YAMAHA

# YAMAHA MOTOR TECHNICAL REVIEW

2000-9

ヤマハ発動機 技報

No. 30

No. 30 YAMAHA MOTOR TECHNICAL REVIEW 2000-9
ヤマハ発動機 技報

目　　次

製品紹介

❶ **TW200E 2000年モデル**
TW200E 2000 Model
西村慎一郎／森山衆治／村上 仁／井上信裕／岸本寛志／尾崎 聡

❹ **スポーツATV YFM660R RAPTOR**
Sports ATV YFM660R RAPTOR
白石信明／内山正行／福島正満／松島英一／山下輝佳／内田吉陽／静 亮次

❼ **パスロイヤル PY26/24/ラクマチック**
PAS Royal PY26/24/RakuMatic
明田久稔／鈴木正弘／中山浩典／山本 聡／照井敏泰／赤坂雅之／山本熱男／佐野浩一

⓬ **YZF-R1のスターティングモータ**
**ネオジマグネットを使った小型高出力化**
Starting Motor of YZF-R1
栗田洋一

⓮ **快速シティーコミュータ YBR125**
Smart City Runner YBR125
小林正典／村上 豊／西川 徹／飯嶋俊郎／橋本錦之助

⓲ **4ストロークモトクロッサー YZ250F**
Four Stroke Motocrosser YZ250F
中山善晴／林 康男

⓴ **4ストローク船外機 F115**
Four Stroke Outboard Motor F115
西村誠一

技術紹介

㉓ **統合環境を目指した pcESPRi**
The pcESPRi Aiming for the Unified Environment
久保田敏広／土屋光生／齊木英夫

㉙ **舟艇製品開発におけるプロセス改善の一事例**
An Example of the Process Improvement in Ship Development
有田規久夫／佐竹秀紀／三輪吉郎／小島郁夫／山下悦夫／平野直樹

35 印刷工場内物流の自動化設備
The Automated Transport System in the Printing Factory
川嶋 浩

39 マウンター用ディジタルマルチカメラの開発
Development of Digital Multi Camera for Surface Mounters
青島泰明

技術論文 41 小型滑走艇の高速旋回時の動的不安定性
A Dynamic Instability of Small Planing Craft at High Speed Turning
神戸庄二

51 心電図R-R間隔による二輪車高速運転時の生体負担度評価
Assessment of the Physiological Response due to High-speed Motorcycle Driving using Frequency Component Time-series of Heart Rate Variability
鈴木博順／水野康文／齋藤哲彦／藤森孝文

製品紹介

# TW200E 2000年モデル

## TW200E 2000 Model

西村慎一郎 Shinichirou Nishimura　森山衆治 Shuuji Moriyama　村上 仁 Masashi Murakami
井上信裕 Nobuo Inoue　岸本寛志 Hiroshi Kishimoto　尾崎 聡 Satoshi Ozaki

●MC事業部MC商品企画室 / MC第1開発室 / MC第2開発室 / MC第1コンポ開発室

図1　TW200E　2000年モデル

## 1 はじめに

1987年春に“アドベンチャートレール”として発売以来，悪路を物ともしないバルーンタイヤとスリムで機能的なスタイリングが一部のオフツーリングマニアを魅了してきたTW.

しかし，'90年代後半からは一転して，そのファニーな車体を素材に思い思いのカスタマイズを施し，街をコミューティングする若者が急増．彼らの総称“TWer(ティーダバー)”なる造語を生み出すほどの大きなムーブメントは全国的に波及し，トレンドを牽引する若者だけならず気軽にモーターサイクルを楽しむ熟年リターン層までも巻き込んで，全体需要の冷え込む中，'99に至っては前年比35%アップの9300台を登録し，軽二輪クラス2年連続トップを獲得した（図2）．

## 2 モデルの概要

環境規制対応を主題とする本モデル（図1）では，コストアップを抑えること，好評である個性的なスタイリングを継続することを念頭に置きながら，街中のコミューティングからベテラン層のプレイバイクとして支持され続けるために，基本性能・基本機能を見直すこととなった．

前述したように，オフロードよりタウンライドの比重が高まったことを受け，混雑する交通での使い易さや環境対応を開発ポイントに設定し，

(1) フロントディスクブレーキの採用
(2) 新ロードパターンタイヤの採用
(3) 新型キャブレタの採用
(4) 騒音規制対応

の4点を中心に開発を行った．

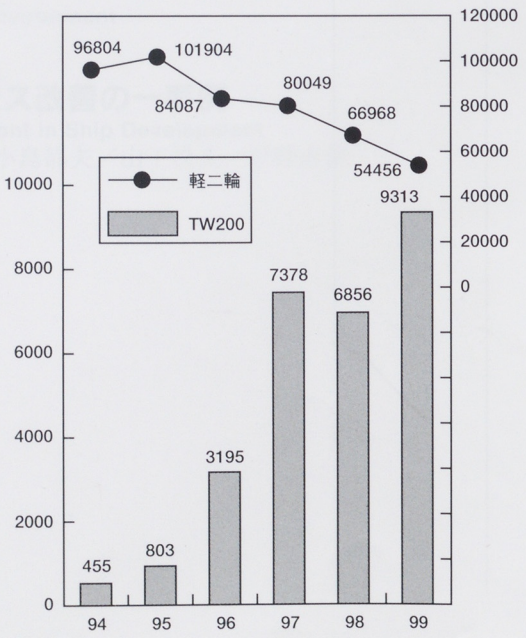



図2 軽二輪とTW200の登録台数推移

## 3 開発項目について

### 3.1 フロントディスクブレーキ

欧州向けTW125で実績のある$\phi$220油圧ディスクブレーキの採用により，雨天時にも安定した制動力を獲得．毎日の足替わりにも頼れるフィーリングとなった（図3）．

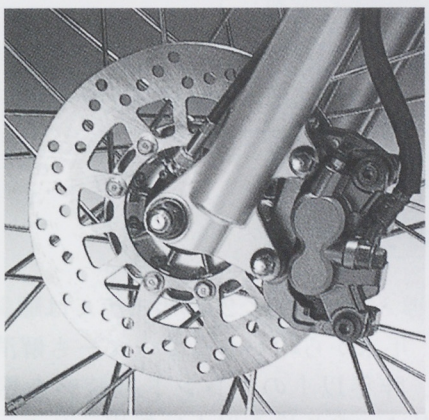


図3　フロントディスクブレーキ

### 3.2 ロードパターンタイヤ

街中コミューティングでの使い勝手に重きを置き，パターン・構造・プロフィール等をTW専用開発とした新規タイヤを採用した（図4）．

①乗車感改善と騒音規制対応を狙いロードノイズを低減，②舗装路でのグリップ安定性・快適性を向上，③外観上の大きな特徴であるファットな足回りのさらなるリフレッシュ，等が主な改良点であるが，ダート路での走行機能も確保しつつ従来タイヤ舗装路使用時のブロック偏摩耗を軽減させたことも付け加えておきたい．

図4　ロードパターンタイヤ

### 3.3 新型キャブレタ

TW200では，コスト戦略上の理由から，AI（排気への2次エア導入）システムや触媒追加なしでの排ガス規制対応を条件とした．したがって，新規開発のキャブレタ（図5）が排ガス対応の肝であり下記の3つをテーマに開発を進めた．

(1)従来のアマルタイプでは，全体的にリッチセッティングとすることで，レスポンスとキャブレーションの安定性を確保していたが，SUタイプに変更することで全域に渡るA/F特性のリニアリティを確保することを最重要テーマとする．

(2)生産バラツキを考慮すると，上限では排ガス規制値をクリアできず，下限ではドライバビリティが確保できない，という困難が予想されたため，各部の寸法バラツキに鈍感なセッティングとする．

(3)国内法規では長距離（12000km）走行後の排ガス値が規定されているため，キャブレタの汚損・磨耗等の経時変化と特性に及ぼす影響について入念なリサーチを行い，各部のクリアランス・材質・形状・精度等の最適化により，長距離走行後の再現性の確保につとめる．

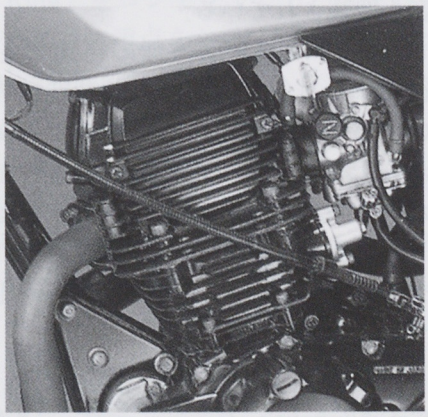


図5　新開発キャブレタ

短い開発期間であったが，キャブレタのあらゆる部分に上記3つの開発思想を反映することができ，生産バラツキを吸収した上でドライバビリティと排ガス規制対応を両立するという課題を達成し，ビギナーに優しく伸び感のあるフィーリングを実現した．

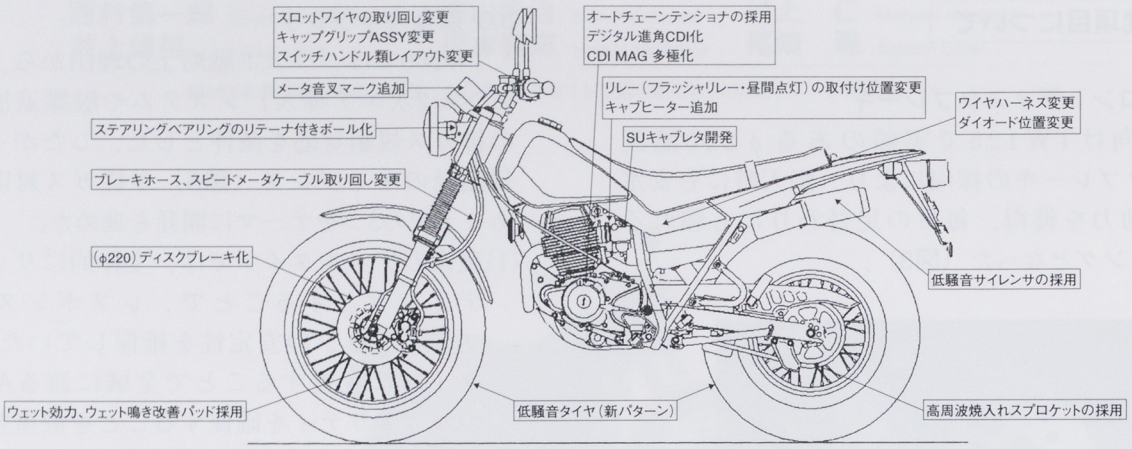



図7　TW200E　変更項目

### 3.4　騒音低減

騒音規制強化に伴い，従来車に対し，加速騒音試験で約1.5dB(A)の騒音値低減が必要であり，プリテストにおいて，(1)タイヤ，(2)吸気音，(3)排気音の寄与率が高いことが確認された．

(1)タイヤについては，前述のように舗装路走行時にロードノイズが気になることが指摘されていた事もあり，パターンが全く異なるものを新規開発して騒音低減を図った．

(2)吸気系では，SUタイプキャブレタの採用により加速時の吸気断面積変化が穏やかになるため，吸気音も低減されている．

(3)排気については減衰周波数の再適合を行うべく，従来車の排気音成分の周波数特性等の分析を行い，ピークが出ている周波数での減衰効果が上がるようマフラ内部の膨張室容積を最適化した（重量増を嫌い，全体の大きさは従来車と同じ）．更に，性能への影響が最小の位置にパンチングパーティションを追加した（図6）．

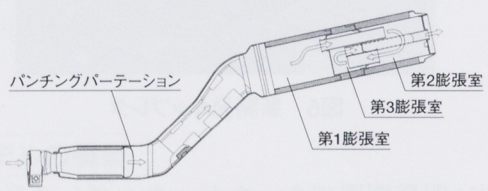



図6　排気系

### 3.5　その他の変更項目

市場コンプレインへの対応や基本機能のグレードアップ，または他市場との部品共用化を進め，TWシリーズ全体で生産性向上・コスト低減に努めた（図7）．

## 4　おわりに

3月に導入が始まった2000年モデルは順調に市場浸透し，年末からのバックオーダーも解消傾向にあるが，昨年以上のトレンド継続感を感じる．重要な点は，乗り換え以上に新規・リターン層を多く含むことであり，国内総需要減退を危惧する声が高まる中で明るい話題になっている．

今回のTWでは環境対応と並行してお客様の使用実態に併せた基本機能向上が中心の開発内容であったが，仕様アップを織り込んだ結果が大幅なコストアップを招くようでは本来の目的を逸脱する，という要件が最も重要な課題であった．

冒頭に述べたような大ヒットモデルである素材を熟成させるハードルは高く，開発項目を設定するまではかなりの議論・検討を費やしたことを是非付け加えておきたい．

●著者

製品紹介

# スポーツATV YFM660R RAPTOR

## Sports ATV YFM660R RAPTOR

白石信明 Nobuaki Shiraishi
松島英一 Eiichi Matsushima
内山正行 Masayuki Uchiyama
山下輝佳 Teruyoshi Yamashita
静 亮次 Ryoji Shizuka
福島正満 Masamitsu Fukushima
内田吉陽 Yoshiaki Uchida

●RV事業部 技術室/MC事業部 第1コンポ開発室/RV事業部 企画室

図1 YFM660R RAPTOR

## 1 はじめに

ATVの需要動向は，メイン市場であるUSAでは経済の好調さ，商品自体も，使う人，場所，季節等を選ばない多様性が受け入れられ，また，各社のニューモデル投入を背景にここ数年で急成長し，1991年は15万台の総需要であったものが1999年には50万台まで拡大した．本年も昨年比二桁以上伸びており，今後も継続して伸長すると見ている．このような需要拡大の中，需要構造にも変化が現われ，ユーティリティ市場のオートマチックモデルの台頭とスポーツカテゴリーの躍進が顕著になってきた．

そこでヤマハ発動機として市場の多様なユーザーニーズに応えるため，また，現在のスポーツカテゴリーでの高シェアを維持するため，12年ぶりのニューモデル YFM660R「RAPTOR」(図1)を導入することになった．ここにその概要を紹介する．

## 2 開発の狙い

本開発の狙いは，スポーツモデル として多様なユーザーニーズを満足させられるよう「Versatile Sports King」をコンセプトとし，開発のポイントを以下の3項目に重点をおいて開発を行った．

(1) Controllable-Ride
　思い通りに操れる
(2) Exciting-Ride
　高い基本性能
(3) Easy-Maintenance
　メンテナンスが容易

## 3 エンジン関係

「パフォーマンス」をキーワードに，エンジン性能としては圧倒的でありながら扱い易いパワーキャラクタ，市販ATV最大排気量，軽量化といった項目を念頭に置き開発を進めた．

これらを満足させるために，モーターサイクル用3YF (XTZ660) エンジンをベースとしながらも，ほぼ全点新設計といえる水冷・ドライサンプエン

ジンとして商品化を行った．以下に特徴を紹介する．

### 3.1　エンジン全般（図2）

排気量はボア(100mm)×ストローク(84mm)の660cm³とし，水冷化と2連装BSR33キャブレタの採用，クランク軸上慣性モーメントの低減，5バルブシリンダヘッドと，新設計のバルブスプリング，カムプロフィールの採用により，大排気量単気筒エンジンでありながら，スポーツ車として要求されるシャープでヒット感溢れるレスポンスを実現した．

基本機能は，実使用での優位性を考慮してセルフスタータによるエンジン始動方式を採用し，2次減速はチェーン式，前進5速トランスミッションにリバースギヤをも装備して，従来のスポーツ車以上に広い用途，ユーザー層に対応できるものとした．

スピードシフトに代表される，スポーツ車特有のシフト操作に対して，YZ同様のラチェット式シフト機構を採用し，高剛性化によるシフトフィーリングの向上を図った．

スポーツ車として特に要求されるサービス性については，カートリッジ式オイルフィルタ，クリップタイプフックを用いたエアクリーナキャップの採用により市場要望に配慮した．

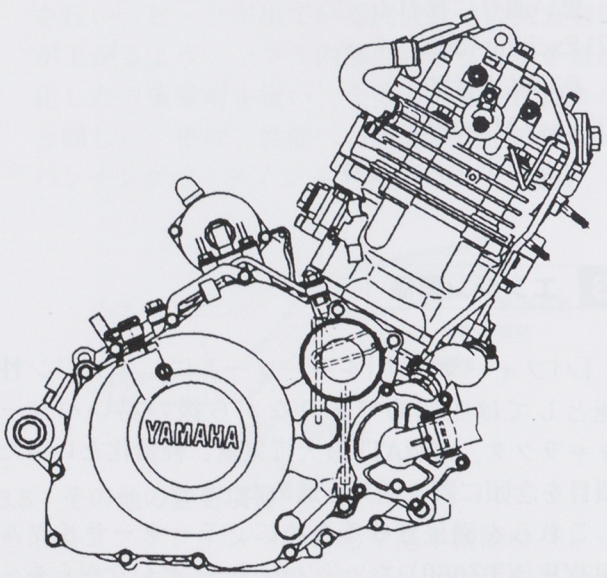



図2　エンジン外観

### 3.2　リバースギヤレイアウト（図3）

スポーツATVとしても重要な機能であるリバースギヤの装備については，エンジン軽量化との兼ね合いから，エンジン内の他部品とも合わせてレイアウトを考慮した．

十分な減速比を取ることができるエンジン左端側にリバースギヤ列を配置するとともに，バランサ軸左側軸受を一般的なボールベアリングからニードルベアリングとすることにより，バランサウエイトとリバースアイドルギヤをラップさせて配置することが可能となり，エンジンを大型化することなく軽量コンパクトなリバース付ミッションレイアウトを実現した．

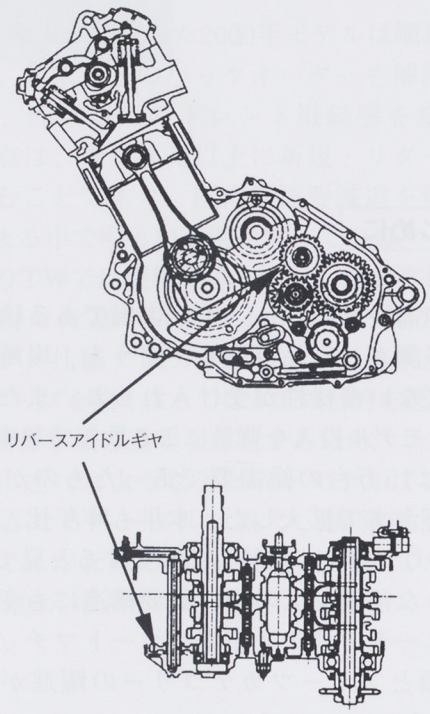



図3　リバースギヤレイアウト

## 4　車体関係

車体は『ヒット感のあるマシーン』をキーワードに400cm³クラスの車体重量実現，軽快ハンドリング，走破性と乗り心地の両立，ブレーキフィーリング向上，先進的でアグレッシブなデザイン造形を重視して開発を行った．図4は車体のフィーチャーマップであり，以下特徴を紹介する．

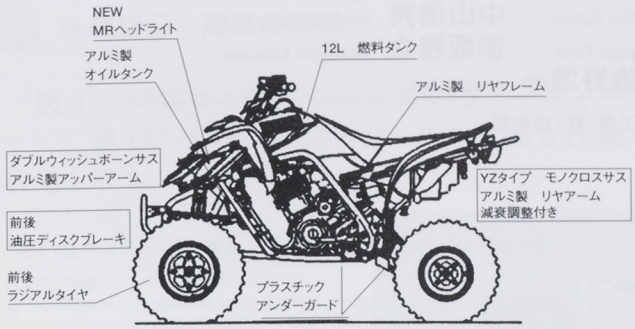



図4 フィーチャーマップ

### 4.1 軽量化

リヤアーム，シートレール，ナックル，アーム，オイルタンクに初めてアルミ材を採用した．開発の中では強度・剛性・品質面で多くの課題が生じたが，構造解析による机上計算・台上シミュレーション化を進めつつ目標に到達することができた．

結果として，この部分だけで6.5Kgの軽量化効果を得ることができ，トータルでも400cm$^3$クラス並みの乾燥質量が達成できた．

### 4.2 サスペンション

フロントにはダブルウィッシュボーンを採用．アライメントの徹底追求によりロングストロークサスにありがちなトー変化，キャンバ変化を最小限に抑え，走破性と乗り心地を両立させた．

リヤにはYZタイプのリンク式モノクロスを採用，フルボトム時の衝撃吸収性向上及び路面干渉を大幅に低減することができた（図5）．

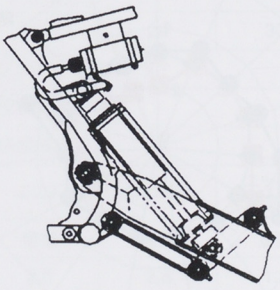


図5 リヤサスペンション

### 4.3 タイヤ

スポーツモデル必須の性能アイテムである『直進時トラクション』，『コーナリング時スライド性』を両立させるため，ヤマハ発動機初のラジアルタイヤを採用した，この結果，強力な加速フィーリングと豪快ドリフトの両面を味わえるマシーンに仕上げることができた（図6）．

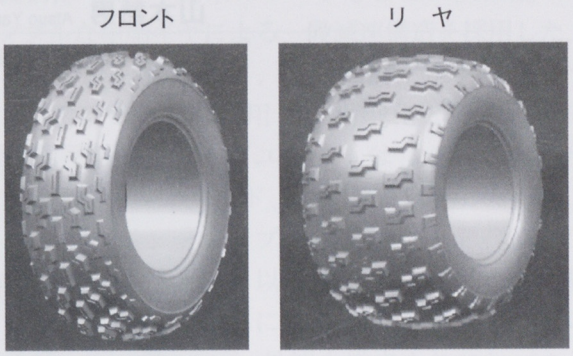



図6 ラジアルタイヤ

### 4.4 デザイン

機能面では，ライディングの姿勢変化が容易にできること，ニーグリップがし易いことを重視した．特にシート先端部は燃料タンク容量との取り合いで非常に苦労したが，スタイリングCADを活用することで周辺レイアウトを徹底的に見直し，今までにないスリムな形状に仕上げる事ができた．

## 5 おわりに

当社としては実に12年ぶりのスポーツカテゴリーの機種開発で，評価基準の見直しも一部必要であった．しかし，担当者全員の努力で高い商品力を有したモデルに作り込めたと確信している．

このカテゴリーの車両は他メーカーとの競争も激化してきており，立ち上がり後も更なる熟成に向けて努力し，商品力の維持に努めたい．

最後に関係部署，取引先の方々には短時間の開発でご無理をお願いし，多大なご協力を頂いたことにお礼申し上げたい．

●著者

製品紹介

# パスロイヤル PY26/24/ラクマチック

## PAS Royal PY26 / 24 / RakuMatic

明田久稔 Hisatoshi Akita　鈴木正弘 Masahiro Suzuki　中山浩典 Hironori Nakayama
山本　聡 Satoshi Yamamoto　照井敏泰 Toshiyasu Terui　赤坂雅之 Masayuki Akasaka
山本熱男 Atsuo Yamamoto　佐野浩一 Kouichi Sano

●PAS事業部 開発室/森山工業(株)技術部

図1　パスロイヤルデラックス

## 1　はじめに

電動ハイブリッド自転車PASは，1993年秋に発売されて以来，好評のうちに市場に受け入れられ，常に業界トップシェアを維持してきた．

今回，ニューPASに続く2000年モデルとして，新技術で高い機能を持つパスロイヤルシリーズを開発した（図1）．以下に概要を紹介する．

## 2　開発の狙い

本開発の狙いは，「買って安心，乗って安心PAS」を商品コンセプトにして，商品力を強化したPASを開発することであった．また複数のバリエーションを同時発売し，シリーズで顧客満足度を向上させる狙いもあった．

目的達成に当たって，技術的に解決すべき大きな課題がいくつかあった．

第一に，ユーザーや販売店にとって分かり易く・使い易い電池システムの開発である．また，シリーズ化のために，電池種類に依存しないバッテリーマネージメントシステムを実現させることも必要だった．開発当初，制御技術室を中心に進められていたIFESシステム構想を，同室の協力を得て，商品化することにした．

第二に，パワフルな走りと取り回しの軽さを実現するため，高性能で小型軽量かつ搭載性の良いドライブユニットを開発する必要があった．

これらの主要コンポーネントの開発を前提にして，開発目標を図2のように定めた．ほとんどの項目で競合車両や従来モデルと同等またはそれらを超えた値となっている．

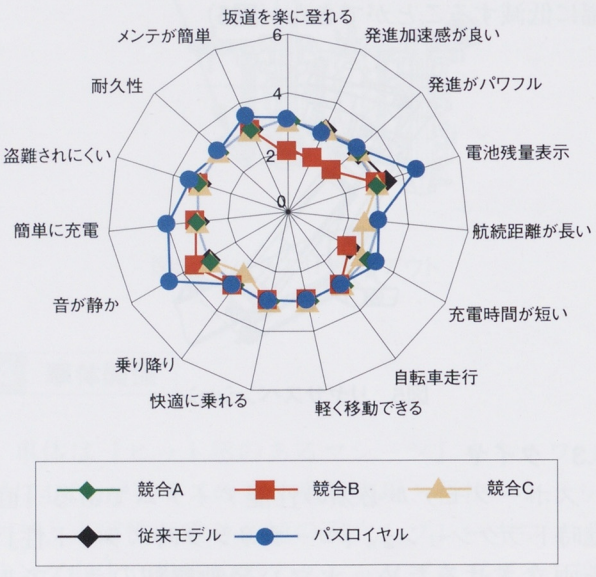



図2　開発目標レーダーチャート

## 3 仕様諸元と商品の特徴

図3にパスロイヤルシリーズのフィーチャーマップ，表1にパスロイヤルシリーズの主要な仕様諸元を示す．

図3　パスロイヤルのフィーチャーマップ

表1　パスロイヤルの主要諸元表

| | パスロイヤル26型 | | | |
|---|---|---|---|---|
| | STD | DLX | MHスーパー | ラクマチック |
| 全長(mm) | 1,860 | 1,840 | 1,840 | 1,840 |
| 車両重量(Kg) | 27 | 29 | 30 | 29 |
| モータ | ブラシレスDCモータ | | | |
| 踏力検出方式 | 分担荷重変位式 | | | |
| 車速検出方式 | 磁極検出方式 | | | |
| 電池種類 | ニカド | ニカド | ニッケル水素 | ニカド |
| 充電器 | 標準 | 標準 | 急速 | 標準 |
| 充電時間(時間) | 2.5 | 2.5 | 1.3 | 2.5 |
| 後輪変速装置 | 手動内装3速 | | | 内装3段自動変速 |

## 4 ドライブユニットの概要

### 4.1 パワーユニット

ドライブユニット新規開発にあたり，①小型化，②軽量化，③騒音低減を開発の狙いとした．

機構部では，従来のローラを含む二段減速からシンプルな樹脂ギヤによる一段減速構造を採用した．

またパワー源として，低回転高トルク型のブラシレスDCモータを採用し，小型化と静粛性の向上を図った．ドライブユニットは，ケースの内部にコントローラやコード，カプラを収納したため，メインスイッチやランプへの接続コード，バッテリーとの接続コネクタ以外は外部に出ていない構造となっている．これによりドライブユニットの組み付け性が向上し，外観も従来よりコンパクトになり，体積・重量とも10%以上の小型軽量化を図っている（図4）．図5にドライブユニットを示す．

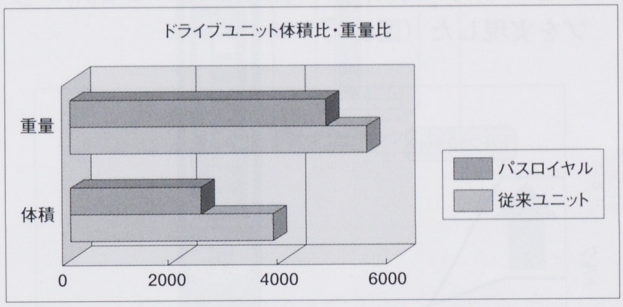



図4　ドライブユニット体積比・重量比

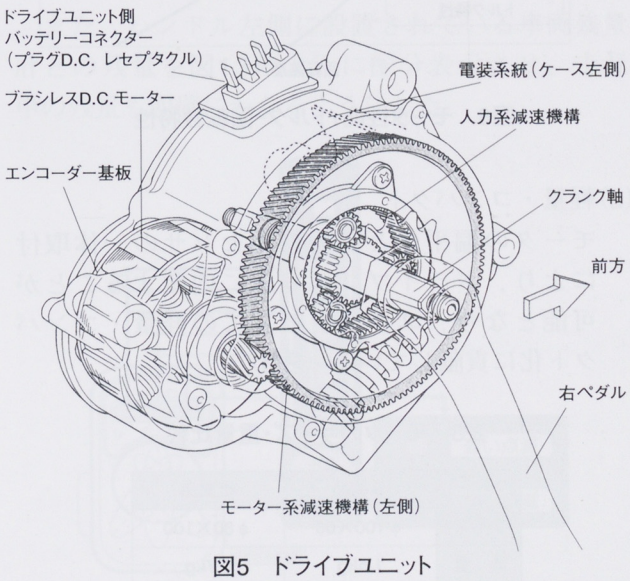



図5　ドライブユニット

### 4.2 モータ

ドライブユニットの前記目標を達成するための有効な手段として，永久磁石型同期電動機（ブラ

シレスDCモータ）を新たに開発した．主要諸元（表2）と特徴を以下に記す．

表2　モータ主要諸元

| | |
|---|---|
| 定格電圧 | 24V |
| 連続出力 | 235W |
| 最高回転速度 | 2700rpm |
| 重量 | 1.5Kg |

(1)低速・トルク

・高エネルギー積希土類磁石の採用
・撚架線による高占積率化
・電流密度の低減による低発熱設計
・低回転・高トルク電磁構造の採用

などにより，従来品に比較しトルク50%アップを実現した（図6）．

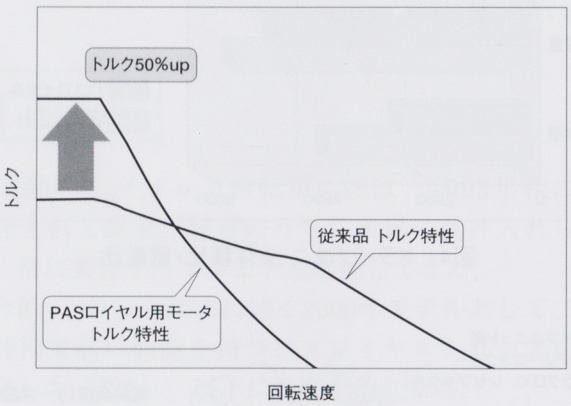



図6　モータ性能/トルク-回転数特性

(2)軽量・コンパクト

モータの偏平化と磁極検出センサの一体取付により，ドライブユニットに内蔵することが可能となり，ユニットとしての軽量・コンパクト化に貢献している（表3）．

表3　モータのサイズ・重量比較

| | 新製品 | 従来品 |
|---|---|---|
| サイズ | φ100×60 | φ80×100 |
| 重量 | 1.5kg | 1.7kg |

(3)騒音低減

ブラシレス構造とその最適化設計により，従来品に対し大幅な騒音低減を実現した（図7）．

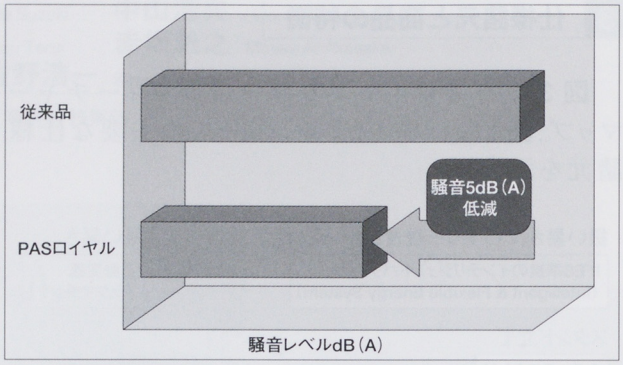



図7　モータ騒音

### 4.3　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，従来のパス制御の滑らかな走行フィーリングに加えて，レスポンスの良いパワフルな発進フィーリングを実現した．

またコントローラには新規のダイアグノーシス機能が搭載されている．これは走行中に発生した異常箇所を検出し，その情報を記憶させ，さらに記憶した異常箇所の情報をメインスイッチのバッテリー残量ランプに表示させることができる．

ハード面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配置により，従来以上の部品点数にもかかわらず，従来コントローラ並みの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（2相） |
| モータ通電方式 | 3相正弦波 |
| コントローラ基板 | 4層1枚基板 |
| モータドライブ | FET6個駆動 |
| 特徴 | 108×57×24<br>自己診断/記憶機能 |

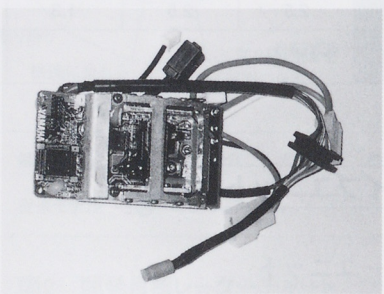


図8　モータコントローラの外観

## 5 バッテリーマネージメントシステム

### 5.1 IFESの概要

パスロイヤルで採用しているバッテリーマネージメントシステム「I.F.E.S.」の構成を図9に示す．またその特徴を図10に示す．

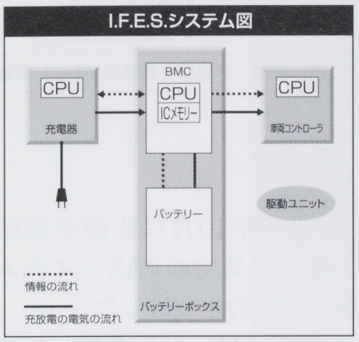



図9 IFESシステム図

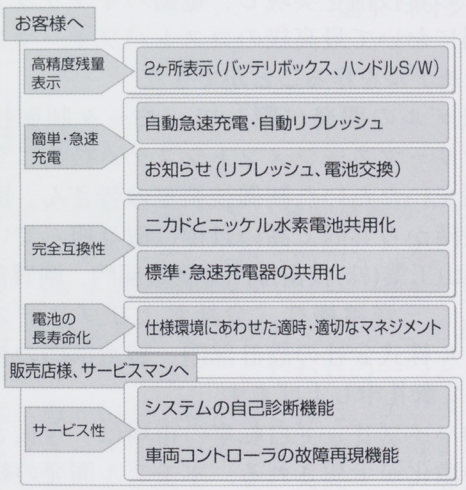



図10 IFESの特徴

### 5.2 IFESの仕組み

バッテリーボックス内にCPU搭載のバッテリー・マネージメント・コントローラ（以下，BMCという）を内蔵することによって「インテリジェントバッテリー」を実現した．「インテリジェントバッテリー」は，常に変化するバッテリーの状況（電流，電圧，使用頻度，使用状況，バッテリー温度など）を逐次検出する．その情報は，ICメモリーのデータをもとにCPUで演算処理される．最適な充電要求特性および放電要求特性を決定し，充電器および車両コントローラ側へデータを送信する（図9参照）．

### 5.3 インテリジェントバッテリー

電池には，従来と同様の高容量・高性能なニカド電池とニッケル水素電池を使用している（図11）．

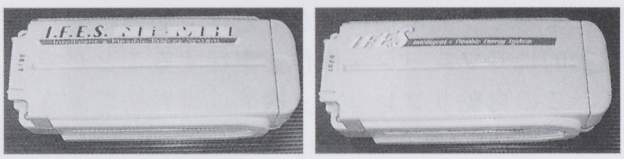


図11 ニッケル水素電池（左）とニカド電池

BOX上部に7段階のLEDで，高精度の残量精度を表示できるようにした（図12）．

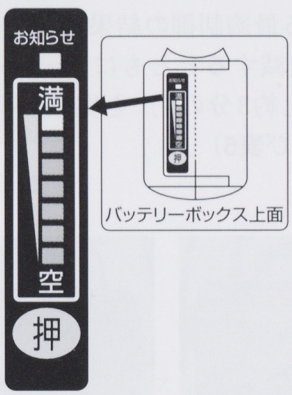



図12 表示部

また，ハンドル左側に設置されている車両残量計との残量を図13のように配分表示させ，走行中の残量も明確にわかるようにした．

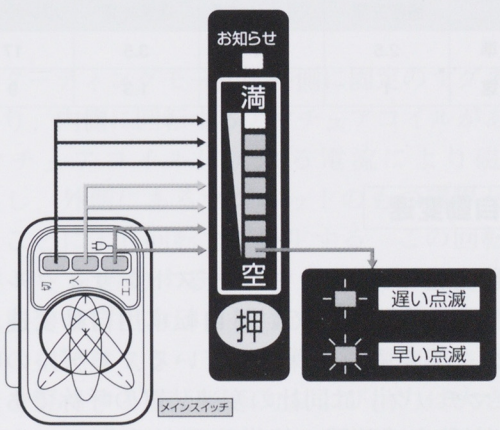



図13 メインスイッチ側残量表示との関係

また，サービス性向上を目的として，使用可能な電池容量，充電回数，故障状態なども表示できるようにした．

### 5.4 自動リフレッシュ機能

BMCは充電回数・充電時のバッテリー温度・放電量など，メモリー効果に影響を及ぼす諸情報の検出およびメモリー効果の推算が可能である．これによって，充電器につなぐだけで必要に応じて自動的にリフレッシュ操作を実行することができる．この自動リフレッシュ機能は世界初である．また，種類の異なるバッテリーに変更した場合でも，I.F.E.S.準拠の場合は，現在使用中のバッテリーボックス，車両充電器，車両コントローラは使用可能である．

### 5.5 充電器

BMCによる最適制御の結果，急速充電時のバッテリ負担を低減するとともに，充電時間の大幅な短縮（従来比約3分の1）を実現することができた（**図14**および**表5**）．

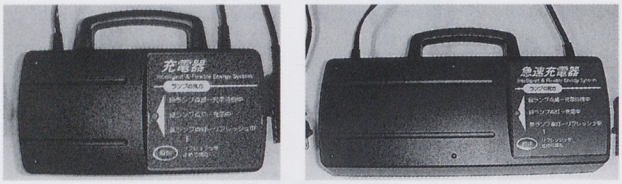



図14 標準充電器(左)と急速充電器

表5 充電時間

単位(時間)

| 充電器 | ニカド電池 | | ニッケル水素電池 | |
|---|---|---|---|---|
| | 通常充電 | リフレッシュ充電 | 通常充電 | リフレッシュ充電 |
| 標 準 | 2.5 | 14 | 3.5 | 17 |
| 急 速 | 1 | 7 | 1.3 | 9 |

## 6 自動変速

自動変速モデルは，ブリヂストンサイクル株式会社で既に市販されている自転車用自動変速システムを一部変更して採用している．モデルの呼称「ラクマチック」は同社の変速装置の呼称である．**表6**に自動変速装置の仕様諸元を示す．

表6 自動変速装置の諸元

| 項 目 | 仕様・諸元 |
|---|---|
| 変速装置 | |
| 変速構造 | 内装3段ハブ（ドッグクラッチとプッシュロッドによる遊星歯車変速機構） |
| 変速ユニット | |
| 電 源 | 単3アルカリ乾電池 |
| 車速検出方式 | 磁気パルス計測方式 |
| 変速制御方式 | ワイヤ駆動による変速方式 |
| 変速モード | 標準・平坦路・坂道の3モード切替式 |

## 7 おわりに

本モデルは1999年10月に生産を開始した．翌年1月には，森山工業でのPASシステムユニット生産累計台数が50万台を突破した．

本モデルの開発では，他に先駆けてブラシレスDCモータやIFESの本格量産化，自己診断機能など多くの新技術を実現し，電動ハイブリッド自転車市場において最高級のコストパフォーマンスをもったモデルを作ることができた．

本モデルの開発に際して，モータ制御技術やバッテリーマネージメントシステム技術に全面的に支援をいただいた制御技術室の皆さん，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森山工業(株)技術部門や製造部門，購買部門の皆さん，三洋電機株式会社およびブリヂストンサイクル株式会社の設計部門，製造部門の皆さんに改めて御礼申し上げます．

電動ハイブリッド自転車の市場は，今後さらに競争の激化が予想される．本モデル開発の経験を糧に，マーケットのリーダーとして，常に一歩先を行く商品開発にチャレンジしていきたい．

●著者

製品紹介

# YZF-R1のスターティングモータ
## ネオジマグネットを使った小型高出力化

## Starting Motor of YZF-R1

栗田洋一 Yoshikazu Kurita

●森山工業（株）　技術部

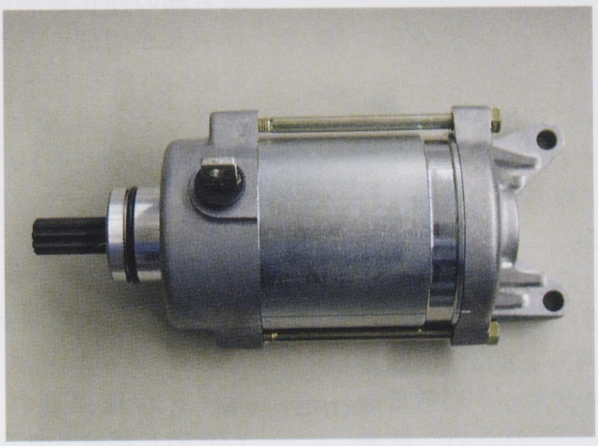


図１　ネオジマグネットを使ったスターティングモータ

### 1　はじめに

YZF-R1（図2）はヤマハ発動機㈱が2000年の初めにリニューアルして販売開始したオートバイである．1年半前の鮮烈なデビュー．そして更なる妥協なき商品開発追求が行われ，こだわりの商品は市場に出された．こだわりの一つとして車両重量は徹底的な削減がなされた．エンジンを始動するスターティングモータの重量低減もその中の重要なアイテムであった．今回ここにどのようにしてスターティングモータの重量を軽減したかを紹介する．

図2　YZF-R1

### 2　開発の狙い

ヤマハ発動機㈱より，スターティングモータのマグネットを，従来のフェライトマグネットから高性能のネオジマグネットに代えた小型高出力スターティングモータ（図1）の開発依頼があった．従来のスターティングモータの外径が$\phi$68であったものを，$\phi$60の外径で同出力の800Wを出し小型軽量を狙うのである．

スターティングモータは外側に固定のマグネットがあり，内側に回転するアマチュアコイルがある．アマチュアコイルに流れる電流により磁界が発生し，外側にあるマグネットのもつ磁界と反発することにより回転力が発生する．この回転力でエンジンを始動する．スターティングモータの回転力および出力は，外径が大きいほど大きい．今回の狙いはスターティングモータを小さくして重量を軽くするが，回転力および出力は大きい時のままに維持しようとするのである．つまり小型高出力のスターティングモータを開発することである．その方法として，外径を小さくしたスター

ティングモータのマグネット材質をネオジマグネットにすることで磁界の強さを増やし，アマチュアコイルの反発力による回転力および出力を今までと同等にする．

## 3 ネオジマグネットとは

従来のスターティングモータに使用されているマグネットは，フェライトマグネットである．炭酸ストロンチウムと酸化鉄を主原料とした粉末材料を焼き固め，磁化させている．これに対し，ネオジマグネットはネオジウムと鉄，ホウ素の粉末材料を焼き固め，磁化させたものである．フェライトマグネットの作る磁界に対し，約3倍の強さを作ることができる．反面，マグネットの重量あたりの価格は10倍以上となる．このため，従来の市販モーターサイクルはフェライトマグネットのスターティングモータを使用してた．

今回，YZF-R1にネオジマグネットを使用したスターティングモータを搭載するのは，市販車で初めてである．

## 4 ネオジマグネットを使った効果

従来のフェライトマグネットを使用していたスターティングモータと，今回のネオジマグネットを使用したスターティングモータの性能と重量を比較すると**表1**のようになる．狙い通りにスターティングモータの小型高出力化が達成できたことがわかる．

表1　スターティングモータの比較表

| 諸　元 | フェライトマグネット | ネオジマグネット | 効果 |
|---|---|---|---|
| 外径(mm) | φ68 | φ60 | △13% |
| 長さ(mm) | 120 | 100 | |
| 出力（W） | 800 | 850 | |
| 重量（g） | 1800 | 1260 | △39% |

## 5 ネオジスターティングモータの歴史

森山工業㈱のネオジマグネットを使用したモータが世間の目に触れるのは，今から10年前に2度あった．1つは1989年のことである．当時浜名湖の浄化運動の一環としてソーラーボートレースが開催された．この時，森山工業㈱は，電動船外機のモータにネオジマグネットを使って挑戦した．結果は見事総合優勝を飾ることができた．以後1991年までの3年間，連続優勝の結果を残した．もう1つは，鈴鹿で行われる8時間耐久レースに参加するヤマハ発動機㈱のモーターサイクルのスターティングモータである．1990年からレース用の車両重量を極限まで少なくするために，ネオジマグネットのスターティングモータが採用されたのである．市販車であるYZF-R1に搭載される10年前のことである．当時のネオジマグネットは今よりも更にコストは高く，フェライトマグネットの30倍以上のコストであり，レース専用と位置付けられていた．また，磁力が強いことや着磁の難しさもあり，量産品としてはいくつかの課題があった．しかし，いつか量産につながると信じてネオジマグネットの設計技術・生産技術を蓄積し続けて10年後の今，量産用のスターティングモータを世に出すことができたのである．

## 6 おわりに

ネオジマグネットを使ったスターティングモータの開発にあたりヤマハ発動機㈱のMC第１コンポ開発室およびMC第1開発室，MC第2開発室の皆様に多くのご協力・ご支援をいただきました．誌面をお借りして謝意を表します．

製品紹介

# 快速シティーコミュータ　YBR125

## Smart City Runner YBR125

小林正典 Masanori Kobayashi　村上　豊 Yutaka Murakami　西川　徹 Toru Nishikawa
飯嶋俊郎 Toshirou Iijima　橋本錦之助 Kinnosuke Hashimoto
●CV事業部CV第1開発室 / CV第2開発室

図1　YBR125

## 1　はじめに

日本の23倍の国土と約1億5千万人の人口をもつ南米最大の国ブラジルは，モーターサイクル市場も南米最大規模である．このブラジル市場において当社はサンパウロ州ガリューロスのYMDBおよびアマゾン州マナウスのYMDAを基地としてモーターサイクルの生産・販売を行っている．

かつて天文学的インフレで有名を馳せたブラジルも90年代に入り経済が安定化，94年以降消費が活性化すると共にモーターサイクル市場も急速に回復・拡大へと転じ，今では50万台を超える市場規模が期待されるまでに成長した．これは主に庶民の生活の足として125cm³クラスのモーターサイクルが伸長したことによるもので，全需要の60%以上をホンダCG125が占めるという市場構造を作り出した(図2)．

この一大モーターサイクル市場に対し，ヤマハ発動機(株)は98年よりインドネシア製4ストロークアンダーボーンモデルT105 CRIPTONをCKD導入．それに続く4ストロークコミューターモデルの第二弾としてここに紹介するYBR125(図1)を新しく開発し，2000年3月より生産・販売を開始した．

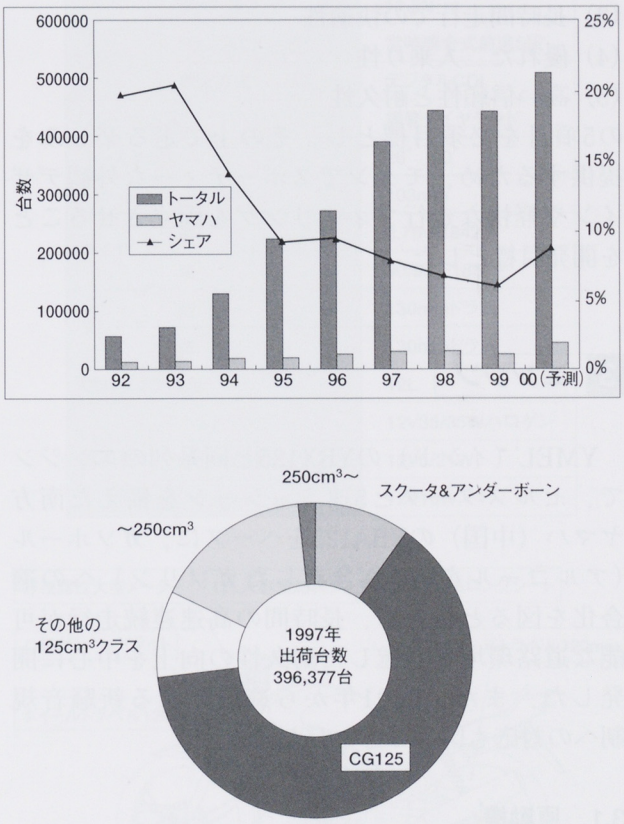



図2　ブラジルのモーターサイクル販売台数推移及び需要構造

## 2 商品コンセプト

ブラジルでは125cm³クラスのモーターサイクルは，主に次の3つの用途で利用されている．
(1) 通勤やショッピングなど，日常生活の足
(2) モトタクシー（後席に人を乗せる二輪車タクシー）
(3) 宅配業務，メッセンジャー業務

このような実用第一の市場で，YBR125はそのターゲットユーザーを『通勤や仕事の足として，また日常の足として毎日モーターサイクルを利用する大都市およびその近郊に主む20代の男性．CG125には十分満足しており特別不満はない』というごく一般的なブラジル人とし，求められる実用[illegible]確実な進歩を必須要件としつつ，より気持ちよく楽しく走れるモーターサイクルを目指した．具体的に述べると，
(1) 軽快な市街地走行を可能とするエンジン性能
(2) 低燃費
(3) 長時間走行での快適性
(4) 優れた二人乗り性
(5) 高い信頼性と耐久性
の5項目を必須目標とし，その上で走る楽しみを提供するため，モダンでスポーティーな外観デザインや軽快な走行フィーリングを両立させることを開発目標とした．

## 3 エンジン

YMEL（インド）のYBX125と同系列のエンジンで，セルスタータと5速ミッションを備えた南方ヤマハ（中国）のYBA125をベースに，ガソホール（アルコールを約24%含有したガソリン）への適合化を図るとともに，長時間の高速連続走行が可能な道路環境を考慮した耐久性の向上を中心に開発した．また，2001年から適用される新騒音規制への対応も図ることとした．

### 3.1 原動機

低ロスで効率が高く中速域のトルクが充実した基本特性を生かすべく，ベースエンジンそのままとした．長時間の高速走行が可能な道路環境を考慮し，バランサに組み込まれたラバーダンパを廃止した．これを実施するに当たってバランサギヤ処理後のホブ仕上げによるギヤ精度の大幅向上に取り組み，工法開発から設備導入・生産移行まで短期間で実現することができた．

### 3.2 駆動系

1次減速・トランスミッション共にギヤ比はベースエンジンと共通としているが，高速連続走行に対する耐久性を向上するため，特に4速および5速ギヤの歯面精度向上を図った．

### 3.3 吸排気系

全域で性能低下させることなく新騒音規制に対応することを目標に，エアクリーナおよびマフラの大容量化を図った．またガソホール対策として，専用キャブセッティングとすると共に，マフラ内面に防錆塗装を施した．

以上のようにベースエンジンのよさを生かした開発により，競合モデルと同等以上の最高速を確保しつつ，発進・追越し加速や登坂性能に優れ，なおかつ市街地から高速道路まであらゆる走行条件で10～15%の低燃費を実現できた．また，バランサの効果も大きく高速域でも振動が少なく快適な走行を可能とした．

## 4 車体

シティーコミュータとしての快適性と，街中での機動性に重点を置いて開発した．具体的には，市街地走行や低速走行時の取り回しのよさと，二人乗り・荷物積載時の安定性および快適性，荒れた路面の走破性をバランスよく達成することを主眼に開発した．

### 4.1 基本諸元とレイアウト

二人乗りでの居住性と走行安定性を確保するため，125cm³クラスとしては長めのホイールベースとして前輪分布荷重を確保した．また，後述のサスペンションストロークや最低地上高を十分にとるため，ブラジル人の体格を考慮してシート高を

含め1クラス上の車格とした.

### 4.2　フレーム，リヤアーム

取り回しのよさとエンジン特性にマッチした軽快な走行性能を実現するため，車体全体の軽量化に努めた.

フレームはメインパイプに大径薄肉鋼管を用いると共に，基本構造をダイヤモンドタイプとしてクランクケースを強度・剛性部材として利用する構造とした．また，リーンフォースメントやエンジン懸架ブラケットの設計にはインド向けに開発したYBX125で得たノウハウを活かし，軽量化と剛性確保を両立させた.

リヤアームも生産性とコストを考慮し，YBXと同様のごく標準的な構造としつつも，ピボット部とリヤアクスルを固定するエンド部材については標準的なものよりもサイズアップを図り，必要な剛性を効率よく確保した.

### 4.3　サスペンション

荒れの目立つ舗装や地方都市の市街地に多く見られる石畳と，頻度の高い二人乗りでの走破性・快適性を確保するため，従来の同クラス車を上回るサスペンションストロークを与えた.

フロントで10mm，リヤで20mmのストロークアップではあるが，これによりセッティングの自由度が増し，初期のストローク感を出しつつ十分な耐底付き性を確保することができ，走破性や乗り心地と走行安定性を両立させることができた.

### 4.4　シート

快適に二人乗りでき，なおかつモダンでスポーティーな外観とするため，スケッチの段階から実車によるプリテストを繰り返し，見た目には車体全体のウェッジシェイプと融合しつつパッセンジャーの居住性を犠牲にしない形状に作り込んだ.

### 4.5　その他

コスト低減と共に，ユーザーのメンテナンス負担を極力抑えることも重要な課題と捉えてデザイン段階から取り組んだ．具体的な事例としては，

(1) カウリングは採用しない
(2) サイドカバー，テールカバーの大型化，一体化は避ける
(3) ヘッドライト，テールライト，フラッシャーはコンベンショナルな独立式とする

等が挙げられる．表1に主要諸元を，また図3にフィーチャマップを示す.

表1　YBR125主要諸元

| 項　目 | | 諸元値 |
|---|---|---|
| 全長 | | 1980mm |
| 全幅 | | 745mm |
| 全高 | | 1050mm |
| シート高 | | 780mm |
| ホイールベース | | 1290mm |
| 最低地上高 | | 160mm |
| 乾燥重量 | | 102Kg |
| 装備重量 | | 113Kg |
| 最高速度 | | 105Km/h(伏せ) |
| 原動機 | 種類 | 空冷・4ストローク |
| | 気筒数・配列 | 単気筒 |
| | 排気量 | 123.7cm$^3$ |
| | ボア×ストローク | 54×54 |
| | 最高出力 | 9.2kW |
| | 最大トルク | 11.6N・m |
| | トランスミッション | 常時噛合式前進5段 |
| | 点火方式 | デジタルCDI |
| フレーム方式 | | 鋼管ダイヤモンド |
| キャスタ | | 26° 20′ |
| トレール | | 103mm |
| タイヤ | 前 | 2.75−1842P |
| | 後 | 90/90−1857P |
| ブレーキ | 前 | 130mmドラム |
| | 後 | 130mmドラム |
| 燃料タンク容量 | | 12L |
| 灯火器 | ヘッドランプ | 12V35/35Wハロゲン |
| | テール/ストップランプ | 12V5/21W |
| | フラッシャランプ | 12V10W×4 |

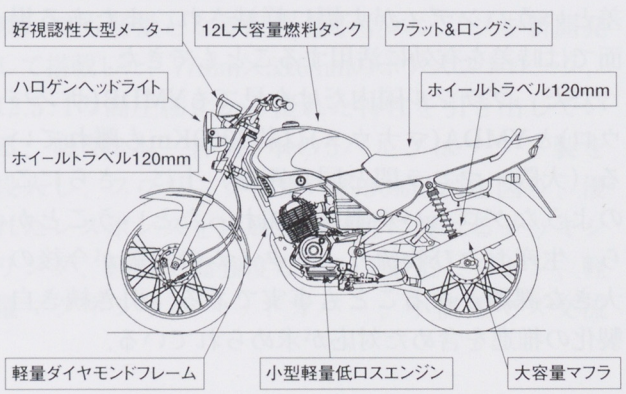



図3　YBR125フィーチャーマップ

## 5　部品調達と生産

ブラジルで年間30万台近い生産台数を誇るCG125に対抗できるコストをいかに作り込むか，これがYBR125の企画スタート時点で最大の課題であった．

現地自製を増やさなければ安くならない，かといって工場設備や型・治工具に大規模な投資をする余力は無いという厳しい条件の中，その解決策としてアジアからの部品調達という道を選択した．本社でのモデル開発と並行して，購買センター，YMTT(当時は購買連絡事務所)，YIMM（インドネシア）およびYMAP（シンガポール）の協力を得て，台湾やインドネシアから部品調達を行った．その他にもYMCE（イタリア）を通じたテールライトの購入や，韓国からの樹脂成形用金型調達にも取り組んだ結果，YBR125の部品調達は**図4**に示すように太平洋・大西洋を越えたまさにグローバル調達となっている．企画・開発段階から，各海外拠点も含めたヤマハ発動機グループの総力を挙げたコンカレントエンジニアリング活動により，このように複雑な調達形態をとりながらも，計画通りの短期日程で生産を立ち上げることができた．これはYMDB/YMDAの全社員が，『ブラジル市場で生き残れるかどうかはこのモデルの成否にかかっている』という危機意識をもって，自ら主体的かつ積極的に取り組んだことが最大の成因であり，その熱意にヤマハ発動機グループ全体が応えた結果である．

もう一つ，これらを可能とした要因として，インターネットの普及が挙げられる．写真やデータを含めた細かなコミュニケーションが即時可能になったことにより，地球の裏側で約12時間の時差というハンディが大幅に軽減され，またある場面では時差を有効に活用することもできた．

ただ，ブラジル国内だけを見てもYMDB(サンパウロ)とYMDA(マナウス)は約3000Kmも離れている（大阪ーマニラ間と同じ距離）上に，さらにこのようなグローバル調達が加わったということから，生産および物流リードタイムの短縮が今後の大きな課題となることも事実である．引き続き自製化の推進を含めた対応が求められている．

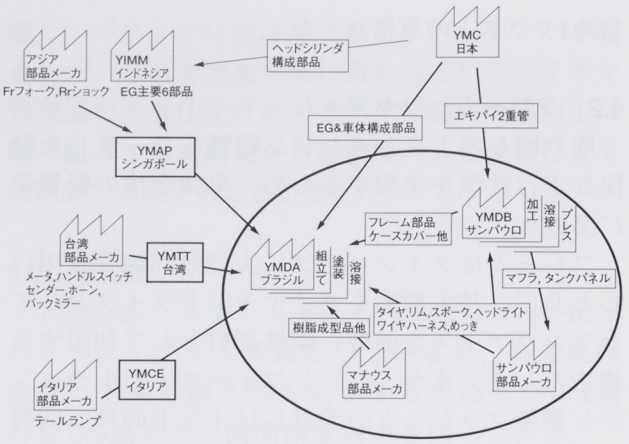



図4　YBR125部品の流れ

## 6　おわりに

3月20日に生産を開始，5月末までに既に5,000台を越すYBR125が出荷された．市場からは高い評価を頂いており，好調な滑り出しを示す数字と共に『試乗後のユーザーのインプレッションはすこぶる良く，CGしか知らなかったブラジルのユーザーにとっては衝撃的とさえ言える驚きがある様で，市場での反響はすごい』（5月度営業報告より引用）といったコメントを頂いている．開発・生産準備と並行して進められてきた販路開拓も順調に進み，さらに生産・販売台数を伸ばすことが期待される．しかしながら，最初に述べたように競合モデルのCG125は年間30万台近くの販売実績を誇る．この巨人にこれからどう立ち向かっていくか，あたたかい目で見守って頂きたい．

開発から生産準備・部品調達先の開拓に至るまで，CV事業部の枠組みを越えて社内外の多くの皆さんにご協力を頂いた．ここに紙面を借りて御礼申し上げたい．

●著者

製品紹介

# 4ストロークモトクロッサー YZ250F

## Four Stroke Motocrosser YZ250F

中山善晴 Yoshiharu Nakayama　林　康男 Yasuo Hayashi

●MC事業部 MS開発室

図1　YZ250F

## 1　はじめに

ヤマハ発動機（株）（以下、当社という）は，このほど2001年米国向けモデルである4ストローク250cm³ 5バルブエンジン搭載のニューモトクロッサー「YZ250F」（**図1**）を発表した．

このYZ250Fは，新開発の水冷4ストロークDOHC 5バルブエンジンを，セミダブルクレードルフレームに搭載した競技用のニューモデルで，欧州，大洋州および日本にも順次導入する予定である．

YZ250Fは，1999年の500cm³モトクロス世界選手権でチャンピオンマシンとなったファクトリーマシン「YZ426F」の技術をもとに，チタン製5バルブ採用の超小型エンジン搭載などで，250cm³ 2ストロークモトクロッサーより軽量で，かつ125cm³クラス以上の優れた戦闘力が特徴となっている．

なお，4ストローク250cm³マシンは，AMA／MFJレギュレーションでは125cm³クラスに参戦可能．現行FIMレギュレーションでは250cm³クラスへの出場となるが，いずれも2ストローク・4ストローク混走による競技の活性化が期待される．

## 2　開発のねらい

このほど新開発の4ストロークモトクロッサーYZ250Fは，“クラス最速の4ストロークモトクロッサー”を主題に開発を進めてきたモデルである．1999年，500cm³モトクロス世界選手権でチャンピオンマシンに輝いたファクトリーマシンYZ426Fの技術ノウハウに基づいて開発，製品化した．

## 3　モデル概要

### 3.1　エンジン

当社モデル比（2ストロークモトクロッサー比較）でも軽量となる超軽量小型エンジンを新開発して搭載した．77mm×53.6mmのボア×ストローク，12.5:1の高圧縮比から優れた特性を引き出している．吸気3本，排気2本の5バルブはチタン製を投入し，スプリング荷重の約30%低減を図り，優れたレスポンスを達成．冷却性に優れるメッキシリンダ，軽量で高強度なアルミ鍛造ピストン，軽量マグネシウムヘッドカバー，小慣性マス交流

マグネトー等の採用で優れた性能を達成した．これにTPS（スロットルポジションセンサ）一体の「ニューFCR37」キャブレタを採用して好レスポンスと高い戦闘力を実現した．また，1軸バランサを採用して振動低減を図った．

### 3.2 セミダブルクレードルフレーム

高張力鋼管採用の軽量セミダブルクレードルフレームを新開発して採用した．YZ426F同様，ダウンチューブおよびガセット内部をオイルタンクに活用する“タンクインフレーム”構造で，ドライサンプエンジンとの相乗効果が382mmの最低地上高（2001年YZ426F比較で9mm拡大）を達成，あわせて優れた操縦安定性を引き出した．

なお，ホイールベースは，2001年YZ426F比較で15mm短い1475mmに設定して，バランスのよいハンドリングを実現した．

### 3.3 リアサスペンション

リアサスペンションは，新作ニードルベアリング，軽量アルミ製スプリングガイドの採用等で性能アップを図った2001年モデルのYZ426Fと同パーツを投入．特にジャンプからの着地時などで優れたボトム性能を達成した．

また，2001年YZ426F同型の軽量アルミ製リヤアームを採用し優れた駆動力を引き出した．

### 3.4 ブレーキ

フロントブレーキには，2001年YZ426Fと同タイプの大径ディスクブレーキを採用．これをフローティング装着として，強力なストッピングパワーと優れた操作フィーリングを実現した．

### 3.5 その他

この他，クラッチレバー，ニュータイプフロントマスターシリンダ，軽量シールチェーン，ツートンカラーシートなど，2001年モデルのYZ426Fと同一パーツを投入した．なお，タイヤサイズはフロントにYZ426Fと同サイズの80/100-21，リアにYZ125と同サイズの100/90-19を採用して優れたバランスを達成した．

以上により 車両乾燥重量は当社2ストローク250cm³より1Kg軽量な96.5Kgを達成した．

YZ250Fの主要諸元を**表1**に示す．

表1 2001年モデル YZ250F 主要諸元

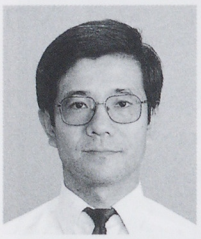
| | | |
|---|---|---|
| 全長×全幅×全高 | | 2156×827×1303mm |
| シート高 | | 998mm |
| 軸間距離 | | 1475mm |
| 最低地上高 | | 382mm |
| 乾燥重量 | | 96.5Kg |
| 原動機種類 | | 水冷4ストローク DOHC 5バルブ |
| 気筒数配列 | | 単気筒 |
| 総排気量 | | 249cm³ |
| 内径×行程 | | 77mm×53.6mm |
| 圧縮比 | | 12.5:1 |
| 始動方式 | | キック |
| 潤滑方式 | | ドライサンプ |
| エンジンオイル容量 | | 1.7L |
| 燃料タンク容量 | | 8L |
| キャブレタ型式 | | FCR37×1 |
| 点火方式 | | CDI式 |
| 1次/2次減速比 | | 3.353/3.692 |
| クラッチ形式 | | 湿式多板コイルスプリング |
| 変速機形式 | | 常時噛合式前進5段リターン |
| 変速比 | | 1速/2.143 2速/1.750<br>3速/1.450 4速/1.227<br>5速/1.042 |
| フレーム形式 | | セミダブルクレードル |
| キャスタ/トレール | | 27.1°/117mm |
| タイヤサイズ | 前/後 | 80/100-21-51M/100/90-19-57M |
| ブレーキ形式 | 前/後 | 油圧式シングルディスク/油圧式シングルディスク |
| 懸架方式 | 前/後 | テレスコピック/スイングアーム |

## 4 おわりに

YZ250Fはお客様の期待を超える商品を目指して開発を進めてきた．特に戦闘力や重量関係は目標を達成できたと感じている．

今後更にユーザーの満足いく車を開発し続けていきたいとと思います．開発にあたり関係部署や取引先の多大な協力や支援をいただき紙面上ではありますが謝意を表します．

●著者



中山善晴

林 康男

製品紹介

# 4ストローク船外機 F115

## Four Stroke Outboard Motor F115

西村誠一 Seiichi Nishimura

●三信工業(株) 第一技術部

## 1 はじめに

1998年8月に生産を開始したF100／80 4ストローク船外機はクリーン，低燃費，低騒音，軽量，などの高い商品性により市場で好評を得ている．1999年11月にF100の後続機種であるF115の生産を開始したので概要を紹介する．**図1**にF115の外観を示す．**表1**にF115の仕様諸元を示す．

表1 F115 仕様諸元

| | |
|---|---|
| エンジン形式 | 4ストローク4気筒,16バルブDOHC |
| 排 気 量 | 1741cm$^3$ |
| ボア×ストローク | 79.0mm×88.8mm |
| プロペラ軸出力 | 84.6kW（115ps）@5500rpm |
| 全 高 | 1609mm |
| 全 幅 | 498mm |
| 全 長 | 825mm |
| 乾燥質量 | 193Kg |

図1 F115外観

## 2 開発の狙い

開発の狙いとして下記を設定した．

(1) クリーン＆低燃費の実現
(2) クラス最高の軽量モデル
(3) ボートに適合した基本性能の実現
(4) エンジン電子制御による顧客ニーズ実現

### 2.1 クリーン＆低燃費

クリーン指標としての排ガス改善は米国のEPA 2006年規制はもちろんの事，将来予想される欧州排ガス規制に対しても適合出来るレベルを目指した．燃費は航走燃費の向上を指標とし燃料消費量の削減と合わせて推進効率の向上を目指した．

### 2.2 クラス最高の軽量モデル

「快適な走り」の実現を重視し，4ストローク化に伴う重量増加に配慮し軽量化を進め，クラス最軽量を目指した．

### 2.3 ボートに適合した基本性能の実現

基本性能としては最大トルクを重視し，ベースエンジンであるF100船外機に対しストロークアップを行い排気量拡大を図った．

これに伴い最大トルクはF100船外機の137N·mからF115船外機では151N·mに向上し十分な加速性能を得ることを目指した．

### 2.4 エンジン電子制御による顧客ニーズ実現

ヤマハ4ストローク船外機としては初めてのEFIシステムを採用にする事により始動性，安定性，低燃費などの顧客ニーズを実現することを目指した．EFIシステムは船外機専用としての開発を行い，船外機に求められる高い信頼性やリンプフォーム思想の実現を目指した．また組立性の向上を狙いに，インテークマニホールドとスロットルバルブおよび燃料系の一体化を図った．図2にEFIシステムを示す．

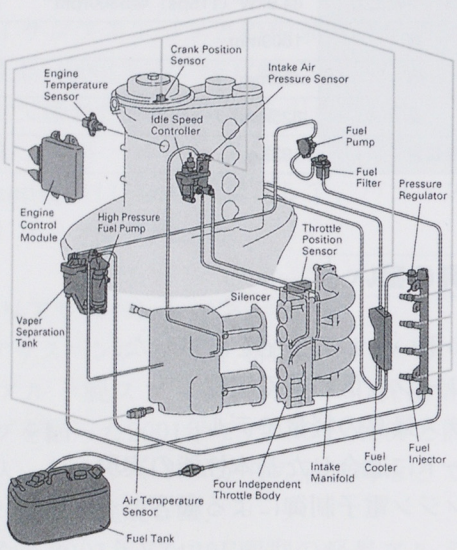



図2 EFIシステム

## 3 技術的特徴

### 3.1 航走燃費

加速制御などのエンジン制御を最適化して航走燃費の改善を図り，弊社2ストローク船外機と比較し最大50%の航走燃費改善を達成した（図3）．

図3 航走燃費（Km/L）の比較

### 3.2 4連スロットル

エンジン性能の向上と小型軽量を達成するために4連スロットルバルブを採用した．2バレルのスロットルバルブをエンジン側面の上下に配列し，同調機構を用いて気筒間同調を行っている．4連スロットル構造を図4に示す．

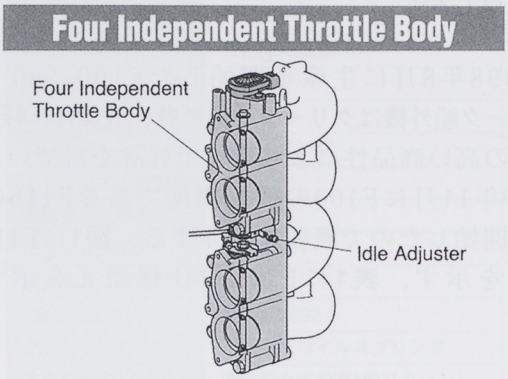



図4 4連スロットル構造

### 3.3 ISC制御

ステップモータ方式のISCバルブを採用しスロットルバルブの副通路をこのISCで形成し，始動制御により始動性の向上，ダッシュポット制御では急減速時の安定性向上，アイドル回転制御によるアイドル回転数の安定化をそれぞれ実現した．図5にISC構造を示す．

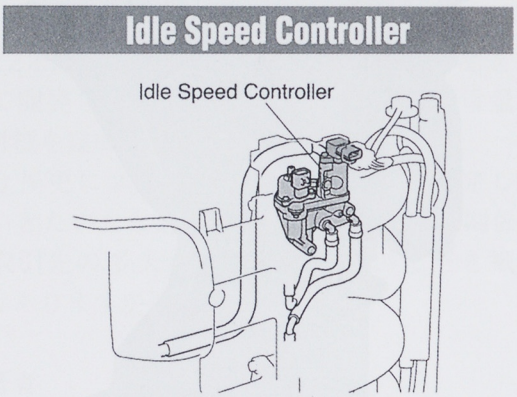



図5 ISC構造

### 3.4 吸気・燃料系構造

燃料噴射位置はポート噴射とし，二つの吸気バルブに燃料噴射を行う2スプレー方式のインジェクタを採用した．また燃料系の冷却として信頼性の高い水冷式燃料冷却装置を新規開発し，燃料ベーパの発生を抑制した．図6に燃料系の構造を示す．

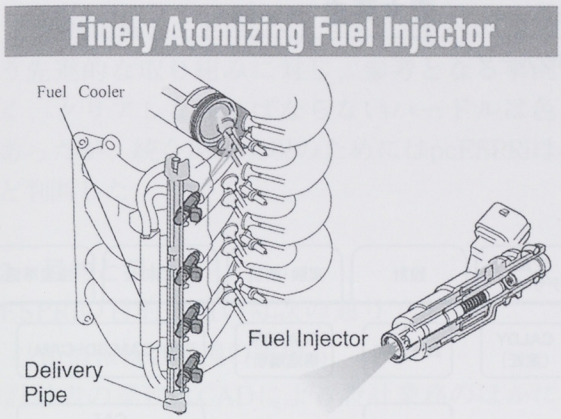



図6　燃料系の構造

また，カウリング内に設置するベーパセパレータータンクを新規開発し小型軽量化を図った．

燃料配管内などで発生したベーパを分離して吸気サイレンサへ送り，エンジンにて吸入させる構造を採用した．これによりガソリンベーパが大気に放出されることを防止した．ベーパセパレータータンク内の燃料ポンプは低消費電力タイプを採用しバッテリーへの充電性能に配慮した．図7にベーパセパレータータンク構造を示す．

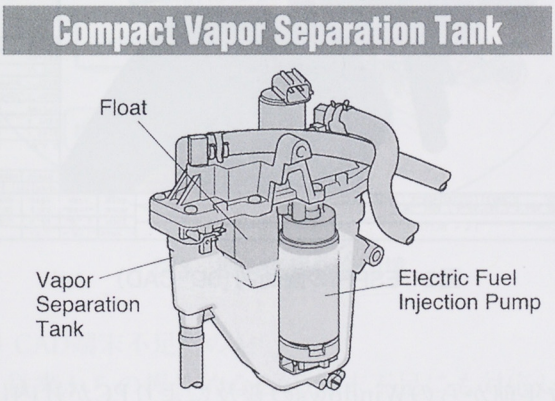



図7　ベーパセパレータータンク構造

### 3.5　カウリング系構造

エンジンのカウリングには吸入空気温度の低減を図るため，従来の後方吸気ダクトに加え前方にも吸気ダクトを追加した構造を採用した．これにより吸気温度が低減し出力向上が図られた．

また前方の吸気ダクト部には，吸気音を低減するために多孔形状のダクトを設置し，騒音の低減を図った．図8に多孔ダクト構造を示す．

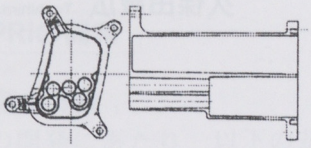


図8　多孔ダクト構造

### 3.6　ロワー構造

ロワー部分（水没しプロペラに動力伝達する部分）はすでに2ストローク船外機で好評を得ている既存仕様をベースに，ギヤの信頼性向上，ギヤ比の最適化，ケース部分の強度向上などを行い信頼性の向上と効率の向上を図った．図9にロワー部分の改良内容を示す．

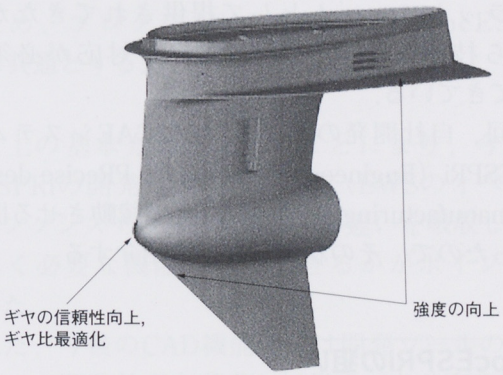



図9　ロワー部改良内容

## 4　おわりに

F115は市場の要望から短期間での開発であったが，十分な商品性を備えた商品に仕上がったと自負している．今後もこのような商品開発を通じて世界の人々の豊かなマリンライフに貢献していきたい．最後にF115船外機の開発，製造にあたり多大な協力を頂いた社内外の関係者各位に深く感謝致します．

●著者

西村誠一

技術紹介

# 統合環境を目指したpcESPRi

## The pcESPRi Aiming for the Unified Environment

久保田敏広 Toshihiro Kubota　土屋光生 Mitsuo Tsuchiya　齋木英夫 Hideo Saiki

●情報システム室　技術電算グループ

## 1 はじめに

文書作成や電子メールなどPC（パーソナルコンピュータ）を利用した業務はネットワークやデータベースなどのインフラ整備に伴い，急速に普及している．

CADや技術計算など技術系システムは，従来EWS（エンジニアリング・ワークステーション）をプラットフォームとして提供されてきたが，これら技術系システムもPCへの対応が必須になってきている．

今回，自社開発のCAD/CAM/CAEシステムであるESPRi（Engineering System for PRecise design and manufacturingの略）をPC上で稼動させる開発を行ったので，その状況と成果を紹介する．

## 2 pcESPRiの狙い

### 2.1 背景

10年以上前，CADシステムは大型汎用機上でCADAM（市販2次元CAD）とSTAGE（自社開発3次元CAD）を中心に利用していた．しかし，CAD端末が増加するに伴い，レスポンスの悪化が問題となり，これに対応するためのマシン増強には莫大な費用が必要であった．

そのような状況の中，ESPRiは10年ほど前にSTAGEとCADAMの統合と処理分散によるレスポンスの向上，CADシステム関連の費用抑制を目的に，EWSをプラットフォームとして開発をスタートした．それから約2年後に設計部門でESPRiの利用が開始された．当時のCADシステムはまだ多くが大型汎用機上で利用されており，当時としては早い時期にEWSでの利用を開始したと言える．

現在では**図1**に示すようにデザインから生産準備までの業務に対し，CADやCAM，解析など幅広い機能を提供している．画面例を**図2**に示す．

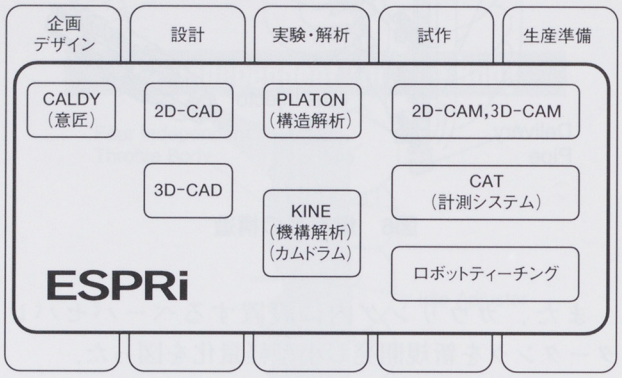



図1　ESPRiの機能と利用範囲

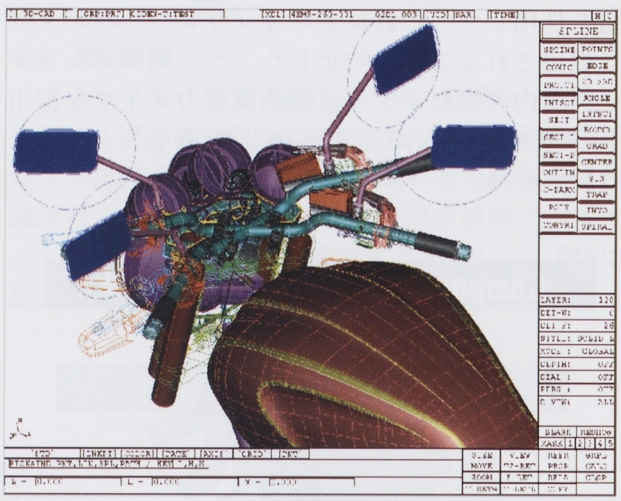


図2　ESPRiの画面例（3D-CAD）

数年前からのWindowsの普及によりPCが社内にも導入され，文書作成や電子メールなどOA（Office Automation）業務を中心に活用が進められてきた．また，PC自体の処理能力もEWSのそれを上回るペースで向上し，CADなどの技術システムでも利用できるまでになってきた．

そのような状況の中，将来を考えるとESPRiもPC上で稼動させるべきであると判断し，PC版のESPRi（pcESPRi）の検討を開始したのが今から4年前であった．

大型汎用機からEWSへ，さらにPCへの移行という先進的な取り組みに対し，参考となる事例もなく，クリアしなければならないハードルは色々とあったが，統合環境実現のためにはpcESPRiは必要と判断した．

### 2.2 目的と狙い

pcESPRiの目的・狙いは次の通りである．

(1) 技術情報統合環境の実現

設計者の業務はCADによる設計業務のほかに，報告書の作成や部品表・図面などの技術情報の検索，電子メールなどによる情報交換などさまざまである．従来は，CADを利用するにはCAD端末，部品表の検索には専用端末，報告書作成にはPCとその環境も別々であった．そのような業務を効率良くこなすために，図3に示すような統合環境を提供し，全ての業務を1台のPCでできるようにしたいと考えた．

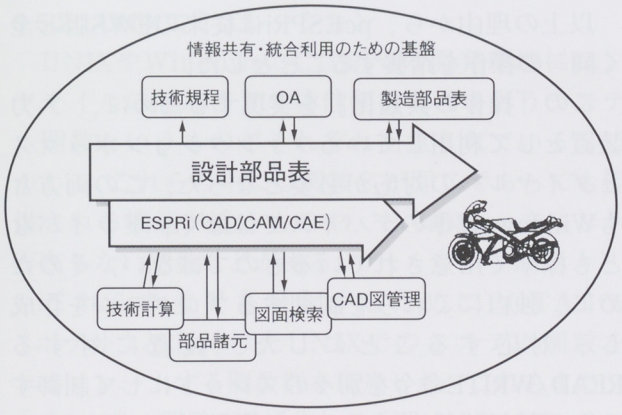



図3 技術情報統合環境

(2) CAD端末不足への対応

従来からの慢性的なCAD端末不足にも対応し，統合利用の促進のためにも，1人1台に近い環境の実現が必要である．これを達成するために端末1台当りのコストがEWSに比べ1/2～1/3のPCで実現することも狙いとし，全体の端末台数も3倍を目標とした．

(3) CAD利用環境の改善

これらが実現できれば，従来のCAD端末エリアでの作業から自席での作業に変更でき，プロジェクト関係者間の色々な情報交換がスムーズに行え，情報の質も高められると考えた．

## 3 pcESPRiの開発

### 3.1 開発の基本方針

pcESPRiの開発にあたり，以下の基本方針を定めた．

(1) データの共通化

ESPRiのデータは従来のEWS-ESPRiとpcESPRiで利用者が意識することなく利用できる．

(2) 操作の共通化

操作方法や画面上の表示の変更はなく，利用者は新たな教育なしでEWS-ESPRiとpcESPRiの操作ができる．

(3) プログラム開発の共通化

今後の機能拡張，メンテナンスの容易さ確保のため，プログラムはEWS-ESPRiとpcESPRiは共通とする．

以上の基本方針を決めたことにより，今回のpcESPRiの開発はいかにUNIX（EWSのオペレーティングシステム）とWindowsの違いを吸収し，効率良く必要な機能を移植できるかがポイントとなった．

また，今後のCAD機能開発は開発ツールの充実度合いや開発効率を考慮して従来どおりEWS側で行い，開発したプログラムをPC側でもそのまま利用することも前提とした．

### 3.2 Windowsの選択（95とNT）

開発をスタートした当時はPCのオペレーティングシステム（以下、OSと言う）としてはWindows 95とNTが存在していた．社内のOA用のPCはWindows 95で稼動していたが，pcESPRi用のOSとしてWindows NTのみを選択した．

理由は，UNIXと同等以上の安定稼動を確保するためにアプリケーションが動作するメモリー空間（ユーザーモード）とOSが動作するメモリー空間（カーネルモード）を分離し，あるアプリケーションの問題がOSもしくは他のアプリケーションに影響しない点を評価した．

### 3.3 データの共通化

ESPRiのデータは図4に示すようにデータハンドラー（DH）と呼ばれる部分で処理される．ここで問題となるのは，先の基本方針で述べた

pcESPRiとEWS-ESPRiのデータの共通化である．ESPRiのデータはバイナリで処理，保存されるため，エンディアンの問題を解決する必要があった．

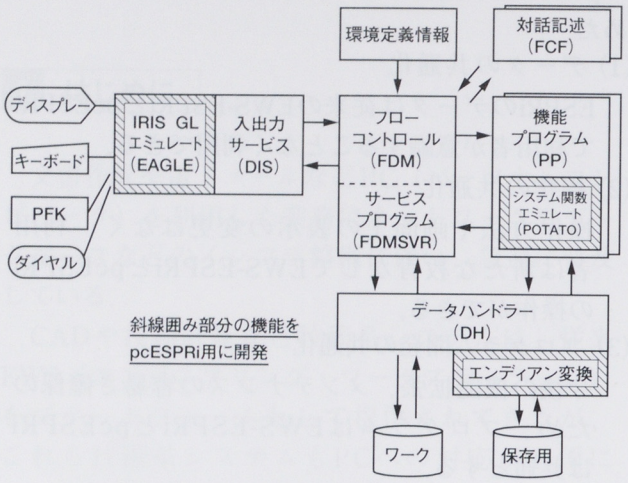



図4　pcESPRiのフレームワーク

エンディアン問題は，コンピュータ内の情報の表現方法が図5のようにマシンにより異なるというものである．ある特定のマシンだけの利用を前提にしているのであれば問題にはならないが，作成したデータをPCとEWSで共通に利用する場合にはこの問題への対応が必須となる．

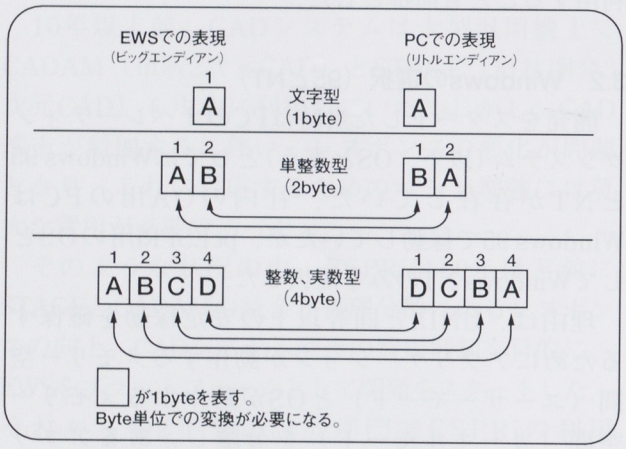



図5　エンディアン変換

この問題を解決するために，pcESPRiでのみデータをロード／セーブするタイミングでエンディアンの変換をする部分を組み込んだ．この変換により，セーブされたESPRiのデータは常にEWS-ESPRiと同じ形式になり，EWS，PCを問わずデータの利用ができるようになった．

この変換は直線や曲面，レイヤ情報など全てのデータに対し，データ毎に変換方法を記述しなければならない．この変換によるロード／セーブのパフォーマンスの劣化を心配したが，効率的な変換方法とPCの処理能力向上により，問題のないレベルに抑えることができた．

### 3.4　操作の共通化

ESPRiのユーザーインターフェイスはWindowsライクではない．そのため，他のWindowsアプリケーションとの親和性を考え，ユーザーインターフェイスの変更も考えた．しかし，CADシステムとしての操作性を考えるとWindowsライクなやり方よりも現状のインターフェイスが良いという結論になった．

また，pcESPRiとEWS-ESPRiの並行利用期間を考えると，pcESPRiの操作方法を変更することは利用者に大きな負担になるとも考えた．

以上の理由から，pcESPRiは従来のEWS版と全く同一の操作を踏襲することとした．

この「操作の共通化」を実現するために，入力装置として利用しているファンクションボックスとダイヤルへの対応が必要となった．この両方ともWindows標準のデバイスではなく，ドライバなども標準で用意されているものではない．そのために，独自にこれらを制御するプログラムを作成し，対応することにした．装置に対するREAD/WRITE命令を別々のスレッドにして制御するなど試行錯誤をしながらの開発になったが，実用レベルのものが作成できた．

### 3.5　プログラム開発の共通化

今回のpcESPRi開発は，できる限りEWS用に開発したプログラムに手を入れずに，互換性のない部分に独自のエミュレーション関数を作成し，対応することを基本とした．

#### 3.5.1　OpenGLの利用

CADシステムの場合，作成された形状データを高速に画面に表示することが必須になる．EWS-ESPRiではこの表示部分にIRIS GLというグラフィックライブラリを利用していた．PCではこのライブラリを利用できないため，pcESPRi用

の表示機能を新たに開発する必要があった．

PCでは3次元データを高速に表示するためにOpenGLというPC用のグラフィックライブラリが用意されており，これを利用することとした．但し，IRIS GLで表示していた部分を単純にOpenGLに書き換えるのではなく，図4に示すようにIRIS GLの機能をエミュレートするEAGLE（イーグル）と名付けた独自のグラフィックライブラリを作成し，これを途中に入れることとした．このEAGLEはOpenGLとWin32APIを用いて作成した．EWSとPCの違いをEAGLEに押し込むことにより，今後の表示部分の機能拡張やメンテナンスが統一化され，基本方針の「プログラム開発の共通化」をクリアすることができた．

EAGLEによるエミュレーションで表示パフォーマンスの劣化を心配したが，こちらもエンディアン変換と同様にほとんど影響がなく，高速に表示が可能となった．

### 3.5.2 UNIXエミュレーション

UNIXやWindowsのC言語での開発環境には，ファイルの読み書きや排他制御などを行うシステム関数というものがそれぞれ用意されている．しかし，これらの中には関数名が同じであっても提供される機能が違うものや，どちらか一方にしか存在しない関数などがある．

これらの差異を吸収するためにPOTATO（ポテト）と名付けたUNIXでのシステム関数をエミュレートする関数群を用意した．これもまた，「プログラム開発の共通化」の手助けになっている．

この他にも，UNIXとWindowsで漢字コードや改行コードなど幾つかの違いがあるが，これらもPC上でプログラムをコンパイルする際に，内部でコード変換を行う部分を付け加えて対応し，EWSとPCの違いを吸収した．

### 3.6 開発全体について

今回のpcESPRiの開発は先の基本方針を決めたことにより，開発しなければならない項目を絞り込むことができた．実際の開発方法を決定するまでに市販のUNIXエミュレーションツールの検証や処理パフォーマンスの確認など事前準備は行ったが，本番では全て自前で開発を行い，開発を始めてから約半年後にはPC上でpcESPRiが動き始め，1年後にはユーザーでのテストができる状態になった．

しかし，その過程においては数多くの問題の解決も必要であった．例えば，PCとEWSで同じ機能を動かしてみると，EWSでは正常に処理されるのに対し，PCではESPRiが異常終了してしまうことがあった．原因は，確保したメモリーサイズ以上にデータを書き出していたためであった．これは間違いなくプログラムのミスであるが，PCでは厳密に扱われ異常処理となってしまうが，EWSでは寛容に扱われ，問題が顕在化しなかった．

この例のような潜在的な問題に対応するために，デバッグツールなども利用し，徹底的にプログラムのチェックを行った．その結果，ESPRi全体の安定性も向上させることができた．

## 4 pcESPRiの成果

### 4.1 表示パフォーマンス

pcESPRiとEWS-ESPRiの表示パフォーマンスの比較を図6に示す．EWS-ESPRiと比べ2倍以上のパフォーマンスで表示できていることが分かる．PC用の安価で高性能なOpenGLボードが利用可能になったこと，OpenGL 1.1から採用された頂点配列機能をEAGLEで利用可能としたことに加え，PCの処理能力向上もあり，この結果となった．

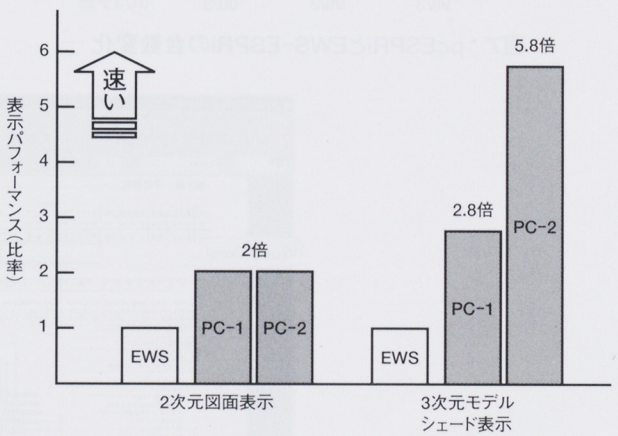



図6 表示パフォーマンスの比較

アセンブリモデルなど大規模データに対しては，EWSの中でも高性能マシンでないと十分な処理パフォーマンスが得られなかったが，現在では標準機クラスのPCでも十分なパフォーマンスで処理可能となっている．

### 4.2 導入台数

図7に主な利用部門での最近数年のpcESPRiとEWS-ESPRiの導入比率を示す．当初の狙いどおり端末コストもEWSの1/2～1/3が実現できており，今後も更にpcESPRiの比率が増加するものと予想する．

また，既存のEWSを順次PCに置き換えることで，トータルコストをほぼ一定に保ちつつ端末台数増加に対応できた．現在では既に数百台のpcESPRiが稼動しており，ESPRiの主力となっている．これらにより，CAD端末不足を解消でき，より安価なPCでの稼動も含め，設計部門では利用環境が1人1台に近づきつつある．

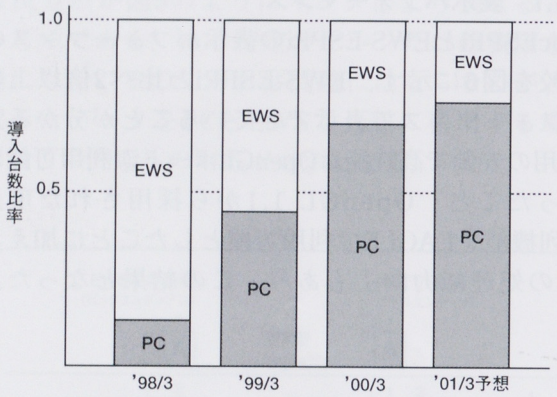



図7　pcESPRiとEWS-ESPRiの台数変化

### 4.3 技術情報統合環境

当初の目的・狙いでもあった技術情報統合環境の実現はESPRiがPC上で稼動可能となったことで達成された．CADを利用した設計業務のほか，報告書作成や技術情報の検索，電子メールの利用など必要な業務が1台のPC上でできるようになった．図8にESPRiの画面に表示された形状をMS Wordへ張り込んだ例を示す．一般のWindowsアプリケーション同様にコピー&ペーストの感覚で処理ができ，以前のような別々の端末での入力処理に比べ，かなり効率化することができた．

### 4.4 モバイル利用

pcESPRiの提供により新しい形での利用も可能になってきた．その1つがモバイル環境でのESPRiの利用である．

取引先など出先で打合せを行う場合，従来はESPRiのデータを紙にプロット出力し，それを利用してさまざまな検討を行っていた．

最近ではpcESPRiが稼動するノート型PCに設計中のデータをダウンロードし，pcESPRiをノート型PCで直接利用することにより，3次元でのダイナミックな検討や，紙図面にはない情報の即時表示などが可能になった．これにより，以前は持ち帰って検討となっていた問題の結論をその場で出すことも可能になり，開発の効率と精度アップに繋げることができた．

社内の会議室でのデザインレビューや来社メーカーとの各種検討での利用など，モバイル利用は今後増えてくるものと思われる．

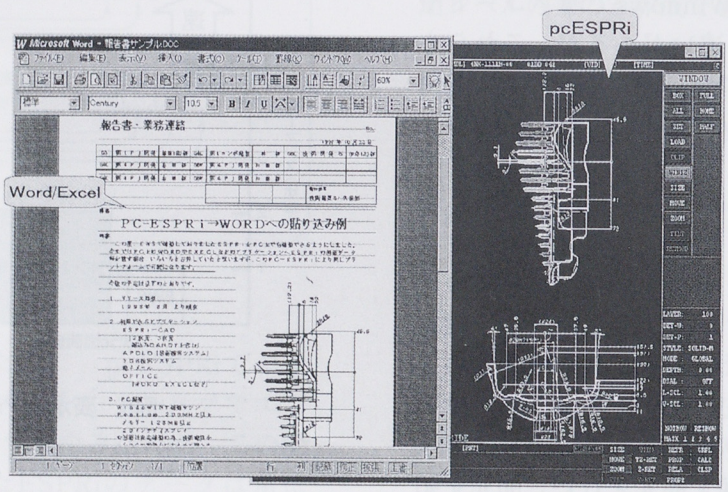



図8　技術情報統合利用例

## 5 今後の課題

### 5.1 運用システム

今回はpcESPRiの開発を行い，予定通りの環境を提供できた．しかし，ユーザー管理やCADデータ管理など運用システム全体から見ると，まだEWS上でのみ稼動している機能も多い．これら各機能のうち必要なものはPC上での稼動を検討するとともに，グローバル開発に対応できる新しい概念での運用システムも検討し，コンパクトで柔軟性のあるシステム構成にしていく必要がある．

### 5.2 連携機能の強化

更なる統合環境での利用推進のため，アプリケーション間の連携強化やデータの有効利用にも取り組む必要がある．OLE（Object Linking and Embedding）的なデータの利用方法や，Windowsでは一般的な方法であるデータからのESPRi起動など，データを中心にした利用方法も検討していく．

### 5.3 セキュリティ

取り扱うデータが図面やモデル形状など機密上重要なデータであるため，セキュリティに対しては十分な考慮が必要である． その中でもモバイルでの利用を進めるためにはセキュリティに対する対策をきちんと行う必要があると考える．

将来的には，出張先や取引先など外部から本社のデータを直接アクセスし，利用するケースも考えられる．このようになることを見越した対応が必要である．

### 5.4 コンカレント開発

最近の商品開発では更なるスピードアップと精度向上が求められている．これらに対応するために，製造技術部門や取引先が開発の早い段階で商品開発に参加するデザインインやゲストエンジニア活動を更に推進し，コンカレント開発を実現する必要がある．

ネットワークを利用した取引先との各種情報の授受システム（CE-PROS）やオンラインによるCADデータ授受などは既に稼動している．これらの環境を更に充実させ，CADデータによる効率的な商品開発の実現のためにも，必要な取引先などへのESPRiの導入や利用支援などを積極的に行う必要がある．

## 6 おわりに

他社ではEWS環境からPC環境への移行はこれからという状況の中，当社では既にPCでの統合環境を提供できており，先進的な対応ができた．今回のpcESPRiの提供により，CADとOA環境の統合，端末不足への対応など利用環境の改善やトータルコストの抑制など当初狙っていたものを達成できた．

しかし，今後もPCを中心にした展開は更に進むと考えられ，今後の課題で述べた項目を確実に達成していくことが重要である．

また，実際に利用している利用者からの声も大切にし，より良い設計ツールや環境の提供ができるように努力をしていきたい．

●著者

技術紹介

# 舟艇製品開発におけるプロセス改善の一事例

## An Example of the Process Improvement in Ship Development

有田規久夫 Kikuo Arita　佐竹秀紀 Hideki Satake　三輪吉郎 Yoshirou Miwa
小島郁夫 Ikuo Kojima　山下悦夫 Etsuo Yamashita　平野直樹 Naoki Hirano

●舟艇事業部 製品開発室 /（株）エルム・デザイン

## 1 はじめに

ここ数年，舟艇の型作製のツールとして，3次元（以下，3Dと略す）面データからNC加工を実施してきたが，開発の遅れ，後戻りが日常的に発生し，十分な効果を生むに至らなかった．

新艇（UF29）では，これまでの開発プロセスを全面的に見直し，スムーズな開発を行ったのでここに紹介する．

## 2 開発目標

新艇では，以下を開発目標とした．

(1)開発品質の向上

試作艇作成以降の型修正をゼロにする

(2)開発リードタイムの削減

生産初号艇能率100%達成を12ヶ月間で実現する（リードタイムの30%削減）

## 3 新しい開発プロセス

これまではデザイン，設計，および図面を3D化する電算グループ間のコミュニケーションが悪く，開発に混乱を及ぼす原因となっていた．

これを改善するために，開発の初期段階から3者が3Dデータという同じ土俵で仕事を進めることとした（図1）．

## 4 利用ツール

詳細に入る前に，今回使用したツール（図2）について説明する．

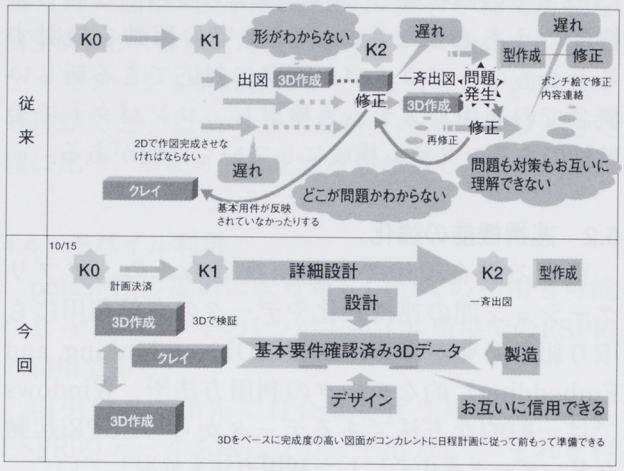



図1　開発プロセスの違い

デザイナーはRHINOCEROS（3D CAD）を利用し，PEセンターによるALIASシステムで作製したデータや設計者が作成した3Dデータを確認したり，変更したい部分を編集した．設計者はUGRAPH（3D CAD）を利用し基本設計作業を行った．

1999年9月のプロジェクトスタートと同時に教育を実施し，12月には主な形状の準備ができた．これは従来のプロセスでいうと，型作製が終わった時点の完成度に近い物であった（図3）．

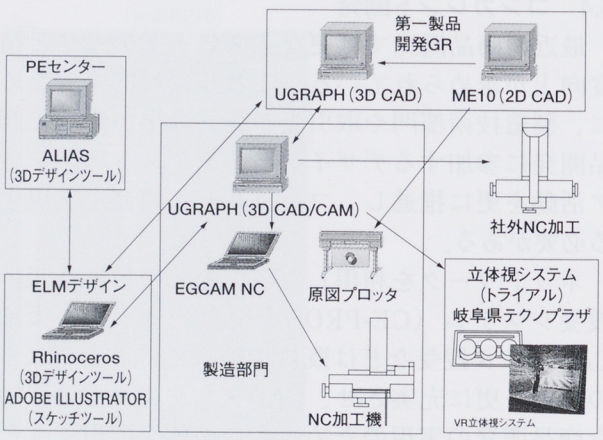



図2　今回使用したツール

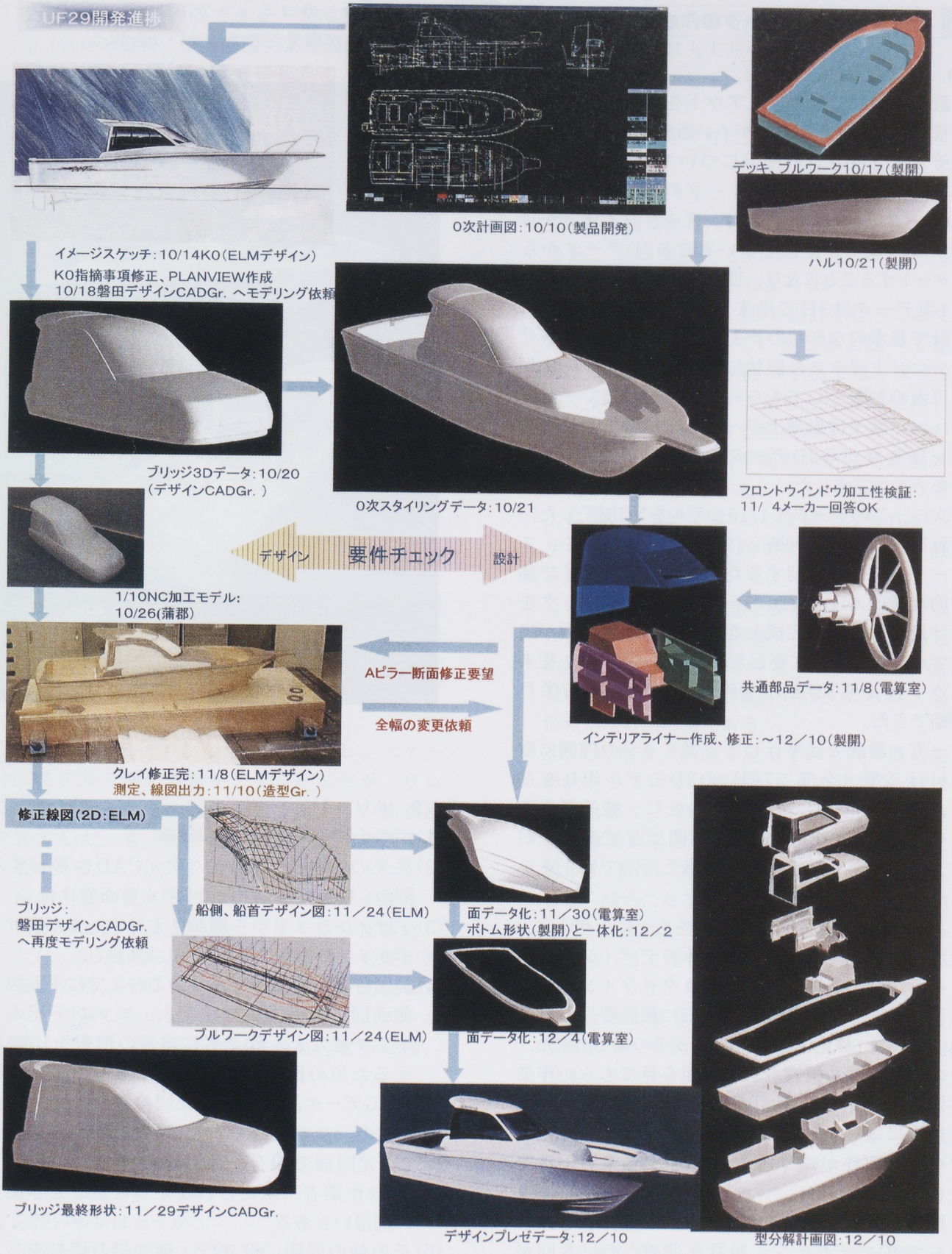



図3　UF29開発の流れと日程（実績）

## 5 ライン図と詳細データの作成

### 5.1 全体の流れ

最初に設計で全体レイアウトを決め，デザインで基本寸法を押さえたデザイン画を作成した．

そしてブリッジの部分について簡単な3面図を作り，デザインCADグループの協力を得て1次3Dデータを作った．これは，従来クレイ作りから始まるデザイン作業を，いきなり3Dデータからスタートすることになり，日程の短縮につながった．

1次データは3日で出来上がり，これをもとに設計で基本的な形状のチェックを行った．合わせてフロントガラスの形状について，メーカーに作成可否の判断をしてもらった．この段階でブリッジの骨子は出来上がったことになる．基本形状を守りながら3Dデータの作り込みを進めて1次モデルが完成した．

次に，このデータで1/10モデルをNC加工した．これは画面上では判断しにくい面の表情等を，スケールモデルで確認するためである．クレイで部分的な修正をし，3Dデータにフィードバックをかけ最終モデルの完成となった．デザイン画が出来てからここまでに要した時間は1ヶ月半で，従来のクレイから3Dという流れと比較して約半月短縮できた．

一方，設計では平行して，ブリッジの内側に取り付ける型（全部で7型）の3Dモデル作りを進めた．1次のラフスケッチをもとに，機能要件を折り込んだ1次データは約3週間ほどで出来上がり，最終のブリッジデータが出た段階で修正をかけた．

次に設計で作成した3Dデータをもとにデザイン，設計，電算グループで室内全体のデザイン調整に入った．面の表情付け，キャラクタラインの修正が行われた．この段階ではすでに機能要件が見えていたので，修正OK/NGの判断がその場で出来た．この時点で製造担当者にも画面を見てもらい作業性等をチェックし，検討の質をあげた．

最後にコーナーRつけを電算グループで行い，すべての要件が織り込まれた後，3Dモデルが完成した（**図4**）．

以上が型着手までのプロセスの大筋である．一貫して3Dでデザイン，設計を進めたのは今回が初めてであるが，1つのデータを操作することで関係者どうしのコミュニケーションが取りやすい環境で仕事が出来たのではないかと思う．

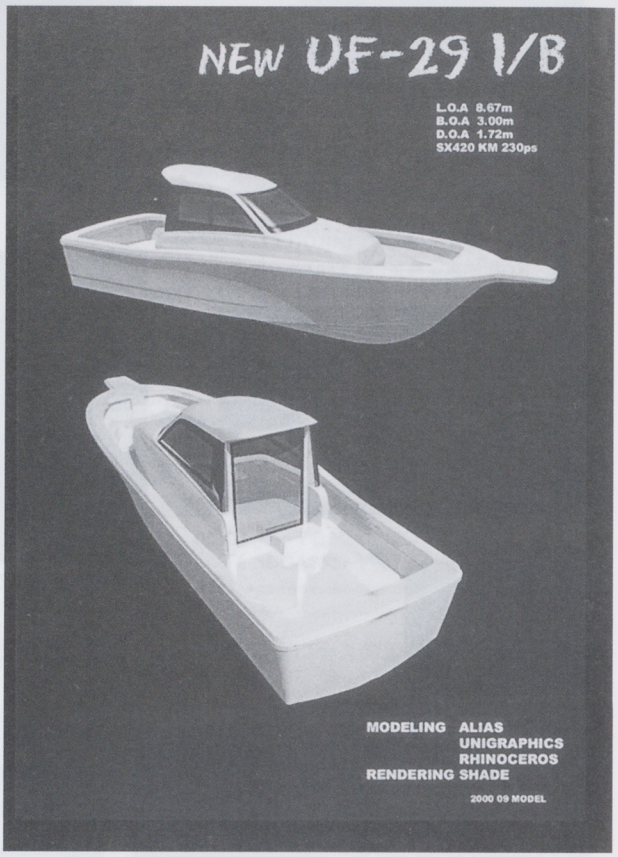



図4　UF29の3Dモデル

### 5.2 メリット

(1) デザインのクレイ作業の短縮
(2) 従来の2次元CADから3次元CADへ移行する際の，電算グループとのやりとりが省けた．
(3) デザインサイドから形が見え易い．また設計，デザインで相互にチェックし易い．
(4) 製図時間の短縮ができる．これまでは平面図，側面図，断面図，寸法記入，コメント記入，ポンチ絵など，作業者に自分の情報を100%伝えるための図面情報は膨大であったが，今回はUGデータとR指示図の出図のみ．
(5) 従来行っていた型立会いは1/3以下になった．2次元図面の場合，設計者の頭の中の情報を100%作業者に伝えられなかった．また作業者の間違いもある．
(6) その他の展開に役立つ．補強材の切り出し，ガラス裁断の形状作り，表面積，重量管理，

強度計算などへ展開できる．人に説明する場合（プレゼ資料，型分解図，工程の組立など）についても，製品の姿で見せることができるので納得してもらいやすい．例えば，今回は実際に作業する現場のリーダーに，事前に製品姿を見てもらって意見を聞いたが，従来行っていた2次元図面の説明だけでは理解しにくかった所も，3次元で見ることで作業のイメージがわき，チェックもし易かったと思う．作業性の悪い所は，3Dにフィードバックしてモデル修正を行った．

### 5.3 ノウハウ，注意点

とは言えすべてが順調に進んだのではなく，設計，デザイン共に試行錯誤しながらの状態であった．その中で得たノウハウ，失敗，注意するところについて，今後の参考になればと考え，担当者の声を聞くことにした．

(1)デザイン担当の意見

1次3Dデータ（ブリッジ）の作り込みについては，デザインと造形オペレータの意思疎通が比較的うまくいき，データづくり初日でほぼ形になっていたが，デザイナーの立体感覚とオペレーターの相性により完成度が違ってくると思われる．

また，1次データをもとにNC加工し，スケールモデルで面の表情をチェックしたが，ウレタンで削ったため表面が粗くクレイの修正に苦労した．もっときめの細かい素材で削る必要がある．

画面上での見え方には比較モデルが必要だ．何故かと言うと，画面上ではやはり立体感に欠け，3D機能にあるパースを掛ける必要があるからだ．そのパースを掛ける量を比較モデルで判断しないと，実際のイメージとズレが出てしまう（比較モデルは商品になった物，また近いサイズでなければならない）．

(2)設計担当の意見

型を設計するとき，以下の要素を頭の中で整理し，また考えながら行っている．

①商品の魅力はどうか
②使い勝手はどうか
③競合他社艇に勝つためには
④全体のバランスはどうか
⑤コンセプトに合致しているか
⑥型の合わせは大丈夫か
⑦工程にマッチしているか
⑧作業性は
⑨抜き方向，離型性は
⑩成形性は
⑪部品取り付けは
⑫強度，重量は

など．上に挙げたものは2次元CADでも3次元CADでも考えなければならない．

しかし，今回3次元CADで設計を行ってみて，2次元CADで設計しているときと比べて違和感を感じていた．今回の手法では，まず2次元でデザインスケッチをもとに設計要件，製造用件，商品性をある程度満足させ，その後最少のキャラクタ（平面形状と基本断面）のみを3次元へ移行した．そして3次元の中で上に挙げた①～⑫のような様々な要件を，デザインスパイラルを回しながら詳細まで設計を進めた．

この段階で先の違和感を感じながら設計をしていた．「それは何だろうか？」と考えてみると，3次元の画面を見るのと，2次元の画面を見ることの違いだと気付いた．これは，脳の情報処理方法の話である．

3次元の場合，画面で見るそのものが既に製品形状をしていて，視覚からくる情報量が2次元よりも多く，空間を組み立てながら考えるという作業が必要なく，頭を使う場所が2次元と違う．また，そのため視覚だけで判断してしまい勝ちになる．

一方，2次元の場合は視覚情報が少ないため頭の中で3次元に組み立て，いろいろな考えをめぐらしながら頭の中で製品にしている．

このように視覚からの情報量の違いによる差は大きく，今回デザインスパイラルを1，2回程度しかやっていない段階で3次元に移行するのは，その後のデザインスパイラルが回りにくく危険であるということが分かった．実際，3次元に移行してから作りこみの段階でのやり直しが発生したり，抜けがあったりした．2次元から3次元へ移行するときのタイミングの難しさを感じ，2次元と3次元をうまく使い分ける必要があると感じた．

このように書くと「3次元は本当にいいの？」と思われるかもしれないが，慣れることで解決できると思う．

## 6 製造サイドへの活用

当初は設計情報の精度を向上させ，①型修正等の後戻り開発をなくすこと，②NC加工機の活用により腕の良い型職人さんが定年で少なくなってきた現状を補完しながら，精度の良い型を日程通り供給できること，を目標として活動してきた．一方で艇作成の現場では，型物の成形から艤装まで，現物現合は日常的に行われていて生産性向上の大きな壁となっていた．

もう1つの目標である生産艇能率100%を早期に達成するため，従来，型作成・試作段階で図面から部材を供給できず現合に頼っていた製造情報についても，下記の通り3D面データをもとにタイムリーに供給して，検証および後工程での活用ができるよう，考えられる限りの作り込みをしてみることとした．

(1)オス型作成
- ①組み立て木型外板および構成部材（2Dルータ）
- ②貼付レザーパターン1/1展開図（XYプロッタ）
- ③工程設計情報に基づく基準位置，形状の付加

(2)FRPメス型作成
- ①型成型用裁断ガラス型紙（XYプロッタ，小物型は未着手）
- ②型強度解析結果に基づく補強フレーム（2Dルータ）

(3)型物成型
- ①成型用裁断ガラス型紙（XYプロッタ，一部NC裁断機による製品）
- ②補強部材及び芯材（2Dルータ，一部XYプロッタによる型紙）

(4)艤装工程
- ①木工品の部材供給（2Dルータ）
- ②各工程用作業治具の事前検討，手配
- ③内装品（内張，クッション等）のテンプレート支給

特に，成形補強材については今までNC供給しているものの寸法が定まらず修正が頻発していることに着目，それをセットする治具の検討を開発段階で立体的に行い，治具セットの基準形状をオ型段階で作成，後工程での再現性を維持することで修正の頻度を最小にするべくトライを行っている．

## 7 今後の課題

3Dという同じ土俵の上で開発を進めればデザイン～設計情報の精度も上がるし，製造情報もコンカレントにアウトプットできる，結果として開発の質を上げながら日程も短縮できる，というのが雑誌やソフトの広告の決まり文句であるが，果たしてその通りに事は進んでいるのだろうか．現場サイドでは問題の連続である．一例を挙げると，

(1)面データの精度について

立体的にフェアリングした面データを機械が忠実に加工するのだから，完成した形状は修正の余地などないはずであるが，実際には面はうねる．加工品でおかしいところを画面に戻って見比べてみると，確かに少しゆがんで見える気がする．フィレット面のつながりが手で触ってみると折れて感じる．画面では良いはずだった．

データ作成に時間をかければ面は作り込めるのか，慣れれば効率も上がっていくのかを見極めていくことが課題である．

(2)型作成日程について

データがあれば型は削れる．時間も読めるはずだった．確かに凸形状はほぼ読めた．しかし凹形状は遅れに遅れ予定の2倍かかった例もある．刃物が動いている時間よりも機械を止めて段取り（切削ブロックの積み上げ）を行っている時間の方が目立った．ここが読み切れなかった．しかし機械の性格上，形状を作り上げるのに不可欠な作業である．機械が古く能力の限界？とんでもない！最初から2分割で削ったのだから段取り，切削を交互に行う工程を組んでおけば，人さえ確保できればほぼ日程通りできたはずだ．加工も半ばに入った頃気がついた．

等々.

現時点では型完成～試作艇着手の初期段階であり，この他の供給した情報の有効性について検証が終わっていない．一連の製造情報のアウトプットが現場に受け入れられ常識化しつつあるのは事実であり，情報の妥当性の検証，効率化が今後の課題となりそうである.

特に効率化の面では，今後ますます開発のスピードアップが要求されるのは必至である．今まで手継ぎにしか出力されなかった型データを一艇種分ほぼ同時にそろえ，日程に乗せ品質を向上させるため，面データの作成，型設計，加工データへの変換～加工機のオペレーション，加工後の仕上げ，補強等々をテーマに組織的な強化が始まった.

3Dによる開発は初期的にかなりの労力が要求されることも実感した．作成したデータの活用範囲を広げるとともに，初期段階での製造スタッフの噛み込みを更に強化して検討の質を上げる必要がある．後工程でその労力以上に効率アップを果たし，最終的には船造りのプロセスも確実に変わっていくと考えたい.

## 8 システム上の展望

今回3Dデータの操作を開発者自身がおこなうようになったことで，早い段階で3Dデータ完成度を高めることができた．今後は，その早い段階から用意できる3Dデータをもっといろいろな場面に活用できるように展開していきたいと考えている.

たとえば商品企画説明として，現状は縮尺のかかったクレイモデルをデザイン承認としているが，大きさの違いや完成度の差もあり，型になってからの意匠に絡む変更が発生しやすい.

今回トライアルとして，社外業者の力を借りてCOSMOSという3Dデータ立体視（3m×3m×3mの6面体空間）による1/1スケールの確認もおこなってみた（岐阜県テクノプラザ）．面の表現力がまだゲーム機並みで，システム的にはまだ発展途上というところだが，レイアウト確認程度には現状でも使えると思われる．またこのような装置を利用してデザインレビューができるようになれば，早い段階で意匠の確認が精度よく行えるようになると期待する.

また，3Dデータを利用してのカタログやマニュアル，作業指示書，報告書の作成，各種市販シミュレーションツールによる作業性評価や視界シミュレーション，インテリアカラーリング，照明シミュレーションなど，3Dデータ利用による期待は広がる.

## 9 おわりに

今までの混沌とした仕事の流れを変えるには3Dを活用できればうまくいきそうだ．でもほとんどさわったことのない自分たちが，限られた期間の中で使いこなせるのだろうか．これがほとんどの開発担当者の本音であった．開発初期のスケッチ段階から3D意匠データを創成する課程でPEセンターデザインCADグループの多大なバックアップを得られたことが各担当者の短期間での習熟につながり，プロセスを推進できたポイントだったと考える.

デザインCADグループの方々に，この場をお借りして改めてお礼申し上げます.

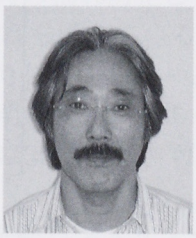
●著者

有田規久夫

佐竹秀紀

三輪吉郎

小島郁夫


山下悦夫

平野直樹

技術紹介

# 印刷工場内物流の自動化設備

## The Automated Transport System in the Printing Factory

川嶋　浩 Hiroshi Kawashima

●（株）ワイ・イー・シー　FA技術部

## 1　はじめに

株式会社ワイ・イー・シーFA技術部では各種FA機器の開発，製造，販売を行っている．これまで主力コンポーネントとして，

・自動組立機
・加工機
・搬送装置
・各社ロボットアプリケーション
・治工具
・鋳造機および鋳造付帯設備
・特注ロボット

等を納入してきた．これらは，主要納入先であるヤマハ発動機グループを始め，日本各地のお客様にご用命頂いている．

この度某印刷会社の新工場建設にあたり，印刷と製本工程における各種FA設備を受注し，稼動に至ったので紹介する．なお，今回は印刷工程に限り紹介する．

## 2　印刷工程

この工場はオフセット印刷専用工場であり，4台（将来は8台）のオフセット印刷(輪転)機によって国内最速・最高品質のオフセット印刷を行っている．

今回は「巻取り」と呼ばれる印刷ロール原紙を各印刷給紙装置に搬送する「給紙搬送システム」と，印刷完了後の製品束本を出荷用パレットに積み置く「デリバリーシステム」，およびデリバリー用パレットを組み合わせて供給する「パレットセットシステム」（**図1**）を納入した．以下，これらについて順に説明する．

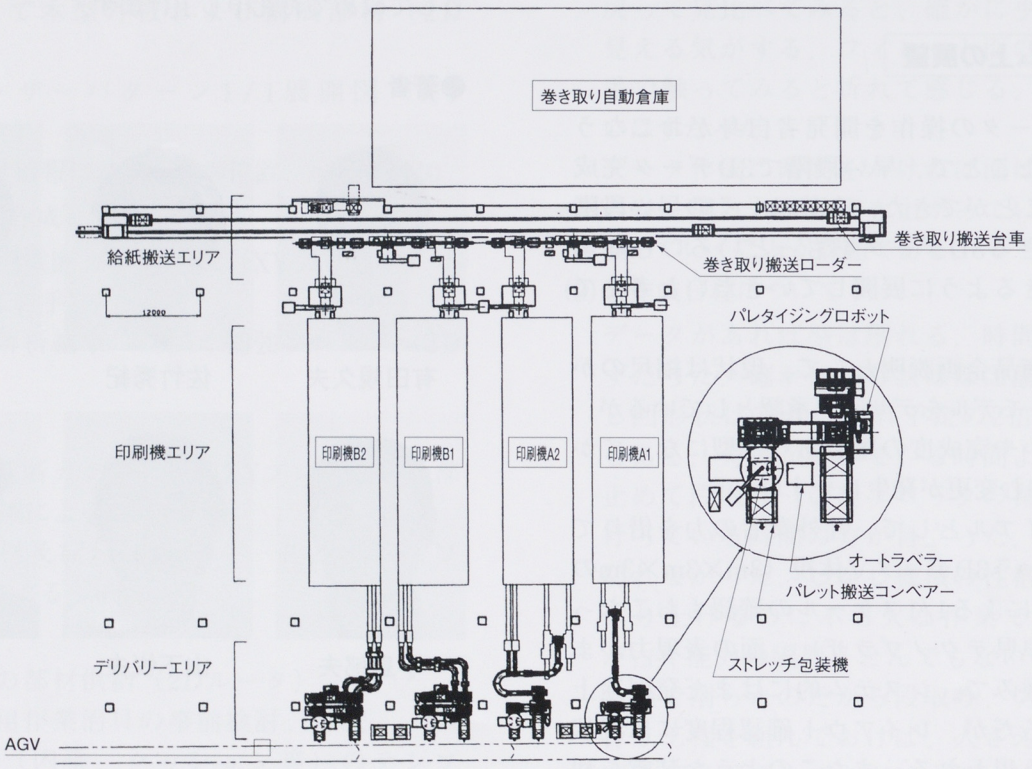



図1　印刷工場内レイアウト

### 2.1 給紙搬送システム

本システムは，自動倉庫より出庫された巻取りを搬送する「巻取り搬送台車」（3台）と，巻取り搬送台車から巻取りを受け取り，巻取り仕立て装置および印刷給紙装置に搬送する「巻取り搬送ローダ」（4台）の，2設備で構成されている．

#### 2.1.1 巻取り搬送台車

巻取り搬送台車（**図2**）は今回新設計した有軌道式無人搬送台車である．トロリー線より給電し，80m/minの走行速度で無人自立走行する．巻取りの授受には電動式リーチフォークを使用し，車両中心から左右1500mmの位置にある巻取りを搬送できる．最大可搬巻取り質量は1,300Kg，最大巻取り直径は1,200mmである．

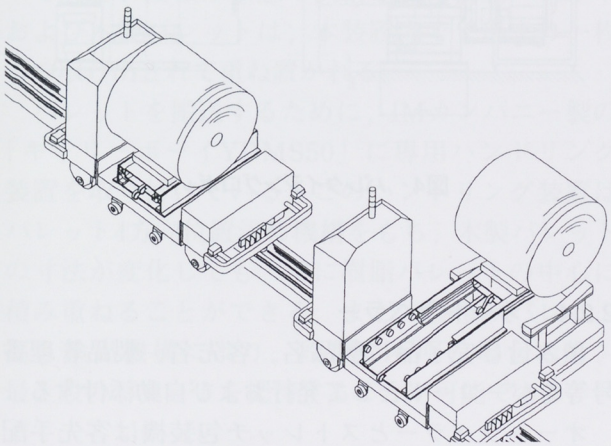


図2 巻取り搬送台車

走行はウレタン車輪をACサーボモータで駆動し，位置検出は測長車輪の回転数をアブソコーダで検出する．さらに地上ガイドレール側に光IDカードを設置してエリアの確認を行っている．

各台車（3台）は，地上制御装置とトロリー線を使用した多重伝送方式の通信により，各種信号の授受を行っている．地上制御装置は，各台車が巻取りを受け取った時，前工程の自動倉庫システムからその巻取りの製品情報をシーケンサネットワークを通じて受け取り記録する．また，台車が巻取りを「巻取り搬送ローダ」に渡す場合には，同じくシーケンサネットワークを通じてその製品情報を渡す．

したがって，本システムでは，物と情報を同時に搬送していることになる．ちなみに，製品情報は18バイトのデータで構成されている．

#### 2.1.2 巻取り搬送ローダ

巻取り搬送ローダ（**図3**）は今回新設計した天井走行式ロボットであり，走行軸（X軸）と上下昇降軸（Z軸）の2軸構成である．X軸はレール上に敷設されたラックと，ACサーボモータで駆動するピニオンにより走行する．位置はサーボモータのエンコーダで検出し，絶対位置（ABS）方式としている．なお，走行速度は70m/min，停止位置精度は±2mmである．

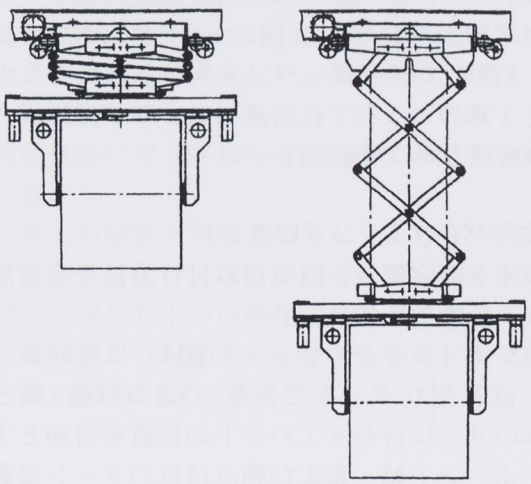


図3 巻取り搬送ローダ

Z軸はワイヤ吊り下げ式とし，ワイヤドラムを，X軸と同じく，絶対位置方式ACサーボモータで駆動する．昇降時の揺れ防止として，パンタグラフ式ガイドアームを備えている．このZ軸は搬送物の寸法（巻取り径）を自動検出する機能を有しており，寸法不明のワークであっても搬送可能である．昇降速度は30m/min，可搬質量は1,500Kgである．

Z軸先端には電動ハンドリング装置があり，これにより巻取りの把持を行う．このハンドリング装置も搬送物寸法自動検出機能を有しており，寸法不明のワークの把持が可能である．また同時に，自動センタリング機構と回転機構を合わせもち，

最適な条件で後工程の印刷給紙装置に巻取りを渡すことができる.

「巻取り搬送台車」と「巻取り搬送ローダ」は単に印刷給紙装置に巻取りを供給するだけでなく，印刷機で余った巻取りを自動倉庫に返却する機能も備え，効率の良い巻取り物流システムとなっている.

### 2.2 デリバリーシステム

これは，以下の5設備で構成されるシステムである.

#### 2.2.1 束本搬送コンベア

スタッカーバンドラと呼ぶ印刷完了品を一定部数で結束する装置から排出された「束本」を，次のパレタイジングロボットまで整列搬送する.

束本搬送コンベアは主にベルトコンベアを使用し，2台のスタッカーバンドラから排出された束本を1本のコンベアに合流させ，かつ搬送高さと束本搬送方向の変更を行っている.

#### 2.2.2 パレタイジングロボット

束本を既定個数，既定積み付け方法で出荷用パレットに積み置く.

パレタイジングロボット（**図4**）は今回新設計した直行型ロボットであり，XZの移動2軸と，束本の寸法に合わせてハンドの位置を可変とするサーボハンド軸，および積み付けパターンに合わせて束本を整理するサーボコンベアの全4軸構成となっている．各軸とも絶対位置検出（ABS）方式のACサーボモータを使用し，最大処理能力20束／分，最大積み付け高さ1,500mm，最大可搬質量は100Kgである.

積み付け方式は列単位方向指定列一括積み方式とし，一段おきにパターンを反転するインターロック積みが可能である．また，自動束本高さ検出装置，自動パレット高さ検出装置，自動品種切替え機能を備え，A5～B4サイズまでフレキシブルな積み付けができる.

#### 2.2.3 ストレッチ包装機

積み付け完了品が搬送途中で荷崩れすることを防止するために，全体をラップ巻きする.

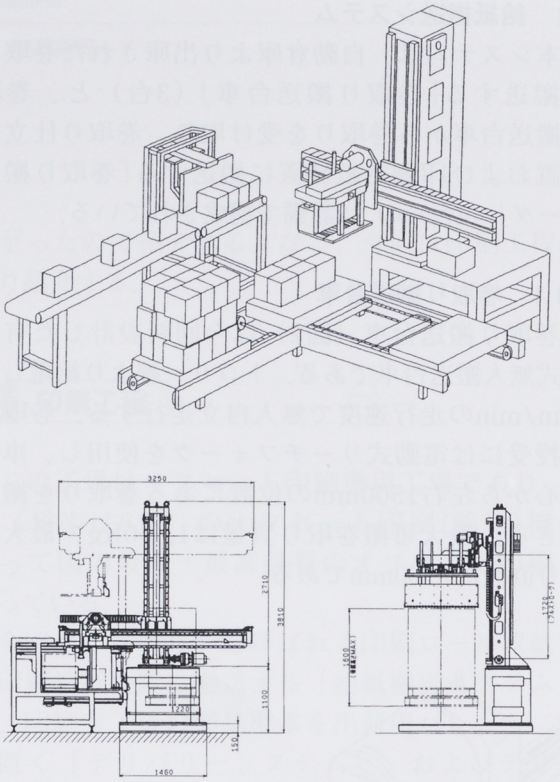


図4 パレタイジングロボット

#### 2.2.4 オートラベラー

積み付け完了品に製品名，客先名，製品管理番号等をバーコードとして発行および自動添付する.

オートラベラーとストレッチ包装機は客先手配品であり，当社からの指示で動作する.

#### 2.2.5 パレット搬送コンベア

搬送用無人搬送車「AGV」より，出荷用空パレットの受け取りと積み付け完了品の受け渡しを行う.

パレット搬送コンベアはチェーンコンベアとし，最大搬送物質量は1,500Kg．全インバータ制御で，AGVとのインターロックには光通信装置を使用している.

### 2.3 パレットセットシステム

本システムは工場内物流で使用する樹脂パレットの上に，社外物流用の木製パレットを重ね置く装置である（**図5**）.

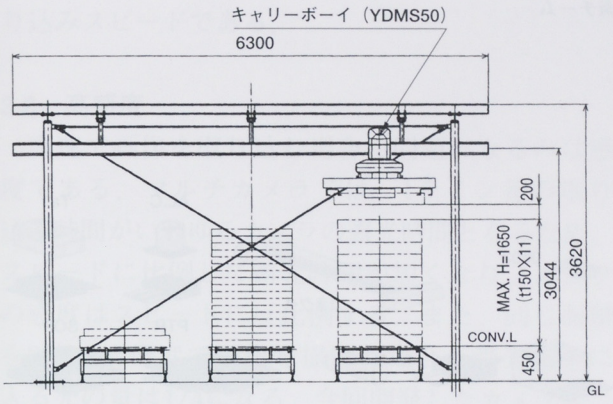



図5　パレットセットシステム

それぞれ段積み状態で供給された樹脂パレットおよび木製パレットは，本装置内で上部より一枚づつ取り出されて重ね置かれる．

パレットを搬送するために，IMカンパニー製の「キャリーボーイYDMS50」に専用ハンドリング装置を取り付けている．このハンドリング装置はパレット4方向位置決め機構をもち，木製パレットの寸法が変化しても，常に樹脂パレットの中心に積み重ねることができる．また，段積みパレット高さ検出機構により，段数が不明の場合でも，最上段のパレットを把持することが可能である．

## 3　本システム全体の特徴

今回のように生産ラインと物流の一貫したシステムの場合，どこか一ヶ所でもトラブルが発生すると生産が停止してしまう危険性がある．

本件実施に当たり事前に客先とトラブルの発生を想定し，その場合の回避方法をシステムに取り入れたことにより，トラブル時のライン停止を最小限に抑えることができている．例えば1台の巻取り搬送台車が故障したときは，待避ステーションに待避させ，残りの台車で稼動させることができ，最悪全てが稼動不可能の場合でも緊急出庫口からリーチフォークによる搬送が可能である．また，巻取り搬送ローダにトラブルが発生したときは，巻取り搬送台車が自動的に他のローダに巻取りを移動し，そこからハンドリフトで該当印刷機に搬送できる．

データ授受の要であるシーケンサネットワークについても，全設備の通信媒体光ケーブル部に光バイパススイッチを装着し，各設備単体にトラブルが発生してもネットワークがシステムダウンすることを防止している．

さらに，各設備ともタッチパネルを使用した対話式操作方法を採用し，操作の簡易性と設備状態の簡単な把握を両立させている．

## 4　おわりに

今回はワイ・イー・シーFA技術部としては過去最大規模の受注であった．設計着手から稼動までには約10ヶ月ほどを要し，担当各位の多大な努力と苦労により完成した．最新鋭の工場ラインのいわば入り口と出口を担当できたことは，今後の設備構築に対して大いなる財産になったと感じている．

今後この経験と実績を生かし，より良い設備，ライン作りに結び付けたいと考えている．読者の中で，合理化および自動化設備を検討されている方，ご一報下されば多少なりとも参考になる提案をさせて頂けるものと思う．

●著者

川島　浩

技術紹介

# マウンター用ディジタルマルチカメラの開発

## Development of Digital Multi Camera for Surface Mounters

青島泰明 Yasuaki Aoshima

●IMカンパニー　技術チーム

## 1 はじめに

近年の表面実装技術の進歩には目を見張るものがある．携帯電話，ノートパソコンをはじめとする小型軽量かつ高性能な電子機器の普及に伴い，電子部品の小型化も急速に進んでいる．今では，図2に示すように，0603（ゼロロクゼロサンと読む）と呼ばれる縦0.6mm，横0.4mmサイズの小型部品から，コネクタ，スイッチ，ボリュームのような様々な形状の異型部品と呼ばれる電子部品も表面実装化され，更に小型の部品や新しい種類の部品が開発されつつある．

ヤマハ発動機（株）（以下，当社という）のマウンターは，こうした多種類の電子部品に対応した，マルチカメラ（一度に複数の部品画像を映すことのできるラインセンサカメラ）による部品認識システムを搭載し好評を得ている．

今回，マウンター部品認識システムの部品対応性をより高めるために，ディジタルマルチカメラを新開発したので紹介する．このカメラは，開発の図1のマウンターに使用されている．

図1　YV180X

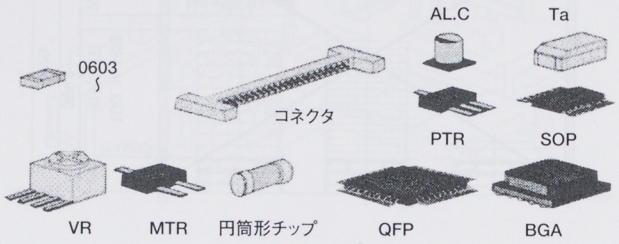



図2　部品例

## 2 開発のねらい

マウンターの高速性を保ちつつ，画像を高精度化し，マウンターの位置精度を高め，部品対応性能を向上させる．また，カメラの対ノイズ性を向上させ，部品認識の安定性を向上させる．このために以下の点に取り組んだ．

(1) 高精度化
(2) 高速化
(3) 高感度化
(4) 画像信号のディジタル化
(5) 小型化

## 3 カメラの特徴

### 3.1 高精度

1ライン1024画素のCCDを採用した．またCCDの精度に合わせて十分な解像度が得られ，かつ歪の少ないレンズを専用設計した．これら2つの要素によって画像認識したときの精度が向上した．

### 3.2 高速

1ライン1024画素の画像取り込み時間は，28.8 μsと非常に高速であるため，1024×1024サイズの画像であれば，29.5msで取り込むことができる．当社のマウンターでは，電子部品を吸着した装着ヘッドが，マルチカメラ上を約1.1m/sのスピードで移動しているときに，電子部品の画像

を取り込むことが出来る．これは業界最高速の取り込みスピードである．

### 3.3 高感度

高速で画像を取り込む場合，問題になるのは感度である．マルチカメラでは，1ライン毎の取り込み時間がいわゆるカメラの露光時間となるため，スピードに比例して露光時間が短くなり，カメラの感度はスピードに反比例する．また，同じ面積を2倍の解像度で画像を撮った場合，受光素子に入る光の量は1/4になる．今回開発したカメラは，現行のマルチカメラに比べ2倍の解像度で，1ラインあたりの取り込みスピードが同じため，同じ明るさを得るためにカメラの感度を約4倍に上げた．

### 3.4 ディジタル化

画像認識する場合，画像信号はアナログからディジタルに変換する必要がある．従来のアナログカメラでは，微細な画像信号をケーブルで伝送する必要があり，外部からのノイズを拾いやすかった．また信号が高速になると，ケーブルにより信号が劣化し，画質が低下した．このような画質の劣化を押さえるため，CCDの画像信号をカメラの中で直接8bitのディジタル信号に変換して送ることにした．この利点は，長いケーブルで画像を伝送しても画像の劣化が全く無く，外部ノイズも受けないことである．

ディジタル信号の伝送方式には，パラレルとシリアルの二通りの方法があるが，このカメラではシリアル伝送方式とした．パラレル伝送するためには，8bitのディジタル信号の場合，CLK信号を同時に送るため18本の信号線が必要となる．

これに対し，シリアルであれば，4本の信号線で送ることができる．但し，同じ信号を送るためには，信号のスピードが8倍になるため，高速信号が安定して送れる最新の規格LVDSを使った．

### 3.5 小型

マウンター上には様々な機構が装備されカメラのサイズの制約は大きい．要求サイズを実現するため，表面実装技術を使い極力小型化した．シリアル伝送方式の採用も，コネクタが小型になりカメラサイズの小型化に寄与している．

その結果，従来カメラとほぼ同サイズにすることが出来た．現時点で，この種の市販のカメラと比較しても最小である．

図3に開発したカメラの取り付けられた写真を示す．また，カメラの仕様を示す（表1）．

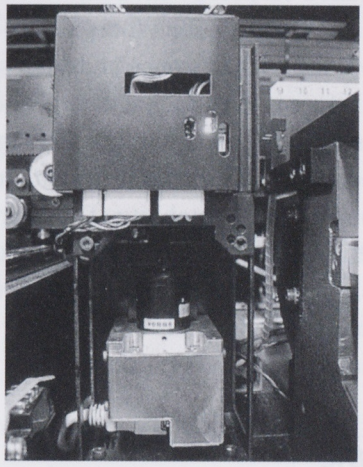


図3　カメラアップ写真

表1　カメラ仕様

| | ディジタルマルチカメラ | アナログマルチカメラ |
|---|---|---|
| 解像度（画素/ライン） | 1024 | 512 |
| 転送クロック | 37.5MHz | 12.4MHz |
| 転送レート（ライン/画素） | 28.8μs | 43.7μs |
| レンズ視野（ライン） | 50㎜ | 37㎜ |
| 電源 | 12V 0.3A | 12V 0.15A |
| 外形寸法 | L78XW58XH55 | L78XW58XH47 |

## 4 おわりに

マウンターの部品認識用として，ディジタルマルチカメラを開発した．このカメラにより，当社のマウンターが高速性を保ちつつ，より精度を向上させ，多様な部品を扱えるようになった．今後も，最新の技術を取り入れマウンターの機能向上に貢献して行きたい．

●著者

青島泰明

技術論文

# 小型滑走艇の高速旋回時の動的不安定性

## A Dynamic Instability of Small Planing Craft at High Speed Turning

神戸庄二 Shouji Kanbe

●研究開発センター 基盤技術研究室

**要旨**

A small planing craft that has V-shape hull and hard-chine is good for running in a little rough sea at high speed. But it has been known to have various motion instabilities. From these, we may choose so-called corkscrew motion, which was supposed to include roll oscillations (chine walking) mainly and heave oscillations (porpoising) partly at high speed turning, as one of the most difficult problems to predict its occurrence at design stage and one of the most serious problems for safety. If it happens, the driver is hard to maintain his position due to large lateral acceleration and may lose craft control. This report shows that this turning instability at high speed comes from vertical dynamic instability at heeled attitude at turning, and proposes some criteria that are useful to design a new boat that has enough turning stability. These criteria are obtained from the turning motion simulation program that is newly developed as a design tool, which can judge the degree of turning stability at early design stage. Adding extra keel to hull bottom is a very effective measure for turning stability. Though its effect has been known from experience but it has been confirmed quantitatively by this simulation for the first time.

## 1 はじめに

小型滑走艇はV型の船型とハードチャインを持ち，高速で走行するのに適しているが，いろいろな動的な不安定性を持つことが知られている．例をあげると，まず直進時に突然大きくヒールしたまま走行したり，トリムが大きく減少して船首を下げたまま回復しないで走行する等の非振動的な不安定性がある．また，直進滑走時にポーポイジングと呼ばれるヒーブとピッチの周期的な連成運動がしばしば生じることは良く知られている．これらの不安定性の対策はD.L.Blount and L.T.Codega [(1)] などで論じられているように明らかになっており，ボートメーカーでは設計段階で十二分に検討されいる．とは言っても小型滑走艇には他にも動的不安定問題がいろいろ残されている．その中で最も設計段階での予測が困難でかつ安全性に重大な影響を及ぼす問題の一つに，高速旋回時に“corkscrew”と呼ばれる周期的運動が激しく生ずるケースがあげられる．この運動はロールの周期的な運動（chine walking）が支配的であるがピッチの周期的な運動（porpoising）も含む現象と推定されている．この運動はいったん起きると操船者は大きな横Gを受けるため，体を保持することが難しく操船不能になる場合もあり，安全上大きな問題といえる．本研究はこの動的不安定問題が与えられた走行条件で生ずるのか否かを設計段階で予測し，もしおきる可能性があるのであればそれを回避する手段を検討する設計ツールを開発する目的で行われた．

## 2 平面旋回運動の記述

### 2.1 運動方程式

上述の問題を取り扱うに当たり顕著な現象として大きな横Gが発生することを考慮し，まずは平面旋回運動時の安定性の検討を行うのが適当であると考えた．座標系は**図1**に示すように船体固定座標系とし原点は重心位置に置く．x軸は船首方向，y軸は右舷水平方向，z軸は鉛直下方向を向くものとする．

（x, y, z）軸方向の並進速度成分を（u, v, w）とし（x, y, z）軸方向の角速度成分を（p, q, r）とする．また，（x, y, z）軸は慣性主軸であると仮定すると，船体運動は次のように表わせる．

$$m(\dot{u} + wq - vr) = X \quad (1\text{-}1)$$

$$m(\dot{v} + ur - wp) = Y \quad (1\text{-}2)$$

$$m(\dot{w} + vp - uq) = Z \quad (1\text{-}3)$$

$$I_{44}\dot{p} + (I_{66} - I_{55})qr = L \quad (1\text{-}4)$$

$$I_{55}\dot{q} + (I_{44} - I_{66})rp = M \quad (1\text{-}5)$$

$$I_{66}\dot{r} + (I_{55} - I_{44})pq = N \quad (1\text{-}6)$$

ここで　$I_{44}$　,$I_{55}$　,$I_{66}$　は船体慣性モーメントを表わしX,Y,Zは船体に作用する外力，L,M,Nは外力のモーメントを表わす．

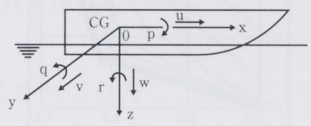



図1　Coordinate system

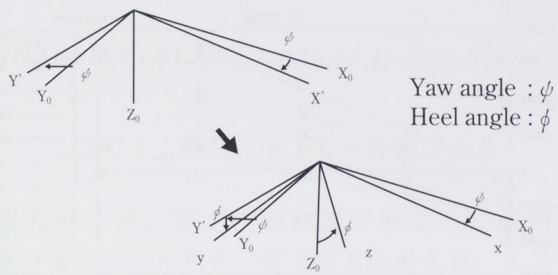



図2　Orientation of body axes to fixed axes

次に空間固定座標系と船体固定座標系の関係を考える．旋回運動であるからpitch変化は微小であるとして無視すると，

$$p = \dot{\phi} \tag{1-7}$$

$$q = \dot{\psi} \sin\phi \tag{1-8}$$

$$r = \dot{\psi} \cos\phi \tag{1-9}$$

空間固定座標系の原点の速度を固定座標系で表わすと，

$$U = u\cos\psi - v\cos\phi\sin\psi - v\sin\phi\sin\psi \tag{1-10}$$

$$V = u\sin\psi + v\cos\phi\cos\psi - w\sin\phi\cos\psi \tag{1-11}$$

$$W = v\sin\phi + w\cos\phi = 0 \tag{1-12}$$

ここでは旋回運動を考えているので鉛直方向の速度：Wは0と考える．結局，未知数はu，v，w，p，q，rの6個であり方程式は以下の6つの式である．

$$m = (\dot{u} + wq - vr) = X \tag{1-13}$$

$$m = (\dot{v} + ur - wp) = Y \tag{1-14}$$

$$I_{44}\dot{p} = L \qquad (\because I_{55} \fallingdotseq I_{66}) \tag{1-15}$$

$$I_{66}\dot{r} + (I_{55} - I_{44})pq = N \tag{1-16}$$

$$w = -v\frac{\sin\phi}{\cos\phi} \tag{1-17}$$

$$q = r\frac{\sin\phi}{\cos\phi} \tag{1-18}$$

また$\phi$と$\psi$はそれぞれ式（1-7）と（1-9）より，

$$\dot{\phi} = p \tag{1-19}$$

$$\psi = r\frac{1}{\cos\phi} \tag{1-20}$$

なお，船体の位置は式（1-10），(1-11）を時間積分することより求められる．

$$X_0 = \int_0^t U\,dt \tag{1-21}$$

$$Y_0 = \int_0^t V\,dt \tag{1-22}$$

以上で平水中の旋回運動は完全に記述される．

次に船体に働く外力の内で附加質量（$m_{**}$），附加慣性モーメント（$J_{**}$）による流体力は参考文献[2]より，

$$X_A = -m_{11}\dot{u} + m_{22}v\cdot r \tag{1-23}$$

$$Y_A = -m_{22}\dot{v} - m_{11}u\cdot r - m_{22}\alpha_y\dot{r} + m_{22}l_y\dot{p} \tag{1-24}$$

$$L_A = -J_{44}\dot{p} + m_{22}l_y\dot{v} + m_{11}l_x u\cdot r \tag{1-25}$$

$$N_A = -J_{66}\dot{r} - m_{22}\alpha_y\dot{v} \tag{1-26}$$

ここで$I_x$,$I_y$はそれぞれ$m_{11}$,$m_{22}$の中心のz座標であり，また$\alpha_y$は$m_{22}$の中心x座標である．これらの式を式（1-13），(1-14），(1-15），(1-16）に代入し，w・q，w・p，p・qを含む項は微小であるとして省くと，

$$(m + m_{11})\dot{u} - (m + m_{22})v\cdot r = X_R \tag{1-27}$$

$$(m + m_{22})\dot{v} + (m + m_{11})u\cdot r + m_{22}\alpha_y\dot{r} - m_{22}l_y\dot{p} = Y_R \tag{1-28}$$

$$(I_{44} + J_{44})\dot{p} - m_{22}l_y\dot{v} - m_{11}l_x u\cdot r = L_R \tag{1-29}$$

$$(I_{66} + J_{66})\dot{r} + m_{22}\alpha_y\dot{v} = N_R \tag{1-30}$$

ここで，右辺は外力項のうち，附加質量項を除いた成分を表わす．この4つの式を適当な初期条件のもとで解くことで船体運動が予測される．また，残りの未知数は式（1-17）（1-18）より，空間固定座標系で表わした船体の位置や姿勢は式（1-19）（1-20）（1-21）（1-22）より計算される．右辺の外力項は艇体の重力，浮力，滑走揚力，舵や推進器などの付加物による力および風による力が

考えられるが，中でも滑走揚力が最も重要である．この滑走艇の船底に作用する力を推定する方法としては Robert F.Smiley [3] の2次元のくさび型断面に働く横力の推定法とC.C.Hsu [4] の揚力面理論を適用した方法がある．もっとも前者はヒールした場合を考慮しておらず，旋回時に大きく内傾する小型滑走艇に適用することは難しい．

**図3-1～4**はC.C.Hsu [4] による推定法と1/10縮尺模型を使った実験値との比較を示す．実験はヒーブとピッチをフリーにし，ロール角とヨウ角をそれぞれ変化させて，横力と横揺れの復原力およびヨウ・モーメントを計測した．船型は小型滑走艇の代表的なものであるストレートVでデッドライズ角は約19度である．なお，各値は艇体固定座標系で表わしている．ロール角が小さいケースでの両モーメントの実験値と計算値の一致が良くないが小型滑走艇の旋回時のロール角は一般に大きいことを考慮すると，計算値は実用的な領域ではおおよそ許容できる範囲内にあると思われる．

**図4**は上述の運動方程式を積分し結果得られた23フィートの小型艇の旋回軌跡の例を示している．船首のターンが270度を超えたあたりから計算値との乖離が目立つが（原因として，実験値は自艇の引き波に当たって姿勢が変わること，また旋回中のフルード数が低くなり過ぎて計算による艇のトリム及び抵抗変化の推定精度が落ちることなどがあげられる），実用上必要と思われる180度までの計算結果は比較的良い一致を示している．

## 2.2 旋回運動の安定判別式

### 2.2.1 Yawing

旋回時の安定性の問題としてまず，針路安定性を考える．艇が高速旋回中になんらかの外乱を受け船首を小さく振った後の運動を考える．式（1-28），(1-30) を再掲すると，

$$(m+m_{22})\dot{v}+(m+m_{11})ur+m_{22}\alpha_y\dot{r}-m_{22}l_y\dot{p} = Y_R \qquad (1\text{-}28)$$

$$(I_{66}+J_{66})\dot{r}+m_{22}\alpha_y\dot{v}=N_R \qquad (1\text{-}30)$$

簡素化のために $u \fallingdotseq U_S$ とし $l_y$ を含む項は他の項に比べて小さいとすると，

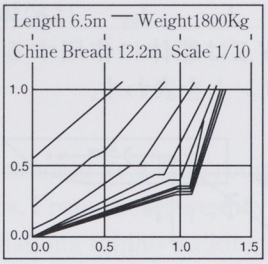
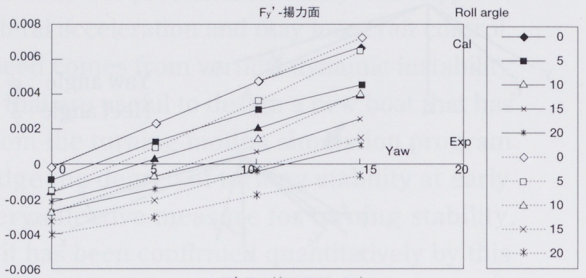
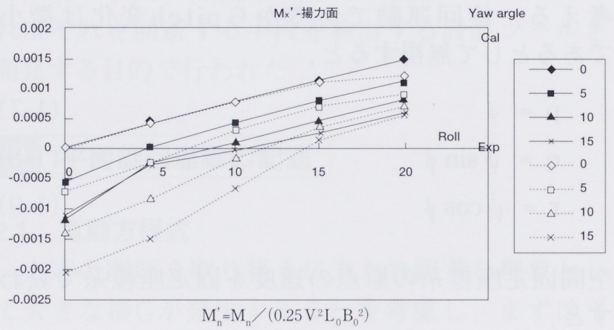


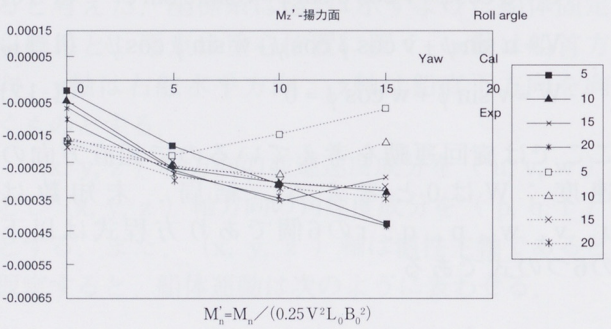
図3-1 Lines



$F_v'=F_v/(0.5V^2L_0B_0)$
$L_0$:Chine Length $B_0$:Chine Beam
図3-2 Side force



$M_n'=M_n/(0.25V^2L_0B_0^2)$
図3-3 Roll moment



$M_n'=M_n/(0.25V^2L_0B_0^2)$
図3-4 Yaw moment

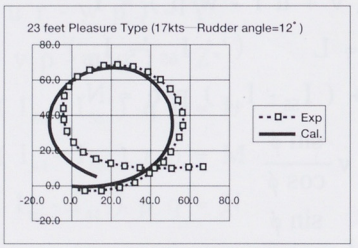


図4 Turning track

$$(m+m_{22})\dot{v}+(m+m_{11})U_S r+m_{22}\alpha_y\dot{r}=Y_R \tag{1-31}$$

$$(I_{66}+J_{66})\dot{r}+m_{22}\alpha_y\dot{v}=N_R \tag{1-32}$$

一方，右辺は外力項を表し，通常，

$$Y_R=Y_R(\text{舵力}(u,v,r,\delta)、\text{Hull 流体力}(u,v,r,\phi)、\text{skeg 力}(u,v,r,\phi)) \tag{1-33}$$

$$N_R=N_R(\text{舵力}(u,v,r,\delta)、\text{Hull 流体力}(u,v,r,\phi)、\text{skeg 力}(u,v,r,\phi)) \tag{1-34}$$

ここで$\delta$：舵角，$\phi$：ヒール角である

と表わせるが，安定性の検討であるので舵角は一定，またロール角も一定であると考える．ここでvとrについて微小変化を考えて，

$$v=v_s+\Delta v \tag{1-35}$$

$$r=r_s+\Delta r \tag{1-36}$$

と表わすと式（1-33），(1-34）は，

$$Y_R=Y_v\Delta v+Y_r\Delta r+Y_R(\text{const}) \tag{1-37}$$

$$N_R=N_v\Delta v+N_r\Delta r+\underbrace{N_R(\text{const})}_{=0} \tag{1-38}$$

と表現できる．これらを式（1-31），(1-32）に代入し，遠心力の釣り合いより，

$$(m+m_{11})U_s r_s=Y_R(\text{const})$$

であることを考慮すると，両式は次のように表わされる．

$$(m+m_{22})\Delta\dot{v}+(m+m_{11})U_S\Delta r+m_{22}\alpha_y\Delta\dot{r}$$
$$=Y_v\Delta v+Y_r\Delta r \tag{1-39}$$

$$(I_{66}+J_{66})\Delta\dot{r}+m_{22}\alpha_y\Delta\dot{v}=N_v\Delta v+N_r\Delta r \tag{1-40}$$

この両式から，$\Delta v$を消去すると，

$$[(m+m_{22})(I_{66}+J_{66})-m_{22y}^2]\Delta\ddot{r}$$
$$+[m_{22y}\{Y_r+N_v-(m+m_{11})U_S\}-(m+m_{22})N_r$$
$$-(I_{66}+J_{66})Y_v]\Delta\dot{r}$$
$$+[(m+m_{11})U_S N_v+Y_v N_r-Y_r N_v]\Delta r=0 \tag{1-41}$$

ここで$m_{22}\alpha_y$を$m_{22y}$と略記している

この式にRouth-Hurwitzの安定判別を適用すると、

$$(m+m_{22})(I_{66}+J_{66})-m_{22y}^2>0 \tag{1-42}$$

$$m_{22y}\{Y_r+N_v-(m+m_{11})U_S\}-(m+m_{22})N_r$$
$$-(I_{66}+J_{66})Y_v>0 \tag{1-43}$$

$$(m+m_{11})U_S N_v+Y_v N_r-Y_r N_v>0 \tag{1-44}$$

これらの式が満たされれば，Yawing 角速度は微小外乱を受けた後時間が経つにつれて減少し針路は安定する．式（1-42）(1-43）の各項のオーダー比較をすると $m_{22y}$ を含む項は他の項に比べて非常に小さく無視できることが分かる．従って，式(1-42)はほとんどの場合成立する．また，式 (1-43) も左辺の ｛ ｝ 内と$m_{22y}$ ，$N_r$，$Y_v$がそれぞれ負の値をとることを考えるとやはりほとんどの場合問題なく成立する．以上より問題になるのは式（1-44）のみである．式（1-44）を書き直すと，

$$Y_v[Y_r-(m+m_{11})U_S][\underline{\underline{\frac{N_r}{Y_r-(m+m_{11})U_S}-\frac{N_v}{Y_v}}}]>0 \tag{1-45}$$

……部はほとんどの場合正の値をとるので＝＝部を検討すれば良い．＝＝部はそれぞれモーメントを力で割った形であり，Yaw 減衰力および Sway 減衰力の着力点の位置を表わしていると考えられる[5]．従って，この部分を艇長で割った無次元値を比較することにより，各艇の方向安定性の度合いがわかる．

$$\left(\frac{N_r}{Y_r-(m+m_{11})U_S}-\frac{N_v}{Y_v}\right)\Big/\,Lc \tag{1-46}$$

### 2.2.2 Rolling

次に低速の旋回では問題にならないが，高速で走航中に舵を切った場合に発生する可能性のある“Rollingの不安定性”の問題を考える．式（1-29）を再掲すると，

$$(I_{44}+J_{44})p-m_{22}l_y\dot{v}-m_{11}l_x u\cdot r=L_R \tag{1-29}$$

外力項は，

$$L_R=L_R(\text{舵力}(u,v,r,\delta)、\text{Hull 流体力}(u,v,r,\phi)、\text{skeg 力}(u,v,r,\phi))$$
$$=L_v v+L_r r+\underbrace{L_p p}_{\text{減衰力}}+\underbrace{L_\phi\phi}_{\text{復原力}} \tag{1-47}$$

ただし $\delta=\delta_s(=\text{const})$, $u\fallingdotseq U_s$

とし，Roll 角および Roll 角速度は，

$$\phi = \phi_s + \Delta\phi \tag{1-48}$$

$$p = \Delta p = \Delta\dot{\phi} \tag{1-49}$$

とする．すると，式（1-47）は，

$$L_R = L_v v_s + L_v \Delta v + L_r r_s + L_r \Delta r + L_p \Delta p + L_\phi \Delta\phi_s + L_\phi \Delta\phi \tag{1-50}$$

式（1-29）に代入すると，

$$(I_{44}+J_{44})\Delta\dot{p} - m_{22} l_y \Delta\dot{v} - m_{11} l_x U_S r_S - m_{11} l_x U_S \Delta r - L_v v_s - L_v \Delta v - L_r r_s - L_r \Delta r - L_p \Delta p - L_\phi \phi_s - L_\phi \Delta\phi = 0 \tag{1-51}$$

定常状態では，

$$-m_{11} l_x U_S r_S - L_v v_s - L_r r_s - L_\phi \phi_s = 0 \tag{1-52}$$

であるから，

$$(I_{44}+J_{44})\Delta\dot{p} - m_{22} l_y \Delta\dot{v} - m_{11} l_x U_S \Delta r - L_v \Delta v - L_r \Delta r - L_p \Delta p - L_\phi \Delta\phi = 0 \tag{1-53}$$

ここで，簡単のために $l_x$，$l_y$ を含む項と $L_r \Delta r$ は他の項に比べて小さいとすると，

$$(I_{44}+J_{44})\Delta\dot{p} - L_p \Delta p - L_\phi \Delta\phi = L_v \Delta v \tag{1-54}$$

この式と式（1-39），（1-40）よりRollingの安定判別式を求められる．$m_{22y}$ を含む項は小さいのでこれを省くと，

$$(m+m_{22})\Delta\dot{v} + (m+m_{11})U_S \Delta r = Y_v \Delta v + Y_r \Delta r \tag{1-55}$$

$$(I_{66}+J_{66})\Delta\dot{r} = N_v \Delta v + N_r \Delta r \tag{1-56}$$

$\Delta r$ を消去すると，

$$a\Delta\ddot{v} + b\Delta\dot{v} + c\Delta v = 0 \tag{1-57}$$

ただし $a = (m+m_{22})(I_{66}+J_{66})$

$b = -[(I_{66}+J_{66})Y_v + (m+m_{22})N_r]$

（＝式(1-43)で $m_{22y}$ を省いた形）

$c = \{(m+m_{11})U_S - Y_r\}N_v + Y_v N_r$（＝式(1-44)）

同様に式（1-54）も書き直すと，

$$L_v \quad v = f(\Delta\ddot{\phi}, \Delta\dot{\phi}, \Delta\phi) \tag{1-58}$$

ただし

$$f(\Delta\ddot{\phi}, \Delta\dot{\phi}, \Delta\phi) = (I_{44}+J_{44})\Delta\dot{p} - L_p \Delta p - L_\phi \Delta\phi \quad (\because \Delta p = \Delta\phi) \tag{1-59}$$

式（1-58）を式（1-57）に代入して $\Delta v$を消去すると，

$$a\ddot{f} + b\dot{f} + cf = 0 \tag{1-60}$$

式（1-59）に代入すると，

$$a_0 \Delta\dddot{\phi} + a_1 \Delta\ddot{\phi} + a_2 \Delta\dot{\phi} + a_3 \Delta\phi + a_4 \Delta\phi = 0 \tag{1-61}$$

ただし

$$\begin{aligned} a_0 &= a(I_{44}+J_{44}) \\ a_1 &= b(I_{44}+J_{44}) - a L_p \\ a_2 &= c(I_{44}+J_{44}) - b L_p - a L_\phi \\ a_3 &= -(c L_p + b L_\phi) \\ a_4 &= -c L_\phi \end{aligned} \tag{1-62}$$

Routh-Hurwitzの安定条件より，各係数は全て正であることより，

$$a_0 = (m+m_{22})(I_{66}+J_{66})(I_{44}+J_{44}) > 0 \quad （自明）$$

$$a_1 = -[(I_{66}+J_{66})Y_v + (m+m_{22})N_r](I_{44}+J_{44}) - (m+m_{22})(I_{66}+J_{66})L_p > 0 \tag{1-63}$$

$$a_2 = [\{(m+m_{11})U_s - Y_r\}N_v + Y_v N_r](I_{44}+J_{44}) + [(I_{66}+J_{66})Y_v + (m+m_{22})N_r]L_p - (m+m_{22})(I_{66}+J_{66})L_\phi > 0 \tag{1-64}$$

$$a_3 = -[\{(m+m_{11})U_s - Y_r\}N_v + Y_v N_r]L_p + [(I_{66}+J_{66})Y_v + (m+m_{22})N_r]L_\phi > 0 \tag{1-65}$$

$$a_4 = -[\{(m+m_{11})U_s - Y_r\}N_v + Y_v N_r]L_\phi > 0 \tag{1-66}$$

これらの係数の条件は $L_p$，$L_\phi$ が負の値であることを考えると，Yawingの安定条件の式（1-43）（1-44）が満たされていれば自動的に満たされることが分かる．（式（1-62）においてa,b,cがすべて正で $L_p$，$L_\phi$ が負の値であることより容易に分かる．）

さらに，安定条件は各係数より作る小行列式が全て正であることより，

$$a_1 a_2 - a_0 a_3 > 0 \tag{1-67}$$

$$a_1 a_2 a_3 - a_1^2 a_4 - a_0 a_3^2 > 0 \tag{1-68}$$

式（67）を書き直すと，

$$bc(I_{44}+J_{44})^2-b^2(I_{44}+J_{44})L_p+abL_p^2+a^2L_pL_\phi>0 \quad (1\text{-}69)$$

この式もやはり，式（1-43）（1-44）が満たされていれば自動的に満たされることが分かる．結局，式（1-43）（1-44）と式（1-68）を満たせばRollingの不安定性は生じないと判定できる．

### 2.3 旋回運動の安定判別式の適用

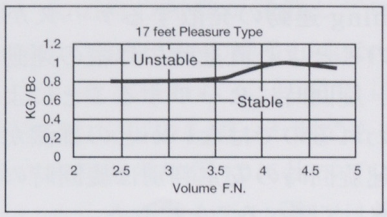
旋回時の安定性に大きく影響する設計パラメータとして速度と重心位置がまずあげられる．（ところで旋回中の安定判別をどの時点で行うのが妥当であるのかは今後良く検討すべき問題であると思われるが，ここでは旋回直前の状態と船首が60度ターンした状態の二つを選んだ．一般に旋回時の艇速は徐々に減じ180度もターンした時点では艇速はかなり落ちている．そこまで安定旋回し，その時点から不安定現象が始まるとは考えにくい．やはり，かなりの速度を保ちかつヒールが大きくなる時点を選ぶのが良いと思われる．この条件を満たすのが実艇の実験結果からおおよそ60度当りであろうと推定した．）**図5**は小型プレジャーボートの代表的な船型を用いて，旋回時における速度に対する重心の最大許容高さを計算した例である．この結果はE.M.Lewandowski [6] が導いた結果と類似しており，妥当な結果と思われる．また，**図6**は重心の前後位置の安定限界を計算した例である．このように前節までの結果を用いれば，開発段階で新艇の旋回安定性を事前に検討することが出来る．しかしながら，ハードチャインを持つ小型の滑走艇はほとんどの場合，

$$0.25 < KG/Bc < 0.50$$

であり，まず KG／Bc が 0.6 を超える設計をすることはない．また，$X_{CG}$もほとんどの場合，

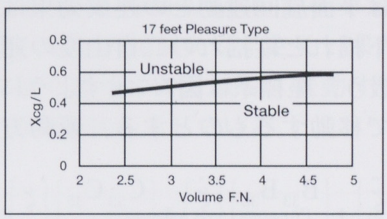
$$0.30 < X_{CG}/L < 0.40$$

であり $X_{CG}$／L が 0.5 を超えることはまずない．




KG : C.G. Height from keel
Bc:Chine bredth

**図5　Predicted Maximum stable KG**




Kcg : C.G. distance from transom
L : craft length

**図6　Predicted Maximum stable Xcg**

従って，前節までの結果はより細身の重心位置が高くなりがちな艇（例：中・大型の業務艇など）の検討には役立つと思われるが，ここで対象としている小型のハードチャイン艇の検討には不充分である．このことは実際に実験で旋回時にロールを主体とした周期的運動が激しく生じたり，いきなりスピンしてしまう等の不安定な挙動を示す小型のハードチャイン艇について実験時の条件に合わせて計算しても，ほとんど安定と判定されてしまうことからも分かる．ただし後節で述べるが，Trim-flap等で強制的に艇のトリムを頭下げにした状態のようなやや特殊な条件下ではこの安定判別法が必要である．（このケースでは重心とハルに作用する流体力の位置が大きくずれるために方向安定性を保つことが出来なくなると推定される．**図17**を参照）

## 3　縦運動の記述

前節で述べたようにハードチャインを持つ小型の滑走艇を対象とする場合，平面旋回運動の安定性についてのみ検討したのでは充分であるとは言えない．この追加すべき内容を検討しているときにヒントを与えてくれたのは，**図3**で示した船底に作用する流体力を計測した模型実験であった．この実験では大きくヒールさせた条件の走行テス

トでpitching運動の発散するケースが多く見られた．このことより直進時には縦の運動は安定であっても，旋回時にヒールすることにより縦の安定性を失われるのではないかとの推測が得られたので，高速旋回時の安定判別は旋回時の縦運動のそれも追加して調べることにした．

### 3.1 縦の安定判別式

縦運動は平面旋回運動との連成効果は少ないとして，上下揺れと縦揺れの二自由度の運動を独立して取り扱う．座標系は**図7**に示すように静水中で艇と等速で移動するものとする．運動方程式は，

$$\begin{bmatrix} A_{33} & A_{35} \\ A_{53} & A_{55} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\zeta} \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} B_{33} & B_{35} \\ B_{53} & B_{55} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\zeta} \\ \dot{\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{33} & C_{35} \\ C_{53} & C_{55} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \zeta \\ \theta \end{Bmatrix} = 0 \quad (2\text{-}1)$$

ここで $A_{jk}$：広義の付加質量
$B_{jk}$：広義の減衰力係数
$C_{jk}$：広義の復原力係数
（広義と言うのはForceとMomentを含むから）

上式の付加質量項と減衰力項はOrdinary Strip Methodにより求められる[5]．ただし，2次元断面のこれらの値は**図7**に示すようにヒールした状態のそれでありFrankのClose-fit法[7]より計算される．復原力項は浮力と滑走揚力によるものであり，後者は前節で用いた文献[4]による方法より数値計算で求められる．また，池田等[8]によると上下揺れ減衰力項：B33と上下揺れによる縦揺れ連成減衰力項：B53はStrip法によるポテンシャル理論に基づく成分だけでは不充分で，揚力による成分を考慮する必要がある．（文献[8]には揚力による横揺れ減衰力項：B44もポテンシャル成分項より支配的であると報告されている．従って，前節の式（1-47）のLpにこの揚力成分による横揺れ減衰力項を加える．）

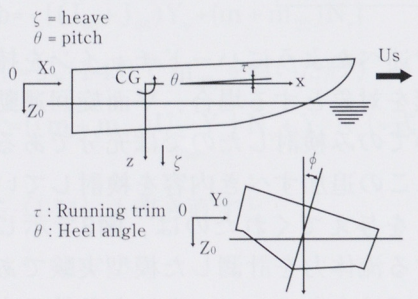



図7　Coordinate system for vertical motion

この揚力による減衰力項は，揚力による復原力項を$C'_{**}$と表わすと以下のように表わされる．

$$B'_{33} = \frac{1}{U_s} C'_{35} \quad (2\text{-}2)$$

$$B'_{53} = \frac{1}{U_s} C'_{55} \quad (2\text{-}3)$$

式（2-1）で表された縦の運動の安定判別はこの式をラプラス変換して特性方程式を求めると[6]，

$$\Delta S = a_0 S^4 + a_1 S^3 + a_2 S^2 + a_3 S + a_4 \quad (2\text{-}4)$$

ここで

$$\begin{aligned} a_0 &= A_{33}A_{55} - A_{35}A_{53} \\ a_1 &= A_{33}B_{55} + A_{55}B_{33} - A_{35}B_{53} - A_{53}B_{35} \\ a_2 &= A_{33}C_{55} + A_{55}C_{33} + B_{33}B_{55} - A_{35}C_{53} - A_{53}C_{35} - B_{35}B_{53} \\ a_3 &= B_{33}C_{55} + B_{55}C_{33} - B_{35}C_{53} - B_{53}C_{35} \\ a_4 &= C_{33}C_{55} - C_{35}C_{53} \end{aligned} \quad (2\text{-}5)$$

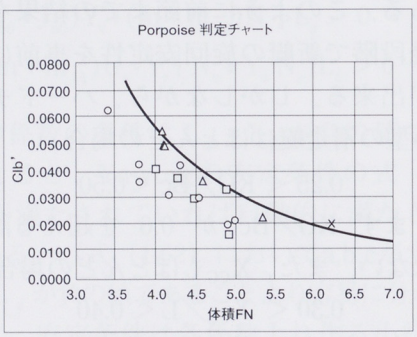
Routh-Hurwitzの安定判別条件より，

$$a_0, a_1, a_2, a_3, a_4 > 0 \quad (2\text{-}6)$$

$$\begin{vmatrix} a_1 & a_3 \\ a_0 & a_2 \end{vmatrix} > 0 \quad (2\text{-}7)$$

$$\begin{vmatrix} a_1 & a_3 & 0 \\ a_0 & a_2 & a_4 \\ 0 & a_1 & a_3 \end{vmatrix} > 0 \quad (2\text{-}8)$$

この判別式（2-6），（2-7），（2-8）が妥当であるか否かを確認するために直進航走時の縦判定，すなわちポーポイジングの発生の有無を検討した．**図8**はその結果を示す．計算した艇はいずれも10～35フィートの小型滑走艇である．図中の実線は実艇の実験の結果から導き出した境界線を表わす．判定結果は実験値と良く一致しており，上述の式は実用上問題無いと思われる．




Lc : Chine Length　　W : Displacement
Bc : Chine Bredth　　Us : Ship speed

$$C'_{1b} = \frac{W}{\frac{1}{2}\rho U_s{}^2 B_c L_c}$$

図8　Porpoising stability

## 4 判別式の適用例

**表1**に旋回中の縦及び横の安定判別を計算した結果を示す．計算した例は一番上の23フィートの艇を除いていずれも実験時に旋回の不安定挙動を示した実績のある小型滑走艇である．

表1　Turning stability

| Model | Us(Kts) | F.N. | Weight(Kg) | Cal. | Exp. |
|---|---|---|---|---|---|
| 23 Pleasure | 23.0 | 1.46 | 1462 | ○ | ○ |
| 31 Pleasure | 29.0 | 1.58 | 3985 | × | × |
| 27 Sport | 46.0 | 2.74 | 3220 | × | × |
| 17 Pleasure | 27.6 | 2.03 | 700 | × | × |
| 21 Sport | 41.4 | 2.67 | 1800 | × | × |
| 27 Pleasure | 32.9 | 1.91 | 3910 | × | × |
| 32 Pleasure | 35.0 | 1.89 | 4460 | × | × |

**図9**は旋回時の安定性について計算した例を，ポーポイジングの判定図に載せてみた例である．図中には上記の不安定性を示す艇について，速度を落として安定化した計算例も載せてある．**図8**に示したポーポイジングの判定例ほど明確な分布にはなっていない．これはこの図が重心高さ（またはヒール復原力）を考慮していないためと思われる．しかしながら全体的にはポーポイジングし易い艇は旋回時も不安定になり易い傾向を示していることが分かる．

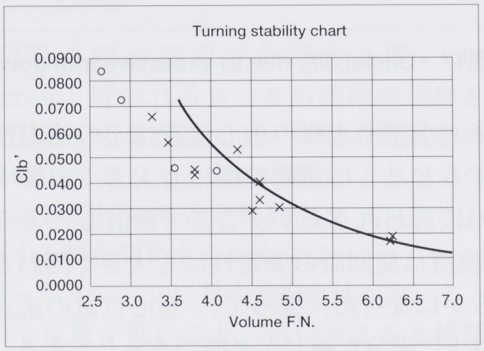



図9　Turning stability

**図10**は27フィート艇が全速で旋回に入った場合の計算例であり旋回時の不安定性を示している．横軸に時間をとりヒール角（図中：FAI），横流れ角（PSAIOB）トリム角（TAU），艇速（US,VS）および舵角（ANGRD）の変化が示されている．最大舵角は10度，転舵速度は2秒で最大舵角の約90%に達する設定である．旋回に入り内傾斜角が最大に達するころから徐々に縦の周期的な運動が生じ，それに伴いRoll角の振動が発散していく様子が分かる．（この運動がいわゆるcorkscrew motionを再現していると思われる．）**図11**は速度を落として旋回時の安定化を図った例である．速度が低いために内傾斜角は**図10**に比べて大幅に少なくなっていることが分かる．**図12**は最大舵角を10度から2度へ落として安定化を図った例である．**図13**は転舵速度を落とした例である．この計算例では安定判別の結果は不安定となるが**図10**と比べると内傾斜角は小さく，またトリムの変動も少なくなっており激しく振動することなく旋回できる可能性を示している．

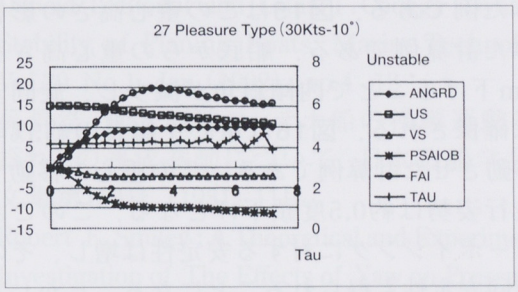



図10　Example Of Unstable turning

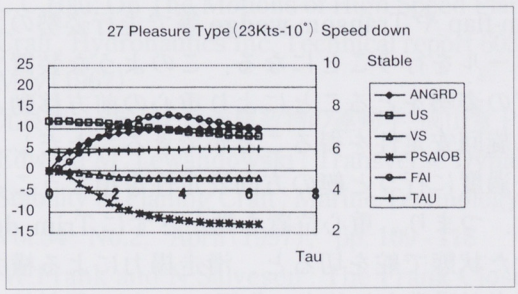



図11　Stabilization by Speed down

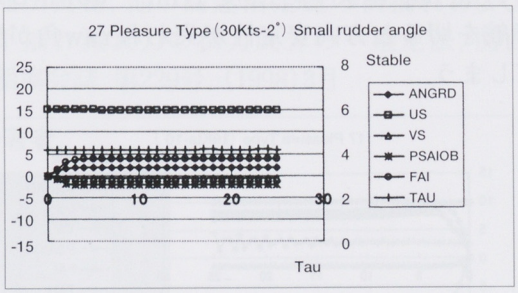



図12　Stabilization by Reducing rudder angle

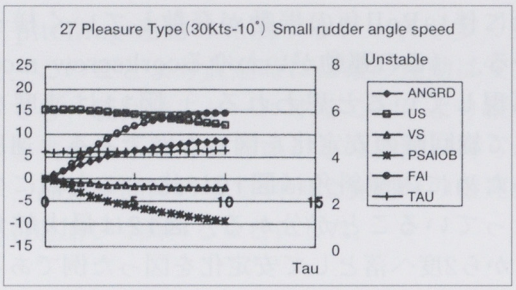



図13　Stabilization by Reducing rudder angle speed

つぎに重心位置が旋回安定性に与える影響を検討する．**図14**は重心が他の一般的な艇に比べて高く設定された17フィート艇の旋回不安定性を示した例である．**図15**はこの重心高さの影響を調べた計算例である．船底からの重心高さを約30cm下げることで内傾斜角が減少し，旋回安定性は確保される．**図16**は重心を艇長の約3%前方へ移動させた計算例である．この重心の移動で艇の走行姿勢は約0.5度頭下げとなる．このことよりポーポイジングに対する安定性は増し，その結果旋回安定性も得られることになる．しかしながら，重心の移動は大幅な設計変更を伴わざるを得なく実際の問題としては難しいと言える．通常はTrim-flapやTransom-wedge等で走行姿勢のコントロールを行うことになる．このような装置で頭下げの姿勢をとることにより重心の前方移動と同様に旋回安定性を得ることができる．ただし，これを過度に行うと艇の方向安定性を損なうことになる．つまり，重心位置を動かさずにTrim downさせた状態で舵を切ると，滑走揚力による横力の作用点が通常より前方で作用し，艇の保針性が失われてしまう．**図17**はそのような例を示している．Trim-flapにより約1.5度Trim downした状態で舵を切ると方向安定性が失われYaw角が発散してしまう．

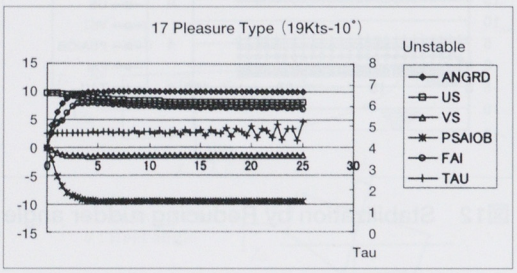



図14　Example of Unstable turning (2)

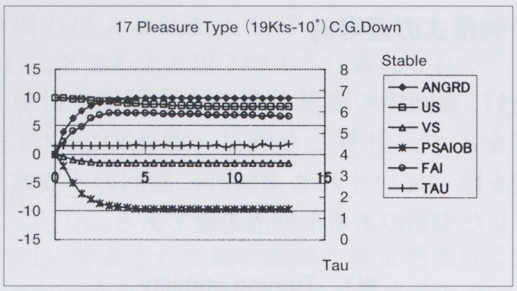



図15　Stabilization by C.G.shift to downward

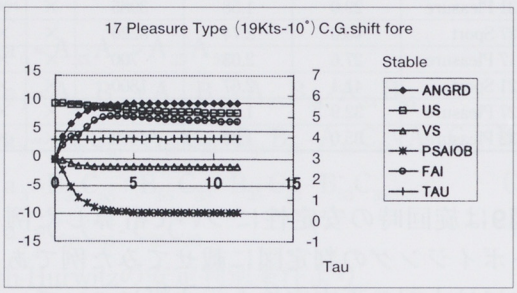



図16　Stabilization by C.G.shift to forward

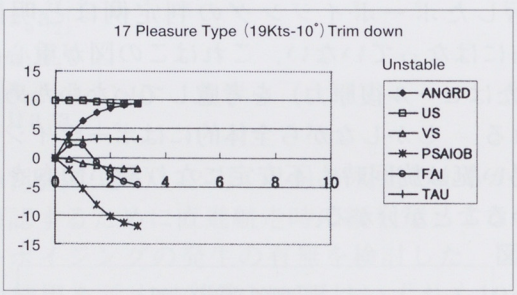



図17　Unstability due to excessive trim down

従来，小型滑走艇の重心位置はその速力性能を左右するとともに運動性能にも大きく影響すると経験的に言われきたが，ここで検討したように，重心位置は旋回時の安定性にも大きく関わることが明らかになった．従って，重心位置の決定は今まで以上に充分な検討が必要であると言える．

以上の方法は船型を変更するものではなかったが旋回安定性を確保するために従来から行われ，その効果が確認されている方法にキールのつまみ出しまたは付加キールの取りつけという対策がある．船底のやや後方部分のキールを**図18**に示すように飛び出させるものである．高速旋回中に暴れる艇にこのキールを取り付けると船速はやや低下するものの旋回時の挙動は安定したものになる．**図19**はこの付加キール(4m×0.2m)を取りつけた

例を計算してみた結果を示している．付加キール無しの**図10**に比べて内傾斜角は大幅に減少しトリム角の周期的変動も非常に小さくなっており，旋回時の挙動が大幅に改善されていることがわかる．また，計算では考慮されていないが，斜航時の付加キール後流によるプロペラ効率の悪化により，実艇の旋回中の速度はより低下しその結果旋回時の挙動はより安定したものになると推定される．

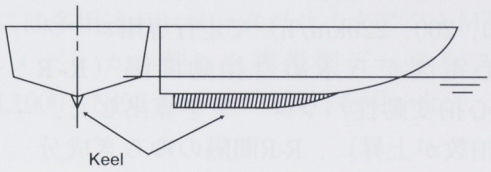



図18　Added keel

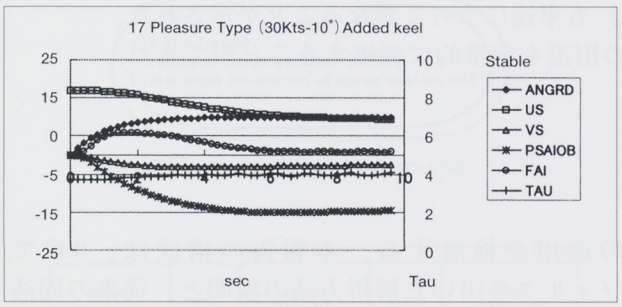



図19　Stabilization by Added

## 5　おわりに

小型滑走艇が高速で旋回する際に生ずるcorkscrewと呼ばれるロールの周期的運動を主体にした動的不安定性は，ヒール時の縦運動の不安定性に起因することが示唆された．また，今回開発した高速旋回時の安定性判別ソフトより，安定に旋回する艇を開発するためには，

(1) ポーポイジングに対する安定性が高いこと
(2) 重心位置が低いこと，言いかえると横揺れの復原力が大きいこと
(3) 旋回時の速度が遅いこと
(4) 転舵速度が遅いこと
(5) 付加キールを取りつけること

等が有効であることが分かった．特に(5)の付加キールは従来から経験的にその有効性が謳われてきたが，シミュレーション計算でもその有効性を確認できた．キールの追加は前にも述べたように旋回時の速度を落とす効果と横揺れの減衰力の増大による効果も期待できることより，旋回安定性の確保の目的には最も適した手段と言える．しかしながら，直進走航時の最大速力性能の悪化をもたらすのも確かなことであり，その寸法や形状の決定には開発段階で十二分に検討することが必要であると思われる．

なお，小型滑走艇にはここで検討した旋回時のロールを主体にした激しい周期的な運動のほかにも様々な不安定な挙動がある．高速旋回中に外傾斜して真横に飛んでしまうケースなどは安全上大きな問題である．今後，機会があればこのような不安定現象の解明と対策にも取り組みたい．

### ■参考文献

(1) Donald L.Blount and Louis T.Codega : Dynamic Stability of Planing Boats, Marine Technology Vol.29 No.1, Jan.(1992), pp.4 - 12
(2) 孫景浩，他：高速コンテナ船の操縦運動と横揺れとの連成挙動について，日本造船学会論文集第150号，(1981) 11月
(3) Robert F.Smiley : A Theoretical and Experimental Investigation of The Effects of Yaw on Pressures, Forces and Moments during Seaplane Landings and Planing, NACA Technical note 2817, Nov.(1952)
(4) C.C.Hsu: On The Motions of High Speed Planing Craft, Hydronautics Inc. Technical report 603 - 1, May(1967)
(5) 元良誠三：船体と海洋構造物の運動学，成山堂 P.253
(6) Edward M.Lewandowski : Transverse Dynamic Stability of Planing Craft, Marine Technology Vol.34 No.2, April(1997), pp. 109 - 118
(7) W.Frank and N.Salvesen : The Frank Close-fit Ship motion Computer Program, NSRDC Report. 3289, June(1970)
(8) 池田良穂，他：高速滑走艇の横揺れおよび上下揺れ減衰力の揚力成分の一推定法，関西造船協会誌 第229号，(1998)3月

### ●著者

神戸庄二

技術論文

# 心電図R-R間隔による二輪車高速運転時の生体負担度評価

# Assessment of the Physiological Response due to High-speed Motorcycle Driving using Frequency Component Time-series of Heart Rate Variability

鈴木博順 Hironobu Suzuki　水野康文 Yasufumi Mizuno
齋藤哲彦 Tetsuhiko Saitou　藤森孝文 Takafumi Fujimori

●研究開発センター 基盤技術研究室

**要旨**

二輪車高速走行によるライダーの生体負担度を心電図から定量的に評価することを目的とし，実験を行った．実験は18名を対象とし，3種類の車速（150，200，220km/h）で走行専用コースを10分間走行させ，走行中の心電図を計測した.心電図から求めた拍動間隔（R-R間隔）に対してディジタルフィルタを適用し，複数の心拍変動性パラメータを算出した．結果，走行車速の上昇にしたがってR-R間隔が減少（心拍数が上昇），R-R間隔のゆらぎ成分(CVRR，CVHF)が減少することがわかった． R-R間隔のゆらぎ成分は，精神的負担によって減少するとされる．また，R-R間隔のトレンド（TR）も車速によって異なることが示された．本解析によって二輪車走行の車速による生体反応の相違を定量的に評価することができた．

## 1 はじめに

二輪車は移動手段であるとともに，風を切る爽快感や開放感，マシンを操る喜びが得られる乗り物である．二輪車の運転には，道路状況や交通標識，他の車両や歩行者に対する注意などの精神的負荷作業のほかに，風圧に耐えてバランスを保つための身体的負荷作業も発生する．これら精神的，身体的負荷の継続は疲労を発生し，安全な運転の支障となると考えられる．このような背景から疲労に起因する事故を未然に防ぎ，快適なモビリティライフを実現するための基礎研究の一環として，ライダーの生体負担度を評価することが求められる．本研究では，精神的，身体的負荷の増大に影響すると考えられる走行車速と， 生体負担度との関係を定量的に評価することを目的とする．

生体負担度の指標として，二輪車高速走行中のライダーの心電図を計測した．心電図において隣り合うR波とR波の間隔（R-R間隔：R-R intervals），およびR-R間隔の変動（心拍変動）は，多くの研究実績から自律神経機能評価や生体負担度評価指標として用いられている(1)(2)(3)(4)(5)．データ解析は実時間処理，連続測定への発展性を考慮して，フィルタを用いた周波数分析の適用を検討する．本報告の構成は，3章でフィルタを用いた解析方法の説明と，従来の周波数解析法（fast Fourier transform：FFT）では算出困難な新しいパラメータの提案を行う．4章では二輪車走行中のライダーのR-R間隔時系列データに対してフィルタを用いた解析を適用した結果を考察し，二輪車高速運転による生体反応について述べる．

## 2 実験方法

二輪車の走行実験を担当する職業運転者18名(男性，37.5±7.1歳)を対象とし，150km/h，200km/h，220km/hの各車速で二輪車運転中の心電図と呼吸曲線の測定を行った．走行は排気量600cm$^3$のスポーツタイプの二輪車を用いて，**図1**に示す走行験専用テストコースを周回する．150km/h，200km/h，220km/hの各車速の周回数はそれぞれ5周(27.5km，約11分)，7周(38.5km，約11分)，9周(49.5km，約13分)とし，各車速の走行時間が概略一定となるようにした．走行は車速150km/h，200km/h，220km/hの順に同一日に行い，各走行間には5分の休憩を設定した．実験プロトコルを**図2**に示す． 被験者には走行開

始後，各指定車速まで速やかに加速し，その後は危険のない限り指定車速を保持することを指示した．なお，実験は本実験車両のみの単独走行ではなく，他の実験を目的とした車両との混合走行である．着衣は上下つなぎのライダースーツとブーツとし，フルフェイスタイプのヘルメットを装着した．実験前の喫煙，飲食，薬物等の制限は特に行わなかった．心電図は胸部双極誘導法によって，呼吸曲線は呼吸ピックアップを用いて測定した．測定には多用途テレメータ（サイナアクトMT11，NECメディカル製）と携帯型データレコーダ（HDL1000，NECメディカル製）を用いた．

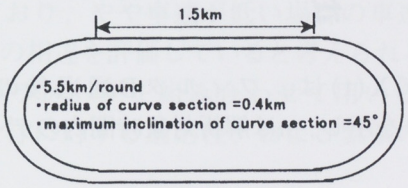


図1　A profile of test course

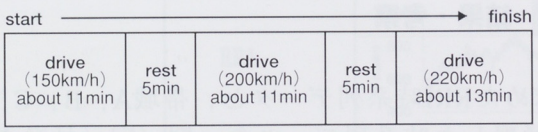


図2　A protocol of experiment

## 3　解析方法

### 3.1　R-R間隔時系列データの作成

測定された心電図を500Hzでサンプリングし，R波の位置を検出，隣り合うR波とR波の間隔からR-R間隔時系列データを作成した．作成されたR-R間隔時系列データは時間軸に対して不等間隔なデータである．そこでスプライン補間を施し，1Hzでリサンプリングすることにより等時間間隔のR-R間隔時系列データを作成した．R-R間隔の変動は呼吸周期の影響を受けるため，今回は同時に計測した呼吸周期が0.5Hz以下であることを確認し，1Hzでリサンプリングを行なった．以下の解析では，各指定車速に達してから6分間のR-R間隔時系列データを対象とした．

### 3.2　フィルタ

解析で用いるフィルタは，データ解析ソフトDADisp（アストロデザイン(株)）を用いて設計したバタワースIIRディジタルフィルタである．通過帯域リップルは3dB，阻止帯域減衰量は40dBであり，各フィルタの通過帯域エッジ周波数は次節（3.3）に示す．ディジタルフィルタを通過させることによる位相のシフトを考慮し，再度逆フィルタを通過させることとする．

### 3.3　抽出帯域

R-R間隔時系列データから各種解析に適合する周波数帯域を抽出するため，**図3**に示す4つの帯域を抽出するフィルタを設定した．

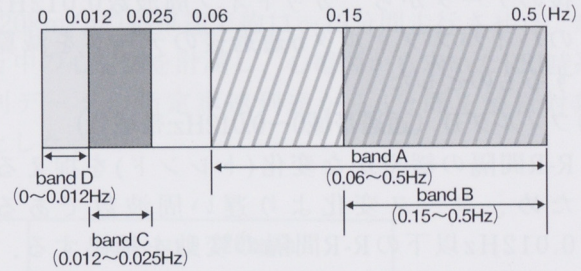


図3　Four bands of RRI time series（bandA~D）

(1) フィルタA（通過帯域0.06～0.5Hz:帯域A）
R-R間隔の変動は心臓の自律神経機能を反映するもので，その分散はストレスが加わると減少する[6]．変動統計量の算出にはデータの定常性が求められるが，二輪車運転時のR-R間隔の定常性は必ずしも保証されていない[7]．そこで，非定常成分を除去するためにカットオフ周波数0.06Hzのハイパスフィルタ，フィルタAを設定した．

(2) フィルタB（通過帯域0.15～0.5Hz:帯域B）
R-R間隔変動のパワースペクトル密度関数における0.15Hz以上の高周波変動成分(high-frequency component：HF成分)は，呼吸性変動成分とも呼ばれ副交感神経の活動を表わす指標[8]とされている．そこでこの成分に対応する周波数成分を抽出するため，カットオフ周波数0.15Hzのハイパスフィルタ，フィルタBを設定した．

(3) フィルタC（通過帯域0.012～0.025Hz:帯域C）
フィルタCは，走行コースの変化によるR-R間隔の変化の抽出を目的とする．実験に用いたコースは，1.5kmのストレート部分と

1.25kmのカーブ部分とが規則的に続く．150km/h，200km/h，220km/hそれぞれの車速で走行することは，各々60秒間隔，49.5秒間隔，45秒間隔でストレート部分とカーブ部分とが繰り返されることになる．したがって，周波数で表わせば，それぞれ0.015Hz，0.020Hz，0.022Hzで走行コースが変化することになる．そこで，コース変化に対応するR-R間隔の変動を抽出するため，3車速でのストレート部分とカーブ部分の繰り返し周波数を含む0.012～0.025Hzの周波数成分を抽出した．フィルタCの適用方法は，カットオフ周波数0.025Hzのハイパスフィルタa通過後のデータから，カットオフ周波数0.012Hzのハイパスフィルタb通過後のデータを減算するものとした．

(4) フィルタD（通過帯域0～0.012Hz:帯域D）
R-R間隔の緩やかな変化(トレンド)を捉えるため，コース変化より遅い周波数である0.012Hz以下のR-R間隔の変動を抽出する．R-R間隔時系列データから，ハイパスフィルタb（カットオフ周波数0.012Hz）通過後のデータを減算することにより算出する．これをフィルタDとする．

### 3.4 生体負担度評価パラメータ

生体負担度を評価するパラメータとして以下のパラメータを設定した．

(1) RRM (mean R-R intervals)
R-R間隔時系列データの平均値．ストレッサーによって値が減少する．

(2) CVRR (coefficient of variance of R-R intervals)
フィルタAを通過したデータの標準偏差をRRMで除した値．作業への集中や緊張，精神的負担が加わると減少する．

(3) CVHF (coefficient of variance of high-frequency component)
フィルタBを通過したデータの標準偏差をRRMで除した値．副交感神経の活動に関係し，通常のパワースペクトル解析で求められるHF成分に対応すると考えられる．

(4) CVCC (coefficient of variance of course change)
フィルタCを通過したデータの標準偏差をRRMで除した値．走行コースの変化に対する生体の反応を捉えることを目的とする．R-R間隔がコース変化に対応して変化した場合，値が大きくなる．

(5) TR (trend)
フィルタD通過後の時系列データの隣り合う値の差分を算出し，これを加算した値をTR(trend)とする（(1)式）．本実験では指定車速に達してから2分間の値を加算した値とする．TRは，その符号がトレンドの方向を表わし，絶対値がトレンドの大きさを示す．R-R間隔が増加傾向の場合は正，減少傾向の場合は負となる．

$$TR = \sum_{t=1}^{n} \{X(t) - X(t-1)\} \quad \text{(1)}$$

ここでX(t)は，フィルタD通過後の時系列データを示し，nは解析対象時間内のデータ数である．

## 4 結果・考察

求めたRRI時系列データと，帯域A，B，C，Dを通過した時系列データの一例（同一被験者の150km/hおよび220km/h走行時データ）を**図4**に示す．

**図4**より車速が上昇（150→220km/h）すると，RRI時系列データは減少，A，B，C各帯域通過データは振幅が減少していることが示された．また，帯域D通過データは150km/h走行時においては増加傾向にあるが，220km/hにおいては減少傾向であった．定量的に評価するとRRI時系列データから求めたRRMは26%減少，A，B，C各帯域通過データの標準偏差は各々44%，38%，53%の減少であった．

18名の被験者から求められたRRM，CVRR，CVHF，CVCC，およびTRの各パラメータにおいて，走行車速間で差があるか否かを検討するためにpaired t-testで平均値の検定を行った．各パラメータの箱ひげ図を**図5**に示す．箱の上端が分布の75%タイル，下端が25%タイルを示す．箱の中の横線は中央値を，また箱から上下に伸びる線（ひげ）は外れ値ではない最大値と最小値を示す．RRMとCVRRは3つの各車速間にそれぞれ有意

差が認められた ($p<0.05$)．RRMは上昇し，CVRRが減少したことから，車速の上昇によって生体への負担が大きくなったことが定量的に示された．CVHFは150km/hと200km/hに有意差が認められなかった($p=0.08$)が，150km/hと220km/h，200km/hと220kmの間には有意差が認められた($p<0.05$)．CVHFは副交感神経の活動度を反映する指標であるが，220km/hになると副交感神経の活動度が抑制されることがわかった．CVCCは，各車速間に有意差は認められなかった($p>0.14$)．TRは 150km/hと200km/h，150km/hと220km/hに有意差が認められた($p<0.01$)．即ち，CVHFでは捉えられなかった150km/hと200km/hの差を評価しており，やや車速が低い場合の車速による生体反応の相違を評価していると考えられる．

提案パラメータを組み合わせて用いることにより，走行に対する適応性，および緊張の程度が150km/hと200km/h，220km/hでは異なることを定量的に示す可能性が得られた．

## 5 おわりに

実時間処理に供することが可能なディジタルフィルタを用いて時間領域で複数の周波数成分時系列に分類し，各々から時間領域の簡便なパラメータを抽出する方法を用い，高速走行中のライダーの生体反応評価を試みた．実験は二輪車の走行実験を担当する職業運転者18名を対象として5.5km/周のコースを150km/h，200km/h，220km/hの各車速で約11～13分間走行させた．走行中の心電図を計測し，心電図から求めたRRI時系列データの指定車速到達から6分間を解析対象とした．

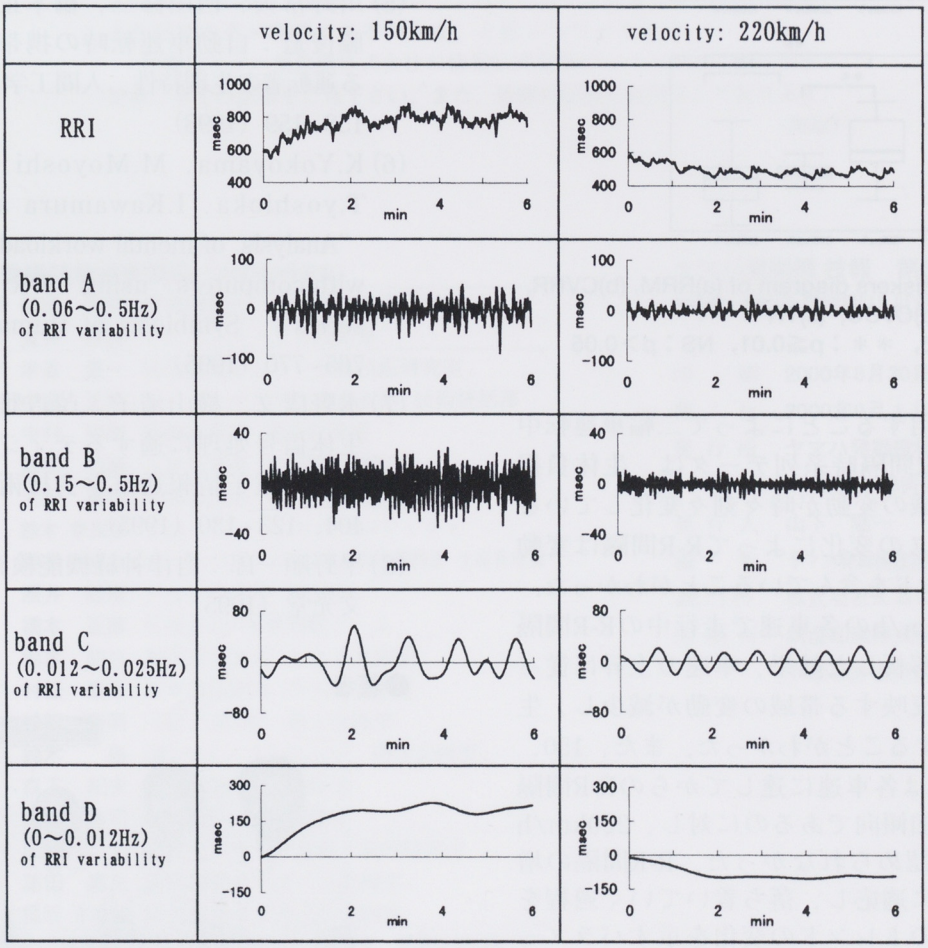



図4 Example of changes in RRI and four bands of RRI variability, 0.06～0.5Hz,0.15～0.5Hz,0.012～0.025Hz,0～0.012Hz

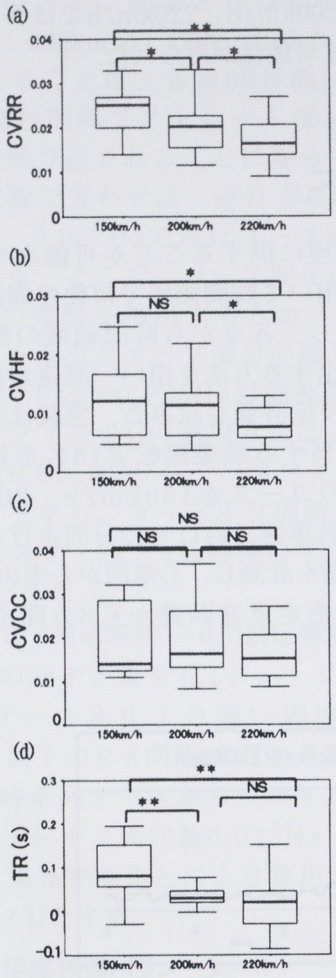



図5　Box and whiskers diagram of (a)RRM, (b)CVRR, (c)CVHF, (d)CVCC, (e)TR
＊：p≦0.05，＊＊：p≦0.01，NS：p＞0.05

フィルタを適用することによって二輪車運転中のライダーのR-R間隔時系列データは，生体負担度を反映する帯域の変動が時々刻々変化していること，走行コースの変化によってR-R間隔は変動すること，トレンドを含んでいることがわかった．150，200，220km/hの各車速で走行中のR-R間隔時系列データを解析した結果，車速の上昇に従って生体負担度を反映する帯域の変動が減少し，生体負担度が増加することがわかった．また，150，200km/h走行時は各車速に達してからのR-R間隔のトレンドが増加傾向であるのに対し，220km/h走行時は変化が認められなかった．R-R間隔の増加は生体が走行に適応し，落ち着いていく過程を表しており，このトレンドの変化を示すパラメータTRは生体の走行に対する適応力，慣れを定量的に表わすパラメータであると考えられる．今回提案したパラメータTRを用いることによって長時間運転の単調感に起因する眠気によるR-R間隔の増加などを捉えられる可能性がある．本解析によって二輪車走行の車速による生体反応の相違を定量的に評価することができた．

## ■参考文献

(1) 水野康文：二輪車運転時の生体負担の評価に関する研究，博士論文（1999）
(2) 早野順一郎，山田眞己，藤浪隆夫，横山清子，渡辺興作，高田和之：心拍変動と自律神経機能，生物物理，28（4），32-36（1988）
(3) 吉川信嘉，小松隆，森寺邦三郎：心電図R-R間隔による自律神経検査法について：自律神経24（1），21-27（1987）
(4) 内谷努，町田信夫，伊藤彰亮：自動車運転時の生体負担に関する考察，人間工学，第35巻特別号2，244-245（1999）
(5) 川野常夫，西田修三，橋本正治，東義隆，森脇俊道：自動車運転時の携帯電話使用における運転者の生理特性，人間工学，第34巻特別号，158-159（1998）
(6) K.Yokoyama，M.Moyoshi，Y.Watanabe，T.yoshioka，I.Kawamura and K.Takata：“Analysis of mental workload during the work with computers using R-R intervals time series”，Symbiosis of Human and Artifact，765-770（1995）
(7) 水野康文，横山清子，茂吉雅典，高田和之：生体信号処理に適するディジタルフィルタの比較，電子情報通信学会技術研究報告，95，404，123-130（1995）
(8) 早野順一郎：自律神経機能検査第2版，57-64，文光堂（1995）

●著者

## ● 編 集 後 記 ●

多くの方も聴かれていましたが，山根一真氏の講演を聴講することができました．その折伺った，「メタルカラーの時代」と家族の話です。ご主人を普通のサラリーマンだと思っていた家族が，取り上げられた記事を読みご主人の，素晴らしい仕事や技術をはじめて知ることができ，その結果，奥さんや息子さん達からの見る目が大きく変わった，そんな話が珍しくないそうです．この技報にあっても同様な現象が起きているのだろうかと思いを馳せた．生き甲斐や，働き甲斐が，求められている昨今です．自分達の仕事の成果や苦労を，多くの人（身近な人にも）に認めてもらえたり，自分に対しての理解者が一人でも増える事は，とても意味のあることと思います．しかし，これも自分から発信していくことが必要です．是非，技報を積極的な発信の場として活用していただければと思います．（村松）

先日，何気無しに雑誌を見ていた時，内容より紙面のレイアウトに心を奪われている自分に気がつき，びっくりしてしまいました．“見やすいなー．”とか，“これは，ちょっと…”と勝手に評価していました．これは，少しは事務局としての意識が向上してきたのかしらとこれまた，勝手に喜んでいました．実際の『技報』の校正技術は，まだまだ未熟です．１回目より２回目と少しづつですが，進歩？できるようになりたいと思っています．ただ，楽しんで校正ができるまでには随分時間がかかりそうですが……．

今回は１３編の記事を掲載することができました．執筆者・編集委員の方々お忙しい中をありがとうございました．執筆部門を見てみると多岐にわたっていることを改めて痛感しました．これらの様々な記事を読むことにより，より自社の事が理解できるのかな．と感じつつあります．

技報はヤマハ発動機株式会社の情報伝達基地の一つと考えております．是非，全ての記事をご覧下さい．また，皆様の記事をお待ちしております．

（梶原）


**◆ヤマハ発動機技報編集委員**（2000年9月現在）

| | | |
|---|---|---|
| 編集委員長 | 前田　哲司 | 研究開発センター基盤技術研究室 |
| 編集副委員長 | 金井　厚雄 | ＰＥセンターＰＥ技術室 |
| 編集委員 | 米谷　俊一 | 研究開発センター基盤技術研究室 |
| | 中道　正和 | モーターサイクル事業本部 技術統括部 |
| | 中村　和郎 | 特機事業部 海外営業室 |
| | 島田　和男 | ＡＭ事業部 ＡＭ第３技術室 |
| | 河野　俊平 | 舟艇事業部 舟艇製品開発室 |
| | 鈴木 幸次郎 | ＩＭカンパニーＮＣプロジェクト |
| | 鈴木　晴久 | モーターサイクル事業本部製造統括部 生産管理課 |
| | 照井　敏泰 | ＰＡＳ事業部 開発室 |
| | 橋本　正喜 | 生産ＳＧ 生産戦略チーム |
| | 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 |
| | 森下　紀夫 | 森山工業(株) 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 |

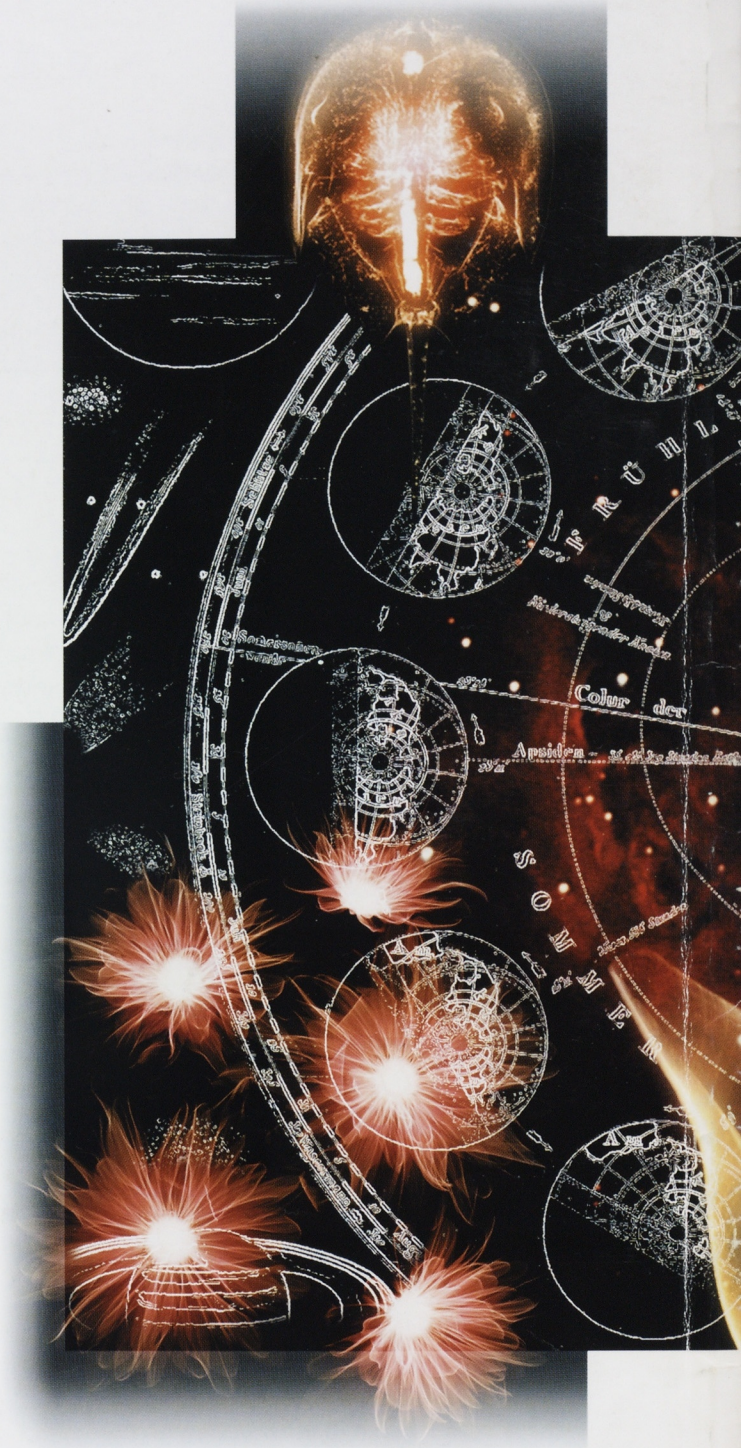
お問い合わせ:ヤマハ発動機株式会社 研究開発センター 企画室　電話0538-32-1171
ホームページアドレス http://www.yamaha-motor.co.jp
技術紹介アドレス http://www.yamaha-motor.co.jp/profile/kenk-j.html



ヤマハ発動機 技報　第30号
YAMAHA MOTOR TECHNICAL REVIEW

印　刷　2000年8月30日
発　行　2000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



YAMAHA

ヤマハ発動機株式会社