
Fig. 5 FEM model of MM beam under bending load

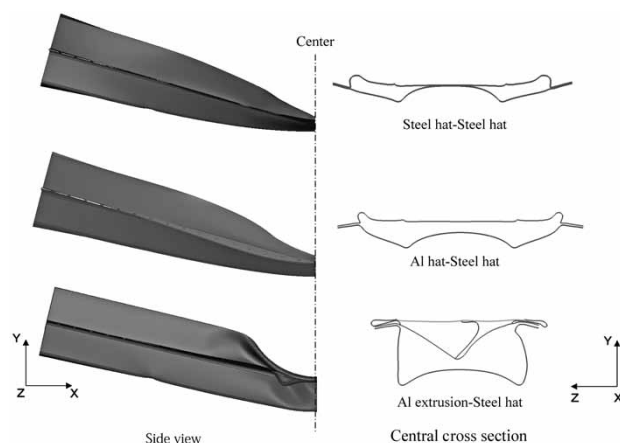


図6 各ビームの変形モード
Fig. 6 Deformation mode of each beam

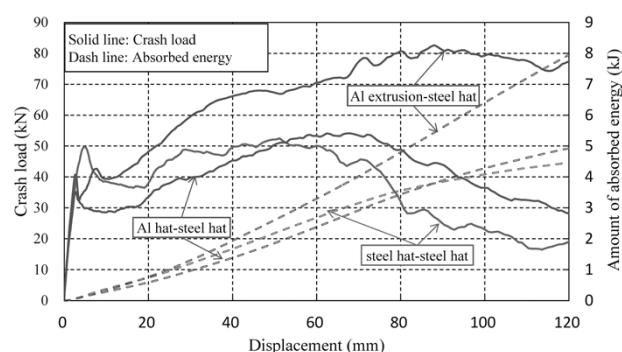


図7 同重量の各ビームの変位と荷重、エネルギー吸収量との関係
Fig. 7 Relationship between displacement and crash load and amount of absorbed energy of each beam with same weight

表2 各ビームの衝突安全性の評価指標
Table 2 Crashworthiness criteria of each beam

Four Beams	SEA (kJ/kg)	F_{max} (kN)	F_{avg} (kN)	CLE
steel hat-steel hat	0.720	52.516	37.203	0.708
Al hat-steel hat	0.795	54.126	41.055	0.759
Al extrusion-steel hat	1.284	82.635	66.258	0.802

屈発生により荷重が低下していることが確認された。MMビームは、同重量のダブルハットビームより、座屈発生後の荷重低下の割合が低下したため、変形が安定になり、エネルギー吸収量が増大した。

各ビームの衝突安全性の評価指標の計算結果を表2に示す。同材のダブルハットビームと比較すると、異材のダブルハットビームとMMビームの方がSEAもCLEも高く、衝突においてエネルギーを有効に吸収できる。MMビームが最も高いSEAとCLEを示している。

3. ビームの多目的最適化設計

3.1 多目的最適化設計の設定

衝突安全性の評価指標を分析することにより、SEAの最大化と F_{max} の最小化は両立しないことが明らかとなった。しかし、高い衝突性能を持つビーム構造は、高いSEAとともに低い最大荷重 F_{max} を有する。ビームの各部品の寸法および板厚を適切に設計すれば、高い衝突性能をもつと考えられる。

この設計では、MMビームの場合は、アウトの板厚 (t_{ot}, t_{ow}, t_{ob}) 、インナの板厚 t_i 、アウトの高さ h_o を設計変

数とし、 SEA を最大化し、 F_{max} を最小化する多目的最適化問題となる。これは式(5)で表される。

$$\begin{aligned} & \text{Find : } t_{ot}, t_{ow}, t_{ob}, t_i, h_o \\ & \text{Min :} \\ & -SEA(t_{ot}, t_{ow}, t_{ob}, t_i, h_o), F_{max}(t_{ot}, t_{ow}, t_{ob}, t_i, h_o) \dots (5) \\ & \text{S.T. } \begin{cases} 1.6 \text{ mm} \leq t_{ot}, t_{ow}, t_{ob} \leq 2.6 \text{ mm} \\ 1.2 \text{ mm} \leq t_i \leq 2.2 \text{ mm} \\ 35 \text{ mm} \leq h_o \leq 70 \text{ mm} \end{cases} \end{aligned}$$

アルミ押出材の製造性を考慮してアウトの肉厚の上限值と下限値の差は下限値の65%を超えないように設定した。

比較対象とするダブルハットビームの場合は式(6)で表される。

$$\begin{aligned} & \text{Find : } t_o, t_i, h_o \\ & \text{Min : } -SEA(t_o, t_i, h_o), F_{max}(t_o, t_i, h_o) \dots (6) \\ & \text{S.T. } \begin{cases} t_o^{\min} \leq t_o \leq t_o^{\max} \\ 1.2 \text{ mm} \leq t_i \leq 2.2 \text{ mm} \\ 35 \text{ mm} \leq h_o \leq 70 \text{ mm} \end{cases} \end{aligned}$$

式中で t_o はアウトの板厚である。アウトが高強度鋼板の場合は、 t_o^{\min} を1.2 mmとし、 t_o^{\max} を2.2 mmとしたが、アウトがアルミの場合は、 t_o^{\min} を1.6 mmとし、 t_o^{\max} を2.6 mmとした。

本章の衝突解析は大変形と非線形問題であるため、目的関数と設計変数の関係を単純な代数式に置き換えることは現実的ではない。その代わりとしてメタモデルは有効な方法と考えられる。本解析では、動径基底関数(以下、RBFという)モデル⁷⁾を用いて、目的関数と設計変数の関係を近似する。

最適化計算の結果はメタモデルの精度に依存するため、正確なメタモデルを構築する必要がある。本章では、メタモデルの精度を評価するため、相対誤差 RE (Relative Error)および決定係数 R^2 を評価指標として用いた。 RE は(7)式で、 R^2 は(8)式で表される。

$$RE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left| \frac{f_F(i) - \bar{f}_F(i)}{f_F(i)} \right| \dots (7)$$

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (f_F(i) - \bar{f}_F(i))^2}{\sum_{i=1}^n (f_F(i) - \bar{f}_F)^2} \dots (8)$$

ここに、 $f_F(i)$ は第 i 番目の設計点の解析結果、 $\bar{f}_F(i)$ はRBFメタモデルに基づいて予測された値、 \bar{f}_F は $f_F(i)$ の平均値、 n は設計点の数である。 RE が小さいほど、メタモデルの予測が正確であり、 R^2 が1に近いほど、メタモデルの精度が高いと判定できる。

本解析では、効果的かつ安定性の高い優れた非支配ソートリング遺伝的アルゴリズムII(NSGA II)⁸⁾を採用し、多目的最適化計算を行った。最適化計算のフローチャートを図8に示す。

3.2 最適化計算結果および考察

各ビームに対して構築されたRBFメタモデルの精度を示す評価指標を表3に示す。表3より、各ビームの2つの目的関数の相対誤差が3%以下になり、決定係数が1に近くなった。したがって、構築されたRBFメタモデルにより多目的最適化計算を行った場合に精度が保証できる。

構築されたRBFメタモデルに基づく多目的最適化計算のパレート前線を図9に示す。各ビームのパレート前線より、 SEA と F_{max} のトレードオフ関係が認められる。各パレート前線では SEA が増加すると、 F_{max} も大きくなる。逆に F_{max} が減少すると、 SEA も小さくなる。設計者は重視する性能に応じて、最適な設計を選択できる。設計者がエネルギー吸収量と軽量化を重視する場合は、図の右下の設計を選択するべきである。いっぽう、最大荷重を重視する場合は、図の左上の設計を選択することになる。

多目的最適化計算の結果、いずれのビームも、初期設計(表2)より高い性能が得られた。パレート前線で初

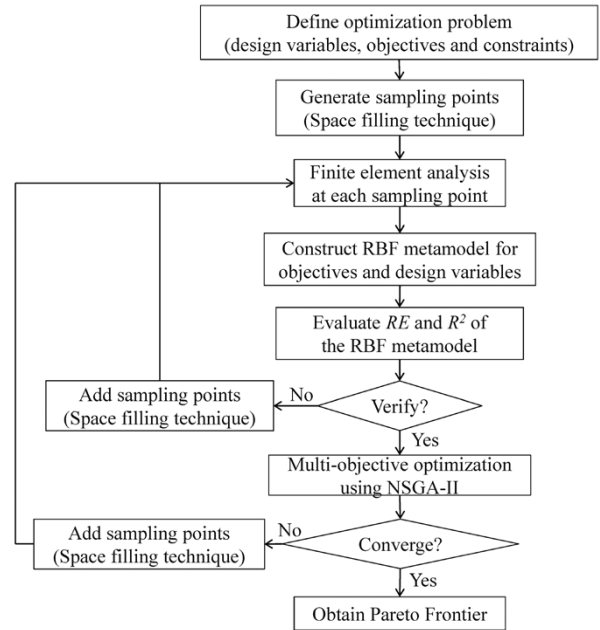


図8 曲げ荷重を受けるビームの多目的最適化計算の流れ
Fig. 8 Flow of multi-objective optimization design for beams under bending load

表3 各ビームのメタモデルの相対誤差および決定係数
Table 3 Relative error and determination coefficient of metamodels for each beam

Beam	SEA		F _{max}	
	RE (%)	R ²	RE (%)	R ²
Steel hat-Steel hat	0.997	0.996	0.705	0.999
Al hat-Steel hat	0.580	0.997	0.863	1.000
Al extrusion-Steel hat	1.980	0.986	2.910	0.990

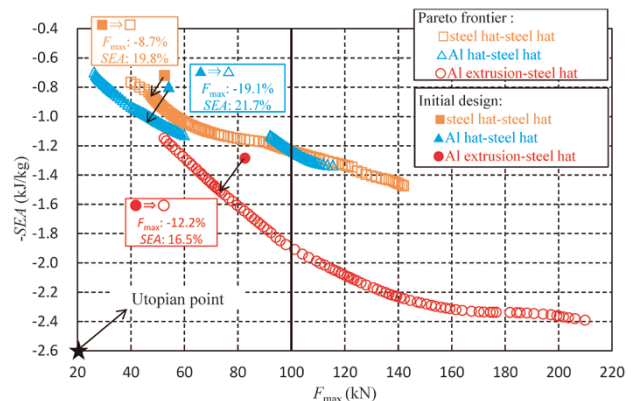


図9 RBFメタモデルによる各ビームのパレート前線の比較
Fig. 9 Comparison of Pareto frontier of each beam by RBF meta model

期設計に最も近い点を初期設計と比較すると、同材のダブルハットビームの場合は、 F_{max} が8.7%減、 SEA が19.8%増となった。異材のダブルハットビームの場合は、 F_{max} が19.1%減、 SEA が21.7%増となり、MMビームの場合は、 F_{max} が12.2%減、 SEA が16.5%増となった。

パレート前線が図9に示すユートピアポイントに近いほど、ビームの衝突性能は高い。高レベル荷重（90 kN以上）の領域では、2種類のダブルハットビームは、ほぼ同等なエネルギー吸収性能が得られる。いっぽう、低レベル荷重（90 kN未満）の領域では、同材のダブルハットビームは異材のダブルハットビームのエネルギー吸収性能を下回った。MMビームのパレート前線は、ダブルハットビームより、ユートピアポイントに近く、曲げ負荷条件に対してダブルハットビームより、高い衝突性能をもつ。また、縦軸に着目すると、MMビームは、ダブルハットビームよりも SEA は幅広い範囲に及んでいる。このことから、様々な設計要求に対応できると考えられる。

図9に示す最大荷重が100 kNとなる各ビームの最適設計を図10に示す。ダブルハットビームはいずれもほぼ同等な F_{max} と SEA をもつが、異材のダブルハットビームは、同材のダブルハットビームより約14.1%軽くなった。MMビームは、 SEA がダブルハットビームの約1.56倍である。また、異材のダブルハットビームより約27.2%軽く、軽量化効果が得られている。

MMビームのパレート前線および4つの最適設計の例を図11に示す。一つの目的関数のみに着目した場合は、パレート前線の端部になる。右下は SEA を最大化する単目的最適化計算の結果であり、左上は F_{max} を最小化する単目的最適化計算の結果である。 SEA の最大化のみに着目すると、 F_{max} も増加して CLE が減少するため変形が不安定になる。いっぽう、 F_{max} の最小化のみに着目すると、エネルギー吸収能力と軽量化効果が悪くなる。

図11に示す $F_{max} < 90$ kNの場合の最適な設計および $SEA > 2.0$ kJ/kgの場合の最適な設計を用いて解析を実施した。解析結果を図12に示す。メタモデルで予測した結果と解析の結果（表4、5）を比較すると、 $F_{max} < 90$ kNの場合は、 SEA と F_{max} の相対誤差がそれぞれ2.393%と1.498%となり、 $SEA > 2.0$ kJ/kgの場合は、 SEA と F_{max} の相対誤差がそれぞれ1.819%と0.798%となっており、構築されたRBFメタモデルの正確性が再び検証できた。

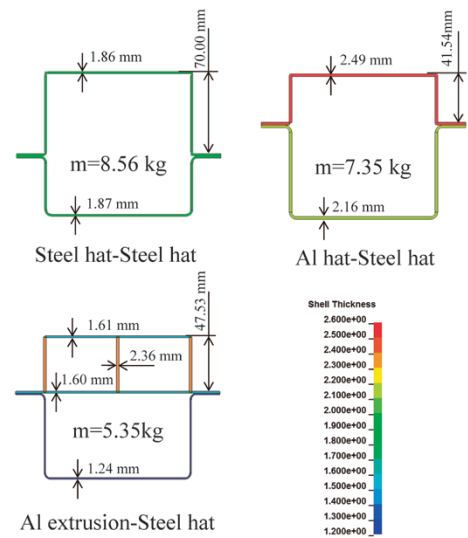


図10 最大荷重100 kNにおけるビームの最適設計
Fig.10 Optimal design of each beam with maximum load of 100 kN

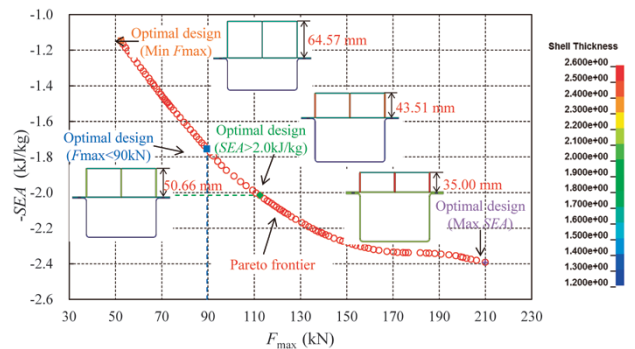


図11 MMビームのパレート前線および4つの最適設計
Fig.11 Pareto frontier and four optimal designs of MM beam

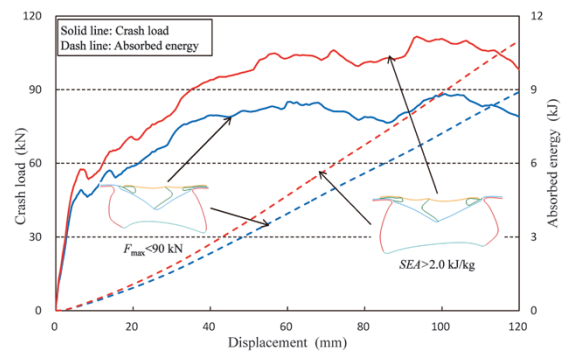


図12 二つの最適設計MMビームの変位量と荷重、エネルギー吸収量との関係
Fig.12 Relationship between displacement and crash load and amount of absorbed energy of two optimal MM beams

表4 F_{max} が90 kN以下の場合のMMビームの最適設計
Table 4 Optimal design of MM beam with F_{max} of less than or equal 90 kN

MM beam	Design variables					Crashworthiness criteria					
	t_{ot} (mm)	t_{ow} (mm)	t_{ob} (mm)	t_i (mm)	h_o (mm)	SEA (kJ/kg)			F_{max} (kN)		
						RBF	FEM	RE (%)	RBF	FEM	RE (%)
Optimum design	1.66	2.18	1.60	1.20	50.66	1.754	1.713	2.393	89.623	88.300	1.498

表5 SEA が2.0 kJ/kg以上の場合のMMビームの最適設計
Table 5 Optimal design of MM beam with SEA of more than or equal 2.0 kJ/kg

MM beam	Design variables					Crashworthiness criteria					
	t_{ot} (mm)	t_{ow} (mm)	t_{ob} (mm)	t_i (mm)	h_o (mm)	SEA (kJ/kg)			F_{max} (kN)		
						RBF	FEM	RE (%)	RBF	FEM	RE (%)
Optimum design	1.64	2.45	1.60	1.30	43.51	2.015	1.979	1.819	112.487	111.597	0.798

むすび=本稿では、まず、ポール側突を模擬する曲げ負荷に対して、提案したMMビームの衝突性能を数値解析によって評価し、同重量の同材と異材のダブルハットビームと比較した。その結果、エネルギー吸収性能および変形の安定性から、MMビームは同重量のダブルハットビームよりもエネルギー吸収能力が優れていることを確認した。つぎに、より性能の高い構造を得るために、3種類のビームの形状と板厚を設計変数とし、多目的最適化設計を実施した。計算結果のパレート前線より、各ビームの軽量化と衝突安全のための設計指針を提案した。MMビームは、ダブルハットビームよりも衝突性能が高く、幅広い範囲のSEAを持つ構造が得られる。このため、様々な設計要求に対応できると考えられる。

なお本稿は、著者らが執筆した文献9)を再考の上、加筆したものである。

参 考 文 献

- 1) 佐藤章仁ほか. 塑性と加工. 2003, Vol.44, No.506, p.202-206.
- 2) 和田有司ほか. 自動車技術会論文集. 2018, Vol.49, No.2, p.329-334.
- 3) A. Baroutaji et al. Thin-Walled Structures. 2017, Vol.118, p.137-163.
- 4) 大楠恵美. Material stage. 2016, Vol.15, No.12, p.5-11.
- 5) 陳 亮ほか. R&D 神戸製鋼技報. 2018, Vol.67, No.1, p.104-110.
- 6) T. Tang et al. Thin-Walled Structures. 2016, Vol.102, p.43-57.
- 7) H. Yin et al. Thin-Walled Structures. 2014, Vol.75, p.8-17.
- 8) K. Deb et al. IEEE transactions on evolutionary computation. 2002, Vol.6, No.2, p.182-197.
- 9) 史ほか. 自動車技術会論文集. 2019, Vol.50, No.2, p.417-423.