

YAMAHA MOTOR 2001-9 TECHNICAL REVIEW

ヤマハ発動機 技報

No. 32



特別寄稿

『品質について思うこと』

宮尾 博保 常務取締役

目次

特別寄稿

① 品質について思うこと

常務取締役 宮尾博保

製品紹介

③ 2002モデル モトクロッサーYZ250,YZ125,YZ85/LW

2002 Model Motocrosser YZ250,YZ125,YZ85/LW
根岸廣介

⑨ パスマイル/パスーパーライト

PAS Smile/PAS SuperLight

中之蘭晴彦/明田久稔/中山浩典/宮田彰一郎/山本豊之

⑮ 4ストローク船外機 F225A

Four Stroke Outboard Motor F225A

尾上昭博

⑲ PHS遠隔自動検針システム

Remoto Telemetering System Device by PHS

高山 晃

⑳ モジュール型高速マウンタ Xgシリーズ

Module Type High-Speed Surface Mount Machine Xg Series

岩塚佳久

㉓ 5人乗り電磁誘導電気ゴルフカー G17E

Electromagnetically Guided 5-passenger Electric Golf Car G17E

吉井芳徳/雄谷誠祐/佐藤孝夫

技術紹介

③② ヤマハ ASV-2の研究開発

Reserch and Development of YAMAHA ASV-2

北川成人/中井 登

③⑨ クラックフリーCr めっき膜の構造,物性,および耐久性

Crystallographic Structure,Physical Properties and Durability of Crack-Free Cr Plating

土屋五十洋/真野桂子

④⑤ エンジンラバーマウント化によるATV振動低減

ATV Vibration Reduction by Engine Rubber Mount System

清水克久

技術論文

- 50 **FEM車両モデルを用いた二輪車運動特性解析**
Vehicle Dynamics Simulations for Motorcycles Using FE Models
浅野俊二／大富部寿一
- 55 **予混合自着火エンジンの一般的性質と着火時期の予測**
General Properties of HCCI Engines and Prediction of Heat Release Timing
飯田 実／林 素明／David E. Foster／Jay K. Martin
- 65 **高強度アルミ合金ピストンのリング溝への硬質アルマイト処理**
Hard Anodic Oxide Coating on the Piston-Ring Groove of a Cu-Rich Aluminum Piston with Mixed Acid Electrolytes
栗田洋敬／山縣 裕／小池俊勝
- 70 **エンジン音リアルタイム合成技術の開発**
Development of a Real-Times Synthesis Technology of Engine Sound
前田 修

特別寄稿

品質について思うこと



宮尾博保 Hiroyasu Miyao

●常務取締役 MC事業本部 GEMセンター長

今、我々はグローバル競争の真っ只中におり、熾烈な戦いに勝ち残るべく、知恵と行動が試されています。そして、そのための多くの達成すべき課題の中で、品質とコストが重要であることは議論の余地がありません。信頼される品質で、競争力のあるコストで、お客様が求める商品・サービスをタイムリーに提供することが、そのための条件といえます。

製造業の基本は物づくりにあり、その品質にあるといえます。提供する製品・サービスの品質は、お客様が安心してご使用いただけるレベルでなければなりません。中でも製品安全への配慮は、パーフェクトが要求されます。情報化時代となり、あらゆる情報が瞬時に不特定多数に伝わる時代となりました。製品安全に関わる品質問題に対する関心の高まりは、企業に対して取り組み姿勢の変革を迫っています。

当社は今年、“ヤマハバリュー21”を制定しました。大競争時代の21世紀を勝ち抜き、ヤマハブランドを更に輝かせるために、我々はグローバルに、共通の価値観のもと、共通の行動基準をもち、自らの行動を律して行く必要があるからです。その中では、品質と安全の観点からも、幾つかの基本となる行動基準が述べられています。

- ・「課題認識」の項では、
高い目標、CCS、品質と安全について宣言しています。
- ・「決断・克服・貫徹」の項では、
問題先送りの禁止を、
- ・「あるべき姿へのこだわり」の項では、
高い使命感、利益の追求、危機への全力対応に関して明確に宣言しています。

これらは全て、品質と安全に対する我々の行動基準を宣言したものです。内容を常に反復し、自らの行動を自問自答する必要があります。“ヤマハバリュー21”の徹底と実践が、お客様からの確かな信頼の獲得と同時に、新たな価値を生み、利益を生み、それが株主に、社会に、そして我々に還元されることとなります。

MC事業本部では新体制発足と同時に、品質と安全に対する取り組みの決意を、組織としても、ミッションとしても明確にしました。事業本部長直轄で品質保証統括部を設け、事業全体の品質責任を担う体制としました。また、GEMセンターには、開発品質・製造品質・調達品質のグローバルな遂行責任を担うために、それぞれに品質推進室を設け、各統括部長が室長兼務で、自らの責任において、品質と安全に対する取り組み強化を図ることにしました。今、お客様は、商品・サービス等の品質を通して、企業全体の品質を監視する時代となりました。当社も、時代の要請に応え得る組織と取り組みを図らねばなりません。

日本は戦後様々な国力強化策を採ってきましたが、その中でも製造業の国際競争力に向けての取り組みは突出したものであり、その結果、日本の製造業は圧倒的国際競争力を誇るまでになったと言えます。そして、その強さの根源は世界トップの高品質にあったといえます。物づくりはもちろん、

仕事のプロセスに到るまで、全行程に渡り日本の製造業は、世界に冠たる高品質の信頼を築き上げてきました。これが、国際競争力の源泉であったと言えます。

しかし、最近それが危うく感じる事件が多発しています。

- ・ 新幹線トンネル事故、核燃料加工施設臨界事故
- ・ 食品会社中毒事件、自動車メーカー不祥事

等々、品質と安全に対する国内外からの信頼の低下は著しいものがあります。そして、これらの事実は、一夜にして有名ブランドが崩壊する悪夢が、現実になり得ることを教えてくれました。お客様の目は、近年益々厳しくなり、品質と安全に対する要求は一段と高まっています。

ここで当社の状況を見てみますと、最近の品質状況は、お客様から十分な信頼を得ているとは言えません。モーターサイクルの例をみても、市場での品質レベルは不十分であり、クレームは一部では低下傾向にあるものの、全体としては相変わらず高水準で推移しており、目標には程遠い状況と言えます。立ち上がりトラブルも特に改善されたとは言えません。また、今期は特にリコールが多発しました。業界がらみの特殊事情があったとは言え、お客様に多大なご迷惑をおかけしたことに変わりはありません。

クレーム発生の原因も、品質作り込みのためになすべきことも、我々はわかっている筈です。それぞれの商品が、それぞれの地域でどの様に使われるか、要求品質レベルをしっかりと押さえた開発が重要です。また、安定した品質の物づくりのためには、作り易い設計が重要であり、それが高い工程能力で、管理された状態で製造されることにより、安定した品質が保証されることとなります。それが結果として、製造原価低減にも大きく寄与します。そのためには、使われる現場・物づくりの現場を設計者自らの目で確認し、設計にフィードバックしなければなりません。こうした取り組みが品質の安定はもとより、製造原価低減にも繋がることとなります。

品質は全てのプロセスで作られ込みのものです。特に上流工程である開発段階の質がポイントと言えます。この重要性を“シックスシグマ”（ダイヤモンド社）では、エラーやミスを経営へのインパクトを数量化して、「1：10：100のルール」として紹介しています。

「エラーがデザインレビューや設計評価段階で発生した場合であれば、修正コストは1で済むとすると、エラーが見逃され出荷検査の段階まで進むと、10倍に跳ね上がる。さらに、顧客の段階で初めて発見された場合には、当初の100倍ものコストがかかる」

すなわちこれは、フロントローディング開発の重要性を述べたものです。当社のグローバルな事業展開に当てはめるとき、改めて開発品質の徹底した作り込みの重要性がわかります。今、品質とコストは、生き残りをかけた最重要課題です。グローバル競争を勝ち抜くための必須条件です。

ここまでは、主に品質について述べましたが、コストに関しては、別の切り口からも改革が必要です。その1つとして、世界最適調達もスピードを加速して進めております。しかし、いかなる調達も品質確保が大前提であることをしっかり認識した上で「確かな品質が大きな利益を生む」と言う考え方のもとに仕事を進めなければなりません。それが、ヤマハブランドへの信頼度向上と利益向上に繋がるものと確信します。

当社は創業以来、二輪車を主体に多角化を図りながら、グローバルに事業展開を図ってきました。その過程では幾多の困難にも遭遇しましたが、英知を結集して事に当たり、その課題を克服してきました。そこには、全てに渡り妥協を許さない、目標を極限まで追求し続ける、当社エンジニアの真骨頂がありました。それが、“世界の人々に新たな感動と豊かな生活を提供する”と言う感動創造企業の理念に脈々と受け継がれてきました。今、我々は真の力が試されています。

志を高く持ち、高い目標に向かって挑戦し、成果を勝ち取りましょう。

2002モデル モトクロスーYZ250,YZ125,YZ85/LW

2002 Model Motocrosser YZ250,YZ125,YZ85/LW

根岸廣介 Hirotsuke Negishi

●MC事業本部 第4PM室



YZ250



YZ125



YZ85/LW

図1 2002年モデル YZシリーズ

1 はじめに

「YZ」のモデル名で親しまれているヤマハ発動機（株）のモトクロスマシンは、実に30年近くの歴史をもち、諸先輩方の苦勞と努力の上に時代の波にももまれてきたが、近年では特に経済の好調とモーターサイクル文化の復活に支えられた北米市場で急激な販売の伸長を見せている（図2）。

そうした中でこの度、YZシリーズの中核を占めるYZ250/125は車体を中心として、またシリーズ末弟のYZ80は「85」となりエンジン・車体共に久しぶりのモデルチェンジを行なったのでその紹介をする（図1）。

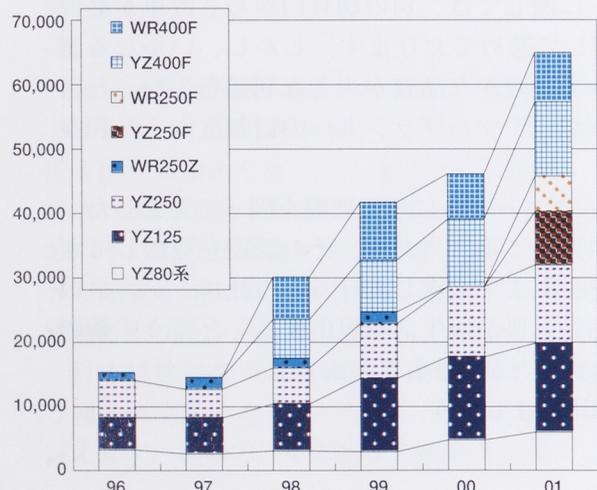


図2 YZ系モデル生産台数の推移

2 YZ250/125 2002年モデル開発の狙い

YZ250/125は、専門誌による評価で250は2年連続、125は6年連続でクラス1位と、特に主要市場のUSにおいて高い評価を受けているものの、現行2001年モデルはその基本設計を'96年モデルに置いたものである。これまで毎年のマイナーチェンジによる熟成を重ねてきたが、2002年モデルは6年ぶりの新設計となった。

モトクロスーとしての命題は「レースでの戦闘力ナンバーワン」であることは言うまでもない。

- 今回、車体設計に対する基本的な考え方は、
- (1) 従来の鋼管セミダブルクレードル構造を踏襲したフレームを中心にして、リアアームを含め走行性能を高めるためのベストな剛性・強度バランスを追求すること
 - (2) ストリートモデルと異なり、ライダーがマシン上で動き易くコントロールし易くするため、最適なライディングポジションとシャープなスタイリングを狙って外装部品を一新するとした。

エンジンは基本構造は維持しつつも、一部相反する2大市場（US、欧州）の要求を最大限に実現するべく進化させる目標もおいた。YZ250のフィーチャーマップを図3に、YZ250およびYZ125の主要諸元を表1に示す。

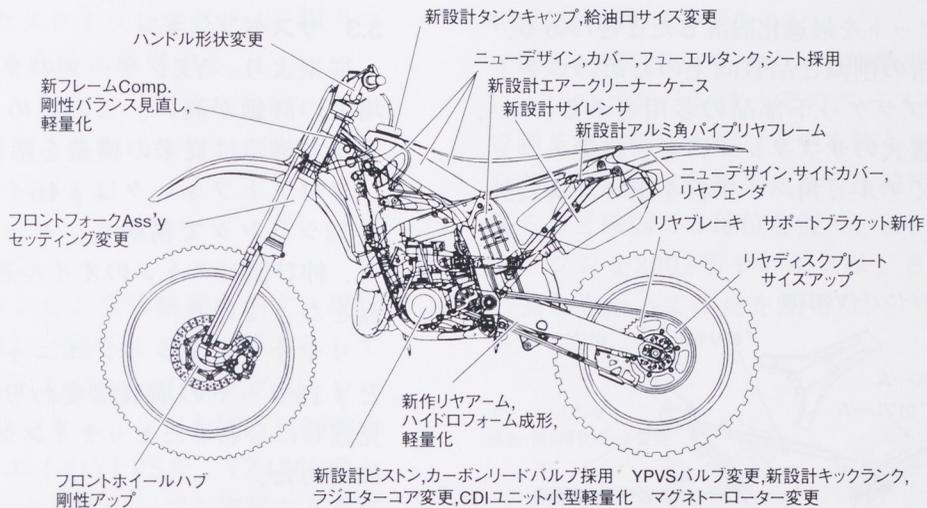


図3 YZ250フィーチャーマップ

表1 YZ250/125主要諸元

項目	YZ250	YZ125	
全長	2,176mm	2,129mm	
全幅	827mm	827mm	
シート高	988mm	991mm	
軸間距離	1,481mm	1,438mm	
最低地上高	391mm	397mm	
乾燥重量	97.5kg	87.5kg	
原動機	種類	水冷, 2ストローク	
	気筒数・配列	単気筒	
	排気量	249cm ³	124cm ³
	内径×行程	66.4×72mm	54×54.5mm
	最高出力	38.9kW/8,000rpm	28.7kW/11,500rpm
	最大トルク	49Nm/7,500rpm	25.5Nm/10,000rpm
点火方式	CDI		
フレーム形式	セミダブルクレードル		
キャスト	27.1°	27.1°	
トレール	117mm	117mm	
タイヤサイズ	前	80/100-21 51M	80/100-21 51M
	後	110/90-19 62M	100/90-19 57M
ブレーキ形式	前	油圧シングルディスク	
	後	油圧シングルディスク	
懸架方式	前	テレスコピック式	
	後	スイングアーム式	

いて共通である。また、タンク、シート、フェンダ等の外装部品も共通使用している。

3.1 フレーム

具体的な狙いとして、①路面からのショック吸収性、②加速時のトラクション、③フロントの接地感の向上、をメインテーマに置き、
 (1) フレームおよびリアアームの縦、横、捩じり剛性バランスの見直しと軽量化
 (2) ライダーも含めた低重心化
 (3) フロントホイールの剛性アップなどを行なった。前年モデルとの剛性バランスの比較を図4に示す。

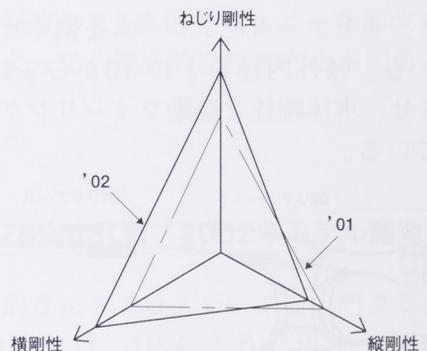


図4 剛性バランスの比較

3 走行性能を向上させる車体

YZ250とYZ125の車体はフロントフレームの一部を除くと、ホイール、サスペンション、ブレーキ等の足回りは、一部セッティング、サイズを除

メインフレームの構造を図5に示す。その主な特徴は、目標とする剛性バランスを達成するために横方向に楕円断面をもち、R1500で湾曲させたメインパイプとそれを支えるダウンチューブやブ

レス鋼板製ガセットを最適化設計したことにある。また、溶接個所の削減と品質向上のためのロストワックス製法ブラケット部品の多用もある。

さらに、脱着式のサブフレームも、軽量・コンパクトを狙ってアルミ角パイプ材を用いた新設計となっている。

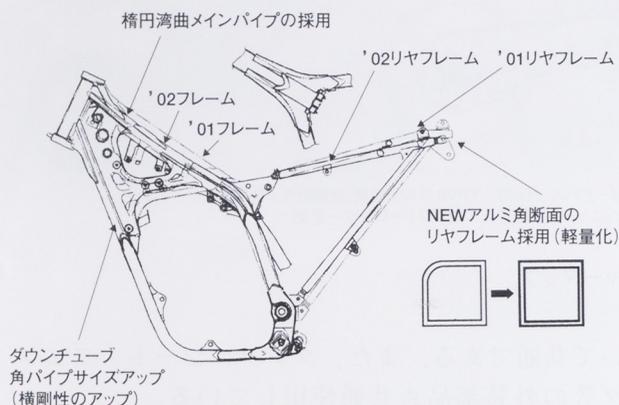


図5 メインフレームの構造

3.2 リヤアーム

メインフレームと同様に、剛性バランスを最適化するとともに軽量化を追求した。リヤのばね下重量低減は路面追従性を向上させ、リヤホイールのトラクション性能向上にも繋がる。

リヤアームの構造を図6に示す。特徴としては軽量化を狙った鋳造のヘッド、モーターサイクルのアルミ部品では業界初の hidrofoam 成形となる剛性バランス・縮管率に対応したアームパイプ、小型化したエンドピースなどがある。

さらに、リヤアームとフレームを繋ぐピボットシャフトも、軸外内径を $\phi 17-12$ から $\phi 18-13$ へアップさせ、車体剛性と駆動フィーリング向上に寄与している。

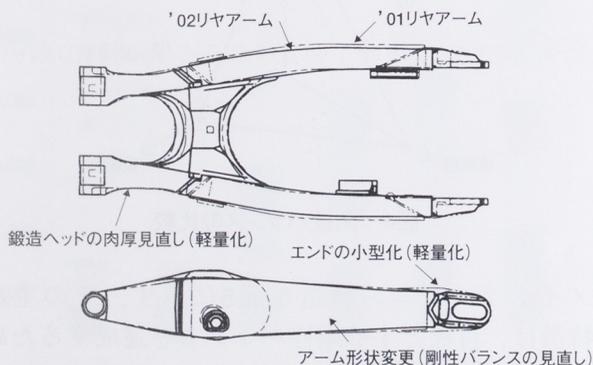


図6 リヤアームの構造

3.3 サスペンション

従来より、YZシリーズのサスペンションは市場での評価が高い。このため、2002年モデルでも基本構造は従来の構造を踏襲した。

フロントフォークは $\phi 46$ インナーチューブと $\phi 32$ シリンダで構成し、セッティングの見直しと、伸び側ピストンのオイル通路変更が主な改良点となっている。

リヤサスペンションユニットも $\phi 46$ ダンパーと $\phi 16$ ロッドの構成は変わらず、リンクレシオ見直しに合わせたセッティング、および全長変更に留めた。

3.4 フロントホイール

フロント接地感および操縦性向上を目的に、フロントホイール・ハブを新作した。

特徴は、ベアリングピッチを広げてスポーク張り角を稼ぎ、胴部分を薄肉大径化することで、重量の増加なしに剛性を向上させた点である。これによって、剛性バランスを見直したフレームとのマッチングを図った。

3.5 外装部品

ライディングポジションを左右する外装部品としてフェイエルタンク、シート、リアフェンダ、前後サイドカバーがある。まず、タンクの位置を下げ、かつタンク、シート、リアアフェンダの上面を極力フラットにデザインして、ライダーのポジションの自由度を確保することに留意した。

フロントサイドカバーは、相反する要求がぶつかる箇所である。ラジエタへの冷却風導入のためには幅を広く、ライダーのポジション上は狭く、一方スタイリング上はシャープに、コーナリング時にはハンドルバーに当るほどに大きく動かすライダーの脚から見れば滑らかにする必要がある。エアクリーナボックスの一部も兼ねるリヤのサイドカバーとリヤフェンダは、従来モデルの特徴でもあったシート後端・フェンダ間からの吸気をやめ、フェンダ側方およびサイドカバー回りからの吸気経路を設けることで、デザインと機能の両立を図った。

もともと限られたスタイリング部品点数の上に、このような要求品質が至上命題であるレースマシンにおいて、さらに「シャープで軽快なニューデ

デザイン」を追求したスタイリングデザイン担当の方は苦勞が多かったものと推察する。

4 エンジン

4.1 YZ250のエンジン

図7にYZ250のエンジン全体概要を示す。現行YZ250のエンジンは、'99年モデルを基本としており、内径×行程=66.4×72mmのロングストローク、主排気と補助排気タイミングを別々に制御する2ステージ・3ウエイのYPVSや、YZ426F系と共通のバー・フォーク一体のシフト機構などを特徴としている。

2002年モデルでは、特に低・中速性能の向上に重点を置いた。その一つとして上記YPVSに全閉時の押さえ機構を追加し、気密性の向上によって低速域の性能向上を図っている。

また、吸気系では従来からのTPS付きPWK38Sキャブレタに、新設計カーボン製リードバルブを組み合わせている。排気系も3次元的に斜め外後方向に配置し、リヤブレーキキャリアを逃げるへこましを廃止したサイレンサーにより、吸・排気効率の向上、最適化を図った。

前述の3本の独立したバーをもつシフトフォークも、バーとフォークの結合剛性を高め、シフトフィーリングを向上させた。

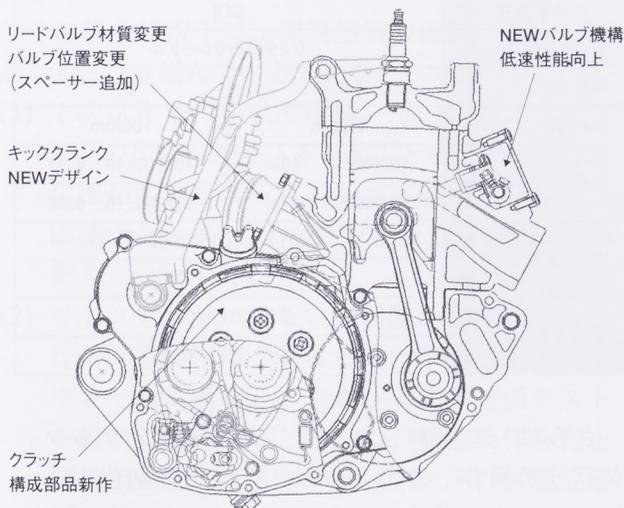


図7 YZ250エンジン

4.2 YZ125のエンジン

図8にYZ125のエンジン全体概要を示す。現行YZ125のエンジンは、そのベースを'94年モデルに遡るが、毎年大幅な変更を施して熟成を重ねており、US雑誌評価でも6年連続でクラス1位を得るなど確固たる地位を得ている。その定評あるエンジンを2002年モデルでは、さらに全域での力強さを狙って改良を加えた。

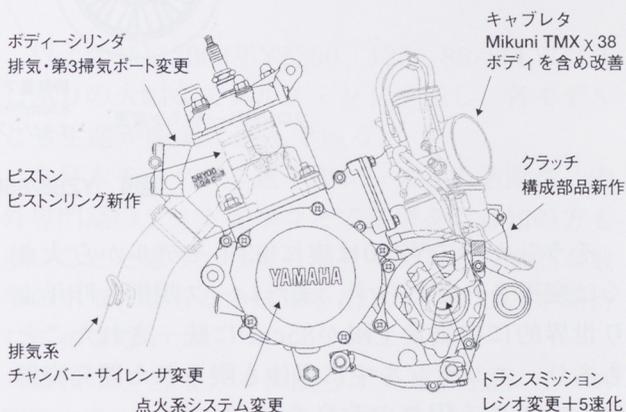


図8 YZ125エンジン

まずシリンダは排気および第3掃気ポート形状を最適化、TMX 38キャブレタは油面変動抑制のためのフロート・ストロークを規制する構造を追加するなどの改良を加えた。また、エキゾーストパイプを新作し、YZ250と同じ設計思想のサイレンサーを採用した。さらには、性能向上に対応してトランスミッションを強化し、かつ従来の6速の配分を見直して5速化するなど、各部改良の相乗効果によって、総合的な性能向上を図ることができた。

5 YZ85/85LW 2002年モデル開発の狙い

本格的なモトクロスレースの入門クラスである80ccクラスは、USのようにホイールサイズで規制するなど地域による差はあるが、ユーザー年齢層が10代前半ということ以外は、上級モデルに劣らない熱い戦いをユーザー・メーカー共に繰り広げている。

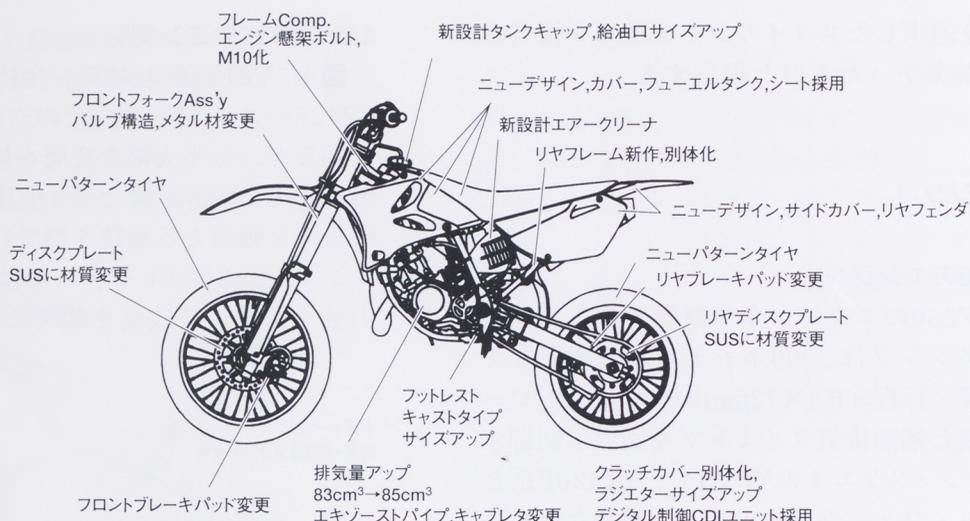


図9 YZ85/85LW フィーチャーマップ

そうした中でYZ80は実に'93年モデルから大きくは変更されておらず、またレース規則も昨年より世界的に排気量上限が85cm³に統一されたこともあり、エンジンを主に車体も限られた開発資源の下でできる限りの改良を目指した。

なお、YZ85LW（ラージホイールの略）は、前後ホイールサイズがスタンダードの前17・後14インチに対して、前19・後16インチとなっている。それに伴い、前後スプロケットやリヤアーム長の違いがあるだけで、あとはYZ85と全く同じ構造である。図9にフィーチャーマップを、表2に主要諸元を示す。

5.1 エンジン

排気量については、これまで一部向けにあった79cm³と83cm³を、前述の規則改正に沿って既に2001年モデルにて全世界83cm³に統一した。2002年モデルではボアサイズを47mmから47.5mmに上げ、上限の85cm³フルサイズとすると共に、エンジン本体および吸・排気系に至る性能関係全体の見直しを図った。

クランク室リードバルブ吸気方式をとるため、特にクランクケース側の掃気ポート形状をよりスムーズな通路とした。また、ウォーターポンプのフリクション低減、キャブレタのVM26からPWK28への変更によるボア径アップと共に、フラットバルブ化などで性能・レスポンス向上を図った。

表2 YZ85/85LW主要諸元

項目	YZ85	YZ85LW	
全長	1,821mm	1,896mm	
全幅	758mm		
シート高	864mm	902mm	
軸間距離	1,258mm	1,278mm	
最低地上高	351mm	391mm	
乾燥重量	66kg	69kg	
原動機	種類	水冷,2ストローク	
	気筒数・配列	単気筒	
	排気量	84.7cm ³	
	内径×行程	47.5×47.8mm	
	最高出力	21.3kW/12,000rpm	
	最大トルク	17.26Nm/10,500rpm	
点火方式	CDI		
フレーム形式	セミダブルクレードル		
キャスタ	26.3°	27°	
トレール	88mm	106mm	
タイヤサイズ	前	70/100-17 40M	70/100-19 42M
	後	90/100-14 49M	90/100-16 52M
ブレーキ形式	前	油圧シングルディスク	
	後	油圧シングルディスク	
懸架方式	前	テレスコピック式	
	後	スイングアーム式	

さらに、コンロッドベアリング容量のアップ、クラッチ新作、クラッチカバーの2分割化、ミッションのインボリュートスプライン化、ラジエタ容量アップなど、性能向上に対応した信頼性・機能・整備性の改善も行なった。

5.2 車体

骨格となるフレームの基本レイアウトは従来モデルを踏襲したが、リヤフレームは上級モデルと同じく完全脱着式として整備性向上を図った。

ライダーを支えるフットレストも上級モデルと同一の大型品を採用し、ジャンプ着地などでの安定性を高めている。

サスペンションについては、前後共に上級モデルと同じバルブ構造を採用し、最適セッティングを出し易くした上でフロントフォークの低フリクション化も図った。

ブレーキも前後に上級モデルと同じパッド材を採用し、ディスク材質もSUS材に変更して効力・コントロール性の向上を図った。

さらにYZ250/125と同様、フラットで自由度のあるライディングポジションとシャープなスタイリング実現のため、タンク、シート、リヤフェンダ、サイドカバーを新作し2002年モデルとしてのシリーズ化も達成している。

6 品質への取り組み

YZ系コンペティションモデルは、競合車が毎年改良あるいはモデルチェンジされるという商品上の宿命がある。このため、我々も毎年のテコ入れ、および数年毎のモデルチェンジを併行して行なわねばならず、非常に短期開発を強いられている。

その様な状況下で、開発品質の確保・向上を図るために取り組んでいる主な点としては、

- (1) 1次試作車の完成度確保。そのためには新作部品の型物の織り込みを前提とする。よって新作部品・コンポーネントは事前に先行開発と確認テストを行なって型手配し、1次試作へ繋ぐ
- (2) モトクロスレースという過酷かつ広範囲な走行条件下で使用されるため、市場現地テストやレース実戦など、実走行下での評価テストを数多く実施するとともに、最悪条件を台上置換テストにて各コンポーネントの信頼性確保に努めている

- (3) 一方、短期開発とともに増加しているモデル数（YZ125からWR426Fまで、現在6機種が対象）にも対応するため、特に車体の主要なコンポーネント（いわゆるWBC系）は共用化により開発効率向上を図っている

7 おわりに

以上の様に2002年YZ250、125、85/85LWは久しぶりの大幅なモデルチェンジを施し、各モデルとも生産が順調に進んでいる。

全日本モトクロス選手権レースでの活躍や、内外専門誌のテスト記事などで結果をご存知の方も多いことと思う。今後も他社モデルとの熾烈な競争の中で、さらなる成果を出していくことを期待して止まない。

最後に、当モデルに限らず一連のYZシリーズ開発に当って絶大なご協力を頂いている現地拠点、YMUS及びYMENV Testingの諸氏を始め、企画・開発に携わった全ての方々への謝意を込めて結びとしたい。

●著者



開発メンバー

プロジェクトリーダー：根岸廣介	強度・台上実験：水島裕之
車体設計：川島政弘	エンジン実験：片山郁男(85)
エンジン設計：中島正俊(85)	長田武久(125)
中川利正(125)	渡辺良平(250)
吉崎晃一(250)	
車体実験：江間平次(85)	
中山洋一(125/250)	

以上各担当代表者です。(所属は車体関係:第4PM室,エンジン関係:エンジン開発室第3GR.)

パススマイル/パススーパーライト

PAS Smile/PAS SuperLight

中之菌晴彦 Haruhiko Nakanosono 明田久稔 Hisatoshi Akita 中山浩典 Hironori Nakayama
宮田彰一郎 Shouchirou Miyata 山本豊之 Toyoyuki Yamamoto

●PAS事業部開発室/(株)ワイ・イー・シー第1開発室



図1 パススマイル



図2 パススーパーライト

1 はじめに

電動ハイブリッド自転車パスは、1993年秋の発売以来、PAS (Power Assist System) ユニット小型化、バッテリー充放電管理のシステム化 (IFES: Intelligent & Flexible Energy System) などの技術的進化・改良が図られ、常に業界トップシェアを維持してきた。

そして2001年2月に高機能・低価格の新製品パススマイル (図1) を、4月には軽量・スタイリッシュなパススーパーライト (図2) を相次いで発売した。以下に、パススマイルシリーズの概要と開発内容を紹介する。

2 開発の狙い

電動ハイブリッド自転車に対して「価格を安く」、「重量を軽く」、「充電を簡単に」という要望が従来から多かった。今回「価格を安く」の声に対して、従来の常識を打ち破る低価格を実現させるべく、PASユニットの開発を行なった。「安い」だけでなく、「充電を簡単にする」IFESシステム機能や評判の走行性能はそのまま維持することを開発の目標として取り組んだ。

競合車を上回る「軽さ」を「安く」提供することもPASユニット開発の重要な課題であった。一方、完成車販売だけでなく、国内外の自転車メーカーにPASユニットを供給するために、機種展開の容易さと車体搭載性の良いパワーユニットを開発することも重要なテーマだった。

こうして、従来価格より約30%安いパススマイルと、アルミフレームを使った業界最軽量のパススーパーライトを実現させた。

3 仕様諸元と商品の特徴

図3にパススマイルの主要部品構成図、表1にパススマイルシリーズの主要な仕様諸元を示す。

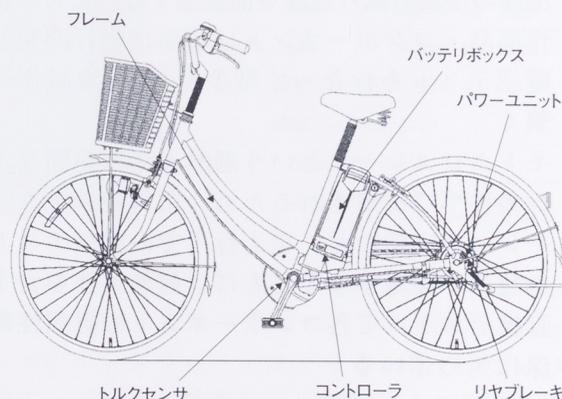


図3 パススマイルの主要部品構成図

表1 パススマイルの主要諸元表

	パススマイル		スーパーライト	
	26型STD	26型DX	26型STD	26型DX
全長(mm)	1,893	1,893	1,800	1,800
車両重量(kg)	25	27	18	21
モータ	直流ブラシ式			
踏力検出方式	位相差一変位式			
車速検出方式	走行信号処理方式			
電池種類	ニカド 5Ah	ニカド 5Ah	ニカド 3.6Ah	ニカド 3.6Ah
充電器	標準	標準	標準	標準
充電時間(時間)	2.5	2.5	1.6	1.6
後輪変速装置	単速	P/U内装 2速	単速	P/U内装 2速

パススマイルシリーズには、パワーユニットの違いで単速と2速がある。スーパーライトはバッテリーとフレーム形態が異なるバリエーションモデルである。

4 ドライブユニットの概要

4.1 トルクセンサ機構

トルクセンサアセンブリは、乗員がペダルに加えたトルクの大きさを検出し、それに比例した電気信号を出力する機能を担う。

従来パスのトルクセンサ部分は、モータ・減速機が一体になったパワーユニット内に収められていた。パススマイルではモータ・減速機部分がリヤハブに分割され、トルクセンサ部分はクランク軸を中心としたボトムブラケット部に装備されている。

アシスト比1.0以下の法規を遵守するため、またわずかな踏力変化にも対応したきめ細かなアシストを行うために、出力信号には精度と再現性・応答性が要求される。

図4にトルクセンサアセンブリの構造を示す。トルクセンサアセンブリは、トルクを伝達する人力伝達系と、機械的変位を電気信号に変換する信号変換系とで構成される。ペダル踏力は、クランク軸から、セレーション結合されたレバードライブに伝わり、2本のスプリングを介してフロントスプロケットに伝達される。

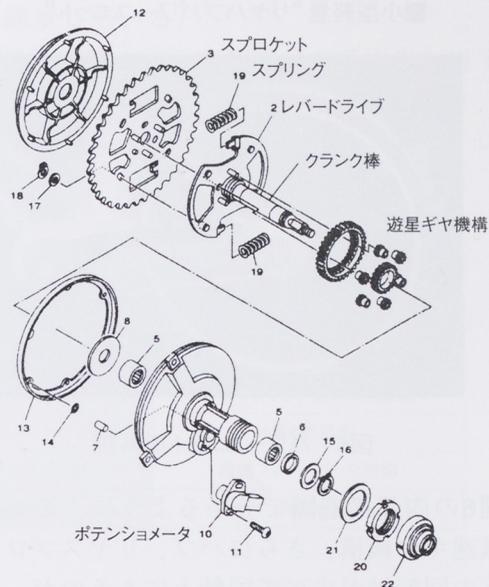


図4 トルクセンサアセンブリの構造

乗員の印加トルクと走行負荷とがバランスする点まで2本のスプリングが収縮すると、レバードライブとフロントスプロケット間に角度変位が生じる。その変位量を、2組の遊星ギヤ機構で増幅してポテンシオメータの軸を回転させる。その結果、トルクに比例したポテンシオメータの出力電圧が得られる。

従来パスのトルクセンサアセンブリは人力伝達系の増速機構も兼ねていた。そのため、2,000cm³エンジンと同等の人力トルクに耐えるほどの強固なギヤ機構が要求された。しかしパススマイルでは人力伝達系と信号変換系を完全に独立させたため、信号変換系に使用するギヤには高荷重が作用しない。よって小モジュールの樹脂成形品が採用でき、小型・軽量化に貢献できた。

4.2 パワーユニット機構

今回開発したPASユニットのなかで、従来と大きく変わった点の一つに、パワーユニットの配置と構造がある。パワーユニット機構を後輪ハブの中に入れた“リヤハブパワーユニット”がそれである。図5にパワーユニットの外観を示す。

リヤハブパワーユニットの特徴として、チェーンを介さずにモータが直接後輪をアシストするので、効率的な動力伝達が可能となる。また、自転車のいろいろなフレーム形態にも簡単に対応することができる。

■小型軽量“リヤハブパワーユニット”

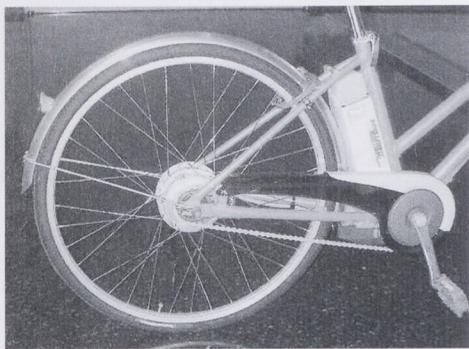


図5 パワーユニットの外観

図6の内部構造図で分かるように、モータと遊星減速ギヤ機構、さらにハブ、リヤスプロケットなどの回転軸がすべて同軸上にあるのが、このパワーユニットの特徴である。この構造により、従来の他社リヤハブパワーユニットに比べて、約半分の径にまで小型化することができた。

モータからのトルクは遊星ギヤ減速機構とスプリング式クラッチを介してハブに伝えられる。チェーン、スプロケットを介して伝えられた人力系トルクはハブでモータからのトルクと合力される。

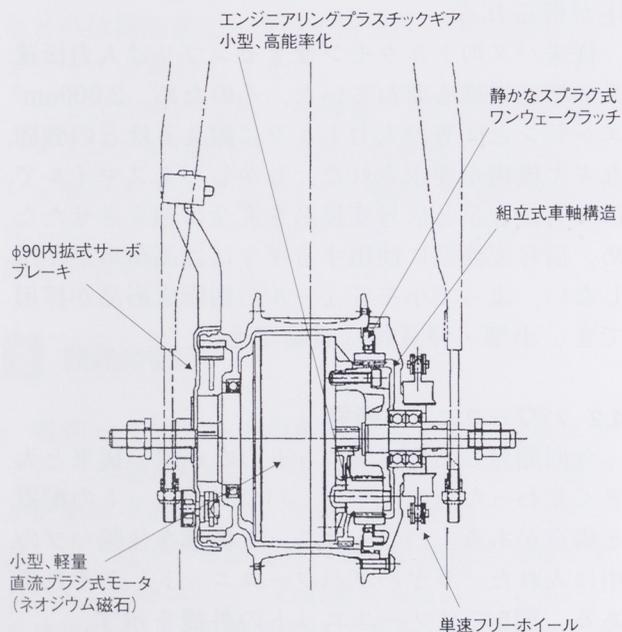


図6 パワーユニットの内部構造

遊星ギヤ機構には、樹脂製の2段ハスバ歯車を採用し、静粛性、軽量化を実現している。モータのフロントブラケットに減速機の構成を融合させ、

部品点数の削減、コンパクト化を図っている。

2速仕様のパワーユニットは、単速パワーユニットの人力系に、変速機構とクラッチ機構を入れた点が異なる。変速機構には、遊星ギヤと変速用ドッグクラッチを採用し、コンパクト化を図った。リヤハブパワーユニットには、後輪ブレーキとして、サーボ式内拡ドラムブレーキが内蔵されている。

5 電装系 (コントローラ・モータ)

5.1 モータ

リヤハブパワーユニットにおける最適なモータとしてブラシ式DCタイプ(図7)を新たに開発した。モータの主要諸元を表2に示す。

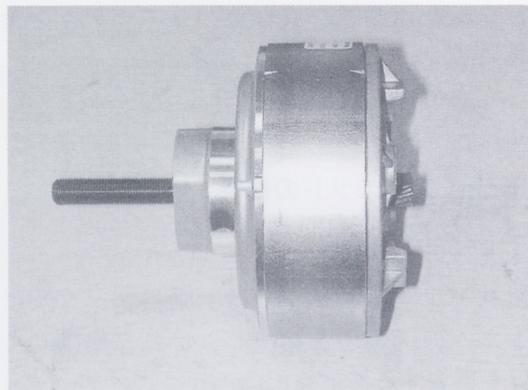


図7 モータの外観

表2 モータの主要諸元

定格電圧	24V
連続出力	235W
最高回転速度	4,300rpm以上
重量	1.35kg

本モータには高エネルギー積の希土類磁石を採用して、モータ単体での小型・高性能化を図った。

表3にモータのサイズおよび重量を従来モデルと比較して示す。

表3 モータのサイズと重量の比較

	PASスマイル	従来モデル
サイズ	φ101×53	φ80×100
重量	1.35kg	1.7kg

ドライブユニットの小型化のために、モータ軸とハブ軸を同一軸上に配置するレイアウトを採用した。モータ自体も、リヤブラケット部が後輪車軸の機能の一端を担っている。

フロントブラケット部も、モータ軸の軸受けやケースとしての機能だけでなく、遊星減速ギヤ取付機能を兼ねる構造となっている。

さらに、リヤハブから配線などが出てスポーク組立性を損なわないように、給電端子のダイレクトカプラ化を図っている。

5.2 モータコントローラ

今回新規開発したコントローラ（図8）は、パワー部品の放熱用ヒートシンクとバッテリー支持部材、バッテリーからの放電端子などを一体化したケースを有している。この一体化構造により、部品点数削減と低コスト化を実現している。

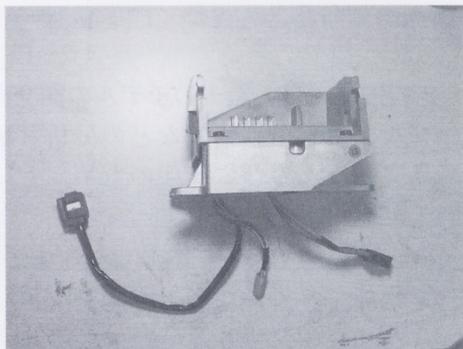


図8 モータコントローラの外観

アシスト制御仕様においては、リヤハブパワーユニットに最適のアルゴリズムを開発した。制御仕様の新規開発項目として、

- (1) 新規トルクセンサに対応した、人力検出制御
- (2) 走行状態・変速ギヤに応じた、モータ出力自動補正制御

などがあげられる。これにより、一充電当たりの航続距離を従来通り確保しながら、スムーズでよりパワフルなフィーリングを実現した。

今回、アシスト制御用変数については、仕様変更対応可能な回路構成とした。これにより、CPUマスクが確定した後も柔軟な仕様変更が可能となり、開発期間短縮に大きく貢献した。

IFESシステム対応機能や、システム異常履歴を記憶・表示できるダイアグノーシス機能は、従

来通り継承している。

基板関係では、表面実装部品の多用化と電子部品の最適な選定および4層基板の採用により、さらなる小型サイズを実現した。表4にコントローラの主な仕様を示す。

表4 コントローラの主な仕様

項目	内容
電流検出方式	電流センサ
モータドライブ方式	ハーフブリッジ型PWM駆動
コントローラ基板	4層1枚基板
アシスト制御方式	電流フィードバック制御
基板サイズ	70×60

6 バッテリーボックスアセンブリと車体系

パススマイルとパススーパーライトの大きな違いは、バッテリーボックスとフレームにある。

パススマイルでは、バッテリーとしてDセル5Ahのニカド電池を20本直列に使用している。IFESシステム構成は従来モデルと同様だが、充電側と放電側のレセプタクル、さらにバッテリーマネジメント用基板を収納する本体ケースも一体構造にしている点が従来のもものと異なっている。この一体化構造は、バッテリーボックス内の配線の簡素化、コスト低減などに大きく貢献している。図9にパススマイルのバッテリーボックスアセンブリの外観を示す。



図9 パススマイルのバッテリーボックスアセンブリ

パススーパーライトは、軽量・コンパクトを重視するために、3.6AhのCセルニカド電池を採用している。IFESシステム構成やボックスもコン

パクト性を重視した設計になっている。その結果、バッテリーボックスアセンブリ重量は2.2kgであり、スマイルに対して1.5kg軽くなっている。パススーパーライトのバッテリーボックスを図10に示す。

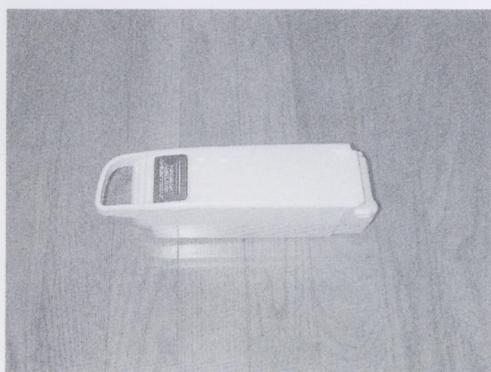


図10 パススーパーライトのバッテリーボックスアセンブリ

パススマイルのフレームは、リヤハブパワーユニットやコントローラのバッテリー支持部材一体構造などに伴って、より自転車のフォルムに近いものになった。フレーム形態としてはダブルソード型を採用している。

パススーパーライトのフレームには、軽量化のために、アルミパイプ製フレームを採用した。フレーム形態は、スポーティなスタガード型と乗り降り性を重視したU型とがある。

7 コスト

今回のモデルでは、「価格を安く」の要望に応えるべく大幅な小売価格の引き下げを行い、最廉価モデルでは充電器込みで69,800円という価格を実現した。この価格実現のために、各コンポーネントの仕様見直しや各 부품のVAなどを徹底的に行なった。先述のコントローラヒートシンク部の一体化構造やバッテリーボックス内レセプタクルの一体化構造はその例である。

新たに採用したリヤハブパワーユニットとトルクセンサアセンブリにより、フレームのボトムブラケット回りが、従来の自転車と同じ形態になった。これにより、フレーム製造が容易になり、自転車の製造設備をより流用できるようになり、コスト低減を図ることができた。

製品仕様以外に、営業・サービス部門のローコ

ストオペレーション化や物流・梱包費用の見直しなど、総合的なコスト低減を行なった。特に、営業・物流・生管部門を中心に行なった七部組み製品の配送センター移転や九部組み組立工場の移転は、従来の往復輸送ルートをいっきよに片道ルートだけにして、輸送コストの削減に大きな貢献を果たした。表5にパススマイルシリーズの小売価格一覧を示す。

表5 パススマイルシリーズの小売価格一覧

	車両本体価格	充電器
パススマイル	¥62,800	¥7,000
パススマイルDX	¥72,800	¥7,000
スーパーライト	¥82,800	¥7,000
スーパーライトDX	¥92,800	¥7,000
パスロイヤル(参考)	¥89,800	¥10,000

8 品質への取り組み

本モデルの開発では、過去のモデルの開発問題、生産トラブル、クレーム情報などの分析と反省から、開発品質向上ならびに確保のために、いくつかの新たな手段を実施した。

(株)モリックとのQA品質活動は一つの実施例である。新作部品の設計仕様や意図が製造部門に十分伝えられなくて発生するトラブルを未然に防止するために、開発部門と品質保証部門を中心に、試作図面段階で図面記載内容を洗い出し、主要管理項目や重要品質項目として、製造部門と一緒にその対応方法について検討した。製造部門では、それらの対応項目をQA工程表や検査規格書などに織り込み、生産試作までに新たな検査治具や作業標準などの準備に取り組んだ。

また、開発時に発生した問題対策の徹底と横展開・再発防止のために、社内ネットワークやEメールを使って情報提供・実施の確認、共有サーバによる問題情報の管理・共有化などを行なった。

これらの地道な活動の結果、短期に難易度の高い新規機構を開発できた。しかし、コスト・開発品質の目標レベルから見ると、開発方法上の課題やQA品質活動上の課題がまだ存在する。次回のモデル開発に向けて、それらの課題を解決し、さらに品質のレベルアップを図っていきたい。

9 おわりに

本モデルの開発では、小形軽量のパワーユニット、トルクセンサアセンブリを新規採用し、さらに従来モデルで好評のIFESシステムを熟成継承している。また、電動ハイブリッド自転車の需要拡大のために、コスト低減を行い、今までにない普及価格を実現することができた。今後もさらに熟成に向けて努力し、市場拡大に繋げて行きたい。

電動ハイブリッド自転車の市場は、今後もさらに競争の激化が予想される。本モデル開発の経験を生かし、マーケットのリーダーとして、さらに顧客満足度の高い商品開発にチャレンジして行きたい。

最後に、本モデルの開発に際して、開発の早い段階から共同で高い目標に取り組んでいただいた(株)モリック製造部門、購買部門の皆さん、三洋電機(株)およびブリヂストンサイクル(株)の設計部門、製造部門、購買部門の皆さんに改めて御礼申し上げます。

●著者



4ストローク船外機 F225A

Four Stroke Outboard Motor F225A

尾上昭博 Akihiro Onoue

●三信工業(株) 第1技術部

1 はじめに

環境に配慮したクリーンな船外機として1999年発売のF115に続く大型出力クラスの4ストローク機F225を、2001年4月に多くの市場の高い要求に応えるべく、業界のトップを切って生産を開始したので概要を紹介する。

図1にF225の外観を示す。表1に主要諸元を示す。

表1 F225 主要諸元

エンジン形式	4ストロークV型6気筒,24バルブDOHC
排気量	3,352cm ³
ボア×ストローク	94.0mm×80.5mm
プロペラ軸出力	165.5kW (225ps) @6,000rpm
全高	1,800mm (ULトランサム)
全幅	630mm
全長	865mm
乾燥重量	268kg



図1 F225外観

2 開発の狙い

開発の狙いを以下の通りとする。

- (1) 地球環境保全への配慮
- (2) 軽量、コンパクトで容易なボート適合
- (3) 低騒音、低振動による快適性

2.1 地球環境保全への配慮

排出ガスと未燃ガスの排出処理の視点で考慮した。米国のEPA2006年規制および、CARB（加州大気資源局）2004年規制に適合できるレベル達成とともに、燃料系の未燃ガスの再燃焼による放散削減により、航走燃費の向上への燃料消費量削減も得られた。あわせてエンジンオイル交換時の回収性の容易化に配慮した。

2.2 軽量、コンパクトで容易なボート適合

主要市場の米国外洋フィッシングボート市場で、在来機の2ストローク船外機と代替可能で、接近して取り付けられる2機掛け艇へも適用可能な、軽量でコンパクトな外観サイズを目指した。

2.3 低騒音、低振動による快適性

当社独自の2ストロークから踏襲した技術であるフライホイール付き捻りダンパと、吸気系およ

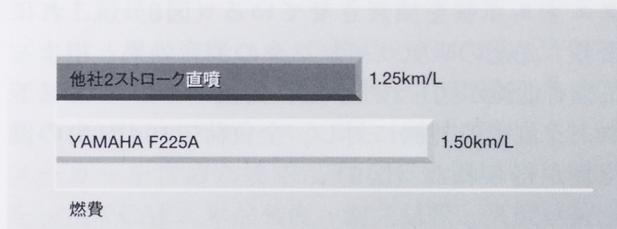
び排気系の消音器容積と形状の適正化を図り、4ストロークの柔らかな音質を生かしつつ、2ストローク船外機と比較して明らかな優位性が感じられることを目指した。

3 技術的特徴

3.1 航走燃費

ロングインテーク管による慣性過給効果と電子制御による燃料噴射量の適正化により、外洋フィッシングボートのクルージング回転域である中高速の航走燃費が、対抗メーカー同クラスの2ストローク直噴船外機と比較して最大20%改善した(図2)。

●スピード:60km/h



●スピード:最高速度

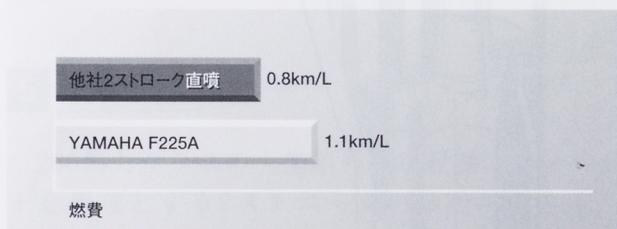


図2 航走燃費(km/L)の比較

3.2 吸排気・燃料系構造

吸・排気系位置関係をV型気筒バンク内外で、通常の自動車用V型エンジンと入れ替えた「インバンクエキゾースト」構造とした。またインジェクタ位置はスロットルボディ付きとし、シリンダヘッド寄りに配置してV型エンジン船外機の外観幅のスリム化を図った。図3に吸・排気系の構造を示す。

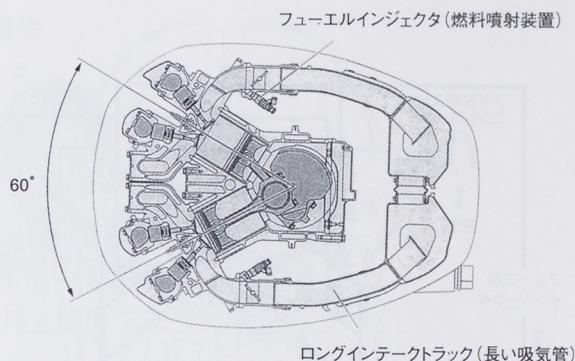


図3 吸・排気系の構造

また、吸気サイレンサは十分な容積確保と、リターン式吸気取り入れ通路により、スペース効率と吸気音低減の両立に寄与させた。図4に吸気サイレンサの構造を示す。

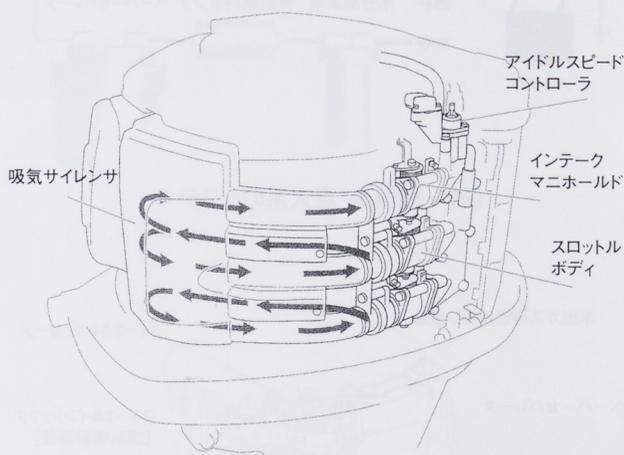


図4 吸気サイレンサ構造

燃料系のベーパーセパレータへの燃料供給ポンプは、従来のメカ式から新規開発の電動ポンプとし、始動時の汲み上げ改善を図った。

その他の吸気・燃料系の基本構成と制御方式は先のF115電子制御式燃料噴射装置を踏襲し、使用部品を共用化した。もちろんガソリンベーパーの大気放出を防止するため、ベーパーセパレータ内のベーパーを吸気サイレンサへシリンダヘッドからのブローバイガスとともに回収し、エンジンへ吸入させる構造も踏襲させた。

図5に燃料系・点火系のシステムを、図6に燃料系の外観を示す。

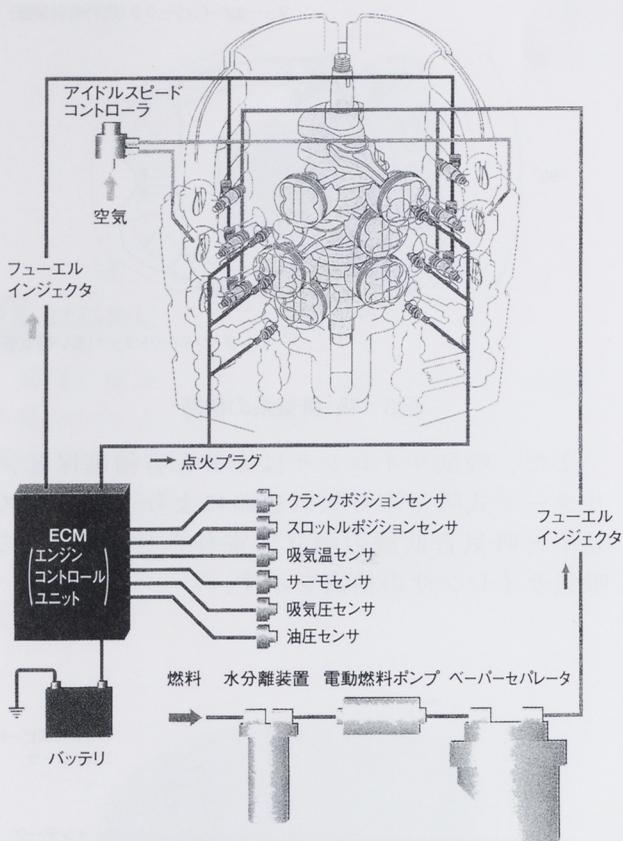


図5 燃料系・点火系のシステム

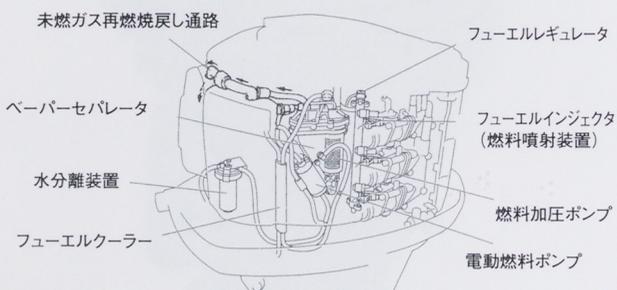


図6 燃料系の外観

3.3 アッパー系構造

港内の船上でのエンジンオイル交換も想定して、米国市場で普及しているハンド吸引ポンプやディーラーの電動吸引ポンプも接続が可能な口金構造を、レベルゲージ部分にもたせた。これにより従来のオイルパン付きのドレインプラグを補助的として、クリーンで容易な交換性を達成できた。

図7にアッパー系の構造を示す。

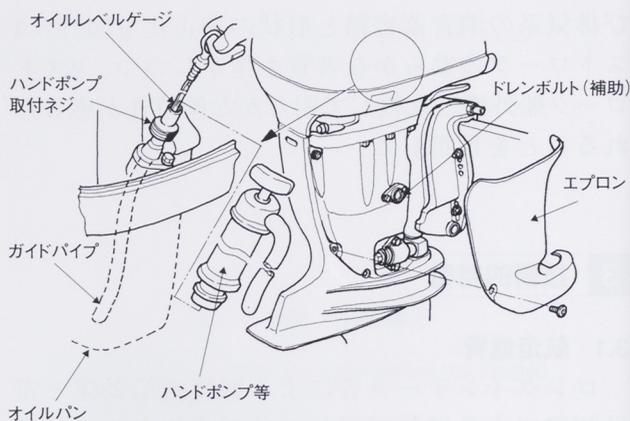


図7 アッパー系の構造

排気系は先のF115の踏襲・強化構成とした。具体的には、オイルパン冷却を兼ねた排気通路外周を水壁で構成する構造とし、さらに低速時の副排気通路は水面より上部の迷路構成で排ガスエネルギーを減衰させている(図8)。これにより、先記の吸気サイレンサの消音効果と相まって騒音低減が図られている。対抗メーカーの2ストローク直噴船外機に対し、全負荷で10dB(A)の優位性が得られた(図9)。

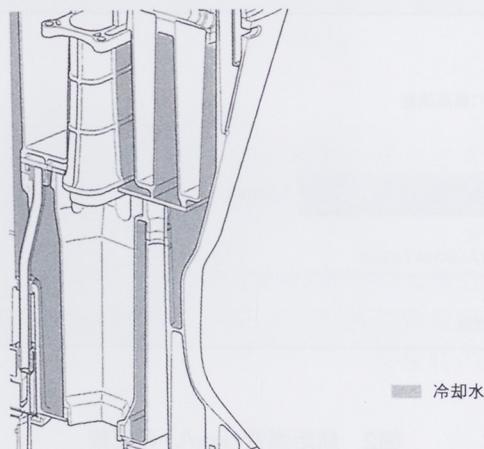


図8 アッパーケース内排気構造

●全負荷(船内)

他社2ストローク直噴	95.5dB(A) @5430rpm
YAMAHA F225A	85.5dB(A) @5800rpm
騒音レベル	

図9 航走騒音の比較

3.4 ブラケット、ローワー構造

ブラケット部（船体と接続する部分）とローワー部（プロペラに動力伝達する水没部）は好評を得ている2ストローク船外機のユニットをベースに、4ストロークの発生スラストに合わせた能力向上と、ギヤ比の最適化を図った。

● 著者



尾上昭博

4 品質への取り組み

製品の全体品質を向上させるためには、市場の要求品質に応えるべく開発初期段階からの品質保証を目的とした品質機能展開（QFD）、信頼性を確保するためのFMEAなどの適用が重要と考えている。

本開発では、エンジン主要部品のシリンダボディ（初のV6DC）、クランクシャフト（プレス&ツイスト鍛造）、カムシャフト（中空鋳造、圧入スプロケット）の3点を3C部品として重点品質管理部品に定め、三信工業（株）初期管理全社活動の中で、マスタースケジュールに基づく社外メーカーを含めた要求品質と製造領域の見極めを、全てCAE、単品強度・耐久試験、実機負荷確認、実機耐久確認の順を経て生産仕様決定に至っている。

5 おわりに

200馬力クラスの大型船外機は軽量、コンパクトを得意とする2ストロークの独壇場である。F225はここに遜色のない性能と商品性をもち、世界中の期待を担って21世紀の扉を開く記念すべき商品に仕上がった。

最後に今回の開発、製造にあたり多くの協力を頂いた社内外の関係者各位に深く感謝致します。

PHS遠隔自動検針システム

Remoto Telemetry System Device by PHS

高山 晃 Akira Takayama

● (株) ワイ・イー・シー電装制御開発室

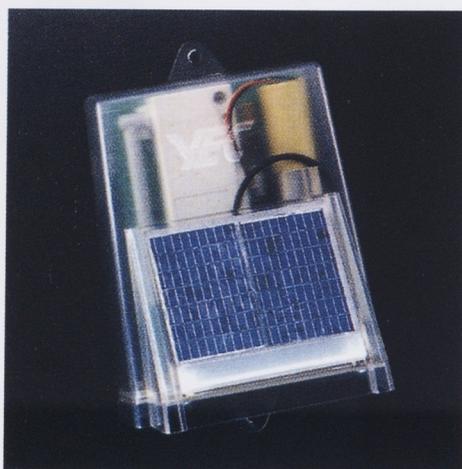


図1 PHS内蔵端末装置

1 はじめに

株式会社ワイ・イー・シー電装制御開発室では、電源を自給する全天候屋外タイプのPHS遠隔自動検針システムを開発した。現在、市場への導入が行われている。今回は、端末装置（図1）に絞って紹介する。

2 開発の狙い

現在、ガスメータの自動検針化が急速に普及している。これは検針業務の省力化と情報のリアルタイム化、およびセキュリティ情報等の付加価値の提供が主な要因である。

現在は電話回線を介した方式が一般的であるが、普及する上でマイナス要因となっているものに、以下の項目がある。

- (1) 既存の電話回線を間借りしているため、タイミングによっては話中待ちになる。
- (2) ISDN回線の普及に伴い、従来のアナログ方式では使用できなくなった。
- (3) 携帯・PHSの普及に伴い、有線電話回線をひかない需要家が発生してきている。

- (4) 上記を解消するために、自前の電話回線を敷設したいが、工事を含む初期投資額の増大と、電源、通信配線の取り回しによる家屋のダメージがあり、業者・需要家共にリスクが大きく、有効な打開策が無い。

これに対し、以下の特徴をもった、新たな自動検針システムを開発した。

- (1) PHSによる専用回線と、家庭用電源を必要としないソーラー自給電源方式による端末装置
- (2) スタンドアロン パソコン（以下、PCと略す）による安価なホストシステム。

3 システムの特徴

対象となるガスマイコンメータは、遠隔操作、およびセキュリティ情報の関係から、現行タイプのS型とSB型にて開発した。

特に端末装置は、電源配線が不要であり、電気工事士等の免許取得者でなくても配線できる簡便さと、端末装置の端子台に接続するだけの手軽さがポイントになっている。

3.1 システム構成

センターホストPC1台と、多数の端末装置により構成される。端末とホスト間はPIAFS（パケット通信）で双方向のデータ授受を行い、センターホストからのポーリング方式と、端末からの自動発呼のダブルアクセス方式を用いている（図2）。

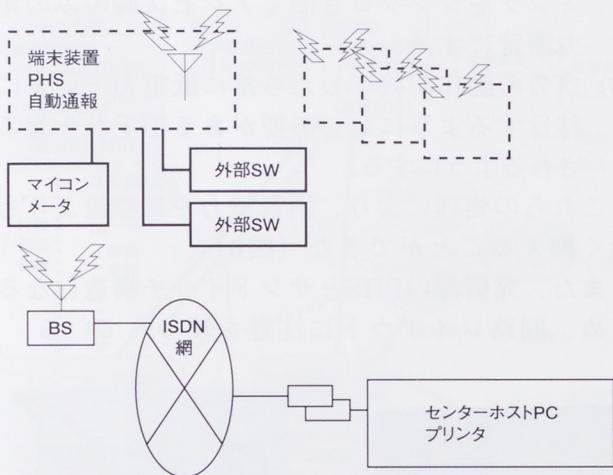


図2 全体システム

3.2 端末装置

3.2.1 概要

一般家庭のガスメータの付近に設置する端末には、小型・軽量が求められる。電源自給方式を成立させるには、如何に多くの電力を蓄え、消費を少なくするかがポイントになる。

以下に構成と主要諸元を記す（図3、表1）。

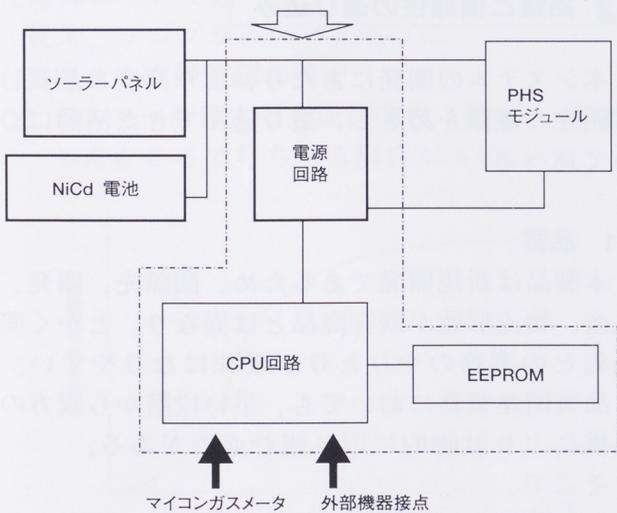


図3 端末構成ブロック図

表1 主要諸元

センタ間無線通信方式	PHSデータ通信 PIAFS 32kbps
適応マイコンガスメータ	LPG用マイコンガスメータ S型,SB型
電源電圧	NiCd充電電池 3.6V 1200mAH
発電電流	太陽電池 低照度特性:5.4V 6mA TYP
消費電流	待受時 : 1mA TYP センタ間通信時 : 100mA TYP マイコンメータ通信時 : 30mA TYP

3.2.2 ソーラー（太陽電池）

大別して、結晶タイプとアモルファスタイプがあるが、屋外使用と低照度での性能持ち上げの点から、多結晶タイプを使用した。

特に、低照度での性能ばらつきを抑えるために、セルの歩留まり対応をソーラーメーカーの製造品質強化の協力を頂き、低照度特性を設けた（図4、図5、表1）。

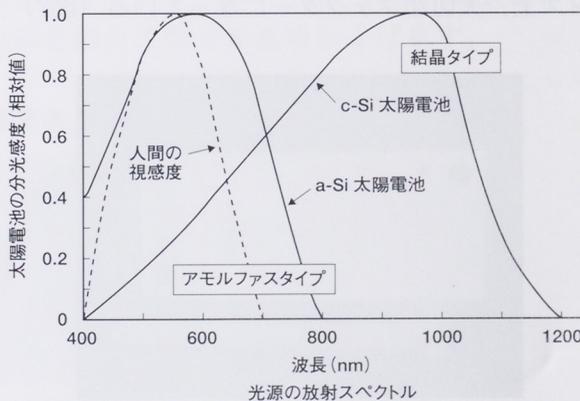
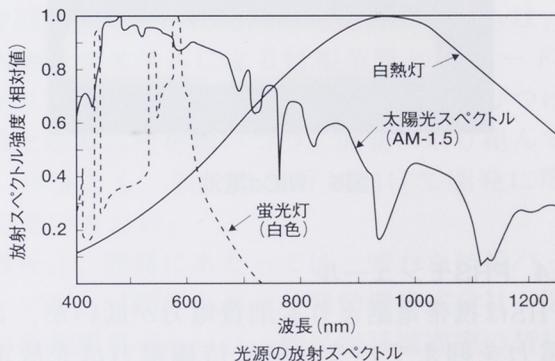


図4 ソーラー分光感度と光源スペクトル



図5 ソーラーモジュール

3.2.3 NiCd電池

耐候性を考慮したタイプを使用した。不用意に置かれた障害物への対応も考慮し、電池単体による短期間の継続動作ができる容量を確保している（図6）。

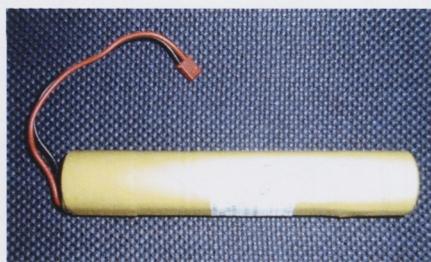


図6 NiCd電池

3.2.4 PHSモジュール

PHSは携帯電話よりも消費電力が低い。さらに電力を抑えている。特に待機電力は充放電バランス上、大切なファクターになっている（図7）。

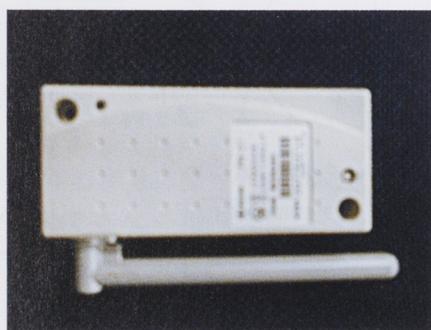


図7 PHSモジュール

3.2.5 コントローラ基板

消費電力を低減するために、CPUとインターフェイスに以下の処理を組み込んでいる。

- (1) CPUの動作モードを切り換えて電力消費を抑える。
- (2) CPU側からスキャンするI/O部は、通電タイミングをシンクロさせてアクセス時のみの電力消費にする。
- (3) 自分の動作が終了したら常に低電力モードに移行するようにし、必要がある相手から起こされるようにする。

これらの処理により、消費電力を目標値よりも低く抑えることができた（図8）。

また、発信源のPHSとサンドイッチ構造となるため、回路レイアウトに注意をはらっている。

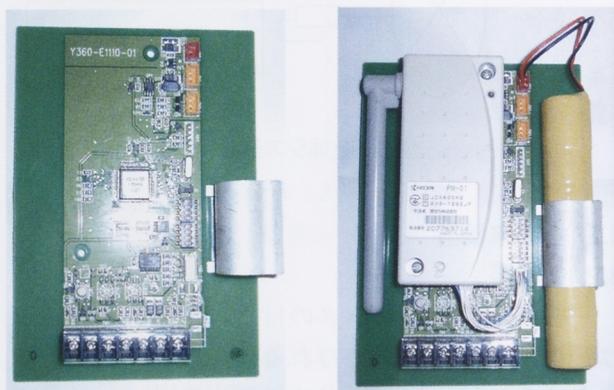


図8 コントローラ基板とアセンブリ

4 品質と信頼性の造り込み

本システムの開発にあたり、より高度な品質、信頼性の確保をめざし、造り込んできた活動について述べる。

4.1 品質

本製品は新規開発であるため、関係先、開発、生産、物流形態が既存商品とは異なり、とかく関係先との業務のやりとりが曖昧になりやすい。

品質関連業務においても、早い段階から双方の連携により計画的に取り組む必要がある。

そこで、

- (1) まず商流、物流を明確にし（図9）、開発、生産準備での品質造り込み業務を把握した。

- (2) 次に、上記内容を開発、生産準備日程の中に落とし込み、日程展開をした。
- (3) そして、大日程の節目毎に、プレゼ、デザインレビューの場で開発、生産準備進度管理表をもとに進捗管理を行った。

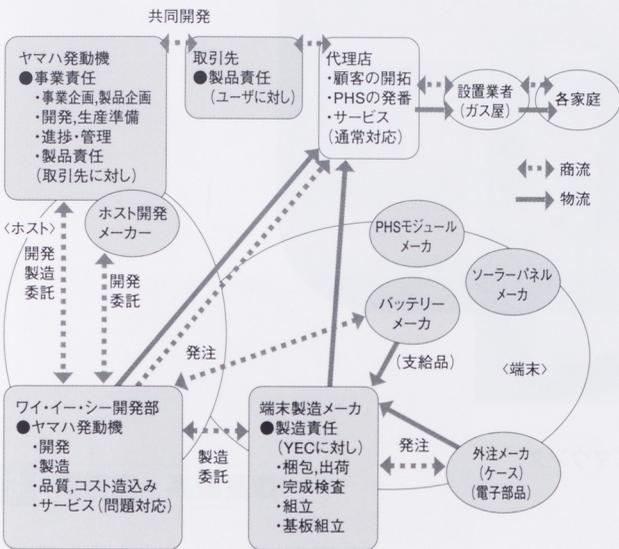


図9 商流と物流

4.2 信頼性

本システムの端末装置は屋外に設置されるため、設置条件、環境変化（日照、温度、湿度、風雨、塵など）の影響を大きく受ける。これらに関しては、使われ方、気象調査に基づく問題予測とその対応、そして、一連の環境評価で対応してきた。

ここでは、今回新たに試みたプログラムの信頼性確保について述べる。

従来、プログラムのバグ取りは、

- (1) 個々の機能確認の後、
- (2) モニター評価などで成長曲線（図10）が飽和したところで打ち切る場合が多い。

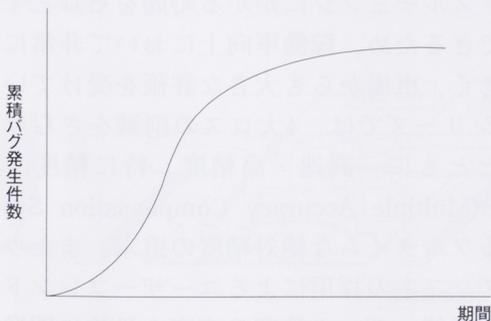


図10 プログラムの成長曲線

しかしながら、

- (1) 一般的なモニター評価では、積極的な評価にならないため不十分である。
- (2) また、すべての操作項目のクロスチェックは、プログラムのステップ数が多いと膨大になり、現実には不可能である。

そこで、直交表を用い操作項目を複合させた積極的なバグ取り評価（表2）を試みた。その結果、今までの評価では出なかった幾つものバグが見つかり、短期間に信頼性が確保できた。

表2 直交表によるバグ取り評価

操作 No.	A B C D E . .						結果	問題点	対策
	1	2	3	4	5	. .			
1	1	1	1	1	1	. .	0		
2	1	1	1	1	1	. .	0		
3	1	1	1	2	2	. .	0		
4	1	1	1	2	2	. .	1	XXXX X	XXX X
5	1	2	2	1	1	. .	1	XXXX X	XXX X
.

5 おわりに

今回紹介したPHS遠隔自動検針システムは、家庭内無線システムによる情報革新と、iモード・iアプリを活用した業務系モバイルとを結びつける接点となることを願いつつ、開発に取り組んできた。今後とも、新たな分野に向けて開発に取り組んでいきたい。

最後に、開発にあたっては、強力な技術バックアップをして頂いたヤマハ発動機株式会社 旧アジア事業開発グループ、製品保証推進室の皆様、および各モジュールメーカーの担当の皆様、本誌面を借りて厚くお礼申し上げます。

●著者



高山 晃

モジュール型高速マウンタ Xgシリーズ

Module Type High-Speed Surface Mount Machine Xg Series

岩塚佳久 Yoshihisa Iwatsuka

●IMカンパニー 技術チーム



図1 Xg シリーズマウンタ

1 はじめに

携帯電話や携帯型パソコン等の各種携帯端末機器，自動車制御機器，IT革命を担う電子機器製品の進歩，社会への浸透はめざましく，それらを支える電子部品には，さらなる小型高機能化，高密度実装化が要求されている。また近年，環境問題対策の一環として鉛フリー対応が求められ，より一層の高精度搭載も急務になってきている。

ヤマハ発動機（株）では，これまで電子部品表面実装機の中型機とよばれる分野でXシリーズを開発し（ヤマハ発動機技報No.31に掲載），このような市場の要求に答えてきたが，このたび「次世代生産に直結できる高速・高精度・フレキシブル性能」を追求したモジュール型高速マウンタXgシリーズYV100Xg，YV88Xg（図1）を新たに開発したので紹介する。

2 開発コンセプト

モジュール型マウンタは，コンパクトで生産現場の省スペース化が図れること，各種電子部品に

対して高い汎用性（多機能性）があること，設備費用が安くできることがもともとの特徴としてあげられる。これらの特徴を伸ばしながら，マシンを連結することによってコンパクトながら，従来の高速機+異型専用機よりも生産性を超えることも目的のひとつとして開発を行なった。

モジュール型高速機Xgシリーズの開発コンセプトのうたい文句は「すべては実生産タクトの向上のために」であるが，これはもともとの親モデルであるXシリーズから引き継いだものである。

Xシリーズでは稼働率の向上を目的に，(1)マシン空転ロス，(2)段取りロス，(3)部品補充ロス，(4)非効率運用ロス，の4大ロスの削減に努めてきた。特にフライングノズルチェンジ機構（FNC）は，ノズルチェンジにかかる時間をゼロとすることができるため，稼働率向上において非常に効果が大きく，市場からも大きな評価を受けている。

Xgシリーズでは，4大ロスの削減をさらに追及するとともに，高速・高精度，特に精度面ではMACS(Multiple Accuracy Compensation System)によるフルタイムな絶対精度の追求，またウィンドウズソフトの採用によるユーザーフレンドリーや通信機能・データ管理の充実を目的に開発を行なった（図2）。

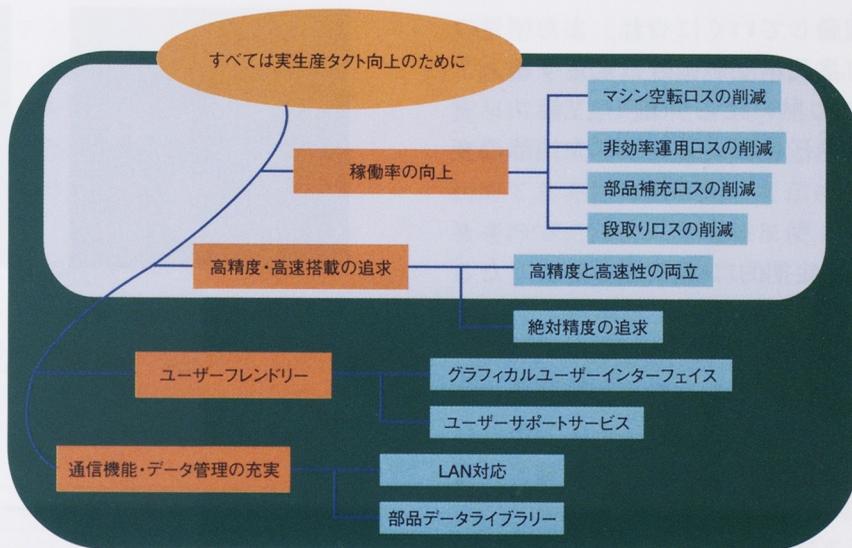


図2 Xgシリーズの開発コンセプト

3 高精度・高速搭載

3.1 MACS

Xgシリーズより新しくMACS(Multiple Accuracy Compensation System)を導入し、絶対精度の追求を行なった。MACSとは、XY搭載平面の絶対精度を向上させる内容、熱変移による精度変化を補正する内容、マシンの最大ポテンシャルを発揮させる各種パラメータとその自動調整方法により構成されている。

工場場でマシンが組み立てるとき、真直度、直角度等ミクロン単位の規定値のもとに組み立てられている。しかしながら、フレームやリニアガイドのミクロ的なねじれ、曲がりや、ボールねじの微小な送り誤差の影響までは組み立て精度では追いきれない。この微小なXY平面のずれは、搭載面上では拡大され、図3に示すように部品搭載時に実際に位置ずれとして出てくる。

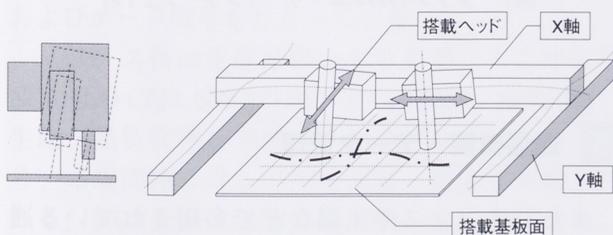


図3 搭載基板面でのずれ

この拡大された搭載面上のずれを補償するシステム、MACSにより図4のグラフに示すように数ミクロン以内に絶対精度を向上させることができる。

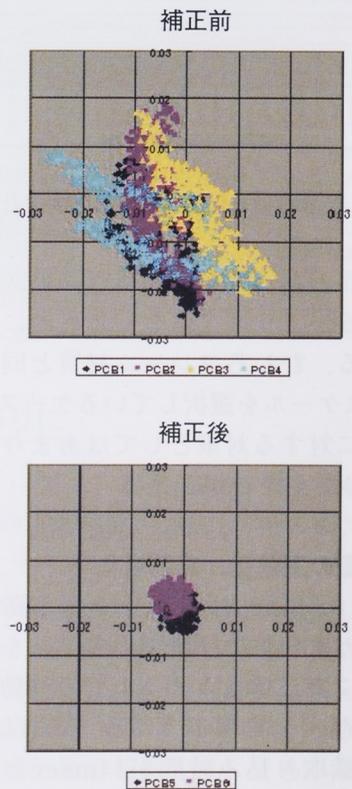


図4 MACSによる補正

さらに機械を稼動していくにつれ、また朝昼の温度の違いにより搭載精度が微妙に変化する。これは、ボールねじの熱による伸縮やXY軸フレームの熱変形、また熱伝導によるヘッド先端部の変移によるものである。

図5は8時間毎にウォームアップ、クールダウンをさせながら、定期的に4角度搭載をさせたときの、平均値ずれと 3σ 値の変化である。グラフの上はMACS無しの状態、下はMACS有りの状態を示す。MACS無しの状態では、4角度搭載においては 3σ 値に大きな変化をきたしてしまう。それに比べ、MACS有りの状態では最大 $\pm 10\mu$ 程度の変化に過ぎない。

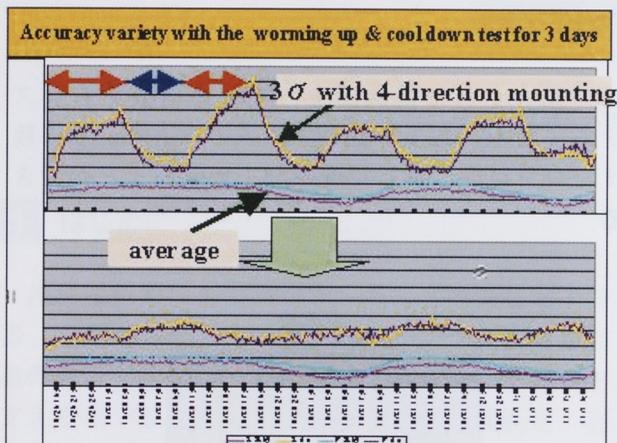
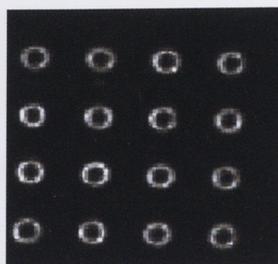


図5 温度の違いによる搭載精度の変化

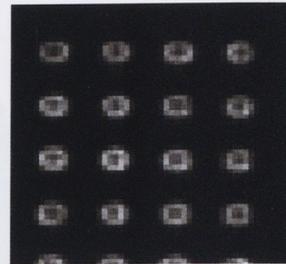
絶対精度向上というと安易にリニアスケールに頼ろうとするが、リニアスケールも熱による変形をうけている。むしろフレーム材質と同じ熱膨張率のリニアスケールを選択しているケースが多く、熱的な影響に対する対策としてはあまり効果を引き出せないのが実状である。

3.2 部品認識の高速化、高精度化

Xgシリーズでは、社内開発である高性能デジタルマルチカメラおよび新型の光学系を採用している。これにより認識カメラ上での移動スピードは $1,100\text{mm/sec}$ を実現している。これは1チップあたりの認識取り込み時間が 14msec ということであり、非常に高速であると同時にデジタル化により鮮明な画像を取り込むことが可能となった(図6)。



デジタルマルチカメラ画像



アナログマルチカメラ画像

図6 画像取り込み精度の違い

4 ユーザーフレンドリー

グラフィカルユーザーインターフェイス(図7)の採用により、直感的にイメージできる操作環境の提供と、これによるオペレーション習得時間の短縮を実現している。

また、通常の生産用として必要最低限のオペレーションパネルが用意されているため、実際の生産ラインではこの操作パネルのみの無駄のない運転操作も可能である。

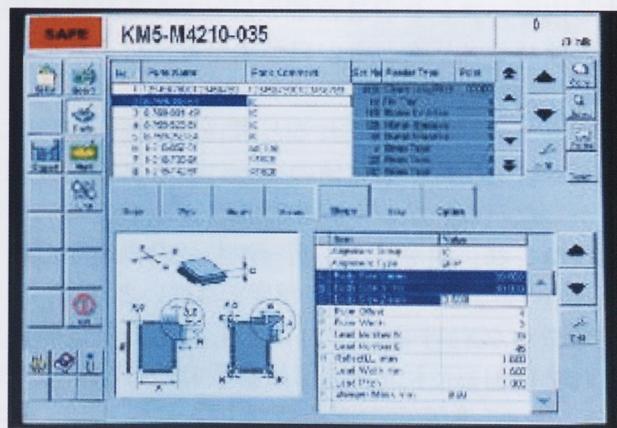


図7 グラフィカルユーザーインターフェイス

5 通信機能・データ管理

また、オフィスや工場などで多用されている通信機能を採用しているため、off-line管理とon-line制御にも対応可能としている。

データ形式は、XMLフォーマットを採用している。これは拡張性、取り扱いの容易さの面で有利であり、最適化、データ作成、ラインコントロール、段取りミス防止など標準的な各種プログラムのみならず、お客様個別の対応もスピーディーにサポート可能である。

さらにLAN対応による高機能データ連携運用、柔軟なライブラリデータ、生産履歴情報の強化等の高度生産管理も視野に入れて開発を進めている(図8)。これらは同時に信頼性の高いシステムの構築と、セキュリティの強化により実現可能としている。

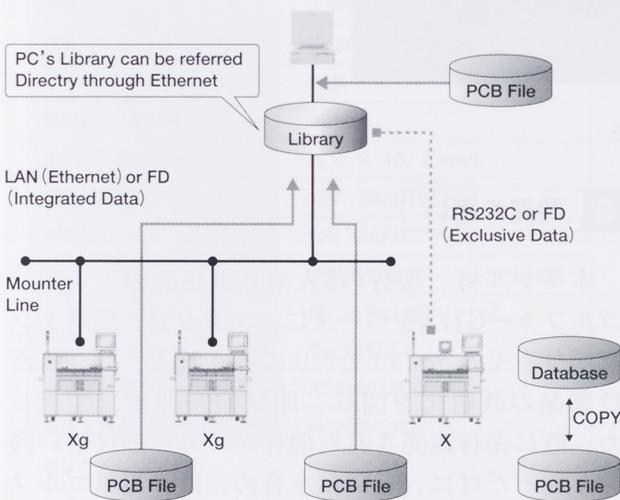


図8 LAN対応データ管理

6 品質への取り組み

品質に関してもかなり気を配った活動を心がけている。機械を構成するメカ、ハード、ソフトウェアに対しては、 α -テスト(社内テスト)により仕様に対するチェックを行い、その後 β -テスト(社外=客先テスト)により信頼性に関するチェックおよびデータ取りを行なっている。

リリース後は生産品扱いとなるが、ここからはNC6 (NO CALL 6MONTHS) という技術、営業技術、生産、品質管理より構成されるプロジェクトにより、市場問題に対して即時決定、対応を実施している。NC6会議は毎週月曜日朝一番に開催され、それぞれの部署にフィードバックをかけており、着実に効果を上げている。

また単に「品質」といっても上記のような製品に直結する内容があれば、営業品質、サービス品質といった無形の「品質」もある。これら有形、無形の全ての「品質」の向上および連携により、初めてお客様に振り向いて頂けるレベルとなり得るものであり、「お客様に使って頂き、儲けてもらう」を目標に、特に力を入れている部分でもある。

7 仕様諸元

表1 Xgシリーズ仕様諸元

機種	YV100Xg	YV88Xg
基板寸法	L 50mm×W 50mm (MIN) L460mm×W440mm (MAX)	
基板搬送方向	右→左,Uターン,(オプション左→右)	
装着精度(*)	±0.05mm	±0.05mm (CHIP,SOP) ±0.03mm (QFP,CSP)
装着サイクルタイム (最適条件)	0.18秒/CHIP 1.7秒/QFP	0.55秒/CHIP 0.9秒/QFP
装着角度	±180°,0.01°単位	
品種数 (8mm換算)	100品種(テープ) トレイ80品種 (YTF80W使用時)	94品種(テープ) トレイ80品種 (YTF80W使用時)
部品供給形態	8mmから56mm幅テープ品 トレイ品,バルク品,スティック品	
実装可能部品寸法	0603~□31mm	0603~□31mm ロングコネクタ100mm ~□54mm(OP)
外形寸法	L1,655×W1,408×H1,850mm	
重量	約1,570kg	

(*)使用カメラ,部品サイズによって変わる

8 おわりに

Xgシリーズは、将来の極小チップを見据えて、世界最高の搭載精度を達成し、そのコストパフォーマンス、スペースパフォーマンス等の実力をお客様にも理解して頂き、発売以来、好調に販売を伸ばしている。また、新たにYV100XTg, YV180Xgの2機種を開発し、シリーズの充実をはかった。

今後、表面実装電子部品の変化動向、実装プロセスの変化等を見据えて、さらなる開発、改善を進めモジュール型高速マウンタを表面実装機のひとつの 카테고리として確立して行きたいと考えている。

5人乗り電磁誘導電気ゴルフカー G17E

Electromagnetically Guided 5-passenger Electric Golf Car G17E

吉井芳徳 Yoshinori Yoshii

雄谷誠祐 Seiyu Ohya

佐藤孝夫 Takao Satou

●特機事業部 開発室



図1 G17E

1 はじめに

最近のゴルフ業界はバブル崩壊以後、ゴルフコースへの入場者減、新設ゴルフコース減、代替期間の長期化など、ヤマハ発動機(株)(以下、当社という)特機事業部にとって逆風のビジネス環境となっている。ゴルフコースは経営上、「合理化」の3文字に目まぐるしい対応を強いられている厳しい業界のひとつでもある。

また昨今、環境対応と名のつく商品は多方面で紹介されており、当事業部の主力商品であるゴルフカーにおいても、その要請は年々高まっている。

そうした状況の中でも、当社が1996年に発売した電磁誘導ガソリンゴルフカーG17A(ヤマハ発動機技報 No.28に掲載)は、着実にコース運営の合理化に貢献して販売数量を伸ばしてきている。

このたび、事業部目標である電磁ゴルフカーシェア60%達成とお客様満足度No.1を維持し、環境対応およびラインナップ充実も含め、当事業部の基幹であるゴルフカービジネスをさらに堅固なものにする新商品「5人乗り電磁誘導電気ゴルフカーG17E」(図1)を開発したので紹介する。

2 開発の狙い

本モデルは、現行の5人乗り電磁誘導ガソリンゴルフカーG17Aをベースに、エンジン・燃料タンク部分をモータ・バッテリーに載せ替え、できるだけ部品の共用化を図り、開発の合理化に配慮した。既に先行販売された他社メーカーの後追い商品となるだけに、差別化を含め、既存電気ゴルフカーの悪いイメージ、例えばパワーが無い、坂道で車速が落ちる、バッテリー寿命が短い、充電器設備を要する等々、を払拭する開発企画を設定した。

開発企画を達成する具体的な商品企画・開発内容としては、(1)駆動モータのハイボルト化(72V、他社は48V)による出力性能の向上、(2)長寿命・高出力鉛シールバッテリーの採用により、標準コース設定条件で1充電当たり1.5ラウンド・1,000サイクルの運転が可能、(3)勾配20度の登坂時で、ガソリン車並以上の車速となる走行性能、(4)安定した制動性能を確保するための、回生制御による制動補助システムの採用、がある。

また、車載充電器により充電メンテナンス性を向上させ、充電設備への対応を容易にした。本モデルは従来のガソリン車と違って電気車のため、車両静音化による乗員外の対人警告機構として、

特定エリアでの警告音発生機構も装備、安全へも配慮をした。表1に基本仕様諸元を示す。

表1 基本仕様諸元概要

項目	新G17E(電気車)
全長※	3,345mm
全幅※	1,240mm
全高※	1,840mm
重量	495kg
ホイールベース※	2,148mm
トレッド 前/後※	950/965mm
原動機	他励磁式 直流72Vモータ
定格出力	3.5kW/3500rpm
最大トルク	25.5N・m/2500rpm
登降坂性能※	20度
最高車速(手動時)※	19km/h
電磁誘導設定車速	3, 6, 8, 10, 12km/h
駆動用バッテリー(鉛シールド)	12V 60AH(6ヶ)
制御用バッテリー	12V 36AH
ブレーキ※	機械式四輪ブレーキ+回生制御
サスペンション※	前:ストラット/後:リンク式
ステアリング※	ラック&ピニオン
車載充電器	AC200V(单相)
急速充電器(オプション)	AC200V(3相)

※はガソリン車と同じ

3 主な特徴・概要について

3.1 車体レイアウト

図2および図3に、バッテリー配置等の車体レイアウトを示す。車両重量配分の均等化と整備性を考慮し、駆動用バッテリーは車体後部座席下部に左右対称に振り分け、その中央に制御用バッテリーを配置した。駆動用バッテリーの車体への取り付けには、バッテリー寿命を考慮し、バッテリー温度低減のための冷却対策として最適な隙間が設定可能なスペーサを介して行なった。また、高電圧のバッテリー端子に手などが直接接触することがないようにカバーし、安全に考慮した。

後部座席後方にECU (Electronic Control Unit) を配置しその下方に駆動モータを配置すること、およびバッテリーの集中配置により、72V駆動系の効率向上を図った。

車載充電器は開閉可能な前席下部に配置し、充電作業を容易にした。また、ノイズの影響を受けづらいように、追突防止コントローラも同様に前席下部に配置した。

上記のレイアウトを前提としてガソリン車とフレームの共通化を図り、フレーム共通化率は90%となった。



図2 バッテリー配置等の斜視図

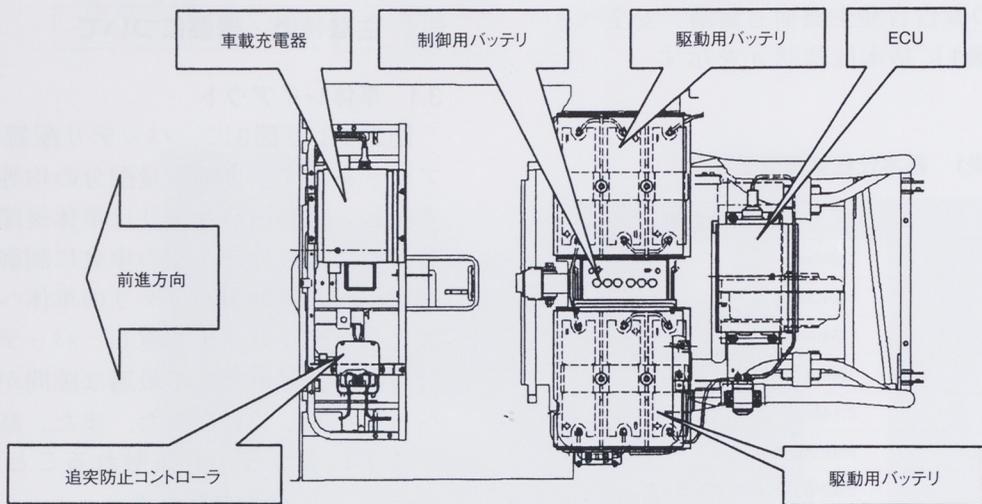


図3 車体レイアウト概要平面図

3.2 システム構成

システム構成の電源部を分類すると、制御系と駆動系の2種類に分けられる。

電磁誘導タイプのゴルフカーであるため数多くのセンサ、アクチュエータがあり、これらはガソリン車と共通の部品を用いる必要があった。そのため、電源部制御系は図4中の制御バッテリー（公称DC12V）からの電源供給によりECUを介してセンサ、アクチュエータの制御を行う構成とし、

電源部駆動系は、駆動バッテリー（公称DC72V）からECUを介して駆動モータに電源を供給するようにした。さらに、電源部制御系はフレームにアースし、電源部駆動系はECU内、充電器内でも電源部制御系と絶縁してフローティング状態とした。

この構成をとることで、ガソリン車で培った電磁誘導制御のノウハウをそのままフィードバックさせることができ、開発期間を短縮することが可能になった。

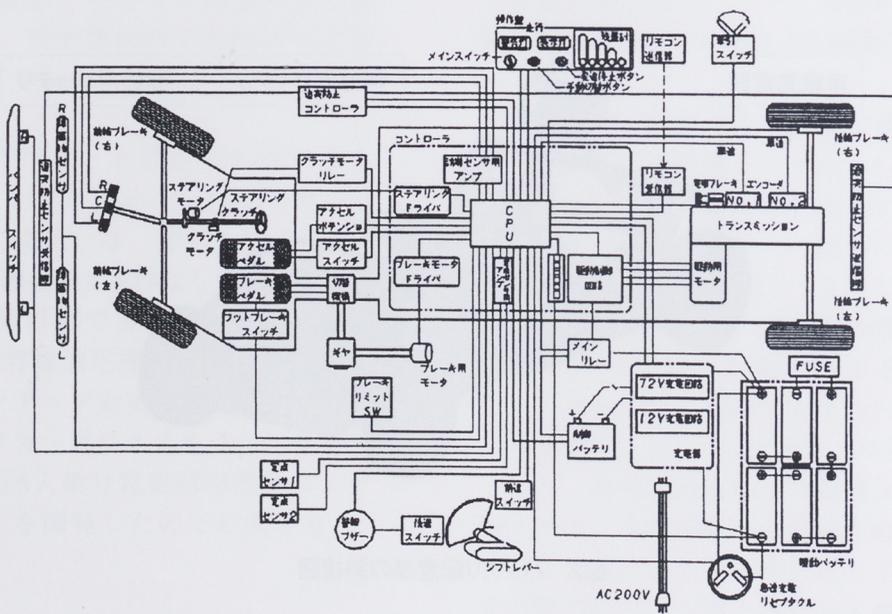


図4 システム構成図

3.2.1 モーター

他励磁式直流72Vモーター（定格3.5kW）を新規に開発し採用した。図5に示すように、登坂時には最大約3,500Nの駆動力を必要とするが、ガソリン車に劣らない速度を確保するため、モーター性能を最適に発揮できる減速機を搭載した。降坂時には回生制御を行ない、一定車速を保つようにした。

また、出力性能と相反する航続性は、電流消費量をできるだけ低減するように、界磁巻線を選択した。さらに、DC72Vという高電圧で整流火花によるブラシ汚損を避けるため、界磁と電機子のMAP制御を行ない、それらを最適にバランスさせることができた。

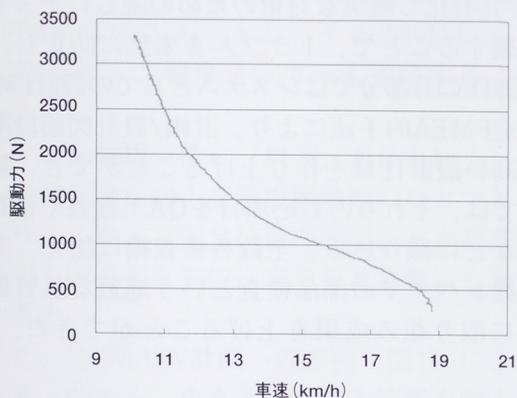


図5 JT2性能特性

3.2.2 ECU

筐体はアルミ押し出しで構成し、パワー系の放熱を筐体底部に配置して高効率に放熱するよう設計した。駆動モーターの電機子を制御する部分にはIGBTによるハーフブリッジ回路を設け、界磁制御にはFETによるHブリッジ回路の構成をとった。また、電磁誘導制御に用いる操舵、ブレーキモーターは、界磁制御と同様の回路を用いた。

基板構成は、4層基板（FR-4）を用いた上下部の2枚とし、下部にパワー系の基板を配置して、上部に制御系の基板を配置した。モーター制御等の大電流は、下部基板からリード線を直接筐体の外に出して各部へ供給する構成にした。信号系については、各センサからの情報を上部の制御系基板に防水のダイレクトカップラを設け、ワイヤーハーネスと接続するように構成した。このことに

より、大電流と微弱信号が混在するECU内部でも、ノイズによる影響を及ぼさないようになった。なお、CPUはガソリン車で実績があるフラッシュメモリータイプを採用した。さらに、もしもの異常時に故障をより深く解析するため、不揮発メモリー（F-RAM）によるドライブレコーダを搭載した。

3.2.3 充電器

車載充電器の機能には、AC-DC変換とDC-DC変換の2系統がある。

AC-DC変換は、一般電源のAC200VをDC72VとDC12Vに変換して各々のバッテリーに充電する機能をもつ。これは、走行終了後ACコンセントが差し込まれた時、2種類の電池を電流制御および電圧制御で充電する。

DC-DC変換は、DC72VをDC12Vに変換する機能をもち、走行時に駆動バッテリー（DC72V）から制御バッテリー（DC12V）に定電圧制御にて充電する。

3.2.4 バッテリー

駆動バッテリーは、公称DC12Vの鉛バッテリーを6ヶ搭載し、公称DC72Vの組電池として使用した。これは、既存のPEV(Pure Electronic Vehicle)用シールドバッテリーを採用した。それにより、システム上でハイレートかつ、高深度な使い方を避ける方法を取り、さらに、温度補正による多段階定電流充電システムと相まって、サイクル寿命に悪影響を及ぼさないようになった。

制御バッテリーは、ガソリン車と同様な充放電制御を行うことで、一般的で安価なカーバッテリーを採用した。

3.2.5 追突防止システム

電気車は特有の自己ノイズを発生するため、本開発で最も留意したコンポーネントである。

本システムは、100kHzの周波数で基本信号を受発信するが、自己ノイズと合致すると誤動作してしまう。そこで、今回新たに（株）モリック製の追突防止システムを採用した。このシステムは、スーパーヘテロダイン方式で受信アンプが構成されているため、従来品に比較するとノイズ除去性に優れている。

3.2.6 エリアアラーム

ゴルフ場において、走行音がしない電気車は時により危険である。このため、クラブハウス周辺などプレーヤーや関係者が多数いる場所では、走行時に警告音を発生するように設定した。これは、あらかじめ地上埋設信号（マグネット）を用い危険懸念区域を設定して、その区域内では走行時常に警告音を発生するものである。

3.2.7 急速充電器（オプション）

ゴルフカーは毎日業務で使われるため、充電忘れは翌日の業務に支障をきたす。そこで、30分充電でハーフラウンドを周ることができる急速充電器を考案した。

この急速充電器はハイレート充電を可能にしているが、バッテリー端子電圧をある一定電圧に抑えることで、寿命に悪影響を及ぼさない設計とした。これは、D.O.D. (Discharge Of Depth) 0~5%のバッテリーに急速充電をしようとしても充電しないシステムであり、あくまでもエマージェンシーの場合を想定したものである。

3.2.8 システム制御

ガソリン車の電磁誘導部分の制御をそのまま生かし、新たに他励磁式直流モータ制御と充電システムを付加したシステム制御にて実現した。さらにオプションとして、自動走行での車速12Km/h制御・分岐システム・自動入出庫システムを追加した。これにより、市場ニーズをいち早く取り入れることができ、販売と同時に市場投入することができた。

モータ制御は、界磁・電機子とのMAP制御を基本として、電流フィードバックでPID演算にて制御している。降坂および停止時には、回生制御+ブレーキモータ制御を車速フィードバックでPID演算にて実施しているが、降坂度合いによってはPID演算のゲインを変化させている。これらにより、よりスムーズな走行フィーリングをもたらすことができた。

また、駆動バッテリーの寿命向上を目指し、走行時の負荷特性、回生電流を考慮することで、駆動バッテリーには非常にやさしい充放電特性を得ることができた。これは、常時充放電電流を把握し、上限、下限のリミッタ近傍では制御ゲインを変更

することにより達成できた。さらに、電流把握は駆動バッテリーの状態を視覚で知ることができ、インジケータの標示にも補正值として役立てている。

4 品質への取り組み

本モデルの開発にあたっては、特機品質保証システム (TQAS) の製品企画から開発/生産/市場導入までの各ステップ（市場要望に始まり、コンセプト構築、過去の類似モデルでの問題対応などの段階的分析）から、当モデルでの開発の狙いに対する重点開発保証項目を設定して、製造/販売/技術が上流より一体となった開発活動を展開した。

特に各ステップ毎にレビューを実施し問題点を抽出/共有化し確実な対策のための厳しいチェックを実施することで、トラブルを未然に防止し、特に制御(ECU)部分ではシステムとしての設計FMEAと製造FMEA的手法により、計画/設計図面段階で質の高い設計仕様を作り上げることができ、製造部門では、それらの対応項目をQA工程表や検査規格書などに織り込み、全数各検査機に加え、実機完成機レベルでの部品検査という地道な品質保証活動に取り組み成果を上げることができた。

5 おわりに

本来、電気ゴルフカーはアメリカのゴルフコースでは手動式2人乗り（電磁誘導式=自動運転方式）ではあるが、最も普及しており、当社(YMMC)製電気ゴルフカーも約1万台/年の生産実績がある。電気自動車としてみると、多少表現での誇張はあるが、当社は日本でトップの生産量を誇る4輪電気自動車メーカーでもある。

また国内ゴルフカーのトップメーカーとして、お客様の期待を越える次世代商品への挑戦に向け、さらに進化した商品開発に邁進する所存である。最後に、今回の開発にあたり御協力頂いた社内外の関係各位に御礼申し上げます。

ヤマハ ASV-2の研究開発

Reserch and Development of YAMAHA ASV-2

北川成人 Shigeto Kitagawa 中井 登 Noboru Nakai

●MC事業本部 技術開発室/コンポーネント開発調達室

1 はじめに

最近の二輪車の交通事故状況を見ると、二輪車乗車中の死者数は漸減傾向にはあるものの、毎年全国で170,000人前後の死傷者が発生し、その内のおよそ1%が死亡に至るという事実がある。このような厳しい状況の中で、自動車の安全性を格段に高めることを目指して国土交通省が推進する第2期ASVプロジェクト（稿末の用語説明を参照）が1996年度にスタートし、その2年目にあたる1997年度から二輪車メーカーも参画することとなった。

ヤマハ発動機（株）（以下、当社という）は、二輪車の安全性向上を最重要課題のひとつと考えており、これまで安全技術の開発、および商品への展開を図るとともに、安全普及活動にも力を注いできた。

また、第2期ASV計画への参画（図1）により、「走る、曲がる、止まる」の基本性能を向上する基盤的安全技術に加え、いかに事故低減を図るか、いかに事故の被害を低減させるかという視点での「予防安全技術」、「衝突安全技術」の先進的安全技術の分野にも研究開発の領域を広げてきた。



図1 ヤマハ ASV-2

さらに、急速に展開しつつあるITS（稿末の用語説明を参照）の一部として、道路インフラと連携した走行支援システムの研究も国家的なレベルで進められており、このような進化した交通環境に対応する必要性があることから、二輪車の高度情報化の研究開発にも着手し、積極的に推進しているところである。

本稿では、当社が第2期ASV計画で研究開発を進めたこれらの技術についての成果と、今後の課題について述べる。

2 ヤマハ ASV-2 1号車に搭載した技術

1号車には図2に示すように予防安全3、事故回避1、衝突安全1の計5種の自律型安全技術を搭載した。以下に個々の技術について説明する。

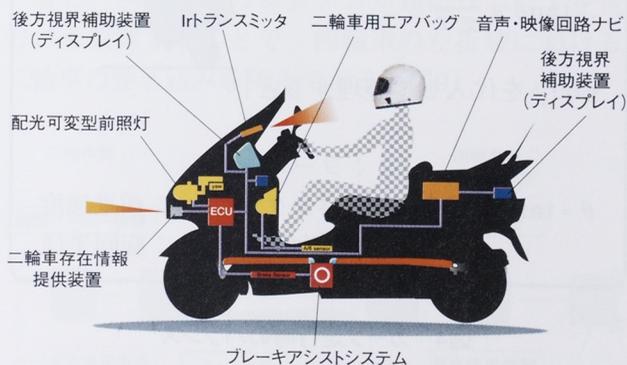


図2 ヤマハ ASV-2 1号車

2.1 配光可変型前照灯

本装置は、二輪車のカーブ走行時の車体の傾きに応じて前照灯の照度分布を自動的に変化させ、夜間のカーブ走行時の視認性向上を図ることを狙いとしている。また、前照灯本体にはハイ/ロー切替式のディスチャージヘッドランプを採用して、照度の向上も併せて実現した。

2.1.1 システム構成

本装置のシステム構成を示す（図3）。

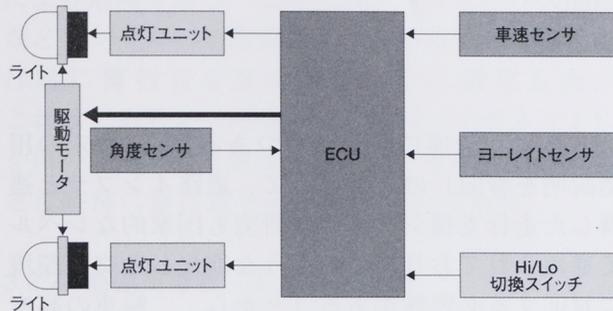


図3 システム構成

車体に取り付けられたヨーレイトセンサの信号と、自車速度信号からカーブ走行時のバンク角を計算し、サーボモータで前照灯の照射範囲が路面と略平行になるよう回転させる。ヨーレイトとバンク角の間には図4に示すような関係式が成り立つ。

二輪車に作用する遠心力と重力のtan成分が見かけ上釣り合うため、

$$m \cdot \frac{v^2}{r} = m \cdot g \cdot \tan \theta$$

$$\therefore \tan \theta = \frac{v^2}{g \cdot r}$$

$v=r \cdot \psi$ を代入して整理すると、

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{v \cdot \psi}{g} \right)$$

ψ : ヨーレイト
 θ : バンク角 v : 前進速度
 g : 重力加速度 r : 旋回半径

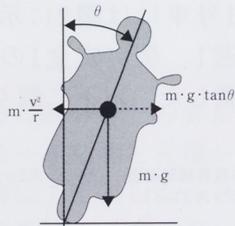


図4 カーブ走行時のバランス



図5 照射範囲の比較

2.1.2 動作例

本システムの有無による、左カーブ走行時の照射範囲の差異を示す（図5）。

2.1.3 今後の課題

配光可変制御による視認性の向上で、夜間運転時の負担が軽減されることがわかった。実用化に向けては、運転者の操縦感覚によりフィットする制御アルゴリズムの改良と、システム全体の小型軽量化、システム機能失陥時のフェイルセーフ機能などの検討が必要である。

2.2 後方視界補助装置

本装置は、走行中の運転者に対して、後方の自車両周辺映像をメータパネルに設置したディスプレイに表示し、通常の後写鏡の補助装置として運転者の視覚機能を拡大することを狙いとしている。また、ナビゲーション、VICS、などの走行支援情報を後方視界と随時切り替えて表示し、音声情報はワイヤレスでヘルメットに提供することで運転時の負担を軽減する、視覚・聴覚の総合的な情報提供装置となっている。

2.2.1 システム構成

図6に示すように、二輪車の左右側面と後部1ヶ所の計3個にカラーCCDカメラを設置している。これらのカメラの切り替えはウィンカースイッチと連動しており、メータ内の液晶ディスプレイには、車線変更などの運転操作のタイミングに合わせて必要な後方の情報が提供される。同様に、経路支援情報と後方視界情報は、手元のスイッチで随時切り替えることで選択的な情報提供が可能である。また、経路支援情報、交通情報などに関する音声情報のヘルメットへの通信手段には赤外線を使用している。

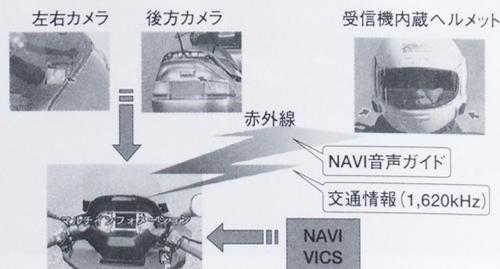


図6 システム構成

2.2.2 今後の課題

キャビンをもたない二輪車で、四輪車と同等の情報提供環境が可能かどうかを検証した。今後は視覚情報の提供方法（位置、タイミング）、および音声情報の提供方法（音質、フレーズ、タイミング）について、効果的かつ運転者の負荷を最小にする方向での研究が必要である。

また、将来的に後写鏡の機能を代替していくためにはカメラ、ディスプレイの解像度、視認性などの向上が必須となる。

2.3 二輪車存在情報提供装置

国内の二輪車関連事故の6割強は交差点での車両相互事故であり、相手車両は四輪車が圧倒的に多い。これらをタイプ別に分類し、その過失割合について第1当事者（1当：過失責任大）、第2当事者（2当：過失責任小）で分類したのが図7である。

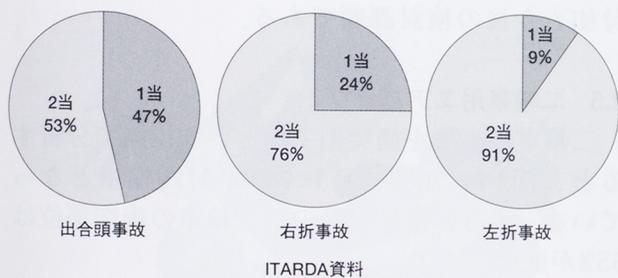


図7 二輪車事故の特徴⁽¹⁾

すなわち、出会い頭事故に関しては1当と2当の比率はほぼ均衡しているが、右左折時の事故に関しては二輪車の2当比率が高く、二輪車が明らかに被害者になっていると言える。これらの事故原因としては、相手車両側が二輪車の存在に気付いていなかったか、気付いていても速度や距離関係を正しく認識していなかった場合がほとんどである。

このような背景から、本装置は二輪車の存在が正しく相手車両に認識されるように、積極的に二輪車側から情報を発信し、相手車両側ではこの情報をもとに二輪車の存在情報や、衝突の可能性などの警報を運転者に与えることを想定している。

二輪車は通信により走行中の自車両速度、道路側から入手した交差点までの距離情報から、交差

点までの到達時間（車間時間）を計算して発信する。相手車両側のシステムは、この時間情報から二輪車の存在をドライバに情報提供し、発進、停止などの際に運転者の適切な判断を支援するものである（図8）。

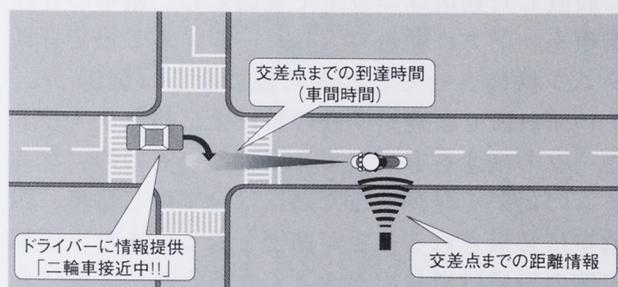


図8 右直事故防止システムの概念図

2.3.1 システム構成

二輪車側から発信される情報は基本的に前出の交差点到達時間（車間時間）である。そのほかにもフラッシュ、ブレーキ、アクセルなどの操作情報を加えることにより、二輪車の詳細な運転状態を相手車両に伝達することができる。通信の手段としては波長860nmの赤外線レーザーを使用し、通信距離は最大で150m、通信速度は2,400bpsとなっている。

なお、四輪車側のシステムが通信ユニットを後方にも設置することで、四輪車の左折時における二輪車の巻き込みを防止できる（図9）。

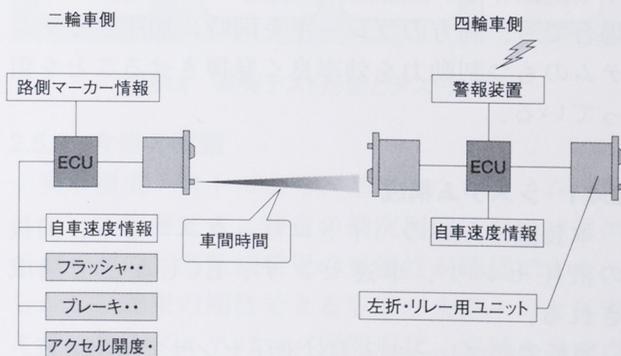


図9 システム構成

2.3.2 今後の課題

自律型システムとはいえ、自車両の位置情報を得るためには何らかの形でインフラの支援を受ける必要がある。

また、通信手段としての赤外線レーザーは直進性

が強いので、途中で遮蔽物があると通信確立が困難となる。このため右折車両では、直進する二輪車が他の車両の陰になって全く目視できない場合にはシステムが機能しなくなる。このようなケースでは、左折巻き込み防止のために四輪車側の後方に設置した通信ユニットで受信した二輪車の存在情報を、前方に順送り（リレー）することでシステムを機能させることが可能になる（図9）。

いずれにせよ通信手段の特性上、複雑なネットワークの概念を導入する必要はないものの、システムの効果を発揮するためには全ての二輪車、四輪車に装備されることが前提となる。また、四輪車側の設備投資負担が大きくなるため、実現に向けてはメーカーレベルに留まらない、高次元での検討体制が必要である。

2.4 ブレーキアシスト

通常、二輪車のブレーキ装置は制動のみではなく、走行中の二輪車の姿勢を運転者が意図的に制御する手段として使用される。このため、前後ブレーキが個別に操作されることが一般的であるが、事故回避時のような緊急時には、前後ブレーキを一時的に連動して作動させることで事故回避性能を高められる可能性がある。

こうした観点から、本装置ではABSの機能を拡張し、制動時のブレーキ入力から緊急性を判断するようにした。前後どちらか一方のブレーキしか操作されておらず、ブレーキ力が不十分な場合でも、両方のブレーキを同時に加圧してシステムのもつ制動力を効率良く発揮させることを狙っている。

2.4.1 システム構成

本装置はABSのハイドロリックユニット、前後の液圧センサ、車速センサ、ECUなどで構成される。

運転者のブレーキ入力は液圧センサで検出され、その圧力の上昇特性からECUが緊急性を判定する。ブレーキ入力は前後で独立して検出・判定されるため、どちらか一方しかブレーキがかけられなくても両方のブレーキが加圧され、さらにABSにより路面状態に応じた効率の良い制動が行われる（図10）。

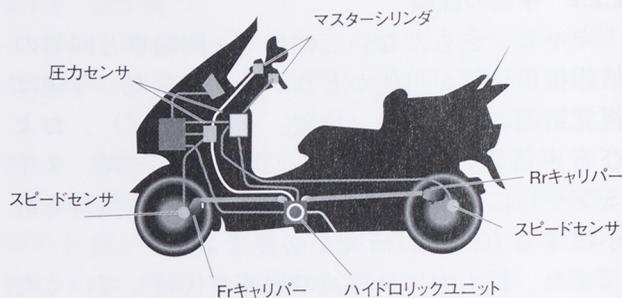


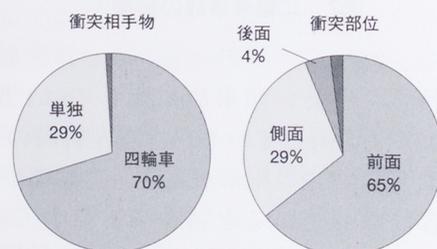
図10 システム構成

2.4.2 今後の課題

緊急性を判定するための条件設定は、実際の事故回避の場面で確実に作動し、通常の使用範囲では作動しないことが基本要件である。しかし、ブレーキ入力の特性は非常に個人差が大きく、緊急時の運転者の行動特性などの、人間工学的な調査・研究が必要である。さらに通常の走行パターンを記録し、それらのデータから自動的に緊急性判定の条件設定をするような、学習機能の付加も今後の検討課題である。

2.5 二輪車用エアバッグ

二輪車の事故を衝突相手物という視点で分析すると、図11に示すように70%が対四輪車となっている。さらに事故の際の、二輪車の衝突部位は65%が前面である。



1997年 ITARDA資料

図11 二輪車事故の特徴⁽²⁾

このような背景から、本装置は二輪車の前面衝突の際に乗員の飛び出しを抑制し、主として上半身の負傷を低減することを目的としている。今回は基礎研究として台上テストによりバッグ形状、インフレータの仕様等を検討し、数形態の実車衝突テストによりエアバッグのシステム要件を把握した。

2.5.1 システム構成

図12にシステム構成を示す。システムはエアバッグ、インフレーター、ECU（加速度センサー一体）で構成される。

衝突の際の衝撃を加速度センサで感知し、ECUで衝突か否かを判定して、インフレーターに点火信号を送る。エアバッグは乗員の前面に開き、衝突時の乗員のエネルギーを吸収して飛び出しを抑制する。衝撃感知性能を向上させるために、フレーム部材を延長（センシングバンパ）して衝撃の伝播速度を上げている。これにより衝突判定の時間が最大5msec程短縮される。衝突からエアバッグが開くまでに要する時間は衝突の形態で異なるが、衝突判定で15～25msec、点火からバッグの完全展開まで40～50msec、全体では55～75msecとなり、乗員がエアバッグに接触するまでに完全展開する十分な速さを備えている。

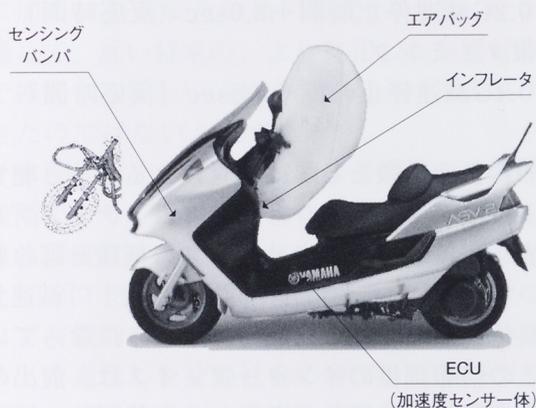
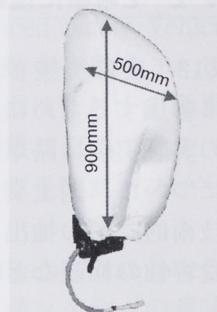


図12 システム構成

バッグの形状については単体でのインフレーションテスト、スレッドテスト等で各種の形状を検討し、図13のような形状とした。四輪車のエアバッグと異なり、シートベルトのような拘束装置をもたない二輪車にはエアバッグ単体での負傷低減効果が求められるので、一般的な四輪車運転席用に比べおよそ3倍の容積となっている。

2.5.2 実車衝突テスト

エアバッグの効果検証についてはISO13232に規定された実車衝突テストの基本7形態から4形態を選択し、それぞれの形態についてエアバッグの有無による負傷低減効果の差異をみた。



バッグ容量：130L
インフレーター：480kPa

図13 試作バック形状

負傷低減の効果をみるためにはダミーを使用し、頭、首、胸の各部について負傷評価に関する計測を行なった。ダミーは四輪車用に開発されたHybrid IIIを元に、二輪車の乗車姿勢をとれるように腰部に変更を加えた。

実車衝突テストの結果では、1形態で負傷低減効果が認められ、他の3形態では有意差が認められなかった（図14）。

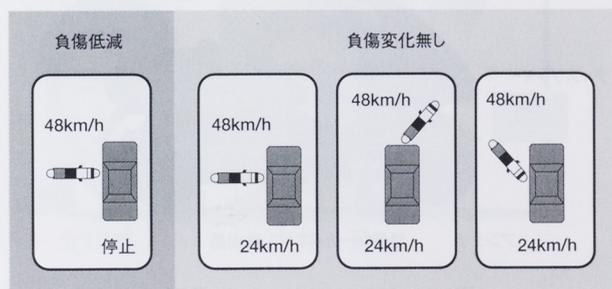


図14 衝突テスト形態とテスト効果

2.5.3 今後の課題

実車衝突テストにより、基本的なシステム要件について把握でき、特定の衝突形態においてはエアバッグの負傷低減効果の可能性が確認できた。しかし、効果の期待できる形態が未だ十分とは言えず、さらにエアバッグ展開形状、容積などの点で研究開発が必要である。

さらに、衝突相手車両の形態によるシステム要件の違い、乗員の体格や乗車姿勢などによる効果の違い、形態の異なる二輪車でのシステム要件の違いなど、順次検証して行く必要がある。また、これらの過程でハードウェアの耐久性、信頼性などについても向上させて行く必要がある。

3 ヤマハ ASV-2 2号車に搭載した技術

2号車は、平成12年度に実施されたASVとAHSの共同実証実験に参加するために製作された実験車両である。この実証実験は路車間通信による走行支援サービスについて、国土交通省の土木研究所内試験路にて技術的課題の抽出、サービスの有効性、ドライバー受容性の検証などの目的で実施された。

2号車は図15に示すように、1号車をベースに通信機、アンテナ、情報処理装置などを加え、道路インフラから提供される6つの走行支援サービス（カーブ進入危険防止支援、前方障害物衝突防止支援、出会い頭衝突防止支援：停止/発進、右折衝突防止支援、横断歩行者衝突防止支援）に対応している。

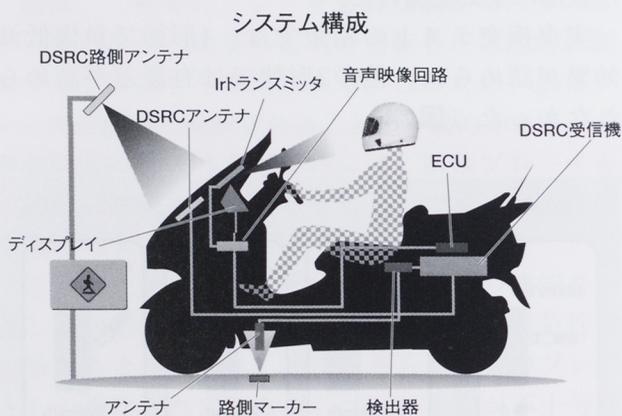


図15 ヤマハ ASV-2 2号車

3.1 システム構成

車両には図16に示すような、サービス区間情報を受信する路面マーカー検出器とそのアンテナ、交通環境情報（DSRC:Dedicated Short Range Communications）を受信する通信機とアンテナが装備されている。

DSRCは100msec毎に最大160byteのデータを送信し、障害物や周囲車両の情報（位置、方向、速度、距離）、道路形状情報（コーナーR、勾配等）を提供する。道路インフラから入手した情報は自車の速度情報などと合わせてECUで処理され、適切なタイミングで運転者の認知・判断を支援するために提供される。

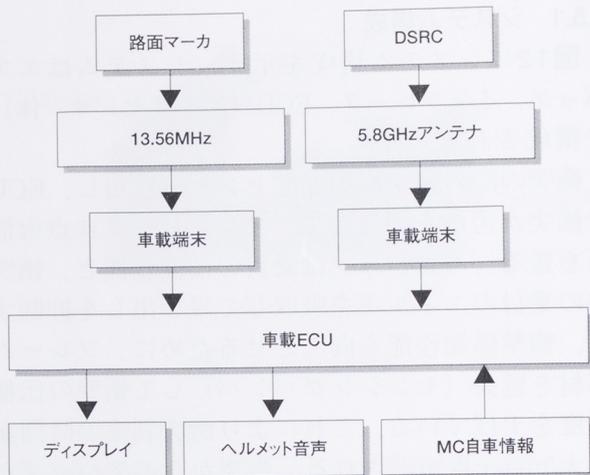


図16 システム構成

支援タイミングは検証中であるが、下記暫定値にて評価を進めている。

- ・情報提供タイミング
=0.2G減速停止時間+3.0sec（反応時間）
- ・警報タイミング
=0.4G減速停止時間+0.8sec（反応時間）

情報提供の手段としては視覚による方法と聴覚による方法がある。本システムでは、ディスプレイに表示するアイコンでサービスの種類と緊急度について明示し、音声情報で「〇〇注意」「減速」など具体的な運転者の対応を促すようになっている。この情報提供のインターフェイスは、前出の「後方視界補助装置」で開発した車載ディスプレイとヘルメット音声通信システムを使用している（図17）。

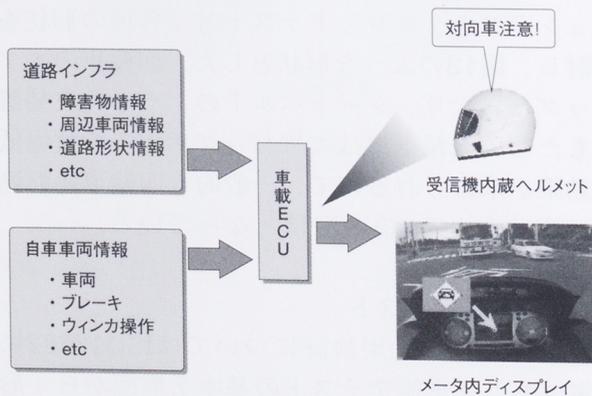


図17 システム構成

3.2 今後の課題

今回の実証実験に供された通信機器は、二輪車の搭載スペースを考慮すると実用レベルには遠く、実用化推進のためには小型、軽量化を進める必要がある。また、情報提供のためのHMI(human machine interface)のあり方についても、世界標準的な視点での研究開発が必要である。特に交差点など、情報が輻輳する場所でのドライバの負荷を最少にするため、情報マネジメントに関する共通ガイドラインの設定は不可欠である。

この走行支援システムは、第二東名等への配備を前提にインフラを含めた検討が進められており、今後も他社と連携した開発を継続していく予定である。

4 おわりに

第2期ASV計画に参画し、従来の基盤的安全技術に加え、先進安全技術の開発へのチャレンジを通じて、近い将来の、より進化した交通社会の中で機能する新しい二輪車像のイメージを具現化できたのではないかと考える。

本稿で紹介したASV技術は基礎研究を終了した段階であり、今後は実用化に向けての研究を推進する段階にある。さらに今後は、自律型システムとインフラ連携システムがそれぞれの強みを生かして有機的に結合して行くことが予想される。こうした進化した交通社会の中で、二輪車がその経済性・機動性に加えて安全性を格段に向上させ、メジャーな交通手段として現在以上に広く一般の使用に供されることを願い、研究開発を推進する所存である。

●参考文献

- (1) 国土交通省ASV推進検討会：ASV-2の成果について、(2001)
- (2) 財団法人交通事故総合分析センター：交通事故データ、(1997)

●用語説明

(1) ASV (Advanced Safety Vehicle)

先進安全自動車の意味。エレクトロニクス技術等の新技術により、自動車を高知能化して安全性を格段に高めるとともにITS技術の自動車としての受け皿（スマートカー）となるもの。

(2) ITS (Intelligent Transport Systems)

高度道路交通システムの意味。最先端のエレクトロニクス技術を用いて、人と道路と車両とを一体のシステムとして構築することにより、ナビゲーションの高度化、有料道路等の自動料金収受システムの確立、安全運転の支援、交通管理の最適化、道路管理の効率化を図るもので、安全・快適で効率的な移動に必要な情報を迅速、正確かつわかりやすく利用者に提供することなどにより、道路の安全性、輸送効率、快適性の飛躍的向上、環境保全を実現することを目的としている。

●著者



北川成人



中井 登

クラックフリーCr めっき膜の構造,物性,および耐久性

Crystallographic Structure, Physical Properties and Durability of Crack-Free Cr Plating

土屋五十洋 Itoyo Tsuchiya 真野桂子 Keiko Mano

●創輝(株)生産技術室

1 はじめに

硬質クロムめっきは摩擦係数が小さく、耐磨耗性に優れ、皮膜に強固な不動態皮膜を形成することから高耐食性であり、摺動部品等に多く用いられる。しかし、皮膜中に発生する網状のクラックは、基板の耐食性を劣化させる要因となり、下地にニッケルめっきを施して、基板の耐食性を確保している。

今回、地球環境対策として、パルス電解方法、添加剤、めっきセル構造などの改良により、クロムめっきをクラックフリー化させ、クロム単層にて耐食性を確保することを狙いとし、表1に示す基礎実験において良質な皮膜を生成速度2~3 μm/minで得ることができたので紹介する。

本研究では、周波数を変化させた際のめっき膜の表面形態、結晶学的構造、物性について評価した。モーターサイクルサスペンションの構成部品であるロッドピストンの表面処理には、要求品質として、耐磨耗性、耐食性が必要とされる。この部品に本研究で開発したクラックフリークロムめっきを施し、実際の耐久性について欧州耐久ロードテストを1年間、モーターサイクルサスペンションにて実施し評価した。

表1 試験条件と結果

評価項目	条件	結果および判定
耐食性試験	キャス試験(膜厚10, 20, 30μm) 1∞=16時間噴霧+8時間休止	84∞(2,000Hr)後、錆発生無し
屋外暴露試験	浜松市郊外6年	錆,クラック発生なし
硬さ	マイクロピカース硬さ計 荷重0.245N(25gf)	平均 Hv919.6 x-3σHV875.0 x+3σHv964.2
フリクション試験		現行仕様と同等フリクション性能
耐熱性試験	160℃ 1Hr 保持	クラック発生なし
ベンディング試験	245N(25kgf)×400万回	クラック発生なし
耐久試験	R/Cassyにてベンチ耐久テスト	クラックおよびオイルもれなし

2 実験方法

実験に用いた基本浴組成、および電解条件を表2に示す。めっき浴はサージェント浴を基本とし、添加剤を適量加えた。電解は定電流パルス電解とし、周波数を700Hz ~1,630Hzの間で変化させた。図1に実験に使用したパルス波形の形状を示す。Duty比は1:1である。電流密度は平均950mA/cm²とし、通電量を固定した。浴は40Lで、これを超振動攪拌する。陰極にはφ12.5×135mmのS45C研磨材を使用した。

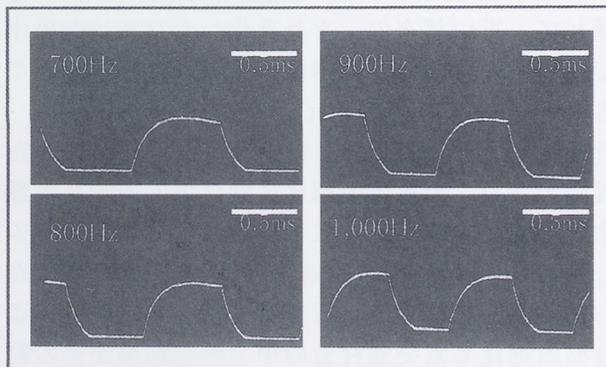


図1 周波数の変化に応じたパルス波形

表2 基本浴組成と電解条件

基本浴組成	
クロム酸 300g/L, 硫酸3.6g/L, 添加剤 適量	
電解条件	
電流波形	パルス
周波数	700Hz~1,630Hz
Duty比	1:1
浴温	75℃
電流密度	平均950mA/cm ²
通電量	31,200C (Cr膜厚10μm狙い)
陰極	S45C研磨材(53cm ²)
陽極	白金
攪拌	日本テクノ(株)製 超振動α攪拌機

周波数を変化させて生成したクロムめっき膜の評価は、走査型電子顕微鏡 (JSM6300F FE-SEM) による表面形態の観察、触針式表面粗さ測定機 (小坂研究所製SE3500) による表面粗さ測定、平均めっき膜厚からの電流効率の算出を行なった。

X線回折 ((株) 理学製RINT1100) はCuターゲットとして 2θ 角 $30^\circ \sim 145^\circ$ にて測定し、得られた回折ピークの相対強度からWillsonの式により配向指数を算出した。また、Scherrerの式から結晶粒径を算出した。

ヌープ硬さ測定機により、皮膜硬さを評価した。

耐食性試験としては、pH3.0の酢酸酸性雰囲気塩水噴霧であるキャス試験を行なった。キャス試験は $1\infty=16$ 時間噴霧+8時間休止として、 2∞ 実施した。

めっき膜の結晶学的構造は、周波数1,500Hzにて電析したクラックフリークロムめっき膜を基板溶解し、電解研磨によってめっき膜薄片を作製した後、透過型電子顕微鏡 (TEM) による格子像の観察にて解析した。

クラックフリークロムめっきの耐久性については、モーターサイクルサスペンションに、クラックフリークロムめっき、および現行Ni-HCrめっきの2仕様のロッドピストンを左右に組み付け、1年間の市場走行試験結果から判断した。クラックフリークロムめっき膜のロッドピストンは、テスト前にキャス試験にて錆の発生がないことを確認した。

テスト車両数は12台である。テスト場所は、冬季、路上への融雪剤の散布などめっきの耐食性上、悪条件となるであろうということも考慮し、ヨーロッパ主要各国、イギリス、フランス、ドイツ、イタリアを選定した。テスト者は、現地ユーザーとした。なお、テスト状況の把握には各ユーザーに使用状況を示すチェックリストを配布、記入の方法を用いた。

ロードテスト実施後、サスペンションの機能維持を確認することを目的として、オイル漏れ評価試験を実施した。

ロッドピストンのめっき膜の耐食性は、目視観察にて判断した。耐磨耗性は、走行距離に応じためっき膜厚の減少量を定量評価した。めっき膜厚は電磁式膜厚計を用い、最も鏡面化していると目視上判断される箇所、およびロッドピストン中央

付近にて鏡面化のみられない箇所を測定し、その差を比較した。

3 実験結果

3.1 表面形態と結晶学的構造の関係

図2に直流電解にて得られためっき膜、図3に周波数を変化させたパルス電解にて得られためっき膜の表面形態を示す。

直流電解で得られためっき膜には多くのクラックが発生しているのに対して、パルス電解で得られたいずれの皮膜もクラックは観察されない。また、700Hzと800Hzでは1,000nm程のピッチ間隔の大きなうねり状の凹凸が観察され、その上に約10nm程の微小な突起も観察される。それに対して、900Hz以上では、凹凸および突起は観察されず平滑である。

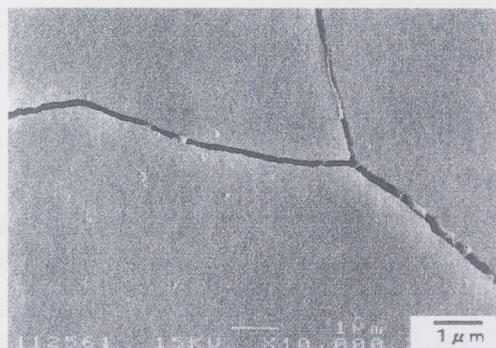


図2 直流電解にて得られた膜の表面形態

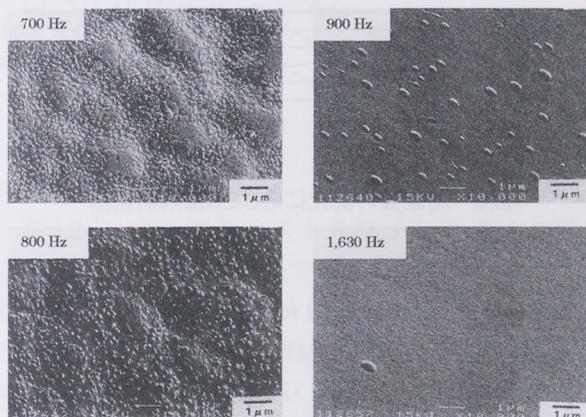


図3 周波数の変化に応じた表面形態

図4に表面粗さ（中心線平均粗さRa）の測定結果を示す。SEM観察結果と同様の変化が確認できた。なお、700Hzおよび800Hzで得られためっき膜の表面は無光沢であるのに対して、900Hz以上の条件で得られためっき膜は表面光沢を有する。

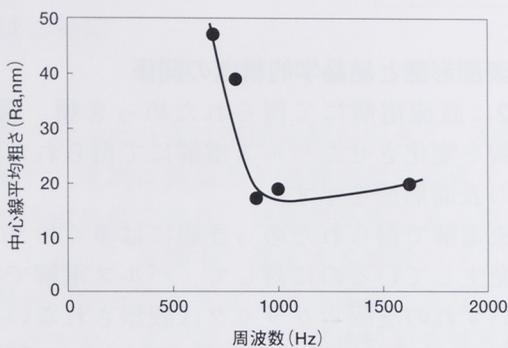


図4 周波数の変化に応じた表面粗さ (Ra)

図5に直流電解にて得られためっき膜、および周波数を変化させためっき膜のX線回折図形を示す。得られた回折ピークから、いずれのめっき膜もbcc構造のクロムであることがわかる。パルス電解で得られためっき膜の回折図形は、直流電解で得られたものよりいずれも {222} 回折ピークが鋭い。また、周波数の高いめっき膜程、ピーク強度が低下している。

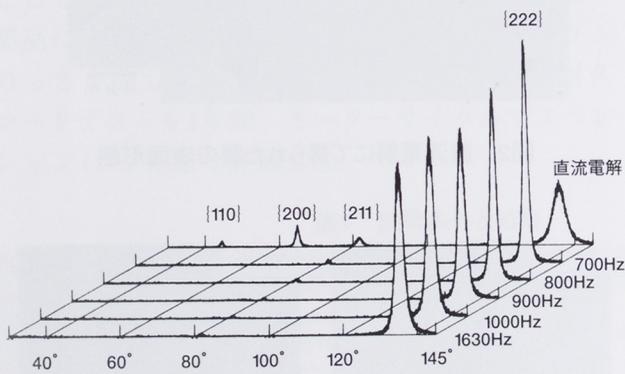


図5 周波数の変化に応じたX線解析図形

図6に直流電解にて得られためっき膜、および周波数を変化させためっき膜の配向指数を示す。いずれのめっき膜も強い111配向を示すが、パルス電解のめっき膜は直流電解のめっき膜より1.6倍強い。

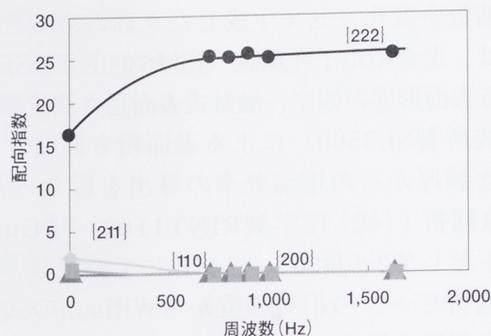


図6 周波数の変化に応じた配向指数

図7に周波数を変化させた際のめっき膜の結晶粒径を示す。得られためっき膜は図5および図6に示すように強い111配向をもっている。このことからめっき膜を形成する結晶は、厚さ方向に長く伸びた形状を形成している。

粒径はScherrerの式より {222} 回折ピークを用いて、その厚さ方向の粒径を算出した。900Hzを変化点とし、周波数が高くなると、結晶粒径は急激に微細化している。その際の粒径は8nm~14nmである。

従って、クラックフリークロムめっき膜とは、いずれも微細な結晶の集合体で形成され、パルス電解の周波数が低い域では比較的大きな結晶粒であり、周波数が高い域では小さくなる。また、低周波数で観察される1,000nm程のピッチ間隔の大きなうねり状の凹凸は1つ1つの結晶粒を表わすのではなく、いずれも微細な結晶の集合体で形成されていることがわかる。

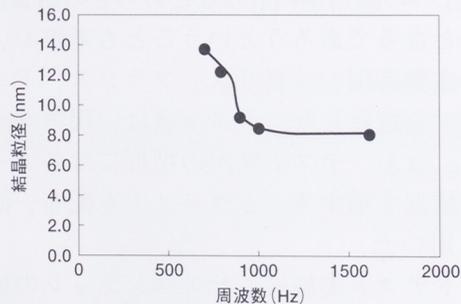


図7 周波数の変化に応じた結晶粒径

図8に透過型電子顕微鏡によるクラックフリークロムめっき膜表面の格子像を示す。クロム原子配列、および格子欠陥である転位の様子が観察され、さらに格子縞に微妙なゆらぎが存在する。



図8 TEMによるクラックフリークロムめっき膜の格子像の観察

3.2 めっき膜の物性

めっき膜の物性評価として膜の硬さ測定を行った。図9にヌープ硬さの測定位置と方向を示す。

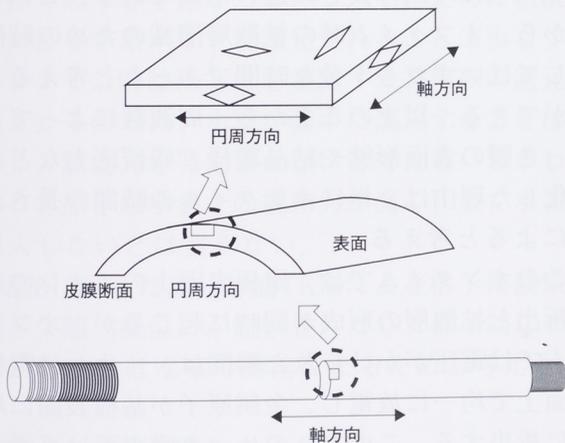


図9 めっき膜硬さ測定

供試材に対して断面、および表面について軸方向と円周方向について測定した。測定は各位置と方向に対して5点測定し、その平均値をとった。

図10、図11に周波数の変化に応じためっき膜硬さを示す。断面、および表面の硬さは共に周波数が高くなるに従って、軸方向の硬さが円周方向の硬さを上回る。そして、断面硬さは軸方向、円周方向共に周波数が高くなるに従って上昇する。表面硬さは、周波数が高い域では軸方向の方が円周

方向より硬いが、周波数が低い域では逆転している。工業用クロムめっき (JIS H 8615) として評価される硬さを得るのは、800Hz以上の周波数が必要である。

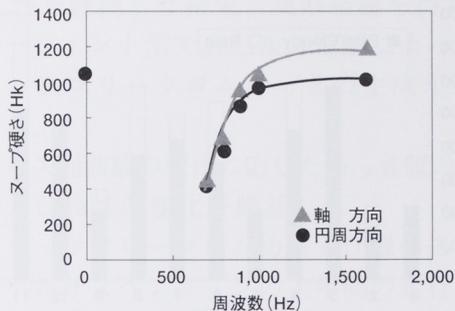


図10 周波数変化に応じためっき膜断面硬さ

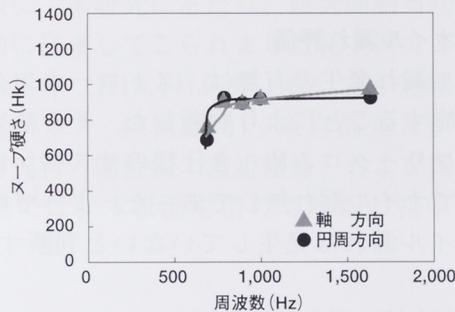


図11 周波数変化に応じためっき膜表面硬さ

周波数の変化に応じた耐食性試験 (キャス試験) の結果では、網状のクラックが存在する直流電解で得られたクロムめっき膜は、クラックを通して基板の腐食が激しく進行している。しかし、パルス電解で得られためっき膜はいずれも錆の発生はなく、クラックフリークロムめっきであることが証明される。また、クラックフリークロムめっきをアノード電解させても、クラックの発生は認められなかった。

3.3 実車テスト

3.3.1 テスト状況

図12に、1年間のテストを終了し返送されてきたリヤサスペンションについての使用状況を示す。走行距離は最短2,167km、最長7,700kmである。走行路は、輸送路、市街路、山間路の比率が各サンプルとも変化に富んでいること、走行時の天候は12台のうち7台が雨天走行であること、1日の平均走行距離は最短11.3km (No7)、最長

194.0km (No8) であることなどが読みとれる。テスト状況に顕著な偏りはみられず、また広範囲な市場環境の条件のもとにテストが実施されたことがわかった。

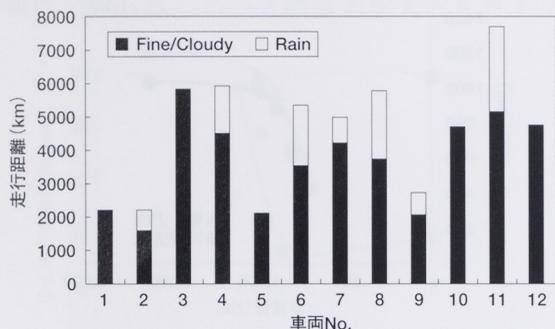


図12 ロードテスト状況

3.3.2 オイル漏れ評価

オイル漏れ発生の有無は、ストローキングテストを実施することにより判断した。その結果、クラックフリークロムめっき仕様のサスペンションは、全てオイル漏れ無しであった。よって市場では、オイル漏れは発生していないと判断する。

3.3.3 耐食性、耐磨耗性評価

クラックフリークロムめっき仕様のロッドピストンを目視観察した結果、腐食発生部は認められなかった。この結果、市場環境下においても優れた耐食性を有することがわかった。

図13に走行距離に応じためっき膜厚減少量を示す。No1~No12共に鏡面部、非鏡面部の差は約 $1\mu\text{m}$ である。以上の結果から、今回のテスト条件におけるクラックフリークロムめっきの膜厚減少量は、約 $1\mu\text{m}$ であり、現行Ni-HCrめっきと同等であることがわかった。

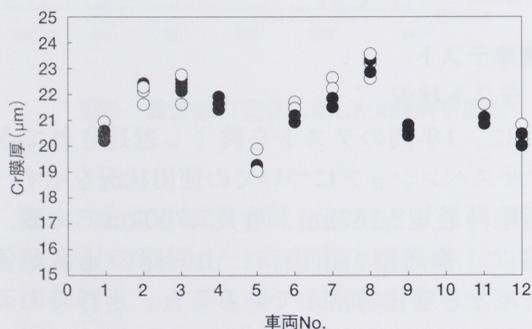


図13 走行距離に応じた膜厚減少量

4 めっき膜生成についての考察

4.1 表面形態と結晶粒径

めっき膜の表面形態は、低周波数では大きなうねり状の起伏とさらに小さな突起が形成される。周波数が高くなるに従って、結晶粒の集合体で構成される大きな起伏は抑制され、平滑化が進む。この際、結晶粒径も微細化していくことがわかった。このパルス電解を行なっているときのカソード界面で起きている現象を推定すると、次のように考えられる。

図1に本実験で用いたパルスの波形をみる事ができる。周波数の違いとは、オンタイムとオフタイムの時間の違いである。パルス電解では、オンタイムで金属イオンが還元されてめっき膜が形成され、オフタイムでは電極表面上に形成された拡散層が、液の拡散によって消滅すると言われている。従って、オフタイムは拡散層が消滅するために必要な最小時間でよい。図1に示されたオンタイムでは、その立ち上がりの波形がほとんど同じで、単に時間の長さの違いだけである。このことから、オフタイム時の拡散層消滅のための時間としてはいずれも十分な時間であったと考えることができる。以上のことから、周波数によって、めっき膜の表面形態や結晶粒径、残留応力などが変化した理由は、単にオンタイムの時間の長さだけによると考える。

このオンタイムでは、電極表面上のイオンの還元析出と拡散層の形成が同時に起こるが、オンタイムでは電圧がかけられた瞬間は、イオンは電極表面上で均一に放電し、金属原子が基板表面に均一に析出する。このときのめっき膜表面は平滑である。しかし、オンタイムの時間が長くなり、拡散層が形成されても通電していると、イオンの放電は電極表面で均一に起こらなくなり、局所化するようになる。このように放電が局所化すると、放電の集中した部分に突起が形成され、表面の粗いめっき膜となる。

逆に、もし、拡散層が完全に形成されない短時間で通電を止めてオフタイムとし、拡散層を消滅させ、その後再び短時間オンタイムのめっきを行なうと、再び表面均一なめっき膜が形成される。このようなめっき条件を繰り返すと、パルスごと

に平滑なめっき膜が積層することとなる。そのため図3に示したように、高周波のめっきでは平滑なめっき膜が厚く形成され、低周波のめっきでは凹凸のあるめっき膜となったと考える。

また結晶の微細化についても、低周波のめっきではオンタイム時の時間の延長で結晶粒の成長が起こり、オンタイムの短い高周波のめっきでは結晶の成長ができなくなり、結晶の微細なめっき膜の形成が可能となる。

4.2 めっき膜の水素の混入と残留応力との関係

本実験の高周波パルスめっきでは、めっき膜の表面にクラックが発生せず、残留応力が小さいことがわかった。このことについては次のように考察する。

めっき膜の応力の発生原因は明らかでないが、ほぼ水素の膜中混入とその脱ガスによると考えられている。本考察も水素の膜中混入と脱ガスが応力の主因と考える。

前述したように、高周波のパルスでは、拡散層が完全に形成するまでにオフタイムとするパルス条件でめっきを行なっている。そのために拡散層中にある水素イオンが還元されることは少なく、オンタイム時はほとんど金属イオンのみの還元となる。そのため、水素が膜中に混入することは少なく、膜応力を発生させないと考える。しかし、クロム原子は水素との親和力が高く、全く水素が混入しないとは言えない。

図8に示した高分解能TEMによる格子像観察で格子欠陥(転位)が観察されたり、格子縞にゆらぎがあるのは水素の固溶によるためと考える。

4.3 めっき膜の硬さ

めっき膜の断面硬さと結晶粒径とは、いずれも900Hzで大きく変化している。このときの結晶粒径はX線回折による回折ピークの半価幅から計算したもので、厚さ方向の粒径を測定していることになる。このことから、めっき膜の硬さの上昇は結晶の微細化によるものと考えられる。膜表面方向での結晶粒径は測定することはできなかったの、膜表面方向での硬さについては考察することはできない。

5 おわりに

クラックフリークロムめっき膜の構造、物性、実耐久性を評価した結果、次の結論を得た。

- (1) サージェント浴でのパルス電解によって、クラックフリークロムめっきの生成が可能である。
- (2) パルス周波数の変化に応じためっき膜の構造、および物性の変化を確認した。
- (3) クラックフリークロムめっき仕様のモータサイクルサスペンションの1年間の走行試験結果から、クラックフリークロムめっき膜が優れた耐久性を有することがわかった。

最後に、本研究にあたり、研究開始当初より研究活動に従事してこられました元上司であります佐倉康男様(H13.4月創輝(株)定年退職、現株式会社ミヤキ 技術顧問)、東京都立大学大学院工学研究科 助教授 渡辺徹様、および関係各位の皆様には、本紙面を借りて厚くお礼申し上げます。

●著者



土屋五十洋



真野桂子

エンジンラバーマウント化によるATV振動低減

ATV Vibration Reduction by Engine Rubber Mount System

清水克久 Katsuhisa Shimizu

●MC事業本部 第5PM室

1 はじめに

近年ATV市場は全体の約90%を占める米国の好景気という追風を受けて、毎年20%近い伸長を続けている。その中でユーティリティー系ATVは、かつてのように農作業などの業務用としてよりも、趣味の乗り物としての色合いを強めつつある。その結果、乗り心地への要求は近年急速に高まってきている。

ひとことに乗り心地といってもその現象は多岐に渡るが、今回は特にエンジン振動の低減のため、YFM660FWA NEW GRIZZLY660 (図1) に採用したエンジンラバーマウント化技術について紹介する。



図1 YFM660FWA NEW GRIZZLY

2 開発の狙い

今回エンジンラバーマウントシステムを搭載したYFM660FWAは、従来ATV市場の中でも最大排気量エンジンを搭載しそのパワフルなエンジンで好評を博していたYFM600FWA (図2) のフルチェンジモデルである。



図2 YFM600FWA

従来車では600cm³の単気筒エンジンをリジッドで搭載していたため、中高速域におけるエンジン振動がやや大きく、近年エンジンをラバーマウントし低振動化を図ってきた他社ライバル車に、体感振動の面でやや遅れをとっている感があった。

NEW MODELでは、車両取りまわし性や運動性能向上のため、排気量アップにともない加振力は増大する中で、車体はむしろ軽量化を押し進める必要があった。そのためエンジンをラバーマウント化することにより、車体は軽量化しながらも振動乗り心地は向上させることを開発の狙いとした。

開発目標値としては、現在大排気量ATVの中で最量販車であり、今回開発したYFM660FWAのライバルとなるPORALISのSPORTSMAN 500と振動VGL値で同等以上とした。具体的にはハンドル、フットレスト、燃料タンク、シートの4点の定常回転域VGL値で55以下、最大値（共振時）でも60以下を狙うというものである。

3 エンジンの加振力

今回ラバーマウントするエンジンの諸元を表1に、概略の形状を図3に示す。エンジンは1軸バルンサ付単気筒エンジンで、主な加振力としては、

- (1) 1次慣性偶力 (クランク軸まわり)
- (2) トルク変動 (クランク軸まわり)
- (3) トルク変動 (出力軸まわり)

などが挙げられる。

現行のYFM600FWAは中高速域のVGL値が良くないという評価を受けて、まず1次慣性偶力に対して最適な防振支持となるようにマウント設計をすることとした。

トルク変動系の加振力については、中心周波数が回転0.5次であるため、これを防振支持するためにはマウント系を相当に柔らかく設定する必要がある。

具体的には、エンジンクランク軸まわりのマウント系共振点を1,000rpm(17Hz)程度に設定する必要がある。ATVではYFM400FWAやYFZ350などでラバーマウントの採用例はあるが、いずれも40~50Hz付近に共振ポイントをもたせており、エンジンの変位量やマウントゴムの耐久性の考慮が必要となる。また上記機種ではトルク変動はあまり問題となっていないこともあり、今回は基本設計段階ではトルク変動は考慮しなかった。

表1 エンジンの諸元比較

	単位	YFM600FWA	YFM660FWA
排気量	cm ³	595	660
形式		4ストローク1軸バルンサ付き単気筒	
圧縮比		8.5:1	9.1:1
往復質量	g	636.3	651.9
1次慣性偶力	kgf・mm	0.121 ω^2	0.124 ω^2
最大トルク	N・m	38	50
最大出力	kW	23.5	30.5
車体質量	kg	272	272

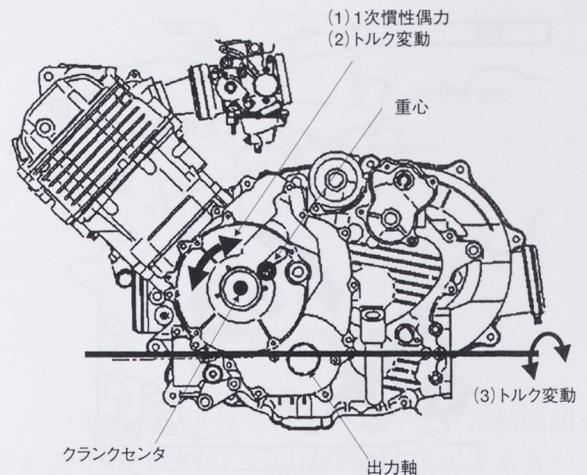


図3 エンジンの外観と主な加振力

4 マウント基本設計 (非連成化)

ラバーマウント化による防振支持の基本は、エンジンを剛体と仮定して、エンジンマウントとエンジン(重心)で形成される6自由度共振系の固有振動数を、強制外力の振動数に対して $\sqrt{2}$ 以下とすることである。

しかし、単に固有振動数を下げるためだけにエンジンの支持剛性を下げると、駆動反力や走行外力によりエンジンが動きすぎて、エンジンと他部品との接触や排気系の破損の原因となってしまう。従って、強制外力の働く方向にのみ固有振動数を下げて防振支持とし、それ以外の方向については十分な支持剛性を確保する必要がある。

そうした要求を満足するため、強制外力であるクランク軸回りの1次慣性偶力方向に対してはゴムがせん断に働き柔らかく、駆動反力・走行時の上下前後方向の力に対しては、ゴムが圧縮に働き硬くなるようにマウントを傾斜配置した(図4)。

マウントゴム傾斜配置は、自動車(特にFR車)などでよく採用されているマウント方式で、傾斜角度とマウントゴムの圧縮・せん断のばね定数比を適切に設定することで、今回でいえばクランク軸まわりの振動モードを非連成化することができる。非連成化することによる利点は次のとおりである。

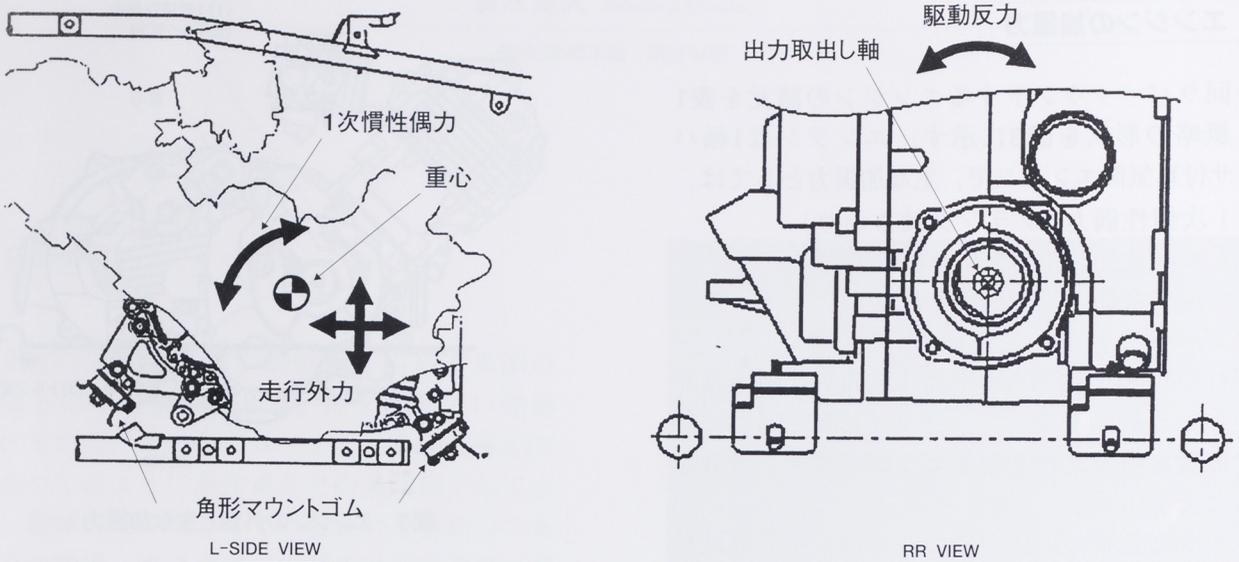


図4 マウントの配置と主な外力

- (1) 非連成化した自由度の振動が独立となり、振動数および振幅の計算が容易となる
- (2) 防振支持実施後、不具合を生じたときの対策が立てやすい
- (3) 非連成化した自由度の外力に対して起こる共振は1回である

つまり傾斜支持による振動の非連成化は、エンジンマウントに要求される防振とエンジン変位量規制を最も高次元で両立させることができる。

防振支持の面では、自動車のようにアイドル回転数/1.4以下に設定することが理想であるが、エンジンの動き量がかかなり大きくなり、自動車等と比較して短い排気系への負担が大きくなることを懸念して上記の設定とした。

計算に際しては、複数の仕様で試行錯誤を繰り返し、最適な仕様を選定した。表2に生産設計仕様の固有値・固有モード解析結果を示す。固有モードは、車両基準である。

5 マウント設計（固有振動数の計算）

前項にて述べた非連成化を実現し、かつ固有振動数を狙いの値にするためには、6次運動方程式を解く必要がある。今回は、エンジンも新設計であったため、計算で求めたエンジン重心、慣性モーメント、および慣性主軸（慣性乗積）をもとに、技術計算プログラム（エンジンマウント固有値計算・定常応答計算）を主に用いて計算を行なった。

最も重要となるクランク軸回りの回転モードの固有振動数は、アイドル回転数（1,500rpm）とCVTのクラッチイン回転数（2,200rpm）の間である1,800rpm狙いとした。

表2 固有値・固有モードの解析結果

	固有振動数 (Hz)	1次回転数 (rpm)	固有振動モード
mode 1	15.4	924	左右並進
mode 2	27.1	1,625	ヨーイング
mode 3	31.1	1,865	ピッチング
mode 4	41.3	2,477	ローリング・上下並進連成
mode 5	44.0	2,638	前後並進・ローリング連成
mode 6	55.97	3,358	上下並進・ローリング連成

また、1次慣性偶力をクランク軸回りにかけた場合の、ピッチング方向回転変位量の定常応答計算結果を図5に示す。

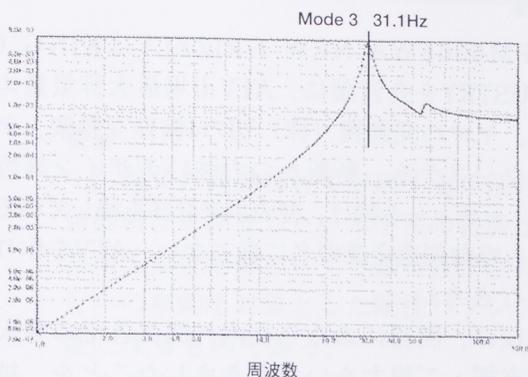


図5 ピッチング方向回転変位量の計算結果

図に示すように共振点は唯一となっており、設計の狙いを達成している。

mode 6との連成がやや見られるが、これはエンジンのクランク軸方向の慣性主軸が図6のように20度程度傾斜しているため、ピッチングとローリングの連成が発生したと考えられる。

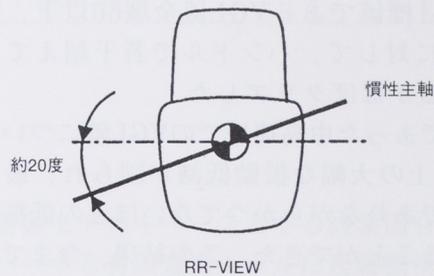


図6 慣性主軸の傾き

この連成は、弾性主軸とトルクロール軸の傾きを最適化させることで解消できるはずであるが、フレームの構成が複雑となることや、組立ラインでのエンジン搭載性が劣ることもあり、大きな連成ではないため本仕様を生産仕様として採用した。

6 ラバーマウント化の効果

ラバーマウントを採用したYFM660FWAとYFM600FWAの振動VGL値を図7に示す。

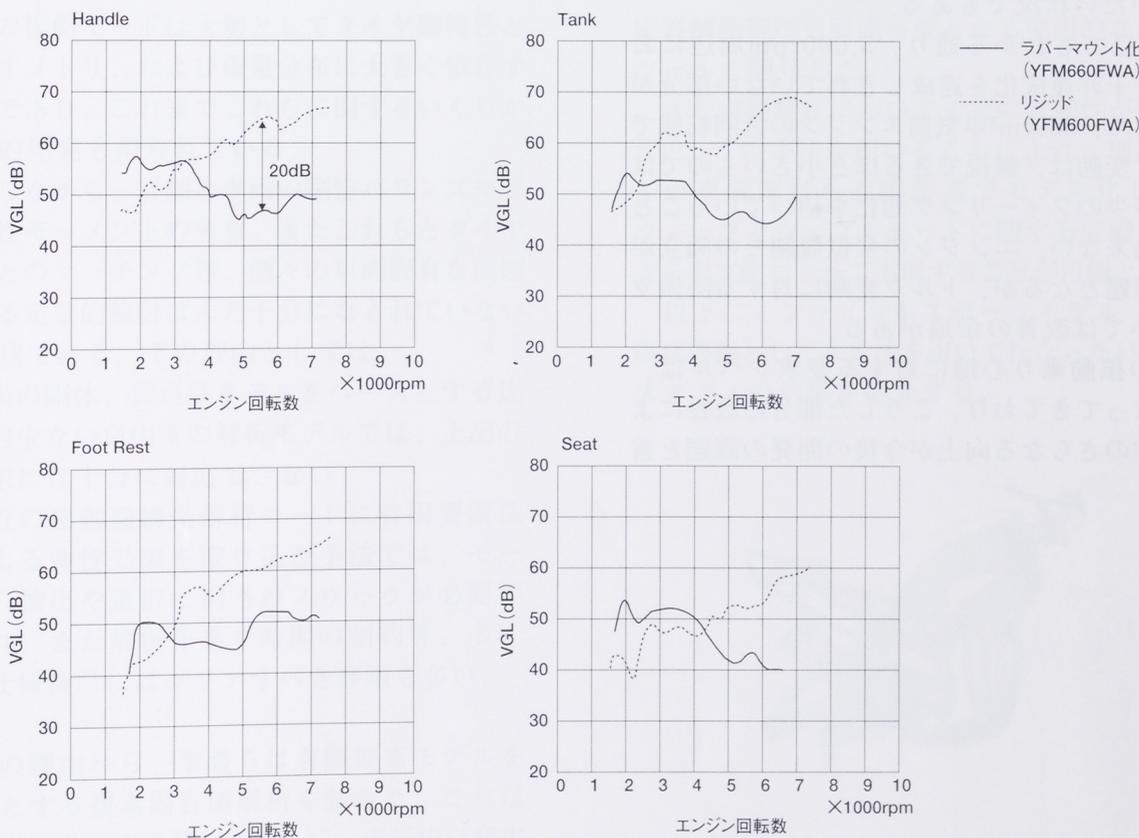


図7 振動VGL値の比較

開発目標値であるVGL値全域60以下、定常域55以下に対して、ハンドルで若干超えている部分があるがほぼクリアした。

課題であった中高速域でのVGL値については、10dB以上の大幅な振動低減が図られ、最大排気量ATVでありながらかつてないほどの低振動化を達成することができた。この結果、今までは開発段階において振動関連の問題点が発生し、対策に追われるといった場面もあったが、本モデルではほとんど皆無であった。

また、従来グロメットなどでラバーマウントしていたデジタルメータやライトなどの精密部品類は全てリジッド固定することができ、車体の軽量化、信頼性向上、コストダウンとあらゆる面で貢献することができた。

7 今後の課題

大きな効果をあげることができた今回のエンジンラバーマウント化であるが、まだまだ完璧とは言いがたい状況でもある。

図7を見てもわかる通り、3,000rpm周辺においては若干非連続性を達成しきれていない部分がある。また、660cm³単気筒エンジンの低回転域でのトルク変動は、無視できるほど小さいものではなく、多少のフィーリング悪化を招いていることは否定出来ない。エンジンの変位規制との両立が大きな課題となるが、トルク変動に対する防振支持については改善の余地がある。

市場の振動乗り心地に対する要求レベルは、年々高まってきており、こうした部分の改良による商品性のさらなる向上が今後の開発の課題と言える。

8 おわりに

YFM660FWA NEW GRIZZLYはKING OF INDUSTRYを合言葉に、ATV市場最大排気量エンジン、ヤマハ発動機（株）初の4輪独立懸架、デフレックシステム、斬新かつ力強いデザイン等数々のフィーチャーを掲げ、発表以来好評を博している。今後も感動創造企業の名に恥じない、ATVを作り続けていきたい。

最後に、開発にあたり社内外関係各位の多大なるご支援・ご協力をいただきましたことを、紙面を借りて感謝・御礼申し上げます。

●著者



清水克久

FEM車両モデルを用いた二輪車運動特性解析

Vehicle Dynamics Simulations for Motorcycles Using FE Models

浅野俊二 Shunji Asano 大富部寿一 Juichi Otombe

●MC事業本部 技術開発室

要旨

二輪車の運動特性を評価する手法の一つとして、有限要素モデルをベースとする複素固有値解析法を開発した。本手法の特徴は微小変形領域をカバーする有限要素モデルに運動機構系の大変位効果とタイヤ動特性、空力、重力、およびジャイロ効果を考慮したもので、実走行中の車両を対象とした剛性バランスや質量分布に関して、詳細かつ実用的な影響調査を可能とするものである。

本報告ではインライン4スポーツモデルを供試機種として行なったパラメータスタディ結果を示すと共に、この開発手法の有効性を紹介する。

1 はじめに

二輪車の運動性能を論ずるうえで、定常直進時のウィーブとウォブルモードの特性を把握することは、最も基本的な検討項目の一つである。これら二つの振動モードは大勢としてタイヤ動特性と車両ジオメトリ、および重量分布に大きく依存するものであり、これまでこれらに関するいくらかの定性的知見も得られている。

しかしながら、詳細な車両の剛性バランスや質量と慣性モーメントの分布、またこれらとタイヤ動特性とのマッチング等、個々の車両固有な問題に関する定量的検討は未だ十分になされていないのが現状である。その理由としては、

- (1) 従来の剛体、質点系モデルをベースとする比較的少ない自由度の解析モデルでは、上記の要求には十分に対応できない
- (2) 最近の運動機構系解析コードに有限要素法による弾性効果を取り込む手法では、モードの抽出や選択に相当のノウハウが必要であり、また解析作業や時間の制約等、多くの仕様検討にはクリアすべき課題も多い

以上の理由から、筆者らは有限要素モデルをベースとする複素固有値解析を試みた。これはマン-マシン系の車両静止モデルに、走行中に発生する各種の力（タイヤ動特性、運動座標に起因す

る慣性力、ジャイロ効果、空力・重力効果）を内力として定式化することにより、定常走行中のマン-マシン系を線形な有限要素モデルとして構築したものである。これにより車両のウィーブとウォブルモードの抽出のみならず、周波数・過渡応答解析等にも展開可能となる実用的な仕様検討ツールを開発した。

また実機検証においてもその有効性が確認された⁽¹⁾。この手法を用いることにより、理論上すべての車両部材を有限要素でモデル化し、そのウィーブとウォブルモードに関する詳細な影響調査を現実的な手法で実現することが可能となった。

以下にインライン4-スポーツモデル（図1）を供試機種として本手法を用いて行なったパラメータスタディの結果を紹介する。

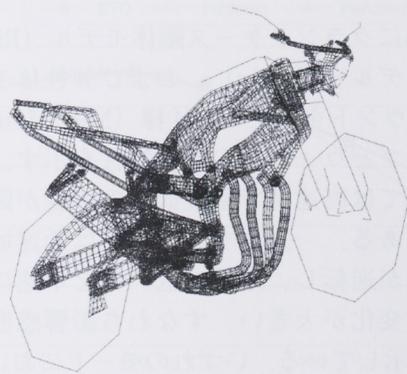


図1 インライン 4-スポーツモデル

2 クランクケースの剛性

2.1 有限要素モデル

二輪車のクランクケースは、車両の剛性部材としての機能を兼ねる場合が多く、その形状やマウント仕様は車両の運動特性を大きく左右する。本例では剛体モデルと弾性体モデルについてウィーブとウォブルモードへの影響を調査した。

図2に示す弾性体モデルは解析自由度が百万自由度を超える。これを直接車両モデルに付加して多くの仕様検討を行なうのは実用性に問題があり、本例ではCraig-Bampton法を用いてモデルを縮退し、解析自由度を大幅に低減した後、車両モデルに結合した。Craig-Bampton法は構造モデルの動的縮退法の一つであり、グヤンの静的縮退とモーダル縮退（拘束モード法）の合成により、解析精度の低下を抑えた実用性の高い縮退手法である。

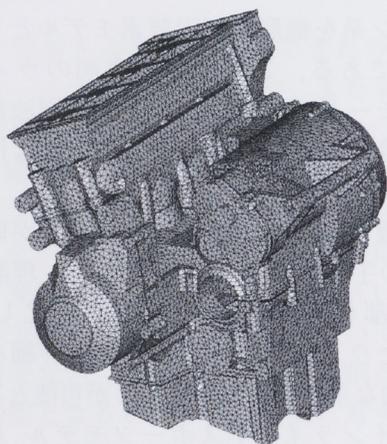


図2 ケース弾性体モデル

2.2 結果

図3、4にクランクケース剛体モデル（Rigid）、弾性体モデル（Elastic）、および弾性体モデルで中央のマウントを廃止した仕様（Mid Mount off）のウィーブとウォブルの減衰特性を示す。ウィーブについては高速域で剛性低下の影響が顕著になる傾向がある。一方、ウォブルでは低速域と高速域で傾向が逆転し、剛性が低いほど車速に対する減衰比の変化が大きい、すなわち影響感度が大きい傾向を示している。いずれのモードにおいても、クランクケースの剛性が車両の運動特性に大きく影響していることが理解される。

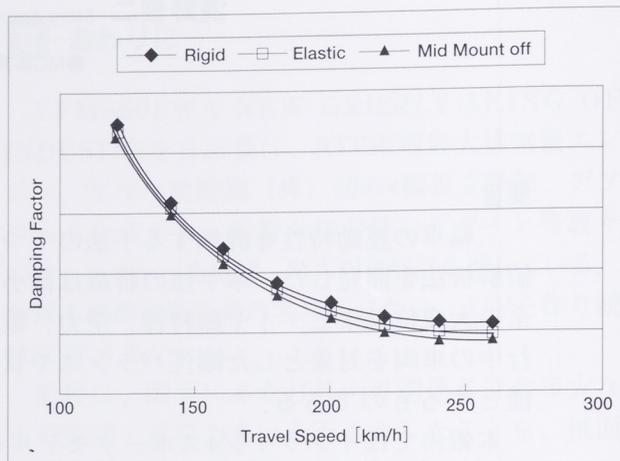


図3 ウィーブモード減衰比

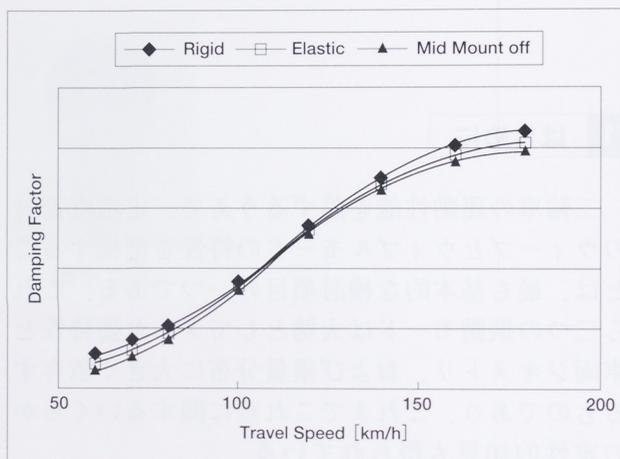


図4 ウォブルモード減衰比

一方、固有周波数に対する計算結果を図5、6に示す。

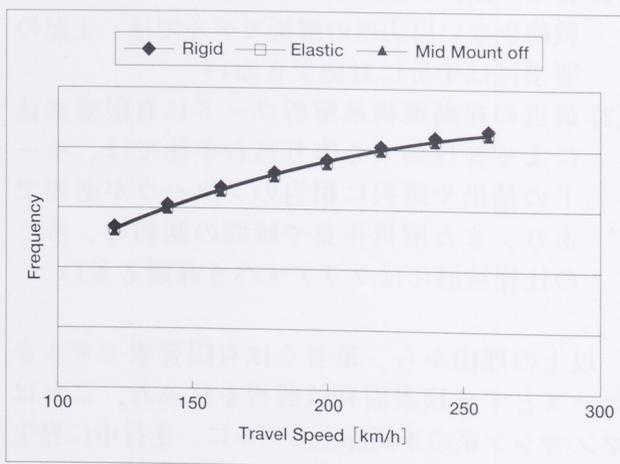


図5 ウィーブモード固有周波数

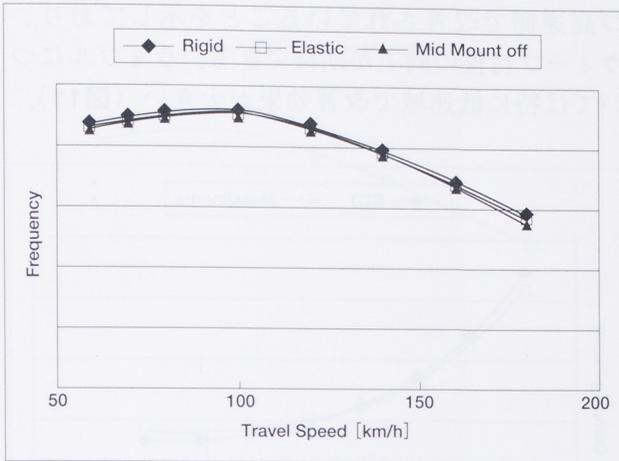


図6 ウォブルモード固有周波数

ウィーブはほとんど変化がないのに対し、ウォブルでは低・高速域で剛性低下に伴い、周波数が若干低下する傾向が見られる。剛性変化に対応して、周波数ではなく減衰特性の影響感度がより敏感であることは非常に興味深いところである。

車両の剛性変更が、二輪の運動特性向上の有効な手段の一つであることが理解される。

3 ホイールの取り付け剛性

ホイールシャフトとフロントフォークあるいはリヤスイングアームとの取り付け剛性が、車両の運動特性に少なからず影響を及ぼすことは以前から指摘されているところである。本例ではフロント、リヤの取り付け剛性をそれぞれ30%低下させた仕様について検討を試みた。なお、クランクケースは弾性体モデルを採用した。図7と図8にその結果を示す。

ウィーブ、ウォブル共に減衰比に対するフロント側の影響感度が大きいという結果が得られた。一方、固有周波数については、ウィーブモードではほとんど変化がないのに対し、ウォブルにおいては図9に示すように減衰比同様フロント側の高速域で低下が見られ、リヤ側では変化がなかった。

本結果を他の車両についても同様に、定性的傾向として適用するにはもう少し検討が必要である。それはホイール取り付け部に対する剛性が、フロントフォーク、リヤスイングアーム、さらにはタ

イヤ動特性等、他の部材との剛性バランスから決定されるものであり、単独には評価できない特性によるためである。各車両それぞれの影響要因として、個々に検討されるべきものといえる。

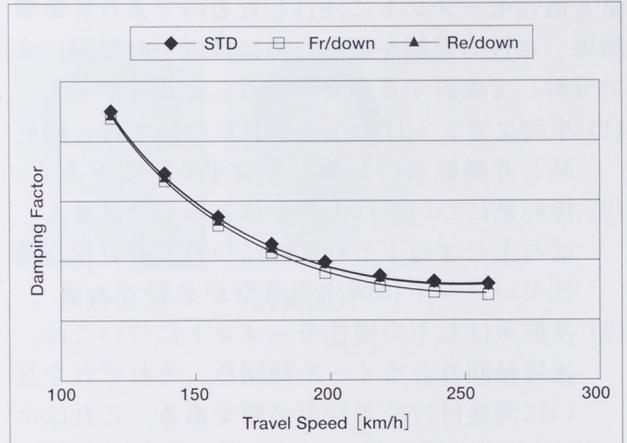


図7 ウィーブモード減衰比

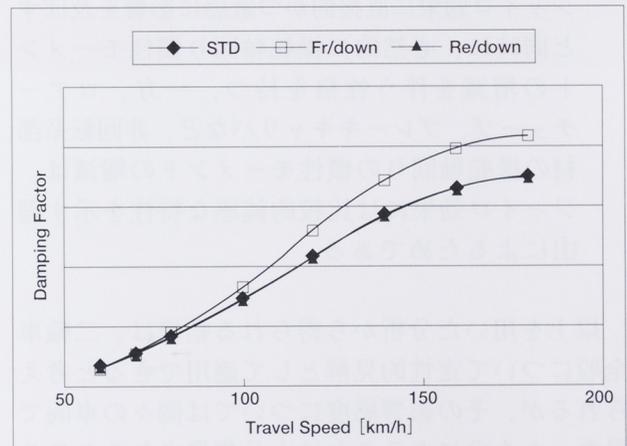


図8 ウォブルモード減衰比

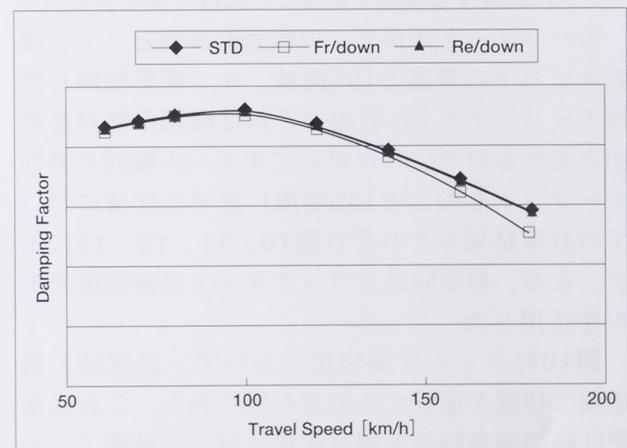


図9 ウォブルモード固有周波数

4 操舵系質量,慣性モーメント

操舵系と車両フロントばね上系の質量と慣性モーメントに関するパラメータスタディを試みた。

本スタディは、操舵系を含め車両の前回りの質量と慣性モーメントに注目したものであり、その結果、定性的見解を得るためには以下の要因にまで分解して検討する必要があることが分かった。

- (1) 車両フロントばね上の質量については、操舵系と非操舵系に分離して論ずる必要がある
- (2) 操舵系については上下一体としてではなく、ばね上とばね下それぞれについての質量と慣性モーメントに関する考察が必要である
- (3) 操舵系ばね下の慣性モーメントについては、操舵軸回りとホイール軸回り、それぞれを互いに関連付けた考察が必要である。これはホイール、ブレーキディスク等、回転系部材のホイール軸回り慣性モーメントの増減は、ジャイロ効果に直接的かつ敏感に影響を及ぼすと同時に、必然的に操舵軸回り慣性モーメントの増減を伴う性格を持つ。一方、ロアーチューブ、ブレーキキャリアなど、非回転系部材の操舵軸回りの慣性モーメントの増減は、ジャイロ効果には比較的鈍感な特性を示す理由によるためである

以上を用いた分析から得られる結果は、二輪車全般について定性的見解として適用できると考えられるが、その影響感度については個々の車両で異なったものになることは十分想像されるところである。これは特に車両の各構成部材の剛性バランスに関連する要因であることは言うまでもない。

本パラメータスタディの代表的事例として、操舵系ばね下の質量を10%低減、かつ操舵軸回り慣性モーメントを10%増加（これは回転系部材を増加させたもので、したがってホイール軸回り慣性モーメントもおおよそ13%増加）させた仕様についての計算結果をそれぞれ図10、11、12、13に示す。なお、前項同様クランクケースは弾性体モデルを採用した。

図10のウィーブ減衰比において、高速域と低速域で特性が逆転する結果が得られた。これは変更仕様の減衰特性が速度変化に対して鈍感で、か

つ高速側で改善されていることを示しており、ウィーブ特性の向上が期待できる。ウォブルについては特に低速域で改善効果が大きい（図11）。

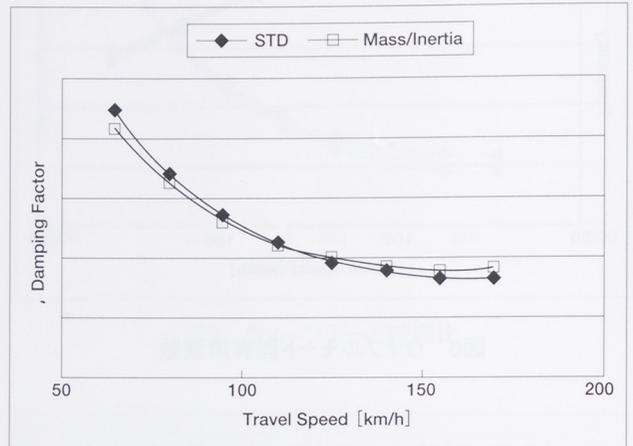


図10 ウィーブモード減衰比

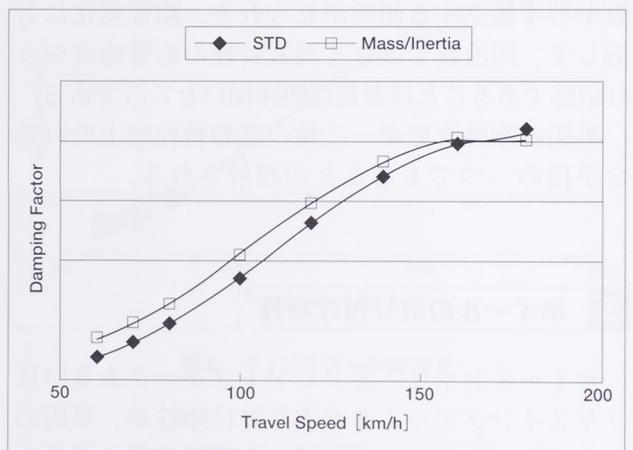


図11 ウォブルモード減衰比

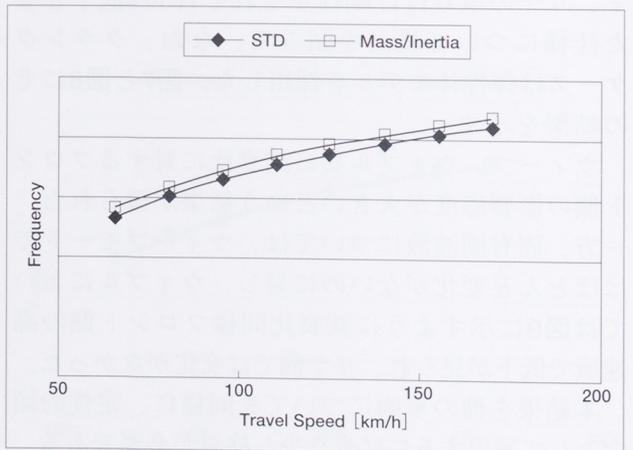


図12 ウィーブモード固有周波数

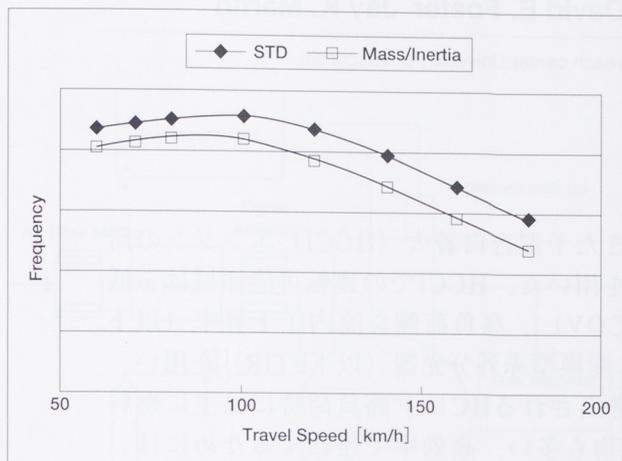


図13 ウォブルモード固有周波数

一方、固有周波数については、ウィーブで増加する反面ウォブルでは低下する傾向が得られた(図12, 13)。これは主に慣性モーメントの増加に起因するものである。

5 おわりに

有限要素モデルをベースとした、二輪車の運動特性解析ツールを開発し、車両のすべての主要部材に関して、詳細な仕様検討が実用的な手法で可能となった。

本手法を用いてクランクケース剛性と前後ホイール取り付け剛性、および操舵系質量/慣性モーメント分布に関するパラメータスタディを試み、有用な知見が得られた。今後とも、パラメータスタディの結果を検証するために実機検証を進めていく所存である。

また小排気量モデルについては、車両重量に比べライダー重量の比率が高まる。このため、より一層の精度向上を図る目的から、本手法のライダーモデル(1剛体系)に対し人体特性を考慮したばね/ダンパ結合によるマルチボディライダーモデルの開発も必要と考えている。

参考文献

- (1) モータサイクル直進安定性シミュレーション, MSC Forum 2000 前刷集, 自動車, 浅野俊二, (2000)

著者



浅野俊二



大富部寿一

予混合自着火エンジンの一般的性質と着火時期の予測

General Properties of HCCI Engines and Prediction of Heat Release Timing

飯田 実 Minoru Iida 林 素明 Motoaki Hayashi David E. Foster Jay K. Martin

●研究開発センター 基盤技術開発室/Engine research center, University of Wisconsin

要旨

ウィスコンシン大学との共同研究として行ってきた予混合自着火（HCCI）エンジンの研究について報告する。燃料としてノルマルブタンを用いた、HCCIでの運転可能領域は、低負荷側を図示平均有効圧力の共分散（以下IMEPCOV）、高負荷側を筒内圧上昇率（以下 $dP/d\theta_{max}$ ）にて定義した。排気分析にはフーリエ変換型赤外分光器（以下FTIR）を用い、炭化水素（以下HC）を成分ごとに定量化した。排出されるHCは、高負荷時には主に燃料そのものであるが、低負荷時には燃焼の中間生成物も多い。高効率で運転するためには、HCCIにおいても熱発生位置を上死点直後とする必要があることがわかった。また熱発生時期を定容状態の着火遅れで予測する可能性を調べた。その結果、当量比依存性はうまく再現できるが、吸気温度・圧縮比依存性は再現できないことがわかった。今後筒内残留ガスを考慮する必要がある。

1 はじめに

石油資源の枯渇や二酸化炭素による温室効果、また酸性雨などの問題から、高効率かつ低公害のエネルギーを求める声は年々高まっている。既存のエネルギーを考えると、火花点火エンジンの空燃比制御を厳密に行い、各種触媒を用いた場合非常に低公害なエネルギーとなるが、スロットルによるロスや希薄火炎限界・ノッキングにより高効率化は制限される。一方直噴ディーゼル機関は、上記のような火花点火エンジンの問題がないため、高効率なエネルギー源であるが、不均一な燃料分布中での燃焼のため、NO_xとすすのトレードオフから逃れることは非常に難しい。HCCI機関は、直噴ディーゼル機関なみの高効率を持ちつつ⁽¹⁾、NO_xとすすの排出量が極端に少ないと期待されている。HCCI機関は20年来研究されてきた。HCCIの基本的な性質（燃焼変動が小さいこと、火炎伝播が観察されないこと）はごく初期から知られていた^(2,3)。野口らは2ストロークエンジンを用い、低圧縮比かつ筒内に多量の残留ガスを残した状態で、多くのラジカルの発光を観測している⁽³⁾。

最近になってHCCIへの関心が高まっているのは、先に述べたような社会的背景と、化学反応に支配されている燃焼を解析できる実験・数値解析技術が整いつつあるという理由がある。最近の研

究によって⁽⁴⁻¹²⁾、制御パラメータとして吸気温度・当量比・EGRなどが有効ということが明らかになっている。また、HCCIを使った場合の有利な点（例えば、後処理なしで数ppmのNO_x排出で50%に及ぶ図示熱効率）と不利な点（火花点火やディーゼルに比べ非常に低い最大トルク）も示されてきている⁽¹³⁻¹⁶⁾。また、排出ガス中のCOやHCも問題である。

今回の研究の目的は、まずHCCI運転での運転可能範囲をIMEPCOVと $(dP/d\theta_{max})$ で決め、その吸気温度・圧縮比依存性を探ることである。さらに運転可能領域でのIMEP・燃料消費量・排ガス特性をまとめる。最後に、熱発生位置について定容状態の着火遅れを用いた予測可能性を調べた。

2 実験装置

図1に用いた実験装置を示す。実験にはCooperative Fuels Research (CFR)エンジンを用いた。表1にエンジン諸元を示す。当エンジンはもともと燃料のオクタン価測定用であり、高耐久性と可変圧縮機構をあわせもつため、HCCIの基礎研究に向いている。シリンダに取り付けられたウォームギアでシリンダ・シリンダヘッドを昇降することにより、燃焼室形状を変更することなく圧縮比を変更可能である。

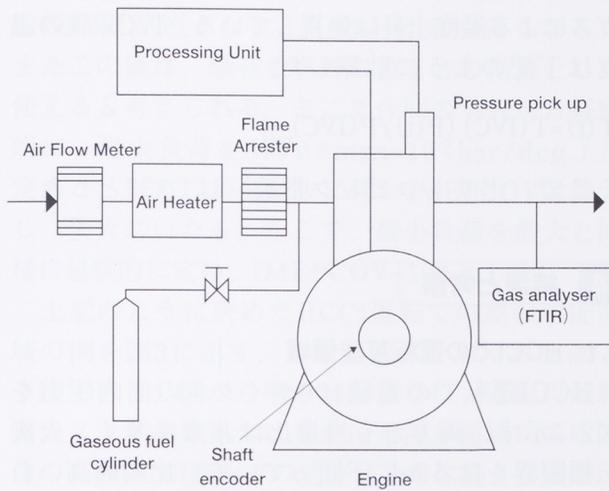


Figure1 Diagram of experimental set up

Table1 Engine specifications

Compression ratio	4~18
Bore	82.6mm
Stroke	114.3mm
Displacement	612cm ³
Connecting rod length	254mm
Exhaust Valve Open	ATDC140
Exhaust Valve Close	ATDC5
Intake Valve Open	ATDC10
Intake Valve Close	BTDC146

吸入空気は、圧縮されて供給されている工場エアを制御弁にて吸気タンク圧力100kPaとして使用した。吸気温度は、3kWのエアヒータを用いて加熱・制御した。

今回の実験では、ガソリンの代わりにノルマルブタンを燃料として用いた。ノルマルブタンの性質を表2に示す。ノルマルブタンのオクタン価はガソリンに近く、また自着火反応機構が実験・数値計算によりよく調べられている⁽¹⁷⁻¹⁹⁾。

また、その反応機構はガソリンに比べ単純であるが、水素引き抜きの後β scissionがおきる点で、ガソリンと類似の性質を持つと考えられる。さらに、液体燃料を使用した場合、自着火過程が筒内での液滴の蒸発の影響を受ける可能性があるが、気体燃料であるノルマルブタンを使用すれば比較的簡単に均一な混合気を生成できると考えられる。燃料流量を面積流量計にて計量したあと、吸気バルブから180mm上流の吸気パイプに供給した。燃料の混合の影響を見るため、吸気サージタンク上流にて燃料を供給した実験も行ったが、差はほとんどなかった。

Table2 Properties of n-butane

Chemical Formula	CH ₃ -CH ₂ -CH ₂ -CH ₃
Purity	99.5% Min.
Molecular weight	58.12
Boiling point	-0.5°C
Low heat value	45.72MJ/kg
Heat capacity	1.67kJ/kg-K
Autoignition Temperature	365°C
Octane number	91.8 (RON)

排気分析にはフーリエ変換型赤外分光計 Fourier Transform Infrared Spectrometer (FT-IR)を用いた。FTIRを用いると、排ガス成分を化学種ごとに定量化できる利点がある。今回は、以下のような成分を定量化した。H₂O, CO₂, CO, NO, NO₂, N₂O, NH₃, CH₄ (Methane), C₂H₂ (Acetylene), C₂H₄ (Ethylene), C₂H₆ (Ethane), C₃H₆ (Propylene), C₄H₁₀ (n-butane), CH₃OH (Methyl alcohol), H₂CO (Formaldehyde), CH₃CHO (Acetaldehyde)。NO_xの濃度は、NO・NO₂・N₂Oの濃度の和とした。THCの濃度は、COとCO₂をのぞくすべての炭素を含む化学種の濃度を、各化学種に含まれる炭素数倍して足し合わせた値とした。

筒内圧力ピックアップは、Kistler model 6061B (水冷)を用いた。筒内圧データは、クランク1回転

あたり720パルスのエンコーダを用いてサンプリングし保存した。この同一条件で100サイクル連続した筒内圧データをもとに、IMEPや燃焼のパラメータを計算した。

3 数値計算

Livengood-Wu 積分を用いると⁽²⁰⁾、燃焼開始(SOC)は次の式で見積もれる。

$$\int_{t_{IVC}}^{t_{SOC}} (1/\tau(P(t), T(t); \phi)) dt = 1$$

ここで、

- IVC : 吸気バルブ閉じ
- tSOC : SOCタイミング
- tIVC : IVC タイミング
- t : 時間
- P : 筒内圧力
- T : 温度
- ϕ : 当量比
- $\tau(P, T; \phi)$: 初期条件が(T, P; ϕ)での定容条件での着火遅れ。

である。

上式を実際に計算するためには、いろいろな条件での着火遅れ時間が必要である。そこで、あらかじめ定容条件での着火遅れ時間を、想定される当量比(0.05-0.4)、圧力(10-50[bar])、温度(700-1100[K])の条件で計算した。計算には、化学反応計算ソフトCHEMKIN II⁽²¹⁾を用いた。化学反応系としては、小島らのスキーム⁽¹⁸⁾を用いた。この結果からマップを作り、積分計算に使用した。700K以下や10bar以下の条件は、着火遅れ時間が非常に長く、積分への寄与が小さいので無視した。

この計算での圧力・温度は実験値に基づいて決定した。筒内圧力の絶対値のための基準としては、IVCでの筒内圧力を取り、1 barとした。実験では燃焼が開始すると、熱発生により温度・圧力が上昇する。計算の目的は燃焼開始を予測することなので、この影響は排除する必要がある。このため、燃焼開始後の圧力と温度は燃焼開始時の値で一定とした。実験での燃焼開始は、筒内圧から熱発生率を求め決定した。

IVCでの筒内温度は、吸気パイプ内での温度

とした。

この解析では、吸気ポート内での熱伝達や残留ガスによる温度上昇は無視している。IVC以後の温度は下記のように計算した。

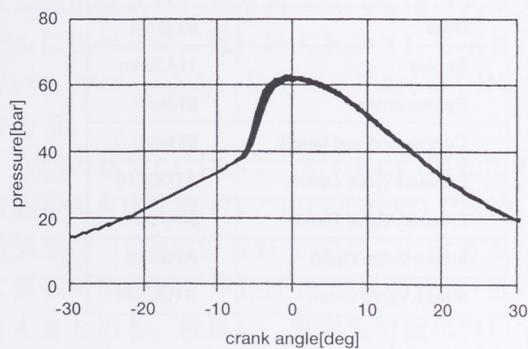
$$T(t) = T(IVC) (P(t)/P(IVC)_{ref})^{(1-\gamma)}$$

ここで、ポリトロピック指数 γ は1.337とした。

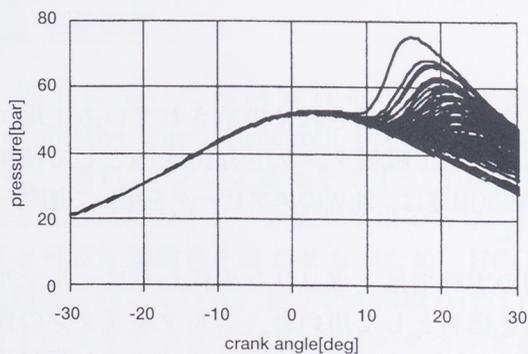
4 結果と考察

4.1 HCCIでの運転可能領域

HCCI運転での連続100サイクルの筒内圧力を図2に示す。両方とも当量比は非常に薄く、火炎伝播限界をはるかに下回っている。比較的高い負荷条件では(図2(a))、圧力カーブの変動は非常に小さい。運転の安定性はIMEPの共分散(IMEPCOV)であらわせるが、この例では1.2%である。燃焼開始後の圧力上昇は非常に大きく、短い期間で熱発生が終了していることがわかる。一方図2(b)に示すような低負荷条件では、IMEPCOVは大きくなる(この例では28.1%)。



(a) at high load
(CR16.55, Tin400K, 600rpm, ϕ 0.224, IMEPCOV1.2%)



(b) at low load
(CR11.74, Tin400K, 600rpm, ϕ 0.274, IMEPCOV28.1%)

Figure2 Pressure data of consecutive 100 cycles

ここで、HCCIでの運転可能領域を定義する方法を考える。一般的にHCCI運転では、負荷上昇に伴い燃焼時間が短くなり、圧力上昇率が高くなる。またこの値は、騒音や燃焼の激しさの指標として使えらると思われ、そこで今回の実験から経験的に、最大負荷を $dP/d\theta_{max}=10$ (bar/deg.)と定めた。一方、負荷減少に伴いIMEPCOVは増大し、失火にいたる。そこで、最小負荷を最大と同様に経験的に定め、IMEPCOV=10%とした。

上記のように決めたHCCI運転での運転可能領域の例を図3に示す。図中の線はそれぞれ上限と下限である。図から明らかなように、運転可能範囲はストイキに比べはるかに希薄な領域にある。このためHCCI運転での効率是非常に高くなるが、最大当量比はこの例で0.26、また他の条件でも0.37程度であった。このため、HCCI運転での出力エネルギー密度は厳しく制限される。

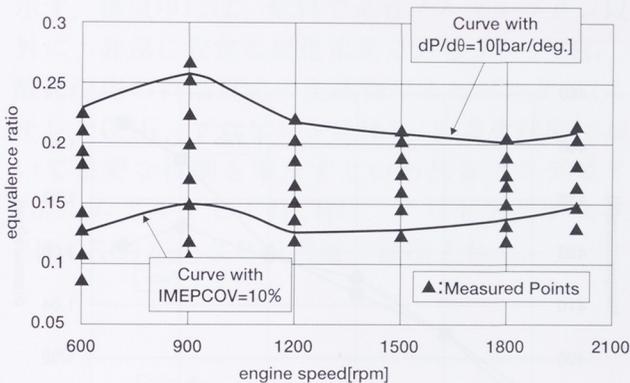


Figure3. Operation range (CR=16.55, Tin=400K)

4.2 IMEP・燃料消費量・排ガス特性

この節では、HCCIでの一般的性質をまとめる。吸気温度は400K、圧縮比は16.55とした。IMEPのマップを図4に示す。IMEPは、通常のSIやDI-Dieselに比べ非常に低いことがわかる。これは、HCCI運転での当量比が $dP/d\theta_{max}$ により制限されているためである。

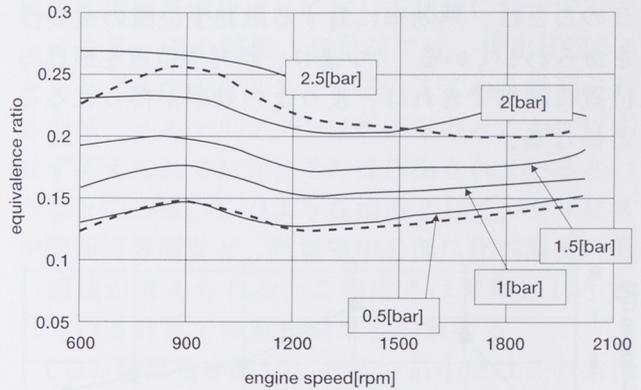


Figure4. Contour of IMEP (CR=16.55, Tin=400K)
(Dotted lines shows the upper and lower limit of operation)

図示燃料消費率indicated specific fuel consumption (ISFC)を図5に示す。この条件での最良ISFCは220 (g/kWh)であるが、その他の条件を含めての最良ISFCは175 (g/kWh)に達した。また、高負荷側でよい燃費率を示す傾向がある。これは、後で示す排ガス特性から考えると、低負荷側では燃料の酸化が完全に進まず、COや中間生成物が排出されるためと考えられる。

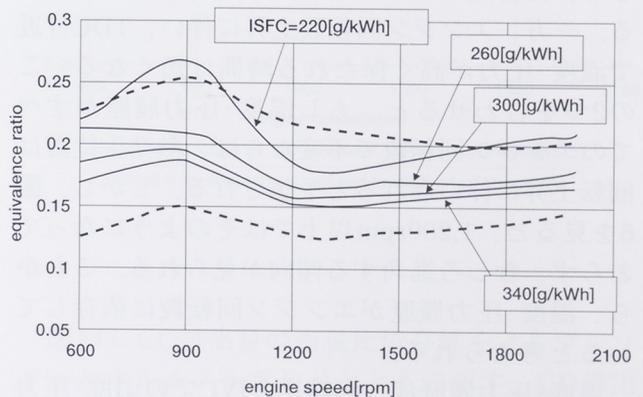


Figure5. Contour of ISFC (CR=16.55, Tin=400K)
(Dotted lines shows the upper and lower limit of operation)

つぎに回転数依存性を見ると、1,200rpmで最良となっている。この依存性は熱発生位置で説明できる。熱発生位置を50%熱発生位置 (CA50)で代表して比較する(図6)。この条件ではどの回転数でもCA50は上死点前に位置しているが、1,200rpmでもっともTDCに近いことがわかる。

このため、1,200rpmでもっとも負の仕事が小さくなり、燃費率もよくなったと考えられる。また、このことは、熱効率に対する熱発生位置の重要性をあらわしている。つまり、熱発生位置を最良の位置に制御できれば、よりよい効率が得られることになる。

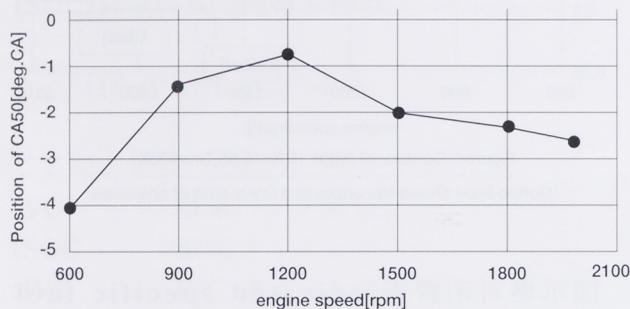


Figure6. Position of CA50
(CR=16.55, Tin=400K, at maximum load)

さて、図6は1,200rpm以上でCA50が早まるという奇妙な傾向を表している。これについて考察する。圧力と温度履歴が自着火過程には重要であるが、自着火がおきるにはある時間遅れが存在する。一方、エンジン回転数上昇に伴い、TDC付近で温度・圧力が高く保たれる時間は短くなる。この2つを合わせると、もし温度・圧力履歴がすべてのエンジン回転数で不変ならば、熱発生位置は回転上昇に伴い遅れると予想される。しかし、図6を見ると、1,200rpm以上ではそのようになっておらず、むしろ進角する傾向が見られる。これから、温度・圧力履歴がエンジン回転数に依存していると考えられる。

温度・圧力履歴は、圧縮比とIVCでの温度・圧力により決まる。測定された圧力は絶対圧ではないので、絶対圧を決めるには基準を決める必要がある。今回は、最も低回転のデータである600rpmでのIVCでの圧力を吸気サージタンクの圧力と等しい(100kPa)と仮定した。この値を基準とし、他の回転数について圧縮初期での圧力変化からIVCでの圧力を下記の式で見積もった。

$$P(IVC)_{mod}^{N=600} = 100 \text{ [kPa]} \frac{(P(-90)_{obs}^{N=600} - P(IVC)_{obs}^{N=600})}{(P(-90)_{obs}^{N=600} - P(IVC)_{obs}^{N=600})}$$

ここで

- N : エンジン回転数[rpm],
- P(θ) : 圧力,
- obs : 計測データ,
- mod : 修正データ,
- θ : クランク角度 [deg.]

またIVCでの温度(T_{IVC})は、上記で計算したP_{IVC}と体積効率を用い、理想気体の状態方程式にて計算した。P_{IVC}とT_{IVC}の回転数依存性を図7に示す。図から、今回の実験では回転数上昇に伴いP_{IVC}とT_{IVC}が上昇する傾向にあることがわかる。この温度・圧力履歴に変化のため、CA50のエンジン回転数依存性が複雑になったと考えられる。

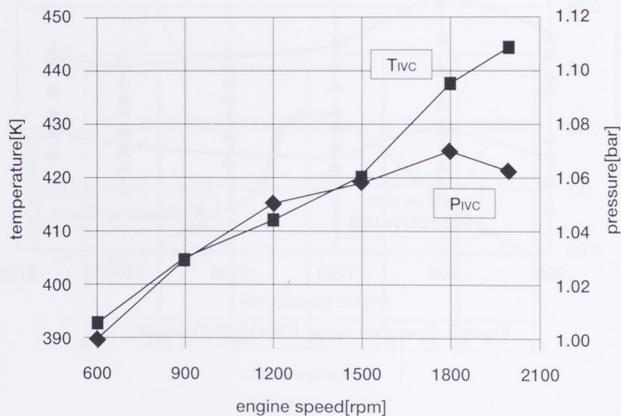


Figure7. Change of Tivc and Pivc on engine speed

排ガス中のHCを図8に示す。この条件における最小のHC濃度は1,400 (ppm)であった。またHCは高負荷側で減少する傾向がある。これは、低負荷条件では筒内の最高温度が低くなり、不完全燃焼がおきやすいためと思われる。

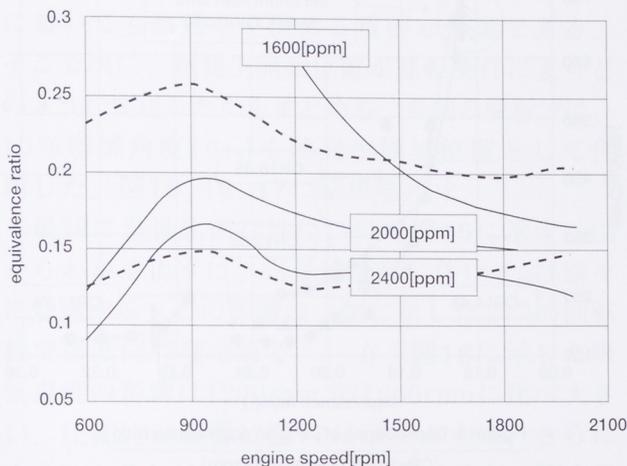


Figure8. Contour of HC emission (CR=16.55, Tin=400K)
(Dotted lines show the upper and lower limit of operation)

HC成分ごとの排出量の当量比依存性を図9に示す。排気中には、燃料であるノルマルブタン以外に、非常に安定な炭化水素であるメタンCH₄、酸化反応の終端反応の生成物であるアルケン(エチレンC₂H₆、プロピレンC₃H₆)、自着火反応において重要な役割を果たすといわれるアルデヒド(ホルムアルデヒドHCHO、アセトアルデヒドCH₃CHO)がかなりの濃度で検出された。

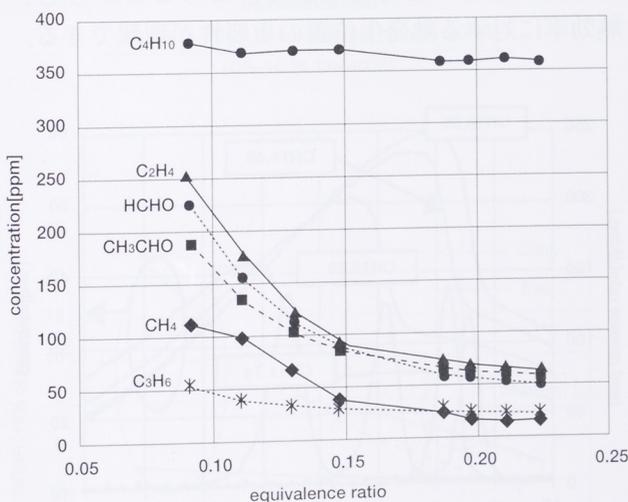


Figure9. Concentration of each HC species
(CR=16.55, Tin=400K, 600rpm)

ひとつ興味深いのは、ノルマルブタンの排出量は当量比にあまり依存しないのに対し、その他の炭化水素は当量比上昇に対して急激に減少することである。その結果、高負荷では、排出HCはほとんどノルマルブタンとなる。ここから推測されるのは、ノルマルブタンは燃焼室のどこかに反応せず蓄えられており、その後放出されているということである。このような場所として、クレビスや壁面境界層など、燃焼室中心部に比べ温度の低い領域が考えられる。この考えは文献11に示されている計算での解析結果と一致する。

COの排出量を図10に示す。最小値はこの条件では、3,000 (ppm)であった。COもHCと同様、基本的には高負荷側で減少する傾向がある。

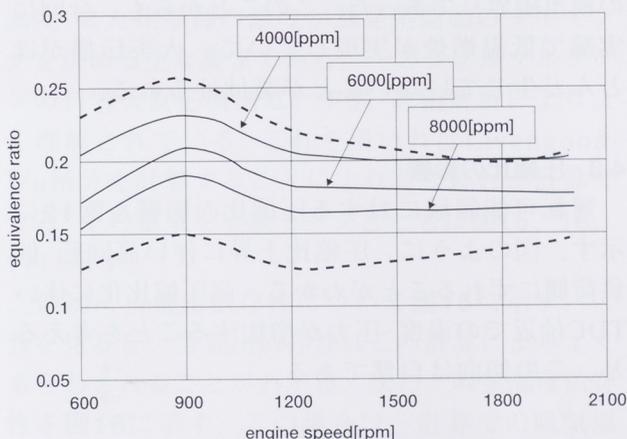


Figure10. Contour of CO emission (CR=16.55, Tin=400K)
(Dotted lines show the upper and lower limit of operation)

図11にCO排出量の当量比依存性をノルマルブタンとホルムアルデヒドとともに示す。CO排出量は、ノルマルブタンとホルムアルデヒドよりも複雑な傾向を示すことがわかる。これは、COはHCから生成される量とCO₂へ酸化される量のバランスで決まるためと考えられる。

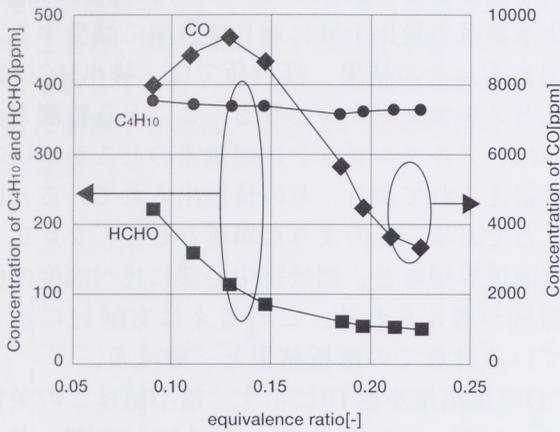


Figure11. Concentration of CO
(CR=16.55, Tin=400K, 600rpm)

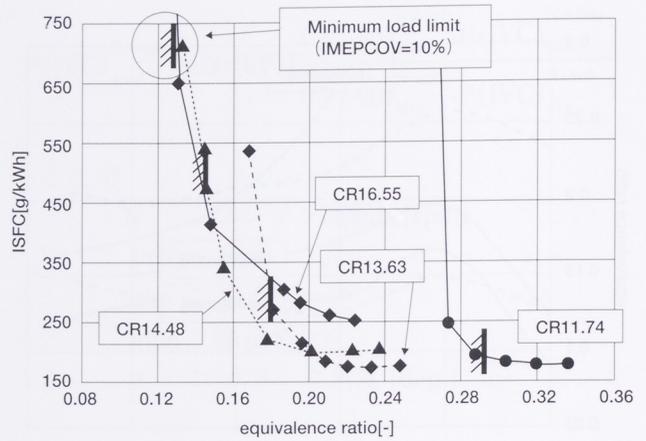


Figure13. Dependence of ISFC on equivalence ratio
(CR=16.55, Tin=400K, 600rpm)

今回の実験ではNOxは10ppm以下（FTIRでの検出限界）であった。このことから、今回に実験で低温燃焼が実現していて、火炎伝播がほとんど生じていないことが裏付けられる。

4.3 圧縮比の影響

運転可能領域に対する圧縮比の影響を図12に示す。図のように、圧縮比上昇に伴い高回転・低負荷側にずれることがわかる。高圧縮比化に伴いTDC付近での温度・圧力が増加することを考えると、この傾向は自然である。

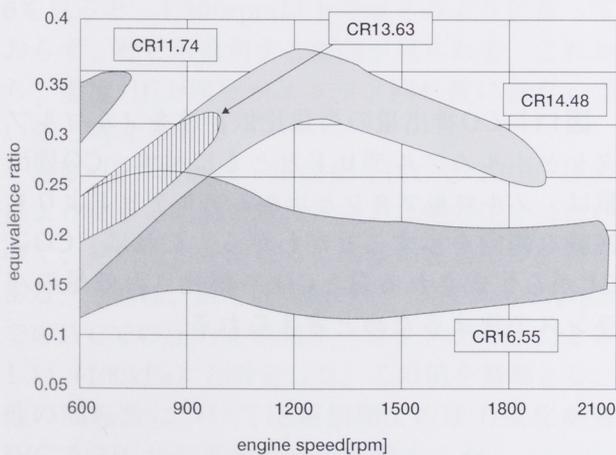


Figure12. Operation range with various compression ratio
(Tin=400K)

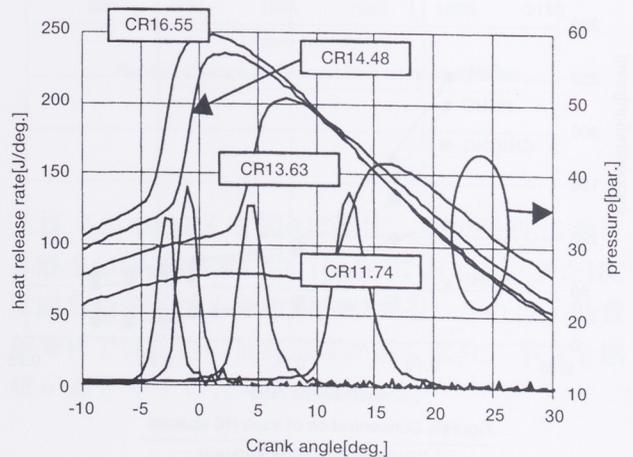


Figure14. Comparison of pressure and heat release rate
(Tin=400K, 600rpm)

ISFCの比較を図13に示す。それぞれに対し、IMEPCOV=10%となる位置も示す。すでに見たように、どの圧縮比でも高負荷側でISFCがよくなるのがわかる。ここで注意すべきは、最良のISFCは低めの圧縮比(13.63)で得られていることである。このことは、理論的には圧縮比上昇により熱効率は上昇するという事実と反する。このことは、図14に示すように熱発生位置で説明できる。この図によると、圧縮比16.55・14.48では、熱発生は上死点前にほとんど終わっていることがわかる。一方、低圧縮比の条件では熱発生はTDC後に起きている。このため、ISFCは圧縮比13.63で最良になったと考えられる。このことから、熱効率に対する熱発生位置の重要性が理解できる。

4.4 熱発生開始位置の運転条件依存性

上記で見たように、熱発生位置はHCCIエンジンにおいても熱効率を決める重要な要素である。そこで次に、熱発生開始位置が運転条件によりどのように変化したかをまとめる。今回の解析では、10%燃焼角度(θ_{10})を熱発生開始位置として代用した。図15, 16, 17に結果を示す。

最初に当量比依存性について図15に示す。図からわかるように、当量比上昇に伴い θ_{10} は徐々に進角する。この影響は、図に示した2つの回転数ではほぼ同程度である。一方、図16に示した吸気温度の影響は1200rpmでは600rpmに比べ大きい。圧縮比の影響は図17に示すように、さらに大きい。これは、圧縮比を上昇させると、筒内の温度・圧力とも上昇し、これらは両方とも熱発生開始を進角させる効果があるためと考えられる。

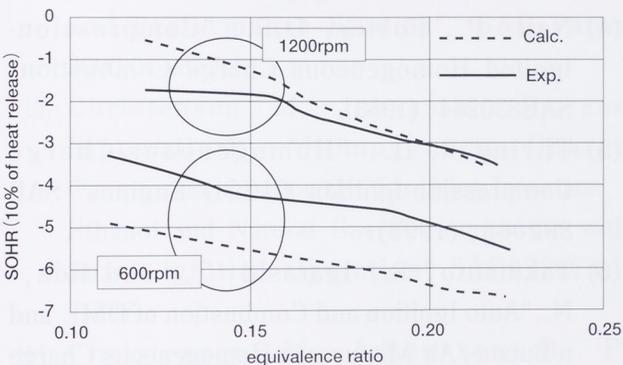


Figure15. effect of equivalence ratio on SOHR
(CR=16.55, Tin=400K)

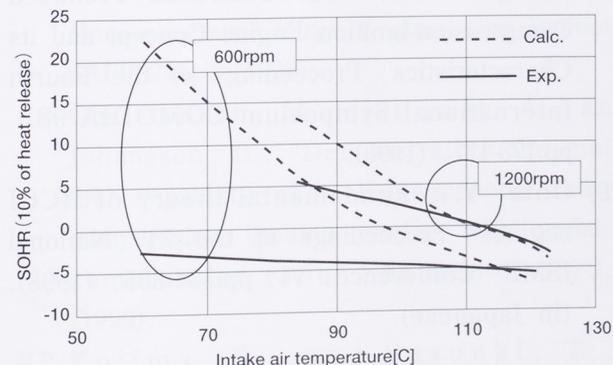


Figure16. effect of intake air temperature on SOHR
(CR=16.55, maximum load)

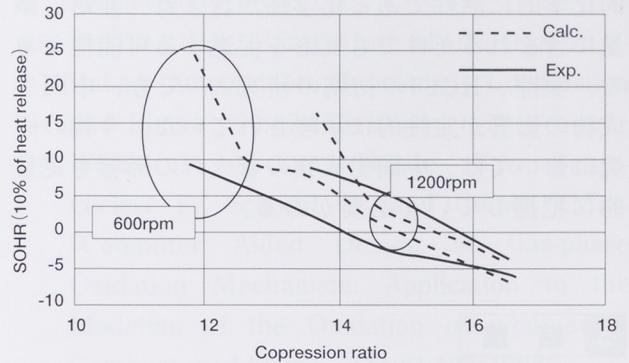


Figure17. effect of compression ratio on SOHR
(Tin=400K, maximum load)

4.5 熱発生開始の予測

HCCIエンジンでの燃焼は、化学反応により支配されていると考えられている。つまり、圧力・温度・また化学種の濃度が熱発生開始のタイミングを決める主要要素である。一方、ノルマルブタンの自着火反応機構は、実験・数値解析によりよく理解されている。これを用いればLivengood-Wu積分を計算することにより着火遅れが計算できる。その結果を実験データとともに図15, 16, 17に示す。

最初に当量比依存性について図15に示す。これを見ると、当量比依存性はこの計算によりよくあらわされることがわかる。次に、吸気温度依存性を図16に示す。この場合は、計算での吸気温度依存性は実験に比べ非常に大きく、実験の傾向を表せているとはいえない。同様な結果は圧縮比の影響(図17)についてもいえるが、計算と実験データの差は吸気温度の影響に比べ小さい。

このような計算と実験の差が生じた理由を考察する。実験的に存在し、計算に考慮していないものとして、筒内残留ガスの影響がある。筒内残留ガスの影響としては、残留ガスが新気より高温であるため、筒内温度が新気温度より高くなることのみがまず考えられる。しかし、残留ガスの温度・割合は吸気温度とあまり関連がないため、この影響も吸気温度にあまり依存しない。そのため、吸気温度依存性を大きく変化させる要因とは思えない。

筒内残留ガスの影響のもうひとつの要素は、燃料の部分酸化によって生じ、残留ガス中に含まれ

る中間生成物の影響である。これらの中には比較的化学的に活性である化学種が含まれ、非常に微量に含まれるだけでも反応を促進する可能性がある。実際、HCCIの初期の研究^(2, 3)でも、中間生成物の影響が定性的に示唆されていた。今後の研究においては、中間生成物の着火への影響を定量的に把握していく必要がある。

5 結論

HCCIエンジンの性質を、ノルマルブタンを燃料として調べ、吸気温度・圧縮比・当量比・エンジン回転数の影響をまとめた。また、発生時期を化学反応計算を用いて求めた着火時期と比較した。その結果以下の結論を得た。

- (1) HCCIでの運転可能領域は火炎伝播領域よりも希薄側にあり、また、当量比幅は非常に狭い。例えば、圧縮比16.55・吸気温度400Kの条件では、当量比は0.12~0.26で運転可能である。
- (2) HCCI運転で得られる最大のIMEPは3.5[bar]であり、通常のSIやDiesel運転に比べ非常に低い。
- (3) 最小ISFCは175[g/kWh]であり、DI-Dieselと同等レベルである。
- (4) 排気中のHC・COは負荷上昇とともに低下する。また、HCの主成分は燃料そのものである。
- (5) 排気中のNO_xは非常に低く、10ppmをこえなかった。
- (6) 熱発生開始位置は当量比上昇に伴い若干進角する。この効果は、Livengood-Wu積分でよく説明できる。
- (7) 熱発生開始位置は吸気温度上昇に伴い進角する。この影響は高回転側で顕著となる。
- (8) 熱発生開始位置は圧縮比上昇に伴い進角する。この影響の回転数依存性は小さい。
- (9) 吸気温度・圧縮比の熱発生開始位置への影響はLivengood-Wu積分ではよく説明できない。残留ガスの影響を考慮する必要がある。

参考文献

- (1) Suzuki, H., Koike, N., Ishii, H., and Odaka, M., 1997, "Exhaust Purification of Diesel Engines by Homogeneous Charge with Compression Ignition Part 1 : Experimental Investigation of Combustion and Exhaust Emission Behavior Under Pre-Mixed Homogeneous Charge Compression Ignition Method", SAE paper 970313.
- (2) Onishi, S., Jo, S.H., Shoda, K., Jo P.D., and Kato, S., 1979, ".Active Thermo-Atmosphere Combustion(ATAC)--A New Combustion Process for Internal Combustion Engines", SAE paper 790501.
- (3) Noguchi, M., Tanaka, Y., Tanaka, T., and Takeuchi, Y., 1979, "A Study on Gasoline Engine Combustion by Observation of Intermediate Reaction Products during Combustion", SAE paper 790840.
- (4) Najt, P., Foster, D.E., "Compression-Ignited Homogeneous Charge Combustion" SAE830264, (1983).
- (5) Thring R. H., "Homogeneous-Charge Compression-Ignition (HCCI) Engines" SAE 892068, (1998).
- (6) Takatsuto, R., Igarashi, T., and Iida, N., "Auto Ignition and Combustion of DME and n-Butane/Air Mixtures in Homogeneous Charge Compression Ignition Engine" Proceedings of the Fourth International Symposium COMODIA 98, pp.185-190, (1998).
- (7) Furutani, M., Ohta, Y., Kono, M., and Hasegawa, M., " An Ultra-Lean Premixed Compression-Ignition Engine Concept and its Characteristics" Proceedings of the Fourth International Symposium COMODIA 98, pp.173-177, (1998).
- (8) Ohta, Y., "Fundamental theory of HCCI engines" Proceedings of the 74th National JSME Conference, VI, pp.334-335, (1998). (in Japanese)

- (9) Igarashi, T., and Iida, N., "N-butane and DME Autoignition and combustion process in HCCI engine" Transactions of JSME, Series B., Vol.64, p605-612, (1998). (in Japanese)
- (10) Yamasaki, Y. and Iida, N., "Numerical Simulation of Auto-Ignition and Combustion of n-Butane and Air Mixtures in a 4 Stroke HCCI Engine by Using Elementary Reactions", SAE Paper 2000-01-1834
- (11) Aceves, S.M., Flowers, D.L., Westbrook, C.K., Smith, J.R., Pitz, W., Dibble, R., Christensen, M., and Johansson, B. "A Multi-Zone Model for prediction of HCCI Combustion and Emissions", SAE Paper 2000-01-0327
- (12) Fiveland S.B. and Assanis, D.N., "A Four-Stroke Homogeneous Charge Compression Ignition Engine Simulation for Combustion and Performance Studies", SAE Paper 2000-01-0332
- (13) Christensen, M., Johansson, B., and Einewall, P., "Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Using Isooctane, Ethanol and Natural Gas-A Comparison with Spark Ignition Operation" SAE972874, (1997).
- (14) Christensen, M., Johansson, B., P. Amneus, and Mauss, F., "Supercharged Homogeneous Charge Compression Ignition" SAE980787, (1998).
- (15) Christensen, and Johansson, B., "Influence of Mixture Quality on Homogeneous Charge Compression Ignition" SAE982454, (1998).
- (16) Christensen, M., Hultqvist, A., and Johansson, B., "Demonstrating the multi fuel capability of a homogeneous charge compression ignition engine with variable compression ratio" SAE1999-01-3679, (1999).
- (17) Kojima, S., and Suzuki, T., "Autoignition-Delay Measurement over lean to rich mixtures of n-Butane/Air Swirl Conditions", Combustion and Flame 92:254-265(1993)
- (18) Kojima, S., "Detailed Modeling of n-Butane Autoignition Chemistry", Combustion and Flame, 99:87-136(1994)
- (19) Warth V., N. Stef, Glaude P.A., Battin-Leclerc F., Scacchi G., and Come G.M., "Computer Aided Design of Gas-phase Oxidation Mechanism: Application to the Modeling of the Oxidation of n-butane", Combust. and Flame, 114:81-102(1998)
- (20) J. C. Livengood and P. C. Wu, 5th Symp.(Int.) ON combustion, 347(1955)
- (21) A. E. Lutz, R. J. Kee, and J. A. Miller, "SENKIN: A Fortran Program for Predicting Homogeneous Gas Phase Chemical Kinetics with Sensitivity Analysis", Sandia Report SAND 87-8248, UC-4 (1988).

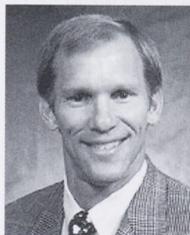
●著者



飯田 実



林 素明



David E. Foster



Jay K. Martin

高強度アルミ合金ピストンのリング溝への硬質アルマイト処理

Hard Anodic Oxide Coating on the Piston-Ring Groove of a Cu-Rich Aluminum Piston with Mixed Acid Electrolytes

栗田洋敬 Hiroataka Kurita 山縣 裕 Hiroshi Yamagata 小池俊勝 Toshikatsu Koike

●研究開発センター 総合プロジェクト開発室

要旨

高Cu含有高強度ピストン合金 (Al-12%Si-4Cu-0.5Mg) のピストンリング溝に、硬さHV300以上の硬質皮膜を生成させるアルマイト技術を開発、実用化した。従来の硫酸浴直流電解によるアルマイトでは、本合金上にはHV200程度の皮膜硬さしか得られない。これは本合金中に多量に含まれるCuが、電解中に電気化学的に溶出することに起因している。

本研究では、Cuの溶出を防止しHV300以上の皮膜硬さを得るためには、電解液中に40g/Lのシュウ酸を添加し、且つ硫酸濃度を150g/L以下にする必要があることを明らかにした。また電流反転電解により、電解時に極性を反転させ、処理表面に陰極反応を起こすことで処理表面の温度を下げた。これにより皮膜の局部的溶解現象である焼けの発生を防ぎ、健全なアルマイト皮膜を生成させることを可能とした。これらの方法の組み合わせにより、高Cu含有高強度ピストン合金のリング溝に皮膜硬さHV350、膜厚20 μ m、表面粗さRa2.0 μ mの硬質アルマイト皮膜を生成させた。

1 はじめに

自動車エンジンは高性能と共に低燃費、排ガスの清浄化等が求められている。これらの要求の高まりと共に、ピストンの置かれている熱的環境もまた非常に厳しいものとなっている。特にピストンヘッドは高温になるため、ピストンリングの固着や溝摩耗等が生じやすい。これらの問題は高温下でのアルミ合金の軟化に起因する⁽¹⁾。この対策として硬質アルマイトは有効な方法である。従来行われている硬質アルマイトは250から300g/Lの硫酸浴を使い、浴温273K近辺で処理⁽²⁾されており、ピストンリング溝に広く用いられている。ガソリンエンジンピストンは通常 JIS AC8A (Al-12%Si-1Cu-1Mg-1Ni) または JIS AC9B (Al-19%Si-1Cu-1Mg-1Ni) が使われ、金型鑄造により製造されている。これらの合金に硫酸浴を使った従来法でアルマイト処理すると、その皮膜硬さはHV300程度となる。

しかしながら金型鑄造ピストンには(1)巻き込み、巣などの欠陥が発生する、(2)厚肉部の鑄造組織が粗いため疲労強度が低い、(3)鑄造性の制約のため耐熱性を向上させる元素を多くは添加で

きない、等の材質、工法上の制約がある。ピストンの高機能化を今以上に行なうには、既存の鑄造ベースの技術では限界がある。そのため、近年ヤマハ発動機(株)は高温疲労強度に優れた高Cu含有アルミ合金(Al-12%Si-4Cu-0.5Mg)と制御鍛造技術⁽³⁾を組み合わせ、高強度・軽量ピストンを開発し多くの市販車に採用している。

ところが、高Cu含有アルミ合金に対しては、従来の硫酸単浴によるアルマイトでは十分な皮膜硬さが得られない欠点があった。これは本合金中に多量に含まれるCuに起因しており、強度を向上させるための添加元素であるCu量の増加に伴い皮膜硬さは低下する⁽⁴⁾。アルマイト皮膜については皮膜構造⁽⁵⁾、電解時の合金元素の挙動⁽⁶⁾、皮膜生成機構⁽⁷⁾等、多くの研究がある。しかし高Cu含有アルミ合金のアルマイト皮膜高硬化化に関するものは見られない。そこで本研究では高強度ピストン合金であるAl-12%Si-4Cu-0.5Mg合金上に皮膜硬さHV300以上の硬質アルマイト皮膜を生成させるために皮膜硬さ、皮膜厚さ、表面粗さに及ぼす電解条件(電解液組成、電流波形等)の影響を検討した。

2 実験方法

2.1 試験片

試験片はT6処理（溶体化：773K×2.5Hr水冷，時効：473K×6Hr）を施したAl-12%Si-4Cu-0.5Mg合金製制御鍛造ピストン^③を用いた。表1に合金組成，図1に金属組織を示す。粒径1から5 μ mのSi粒子が均一に分散している様子が認められる。

表1 試験片合金成分

(mass%)									
Si	Fe	Cu	Zn	Mg	Mn	Ni	Ti	Cr	Al
12.5	0.18	4.01	0.04	0.51	0.18	0.04	0.01	0.15	bal.

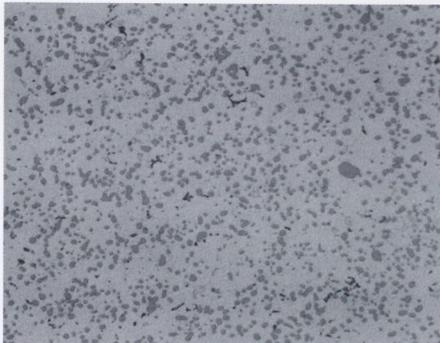


図1 金属組織

2.2 電解条件

電解液は硫酸とシュウ酸の混合浴を用いた。電解液組成を表2に示す。電解装置模式図を図2に示す。電解槽容量は20L，陰極にはカーボン電極を用いた。ピストンはリング溝およびピストンヘッド以外の部分にマスキングを施し，電解槽内に設置した。チラーにより冷却した電解液をマグネットポンプにより循環させ電解槽底部に設置した噴流管からピストンに吹き付けた。電解中，浴温は293±1Kに保持した。電源は直流および電流反転電源を用いた。電解条件を表3に示す。前処理は150g/L硫酸による脱脂を行なった。

電解時の電流および電圧波形は回路中に組み込んだシャント抵抗を介してオシロスコープにより観察した。電解中のリング溝の温度は，リング溝表面下0.3mmに埋め込んだ熱電対により測定した。

表2 電解液組成

Concentration, C (g·L ⁻¹)	
H ₂ SO ₄	(COOH) ₂
250	0, 5, 10, 40
160	0, 5, 10, 40
2, 20, 98	40

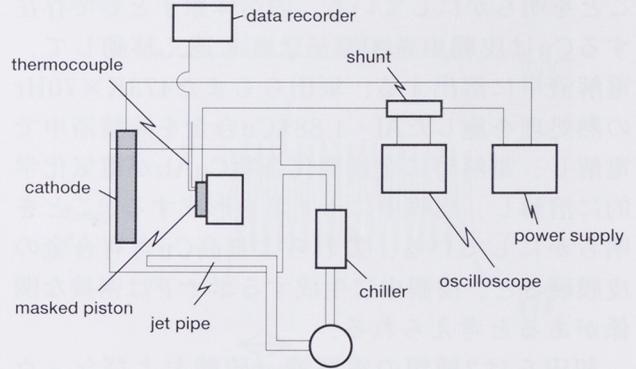


図2 電解装置模式図

表3 電解条件

Conditions	Current waveform	
	PR	DC
Current density, I (10 ² A·m ⁻²)	1.17, 1.62, 2.22, 2.33, 2.42, 2.65, 2.70, 2.85	2.33
Time, t (s)	1800	
Bath temperature, T (K)	293	

2.3 皮膜評価

皮膜硬さはビッカース硬度計を用い荷重0.098Nにて行なった。測定は皮膜中のシリコン粒子を避けて10点測定し，その平均値を皮膜硬さとした。皮膜厚さは樹脂埋め後，研磨した皮膜断面をビッカース硬度計付属のマイクロメータを用いて測定し，10点の平均値を皮膜厚さとした。触針式表面粗さ計による粗さ測定も併せて行なった。

3 結果および考察

3.1 皮膜硬さ

高Cu含有アルミ合金に対しては，従来の硫酸単浴によるアルマイトではHV200程度の皮膜硬さしか得られない。

前嶋らはT4処理を施したA2014, A2017, A2024を硫酸浴中で電解し、得られたアルマイト皮膜の硬さを比較して、Cu含有量の増加に伴い皮膜硬さは減少する⁽⁴⁾ことを明らかにした。ZhouらはAl-0.9mass%合金を5ホウ酸アンモニウム中において電解し、電解中にCu原子が皮膜中を移動して電解液中に溶出し皮膜中にボイドを形成する⁽⁸⁾ことを明らかにしている。固溶体原子として存在するCuは皮膜中をAl原子よりも速く移動して、電解液中に溶出する。坂田らもまた473K×70Hrの熱処理を施したAl-1.88%Cu合金を硫酸浴中で電解し、電解時に金属間化合物CuAl₂が電気化学的に溶解し、皮膜中にボイドを形成する⁽⁹⁾ことを明らかにしている。これらより高Cu含有合金の皮膜硬さと、皮膜中に生成するボイドは密接な関係があると考えられる。

和田らは2種類の電解液（硫酸およびシュウ酸）中でA6061-T6合金を電解し、Cu溶出量を測定した。そしてシュウ酸は合金中のCuと錯体を形成し、電解中のCu溶出を抑制する⁽¹⁰⁾ことを明らかにした。

これら過去の研究より、高Cu含有合金の皮膜硬さが低いのはボイドにより皮膜がポーラスになるためであり、ボイド形成を抑制することにより皮膜硬さの向上が可能と考えられる。しかしシュウ酸浴は導電率が低く、Al-12%Si-4Cu-0.5Mg合金では電圧が150V以上に達し火花放電が起こるため、3μm程度の皮膜厚さしか得られない。

そこで電解液は、硫酸とシュウ酸の混合浴を使用することとした。最適組成を決めるために160g/Lおよび250g/Lの硫酸電解液に2から40g/Lのシュウ酸を加え、生成した皮膜硬さを測定した。結果を図3に示す。硫酸濃度250g/Lではシュウ酸添加による皮膜硬さの増加は認められなかったが、硫酸濃度160g/Lでは40g/Lのシュウ酸添加により皮膜硬さはHV315まで増加した。

そこでシュウ酸濃度を40g/L一定とし、硫酸濃度を変化させて生成した皮膜の硬さを測定した。結果を図4に示す。硫酸濃度の減少と共に皮膜硬さは増加し、硫酸濃度2g/Lでは皮膜硬さHV400に達した。その結果皮膜硬さをHV300以上にするためには電解液の硫酸濃度を150g/L以下にすることが必要であることが明らかとなった。

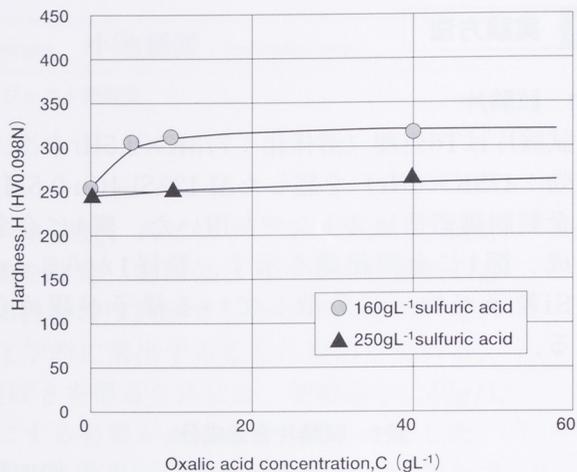


図3 皮膜硬さに及ぼすシュウ酸濃度の影響

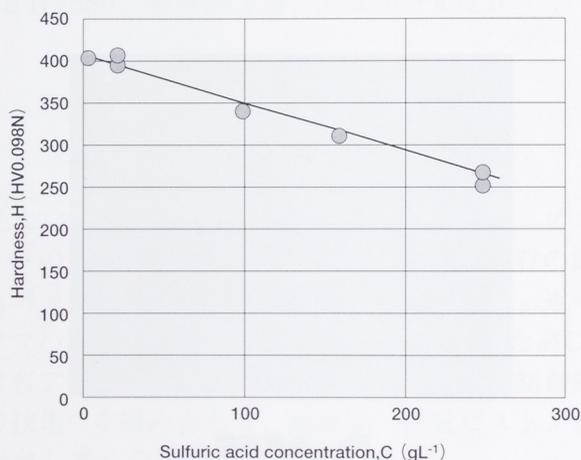


図4 皮膜硬さに及ぼす硫酸濃度の影響

3.2 皮膜厚さ

次に皮膜生成速度に及ぼす電解液組成の影響を検討するために、硫酸濃度を2, 20, 98g/Lと変化させた場合の電流密度と皮膜生成速度の関係を調べた。この時シュウ酸濃度は、皮膜硬さHV300以上を得るために40g/L一定とした。結果を図5に示す。

アルマイト皮膜生成反応は電気化学反応であり、皮膜成長速度はファラデーの法則に従う。しかしながら2g/L, 20g/Lの低硫酸濃度領域では、ファラデーの法則から計算される皮膜生成速度に対し著しく低い値となった。これは皮膜細孔中あるいはバリヤ層中におけるシュウ酸アニオンの拡散律速によるものと推察される。

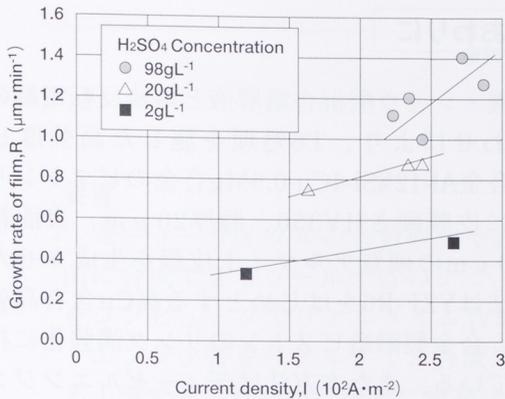
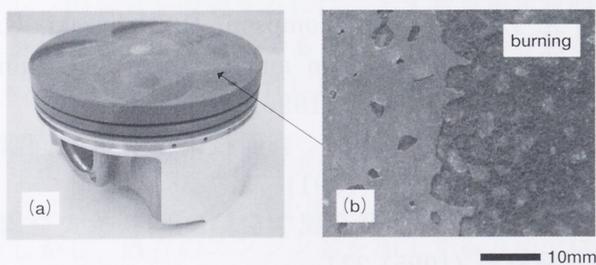


図5 皮膜生成速度と電流密度の関係

3.3 焼け

Al-12%Si-4Cu-0.5Mg合金は12%のSiを含む。Siは電解電圧を著しく上昇させるため、高Si合金の電解時には多量のジュール熱が発生する。ジュール熱により皮膜表面の温度が上昇し、その結果焼けと呼ばれる局所的な皮膜溶解が発生する。焼けが生じた皮膜の外観を図6に示す。焼けを防ぐためには発生するジュール熱を奪い、皮膜表面を均一に冷却することが必要である。そのためにチラーにより冷却した電解液を攪拌し、皮膜表面を冷却することを試みた。しかしながら反応面であるピストンリング溝は幅が約1mmと細く、この中を均一に冷却することは困難であった。



ピストンヘッドに生じた焼け

(a) 焼け部分拡大

図6 焼け外観

そこでピストンリング溝の均一冷却のために、従来の直流電解に変えて周期的に極性が反転する電流反転電解（PR電解）を用いることとした。電流および電圧波形の一例を図7に示す。図8に電解時の皮膜表面温度を示す。電流反転電解は直流電解に比べ約1℃低く冷却効果が認められた。これは電流反転電解によりピストン表面を周期的

に陰極にすることで水素ガス発生し、水素1molあたり48.66kJの吸熱が起こる⁽¹¹⁾ためであると考えられる。電流反転電解により焼けの発生を防ぎ、健全なピストンリング溝中に健全な皮膜を生成させることが可能となった。

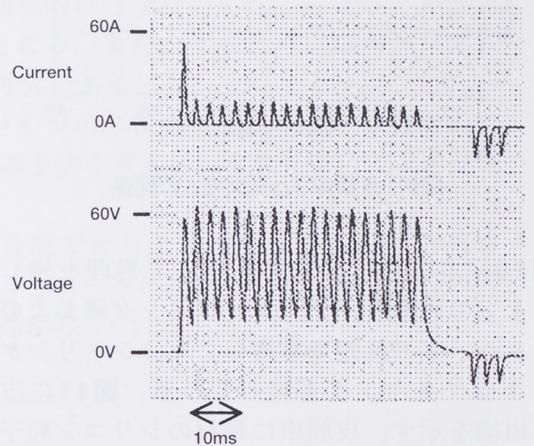


図7 電流および電圧波形

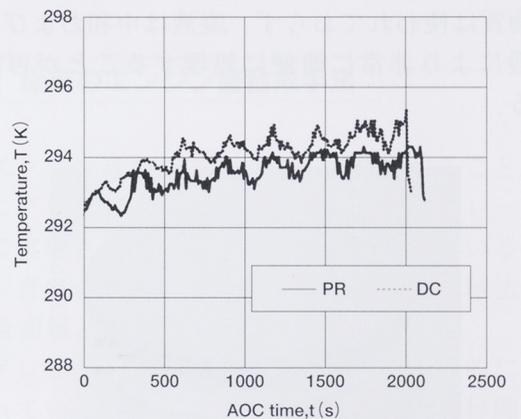


図8 電解時のピストンリング溝表面温度

3.4 表面粗さ

ピストンリング溝のアルマイト皮膜は、高硬度、均一な膜厚と同時に表面粗さが小さいことが要求される。図9に硫酸98g/L、シュウ酸40g/Lの混合浴中で、電流反転電解により生成させた皮膜厚さと表面粗さの関係を示す。皮膜厚さの増加に伴い表面粗さも増加した。膜厚20μmの場合、従来の硫酸浴直流電解によるJIS-AC8Aピストンのピストンリング溝表面粗さRa2.5から3.5μmに対し、本方法での皮膜表面粗さはRa 1.5から2.0μmであり十分小さい値であった。

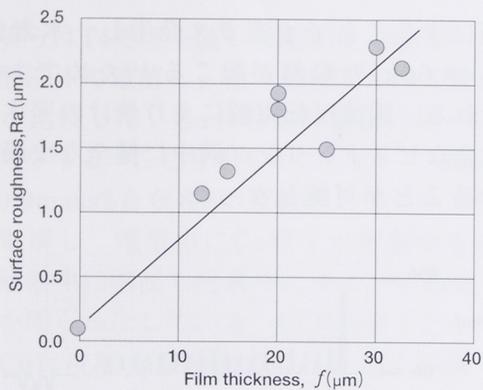


図9 皮膜厚さと表面粗さの関係

図10に本方法によりアルマイト処理を施したピストンの外観を示す。トップリング溝およびピストンヘッドのみ処理を施し、セカンドリング溝から下はマスキングを施している。図11に皮膜断面組織を示す。皮膜中に母材のシリコン粒子が取り込まれ、均一に分散している様子が認められる。

本方法に用いる電解液には環境上問題となる化学物質は使われておらず、廃液は中和および凝集沈殿により非常に簡便に処理することが可能である。



図10 高硬度陽極酸化処理ピストン外観

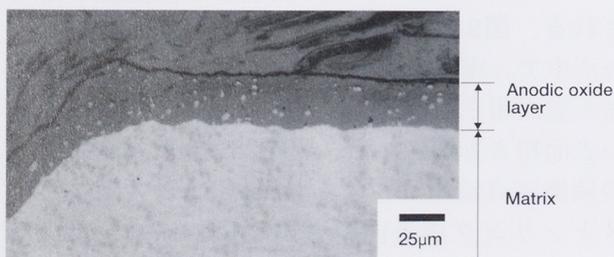


図11 皮膜断面組織

4 おわりに

硫酸・シュウ酸混合電解液と電流反転電解の組み合わせにより、T6処理を施した高強度ピストン合金Al-12%Si-4Cu-0.5Mg合金のピストンリング溝に皮膜硬さHV350、膜厚 $20\mu\text{m}$ 、表面粗さ $R_a2.0\mu\text{m}$ の硬質アルマイト皮膜を生成させた。本方法はYZF-R6をはじめとする高Cu含有高強度アルミ合金製鍛造ピストンのリング溝強化に採用されている。また本方法はディーゼルエンジン用ピストンなどに用いられる高Cu含有鋳造ピストン合金にも適用可能である。本研究開発にあたり協力頂いたエンシュウ(株)殿に感謝いたします。

参考文献

- (1) 山縣：現代の錬金術, 山海堂 (1998)
- (2) A. W. Brace : Hard Anodizing of Aluminum, Technicopy Limited, England (1993) 3.
- (3) 小池, 山縣：粉末および粉末冶金, 46 (1999) 519.
- (4) 前嶋他：表面技術, 46 (1995) 724
- (5) 海老原, 高橋, 永山：金属表面技術, 33 (1982) 156.
- (6) J.Cote, E.E.Howlett, M.J.Wheeler and H.J.Lamb : Plating, April (1969) 386.
- (7) Y.Xu, G.C.Thompson and G.C.Wood : Trans. IMF, 63 (1985) 902.
- (8) X. Zhou, G. E. Thompson, H. Habazaki, K. Shimizu, P. Skeldon and G. C. Wood: Thin Solid Films, 293 (1996) 327.
- (9) 坂田, 小林, 清水：表面技術協会第92回講演大会要旨集 (1991) 72.
- (10) 和田, 久本：軽金属学会第89回秋季大会講演概要 (1995) 271.
- (11) 日本化学会編：化学便覧, 丸善 (1980) 196.

著者



栗田洋敬



山縣 裕



小池俊勝

エンジン音リアルタイム合成技術の開発

Development of a Real-Time Synthesis Technology of Engine Sound

前田 修 Osamu Maeda

●研究開発センター 基盤技術研究室

要旨

モーターサイクルの音質研究や音のデザインを効率的に行うためには、エンジン音を自由に合成できるツールや音のシミュレータが必要となる。また、そのためにはエンジン音をコンピュータでリアルタイム合成する技術が不可欠である。

エンジン音をリアルタイム合成する手法は既にいくつか存在するが、それらは機能的に不十分であったため、新たに単発音制御再生法と呼ぶ手法を考案し、それを用いてエンジン音を合成するシステムを開発した。

本技術によって多種多様なエンジン音を簡便に合成できるようになり、1999年の東京モーターショーではモーターサイクルのサウンドシミュレータに応用された。今後、音の研究開発用ツールは勿論のこと、それ以外にも様々な用途が考えられる。

1 はじめに

近年自動車業界では音量低減だけでなく音質改善も重要な課題となっているが、これは二輪車も例外ではない。特に大型の二輪車は趣味性が高い乗り物であるため、ユーザーの音に対するこだわりは四輪車以上に強く、音質に関する要求も高い。

そのような中で最近エンジン音合成技術が注目されている。それは音質改善のためである。エンジンの音質を改善するには、まず音質を定量的に評価することが必要であり、さらにその評価が音のどのような物理特性に関係しているかを解明しなければならない。

そのために音響心理実験を行なうが、その供試音は既存のエンジン音を加工して作ることが多い。しかし、既存のエンジン音を加工する方法では自由度に限界があり、全く新しいタイプのエンジンについては音が作れないという問題があった。

また、エンジン音は運転操作の応答として発生するので、運転者にとっては必要な情報であるが、同乗者や歩行者にとっては不要な騒音であると考えられる。したがって運転者と非運転者では同じエンジン音を聞いても印象が異なる可能性があり、それを実験室内で調べるためにはバーチャルな走行ができる音のシミュレータが必要となる。

そこでエンジン音のリアルタイム合成技術が研

究されているわけであるが、本稿では新しい合成技術の開発とその応用について紹介する。

2 従来のエンジン音合成手法

エンジン音をリアルタイムで合成することは、既にテレビゲームやドライビングシミュレータなどで実現されている。そこで用いられているエンジン音の合成手法を分類すると、時間領域法と周波数領域法に分けられる⁽¹⁾⁻⁽⁹⁾。

テレビゲームやパソコンゲームで一般的に用いられているのは、デジタル録音された数秒間の定常的なエンジン音を繰り返し再生する方法である。これを我々は定常音ループ再生法と呼んでいる。この方法は時間領域法の代表的なものであり、簡便なことが長所であるが、自由度が小さいことが短所である。

録音するときのエンジン運転条件は、通常無負荷の中速回転であり、ゲームの中でエンジンの回転速度が上がる時は再生の速度を上げ、スロットル開度が大きくなる時は音量を大きくすることでエンジン音を模擬している。この方法では定常走行音や緩加速音はあまり問題ないが、空吹かしや急加速、急減速の音については現実の音との差異が生じてしまう(図1)。

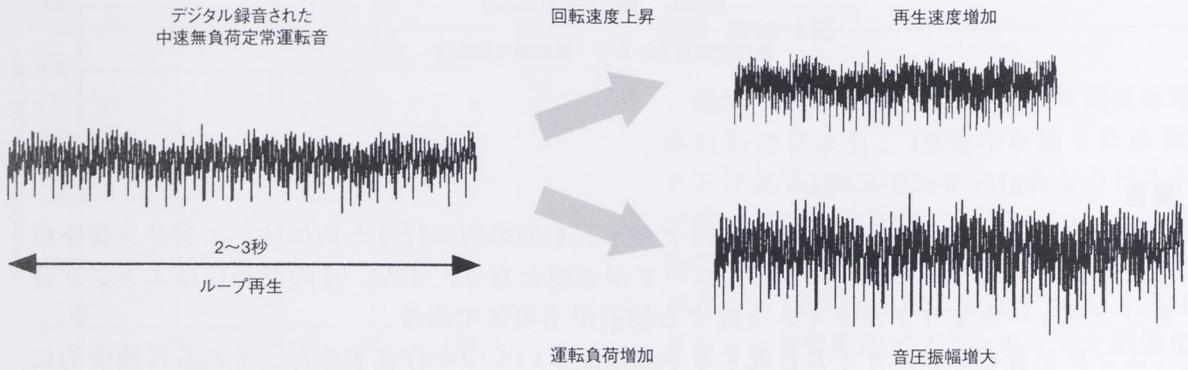


図1 従来のエンジン音合成手法(定常音ループ再生法)

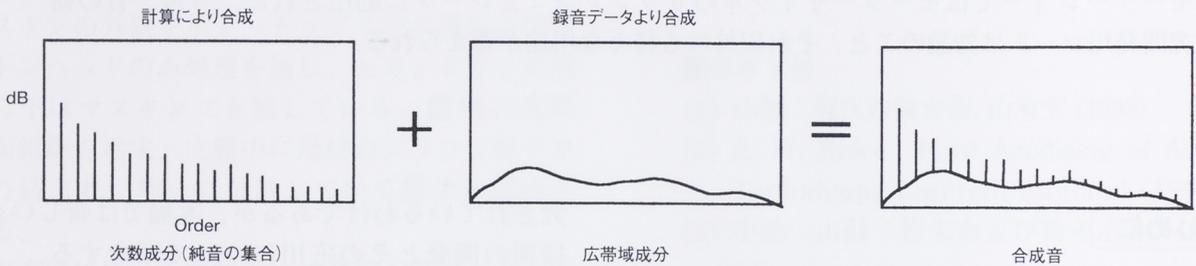


図2 従来のエンジン音合成手法(次数成分計算合成法)

一方、自動車メーカーなどで音の研究に用いられるドライビングシミュレータには、次数成分計算合成法がよく用いられている。これは周波数領域法の一つであり、エンジンの各次数成分に相当する純音を運転状態に応じて計算し合成する方法である。この方法では、多気筒エンジンの中高速回転域はかなり現実のエンジン音に近い音を合成できる。しかし、アイドリングの音や二輪車特有の単気筒エンジンの音などは合成が難しかった(図2)。

3 新しい合成手法

3.1 単発音制御再生法の原理

従来のエンジン音合成手法にはいろいろな欠点があったため、我々は単発音制御再生法と呼ぶ新しい合成手法を考案した。

その原理は、エンジンの発音メカニズムを模擬したものである。エンジンの音を簡単に説明する

と、気筒内に空気と燃料が吸入され、それが圧縮されて点火爆発し、膨張後に大気中に排出されるというサイクルの中で発生する吸気音、燃焼音、機械音、排気音などがミックスされた音の繰り返しと言ってよい。

したがって、エンジンの音を模擬的に発生させるには、一サイクルの単発音をその発生間隔に合わせて繰り返し再生すればよい。単気筒エンジンの場合は一つのサイクルが終了した後に次のサイクルが始まるが、多気筒エンジンの場合はそのサイクルがある間隔で重なっているのが相違点である。

ただし、単純に単発音を繰り返せばよいわけではない。普通は繰り返し接続部が不連続になりパチパチ音が発生するので、それを防ぐため両端が0になる窓関数を掛けている(図3の第1項と第2項)。

また、同じ単発音を繰り返し発生させると電子ブザーのような音に聞こえるため、実際のエンジン音のようにサイクル毎に音量を変化させる必要がある。

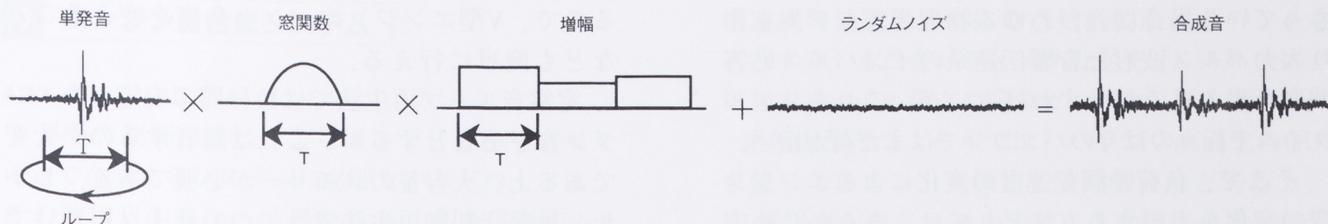


図3 単発音制御再生法の原理

この現象は周波数領域で考えると理解しやすい。有限長の音波形が単調に繰り返される場合、そのスペクトルはその繰り返し周波数を基本成分とする線スペクトルになる。しかし、実際のエンジン音は決して線スペクトルにはならない。それはサイクル毎に音が変わるからである。その変動をさらに分解すると、単発音の音量や波形の揺らぎと広帯域ノイズに分けられる(図4)。

したがって、単発音制御再生法においては単発音の音量に揺らぎを与えることとランダムノイズを加えることが不可欠である(図3の第3項と第4項)。

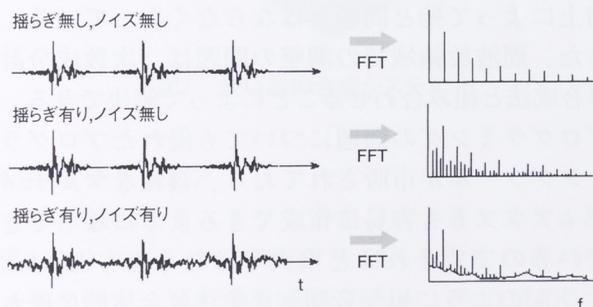


図4 音の揺らぎとノイズの効果

単発音制御再生法によるエンジン音の合成を式で表すと、単気筒エンジンでは次のようになる。

$$P(t+nT) = S(t) \cdot W(t, \omega) \cdot G(n) + N(t+nT)$$

ここでP(t)は合成されたエンジン音の音圧、S(t)は単発音の音圧、W(t, ω)は窓関数、G(n)はゲイン(確率変数)、N(t)はスペクトル調整されたランダムノイズの音圧、nは整数(n = 0, ±1, ±2...), Tは繰り返しの周期であり、4ストロークエンジンではT = 4π/ω、2ストロークエンジンではT = 2π/ωとなる。ωはエンジンの回転角速度である。

多気筒エンジンの場合は、各気筒の音が少しずつずれて発生するので、それらの音を足し合わせることで模擬できる。図5は4気筒エンジンの例を示す。



図5 多気筒エンジン音の合成方法

単発音の作成方法はいろいろ考えられるが、最も簡単なものは実験によって収録する方法である。最近ではエンジンの設計段階で音の波形まで計算予測できるようになってきており、単発音を計算で作成してエンジン音を合成することも可能であると考えられる。また、単発音は吸気、排気など音源別に用意するのがベストであるが、簡易的にはそれらがミックスされた音でもよい。

エンジンの負荷や回転速度が変化すれば、エンジンの音は当然変化する。負荷による音の変化は基本的に音量の変化である。ただし、吸気音や排気音の変化量が特に大きいので、スペクトルでは低周波の次数成分が主に増減し、全体の音質も変わることになる。

回転速度の変化に伴う音の変化は、主に単発音の発生間隔の変化によるものであるが、吸気音や排気音の基になる圧力パルスの波形は回転速度によって変化し、燃焼音や機械音の基になる燃焼圧力波形も回転速度によって変わるため、単純に単発音の発生間隔を変えただけでは正確に模擬できない。もし、コンピュータが十分な計算能力を

もっている場合は、いわゆる物理音源モデルを作り入力パルス波形と音響伝達系のインパルス応答波形を畳み込み積分すればよいが、これをリアルタイムで行うのは今のパソコンではまだ荷が重い。

そこで、負荷や回転速度の変化によるエンジン音の変化を表現する方法としては、あらかじめ実験または計算によって様々な運転状態での単発音を用意しておく方法が考えられる。具体的には、**図6**のようにエンジン運転領域を負荷と回転速度をパラメータとして複数の領域に分け、それぞれの領域毎に音を収録すればよい。

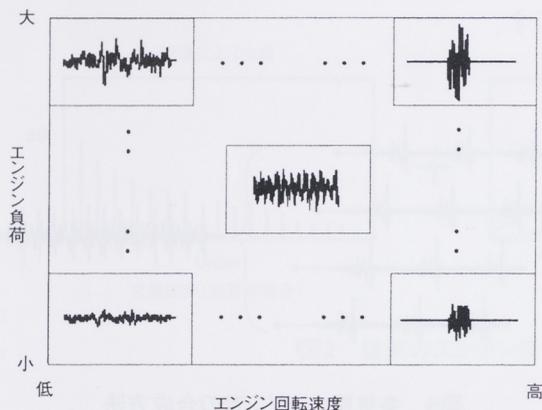


図6 単発音のマップ制御

3.2 単発音制御再生法の特徴

従来の代表的エンジン音合成手法と単発音制御再生法の比較を表1に示す。

定常音ループ再生法と比べて単発音制御再生法は、合成の自由度が非常に高いことが一番の特徴である。各気筒のサイクル毎の音を個別に制御できるため、音の揺らぎを調節したり、2ストロークエンジン特有の不整燃焼音を表現することもできる。また、各気筒の発音間隔を自由に制御でき

るので、V型エンジンのバンク角度を変えることなども簡単に行える。

定常音ループ再生法では数秒間の安定したエンジン音を必要とするが、これは録音するのが大変である上、大容量のメモリーが必要である。しかし、単発音制御再生法では一つのサイクルだけでよいので、普通の走行音から単発音を抽出することが可能であり、メモリー容量も少なく済む。

次数成分計算合成法と比べても、単発音制御再生法は優位性がある。次数成分計算合成法では周波数領域での制御は容易であるが、時間領域の制御が難しいという問題があった。したがって、多気筒エンジンの連続的な音は合成しやすいが、単気筒エンジンの間欠的な音や脈動的な音は合成しにくかった。それに対し、単発音制御再生法では単気筒エンジンや、V型2気筒エンジンなどの音の合成が容易に行えるという利点がある。

一方、単発音制御再生法の短所はコンピュータの計算負荷が大きいこと、周波数領域での調整がしにくいこと、制御の自由度があまりに高いためプログラミングが難しいことなどがある。しかし、計算負荷については近年のパソコンの急速な性能向上によって殆ど問題とはならなくなっている。また、周波数領域での調整の問題は、次数成分計算合成法と組み合わせることによって解決できる。プログラミングの問題についても優れたプログラミングツールが市販されており、複雑なマルチメディアソフトも容易に作成できるようになってきているので、それほど重大ではなくなった。

上記のように単発音制御再生法は全体的に優れてはいるが、どの合成手法にも一長一短があるので実際にはそれらを組み合わせて使うのがよい。

表1 エンジン音リアルタイム合成手法の比較

手法	合成領域	音質	自由度	メモリー使用	CPU使用
単発制御再生法	時間領域	○ (良)	○ (高い)	○ (少ない)	△ (多い)
定常音ループ再生音	時間領域	△ (まあまあ)	× (低い)	△ (多い)	○ (少ない)
次数成分計算合成法	周波数領域	△ (まあまあ)	△ (中間)	○ (少ない)	△ (多い)

4 エンジン音合成システム

4.1 ハードウェア

単発音制御再生法によりエンジン音をリアルタイムで合成するシステムに必要なハードウェアは、その使用目的によって異なるが、出力信号が2ch以下の場合は図7のようにパソコン1台だけで十分であり、DSPや特別なサウンドカードは必要ない。

ただし、シミュレータなどを作る時には運転操作の入力装置や音の再生装置などが必要になる。さらに、出力のch数を増やす時には特別な周辺機器が必要であるが、音楽用の機材を使用すれば安価にシステムを構築できる。



図7 最小限の合成システム

4.2 ソフトウェア

本手法によりエンジン音を合成するシステムは図8に示すように、車両パラメータ設定、音パラメータ設定、運転操作、仮想車両、音合成の5つのソフトウェアモジュールから構成されている。

まず車両パラメータ設定モジュールでは、計算に必要なエンジンのトルクカーブ、エンジン内部の回転ロス、エンジンの回転慣性、車体の質量、

変速機の減速比、車体の空気抵抗などのデータを入力する。また音パラメータ設定モジュールでは、単発音ファイル指定や音量カーブなどを入力する。

運転操作モジュールでは、パソコン画面でのGUIを使ってスロットル操作や変速操作などを行う。

仮想車両モジュールでは、スロットル操作信号を受けてエンジンの発生トルクや回転速度がサイクル毎に計算され、さらにクラッチ操作や変速操作に応じて車両走行速度がサイクル毎に計算される。

音合成モジュールでは、スロットル開度とエンジン回転速度を基にして、前述の手法によりエンジン音を合成する。また、必要に応じて風切り音やシフト操作音なども加えている。

なお、本研究でソフトウェア開発に使用したのは、音楽用プログラミングツールのMAX/MSPであり、出力ch数は現行バージョンでは16chまで拡張可能である。

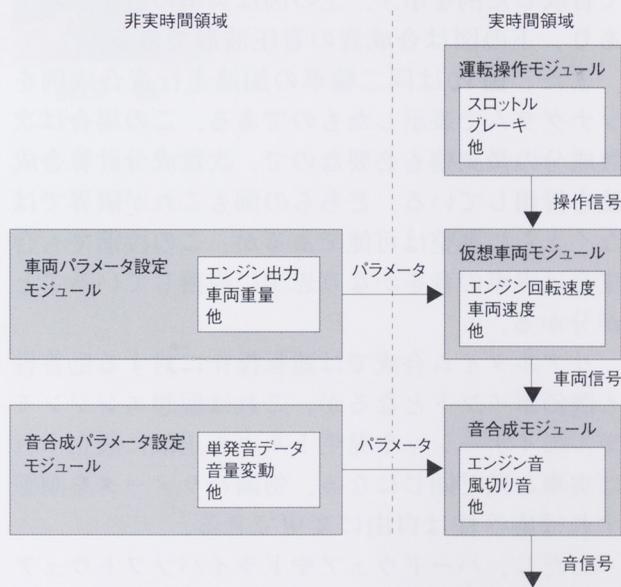


図8 ソフトウェアの構成



図9 実音と合成音の比較(アイドリング音)

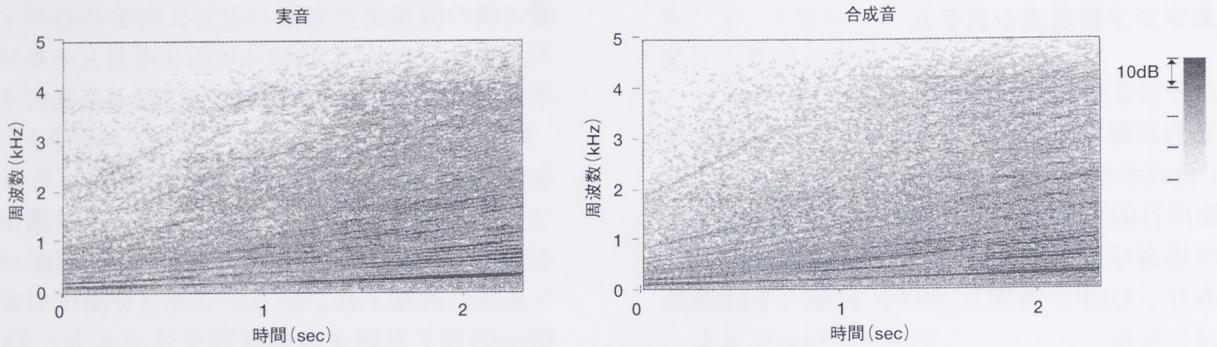


図10 実音と合成音の比較(加速走行音)

5 精度と限界

合成されたエンジン音がどこまで実車の音に近いかということは、合成手法を評価する上で重要なポイントとなる。図9では排気量1.0L並列4気筒二輪車のアイドリング音を単発音制御再生法で合成した例を示す。上の図は実車の音圧波形であり、下の図は合成音の音圧波形である。

また、図10は同二輪車の加速走行音合成例をソナグラムで表示したものである。この場合は次数成分の微調整も必要なので、次数成分計算合成法を併用している。どちらの例もこれが限界ではなくさらに調整は可能であるが、この段階でも合成音は実車の音をかなり忠実に模擬していることが分かる。

リアルタイム合成では運転操作に対する応答性も評価ポイントとなるが、これは仮想エンジンモデルのイナーシャや発生トルクを正確に設定すれば実車と殆ど同じになる。勿論パラメータを調整すれば応答性は自由に変更できる。

ただし、ハードウェアやドライバソフトウェアによる音の遅れは若干存在する。例えば、音を出す命令を与えた後に実際に音が出るまでの遅れ時間は、現状システムで6.5msecかかる。

本手法は基本的に気筒数の少ないエンジンの低速回転時の音の合成に適しているが、多気筒エンジンの高速回転音を合成できないわけではない。これまでのテストではV10エンジンが16,000rpmで回転しているときの音も合成できることを確認している。

なお、音のデータは16bit、44.1kHzのサンプリングレートであり、時間軸上での最小調整幅は0.023msecである。

6 応用例

新しいエンジン音合成技術は音の研究用に開発されたものであり、そのための応用展開は当然進められているが、実際の応用第1号は広報宣伝用のものとなった。

図11は二輪車の簡易型サウンドシミュレータの構成を示す。これは1999年の東京モーターショーおよびその他各地モーターショーに出展されたものである。研究用シミュレータと比べるといろいろな制約があり、音や振動の再生装置は十分な性能とは言えなかったが、来場者には大変好評であった。なお、このサウンドシミュレータも単発音制御再生法と次数成分計算合成法を併用した。

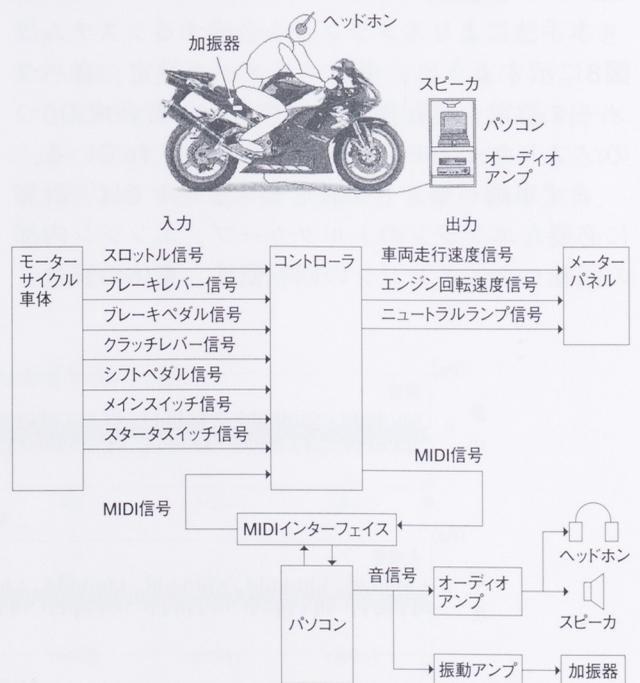


図11 サウンドシミュレータの構成

7 おわりに

上記エンジン音合成システムの利用方法としてまず考えられるのは、エンジン音質の評価指標を研究するためのツールである。特に加速や減速などの非定常走行時の音の印象は運転者と非運転者では異なると考えられるので、それを調べるツールとして有効である。また時間領域や周波数領域での物理特性を変更したときの音質を調べたりすることも簡単にしかも自由にできる。もしエンジン音の特性や車体の音響特性を設計段階で予測できる技術があれば、バーチャルな音の走行実験ができることになる。さらに、この合成手法は音だけでなく振動にも応用できるので、体感振動の評価研究にも役立つと思われる。

近年では自動車の音質はデザインの対象にもなっているが、エンジン音の合成技術は音質評価研究の他に新車開発時のエンジン音のデザインにも使える。

その他に、ゲームマシンやドライビングシミュレータの効果音にも利用でき、将来的には電気自動車の人工的音付けにも使用できるとと思われる。

■参考文献

- (1) Y. Umemura, Y. Kozawa : A Method of Synthesizing Exhaust Noise, SAE Paper 910619 (1991)
- (2) 柏木均, 宮丸幸夫 : 二輪車安全運転教育用シミュレータの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集924165 (1992)
- (3) S. M. Hutchins et al. : Noise, Vibration, and Harshness from the Customer's Point of View, IMechE, 925181 (1992)
- (4) B. J. Feng, N. C. Otto : Synthesis of Powertrain Sounds for Investigations in Roughness, SAE Paper 931333 (1993)
- (5) 若杉貴志, 佐藤健治, 平松金雄 : ドライビングシミュレータにおける車内音の模擬とその音質評価, 自動車技術会学術講演会前刷集9632442 (1996)
- (6) 坂井雄紀, 石濱正男 : 少数のパラメータによるエンジン騒音合成手法, 自動車技術会学術講演前刷集 20005084 (2000)
- (7) P. V. Ponseele, M. Adams : Sound Quality Equivalent Sound Synthesis for Virtual Car Modelling, 自動車技術会学術講演前刷集 20005343 (2000)
- (8) M. Okoshi, H. Mukai, T. Sasaki, M. Ohashi, T. Ono : Sound Quality Analysis of Artificial Sounds Generated by the Automobile Interior's Sound Simulator, Inter-noise 99 (P.293-296) (1999)
- (9) 前田修 : エンジン音のリアルタイム合成法, 自動車技術会春季大会振動騒音フォーラムテキスト 20014336 (2001)

●著者



前田 修

記録的な猛暑が続く中、今年もビルフィッシュトーナメント（カジキ釣り大会）が各地で開催され、下田の国際大会では50本以上（例年10本前後）の釣果が見られました。一見マリンレジャーは盛んなようですが、高額商品であるボートの売れ行きは記録的な減少傾向にあります。景気の低迷、現在叫ばれている構造改革に対する不安、確かに外部環境は最悪に近い状態かもしれません。しかし一方では、銀座にオープンした某ブランド店には長蛇の列ができ、国産高級スポーツカーには計画の何倍もの予約が殺到するという事実があります。彼ら、彼女らは一体、何に対して対価を払っているのだろうか？

6月にUSに出張したおり、現地メーカーの企画担当者とUSでのボート普及率の高さについて（日本の約20倍）会話したときに出た言葉が「LIFE STYLE」であった。自身の人生を夢のあるものになりたい、それを手に入れることによって豊かなLIFE STYLEを確立できる、そういうことに期待しているのではないだろうか。そんなボートを考えている昨今です。（河野）

「あー！お父さん、パソコンが動かなくなっちゃた。」
 「どーれ、こりゃ駄目だ、暫くパソコン使っちゃだめだよ。」
 「え！私は、困るわ、子供のクラブの会計報告作らなきゃいけないんだから。」
 「.....」

我家にもITの道具としてパソコンが登場し、便利に利用しています。しかし、このような会話も日常になっています。幸い大事には至らず、毎回家族内で修復が完了しているので、今でも元気にパソコンの部屋に君臨しています。

IT革命、IT不振とITは、一度に到来している程、早いスピードで動いています。パソコン無しで仕事はもはや進まず、必需品となっているのが現状です。我家で起きているようなことは、仕事にも多く発生しています。小さなトラブルも積み重なると大きな致命的な欠陥になると言われています。やはり、物を購入するときは品質が大きな決めてとなります。その品質が良いことが信用になり、ブランドという言葉に繋がると思います。

我が社は、“もの作り”の企業です。今回の技報は、品質に関しての特集号です。技術者の“もの作り”にこだわる様々な思いが届きましたでしょうか？新技術に期待したいと思います。（梶原）

◆ヤマハ発動機技報編集委員（2001年9月現在）

編集委員長	秋山 茂	研究開発センター 企画室
編集副委員長	金井 厚雄	MC事業本部 生産技術開発室
編集委員	本山 雄	研究開発センター 基盤技術研究室
	望月 範久	MC事業本部 技術企画室
	中村 和郎	特機事業部 海外営業室
	鈴木 篤	AM事業部 第1技術室
	河野 俊平	舟艇事業部 製品開発室
	木宮 祐三	IMカンパニー 技術チーム
	鈴木 晴久	MC事業本部 GSS企画室
	照井 敏泰	PAS事業部 開発室
	橋本 正喜	MC事業本部 GSS企画室
	鈴木 昭彦	新事業推進部 スカイ事業部
	村松 康幸	新事業推進部 浄水器事業室
	松下 行男	三信工業(株) 第1技術部
	鈴木 隆	(株)ワイ・イー・シー 開発企画室
	澤田 良治	(株)モリック 技術部
	山本 隆司	創輝(株) 生技開発室
編集事務局	田村 力	総務センター 法務・知的財産室
	藤田 嘉久	研究開発センター 企画室
	梶原 さゆ美	研究開発センター 企画室

ヤマハ発動機 技報 第32号

YAMAHA MOTOR TECHNICAL REVIEW	
印刷	2001年 8月30日
発行	2001年 9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	山下 隆一
編集	ヤマハ発動機技術会技報編集委員会
表紙デザイン	株式会社エムロード
印刷所	桐屋印刷株式会社 〒432-8056 静岡県浜松市米津町1181 無断転載を禁じます



ヤマハ発動機株式会社