

アルミニウム合金製コネクティングロッドを有する汎用エンジン往復部の部品形状最適化の研究

Study of Optimization of Reciprocating Parts for General-purpose Engine with Aluminum-alloy Connecting Rods

大久保 将 美*
Masami OKUBO

鈴木 真人*
Masato SUZUKI

要 旨

汎用エンジン往復部は、アルミニウム合金製のコネクティングロッドを採用しているため、鉄製に対し材料強度で不利となる。また運転条件については、比較的低い回転数を保ちながら、高い負荷率で使用される場合が多く、燃焼圧に対する強度、耐久性が要求される。そのためエンジン往復部の軽量化と強度の維持を両立するためには、各製品の剛性バランスが重要である。本研究では、往復部部品の形状パラメータを検討する構造最適化システムを構築し、軽量化と強度維持を両立する形状を検証した。計算の結果、コネクティングロッドの円環応力はピストンピン変位に起因することが導出され、軽量化と強度を両立するためには、ピストンピンの小径化とコネクティングロッド小端円幹部の厚肉化が有効であることが明らかになった。これより、各部発生応力は量産形状と同等以下にしつつ、ピストンピンの単体質量を-20%とする形状の組み合わせを見出した。また軽量化された形状にて実験をおこない、この最適化システムの有効性を実証した。

ABSTRACT

The connecting rods employed in the reciprocating parts of general-purpose engines are manufactured from aluminum alloy, and therefore display lower material strength than steel connecting rods. In terms of operating conditions, general-purpose engines are frequently operated under high load while being held at a comparatively low engine speed, necessitating strength and durability in relation to combustion pressure. Realizing a balance between the rigidity of each part is an important factor in reconciling the achievement of weight reduction in the reciprocating parts while also maintaining strength. The research discussed in this paper developed a structure optimization system to examine shape parameters for reciprocating parts, and studied shapes that would balance the reduction of weight with the maintaining of strength. It was shown from calculation results that the annular stress of a connecting rod originates in piston pin displacement, and in order to achieve both weight reduction and strength retention, results confirmed that reducing the diameter of the piston pin and the formation of thick walls of connecting rod small-end annular sections are effective. This realizes a combination of shapes in which the stress generated on each part is equivalent to or lower than the stress generated on the mass-production shape, while reducing the mass of the piston pins by 20%. Tests were conducted on the reduced-weight shapes, and the effectiveness of this optimization system was verified.

1. はじめに

小型汎用エンジンは建設機械、農業機械、産業機械など可搬性や搭載性の自由度が求められるため軽量かつコンパクトであることが重要である。また運転条件については、比較的低い回転数を保ちながら、高い負荷率で使用される場合が多く、慣性力よりも燃焼圧に対する強度、耐久性が要求される。

*汎用 R&D センター

過去に軽量コンパクト化を実現するため、さまざまな取り組みが施されてきた⁽¹⁾⁻⁽³⁾。

汎用エンジンとして最も一般的な火花点火式ガソリンエンジンの往復部部品のうちピストン、コネクティングロッドはアルミニウム合金製、ピストンピンは鉄製であり、フルフロート構造となっている。コネクティングロッドにアルミニウム合金を使用している理由として、軽量化が挙げられる。次に、軸受け部品が不要となり部品点数削減でき

ること、生産性の高さなどから、低コスト化に効果が高い。さらにアルミニウム合金製コネクティングロッドは大端部を別体のキャップ構造としているため、部品交換が容易におこなえ、メンテナンス性能に優れている。新興国のユーザはみずから部品交換をおこなう頻度が高く、メンテナンスが容易であることは商品性の向上に大きく寄与する。このような理由から、汎用エンジンのニーズを高い次元で満足させるため、主運動部にアルミニウム合金製コネクティングロッドが多く採用されてきた。

コネクティングロッドに用いるアルミニウム合金は、鉄鋼材料に比べ強度が低いいためピストンピン周辺の軽量化設計には詳細な強度検討が必要となる。例えば、比重の重いピストンピンを減量することが軽量化に効果的だが、ピストンピンの肉厚を薄くすると、燃焼圧によりピストンピン円環のつぶれ変形が増加する。これによりピストンピン変形に連動して、ピストンのピン穴周辺応力およびコネクティングロッド小端部の応力が増加する。このようなことから往復部の軽量化と強度維持はトレードオフの関係にあることが分かっている。このため、コネクティングロッド小端およびピストンボス周辺の設計にはFEMによる構造解析が活用され、試作前段階で強度判定をおこない図面の精度向上を図っている。

従来の検討方法は、3Dモデルを作成し、構造解析後に強度判定していた。しかし最適形状の検討には、多数の形状違いのモデルを計算するため、多大な時間を必要とすることが課題であった。近年このような検討に対し、CAE解析と最適化ツールとの連携が注目されており、さまざまな開発プロセスの中で活用されている^{(4), (5)}。そこで本研究では、汎用エンジンの往復部部品における強度を維持しつつ軽量化を達成する各部形状を計算により見出し、実験により実証することを目的とし研究をおこなった。

2. 形状最適化システムの概要

2.1. 往復部の構造解析条件

一般的に往復部部品としてのコネクティングロッドの強度評価はピストンピン穴周辺以外にも棒部の座屈強度や曲げ強度なども含まれる。アルミニウム合金をコネクティングロッドに用いる場合、その低い材料強度を補うために、棒部の断面積を大きくして応力を低下させる。このためアルミニウム合金で作られるコネクティングロッドの棒部は十分剛性を有する傾向にあり、座屈強度や曲げ強度が課題になる場合が少なく。このような背景から本研究では、コネクティングロッド小端のピストンピン穴周辺強度に着目し構造解析条件を設定した。条件の詳細をFig. 1に示す。

コネクティングロッド強度は小端穴周りにのみに着目したため、棒部は大小端距離の中央でカットした。カット面の拘束はz方向のみを拘束し、xy平面方向の変形は許容す

Table 1 Material specifications

Part	Piston	Piston pin	Connecting rod
Material	JIS AC8B equivalent	SCM420	JIS ADC12 equivalent
Heat treatment	T7	Carburizing	T6
Specific gravity	2.76	7.83	2.70
Young's modulus	75 GPa	204 GPa	72 GPa
Fatigue strength at room temperature	120 MPa	600 MPa	100 MPa
Fatigue strength at 150°C	115 MPa	600 MPa	95 MPa

る条件とした。また変形の対象性と計算時間短縮のため、各部品は1/2カットモデルとしてアセンブリ構成とした。荷重条件ならびに部品間の接触条件は、過去に報告された解析事例⁽⁶⁾を参考にギャップ要素を用いて再現した。構造解析に用いた材料データをTable 1に示す。

応力の評価部位を、Fig. 2に示す。ピストン、コンロッド小端の2箇所ずつで計4箇所とし、これまでの構造解析や実験結果から、高い応力が発生する部位を選んだ。また各部応力とピストンピン剛性の関係を明らかにするため、ピストンピンの変形についても評価した。ピストンピンに発生する応力は高いものの、ピストンやコネクティングロッ

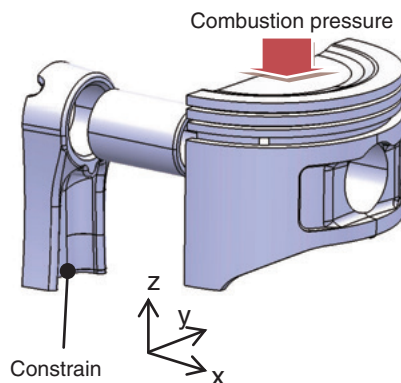


Fig. 1 Conditions for analysis

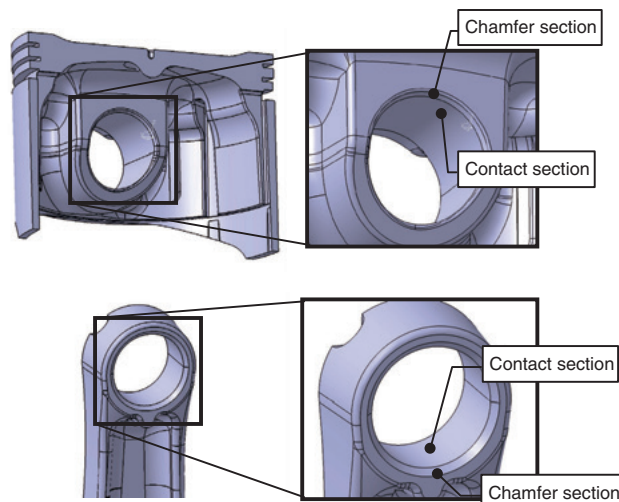


Fig. 2 Stress evaluation points

ドはピストンピンに比べ材料疲労強度が低いいため、ピストンピンは本件の評価部位としなかった。

4箇所 の応力評価部位に対して、影響を及ぼす寸法パラメータ九つを Fig. 3 に示す。これら寸法の変更に応じて、自動で 3D 形状が追従するパラメトリックモデルを作成した。寸法の変更幅は、形状の制約条件および量産性を考慮し、適切な範囲で可変とした。また九つの寸法のうち、(e) は長さを 8% 短縮させた形状を検討初期形状として固定した。過去の検討から、(e) の長さを短縮することは強度低下することなく質量の低減に効果があることが既知であった。このため寸法変化の自由度を減らすことで、計算コストの低減を図った。この変更により、質量で量産比 -1.3% となった。

2.2. 最適化アルゴリズム

本検討では、4 箇所 の評価部位における発生応力を量産形状と同等以下にしながら、質量最小化を目的とした。使用した最適化アルゴリズムと計算条件は以下のとおりである。

実験計画法:一様乱数法

初期世代数:36

応答曲面:Klinging

最適化アルゴリズム:MOGA- II

進化世代:30

計算により得られた解の候補から、全 4 点の応力を目標値以下としながら最も軽量のモデルを最適解とした。具体的な内容については、次章に記す。

各工程で用いたソフトウェアは、構造解析ならびにパラメトリックモデルの作成については CATIA V5 を用いた。最適化アルゴリズムの実行からデータ処理までは汎用最適化ツールである modeFRONTIER を用いた。

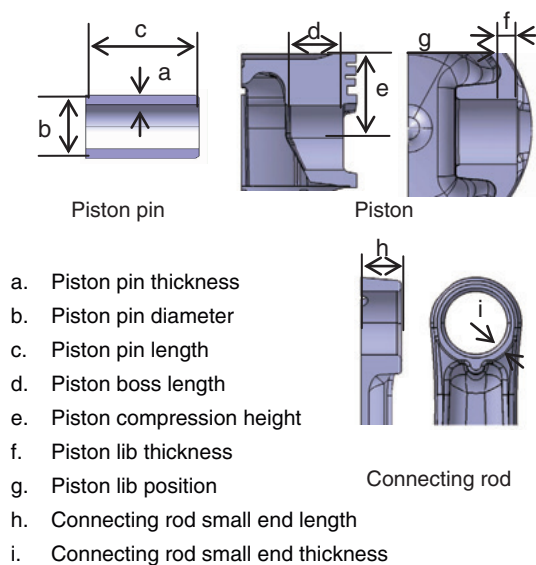


Fig. 3 Model parameters

Table 2 Engine specifications

TYPE	4-stroke air-cooled single-cylinder gasoline engine (OHV)
Number of cylinder	1
Bore × Stroke	68 × 54
Engine displacement (cm ³)	196
Compression ratio	8.5 : 1
Maximum power (kW/rpm)	4.1 / 3,600
Maximum torque (N·m/rpm)	12.4 / 2,500
Rated power (kW/rpm)	3.7 / 3,600
Fuel category	Unleaded gasoline for cars
Dry mass (kg)	17.1
Dimension: Length × Width × Height (mm)	352 × 376 × 346

3. 解析結果

第 2 章の解析手法を用いて、排気量 200 cm³ クラスの汎用エンジンを対象に往復部の形状最適化を実施した。供試エンジンの諸元を Table 2 に記載する。

3.1. 応力発生メカニズム

燃焼圧荷重時の各部応力を Fig. 4 に示す。ピストン、コネクティングロッドいずれも、前述の面取り部と接触部に高い応力が発生することを確認した。この二つの応力の評価方法について述べる。まず面取り部はピストン、コネクティングロッドともに Fig. 5 に示すように円周方向の引張応力が支配的となるため最大主応力にて評価した。次に接触部は、半径方向に発生する圧縮応力と円周方向に発生

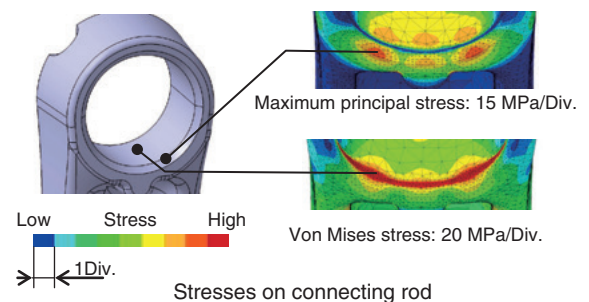
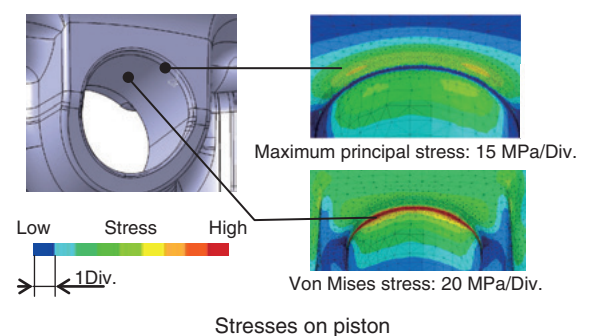


Fig. 4 Stress contour

する引張応力が同時に発生する2軸の応力場である。この二つの応力状態を単一の値で評価するための指標として、ミーゼス応力を用いた。

これら応力指標により、ピストンとコネクティングロッド小端の応力を比較した。コネクティングロッド小端はピストンよりも面取り部で1.4倍、接触部で1.2倍の応力が生じた。材料疲労強度ではコネクティングロッドがピストンよりもやや低いことから、コネクティングロッド小端が往復部の最弱部であるという結果となった。これにより、往復部の形状最適化にはコネクティングロッド小端の強度を維持したまま軽量化が図れる仕様の検討が必要となる。

次にピストンピンの変形状態から、コネクティングロッドに発生する応力のメカニズムを推定した。燃焼圧力が負荷された時のピストンピンの変形モードは主に二つである。一つ目は、Fig. 6の(a)に示すような曲げ変形、二つ目は(b)に示す円環が扁平につぶれる変形である。この二つの変形形態とコネクティングロッド小端の応力の相関関係を分析した結果をFig. 7に示す。その結果、各変形と各応

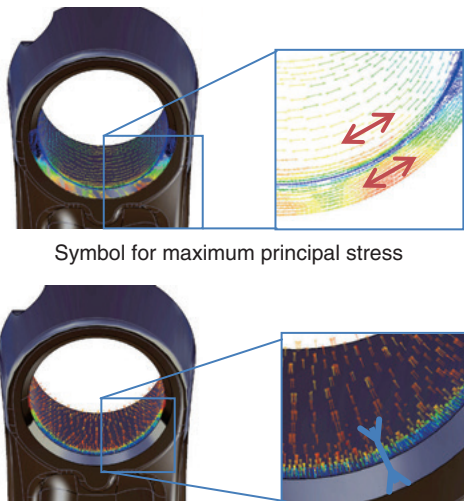


Fig. 5 Symbols for stress

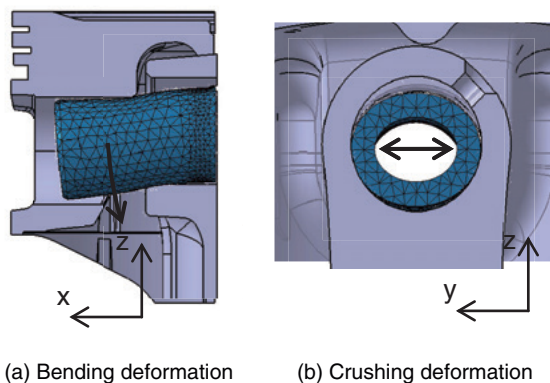


Fig. 6 Piston pin deformation

力の相関係数は以下となる。面取り部の応力には曲げ変形が0.8(a)、つぶれ変形が0.5(b)、接触部の応力には曲げ変形が0.9(c)、つぶれ変形が0.7(d)といずれもピストンピン変形との相関性が確認できた。よって4箇所の応力を低減するためにはピストンピンの変形を低減することが有効であることが示された。

3.2. 最適形状の抽出

応力評価部位4箇所の応力と総質量の関係をFig. 8に示す。曲線で示した境界線上の解がパレート解であり最適解の候補である。また赤線は量産形状の往復部質量を示し、青線は量産形状の各部応力である。グラフには質量と応力の制約条件を満たす解のみ黒色でプロットし、制約条件を

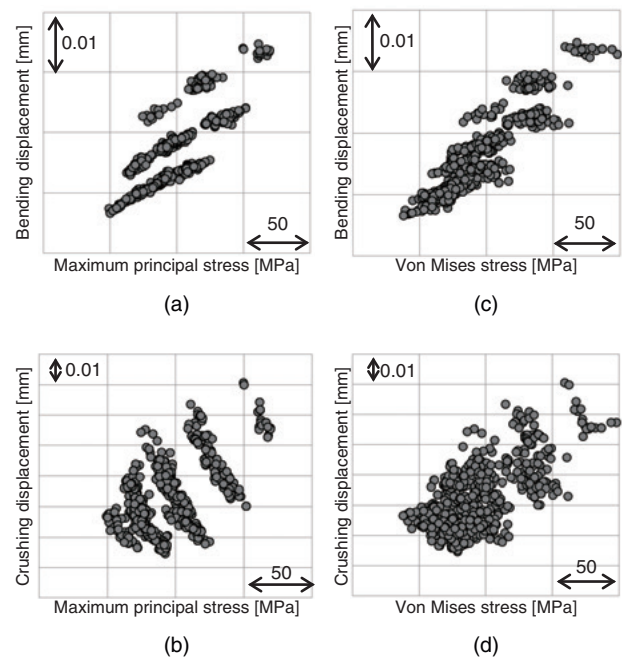


Fig. 7 Correlation matrix charts

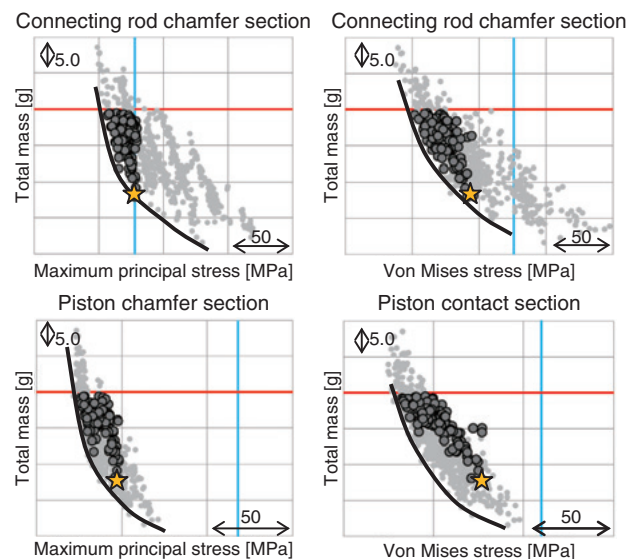


Fig. 8 Scatter diagrams

満たさない解は灰色で表示した。本検討における最適解の選択は、4箇所の応力を満足する解のうち最軽量となる形状である。最適と判断した形状をグラフ上オレンジ色で示した。最適となる形状は、量産形状に対し10%の軽量化が可能であることが示された。

3.3. 最適形状の特徴

最適形状を分析した結果、次のような特徴があった。ピストンピンは従来形状に対し11%の小径化、長さは3%の短縮、ピストンピン肉厚は従来形状と同等となり、部品質量は20%軽量化された。コネクティングロッド小端部を見るとピン穴の円環肉厚は小径化により量産形状に対し25%増加したが、ボス円環長さが8%減少したため、部品質量としては2%の増加に留まった。

以上より、コネクティングロッド単体では質量の増加を招きつつも、ピストンピンをサイズダウンすることができた。

3.4. 実機検証

3.3.節で選定した最適形状の往復部を試作し、実機による強度検証をおこなった。試作品を供試エンジンに組み込み、燃焼室に燃焼圧力相当の静荷重を負荷し、その時の応力をひずみゲージより測定した。実機の測定状態をFig. 9に示す。測定されたピストン、コネクティングロッドの面取り部応力と構造解析で予測された値の比較をFig. 10に示す。実測値は応力の予測値に対して±5%以内となった。フルフロート部分のクリアランスの交差の影響により誤差が生じたものと推察される。

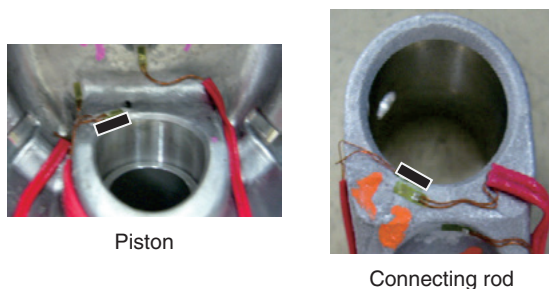


Fig. 9 Measurement of gauge stress

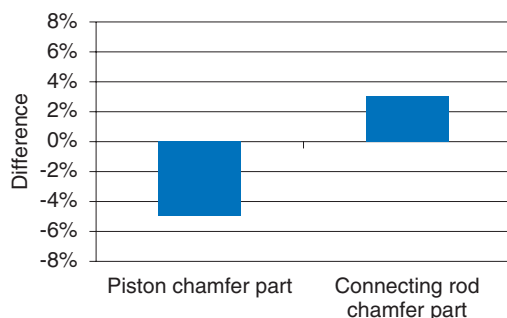


Fig. 10 Difference between measurement and calculation

商品開発などへの本システムの適用時には、このような寸法バラツキなどの要素も考慮した安全率の設定が必要となる。

3.5. 最適結果の分析

前項にて示した軽量形状において、軽量化の指針はピストンピン径の小径化と長さの短縮、さらにコンロッド肉厚の増加であることが示された。これらの形状の組み合わせが、往復部の強度と軽量化を両立させる重要な要素であると考えられる。これら三つの寸法の組み合わせについて検証をおこなった。検証方法は、最適化計算結果を用いて似かよった形状のクラスタリングによるグループ分けをおこなった。

形状のグループ化により最適化候補の指針は三つのグループに分けることができた。各グループの特徴は以下となる。

Group A: ピストンピン径を小径化して軽量化し、コネクティングロッド小端の円環肉厚を厚くして剛性を向上。

Group B: ピストンピン径を小径化して軽量化し、ピストンピン肉厚を厚くして剛性を向上。

Group C: ピストンピン径を大径化して剛性向上し、ピストンピン肉厚とコネクティングロッド小端円環肉厚を薄くして軽量化。

これらのグループに含まれる三つの寸法と質量との関係模式図をFig. 11に示す。本研究では最も軽量化が図れるグループAに属する形状を選んだ。

以上より、アルミニウム合金製コネクティングロッドを用いたエンジン往復部の強度維持と軽量化を達成するためには、ピストンピンの小径化と長さの短縮により軽量化を図る一方で、低減した剛性はコネクティングロッド小端円環肉厚の厚肉化により補うといった設計指針が示された。

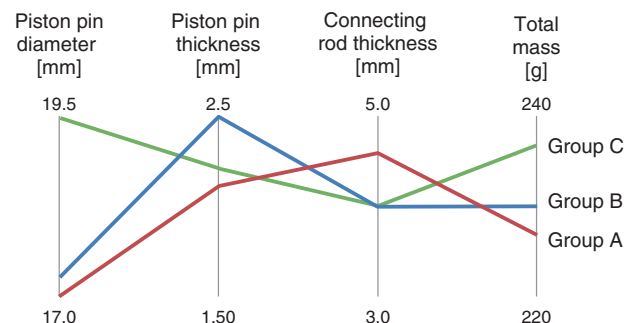


Fig. 11 Groups of optimal solutions

4. まとめ

アルミニウム合金製コネクティングロッドを用いた汎用エンジン往復部の形状を適正化するため、構造最適化システムを構築しこれを検証した。その結果、ピストンピ

ン単体で 20% の軽量化が可能な仕様が導出され、強度を保持しつつ往復部の軽量化が図られた。軽量化形状の特徴について述べると、ピストンピン径は小径化、ピストンピン肉厚は量産同等、コネクティングロッド小端円環肉厚は厚肉化の組み合わせとなった。軽量化形状にて実機による強度確認をおこなったところ、強度判定を満足でることが示された。これにより最適化システムの有効性が実証された。本研究結果より以下の知見が得られた。

- (1) 往復部強度の最弱部はコネクティングロッド小端の面取り部応力であり、これはピストンピンの曲げ変形およびつぶれ変形が起因して発生する。
- (2) コネクティングロッド小端応力に関連する三つの寸法をピストンピン径の小径化、ピストンピン肉厚を量産同等、コネクティングロッド小端円環肉厚を厚肉化することで、往復部の強度を維持しつつピストンピン単体で 20% の軽量化が達成できた。
- (3) 軽量化仕様で実機強度試験をおこなったところ、予測に対して± 5% 程度の誤差が生じた。このため実際のエンジン開発へ展開には、誤差範囲も考慮した安全率の設定が必要となる。
- (4) 強度を維持しつつ軽量化できる前述の三つの寸法の組み合わせとして三つのグループが示された。本研究で選定した軽量化形状はそのうち最も軽量化が図れるグループに属した。

参考文献

- (1) 鈴木卓, 北條宏, 井上聡, 森山浩, 藤永陽治: タイミングベルト内蔵型汎用 OHC エンジンの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.10, p.122-127
- (2) 川瀬祥司, 浦田秀夫, 石島善三, 四方英雄: アルミニウム焼結合金コネクティングロッドの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.9, p.197-205
- (3) 高崎憲政, 吉村祐子, 佐藤和義, 杉本幸男, 佐藤貴紀: 高圧金型鑄造用ピストン合金の開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.13, No.1, p.175-184
- (4) 後藤哲男, 遠藤一: エンジン開発における CAE の取り組みと最適化技術の紹介, 自動車技術, Vol.67, No.5, 2013, p.56-61
- (5) Obayashi, S., D. Sasaki, D.: Visualization and data mining of Pareto solutions using self-organizing map, Proceedings of the 2nd International Conference on Evolutionary Multi-Criterion Optimization, Springer-Verlag Heidelberg, p. 796-809(2003)
- (6) 小屋栄太郎, 半田政男, 吉本篤司, 中川昌彦, 瀬戸達弥, 奥富直子: CAE によるピストン強度予測, HONDA R&D Technical Review, Vol.5, p.43-50

■ 著 者 ■



大久保将美



鈴木 真人