

(論文)

アルミ鍛造サスペンション部材設計への最適化技術の適用

Applying Optimization Technology to Designing Forged-aluminum Suspension Members



細井寛哲*
Hiroaki HOSOI



橋村 徹*(工博)
Dr. Toru HASHIMURA



泉 耕一郎**
Koichiro IZUMI



中村 元**
Hajime NAKAMURA



阪本正悟**
Shogo SAKAMOTO

To reduce the weight and designing time of forged aluminum suspension members, a new designing method has been developed, applying topology optimization technology. This method is characterized by using topology optimization results to derive global optimum structures, which are difficult to obtain through skilled designing. We applied this approach to the design of an actual suspension member and succeeded in obtaining a structure that was 10% lighter than that of a conventional design and took almost the same amount of designing time.

ま え が き＝地球温暖化や化石燃料の枯渇を背景として、自動車の燃費規制が世界的に強化されてきている。これに対して、自動車メーカーは新しい駆動システムを持つ車両の開発を進めるとともに、重くなる傾向にあった車体の軽量化にも取組み、主要素材である鋼の高強度化や構造合理化、あるいは軽量材料への置換の動きを加速させている。

当社では、アルミ鍛造品の高い軽量化効果に着目し、アルミ鍛造サスペンション部材の開発に取り組んできた。2001年には、大安工場において同部材の連続鍛造から鍛造、検査までの一貫生産を開始し¹⁾、さらには、2005年から北米工場での生産を開始することによって年間700万本以上の供給体制を確立した。同時に、高強度合金の開発²⁾、有限要素法(FEM)による性能予測技術の高度化、鍛造シミュレーションによる工程設計改善などにも取組み^{3),4)}、自動車メーカーに対してより軽量のサスペンション部材の提案を行ってきた。

しかし近年、高強度鋼板や新しい加工技術の導入による軽量化の進展、他のアルミ鍛造メーカーとの競合激化とともに、より一層の軽量化が求められてきている。

図1に例示するようなサスペンション部材は要求性能が多岐に亘ること、鍛造品は形状自由度が高いことなどからアルミ鍛造サスペンション部材の設計には膨大な工数が必要となる。このため、過去の類似形状を基に改良を加えながら設計を行うことが多いが、高い軽量化目標に十分にこたえきれなかったり、あるいは設計が長期化する傾向が生じつつあった。

そこで著者らは、軽量構造の徹底した追及および設計工数削減を目的として、近年、産業界での実用化例が増加傾向にある最適化技術に着目し、アルミ鍛造サスペンション部材設計への適用を検討してきた。

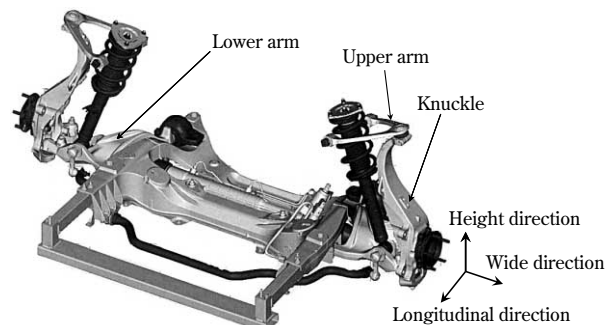


図1 サスペンション部材の例(ダブル・ウィッシュボーン方式フロントサスペンション)

Fig. 1 Example of suspension members (front suspension structure of double wishbone type)

本稿では、最適化の一手法であるトポロジー最適化⁵⁾を利用した設計フローを構築し、アルミ鍛造サスペンション部材の設計に適用した事例を報告する。

1. トポロジー最適化

最適化とは、いくつかの制約条件の下で、目的関数が最小(または最大)となる設計変数の組合せを効率的に決定する数学的手法である。その手法は、設計変数の変動に対する目的関数などの変動との比(感度)を利用する勾配法と、設計変数に対する目的関数などの値のみを利用する直接探索法に大別でき、それぞれ極めて多様な手法が考案されている。

対象が構造物の場合の最適化手法は、設計変数の採り方によって寸法最適化、形状最適化、およびトポロジー最適化に分類できる。これらの手法は、理論の発展や汎用ソフトの充実、CAEの普及を背景に発展してきた。

本稿で適用するトポロジー最適化は、1988年にBensøeら⁵⁾によって提案された連続体内の材料配置を最

*アルミ・銅事業部門 技術部 **アルミ・銅事業部門 大安工場

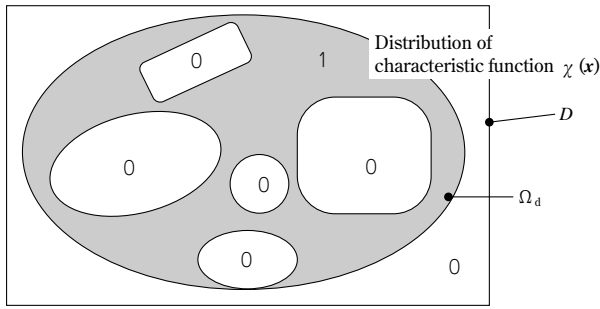


図2 設計領域 D への特性関数 $\chi(x)$ の導入
 Fig. 2 Adoption of characteristic function χ into design region

適化する手法である。その基本概念は、固定された設計領域 D に対して次式で表される特性関数 $\chi(x)$ を導入し、 $\chi(x) = 1$ となる領域 Ω_d の配置を導くことにある (図2)。

$$\chi(x) = \begin{cases} 1 & \text{if } x \in \Omega_d \\ 0 & \text{if } x \in D/\Omega_d \end{cases} \dots\dots\dots (1)$$

1, 0 はそれぞれ、材料がある状態、ない状態に対応する。しかし、式 (1) の特性関数は離散値であるため、設計領域の多くで微視的な不連続性を有し、そのままでは最適解が得られない。そこで、特性関数を巨視的な意味で連続化 (緩和) し、勾配法をベースとした最適化が可能な形式に置換する方法として、均質化設計法^{5), 6)} や密度法^{7), 8)} などが考案されている。

本稿で採用した密度法では、対象とする特性がその場所の相対密度 ρ のみに依存すると仮定し、特性関数の連続化を行う。一般的には、対象とする特性と ρ との関係に SIMP (Solid Isotropic Material Penalization) 法と呼ばれるべき乗関係を適用する。力学問題を例にとれば、要素 i の剛性マトリクス $\mathbf{K}_{i,e}$ と相対密度 ρ_i とを次式のように関連付ける。

$$\mathbf{K}_{i,e}(\rho_i) = \mathbf{K}_{i,e}^0 \rho_i^p \dots\dots\dots (2)$$

$\mathbf{K}_{i,e}^0$ は $\rho_i = 1$ のときの要素剛性マトリクス、 p は中間的な相対密度を排除するためのペナルティパラメータであり、通常 2 ~ 4 を与える。なお、トポロジー最適化では、一般に設計変数が膨大となるため、設計変数一つ一つに対して目的関数および制約条件の感度解析を行うことは困難である。そこで、1回の演算で各設計変数の感度を求めることができる随伴変数法⁹⁾ と呼ばれる手法が用いられる。

トポロジー最適化を単純な力学問題に適用した例を図3に示す。ここでは、正方形平板の4隅を変位拘束し、中心節点に面法線方向の集中荷重を加え、制約条件をコンプライアンス (剛性の逆数)、目的関数を質量最小化として SIMP 法によるトポロジー最適化を行った。最適化で得られた相対密度分布に対し、2値化 (低密度要素の削除) や平滑化処理などを施すことによって具体的な設計を行ううえで有益なヒントが得られることが分かる。

ここでは単純な例を示したが、トポロジー最適化の最大の特長は、複雑な問題であっても設計者のみでは想起困難な構造案が短期間に得られることにあり、さまざまな部材設計への適用が検討されてきた¹⁰⁾。一方、“一般に製造困難な形状が導かれる”、“2値化後の性能の精度が予測困難”、“原則として材料非線形性が考慮できな

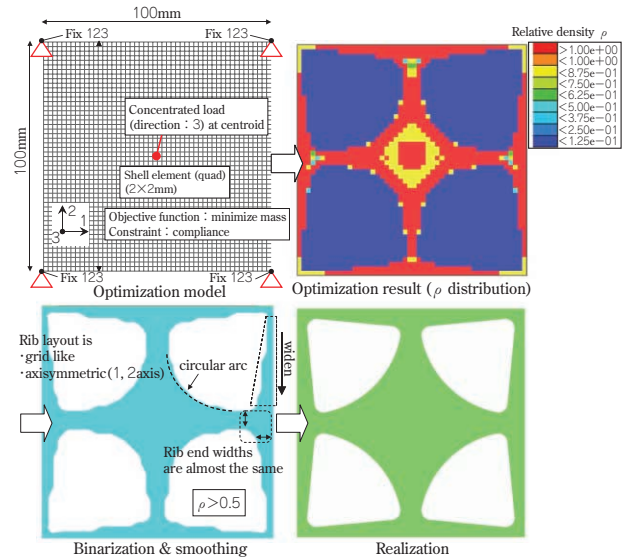


図3 トポロジー最適化の適用例
 Fig. 3 Example of an application of topology optimization

い”、といった弱点もある。最適化結果を製造可能な形状に近づける研究は盛んに行われ¹¹⁾、押出方向や型抜き方向、部材寸法を制御する手法などが実用化されている。

2. サスペンション部材設計へのトポロジー最適化の適用

2.1 設計手法の構築

構造設計は一般に、大域的な構造をおおまかに決定するプロセスと、決定した大域的な構造に対して所定の性能を満足するための局所的な形状修正を行うプロセスとに分けることができる。本稿では便宜上、前者のプロセスを概念設計、後者のプロセスを詳細設計と呼ぶことにする。

従来の設計フローでは、概念設計には重点をおかず、主に類似形状からの転用、あるいは設計者の力学的知識や経験、感覚に基づいた設計を行っていた。したがって、詳細設計が少ない工数で完了することはまれで、通常、10回以上の形状修正が必要であった。また概念設計の不十分さから、局所的な形状修正のみでは目標を達成できない状況に陥り、大域的構造の見直しに戻らざるを得ないケースもあった。

従来の設計フローにおける上記課題にかんがみ、著者らはトポロジー最適化の特長を生かした新たな設計フローを構築した。新たな設計フローを、従来の設計フローと比較するかたちで図4に示す。新設計フローでは、概念設計にトポロジー最適化を組み込み、設計者のみでは得ることが難しい優れた大域的構造を導出することによって従来設計フローにおける課題の解決を目指す。以下にそのフローを説明する。

- (1) 他部材と干渉しない設計領域 D を作成
- (2) 複数要件を同時に考慮したトポロジー最適化を、制約条件を変えて実行。なお、降伏荷重や破断荷重などの強度要件は剛性制約に置換
- (3) 低密度要素を機械的に削除したラフモデルに対して FEM 解析を実行

- (4) 得られた性能-質量関係を分析し、具体化時に目標性能を満足すると考えられるラフモデルを決定
- (5) 同モデルを基に、製造（鍛造）制約を考慮して形状を具体化

上記(2)で制約条件を変えて最適化を実行するのは、トポロジー最適化では強度要件を剛性制約に置換せざるを得ず、剛性制約の適正值のスクリーニングが必要となるためである。強度と剛性では最適形状に差異が生じ得るが、概念設計段階における実用上の不都合は少ないと判断した。

(3)、(4)では、低密度要素を削除したラフモデルに対してFEM解析を行い、性能を確認したうえで具体化形状の作成に使用するラフモデルを決定する。具体化形状の性能を予測するためにこのプロセスを実行するが、ラフモデルの性能は平滑なモデルに比べて要素種類や要素サイズに敏感なため、ラフモデルの決定にはさまざまな知識が必要となる。

(5)のラフモデルからの形状具体化では、精度を高め

るため、(3)のFEM解析結果を参照して具体化形状に反映させる。なお、具体化の方法には厳密なルールは設けず、設計者の判断の余地を残すこととした。

これ以降の詳細設計は従来設計フローと同様であり、目標を満足するまで(6)~(8)の手順を繰り返す。

(6) FEM解析を実行し、性能を確認

(7) 目標とする性能と質量を満足するかを判断

(8) (7)が否であれば局所的な形状修正を実行

(8)では、設計者がFEM解析の結果を力学的に解釈し、形状変化に対する質量変化と性能変化の感度を把握しながら最適と思われる方向へと形状修正を行う。サスペンション部材は一般に、荷重入力によって曲げやねじりなどの変形モードが複合した複雑な応力分布を示し、かつ鍛造制約や他の要件への影響も考慮しなければならないため、形状修正方向の決定には設計者の高い洞察力や豊富な経験が必要となる。

2.2 設計対象

構築した新設計フローの有効性を評価するため、従来

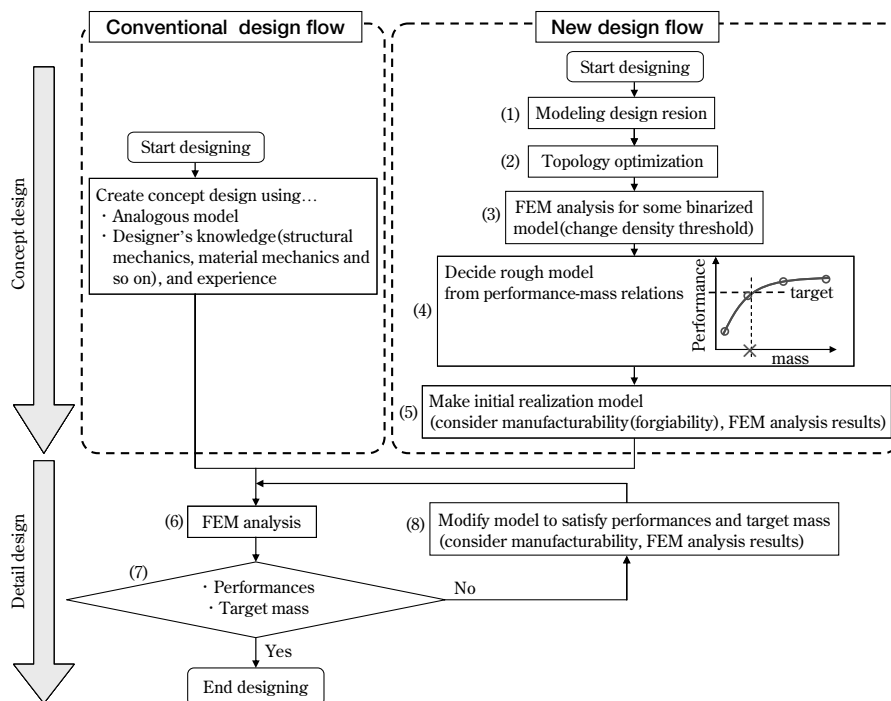


図4 従来設計フローおよび新設計フロー

Fig. 4 Conventional design flow diagram and new design flow diagram

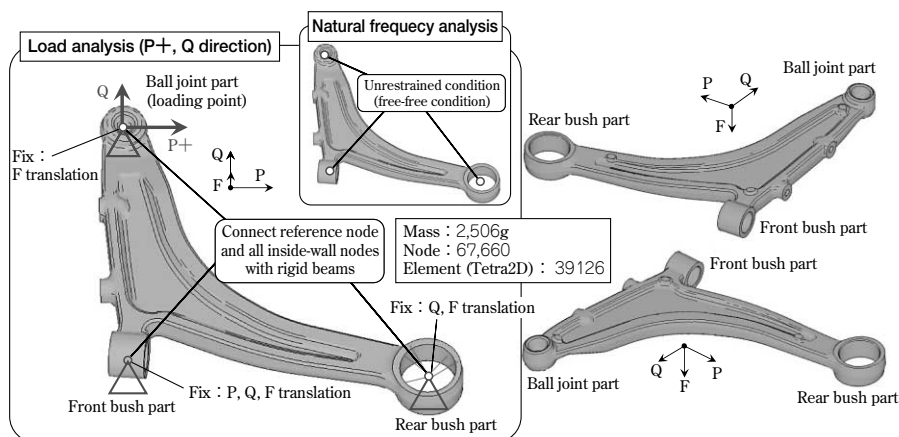


図5 従来設計フロントロアアーム形状および解析条件

Fig. 5 Conventional design configuration of front-lower arm and analysis conditions under consideration

フローで設計したフロントロアアーム (図 5) を対象に、新設計フローによる再設計を実施した。従来設計フローで得られた形状の性能を表 1 に示す。

評価要件には、P+方向 (軸直角方向) 入力の変位荷重と破断荷重、Q 方向 (軸方向) 入力の変位剛性、および拘束なしの状態での曲げ 1 次固有振動数の 4 つを選んだ。固有振動数要件は主に共振防止のために設定される。解析条件は図 5 中に併記した。

また、設計目標には、“従来設計形状の全性能を上回り、かつ 10% 以上軽くすること” を設定した。

なお、アルミ鍛造材は表 2 の特性を持つ均質材とし、全て四面体二次要素でモデル化を行った。FEM 解析ソルバには ABAQUS 6.7、最適化ソフトには OptiStruct 10.0

(Altair Engineering 社) を使用した。

2.3 設計結果

作成した設計領域 (7,879g) を図 6 に示す。ボールジョイントやブッシュ取付部、ボルト穴周辺は設計領域から除外した。トポロジー最適化条件を表 3 にまとめる。得られる形状を製造可能なものに近づけるため、型抜き方向制約および最小部材寸法の製造制約を加えた。

トポロジー最適化結果から低密度要素を削除して得たラフモデルの性能-質量関係を図 7 に示す。同図およびラフモデルの性質を考慮し、2,480g ($\rho \geq 0.7$) のラフモデルを基に形状の具体化を行った。図 8 にラフモデルと具体化した形状を示す。具体化形状は 2,646g で 166g 増加し、目標質量には未達であるが、全ての要件で性能が

表 1 従来設計フロントロアアーム形状の性能
Table 1 Performances of conventional front-lower arm design configuration

Mass (g)	P+yield load (kN)	P+failure load (kN)	Q stiffness (kN/mm)	Natural frequency (1st) (Hz)
2,506	31.2	45.6	168	547

表 2 材料特性
Table 2 Material properties

Density (g/cm ³)	Young's modulus (MPa)	Poisson's ratio	Yield strength (MPa)	Tensile strength (MPa)	Elongation (%)
2.70	68,650	0.33	315	345	10

表 3 最適化条件
Table 3 Optimization conditions

Software	Optimization method	Objective function	Load steps and constraints	Other conditions
OptiStruct (Ver.10.0)	Topology (SIMP method)	Mass (Minimize)	(1) P stiffness $\geq 6.24 - 12.48$ kN/mm (2) Q stiffness ≥ 168 kN/mm (3) Natural frequency (1st) ≥ 547 Hz	(1) $\rho = 3 (K_{i,c} \propto \rho^3)$ (2) Draw direction constraint : F direction (3) Minimum member size constraint ≥ 30 mm

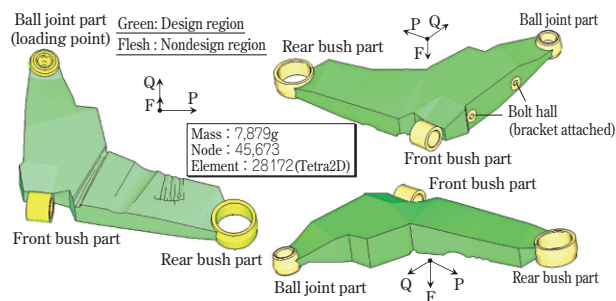


図 6 設計領域
Fig. 6 Design region

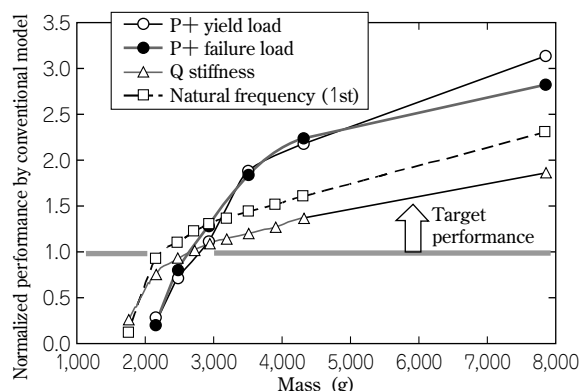


図 7 トポロジー最適化結果の性能-質量関係
Fig. 7 Performance-mass relations obtained from topology optimization

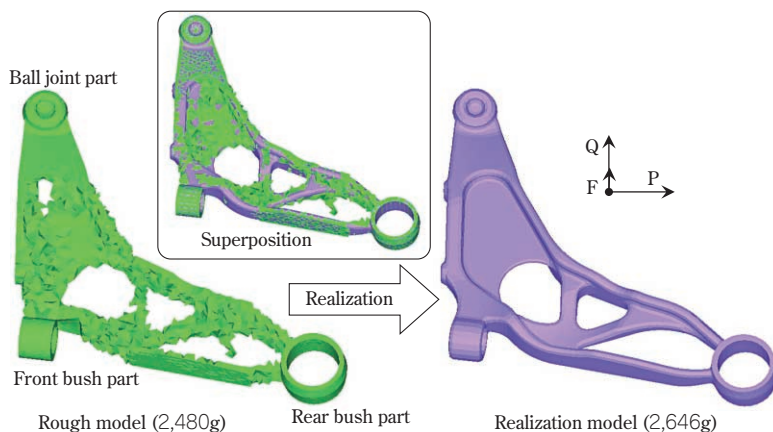


図 8 ラフモデルと具体化形状
Fig. 8 Rough model and realization model

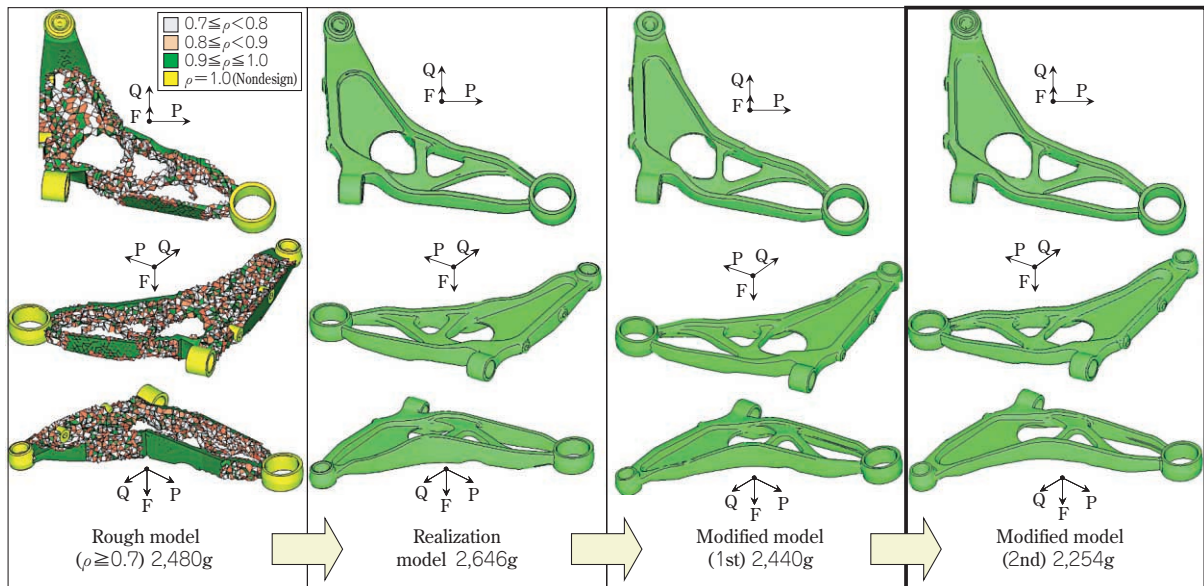


図9 設計形状のまとめ
Fig. 9 design configurations

表4 各設計形状の性能
Table 4 Performances of each design configurations

Model No.	Mass (g)	P+ yield load (kN)	P+ failure load (kN)	Q stiffness (kN/mm)	Natural frequency (1st) (Hz)	Note
1	7,879	96.0	129.0	448	1,240	Design region
2	2,480	22.5	36.8	158	607	Rough model
3	2,646	32.5	49.9	200.3	641	Realization model
4	2,440	34.0	51.0	204.1	589	Modified model (1st)
5	2,254	32.5	49.6	182	551	Modified model (2nd)
Conventional design	2,506	31.2	45.6	168	547	Designed by conventional design flow

過剰であった。その後、2回の形状修正と性能解析を繰返し、目標を満足する2,254gの形状が得られたため設計を終了した。図9にラフモデルから最終的な設計形状に至るまでを示す。また、表4に各設計段階における性能をまとめる。

3. 考察

設計目標の厳しさが異なるため、工数を横並びで比較することは適当ではないが、設計各段階で要した計算機使用を含めた工数と従来設計での工数（いずれも概算）を図10に示す。ここで、人一人による作業は1日を8時間、計算機使用は1日を24時間として計算した。

図10より、新設計フローは、従来設計フローに比べて詳細設計の工数が減少していることがわかる。少ない詳細設計の工数で従来より厳しい設計目標を満足したことは、トポロジー最適化による概念設計が有効に機能し、優れた大域的構造が得られたことを示すと考える。

一方で、トポロジー最適化にも無視できない工数が必要となることが影響し、今回のケースでは従来設計フローからの総工数の大幅な削減には至らなかった。しかし、設計目標が厳しくなる場合には、一般に詳細設計での形状修正に費やす工数が増加するため、概念設計において優れた大域的構造が得られる本設計フローを採用の方が総工数の削減につながりやすいと考える。

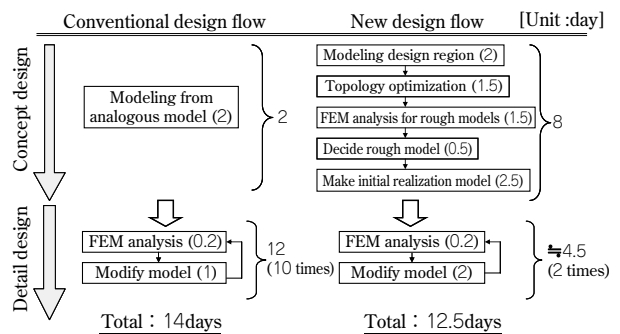


図10 設計工数の比較
Fig.10 Comparison of designing man-days

最後に、新設計フローにおいても、トポロジー最適化結果から具体化モデルを作成するプロセスをはじめ、多くのプロセスで設計者の判断が関与することも強調しておく。これは、最適化技術の適用にあたって、設計手順を厳密にルール化し設計者に依存する部分を極力排除することを試みたが、結果として遠回りとなり有益な結果が得られなかった著者らの経験に基づいている。

製造制約をはじめ、設計で考慮すべき諸条件を厳密に定義することが難しいなど、少なくとも現時点での最適化技術には限界がある。そのことを十分に理解したうえで、設計者の苦手とする部分に最適化技術を組込んだ設計フローを対象に応じて構築することによって、最も有益な効果が得られるものとする。

むすび＝トポロジー最適化を利用したアルミ鍛造サスペンション部材の設計フローを構築し、実部材設計への適用を試みた。その結果、従来の設計フローと同等の工数で、従来の設計形状より約10%軽量な形状を導出した。

産業界における最適化技術の導入事例は、今後も増加することが予想される。製品設計分野において最適化技術は万能ではないが、そのことを十分にわきまえたうえで、トポロジー最適化をはじめとする有用な技術は積極的に活用し、ユーザの期待にこたえていきたいと考えている。

参 考 文 献

- 1) 福田篤実ほか：R&D 神戸製鋼技報, Vol.52, No.3 (2002), pp.87-89.
- 2) 稲垣佳也ほか：R&D 神戸製鋼技報, Vol.55, No.3 (2005), pp.83-86.
- 3) 福田篤実ほか：R&D 神戸製鋼技報, Vol.57, No.2 (2007), pp.61-64.
- 4) 稲垣佳也ほか：R&D 神戸製鋼技報, Vol.59, No.2 (2009), pp.22-26.
- 5) M. P. Bendsøe et al. : Comput. Meth. Appl. Mech. Eng., Vol.71, No.2 (1988), pp.197-224.
- 6) K. Suzuki et al. : Comput. Meth. Appl. Mech. Eng., 93(1991), pp.291-318.
- 7) M. P. Bendsøe et al. : Struct. Optim., 1 (1989), pp.193-202.
- 8) N. Olhoff et al. : Struct. Optim. Vol.16 (1998), pp.1-18.
- 9) T. Burczynski et al. : Int. J. Numer. Meth. Engng., 38 (1995), pp.2839-2866.
- 10) Vinicius L. et al. : SAE Tech Pap Ser (Soc Automot Eng), Vol.16 (2006), pp.1-18.
- 11) 石井恵三ほか：日本機械学会論文集 (A), Vol.68 (2002), pp.170-177.