

マルチマテリアル車体におけるフレームの断面最適化
技術と射出成形複合材の成形・構造連成解析技術の検討

Study on optimization technology of frame cross section and coupled analysis
technology of injection molding composites for multi-material car body

学位取得年月 2024年 3月

河村 力

目次

第1章 緒論	1
1.1 研究背景	1
1.2 自動車の軽量化と開発プロセス	9
1.2.1 衝突安全性能の各国規制と世界の動向	11
1.2.2 車体軽量化技術の動向	11
1.3 本研究の目的	24
I. フレームの断面最適化技術の検討	3
II. 射出成形複合材の成形・構造連成解析技術	5
第2章 実験結果ならびに解析結果の考察	
I. 複合荷重を受けるフレームの断面最適化技術の検討	
I.1 緒言	47
I.2 車体用フレームの座屈と強度の関係	47
I.2.1 曲げ荷重条件における車体用フレームの変形挙動	47
I.2.2 ねじり荷重条件における車体用フレームの変形挙動	47
I.2.3 フレームのねじり強度の予測精度の検証と初期断面形状の決定	47
I.3 最適化問題の設定と実施	47
I.3.1 最適化に用いるモデルと設計変数の設定	47
I.3.2 最適化プロセスの設定	47
I.4 解析結果	47
I.4.1 車両適用を想定した最適化の結果	47
I.4.2 力学的検証のための最適化の結果	47
I.5 考察	47
I.5.1 車両適用を想定した最適化結果の考察	47
I.5.2 力学的検証のための最適化結果の考察	47
I.6 結言	47
II. 射出成形樹脂材の成形・構造連成解析技術	
II.1 構造解析に用いる配向角と配向度に応じた材料物性の取得	1
II.1.1 緒言	47
II.1.2 連成解析の全体像	47
II.1.2.1 複合材の剛性の表現	47
II.1.2.2 複合材の損傷と破断の表現	47
II.1.3 供試材の仕様と成形条件	47
II.1.4 供試材の繊維配向の計測	47

II.1.4.1	タルボ・ロー撮像による巨視的な繊維配向情報の取得	47
II.1.4.2	マイクロ X 線 CT による微視的な繊維配向情報の取得	47
II.1.4.3	繊維長の分布の確認	47
II.1.5	引張・せん断特性の取得	47
II.1.5.1	試験片サイズによる引張特性への影響検証	47
II.1.5.2	配向角と配向度に応じた引張特性の取得	47
II.1.5.3	速度依存性の取得	47
II.1.6	圧縮特性の取得	47
II.1.6.1	圧縮試験手法の検討	47
II.1.6.2	配向角と配向度に応じた圧縮特性の取得	47
II.2	板厚方向における繊維配向の不均質性を考慮した成形・構造連成解析の検討	1
II.2.1	緒言	47
II.2.2	材料モデルの構築	47
II.2.2.1	試験片の成形解析精度の確認	47
II.2.2.2	材料モデルのパラメータ同定	47
II.2.3	連成解析手法の精度検証	7
II.2.3.1	供試材の仕様と評価方法	67
II.2.3.2	強度特性の評価	67
II.2.3.3	平板の3点曲げ試験を対象とした連成解析手法の精度検証	67
II.2.4	構造部材への応用	7
II.2.4.1	供試材の仕様と評価方法	67
II.2.4.2	供試材のタルボ・ロー撮像による巨視的な繊維配向の評価	67
II.2.4.3	供試材の X 線マイクロ CT 撮像による局所的な繊維配向の評価	67
II.2.4.4	構造体の強度特性の評価	67
II.2.4.5	構造部材の成形解析と精度確認	67
II.2.4.6	構造部材を対象とした連成解析手法の精度検証	67
II.2.4.7	考察	67
II.2.5	結言	67
第3章	結論	96
	参考文献	99
	本研究に関する業績	109
	謝辞	110

第1章 緒論

1.1 研究背景

1992年の国連環境開発会議にて議決された気候変動枠組み条約, 2020年までの目標を定めた京都議定書, 2020年以降の目標を定めたパリ協定に基づき, 地球温暖化対策に向けた具体的な対応が世界で加速している. その一例として, Fig.1.1-1 に示す通り, 2020年頃から温室効果ガス排出削減目標を定め, Science Based Target(SBT)の認定取得に取り組む企業が急増し続けている[1].

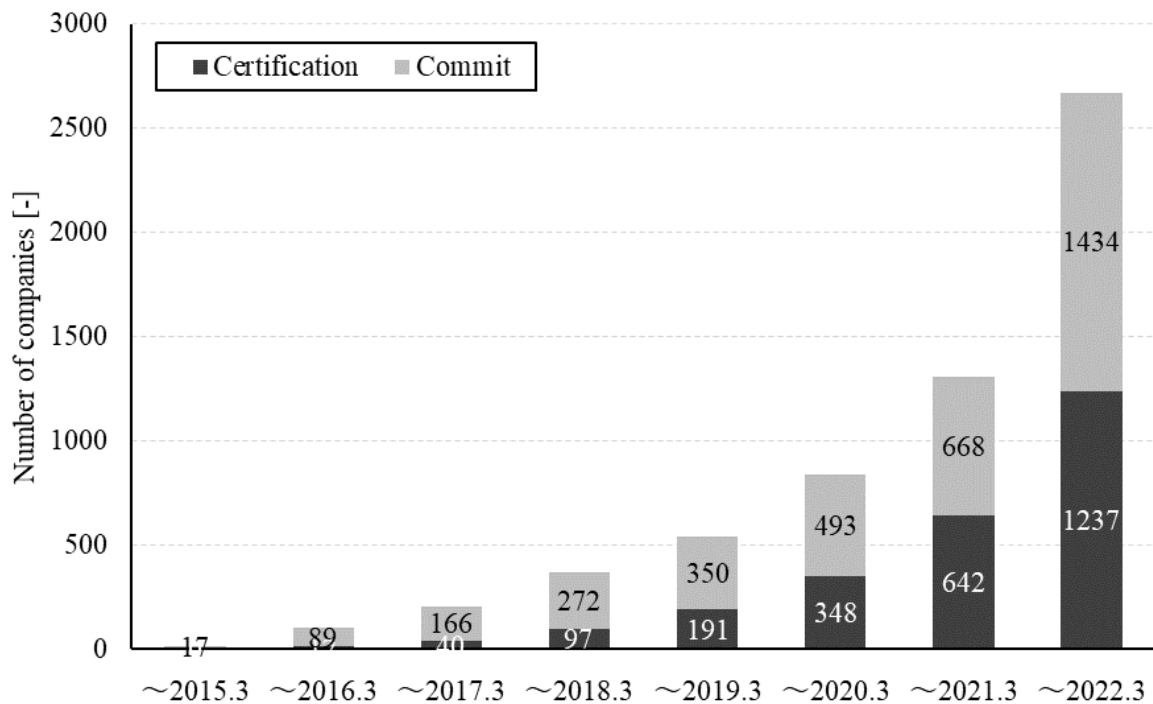


Fig.1.1-1 Changes in the number of SBT certified and committed companies [1].

これは環境・社会・企業統治に配慮した経営に取り組んでいる企業を重視, 選別し投資する ESG 投資が広く認知されたことが要因の一つとなっており, 環境問題に積極的に取り組むことで企業価値の向上を目指す動きが広がっていることを示している. 国内の自動車関連企業も同様に, 全サプライチェーンを含め, 2050年に実質の CO₂ 排出ゼロを達成すると明言している. この背景に

は上記の企業価値向上のための動きだけでなく、CO₂ 排出量に応じた規制が各国の基準に基づき実施されることも大きな要因となっている。各国における走行中の CO₂ 排出量の規制の実績とその予測の参考として、ICCT(The international council on clean transportation)のレポート[2]を Fig.1.1-2 に示す。

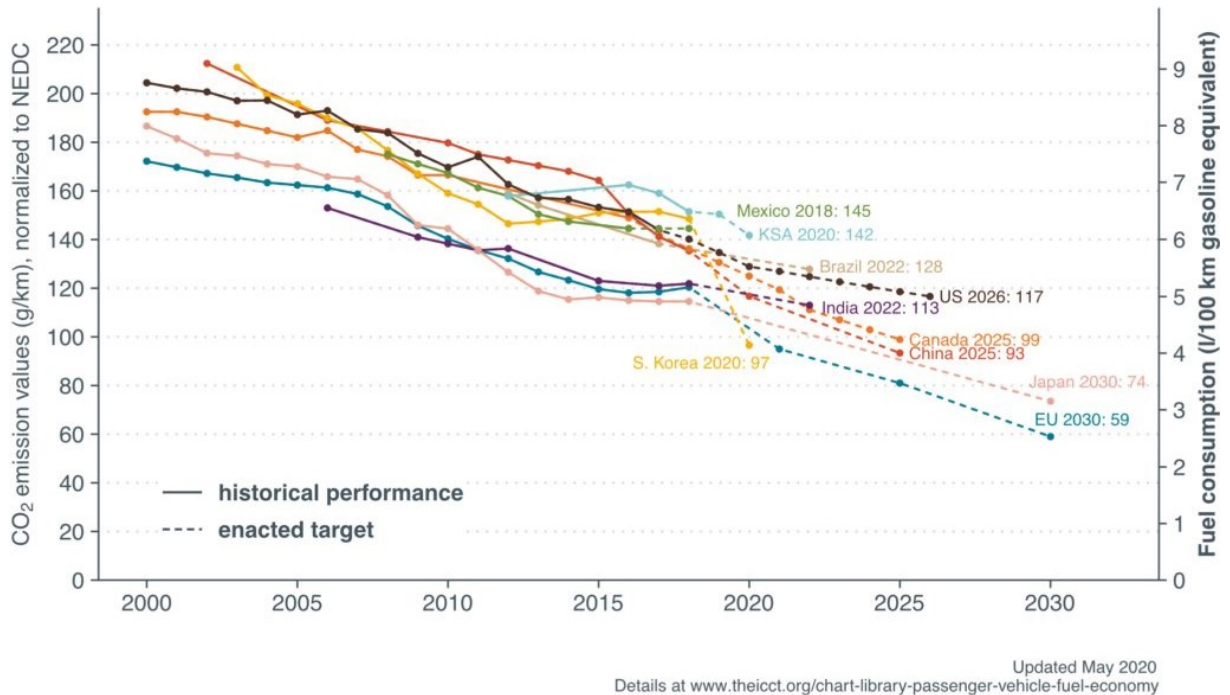


Fig.1.1-2 Passenger car CO₂ emission and fuel consumption values, normalized to NEDC[2].

2000 年以降、継続して CO₂ 規制は強化されており、特に 2035 年以降は米国の ZEV 規制も一層強化され、目標を達成するにはガソリンを用いた内燃機関車(Internal Combustion Engine, 以降 ICE と呼称)からモーターとバッテリーを用いた電動車(Battery Electric Vehicle, 以降 BEV と呼称)への移行が必須と考えられている。ただし、自動車の電動化による CO₂ 排出量低減は、発電時の電源構成に大きく影響を受けることが知られている。エネルギー省の試算結果を基に記述した、各国の電源構成を踏まえた電動車の CO₂ 低減効果の試算結果を Fig.1.1-3 に示す。

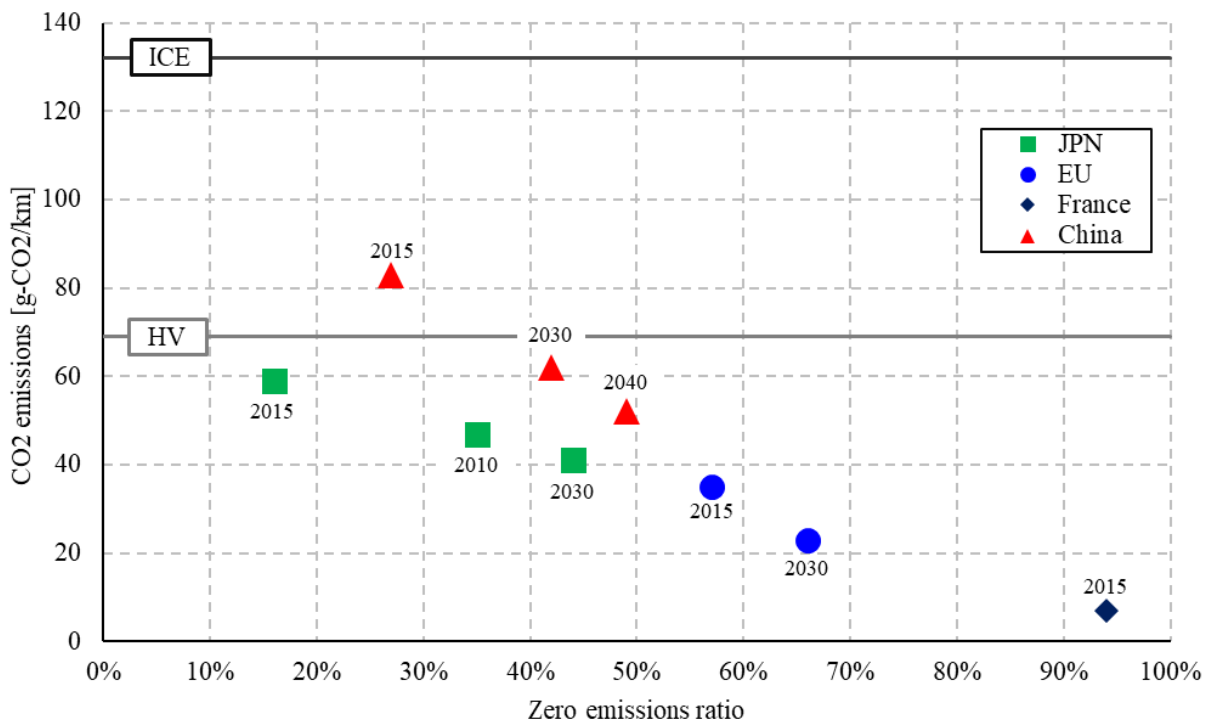


Fig.1.1-3 Prediction of CO2 emission reduction effect due to EV conversion based on the power supply mix of each country [3].

欧州のように再生可能エネルギーが主体の国では、電動化によるCO₂低減効果が最大94%と見積もられているのに対し、中国のように発電システムの多くを石炭火力発電に依存する国では、自動車の電動化によるCO₂低減効果は2040年時点でも49%と限られる。一方で、再生可能エネルギー比率の高いドイツにおいても、近年のウクライナ事案による天然ガス不足により、火力発電の再稼働などによりCO₂排出量が期待通り低減できない事例も発生している[4]。このように、各国が保有する発電設備や、その時々の世界情勢の影響を受け、発電にかかるCO₂は変化するため、最適なCO₂排出量の低減手段は国や時代により異なることが明らかである。そのため、電動車だけでなく内燃機関車も含めて走行時のCO₂低減が求められている[5][6][7]。

自動車のCO₂低減手段は主に、パワーソースのエネルギー効率・タイヤや駆動部品における損失である転がり抵抗・高速走行時に寄与が高くなる空力・移動に必要な運動エネルギー自体を低減可能な軽量化である。このうち軽量化は内燃機関車・電動車共に様々な走行シーンにおいて、

CO₂低減に寄与する重要な技術である。その一例として、車両重量と CO₂ 排出量の関係を Fig.1.1-4 に示す。

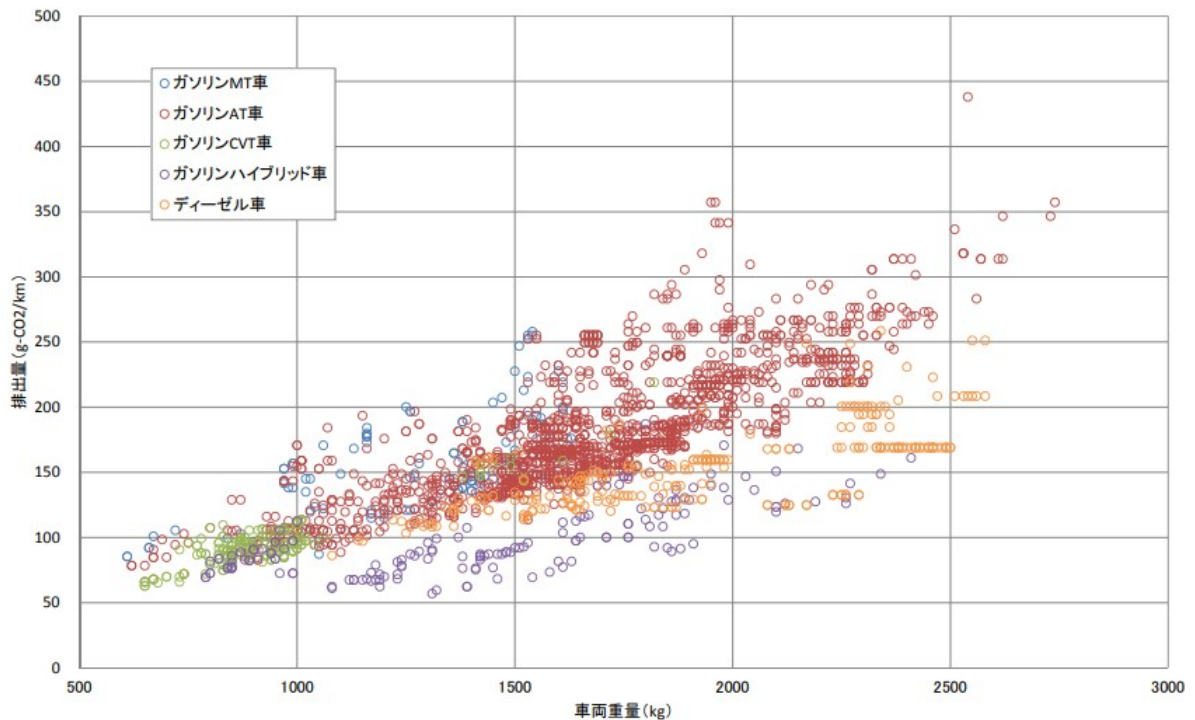


Fig.1.1-4 乗用車車両重量別 CO₂ 排出量 (JC08 モード) [8].

図の通り、車両質量と CO₂ 排出量には明確な正の相関があることが確認できる。この車両の軽量化は、走行中の CO₂ 排出量の低減だけでなく、車両製造にかかる原材料の削減への効果も期待される。そのため、原材料の精錬にかかる CO₂ 低減の効果と、資源問題への波及効果が期待され、カーボンニュートラル(CN)とサーキュラエコノミー(CE)の両観点からも、軽量化は重要な技術である[9][10][11].

1.2 自動車の軽量化と開発プロセス

ICE と BEV を対象に、車両重量に対する各構成部品の質量割合を Fig1.1-5 に示す。車格はともに CD セグメントの車両を対象とし、BEV は Tesla Model-Y とした。ICE においては、車両質量に対する車体部品の質量比が最も高く 38%を占めていることがわかる。また BEV については、2次電池の質量が 498kg となることでその他の構成部品の質量比は下がっているが、依然として車体質量の割合が高い事も確認できる。車両の軽量化を考えた場合、2次電池を構成する正極・負極はその原子の電荷によってバッテリー容量のポテンシャルが決定するため、現在主流となっているリチウムイオン電池を前提とした場合には軽量化は困難である。以上から、自動車の質量低減に寄与の高い車体の軽量化を検討した。

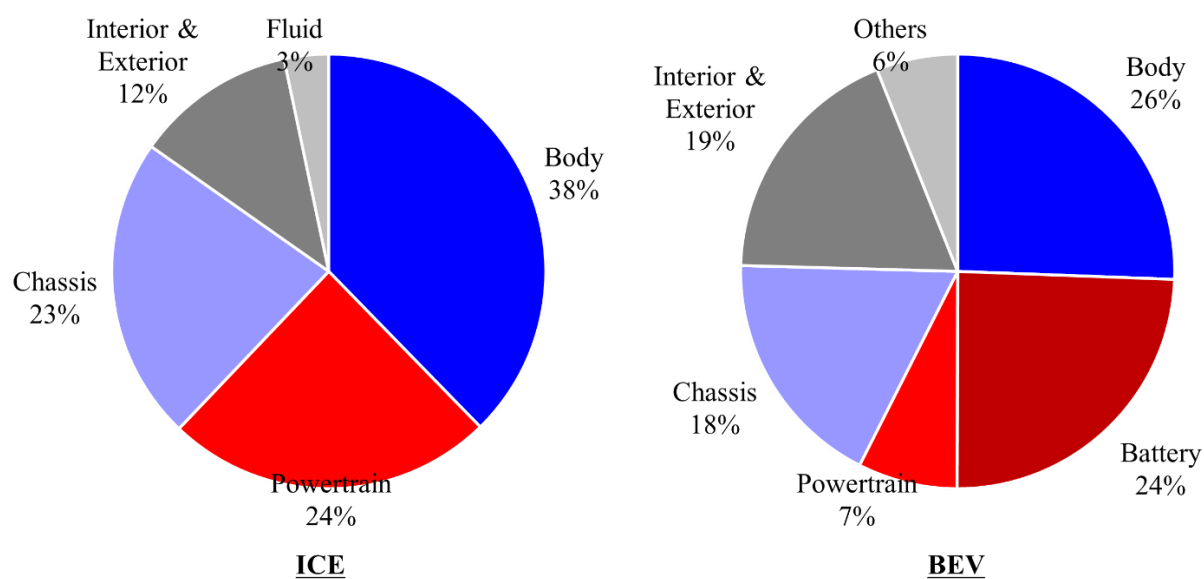


Fig1.1-5. Mass ratio of each part in the vehicle.

1.2.1 衝突安全性能の各国規制と世界の動向

車体の軽量化技術の動向と、その要因となっている自動車の置かれている環境を説明する。またこれらを踏まえ、軽量化技術を構築するうえでの前提条件を説明する。車体に関わる主な機能は、衝突時に乗員を保護するための衝突安全性能と、運転のし易さや走行性能を示す操縦安定性能、乗り心地の良さや静粛性である NVH(Noise Vibration Harshness)性能の三つがある。その中でも、衝突安全性能は自動車の各 부품のレイアウトや車体のフレームワーク、材料構成に強く影響を及ぼすため、車両重量に最も影響を与える機能として知られている [12][13]。

この衝突安全性能の評価基準は主に、アメリカの IIHS、欧州の Euro-NCAP、日本の J-NCAP、中国の C-NCAP などがあり、各国の交通事情に実態に合わせた評価手法が決定され、年々強化されている。これらの動向を踏まえ、各社は自動車の衝突安全性能の強化を積み重ねてきた。その結果、Fig.1.1-6 に示す通り[14]、世界における交通事故による死亡者は年々低下しており、その社会的意義は大きい [15][16][17]。

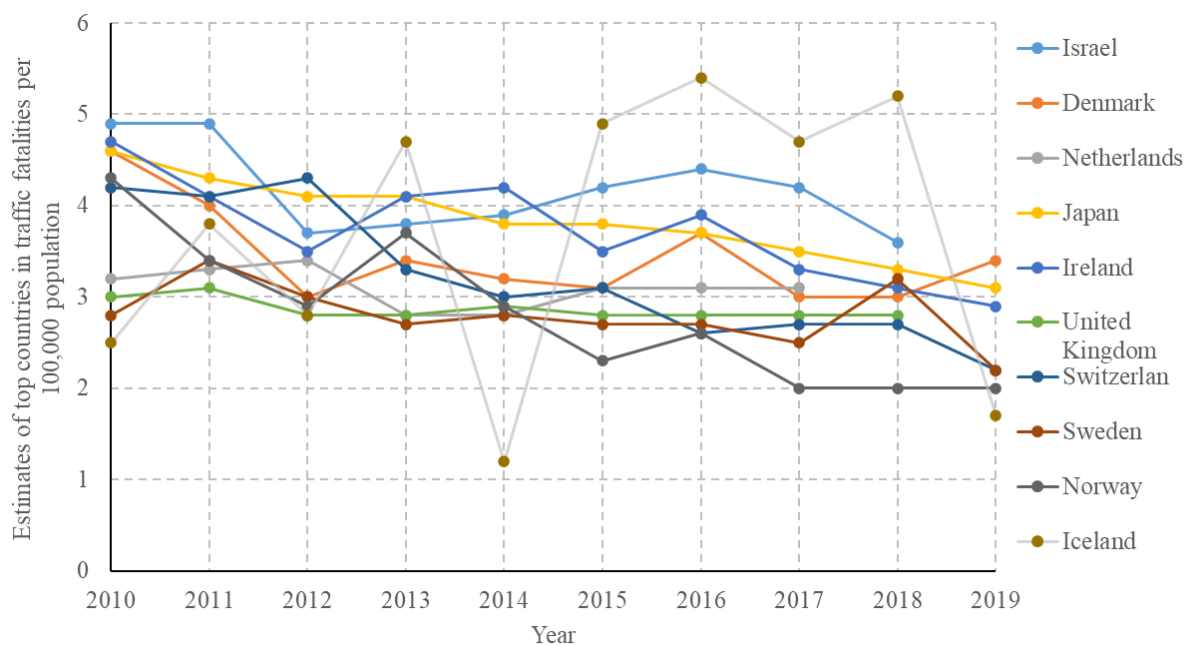


Fig.1.1-6 Estimates of top countries in traffic fatalities per 100,000 population[13].

一方でこうした評価手法の変化は衝突安全性能の開発方針に大きく影響を与えるため、各社はいち早くその情報を取得するのに合わせ、その変化にいち早く対応するために衝突安全の開発速度を劇的に高める必要があり、机上設計の高精度化と高度化を支える CAE の役割は重要なものになっている。

この衝突安全性能は Fig.1.1-7 に示すように、乗員への入力を低減するため、車両の前後に設けられた衝突エネルギー吸収（Energy Absorption 以降、EA と呼称）機能と、乗員の生存空間を確保するためのキャビン領域におけるエネルギー分散機能の二つから成り立つ。

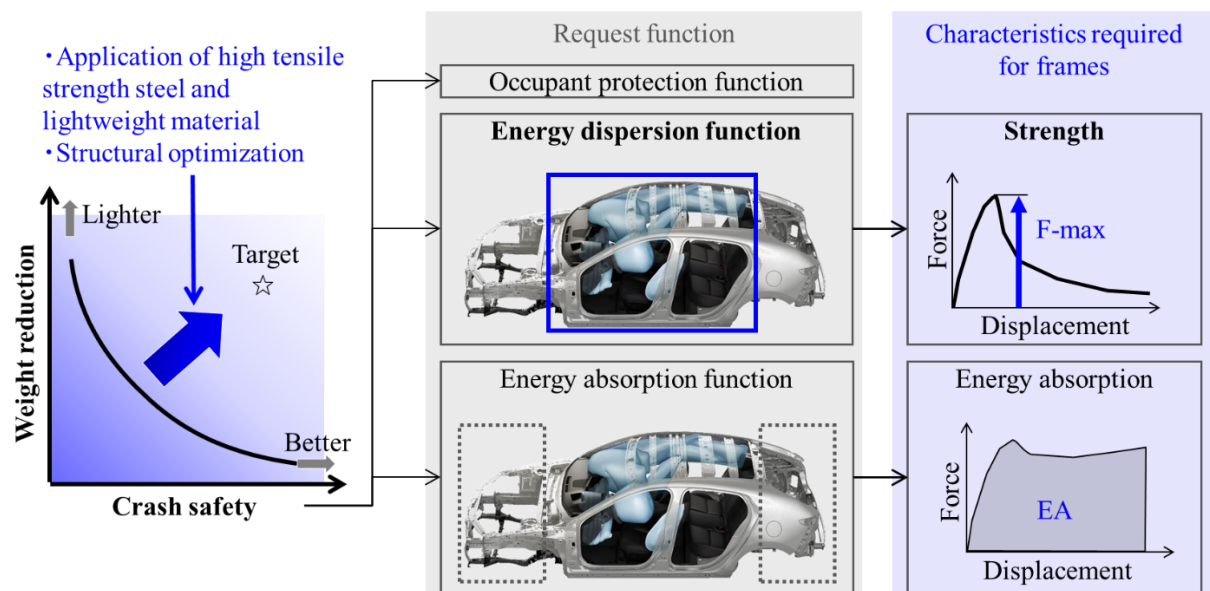


Fig.1.1-7 Crash performance and body functions.

エネルギー分散機能では衝突時の荷重に耐える必要があるため、車体フレームへは高い強度が求められる。衝突時の入力には車両外部から加わるため、車体フレームは曲げ変形をとることが多い。そのため、質量の増加を最小限に抑えつつフレーム曲げ強度高めるかが車体軽量化の重要な課題となる。

1.2.2 車体軽量化技術の動向

量産車の車体はプレスされた鋼板を組み合わせ、溶接や接着材などを用いて組み上げられるモノコックボディが主流である。そのため、構成材料として最も多い鋼板の材料強度を改善した高張力鋼板の適用による軽量化が進められてきた[18][19]。その事実を示す例として、車体に用いられる鋼板の変遷を Fig.1.2-1 に示す[20]。

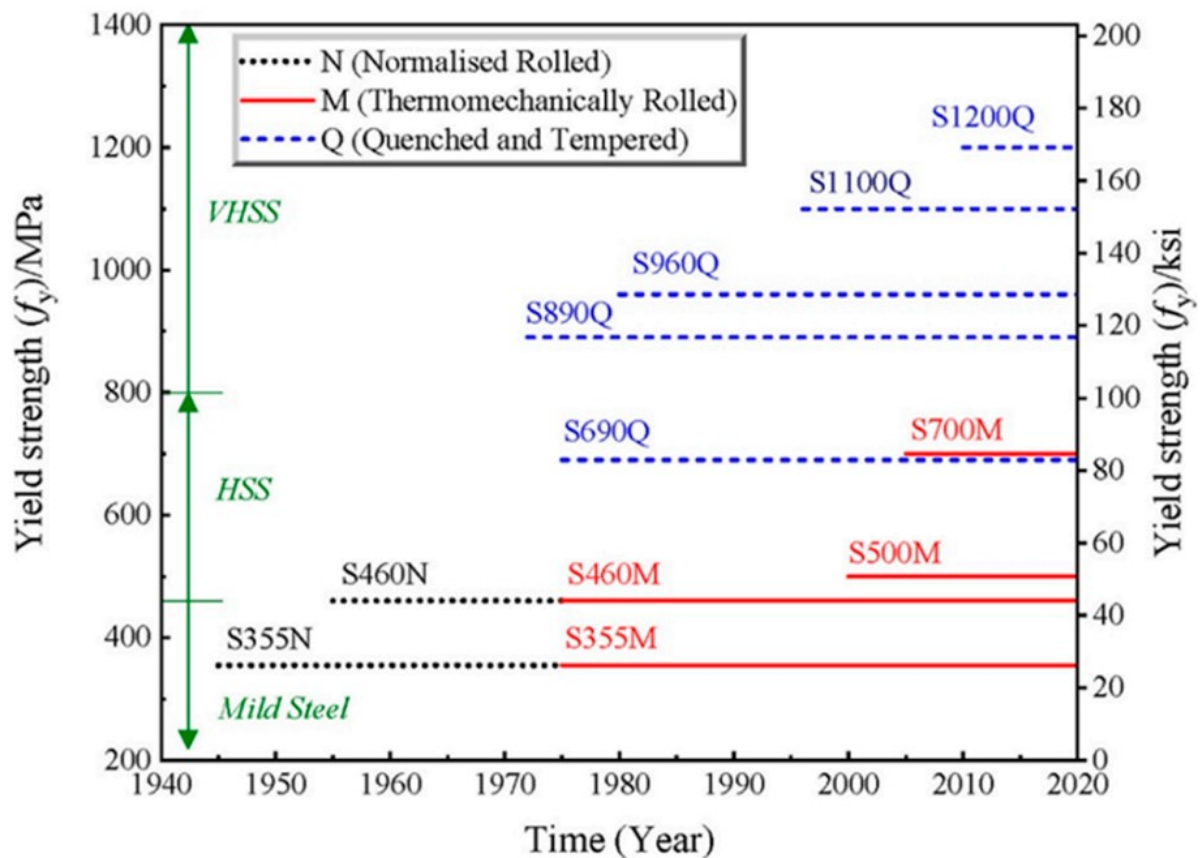


Fig.1.2-1 Transition of steel plates used for car body[20].

このように高張力鋼板に置き換えることにより、車体フレームの板厚を低減でき、車体を軽量化できる。この鋼板の高強度化とそれに伴う板厚の低減、そしてプレス部品を組み合わせたセミモノコックボディが組み合わさることにより、車体の衝突安全性能と軽量化の根本的な問題であるフレームの座屈現象による損失が発生している。

この問題を定量的に示すため、本田らが求めた、フレームの曲げ座屈後の強度を求める式(1),(2)を引用する[21]. 面内方向の曲げ荷重を受ける板を対象とし、各因子は板厚 t , 板幅 b , 材料の降伏応力 σ_{YP} , 比例限度の応力 σ_{PL} , 塑性断面係数 Z_p , 座屈係数 k とする. 板の耐力を求める式は、換算幅厚比 λ^* と弾性限界幅厚比 λ_e^* の値によって、弾塑性座屈時の耐力を求める式(1)と、座屈後耐力を求める式(2)に分けられる. λ_p^* は塑性限界幅厚比とし、板厚で無次元化された有効幅と考える. 座屈が発生せず板内の全ての材料を σ_{TS} まで応力を発揮できた状態である全塑性モーメント M_p は、 σ_{TS} と断面係数の積で求められる. 軽量化のためには、質量を増加させずに M_p に近づけることが理想的である. 式(1),(2)ともに α が小さくなるほど全塑性モーメントに対する発生モーメントの比は低下する. そのため σ_{TS} と σ_y の差大きくなるほど損失が大きくなっていることが分かる. 高張力鋼板はその組成や材料構造により σ_{TS} を高めているが、 σ_y は基本的に変化しない. そのため、ハイテン化が進めば進むほど、座屈による損失が増加することが分かる.

$\lambda^* \leq \lambda_e^*$ の場合、弾塑性座屈の式

$$M_p = Z_p \sigma_{TS} = \frac{tb^2}{4} \sigma_{TS}, \quad \frac{M}{M_p} = (\alpha - 1) \left(\frac{\lambda^*}{\lambda_e^*} \right)^2 + 1$$

$$\alpha = \frac{\sigma_{PL}}{\sigma_{YP}}, \quad \lambda^* = \frac{b}{t} \sqrt{\frac{\sigma_{TS}}{kE}}, \quad \lambda_e^* = \sqrt{\frac{0.9}{\alpha}} \quad (1)$$

$\lambda^* \geq \lambda_e^*$ の場合、座屈後耐力の式

$$\frac{M}{M_p} = \frac{\lambda_e^*}{\lambda^*}, \quad \lambda_p^* = \frac{\lambda_e^*(3\alpha - 1)}{2\alpha} \quad (2)$$

フレーム曲げ変形時の最大強度の関係を構造解析にて求めた結果 Fig.1.2-2 に示す. フレーム断

面形状を維持したまま板厚を低減した場合、 t/b は減少し、 M_p から大きく低下することが分かる。このように鋼板の高強度化と薄板化に伴う座屈現象により、車体フレームの多くが高張力鋼板の強度を引き出せておらず、座屈の抑制が車体軽量化の課題となっている。

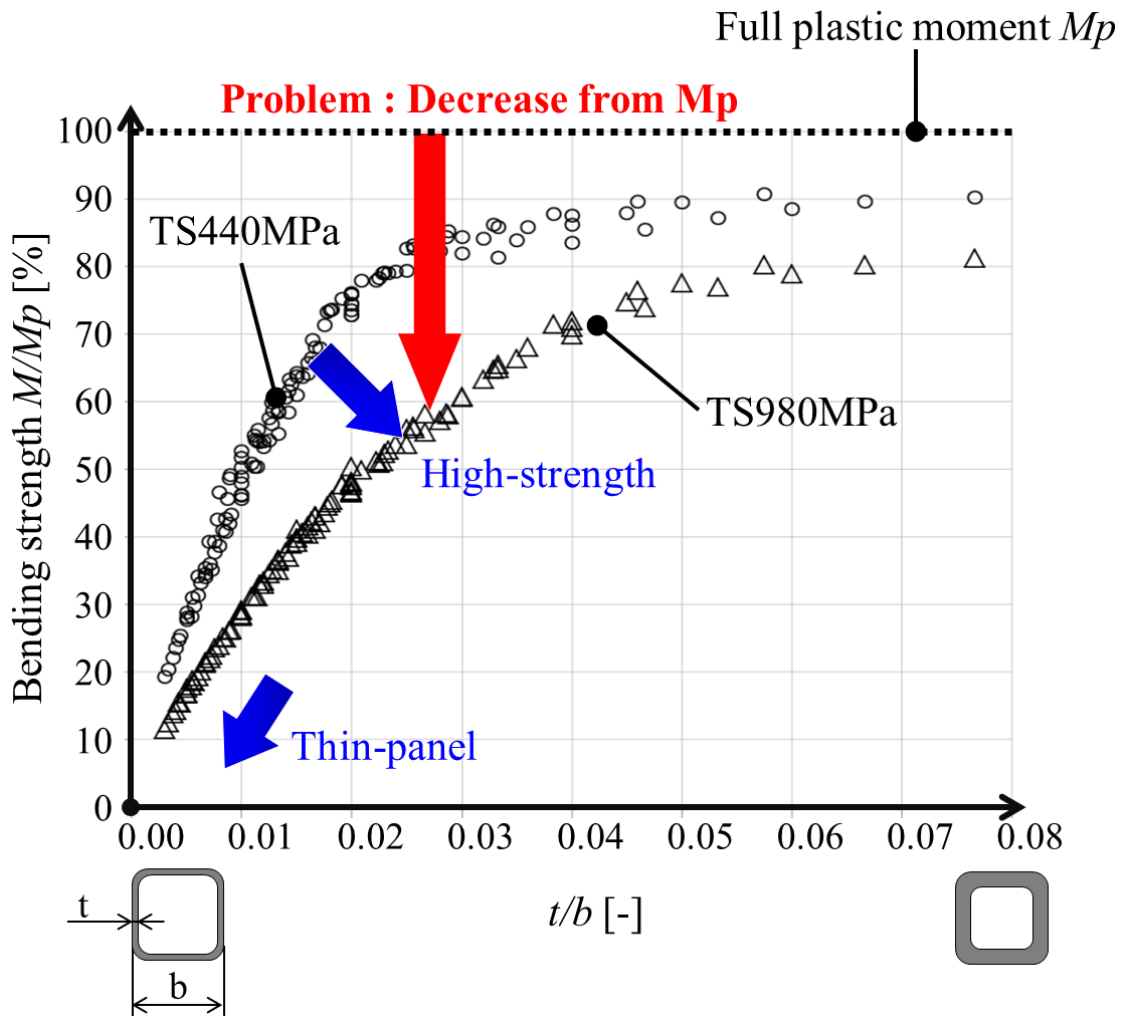


Fig.1.2-2. Loss associated with buckling due to higher strength and thinner steel plates.

この課題解決の一つの手段として、車体フレームへのアルミの適用が進んでいる。スチールに比べて密度の低い材料を用いることで、板厚を高めることができるため、 t/b を高くでき、座屈を抑制できる。その実例として、Fig.1.2-3 にアルミの車体適用の推移を示す [22][23] 。

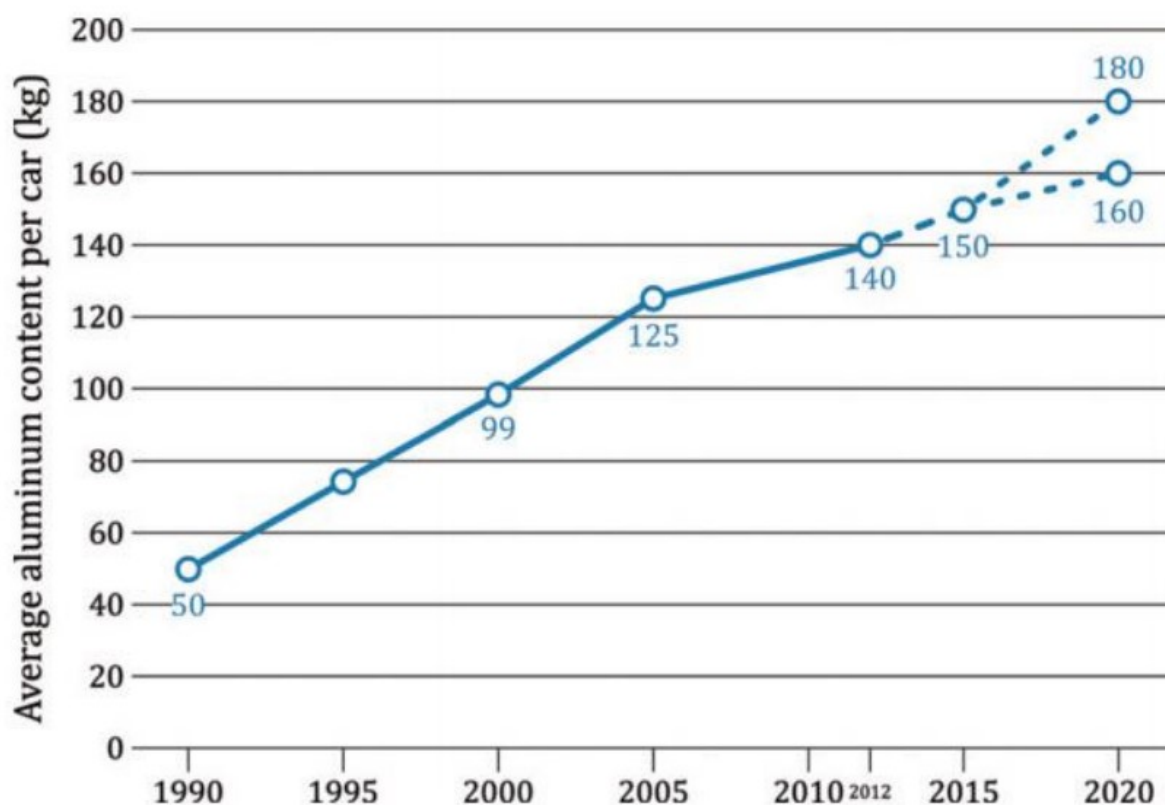


Fig.1.2-3 Results and forecasts of aluminum application for body[23].

近年ではこれらの高張力鋼板やアルミ，樹脂複合材などを組み合わせたマルチマテリアル車体なども，400万円を超える一部の高価格帯の車では用いられている[24]。一方で，樹脂複合材などはその母材や強化繊維，工法により大きくその特性が異なることが知られている。特に部品内における強化繊維の配置が部品機能に強い影響を及ぼすため，その設計難易度は高い[25]。結果，構造解析などの机上予測技術の構築が求められている[26]。

1.3 本研究の目的

< I. フレームの断面最適化技術の検討 >

車体フレームは、曲げや圧縮といった単一荷重だけでなく、それらが組み合わさる複合的な荷重を受けており、フレームの断面設計の難度を高めている。その一例として、Fig.1.3-1 に示す車両前後方向に配置されたルーフレールやサイドシルを挙げる。Fig.1.3-2(a)のとおり、側面衝突時にバリアがサイドドアに接触した後、車両中央部に配置されるセンターピラーに大きな荷重が発生し、ルーフレールとサイドシルに荷重を伝達する。その結果、サイドシルとルーフレールには Fig.1.3-2(b)に示す様な車両左右方向の曲げ荷重と、Fig.1.3-2(c)に示す様な車両前後方向を回転軸としたねじり荷重を受ける。このとき、サイドシルはフロアに配置されるクロスメンバーからの反力を受けるため、クロスメンバー締結端部を回転中心としたねじり変形となるのが一般的である。

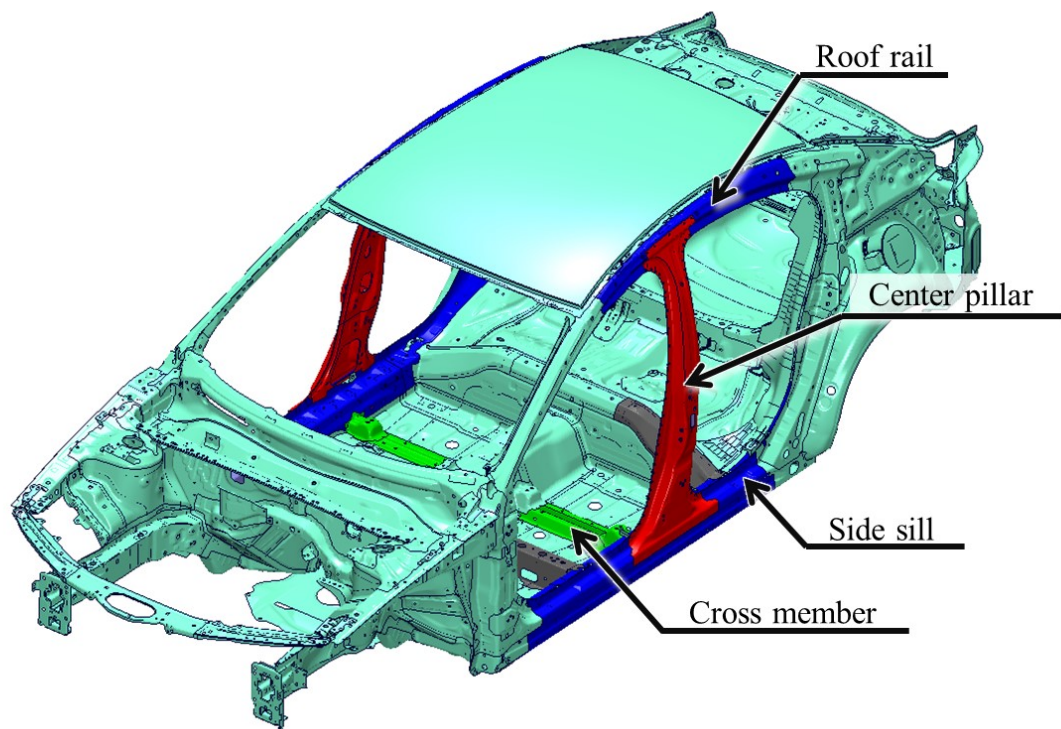
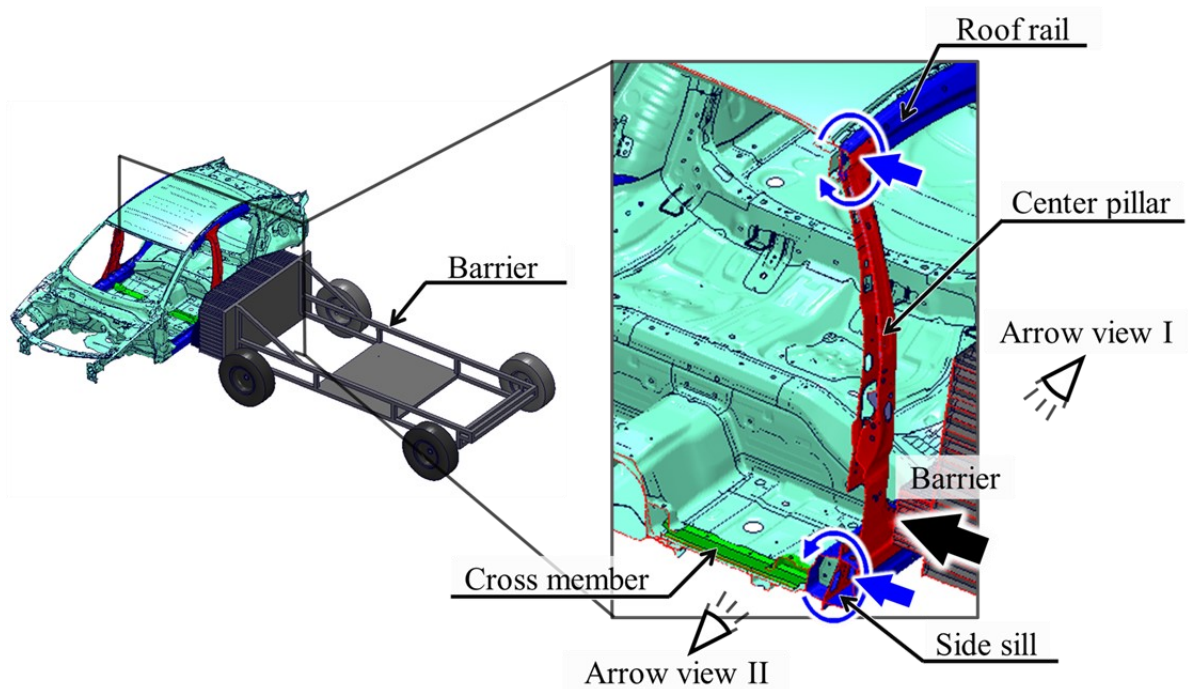
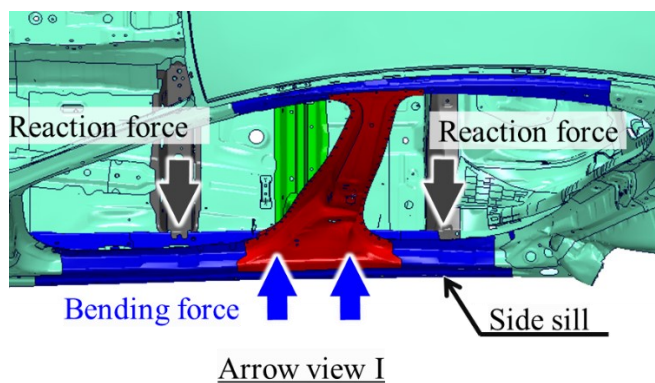


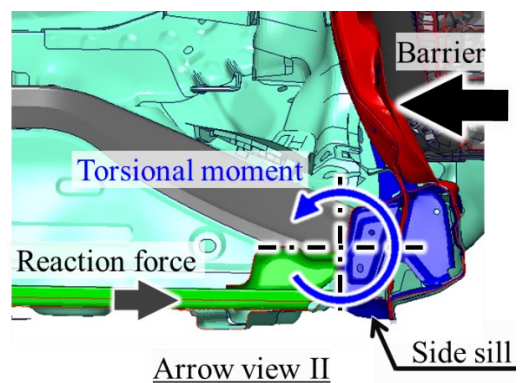
Fig. 1.3-1 Side sill and roof rail in the Car body structure.



(a) Side crash.



(b) Bending mode.



(c) Torsional mode.

Fig. 1.3-2 Side sill and roof rail receives a complex load during a side impact.

これら曲げ荷重とねじり荷重の配分は衝突するバリアの高さにより変化するため、車格によって断面の最適解は異なる。これらの問題を解決するため、板の座屈や断面形状に関する研究が行われた。青木らは板の支持条件を踏まえた板の有効幅に着目し、有効板幅を小さくすることが座屈荷重の向上に有効なことを示した[27]。本田らは、フレームを対象に、曲げ座屈が発生する部位に形状変化点を設け、板に新たな拘束力を付加し、フレームの強度を向上させる断面形状を導出した[28]。中澤らは、フレーム軸方向にかかる圧縮荷重に対し、断面形状により座屈周期を小さくす

ることで、衝突エネルギーの吸収量を向上した[29]。これらハット形状を有した車体フレームの座屈理論にもとづく研究は、単一の圧縮や曲げを想定したものが多く、曲げとねじりの複合荷重を想定した事例は少ない。一方、小平らは複数の衝突形態を対象に、逐次計算サンプルを追加する手法を開発し、少ないサンプル数で複数の衝突モードにおける多目的最適化を行った[30]。こういった、多目的最適化を扱う研究では、対象となる目的関数が複数あるため、それらを包含して力学的説明がなされた例は少ない。以上から、車体フレームを対象としたねじり変形時の強度を取り扱った事例は少なく、また、曲げとねじりなどの荷重配分が変化した場合の最適解の変化と、それら複数の最適解の力学的な分析はなされていない。車格の異なる車両や、様々なフレームへ広く適用するには、これら複合荷重を想定し、それら荷重の配分が変化した場合の最適解の変化とその力学的要因を明らかにする必要がある。

< II. 射出成形複合材の成形・構造連成解析技術 >

射出成形複合材を机上設計するために、降伏特性や破断特性の応力 3 軸性を考慮するだけでなく、hill(1984)や Barlat(2003)の異方性降伏関数といった[31][32][33]、繊維の配向角により降伏特性を変化させるモデルが活用されるようになった。これに伴い、射出成形解析から繊維配向角を構造解析に受け渡す、連成解析技術の開発も進んでいる[34]。自動車開発においても連成解析は用いられ、その材料モデルのパラメータは試験片から得た材料物性を用いている。そのため、任意の領域において、どの程度繊維の方向が揃っているかを示す繊維配向度は、試験片と部品のあらゆる領域において同一であり、尚且つ一定であるという仮定のもと解析されている。しかし、Fig. 1.3-3 に示すとおり、一般的に部品内の各部位毎に配向度は異なる。また同一部位であっても、成形時のファウンテンフローによりスキン・コア層といった、板厚方向に配向角や配向度の分布を有することが知られている[35][36]。これら部品内や、板厚方向における配向角・配向度の分布が衝突性能の予測精度に及ぼす影響について、検証された事例は少ない。

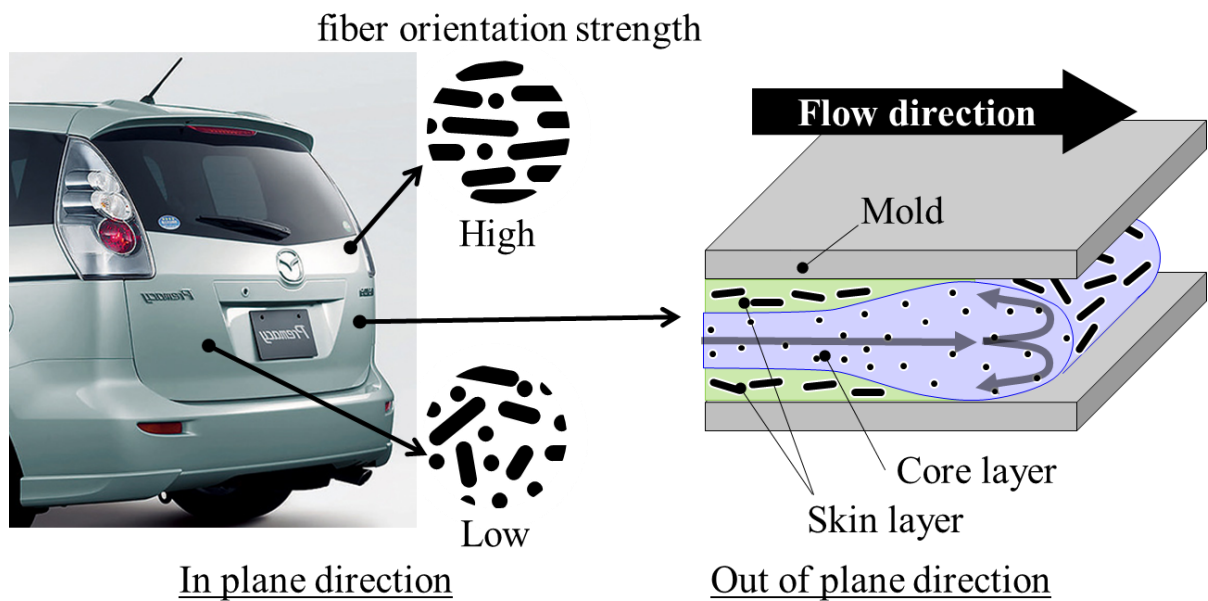


Fig. 1.3-3 Distribution of fiber orientation in in-plane and out-of-plane.

自動車の衝突現象において、多くの部材は曲げ変形となるため、曲げ変形時の剛性と強度の予測精度が重要となる。曲げ変形時の強度を正確に予測するには、破断起点となる部材表面の縁応力を高精度に予測することが必要である。これに対し、従来手法では板厚方向に均質な材料として扱うため、その物性は引張試験等の面内物性を元に決定されることが多い[37][38]。即ち、スキン層とコア層を纏めて均質体と仮定した場合の物性が用いられる。これに対し、Fig. 1.3-4 に示す通り、実際の部品では表面のスキン層は配向度が高く、従来手法では実現現象より低い縁応力[39]で破断判定することとなる。

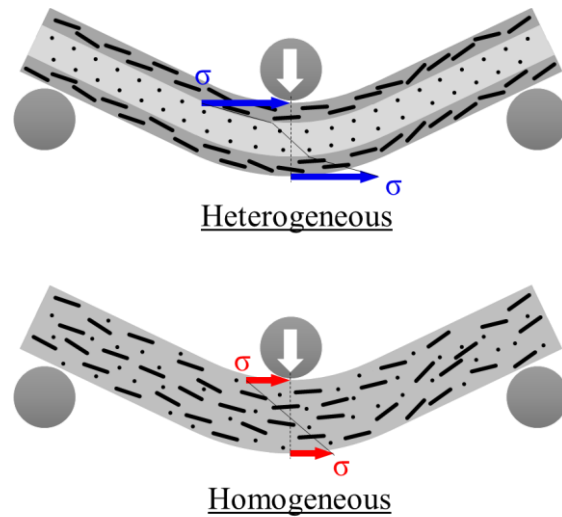


Fig. 1.3-4 Difference between modeling the characteristics of thickness direction as a homogeneous body and heterogeneous body.

本研究では、配向度が材料物性に及ぼす影響を実験で明らかにしたうえで、自動車開発への適用を想定し、面内方向と板厚方向における配向度と配向角の分布を考慮可能な連成解析プロセスを構築し、解析精度を検証する。そのため、新たなマッピングシステムを構築し、配向度を考慮可能な材料モデルと組み合わせた連成解析を検討した。

第2章 実験結果ならびに解析結果の考察

I. 複合荷重を受ける車体フレームの断面最適化技術の検討

I.1 緒言

曲げとねじりの複合荷重を受ける車体フレームを対象に，多目的最適化を用いて，断面を拡大することなく強度向上と軽量化を実現する断面形状を導出する．また，曲げ荷重とねじり荷重の配分が変化した場合の最適断面の変化を明らかにし，その要因について薄板の座屈理論の視点から考察する．

I.2 車体フレームの座屈と強度の関係

複合的な荷重に対する最適化を行うにあたり，曲げ荷重とねじり荷重の各条件下における車体フレームの荷重特性と変形挙動の関係性を確認するため，各荷重条件の解析を行った．

I.2.1 曲げ荷重条件における車体フレームの変形挙動

曲げとねじりの各荷重条件下における薄板中空フレームの特性と挙動の関係性を確認するため，車体の代表的なフレームとして 100×100 mm，板厚 1.2 mm，980 MPa 級鋼板を用いたダブルハットフレームを対象に解析を行った．ソルバーは LS-Dyna Ver971 R11.1.0 を用い，要素長 2 mm の四角形シェル要素を用いた．曲げ荷重条件での解析条件を Fig.2.1-1 に示す．境界条件は 4 点曲げとした．座屈による断面崩壊部位がフレーム長手方向に変動するリスクを想定し，車体のクロスメンバー間の距離を踏まえつつ，座屈の腹がフレーム長手方向の中央に発生するようフレーム長を決定した．治具は剛体としたが，慣性力の影響を無視できるように，質量密度をスチールの 100 分の 1 とした．

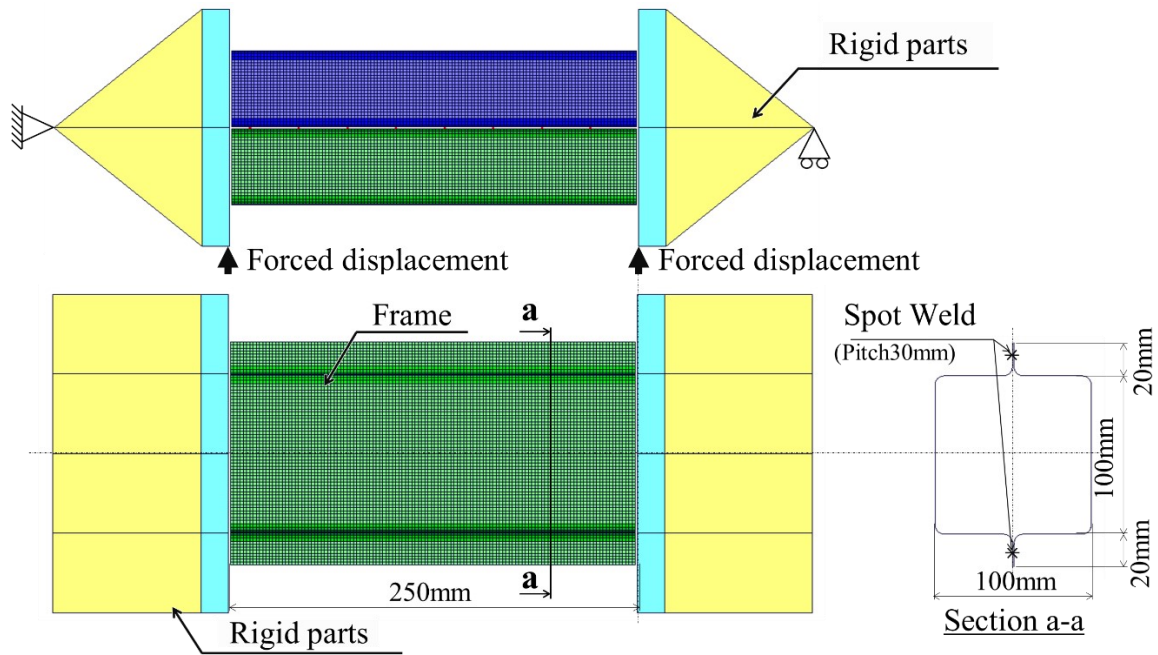
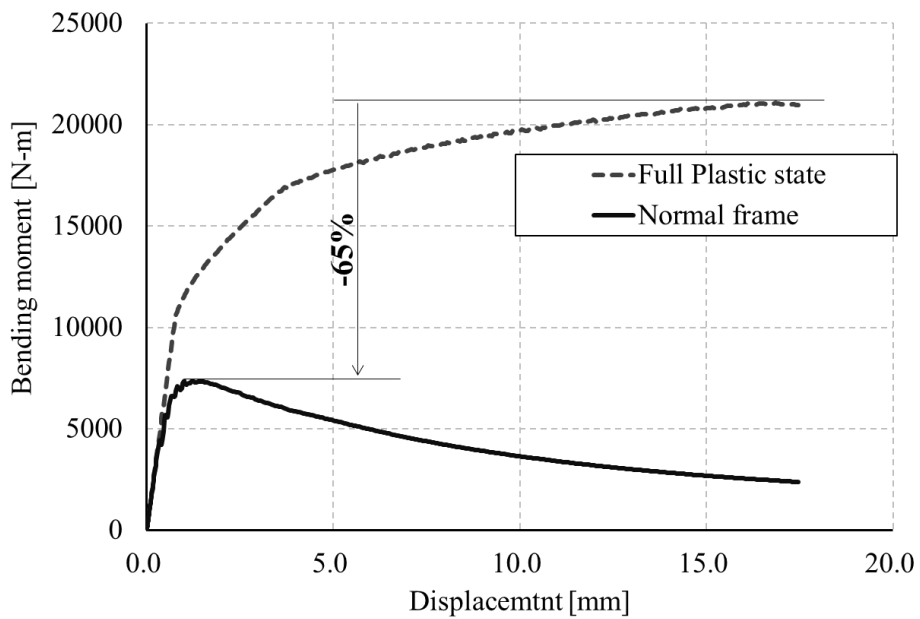
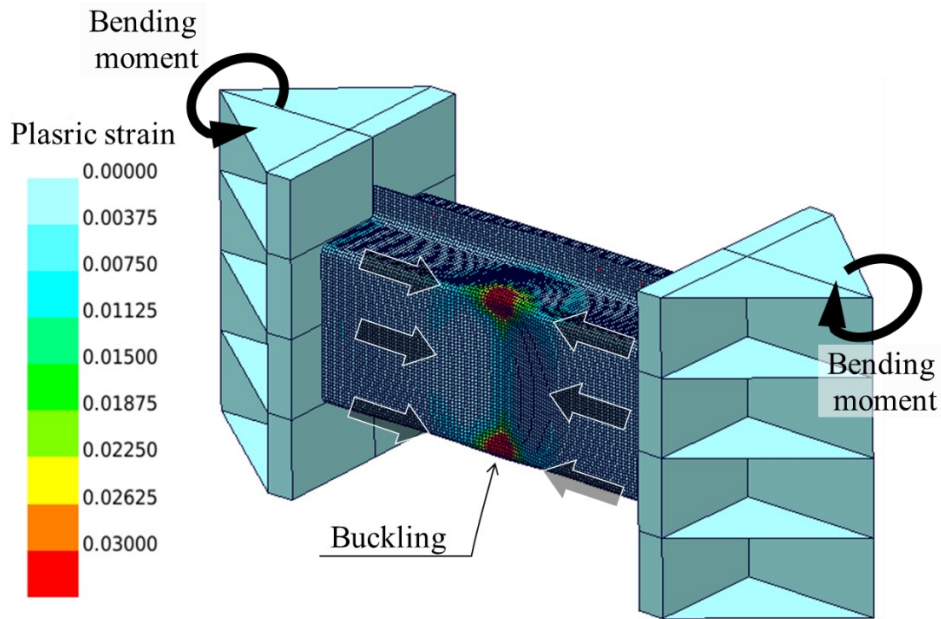


Fig. 2.1-1 Analysis condition of the frame under bending force.

Fig.2.1-2(a)に荷重変位特性を，Fig.2.1-2(b)に最大荷重時の変形状態を示す．フレームを構成する板のうち，圧縮荷重が負荷される板が大きく面外方向に座屈し，最大荷重を示していることがわかる．面外変形を拘束し，座屈が発生しないと仮定した場合の全塑性状態の荷重特性（図中破線）と比較すると，最大強度は 65%も低下しており，板の座屈による損失が大きいことがわかる．



(a) Bending moment characteristics.



(b) Deformation at maximum moment.

Fig. 2.1-2 Relationship between bending moment and deformation behavior.

I.2.2 ねじり荷重条件における車体フレームの変形挙動

ねじり荷重条件下における薄板中空フレームの特性と挙動の関係性を確認するため、Fig.2.1-3に示すようにフレームの断面中心にねじりモーメントを負荷し、解析した。入力面の端部は剛体とし、強制変位を与えた。剛体部の質量は曲げ荷重条件の解析と同一条件とした。

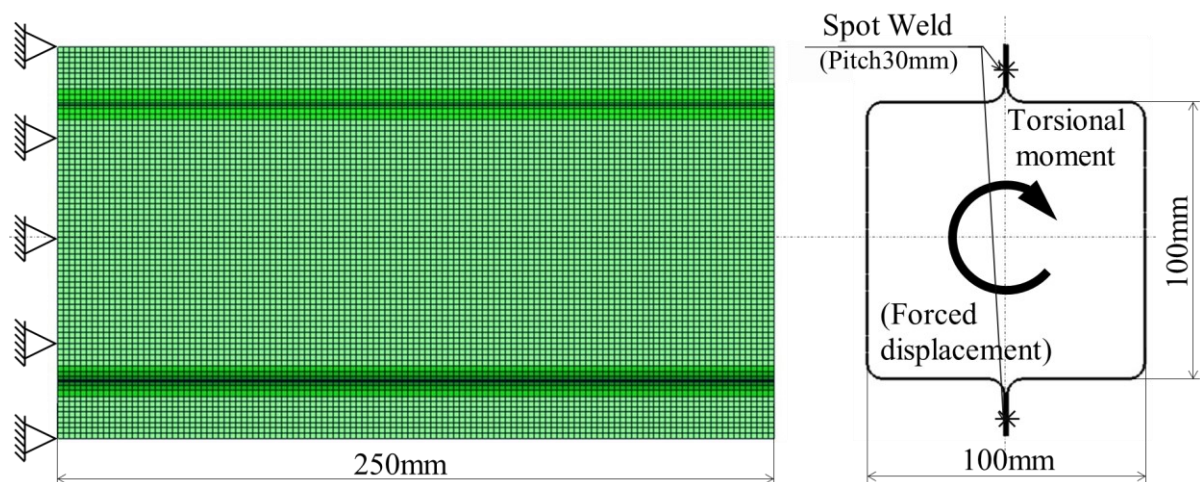
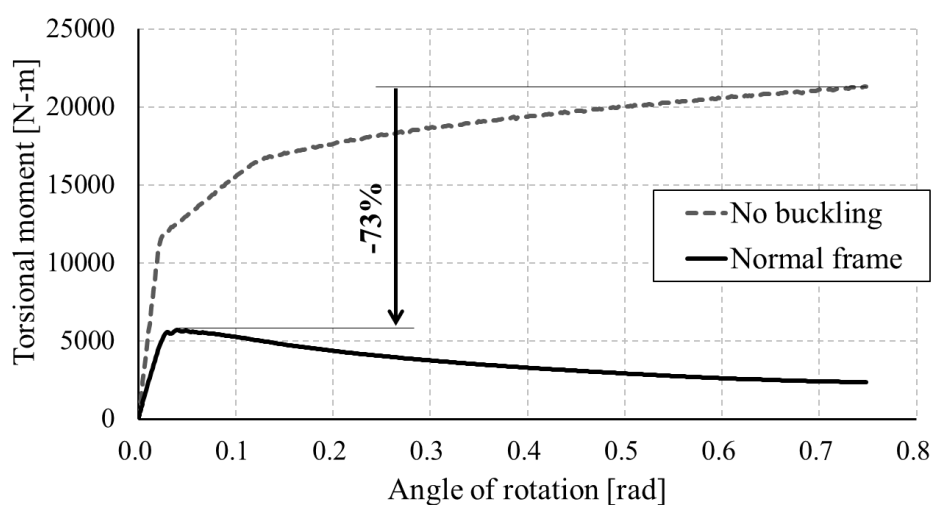
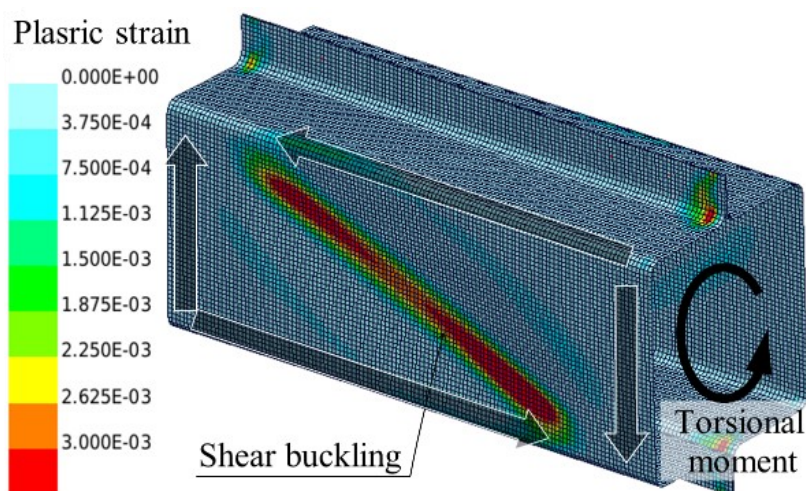


Fig.2.1-3 Analysis condition of the frame under torsional load.

Fig.2.1-4(a)に荷重変位特性を、Fig.2.1-4(b)に最大荷重時の変形状態を示す。フレームを構成する板の対角線上に引張と圧縮の応力場が生じ、せん断座屈した。フレームの幅は4面とも100mmであるが、上下面はフランジにより板幅が50mmに分割されているため、板幅の大きな左右の板にせん断座屈が発生した。このせん断座屈による断面崩壊により最大強度が決定していることがわかる。面外変形を拘束し、座屈が発生しないと仮定した場合の荷重特性と比較すると、最大強度は73%低下しており、曲げ同様に座屈による損失が大きいことがわかる。



(a) Torsional moment characteristics.



(b) Deformation at maximum moment.

Fig. 2.1-4 Relationship between torsional moment and deformation behavior.

以上から、曲げ荷重は圧縮の縁応力が発生する板の座屈により、全塑性状態に対し荷重が低下していることを確認した。ねじり荷重ではせん断応力が高く面剛性の低い板がせん断座屈し、全塑性状態に対し荷重が低下していることを確認した。すなわちフレームの強度を上げるためには、これら板の座屈をいかに抑制するかが課題であり、先行研究に示す様に、断面形状により板の境界条件を制御するため、本研究ではその際の断面形状を最適化により探索する。

I.2.3 フレームのねじり強度の予測精度の検証と初期断面形状の決定

車体フレームの軸圧縮や曲げ変形は先行研究[40][41]から構造解析の精度は十分検証されているが、ねじり変形については検証された事例が少ない。そのため、座屈後耐力まで含めて、構造解析の予測精度を確認した。検証には一般的なサイドシルを想定したダブルハット形状の試験片を用いた。フレーム長はセンターピラーとクロスメンバー間距離を踏まえつつ、曲げ変形時の座屈部位がフレーム長手方向に変動することを避けるため、フレーム中央部が座屈の腹となるよう決定した。試験片の仕様と試験条件を Table 2.1-1 に、実験状況を Fig. 2.1-5 に示す。

Table 2.1-1 Test piece spec and molding condition.

Test condition	
Test speed	0.03rad/min
Force control	Forced displacement
Jig	
Material	SS400
Thickness	15mm
Test Piece	
Material of outer frame	TS980MPa
Thickness of outer frame	1.2mm
Material of inner frame	TS980MPa
Thickness of inner frame	1.4mm
Pich of spot welding	50mm
Nugget diameter of spot welding	φ6mm

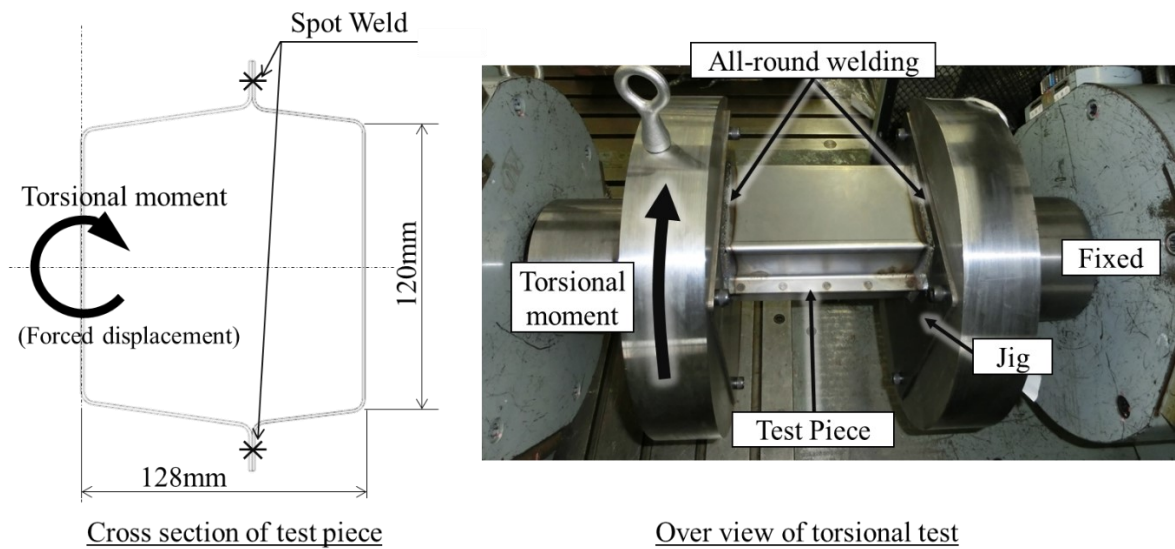


Fig. 2.1-5 Test condition.

実車状態と合わせ、強制変位の回転中心を断面端部へ偏心させている。試験片固定部は評価部以外の変形を最小化するため、フレームと締結治具は全周をアーク溶接し、治具は 15mm の厚板とした。また、支持部にスライド構造を用い、ねじり変形によるフレーム軸方向の拘束を最小化している。試験機にはプロペラシャフトの破断強度を評価する大型ねじり試験機を代用した。この実験を模した解析条件を Fig. 2.1-6 に示す。

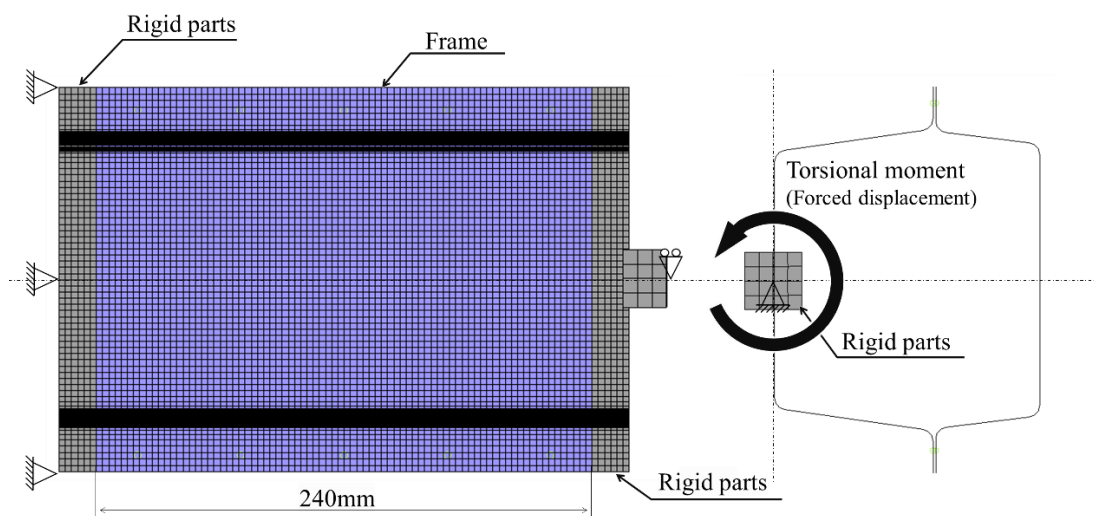
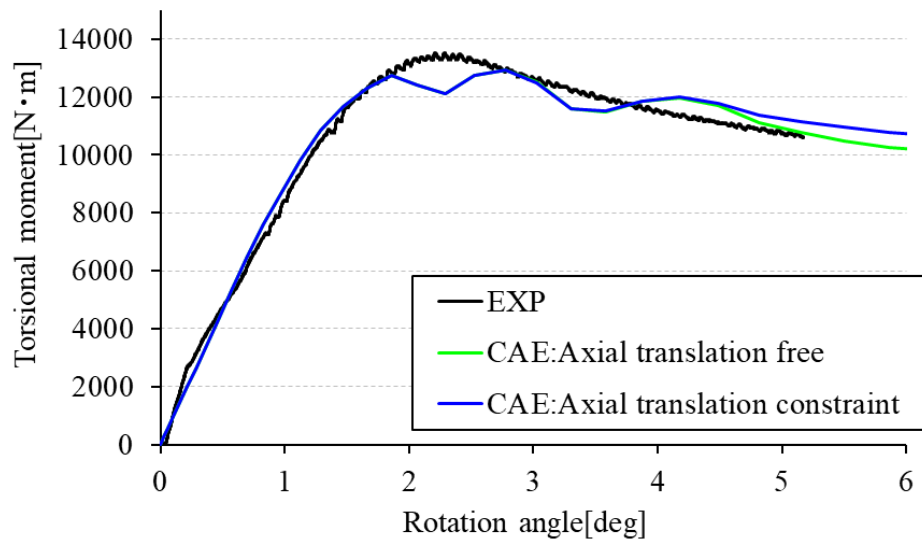
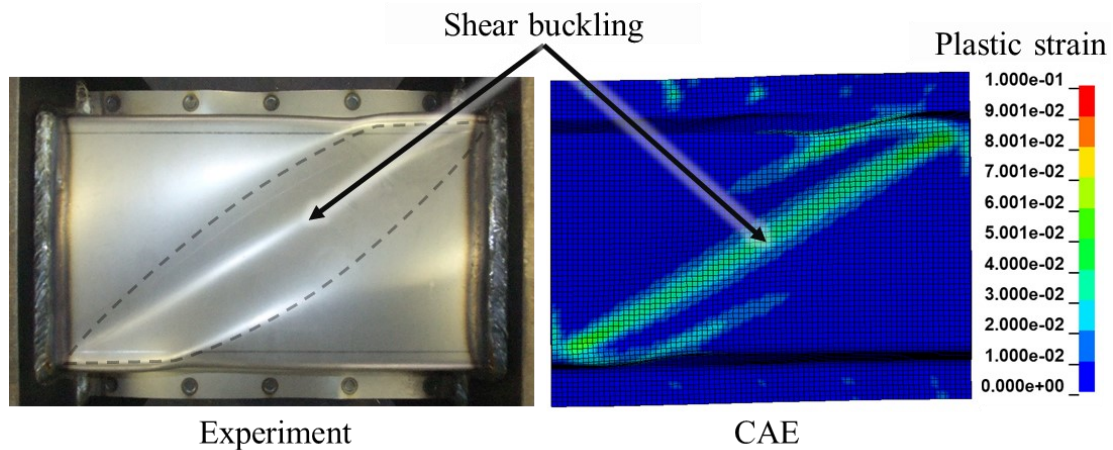


Fig. 2.1-6 Analysis condition of the frame under torsional moment.

解析ソルバーには、自動車の衝突開発に用いられている LS-Dyna の陽解法を用いた。Ver は 971 R11.1.0 とし、1 次の四角形の Mindlin シェル要素を用い、要素長は 2mm とした。また実験時のフレーム長手方向の抵抗の影響を検証するため、解析ではフレーム長手方向の並進拘束を設けた条件と、並進方向を拘束しない条件の 2 ケースにて解析した。これら実験と解析の荷重変位特性と、変形挙動を比較した結果を Fig. 2.1-7 に示す。



(a) Characteristic of torsional moment



(b) buckling behavior

Fig. 2.1-7 Analysis condition of the frame under torsional moment.

フレーム長手方向の拘束有無での解析結果を比較すると、回転角が 5 度以降から荷重特性に差が発生している。但し、最大荷重発生後でありフレームのねじり強度を検討するうえでは無視できることを確認した。これはせん断座屈が発生する回転角が極めて小さく、フレーム長手方向の実長が短くなる前に座屈したためと考えられる。次に、実験と解析の荷重変位特性と座屈挙動を比較した。実験と解析ともに回転中心から最も離れたアウターレインの板において、対角線状に面外変形が発生しており、せん断座屈により最大荷重を迎えていることが分かる。荷重変位特性も良好に一致しており、最大発生荷重は実験が 13,517[N・m]に対し、解析が 12,914[N・m]とその誤差は 4.5%であった。以上から、車体フレームのねじり特性について十分な解析精度を確保できていることを確認した。

本モデルを活用し、最適化に用いる初期断面形状の検討を行った。設計空間が限られる車体フレームは、断面を拡大し断面係数を高める手段は取れない。よって、先行研究と同様に、断面形状により、フレームを構成する板の座屈を緩和し、最大荷重の向上を図る。そこで、本田らにて曲げ強度に対する優位性が示されている片ハットフレームの断面形状[21]をもとに、本試験片のダブルハットフレームの断面形状を変更した。先ほどの検討から、ねじり荷重の回転中心から最も遠くせん断座屈が発生したアウターレインの側面部へ稜線部を設けた。またアウターレインの上下面についてもせん断座屈が発生していたため、稜線を追加した。これら変更を加えたダブルハットフレームを対象に荷重変位特性を予測した。断面形状と評価結果を Fig.2.1-8 に示す。

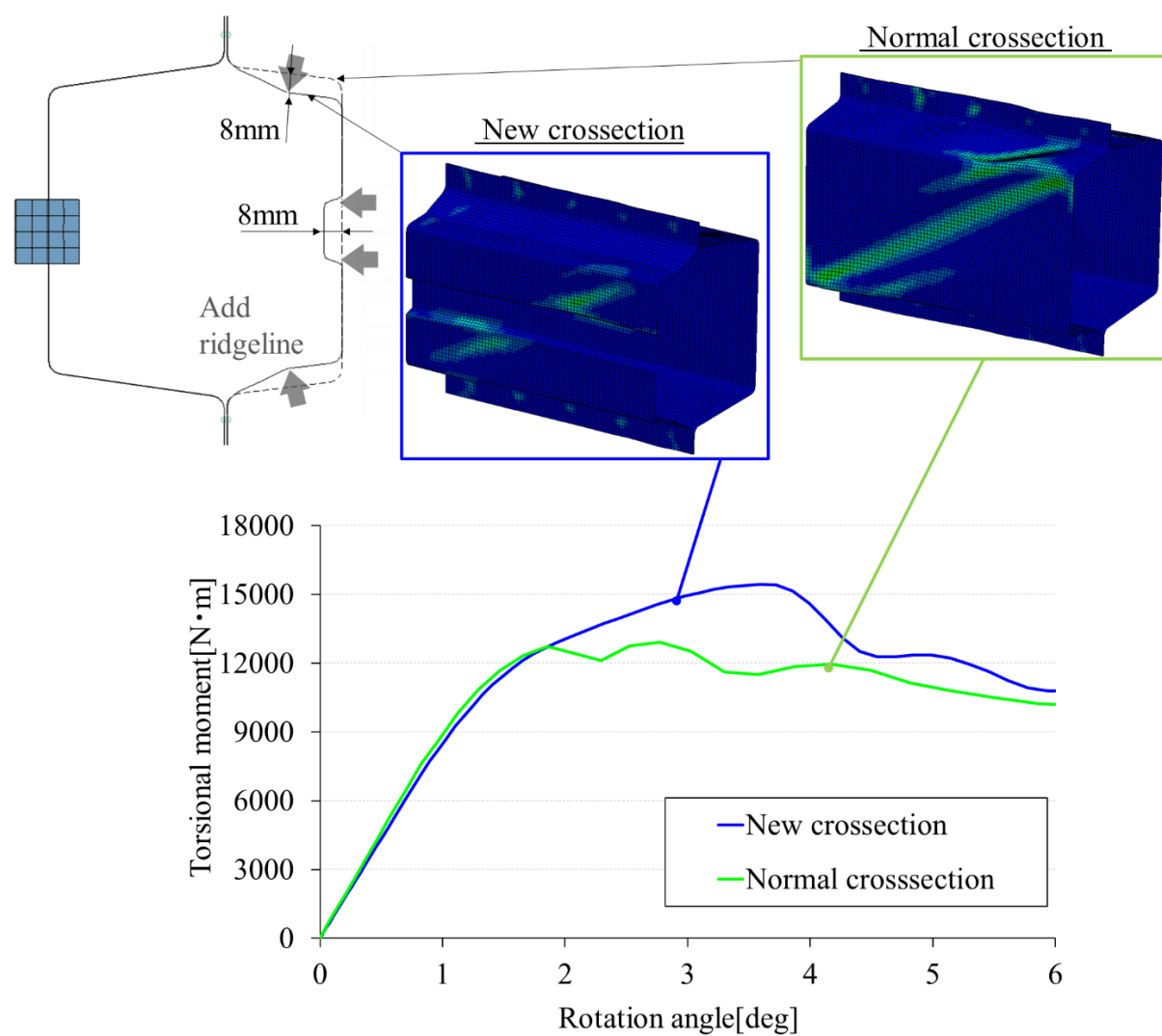


Fig. 2.1-8 Analysis condition of the frame under torsional moment.

断面形状に稜線を付与することで、最大発生荷重が 20%向上した。同一のねじり角で変形挙動を比較すると、せん断座屈を抑制できていることが分かる。以上から、せん断座屈の緩和により、ねじり強度を向上可能な断面形状を確認できたため、この断面形状を対象に最適化を行う。これは、座屈抑制に有効な設計変数を織り込むこと狙いとする。

I.3 最適化問題の設定と実施

I.3.1 最適化に用いるモデルと設計変数の設定

I.2.3にてその有効性を確認済みである断面形状を最適化の初期断面形状とした。Fig.2.1-9に示す通り、この初期断面形状の頂点部のXY座標を設計変数（Design Variable）とした。また設計変数を最小化するため、上下対象条件とすることで13変数とした。この断面形状における曲げ強度とねじり強度を構造解析にて予測する。最適化にあたっては2000ケースを超える解析を実施するため、それぞれFig.2.1-10とFig.2.1-11に示すモデルとした。ねじり荷重のモデルについては、Fig.1.3-2に示した実車の境界条件に合わせ回転中心を断面中心から断面の左端の中心にオフセットしている。

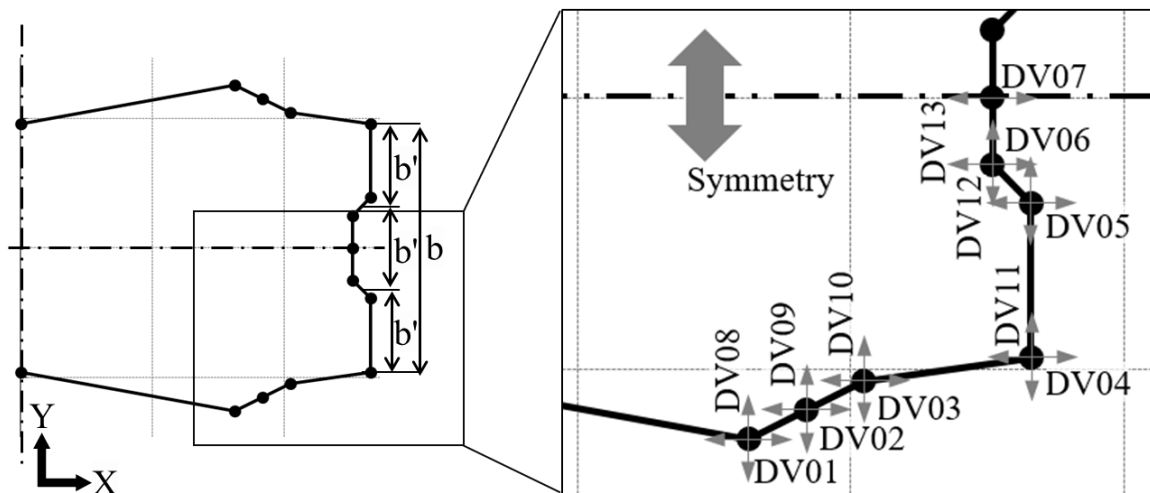


Fig.2.1-9 Cross-sectional shape and design factor.

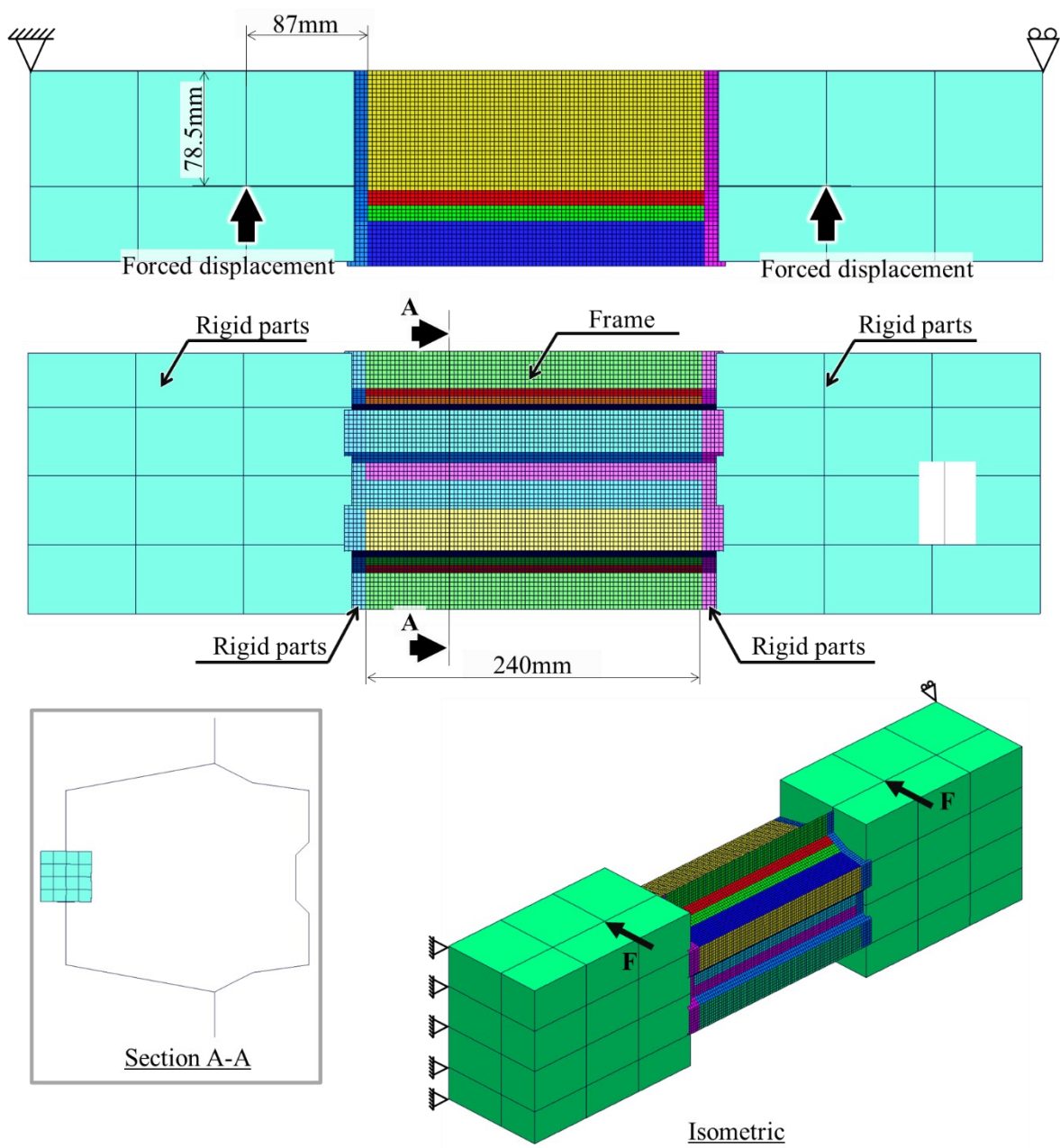


Fig.2.1-10 Analysis condition of the frame under bending load for optimization.

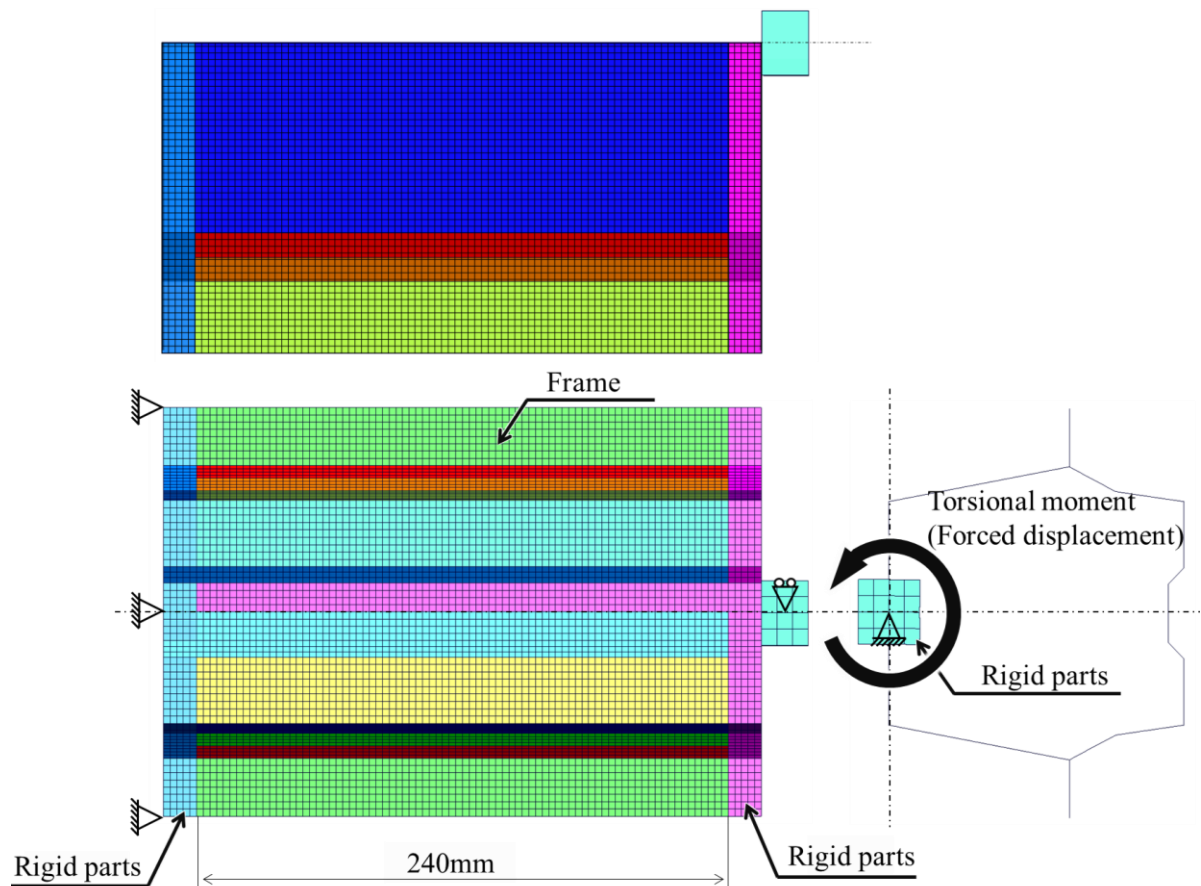


Fig.2.1-11 Analysis condition of the frame under torsional load for optimization.

I.3.2 最適化プロセスの設定

Fig.2.1-12 に示すプロセスを用いて最適化を行った。目的関数はねじり強度の最大化と曲げ強度の最大化、質量最小化とし、3 目的の多目的最適化とした。設計変数の組み合わせによっては、断面を構成する板同士が貫入し、断面として成立しないサンプルも発生するため、それらは除外した。

従来は、実験計画法等を用い設計変数の組み合わせを決定し、構造解析した後に、応答局面法 [42][43]にて設計変数に対する応答、ここでは曲げ強度とねじり強度を推定し、遺伝的アルゴリズム [44][45]を用いて最適解を探索する。その後、推定した最適解の設計変数にて再度構造解析を行い、初期の構造解析と追加した構造解析の結果を用いて、再度応答局面を予測する。このプロセスを繰り返し、世代を重ねて最適解を探索する。しかし、一般的に座屈を伴う構造最適化は非線形性が強いいため応答局面の精度が低くなり、最適解の探索が困難になる。そこで、本研究では応

答局面法に3層からなるニューラルネットワークの一種である Radial Basis Function (RBF)[46][47]を用いるだけでなく、新たに二つの手法を加え、最適化の世代を複数回更新した。いずれも増補式空間充填法(Incremental Space Filler: ISF) [48][49]を用いるが、一つ目の手法は、既に設定した設計変数全てと設計空間を対象に、疎な設計空間に設計変数を設定した。これにより、最適化を繰り返すことで局所解に陥るリスクの低減を狙った。もう一つの手法は、構造解析から得られた曲げ強度とねじり強度のパレートフロントの設計変数の組み合わせを対象に、増補式空間充填法を用いることで、フロンティアラインに類似した設計変数の組み合わせを得た。これら三つの手法を用い最適化の世代を更新し、最終サンプル数が 2554 個になった時点で終了した。

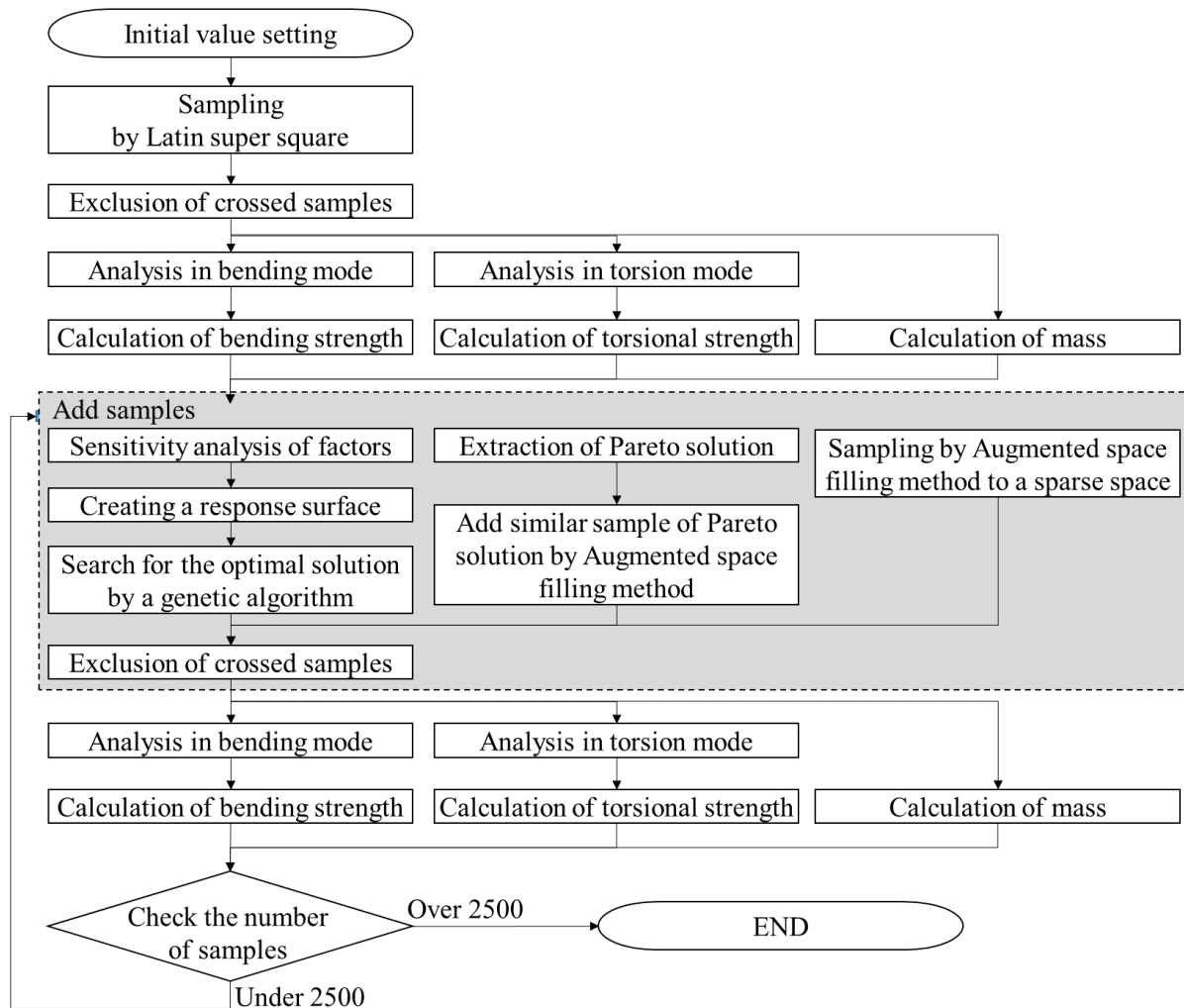


Fig.2.1-12 Optimization flow.

I.4 解析結果

上記に示した設計変数とプロセスを用い、車両適用を想定した設計空間と、最適解の遷移とその力学的妥当性の検証を目的に設定した設計空間の二つの最適化結果を示す。また軽量化に対する有効性を確認するため、式(3)に示すように、フレームの強度を質量で除した強度質量効率 α を評価した。

$$\alpha = \frac{F_{max}}{mass_{unit}} \quad (3)$$

α : Strength of mass efficiency

$mass_{unit}$: mass of frame unit [kg]

F_{max} : Bending strength, Torsional strength [N · m]

I.4.1 車両適用を想定した最適化の結果

周辺部品との関係や他の機能から、車体フレームの断面の拡大は難しいことが多い。そのため、Fig.2.1-13 のように XY 方向の設計空間の最大値が初期の断面形状より大きくならないよう、設計空間に制約を設けた。本設計空間における計算結果を、曲げ強度とねじり強度で表したものを Fig.2.1-14 に示す。最もねじり強度の高い断面を X、最も曲げ強度の高い断面を Y、最適化する前の断面を Base とすると、断面 X は断面 Base 比でねじり強度は 25% 向上し、ねじり強度質量効率でも 18.2% 向上した。断面 Y の曲げ強度は 12.2%、曲げ強度質量効率は 8.7% 向上し、初期値を上回る解を導出できた。次に、曲げ強度とねじり強度のパレートライン上で、断面形状がどのように遷移するのか、またそこにおける力学的意味を検証するため、次に設計空間を大きく変えた最適化結果を示す。

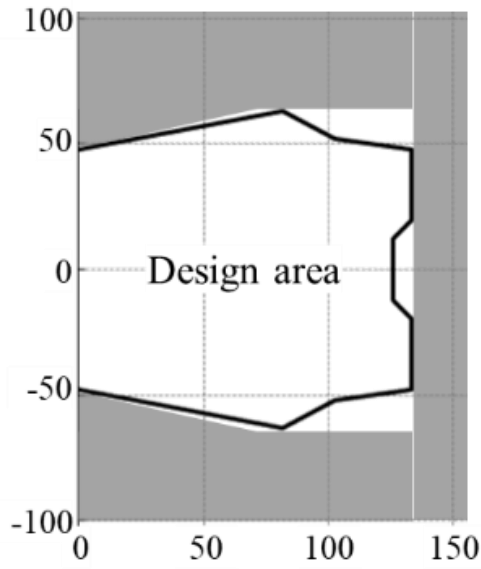


Fig.2.1-13 Design area of vehicle application.

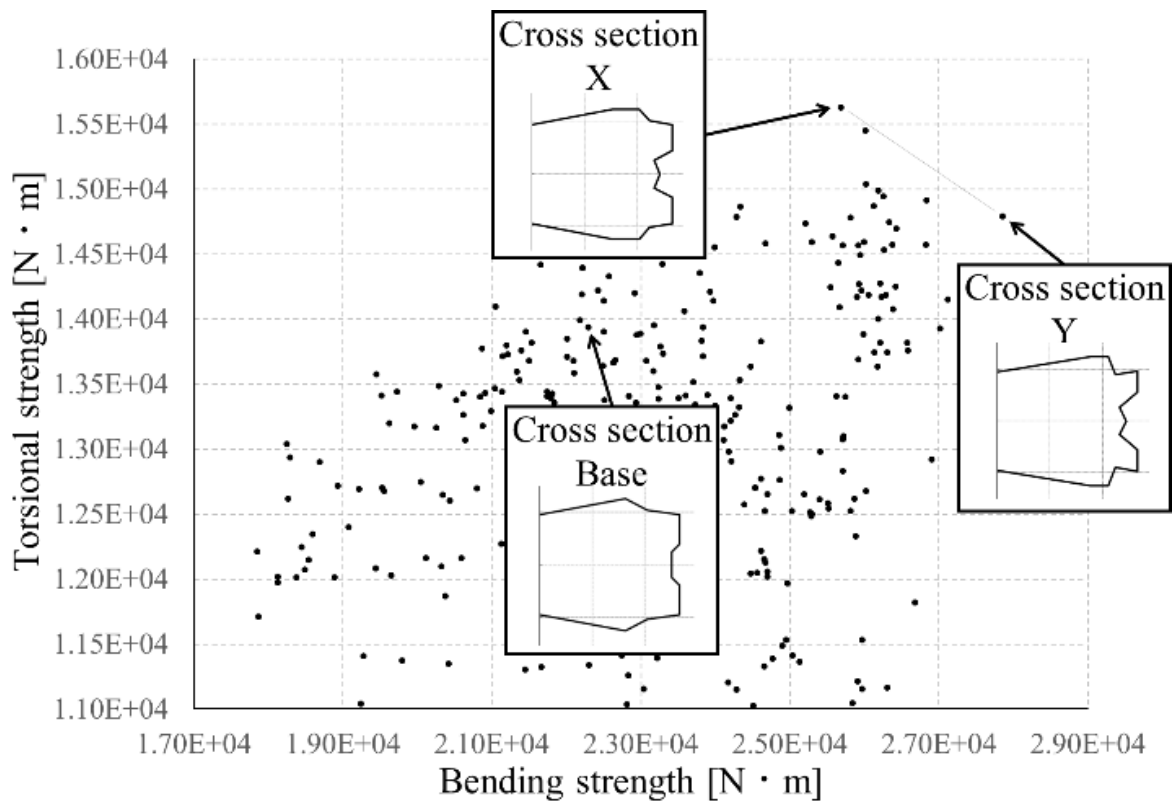


Fig. 2.1-14 Optimization results for actual vehicle application.

I.4.2 力学的検証のための最適化の結果

曲げ強度とねじり強度の機能配分の変化による最適解の遷移と、その力学的妥当性を確認する。従来の XY 座標の最大値を規定する設計空間では、断面係数を最大化するためには断面積を最大化する必要があり、X 軸 Y 軸と平行な板となる。その結果、回転中心の同心円となるねじり荷重の面内方向とは背反するため、最適化結果を見ても、ねじり荷重に対して板を面内方向に配置しているのか、断面係数を高めることを狙っているのか、力学的な意味を推定することが難しい。そこで、Fig.2.1-15 に示す通り、設計空間をねじり荷重の回転中心から半径 140mm とすることで、断面係数の向上と、ねじり荷重に対する板の面内方向の配置が背反しない設計空間とした。これにより、板が曲げ荷重の面内方向と、ねじり荷重の面内方向のどちらに近い角度で配置されているかを容易に判断できるようにした。最適化後の全解析結果と、一意に劣っていると判定できない解である、パレートライン上における断面形状を Fig.2.1-16 に示す。ねじり強度の最も高い断面 A、曲げ強度の最も高い断面 C、その中間である断面 B を比較すると、断面 A,B,C の順に、半円状の設計空間に張り付くような形状から設計空間内部に頂点が移動するように徐々に遷移していることを確認できた。

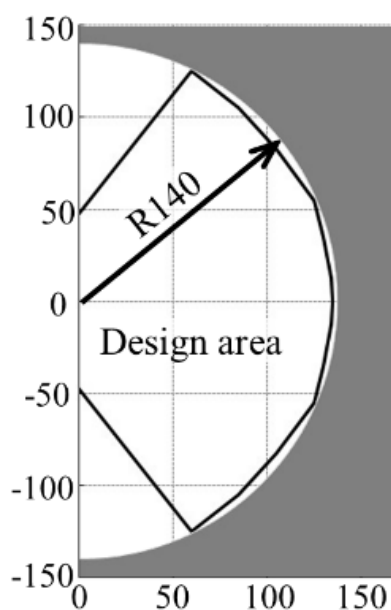


Fig. 2.1-15 Design area of vehicle application.

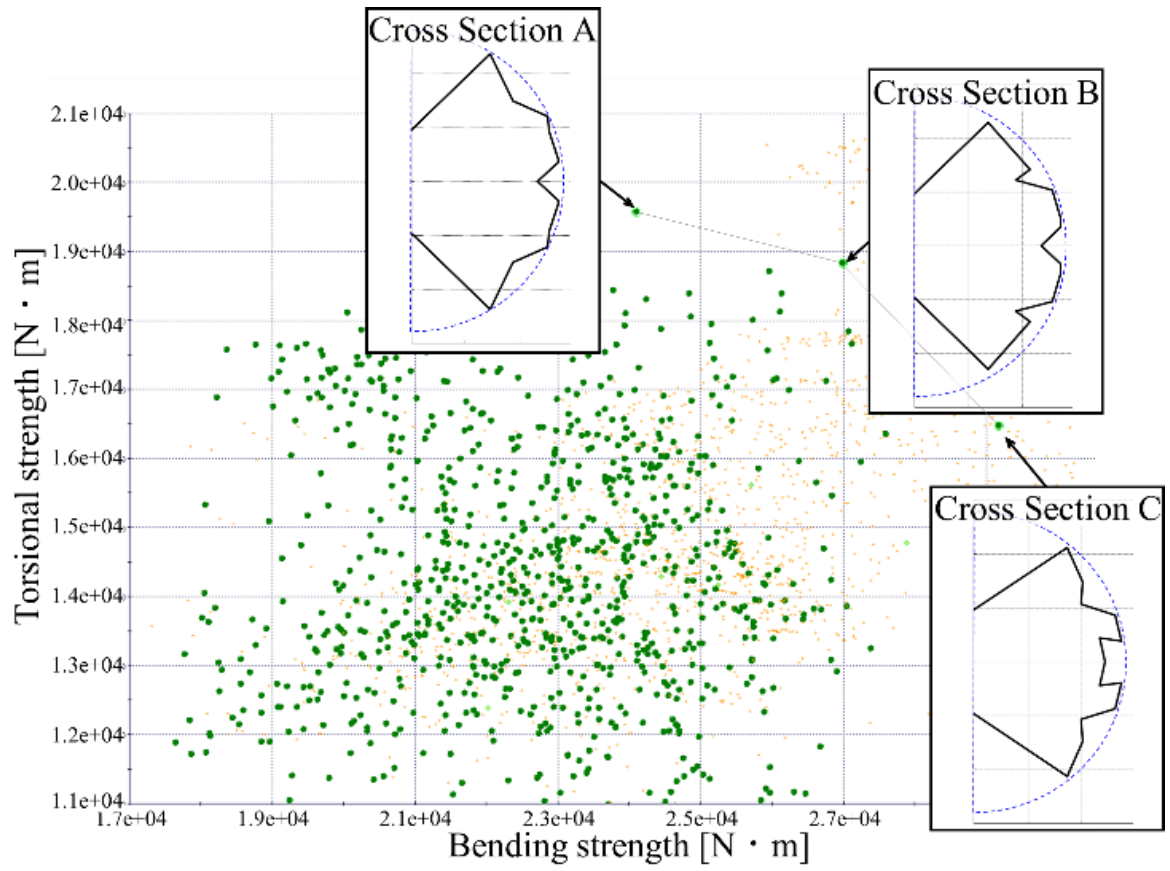


Fig. 2.1-16 Transition of cross-sectional shape on Pareto line in constraint R-140.

I.5 考察

I.5.1 車両適用を想定した最適化結果の考察

2章で示した通り、曲げ強度は圧縮応力が発生する板の座屈抑制、ねじり強度はせん断応力が発生する板のせん断座屈抑制が課題である。これらの課題に対し、最適化結果の断面形状の位置づけを分析する。そのため、曲げ負荷については圧縮縁応力発生部の座屈挙動を、ねじり負荷に対してはせん断縁応力発生部の座屈挙動を、それぞれ Fig.2.1-17 と Fig.2.1-18 に示す。曲げ負荷環境下では Base, X, Y の順に、ねじり負荷環境下では Base, Y, X の順に縁応力が高い。また変形挙動を見ると、曲げ応力が作用する上下板と、圧縮応力が作用する板が座屈し、稜線部が崩壊することで最大荷重を迎えていることを確認した。このことから、最適化により変化した稜線部の位置により、座屈が緩和され曲げ強度を向上できたと考えられる。

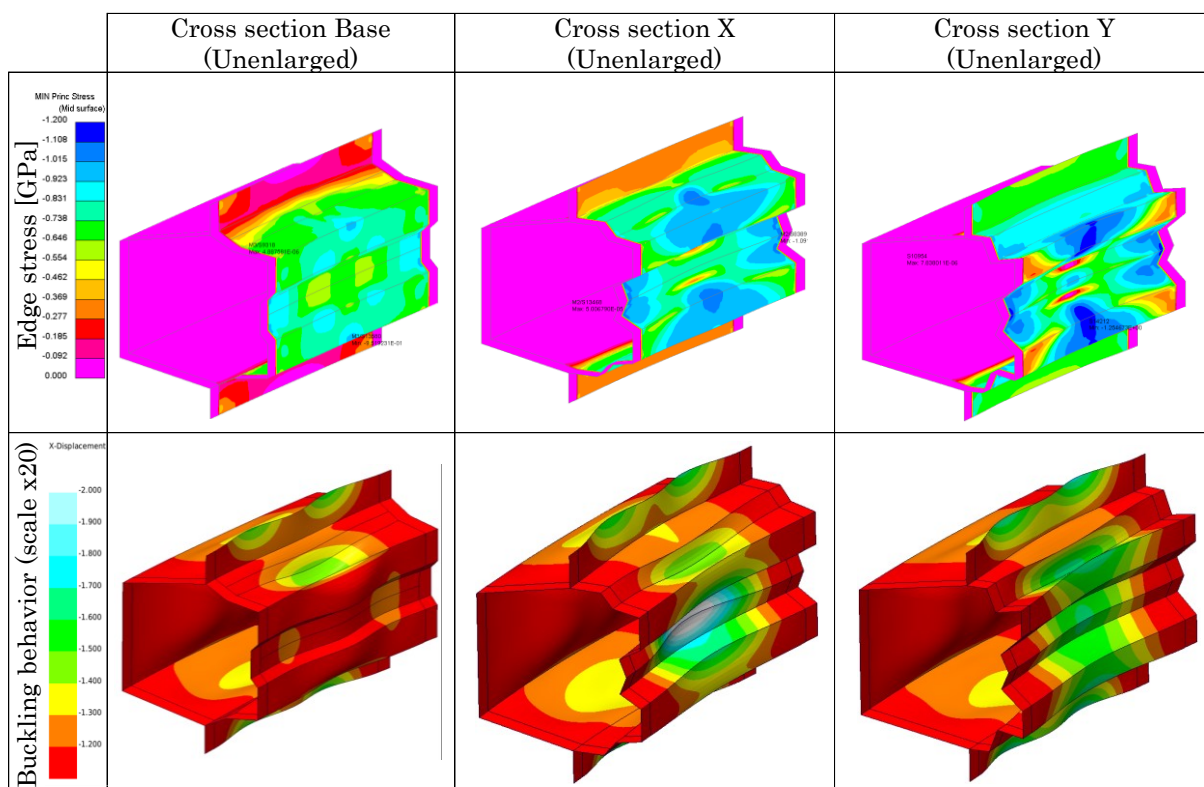


Fig. 2.1-17 Edge stress and buckling behavior of each cross section under bending at unenlarged cross section.

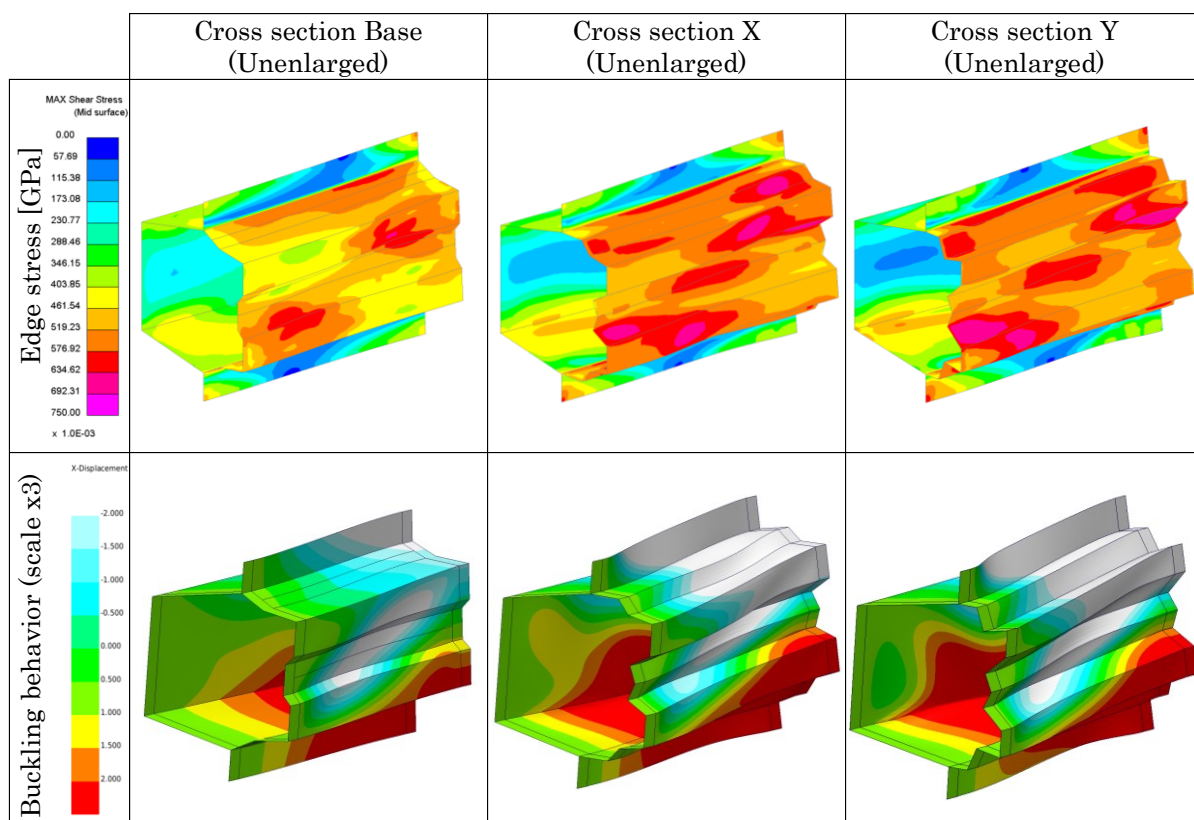


Fig.2.1-18 Max shear stress and buckling behavior of each cross section under torsion at unenlarged cross section.

I.5.2 力学的検証のための最適化結果の考察

設計空間を R140 とした場合のパレートライン上の最適解を Fig.2.1-19 に示す。この最適解に対し、ねじり荷重と曲げ荷重に対する面内方向を緑と青の破線で示す。また各面内方向と±15 度以内の面を緑と青の網掛けで示す。ねじり荷重が最大となる断面 A では、フレームを構成する面の多くが、ねじり荷重の面内方向に沿っている。これに対し、曲げ荷重が最大となる断面 C では圧縮応力が作用する部位の板が、曲げ荷重の面内方向に沿っていることを確認できた。加えて、曲げとねじり強度をバランスさせた断面 B では、曲げとねじり荷重のそれぞれの面内方向に板が配置していることも確認できた。

これら結果の構造的妥当性を確認するため、曲げモードについては、最大曲げモーメントに影響する圧縮縁応力の変化と座屈挙動を Fig.2.1-20 に、ねじりモードについては、最大ねじりモーメントに影響する回転中心から最も遠い面である側面に発生する最大せん断応力と座屈挙動を

Fig.2.1-21 に示す. 曲げ負荷環境下での圧縮縁応力は断面 C,B,A の順に高いことを確認した. 変形挙動を見ると, 断面 A,B は圧縮縁応力発生部の側面と, 曲げ応力作用部の側面が座屈しているのに対し, 断面 C は圧縮縁応力発生部の側面の座屈は抑制できているが, 曲げ応力作用部の側面が座屈している. このことから, 断面形状により曲げ応力が発生する板の座屈抑制ができ, 曲げ強度を向上できているものと考えられる. 次に, ねじり負荷環境下でのせん断縁応力は断面 A,B,C の順に高く, その面積も広いことがわかる. 変形挙動については各断面ともせん断縁応力発生部で座屈していることが確認でき, 断面形状による座屈抑制の緩和がせん断縁応力の向上に繋がっていると考えられる. このことから, 曲げ荷重については断面 C が, ねじり荷重については断面 A が最も座屈を抑制でき, 最大荷重が向上していることがわかる.

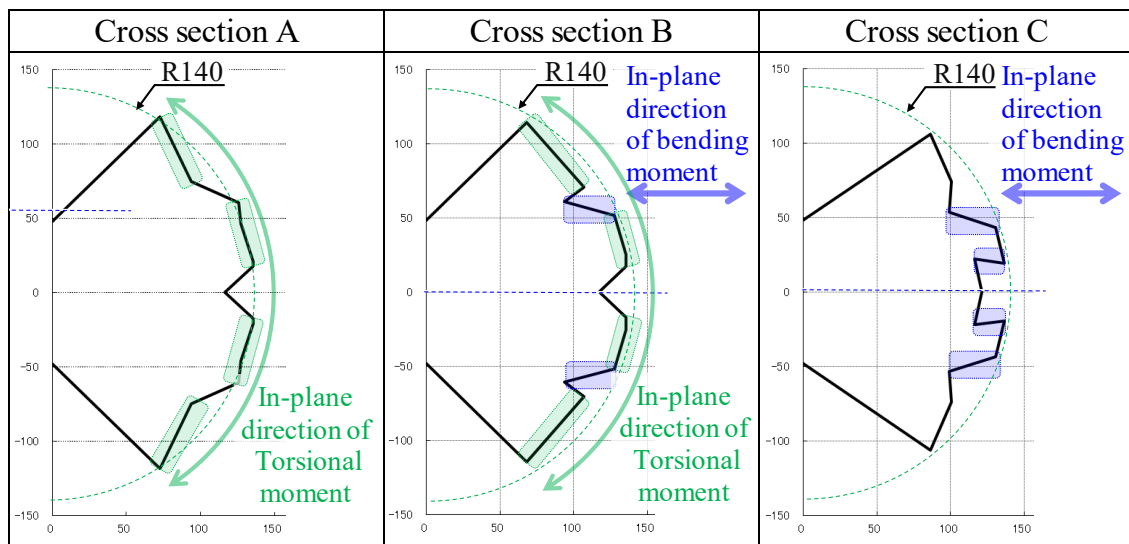


Fig.2.1-19 Cross section transitions on Pareto line under constraint R140.

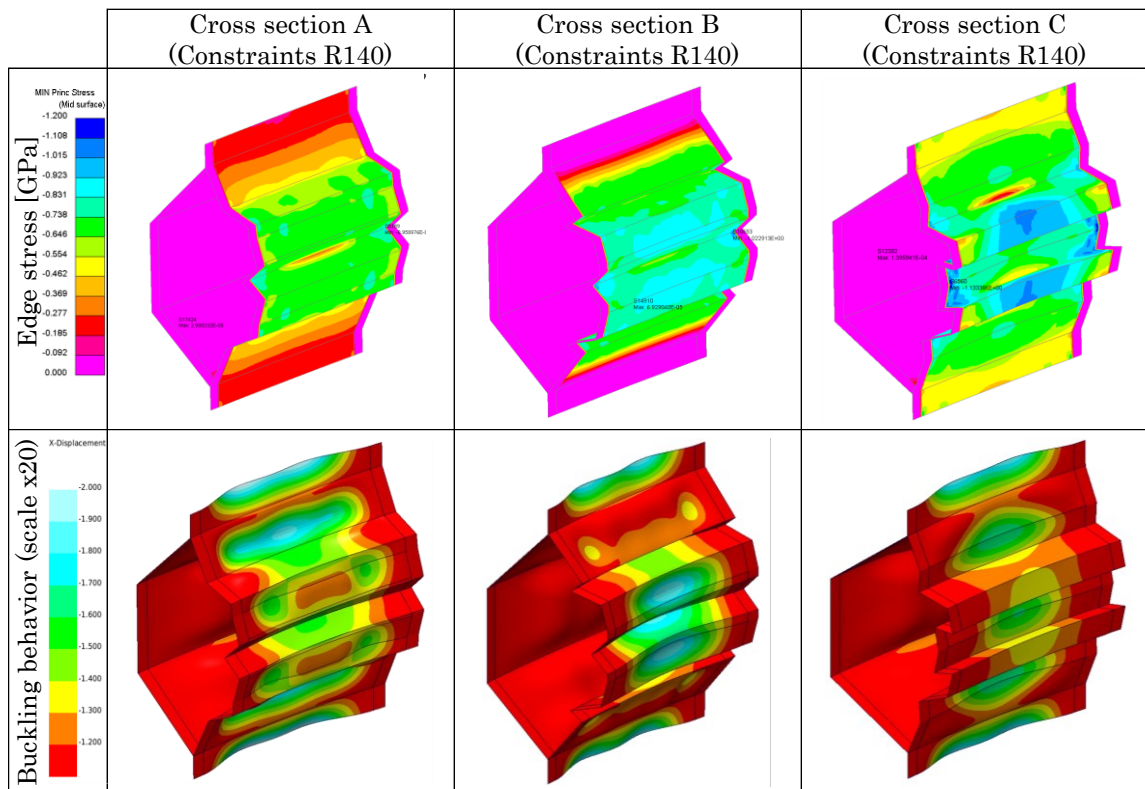


Fig 2.1-20 Edge stress and buckling behavior of each cross section under bending at constraint R140.

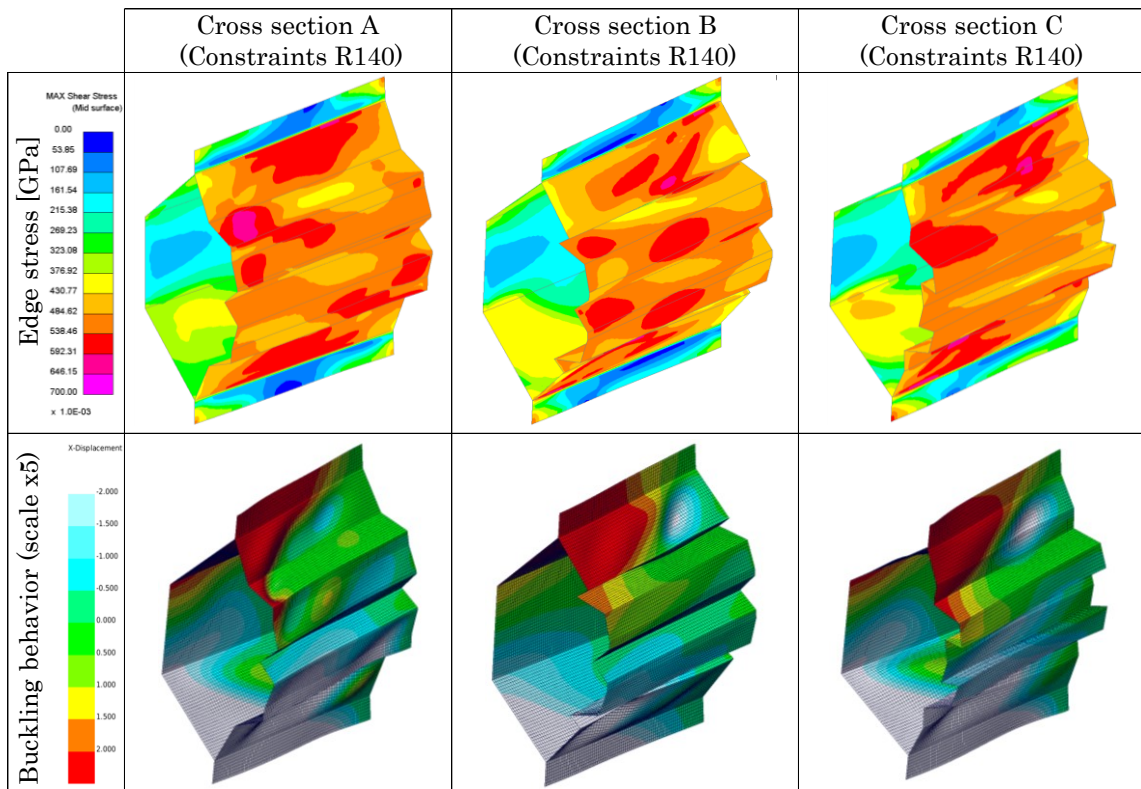


Fig.2.1-20 Max shear stress and buckling behavior of each cross section under bending at constraint R140.

I.6 結言

車体フレームの軽量化に向け、複合荷重を受けるフレームの最適断面の導出と、荷重配分の変化による最適断面の変化、および、その力学的要因を明らかにすることを目的に、曲げ強度とねじり強度の最大化、および、質量最小化の多目的最適化を行い、以下二つの結果を得た。

1. 初期形状に対して設計空間を拡大することなく、曲げ強度の質量効率を 18.2%、ねじり強度の質量効率を 8.7%向上可能な各断面形状を導出した。これら断面形は稜線により板幅を低減し、圧縮座屈とせん断座屈を緩和できていることを確認した。
2. 曲げ強度とねじり強度の機能配分の変化により、各負荷に対して面内方向の板を有するように、最適解が遷移することを明らかにした。以上から、自動車のサイドシルやルーフレールといった、曲げとねじり荷重の様に複合的な荷重を受ける車体フレームの軽量化を実現する断面設計の考え方を得た。

II. 射出成形樹脂材の成形・構造連成解析技術

II.1 構造解析に用いる配向角と配向度に応じた材料物性の取得

II.1.1 緒言

本論文で提案する連成解析では、構造体内の各部位・板厚方向毎に異なる繊維配向角と配向度を踏まえた物性の表現が必要となる。一方で、そのような局所的な物性を、任意の配向角と配向度毎に実験的に取得することは試験片製作の都合から困難である。そこで、本研究では配向度の異なる試験片を複数評価したのち、それらを表現可能な材料パラメータを同定することにより、物性の表現を試みる。

II.1.2 連成解析の全体像

射出成形複合材の強度と剛性を高精度に予測することを目的に、板厚方向の不均質性を考慮可能な成形解析と構造解析の連成プロセスを構築する。本研究で目指す連成解析の全体像を Fig.2.2-1 に示す。自動車の衝突性能の開発では、車 1 台をモデル化するため、1 モデルあたり数百万の要素数が必要となる。加えて、100msec を超える現象を対象とする事例も多いため計算コストが問題となりやすい。そのため、自動車開発の現場で一般的に用いられる 1 次のシェル要素を用いた陽解法を構造解析の前提とした。成形解析には Moldex-3D、構造解析には LS-Dyna を用いた。成形解析では Folgar-Tucker 繊維配向式を用い、樹脂の流動と対流流動から繊維配向を推定する。成形解析のソリッド要素の積分点毎に、2 階のテンソルで示される 3 次元の繊維配向を得る[50]。この配向テンソルから、繊維の整列する主方向として固有ベクトルを、その方向に整列している繊維の統計的な比率として固有値を得る。この固有値と固有ベクトルで定義される配向楕円体を、構造解析のシェル要素の平面に投影し、2D の繊維配向を示す平面楕円を得る。この平面楕円からベクトルの固有値を配向度として得る。次に、シェル要素の第一節点と第二節点により決定される要素の基準角と、平面楕円のベクトルのなす角を配向角として得る。これを全てのシェル要素の各積分点を対象に行うことで、部品の面内方向と板厚方向における配向角と配向度の分布を再

現した構造解析モデルを得る。

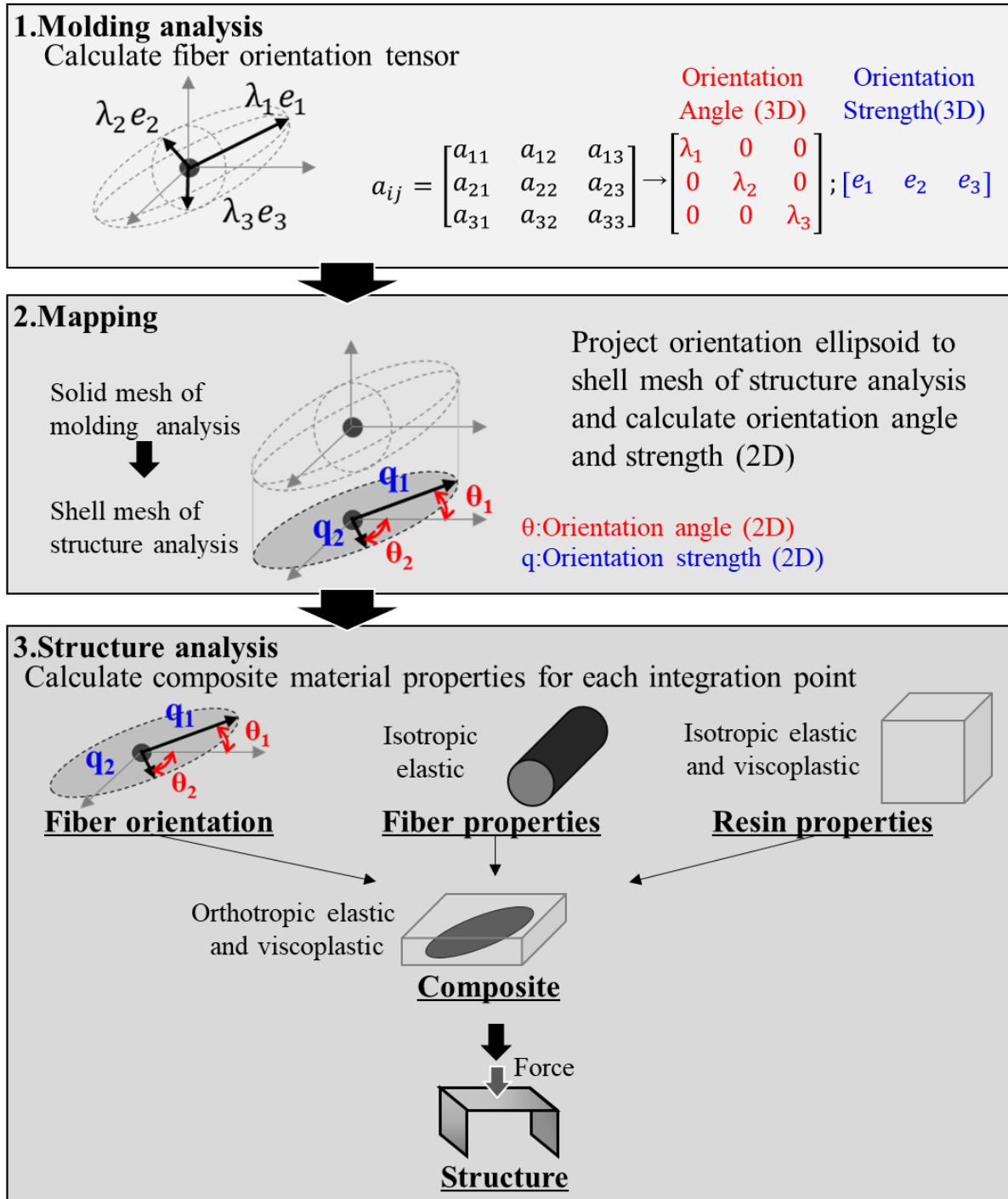


Fig.2.2-1 Process of co-analysis for injection molded composite.

II.1.2.1 複合材の剛性の表現

複合材は強化繊維の配向により現れる弾性率などの異方性だけでなく、応力状態によって降伏・損傷・破断のメカニズムが変わるため、降伏特性と破断特性の応力 3 軸性の表現も必要となる。そのため、LS-Dyna で解析する場合、MAT54, 58,157,215,261,262 等を用いるのが一般的である [51][52][53]。今回は、繊維と母材樹脂の物性から複合材の特性を予測可能な MAT215 を使い、配向度と応力状態により物性が変化することを表現する。本モデルは複合材物性の予測に Mori-Tanaka モデルを用いている [54]。複合材の平均応力と平均ひずみは、式(4), (5)のように定義され、繊維含有率 ϕ に基づき、繊維と樹脂の応力とひずみに分解される。添え字は対象を示しており、Composite は複合材、Fiber は繊維、Matrix は母材を示す。

$$\bar{\sigma}^{Composite} = \phi \bar{\sigma}^{Fiber} + (1 - \phi) \bar{\sigma}^{Matrix} \quad (4)$$

$$\bar{\varepsilon}^{Composite} = \phi \bar{\varepsilon}^{Fiber} + (1 - \phi) \bar{\varepsilon}^{Matrix} \quad (5)$$

集中テンソル \mathbf{B} を導入し、繊維と樹脂の平均応力と平均ひずみの関係は式(6)(7)の通り定義される。

$$\underline{\underline{\bar{\sigma}}}^{Fiber} = \underline{\underline{B}}^{\sigma} \underline{\underline{\bar{\sigma}}}^{Matrix} \quad (6)$$

$$\underline{\underline{\bar{\varepsilon}}}^{Fiber} = \underline{\underline{B}}^{\varepsilon} \underline{\underline{\bar{\varepsilon}}}^{Matrix} \quad (7)$$

集中テンソル \mathbf{B} は剛性 \mathbf{S} とコンプライアンステンソル \mathbf{C} を使い、式(8), (9), (10)に示すように定義される。

$$\underline{\underline{\bar{\sigma}^{Fiber}}} = \underline{\underline{S^{Fiber}}} \underline{\underline{\bar{\varepsilon}^{Fiber}}} \quad (8)$$

$$\underline{\underline{B^\sigma}} = \underline{\underline{S^{Fiber}}} \underline{\underline{B^\varepsilon}} \underline{\underline{C^{Matrix}}} \quad (9)$$

$$\underline{\underline{C^{Matrix}}} = (\underline{\underline{S^{Matrix}}})^{-1} \quad (10)$$

II.1.2.2 複合材の損傷と破断の表現

今回用いた MAT215 は樹脂の降伏と損傷、及び繊維の引張破断を表現している。樹脂の損傷については塑性ひずみ・塑性変位に応じた剛性低下を考慮した **Damage Initiation and Evolution Model**[55]が用いられている。以下にモデルの概要を記述する。

ダメージパラメータ D を導入し式(11)に示すようにダメージと応力の間に線形関係が定義され、損傷に伴い応力を低下させる。

$$0 \leq D < 1$$

$$\sigma = (1 - D) \tilde{\sigma} \quad (11)$$

D の進展は塑性変位 u_p を導入し、式(12)の様に定義される。 u_p が臨界塑性変位 u_f^p に到達すると D は 1 となり、破断判定され要素が削除される。

$$\dot{D} = \frac{\dot{u}^p}{u_f^p} \quad (12)$$

u_p は式(13)のように定義される。損傷発生パラメータ ω_D を導入し、 ω_D が 1 以上になる時、要素代表長 l と塑性ひずみ ε^p から u_p が定義される。

$$u_p = \begin{cases} 0 & \omega_D < 1 \\ l \dot{\varepsilon}^p & \omega_D \geq 1 \end{cases} \quad (13)$$

損傷の発生を決める ω_D は式(14)の通り定義され、各応力状態における塑性ひずみ ε_p の総和が臨界塑性ひずみ ε_D^p に到達すると ω_D は 1 となり、損傷開始と判定される。

$$\omega_D = \int_0^{\varepsilon^p} \frac{d\varepsilon^p}{\varepsilon_D^p} \quad (14)$$

臨界塑性ひずみ ε_D^p は式(15)と(16)に示す通り、応力 3 軸度 η 毎に定義され、応力状態によって異なる破断ひずみを表現可能とする。 η は平均応力 p を相当応力 p で除したものである。

$$\varepsilon_D^p = \varepsilon_D^p(\eta, \dot{\varepsilon}^p) \quad (15)$$

$$\eta = -p/q \quad (16)$$

II.1.3 供試材の仕様と成形条件

構造解析に用いる材料物性を取得するため、平板から試験片を切り出し、材料試験を行う。用いる平板の成形条件と仕様を Table 2.2-1 に示す。本研究では、繊維配向の不均質性による物性差の表現と、その結果が構造解析精度に及ぼす影響を検証することが目的である。そのため、強化繊維による物性への影響が顕著な材料が適している。そのため、自動車適用の実績がある繊維強化樹脂複合材の中で、繊維含有率が高く、繊維の機械特性が高い材料という観点から、耐熱性ポリアミドを母材とし、炭素繊維を40wt%含有している Polyplastics 社製の PA9T-CF40[56]を用いた。

Table.2.2-1 Test piece spec and molding condition

Equipment	TOYO MACHINERY & METAL CO.,LTD. Si-180-6
Material	PA9T-CF40
Fiber length after molding	700 μ m
Temperature (Mold, Resin)	168°C, 315°C
Injection condition (Speed, time)	50mm/sec, 1.14sec
Keeping Pressure	150MPa
Cavity size	150 \times 150 \times 3mm

II.1.4 供試材の繊維配向の計測

試験片の切り出し位置を決定するため、平板の繊維配向情報を入手する。従来の研究ではマイクロ X 線 CT のみを用いた計測例が多い[57][58][59]。その場合、数ミリ四方の限られた部位における繊維配向の差を取得することとなる。その場合、切り出し位置における繊維配向の差を有意な差と判断するのか、試験片間のバラツキや、CT 像から画像処理する過程における計測誤差とするのか判断が難しくなる。そのため、本研究では局所的な繊維配向はマイクロ X 線 CT を用いて板厚方向の分布まで計測しつつ、同時にタルボ・ロー撮像[60][61]を用いることで、平板全域の繊維配向の情報も得た。これにより、マイクロ X 線 CT で得た各切り出し位置における配向度の変化が、なぜ起きているのかを推察可能な状態にすることで、得られる局所的な繊維配向情報の妥当性やその切り出し位置における傾向を推定可能にし、モデルの同定や精度検証における考察を可能にした。

II.1.4.1 タルボ・ロー撮像による，巨視的な配向情報の取得

射出成形複合材のタルボ・ロー撮像には，吉村らの先行論文に示される技術[62]を用いた．原理を Fig.2.2-2 に示す．X 線の等価像を得る際に回折格子を設け 0,45,90,-45 度と傾けて撮像することで，繊維の配向情報を得ている．

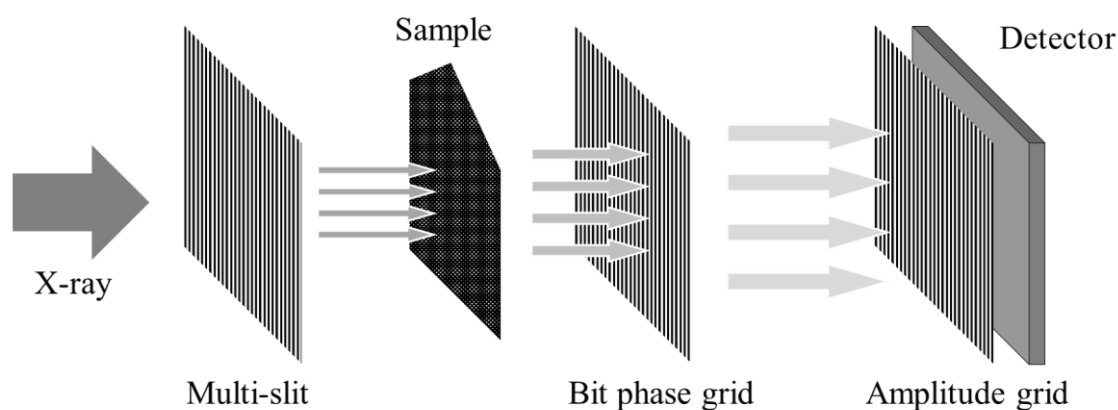


Fig.2.2-2 Principle of Talvo-Low interference measurement.

これは格子などの周期的な構造を持つ物体が，波面の揃った光を照射されたとき，格子から特定の距離をとった位置において，格子の周期構造に対応した強度分布像が観察されるタルボ効果と，X 線の光源前に複数のスリットを持つ格子を配置し，スリットを通過した各光が可干渉性を有するロー効果を用いている．これらの効果により，投影像が生じる位置に第 2 の格子を配置することで発生するモアレ縞[63]から，物質の内部構造を把握する．タルボ・ロー撮像により得られる画像は以下の三つである．一つは従来の X 線計測と同様の物質による X 線の吸収率により描かれる吸収画像，二つ目は物質による X 線の可干渉性により描かれる小角散乱画像で繊維状の物質の描写に適していると言われる．三つめは，物質による X 線の屈折角により描写される微分位相画像で，構造の輪郭などを抽出するのに適していると言われている．今回の計測では 0,45,90,-45 度の格子角度毎の小角散乱画像における輝度差を用いて繊維配向角を得た．繊維の局所的な凝集の有無を確認するため，吸収像より相対的な繊維量を可視化している．繊維配向角を定量的に定

義するために用いる小角散乱強度を式(17)に示す.

$$DF(\theta) = \exp -[a_0 + a_1 \cdot \cos(2(\theta + \varphi))] \quad (17)$$

a_0 はサンプルの平均散乱強度, a_1 は散乱強度の異方性を, θ は格子角度, φ は実際の繊維配向角を示す. 各格子角を対象に式(17)を適用し, 最小二乗近似を用いて a_0 , a_1 , φ を求め, φ を繊維配向角とし, 異方性を示す a_1 を配向度として定義した.

相対繊維量を輝度で示した結果を Fig.2.2-3 に示す。流動末端は輝度が高く、相対繊維量が高くなっていることが分かる。試験片切り出し可能な中央部近傍と比べると、繊維含有率が高く、物性が異なることが予測される。これらは構造部材においても特異的な点と考えられるため、物性評価から除外した。

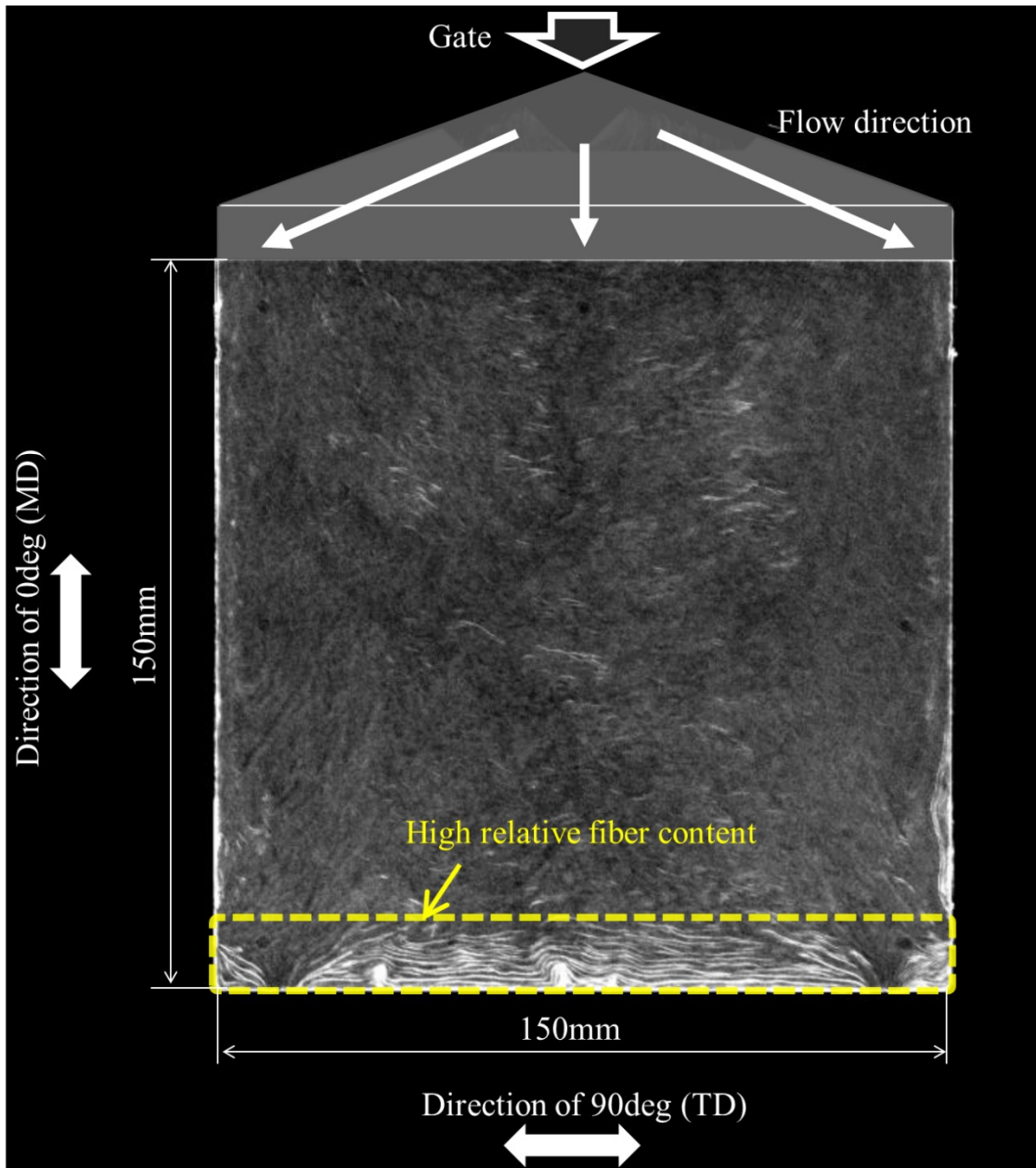
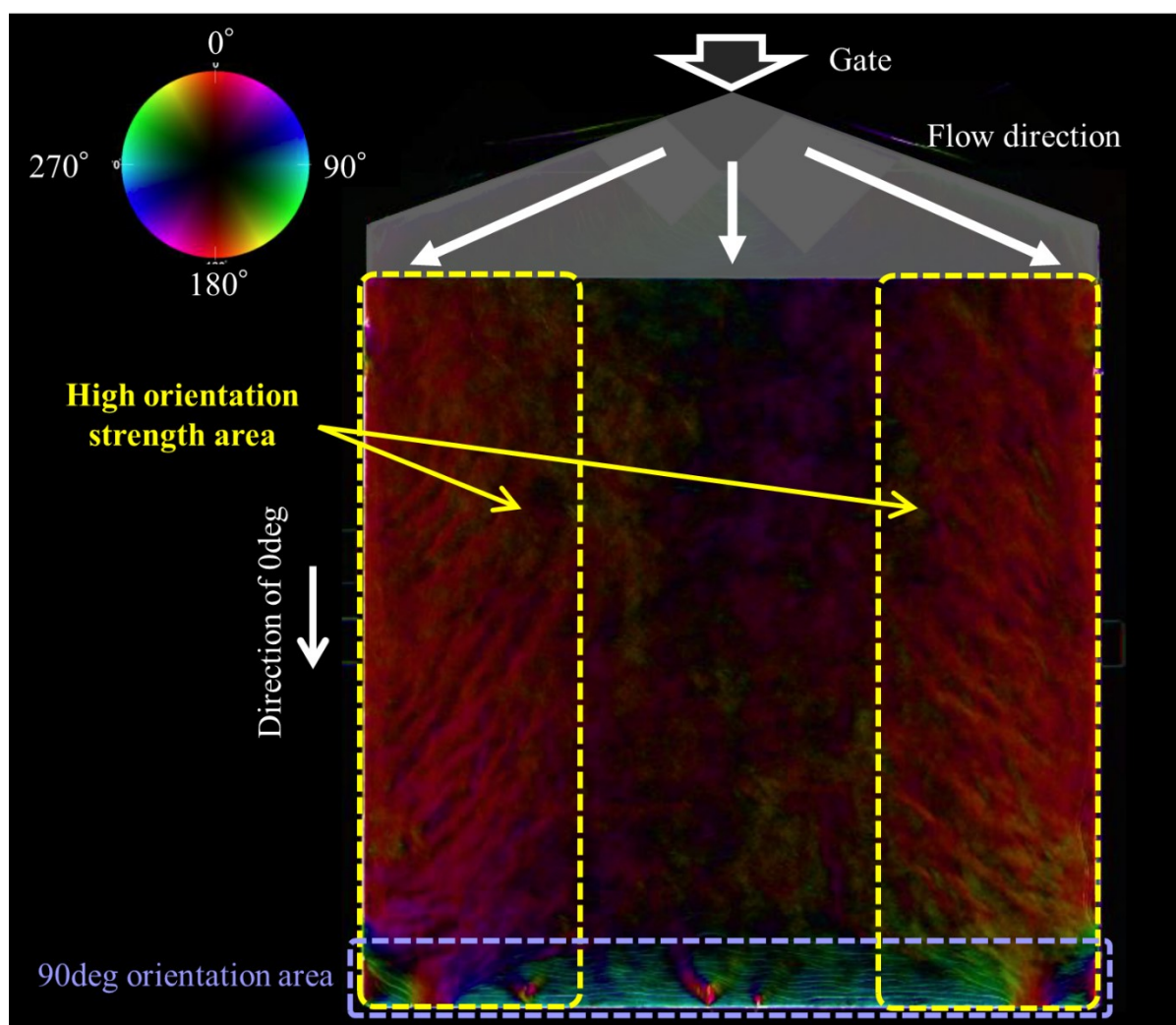
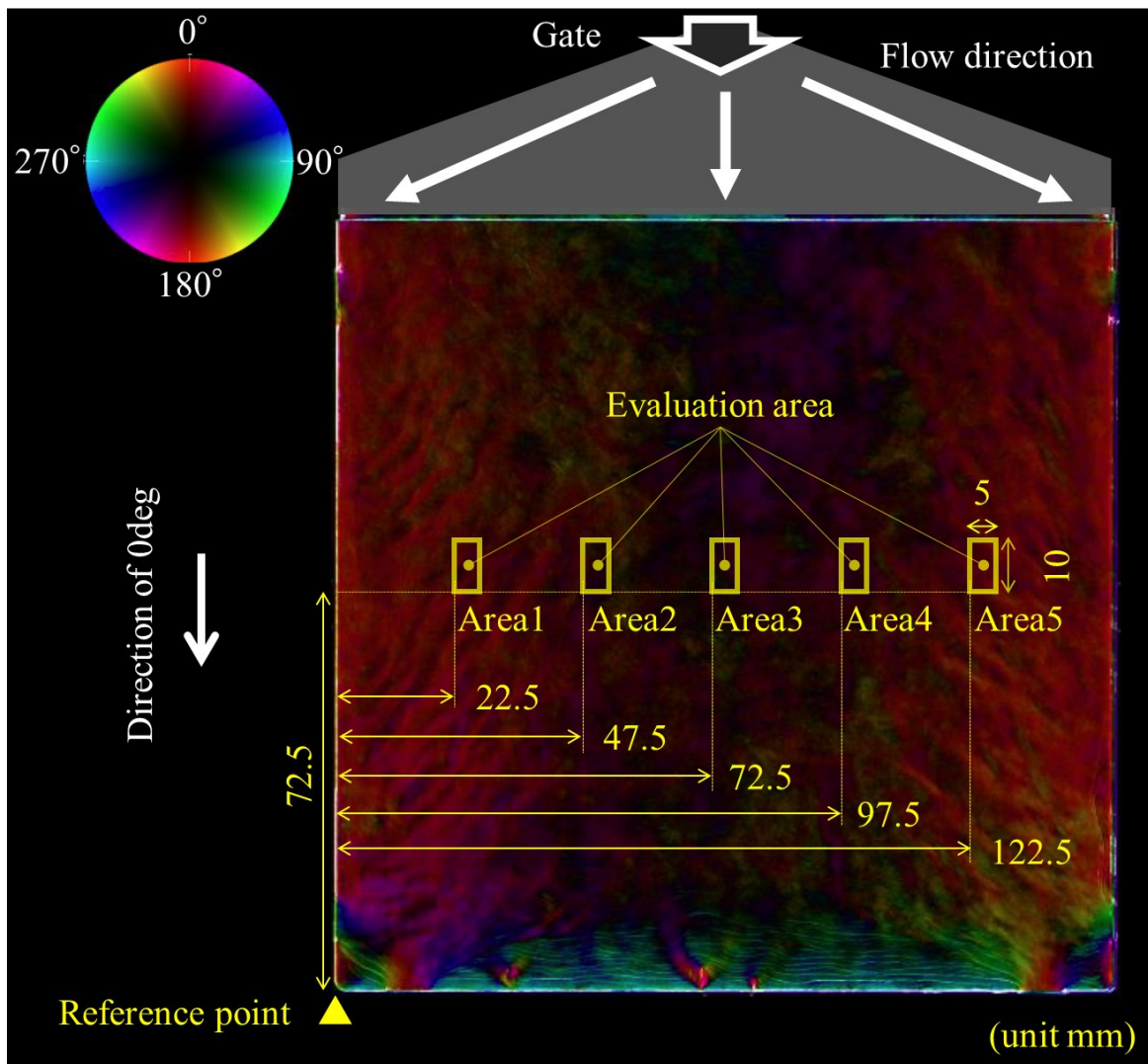


Fig.2.2-3 Relative fiber contents in a plate.

次に、板厚方向に平均化した配向度を輝度、配向角をカラーコンタで示した図を Fig.2.2-4(a)に、切り出した試験片の平行部に該当する部位を重ねたものを Fig.2.2-4 (b)示す。Fig.2.2-4(a)から、平板の中央よりも側面の輝度が高く、図の左右方向において配向度が変化していることが分かる。MD 方向の試験片であれば、Fig.2.2-4(b)の通り、切り出し位置を左右方向に振ることで、配向度の異なる試験片が得られることが想定される。一方で、図の上下方向では輝度の変化は少なく、TD 方向の試験片では切り出し位置を上下方向に変えても、配向度を大きく振ることは難しいことが想定される。



(a)



(b)

Fig.2.2-4 Distribution of fiber orientation angle and strength of orientation averaged in the plate thickness direction.

配向角をより定量的に評価するため、試験片の評点部と同一の範囲となる Area 1 から Area 5 の範囲を対象に、画素ごとのカラーコンタを対象に画像分析を行った。対象の領域における、板厚方向に平均化した繊維配向角の頻度を求めた結果を Fig.2.2-5 に示す。基準として、平板全域の配向角の頻度を示したものを黒色の実線で示す。全域に対し、Area 1, Area 5 は多くの繊維が 0 度に配向しているのに対し、Area 3 は±45 度までの範囲で繊維配向角が分布しており、配向度が低いことが分かり、Fig.2.2-4 に対する分析が妥当であることが確認できた。

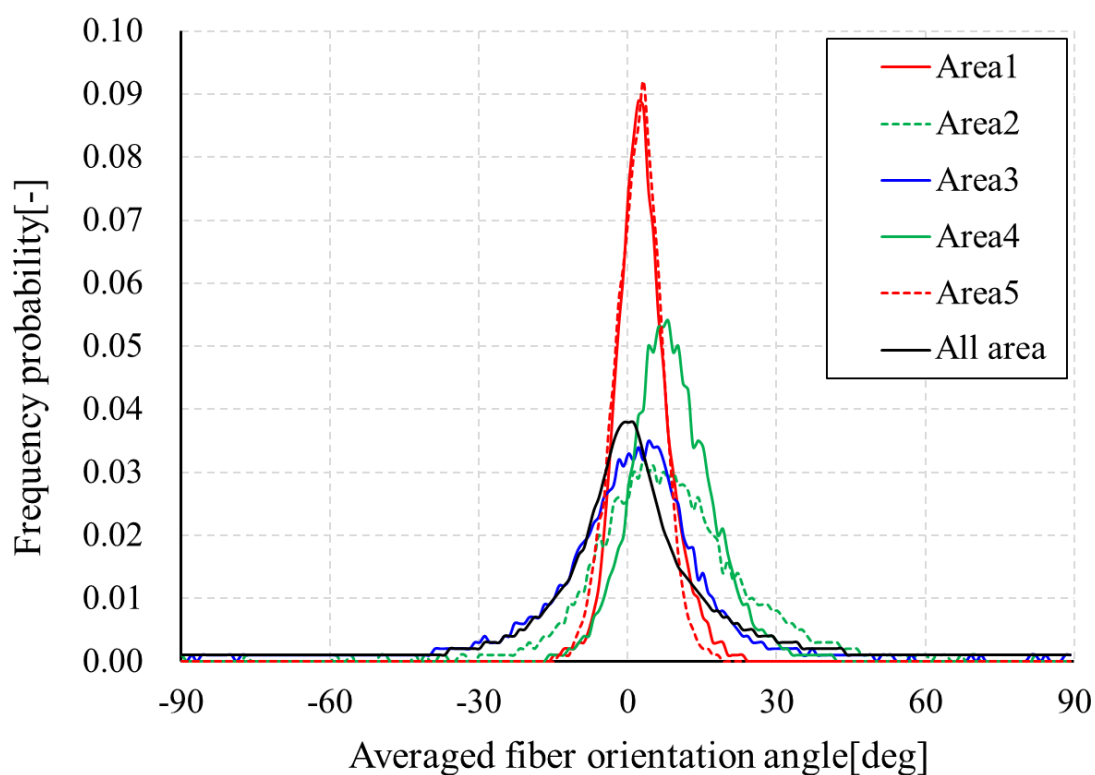


Fig.2.2-5 Frequency distribution of averaged fiber orientation angle in each evaluation area.

II.1.4.2 マイクロ X 線 CT による、微視的な繊維配向情報の取得

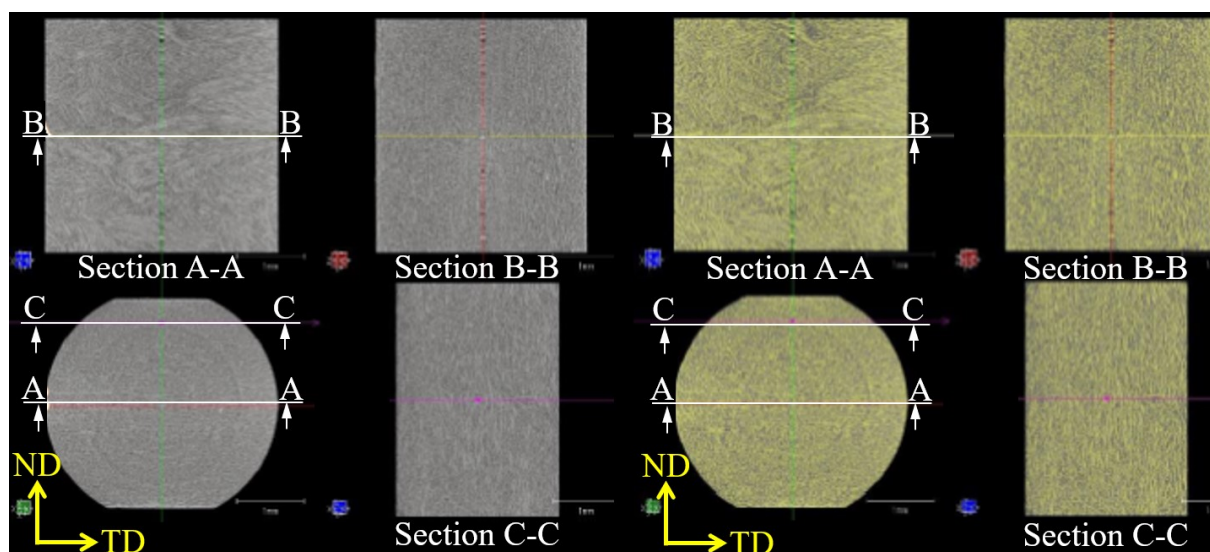
タルボ・ロー撮像では板厚方向の情報は重ね合わされるため、板厚方向の繊維配向の分布を評価できない。そこでマイクロ X 線 CT を用いて、局所的な繊維配向情報を計測した。評価条件を Table.2.2-2 に示す。評価領域は後述の材料試験片の平行部寸法と揃えている。撮像した投影像を対象に、Table.2.2-3 に示す条件にて 3D 像の構築と、2 値化の画像処理を行い、各領域における繊維を可視化した。3D 像と可視化した繊維の像を Fig.2.2-6 に示す。

Table.2.2-2 Measurement conditions of micro x-ray CT

Equipment	Yamato Scientific Co., Ltd. TDM1000H-II(2K)
Sample area	Area3,4,5
Sample size	3.4 × 3.4 × 3.4mm

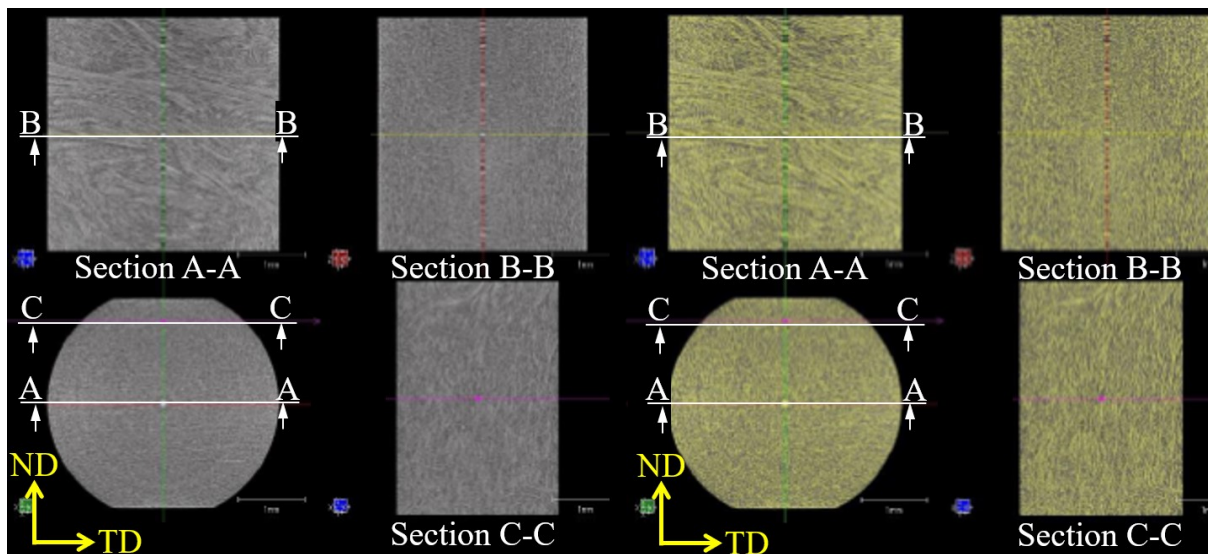
Table.2.2-3 Condition of image analysis

3D analysis soft	TRI/3D-VOL-FCS64
Fiber mesurement soft	TRI/3D-FBR-DT
Image processing	binarization
Number of area divisions	
Thickness direction	10 (0.313x3.4mm)
In plane direction	1(3.4x3.4mm)



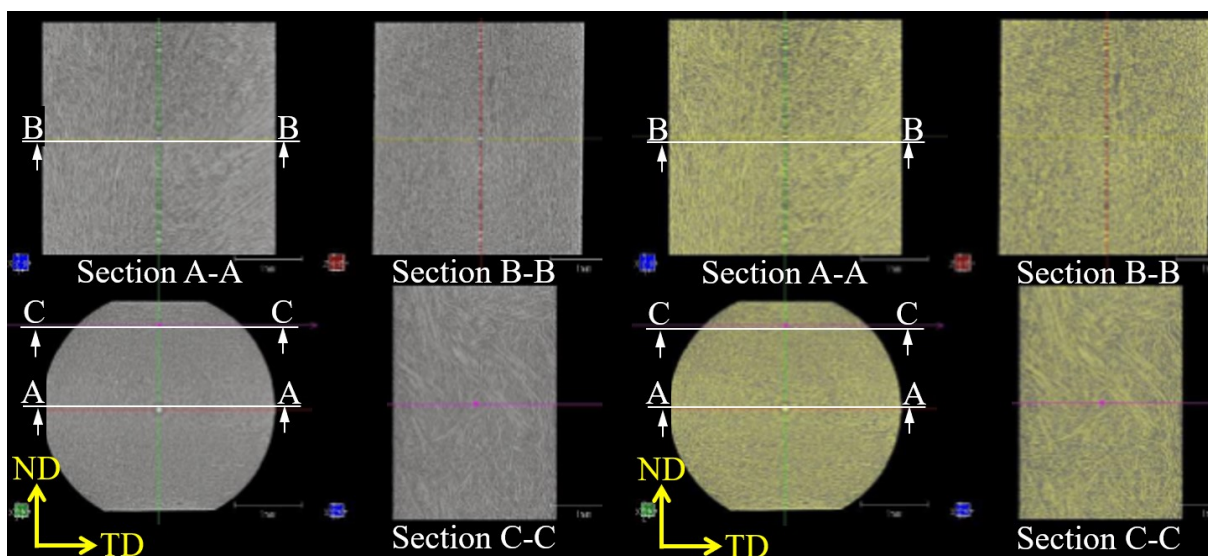
(a-1) CT image of center

(a-2) Binarized image of center



(b-1) CT image of intermediate

(b-2) Binarized image of intermediate



(c-1) CT image of outside

(c-2) Binarized image of outside

Fig.2.2-6 CT Image and binarized image of fiber.

板厚中央部の断面 A と、板表層付近の断面 C を各領域で比較してみると、Center や Intermediate の断面 C は MD 方向に配向しながらも、断面 A は TD 方向に配向しており、スキンとコア層で配向角が変わることが分かる。一方、Outside は断面 A,C とともに MD 方向に配向していることが確認

できる。

これらの2値化した繊維の3D像を対象に、繊維配向テンソルを求めた。繊維配向テンソル A_{ij} の A_{11} を MD 方向の配向度として示した結果を Fig.2.2-7 に示す。評価範囲は Fig.2.2-4 と同一である。Area 1, 2, 3 に相当する、Outside, Intermediate, Center の3点で評価した。想定通り、板厚方向において配向度は変化しており、コア層に対しスキン層は配向度が高く、Center に対し Outside は板厚全域で配向度が高いことを確認できた。後者についてはタルボ・ロー撮像結果とも合致しており、妥当な結果と考える。

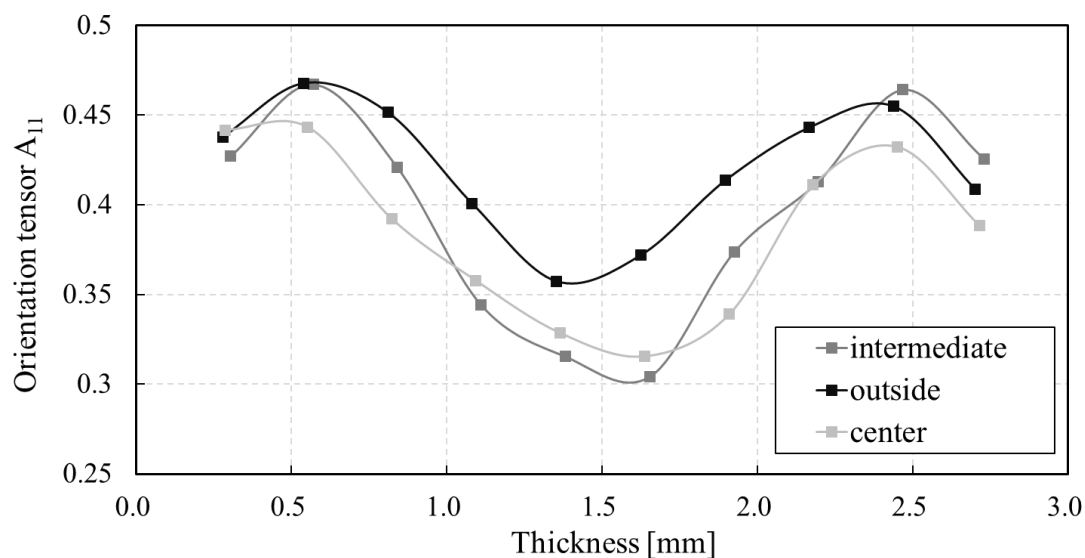


Fig.2.2-7 Orientation tensor from image analysis of micro x-ray CT.

タルボ・ロー撮像とマイクロ X 線 CT の計測結果から、樹脂の流動方向に対し、幅方向に切り出し位置を振ることで、同じ樹脂流動方向でありながら、繊維配向度の異なる物性が得られる見込みを得た。一方で、流動末端を除くと、樹脂の流動方向には配向度の大きな変化はないため、90度方向の物性を得る試験では、異なる配向度での試験が困難なことが想定される。

II.1.4.3 繊維長の分布の確認

モデル表現するうえで、繊維配向以外に繊維長も物性に寄与することが知られている[64][65]. そのため、解析対象の部材内で繊維長が大きく分布する場合には、配向度と同様に繊維長の分布による物性の変化をモデル上で表現する必要が出てくる. そのため、各切り出し位置における繊維長の分布についても確認した. 今回モデルでの表現は剛性や強度などの力学特性の変化を捉えることが目的のため、長い繊維ほど物性に寄与する効果を考慮した長さ加重平均繊維長を用いて検討した. 各切り出し位置における繊維長の分布はマイクロ X 線 CT により得た繊維の 3D 像を対象に画像処理にて求めている. 各計測位置における長さ加重平均繊維長を求めた結果を Fig.2.2-8 に示す.

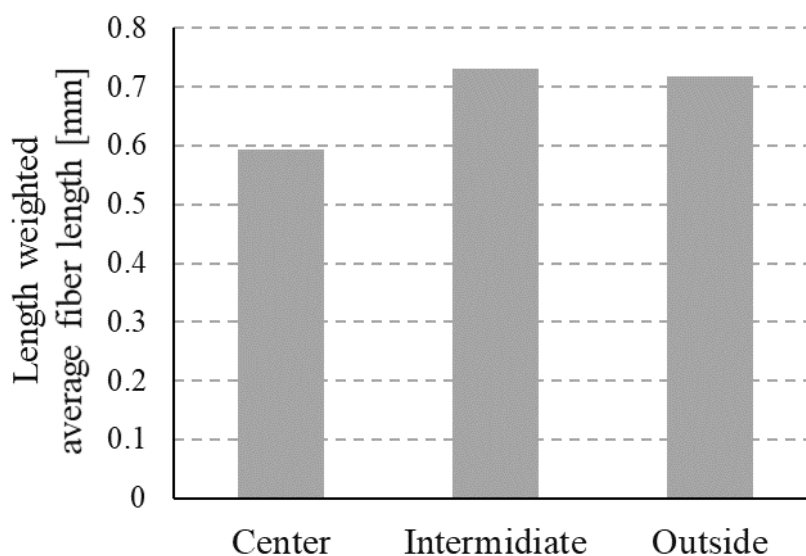


Fig.2.2-8 Difference of fiber length depending on cutting position.

Center に対し、0.1mm 程度 Intermediate と Outside の方が繊維長は長い結果となったが、物性差を考慮しなければならないほどの大きな繊維長の差や分布は見られなかった. 以上から、今回のモデルでは繊維長分布は考慮しないこととした.

II.1.5 引張・せん断特性の取得

II.1.5.1 試験片サイズによる引張特性への影響検証

複合材のような強化機構に大きく物性が影響される材料では、試験片の評点部の面積を大きくとることで、試験結果のバラツキを低減するのが一般的である[66][67]。これは、評点部の面積が大きくなることで欠陥の存在確率が高くなるためである。しかし、本研究では局所的な繊維の配向の変化を捉えたモデル化が必要であり、評点部の面積が大きいと、異なる配向度を含んだ平均的な物性となるリスクがある。そのため、評点部の面積の大きさが物性に与える影響を検証した。

評点部面積の小さな試験片は ASTM D 1822 Type L を用いた。評点部の面積を大きくとった試験片は、原版からの切り出し可能な範囲で最大となるよう設計した。それぞれの試験片形状と切り出し条件を Fig.2.2-9 に示す。0 度方向試験片の評点部とマイクロ X 線 CT の計測部位は同一部位とした。試験条件は Table 2.2-4 に、0 度方向と 90 度方向の引張弾性率を引張強度の計測結果を Fig.2.2-10 に示す。

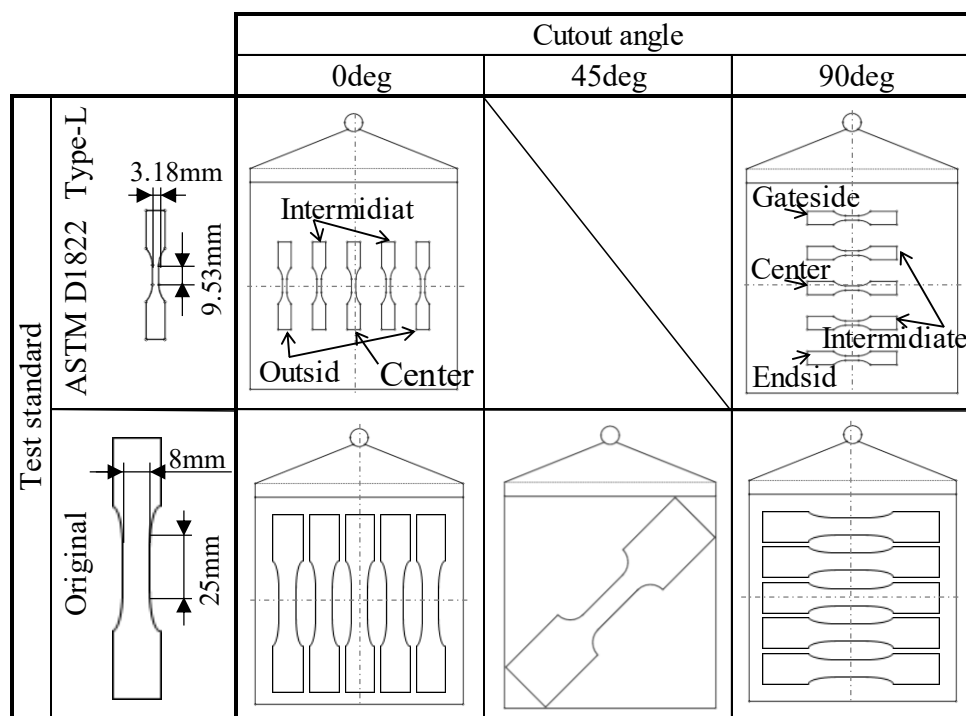
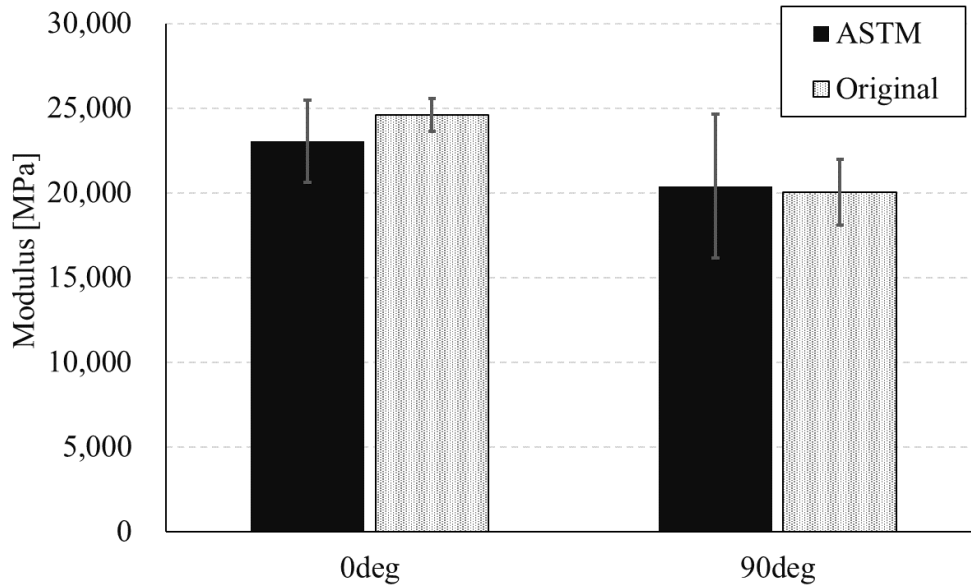


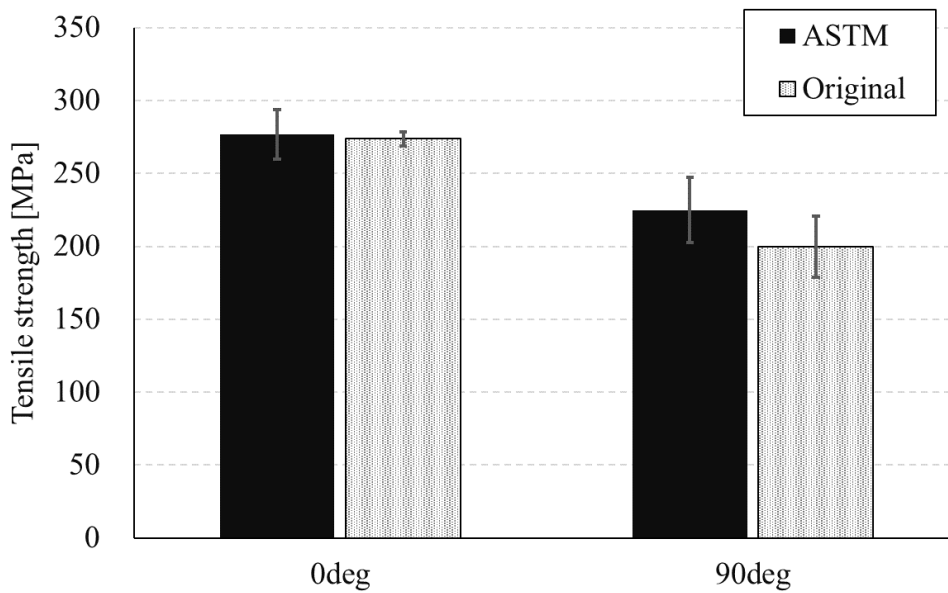
Fig.2.2-9 Conditions for cutting out test pieces from a flat plate.

Table.2.2-4 Test condition of tensile test

Equipment	Shimadzu corporation AG-50TB
Strain rate	0.01[1/s]
Gauge length	2.1mm
Direction	0,45,90deg



(a) Modulus



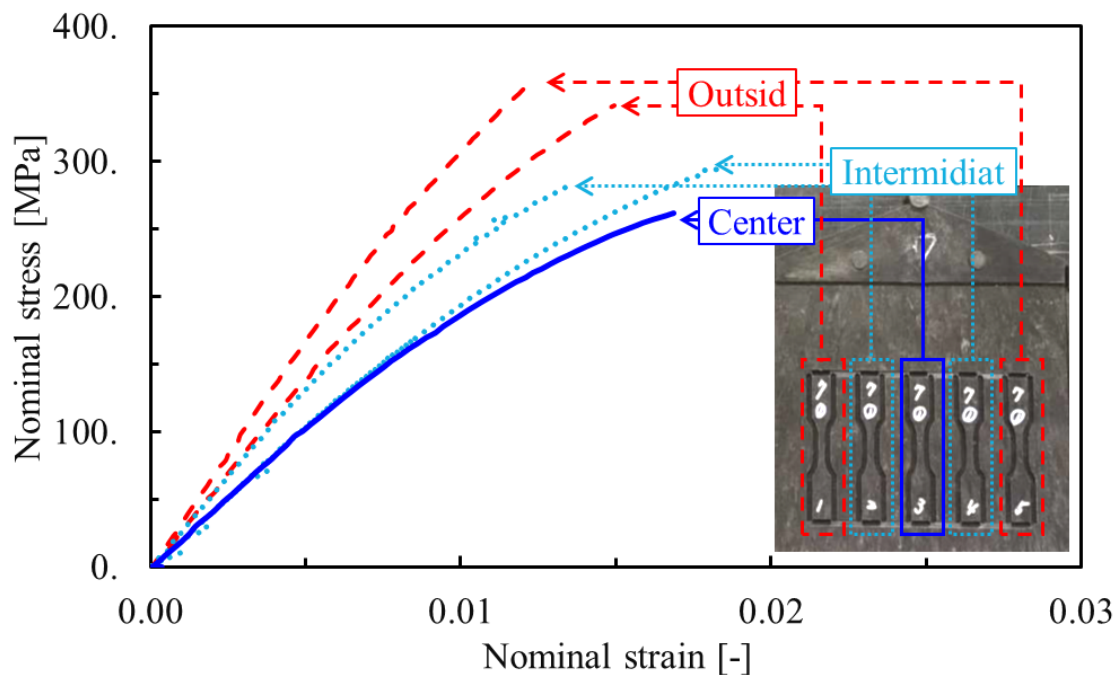
(b) Strength

Fig.2.2-10 Effect of test piece size about tensile test.

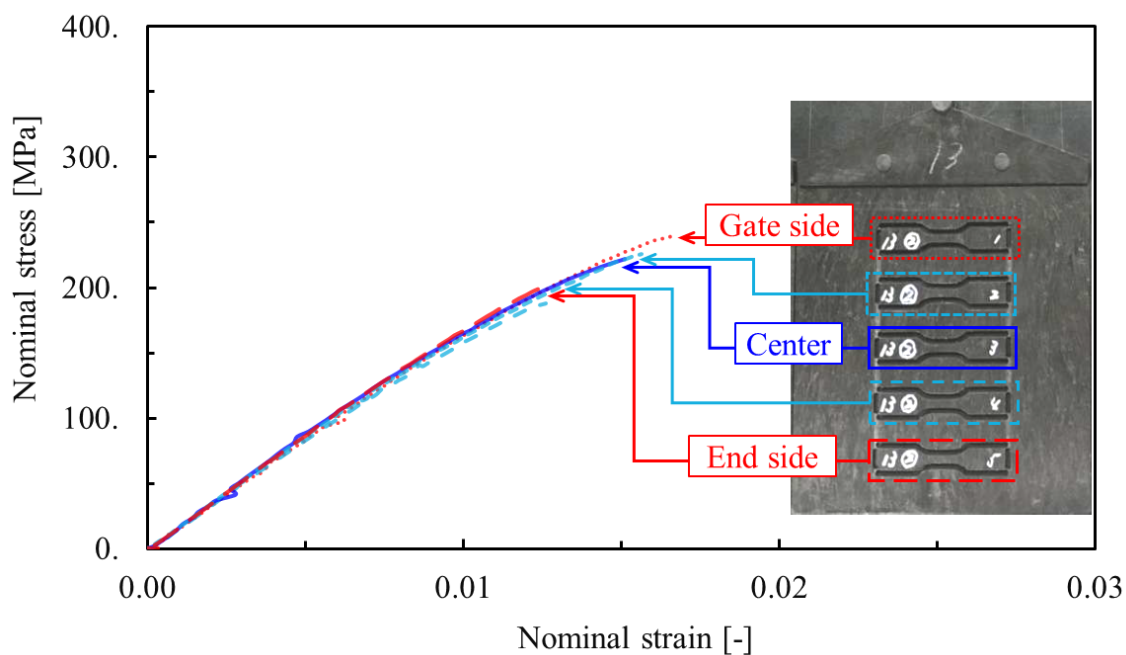
エラーバーは最大値と最小値を示す。弾性率については0度方向と90度方向ともに、評点部の面積が大きいOriginalの方がばらつきが低い結果となった。強度については、0度方向においてはOriginalの方がばらつきは小さく、平均値も低い結果となった。以上から、ASTM D 1822 Type Lを用いてもバラツキは±10%程度である一方、Original試験片では90度方向の強度を低く見積もるリスクがあることが分かった。以上から、本研究では評点部面積が小さく、局所的な物性が取得できると考えられるASTM D 1822 Type Lを用いることとした。

II.1.5.2 配向角と配向度に応じた引張特性の取得

配向による特性の変化をモデルで表現するため、配向度の異なる条件にて物性を取得する必要がある。ターボ・ロー撮像結果とマイクロX線CTの計測結果から、TD方向に試験片の切り出し位置を振ることで、配向度の異なる試験を行える見込みをえている。Fig.2.2-11に切り出し位置と物性の関係を示す。



(a) Relationship between cut out position and properties on 0deg tensile test.



(b) Relationship between cut out position and properties on 90deg tensile test.
 Fig.2.2-11 Experimental results of tensile strength in ASTM and Original specimen
 at 0° and 90° of cut angle.

Fig.2.2-11 に示す通り，0 度方向の引張特性は切り出し位置により明確に異なることが分かる．平板端部に近い **Outside** から切り出した試験片は弾性率，強度ともに高く，平板中央部の **Center** に近づくとつれて，剛性と強度が低下している．これはタルボ・ロー撮像の結果やマイクロ X 線 CT の結果から，試験片端部ほど配向度が高いためと考えられる．一方，90 度方向の弾性率は切り出し位置により大きな差はない．タルボ・ロー撮像結果から，流動方向においては位置が異なっても，配向度の変化が少ないことがわかっており，90 度方向試験片は切り出し位置による配向度の差が小さいためと考えられる．

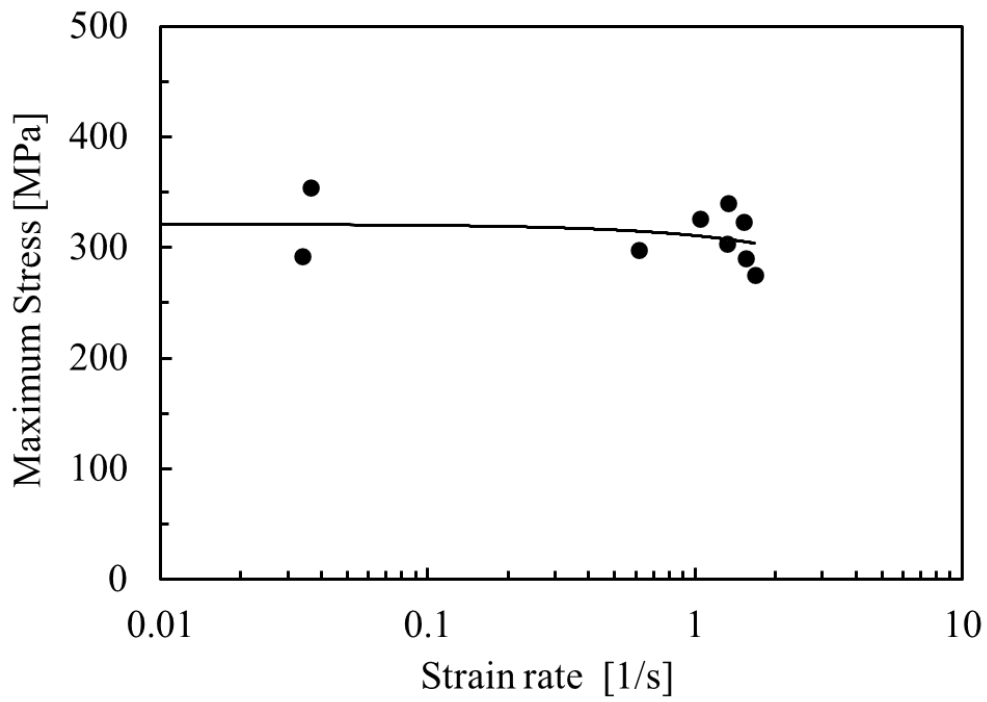
II.1.5.3 速度依存性の取得

一般的な樹脂材料は、異方性や応力三軸性だけでなく、一般的にひずみ速度によって降伏特性や破断特性が変化する。そのため、動的な現象を解析対象とする場合は、ひずみ速度依存性を材料モデルに反映することが必要となる。そのため、対象とする PA9T-CF40 のひずみ速度依存性を動的試験にて取得した。試験条件を Table.2.2-5 に示す。試験機はハイドロショット試験機を用いているが、油圧にて錘に初期速度を与えたのち、ヘッドを介して試験片に荷重を加える構造となっている。そのため、必ずしも狙いの初期速度が出ているは限らない。試験片の剛性や強度が高ければ、破断に至るまでに消費されるエネルギー量は増加するため、狙いの試験速度に対して実際の試験速度は低下する。そこで、任意のひずみ速度を狙い、チャック間距離から試験の初期速度を決定したのち、計測時のヘッドの速度から実際のひずみ速度を求めなおした。

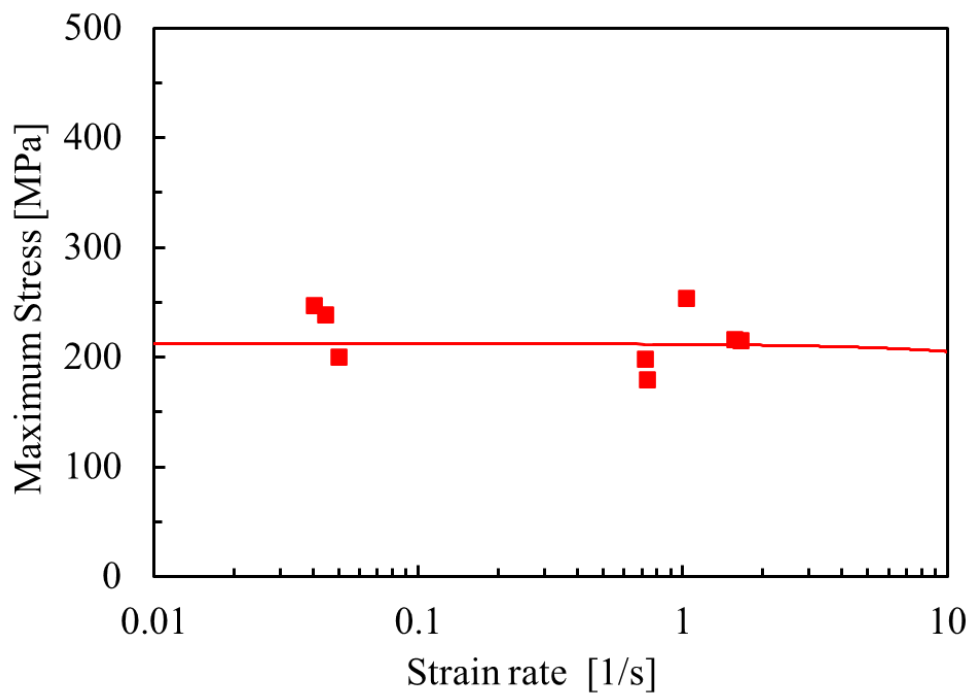
Table.2.2-5 Measurement conditions of high speed test

Equipment	Shimadzu corporation HITS-T10
Gauge size	8×3.18×3mm
Cut out angle	0,90deg
Gauge length	2.1mm
Pitch of chack	8mm
Strain rate	0.02, 0.6, 1, 2 [1/s]

0 度方向と 90 度方向の引張試験における、ひずみ速度による引張強度の変化を Fig.2.2-12 に示す。各プロットは N1 の試験結果出ある。ここでは切り出し位置の影響を除外するため、比較的配向度が近い Area2,3,4 の試験結果のみを対象に行った。



(a) 0deg tensile test



(b) 90deg tensile test

Fig.2.2-12 Strain rate dependency.

0度と90度方向ともにひずみ速度によって最大引張強度は変化しなかった。今回対象とした複合材料は曲げたわみ温度が270度であり、一般的なPA6などよりも非常に耐熱性が高いことが確認されている。同種の母材樹脂間において耐熱温度が高いということは、時間温度換算側が成立すると考えると、ひずみ速度依存性が低いことが考えられる。すなわち母材樹脂のひずみ速度依存性は低いと考えられる。また、繊維含有率はWf40%であり、射出成形複合材としては上限に近い。以上から、母材樹脂のひずみ速度依存性が低く、繊維含有率も高いことにより、複合材のひずみ速度依存性が低かったと想定される。以上から、今回対象とするPA9T-CF40はひずみ速度依存性が小さいため、材料モデル上では考慮しないこととした。

II.1.6 圧縮特性の取得

II.1.6.1 圧縮試験手法の検討

圧縮試験は負荷時の面外力を排除することが難しく、座屈抑制を検討した様々な試験手法が試されている[68][69]. 本研究においても, Fig.2.2-13 に示す三つの試験手法にて評価を行った. 切り出し位置は引張試験と同一とし, 各手法の比較検討には, 繊維配向が安定している平板中央部 3 点の試験結果を用いた. Type-A は樹脂材料の圧縮試験規格である JIS_K7172 をベースとし, Type-B は引張試験片と同一規格である ASTM D 1822 Type L の試験片形状を平行部までチャックした. Type-C は評点部面積の影響を確認するため, 平行部エリアを拡大しつつ, 面外変形を拘束する治具を用いて評価した. Type-B のチャック部はユニバーサルジョイントを除いた高剛性のものを用いた.

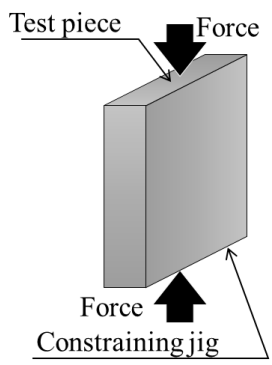
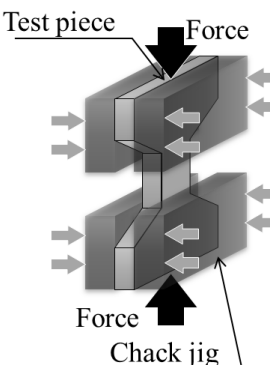
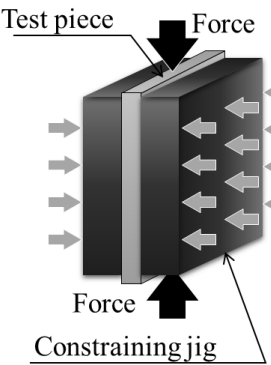
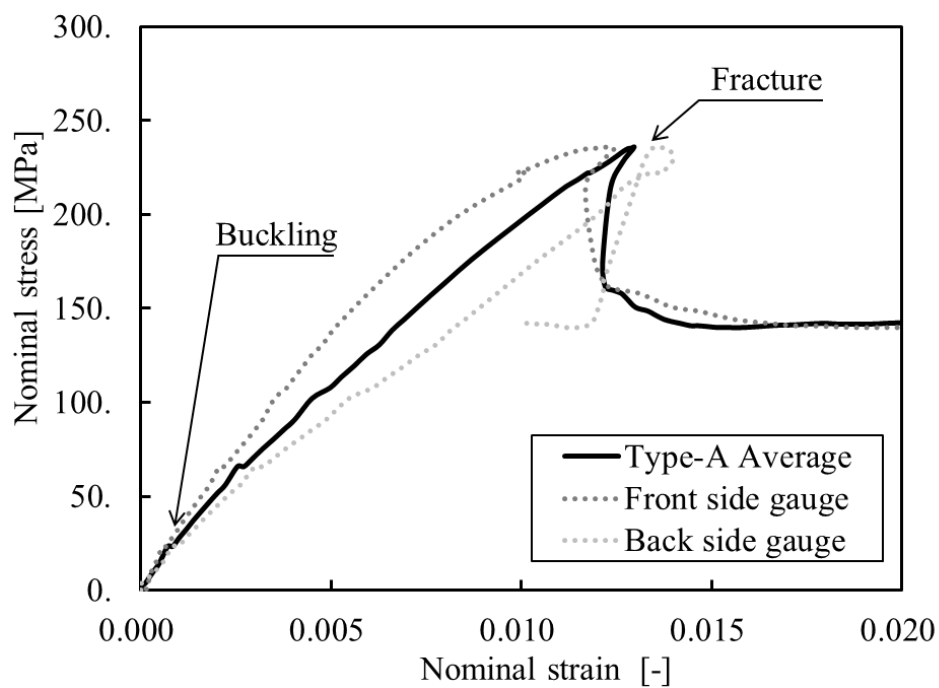
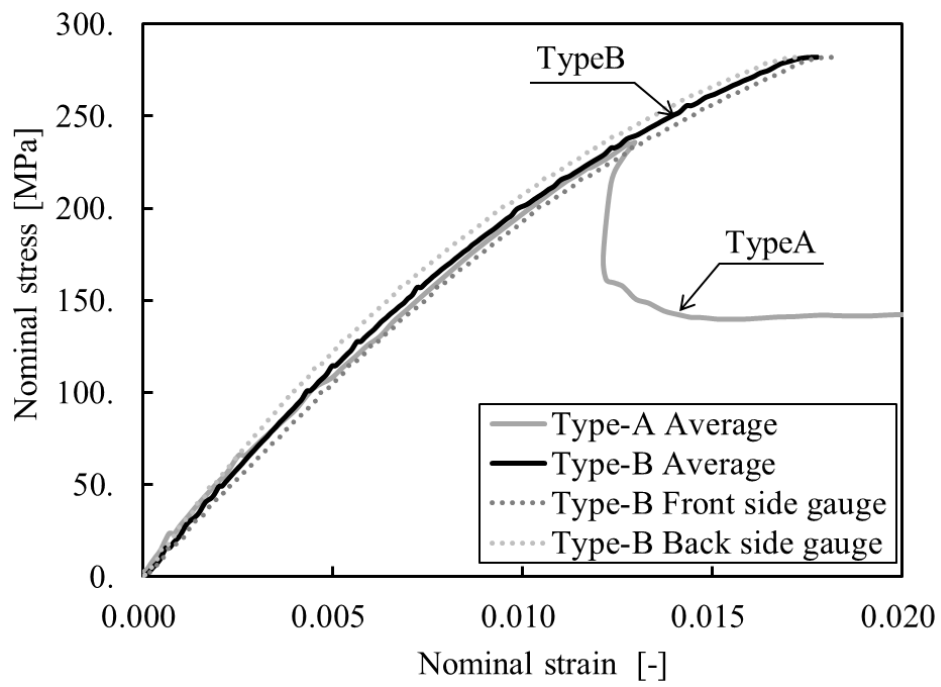
	Type A	Type B	Type C
Boundary condition			
Gauge size	10x10x3mm	8x3.18x3mm	42x28x3mm
Test speed	0.1mm/s	0.08mm/s	0.1 mm/s
Gauge length	2.1mm	2.1mm	42 m m
0deg strength	236MPa	282MPa	275.5MPa
90deg strength	-	219MPa	214.8MPa

Fig.2.2-13 Method of compression test and results.

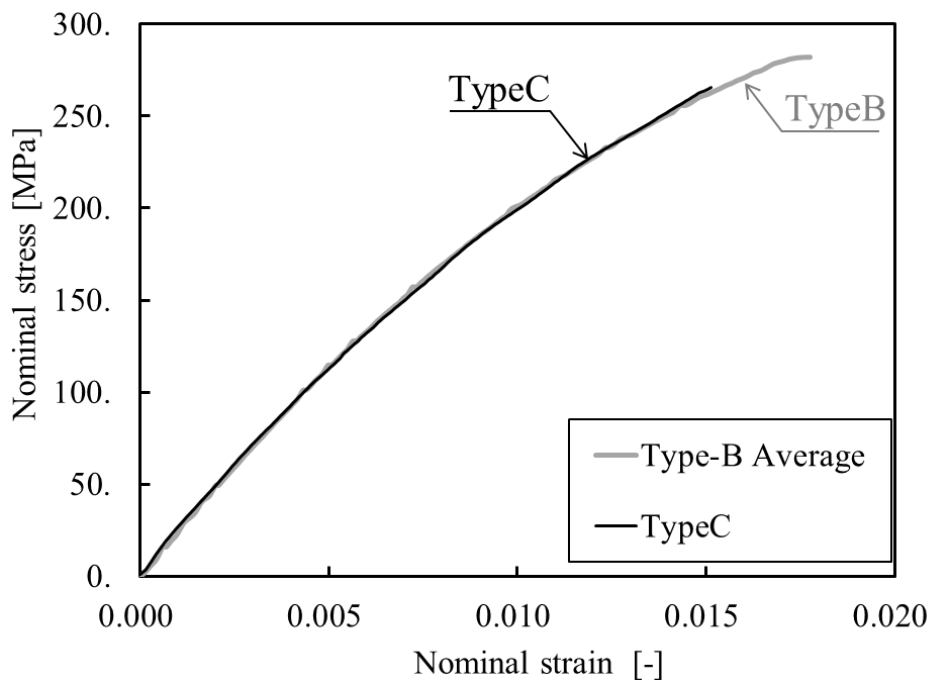
各試験手法の公称応力と相当ひずみの関係をそれぞれ Fig.2.2-14 に示す. また, Type-A と Type-B については, 試験片の表面と裏面に張り付けたひずみゲージの値を破線で, それらの平均値を実線で示す.



(a) Type-A



(b) Type-B



(c) Type-C

Fig.2.2-14 Stress strain curve.

Type-A では変形初期から表面と裏面のひずみが乖離しており面外変形が発生していることが分かる。結果、圧縮ひずみが 1.2%前後で試験片が座屈により破断した。試験片端面が拘束されておらず座屈係数が低いのに加え、試験片端面の平行度が低く、面外力が発生したためと考えられる。これに対し Type-B は表面と裏面のひずみの差が小さく面外変形を低減できており、圧縮破断ひずみは 1.8%まで大きく上昇し、圧縮強度は 280MPa となった。また 1.2%までの弾塑性特性は Type-A の平均値と同等であることから、Type-B がチャックにより端部を拘束している影響も無視できることを確認した。Type-C は評点間距離が 42mm と大きいため、Digital Image Correlation (DIC)[70]にてひずみを算出した。拘束治具により座屈は抑制できているが、最大圧縮強度は 265MPa 程度であり、Type-B の 285MPa に比べ低いことが分かる。これは平行部が大きく、欠陥の存在確率が上がったためと考えられる。一方で、破断点までの弾塑性特性は Type-A,B,C とも合致しており、適切な特性が得られていることも分かる。

以上から、局所的な圧縮強度を適切に取得できていると考えられる Type-B の計測結果を用いる事とした。

II.1.6.2 配向角と配向度に応じた圧縮特性の取得

3.6.1 にて決定した試験手法を用い圧縮特性を取得する。評価条件を Table 2.2-6 に示す。MD 方向の圧縮特性の計測結果と、試験片切り出し位置の関係を Fig.2.2-15 に示す。引張試験同様に、配向度が高い Outside の弾性率・圧縮強度が高く、配向度の低い Center は弾性率・圧縮強度が低い。一方で、引張特性と比較すると圧縮弾性率と圧縮強度ともに、切り出し位置による物性の変化量は小さいことが分かる。これは引張と圧縮における破壊機構の差が要因と考えられる。一般的に引張破断における破断起点が繊維端部における微視的な応力集中に起因すると言われている[71]。これに対し、ローゼン[72]や上田[73]らは、圧縮時の破断の起点は繊維の座屈により引き起こされるとし、母材樹脂のせん断剛性が複合材の強度を決定すると考えた。その後、圧縮破断時の現象を考察した論文は多いが、根本となる破壊機構の考え方はローゼンらの記述の範疇である。以上から、引張破断が繊維に起因するのに対し、圧縮破断は母材樹脂に起因すると考えられ、以上から配向度による変化は引張強度の方が寄与が高いことは妥当と考えられる。以上から、引張特性よりも感度は下がるが、配向度により圧縮特性が変動することを確認できた。

Table.2.2-6 Conditions for compression test

Equipment	Shimadzu corporation AG-50TB
Gauge size	8×3.18×3mm
Cut out angle	0,90deg
Gauge length	2.1mm
Pitch of chack	8mm
Test speed	0.08mm/s

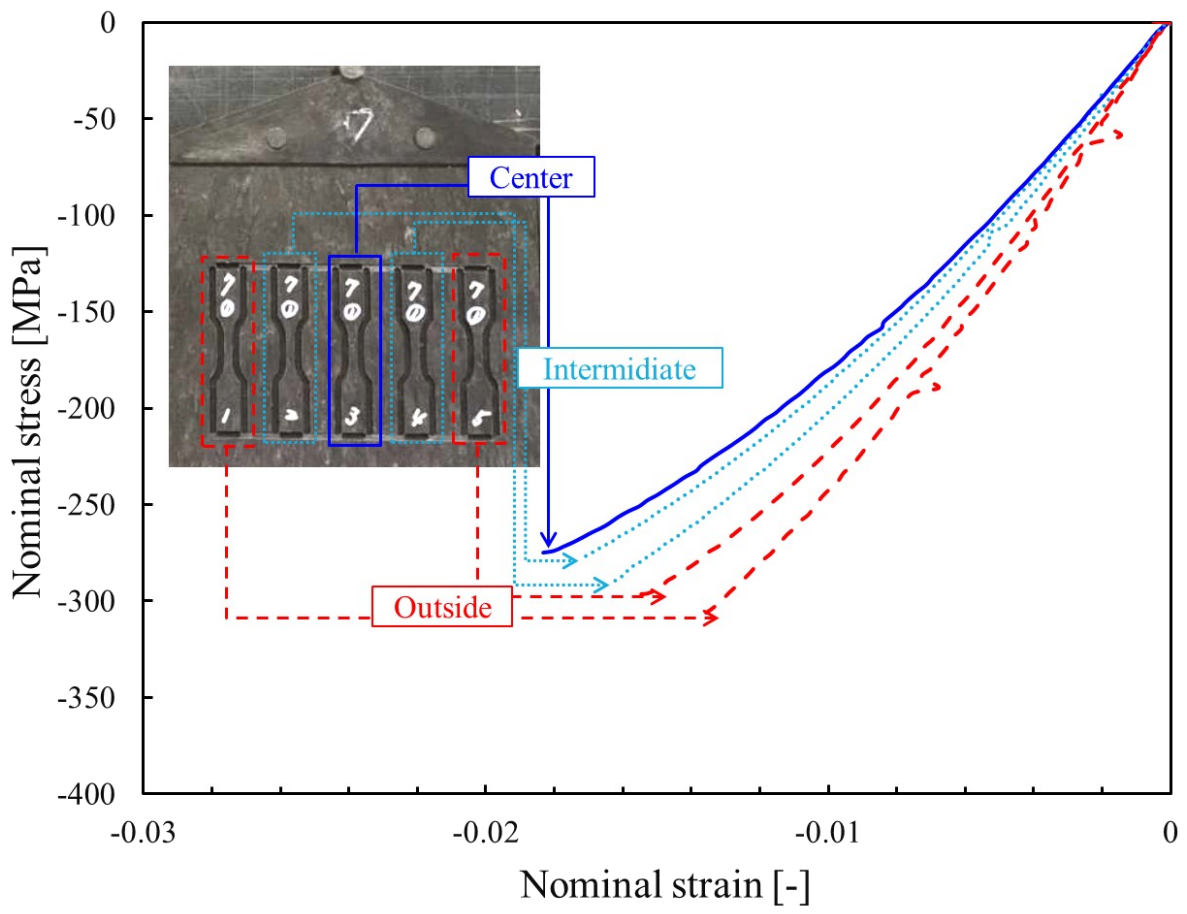


Fig.2.2-15 Relationship between cut out position and properties on 0deg compression test.

II.2 板厚方向における繊維配向の不均質性を考慮した成形-構造連成解析の検討

II.2.1 緒言

第3章にて取得したデータを対象に、連成解析に用いる構造解析用の材料モデルを構築する。構築した材料モデルを面外3点曲げ試験を対象に精度検証したのちに、構造部材へ適用し、提案する連成解析手法の有効性を検討する。

II.2.2 材料モデルの構築

材料モデルのパラメータは各引張と圧縮試験が再現できるよう同定する。同定に用いる試験片を模擬した構造解析モデルは、試験片の切り出し位置に応じた繊維配向情報を成形解析から受け渡す必要がある。そのため、成形解析による繊維配向の予測精度が、材料パラメータの同定精度に影響を及ぼすため、成形解析の精度検証が重要となる。

II.2.2.1 試験片の成形解析と精度の確認

成形解析の粘度モデルは一般的な Cross-WLF モデル[74][75]を用いた。定義式を(14)に示す。 η は粘度、 T は温度、 $\dot{\gamma}$ はせん断速度、 p は圧力、 η_0 はゼロシェア粘度、 n は流れ指数、 T_0 は基準温度、 D_3 は圧力依存係数、 τ^* 、 D_1 、 A_1 、 \tilde{A}_2 はフィッティング係数を示す。

$$\begin{aligned}\eta(T, \dot{\gamma}, p) &= \frac{\eta_0(T, p)}{1 + \left(\frac{\eta_0(T, p)}{\tau^*} \dot{\gamma}\right)^{1-n}} & (14) \\ \eta_0(T, p) &= D_1 \exp\left[-\frac{A_1(T-T_0)}{A_2+(T-T_0)}\right] \\ T_0 &= D_2 + D_3 p \\ A_2 &= \tilde{A}_2 + D_3 p\end{aligned}$$

本モデルにより設定した粘度特性を Fig.2.2-16 に、解析条件を Table.2.2-7 に示す。繊維配向の予測精度を検証するため、Center/Intermediate/Outside の各範囲における繊維配向テンソルの予測結果と 3 章にて取得したマイクロ X 線 CT の計測結果を比較したものを Fig.2.2-17 に示す。実験では板厚最表層よりも板厚中央部へ 0.3mm 程度内側に入った点が最も配向度が高く、成形解析結果と傾向が合致している。Center から Outside に行くほど配向度が高い傾向も表現できている。ただし、TD 方向の配向度については、マイクロ X 線 CT の計測結果よりも成形解析の方が低く予測する傾向を確認した。

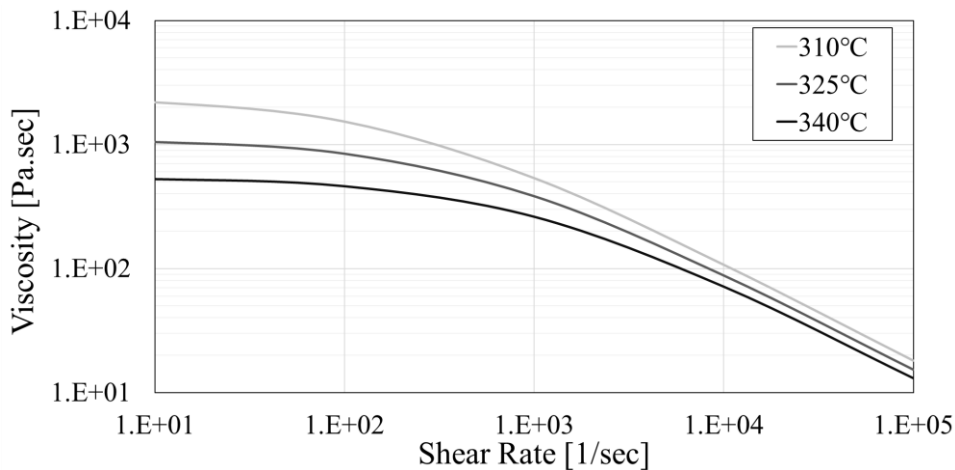
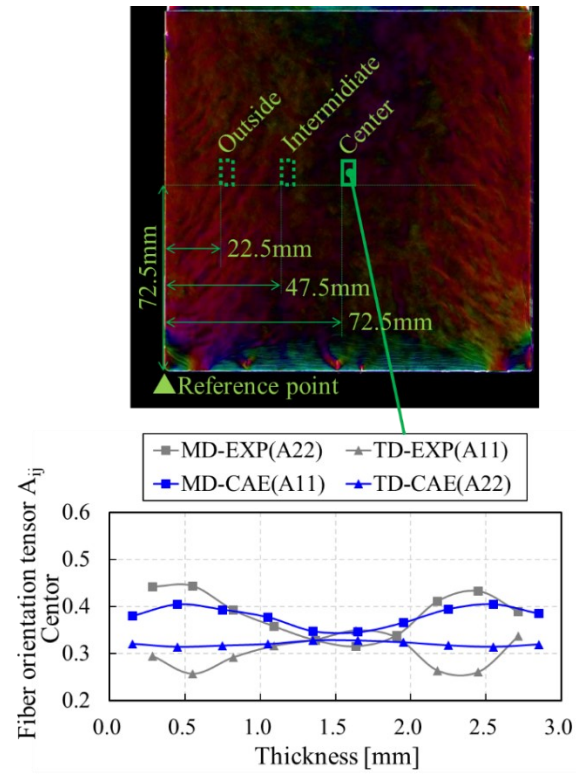


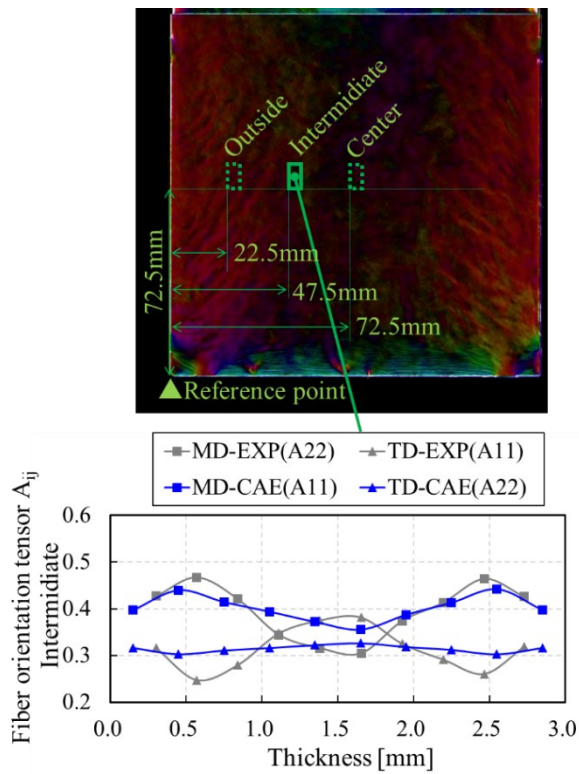
Fig.2.2-16 Pressure dependence of viscosity.

Table.2.2-7 Molding analysis condition

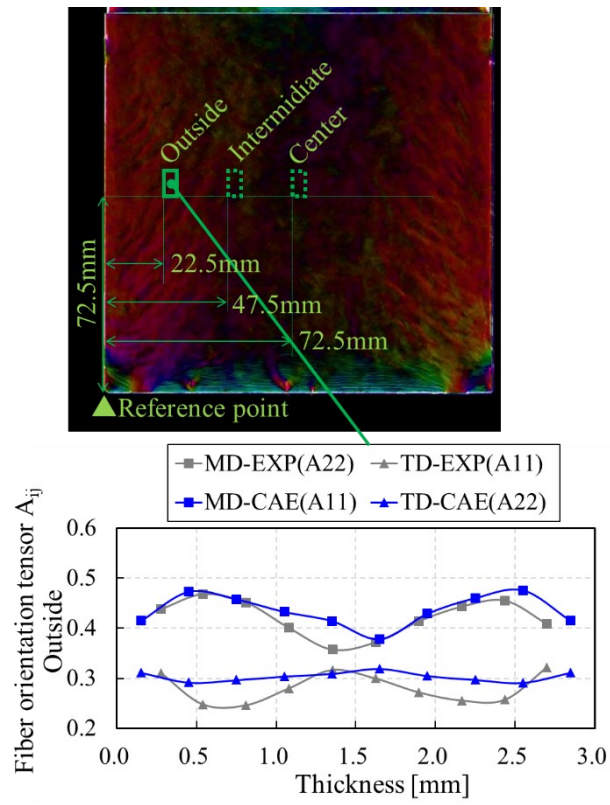
Analysis solver	Moldex-3D
Temperature (Mold, Resin)	168°C, 315°C
Mesh size (In plane, Out of plane)	1.0mm, 0.1mm
Injection condition (Speed, time)	50mm/sec, 1.14sec
Keeping pressure	150MPa
Plate size	150×150×3mm



(a) Center



(b) Intermediate



(c) Outside

Fig.2.2-17 Comparison of experimental of micro x-ray CT and molding analytical results.

II.2.2.2 材料モデルのパラメータ同定

II.1 章に示した引張と圧縮試験結果をもとに、MAT215 のパラメータ同定を行った。また、板厚方向を均質体として捉えた従来手法との比較のため、切り出し位置を Center のみに絞った試験結果を用い、一般的な直行異方性弾塑性モデルである MAT157 でも同定した[7]。同定の手順を Fig.2.2-18 に示す。同定に用いた解析モデルは代表として引張試験を模擬したものを Fig.2.2-19 に示す。

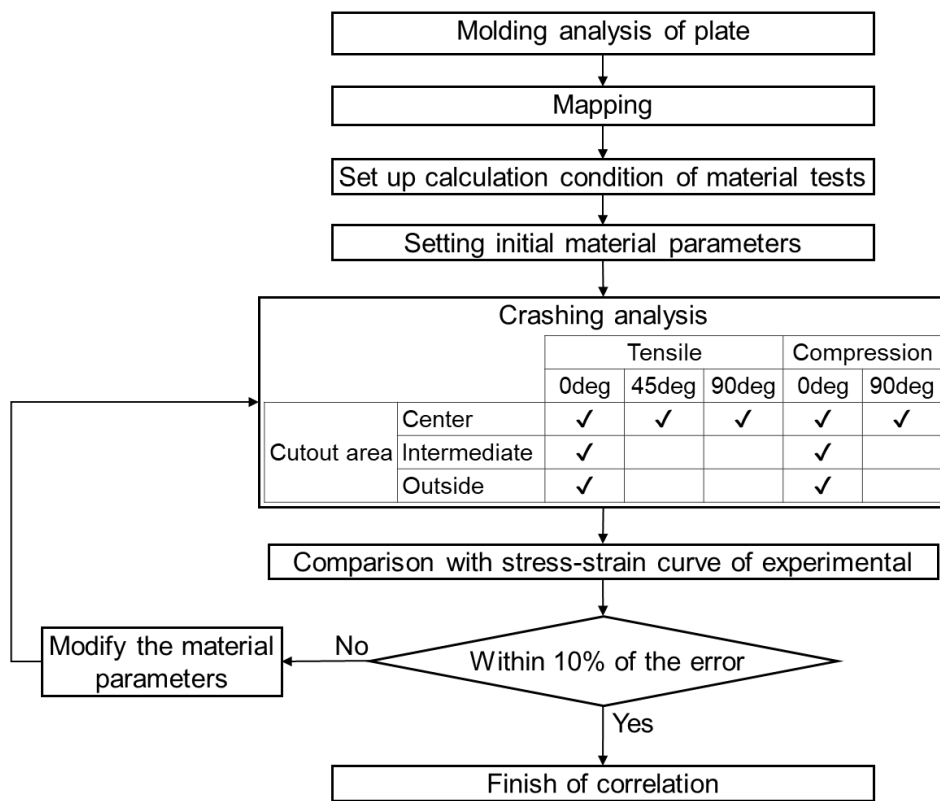


Fig.2.2-18 Material model correlation procedure considering the fiber orientation strength of the material test pieces.

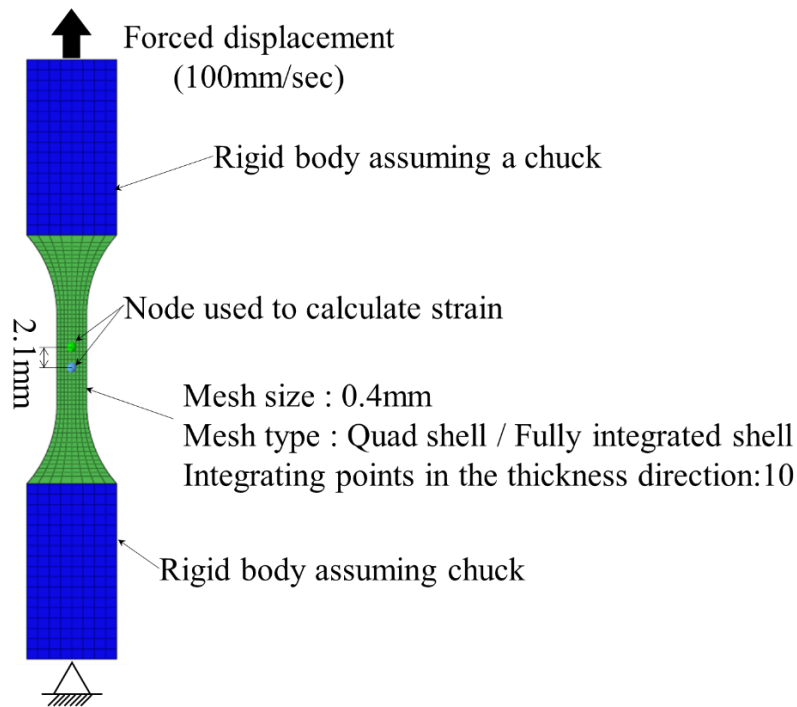


Fig.2.2-19 Structural analysis model assuming tensile test.

各モデルは試験片形状を模擬し、チャック部に相当する部位を剛体とした。剛体に発生した反力と、評点部の接点の変位量から応力とひずみを求め、試験状態を模擬した。圧縮試験は剛体範囲をチャック位置に合わせて修正した。接点間距離は実験時のひずみゲージのゲージ長と同じ 2.1 mm とした。X 線マイクロ CT の配向計測結果に合わせ、シェル要素の板厚方向の積分点数は 10 点とした。材料パラメータは、繊維特性はメーカー公称値[76]を、樹脂特性は P.Reithofer らの PA6-GF45 の値[77]を初期値とした。原板の流動解析結果から繊維配向情報を取得し、切り出し位置毎に材料試験を模擬した解析を行い、材料モデルのパラメータを同定した。材料モデルの各パラメータを Fig.2.2-20,2.2-21 に示す。

物性試験や実測から一義に決定可能なパラメータは灰色の網掛け、上述の調整したパラメータは青色の網掛けで記す。各パラメータの定義は下記の通り。MAT215 の W_f は繊維含有率、 $length$ は代表繊維長、 ϕ は繊維径、 ρ_m は樹脂の密度、 E_m は樹脂の弾性率、 ν_m は樹脂のポアソン比、 ρ_f は繊維の密度、 E_{xx} は繊維の軸方向弾性率、 E_{yy} は繊維直行方向の弾性率、 G_{xy} は繊維のせん断弾性率、 ν_{xy} は繊維の縦方向ポアソン比、 ν_{yy} は繊維の直行方向のポアソン比、 σ_{xx} は繊維の軸方向強

度を示す. MAT157 の C_{ij} は複合材の剛性マトリックスを示し, $R_0R_{45}R_{90}$ は Hill1948 の降伏関数の Hill 定数[32]を示す. 破断特性の定義には, 応力三軸性を考慮する際に一般的に用いられる GISSMO モデル[78][79]を用いた.

MAT215

Composite

Wf [-]	length _[μm]	φ _[μm]
0.4	700	7

Fiber

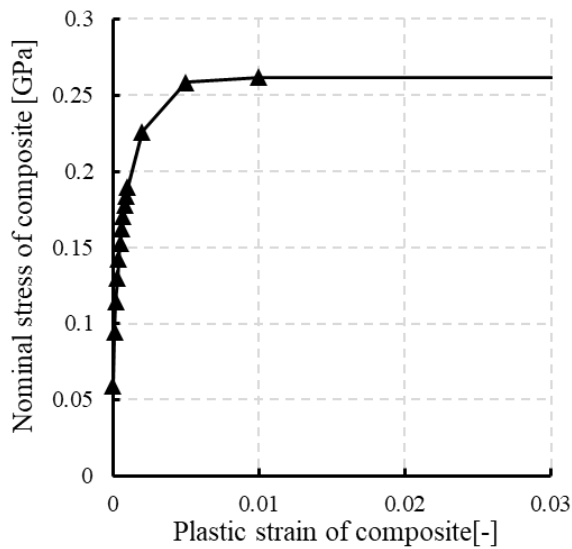
ρ _F	E _{xx} [GPa]	E _{yy} [GPa]	G _{xy} [GPa]	ν _{xy} [-]	ν _{yy} [-]	σ _{xx} [GPa]
1.80E-06	300	210	88	0.265	0.39	1.5

Note: Tuned parameter

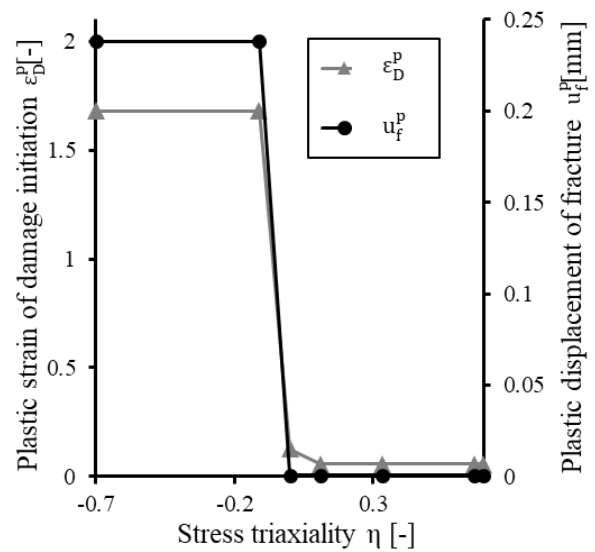
Resin Fixed parameter

ρ _m	E _m [GPa]	ν _m [-]
1.10E-06	2.5	0.35

(a) Linear characteristics

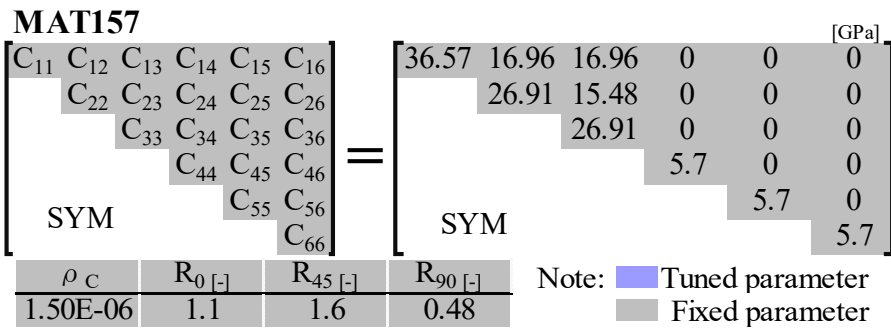


(b) Plastic properties

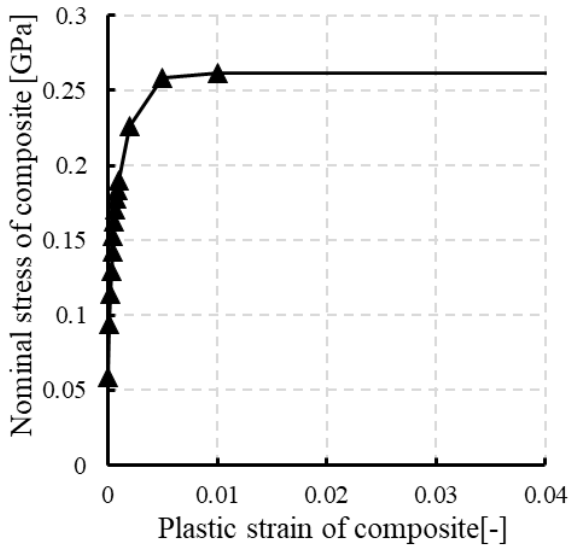


(c) Damage parameter

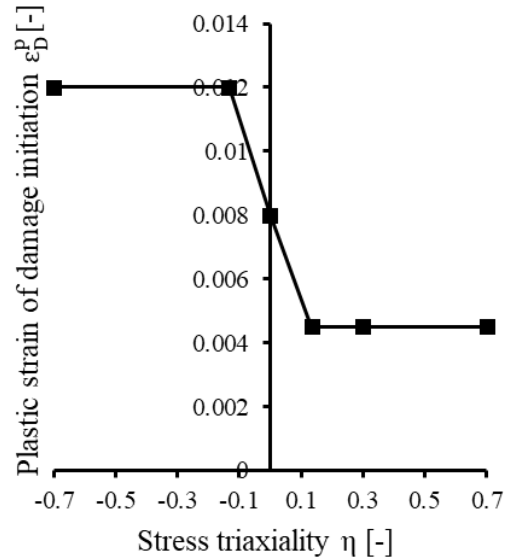
Fig.2.2-20 Material parameter of MAT215.



(a) Linear characteristics



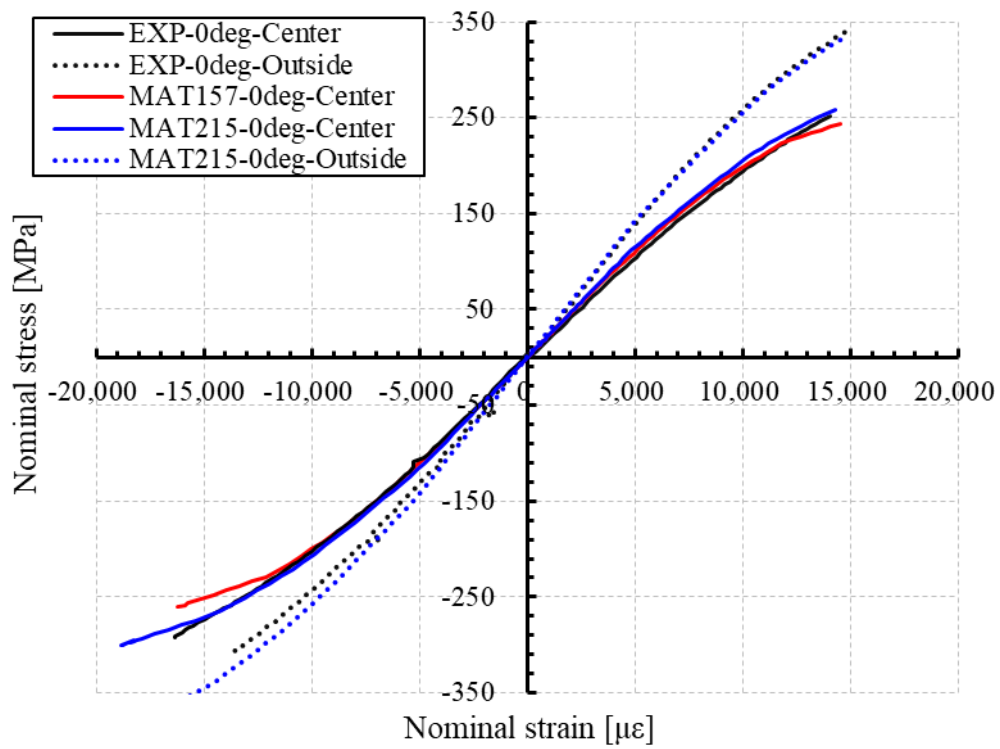
(b) Plastic properties



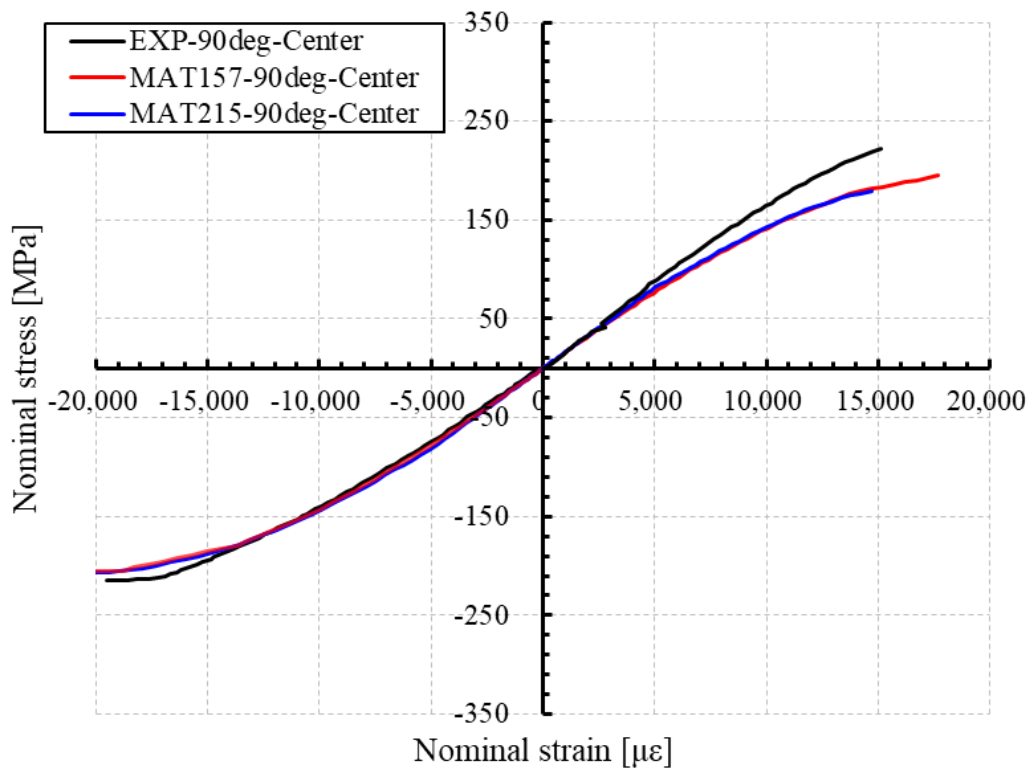
(c) Damage parameter

Fig.2.2-21 Material parameter of MAT157[4].

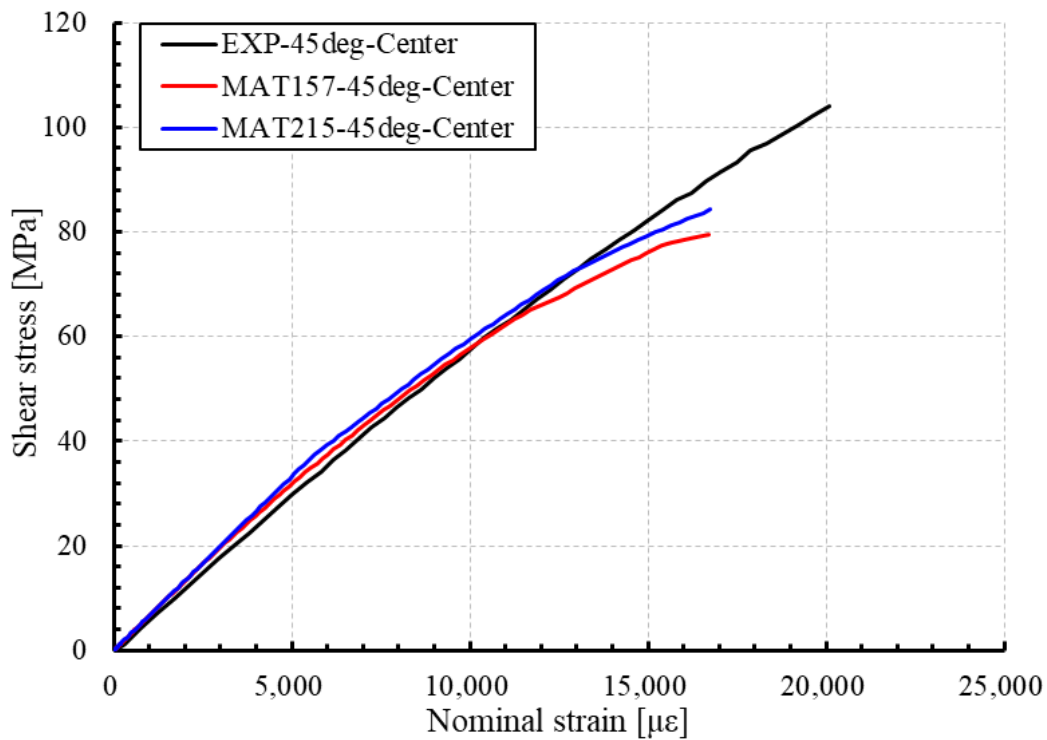
各材料試験モードの再現性を Fig.2.2-22 に示す。異方性だけでなく、切り出し位置による特性差も表現できていることを確認した。但し、90度方向の剛性を再現するには、繊維の直交方向弾性率を本来の物性よりも高める必要があった。これは TD 方向の配向度の予測精度が低いことが要因の一つと考えられる。



(a) 0deg.



(b) 90deg.



(c) 45deg.

Fig.2.2-22 Results of confirmation of the material test.

II.2.3 連成解析手法の精度検証

パラメータを同定した材料モデルを用い、平板の3点曲げ試験を対象に解析精度の検証を行う。引張と圧縮の面内特性を基に予測しながらも、面外特性である3点曲げ試験の結果を予測できれば、板厚方向における繊維の不均質性を精度良く再現できていると考えられる。

II.2.3.1 供試材の仕様と評価方法

3点曲げ試験はJSI K7171に準拠し、Fig.2.2-23に示す試験条件にて評価した。試験片は引張と圧縮試験に用いた平板と同一仕様の物から切り出している。3点曲げ試験時に最大応力が発生する圧子直下に該当する部位を、引張と圧縮試験の評点間と同一になるよう、試験片の切り出しと位置調整をしている。また、せん断応力による破壊を避けるため、支持ピッチ L と板厚 h の比率 L/h が16以上になるよう決定した。

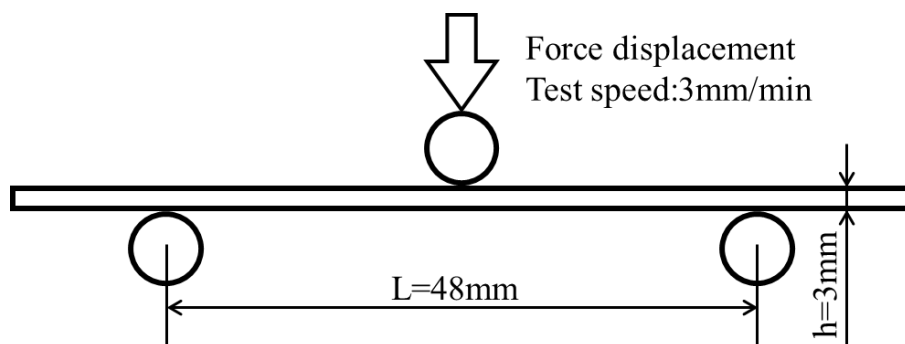
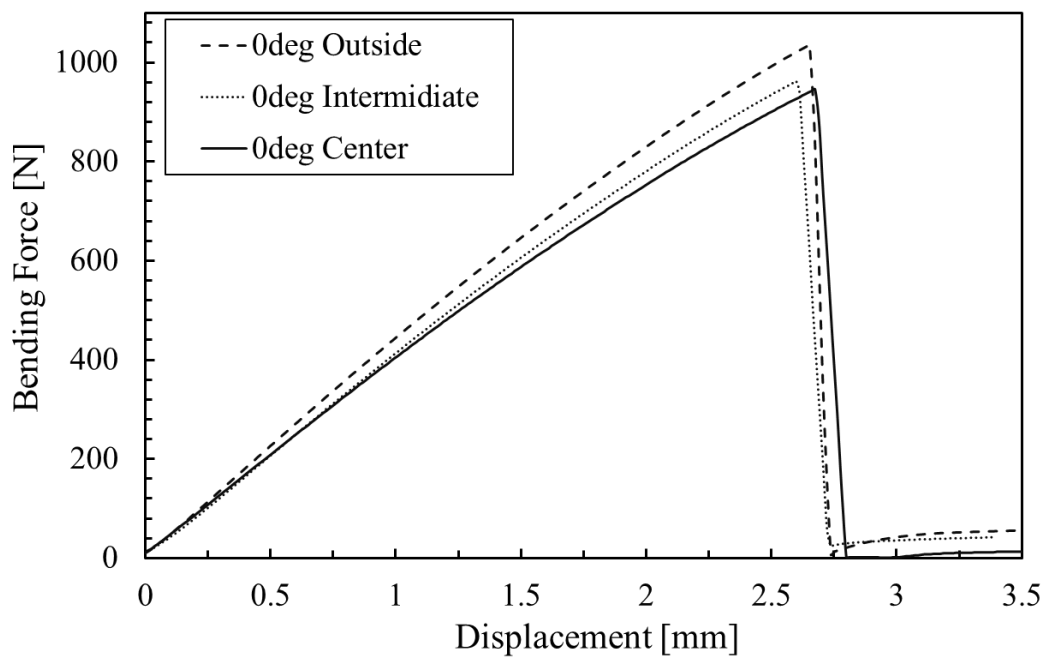


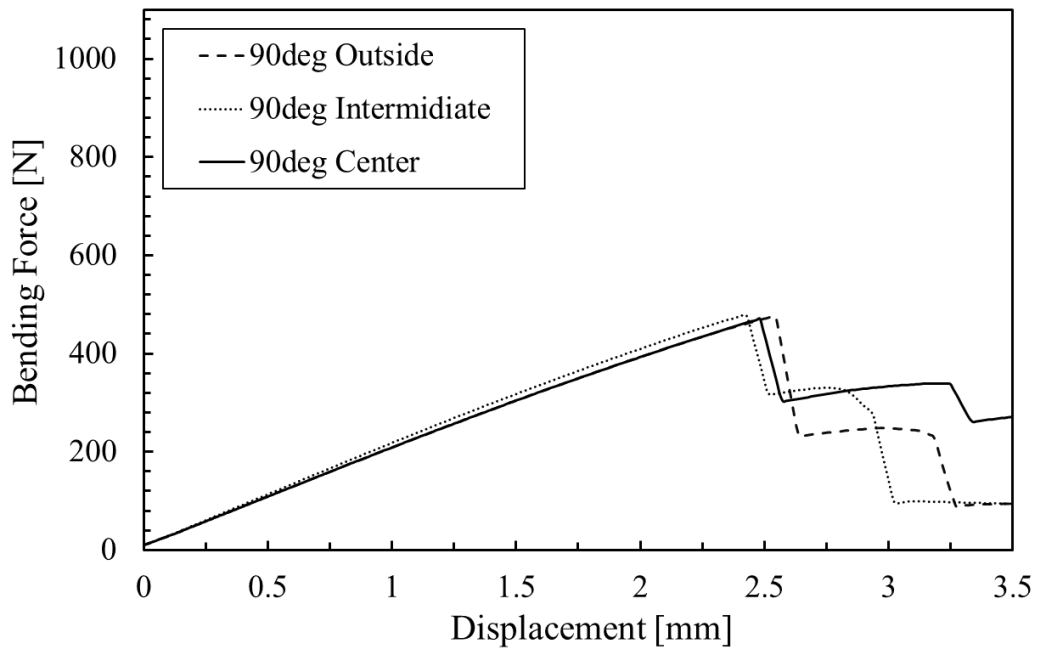
Fig.2.2-23 Condition of 3point bending test.

II.2.3.2 強度特性の評価

3点曲げ試験にて取得した荷重変位特性を Fig.2.2-24 に示す. 引張試験と同様に, 0度方向では切り出し位置により, 剛性は最大で 10%, 強度は最大で 11%変化していることを確認できた. これらの要因も引張試験と同様に, 強化繊維の配向の分布によるものと考えられる.



(a) 0deg.

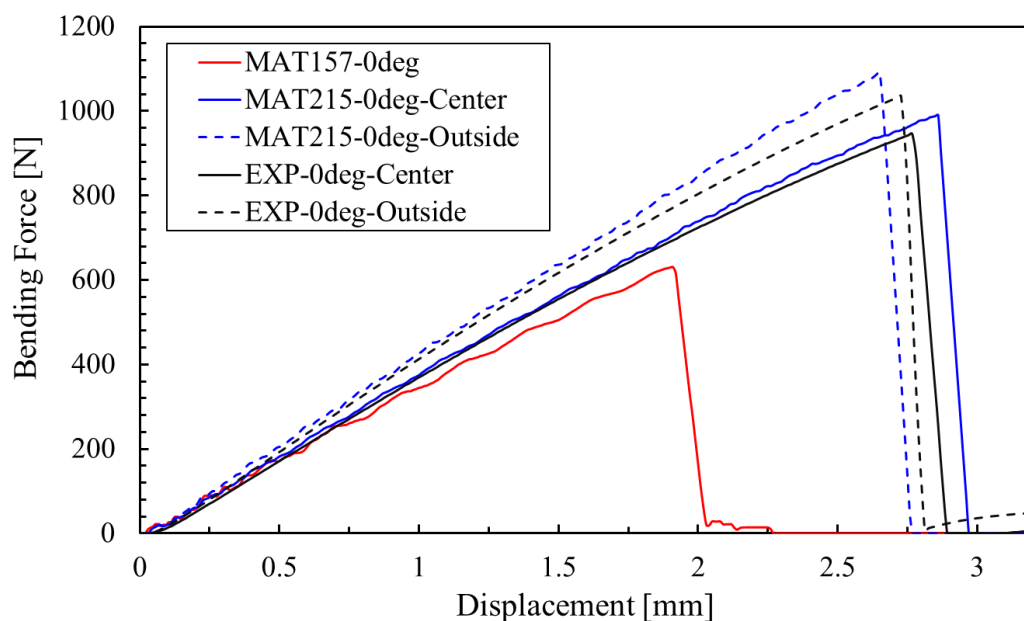


(b) 90deg.

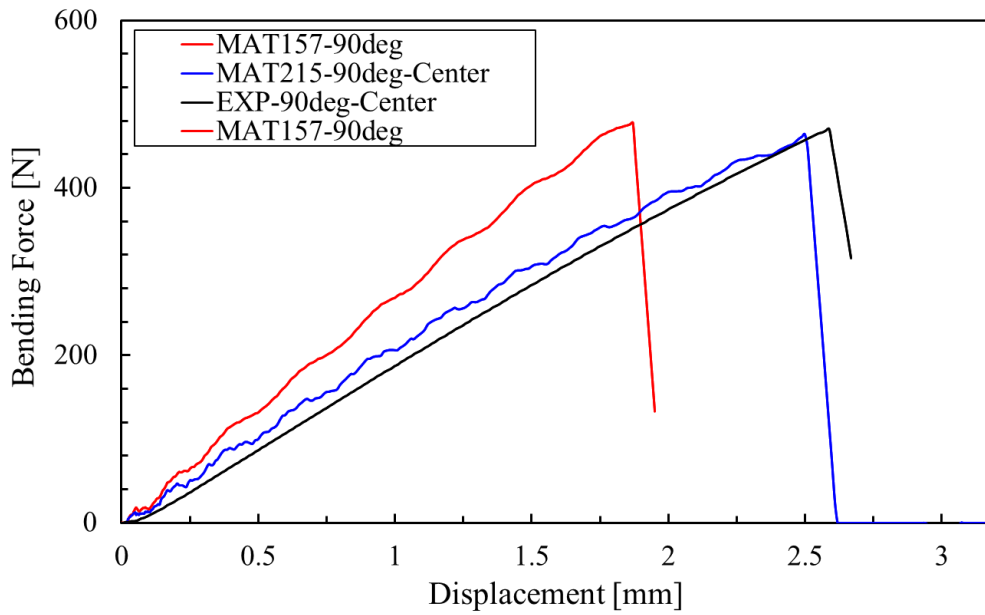
Fig.2.2-24 Results of three-point bending test at plate.

II.2.3.3 平板の3点曲げ試験を対象とした、連成解析手法の精度検証

新たに構築した連成解析プロセスの解析精度を確認するため、3点曲げ試験を対象に解析した。従来手法との比較のため、板厚方向に均質と仮定した MAT157 を用いた解析結果を Fig.2.2-25(a) に、MAT215 を用いた本手法の解析結果を Fig.2.2-25 (b)に、それぞれの解析誤差を Table 2.2-8 に示す。MAT215 を用いた提案手法では切り出し位置と角度による剛性と強度の変化を予測出来ており、最大荷重値の解析誤差は最大 5.4%、破断ひずみは 3.4%であった。一方、MAT157 では最大荷重値の解析誤差は最大 33.2%、破断変位は 20.8%であり、予測精度において提案手法の優位性を確認した。



(a) 0deg bending.



(b) 90deg bending.

Fig.2.2-25 Verification of analysis accuracy.

Table.2.2-8 Analysis error at 3 points bending.

Cutout area		Previous model (MAT157)		New model (MAT215)	
Angle	Position	Maximum force	Braking Disp	Maximum force	Braking Disp
0deg	Centor	-24.7%	-20.5%	4.7%	3.4%
	Outside	-	-	5.4%	-2.8%
90deg	Centor	33.2%	-20.8%	-1.3%	-3.4%

解析精度が向上した要因を分析するため、板厚方向の応力の分布を確認する。Fig.2.2-26 に板厚方向の積分点 10 点毎の最大主応力と最小主応力の分布を示す。

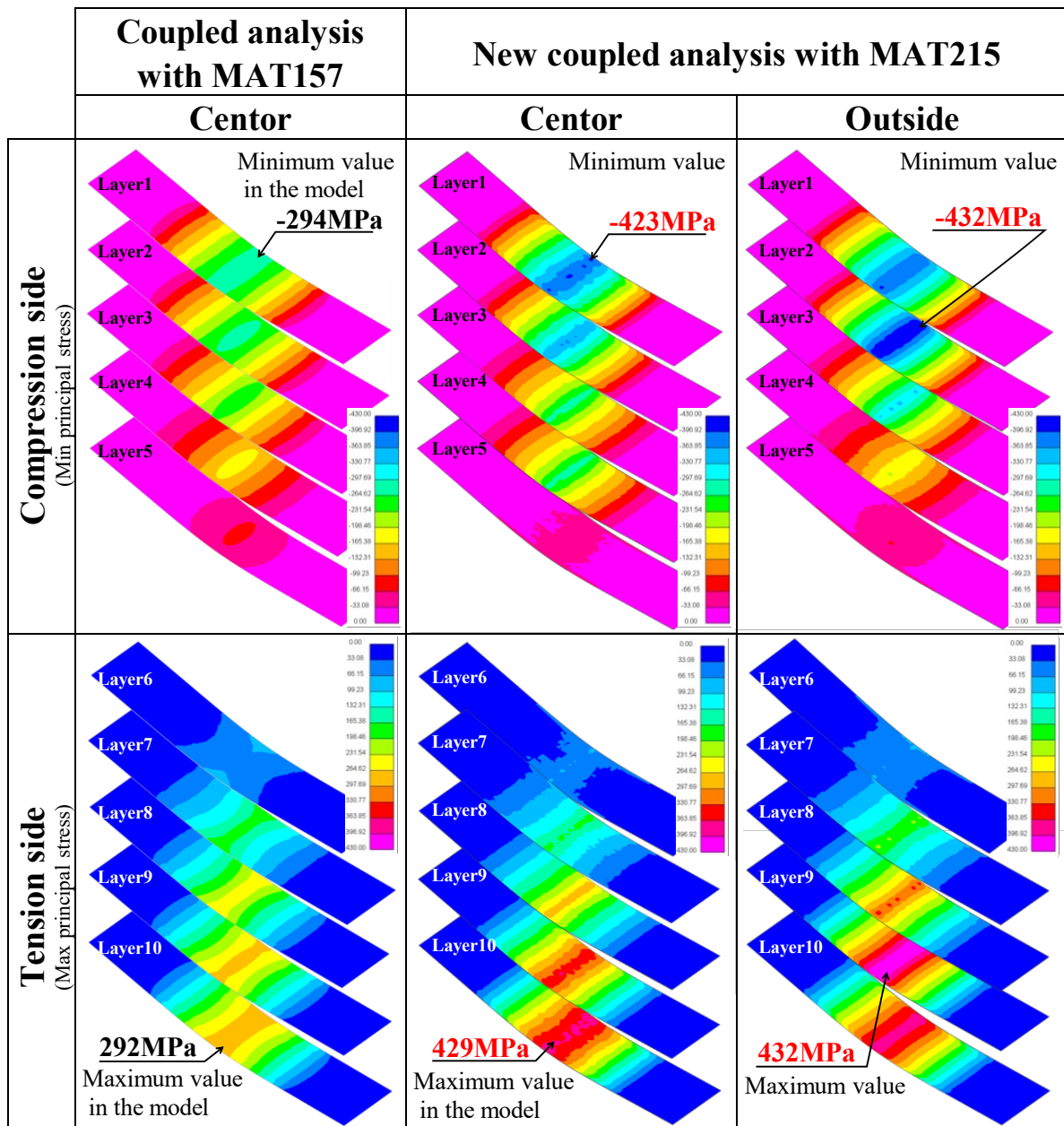


Fig.2.2-26 Comparison results of edge stress on 0deg. three point bending at generate maximum force.

Center 位置において、従来手法の最大応力は 292MPa に対し、新手法の最大応力は 429MP となっており、スキン層の高い配向度による強度の上昇を表現できていることが分かる。新手法の Outside 位置においては、最大応力は Layer2,9 に発生しており、これは Fig.2.2-7 に示した板厚方向の配向度分布において、最表層から約 0.3mm 板厚中央部に寄った層の配向度が最も高い傾向とも合致している。この点からも、板厚方向の不均質性を考慮することが解析精度の向上に寄与していることを確認できた。

II.2.4 構造部材への応用

II.2.2.2にて精度検証したモデルを構造部材に適用し、連成解析手法の妥当性を検証する。

II.2.4.1 供試材の仕様と評価方法

自動車の衝突現象を模擬する観点と、試験の安定性の観点からフレームの3点曲げ試験を用いた。3点曲げ試験と、射出成形にて試作可能な条件から、Fig.2.2-27に示すH形状の断面を有する試験片を製作し評価した。フランジは型の抜き勾配のため1度の傾斜を設けている。材料はII.2.3章と同様に、PA9T-CF40を用いた。成形解析の精度を確認できるよう、構造体内の繊維配向の分布を確認したのち、3点曲げ試験にて荷重変位特性を取得した。

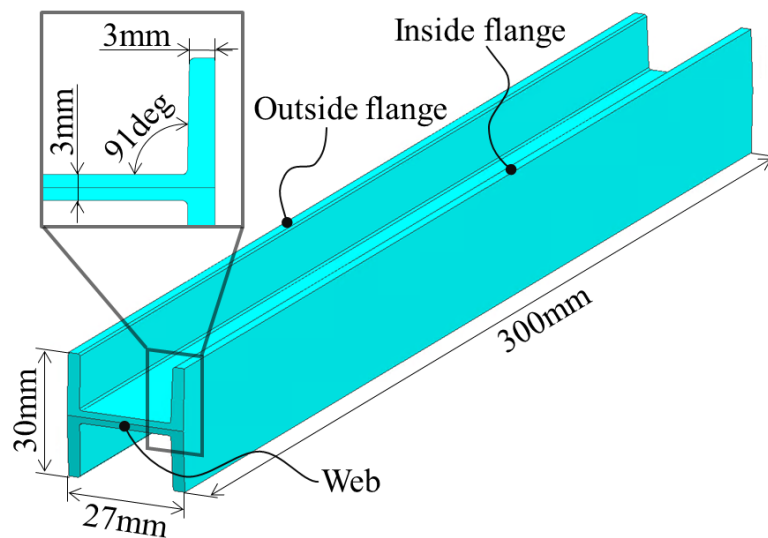


Fig.2.2-27 Shape of specimen.

II.2.4.2 供試材のタルボ・ロー撮像による、巨視的な繊維配向の評価

試験片全域の繊維配向の分布を評価するため、第3章と同様に、吉村らの先行論文に示されるタルボ・ロー撮像技術[62][63]を用いた。相対繊維量を輝度で示した結果をFig.2.2-28に、板厚方向に平均化した繊維の配向角をカラーで、配向度を輝度で示した結果をFig.2.2-29に示す。

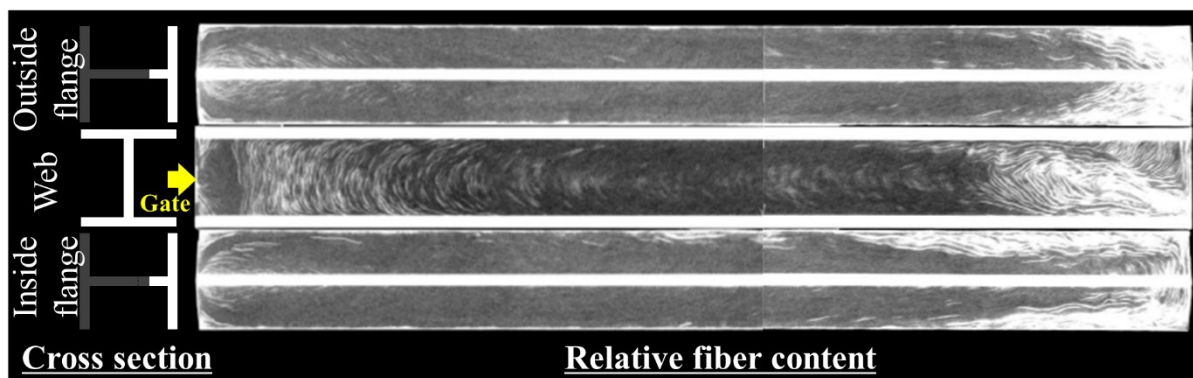


Fig.2.2-28 Relative fiber contents in simplified structure.

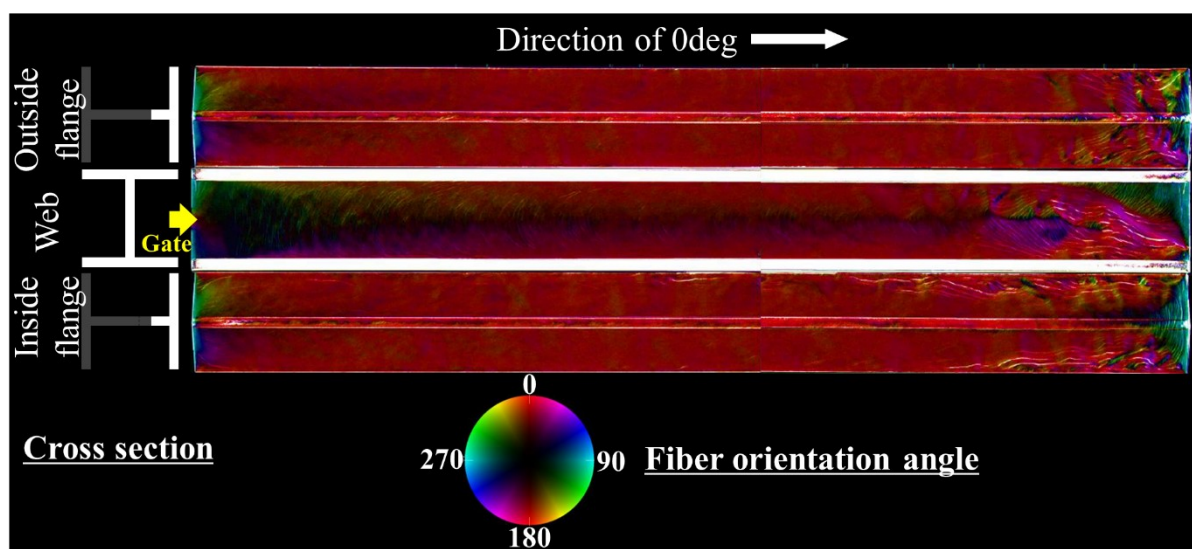


Fig.2.2-29 Distribution of fiber orientation angle and strength of orientation averaged in thickness direction.

試験片長手方向の端面，特に流動末端は相対繊維量が高いことが確認できる．一方，試験片中央部は流動末端のような大きな輝度変化はなく繊維含有率が安定していることが分かる．材料モデルは流動末端等の相対繊維量が大きく変化する部位は避けてモデル化していることから，連成解析の精度検証では，試験片中央部を負荷する3点曲げ試験で問題ないことを確認した．繊維配向角についてはウェブ中央部が45度方向に配向しているのに対し，フランジ部は0度方向に強く配向していると考えられる．より詳細に分析するため，領域を細分化し，各領域における配向角の頻度をまとめたものを Fig.2.2-30 に示す．

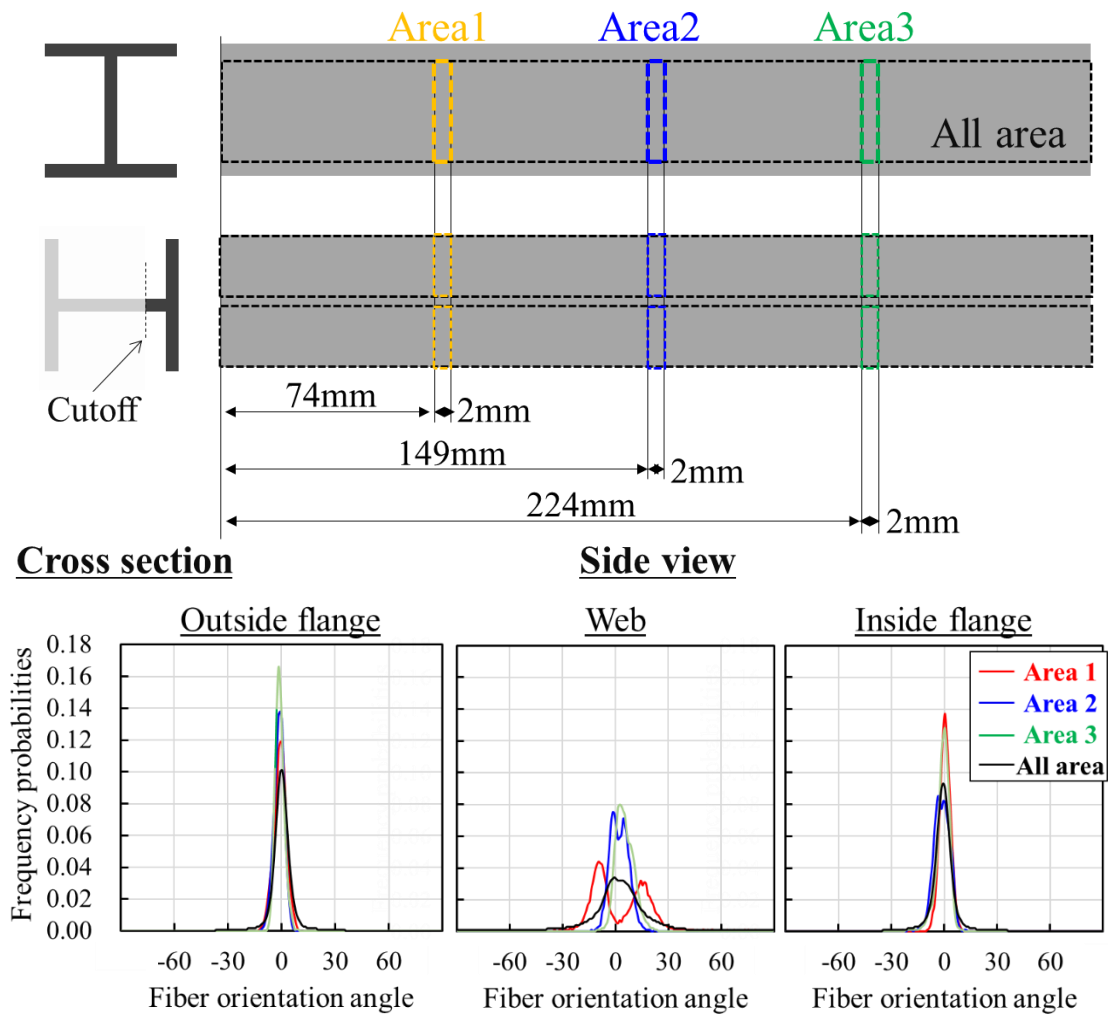


Fig.2.2-30 Frequency distribution of fiber orientation angle in each evaluation area.

フランジは±15度以内に多くの繊維が配向し、0度付近に急峻なピークを有しているのに対し、ウェブは±45度以内に広く分布していることが確認できる。また外側フランジと内側フランジを比較すると外側フランジの方がより0度方向に強く配向していることも分かった。これは成形に用いた型の中心側と外側で温度分布が発生し、流動条件が変化したためと推定した。以上から、連成解析では試験片中央部のArea2を対象に、フランジ部の0度方向の高い配向度を表現する必要があることが分かった。

II.2.4.3 供試材の X 線マイクロ CT 撮像による、局所的な繊維配向の評価

板厚方向の繊維配向を得るため、試験片長手方向におけるフランジの中央部を対象に、マイクロ X 線 CT による評価を行った。評価条件を Table.2.2-9 に、繊維配向テンソル A_{ij} の A_{11} を MD 方向の配向度として、 A_{22} を 90 度方向の配向度として示した結果を Fig.2.2-31 に示す。

Table.2.2-9 Measurement conditions of micro x-ray CT.

Measuring equipment	Yamato Scientific Co., Ltd. TDM1000H-II(2K)
Sample area	Area3,4,5
Sample size	3.4×3.4×3.4mm
Analysis soft	TRI/3D-VOL-FCS64, FBR, FBR-DT

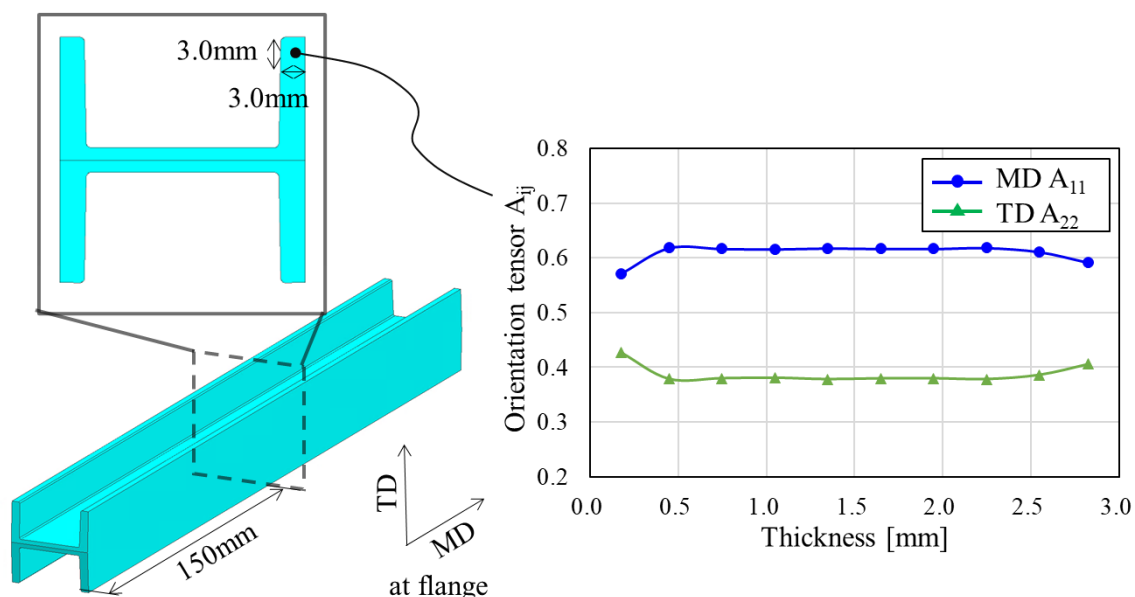


Fig.2.2-31 Orientation tensor from image analysis of micro x-ray CT.

フランジの端面はウェブ近傍の中央部に対し、0度方向の繊維配向度が板厚方向全域で高く、縁応力作用部であるフランジ端部は0度方向の高い配向度を表現する必要があることが分かった。またこれらマイクロ X 線 CT の結果は Fig.2.2-4 のタルボ・ロー撮像結果とも合致する傾向であることを確認できた。

II.2.4.4 構造体の強度特性の評価

連成解析の予測精度の検証のため、簡易構造体での静的3点曲げ試験を実施した。試験条件を Table.2.2-10 に示す。負荷子の反力と変位の荷重変位特性と変形挙動を Fig.2.2-32 示す。負荷により全体が僅かに撓んだのち、負荷子直下のフランジ端面において、損傷が発生した。これにより約 7kN の最大荷重を迎えたのち、損傷発生部の対面から破断した。損傷は曲げ変形による圧縮縁応力、破断は引張縁応力により発生しているものと考えられる。

Table.2.2-10 Conditions for three-point bending test.

Equipment	YONEKURA CATY2010S
Test environment	23±2°C
Radius of indenter / supporter	R50 / R25
Pitch of supporter	220mm
Test speed	5mm/min

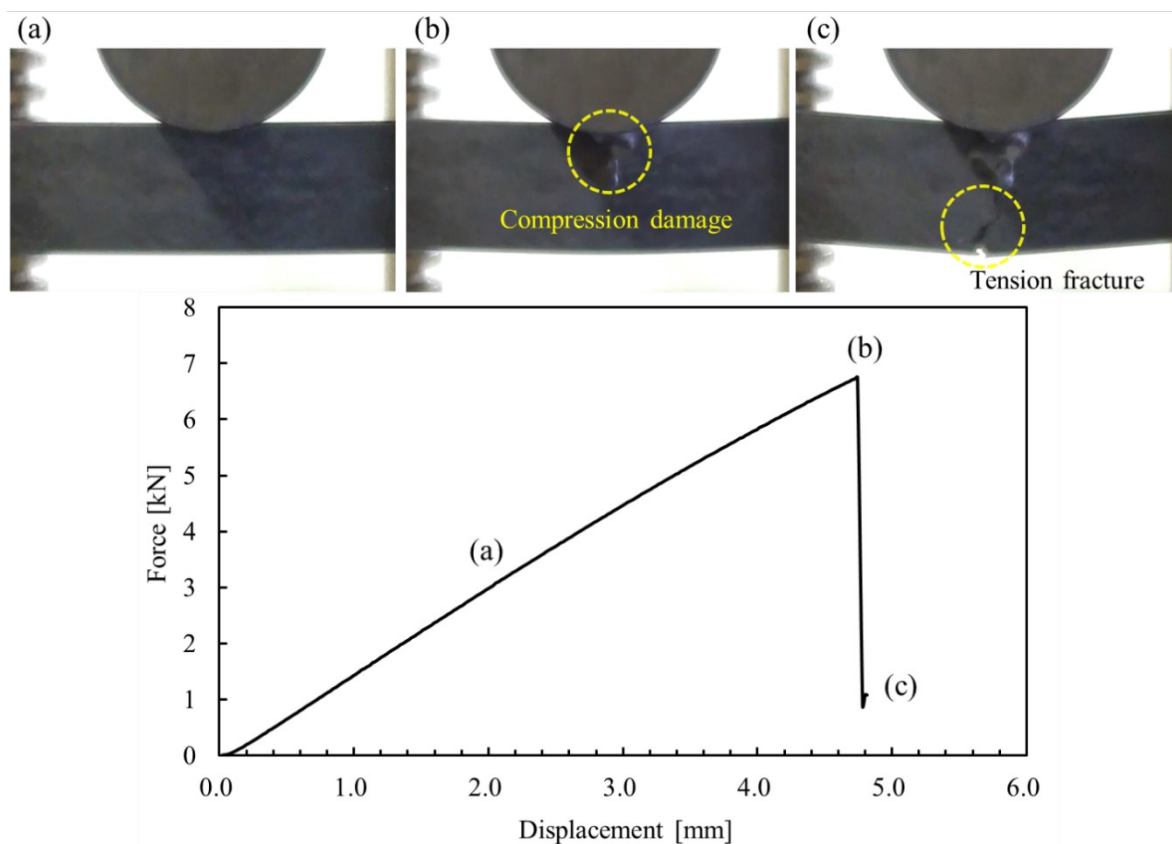


Fig.2.2-32 Force-displacement curve of three point bending test.

II.2.4.5 構造部材の成形解析と精度検証

連成解析に必要な構造体内の繊維配向情報を得るため、射出成形解析にて繊維配向を予測した。解析条件を Table.2.2-11 に示す。粘度式は II.2.2.1 と同一の Cross-WLF モデルを用いた。解析結果と、第 4.4.3 章で計測したマイクロ X 線 CT の計測結果を比較したものを Fig.2.2-33 に示す。配向度の最大値はともに 0.6 前後で、板厚方向における変動の傾向も合致していることを確認した。

Table.2.2-11 Molding analysis condition.

Analysis solver	Moldex-3D
Temperature (Mold, Resin)	170deg, 320deg
Mesh size (In plane, Out of plane)	2.5mm, 0.26mm
Injection condition(Speed, Time)	30mm/sec, 1.7sec
Keeping pressure	80MPa
Gate position	End face of the web

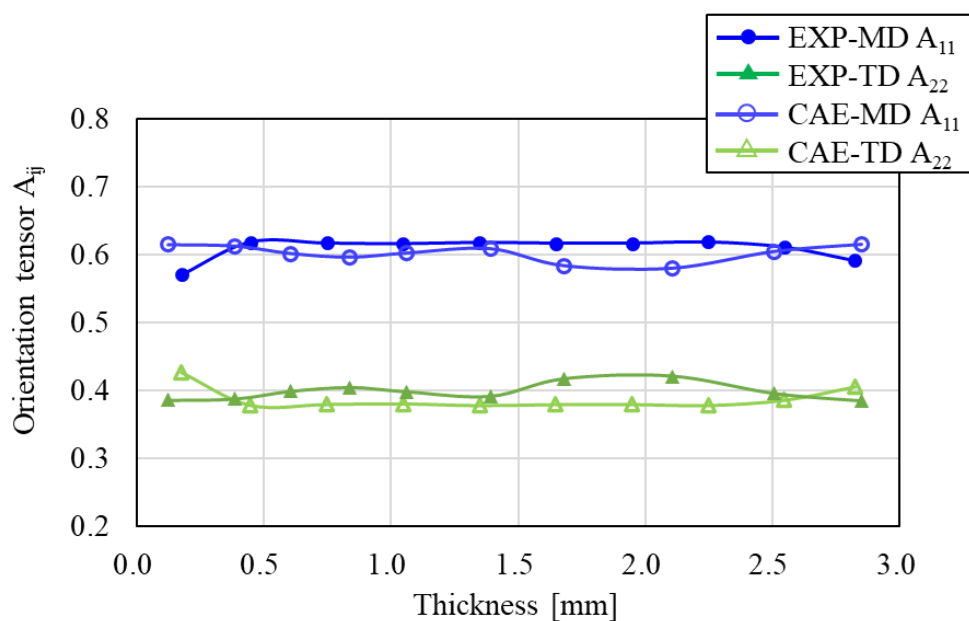


Fig.2.2-33 Comparison of experimental of micro x-ray CT and molding analytical results.

II.2.4.6 構造部材を対象とした連成解析手法の精度検証

II.2.2.2 で述べた解析手法を用い、繊維配向角と配向度の不均質性を考慮した連成解析を行った。構造解析の条件を Table.2.2-12 に、解析モデルを Fig.2.2-34 に示す。材料モデルは 2 章に記述した MAT215 のモデルと、従来手法として、板厚方向を均質化して取り扱う MAT157 を用いた。解析結果を Fig.2.2-35 に示す。

Table.2.2-12 Structure analysis condition.

Analysis solver	LS-Dyna
Indenter speed	300mm/sec
Indenter control	Forced displacement
Mesh size	2.0mm
Radius of indenter / supporter	R50 / R25
Material of indenter / supporter	Rigid body
Pitch of supporter	220mm

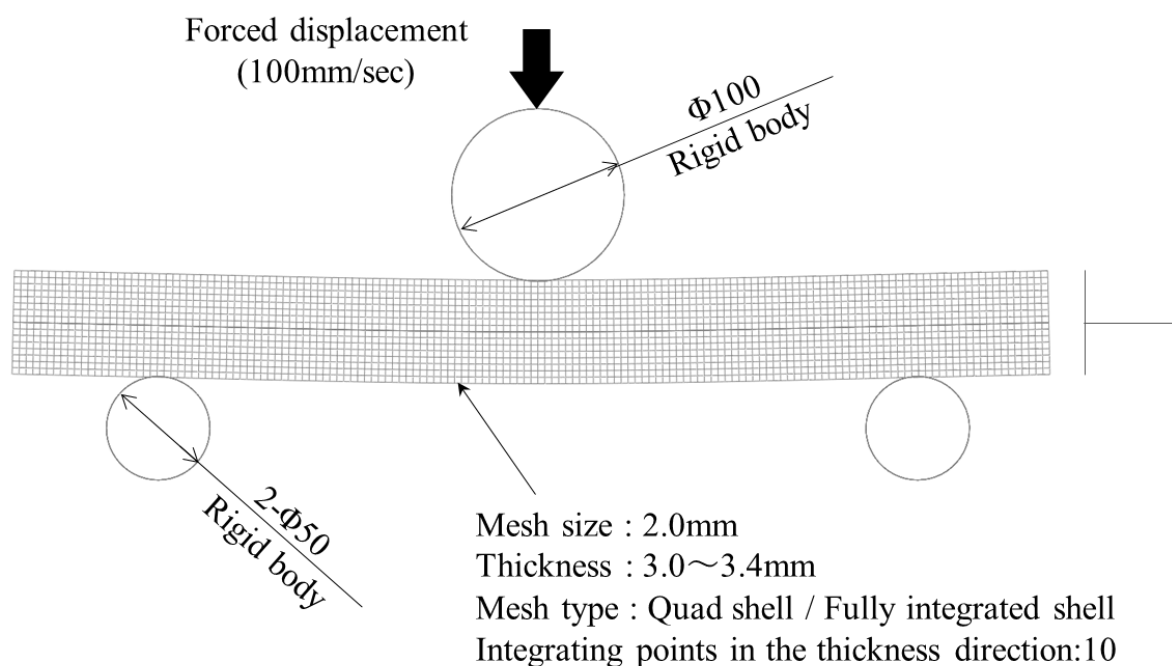


Fig.2.2-34 Analysis model of three-point bending test.

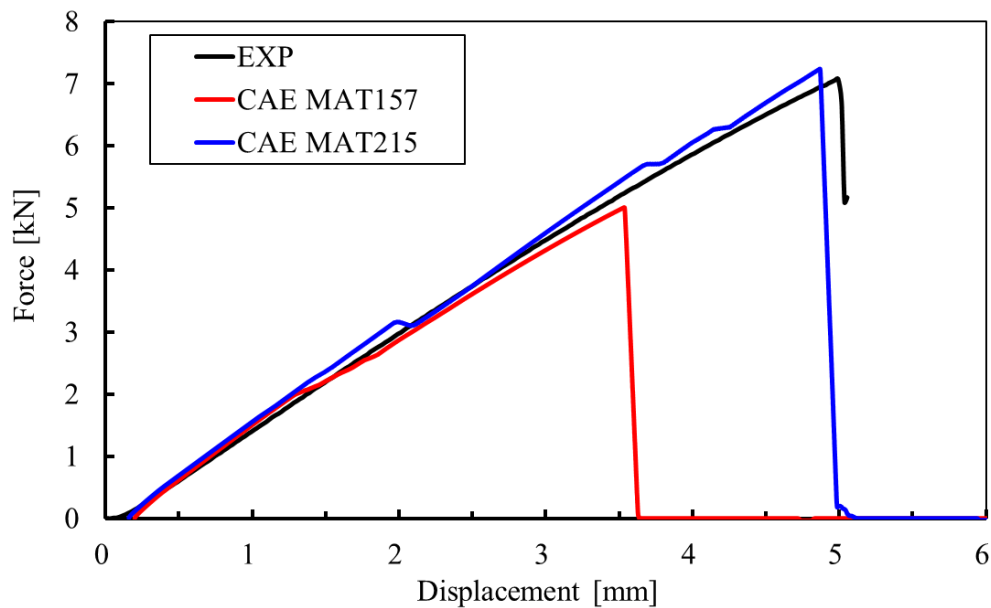


Fig.2.2-35 Comparison of predicted results of force displacement curve of MAT157 and MAT215.

MAT157 では 1.7mm 変位時点で治具との接触に伴う振動が発生している。MAT215 でも損傷の発生に伴い振動が発生しているが、破断変位や最大荷重値には大きな影響はないため、今回は無視する。最大荷重値と破断変位の予測値とその誤差を Table 2.2-13 に示す。

Table.2.2-13 Comparison of predicted results of maximum force and braking displacement of MAT157 and MAT215.

	Maximum force		Braking Disp	
	Value	Error	Value	Error
Previous model (MAT157)	5.06kN	-28.4%	3.5mm	-30.3%
New model (MAT215)	7.32kN	3.5%	4.8mm	-3.4%

MAT215 は最大荷重値と破断変位ともに解析誤差は±4%以内であるのに対し、MAT157 の最大荷重値の解析誤差は-28.4%、破断変位の解析誤差は-30.3%となった。今回の材料と構造においては、従来手法の MAT157 よりも、提案手法の MAT215 の方が荷重変位特性の予測精度に優位性があることを確認できた。また破断起点の予測精度を確認するため、最大荷重発生後の要素削除

された状態を Fig.2.2-36 に示す.

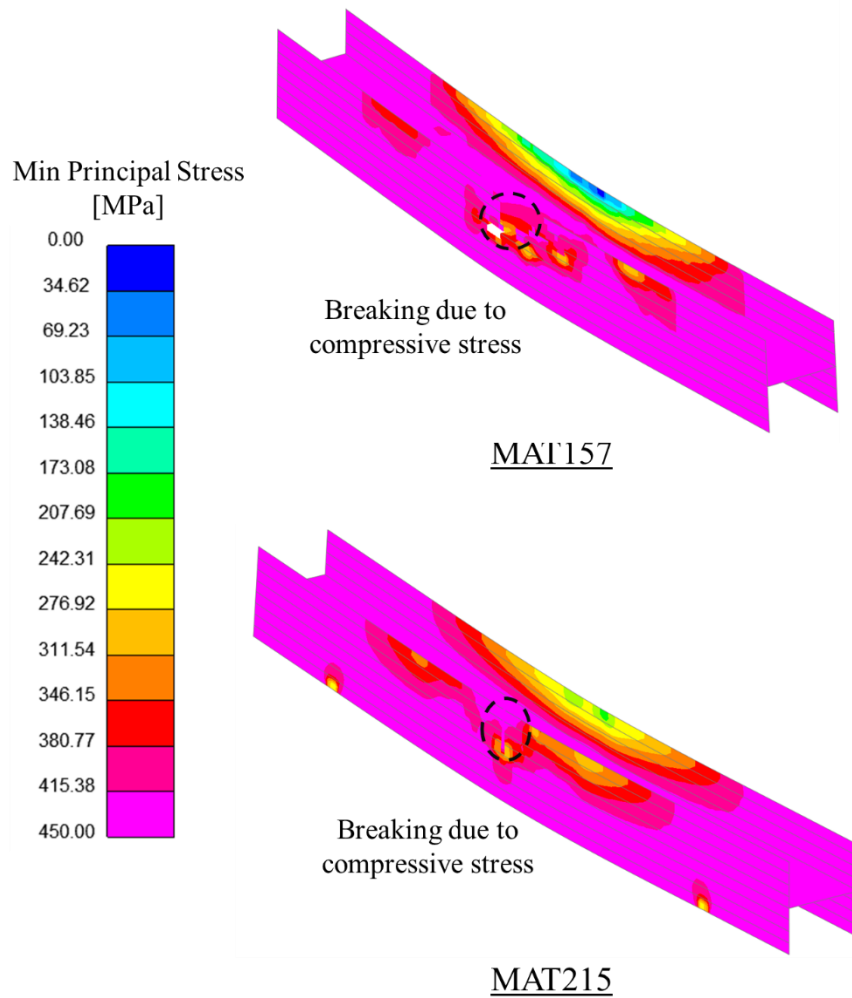


Fig.2.2-36 Distribution of maximum and minimum principal stresses of three point bending test by MAT157.

MAT157・MAT215 とともに，圧縮応力作用部が破断起点となっており，実験と解析でフレームの挙動が一致していることを確認した.

II.2.4.7 考察

最大荷重値の解析誤差が向上した要因について考察するため、最大荷重発生時の最大主応力と最小主応力の分布をコンタ表示したものを Fig.2.2-37 と Fig.2.2-38 に示す。10層ある積分点のうち、板厚中央部に該当する5層目の応力を示している。

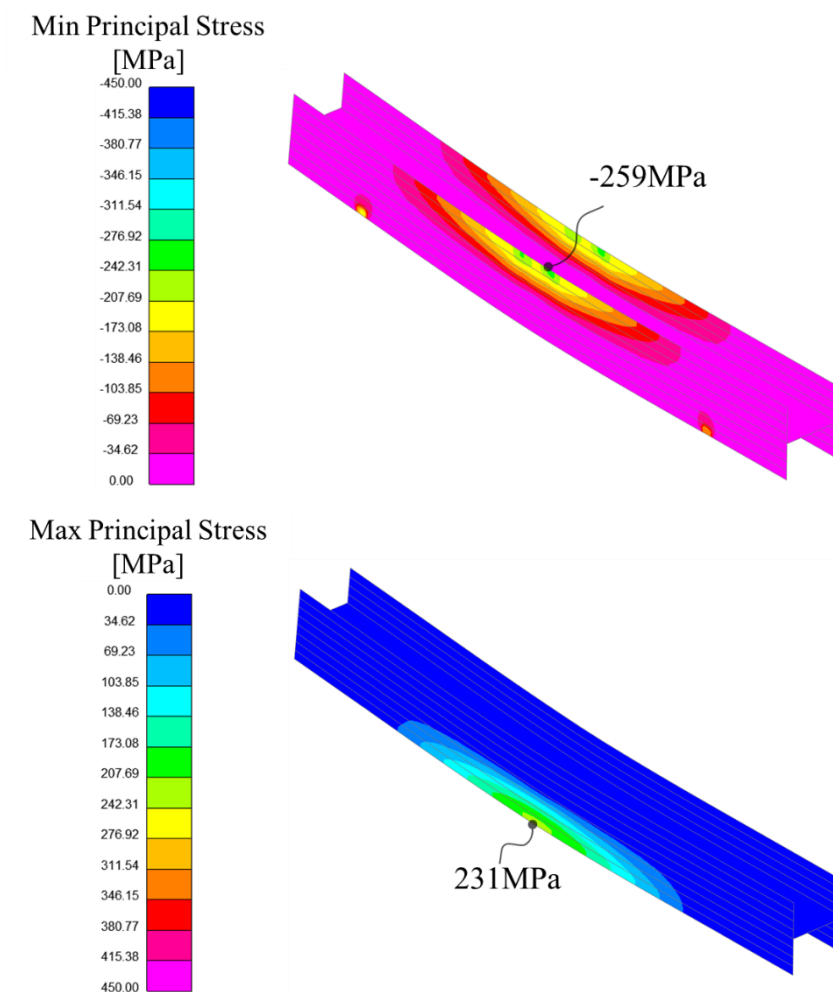
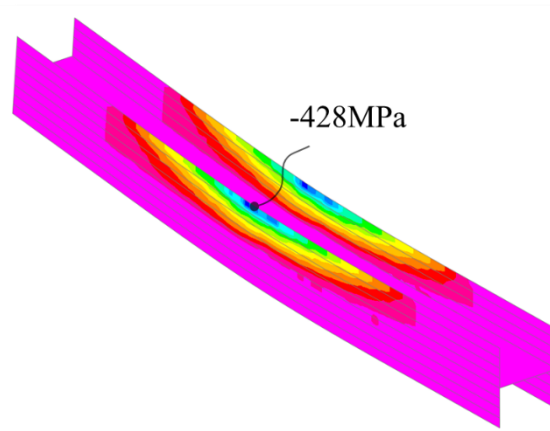
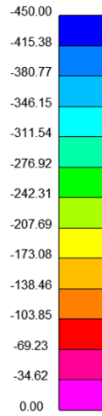


Fig.2.2-37 Distribution of maximum and minimum principal stresses of three point bending test by

MAT157.

Min Principal Stress

[MPa]



Max Principal Stress

[MPa]

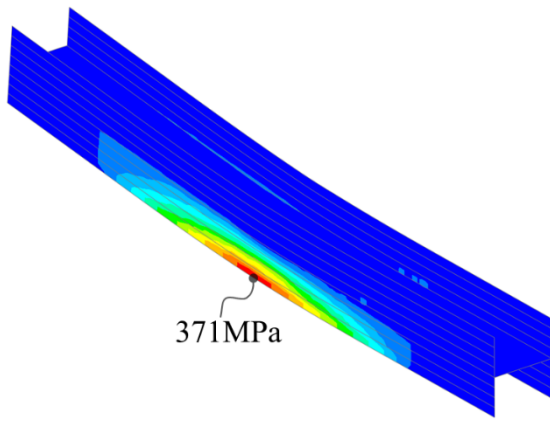
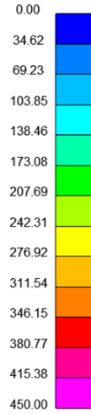


Fig.2.2-38 Distribution of maximum and minimum principal stresses of three point bending test by

MAT215.

フランジ端部の縁応力は、MAT157は最大主応力 (σ_1) 231MPa、最小主応力 (σ_3) -259MPa であるのに対し、MAT215は σ_1 は371MPa、 σ_3 は-428MPaであった。

MAT157の圧縮縁応力が-259MPa程度となっている要因は、一般的なモデル化手法と同様に、物性が安定する平板中央部の物性を用いてモデル化しており、Fig.2.2-11に示す通り、圧縮強度は260MPa程度となっているためである。一方、MAT215では、板厚方向の平均配向度が0.45程度のOutsideの圧縮試験では、Fig.2.2-11に示す通り、圧縮強度は300MPa程度である。H型材のフランジ端部の配向度は0.6以上と高いため、400MPaを超えたと考えられる。その結果、より低い縁応力で破断判定したMAT157は破断変位も低くなった。

II.2.4 結言

射出成形複合材の曲げ強度特性を予測するには、曲げ変形時の縁応力を正しく予測する必要がある。そのために面内方向だけでなく、板厚方向の繊維配向の不均質性を考慮可能な成形と構造の連成解析手法を前報にて提案し、平板を対象とした面外方向の3点曲げにてその優位性を示した。本報では、構造設計における本手法の有効性を確認するため、構造端部で配向度が高く均一になる部位や、面内方向の曲げ荷重が大きく寄与する構造を対象に解析精度の検証を行った。

解析対象には、自動車部品を想定したH型材を用いた。成形解析から得た繊維配向テンソルの精度を確認するため、タルボ・ロー撮像とマイクロX線CT撮像にて構造全体と、強度に寄与が高いフランジ端部の繊維配向テンソルの精度を担保したうえで、3点曲げ試験を想定した構造解析を行った。最大発生荷重・破断変位ともに従来手法の解析誤差が30%前後であるのに対し、新手法は4%以内であり、面内方向の荷重や板厚方向の配向度に大きな分布を有さない状態においても、提案手法に優位性があることを確認した。これらは、フランジ端部において、物性取得した材料試験片を上回る高い配向度を有した結果、縁応力発生部の許容応力が向上したためと考えられる。その結果、破断変位の解析精度も向上したと考えられる。

第3章 結論

自動車の軽量化に向けては、スチールから樹脂複合材まであらゆる材料を効率的に活用するための構造設計技術と、それを支える机上予測技術が必要である。本研究では、構造設計についてはスチールを想定した車体フレームの断面を対象に、曲げとねじりの複合的な荷重条件における最適断面と、その機能配分が変化した場合の最適解の変化を明らかにした。また、その最適解の優位性を座屈理論から説明した。

また机上予測技術については射出成形複合材を対象にその解析精度の向上を検討した。破断させないことを前提に車体適用されているスチールやアルミといった延性材は、降伏特性を再現することで車体開発において実用上十分な解析精度が確保できているのに対し、車体適用時に破断まで想定される脆性的な複合材は、破断現象までを高精度に予測する必要がある、実用上の解析精度が未だ十分には確保できていない。特に強化繊維の微視的な不均質性により部品内の材料物性の変動する射出成形複合材はその難易度が高い。そのため、構造体の破断メカニズムから縁応力とその許容応力の予測精度が重要であることを述べ、その解決手段として、射出成形解析と構造解析を連成する過程で、要素内の積分点毎に、繊維配向角だけでなく配向度も考慮することで、面内方向と板厚方向の物性の不均質性を考慮可能な解析プロセスを提案した。

試験片を切り出す原板からの切り出し位置を振ることで、配向度の異なる複数の面内方向の材料試験を実施し、それら配向度による物性の変化を考慮可能なことを示した。さらに面外方向の3点曲げ試験にて、最大荷重値と破断変位の予測精度において有効性を示した。また自動車開発における有効性を確認するため、自動車部品を想定したH型の断面を有したフレームを対象に、その効果を検証し、破断ひずみと破断起点についてその有効性を示した。

参考文献

- [1] Science Based Targets initiative. “Science Based Targets ホームページ”. Companies Taking Action. <http://sciencebasedtargets.org/companies-taking-action/>, (参照 2023-07-17).
- [2] The International Council on Clean Transportation, “GLOBAL FUEL ECONOMY STANDARDS, NORMALIZED TO NEDC”, (2020).
- [3] 経済産業省 資源エネルギー庁, “2nd Round-Table for Studying Energy Situations”, (2017).
- [4] Institut der deutschen wirtschaft. “Erdgas: Fatale abhängigigkeit”. Erdgas: Umwelt, Energie und nachhaltigkeit. <https://www.iwd.de/artikel/erdgas-fatale-abhaengigkeit-538135/>, (参照 2023-07-17).
- [5] P. Wolfram and N. Lutsey, “Electric vehicles: Literature review of technology costs and carbon emissions”, Working paper 2016-14, (2016).
- [6] C. Saju and M. Lydia, “A comprehensive review on hybrid electric vehicles: Power train configurations, modelling approaches, control techniques”, 2018 Second International conference on inventive communication and computational technologies (ICICCT), (2018).
- [7] A.M. Liaquat, M.A. Kalam, H.H. Masjuki and M.H. Jayed, “Potential emissions reduction in road transport sector using biofuel in developing countries”, Atmospheric environment, Vol.44, No32, pp.3869-3877, (2011).
- [8] 国土交通省, “乗用車の燃費・CO₂ 排出量”, <https://www.mlit.go.jp/common/001225519.pdf>, (参照 2023-07-17).
- [9] J.C. Kelly and Q. Dai, “Life-Cycle analysis of vehicle lightweighting: A review”, Electric, hybrid, and fuel cell vehicles, pp.91-104, (2021).
- [10] S. Zhou and S. Smulders, “Closing the loop in a circular economy: Saving resources or suffocating innovations?”, European Economic Review, Vol.139, No.103857 (2021).
- [11] S. Wurster, “Creating a Circular Economy in the Automotive Industry: The contribution of combining crowdsourcing and delphi research”, Sustainability 2021, Vol.13, No6762, pp.1-26, (2021).
- [12] K. Sato, T. Inazumi, A. Yoshitake and S.D. Liu, “Effect of material properties of advanced high strength

-
- steels on bending crash performance of hat-shaped structure”, *International journal of impact engineering*, Vol.54, pp.1-10, (2013)
- [13] 内閣府, “令和 3 年交通安全白書 参考— 2 海外の交通事故発生状況”, https://www8.cao.go.jp/koutu/taisaku/r03kou_haku/zenbun/keikaku/sanko/sanko02, (参照 2023-7-20)
- [14] N. San and H. Guoxing, “Thin-walled corrugated structures: A review of crashworthiness designs and energy absorption characteristics”, *Thin-Walled Structures*, Vol.157, No.106995, (2020)
- [15] H. Hayakawa, P.S. Fischbeck and B. Fischhoff, “Traffic accident statistics and risk perceptions in Japan and the United States”, *Accident analysis & prevention*, Vol.32, pp.827-835, (2000)
- [16] M.O. Esmael, K. Sasaki and K. Nishii, “Road traffic accident trend in developing countries- The policy Implications”, *Journal of Eastern Asia Society for Transportation Studies*, Vol.10, pp.1978-1990, (2013)
- [17] L.S. Robertson, “Reducing death on the road: The effects of minimum safety standards, publicized crash tests, seat belts, and alcohol”, *American Journal of Public Health*, Vol.86, No.1, pp.31-34, (1996)
- [18] R. Kuziak, R. Kawalla and S. Waengler, “Advanced high strength steels for automotive industry”, *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, Vol.8, No.2, pp103-117
- [19] P. Geck, “Automotive lightweighting using advanced high-strength steels”, SAE, (2014).
- [20] A. K. Perka, M. John, U.B. Kuruveri and P.L. Menezes, “Advanced high-strength steels for automotive applications: Arc and laser welding process, properties, and challenges”, *Metals*, Vol.12, No.6, pp.1-32
- [21] M. Honda, C. Kawamura, A. Takezawa and M. Kitamura, “Research on cross-sectional shape to improve mass efficiency of high-strength thin plate hollow frame bending strength”, *Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol.87, No.900, pp.1-16 (2021)
- [22] W. Zhang and J. Xu, “Advanced lightweight materials for automobiles: A review”, *Materials & Design*, Vol221, No.110994 (2022)
- [23] B. Stojanovic, M. Bukvic and I. Epler, “Application of aluminum and aluminum alloys in engineering”, *Applied Engineering Letters*, Vol.3, No.2 pp.52-62 (2018)
- [24] T. P. Hovorun, K.V. Berladir, V.I. Pererva, S.G. Rudenko, and A.I. Martynov, “Modern materials for automotive industry”, *Journal of Engineering Sciences*, Vol.4, Issue2, pp.8-18 (2017)

-
- [25] Y. Lu and L. Tovng, “Concurrent optimization of topologies and fiber orientations for laminated composite structures”, *Composite Structures*, Vol.295, No.115749 (2022)
- [26] T. Takahashi, A. Todoroki, C. Kawamura, R. Higuchi, T. Sugiyama, T. Miyanaga, K. Hattori, M. Ueda, T. Yokozeki and M. Honda, “Unidirectional CFRP kinking under uniaxial compression modeled using synchrotron radiation computed tomography imaging”, *Composite Structures*, Vol.289, No.115458 (2022)
- [27] A. Hasegawa and T. Usami, “Effective width and design for steel structure plates”, *Japan Society of Civil Engineer*, No.315, pp.157-160 (1981)
- [28] M. Honda, C. Kawamura, I. Kizaki, Y. Miyajima, A. Takezawa and M. Kitamura, “Construction of Design Guidelines for Optimal Automotive Frame Shape Based on Statistical Approach and Mechanical Analysis”, *Computer Modeling in Engineering & Sciences*, Vol128, No2, pp.731-742 (2021)
- [29] 中澤嘉明, “新しい断面形状設計技術に基づく高効率クラッシュボックスの開発”, *自動車技術会論文集*, Vol.37, No.3, pp.43-48 (2006)
- [30] T. Kohira, T. Nakamoto, M. Koike, K. Amano, R. Nishii and P. Qin, ”Multidisciplinary design optimization for car-body structure using sequential design of experiments”, *Transaction of Society of Automotive Engineers of Japan*, Vol.44, No.2, pp.535-541 (2013)
- [31] K. Lisk, C. Soyarslan, H. Richter and A. Erman, “Analysis of formability of advanced high strength steel sheets with phenomenologically based failure criteria with separate treatment of instability, shear and normal fracture”, *8th European LS-DYNA Users Conference*, Strasbourg (2011).
- [32] R. Hill, “A theory of the yielding and plastic flow of anisotropic metals”, *Proceedings of the Royal Society of London, A*, No.193, pp.281-297 (1948).
- [33] F. Barlat and J. Lian, “Plastic behavior and stretchability of sheet materials. Part I: A yield function for orthotropic sheets under plane stress conditions”, *International Journal of Plasticity*, Vol.5, pp.51-66 (1989).
- [34] K. Yunoki, K. Yamamoto, N. Hirayama and K. Terada, “Nonlinear structural analysis using coupled

-
- method of the homogenization and resin flow analysis for injection molding”, Proceeding of the Conference on Computational Engineering and Science 22, p.4 (2017).
- [35] R. Nakano, T. Shiota, A. Hirakimoto, K. Taki, H. Takashio and C. Yong-Sung, *Seikei-Kakou*, Vol.20, No.4, pp.237-241 (2008).
- [36] J.C. Viana, “Development of the skin layer in injection moulding: phenomenological model”, *Polymer*, Vol.45, Issue3, PP.993-1005 (2004)
- [37] N. Nakamura, H. Nakamura, Y. Yamashita and H. Nishitani, “homogeneous eigenvalue analysis for complex homogeneous systems”, *IFAC Proceedings Volumes*, Vol.40, Issue12, pp.107-112 (2007)
- [38] F. Otero, S. Oller, X. Martinez and O. Salomón, “Numerical homogenization for composite materials analysis. Comparison with other micro mechanical formulations”, *Composite Structures*, Vol.122, pp.405-416 (2015)
- [39] V. Rizov, “Impact Fracture Study of Laminated Composite Using Single Edge Notched Bend Specimens”, *Polymers & Polymer Composites*, Vol.23, No.1, pp.21-28 (2015)
- [40] K. Arita, S. Hayashi, K. Shinohara and T. Yasuki, “Improvement of accuracy for crash worthness simulation of frame of pickup truck”, *Transaction of Society of Automotive Engineers of Japan*, Vol.46, No.6, pp.1131-1136 (2015)
- [41] H. Mizukoshi, “Fundamental research on impact simulation and its applications”, *Japan Institute of Light Metals*, Vol.54, pp302-305 (2004)
- [42] L.G. Oliveria, A.P. Paiva, P.P. Balestrassi, J.R. Ferreira, S.C. Costa and P.H. Silva Campos, “Response surface methodology for advanced manufacturing technology optimization”, *Advanced Manufacturing Technology*, Vol.104, pp.1785-1837 (2019)
- [43] K. Shimoyama, S. Jeong and S. Obayashi, “Real-world application of robust design optimization assisted by response surface approximation and visual data-mining”, *Japanese Society for Artificial Intelligence*, Vol.24, No.1, pp.13-24 (2009)
- [44] J.H. Holland, “Adaptation in natural and artificial systems: An introductory analysis with applications

-
- to biology, control, and artificial intelligence” (1992)
- [45] H. Kitano, “Genetic Algorithms”, Japanese Society for Artificial Intelligence, Vol.7, No.1, pp.26-37 (1992)
- [46] P. Strumillo and W. Kaminski, “Radial basis function neural networks: Theory and applications”, Neural Networks and Soft Computing, Vol.19, pp.107-119 (2003)
- [47] S. Kitayama, S. Sakai, M. Arakawa and K. Yamazaki, “Sequential approximate optimization using radial basis function network”, Japan Society of Mechanical Engineers, Vol.78, No.787, pp.177-190 (2012)
- [48] T. Montrone, “New Greedy Incremental Space Filler in mF 2019”, Esteco Technical Report 2019-007, pp.1-16 (2019)
- [49] E. Rigoni and A. Turco, “Metamodels for fast multi-objective optimization: Trading off global exploration and local exploitation”, Simulated Evolution and Learning, Vol.6457, pp.523-532 (2010)
- [50] S. Yasuhiro, T. Okabe and K. Matsushima, “A Numerical Approach for Injection Molding of Short-fiber Reinforced Plastics by Using a Particle Method”, Journal of the Japan Society for Composite Materials, Vol.36, No.1, pp.11-18 (2010)
- [51] W. Korte, S. Pazour and M. Stojek, “Potential of MAT157 for short-fiber-reinforced injection molded plastic components”, LS-Dyna Forum 2016, [https://www.dynamore.de/de/download/papers/2016-ls-dyna-forum/Papers 2016/Dienstag-11.10.16/](https://www.dynamore.de/de/download/papers/2016-ls-dyna-forum/Papers%202016/Dienstag-11.10.16/)
- [52] M. Nishi, T. Nishihara, C. Kawamura, K. Saito, S. Kanemoto, M. Nishikawa and B. REN, “Finite element modeling and damage-failure simulation of laminated CFRP components for vehicle crash simulation”, Japan society of composite, Vol.46, Issue6, pp.256-264 (2020)
- [53] A. Cherniaev, J. Montesano and C. Butcher, “Modeling the axial crush response of CFRP tubes using MAT054, MAT058 and MAT262 in LS-DYNA”, 15th International LS-DYNA Users Conference, 03-A, pp.1-17 (2018).
- [54] P. Reithofer, A. Fertschej, B. Hirschmann, B. Jilka, A. Erhart, and S. Hartmann “MAT_4A_MICROMECH-theory and application notes”, 15th International LS-DYNA Users

-
- Conference, 45-B, pp.1-19(2018).
- [55] T. Borrvall, T. Johansson and M. Schill “A General Damage Initiation and Evolution Model (DIEM) in LS-DYNA”, 9th European LS-DYNA Conference (2013)
- [56] Polyplastics, co., LTD., “PLASTRON LFT”, Technical data sheet, No. 022/05/01-1.
- [57] J.M. Sietins, J.C. Sun and D.B. Knorr Jr, “Fiber orientation quantification utilizing X-ray micro-computed tomography”, *Composite Materials*, Vol.55, Issue8, pp.1109-1118 (2020)
- [58] T.B.Nguyen, M. Morioka, A. Yokoyama, S. Hamanaka, K. Yamashita and C. Nonomura, “Measurement of fiber orientation distribution in injection-molded short-grass-fiber composites using X-ray computed tomography”, *Materials Processing Technology*, Vol.219, pp.1-9 (2015)
- [59] P. Soltani, M.S. Johari and M. Zarrebini, “3D fiber orientation characterization of nonwoven fabrics using X-ray micro-computed tomography”, *Textile Engineering and Technology*, Vol.1, pp.41-47 (2015)
- [60] F. Pfeiffer, J. Herzen, M. Willer, M. Chabior, S. Auweter, M. Reiser and F. Bamberg, “Grating-based X-ray phase contrast for biomedical imaging applications”, *Medizinische Physik*, Vol.23, Issue3, pp.176-185 (2013)
- [61] T. Weitkamp, A. Diaz and C. David, “X-ray phase imaging with a grating interferometer”, *Optics Express*, Vol.14, No.16, pp.6296-6304 (2005)
- [62] A.Yoshimura, Y.Kasai, M.Arai, K.Goto, M.Ichiki, A. Yamanaka, H.Shindo, “Evaluation of fiber direction in the CFRP laminates by using Talbot-Lau interferometer”, *Proceedings of the 2019 Annual Meeting of the Japan Society of Mechanical Engineers*, No.19-1 (2019)
- [63] K. Jackman, “Moire fringe topograohy and spinal deformity”, *JAMA Pediatrics* (1982)
- [64] J.L. Thomason and M.A. Vlug, “Influence of fiber length and concentration on the properties of glass fiber-reinforced polypropylene: 4.impact properties”, *Composite Part A*, Vol.28, Issue3, pp.277-288 (1997)
- [65] F. Asoodeh, M.A. Panah, S. Saliman, M. Naeimirad, H. Khoshnevis and A. Zadhoush, “The effect of fibers’ length distribution and concentration on rheological and mechanical properties of glass fiber-

-
- reinforced polypropylene composite”, *Industrial Textiles*, Vol.51, Issue5, pp.8452S-8471S (2021)
- [66] A.V. Sergueeva, J. Zhou, B.E. Meacham and D.J. Branagan, “Gage length and sample size effect on measured properties during tensile testing”, *Materials Science and Engineering*, Vol.526, Issue1-2, pp.79-83 (2009)
- [67] K. Naito, J.M. Yang, Y. Tanaka and Y. Kagawa, “The effect of gauge length on tensile strength and weibull modulus of polyacrylonitrile(PAN)-and pitch- based carbon fibers”, *Materials Science*, Vol.47, pp.632-642 (2012)
- [68] Q. Guo, P. Zhang, Y. Fu and F. Ke, “Effect of out-of-plane deformation on the behavior of compressions specimens”, *Structures*, Vol.27, pp.1570-1581 (2020)
- [69] Y. Pan, X.G. Zhang, D. Han, W. Li, L.F. Xu, Y. Zhang, W. Jiang, S. Bao, X.C. Teng, T. Lai and X. Ren, “The out-of-plane compressive behavior of auxetic chiral lattice with circular nodes”, *Thin-Walled Structures*, Vol.182, No.110152 (2023)
- [70] A. Demizu, H. Matsuda, S. Hetsugi, M. Morisaki, M. Uchino, Y. Ito and C. Morita, ” Mechanics of composite strengthening”, *Japan Society of Civil Engineers*, Vol.68, No.2, pp.683-690 (2012)
- [71] M. Maalej, V.C. Li, Members, ASCE, and T. Hashida, “Effect of fiber rupture on tensile properties of short fiber composites”, *Journal of Engineering Mechanics*, Vol.121, Issue8(1995)
- [72] B.W. Rosen, “Mechanics of composite strengthening”, *Fiber Compos. Mater. Am. Soc. Metals*, pp.37–45 (1964)
- [73] M. Ueda, Y. Tasaki, C. Kawamura, K. Nishida, M. Honda, K. Hattori, T. Miyanaga and T. Sugiyama, “Estimation of axial compressive strength of unidirectional carbon fiber reinforced plastic considering local fiber kinking”, *Composites Part C*, Vol.6, No.100180, (2021)
- [74] D. Ferri, A. Perolo and M. Nodari, “Cross-WLF parameters to predict rheological properties of polylactic acid”, *Nordic Rheology Society*, Vol.25, pp.419-426 (2017)
- [75] G. Masato, “Resin flow analysis with new parameter measurement technology”, *Seikei-Kakou*, Vol.31, No.8, pp.297-301 (2019).

-
- [76] Toray carbon fiber america, inc, “Torayca T700S data sheet”, Technical data sheet, No. CFA-005.
- [77] P. Reithofer, A. Erhart, A. Fertschej, S. Hartmann and B. Jilka, “MAT_4A_MICROMECH micro mechanic based material model”, Automotive CAE Grand challenge (2017).
- [78] D. Horling, “Parameter identification of GISSMO damage model for DOCOL 1200M”, Karlstads universitet, Doctoral dissertation (2015)
- [79] J. Ha, M. Baral and Y.P. Korkolis, “Ductile fracture of an aluminum sheet under proportional loading”, Mechanics and Physics of Solids, Vol.132, Issue103685 (2019)

謝辞

本研究に対し、これまで多くの御懇切なる御指導、御鞭撻を賜りました指導教官の本学大学院工学研究科 機械物理工学専攻材料強度学研究室 菅田淳教授、曙紘之教授、荒川仁太助教授に心より感謝の意を申し上げます。

本研究の第2章の成果は、国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）の委託業務（JPNP14014）の結果得られたものです。本成果を得るにあたり、材料物性の取得にはメカニカルデザイン様、名古屋市工業技術研究所様、得られた物性の分析・考察には東京大学松尾剛先生、ターボ・ロー撮像にはコニカミノルタ様、マッピングシステムにはJSOL様に多大なご助力を頂きました。ここに謝意を表します。

出版物

<査読付き発表論文 3 編 (筆頭) >

1. 河村力, 本田正徳, 荒川仁太, 曙紘之, 菅田淳, “複合荷重を考慮した自動車用フレームの断面形状の検討について”, 自動車技術会論文集, Vol.54, No.4, p.738-744 (2023)
2. C. Kawamura, Y. Morita, M. Fukahori, M. Honda, J. Arakawa, H. Akebono and A. Sugeta “Molding and structure co-analysis of injection molding composites considering heterogeneity in the thickness direction “, *Material Transactions*, Vol.65, No.2, (in press)
3. 河村力, 森田泰博, 深堀貢 本田正徳, 荒川仁太, 曙紘之, 菅田淳, “射出成形複合材の繊維配向の不均質性を考慮した自動車用 H 型部材の成形-構造連成解析の検討”, *材料*, Vol.73, No.2, 印刷中

<査読付き発表論文 5 編 (共著) >

4. R. Higuchi, T. Yokozeki, K. Nishida, C. Kawamura, T. Sugiyama and T. Miyanaga, “Decoupled two-scale simulation of damping vibration of composite laminates using image-based periodic representative volume element”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.571 (2024) 118096
5. R. Higuchi, T. Yokozeki, K. Nishida, C. Kawamura, T. Sugiyama and T. Miyanaga, “High-fidelity computational micromechanics of composite materials using image-based periodic representative volume element”, *Composite Structures*, Vol.328, 15, No.117726 (2024)
6. M. Ueda, Y. Tasaki, C. Kawamura, K. Nishida, M. Honda, K. Hattori, T. Miyanaga and T. Sugiyama, “Estimation of axial compressive strength of unidirectional carbon fiber reinforced plastic considering local fiber kinking”, *Composites Part C*, Vol.6, No.100180 (2021)
7. 本田正徳, 目良貢, 河村力, 竹澤 晃弘, 北村 充, “スパーモデリングを用いた構造物の設計形状における重要部位の抽出手法に関する研究”, *日本機械学会論文集*, Vol.88, No.905, 2022
8. M. Honda, C. Kawamura, I. Kizaki, Y. Miyajima, A. Takezawa and M. Kitamura, “Construction of Design Guidelines for Optimal Automotive Frame Shape Based on Statistical Approach and Mechanical Analysis”,



Computer Modeling in Engineering & Sciences, Vol.128, No.2 (2021)