

衝突用アルミニウムエネルギー吸収部材の研究

Research of Aluminum Crash Box for Crash Energy Absorbing

漆 山 雄 太* 山 田 孝 行*
Yuta URUSHIYAMA Takayuki YAMADA
鈴 木 俊 次* 河 野 亘*
Shunji SUZUKI Toru KAWANO

要 旨

衝突用アルミニウム型材フレームについて、変形荷重の解析とエネルギー吸収メカニズム解析を行った。本研究では、まず実験的な方法により、部材に加わる荷重の算出を試みた。次に部材の断面について解析を行い、断面形状とエネルギー吸収性能の関係についての知見を得た。これらのメカニズム解析により、アルミニウム型材フレームのエネルギー吸収に関するシミュレーション精度向上を図った。

ABSTRACT

This research describes aluminum crash boxes for the purpose of absorbing crash energy.

In this research, the load conditions of the boxes were estimated and the mechanisms of energy absorption were analyzed by experiment. This analysis achieved a crash box with a highly effective section shape.

The research also achieved the additionally goal of improving the accuracy of crash simulation for evaluation of energy absorption by this crash box from the viewpoint of stress distribution in the thickness direction of these boxes.

1. まえがき

近年、自動車の軽量化が求められるなか、衝突時のエネルギー吸収性能と軽量化との両立が重要な課題である。その解決の一手段として車体のアルミニウム化がある。アルミニウムの押出し型材は断面形状の設定が容易で、衝突時のエネルギー吸収部材として、断面形状を生かした設計が可能である。

アルミニウム車体の適用例では六角形の中空断面内部にリブを設けた断面構造を採用している⁽¹⁾(Fig. 1)。

従来、フレーム断面の設定については、多くの研究事例があり、薄板構造の基本的な知見である板厚幅比に注目する方法⁽²⁾や、シミュレーションの活用も多い。

しかしながら、アルミニウム型材については型材の特徴を生かす研究事例は少ない。

本研究では、リブ付アルミニウム型材のエネルギー吸収部材について、アルミニウム型材の断面形状の特徴に着目し、更なるエネルギー吸収と重量の両立のため、実験解析とシミュレーション技術の構築について研究を行った。本報告では、まず、フレームに求められる強度性能評価のため、軸方向の荷重と曲げモーメントの荷重を把握する方法について述べる。

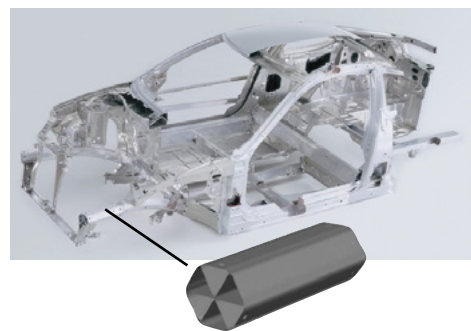


Fig. 1 Aluminum crash box

次に、断面形状のエネルギー吸収性能、フレームの設置角度の性能について単体実験と考察を行う。

上記考察をもとに、衝突シミュレーションの精度向上に取り組む。

2. フレームに加わる荷重と試験装置

軽量かつエネルギー吸収量の増加を図るには、端部からの連続的な座屈により構成される圧潰モードを発生させることが効果的である⁽²⁾(Fig. 2)。加えて、圧縮変形時に荷

重変動の少ない安定した圧潰モードを実現する形状が望ましい。

一方、フロントサイドフレームの配置は、エンジンサイズ、サスペンションのスペース確保などとの両立を図るため、Fig. 3 に示すように角度が付けられている。

フレーム角度が大きくなると衝突時の荷重入力に対しフレーム取付点のモーメントが増加する。フレームの最大折れモーメントを越えた場合に、Fig. 4に示す折れモードが発生し、エネルギー吸収量は減少する。

したがって、フレームに加わる荷重の把握は重要である。そこで台車試験により衝突実験を行い、フロントサイドフレームの座屈モードとフレーム設置角度との関係を実験的に確認し、モード発生時の荷重の把握を行った。Fig. 5に衝突実験用台車を示す。

本試験から得られたデータを用いた、フレームに加わる曲げモーメントの算出事例を示す(Fig. 6, Eq. 1)。



Fig. 2 Collapse mode of crash frame

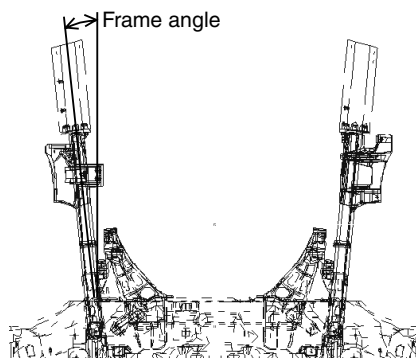


Fig. 3 Frame layout



Fig. 4 Bend mode of crash frame

$$M_z = F_{m2} \times (l_f \tan \theta) + F_y \times l_f + F_{m1} (l_m - l_{m1}) + \frac{F_{m1} (l_m^3 - l_{m1}^3)}{3l_m^2} + F_{ex} \times l_e \quad (1)$$

ここで、

- θ : フレーム角度
- F_y : バンパビームによる横力
- F_{m1}, F_{m2} : 盤面荷重
- F_{ex} : エンジン前後慣性力
- l_{m1} : バンパビーム荷重点からバンパ中心までの距離
- l_{m2} : バンパビーム荷重点からフレーム荷重点までの距離
- l_f : 盤面からフレーム取付点までの長さ
- l_e : フレーム取付点からマウント取付点までの距離
- M_z : フレーム取付点に加わるモーメント(右回りを正)

エンジンの慣性力 F_{ex} は実験値から算出でき、

$$F_{ex} = m_{ex} \cdot a_{ex} \quad (2)$$

- m_{ex} : エンジン質量
- a_{ex} : 前後方向エンジン加速度

である。

また、バンパビームの横力 F_y については、単体試験を個別に行い、変形と荷重の関係を得て(1)式に与えた。

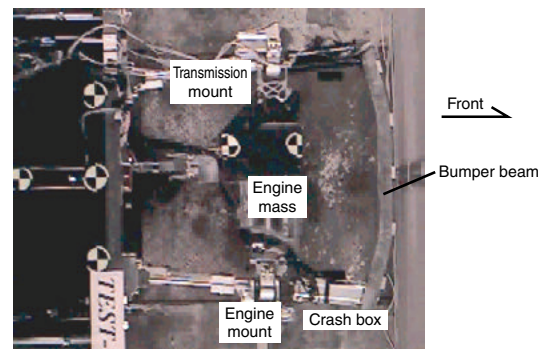


Fig. 5 Crash test equipment for frame research

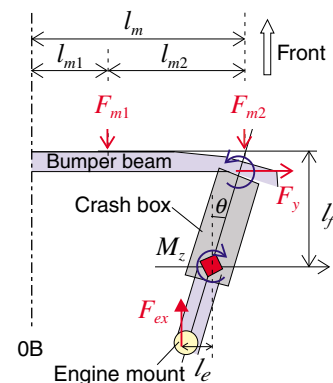


Fig. 6 Calculate moment for crash test

台車試験より、フレーム角度 5.6 度においては圧潰モード、7 度では折れモードとなり、このモードの違いについて曲げモーメントの比較を行う。

Fig. 7 にエネルギー吸収性能を示す。縦軸の荷重は F_{m1} , F_{m2} の和であり、衝突後ストローク 180mm 以上で座屈モードによる違いが顕著になる。Fig. 8 には(1)式より算出したモーメント M_z を示す。7 度の場合はストローク 180mm 付近でモーメント M_z が増加し、2900N・m で折れモードが発生することがわかる。

このように、フレームに加わる荷重を実験値より算出し、圧潰モード発生限界荷重とフレーム設置角度の関係を台車試験にて把握することが可能となった。

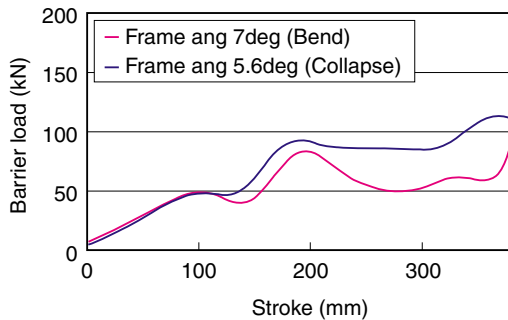


Fig. 7 Stroke-barrier load for crash test

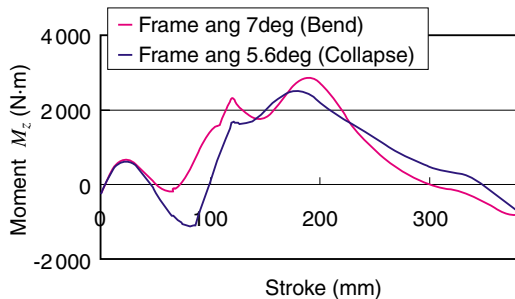


Fig. 8 Stroke-calculated moment M_z for crash test

3. 単体解析

3.1. 試験片の作成

六角形断面形状は、安定した圧潰モード実現に適している⁽¹⁾。また、従来使用されている矩形フレームにおいては、角隅の曲げ半径が圧潰荷重に影響を与える事が知られている⁽³⁾。そこで本研究では、フレームの角隅部分に着目し形状を変化させ評価した。

Fig. 9 に六角形フレームの断面形状と着目した角隅部を示し、 R_1 及び R_2 (Fig. 10) は、それぞれフレーム角隅三つ又部分の内側の半径と角隅部外側の半径である。Table 1 にその諸元を記し、Area は断面積である。

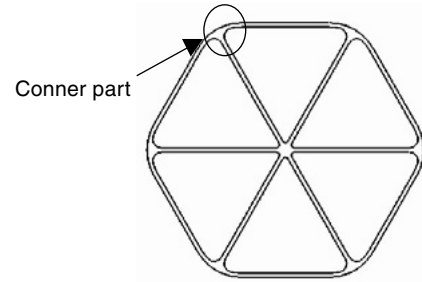


Fig. 9 Section view of hexagonal frame

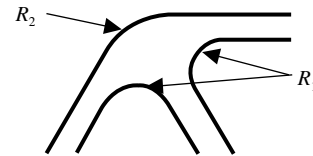


Fig. 10 Detail of corner part

Table 1 Scales of test-specimen

Case	R_1 (mm)	R_2 (mm)	Area (mm ²)
A	2	11	894
B	3	18	907
C	4.5	30	914

3.1. 圧縮荷重

Table 1 に示す各ケースに対し、圧潰荷重を測定する。Fig. 11 に実験装置概要を示す。圧縮試験装置としては、島津製作所製 AUTOGRAPH AG-10TD を使用した。圧縮荷重は、クロスヘッド上部に設置されたロードセルにより測定した。圧縮時のストロークについては、圧縮治具下部とステージとの距離とした。

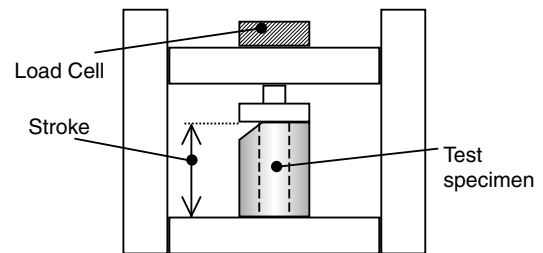


Fig. 11 Test equipment set-up

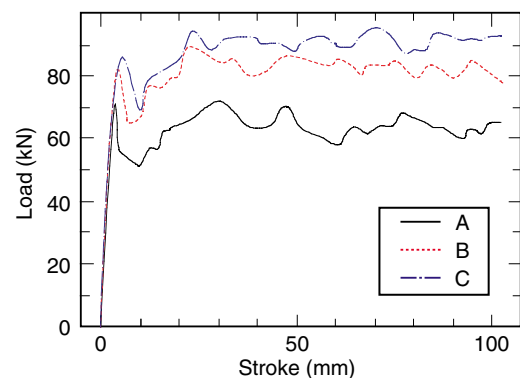


Fig. 12 Relationship between collapses (buckling) load and stroke

Fig. 12は、圧潰荷重とストロークの関係を表す。ここで、実線、点線及び一点鎖線は、それぞれCase A, B及びCの実験結果を表す。内側の角稜半径 R_1 外側の角稜半径 R_2 が大きくなるほど圧潰荷重も増加していることが分かる。

3.2. 最大折れモーメント

次に最大折れモーメントを測定した。実験の概要は Fig. 13に示す通りである。試験方法は3点曲げとし、折れ荷重の測定は、圧潰荷重の測定テストと同様に圧縮試験装置を使用した。測定荷重から折れモーメント M_{Smax} の算出は、以下の(3)式を用いた。

$$M_{Smax} = W_{Smax} a(l-a)/l \quad (3)$$

式(3)において、 W_{Smax} は折れ荷重のピーク値とする。試験体が中空であることから、試験体の長さは壁面強度に比べ十分長い $a = 2\,500\text{mm}$, $l = 5\,000\text{mm}$ とした。加えて荷重点と両端の支持点では鉄製の入れ子を挿入し局所的な断面変形を防いだ。

Fig. 14に実験結果を示す。試験結果の曲線は圧潰荷重の結果と同様に表示した。折れが発生するストロークは、圧潰荷重と同様に角稜が大きくなるにつれAからCにつれて向上するものの、最大折れモーメント M_{Smax} は、角稜形状に対する相関が低い。Fig. 15に3点曲げによる試験と台車試験による最大折れモーメントの比較を示す。両者の傾向が異なることがわかる。これは軸方向荷重を受けた条件での曲げ強度と、軸方向の荷重を受けない3点曲げの条件との違いのためと考えられる。

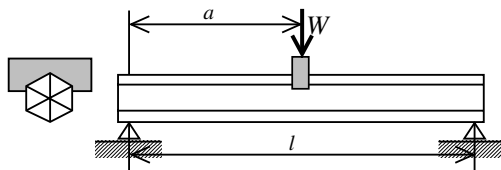


Fig. 13 Test set-up for bending frame

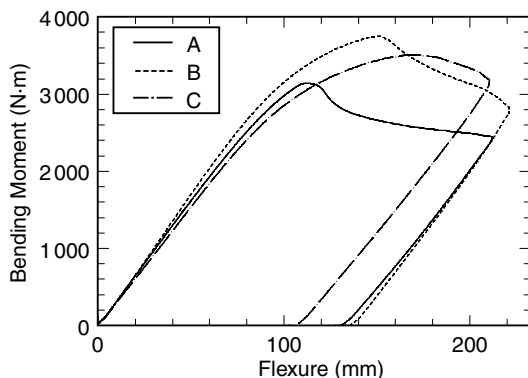


Fig. 14 Relationship between Bending moment and Flexure

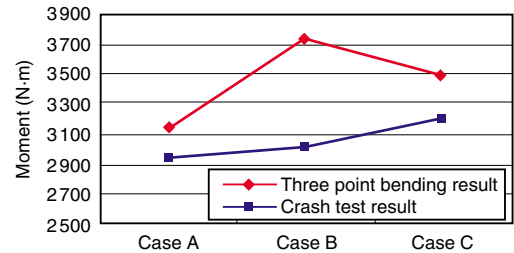


Fig. 15 Correlation between three point bending and crash test result

3.3. モード決定の条件

フレームの座屈モードのしきい値について考える。本研究ではフレームの角度とフレーム長さで決定する、最大モーメントアーム L_m を評価量とする。 L_m は以下の式により定義される。

$$L_m = M_{max} / F_{ave} \quad (4)$$

ここで、

M_{max} : 台車試験によって得られた最大折れモーメント

F_{ave} : 圧潰時の平均荷重

圧潰荷重と折れモーメントからフレームのレイアウト性能を算出した結果を Table 2 に示した。Case B が最も大きな値を示すが、Case A との差は微小であり、逆に Case C との差も 10%程度にとどまる。

以上の結果から、角稜形状の変化によりモーメントアームの変化は少ないことが分かる。その要因としては、Case A に対し Case C の圧潰荷重では、断面積一定ながら、30%弱増加したためである。角稜部の形状の変化は圧潰荷重の変化に影響し、モードを決定する設置角度への影響は少ない。以下この点に着目して考察を進める。

Table 2 Result of lay out performance evaluation test

Case	F_{ave} (kN)	M_{max} (kN·m)	Moment arm length (m)
A	69	3.1	45×10^{-3}
B	80	3.7	46×10^{-3}
C	89	3.5	39×10^{-3}

4. 考察と机上検討式

4.1. 圧潰荷重の検討

Fig. 16 に角稜部分の断面積を示し、Fig. 17 にはその断面積と圧潰荷重の関係を示した。結果から角稜断面積と圧潰荷重との間には線形関係がある事が分かる。そこで角部のエネルギー吸収の分担を算出するために、以下のように分割し吸収エネルギー量を測定した。

Fig. 18に分割を示す。分割は3つとし、フレーム内部の



Fig. 16 Focused cross section of area corner

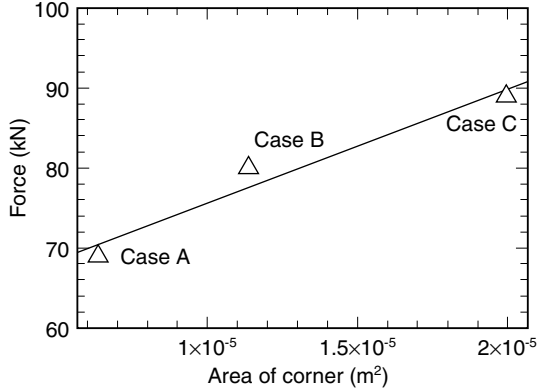


Fig. 17 Relationship between force and area of corner

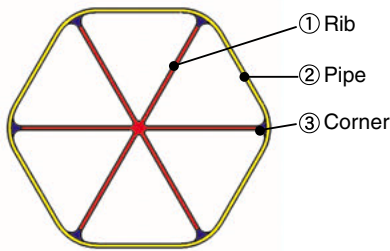


Fig. 18 Definition of divided parts

①リブ、外側の②パイプおよび③角陵部に分けた。①、②は直接分割して測定を行った。測定にあたっては、分割前の圧潰の座屈モードから、座屈ピッチに合わせ変形するように長さを設定し分割した部材を使用した。エネルギー量は荷重と変位の積によって算出した。また、③は分割前のフレームの測定値から①、②のエネルギー量を引く事で算出した。

Fig. 19 は各部分での Case A, B, C 平均の単位重量当りの吸収エネルギー量(以下、吸収エネルギー密度)を示す。

以上の実験結果より、(5)式に各部分の断面積と圧潰荷重の推定式を示す。

$$F_{ave} = C (A_{rib} + 2A_{pipe} + 6A_{corner}) \quad (5)$$

ここで、

- A_{rib} : リブの断面積
- A_{pipe} : パイプの断面積
- A_{corner} : 角陵部分の断面積
- C : 定数, 4.72×10^7

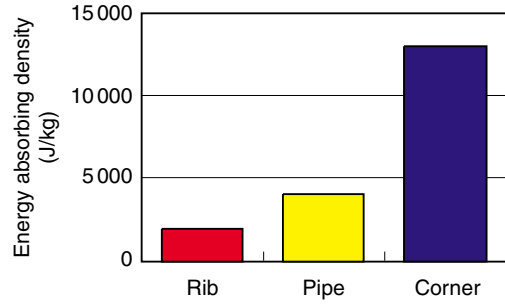


Fig. 19 Energy absorbing density of divided parts

(5)式を Case A, B および C に適用した結果を Fig. 20 に示す。縦軸には計算値を実験値で割った値を使用し、相関性を評価した。すべての Case において、誤差は 10%以下であり、(4)式により圧潰荷重が計算できることが確認された。

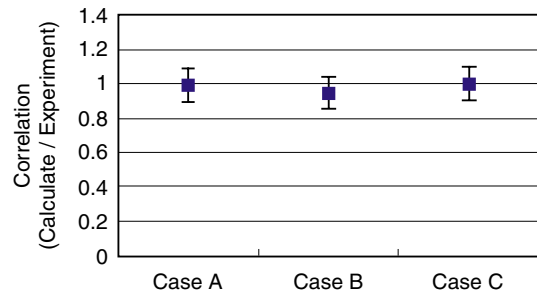


Fig. 20 Correlation of collapse load calculation

4.2. 断面形状によるエネルギー吸収密度の増加

圧潰荷重については角陵部の面積の寄与が高い。そこで、前述の(5)式を用い 15kN を狙って内側の R_1 を最大、外側の R_2 を変更し新形状を作成した(Fig. 21)。

Fig. 22 には新形状と Case B の形状の圧潰荷重を示す。新形状の断面積は、角陵部分の増加により 1169mm^2 であ

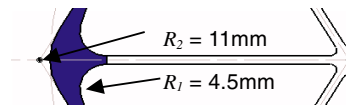


Fig. 21 Detail of new shape

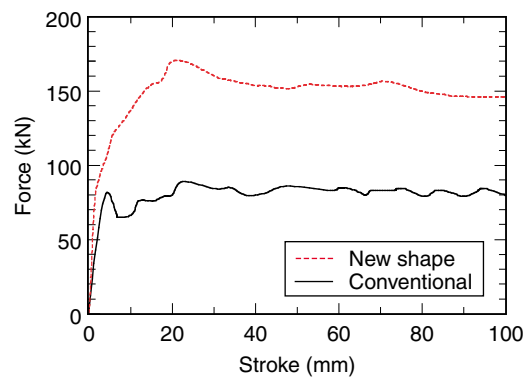


Fig. 22 Relationship between collapse load and stroke (Conventional and new shape)

る。また、圧潰荷重は Case B 形状と比較し、およそ倍の平均 150kN となった。

吸収エネルギー密度は Case B では、 3.1×10^4 (N・m/kg) であるのに対し、新形状は、 4.8×10^4 (N・m/kg) と 54% の向上を図る事が出来た。

4.3. 最大折れモーメント

最大折れモーメントについても同様に机上計算式の提案を行う。Fig. 23 に、折れモーメント測定後の試験片を示す。試験片の中立軸を中心として上の領域と、下の領域に分けて観測する。上の領域は、圧縮により圧潰変形と同様な壁面座屈モードが現れ、下の領域は、引張りより塑性変形が起こる。

このことから、Fig. 23 に示す様に、圧縮側は圧潰荷重により発生するモーメント、引張り側は全塑性によるモーメントと定義し実験値との比較を行う。ここで、圧縮側の圧潰荷重は圧縮断面側の図心に働くと考え、全断面中心からの距離を G とし、6 角形断面の全断面積を A_{all} とすると、最大折れモーメントは以下の(6)式にて表される。

$$M_{max} = \frac{A_{all}}{2} G \sigma_y + \frac{F_{ave}}{2} G \quad (6)$$

Fig. 25 に降伏応力 $\sigma_y = 180\text{Mpa}$ とし、(6)式を用いて算出した結果と台車試験で得られた実験値との相関を表す。



Fig. 23 Test specimen after bending test

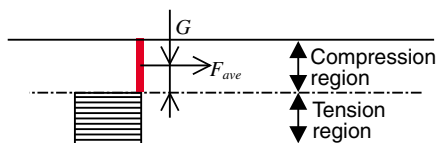


Fig. 24 Definition of bending moment calculation

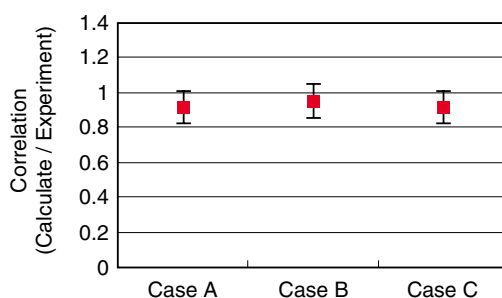


Fig. 25 Correlation of bending moment calculation

計算値は実験値と比較し誤差 7% 程度以下であり、良好な結果を得ることが出来た。

以上のように、角陵部分の面積に着目した、実験式により、圧潰、折れ強度の計算が可能となった

5. 予測シミュレーションモデルの作成

4章に示した実験解析の知見から、中リブ付の構造では角陵部の座屈現象を精度よくシミュレートしていくモデルが必要と考えられる。

本章では精度の高い予測技術を構築するため、シミュレーションソフトウェア RADIOSS を使い、ソリッドモデルによりフレーム角陵部の板厚方向における応力状態を詳細に解析し、より簡易なモデル化方法についても検討を行う。

6.1. ソリッド解析

角陵部の応力状態を把握するため、ソリッド要素を用いてモデルを作成し、詳細解析を行う。

まず、モデリングにおいて十分な精度を得ることが出来る要素分割数を決定するため、Fig. 25 に示す 1/6 モデルを用いて、板厚方向にそれぞれ 1 分割、2 分割、3 分割、4 分割とし計算を行う。

計算結果を Fig. 26 に示す。変形形状と内部応力分布を比較すると、3 分割以上では、十分な精度の結果が得られることがわかる。要素分割を 3 分割とした場合の圧縮時の荷重—ストローク線図を Fig. 27 に示す。圧潰荷重平均値の比較すると、実験結果と比べ計算値は -2% となる。

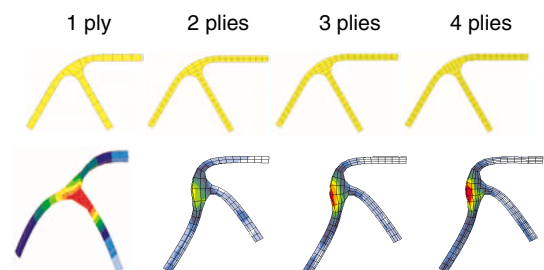


Fig. 26 Element plies of thickness and simulation results for deformation and stress

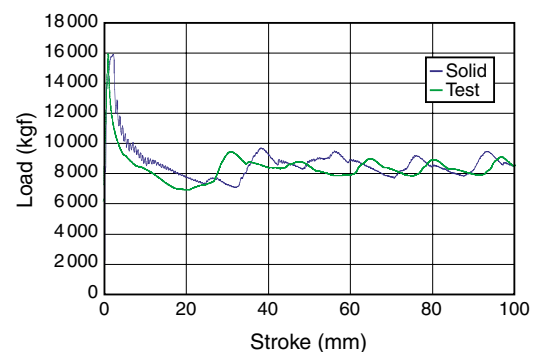


Fig. 27 Simulation result for solid model

計算によって得た、角稜部分で生じる応力分布をFig. 28に示す。応力は角稜部周辺で大きく、板厚方向に発生し、板厚方向の応力が荷重の決定に大きく影響していることがわかる。

ソリッドモデルを用いた計算では精度的には十分な結果が得られたが、1部材に多大な計算時間を要することが難点である。そこで計算時間の短縮を狙って、2つの方法について検討を行った。一つにはシェル要素を使って等価な荷重特性を得る手法である。もう一つにはソリッド要素を改良し、板厚方向に積分して1分割でも精度を向上する手法である。

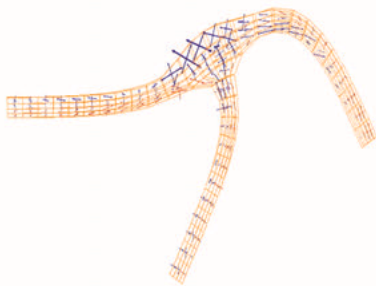


Fig. 28 Maximum principal stress

5.2. 改良シェルモデルの製作

通常のシェルモデルでは内部リブの1つの節点で力が伝達される。これにより板厚方向の力の作用が異なると考え、Fig. 29に示すような改良を行った。

- (1) 角稜部内側R形状に沿ってシェル要素を追加し、角稜部周辺に板厚方向の力を伝達させる。
- (2) 追加のシェル要素については、要素の板厚設定のため、単体の実験で得た圧潰荷重と一致する様に調整を行った。

板厚調整の結果についてフレームの実形状と改良シェルモデルの角稜部断面積の関係に着目する。Fig. 30に示すように、実形状の断面積を A_0 、改良シェルモデルの追加部と

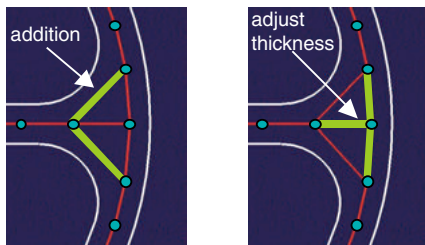


Fig. 29 Section shape of shell model

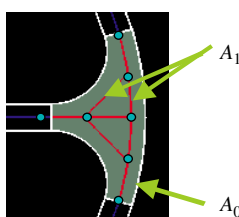


Fig. 30 Section shape of shell model

板厚変更部断面積を A_1 とすると、 A_0 と A_1 との関係は

$$A_1 = 1.5 \times A_0 \quad (7)$$

となる結果を得た。

Fig. 31にCaseBの $A_0 = 25.9\text{mm}^2$ 、 $A_1 = 40.0\text{mm}^2$ とした時の計算結果を示す。計算結果とフレーム単体圧縮試験との誤差は圧潰時の平均荷重で8%誤差とすることが出来た。

同様に角稜部の形状違い($R_1 = 11, 30[\text{mm}]$)に関しても上述の関係から、改良シェルモデルで表現する事が出来る(Fig. 32)。また、Table 3に実験値との比較を示す。

角稜部に着目した改良シェルモデルにより、従来のシェルモデルと同等の計算時間で精度の高いモデリングが可能となった。

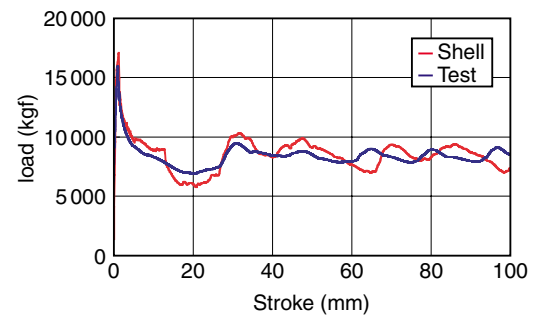


Fig. 31 Load and stroke result for the shell model modified

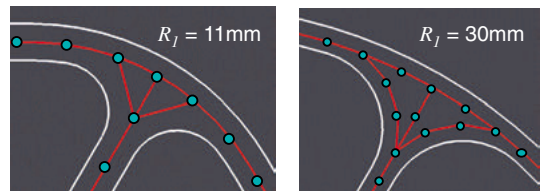


Fig. 32 Section shape of tuned shell model

Table 3 Result of loads

Case	Load Experiment F_{ave} (kN)	Calculate F_{ave} (kN)
A	69	69
B	80	78
C	89	92

5.3. シックシェル要素

ソリッド要素を改良する試みとして、板厚の変化すなわち、板厚方向の応力-歪みの関係を積分できるシックシェル(Thick Shell)要素について検討を行う。

Fig. 33にソリッド要素とシックシェル要素による角稜部のモデルを表す。

シックシェル要素は、ソリッド要素と同じく板厚を形状関数で表現する。

しかしながら、計算時間を短縮するため、板の幅、長さ

方向については、中間節点を設けて2次の形状関数を用い、厚さ方向には1次の形状関数とした。

これは、1要素が表現できる形状が拡大するとともに、同じ形状であっても、より少ない要素数でモデル作成が可能となることをねらいとする。

次に、要素内部での応力計算について述べる。Fig. 34に1つのシックシェル要素を示す。積分点は外形面に $3 \times 3 = 9$ か所設け、板厚方向の設定は最大9か所とした。

ソリッドモデルでの内部応力解析結果では、十分な精度を得るためには板厚方向に3分割以上必要とした。

すなわち、シックシェル要素では板厚方向に6か所以上の積分点があれば十分な精度で計算が可能であると考ええる。

Fig. 35にシックシェル要素を用いた計算とソリッドモデル(板厚方向3分割)による計算結果とを比較する。2つの計算結果は良く一致している。また、計算時間は従来のソリッドと比較し、約 1/30 であった。

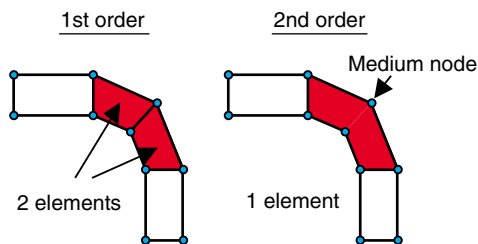


Fig. 33 Corner modelings

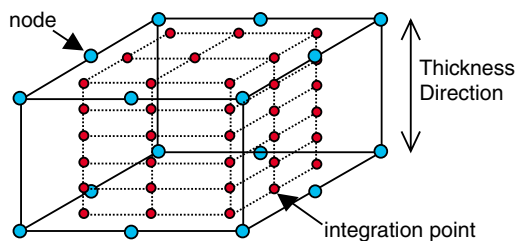


Fig. 34 Integration points

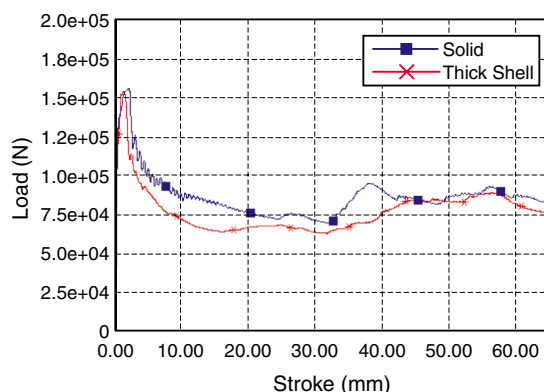


Fig. 35 Load and stroke result for thick shell model

6. 結論

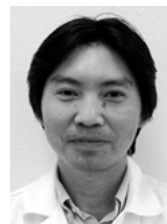
リップ付アルミニウム型材のエネルギー吸収部材について、実験解析とシミュレーション技術について研究を行い、以下の結果を得た。

- (1) 台車試験を用いて、フレームに加わる圧縮荷重曲げモーメントの算出を行い、フレームの折れモード発生時のモーメントの算出方法を構築した。
- (2) エネルギー吸収フレームの解析から、断面形状に着目し、圧縮荷重と曲げ強度の決定要因と部位を絞り込み、角稜部の寄与が高いことを示した。加えて、実験式を作成し誤差 10%以内で計算可能であることを示した。
- (3) 実験解析の知見を反映するために、シミュレーション技術について検討し、モデル化手法について技術構築を行った。

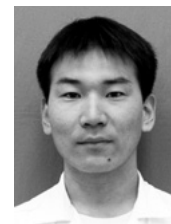
参考文献

- (1) 福尾幸一, 藤村章, 斉藤政昭, 角田和彦, 瀧口士郎: 超低燃費ハイブリットカー「インサイト」の開発, HONDA R&D Technical Review Vol.11, No2, p.1-8 (1999)
- (2) Satoh, T., Takada, K.: Collapse and Energy Absorption of Thin-Walled Frame with Polygonal Section, 96-S3-W-19, 15th International Technocal Conference on Enhanced Safety of Vehicles, p.518-524, Melbourne, Austral (ia, 19)96
- (3) Integration of New Manufacuturing for Body Longitudinals-Assessment of the Product Development Process amd I, plication on Passive Safty, AACHEN COLLOQUIUM AUTOMOBILE and ENGINE TECHNOLOGY (1999)
- (4) RADIOSS THEORY MANUAL ver.4.2, (1999)

■ 著 者 ■



漆山 雄太



山田 孝行



鈴木 俊次



河野 亘