

構造最適化手法による車両構体の 強度向上に関する検討

高垣 昌和* 沖野 友洋** 八木 毅**
山本 勝太** 高野 純一**

Study of Strength Improvement for Car Body
by the Method of Structural Optimization

Masakazu TAKAGAKI Tomohiro OKINO Tsuyoshi YAGI
Masataka YAMAMOTO Junichi TAKANO

Recently, demands for the safety and conformability, etc. of railway vehicles are increasing. However, it is difficult that car bodies are designed to satisfy them by the previous method because the estimation of conflict subjects on the structure is needed. Moreover, the stress analysis of the whole of the vehicle is indispensable for evaluating complicated load paths for a very long body. Accordingly, a method of structural optimization based on the finite element analysis to establish the rational design method of car bodies, was developed. We have proposed, as an analysis algorithm, an optimization method by zooming in on the estimated region from the analysis results on the whole of a car body. The possibility of achieving the high-strength and light-weight of car bodies was indicated through conducting the structural optimization by the constructed algorithm.

キーワード：構造最適化，車両構体，高強度化，軽量化，有限要素法

1. はじめに

近年、鉄道車両に対して安全性、高速化、あるいは乗り心地等、様々な要望がある。これらを満たすべく車両構体の設計が行われているが、高強度化と軽量化については構造面から見ると相反する要素がある。また、信頼性を評価するためには車両構体や溶接部の寿命についても検討が必要であるが、従来の設計手法ではこれらの検討が困難である。このような課題に対して、構体の合理的な設計手法の確立を目指して有限要素法（FEM）の数値シミュレーションに基づいた構造最適化手法の導入を検討した。このような最適化手法は、すでに自動車、航空、設備機器などさまざまな分野において適用されているが、部品レベルでの適用が大半である。ところが、鉄道車両は大規模な構造物であり荷重伝達が複雑であることから、構体全体を対象とした検討が不可欠と考える。そこで、本研究では既存の車両構体を対象として車両全体のモデル化を精緻に行い、高強度であるとともに軽量化を実現した構体設計を可能とする構造最適化手法を構築する。あわせて車体溶接部についても精緻なモデル化を行うことにより、信頼性の高い車両構体の提案手法の可能性について検討する。

* 鉄道力学研究部 計算力学研究室

** 車両構造技術研究部 車両強度研究室

2. 構造最適化手法

2.1 構造最適化の分類

ある原型となる構造をもとに与えられた設計要件を満たす構造を求める手法を、大別すると寸法最適化、形状最適化、トポロジー最適化の3種類がある¹⁾。寸法最適化は、現設計の寸法を設計変数としてパラメトリックに評価する手法である。最適化手法には線形計画法²⁾などが適用される。外形形状を設計変数とする形状最適化や内部構造も設計変数とするトポロジー最適化は、FEM解析、感度解析、最適化手法の組み合わせにより構造最適化を行う手法である。これらは、設計変数が多いため最適化の自由度は高いものの収束性の面で最適性基準法³⁾など適当な最適化手法が必要となる。本研究では、製造制約等の知見が少ないことからトポロジー最適化については結果の評価が難しいと考えられるため、形状最適化を用いて検討する。なお、この手法の利点は、強度、剛性、局所座屈や幾何制約など多くの制約条件の考慮が可能なことである。また、実設計への展開も容易である。欠点としては、FEM解析の初期メッシュへの依存性が高く、要素のゆがみが生じる場合には、メッシュ変更が必要となる。そのため、形状の変更範囲が狭くなり、大幅な性能向上はトポロジー最適化に一步譲ることとなる。

特集：車両技術

2.2 形状最適化

形状最適化は、FEM モデルのエッジやサーフェスの境界部節点を設計変数として最適化を行う方法である。この手法は、1973 年に Zienkiewicz と Campbell⁴⁾ により提案された手法であり、FEM 解析と感度解析を統合して構造の釣合状態と設計感度を求めて、その感度を用いて設計変数である節点座標を最適化手法により更新して最適構造を導くものである。これにより、実用的な展開への道がひらかれた。

ただし、本研究で適用したノンパラメトリック形状最適化⁵⁾では、応力緩和のため、サーフェスの変更に合わせて有限要素メッシュを変更するプロセスが、最も困難を伴う。形状最適化プログラムの多くは、最適化ステップごとに自動的に有限要素メッシュを再生成することにより、既存のメッシュを変更するという処理を回避している。このため、初期の要素トポロジー（初期メッシュ）は破壊され、多くの場合、新たなモデルが形成されることになる。要素トポロジーを保持しつつ、サーフェス部分から順番にメッシュの変更を計算して実行するプログラムは数少ない。本研究では、形状変更範囲を要素サイズ以下とする制約条件の設定により要素トポロジーの破壊を回避するようにして、形状最適化を実施した。

2.3 構造最適化アルゴリズム

既存のステンレス鋼製構体の高強度化および軽量化を目指して、構造最適化のアルゴリズムを提案する。本研究では既存構体の最適化を行うため、手法としては形状最適化を適用する。また、鉄道車両は大規模な構造のため実挙動は複雑で、部分的なモデルでは荷重経路や応力の大きさの評価が困難である。その一方で、高い負荷を受ける領域は、限定的であり、一車両モデルによる最適化を実施することは、効率的ではない。そこで、図1に示すように、まずは精緻な一車両モデルにより応力解析を実施して高負荷領域を評価することにより構造最適化の実施領域を限定する。次に、部分構体モデルにより構造最適化を実施する。この際、負荷条件は、一車両モデルの解析結果より決定する。車両構体は同一構造の部位が多くあるため、構造最適化により高強度化および軽量化された構造を当該部位だけでなく同一の部位についても同様に適用する。最後に、最適化された構造を適用した一車両モデルにより応力解析を行い、その効果を検証し、最適要件を満たさない場合は、再度、部分領域の評価を実施する。

3. 部分構体モデルの構築

3.1 解析モデル

構造最適化において、FEM による応力解析の精度は重要である。そこで、図2に示す部分構体モデルを作

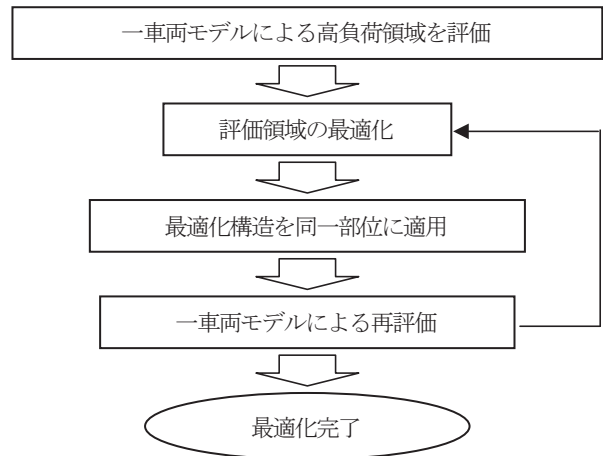


図1 構造最適化のアルゴリズム

成して、構造最適化を行う上で十分な精度が得られるかを検証した。この構体構造は、在来線用ステンレス鋼製車体の側構体の一般的なものである。外板、側柱、腰帯とこれらを結合する継手部材から成っている。モデルを構成する要素に関しては、外板や骨組が薄板構造のためシェル要素を適用している。さらに、スポット溶接部は、より精緻にモデル化を行う必要があるため、剛体要素のみによる結合ではなくソリッド要素と剛体要素を用いて、力学的な実挙動を表現できるようにした。

スポット溶接部をモデル化する場合、汎用 FEM コードでは溶接を再現する剛体要素を用いてモデルを結合させることが一般的である。しかし、これらは剛体要素であるため、ナゲット部の弾性状態を表すことができない。そこで、ナゲット部をソリッド要素でモデル化して、これらの要素と接合部材のシェル要素を剛体要素により結合することでナゲット部も再現した FEM 解析モデルを構築した。剛体要素についてはソリッド要素からシェル要素に接合する節点間の距離により荷重伝達に重みをつけている。これらにより、任意のメッシュモデルに結合できることから接合部材のメッシュ形状に依存されずにスポット溶接部を再現し、ナゲット内部や溶接による応力集中を評価することが可能となる。

3.2 部分構体モデルの検証

3.2.1 部分構体モデルによる応力解析

図2に示した部分構体の解析モデルを使用し、応力解析を実施した。材料定数は、SUS304 ステンレス鋼を模擬することから、弾性係数：210GPa、ポアソン比：0.3とした。また、部材間の接触も考慮して計算するため、摩擦係数：0.3とした。境界条件は、次項で述べる実験にあわせるために 10kN を与えた。一方、拘束条件は、腰帯の両端を完全固定としている。

FEM による応力解析の結果として得られた最大主応

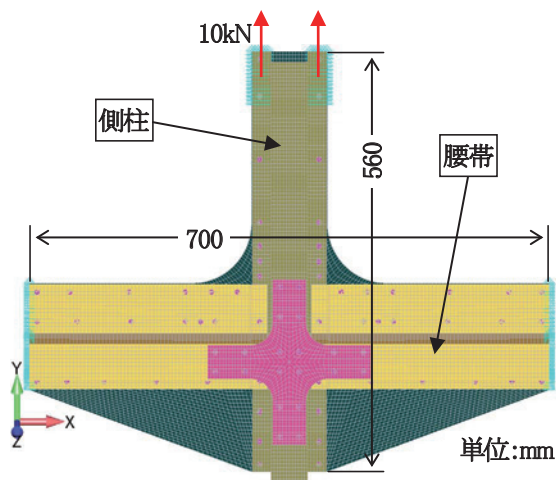


図2 部分構体の解析モデル

力のコンター図を図3に示す。解析結果で応力が高く算出された箇所やスポット溶接部などで着目すべき箇所を次項の強度試験における応力の測点とする。

3.2.2 部分構体試験体による強度試験

シェル要素による構体構造およびソリッド要素を用いたスポット溶接部のモデル化の妥当性を検証するため、図2の部分構体と形状が同一の実物大の部分構体試験体（図4）を用いた引張試験を実施した。供試材は、SUS304 ステンレス鋼である。また、引張試験の負荷条件は、応力解析の負荷条件と同様に10kNの荷重を与えている。試験体の拘束は、腰帯の両端を固定している。これにより側柱を上方に引っ張ることで、腰帯の接合部付近に荷重を与える。応力の計測は、ひずみゲージを用いて測定したひずみから弾性係数により換算して行う。応力測点は、解析結果より選定した図5に示す箇所である。

3.3 解析と試験結果の比較

解析および実物大の部分構体試験体による引張試験で得られた各測点の応力を表1に示す。この表に示すように、低応力部では若干のばらつきがあるものの、高応力部では十分な精度で再現されていると考えられる。低応力部においてばらつきが生じた原因は、試験において測定される応力が低い場合、測定誤差が大きくなるためと推察される。測点1-5までは、スポット溶接部の近傍の測定結果であるが、十分な一致が見られることから、スポット溶接部のモデル化は妥当であると考えられる。

4. 一車両構体モデルによる強度解析

4.1 解析モデル

構造最適化に向けて、構体が走行時に受ける荷重の伝達経路と発生する応力分布を評価するため、図6に示すような在来線用ステンレス鋼製車両の一車両構体モデル

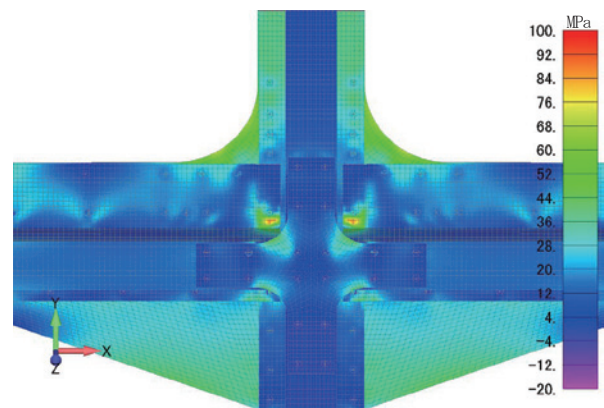


図3 主応力のコンター図

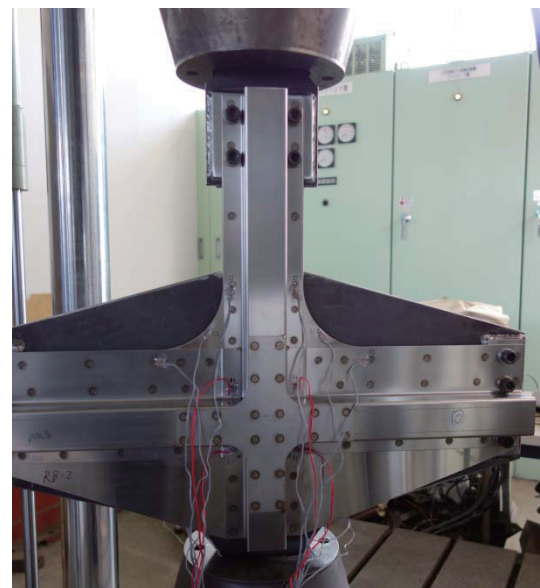


図4 実物大の構体試験体

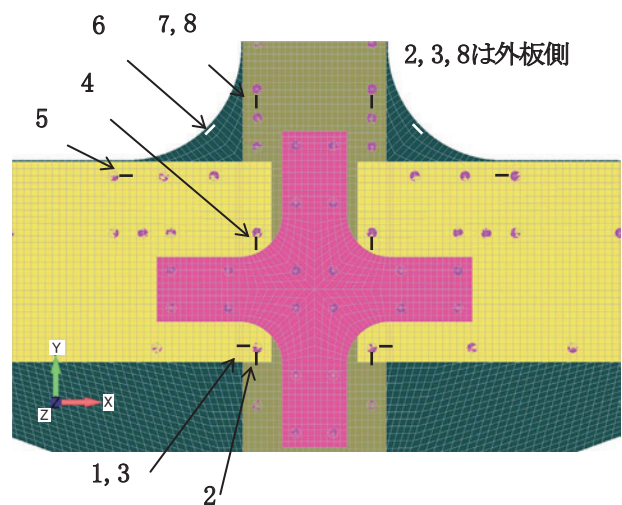


図5 引張試験における応力測点

を用いてFEMによる動的応力解析を実施した。解析において適用した要素は、構体部材が3次元シェル要素、スポット溶接部が剛体結合のリンク要素である。解析モ



図6 一車両構体モデルおよび境界条件

表1 応力値の比較

	測点	解析 σ_a [MPa]	試験 σ_e [MPa]	σ_a / σ_e
左側	1	18.4	19.1	0.96
	2	17.4	15.6	1.11
	3	9.2	10.0	0.92
	4	89.5	83.8	1.07
	5	23.4	26.0	0.90
	6	85.2	83.0	1.03
	7	39.9	37.2	1.07
	8	51.9	53.0	0.98
右側	1	21.2	24.1	0.88
	2	17.4	14.1	1.23
	3	9.2	11.0	0.84
	4	88.5	83.5	1.06
	5	23.5	23.1	1.02
	6	84.2	87.6	0.96
	7	39.1	36.7	1.07
	8	52.0	49.5	1.05

* 右側の測点番号は、左側対称位置の測点に対応
* 水色部は、スポット溶接部の測点を示す

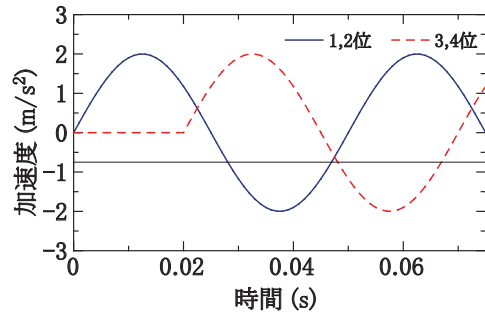
モデルは、構体構造のみであり床下機器やクーラー等の付帯設備は、質点として負荷している。また、内装は考慮していない。

4.2 解析条件

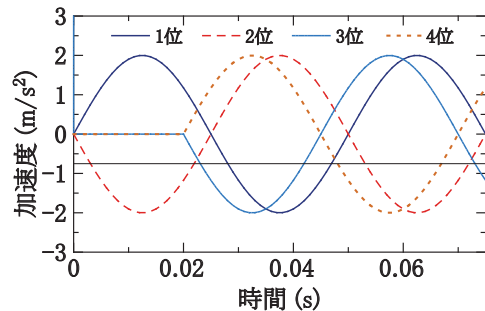
応力解析における負荷条件として、枕ばり両端部の空気ばね取り付け位置に加速度を与えた。1位から4位までの加速度は、走行試験において最大応力が生じた時の加速度の測定値から図7のように想定した。(a)図は構体の長手方向を軸としたねじりが無い鉛直方向の変動、(b)図は構体のねじりが有る条件である。

4.3 高負荷領域の評価

一車両構体モデルを用いて動的応力解析を実施した結果、枕ばりより中央寄りの側構体、特に窓コーナー部および屋根クーラーユニット取付部付近において顕著な応力が発生していることがわかった。本稿では、紙面の都合上、窓コーナー部のみ述べることにする。ねじりの有無による比較をすると、ねじりが有る方が高い応力が生じており、ねじりが無い場合、構体側面の応力分布はほぼ左右対称であるが、ねじりが有る場合には、1, 4位と2, 3位がそれぞれ同様の応力分布となった。図8には、ねじりが有る場合の構体側面の応力分布を示す。



(a) 鉛直方向の変動(ねじり無し)



(b) 鉛直方向の変動(ねじり有り)

図7 試験結果より想定した構体の加速度条件

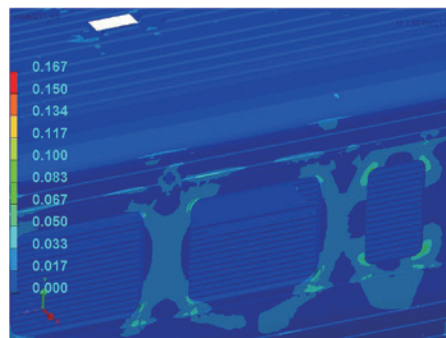


図8 構体側面窓周辺部の相当応力分布図(単位:GPa)

5. 構体モデルの構造最適化手法

5.1 最適化に向けたFEM解析

前章で示したように一車両モデルによる動的応力解析の結果から、構体側面の窓コーナー部が高負荷領域となっていることが明らかとなった。そこで、これらの領域についてFEM解析に向けた詳細な部分構体モデルを構築して、高強度化および軽量化を最適要件として構造最適化を試みる。実施にあたっては、FE-Design社製の

構造最適化ツール TOSCA⁶⁾ を活用した。

構造最適化を実施するにあたり、図9に示すような構体側面の FEM 解析モデルを作成した。この解析モデルは、計算精度を向上させるために一車両構体モデルと比べてより細密なメッシュモデルとする。スポット溶接部は、3.1節で説明したソリッド要素を適用した手法によってモデル化している。構体側面のモデルは、外板、ハット材を用いた柱や帯、継手などの部材で構成されている。部材は、すべて板材が使用されているため、解析モデルはシェル要素を用いている。また、外板のせぎり部については、鋼板用の接着材が用いられることから、解析では、NASTRAN の固着機能を用いて表現している。

構造最適化のプロセスでは、一車両構体モデルから高負荷領域を部分構体モデルとして切り出し、部分構体モデルを対象に応力解析を行う、いわゆるズームイン法⁷⁾を用いる。部分構体モデルの境界条件は、一車両構体モデルの境界節点の変位値を強制変位として与えることにより、一車両構体モデルの応力負荷状態と同等となるようにした。これにより高負荷領域のみより細密なメッシュモデルで計算することができるようになる。

5.2 最適化に関する条件

本研究では、構体の高強度化および軽量化を形状最適化手法により実施する。条件設定としては、まず、最適化を行う設計領域は、柱やたるきなどの骨組構造のみとし、外板を除外する。これは、構体の外観が変わらないようにするためである。また、スポット溶接部についてもシェル要素とソリッド要素を剛体要素で結合しているため、設計領域から除いた。次に目的関数と制約条件については、それぞれ応力と質量とする。応力の最大値を目的関数として、その値が最小になるようにして、部分構体の質量が指定した割合（軽量化率）で減少するように軽量化率を制約条件として指定する。また、荷重条件として複数のケースを同時に考慮できることから、一車両モデルによる前述の2つの加速度条件（図7）での解析結果より部分構体モデルが受ける強制変位をそれぞれ算出して、これらを荷重ケースとして適用する。

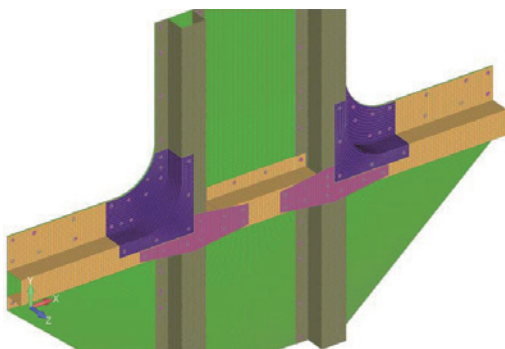


図9 FEM モデル（構体側面窓コーナー部）

5.3 構体の最適構造

これまでに示した応力解析モデルと最適化条件を適用してノンパラメトリック形状最適手法により、構体側面窓コーナー部の高強度化および軽量化を実現するための最適化を実施した。最適化計算は、まず質量を減少させるために、設計領域の要素を均等に縮小させる。例えば、骨組部材を細くしたり、継手部材を縮小することを行う。つぎに、修正された形状の応力解析を行い、計算結果を基に応力の高い部位について応力が緩和する方向に対して形状を拡大させる。このような手順を最適化条件が満たされるまで、繰り返し行う。条件設定としては、制約条件である質量低減（軽量化率）の割合を0%、12%、20%とし、目的関数である応力は、最大値最小（設計領域内の最大応力値を低減させる）とした。

最適化による軽量化率の変化と最大応力値の低減について図10に示す。この結果より、10回前後の繰り返し計算により収束することがわかる。一般的に構造最適化では、数十回～数百回程度の繰り返し計算が必要であるが、本手法では少ない繰り返し数で収束している。これは、最適性基準法を適用している効果と考えられる。また、1回目の計算では、形状を縮小する割合が高いため、応力値が初期値に比べて高くなっている。その後の繰り返し計算では、応力値が緩和されるよう最適化が行われている。図11には、軽量化率12%とした場合の最適化前後の応力コンターを示す。図中のモデル形状を見ると骨組の形状が変化しており、また、応力値も緩和されていることがわかる。最適化後の部分構体は、初期形状に対して質量が12%低減したにもかかわらず、最大応力値は、12%減少している。図12には、骨組構造の形状の変化を示す。骨組部材は、直線的に折り曲げたものよりも曲線的な形状にすることで強度が向上することがわかる。ただし、製造上の制約等の検討は必要となる。形状変更によって強度が向上することで形状の縮小が可能となる。

屋根部等、その他の高応力領域についても同様に構造最適化を実施し、車両構体の同一部材に適用することにより車両全体として強度が向上すると推察される。なお、高強度化と軽量化の効果については、一般的にトレードオフ

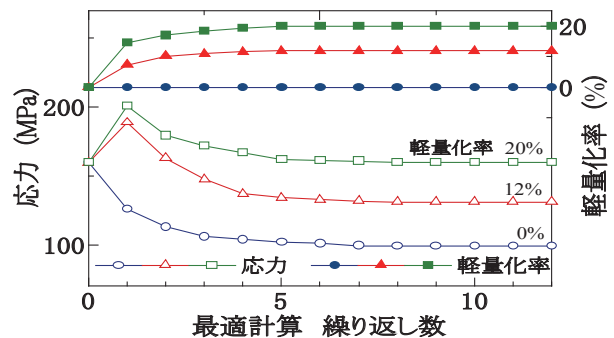


図10 最適化計算の経過（構体側面窓コーナー部）

特集：車両技術

の関係にある。そこで、最適化された部分構体構造を一車両モデルに対して適用し、それぞれの効果を評価した。その結果、図 13 に示すように、構造最適化の制約条件により最適化のウェイトを変化させたところ、質量を保持した場合、最大の発生応力が 40% 低減され、最大応力値を保持した場合、7% の軽量化を実現できる可能性が示された。

6. まとめ

鉄道車両構体の高強度化および軽量化を目指して有効な手法の構造最適化のひとつであるノンパラメトリック形状最適化手法の検討を行った。

車両構体に適用するため、一車両全体の FEM 解析においてズームング法を用いて解析の効率化をはかり、構造最適化により得られた部分領域の構体モデルを一車両モデルに組み込み、所定の目標値に達するまで、再度、最適化を実施する構造最適化のアルゴリズムを構築した。形状最適化の対象となる部分構体モデルは、スポット溶接部およびその周辺の応力状態を精度よく、かつ効率的に評価できるようにモデル化されている。応力の解析精度については、実物大の構体試験体による引張試験を行い、これを模擬した応力解析を実施して、試験結果と比較することにより解析モデルの妥当性を確認した。

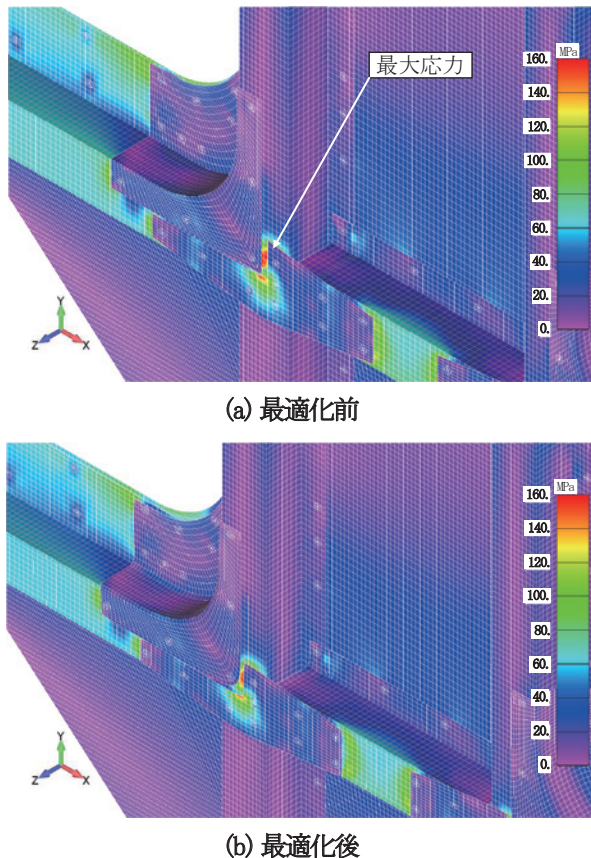


図 11 最適化による応力分布および形状の変化 (軽量化率 12%)

構造最適化の事例として、ステンレス鋼製車両の精緻な一車両構体モデルを用いて走行試験データを境界条件として与えて動的応力解析を行い、構体の高応力部を評価した。この解析結果を基に、構体側面窓コーナー部近傍領域を対象に構造最適化を実施して最適構造を求め、強度向上が可能な形状を示した。また、最適化された部分領域の骨組構造を一車両構体モデルに適用することにより、車両構体全体として高強度化および軽量化が可能となった。

文献

- 1) 西脇眞二, 泉井一浩, 菊池昇: トポロジー最適化, 丸善, pp.1-7, 2013
- 2) Rozvany, G.I.N. et al.: Structural Optimization, pp.17-24, Kluwer Academic Pub., 1988.
- 3) 赤木新介, 藤田喜久雄: 設計エキスパートシステムの基礎と応用, p.23, コロナ社, 1990
- 4) Zienkiewicz, O.C., Campbell, J.S.: Shape optimization and sequential linear programming in optimum structural design, Optimum Structural Design, pp. 109-126, 1973.
- 5) 矢川元基, 宮崎則幸: 計算力学ハンドブック, 朝倉書店, p.619, 2007
- 6) TOSCA ユーザーズマニュアル: FE-Design, 2012
- 7) 横山正明: 高精度計算力学, 朝倉書店, p.119, 1998

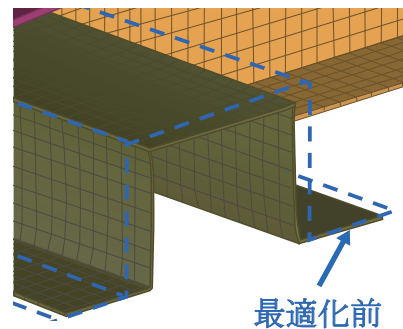


図 12 最適化後の骨組形状 (軽量化率 12%)

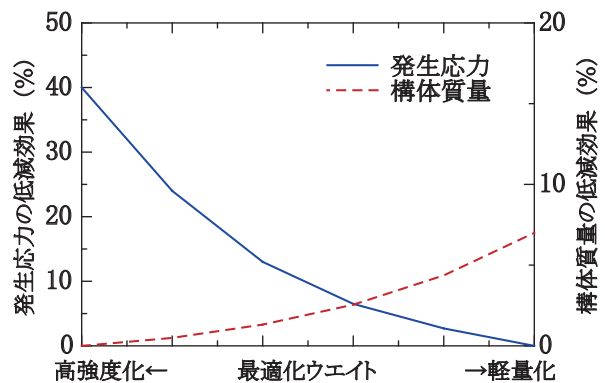


図 13 構造最適化による効果