

YAMAHA MOTOR TECHNICAL REVIEW

No.51
2015



ヤマハ発動機 技報

目 次

巻頭言

人機官能 木村 隆昭	3
---------------	---

技術紹介

YZF-R1/R1M 用 データロギングシステムの開発 山谷 正貴 池谷 昌彦 大城 郡二 望月 靖之 設樂 尚希	5
LEXUS プレミアムスポーツ RC F 用 新2UR-GSE エンジンの開発 菅原 順也 鈴木 千雅 木下 裕治 塚本 啓介 多田 博 川村 博	10
パフォーマンسدンパー効果のメカニズム解明に向けて 加茂 利明 原田 豊二 沢井 誠二 岡田 弘之	16
艇体開発におけるシミュレーション技術 太田 淳司	20
RMAX G1 による西之島観測 中山 浩典	24
リチウムイオン二次電池セルの劣化評価技術 齋藤 亮 大西 範幸 安藤 裕介 中村 仁	29

製品紹介

グローバルスクータ「NMAX」の開発 瀧 篤志 五反田 健彦 浅井 貴之	34
2015 年型 グローバルスポーツモデル YZF-R25 宮部 敏昌	39
2016 年モデル ROV YXZ1000R 鈴木 孝典 鈴木 康弘 大崎 逸人 Todd Booth	44
2016 モデル「VK Professional II」 中野 太久二 澤淵 敦志 辻 陽介 衣笠 健	51
ウォーターヴィークル用 第3世代エンジンの開発 中村 光義 原田 直樹	56
船外機 F115B の開発 寒川 雅史 小久保 幸栄	60
木造建物制振装置「ダイナコンティ」 鈴木 康芳	66

技術論文

二輪車用通信利用型運転支援システムの機能評価 尾上 太郎 内田 吉陽 瀬戸 賢治	70
射出成形 金型内の可視化による海外トライの効率向上 高橋 宏明	77
トランスミッション歯車シェービング加工工程の振動解析を用いた歯車精度対策 牧瀬 芳輝	83
破断分割型チタンコンロッドの開発 久保田 剛 土居 航介 村上 剛 小島 勇輝 三浦 徹	90
Development of Strength Analysis Method for Off-Road Motorcycle Radiator Assembly 山谷 真和 千葉 晃広	100
Friction Measurement of Al-17%Si Monolithic Cylinder with using Newly Developed Floating Liner Device 佐藤 龍彦 栗田 洋敬 伊東 明美 岩崎 秀幸	110

CONTENTS

Foreword

Jin-Ki Kanno	3
Takaaki Kimura	

New Technologies

YZF-R1/R1M data logging system development	5
Masaki Yamaya Masahiko Ikeya Gunji Ooshiro Yasuyuki Mochizuki Naoki Shidara	
Development of the new 2UR-GSE Engine for the LEXUS Premium Sports RC F	10
Junya Sugahara Kazumasa Suzuki Yuji Kinoshita Keisuke Tsukamoto Hiroshi Tada Hiroshi Kawamura	
Towards the mechanism elucidation of Performance Damper	16
Toshiaki Kamo Toyoji Harada Seiji Sawai Hiroyuki Okada	
Simulation Technology in Boat Development	20
Junji Ohta	
Observation of Nishinoshima using the RMAX G1	24
Hironori Nakayama	
Rechargeable Lithium-ion Battery Cell Deterioration Assessment Technology	29
Ryo Saito Noriyuki Ohnishi Yusuke Ando Hitoshi Nakamura	

New Products

The Development of the Global Scooter 'NMAX'	34
Atsushi Taki Takehiko Gotanda Takayuki Asai	
2015 Global Sports Model YZF-R25	39
Toshimasa Miyabe	
2016 model ROV YXZ1000R	44
Takanori Suzuki Yasuhiro Suzuki Hayato Osaki Todd Booth	
2016 model - VK Professional II	51
Takuji Nakano Atsushi Sawabuchi Yosuke Tsuji Takeshi Kinugasa	
Development of third-generation engine for water vehicles	56
Mitsuyoshi Nakamura Naoki Harada	
Development of the F115B Outboard Motor	60
Masafumi Sougawa Kouei Kokubo	
DYNACONTI Damping Devices for Wooden Buildings	66
Yasuyoshi Suzuki	

Technical Papers

Evaluation of Cooperative - Intelligent Transport System for Powered Two Wheelers	70
Taro Onoue Yoshiaki Uchida Kenji Seto	
Injection Molding - Improving Efficiency of Overseas Trials via In-mold Visualization	77
Hiroaki Takahashi	
Methods to improve gear accuracy utilizing experimental modal analysis in the transmission gear shaving processing phase	83
Yoshiteru Makise	
Development of Fracture-split Connecting Rods made of Titanium Alloy	90
Tsuyoshi Kubota Kosuke Doi Takeshi Murakami Yuuki Kojima Tetsu Miura	
Development of Strength Analysis Method for Off-Road Motorcycle Radiator Assembly	100
Masakazu Yamaya Akihiro Chiba	
Friction Measurement of Al-17%Si Monolithic Cylinder with using Newly Developed Floating Liner Device	110
Tatsuhiko Sato Hirotaka Kurita Akemi Ito Hideyuki Iwasaki	

木村 隆昭

For Yamaha Motor this year represents a milestone: not only are we commemorating our 60th anniversary, we are also on the verge of commencing a new medium-term plan in 2016. This occasion also presents us with a good opportunity to consider what kind of technological development we will undertake in the future.

As a lead up to this, let us first take a look at the impact that technological innovations have had on changes in society. From the history of technological innovations, we can see that the two keywords central to future technological innovations will be (1) speed, and (2) reach in society. In other words, future technological innovations are expected to happen at speeds outside our experience, and revolutionize society with a reach (through the Internet etc.) that is beyond compare with anything gone before. In the midst of these changes, we at Yamaha Motor must consider the direction in which to drive our technological development.

The unique style of Yamaha is our starting point - our technological development mission is to create products and technology that embody this. In 2015 we chose five words to express this unique style: *GEN*, *Play & Sure*, *S EX Y*, and *Ties*. The first four, *GEN*, *Play & Sure*, and *S EX Y*, are related to technological development. Uniquely Yamaha technological development is all about innovative and unique creation (*GEN*) to realize unrestricted fun underpinned by reliability (*Play & Sure*), and refined individuality that draws us in (*S EX Y*). In order to bring this kind of unique style into being, the Technology Center has chosen the phrase *Jin-Ki Kanno* as our technological development ideal to express the *Play & Sure* and *S EX Y* aspects in our technological development. We are currently working to further solidify the direction in which to drive Yamaha technological development. The phrase *Jin-Ki Kanno* has been used by some Yamaha departments since the 1990s, but last year we surveyed approximately 9,000 Yamaha Motor employees and related parties in order to redefine exactly what *Jin-Ki Kanno* means to us. Based on our analysis of the survey results, we redefined the ideal as something comprising four factors: at the heart of *Jin-Ki Kanno* was *a sense of unity with the machine*, followed by *self-realization and growth*, *appealing presence*, and finally the basic value point that underpins these factors and is a must for machines, *peace of mind and convenience*.

In terms of the technology to realize these four aspects of machine performance that focuses on user perceptions, we will create new core technologies that fuse *human technology* with *intelligent technology*, to be utilized along with machine technology developed to date. We call this technology *Hu-MaX Technology* (Human-Machine-eXtreme). Yamaha will continue to develop technology with *speed* and *reach* through fusing human and intelligent technologies, leveraging open innovation to proactively incorporate technological innovations such as cloud computing and artificial intelligence which are predicted to evolve rapidly in the anticipated Fourth Industrial Revolution.

And of course, most importantly, we will continue to develop *Jin-Ki Kanno* that embodies the *unique style of Yamaha*, and to challenge ourselves to create *Kando*^{*2} through the provision of machines that are one with the user.

^{*1} Jin-Ki-Kanno means that the seductive exhilaration felt when one with the machine that is shared as a baseline when quantifying and integrating it into a Yamaha's performance.

^{*2} Kando is a Japanese word for the simultaneous feelings of deep satisfaction and intense excitement that we experience when we encounter something of exceptional value.

今年ヤマハ発動機創立60周年にあたり、また来年からは新中期が始まるという節目の年にあたります。この節目の年にあたり、ヤマハ発動機は今後どのような技術開発を行っていくのかを考えてみたいと思います。

まず初めに、技術革新により社会がどのように変化してきたかを見てみます。

右の表から、今後の技術革新の重要な2つのキーワードは ①スピード ②社会への広がりであることがわかります。つまり、今後の技術革新は我々の経験しないスピードで起こり、インターネット等を通じて、過去の比ではない広がりをもって社会を変革していくことが予測されます。このような社会の変化の中で我々はどうような方向で技術開発を行っていくのかを考えてみる必要があります。

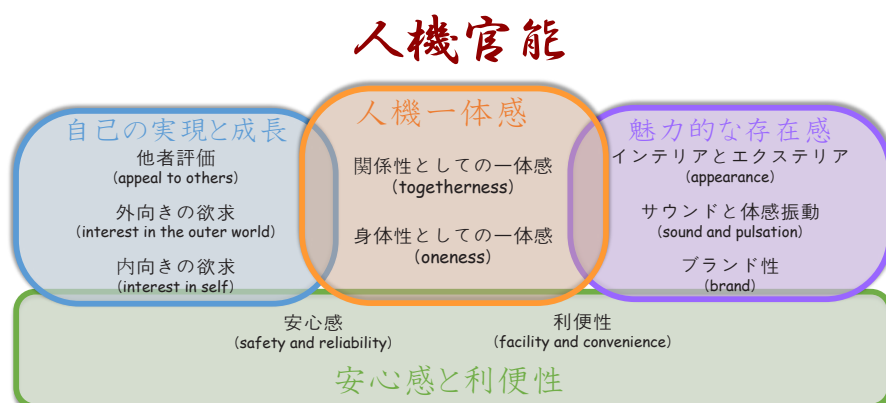
1780 年頃	第 1 次産業革命	蒸気機関による工業化
1870 年頃	第 2 次産業革命	自動車エンジン・電気エネルギー 大量生産
1970 年頃	第 3 次産業革命	半導体技術・コンピュータ
現在	第 4 次産業革命	人工知能・ビッグデータ・ 自動制御・クラウド
2045 (?)	シンギュラリティ (技術的特異点)	コンピュータが人の知性を上回る

(出所:平成 27 年版 情報通信白書を基に作成)

まず、技術開発のミッションは「ヤマハラしさ」を具現化していく商品・技術を生み出していくことです。今年「ヤマハラしさ」を表現する言葉として、「発」「悦・信」「魅」+「結」という5つの漢字を選びました。「発」「悦・信」「魅」が技術開発に関係する漢字です。信頼性に裏打ちされた心からの楽しさ(「悦・信」)と、人を惹きつける洗練された個性(「魅」)を、先駆的で独創的な発想(「発」)で実現するのがヤマハラしい技術開発です。技術本部においてはこのような「らしさ」を具体化するため、技術開発で実現すべき「悦・信」「魅」を表現する技術開発の思想として「人機官能」という言葉を選び、今後のヤマハの進むべき技術開発の方向性をより具体的にすることを行っています。「人機官能」という言葉は1990年頃から一部社内では使われていた言葉ですが、昨年約9000人のヤマハ発動機の社員や関係者を対象としたアンケートを行い、「人機官能」を再定義しました。アンケート結果の分析から、「人機官能」という思想は「人機一体感」を中核とし、「自己の実現と成長」「魅力的な存在感」、そして、これらの因子を支える基礎としてマシンに備わるべき基本価値である「安心感と利便性」という4つの因子によって成り立つと再定義しました。これを概念図にまとめると以下の図になります。

これらの4つの官能性能を実現していく技術としてこれまでのマシン技術に加えて、“ヒューマン技術”と“知能化技術”を融合した新たなコア技術を創出していきます。この技術を“Hu-MaX Technology”(Human-Machine-eXtreme)と名づけました。今後予想される第4次産業革命において急激な進化が予想される人工知能やクラウドコンピューティングといった技術革新もオープンイノベーションの活用によって積極的に取りこみながら、ヒューマン技術と知能化技術の融合によって「スピード」と「広がり」のある技術開発を進めていきます。

そして最も大切なことは「ヤマハラしさ」を具現化する「人機官能」の思想をより進化させ、人と一体化するマシンの提供を通じて、我々自らが感動の創造に挑戦していくことです。



■著者



木村 隆昭
Takaaki Kimura
代表取締役副社長

YZF-R1/R1M 用 データロギングシステムの開発

YZF-R1/R1M data logging system development

山谷 正貴 池谷 昌彦 大城 郡二 望月 靖之 設樂 尚希

Abstract

A new data logging system has been developed and designed as standard equipment on the YZF-R1M (optional on the YZF-R1) released in 2015. The aim of this system is to provide the enjoyment of analyzing rider performance using recorded data, and by doing so, contribute to improve rider skill level. The target users are those who participate in circuit riding events and amateur racing.

There were two issues faced during development. The first was the suitability of the logger unit (CCU: Communication Control Unit) to be mounted on the motorcycle. The CCU had to be compact enough to be installed without modification to the motorcycle body, and also needed environmental durability equivalent to the FI ECU. The second issue was the need for an easy-to-use user interface. As the system is aimed at circuit use, the devices used for analysis would not be PCs, but easily portable smart devices (data-capable mobile devices such as tablets and smartphones), and furthermore a simple and intuitive user interface experience was required. This development project was launched with the aim of creating solutions to the above issues.

1 はじめに

2015年に発売されたYZF-R1Mに標準装備（YZF-R1にオプション設定）されるデータロギングシステムを開発した。当システムのねらいは、走行記録を用いてライディングを分析するという楽しみの提供、さらにはスキルアップに貢献することである。なお、ターゲットは、サーキット走行会やアマチュアレースに参加するユーザである。

開発における課題は2つあった。まず、ロガーユニット（CCU: Communication Control Unit）の車両への取り付け性が挙げられた。搭載するCCUは、車両本体の改造無く取り付けられ、小型であることに加え、FI ECU 相当の耐環境性を備えるという条件をクリアする必要があった。次に、使い勝手の良いユーザインターフェースが挙げられた。サーキットユースであることから、分析用機器はパソコンではなく手軽に持ち運べるスマ

ートデバイス（タブレットやスマートフォン等の携帯情報機器）を利用し、さらに、簡単で直感的な操作性のユーザインターフェースが求められた。これらの課題に対応できる汎用ロガーは存在しないため、本開発を進めることになった。

2 システム構成

本システムは CCU、GNSS（Global Navigation Satellite System）アンテナ、スマートデバイス で構成される（図1）。CCUは専用ハーネスを経由して車両のサービスコネクタに接続される（図2）。また、測位データ取得のためのGNSSアンテナはCCUと接続され、専用カウルに固定される。スマートデバイスで使用するアプリケーションは以下の2つを用意した（図3）。

- ・「Y-TRAC」：データビューワ アプリケーション
- ・「YRC Setting」：車両セッティング アプリケーション

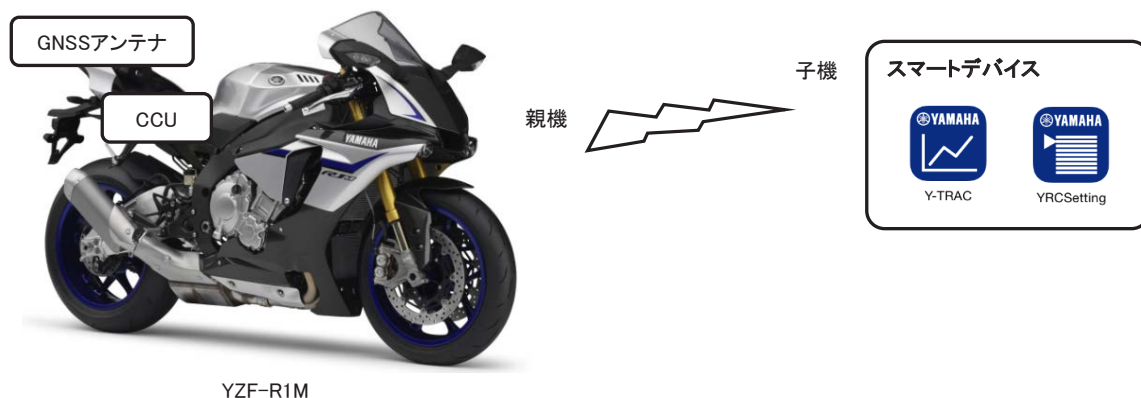


図1 システム概要



図2 車載されるCCU、GNSS アンテナ、専用ハーネス



図3 アプリケーションのアイコン

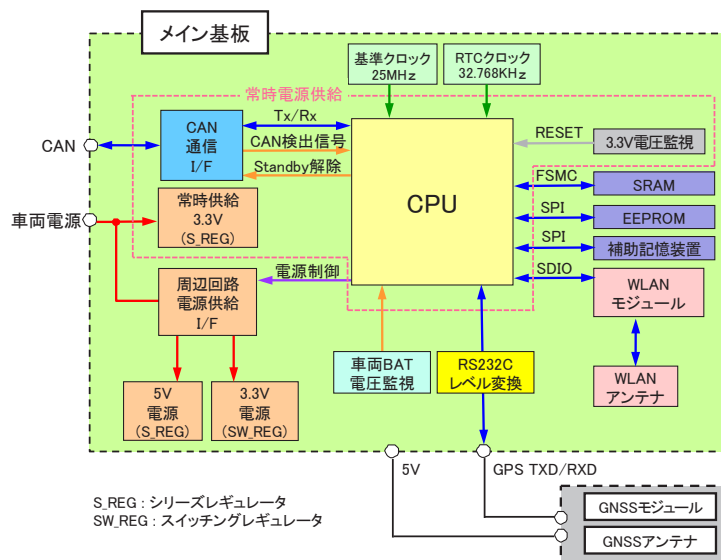


図4 CCU ブロック図

3 開発のポイント

3-1. CCU

3-1-1. 機能

CCUは以下の機能を有し、車両とスマートデバイス間の通信を行う。

- ・GNSSを用いた測位
- ・データロガー (GNSS情報、車両情報)
- ・オートラップ (スタート/フィニッシュライン通過イベント検出)
- ・無線LAN親機 (IEEE 802.11b/g/n)
- ・YRC (Yamaha Ride Control) リモートセッティング

3-1-2. 電源制御

サービスコネクタにはメインSW入力信号が無いため、CCUではCAN通信の有無を検出することで起動と停止を制御することとした。つまり車両でメインSWをONにしCAN通信が開始

されるとCCUは起動し、CAN通信が終了するとCCUは停止する。通常、CAN通信を検出するためには、常時検出回路を立ち上げておく必要がある。しかし常時電源を供給しておくことでバッテリー消費の問題がある。この問題を解決するため、常時電源を供給する回路と必要なタイミングで電源を供給する回路に分けた。

なお、常時電源供給には小電力回路に有利なシリアルレギュレータを採用し、記憶装置や無線LANモジュールといった比較的多くの電流を必要とする回路にはスイッチングレギュレータを採用した。

CCUのブロック図を図4に示す。

3-1-3. 車載環境における信頼性、小型化

車載環境において重要なのは耐振動性と防水性である。耐振動性を確保するため、コネクタ接続による無線LANユニットは使用せず、基板に無線IC部品、アンテナ部品を直接

実装した。さらに、より実車の振動に合うように、シミュレーションによる検討を行ない、シリコンゴムによる緩衝材を最適な箇所に設けた。防水性についてはケースの嵌合面にパッキンを挟むほか、コネクタ部にシリコン樹脂を流し込み、ケースを密閉することでJIS規格(S2)を確保した。設計時に製造メーカーの協力の元、形状確認から検査工程までの品質向上を図った。実際の製造工程では気密性を全数検査することにした。

また、CCUの搭載エリアは限られており、小型であることが求められる。そのため、小型化の1つの施策としてマイコンにはBGA(Ball Grid Array)を採用した。BGAは耐振動性について不利な実装方法であるため、実装工程のシミュレーションを行ない、温度プロファイル管理と併せて最適な実装タイミングを設定し、製造を行なうこととした。

3-1-4. GNSSアンテナ

時刻および位置情報を取得するための手段として、GNSSモジュールおよびアンテナをシステムに入れた。このGNSSアンテナはCCUに内蔵することが可能であるが、感度を上げるためには車両への取り付け位置が限られる。そのため、CCUとGNSSアンテナは別体とし、取り付け位置に自由度を持たせた(図5)。

3-2. ユーザインターフェース

ユーザインターフェースは情報の表示や入力方式などシステム全般の操作感を左右する重要な要素である。当システムではスマートデバイスを対象とし、iOS と Android のOSで動作するアプリケーションを開発した。iOS および Android のデザインガイドラインの制約のなかで、直感的でユーザが真にやりたいことを心地よく行なえるユーザインターフェースを目指した。

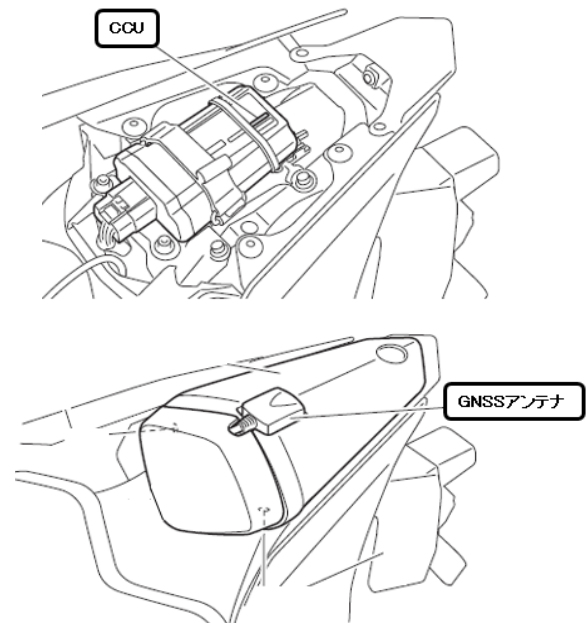


図5 YZF-R1MにおけるCCU、GNSSアンテナ取り付け位置

3-2-1. Y-TRAC

Y-TRAC は、走行軌跡と車両状態を合わせて表示することでライディングを振り返るアプリケーションである。サーキットを周回したロギングデータを解析する際、まずラップタイム一覧が表示される。ここでベストラップが表示されるため、それを目安として任意のラップを選択することができる。ラップを選択するとグラフが表示される(図6)。なお、車両からロギングデータを取り出す際は、無線LAN親機の機能を持つCCUとY-TRACの無線通信によりダウンロードする。

そのほか、ラップ間の比較表示機能(図7)や自動再生機能を有する。また、メールシステム等の共有サービスと連携することで、手軽に他のユーザとデータ比較ができるようにした(図8)。



図6 Y-TRACのグラフ



図7 Y-TRAC の比較グラフ

3-2-2. YRC Setting

YZF-R1/R1Mでは、YRCと呼ばれる各種電子制御デバイスの統括管理システムが装備されている。各電子制御デバイスのセッティング値は、車両のメータ画面に表示され、ハンドル上のスイッチ操作にて変更できる。これらセッティングの利便性を高めるために、スマートデバイスでも表示、変更を可能にした。表示は車両のメータと同じ画面構成とし、違和感なく自然に操作できるものとした(図9)。なお、車両のセッティングデータを表示、変更する際は、YRCリモートセッティングの機能を持つCCUとの無線通信によりデータを送受信する。

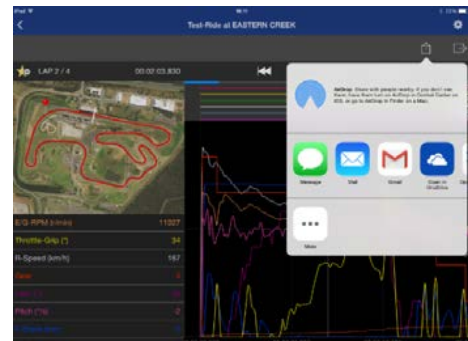


図8 Y-TRAC から共有サービスを起動

3-3. 仮想ラインによるオートラップの実現

YZF-R1/R1Mに搭載されるメータにはストップウォッチ機能がある。従来のストップウォッチ機能はライダーが手で操作していたが、今回、この操作を自動で行なうオートラップ機能を実現した。オートラップ機能はGNSS測位情報を利用してスタート/フィニッシュラインの通過を検出する。そのためには、あらかじめアプリケーションを使ってCCUにスタート/フィニッシュラインの位置情報を書き込んでおく(図10)。

CCUは、GNSSモジュールで得た自身の現在の測位情報と、あらかじめ書き込まれたスタート/フィニッシュラインの位置情報を、測位情報が更新される度に判定する(図11)。まず、最新の測位位置 P_n 、速度 V_n と1つ前の測位位置 P_{n-1} を使い、次に測位する位置 P_e を推定する。線分 P_n-P_e と線分A-Bが交差するか否かを判定する。交差する場合は、交点CPを求める。車両が V_n を維持したと仮定し、 P_n からCPまでの到達予測時間 t を求める。CCU内蔵のハードウェアタイマを始動して t の経過を計る。 t の計時をもってスタート/フィニッシュラインを通過したものと

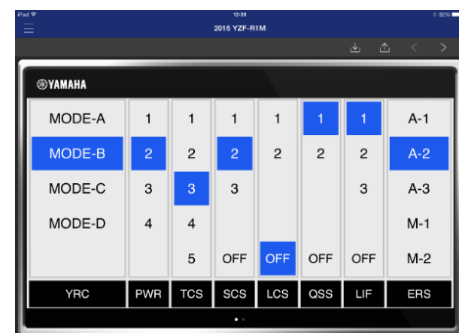


図9 YRC Setting アプリケーションによるセッティング

判断する。スタート/フィニッシュラインを通過したものと判断した場合、CCUは2つの動作を行なう。

- ・スタート/フィニッシュライン通過を示すCANシグナルをメータに送信する。
- ・ロギングデータにラップスプリットレコード(ラップ区切り)を挿入する。

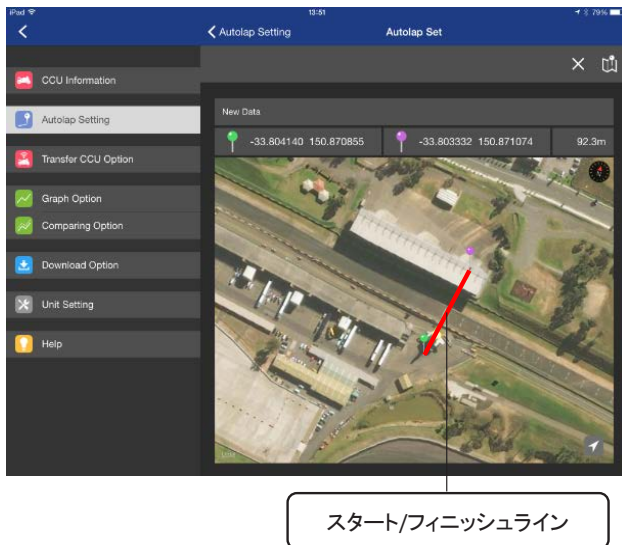


図 10 アプリケーションで地図上に直線を引く

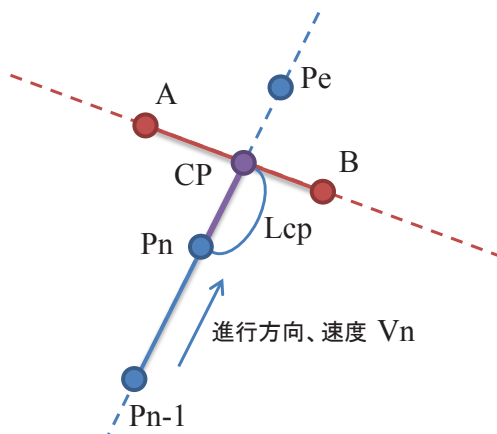


図 11 スタート/フィニッシュライン通過判定

3-4. スタート/フィニッシュラインが異なるデータの比較

Y-TRACアプリケーションでは、2つのラップの比較表示を行えるが、異なる車両などのロギングデータではスタート/フィニッシュラインが異なる場合がある。これに対応するため、データ比較の際にスタート/フィニッシュラインの位置が同一か判定し、異なる場合には、一方を基準とするスタート/フィニッシュラインに合わせて、他方のデータのラップを区切り直すようにし、異なるデータを比較可能とした(図12)。

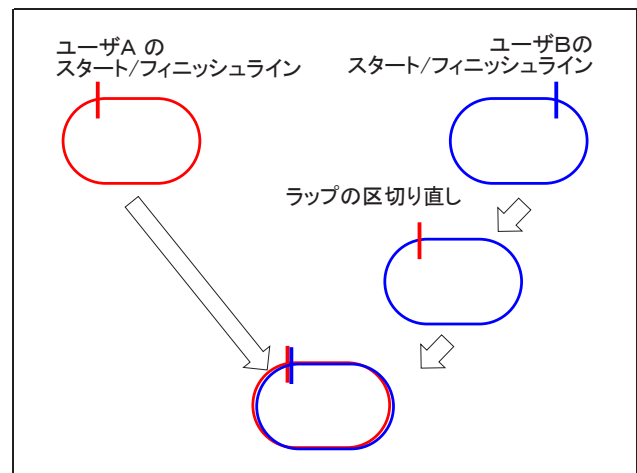


図 12 Y-TRAC によるラップの区切り直し

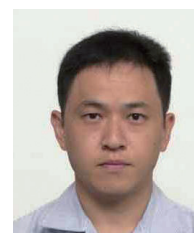
4 おわりに

今回開発したデータロギングシステムは、すでに世界各国のユーザに使用されている。車両に乗っていても自宅にいても車両との繋がりや一体感を楽しめるシステムが具現化できた。今後もさらなる技術活用に努め、ユーザの利便性と新たな楽しみを提供していき、それらの付加価値によりお客様がヤマハを選んで頂けるようになればうれしい限りである。

■著者



山谷 正貴
Masaki Yamaya
ヤマハモーター
エンジニアリング株式会社
電装制御部



池谷 昌彦
Masahiko Ikeya
ヤマハモーター
エンジニアリング株式会社
電装制御部



大城 郡二
Gunji Ooshiro
ヤマハモーター
エンジニアリング株式会社
電装制御部



望月 靖之
Yasuyuki Mochizuki
ヤマハモーター
エンジニアリング株式会社
電装制御部



設楽 尚希
Naoki Shidara
ヤマハモーター
エンジニアリング株式会社
電装制御部

LEXUS プレミアムスポーツ RC F 用 新 2UR-GSE エンジンの開発

Development of the new 2UR-GSE Engine for the LEXUS Premium Sports RC F

菅原 順也 鈴木 千雅 木下 裕治 塚本 啓介 多田 博 川村 博



Abstract

The desire for a vehicle that responds to every whim and lets you experience the thrill of driving has not diminished, even in this era of heightened environmental awareness; rather, the expectation for sports cars to be fitted with high-performance engines offering greater output and focus on driver perceptions grows ever greater. We have developed the all-new 2UR-GSE, a naturally aspirated V8 5.0L engine, for use in the RC F, the latest LEXUS Premium Sports model to bear the “F” in its name. Our goal was to successfully combine overwhelming power output and improved sensory appeal features such as sound, response, and comfortable acceleration with environmental performance in line with current times. To this end, most of the parts were redesigned and the engine was also loaded with the very best we had to offer, including our latest direct injection system, Dual-VVT (intake Variable Valve Timing controlled by an electric motor), and a wide range of high-output, high-revving technology. This engine was jointly developed by the Toyota Motor Corporation and Yamaha Motor Co., Ltd.

1 はじめに

クルマを思い通りに操る喜びを得たい、クルマを走らせる楽しさを感じたいといった欲求は、人々の環境への意識が高まった現代でも減少することなく、出力性能と官能性能をより磨き上げた高性能エンジンを搭載するスポーツカーへの期待は益々大きなものになっている。今回“F”の名を冠した最新 LEXUS プレミアムスポーツ RC F 用として、自然吸気 V 型 8 気筒 5.0L の新 2UR-GSE エンジンを開発した。このエンジンは圧倒的な出力性能、「サウンド」「レスポンス」「伸び感」といった官能性能の向上、時代にあった環境性能を達成すべく、ほとんどの部品を見直し、最新直噴システム、吸排 VVT（吸気側は電気駆動）や、多くの高出力高回転化

技術を惜しみなく投入した。なお、このエンジンはトヨタ自動車株式会社とヤマハ発動機株式会社が共同で開発した。

2 エンジン概要と基本諸元

新 2UR-GSE エンジンの諸元を表 1 に示す。また、以下に示す項目を主な開発の狙いとし、従来エンジンから大幅に改良、進化させた。

(1) 圧倒的な高性能・高回転化および官能性能の向上

- ・従来比+40kW、最高回転数+500rpm、全域トルク向上といった大幅な性能向上や高回転化および高めに設定された最大トルク発生回転数による伸び感の向上
- ・運動部品の軽量化や、動弁系、吸気系諸元改良などに

LEXUS プレミアムスポーツ RC F 用新 2UR-GSE エンジンの開発 Development of the new 2UR-GSE Engine for the LEXUS Premium Sports RC F

- よるレスポンスの向上およびクリアなサウンドの実現
- (2) 単体燃費だけでなく実用燃費も配慮した燃費性能
- ・最大熱効率37.8%、アトキンソンサイクルの採用、 $\lambda=1$ 限界車速225km/h、アイドル回転数の抑制、低フリクション化等により達成
- (3) 時代にあった排気性能
- ・北米LEVⅢ、欧州Euro6といった世界で最も厳しいレベルに対応

- (4) サーキット走行への配慮
- ・水冷のみでなく空冷オイルクーラーも追加
- これらを実現するための具体的な達成手段を表2に示し、次章以降で詳しく説明する。

表1 エンジン諸元表

エンジン型式		新2UR-GSE (RC F)	2UR-GSE (IS F)
気筒配置		90° V型8気筒	←
ボア×ストローク(mm)		94.0×89.5	←
排気量 (cc)		4968	←
圧縮比		12.3	11.8
動弁系機構		DOHC 4バルブ Dual VVT-i VVT-iE (吸気)	←
バルブ リフト(mm)/材質	吸気	13.0/Ti	12.0/Ti
	排気	11.0/Ti	11.0/耐熱鋼
燃料供給装置		筒内直接噴射(max. 18MPa) + ポート噴射 新D-4S	筒内直接噴射(max. 13MPa) + ポート噴射 D-4S
エンジンオイル冷却		水冷+空冷オイルクーラー	水冷オイルクーラー
最高出力(kW/rpm)		351/7100	311/6600
最大トルク(N・m/rpm)		530/4800~5600	505/5200
排ガス規制	北米	LEV Ⅲ(ULEV70)	ULEV Ⅱ
	欧州	Euro6	Euro5
	中国	国5	未導入
	日本	J-SULEV(☆☆☆☆)	←
搭載車両		LEXUS RC F	LEXUS IS F

表2 採用技術

部位、部品名	採用目的					採用技術、内容
	高性能 高回転	燃費向上	排気対応	軽量化	信頼性	
シリンダヘッド	○	○				圧縮比UP 吸排気ポート改良(吸気：高流量高タンブル)
INカムシャフト	○	○				カムプロファイル改良(バルブリフトUP)
電動VVT	○	○		○		作動範囲拡大 (性能、燃費の両立、アトキンソンサイクル化)
クランクシャフト	○	○		○		クランクピン径縮小、カウンタウェイト縮小
コネクティングロッド	○	○		○	○	高強度鍛造材、大端穴径縮小
IN, EX バルブ	○	○		○	○	チタン化
オイルパンバフフルプレート	○	○				形状改良(オイル叩き改善)
メインベアリング コンロッドベアリング	○				○	材質変更
オイルクーラ					○	水冷+空冷(サーキット走行対応強化)
インテークマニホールド	○	○				管長、管径、サージタンク容積最適化
スロットル	○					径拡大($\phi 83 \leftarrow \phi 76$)
エキゾーストマニホールド	○					セミデュアル化(排気干渉低減)
燃料系	○	○	○			新D-4S(高燃圧化、噴霧形状改良)
オルタネータプーリ	○				○	One-way clutch付き

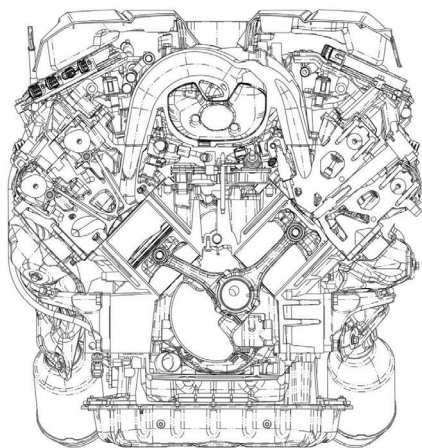


図1 エンジン断面図

3 技術的特徴

図1にエンジン断面図を示す。

3-1. シリンダヘッド

性能向上のため、高流量、高タンブルポートとし、ポート断面積変化を最適化した（図 2、3）。また、ピストン側も併せて燃焼室の形状を最適化し、圧縮比を従来の 11.8 から 12.3 まで高め熱効率向上を図った。さらに、ウォータージャケット見直しにより、流速を上げて、燃焼室温度を下げることで、ノッキングを抑制して性能を向上させた（図 4）。

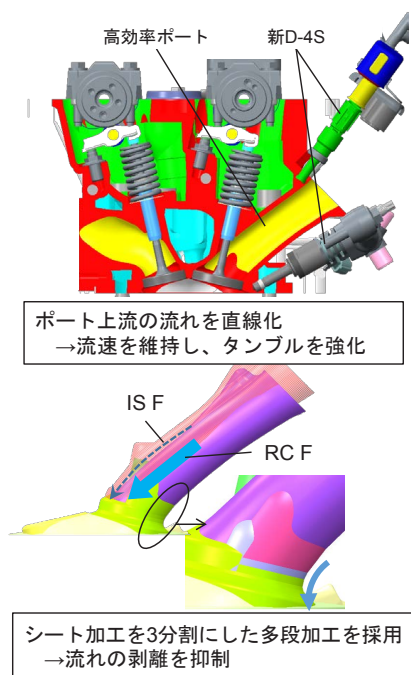


図2 シリンダヘッド改良点

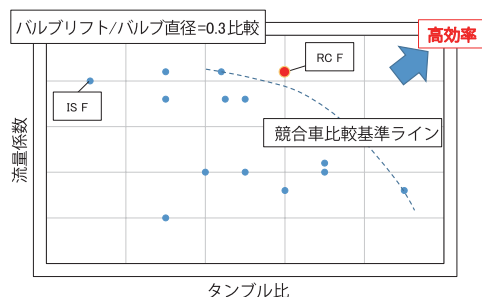


図3 吸気ポート性能

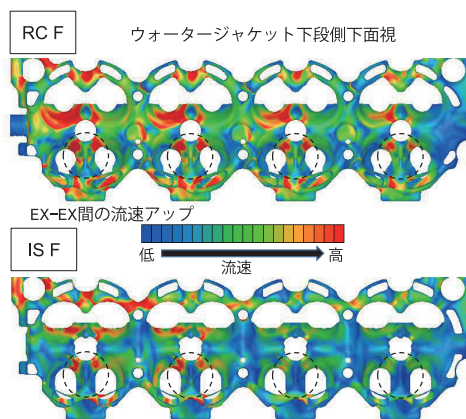


図4 シリンダヘッドW/J改良点

3-2. 動弁系

性能向上のために、吸気側の最大バルブリフトの増加および作用角を拡大した。同時に可変角を増やした電動 VVT と組み合わせアトキンソンサイクルも可能とした。

吸気バルブに加え、排気バルブも LFA に搭載の 1LR-GUE と同様にチタンバルブを採用し、高回転化に対応した。

3-3. 吸気系

性能向上のため、スロットル径を大きくし、それに対応するために上下一体構造とした。また、性能向上のため、ポート長さを最適化した上で、レスポンス向上のため、スロットル下流から吸気バルブまでの容積を従来比 10% 低減した。

吸気系レイアウトはサウンドにも大きな影響を与える。吸気音に強い共振域があると濁り感のあるノイズとして感じるため、IS F の知見を踏襲した共振域の少ない吸気レイアウトを採用し、高回転までクリアでリニア感のあるサウンドを実現した（図 5）。

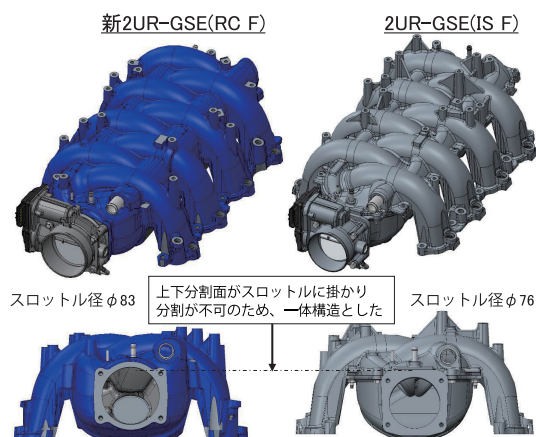


図5 吸気系比較

3-4. 排気系

搭載制約条件が非常に厳しい中でも高回転域の排気干渉を低減して気筒内の体積効率が向上するように、従来エンジンに対して改良を施した。また、排気圧損(背圧)低減のため、出口径を拡大した(図6)。

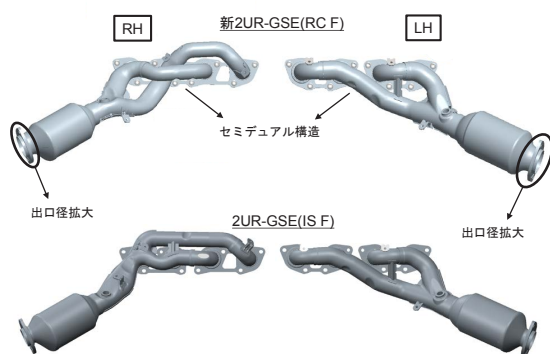


図6 排気系比較

3-5. 往復回転部品

クランクピン径をφ48(従来φ53)に縮小すると同時にコンロッドに高強度鍛造材を採用することで、往復回転部品を大幅に軽量化して慣性質量を従来比8%低減し、レスポンス向上と高回転化に貢献している。また、併せてオイルパン内油量およびオイルパンバップル形状の最適化による攪拌ロス低減をすることで、フリクションを低減し、性能、燃費向上に貢献している。

3-6. 燃料系

燃料噴射システムは、新しいTOYOTA D-4Sシステム(Direct-injection 4 stroke gasoline engine Superior version)を採用した。従来同様1気筒当たり2本のインジェク

タ(筒内直接噴射とポート噴射)を有するが、直噴側の高燃圧化(最大値:従来13→18MPa)、直噴インジェクタ噴霧形状の変更により、出力の向上と排ガスの低減を同時に実現した。特にPM(Particulate Matter)は、従来エンジン比で約80%の低減(欧州モード)を達成した。

3-7. 冷却系

エンジンオイル冷却システムは、従来エンジンで採用されている水冷式オイルクーラーに加え、高油温時に循環する空冷式オイルクーラーを新たに採用した。これにより高負荷運転での安定した潤滑性能を実現し、サーキット等での連続走行も可能とした(図7)。

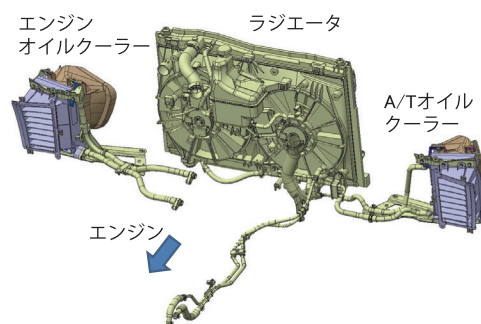


図7 冷却系システム

4 エンジン性能、環境性能

4-1. 全負荷性能

以上に記述した、高回転・高出力化の技術採用により、従来エンジンに対し500rpmの回転数アップ、並びに+40kWとなる最高出力351kW/7100rpmを達成した(図8)。全域でトルク向上を図ることにより、力強さと伸び感を体感できる出力特性を実現した(図9)。

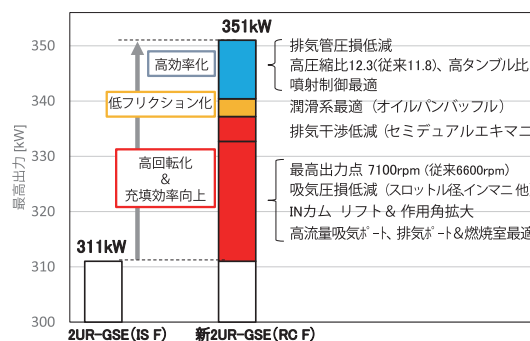


図8 出力性能向上アイテム

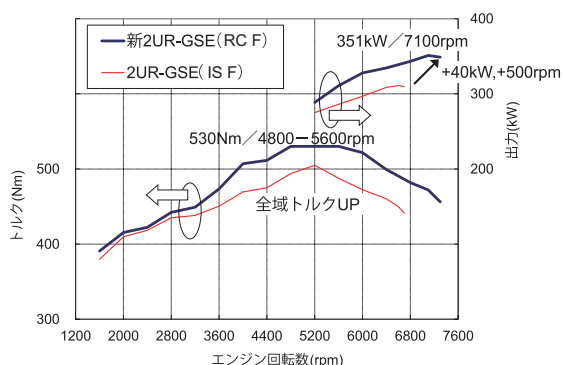


図9 エンジン性能曲線

4-2. 燃費

4-2-1. 燃費向上アイテム

吸気側 VVT の可変角を拡大し、低負荷・低回転の市街地走行領域では、吸気バルブの遅閉じによるポンピングロス低減を狙ったアトキンソンサイクルを採用した（図 10、11）。

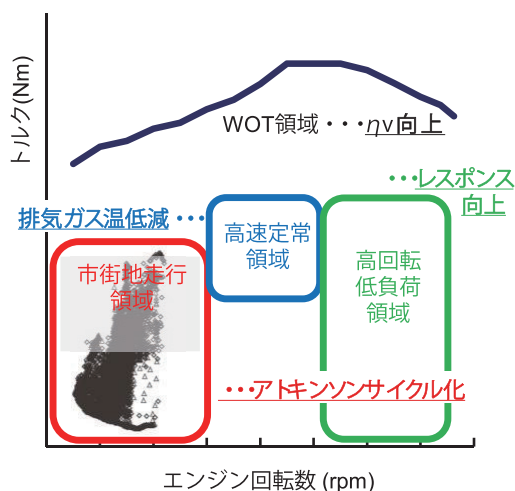


図10 バルブタイミング設定

高速での定常走行領域では、排気ガス温度低減を狙ったバルブタイミングとすることで、 $\lambda = 1.0$ （理論空燃比）での限界车速を 225km/h まで拡大した。

また、エアコン軽負荷時の D レンジアイドル回転数を抑制（従来 680 → 580rpm）することにより実用燃費の向上も図った。

エンジン燃料消費率を図 12 に示す。最大熱効率は 37.8 % を達成すると同時に、広い領域での低燃費を実現した。

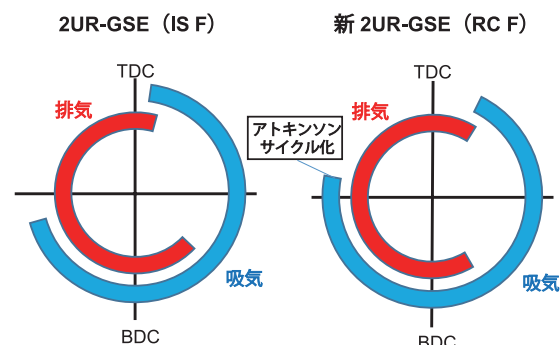


図11 アトキンソン領域でのバルブタイミング設定

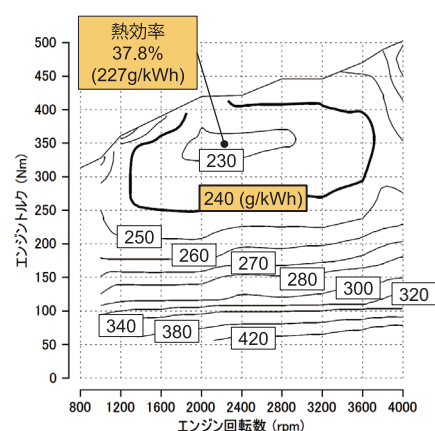


図12 エンジン燃料消費率

4-2-2. 燃費と出力の両立

前述した市街地・高速走行時のバルブタイミング設定に対し、全負荷領域では充填効率向上に最適な設定、高回転低負荷領域では全負荷領域までのレスポンスを最優先した設定とすることで、燃費と出力・レスポンスの両立を果たしている。

また、車両側のドライブモードセレクトとエンジン制御を連動させ、サーキット走行等に適した【SPORTS+】モードでは、出力・レスポンス重視の点火時期・スロットル開度特性を、【ECO】モードでは、燃費重視のスロットル開度特性・エアコン仕事量抑制をそれぞれ採用し、ドライバーに両面の選択肢を提供している。

4-3. 排気性能

本エンジンを搭載した LEXUS RC F は、北米 LEV III (ULEV70)、欧州 Euro6、中国国 5、国内 J-SULEV (☆☆☆) といった世界各国の最新規制に対応している。

5 おわりに

本エンジンは厳しい環境性能を要求される現代においても、運転する楽しさを感じることができる圧倒的な出力・官能性能を有するスポーツエンジンに仕上げることができた。今後も、出力性能・官能性能の一層の向上と時代が要求する環境性能をバランス良く両立させ、お客様が期待する以上の感動をして頂ける高性能エンジンの開発を継続していく。

■謝辞

本エンジンの開発に携わったトヨタ自動車株式会社、および多大なご尽力を頂きました社内外の多くの関係者の皆様に感謝を致します。

■著者



菅原 順也
Junya Sugahara
AM事業部
AM第一技術部



鈴木 千雅
Kazumasa Suzuki
AM事業部
AM第一技術部



木下 裕治
Yuji Kinoshita
AM事業部
AM第一技術部



塚本 啓介
Keisuke Tsukamoto
トヨタ自動車株式会社
エンジン開発推進部



多田 博
Hiroshi Tada
トヨタ自動車株式会社
エンジン開発推進部



川村 博
Hiroshi Kawamura
トヨタ自動車株式会社
エンジン開発推進部

パフォーマンスダンパー効果のメカニズム 解明に向けて

Towards the mechanism elucidation of Performance Damper

加茂 利明 原田 豊二 沢井 誠二 岡田 弘之

Abstract

It is widely known how important the rigidity of a car's body is in the development of vehicle handling, stability, and ride comfort, but Performance Damper (referred to hereafter as "PD") technology treats the car's body as elastic and directly applies a damping effect to non-moving parts, to further improve car body performance. Since their release in 2001, PD have been adopted by car manufacturers for use in approximately 30 different models, and are sold as after-market parts for over 60 different variations.

The effects on driving feel of using PD include the following:

- Improvement in handling and stability
- Improvement in ride comfort
- Improvement in the overall vehicle quality feel

The selection of PD damping force is entrusted to the sensory judgment of experienced drivers, but for the purposes of optimization, it is essential to quantify those results and tie them together with the feel of the car and its performance. This report will focus on initiatives to improve handling and stability.

1 はじめに

自動車の操縦安定性・乗り心地の開発において、車体剛性が重要なことは広く知られているが、パフォーマンスダンパー（以下、PD）は、車体を弾性体と考え、非可動部に直接減衰を付与することで車体性能をさらに向上させる技術である。PDは2001年の発売以来、自動車メーカーにより累計で約30機種に採用され、アフターパーツとしても累計60を超える機種で販売されている。

PDを取り付けたことで体感できる効果（以下、PD効果）としては、以下が挙げられる。

- ・操縦安定性の向上
- ・乗り心地の向上
- ・車両の上質感の向上

PDの減衰力選定は、熟練したドライバーの官能評価に委ねられるが、さらなる最適化のためには、その数値化および官能評価と車両挙動の紐付けは必要不可欠である。

本稿では、PD効果のメカニズム解明に向けて取り組んでいる“効果の数値化”のうち、“操縦安定性の向上”についての取り組みを中心に紹介する。

2 PDとは

2-1. PDの特長と工夫点

走行中の自動車ボディの変形は非常に小さく（図1）、PDはその小さい動きでも減衰を発生できることが最大の特長である^[1]。

これを達成するために以下の点を工夫している（図2）。

- ① 高圧窒素ガスでオイルを加圧することによる応答性の向上
- ② リークを最大限減らすためのピストン回り設計の改良
- ③ ガス反力をキャンセルすることによる組み付け性の向上
- ④ 飽和特性の減衰力特性^[2]の採用

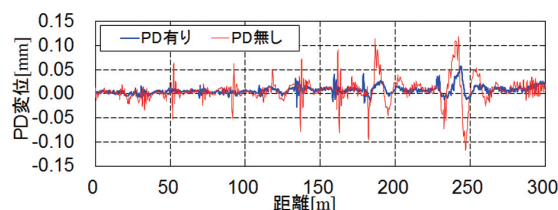


図1 フロント側サスタワー間のボディ変形量の一例

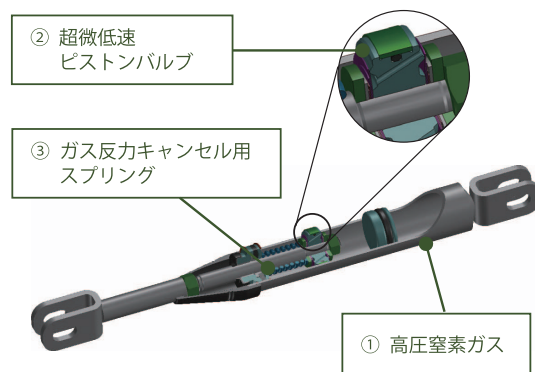
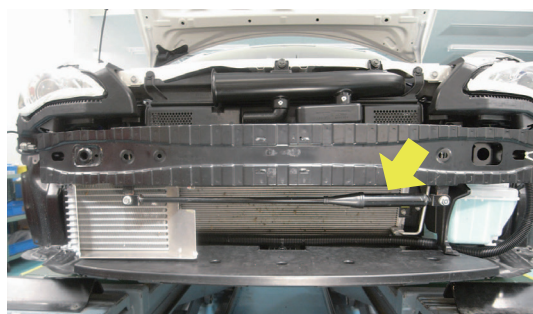


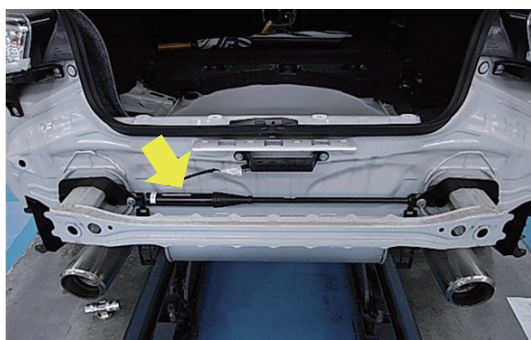
図2 PDの工夫ポイント

2-2. 車両への取り付けと効果

PDは車両進行方向に対して直交方向に取り付ける(図3)が、それぞれの取り付け位置によって、主に表れるPD効果に差があり、大変興味深い現象が生じる。特に車両の前端・後端にセットでPDを取り付けると、“車両全体にPDの効果を行き渡らせることができ、かつ前述した3つの効果のバランスを取りやすい”との官能評価結果を得ている。



(a) フロント側バンパリンフォース部への取り付け



(b) リア側バンパリンフォース部への取り付け

図3 PDの車両への取り付け例

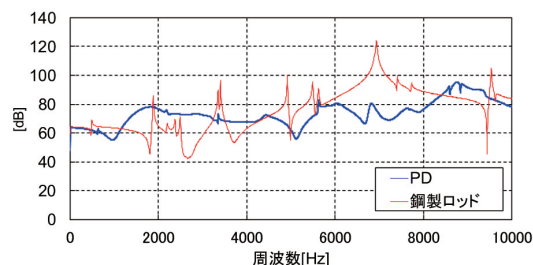


(a) PD

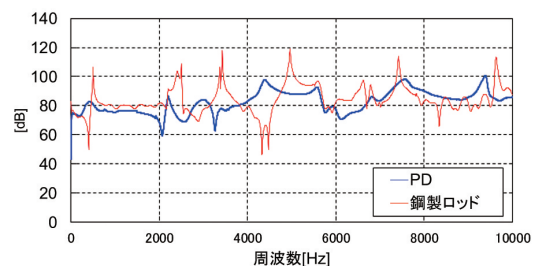


(b) 鋼製ロッド

図4 ハンマリング試験



(a) 軸方向



(b) 垂直方向

図5 ハンマリング結果

3 PD効果の数値化

3-1. 微小ストロークでの効果

油圧式ダンパーは一般的に、オイルが積層バルブを通過することでエネルギーを吸収するため、ある程度のストロークが不可欠である。しかしPDは、微小ストロークでもその効果を発生する。

減衰効果発生メカニズム検証のため、PDと鋼製ロッド(PDと同質量)のハンマリング試験を行った(図4)。鋼製ロッドは、直接結果を比較できる対象とは言い難いが、振動エネルギーの吸収の大小を確認するために計測した。

測定結果から、PDはストロークが微小でも減衰能力があることを確認できた(図5)。これは構成部品であるオイルやゴム部品自身が、振動エネルギーを吸収しているためと推測できる。

3-2. 自動車におけるPD効果

3-2-1. ヨーレートの差

ここでは実走行中の車両挙動(ヨーレート)について紹介する。走行のパターンは、3回連続の左コーナーから、右に切り返すコースである。

PD有り/無しでヨーレートを比較すると、PD有りの方がコーナリング中のヨーレート変化が小さい(図6)。これはPDの減衰能力により、コーナリング中のボディ変形速度や変形量が減少し、車両のコーナリング姿勢が安定したためと考えられる。ステアリング操作については次項で述べるが、ドライバはヨーレートの変化を感じ取り、修正操舵としてフィードバックしている。

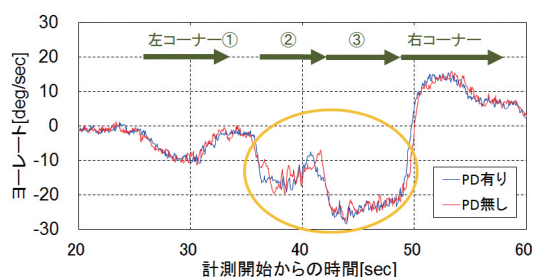


図6 実走行中のヨーレート

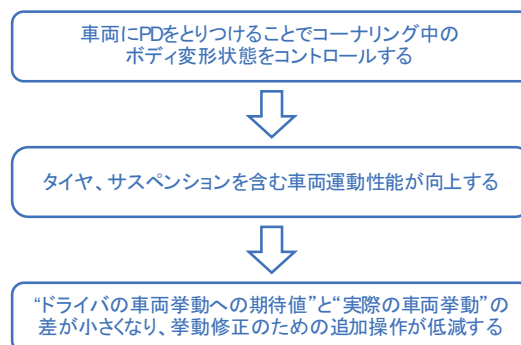


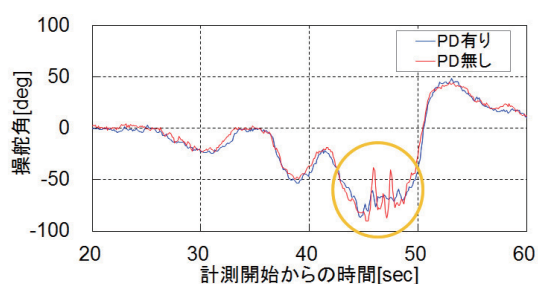
図8 操縦安定性のメカニズム

3-2-2. ステアリング操作の差

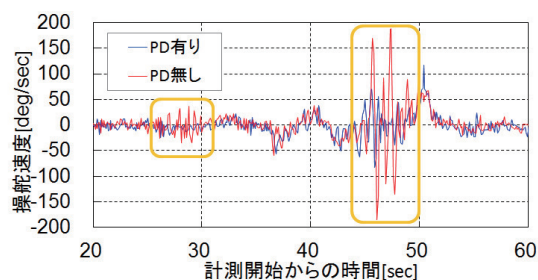
ここでは実走行中のステアリング操作について紹介する。なお走行パターンは前項と同一である。

PD 有り／無しで操舵角を比較すると、PD 有りの方がコーナリング中の操舵角が落ち着いている（図 7(a)）。また操舵速度を見ると、PD 無しの方が PD 有りと比較して、小刻みに、素早く操舵している区間がある（図 7(b)）。これらは“PD 有りの方が修正操舵の回数・量が少ない”ことを示しており、PD 効果の官能評価結果のひとつである“操縦安定性の向上”を示した結果である。

紹介した 2 つの結果から、ドライバーは図 8 に示すメカニズムで“操縦安定性の向上”を感じ取っていると推測する。



(a) 操舵角



(b) 操舵速度

図7 実走行中のステアリング操作

3-3. スノーモビルにおける PD 効果

PD は自動車以外にも、二輪車用やスノーモビル用などが開発されており、ここではスノーモビル（以下、SMB）での測定結果を紹介する^[1]。

SMB の車体は主にパネルや鋳造フレーム、パイプ構造の組み合わせで、その役割は自動車と同様である。PD は自動車と同様に、車体前後に進行方向に対して直交方向での取り付けとした（図 9）。評価したライダーからは、“コーナーや直進における正確なトラッキング、エンジン振動や路面振動の低減”という官能評価結果を得た。

3-3-1. 落下試験

ここでは SMB 落下試験（車体前方を一定の高さから自由落下）について紹介する。

PD 有り／無しで比較すると、PD 有りの方が、落下時は緩やかに変位し、着地時の縮み量も減少している。そして復元もオーバーシュートすることも無く、緩やかに変位している（図 10）。これは、3-2-2 でも紹介した、“PD はボディ変形を穏やかにする”ということを証明する結果であると考える。



図9 スノーモビルへのPD取り付け例

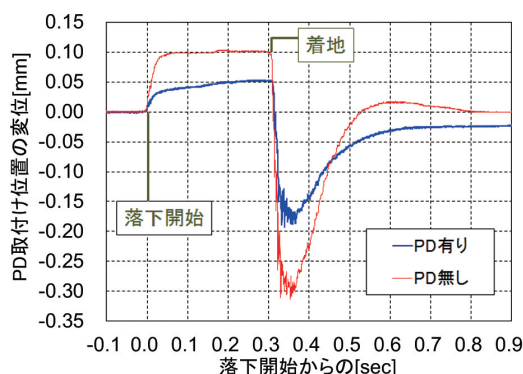


図10 SMB落下試験結果

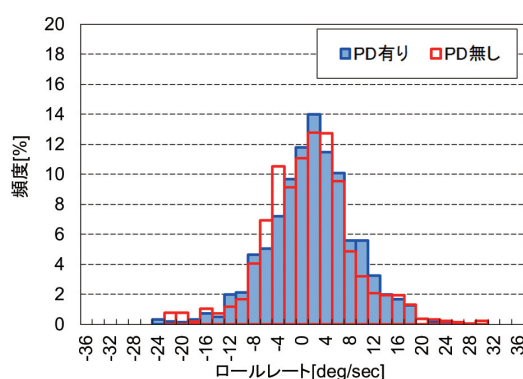


図11 SMBスラローム走行時のロールの頻度

3-2-1. スラローム試験

ここではスラローム走行した時の挙動について紹介する。

PD 有り／無しで車両のロールの速度頻度分布を比較すると、PD 有りの方が比較的遅い角速度の頻度が高く、速い角速度の分布が低い（図 11）。これは PD により、穏やかなロール挙動となっていることを示しており、前述したライダーの評価と一致している。しかし同時に、ライダーはロール挙動のみでは表現できない効果も感じ取っており、その数値化が今後の課題である。

4 おわりに

すでに累計 60 万本以上の PD が生産、販売され、多くのお客様に“PD 効果による新しい走り”を体感、御好評頂いている。

計測技術の発達に伴い、開発当初はできなかった項目も計測し、“PD 効果”と“車両挙動”との関係が明らかになってきた。引続きそのメカニズムを解明し、さらなる高性能化を進めると共に、PD を超える新技術を生み出していきたい。

■参考文献

- [1] 沢井，ほか 4 名：油圧制振ダンパーによる車体性能向上技術の開発，自動車技術会学術講演会前刷集，No.120-14，pp.19-24（2014）
- [2] 沢井，ほか 5 名：製品としてのパフォーマンスダンパーの実績と新たに確認された広範囲な効果についての紹介，ヤマハ発動機技報，第 45 号，pp.78-85（2009）

■著者



加茂 利明
Toshiaki Kamo
AM事業部
AM第2技術部



原田 豊二
Toyoji Harada
AM事業部
AM第2技術部



沢井 誠二
Seiji Sawai
ビークル&ソリューション事業本部
RV事業部
開発部



岡田 弘之
Hiroyuki Okada
ビークル&ソリューション事業本部
RV事業部
開発部

太田 淳司

Abstract

Yamaha Motor Co., Ltd. (hereafter, “Yamaha”) started its boat business in 1958. Since that time, the company has developed a wide range of boats, from small models to large, starting with the “CAT-21” (figure 1) released in 1960. In more recent years, Yamaha has introduced new models to the market, including the “DFR” (figure 2) and “YFR” (figure 3) in 2014, and the “F.A.S.T.23” (figure 4) in 2015. Bringing together superior performance, designs which move and inspire people, and optimum layouts, each model has continued to receive high praise since release.

This report introduces the simulation technology used by Yamaha to focus on the most important performance-related advancements in boat development – the Yamaha Performance Development System – as well as the methods used for performance verification.

1 はじめに

ヤマハ発動機（株）（以下当社）は、1958年にボート事業を開始し、翌々年の1960年の『CAT-21』（図1）をはじめとして、小型から大型まで数多くのボートを発売し続けている。近年では、2014年に『DFR』（図2）、『YFR』（図3）、2015年には『F.A.S.T.23』（図4）とニューモデルを市場に投入した。いずれのモデルも優れた性能、五感をくすぐるデザインと最適

なレイアウトを併せ持ち、発売以来お客様から高い支持を得ている。

本稿では、ボート開発において最も重要な性能開発に焦点を絞り、その開発手法として当社で用いているシミュレーション（以下SIM）技術 Yamaha Performance Development System（以下Y.P.D.S.）と性能検証手法について紹介する。



図1 CAT-21 復刻版



図2 DFR



図3 YFR



図4 F.A.S.T.23

2 Y.P.D.S. のねらい

ボートに求められる性能とは、速力、加速性、などの基本性能と、乗心地、横揺れ、風流れ抑止性能などの運動性能である。

これらの性能開発は、重量重心バランス(装備品の配置などレイアウトに支配される)と船型(ハル(船体)の形状)に左右され、なかでも船型が大きなウェイトを占める。船型開発の手法としては、模型を用いた水槽試験による手法や、プロトタイプによる航走試験によりトライ＆エラーを繰り返し造り込む手法がある。ただ、これらの手法は船型確定までに多くの日程と費用を要する。

そこで、基本計画のステージにおいて、開発モデルに求められる最適性能となる船型、スペックを短期かつ精度よく導き出すことを目的に、各種性能を推定するツールとして Y.P.D.S. を独自開発した。

3 Y.P.D.S. の概要

Y.P.D.S. は、主に以下 4 点の計算ツールで構成され(図 5)、本ツールとプロトタイプによる実機試験の両軸で運用している。

① United Functional Operation (以下 U.F.O.)

- ・排水量等計算ツール：排水量、浮きなり(艇を水に浮かべた時の状態)、復原性を推定するツール

② 運動 SIM

- ・縦運動推定ツール：航走時における上下加速度などを推定するツール

- ・横揺れ運動推定ツール：波浪状態停船中(波の中に艇を浮かべた状態)における横揺れ運動を推定するツール

- ・旋回運動推定ツール：航走旋回時における旋回径、旋回傾斜角などを推定するツール

③ 基本性能推定プログラム

- ・D.SAVITSKY の論文に基づき、船体抵抗、航走トリム(船の前後方向の傾斜)、正味馬力、水の切れ具合、速力など滑走艇の基本性能を推定するツール

④ 性能 SIM・判定式(表)

- ・風流れ性能 SIM ツール：船首を風上に向け艇を浮かべた状態から風にどの様に流されていくのかを推定するツール
- ・ハンブ¹⁾判定・加速時間推定ツール：プレーニング(滑走)可否判定ツール、ならびにプレーニング時間推定するツール
- ・ポーポイズ²⁾判定：ポーポイズ発生可否判定ツール

1) ハンブ(hump)

船が水面を走ることによって船首波と船尾波が起こる。船首波と船尾波が同調することにより造波抵抗が増大する状態のこと。滑走艇では滑走(プレーニング)手前が最も造波抵抗が大きい状態となる。

2) ポーポイズ(porpoise)

走行中、波の影響がない状態においてピッチング(上下回転運動)を繰り返し、減衰しない現象をいう。

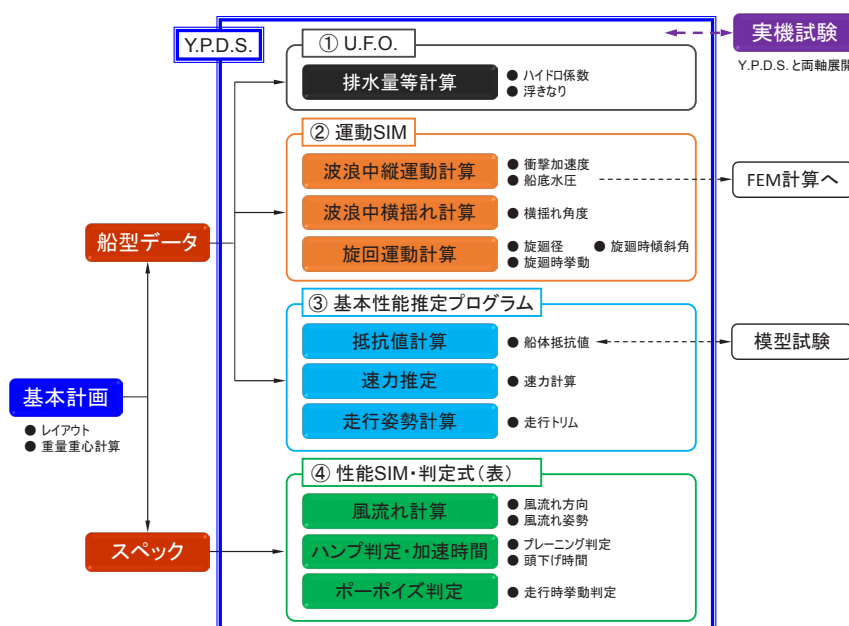


図5 Y.P.D.S. 概要図

4 Y.P.D.S.による船型開発

昨年発売した フィッシングボート YFR(図3) を例にとり Y.P.D.S.を用いた船型開発手順を説明する。

4-1. 性能目標

船型開発するにあたり、フィッシングボートの性能として求められる項目を下記 4 点に絞り、各項目の目標値を当社同型艇（ベンチマーク艇）比 15% 向上に定めた。

- ① 速力：当社同型艇同等（排水量 UP、ハルボリューム UP があっても速力は落とさない）
- ② 横揺れ性能
- ③ 乗心地性能
- ④ 風流れ抑止性能

4-2. 船型開発

当社同カテゴリ（船外機艇フィッシングボート）のハルに対し、試運転解析等による比較・評価、実験評価結果、市場からの評価、YFR で新規採用予定である新船型技術ステップハル（図 6）とのマッチングなど幾つかの要素を総合的に判断し、ベースとなるタイプシップを選定した。

このタイプシップをベースに 全長、全幅、船底形状、Wave Thruster Blade（以下 W.T.B.）（図 6）などを Y.P.D.S. によるシミュレーション（図 7～10）を繰り返し、最適バランスにチューニングした。また、既存モデルを改造した簡易プロトタイプによる実機検証を平行して実施し、最終船型を確定させた。

Y.P.D.S. と簡易プロトタイプによる実機評価の平行実施により、最小限の費用で、かつ船型開発期間短縮を果たした。

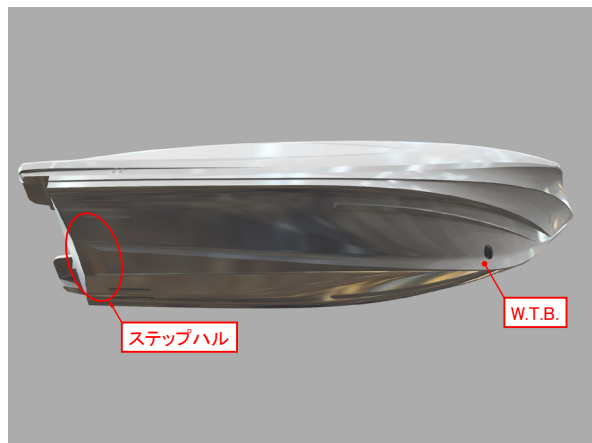


図6 ハル(船底)

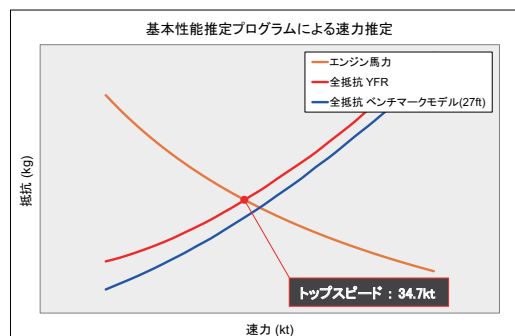


図7 基本性能 抵抗・速力推定

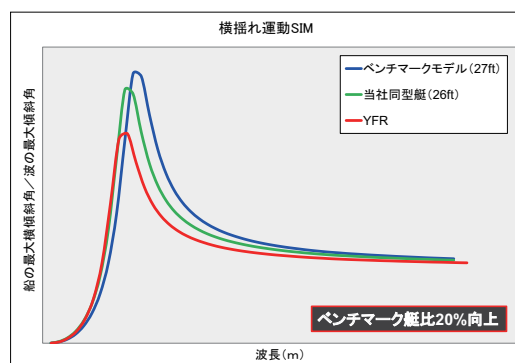


図8 横揺れ SIM

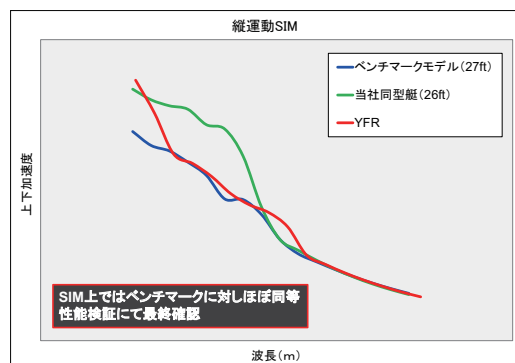


図9 縦運動 SIM

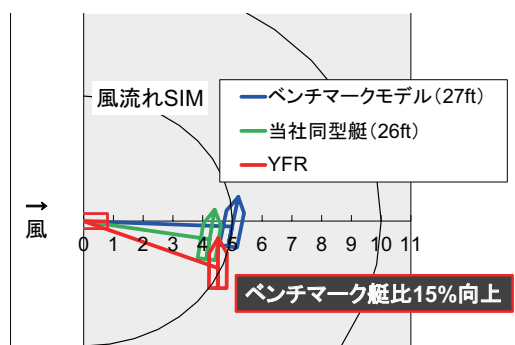


図10 風流れ SIM

5 性能検証

当社のボート評価は、通常浜名湖内および遠州灘沖で行われる。今回実施した実機評価の手法と結果について以下に述べる。

5-1. 2ボートテスト

海上では、日時により外部環境（風、波、潮の影響）が大きく異なる。よって、ベンチマーク艇もしくはコンペティタとの性能評価を各々異なる日時で実施すると外部環境の影響が大きく、正確な比較評価が困難となる。そこで、開発モデルとベンチマーク艇（もしくはコンペティタ）を海上で同時評価する2ボートテスト（図11）を実施した。各艇には慣性装置を搭載し、航走、波浪中の横揺れ、自由風流れなど様々なテストを行い、データを計測した。これにより、外部環境の影響を最小限に抑えることができ、より正確な性能比較・検証が可能となった。



図11 2ボートテスト風景

5-2. データ解析と評価

2ボートテストで計測したデータは、周波数解析などで分析し比較評価した（図12、13）。計画に対する性能検証や達成度、開発モデルの実力把握に用いている。

また、2ボートテストのデータは次期開発モデルへの活用は然ることながら、HPやカタログなどの外部ツールや営業販促ツールへと展開している。

6 おわりに

本稿で紹介した性能シミュレーション技術はまだまだ発展途中であり、その精度については課題が残る。実機によるデータを蓄積し、それをフィードバックすることで精度向上を図ることが命題と考える。また、性能シミュレーションの精度を向上させることにより、さらなる開発期間の短縮とコスト低減、性能向上を図り、今後もお客様に喜びと感動、そして驚きを与える商品を開発していきたい。

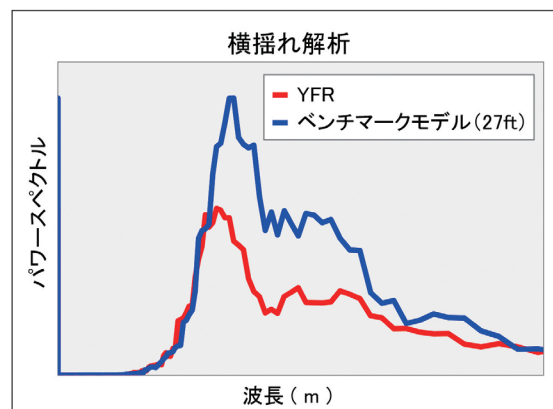


図12 2ボートテストデータ分析

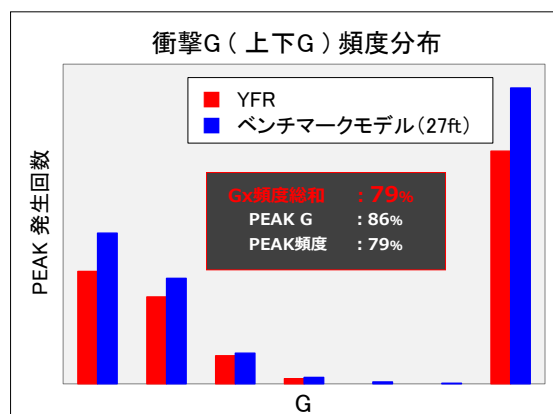
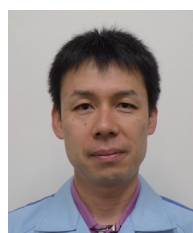


図13 2ボートテストデータ分析

■著者



太田 淳司

Junji Ohta

マリン事業本部

ボート事業部

艇体開発部

中山 浩典



Abstract

Use of unmanned helicopters has already developed to the point where there are approximately 2,600 used in the agricultural sector, providing pest control services to a gross area of 1.06 million hectares, an area which represents 36% of Japan's rice harvests. Moreover, automated navigation-type industrial unmanned helicopters which feature cameras and automated flight functions for imaging and observation have also been developed and are being used in the marketplace today. Such types are often utilized for making seismological observations in inaccessible volcanic regions, measuring radiation levels within Fukushima Prefecture, and topological surveys using laser surveying equipment.

Recognizing its performance in these kinds of observational tasks, NHK asked us to use the automatic navigation-type RMAX G1 to photograph and collect lava fragments from the area around Nishinoshima for the production of a science documentary themed on Nishinoshima's creation of new land. The lava flows that have gushed forth from Nishinoshima since it resumed eruptions in November 2013 following a 39-year hiatus have been gradually expanding the land area of the island, and it has now reached a size of approximately two square kilometers. Providing a microcosm of the mechanisms which formed continents on the earth's surface, this phenomenon has captured the attention of geologists. However, to ensure safety the Maritime Safety Agency has established a restricted zone that extends four kilometers out from the island. NHK's aims were to use an unmanned helicopter flying from a ship outside the restricted zone to capture day/night photos using a high-resolution camera, observe the ground temperature with a thermograph, and collect lava samples to be used in analysis of the island's ground composition. If successful, this endeavor would obtain scientific data and images of extraordinary value.

In this report, we will describe the technology-related issues that need to be resolved in order to execute the project, the measures taken for said issues, and how the situation is progressing.

1 はじめに

農業分野における無人ヘリコプターは既に約2600機が市場で利用され、延面積106万ヘクタール、日本で収穫される米の36%を防除するまでに発展している。一方で農業用無人ヘリコプターにカメラ、自動飛行機能を付加して撮影や観測に用いる「自動航行」タイプも開発し、市場で利用されている。これは人が立ち入ることができない火山地帯での地震計測や、福島県内の放射線量計測、レーザ形状測量機による地形測量等で活躍している。

このような観測業務実績が認められ、NHKから「大地創世・西之島」というテーマの科学番組制作のために自動航行タイプRMAX G1による西之島近海からの撮影、溶岩礫採取の委託があった。西之島は2013年11月から39年ぶりに噴火活動を再開し、吹き出す溶岩流によって少しずつ陸地面積を広げつつあり、約2km四方の大きさにまで拡大している。この現象は地球上に陸地が生成されるメカニズムの縮図と地質学者は捉えているが、海上保安庁は安全確保のため、島から4km以内の立入規制を強いている。NHKの狙いは4km離れた船上から無人ヘリコプターを利用して高解像度カメラによる昼夜間撮影、サーモグラフによる地表面温度の観測、島の土壌成分解析用の溶岩サンプル採取等、成功すれば非常に価値の高い学術データと映像を獲得することにあった。

本稿では、このプロジェクトを遂行するために解決すべき技術課題とその対策および現場の状況を報告する。

2 主な技術開発項目

NHKからの要望に対して、現在のRMAX G1でそのまま実施できる項目と新たな技術開発が必要な項目を整理した。また実際に使用する船舶での事前確認を行い、運用現場に近い環境での課題出しを実施した。その中でも下記3点を業務遂行のための重要課題に設定した。

① 揺れる船上での機体姿勢センサの静定方法

- ② 2.4GHz操縦電波のマルチパスフェージングの解消
- ③ 溶岩礫採取装置の開発

2-1. 船上での機体姿勢センサ静定方法

当社無人ヘリコプターの操縦制御システムは農業用途、自動航行用途ともに姿勢センサを中心に構成されている(図1)。制御飛行には機体自身の姿勢角を検出することが必要不可欠であるが、ジャイロセンサで角速度を計測しそれを時間積分することで得ることができる。しかし時間積分のみでは誤差が蓄積されてゆくため、加速度センサと方位センサを複合化することで誤差を補正している。また、ジャイロセンサ出力には電源投入時ごとに異なる値のバイアス成分が含まれており、このバイアス成分を除去しないと加速度センサと複合化しても誤差を補正できない。従来は陸上のみでの使用であったので、電源投入時に静止状態を保つことでバイアス値を読み込むことができた。しかし、揺れる船上で起動する場合はジャイロ信号出力がバイアス値と変動値を含んだ内容で変化しているので、従来通りのアルゴリズムでは対応できない。一方で、小型無人艇の開発では拡張型カルマンフィルタを適用して、揺れる海上でも姿勢角とジャイロバイアス推定を同時に行う姿勢角演算手法が導入されている。そこで今回はこの手法を無人ヘリコプターに応用した(技報2008年10月発行「技術紹介:UMVのためのカルマンフィルタを応用した姿勢センサ静定技術の紹介・木戸徹」参照)。

またRMAX G1の離発着行程だけは、農業用途機と同様に操縦者がプロポーショナル送信機を用いて操縦する必要がある。そこで、揺れる甲板への離発着操作を安全・確実にするための支援装置として「船舶揺動安定装置」を導入した。これは船体の揺動を検出し、装置上部天板が常に水平を保持するように電動アクチュエータで制御している。装置天板上では船体のピッチ、ロール、ヨーの揺れはキャンセルされ、ピッチングに伴う上下運動のみが働いている。このシステムは実船を用いて事前確認し、実用化の手応えを得ることができた(図2)。

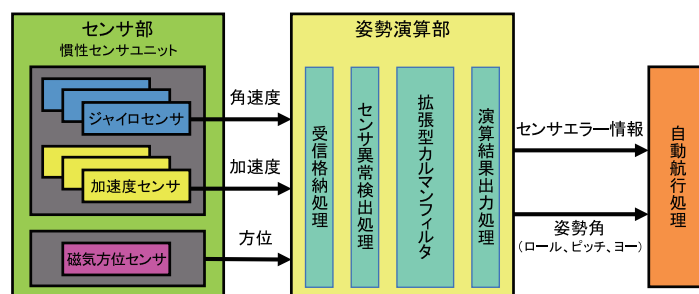


図1 システム構成



図2 船舶揺動安定装置の機能確認

2-2. 2.4GHz操縦電波のマルチパスフェージングの解消

直線伝搬特性が強い2.4GHz帯電波の特性でもあるが、海上は電波伝搬が減衰せずに反射しやすいため、基地局から直接届いた電波と海上で反射された電波の波長が半波ずれるポイントでは干渉により電界強度が大きく減衰してしまう(図3)。RMAX G1は、自動航行中でも常時操縦が可能な環境下でないと運用しないという安全確保の方針に基づいて、操縦電波が受信できない場合は、離陸(離船)地点に自動的に帰還する機能が備わっている。自動帰還機能が作動する電波状況では機体搭載カメラの操作や吊り下げた装置を上下、切り離すウィンチ操作も不能となり、ミッションが遂行できなくなってしまう。この現象を回避するために、基地局の送受信アンテナの高さをずらして2本設置し、減衰ポイントで停滞しないような飛行ルートの設定と、減衰ポイントでホバリング(空中停止)する場合はもう一方の高さの異なるアンテナに切り替える運用で対応した(図4)。地上局からの進出距離と飛行高度の関数式で求められた減衰ポイントと実測値は高い精度で合致していることも確認できた。

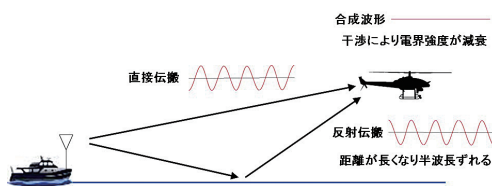


図3 マルチパスフェージング

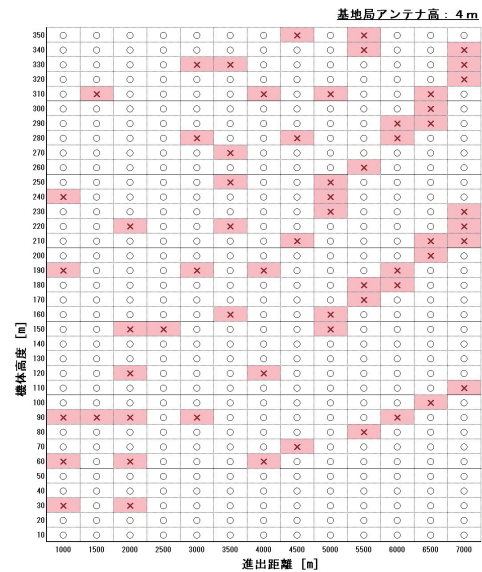


図4 操縦電波の減衰ポイント

2-3. 溶岩礫採取装置の開発

社外試作メーカーと今まで桜島等火山観測装置の設置と回収を実施してきた運用メンバとがアイデア出しとテストを繰り返して実用レベルに仕上げた。構造はシンプルでモータにより回転する2本のドラムにブラシが植えられており、地面にブラシを接触させて砂礫を装置内にかき込む構造となっている(図5、6)。砂礫をかき込むブラシの固さにノウハウがあり、固すぎると地面に接触させた際に装置が地面を走り回り、柔らかすぎると砂しか採取できない。採取装置は機体のウィンチで吊り下げられ、島の地上高30mでホバリング(空中停止)しているヘリコプターからワイヤを伸ばしながら接地させる。採取装置の接地においてはヘリコプターのカメラ画像を船内の基地局で確認しながらワイヤを出し入れするが、砂礫が採取できたかどうかは船に戻った装置を開くまで確認できない。接地部確認カメラの追加はシステムの大変更が必要となるため今回は断念した。また装置を船に回収するのは、ホバリングしているヘリコプターから甲板に敷いたエアクッションの上に落下させる方法とした。揺れる船上では精密な落下操作は不可能と考え、採取装置がエアクッションの範囲に収まったタイミングを見計らってワイヤを切り離すことにした。装置のテストは大室山の火山礫で実施し、目標である100g以上の砂礫採取は成功していた。しかし、西之島の溶岩礫は大室山の砂礫と同様なのか、地面がゴツゴツしていても採取装置がうまく接地できるのか、持ち帰った採取装置を狭い甲板に落下させられるのか、最後まで不安があった。

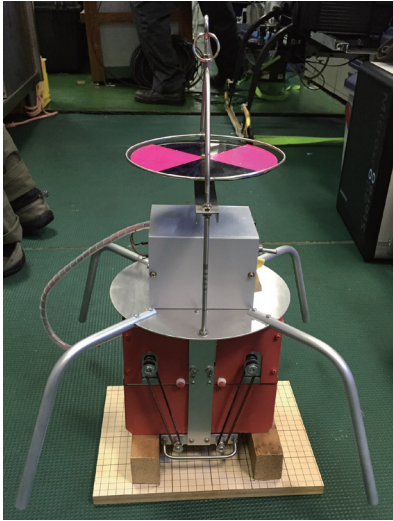


図5 砂礫採取装置

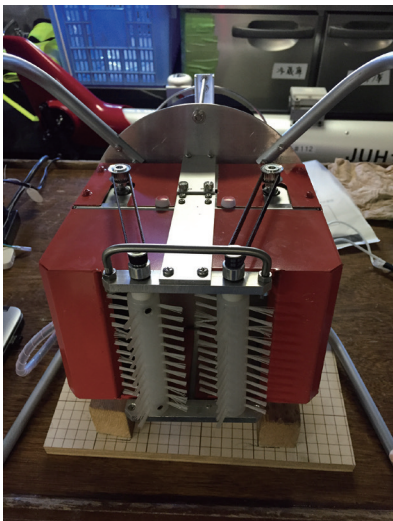


図6 砂礫採取装置下面

から参加したメンバ4名は船舶で寝泊まりした経験など無く、500トンに満たない小さな船で片道1000km・50時間の往路に大きな不安を抱えて乗船した。

1日目夜から2日目にかけて梅雨前線を横切ったため、船は大きな揺れが続き、メンバ全員が何らかの体調不良を感じたが、3日目以降は業務に集中する緊張感も手伝って全員健康を取り戻すことができた。西之島の天気は晴れ、気温28℃、湿度85%が毎日安定して続き、日差しは強く湿度が高いため数値以上に暑く感じた。また洋上の風は毎日6～7m/sで吹いていたが、一定風で安定していたので、業務に大きな支障は無かった(図7、8)。



図7 離発着スペース(2×2m)



図8 島に向かうRMAX G1

3 実施結果

既にテレビ番組を見られた方々もおられると思うが、結果を簡単に報告する

3-1. 実施期間と気象状況

- ① 2015年6月25日 横浜港出港、27日朝、西之島近海到着
- ② 6月27日～7月4日 西之島沖4km近海に停泊し撮影と観測溶岩礫採取を実施
- ③ 7月4日午後 西之島離脱、6日昼、横浜港帰港

出港から帰港まで12日間を船上で過ごし、台風が来て付近の島に避難しない限り上陸できない試練というべき計画であった(結局台風は接近せず、陸地には寄らなかった)。当社

3-2. 撮影

高解像度カメラによる昼夜の撮影は、NHKカメラマンが当社テスト場で事前訓練した成果が表れて非常に鮮明で、火山の膨大な活動エネルギーを表現できる画像が得られた。夜間撮影では赤い溶岩流の動きが捉えられ、海岸まで流れ出ていることと陸地面積を広げている様子が確認できた(図9)。360°

見渡すことが可能なカメラユニットをウィンチで鳥が繁殖している地域に設置し、3日後にウィンチとフックで釣り上げ回収することにも成功した(図10)。このカメラには鳥の生態が非常に至近距離で録画できていた。



図9 試写ディスプレイに映った溶岩流



図10 島に設置3日後に回収した360°視野カメラ

3-3. 溶岩礫の採取

不安が一番大きかった溶岩採取だが、予定ポイントでは想像以上に溶岩礫が大きい様子が機体カメラで確認できた。できるだけ小ぶりの溶岩礫が集まっていそうな地点をいくつか選定して数回の接地採取を試みた。採取装置の船上回収も訓練以上に良好な状態で切り離しでき、不安だった収穫量も3cm程度の大きさの石を4個含み、合計で100g以上の石が17個採取できた(図11、12)。同行した海洋研究開発機構所属の地質学者にも非常に喜んでいただけた。

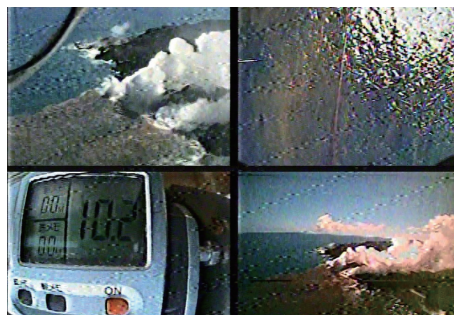


図11 基地局に表示される機体カメラ画像

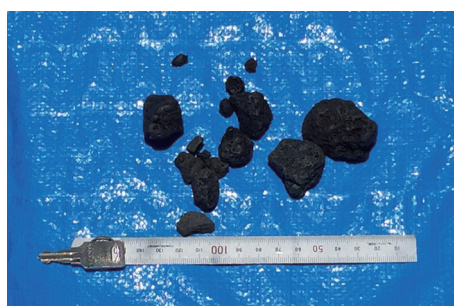


図12 採取できた溶岩礫

4 おわりに

自動航行型無人ヘリコプターを利用した業務はこれまでも種々のタイプをこなし、その都度技術開発して実用化してきた。今回の西之島観測はそれを集大成したような多面的な機能と技術要素が必要とされるミッションであった。依頼元のNHKディレクタからも「想像していた以上の成果を得ることができた」とうれしいコメントをいただき、担当メンバも過酷な環境の中で目標を達成できた充実感を得ることができた。今回の業務で船上運用システムを確立できたので、自動航行型ヘリの活用場所を拡張し、依頼主の要望に120%応えることができる無人ヘリコプターを追求していきたい。

■著者



中山 浩典
Hironori Nakayama
ビークル&ソリューション事業本部
UMS事業推進部
開発部

Abstract

Due to their small size and light weight, lithium-ion batteries (LiBs) are used in a wide range of products that cover everything from consumer applications, such as smart-phones, to power applications including hybrid and electric vehicles. The market for LiBs used in hybrid and other vehicles, in particular, has grown incredibly quickly in recent years, with a projected market scale of between 2.5 and 5 trillion yen in 2020^{[1][2]}. From this kind of market trend, the direction of automotive LiB technology is attracting quite a lot of attention.

LiBs used as a power source must have a wide range of characteristics to meet vehicle requirements. Typical aspects of this include the battery capacity which influences traveling range, and the power density which affects acceleration. The battery's deterioration characteristics are also an example of this. Loss of performance due to battery deterioration can have a big effect on remaining battery display accuracy and the traveling distance in electric vehicles. Simply put, ascertaining battery deterioration trends in advance is very important as it is directly related to the convenience and reliability of electric vehicles.

Therefore, this report will introduce the method used to estimate capacity deterioration using the deterioration coefficient, with the goal of efficiently understanding the deterioration trends of LiBs.

1 はじめに

リチウムイオン電池（以下 LiB ; Lithium-ion Battery）は小型・軽量であることから、スマートフォン等の民生用途からハイブリッド車や電気自動車といった動力用途に幅広く利用されている。特にハイブリッド車を含む車載向けの LiB 市場は近年急速に伸びており、市場規模は 2020 年には 2.5 兆円から 5 兆円の間で推移するとされる^{[1][2]}。このような市場傾向から車載用 LiB の技術動向に注目が集まっている。

動力用 LiB には車両要求から様々な機能が要求される。代表的な特性として、航続距離に関わる電池容量、加速力に関わる出力密度などがある。電池の劣化特性もその一つである。電池の劣化による性能低下は、電動車両での電池残量表示や航続距離に大きな影響を与える。つまり電池の劣化傾向を車両があらかじめ把握しておくことは、電動車両の利便性、信頼性向上につながるため重要である。

そこで、本稿では LiB の劣化傾向の効率的な把握を目的とし、劣化係数を用いた容量劣化推定手法について紹介する。

2 リチウムイオン電池と劣化について

2-1. リチウムイオン電池の動作原理と劣化

本題に入る前に LiB の動作原理に触れる。まず、図 1 に LiB の構成部品と動作原理を示す。

図 1 にあるように、リチウムイオンの電極間の移動に際し

電子の移動が起こり、LiB は充放電が可能となる。よって、図 1 に示す充放電反応以外の副反応が生じると性能が低下する。つまりこれが電池の劣化であり、副反応の生じやすい状況、例えば繰り返し充放電や高温環境に置かれることなどで劣化は進む。

一般にリチウムイオン電池の劣化は、使用電圧および使用環境温度が高いほど顕著である。また電池の劣化挙動は使用モードによっても異なる。充放電サイクルに伴い進行する劣化挙動（サイクル劣化）と充放電を伴わない保管状態で進行する劣化挙動（保存劣化）に大別され、実際の電池の劣化は両モードが組み合わされた状態で推移する。

環境条件や使用モードといった使われ方に加え、構成材料や内部構造の異なる電池の劣化傾向をシミュレーション等物理モデルにより正確に推定することは現時点では困難である。したがって劣化特性の把握のためには、実際に対象となる電池を想定する環境および使用パターンで評価し、データ取得することが一般的である。このため、詳細に劣化傾向を把握しようとするほど評価条件数や評価期間が増大することとなる。

2-2. バッテリーパックと劣化

LiB は電圧および温度の標準使用領域と危険領域が他の電池と異なり接近しているため、保護管理機能を持った制御基板と組み合わせて使用される。図 2 に標準的なバッテリーパックの構成を示す。

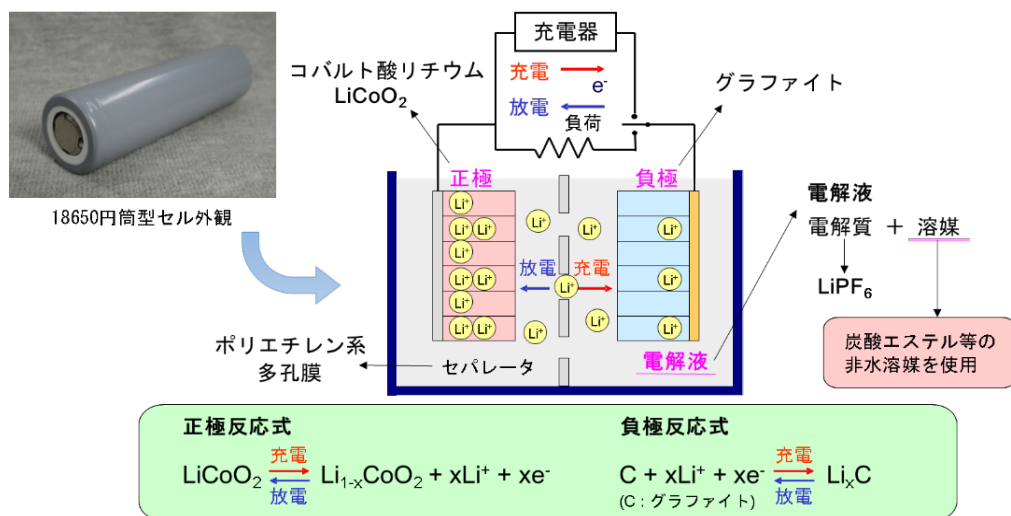


図1 リチウムイオン電池の動作原理図

※正極にコバルト酸リチウム、負極に黒鉛を用いたものを具体例として示した

この制御基板はLiBの安全管理に加え、電池の残量表示や車両との通信機能等を合わせ持つことが一般的であり、バッテリーコントロールユニット(BCU: Battery Control Unit)などと呼ばれる。

BCUが長期的に安定してLiBを管理するためには、LiBの劣化による特性変化に追従する必要がある。よって、LiBそのものの劣化傾向があらかじめ把握されている、または劣化状態を推定できることが望ましく、BCUによっては取得済みの劣化特性をデータ群(劣化マップデータと称される)として保持し、これを元に劣化状態推定を行うものもある。

劣化マップデータは、詳細にあればあるほど状態推定精度が向上しLiBの利便性が増すものの、一方で評価条件数やデータ取得に要する時間が増大することとなり、開発費の増大につながる。また、保持するデータ量が多くなればBCUが必要とするメモリ容量も大きくなり、部品コストの増大やロバスト性の低下につながる。

以上を踏まえ、本稿では推定精度は維持したまま評価数や評価期間を低減するための試みとして、劣化係数をマップデータとして用いた劣化推定とその精度について検討した。

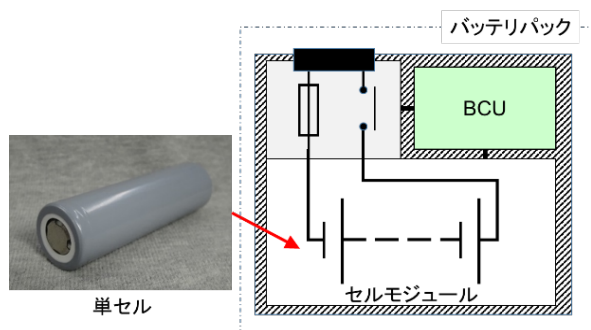


図2 標準的なバッテリーパックの構成

3 劣化係数マップを用いた劣化推定と推定精度の検証

3-1. 劣化係数マップの作成

まず図3に示すように、リチウムイオン電池が一般的に使われる限界温度と電圧を上限として代表評価条件を設定し、これら代表条件での劣化傾向から代表点に囲まれた範囲の補間が可能かどうかを検討した。これにより、マップデータを一次式のパラメータとして持つことで、保持データ量の削減と試験条件数および試験時間の低減を狙う。

3-1-1. 試験サンプル

検証のためのサンプルとして、図1左上写真に示されるような市販の18650円筒型電池を用いた。サンプルは三元系正極を用いた容量2Ah級のセルである。

3-1-2. 劣化試験条件

サイクル劣化試験は、サンプルを図3に青丸で示される温度・電圧、例えば60℃・4.2Vといったように設定し、充放電を繰り返した後一定の回数で取り出し、常温で容量測定を行うという手法で実施した。

保存劣化試験は、検体を一定期間ごとに取り出し常温で性能測定後、再び満充電にして再度保存を繰り返すという手順で行った。

それぞれの劣化試験の条件および容量測定条件を表1に示す。

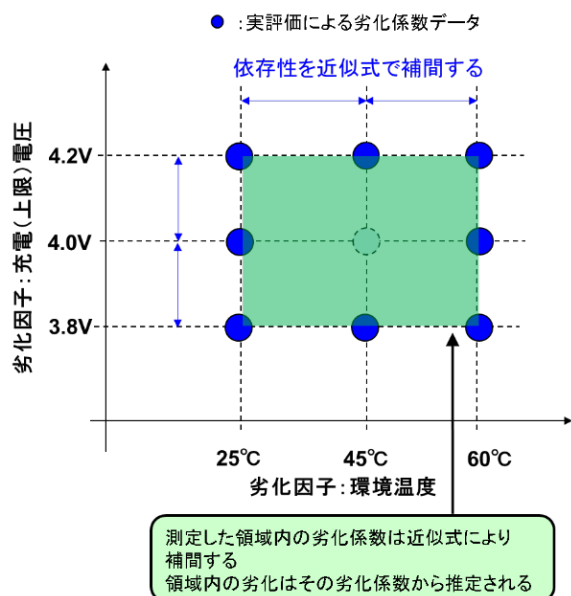


図3 劣化係数マップの概念

表1 各劣化試験条件と容量測定条件

試験項目	充電	放電	容量測定
サイクル劣化	2A(1C) CV時0.05Cまで	2A(1C) 2.7Vまで	100cycle毎
試験項目	保存前充電	保存後放電	容量測定
保存劣化	0.4A(0.2C) CV時0.05Cまで	0.4A(0.2C) 2.7Vまで	4week毎
試験項目	充電	放電	
容量測定	0.4A(0.2C) (CV)4.2V 0.05Cまで	0.4A(0.2C) 2.7Vまで	

3-1-3. 劣化評価試験結果と劣化係数の導出

これら劣化評価試験の結果、サイクル劣化モードと保存劣化モードでは異なる劣化傾向が見られた。

図4に上限電圧を4.2Vとしたサイクル劣化評価試験の結果を例として示す。図には各代表点における容量劣化率(劣化後容量÷初期容量×100)の時系列変化を示した。図に見られるように、容量低下挙動に線形近似可能な傾向が見られた。温度が上昇するにつれ劣化傾向は顕著であることがわかる。

線形性の評価のため、一次近似式を用い各温度における(劣化率[%Ah])/(累積充電容量[Ah])を算出した。一次近似式と実測値との残差を示す決定係数(R2値)は、0.98以上であり明確な相関性を示した。この傾きをサイクル劣化係数と定義した。

図5に保存電圧を4.2Vとした環境温度に対する容量維持率を例として示す。図には各代表点における容量劣化率(劣化後容量÷初期容量×100)の時系列変化を示した。

保存劣化の傾向はサイクル劣化と異なり、単純な線形関係を示さなかった。

LiBでは電極表面に電解液との反応生成物、いわゆるSEI (Solid Electrolyte Interface)^[3]を生成することが知られている。SEIの成長は高温環境での保存劣化に大きく寄与し、その皮膜成長速度は経験則として用いられる \sqrt{t} 則^[4](ここでt=時間)によく従うことが報告されている。そこで、図6にX軸に保存

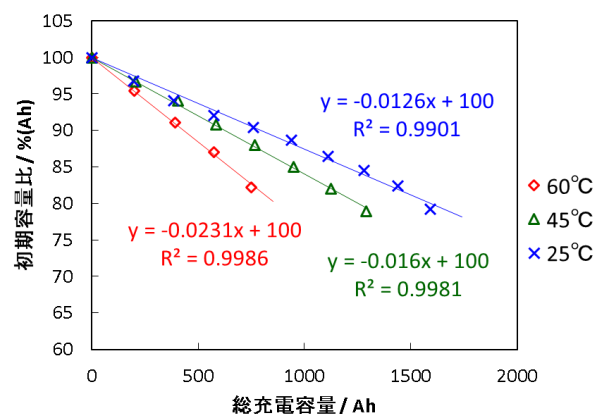


図4 サイクル劣化評価結果例と劣化係数の算出

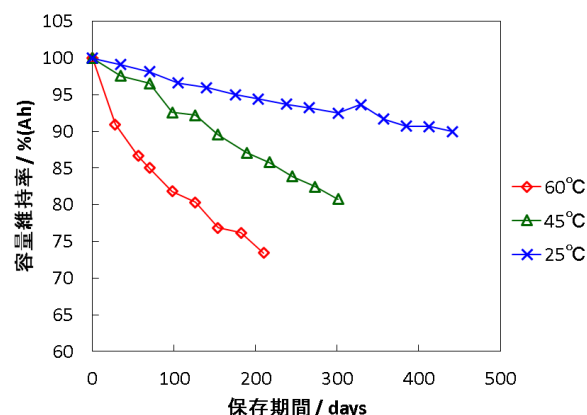


図5 保存劣化評価結果例

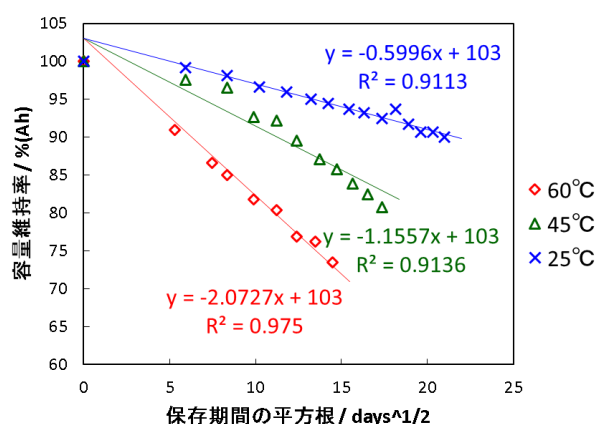


図6 \sqrt{t} 則の適用と保存劣化係数の算出

期間の1/2乗をとったグラフを示す。

図6に示すように、 \sqrt{t} 則を適用することで劣化傾向を直線近似した。各一次近似式の決定係数(R2値)は0.91以上であり、明確な相関性を示した。よって、これら一次近似式の傾きを保存劣化係数と定義した。

3-1-4. 劣化係数マップの検討と作成

これまでの評価試験結果より、各代表評価条件での劣化係数を導出することができたので、図3に示すように代表点間の近似式による補間について検討した。結果例を図7に示す。

図7に示すように、環境温度に対する依存性は、反応速度の温度依存性を示すとして広く用いられるアレニウスの式を参考に指数関数近似を取ったところ、良好なフィッティングが得られた。決定係数(R2値)は0.96以上であり、明確な相関性を示した。本結果は劣化係数の取得への温度加速試験の適用可能性を示唆するものとも考えられる。

同近似式より、代表点の間の環境温度例えば35℃環境などに対する劣化係数の算出が可能となる。これら算出されたデータ郡を表2のように温度に対する劣化係数マップとした。

表2 劣化係数マップ例

環境温度	劣化係数 [% (Ah)/Ah]		
	4.2V 充電	4.0V 充電	3.8V 充電
60	0.0236	...	
55	0.0216		
50	0.0197		
45	0.0180		
40	0.0165		
35	0.0151		
30	0.0138		
25	0.0126		

近似式より算出された劣化係数

3-2. 劣化係数マップによる劣化推定精度の検証

上記劣化係数マップが実際に代表点以外の条件を補間できるかを確認するため、劣化係数導出に用いたものと同じLiBを図3の測定代表点に囲まれた範囲内のランダムな条件で劣化させた。

ランダムな条件で劣化させた各サンプルの履歴データから、環境温度に対するサイクル劣化係数マップおよび保存劣化係数マップを参照のうえ、劣化係数を決定し容量劣化率を算出することで劣化状態を推定した。なお、各劣化サンプルは充放電電流も当該LiBの仕様範囲内でランダムに変化させているが、今回の劣化率推定では考慮していない。

図8にはX軸に劣化係数マップから推定された容量劣化率を、Y軸に実際に測定された容量劣化率をとったものを示す。

実容量劣化率と推定値との線形近似式の決定係数(R2値)は0.89と強い相関性を示し、推定精度は近似式が $y=x$ つまり傾きが1のとき100%であるので、近似式の傾き0.97より97%であった。この結果から、代表点の測定より得られる劣化係数マップによる推定値は、代表点に囲まれた範囲の劣化状態を比較的精度良く表現できることがわかった。

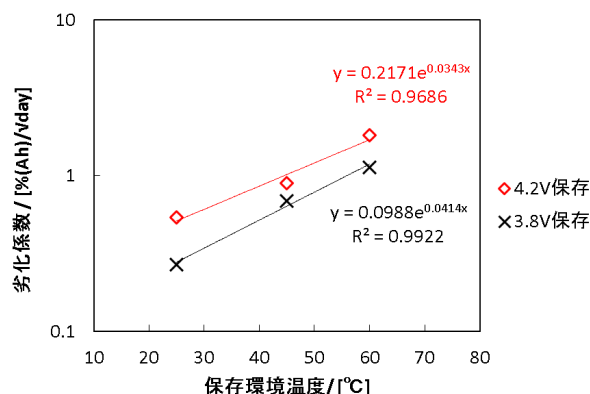
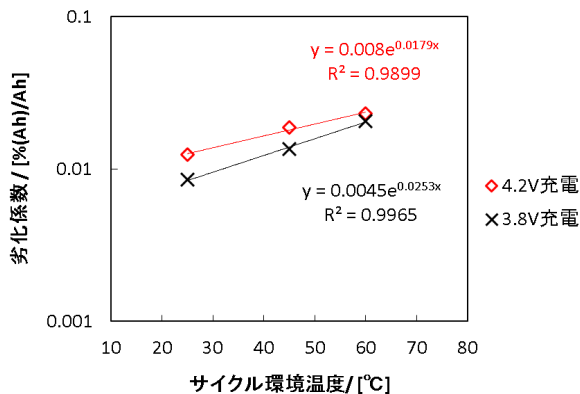


図7 劣化係数の補間

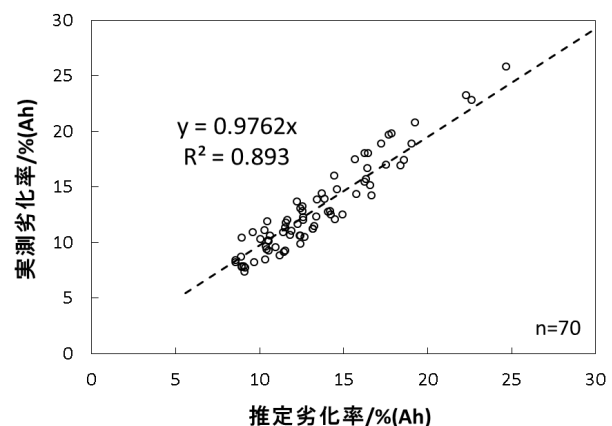


図8 劣化係数マップからの推定劣化率と実際の劣化率の比較

4 おわりに

本稿では LiB の効率的な劣化傾向把握を目指し、その一手法として代表点における劣化傾向を取得することで、代表点に囲まれた範囲の電池の劣化状態を比較的精度良く推定できることを示した。本手法の適用により、評価条件数や評価期間の低減が期待できる。

なお、今回は温度の影響を主として劣化推定を行った事例を紹介したが、他の劣化因子、例えばサイクル劣化での充電電流や下限電圧に対する劣化係数マップを追加、補正項とすることで、推定精度をさらに向上させられるものと考えられる。

今後の LiB 技術の発展によって電動車両も航続距離が 2 倍以上、寿命が 2 倍以上といったことが期待されている。使いこなし技術の一つである劣化評価技術もさらなる発展が必要である。当該技術とその深化により、多くのお客様の期待を超える商品の開発につなげていきたいと考える。

■参考文献

- [1] 2013 年 電池関連市場実体総調査 富士経済 (2014)
- [2] 2014 年 電池関連市場実体総調査 富士経済 (2014)
- [3] 東レリサーチセンター The TRC NEWS No.108 (7) (2009)
- [4] GS Yuasa Technical Report 第 10 巻 第 2 号 (2013) 8-15

■著者



齋藤 亮
Ryo Saito

技術本部
研究開発統括部
先進技術研究部



大西 範幸
Noriyuki Ohnishi

技術本部
研究開発統括部
先進技術研究部



安藤 裕介
Yusuke Ando

技術本部
研究開発統括部
先進技術研究部



中村 仁
Hitoshi Nakamura

技術本部
研究開発統括部
先進技術研究部



Abstract

Traffic jams have become a social issue in many cities of the world. These circumstances have seen increased appreciation for the convenience of scooters in the daily commute, thus global demand has been increasing each year and reached 11.1 million units in 2014. Yamaha has always delivered products that meet customer needs in each market. In recent years, the spread of the Internet has enabled sharing of information worldwide, and the needs of our customers have come to share many common factors that extend beyond regional boundaries. This model was developed as a “global model” designed to cover the commuting needs of both the constantly growing and changing developing countries, and the mature markets of developed countries in a single model. By rolling out one model across many countries, Yamaha has succeeded in increasing development efficiency and reducing costs through economies of scale, to deliver even better value to the customer than before.

1

はじめに

世界の都市部では慢性的な渋滞が発生し社会問題になっている。その中で、スクータは日々の通勤としての利便性が支持され、全世界の需要は年々増加し2014年実績で約1,100万台に達する。当社は、各市場お客様のニーズにあった商品を提供し続けてきた。一方で、近年お客様のニーズはインターネットの普及で世界中の情報が共有できるようになり、地域を超えて共通する要素が増加してきた。本モデルは、成長を続け変化の激しい新興国と、成熟市場である先進国の通勤のニーズを1モデルで補完するグローバルモデルとして開発された。1モデルを多仕向地に展開することにより、開発効率の向上と規模効果によるコスト低減を実現し、これまでよりワンランク上の価値をお客様に提供する。

2

開発のねらい

都市部における通勤を想定し、乗る人の体格に関わらず快適に乗車でき、さらに気持ち良く走行できる日常の通勤として、下記4項目を本モデルの主な狙いとして開発した。

- ① 全世界で通用する“洗練された先進的なデザイン”
- ② 新世代エンジンによる“クラストップレベルの走行性能”と“低燃費”の両立
- ③ コンパクトな車体による“扱いやすさ”と“快適なライディングポジション”の両立
- ④ 日常における“使い勝手の良さ”

3 開発の取り組み

前記4つの開発の狙いを達成するために、主に以下の開発に取り組んだ。

3-1. エンジン関連課題

クラストップレベルの走行性能を低燃費で実現するために、水冷・4ストローク・SOHC・4バルブの単気筒エンジンを新作した。排気量は仕向け地によって155ccと125ccの2種類を設定し、Blue Coreの開発思想に基づき以下の課題に取り組んだ。

- ・高効率燃焼
- ・高い冷却効率
- ・ロス低減

また、エンジンはベースエンジンから14%軽量化し、走行性能の向上に貢献した。

エンジンの基本諸元を表1に示す。

表1 エンジン基本諸元

	155cc	125cc
原動機種類	水冷・4ストローク・SOHC・4バルブ	←
気筒数配列	単気筒	←
総排気量	155cm ³	125cm ³
内径×行程	58.0mm×58.7mm	52.0mm×58.7mm
圧縮比	10.5:1	11.2:1
最高出力	11.1kW/8000r/min	9.0kW/7500r/min
最大トルク	14.4N・m/6000r/min	11.7N・m/7250r/min
始動方式	セルフ式	←
潤滑方式	ウェットサンプ	←
燃料供給	フューエルインジェクション	←
点火方式	TCI (トランジスタ式)	←
1次減速比/2次減速比	1.000/10.208	←
クラッチ形式	乾式、遠心	←
変速機形式	Vベルト式/オート	←
変速比	2.248~0.708 :無段変速	2.326~0.731 :無段変速

3-1-1. 高効率燃焼

より効率の良い燃焼を実現するために、VVA (Variable Valve Actuation) の採用とポート、燃焼室の作り込みを行った。

① VVA

吸気カムを低速と高速で切り替えることにより、全域でより適したカムプロフィールを選択することを可能にした。カムの切り替えは、エンジン回転数6000rpmを境に電磁ソレノイド駆動にて行っている。構造を図1に示す。それにより、実用域での良好な燃費特性および低速での粘りと高速での伸びの両立を実現した。カム切り替えによるトルク特

性を図2に示す。相互にトルクカーブを補完して全域で良好なトルクを引き出した。

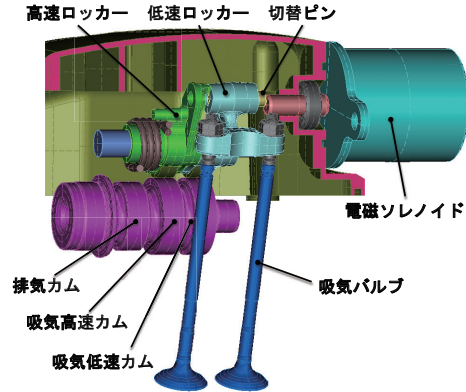


図1 VVAシステム構造図

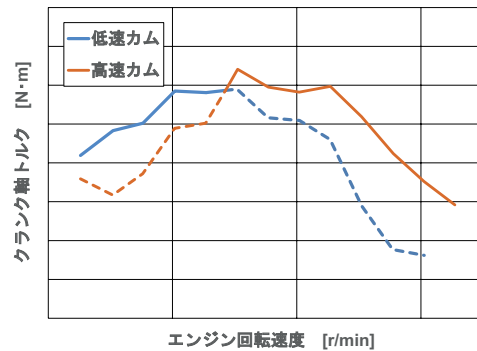


図2 トルク特性

②燃焼改善

ポート形状と燃焼室形状の作り込みをシミュレーションと実機試験にて行った。シリンダ内でタンブル流を形成することにより燃焼速度を向上させ、効率の良い燃焼を実現した(図3)。また最適なFIセッティングとの相乗効果で優れた燃焼効率を引き出し、燃費のみならず走行性能の向上にも寄与している。

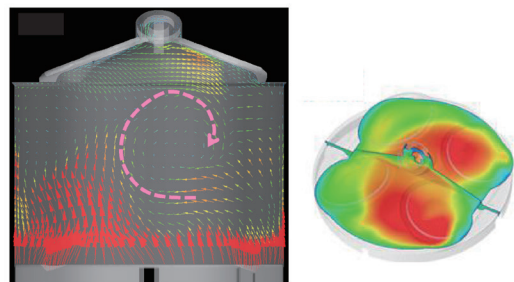


図3 筒内流動シミュレーション

3-1-2. 高い冷却性

冷却性能の向上のために、コンパクトなサイドラジエータとボトムバイパス方式による冷却回路を採用した。高効率ファンと小型高密度ラジエータを併用することで、良好な冷却効率とコンパクト化を両立した。また、バイパス式サーモスタットを採用することで、エンジン暖機時間を従来エンジン比で1/4に短縮した。以上より、暖機運転時間短縮による燃費への貢献、十分な冷却性能確保と車体のコンパクト化を実現した。

3-1-3. ロス低減

機械ロスは当社の既存エンジンに対して▲18%を達成した。主なロス低減手法としては、オフセットクランク、ローラロック、低張力ピストンリング、低ロスオイルシールが挙げられる。また、クランクケース内のオイル挙動をおさえることにより油面を下げ、オイル攪拌ロスを低減した。もう1つロス低減に大きく貢献している要因としてACMの小型化がある。これはLEDヘッドライトの採用により実現した。

3-2. 車体関連課題

車体開発では以下の課題に取り組んだ。

- ・TMAXに代表されるMAXシリーズとリレーションをとった洗練されたデザイン
- ・自由度が高く快適なライディングポジションと扱いやすさの両立
- ・新設計の高剛性、軽量フレームによる良好なハンドリングの実現
- ・シート下大容量トランクとシート保持機能付ヒンジの採用による利便性の向上
- ・安定した制動力を引き出せるABS (Antilock Brake System) の採用

3-2-1. MAXシリーズとリレーションをとった洗練されたボディデザイン

洗練されたデザインと機能向上のために以下のアイテムを採用した。

- ・13インチ幅広タイヤ(図4)

専用設計の幅広13インチタイヤ(フロント幅110mm、リヤ幅130mm)を採用し、力強く存在感のあるデザインを実現すると共に、走行時の軽快さと安定性を両立させた。また、優れたグリップ性を持つ素材を採用し良好な接地感を実現した。



図4 13インチタイヤ

- ・LEDヘッドライト(図5)

当社小型スクータでは初採用となるLEDヘッドライトは、ロービーム時には左右2灯が、ハイビーム時には左右2灯に加え中央1灯も点灯する。洗練された精悍な表情はMAXシリーズであることを主張し、LED特有の白色光とトリフレクタ形状の最適化により広範囲で優れた配光を確保した。



図5 LEDヘッドライト

- ・フルLCDメータ(図6)

楕円形で立体的な形状の中にフルLCDメータを配置することで先進性を表現した。表示の中央に大きなデジタル式速度計を配置し、左側に燃料計、右側にバー表示瞬間燃費計を配置することによって、良好な視認性を確保した。



図6 LCDメータ

3-2-2. 自由度が高く快適なライディングポジションと扱いやすさの両立

コンパクトな車体の中でも快適な乗車姿勢が取れるフットスペースを確保し(図7)、前方に足を投げ出して乗車できるようフットボード形状をデザインした。また、シート高を765mmに抑えることで足付き性を向上し、軽量化と合わせて車両の扱いやすさを向上させた。

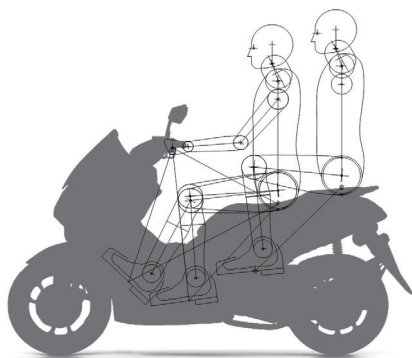


図7 ライディングポジション

3-2-3. 新設計の高剛性、軽量フレームによる良好なハンドリングの実現

新設計のフレームは、軽量で細径の31.8mmスチールパイプと板材をデルタ状に配置することで“軽量化”と“高剛性”を両立させ(図8)、スポーティなハンドリングを実現した。

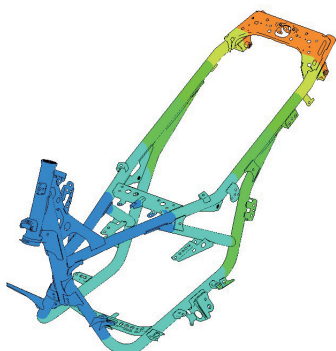


図8 高剛性フレーム

3-2-4. シート下大容量トランクとシート保持機能付ヒンジの採用による利便性の向上

シート下トランクはフルフェイスのヘルメットが収納可能な24ℓの大容量とした(図9)。また、シートヒンジには、スプリングを使ったシートを開いたまま保持できる構造を採用し、荷物を容易に出し入れすることを可能とした。



図9 シート下トランク

3-2-5. 安定した制動力を引き出せるABSの採用

リヤブレーキに油圧式ディスクを装着し、さらに当社小型スクータ初となるABSを採用した(図10)。ABSは制動時にホイールの回転方向へのすべりを制御する。ABSユニットは2輪車用に専用設計し、約670gの軽量化と小型化、低コスト化を実現した。



図10 2輪専用 ABS

4 おわりに

本モデルは2015年2月のインドネシアを先頭に、他のアセアン諸国、ヨーロッパ、日本、中南米などに向けて順次生産を開始する。現在、インドネシアのお客様や、ヨーロッパのプレステストにおいて好評を博している。本モデルがグローバルモ

デルとして、異なる地域・文化のお客様に、共通の価値を提供し評価を得ることができたのは、デザインの力強さや、扱う楽しさなど、感性に訴えかける魅力を備えているからだ考える。今後も世界各国の市場において、お客様の生活を支えるだけでなく、お客様の心と生活を豊かにする商品であり続けられるよう、さらなる熟成を進めていく。

■著者



瀧 篤志(前列左)

Atsushi Taki

PF車両ユニット

PF車両開発統括部

SC開発部

五反田 健彦(前列右) 浅井 貴之(後列左端)

Takehiko Gotanda

エンジンユニット

エンジン開発統括部

第1エンジン開発部

Takayuki Asai

PF車両ユニット

PF車両開発統括部

SC開発部

宮部 敏昌



Abstract

When the motorcycle boom hit Japan in the 80's, the 250cc sports model reached the height of its popularity. From the 90's onward, the 250cc sports motorcycle market fell into a gradual decline, but recent years have seen this category find new popularity amongst people in a wide range of countries as new markets have opened up overseas. The YZF-R25, part of the YZF-R series represented by the YZF-R1, was developed for global roll out along with the YZF-R3.

1 はじめに

かつて、日本でバイクブームが起こった 80 年代は 250cc 全盛の時代であった。250cc スポーツバイク市場は 90 年代以降次第に低迷していくが、近年活躍の場を世界に広げ、様々な国で多くの人々に親しまれるカテゴリとなっている。

YZF-R25 は同時開発の YZF-R3 と共に、YZF-R1 を初めとする YZF-R シリーズの一員としてグローバルに展開することを目的に開発したモデルである。

2 開発の狙い

本モデルは新興国から先進国までグローバルに展開することを目標に開発された。

税制等で 250cc に閾値がある国に対しては 249cc の YZF-R25 を、そのような規制の無い国に対しては 321cc の YZF-R3 (図 1) を同じコンセプトの下、同じ開発メンバーで同時に開発した。YZF-R25 と YZF-R3 はエンジンの排気量こ



図1 YZF-R3

そ違うものの同じコンセプトで開発されたモデルであるため、以下、代表して YZF-R25 について紹介する。

250 ~ 300cc クラスは、先進国市場ではエントリーモデルという位置付けであるが、新興国市場においてはトップカテゴリに位置しており、本クラスに対する市場の要求には差があると考えられた。

市場調査の結果、以下の3要素を望む意見が各仕向地で共通して多く見られた。

- ・高いエンジン性能
- ・スーパースポーツデザイン
- ・扱いやすさ

そこで、これらの要素をキーとすれば、同じコンセプトで全仕向地を貫けると判断し、本モデルのコンセプトを『毎日乗れるスーパースポーツバイク』とした。

“毎日乗れる”は扱いやすさを、“スーパースポーツバイク”は憧れのデザインや性能を表している。この対極ともいえる2つの要素を1つに纏め、さらにヤマハ発動機のスローガンである『Revs Your Heart』が示すように、ライダーの心をワクワクさせる要素を織り込んだモデルがYZF-R25である。

3 開発の取り組み

同じコンセプトで全仕向地を貫けると判断したが、スタイリングや走行フィーリングの詳細な部分に関しては各仕向地で嗜好が異なり、それら全てを1つのモデルに織り込むことは難しい。また、使用環境は気温等の環境要因の他、路面の状態や渋滞の頻度、高速道路の走行の可否など様々である。グローバルに展開する場合、これら多様な環境に対応できる仕様でなくてはならない。各仕向地に対応し、かつ仕向地違いによる仕様差を最小とするため、全仕向地を包含できる条件で開発評価を行った。

3-1. デザイン

YZF-Rシリーズのデザインを継承する意味で、デザインコンセプトは『R-DNA』とした(図2)。

R-DNAを具現化するため、以下の具体的な手法に落とし込みデザインを行なった。

① マスフォワードシルエット

フロントタイヤが路面に食いつくような高いコーナリング性能を表現した。

② 切れ上がったテールセクション

軽快な運動性を感じさせるデザインとした。

③ 二眼ヘッドライト

二眼ヘッドライトはYZF-Rシリーズのアイコンである。この特徴的なデザインは現行YZF-R1のデザイン思想とリンクしており、本モデルで最もアイコン的な要素である。

④ 鍛えられたアスリートボディ

無駄のない筋肉を思わせるタイトなボディを表現した。

⑤ エアロダイナミクス

カウル廻りのレイヤー構造は、空気の流れを整え走行風を冷却にも活用した。

⑥ YZR-M1とのつながり

YZR-M1同様、カウルセンターに開口を設け高性能なエンジン性能を表現した。

以上の要素を、ややアップライトなライディングポジションと調和させ、一目でスーパースポーツとわかるデザインとした。



図2 R-DNA

3-2. エンジン

『毎日乗れるスーパーバイク』を実現するため、エンジンを新規に開発した。最も重視したのはクラストップの最高出力であるが、単に高出力だけを目指すのではなく、中回転域から高回転域に向け伸びやかに回転が上昇する高揚感あるエンジンフィーリングと日常の扱いやすさにもこだわって開発した(図3)。

3-2-1. 軽量・高出力エンジン

軽さと高回転・高出力化に対応するため、直列二気筒DOHC4バルブを採用した。ボア・ストロークを60.0mm × 44.1mm、圧縮比を11.6とし、最高出力27kWを12000回転で発揮する(図4)。さらに、軽量化のためシリンダにはスリーブレスのDiASilシリンダを採用した。単気筒モデルでの採用実績は多数あるが、二気筒モデルでは初の採用となる。

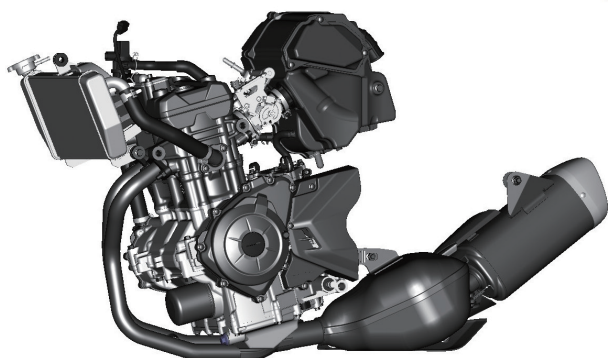


図3 エンジン外観

3-2-2. クランク軸

1次偶力バランスを備えた180度クランクを採用した(図5)。クランク位相を180度とすることでポンピングロスの低減を図り、高出力化に対応した。

クランクウェブを軽く設定する一方で、ACM(発電用マグネット)を用いてクランク慣性マスを最適化し、180度クランク直列二気筒ならではの二次曲線的な吹け上がりで高揚感あるエンジンフィーリングを演出し、かつ発進時や低速での粘り強さも兼ね備えたエンジン特性とした。

3-2-3. 扱いやすさ

スロットルワイヤの巻取り形状を、スロットルボディ側の開け始めは大きな半径、全開付近は小さな半径とし、グリップ側は逆に開け始めは小さな半径、全開付近は大きな半径とすることで、スロットル操作に対しスロットルバルブの開き始めはゆっくりと、全開付近では速く動く設定とした(図6)。これにより低・中回転域でのスロットルフィーリングを向上させるとともに、中・高回転域では高揚感あるスロットルレスポンスを実現した。

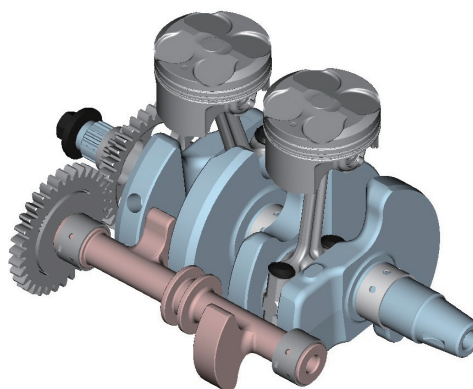


図5 1次偶力バランスとクランク軸

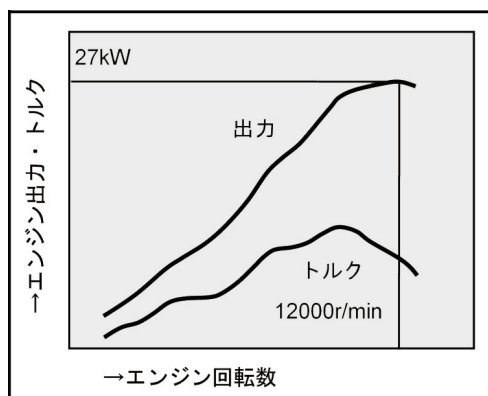


図4 エンジン性能

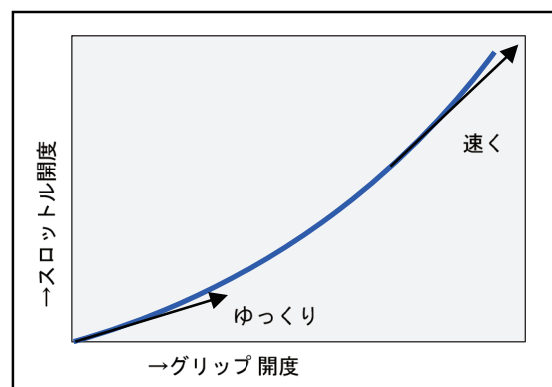


図6 スロットル開度変化(イメージ)

3-3. 車体

『毎日乗れるスーパーバイク』が持つ憧れの性能として、軽快なハンドリングにこだわって開発した。また、ライダーの疲労軽減や取り回しの容易さなど、扱いやすさにも配慮した(図7)。



図7 車体/骨格外観

3-3-1. 車体諸元

軸間距離は1380mm、キャスト角25度、トレールを95mmとした。また、各仕向地の道路環境を考慮し最低地上高を160mmとした。

さらに、軽快であるためには第一に軽くなくてはならないと考え徹底的な軽量化を行った。各部品の板厚や材質等を最適化し、強度や機能に影響がない部分には穴を開けるなど1gにこだわって軽量化した結果、車両重量166kgを実現した。

3-3-2. 骨格

フレームは、スチールパイプをトラス状に組み合わせたダイヤモンドタイプを採用した。

リアアームにはスチールプレス材による異形断面形状アームを採用した。マフラを避けバンク角を確保するため、左右非対称のアーム形状を採用した。

これら骨格部品は、走行評価結果を構造解析にフィードバックすることにより、強度・剛性・軽さのバランスが最適化されている。

3-3-3. サスペンション

フロントサスペンションには、インナーチューブ径41mmの正立タイプを採用した。剛性が高く、狙ったラインをトレースできるハンドリングに寄与している。

リヤサスペンションは、モノクロスサスペンションを採用した。ショックアブソーバレイアウトの最適化によりストローク全域で作動性が良く、優れた路面追従性と乗り心地を実現した(図8)。



図8 リヤサスペンション

3-3-4. ライディングポジション

他のYZF-Rシリーズに比べハンドル位置を高く設定し、市街地走行での疲労軽減と扱いやすさに配慮した(図9)。また、シート高を780mmとし跨ぎ部をスリムにすることで足つき性の向上を図った。

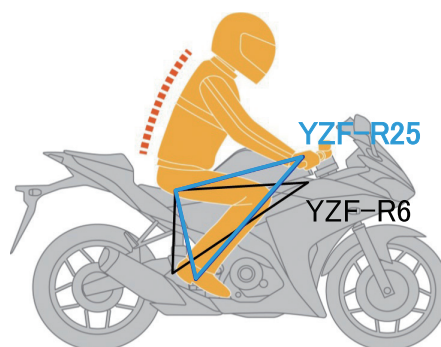


図9 ライディングポジション

3-3-5. メータ

メータは、デジタルスピードメータ+アナログタコメータを採用した。



図10 メータ

メータ中央上部には YZF-R1 や YZR-M1 同様シフトタイミングインジケータを配置した。YZF-R1 同様、点灯タイミングやパターンをカスタマイズできる機能も有している。

液晶表示部には ODD、TRIP1・2、燃料計、水温計の他、瞬間燃費、平均燃費、気温、オイル交換時期などを表示できる機能を装備した。さらに、ギヤポジションインジケータを採用し走行状況を把握しやすくした（図 10）。

4 おわりに

本モデルは2014年7月よりインドネシアで生産を開始し、2014年末の日本の販売開始を皮切りに同時開発のYZF-R3と共に世界各国で販売され始めた。そして、開発の狙い通り、ライディングの楽しさや扱いやすさなどに対し好評を得ている。本モデルを通して幅広いお客様にモーターサイクルに乗る楽しさを感じていただき、その体験がお客様の生活を豊かにする一助となることを期待する。

■著者



宮部 敏昌

Toshimasa Miyabe
PF車両ユニット
PF車両開発統括部
LMW開発部



Abstract

Annual demand for ROVs (Recreational Off-Highway Vehicle) in the North American market is currently 240,000 units (an increase of 40,000 units compared with 2013 when the Viking was launched), and further growth is anticipated. ROVs are put to use in a wide range of fields - everything from business purposes, such as agriculture and farming, to hunting and other recreational and sports uses. To cover this wide range of uses, Yamaha developed and released the VIKING in 2013, followed by the VIKING VI in 2014, and the WOLVERINE in 2015.

Of the uses mentioned above, the sports field is currently experiencing strong growth, and manufacturers are releasing new models one after the other. Yamaha is strong in the recreation/sports fields, and is driving its brand image by consistently delivering the strongest level of performance in the market. In order to build that image and further strengthen the ROV business foundations, we have developed the pure sports model YXZ1000R introduced below, which takes driving performance to higher levels that leaves competitors unable to catch up.

1

はじめに

北米のROV(Recreational Off-Highway Vehicle)市場は現在、年24万台規模の需要(VIKING販売開始の2013年比4万台増加)があり、今後も伸長していくことが予想される。その用途は農業/酪農などの業務から狩猟などのレクリエーション、スポーツまで多岐に渡っており、それら広範な用途をカバーするために、2013年にVIKING、2014年にVIKING VI、2015年にWOLVERINEを開発、市場導入してきた。

上記用途の中のスポーツについては、現在高伸張中で、各メーカーから次々と新モデルが投入されている。ヤマハはレクリエーション/スポーツは得意領域であり、常にパフォーマンスNO.1でブランドイメージを牽引してきた。そのイメージ構築とROVでの基盤をさらに強化するために、他社が追従できない高次元の走行性能をもったピュアスポーツ

「YXZ1000R」(以下、本モデル)を開発したので、ここに紹介する。

2

開発のねらい

市場で要求されているスポーツ走行のニーズの対応とお客様にピュアなスポーツROVを提案するために、下記4項目を主要なねらいとした。

- 1) 人に自慢したくなり、ディーラーにおいて圧倒的な存在感と力強さでお客様の目にとまるデザイン
- 2) エキサイティングな走行性能を実現するハイパフォーマンス3気筒エンジン(以下、EG)とドライブレイン
- 3) 高いパワーを快適で自由に操れる全ての要素を高次元でバランスさせた車体
- 4) 高次元のパフォーマンスと両立する高い信頼性

3

開発のとりくみ

3-1. エンジン/駆動系

スポーツROVとして高次元の走行性能とパフォーマンスイメージを実現するため下記を目標として開発を進めた。

- ・Raptor700（ハイエンドスポーツ ATV）と同等の加速感を達成する EG 性能
- ・ダイレクト感および車両コントロール性に優れたパワートレイン
- ・他社を凌駕する高い信頼性
- ・外観から高性能を予感させる EG/ 排気系レイアウト

これらの目標を高次元でバランスさせるためにEGとトランスミッション(以下、TM)を別体構造とし、TMをシート間に、EGをTM後方に配置(縦置きミッドシップ)するレイアウトを採用した(図1)。これにより車両重心位置および乗車位置を最適化しながらも高出力多気筒EGの搭載と高い駆動系耐久性(十分なクラッチサイズ/軸間距離)を実現した。また、TM別体とすることでEG構造レイアウトの自由度を高めることができ、後述する他商材を含めたプラットフォームEGの開発を可能とした。

3-1-1. エンジン

スポーツROVとして求められる最高出力および低回転から粘り強く幅広いトルク特性をねらい、最適なEG形式として直列3気筒を選択し新EGを開発した。現行スノーモビル(以下、SMB)3気筒EG(1049cm³)をベースとしてボア径をφ82からφ80に変更し、排気量を998cm³に減少(ANSI/ROHVAにて規定されるカテゴリ上限1000cm³)させているが、圧縮比アップと吸排気管長/カムプロフィールの最適化によりクラストッ

プレベルの最高出力と十分な低速トルクを実現した。

また、大幅なコストダウンと開発効率向上をねらい、パーソナルウォータークラフト、SMBの3商材でプラットフォームEGの協業開発を進めた。事業部の垣根を越えた製造/調達/技術が一体となった本活動により下記の共用化を達成し、各商材の要求機能/性能を実現しつつ、ベースとしたSMB EG比約△20%のコストダウンを達成した。

・主な 3 商材共用部品

クランクシャフト、コンロッド、バランサ周り、テンショナ、ダンパチェーン、吸排バルブ、カムシャフト素材、スタータギヤ

・Key 諸元¹⁾ 3 商材統一

動弁系諸元、ピストン加工諸元

・主な SMB/ROV 共用部品

ウォーターポンプ、オイルポンプ、オイルパン、クランクケース素材、ヘッドカバー素材、スロットルボディ素材

1) Key 諸元

統一することで治具共通化や段取り工数削減によるコスト効果が大きく、製造上 Key となる加工諸元。

3-1-2. トランスミッション

アクセル操作とシフト操作によりダイレクトにタイヤ駆動力および挙動をコントロールできる車両を実現するため、業界初となるドグクラッチ式マニュアルトランスミッションを採用し新開発した(図2)。ドグクラッチTMは素早くスポーティなシフトが可能である反面、ROVで使用した場合、振動やシフトショックが大きくなってしまふ。本モデルでは機能の異なる2つのカムダンパを備えることでこれを低減し、スムーズなシフト操作感と快適なライディングを可能にした(図3)。

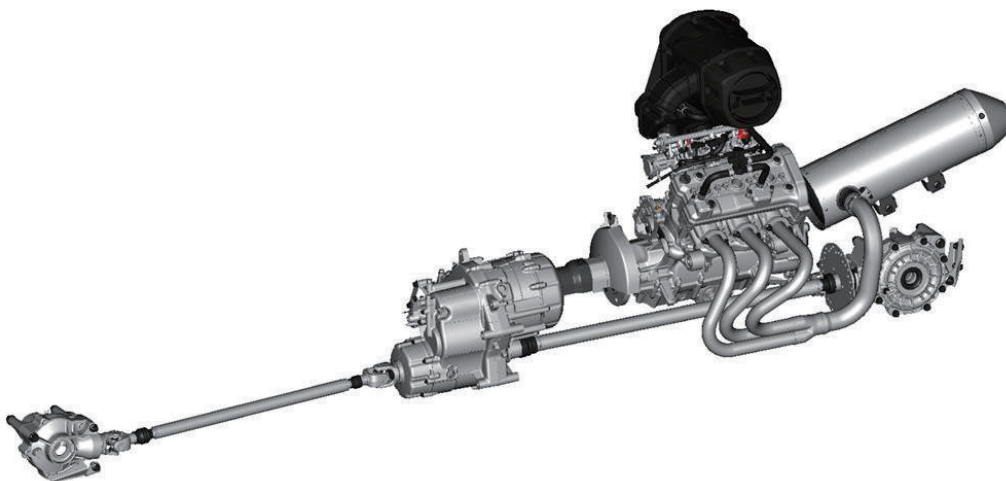


図1 EG/ 駆動系レイアウト

- ・減小軸カムダンパ：EG トルク変動による振動と駆動系のラトルノイズを低減
- ・出力軸カムダンパ：シフトショック / ノイズ低減

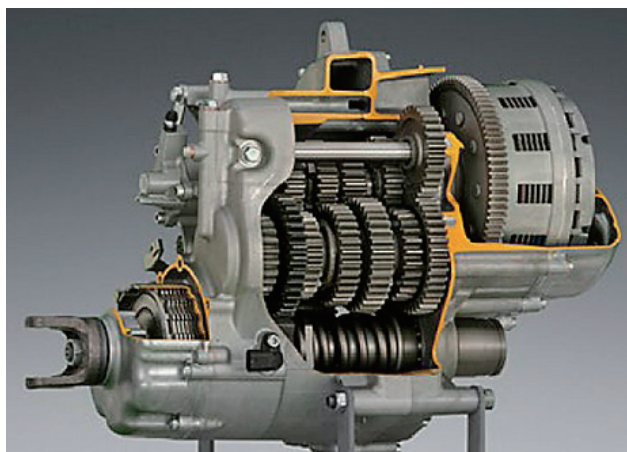


図2 ドグラッチ式マニュアルトランスミッション

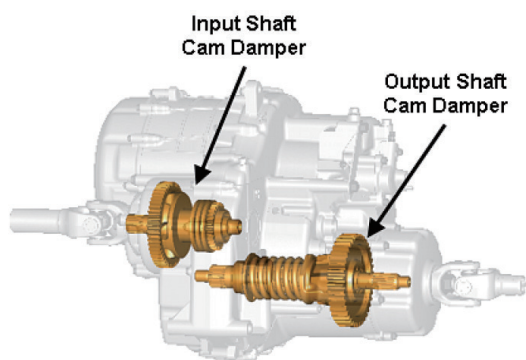


図3 カムダンパ

3-1-3. 高い信頼性の実現

(1) トランスミッション

マニュアルトランスミッションを採用することで、他社のスポーツROVに採用されているゴムベルトCVTに対してスポーツ性だけではなく耐久性の面でも大きなアドバンテージを実現している。また、クラッチサイズ/冷却油量の最適化によりオフロード4輪車として十分なクラッチ耐久性を確保した。

(2) トルクリミッタ

フロントデファレンシャルギヤ(以下、デフ)への過大な繰り返し入力を防ぐため、湿式多板トルクリミッタをTM内に採用した(図4)。これにより、従来のユーティリティモデルと同サイズのフロントデフにて十分な耐久性を成立させている。

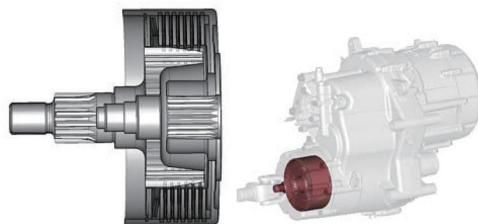


図4 トルクリミッタ

(3) フロントデフ/リヤギヤ

ターゲットエリアでの走行シーンの特徴である“Whoops²⁾”走行条件において、正負の繰り返しトルクがフロントデフ/リヤギヤに入力されることによる負荷が非常に大きいことが開発の中で判明した。台上試験および実走行での耐久試験を繰り返すことで最適なギヤ仕様を作り込み、十分な耐久性を実現した。

2) Whoops

Dune/Desert (砂漠) を走行する ATV・ROV などによって自然発生的に現れる一定周期の連続波状路。

(4) デュアルエレメントエアクリーナ

高い清浄効率とオフロードユースでのメンテナンス性を両立するために、湿式濾紙と湿式ウレタンを併せ持つデュアルエレメントエアクリーナを採用した(図5)。湿式濾紙フィルタは清浄効率が高いが清掃によるリユースができず、また多量のダスト環境では寿命が短くなってしまふ。プライマリフィルタとして湿式ウレタンエレメント(清浄効率は湿式濾紙に劣るが清掃によるリユースが可能)を採用することで、高い清浄効率を維持しつつオフロードユースでの使い勝手(メンテナンス性とフィルタの寿命の長さ)を両立するエアクリーナを実現した。またプライマリフィルタのキャップにセンタートルクカム締め上げ式を採用することで、クリップレス/ツールレスでのフィルタアクセスを可能としメンテナンス性を向上させている。

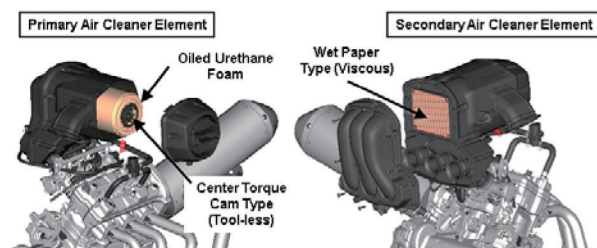


図5 デュアルエレメントクリーナ

3-1-4. 高性能を予感させるレイアウト

各気筒に対して最適な排気管長とする完全等長エキゾーストパイプを実現し、また左右重量分担最適化のためセンター出しマフラとする排気系レイアウトを採用した。機能的な排気系レイアウトとEG車載レイアウト方法(縦置きミッドシップ)とを合わせて機能美としてパフォーマンスイメージ訴求に貢献している(図6)。



図6 排気系レイアウト

3-2. シャーシ/サスペンション

スポーツROVにおいてメインターゲットシーンであるDune/Desert(砂漠)走行における、

- ・様々な地形でのエキサイティングかつ快適な走行
- ・象徴的な走行シーンである“Whoops”での高次元な走破性の実現を目標とし、シャーシ/サスペンションの開発を進めた。

3-2-1. 車体サイズ・レイアウト

Whoopsをらくらく走破できる直進性とコーナリング性能の両立をねらいホイールベース・トレッドを最適化した。トランスミッションをシート間に配置し、670mmの低シート高を実現した(図7)。また、高い走破性を生む330mmの最低地上高と安心感を生む低シート高を両立させた。

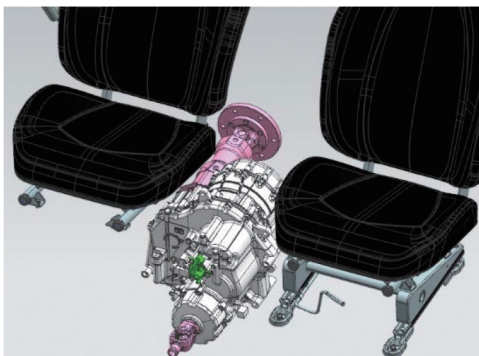


図7 トランスミッションレイアウト

3-2-2. フロントサスペンション

テストコースだけでなく実際にユーザが走行するDune/Desertでの走行テストを重ね、ジオメトリや各部仕様を最適化した(図8)。許容角30度以上の広角度ボールジョイントの採用による410mmのロングホイールストローク化やヤマハでは初のフロントスタビライザの採用などにより、ドライバが意のままに操れる正確な操舵特性、良好なギャップ吸収性、コーナリング安定性を実現できた。



図8 フロントサスペンション 図9 リヤサスペンション

3-2-3. リヤサスペンション

レイアウト・ジオメトリの自由度の高いダブルウィッシュボーンタイプを採用した(図9)。ゼロ・バンブステア特性とキャンバ変化の最小化などとジオメトリの最適化、735mmの長大な前後取付ピッチを持つロワーアーム、アーム軸受け部へのピローボールの採用、アーム～ナックル取付部の高剛性化などにより、Whoopsを含めDune/Desertの様々な走行シーンでも良好な直進性を実現した。また、エンジン後部のスペースを利用することで、ショックストロークを最大化し、プログレッシブなレバー比変化特性を持たせることができた。これにより432mmのロングホイールトラベルと合わせ、良好な乗り心地と底つき感を高次元で両立させた。

3-2-4. ショックアブソーバ

スポーツROVの市場において評価の高いFOX Racing製 Podium RC2 Shocks®を採用した。また、スポーツ走行においても十分な減衰力を得るためフロント・リヤとも内径57.2mmの大径ダンパを採用した。レイアウト上可能な限りストロークを長く取ることで(フロント237.4mm、リヤ272.9mm)、ショック本来の減衰性能を引き出し、かつ長時間の走行でも減衰性能の維持を可能とした。加えてリヤにはBOC機構を採用し、底つき頻度を低減させた。またフロント・リヤともスプリングイニ

シャル、伸減衰、圧減衰には低速/高速減衰力調整機構を付加し、走行シーンやユーザの好みに応じ幅広く調整可能な仕様とした。

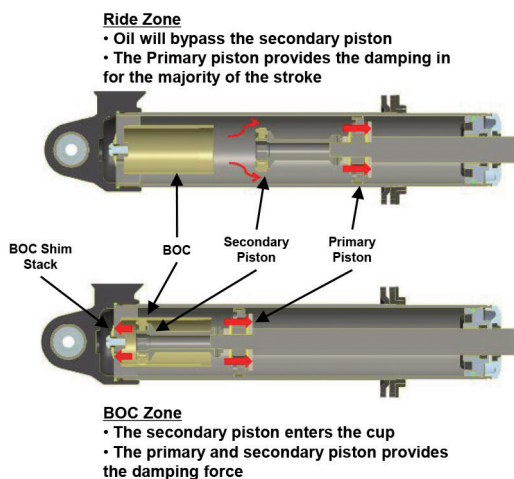


図 10 BOC (Bottom-Out Cup) : FOX 社のストローク依存圧減衰増幅機構

3-2-5. コックピット/操作系

スポーツROVに相応しいコックピット/操作系の設計コンセプトとして、

- ・ドライビング操作に集中できる操作系レイアウト
- ・快適な乗車空間の創出

を目指した。ドライビングポジションを体格や好みに合わせて調整できるようチルトステアリング機構およびスライドシートアジャスタをヤマハで初採用した。合わせて可能な限り足元空間を広くとることでルーミーで快適な乗員空間を提供している(図11)。ペダル類・シフトレバー・スイッチ類は操作性を考慮し最適配置した。メータはステアリング奥に配置しドライビング操作に必要な情報を瞬時に認識しやすいレイアウト



図 11 コックピット/操作系レイアウト

とした。インパネ・ドア・センターコンソールなどはドライビング操作を阻害することなく囲まれた感のあるデザインとし、乗員の体を支えるフロアボード・バケットシート・ショルダボルスタ・ステアリングホイール・パッセンジャハンドホールドを乗員のドライビングポジションに合わせて形状を最適化した。加えてフロントフェンダラインを低く抑えることにより、低シート高と良好な前方視認性の両立を可能にした。

3-2-6. ヘッドライト・メータ・ECU

快適なオフロード走行のため高照度のLEDヘッドライトを採用した(図12、13)。丸型レンズ形状とし、先に発売されたユーティリティATV GRIZZLYシリーズと共同開発、共通化した。これを4灯装備し、従来モデルに比べ圧倒的な明るさなが

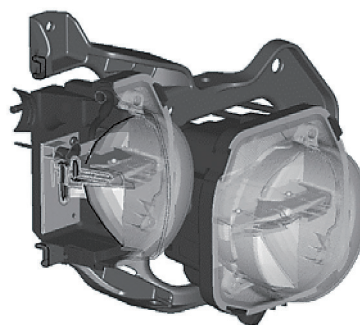


図 12 LED ヘッドライト



図 13 EVILE EYE ヘッドライト



図 14 タコ、シフトインジケータ付メータ

ら低消費電力を実現した。また、ECU通信方式にヤマハATV/ROVでは初のCANを採用した。メータもこれに対応させ新作り、アナログタコ、シフトポジション表示やシフトタイミングインジケータなどスポーツモデルに相応しい機能を織り込んだ(図14)。

3-3. スタイリングデザイン

ヤマハデザインフィロソフィー“Refined Dynamism”のもと、初のピュアスポーツROVとしてのデザインコンセプトを“Performance beast”と定め、“地を這うような機動力”と“力強さと洗練の融合”の表現を追求した。より具体的なキーポイントとして以下を設定した。

- (1)Low & Longを感じさせるシルエットとダウンフォース感の効いたコンパクトで力強いボディ
- (2)先進的で引き締まった鋭い顔つき(Evil eye)(図15)
- (3)踏ん張り感とサスペンションストロークの強調
- (4)3気筒エンジンのパワーとエアマネジメントを主張するデザイン
- (5)走る気にさせる、頑強に囲まれた感のある、魅力的な乗員空間

特に機能を訴求する(3)(4)の表現については、開発側からもアイデアを出すことで以下のように具現化された。

- ・フロントフェンダから突き出したショックアブソーバ(図15)
 - ・リヤビューで際立つ長大なリヤショックアブソーバ
 - ・サイドビューで剥き出しの3気筒EGとエキゾーストパイプ
- その結果、このモデルの高次元のパフォーマンスを強調する象徴的なアイコンとなった。



図15 フロントフェンダから突き出したショックアブソーバと先進的で引き締まった鋭い顔つき(Evil eye)

4 終わりに

YMMC(Yamaha Motor Manufacturing Corporation)開発陣との協働によりUS市場調査、現地テストを実施するとともに、ATV/ROVの開発の経験／ノウハウなどを使い、圧倒的な存在感と人に自慢したくなる高次元のピュアスポーツを商品化できた。また冒頭に記載した主要な開発のねらいを達成しながらも、魅力的な価格で市場へ提供できたことは、幅広いお客様に受け入れて頂けると確信している。引き続き市場変化に対応した進化を重ねることで、お客様の期待を超える商品となるよう開発を継続していく。

今後の新製品および改良モデルに期待をして頂きたい。

〈Message from YMMC-PD〉

Do you give the customer just what they are asking for, or do you give the customer something beyond their expectations that will broaden horizons and forever change the future?

Yamaha has produced many milestone machines since 1955. History making offroad Yamahas certainly include the 1968 DT1 that offered an affordable, reliable and nimble handling dirt bike to the general public; the 1975 YZ250/360 monoshock that realized the benefit of single-shock, long travel rear suspension; and the 1999 YZ400F that proved four-stroke motocross bikes are supremely competitive.

Sporting customers, whether motorcycle, ATV, or ROV are the most demanding. Not only must the vehicle perform at an advanced level with confidence, it must do so reliably. As well, sporting customers demand a vehicle that is attractive, both visually and most importantly...technically. YXZ1000R is such a bold step that it doesn't fit the current "Sport ROV" category; YXZ1000R is "Pure Sport ROV". The technical specifications of YXZ are so advanced that even as details were leaking early on social media, customers were doubting any manufacturer would offer such amazing technology! Lesson: Never underestimate Yamaha.

YXZ was developed in a close partnership of Japanese and American staff all having true offroad passion. Building on global relationships first established with Beartracker ATV in 1995, the global Yamaha RV members are the ONLY team that could develop a

machine as advanced as YXZ. Technology, durability, confidence, value, beauty, excitement...all exceeding customer expectation. YXZ will forever change the ROV market.

■著者



鈴木 孝典

Takanori Suzuki

ビークル&ソリューション事業本部
RV事業部
開発部

鈴木 康弘

Yasuhiro Suzuki

ビークル&ソリューション事業本部
RV事業部
開発部

大崎 逸人

Hayato Osaki

ビークル&ソリューション事業本部
RV事業部
開発部



YMMC Terrain Vehicle Product Development team
(Design, Testing and Administration)

Todd Booth

YMMC (YAMAHA MOTOR MANUFACTURING CORPORATION) PD(PRODUCT DEVELOPMENT)



Abstract

Yamaha snowmobiles are sold across a wide area that encompasses North America, Europe, Russia, and other areas. Russia is the main market for multipurpose utility models. In Russia, the RS Viking Professional is primarily used for recreation, to take in the steppes or forests deep in snow while traveling. For snowmobiles used in this kind of tough environment, there is a demand for fuel efficiency that enables long-distance travel, as well as all-terrain performance and comfort.

Here we introduce the VK Professional II, a 2016 model developed by Yamaha Motor to respond to this market demand. Based on our flagship utility model, the RS Viking Professional, this new model boasts a revamped engine, body, and design.

1 はじめに

現在、ヤマハスノーモビルは、北米、ヨーロッパ、ロシアなど幅広い地域で販売されている。その中でも、業務からレジャーまで幅広い用途で利用できるユーティリティモデルのメイン市場はロシアである。ロシアにおいて「RSViking Professional」は、大平原や雪深い森林などを楽しみながら移動するレジャーユースが中心であり、厳しい環境下における走破性や快適性に加え、ロングランが可能な燃費性能が求められている。

この市場要求に応えるべく、2016 年モデルとしてヤマハユーティリティモデルのフラッグシップ「RSViking Professional」をベースに、エンジン、車体、デザインを一新した「VK Professional II」を開発したので紹介する。

2 開発のねらい

2016 年モデル「VK Professional II」は、大平原や深雪の林を舞台に活躍するユーティリティモデルのフラッグシップとして、走行性能、快適性、信頼性、機能性を総合的に高いレベルへと引き上げることを狙いとした。

エンジン関連は、1049cc 水冷 DOHC¹⁾ 直列 3 気筒 FI エンジン新たに採用し、CVT²⁾ セッティングの変更などを行い、余裕ある出力トルク特性と低速からのスムーズな発進、低温下での始動性向上など、より扱いやすい特性を目指した。

車体関連は、トラックの変更による深雪走破性の向上や、シート高・ハンドル位置の変更によるライディングポジションの最適化など、操作性と走行時の快適性の向上を開発目標に定めた。さらに、デザインはロシア市場を意識した新

デザインを採用することとした。

図1 にフィーチャーマップを、表1 に主要諸元を示す。



図1 フィーチャーマップ

表1 主要諸元表

名称		VK10F
寸法	全長(mm)	3270
	全幅(mm)	1165
	全高(mm)	1455
種類・気筒数・配列		4ストローク・3気筒・並列
エンジン	冷却方式	水冷
	総排気量(cm³)	1049
	ボア×ストローク(mm)	82.0 × 66.2
	始動方式	セルスタータ
車体	点火方式	TCI
	フレーム形式	モノコック
	スキースタンス(mm)	990
	燃料タンク容量(リットル)	44.6
駆動	オイルタンク容量(リットル)	4
	懸架方式 前	ダブルウィッシュボーン
	バネ方式	コイルスプリング
	懸架方式 後	スライドレール式
	バネ方式	コイルスプリング/ トーションスプリング
	トラック・長さ×幅×高さ(インチ)	154 × 20 × 1.5
	ブレーキ形式	油圧式ディスク
	リバース機構	標準装備
他	ヘッドランプ	ハロゲン 12V60W/55W × 2
	乗車定員(名)	2

デザイン開発工程では、やり直しによる時間ロスを減らす取り組みとして下記の2点に取り組んだ。

① スケッチ工程とクレイ工程の間のCADデータによる作込み(図2、3)

開発視点では開発要件の早期の精度アップと課題抽出ができた。デザイン視点では360度ビューでの確認を可能とし、より実物に近い形で認知をすることで、達成すべきデザインの共有ができた。その結果、クレイ工程では形そのものを見直す時間を削減でき、面やラインの質感の向上に注力できた。

② CAE³⁾解析の積極的活用(図4)

設計・実験部門と密に連携をとるのはもちろん、早い段階からCAE解析を行うことで、実走評価前にある一定の確度を持ってデザインの作り込みができた。その結果、最適な形状のウィンドシールド、最適な位置と面積のインテークとアウトレット等、デザインと機能・性能を両立した形状を効率的に具現化することができた。



図2 ファイナルスケッチ

3 デザイン

本モデルは、主仕向地であるロシア市場のお客様の使用用途や使用場所を改めて見直し、そこに求められる価値を徹底的に追求したデザインとした。そのため、スノーモビルをパートナーに極寒の未開の大地に繰り出す時、そこにお客様が求める世界観である「Adventure & Freedom」をデザインコンセプトとし、下記の点を重視して開発に取り組んだ。

- ① 無駄(雑味)の無い、シンプルな造形から溢れ出る力強さ
- ② ダイナミックかつ滑らかなラインから滲み出る高品位
- ③ 一つ一つの面やラインに意味(機能的効果)がある機能性



図3 ファイナルクレイ

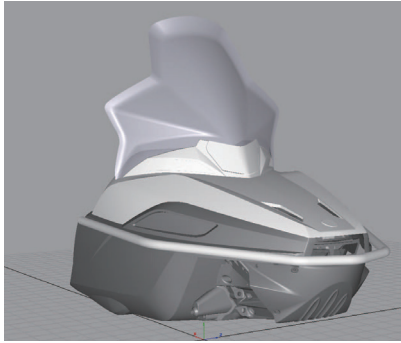


図4 CAD検証

次にC&G⁴⁾では、装飾（グラフィック）ではなく素材（カラー）を重視する傾向がある顧客特性を鑑み、グラフィックでの訴求は最小限に留め、カラーの選定に注力した。ターゲットユーザである富裕層のお客様に向けて、落ちつきとラグジュアリー感のあるブラウン仕様を設定した。また、日本製＝高性能／高機能というイメージを最大限に活かすカラーとして、マットシルバー仕様を設定した。

なお、「VK Professional II」から、VKシリーズの新デザインの3D⁵⁾エンブレムを採用した（図5、6）。



図5 現行エンブレム



図6 新エンブレム

4 エンジン

4-1. 余裕のパワーと扱いやすさを両立する新型1049ccFIエンジン

エンジン最高出力アップのため、排気量をアップし、燃料供給はFIへの変更を計画した。加えてエンジンコストを最小限に抑えるべく、2016年モデルSRViperに採用の水冷DOHC直列3気筒1049ccのFIエンジンを基本にした。性能面では、吸排カムスペックの見直しにより、ユーティリティモデルに適した低速から扱いやすい出力トルク特性を実現した。この余裕ある出力トルク特性により、深雪や不整地の走破性および2人乗り、けん引時などでの走行性能を向上させた。同時に、FI化により航続性能を確保しながら極低温始動性を向上させた。さらに、駆動系の見直しを加え、扱いやすさと快適性を向上させた。

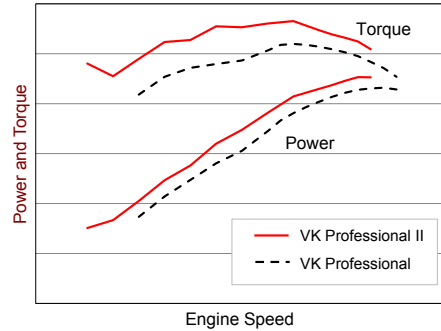


図7 新旧エンジンの性能比較

4-2. 3商材協業開発

本エンジンは、リкрейショナル・オフハイウエー・ビークル / パーソナルウォータークラフト / スノーモビルの3商材用エンジンとして、協業で開発を行なった。部品の共用化による規模効果、基本諸元統一による製造ロス低減により、部品調達コストの低減を達成した。その結果、エンジンコストを抑えながら魅力価値を付加する開発が行えた。また、類似スペックでの開発のため、開発負荷を低減でき効率良く仕様決定が行えた。

4-3. FI適合、スムーズな発進・加速とリニアなレスポンスを実現するFI

燃料系セッティングを行なうため、本モデルのメイン市場であるロシア市場の要求を把握することが重要であった。エンジニアがロシア市場に入り込み、ユーザと行動を共にすることから始め、要求の抽出を行なった。扱いやすさをポイントに、スムーズな発進、加速、レスポンスの実現と低燃費性能の向上をターゲットとし、燃料供給系はFIを新たに採用した。

タンデムやけん引時を含め、走り出しにおけるギクシャクした挙動を抑えるため、エンジン回転数、スロットル開度、水温情報をもとに、3Dマップにて「燃料噴射量」と「点火タイミング」を制御するようにした。制御されたエンジンのトルク特性と、それを最適に伝達するための駆動系のチューニングにより、スムーズな発進特性と加速、良好なレスポンスを作り込み、滑らかな心地よい上質な乗車感を実現した。

また、減速時の燃料カットを行なう細やかなセッティングなどにより、エンジン単体でおおよそ5%の燃費向上を達成した。

4-4. CVT適合、扱いやすさと力強さの両立するCVTセッティング

CVTは新エンジンの採用に合わせて、ウエイト、トルクカム、スプリングなどすべてを見直し、扱いやすさと力強さの両立

を図った。具体的にはリニアなレスポンスの実現に注力し、特にクラッチイン(車両の動き出し)付近はシーブ推力を抑えてショックの少ないスムーズな発進とした。低・中速域では向上したエンジン出力を伝達するためのシーブ推力を増加して、重けん引時でも余裕ある走りを実現した。中・高速域ではエンジン性能向上と相まって、「RSViking Professional」以上の力強さを生み出した(図8)。

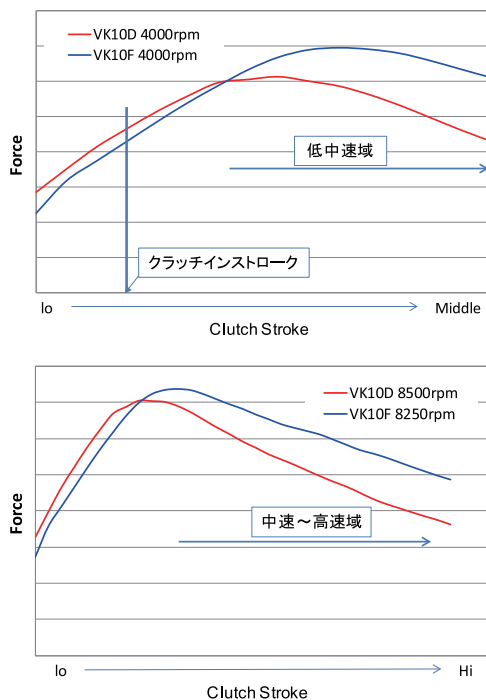


図8 Primary Clutch Force

5 シャシ

5-1. 44Lを確保しスリムな形状で快適な乗車感を実現する新型燃料タンク

ワイドトラック(幅500mm)でありながら、車体の幅を感じさせない快適な乗車感、良好なマシンホールド性を実現するため、膝回りを削ぎ落とした新型タンクを採用した(図9)。さらにタンク詳細形状を調整することで、現行の40Lから44Lへ10%の容量拡大を図った。

5-2. 様々な走行環境に最適化したライディングポジション

シート高、ハンドル位置をいずれも「RSViking Professional」比で50mm高くし、着座姿勢での走行から、深雪などでの立ち乗り姿勢まで、柔軟に乗車姿勢を選べ、かつ最適な操作感を実現するライディングポジションを設定した。

新作したシートは、ウレタンの硬度と厚みを実車評価にて作り込み、-30℃の極低温下を含めて良好なクッション性を確保した。

5-3. 軽量設計のリヤサスペンションと低ロス設計の3912×38mmトラック

後輪駆動部のリヤサスペンションは、前年に刷新した新型Pro Comfortリヤサスペンションを継承した。トラックは、ラグの高さを現行の35mmから38mmに変更しつつ、シンプルな1プライ構造を採用した。深雪走破性の向上と伝達ロス低減を両立し、良好な駆動力を引き出した。



図9 燃料タンク

6 外装

6-1. 走行風の巻き込みが少ない新デザイン

流体解析(図10)と官能評価により開発した新デザインと新型スクリーンを採用した。シュラウドなどデザイン変更との相乗効果により、ライダーやパッセンジャーの防風性(走行風の巻き込み)を改善した。

6-2. 機能性の向上を図る各種外装パーツ

スクリーンの内側に収まるリアビューミラーを新設定し、後方視認性と外的要因による破損防止性を向上させた(図11)。新型ヘッドライトは配置場所およびレンズ形状の変更により、ライト前面部をクリアに維持する機能が向上した。このほか、外的要因から車体を守るフルラウンドバンパ、被視認性向上と消費電力低減に効果のあるLEDテールライト、積載性に優れた新型リアキャリアを採用した。

また、極低温化での細かい粉雪のエンジンルーム侵入を防ぐため、ルーバーにメッシュカバーを配した(図12)。これにより、エンジンルーム内への雪の侵入を低減させた。

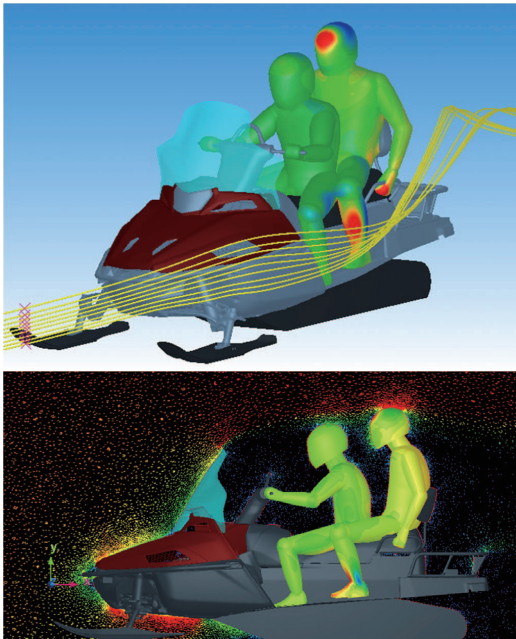


図10 流体解析図



図11 リアビューミラー



図12 ルーバーのメッシュカバー

※メッシュカバーは、ロシア仕様のみ標準装備、他のエリアはオプション設定。

7 おわりに

「VK」の呼称は、ヤマハスノーモビル、ユーティリティモデルの象徴である。背景には、8世紀から11世紀にかけて、北欧で領土獲得、拡大したゲルマン族の総称である「Viking」の存在がある。大自然を相手に、突き進む力強いマインドをもつ人々のDNAを体現化する働具として、VKを再定義し、ロシア市場で検証を重ね仕上げた「VK Professional II」は、スノーモビルの原点における体幹を磨き上げるようになった。ロシアローカルを真摯に見つめ作りこんだ結果、グローバルにも展開できる強いモデルに仕上げる事ができたと確信する。

スノーモビルとは何か？本当は、何を売っているのか？を問い続けることから、次の世代の製品のテーマを明確にし、継続的に進化させていきたい。

- 1) DOHC double overhead camshaftの略
- 2) CVT continuously variable transmissionの略
- 3) CAE computer aided engineeringの略
- 4) C&G coloring and graphicsの略
- 5) 3D three dimensionの略、「立体的な」の意

■著者



中野 太久二 (中央)

Takuji Nakano

ビークル&ソリューション事業本部
RV事業部
開発部

澤淵 敦志 (左から3番目)

Atsushi Sawabuchi

ビークル&ソリューション事業本部
RV事業部
開発部

辻 陽介 (左から2番目)

Yosuke Tsuji

ビークル&ソリューション事業本部
RV事業部
開発部

衣笠 健 (左から5番目)

Takeshi Kinugasa

ビークル&ソリューション事業本部
RV事業部
開発部

ウォーターヴィークル用 第3世代エンジンの開発

Development of third-generation engine for water vehicles

中村 光義 原田 直樹



VX LTD



VX Cruiser

Abstract

It has been 15 years since the launch of the four-stroke Personal Water Craft (PWC). Following on from the first generation, which was based on the engine installed in the initial models of the R1 motorcycle, and the second generation, with its completely original design large-displacement engine, the third-generation PWC engine has been developed with a displacement equivalent to that of the first-generation engine. It was based on the successful 3-cylinder high-performance engine of the SR Viper snowmobile. This engine will be featured in the all-new 2016 model VX Series, which was launched in 2015 with plans for a global roll out.

1 はじめに

4ストローク・Personal Water Craft(以下 PWC)の登場から約15年が経った。モーターサイクルR1の初期モデルに搭載されたエンジンをベースにした第1世代、完全オリジナル設計の大排気量エンジンの第2世代に続き、第1世代と同等排気量を持った第3世代PWCエンジンの開発を行った。ベースとしたのは、スノーモビル(以下、SMB)SR Viper等で実績のある3気筒ハイパフォーマンスエンジンである。本エンジンは、2015年にオールニューモデルとして発売されたVXシリーズに2016年から搭載され、全世界向けに展開されていく計画である。

2 開発の狙い

PWCベーシックモデルの次世代基幹エンジンの開発にあたり、全てのお客様(PWC & スポーツボートユーザ、販売店、

メカニック、レンタルオーナー、ボートビルダ、組立工場 他)に喜んでいただくために以下を目標に掲げた。

1. 高い信頼性:PWC用エンジンとして海水環境での使用および一般のプレジャーのお客様のみならず世界のマリナーボート地でレンタル向けのコマーシャル使用を念頭とした信頼性の確保
2. 低燃費:既存エンジンを上回る馬力性能の実現と燃費性能の向上
3. 低排出ガス:全世界の規制値を大きく下回る低排出ガス
4. 小型、軽量:他モデルへの展開も念頭においた小型化および航走性能の向上に寄与する軽量化の実現
5. 高い整備性:市場での整備性を格段に引き上げ、メカニックも喜ぶ高い整備性

なお、コストダウンと開発効率向上のためにPWC、SMB、ROV(Recreational Off-Highway Vehicle)の3商材協業でプラットフォームエンジンの開発を進めた。

3 技術の解説

3-1. シリンダヘッド

PWCの搭載要件に適合させるため、ベースエンジンに対して吸気、排気を逆転させた。また、エア抜け性を考慮しウォータージャケットも専用設計とした。一方、動弁レイアウトは高い実績のあるベースエンジンを踏襲したが、ポート形状は専用設計することにより、性能向上を図った。また、シリンダヘッドはSMB、ROVと同一ラインで加工が可能となるよう設計した。

3-2. クランクケースアセンブリ

PWCエンジンの特徴である直接冷却エンジンであることや艇体性能を左右するハル設計の制約によりクランク下のスペースが他商材に比べ極端に狭いことなどから、クランクケースは専用設計とした。また、クランクケースにオイルタンク機能を一体化し、さらにオイル冷却機能をオイルタンク蓋に持たせることにより潤滑性能を向上させ、小型、軽量化を実現したことは特筆すべき点である。

また、オイルフィルタを一体化したオイルタンク上部にレイアウトすることで、オイルフィルタの交換性や防錆性の向上をもたらした(図1)。

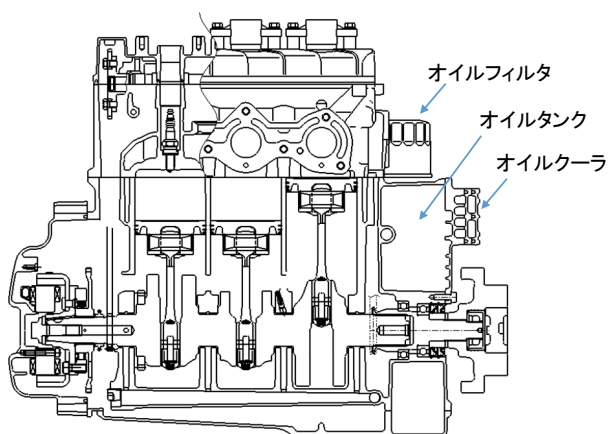


図1 オイルタンクの構成

3-3. クランク周り

バルブ周り同様、クランク、ピストン、コンロッド等で3商材共用部品を使用することが、コスト低減に大きく寄与している。その一つであるクランクシャフトは、各商材の要求に応じて出力軸の形状が各々異なる。そのため、出力軸のみを別部品で構成し、専用部品とすることでクランクシャフト本体の共通化を実現した。

3-4. 排気周り

従来のPWC4ストロークエンジンは、密閉された艇内にレイアウトされるため、マフラーは水冷2重管構造を採用することになり非常に重かった。そこで、マフラーの大幅な小型、軽量化にトライした。しかし、それは排気と冷却水を混合させるこのエンジンにとって、転覆時の排気管への水逆流など背反する要件を抱えることとなる。そこで艇体側排気も含め排気レイアウト全体の見直しを行い、最適化することで従来の基準と同等のレベルをクリアするとともに高い信頼性を確保した(図2)。

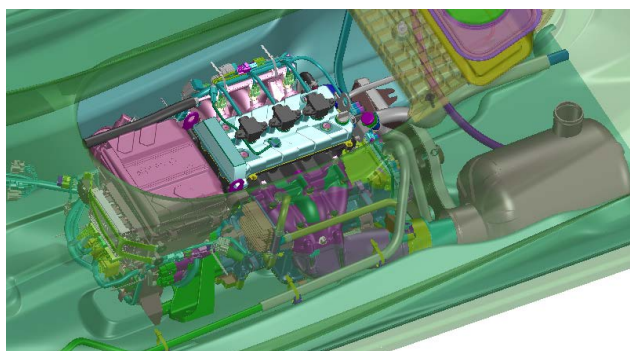


図2 艇体搭載レイアウト概要

3-5. 吸気周り

馬力性能確保のために十分な吸気管長を確保する一方、軽量化、信頼性の観点から樹脂インテークマニフォールドと電子制御シングルスロットルボディを採用した。

また、エアクリーナ構造は、エンジンにマウントする基本コンセプトをもとに従来構造を大幅に見直し、吸気の流れと水の分離効率が最大となるよう、吸気通路および吸気フィルタのレイアウトを刷新した。さらに、市場でフィルタの交換が容易にできるよう、自動車エンジン並みの交換整備性を確保した。



図3 エアクリーナ外観図

エアクリーナは艇体のシート脱着時に最も目立つエンジン部品の1つである。今回、このクラスのエンジンとしては初のエアクリーナの意匠設計を行い、さらに、YAMAHAブランドを

象徴するロゴマークにホットスタンプを施すことで、エンジンの外観レベルを大幅にアップさせた(図3)。

3-6. 電装レイアウト

今回、PWCのエンジンとしては初めてエアクリーナに電装部品(ECU、FUSE BOX等)を搭載する構造とした(図4)。従来、PWCエンジンの電装系部品はエンジンとは別レイアウトとし、ハルライナやバルクヘッドなどの艇体部品に取り付ける構造であった。今回、それを一新することで、ワイヤハーネスの取り回しを最短で行うことができた。さらに、電装系をエンジンと一体としたことで、市場で艇体からのエンジン上げ下ろし時の作業が大幅に軽減されるとともに、艇体工場でのエンジン搭載性の改善にも一役買った。その結果、本エンジンの汎用性を高めることにもなった。

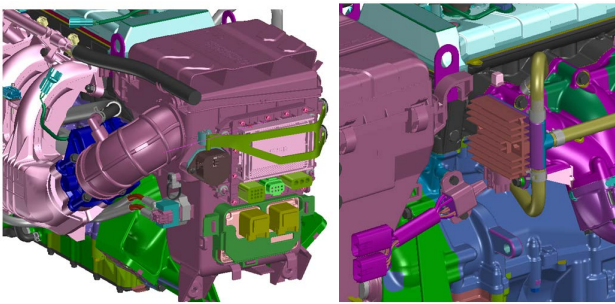


図4 電装レイアウト概要

3-7. 出力軸構造

本エンジンは3気筒特有の振動および騒音を低減するために、出力軸であるフランジカップリング部に慣性マスを付加し、フランジカップリングと慣性マスを一体化させた構造を採用した。慣性マスの付加により3気筒エンジン特有の回転変動に起因する振動、騒音レベルを大きく低減することができた。

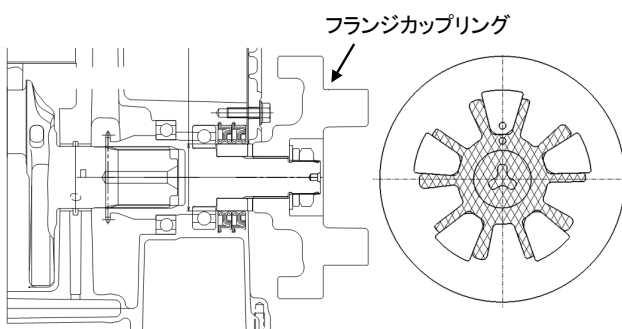


図5 出力軸構造

同時に、カップリングラバーも従来の形状とは大幅に異なる大きなトルク変動に耐えうる形状に変更した(図5)。

3-8. エンジン防触性改良

上級機種の1.8Lエンジンでは、エンジン各部品に対して防触塗装および表面処理を実施してきたが、今回本ベーシックモデル用エンジンにも防触塗装を追加した。また、従来機に比較してエンジン外観の一体感をより高めるため、アルミ部品の防触塗装は全て統一し、樹脂部品であるエアクリーナの外観とも一体感を持てる塗装とした(図6)。さらに、PWCとしては初採用となるマットブラック塗装を実施した。初採用の塗料の開発において、外部のテスト機関に依頼してエンジンアセンブリ全体を腐食耐久試験に織り込み、従来機との比較を実施した。結果として、従来機と同等以上の高い防触性能が確保できた。



図6 エンジン外観

3-9. 出力性能および加速、速力性能

図7に見られるように、従来機6ENに対して、今回紹介する6EYは全開時の出力を全域において大幅に高めた。また、開発艇(F4G)の艇体性能は、加速、速力性能ともに従来艇(F2X)に対して向上させている。加速性能においては、エンジンの軽量化も大きく寄与している。

3-10. 燃費、排出ガス性能

従来機比較で、中低速(10-50km/h)領域において約20%の燃費改善(平水、1人乗り時)を達成した。また、排出ガス性能も、従来機種比較で約20%程度の改善を達成した(図8)。これにより、排ガスクレジット上も大きな効果があり、販売計画にも大きく貢献できた。

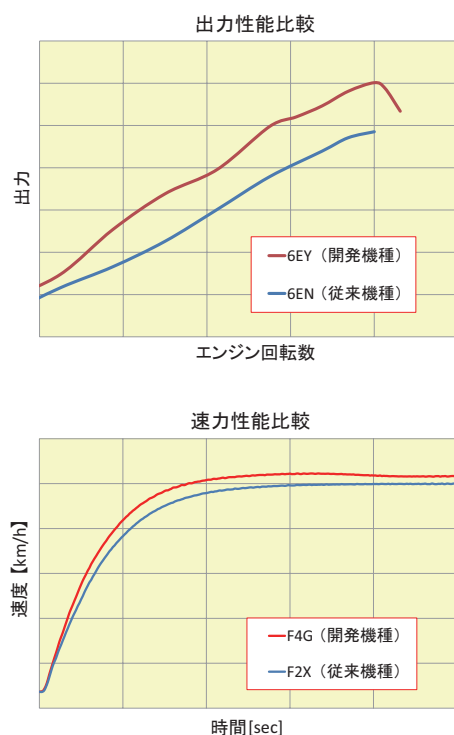


図7 加速性能比較

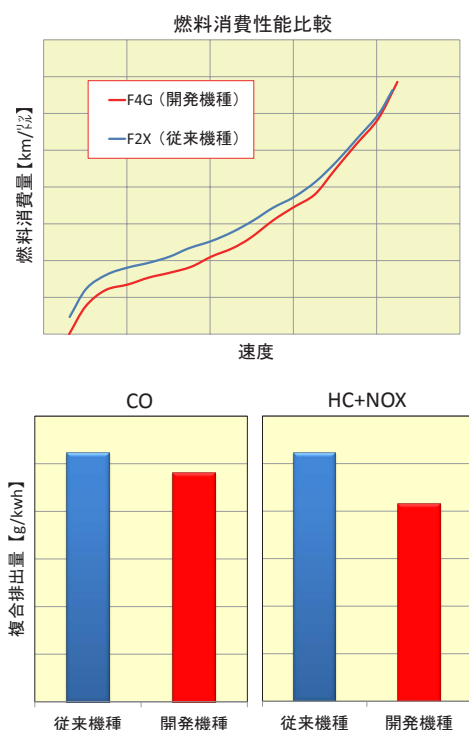


図8 燃費・排ガス性能比較

3-11. エンジンの小型、軽量化

図9のように大幅なエンジンの小型化を図り、エンジン部品総数では約30%を削減した。軽量化においても、エンジン

単体比較で99kg→73kgと約25%、さらに艇体全体の重量では約30%の軽量化を達成した。これは、エアクリーナや電装系部品をエンジンに取り付けることにより、艇体部品点数を削減できたことで実現した。

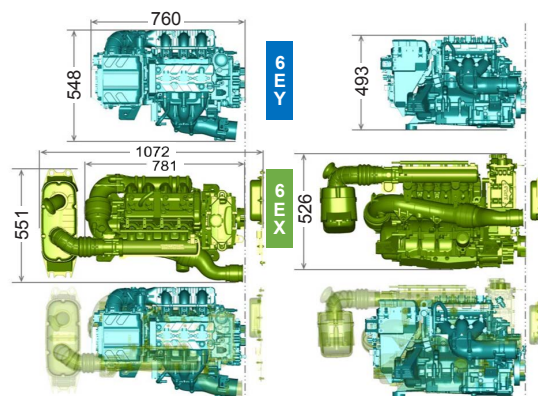


図9 エンジンサイズ比較

4 終わりに

本エンジン開発は、SMB エンジン进行ベースとしながらも、PWC エンジンとしての最適化を図るために多くの部分を専用設計とした。一方、ムービング系パーツの多くをベースエンジンと共用することが、開発負荷やコストの低減に大きく役立った。

また、このエンジンの開発を通じて、SMB、ROV 開発技術者間での交流が非常に盛んになり、設計内容にとどまらず実験評価方法についても多くの情報共有がもたらされたことは、非常に有効なことであり今後も継続していくべきと考えている。

最後に、本エンジンがPWC 第3世代基幹エンジンとして、より多くの機種に展開されていくことを願うと共に、小型、軽量、パワフルを実現させた本エンジンを、より多くのお客様に体感して頂ければと願う次第である。

■著者



中村 光義
Mitsuyoshi Nakamura
マリン事業本部
ボート事業部
エンジン開発部



原田 直樹
Naoki Harada
マリン事業本部
ボート事業部
エンジン開発部

寒川 雅史 小久保 幸栄



F115B/F130A



VF115

Abstract

Ever since its first appearance in 1999, the F115A has maintained its position as a highly-trusted, popular long seller. In recent years, however, America's high-demand market has seen a sharp rise in sales of family-oriented pontoon boats as the economy recovers in the wake of the Global Financial Crisis. To make these heavier boats travel comfortably, more power and smoothness is required. Competitors introducing new products also spurred development of this revamped model.

For the newly-developed F115B, we used the exterior edge design that is standardized across the second-generation 4-stroke outboard motor range, creating a unit which is lighter, more powerful and delivers user comfort through low vibration.

At the same time, we developed another two models in the lineup: the F130A, an outboard motor in the 130 hp range (this range was not previously represented in the 4-stroke lineup); and the VF115, a performance model exclusively for the North American market.

1

はじめに

高い信頼性でロングセラーを続けてきた従来の F115A は 1999 年に登場以来、多くのお客様に使われてきた。しかし近年、需要の多いアメリカではリーマンショック後の経済の回復でファミリー志向のポンツーンボートが急増しており、それらの重量艇を快適に走らせるために、より力強さとスムーズ性が重要となってきた。さらに、他社より新機種の投入もあったことからモデルチェンジをすることになった。

今回、第二世代の 4 ストローク船外機として統一されたエ

ッジデザインの外観を採用し、より軽量でパワフルそして低振動で快適な F115B を新しく開発した。

同時に、当社の 4 ストロークシリーズで存在しなかった 130 馬力帯に F130A を、さらに北米専用のパフォーマンスモデルとして VF115 をシリーズで開発した。

2

開発の狙いと商品の特徴

開発の狙いは、①パワフル化、②軽量化、③低振動化を高レベルで実現しながら、従来モデルで確立していた信頼性を

さらに高めることであった。

新設計のF115Bは、パワフルさを狙って排気量を従来モデルから91cc拡大しながら14kgの軽量化を実現することで、より幅広い種類のボートへの搭載を可能とした。それゆえ、軽量の2ストローク船外機からの載せ替えもスムーズに行えるようになった。

上位機種種のF130Aは、電子スロットル・独立噴射独立点火システムを搭載して、よりチューンを施した(VF115も同様)ので、あわせて記述する。

①パワフル化

パワフルさは、排気量を1832ccに拡大することで実現した。そうすることで、最高出力は同じでもトルクに余裕が生まれ加速性能は大幅に高まっている。排気量拡大は、ボデーサイズを大きくせず、スリーブを薄くしてボア径を79mmから81mmにボアアップする手法を用いた。またF130Aは、F115Bをパワーアップして最高出力を95.6kW(130ps)とした。

同時に吸排気系の見直しも行ない、インテークマニフールドは吸気管の長さを揃えて吸気効率を高め、エキゾーストマニフールドは外部集合排気管を採用(従来はボデー内蔵排気)して排気効率を高めた。これら吸排気系のチューニングについては燃焼解析を繰り返し行いながら最適値を求め、燃焼効率を向上させた。また、ノッキングセンサも装着した。

②軽量化

大幅な軽量化は、ブラケット部(-4kg)、アッパーケース部(-6kg)、トップカウル(-4kg)のほぼ3カ所で実現した。ブラケットは軽量化を狙いシングルPTT(1本シリンダのパワーチルトリム)を採用した。アッパーケースは当社F60系で採用している2分割構造として、ダイキャスト鋳造で無駄な肉が着かない設計とした。トップカウリングは従来のSMC成型から、薄肉化できるナイロン樹脂の射出成型を採用した。

船外機における軽量化は、滑走艇でのプレーニング加速時間(スタートして滑走するまでの時間)を短くして、早く最高速度に到達するのに重要な要素である。とくに、図1に示す船外機重量1kgあたりの出力kW(パワーウェイトレシオ)で加速の良さを類推でき、F115B/F130Aは2ストローク並みのパワーウェイトレシオとなっている。

③低振動化

低振動の取り組みとして、4ストローク化で振動・音とも

に快適になってきたが、前述のポンツーンボートは振動を感じやすいアルミ艇でもあり、特にF115Bでは低速域の振動改善を目指した。

手段は、エンジンマウントの大型化とマウントピッチの拡大で振動を吸収させ、エンジンの回転変動で生じる振動やクラッチ衝突音を抑え込む狙いでクランク軸まわりの慣性モーメントを増やした。その結果、大幅に低速での体感振動が良く(低く)なっている(図2)。

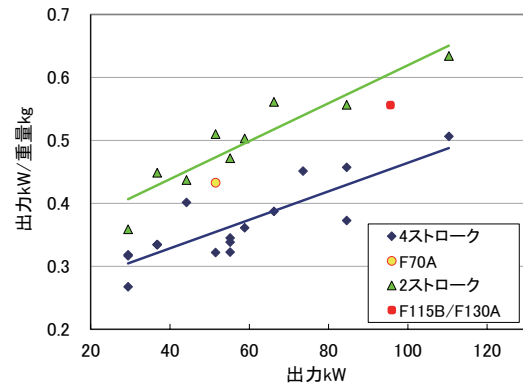


図1 4ストローク/2ストローク 中型船外機 重量当り出力

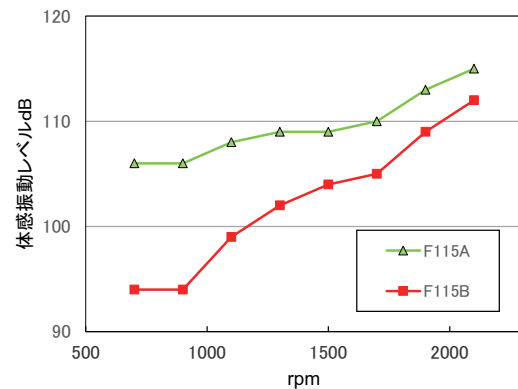


図2 低速振動(体感振動レベル)

3

概要・諸元および性能

3-1. 製品概要・仕様諸元

パワーユニットは、ボアアップと外部集合排気管方式で、95.6kW(130馬力)を確保する設計とした。さらに、低速のスムーズ性を狙い、フライホールとクランク慣性モーメントを増加させて回転変動を抑えた。フライホイールはクランクシャフトとフランジ締結にてボルト止めし、信頼性向上をはかっている。ローユニットは信頼性の高いF115Aを流用した。

また、F130A/VF115は高出力と高信頼性を狙い、非接触

アクセルポジションセンサを新採用した電子スロットル燃料噴射システムを搭載し、ローユニットのギヤ材質も変えて耐久性を確保した。

なお使いやすさを継承するため、可変トルール回転制御・

イモビライザ(欧州標準)・YDIS故障診断システム(ヤマハダイアグノーシス)・各種警告システム・コマンドリンク計器にも対応させた。

図3に製品概要を、表1に仕様諸元を示す。

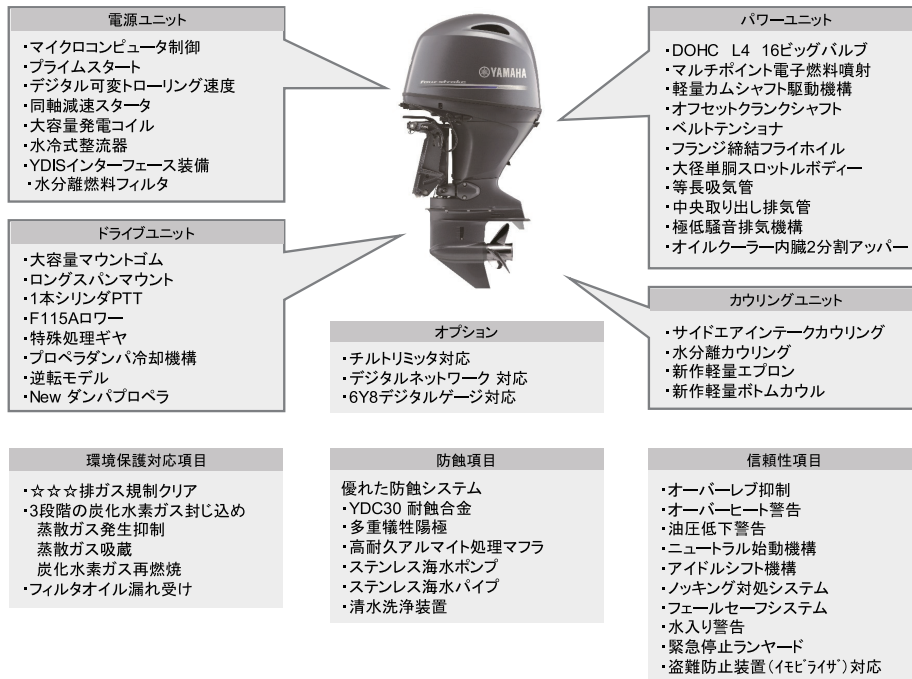


図3 製品概要

表1 仕様諸元

モデル				
モデルネーム	F115BET	FL115BET	F130AET	F115CET
トランサム長さ	LX	X	LX	L
乾燥重量 (下記条件)	L : 171 , X : 175 kg	X : 175 kg	L : 172 , X : 176 kg	L : 172kg
※本表での乾燥重量は、エンジンオイル・ギヤオイル・プロペラ・バッテリーケーブル無し				
性能				
連続最大出力	84.6 kW (115ps)		95.6kW(130ps)	84.6kW(115ps)
WOT レンジ	5300-6300 r/min			
エンジンユニット				
エンジン種別	4サイクル直列4気筒 DOHC 16バルブ			
総排気量	1832 cm ³			
ボア×ストローク	81.0×88.9 mm			
圧縮比	10			
始動濃縮方式	プライムスタート (電子制御燃料噴射)			
燃料システム	電子制御燃料噴射システム			
潤滑方式	ウェットサンプ			
点火方式	TCI マイクロコンピュータ			
発電量	35A			
冷却方式	水冷			
排気方式	プロペラボス			
始動方式	電動			
ブラケットユニット				
トリム角度	可変			
舵角度	左右35度			
ローユニット				
ギヤシフト位置	F-N-R			
減速比	2.15(28/13)			
他				
排ガス適合	US/Canada 仕様: EPA2010/CARB 2008 3スター , EU 仕様: RCD(EU 2006)			
燃料種別	無鉛レギュラーガソリン			

3-2. 性能

動力性能は比出力（排気量 1 リッター当り出力 kW）で比べると、中型 4 ストローク第一世代のリッター 44kW（60 馬力）に対し、F70A 以降の第二世代ではリッター 52kW（70 馬力）を達成しており、本モデルも比出力の高い 2 ストロークモデル並みを実現した（図 4）。

重量は、171kg（L トランサム仕様）を実現し軽量艇にも搭載できる軽さである。

従来モデルに対し排気量を拡大しながら軽量化を実現できたことで加速性能も良くなり、市場においても好評いただいている。図 5 は、当社のグループ会社であるヤマハモーターアメリカで WEB 掲載している各種ボートでのパフォーマンスデータをまとめたものであり、加速性能を示す。

プレーニング加速（図 5 はスタートしてから約 60m（200ft）到達するまでの時間を示す）は、従来モデルでは平均 4.3 秒。新モデルの F115B は平均 3.7 秒であり、平均 0.6 秒も速くなっている。

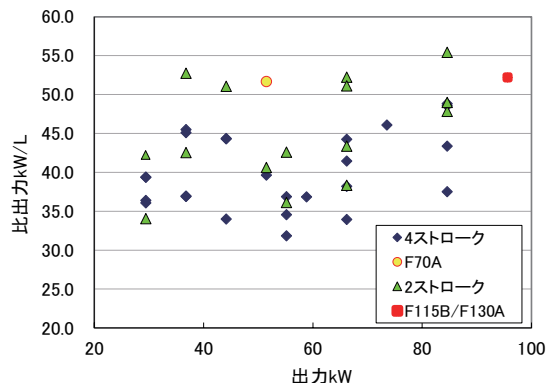


図4 性能(比出力)

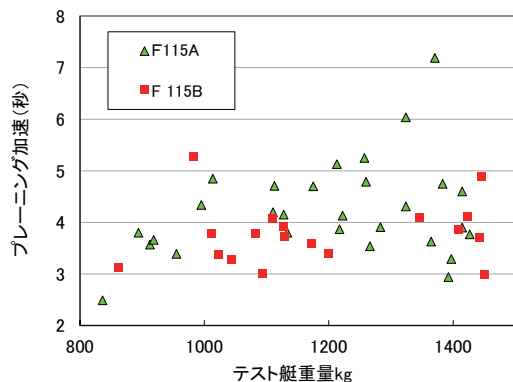


図5 加速性能(プレーニング加速)

4 構造上の特徴

4-1. パワーヘッド・・・DOHC 16バルブ

バルブ形式は DOHC（ダブルオーバーヘッドカムシャフト）で 1 気筒あたり 4 バルブを採用し、燃焼室はペントルーフ形式で中央に点火プラグを配置した（図 6）。

また、吸気管はシングルスロットルのレゾネータ装備の樹脂インテークマニフォールドとした（図 7）。

排気管は、前述の出力を狙い外部集合排気レイアウトを採用した（図 8）。

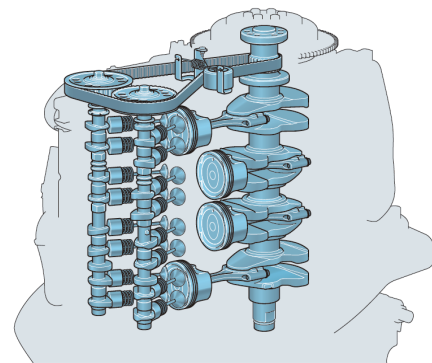


図6 バルブ形式

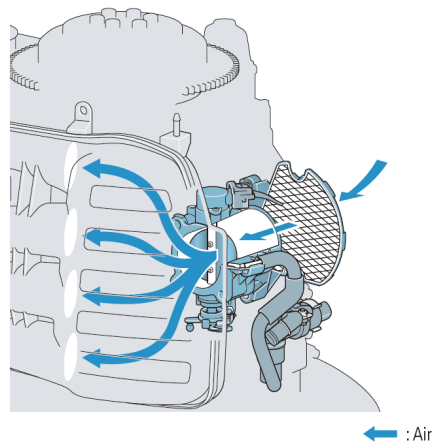


図7 吸気管

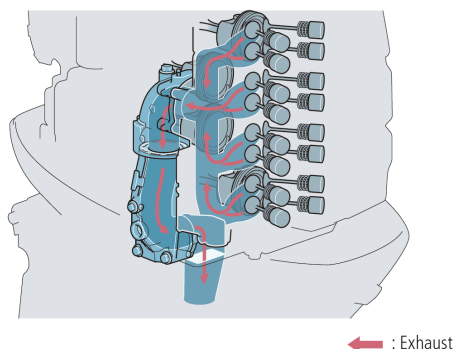


図8 排気管

4-2. 電子制御システム・カウリング・ドライブ

燃料噴射・電装システムは、当社で信頼性を築いてきたシステムを採用した（図 9）。

ローユニットは、前述の理由で F115A を流用し、さらにシフトショックを和らげるダンパ装着プロペラも使えるようにした（図 10）。

カウリングは、サイドエアインテーク構造で海水侵入を最少にとどめ、内部のエアダクト構造で侵入した海水の分離と

排水を行う設計とした（図 11）。

ドライブ系は、アイドル排気通路を迷路構造とし、前述の 2 分割アッパー構造にて大幅な軽量化を実現した（図 12）。

さらに、船外機の姿勢を変える P T T（パワーチルトトリム）装置は、中型クラスで採用してきた 1 本油圧シリンダ方式（シングル P T T）を新規開発し、軽量化と原価低減に貢献している（図 13）。

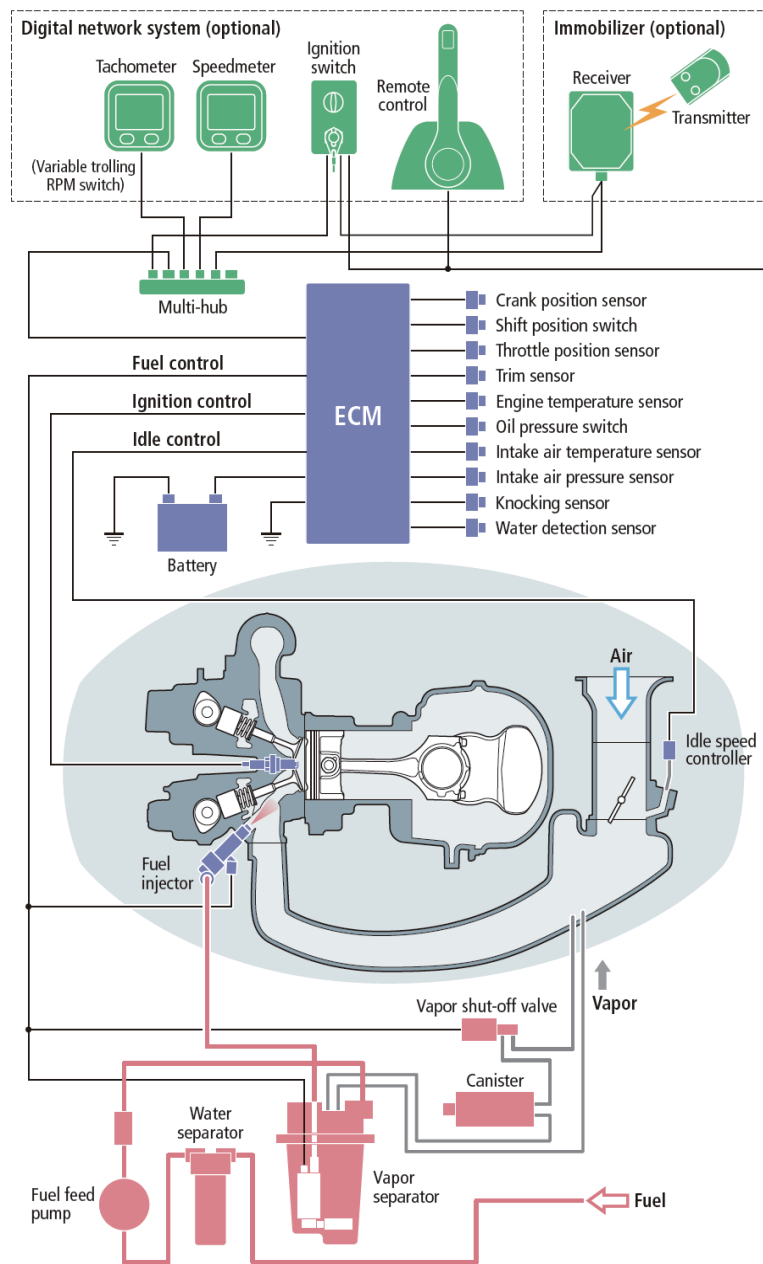


図9 電子制御システム

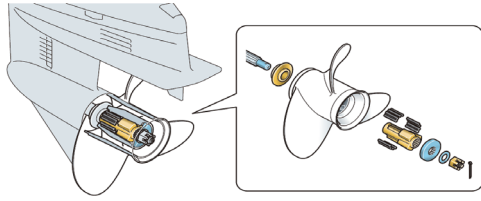


図10 ローユニット

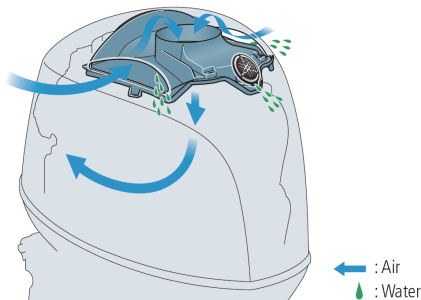


図11 カウリング

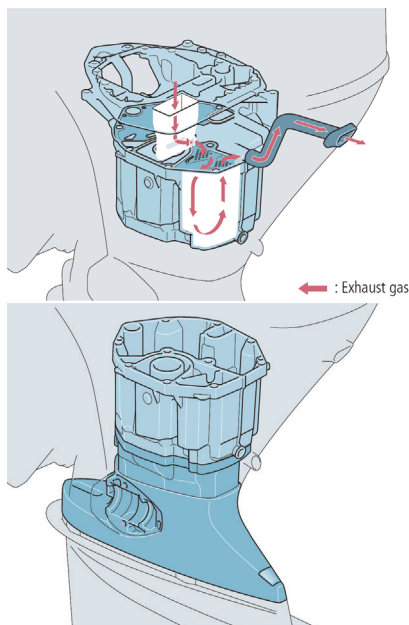


図12 排気通路と2分割アッパー

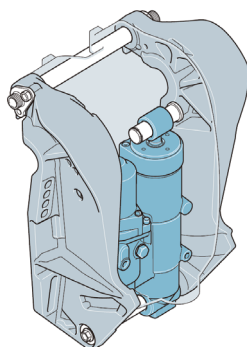


図13 パワーチルトトリム(シングルPTT)

5 おわりに

4 ストローク船外機の 115 馬力クラスは、高い信頼性と実用性の高い動力性能で当社の 4 ストロークモデルでも長寿命を誇ってきたが、ポンツーンボート人気に代表されるニーズの変化から、力強く軽量で低振動なモデルに生まれ変わった。

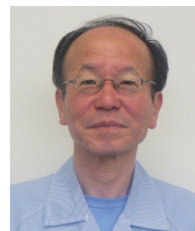
115 馬力仕様と 130 馬力仕様は同時兄弟開発を進め、F115B は 2014 年に F130A/VF115 は 2015 年に販売を開始し、現在市場でもスムーズで加速が良いと高い評価を頂いている。

今後も、当社の経営理念の通り「顧客の期待を超える価値の創造」を目指すべく、「絶対的信頼性を基軸に高い環境性能と低燃費・優れた航走性能とデザイン」の実現に向けて、商品開発を進めていく所存である。

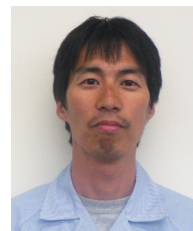
■参考文献

- [1] 当社ヤマハモーターアメリカ WEB 掲載パフォーマンスデータ
- [2] 当社ヤマハモーターアメリカ F115B コピープラットフォーム

■著者



寒川 雅史
Masafumi Sougawa
マリン事業本部
ME 事業部
技術企画部



小久保 幸栄
Kouei Kokubo
マリン事業本部
ME 事業部
技術企画部

木造建物制振装置「ダイナコンティ」

DYNACONTI Damping Devices for Wooden Buildings

鈴木 康芳



Abstract

Yamaha Motor Hydraulic System Co., Ltd. (YHSJ) primarily manufactures hydraulic products such as shock absorbers for two- and four-wheelers, and electro-hydraulic power tilt devices for outboard motors. YHSJ have undertaken to jointly develop and manufacture the damping devices sold by ODM Co., Ltd as a new product which can utilize our core technology. Damping devices work in a similar way to vehicle and industrial shock absorbers by damping and absorbing the shaking and vibrations from earthquakes, so YHSJ's original hydraulic damper technology has been incorporated as a basic structural component.

This report introduces the Damping Devices for Wooden Buildings (Product name: DYNACONTI) developed by YHSJ. (DYNACONTI is a registered trademark of ODM Co., Ltd.).

1 はじめに

ヤマハモーターハイドロリックシステム株式会社(以下、当社は、2輪・4輪車用ショックアブソーバや船外機用電動油圧式パワーチルト装置など、主に油圧機器を製造している。当社のコア技術を活用できる新商品として、株式会社オーディーエム(以下、ODM)が販売する制振装置の共同開発および製造を受託することになった。制振装置とは自動車や産業用の緩衝器と同様、地震からの揺れや振動を減衰・吸収によって抑える装置で、基本構造には当社の油圧式ダンパを採用している。

本稿では、開発した木造建物制振装置「商品名:ダイナコンティ」について紹介する(『ダイナコンティ』はODMの登録商標)。

2 開発の背景と狙い

阪神淡路大震災や東日本大震災以降、より地震の揺れに強い建物や住宅が求められ、耐震化構造である「耐震」「制震」「免震」各構造が世間一般的に知られるようになった。簡単に各耐震化構造について説明する(図1)。

「耐震」:建物に補強構造(耐力壁・筋かい)や補強材を取り入れ、建物自体を強くする構造

「制震」:建物に制振装置を設置し振動による揺れを吸収、軽減させる構造

「免震」:建物と基礎の間に免震装置を設置して、建物自体に揺れを伝えさせない構造

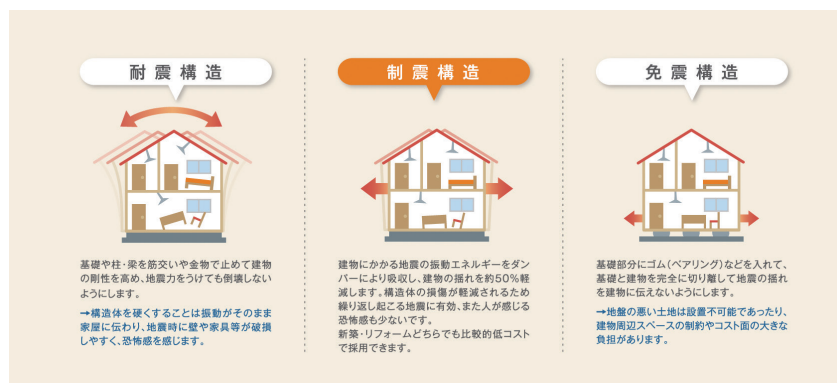


図1 耐震化構造の比較

耐震化構造は建物の種類や構成などにより効果が異なるため、建物の地震への対策要求や条件、費用などに応じて選ぶ必要がある。また、建物は「建築基準法」に基づいて設計されているが、耐震強度の基準は年々強化されており、建築された年代により耐震強度は大きく異なっている。古い「建築基準法」では大地震の揺れに対して、十分な安全確保ができていないことが学会や機関誌上などで報告され、近年では新築・増改築・補強工事の際、耐震化構造を取り入れる建物が増加傾向にあることはいうまでもない。最近、耐震化構造の中でも比較的設置が容易で安価な「制震」構造の需要が高まっており、成長商品として販売競争が激しくなっている。当社製の制振装置「ダイナコンティ」は「制震」構造として、油圧式ダンパ（オイル粘性）を採用した。ここで、「制震」構造について詳しく説明する。「制震」構造に用いられる「減振材」は以下の4つに大きく分類される。

- ① オイル粘性
- ② 樹脂・ゴム材の粘弾性
- ③ 金属弾性（低降伏点材）
- ④ 各種摩擦抵抗

①～④「減振材」は、それぞれ一長一短があり、各採用メーカーでは特色を生かし差別化を図っている。先に記述したとおり、当社がODMと共同開発、製造する木造建物用「制震」構造の制振装置（以下、ダイナコンティ）の「減振材」には、当社の油圧技術・ノウハウを最大限活用できる「オイル粘性」を採用している。以下に、ダイナコンティ開発の狙いと着眼点について述べる。当社は、先行する競合メーカーには真似のできない商品性と油圧機器専門メーカーである優位性を最大限活用できる製品造りを方針とし、以下の3項目を開発の狙いとした。

- ・小型・軽量
- ・高い制振性能

・機能と個性的なデザインの両立

さらに、開発に際しては下記4項目についても考慮した。

- 1) 建物は長期間使用される⇒経年劣化を考慮
- 2) 信頼性の確保 ⇒ オイル洩れしない
- 3) 新築、リフォームどちらも対応可能⇒施工性と利便性
- 4) ヤマハブランドに相応しい高品質な商品造り

3

製品の概要と特徴

3-1. 基本構造と機構

ダイナコンティは木造建物の柱と土台や梁（以下、横架材）に、ブラケットと台座をアームが一定の角度になるように付属の専用ビスで設置される（図2、3）。また、台座は構造材の上側、下側、左右のどちらにも設置でき、オイルダンパ部は作動中、回転方向への変化にも対応できる。



図2 設置状態

ダイナコンティの制振メカニズムは以下の通りである。

- ・柱と横架材に設置されたダイナコンティは、地震の揺れによる柱の傾きをブラケットとアームを介して横架材の台座に固定されたオイルダンパ部を作用させる（図4）。
- ・柱の傾きに相応した動き（スピードとストローク）で横置

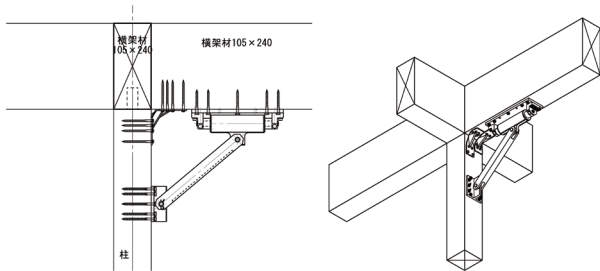


図3 取付形態図

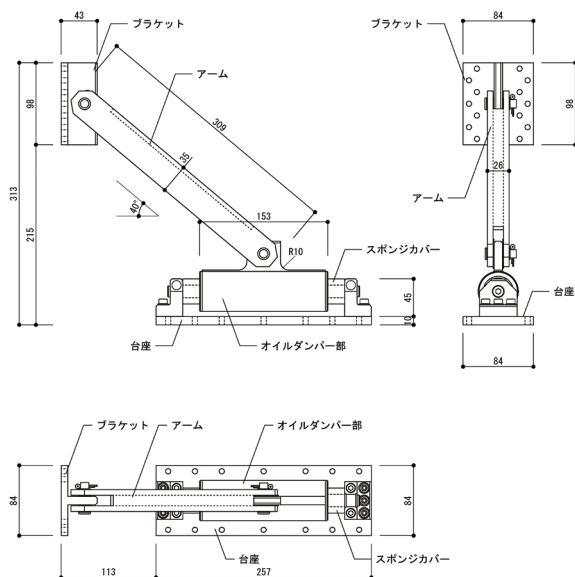
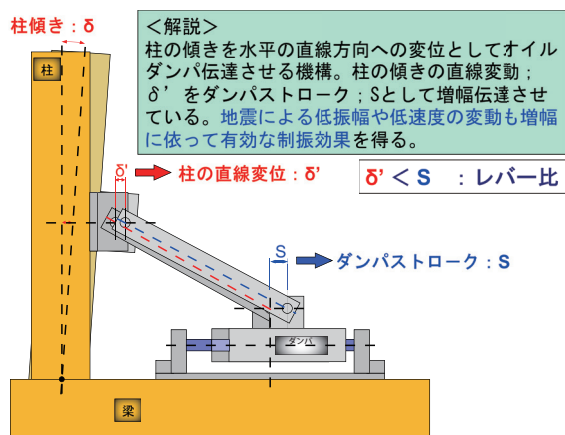


図4 ユニット外観図



ダイナコンティ 機構

図5 柱の傾きとダンパストロークの機構

きに設置されたオイルダンパ部の作用が増幅し、効率的に往復作用して制振する（図5）。

- ・ダンパは柱から伝達された動きを、内部のオイル流路より、オイル粘性による抵抗力（減衰力）で減衰させる（図6）。
- ・オイルの粘性で発生した抵抗力は熱エネルギーに変換・放熱され、安定した減衰効果を生む（図7）。
- ・減衰効果で地震による揺れを低減させ、建物の変形や損傷を最小限に抑えられる（図8）。

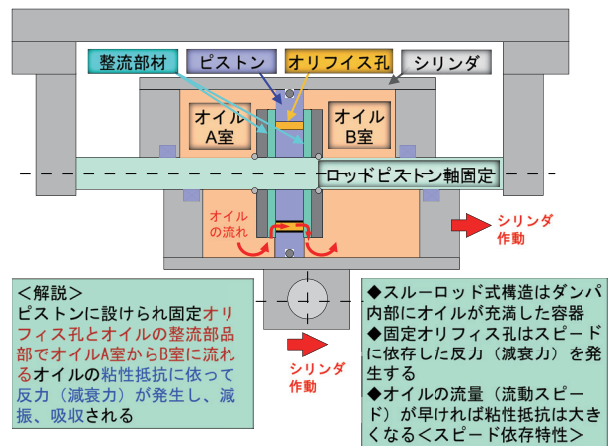


図6 減衰力発生仕組みとダンパ構造<スルーロッド式>

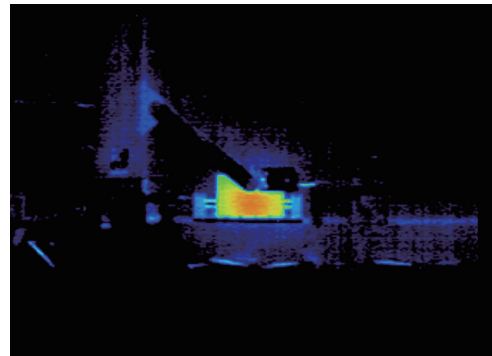


図7 作動による熱エネルギー吸収効果のサーモグラフィー画像

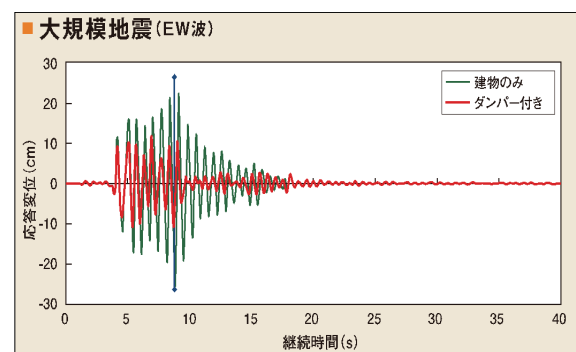


図8 制振効果 <条件による>

3-2. ダイナコンティ設置による効果と特徴

ダイナコンティの効果は、建物の変形や揺れを吸収させて住宅や家具の損傷を軽減させ、人命を守ることである。また、柱の傾斜の直線変位をオイルダンパの水平変位に増幅伝達させることで、地震による柱の低速度域や低振幅域の揺れにも有効な制振効果が得られる。

ダイナコンティの特徴を以下に紹介する。

・制振性能

オイル粘性の特性により、小さな揺れから大きな揺れまで高いレスポンスで最適な性能を発揮する。また、繰り返しや継続的な地震振動にも常に安定した性能で有効に作用する構造となっている。さらにスルーロッド式ダンパ構造（図6）を採用したことにより左右同一特性を確保し、減衰発生部のオリフィス孔と整流部品を採用したことで、高減衰力でのキャビテーションの発生も低減させた。これらによって高い制振性能を実現した。

・信頼性

長期間の使用を考慮し、経年劣化を最小限に抑える製品設計を施し、オイルや構成部品・部材の選定により、劣化防止構造と性能の安定を図った。加えてオイル漏れの発生を防止するために高い密封性構造を採用した。また、全数を性能測定し、シリアル番号によって管理することで、製品の性能保証とトレサビリティを確保した。さらに省令準耐火構造基準にも適合させた。

・施工性・利便性

小型、軽量を両立させたことで、設置場所を選ばない高い施工性を実現した。また、新築だけではなく既存木造建物の増改築や補強のための設置も可能とした。さらに断熱発泡剤の吹付施工にも対応させた。その一方で、ローコスト、メンテナンスフリーを実現させ、高い利便性も確保した。

・品質

ヤマハ発動機株式会社向けサスペンションや油圧製品技術を応用し、アルミ材を多用することで強度と軽量化の両立を実現するとともに、優れたデザイン性も確保した。また、作動時の消音構造を織り込むことで、干渉音、勘合ガタ音、スイッチ音などを低減させ、優れた静粛性も確保した。

4 おわり

これまで関連のなかった建築分野の新商品開発にあたり、課題も多く、過去に前例のない短い開発日程や評価試験など、従来の開発手順では到底達成不可能な案件であった。それらの対応には、木造建築への適用のため、大学教授や一級建築士との産学連携チームによる共同開発とともに、今まで培った知識や経験を軸に、目標達成に向けて新設計・仕様の織込みなどを積極的に推進した。客先、関連部署、取引先の協力を得ることで、計画通りに製品化ができた。

本製品で、予測されている大地震からの災害に備え、防災・減災の一助になることを願う。今後もチャレンジ精神を忘れずに、油圧技術を活かした製品で期待を超える価値の提供をしていきたい。また、地域・社会に貢献するものづくりで、常に多くのお客様に喜んでいただける製品開発ができるよう努めて行く所存である。

最後に、本製品開発に関わった方々には多大なご尽力を頂き、この場を借りてお礼を申し上げたい。

■著者



鈴木 康芳

Yasuyoshi Suzuki
ヤマハモーターハイドロリック
システム株式会社
第一開発室

二輪車用通信利用型運転支援システムの機能評価

Evaluation of Cooperative - Intelligent Transport System for Powered Two Wheelers

尾上 太郎 内田 吉陽 瀬戸 賢治

要旨

近年欧州では車車、路車間通信に関するシステム検証および標準化が進められ、実用化に向けた動きが活発化している。我々は欧州での二輪車用通信利用運転支援システムの開発を進めるため、欧州で実施されたDRIVE C2Xプロジェクトに参加し、机上検証では得られない課題の明確化を目指した。本プロジェクトでは、欧州実路での情報提供に関するシステム動作や通信機能の確認、および情報提示に対する運転行動への影響を調査した。その結果、サービスの提供に必要な通信距離を保つことができたが、後方との通信では要求を満足できない状況が確認された。また、ライダーへの影響では工事情報や故障車など対象物の存在する情報に対しては走行速度の抑制が得られたが、速度規制などの情報に対しては運転行動に変化がないことがわかった。

Abstract

In Europe, validation and standardization of systems related to Vehicle to Vehicle and Vehicle to Infrastructure communication have advanced in recent years, and initiatives towards practical implementation are intensifying. In order to further the development of Cooperative - Intelligent Transport System for Powered Two Wheelers, we took part in the DRIVE C2X Project carried out in Europe with the aim of clarifying issues that could not be identified through design-stage verification. In this project, we checked system operations and communication features related to information provision on actual European roads and investigated the effects that presenting information had on riding behavior. As a result, although it was possible to maintain the communication distances required to provide service, we confirmed that communication with following vehicles did not satisfy requirements. In terms of the effects on rider behavior, we discovered that although information regarding actual obstacles such as road works and car breakdowns restricted riding speed, information such as speed limits resulted in no changes to rider behavior.

1 背景

近年、日欧米において通信利用運転支援システム（C-ITS）の法制化・標準化への動きや実証実験の実施など、実用化に向けた動きが活発化している。ヤマハはこれまで日本（ASVプロジェクト）でのみ、その開発に取り組んできた。今回新たに欧米システム検討のため、また国内での実路検証に加えさらなる実路データ取得のため、欧州で実施されたDRIVE C2Xプロジェクト^[1]に参加した。

2 目的

本プロジェクトでは、欧米向けC-ITS開発のための技術獲得と共に、机上環境では得られない実際の交通環境下での課題の明確化を目指した。具体的には、実験用車両とシステムの構築およびそのシステム機能評価、ユーザのシステム受容性や様々な情報提供アプリケーションに対する運転への影響評価を行った。また、四輪用として主に検討されてきたDRIVE

C2Xの標準機能を二輪車へ適用したときの課題にも着目した。というのは、四輪車で定義されている部分が二輪車へ適用できるのか、二輪車独自の検討が必要であるのかを切り分ける必要があるからである。

本稿では通信、位置推定精度、システムの情報提供動作、情報提供に対する運転行動への影響など、C-ITS開発における欧州公道走行実験の取り組みおよび一部結果について紹介する。

3 実験概要

3-1. C-ITS概要

我々が検討を進めているC-ITSでは、他の車両または路側機と無線にて通信し、お互いの位置、速度、方位などの車両情報や周囲で発生しているイベント（事故や道路工事）、気象情報など様々な情報を交換する。また、得られた情報を基に自車との位置関係や接近を計算し、運転者の安全運転を支援する情報を伝える。

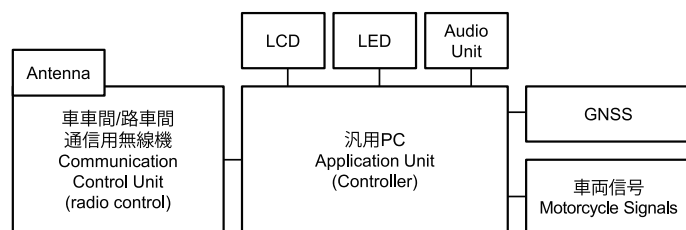


図1 システム構成概略

3-2. システム構成

図1にC-ITSの主な構成を示す。車載汎用PCをコントローラとし、車車間/路車間通信用無線機、車両信号、GNSS（Global Navigation Satellite System）等が接続される。無線機は欧州でITS専用割り当てられた5.9GHz帯を用いたアドホック通信の規格ITS-G5^[2]を使用する。また、ライダーへの情報提示インターフェース（HMI）として、LED、3.5inchモノカラーLCD、Bluetoothヘッドセットを車載した。ソフトウェアはDRIVE C2Xで配布されている共通のソフトウェアバンドルを基本構成とし、車両に関連する部分（CAN通信やHMI制御）のソフトウェアを専用開発した。

図2に車両の外観を示す。計測機器、システム構成機器はシート下の荷室へ設置した。ITS-G5用アンテナは車両前方に無指向性アンテナを1本設置した。（図2中丸部）。



図2 試験車両外観

小さくなるよう上部へ設置した。液晶ディスプレイは3.5inchモノカラーLCDをメータ内に設置した。

本LCDは日中太陽光下においてもコントラストが確保でき視認性が高いものを選択した。表示内容は情報が一瞥で理解できるよう視認時間短縮のために情報の種類のみを表示する。また、欧州では多言語が存在するため表示形態として文字ではなくピクトグラムを使用する（図4）。表示内容は情報が一瞥で理解できるよう視認時間短縮のために情報の種類ののみを表示する。また、欧州では多言語が存在するため表示形態として文字ではなくピクトグラムを使用する音声はBluetoothによりヘルメットスピーカへ伝送し、チャイムおよび音声による案内を行う。本実験では、情報提供時にこれら3種類のインターフェースを同時に出力する仕様とした。



図3 実験用表示インターフェース

3-3. 情報提示デバイス

図3はライダーへの情報提供の一例である。本システムにおけるHMIは「気づきやすく理解しやすい」をコンセプトとした。四輪車に比べ周囲の環境に左右されやすい二輪車は直射日光や騒音、視野範囲、設置位置など多くの制約がある。そこで3つのインターフェース：LED、液晶、音声を用い、それらの組合せによって伝達を行う。LEDは3か所が点滅し、それぞれが方向を表す。また、LEDは日中の走行でも十分気づくことができる輝度のものを使用し、できるだけ俯角が



図4 ピクトグラム表示例（RWW、AEV）

表1 搭載した情報提供アプリケーション

情報提供アプリケーション	ユースケース
In-Vehicle Signage	道路標識や規制等の情報を提供する
Road Works Warning	道路工事の情報を提供する
Car Breakdown Warning	故障車の情報を提供する
Approaching Emergency Vehicle	緊急車両の接近情報を提供する
Motorcycle Approaching Indication	二輪車の接近情報を提供する
Slow Vehicle Warning	低速走行車両の情報を提供する
Green Light Optimized Signal Advisory	青信号で通過できる速度または赤信号情報を提供する
Wrong Way Driving in Gas Station	逆走車の存在を伝える

3-4. 情報提供アプリケーション

C-ITSは複数の利用場面（ユースケース）を想定している。本システムは以下の8つの情報提供アプリケーションを実装し（表1）、実験では4アプリケーション-7種情報提供による機能評価を行った。なお、DRIVE C2Xでは18種類のアプリケーションが設定されている^[3]が、事前のテストライダへのヒアリングや二輪車の特性を考慮し、二輪車に効果があると見込まれるものをその中から選択して実装した。今回実験に用いた主なアプリケーションの詳細を以下に述べる。なお、DRIVE C2Xプロジェクトでは実装するアプリケーションのHMI出力判断アルゴリズムは各社共通である。

3-4-1. IVS (In-Vehicle Signage)

IVSは路側機が送信する速度規制や一時停止、広域情報などのメッセージを受信し、必要なタイミングで情報を出力する。

3-4-2. RWW (Road Works Warning)

RWWは道路工事の位置や規制などの情報を受信し、進行方向前方であった場合、道路工事までの距離や車線規制などの情報を出力する。

3-4-3. CBW (Car Breakdown Warning)

CBWは故障などにより道路上に停止した車両が送信するメッセージを受信し、停止車両が自車両の進行方向前方であった場合、故障車情報を出力する。

3-4-4. AEV (Approaching Emergency Vehicle)

AEVは緊急車が送信する位置や緊急走行メッセージを受信し、自車に接近している場合、接近方向や距離などの情報を出力する。

3-5. 評価項目

本試験では主に以下を評価した。

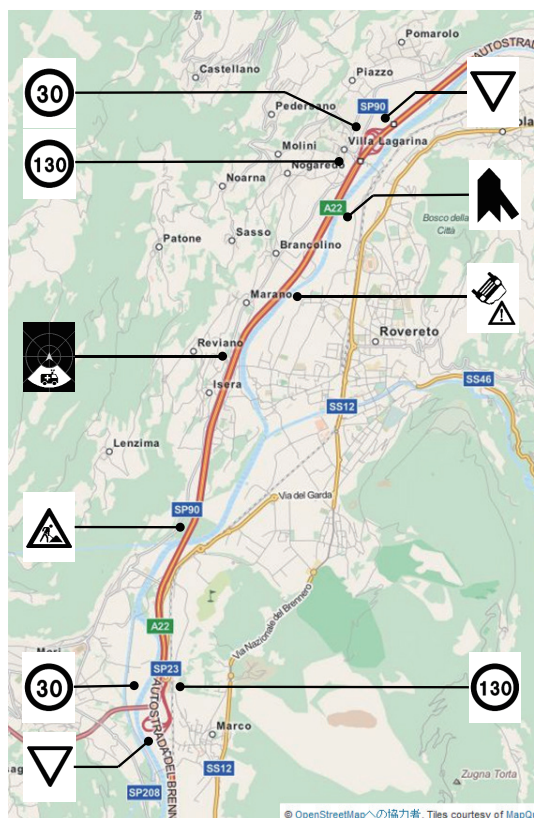
- 1) 各ユースケースにおいて情報提供判断のために必要とする通信距離範囲で十分な通信が確保できること
- 2) 各ユースケースにおいて情報提供判断のために必要とするレベルの自車位置推定精度が得られること
- 3) 誤報や欠報無く、適切なタイミングで情報提供できること
- 4) 走行中にライダが情報提示に気づき、その意味を理解できること
- 5) 情報を受け、ライダの運転行動に表れること

3-6. 実験条件

実験はイタリア北部にある高速道路のRovereto NordからRovereto Sudの区間（往復約20km走行距離）で行われた（図5）。図中のアイコンがイベント位置を示している。実験は路側機が設置された交通統制されていない道路環境下で、実際に道路工事や故障車、緊急車両を設置して行われた。安全管理と統制の観点から、高速道路管理会社とテストサイト幹事会社の協力の下に実施した。実験の様子を図6に示す。

受容性評価の実験参加者は3名とし、普段通るかつ法規を遵守し安全に配慮して走行するよう教示した。実験は以下のようにDRIVE C2Xで定められた手順に沿って進められた。

- 1: C-ITSの目的やシステム概要、実験の手順やコースなどを説明
- 2: システムOFFの状態でもコースを走行（Baseline走行）
- 3: システムONの状態でもコースを走行（Treatment走行）
- 4: 情報提供に関する主観評価アンケート



©OpenStreetMap contributors
図5 試験コース



図6 道路工事通過の様子

4 実験結果

4-1. 通信距離

通信距離は路側機や他車両の双方が持つアンテナの種類や設置位置、環境等に影響される。特に二輪車では、四輪車のように屋根上にアンテナを設置することが構造上できず、電波特性がライダーや車体の影響を受けやすいため、設置する

場所に工夫を要する。また、ユースケースや設定する表示タイミングによって必要となる距離は異なるため、一意に必要な通信距離を定義することはできない。今回のユースケースでは半径約400mの通信範囲が必要とされた。実際の道路では、電波伝搬は大型トラックや建物等にも影響されるため刻々と状況は変わる。本稿では情報提供される時点での路車間通信(V2I)/車車間通信(V2V)それぞれの通信距離を評価する。

図7に路側機から送信されたメッセージ(パケット)を試行ごとに最初に受信した地点の路側機との距離平均の結果を示す。目標である400mの通信可能距離を概ね満たしていることがわかる。路側機アンテナは地上9mに設置されているため、比較的良好な通信距離を得ることができていたと考えられる。しかしながら、路側機:RIS01では、南側から接近する場合と北側から接近する場合で通信距離が大きく異なっている。これは、建物や高架等の構造物などが影響していると考えられる。

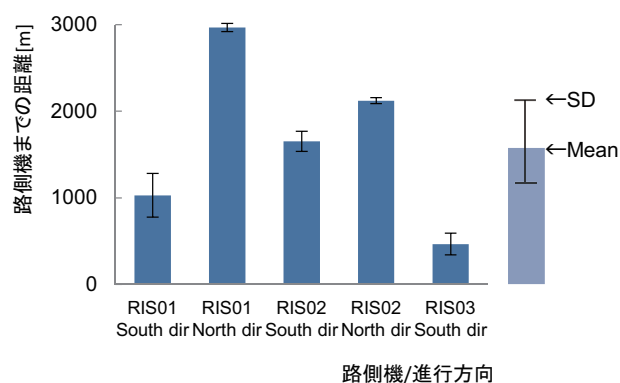


図7 路側機との最大通信距離

次に、V2V通信距離について考察する。V2VはAEVの緊急車が自車後方より接近する状況である。自車他車共に移動をして送受信するため、相対距離ごとのパケット受信レート(PRR)を示す(図8)。PRRは自車が1秒間に緊急車の車両メッセージを受信した回数を、緊急車が1秒間に車両メッセージを送信した回数で除したものと定義した。接近する緊急車からのメッセージを初めて受信した時点での相対距離は約170mとなり、情報提供を行う設定距離に満たなかったため、情報提供タイミングが遅れた。アンテナは3章で述べたように車両の前方に設置されており、ライダーおよび車両の影響で後方の受信距離が短くなることが実走行でも確認された。後方の電波特性向上には、後方用アンテナを設置するなどの対処が必要であると考えらえる。

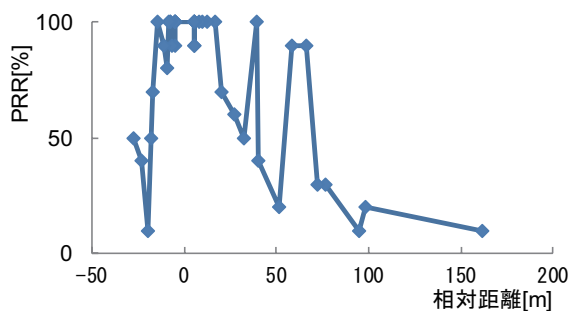


図8 緊急車両との通信における距離ごとの Packet Receive Rate

4-2. 自車位置推定精度

情報提供出力判断は車両の位置座標と方位角を用いる。そのため、正確な動作には高い自車位置推定精度が要求される。位置推定精度は様々な分野で検討、クラス定義がされているが、我々は今回の目標として誤差15m以内とした。図9に一試行における推定位置座標と地図上の道路座標との差(水平位置誤差)のRMS(Route mean square)を示す。なお遅れによる前後方向の位置誤差は考慮していない。本線上では上方視界が良くほぼ直線であったことから誤差が小さいことがわかる。一方、本線外道路では最大11mの誤差が発生していた。また、トンネル等の受信状態劣悪時やビル群でのマルチパス状況下では別途検証を行う必要がある。

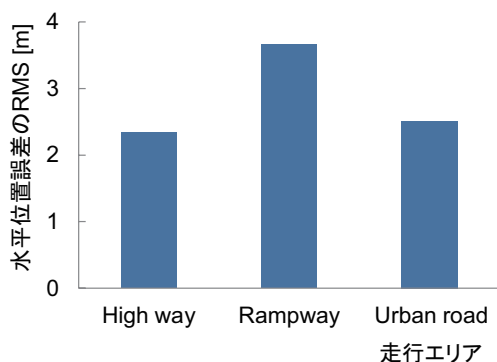


図9 水平位置誤差のRMS

4-3. ユースケース動作

各ユースケースにおいて、システムが正常に動作し、設定したタイミングで情報提供(HMI出力)されるかどうかを検証した。各ユースケース範囲内を通過した回数を「走行回数」、その範囲内で情報提供条件に合致してHMI出力されたものを「正報」、範囲外または範囲内で不必要なHMI出力されたものを「誤報」、HMI出力されるべき条件でHMI出力されなかった

ものを「欠報」として集計した。(設定エリア内であっても情報提供条件に合致せずHMI出力されないものは集計していない。)

4-3-1. IVS (In Vehicle signage)

高速道路料金所から合流までのランプウェイおよび高速道路出口付近では、30km/hの制限速度の情報提供が設定されており、4か所・全67回の試行回数中全てが正報であった。しかしながら、図10(水色)に示すように、設定エリア内でありながら、表示タイミングが一定にならない状況であった。これは、車両方位角が設定されていた方位角の条件に合致していなかったことが原因であった。

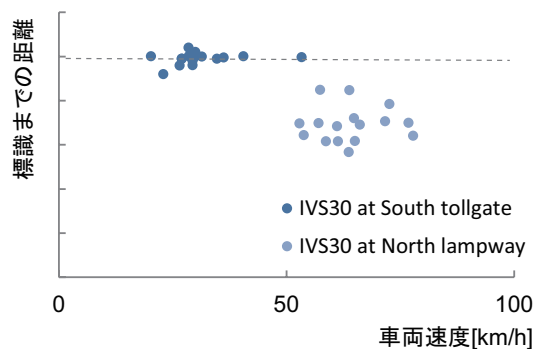


図10 IVS が出力された時の標識までの距離と速度

さらに、「前方に優先道路あり」の情報提供が設定されている高速道路料金所出入り口のラウンドアバウト進入口でも検証を行ったところ、全54回の試行中、6回誤報が高速道路料金所横に併設されているパーキングエリアなどで発生した。これは設定範囲に起因する現象であった。

4-3-2. RWW (Road Works Warning)

緩い右カーブ先で遠くからは直接見渡せない場所に道路工事が設置され、工事車両が路側帯に停止している状況で、試行回数17回のうち1回欠報が確認された。この欠報の状況は、大型トラック(トレーラー)の集団列に並走しており、車体による遮蔽が路側機からの情報を受信できなかった原因であると考えている。図11にRWWが表示された時点での速度と道路工事までの距離の分布を示す。他のユースケースに比べHMI出力時相対距離のバラツキが大きいのは、RWWの判定周期が走行速度に対して長いことが原因と考えられる。走行速度が速い状況下では、数秒の遅れがHMI出力タイミングに大きく影響する。この遅れがライダーにとってどの程度許容できるのかは別途検討している。

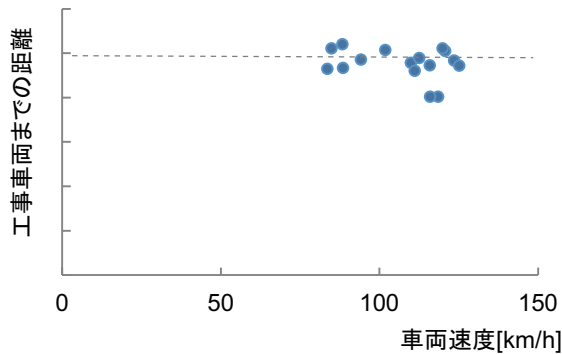


図11 RWWが出力された時の道路工事までの距離と速度

4-3-3. CBW (Car Breakdown Warning)

高速道路路肩に故障車が設定されている状態で、全20回の試行中誤報およびタイミング遅れはなかった。故障車の位置が直線路で、見通しが良く安定的な通信が可能ため問題なく動作したと考えられる。

4-4. HMI の受容性

実験設定の都合上、実験参加者が3名と少ないため統計的な検討はできないが、公道での貴重なデータとして実際の交通場面での傾向を考察する。

初めに、実験参加者は走行中に各デバイスからの情報提供に気づき理解することができたのか、走行終了後のアンケートより自由記述回答の一部を以下に示す。

- ・ 音声は高速走行中に何を言っているかわかりづらい
- ・ LED と LCD は太陽光下でもよく視認できた。ピクトグラムの意味は理解できた。
- ・ 距離や緊急度に関する情報が欲しい。

実験コースが高速道路であったため、走行風などノイズが大きく、音声聞き取れなかったようである。LCDは太陽光下でもコントラストが確保できるパネルを選択したため、視認性が高いとの結果が得られた。また、本実験の情報提供設定では事象到達まで十分な時間があつたため、距離情報が付加されるとより適切な動作タイミング判断ができ、受容性が向上すると考えられる。しかし、情報が多すぎると混乱を招きやすいため、一度に表示する情報量は検討が必要である。

次に、ある実験参加者のCBWが表示される区間の時間ごとの速度変化を図12に示す。Baseline走行(情報提供無し)では速度が120~130km/hで推移している。それに対し、Treatment走行(情報提供有り)では情報提供後間もなく速度が低下し、故障車を過ぎた時点で速度が回復している。距離表

示が無かったため、HMI出力に気づいた時点で減速を行ったと思われる。実験参加者は情報提供内容を正確に理解していることが減速行動にも表れていた。

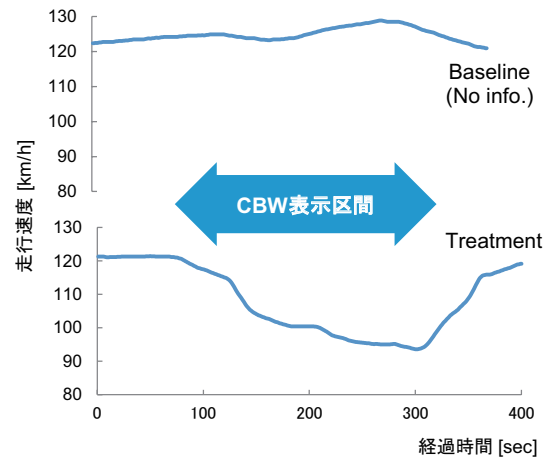


図12 CBW提供区間での速度変化

4-5. 運転行動とシステム効果

Baseline走行とTreatment走行の結果を比較することで、システムから情報提供を受けた実験参加者の運転行動の変化と情報提供の効果を検証する。

・ IVS

IVSは走行速度が制限速度を超えないことを情報提供の効果とする。30km/h制限速度の情報提供前後の速度変化を図13に示す。どの実験参加者においても制限速度以下への抑制効果は見られなかった。なお、Treatmentの走行速度が高いのは、全ての実験参加者に対し、Baseline→Treatmentの順で行ったため、道路への慣れの影響が考えられる。

・ CBW、RWW

CBW/RWWは速度の抑制および前方への注意を促進することを情報提供効果とする。CBW情報が提供される直前の5秒間と情報提供されている区間の速度をBaseline/Treatmentそれぞれプロットしたものを図14に示す。Baselineではどの被験者も情報提供が無い場合、故障車の存在には気づかず、速度の低下はなかった。しかし、Treatmentでは情報提供区間で速度の低下がみられた。また、速度が高いほど、その減速の程度は大きく、抑制効果が見られた。また、RWWにおいても同様の傾向であった。

・ AEV

AEVは緊急走行を邪魔しない行動をとることを情報提供効果とする。本実験では他車両の影響で緊急車とのタイミングが合わず、3名ともデータを取得できなかった。

本3名のテスト傾向からCBWやRWWのような、ライダーが見える位置になくても容易にその存在が想像できる情報に対しては、効果があると考えられる。しかしながら、IVSのような道路標識情報に対しては抑制効果がみられず、提示の方法や形態の検討が必要であると感じた。

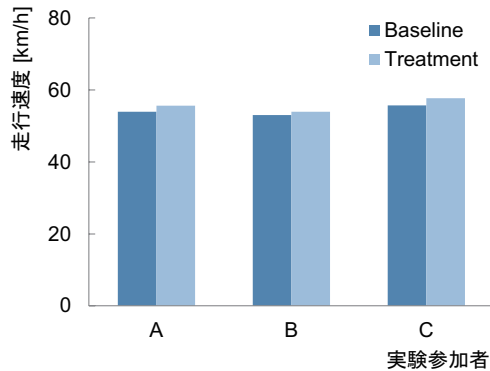


図13 IVS表示区間の走行速度

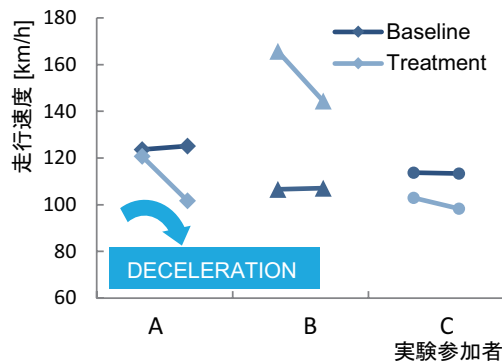


図14 CBW表示前と表示区間の速度変化

参考文献

- [1]DRIVE C2X project : <http://www.drive-c2x.eu/technology>
- [2]ETSI : Intelligent Transport Systems(ITS), EN 302 663 V1.2.1,(2013)
- [3]DRIVE C2X Functions : <http://www.drive-c2x.eu/use-cases>

著者



尾上 太郎(左端)
Taro Onoue

技術本部
研究開発統括部
先進技術研究部

内田 吉陽(左から二番目)
Yoshiaki Uchida

技術本部
研究開発統括部
先進技術研究部

瀬戸 賢治(右端)
Kenji Seto

技術本部
研究開発統括部
先進技術研究部

5 結論

実際の交通環境にて、システムの動作検証やライダーの受容性に関する評価を行ってきた。そこで、以下の結果が得られた。

- ・アンテナ設置条件および周囲の環境により、通信距離が不足し情報提供に影響する可能性があることが確認された。
- ・四輪ベースのHMI出力アルゴリズムや設定では、誤報を生じる可能性があり、二輪車の特性を考慮する必要がある。
- ・ライダーは試作HMIに対しその意味内容を理解することができた。しかしながら、情報提供を受けた際の運転行動への反映、受容性はユースケースに依存する。

今後は二輪車の運転特性に合わせた情報提供タイミングの検討や二輪車特有の情報に対する嬉しさやユースケースについても検討を行い、実用化を考慮したシステムの開発を進めていく。

射出成形 金型内の可視化による海外トライの効率向上

Injection Molding - Improving Efficiency of Overseas Trials via In-mold Visualization

高橋 宏明



要旨

射出成形による樹脂部品は幅広い分野で使用されており、当社製品においても多くの部品に採用されている。当社はプラットフォーム化構想を掲げており、外装部品を変えることでバリエーション違いのモデルも展開している。これらの生産現場では多種多様な商品を高品質・低価格・短期間で作り込むことが求められている。

そのため、海外拠点の生産準備従事者が新規モデルを手離れ良く立ち上げる手法や仕組みが必要となっている。今回、このような状況に対して「金型内のモニタリング」と「成形機の機差吸収補正」を行うことで、効率よくトライを進められる手法を確立したので紹介する。

Abstract

Plastic parts made by injection molding are used in a wide range of fields, and Yamaha products also use many plastic parts. Yamaha is advancing platformization of models, developing model variations by changing exterior parts. Staff working on production of these models must be able to complete preparations for manufacture of a diverse range of high quality products, at low prices within a short lead time.

For this reason, it is important to have methods and systems in place that enable our staff engaged in production preparation at overseas locations to launch work on new models smoothly. The efficient trial methods that employ In-mold Monitoring and Injection Machine Difference Absorption Correction methods introduced herein were developed to tackle this issue.

1 はじめに

当社は海外拠点の一つとしてインドネシアに工場（PT. Yamaha Indonesia Motor Manufacturing 略称YIMM）を有し、市場規模の大きいアジア向け二輪車製造拠点の主力として稼働している。本工場ではインドネシア向けに約20の新モデルを生産しており、最近では主力のモペットタイプやスクータータイプに加え、スポーツモデルも積極的に導入するなど多種多様な商品をラインナップし、お客様へ提供している。市場では、競合他社も新技術を織り込んだ商品を短いリード

タイムで提供してきており、当社としてもさらに競争力を高めていく必要がある。

2 現状分析と問題点

2-1. 取り組みの位置付け

現在、当社海外向け製品の金型の生産準備プロセスは2パターンある（図1）。1つ目は“日本で金型を製作し、作り込んだ後に海外拠点へ移管するパターン”であり、2つ目は“海外拠点の金型メーカーで金型を製作し、海外拠点で作り込むパターン”

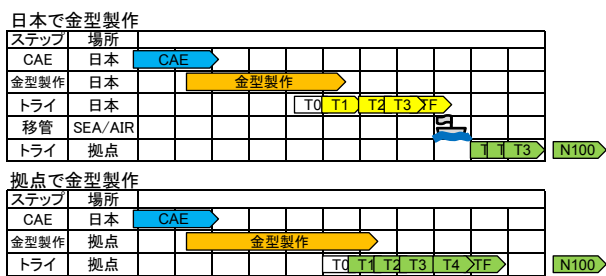


図1 生産準備プロセス

である。今回は、前者の海外拠点へ移管後のトライ効率向上の取り組みであり、インドネシア工場YIMMでの事例を紹介する。

2-2. 課題認識

拠点への金型移管後のトライは、日本で作り込んだ後であるため、“良品ができるはず”である。しかし、拠点で状況の聞き取りをしたところ、再度良品条件の設定および作り込みを行っているということが分かった。そのトライ回数は約3回、生産準備リードタイムは約4週間もかかっていた。これによりトライ実施による人件費や設備稼働費ロスが年間1,228千

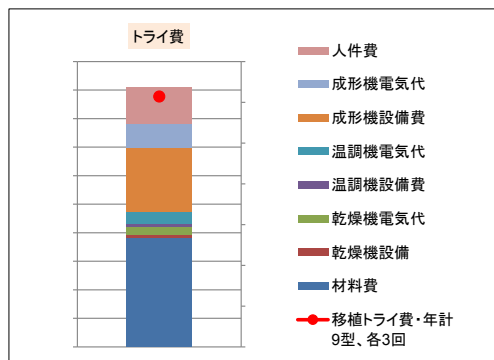


図2 生産準備中のトライ費

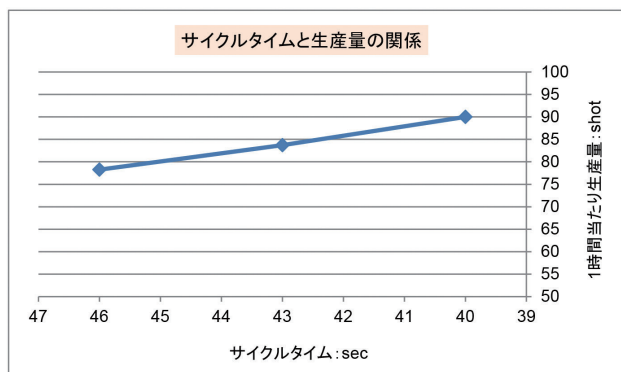


図3 生産停止によるロス

円、さらに生産停止ロスも発生していた(図2、3)。品質、コスト、リードタイムともに市場競争力を維持するため、このロス改善に取り組むこととした。

2-3. 原因分析

原因分析した結果、生産準備ロスの原因として大きく2つが影響していると考えた(図4)。1つ目は日本と拠点で成形機仕様、入力方式およびオペレータの条件設定コンセプトの差異があり、日本で作り込みを行った際の成形条件等の情報が有効に活かされていないということである。2つ目は拠点でのトライの際、日本で作り込んだ成形の状態が再現されているか、また品質を満足できているのか素材で判断できないことがあり、成形・塗装後の評価結果でNGだった場合に繰り返しのトライが発生していたということである。

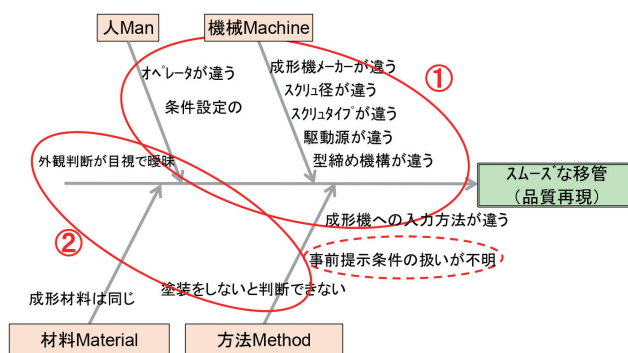


図4 要因分析

3 着手に向けて

3-1. 目標値設定

現状分析の結果から、①“機械や人が違って差を埋められる手法を確立”し、その手法の②“確からしさを確認”し、③“手法の共有”をすることで、拠点でのトライ回数および生産準備リードタイム削減を達成することを目標とした。目標値を以下に示す(表1)。

表1 目標値

項目	目標値	手法
Q	日本トライ品質同等	金型内計測による成形状態再現 (OUTPUT管理)
C	ロス最小	ベースとなる基本条件の準備 (INPUT準備)
D	トライ1回、リードタイム1週間	(上記2項実施による)

3-2. 取り組みの概要

原因分析で記述したとおり、日本と拠点で成形機の仕様に差異がある。そのため、入力側の成形条件の管理ではなく、出力側つまり金型内の成形品自体の状態を可視化し、日本での良品状態を拠点で再現することとした。

3-3. ツールの概要

今回、金型内の成形状態を可視化するため、日本キスラー株式会社の圧力センサを使用し、金型内の樹脂表面に直接接触して測定することとした(図5)。これにより、図6に示すとおり金型内の挙動が圧力波形という形で見えるようになる。グラフの横軸は成形時間(秒)、縦軸は金型内の圧力(MPa)である。

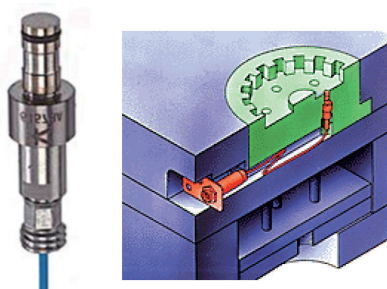


図5 日本キスラー社の圧力センサ

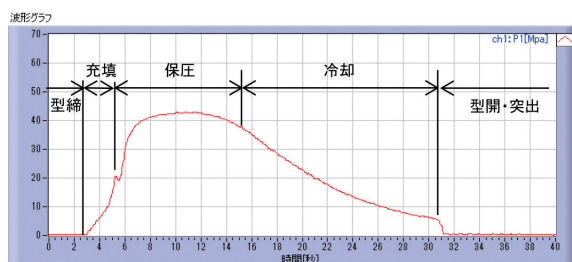


図6 一般的な圧力波形

4 取り組み着手

4-1. 日本での基準圧力波形の取得

まず、拠点へ移管後のトライ時に日本で作り込んだ成形の状態が再現できているかを確認するための基準圧力波形を取得した。今回、製品部への流動口であり“最も長時間にわたり挙動を監視することができるゲートの直下”と“未充填を監視できる流動末端部”の2箇所に圧力センサを設置した(図7)。

図8に基準圧力波形と合わせ込み範囲を示す。ゲート直下側

は圧力ピークが高い方で、流動末端部側は圧力ピークが低い方である。圧力波形の合わせ込み範囲は、成形機入力側で制御できる充填・保圧工程と仮決めし着手した。

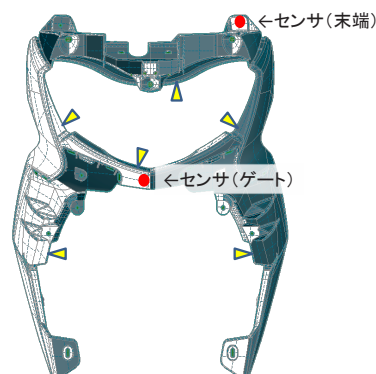


図7 センサ組込み位置

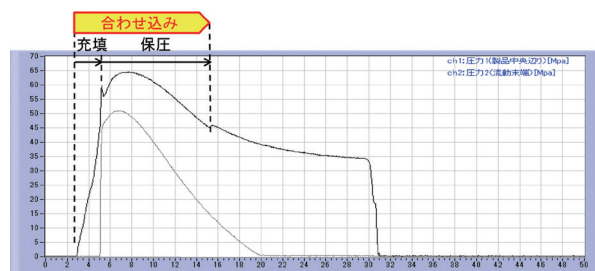


図8 基準圧力波形と合わせ込み範囲

4-2. 条件読替

拠点において日本での良品状態の再現トライを効率よく行うため、メーカー仕様表に基づいて拠点成形機用への条件読替を行った。一例を表2に記す。

表2 成形機仕様表に基づく条件読替の一例

成形機仕様			
	メーカー	動力	スクリュ径
日本トライ機	J社	電動	φ100
拠点生産機	T社	油圧	φ105

仕様表に基づく読替

	圧力	速度	位置
日本トライ機	100 Mpa	30 mm/s	100 mm
↓ 仕様表に基づく読替え			
拠点トライ機	100 Mpa	27.3 mm/s	94.3 mm

4-3. 拠点での再現トライ

スペック表に基づいた読替条件でトライした結果を図9に示す。結果は充填時間が伸びたため、有効な保圧時間が減少し、わずかではあるがヒケレベルが悪化した。そのため、射出速度の設定を調整し、圧力波形の立ち上がり方および充填時間を合わせた(図10)。この結果、保圧時の圧力ピークが高く、日本でのトライ時以上のバリが発生した。

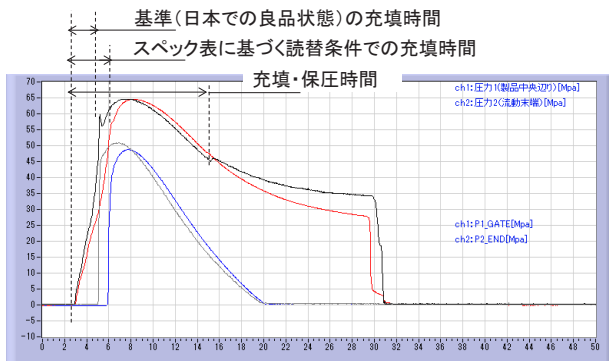
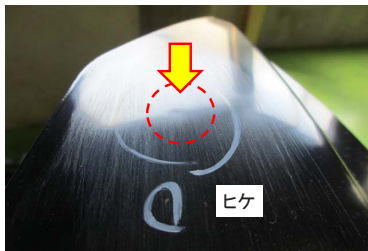


図9 スペック表に基づいて読み替えた条件での圧力波形

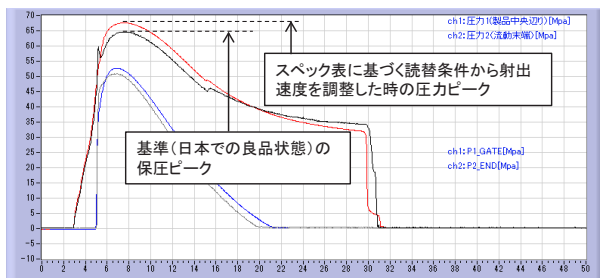


図10 射出速度のみ調整した条件での圧力波形

4-4. 波形の再現

前項の結果から、日本でのトライ時の圧力波形が再現されていないことに加え、製品の品質にも差異があることが分かった。そこで、圧力波形の再現と品質の関係を調べるために、成形条件を調整し圧力波形を一致させた(図11)。

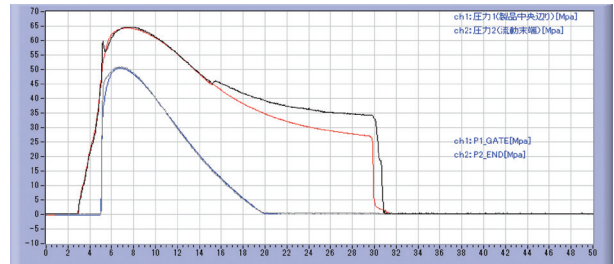


図11 基準に合わせ込んだ圧力波形

4-5. 品質確認

前項の圧力波形再現を行った素材製品および塗装製品の品質を確認したところ、日本でのトライ時の製品と同等の外観品質を得ることが確認できた。この結果から圧力波形を一致させることで品質も再現できることが確認でき、本手法の確かさを確認することができた。

4-6. 条件読替係数の織り込み

日本での作り込みの際の情報を拠点でのトライで最大限に生かすため、“スペック表からの条件読替値”と“圧力波形を合わせ込んだ際の条件値”のギャップを読替係数として算出し、成形機差を埋めることを考えた。これは出力側を合わせるための入力側での調整であり、現在は条件読替時にこの係数を織り込んだ処理を行っている(表3)。

表3 読替係数算出

	圧力	速度	位置
日本トライ機	100 Mpa	30 mm/s	100 mm
↓ スペック表に基づく読替え			
拠点生産機	100 Mpa	27.3 mm/s	94.3 mm
↓ 波形一致へ条件調整			
拠点生産機	77 Mpa	34.4 mm/s	98 mm
↓ 上記2項の差異			
係数	0.77	1.26	1.04

4-7. 取り組みの再確認

「読替係数の妥当性」および「圧力波形の合わせ込みによる品質再現性」を他モデルでも確認した(図12)。結果、読替係数については微調整で基準圧力波形に合わせ込み可能なレベルとなり、さらなるトライの効率向上に目処が立った。品質再現性についても圧力波形が同等であれば品質も同等になるということも確認できた。また、良品条件幅が狭いことが多い“一つの金型に複数の製品を配置した多数個型”においても本取り組みによる効果を確認でき、スムーズな移管ができる目処も立った。

今回の取り組みで、各メーカーの成形機の特徴も把握することができた。中でも最も特徴的だったのは保圧時の圧力差であり、移管前後の成形機の組み合わせによっては40%近い調整が必要であることが分かった。また、圧力波形の立ち上がり方に差異が生じる原因については、電動/油圧の動力の差異により発生したと考察した。圧力調整に関しては、これらの結果を踏まえた安全側(金型負担に低い側)からの調整を継続することとした。

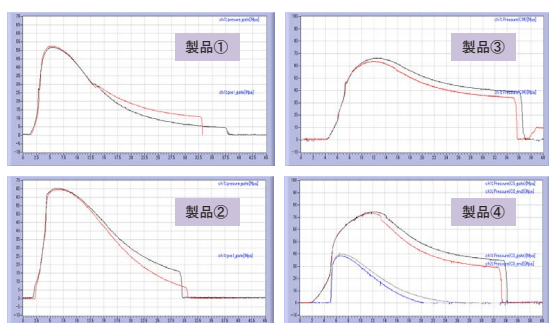


図12 他モデルでの合わせ込み例

4-8. 効果の確認

金型内の成形状態をモニタリングしながら日本での作り込み時の波形および品質を再現する手法の採用と、拠点成形機での再現用にベース成形条件を準備してトライに臨む取り組みを行うことで、拠点でのトライ回数は今までの約3回から1回、生産準備リードタイムは約4週間から1週間に短縮し、生産準備ロスを削減することができた(図13、14)。

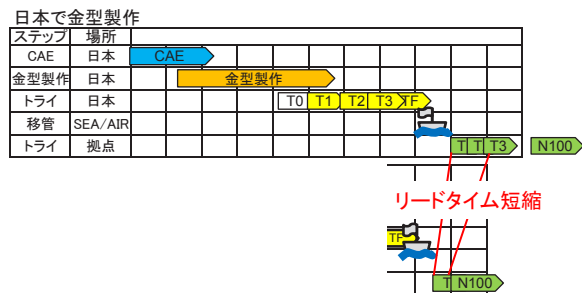


図13 リードタイム短縮の効果

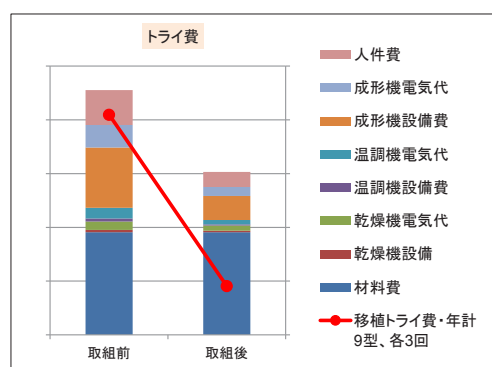


図14 トライ費の削減効果

5 まとめ

5-1. 継続展開に向けて

今回の取り組みの効果を継続するため、日本での作り込みが完了した金型には「拠点成形機用に読み替えた成形条件」と「基準圧力波形データ」をセットにして移管していくこととした(図15)。そして、ルーチン化への落とし込みとして、現地スタッフへの計測作業やトライでの圧力波形合わせ込み方法などをマニュアル提示のもとに教育しており、現地化の目処も立っている。

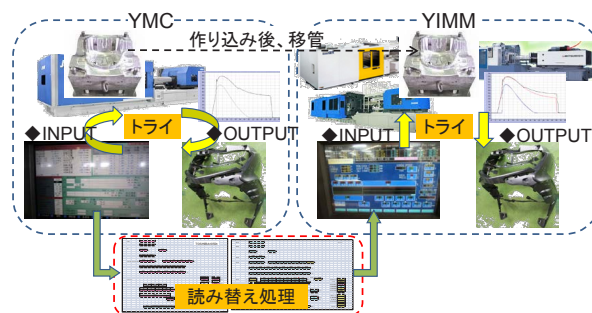


図15 効率的な生産準備

5-2. 最後に

今後は、金型完成後の作り込みリードタイム短縮に向けた取り組みを計画している。具体的には、CAE段階での検討回数を増やし、少しでも品質に懸念がある部位については製品設計や金型設計に事前に要件を織り込むことで、トライ回数削減およびリードタイム短縮を目指す。また、これらの事前検討を精度良く行なっていくために実機とCAEとの合わせ込みや相関取りにも取り組む予定である。最終的には、ベースとなる成形条件表や、良品を得られるであろう狙いの成形圧力波形を準備して実機トライに臨む形を目指している。

■著者



高橋 宏明

Hiroaki Takahashi

PF車両ユニット

コンポーネント統括部

生産技術部

トランスミッション歯車シェービング加工 工程の振動解析を用いた歯車精度対策

Methods to improve gear accuracy utilizing experimental modal analysis in the transmission gear shaving processing phase

牧瀬 芳輝

当論文は、日本プラントメンテナンス協会(JIPM)の2015年度TPM優秀論文賞を受賞した内容に基づくものです。

要旨

モーターサイクルのトランスミッション歯車は強度向上、騒音低減を目的に歯面仕上げ工法にシェービング加工を採用している。シェービング加工における歯形精度が周期的に変化する現象について、振動モード解析を用いて共振のメカニズムを解明し、精度改善する手法を開発したので紹介する。

Abstract

Shaving processing is employed in gear surface finishing methods aimed at increasing strength and reducing noise in motorcycle transmission gears. With regard to the phenomenon of cyclic changes in gear profile accuracy in shaving processing, this report will introduce the development of methods to clarify resonance mechanisms utilizing experimental modal analysis and improve accuracy.

1 はじめに

モーターサイクルのトランスミッション歯車(図1)の歯面仕上げにはシェービング加工が広く用いられている。シェービング加工はホブ加工と比較して歯面が平滑なため低騒音化、ピッチング損傷防止の効果がある。また、加工時間が他の歯面仕上げ加工に比較して短いことが利点である。トランスミッション歯車の高精度化による効果は、低騒音による品質感向上、エンジン全体の軽量化による燃費向上、歯車の表面処理廃止によるコストダウンであり、お客様の感動を創造する加工技術としてますます重要度を増している。

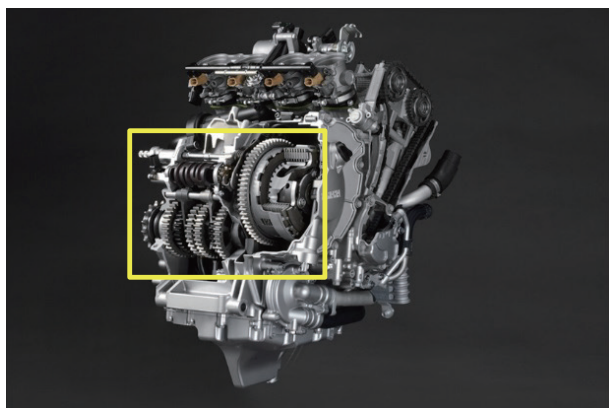


図1 モーターサイクルのトランスミッション

しかしながら、特定の歯車部品のシェービング加工において、狙った歯車精度が得られなくなる現象が発生する場合があります。異常品の検出のために全数検査を実施することでロスが発生していた。本稿では振動解析を用いて原因となる共振のメカニズムを解明し、その結果に基づき対策を実施するこ

とで全数検査を廃止できたので報告する。一般的にシェービング加工では振動が歯車精度に悪影響を与えるといわれているが、本稿では振動に関する新たな取り組みを説明する。

2 シェービング歯車の精度問題

2-1. シェービング加工の原理

トランスミッション歯車の製造工程は鍛造後にブランク加工、ホブ加工を行うが、部品の要求精度によりホブ加工の後にはシェービング加工を行う(図2)。シェービングカッタがサーボモータによって駆動され、ワークはカッタとの噛合いにより従動する。カッタは歯車形状で、溝(セレーション)が多数並んでいる(図3)。ワークとカッタは15°前後の交差角を持って斜めに噛合わせ、カッタを回転させながら押し付ける(プランジ加工)。セレーションのエッジの切れ刃がワーク歯面を横滑りして切削を行う。なお、プランジ加工においては歯面を均一に切削するため、1歯ごとにシェービングカッタのセレーションが少しずつ位置を移動するように設計されている。この移動量をディファレンシャル量と呼び、通常は一定である(図4)。

2-2. シェービング加工の精度問題点

歯車に要求される精度の1つに歯溝の振れがあり、内径に対する歯面の偏芯および歯ごとのピッチ誤差を総合した製品機能上重要な規格として表わされる(図5)。歯車のインボリュート曲線を歯形と呼び、通常は真のインボリュート曲線を基準としてずれ量の比較測定を行うが、特に角度のずれ量は歯形圧力角誤差と呼ぶ(図6)。

<発生工程>

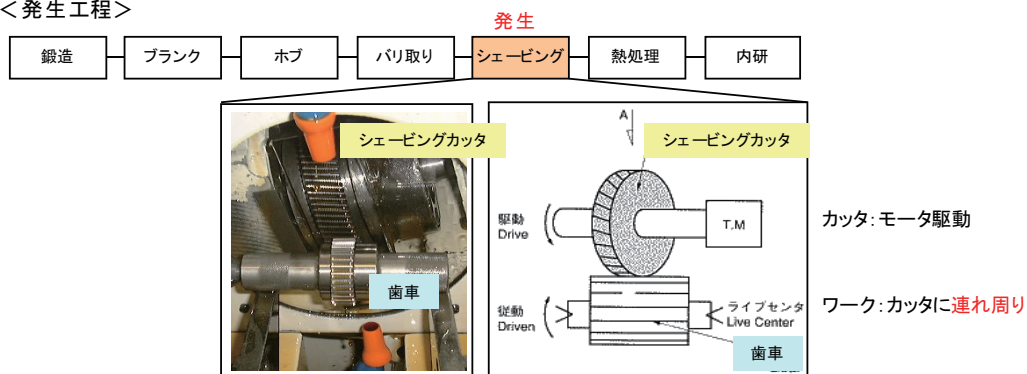
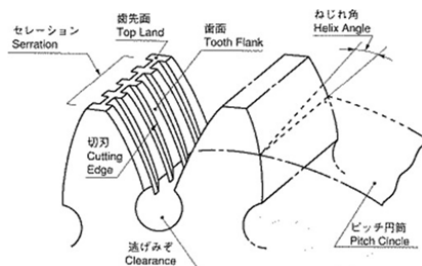


図2 シェービング工程の紹介

シェービングカッタ全景



カッタの歯先の様子



カッタの切れ刃の軌跡
⇒横滑りしながら切削

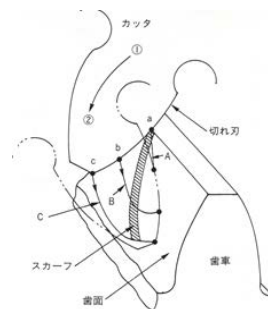


図3 シェービングカッタのセレーションと加工原理

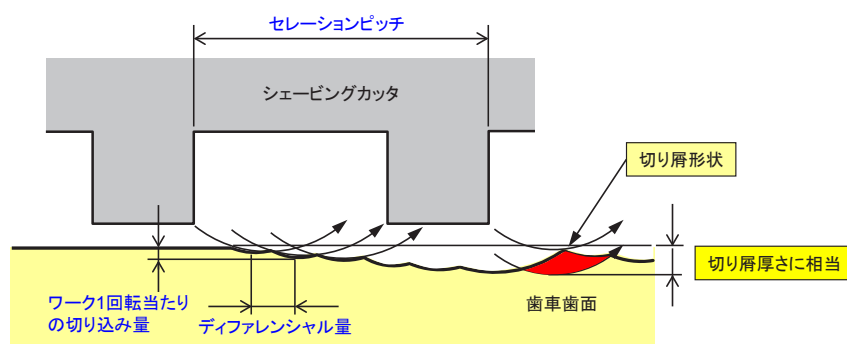


図4 シェービングの加工点の様子

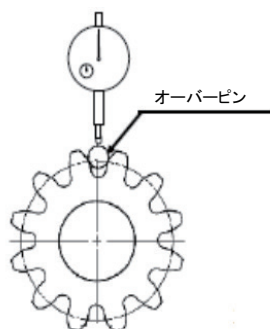


図5 歯溝の振れ

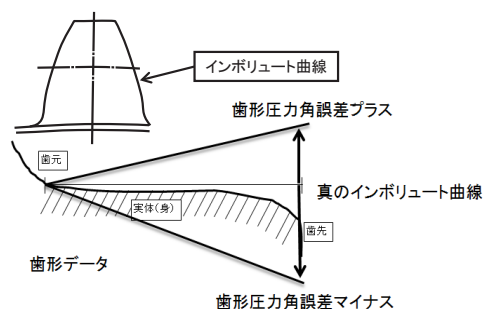


図6 歯形と歯形圧力角誤差

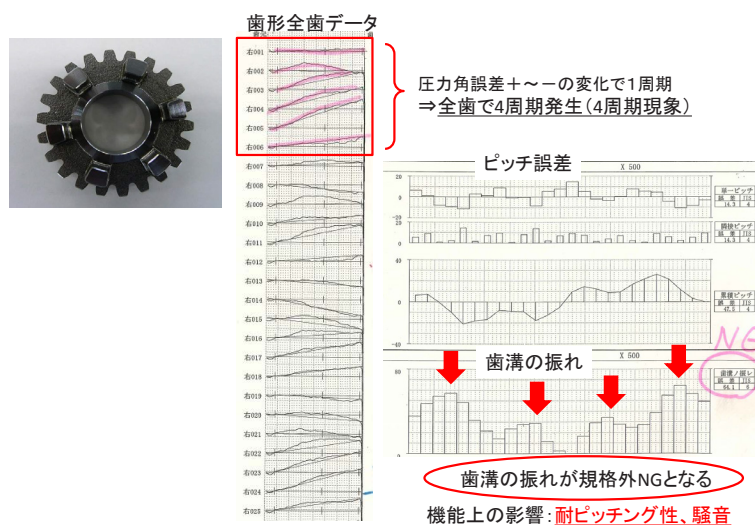


図7 歯車部品Aの歯溝の振れ4周期変化問題

異常が発生した歯車部品Aでは、歯形を全歯測定すると歯形圧力角誤差においてプラス、マイナスの周期的な変化が全周で4回現れる。この歯形圧力角誤差の周期的な変化の影響で歯溝の振れにも4周期の変化が発生し、規格 $43\mu\text{m}$ を超える製品が発生していた(図7)。

流出防止として同様の精度問題を持つ全17部品の歯溝の振れを全数選別しており、大きなロスが発生していた。ロスコスト撲滅のために真のメカニズムの解明、発生防止策の良品条件への織り込みが求められた。

3 振動解析を用いたシェービング歯車精度問題対策

3-1. シェービング加工と振動との関連性 ～噛合いメカニズム～

ここではシェービング加工と振動との関連性について噛合いメカニズムの視点から説明する。カッタとワークの噛合いの状態は歯面の左接触点、右接触点が2点ずつで均等な状態から開始して、回転すると右接触点が3点となり左接触点の2点に対して不均等となる。その結果、右から左へワークを回転させるモーメントが増加する(図8)。さらに回転するとモーメントは左右均等となり、次に左から右へワークを押す方向に増加する。ワークとシェービングカッタの噛合いによって連続的に左右にモーメントが変動することを噛合い変動と呼ぶ。押し付けられた状態で噛合い変動が生じるとシェービングカッタのセレーションによる切削量が変動し、ワークの歯形に影響する。この周期的な噛合い変動が一定以上に大きくなると振動につながり、歯車精度に悪影響が発生すると一般的にいわれている。

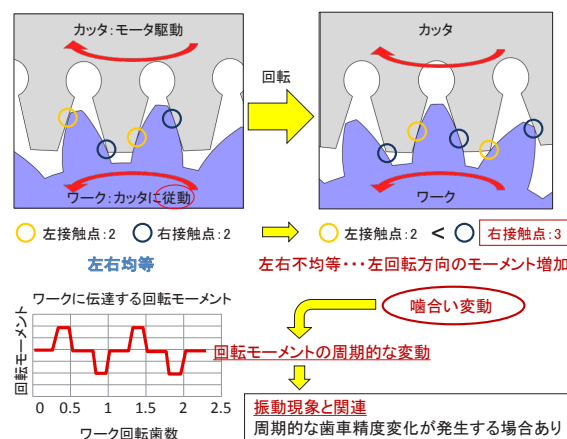


図8 シェービングカッタとワークの噛合い変動

3-2. シェービング加工と振動との関連性 ～歯車諸元～

次に振動との関連性について歯車諸元の視点から説明する。モジュールとは歯の大きさを示し、大きい方が切削負荷が高く振動に影響する。一方、同一のカッタにてモジュールが一定の歯車を加工する場合に、歯数が少ない方がワークとカッタの噛合い長さが小さく、噛合い変動が大きくなるため振動に影響すると考えられる(図9)。

ここでモジュールを横軸、歯数を縦軸とした歯車諸元マップに精度不良となった対象17部品を×点、他の問題のないシェービング部品を○点として共にプロットした(図10)。対象17部品はモジュールが全体の中で大きい側、歯数が少ない側に偏って存在している。メカニズム上、この2つの諸元による要因から振動が発生し易くなることと一致している。

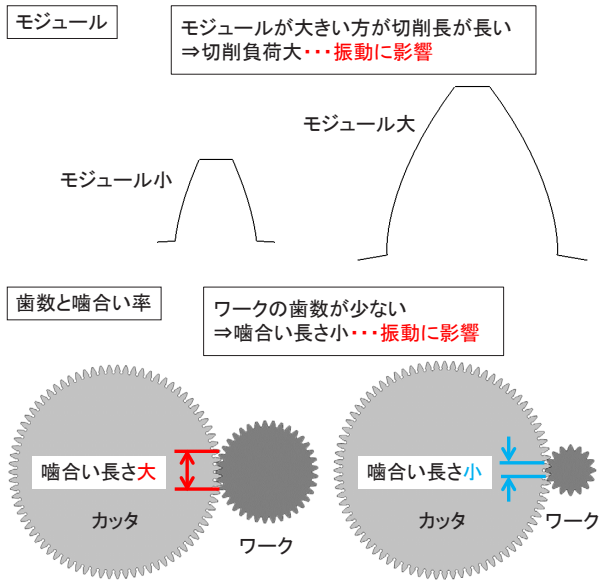


図9 歯車諸元の振動影響

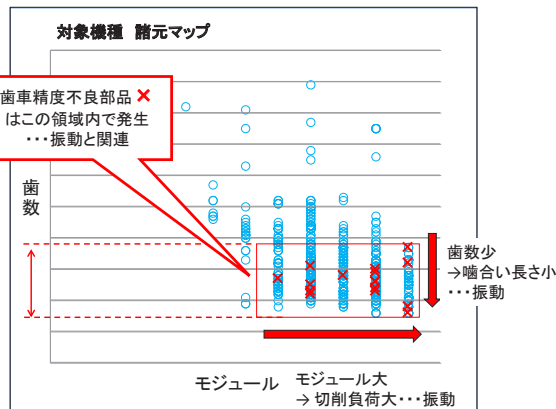


図10 歯車諸元マップ

3-3. 歯車精度問題発生状況の調査

歯車部品A(表1)の原因調査の過程において2枚のシェービングカッタ①、②で歯車精度不良の発生に差があることが分かった(表2)。噛み合い周波数266Hz(カッタ回転数165rpm)の場合に歯溝の振れの4周期変化がカッタ①、②の両方で発生する。カッタ②は300Hz以外の噛み合い周波数でも歯溝の振れの4周期変化が発生する。特に、噛み合い周波数266Hzでは歯溝の振れが規格外となる。

カッタ①、②は同じ仕様だが、カッタ②のセレーションにワークの歯幅以上の欠損がある(図11)。以上の状況で歯溝の振れが周期的な変化を示したことから発生メカニズムに振動が深く関わっていると考え、ハンマリングを用いた振動解析を中心に調査を進めることとした。

表1 歯車部品Aの諸元、カッタ諸元、加工条件、設備仕様

歯車部品A 諸元		加工条件	
モジュール	2	回転数 (rpm)	150～225
圧力角 (°)	20	送り量 (mm/min)	0.30～1.00
歯数	25	加工設備仕様	
転位量	0.5474	メーカー	HURTH
基準ピッチ円直径(mm)	50	型式	ZST7
カッタ諸元		数値制御	FANUC NC
歯数	97	主軸モータ	5kW
ねじれ角 (°)	15	加工方法	ブランチ

表2 歯溝の振れ4周期変化の発生状況

		シェービングカッタ	
噛み合い周波数	カッタ回転数	①	②
240Hz	148rpm	○	△
266Hz	165rpm	△	×
300Hz	186rpm	○	○
340Hz	210rpm	○	△

○：4周期変化無し △：4周期変化有るが規格内 ×：4周期変化有り規格外

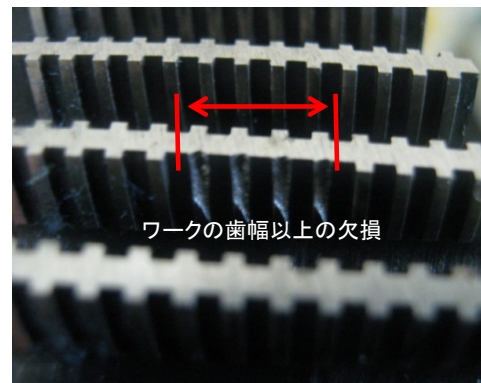


図11 カッタ②の欠損状況

3-4. 実加工振動解析

実加工中の振動解析では図示の位置(図12)のカッタ付近での加速度、ワーク付近での加速度を加工中に測定する。カッタ側を入力、ワーク側を出力として出力÷入力を伝達関数と定義する。伝達関数は振動の伝達レベルを評価する指標で、横軸周波数、縦軸伝達関数としてグラフに示す(図13)。グラフより周波数800Hzで振動レベルが最大となり、またカッタ歯数と回転数から決まる噛み合い周波数266Hzの3次周波数が800Hzで振動最大の周波数と一致し、関連があると考察される。

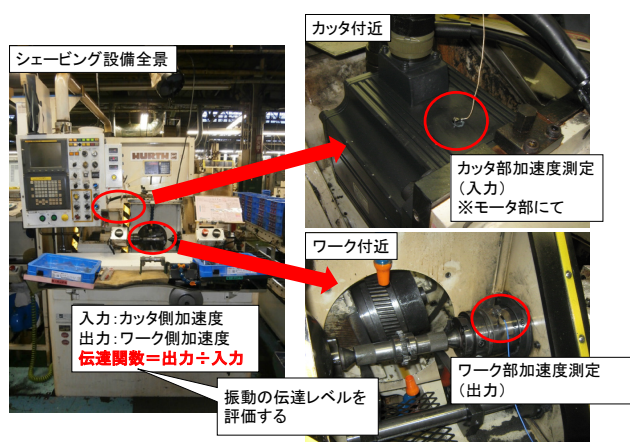


図12 実加工振動解析の様子

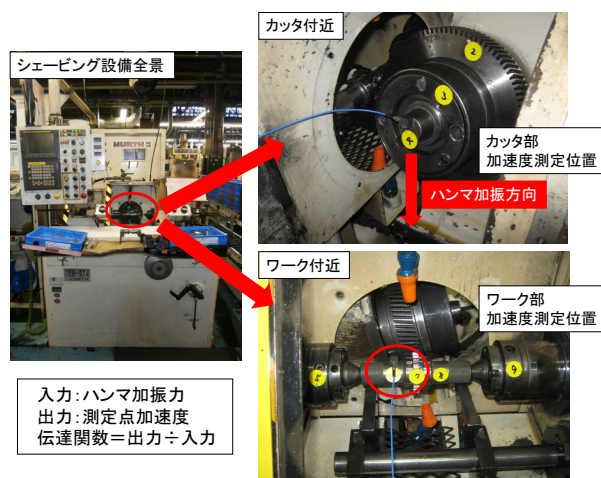


図14 ハンマリングテストの様子

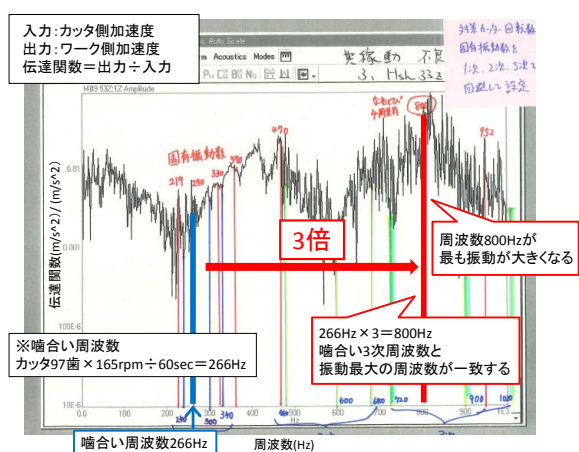


図13 伝達関数グラフ(実加工時)

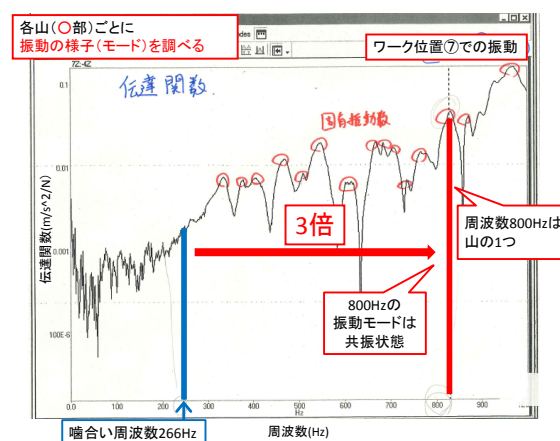


図15 伝達関数グラフ(ワーク位置⑦ハンマリング)

3-5. ハンマリングテストによる振動解析

ハンマリングテストでは3軸加速度センサを対象物の黄色マークの各位置に取り付けて、計測用ハンマでカッタ主軸の先端に加振を行い、加速度の測定を行った(図14)。

加振力データを入力、加速度データを出力として出力÷入力を伝達関数と定義する。横軸周波数、縦軸伝達関数としてここではワーク位置⑦の伝達関数をグラフに示す(図15)。

各測定位置での伝達関数から各周波数での系全体の振動の形、すなわち振動モードを調べることができる^{[1][2][3]}。振動モード解析ソフトウェアを用いて系の各位置の伝達関数をモデル上に関連付け、各周波数での振動モードを動画で描画して振動の様子を観察した(図16)。

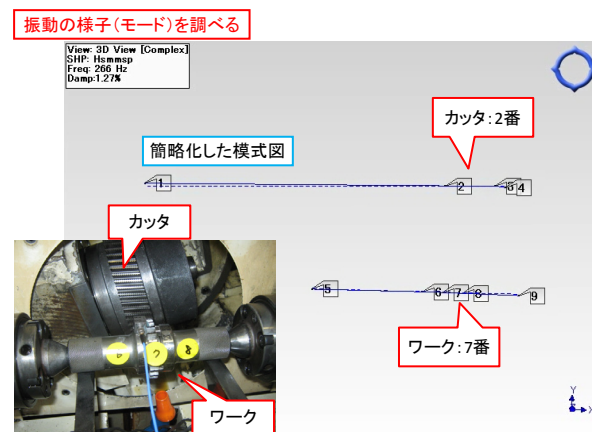


図16 振動モードの様子

3-6. 振動解析結果

実加工振動解析の伝達関数を確認すると周波数800Hzに最大の振動のピークがある。ハンマリングで800Hzでの振動モードを確認すると、カッタを保持するカッタシャフトとワークを支持するワークシャフトの振動は逆位相となっていた(図17)。これは、800Hzが構造上の共振点であり、軸間距離が狭くなったり広がったりを繰り返す動きが周期的に発生していることを意味している(図18)。この動きが歯溝の振れの周期的な変化につながっていると考えられる。

また、266Hzでの振動モードを確認するとワーク側は動いておらず、カッタ側の動きは小さいため歯形精度に影響を与えないことが分かる(図19)。その他の振動のピーク点で振動

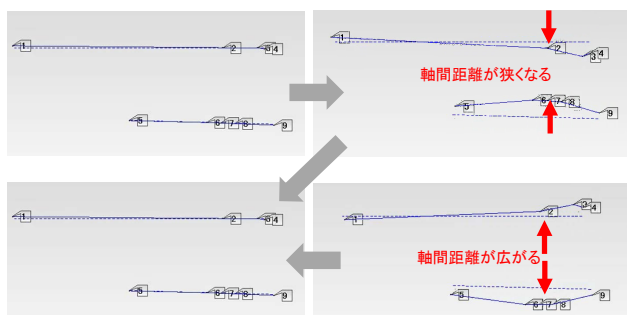


図17 800Hzの振動モードの様子

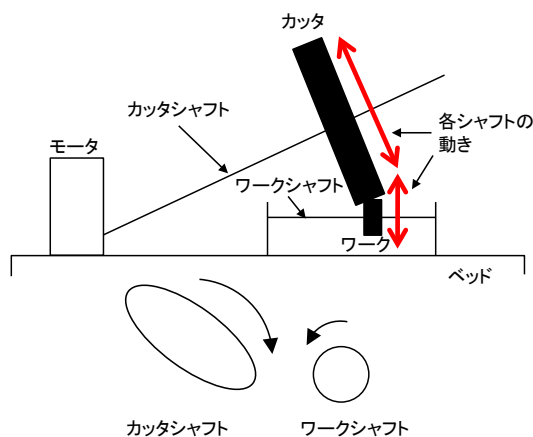


図18 800Hzでのカッタとワークの動き

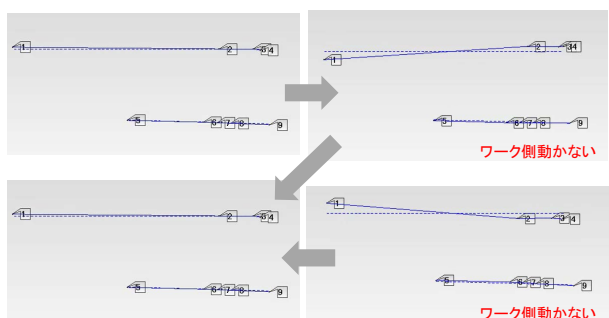


図19 266Hzの振動モードの様子

モードを確認すると同位相となっていた。このことは、800Hz以外では軸間距離の変動の影響が少ないことを意味している。さらに考察すると、シェービングカッタの回転数を165rpmに設定すると噛合い周波数266Hzが発生し、その3次成分の800Hzが前述の構造上の共振周波数800Hzと一致するため、特に歯溝の振れの周期的な変化が発生すると考えられる。

3-7. 歯溝の振れの変化が4周期となるメカニズムの推測

前述のように、シェービングカッタの回転数を165rpmに設定すると噛合い周波数266Hzが発生し、その3次成分の800Hzが前述の構造上の共振周波数800Hzと一致するため共振状態(歯形精度に影響を与える軸間距離が狭くなったり広がったりを繰り返す動き)となっている。さらに、カッタ②の97歯中の1枚のセレーションの欠損はワークの幅以上であるため、回転中に欠損のところでワークとカッタの噛合いのクリアランスが瞬間的に増加する。この時、噛合いの角速度が変化し衝撃的な加振をワーク歯に与える。衝撃的な加振はあらゆる周波数の振動をワークとカッタに与えるため、800Hzでの共振状態をさらに助長させることとなる。

カッタの欠損は1回転に1回の衝撃を与え続けるが、3次成分の800Hzはカッタ1回転に3回の振動を行う。つまりカッタ1回転97歯で800Hzの振動の山は3回発生する(図20)。よって $97 \div 3$ で32歯に1回振動する。800Hzではカッタシャフトとワークシャフトが共振状態で、図17および18に示した軸間距離が狭くなったり広がったりを繰り返す動きで歯形精度に影響を与える。これによりカッタ振動の軸間距離の変動が32歯ごとにワークに転写されることになる。カッタとワークの歯を横に並べた歯車展開図で模式的に説明すると、32歯毎のカッタの振動に対し、ワークは25歯であるため、振動1回毎にワークは1回転+6歯進む。これが繰り返された時、ワークには6歯間隔で振動が転写されたようになる。 $25 \div 6 \div 4$ のため4周期の山が現れているように見えると考えられる。

4 歯溝の振れの周期的な変化の対策

4-1. 共振回避のための加工条件設定

シェービング工程では刃具の加工数によりセレーションの切れ刃のエッジ性状が変化するため歯形精度が変化する。また、カッタの再研磨に伴うカッタの寸法変化でワークとの噛合いが変化することによっても歯形精度が変化する。歯形精度の調整のため、段取り時に加工条件を作業標準書の加工条件表から作業者が設定している。前章で説明したように、歯車

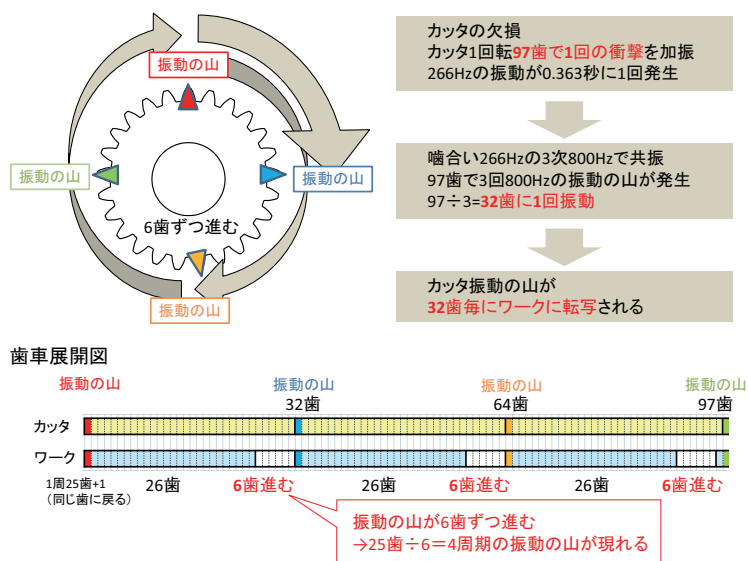


図20 カッタとワークの噛み合わせの動き

部品Aにおいてカッタ回転数165rpmの場合に共振が発生するため、カッタ回転数165rpmの使用を禁止するよう、作業標準書を変更した（表3）。

表3 作業標準書の加工条件設定

周速	カッタ 回転数	送り速度 (R:荒 F:仕上)				
		ワーク1回転当たりの送り量				
		0.0005	0.0008	0.001	0.0013	0.0015
150	225	0.44	0.66	0.88	1.1	1.31
140	210	0.41	0.62	0.82	1.02	1.23
130	195	0.38	0.57	0.76	0.95	1.14
120	180	0.35	0.53	0.7	0.88	1.05
100	150	0.3	0.44	0.59	0.73	0.88

※S165は設定不可（振動発生領域のため）

4-2. シェービングカッタのセレーションの欠損の検査実施

3章で述べたように、カッタのセレーションのワーク歯幅以上の欠損が衝撃的な加振を行い、歯溝の振れの周期的な変化を発生させていたことが分かったため、これに対する対策を実施した。加工職場にカッタ欠損をチェックする検査台、記録帳票を設置すると共に、加工の前と後で確認する仕組みを作った。これにより、ワーク歯幅以上に欠損したカッタは生産で使用されないようにした。以上により、カッタのセレーションの欠損について、振動発生防止を目的として明確な基準を作ることができた。

4-3. 対策の成果

今回の取組みの中で良品条件表を作成した。発生防止、流出防止の良品条件を設定することができて、歯溝の振れの全

5 おわりに

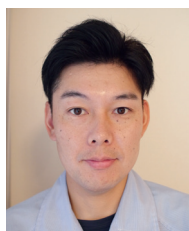
シェービング加工の歯溝の振れの周期的な変化について、ハンマリングを用いた振動解析により原因となる共振のメカニズムを解明した。シェービング工程は従来、段取り時の歯形精度調整などに職人技能的な領域があるが、振動解析を用いた技術的解決手法の開発ができたことが今回の収穫であり、今後も継続していく。

最後に、振動解析に多大なご協力を頂いた(株)柏原応用力学研究所 柏原礼一郎様に深く感謝申し上げる。

参考文献

- [1] 長松昭男「モード解析入門」コロナ社
- [2] 星鐵太郎「機械加工の振動解析」工業調査会
- [3] 日本機械学会講習会資料「切削加工、びびり振動の基礎知識」日本機械学会

著者



牧瀬 芳輝
Yoshiteru Makise
エンジンユニット
コンポーネント統括部
ユニット技術部

Reprinted with permission Copyright © 2015 SAE Japan and Copyright © 2015 SAE International.

(Further use or distribution is not permitted without permission from SAE.)

要旨

チタン合金製コンロッドは、鋼製のものに比べて、原動機の往復重量および回転重量を大幅に低減できるため、エンジンの低燃費化および出力向上への効果が大きく期待される。しかし、材料コストおよび加工難易度が高く、摺動部の磨耗対策も必要のため、これまでは生産量が少なく高価な車種のみに採用されてきた。本報では、これをより幅広い車種で採用することを目的として、材料、加工法および表面処理方法を検討した。材料として、モーターサイクルのコンロッド用で一般的なSCM420鋼および6Al-4Vチタン合金に対して、合金成分が廉価である5Al-1Feチタン合金を比較した。加工方法については、切削加工量を減らすと共に、材料強度および靱性を高くするために、熱間鍛造を検討した。また、加工工程数を減らすと共に大端剛性を向上させるために、大端破断分割(FS)工法の適用を検討した。さらに、摺動部による磨耗や凝着を防ぐための表面処理手法を検討した。以上より、5Al-1Feチタン合金を用いたFSチタンコンロッドの利点が定量的に示された。本研究を応用したチタンコンロッドは、2014年より量産モーターサイクルYZF-R1およびYZF-R1M向けとして生産されている。

Abstract

Titanium connecting rods promise great results in the areas of engine fuel efficiency and power improvements thanks to large reductions in the reciprocal weight and rotation weight of motors compared with steel connecting rods. However, since materials are costly, machining is difficult, and wear on the sliding portion poses problems, titanium connecting rods have only been produced in small volumes and utilized in premium models. In this report, materials, machining methods, and surface treatment approaches were considered that would allow use with a wide range of models. In terms of materials, JIS SCM420 steel and Ti-6Al-4V alloy (generally used in motorcycle connecting rods) were compared with Ti-5Al-1Fe alloy for which the alloy content is inexpensive. With regard to the machining method, hot forging was considered as a means of reducing both the amount of cutting, and improving material strength and toughness. Moreover, to reduce the number of machining processes and improve the big end rigidity, the possibility of utilizing big end Fracture Splitting (FS) process was investigated. In addition, surface treatment methods that would prevent wear and adhesion of the sliding portion were considered. Through these processes, it was possible to quantitatively prove the merits of the FS titanium connecting rods utilizing Ti-5Al-1Fe alloy, enabling production of connecting rods with better functionality at lower cost than conventional models. The titanium connecting rod which was the subject of this research has been mass produced for the YZF-R1 and YZF-R1M models since 2014.

1

はじめに

チタン合金製コンロッド(図1)は鋼のものに比べ、質量に対する疲労強度の比が高いため、大幅な軽量化が可能である。軽量化により使用中の慣性力が小さくなることから、エンジン回転数の向上による出力向上や、摺動部の面圧の低減による摩擦ロス低減を実現できる。また、コンロッド自体の軽量化だけでなく、これとバランスをとるクランクシャフトの質量も合わ

せて低減できるため、図2に示すようなモーターサイクル全体の軽量化にも大きく貢献する。

しかし、コンロッドへのチタン材料の採用には、3つの課題がある。1つ目の課題は、コストが高いことである。材料自体が高価であることに加え、熱間鍛造や機械加工の難易度が高く、製造コストも高い。そのため、これまでチタンコンロッドは、一部の高価な車種でしか使われなかった^[1-5]。2つ目の課題は、チタンは弾性係数が低いことから、使用中の大端内径の変形

量が大きくなる傾向があり、これを銅と同等にするために予想外に質量が増えることである。3つ目の課題は、熱伝導率が銅と比較して30%以下であるため、摺動熱がこもりやすく、他の金属と反応して凝着磨耗を起こしやすいことである。

1つ目と2つ目の課題克服のため、チタンコンロッドへの大端破断分割(以下FS)工法^[6,7]の適用を検討した。FS工法では、キャップとロッド(図1)を一体で熱間鍛造し、そのまま一体で機械加工を行う(図3)。そして機械加工工程の途中でFS工程を実施し、キャップとロッドを脆性的に破断する。破断後には脆性破断面を活用した位置決めですぐに組み付け、再び一体で仕上げの機械加工を実施する。

FS工法により、一体で熱間鍛造を実施することで、キャップとロッドを別々に鍛造するのに比べて、材料歩留まりの向上と熱間鍛造の工程数の削減ができる。また、全工程をキャップとロッド一体で機械加工するため、機械加工の工程数を大幅に低減できる。以上より、前述の1つめの課題であるコストの低減に寄与できる。さらに、キャップとロッドの間が脆性破断面となっていることから、クランクシャフトへの組み立て後において

加工時の真円度を再現しやすくできると共に、使用中にもその部分でのずれがほとんど無くなり、大端内径変形量の低減が可能となる^[7]。そのため前述の2つ目の課題である、大端内径の変形量を低減できる。

3つ目の課題である凝着磨耗の防止のために、従来のチタンコンロッドでは小端部に銅ブッシュを圧入し、また大端スラスト部にはモリブデン溶射や、ドライコーティング等の表面処理を行なうことが一般的であった。しかし、銅ブッシュを使用すると小端の外径が大きくなるため、質量の増加に繋がり、チタン材を採用する利点が小さくなってしまう。また、小端と大端それぞれに工法が異なる表面処理を行なうと、生産コストを増加させてしまう。

そこで本報では、工業的に行われているチタン材の耐摩耗表面処理の中から、小端および大端の耐凝着磨耗性を同時に満たせるように、耐摩耗性、耐焼付き性、密着性の観点から最適な方法を選定した。

さらに本報では、成形性と強度を考慮した熱間鍛造条件についても検討した。熱間鍛造は、コンロッドの重要な機能であ



図1 チタンコンロッド



図2 モーターサイクル

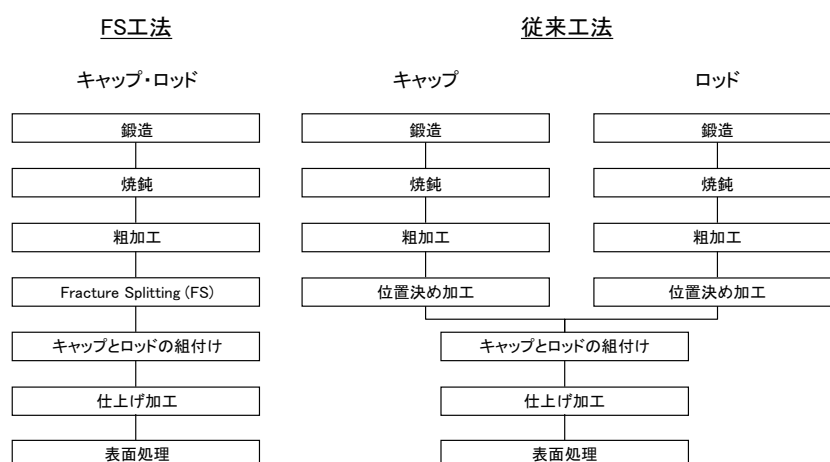


図3 コンロッドの加工工程の比較

る疲労強度および靱性の向上が期待できる。しかし、チタンコンロッドの生産において、熱間鍛造を実施している例はいくつか見られる^[1,4,5]ものの、その加工難易度は鋼に比べて高いことが予想される。そこで、対象としたチタン材の熱間鍛造の難易度を見積もる一助とするために、熱間加工性を評価し、従来のSCM420鋼材と比較した。

以上の検討により、チタンコンロッドの材料コストおよび製造コストを低減すると共に、チタン材本来の軽量化を実現し、より多くの車種にチタンコンロッドを採用可能とすることを目的として試験を実施した。

2 試験方法

2-1. 材料

本検討にあたり、コンロッド用チタン材料として広く使われているASTM B348 Gr5(以下Ti-6Al-4V)と共に、アルミニウム5%と鉄1%を含む α - β 型チタン合金(以下Ti-5Al-1Fe)も評価した。比較対象として、肌焼鋼JIS SCM420(以下SCM420)も準備した。

全ての試験において、Ti-6Al-4VとTi-5Al-1Feについては、1013Kで2時間の焼鈍を行い、試験に供した。SCM420については、浸炭焼入れ焼戻しを実施し、550Hv有効硬化層深さを0.5mmとした。表1に、評価した材料と熱処理の一覧を示す。

表1 材料と熱処理

	材料	熱処理
Ti-6Al-4V	ASTM B348 Gr5 (Alを6wt%, Vを4wt%含む α - β 型チタン合金)	焼鈍 (1013K, 2時間)
Ti-5Al-1Fe	Alを5wt%, Feを1wt%含む α - β 型チタン合金	焼鈍 (1013K, 2時間)
SCM420	JIS SCM420H (Crを1wt%, Moを0.2wt%含む 肌焼鋼)	浸炭焼入れ焼戻し (有効硬化層深さ 0.5mm (550HV))

2-2. 疲労強度試験

材料および工法の開発・選定をするにあたり、要所で、コンロッドの機能に最も影響する疲労強度を評価した。図4に疲労強度試験に用いたテストピースを示す。試験部には半径1.0mmの切欠き形状を有している。試験には株式会社島津試験機製小野式回転曲げ疲労試験機を用い、室温で回転速度を60回転/secとして実施した。試験結果の表示には、応力集中を考慮した切欠き底の最大応力による応力振幅を用いた。応力集中係数の計算値は1.78である。

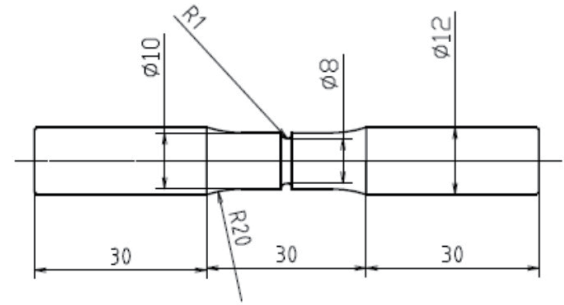


図4 回転曲げ疲労試験片

2-3. FS工法試験

FS工法を用いると、クランクシャフトへコンロッドを取り付けるときに、キャップとロッドの位置決めがより正確になると共に、大端内径の仕上げ加工時の真円度の再現性がよくなる。しかしそのためには、FS工法による破断面が脆性破断面であ

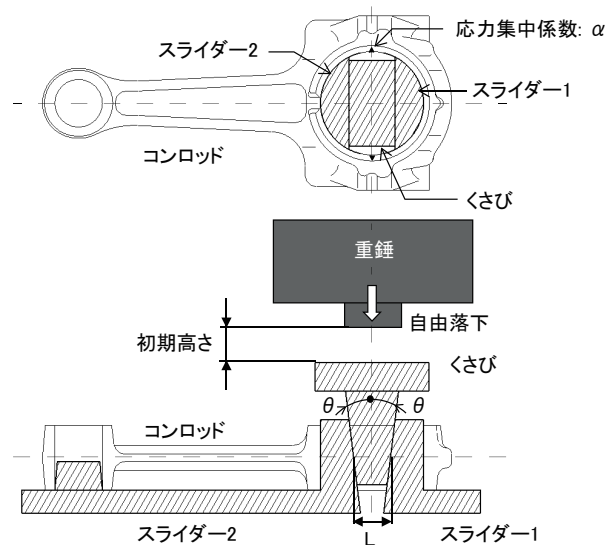


図5 FS治具

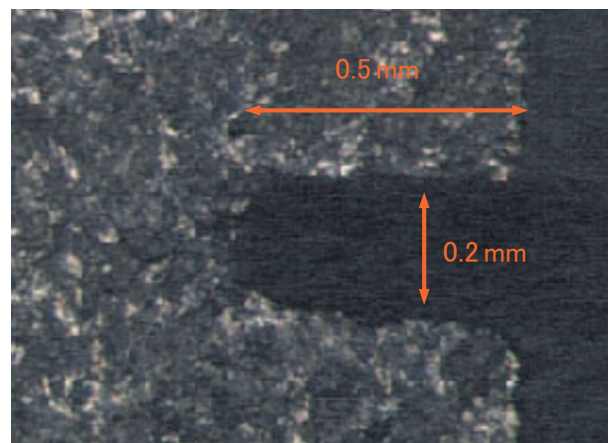


図6 破断起点溝形状

る必要がある。破断面が延性の場合、位置決めの精度が悪くなり、真円度が悪化する^[8]。脆性を示す指標として、JIS3号試験片によるシャルピー衝撃値は、例えばFS工法に最適化された鍛造鋼では19～23 J/cm^{2[9]}であるのに対し、Ti-6Al-4Vでは39J/cm^{2[10]}であり、脆性破断を実施することが難しいものと予想される。そこで、コンロッド実体をテストピースとして、温度と歪み速度をパラメータとした脆性破断条件^[8]を調べた。

試験には、図5に示す重錘落下式分割機を用いた。重錘の位置エネルギーをくさびに与え、くさびがスライダをテストピースの軸方向に開くことにより、テストピースの大端部を破断する。テストピースの大端の内周面には、破断起点のための溝を放電加工により生成した。溝形状を図6に示す。

この手法では、破断起点である溝の底の歪み速度を正確に測定することは難しい。そこで、歪み速度 S を式(1)のように定義した。

$$S = \frac{2V_{wg} \tan \theta}{L} \alpha \quad (1)$$

ここで、 V_{wg} はくさびの最大速度、 θ はくさびの角度、 α は破断起点溝底の応力集中係数、 L はスライダの作用点間の距離である(図5)。

温度については、試験直前のテストピース大端の値を用いた。

また、これまでシャルピー衝撃値が評価されていないTi-5Al-1Fe材について、JIS3号試験片による評価を行い、他の対象材との比較を行うことで、脆性破断性を予想する参考とした。

2-4. 熱間加工性評価

熱間鍛造時の加工条件を調べるために、引張方向および圧縮方向の高温高速変形試験を、富士電波工機株式会社製サーメックマスターZを用いて実施した。引張試験については、図7に示す試験片を用い、引張速度400mm/secで、最大引張荷重および断面積減少率の、試験温度による影響を確認した。断面積減少率については、試験前後の破断面の減少量を、試験前の断面積で除した数値を百分率で示した。

圧縮試験については、図8に示す試験片を用い、変形速度500mm/sec、圧下率50%を目標として、最大圧縮応力および加工による温度上昇量の、試験温度による影響を確認した。最大圧縮応力は公称応力で示した。

試験温度範囲については、両試験とも、チタン材は673Kから1323K、鋼材は673Kから1473Kとした。

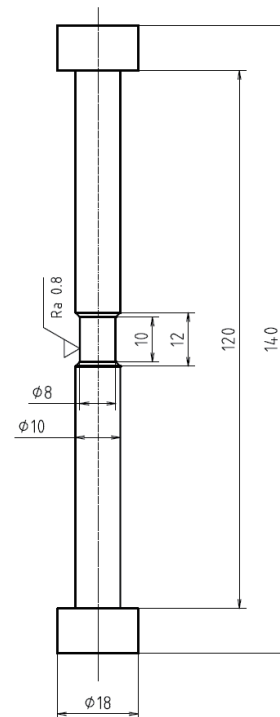


図7 引張り試験片

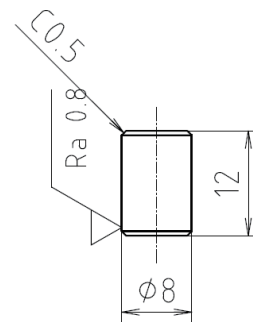


図8 圧縮試験片

3 表面処理の選定

3-1. 評価した表面処理

チタン材の耐磨耗表面処理として工業的に採用されている例としては、湿式めっき、拡散処理(酸素拡散、プラズマ浸炭)、ドライコーティング、溶射処理等がある^[11]。これらの中から表2に示す表面処理を対象として、小端および大端に同時処理できること、耐磨耗性、耐焼付き性、密着性の観点で、以下に述べる2つの摺動試験を順に行い選定した。表2の表面処理の他に、酸化処理および水素含有アモルファスカーボンのDLC処理についても検討したが、酸化処理については処理温度が高いため仕上げ加工後の処理として十分な内径真

表 2 各種表面処理の膜厚および膜硬さ

		膜種	膜厚 um	インデンテーション 硬さ Gpa
めっき		NiP めっき	15.0	10.3
PVD	スパッタ法	CrN (高硬度)	3-5	20.5
		CrN (低硬度)	3-5	12.5
	AIP法	CrN (AIP法)	3-5	24.6
		TiAlN	3-5	37.4

円度が得られないこと、DLC処理については内径への処理では十分な膜硬さが得られないことから、候補から除外した。なお、表面処理を行う基材は、すべてTi-5Al-1Feとした。

3-2. 往復動摺動試験

基本的な摩擦磨耗特性を調べるために、往復動摺動試験をOptimol社製のSRV試験機を用いて行った。

試験片形状は、上側のピンを半円柱形状、下側をプレート形状とし、線接触させてプレート側に各種表面処理を行なって評価した。ピン側にはSCM420浸炭焼入れ焼戻し材を用い、表面硬さを700 HV、面粗さをRz1.0とした。プレート側では、研磨により面粗さをRz1.0に調整した後に表面処理を行なった。また、比較用として、SCM420のプレートも準備した。

表3に示す試験条件により、摩擦係数、耐磨耗性、および耐焼付き性を調べた。表に示した温度は、プレート側の温度である。摩擦係数については、より実機に近い試験環境とするため、エンジン油予滴下にて測定した。耐磨耗性試験については、促進試験とするために、極圧添加剤を含まない機械油である日石のスーパーマルパス10を用い、試験後の磨耗痕の最大

深さを調べた。耐焼付き性試験については、徐々に荷重を増加させていき、摩擦係数が急増した荷重を焼付き荷重とした。

3-3. 内径摺動試験

小端における内径面とピストンピンの摺動を模擬した内径摺動試験を実施した。図9に、試験装置の概要を示す。

小端形状を模擬した試験片の内径(直径17mm、長さ16mm)に対し、ピストンピン相当の回転体が、実使用時の慣性力を考慮したサイン波の変動荷重を負荷した状態で回転摺動するようにした。小端では、慣性力側(上側)の厚さが薄く剛性が小さいことから、この部位で弾性変形が大きく、膜の剥離や磨耗、凝着が生じやすい。そこで、実機の最大慣性力を試験時の最大荷重とした。試験片の内径面については面粗さを調整した後に、前述の往復動摺動試験の結果から選択した表面処理を行なった。ピストンピン相当の回転体については、SCM415浸炭焼入れ焼戻し材を用い、表面硬さを700 HVとした。その後、リン酸塩処理を行ない、さらにMoS2系の固体潤滑皮膜を付与した。

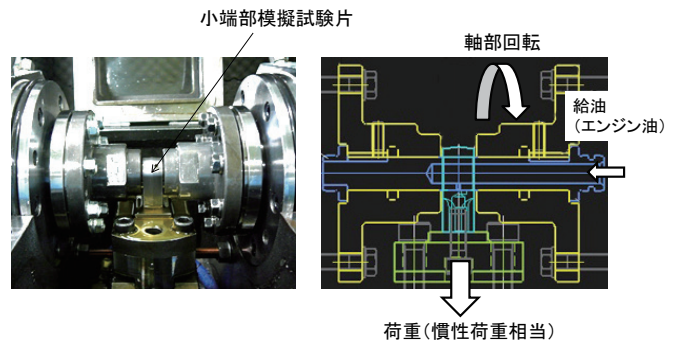


図9 内径摺動試験装置の概要

表 3 往復動摺動試験条件

測定項目	摩擦係数	磨耗量	焼付き荷重
荷重、時間	馴染み工程 (5N×20秒) 後に 510Nへ5分で上昇させ、60秒 保持	馴染み工程 (5N×20秒) 後に 300Nへ5分で上昇させ、1800 秒保持	馴染み工程 (5N×20秒) 後に 1.4N/secで荷重を増加
ストローク(mm)	1.0	←	←
周波数 (Hz)	10	50	←
温度 (K)	403	300	←
潤滑	エンジン油 (10W40) 25ul滴下	機械油 浸漬	エンジン油 (10W40) 浸漬
相手材形状	R8、幅6mm	R40、幅2mm	←

表4に、試験条件を示す。試験終了後に、膜の外観観察を行うと共に、小端模擬試験片およびピストンピン相当の回転体の磨耗量を接触式面粗度計により調べた。

表4 内径摺動試験条件

荷重	実機慣性荷重相当をサイン波 (50Hz)にて印加
時間	3600sec
ピン回転数	100rpm
温度	RT
潤滑	エンジン油 (10W40) 10cc/min圧送

4 結果と考察

4-1. 機械的特性

コンロッドの機能上重要な特性である、疲労強度と縦弾性係数について述べる。Ti-6Al-4V、Ti-5Al-1Fe、SCM420の疲労強度試験結果を図10に示す。Ti-6Al-4VとTi-5Al-1Feの 10^7 サイクル疲労強度はほぼ同等で、SCM420より17～18%低かった。また、縦弾性係数はSCM420の約210GPaに対し、Ti-6Al-4Vは111GPa^[10]、Ti-5Al-1Feは約110GPa^[12]である。以上の結果より、チタン材をコンロッドに用いる場合には、SCM420と同等の設計にはできないが、Ti-6Al-4VとTi-5Al-1Feはほぼ同等と考えてよいと考えられる。

4-2. FS 工法試験

Ti-5Al-1Feの温度ごとのシャルピー衝撃値を図11に示す。室温でのシャルピー衝撃値は34 J/cm²であり、Ti-6Al-4Vの値

である39J/cm²と比べて約13%低かった。

FS工法試験による、温度と歪み速度の破断面性状への影響を図12に示す。200K以下の温度で脆性破断面を得るのに必要な歪み速度は、SCM420の7.5 s⁻¹以上に対し、Ti-6Al-4Vでは38 s⁻¹以上、Ti-5Al-1Feは28s⁻¹以上であった。

以上の結果より、チタンコンロッドにFS工法を適用する際には、SCM420製コンロッドよりも高い歪み速度が必要であることが分かった。また、Ti-5Al-1FeはTi-6Al-4Vよりも低いエネルギーで破断できると共に、低い歪み速度で脆性破断面を得られることも明らかとなった。

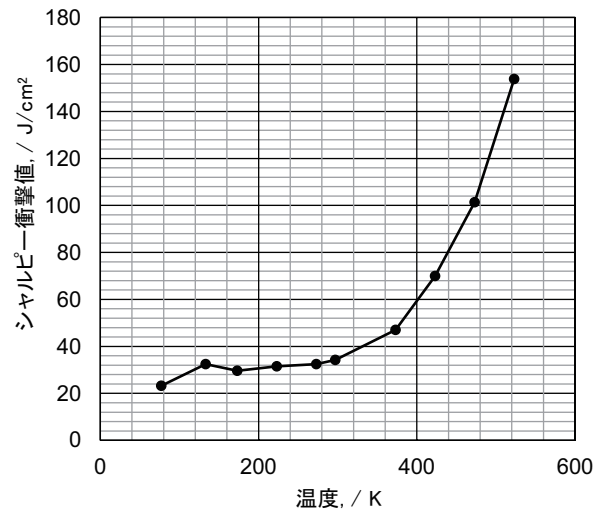


図11 シャルピー衝撃試験結果

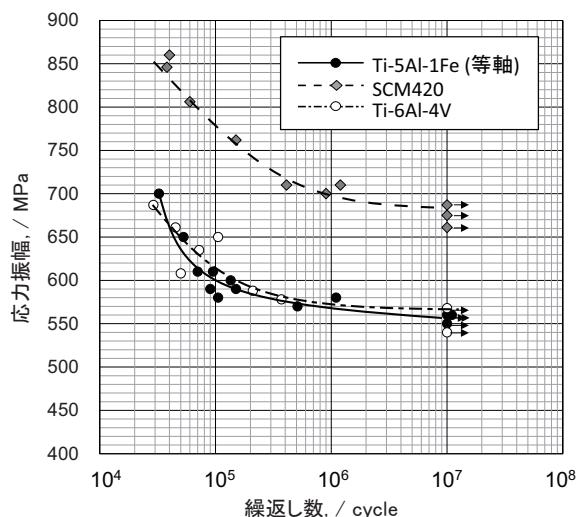


図10 回転曲げ疲労強度

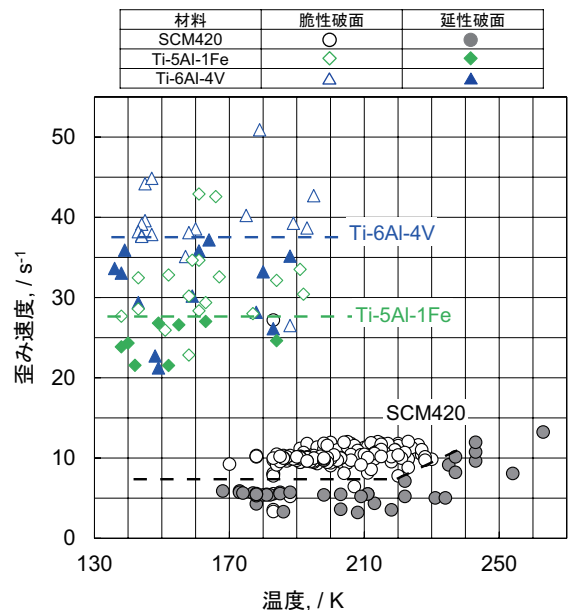


図12 温度・歪み速度の破断面への影響

4-3. 熱間加工性評価

FS工法の適用のしやすさから、対象チタン材をTi-5Al-1Feに絞り、SCM420との比較を行った。

高温高速引張試験結果を図13に示す。最大引張荷重は1200K未満ではSCM420の方がTi-5Al-1Feより低いものの、1200K以上では逆転し、Ti-5Al-1Feの1223Kでの値と、SCM420の1323Kでの値がほぼ同等となった。また、断面積減少率についても同様の傾向があり、Ti-5Al-1Feの1223Kでの値と、SCM420の1323K以上での値が、ほぼ同等となった。

熱間の圧縮試験結果を、図14に示す。最大圧縮応力については、引張方向の試験と同様の傾向を示し、Ti-5Al-1Feの1223KとSCM420の1373Kでの値がほぼ同等となった。温度上昇量については、Ti-5Al-1Feの1223KとSCM420の1273Kでの値は同等となった。

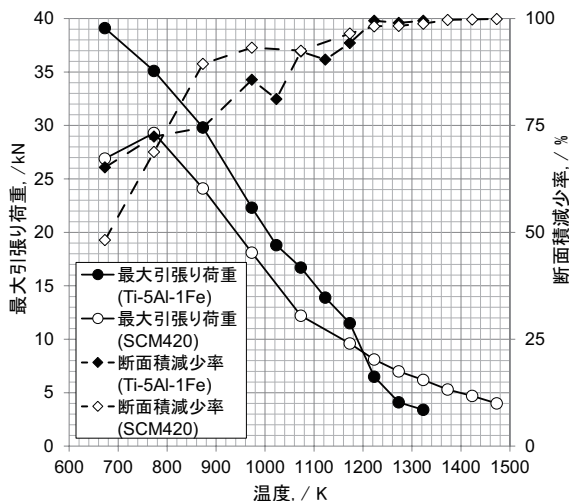


図13 高温高速引張り試験結果

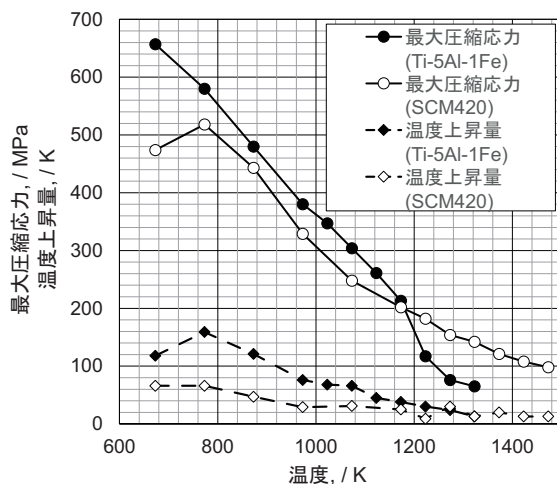


図14 高温高速圧縮試験結果

以上の結果より、Ti-5Al-1Feの加工にともなう応力、すなわち変形抵抗と、断面積減少率で表現される絞り性については、1223K付近であれば、SCM420の熱間鍛造温度(1323K付近)での値と同等となることが分かった。また、温度上昇量については、1223Kにおいて、SCM420の熱間鍛造温度での値よりわずかに高いものの、実際の熱間鍛造時に問題とはならない値と考えられる。以上よりTi-5Al-1Feでは、1223K以上で熱間鍛造を行えば、SCM420と同等の型設計で熱間鍛造を実施できる可能性がある。

一方、Ti-5Al-1Feの β 変態点は1283Kである^[13]。すなわち、1283K以上で鍛造した場合、鍛造中に針状組織になり、その後焼鈍を行っても等軸状組織に戻らない。そこで、Ti-5Al-1Feの針状組織における疲労強度を、 β 変態点未満で鍛造した等軸状組織と比較した(図15)。その結果、針状組織では等軸状組織よりも 10^7 サイクル疲労強度が16%低く、コンロッドの機能を最大限得るためには、等軸状組織が適していることが分かった。

以上の結果より、Ti-5Al-1Feをコンロッドに適用する際の最適な熱間鍛造温度は、1223K以上、1283K未満であることがわかった。

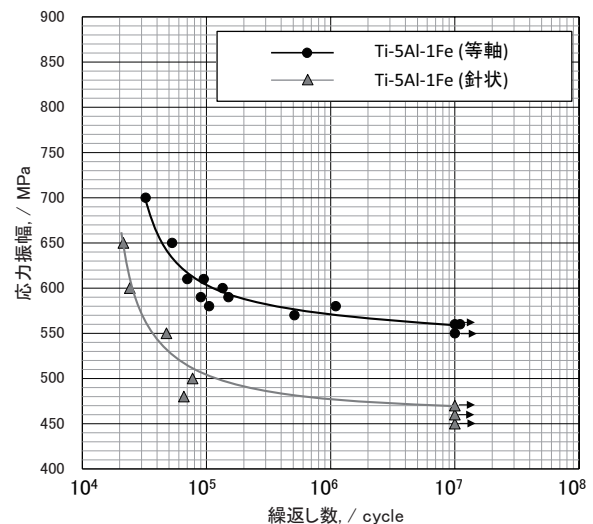


図15 回転曲げ疲労強度

4-4. 表面処理の選定

4-4-1. 往復動摺動試験

4-4-1-1. 摩擦係数

図16に、エンジン油中での摩擦係数を示す。Ti-5Al-1Feの表面処理無しでは、摩擦係数はSCM420に比較して3倍以上であった。しかし、表面処理を行った場合、TiAlN以外では、SCM420と同等の摩擦係数を示した。一方、TiAlNは約2倍で

あった。摺動ロス、TiAlN以外の表面処理ではSCM420と同等になると考えられる。

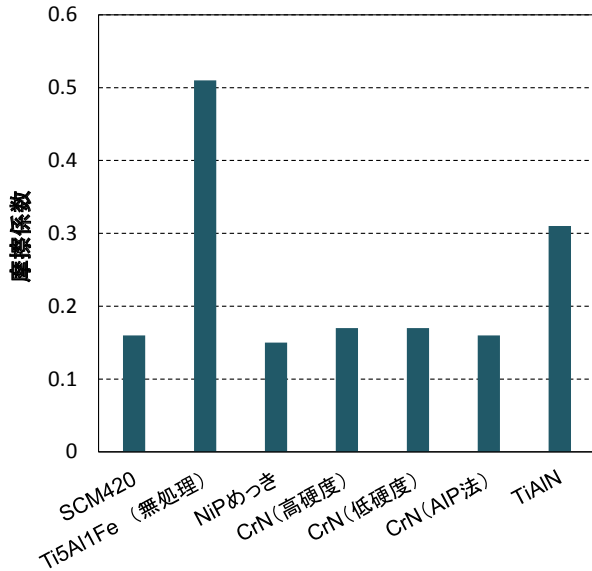


図16 油中での摩擦係数

4-4-1-2. 耐摩耗性

図17に、膜硬さと磨耗痕の最大深さの関係を示す。膜種によらず、膜硬さと磨耗痕の最大深さには相関が見られた。硬さが低いNiPめっきやCrN(低硬度)は、他と比べて磨耗しやすい可能性がある。

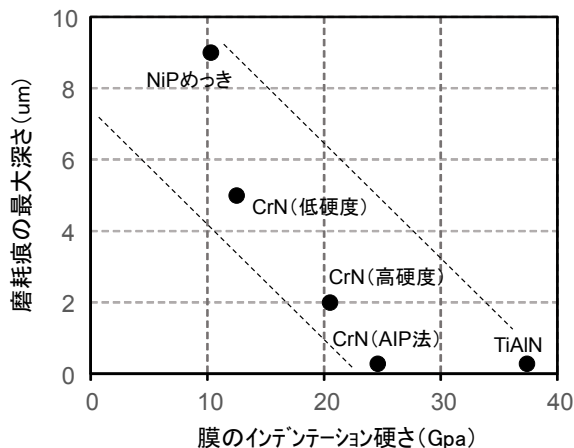


図17 膜硬度和と磨耗深さ

4-4-1-3. 耐焼付き性

ワイブル分布に従う^[14]と想定して焼付き荷重を整理した結果を、図18に示す。NiPめっきが最も焼付き荷重が低く、TiAlNが最も焼付き荷重が高い結果となった。試験片外観の例を図19に示す。NiPめっきでは、凝着部周辺に膜のクラックおよび剥離

剥離が見られることから、試験中に膜が剥離して基材が露出し、基材がピンと直接摺動して凝着に至ったと考えられる。その他の表面処理では膜の剥離は見られず、軽微なスカッフ痕が見られた。これらの結果から、NiPめっきは密着性が他の表面処理と比較して低いと考えられる。

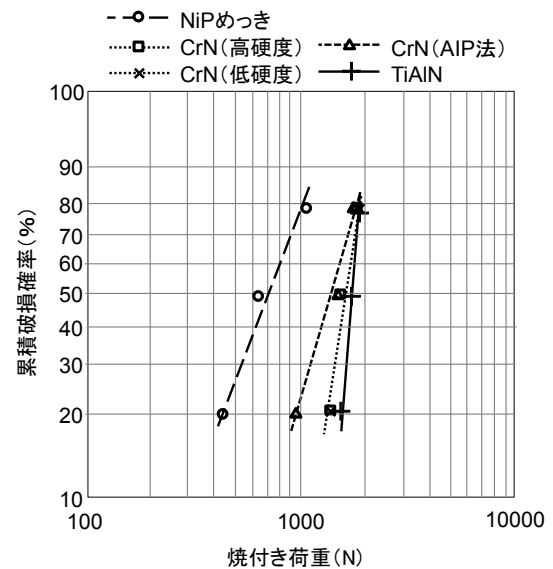


図18 焼き付き荷重のワイブルプロット

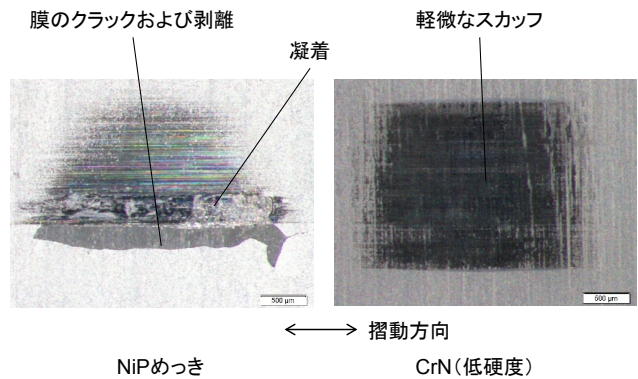


図19 摺動試験後の試験片外観

4-4-2. 内径摺動試験

前述の往復動摺動試験の結果から、CrN(高硬度)、CrN(AIP法)の2仕様について内径摺動試験を行った。図20に、試験後の小端試験片外観と、面粗度計による形状測定結果を示す。CrN(高硬度)では、剥離状の外観を示し、膜厚さにあたる約4umの段差があることから、膜が基材界面で剥離していると考えられる。CrN(AIP法)では、剥離は見られなかった。同じCrN表面処理でも、スパッタ法よりもAIP法の方がイオン化率が高いため、膜の付きまわり性が良く組織が緻密になるこ

とや、窒素ガスとの反応性が高いため硬さが高くなることが知られている^[15]。同様の理由で、今回のAIP法のCrNの方が内径膜の密着性が高くなったものと考えられる。双方とも3μm程度の基材の加工目が残留しているため、磨耗は進行していないと考えられる。また、相手材であるピン試験片の磨耗量は、双方とも3μm以下であり、固体潤滑皮膜厚さ(5μm)よりも小さかった。

ここまで述べてきた往復動摺動試験と内径摺動試験の結果の一覧を表5に示す。摩擦係数、耐摩耗性、耐焼付き性および内径での密着性の観点から、CrN(AIP法)が、チタン製コンロッドにおける表面処理として最適と判断される。

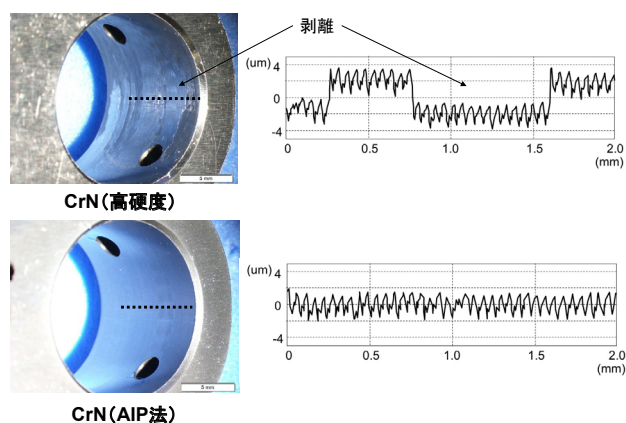


図 20 内径摺動試験後の試験片外観と面粗度計による形状測定結果

表5 試験結果一覧

	膜種	摩擦係数	耐摩耗性	耐焼付き性 (密着性)	内径品質
めっき	NiP	B	C	C	-
拡散処理	OD処理	↑	-	-	(C)
PVD	スパッタ法	CrN (高硬度)	↑	B	C
		CrN (低硬度)	↑	C	-
	AIP法	CrN	↑	A	A
		TiAlN	C	↑	-
CVD	DLC (a-C:H)	B	-	-	(C)

A:excellent B:good C:poor

5 おわりに

コストや機能上の課題を対策し、より多くの車種でチタンコンロッドを採用可能とすることを目的として、疲労強度、FS工法適用、熱間加工特性、表面処理について検討を行い、次の知見を得た。

1. Ti-6Al-4V と Ti-5Al-1Fe の 10^7 サイクル疲労強度はほぼ同等で、SCM420より17～18%低い。縦弾性係数も、

- Ti-6Al-4V と Ti-5Al-1Fe は同等で、SCM420 より低い。
2. FS 工法適用に際し、脆性破断面を得るために、チタン材は SCM420 よりも高い歪み速度が必要である。Ti-5Al-1Fe は Ti-6Al-4V よりも低いエネルギーで破断できると共に、低い歪み速度で脆性破断面を得られる。
3. Ti-5Al-1Fe では、1223K 以上で熱間鍛造を行えば、SCM420 と同等の型設計ができる可能性がある。また、鍛造時に β 変態点を越えて針状組織になると、元の等軸状組織よりも 10^7 サイクル疲労強度が 16% 低くなる。Ti-5Al-1Fe をコンロッドに適用する際の最適な熱間鍛造温度は、1223K 以上、1283K 未満である。
4. チタン製コンロッドにおける表面処理としては、摩擦係数、耐摩耗性、耐焼付き性および内径での密着性の観点から、CrN (AIP 法) が最適である。

これらの結果から、チタンコンロッドを従来よりも高機能かつ高効率、低コストで生産することが可能になった。本研究を応用したチタンコンロッドは、2014年より量産モーターサイクルYZF-R1(図2)およびYZF-R1M向けとして生産開始されている。

■謝辞

本研究にあたり、多大なるご協力をいただきました新日鐵住金株式会社、株式会社アイ・シー・エス、その他多くの関係者の方々に深く感謝の意を表します。

■参考文献

- [1] 弦岡喜和“自動車部品への軽金属材料の実用化”，軽金属，63(5): 204-208, 2013.
- [2] 湊定美，溝川謙，“中空構造チタンコネクティングロッドの開発”，Honda R&D Technical Review, F1 Special: 241-243, 2009.
- [3] 大隅弘，伊藤健，野々川賢一，水野賀之，“YZF-R7”，Yamaha Motor Technical Review, 28:22-25, 1999.
- [4] 松原敏彦，“快削チタン合金コネクティングロッドの開発”，チタニウム・ジルコニウム，39(4):175-184, 1991.
- [5] 萩原好敏，高橋恭，村上敦，丸井勇治，“二輪車用軽量チタンコンロッド”，Honda R&D Technical Review, 2:229-237, 1990.
- [6] Kubota, T., and Yamagata, H., “Advanced Technology of Automotive Connecting Rod”，Materials Science Forum, 539-543:4850-4854, 2007.
- [7] Kubota, T., and Yamagata, H., “Lightweight and High

Strength Connecting-Rods using Titanium and Steel” , FISITA 2006 Yokohama Conf. F2006M033, 2006.

[8] Kubota, T., Iwasaki, S., Isobe, T., and Koike, T., “Development of Fracture Splitting Method for Case Hardened Connecting Rods” , SAE Technical Paper 2004-32-0064, 2004.

[9] 井上幸一郎, 中村 貞行, “かち割りコンロッド用非調質鋼の開発”, 電気製鋼, 71(1):81-87, 2000.

[10] 大同特殊鋼株式会社, “大同のチタン・チタン合金”, 2004.

[11] 土居航介, “チタン製動弁系部品へのDLC膜適用と密着性評価”, トライボロジー会議予稿集, 2012-9:423-424, 2012.

[12] 藤井秀樹, 前田尚志, “新日鐵住金（株）の独自チタン合金”, 新日鐵住金技報, 106:16-21, 2014.

[13] 川上哲, 藤井秀樹, “Ti-Al-Fe 系チタン合金 Super-TIX®51AF 熱間圧延ストリップの開発”, 新日鐵住金技報, 106:66-72, 2014.

[14] Uhara, T., and Kurita, H., “The Effect of Surface Morphology of Cylinder Bore Surface on Anti-Scuffing Property made by High Pressure Die-Casting Process using Hyper-Eutectic Al-Si Alloy” , SAE Technical Paper 2013-32-9046, 2013.

[15] Vetter, J., “An Innovative Approach to New Hybrid Coatings based on HiPIMS Technology” , TIRI+SFSJ Tokyo 7.November, 2012.

■著者



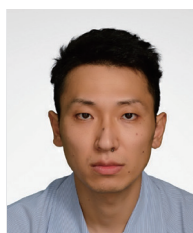
久保田 剛
Tsuyoshi Kubota
エンジンユニット
コンポーネント統括部
材料技術部



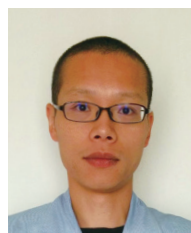
土居 航介
Kosuke Doi
エンジンユニット
コンポーネント統括部
材料技術部



村上 剛
Takeshi Murakami
エンジンユニット
コンポーネント統括部
生産技術部



小島 勇輝
Yuuki Kojima
エンジンユニット
コンポーネント統括部
ユニット技術部



三浦 徹
Tetsu Miura
エンジンユニット
コンポーネント統括部
ユニット技術部

Development of Strength Analysis Method for Off-Road Motorcycle Radiator Assembly

Masakazu Yamaya Akihiro Chiba

当論文は、SAE 2013-32-9043 / JSAE 20139043として、台北(台湾)にて行われたSETC2013(Small Engine Technology Conference)で発表されたものです。

DOI: 10.4271/2013-32-9043

Reprinted with permission Copyright © 2013 SAE Japan and Copyright © 2013 SAE International
(Further use or distribution is not permitted without permission from SAE.)

要旨

水冷エンジンを搭載したオフロードモーターサイクルのラジエータは、一般的に車体側面に取り付けられている。そのため、モーターサイクルが転倒するとラジエータは樹脂外装を介して地面とぶつかり衝撃を受ける。そして、ラジエータは変形し、冷却性能の低下や冷却水の漏れに至ることがある。当社では、低速走行で転倒した時にラジエータが容易に変形しないように、ラジエータ本体とラジエータを覆う樹脂外装の強度設計を行っている。しかし、強度試験におけるラジエータの挙動は複雑なので、実験だけで強度対策をしようと試行錯誤が必要となる。そこで、強度設計を支援するためのシミュレーション手法を開発した。

Abstract

The radiator assembly for a liquid-cooled off-road motorcycle is generally attached to the side of the frame. Therefore, if the motorcycle topples over, the radiator may strike the ground and receive an impact through the plastic side cover. This may deform the radiator, reducing its cooling performance or leading to a coolant leak. The strength of the radiator and plastic side cover was designed so that the radiator assembly will not deform easily if the motorcycle topples over at low speeds. However, due to the complex behavior of the radiator assembly in strength tests, a degree of trial-and-error may be necessary to incorporate strength countermeasures by tests alone. Therefore, a strength test simulation method was developed to help design the required strength of radiator assemblies.

1

INTRODUCTION

The radiator for a liquid-cooled off-road motorcycle is generally attached to the side of the frame and covered with a plastic cover. As a result, if the motorcycle topples over, the radiator and plastic cover may strike the ground and receive an impact. This may deform the radiator, reducing its cooling performance or leading to a coolant leak.

Strength was designed so that the radiator will not deform easily if the motorcycle topples over when traveling at extremely low speeds. However, the behavior of the breakage process for the radiator and plastic cover is complex, and it is difficult to identify the exact locations for strength countermeasures and to estimate the reinforcement effects. As a result, testing of strength

countermeasures by vehicle tests alone may require large numbers of prototype parts and large amounts of time. Therefore, a strength test simulation method was developed to help design the required strength of radiator and plastic cover.

For this study, strength tests were conducted of the plastic cover and radiator individually, and of the radiator assembly when these components are assembled together. The validity of the simulation models for the plastic cover and radiator individually, and for the radiator assembly, was verified based on the results from these tests, and the results demonstrated the effectiveness of this simulation method.

2 STRENGTH TESTS OF THE RADIATOR ASSEMBLY AND INDIVIDUAL COMPONENTS

To verify the suitability of this simulation method, three types of bench tests were performed using the individual plastic cover, the individual radiator, and a radiator assembly combining the plastic cover and radiator. Guidelines for construction of a simulation method were obtained during the course of these tests. Strength tests were performed using the radiator and plastic cover of off-road motorcycle with a liquid-cooled 250 cc engine. The appearance of the radiator and plastic cover is shown in Figure 1.



Figure 1: Appearance of radiator and plastic cover

3 RADIATOR ASSEMBLY STRENGTH TEST

The bench tests have been performed to design the required strength of the radiator and the plastic cover, because tests which involve actually toppling the vehicle suffer from poor reproducibility, and the evaluation is difficult. The focus of the tests was damage to the radiator and plastic cover caused when the motorcycle topples over while traveling at extremely low speed. Figure 2 shows the conditions of damage to the radiator and plastic cover caused when the motorcycle toppled over at extremely low speed. Because contact with the ground was via the plastic cover, the fins and core support were damaged and buckling of the plastic cover occurred.

The bench tests evaluated the maximum reaction force of the radiator assembly as a substitute characteristic for strength design in case the motorcycle topples over. This test method focused on reproducing the damage conditions of the radiator and plastic cover when the

motorcycle toppled over, and identifying the locations to take strength countermeasures. For this reason, the test speed was not set based on the impact that occurs when the motorcycle topples over. The criteria for maximum reaction force are now being studied. The results from previous tests have made it clear that coolant leakage will not occur when the maximum reaction force is at or above a particular value.

The appearance of radiator assembly strength test is shown in Figure 3. The radiator and plastic cover were assembled onto a frame which is fastened in 1G' conditions (empty vehicle standing vertical). The radiator was bolted to the frame via a grommet. The plastic cover was bolted to a bracket installed on the radiator side and to the fuel tank and to the frame. The impact load when the motorcycle topples over was estimated based on the conditions of resulting damage to the radiator and side cover, and were used as a static load at the bench test. For the bottom end of the radiator, which is the part most likely to contact the ground when the motorcycle topples over, the load is applied in the direction of the vehicle rear.

The conditions of the radiator and plastic cover after reproducing the damage conditions by means of bench test are shown in Figure 4. The bench test succeeded in reproducing the conditions of damage to the radiator and the buckling of the plastic cover which occur when the motorcycle topples over.

To verify the suitability of this simulation method, the test was performed with two models of radiator assembly: Model A and Model B. The primary difference between the two models is the thickness of the side cover. Model A is approximately 10% thicker than Model B. The appearance is shown in Figure 5. A portable fatigue tester (KYB, KPL-5kN) was used to apply load in the direction from the front of the vehicle. The pushing speed was 500 mm/min. The load cell and displacement gauge built into the tester were used to measure the displacement of the push jig towards the rear of the vehicle and the reaction force generated by the radiator assembly.

The created load-displacement curve is shown in Figure 6. The plastic cover began to buckle when pushed by approximately 20% of the specified stroke (Point a,

Figure 6). The differences in the maximum reaction force among different vehicle models were virtually identical to the differences in reaction force at the time when the plastic cover began to buckle. Therefore, it is necessary to reproduce the buckling of the plastic cover in order to accurately find the maximum reaction force of the radiator assembly.

After the test, dents were found in the radiator components that are thought to have been caused by interference with surrounding parts. In order to reproduce the damage to the radiator caused by this interference, it was decided to create a model of the frame and other parts which surround the radiator.

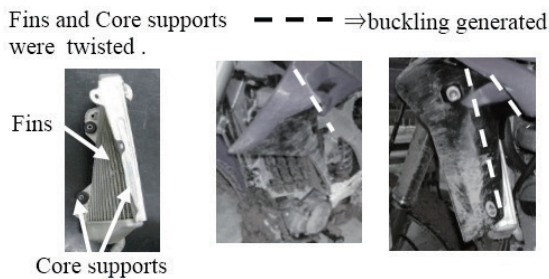


Figure 2: Damage conditions of radiator and plastic cover

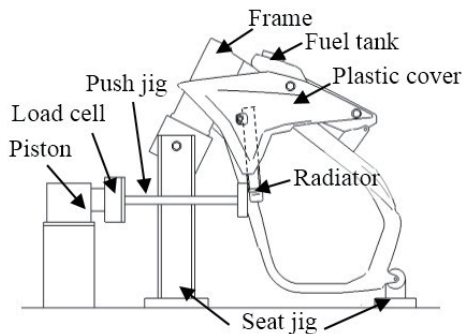


Figure 3: Appearance of radiator assembly strength test

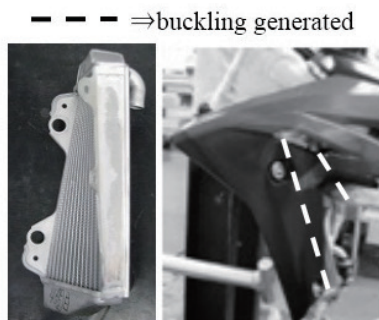


Figure 4: Damage conditions of radiator and plastic cover

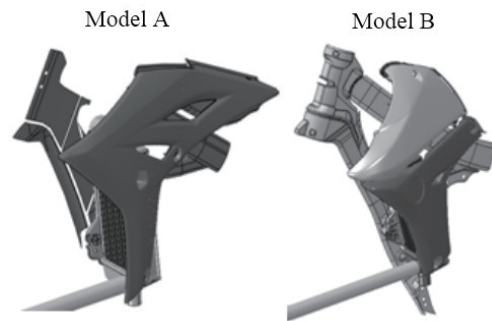


Figure 5: Appearance of radiator assembly model A and B

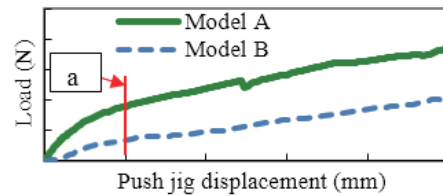


Figure 6: Results of radiator assembly strength test

4 PLASTIC COVER INDIVIDUAL COMPONENTS STRENGTH TEST

A compression test of the plastic cover was conducted using a universal tester (Shimadzu, Autograph, AG-25TA). The test conditions are shown in Figure 7. The load cell and displacement gauge built into the tester were used to measure the reaction force of the plastic cover and the displacement of the push jig in the direction perpendicular to the surface plate. A fuel tank filled with mortar to ensure rigidity was installed as the support onto the seat jig, and the plastic cover was installed onto the tank. Some of the bolt fastening points for the plastic cover are located on the fuel tank.

For the radiator assembly strength test, a push jig was used to apply a load to the radiator, and this load was transmitted via the radiator to the plastic cover. For the plastic cover individual component test, in order to reproduce the load transmission that occurs during the assembly test, a push jig which applies the load was installed onto the position where the plastic cover is mounted onto the radiator. In order to determine the effects of plastic strain rate sensitivity, three pushing speeds were set (10 mm/min, 100 mm/min, and 500

mm/min), and the test temperature was set to room temperature.

The load-displacement curve that was created from the test results is shown in Figure 8. The reason that the load decreases when approximately 20% of the specified stroke is reached is that the plastic cover buckles as shown in Figure 9. These load-displacement curves show that the maximum load (buckling load) changes at different speeds even within the range of the pushing speeds that are assumed in the assembly strength test, indicating rate sensitivity. Based on these result, it was decided to consider strain rate sensitivity in the plastic cover model.

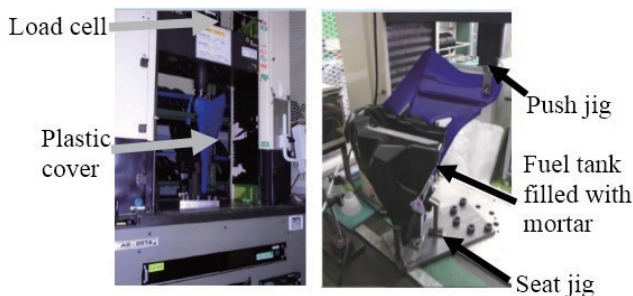


Figure 7: Plastic cover individual component strength test

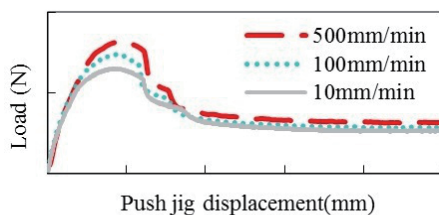


Figure 8: Results of plastic cover individual component strength test

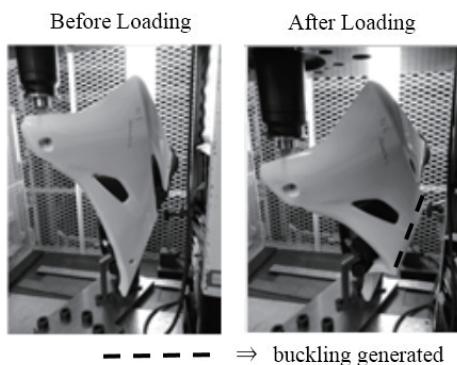


Figure 9: Damage condition of plastic cover

5 RADIATOR INDIVIDUAL COMPONENT STRENGTH TEST

A compression test of the radiator was conducted using a universal tester (Shimazu, Autograph, AG-25TA). The test conditions are shown in Figure 10. In order to decide whether or not it was necessary to model the heat-radiating fins, strength tests were performed for an ordinary radiator and a radiator with the fins cut off. The appearance of the radiator without the fins is shown in Figure 11.

The load cell and displacement gauge built into the tester were used to measure the reaction force of the radiator and the displacement of the push jig in the direction perpendicular to the surface plate. The load point was the point that is expected to contact the ground when the motorcycle topples over. The pushing speed was 10 mm/min.

The load-displacement characteristics were created from the test results as shown in Figure 12. This load-displacement curve shows that the reaction force generated by the fins accounts for approximately 50% of the reaction force generated by the radiator. Although the thickness of each fin is only approximately 0.1 mm, it is believed that the fins have a large effect on the radiator reaction force due to the large number of fins. Based on these results, it was decided not to omit the fins when creating the model.

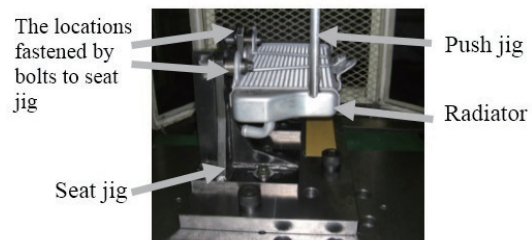


Figure 10: Radiator individual component strength test



Figure 11: Radiator without fins

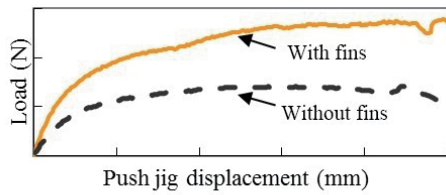


Figure 12: Results of radiator individual component strength test

6 STRENGTH SIMULATIONS OF THE RADIATOR ASSEMBLY AND INDIVIDUAL COMPONENTS

Simulations of the plastic cover individual component test and the radiator individual component test were performed and compared with the test results. The methods used to construct the simulation models of the radiator and plastic cover were used to simulate the radiator assembly strength for two vehicle models. The strength analysis code is the Abaqus.

7 PLASTIC COVER INDIVIDUAL COMPONENTS STRENGTH SIMULATION

The simulation model is shown in Figure 13. A dynamic explicit analysis method was used to produce a stable buckling solution. The model of the plastic cover was created using shell elements. Meshing with element dimensions of approximately 5 mm was performed at the rib sheet center, and for all other parts at the sheet exterior.

The plastic cover was installed onto the fuel tank, and fastened to the fuel tank which was expressed as a rigid body. The fuel tank reference node was fixed. The locations fastened by bolts were expressed by multipoint constraint, and constraint around the bolt center axis was free. The plastic cover and the fuel tank can interact with each other by contact definition. Multiple points around the mounting point of the push jig were constrained in order to forcibly vary the position of the reference node. The load was applied to the reference node in the X-axis direction. The pushing speed was 500 mm/min.

The stress-strain characteristics included consideration of strain rate sensitivity. The strain rate sensitivity was determined by tensile tests performed at room temperature. The test pieces shapes were JIS No. 2 shapes, and the test

pieces were made of the same material as the plastic cover. The results of the true stress-strain characteristics that were found based on the measurement results are shown in Figure 14. Because the strain speed of 100 (1/sec) produced significant noise due to impact, it was decided to treat the plastic cover as an elastic-perfectly plastic solid at strain speed of 100 and to generate constant stress equivalent to the tensile strength.

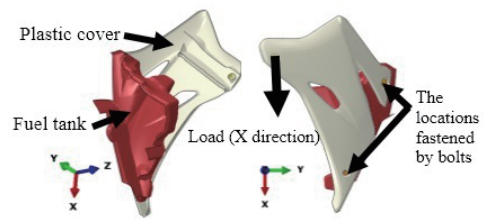


Figure 13: Plastic cover individual component strength test model

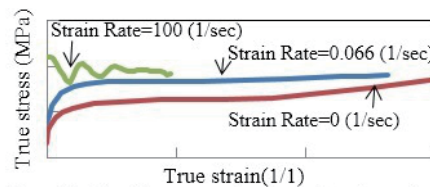


Figure 14: Plastic cover stress-strain characteristics

8 VERIFICATION OF PLASTIC COVER INDIVIDUAL COMPONENT STRENGTH SIMULATION

The conditions of total internal energy and total kinetic energy generation for all elements of the plastic cover model are shown in Figure 15. The percentage of total kinetic energy relative to internal energy is on the order of several percent, showing that a valid solution can be provided by addressing the issue as a quasi-static problem.

Figure 16 shows the load-displacement curve that was created from the simulation results. The load and displacement in the simulation results represent the reaction force and displacement of the load point in the X direction. The maximum load is approximately 10% higher in the simulation result than the test result. The reason is believed to be the higher rigidity resulting from thickness that is larger in the model than in the actual plastic cover at locations such as where the thickness changes gradually. The damage conditions from the simulation are shown in Figure 17. The Figure shows how the conditions of plastic cover buckling were reproduced.

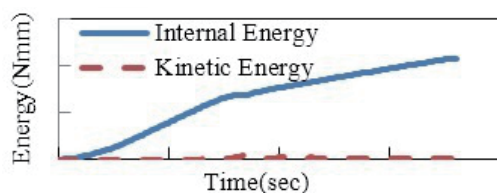


Figure 15: Energy in plastic cover model

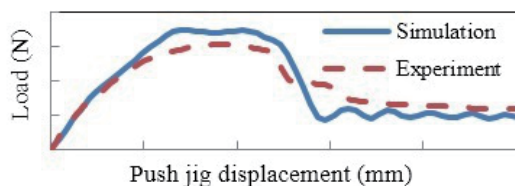


Figure 16: Plastic cover load-displacement curve

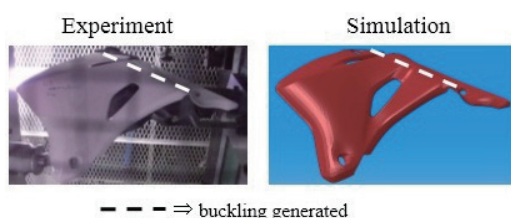


Figure 17: Conditions of plastic cover deformation

9 RADIATOR INDIVIDUAL COMPONENT STRENGTH SIMULATION

The simulation model is shown in Figure 18. A dynamic explicit analysis method was used to provide a final solution in combination with the plastic cover.

The push jig and seat jig were considered to be rigid bodies, and only the parts of the seat jig which may contact the radiator were modeled. The radiator is a brazed thin-walled aluminum part. The brazing in the simulation model was expressed using multi-point constraints. All parts other than the heat-radiating fins were modeled using shell elements. Meshing with element dimensions of approximately 3~5mm was performed. The radiator was fastened to the seat jig which was expressed as a rigid body. The seat jig reference node was fixed. The locations fastened by bolts were expressed by multipoint constraint, and constraint around the bolt center axis was free. The radiator and the seat jig, the radiator and the push jig can interact with each other by contact definitions. The load was applied to the

bottom end of the radiator in the Y-axis direction via a push jig. The stress-strain characteristics for the water tank and core support were found from tensile tests performed using test pieces that were cut from the product. The stress-strain characteristics are shown in Figure 19. Locations where it was difficult to cut out a sample were estimated based on the results from hardness measurement.

For the fins, faithfully creating the actual fin shapes and fitting them into the radiator model would require much time and is not a good method for operating a simulation. Therefore, the fins were created using a user material (dynamic stress-strain relation in the Abaqus) for honeycombs in order to create a material model with equivalent mechanical behaviors to the fins, and the model was created using solid elements (hereinafter referred to as the "simulated fin model").

The simulated fin model is shown in Figure 20 and 21. The parameters for the user materials were decided from calibration. Calibration was determined by adjustment so that the load-displacement responses of the fin unit model and simulated fin model were the same. The fin unit model is shown in Figure 20 and 21. This is a model of a block shape approximately 5 mm x 7 mm in size that was cut out of a continuous heat-radiating fin to serve as one unit. It simulates the load via rigid sheets in the X-axis and Y-axis directions shown in Figure 21. The load-displacement curves created based on the calculation results from the fin unit model and simulated fin model are shown in Figure 22. The load and displacement in the simulation results represent the reaction force and displacement of the reference node of the rigid seat in the Y direction. The response of the fin unit model was reproduced by the simulated fin model.

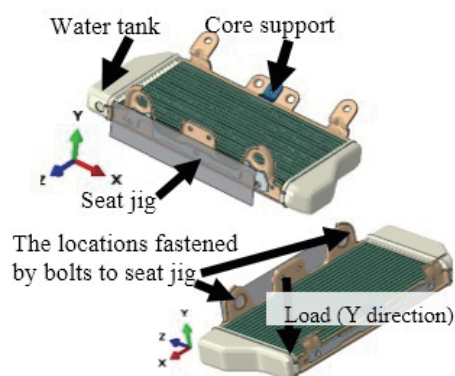


Figure 18: Radiator individual component strength test model

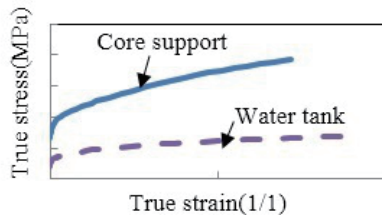


Figure 19: Radiator stress-strain characteristics

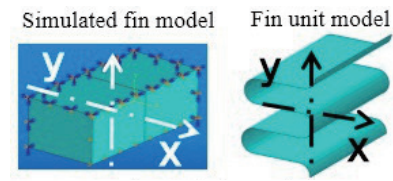


Figure 20: Fin models

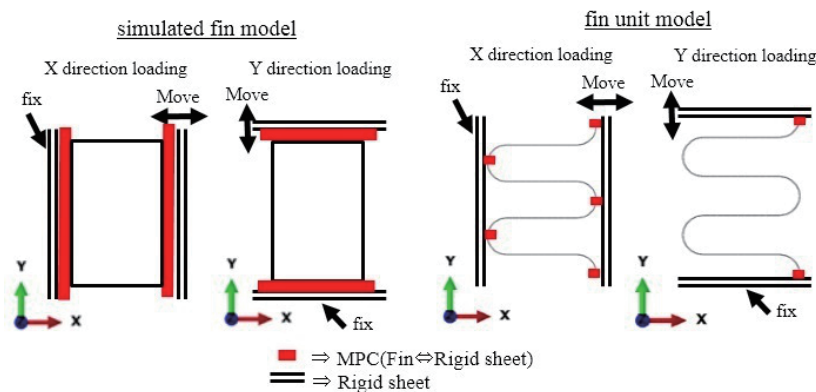


Figure 21: Boundary conditions of fin models

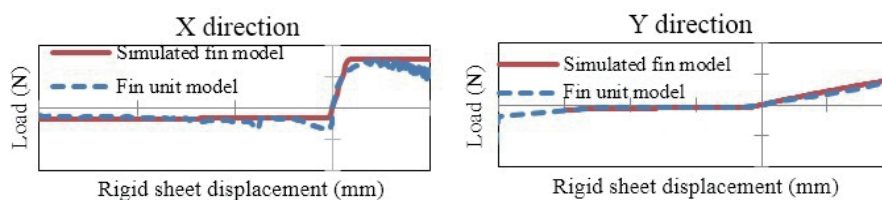


Figure 22: Fin model load-displacement curves

10 VERIFICATION OF RADIATOR INDIVIDUAL COMPONENT STRENGTH SIMULATION

Figure 23 shows the conditions of total internal energy and total kinetic energy generation for all elements of the radiator model. The percentage of total kinetic energy relative to internal energy is on the order of several percent, showing that a valid solution can be provided by addressing the issue as a quasi-static problem.

Figure 24 shows the load-displacement curves that were created from the simulation results. The load and displacement in the simulation results represent the reaction

force acting on the push jig in the Y-axis directions, and the displacement of the push jig in the Y-axis directions. The generated load is approximately 20% higher in the radiator model on which heat radiating fins are reproduced than in the test. The reason is believed to be that the rigidity of the fin unit model is higher than the actual fins because the model omits the slits that are machined on the surface of the actual fins, resulting in the higher rigidity of the simulated fin model than the actual fins. Figure 25 shows the conditions of deformation in the radiator model with fins after the load was removed. The damage conditions from the test, in which the radiator became twisted, were reproduced.

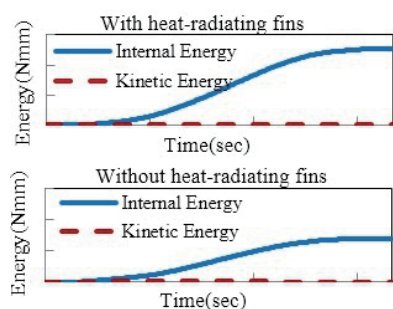


Figure 23: Energy in radiator model

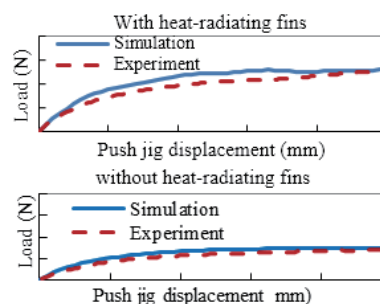


Figure 24: Radiator model load-displacement curves

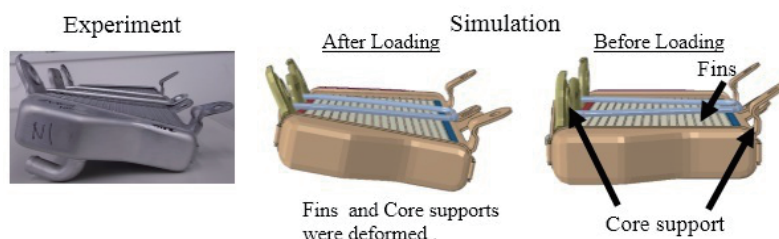


Figure 25: Conditions of radiator model deformation

11 RADIATOR ASSEMBLY STRENGTH SIMULATION

The methods used to construct the simulation models of the radiator and plastic cover were used to simulate the radiator assembly strength for two vehicle models. The simulation models are shown in Figure 5 and 26.

In order to reproduce the damage caused to the radiator by interference with surrounding parts (such as frame, fuel tank), Rigid bodies were used to create models of these surrounding parts. These rigid bodies reference nodes were fixed. All parts can interact with each other by contact definitions. The locations fastened by bolts were expressed by multipoint constraint, and constraint around the bolt center axis was free. The radiator was bolted to the frame via a grommet. The load was applied to the bottom end of the radiator in the X-axis direction via a push jig. The pushing speed was 500 mm/min.

A rigidity simulation of the grommet individual component was performed in advance, and the resulting load-displacement response was incorporated as a non-linear

spring element to simulate the behavior of the grommet. The rigidity simulation model for the grommet individual component is shown in Figure 27. The grommet is a hyperelastic body and the strain energy potential function is a Yeoh type. The seat jig and the push jig are rigid body. The seat jig reference node was fixed. The grommet and the seat jig, the grommet and the push jig can interact with each other by contact definitions. The load was applied to the three axis directions and around the X and Z-axes via a push jig.

The rigidity calculation results are shown in Figure 28. The load and displacement in the simulation results represent the reaction force acting on the push jig in the three axis directions, and the displacement of the push jig in the three axis directions. The torque and rotation angle represent the torque acting on the push jig around the X and Z axes, and the rotation of the push jig around the X and Z axes.

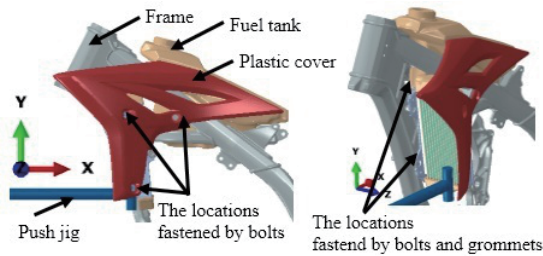


Figure 26: Radiator assembly strength simulation model

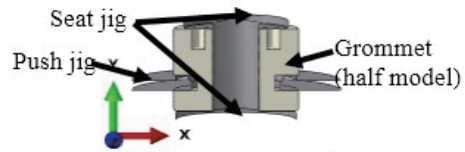


Figure 27: Grommet individual component rigidity simulation model

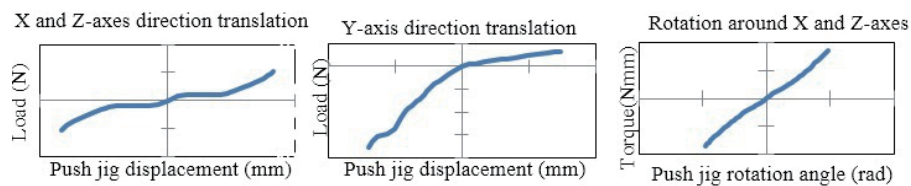


Figure 28: Results of grommet rigidity simulation

12 VERIFICATION OF RADIATOR ASSEMBLY STRENGTH SIMULATION

Figure 29 shows the conditions of total internal energy and total kinetic energy generation. Both of these energy types represent the total energies for all elements of the radiator and plastic cover. The percentage of total kinetic energy relative to total internal energy is on the order of several percent, showing that a valid solution can be provided by addressing the issue as a quasi-static problem.

Figure 30 shows the load-displacement curves from the simulation models and test results. The load and displacement represent the reaction force acting on the push jig in the X-axis direction and the displacement in the X-axis direction. The maximum load is approximately 30% higher in the simulation result than the test result. The generated load was approximately 10% higher than the test result in the plastic cover model, and approximately 20% higher in the radiator model. This 30% deviation is thought to be the combined error resulting from the above.

The conditions of plastic cover buckling and radiator

deformation after the load was removed are shown in Figure 31. The buckled part of the plastic cover correlates with the test results. For the radiator, the same damage conditions of overall twisting were reproduced.

Based on the above verification results, it is believed that this radiator assembly strength simulation can be used to predict the test results. The use of this simulation method will allow detailed analysis of radiator and plastic cover behavior during the test which is otherwise difficult to observe from testing alone, and will be effective as a means of identifying locations for strength countermeasures.

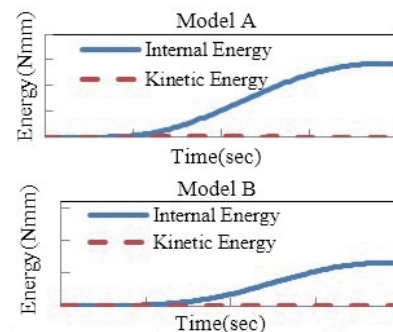


Figure 29: Energy in radiator assembly model

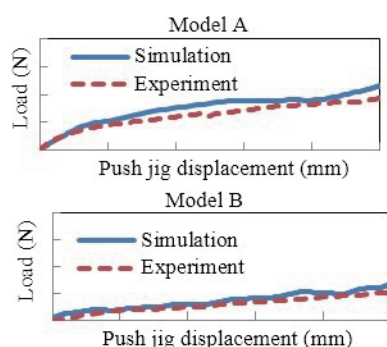


Figure 30: Radiator assembly model load-displacement curves

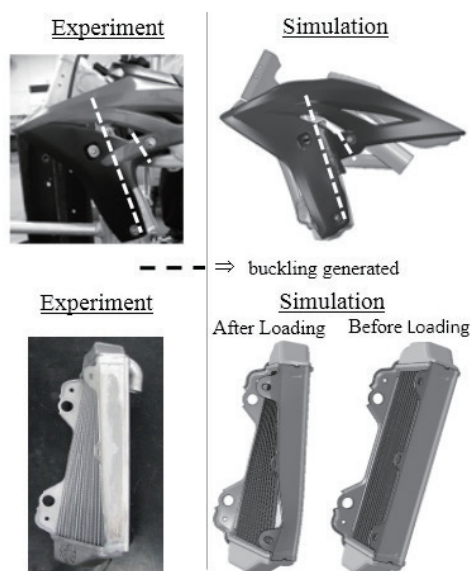


Figure 31: Conditions of radiator assembly deformation

13 CONCLUSION

Strength tests were conducted for the radiator assembly of an off-road motorcycle, and the test results were used to verify the validity of the simulation model. By considering the strain rate sensitivity of the plastic cover, and creating a model of the radiator fins using a user material (dynamic stress-strain relation in Abaqus), good correlation of the simulations with the results of the tests was achieved. Based on the series of verification results, it is believed that the radiator assembly strength simulation can be used to predict the test results, and that this simulation method will be an effective design support tool.

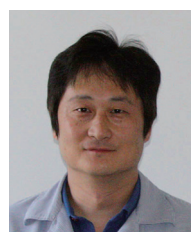
REFERENCES

- [1] Hiroyuki Mae ,et al. : "Non-linear, Strain Rate-dependent Behavior of Polymer at Room Temperature: Experimental Findings and Calculation Results", JSAE Paper Number: 20045039 May, 2004 Issued No.45-04
- [2] Masahiro Fuji ,et al.: "Benchmark Problem of Crush Analysis of Plastic Parts for Automotives.", JSAE Paper Number: 9940620 Oct, 1999 Issued No.88-99
- [3] Masahiro Fuji ,et al.: "Study of Impact Analysis for Plastic Parts with Rib Structure Part I Benchmark Problem of Crush analysis and results of experiment", JSAE Paper Number: 20005158 May, 2000 Issued No.63-00
- [4] Norikazu Matsuura ,et al.: "Study of Impact Analysis for Plastic Parts with Rib Structure Part II Influence of Finite Element Modeling on Deformation and Load Response", JSAE Paper Number: 20005089 May, 2000 Issued No.63-00
- [5] Kenji Takada ,et al.: "Study of Impact Analysis for Plastic Parts with Rib Structure Part III An Investigation of Material Modeling to Improve the Accuracy of Impact Analysis", JSAE Paper Number: 20005160 May, 2000 Issued No.63-00
- [6] Makoto Nagamori ,et al.: "Study of Impact Analysis for Plastic Parts with Rib Structure Part IV The relations of deform phenomena and response force between unit cell and several lattice structure", JSAE Paper Number: 20005233 May, 2000 Issued No.63-00
- [7] Abaqus User's Manual

■著者



山谷 真和
Masakazu Yamaya
技術本部
研究開発統括部
基盤技術研究部



千葉 晃広
Akihiro Chiba
技術本部
研究開発統括部
基盤技術研究部

Friction Measurement of Al-17%Si Monolithic Cylinder with using Newly Developed Floating Liner Device

Tatsuhiko Sato Hirotaka Kurita Akemi Ito Hideyuki Iwasaki

当論文は、SAE 2014-32-0052 / JSAE 20149052として、Pisa(イタリア)で行なわれたSETC2014(Small Engine Technology Conference)にて発表され、Ten Best Paper Awardを得たものです。

DOI: 10.4271/2014-32-0052

Reprinted with permission Copyright © 2014 SAE Japan and Copyright © 2014 SAE International.

Further use or distribution is not permitted without permission from SAE.

要旨

ピストン-シリンダ系はエンジンフリクション低減において重要な役割を果たしている。同系の摩擦挙動を改良するためには、エンジン運転中の摩擦波形を観察・解析することが効果的である。上記要求を満たすため、新たに開発した浮動ライナー装置を用いて摩擦波形を測定した。新開発の浮動ライナー装置における計測は空冷110cc単気筒エンジンをベースとして、過共晶Al-17%Si合金製ダイカストシリンダ(DiASiI)、軽量鍛造ピストンおよびDLCピストンリングを使用して行われた。本装置にて観察された摩擦波形は理論的に予測される波形と合致しており、適正に計測がなされていると判断された。各条件の平均摩擦有効圧(FMEP)の値を算出した結果、FMEPはエンジン負荷増加とともに増加することが分かった。これはピストンサイドフォースの増加に起因すると考えられる。さらに慣らし後のFMEPは慣らし前よりも30%減少した。この現象は接触部表面の粗さの変化に加えてトライボフィルム形成も寄与しているためと考えられる。

Abstract

The improvement of fuel consumption is the most important issue for engine manufactures from the viewpoint of energy and environment conservation. A piston-cylinder system plays an important role for the reduction of an engine friction. For the improvement of the frictional behavior of the piston-cylinder system, it is beneficial to observe and analyze the frictional waveforms during an engine operation.

To meet the above-mentioned demand, frictional waveforms were measured with using the renewed floating liner device. In the newly developed floating liner device, an actual cylinder block itself was used as a test specimen.

The measured single cylinder was an aluminum monolithic type made of hypereutectic Al-17%Si alloy using a high pressure die casting process. The combined piston was a light weight forged piston and a DLC coated piston ring was used. For the measurement, 110cc air cooled single cylinder engine was used.

The observed waveforms were considered to be reasonable and proper from the theoretical point of view. A friction mean effective pressure (FMEP) value was also calculated on each measurement conditions. The FMEP was increased with increasing a load of an engine operation. It was considered that the increase of the FMEP was attributable to the increase of a side force of the piston. Furthermore it was proved that the FMEP was decreased through its running-in process. The FMEP after running-in was 30% lower than that before running-in. This phenomenon was due to the change in the roughness of contact surfaces. And also the tribofilm formed on the contact surface would contribute to the reduction of the FMEP.

1 INTRODUCTION

The improvement of fuel consumption is the most important issue for engine manufactures from the viewpoint of energy and environment conservation. The decrease of frictional loss is a fundamental approach for the improvement of fuel consumption. The contribution to the frictional loss of each component in an engine is investigated previously with using a motoring device. It is reported that the frictional loss of a piston-cylinder system is largest among each engine components, and the ratio to the total engine friction is estimated around 35 to 38%^[1]. A piston-cylinder system plays a quite important role for the reduction of the engine friction. In order to reduce the friction of the piston-cylinder system, the frictional behavior of the system during each cycle should be observed and analyzed.

For the above-mentioned purpose, a floating liner device is so effective that it has been widely used^[2, 3]. The schematic illustration of the conventional floating liner device is shown in Figure 1. A liner which is a cylindrical sleeve is set in a cylinder block. The liner is divorced from the cylinder block and supported by load washers attached to the lower end of the liner. As the result, the liner is sustaining in the cylinder block as if it was floating. Due to this configuration, the frictional force generated in the piston-cylinder system can be measured precisely even in a firing mode.

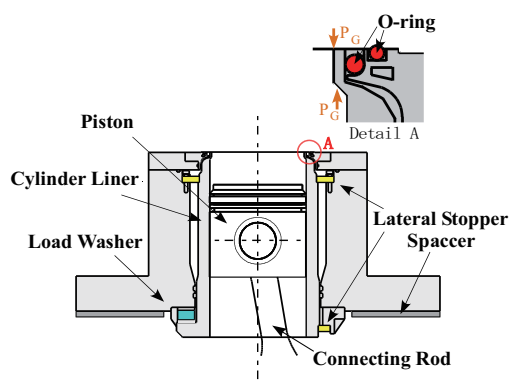


Figure 1: Conventional floating liner device.

Previously a lot of investigations are performed with using the floating liner device. Consequently the effects

of a resin coating, surface roughness and skirt area on the frictional force of the piston-cylinder system are clarified^[4, 5]. However, among these previous investigations, measurement results of an aluminum (Al) monolithic cylinder have never been seen because it is quite difficult to prepare a thin-walled Al liner eliminating considerable distortion due to its low elasticity whereas the conventional liner for the floating liner device is made of cast iron.

Reviewing the cylinder block design, it can be categorized by cylinder bore materials and its structures as shown in Figure 2. Conventionally a cast-in or press-fitted type heterogeneous cylinder is widely used for single cylinder motorcycles mainly used in Asian countries. However, recently the monolithic type Al cylinder, named DiASil, has been widely applied for single cylinder motorcycles^[6]. Considering the improvement of frictional loss of DiASil cylinder, the frictional waveform of DiASil cylinder should be measured and analyzed in some way.

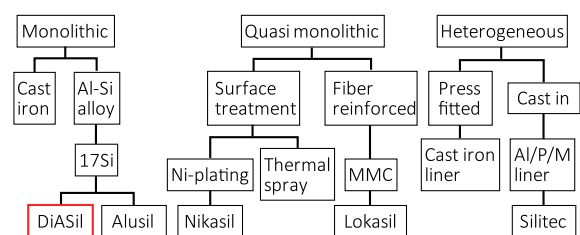


Figure 2: Categorized cylinder block design according to the cylinder bore material and its structure.

In order to meet above mentioned demand, the authors developed a renewed floating liner device using an actual Al monolithic cylinder block^[7]. With using the developed floating liner device, waveforms of frictional force were measured at several engine revolutions from 3000rpm to 5200rpm. The measured waveforms showed no irregular fluctuations without any kinds of filtering processing, for example low-pass filtering and/or high-pass filtering. It revealed the enough natural frequency of the developed device for the testing condition. Consequently the obtained waveforms of frictional force were proved to be reasonable and proper.

From the above mentioned investigation, the frictional behavior of Al monolithic cylinder especially under higher engine revolution range was clarified. However,

the frictional behavior at full load condition and the change in friction during running-in process have not been described. Considering the usage environment of small motorcycles, these characteristics would be important for the engine performance of the small motorcycles.

In this research, with using the renewed floating liner device originally developed by the authors^[7], the frictional forces of DiASil cylinder in combination with a lightweight forged piston and DLC coated piston rings were measured with increasing the load of engine operation, then the effect of the load of engine operation on FMEP was investigated. In this paper, the FMEP was defined as a friction mean effective pressure caused by the friction between the cylinder and the piston & piston rings. Also the change in the FMEP before and after running-in process was investigated by measuring the frictional waveforms and analyzing the surface morphology.

2

EXPERIMENTAL

2-1. FLOATING LINER DEVICE^[7]

An appearance of the developed floating liner device is shown in Figure 3. Also a schematic illustration of the structure of the floating liner device is shown in Figure 4. An actual cylinder block was fixed to an outer block by 4 pieces of load washers. A frictional force acted on the cylinder block was detected with these load washers. Here, generally speaking, an increase in the cylinder weight affects the natural frequency of a measurement device, and natural frequency limit the maximum engine speed for friction measurements. The cylinder in the newly developed device was slightly heavier than that in the conventional floating liner because of using the actual cylinder block. Furthermore friction measurements under higher engine speed were required in this study. Therefore 4 pieces of load washers were required to have an enough natural frequency for friction measurements under higher engine speed. A thrust force acted on the cylinder block was supported by a lateral stopper attached at the upper and lower end of the cylinder block.

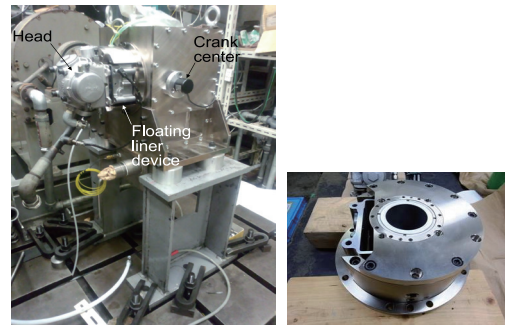


Figure 3: Developed floating liner device. Left photo: Full view of testing apparatus. Floating liner device fixed with head cylinder is attached to crankcase unit. Right photo: Appearance of float-ing liner unit. Cylinder block is covered with outer cylinder.

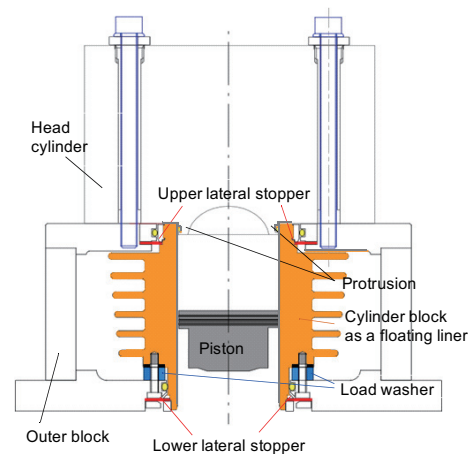


Figure 4: Schematic illustration of the structure of developed floating liner device. Connecting rod and crankcase are abbreviated from the illustration for simplification.

Generally in the floating liner device, a metallic gasket for sealing a combustion gas pressure cannot be used because the cylinder block should be “floated”. So, in the developed device, a sealing method originally proposed by Furuhashi et al.^[8] was applied. That is to say, the lower surface of a cylinder head mating to the cylinder block was partially protruded into the cylinder bore, and then the O-ring was put in the groove machined on the outer surface of the protrusion of the cylinder head.

The influence of the friction between the O-ring and the cylinder bore was corrected based on a relationship between a pressure in a combustion chamber and a power output of the load washer. Furthermore the pressure in a crankcase influences the power output of the load washer. The influence was also corrected with using

an actual pressure measured in the crankcase.

A cooling air was blown into the space between the cylinder block and an outer block. The temperature of the cylinder block during an engine operation was measured with the thermocouple embedded near the cylinder bore surface.

The specification of tested engine is shown in Table 1. The tested engine is 110cc air cooled single cylinder type. The cylinder bore diameter is 50mm and the stroke is 57.9mm.

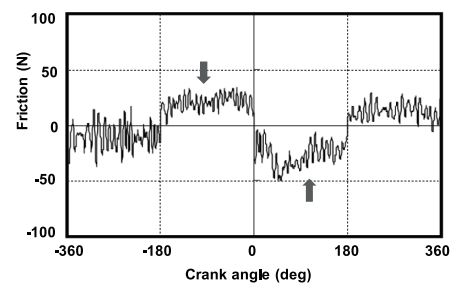
Table 1: Specification of tested engine.

Bore x Stroke (mm)	50 x 57.9
Displacement (L)	0.11
Connecting rod length (mm)	93.5
Reciprocating parts mass (kg)	0.136

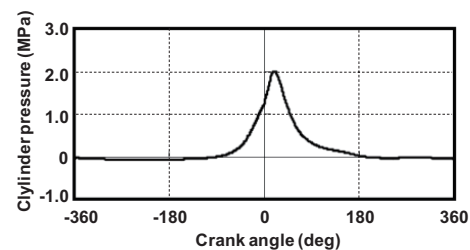
A typical waveform of the frictional force quoted from the reference ^[7] is shown in Figure 5(a). The horizontal axis shows a crank angle from -360 to 360°. 0° shows the point of a compressive top dead center (TDC). So, each 180° of crank angle corresponds to each engine stroke, intake, compression, expansion and exhaust. The vertical axis shows the frictional force generated between the cylinder and the piston / the piston ring set. Positive or negative value of the vertical axis shows the direction of the friction force. When the frictional force toward the TDC is generated on the cylinder bore surface, the measured frictional force is presented in positive value, and vice versa. A corresponding cylinder pressure is also shown in Figure 5(b). As well as Figure 5(a), the horizontal axis shows the crank angle. The vertical axis shown as “cylinder pressure” indicates the pressure inside of a combustion chamber. At this moment, the engine revolution was 5200rpm and the indicated mean effective pressure (IMEP) value was 494kPa.

Then the waveforms at 4400, 4800 and 5200 rpm were analyzed and then FMEP values were calculated in the reference ^[7]. From the analysis, it was revealed that the FMEP value increased with increasing the engine revolution. This phenomenon showed that a thicker fluid lubrication film which was formed at a higher engine revolution resulted in the increase of the viscosity resistance. So the feature of hydrodynamic lubrication condition was observed through above mentioned.

Under the hydrodynamic lubrication condition, friction force theoretically shows proportional trend to sliding velocity under a constant load. However the friction waveform shown in figure 5 shows a flat profile at the mid part of the stroke, although the piston speed was increased, as pointed with arrows. It was suggested that oil film thickness could not reach the theoretical value because of the shortage of supplied oil volume ^[9] and oil film in a constant thickness was generated at around the mid-stroke, hence the friction wave form showed the flat profile.



(a) Waveform of the frictional force.



(b) Corresponding cylinder pressure.

Figure 5: Typical waveform of the frictional force measured with using renewed floating liner device ⁽⁷⁾.

2-2. TESTING CONDITIONS

Testing conditions are summarized in Table 2. Every measurement was performed at 3000rpm. The IMEP which showed the load of the engine operation was changed from 300 to 900kPa, which was a full load condition. Cylinder temperature was set at 373K in case 300kPa IMEP and at 393 K in case 500 and 900kPa IMEP respectively. The difference of the cylinder temperatures was due to the difficulty of a temperature control only by air flow. Precise control of the cylinder is a future task. Oil temperature was kept at 343 K. In case of 3000 rpm and 300kPa

IMEP, the measurements were done before and after running-in. The rest of measurements were done after running-in.

Table 2: Testing conditions.

Engine revolution (rpm)	IMEP (kPa)	Cylinder temperature (K)	Oil temperature (K)
3000	300	373+/-5	343
3000	500	393+/-5	343
3000	900	393+/-5	343

The definition of running-in in this research is as follows. As soon as the engine operation was started, the measured friction value is gradually declining. After several period of engine operation, the decline is saturated at a certain value. The period is defined as running-in in this research.

2-3. TESTED CYLINDER BLOCK, PISTON AND PISTON RING

The appearance of tested cylinder block, piston and piston rings are shown in Figure 6. The cylinder block is made of hypereutectic Al-17%Si alloy by using a high pressure die casting process^[6]. The chemical composition of the cylinder block is shown in Table 3. After die casting, the cylinder block was T5 heat treated. Then the cylinder bore surface was honed subsequently etched with alkaline solution in order to expose Si particles dispersed in an Al matrix. The surface morphology of alkaline etched surface is shown in Figure 7. These exposed Si particles play a role for preventing a wear and/or a scuffing phenomenon^[10,11].



Figure 6: Appearance of tested components, cylinder block, piston and piston rings.

Table 3: Chemical composition of DiASil cylinder.

Si	Cu	Mg	Zn	Fe	Mn	Al
17	4.5	1.2	0.05	0.5	0.5	REM.

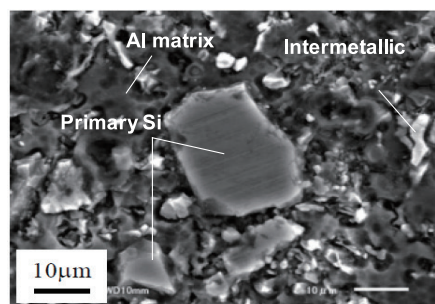


Figure 7: The surface morphology of alkaline etched DiASil cylinder surface. Si particles and several kinds of intermetallic compounds are dispersed in Al matrix. Other fine dispersive particles are not identified.

The piston is made of Al-12%Si-4Cu alloy by using a forging process. The detailed chemical composition of the piston is shown in Table 4. The forged piston was T6 heat treated then machined. On the piston skirt, Fe-Sn plating was treated to prevent a direct contact between the cylinder bore material and the piston skirt material.

Table 4: Chemical composition of forged piston.

Si	Cu	Mg	Fe	Mn	Cr	Ni	Zn	Al
11	4.5	0.6	0.3	0.05	0.04	0.02	0.08	REM.

The piston ring set consists from a top ring, a second ring and an oil ring. The top ring was made of Si-Cr steel (JIS-SWOSC). The sliding surface of the top ring had a barreled face with a DLC coating. The second ring was made of conventional ductile cast iron (JIS-FCD700). The sliding surface had a tapered face. The oil ring consisted from side rails and an expander. The side rails were made of stainless steel (JIS-SUS440) having the barreled face with the DLC coating as with the top ring.

2-4. SURFACE ANALYSIS BEFORE AND AFTER TESTING

Surface roughness was measured with using a surface roughness tester. Surface morphology was observed by a scanning electron microscopy (SEM) and a laser microscopy. The cylinder bore surface was cut out subsequently analyzed by an electron probe microscopy (EPMA).

3 RESULTS AND DISCUSSION

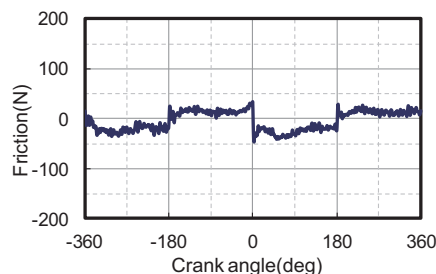
3-1. EFFECT OF LOAD OF ENGINE OPERATION

Considering the usage environment of small motorcycles, the motorcycles are quite often used under high loaded condition. Therefore, the frictional behaviors of DiASil cylinder under several load conditions were investigated. The frictional waveforms under 300, 500 and 900kPa of IMEP are shown in Figure 8. The frictional forces of compression and expansion stroke are increased with increasing the IMEP value, especially around 0°, compressive TDC. Also the frictional force at the early period of exhaust stroke is increased with increasing the IMEP. On the other hand, the frictional force at the mid stroke is kept lower even under 900kPa of IMEP same as shown in Figure 5 (a). Then FMEP values were calculated by integrating the frictional waveforms from -360 to 360°. The relationship between the IMEP and the FMEP is shown in Figure 9. The FMEP value increases proportionally with increasing the IMEP.

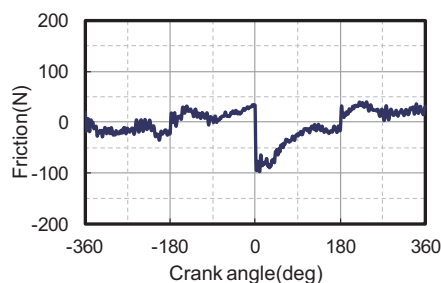
Then in order to investigate the effect of a side force exerted by the piston, an averaged pressure distribution on the piston skirt of each stroke was calculated with RecurDyn developed by Function Bay K.K. The average pressure is defined as the value which is the integrated pressure generated during each stroke divided by the number of calculating steps, 720. The calculation was done at every 1° crank angle. The calculation results of a thrust side are shown in Figure 10. The averaged pressure is increasing with increasing the IMEP value especially in the expansion stroke.

Then the side force through the engine stroke was calculated by integrating the averaged pressure. At this moment, not only the side force of the thrust side but also that of the anti-thrust side were included in the calculated side force value. The relationship between the averaged side force on the piston skirt and the FMEP is shown in Figure 11. It is shown that the FMEP is correlated highly with the averaged side force. Nakanishi et al.^[12] revealed by a floating liner device using tri-axial force sensors that the friction of piston was larger than that of piston rings and it accounted for more than 50% of total friction, in some case it reached 90% of total

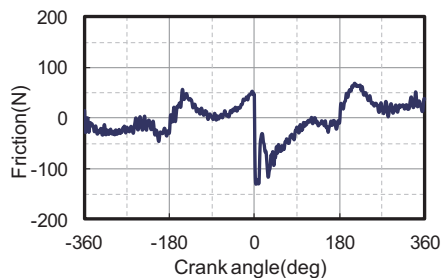
friction. In this research, same as above-mentioned result, the side force of the piston skirt would make a dominant influence on the change in the FMEP value.



(a) Frictional waveform of 3000rpm, 300kPa IMEP.



(b) Frictional waveform of 3000rpm, 500kPa IMEP.



(c) Frictional waveform of 3000rpm, 900kPa IMEP.

Figure 8: Frictional waveforms of 3000 rpm under 300, 500 and 900kPa IMEP.

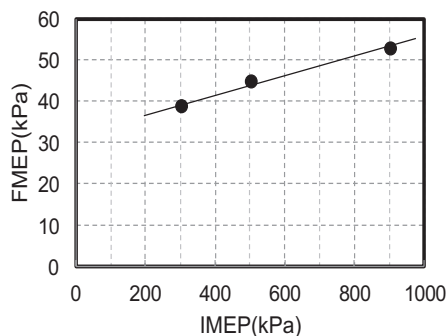


Figure 9: Relationship between IMEP and FMEP.

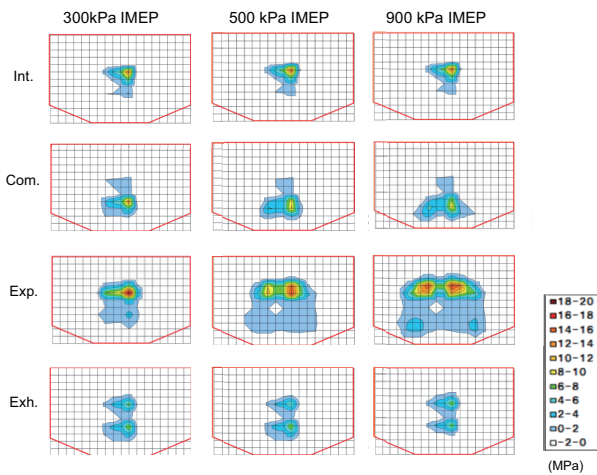


Figure 10: Averaged pressure distribution on the thrust side of piston skirt of each stroke. Each row corresponds to each stroke, intake, compression, expansion and exhaust. Pressure distributions are calculated at 3000 rpm under 300, 500 and 900kPa IMEP respectively. Red lines represent calculated piston skirt area.

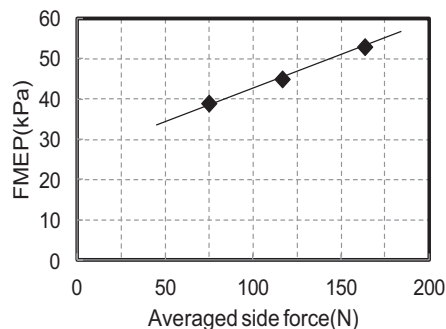


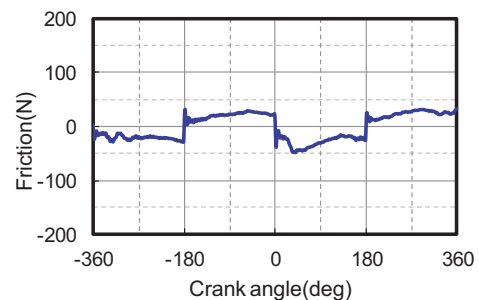
Figure 11: Effect of averaged side force of piston skirt on the increase of FMEP value.

3-2. CHANGE IN FRICTION THROUGH RUNNING-IN PROCESS

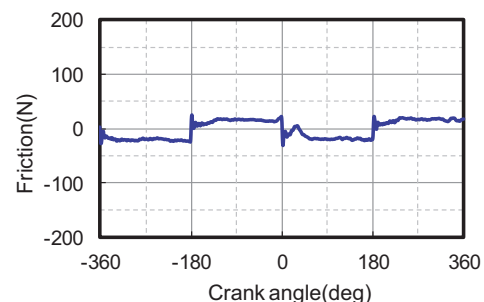
The running-in process is important for the engine performance of the small motorcycles. DiASil cylinder has a characteristic cylinder surface morphology as shown in Figure 7, that is to say, a lot of exposed Si particles are existing to prevent tribological problems during the early stage of engine operation^[11]. The exposure height of these Si particles is decreased with the time of engine operation^[6]. So, in this research, the friction behaviors before and after running-in were measured then the effect of surface condition was discussed.

The frictional waveforms before and after running-in process are shown in Figure 12. Comparing these

waveforms, the frictional force of compression and expansion stroke especially around the compressive TDC is significantly reduced. The friction of the mid of exhaust stroke is also decreased. The FMEP values calculated from the waveforms are shown in Figure 13. The FMEP value after running-in is 30% lower than that before running-in.



(a) Frictional waveform before running-in.



(b) Frictional waveform after running-in.

Figure 12: Frictional waveforms before and after running-in process.

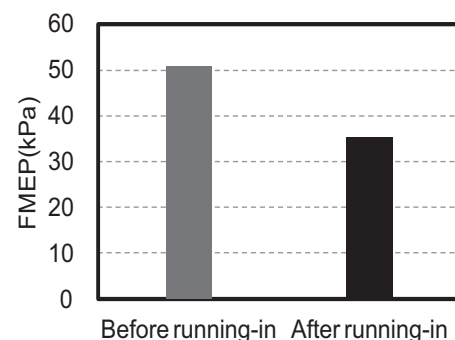


Figure 13: Effect of running-in on the FMEP value.

In order to investigate the reason why the FMEP value after running-in was decreased comparing to the FMEP before running-in, the sliding surfaces of the piston and the cylinder bore were measured and analyzed.

Figure 14 shows a surface profile of the piston skirt before and after running-in. A regular triangular shape having $0.56\text{ }\mu\text{m}$ Ra is observed before running-in as shown in Figure 14 (a). On the other hand, after running-in, peaks of the triangular shape are worn out and become plateau having $0.26\text{ }\mu\text{m}$ Ra as shown in Figure 14 (b). However, even after running-in, valleys are still remaining. These valleys would make a role of oil retention.

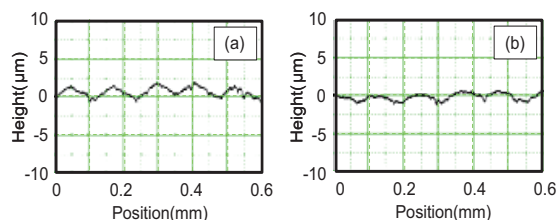


Figure 14: Surface profile of piston skirt before and after running-in. (a); before running-in. (b); after running-in.

Regarding the effect of the surface roughness of piston skirt on engine friction, Takiguchi et al.[5] revealed that the reduction of the surface roughness of the piston skirt resulted in more than 10% reduction of frictional loss with the conventional floating liner device using a combination of an Al casted piston and a cast iron liner. In the present research, the change in the surface profile of the piston skirt would contribute to the reduction of the FMEP.

On the other hand, the effect of a cylinder bore roughness was also investigated. Kawanishi et al. [13] measured the change in friction during an engine operation with using a conventional floating liner device, then, they revealed that the decrease of the cylinder bore roughness was a dominant factor for the reduction of FMEP through running-in process between the piston ring and the cast iron cylinder bore. The change in surface morphology of an Al monolithic type cylinder bore during running-in process was also investigated. Slattery et al. [14] characterized the surface evolution during running-in process comparing the worn and unworn surfaces of the

cylinder bore, and then, they revealed that the evolved cylinder bore surface consisted of exposed Si particles with smooth edges and tribofilm coating over the Al matrix. Dienwiebel et al. [15] also investigated the Al-Si cylinder bore after an engine operation. They concluded that the wear particles were embedded and several chemical elements from engine oil were mixed into the Al matrix, consequently the Al matrix was strongly modified during running-in.

In this research, the surface morphology of tested cylinder bore surfaces before and after running-in process were observed with the laser microscopy. Observed images are shown in Figure 15. The Si particles having around $1\text{ }\mu\text{m}$ of exposure height, $0.39\text{ }\mu\text{m}$ Ra, before running-in were worn out, consequently became a smooth surface after running-in. However the exposure height of Si particles was still remaining around $0.4\text{ }\mu\text{m}$, $0.18\text{ }\mu\text{m}$ Ra.

The surface roughness of a top ring and a second ring was also measured. The surface roughness of the top ring decreased from $0.31\text{ }\mu\text{m}$ Ra before running-in to $0.05\text{ }\mu\text{m}$ Ra after running-in. That of the second ring also decreased from $0.25\text{ }\mu\text{m}$ Ra to $0.14\text{ }\mu\text{m}$ Ra. Regarding side-rails of an oil ring, the width was too narrow to be measured.

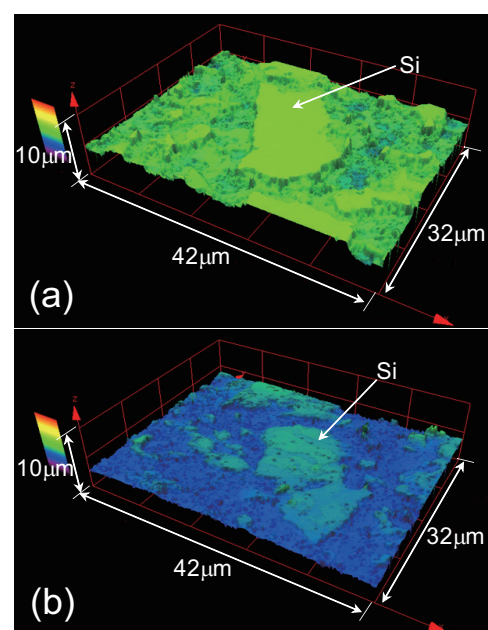


Figure 15: Surface morphology before and after running-in. (a); before running-in. (b); after running-in.

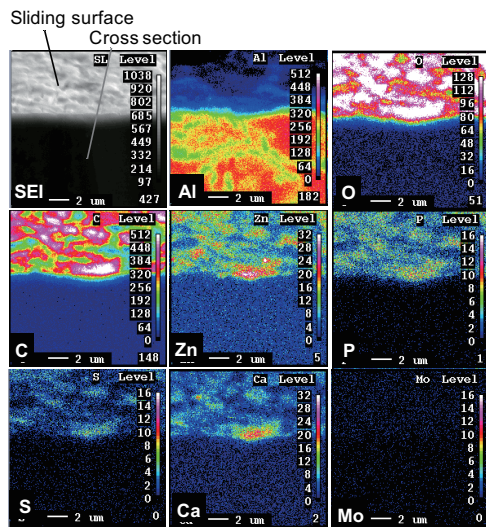


Figure 16: Surface analysis of the cylinder bore after running-in.

From these measurement results, it was suggested that the surface roughness of the contact surfaces would have a large influence on the FMEP value. In addition, the surface change from the chemical point of view should be considered as described in references [14] and [15]. So, in this research, the sliding surface of the cylinder bore after running-in was cut out and analyzed with the EPMA. Prior to the analysis, the surface was degreased with acetone in order to clean up residual engine oil. The result is shown in Figure 16.

C, Zn, P, S and Ca which were the constituents of engine oil were detected from the sliding surface. This result suggests that chemical elements from engine oil could react with Al surface generating some kinds of tribofilm. Also O was strongly detected from the sliding surface compared to the cross section of the cylinder bore specimen. The detected O from the sliding surface was not coming from absorbed oxygen or natural oxide film. This is suggested that the surface was oxidized through running-in. Mo was not detected because the tested engine oil does not contain MoS₂ for preventing the slippage of a clutch system.

From these results, it was suggested that not only surface roughness but also the chemical reaction between the constituents of engine oil and Al surface would play an important role for the reduction of FMEP through running-in process. The contribution of these factors on

the reduction of the FMEP is not clarified quantitatively, so it should be future issues to deal with.

4 CONCLUSIONS

The frictional forces of Al monolithic cylinder (DiASil) in combination with a lightweight forged piston and DLC coated piston rings were measured with using a renewed floating liner device at several load of engine operating conditions and also before and after running-in process. Through the analysis of the obtained friction data in combination with the calculation of contact condition and the detailed analysis of the tested surfaces, following conclusions are derived.

The FMEP was increased linearly with increasing the load of engine operation. For investigating the dominant factor, the average pressure on the piston skirt was calculated. In consequence, a high correlation between the averaged side force of the piston skirt and the FMEP was revealed. It was suggested that the side force of the piston skirt would be a dominant factor for the increase of the FMEP.

The FMEP after running-in was decreased compared to that before running-in. The FMEP value after running-in was 30% lower than that before running-in. This result would be attributable to the reduction of the surface roughness of the contact surfaces. In addition, it was suggested that the chemical reaction between the constituents of engine oil and the Al surface would contribute to the reduction of the FMEP.

REFERENCES

- [1] Hidekazu Suzuki: Journal of Japanese Society of Tribologists, 49, 10 (2004), 763.
- [2] Masaaki Takiguchi: Engine Technology, 8, 5 (2006), 84.
- [3] Akemi Ito: Journal of Japanese Society of Tribologists, 56, 7 (2011), 405.
- [4] Shouji Kanai: Journal of Japanese Society of Tribologists, 57, 9 (2019), 619.
- [5] Masaaki Takiguchi, Takahiro Takimoto, Eitarou Asakawa, Kei Nakayama and Tsuneo Someya: The Japan Society of Mechanical Engineers, 63, 611 (1997-7) 2587.
- [6] Hiroataka Kurita, Hiroshi Yamagata, Hiroki Arai and

Tamotsu Nakamura: SAE Paper, 2004-01-1028.

[7] Akemi Ito, Hideyuki Iwasaki, Hirotaka Kurita and Tatsuhiko Sato: Proceedings of 2014 JSAE Annual Congress, 344-20145258.

[8] Shoichi Furuhashi, Masaaki Takiguchi: SAE Paper, 790855 (1979).

[9] Shoichi Furuhashi: "Internal Combustion Engine", Tokyo Denki Daigaku Syuppankyoku (2011) 295.

[10] H.Kurita, H.Yamagata, H.Arai and T.Nakamura: Journal of the Japan Institute of Metals and Materials, 68, 1(2004) 1.

[11] Takehiro Uhara, Hirotaka Kurita: SAE International Journal of Materials Manufacturing, 7, 1, January (2014).

[12] Keitaro Nakanishi, Yoshihiro Okada, Keita Sera, Katsuya Minami and Iwao Kadota: Honda R&D Technical Review, 22, 1(2010) 145.

[13] Minoru Kawanishi, Ryou Wakabayashi and Hideki Yoshida: Proceedings of 2007 JSAE Annual Congress, 295-20075170.

[14] B.E. Slattey, T. Perry and A. Edrisy: Materials Science and Engineering A, 512 (2009) 76.

[15] Martin Dienwiebel, Klaus Pohlmann and Matthias Scherge: Tribology International, 40 (2007) 1597.

■著者



佐藤 龍彦

Tatsuhiko Sato

技術本部

MS開発部



栗田 洋敬

Hirotaka Kurita

エンジンユニット

コンポーネント統括部

材料技術部



伊東 明美

Akemi Ito

東京都市大学

内燃機関工学研究室

准教授



岩崎 秀幸

Hideyuki Iwasaki

東京都市大学

内燃機関工学研究室

研究員

ACKNOWLEDGMENTS

The authors would like to acknowledge the cooperation of Dr. Makoto Kano for the surface analysis; Mr. Kenji Mori for developing the floating liner device; Mr. Ryuji Horiuchi for calculating the piston behavior during engine operating condition.

ヤマハ発動機 技報企画委員会

委員長	金子 和佳	技術本部 技術企画統括部 技術管理部
委員	荒木 治	ヤマハモーターエンジニアリング(株) 事業推進部
	伊藤 英敬	PF車両ユニット 技術統括部 企画推進部
	今井 浩久	ビークル&ソリューション事業本部 UMS事業推進部 開発部
	岡田 弘之	ビークル&ソリューション事業本部 RV事業部 開発部
	奥村 英之	マリン事業本部 ME事業部 開発統括部 技術企画部
	小野 朋寛	ビークル&ソリューション事業本部 SPV事業部 第1開発部
	北川 欣哉	マリン事業本部 ボート事業部 製造部
	木村 隆	ヤマハモーターハイドロリックシステム(株) 第2開発室
	鈴木 正人	技術本部 NCV推進部
	田中大二郎	AM事業部 AM第1技術部
	仲村 拓哉	デザイン本部 コーポレートデザイン部
	長森 基樹	ビークル&ソリューション事業本部 IM事業部 ロボットビジネス部
	濱田 忍	PF車両ユニット コンポーネント統括部 ユニット技術部
	松井 太憲	ヤマハモーターエレクトロニクス(株) 第2技術部
	馬塚 尚人	ヤマハモーターパワープロダクツ(株) PP事業推進部 開発部
編集事務局	池田 厚司	人事総務本部 法務・知財部
	望月 範久	人事総務本部 法務・知財部
	三宅 英典	企画・財務本部 コーポレートコミュニケーション部
	溝川 隆司	技術本部 技術企画統括部 技術管理部
	神野 裕文	技術本部 技術企画統括部 技術管理部
	久米 裕子	技術本部 技術企画統括部 技術管理部

【編集後記】 弊社創立60周年の節目に際し、巻頭言では副社長より技術開発の思想を軸とした今後の技術の方向性を紹介しております。また、今号では「次の成長へ向けた技術/製品開発」をテーマに、各事業のイノベーション技術について原稿を募集したところ、非常にバラエティに富んだものが集まり、60周年の節目に相応しい弊社の特色を集約したラインナップとなりました。多くの方にご覧いただき、弊社の製品や技術についてより深く知っていただく機会になれば幸いです。(事務局)

ヤマハ発動機 技報 第51号

YAMAHA MOTOR TECHNICAL REVIEW 2015 No.51

印刷 2015年11月30日

発行 2015年12月1日

発行所 ヤマハ発動機株式会社
〒438-8501 静岡県磐田市新貝2500

発行人 木村 隆昭

デザイン (株)スタジオコバ (監修:デザイン本部コーポレートデザイン部)

印刷所 (株)スタジオコバ

〒437-1196 静岡県袋井市松原2455-2

お問い合わせ 技報編集事務局 TEL 0538-32-1171
(技術本部 技術企画統括部 技術管理部)ホームページ <http://global.yamaha-motor.com/jp/profile/craftsmanship/technical/>

※無断転載を禁じます。
※落丁本・乱丁本は、小社技報編集事務局宛てにお送りください。お取替えいたします。



YAMAHA MOTOR CO., LTD.
2500 SHINGAI IWATA SHIZUOKA JAPAN