

車体フレームの軽量化に向けた要素技術と適用事例

Technologies and Application Examples for Weight Reduction of Vehicle Frame

広瀬 智史*
Satoshi HIROSE

抄 録

衝突安全性とさらなる車体軽量化の両立のため、高強度化と、性能面での薄板化の影響を考慮した要素技術と組み合わせた設計が必要となる。2つの軽量車体フレームの検討について紹介した。1) 圧縮荷重の負荷による面外変形の抑制を目的に、発泡樹脂材をフロントサイドメンバーに併用したときの軽量化効果について、2) 材料強度と板厚の最適配置をセンターピラーアウトターに適用したときの軽量化効果についてである。

Abstract

In order to achieve both collision safety and further weight reduction of the vehicle frame, it is necessary to design in combination with fundamental technology considering high strength and influence of thinning of steel sheet in terms of performance. In this report, two examinations of lightweight body frames are introduced. The first is to reduce the weight when the foamed resin material is used in combination with a front side member for the purpose of controlling out-of-plane deformation due to compressive load. The second is about the weight reduction when the optimum arrangement of the material strength and the steel sheet thickness is applied to a center pillar outer.

1. 緒 言

衝突安全性と環境負荷低減のための車体軽量化を両立するために、980MPaを超える引張強度の超高強度鋼が車体フレームの材料として多く採用されている。今後さらなる車体軽量化のため、必要性能を満たした上で車体フレームで適用される鋼板の板厚をスリム化させることが有効である。ただし、薄板化により生じ易くなる車体フレームの面外変形が起因となり、剛性低下や車体衝突時の変形モードの変化が生じる懸念や、必要以上のスリム化により変形モードを損なう懸念が考えられる。そのため、単純な材料の置き換えだけでなく、フレーム断面形状の改善などの工夫と合わせ、かつ必要な材料を適切に配置させるといった車体開発が適用材料の性能を最大限に活用するためには望ましく、今後さらなる車体軽量化の達成のため求められる技術となる。

本報では車体の衝突現象に注目し、衝突性能に優れた軽量車体フレームについて述べる。次の第2章では軽量フロントサイドメンバー、第3章では軽量センターピラーについて述べる。

2. 樹脂材を併用した軽量フロントサイドメンバーの開発

2.1 検討モデル

フロントサイドメンバー（以降、FSMと略称）は、フルラップ衝突¹⁾やオフセット衝突²⁾などの前面衝突時の衝突安全性を確保するための要となる車体フレームであるため、衝突に対して安定して衝撃エネルギーを吸収する、すなわち安定した変形挙動となるものが好ましい。そこで変形挙動の変化の要因となる面外変形の抑制のため、発泡樹脂を内包するFSMを検討した。

ベースとしたFSMは図1aのとおりS字状のフレームであり、フレームの軸方向に荷重を受け変形すると、S字の2つの屈曲部のところで折れ曲がる変形挙動（以降、2節折れと略称）を有している（図2）。図2の安定した変形が発現するときの適用鋼板を表1（表1中のベースモデル）に示す。

2.2 単純な材料置換による軽量化の影響

前節で述べたFSMの軽量化のため2～3ゲージ分（約0.4

* 君津技術研究部 主幹研究員 Ph.D. 千葉県君津市君津1 〒299-1141

mm～0.6mm)の薄板化による軽量化を試みた。2～3ゲージ分の軽量化は約30%の軽量化に相当する(表1中のAモデル)。なお、衝撃に対する抵抗力の確保のため、鋼板の引張強度を約400MPa程度高い鋼板を適用し、車体フレーム断面の軸耐力(axial strength)と全塑性曲げモーメント(fully plastic bending moment)をベースモデルと同等とした。

ベースモデル, Aモデル, および図1bに示すCモデル(表1)について衝突性能をモデルの軸方向に圧縮力を付与し評価した。具体的には各モデルの先端を略コの字の治具

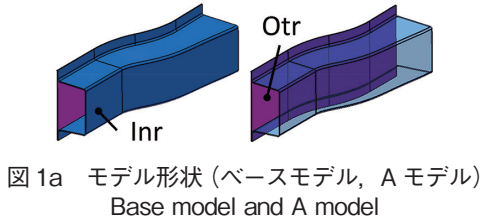


図1a モデル形状 (ベースモデル, Aモデル)
Base model and A model

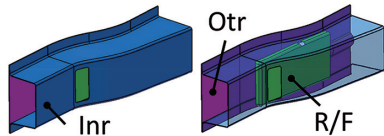


図1b モデル形状 (Cモデル)
C model

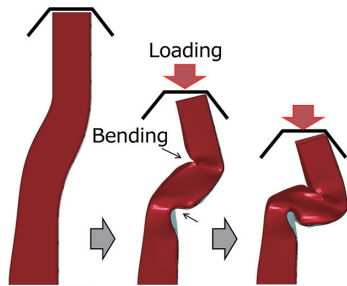


図2 S字状フレームの変形挙動
Deformation behavior of S-shaped frame

により包むように接触させ(図2), 軸方向に一定速度(6m/s)で強制変位を与え, その強制変位量(stroke)と荷重(force)をCAE(computer aided engineering)にて評価した。CモデルはAモデルに折れ誘導用のトリム穴とリンフォース(R/F)を追加したものであり, R/Fは非常に薄く, かつ低強度であるため軸耐力や全塑性曲げモーメントにはほぼ寄与しない(表1)。なお, 本報では200mmストローク時(車体フレーム長の約67%変形時)のエネルギー吸収量(以降, EA量と略称)を衝突性能の指標とした。

図3にそれぞれの荷重履歴, 図4にEA量の履歴を示す。ベースモデル, Aモデル, およびCモデルは, とともに折れ

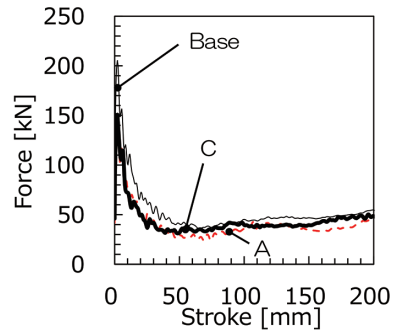


図3 荷重 - 変位履歴
History of loading and deformation

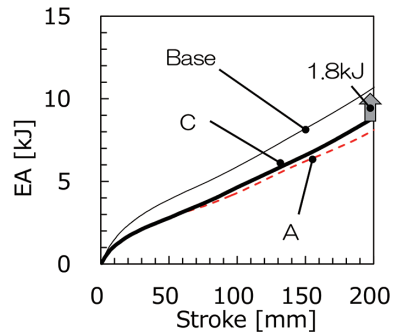


図4 エネルギー吸収量 - 変位履歴
History of absorbed energy and deformation

表1 各モデルの適用材料と性能
Applicable materials and performance of each model

Model	Base	A	B1	B2	B3	C
Inr	780 MPa	1180 MPa	1180 MPa	1180 MPa	1180 MPa	1180 MPa
Tensile strength/thickness	/2.0 mm	/1.4 mm	/1.4 mm	/1.4 mm	/1.4 mm	/1.4 mm
Otr	690 MPa	1180 MPa	1180 MPa	1180 MPa	1180 MPa	1180 MPa
Tensile strength/thickness	/1.5 mm	/1.0 mm	/1.0 mm	/1.0 mm	/1.0 mm	/1.0 mm
R/F	-	-	-	-	270 MPa	270 MPa
Tensile strength/thickness	-	-	-	-	/0.5 mm	/0.5 mm
Resin material	-	-	Urethane foam *3 times type	Urethane foam *3 times type	Urethane foam *3 times type	-
Axial strength	507 kN	507 kN (+0%)	522 kN (+3%)	522 kN (+3%)	520 kN (+3%)	517 kN (+2%)
Fully plastic bending moment	15.1 kNm	15.1 kNm (+0%)	15.4 kNm (+2%)	15.4 kNm (+2%)	15.8 kNm (+4%)	15.7 kNm (+4%)
Weight	3.4 kg	2.3 kg (-32%)	3.7 kg (+11%)	3.0 kg (-10%)	2.6 kg (-25%)	2.4 kg (-29%)

曲がる直前で荷重ピークとなり、折れ後急激な荷重低下が起こった。この急激な荷重の低下は、折れ部の急激な変形集中によって、車体フレームの断面が急激に潰れ、結果として著しい断面2次モーメントの低下、すなわち曲げ剛性が低下したことが要因と考えられ、同様な現象が両モデルに生じたことがわかる。ただし、変形抵抗力の大きさに相違が現れ、特に折れ変形発生前で、ベースモデルに比べAモデルとCモデルは変形抵抗力が小さくなった。結果としてベースモデルに対するEA量の差は初期荷重ピークの前(50mmストローク以内)で大きくなり、200mmストローク時ではAモデルで約2.4kJ程度の差、Cモデルで約1.8kJ程度の差となった。

Cモデルは鋼製のR/Fが付与されているものの大きな性能の向上には寄与せずほぼ同性能であった。これは、大変形を伴う、塑性変形が支配的な折れ変形後の変形挙動よりも、弾性変形が支配的な変形初期の変形挙動の違いによって大きな衝突性能の差が生じることを示しており、要因として面外変形の差異が考えられる。面内変形に関しては高強度化により薄板化の影響をなくすることができるが、曲げ変形が支配的である面外変形は薄板化により助長し、結果として車体フレームの曲げ剛性の低下につながったと考えられる。

2.3 軽量化車体フレームの検討

AモデルとCモデルの衝突性能を、適用鋼種の変更なしで改善する方法として、①面外変形の抑制、②大変形時の急激な断面潰れの抑制、③変形挙動(本報では2節折れ)の維持、の3点にあるとし、軽量化車体フレームについて検討した。

まず面外変形の抑制のため、車体フレームに軸圧縮力が負荷されたときの面外変形力を試算した。具体的には、図5のような正方形の板に軸圧縮が負荷された場合について考察した。これは車体フレームの断面における稜線間の領域を想定している。この板の両サイドは幅方向(図中のY方向)、および面外方向(図中のZ方向)が拘束されており、上方より軸方向(図中のX方向)に F_x の荷重を負荷した。下端は軸方向のみ拘束している。なお、簡単のため幅方向

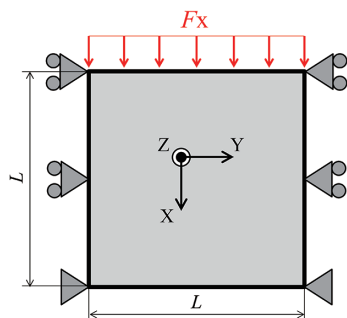


図5 面外荷重評価モデル
Out-of-plane load evaluation model

には、面外方向の微小な初期不正が式(1)で表されるとした。

$$\omega(y) = \omega_0 \sin\left(\frac{\pi y}{L}\right) \quad (1)$$

ω_0 は幅方向中央部の初期不正(初期たわみ)、 L は幅方向長さである。また、式(1)の変形モードで最も大きな面外変形が生じる幅方向中心部に、軸圧縮力 F_x による面外変形を生じさせないための面外方向力を F_z とすると、 F_x と F_z には式(2)の関係がある。

$$\frac{1}{F_z} = \frac{L^2}{48EI\omega_0} \left\{ \frac{cf_y^E}{\mu} \left(\frac{1}{F_x} \right) - 1 \right\} \quad (2)$$

E 、 μ 、 I はそれぞれヤング率、ポアソン比、断面2次モーメントである。また c は軸方向荷重 F_x に関する有効幅、 f_y^E は幅方向荷重に対する単位長さあたりの座屈荷重であり、それぞれ式(3)、式(4)のように表され³⁾、最終的には式(2)は式(5)となる。

$$f_y^E = \frac{\pi^2 EI}{L^2} \quad (3)$$

$$c = 2t \sqrt{\frac{\pi^2 E}{12(1-\mu^2)\sigma_0}} \quad (4)$$

$$\frac{1}{F_z} = \frac{1}{48\omega_0} \left\{ \frac{2\pi^2 t}{\mu} \sqrt{\frac{E}{12(1-\mu^2)\sigma_0}} \left(\frac{1}{F_x} \right) - 1 \right\} \quad (5)$$

ここで t は板厚である。 σ_0 は降伏応力とした。なお、式(5)からわかるとおり軸圧縮力 F_x と面外方向力 F_z の関係は、板サイズに依存しないことがわかる。これらから F_z と F_x の比 F_z/F_x を求めると、例えば表2のようにまとめられる。条件1は一般的な車体フレームに超高強度鋼を適用したものを想定しており、面外変形力 F_z は軸圧縮力 F_x の1/240程度と極めて小さいことがわかる。また、面外変形力 F_z は式(5)から薄板化、高強度化、初期不正の増加により増加する傾向があるものの、例えば多く見積もって板厚を半減したとしても、面外変形力 F_z は軸圧縮力 F_x の1/60程度と小さい(表2中の条件2)。

また板の初期形状が悪く、幅方向中央部に板厚の半分程度の大きな初期たわみがあったとしても1/50程度と小さいことがわかる(表2中の条件4)。すなわち、面外変形の抑制に大きな力は必要ないことが推察される。例えば、表2の条件1の材料で作製された矩形断面を有する車体フレームに最大200kNの軸圧縮力が負荷されるとすると、概ね

表2 軸力と面外方向力の関係
Relationship between axial force and out-of-plane force

Condition	1	2	3	4
Yield stress	600 MPa	600 MPa	1200 MPa	600 MPa
Thickness	1.0 mm	0.5 mm	1.0 mm	1.0 mm
Elastic modulus	206 GPa	206 GPa	206 GPa	206 GPa
Poisson's ratio	0.3	0.3	0.3	0.3
Initial deflection	0.1 mm	0.1 mm	0.1 mm	0.5 mm
F_z/F_x	1/240	1/60	1/170	1/50

面あたり 50kN の軸圧縮力が負荷されるため、幅方向長さに相当する領域で、面外変形の抑制のためには、最大約 0.2kN 程度負荷すればよいことになる。

したがって、ヤング率が鉄に比べ極めて小さい、例えばウレタン系の樹脂材を用いたとき、大きな軸力を支えることは困難であるが、上記のとおり面外変形であれば十分抑制できる可能性がある。そこで、前節の C モデルに対し面外変形の抑制を目的に 3 パターンでウレタン系の樹脂を配置した (図 6)。なお、ウレタン系の樹脂として常温発泡型のもを想定し、C モデル内に内包する形とした。ただし、B1 モデルは C モデルで R/F を省略したものの内部に密に充填したモデル、B2 モデルは上述の②を考慮し、C モデルで R/F を省略したものに対し、折れ変形が生じる曲率部にのみ充填したモデル、B3 モデルは②および③を考慮し、C モデルで折れ変形を阻害しないように曲率部の折れ想定位置には樹脂材を配置せず、その周辺に配置したモデルである。

折れ変形は折れ位置周辺の変形を伴いながら進展する変形挙動であるため、折れ位置ではなく、その周辺に樹脂材を配置したとしても、十分上記②の断面潰れ変形の抑制が期待できる。また、樹脂材は折れ変形時の曲げ内側にのみ配置するために、しきいとして R/F を有効活用した。なお、B1 モデルでは逆にベースモデルより重量増となるため、適切な樹脂配置が必要であることがわかる (表 1)。また、樹脂材の充填厚さは樹脂材が接触している面の曲げ剛性がベースモデルと概ね同等になるように調整した。

2.4 軽量化車体フレームの実証

前節でのモデルの衝突性能を、試験により評価した。前節で述べたモデルのうち、ベース、B1、B2、B3、C モデルについて実際に試作し (ただし、本検討内の試作したベースモデルの Otr (図 1a) へは板厚が 1.6mm の 590MPa 級鋼板を適用し、B1、B2、B3、C モデルの Otr (図 1b) へは板厚が 1.0mm の 980MPa 級鋼板を適用した。なお、軸耐力および全塑性曲げモーメントは全モデルで概ね同等である)、2.2 節の図 2 に示したように軸方向の圧縮力を負荷し評価した。具体的には樹脂材による性能の向上、すなわち EA 量の向上分を評価し、2.2 節、および 2.3 節のとおり R/

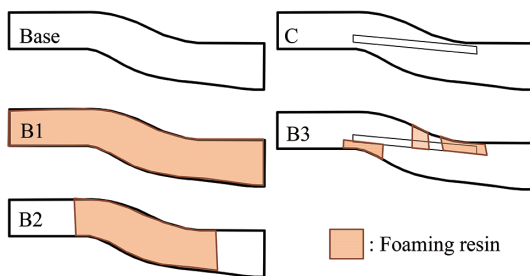


図 6 検討したフロントサイドメンバーモデル
Front side member models studied

F のない C モデルをベースとした B1、B2 モデルでは 2.4kJ、R/F のある C モデルをベースとした B3 モデルは 1.8kJ の EA 量の増加を目標とした。試験速度は一定 (1mm/s) とし強制変位を与え、その強制変位量 (ストローク) と反力を計測した。実際の試験時の写真を図 7 に示す。なお、本試験で充填した樹脂材は表 3 の 3 倍発泡タイプ (3 times type) のウレタン系樹脂材 (サンスター技研 (株) 製ペンギンフォーム #3360 (3 倍発泡タイプ)) である。

ベースモデルと同様に C、B1、B3 モデルは折れ点かほぼ同様と考えられるが、B2 はこれらと異なり曲率部で折れ曲がらず上下の端部近傍で折れ曲がったことがわかる。また B1 モデルは変形の仮定でスポット溶接部が破断し、それが材料のき裂進展の起点となり、結果として内部の樹脂材があふれ出た。これは、B1 モデルは内部に密に充填されているため、折れ変形による断面変形を過度に抑制し、結果としてスポット溶接部への負荷が大きくなったためと推察された。

次に 200mm ストローク時の EA 量と軽量化率の関係を図 8 に示す。樹脂材による性能向上は B1 モデルで極めて高いものとなったが重量増となり、B2 モデルは軽量化率としては約 10% 程度期待できるが、変形挙動が大きく変化し、目標未達となった。一方、B3 モデルは目標に到達し、軽量化率も約 25% と大きく、樹脂材の併用により衝突性能の優れる、かつ軽量化車体フレームを達成可能であることが示唆された。また、EA 量の増加分を重量増分で除した値 (EA 向上効率) を各モデルで比較した (図 9)。鋼板の

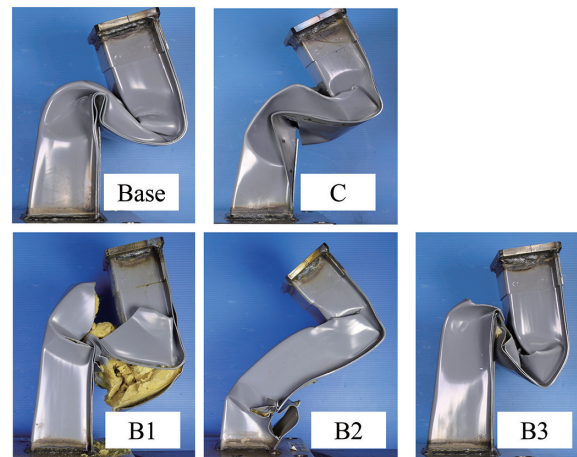


図 7 試験後の各モデルの写真
Pictures of each model after the test

表 3 発泡樹脂材の特性
Material properties of foamed resin

Foaming resin	Density	Compressive elastic modulus
3 times type	350 kg/m ³	220 MPa
5 times type	250 kg/m ³	120 MPa
10 times type	110 kg/m ³	40 MPa
Vibrational absorption type	380 kg/m ³	0.9 MPa

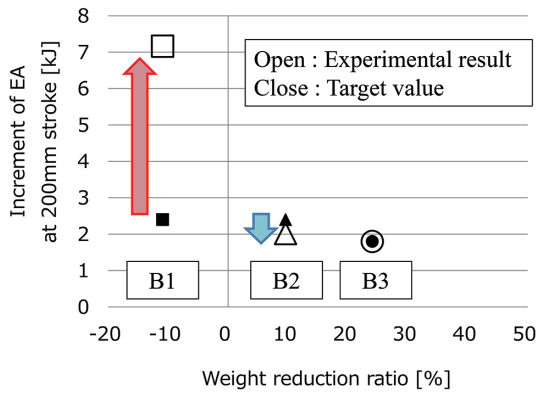


図8 EA増加量と軽量化率の関係
Absorbed energy increment and weight reduction rate

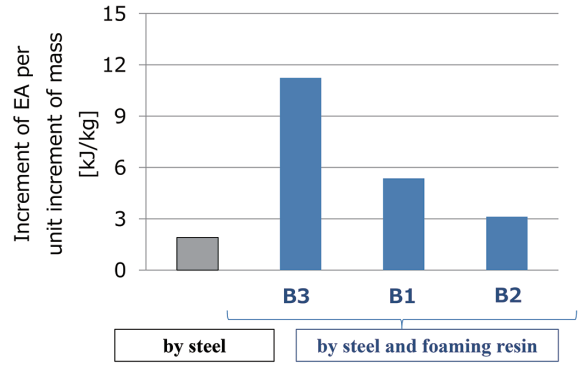


図9 単位重量増加分当たりのEA増加量の関係
Absorbed energy increment per unit weight increment

表4 試作モデルと重量
Studied model and weight

Model	B3	B3-5	B3-10	B3-G
Resin material	Urethane foam * 3 times type	Urethane foam * 5 times type	Urethane foam * 10 times type	Urethane foam * Vibrational absorption type
Weight	2.6 kg (-25%)	2.5 kg (-26%)	2.4 kg (-27%)	2.6 kg (-24%)

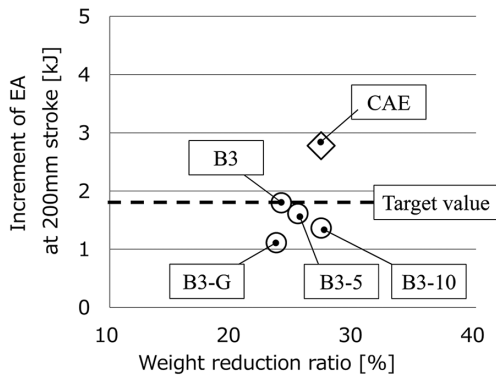


図10 EA増加量と軽量化率の関係
Absorbed energy increment and weight reduction rate

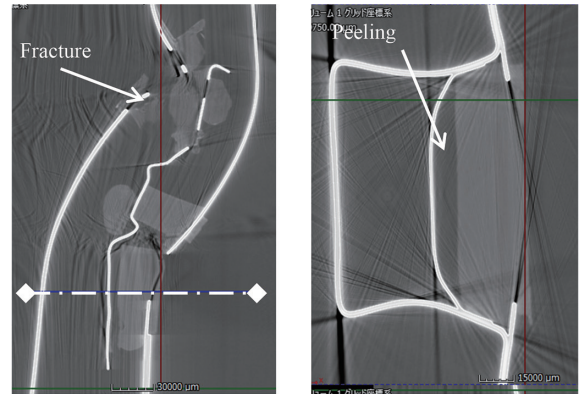


図11a 変形後(50mmストローク)のB3モデルのCT画像
CT image of B3 model after deformation (50mm stroke)

板厚増のみでの結果と比較し、樹脂材でのEA向上効率は優れており、また配置を工夫することでEA向上効率が高まることがわかる。

次にB3モデルでの樹脂材の特性の影響を見るため、他の樹脂材においても同様の試験を実施した。樹脂材は全てサンスター技研製の発泡樹脂剤、ペンギンフォーム #3360 (3倍発泡タイプ、5倍発泡タイプ(5 times type)、10倍発泡タイプ(10 times type))、ペンギンフォーム #3340 (振動吸収タイプ(vibrational absorption type))を使用した(表3)。なお、これらの樹脂材を適用したB3-5、B3-10、B3-Gモデル(表4)は発泡樹脂材の種類以外、全てB3モデルと同じとした。結果を図10に示す。また参考にCAEでの結果についても合わせて示す。なお、CAEではB3-10モデルと同様の構成である。全てのモデルで変形挙動は図7で示したB3モデルと同様であったが、性能に差が現れ3倍発泡樹脂材を適用したB3モデルのみ目標の性能に到達した。発

泡倍率が大きいほど軽量化率には優れるものの、性能は劣化する傾向にあった。結果として、10倍発泡タイプのモデルではCAEと約1.5kJ程度かい離した。

振動吸収タイプは軽量であるものの、性能は未達となった。これは他の樹脂と比べ圧縮弾性率が低いことが要因と考えられた。次に、50mmストローク時のB3モデル、B3-10モデルでの曲率部のCT(computed tomography)画像を図11a、図11bに示す。銅板は白色、樹脂材は灰色で現れている。いずれのモデルでも50mmストローク時点で銅板と樹脂との剥離、および樹脂材の破断が見られ、これがCAEでの予測と実験値との相違の要因の一つであることが示唆された。早期の樹脂材の割れ、または銅板との剥離の回避により、さらなる軽量車体フレームの実現が期待できる。

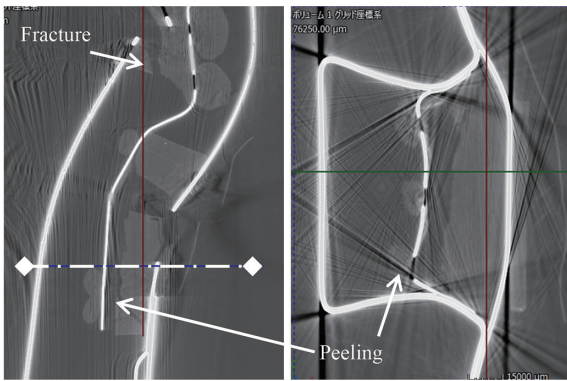


図 11b 変形後 (50mmストローク) の B3-10 モデルの CT 画像
CT image of B3-10 model after deformation (50mm stroke)

3. 衝突性能を高めた軽量センターピラーの開発

3.1 側面衝突の条件

車体の衝突安全性の確保のため、新車アセスメントプログラム (NCAP^{1,2)} をはじめとする取組みがあり、規格化された衝突試験条件の下、衝突安全性能評価が進められている。これらの取組みにより自動車事故による死者数は減少したが、不十分として、近年衝突試験条件の厳格化の必要性が指摘されている。一つの検討として米国道路安全保険協会 (IIHS) が実施している側面衝突試験⁴⁾での衝突速度を 20%増加させ 60km/h とするものがある⁵⁻⁷⁾。本報においても衝突条件が同様に厳格化したと仮定し、その条件での軽量なセンターピラーについて検討した。

3.2 崩壊モーメントの試算

センターピラーは側面衝突により大きな負荷が生じるフレームである。もしその負荷によりセンターピラーの長手方向の中央域で折れた場合、乗客へのダメージが大きいため、センターピラーの下部で折れるような構造が多くの車両で採用されている。ただし、衝突によりセンターピラーの中央域でモーメントの発生、成長が速く、中央域で折れが生じるモーメント (以降、崩壊モーメント (collapse moment) と略称) に最初に到達し折れ曲がり易い。したがって、下部で折るためには、中央域では崩壊モーメントを高め、逆に下部では崩壊モーメントを低くさせる構造、または材料配置が必要となる。ただし、部材の形状や材料により崩壊モーメントが変わるため、過去多くの検討が見られる^{8,9)}。

本報では崩壊モーメント M_c と全塑性曲げモーメント M_p の関係を木村ら^{10,11)} に従い下記のように定義し、最適な材料配置を考えた。

$$\frac{M_c}{M_p} = \frac{0.225}{\alpha(1-\alpha)} \left(\frac{t}{b} \right)^2 \left(\frac{2kE}{3\sigma_y} \right) \quad (6)$$

$$\frac{M_c}{M_p} = \frac{\alpha(\alpha-1)}{0.9} \left(\frac{b}{t} \right)^2 \left(\frac{3\sigma_y}{2kE} \right) + 1 \quad (7)$$

ここで、 t は板厚、 b は板幅、 k は座屈係数、 E はヤング率、 σ_y は降伏応力である。式 (6) は $M_c/M_p \leq 0.5$ 、式 (7) は $M_c/M_p \geq 0.5$ のときの式であり、 $M_c/M_p = 0.5$ で連続となる。 α は降伏応力と比例限応力の比であり、本報では全ての材料で 5% ($\alpha=0.05$) と仮定した。座屈定数は文献 9) に従い 4 とした。なお、上式は平板を仮定したものであるが、車体フレームは平板を組み合わせたものであるため、同様の関係を満たすと仮定した。

3.3 崩壊モーメントを考慮した材料と板厚の配置の検討

図 12 に側面衝突時の衝突速度が 60km/h の場合に予測されるセンターピラーアウターへの最大負荷モーメント M の分布、および表 5 で示される各条件下での崩壊モーメント分布を示す。センターピラーアウターの形状を概寸とともに図 13 に示す。なお、センターピラーアウターへの最大負荷モーメント M の分布は、現行の C セグメント市販車両の側面衝突解析結果に、速度増の影響、重量の影響を考慮し試算した。重量は 1880kg (車両重量 1800kg + 人 80kg) とした。予測値はセンターピラーアウターの中央域で最大となり、おおよそ 20kNm の高いモーメントが負荷される可能性が示唆された。また、センターピラーアウターの稜線間距離が最も大きい面で最初に座屈が生じると考

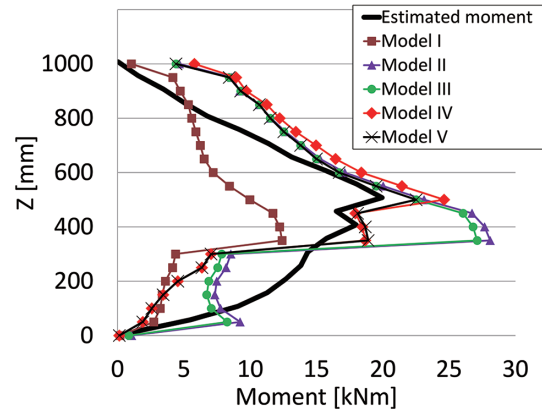


図 12 予測最大負荷モーメントと各モデルの崩壊モーメント
Estimated maximum bending moment and collapse moment of each models

表 5 各モデルでの材料強度と板厚の配置
Placement of tensile strength and thickness in each models

Tensile strength/ Thickness	Model I	Model II	Model III	Model IV	Model V
A	1.5 GPa /1.6 mm	1.5 GPa /2.8 mm	2.0 GPa /2.6 mm	1.5 GPa /3.2 mm	2.0 GPa /2.6 mm
B	1.5 GPa /1.6 mm	1.5 GPa /2.8 mm	2.0 GPa /2.6 mm	1.5 GPa /2.2 mm	2.0 GPa /2.0 mm
C	590 MPa /1.6 mm	590 MPa /2.8 mm	590 MPa /2.6 mm	980 MPa /1.4 mm	980 MPa /1.4 mm

え、その面を代表面として幅 b を求め、崩壊モーメント M_c の分布を試算した。

例えば、表中のモデル V での式 (6)、式 (7) で試算される崩壊モーメントと全塑性曲げモーメントとの比 M_c/M_p の分布を図 14 に示す。図中の点線は崩壊モーメントと全塑性曲げモーメントが一致する線 ($M_c/M_p=1.0$) を示す。なお、全塑性曲げモーメントは X 軸回り (図 13) のモーメントとした。図 14 より代表面幅 b の大きい下部域で小さく、全塑性曲げモーメントと崩壊モーメントにかい離が大きいことがわかる。また、図 13 より表中のモデル I ではほぼ全ての領域で崩壊モーメント M_c が最大負荷モーメント M を下回り、最大負荷モーメントの大きい中央域 (下端からの高さ (Z) 400mm~600mm の領域) で折れる懸念があることがわかる。

一方、モデル II~モデル V では中央域およびその上方域で、崩壊モーメント M_c は最大負荷モーメント M を上回っており、折れは生じ難いと推察される。加えてモデル II~モデル V では下方域 (下端からの高さ (Z) ~300mm) で崩壊モーメント M_c が最大負荷モーメント M を下回っており、モデル II~モデル V では下方で折れが生じると予想される。なお、モデル II およびモデル III では下端からの高さ (Z) が 400mm 付近で、崩壊モーメントが最大負荷モーメント

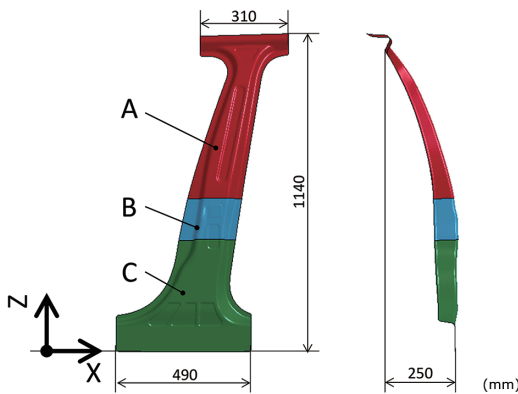


図 13 センターピラーアウターモデル
Center pillar outer model

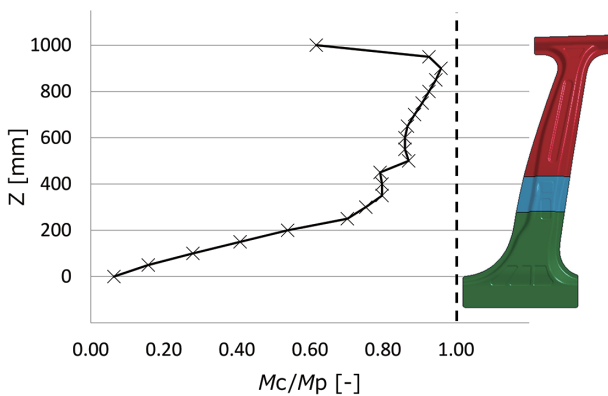


図 14 崩壊モーメントと全塑性曲げモーメントの比の分布例
Distribution of ratio of collapse moment to fully plastic bending moment in model V

を大きく上回っており、過剰な性能が部分的に存在することがわかる。そこでモデル IV, V では TWB (テラードブランク) を想定し、部分的に薄板化させた。結果として、単純に板厚増加により性能を確保したモデル II に比べ、超高強度化、および材料と板厚を最適配置させたモデル V では 29% の大きい軽量化が可能であることがわかった (図 15)。

3.4 軽量センターピラーの CAE による検証

前節での軽量センターピラーアウター (表 5 中のモデル V) の妥当性を CAE にて検証した。境界条件は側面衝突を模擬した (図 16)。図中の剛体と仮定した衝突体 (impactor) の衝突速度 (初速) は 20km/h、重量を約 1700kg とし、センターピラーに負荷されるモーメントを調査した。なお、試験体はセンターピラーアウターにインナーを組み合わせた。センターピラーインナーには引張強度が 980MPa 級、板厚が 1.0mm の鋼板を想定した。目標としてインナーが担う負荷モーメントを加味し、最大 24kNm の X 軸回りのモーメントの負荷がセンターピラーに生じた場合でも中央域に折れが生じないこととした。

CAE で予測された負荷モーメントの分布図を図 17 に示す。図中の点線は目標モーメント (24kNm) を示している。時間の経過とともに中央域で最大のモーメントが生じることがわかる。衝突後約 36ms で最大となる。また、最終的

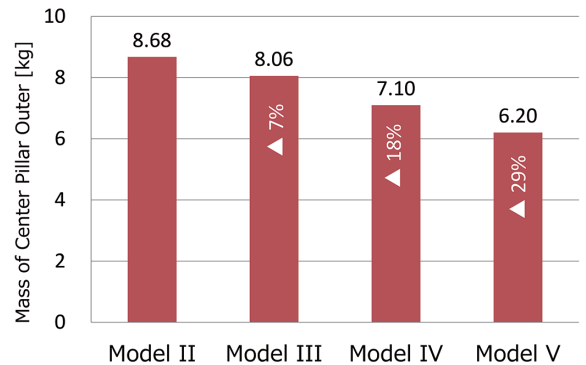


図 15 各モデルの重量と軽量化率
Weight and lightening rate of each models

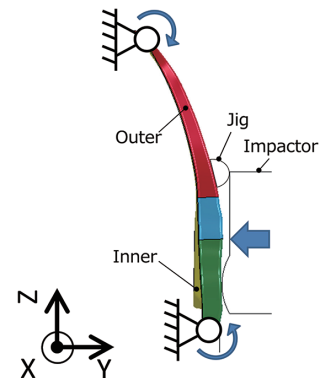


図 16 側面衝突模擬試験条件
Condition of side impact crash simulation

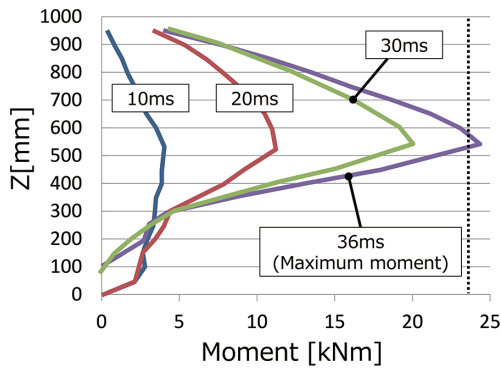


図 17 センターピラーへの発生モーメント分布
Moment distribution of center pillar

な最大モーメントは 24kNm を超え、上記の境界条件およびモデル V により、時速 60km/h での車体での側面衝突試験で生じると予想される負荷モーメントを付与することができる。次に変形挙動を図 18 に示す。下部で変形が集中し折れが生じること、また中央域で折れないことがわかる。すなわち、前節で検討した軽量センターピラーはより厳格な衝突条件においても高い衝突性能を期待できることがわかった。

4. 結 言

本報ではフロントサイドメンバーとセンターピラーを対象に軽量化を検討した。フロントサイドメンバーに関しては、薄肉化による性能劣化の要因となる面外変形の抑制を目的に、発泡樹脂材を併用したフロントサイドメンバーを提案し、変形挙動を阻害せず約 25%の軽量化を達成した。センターピラーに関しては、材料の最適配置の方法を提案し、厳格な衝突条件を満足する軽量センターピラーを具体化した。

さらなる軽量化のため、単純な材料置換ではなく、本報で述べたような要素技術との組合せがより重要となると考えられる。必要な要素技術を追求し、高まる衝突安全性と環境負荷低減のニーズに貢献していく所存である。

謝 辞

軽量 FSM の試作時の樹脂材の充填に関して協力頂いたサンスター技研ケミカル研究開発部小林敏雄氏、永田裕之氏に深謝する。

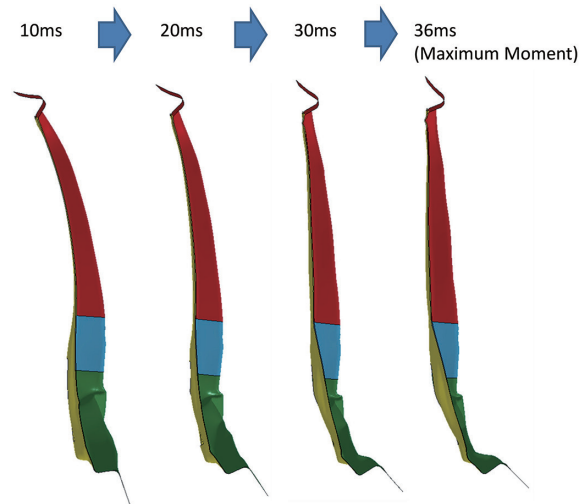


図 18 センターピラーの変形挙動
Deformation behavior of center pillar

参照文献

- 1) フラップ前面衝突安全性能試験方法. 2018, <http://www.nasva.go.jp/mamoru/download/H30-01.pdf>
- 2) オフセット前面衝突安全性能試験方法. 2018, <http://www.nasva.go.jp/mamoru/download/H30-02.pdf>
- 3) von Karman, T. et al.: Trans. ASME. 54, 53 (1932)
- 4) IIHS Side Impact Crash Test Protocol. Version X, 2017, https://www.iihs.org/media/ebc9bd1f-2ca4-4fb9-b96e-f4165f331943/Jil-Xg/Ratings/Protocols/current/test_protocol_side.pdf
- 5) Brumbelow, M.L. et al.: Proceedings of the 25th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV). 2017
- 6) Reichert, R. et al.: Proceedings of the 15th International LS-DYNA Users Conference. 2018
- 7) Mueller, B.C. et al.: Proceedings of the 14th International Symposium on Sophisticated Car Occupant Safety Systems. 2018
- 8) 古賀敦雄 ほか：自動車技術会論文集. 49 (6), 1255 (2018)
- 9) 丹羽健二 ほか：自動車技術会 2015 年秋季大会学術講演会講演予稿集. No.51-15A, 1222 (2015)
- 10) 木村衛 ほか：日本建築学会構造系論文集. 545, 135 (2001)
- 11) 井上哲郎 ほか：日本建築学会構造系論文集. 527, 205 (2000)



広瀬智史 Satoshi HIROSE
君津技術研究部 主幹研究員 Ph.D.
千葉県君津市君津1 〒299-1141