

2018
No.54

YAMAHA MOTOR TECHNICAL REVIEW

巻頭言

世界の人々に豊かな生活を 渡部 克明	3
-----------------------	---

技術紹介

モーターサイクルのほごり入り CFD 解析について 三宮 宏之 新田 慶 川上 拓也	5
アセアンコンピュータービークル用 SMG 開発・製造 ～コスト低減への挑戦～ 正岡 晃 永田 剛	11
板鍛造工法によるパワートレイン部品のコストダウン開発 北郷 博成 羽田 利彦 田丸 翔吾	15
大型船外機用の梱包仕様設計 岸部 友昭	19

製品紹介

Advanced Luxury European Scooter「LTF125-I/A」の開発 西村 健 船越 博 菊地 拓史 秋元 雄介 久保田 葉子	23
スポーツ LMW MXT850「NIKEN」の開発 鈴木 貴博	28
新 YPJ シリーズの商品展開 円谷 祐司 渡邊 岳 江口 宗光 山田 雅一 中林 雄介	33
薬剤散布用無人航空機教習システム Yamaha Academy Simulator 菊地 正典 太田 博康	37
産業用搬送装置「リアコンベアモジュール LCM-X」の紹介 片山 学	41
2019 年モデル ROV YXZ1000R SS/MT 鈴木 孝典 新堀 雅秀 前田 健一 鈴木 博就 田中 大輔 福嶋 健司	45
新 Utility モデル「UMAX」の開発 荒川 博 大河内 龍太 光石 直生 佐藤 佑也 藤井 隆	50
船外機「F/FL425A」の開発 小久保 幸栄 小松 央昌 長島 充	56
プレミアムサロングルーザー「EXULT 43」 武富 大海	60
ウォータービークル「Wave Runner FX」 佐藤 英吉 小澤 重幸 岩城 龍汰郎 高島 純広 木野本 直樹 原田 直樹 三輪 純也	65

技術論文

Diamond Like Carbon 膜の成膜因子とラマン分光分析によるラマンパラメータの関係性 土居 航介 村瀬 雄太 杉浦 敏昭	70
DiASil シリンダーに適合したピストン樹脂コーティングの開発 渡邊 慧太 佐藤 龍彦 青木 哲也 伊藤 文彦 栗田 洋敬	76
軽量アルミニウム製テーパーハンドルの開発 奥田 裕也 鈴木 貴晴	82
リゾート施設における低速モビリティの利用調査と自動運転サービスデザイン 荒木 幸代 藤井 北斗 見米 清隆 渡辺 仁	88
Study on appropriate cooling systems according to output of motor for small EV's 清水 司 伊藤 仁 白澤 秀樹 村松 恭行	96
Development of Motorcycle Engine Starting System Simulation Considering Air-Fuel Ratio Control 伊東 善人 伊藤 大貴 飯田 実	106
自動二輪自立制御機構の研究 土屋 光生 辻井 栄一郎 寺山 敬 鶴見 尚	114
Fundamental Research and Observations Concerning Leaning Multi-Wheel Vehicles 辻井 栄一郎 豊田 剛士	121

Foreword

More Fulfilling Lifestyles for the World's People	3
Katsuaki Watanabe	

New Technologies

CFD Analysis of Intake Contamination by Dust in Motorcycles	5
Hirofumi Sanguu Kei Nitta Takuya Kawakami	
Development and Manufacturing of Smart Motor Generators for ASEAN Commuter Motorcycles: The Challenge of Cost Reduction	11
Akira Masaoka Tsuyoshi Nagata	
Cost Reduction Development of Powertrain Components through Sheet Metal Forging	15
Hironari Hongo Toshihiko Hada Shogo Tamaru	
Packing specification design for large outboard motors	19
Tomoaki Kishibe	

New Products

Development of the LTF125-I/A Advanced Luxury European-style Scooter	23
Takeshi Nishimura Hiroshi Funakoshi Hiroshi Kikuchi Yusuke Akimoto Yoko Kubota	
Development of the NIKEN MXT850 Sports LMW	28
Takahiro Suzuki	
Development of the New YPJ Series	33
Yuji Tsuburaya Takeshi Watanabe Munemitsu Eguchi Masaichi Yamada Yusuke Nakabayashi	
Yamaha Academy Simulator Agrochemical Spraying Unmanned Aerial Vehicle Training System	37
Masanori Kikuchi Hiroyasu Oota	
Introducing the Linear Conveyor Module LCM-X Industrial Conveyor Device	41
Manabu Katayama	
YXZ1000R SS/MT 2019 Model ROV	45
Takanori Suzuki Masahide Shinbori Kenichi Maeda Hironari Suzuki Daisuke Tanaka Kenji Fukushima	
Development of the New UMAX Utility Model	50
Hiroshi Arakawa Ryuta Okochi Naoki Mitsuishi Yuya Sato Takashi Fujii	
Development of the F/FL425A outboard motor	56
Koei Kokubo Noriyoshi Komatsu Mitsuru Nagashima	
EXULT 43 Premium Salon Cruiser	60
Hiromi Taketomi	
The Wave Runner FX Water Vehicle	65
Hideyoshi Sato Shigeyuki Ozawa Ryutaro Iwaki Sumihiro Takashima Naoki Kinomoto Naoki Harada Junya Miwa	

Technical Papers

Relationship between Diamond-Like Carbon Film Deposition Factors and Raman Parameters by Raman Spectroscopy	70
Kosuke Doi Yuta Murase Toshiaki Sugiura	
Development of Piston Resin Coating Suitable for DiASiI Cylinders	76
Keita Watanabe Tatsuhiko Sato Tetsuya Aoki Fumihiko Ito Hirotaka Kurita	
Development of Lightweight Aluminum Tapered Handlebars	82
Yuya Okuda Takaharu Suzuki	
User Survey and Automated Driving Service Design for Low-Speed Mobility in Resort Facilities	88
Sachiyo Araki Hokuto Fujii Kiyotaka Mikome Hitoshi Watanabe	
Study on appropriate cooling systems according to output of motor for small EV's	96
Tsukasa Shimizu Jin Itou Hideki Shirazawa Yasuyuki Muramatsu	
Development of Motorcycle Engine Starting System Simulation Considering Air-Fuel Ratio Control	106
Yoshihito Itou Daiki Itou Minoru Iida	
Study on self-standing motorcycle control mechanism	114
Mitsuo Tsuchiya Eiichirou Tsujii Takashi Terayama Nao Tsurumi	
Fundamental Research and Observations Concerning Leaning Multi-Wheel Vehicles	121
Eiichirou Tsujii Takeshi Toyota	

The world is currently in a major period of transition. In the field of technology, innovation is leaping ahead at much greater speed than in the past, with further advancement and deeper development of technology.

In particular, the progress in AI and data science has been remarkable, enabling new value to be created by learning from the vast amounts of data now available. In the worlds of *go* and *shogi*, ten years ago it was believed that it would take 100 years for a computer to beat a professional player, but this situation has changed within the last decade. Although only for some cancers, in the field of leading-edge cancer medicine there are reports of dramatic improvements observed in the treatment effectiveness rate by selection of anticancer agents through AI technology which combines genetic engineering and technical papers from around the world. Technology has enabled the creation of new value by combining diverse technologies in addition to the deeper development of existing fields.

We often hear the phrase “telling the story over selling the product,” but in a manufacturing industry such as ours, I believe that a more appropriate expression is “enhancing the product to create the story.” Our motorcycle department has recently been taking initiatives based on the concept of the “NTUM cycle.” The intent is to encourage thinking in the Network-Transaction-User-Mobility cycle, with the concept being to add provision of value via a circular cycle from product mobility M through N, T, and U, in addition to the traditional straight-line horizontal process of planning, development, production, and sales. Starting with an offering of new mobility and then combining T and N value provision from the user’s perspective creates new initiatives.

It goes without saying that if the product is not excellent, this cycle will not begin. I want us to strive to create products in the unique style of Yamaha at every possible opportunity. By then expanding our focus from customers purchasing our products, to customers owning our products, and onto customers connected through networks, provision of value in a different form becomes possible. To this end, I believe that alliances and M&A with competitors and companies in different industries will become necessary.

In addition, I believe that one of the key aspects of the value Yamaha offers is not just selling vehicles, but also providing solutions. The world currently faces enormous social issues. Natural disasters considered to be of a once in a hundred years severity are occurring seemingly every year, and severe traffic congestion in large cities is becoming chronic at the same time as the advance of the aging society and rural depopulation. In addition, the collapse of retail distribution systems and lack of frontline senior care human resources are also becoming significant.

One of Yamaha's major strengths is providing solutions which combine mobility and robotics technology. This year, we have fresh memories of reports of customers rescuing people using Yamaha personal watercraft during the disasters caused by heavy rains. I believe that if our products broaden their technological scope a little more, consider the social climate a little more, and incorporate other industries a little more, we can make a social contribution which no one else can, including addressing the social issues mentioned above. I personally very much like our Corporate Mission of “Offering new excitement and a more fulfilling life for people all over the world.” I want Yamaha Motor to increasingly be a company which enables people around the globe to lead fulfilling lifestyles.

Even with our initiatives such as disaster relief programs incorporating our products, proposals for precision agriculture and precision medicine, and the Smart City concept, there are still limitless possibilities to demonstrating the value of Yamaha Motor to society. I would like to convey my expectations and encouragement to our teams of engineers which create amazing technology, wonderful products, and brilliant solutions.

今、世の中は大きな変革期を迎えている。技術の領域でも、技術革新は従来の進化／深化とは違ったスピードと形で劇的に変わっている。

特に、AI・データサイエンスの進展は目覚ましく、膨大な情報から学習することで新たな価値を生み出す。囲碁、将棋の世界では、10年前にはコンピュータが棋士に勝つには100年かかると言われていたが、それが10年で変わってしまう。がんの先端医療では、遺伝子工学と世界中の技術論文を組み合わせたAI技術による抗がん剤選定で飛躍的な治癒率（一部のがんではあるが）の向上がみられたとの報告もある。技術は、従来の領域の深化から技術の組み合わせで新しい価値を生むことを可能にした。

「モノからコトへ」とはよく耳にする言葉だが、我々製造業においては、「モノを磨いて、コトを創り出す」が相応しいと思う。当社のモーターサイクル部門では、最近「NTUM サイクル」というワードを使った取り組みを行っている。Network-Transaction-User-Mobility のサイクルを考えようという意味だが、従来の企画 - 開発 - 生産 - 販売の横の直線サイクルに、商品のモビリティ M から N、T、U の円のサイクルでの価値提供を加える思想である。新しいモビリティの提案があって、そのうえにユーザー視点で T、N の提供価値を組み合わせる新しい取り組みである。

モノが輝いていないとこのサイクルが生まれないのは言うまでもなく、ヤマハらしい商品の追求はとことんやっていきたい。そのうえで、購入していただいたお客様から、保有しているお客様、Network で繋がっているお客様へと対象をひろげると、もっと違った価値提供ができる。そのためには、自前だけでなく、競合、異業種とのアライアンス、M&A など必要になっていくと思われる。

また乗り物だけでなく、ソリューションもヤマハの大きなバリューだと思う。今、世界はとてつもない社会課題を抱えている。100年に1度と言われる自然災害が毎年のように起き、高齢化と過疎化が進むと同時に、大都市では異常な交通渋滞が慢性化している。また、小売業界での物流崩壊や介護現場での人手不足もあげられる。

モビリティ技術とロボティクス技術を組み合わせたソリューション提案は、ヤマハの大きな強みである。今年の豪雨災害で、当社の水上オートバイを使って人命救助をくださったお客様の報道は記憶に新しいが、我々の製品は、もう少し技術の幅を広げ、もう少し社会情勢に目を向け、もう少し他業種と組み合わせると、前述したような社会課題の解決を含め、他ではできない社会貢献ができるのではないだろうか。私は、企業目的にある「世界の人々に新たな感動と豊かな生活を提供する」という言葉が大好きだ。もっともっと世界の人に、豊かな人生を歩める提案をしていける会社でありたい。

我々の商品と組み合わせた災害支援プログラムや精密農業、精密医療への提案、スマートシティ構想などまだまだヤマハの存在価値を世に問う領域は無限にある。凄い技術、凄い商品、凄いソリューションを生み出す技術屋の集団に期待とエールを送りたい。

■著者



渡部 克明

Katsuaki Watanabe

代表取締役副社長

Abstract

Air intakes and outlets of motorcycle powertrain combustion and cooling systems tend to suffer infiltration by contaminants such as dust and water (Figure 1). Yamaha Motor uses commercially-available CFD (Computational Fluid Dynamics) code to conduct theoretical study of the dust contamination phenomenon, and has utilized the code for product development since 2008.

This report introduces an overview of Yamaha Motor's dust contamination analysis, which includes issues, our approach to resolving them, and validation of the analysis.

1 はじめに

モーターサイクルはパワートレイン燃焼や機器冷却のために各種吸気口・換気口を備えるが、これらは同時にほこりや水も浸入しやすい(図1)。ほこりが入る現象を机上で検討するため、当社では市販CFD(Computational Fluid Dynamics)コードによる「ほこり入り解析」を運用しており、2008年より製品開発へ適用している。

ここでは、当社で実施しているほこり入り解析の概要、その課題と解決へのアプローチ、解析の妥当性確認について紹介する。



図1 ほこりを立てながら走行するモーターサイクル

2 背景

不整地路など、土や砂を由来とするほこりが立ちやすい環境でのモーターサイクルの使用において、各種吸気口は清浄な空気を吸入することが望ましい。自車のタイヤが巻き上げるほこりを、同じく自車の吸気口より連続的に大量に吸気することは防ぐべき事象である。この要件を満足しない場合は、ほこりによる各機器の磨耗促進や固着、汚損が発生し、またはフィルター類の頻繁な交換・メンテナンスが必要になる。走行

中の車両にまわり付くように分布するほこりは、その車両とライダーの並進運動に相反して発生する空気の流れに乗り、拡散していく。このほこりの挙動は外装カバー類、タイヤ近傍を含めた車両の形状、タイヤに付着し放出されるほこりのベクトル、車速、地表近傍の風向風速、地面のほこり量などに依存している。

あわせて、モーターサイクルの形状・スタイリングは魅力として顧客への訴求効果が高い。特にアセアン諸国やインドで需要が伸びているスクーター機種は外装カバー類による表現の自由度が大きく、開発初期でのスタイリングの決定は、製品開発のコンセプトに一貫性を持たせるための重要なプロセスである。開発後期での実機検証の段階でほこり入り要件を満足しなかった場合は、スタイリングへの妥協のみならず、設計検討と実機検証の繰り返し、車体部門とパワートレイン部門との調整、コストの増大、製品リリースの遅延など、影響する損失が大きい。一般的にこの損失は、構想設計から実機検証までの間にまたがる期日、工程、システム・部品が多く存在するほど大きいとされる。スタイリングと機能の両立が求められるほこり入り要件はこれに当てはまる。

主たる機能と防ぐべき事象、スタイリングなど、これらの要件を高いレベルで両立させながら製品を具現化するために、「ほこり入り解析」は当社モーターサイクルの開発プロセスに組み込まれている。

3 ほこり入り解析の概要

3-1. ほこり入り解析の目的と手段

ほこり入り解析の目的は主に以下の2点である。

- ・エアクリーナや各機器の吸気口へのほこり量を評価する
- ・タイヤ近傍から吸気口までのほこりの経路を分析し、改良案を考案する

解析と結果処理の方法は以下の通りである。

- ・走行中のモーターサイクルのタイヤ近傍から解析領域へ一定量のほこりを流入させる(図2)
- ・解析領域へ流入したほこりを、空気の流れや渦により輸送させる
- ・エアクリーナや各機器の吸気口へ流入するほこりを濃度として取得する
- ・車両まわりのほこりの濃度、流速ベクトルなどを図化する

ほこり入り解析の利点は、物を作る前での机上検討ができることだけでなく、ほこり濃度分布の空間的な把握や、実機評価の課題であるテストコースの天候や風向きに左右されない、定量的な比較が可能な点も挙げることができる。

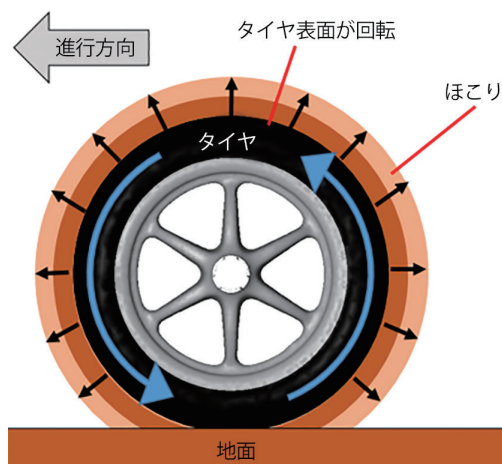


図2 ほこりの流入条件 模擬図

3-2. ほこり入り解析の課題

ほこり入り解析のように空間の流れを解析するときは、空間を格子で区切る必要がある(空間の離散化)。見たい現象を微細に解析できるように、なるべく細かく、かつ多くの格子数を設定したいところであるが、格子数が多いほどコンピュータのCPUやメモリの消費量が増える(計算負荷が増える)ため、適度に粗い格子サイズと解析手法、数学モデルの採用などで対処している。

ほこりは分子拡散や、下図のような空気の流れで輸送される(図3)。中でも輸送に大きく寄与する流れは渦状の流れであり、大小さまざまな渦が発生または散逸していく状態を「乱流」と呼ぶ。車両まわりの流れは時々刻々と変化しており、ほこりは小さい渦で拡散され、時には大きな渦に乗って急激に向きを変える。この状況を「強い非定常性」と呼び、これをたとえば時間平均的な流速ベクトルの扱いにしようとして設計検討を見誤る場合もある。ほこりの挙動を解析するには、この強い非

定常性の乱流をどのように取り扱うかが重要である。

ここで、仮に渦のひとつひとつを詳細に解く場合の格子数を試算する。乱流の状態を表す無次元数としてレイノルズ数(粘性力と慣性力の比)がある。50km/hで走行しているモーターサイクルまわりの流れのレイノルズ数は概ね 10^6 である。ここで、乱流の最小渦のスケールはレイノルズ数の $3/4$ 乗に比例する(コルモゴロフのマイクロスケールとテイラーの評価より)。最大渦スケールを解析対象の代表長さ(車両のホイールベース長さなど)と同じとし、かつ、渦を3次元的な流れの回転として表現する格子数を考慮すると、最大渦スケールと最小渦スケールを同時に解くための格子数はレイノルズ数の $9/4$ 乗となる。結果として 10^{13} (10兆)の格子数が必要と試算できる。理化学研究所の「京」スーパーコンピュータで取り扱える格子数が概ね 10^9 (10億)格子とのことより、それより多い格子数で渦のひとつひとつを詳細に解くことは、現時点および今後も実現困難である。

以上のことより、強い非定常性の乱流を、現実的な格子数、現実的な計算負荷で解析するために、当社では数種の解析手法と乱流の解法を採用している。これらの紹介と実測との妥当性確認結果、メリット・デメリット、解析コストを次章より記す。

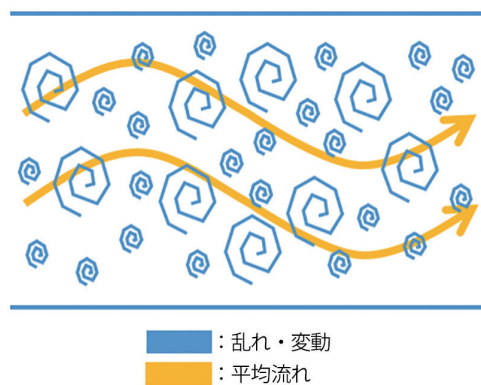


図3 CFDにおける流れ場 模擬図

4

CFDについて

4-1. 解析手法

4-1-1. 有限体積法(FVM:Finite Volume Method)

流体の支配方程式であるナビエ・ストークス方程式(以下、NS方程式)をベースとして、領域を有限個の空間で離散化し、その空間に入出力する物理量の収支を計算することで流体の挙動を再現するのが有限体積法(以下、FVM)である^[1](図4)。

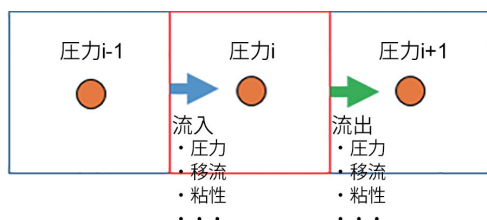


図4 有限体積法 模擬図

現在多くの市販CFDコードに用いられている手法であり、非構造格子を採用することが多い。非構造格子は複雑形状の再現性に優れているが、要素配置の不規則さゆえに、計算負荷や計算時間が大きくなる場合がある。また、移流項の離散化スキームによっては、数値拡散によって実際の解より値を小さく見積もってしまう場合もある。

4-1-2. 格子ボルツマン法 (LBM:Lattice Boltzmann Method)

NS方程式を直接用いず、流体を有限個の仮想粒子の集合体とみなし、各粒子の衝突と並進について速度分布関数 f を用いて逐次計算する。そこで得られたパラメータから、流体としての物理量である密度や運動量、圧力を算出し、流体の挙動を再現するのが格子ボルツマン法(以下、LBM)である^[2](図5)。

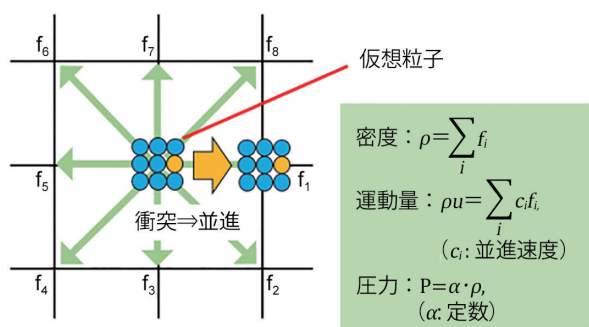


図5 格子ボルツマン法 模擬図

CFDの歴史から見ると、比較的近年に注目され始めた手法である。構造格子を基本とするため計算速度に優れており、カットセル法や埋め込み境界法などを併用すれば、複雑形状にも対応できる。

4-2. 乱流の解法

4-2-1. RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes)

NS方程式にレイノルズ平均を施し、時間平均値とそのずれ

を通して乱流を取り扱う解法で、乱流の計算には $k-\varepsilon$ モデルなどの乱流モデルが必要となる。物体に働く平均的な抗力や揚力など、工学的に重要な諸量の予測が可能で、計算負荷も低いことから一般的によく利用される。

しかし、このような平均量では評価できないケースが多く存在する。例えば、空力騒音や乱流燃焼、そして今回の物質の乱流拡散などである。これらの現象は非定常性が強いということに加え、大小さまざまなスケールの渦運動と密接に関係するためである。したがって、以上の乱流の本質的な部分に着目するには、RANSでは不十分といえる。

4-2-2. LES (Large Eddy Simulation)

乱流の本質をより正確に捉えるために、LESという解法がある。この解法の概念はシンプルで、流れ場に対して空間的な“ふるい”をかけ、“ふるい”の上に残った大きな渦は一切のモデル化をせずに直接計算する、というものである。“ふるい”の目の粗さをグリッドスケール(GS)と呼び、GSをすり抜ける小さな渦はサブグリッドスケール(SGS)モデルで計算する。

LESにはRANSより小さな渦運動をとらえられるという利点があるが、車両周り流れに適用するには格子数および計算負荷が膨大となるため、相応の計算リソースの確保が必要となる。そこで、流れが複雑でない部分のみRANS等を用いて計算することで、LESの特長は残しながら、全体の計算負荷を低減するVLES(Very Large Eddy Simulation)やDES(Detached Eddy Simulation)といったハイブリッドモデルが考案されている。

4-3. ダストモデル

4-3-1. 拡散ガス

質量をもたず、流れと分子拡散に従う物質である。弊社では分子拡散の影響を0とし、流れにのみ従う形をとっている。また、壁面への付着はしないものとして考え、物理量として濃度が算出される。簡便なダストモデルとして使われる。

4-3-2. 質量粒子

質量をもつため、粒子速度や質量によっては慣性力が大きくなり、流れ場に完全には従わない物質である。また、壁面への付着・反発が考慮されるなど、取り扱いが難しいが、実現象を比較的厳密に模擬できる。物理量としては数密度(濃度に相当)や粒径分布などが算出される。本検討ではJIS 7種相当の砂を想定し、粒子径分布や密度を設定する。

5 妥当性確認

本章では、ほこり入り現象の再現性の指標として、エアクリーナエレメントの吸気開口部入口(以下、A/C_inとする)や空間のほこり濃度に着目し、さまざまな組み合わせの解析手法の中から実機との相関が最も高い解析方法を選出する。そして、選出した解析方法にて、開発行為を想定した仕様差における実機との相関を見ることで、解析方法の妥当性を確認する。

5-1. 解析方法の妥当性確認

調査を実施する組み合わせは下表の通り(表1)。

表1 解析方法の組み合わせ

	1.解析手法	2.乱流の解法	3.ダストモデル
(1)	FVM	RANS (非定常)	拡散ガス
(2)	LBM	VLES	拡散ガス
(3)	LBM	VLES	質量粒子 初速あり

(参考) FVM+LESという組み合わせでの解析を当社の解析ハードウェアリソース下にて試みたが、計算負荷上、形状の大幅な簡略化が必要かつ、ほこりの流入条件を加えることは不可能であった。また、FVM+質量粒子・初速ありという組み合わせに関しては、粒子の空間分布を濃度分布として可視化することが困難であった。したがって、以上2つの解析方法は比較不能として、本稿には記載しないこととする。

また、今回実機との比較を行うにあたり、対象とする車両に「Nozza Grande」を選んだ(図6)。ここにA/C_inを示す。



図6 Nozza Grande

まず、(1) FVM+RANS、(2) LBM+VLESの流れ場を図7、図8に示す。図はある瞬間の流れ場であり、ベクトル、コンターはそれぞれ流れの方向と流速の大きさを示している。

図の通り、おおよそは同等と見ることもできるが、流れの方向や流速の大きさが異なる箇所が散見される。RANSでは渦

が渦粘性としてモデル化されているため、詳細な渦運動が表現されていないことが原因と考えられる。

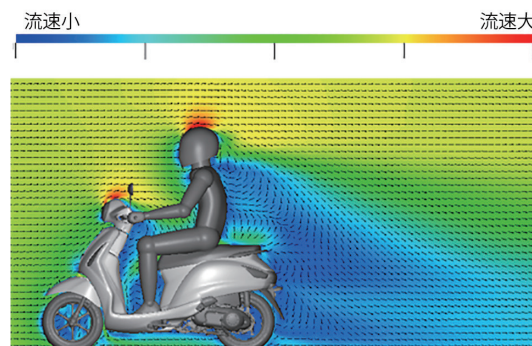


図7 FVM + RANS ある瞬間の流れ場

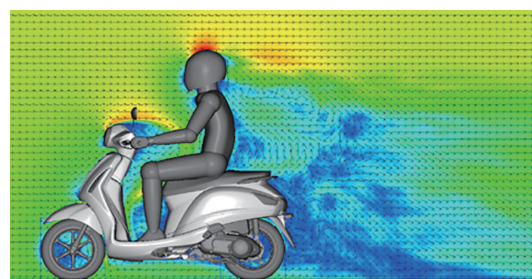


図8 LBM+VLES ある瞬間の流れ場

次に、車両センターLH断面、エアクリーナ近傍HW断面での時間平均ほこり濃度分布を、FVM+RANS+拡散ガス(図9)、LBM+VLES+拡散ガス(図10)、LBM+VLES+質量粒子・初速あり(図11)の順で示し、比較を行う。

まず、図9と図10の比較から、LBM+VLESでは流れ場の違いによって拡散が促進された結果となっていることが分かる。そして、図10と図11の比較から、質量粒子・初速ありのダストモデルは、慣性力により流れ場に完全に従わない粒子が存在するために、アンダーカウル下や後流などの濃度分布が異なっていることが分かる。

解析方法の妥当性確認として、実機走行時の濃度計測結果と解析結果の比較を行う。実機計測では、粒子を十分捕捉可能な光散乱方式の粉じん計を用い、A/C_inと車両後流3点のほこり濃度の計4点を計測した(図12)。

以下にA/C_inのほこり濃度を基準とした各測定点における濃度倍率を示す(図13)。値は解析、実機ともに時間平均値から算出している。このグラフから、“LBM+VLES+質量粒子・初速あり”が最も実機と傾向が合っていることが定量的に確認できた。

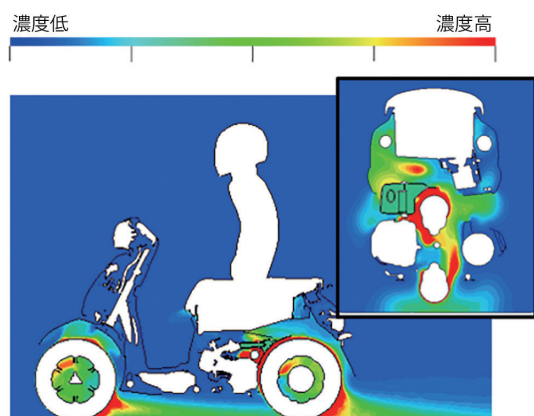


図9 FVM+RANS+拡散ガス 時間平均濃度場

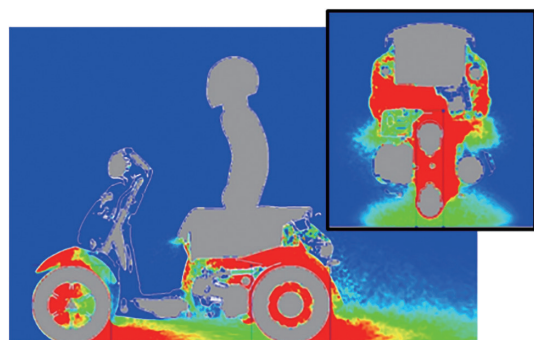


図10 LBM+VLES+拡散ガス 時間平均濃度場

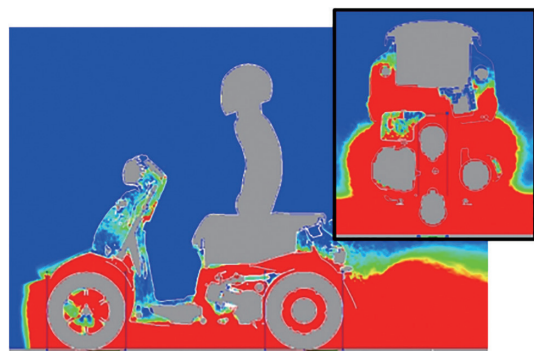


図11 LBM+VLES+質量粒子・初速あり 時間平均濃度場

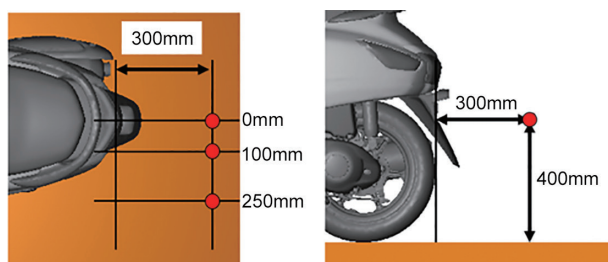


図12 測定箇所

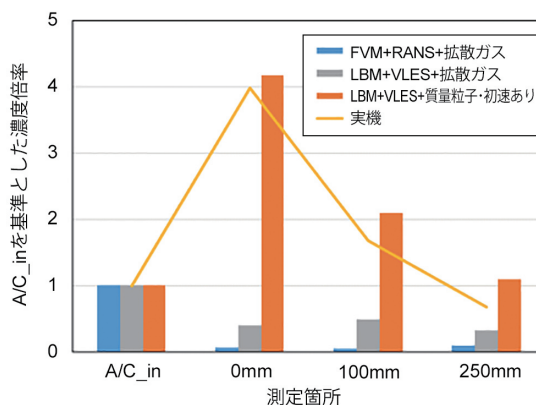


図13 A/C_inを基準とした測定点濃度倍率

参考として、開発での運用において重要となる以下項目について、各解析方法を定性的にA>B>Cで評価し、記載する(表2)。

- ・解析費用(1ケースあたりのソフト+ハード費用)
- ・解析時間
- ・現象再現性

表2 解析方法の評価

解析方法	費用	時間	再現性
(1) FVM+RANS+拡散ガス	A	A	C
(2) LBM+VLES+拡散ガス	C	B	C
(3) LBM+VLES+質量粒子	C	B	A

5-2. 仕様差の確認

本節では、前節にてほこり入り現象がよく再現された“LBM+VLES+質量粒子・初速あり”の解析方法を用い、ほこり入り対策アイテムの仕様差に関して実機と傾向が合っているかを確認する。

仕様差として、シートボックス底部からエアクリーナにたれているフラップの有無による違いを確認する(図14)。ここで、フラップがある状態をSTDとする。実機計測方法は前節同様で、A/C_inのほこり濃度に着目する。

以下に結果を示す。まず、STDのA/C_inほこり濃度を基準とした濃度倍率グラフは下図の通りである(図15)。値は解析、実機ともに時間平均値から算出している。

図15からわかるように、フラップの有無という仕様差の傾向が実機と解析で非常に良く合っており、A/C_inへのほこり入り改善を机上検討する上で、十分に有用な解析方法を確認できた。

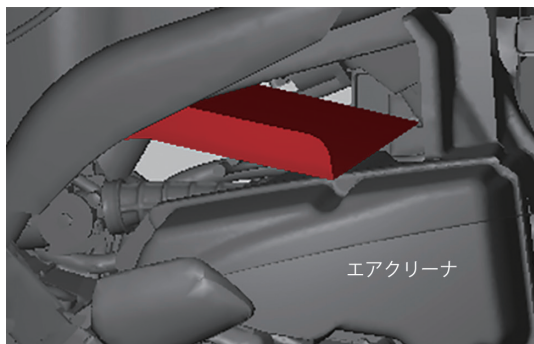


図14 フラップ形状(図中赤色表面)

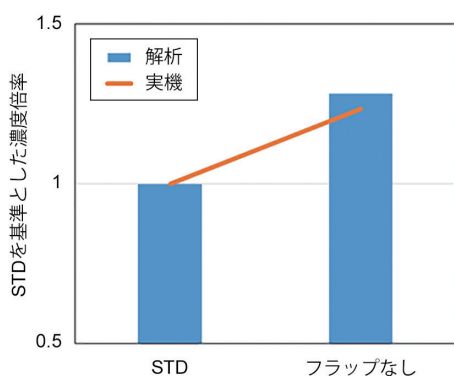


図15 STDを基準とした濃度倍率

また、リヤ周りの車両センターLH断面における、ある瞬間の濃度分布は、STD、フラップなしでそれぞれ下図の通りである(図16、図17)。これらの図から、フラップがなくなることによりタイヤに巻き上げられたほこりが前方に拡散し、エアクリーナ周辺のほこり濃度が高くなる。結果、フラップなしの仕様ではA/C_inほこり濃度が高くなったものと推測できる。

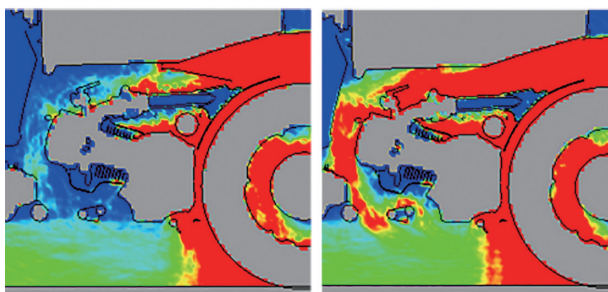


図16 STD

図17 フラップなし

定常性に起因する乱流拡散と、ダストモデルを厳密に考慮することで、実機との相関が高い解析が実施可能となった。

製品に求められる要求レベルが上がり、開発の効率化も求められる中で、日進月歩の解析技術の効果を見定め、今後も製品開発に役立つ解析方法を構築していく。

■参考文献

- [1] Joel H. Ferziger, Milovan Peric: 小林敏雄, 谷口伸行, 坪倉誠訳: コンピュータによる流体力学
- [2] 葛原道久, 高田尚樹, 片岡武: 格子気体法・格子ボルツマン法 —新しい数値流体力学の手法—

■著者



三宮 宏之
Hiroyuki Sanguu
PF車両ユニット
PF車両開発統括部
車両実験部



新田 慶
Kei Nitta
PF車両ユニット
PF車両開発統括部
車両実験部



川上 拓也
Takuya Kawakami
PF車両ユニット
PF車両開発統括部
車両実験部

6

おわりに

当社で実施しているほこり入り解析を紹介した。
ほこり入り解析の現象再現性の向上に関しては、流れの非

アセアンコンピュータービークル用 SMG 開発・製造 ～コスト低減への挑戦～

Development and Manufacturing of Smart Motor Generators for
ASEAN Commuter Motorcycles: The Challenge of Cost Reduction

正岡 晃 永田 剛

Abstract

The Smart Motor Generator (hereafter “SMG”) system for air-cooled engines is included in the Grand Filano sold in Thailand from the 2018 model onwards. Yamaha Motor Electronics Co., Ltd. develops and manufactures the Starter Generator Control Unit and the Starter Generator, which are core components of the SMG system.

During the development of the SMG system at our company, an even bigger issue than incorporating functionality was how to build in low costs. This report introduces the cost reduction initiatives taken as part of SMG system development.

1 はじめに

タイ市場で販売されているGRAND FILANOの2018年モデルより、空冷エンジン用SMART MOTOR GENERATOR(以下、SMG)システムが搭載されている。ヤマハモーターエレクトロニクス株式会社(以下、当社)ではSMGシステムの構成部品の内、基幹部品であるSGCU(STARTER GENERATOR CONTROL UNIT)およびSG(STARTER GENERATOR)を開発・製造した。

当社の SMG システムの開発においては、機能の作り込み以上にコストの作り込みが大きな課題であった。本稿ではコスト低減の取り組みについて紹介する。

2 開発の狙い

GRAND FILANO 2018 年モデルへの SMG システムの採用は、燃費の向上および静粛なエンジン始動が狙いであり、今後もコンピュータービークルに順次採用が計画されている。

本システムが市場にて多くのお客様に受け入れられるようにするためには、既存の車両に対するコストアップは最小限に抑える必要がある。よって SGCU、SG ともに、要求仕様を満足する製品を可能な限りローコストで実現することが最重要課題であった。

3 システム構成

SMG システムの構成概要について紹介する。

通常の FI システム（電子制御ガソリン噴射システム）は、主に以下の製品によって構成されている。

① ECU (ENGINE CONTROL UNIT)

各種センサ入力から最適な点火、噴射時期を算出し、点火コイル、インジェクタ等を制御する。

② REG (REGULATOR)

ACMG の発電を整流し、バッテリーに充電する。

③ ACMG (AC MAGNETO GENERATOR)

ローターとステーターから構成され、クランクシャフトに取り付けられたローターがエンジン回転により回転することで発電する。またローター外周に設けられた突起位置をセンサで検出し、クランク角として ECU へ出力している。

④ STARTING MOTOR

エンジン始動の際、モータが回転し、ギアを介してクランクシャフトを回転させる。

一方、今回の SMG システムは主に SGCU と SG にて構成される。SGCU は前述の ECU と REG の機能を担い、SG は ACMG と STARTING MOTOR の機能を担っている（図 1）。

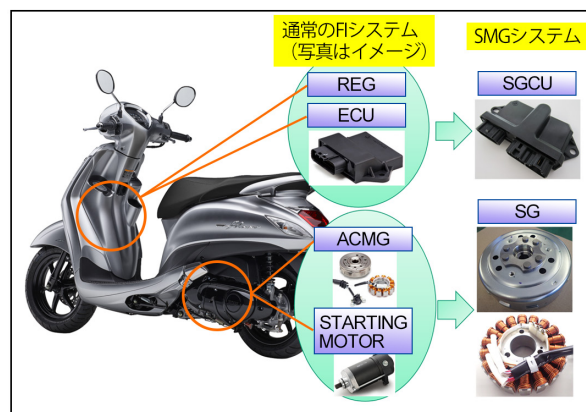


図1 SMGシステム構成部品概要

つまり SGCU は ECU 回路および SG 用のインバーター回路を実装した製品であり、ECU に対して以下の機能が追加されている。

- ・エンジン始動時には SG を三相 MOTOR として駆動
→ギアを介さず駆動するため、静粛な始動が可能。
- ・走行中は SG から発電される出力をバッテリーへ充電
→ REG が不要となる。

なお、今回のシステムはハイブリッドシステムであり、車両が加速する際の条件によって、SG を三相 MOTOR として駆動し、エンジン出力をアシストする機能も有する（図 2）。

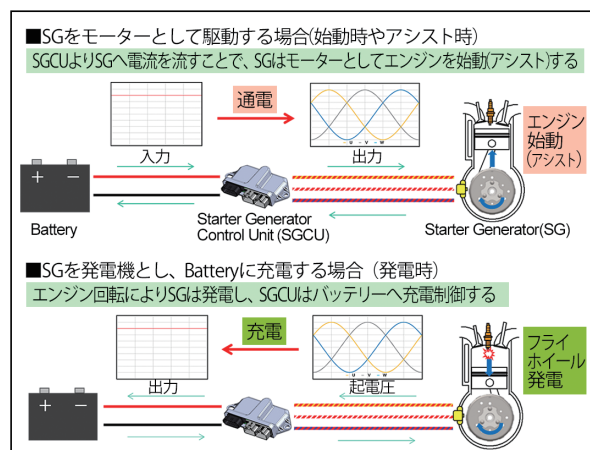


図2 駆動と発電の機能概要

4 コスト低減の取り組み

4-1. SGCU

コスト低減のために、材料費、加工費、設備投資を抑える必要がある。先行開発段階では放熱性を考慮してアルミケースを採用していたが、量産開発段階ではコスト低減のため、封筒型の樹脂ケースに基板を挿入し、ウレタン樹脂で注型する、という従来の ECU と同じ構造で製品を成立させることを目標に開発を行った。

この構造を採用するために、主に熱と振動の二つの課題に取り組んだ。以下、それらの課題に対する取り組みの概要を紹介する。

4-1-1. 熱に対する取り組み

インバーター回路は SG への通電電流が大きく、ECU 回路より発熱が大きいいため、従来の ECU 以上の熱対策が必要である。

まず取り組んだのは、基板の銅箔を利用して熱を分散する方法である。発熱部品の周辺にはスルーホールを設け、複数の銅箔層へ、さらにその先のコネクタとハーネスまで熱を伝え、熱を分散させている。放熱のため、銅箔厚も従来の ECU より厚くした。

またインバーター回路の FET は、特性（オン抵抗と動作スピード）を考慮して発熱し難いものを選定した。しかしながら、発熱し難い特性の FET はそれ自体が高価である。そのため、ケースや注型樹脂など、その他の熱対策要素と組み合わせた場合のトータルコストを考慮して選定する必要がある。そこで今回の開発では、まず図 3 に示す組み合わせを机上で検討し、続いて熱設計を行うためのシステムの動作パターンを、ヤマハ発動機の SMG システム設計チームと設計した。次に各熱対策要素を組み合わせた試作品を作成し、目標とする放熱性を満足し、かつ材料費（および加工費と設備投資の総額）が最も安価な組み合わせを採用する手法を採った（図 3）。

ケース材		放熱性			
		アルミ		樹脂	
		樹脂 A	樹脂 B	樹脂 A	樹脂 B
駆動用 FET	FET_1	OK	OK	OK	NG
	FET_2	OK	OK	OK	NG
	FET_3	OK	OK	NG	NG
	FET_4	OK	OK	NG	NG
	FET_5	OK	NG	NG	NG
	FET_6	NG	NG	NG	NG

図3 熱対策選定テーブル

4-1-2. 振動に対する取り組み

SGCU はバッテリーとインバーター回路間に電源平滑用電解コンデンサを有している。この平滑用コンデンサは ECU で使用しているその他用途の電解コンデンサに対し、大きな容量、電流定格が必要なため、サイズも大型である。そして大型であるがゆえ、振動により内部の素子が振れ、素子に接続されている端子が折れるという問題が発生しやすい。さらに今回、アルミから樹脂のケースに変更することで、ケース剛性が下がり、振動に対しては不利な構造となっている。よってコンデンサは使用条件を見極め、可能な限り小型なものを選定する必要がある。

具体的には、

- ① システム動作条件で電氣的寿命を満足するコンデンサを複数選定した。
- ② SGCU の保証振動条件で振動させた時のコンデンサの振動を測定し、耐振動寿命予測を実施した。

以上の取り組みを経て、樹脂ケースでも振動に耐え得る平滑用コンデンサを選定した。なお、先行開発段階では高さ 35.5mm の平滑用コンデンサを選定していたが、量産開発段階では先ほどの取り組みにより 20mm まで小型化することができた。

これらの取り組みにより、構造を ECU と同一とすることで、材料費と加工費を削減し、また既存の ECU ラインの多くを流用することが可能となり、結果、設備投資を大幅に抑制することができた（図 4）。



図4 SGCU量産品

4-2. SG

SG も SGCU 同様、材料費、加工費、設備投資を抑制することが課題である。

先行開発段階では技術的な成立性の確認に重きを置き、要求サイズにて要求性能を成立させる開発に注力し、量産開発段階では構造を見直すことで、コスト低減を実現した。以下、コスト低減のための施策を中心に紹介する。

4-2-1. 巻線仕様の見直し

前述の通り、SG はギアを介さずエンジンを始動する。したがって、STARTING MOTOR と比較した場合、エンジン始動時により大きなトルクが要求される。先行開発段階では要求トルクを満たすために、18 スロットの STATOR に、1 直 × 6 並列の巻線を行っていた。この巻線仕様は当社の製造拠点では経験の無い、高密度な巻線仕様であった。この巻線を実現するために、先行開発段階ではコア（STATOR の磁性体からなる鉄芯）を分割し、個別に巻線した後にスロットを組み合わせ、ボードコネクションを使用して結線する構造（図 5）を採用し、開発を進めてきた。

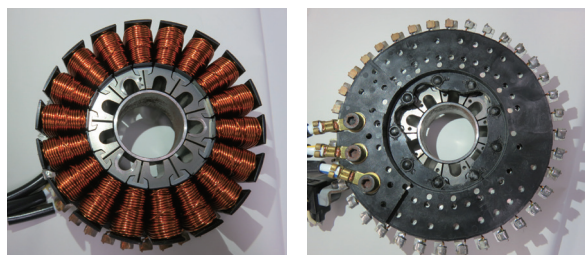


図5 分割コアとボードコネクション

しかしながら、分割コア+ボードコネクションの構成は製造拠点の既存設備だけでの生産が難しく、多大な設備投資が必要となる。さらに従来の ACMG に対しボードコネクションを筆頭として部品費も高額となり、目標コストをクリアするには課題が山積していた。その課題を解決すべく量産開発段階では巻線仕様を大きく見直すことからスタートした。

要求トルクを満たしつつ巻線仕様を変更しなければならぬため、各スロットの A（アンペア：電流）× T（ターン：巻数）は変更せず、かつ一体型のコアで巻き線ができる仕様の検討を行った。電流値は巻線の抵抗値に依存するため、銅線の線径や巻数に影響される。よって相互の影響を考慮しながら巻線仕様を検討する必要がある。最終的に、巻線仕様を 2 直 × 3 並列 Y 結線とし、各スロットの巻線数を半減する巻線仕様へ見直しを行った（図 6）。

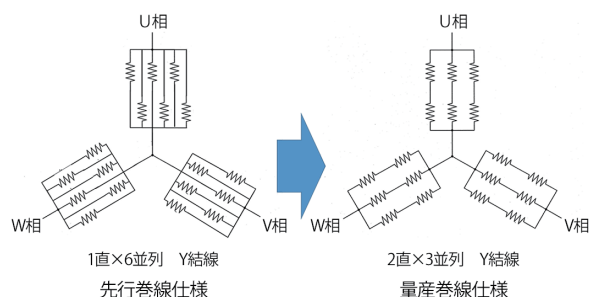
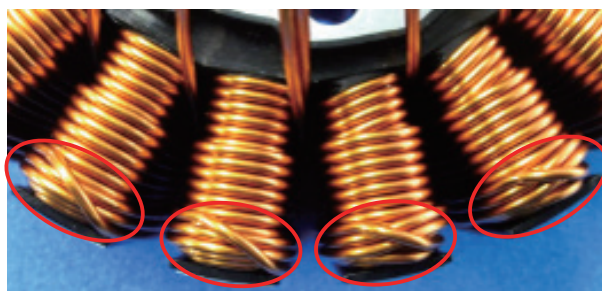


図6 巻線仕様の変更

4-2-2. コア仕様の見直し

巻線仕様を見直したことにより、各スロットの巻数を先行開発段階に比べ半減させることができた。さらにスロット間隔の広い最外部に俵状（図 7）の巻線を追加することで、コアを分割せず一体型の形状であっても巻線が可能となった。これにより、従来の巻線機での巻線が可能となり、大幅な設備投資抑制につながった。



最外部の俵状巻線

図7 スロット最外部巻線

4-2-3. ボードコネクションの廃止

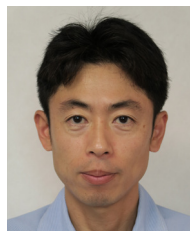
巻線仕様を見直したことによるもう 1 つのメリットとして、ボードコネクションの廃止がある。先行開発段階では分割コアのため、各スロット巻始めと巻終わりの線が 2 本引き出され、合計 36 本の結線が必要であった。これを前述の巻線見直しにより、各スロット巻始めもしくは巻終わりの 1 本のみの引き出し線となり、合計 18 本へ減らすことができた。これにより、ボードコネクションを用いずとも組み立てが可能なレベルとなった。

主に以上の構造見直しを通じ、当社の従来の ACMG に近い構造とすることができ、結果、設備投資を大幅に抑制することができた（図 8）。

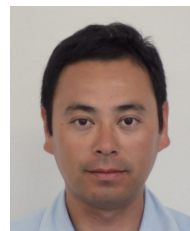


図8 SG量産品

■著者



正岡 晃
Akira Masaoka
ヤマハモーター
エレクトロニクス株式会社
開発統括部
電装開発部



永田 剛
Tsuyoshi Nagata
ヤマハモーター
エレクトロニクス株式会社
開発統括部
電装開発部

5

おわりに

以上の取り組みの結果、SGCU、SG ともに可能な限りローコストで要求仕様を満足する製品を実現することができた。

最初に述べたとおり、本製品によって燃費の向上および静粛なエンジン始動が実現できる。当社も感動創造企業であるヤマハ発動機のグループ会社として、本製品を搭載した車両を通じ、より多くのお客様に新たな感動と豊かな生活を提供できれば幸いである。

板鍛造工法によるパワートレイン部品の コストダウン開発

Cost Reduction Development of Powertrain Components through
Sheet Metal Forging

北郷 博成 羽田 利彦 田丸 翔吾

Abstract

Japan's manufacturing industries, including plasticity processing, have developed together with the electrical and automotive industries. However, an unprecedented and major paradigm shift is now approaching. Improving fuel economy and environmental friendliness have been baseline requirements in manufacturing for some time, but recently, the Monozukuri (engineering, manufacturing and marketing) process which encompasses products has itself come to embrace smart technology, rapidly shifting to advanced and diverse functionality and AI technology. The approach to Monozukuri which simply pursued improvements in efficiency or cost reductions is now a thing of the past. Monozukuri (processing method development) which is not captured by past notions but instead anticipates the future by embracing blue-sky thinking is now essential.

Yamaha Motor Engineering Co., Ltd. provides processing technology based on sheet metal press forming technology, developing a wide range of plasticity processing methods, including forging.

The initiatives showcased in this report incorporate integrated plasticity methods which leverage materials properties and consider multiple motorcycle powertrain components together, rather than as single components, and have succeeded in creating new added value by developing its integrated plasticity processing method (sheet metal forging).

1 はじめに

塑性加工分野を含む日本の製造業は、電気・自動車産業の発展とともに進化してきた。しかし、ここにきてかつて経験の無い大きなパラダイムシフトを迎えつつある。従来から求められている燃費向上や環境への配慮はもちろんであるが、製品を含む物作りそのものがスマート化し、高度で多様な機能や知能を有するものへと急激に変化してきている。これまで単一の物作りを追求し、効率向上やコスト低減のみを良しとした考え方は過去のものとなり、従来の考え方に囚われない広い視野で未来を見据えた物作り(工法開発)が必要になってきている。

ヤマハモーターエンジニアリング(株)(以下、当社)では、板金プレス成形技術をベースとした加工技術を提供しており、鍛造を含め様々な塑性加工工法の開発を行っている。

今回の取り組みにおいて、モーターサイクル等に使用されるパワートレイン部品を単一部品ではなく、複合部品を一体で作る技術として、材料の特性を活かした複合的な塑性工法を取り入れて、新しい付加価値を生む複合塑性加工工法(板鍛造工法)を開発することができたので、ここに紹介する。

2 板鍛造工法とは？

我々が目指す板鍛造工法は、従来から進められている板素材からの冷間鍛造加工による成形方法とは異なるものである。それは、図1に示すように板金プレス成形の引張りを主体とした成形法と鍛造の圧縮成形を主体とした成形方法を組み合わせたものである。板金成形の繊細な塑性流動と鍛造の大きな塑性流動を組み合わせ、さらに精密なせん断加工も取り入れて新たな価値を生み出す複合塑性工法へと進化させている(図2)。

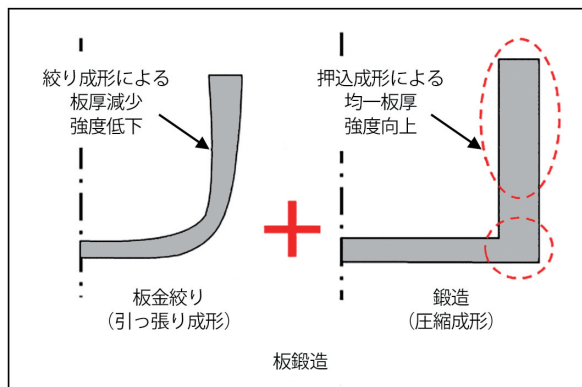


図1 板鍛造技術概略図

本工法で生み出された製品の特長としては、軽量化はもちろんであるが、材料繊維が繋がっているため高強度であり、剛

性が必要な部位に増肉することも可能となることがあげられる(図3)。また、プレス成形による低コストで高い生産性も享受できる。

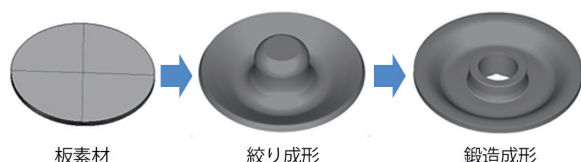


図2 板鍛造工程概略

こうした板鍛造の特長を活かした適用可能部品は、モーターサイクル部品に限らず、様々な部品に適用可能であり、使用される材料や他部品とも組み合わせることで、新しい価値創造が可能となる。

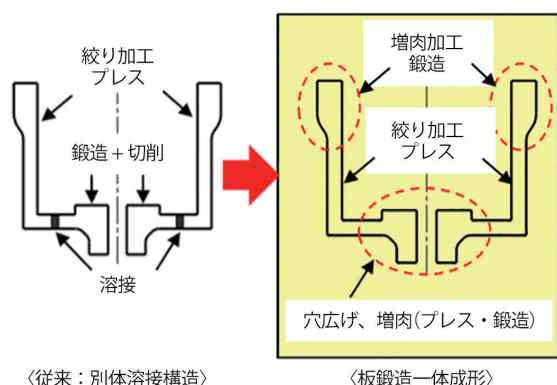


図3 板鍛造工法適用事例

3 部品開発への適用

現在開発を進めている板鍛造工法適用部品について、代表的な部品を主に3つ紹介する。

3-1. スターターギア部品

代表的な適用部品のひとつに、図4のようなエンジン内の駆動系部品として使用されるボス部と平板部で構成されたスターターギアがある。板素材を鍛造加工で圧縮成形する従来の板鍛造から図1、2で示したような板金絞り成形で材料を中央に寄せた後、鍛造による圧縮成形にてボス部を成形している。平板部に曲げ加工が入り、またボス部が表裏面のどちらにもあり、同時成形にて成立させているのが特長である。

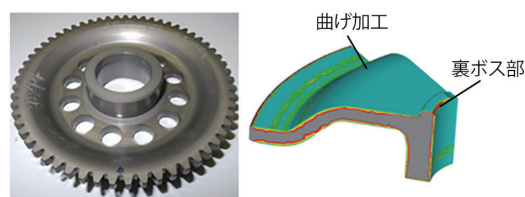


図4 スターターギア板鍛造成形品

3-2. CVT駆動部品

スターターギア部品と同じような形状であるが、ボス部がより長く厚くなっているCVT用の部品への適用も進めている(図5)。

本部品の成形においては、フランジ部に対してボス部の板厚比が1.7倍程度あることに加え、ボス部の長さもスターターギアより1.3倍程度あるため、いかにして座屈させず材料を塑性流動させるかが鍵となる。また、フランジ部の小さなボスをハーフピース成形にて同時成形を行い、小部品一体化によるコストダウンを図っている。

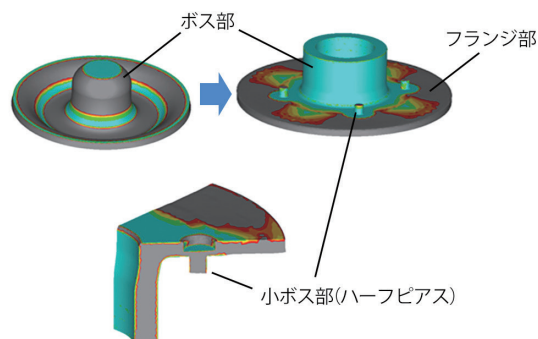


図5 CVT用駆動部品

3-3. モーターハウジング部品

これまでに挙げた形状の他にも、図3で紹介したボス+カップ形状で構成されるモーターハウジング部品がある(図6)。板素材よりカップ部とボス部を同時に成形しながら、最終的に材料をボス部とカップ外周部に塑性流動させて成形しており、技術的には、先に述べた2つの成形事例を組み合わせたものになる。

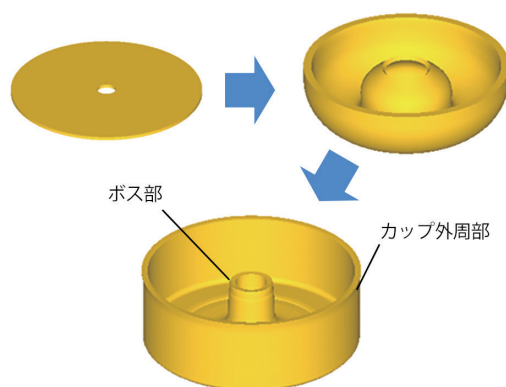


図6 モーターハウジング

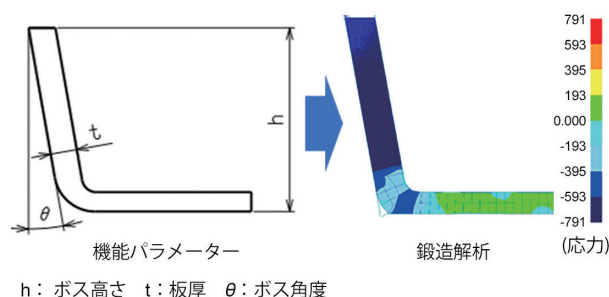


図8 鍛造前素材形状検討

さらに材料の座屈を防止するためには、金型での拘束条件が必要となる。材料を圧縮成形する時点では、非拘束の状態であるが、成形が進むにつれて外径部を拘束することで座屈を防止している(図9)。

4 工法開発のポイント

4-1. 絞り引張り成形による塑性流動

板素材からの成形は、通常の鍛造成形とは異なり、材料は圧延により薄く延ばされた状態になっている。よって材料を必要とする部位に少しずつ塑性流動させて寄せていく必要がある。その際の成形方法として、引張りを主体とした絞り成形を何回か繰り返す再絞り成形を採用している。板素材は素材製作時に圧延されているため、方向によって材料の流動特性が異なる異方性という問題があり、絞り成形時にはそれらを最小にする技術が求められる(図7)。

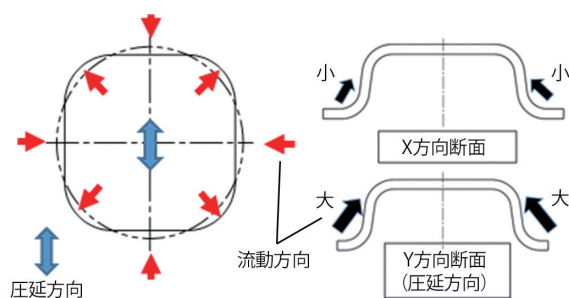


図7 絞り成形ポイント

4-2. 鍛造 圧縮成形による増肉成形

必要な部位に材料の増肉を行う方法としては、鍛造による圧縮成形加工を適用し、絞り成形には無い大きな塑性流動を起こす方法を採用している。ポイントは、いかに座屈せずに材料を圧縮成形できるかにある。技術的には鍛造前の素材形状の最適化と材料の拘束方案が必要となる。最適化については、図8にあるような前素材の成形に重要な機能パラメーターを抽出し、鍛造成形解析を実施しながら導出している。

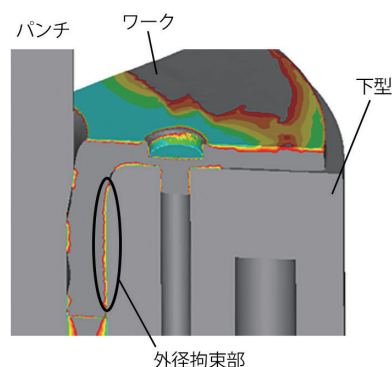


図9 鍛造増肉成形過程

4-3. 複合塑性加工を可能にする金型構造

本開発にて行われている板鍛造加工は、既存の塑性加工工法を組み合わせた複合塑性加工工法である。そして、本工法を可能にするには、複合的な動きをする金型が必要となるため、ヤマハ発動機(株)の協力のもと既存プレス機に設置できるような複合加工用のダイセット型を開発した(図10)。

本ダイセット型は、プレス軸と合わせて上下4軸の動きができる構造となっており、様々な部品形状を成形できる仕様としている。金型の信頼性評価については今後の課題となるが、各部の変位および応力をセンシングしながら定量値化を図るとともに、量産に移行した際にも品質監視技術等に対応できるよう周辺装置類の開発も含め当社の設備技術グループと共に進めていく。

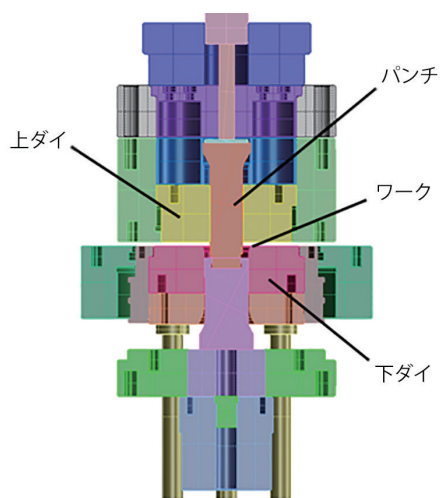


図10 金型構造図

4-4. 工程削減への取り組み

本開発で行っている板鍛造工法は、標準的な絞り成形を用いると多工程成形となる。そのためいかに工程を削減して全体の型数およびショット数を減らすかが量産に向けた課題となる。ポイントは、一般的な成形方案に囚われず材料の特性を活かし自在にコントロールできるようにすることである。

ここに現在取り組んでいる削減方案を紹介する。材料の持つ特性を利用して、引張り成形された材料に圧縮応力を付与することで成形特性を上げる方案となっている(図11)。結果として、工程数を3~4工程削減することが可能となる。今後も本方案だけでなく、工程削減を行える様々な方案を検討していきたい。

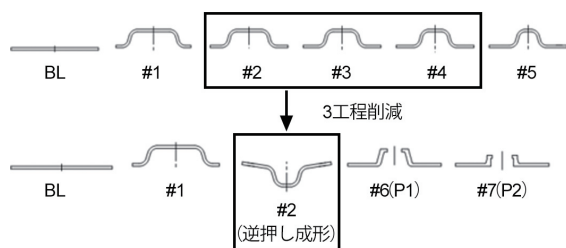


図11 工程削減方案検討図

5

今後の展開

現在開発を進めている部品は、量産効果の高い部品に展開するため各アセアンの拠点へ導入し、現地生産機種のコストダウンおよび技術力の向上に寄与していく予定である。また今後は、従来のモーターサイクル部品だけでなくマリン製品、EV製品等に対しても適用範囲を広げて、複合塑性工法(板鍛

造工法)による、新しい付加価値を低コストで提供していきたい(図12)。

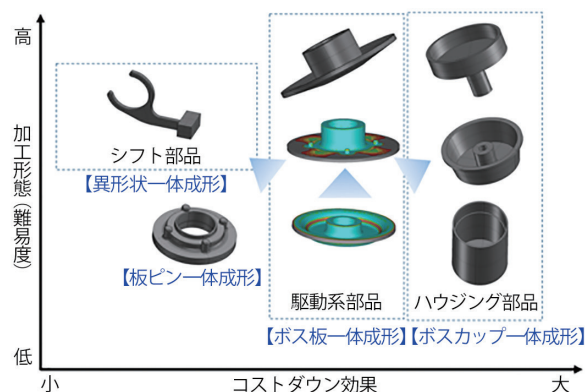


図12 板鍛造技術展開図

6

おわりに

板鍛造技術は、塑性加工の中では鍛造成形領域と板金成形領域の中間に位置し、技術開発の観点ではまだまだ進化できる領域であると考えている。今後は、金属材料に留まらず、樹脂と金属を組み合わせる一体成形するような新しい取り組みも進めていきたいと考えている。また、量産工法としては実績が不足しているため、ヤマハ発動機の協力のもと各拠点での早期の実用展開も進めていきたい。

今後もヤマハ発動機グループの新たな商品展開に合わせ、これまでにない新しい工法をタイムリーに提案し、商品のコストダウンと機能を両立させるような物作りの技術を提供していく所存である。

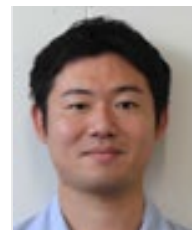
■著者



北郷 博成
Hironari Hongo
ヤマハモーター
エンジニアリング株式会社
生産技術部



羽田 利彦
Toshihiko Hada
ヤマハモーター
エンジニアリング株式会社
生産技術部



田丸 翔吾
Shogo Tamaru
ヤマハモーター
エンジニアリング株式会社
生産技術部

Abstract

In June 2018, Yamaha Motor launched the F425A as its new flagship outboard motor. Compared to Yamaha Motor's previous highest-output outboard, the F350A, the 5.6L V8 F425A is significantly longer and heavier, and the expanded transom height (height at which the outboard is mounted) specification etc. has improved its functionality and range of usability. However, these changes also necessitated a new packaging specification design to match.

The new packaging design aimed to restrict increases in shipping costs due to the changed packaging size, and to prevent recurrence of past problems. Furthermore, improvement suggestions gathered through market research were also reflected in the packing specifications to eliminate risks in distribution such as product damage.

This report introduces initiatives to add value to packaging through the example of a packaging specification design for the F425A, the flagship outboard motor which symbolizes the Yamaha brand.

1 はじめに

ヤマハ発動機は、2018年6月にフラッグシップ船外機として、V8 5.6Lの大型モデル F425A の発売を開始した。この F425A は、過去最大馬力の F350A と比較して全長・重量が大きく変更され、トランサム高さ（船外機取り付け高さ）の仕様追加等で商品性の幅も広がったことから、これらの変化に対応する梱包仕様の新規設計が必要となった。

新規設計においては、梱包サイズの変更による輸送コストの増加抑制や過去に市場で起きた問題の再発防止に取り組んだ。さらに、製品ダメージ等の物流運搬リスクを排除するために、市場調査で得た改善案を梱包仕様に反映した。

本稿では、ヤマハブランドを象徴するフラッグシップ船外機の梱包仕様設計を通じて、梱包に対する付加価値を追求した取り組みを紹介する。

2 開発のねらい

船外機の基本的な梱包仕様は、スチール枠を主体に製品を枠内に横倒しにした状態で配置している。F425A は、従来と比較して製品の形状・重量などが大きく変化するため、梱包仕様の新規設計が必要となった。また、市場調査において、運搬上の課題が明らかになったため、同時にこれらの対応策を検討し、仕様に織り込むこととした。

今回の仕様設計では、以下の3項目を目標に設定した。

1. コンテナ積載効率向上による輸送コストの低減
2. 手扱い作業におけるダメージリスクを考慮した梱包品質の確保
3. 市場要望への対応（運搬時のリスク低減およびリギング対応）

3 開発の取り組み

3-1. 輸送コスト低減（コンテナ積載効率の向上）

船外機の物流コストは、梱包サイズに起因する輸送コストが大部分を占めており、中でもコンテナ内の積載数を表すコンテナ積載効率が重要なファクターとなる。日本国内からUSまでハイキューブコンテナで海貨輸送した場合の費用は、陸上輸送費用と比較して高額となる。

F350Aだけを1コンテナに満載しても26ケースが限度となるため、大型モデルの梱包が1ケース増減することによるコスト影響度は大きい。F350AとF425Aの製品サイズを比較して、成り行きで梱包仕様を設定した場合の状態を図1に示す。この状態では、10ケースしか積載することができない。

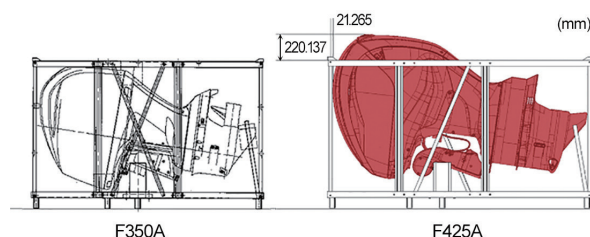


図1 F350A梱包サイズにF425Aを設定した場合

F350Aの梱包全長は、ハイキューブコンテナの間口と同等となっている（図2）。これ以上に梱包の全長がサイズUPすると、コンテナ内に横入れすることが不可能となり積載効率が低下する。この課題を対策するため、F350Aと同等のサイズで製品が収まるレイアウトの検討を行った。

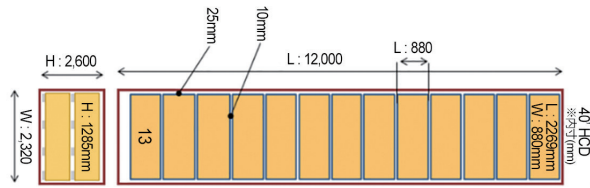


図2 コンテナ内のF350A梱包レイアウト

その結果、今回初の形態としてカウリングを取り外し、後方上部の空間に発泡スチロールで上下に挟み込み固定することで、F350Aと同等の全長内に収めるレイアウトを実現した（図3）。コンテナ内で2段階積み可能なF350Aと同等の梱包高さサイズを設定することは不可能であったが、これにより成り行きの積載効率40%に対して50%（10ケース→13ケース）まで向上することができた。

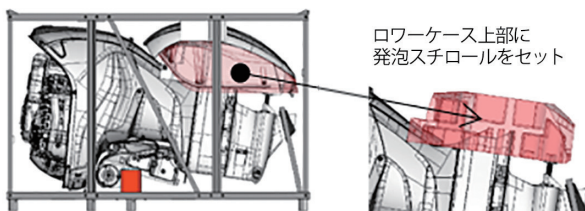


図3 F425A 梱包ケース内の製品固定レイアウト

3-2. 梱包品質（強度／手扱い作業性）

梱包品質とは、『商品をお客様に安全に届ける』という要求事項に対して、製品の特性および様々な輸送手段と条件に対応した梱包仕様をバランスさせることが重要であると考えられる。そのため、製品を頑丈に保護することに特化するのはなく、商流に適した手扱い作業が可能な梱包仕様とすることも同時に必要となってくる。物流運搬上の手扱い作業における落下・転倒などのダメージリスクを低減することが、総合的に梱包品質を向上することに繋がる。この考え方を元に設計した大型船外機梱包の事例を説明する。

F425Aの梱包強度においては、主要評価項目である落下・積圧・振動試験の社内基準を全て満たすことができた。特に振動試験においては、F350Aの梱包を用いて資材破損の起点箇所を特定して、F425Aの対策に繋げることができた。F350Aによる振動試験では、評価基準時間20minに対して60minが経過した時点で、船外機を支える資材の溶接にクラックが生じた（図4）ため、F425Aでは対象箇所の資材に補強を加え対策を行った。その結果、同様の試験を行った効果確認において、溶接にクラックが生じないことが確認できた。



図4 振動試験による資材破損の起点箇所

3-3. 市場要望への対応

3-3-1. スキッドの高さUPと半透明ポリエチレンシートの採用

前節では、梱包品質を考えた場合に、商流上の輸送手段や条件に対応した手扱い作業が重要であることを述べたが、事前に梱包仕様に関する市場調査を行った結果、海外拠点では作業性に関する問題と要望を抱えており、これらは物流運搬上のリスクに直結するものであることがわかった。市場の要望に応える形で、このリスクを低減する仕様をF425Aの梱包仕様に適用した事例を紹介する。

最初に、梱包の土台となるスキッドの高さを見直した（図5）。海外の一部の商流ではフォークリフトが使用できないために、ウッドパレットに船外機梱包を載せて不安定な状態で運搬している。これにより、転倒・落下等が発生して製品がダメージを受けるリスクが生じている。また、海外におけるハンドリフトの爪の厚さは85mmが主流となっているため、運搬ができない事例が発生している。

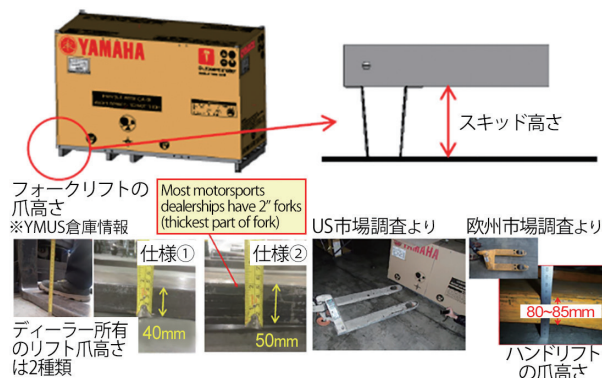


図5 スキッド高さとハンド・フォークリフトの関係

そこで今回、スキッドの高さを従来の 50mm 前後から 90mm に設定することで、これらのリスクを解消した。これを機に他モデルへも順次展開していく予定である。

次に、梱包の外装ケースをダンボールから半透明のポリエチレンシートに変更した内容を紹介する。この改善の目的は、異なるサイズの梱包を段積みされた時に発生する、製品ダメージのリスクを低減することである。既存の大型船外機は、工場からコンテナ積みされた後に海貨輸送され、各ボートビルダーやディーラーへ陸送されるのが主な輸送条件となっている。基本的に船外機の梱包は異なるサイズの段積み禁止しているが、小口で輸送する場合は混載してトラックで輸送することがある。その時に船外機の梱包に段積みされた小サイズの梱包が下段梱包の天面を突き破り、船外機がダメージを受ける事例が多々発生している（図 6）。



図6 異なるサイズの段積み時の製品ダメージ

船外機の梱包はスチール枠と各面の梁で構成され、天面に空間ができる仕様となっているが、ダンボール外装ケースをスチール枠に被せると天面の空間は外から目視することができないため、小サイズの梱包を段積みされてしまう。この問題を解決するために、F425A では外装ケースを半透明ポリエチレンシートに変更した。ブランドロゴ・ケアマーク等のデザインはそのままに、材質を変更して半透明にすることで、スチール枠が外から視認できるようになった。これにより、小サイズの梱包品が空間に段積みされることを抑制し、製品ダメージのリスクを低減することができた（図 7）。



図7 半透明ポリエチレンシートによる視認性の向上

3-3-2. ボートビルダー向けのリギング対応仕様

船外機の商品形態には、CBU（Complete Build-up）仕様および LSC（Latest Stage Customization）仕様がある（図 8）。CBU は、ローワー KIT を取り付けけた状態の完成機仕様になっている。一方の LSC はボート受注時に市場側でトランサムに合わせたローワー KIT を選択できるようにすることで在庫削減を目的とした仕様となっており、船外機本体にローワー KIT を取り付けしていない状態で工場側から出荷している（図 9）。

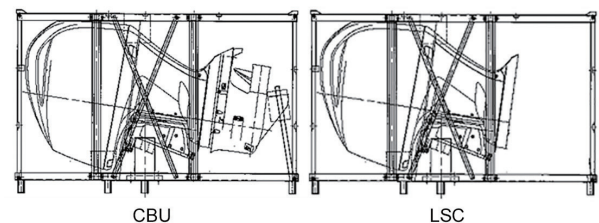


図8 CBUとLSCの梱包仕様（F350A）

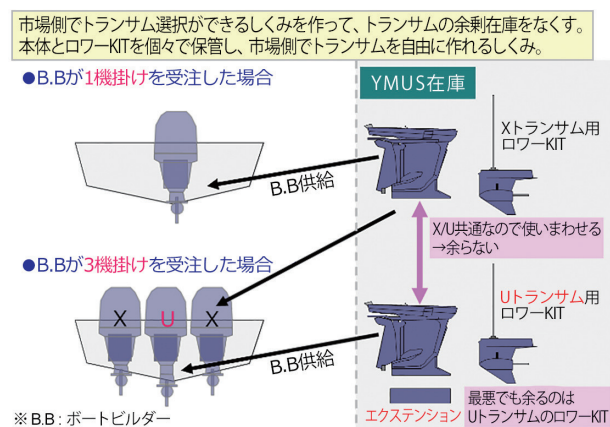


図9 LSC(Latest Stage Customization)

US の顧客割合はボートビルダーとディーラーで約 7:3 になっており、受注されたボートの仕様に適した船外機を供給することが多いため、LSC 仕様が主流となっている。

このような背景から、F425A の梱包仕様を設定するにあたっては、LSC 仕様の梱包サイズの見直しを行った。F350A の LSC 梱包サイズは CBU と同じ資材を共通で設定しているため、ローワー KIT 部分に空間が生じている。今回 F425A の LSC 仕様の検討においては輸送コストの低減を目的に、製品に合わせた梱包サイズを検討した。ところが、この梱包仕様ではボートビルダーのリギング（船外機を吊り上げて梱包資材から取り外す作業）対応が必要になることが市場調査で判明した。市場では梱包された横倒しの状態でローワーを組み付けた後に、エンジン側をホイストで吊り上げてリギング作業を行う。この時、梱包資材の底枠の端を支点に吊り上げるため、今回設計した LSC 仕様の梱包サイズの場合ではローワー KIT が地面に干渉してしまう（図 10）。

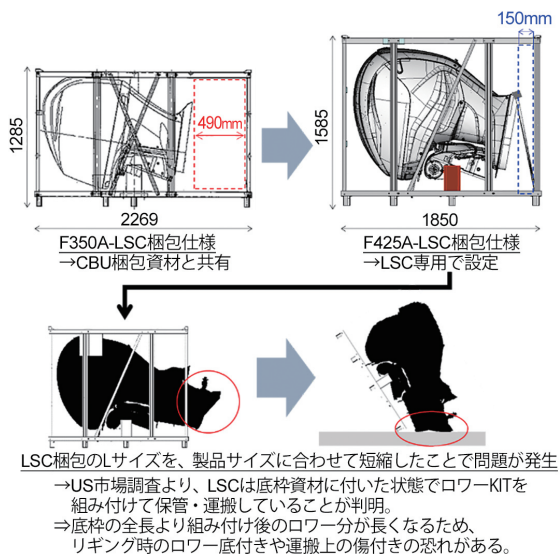


図10 リギング作業時のローワー干渉問題

この課題を解決するため、同一の梱包資材を組み替えて底枠にアタッチメントすることで、底枠サイズの延長を可能にする設計を新たに追加した。これにより、LSC 梱包仕様におけるローワー KIT 組み付け後のリギング作業で、地面とローワーが干渉することを解消した（図 11）。

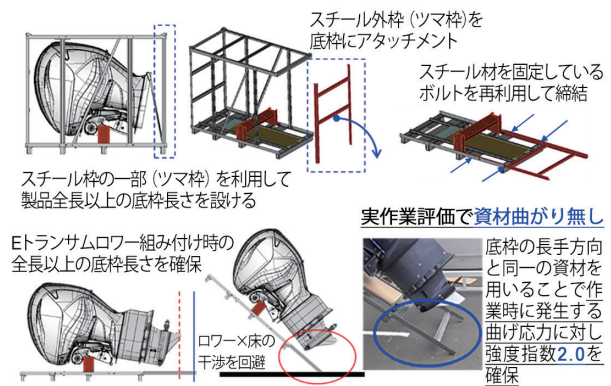


図11 LSCアタッチメント仕様

4 おわりに

F425A の大型船外機の梱包仕様を設計するために、従来の梱包仕様に関する考え方だけに留まらず、製品特性に合わせた仕様検討を行い、市場調査から得た課題・要望を反映させることができた。本件の梱包仕様設計を通じて、製品や市場の輸送手段・条件の変化に応じて梱包仕様も進化させることが必要であると深く感じた。

梱包資材はお客様にとって、商品とは違い購入の対価として明確に提示されているものではないが、安全に早くお客様の手元に届けるためには必要なモノであると我々は考えている。梱包には絶えずコストと必要機能のバランスが求められているが、製造目線だけでなく顧客視点をもって商流トータルで QCD のバランスが取れた仕様を目指すことが大事であると考えている。

ヤマハ発動機では、将来に向けた船外機梱包のモノづくりビジョンとして『市場と商流のニーズが合致した QCD バランスの最適な梱包』を掲げている。船外機の商流に携わる全ての人々に満足してもらえる梱包を目指し、全世界のお客様に確かな商品を届けるために継続した発展に努めていきたい。

■著者



岸部 友昭
Tomoaki Kishibe
マリン事業本部
ME事業部
ME製造部

Advanced Luxury European Scooter 「LTF125-I/A」の開発

Development of the LTF125-I/A Advanced Luxury European-style Scooter

西村 健 船越 博 菊地 拓史 秋元 雄介 久保田 葉子



Abstract

Unit sales in the Thailand motorcycle market have been on a downward trend since peaking at approximately 2.1 million units in 2012. However, signs of recovery have been visible since 2015, and sales of the 1.8 million-unit range are forecast for 2018. Scooters account for approximately 30% of total motorcycle unit sales, and the core scooter products are fashion scooters such as the Yamaha Motor GRAND FILANO. The new LTF125-I inherits the features and image of the current GRAND FILANO, but as well as adding a revamped exterior and advanced functionality, also increases usability through improved fuel efficiency and comfort thanks to the newly developed engine.

The LTF125-A was also developed at the same time as a higher-specification model including ABS (Anti-lock Braking System) and the Smart Key system in addition to the other new features of the LTF125-I.

1 はじめに

タイの二輪市場における販売台数は、2012年の約210万台をピークに減少傾向にあったが、2015年以降回復の傾向を見せ、2018年は180万台規模が見込まれている。スクーター系は这其中で約3割を占め、その中心が当社の「GRAND FILANO」などのファッションスクーターである。今回の「LTF125-I」は、現行「GRAND FILANO」の特長・イメージを継承しながら外観をリフレッシュし、先進機能の追加に加え、新規開発エンジンを搭載することにより燃費と快適性向上を図り商品性を高めた。

また、「LTF125-A」は、前述のモデルにABS（アンチロックブレーキシステム）とスマートキーを追加装備したモデルとして同時開発を行った。

2 開発の狙い

今回開発した「LTF125-I/A」は、《Advanced Luxury European Scooter》をコンセプトに、伝統的な欧州の香りと都会にマッチする先進性を調和させることを目指した。また、現行モデルで高い評価を得ている実用機能の向上も狙い、下記3点を開発目標に設定した。

- 1) 快適でスムーズな走りと燃費向上の実現
- 2) 人に誇れる最新装備の搭載と実用機能の充実
- 3) 伝統的なスクーターデザインと先進装備が融合したハイクラス感が漂う外観の実現



図1 フィーチャーマップ

3 開発の取り組み

前述の開発目標を達成するため、“BLUE CORE” エンジンを進化させるとともに、先進性があふれる充実装備を積極的に採用した。また、デザインを一新しハイクラス感が漂う外観を実現した。

本モデルのフィーチャーマップを図1に示す。

3-1. 進化した BLUE CORE エンジン

快適でスムーズな走り、燃費向上を実現するためにエンジンを新規開発した。

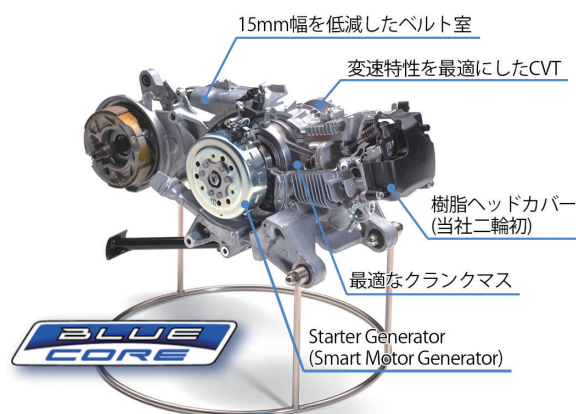


図2 進化したBLUE COREエンジン

3-1-1. 快適な走りを実現した新しい空冷 125cm³ エンジン

出力特性に合わせ、クランクシャフトなどの慣性マスを最適化し、低振動を実現した。また CVT や FI の最適なセッティングを行うことで、スムーズで快適な走りを進化させた。

さらに、部品点数の 21 品低減およびベルト室幅の 15mm 低減に加え、当社二輪で初となるヘッドシリンダカバーの樹脂化をはじめとした 840g (エンジン単体) の軽量化により、車体の軽さにも貢献している (図2)。

3-1-2. Smart Motor Generator のメリット

本モデルのエンジンには、Smart Motor Generator (以下、

SMG) を採用した (図3)。新開発の Starter Generator Control Unit (以下、SGCU) で Starter Generator (以下、SG) への電流の向きを制御することによって、発電機とモーターの両方の機能を持たせたものである。

これにより従来のスターターモーターが不要となり、ギヤの噛合い音がなくなることによる静粛始動が可能になっただけでなく、HYBRID System (発進時のトルク補助) も追加することができ、さらに軽量化、コンパクト化にも繋がった。

また、バッテリーは、コスト、メンテナンス性を考慮し鉛蓄電池を採用した。

この SMG の採用によって追加された 3 つの機能と、そのメリットについて紹介する。

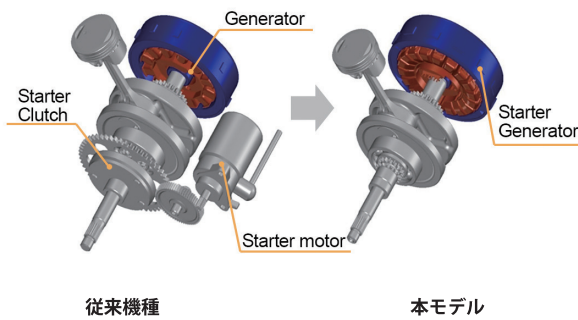


図3 クランク周りの構造

① HYBRID System によるスムーズな発進アシスト

発進時、スロットルの開度と操作速度に応じて、SG を最長 3 秒間モーターとして駆動させてクランク軸トルクを補助する。トルク向上効果は 7% (エンジン回転 4000rpm 時) で、特に登坂路や 2 名乗車時でのスムーズな発進に効果的である (図 4)。スロットルを戻すか、エンジン回転数が高くなると HYBRID System は停止する。また HYBRID System の作動は、メーター上で確認することができる。

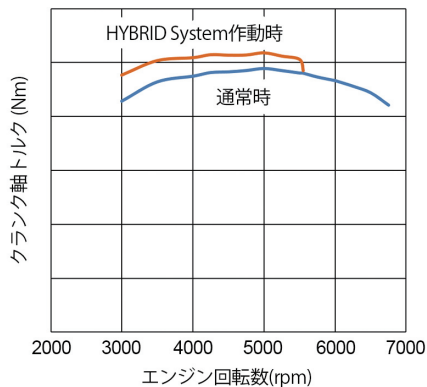


図4 HYBRID System効果

② ONE PUSH START による簡単な始動操作

ONE PUSH START とよぶシステムを当社で初めて採用し、エンジン始動操作を容易にした。セルフスタータボタンのワンプッシュで、SMG がクランクシャフトを一定時間回転させる。従来のようにエンジンが始動するまでスタータボタンを押し続ける必要がなくなった。

③ STOP & START SYSTEM による優れた燃費性能

信号等で停止するとすぐにエンジンが停止し燃料消費を抑え、かつ静かに再始動・再発進できる STOP & START SYSTEM を搭載した。本機能により約 9% の燃費向上効果がある (EU3 モードでの社内測定値) (図 5)。

この STOP & START SYSTEM には、「通常モード」と「渋

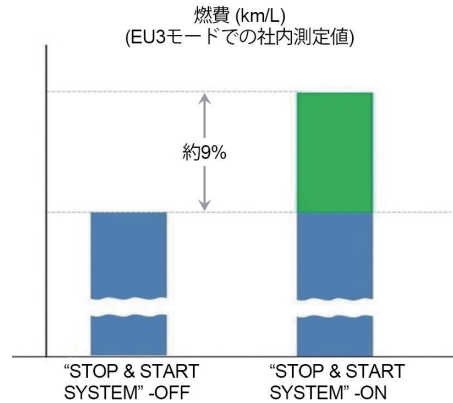


図5 STOP & START SYSTEMによる燃費向上

滞モード」があり、走行状況を車両が判断して自動的に切り替わる。「通常モード」では、車両停止後約 1.5 秒でアイドリング停止となり燃費向上を図っている。渋滞時走行のような約 10km/h 以下での連続走行が続くと「渋滞モード」となり、車両停止後約 5 秒でアイドリング停止となる。低速時の扱いやすさに配慮し、「アイドリング停止・再始動」の繰り返しを抑えている。

アイドリング停止後の再発進は、スロットルグリップを回すだけで、エンジンが始動し滑らかな発進が可能となる。

また、バッテリー保護のために、STOP & START SYSTEM と HYBRID System の作動時間を SGCU でモニタリングし、必要に応じ作動を制限することで過度な電力消費を抑制するシステムを導入した。

3-2. 先進性があふれる充実装備

車体の基本骨格は現行仕様を継承しながら、先進装備を積極的に採用し、実用性も向上させる車体開発を行った。

3-2-1. 先進的なカラー TFT サブモニタ付新デザインメーター

先進性を感じるデザインと、HYBRID System などの先進機能表示を両立させるため、アセアンスクーター初*となるカラー TFT (Thin Film Transistor) メーターをサブモニタとして採用した。パネルデザインも一新し、同クラススクーターの既存イメージを払拭した。

燃料ゲージ、瞬間燃費ゲージ、HYBRID System などの機能表示においては、カラー TFT のメリットを活かしたデザイン、アニメーションを組み合わせることで、乗車中でも視覚的にわかりやすい表現とした。また、HYBRID System 表示は、ユーザーの好みに合わせて 2 パターンから選択可能とした (図 6)。

*2018 年 7 月当社調べ



図6 カラーTFTサブモニタ付 新デザインメーター

3-2-2. 小型 LED ヘッドライト

省電力と小型化によるデザイン性向上を狙い、LED ヘッドライトを新規開発した（図 7）。LED を活用した最適な配光設計をすることで明るさを確保しながら、レンズの前面投影面積を現行比で約 20% 小型化した。



図7 LEDヘッドライト

3-2-3. 軽快なハンドリングを生む車体最適化

基本骨格は現行モデルの仕様を継承しながら、その中で軽量化したエンジンや SMG の構成部品などとの配置バランスを整えた。加えてユニットスイングの懸架リンクの剛性調整およびサスペンションのセッティング変更を行い、軽快なハンドリングを継承しつつ安定感に磨きをかけた。また細部に軽量化設計を施した。

3-2-4. 新設計シートがもたらす快適な居住性

新設計のシートを採用し、優れた居住性を実現した。タンデムライダーのヒップポイントを現行比で約 20mm 上げ、タンデムライダーの前方視野を広げることで、ゆったりした居住感をもたらした。新設計シートにあわせてグラブバーも新デザインとし、タンデムライダーとの距離を 30mm 近づけることで握りやすさを向上させた（図 8）。



図8 シートポジション

3-2-5. スマートキーシステム（LTF125-A）

スマートキーシステムを採用した。スマートキーを運転者が持っていれば、車両が運転者の存在を検知し、キーを差し込むなどの手間もなく、ノブを押して回すだけで電源 ON となる。

3-2-6. ABS の採用（LTF125-A）

前輪ブレーキに ABS を採用した。減速時の車両安定性と減速度感確保を狙い、車両姿勢変化への影響が大きい前輪ロックを防止している。

3-3. ハイクラス感が漂う外観

デザインコンセプトは、“My Style, My Precious Scooter” とし、「一歩先行く自慢のプレミアムファッションスクーター」の実現を目指した。このコンセプトに基づき、デザインキーとして下記 3 つのワードを掲げデザイン開発を行った。スケッチを図 9 に示す。



図9 スケッチ

・ Smooth innovation (流れをまとう)

ヤマハ「ファッションスクーター」デザインのDNAとも言えるレッグシールドからヒップラインへの“流麗な流れ”を受け継ぎながら、“slow motion”を連想させるイメージを織り込んだ。

・ Status of Grand Filano (自尊心をくすぐる)

曲面を印象づけるため、フロントパネルまわりやサイドカバーは、“張り”(テンション)のある立体感を強調した。現行モデルは、クラシカルで静的な面構成を醸し出すことを狙ったが、今回はエレガントな動きを感じるモダンな雰囲気とし、あらゆる角度においてハイクラス感を感じられるたたずまいとした。

・ Sophisticated impression (洗練された印象)

お客様の目に触れやすいレッグシールド内側は、ボルトの頭部が見えないようにカバーの構成を工夫し、乗る時にやさしく感じ、ラグジュアリー感漂うインテリアとすることで、洗練された印象を持たせた(図10)。



図10 質感あるインテリア

4

おわりに

本モデルは評価の高かった現行モデルのモデルチェンジであり、社内外の期待の高いプロジェクトであった。その中で守りに入ることなく、新規エンジンの開発や多くの先進アイテムの採用により、燃費と快適性を向上させることができた。また、これらの先進装備と調和したスタイリングデザインにより、ハイクラス感のある外観を実現することができた。メンバーが一丸となって開発を進めることで、現行モデルからの進化をしっかりと感じて頂ける仕上がりになった。現地の発表会でも非常に高い評価を頂くことができた。

本モデルがひとりでも多くのお客様に届き、快適で楽しい移動に役立つことを期待している。

■著者



西村 健(前列右から2番目)

Takeshi Nishimura

PF車両ユニット

PF車両開発統括部

SC開発部

船越 博(前列右端)

Hiroshi Funakoshi

パワートレインユニット

パワートレイン開発統括部

第1PT開発部

菊地 拓史(前列右から3番目)

Hiroshi Kikuchi

PF車両ユニット

PF車両開発統括部

SC開発部

秋元 雄介(前列左から2番目)

Yusuke Akimoto

PF車両ユニット

電子技術統括部

電子システム開発部

久保田 葉子(2列目右端)

Yoko Kubota

デザイン本部

プランニングデザイン部

スポーツ LMW MXT850「NIKEN」の開発

Development of the NIKEN MXT850 Sports LMW

鈴木 貴博



Abstract

Motorcycle demand dropped after the economic crisis in 2009 but has since been on a gradual path to recovery, particularly in the touring category. At the same time, the core purchaser base has shifted to discerning veteran riders in their 40s and above, so models which deliver both strong basic functionality and distinctiveness are now in demand.

To meet these market requirements with a distinctive position and provision of value, Yamaha Motor developed the world's first sports type LMW (Leaning Multi Wheel), the NIKEN.

As the third LMW model - following on from the TRICITY^[1] and TRICITY155 - developing the NIKEN expanded the possibilities of LMW technology from the commuter into the sports field.

This report introduces technological topics related to the NIKEN's development, and the product itself.

1

はじめに

2009年の経済ショック以降、落ち込んだ需要は、ツーリングカテゴリーを中心に徐々に回復傾向がみられる。同時に、購入層は40代以上の目の肥えたベテランライダーが主購入層となっており、基本性能の高さと独自性を兼ね備えたモデルが求められている。

独自のポジションと提供価値でこのような市場要求に応えるべく、世界初となるスポーツタイプのLMW（リーニング・マルチ・ホイール）「NIKEN」の開発を行った。

NIKENは、TRICITY^[1]、TRICITY155に続くLMWの第3弾であり、LMWの可能性をコミューターからスポーツ領域へ広げる開発となった。

本稿では、NIKENの開発コンセプトや製品の特徴、技術トピックスについて紹介する。

2

開発の狙い

TRICITYとTRICITY155の開発で蓄えたノウハウを最大限に活かしながら、さらなる進化を目指してLMWスポーツモデルの開発を行った。

モデルコンセプトは「Alpen Master by LMW」と設定し、スポーツバイク評価の代表的スポットとなっているヨーロッパアルプスのワインディング路を想定スポットに置いた。「外的環境変化に強い」というLMWの持ち味を活かしながら、上記想定スポットで通用する快適性および安定感、軽快感を備えることで、世界中のお客様に喜んでいただけるモデルの実現を目指した。

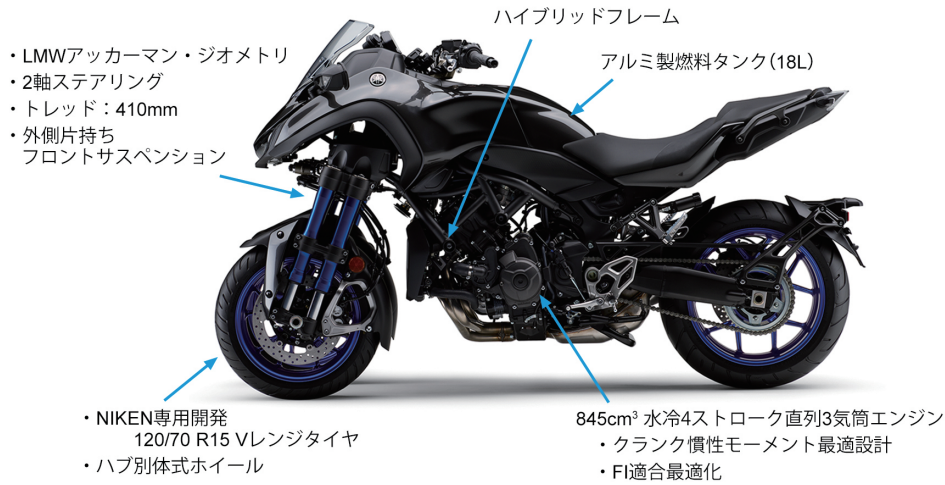


図1 フィーチャーマップ

3 製品の特徴

リラックスとエキサイトメントな走りの両立をテーマに、次節で述べる LMW 機構の特長を最大限活かせる全体レイアウトとフィーチャーの選定を行った。

図 1 にフィーチャーマップを示す。

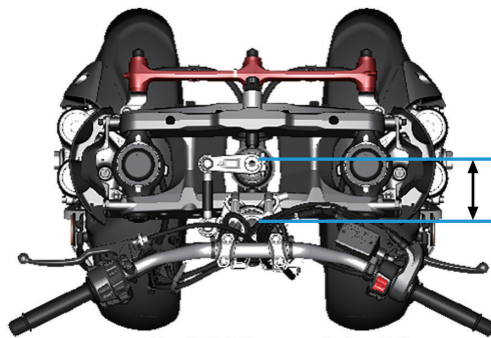


図2 2軸ステアリング機構



図3 重心位置

特に重心位置の設定には注力し、2軸ステアリング機構(図 2) の採用によりライダー乗車位置を調整した。さらに、アルミ製軽量燃料タンク、軽量コンパクトなヘッドライトなどにより、1 名乗車時の前後重量分配を 50%：50% (図 3) とし、優れたハンドリングに貢献している。リーンする乗り物にとって自然な荷重移動が可能となり、扱いやすく操縦性と安定性の基礎を司りながら、前後タイヤの性能も十分に引き出せる仕様となっている。

3-1. LMW 機構の特徴

まず、スポーツモデルとして必要な旋回性能を得るため、45 度のバンク角確保をレイアウトの最優先要件とし、「外側片持ちフロントサスペンション」、「トレッド幅 410mm」、「2 軸ステアリング機構」の仕様を選択した (図 4、図 5)。これらは、スポーティな走行感や軽快感に貢献している。

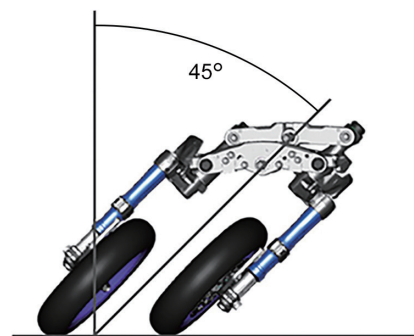


図4 45°バンク角



図5 LMW機構

フロントサスペンションは、トレッド幅を 410mm に抑え、かつ 45 度のバンク角を成立させるためのスペース効率から外側片持ちとした。また高剛性確保のため倒立式を採用している。

2 軸ステアリング機構は、先に述べた重心設定に加え、45 度バンク時にパラレルアーム上端とハンドルの干渉を防ぐため、ハンドルを車両後方にレイアウトする役割も担っている。

また、「LMW アッカーマン・ジオメトリ」とよぶ新機構を採用した。「アッカーマン・ジオメトリ」は、従来から自動車や ATV など前 2 輪の乗り物で採用されており、ステアリング軸をレイアウトすることで旋回時に各タイヤの垂線が旋回中心で一致し、同心円を描くスムーズな旋回（リーンしない場合の旋回）を実現させる機構である。今回、NIKEN でもこのレイアウトを採用した（図 6）。しかしながら一般的なこのレイアウトだけでは、リーン旋回時にタイロッドとパラレルアームの左右ピッチの変化量が異なるため、タイヤのトーが変化するステアリング干渉が起きてしまい、スムーズなリーン旋回ができない（図 7）。そこで、スムーズなリーン旋回を実現するため、NIKEN ではリーニング機構とステアリング機構のジョイント部において、リーニング軸とステアリング軸をそれぞれ最適配置する「オフセットジョイント」とよぶジョイント法を採用した（図 8）。このオフセットジョイントを含む当社独自の設計で、アッカーマン・ジオメトリを LMW に応用した「LMW アッカーマン・ジオメトリ」の採用によって、リーン旋回時もフロント左右輪は同心円を描き（図 9）、滑らかな旋回を実現した。

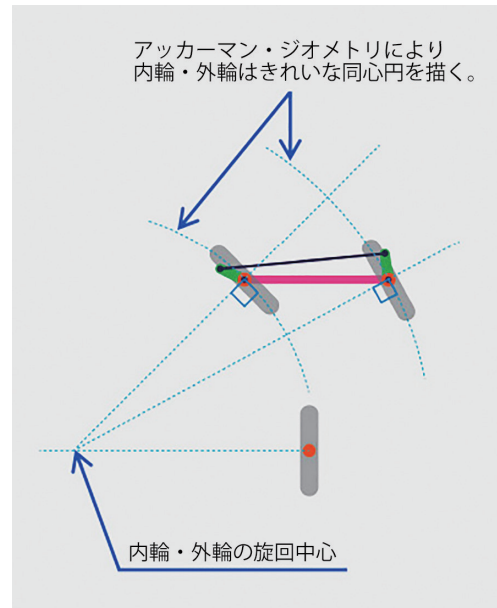


図6 アッカーマン・ジオメトリ

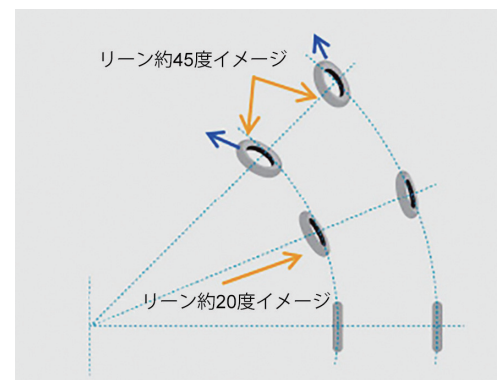


図7 ステアリング干渉のイメージ図
(深くリーンするほどトーアウトとなる)

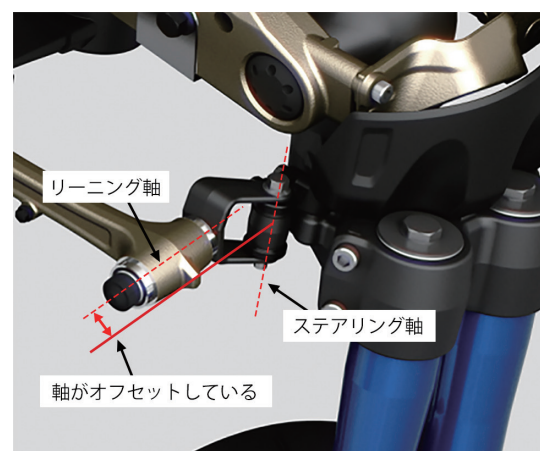


図8 オフセットジョイント

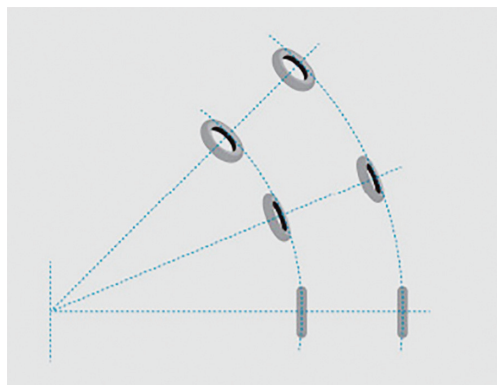


図9 LMWアッカーマン・ジオメトリによる効果
(深いリーン時も左右輪が同心円を描く)

3-2. エンジンの選定と最適化

MT-09、XSR900 のエンジンをベースとし、スポーティかつマイルドなドライバビリティを得るため、FI セッティングとクランクウェブ形状の最適化（慣性モーメント「MT-09」比 18% 増）を織り込んだ。

さらに、リラックスとエキサイトメントな走りの両立を具現化するため、スムーズな走行性を支える「トラクションコントロールシステム」、唐突なエンジンブレーキの発生を解消する「アシスト & スリッパークラッチ」、シフトアップ操作を支援する「クイックシフトシステム」、3つのエンジン特性を選べる「YAMAHA D-MODE（走行モード切替システム）」、高速道路走行時の疲労度の低減に貢献する「クルーズコントロール」を装備した。

3-3. 特徴的なメインフレーム “ハイブリッドフレーム”

優れた直進安定性とワインディング路での旋回性の両立のため、部位ごとの強度・剛性・しなりの要求度に応じて工法と材質を使い分けたハイブリッドフレームを採用した。

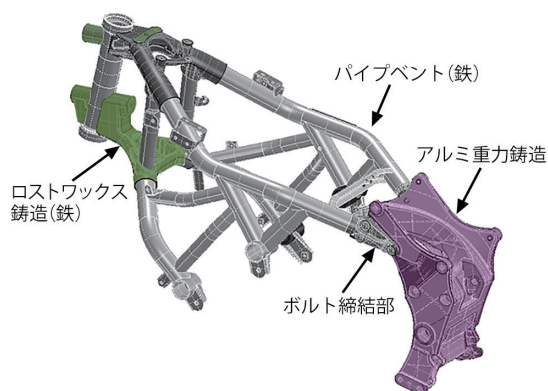


図10 ハイブリッドフレーム

ヘッドパイプ周りはロストワックス鋳造（鉄）、ピボット周りはアルミ重力鋳造、前後連結部はパイプバント（鉄）となっている。これらを溶接とボルト締結で一体化した（図 10）。

3-4. デザイン

「New Type of Agility & Controllability」をデザインテーマとして掲げ、スポーツタイプ LMW の基本骨格レイアウトの特長を活かしたデザインとなっている。

LMW ならではの車両の動きや構造を強調し、マウンテンロードをスポーティに走りたくなる運動性能を視覚化した。特に前 2 輪でしっかり地面をつかむ表情を重視した（図 11）。



図11 デザインイメージ図

フロント周りは、LMW 機構のスペース要件を加味しつつ、ヘッドライトをできるだけ低い位置にレイアウトすることで、ヘッドライトからライダーに向かって優れた空力特性を実現するとともに、ウィンドプロテクション性能も高めた。中央に配置されるアルミ製燃料タンクは、アルミ独自の製造要件を活かし、ライダーにフィットする形状とした。シート周りは、ライダーの前後位置の自由度確保と快適性が伝わりやすいデザインとなっている。

4 おわりに

LMW 初となるスポーツモデル「NIKEN」を開発した。自然なハンドリングを生む新ステアリング機構や、スポーティかつマイルドな操作性を生み出すエンジンの採用に加え、LMW の特長を活かせる全体レイアウト、フィーチャーの選択やスタイリングデザインによって、LMW ならではの安定感と長距離でも快適に過ごせる上質なクルージング性能の両立を実現した。

NIKEN の開発を通して、リーンしてコーナリングすることについて改めて考える機会を多く持つことができた。リー

ンしてコーナーリングすることのメリットは、「遠心力と重力のバランスを取ってコーナーリングするため、人間の体に優しい」ことだと考えている。リーンして曲がるオートバイの特性に、前2輪による安定感を付け加えた LMW モデルは、コミューティング・スポーツ走行を問わず、多くのお客様に楽しく快適に乗っていただけると確信している。

今後は、LMW 機構のより一層の進化を目指すと同時に、市場要求も反映させながら NIKEN の育成を続けたい。また、これまでの開発で得られた知見を集約し、第4弾、第5弾と可能性を広げるモデル展開にも注力していく。

■参考文献

[1]高野和久:TRICITYの開発(ヤマハ発動機技報No.50 2014)

■著者



開発メンバー

鈴木 貴博(写真中央)

Takahiro Suzuki
モビリティ技術本部
NPM事業統括部
LMW開発部



YPJ-XC



YPJ-ER



YPJ-EC



YPJ-TC

Abstract

The PAS (Power Assist System) for electrically power assisted bicycles uses an electric motor to assist the rider's pedaling power. Created from the conviction that there was a way to increase the convenience of bicycles, Yamaha Motor Co., Ltd. (hereafter "Yamaha") developed and launched the world's first PAS model in 1993. PAS helps to overcome some of the fundamental weaknesses of bicycles, such as moving off from rest, climbing hills, and increased physical burden when cycling into the wind or when carrying loads. Since 1993, PAS products have matured through drive units becoming more compact and lightweight as well as battery performance improving, and the user base has expanded from the initial senior age group to include women (particularly working mothers), men, and young people. With the PAS business celebrating its 25th anniversary this year, the Japanese domestic market for electrically power assisted bicycles has grown to more than 600,000 units per year. Yamaha is working to create new demand for PAS products, and in 2015, launched the YPJ sports bicycle brand. The key focus of this brand is to move from "something easy to ride" (PAS) to "a hobby which is fun to ride" (YPJ).

The field of enjoyment has now been further broadened with the launch of four new models in the YPJ Series, the YPJ-ER, the YPJ-EC, the YPJ-TC, and the YPJ-XC. This report showcases the concepts behind these new models.

1

はじめに

電動アシスト自転車 PAS (Power Assist System) は、電動モーターで人のこぐ力をアシストする自転車であり、ヤマハ発動機株式会社（以下、当社）が 1993 年に世界で初めて開発・発売した。自転車の基本的な弱点（発進、坂道、向かい風および荷物積載時などでの肉体的負荷増大）を補い、

その利便性を高めることはできないかというアイデアから生まれた商品であった。以来、ドライブユニットの小型軽量化やバッテリー性能の向上など商品の熟成は進み、またユーザー層も発売当初のシニア層から、最近では主婦を中心とした女性層、一般男性層・若年層へと広がってきた。

PAS 事業が今年 25 周年を迎える中、国内電動アシスト自転車市場は 60 万台を超える規模にまで拡大している。当

社では新たな需要を創造する活動を行っており、“楽する道具 (PAS) “から” 乗って楽しむ趣味材 (YPJ) “へ、をキーワードとするスポーツ自転車ブランド「YPJ」を 2015 年に立ち上げた。

この「YPJ」シリーズに、楽しむフィールドをさらに広げる 4 モデル、「YPJ-ER」、「YPJ-EC」、「YPJ-TC」、「YPJ-XC」を新たに投入したので、その概要について紹介する。

2 開発の狙い

2015 年 12 月に発売したロードバイク「YPJ-R」、続いて 2016 年 10 月に発売したクロスバイク「YPJ-C」は、電動アシスト自転車でありながらドライブユニット・バッテリーの存在感を最小化するデザインや高い趣味性、スポーツ自転車としての高い走行性能を備えることで、「楽するための電動アシスト」から「より楽しむための電動アシスト」への価値転換を図ったモデルであった。

「YPJ-ER」、「YPJ-EC」は既存 2 モデルと同様にオンロードモデルであるが大容量バッテリーを搭載することで、通勤や街乗り、サイクリング、自転車旅など平日から休日まで広い用途で楽しめる拡張性の獲得を狙ったモデルである。

「YPJ-TC」は「YPJ-EC」をベースに、さらに実用的かつ快適にすべくフロントサスペンションやリアキャリア、前後フェンダー、キックスタンドを標準装備した。

「YPJ-XC」は、普通の (非電動) MTB (マウンテンバイク) とは異次元の走破性、楽しさを提供することを目的としたハードテイル MTB モデルである。欧州 E-MTB 市場で高い評価を得ているドライブユニットを搭載し、ハイパワー・ハイレスポンスのアシスト性能の実現を図った。

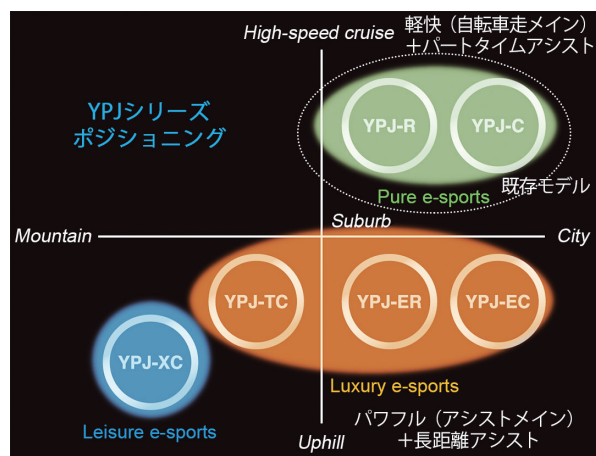


図1 6モデルポジショニング

図 1 に各モデルの位置づけを示す。いずれのモデルも、従来の「PAS」に代表される楽する道具ともストイックなスポーツ自転車とも違う、もっと自由なマインドのスポーツ自転車、エントリー層にも間口が広くかつコアな自転車ファンにも新たな楽しさを提供できる自転車を目指し開発を行った。

3 開発の取り組み

3-1. フレーム

全てのモデルにおいてデザイン性と機能性を両立させたフレームを開発すべく、トップチューブ、ダウンチューブに設計自由度の高いハイドロフォーミング製法を採用した。この製法によりチューブの肉厚を変化させることで、必要な箇所だけ効率的に剛性を高めることができた。また重量軽減にも効果的であった。いずれのモデルも幅広い身長・体格に合わせることができるよう S/M/L の 3 サイズのフレームを設定したが、サイズに影響されない統一したスタイリングイメージとハンドリング性能を実現することを最重要視して開発を行った。

特に「YPJ-XC」では、シートステイがシートチューブを跨いでトップチューブに繋がる形状がスタイリング上のポイントとなっており、必要機能 (強度・剛性) を確保したうえで、全フレームサイズを通して共通したイメージを実現することが強く求められた。チューブ成形方法、溶接位置などの製造要件の組み合わせをフレームサイズごとに变えることでこれを達成した (図 2)。ハンドリング性能についても、街乗りでの機敏さを確保したうえでオフロード走行時におけるスタビリティの高いハンドリング性能を得られるよう、ジオメトリの見直しやハンドル長・ハンドルステム長の選定などを実施し、走行評価等を繰り返して作り込みを行った。

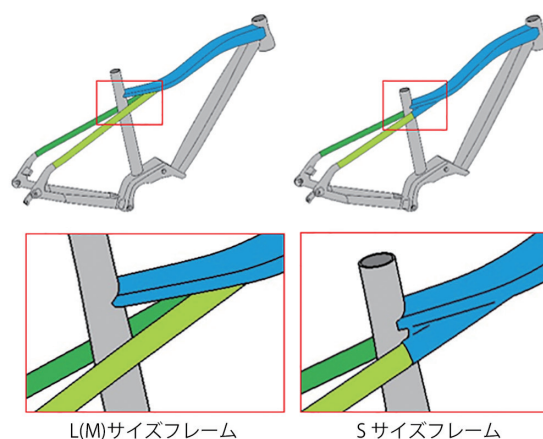


図2 YPJ-XC フレーム

全モデル前後輪の車軸には 12mm 径スルーアクスルを採用した(図 3)(サスペンションフォークの「YPJ-XC」と「YPJ-TC」のフロントは 15mm 径)。ディスクブレーキの強力な制動力に対応し、剛性の高いシャシー性能を実現することであらゆる条件下での安定した制動力を確保した。

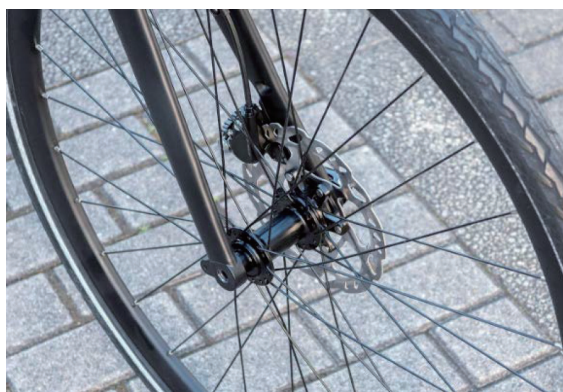


図3 YPJ-ER スルーアクスル

3-2. 駆動系・電装系システム部品

3-2-1. ドライブユニット

「YPJ-XC」には MTB での走行に特化して開発した「PW-X」を国内初採用した。「PW-X」には「EXPW(エクストラパワー)モード」を設定し、制御ソフトも新たに開発した。開発においては、評価ライダーによる徹底的な検証・作り込みを行った。結果、高出力を実現しながらも、ライダーのペダリングに素早く反応して、乗り手の意志に忠実なパワーコントロールが可能となり、扱いやすさとファンな走りを実現している(図 4)。

オンロード 3 モデルには欧州で好評を得ている「PWSeries SE」を搭載した。5 つの走行モードを選択でき、道路状況や好みに応じて最適なアシストを実現する。

既存モデル「YPJ-R」、「YPJ-C」との比較では、大容量バッテリーの搭載、ディスクブレーキ・スルーアクスル採用等のシャシー強化による重量増に対応するため、アシスト領域・アシスト力の見直し・最適化を図り、アシスト領域走行時の快適性をより重視したセッティングとしている。

またいずれのモデルも大容量バッテリーとの組み合わせで、プラスエコモードにおいては 1 充電あたり 200km 超のアシスト走行を可能にした。

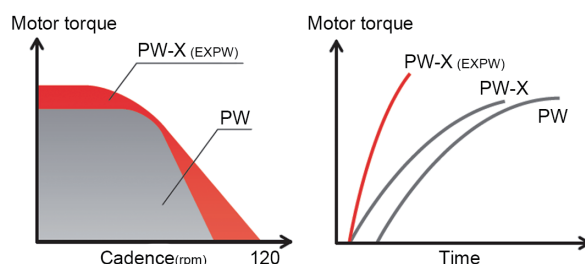


図4 EXPWモード特性イメージ

3-2-2. コンパクトマルチファンクションメーター

液晶ディスプレイに、バッテリー残量の他、車速や消費カロリー、ペダリングパワーなどの様々な情報を表示可能とし、スマートフォンへの給電が可能なマイクロ USB ポートやデータ送信を可能とする Bluetooth® 機能も装備するなど、電動アシスト自転車ならではの機能・拡張性を搭載した。

ディスプレイと別体になったエルゴノミック形状のスイッチ(アシストモード切替ボタン、表示機能切替セレクトボタン)はグローブをしたままでも操作しやすい形状とし、「YPJ-ER」では、ハンドルステム近くにスイッチを配置することで、ドロップハンドルでの操作性にも配慮したレイアウトとしている(図 5)。



図5 YPJ-ER メーター・スイッチレイアウト

3-2-3. ディスクブレーキ対応小型スピードセンサー

ブレーキのディスク化にともない、リアホイール車軸周辺に搭載するスピードセンサーを新たに開発した(図 6)。ピックアップセンサーをリアドロップアウト内へ配置するための基板の小型化および精密樹脂成形技術により、生産化が可能となった。

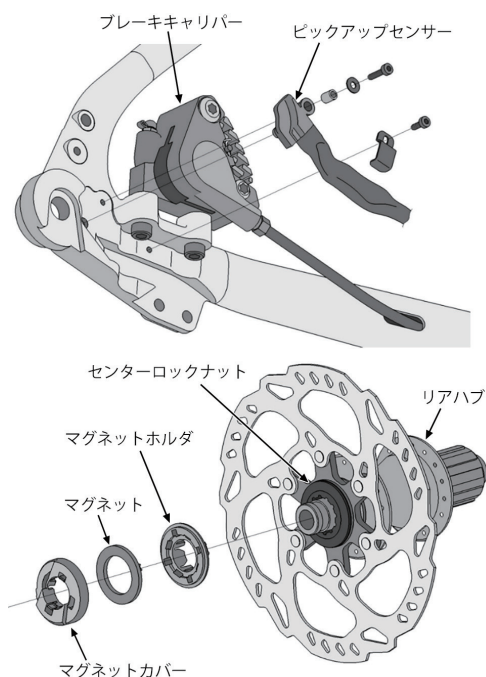


図6 スピードセンサー構成図

3-2-4. スポーツタイプ LED ヘッドライト

オンロード 3 モデルには、電動アシスト自転車だからこそこの駆動用バッテリーを電源としたスポーツタイプ LED ヘッドライトを新たに開発・装備した（図 7）。フィン付きアルミボデーを採用することにより、放熱性に優れたコンパクトなサイズと高品位な外観を実現しながら安定した明るさを確保することができた。



図7 スポーツタイプLEDヘッドライト

4 おわりに

今回紹介した 4 モデルでは新規にフレームとアシスト制御ソフトの開発等に取り組み、新しい価値観を持ったスポーツアシスト自転車を商品化することができた。本モデル群が加わり合計 6 モデルのラインナップとなった YPJ シリーズにより電動アシスト自転車の新しいニーズが広がり、ヤマハファンがさらに増える一助となれば幸いである。

■著者



円谷 祐司(中央)

Yuji Tsuburaya

ソリューション事業本部

SPV事業部

開発部

渡邊 岳(左から2番目)

Takeshi Watanabe

ソリューション事業本部

SPV事業部

開発部

江口 宗光(右端)

Munemitsu Eguchi

ソリューション事業本部

SPV事業部

開発部

山田 雅一(右から2番目)

Masaichi Yamada

ソリューション事業本部

SPV事業部

開発部

中林 雄介(左端)

Yusuke Nakabayashi

ソリューション事業本部

SPV事業部

開発部

薬剤散布用無人航空機教習システム

Yamaha Academy Simulator

Yamaha Academy Simulator Agrochemical Spraying Unmanned Aerial Vehicle Training System

菊地 正典 太田 博康

Abstract

In 1987, Yamaha Motor launched the Yamaha R-50 Aero Robot industrial-use unmanned helicopter. The R-50 was the world's first fully-fledged agrochemical spraying unmanned helicopter with a 20kg payload^[1]. Since the release of the R-50, Yamaha Motor has conducted flying technique and safety guidance with the aim of greater popularization of industrial unmanned aerial vehicles. Part of this program is practical training in the operation of industrial-use unmanned helicopters.

The training workshops use both the R-50 and full-scale petrol engine-powered production radio-controlled helicopters. Furthermore, commercially-available simulation software for radio-controlled helicopters was introduced into the training program. However, the difference in operating methods between radio-controlled helicopters and industrial-use unmanned helicopters made skill acquisition difficult. To solve this problem, a flight simulator was developed in 2014 for the FAZER launched the previous year to provide a full replacement solution for radio-controlled helicopters. Provision of practical training using the flight simulator as well as actual unmanned helicopters also began.

With the launch of the YMR-08 industrial multi-rotor drone (Figure 1) in 2018, Yamaha Motor developed the Yamaha Academy Simulator agrochemical spraying unmanned aerial vehicle training system based on the knowledge gained from practical workshops using the FAZER flight simulator. This system is dedicated to the YMR-08, but its use is planned to be expanded to other products such as the FAZER R in the future.

This report introduces the Yamaha Academy Simulator.

1 はじめに

1987年、ヤマハ発動機は、産業用無人ヘリコプターであるエアロロボット・ヤマハ「R-50」の販売を開始した。R-50は、ペイロード 20kg を有する本格的な薬剤散布用無人ヘリコプターとして、世界初の製品である^[1]。R-50の販売開始以来、ヤマハ発動機は産業用無人航空機の普及を目的に、操縦技術・安全運航の指導を行ってきた。その一環として、産業用無人ヘリコプターの教習を行っている。

教習の内、技能教習は市販のエンジン付きフルスケールのラジコンヘリコプターと「R-50」等の実機を用いて行われてきた。その後、ラジコンヘリコプター向けの市販シミュレーションソフトの利用が普及してきたが、産業用無人ヘリコプターとラジコンヘリコプターの機体制御の方法が全く異なることから操縦性に違いがあり、技能習得を難しくしていた。それらを考慮し、2014年、ラジコンに成り代わる存在として、前年に販売を開始した FAZER のフライトシミュレータを開発し、フライトシミュレータと実機を用いた技能教習を開始した。

2018年、ヤマハ発動機は、産業用マルチローターであ

る「YMR-08」（図1）の販売を開始するにあたり、FAZERのフライトシミュレータを用いた技能教習から得られた知見を元に、薬剤散布用無人航空機教習システム「Yamaha Academy Simulator」を開発した。本システムは、YMR-08専用となっているが、今後 FAZER R など他製品への展開を予定している。

本稿では、Yamaha Academy Simulator を紹介する。



図1 YMR-08

2 開発の狙い

技能教習の充実を達成するために、Yamaha Academy Simulator には以下の 3 点が必要であると考えた。

- 実際の圃場で薬剤散布をしていることがイメージできる視覚情報の提供
- インストラクターの負荷低減のための教習の半自動化
- 機体操縦データの可視化・記録と教習への応用

これらの達成を目標に開発を進めた。

3 開発の取り組み

Yamaha Academy Simulator の特徴を、2 章で述べた開発の狙いの各項目に沿って説明する。

3-1. 実際の圃場で薬剤散布をしていることがイメージできる視覚情報の提供

3-1-1. ビジュアル表現のリアリティ向上

FAZER のフライトシミュレータでは、それを動作させる当時のコンピュータの性能に制約され、圃場や周辺の環境を簡素にせざるを得なかった。しかし、昨今のコンピュータの性能向上により、日々表現力が向上している。それにより、今回追加できたものを以下に示す（図 2）。



図2 リアリティを増した圃場

- 風に反応する稲

実環境で薬剤散布をするとき、オペレータは無人航空機の位置や散布範囲を、ダウンウォッシュ（ローターが発生させる下向きの気流）で倒れる稲から推測している。FAZER のフライトシミュレータでは、機体の真下に影を表示することでそれを代用していた。ただ、実環境において、機体の真下に影が出る状況は非常に限られる。本システムでは、稲

を複数の葉で構成し、風に反応するように見せることで実環境と同じようにダウンウォッシュによって倒れる稲から機体位置を判断することができるようになった。これによってよりリアリティを増すことができ、実環境への移行を円滑にした。

- 圃場脇オブジェクトのバリエーション拡充

圃場脇の物体（電線・木・小屋など）は、無人航空機が衝突する可能性があり、圃場との位置関係によっては、飛行ルートの制約となり得る。オペレータは、無人航空機と圃場脇の物体との位置関係に常に気を配る必要がある。

圃場脇の物体は薬剤散布の難易度に繋がるため、仮想空間内においてその数や種類にバリエーションを設けたことで、様々なタイプの圃場を想定した教習ができるようになった。

3-1-2. 監視ナビゲータの配置

薬剤散布は一人のオペレータと複数人のナビゲータの計二人以上により行われる。ナビゲータは、無人航空機が圃場端を越えたかどうかを判定し、オペレータに伝える役割を持つ。本システムでは、仮想空間内にナビゲータを配置することで、実際の散布作業に必要な判断力を養えるようにした（図 3）。



図3 ナビゲータ

3-1-3. 緊急時教習機能の追加

突風・バッテリー切れ・機体の故障などの緊急事態の中には、実機では意図的に発生させられないものもある。それらを仮想空間内で発生させ、関連法規等に準拠した安全基準を網羅できる対処方法を学習・練習できるようにした（図 4）。それにより、運用中に発生し得る緊急事態に対し、落着いて対処できるスキルを身に付けることが可能となった。

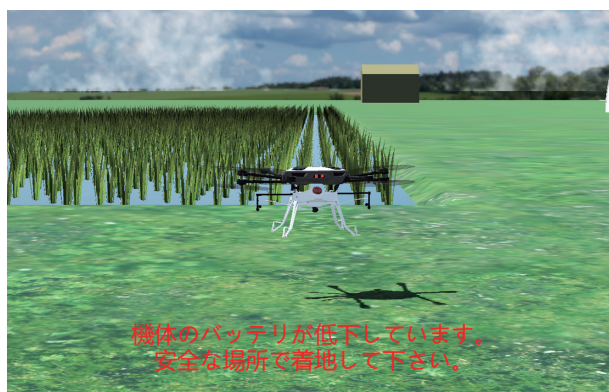


図4 緊急事態の発生

3-2. インストラクターの負荷低減のための教習の半自動化

教習生に、よりパーソナライズされた教習を行うためには、まず現状インストラクターに掛かっている負荷を低減する必要がある。そのために、インストラクターにより行われる教習のうち、頻出するものを自動化した。

3-2-1. 習熟度に応じて提供される教習プログラム

インストラクターは教習生に、習得が容易な操縦から順に教習し、所望の習得度合いに至らなかった場合、再度教習を行う。Yamaha Academy Simulatorはこの作業を自動化した。教習を難易度によってレベル別に分割し（図5）、教習の修了条件を満たすか否かは、各教習の達成度合いに応じて自動的に判定される。これらの自動化により、インストラクターが教習生に付きっきりでいる必要がなくなり、インストラクターの負荷が低減されたことに加え、教習生は決められた順序で効率よく習熟が可能となった。



図5 レベル別の教習

3-2-2. 直感的に理解できる移動経路の表示

単純な操縦の教習では、移動目標を表示するだけで、操縦の過程が教習生にも自明である。一方で、薬剤散布の教習では、無人航空機に複合的な動作をさせるため、操縦の過程が自明でない場合も少なくなく、教習生への移動経路の説明が必要になる。そこで本システムでは、インストラクターが教習生の前で操縦を実演するように、ゴースト（半透明の機体）による移動例を表示することで、直感的に理解できる仕様とした。

また、ディスプレイでは無人航空機との距離感（特に奥行き感覚）が掴みにくいという課題があった。薬剤散布の教習では操縦者から離れる方向に50~100m移動する。目標地点に何か物体を表示するだけでは、どちらがどれだけ手前にあるかなどの、目標地点と無人航空機との相対的な位置関係が分かりにくいことがある。そこで、目標地点に近付ける操縦例を表示することで、ディスプレイによる距離感の喪失を補った（図6）。

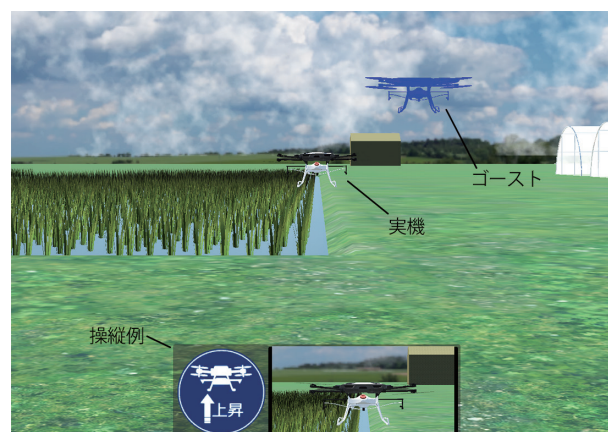


図6 教習画面の一例

3-3. データの可視化・記録と教習への応用

3-3-1. インストラクター用画面への機能追加

教習生に適切に教習するためには、インストラクターは教習生の画面からは得られない情報を必要とする。具体的には、無人航空機の位置の軌跡・姿勢・速度・送信機（プロポ）の入力・散布範囲などがある。教習生のディスプレイとは別のディスプレイに、それらをインストラクター用画面として表示した（図7）。仮にインストラクターと教習生が離れた場所にいたとしても、インストラクターは画面を見ることで、教習生が操縦した無人航空機の状態を詳細に観察し、より適切なアドバイスができるようになった。



図7 インストラクター用画面

3-3-2. 受講データの指導への利活用

インストラクター用画面に表示する機体情報や操縦実績などの全ての情報は、逐次保存される（図8）。インストラクターは教習終了後にそれらを確認することで、教習中に気付かなかった点についても、次の教習でフィードバックすることが可能となる。

また、教習の受講履歴（順番・時間・回数など）も保存している。ある教習を何回も受講していたり、終了までに時間が掛かっていたりすることが分かれば、教習生からの質問の有無に関わらず、インストラクターから詳細な説明を行うことが可能となった。

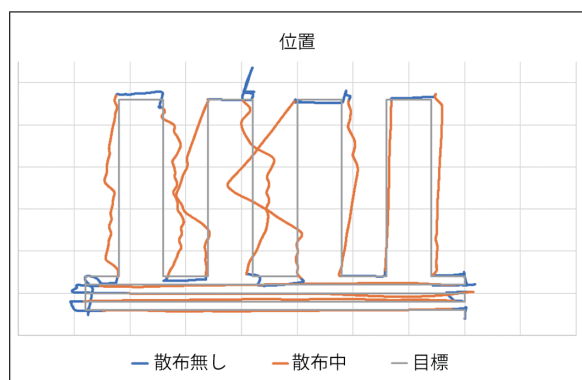


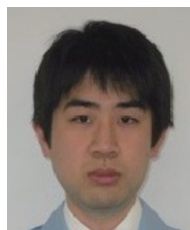
図8 受講データ(飛行経路)

航空機の安全な運航に寄与できるよう、より一層の技能教習の充実に努めていく。

参考文献

[1] R-50 (L09) / エアロボット・ヤマハ <https://www.yamaha-motor.co.jp/ums/heli/history/r-50-l09.html> (参照2018-9-5)

著者



菊地 正典
Masanori Kikuchi
ヤマハモーター
エンジニアリング株式会社
制御開発部



太田 博康
Hiroyasu Oota
ヤマハモーター
エンジニアリング株式会社
制御開発部

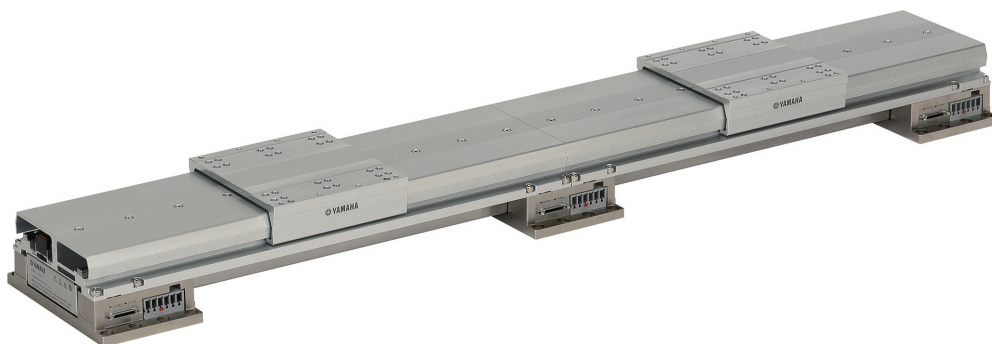
4 おわりに

今回、産業用マルチローター「YMR-08」の販売開始にあたり、技能教習で使用するフライトシミュレータの刷新を図った。コンピュータの性能向上やデバイスの進化によって今回搭載することができた各種機能の充実により、現実と見紛うような体験を提供できるようになりつつある。最新の技術と技能教習で得られた知見を取り込みながら、産業用無人

産業用搬送装置「リニアコンベアモジュール LCM-X」の紹介

Introducing the Linear Conveyor Module LCM-X Industrial Conveyor Device

片山 学



Abstract

Building on the experience of developing SCARA robots for internal motorcycle production lines, the Yamaha Motor Robotics Operations (hereafter “Yamaha Motor”) has developed a wide range of industrial robots, principally single-axis robots, cartesian robots, and SCARA robots. Since then, Yamaha Motor products have continued to contribute to the automation of production facilities in diverse industries, such as the assembly of electronic components and transport of vehicle-mounted parts.

In recent years, the need for automation has become more pressing in a wide range of industries due to labor shortages, increasing labor costs, and the requirement to improve productivity, thus driving a steady expansion in the demand for industrial robots. The number of companies entering the robot market is increasing along with the expanding demand, generating ongoing fierce competition in the market. Given this situation, robot manufacturers are taking a variety of initiatives to differentiate their products. In this report, we introduce the Linear Conveyor Module LCM-X developed by Yamaha Motor to provide unprecedented new value to users in production facility transport processes.

1 はじめに

ヤマハ発動機(株)ロボティクス事業部（以下、当社）では、モーターサイクルの社内生産ライン向けに開発したスカラロボットをきっかけに、単軸ロボットや直交ロボット、スカラロボットを中心とした産業用ロボットを開発してきた。以来、当社の製品は電子部品の組立や車載部品の搬送など、様々な業界における生産設備の自動化に貢献し続けている。

近年、様々な業界で労働力不足や人件費の高騰、生産性向上などの理由により、自動化のニーズは加速し、産業用ロボットの需要は拡大の一途をたどっている。需要の拡大にともない、ロボット市場に参入する企業も増加しており、市場では熾烈な競争が続いている。このような状況の中、ロボットメーカーは様々な形で差別化を図っており、当社は生産設

備の搬送工程において今までにない新たな価値をユーザーに提供すべく、「リニアコンベアモジュール LCM-X」を開発したのでここに紹介する。

2 開発の背景

自動化された生産設備において製品を生産する場合、各工程で部品を組付け、次の工程に搬送することを繰り返すことで製品は組み立てられていく。工程間搬送には一般的にベルトコンベアやローラーコンベアが用いられるが、近年は、生産量増加や部品の小型・高精度化にともない、搬送システムに対して高速・高精度なものが求められており、従来の搬送システムでは対応が難しくなっている。当社でも、工程間搬送の高速化・高精度化の要求に応えるため、2003

年に自社開発のリニアモータと位置検出器を採用したリニアモータ単軸ロボットを開発した。

しかし、ユーザーは新製品の投入サイクル短縮、多品種少量生産への対応などの課題を抱えており、生産設備の改造や段取り替えが頻繁に発生するようになったため、搬送装置に対しても柔軟性や汎用性が求められるようになってきた。こうしたユーザーに対して新たな提案をすべく、LCM-Xを開発した。

3 製品の概要

LCM-X はユーザーの加工対象物（以下、ワーク）を載せる「スライダ」、そのスライダを案内するリニアガイドとスライダを駆動させるためのリニアモータで構成される「モジュール」、このモジュールのリニアモータを制御するための「コントローラ」で構成される（図 1）。

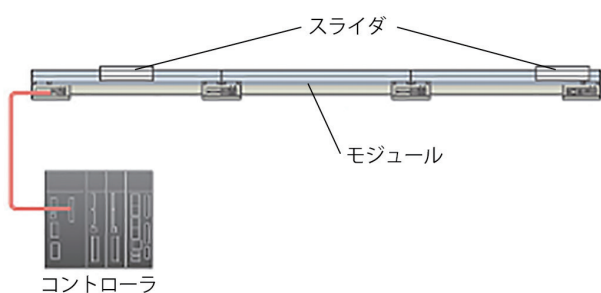


図1 LCM-Xの構成

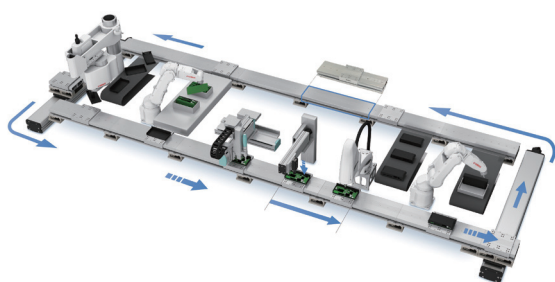


図2 自動組立ラインの例

自動組立ラインを構成する場合、ラインの長さに応じてモジュールを連結し、工程の数に応じてスライダを配置する。ワークを載せたスライダは工程間を移動し、各工程では産業用ロボットや専用の自動機械によってワークに対して作業が行われる。全ての工程を終えたスライダはラインから排出され、循環ユニットを経由して再びラインの先頭まで戻る。この一連の流れを繰り返すことで自動組立ラインが形成される（図 2）。

4 特徴

4-1. リニアモータ

LCM-X では、ムービングマグネットタイプのリニアモータを採用した。ムービングマグネットタイプは、可動部であるスライダに永久磁石を、固定部であるモジュールに電磁石を配置する構造であり、スライダへの電力供給が不要である。そのため、スライダにケーブルを配線する必要がなくなる。ケーブルレスとすることで、スライダは搬送ラインのいたるところへ自由に行き来することができ、循環動作が可能となっている。

また自社開発のリニアモータは、最高速度 3m/sec を実現しており、設備のワーク搬送時間の短縮、生産性の向上に大きく寄与している。

4-2. ダイレクト駆動

スライダの動作は、当社が産業用ロボットで培ったサーボ制御技術によりダイレクトに駆動され、動作速度、加速度 / 減速度、移動方向・距離、停止位置などの動作条件をスライダごとに個別で設定することができる。これにより様々なメリットがもたらされる。例えば、ワークの位置ずれを気にする場合、加速度と減速度を最適な値に変更することで、ワークへの衝撃を最小限に抑えることができる。また、同一工程が複数回ある場合、従来はその工程に対応する自動機を複数箇所設置する必要があった。LCM-X では逆走が可能のため、同一工程を共通化して 1 箇所に集約することができ、装置のコスト削減・ダウンサイジングが可能となる（図 3）。

加えて、各動作条件はプログラム変更により簡単に対応することができ、品種変更などによる段取り替えに柔軟かつスピーディーに対応することができる。

4-3. 位置検出システム

高精度な位置決め、高いユーザビリティを実現するため、位置検出システムは新規に開発を行った。その特徴を以下に示す。

4-3-1. 高精度リニアスケール

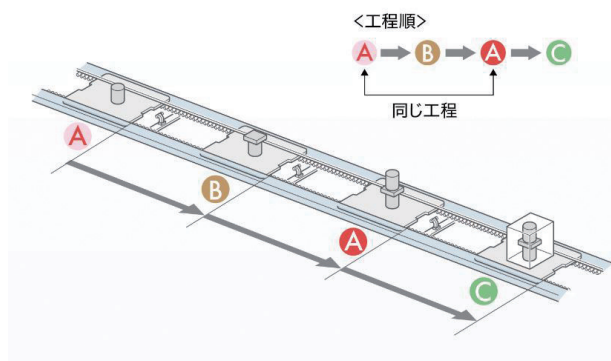
高い精度要求に応えるため、独自にリニアスケールの開発を行った。これにより高い位置決め性能を実現している。

また、自動組立ラインにおいては、複数のスライダを同一ポイントに順次停止させて組立などの作業を行うため、スライダの個体差による停止位置のばらつき（スライダ間機差）

を抑える必要がある。そのためにはリニアスケールの精度のばらつきを小さくする必要があるが、当社ではこれまでに培ってきたリニアスケール製造技術のノウハウにより、ばらつきを抑え、スライダ間機差を小さくしている。

従来方式

一つのラインに同じ作業を2つ配置



LCM-X

同じ工程は共通化して1つに集約

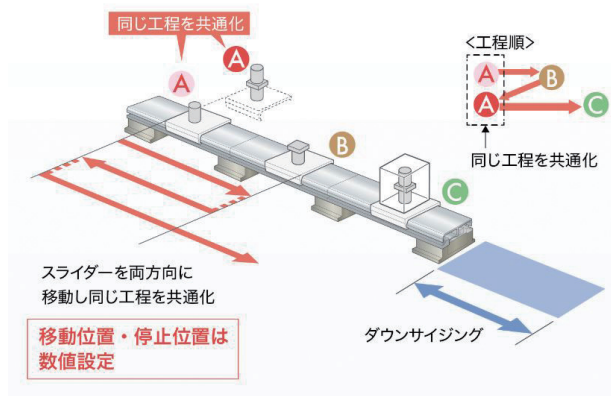


図3 工程の共通化

4-3-2. 個別 ID 識別機能

複数のスライダを個別に制御するためには、スライダに固有の ID を割り当てて識別する必要がある。RFID システムを用いた手法が一般的であり、ID 情報が書き込まれた RF タグなどをスライダに取り付け、読み込まれた ID とスライダを紐付けることで実現できる。しかし、RFID システムを利用した搬送システムは制御が煩雑になりがちであり、また搬送ライン上の特定の位置まで移動しないと RF タグの情報が読み取れないといった課題がある。LCM-X では、リニアスケールに固有の ID 情報が書き込まれており、搬送ラインの任意の位置で ID 情報を取得することができる。ユーザーは取得された ID を元にスライダの制御を行うだけでよく、シンプルなシステム構築が可能となる。

4-3-3. アブソリュート機能

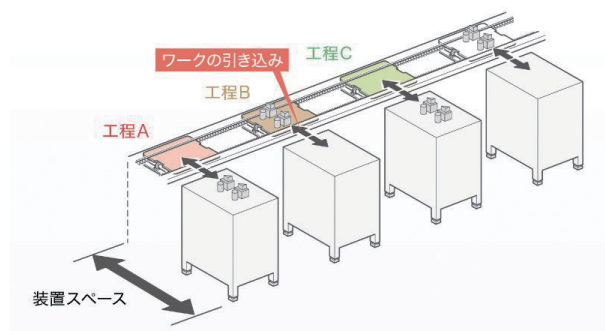
LCM-X ではアブソリュートタイプのリニアスケールを採用した。これにより位置情報を確定するための原点復帰動作が不要となるため、設備の電源を立ち上げた直後から動作が可能である。

4-4. 高剛性リニアガイド

搬送ライン上での組立や圧入の様な荷重のかかる作業を可能にするため、スライダの案内に高剛性なりニアガイドを採用している。これによりワークを搬送ライン上から作業台に引き込む手間が削減でき、設備の生産性向上、ダウンサイジングが可能となる（図 4）。

従来方式

パレットから作業台に引き込む手間が発生



LCM-X

作業台の設置スペースが不要に

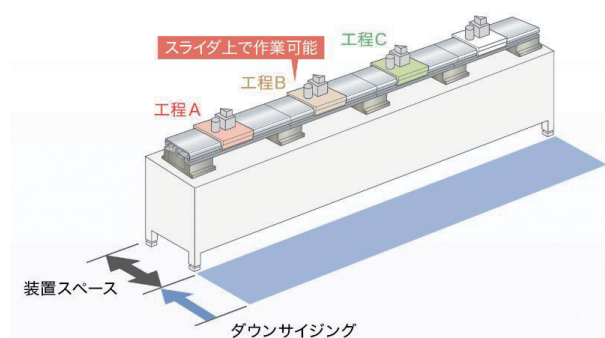


図4 ワークの引き込み

4-5. コネクションユニット

モジュール同士を連結する際、精度よく連結できないとリニアガイドが早期に磨耗し、期待する耐久性能を満たすことができないため、モジュール同士を高精度に連結する必要がある。また、リニアモータの制御に必要な制御信号や動力電源を隣接するモジュールに伝達するために、各モジュール同士は電気的にも接続しなければならず、モジュールの連

結作業には多くの工数が必要となる。これらの課題を解決するため、モジュール同士の機械的高精度位置決めと電氣的接続を行うことができる機構を備えた「コネクションユニット」を開発した（図 5）。これにより簡単かつスピーディーにモジュール同士の連結を行うことができ、設備の立上げ期間短縮に大きく貢献している。

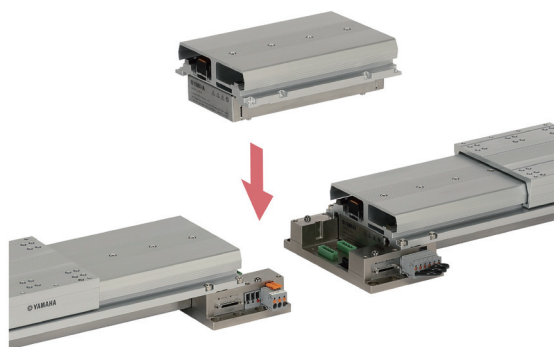


図5 コネクションユニットによる連結

5 おわりに

本製品の開発では、高速・高精度といったユーザーの要望に応えるだけでなく、今回新たに追加することができたコネクションユニットによるモジュール連結の簡易化や個別 ID 識別機能などの付加価値によって、ユーザーの期待を超える全く新しいものづくりの手段を提供することができた。今後も開発の手を緩めることなく、新しい提案を続けていくことで、ユーザーのものづくりに貢献していきたい。

■著者



片山 学

Manabu Katayama

ソリューション事業本部

ロボティクス事業部

FA統括部

開発部

2019 年モデル ROV YXZ1000R SS/MT

YXZ1000R SS/MT 2019 Model ROV

鈴木 孝典 新堀 雅秀 前田 健一 鈴木 博就 田中 大輔 福嶋 健司



Abstract

Principally in North America, the ROV (Recreational Off-Highway Vehicle) market enjoys high demand with its wide range of uses from agricultural and dairy farming work to recreational uses such as hunting and trail driving, as well as for sports driving and racing. Demand is expected to increase further in the future. To cover this wide range of uses, since 2013 Yamaha Motor has developed and launched the VIKING, the WOLVERINE, and the YXZ series of models.

The drivability of the pure sports YXZ1000R (equipped with a sequential manual five-speed transmission) model was further enhanced in the YXZ1000R SS with the addition of the YCC-S (Yamaha Chip Controlled Shift) system, as Yamaha Motor pursued its evolution as a model to be used by a wide range of customers in the sports category (Refer to Yamaha Motor Technical Review No. 52, “YXZ1000R SS 2017 Model ROV”).

This report showcases how the manual transmission and YCC-S specifications were developed in tandem for the 2019 model so that customers can confidently and comfortably enjoy sports driving across many different types of terrain.

1

はじめに

ROV (Recreational Off-Highway Vehicle) 市場は北米を中心に、農業 / 酪農などの業務からハンティング、トレール走行などのレクリエーション、そしてスポーツ走行、レースまで幅広い用途と高い需要があり、今後も伸張していくことが予想される。それらの広範な用途をカバーするために、2013 年から VIKING / WOLVERINE / YXZ シリーズを開発、市場導入してきた。

ピュアスポーツである YXZ1000R (シーケンシャルマニ

ュアル 5 速トランスミッション) は、YCC-S (ヤマハ電子制御シフト) 採用の YXZ1000R SS でさらに操作性が向上し、スポーツ領域で幅広いお客様に使って頂くモデルとして進化した (ヤマハ発動機技報 No.52 ‘2017 年モデル ROV YXZ1000R SS’ 参照)。

今回、さらに快適に自信をもって様々なスポーツライディングエリアでの走行を楽しんで頂けるように、2019 モデルとしてマニュアルトランスミッション / YCC-S 仕様を同時開発した。ここにそのモデルを紹介する。

2 開発の狙い

YXZ1000R は 2015 年、YXZ1000R SS は 2016 年より市場投入してきた。本モデルの開発にあたっては、これらのユーザーからあがってきている要望を織り込み、以下を開発の狙いとした。

- ① 従来からの意のままに車両を操ることができるダイレクト感を熟成させる。
- ② 市場のお客様の声を反映し、さらに快適性の向上をはかる。
- ③ 様々なオフロードエリアでの走破性をさらに向上させる。

3 開発の取り組み

3-1. 車体概要

走破性・快適性の向上を図るため、キーアイテムを中心に各コンポーネントの見直しを行った。そこで個々のアイテムによるポテンシャル向上だけではなく、トータルバランスに優れたパッケージを目指した。結果的により幅広いフィールドで、人機一体の走りを楽しむことができる車両となった。

3-1-1. 大径タイヤ

オフロード走行において、タイヤサイズの大径化は走破性を高める最も有効な手段のひとつである。そこで現行モデルに対し、外径で +2 インチとなる 29 インチタイヤを採用した。またタイヤ構造は 8PR 相当とし、耐パンク性を向上させながらも剛性バランスを見直すことで、快適性と高いトラクション性能の両立を確保した。

タイヤ径の変更は車両バランスに影響を及ぼすことから、特にブレーキ・サスペンションを中心に次項以降で述べる点を見直し、トータルバランスの向上を図った。

3-1-2. ブレーキシステム・アクスル

タイヤ外径の変更にともない発生する制動力・フィーリングの変化に合わせ、ブレーキシステムの再構築を行った（図 1）。マスターシリンダー、各キャリパーのピストン径、およびディスクは大径化し、大径タイヤに負けない制動力を達成した。またブレーキホースは新たに SUS メッシュタイプを採用し、あわせてナックル／ハブ／ベアリングといったアクスル系部品を一新して、従来モデルに対し同等以上の剛性感のあるブレーキフィーリングと信頼性を確保した。

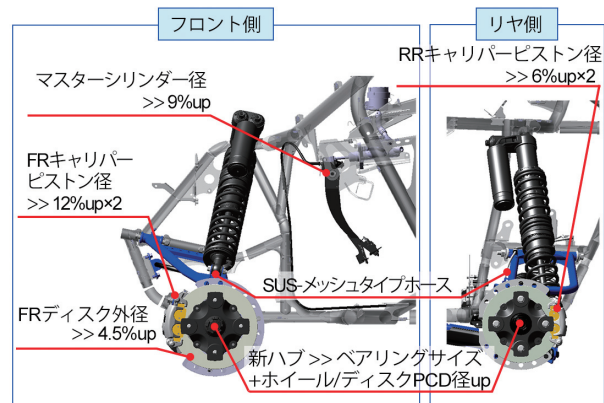


図1 ブレーキシステム・アクスル仕様変更点

3-1-3. サスペンション

高速・高荷重時での高い吸収性を確保しながらも、新タイヤと併せ新たなセッティングを行うことで、特に中低速での快適性を向上させた。

3-1-4. 冷却システム

より過酷な走行環境への対応や減速比の変更、特に低速高負荷での冷却性能の向上を目指し、冷却システムの全面刷新を行った。

低速高負荷の環境下では走行風が見込めないことから、冷却性能はラジエタ容量とファン性能の依存度が高く、より大きなラジエタシステムが必須となる。またマッドコンディション等では特に前走車が巻上げる泥などを避けることは困難で、ラジエタへの泥付着度合いは冷却性能に直結する。そこでラジエタを車体前面から背面へ移動することで大きな設置スペースを確保し、吸気側を背面側とすることで泥の付きにくい配置とした（図 2）。これによりラジエタがエンジン近傍の配置となり、水経路が短縮され圧力損失も改善された。また従来のキャビン中央に流れていたラジエタ排出風が無くなることでフロア／コンソールの温度が下がり、キャビン部はより快適な空間となった。

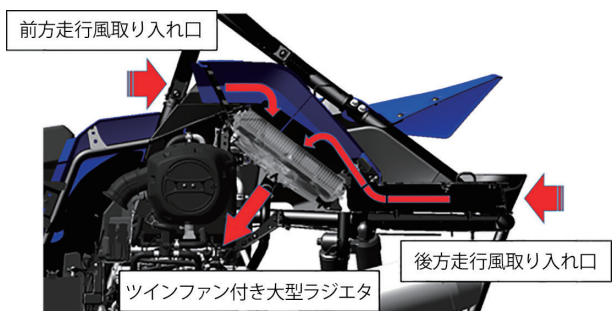


図2 新冷却システムレイアウト

一方でラジエタを車体背面配置した場合、条件によっては安定した走行風確保は困難となり、特に装備品の有無による変化が大きく、走行風取り入れ方法には配慮が必要となる。そこで CFD 解析による走行風予測から各条件での水温予測を行い、実機検証と比較しながら冷却性能の作りこみを行った。この検証結果より車両条件の違いによる走行風変化は、風量の増減だけでなく気圧差による走行風逆流をもたらす場合も有ることが判明した。そこで車体前方からの走行風だけでなく、後方からの巻き込み風を利用することとした。その結果、安定した走行風の確保を達成することができた。

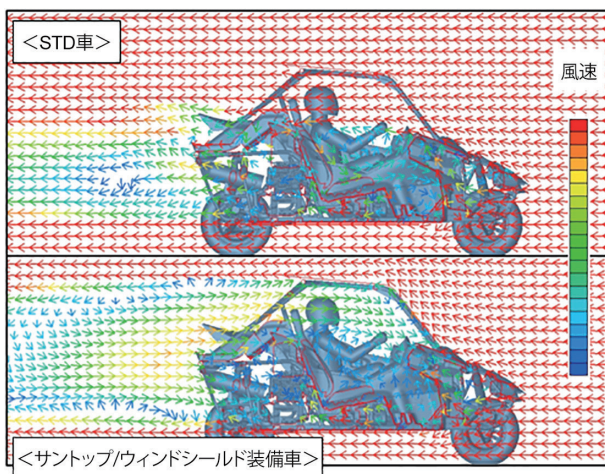


図3 走行風分布CFD解析結果(120km/h走行時)

3-1-5. エクステリア

従来から継承するスポーツライディングに適した機能性と、YXZ イメージをさらに高める下記エクステリア部品の変更を行った。

ルーフデザインは、乗降時のアクセス性向上とサントップ装備時の前方視界の拡大を狙い、新形状を採用した。前方視界の拡大については 3D 的に変化するオフロード走行、特に登坂進入時の視認性が向上した (図 4)。これらの機能性を確保しながらも、よりスポーツイメージを高めた新しいスタイリングを実現した。

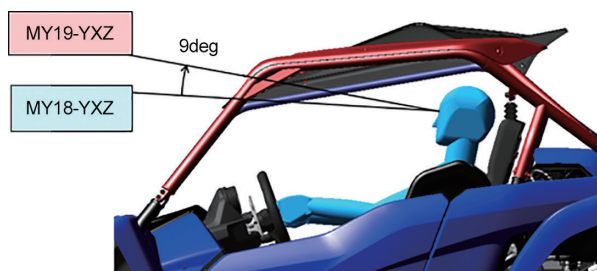


図4 上方視野範囲比較

カバー／フードはラジエタ位置を変更することでデザインの自由度が生まれたことから新デザインとし、市場要望の高い補助ランプの増設を内蔵可能な構成とした (図 5)。

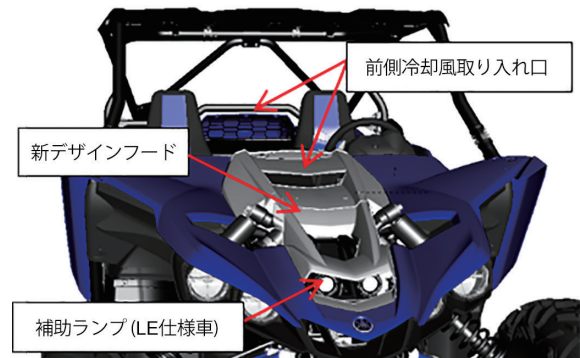


図5 新カバー/フード形状

ラジエタを内蔵したカーゴエリアはフラットで使い勝手の良い形状とした。またラジエタカバー部はノーツールで着脱可能とすることでラジエタや補機類に簡単にアクセス可能となり、良好な整備性を確保した (図 6)。

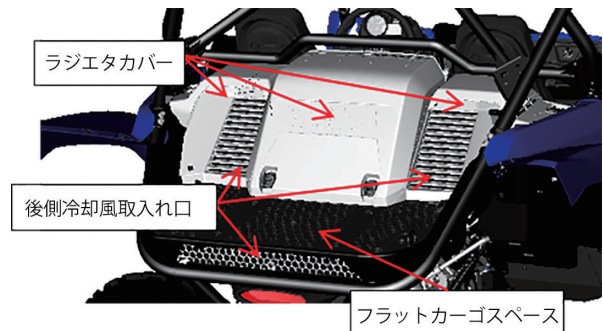


図6 新カーゴエリア形状

3-2. YCC-S 制御

YCC-S 制御については、走破性と低速走行時の快適性向上を目指し改良を行った。

3-2-1. 走破性向上

泥濘路、登降坂路など多岐にわたるシチュエーションに対し、後述するトランスミッションの減速比変更と併せて、低速走行時に自動で 1 速ギヤまでシフトダウンさせるオートシフトダウン制御を再適合した。結果、車輪駆動力 UP による走破性向上のみならず、クラッチにおいても使用頻度を必要最低限に留め、耐久性向上を実現した。

また、リバースギヤにクラッチの発熱量を推定しながらクラッチを最適にコントロールする機能“ダイナミッククラッチエンゲージメント”を搭載することで、後進走行時も同様に走破性を向上させた。

3-2-2. 低速走行時の快適性向上

ロッキーセクションと呼んでいる岩が連続するようなシチュエーションでの走行は、極低速での駆動力のコントロールが要求される。岩の乗り越しなどでは、ドライバーがアクセルを開け続けていても車速とエンジン回転数が下げられてしまう。エンスト回避と必要駆動力を両立させるためには、クラッチの適切なコントロールが要求される。このときクラッチを一度切断してしまうと、ショックや音が発生する課題がある。この課題に対し、1 速減速比を上げた効果に加え、YCC-S モデルでは制御によるクラッチ切断条件をより最適化し、従来比で 40% 低い車速までクラッチを切断せずにスムーズに走行ができるようになった。同時に半クラッチの使用頻度が下がり、クラッチの耐久性も向上している。

3-2-3. ダイレクト感向上

スポーツ走行性能の向上を狙い、コーナリング手前から目標の減速度が得られるよう、減速時シフトダウンの半クラッチコントロールを最適化し、半クラッチ時間を従来比で 50% 短縮させた。

結果、シフト時間を大幅に短縮させ、従来モデルにも増して、車両を操るダイレクト感が得られるようになった（図 7）。

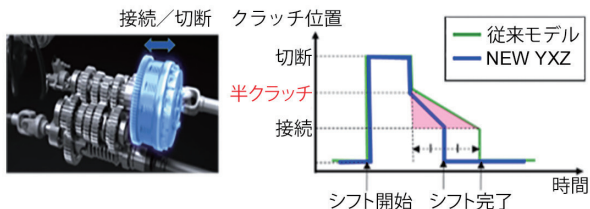


図7 シフトダウン時間比較

3-3. エンジン／トランスミッション

3-3-1. 走破性向上への取り組み

現行モデルに対する市場での使われ方・お客様の声を詳細に分析し、トランスミッション減速比を最適化した。タイヤ径の変更に対応するため、全体の減速比を 7%UP させた。さらに 1 速ギヤの減速比を現行比で 16%UP させることにより、車輪駆動力を上げた。これにより急登板時や障害物乗り越し時の操作性を向上させるとともに、ロッキーセクションやタイトなトレールエリア等での極低速走行性能も向上させている。また、減速比の変更にとまなう駆動系各部への入力荷重 UP に対し、リヤギヤのインプット部材をアルミダイカストから鋳鉄へ変更することで対応した。

3-3-2. 信頼性向上

泥濘路や水中の走行における信頼性をさらに向上させるため、リヤプロペラシャフトとリヤギヤ連結部のシール形状・材料を見直し、当該部への泥・水の浸入耐性を上げている。

3-3-3. アクセサリ対応

アクセサリの GYTR Turbo Kit に含まれていた強化コンロッドを標準装備とすることで、Turbo Kit 装着時のお客様の負担を低減した。

3-3-4. エバポシステム

本モデルは従来の EPA¹⁾ 排出ガス規制に加え、新たに CARB²⁾ 排出ガス規制に対応するため、エバポシステムを新たに導入した（図 8）。

1) EPA：米国環境保護庁

2) CARB：カリフォルニア大気資源局

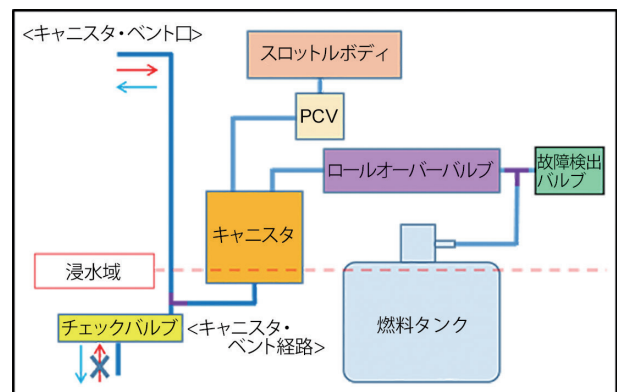


図8 エバポシステム図

今回採用のエバポシステムは、埃／泥／水の浸入や車両傾斜に配慮した ROV 特有のレイアウトとなっており、特にキャニスタのベント口は異物侵入とその排出に考慮した構成とした。ベント口は悪路走行時に影響を受けにくい車体上方に配置している。またベント経路には異物堆積等による閉塞を防ぐため、経路下方に排出口を設けながらも、水没時の水浸入を防ぐためのチェックバルブを装備している。

これらにより悪路走行に適応したシステム信頼性を確保した。

パージ制御に関しては、特にパージ開始直後の吸気 A/F リッチ化にともなう過渡出力特性の悪化を回避するため、スロットルバルブ開度に応じた負圧でパージする構造を採用した。また、負圧パージ方式は低スロットル開度でのパージ量が減少するため、並列パージ孔を設け、発生ベーパー量に

対する十分なパージ量を確保した（図 9）。

また、ソレノイドバルブでスロットル全閉時のベーパー流入を規制し、ベーパー量が増える高温環境での安定したアイドリング回転を確保した（図 10）。

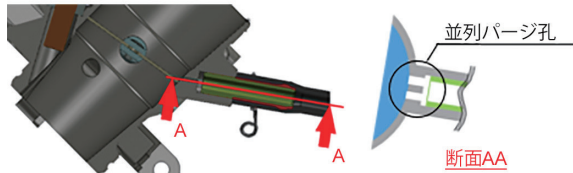


図9 スロットルボディパージ孔

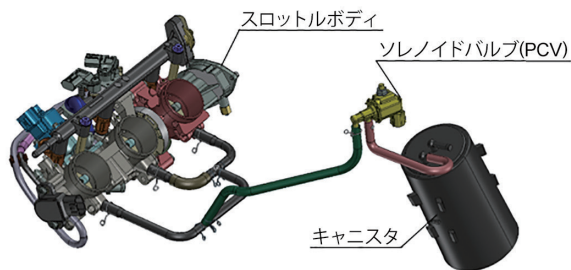


図10 ソレノイドバルブ(PCV)配置

さらに、制御ロジックの改良と FI 適合を最適化した結果、規制対応を行いながらも EG 性能は従来モデルに対し同等以上を確保し、スポーツライディングに適した出力特性を達成した。

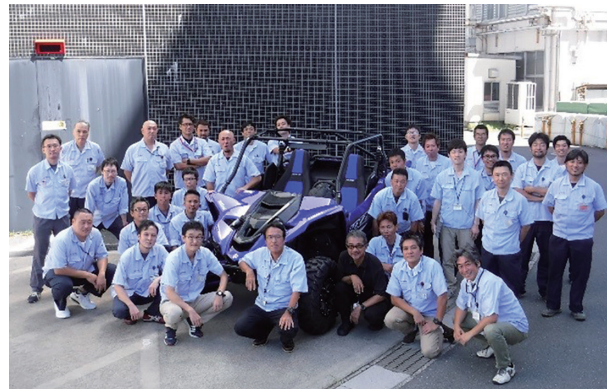
4 おわりに

YMMC（Yamaha Motor Manufacturing Corporation）開発陣との協働により、YXZ の改良設計、評価を繰り返し実施した。その結果、自信をもって幅広いスポーツライディングエリアでより多くのお客様にエキサイトメントな走りを体感して頂けると確信している。より快適になった YXZ で「いつまでも乗り続けたい」だけでなく「明日も乗りたい」という思いをお客様に味わって頂きたい。

本モデルは、「シフト操作する喜び」、「意のままに操るダイレクト感」、「エンジンとの一体感」を味わえるピュアスポーツ ROV 商品である。

今後も進化し、ブランド構築していく YXZ に期待をして頂きたい。

■著者



鈴木 孝典

Takanori Suzuki

PF車両ユニット

PF車両開発統括部

RV開発部

新堀 雅秀

Masahide Shinbori

PF車両ユニット

PF車両開発統括部

RV開発部

前田 健一

Kenichi Maeda

PF車両ユニット

PF車両開発統括部

RV開発部

鈴木 博就

Hironari Suzuki

パワートレインユニット

パワートレイン開発統括部

第2PT開発部

田中 大輔

Daisuke Tanaka

パワートレインユニット

パワートレイン開発統括部

第2PT開発部

福嶋 健司

Kenji Fukushima

PF車両ユニット

電子技術統括部

電子システム開発部

新 Utility モデル「UMAX」の開発 Development of the New UMAX Utility Model

荒川 博 大河内 龍太 光石 直生 佐藤 佑也 藤井 隆



Abstract

In the United States, the largest market for the golf cars business, Yamaha Motor has previously competed with the YTF, which is based on existing golf cars. However, it had become uncompetitive in the face of increased competitiveness of rival models. Yamaha therefore began working on the UMAX, aiming to create a highly-competitive model which would make significant in-roads upon entering the growing utility market. The UMAX has the toughness and strength of a “genuine” working vehicle which the previous model had not quite achieved. As well as the strong presence of an SUV-like exterior, the UMAX features a higher-displacement engine for more power, delivering both excellent design and functionality. This report introduces the new UMAX utility model, which is a “Real Work Horse” in both name and function.

1 はじめに

ゴルフカー事業の最大市場である北米において、これまで既存ゴルフカーベースの YTF で戦ってきたが、競合モデルの戦闘力アップに伴い、競争力が不十分となってきた。そのため、成長性のある Utility 市場に攻め入る競争力の高いモデルの実現を目指して「UMAX」の企画をスタートさせた。「UMAX」は、従来モデルでは出しきれなかった「ホンモノ」の働く車を持つタフさ・強さ感、押し出しの強い SUV ライクな外観でアピールするとともに、パワーを出すためにより大きな排気量の EG を搭載し、デザインと機能の両立を実現した。本稿では、名実ともに働く車、「Real Work Horse」を具現化した新 Utility モデル「UMAX」を紹介する。

2 開発の狙い

新 Utility モデル UMAX は、市場調査結果から浮かび上がった「Utility= 働く車」として重視すべきポイントと、従来

機種の特徴を整理して本当にお客様が必要としている項目を抽出し、その中から以下の 6 項目を開発の狙いとして掲げた。

1) 『New Styling』

Real Work Horse を具現化するタフなスタイリングの実現

2) 『Accessibility』

収納容量の拡大および操作性見直しによる使い勝手の向上

3) 『Durability』

市場標準使用期間中におけるクラック等の破損の無いボディパネルおよび機能損失の無いドライブトレインの開発

4) 『Power』

新規 400cc エンジンと新機構 CVT（プライマリー）の開発による、ゴルフ場メンテナンスを行う働く車としての十分なパワーと、積載条件によらずパワー感を感じら

れる登坂性能の実現

5) 『Quietness』

2016 年に市場導入した静音仕様のゴルフカー「DR2」の要素を取り入れることによる、ゴルファーのプレーを妨げない静音化の実現

6) 『Riding Comfort』

サスペンションのセッティング変更による、いかなる積載状態でも段差やラフ路をスムーズに走行できる乗り心地の実現

3 製品の概要

前述の開発の狙いを達成するために、車体外装およびエンジンは全面的に新設計し、駆動系を部分的に新規・改良設計した。一方で既存のメインフレームからの変更を最小限に抑え、またゴルフカーおよび他商材と共用の部品を使用することで、投資、コストを抑制した。その結果、少量の生産台数であっても、前述の開発の狙いをすべて盛り込んだ高機能かつ、投資、コストを抑えた高収益の両立をすることができた。

3-1. New Styling

お客様の声の中でも最も強い声のひとつに、「ゴルフカーベースではなく、『ホンモノ』の働く車らしいタフさを感じられるスタイリング」の要望があった。これに応えるため、以下のアイテムを採用し、いかに「Real Work Horse」を表現できるかを、イメージスケッチベースでの議論を繰り返し、クレモデルでの作りこみを行うことで実現した。

- 大容量フロントカウル
- ϕ 100mm の LED ヘッドライトを装備した大型フロントグリル

- 20 インチ大径タイヤ
 - セパレートシート & セパレートシートバック
 - 標準装備のスキッドプレート
 - アルマイト処理を施したアルミ押し出し材のリアボディとカーゴベッド
 - ボリューム感のあるサントップと大径サポート
- 図 1 に本モデルのフィーチャーマップを示す。

3-2. Accessibility

3-2-1. 収納スペース

お客様からの「多様な収納スペース、収納物が水濡れしにくい収納スペース設置」の要望に応え、下記収納スペースを設定した（図 2）。

- 大容量 29.6L フロントフード下収納
雨合羽、ジャケット等の収納に便利なゴム製シールによる防水仕様の収納スペースで、片手で操作可能なラッチおよび傾斜で停車した時でもフードが自立可能な回り止め機構を備えたヒンジを採用した（図 3）。
- 運転席、助手席間センターコンソール
大型タブレットが収納可能で、仕切り板を取り付けることでドリンクホルダーとしても使用可能な設計とした（図 2）。
- 運転席、助手席シート下マニュアルポケット（図 2）
- 従来機種から容量をアップした 363kg（800lb）積載可能なカーゴベッド（図 2）
- DR2 から継承した運転席、助手席両側装備の大型ダッシュポケット（図 4）
- ダッシュ上カップホルダー前側の収納スペースの大型化（図 4）



図1 New Styling Feature

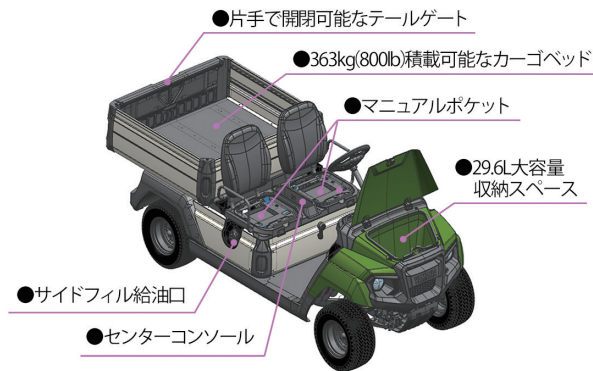


図2 Accessibility Feature

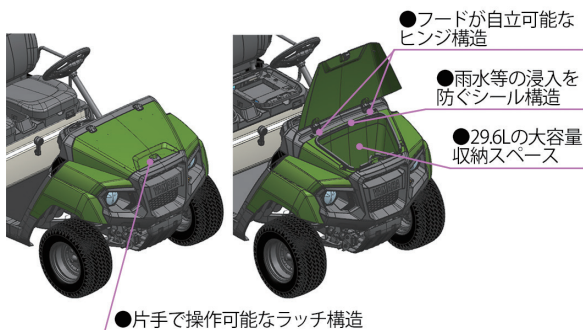


図3 フロントストレージ

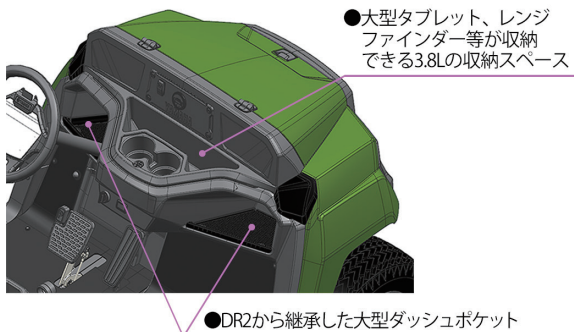


図4 ダッシュボード周り

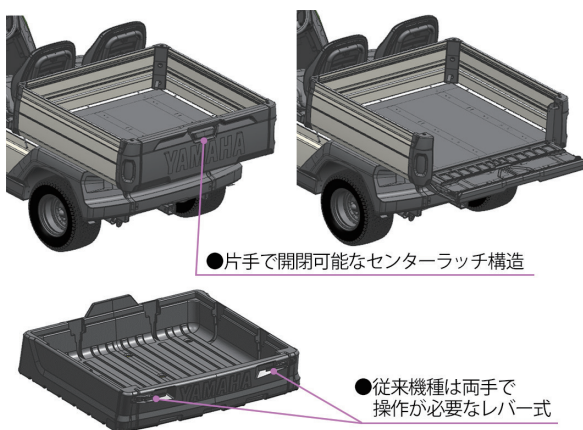


図5 テールゲート

3-2-2. 操作性改善

お客様からの強い要望である操作性改善について、下記を実現した。

- ・ 片手で開閉可能なラッチを有するテールゲートの装備 (図 5)
- ・ シート開閉無しで給油口にアクセスできるサイドフィルフューエルタンクの採用 (図 2)

3-2-3. アクセサリー取り付け性

「(お客様自身で) カーゴベッドへのアクセサリーの取り付け位置を自由に選択したい」という声を受け、アクセサリー開発部門と協働し、カーゴベッド内側壁面にアルミの押し出し材の特徴を利用した溝を配置した (図 6)。これにより、アクセサリー取り付けの自由度が高まりお客様の声を実現することができた。

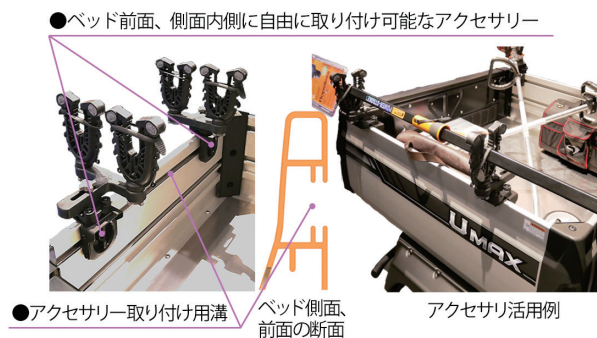


図6 カーゴベッドへのアクセサリー取り付け

3-3. Durability

ベルトはダブルコグベルトを新規開発し採用した。最大トルク発生時のベルト側圧に耐える剛性を確保しながら、従来シングルコグベルト並みの屈曲性とし、寿命と伝達効率の向上を図った。

構造材に多用される、強度、耐食性が良好な 6000 系アルミの押し出し材をリアボディ、カーゴベッドに採用したことで、耐候性劣化、経時劣化がしにくく、長期にわたり高い耐久性を維持することが可能となった。

3-4. Power

従来機種における「フル積載状態でのパワーアップ」を求める市場の声を聞き、エンジン、CVT それぞれ以下に述べる点を見直すことでお客様の要望に応えた。

3-4-1. エンジン

これまで 360cc で統一されていたゴルフカー用エンジン

を 400cc に変更し出力アップを狙った。燃焼効率の向上と未燃焼ガス低減のため、半球型燃焼室の採用およびセンタープラグ化と大幅に燃焼室形状を見直した（図 7、8）。半球型の燃焼室形状を成立させるため、これまで垂直レイアウトであった吸気・排気バルブに挟み角を設け、体積流量係数の大幅な向上を図った。

さらに、軽量ピストンと低張力ピストンリングを採用することでロス低減を図った（図 9、10）。その結果、エンジン性能として 30% 以上の性能向上に成功した。

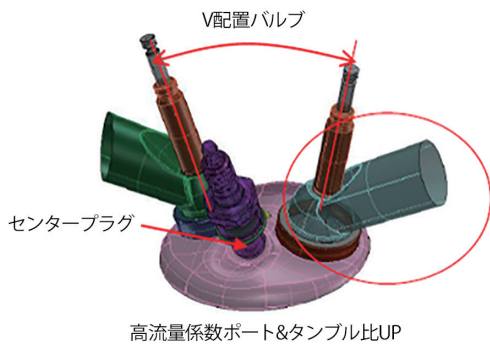


図7 V-OHV

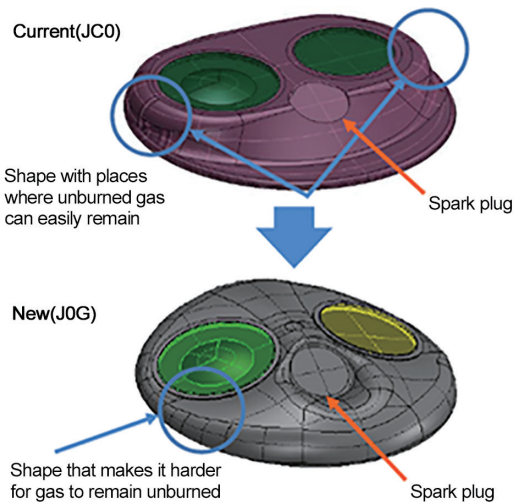


図8 球状燃焼室

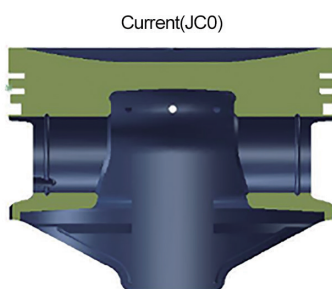


図9 ピストン形状(現行)

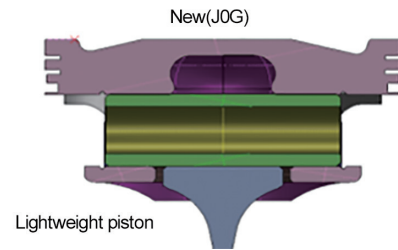


図10 ピストン形状(軽量化)

3-4-2. CVT

高出力、高トルクとなる新型エンジンの動力を伝達するため、新型のプライマリークラッチを開発した（図 11）。新型エンジンの特性を十分引き出す変速特性を実現するため、従来型のリンク式ウェイトに代え、振子式ウェイトを採用した。クラッチイン時の過度なスリップを抑える十分な推力、加速騒音を低減するエンジンオーバーシュート回転数とエンジントルクを十分引き出すバックシフト特性を最適化した設計とした。

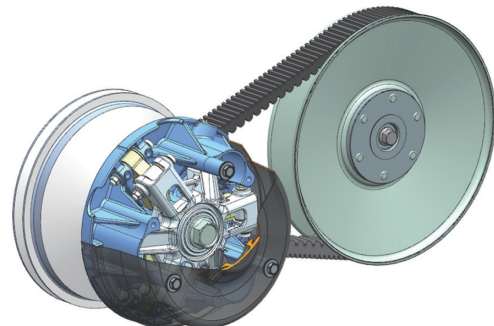


図11 新設計のCVT

3-5. Quietness

お客様からの「パワーも必要だが静粛性も重要」との声を受け、以下の要素開発により、従来モデルよりも大排気量、高出力のエンジンを搭載しながらも、従来モデル同等の静粛性を実現した。

3-5-1. 新マフラー+ロングテールパイプ

出力向上を達成するため、現行マフラーに対し内部構造を変更した。具体的には、排気パイプの管径変更とパーテーション通路を変更することとしたが、その背反として騒音が増加するため、出力を維持しながらパイプ径の見直しを行い、最適化した。また、運転者への騒音を抑えるため、排気テールパイプ位置を大幅に見直し、パイプ先端にテールスクリーンを装備することにより、低騒音化を実現した（図 12）。

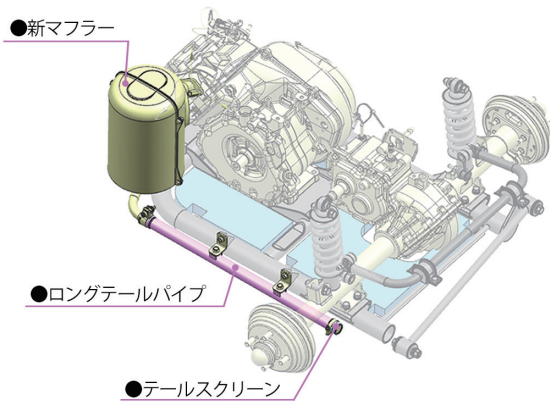


図12 新マフラーとロングテール

3-5-2. アンダーカバー／吸音材

エンジン、トランスミッションからの耳障りな高周波音を吸収するため、エンジン、トランスミッションを囲うように吸音材を配置した。また、エンジンおよびトランスミッション下側への放射音を吸収するために、リアアームにアンダーカバーを設置し、そこにも吸音材を配置した。吸音材を追加することによるエンジンルーム内の熱影響および吸音の寄与率を考慮して、吸音材の取り付け位置を最適化した（図13）。

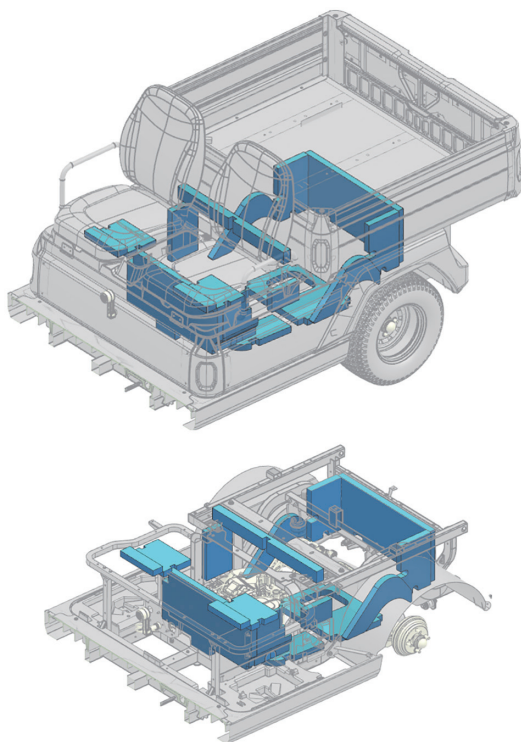


図13 吸音材配置

3-6. Riding Comfort

市場からの、「従来機種のサスペンションは硬すぎる」という声を受けて調査をした結果、ゴルフ場で使用頻度の高い積載条件は1名乗車、軽積載である事実を確認した。従来機種は2名乗車フル積載状態で最も快適な乗り心地になるようにセッティングをしていたため、本モデルでは再セッティングを行った。その結果、1名乗車、軽積載条件で最も快適な乗り心地を達成するとともに、さまざまな積載条件でスムーズにゴルフ場内の段差やラフ路の走行ができるサスペンションセッティングを実現した。

フロントサスペンションに、従来機種より軟らかいスプリングを、リアサスペンションにバリアブルレートスプリングを採用した。

4 おわりに

本モデルは、市場調査の中で得られたお客様の声（働く車に必要な要件、ヤマハの従来機種の弱みの改善要望）を最大限に取り入れたモデルである。開発は、お客様に一番近い立場である営業部門との積極的な仕様のすり合わせ、意見交換を行い、お客様が本当に必要としている物からのずれが無いかを常に確認しながら進めた。その結果、名実ともに働く車、「Real Work Horse」を作り上げることに成功した。また、YMMC(Yamaha Motor Manufacturing Corporation)の開発部門と協働で開発を行う中で、現地の他商材開発部門とも積極的に交流し、部品の共用化を実現することができた。さらに、企画、開発初期段階にて営業、開発、企画、原価、製造でタスクチームを結成し型費、コスト低減活動を行う新しい試みを行い、大きな成果をあげることができた。

結果、最大市場である北米のみならずその他の海外市場でも本モデルがお客様に受け入れられ、非常に好調な滑り出しを見せている。今後もお客様の声を常に取り入れながら、このモデルを進化させ、より多くのお客様に受け入れられる車両にしていきたい。

■著者



荒川 博(写真①)

Hiroshi Arakawa

YMMC

Product Development

Golf Car Div.

大河内 龍太(写真②)

Ryuta Okochi

ヤマハモーター

パワープロダクツ株式会社

ゴルフカー事業推進部

企画部

光石 直生(写真③)

Naoki Mitsuishi

ヤマハモーター

パワープロダクツ株式会社

ゴルフカー事業推進部

開発部

佐藤 佑也(写真④)

Yuya Sato

ヤマハモーター

パワープロダクツ株式会社

ゴルフカー事業推進部

開発部

藤井 隆(写真⑤)

Takashi Fujii

ヤマハモーター

パワープロダクツ株式会社

パワープロダクツ事業推進部

開発部



YMMC 開発メンバー



船外機「F/FL425A」の開発

Development of the F/FL425A outboard motor

小久保 幸栄 小松 央昌 長島 充



Abstract

In North America, the main market for large outboard motors, the typical power sources for large offshore boats exceeding nine meters in length used to be stern drive or inboard motors. However, in recent years the focus of motive power for large boats has shifted to outboard motors, which offer advantages in terms of speed performance, fuel economy, easier installation, easier maintenance, and liberating boat interior space. As well as individual outboards increasing in output, the trend to installing multiple motors is accelerating.

In 2007, Yamaha Motor launched its previous highest-output model, a 4-stroke engine delivering 350 horsepower, which at the time was intended for boats up to the 12-meter class and in a maximum installation of three outboards per boat. Recently, boats exceeding 18 meters and with five outboards have appeared on the market, and the use of various navigational instruments and control devices has meant that high levels of specialist skills have become required for boat operation.

The newly-developed F/FL425A outboard motors not only have the power to move boats which are becoming larger today, but also aim to make boating accessible and enjoyable for more people through the addition of an integrated control system (Figure 1).

1

はじめに

大型船外機の主要市場である北米では、従来、全長 9 メートルを超えるオフショア（外洋）向け大型ボートの動力として船内外機や船内機が主流であった。しかし、近年はスピード性能と燃料経済性に優れ、据え付けやメンテナンスが容易なうえ、船内スペースが広く確保できる船外機が大型ボートの動力として注目されており、船外機の高馬力化に加え、複数機を搭載する流れが加速している。

ヤマハ発動機では、2007 年に最大馬力となる 4 ストロ

ク 350 馬力を市場に投入しているが、当時は 12 メートルを最大クラスのボートとし、搭載も最大で 3 機を想定していた。近年では 18 メートルを超えるボートや、5 機を搭載するボートも現れ始め、さまざまな航海計器や操船デバイスが使用されることで、ボートの運航は専門性の高いスキルが求められるようになってきている。

今回開発した F/FL425A は、大型化するボートを十分に動かすことができる推進力だけではなく、統合制御された操船システムを加えることで、より多くの人が簡便にそして快適にボートを楽しむことを目指した商品である（図 1）。



図1 F425A

2 開発のねらい

本モデルは、フラグシップモデルとして多くの先進性を実現するため、エンジンからプロペラに至るまで全面新設計とし、下記4項目を主要なねらいとした。

- ・大型ボートを推進する卓越したスラストと低燃費の両立
- ・高出力エンジンに対応した高い信頼性と耐久性
- ・操船システムの統合による搭載性と利便性の向上
- ・伝統的なヤマハらしさを継承した絶対的な信頼性と安心感を表現するデザイン

3 商品の特徴

F/FL425Aは、ヤマハ4ストローク船外機のフラグシップモデルとして、これまで培ってきた信頼性を継承するとともに、4ストローク船外機として初めてのダイレクトフューエルインジェクションを採用した。それに加え、大型プロペラと新規排気構造により、低回転から発生する前後を問わない卓越したスラストと低燃費を両立している。また、船外機初となる内蔵型電動ステアリングを採用することで、軽快で応答性に優れたステアリング特性を実現している。特に、低回転から発生する大きなスラストと静かで精密に作動する電動ステアリングは、すでに発売されている「ヘルムマスター（ジョイスティックでの操船を可能とした操船システム）」と組み合わせることで、より簡便で快適な大型ボートの操船を可能としている。デザイン面では、分割タイプのカウリングを採用することで、次世代のデザインとして「ヤマハらしさ」を継承しながらも、個性的でダイナミックなフォルムを実現し、カスタマイズや整備、リギング（艀装）の容易性も向上させている。

表1に主要諸元を示す。

表1 主要諸元

エンジン形式	4ストロークV型8気筒 DOHC
総排気量	5,559cm ³
ボア×ストローク	96mm×96mm
圧縮比	12.2
最大出力	312.6kW (425ps) / 5,500rpm
燃料供給装置	電子制御筒内燃料直接噴射
推奨燃料	無鉛プレミアムガソリン
ギヤ比	1.79 (25/14)

3-1. パワーユニット

本エンジンは、大型ボートに十分な加速性能やスピード性能を供給する出力を、軽量コンパクトかつ低燃費で実現するため新設計とした。

エンジンの軽量コンパクト化を目指し、F300で採用の市場で実績のあるプラズマ溶射技術で形成されたスリーブレスシリンダーを導入した。また、燃料を高圧かつ高精度に各燃焼室に直接噴霧する「ダイレクトフューエルインジェクション」（図2）の採用により、燃焼効率を高め、より少ない排気量で卓越したトルクとパワーを実現した。

ダイレクトフューエルインジェクションへ最適な燃料供給を行うため、燃料装置はボートの燃料タンクから燃料を汲み上げる電動ポンプが1つ、フロートチャンバー ASSY 内には ECU で制御された電動ポンプが2つ、インジェクターに高圧の燃料を供給するカムシャフト駆動のメカニカルポンプが2つと、計5つの燃料ポンプを搭載した。

また、フリクションロス低減と耐久性向上のため、DLC（Diamond Like Carbon）コーティングを施したバルブリフターを採用し、長時間の使用においてもバルブクリアランス調整を不要とした。

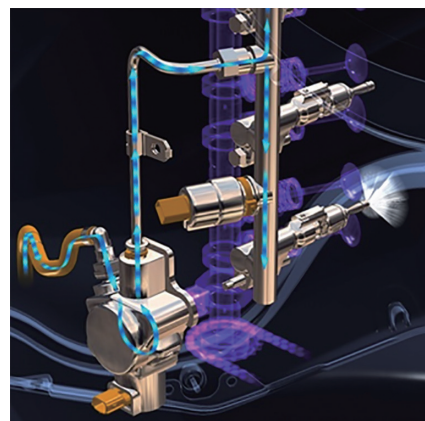


図2 ダイレクトフューエルインジェクション

3-2. 操舵システム

船外機初となる内蔵型電動ステアリング(図3)を採用した。これによって操船者のハンドル操作に対し、よりダイレクトで正確な動きを実現させることができた。また、ハンドルを回した量と船外機の舵角量の関係やハンドルの操作荷重は、7インチのタッチスクリーンカラーディスプレイ「CL7」を通して、回転数に応じた設定をできるようにした。

そして、内蔵型電動ステアリングにしたことで不要となった油圧機器や油圧配管を廃すことでボートへのリギングが容易になっただけでなく、トランサム周りの簡素化により、ボートのトランサム周りの設計自由度を上げることができた(図4)。

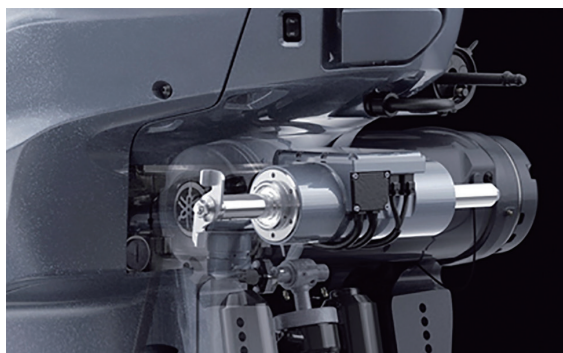


図3 内蔵型電動ステアリング



図4 トランサム周り

3-3. ドライブシステム

425馬力の出力をプロペラに伝達するための減速ギヤはギヤケースの中に配置され、そのギヤサイズはギヤケースの砲弾部径を決定する重要な要素である。ギヤケースの投影面積が大きくなるにつれ、水の抵抗が増加することから小さなギヤサイズが望まれるが、一方で耐久性の面では大きい方が有利である。本モデルのギヤ設計では、全面歯当たりする歯形形状を採用することで面圧を分散し、耐久性とサイズの両立を実現した。

また、ギヤケースについては、新たな外形形状(図5)を採用した。これにより砲弾径が大きくなったにも関わらず、最高速および旋回時の安定性を向上させ、高効率のギヤケースを実現した。

翼面積を拡大したプロペラは、大型ボートを推すための十分な推力を発生させると同時に、旋回時のベンチレーション耐力も向上させた。また、信頼性の面から材料は新材料の二相鋼ステンレスを採用することで、耐錆性とキャビテーション耐力を向上させた。

このプロペラが前後問わず推力を発生できるよう、本モデルでは新たな排気構造を採用した。従来の構造では、排気は主にパワーユニットの排気通路からオイルパン等のミッドセクション、ギヤケースを通して、最終的にはプロペラ後端から排出される。この構造では、後進時にプロペラから排出された排気ガスをプロペラが巻き込んでしまい、理想的な後進スラストを発生することができない。そこで本モデルでは、ギヤケースの後方でアンチベンチレーションプレートの上方に、比較的低回転時に排気ガスが排出される別通路を設置した(図6)。これにより、後進時のプロペラはクリーンな水を掴むことができ、F350Aに対し3倍の後進スラストを実現させた。後進スラストの向上により、大型ボートにおいても着岸時の制動やヘルムマスターでの横移動をより容易に行うことができるようになった。

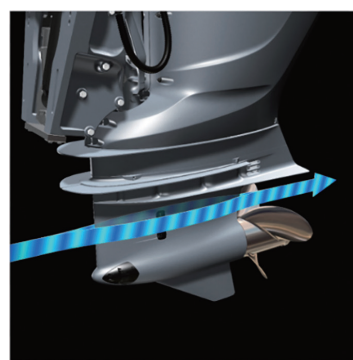


図5 ギヤケース形状

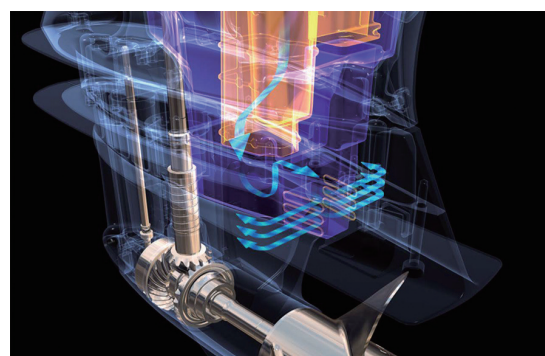


図6 低回転域における排気の流れ

3-4. 利便性、メンテナンス性

近年の大型ボートにおいて、さまざまな航海機器や、調理器具、エアコンやジャイロスタビライザーなどの快適装備等、電力消費が大きい機器類の搭載がますます増加し、発電量に対する要求が高くなっている。この市場ニーズに応えるべく、発電システムの構造は市場実績のある従来タイプを踏襲しつつ、3系統発電にすることで発電量を90Aに向上させた。その裏目としてステーターコイルの温度が上昇するため、フライホイール上面に排熱ファンを設置し、発生した熱を外部へ強制的に排出する構造を採用した（図7）。

メンテナンス面では、大型ボートを係留した状態でもギヤオイルが交換できる新しいシステムを採用し、より簡便なメンテナンス作業を実現させた（図8）。

その他、外部からオイルストレナ点検が可能な構造や、パワーユニット部品へのアクセスが容易な外装カウリングの分割構造、多機掛けでの水洗いを容易にする水洗システムなどを採用し、メンテナンス性を向上させた。

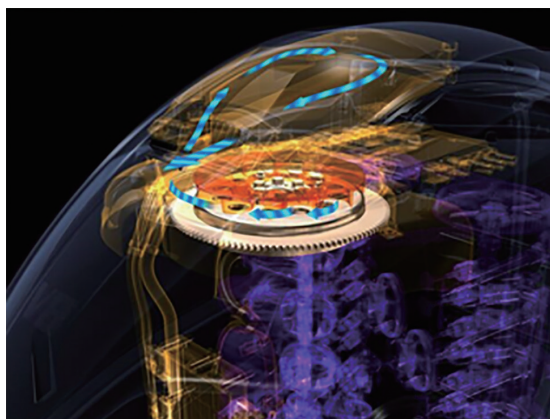


図7 排熱構造

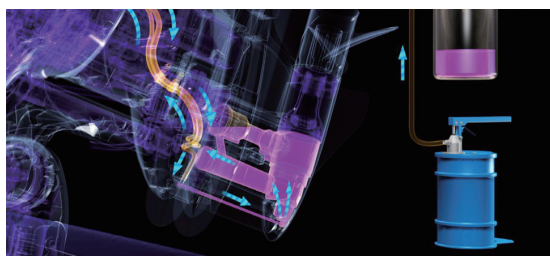


図8 水上ギヤオイル交換システム

3-5. デザインおよびカウリング

デザインは、これまでヤマハブランドが培ってきた絶対的な信頼性と安心感を、有機的な形状による躍動感と上質感で魅せることを目指した。カウリングには多分割タイプを採

用し、全身の一体感を生む流麗なサーフェスと、ミッド部分に力強い陰影を生む特徴的なスタイルラインにより、ユニークでダイナミックなフォルムを実現した。また、多分割カウリング構造は、市場でのカラーカスタマイズや先に述べたメンテナンス性、リギングの容易性も向上させた（図9）。これらに加え、カラーリングは北米エリアを中心とするお客様の外装色に対する要望の多様化に応えるため、ホワイトをカラーラインナップに追加した。



図9 分割カウリング

4

おわりに

F/FL425A は、フラグシップモデルとして多くの新技術を採用し、また今まで以上に信頼性を作り込んだモデルである。その商品性については、北米で行われた先進国ボートビルダーやディーラ向け発表会で、非常に高い評価を頂いている。また、同時にお客様からは次の新しい商品への要望も頂いた。お客様の尽きることのないヤマハへの期待に応えられるよう、今後も世界の人々の豊かなマリナライフに貢献できる商品を提供し続けていきたい。

■著者



小久保 幸栄
Koei Kokubo
ME事業部
開発統括部
技術企画部



小松 央昌
Noriyoshi Komatsu
ME事業部
開発統括部
設計部



長島 充
Mitsuru Nagashima
ME事業部
開発統括部
技術企画部

プレミアムサロンクルーザー「EXULT 43」 EXULT 43 Premium Salon Cruiser

武富 大海



Abstract

10 years have passed since the launch of the pinnacle of the Yamaha boat range, the EXULT45 Convertible. The EXULT36 Sports Saloon launched the next year won the 2009 Japan Boat of the Year award and is still in production and loved by many customers. Accumulated production of the EXULT series has now reached over 100 vessels, and many customers are anticipating the next step in its development. Yamaha Motor has developed the Exult 43 Premium Salon Cruiser to outclass the best imported boats from around the world, worthy of the title “Yamaha brand flagship.”

1 はじめに

ヤマハボートの最高峰モデルとして誕生した、EXULT45 Convertible のデビューから 10 年が経過した。

その翌年に開発された EXULT36 Sports Saloon は、2009 年度日本ボート・オブ・ザ・イヤー大賞を受賞し、現在もフル生産を行っており、多くのお客様に認めて頂いているモデルとなっている。EXULT シリーズとしては、累計 100 隻以上の販売実績を上げ、次のステップアップを望む声も多い。そこで、世界の一流輸入艇に負けないモデルを造り、ヤマハブランドを輝かせる“FLAG SHIP”の名に恥じない最高級ボートを目指し、プレミアムサロンクルーザー「EXULT 43」を開発するに至った。

2 製品概要

2-1. 開発の背景

2009 年発売の EXULT36 Sports Saloon が多くのお客様の支持を受け、国産サロンクルーザーとしての地位を築き、

富裕層マーケットにもヤマハブランドが浸透した。

多くのヤマハファンを獲得できたが、お客様がステップアップを望んでも、当社はそれに応えるサロンクルーザー系のモデルを持っていなかった。その結果、輸入艇などのお客様を流出させる図式となっていた。

2-2. 開発の狙い

本モデルの開発は、EXULT36 Sports Saloon により得ていた顧客の受け皿および、輸入艇に流れていた顧客を取りこむべく、自社艇や競合艇を凌駕するデザインとパフォーマンスを兼ね備えたモデルを投入することを目指し、以下の効果を狙った。

1. EXULT シリーズの基本理念「JAPAN PREMIUM」を継承し、世界に通用するデザイン／MADE IN JAPAN の品質／最上級のもてなし空間で、ヤマハブランドを昇華させる。

2. サロンクルーザーのラインナップ構築により富裕層需要を囲い込み、ビジネス領域を拡大する。

2-3. 主要諸元

「EXULT 43」の主要諸元を表1に示す。

表1 主要諸元

EXULT 43 主要諸元	
全長	14.84m
全幅	4.44m
全深さ	3.09m
艇体質量	13,213kg
完成質量	16,159kg
搭載エンジン	VOLVO PENTA IPS500 × 3
搭載エンジン出力	272kW (370ps) × 3
燃料タンク容量	1,800 リットル
清水タンク容量	440 リットル
FB 定員	10 名
定員	15 名
航行区域	沿海
価格	147,000 千円

2-4. モデルの概要と特長

2-4-1. クラスを超えた居住性への挑戦

- 1) 本艇より格上の競合艇に負けない居住空間を目指した。広さだけではなく所有する喜びを得られるよう、本物志向にこだわった素材を随所に取り入れたインテリアデザインとした(図1、2)。
- 2) 本艇のターゲットユーザー向けに行われたヒアリングから、サロンやボートの二階部分に相当するフライングブリッジなど、大勢がゆったりくつろげる空間のニーズが高かったため、クラス最大の広さを実現した(図3、4)。



図1 サロンラウンジソファーとテーブル

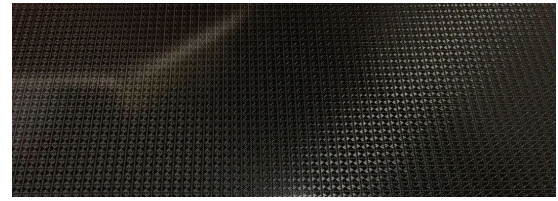


図2 サロンテーブル 西陣織カーボンパネル



図3 フライングブリッジ(前方)

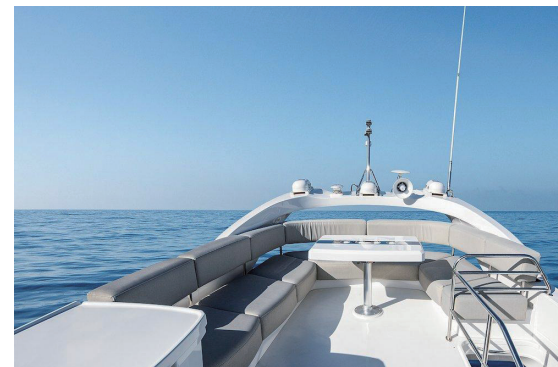


図4 フライングブリッジ(後方)

2-4-2. 速力／乗り心地などの性能 UP

- 1) 国内量産艇として初のIPS(インボード・パフォーマンス・システム)3基掛けを搭載することで、高い推進効率により、優れた燃費性能(当社従来比△28%)を実現した(図5)。
- 2) 船型の開発には、当社独自のシミュレーション技術を利用し、IPS推進器にベストマッチする新船型を開発した。船体一体型のビルジキール形状のチャイン(アンチ・ローリング・ブレード)により、走行安定性、凌波性、横揺れ減衰性、ドライネス(しぶきの上げ難さ)をさらに高め、快適なクルージングを実現した(図6)。
- 3) ジョイスティックシステムの採用により、低速時にはレバー1本で操作が可能となり、離着岸時などの操船性の向上を図った(図7)。



図5 IPS×3基



図8 マリンジェット搭載



図6 船型

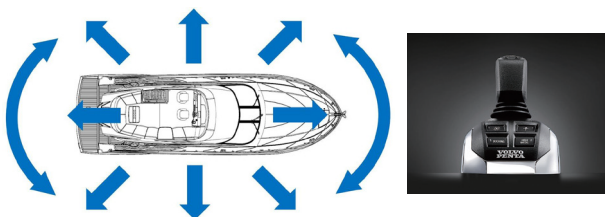


図7 ジョイスティックによる容易な離着岸が可能

2-4-3. マリンジェット搭載ニーズへの対応

国内量産艇として初めて、当社マリンジェットを搭載することを念頭に開発を行った。

一般的に船尾へ重量物を搭載することは航走姿勢に大きな影響を与え、加速時に船首が上がり前方視界が悪くなる。本艇では初期からの重量重心検討および、能力に余裕を持ったオートフラップ（自動姿勢制御）を標準搭載し、実験評価にて最適化させた。結果、マリンジェットを搭載しても、走行性能が落ちることなく、快適なクルージングを行うことができ、ヤマハブランドの強みを生かすことができた（図 8、9）。



図9 昇降式トランサムステップ

2-4-4. 熟成・進化したデザイン

従来はハル（船体）とデッキ（上部構造物）との接合部分をアルミ製や樹脂製のガンネル（防舷材）によって隠す工法をとっていたが、本モデルにおいては、EXULT36 Sports Saloon 同様にガンネルを必要としない構造を採用した。これにより、ガンネルによって分断されていたハルとデッキのデザインを一体感のある塊で表現することができた（図 10）。

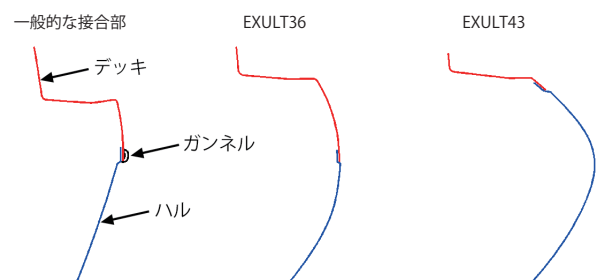


図10 デザイン自由度を増した接合部の進化

また、分割位置を工夫することにより、デザインの自由度を上げ、FRP の最大の特徴である流麗な形状を実現することができた。同時に船体の剛性アップにもつながり、走りの質感を高級・上質なものと向上することができた（図 11、12）。



図11 流麗なデザインの船首部形状

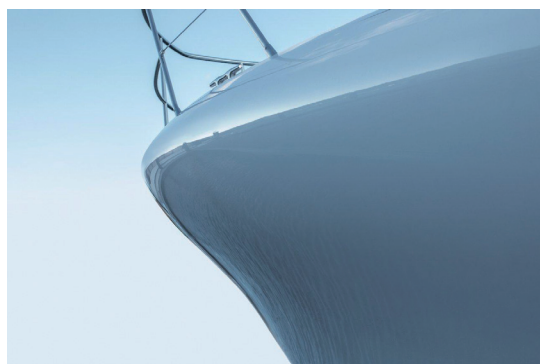


図12 シームレスな船首部形状



図14 外観 上方



図15 外観 側面



図16 外観 後方



図13 外観 前方



図17 メインサロン

本艇では、「日本が誇るプレミアムボート」を作り上げるために、『デザイン発想のモノづくり』として、従来のモノづくりではなく、デザイン起点のプロダクトに挑戦した。

全体監修のデザイン部門とは膝を突き合わせて議論し、機能性／生産性を満足させつつ、自由なデザイン発想を実現させることができた（図 13、14、15、16）。

インテリアデザインは、本物の素材を求める富裕層のニーズにあった素材を吟味し、本皮や銘木という高級材（ウォールナット・シカモアなど）を、匠の技で仕上げることで、極めて上質でいて、今までにない新しい感性を取りこんだインテリア空間に仕上げた（図 17、18、19）。



図18 バウオーナーズルーム

■著者



武富 大海

Hiromi Taketomi

マリン事業本部

ボート事業部

製品開発部



図19 ミドルオーナーズルーム

3 おわりに

IPS 3 基掛けでの性能成立や、デザイン起点の製品造りなど課題は多かったが、「洋上の迎賓館」となるべく国内の協力メーカーとタッグを組み、最上級のプレミアムボートに相応しい、唯一無二の商品を世に出すことができた。

2008 年発売の EXULT45 Convertible、2009 年発売の EXULT36 Sports Saloon、2014 年発売の EXULT38、そして 2018 年発売の EXULT43 と、ヤマハが誇る大型艇に携わることができ、大変ありがたく感じている。企画から発売まで多くの方にご協力を頂いた本艇が、今後長く愛されるボートになることを願っている。

ウォータービークル「Wave Runner FX」

The Wave Runner FX Water Vehicle

佐藤 英吉 小澤 重幸 岩城 龍汰郎 高島 純広
木野本 直樹 原田 直樹 三輪 純也



Abstract

The FX Series is famed as the “King Of Cruisers,” and based on the concept of “long cruises,” has for many years been the Yamaha Marine Jet flagship model. The refined and elegant appearance, an engine which delivers both high output and quietness, and stable riding providing worry-free handling have long been hallmarks of the FX Series. In 2018, the all-new FX Series was released, the first in seven years. The pinnacle of the new range is the SVHO model, which features a supercharged large-displacement 1800cc engine and an ultra-lightweight NANO2 hull. The new FX Series blends high-level functionality with great usability from the customer's perspective, such as unrivaled comfort, an on-trend design, and a hull which delivers increased riding performance, combining to create even greater brand value. This report showcases the new model Wave Runner FX.

1 はじめに

FX シリーズは、“King Of Cruiser” と謳われ、ロングクルーズをコンセプトに YAMAHA マリンジェットのフラッグシップを走り続け、上品で凛とした佇まいの外観、高出力でありながらも静粛性を感じさせるエンジン、不安なく操縦を楽しめる安定性を提供し続けてきた。2018 年、スーパーチャージャーを搭載した 1800cc の大排気量エンジンに、超軽量ハル「NANO2」を採用した SVHO モデルを最上位機種とするシリーズを 7 年振りにフルモデルチェンジした。他の追随を許さない絶大な快適性、トレンドを取り入れたデザイン、より高い走行性能を実現したハル、お客様目線でより使い勝手の良い機能を高次元で融合させ、ブランド価値をさらに高めた NEW モデル「Wave Runner FX」を紹介する。

2 開発の狙い

「New FX」は、“Flagship Cruiser with Tech-Centric

Adaptability” を商品コンセプトとして、以下の 3 項目を開発の狙いに定めた。

(1) スタイリングの刷新

成型、組立の難度に挑戦し、有機的フォルムと多彩なアクセントで訴求力の高いスタイリングを追及する。

(2) 高い旋回性能と快適性の維持、向上

従来から優れている直進安定性を維持しながら旋回時の横 G を低減することで、総合的な性能を向上させる。

(3) 業界をリードする新フィーチャー

タッチパネル式フルカラー液晶メーターを採用することでユーザーインターフェースを向上させ、ドライバーの好みに合わせた設定ができる機能を拡充する。

これまでの成熟された快適性は維持、向上させつつ、圧倒的なスタイリングとドライバー本位の利便性を高めることによって、現行の FX の正常進化を図っている。

図 1 にフィーチャーマップを示す。



図1 フィーチャーマップ

3 艇体開発の取り組み

3-1. デザイン

6代目となる今回のNew FXのデザインは、これまでのFXシリーズのデザインDNAを受け継ぎながらそれでいて新しく、滑らかなラインをまとった有機的なフォルムで圧倒的な存在感を放つスタイリングに生まれ変わった。船体の上部（デッキ）と下部（ハル）の境界となるシアラインに曲線を配し、カラーアクセントも入った大型ガンネル（自動車のバンパーに相当）を採用することで存在感を際立たせている（図2）。これは、合わせることが難しいハル、デッキおよびガンネル部品において、接着、組立作業の難易度は高くなるものの、デザインを優先した結果と言える。従来のFXよりカラーアクセントパーツを各部に採用し、モデルのカラーバリエーションを豊かにすることで購買欲の訴求を狙っている（図3）。



図2 シアラインを変更したガンネルデザイン



図3 メーター、ガンネル、サイドオーナメント等のアクセントパーツ

3-2. ハル開発

現行のFXはキール（図4-A）を鋭角にしているため走波性に優れ、大人3名が乗船した状態でも荒れた海面を安定して直進走航することができる。また、旋回時にグリップ力をもたせるチェーン形状（図4-B）は安定性に優れている反面、艇体が傾斜しにくくなっているため横Gを受けやすい。

そこで、New FXの船型開発をするうえでは、FXモデルに相応しい安定性を維持しつつ、旋回性を向上させることを目標とした。

以下に、New FXのハルの特徴を説明する。

- 従来のチェーンに加えて、ハルのV字部の角度（デッドライズ角）を途中から鋭角にするセカンドチェーン（図5-④）を設け、旋回中に内側へ傾斜しやすく、乗船者に掛かる横Gを軽減させた。
- 旋回性能を向上させるために現行FXに対し、New FXは丸みのあるラウンドキールを採用した。

- ・ラウンドキールの弱点となる走波性の低下を抑制させるため、セカンドチェーン（図 5-④）とストライプ（図 5-②、③）の配置を最適化し、艇体全体を浮かせることで波の影響を受けにくくし、走波性を向上させた。

結果、現行 FX と比較して安定した旋回性能を持ちつつ高い走波性を保つことができた。New FX は、全ての水面の環境下において乗船者に優しい乗り心地となっている。

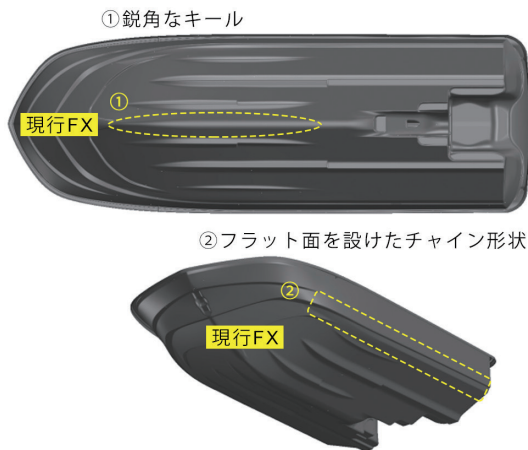


図4 現行FX/ハル形状

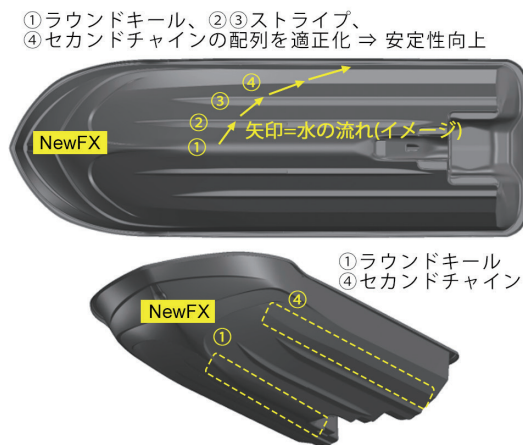


図5 New FX/ハル形状

3-3. マリンジェット初の液晶タッチパネル

従来のマリンジェットのメーターには、セグメント方式のモノクロ液晶メーターを採用してきた。直射日光下での高い視認性を求められるため、バイザーと呼ばれる部品により日影を作り、視認性を確保するといった工夫をしてきた。

今回開発した New FX には、マリンジェットでは初となるカラー液晶タッチパネルを採用した。直射日光下でも日影を作らずに高い視認性を確保するために、カラー液晶には高

輝度液晶を採用した。また、レンズには低反射率かつ乱反射を抑えるオプティカルボンディング技術を採用した。

マリンジェットの厳しい使用環境にも適合できるように耐水性、耐衝撃性評価を考慮した筐体構造と艇への取り付け構造にすることで、従来メーターと同等の評価試験をクリアした。

またタッチパネルは、水による意図せぬ動作を防止するため、水滴では動作しないがドライバーの指には応答する制御と、アイドリング回転以下でのみタッチパネル操作が可能となる制御を織り込むことで、操船に集中できるような仕組みとした。

3-4. 制御フィーチャー

New FX では、従来モデルの操作性を改善し、LCD タッチパネルを採用することで、ユーザーインターフェースを向上させた。

以下に、ドライバーの好みに応じて設定ができる各種機能を紹介する。

3-4-1. ドライブコントロール

ドライバーの好みや用途に応じて、また初心者でも安心して乗れるように、加速と速度のレベルを切り替えられる機能を新規に追加した（図 6）。パターンの選定は、ツーリングなどの一般航走からトーイングまで使い勝手を考慮した。



図6 ドライブコントロール設定画面

3-4-2. ノーウェイクモード機能

マリーナ周辺や橋の下等のエリアは波が立つ速度で航行することを禁じられており、ノーウェイクゾーンと呼ばれる。従来のノーウェイクモードは低速の状態を一定速度に保つのみであったが、本モデルではスイッチ操作によるエンジン回転数の調整を可能としたことで、川や潮の流れ、乗船人数などに応じて船速を微調整できるようにした。

3-4-3. リバースアシスト

マリンジェットは、水上で後進するときとトレーラーから離脱するときでは、必要とする後進推力が異なる。離脱する際にも十分な推力を出せるように、スイッチ操作でリバース操作中の設定回転数を一時的に上げられる機能を新規に追加した。

3-4-4. T.D.E. (Thrust Direct Enhance)

ジェットポンプのリバース機能を微調整し、アイドリング船速以下の極低速で移動できる機能を新規に採用した。これにより、川や潮の流れがある環境下での定点保持や、栈橋付近などの狭い空間での移動が容易になった。

3-4-5. セキュリティ

従来のリモコンによるセキュリティ機能をタッチパネルメニューでの任意の4桁のPIN (Personal Identification Number) 入力によるセキュリティ方式に変更した(図7)。これにより、リモコン忘れや紛失の心配がなくなった。

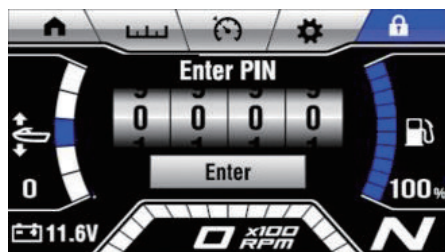


図7 セキュリティPIN入力画面

3-4-6. クルーズアシスト機能

一定速度で航行し、クルージングをより快適にするクルーズアシスト機能の操作性を改善した。海上の波がある中でもクルーズアシストをセットしやすくするために、セット条件の調整を行い、メーター画面でも確認しやすい表示に変更した(図8)。



図8 クルーズアシスト時のホーム画面

3-5. インフォテイメント&アクセサリ

アクションカメラやスピーカーなどをマリンジェットに艀装して楽しむユーザーが増えている近年の市場の状況に対応するため、New FX にはアフターマーケットで展開されているマリンギアが搭載可能なマウントを提供することとした。また、FX の最上位に当るリミテッドモデル (US 販売のみ) には魚群探知機やスピーカー等をセットした形で、お客様へ提供している(図9)。



図9 インフォテイメントリミテッドアクセサリ

3-6. 大容量グローブボックス

運行中、最も使用される頻度の高いグローブボックスの収納容量を飛躍的に大きくし、転覆しても水が入らないレベルまで防水性能を向上させた(図10)。飲み物をグローブボックス内に入れた状態で飲み物がこぼれたときのことを想定し、ドレンプラグも採用した。



図10 グローブボックス

3-7. リボーディングステップ

艇から降りて、再度乗船する際に使われるリボーディングステップの使い勝手は、お客様が重視される機能の一つである。マリンジェットを停泊させて、水辺で遊ぶ環境もよく見かける。

新作リボーディングステップは、足や膝をかける面を拡大させ、より深くすることで再乗船をしやすくし、またマットを設けることで快適性を向上させた（図 11）。



図11 リボーディングステップ

4

おわりに

マーケティング部門と徹底的に議論を重ね、他社や世の中のトレンドも積極的に研究した結果、“King Of Cruiser”の名にふさわしいモデルを開発することができた。評価の高いモデルであるからこそ、進化させることがとても難しい開発であった。「変えないもの」と「変えるべきもの」を徹底的に議論し、これまでの成熟された快適性は維持しながら走行性能をより高めると同時に、スタイリングの刷新や新フィーチャーの採用により、ブランド価値をさらに高めることができた。本モデルの開発を通してさらなる高みを目指すことの重要性を改めて感じた。今後もモデルの進化に挑戦し続け、お客様によりよい商品を届けていきたい。

■著者



佐藤 英吉
Hideyoshi Sato
マリン事業本部
ボート事業部
製品開発部



小澤 重幸
Shigeyuki Ozawa
マリン事業本部
ME開発統括部
CAE実験部



岩城 龍汰郎
Ryutaro Iwaki
マリン事業本部
ME開発統括部
CAE実験部



高島 純広
Sumihiro Takashima
マリン事業本部
ボート事業部
製品開発部



木野本 直樹
Naoki Kinomoto
マリン事業本部
ボート事業部
製品開発部



三輪 純也
Junya Miwa
マリン事業本部
ボート事業部
製品開発部



原田 直樹
Naoki Harada
Yamaha Motor Manufacturing
Corporation of America

Diamond Like Carbon 膜の成膜因子と ラマン分光分析によるラマンパラメータの関係性

Relationship between Diamond-Like Carbon Film Deposition Factors and
Raman Parameters by Raman Spectroscopy

土居 航介 村瀬 雄太 杉浦 敏昭

要旨

PIG (Penning Ionization Gauge) プラズマ CVD (Chemical Vapor Deposition) 方式^[1]による Diamond Like Carbon 成膜装置にて、各種成膜因子を調整し、硬さの異なる 8 種類の膜を作成した。この膜について、膜硬さ、膜厚、ラマン分光分析、ERDA (Elastic Recoil Detection Analysis) 分析、EELS (Electron Energy Loss Spectroscopy) 分析を行い、各種成膜因子と、膜硬さ、膜厚、ラマンパラメータ、水素量、膜構造の相関性を確認した。ラマンパラメータは、基板電流値、膜硬さ、水素量、 sp^3 結合比と相関性があった。また EELS 分析値 (膜構造解析) は、ラマンパラメータの D 半値幅、水素量と相関性があった。ただし、硬さとは直接の相関性が見られなかった。これらの分析手法を用いて膜特性を最適化し、二輪車用エンジン部品へ量産適用を行った。

Abstract

The various film deposition factors in a Diamond-Like Carbon deposition device utilizing the PIG (Penning Ionization Gauge) plasma CVD (Chemical Vapor Deposition) method^[1] were adjusted to create eight types of film with differing hardness. These films were analyzed for hardness, thickness, Raman spectroscopy, ERDA (Elastic Recoil Detection Analysis), and EELS (Electron Energy Loss Spectroscopy) to confirm the relationship between the various deposition factors and hardness, thickness, Raman parameters, hydrogen content, and film structure. A relationship was found between Raman parameters and substrate current value, hardness, hydrogen content, and sp^3 bonding ratio. In addition, a relationship was found between the EELS analysis value (structure analysis) and the Raman parameter D half-value width and the hydrogen content. However, no direct relationship with hardness was observed. Film characteristics were optimized using this analysis method and applied to mass production of motorcycle engine parts.

1 はじめに

Diamond Like Carbon 膜 (以下、DLC 膜) は、低い摩擦係数かつ高い耐摩耗性を有するため、自動車用エンジンの高回転・高出力化や燃費向上を目的に、動弁系やピストン周辺部品への量産適用が進んでいる^{[2][3]}。適用部品が拡大するにつれて、DLC 膜の性能や耐久性が、コンポーネントシステム全体の性能や耐久性を支配する要素となりつつある。よって、量産展開するにあたっては、その成膜因子と膜特性の関係を十分理解し、膜特性を最適化すること、および適切な品質管理手法を検討することが重要である。DLC 膜は、 sp^2 結合と sp^3 結合を含むアモルファス構造を持ち、その結合比によって膜特性が変化すること、また水素含有率によってもその特性が変化することが報告されている^[4]。簡易的に膜構造や水素量を計測する手法として、ラマン分光分析による解析結果が報告されている^[5]。本稿では、DLC 膜の成膜因子とその膜特性について、主にラマン分光分析によるラマンパラメータに着眼して調査した結果を報告する。

2 試験方法

2-1. DLC 成膜装置

PIG (Penning Ionization Gauge) プラズマ CVD (Chemical Vapor Deposition) 方式^[1]による成膜装置を用いた。図 1 に装置の構成を示す。本装置は、中間層としてマグネトロンスパッタ法によりメタル層を形成後、プラズマ CVD 法により DLC 膜を連続的に成膜する複合装置となっている。成膜室 (ϕ 600mm × 高さ 660mm) 上部にプラズマガンを配置し、これに対向する位置にフローティング電位の反射電極を設けている。カソードフィラメントから放出された熱電子は、プラズマガンと反射電極との間で往復振動を行い、ガスを効率的にイオン化することができる。また、成膜室外周に一對の電磁コイルを設けている。これにより、プラズマガンと反射電極の間の軸方向に 1 ~ 10mT のミラー磁場を形成し、高密度プラズマを形成することができる。基板には、緻密な皮膜を得るために周波数 50 ~ 250kHz の非対称パルスバイアス電圧を印加している。

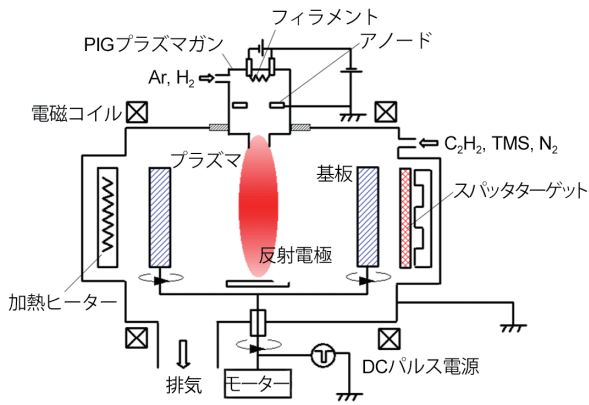


図1 PIGプラズマCVD装置の構成^[1]

2-2. 試験片仕様

基板の形状は、板状で、幅 22mm、奥行き 26mm、厚さ 3.4mm とし、平面部を評価面とした。材質は、実部品を模擬し、SCM420 にガス浸炭焼入れ・焼戻し後、評価面の表面硬さが HRC60、浸炭深さが 0.7mm になるように、鏡面研磨処理を施した。

2-3. 成膜条件

図 1 の基板セット位置に脱脂洗浄した試験片を固定し、 2×10^{-3} Pa に減圧後、表 1 に示す条件にて前処理を行った。前処理は、Ar イオンによるボンバード処理にて基材表面をクリーニング後、密着性を確保するためにマグネトロンスパッタ法で Ti 膜を形成した。

成膜条件を表 2 に示す。標準条件に対して、放電電流、電磁コイル電流、成膜圧力、Ar ガス流量、H₂ ガス流量、C₂H₂ ガス流量を変えて、I ～VII の組成の異なる DLC 膜を試作した。

表1 前処理条件

	ボンバード処理	Ti 膜処理
Ar ガス流量 mL/min	25	100
基板バイアス電圧 V	600	100
圧力 Pa	0.2	0.4
アノード電圧 V	50	50
放電電流 A	10	2
電磁コイル電流 A	5	5
カソード DC 電力 kW	-	4
処理時間 min	10	40

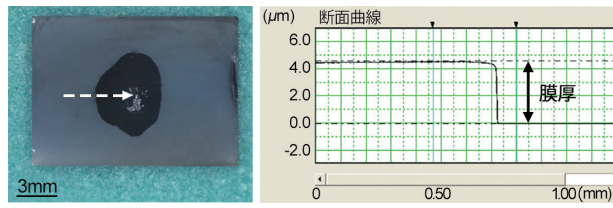
表2 成膜条件

	STD	I	II	III	IV	V	VI	VII
処理時間 min	45							
アノード電圧 V	50							
放電電流 A		30	2		30			
電磁コイル電流 A	14	5	20		14			
基板バイアス電圧 V	600							
圧力 Pa		1			2		1	
Ar ガス流量 mL/min	50						10	
H ₂ ガス流量 mL/min	0					50	0	
C ₂ H ₂ ガス流量 mL/min		150		50	150	100	150	

2-4. 膜硬さ、膜厚

膜硬さは、ナノインデンテーション法により測定した。圧子形状はビッカース圧子（四角錐）、試験荷重は 10mN、荷重増加時間は 10sec とした。

膜厚は、同ロット処理の Si 基板にてマスキング法により測定した。試験片表面に銀ペーストを 1 滴塗布してマスクとし、成膜後に脱脂洗浄により銀ペーストを除去後、接触式面粗度計により膜厚段差を計測した。計測例を図 2 に示す。



銀ペーストによるマスク部段差を計測

図2 膜厚計測の例

2-5. ラマン分光分析

RENISHAW 製の顕微レーザーラマン分光装置を用いて測定した。測定条件を表 3 に示す。得られた波形（図 3）を、1570cm⁻¹ 付近にピークを持つ G（Graphite）バンド、および 1400cm⁻¹ 付近にピークを持つ D（Disorder）バンドに波形分離を行い、それぞれの波形のピーク強度（I_d, I_g）、ピーク波数、半値幅を求めた。また、G バンド位置の N/S 比から、Log（N/S）を求めた。

Gバンドは、鎖状、環状含め全ての sp² 炭素結合に由来することが報告されており、Dバンドは、sp² 配位の構造の乱れや欠陥に由来すること、六員環（グラファイトなど）の sp² 結合に由来することが報告されている^[5]。Log（N/S）は、DLC 膜中の水素濃度と相関性があることが報告されている^[6]。

表3 ラマン分光分析の測定条件

レーザー波長	532nm
レーザー形状	線形
露光時間	10 秒
積算回数	1 回
対物レンズ	20 倍
測定波数シフト域	100 ～ 3200cm ⁻¹
波形分離関数	ガウス関数

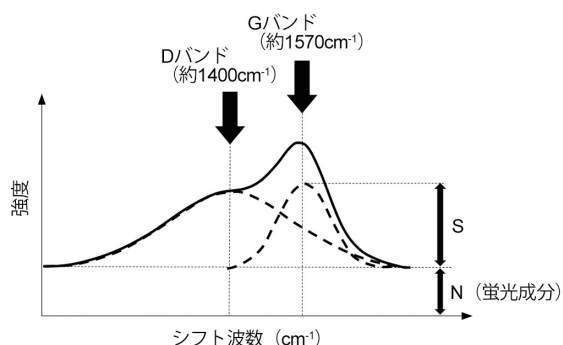


図3 DLC膜のラマン分光分析

2-6. ERDA 分析

分析条件を表 4 に示す。ERDA (Elastic Recoil Detection Analysis) 分析は、試料の水素含有量を定量分析する手法の一つであり、試料にイオンビームを照射し、反跳された水素粒子 (H、H⁺) を半導体検出器により検出する手法である。また、水素濃度を明らかにするために、RBS (Rutherford Backscattering Spectrometry) 分析により水素を除く元素の成分を分析した。RBS 分析は、ERDA 分析と同様に試料にイオンビームを照射し、試料後方にて弾性散乱によるエネルギー変化量を測定する手法である。

表4 ERDA/RBS分析の測定条件

入射イオンのエネルギー	2.3MeV
イオン種	He ⁺⁺
散乱角	ERDA :30°
	RBS:160°
試料電流	25nA
照射量	20μC

2-7. EELS 分析

分析条件を表 5 に示す。EELS (Electron Energy Loss Spectroscopy) 分析は、試料に対して電子ビームを照射し、入射した電子が試料内の電子を励起する際に失ったエネルギーを測定することにより、試料の組成や元素の結合状態を

分析する手法である。本研究においては、反射電子を用いて EELS 分析を行った。また、sp² 結合、sp³ 結合、非晶質成分をそれぞれグラファイト、ダイヤモンド、フラーレン (C₆₀) の測定結果を元に分離し、その比率を分析した。

表5 EELS分析の測定条件

分析装置	Perklin-Elmer 社製 PHI4300 走査型オージェ電子分光装置 Omicron 社製 EA125 静電半球型検出器
加速電圧	1.2kV
照射電流	40nA
ビーム径	φ8μm
分析面積	ビーム径に同じ
入射角	試料法線に対して 45°

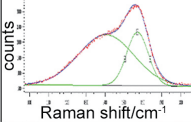
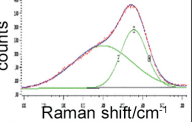
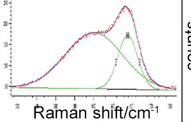
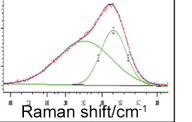
3 試験結果と考察

各成膜条件にて成膜した DLC 膜の分析結果と、膜厚、膜硬さ、成膜時の基板電流の値を表 6 に示す。基板電流は、成膜時にワークおよびワークのホルダーに流れる電流である。一般的に、成膜速度が速いほど電流値も大きくなる傾向があるため、成膜速度の目安となる。

次に、これらの値の相関性を確認するため、各項目の相関係数を計算した (表 7)。このうち、強い相関性がある項目の組み合わせ (相関係数の絶対値が 0.7 以上) について、グラフを図 4 に示す。

本実験より、ラマンパラメータは、基板電流値・膜硬さ・水素量 (ERDA 分析値)・sp³ 結合比 (EELS 分析値) に対して強い相関性が確認された。詳細に見ると、相関性が強いパラメータは、基板電流値に対しては、Id/Ig・G 中央波数・G 半値幅である。また、膜硬さに対しては、G 半値幅、水素量に対しては D 中央波数、sp³ 結合比に対しては D 半値幅である。相関係数が正の場合は正の相関、負の場合は負の相関を示す (図 5)。

表6 分析結果一覧表

成膜条件		STD	I	II	III
分析結果	基板電流(A)	1.50	0.80	2.50	1.00
	膜厚 (um)	4.00	3.88	4.48	2.24
	膜硬さ (GPa)	21.2	18.0	15.6	23.0
	ラマン分光法				
	Id/Ig	0.94	0.73	1.00	0.82
	Dcenter (cm ⁻¹)	1402	1398	1405	1406
	Gcenter (cm ⁻¹)	1570	1555	1579	1562
	D半値幅 (cm ⁻¹)	344	350	356	350
	G半値幅 (cm ⁻¹)	135	155	124	162
	Log (N/S)at G pos.	-0.46	-0.45	-0.51	-0.47
	RBS/ERDA				
	H含有量 (at%)	24.2	26.1	23.0	21.4
	EELS				
	sp ³ (%)	22.7	21.4	17.1	18.9
	sp ² (%)	22.2	14.7	24.9	30.2
	C ₆₀ (%)	55.1	63.9	58.0	50.9
	sp ² /(sp ² +sp ³)	0.49	0.41	0.59	0.62

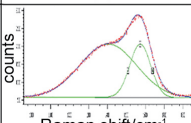
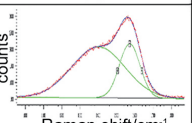
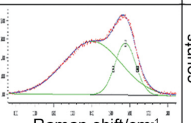
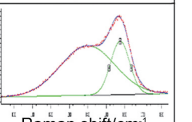
成膜条件		IV	V	VI	VII
分析結果	基板電流(A)	1.50	1.60	1.90	1.80
	膜厚 (um)	2.67	3.97	3.44	4.50
	膜硬さ (GPa)	16.9	15.5	17.4	15.7
	ラマン分光法				
	Id/Ig	1.00	0.96	1.04	0.93
	Dcenter (cm ⁻¹)	1403	1402	1403	1399
	Gcenter (cm ⁻¹)	1573	1572	1576	1575
	D半値幅 (cm ⁻¹)	350	346	354	344
	G半値幅 (cm ⁻¹)	130	132	126	120
	Log (N/S)at G pos.	-0.44	-0.52	-0.45	-0.38
	RBS/ERDA				
	H含有量 (at%)	22.2	24.1	22.9	25.2
	EELS				
	sp ³ (%)	17.1	23.3	18.9	20.6
	sp ² (%)	25.9	24.3	28.7	31.6
	C ₆₀ (%)	57.0	52.4	52.4	47.8
	sp ² /(sp ² +sp ³)	0.60	0.51	0.60	0.61

表7 各パラメータの相関係数一覧表

	膜厚 (um)	膜硬さ (GPa)	ラマン Id/Ig	ラマン Dcenter (cm ⁻¹)	ラマン Gcenter (cm ⁻¹)	ラマン D半値幅 (cm ⁻¹)	ラマン G半値幅 (cm ⁻¹)	ラマン Log(N/S) at G pos.	ERDA 水素量 at%	EELS sp ³ %	EELS sp ² %	EELS C ₆₀ (%)	EELS sp ² /(sp ² +sp ³)
基板電流 (A)	0.52	-0.59	0.82 ※図4-1	0.32	0.93 ※図4-2	0.40	-0.85 ※図4-3	-0.18	-0.18	-0.37	0.39	-0.24	0.51
膜厚 (um)		-0.60	0.14	-0.52	0.37	-0.17	-0.58	-0.02	0.71 ※図4-4	-0.37	-0.23	0.07	-0.32
膜硬さ (GPa)			-0.45	0.31	-0.55	-0.19	0.73 ※図4-5	0.01	-0.36	0.09	0.01	-0.05	-0.05
ラマン Id/Ig				0.47	0.94 ※図4-6	0.26	-0.83 ※図4-7	-0.13	-0.41	-0.41	0.49	-0.37	0.60
ラマン Dcenter (cm ⁻¹)					0.33	0.50	0.04	-0.51	-0.95 ※図4-8	-0.52	0.45	-0.24	0.62
ラマン Gcenter (cm ⁻¹)						0.18	-0.92 ※図4-9	-0.02	-0.26	-0.31	0.56	-0.45	0.63
ラマン D半値幅 (cm ⁻¹)							-0.03	-0.37	-0.46	-0.77 ※図4-10	0.01	0.35	0.32
ラマン G半値幅 (cm ⁻¹)								-0.15	-0.10	0.14	-0.35	0.31	-0.38
ラマン Log(N/S) at G pos.									0.26	-0.11	0.35	-0.32	0.24
ERDA 水素量 at%										0.63	-0.57	0.30	-0.73 ※図4-11
EELS sp ³ %											-0.37	-0.09	
EELS sp ² %												-0.90 ※図4-12	

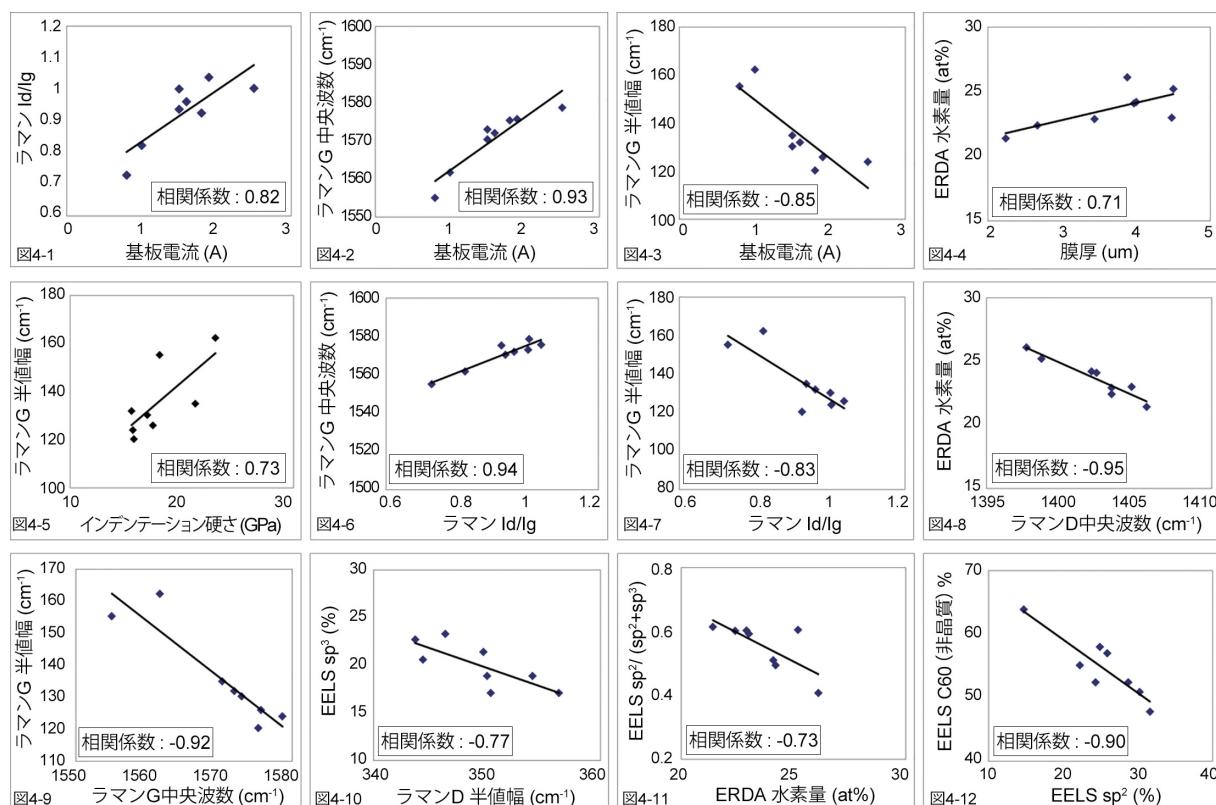


図4 相関係数が多いもの

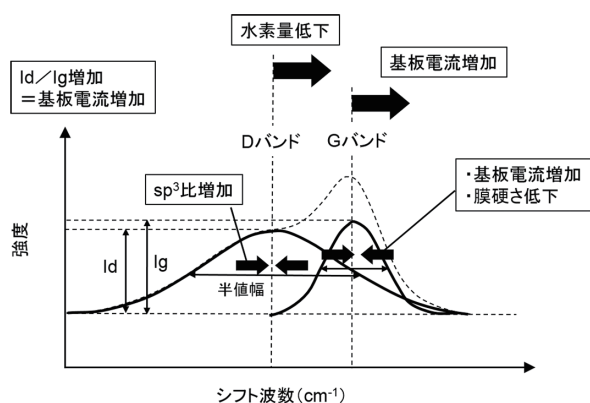


図5 ラマンパラメータ 相関図

また、EELS 分析（膜構造解析）値については、上述の通りラマンパラメータ（D 中央波数）に加え、 $\text{sp}^2/(\text{sp}^2+\text{sp}^3)$ も水素量に対して強い相関性が確認された。ただし、膜硬さとは直接の相関性が見られなかった。

sp^3 結合比と D 半値幅の相関性については、一般的な事象として報告されておらず、本実験において明らかとなった。ラマンスペクトルの D バンドは、前述の通り sp^2 結合の構造の欠陥や六因環構造に由来するものであり^[4]、D 半値幅の減少は構造の均一性（結晶性）を意味する。本実験により得られたデータは、 sp^3 と sp^2 の結合比が相互の結合状態や

結晶性に関係していることを示唆するものである。

また、一般的に sp^3 結合比が増加すると DLC 膜はダイヤモンドに近い結晶構造になり、逆に sp^2 結合比が増加するとグラファイトに近い結晶構造になることが知られている。よって、EELS 分析による sp^2 と sp^3 結合比の分析値は、膜硬さとの直接的な相関があると予想されたが、本実験においては相関性が低い結果となった。この理由として、各成膜品の結合比の分析結果は、50% 以上が非晶質成分であることから、膜硬さに対しては非晶質成分の構造が支配的になったためと推定した。

また、一般的に水素量が増加すると、炭素の充填率が減少するため、膜硬さは減少する傾向にあることが知られている。しかし本実験においては、膜硬さと水素量の相関性は低い結果となった。この理由として、各成膜品の ERDA 分析による水素量の分析値が 21.4 ~ 26.1% に分布しており、大差が無いことが影響したと考えられる。本実験は CVD 法による DLC 膜のみ分析していることから、例えば水素含有量の少ない PVD（Physical Vapor Deposition）法により成膜した DLC 膜もあわせて分析すれば、相関性が確認できると考えられる。

4 おわりに

DLC 膜の成膜因子とその膜特性について、主にラマン分光分析によるラマンパラメータに着眼して調査した結果、以下の知見を得た。

- 1) ラマンパラメータは、基板電流値、膜硬さ、水素量、 sp^3 結合比と相関性があった。
- 2) EELS 分析値（膜構造解析）は、ラマンパラメータの D 半値幅、水素量と相関性があった。ただし、膜硬さとは直接の相関性が見られなかった。

これらの分析手法を用いて膜特性を最適化し、オフロード用モトクロッサー（図 6）のピストンピン外周部（図 7）へ生産適用した。

本技術は、2016 年から累計で 5 万本以上、内製による生産実績をあげており、商品魅力向上に寄与している。



図6 オフロード用モトクロッサー

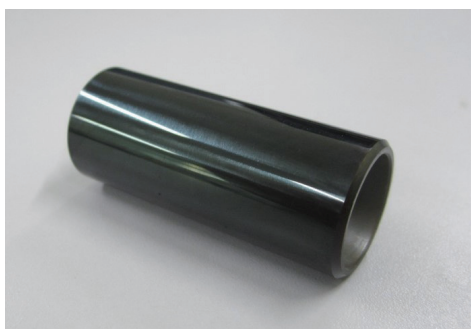


図7 DLC処理されたピストンピン

■参考文献

- [1] 寺山暢之, “PIGプラズマCVD法によるDLCコーティング技術”, J. Plasma Fusion Res. Vol.87, No.8 (2011) P548-555
- [2] 馬淵豊, “DLC膜の自動車部品への適用”, トライボロジスト 第58巻 第8号(2013) P557-565
- [3] 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 9(2012) P423
- [4] A. C. Ferrari and J. Robertson, “Interpretation of Raman spectra of disordered and amorphous carbon”, PHYSICAL REVIEW B Vol.61(20) (2000) P14 095
- [5] 長田実ら, “ラマン分光法による炭素材料の評価”, TANSO 2007 No.228 P174-184
- [6] 三浦健一, “ラマン分光法によるDLC膜中の水素濃度分析”, TRI Technical Sheet No.08003(2008)

■著者



土居 航介

Kosuke Doi

パワートレインユニット
コンポーネント統括部
材料技術部



村瀬 雄太

Yuta Murase

パワートレインユニット
コンポーネント統括部
材料技術部



杉浦 敏昭

Toshiaki Sugiura

パワートレインユニット
コンポーネント統括部
材料技術部

DiASil シリンダーに適合した ピストン樹脂コーティングの開発

Development of Piston Resin Coating Suitable for DiASil Cylinders

渡邊 慧太 佐藤 龍彦 青木 哲也 伊藤 文彦 栗田 洋敬

要旨

ピストン樹脂コーティングとは、固体潤滑剤を含む樹脂材料でピストンスカートを覆うことにより、シリンダーとの摩擦ロスを低減させる技術である。近年、一層高まる低燃費志向を背景に輸送機器業界での適用が拡大しており、当社でも重要な燃費向上手段として位置づけられている。エンジンの高効率化のため、当社独自技術である DiASil シリンダーに適合可能な樹脂コーティングを開発した。

Abstract

By covering the piston skirt with a resin material including solid lubricants, a piston resin coating technology acts to reduce friction losses with the cylinder. In recent years, increasing demands for greater fuel economy have led this technology to become more widely used in the automobile industry, and it has become an important tool for improving fuel economy at Yamaha Motor as well. In order to increase engine efficiency, we have developed a resin coating which can be used in DiASil cylinders, a Yamaha Motor proprietary technology.

1 はじめに

近年、各国の環境規制やエネルギー資源問題の観点から、輸送機器の低燃費化は業界全体における最重要課題である。内燃機関の低燃費化に向け、機械的損失低減に関わる技術開発が各社で盛んに行われ、中でもピストンスカートへの樹脂コーティング^[1]は、多くのメーカーで採用が進んでいる。一方、当社製品へのピストン樹脂コーティングの適用範囲は限定的であり、最も低燃費化へのニーズが高いコミュータービークル（以下、CV）では採用実績が無い。これは CV 系の多くが当社独自技術である DiASil シリンダーを採用しており、その適合に課題を抱えているためである。

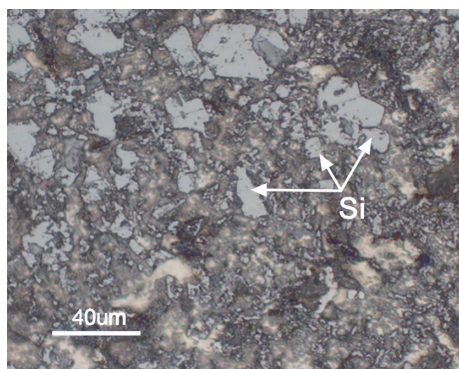


図1 DiASilシリンダーの金属組織

DiASil シリンダーは、高シリコン含有のオールアルミ製シリンダーである。他社で多く採用されている鋳鉄スリーブ内包式に比べ、重量や冷却性能等で大きな優位性をもつ。一方で、図1に示すように硬質なシリコンが多数晶出している

ことで、摺動相手であるピストンスカートへの攻撃性が高くなるという側面をもち、従来はピストンスカートに金属めっきを施すことで耐久性を担保させてきた。

このようなシビアな摺動環境下に汎用的な樹脂コーティングを晒した場合、図2に示すように摩耗および剥離が生じ、焼付きを引き起こす場合がある。焼付き防止や低燃費効果維持の観点から、DiASil シリンダーに適合するピストン樹脂コーティングには、従来の低フリクション効果に加え、高い耐久性が必須となる。

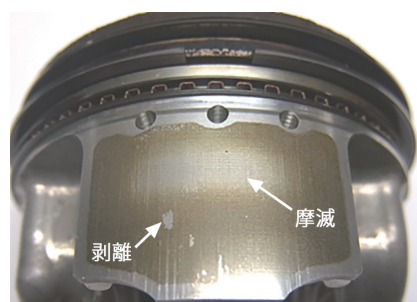


図2 汎用樹脂コーティング品のDiASilエンジン運転後外観

このような背景から、DiASil シリンダーに適合するべく、以下の特性を本開発の樹脂コーティングの狙いとした。

- (1) 低フリクションであること
- (2) 摩滅しないこと
- (3) 剥離しないこと

上記要件を満足させるため、インクだけでなく、下地処理および工法開発による多角的なアプローチを検討し、試行したため、その結果についてここに報告する。

2 高耐摩耗性インクの開発

2-1. インクの成分設計

通常のピストン樹脂コーティングは、ペースト状のインクをスカート面に塗布した後、200℃程度に加熱して、硬化させる。一般的なインクは、ポリアミドイミド樹脂（以下、PAI）のワニスに、二硫化モリブデンやグラファイトに代表される固体潤滑剤を顔料として添加している。本開発材は、固体潤滑剤に加え、複数種の硬質酸化物粒子を添加し、そして均一に分散させることで耐摩耗性の向上を狙った。図3に開発材の断面組織を示す。

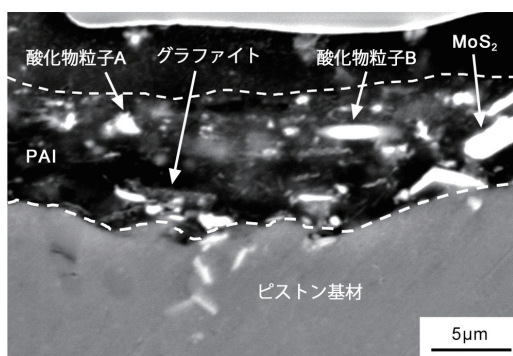


図3 開発材の断面組織

2-2. 実験方法

2-2-1. 摩擦係数測定

摩擦係数はリングオンディスク試験で評価した（図4左）。リング側にDiASil相当材、ディスク側にピストン材を用い、ディスク表面を金属めっきおよび前述の開発材でコーティングした。ディスクへのインク塗布は、スプレーコーティングにて実施した。金属めっきは約10μm、樹脂コーティングは15～20μmの厚さに調整した。オイルは二輪車エンジン用10W-30を用いた。リング回転速度を5000rpm一定とし、荷重を変化させた際の摩擦係数を測定し、ストライベック曲線として表した。

2-2-2. 耐摩耗性評価

耐摩耗性は高面圧下での試験が可能なピンオンディスク試験にて評価した（図4右）。DiASil相当材からピン形状の試験片を製作し、ディスクは前述の摩擦係数測定と同仕様のものを用いた。また仕様間の差異を明確にするため、摩耗が確実に進行する面圧に設定した。オイルはコスモピューサーフティー10を使用し、ピン回転速度は1500rpmとした。摩耗量はディスク表面の形状を測定し、摺動部と非摺動部との高低差から算出した。適時試験を中断し、試験時間と摩耗量の関係を記録した。

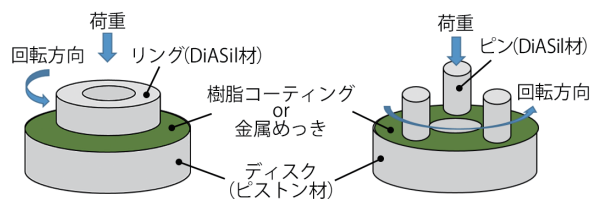


図4 リングオン/ピンオンディスク概略図

2-3. 結果

図5にリングオンディスク試験結果を示す。開発材は金属めっきと比較し、ピストン上下死点域の潤滑状態に当たる境界～混合潤滑域下で摩擦係数が低くなることが確認された。

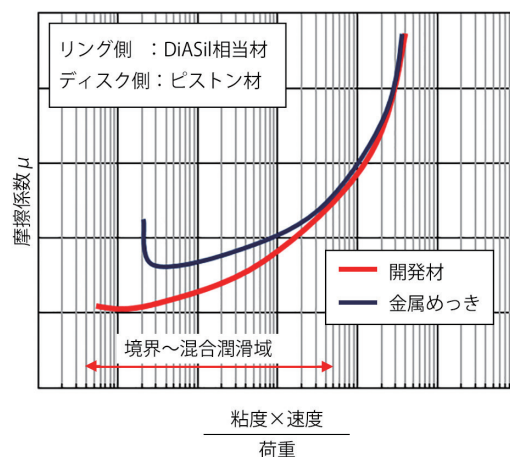


図5 リングオンディスク試験結果

図6にピンオンディスク試験の結果を示す。金属めっき品は、試験開始直後に焼付きが発生したため、その時点で試験終了とした。一方、開発材の摩耗速度は比較的緩やかであった。以上の結果から、開発材は従来の金属めっきよりも低摩擦でありながら、同等以上の耐摩耗性を有していると判断した。

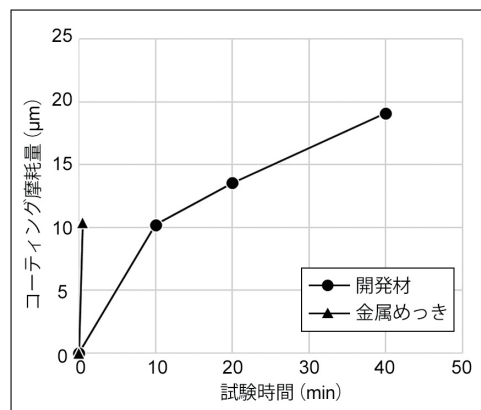


図6 ピンオンディスク試験結果

3 厚膜工法開発

3-1. 厚膜化の目的

DiASil シリンダー内での摺動環境が極めて過酷であることは前述のとおりである。したがって、本開発材においても幾ばくかの摩耗は不可避であると予想され、初期に十分な膜厚を与えておくことが、摩滅への対策として有効である。通常、樹脂コーティングの厚さは 5 ～ 10 μ m 程度であることが多いが、本開発では、より厚いコーティングを付与するための工法開発に取り組んだ。

3-2. 厚膜スクリーン印刷の良品条件開発

ピストンへの樹脂コーティングは、インクの歩留まりや曲面への印刷性等を勘案し、スクリーン印刷を用いることが一般的である。スクリーン印刷とは孔版印刷の一種で、電子基盤などの製造プロセスとしてエレクトロニクスの分野で広く普及している^[2]。使用するスクリーンには、ステンレス等のメッシュが張られており、非描画部を感光性の乳剤で覆うことで、所望の印刷パターンが付与されている（図 7）。このスクリーンの上にインクを投入し、スキージと呼ばれるヘラで掻き取りながら、被印刷物へインクを転写する。工法の概略を図 8 に示す。本開発では、印刷の試行を重ね、膜厚に影響を及ぼす印刷パラメーターを体系的に整理することで、厚膜印刷の良品条件を明らかにした。以下に今回調整した主要な印刷パラメーターを列挙する。

- ・インク粘度
- ・スキージ材質
- ・スクリーン仕様
- ・印圧
- ・版下クリアランス
- ・印刷速度

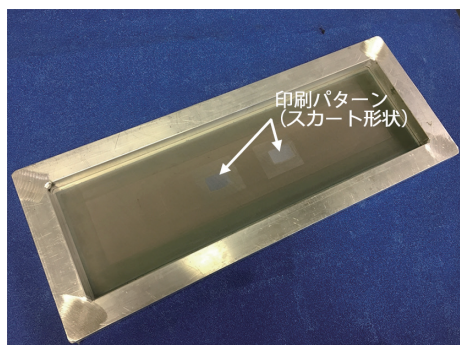


図7 スクリーン外観

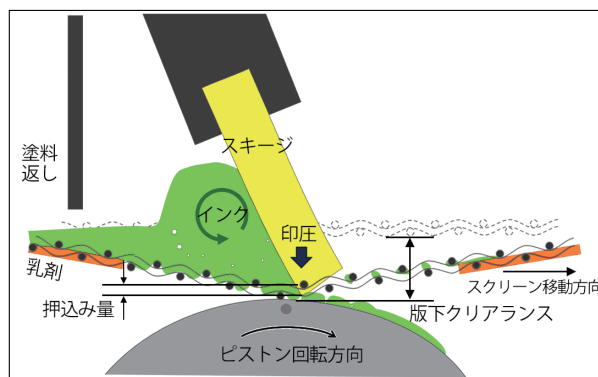


図8 スクリーン印刷概略図

3-3. 検証方法

ϕ 52.4mm のアルミ合金製ピストンを素材とし、インクは前述の開発材を用いた。また試作数は 100 個とし、狙い膜厚は一般的な樹脂コーティング厚さの 2 倍にあたる 20 μ m とした。事前に検討した条件下でスクリーン印刷を実施し、続けて 200 $^{\circ}$ C \times 30min で硬化させた後、室温まで冷却した。試作した 100 個のピストンの中から、試作順の 4 個ごと、合計 25 個を選定し、吸気側、排気側各スカートの面内 9 点をうず電流式膜厚計にて計測した（図 9）。

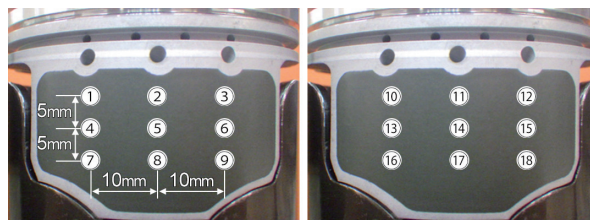


図9 膜厚測定位置(左:吸気側、右:排気側)

3-4. 結果

図 10 に膜厚測定結果を示す。グラフ横軸の測定位置は、図 9 中の数字に対応しており、各測定位置 25 個のデータから算出した最大値、最小値および平均値をプロットした。このグラフが示すように、狙い膜厚 20 μ m に対し、すべての測定結果が 15 ～ 22 μ m 内に収まっており、厚く均一なコーティングが達成できていた。

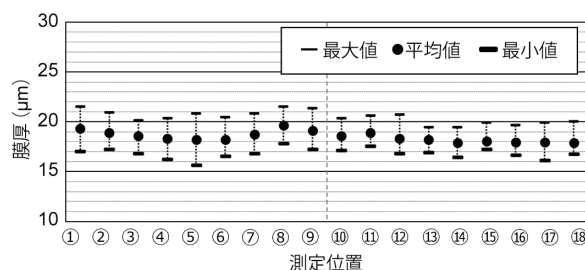


図10 膜厚測定結果

4 高密着下地処理の開発

4-1. 密着力向上の考え方

コーティングの密着力向上の手法として、基材粗面化による接触面積の増加が有効であることは広く知られている。しかしながら、ピストンにはリング溝やピストンピン孔など、平滑さを求められる部位も存在することから、この方案ではマスキング等で当該部位を保護する必要が生じてしまう。当然、この工程追加によるコストアップは不可避であり、CV モデル織り込みへの大きな足枷となる。そこで本開発では、粗面化以外の手法での密着力向上を試みた。

4-2. アルマイト処理

アルマイトとはアルミニウムの陽極酸化皮膜を指し、ポアと呼ばれる微細孔を有した六角柱セルが規則正しく配列した構造をとる（図 11）^[3]。このポアが、各種皮膜の浸入サイトになることで、密着力を高めるとされており、塗装、めっき、接着剤の下地処理として工業化されている^[3]。本ピストン樹脂コーティングにおいても、同様の効果を期待し、アルマイトを高密着下地処理の候補として選定し、評価した。なお吸着効果を最大化するために、ポア径がより大きくなる電解浴、処理条件を選択した。

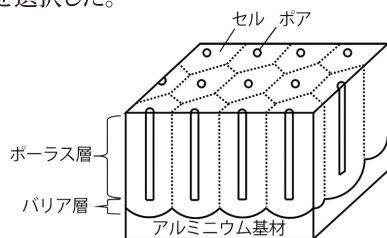


図11 アルマイトの構造(ケラーモデル)

4-3. 実験方法

4-3-1. 供試材試作方法

φ 52.4mm のアルミ合金製ピストンの機械加工完了品を素材とし、未処理（洗浄まま）、アルマイト処理、ショットブラスト処理（粗面化）の3種を試作した。それぞれのピストンスカートに、前述の開発材をスクリーン印刷にて塗布した後、200℃×30min で硬化させた。膜厚はすべて約 15μm に統一した。

4-3-2. 表面粗さ測定方法

コーティング印刷前のピストンスカートの粗さを、触針式表面粗さ測定機にて計測した。測定位置はスカート中央、測定方向はピストン上下方向とした。得られた粗さ曲線から算術平均粗さ Ra を算出した。

4-3-3. 密着力評価方法

樹脂コーティングの密着力はウォータージェット試験にて評価した。図 12 に示すように、ウォータージェット試験では、ポンプから圧送された高圧水がノズルから吐出され、その真下を回転したピストンが通過する。これにより、スカート面上をウォータージェットが走査する。噴射圧力を段階的に増加させ、樹脂コーティングの剥離が認められた圧力を密着力として定義した。

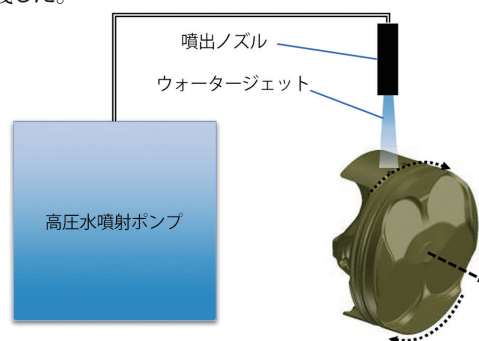


図12 ウォータージェット試験概略図

4-3-4. 密着界面の観察

樹脂コーティングの密着界面を、電界放出型走査電子顕微鏡（以下、FE-SEM）を用いて観察した。観察試料は、コーティングの厚さ方向に切断し、切断面を機械研磨およびイオンミリングを用いて鏡面に仕上げた。

4-4. 結果

(a) 未処理品、(b) アルマイト品および (c) ショットブラスト品の粗さ曲線を図 13 に示す。未処理品では、機械加工における規則的な山谷（条痕）が見られるのに対し、ショットブラスト品では、条痕が崩れるほど表面が荒れていることがわかる。一方、アルマイト品は、元々の条痕形状がほぼ維持されており、表 1 に示すとおり算出された Ra 値にも同様の傾向が認められた。

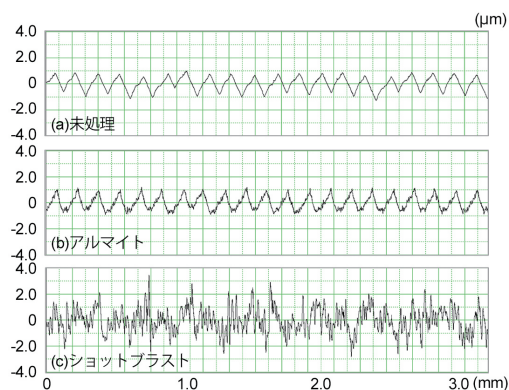


図13 各種処理品の粗さ曲線

表1 各種処理品の算術平均粗さRa

	(a) 未処理	(b) アルマイト	(c) ショットブラスト
Ra	0.41	0.43	0.77

図14はウォータージェット試験で得られた密着力の値を示している。アルマイトを施すことによって、樹脂コーティングの密着力は飛躍的に向上し、これはショットブラストの効果をも上回っていた。

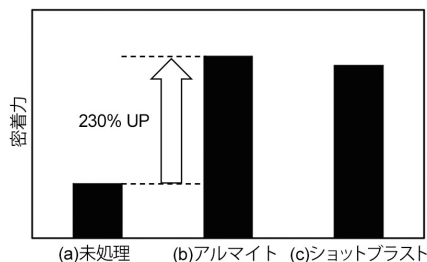


図14 ウォータージェット試験結果

樹脂コーティングの密着界面の観察結果を図15に示す。

この写真から、樹脂コーティングとアルマイトの界面には、明瞭な境界はなく、インクがアルマイトのポーラス層内に浸透していることが見える。つまり、ポアに浸入した樹脂がくさびとして作用し、アンカー効果を発現したことが、優れた密着力の起源であると考えられる。以上の結果から、アルマイト処理は本開発の狙いに合致した下地処理であると判断し、採用した。

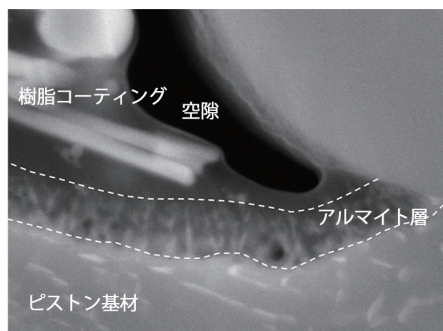


図15 界面のFE-SEM観察写真

5 ファイアリング評価

5-1. フリクションロス

5-1-1. 測定方法

本樹脂コーティングによるフリクションロス低減効果の測定には、図16に示す浮動ライナー装置を用いた。本装置はシリンダーブロックをライナー形状に加工し、ロードワッシャーと締結している。これにより、これまで困難であったアルミ合金製シリンダーでのファイアリング環境下におけるピストン/シリンダー間の摩擦力評価を可能とした^[5]。本報では、

樹脂コーティングピストンと金属めっきピストンを浮動ライナーで評価し、比較した。

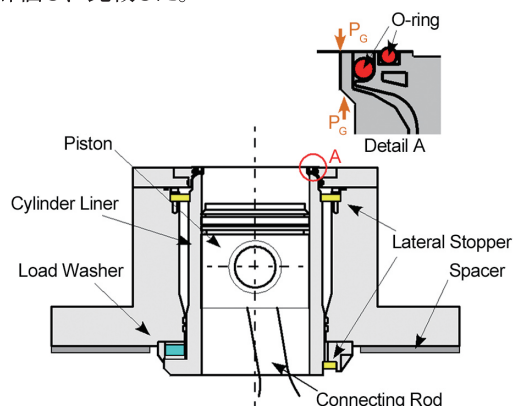


図16 浮動ライナー装置概略図

5-1-2. 結果

摩擦波形の例として3000rpm中開度域(BMEP = 500kPa)での結果を図17に示す。従来の金属めっきに対し、樹脂コーティングは上死点近傍の膨張行程初期で摩擦力が低減している。このことから、樹脂コーティングは油膜が切れやすい境界潤滑領域で、大きな効果を発揮することがわかる。この結果は、図5のリングオンディスク試験結果ともよく整合する。

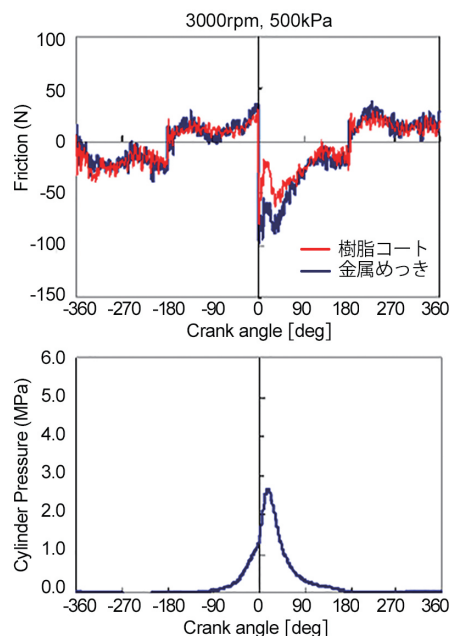


図17 浮動ライナー評価結果

5-2. 耐久性

5-2-1. ピストン仕様

φ52.4mmのピストンを素材とし、下地処理として前述のアルマイト処理を施した。その後、開発材をスクリーン印

刷にて塗布し、200℃×30minで硬化させた。膜厚測定の結果、平均膜厚が約19μm程度であることを事前に確認した。

5-2-2. 評価方法

DiASil シリンダーと開発ピストンを用いて、長時間のエンジン運転を行った。運転条件や時間は、図2に示した汎用樹脂コーティング評価時と同等とし、運転後の外観観察と電流式膜厚計での膜厚測定を実施した。膜厚測定はコーティング全面を対象とし、上下左右2mmピッチで計測した。

5-2-3. 評価結果

図18はエンジン運転後のピストンスカートの外観である。往復運動方向に沿った軽微な疵が見られるものの、コーティングの摩滅や剥離の様相は一切見られず、焼付きも生じていない。また膜厚測定の結果、摩耗量はわずかであり、依然として十分な厚さのコーティングが残存していることが確認された。この結果から、今回開発したピストン樹脂コーティングは、DiASil シリンダーへ適合するに十分な耐久性を有しているものと判断される。

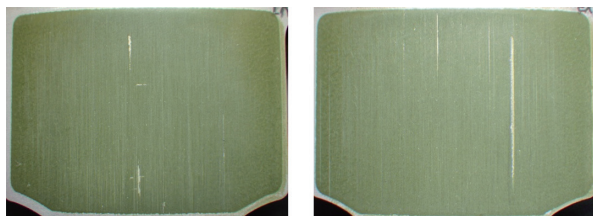


図18 エンジン運転後外観(左:吸気側、右:排気側)

6 おわりに

DiASil シリンダーに適する樹脂コーティングピストンの開発を進め、以下の成果を得た。

1. インクに複数種の硬質酸化物粒子を含有、分散させることにより、低フリクションかつ金属めっき同等以上の耐摩耗性を発現させた。
2. 大径ポアを有するアルマイト処理を施すことによって、基材表面を荒らすことなく、樹脂コーティングの密着力を飛躍的に向上させた。
3. スクリーン印刷の諸条件を最適化することにより、厚く均一なコーティングを可能にした。
4. ファイアリング環境下で、本開発樹脂コーティングピストンの低摩擦効果が認められた。

5. 本開発ピストンは、DiASil シリンダーのエンジン運転において、焼付きやコーティングの摩滅、剥離を呈することなく、十分な耐久性を有していることが確認された。

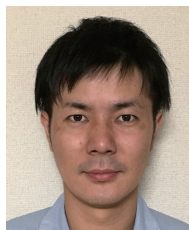
■謝辞

本開発にあたり多大なるご協力を頂きました株式会社川邑研究所、日本パーカライジング株式会社に深く感謝の意を表します。

■参考文献

- [1]Michael Schuetzら:Solid lubricant coatings for automotive engine pistons Proceedings of World Tribology Congress III(2005)
- [2]佐野 康:プリントエレクトロニクス 印刷学会出版部
- [3]F.Keller,M.S.Hunter,D.L.Robinson:J.Electrochem. Soc.,100,9,411(1953)
- [4]鶴飼ら:表面技術総覧めっき・陽極酸化編 広信社
- [5]伊藤 明美,岩崎 秀之,栗田 洋敬,佐藤 龍彦
高回転空冷エンジンのピストン摩擦係数測定に関する研究
2014自動車技術会前刷集 344-20145258

■著者



渡邊 慧太
Keita Watanabe
パワートレインユニット
コンポーネント統括部
材料技術部



佐藤 龍彦
Tatsuhiko Sato
パワートレインユニット
コンポーネント統括部
材料技術部



青木 哲也
Tetsuya Aoki
パワートレインユニット
コンポーネント統括部
生産技術部



伊藤 文彦
Fumihiko Ito
パワートレインユニット
コンポーネント統括部
生産技術部



栗田 洋敬
Hirotaka Kurita
先進技術本部
研究開発統括部
先進技術研究部

軽量アルミニウム製テーパーハンドルの開発

Development of Lightweight Aluminum Tapered Handlebars

奥田 裕也 鈴木 貴晴

要旨

7000 系アルミニウム合金の強度特性と延性を両立させ、ハンドルに必要とされる要求機能を得るために最適化した工程と生産技術を開発することで、軽量かつ操作性に優れるアルミニウム製テーパーハンドルを実現した。モーターサイクルにおけるハンドルの役割は、路面の状態を感知したり、ライダーの操舵意思を車両に伝えたりすることであり、ハンドルは操縦安定性に影響を与える部品のひとつである。製法は、鋼管を曲げるのが一般的だが、最近では、アルミニウム管を使用し、かつ断面形状を変えるハンドルを採用する機種もみられ、ハンドル軽量化のニーズは強い。本報では、軽量かつ高剛性、さらに外観の美しさで定評のあるアルミニウム製テーパーハンドルに着目し、二輪車、特にオフロードモデルやコンペティションモデルの使用環境に耐えるハンドルをさらに軽量化した事例を紹介する。このようにして開発したアルミニウム製テーパーハンドルは従来品（644g）よりも約 100g 軽量化し、2018 年より当社を代表するコンペティションモデルである YZ450F に採用されている。

Abstract

By leveraging both the strength and ductility properties of 7000 series aluminum alloy to develop optimized processes and manufacturing technology which obtains the functionality demanded of handlebars, Yamaha Motor has succeeded in creating aluminum tapered handlebars which are both lightweight and have excellent controllability. The role of handlebars in motorcycles is to provide feedback on the road surface and convey the rider's control inputs to the machine. Handlebars are thus one component which influences handling stability. Handlebars are typically produced by bending steel tubes, but handlebars made of aluminum tubes and with different cross-sections have recently appeared, with the demand for lighter handlebars also significantly increasing. Focusing on aluminum tapered handlebars, which have an established reputation for light weight, high rigidity, and an attractive appearance, this report showcases examples of further weight reductions in handlebars which can withstand demanding usage situations, particularly in off-road and competition motorcycle models. The handlebars developed using the methods described in this report weigh approximately 100g less than previous handlebars (which weighed 644g), and are featured on Yamaha's iconic YZ450F competition motorcycle from the 2018 model year onwards.

1

ハンドルの部品機能

モーターサイクルのハンドルは、ハンドルパイプとグリップから成り、ハンドルパイプはフロントサスペンションにハンドルクラウンを介して結合されている。ハンドルの全長はグリップの手の届きやすさ、操作のしやすさを考慮して決定され、ハンドルの太さは、ハンドルに負荷される力やグリップの内径寸法により決定される。また、ハンドルにはアクセルやブレーキレバー、クラッチレバーやスイッチユニットといった操作系部品が集中して配置されるため、外径形状が変化しないほうが部品の組み付けが容易である。

一方、二輪車が走行する路面は平坦な路面ばかりではな



図1 YZ450Fに採用されている軽量アルミニウム製テーパーハンドル

く、荒れた路面や大きな起伏をもった路面もある。そんなときハンドルはライダーの体を支える役割も果たしており、路面から激しい振動がサスペンションに伝わったときは、振動を減衰させる特性も必要である。そして万が一の転倒時には、ハンドルがすぐに折れずに曲がる特性も求められる。したがって、ハンドルは一律に強度、剛性を高めるというよりは、適度な強度と剛性のバランスを狙って作り込んできた部品である。

ハンドルの強度や剛性のバランスをとる手段として、ストレート管を曲げて製造したハンドルの中央付近をブレースで連結したハンドルがある。ブレースによりハンドルの変形が規制されるため、ハンドルの曲げ剛性を高めることができる。しかし、部品点数が増えたり、組み立て工数が増えたりすること、ブレースが他の部品と干渉しないようにスペースを確保しなければいけないという課題もあった。もうひとつの手段として、ストレート管をあらかじめ先端に向かうにつれて外径が細くなるように加工しておき、その後に曲げ加工して製造するテーパーハンドルがある。この方法によると、中央部と端部で断面二次モーメントを比較的自在に変えることができるようになり、設計の自由度が高くなる。また、ハンドル単体で強度や剛性のバランスをとることができるため、ブレースが不要になり、部品点数も減って、軽量化と省スペース化に繋げることができる(図2)。当社のコンペティションモデルにおけるそれぞれのタイプの採用実績を振り返ってみると、2005年モデルまではブレース付きアルミニウムハンドルを採用しており、その後2006年モデル以降では、アルミニウム製テーパーハンドルを採用している。そこで、我々はアルミニウム製テーパーハンドルに注目し、ハンドルの強度や剛性のバランスを確保しつつ、さらに軽量化して操縦安定性を確保する可能性を探った。



図2 採用されたアルミニウム製テーパーハンドルのテーパー部分拡大

2 断面係数を可変にする工法

ハンドルのように直径が20-30mmで長さが約800mmの金属管の断面形状を変化させるには、以下に挙げる2つの工法が代表的である。ひとつは金属管の外径側を叩きながら逐次変形させて、外径を小さく肉厚を厚くしていくスウェーjingと呼ばれる工法である。スウェーjingは鋼管、アルミニウム管を問わず成型が可能であり、輸送機器部品から日用品まで広く使われている。もうひとつの工法は、スウェーjingとは逆の原理になるが、金型の中に金属管を置き、内径側から高压の水でふくらませて、外径を大きく肉厚を薄くしていくハイドロフォームと呼ばれる工法である。ハイドロフォームは、金型にあらかじめ掘り込んだ形状に金属管を転写していくため、加工が可能であれば外径形状には制約がない。さらに場所によって丸型から角型に変化させることも可能である。そのため輸送機器の足回り部品など、それぞれの場所で最適な断面形状を要求される部品に採用されている。当社でもコンペティションモデルのリヤアームに採用している事例がある(図3)。

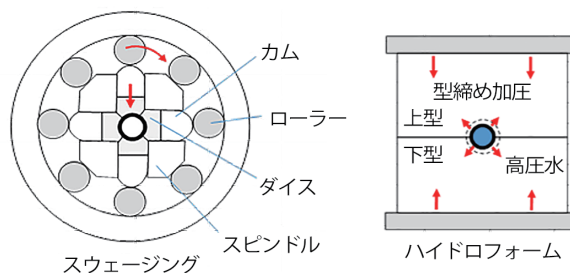


図3 断面係数を可変にする工法

モーターサイクルのハンドルにはアクセルやクラッチ、ブレーキといった操作系部品が取り付けられる。上下分割になったホルダーを2本のボルトで締め付けて固定する方法が採用されているため、部品を取り付ける部分の外径形状は丸型が好ましい。そのため工法開発にあたり、表1に示すようにそれぞれの工法が持つ特徴を比較し、外径形状、肉厚などの設計自由度と、加工速度や設備用件などの生産性を考慮して、スウェーjingを選択している。それ以外にも、アルミニウム製テーパーハンドルを製造する過程でスウェーjingが持つ利点は、分割されたダイスが回転しながら素材を叩くため、外径側の材料がより塑性加工され、機械的性質が向上する点、順次叩きながら全長を伸ばすことができるのでパイプ加工の素材歩留まりも上がり、切粉も発生しない点などがある。以上のことからスウェーjingはアルミニウム製テーパーハンドルの製造に適している工法と判断でき

る。しかし、スウェーピングはハイドロフォームとは対照的に、外径側および内径側の形状自由度は低い。外径形状は丸型が好ましいが内径形状は丸型に限定されない自在な形状が求められることもある。それを解決する方法としてスウェーピング加工時に心金を用いて内径にセレーション溝を付けたり、肉厚を徐変させたりする検討を行った（図4）。この方法と端面からの機械加工を組み合わせることで、内径側の形状をほぼ自在に製造することが可能になり、それぞれの場所で最適な断面形状を実現することができるようになった（図5）。

表1 スウェーピングとハイドロフォームの工法の比較

分野	特長	スウェーピング	ハイドロフォーム
設計自由度	加工分の肉厚	厚くなる	薄くなる
	外径形状	丸型	制約は無い
	内径形状	丸型 → 自在	略外径形状
生産性	加工速度	500mm / 分	2分 / ショット
	金型	汎用金型	線用金型
	副資材	なし	高圧水、シール

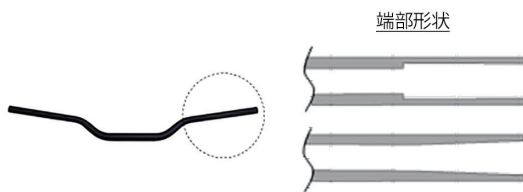


図4 スウェーピングで製造可能なハンドル端部の形状例

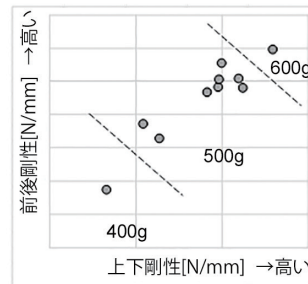


図5 心金を用いたスウェーピングで試作したハンドル端部の形状

3 ハンドル断面形状の開発

ハンドルの軽量化を達成するにあたり、まず取り組んだのがハンドル外径と肉厚分布の決定である。ハンドル中央部は、ハンドルステムを介してハンドルクラウンと締結されるため、ハンドルステムに取り付け可能な寸法として外径はφ 28.6mm、またグリップ部の外径はφ 22.2mm が標準サイズとなっている。そのため、事前に実施した強度解析結果から、ハンドルとしての強度を確保できる素管肉厚を3.0-4.0mmと見積もり、曲げ部、曲げ部とグリップ部間、グリップ部の肉厚を変化させた試作品を作成し、静的曲げ剛性の評価を行った。試験速度は50mm/min、負荷方向は車両の前後方向と上下方向、ジグとハンドルの接触する部分には

潤滑油を塗って試験を行っている。試験方法と結果を図6に示す。前後方向と上下方向の剛性の関係は、上下方向の剛性のほうが前後方向よりも約25%高く、素管肉厚に依存して、ほぼ直線状にプロットすることができる。最も剛性の低いものはハンドル重量が500gを下回り、最も剛性の高いものは600gを上回っているが、ほとんどはハンドル重量が500-600gの範囲に分布している。この中から剛性対重量の比率が比較的大きなものを抽出していき、最終的にハンドル中央部肉厚は3.2mmに決定した。肉厚が薄くなることで軽量化は可能だが、断面二次モーメントは小さくなるため剛性が低下し、操縦安定性が変化することが懸念された。そこで静的曲げ時の歪の分布を調べ、（図7）歪量の大きな部分の肉厚を厚くすることで、変形量を抑えることとした。



測定方法

図6 静的曲げ剛性の評価結果とハンドル重量

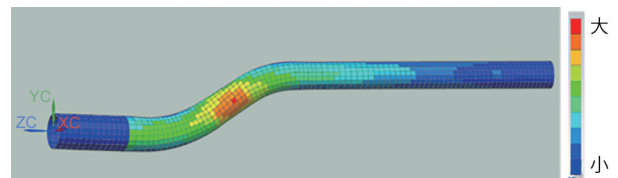


図7 静曲げ時の歪の分布

次に肉厚分布と操縦安定性の関係を調べるため、曲げ部とグリップ部間、グリップ部の肉厚を変えたハンドルを準備し、操縦安定性評価を行った。結果を図8に示す。

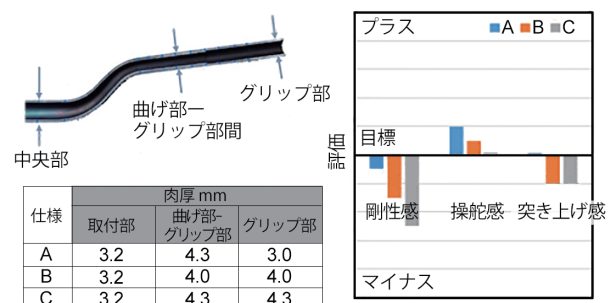


図8 ライダーによる操縦安定性評価

図8に示した評価結果の各項目は、それぞれ以下を表している。

- ・ 剛性感 - ライダーが与えた負荷に対して適度な変位が得られているか
- ・ 操舵感 - 車両を傾けるときや保持するときを感じる重さ
- ・ 突き上げ感 - グリップ部の振動の挙動

結果は、曲げ部とグリップ部間の肉厚が4.3mmと厚く、グリップ部の肉厚が3.0mmと薄い仕様Aが、最もバランス良く高い評点を得ていることが分かる。仕様Aの操舵感や突き上げ感の向上は、グリップ部が薄肉になったことで軽量化し、慣性マスが小さくなり、減衰が早くなったことが理由と考えられる。一方で、剛性感は仕様Aと仕様Cで曲げ部とグリップ部間までの肉厚は同じであるものの、評点には差がある。そこで、操縦安定性評価時の挙動を再検証するため、高速で繰り返し負荷を与えて荷重と変位の関係を調べた。その動的剛性評価結果を図9に示す。

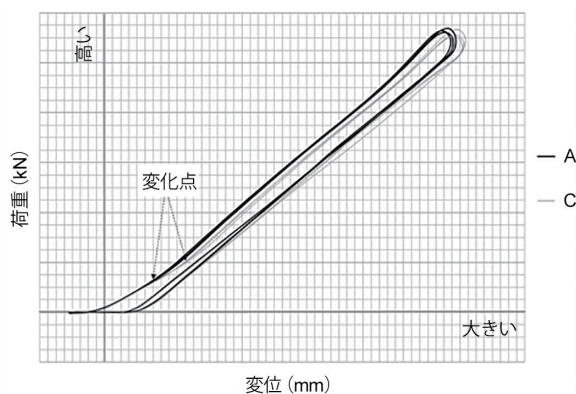


図9 前後方向での動的剛性評価結果

試験速度は1000mm/min、負荷方向は車両の前後方向で負荷は5回連続して与えた。その結果、ハンドルの変形挙動にヒステリシスが存在することが明らかになった。試験速度が大きいほどヒステリシスの面積は大きくなり、剛性の変化点が生じる。剛性の変化点が発生する荷重が小さいと感知しにくい、比較的大きな荷重域で発生すると、剛性が変化したことを認識し、違和感を覚えるものと考えられる。

この結果から、実際に乗車時に発生しているハンドルの挙動には、変位速度依存性があり、ハンドルのグリップ部の自重もその挙動に影響を与えることが示唆される。グリップ部はハンドル取り付け部から遠く、ハンドルのグリップ部の自重を小さくすることは、慣性モーメントを小さくすることにつながる。ここでハンドルのグリップ部の重量を w 、ハンドル全体の重量を W とした場合、 $w \leq 0.12W$ となるものは操縦安定性が良好な結果が得られることが整理できた。

4 アルミニウム材質の選定

構造材として用いられるアルミニウム合金は各種あるが、高強度かつ高延性、さらに加工性も良くアルマイトも可能な特性を有する合金となると選択肢は限られ、熱処理型合金の2000、7000系から選択することになる。これらの合金は航空機の胴体や翼の材料として開発され、今でも広く採用されており、一部は二輪車の車体構造部材として実績がある。7000系合金は使用状態によって応力腐食割れの懸念がある。応力腐食割れとは腐食環境下で引張応力が同時に作用すると粒界が優先的に破壊する現象であり、合金成分だけでなく、金属組織も影響因子のひとつである。応力腐食割れ感受性を低下させる添加元素としてはZr、Cu、Mn、Znなどが知られており、これらの添加元素によって強度や耐応力腐食割れ性を向上させたA7050をベースに結晶粒微細化によりさらに優れた特性を有する開発合金を採用した。

5 熱処理工程の選定

アルミニウム製テーパーハンドルの製造工程の比較を図10に示す。ハンドルは、押出材を引抜加工してからスウェーピング加工し、その後、曲げ加工を行った後に熱処理をして強度を発現させている。スウェーピング加工や曲げ加工時には、素材は高い加工度で塑性加工される。したがって縮管しやすさ、曲げやすさを考慮して加工前に都度、焼鈍を行うのが一般的である。さらに、強度を発現させるための熱処理も溶体化処理と時効処理から成っており、曲げ加工が完了した後に行えば、製品の変形や、変形した製品を矯正する工程の追加も必要になる。そこで、材料から表面処理に至るまで各製造工程における熱履歴の整理を行い、ハンドルに求められる機械的性質と寸法精度が確保できる工程と熱処理条件の組み合わせを設定し、量産性の検証を行った。

その結果、曲げ加工前に行っていた焼鈍工程を廃止して、溶体化処理後、定めた時間内に曲げ加工を完了させることで、従来工程と同等以上の曲げ加工性が確保できることを見出した。さらに詳細に調べてみると、この工程で製造した場合、曲げ工程における扁平率が従来工程より小さくなることも明らかになった。この知見により、従来工程では、ハンドルを曲げた後に溶体化していたために、矯正工程が必要であったが、これも不要となり、工程全体で熱処理時間の短縮と製品の寸法精度向上に寄与している。熱処理時間の短縮は製造時のエネルギー削減にも効果がある。

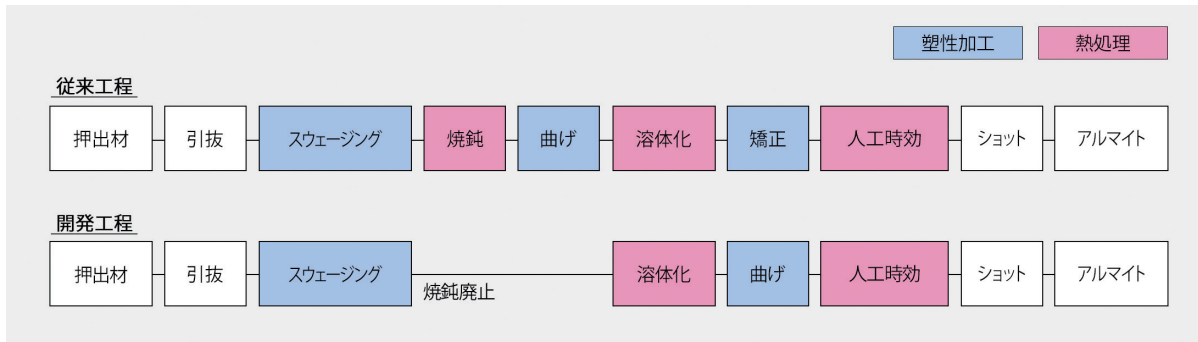


図10 最適化した熱処理の工程

6 熱処理工程の違いが曲げ加工性に及ぼす影響

溶体化処理後と焼鈍後の材料が曲げ加工性に及ぼす影響を整理するため、それぞれの応力歪線図を示す（図11）。

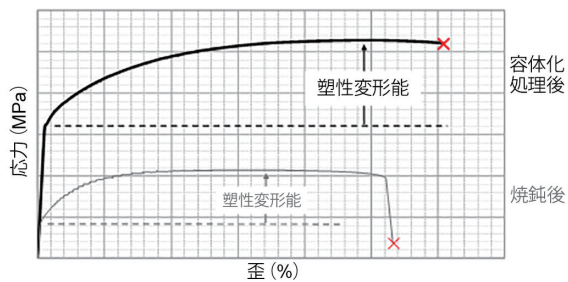


図11 熱処理の違いにおける応力歪線図

溶体化処理後の機械的性質は焼鈍後よりも全体に高い値を示すものの、延性は溶体化処理後のほうが大きく、引張強さから0.2%耐力を引いた塑性変形能は溶体化処理後のほうが大きい。金属材料は、曲げ加工中に加工硬化しているが、溶体化処理後のほうが同じ歪み量でも強度上昇が著しく加工硬化係数が高い。加工硬化係数は n 値と呼ばれ、成形性の良否を表すパラメーターのひとつである。 n 値の高い材料は、加工中に加工硬化し、加工時の歪みが局所集中しにくい性質があるため、加工範囲が全体にわたり均一に変形しながら加工される。ハンドルの曲げ加工の場合は加工中のアルミニウム管の扁平精度が向上し、曲げ外周R側への歪集中が抑制される。したがって従来工程を上回る曲げ加工性と従来工程を下回る扁平率が確保できていると考えられる。確認のため、各工程における断面金属組織と導電率の比較を行った（図12、13）。焼鈍後は溶体化処理後よりも導電率が高く、金属間化合物の粗大析出が進んだ状態と判断できる。溶体化処理後の金属組織は粒界が明確に観察できないが結晶粒径には粗大化がみられず、導電率も低いことから金属間化合物が過飽和に固溶している状態であると判断できる。この結果からも開発した工程では曲げ加工時に金属間化合物が粗大析出しておらず、破壊の起点となるサイズの金属間化合物が少ないために溶体化処理後のほうが延性が高いことが裏付けられた。

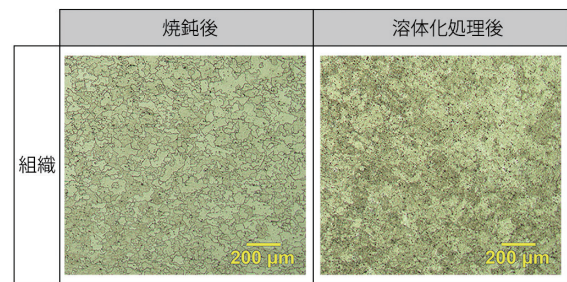


図12 熱処理の違いにおける断面金属組織

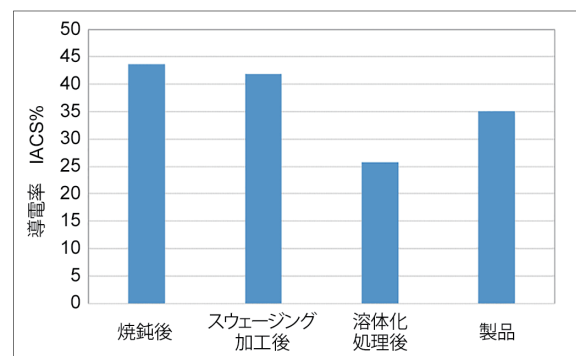


図13 工程における導電率の変化

7 おわりに

モーターサイクルの操縦安定性を向上させるため、ハンドルのさらなる軽量化に取り組み、従来モデルと比較して17%軽量で高い強度と剛性をバランスするハンドルの量産化が可能になった。本技術は、高強度のアルミニウム合金を使い断面を変化させつつ適用する技術であり、ハンドルに限らず7000系合金を加工、熱処理する部品に広く適用可能であることから、今後の輸送機器部品の軽量化に役立つものと考え

られる。今回の開発ではライダーが感じる挙動を台上試験で再現することを試み、解明を進めることで、取り付け部の断面二次モーメントとグリップ部の重量には相関性があることを明らかにした。一般的に肉厚を薄くすることで断面二次モーメントは小さくなり、部材の剛性は低下する傾向にあるが、変形時の挙動を詳細に解析することでライダーを不安にさせない剛性感、操舵感を有し、突き上げ感の少ないハンドルを実現することができた。二輪車の開発においては、操縦安定性などに代表される官能評価結果を分析し、規則性を探していくことは重要であり、今後もこの知見を部品の軽量化開発に生かしていく予定である。このハンドルを搭載した機種である YZ450F は、ライダーが運転していて疲労が少ないとの評判も得ており、このハンドルが搭載されたモーターサイクルの商品魅力向上にも貢献することができた。

■著者



奥田 裕也

Yuya Okuda
モビリティ技術本部
MS統括部
MS開発部



鈴木 貴晴

Takaharu Suzuki
パワートレインユニット
コンポーネント統括部
材料技術部

リゾート施設における低速モビリティの利用調査と自動運転サービスデザイン

User Survey and Automated Driving Service Design for Low-Speed Mobility in Resort Facilities

荒木 幸代 藤井 北斗 見米 清隆 渡辺 仁

要旨

ヤマハ発動機では、Public Personal Mobility(以下、PPM)の研究開発を行っている。PPMとはランドカーをベースにした複数の低速自動運転車両とそれらを集中制御する管制サーバーによって構成されており、公共交通でありながら相乗りを前提とせず、パーソナルな使い方ができるヤマハ独自のMobility-as-a-Service(以下、MaaS)を実現するシステムである。将来的には、高齢者、子連れなどを含む一般のユーザを対象とした、数キロ四方程度の広さの市街地やリゾートなどでの移動サービスの実現を目指している。

本稿では、リゾートにおける自動運転のサービスシステムを開発する目的で、300台近くのランドカーを活用しているカヌチャリゾートを実証フィールドとし、リゾート内移動サービスの顧客価値を分析した。ランドカーの使われ方から、自動化とシェアリングにより稼働率などの様々な課題が解決できる可能性が見えた。また、顧客価値分析の結果からPPMのサービスモデルの仮説を導出し、管制サーバーにオンデマンド型のサービスを実装している。サービスシステムのフロントエンドであるサービスアプリのデザインを一つの具体的な成果として紹介する。

Abstract

Yamaha Motor is working on research and development of the Public Personal Mobility (PPM) system. The PPM system consists of multiple low-speed automated driving vehicles based on land cars and the control servers for centralized fleet management. Though it is available for public transportation usage, it provides comfortable personal rides without sharing a vehicle, while also realizing a unique Mobility-as-a-Service by Yamaha. The future aim is to provide mobility services for the public covering a radius of several kilometers in urban areas or resorts, such as for the elderly and people with children.

This paper examines field surveys and customer value in mobility services within Kanucha Resort in Okinawa, where nearly 300 land cars are utilized, with the aim of developing automated driving service systems for use within resorts. Possible solutions to a range of issues - such as the usage methods of land cars and operation rates through automation and car sharing - have come into view. In addition, PPM service model hypotheses have been drawn up based on the results of analysis of customer value, and an on-demand type service has been installed on the control servers. This paper introduces the design of the service app, the service system front end, as one specific outcome from the field surveys.

1 はじめに

近年、自動運転やコネクテッドなど次世代先進技術の開発が進んでいる。また、先進国の高齢化率上昇、シェアリングエコノミーの台頭などから自動運転に対する期待やニーズも高まっている。

ヤマハ発動機(以下、当社)では電磁誘導式の自動運転ゴルフカーを1996年より発売している^[1]。近年、ゴルフカー(以下、ゴルフ場以外での活用のためランドカーと表記する)は生活圏内の短距離移動手段ーワンマイルモビリティとして注目を集めている。

当社はランドカーによる移動を社会実装できるよう、数々の実証実験への参加協力を行ってきた。2002年のオランダ国

際花博会場内シャトルサービス、2013年の千葉県柏の葉におけるオンデマンド型水平エレベータサービス^[2]、2014年の岩手県大槌町でのシャトル運行などがあげられる。これらの取り組みや関係各位の調整が実を結び、2014年には公道走行用の改良を加えたランドカーについて、電動小型低速車両としてナンバー取得が認められた。これによりランドカーの公道走行が可能となった。

そして2016年には、公道における国内初の電磁誘導式自動運転の実証実験が石川県輪島市で開始された^[3]。続く2017年には経済産業省の端末交通システム実証事業^[4]、国土交通省の中山間地域における道の駅等を拠点とした自動運転サービス事業に参加協力している^[5]。

また、新しい自動運転システムであるVGL(Virtual Guide Line)^[6]の開発も進めている。電磁誘導式自動運転は道路に電磁誘導線やマグネットを埋設する必要があるが、VGLは路面の特徴量により自車位置同定を行うためインフラ工事が不要である。今後、VGLの開発が進み実用化できればインストール先に合わせて電磁誘導式と相補的に自動運転技術を組み合わせることも可能となる。

これらの技術や車両は低速に着目したものであり、一般的な自動車の自動運転とは適用先が大きく異なる。低速であることの一番の価値は歩行者と共存できることである。ランドカーの最高速は20km/h未満であるが、自動運転する場合は8km/h前後での運用が多く、電動車いすの最高速6km/h、一般的な歩行速度4km/hとの混合が受容される速度である。リゾート地、公園、住宅街、繁華街、景勝地などは自動車の進入をなるべく敬遠したい場所であり、ランドカーであれば歩行者の近くを走行しても低速なので威圧感を与えず接触のリスクも抑えられる。

上記のような利用シーンと車両特性を前提に置くと、低速で時間あたりの移動距離が制限されることから、数キロ四方程度の限定地域での運用が適当である。また、自動運転で短距離の移動であれば個人が車両を所有する必要性は低く、その地域内でのシェアリングが理に適っている。

このような展望をふまえ、当社では複数の低速自動走行車両を管制サーバーによりオンデマンドで配車できる「移動サービスシステム」を開発している。

一般的な自動運転では、高度なシステム技術、社会全体のインフラ整備、法律など社会制度の変革、ユーザの心理的受容性への配慮、など、大きな課題が山積している。しかし、低速で限定地域内での運用であれば上記課題を解決し、実装できる可能性が高く、どのようなサービスデザインにするべきかという課題に焦点化できる。そこで、適用候補先の一つであるリゾート施設の移動ニーズを調査し、顧客にとって最適な価値を提供することができる自動運転サービスデザインを検討した。

2 調査概要

2-1. 調査場所

今回は沖縄県本島北部の名護市にある株式会社カヌチャベイリゾート(以下、カヌチャ)にて2017年7月に調査を行った。

カヌチャの敷地面積は約80万坪で東京ディズニーランド5個分の広さである。ホテルエリアの外周は約3kmで敷地内に9つの宿泊棟(調査当時:ホテル295室、コンドミニアム150

室)が点在している。敷地内の移動手段はレンタルカート(有料、ランドカー)、周回トロリーバス(無料、15~20分間隔)、自動車(ホテルエリアの一部とビーチへの道路は進入禁止、制限時速20km)、または徒歩である。

敷地内は坂が多いこともありレンタルカートの利用が盛んである。レンタルカートは275台あるが8月、12月の繁忙期は足りなくなることもしばしばあるという。レンタルカートは5人乗りガソリンモデルで運転には普通自動車免許が必要である。場内の安全のため、最高速が10km/h程度になるようリミッターがかけられている。同様に方向指示器、ヘッドランプが付けられている。

広大な敷地、広い客室、自然豊かなロケーションなどから小さな子供連れのゲストも多く、レンタルカートの移動もアトラクションの一つとして楽しまれている。

レンタルカートによる施設内の移動はゲストの内発的動機に基づいて行われており、時刻、出発地、目的地はゲストによって決定されている。このことからオンデマンド型低速移動サービスのニーズ把握に最適である。

2-2. レンタルカートの現状の課題

調査にあたり、レンタルカートの課題について事前にヒアリングを行った。

カートのレンタルはホテルフロント、レンタカー受付の両方で行われているが、多くの場合チェックインの際にフロントで手配される。フロントからレンタカースタッフに連絡し、レンタカースタッフまたはベルスタッフが車寄せに配車する。レンタカー事務所は車寄せ向かい30mほどの場所に位置する。

現状どのような課題があるかをレンタカースタッフ1名、ホテルスタッフ5名にヒアリングした。その結果、表1に示す課題があげられた。

表1 レンタルカートの課題

項目	内容
(1)台数	・ 繁忙期はカートが足りない ・ 各施設の駐車場が足りない
(2)間違い	・ ゲスト同士の車両の乗り間違い ・ 返却、連絡をせずカートを乗り捨て
(3)運転	・ 普通自動車免許がなく乗りたくても運転できない場合がある
(4)レンタル手続き	・ 混雑時はホテルフロントからレンタカー事務所に電話がつかまらない
(5)車両	・ 雨よけがないので雨天時は使えない ・ デザインがリゾートらしくない

これらの課題のうち、自動運転システムを導入することで解決が期待できそうな「(1)台数」に関する課題に着目して調査を行った。

カヌチャの1日あたりの宿泊者数は年間平均では約600人であるが、8月の繁忙期は1000人程度に達する。この時期はレンタルのキャンセル待ちが出るほど台数が逼迫する。12月はイルミネーションイベントが行われ外来者の時間貸しレンタル希望者が増えるので、この時期もカート台数が足りなくなる。要望に合わせてカート台数を徐々に増やしているが、それにより各施設の駐車場が足りなくなる課題も生まれている。

ヒアリングで得られたこれらの課題を解決するために、時間帯やカートごとの利用実態を調査し、移動ニーズを把握することで、自動運転技術の活用によってゲストに最適な移動手段を提供することができるサービスシステムを検討することとした。

2-3. 調査方法

カヌチャ内のレンタルカート(図1)23台にGPS計測器(業務用3G/GPSトラッカー、GISupply TR-3131J)(図2)を取り付け、走行軌跡をトラッキングした。



図1 レンタルカート



図2 GPS計測器(前席下に設置)

3 調査結果と考察

3-1. 宿泊者数とカート貸出台数

調査期間中の宿泊者数とカート貸出台数のグラフを図3に示す。期間中の7/15～17が三連休(土日月)、7/22が土曜日である。7/11、15、16、22の宿泊者数が多く、7/17～20の宿泊者数が少ない。宿泊者数とカート貸出台数、データ取得数

とを勘案して、宿泊者、カート貸出台数の両方が多い7/16を繁忙日とした。調査期間全体と繁忙日に注目して移動ニーズを解析する。

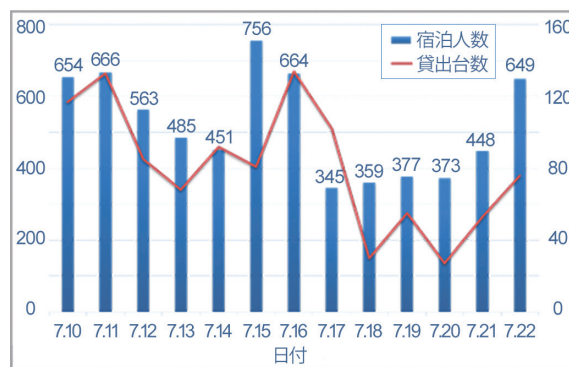


図3 宿泊者数とカート貸出台数

3-2. 時間帯ごとの移動

時間帯別の移動需要を把握するため、時間帯ごとの乗車回数を図4に示す。

施設内の移動は朝昼夜の食事への移動、ビーチレジャーなどアクティビティ実施場所への往復が一般的である。移動ピーク時間帯は午前9時である。翌日の宿泊者数が減っていることから、チェックアウトのための移動が加わり午前9時の移動が多かったのだと推測できる。

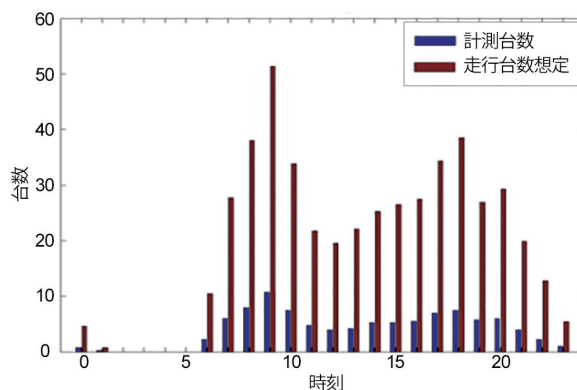


図4 時間帯ごとの乗車回数(繁忙日)

3-3. 時間帯ごとのカート走行距離

先述のとおり自動運転サービスを想定した場合、シェアリングになることが見込まれるため、車両が専有される時間も把握したい。ピーク需要の大きさ、必要台数の参考とするため時間帯ごとの利用回数と走行距離についてまとめた。カートの速度は時速10kmに制限されているので、走行距離が同じであれば、走行時間(車両専有時間)はほぼ同じとみなせる。

時間帯ごとのカート走行距離を図5に示す。グラフの色の違いは車両の違いを表している。乗車回数とは異なり、繁忙日のピークは午後7時である。このことから朝の時間帯の移動は1回の移動あたりの距離が短いケースが多いこと、夕方の時間帯の移動は1回の移動あたりの距離が長いケースが多いことがうかがえる。また、車両によるばらつきが大きいことが見てとれる。

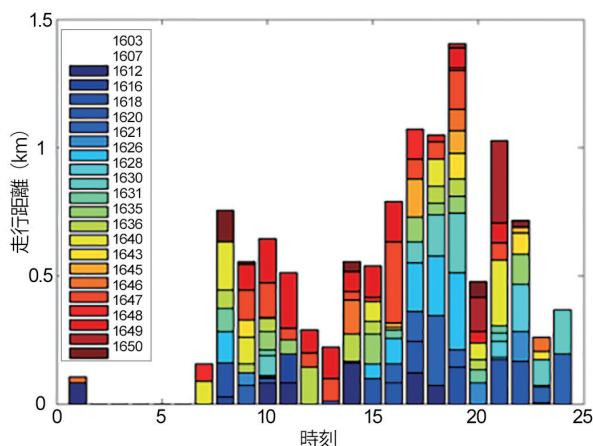


図5 時間帯ごとの走行距離(繁忙日)

午前中はアクティビティや食事への移動のため必要距離のみの走行になっているが、夕方はアクティビティ終了後に部屋に戻るだけでなく、施設内を周回してドライブを楽しむ移動が加わるため走行距離が伸びる傾向がみられる。ドライブ以外にも、家族連れがアクティビティの際に分かれて移動する例も多く、それぞれの行き先への移動が繰り返されるため、必要な移動だけでも走行距離が伸びる。

3-4. 1乗車あたりのカート走行時間

前項のグラフを見ると車両によって、1乗車あたりの走行距離にばらつきがあることが分かった。調査期間全体の1乗車あたりのカート乗車時間について度数分布を図6に示す。

1乗車あたり30秒～1分30秒が最頻値であり、4分30秒以内の移動が全体の76%を占める。また、絶対数は少ないが10分以上乗車するユーザも存在する。

最頻値の1分の移動の場合、移動距離は約166mとなる。宿泊棟アゼリアからクラブハウス、宿泊棟ノースウイングからレストラン棟がそれぞれ約200mなので、食事移動など目的に応じた移動が多くを占めていると思われる。

3分以内の移動の場合、移動距離は約500mとなる。フロントからビーチ入り口が約500mなので時季柄この地点間の移動が多かったと推測される。

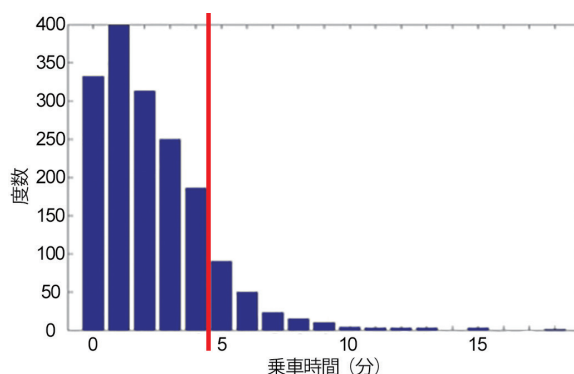


図6 1乗車あたりのカート走行時間度数分布

3-5. カート走行時間と稼働率

前項から1台あたりの実際の走行時間はあまり長くないことが予想される。調査期間全体の日ごとのカート走行時間稼働率(1日あたりの実走行時間の割合)を図7に示す。

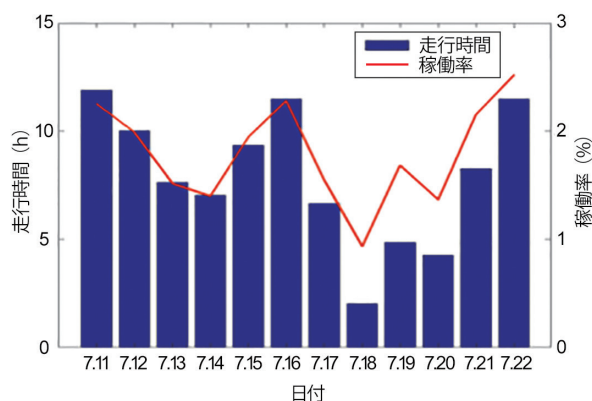


図7 カート走行時間と稼働率

調査期間内のカートの平均稼働率は1.8%である。一般に家用車の稼働率は4%前後とされるのでその半分程度である。カートは自動車と違ってある限定されたエリアで利用され、低速で走行距離も短くなるためこのような差が生まれていると思われる。

表1にカートの課題としてあげたとおり、繁忙期はカート台数が不足するので、稼働率を向上させられれば解決につながる。

3-6. 移動タイプの違いによるセグメンテーション

これまでの結果から、多くのユーザは行動目的に応じて移動していることが分かった。しかし、スタッフへのヒアリングや現地での観察から、カートをアトラクションのように楽しんで運転しているユーザセグメントが存在することがうかがえる。

ユーザによるカートの利用の仕方の違いを見るため、調査期間全体の車両別1日あたりの走行距離を度数分布で表したものを図8に示す。

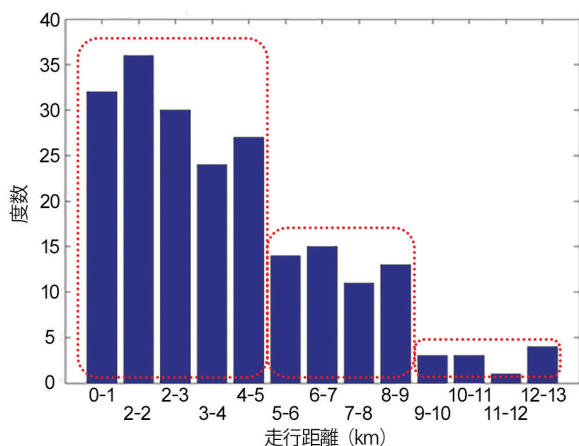


図8 1日あたりの走行距離度数分布

調査期間全体の走行距離平均は約7kmである。大別すると1日の走行距離が短い、「ライト利用(5km未満)」が約70%、走行距離が中程度の「ミドル利用(5~9km)」が約25%、走行距離が長い「ヘビー利用(9~13km)」が約5%、の3グループに分かれる。

さらに走行距離内の発車回数を把握するため、調査期間全体の1日あたりの発車回数度数分布を図9に示す。発車回数は1日あたり0回から31回まで分布している。全体の平均は16.5回で最頻値は6回である。

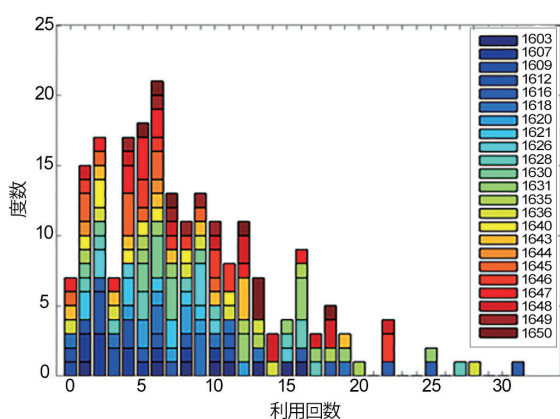


図9 1日あたりの発車回数度数分布

1日の走行距離、発車回数をカート活用度とし、活用度の違いから3つのグループに分類した結果を表2に示す。

表2 カート活用度による分類

カート活用度	1日あたり走行距離	1日あたり発車回数
ライト	5km 未満	10 回未満
ミドル	5~9km	10~19 回
ヘビー	9km 以上	20 回以上

1日の走行距離と発車回数の2要素について検討するため、1日あたりの走行距離と発車回数について散布図に表した(図10)。

走行距離と発車回数はほぼ相関するが、一部そこからはずれている値がみられる。活用度に応じて、ライト、ミドル、ヘビーの3つのグループに分類したが、これはユーザの分類ではなく利用した車両の移動の分類であることに注意されたい。宿泊棟の位置、ゲストの滞在目的(外でアクティブに過ごすか、部屋でのんびりとくつろぐか、など)、カート運転への積極性などの要因が加わって走行距離、発車回数の差が生まれている。今回の解析ではそこを分離できておらず、ある限定エリアでの移動ニーズをマクロに把握することに留まっている。

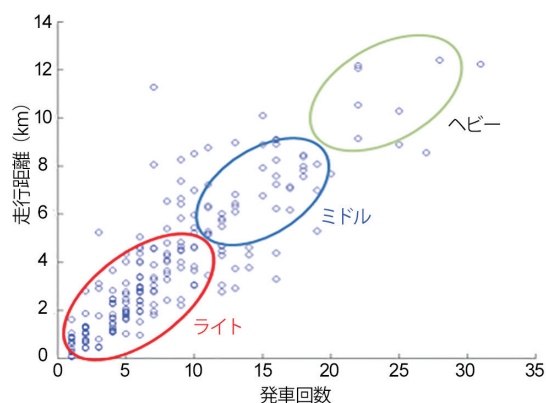


図10 1日あたりの走行距離と発車回数

それをふまえると、カート活用度の低いライト利用グループは目的に応じた移動、カート活用度の高いヘビー利用グループはカートの運転をエンジョイしている移動と推測できる。ミドル利用グループは両者が混在した移動だといえる。また、そこから外れた値についてはユーザインタビューで得られた情報とあわせて以下のように推測する。

ミドルと同程度の発車回数で相対的に走行距離が長い群は1乗車あたりの走行距離が長いといえる。これはカートの運転を楽しんでいるが、外に観光に出かけているなどして施設内の滞在時間が少なかった利用タイプだと推測する。インタビューでカートの運転が好きでそのためにカヌチャを選んだ、と答えたゲストは夫婦、カップルの割合が高く身軽でアクティ

ブな人が多かった。施設外の観光を楽しみ、滞在中の比較的短い時間内でカートを楽しんだ場合、このような移動タイプになることが推測される。

対して、ミドルと同程度の発車回数で走行距離が短い群は1乗車あたりの走行距離が短いといえる。これは家族が二手に分かれ、ドライバーが何度も送迎を繰り返したからだと推測する。

このように同じようなレンタル形態で利用していても、カートの利用の仕方は大きく異なる。これらの利用実態に合わせてサービスデザインをすれば利用者の満足度向上に寄与できる。また、これら利用者以外にも免許や料金が障壁となってカートをレンタルしていないゲストも全体の60~70%程度存在する。それらのレンタルカートにとっての新規ユーザも取り込めるようなサービスデザインが求められる。

4 利用効率化による必要台数試算

ここまでの結果から、レンタル方式だけでは車両を十分に活用できていないことが分かった。ヘビー利用層に対しては、これまでどおりレンタル方式が望ましいが、ライト、ミドル利用層についてはシェアリング方式を採用することでカートの稼働率を向上させ、台数不足を解消できる可能性がある。さらに、自動運転にすることにより、免許を保持していない人も利用ができるようになるだけでなく、運転から解放されることによる付加価値の向上も期待できる。そこで、ライト、ミドル利用層の移動を自動運転シェアリング方式で代替した場合の試算をすることとした。試算参照データとして、施設内の各所の駐車台数から求めた1時間ごとの移動台数を図11に示す。また、地点をプロットした施設内マップを図12に示す。

この日に駐車場で捕捉できた総台数は154台で全保有台数の56%である。繁忙期のピークには全保有台数275台の車両が図6、図11と同様の使われ方で移動すると仮定し試算を行った。

前述のとおり、4分30秒以上の移動はヘビーユーザ向けのレンタル方式とし、4分30秒未満を自動運転シェアリング方式で代替するサービス構成を考える。図11より、移動台数のピークは12時台であり、ピーク時には98台が移動している。図6の比率が適用できると考え、24台はレンタル方式とし、残りの75台分の移動を自動運転シェアリングに置き換える。75台の移動時間と乗降に必要な2分/回の総計は284分となるため、これを何台かの自動運転車両で賄うことを考える。

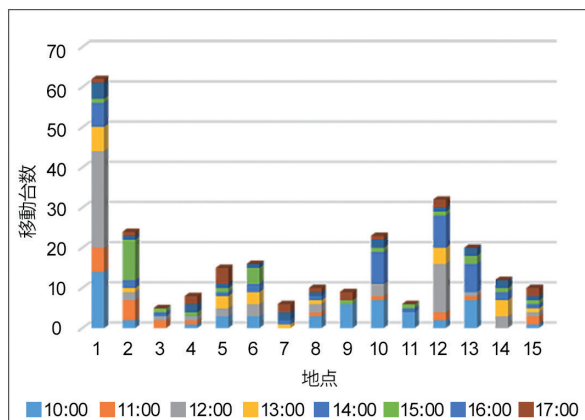


図11 駐車場移動台数



図12 駐車場地点マップ

自動運転車両の稼働率を10%とすると1台1時間で6分のデマンドを賄える。その場合、ピーク時は48台の自動運転車両が必要となり、レンタル方式の24台と合わせて72台のカートがあれば、繁忙期のピーク需要に対応可能であることが分かる。75回のデマンドを48台で捌くことになるので、待ち時間は、最大でも1回分の配車を待つだけとなり、数分程度と考えられる。

このサービスデザインであればレンタル方式も残すことにより、カートをアトラクションとして楽しむゲストの満足度も維持できる。ただし、これは現状のレンタルカートの移動需要に基づいた試算であり、自動運転により免許がないなどの理由でカートを使用していなかった層も利用できるようになると、必要台数は増える可能性がある。

5 サービスモデルへの仮説

ここまでの知見をふまえ、関係者らでユースケースのアイデア出しを行った。その結果、49のユースケースが得られた。図13にユースケース例を示す。



図13 カヌチャ向けユースケース例

それらのユースケースについて、ユーザ行動のどの段階を支援しているのかについて分析した。まずはNormanの行為の7段階モデル^[7]を下敷きとし、「目標設定」、「行為の選択」、「実行」の3段階に分類した。「実行」に関してはどの提供価値に寄与しているかを明らかにするため、FKE バリューモデル^[8]を参考に「Useful(Fundamental Value)」、「Knowledge Value」、「Emotional Value」とさらに分類し、3段階5区分とした(表3)。

表3 行為モデル3段階5区分

目標 設定	行為の 選択	実行		
		Useful	Knowledge Value	Emotional Value

この行為モデルで分類すると、目的に応じた移動のユースケースは「実行－Useful」に寄与する。これは移動サービス全般に共通した価値である。

それに対してリゾートサービスモデルとして特徴的といえるのは「目標設定」「行為の選択」に寄与するユースケースである。リゾートゲストは滞在中の詳細な行動計画なしで、現地に到着してから何ができるのかを調べ、何をしようか検討する人が多い。そのため、その行動を決定したり、具体的な計画を立てたりするために必要な情報、選択肢の提示が必要とされている。目標設定に寄与するユースケースはユーザの行動設計につながる。ユーザはリゾートではゆったり過ごしたいと要望しているので、施設側のサービスキャパシティに応じて行動のタイミングを調整すれば混雑を回避できて満足度が向上することが考えられる。施設側にとっても移動サービスを通じてレベニューマネジメントができるというメリットがある。

また、リゾート来訪の理由はリフレッシュや思い出づくりであることが多いため「実行－Emotional Value」に対応するユースケースが多くみられた。短距離短時間乗車がメインで、長距離大量輸送の移動手段に対して利便性の価値が相対的に低い低速自動運転モビリティでは「実行－Emotional Value」は重要な提供価値となる。

6 サービスアプリデザイン

前章の仮説から、リゾート向けの自動運転サービスモデルのユーザ向けスマートフォンアプリデザインをユーザ行動設計に寄与できるものにするよう検討した。通常の配車アプリのように行き先の指定を求めるのではなく、やりたいこと、施設内でできることを検索しながら行動、行き先の決定につなげられるユーザインタフェースが望ましいと考えた。図14にカヌチャ向けに開発したアプリのユーザインタフェース(以下、UI)を示す。

図に示すように、地図をベースに目的地を指定するのではなく、アクティビティやショップといったユーザの行為目標候補を提示して目的地を選ぶことができる。このやり方はマーケティングデータの蓄積にも役に立つ。地図上で行き先設定すると、同じ場所に複数の施設(レストラン、プールなど)がある場合、ユーザの目的は把握できないが、行動目的から行き先を指定することでユーザが何を求めて移動したのかが分かり、それに基づいたサービス設計や情報提供、経営分析が可能になる。



図14 スマートフォンアプリUI

7 まとめ

本調査を通じてリゾートにおけるカート利用について以下のことが明らかになった。

- ・ カート利用の走行時間、発車回数はばらつきがあり、ライト、ミドル、ヘビーの3つに区分できる。
- ・ カート利用の76%は4分30秒以内の移動である。
- ・ カート稼働率は1.8%である。
- ・ ライト、ミドルユースを自動運転で代替した場合、現状の26%の台数でデマンドにこたえられる。

以上の結果から、ユーザの利用状況、本質的なニーズを把握し、そのうえで本サービスが目指す提供価値を効果的に利用できるようUIを検討することができた。低速自動運転モビリティサービスは、運行エリアがローカルに限定されるため、エリア内でとりうるアクティビティも行き先も限定される。目的地の選択肢が限定されていることを暗に表現し、地図ではなく視覚的イメージから行き先を決定できる今回のサービスアプリデザインは、低速自動運転で移動する価値、リゾート滞在体験の価値に寄与するものとなる。

ランドカーは低速、小型、オープンな車体、短い航続距離、と今までのモビリティの目指す、より速く、より堅牢にという物差しには沿うところの少ない乗り物である。しかし、歩行者と共存するという新たな観点から見れば、他にはない多数の利点が生まれる移動手段となる。それに自動運転技術を加えた低速自動運転モビリティの利点を引き出すためには、モノだけではなくサービスを中心に考え、そのサービスを実現するために車両をどのようにマネジメントするかということが重要である。

■謝辞

本調査にあたり株式会社カヌチャベイリゾート瑞慶山氏、田中氏、大城氏ほかカヌチャベイリゾートスタッフの方々に多大なご協力を頂いたことに深謝する。

ご指導を頂いた明治大学戸谷教授、調査、計測で共に汗を流した産総研小林氏、丹野氏、宇佐美氏、松本氏、富田氏に感謝の意を表する。

■参考文献

- [1]ヤマハ発動機ホームページ「ゴルフカー電磁誘導式とは」
<https://www.yamaha-motor.co.jp/golfcar/landcar/about-landcar/self-driving.html>
- [2]JETI2018 Vol166 No.10: 低速自動走行車両による移動サービスシステム技術紹介
- [3]輪島市エコカート: <http://wajimacci.or.jp/ecocart/>
- [4]経済産業省: スマートモビリティシステム研究開発・実証事業: https://www.aist.go.jp/aist_j/news/pr20170627.html
- [5]国土交通省: 中山間地域における道の駅等を拠点とした自動運転サービス実証実験: <http://www.mlit.go.jp/road/ITS/j-html/automated-driving-FOT/index.html>
- [6]ヤマハ発動機技術報告2017: 低速自動走行車両による移動サービスシステム技術紹介 (2017)
- [7]Norman, D.A. The Psychology of Everyday Things. Basic Books. (1988)

- [8]戸谷圭子, A model for measuring service co-created value (2015)

■著者



荒木 幸代

Sachiyo Araki
モビリティ技術本部
EM開発統括部

見米 清隆

Kiyotaka Mikome
モビリティ技術本部
EM開発統括部

藤井 北斗

Hokuto Fujii
モビリティ技術本部
EM開発統括部

渡辺 仁

Hitoshi Watanabe
モビリティ技術本部
EM開発統括部

Study on appropriate cooling systems according to output of motor for small EV's

Tsukasa Shimizu Jin Itou Hideki Shirazawa Yasuyuki Muramatsu

当論文は、SAE 2017-32-0079 / JSAE 2017-9079として、SETC2017(Small Engine Technology Conference)にて発表されたものです。

Reprinted with permission Copyright © 2017SAE Japan and Copyright © 2017SAE International.

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

要旨

小型EVにとって、小型軽量モータは非常に重要であり、出力に応じて適切な電動コンポーネント冷却方式(液冷、空冷)を選定することは必須となる。

液冷を選定する場合、液冷システムの体積、重量も考慮する必要がある、上記システムを含んだ状態でも小型軽量化が可能となる出力の切り替わり点があると考えた。

概算した結果、10kW以上の出力域で液冷を適応することにより重量低減可能であることがわかった。

本研究では、モータと冷却システム両方を含んだ状態での体積・重量に着目し、モータ出力ごとに適切な冷却方式の明確化を試みた。

Abstract

It is important to make small and light weight motor for small EV.

It is necessary to select appropriate cooling system (liquid cool or air cool) according to motor output. We thought that there is a threshold output that makes the volume smaller and the weight lighter including the liquid cooling system.

As a result of the rough calculation, it was found that the weight can be reduced by adopting the liquid cooling for at about 10kW or more.

In this study we focused on motor and cooling system volume and weight and tried to clarify appropriate cooling system according to motor output.

1

INTRODUCTION

In recent years, the development of electric vehicles (EV) has been actively pursued in response to environmental issues such as the reduction of carbon dioxide emissions. It is also thought that electric drive technology will be increasingly applied to motorcycles in the future.

However, as motorcycles generally have less space available and are light-weight, there is a requirement for a reduction in the size and weight particularly of the high-level EV components and overall systems used.

The means used for reducing the size and weight of the motor include higher motor rotation, adoption of flat wire, and improvements in cooling efficiency. However, in this paper, we intend to focus mainly on cooling

methods. The output of compact personal mobility such as motorcycles ranges from several kW to several tens of kW.

When converting them to electric vehicles, it is necessary to select the appropriate cooling method according to a model's output level.

To date, there have been many research reports on the size and weight reduction of motors and cooling methods^[1], but few reports that focus on the appropriate cooling method (air- or water-cooling options) depending on a model's output level.

Fig.1 plots output/voltage/cooling method of YMC and other manufacturer motors which are adopted for EV or HEV.

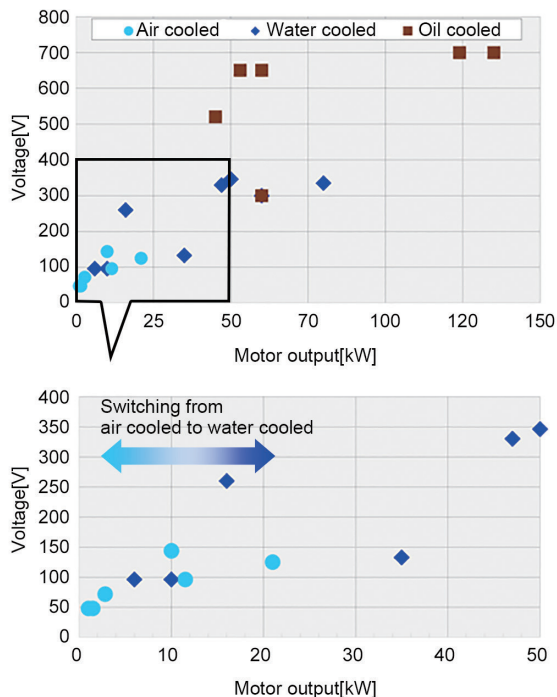


Fig. 1 Output/Voltage/Cooling method of Electric Motor

From Fig 1, it can be seen that switching from air cooled to water cooled is performed with a motor output of about 10 kW.

In this paper, with a focus on the motor, we derived output that makes it possible to reduce the volume and weight of the motor even if it includes a water-cooling system (radiator, pump, etc).

2

TEST RESULT OF AIR-COOLED MOTOR DESIGNED FOR ELECTRIC MOTORCYCLES

To date, Yamaha Motor has continued to promote the development and commercialization of electric motorcycles.

Even though the output of its commercialized model is only in the 1kW class, development is also in progress for more high-powered options in the future (Fig. 2).

First, in this session, we will explain the motor structure which is the basis of the air-cooled and water-cooled motor of this study.



Fig. 2 Prototype Model (2015 Tokyo Motor Show)

2-1. Basic Structure of Motor

The key components of an electric motor using permanent magnets are a component with a coil wound on an iron core called a stator, and a rotating component called a rotor that has a magnet fitted to an iron core.

Current is supplied to the coil of the stator to create a rotating magnetic field, and the rotor receives the rotating magnetic field and rotates to create the shaft output.

In order to use a compact high-efficiency motor which prevents the magnet scattering at high RPM, an Interior Permanent Magnet Synchronous Motor (IPMSM) was adopted for this study.

A requirement for downsizing an air-cooled motor designed for a motorcycle is achieving both durability and cooling performance.

In order to ensure durability, it is necessary to seal the interior of the motor room with a case.

In order to cool the coil held inside, a structure was adopted that the iron core with the coil wound on it is shrink-fitted to the aluminum case and cooled by using the outside air.

The motor is including concentrated winding, flat wiring, and a divided iron core to achieve downsizing.

We selected a form of inserting the wound wire toothed part into the outer diameter portion of the stator iron

core, which achieved a reliable pressurized fitting on an aluminum case and ensured a narrow air gap with the rotor. (Fig.3, Fig.4)

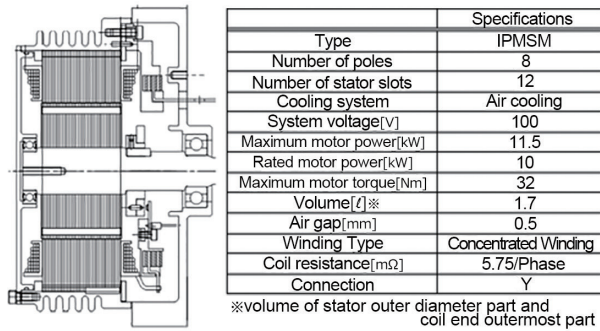


Fig. 3 Drawing of Motor Assembly and its Specifications



Fig. 4 Structure of Divided Core

The measuring devices used for this motor are shown below (Fig. 5).

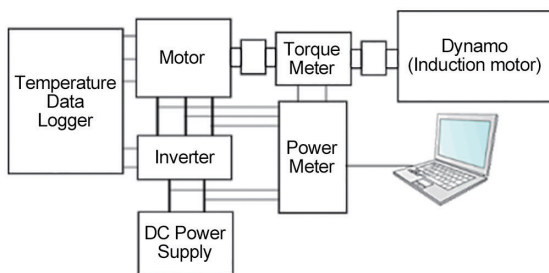


Fig. 5 Motor Test System

The graph below shows the torque characteristics for this motor (Fig. 6).

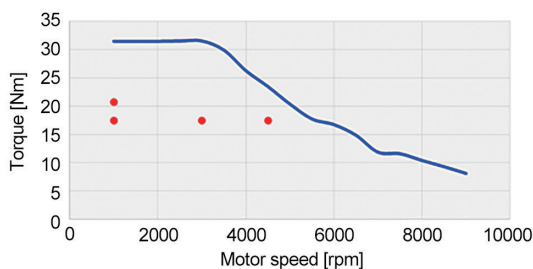


Fig. 6 Torque Characteristics

At the red points shown in Fig6, continuous operation for 60 minutes was carried out to measure the temperature of each material in the stator. The thermal resistance toward the outside air was then calculated from the obtained results.

The thermal resistance was calculated assuming that heat radiated only in the direction of the cooling fins.

In actual fact, although heat radiation works not only in the direction of the cooling fins, from a systematic calculation perspective, the above was used as the basis for consideration. The validity of this approach will be explained later.

In terms of copper loss, the calculation was carried out using the resistance value calculated from the temperature of the coil at end of the 60-minutes of operation.

With respect to the stator iron loss, from the motor loss measured by the power meter, mechanical loss measured beforehand by the rotor without magnet inserted, and the loss of magnet and the rotor core derived by analysis were deducted, and the result is adopted as the basis of our thermal resistance calculations.

The below data shows the temperature rise during air cooling based on a wind speed of 6m/s and a motor current of 130 Ap & 1000 RPM. (Fig.7)

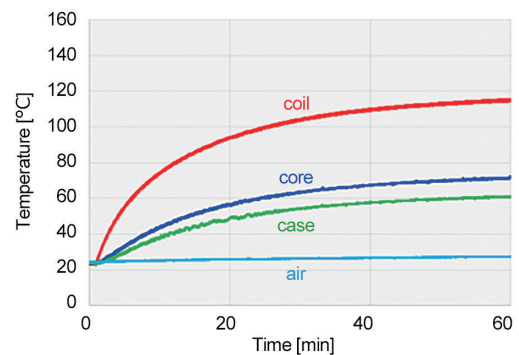


Fig. 7 Temperature Data at a Motor Current of 130Ap & 1000 RPM stem

The thermal resistance calculated from the temperature measurement result is shown as follows. (Fig.8)

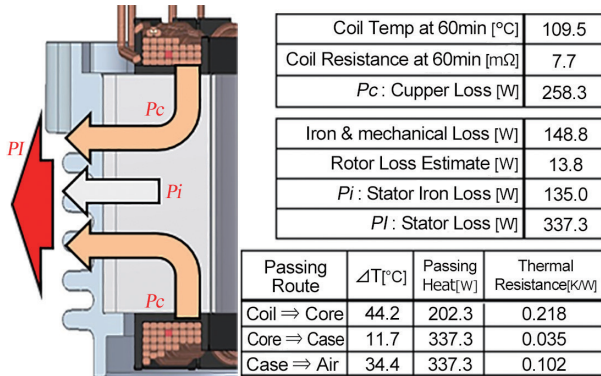


Fig. 8 Thermal Resistance Calculations from Test Results of Air-Cooled Motor

Similar calculations were carried out at other temperature measurement points, but the results were almost the same. Table 1 below shows the average values.

Table 1 Average Thermal Resistance Calculations from Test Results

Passing Route	Thermal Resistance[K/W]
Coil ⇒ Core	0.210
Core ⇒ Case	0.037
Case ⇒ Air	0.114

Using the above thermal resistance, the calculated value and the test results for the temperature rise of the coil at 5000 RPM and when powered at 130Ap were compared (Table 2).

Table 2 Comparison of Calculations and Test Results

5000rpm 130Ap	Calculation Result	Test Result
Coil Temp [°C]	129.8	132.4

For air-cooled motors, it is assumed that sufficient accuracy is ensured with respect to temperature prediction, and, based on this, the above thermal resistance is used to estimate the temperature limit when the output changes.

Further details of how the size and weight of the air-cooled motor changes according to the output will be explained in Section 4.

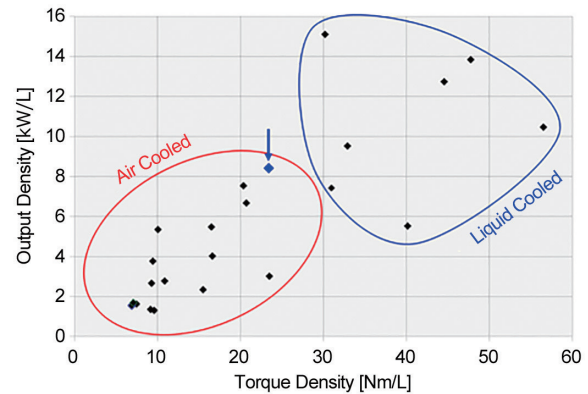


Fig. 9 Torque-Output Density of Motor

With a contribution from our own divided stator core, etc., we confirmed that a high level of downsizing was achieved in the air-cooling region.

3

TEST RESULT OF WATER-COOLED MOTOER DESIGNED FOR ELECTRIC MOTERCYCLES

3-1. Basic Structure of Motor

The flow path was cut in the case portion of the air-cooled motor described in Section 2, and the motor was water-cooled and evaluated. Using this motor, water cooling and air cooling was compared, and the thermal resistance was calculated.

Detailed specifications have not been included here as the design of the magnetic circuit of the motor is the same as with the air cooling.

The water-cooling system is shown below in Fig. 10.

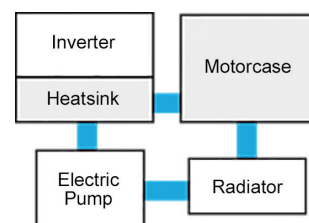


Fig.10 Water-Cooling System

For the radiator, the model that has been adopted for a 125cc ICE-motorcycle was chosen, and for the electric pump, we used that has been used for a 4-wheel EV component cooling application with an output of 12W.

3-2. Test Results

These were not included as the motor characteristic test results were the same as the specification of the air-cooling motor.

Temperature measurements were carried out at the same points as with the air-cooled motor to calculate the thermal resistance. The temperature rise data compared with the air-cooled motor under the same conditions is shown in Fig.11 below. (Room temperature was at an almost identical level)

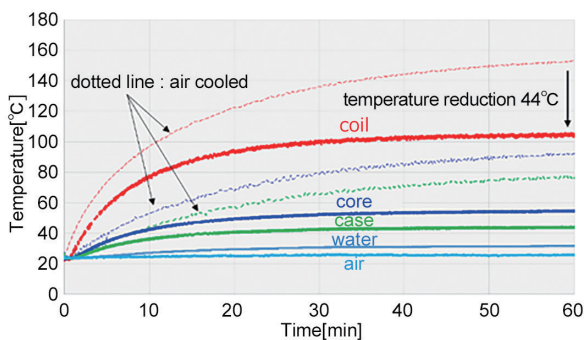


Fig. 11 Temperature Data at Motor Current 150Ap & 1000 RPM (Comparison with water-cooled & air-cooled motor)

The air-cooling level to the radiator at the front area was set to 6m/s similar to the air-cooling motor cooled air, and the evaluation was carried out without directly blowing towards the motor.

As the above temperature measurement was carried out to calculate the thermal resistance of the motor, an inverter was used installed outside the water-cooling system.

Although the dotted line on the graph represents the result of the air-cooled motor, it can be seen that the coil temperature reduction (44°C) is achieved by water cooling.

The thermal resistance calculated from the temperature measurement result is shown as follows. (Fig.12)

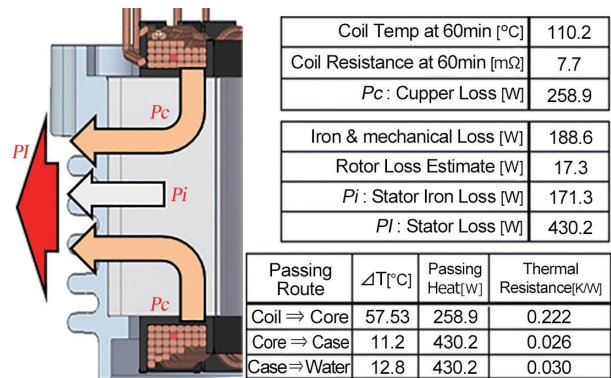


Fig. 12 Thermal Resistance Calculation from Test Results of Water-Cooled Motor

Similar calculations were carried out at other temperature measurement points, but the results were almost the same.

Table 3 below shows the average values.

Table 3 Average Thermal Resistance of Water-Cooled Motor

Passing Route	Thermal Resistance[K/W]
Coil ⇒ Core	0.218
Core ⇒ Case	0.028
Case ⇒ Air	0.025

In terms of the coil, iron core, and the case, the thermal resistance is almost the same because of the same configuration.

As with the air-cooling example, but for the thermal resistance between the case and the cooling water, it is less compared to the air-cooling example.

Using the above thermal resistance, the calculated value and the test results for the temperature rise of the coil at 5000 RPM and when powered at 130Ap were compared. (Table 4)

Table 4 Comparison of Calculations and Test Results

5000rpm	Calculation	
130Ap	Result	
Coil Temp [°C]	103.4	Test Result
		99.4

For the water-cooled motor, the above thermal resistance is used for the calculation, assuming that sufficient accuracy is ensured with regard to temperature prediction. In terms of the water-cooled motor, the water temperature changes depending on the capacity of the radiator.

4 CONSIDERATIONS OF APPROPRIATE COOLING SYSTEMS ACCORDING TO MOTOR OUTPUT

Comparative evaluation with air cooling of the volume/weight of the motor and cooling system as a whole is as in Section.

In terms of water cooling, it is possible to reduce the motor temperature by improving the heat transfer coefficient between the case and the refrigerant.

However, as additional parts such as the radiator and pump, etc., are required, it is necessary to correctly select water cooling and air cooling according to the output of the motor.

4-1. Design Requirements of Motor

In this section, firstly, the design requirements of the motor applicable for the motorcycle are derived from the characteristics of the ICE motorcycle sold by Yamaha Motor in the following way.

The graph below (Fig.13) shows the maximum driving force and the highest speed of the ICE motorcycle, arranged by vehicle output.

The motor RPM when driven at the highest speed is set to 9,000 RPM, the tire diameter is appropriately selected corresponding to the ICE motorcycle according to the output, the reduction ratio is derived according to the

output, and from the reduction ratio, the torque required at the time of maximum drive is obtained.

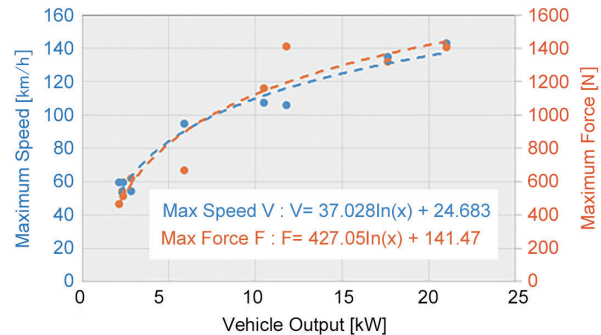


Fig. 13 ICE motorcycle Maximum speed, Maximum driving force, Maximum output

The motor torque was calculated considering the tire loss (20N) and the efficiency of the single speed two-stage gearing (assumed to be 93%). (Fig.14)

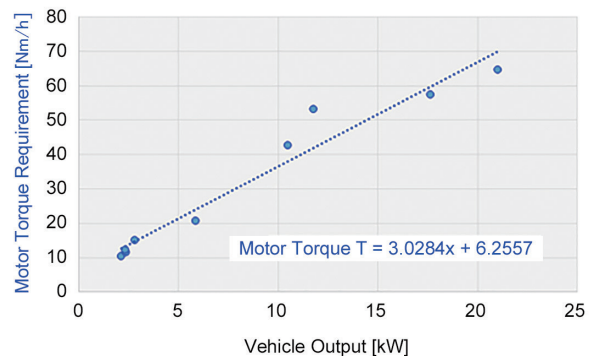


Fig. 14 Torque Requirement According to Vehicle output

In terms of motor output, this has been converted into the motor axle output considering the loss of the gearing and the tires.

In the next section, we have examined the combination of the motor output and torque requirement when adapting it to motorcycles using the method described above.

4-2. Calculation Results for Volume and Weight Reduction of Water-Cooled Motors on Each Output Level

The volume and weight of the air cooled and water-cooled motors for each output level was calculated, and the most appropriate cooling methods were determined according to output.

We carried out studies on the 35kW upper limit which can be ridden on a European A2 license.

The studies progressed under the following conditions in order to organize them systematically.

[Motor]

- The outer diameter of the motor is the same as that in the second and third sections, with a broadened axle direction for when output is increased.

- When the size changes based on the values calculated in the second and the third sections, the thermal resistance is calculated by proportional calculations where an increase/decrease of the heat radiation area is used.

- Rather than actual travel data, the conditions required for seeing heat resistance are assumed to be the conditions at medium to high speed and at high output.

For an output level when the torque reaches the specified output at 6500 RPM, an approximation for both air and water cooling was carried out to determine the size when the coil temperature reaches 180°C in an environment of 40°C.

- Regarding the heat resistance of magnets, this was not taken into our considerations as it is sufficient to adopt a split magnet or use a high-coercivity material.

- An approximate calculation was made on the assumption that the voltage changes according to the change in output with reference to the prototype motor (10kW/100V).

[Water-Cooling System]

- Assuming that all output is for 12W products, based on the evaluation result, the electric pump is judged to be adequate with a 12W output. (Flow Rate: 8 ℓ /min, Volume: 251cc, Weight: 0.4 kg)

- The cooling hose volume is assumed to be a φ 22 hose

400 mm

- The radiator from an ICE 125cc motorcycle that was used in the evaluation is adopted as a base, and the volume of the cooling fin part was changed to be used as a parameter of this size and weight reduction study.

Even though air-speed varies according to vehicle layout and its travel speed, it is assumed to be 6m/s equivalent at the time of evaluation in order to organize the data systematically.

(The volume of the tank part is 387cc / The fin part is a parameter)

- The overall weight and volume are calculated according to the following formula *.

*Water-Cooling System Weight/Volume

=Water Pump (0.4kg/0.251 ℓ) + Hose (0.02kg/0.152 ℓ) + Radiator Tank (0.21kg/0.387 ℓ) + Radiator Fins (Variable) + Water (Variable (Weight))

If cooling water temperature is lowered, the cooling performance of the motor improves, and the size and weight reduction of the motor progresses. On the other hand, the volume of the radiator increases and the weight increases. We have to consider about their balance.

In order to estimate the optimum point of volume/weight, the volume of the radiator was changed, the radiator inflow water temperature was adjusted, and the relationship between the size and weight of the motor and cooling system was calculated.

(The inverter was not considered as part of this study.)

The following shows the results of our 10kW study.

(Output 10kW and Maximum torque 32Nm)

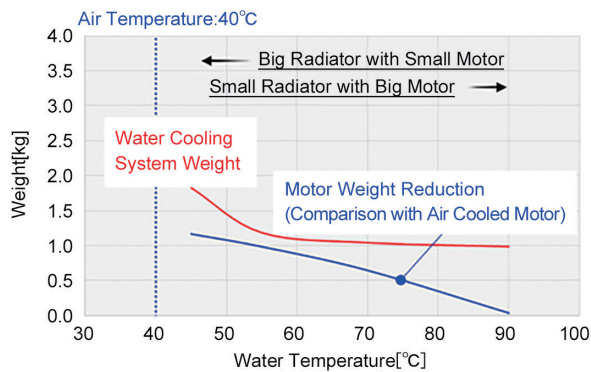


Fig.15 Calculation result of Weight (10kW motor)

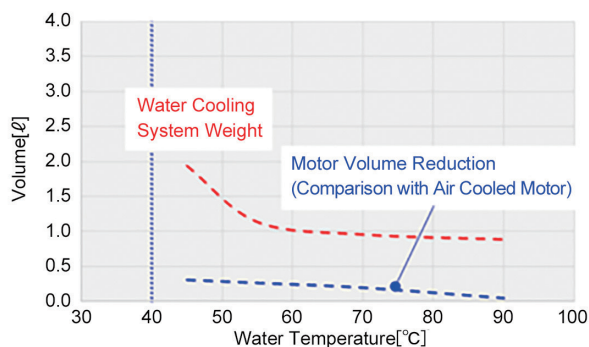


Fig.16 Calculation result of Volume (10kW motor)

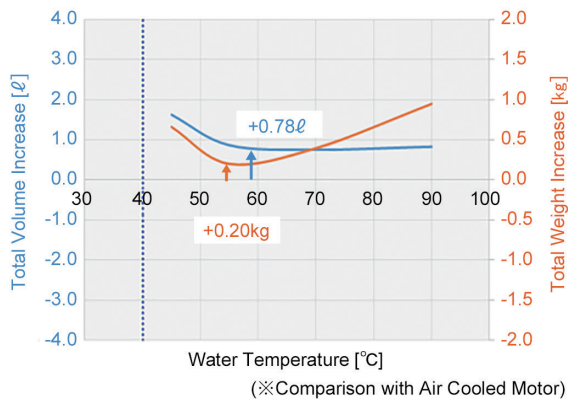


Fig.17 Calculation result of total volume/weight increase (comparison with air cooling) (10kW motor)

In case motor output 10kW

- Volume reduction :unable
- Weight reduction :unable
- Appropriate water temperature :55 to 60°C
(From the viewpoint of small volume and light weight)

At the 10kW, it was not found that the advantage of volume and weight reduction.

When cooling the motor with water, at least we have to set the pump, hose and radiator tank and cooling water, and they have base volume and base weight.

- water-cooling system base volume : 0.792 ℓ
- water-cooling system base weight : 0.910kg

In addition, it is necessary to add radiator fin portion. Its volume and weight depend on cooling capacity requirement.

At 10kW level, the volume and weight reduction of the motor can't exceed the volume and weight increase of the water-cooling system (water pump, hose, radiator, water).

The following shows the results of our 15kW study.
(Output15kW and Maximum torque42.6Nm)

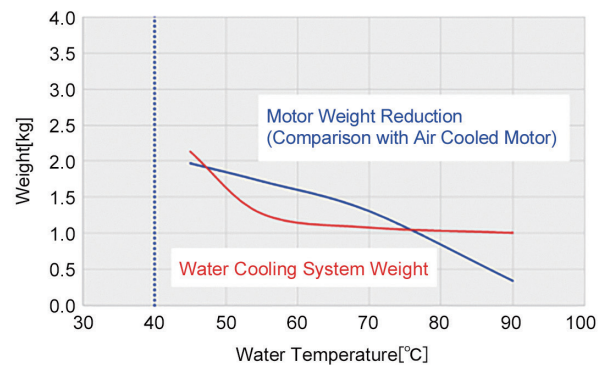


Fig.18 Calculation result of Weight (15kW motor)

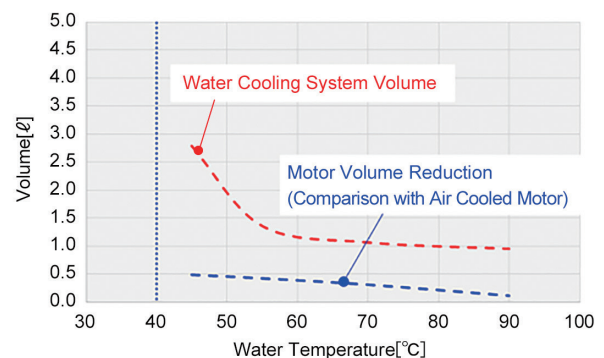


Fig.19 Calculation result of Volume (15kW motor)

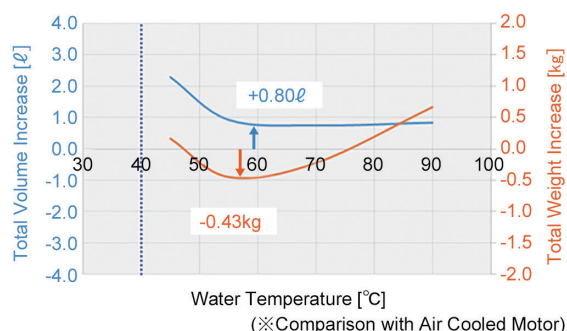


Fig.20 Calculation result of total volume/weight increase (comparison with air cooling) (15kW motor)

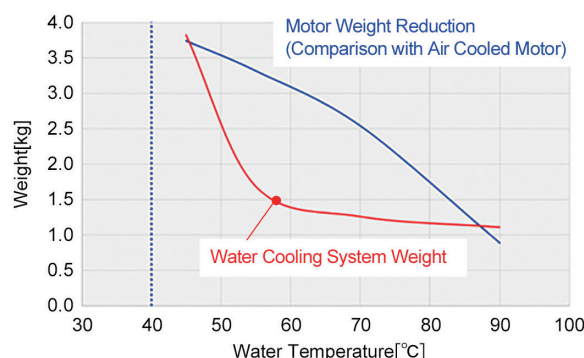


Fig.21 Calculation result of Weight (35kW motor)

In case motor output 15kW

- Volume reduction :unable(+0.80 ℓ)
Weight reduction :able (-0.43kg)
- Appropriate water temperature:55 to 60°C
(From the view point of small volume and light weight)

We saw benefit of changing to a water-cooling method from the standpoint for weight reduction from the 15kW model.

Regarding overall downsizing, the results compared to the 10kW studies were not significantly different in terms of the volume increase.

As the output rises, the amount of heat that is generated from electric motor also increases, and therefore a larger radiator is needed.

This result was obtained because the radiator volume was increased in volume to counteract the downsizing of the motor.

This study was carried out to see if there are benefits available for downsizing at the upper limit output at the 35kW level.

The following shows the results of our 35kW study.
(Output 35kW and Maximum torque 91.1Nm)

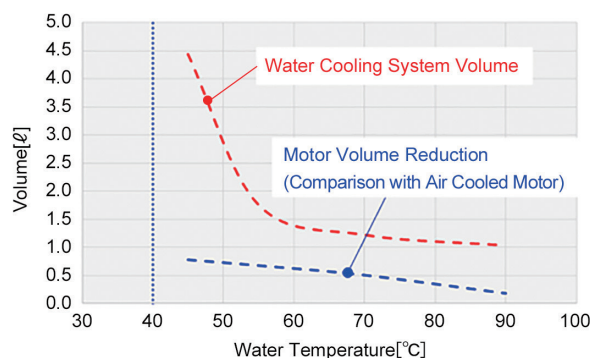


Fig.22 Calculation result of Volume (35kW motor)

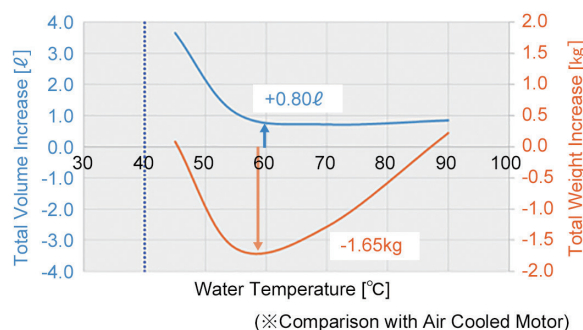


Fig.23 Calculation result of total volume/weight increase (comparison with air cooling) (35kW motor)

In case motor output 35kW

- Volume reduction :unable
Weight reduction :able (1.63 kg)
- Appropriate water temperature :55 to 60°C
(From the viewpoint of small size and light weight)

Even at 35kW, downsizing did not proceed as the volume increase was not significantly different from the results of study at the 10kW level.

From the results of this study, it was found that the advantage of weight reduction comes from about the 15kW level due to water cooling of only the motor.

At the 10kW or less, it was not found that the advantage of weight reduction. Because the weight reduction of the motor can't exceed the weight increase of the water-cooling system (water pump, hose, radiator, water).

In terms of downsizing, we found from our study that there was not much benefit obtained.

In addition, it was found that the water temperature is about 55 to 60°C at its optimum temperature from the viewpoint of volume reduction and weight reduction at any output.

5 SUMMARY/CONCLUSIONS

- When using the above air-cooled motor as a base, when cooling only the motor with water, there is a benefit for weight reduction as in from a 15kW level type compared with the air-cooled motor.
※Including Water-cooling system weight
- Even if you only try to increase the output power by only cooling the motor with water, it is not possible to see the benefits of downsizing.
※ Including Water-cooling system volume
- The water temperature which is beneficial from the viewpoint of small size and light weight is between 55 to 60 degrees (When the air temperature is 40 degrees).

In terms of weight reduction at the 15kW level, as it is beneficial to water cool only the motor, water-cooling is effective for high-powered models when personal mobility options including motorcycles are electrically

driven.

On the other hand, it is now found that downsizing cannot be achieved as a whole only by cooling the motor with water.

However, as downsizing of the motor alone has been achieved, there is more benefit for laying out the motor into the vehicle.

In terms of the adoption or non-adoption of water-cooling, multifaceted investigation including of motorcycle layouts in practice is required in addition to the results of this study.

In future, we will continue studies that include inverters as well as improving motor cooling performance and strive to enhance the appeal of electric personal mobility.

REFERENCES

- [1] Matsuda Y. "A Study of Electric Motorcycle", SAE Technical Paper 2014-32-0012, 2014, doi:10.4271/2014-32-0012.

■著者



清水 司
Tsukasa Shimizu
モビリティ技術本部
EM開発統括部
コンポーネント技術部



伊藤 仁
Jin Itou
モビリティ技術本部
EM開発統括部
コンポーネント技術部



白澤 秀樹
Hideki Shirazawa
モビリティ技術本部
EM開発統括部
コンポーネント技術部



村松 泰行
Yasuyuki Muramatsu
モビリティ技術本部
EM開発統括部
コンポーネント技術部

Development of Motorcycle Engine Starting System Simulation Considering Air-Fuel Ratio Control

Yoshihito Itou Daiki Itou Minoru Iida

当論文は、SAE 2017-32-0045 / JSAE 20179045として、SETC2017(Small Engine Technology Conference)にて発表されたものです。

Reprinted with permission Copyright © 2017SAE Japan and Copyright © 2017SAE International.

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

要旨

昨今、燃費向上や排出ガス削減の観点より、二輪車におけるアイドルストップシステムの採用が拡大している。アイドルストップ車両ではエンジン停止後の再始動が頻繁に行われるため、スロットル入力から発進までの時間短縮による発進時操作性の確保や、未燃炭化水素の排出低減のための始動時の速やかなエンジン回転上昇が従来に増して重要となっている。

そこで筆者らは、エンジン始動時の回転上昇における主要な因子である燃焼と空燃比との関係を実験的に明らかにしたうえで、始動時の吸気ポート内噴射燃料の蒸発モデルおよび低温環境を含む始動時のエンジン回転速度の変化を机上検討できる始動システムのシミュレーションを開発した。

さらに本手法は、空燃比制御を成立させるクランキング回転速度および速やかなエンジン回転上昇を実現するデコンプレッティングの検討が可能であることを異なる噴射系の適用例を通して示した。

Abstract

Recently the response of the engine speed at starting has more importance than ever for quick start satisfying rider's needs, as well as exhaust emissions. We have developed a simulation for studying engine and starter specifications, engine control algorithm and other engine control parameters. This system can be utilized to realize appropriate starting time by considering air-fuel ratio under various conditions.

This paper addresses what are taken account of in our method. Examples applying this to a conventional motorcycle engine are shown.

1

INTRODUCTION

In recent years, emphasis on fuel economy improvements has driven a trend toward increasing number of motorcycle models equipped with idling-stop system. In such systems, engine speed increase at startup^[1] is critical to reduce vehicle take-off time at engine restart^[2] and hydrocarbon emissions at startup^[3-4]. Since multiple elements, such as combustion, electrical components, control logic, and decompressors, affect the engine speed change, coordinated design that satisfies the conditions required for engine startup, has become increasingly challenging^[5].

In regard to securing engine speed increase at startup, the air-fuel ratio control necessary for generating

sufficient combustion torque is considered particularly important; however, if the motor cranking speed is increased to reduce the time from startup to vehicle take-off, the time from fuel injection to intake stroke completion also drops, leading to concerns that there may not be sufficient fuel vaporization in the inlet ports under low temperatures, resulting in insufficient cylinder fuel density and poor engine speed increase or ignition failure. Unfortunately, there are very few reported examples to simulate startability that include aspects such as air-fuel ratio control and electrical components. A lot of motorcycle engines equip mechanical decompressor in order to reduce the size and weight of the starter and battery. It is possible to reduce the drop in engine speed in the compression stroke by decreasing

pressure through retarding decompressor operation during cranking. However, this may lead to poor starting due to decrease amount of mixture in the cylinder available at the first combustion, which results in reduced engine speed increases at the first combustion.

In order to quantitatively understand the complex relation of each component, we have developed a simulator to predict engine behavior at start. Relation between engine speed increase at start and mixture air-fuel ratio has been also identified experimentally.

In this report we outline the simulator and discuss examples of improvements to starter motor control and decompressor specifications that make air-fuel ratio control enable.

2

REPRESENTATION OF COMBUSTION AT STARTUP

The following two points are given as the main requirements relating to fuel injection control at engine startup:

- 1) To supply sufficient fuel to control the cylinder air-fuel ratio at the appropriate level for generating sufficient combustion torque to prevent poor starting and achieve a reduction in startup time.
- 2) To reduce excess fuel injection in order to reduce hydrocarbons and prevent plug fouling.

The fuel vaporization rate depends on the injector position and direction of injection, as well as the spray characteristics and temperature of the gas in the intake port. In particular under cold conditions, the fuel vaporization rate drops significantly due to decline in gasoline vapor pressure. This makes it difficult to inject the amount of fuel necessary to achieve the appropriate air-fuel ratio in the cylinder until the end of the induction stroke at the first cycle. As a result, the air-fuel mixture density may become diluted, leading to insufficient engine speed increase, and poor starting.

If we then increase the motor cranking speed to shorten the startup time, the time taken from the commencement

of startup injection to the end of the intake stroke is reduced. This causes difficulties in supplying the required fuel into the cylinder, resulting in potential emission of unburned gas due to ignition failures or delay of engine speed increase caused by decrease in combustion torque.

From the above concerns, we have confirmed through experiments the relationship of fuel spray vaporization under low engine temperature conditions and cylinder air-fuel ratio to combustion torque generation. We have also tried to show importance on the relationship between fuel injection duration at startup (taking into account fuel injection specifications and cranking speed) and cylinder air-fuel mixture density, etc. for the purpose of determining system feasibility relating to fuel injection control at startup.

2-1. Method of experiments

The engine speed during the intake stroke of the first combustion cycle at startup is low, and therefore the volumetric efficiency is large and there is little residual burned gas in the cylinder, making this cycle similar to combustion at full load. Thanks to this, the resulting torque is large, and the engine, which has a small moment of inertia about the crankshaft axis, reaches engine speed close to its idling target. Accordingly, if we focus on the engine speed increase at startup, it seems that the combustion torque contribution of the first cycle is large compared with the cycles that follow. Thus, we have confirmed the exhaust gas equivalence ratio related to engine speed increase during first combustion cycle by changing the first injection duration.

We used an air-cooled two-valve single-cylinder research engine with displacement of 125[cm³] for the test. For the running conditions, we altered the ambient temperature, injection direction, injection timing, and injector type. The injection point was kept fixed when the injection direction was changed. The ISC (idle speed controller) valve opening was fixed at the calibration value at startup across the entire temperature range, and the throttle main valve was open assuming idling.

In order to estimate the equivalence ratio in the

cylinder, HFR500 and NDIR500 was used to measure the instantaneous THC, CO, and CO₂ in the exhaust port within a cycle (Fig. 1).

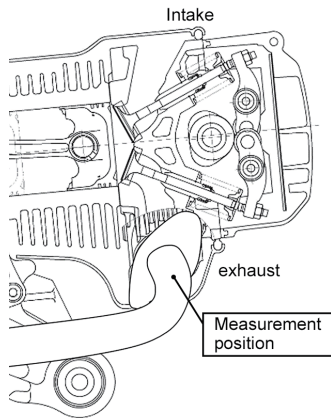


Fig.1 Measurement position of exhaust gas

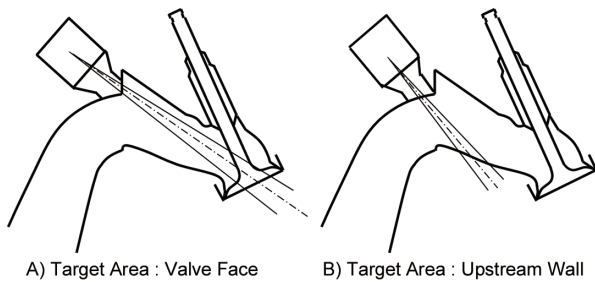


Fig.2 Overview of fuel injection

2-2. Result of experiments

The relationship between the injection duration and the engine speed increase at the first combustion is indicated in Figure 3. The vertical axis ΔNe represents the amount of increase in engine speed over the interval starting at the compression top dead center until 180 degrees of crank angle later (Fig. 4).

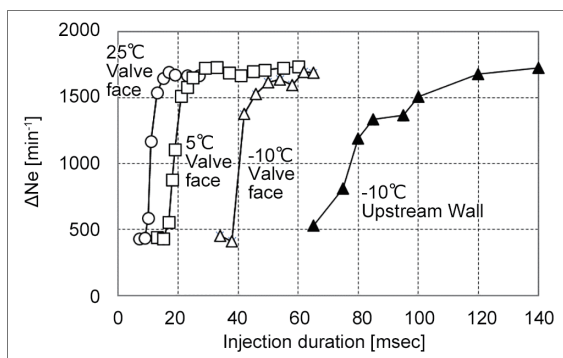


Fig.3 Relation between injection duration and ΔNe

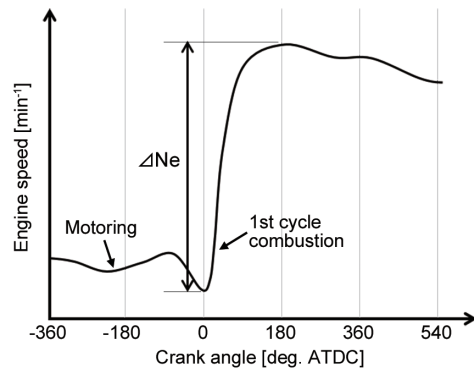


Fig.4 Definition of ΔNe

It was found that the injection duration for sufficient engine speed increase during the first combustion cycle was highly dependent on the engine temperature. Moreover, in case of the injection direction aiming at the upstream wall, significantly longer injection duration was needed than the cases aiming to the intake valve, so as to increase engine speed sufficiently.

The engine speed increase with respect to the equivalence ratio is indicated in Figure 5. The injector shown as "small SMD" in Figure 5 gives spray with small SMD ($85 \rightarrow 76 \mu\text{m}$) and broader spray angle. ($22.8 \rightarrow 25.6 \text{ [deg]}$)

In the range where the exhaust gas equivalence ratio was less than one, the engine speed increase rose as the exhaust gas equivalence ratio increased. In the range where the exhaust gas equivalence ratio was one or more, the engine speed increase barely changed despite increase in the exhaust gas equivalence ratio. At this point, injection direction, injection timing, injector type, and engine temperature caused little difference to the maximum of engine speed increase during the first combustion. We have concluded from these data that the engine speed increase during the first combustion depends only on the equivalence ratio in the cylinder under condition of fixed intake throttle. It can be also stated that the cylinder air-fuel ratio should be set to the stoichiometry in order to maximize the engine speed increase at the first combustion as well as to minimize excessively supplied fuel.

		Engine Temperature [degC]	Target Area	Injection Timing (SOI)	Injector Type
○	A	25	Valve face	Intake	STD
□	B	5	Valve face	Intake	STD
△	C	5	Valve face	Intake	Small SMD
●	D	-10	Valve face	Intake	STD
■	E	-10	Valve face	Intake	Small SMD
▲	F	-10	Valve face	Compression	STD
◆	G	-10	Upstream Wall	Compression	STD

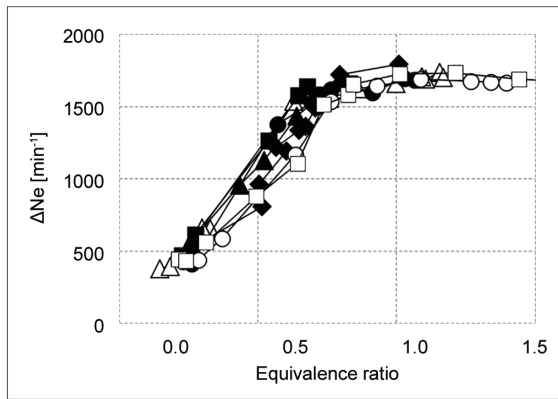


Fig.5 Relation between equivalence ratio and increase amount of engine speed

2-3. Fuel transportation model to calculate the cylinder equivalence ratio at first cycle

Based on the experimental results described in the previous section, in order to both maximize the engine speed increase at the first combustion cycle and reduce excess fuel injection duration at the same time, it was hypothesized that the injection duration should be set so that the mixture in the cylinder is stoichiometry.

The fuel spray vaporization and behavior at startup are modeled bearing in mind the time constraints when working on startup systems, the engine temperature range necessary for consideration, and the range of design specifications.

The amount of evaporation of drop flying in an intake port is calculated by using the equation (1).^[6]

$$\frac{dm_d}{dt} = -A_d Sh \frac{D_{AB}}{D_d} \rho_V \ln \left(\frac{1 - Y_{v,\infty}}{1 - Y_{v,s}} \right) \alpha \quad (1)$$

where, m_d is the mass of drop, A_d is the equivalent area of drop, Sh is Sherwood number, D_{AB} is the diffusion coefficient, D_d is the drop diameter, ρ_V is the density of

mixture, $Y_{v,\infty}$ is the fuel mass fraction of the atmosphere, $Y_{v,s}$ is the fuel mass fraction of drop surface, and α is an adjustment factor of evaporation.

It is necessary to know the flight distance of the fuel drop in order to calculate the flight time of the fuel drop. The flight distance is defined as from the injection point to the impingement point to the wall. For obtaining the above information, we use the three-dimensional shape of the intake port.

- The fuel spray vaporization during travel in the intake port is derived as follows from the vaporization behavior of a single drop (as described later):
- The air temperature, pressure, and density surrounding the drop are set as the average value in the intake port during the injection period.
- The drop temperature is set to equal the engine environment temperature, and it is postulated that this would not change while moving.
- For the fuel, data regarding the physical properties of the fuel consisting of the vapor pressure at different temperature etc. is set as the input value to enable simulation of the fuel vaporization rate based on the change in temperature.
- The overall spray vaporization rate is calculated by weighting the appearance frequency distribution of the drop with diameter.

The fuel droplets behavior are postulated as follows:

- Effect of air flow on drop velocity is neglected.
- The drop velocity changes by air drag force. Drop breakup is discounted.
- 100% of drops impinging on to the wall adhere

to the wall surface, and fuel vaporization from the liquid film on the wall is neglected.

- The initial velocity of the drop from the injector is calculated from the fuel pressure.
- Weighting according to the spray spatial density distribution obtained from the test rig is applied.

The injection timing which results in an equivalence ratio of 1 for the different injection directions (Fig.2) are estimated using the above methods, and the results compared to the experiment results are shown in Figure 6.

It is found that the injection duration which makes the cylinder equivalence ratio equal to the theoretical air-fuel ratio has been predicted to within 20% of that of the experiment result, with all engine temperature conditions. Moreover, it is also confirmed that this calculation model has good predictability regarding injection specifications which shorten the spray movement distance by orienting the injection direction towards the wall.

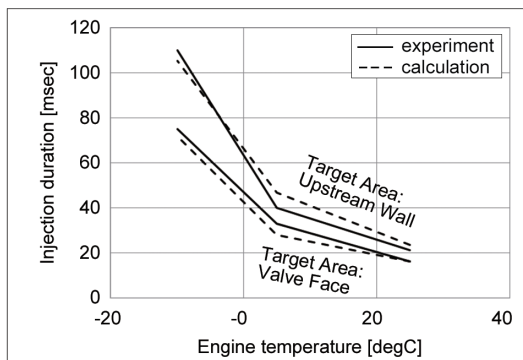


Fig.6 Relation between engine temperature and injection duration at stoichiometric air-fuel ratio

3 STARTUP SYSTEM SIMULATION

3-1. Simulation outline

A startup system simulation as shown in Figure 7 was developed including the fuel transport model introduced in the previous section. Modeling of the constituent elements other than the fuel transport model, including the motor, battery, motor control logic, and friction loss, will be described in the following section.

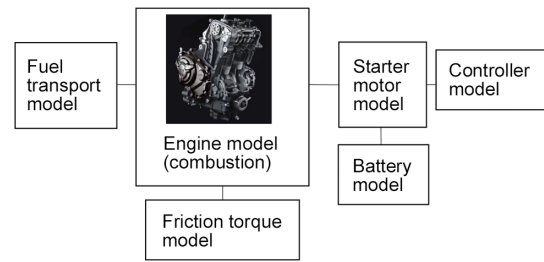


Fig.7 Overview of engine start system simulations

3-2. Modeling of each element

3-2-1. Starter motor

A DC brushless motor is used in this case. The motor control mode, battery voltage, and motor speed are inputted, and the motor torque and battery current are outputted. Furthermore, the energizing control method, rotation direction, and duty value are determined according to the motor control mode.

The motor torque and motor current are measured in advance on a stand-alone motor basis, and modeled as a map depending on the battery voltage and advance angle (Fig. 8).

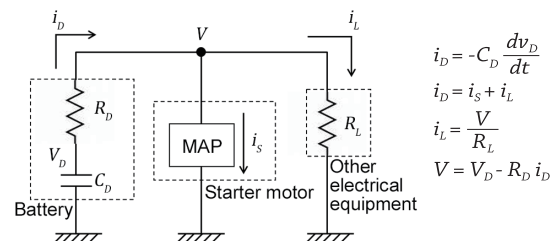


Fig.8 Model of electrical system

3-2-2. Battery

Battery capacity is estimated based on the voltage drop curve during high rate discharge measured on a stand-alone battery basis. A map to show battery capacity is conducted within the range used during engine start.

3-2-3. Motor control logic

Motor control logic is modeled using MATLAB/Simulink (Fig. 9). The motor control mode is outputted by inputting the engine crank angle, engine speed, and starter switch signal.

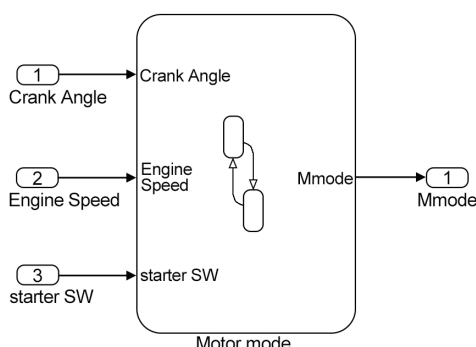


Fig.9 Motor controller model

3-2-4. Engine mechanical friction torque

Modeling has been conducted on an experimental basis for each part in the engine and auxiliary equipment, which was used to calculate the total engine friction loss value before executing the simulation, in turn provided to the system simulation as a map of friction loss with respect to engine speed changes and oil temperature.

Making the major engine specifications relating to friction loss into input values enables consideration of startability that takes into account changes in friction loss according to changes in specification.

4 APPLICATION EXAMPLES OF STARTUP SYSTEM SIMULATION

A startup system simulation was conducted incorporating the calculation model described before. The examples introduced here are feasibility study of the engine startup system with various engine specifications from the following perspectives.

1. Air-fuel ratio control feasibility
2. Startability

4-1. Consideration of air-fuel ratio control feasibility

The tolerance range of controllable cranking speed which makes the cylinder equivalence ratio equal to the theoretical air-fuel ratio during low-temperature startup was calculated.

Fig.10 depicts the range of the cranking rotational speed at which the air-fuel ratio control is established. Where, the value of the vertical axis is normalized with the upper

limit of cranking speed for air-fuel ratio control at -10 degrees C.

We can see that the cranking speed which generates sufficient combustion torque at the first combustion depends on the temperature: it becomes lower as the temperature decreases. As the spray traveling distance becomes shorter by changing in the injection direction, the upper limit of the engine speed at which the air-fuel ratio is controllable decreases.

In this way, it has been found that the cranking speed at which air-fuel ratio control at startup is feasible varies depending on the fuel injection position, direction, intake port shape layout, and injector specifications.

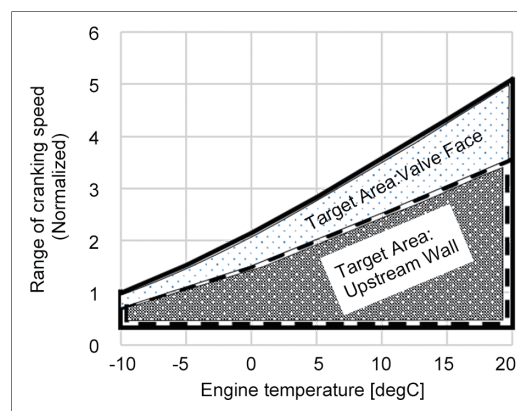


Fig.10 The range of the cranking rotational speed at which the air-fuel ratio control is established

4-2. Consideration of engine speed responsiveness at startup

The next phase of consideration involved securing engine speed increase at startup from the perspective of reducing take-off time at engine restart.

The characteristics of the engine speed change at startup (Fig. 11) are as follows:

- Because the test engine has a small moment of inertia about the crankshaft axis and is a single-cylinder unit, it has a big instantaneous drop in engine speed during the compression stroke (Fig. 11, A). Such large drop in instantaneous engine speed can cause failure in starting.

- In order to prevent too big drop of speed, decompressor is equipped usually for this type of engines. A problem may occur, when the decompressor reactivates during the compression stroke in the second combustion cycle (Fig. 11, B), due to the engine speed decrease after the engine speed increase in the first combustion cycle. If this happen, the decompressor may continue to activate and cause poor starting.

- Changing the decompressor timing changes the amount of fresh air in the cylinder used for combustion, enabling greater engine speed increase at first combustion and reduction in startup time.

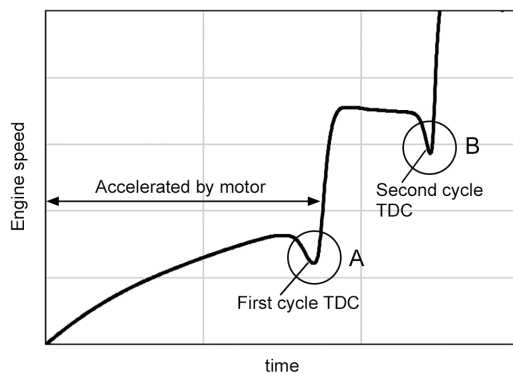


Fig.11 Fluctuation of engine speed at engine start

Based on the above, the calculation results for the startup time and instantaneous engine speed values when the decompressor timing (Fig. 12) is changed are shown in Figure 13. For the decompressor timing, the decompressor lift curve was kept constant with the reference to the crank angle for the base model, and only the decompressor activation angle was changed.

The operating conditions were warm-up restart for full throttle at an engine temperature of 60°C, and low-temperature startup at an engine temperature of -5°C.

Concerning about relation between decompression timing, starting time, and instantaneous engine speed, simulation results are shown in Figure 13.

Where, the value of the vertical axis is normalized with the engine starting time at the reference decompression timing.

The first graph in Figure 13 shows the decompressor timing advance is effective in reducing the startup time to reach idling speed in the warm-up restart.

The second graph shows however, too big advance of decompressor activation causes too low minimum engine speed during the first cycle, and results in failure of startup.

The third graph indicates that certain advance is necessary to avoid reoperation of decompressor during the second cycle.

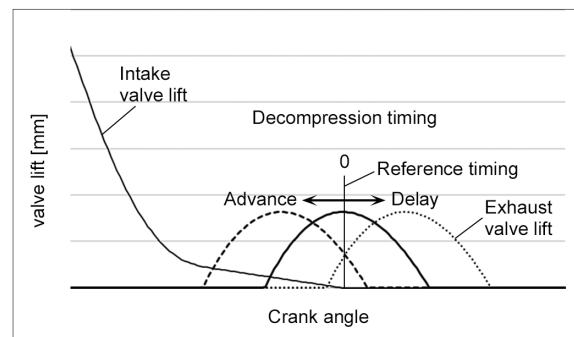


Fig.12 Timing of decompressor activation

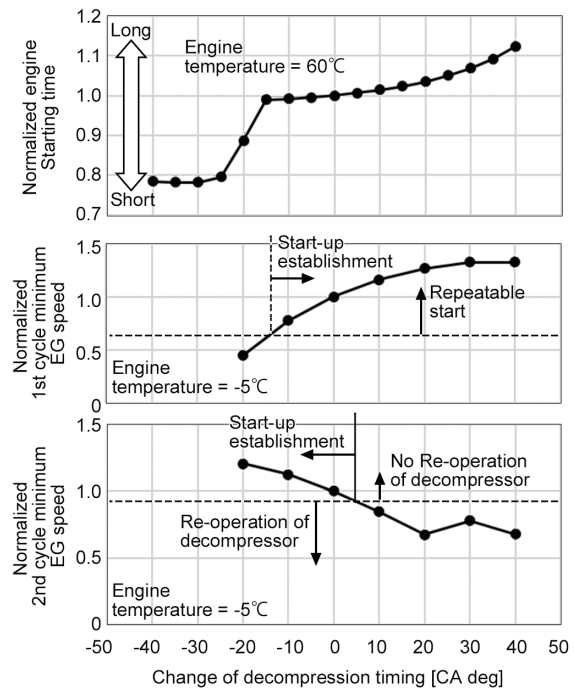


Fig.13 Relation between decompression timing, starting time, and instantaneous engine speed

By this, it was found that it is important for the engine speed to be within the possible ignition range and for the decompressor timing setting to be within the range capable of preventing decompressor reactivation in the second cycle. This simulation gives estimation of all these phenomena quantitatively. Thus, we have confirmed great potential of this simulation to determine the design specifications considering all these factors.

5 SUMMARY

1) It has been confirmed that the injection duration at startup is to be set so as to realize that the in-cylinder mixture is stoichiometry in order to both maximize the engine speed increase and minimize the fuel injection volume in the first combustion cycle at startup.

2) A fuel transport model capable of calculating the equivalence ratio in the cylinder has been proposed. This has been validated by comparing the results with experimental data.

3) A simulation incorporating such element as the fuel, motor, battery, and decompressor has been constructed. An example of investigation of starter motor control to satisfy the requirements for startability while considering air-fuel ratio control, has been presented.

4) Based on the above, the startup system simulation we have developed is expected to be quite effective in the process of startup system design.

REFERENCES

- [1] Mizuoti, H., et al., "Development of "i-stop" (Mazda Idling Stop) System", JSAE Symposium Text 2010.2 34-38, 2010
- [2] Ishizaki, K., et al., "Development of Technology for Engine Starting Vibration and Response", Proceedings of the Society of Automotive Engineers of Japan No.1-115, 444-448, 2016
- [3] Sukegawa, Y., et al., "Study of Reduction Method of Hydro-carbon Emission during Cold-start for Direct

Injection Gasoline Engines", Proceedings of the Society of Automotive Engineers of Japan Vol.41, No.5, p.1037-1042, 2010

[4] Nakagawa, S., Ichihara, T., Katogi, K., Kanetoshi, K. et al., "An Air-Fuel Ratio and Ignition Timing Retard Control Using a Crank Angle Sensor for Reducing Cold Start HC", SAE Technical Paper, SAE-2008-01-1010, 2008

[5] Sakata, M., et al., "Simulation and Improvement of "i-stop" Engine Start Vibration", JSAE Symposium Text 2010.12 15-19, 2010

[6] Spalding, D.B., "The Combustion of Liquid Fuels", Fourth Symposium (International) on Combustion, Williams & Wilkins, Baltimore, 847-864, 1953

DEFINITIONS/ABBREVIATIONS

STD	standard
SMD	Sauter Mean Diameter
DC	Direct current
SOI	Start timing of Injection

■著者



伊東 善人
Yoshihito Itou
先進技術本部
研究開発統括部
基盤技術研究部



伊藤 大貴
Daiki Itou
先進技術本部
研究開発統括部
基盤技術研究部



飯田 実
Minoru Iida
先進技術本部
研究開発統括部
基盤技術研究部

本稿は、公益社団法人自動車技術会 2018 年春季大会 学術講演会予稿集 No.28-18 20185118 に掲載された論文を同会の許可を得て転載したものです。本論文の著作権は公益社団法人自動車技術会に属し、無断複製・転載を禁じます。

Abstract

Theoretical and experimental evaluations have been carried out for the straight-line stability during high-speed in motorcycles for many years, and have been also applied to actual development. On the other hand, stability is lost when traveling at extremely low speed, and method of maintaining the stability has also been studied in recent years. In addition, research on two-wheeled vehicles realizing the standing stability control by mounting a large-sized gyroscope has been performed. Here, the improvement results for stability at extremely low speed and standing stability control not by adopting mechanical gyroscope, but by adding flexibility to the structure of the body, are reported.

1 まえがき

二輪車において高速走行中の直進安定性については、長年にわたって理論的かつ実験的な解析^[1]が行なわれており、実際の開発にも応用^{[2][3]}されている。

一方、極低速での走行時は安定性がなく、その結果転倒というリスクが存在していることは周知であり、二輪メーカーだけでなく二輪ユーザーにとっても大きな課題の一つとも言える。そこで、その安定性をいかにして保つかも近年では研究され始めている^{[4][5]}。また、過去にはフライホイールの回転によるジャイロモーメントを利用したジャイロカーやジャイロモノレールなど自立制御を実現したものがある。さらに近年では、フライホイールの回転によるジャイロモーメントを用いずに二輪車の自立制御を実現するシステムの研究もされている^[6]。特に巨大で重厚なフライホイールを高速で回転させる方式は、二輪における軽量という大きなメリットを阻害するものであると言わざるを得ない。

そこで、本報では車体の構造に自由度を追加することで車両の重心を制御可能とし、フライホイールの回転によるジャイロモーメントなどを用いずに極低速での安定性向上および自立制御を検討した結果を報告する。

2 二輪車の基本運動特性について

2-1. 転倒の運動方程式

四輪と異なりロール剛性が“0”である二輪車において、旋

回性と安定性を両立させることは固有の課題であり、固有技術とも言え、それは永遠のテーマとも言える。

特に運動エネルギーが無い車速 0km/h においては、何かで支えなければ転倒という不安定状態になることは必至である。

そこで、まずは転倒の運動方程式について改めて考察した。車両の前方から見た z-y 平面で考えると、Fig.1 のように倒立振子の一自由度と捉えることができる。またここでは説明を簡単にするために、サスペンションはストロークしない、ライダーは動かない、もしくはライダー無しと仮定した。

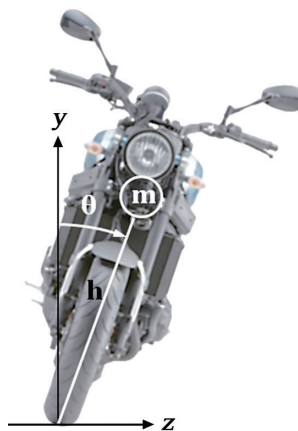


Fig.1 Inverted pendulum model

車両の前方から見た場合、時計回りに傾斜した時の角度 θ を一般化座標とすると、重心位置は

$$z = h \cdot \sin\theta \quad (1)$$

$$y = h \cdot \cos\theta \quad (2)$$

となり、この時の運動エネルギーは

$$\tau = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \quad (3)$$

$$v = \sqrt{\dot{z}^2 + \dot{y}^2} \Rightarrow v^2 = \dot{z}^2 + \dot{y}^2 \quad (4)$$

(3) に (4) を代入

$$\tau = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (\dot{z}^2 + \dot{y}^2) \quad (5)$$

ポテンシャルエネルギーは

$$U = m \cdot g \cdot y \quad (6)$$

(6) に (2) を代入

$$U = m \cdot g \cdot h \cdot \cos\theta \quad (7)$$

(5) に (1)(2) を代入

$$\tau = \frac{1}{2} \cdot m \cdot h^2 \cdot \dot{\theta}^2 \quad (8)$$

ここでラグランジュの運動方程式は

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \tau}{\partial \dot{\theta}} \right) + \frac{\partial U}{\partial \theta} = 0 \quad (9)$$

ただし、摩擦損失および空気抵抗、タイヤのプロファイルなどは無視する。

(8) から

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \tau}{\partial \dot{\theta}} \right) = m \cdot h^2 \cdot \ddot{\theta}$$

(7) から

$$\frac{\partial U}{\partial \theta} = -m \cdot g \cdot h \cdot \sin\theta$$

よって、

$$m \cdot h^2 \cdot \ddot{\theta} - m \cdot g \cdot h \cdot \sin\theta = 0$$

となり、整理すると

$$\ddot{\theta} = g/h \cdot \sin\theta$$

となる。

一般的なオートバイを想定して $m = 200\text{kg}$ 、 $h = 0.5\text{m}$ として、外力 F によるインパルス応答を求める。

その計算結果を Fig.2 に表した。

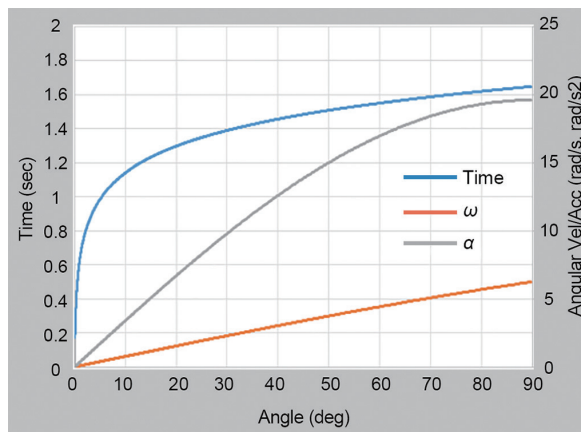


Fig.2 θ -TIME

ここで t は θ 度に達するまでに要する時間、 α は θ 度における角加速度 ($\ddot{\theta}$)、 ω は θ 度における角速度 ($\dot{\theta}$) を示す。

90 度の横倒しになるには約 1.6 秒要しており、一方、最初の約 5 度程度傾斜するのに約 1 秒もかかっており、この間に回転中心に復元力を与えて安定化できれば転倒を避けることができる。

2-2. 車両の釣り合い

次に、転倒しない状態について考察した。車両を横から見たとき、前輪と後輪の接地点と車両重心（ライダー乗車時はライダー含む）の三点を結んでできる三角形を Fig.3 に示す重心三角形（GC Triangle）と呼ぶ。

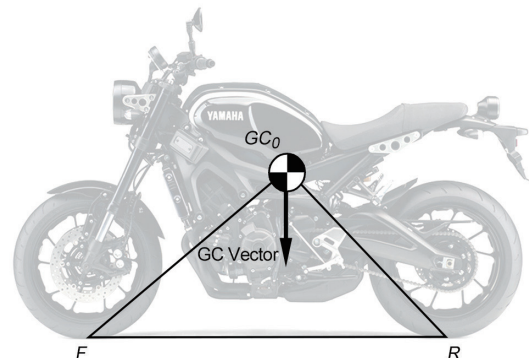


Fig.3 GC Triangle

この時、重心点 (GC) には重力加速度などによる重力ベクトル (GC Vector) がある。

この重心三角形が成す平面と重力ベクトルとが重なった状態であれば安定しているといえ、これがずれた時にモーメントが発生し車両は傾く。しかし車両走行中にはステアリング機構により前輪の接地点が左右に移動可能となり、例えば右に傾斜した場合は右に転舵することで、重心三角形の F 点が移動、その結果重心三角形の平面が重力ベクトルと重なるように移動することとなり、安定する。この操舵入力にはライダーやセルフステア、ジャイロモーメントなどが考えられる。

このことから重心三角形が二輪車両の安定性と密接な関係があることがうかがえる。

しかし、これは二輪が走行中であることが絶対条件であり、前輪の操舵機構では、この重心三角形の F 点のみをコントロールできるものと言える。従って、残りの R 点と GC 点もコントロールできるような機構であれば、車速に関係なく二輪の車体安定制御ができる可能性があると考えられる。

3 車体構造の検討

3-1. 自由度の追加

そこで、車体に自由度を追加することで R 点だけでなく GC 点も制御可能な構造を考案した。その概念を Fig.4 に示す。

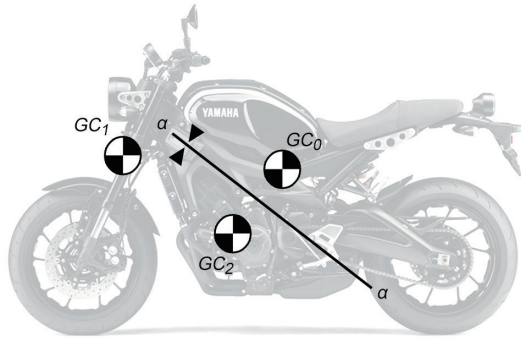


Fig.4 AMCES Mechanism

車両に $a-a$ を中心とした回転可能な自由度を追加することで、車両の後方の重心 GC_2 を左右に移動させることが可能となる。ここで、車両の前方の重心が GC_1 、 GC_1 と GC_2 の合計が GC_0 (ライダー含む) となる。

重心位置を制御できることから、本機構を AMCES (アムセス: Active Mass CEnter control System) と呼ぶ。

3-2. 重心の移動

本機構により、 $a-a$ 回転軸 (AMCES 軸と呼ぶ) を中心に回転し、 GC_2 を大きく左右に揺動させることで、重心バランスをとることが可能となる。回転角度によっては、車両がサイドスタンド状態と同程度傾斜していても重心位置を傾斜とは反対側に移動させることも可能となることを Fig.5 に示す。

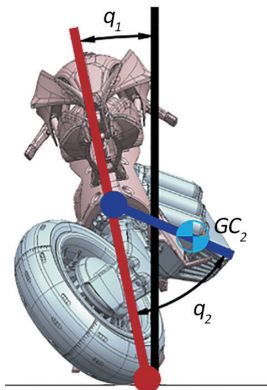


Fig.5 Center of gravity difference

本機構において、例えば前述した 5 度傾斜するのに 1 秒要するその間に GC_2 を移動させることによって、自立制御を可能にした。この制御は GC_1 のロールレイトをフィードバック

クすることで成立させた。

3-3. 後輪 (R 点) の舵角について

また、本機構においても一つの利点が考えられる。Fig.6 に後輪舵角のイメージを示す。Fig.4 に示す AMCES 軸 ($a-a$) において、 α° 回転した場合、 θ_r° 後輪に舵角が付与され、 T_1 から T_2 へ後輪の向きが変化する。つまり、車体に回転自由度を追加することで、後輪操舵が可能となる。

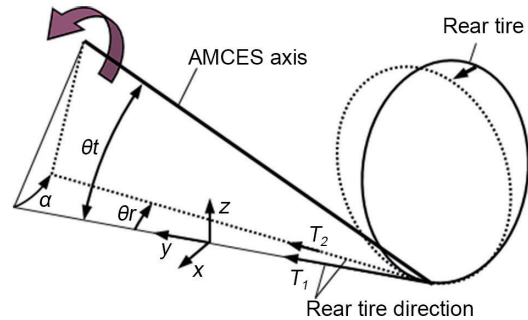


Fig.6 Rear tire direction

4 自立制御

4-1. AMCES 軸を考慮した運動方程式

前輪を含む剛体を $Q1$ 、後輪を含む剛体を $Q2$ とする。水平線と AMSES 軸の開き角を $a2$ 、 $\alpha = \cos(a2)$ 、 $\beta = \sin(a2)$ とすると AMCES 軸の方向の単位ベクトルは $N2 = \{\alpha \ \beta \ 0\}^t$ と記載できる。Fig.5 に示すように $Q1$ の鉛直軸からのねじれ角を $q1$ 、 $Q1$ の重心位置を $P1 = \{P1x, P1y, P1z\}^t$ 、 $Q1$ の質量を $m1$ 、 $Q1$ の慣性テンソルを $I1$ 、 $Q1$ と $Q2$ のねじれ角を $q2$ 、 $Q2$ の重心位置を $P2 = \{P2x, P2y, P2z\}^t$ 、 $Q2$ の質量を $m2$ 、 $Q2$ の慣性テンソルを $I2$ 、運動エネルギーを T 、位置エネルギーを U 、散逸エネルギーを D 、ラグランジアン $L = T - U$ と置き、外力 F_i とすれば運動方程式が求まる。Fig.7 に二重倒立振子の模式図を示す。

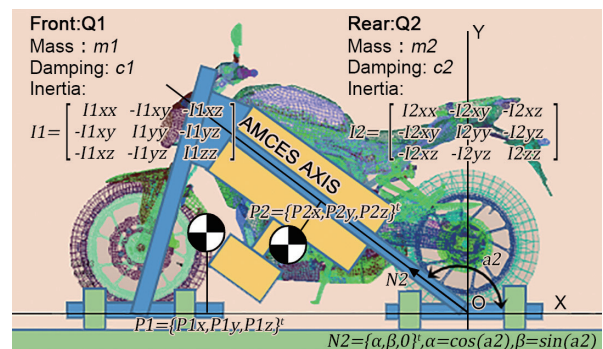


Fig.7 Simplified structure

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i}\right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} = F_i$$

AMCES 軸をねじるモータ指示トルクを M とすると $Q2$ には M が直接作用し、 $Q1$ には反力の $-Ma$ が作用する。

これを $q1$ 、 $q2$ に分けて計算すると以下ようになる。

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_1}\right) - \frac{\partial L}{\partial q_1} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_1} &= \{m1P1_y^2 \\ &+ m2(R^2\beta^2 + S^2 - S^2\beta^2 \cos^2 q_2 \\ &- 2RS\alpha\beta \cos q_2) + I1_{xx} + I2_{xx}\}\ddot{q}_1 \\ &+ \{m2(-S^2\alpha + RS\beta \cos q_2) - I2_{xx}\alpha \\ &+ I2_{xy}\beta \cos q_1\}\ddot{q}_2 \\ &- \{m2RS\beta \sin q_2 \\ &+ (-I2_{yy} + I2_{zz})\beta^2 \sin q_1 \cos q_1 \\ &+ I2_{xy}\alpha\beta \sin q_1\}\dot{q}_2^2 \\ &+ 2\{m2(S^2\beta^2 \sin q_2 \cos q_2 \\ &+ RS\alpha\beta \sin q_2) - I2_{xy}\beta \sin q_1\}\dot{q}_1\dot{q}_2 \\ &+ c_1\dot{q}_1 - gm1P1_y \sin q_1 \\ &+ gm2(-R\beta \sin q_1 + S\alpha \sin q_1 \cos q_2 \\ &- S \cos q_1 \sin q_2) = -Ma \\ \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_2}\right) - \frac{\partial L}{\partial q_2} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_2} &= \{m2(-S^2\alpha + RS\beta \cos q_2) - I2_{xx}\alpha \\ &+ I2_{xy}\beta \cos q_1\}\ddot{q}_1 \\ &+ \{m2S^2 + I2_{xx}\alpha^2 + I2_{yy}\beta^2 \cos^2 q_1 \\ &+ I2_{zz}\beta^2 \sin^2 q_1 \\ &- 2I2_{xy}\alpha\beta \cos q_1\}\ddot{q}_2 \\ &- \{I2_{xy}\beta \sin q_1 \\ &+ m2(S^2\beta^2 \sin q_2 \cos q_2 \\ &+ RS\alpha\beta \sin q_2)\}\dot{q}_1^2 \\ &+ 2\{\beta^2(-I2_{yy} + I2_{zz}) \sin q_1 \cos q_1 \\ &+ I2_{xy}\alpha\beta \sin q_1\}\dot{q}_1\dot{q}_2 + c_2\dot{q}_2 \\ &+ gm2(S\alpha \cos q_1 \sin q_2 \\ &- S \sin q_1 \cos q_2) = M \end{aligned}$$

ここで $R=P2x\alpha + P2y\beta$ 、 $S=P2x\beta - P2y\alpha$ と置いた。

これを状態方程式にするために、 $q1$ と $q2$ が微小であると仮定して三角関数を近似し、さらに高次の項を無視する。その後、 $q1$ と $q2$ の加速度について解くと 2 階の運動方程式

が求まる。

$$\begin{aligned} \ddot{q}_1 &= \frac{1}{D}\{-J22C1\dot{q}_1 + (-J22G1 - J21gm2S)q_1 + J12C1\dot{q}_2 \\ &+ gm2S(J22 + J12\alpha)q_2 + (-J22\alpha - J12)M\} \\ \ddot{q}_2 &= \frac{1}{D}\{J21C1\dot{q}_1 + (J21G1 + J11gm2S)q_1 - J11C2\dot{q}_2 \\ &+ gm2S(-J21 - J11\alpha)q_2 + (J21\alpha + J11)M\} \end{aligned}$$

ここで係数は以下のように置いた。

$$\begin{aligned} J11 &= m1P1_y^2 + m2(R^2\beta^2 + S^2 - S^2\beta^2 - 2RS\alpha\beta) + I1_{xx} + I2_{xx} \\ J12 &= m2(-S^2\alpha + RS\beta) - I2_{xx}\alpha + I2_{xy}\beta \\ J21 &= m2(-S^2\alpha + RS\beta) - I2_{xx}\alpha + I2_{xy}\beta \\ J22 &= m2S^2 + I2_{xx}\alpha^2 + I2_{yy}\beta^2 - 2I2_{xy}\alpha\beta \\ G1 &= gm2(-R\beta + S\alpha) - gm1P1_y \\ D &= J11J22 - J12J21 \end{aligned}$$

さらに状態量を $\{q_1 \dot{q}_1 q_2 \dot{q}_2\}^t$ と置き、自明な項を加えて 1 階の微分方程式 (状態方程式) に書き直す。

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} \dot{q}_1 \\ \ddot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \\ \ddot{q}_2 \end{Bmatrix} &= \frac{1}{D} \begin{bmatrix} 0 & D & 0 & 0 \\ -J22G1 - J21gm2S & -J22C1 & gm2S(J22 + J12\alpha) & J12C2 \\ 0 & 0 & 0 & D \\ J21G1 + J11gm2S & J21C1 & gm2S(-J21 - J11\alpha) & -J11C2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_1 \\ \dot{q}_1 \\ q_2 \\ \dot{q}_2 \end{Bmatrix} \\ &+ \frac{1}{D} \begin{Bmatrix} 0 \\ -J22\alpha - J12 \\ 0 \\ J21\alpha + J11 \end{Bmatrix} M \end{aligned}$$

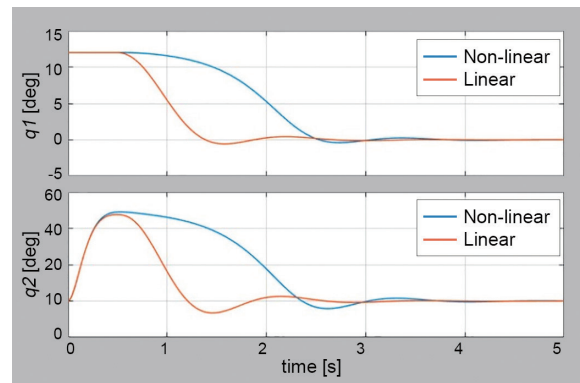


Fig.8 Standup simulation

制御設計は車体全体を安定化させるように考え、 $Q1$ のみに適当な重みを設定し^[7]、線形 2 次レギュレータ設計を行った。その結果 12 度傾斜したサイドスタンド状態から、Fig.8 に示すように $q1$ が 0 に収束して自立できた。また、非線形

シミュレーション結果の 2.5 秒以降と線形シミュレーション結果の 1.2 秒以降の波形をずらすと波形が一致しており、自立する $q1 \approx 0, q2 \approx 0$ 付近では非線形式と線形式に差異がないことが確認できた。

さらに、サイドスタンドから自立できる重量バランスの検討や、そのときに必要なモータトルクの推定ができた。

4-2. 実験同定による状態方程式の精緻化

原理試作機を作成して加振動実験を行い、挙動を計測することで状態方程式を精緻化した。机上にて求めた運動方程式に、さらに実機で求めたフィードバックゲインを加味し自立状態を実現したうえで、周波数と振幅でランダムな M 系列加振^[8]を与え、 $q1$ と $q2$ の角度と角速度、およびそのときの指示外乱トルクを 0.5ms のサイクル周期で 60 秒計測しデータを採取した。その原理試作機 2 台を Fig.9 に示す。

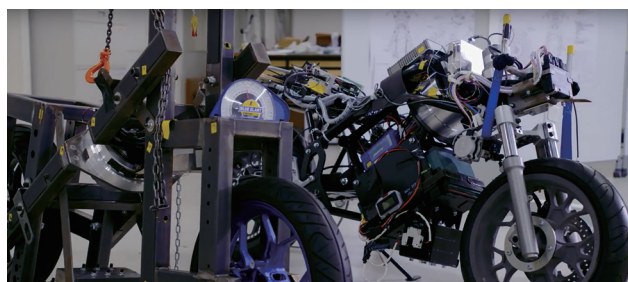


Fig.9 Principle prototype

その後、制御サイクル周期で欠落しているデータに対して前後の計測データを内挿して復活させるリカバー処理と計測データの平均を 0 にするトレンド除去処理の 2 つの処理を行った。その整備させた計測データの後半分の結果のみを用いて MATLAB のシステム同定機能^[8]を用いて状態方程式を導出した。同定結果の妥当性検証は前半の計測データを含めた全時間で行った。整備された計測データと計測データの開始時間状態変数を初期値として同定された状態方程式に次々に代入して計算した同定データは Fig.10 に示すように殆ど重なり、山に形もよく再現されており状態方程式が精度良く同定できている。

さらに同一条件試験を 5 回実施し、Fig.11 に示すように別の実験データにも再現性が高い状態方程式を選択した。相互相関係数も 98% と高い同定精度の状態方程式を導出できた。

また、5 回個別に計算された状態方程式の極が Fig.12 に示すように、無周期運動を示す実固有値 1 つと減衰運動を示す複素固有値 2 つの合計 3 つの固有値が一致しており、計測と同定のミスがないことを再確認した。

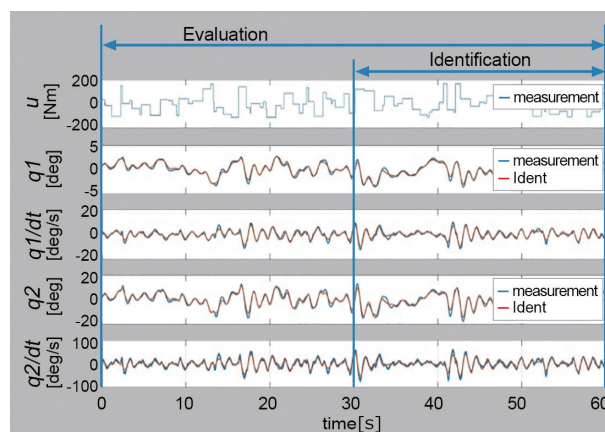


Fig.10 Identification

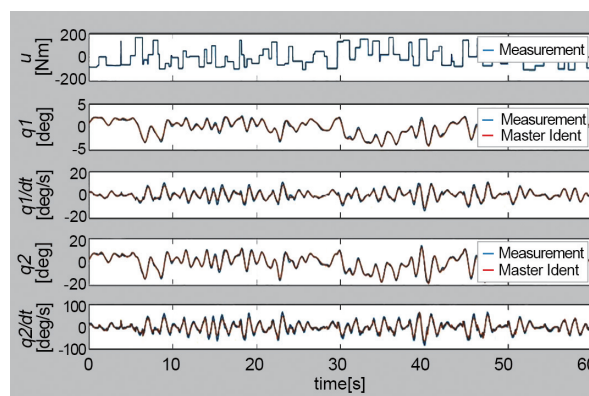


Fig.11 Cross check

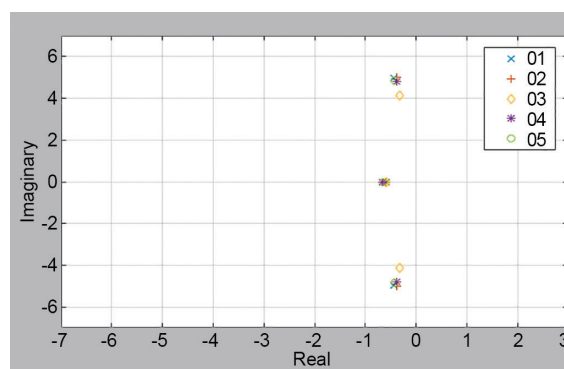


Fig.12 Original pole

4-3. ロールフィードバック制御

フィードバック制御は、加振実験したものを Fig.13 に示すようにベースフィードバックに追加フィードバック R を追加することとした。後輪を揺らすことで車両を安定させるために $Q1$ の重みを大きく、 $Q2$ の重みを 0 とし、線形 2 次レギュレータ設計により最適ゲイン R を導出した。

線形 2 次レギュレータ設計での重みは、直立自立付近で実機を押し倒してみても応答性が高いものを選択し、制御結

果の状態方程式の極位置でも評価して決定した。制御の有無での極の結果を Fig.14 に示す。

特に、0.7Hz の運動を示す減衰特性を示す固有値の実数部が -0.5 から -5 付近に移動しており、揺れが 1 秒で収まる制御となっている。

線形 2 次レギュレータ設計で求めたフィードバック量 R と状態量 X の内積 (ur) を追加トルク指令値としてフィードバックさせた。不安定な車両を安定化させる弱いフィードバック量 K に対する指令トルク (ul) とは別に計算して追加フィードバック量 R をオン・オフすることで有効性を確認した。

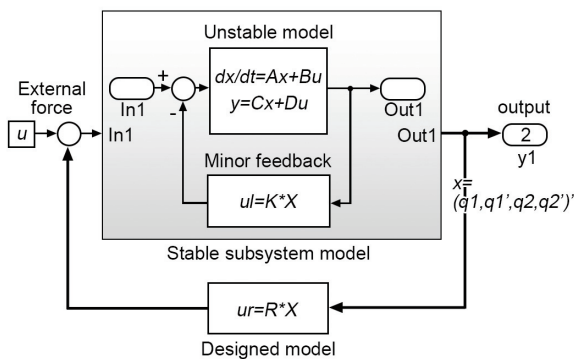


Fig.13 Feedback control

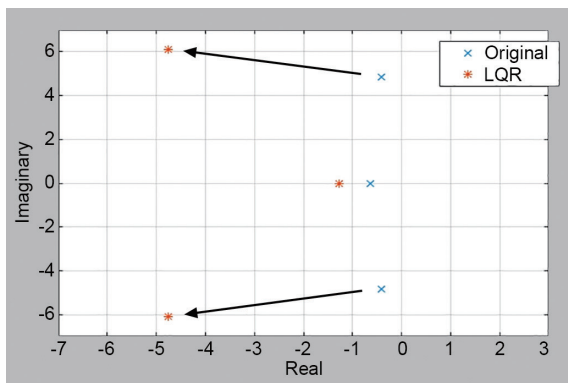


Fig.14 Controlled pole

制御性能は、釣り合い位置からの起き上がり性能評価を 3 秒間、0.5 秒で 2 度の強制変位からの戻り性能を 3 秒間、0.5 秒の適当なトルク外乱を与えた時の応答性を 3 秒間の合計 9 秒間のシミュレーションで評価した。

Fig.15 に示すように起き上がりや外乱に対して揺れの収束が早くなり、速度変化が収まっていることから制御性能向上が確認できた。

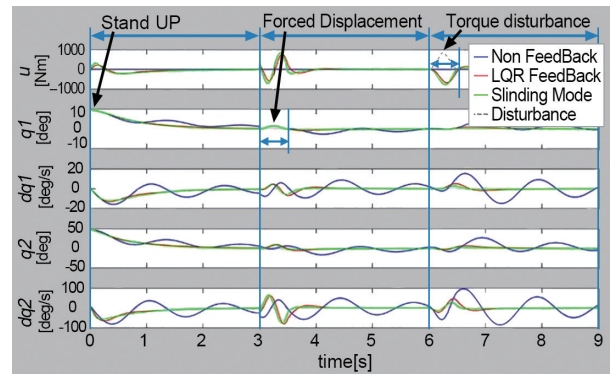


Fig.15 Feedback simulation

減衰特性を決めるのは角速度であるが、路面の摩擦係数やモータの減衰係数などは計測が困難であることに加えて利用環境や利用状況で変化する。それに対応するために摩擦係数変化をモデル化誤差と考えて野波らが推薦しているスライディングモード制御^[9]を適用した。

スライディングモード制御の有効性は、Fig.16 に示すように、スライディング平面からの状態量の離れ距離で評価した。スライディングモード制御の追加によってより早い時間で距離 0 に収束している。この状況はスライディングモード制御により、状態量が一旦平面に拘束されるとスライディング平面を滑り原点に収束することを意味している。

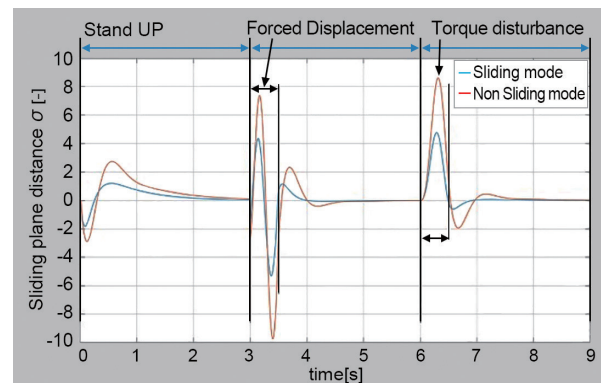


Fig.16 Sliding plane distance

また、人員乗車状態の実験同定より状態方程式を改めて求めて、その求めた状態方程式に無人時と同じ重みを適応して人員乗車時のフィードバックゲインを求めた。人員の有無でゲインを切り換えるゲインスケジュールを行い、Fig.17 に示すように人員乗車も可能となった。



Fig.17 Testing

5 まとめ

- (1) 二輪の車体に回転自由度を追加することで、車両の重心を大きく二つに分けて考えることができるようになった。
- (2) 回動しない側 (GC_1) のロールレイトをフィードバックし、回動側の重心位置 (GC_2) をコントロールすることで、自立制御させることができる。
- (3) 運動方程式と実験同定を併用して状態方程式を導出しこれを基に現代制御を適用することで、静止時の自立安定制御を実現した。
- (4) さらに、後輪も操舵することで重心三角形の全頂点が制御可能となり、二輪車体運動特性の考え方を大きく飛躍させる提案ができた。
- (5) 一方で、高速で回転するフライホイール構造に比べるとコンパクトで軽量な構造であるが、新たに追加された自由度を制御するためのアクチュエータや制御ユニットによる重量増は否めず、軽量化も今後の課題と言える。

■参考文献

- [1] R. S. Sharp: The Stability and Control of Motorcycles, Journal Mechanical Engineering Science, Vol. 13 No.5 (1971)
- [2] 浅野俊二, 大富部寿一: FEM 車両モデルを用いた二輪車運動特性解析: 自動車技術会 学術講演会前刷集 No.69-01, 326, (2001)
- [3] J. Ootombe, A. Hasegawa: Experimental Analysis of Sense of Stability in Motorcycle, SAE Technical Paper Series SAE-891993 (1989)
- [4] 木村哲也: 低速走行二輪のライダー操縦モデルに関する検討: 自動車技術会 学術講演会前刷集 No.335-20075396

[5] 井口雅一: 前後二輪操舵二輪車の操安性についての基礎研究: 自動車技術会論文集 No.32, 1986.

[6] 辻井栄一郎: 自動二輪車の低速走行時における安定性評価: 自動車技術会 学術講演会前刷集 No. 384-20105078

[7] 野波健蔵: MATLAB による制御系設計: 東京電機大学出版局 ISBN4-501-31940-2

[8] 足立修一: システム同定の基礎: 東京電機大学出版局 ISBN978-4-501-11480-0

[9] 野波健蔵: スライディングモード制御: コロナ社 ISBN978-4-339-03157-7

■著者



土屋 光生 (写真①)

Mitsuo Tsuchiya

先進技術本部
技術企画統括部
デジタルエンジニアリング部

辻井 栄一郎 (写真②)

Eiichirou Tsujii

先進技術本部
NV事業統括部
NV企画部

寺山 敬 (写真③)

Takashi Terayama

先進技術本部
技術企画統括部
デジタルエンジニアリング部

鶴見 尚 (写真④)

Nao Tsurumi

先進技術本部
技術企画統括部
デジタルエンジニアリング部

Fundamental Research and Observations Concerning Leaning Multi-Wheel Vehicles

Eiichirou Tsujii Takeshi Toyota

要旨

2007年に東京モーターショーでコンセプトモデル「Tesseract」四輪モーターサイクル（Photo 1）を出展した当社は、2014年には二輪と同じように傾斜してコーナリングする三輪以上の乗り物（以下、「LMW」という）として、ニューコンピューターモデル「Tricity」（Photo 2）の市販を開始した。次いで2015年の東京モーターショーでは、「コーナリングマスター」をコンセプトに開発された「MWT-9」（Photo 3）を参考出品し、その2年後となる2017年には「NIKEN」として発表した。

一方で、当社におけるLMW技術の研究開発には長い歴史があり、スクーター「Passol」が大ヒットした1977年にはすでに、このモデルをベースとしたフロント二輪のバイクを他社に先駆けて開発していた（Photo 4）。そこで本報では、ヤマハにおけるLMWの歴史を紹介するとともに、2004年から2012年にかけて研究開発された四輪モーターサイクルの試作車「Tesseract II」（Photo 5）について報告する。

Abstract

Yamaha Motor Co., Ltd. (hereinafter “Yamaha”) exhibited the “Tesseract” 4-wheeled motorcycle (Photo 1) at the Tokyo Motor Show in 2007. Then in 2014, Yamaha began sales of its first Leaning Multi-Wheel (hereinafter “LMW”) vehicle, the “Tricity” (Photo 2), as a new kind of city commuter model. At the Tokyo Motor Show in 2015, Yamaha displayed the “MWT-9” (Photo 3) developed under a “Cornering Master” concept.



Photo 1



Photo 2



Photo 3

Yamaha has a long history of research and development into tilting multi-wheel technology. When the “Passol” 2-wheeled scooter became a big market hit in 1977, Yamaha took the model as a base and has been carrying out development of motorcycles with two front wheels in secret ever since (Photo 4). This report will introduce Yamaha's history with tilting vehicles and discuss the LMW prototype (Photo 5) developed as the result of tilting wheel vehicle R&D work conducted from 2004 to 2012.



Photo 4



Photo 5

1 INTRODUCTION

The idea of a vehicle with three or more wheels that could lean through turns with camber thrust had already been proposed in Germany in the 1930s. Since then, there have been a variety of similar vehicle proposals over the years, primarily originating in Europe. The Piaggio MP3 marketed from 2006 can be cited as the world's first mass-produced tilting multi-wheeled vehicle. Tilting multi-wheeled vehicles have been subsequently commercialized by Peugeot, Quadro Vehicles, Yamaha Motor and other manufacturers. In recent years, these vehicles are steadily becoming more established as a new form of motorcycle in the world's markets.

On the other hand, the Tesseract (Photo 1) as well as the R&D prototype (Photo 5) were developed under the concept of “Four Wheels but a Motorcycle” as a deeper study into tilting multi-wheeled vehicle technology. Although the prototype has four wheels like an automobile, it features a specially engineered lean mechanism that achieves zero vehicle roll rigidity, making it a system that functions in essentially the same way as a conventional motorcycle. As such, it has the same basic vehicle dynamics as a conventional motorcycle and makes turns with cornering forces based primarily on camber thrust^[1]. Therefore, the steering operation is exactly the same as a 2-wheeled motorcycle. However, due to the increase in the number of wheels, the suspension system and the presence of a lean mechanism, structurally, it differs greatly from a 2-wheeled motorcycle. As a result, the prototype adopts new modes of motion not present in either 2-wheeled motorcycles or 4-wheeled automobiles, which give it more complex vehicle dynamics.

In search of greater knowledge of this previously unknown field of vehicle geometry and dynamics, design work based on desktop studies and analysis were conducted to produce a prototype 4-wheeled motorcycle.

2 SPECIFICATIONS AND FEATURES

Table 1 shows the basic specifications of the prototype 4-wheeled motorcycle.

Table 1 Basic specifications of the 4-wheeled motorcycle prototype

Item	Specifications	Comments
Suspension (front)	Cantilevered leading dual-scythe arms	Double wishbone
Suspension (rear)	Cantilevered trailing arms	(Swingarm)
Lean mechanism	Mechanical balancer type	On both front and rear wheels
Frame	Twin tube	All-aluminum
Tilt control	Hydraulic roll feedback control	Only when stationary
Brakes	Hydraulic disc brakes for all wheels	—
Engine	4-stroke, 2-cylinder, DOHC, 900cc, 5 valves per cylinder	PS: N/A Torque: N/A
Drive mechanism	Rear-wheel shaft drive	Single-index beveled gear
Power distribution	LSD fitted	—
Transmission	Constant mesh 6-speed	With reverse gear
Vehicle weight	N/A	—

2-1. Detailed Specifications

2-1-1. Front suspension and the lean mechanism

There are several points crucial to creating a 4-wheeled motorcycle, which is still just a concept. The most important point is that the vehicle has zero vehicle roll rigidity. Achieving this makes the basic vehicle dynamics of a 4-wheeled motorcycle identical to those of a conventional motorcycle^[1], meaning “it can have four wheels but still be a motorcycle.” Therefore, zero vehicle roll rigidity is a key factor for this concept. Furthermore, setting the track (in mm) will not only determine the vehicle's basic performance, but will also greatly affect the specifications of the lean and suspension mechanisms. This is because there is a correlation between the track corresponding to the required lean angle and the operating angle of the lean mechanism. The operating angle of the lean mechanism increases as the track becomes wider, regardless of the type of suspension and lean mechanisms used.

In making a 4-wheeled motorcycle, we placed top priority on retaining the benefits of a motorcycle, like the

narrow vehicle width, while still adding multiple wheels. This created the basis for adding the benefits of multiple wheels while keeping the benefits of a conventional motorcycle. To accomplish this, a leading arm suspension was chosen for the front end, and a Yamaha-exclusive layout called the “leading dual-scythe arm” was designed to keep vehicle width compact. Figure 1 shows this layout.

The upright has a shape that suggests the scythe-like claw of a praying mantis, from which the name “scythe arm” was derived, and the basic configuration positions a double wishbone suspension in the leading direction in order to allow vertical motion. A lean mechanism is created by using a seesaw-type stabilizer to link the right and left sides of this double wishbone suspension via shock absorbers. Figure 2 shows the difference in the up and down movement between the left and right sides when leaning.

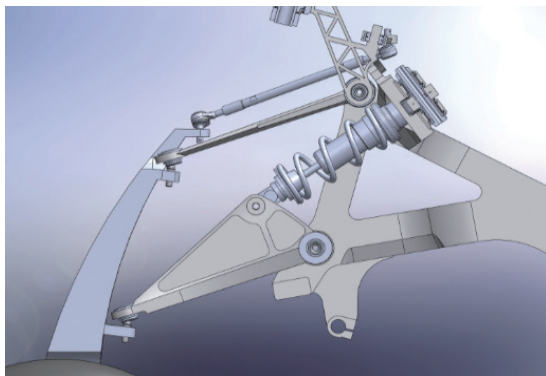


Fig.1

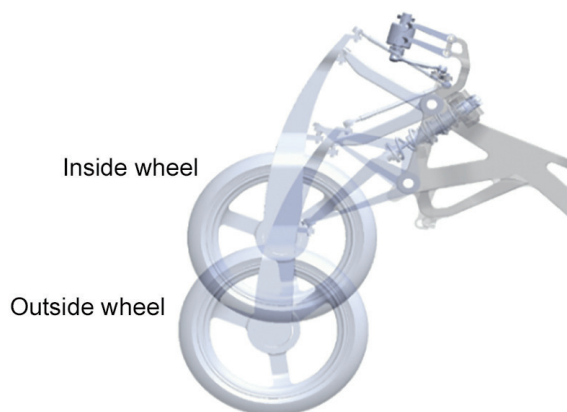


Fig.2

2-1-2. Relationship between the track and the leading arm operating angle

The suspension and the lean mechanism are very closely related, in which the suspension can be considered to be contained inside the lean mechanism. Equation (1) shows the relationship between the track and the lean mechanism (here, the operating angle of the arm of the double wishbone comprising the scythe arm).

$$\alpha = 2 \cdot \text{asin} \left\{ \frac{L_{tr} \cdot \tan \theta / 2}{L_{arm}} \right\} \quad (1)$$

α : Arm operating angle L_{tr} : Track width

θ : Lean angle L_{arm} : Arm length

From this equation, we can see that when the lean angle and track width increase, so does the required operating angle of the arm. It can also be seen that altering the arm length has the opposite effect. For the lean angle, given that a tilting multi-wheeled vehicle gains cornering forces based primarily on camber thrust and considering it to be similar to a conventional motorcycle, it can be said that optimizing the track width and the arm length is of great importance.

2-1-3. Examination of the front geometry

The front suspension must be equipped with not only a lean mechanism, but also a steering mechanism. Obviously, during operation, the steering mechanism, lean mechanism and suspension travel must not interfere with each other. When leaning, the suspension arm oscillates significantly in a way similar to how a shock absorber operates. However, with a tilting multi-wheeled vehicle, it is necessary to generate camber thrust in the tires by leaning, so preventing large changes in the camber angle of the inside and outside wheels when leaning is absolutely essential. Furthermore, if a scrub radius is set, the scrub radius will differ greatly between the inside and outside wheels when leaning, adversely affecting steering torque characteristics.

In the suspension of a 4-wheeled vehicle, in order to optimize the ground contact surface of the tires while taking roll center into consideration, it is common to

vary the length of the upper and lower arms, or vary the arm installation angle to be approximately equal to the camber angle. However, based on the aforementioned leaning characteristics, we set the difference in length between the upper and lower arms as zero (equal length); the difference in the arm installation angle in the lateral direction as zero (both arms are parallel), which means the camber angle is also approximately zero; the scrub radius as zero; and the king pin angle as zero. Also, the height of the LMW vehicle was set under the prerequisite that the installation angle of the upper and lower arms in the longitudinal direction under 1G conditions be parallel. In other words, setting the arm installation angle to zero minimized changes in the wheelbase of the right and left wheels and in the rake and trail when in a leaned state.

Furthermore, it is also important to keep in mind the Ackermann steering angle, which must be set according to the track width. However, because the track on the prototype is extremely narrow at 180 mm, we set the Ackermann steering angle to nearly zero and adopted a vehicle geometry based on a “completely zero alignment concept” for the suspension and the lean mechanisms.

In the basic geometry, in deriving the rake and trail in particular and accounting for the fact that there are two front wheels, we worked from the equation for steering torque characteristics^[2] for the steering apparatus. As a result, a geometry different from that of a conventional motorcycle was computed, i.e., a rake of 15 degrees and a trail of 62mm. Equation(2) shows the normal trail a_n during cornering, and Equation (3) shows the steering torque.

$$a_n = \sqrt{(a_1^2 + a_2^2 + a_3^2)} \quad (2)$$

$$a_1 = -(Y_{pf} \cos \phi + t_r \sin \phi) \cos(\epsilon + \mu)$$

$$a_2 = [X_{pf} \cos(\epsilon + \mu) - p \cos \epsilon + R_r \sin \epsilon - a_n] \cos \phi - (p_r \cos \phi + t_r) \sin(\epsilon + \mu)$$

$$a_3 = Y_{pf} \sin(\epsilon + \mu) + [X_{pf} \cos(\epsilon + \mu) - p \cos \epsilon + R_r \sin \epsilon - a_n - p_r \sin(\epsilon + \mu)] \sin \phi$$

ϵ : Rake angle μ : Pitch angle δ : Steering angle
 ϕ : Roll angle d : Offset p : Wheelbase R_r : Front wheel outer radius
 R_r : Rear wheel outer radius t_r : Front tire cross-section radius
 t_r : Rear tire cross-section radius p_r : Front wheel Torus radius
 p_r : Rear wheel Torus radius X_{pf}, Y_{pf} : Coordinates of the front wheel ground-contact point

$$M_z = M_{msg} + 2M_{fe} - 2M_s + 2M_c \quad (3)$$

M_{msg} : Moment due to steering system mass
 M_{fe} : Moment due to front wheel vertical load
 M_s : Moment due to front wheel lateral force
 M_c : Moment due to front wheel camber torque

2-1-4. Rear suspension and the lean mechanism

It is possible for the suspension and lean mechanisms at the rear to have a simple structure as they do not require a steering mechanism like the front. The rear employs the trailing arm (swingarm) commonly used on motorcycles, and by linking the right and left sides via a seesaw like the front, zero vehicle roll rigidity is achieved and leaning became possible.

However, for the shock absorber, taking the overall vehicle weight into consideration made it possible to position a single unit on the vehicle body side of the seesaw. Figure 3 shows the layout. Additionally, as was done for the front, vehicle height was adjusted and set so that the arms become parallel under 1G conditions and the camber angle was set to zero, so that the basic rear alignment was zero like the front.

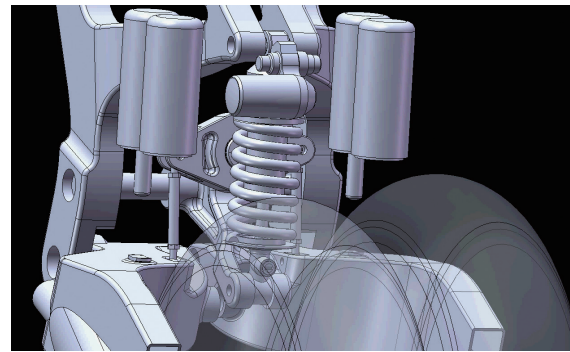


Fig.3

2-1-5. Drivetrain

The drive system and delivery of drive force for the left and right wheels are especially important. Shaft drive was adopted for the drive system and a limited-slip differential (LSD) was adopted for drive force delivery. Although shaft drive has disadvantages in terms of weight, it has clear advantages over chain drive in terms of delivering traction and its ease of maintenance. Since it is basically impossible to ensure straight-line stability for a vehicle with zero roll rigidity when a wheel on only

one side is being driven, powering the wheels on both sides becomes a necessity. Even in the case of narrow track width, i.e., 180 mm, consideration must be made for the turning radius difference of the inner wheel when turning at full lock. Furthermore, when leaning, the angle of the swingarms for the inside wheel and the outside wheel differ greatly, creating a difference in the level of traction between the left and right sides of the vehicle (Fig. 4).

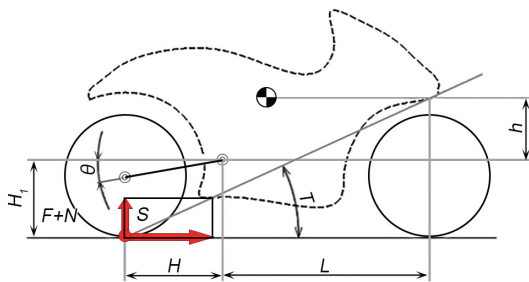


Fig.4

Taking these factors into account, the decision was made to adopt an LSD unit. When cornering, the drive force from the shaft drive produces different reactive forces for the inside and outside wheels, and as a result, a moment that tries to bring the vehicle upright is generated around the center of gravity. In this way, a roll moment is generated in the prototype vehicle as it has a front and rear track. Equation (4) shows this roll moment, and Figure 5 shows this roll moment and the difference in ground-contact load between the inside and outside wheels.

$$M = (F_{out} + N_{out} + mg) \cdot \{(T/2) - t\} - (F_{in} + N_{in} + mg) \cdot \{(T/2) + t\} \quad (4)$$

m: Vehicle weight distributed by one rear tire
T: Track
t: Shift in the ground-contact point during banking
N: Ground-contact load due to load shift
F: Ground-contacting load due to anti-squat moment

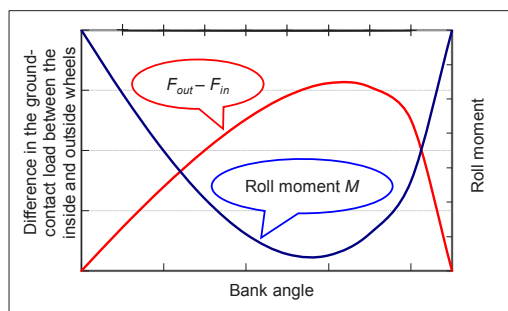


Fig.5

3

RIDING EVALUATION

3-1. Basic riding

Setting the roll rigidity in particular to zero helped achieve smooth lean characteristics, and we were able to ride and corner using the same inputs as a conventional motorcycle with no unnatural feeling (Photo 6 and 7).



Photo 6



Photo 7

3-2. Riding over uneven road surfaces

Likewise, since zero vehicle roll rigidity provides the vehicle with balancing dynamics, it is not easily affected by road surface undulations and a road test proved that it can ride smoothly over uneven road surfaces at an angle (Photo 8).



Photo 8

3-3. Tilt control

Because the LMW vehicle has two wheels on the left and right sides, a pair of hydraulic cylinders are provided on the upper portion of the swingarm for each wheel (Fig. 6 and 7).

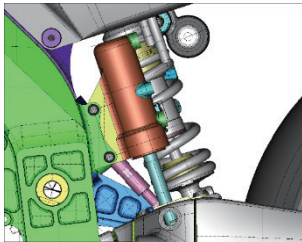


Fig.6

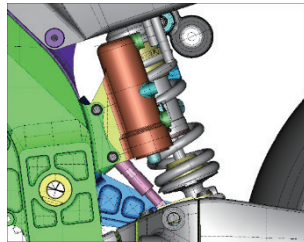


Fig.7

When riding at a fixed speed, the hydraulic cylinder rods are stored to enable smooth riding and counteract any influence on the vehicle's lean. On the other hand, it was confirmed that when vehicle speed is nearly zero, the movements of the swingarms can be controlled by pushing the hydraulic cylinder rods against them, enabling the LMW vehicle to remain upright on its own based on roll rate feedback control (Photo 9).



Photo 9

4 CONCLUSIONS

With this prototype vehicle and its especially narrow track, adopting zero vehicle roll rigidity and the “completely zero alignment concept” made it possible to materialize the concept of “Four Wheels but a Motorcycle.”

As a result, we were able to verify the potential of an LMW vehicle, such as tilt control and the ability to ride smoothly over uneven road surfaces at an angle, through

actual road tests.

On the other hand, though not discussed in this paper, while the basic vehicle dynamics of this prototype are the same as those of a conventional motorcycle, the systems we employed cannot be considered “the same” as a conventional motorcycle as our prototype uses more tires, a different type of suspension and a lean mechanism. From this, we can begin to understand that tilting multi-wheeled vehicles have a unique vibration mode and values, and we believe there to be a great deal of room for further research in this area.

REFERENCES

- [1] I. Kageyama, Y. Kuriyagawa, “Basic research concerning motion characteristics in personal mobility vehicles using camber angle control”, Proceedings of the Society of Automotive Engineers of Japan (JSAE) Autumn Convention, Osaka, Japan, 3-5 October 2012, Osaka International Convention Center, Osaka, 2012, No. 115-12, 27-32 pp.
- [2] V. Cossalter, Motorcycle Dynamics, 2nd Edition, Lu-lu.com (self-published), Raleigh, NC, USA, 2006.

■ 著者



辻井 栄一郎 (写真①)
Eiichirou Tsujii
先進技術本部
NV事業統括部
NV企画部

豊田 剛士 (写真②)
Takeshi Toyota
モビリティ技術本部
EM開発統括部
コンポーネント技術部

本稿は、BMD2016Conference にて発表されたものです。

ヤマハ発動機 技報企画委員会

委員長	加藤 薫	先進技術本部 技術企画統括部 技術企画部
委員	荒木 治	ヤマハモーターエンジニアリング(株) 経営企画部
	今井 浩久	ソリューション事業本部 ロボティクス事業部 UMS統括部 開発部
	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
	近藤 巧	PF車両ユニット 技術統括部 企画推進部
	沢淵 敦志	パワートレインユニット パワートレイン開発統括部 第2PT開発部
	澁谷 啓之	デザイン本部 プロダクトデザイン部
	田阪 嘉章	マリン事業本部 ME事業部 開発統括部 技術企画部
	田中大二郎	AM事業部 AM第1技術部
	土居 航介	パワートレインユニット コンポーネント統括部 材料技術部
	中本 剛広	ヤマハモーターエレクトロニクス(株) 開発統括部 電装開発部
	長森 基樹	ソリューション事業部 ロボティクス事業部 FA統括部 開発部
	野澤 伸治郎	ソリューション事業本部 SPV事業部 開発部
	二木 善希	マリン事業本部 ボート事業部 製品開発部
	宮田 彰一郎	ヤマハモーターパワープロダクツ(株) GC事業推進部 開発部
	村松 恭行	モビリティ技術本部 EM開発統括部 コンポーネント技術部

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
	海野 敏夫	企画・財務本部 コーポレートコミュニケーション部
	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
	川島 もとみ	デザイン本部 コーポレートデザイン部
	澁谷 啓之	デザイン本部 プランニングデザイン部
	村松 恭行	モビリティ技術本部 EM開発統括部 コンポーネント技術部
	神野 裕文	先進技術本部 技術企画統括部 技術企画部
	久米 裕子	先進技術本部 技術企画統括部 技術企画部

ヤマハ発動機 技報 第54号

YAMAHA MOTOR TECHNICAL REVIEW 2018 No.54

印刷 2018年11月30日
発行 2018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 渡部 克明
デザイン (株)スタジオコバ
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
(先進技術本部 技術企画統括部 技術企画部)
ホームページ <https://global.yamaha-motor.com/jp/profile/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