

大型トラック前面衝撃試験の解析^{*1}

Analysis of Heavy Truck Cab Strength Test (Frontal Impact)

山 本 義 洋^{*2} 鮎 川 佳 弘^{*2} 平 瀬 高 章^{*3}
Yoshihiro YAMAMOTO Yoshihiro SUKEGAWA Takafumi HIRASE

1. はじめに

国連の相互認証協定に基づき制定される規約のひとつに「トラックの乗員保護に関わる統一基準 (ECE-R29¹⁾、以下、「R29」という)」が存在する。本基準にはキャブオーバー型トラックの乗員空間を評価する試験方法として、「前面衝撃試験」、「ルーフ強度試験」、「後面強度試験」の三つがある。R29は採用国が露国政府などの東欧数カ国のみであり、制定以来大幅な改定は行われていなかった。

しかし2002年から、本規定を協議する国連の会議体 (GRSP^{注1)}) に露国など数カ国が相次いで改定案を提出するなど、R29改定の議論が活発化している。

OICA (国際自動車会議所) では、トラックの乗員空間に関する世界統一基準 (GTR) を策定する目的から、2001年より本基準に関する検討を行ってきた。日本自動車工業会大型車部会キャブ分科会は、2005年からOICAの一員として関連会議体に参加している。

キャブ分科会では2003年からキャブ強度試験に関する研究を開始し、これまでに現行R29およびイギリス提案の前面衝撃試験に準じた大型トラックの実車試験を実施し、前面衝撃試験方法の妥当性を評価している²⁾。しかし、次々に提案される新たな試験方法のすべてについて評価試験を行うことは時間的、およびコスト的に困難になりつつある。

そこで本研究では大型トラックの有限要素モデル (FEモデル) を作成し、コンピュータシミュレーションにより試験条件を簡便に再現すること

で、新たな試験法案の分析および検討に対応してきた³⁾。しかし、シミュレーションの条件 (インパクトの挙動) をより忠実に再現すべきとの意見があることから、本報では、新たに作成したインパクトモデルを採用した前面衝撃試験の再現シミュレーションと以前のモデル、および実車試験とを比較することでFEモデルの検証をするとともに、提案されている試験方法をコンピュータシミュレーションで再現した結果を報告する。

2. 大型トラックFEモデル

Fig. 1に大型トラックの前面衝撃試験 (現行R29 Test-A) を再現したシミュレーションモデルの外觀を示す。大型トラックのFEモデルを作成するにあたり、解析コードにはLS-DYNA (有限要素法) を使用した。トラックFEモデルの形状は、過去に実車試験で用いられた車両 (車両総重量が20ton相当の大型トラック) をもとに作成したものである³⁾。

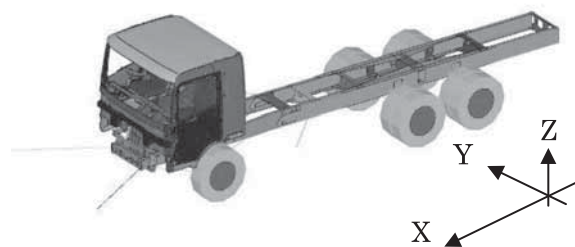


Fig. 1 Truck FE model

車両モデルは、シェル要素およびビーム要素で構成されており、総エレメント数 (要素) が約 62,000、パート数 (部材) が143である。車室内 (インパネ部) の構造部材をはじめ、キャブ強度

* 1 原稿受理 2007年 8 月 9 日

* 2 (財)日本自動車研究所 安全研究部

* 3 (社)日本自動車工業会 大型車部会 キャブ分科会長

注 1 GRSP : 自動車基準調和世界フォーラム (WP29 (World Forum for the Harmonization of Vehicle Regulations)) 衝撃吸収分科会

に関わる強度部材は特に詳細に再現してあるため、モデルは大規模なものになっている。なお、フロントパネルの外板、フロントバンパ、外装品についてはキャブ強度に対する影響が少ないと考えられることからモデル化を省略している。また、車両座標系は進行方向にX軸を採り、鉛直上方にZ軸をとるものとする。

また、実車試験の結果から、キャブヒンジの破断の有無がキャブ変形に影響すると考えられるので、トラックモデルのキャブヒンジ部分には破断条件を設定している。具体的には、左右のキャブヒンジを固定している片側4本ずつの高張力ボルト(M16、材質:F10T)の許容応力値を参考に、ボルト部分の破断ひずみを設定した。

3. 前面衝撃試験の再現シミュレーション

3.1 シミュレーションの設定条件

キャブ前面衝撃試験の実車試験の境界条件とシミュレーションの設定条件をTable 1に比較する。

Table 1 Constraint conditions (ex. current R29)

	Experiment (ECE-R29 test A)	FE model (1)	FE model (2)
Method			
Impactor Size	800 × 2500	800 × 2500	800 × 2500
Impactor Mass	1500 kg (arm : 710 kg)	1500 kg (arm : - kg)	1500 kg (arm : 0 kg)
Impactor Arm length	3.87 m (regulations : x ≥ 3.5 m)	Without swing-arm	3.87 m
Behavior	Circular motion of the y-axis circumference	Translational motion of the x-axis	Circular motion of the y-axis circumference
Impact Energy	44 kJ	44 kJ	44 kJ
Energy input	Free fall	establish of initial velocity (x-axis translation)	establish of initial velocity (angular velocity)

実車を用いた大型トラックの前面衝撃試験においては、ワイヤーロープ等により地面に固定されたトラックに対し、鋼鉄製のアームで吊るされたインパクトを自由落下させることにより、円弧を描きながらキャブの前面に衝撃エネルギーを与える。

FEモデル(1)は、前報⁴⁾で紹介しているように、インパクトの挙動が並進運動に近いと仮定し、単純化したモデルである。なお、FEモデル(1)では振り子試験機のアームを再現していない。

一方FEモデル(2)はインパクトモデルの軌跡をより実車試験に近づけるため、実車試験におけるインパクトの運動と同様に、空間に設定した回転軸周りの円運動となるように設定したモデルを作成した。具体的には、インパクト上部の両端を長さ3.87mのビーム要素と剛結合し、ビーム要素の他端を軸にインパクトを動かす設定にしている。

また、実車試験ではアームの質量(710kg)も含めて規定の衝撃エネルギー(44kJ)になるように設定しているが、FEモデル(2)では衝突直前の位置でインパクトに初速度(回転角速度)を設定し、規定の衝撃エネルギーをトラックに与えることで試験条件を再現した。FEモデル(1)は同様の初期位置からインパクトを並進運動させ衝撃している。

トラックの拘束条件は、実車試験時の車両固定状態を再現するために、FEモデル(1),(2)ともにシャーシフレームをバネ要素によって空間に固定することで実車試験におけるアンカーロープの伸びを考慮した。バネ要素の固定箇所および設置角度は、実車試験時の固定箇所を参考にした(Fig. 2参照)。実車試験においては、図中のCおよびDのアンカーロープがそれぞれ後方および鉛直方向に張られている。しかし、インパクトによる負荷中には、キャブ変形に関しロープCの影響はないと考えられるため、モデルではロープCを省略した。またロープDは、実車試験結果において牽引荷重が無視できる大きさであったことから、モデルでは省略した。

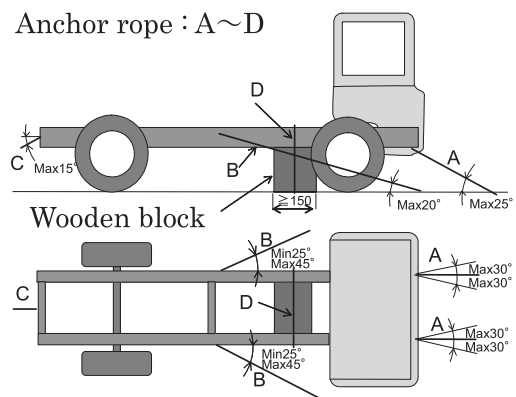


Fig. 2 Anchor ropes which fix a chassis

ロープのバネ要素の特性に関しては、まず実車試験のビデオ画像から車両の後退量を算出し(約

100mm), 次に実験時に計測されたアンカーロープの張力と合わせてバネ係数を導き, 線形バネ剛性を定義できる弾性バネ材料としてモデル化した。

3.2 インパクトモデルの検証

現行R29の再現シミュレーション結果について, 並進インパクトを使ったFEモデル(1)と振り子インパクトを使ったFEモデル(2)とのキャブ変形挙動をFig. 3で比較する。

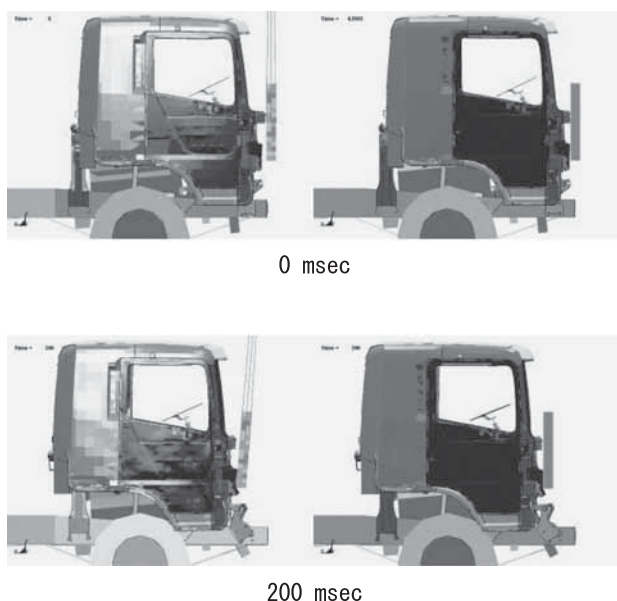


Fig. 3 Sequential view of calculation results

FEモデル(1)はインパクトに対しX軸方向の並進以外を拘束していたのに対し, FEモデル(2)では, 実車試験と同じようにインパクトには円運動が生じるため, キャブの変形が大きいケースほど, インパクトの角度や下端位置の誤差が生じやすいと予想された。しかし, FEモデル(2)の解析結果において, インパクトが最大変位に達した際のインパクト角度は約 4° であり, 下端部高さの変化は10mm程度であった。このため, 衝撃後のインパクトの挙動は, この衝撃エネルギー(44kJ)程度では, 並進運動でも円運動とほぼ変わらない挙動を示した。

トラックの変形状況については, FEモデル(1)ではヒンジボルトが全破断していたのに対し, FEモデル(2)はヒンジボルトが左右で1本ずつ破断せずに残った。これはFEモデル(1)のインパ

クタの衝撃力がX方向のみに働くのに対し, FEモデル(2)は円弧を描くのでキャブに対してZ方向への力の分散があったと考えられる。

キャブ前面のつぶれ量を比較した結果をFig. 4に示す。フロントガラス下の計測位置(図中Point AおよびB)におけるつぶれ量で比較すると, FEモデル(2)の解析結果は, FEモデル(1)に比べて, つぶれ量が約10%少ない程度で, 両者の違いはほとんどない。Point Bでみると, 幾分ではあるが実車実験によりつぶれ量が近づいていると言える。なお, 実車試験に用いた車両では, Point Aの計測点付近にグリップ(Fig. 4上)が存在し, シミュレーションではこのグリップが再現されていないことから, フロントガラス下右における測定点の変形量が実車試験よりも低くなっている。

以上の結果より, インパクト挙動(並進, 円弧)の影響は, 衝撃エネルギーが44kJである今回の解析条件の場合, キャブ変形に与える影響は少なかったといえる。しかし, 衝撃エネルギーの増大によってキャブ変形およびインパクトの進入量も大きくなった場合には, 振り子運動の影響は大きくなることも考えられるため, パラメータスタディには振り子インパクトを使い解析を行うことにする。

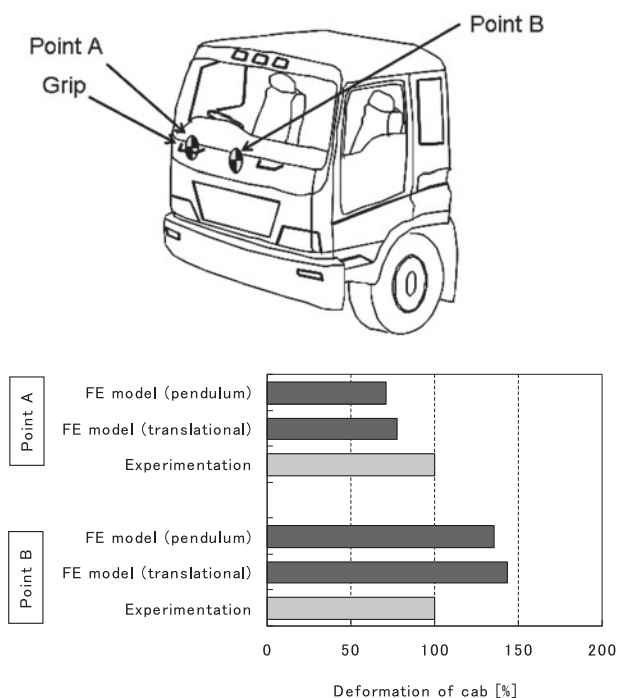
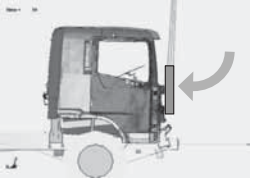


Fig. 4 Comparisons of cab deformation (current R29)

3.3 前面衝撃試験法案の比較

OICAでは現行法規であるR29の改定を目標にして、Table 2に示すような幾つかの前面衝撃試験を検討している⁴⁾。基本的にはR29と同様な試験方法ではあるが、インパクタの大きさや衝撃エネルギーについてそれぞれ現行法規と違う点がある。例として、現行R29のインパクタは高さ800mm×幅2,500mmに対し、OICA proposal Aでは600mm×2,500mmが提案されている。

Table 2 Test methods about cab strength standard and examination suggestions

	OICA proposal A	OICA proposal B	OICA proposal C
Method			
Divice	Pendulum (Rigid arm)		
Energy (GVW $\geq 7.5t$)	44 kJ	50 kJ	60 kJ
Impactor	Flat (600×2500)	Flat (800×2500)	Flat (800×2500)
Impact center	SRP -50		
Over lap	Full lap		

そこで、本研究ではTable 3に示すようなパラメータスタディを実施した。なお、2種類のサイズのインパクタについて解析を行っているが、双方のインパクタ部中心高さは同じであることから、インパクタ下面高さは、OICA proposal Aでは現行R29よりも100mm高い。その他の境界条件はTable 1の解析条件と同様である。

Table 3 Case study of FE truck models

		Impactor size (height × width)	
		600 × 2500	800 × 2500
Impact energy	44kJ	Case A	Case D
	50kJ	Case B	Case E
	60kJ	Case C	Case F

パラメータスタディのシミュレーション結果について、キャブ前面のつぶれ量を比較したものを

Fig. 5に示す。計測点は、運転席前におけるフロントガラス下右（図中：Point A）である。

図より、600mm×2,500mmのインパクタを用いたシミュレーション結果のほうが800mm×2,500mmのインパクタを用いた結果に比べて20%高い荷重値を示していることがわかる。また、インパクタの衝撃エネルギーの増加にともない、ほぼ線形的につぶれ量が増加した。具体的には、10kJのエネルギー増加でつぶれ量は約15mm大きくなった。

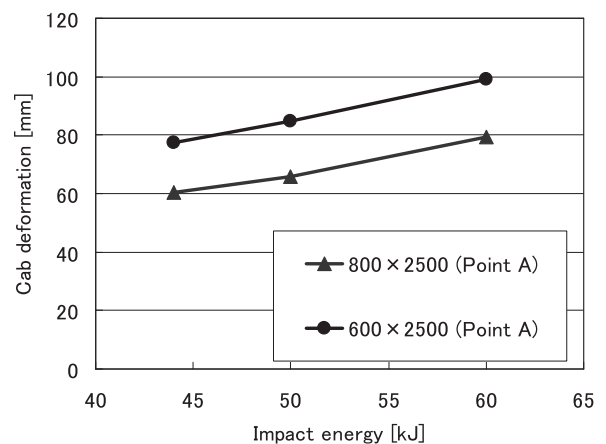


Fig. 5 Comparison of cab deformation

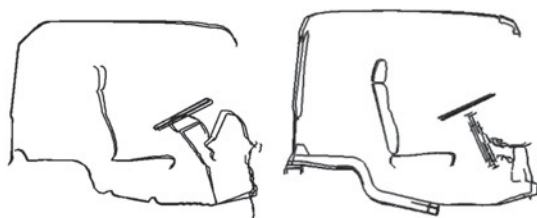
実車試験結果と各シミュレーション結果について、試験前後の運転席縦断面におけるキャブの変形状況をFig. 6に比較する。なお、図中の赤線で示す形状が変形後のキャブ断面である。図より、インパクタの初期運動エネルギーが60kJのケース（ケースC、F）の比較において、変形後のステアリングの角度に違いがあることがわかる。これはFig. 7に示すように、キャブの主たる強度部材であるフロアメンバとインパクタの位置関係が、600mm×2,500mmのインパクタと800mm×2,500mmのインパクタのケースで異なることによるものと考えられる。800mm×2,500mmのインパクタがフロアメンバを圧縮するように働くと考えられるのに対し、600mm×2,500mmのインパクタはフロアメンバに曲げの作用を及ぼすように働くと考えられ、結果としてケースCではフロントパネル上部のみが押し込まれるように変形しステアリングの角度が（相対的に）変化したものと考えられる。

キャブの後退量とつぶれ量（キャブ後端を基準）を比較したものをFig. 8に示す。図において、キャブ後退量は参考値（衝撃後のキャブ部材の振動が

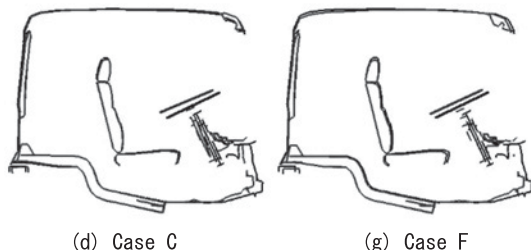
収束するまで計算を続けていないため)ではあるものの、衝撃エネルギーが60kJであるケースCおよびケースFにおいては、インパクタのサイズに関わらずヒンジボルトが左右両側ですべて破断した(インパクタの衝撃中に破断したものをカウントしている)。この破断によって、衝撃エネルギーの低い他のケースに比べ後退量が飛躍的に増大していると考えられる。

また、現行R29の条件(ケースD)の衝撃エネルギー(44kJ)を50kJ, 60kJに増加させることにより、キャブ前面のつぶれ量はそれぞれ約10%, 約22%増加した。またインパクタ打撃面の高さを800mmから600mmにすることで、キャブ前面のつぶれ量は約29%増加した(衝撃エネルギーが44kJの条件)。

衝撃エネルギーが44kJまたは50kJのケース(ケースA~D)では、ヒンジボルトが片側1本ずつ繋がって残る結果であった(Fig. 9)。一方、実車試験では、衝撃エネルギーが44kJの試験においてすでにヒンジボルトは完全に破断していた。実車実験とモデルの差異は、モデルと実車の構造の違いによるものと考えられ、ステアリングギアボックス等、インパネとフロントパネルの間にあるキャブ強度に貢献するような構造体をモデル化していくことが今後の課題である。



(a) Experiment (ECE-R29) (b) Case D (ECE-R29 FE model)



(d) Case C (g) Case F

Fig. 6 The transformation of the cab in the driver's seat longitudinal section

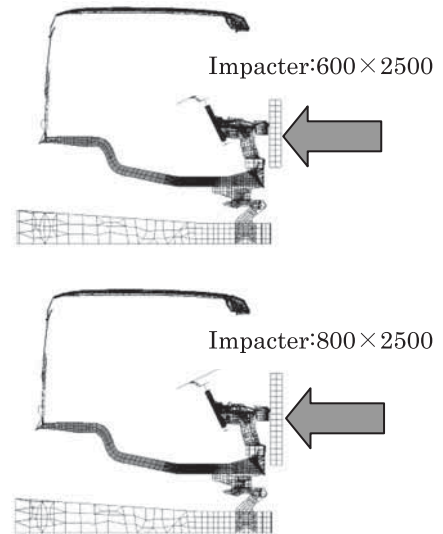


Fig. 7 Relationship of the impactor and floor member

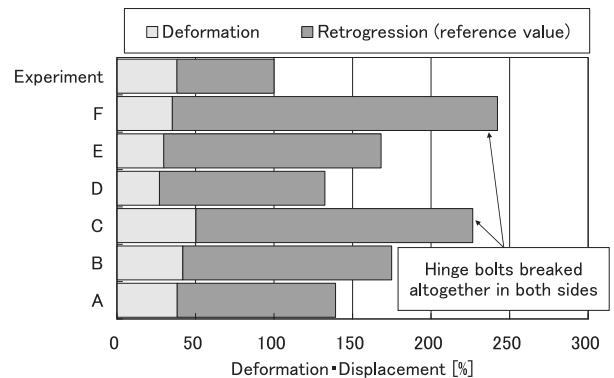


Fig. 8 Cab deformation and retrogression

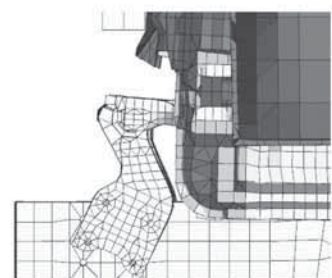
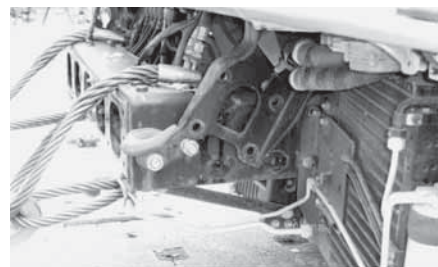
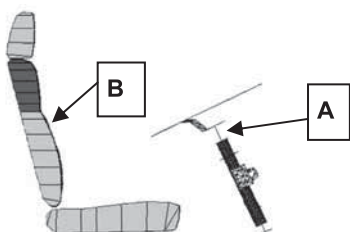


Fig. 9 The broken hinges (ECE-R29, case D)

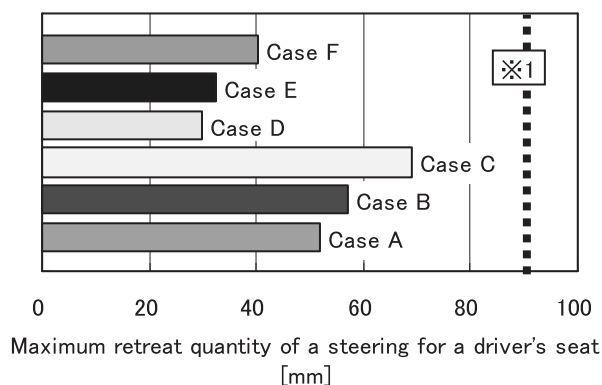
インパクト条件の違いによる車室内変形の違いをみるために、Fig. 10に示すようにシートとステアリングの距離（A-B間）の時間変化をプロットし、インパクト衝撃中に測定されるステアリング角度の最大値で比較した。



※ C point and D point are upon a seat anchor.

Fig. 10 Measurement points for distance between a steering and the driver's seat

運転席シート～ステアリング中心間の収縮量をFig. 11に示す。最大収縮量は、ケースD～F（打撃面：800mm×2,500mmの場合）でおよそ30～40mmであり、ケースA～C（打撃面：600mm×2,500mmの場合）でおよそ50～70mmであった。実車試験における計測の結果においては、ステアリング下端～ダミー腹部の間隔の一例として90mmという記録がある。この記録と比較する場合、衝撃エネルギーが60kJに増加しても腹部付近の生存空間は残る結果になると予想される。よって、今回解析したパラメータの範囲の試験条件の変更であるならば、大型トラックは生存空間の評価を満足できると考えられる。



※ 1 The distance from steering bottom end to the dummy abdomen (in experiment).

Fig. 11 Maximum retreat quantity of a steering for a driver's seat

今回は、インパクトの円弧運動を考慮した大型トラックFEモデルを検証し、実験に近い変形挙動を得ることができた。今後はさらに、シミュレーションによる乗員の生存空間評価の更なる解析や事故実態の再現を実施し、今後のECE-R29（キャブ強度基準）の改定に際しての基礎データとして役立てていきたい。

4. まとめ

前面衝撃試験についての再現モデルを構築し、インパクト打撃面や初期エネルギーをパラメータとしてキャブ変形を比較した。得られた結果は以下のとおり。

- 1) 実車実験（振り子衝撃試験）に近づけるべく、インパクトの挙動を並進から円弧を描く挙動に変更した。しかし、インパクト挙動（並進、円弧）の影響は、衝撃エネルギー44kJの場合において、キャブ変形に与える影響は少なかった。
- 2) インパクト打撃面の高さを800mmから600mmにすることで、キャブ前面のつぶれ量は約29%増加した。また、インパクトの衝撃エネルギーの増加に伴い、つぶれ量が線形的に増加した。
- 3) 運転席シート～ステアリング、インパネ間の収縮量から、各パラメータでの生存空間評価を検討した結果、今回解析したパラメータの範囲内ならば、大型トラックのキャブは生存空間の評価を満足できると考えられる。

参考文献

- 1) ECE No.29-02 (1999)
- 2) 鮭川佳弘, 沖 亘: キャブ強度の評価方法の検討, 自動車研究, Vol.26, No.11, p.615-618 (2004)
- 3) 山本義洋ほか: 大型トラック有限要素モデルの開発, 自動車研究, Vol.28, No.6, p.197-200 (2006)
- 4) Informal document No.GRSP-40-6: Proposal for Draft amendments to Regulation No.29 (2006)