

YAMAHA MOTOR 1999-9 **TECHNICAL REVIEW**

ヤマハ発動機 技報

No. **28**



目 次

製品紹介

- ① ニュージョグポシェ YV50H
NEW JOG POCHE YV50H
山本幹雄／水野孝義／鈴木 仁
- ⑤ ウェーブランナー XL1200Ltd
WaveRunner XL1200Ltd
永房誠
- ⑦ マルチパーパスATV YFM400FWA [KODIAK]
Multipurpose ATV YFW400FWA
小野由博／松浦達也／福田和孝／影山 裕／山下輝佳／内田吉陽／静 亮次
- ⑩ 5人乗り電磁誘導ゴルフカー新G17A
Electromagnetically Guided 5-passenger Golf Car New G17A
梶原謙一／山田好武／雄谷誠祐／吉井芳徳／佐藤孝夫
- ⑬ 代替冷媒対応GHP YCSP112
Alternative Refrigerant GHP YCSP112
笠井 弘
- ⑯ 無人ヘリコプタ RMAX
Utility Remote Control Helicopter RMAX
金丸恭宏／鈴木昭彦／田中紀彦／鈴木弘人／佐藤 彰／坂本 修／松田 篤志／中村 克
- ⑳ YZF-R7
YZF-R7
大隅 弘／伊藤 健／野々川 賢一／水野 賀之

技術紹介

- ②6 2サイクルレーシングエンジン用デトネーションコントロールシステム
Detonation Control System for Two Stroke Racing Engines
早崎良明
- ③0 GHP排熱利用省エネ恒温恒湿システム
Energy-Saving Thermostatic/Humidistatic System with the Utilization of Heat-Release from Gas Heat Pump (GHP)
大橋 秀幸
- ③6 次世代ネットワーク「ATM-LAN」
Next-generation Network「ATM-LAN」
木村 巖
- ④3 エンジン冷却水流れ数値シミュレーションの自動化
Automated CFD Simulation of Engine Coolant Flow
大滝 尚

技術論文

- ④6 鑄造金型用塗型の作業条件設定
Optimization of Coating Condition for Permanent Mold
鈴木孝信
- ⑤5 小型2サイクルディーゼルエンジンのコンパクトカーへの応用
The Practical Application of Small, Two Stroke Diesel Engine to Compact Car
榊田達之／益田善之／山下繭子／伊藤秀明／宮本鼎徳／宮澤一夫／小野寺哲人
- ⑥2 弾性変形を考慮したピストン挙動解析プログラムの開発
Development of Piston Secondary Motion Analysis Program with Elastically Deformable Piston Skirt
木村 哲也／高橋 一樹／杉山 滋

ニュージョグポシェ YV50H

NEW JOG POCHE YV50H

山本幹雄 Mikio Yamamoto 水野孝義 Takayoshi Mizuno 鈴木 仁 Hitoshi Suzuki

●CV事業部



図1 YV50H

1 はじめに

『ジョグポシェ』は1992年に初代モデルが誕生し、累計約15万台販売した50ccスクータである。ミセスの日常の買い物ユースでの利便性、快適性、ファッション性に優れた特色を持っており、足付き性の良いシートと軽いボディ、シャッタ付きフロントバスケット、荷物を積んでも隠れないヘッドライト、滑らかな発進特性、可愛いカラーリングなどが支持され、特に30代のヤングミセスに人気モデルとなっている。

今回のフルモデルチェンジ（図1、図2、表1）では上記機能はそのままに「盗難抑止機能の充実」、「タンク容量のアップ」、「一層の利便性、足付き性の向上」の実現、及びヤマハ初の2サイクル50ccモデルとして「平成10年度国内排出ガス、騒音規制適合」への対応を図り、この4月より市場導入したのでその概要をここに紹介する。

2 開発の狙い

(1) 利便性の向上

シャッタ付きのフロントバスケットを形状変更し1.5Lペットボトルが横置きで収納可能とし、容量の拡大、安定積載、低位置化で収納性を更に進化させる。またキャリアを低位置化し積載性の向上や低重心化による走行安定性の向上も図る。

表1 YV50H諸元(抜粋)

軸間距離	1160mm
シート高	690mm
装備重量	74kg
燃費（舗装平坦路）	60.0km/L (30km/h)
原動機 内径X工程	40.0×39.2mm
圧縮比	7.2:1
最高出力（JIS）	6.3ps (4.6kW)
最大トルク（JIS）	0.67kgf・m (6.6kW)
燃料装置 キャブレタ型式	Y14p×1
動力伝達 1次減速比	48/13 3.692
2次減速比	42/13 3.230
変速機 変速比	2.493～0.789
走行装置 タイヤサイズ	80/90-10 34J
制動装置 前輪	ドラム 95mm
後輪	ドラム 110mm
灯火器 ヘッドランプ	12V, 35W/36.5W×1

(2) 快適性の向上

シート形状最適化により690mmの低シート高で、優れた足付き性と乗り心地の両立を達成する。

(3) Gコンセプトの採用

キー穴をシャッタでガードすると同時に、リアホイールをロックして盗難抑止を図る「Gロックシステム」採用。
ヘルメット&レインウェアも入る23L大容量収納スペース「Gボックス」採用。

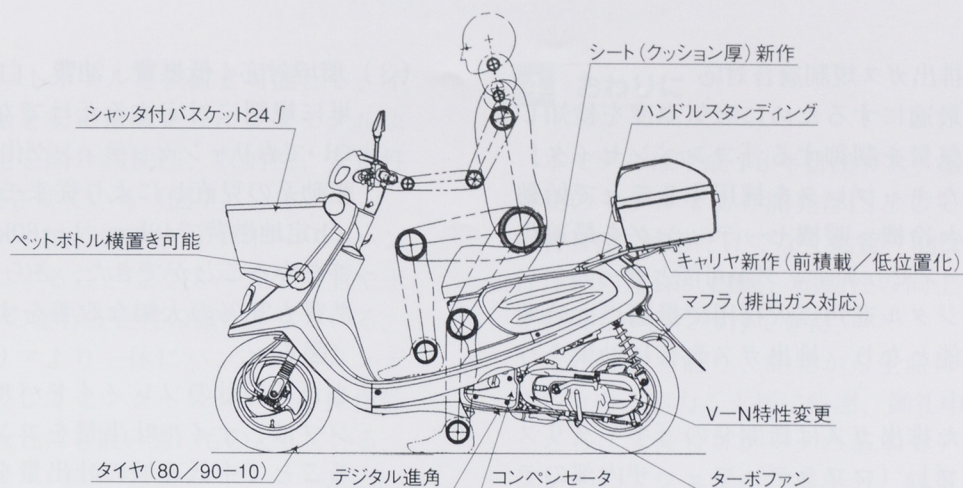


図2 YV50H FEATURE

- 7L容量燃料タンク「Gタンク」採用、オイルタンクも1.4Lとし1L缶を使いきれようにする。
- (4) 平成10年国内排出ガス規制適合エンジン
リーンセッティング、酸化触媒、最適点火時期で達成する。
- (5) 平成10年国内騒音規制適合エンジン
ターボファン採用、新設計マフラで達成する。
- (6) 地球にやさしいエンジン
リーンセッティング、最適点火時期により燃費向上を図る。
また新開発オイルポンプによりオイル消費の低減や走行時の白煙も低減する。
- (7) 優れた走行性
排出ガス対応で低下するエンジン性能を最小限に抑さえ、従来モデルと同等の走行性能を実現する。

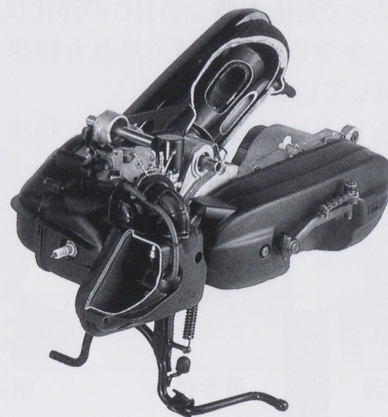


図3 エンジン外観

3 仕様概要

3.1 エンジン開発

「加速フィーリング」や「爽快感」など二輪車の基本的な魅力を極力損なうことなく燃費改善や排出ガス低減及び従来モデルと同等の走行性能の確保といった難題を解決するため、排出ガス浄化は触媒等のデバイスに頼るだけでなく、混合気的最適化や点火時期の最適設定によりクリーンな燃焼を図り、触媒マフラで排出ガスを浄化するシステムとして開発してきた。下記に開発概要を説明する(図3、図4)。

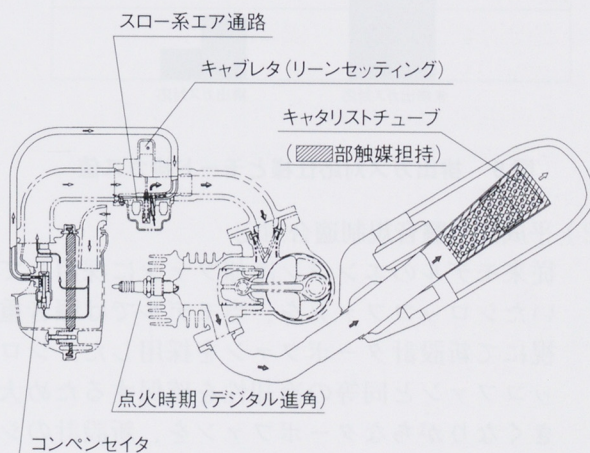


図4 2サイクル国内スクータ 排出ガス低減・燃費向上技術

(1) 平成10年排出ガス規制適合対応

混合気を最適にするために吸気温度を検知して吸入空気量を制御する『コンペンセイタ』を装備したキャブレタを採用することで始動性の確保と冷機、暖機セッティングを最適化でき、リーンセッティングが可能となった。さらにデジタル進角点火採用で最適点火時期設定が可能となり、排出ガス改善に効果を与えている。

燃え残った排出ガスは新開発の『キャタリストチューブ』（マフラディフューザ内部のテーパ状パイプ）に白金、ロジウムで構成される通常の酸化触媒に加えヤマハ独自のパラジウムを追加担持することにより、2サイクルエンジンで対応が難しいHCの浄化に効果を発揮し、少ない担持面積で優れた排出ガス浄化を実現している。

これらにより従来モデル比較で排出ガス中のCOを1/2以下、HCを1/3以下に低減することが可能となった（図5）。

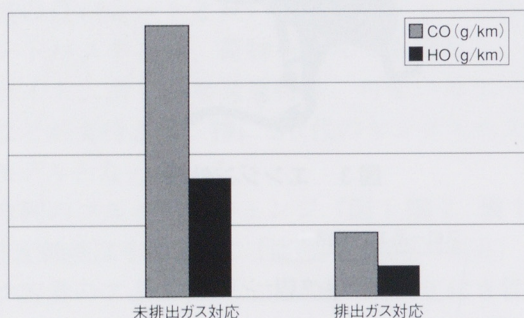


図5 排出ガス対応仕様とモード排ガス値

(2) 平成10年騒音規制適合対応

従来モデルのエンジン冷却ファンに採用していたシロッコファンを、当モデルでは騒音重視にて新設計ターボファンを採用した。シロッコファンと同等の冷却性を確保するため大きくなりがちなターボファンを、新設計のシュラウドとの組み合わせによりコンパクトで冷却性に優れ騒音も静かなファンを作ることができた。またマフラも従来モデルと同サイズの中で内部構造の見直し、板厚アップ等によりシェル音、排気音の低減を可能にし、騒音規制に適合することができた。

(3) 環境対応：低燃費・油費、白煙濃度の低減

単に規制に対応するだけでなく、燃費向上についてもリーンセッティング化、最適点火時期、駆動系の見直しにより従来モデルに比べ30km/h定地燃費で48km/L→60km/Lと25%の改善をすることができた。さらにECE40モード燃費も35%の大幅な改善をすることができた（図6）。

また新設計のソレノイドバルブ付きオイルポンプは、オイル吐出量をコンピュータ制御することで中低速域の吐出量を低減し、従来モデルに対しオイル消費も25%改善した。さらに触媒付きマフラとの相乗効果により、白煙濃度低減改善やテールからのオイルだれも大幅改善することができた。

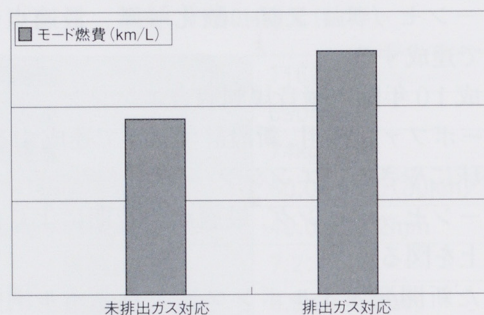


図6 排出ガス対応仕様とモード燃費

(4) 優れた走行性能

排出ガス対応でエンジン性能は排出ガス対応前のモデルより数パーセント低下した。エンジン性能の低下分を駆動系セッティングでカバーするために、Vベルトのロー/ハイの変速比を30%ワイドレンジ化することにより、従来と同等の走行性能を実現できた。

3.2 車体開発

スクータの基本の使い易さ、信頼性の高さを実現するためにスタンダードスクータYV50の基本コンセプトを踏襲し、さらにポシェ機能の充実を図った。

(1) 利便性の向上

ヤマハ独自の巻き取り式シャッター付きフロントバスケットの構造、形状を見直し、容量アップが図られ、さらに底部幅を拡げることに

より1.5Lペットボトルを横置き可能とし、不安定な買物品を安定積載さらに従来モデルよりも定位置化を図り利便性、収納性、安定性の向上を実現させている（図7）。

リアキャリアも低位置化、リアオーバーハングを最小限にすることでリアバスケットやボックス装着時の走行安定性の確保をしている。合せてキャリアより一体にハンドルスタンディングを新設してセンタースタンドの操作性を容易にし、女性にも扱い易いものとしている。



図7 フロントバスケット外観

さらにYV50のGコンセプトはそのままに、盗難防止対策、大容量のヘルメットボックス、燃料タンク、コンビニフックと使い勝手の良いものとし、ショッピングスクータにふさわしい機能を提供している。

(2) 快適性の向上

体格の大小に関係なく乗り降りに楽なポジション、広いフートスペースを設定するために取り回し性が犠牲にならない範囲でホイールベースを広げ、快適性を成立させている。

シート高はシート形状の最適化、タイヤサイズの変更を図ることで690mmを実現し、十分な足付き性を確保。シートに跨ったまま車両を後に移動するのも楽にしている。さらに膝元のインナーポケットには500ccのペットボトルがすっぽり収まり、ちょっと一息と休息タイムを提供している。

4 おわりに

本モデルは平成10年排出ガス、騒音規制適合の最初のモデルであり開発部門としては排出ガス、騒音REG対応だけでなく燃費・油費改善、更に走行性能の確保、白煙、始動性の向上と難しい課題を解決し生産に移行できた。

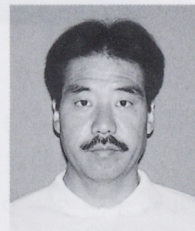
この誌面を借り、開発から生産に至るまでの関係各位のご協力ご支援に感謝、御礼申し上げます。

さらに今後もスクータの基本モデル、基本エンジンとしてシンプル、高出力、軽量コンパクトの2サイクルエンジンの特徴を発展させ、環境対応はじめお客様や社会的要求実現のために技術力を高め熟成を図って行きたい。

●著者



山本幹雄



水野孝義



鈴木 仁

ウェーブランナー XL1200Ltd

WaveRunner XL1200Ltd

永房 誠 Makoto Nagafusa

●三信工業 第1技術部 第11グループ



図1 XL1200Ltd

1 はじめに

近年、パーソナルウオータークラフト（以下、PWCという）の市場においても二輪・四輪と同様に、排気ガス・騒音の低減という環境対応の波が押し寄せてきている。特に主要市場である米国において、1999年よりPWCの排気ガス規制が始まった。

そこで今回、上述の米国排気ガス規制に適合した新3気筒エンジン66Vを搭載した新スポーティー3人乗り新艇XL1200Ltd（図1）の開発を行い、1999年より市場導入した。ここでは新エンジンを主に紹介する。

2 開発の狙い

PWCの世界では、ファン性（乗って楽しい）が最も重要な商品性であり、そのためには高出力なエンジンが不可欠である。そこで環境対応と同時に高出力化を図れるエンジン仕様とし、以下3項目を重点化して開発を行った。

- (1) 1999年米国排気ガス規制対応。
- (2) 業界最高出力の確保。
- (3) 騒音の低減。

3 主要諸元

主要諸元を表1に示す。

表1 XL1200Ltdの主要諸元

主要寸法	全長	3.16m
	全幅	1.22m
	全高	1.13m
	乾燥重量	354kg
エンジン	最大出力	106.6kW/7000rpm
	形式	2サイクル
	気筒数	3
	総排気量	1,176cc
	ボア×ストローク	80×78
	圧縮比	5.9
	吸気方式	リードバルブ
	キャブレタ形式	フロートレス
	キャブレタ数	3
	潤滑方式	分離給油
	冷却方式	水冷
	始動方式	電動スタータ
ジェットユニット	スパークプラグ	BR8ES-11
	推進装置	ジェットポンプ
	ジェットポンプ形式	軸流1段
燃料及びオイル	伝達方式	エンジン直結
	燃料	無鉛レギュラーガソリン
	オイル	YAMALUBE2W
	フュエルタンク容量	70L
	オイルタンク容量	5.5L

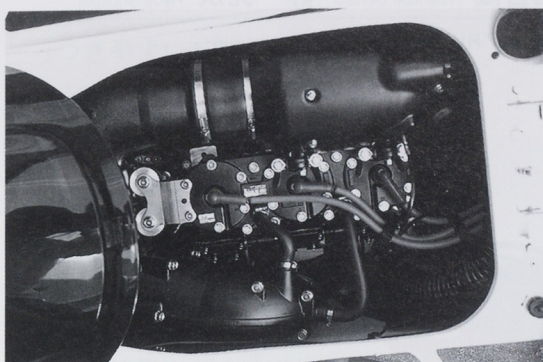


図2 XL1200Ltdのエンジン(66V)

4 仕様諸元

4.1 エンジン

新3気筒エンジン(図2)開発に際して、開発投資、コスト低減を考慮し、1998年に市場導入した66E(2気筒)をベースに新作した。

(1) 排気ガス(表2)

排気ガス低減のため、

- ① メタル製3元触媒を浄化装置として採用。
- ② フラットタイプのYPVS(ヤマハパワーバルブシステム)採用し吹き抜けを防止した。
- ③ キャブレタにはスロットル連動の加速ポンプを採用し、R/L域のリーンセッティングを図った。

(2) 出力(表2)

排気ガス浄化用のメタル3元触媒をマフラ内に採用するに際しては、出力のロスを最小限に押さえるマフラ設計を行い、145Psの出力を確保した。また66Eに対し排気タイミングの見直しを行い、中速の出力を確保することにより加速性を向上させた。

表2 出力および排ガス値の比較

	66V	当社従来E/G
比出力 PS/L	123.3	107.8
排ガス値 HC+NOx gr/kW/h	86.4 (申請値)	153 (申請値)

(3) 騒音

日本舟艇工業会の「PWC騒音自主規制」に対応するため、吸気音低減の目的でサイレンサBOXを採用。また排気音低減のため、艇体に排気レゾネータを採用した。

(4) その他

3元触媒の採用に際しては、

- ① 従来モデルに対し排気ガスの温度が上昇するため、「新排気ガス温度検知システム」、「マフラの熱害を防止するプロテクタ」を採用。
- ② 触媒劣化防止のため、先行開発してきた無リンの新オイル「YAMALUBE 2W」を採用。

4.2 艇体

市場の主力である3人乗り市場のみならず、PWC市場全体をリードする商品として新艇開発を行った。

- (1) 高級でスポーティーな外観デザインと仕上げの採用。
- (2) トップスピードを確保しつつ、2人乗りクラスの旋回性能をもつハルを新開発。
- (3) 騒音低減と強度確保のため、ハルライナー構造を採用。
- (4) 排気音低減のため、排気レゾネータを採用。
- (5) 業界初の5段階チルトステアリングを採用。

5 おわりに

これらの開発を織り込み、従来のパフォーマンスモデル並みの高い運動性能を達成した上で、排気ガス・騒音低減を実現したスポーティー3人乗り艇を市場導入できた。

本モデルの開発にあたっては、従来に無い高い技術の開発目標のため困難を極めたが、社内外各部門より多大な支援をいただきまとめ上げることができた。誌面を借りてお礼申し上げます。

●著者



永房 誠

マルチパーパスATV YFM400FWA 「KODIAK」

Multipurpose ATV YFW400FWA

小野由博 Yoshihiro Ono 松浦達也 Tatsuya Matsuura 福田和孝 Kazutaka Fukuda
 影山 裕 Yutaka Kageyama 山下輝佳 Teruyoshi Yamashita 内田吉陽 Yoshiaki Uchida 静 亮次 Ryoji Shizuka

●RV事業部技術室／第1コンポーネント開発室／RV事業部企画室



図1 YFM400FWA

1 はじめに

1997年にヤマハ発動機(株)は、ATVでは初めてエンジンブレーキ付オートマチックエンジンを搭載したYFM600FWA「GRIZZLY」を導入し好評を得ることができた。メイン市場であるUSAの市場規模は、US経済の好調、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50万台まで需要が拡大しそうな勢いである。このような需要拡大の中、オートマチックモデルの台頭により需要構造にも変化があらわれ、競争もより激化してきた。

そこでヤマハとして、市場の多様な顧客ニーズに応えるため、GRIZZLYにつづき、エンジンブレーキ付エンジンを搭載したミッドクラスマルチパーパスATV YFM400FWA「KODIAK」(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、ミッドクラスオートマチックモデルとして多様な顧客ニーズを満足させられるよう「ファン走行からユーティリティ走行まで幅広く使えるATV」、「ビギナーから経験者まで誰でも楽に乗れるATV」を開発のポイントとし、以下の3項目に重点をおいて開発を行った。

- (1) フルカバードデザインと軽量化の両立。
- (2) 走破性と乗り心地の両立。
- (3) パワフルで扱いやすく、シャープな加速感のあるエンジン性能。

3 エンジン概要

「とっつきやすいATV」をキーワードに、エンジンとしては扱いやすいパワーキャラクタ、軽量化、低騒音を重点に開発した。これを満足するためにマルチパーパスモデルとしてはヤマハ初の水冷エンジンとし、GRIZZLYの基本機能を引き継ぎながら、低コスト、軽量化を実現するため、全点新設計とした。以下に特徴を紹介する。

3.1 エンジン全般（図2）

- (1) 排気量はボア84.5mm×ストローク71.5mmの401cm³とし、水冷化とBSR33キャブレタの採用、クランク及び駆動部品の軽量化により中低速重視のパワフルなトルク特性とシャープなレスポンスを実現した。
- (2) 基本機能はGRIZZLYと同様に、エンジンブレーキ付きVベルトオートマチックトランスミッション、オンコマンドデファレンシャル、HIGH、LOW、REVERSEの3レンジトランスミッションの組み合わせでビギナーにも扱いやすく、また、ファン走行とユーティリティ走行も両立させている。
- (3) 水冷化、サイレントチェーン、樹脂のベルト室カバー、ラバーマウントの採用により低騒音を実現した。また、カートリッジ式のオイルフィルタ、クリップタイプのエアークリーナキャップの採用によりサービス性も向上させている。
- (4) 軽量化、低コストを実現するため、上記以外にヤマハATV初の機構として、チェーン式リバース、フロントヨークジョイントの廃止、DC-CDI等を採用した。

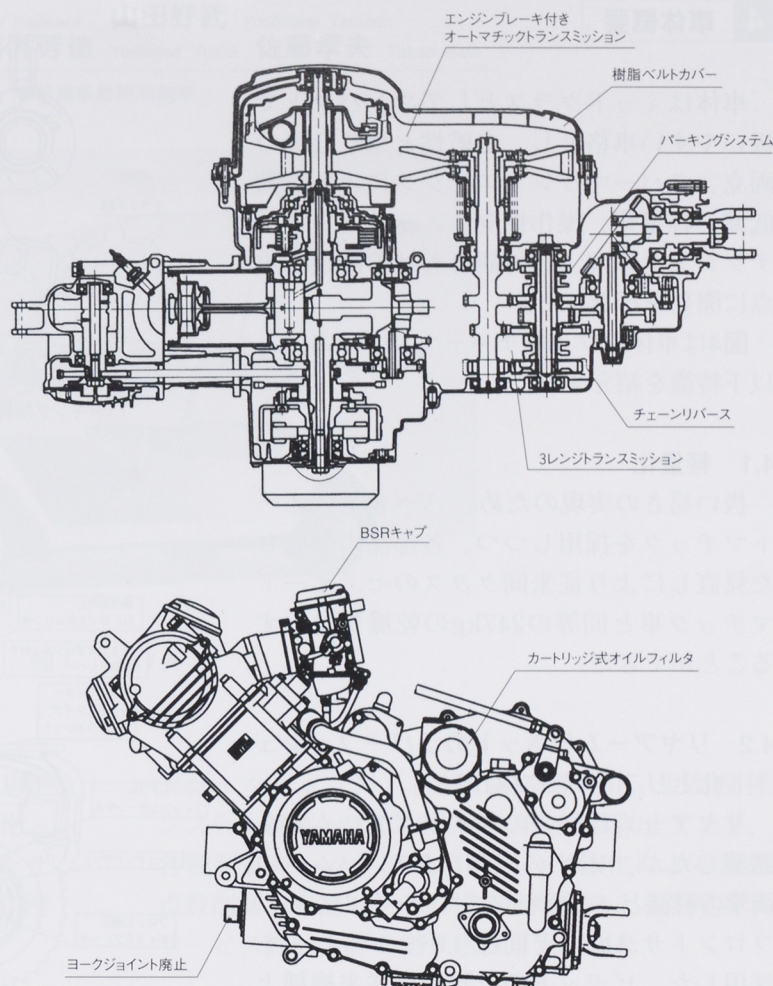


図2 エンジンフィーチャーマップ

3.2 パーキングシステム

ヤマハATV初の機能として、エンジン内部にパーキングシステムを設けた。操作は自動車のオートマチック同様で、シフトレバーをパーキングポジションに操作することで車軸がロックされる。シフト操作系を統一することでパーキングの使い勝手にも配慮した。

構造は図3に示すように、シフトレバーを操作することによりシフトカム上のカムがレバーを作動させドライブ軸を固定する。待ち機構を設けることで、ギヤが噛み合わないときの作動も確実に行われるようになっている。パーキング作動時はミッションがニュートラルになるよう設定されているので、エンジンの始動やレーシングが可能となっている。

4 車体概要

車体はミッドクラスとしてコンパクトで扱いやすい車格とし、走破性と乗り心地の両立、ラバーマウントエンジンによる振動低減、軽量化、操作性向上、ライダープロテクションの向上、外観合わせの向上を重点に開発を行なった。

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。

4.1 軽量化

扱い易さの実現のため、Vベルト式オートマチックを採用しつつ、各部品 of 徹底した見直しにより従来同クラスのセミオートマチック車と同等の247kgの乾燥重量とすることができた。

4.2 リヤアームピボットのラバーブッシュ化とリフトアップ対応

リヤアームは従来のスイングアーム式を踏襲したが、ピボット部にはフレームへの衝撃の軽減とメンテナンスフリー化のため、フロントサス回りと同様ラバーブッシュを採用した。ピボットの位置は、従来機種よりも低く、リヤアームを長く取る位置に設定し、シャフトドライブ特有のリフトアップ現象を押さえることができた。

4.3 電装品のシート下への集中配置

ATVの厳しい使用状況下でも電装品のマッドプロテクションが確実にされるよう、シート下のリヤフェンダ上に形成したボックス内に集中的に配置した。また、ハンマーヘッド形の異形シートを更に進化させ、上記電装ボックスの他にラゲージスペースもシート下に確保した。

4.4 操作系の一新

ハンドルスイッチ、チョークノブ、フューエルコック等、人が触れる部分のパーツ類を新作し、品質感、操作感の向上を図った。

4.5 フルカバードデザイン

ヤマハATVとして初めて外観に構造部、メカ部が

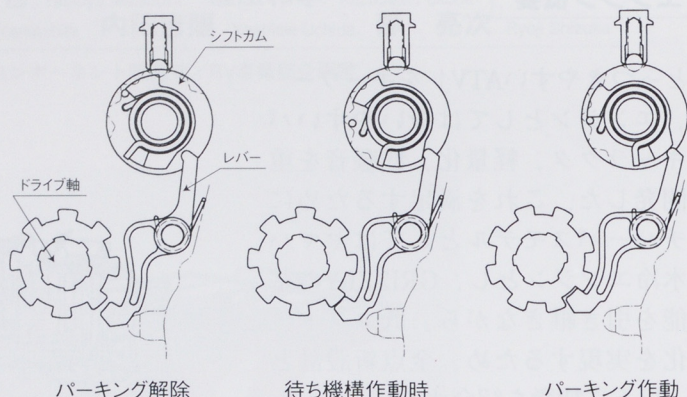


図3 パーキングシステム

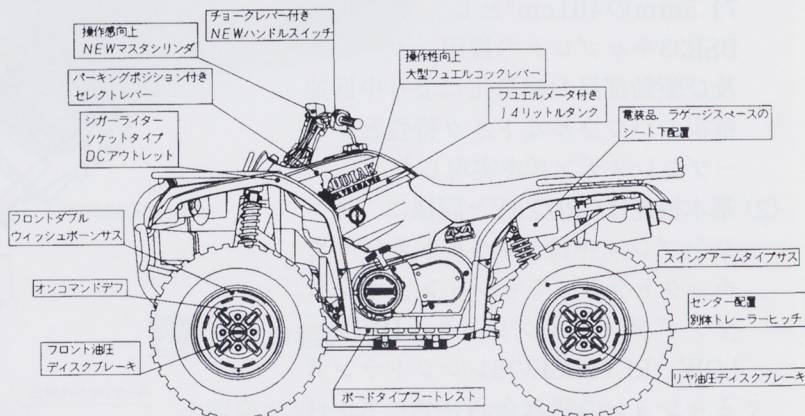


図4 車体のフィーチャーマップ

見えない樹脂外観部品によるフルカバードタイプのデザインを採用した。泥水等からのライダープロテクション向上のため、フロアーボードタイプのステップとし、更に錆対策としてフロアーボードの樹脂化、アンダーガード類の樹脂化を行なった。

5 おわりに

モデル開発当初より関係部署の協力のもとCE活動に積極的に取り組み、マガジン評価も高い狙い通りの商品開発を行なうことができた。

今後も開発・熟成を継続することにより、顧客に満足してもらえる商品を提供していきたいと考えている。

5人乗り電磁誘導ゴルフカー新G17A

Electromagnetically Guided 5-passenger Golf Car New G17A

梶原 謙一 Kenichi Kajiwara 山田好武 Yoshitake Yamada
雄谷誠祐 Seiyu Ohya 吉井芳徳 Yoshinori Yoshii 佐藤孝夫 Takao Sato

●特機事業部開発室



図1 G17A

1 はじめに

5人乗り電磁誘導ゴルフカーG17Aは、1996年に初めて市場へ導入され、ゴルフ場経営の合理化・ゴルファーのプレイスタイルの変化に対応したサービス向上に貢献して、着実にゴルフコースに浸透し、販売も好調に推移しつつある。

さらに顧客満足度アップと商品性向上のために、このたび改良を加え、マイナーチェンジとして新発売をしたのでここに紹介する（図1）。

2 開発の狙い

本モデルでは現行生産車G17Aをベースに、更なるトップレベルでの商品性確保と、品質および生産性向上を主な開発目標とした。

商品性向上の主な項目としては、居住性改良のためのシート回りスペース見直しと外観パネルデザイン変更、登坂性能向上のためにエンジン性能（排気量）アップとともに、排気ガスの臭いおよび騒音の低減、スロットル制御の応答性改善、整備性向上、雨対策を考慮した新規大型ルーフ、操作性・送信安定性を改良した新規大型モコン、コース施工性向上のための誘導線最小回転半径の低減等である。

また品質および生産性向上としては、外観樹脂パネルの製法変更（メトンRIM成形からPPイ

ンジェクション）、各部の構造簡略化、制御関係システムの個々のコンポーネント（追突防止アンプ、各種制御モータドライバ等）の一体化による部品点数削減、車速センサの構造簡略化による生産性・サービス性向上等の織り込みを実施した。

3 基本仕様諸元の概要

表1 基本仕様諸元（新旧比較）

項 目	新G17A	旧G17A
全 長	3300mm	←
全 幅	1240mm	←
全 高	1840mm	←
重 量	400kg	390kg
ホイールベース	2140mm	←
トレッド 前/後	950/965mm	←
エンジン排気量	357cc	301cc
出 力	8.5kW/3500rpm	7.1kW/4000rpm
最大トルク	25.5N・m/2500rpm	19.6N・m/2800rpm
登降坂性能	20度	18度
最高車速(手動時)	19km/h	←
電磁誘導設定車速	3,6,8,10km/h	←
誘導線最小回転半径	3.8m	4m
変速機形式	Vベルト自動変速	←
ブレーキ	機械式四輪ブレーキ	←
サスペンション	前:ストラット/後:リンク	←
ステアリング	ラック&ピニオン	←
ボディー材質	耐衝撃PP	メトン

4 主な特徴と変更点の概要

4.1 エンジン関係

4.1.1 性能（ボアアップ関連）

ゴルフ場業界では、1日当たりの集客能力を向上させるため、ラウンド時間の短縮に対するニーズが高まっている。特に坂道の多い日本のコースでは、登坂時の車速アップの要望は根強く、排気量を301ccから357ccに変更して性能向上を図った。

排気量の変更にあたっては、汎用エンジン・発電機との部品の共用化を図るため、ボアの変更のみとし、ダイカスト部品については、現行型と母型を共通仕様とし、型費の上昇を抑えた。

4.1.2 騒音対策

現行生産モデルに対して、2dB低減を目標に開発をスタートした。

車両の音源分析により、対策部位は、エンジンルーム回りの遮音と、マフラに絞り、騒音対策を実施した。

特にマフラは、本体と冷却風通路を確保する外筒部からの寄与が大きいことが分かり、連結ステーの追加と、頭部ステーをゴムダンパにより振動遮断することで騒音を低減することが出来た。

4.1.3 臭い対策

ゴルフカーでは、過去より排気臭に対する改善要望が寄せられているが、なかなか効果的な対応策が無く、慢性的なコンプレインとなっていた。排気臭の主な原因としては、発進時および坂道降坂時の生ガス臭で、ウィンドシールドにより座席部が負圧になることによる排気ガスの巻き込みを通して感ずる要因が大きい。

発進時の臭いについては、ゴルフカーはアイドリングが無く、また、坂道発進時での確実な発進のため、濃いセッティングになっていることがあげられる。また坂道降坂時はアクセルオフとなり、点火がカットされてエンジンは逆駆動で回されるために、生ガスが吸い出されることにより発生する。

対策としては、マフラのテール位置見直しでの巻き込み対策、元を絶つためのキャブセッティング見直しとマフラ部への触媒の追加によって、生ガスを強制的に燃やす複合対策をした。

中でも対策効果の大きかった今回の触媒は、2

サイクルのスクータ等で国内排ガス規制対応として使用している物をエキパイ部に担持する仕様とした。この結果、HCが大幅に浄化され、従来のモデルとの比較による官能テストでも効果が確認された。

4.1.4 スロットル制御

ゴルフカー特有のコンピュータによるスロットル制御に対する応答性の向上、および頻繁な加減速に対応する追従性の向上を図るため、モータをステッピングモータ方式からDCモータ（市販流動品）に変更し、ワイヤ2本による強制開閉タイプとした。

スロットルモータの変更により制御信号に対する応答性が約4倍となり、応答速度の向上が図れた。さらに、従来はスロットルの戻し側の制御は行わず、クラッチによりスロットルのリターン力だけに頼る構造であったが、応答速度が向上したことと、強制開閉方式に変更したことで、戻し側の制御も可能となった。また従来方式でのクラッチ機構の廃止が可能となり、コストダウンも同時に図れた。

4.2 車体関係

現行生産車のボディーパネルは、生産数量の関係でメトンの塗装仕様であったが、安定的生産数量の確保が望まれる今回のモデルは、居住性改善による外観ボディーパネルデザイン（形状）変更と、品質および生産性向上、さらにリサイクルの観点より、YGK規格のPP-N3射出成形品の塗装とすることにした。パネルの大きさはL×H×Wが1200×400×1200（mm）、重量は5kgあり、PPの塗装部品としては社内でも最大級になる。

ゴルフカーは、コースによって海岸沿で年中屋外に置かれているようなところもあり、使用環境は想像以上に厳しい。このため、ゴルフカーの外観パネルに求められる品質の中で、特に塗装に要求されるものを明確にし、評価マトリックス（塗装要求品質－評価項目）表を作成、要求品質毎にテスト項目を決め、

- (1) 試験片レベル YQSで規定されている樹脂プレートでの評価
- (2) 部品レベル 樹脂型物品を使つての評価
- (3) 車両レベル 完成車両を用いての評価

の、3段階のレベルに分けて評価を実施した結果、

要求通りの塗装品質が確保できた。

4.3 電磁制御関係

4.3.1 リモコン

システム構成は、ゴルファーが携帯する送信機と、ゴルフカーに装備された受信機からなる。機能として、ゴルフカーの誘導走行（自動運転）時にのみ有効な、発進と停止操作を1つのボタンにて遠隔操作ができる。

開発コンセプトは、送信機の小型軽量化、操作性の向上、到達距離の安定性、耐防水性の向上として開発を進めた。また今回新たに、特定小電力無線局方式を採用し、デザインおよび構造面を大幅に見直した。

周波数は、426MHz帯で、RCR STD-16 A（財団法人電波システム開発センター発行の標準規格）に適合した無線設備とした。送信機の識別IDはRCR STD-16 Aの呼び出し名称を用いることにより、約10桁の数まで可能となり、従来の識別数は254通りで、ゴルフ場ごとにIDの設定をしていた作業を、全てなくすことができた。

また、受信機側にID登録機能を設けたことにより、破損等によるパーツ交換時のID合わせ作業性を簡易にすることができた。

小型軽量化するにあたり、消費電力を抑える回路設計にして、リチウム電池を採用した。また送信距離を安定させるため、送信機側のアンテナ位置を考慮してデザイン織り込みを図った。

4.3.2 コントローラ

電磁誘導制御を司るコントロールユニットの開発では、従来は機能コンポーネントごとに開発を進めてきた。本開発では、これらの部品を統合・一体化することで品質および生産性向上が図られ、トータルコストの低減も可能になった。統合するときの開発課題として、パワー制御回路とセンサアンプ回路部とを一枚基板にすると、自己ノイズが発生するという悪影響が挙げられた。これを解決するために、多層基板の内層パターンを考慮して設計した。また、基板サイズの大型化にともない、計画図段階から製造先である森山工業(株)大須賀工場殿の御協力を頂き、製造工程削減、製造品質要望を構造および基板に織り込んだ設計を行うことができた。

今回新たに、ケーシングにアルミダイキャストを採用した。これにより電源回路、パワー制御回路部の放熱に対する部品点数の削減が図れた。

4.3.3 車速センシングシステム

電磁誘導ゴルフカーに必要とされる、車速センシングシステムの機能としては、

(1) 車速センシング範囲 0.2~40 (km/h)

(2) 前後進判別

の2点があげられ、(1)の機能は車速制御に使用され、

(2)の機能は前後進および坂道発進・停止時の後退量検出等に使用される。

従来モデルでは、トランスミッションに車速センシング専用の軸を設け、その軸上に、メインセンサとして光学式ロータリエンコーダと、サブセンサとして磁気ピックアップセンサを使用していた。本モデルでは、上記トランスミッションの車速センシング専用軸を廃止して、トランスミッション内の最終駆動ギアであるリングギアの歯面を直接センシングする渦電流式ピックアップセンサをケース円周上に2ヶ配置し、2ヶのセンサの波形が1/4周期ずれる位相をもつようにした。これにより、車速のセンシングと前後進判別が可能となった。

車速センシング専用軸の廃止、トランスミッション内の既存機能部品をセンシング対象物として利用することにより、構成部品点数の大幅な削減ができ、品質および生産性向上が図れた。

5 おわりに

以上、今回の主な商品改良と変更点概要について述べたが、“ゴルフカー”は、いわゆる搬送具という道具的な商品の性格上、エンドユーザーとしては、ゴルフコース（買う人）、プレーヤ・キャディ（使う人）、メンテナンス（管理する人）という複数のお客様が存在し、全てにバランス良く対応しなければならない。これからいかにお客様満足度をあげていくか、更なる高いレベルでの商品開発に向けて、製販技一体で臨む所存である。

最後に今回の開発にあたり御協力頂いた社内外の関係各位に御礼申し上げます。

代替冷媒対応GHP YCSP112

Alternative Refrigerant GHP YCSP112

笠井 弘 Hiroshi Kasai

●GHP事業部 市場開発室

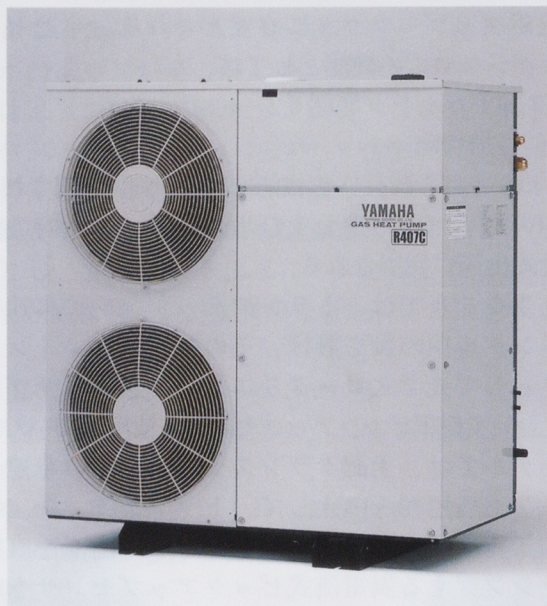


図1 YCSP112室外機

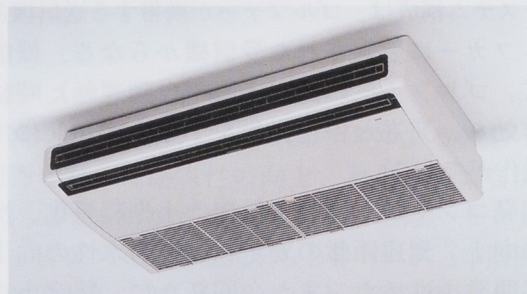


図2 天吊形室内機



図3 天井カセット形室内機

1 はじめに

フロンによる地球オゾン層破壊が問題となり、オゾン層保護のため地球規模で規制が行われている。空調用冷媒として広く利用されているR22（HCFC：ハイドロクロロフルオロカーボン）も規制対象物質となっており、1996年より規制が開始され、2004年から段階的に削減され、2020年に全廃の予定である。

当社GHP（ガスヒートポンプエアコン）においても、これに対応すべく代替冷媒R407C（HFC：ハイドロフルオロカーボン）を採用したストアーモデル4馬力YCSP112（図1、図2、図3）を開発したので、ここに、その概要を紹介する。

2 代替冷媒

図4にフロンによるオゾン層破壊メカニズムを示す。

現行HCFC冷媒が塩素原子を持つのに対し、HFC冷媒は、水素、フッ素、炭素の化合物であり、オゾン層を破壊する塩素を含まないため、成層圏へ到達してもオゾン層を破壊しない冷媒である。

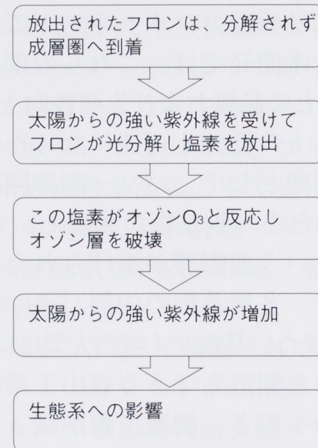


図4 オゾン層破壊のメカニズム

3 開発概要

代替冷媒に対応することを第一の目的として開発を行ったが、更に環境対応モデルと位置付け、低NOx化、高効率（COP）化、低騒音化を図った。

開発にあたっては、先行開発として蓄積してきた代替冷媒対応技術を利用し、短期間、省開発で行った。具体的には、現行ストアーモデル5馬力マ

ルチをベースモデルと設定し、対応に必要な箇所のみ変更する手法を採った。

表1にベースモデルとの比較にて、主な仕様諸元を示す。NOxモード値で100ppm、COPはベースモデル比+30%、騒音値はベースモデル-1dB(A)を達成した。

表1 仕様諸元

項 目		新製品	ベースモデル
		代替冷媒対応 4HPシングル YCSP112	5HPマルチ YCSJ140MX-B
能力	冷房 (kW)	11.2	14
	暖房 (kW)	14	18
電源 (V)		単相 200V	単相 200V
ガス消費量	13A (Nm ³ /h)	0.94/0.94	1.55/1.69
	LPG (Nm ³ /h)	0.43/0.43	0.71/0.78
COP (冷房/暖房)		0.93/1.16	0.71/0.83
エンジン	排気容量 (cc)	846	846
	回転範囲 (rpm)	900~1300	900~1900
コンプレッサ	形式	ベーンロータリ	ベーンロータリ
冷媒	種類	R407C	R22
	封入量 (kg)	5.3	7.3
運転音 (dB(A))		56	57
許容配管長 (相当長) (m)		60 (72)	60 (72)
室内外間許容高低差 (m)		30	30
法定冷凍トン		1.17	2.41
外形寸法	高さ (mm)	1310	1310
	幅 (mm)	1190	1190
	奥行 (mm)	680	680
	体積 (m ³)	1.06	1.06
重量 (kg)		305	305
運転温度範囲	冷房 室外 (D.B.)	10~43	-5~43
	暖房 室外 (D.B.)	-5~21	-10~21
接続可能室内機 (kW)		P112	J22~J140
室内機接続台数		シングル	6台マルチ
室内機タイプ		天吊形 天井カセット形	異能力異タイプ
NOx		100ppm	200ppm
メンテナンスインターバル (hr)		6000	6000

4 開発内容

以下に代替冷媒に対応するためのベースモデルからの変更箇所について記述する。

- ①代替冷媒R407Cは、沸点の異なる3種類の単一冷媒を一定の組成比で混合させた非共沸混合冷媒である。この非共沸性のため、運転状態により冷媒回路中の冷媒循環組成が変化し、圧力が上昇しやすい特性をもつ。封入冷媒量を削減すると共に、コンプレッサ回転数を下げ、冷媒循環量を低減して対応した。これにより、現行モデルと同じ制御圧力値とした。また、コンプレッサ回転数とエンジン回転数比を変更し、負荷と出力の関係の適正化により、高効率、低NO_xを実現した。尚、R407Cは、今のところ生産量が少なくコスト高であるため、冷媒封入量削減は、製品コストの削減にも寄与した。
- ②HFC冷媒は、前述のように塩素を含まない。そのため、塩素による極圧効果を期待できず潤滑性が低下する恐れがある。これを補うため、潤滑性の優れた冷凍機油に変更する必要がある。本モデルでは、GHP代替冷媒用として新たに冷凍機油を開発した。
- ③ベースモデルには、冷媒回路中の水分除去のためドライヤ（水分吸着形乾燥剤）を設けてある。代替冷媒R407Cは、その分子構造の関係からドライヤの水分吸着性能を低下させてしまう性質があるため、ドライヤ材料を変更し、R407Cに適合したものとした。
- ④R407C及び新冷凍機油とゴム、樹脂類の適合性を検討した結果、バルブパッキン等のゴム材質を変更して対応した。

5 おわりに

今回、当社GHPとしては、初の代替冷媒対応モデルとして開発を行った。今後とも、環境問題に積極的に取り組んでいく所存である。最後に本モデル開発にあたりご協力を頂いた方々に紙面をお借りして御礼申し上げる。

無人ヘリコプタ RMAX

Utility Remote Control Helicopter RMAX

金丸恭宏 Yasuhiro Kanamaru
鈴木弘人 Hiroto Suzuki
松田篤志 Atsushi Matsuda

鈴木昭彦 Akihiko Suzuki
佐藤 彰 Akira Sato
中村 克 Katsu Nakamura

田中紀彦 Norihiko Tanaka
坂本 修 Osamu Sakamoto

●スカイ事業部



図1 RMAX

1 はじめに

R50（図2）は軽量、コンパクトでありながら地上散布機に比べて圧倒的な散布効率の高さを武器に、累計1000台に近い普及台数に達することができた。R50を導入機と位置付け、さらなる普及をはかるためRMAX（図1）を開発した。



図2 R50

2 開発の狙い

開発に際しては、R50に寄せられた要望を十分配慮し、次の3点を重点課題としてとりあげた。

まず散布効率の徹底的な追求を行った。無人ヘリコプタの最大の売りは、散布効率である。具体

的にはペイロードを実質2倍とし、散布巾を1.5倍に広げることで基本諸元を大幅に向上させた。さらに、カセット式タンク、セルスタータ、発電機の搭載及び制御装置の標準装備により取扱い性も格段に向上させた。

次に考慮したのは、信頼性の向上である。飛ぶものであることから要求される信頼性は、非常に重要である。前モデルが振動により苦勞した経験を踏まえ、水平対向エンジンの採用と常用回転数を前モデルの2/3に押さえた仕様とした。また、散布による薬剤の侵入を防ぐため、全ての電装品に防滴構造を採用した。更に安全性を高める目的でコントロール電装系には、合計10個のCPUを配し、常に正常な作動を見張ると共に一部二重系を採用している。

最後に、今後への発展性を持たせることに留意した。農業散布市場で最高の性能を示すだけでなく、今後予想される空撮等の新たな用途への対応を考慮した。すなわち、カメラ装置を容易に取り付けできるマウント部、電装部分のモジュール化、および予備通信ポートなどである。新用途にともない自動飛行などの高度な制御が必要となる。それに対応する、プラットフォームとしての性能を持たせることを念頭に、仕様をつくりこんだ。

3 エンジン関係

ヘリコプタにとって、振動はすべてのトラブルの原因となる。加振源の大きな要因であるエンジン振動を極力減らすため、水平対向形式を選択した。主要諸元を表1に、エンジン全体を図3に示す。主要部品の特徴は次のとおり。

表1 エンジン主要諸元

形 式	2サイクル水平対向2気筒
排気量 (cm ³)	246
内径×行程 (mm)	56×50
圧縮比	7.3
最大出力 (kW/rpm)	15.4/6250
最大トルク (Nm/rpm)	25.4/5500
冷却方式	水冷
始動方法	セル
点火方式	CDI
燃料	混合ガソリン (50:1)

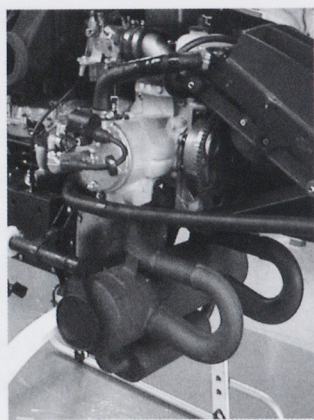


図3 エンジン全体

3.1 クランク

センターウェブの両側にクランクピンを一体で設ける、セミー一体組み立てクランク構造とした。水平対向エンジンの場合、最大の加振力である慣性偶力を減らすため、また2気筒を2個のセンターベアリングで支持するためクランクの変形を抑えるためにも、気筒間隔を短くすることが重要である。参考までに、図4の状態では重量は2200gである。

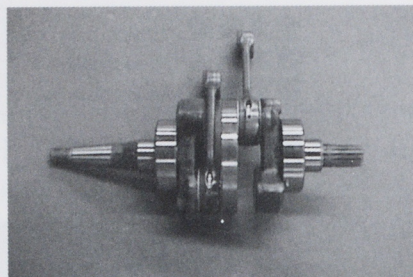


図4 クランク

3.2 シリンダ

軽量化と剛性向上のため、シリンダ部とクランクケース部を一体構造とした。さらに、左右気筒を共通化するため反転して使用している。このことにより、シリンダ～クランクケースが一つの型で製作できる。少量生産エンジンにとっては、有効な手段である。またメッキシリンダとし、軽量化と冷却性を向上させている (図5)。

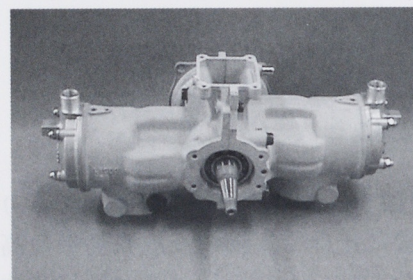


図5 シリンダ

3.3 排気まわり

このエンジンは、左右気筒同時爆発であり、さらに左右気筒でクランクケースを共用している (1キャブレタ、ケースリードバルブ方式)。そのため混合気の分配は左右気筒の燃焼状態の影響を受けやすい。したがって排気系は一体構造でありながら、内部は完全に左右で独立している。機体中央部に大きなスペースを作り出すためと、電子機器への排気熱の影響を少なくするため、エンジン下側にコンパクトにまとめている (図6)。

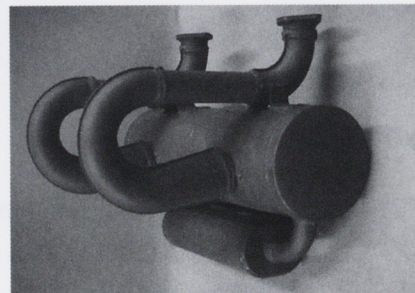


図6 マフラ

4 メインローターおよびメインローターヘッド

メインローターとメインローターヘッドは、ヘリコプタを空中に吊り上げるための揚力を発生すると同時に、移動させるためのコントロールの機能も要求されている。

4.1 メインローター

メインローターはFRP製であるが、ヘリコプタ独特の構造を有するために製造方法は船舶等の製法と異なり、専用の金型を用いて、バキューム製法にて作られている。ブレード断面構造を図8に、全体を図7に示す。これに用いた翼型は、人力飛行機用に開発された低レイノルズ数域専用翼型を、RMAX専用にモデルファイしたものである。



図7 メインローター

4.2 ロータヘッド

メインローターを取り付けるロータヘッドは、複雑なリンク機構を有している（図9）。ヘッド方式には、揚力を変化させるコレクティブピッチ（2枚のロータピッチを同時に変える）機構と、ロータ面を進行方向に傾けるサイクリックピッチ機構が混合されている。また、ベルヒラー方式と呼ばれるラジコンヘリコプタで用いられるものと同じものを使っている。ロータヘッドには、ローターとは別に、スタビライザと呼ばれる舵面が設けてあり、これのシーソー運動がサイクリック機構へミキシングされて、ヘリコプタの安定と操縦の両方の手助けをしている。

スタビライザの安定機能は、姿勢制御で言うところの角速度フィードバックを担っている。これは、緊急時姿勢制御をOFFした場合に、最小限人間が操縦可能なレベルを確保できるようにセッティングされている。

RMAXは、制御フライトが基本であるため、将来制御機器の信頼性アップとともに不必要な機構になりつつある。

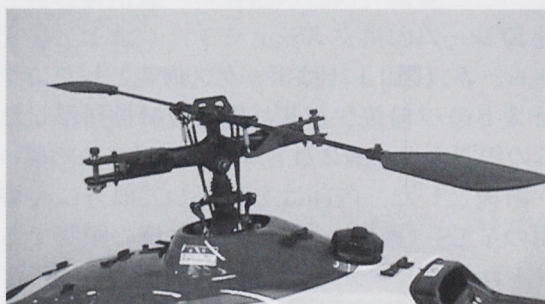


図9 ロータヘッド

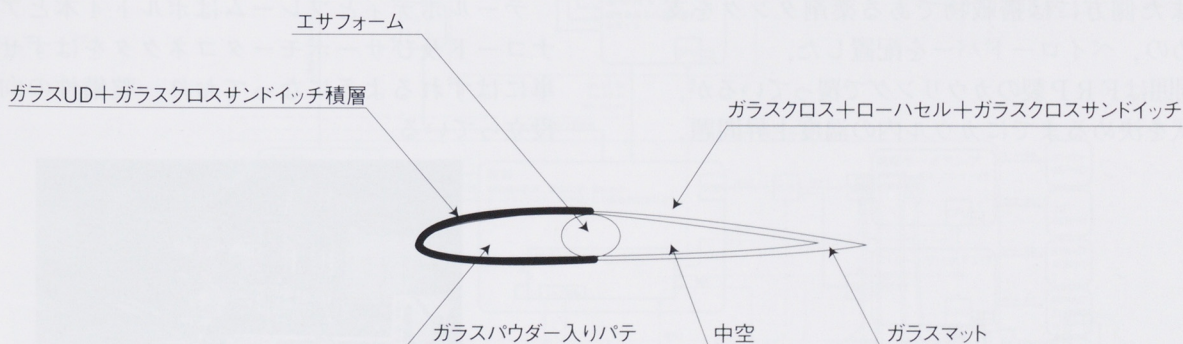


図8 メインローター断面構造

5 機体関係

5.1 ミッションケース

クラッチは重量とサイズを考慮し、乾式とした。エンジンのクランク軸が機軸方向であり、メインロータを回すには回転方向を90度振らないといけないので、一度ベベルギアで減速しながら軸の回転方向を変え、もう一度平ギアで減速する2段減速方式をとった。

ミッションケース（図10）は3分割と複雑にはなったが、全体としてコンパクトに仕上がりに、R50に比べ剛性は上がり、重量は軽くなった。もう一つの特徴として、本機の水冷エンジン本体にはウォーターポンプがないため、ミッションケースに付けることとなった。

出力はクラッチの後ろから平ギアで取り出した。従って、クラッチがつながるまではウォーターポンプは回らず、アイドリングの間は自然循環となっているが、オーバーヒートはしない。このウォーターポンプを回す軸を延長し、テールロータの出力軸とした。

5.2 フレーム

フレーム（図11）はボックス構造とした。ダイキャストのバルクヘッドと押し出し材を利用した骨組みの周囲をカーボンとアルミ板のパネルで覆い、セン断板とした。内部は2分割し、前方に姿勢制御用のYAS（後述）、後方には本機の頭脳であるコントロールボックスを収納した。

フレームの前上方の3点でエンジン、ミッションを支え、後上方には燃料タンク（6.4L）を配置した。また側方には搭載物である薬剤タンクを支えるための、ペイロードバーを配置した。

その周囲はFRP製のカウリングで覆っているが、最終形状を決めるまでにカウル内の温度上昇問題、

遠くからの視認性、ヤマハらしいカッコよさの追及等結構苦労した。

5.3 脚構造

基本はR50を踏襲したが、細かな点で改良している。まず取扱性の改良のため、ランナ（接地部分）の前後を曲げて持ちやすくした。全備重量が増えたので、FRP製のリーフの断面の縦横比を変更し、重量を増やすことなく強度を増した。地上での共振を最小にするため、リーフの曲げ形状を少し変更した。

それでも、地上共振並びに、フライト中の脚部分の振動が収まりきれなかったので、フレームとリーフの取付け部分を工夫し、リンク構造とゴムダンパで振動を吸収できるようにした。

5.4 テールボディ

テールボディはR50と異なり、全てカーボン繊維で一体成形している。製法は内圧成形を用いている。つまり、雌型を上下2分割とし、それぞれにカーボン繊維のプリプレグを敷いておいて、上下を合わせ、内側にナイロン製のバックを挿入し内圧をかける。そうすると、外表面のきれいな中空の製品ができる。但し、型の合わせ目にだけバリがでる。また、外側には視認性と製品性の向上のためのシートを貼っているが、耐農薬性のある材質で伸びが悪く、外表面がなめらかすぎてエア抜き性も悪く、大変苦労をしている。テールボディの前方にはフレームとの接続と、テールロータ駆動用前方プーリを回すための中間ミッションの支持の目的で、板金製の小フレームを取付けてある。

テールボディとフレームはボルト4本とアンテナコード及びサーボモータコネクタをはずせば簡単にはずれるようになっており、整備性の向上に役立っている。

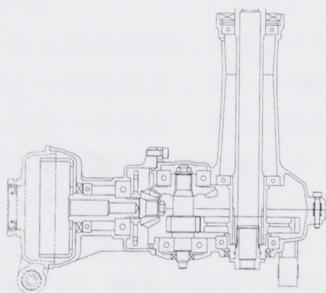


図10 ミッション

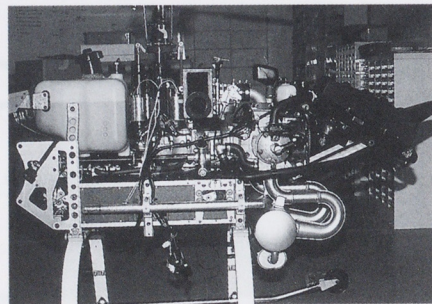


図11 フレーム

6 電装関係

送信機から発信された無人ヘリの操縦信号を、レシーバが受信し、制御の中枢である制御（YACS）基板へと送られる。ここでは、姿勢センサ（YAS）からの情報をもとに機体の制御計算を行い、その指令をサーボアンプへ伝え、サーボアンプは機体の各サーボモータを駆動し機体が動作する（図12）。

6.1 信頼性の向上

制御計算部、操縦信号の伝達系を二重化し、システムの故障時等に対応できるようにしてある。また、無線通信区間の信頼性をあげるため、従来の模型ベースの通信形態を止め、ヤマハでの専用設計をおこなっている。すなわち、情報内容、ハード構造をシンプル化して、高速化、安定化を図っている。さらに、システムの細かい部分まで、機体の暴走に入らないような細かい配慮を行っている。

また、フライト中に機体の状態をモニターすることにより、操縦者に対して安心感をあたえることができる。RMAXでは、燃料残量、バッテリー電圧低下、電波状況の悪化、積載量オーバー等を、LEDの点滅等で、速やかに操縦者に知らせることができる。これにより、万一異常が発生した場合でも、操縦者はすばやく対応ができ、未然に事故を防ぐことができる。

6.2 操縦性と安定性を両立させた制御

農薬散布のフライトにおいては、狭い圃場や電信柱などの障害物のため、操縦者の思いどおりにすばやく機体が反応することが必要である。しかしながら、風等の外乱には動かないように安定していなくてはならない。この操縦性と安定性の相反する性能を両立させるため、モデル追従型制御をおこなっている。すなわち、操縦者が操作したときに動く理想の動きを応答モデルにして、それを目標にした制御をおこなっている。

また、この応答モデルは、作業の条件、操縦者の技量に応じて、3段階変化させられるようにしている。これにより、誰でも、どこでも、どんなときでも最も適した機体特性でフライトをおこなうことができる。

なお、使用しているセンサ、制御ハード類についても最新のものを使用しており、精度・高速性を追求し、制御性についてもR50よりも安定性が向上している。

6.3 発展性への考慮

今後の新用途への対応のため、機能ごとに基板が分化しており、モジュール交換的に、基板を変更することで、機能アップを図れるようにしてある。また、基板間はシリアル通信で通信できるようになっていて、情報のやりとりが簡単にできる。

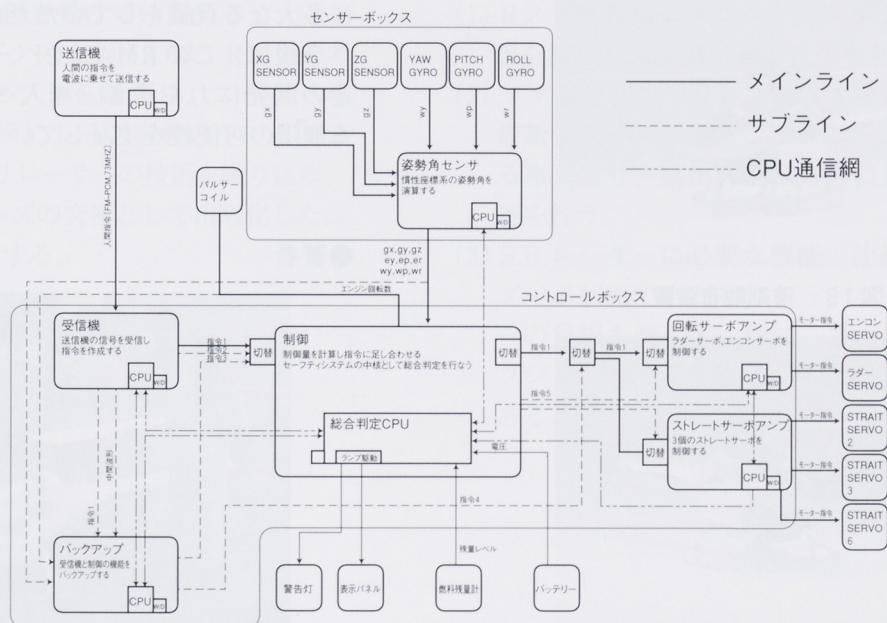


図12 電装システム

7 散布装置

7.1 液剤散布装置 (図13)

従来より液剤は殺菌剤、殺虫剤、除草剤の散布に利用されているが、年々散布面積が拡大してくると更なる作業の効率化や、使いやすさの向上が求められる様になった。

まず、効率化では、ヘリが地上にいる時間を短くすることが必要であり、従来比2.4倍の24Lの薬剤を積込む作業を考えると、カセットタンクの開発が必要であった。薬剤に触ることなく漏れずにワンタッチで脱着できるジョイントとして、タンク側、受け側ともプッシュ・ツウ・コネクト方式を採用し作業の容易さも狙った。

また、飛行間隔を広げることで散布時間を短縮できるので、従来比1.5倍の7.5mとし（5mも選べる）散布時間を3分の2にした。

次に、使いやすさでは、圃場による散布巾の変更や作物の種類による散布量の変更は、ノズルの交換とポンプ吐出量ボリュームの変更のみで可能であり、何れもワンタッチでできる。また、機体への脱着性向上や、ショートブームによる小型化及びドリフト減少も折込んだ。

尚、散布量は1ヘクタールあたり8Lから50Lであり、吐出性能は標準仕様で2L/min、最大で2.6L/minである。



図13 液剤散布装置



図14 粒剤散布装置

7.2 粒剤散布装置 (図14)

粒剤は殺菌剤、除草剤、直播（田植えの代わりに直接粃を撒く）、及び施肥に利用されている。

液剤と同じくジョイント部がキーポイントであった。粒剤の場合、液剤と同形式のコネクタは使えないため、手動のスライドシャッターを備える。飛行間隔は7.5mを標準とし（5mも選べる）、レバーで散布量の変更を、ボリュームでスピナ回転数を変え散布巾の変更もできる（除草剤を適所に散布するため）。また、使いやすさ向上のため、中身が見える半透明ホッパ、肥料に対する防錆、小雨時の防水性を折込んである。

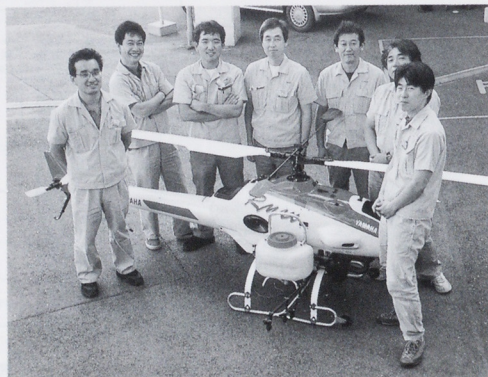
尚、散布量は1ヘクタールあたり殺菌剤なら10kg、直播なら120kg、施肥なら300kgと範囲が広く、標準仕様で殺菌剤を2.5kg/min、直播なら25kg/min散布できる。

8 おわりに

無人ヘリコプタの開発は、エンジン、機体関係はもとより、空気力学、FRP技術、制御技術、通信、電波など非常に多岐の分野の技術が必要となる。これらを、技術の全てのメンバーが、それぞれの担当分野に責任と自信をもって、開発をおこなうことができた。また、制御技術室の杉田正夫さんならびに善野徹さんには、電装系、制御系の開発に多大なる貢献をしていただいた。

今後は、このRMAXをベースにして、新しい用途の開発に力を注ぎ、無人ヘリコプタがもっている無限の可能性を実証していきたい。

●著者



YZF-R7

YZF-R7

大隅 弘 Hiroshi Ohsumi
野々川賢一 Kenichi Nonogawa

伊藤 健 Takeshi Ito
水野賀之 Yoshiyuki Mizuno

●MC第1開発室/MC第1コンボ室



図1 YZF-R7

1 はじめに

当社は、スーパースポーツ領域において、YZF-R1およびYZF-R6を導入し、その高次元のバランスは、ユーザーに新たな感動を提供でき、商品力は、世界的に高い評価を受けている。

YZF-R7（図1、以下、R7という）は、Rシリーズエンジンの基本コンセプトを踏襲し、スーパースポーツ（以下、S.B.という）レース参戦のベースマシンとなるべくファクトリレーサーの技術を織り込み、かつ進化させ、Rシリーズの究極として市販化した。以下にその概要を紹介する。

2 開発の狙い

『最高水準の基本性能を持ったS.B.レース対応ベースマシン』をキーコンセプトに、以下に示す重点開発項目を設定した。

- (1) Rシリーズのコンパクトエンジンレイアウト思想を基本に、GP500車体レイアウトに融合させる。
- (2) ファクトリエンジンスペックを進化させ、かつ最新フューエルインジェクション技術を投入する事により、高出力化に対応できるシステム構築を行う。
- (3) S.B.レーサーに必要な機能、仕様は極力スタンダード状態でもたせ、キットパーツ購入ユーザーの負担を減らす。特に、フューエルインジェクションハード仕様は全てスタンダード状態であること。

3 エンジン概要

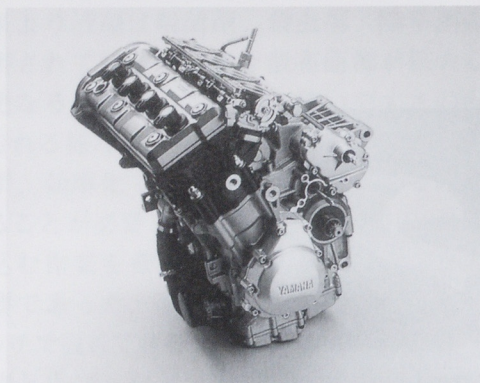


図2 エンジン

(1) 高性能化

ボア×ストローク72mm×46mm、当社独自技術の、5バルブ高リフトカムプロファイル、燃焼室および吸気ポートのNC加工を採用し、吸入空気量確保と高燃焼効率確保を達成した。

総削りチタンコンロッド(ケン・マツウラレーシングサービス製)、軽量鍛造ピストン、チタンバルブ、アルミリテーナにより、往復重量と動弁系重量を軽量化し、高回転化に対応した。また、クランクシャフトは、SCM440調質、プラズマ窒化処理により高強度を確保した。

(2) コンパクト、軽量化

クランクケース一体アルミ鋳造メッキシリンダの専用ボアピッチ、3軸配置でコンパクト化を実現し、また希土類マグネット小径ACM、TIGレーザ溶接SUSエキゾーストパイプの採用で、サーキット走行時のバンク角確保と軽量化を達成した。

(3) 点火系

高燃焼効率実現のためDC-CDIを採用し、火花エネルギーをアップ。また軽量化とレイアウト簡素化のため、ダイレクトイグニッション方式とした。

(4) レース対応

冷却系にはサーキット走行に十分耐えうる容量のデュアルラジエタを、駆動系にはバックトルククリミッタ付きクラッチを採用し、急減速時の車体コントロールに配慮した。

4 フューエルインジェクションシステム概要

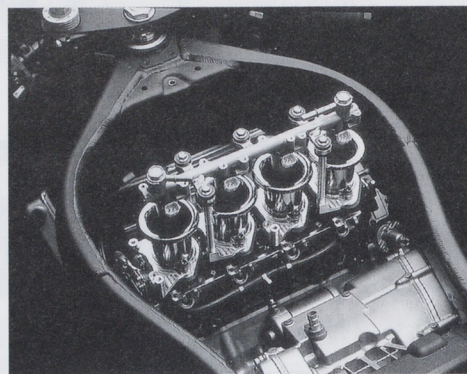


図3 フューエルインジェクションシステム

スピードデンシティ、スロットルスピード併用の空気量計量方式のフューエルインジェクションを採用した(図3)。スロットルボディは、口径 $\phi 46\text{mm}$ で高出力化に対応できるよう、またインジェクタは、1気筒あたり2ヶをスロットルバルブ上下流に装備し、あらゆるシーンでも燃料系の高応答性を実現した。

4.1 システムハード仕様

図4にシステム構成図を示す。気筒判別センサ、TPS、吸気圧センサ、大気圧センサ、吸気温センサ、水温センサ、車速センサ、転倒検知センサ等を有しECUはEFI制御に必要な情報をリアルタイムに得ることができる。

(1) ECU

128KBフラッシュメモリ内蔵の16bit CPUを採用し、レース用エンジンに要求される高速高精度な処理を実現させた。また、8系統独立噴射、4系統独立点火に対応するため、高密度実装ECUを新規開発した。

(2) インジェクタ

小型軽量で燃料噴射角度と方向の設定自由度の高い、プレート方式を採用した。幅広い流量リニアリティ特性を持ち、平均燃料流径も、従来のピントル式に匹敵する。

プレートは4孔2スプレー構造とし、噴射角度と方向を度重なる実験の末、最適化した。燃料圧力はレースキット時は高燃圧化とし、高出力とレスポンス向上に対応した。

2サイクルレーシングエンジン用デトネーションコントロールシステム Detonation Control System for Two Stroke Racing Engines

(3) 気筒判別センサ

高感度ホール式の回転センサにて、カムのプロフィールを直接検出し、クランクセンサ信号との相対位置により気筒を判別している。

(4) 吸気圧センサ、大気圧センサ

ピエゾ抵抗式の高精度な圧力センサを採用し、吸気管内圧力を検出。また同型のセンサにて大気圧を検出し、吸入空気密度の補正を行っている。レースキット時はさらにラムエア圧を検出し、吸入空気過給時にも適合可能としている。

(5) 水温センサ、吸気温センサ

NTCサーミスタ式の高精度、高応答性の温度センサにて、冷却水温と吸入空気温度を検出し、冷機、暖機を問わず、スムーズな始動と吸入空気密度補正を行っている。

(6) 車速センサ

気筒判別センサと同型の回転センサで、アクスルドライブ軸の回転速度を検出し、ECUにて車速演算し、使用ミッションを判断する。この情報を、噴射および点火制御に反映している。

(7) ACM

フューエルインジェクション化による電気負荷の増大と、低慣性モーメントを両立させるために、希土類マグネットを使用した外形φ106mmのACMを新規開発した。

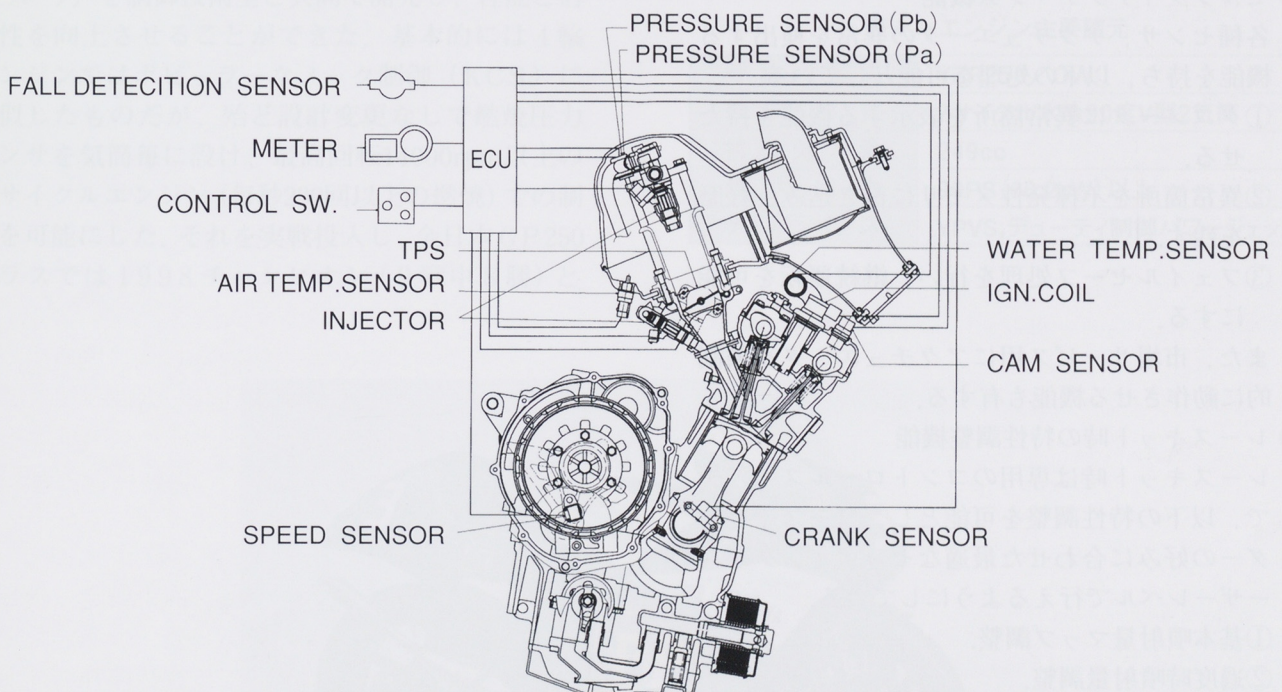


図4 フューエルインジェクションシステム構成図

4.2 システムソフト仕様

(1) 基本マップ構成

基本噴射マップを最大24枚設定可能とし、8系統独立噴射に対応した。また設定空燃費に対し空燃費センサと連動させ、自動マップ作成を可能にするツールも新規開発した。これにより、膨大なマップ作成の効率化と高精度化を実現した。

(2) 始動時制御

始動時の基本噴射量は、冷却水温で決定し、これに各種センサ信号に基づく補正を行っている。セル始動およびレース使用時の押し掛け始動も容易に対応できた。

(3) 過渡時制御

過渡時制御は最も重要な課題として配慮した。TPSのサンプリング周期の限界を追求し、この変化速度に応じて噴射量を増減し、レースライダーの細かな要求に対応出来るよう配慮している。過渡時制御は今後さらに進化させていかなばならない課題である。

(4) セルフダイアグノーシス機能

各種センサ、アクチュエータの異常を検出する機能を持ち、以下の処理を可能としている。

- ① タコメータに異常箇所を表示する機能を持たせる。
- ② 異常箇所を不揮発性メモリに書き込み、経歴を残す。
- ③ フェイルセーフ処理を行い、継続運転を可能にする。

また、市場サービス用にアクチュエータを強制的に動作させる機能も有する。

(5) レースキット時の特性調整機能

レースキット時は専用のコントロールスイッチで、以下の特性調整を可能とし、コースやライダーの好みに合わせた最適なセッティングがユーザーレベルで行えるようにしている。

- ① 基本噴射量マップ調整。
- ② 過度時噴射量調整。
- ③ 基本点火時期マップ調整。

5 おわりに

R7はファクトリレース部門で培われた高い技術力を注ぎ込み、開発は常に、レースシーンをターゲットに行った。市販状態では、大胆に割り切った部分もあるが、基本ポテンシャルの高さは、S.B.レースシーンで多くの感動を与えてくれるものと感じている。

また、今回開発したフューエルインジェクションシステムは、今後の商品開発の先鞭として、そのノウハウを進化させる必要性を強く感じる。更に、エンジン組立は、専門性が必要な部分もあり、第5工場では1機ずつ手組みの対応をしていただいた。

開発にあたり、関係各位のご協力に対し、この場を借りて感謝の意を表する。

2サイクルレーシングエンジン用デトネーションコントロールシステム

Detonation Control System for Two Stroke Racing Engines

早崎良明 Yoshiaki Hayasaki

●モータースポーツ開発室

1 はじめに

近年ロードレースでは鉛含有量の多い高価なスペシャルガソリンで性能を向上させてきた。しかし、環境への配慮と参加者の金銭的負担軽減の観点から、1997年より全日本選手権では各サーキットで供給されるガソリン（市販無鉛ハイオク）の使用が義務づけられた。又、世界選手権（WGP）でも1998年より無鉛化された。このため、エンジンの異常燃焼（デトネーション）対策が必要となり、性能や、燃焼室まわりの耐久性が低下すると共に、点火時期やキャブレタセッティングの要求範囲が狭くなった。

そこで、ファクトリーレーサーYZR250では、デトネーションコントロールシステム（以下、DCSという）を制御技術室と共同で開発し、性能と信頼性を向上させることができた。基本的には4輪エンジンではポピュラーなノック制御（KCS）に類似したものだが、殆ど設計変更なしで燃焼圧力センサを気筒毎に設け、最高回転14000rpm以上の2サイクルエンジン（毎秒230回以上の燃焼）での制御を可能にした。それを実戦投入し、全日本GP250クラスでは1998チャンピオン（9戦中8勝）と

1999開幕4連勝中（本稿執筆時）と他を圧倒し、又1999年より復帰したWGP250における好成績（第2戦で早くも優勝）に貢献している。以下に本システムの概要ならびに効果を紹介する。

2 仕様

表1にエンジンの主要諸元、図1に搭載マシンを示す。エンジンは、原田哲也氏が1994年にWGP250チャンピオンを獲得した時の発展型であり、それを熟成したものである。

表1 エンジン主要諸元

呼 称 / 型 式	YZR250/OW
機 関 形 式	2サイクル水冷90度V型2気筒
排 気 量	249cc
最 大 出 力	90PS (66.2kW) 以上
デ バ イ ス	YPVS, デューティ制御パワージェット



図1 DCS搭載車YZR250

3 デトネーション

3.1 デトネーションの定義

一般に衝撃波を伴う超音速の火炎伝播を指すが、2サイクルエンジンでは、正規の点火以外による高速の燃焼を総称してデトネーションと呼んでいる。これにはカーボンデポジット等のヒートスポットからの着火（プレイグニッションの類）や、圧縮されたエンドガスからの着火がある。更に無鉛ガソリンでは、2サイクルエンジン特有の高回転域の高温残留ガスによる着火も新たな問題となった。排気温度は500℃以上に達するが、ガソリンの着火温度は約300℃である。

又これらは、シリンダボア径にもよるが、一般に10kHz以上の高周波が燃焼圧力波形にのるので、圧力センサにより検出は容易である。図2にデトネーション発生時の燃焼圧力波形を示す。

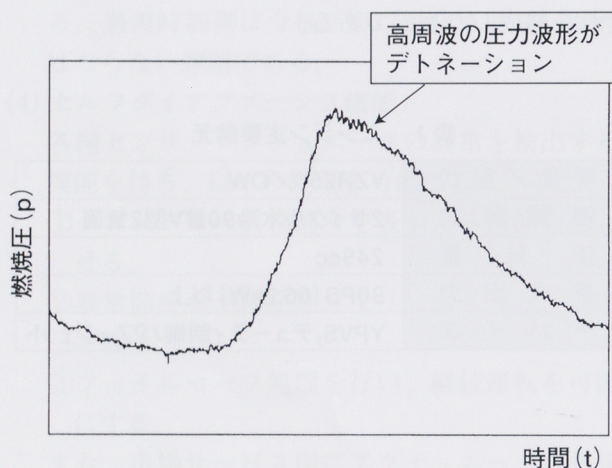


図2 デトネーション発生時の燃焼圧力波形

3.2 エンジンへの影響

デトネーションが発生すると、高速の火炎により、燃焼室表面を覆う低温の境界層が局所的に破れ、虫食い状態のダメージ（エロージョン）をもたらす。高温で弱くなったピストン母材表面を爆風が吹き飛ばすと言われているが、性能低下はもちろん、焼きつき等のトラブルに至ることがある。

但し、軽い適度なデトネーションレベルが性能上ベストとなるので、レーサーの場合、この辺りを狙った仕様作りとセッティングを行っていることが多い。図3にデトネーションによるダメージを受けたピストンの例を示す。



図3 デトネーションによるダメージ

4 デトネーションコントロールシステム(DCS)

4.1 システム

図4にDCSのシステムを示す。主構成品の仕様は以下のようなものである。

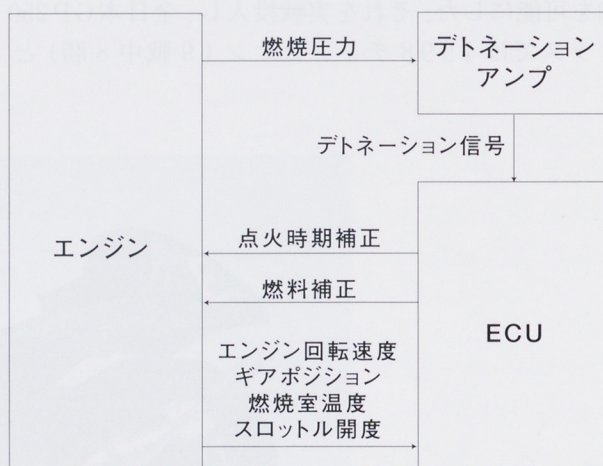


図4 DCSシステム概要

(1) ECU

ハードおよびソフト共、社内制御技術室製の多機能デジタルCDI（YZR 500 共通）、デトネーションアンプや各センサからの情報をもとに点火時期、燃料流量、排気デバイスなどを制御する。

(2) 圧力センサ

日本特殊陶業社（NTK）製座型圧力センサ（スパークプラグ共締め）、間接的に燃焼圧力を検出するので絶対圧力は採れないが、S/N比が高い。又、非共振型なので高回転型のレーシングエンジンにも適している。

(3) ヘッドシリンダ

プラグ穴周りの追加工または小改造が必要。専用のロングリーチプラグを用いれば無改造で対応できる場合もある。

(4) デトネーションアンプ

燃焼圧力信号を増幅後ハイパスフィルタにかけ、ピークを一定時間ホールドする。（機種毎に微調整要）これをECUへ出力する。

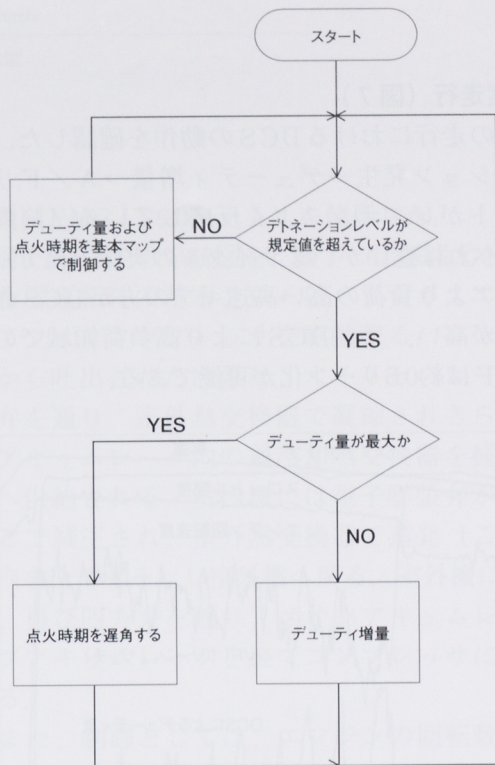


図5 DCS制御フローチャート

4.2 制御フローチャート（図5）

デトネーションがあるレベルを超えたら、キャブレタに装着されたデューティ制御パワージェットの開弁時間を延ばし、A/Fをリッチ側へ補正する。デューティ量が最大値まで達したら更に点火時期補正（遅角）に入る。デトネーションレベルが基準値を下回ったらデューティ量と点火時期を元に戻す。A/F補正を優先したのは性能への影響が少ないためである。点火時期補正はレスポンスが良い半面、性能低下も早い。

5 DCSの効果

5.1 ベンチ性能（図6）

前述したように、軽い適度なデトネーションレベルがベスト性能を発揮する。DCSではデトネーションに自動対応して、安全で適度なレベルでかつ広いエンジン回転域でデトネーションを発生（保持）させることが可能である。これによりエンジン仕様やパワージェットと点火時期を性能優先に見直す事ができるので、安定した最大出力（熱だれしない）とA/Fリーン化による良好なオーバーレブ特性、及び燃料消費率の改善が達成できた。

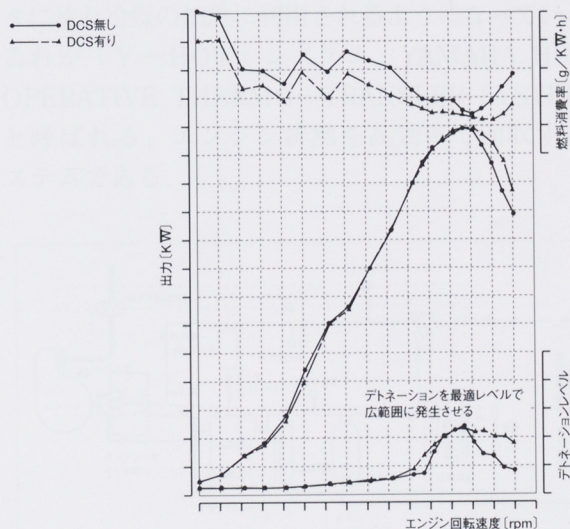


図6 DCSの効果（ベンチ性能）

5.2 実走行（図7）

実際の走行におけるDCSの動作を確認した。デトネーション発生→デューティ増量→A/Fリッチシフトがレスポンスよく反応している（筒内噴射と比べれば遅いが、2サイクルの実用上充分）。低速ギアより負荷の高い高速ギアの方がDCS作動の頻度が高い。又、DCSにより高負荷領域での平均A/Fは約0.5リーン化が可能である。

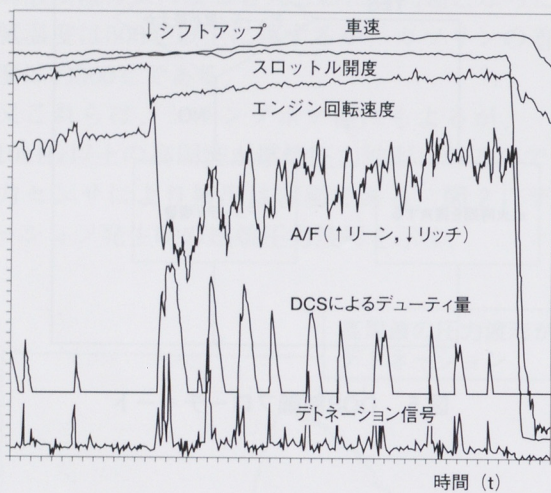


図7 DCS作動状態

6 おわりに

2サイクルレーサーというと、以前は勘と経験が重要であった。それが、小型車載計測器やセンサの進歩でデータの定量化が促進され、それとリンクしたECUにより種々の制御が可能となった（配線は複雑となったが、センシングさえできれば後はプログラミングでなんでもできる？）。尚、本システムは社内の制御技術室との共同開発のおかげで、遠慮なく評価することができ、極めて効率の良い開発ができた。今後もシステムを進化させ、「いつでも、どこでも、だれにでも」速く安全に走らせることができるレーサー作りを目指したい。

●著者



早崎良明

GHP排熱利用省エネ恒温恒湿システム

Energy-Saving Thermostatic/Humidistatic System with the Utilization of Heat-Release from Gas Heat Pump(GHP)

大橋 秀幸 Hideyuki Ohashi

●GHP事業部 開発室

1 はじめに

近年の電力事情の悪化や地球環境問題への取り組みの中、少電力、クリーンエネルギー、低ランニングコストというメリットにより、対人用の一般空調機として、ガスヒートポンプエアコン（以下、GHPという）の採用が増加している。

しかし、対物産業用としての使用は一部の採用に止まっているのが現状である。

また、現在使用されている試験用の恒温恒湿設備の多くは電気式の冷凍機と電気ヒータとの組み合わせでできている。そのため、1つの設備当たりの消費電力はかなり多く、設備導入時には、受電設備が必要になる。電力契約においても、デマンド契約になりやすく、ピークカットにより運転ができなくなる心配もある。さらに、試験用設備の場合は、設備の稼働率はあまり高くないため、実際の使用時間当たりの電力料金も割高になる。

このように、恒温恒湿設備は、イニシャルコスト、ランニングコストのかかる設備である。

GHP事業部でも、新規に試験用として恒温恒湿設備を導入するに当たり、イニシャルコストはもちろんランニングコストも下げる必要があった。

以上により、GHPを冷凍機として使用することで、GHPの対物産業用としての用途拡大も図り、さらに、GHPのエンジン排熱をヒータの熱源として利用することで、省電力性と、省エネルギー性を有した恒温恒湿システムを開発した。

また、今回の開発においては、受電容量の削減によるイニシャルコストの低減、エネルギー源をガスにすることによるランニングコストの低減も目的とした。

外機 (YMCJ 560M-A) を使用した.

図1にGHPの系統図を、表1に仕様緒元を示す。

冷房運転時の基本フローは、まずガスエンジンにてツインコンプレッサを駆動する。コンプレッサから吐出された冷媒は、オイルセパレータ、四方弁を通り、室外熱交換器で凝縮されさらにメインアキュムレータ内の過冷却熱交換器を経て室内機へ供給される。室内機には電子膨張弁が有り、そこで減圧され、室外熱交換器で蒸発（この時、室内を冷却する）し室外機へ戻る。室外機に戻ると、再び四方弁を通り、メインアキュムレータ、サブアキュムレータを経てコンプレッサに吸入される。

また、制御としては、エンジンの回転数にて蒸発圧力を、室内機の電子膨張弁にて、室外熱交換器出口のサブクールをコントロールする。

次に、エンジン冷却水系については、2台の電動式水ポンプを用い、1台はエンジン本体部分、もう1台で排気ガスを冷却し、それらの合流したものが3方弁を通過し、ラジエータで放熱される。また条件により、3方弁からメインアキュムレータに流れ冷媒の加熱に利用されるようになっている。これが「Y-HOT」システム（YAMAHA HIGH OPERATIVE THERMO-TRANSFER SYSTEM）と呼ばれる、エンジン排熱を高効率で回収するシステムである。

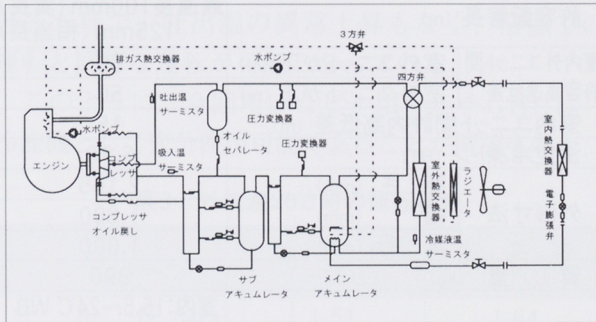


図1 GHP系統図

2 設備概要

2.1 GHPの回路説明

ベースモデルとして、ヤマハ発動機(株)(以下、
当社という)のビル用マルチMシリーズ20HP室

GHP排熱利用省エネ恒温恒湿システム

表 1 仕様諸元

項 目		YMCJ560M-A
冷房能力	外気温 35℃時 (kW)	56.0
	外気温 7℃時 (kW)	67.0
暖房能力	外気温 -5℃時 (kW)	73.7
	外気温 -20℃時 (kW)	73.7
電気特性 50/60Hz	電 源 (AC・V) 三相 200	
	消費電力 (kW)	冷房 1.35/1.55
		暖房 1.42/1.65
	運転電流 (A)	冷房 4.6/5.2
		暖房 4.8/5.4
	力 率 (%)	冷房 85/86
暖房 85/88		
始動電流 (A) 13		
燃 料	外気温 35℃時	13A,12A,LPG ボタン 7C 6A,6B,6C 5A,5B,5C,5AN 4A,4B,4C
		ガス消費量(kW)冷房/暖房 59.4/56.6
ガスエンジン	種 別 (kW)	4サイクルOHV
	気筒数×内径×行程 (mm)	4×78×76
	排気量 (cc)	1453
	定格出力 (kW)	15.0
	潤滑油	ヤマハGHPオイル 10W-30F
冷 却 水	種 類	ヤマハGHPロングライフ クーラント
	濃 度 (%)	50±10
	凍結温度 (℃)	-35
圧 縮 機	形 式	ツインロータリー式
	排除容積 (cc/rev)	147×2
冷 媒	種 類	R-22
運転音 (dB (A))		62 (サイレントモード 60)
送風機構	送風機形式	プロペラ式ファン
	定格風量 (m³/min)	409
	電動機出力	308×2
配管関係	冷媒ガス管 (mm)	φ38.10
	冷媒液管 (mm)	φ15.88
許容配管長 (m)		最遠長100mm (実長) 125mm (相当長)
室内外ユニット間	室外ユニットが下 (m)	50
許容高速低差	室外ユニットが上 (m)	50
室内ユニット間許内高低差 (m)		15
法定冷凍トン (RT)		6.78
外形寸法	高 さ (mm)	2,165
	幅 (mm)	1,800
	奥 行 (mm)	1,000
質 量 (kg)		990
使用温度範囲		冷房 室内:15.5~24℃ WB 室外: -5~43℃ DB (寒冷地-10~43℃ DB)
		暖房 室内: 5~28℃ WB 室外:-10~21℃ DB (寒冷地-20~21℃ DB)

2.2 GHP改造点

ベースモデルに対し、今回冷凍機として使用するに当たり、変更した内容は、構造的にはエンジン排熱をヒータ熱源として利用するための、プレート式熱交換器とサーモスタットの追加である（図2参照）。

制御的には、-10℃まで運転するために、蒸発圧力の切り替え手段の追加及び、冷却運転に関わる制御数値の変更、またより多く高温のエンジン排熱を回収するための、3方弁の制御変更及び冷却水関係の制御数値の変更のみである。その他の制御は、室内外通信を含め、ビル用マルチの制御をそのまま使用している。

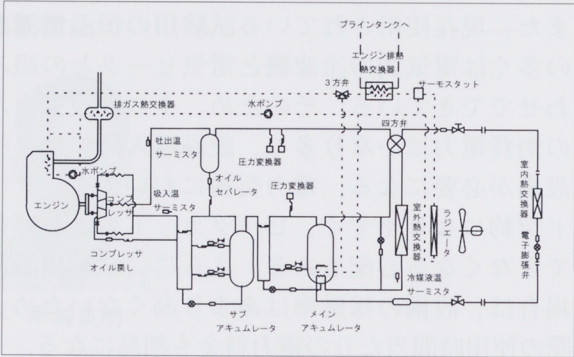


図 2 冷凍機用GHP系統図

2.3 恒温恒湿システム概要

今回設置した恒温恒湿システムの概略を図3に、使用機器の一覧を表2に示す。

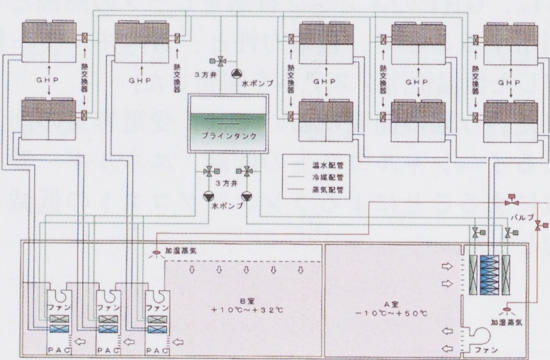


図 3 恒温恒湿設備の概略図

表2 使用機器一覧

共通	ブライントank 2500kW×2000D×1000H	1台
	ブラインポンプ (2.2kW)	1台
A室側	冷却能力:126kW	
	冷凍機 (YMCJ560M-A)	6台
	冷却用コイル	6台
	排熱回収用熱交換器	6台
	加熱用コイル	6×2台
	ブラインポンプ (2.2kW)	1台
	加湿器 (蒸気ボイラー)	1台
	軸流ファン (5.5kW)	2台
B室側	冷却能力:84kW	
	冷凍機 (YMCJ560M-A)	3台
	室内ユニット (YMEJ560P-A)	3台
	排熱回収用熱交換器	3台
	加熱用コイル	3台
	ブラインポンプ (2.2kW)	1台
	加湿器 (蒸気ボイラー)	1台

この設備は恒温恒湿室が2室あり、A室は-10～50℃、B室は10～32℃まで対応可能な設備になっている。

冷凍機と使用したGHP室外機は全部で9台で、6台がA室用、3台がB室用となっている。室外機すべてには、エンジン排熱回収用の熱交換器が取り付けられており、設備の加熱用ブラインと熱交換される。熱交換器で加熱されたブラインは、A室、B室共通の加熱用ブライントankと接続され、水ポンプと3方弁によりブライントank内の温度が一定になるように制御されている。加熱されたブラインは、ブライントankから設備側に必要量送られるようになっている。

室内側のユニットとしては、A室は冷凍機6台分の冷却用コイルと加熱用のコイルを一体化した専用の熱交換器を設け、2台の軸流ファンで風を送るようにしてある。ただし、冷却用のコイルについては、1台分ずつ独立して運転できるように分割されており、それぞれに電子膨張弁が取り付けられている。B室は、当社のビル用マルチMシリーズの床置きダクト (YMEJ560P-A) をそのまま使用し、内部にブラインによる加熱用のコイルを組み込んである。

A室、B室の加熱は共通のブライントankから、水ポンプと3方弁により流量コントロールされている。

また、加湿は、蒸気ボイラーの蒸気を使用している。

3 冷凍機としての特性

一般に、密閉型コンプレッサでHCFC-22を低温用システムに使用した場合、吐出温度の上昇によるモータの過熱等が問題となるため、吐出温対策として、コンプレッサの圧縮室内への液冷媒の注入や、吸入管への液バイパスなどによる、吐出ガスの冷却が必要になってくる。

しかし、今回用いたGHP室外機は、ベースモデルに対し、冷媒回路は何ら改造を加えておらず、ビル用マルチの回路そのままとなっている。

これは、GHPの場合は、開放型のコンプレッサを使用しているため、モータの過熱保護が要らないことにもよるが、最大の理由は、今回使用したGHPに採用しているサブクール制御とコンプレッサの強制潤滑回路により、吐出温度の異常上昇がないためである。

本GHPのサブクール制御では、メインアキュムレータ内の液冷媒の量を一定に保つように、室外熱交出口のサブクールを室内機の電子膨張弁で制御しているため、コンプレッサに供給される冷媒量が一定に保たれ、冷媒不足にならないようになっている。

またコンプレッサの潤滑に関しては、冷凍運転時には冷媒の蒸発温度を下げるため、コンプレッサオイルの粘度が上昇し、オイル戻りが悪化し、潤滑不良になる心配がある。しかし、本GHPでは、コンプレッサから直接吸入管へオイルを戻す強制潤滑回路を採用しているので、常に十分なオイルが供給されるため潤滑不良の心配がない。

したがって、表3に示すように、本システムでは、-10℃の低温運転時は、目標となる蒸発温度を下げるだけで、吐出温の異常上昇もなく、常温での運転と同等な運転が可能となっている。

このように、今回用いたビル用マルチGHPは、冷凍機として充分使用可能であることが確認された。

表3 外気温20℃時の運転状態

	低温時 (-10℃)	常温時 (21℃)
吐出圧 (MPa)	1.51	1.64
吐出温 (℃)	104.2	86.7
吸入圧 (MPa)	0.16	0.39
吸入温 (℃)	48.6	24.1
蒸発器入口SC	26.6	28.4

4 エンジン排熱回収

GHPでは従来から、暖房運転時には、エンジン排熱を利用し冷媒加熱を行い、高能力、高効率の運転が行われている。しかし、冷房運転時には本GHPに採用している、「Y-HOT」システムなどを除いてほとんど使用されていない。しかしながら、GHPのエンジン排熱を積極的に利用することは、エネルギー効率を大幅に上げる効果がある。

今回、本恒温恒湿システムでは、冷却冷房運転時にエンジン排熱を加熱用熱源として利用を試みた。

そこで、エンジン排熱をヒータの熱源とすべく、エンジン排熱回収回路を設けた。回収回路を設けるに当たり、ベースとなるGHPに対して改造範囲はなるべく少なく、制御的な変更も最小限で、できるだけ高温の温水を取り出せるように、エンジン冷却水の放熱回路中の、3方弁とラジエータの間に、プレート式熱交換器とサーモスタットを追加した。

図4にエンジン排熱の回収回路を示す。

プレート式熱交換器とサーモスタットをエンジン冷却水の放熱回路の途中に設けることにより、冷房運転時に最大で温水温度70℃にて、温水能力34.5kWの温水の供給が可能となっている。

図5にエンジン排熱回収特性を示す。

このようにエンジン排熱を回収し、利用することにより、トータルエネルギー効率において、排熱を利用しない場合の冷房運転でのCOP=0.94に対し、温水の取り出し温度45℃時COP*=1.62、70℃時COP*=1.52となり、COPは空調のみの場合に対しそれぞれ1.72倍、1.62倍とトータルエネルギー効率を上げることができた。

図6にエネルギー効率を示す。

$$COP = \frac{\text{冷房能力}}{\text{ガス消費量}}$$

$$COP^* = \frac{\text{冷房能力} + \text{エンジン排熱能力}}{\text{ガス消費量}}$$

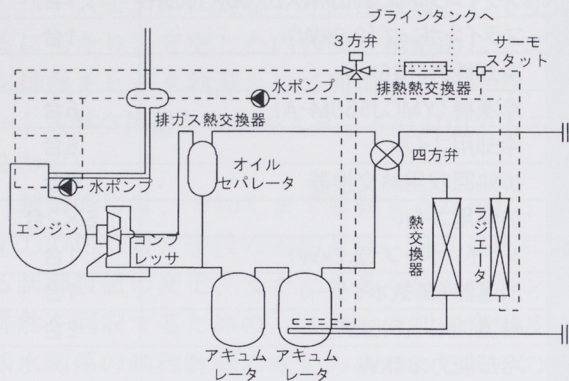


図4 エンジン排熱回収回路概略図

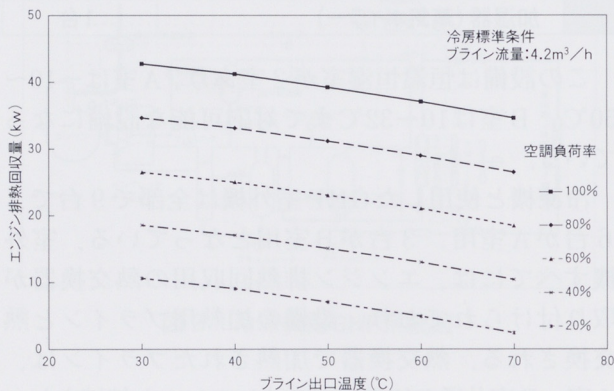


図5 エンジン排熱回収特性

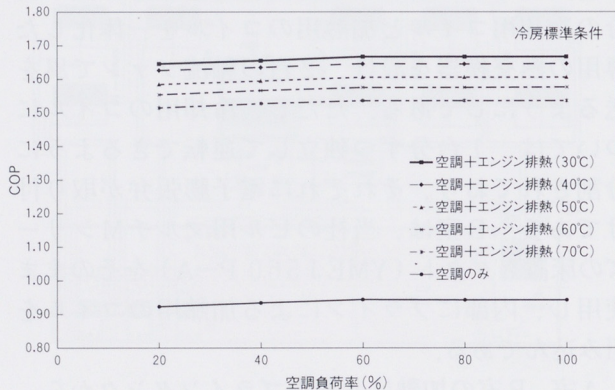


図6 エネルギー効率

5 恒温恒湿システム運転状況

実際に恒温恒湿システムを運転し、温調状況を調べた結果を、図 7 に示す。

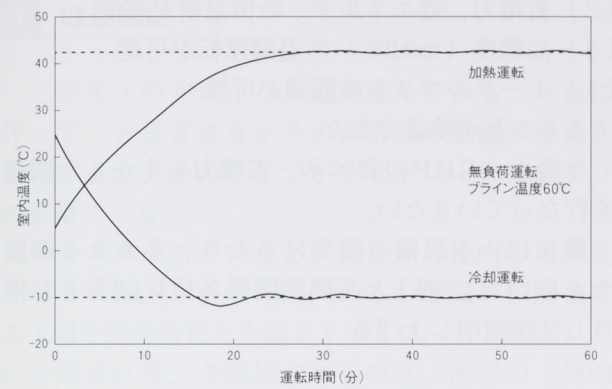


図 7 冷却・加熱運転特性

冷却運転試験では、室温25℃から－10℃まで冷やし込みを行った。安定時では温度変動も±0.2℃程度と極めて安定が良い結果が得られた。

また、加熱運転試験では、室温5℃から43℃まで上昇させた。この時も、温度変動が冷却時と同様に±0.2℃程度でこちらも安定性は良い結果となった。

このときの加熱用プラインの温度は60℃設定で使用した。

このように、恒温室として使用するための空調能力としては、従来から使われているEHPの冷凍機と電熱ヒータの組み合わせと同等以上といえる。また、温調範囲に関してもA室で－10～50℃、B室で10～32℃で、温度精度も±0.2℃と高精度の温度制御が可能となった。

表 4 に温調範囲を示す。

表 4 温調範囲

	A室側	B室側
乾 球 温 度	－10～50℃	10～32℃
湿 度	26～90% (DP≥8℃)	40～80% (DP≥8℃)
温 度 精 度	±0.2	±0.2

6 経済性

実際に使用するにあたり、コスト面でも成り立つかどうかGHP方式、EHP方式で試算した。

試算にあたり、GHPとEHPの違いにより生じてくる部分のみの比較とし、どちらの方式でも共通となる部分に関してはコスト比較から除いた。

まず、消費電力を比較すると、室外機本体だけでもGHPはEHPの約1/12となっており、さらに電気ヒータ等を加えたトータルの消費電力となると、GHPはEHPの約1/22となる。

これにより、電気式ではキュービクルの追加が必要と仮定すると、イニシャルコストでは、GHP方式とEHP方式は同等となる。

次にランニングコストの場合、どちらの場合も負荷率を20%とし、東京地区でのコストを比較すると、GHP方式の方がEHP方式の約6割程度になると試算された。

表 5 に消費電力の比較を示す。

図 8 に本設備の10ヶ月間のGHPのエネルギー消費量の推移を示す。

表 5 消費電力比較

	GHP方式	EHP方式
冷 凍 機 (kW)	1.55×9	19.5×9
ヒ ー タ (kW)	0	A室側:150 B室側:128
水 ポ ン プ (kW)	2.2×3	0
合 計 (kW)	20.55	453.5

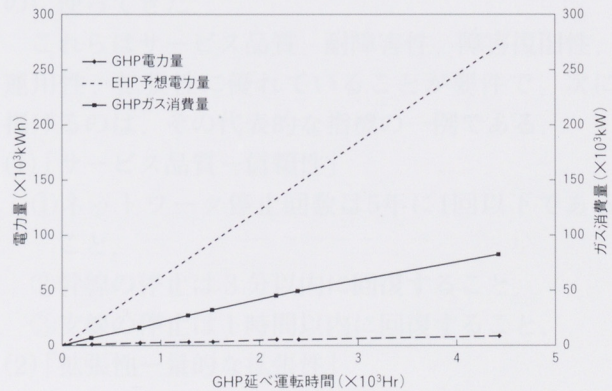


図8 エネルギー消費量推移 (98.4～99.2)

このように、GHPを使用した場合は、電気消費
量だけでなく、エンジン回転数によるインバータ
効果や個別発停によりガスの消費量も押さえられ、
さらにエンジン排熱を使用することでエネルギー
効率も上げられることが検証された。

表 6 にイニシャルコスト差、表 7 にランニング
コスト差を示す。

表6 イニシャルコスト比較

	GHP方式	EHP方式
冷 凍 機	0.72	0.55
ガ ス 配 管 工 事	0.03	—
温 水 関 係	0.20	—
キ ャ ー ビ ク ル	—	0.41
電 気 ヒ ー タ	—	0.04
合 計	0.95	1.00

(EHP方式合計コストを1とした)

表7 ランニングコスト比較

	GHP方式	EHP方式
ガ ス 料 金	0.47	—
電 気 料 金	0.11	1.00
合 計	0.58	1.00

(EHP方式の電力料金を1とした)

7 おわりに

ビル用マルチGHPを用いた恒温恒湿システムに
おいて、

- (1) $-10^{\circ}\text{C}\sim 50^{\circ}\text{C}$ の温度調節が可能
 - (2) 省電力、省エネルギーの恒温室が可能
 - (3) 高精度 ($\pm 0.2^{\circ}\text{C}$) の温調運転が可能
 - (4) トータルコストの低減が可能
- であることが検証できた。

今後も、GHPの省エネ、省電力を生かした開発
を行なっていきたい。

最後に、本設備の開発にあたり、多大なる御協
力を頂いた、(株)大西熱学関係各位に誌面をお借
りして深謝申し上げる。

●著者



大橋秀幸

次世代ネットワーク「ATM-LAN」

Next-generation Network「ATM-LAN」

木村 巖 lwao Kimura

●情報システム室

1 はじめに

ビジネスのグローバル化が進んでいる。それに伴って、さまざまなシステム基盤の整備が急務となってきた。そのひとつがネットワークインフラの整備である。

ネットワークというと、大きく「社内のネットワーク（LAN）」と「国内あるいは海外に点在する工場や関連会社とを結ぶネットワーク（WAN）」に分類される。今回紹介するのは、前者の「磐田本社におけるLAN」についてであるが、情報システム室としては後者についても同時並行的に整備を進めている。

2 構築の狙い

2.1 背景

従来の基幹ネットワークに限界が見えてきたのがひとつのトリガーとなった。ビジネスのグローバル化がWANだけでなく本社内の通信をも活発にし、コンカレントエンジニアリングの発展が技術～製造間の情報を増やした。

加えてメールに代表されるコミュニケーションプロセス改革など、パソコンそのものや情報量の増加が一気にネットワークへの負荷を大きくしたのである。

将来を考えると、情報の量および質の拡大は続くだろうし、次世代にふさわしい進んだネットワーク技術が確立されつつあることが、新たな「基幹ネットワークの構築」へ踏み出させたと考えていい。

2.2 目的と狙い

構築の目的と狙いは、次の通りである。

- (1) グローバルなビジネス展開による、情報量増大への対応。
- (2) マルチメディアを活用した、各部門の業務革新に不可欠な基盤の確立。

- (3) ネットワーク障害による、利用者のビジネスチャンスの損失を最小にすること。

3 構築プロセス

3.1 構造化設計とATM採用

構築への一歩は「構造化設計」から始まった。

従来の基幹LANは「FDDI(Fiber Distributed Data Interface)」というものであったが、利用増加による頻繁な支線増設で末端まで管理が行き届かず、障害発生やその対策が後手にまわることがしばしば起こった。

そこでデータの流れや、量および特性に応じた構造化、そしてそれを実現できるLAN構築をすることにしたのである。

本社を中心とした当社内を流れるデータを細かく調査分析し、構造は、新館に集中するスター型構造、採用する技術は、他のネットワーク技術より「信頼性（安定性）」、「標準化」の面で、優れていた「ATM(Asynchronous Transfer Mode)」に決めた。

3.2 設計要件の設定

目的を達成するために、設計要件を決めた。言い換えれば目標値の設定であり、製品選定や設計段階での考慮のほか、出来上がり具合を検証するのに使ってきた。

これらはサービス品質、耐障害性、障害復旧性、運用性、拡張性に優れていることが要件で、次に掲げるのは、その代表的な指標の一例である。

(1)「サービス品質－信頼性」

- ① ネットワーク停止回数は5年に1回以下であること。
- ② 幹線の停止は3分以内に回復すること。
- ③ 支線の停止は1時間以内に回復すること。

(2)「拡張性－量的な拡張性」

現状の1000倍のトラフィック（情報量）に耐えること。

10年以上先を視野に入れて目的を達成するためには、それくらい高速で巨大な基幹ネットワークが必要であると判断したのである。

3.3 その他の構築プロセス

上記に続いて、次のようなプロセスを経て完成したが、ここではその内容は割愛する。

- (1) ネットワーク業者選定（競争入札）
- (2) 設計
- (3) 工事および機器設置・設定
- (4) 検証
- (5) 支線整備
- (6) 移行作業

4 システム概要

4.1 ATMとは

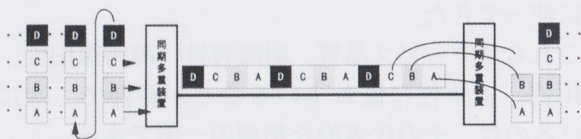
4.1.1 非同期多重方式

「非同期転送モード」と言われるこの技術は、データを53バイトの、短い固定長パケットにして「非同期多重」で転送する方式である。

非同期多重とは、送る側と受ける側で同期をとらず、53バイトのなかに宛名をもって、必要などのみ、ばらばらと送りつける方式である（図1）。これらによって、回線の占有時間を減らし、処理のオーバーヘッドを改善して、大容量データの効率よい転送を実現している。

同期多重

両側の装置で同期をとって、どのデータをどの機器に送り届けるか、把握しながら処理する。それぞれに一定時間を割当て、送るデータがなくても空データを送る。



非同期多重

データの頭宛に宛名をつけ必要な時にのみ転送。ATMでは、その単位を小さくすることにより、スピードをあげている。

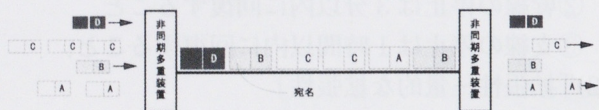


図1 同期多重と非同期多重のちがい

4.1.2 バーチャルLANとエミュレーティッドLAN

もうひとつの特徴は、図2のようにネットワークが「二重構造」になっていることである。内側の部分が、「ATMの世界」、外側が従来技術の「イーサネットの世界」である。

そして、その構造のなかで通信するために「バーチャルLAN (V-LAN)」と「エミュレーティッドLAN (E-LAN)」を設定する。

「V-LAN」には、ふたつの定義がある。

ひとつは広義な意味でのV-LANで、物理的な線や接続、あるいは場所に関係なく、仮想的に作られたLANである。そのLANは他のLANに干渉されないで、他の状況によって応答時間が遅くなったり、データを壊されたりすることがない。それが物理的な配置にとらわれずに可能であるということが大きな特徴であり、バーチャルと言われるゆえんである。

もうひとつは狭義な意味でのV-LAN、すなわち図2のように、LANスイッチの配下に作る物理的なLANである。

この物理的なLANは、イーサネットで作られるため、他の狭義のV-LANと通信したり、結びついてひとつの広義のV-LANを形成しようとするときには、「ATMの世界」を通るために、イーサネットからATMに変換されなければならない。ATMに変換されることを「エミュレート」と言い、そうしてできたLANが「E-LAN」である。ちなみに変換する仕事は「LANスイッチ」が行なう。

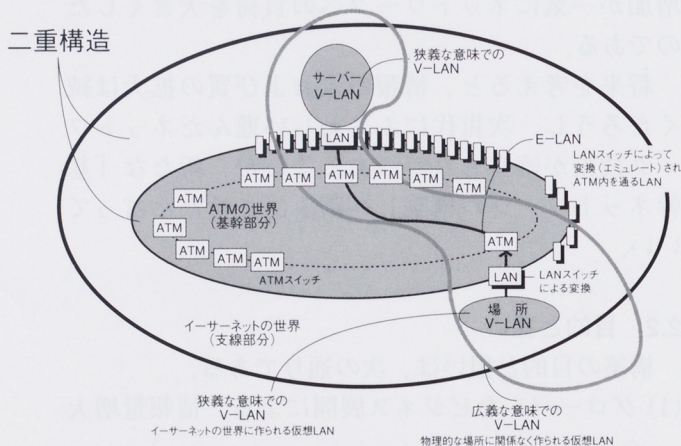


図2 バーチャルLAN (V-LAN) とエミュレーティッドLAN (E-LAN)

4.1.3 道路より広場の感覚

こうして作られたATM-LANは、データを通す道路というより「データを通す広場」という概念に近い。

従来から当社の基幹LANであったFDDIは、図3のようにまさしく1本の高速道路で、ここに多くの一般道路が乗り入れている。だから入口が混んだり道路が混んだりすると渋滞をおこす。

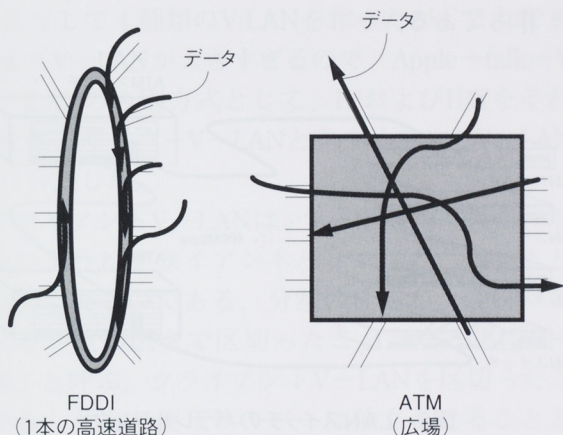


図3 道路と広場

ATMでは、目的地に行くのに広場を通っていく。その広場は巨大であり、高速で悠々と行ける。どのスペースを通るかは決まっていない。広場全体が道路である。

一概に両者のスピードを比較するのはむずかしいが、FDDIは100メガビット秒(Mbps)の高速道路、今回作った当社のATM-LANは、125,000メガビット秒の高速広場といったところだろうか。1000倍以上を目指して作った。

このようなATMの性格から、物理的にどう機器を配置し、線をつなぐかという「物理構造設計」のほかに、どういう単位でグループ化しV-LANにしていけるかという「論理構造設計」も必要となる。これらについては次に述べる。

4.2 物理構造

4.2.1 主な機器は2種類のスイッチと光ケーブル

中心部に高速な転送機能をもつ「ATMスイッチ」を配置し、このスイッチ間を622Mbpsの光ケーブルで接続。その外側に「LANスイッチ」を置き、ATMスイッチと155Mbpsの光ケーブルで結ぶ（図4）。

LANスイッチは従来の支線と繋がれ、イーサネットとATMを橋渡しする形となる。

光ケーブルはいずれも12芯である。2芯で1回線となるため、複数回線を確保するほか、将来の拡張に備えた余裕線となっている。

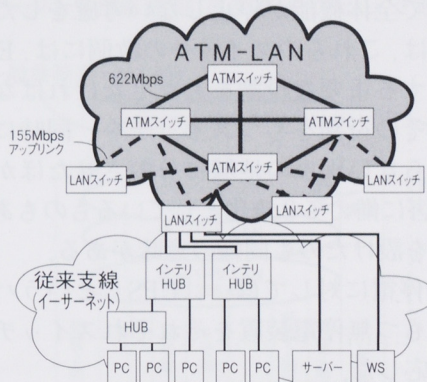


図4 基本構造

4.2.2 当社の物理構造・全体図

全体図は図5の通りである。この図は、超高速部分（622Mbpsの世界）のATMスイッチの配置と、そのケーブルの配線だけを図示している。LANスイッチの配置とその配線は、複雑なため記載できない。

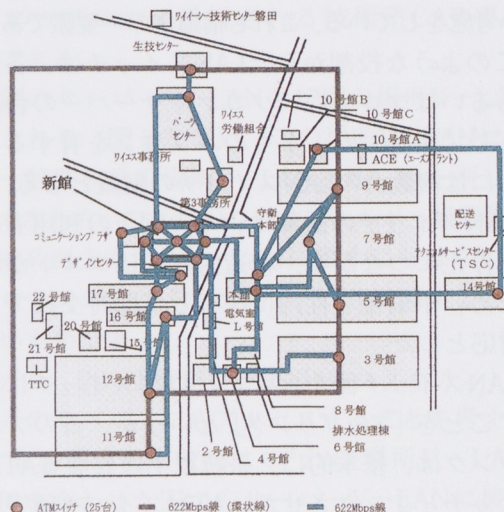


図5 物理構造・全体図

特徴を要約すると次のようになる。

- (1) 磐田本社内には36の建物があるが、その主な18の建物に、全部で25個のATMスイッチを配置した。
- (2) 新館集中のスター型を基本としたため、配線も新館に集まってくる形とし、それに伴ってATMスイッチも新館には7個を設置した。
- (3) スイッチ間は必ず2系統以上の経路を確保し、スイッチが故障しても経路がなくならないようにしてある。
- (4) またこの地域では、年に2回程度、1日の計画停電があることがわかっているため、一部地域の停電で全体機能が停止しない考慮をした。具体的には、これらのスイッチの数個には、E-LANを制御する重要な役割をもたせなければならないが、その役割をもつスイッチを、同時には停電にならない別々の地域に分散させたほか、万一の障害に備えて3重化としているものもある。環状線を設けたのも同様の意味がある。
- (5) 瞬時の停電に対しては、「UPS」というバッテリーをもつ無停電装置をそれぞれスイッチにつけて対応した。

4.2.3 LANスイッチの配置

LANスイッチの配置や機能などは、次の通りである。

- (1) LANスイッチは複数のポートを持ち、図4のように、そこからでる線（TPケーブル）にHUBを介して複数台のパソコンやサーバーを接続する。1ポートに接続するパソコンやサーバーは、その特性に応じて台数を制限し、過負荷にならない考慮をしている。これも構造化の一要素である。
- (2) このような役割から、LANスイッチは、各建物あるいはフロアのパソコンやサーバーの台数に応じて設置した。多くのパソコンを有するところには複数台のLANスイッチの配置となる。
- (3) LANスイッチの故障は、その配下の利用者の業務停止につながる。構造的対応はコストが大きい。ため、予備機を社内に保有して即時交換できる対応とした。
- (4) LANスイッチ側から見て、ATMスイッチにつなぐことを「アップリンク」というが、このアップリンクは、基本的に2系統以上の異なるATMスイッチとリンクさせた。ATMスイッチ障害対策である（図4）。

- (5) 複数台のLANスイッチを一ヶ所に配置する場合は、「パラレルリンク」と言われる接続方式を用いた（図6）。この方式では、LANスイッチ間を400Mbpsで接続することにより、同じフロアのパソコン同士の通信を高速化したり、アップリンクのトラフィックを軽減したりしている。原理的にはネットワーク上におけるループは許されないで、「スパニングツリープロトコル」という技法で障害発生時に自動切替するように作ってある。

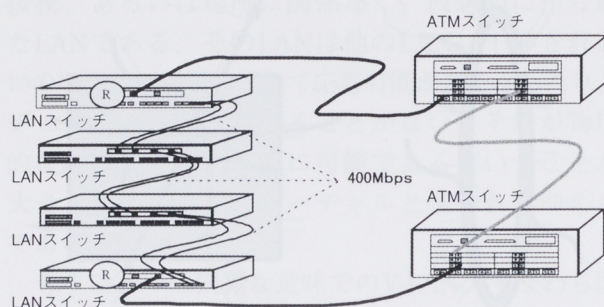


図6 LANスイッチのパラレルリンク

4.3 論理構造

V-LANとE-LANの構造であるが、ここではV-LANについて述べ、E-LANは省略する。

4.3.1 プロトコルの整理

プロトコルとは、通信をおこなうために必要な「約束事」のことである。したがって、約束事が違うと話が合わないがごとく、異なるプロトコル間では通信ができない。

当社にはさまざまなプロトコルが存在する。ATM-LANでは、それらをすべてV-LAN化して対応することができるが、このことはネットワークシステムをより複雑にし、効率を下げ、障害を引き起こすもとを作る。そうした弊害を避けるため、今回はできるだけプロトコルの種類を絞り込んだ。たとえば、メーカー独自のプロトコルであるHNA、SNA、DINA、DECnetを廃止の方向と決め、今回の基幹ネットワークには入れないこととした。少数派でしかもローカルであったからである。

しかし標準的なIPのほかに、メール系のIPXや、マッキントッシュパソコン系のApple-talkは含めざるを得ないこととなった。その分システムや運用が複雑になっている。

4.3.2 V-LANの構造

次のような構造とした。

- (1) プロトコルの種類でIP, IPX, およびApple-talkに大別した。
- (2) IPをさらに「一般業務用」と技術系の「ESPRi用」に分割した。IPの中にいるESPRiが比較的数据が大きいことが事前の調査で分かっていた。そのことで業務系アプリケーションに影響を与えないように配慮したのである。
- (3) こうして4種類のV-LANを作ったが、これでもまだV-LANが大きすぎるので、Apple-talk-V-LANのみ別方式として、IPおよびIPXをそれぞれ、サーバーV-LANとクライアントV-LANに分割した。

クライアントV-LANは、V-LAN内が過密にならないようにクライアントパソコンの台数をもとに分割したものである。分割の仕方が、建物やフロアを一定の広さで区切ったことから「場所V-LAN」と呼ぶ。クライアントV-LANを区切ったことから、共有で使うサーバーは独立させることとした。

今の状況ではサーバーV-LANも、場所V-LANのひとつと言えないことはない。サーバーが同じ場所、つまりマシン室に置かれているからである。しかし、考え方の上では場所にとらわれずにまとめることが可能だし、クライアントV-LANとの接点の持ち方から場所V-LANとは区別して考える。まとめると図7ようになる。

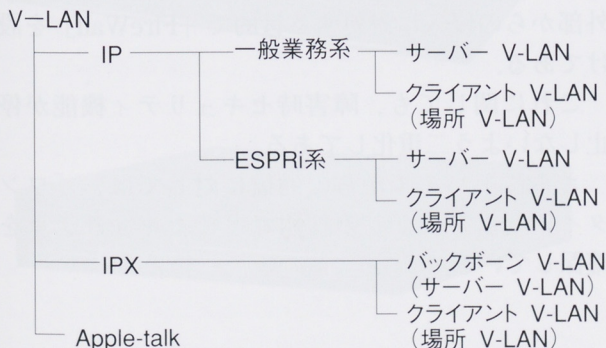


図7 V-LANの種類

4.3.3 それぞれのV-LAN

4.3.3.1 IP一般業務系V-LAN

IPプロトコルで通信される、業務系のトラフィックが流れる専用のLANであり、3個の「サーバーV-LAN」と80個の「場所V-LAN」で構成される。

サーバーV-LANは、2個のアプリケーションサーバーV-LANと、1個のIP系メールサーバーV-LANからなる。前者は負荷を考慮して分割したものであり、それぞれ複数個のサーバーを抱えている。

場所V-LANは、図8のようにサーバーV-LANを囲むように接続している。すなわち、どの場所V-LANに接続されているパソコンからも、1回で、どのサーバーとも通信できるようにしてある。

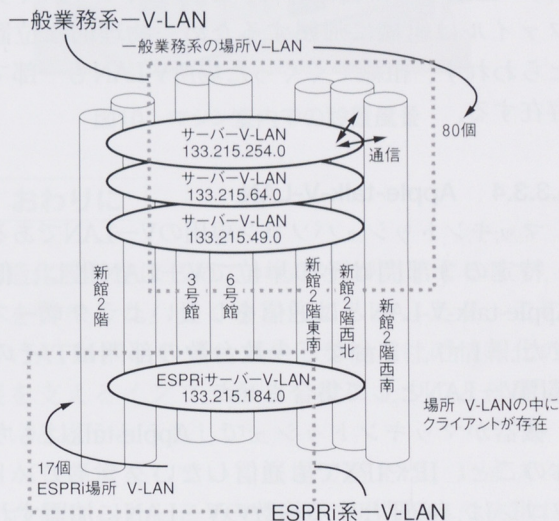


図8 IP-V-LANの論理構造

4.3.3.2 ESPRi-V-LAN

IPプロトコルで通信される技術系CAD専用のLANである。

1個のサーバーV-LANと17個の場所V-LANで構成される（図8左下）。この場所V-LANは、前述の一般業務系の場所V-LANとは一線画している。すなわち、ひとつのクライアントが一般業務系、ESPRi系両方の場所V-LANに属することはない。同じプロトコルで、ふたつのV-LANに属することはできないためである。

ただし、PC-ESPRiなどESPRiのクライアントが、業務系のサーバーにもアクセスすることを考えて、一般業務系、ESPRi系いずれの場所V-LANもESPRiをあわせた四つのサーバーV-LANに接点を持つ構造とした（図8）。

4.3.3.3 IPX-V-LAN

cc:Mailや部門におけるファイル共有、プリンタ共有で利用されるV-LANである。

これは「Netware」の商品名で知られている。前述のIP-V-LANと似た構造で、中心に「バックボーンV-LAN（IPXメールサーバーV-LANと言ってもいい）」を配置し、12個の場所V-LANがそこに接点をもつ形となっている。メールに関して言えば、ポストオフィスを場所V-LANに置き、利用者のパソコンとは同じV-LANのなかで通信する。他のポストオフィスにメールが送られるときに、バックボーンV-LANを経由するのである。ファイル共有で使用する部門サーバーも、その部門の場所V-LANのなかに置いた。ポストオフィスや共有ファイルは組織に帰属するため、物理的な位置にとらわれず、組織でくくった場所V-LANも一部では存在する。

4.3.3.4 Apple-talk-V-LAN

マッキントッシュパソコン専用のV-LANである。

特定の3部門はその単位でV-LAN化し、他のApple-talk-V-LANとは通信をしないようクローズさせた。1台、2台など少数台数の部門は、その他部門V-LANとして集合させた。

機器がマッキントッシュで、Apple-talkはもちろんのこと、IPやIPXでも通信したいクライアントパソコンは、必要とする複数のV-LANに加盟すればアクセスすることができる。

4.3.4 ルーティングと3層スイッチ

あるV-LANが別のV-LANと通信する場合、経路情報をもとに行き先を制御しなければならない。具体的には、場所V-LANにいるクライアントと、サーバーV-LANにいるサーバーとの通信がこれにあたる。

言ってみれば交差点でおまわりさんが交通整理をしながら行き先を教えているのに似ている。これをルーティングと言う。ATMネットワークでは、ルーティングを行なう機器であるルーターを別に用意する方法もあるが、今回は、LANスイッチにそのルーティング機能をもたせ、しかも普通ソフトウェアでやるところをハードウェアで実現する方式をとった。これが3層スイッチ機能である。これによって交通整理に時間がかかるところを高速化

することができ、全体スピードを向上させた。

こうして作られた当社の「ATM-LAN」は、ATMスイッチ25個、LANスイッチ123個、接続線は、622Mbpsと155 Mbpsという物理構造と、V-LAN 140個、E-LAN99個、幹線部分の総帯域 125Gbps（125,000Mbps）という論理構造をもつ、大規模かつ超高速な構内ネットワークとなった。

特に、これだけ多数のE-LANを有するATM-LANは世界最大級規模のものと言えるし、例えばギガイーサーなど、いま現在でも他の技術では実現できないほど巨大なネットワークである。

4.4 システム監視

MCoreDr-Net（エムコアドクターネットと読む）というソフトと、Open-View上で動くNice Managerというソフトで、常時ネットワークを監視している。幹線上のATMスイッチやLANスイッチなどのほか、UPSや支線におけるインテリジェントHUB（図4インテリHUB）についても監視する。一刻も早い障害への対応である。

夜間はコンピュータオペレータに監視を委ねて、24時間体制でフォローしているし、構築業者のネットワークセンタともリモート接続して、迅速な障害対策ができる仕組みとした。

さらにネットワークを流れるトラフィックの状況を把握、分析して、適正な改善やメンテナンスあるいは障害の未然防止を図る運用となっている。

4.5 セキュリティ

ネットワークセキュリティとしては、基本的に外部からの侵入に対処する目的で「FireWall」を設けてある。

これに関しても、障害時セキュリティ機能が停止しないよう二重化してある。

さらにモバイルからの通信に対しては、「ワンタイムパスワード」の採用などでセキュリティを確保している。

5 本格移動後の状況と成果

1999年 3月半ばに、計画していたすべての移行を完了した。その後の稼動状況は極めて安定しており、大きな障害は皆無である。

利用者における新ネットワークのスピードの感触は定かでないが、インフラとはそういうもので、故障がなく止まらないことが最高の成果と言えよう。

むしろこれからの情報量や質の変化に、何事もなく対応できていくことこそ重要なことであり、そのように作ってきたつもりである。そういう意味で、成果は先送りになっているが、ネットワークがすばらしく高速なものになったとは言え、適切な使い方がある訳で、今後、利用者のみなさんとの関わりのなかでより良い指針を示していきたいと考えている。

図9は、今回導入したスイッチ類の実物。図10は新館マシン室内での設置風景である。

5連のラックに7個のATMスイッチと13個のLANスイッチを収納してあり、このATM-LANの中核となっている。



図9 ATMスイッチ(上)とLANスイッチ

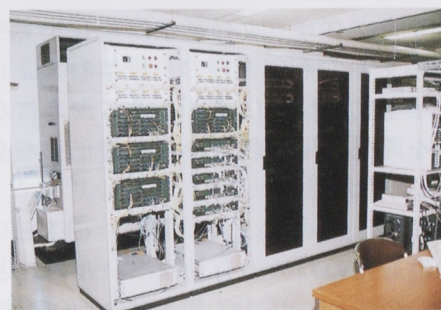
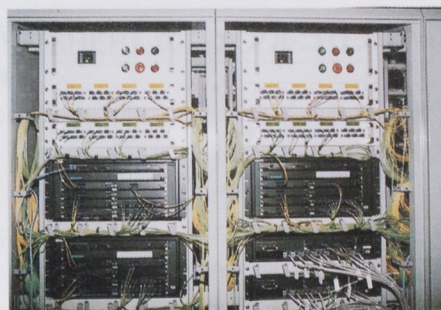


図10 マシン室内での設置風景

6 おわりに

構造化設計をはじめてから移行が完了するまで、2年を費やした。長くかかってしまったが、この新しいATMネットワークが、今後当社の情報化の進展を支えるインフラとして役に立つことは間違いないと思うとうれしい。

しかし運営をしていく立場で言えば、いまスタート台に立ったところである。初期不良や失敗に悩み、しつこいほどの検証を重ねてようやく完成はしたが、勝負はこれからだと気を引き締めたい。

あわせていい勉強をした。公表することで多くの人に知っていただければ幸いである。

今後の展開としては、同時並行的に進めているWANの増速拡大や、より重要となってきたセキュリティの整備に力を入れていくつもりでいる。ご期待いただきたい。

●著者



木村 巖

エンジン冷却水流れ数値シミュレーションの自動化

Automated CFD Simulation of Engine Coolant Flow

大滝 尚 Takashi Otaki

●基盤技術研究室解析研究グループ

1 はじめに

水冷エンジンの冷却水通路形状は、シリンダヘッドとシリンダブロックの基本的なレイアウトに大きく影響する。その一方で、近年のエンジンは高出力と小型化を同時に求められるようになり、冷却システムを開発の早い段階から最適化する必要性が顕在化してきた。

流体数値シミュレーション（以下、CFDという）は、この最適化のための有効なツールのひとつとして従来から注目されてきた。しかしCFDは、最近のコンピュータ性能の飛躍的な向上により解析計算そのものは短縮されたものの、解析モデルの作成は依然として人手に頼らざるを得ず、全体の解析時間の短縮が図れなかった。そのため開発のタイムテーブルに合わず、実用的な解析は行われなかった。

そこで、これまで時間がかかっていた解析モデルの作成と計算準備の作業を自動化し、設計者が自分でエンジン冷却水流れの数値解析を行うことができる手続きを開発した。これにより、従来は専任のエンジニアが数週間かかっていた解析を、設計者自身が約24時間で行えるようになり、質の高い冷却性能の検討が可能になった。

本報では、自動化されたエンジン冷却水流れ数値解析の手順と、解析格子生成プログラム「HIGHER」について解説し、解析事例を紹介する。

2 冷却水流れの数値シミュレーション

数値シミュレーションとは、計算機上に展開された数値モデルを使った数値実験であり、CFDは離散化近似法を用いた流体の数値シミュレーションの総称である。当社ではAVL List社（オーストリア）の「FIRE」を解析プログラムとして使っている。解析エンジニアは、プリプロセッサと呼ばれるソフトウェアを使い、CAD形状データなどから、流体が流れる空間を要素分割した離散化格子モデル

を作成する。この格子モデルを、冷却水出入口での圧力や流速などの境界条件とともに解析プログラムに与えて解析計算を行い、計算結果はポストプロセッサと呼ばれるソフトウェアにより可視化され、設計資料となる。

冷却損失の抑制、ノッキング回避、熱歪み低減のための温度分布改善などのエンジンの熱的問題は、低燃費、高出力化、軽量化を実現するため、近年のエンジン開発にとってますます重要になってきた。ところが水冷エンジンの冷却水通路形状は、これまでは燃焼室やポート、点火プラグ配置等を設計した後の余り空間として与えられており、冷却システムの要素として積極的な設計がなされていなかった。プロトタイプが出来てから問題が発見されたとしても、エンジンの基本構造の一部である冷却水通路を大幅に変更することは事実上不可能であるため、開発の初期段階での冷却性能の予測の必要性は高い。

CFDによる設計案の評価はその効果を期待されながらも、これまでは実用的な解析はほとんど実施されていなかった。流体の解析計算は、その強い非線形性のため計算機にかかる負荷が大きく、これまではスーパーコンピュータが用いられていた。しかし近年では、コンピュータのCPU演算性能が向上し、ワークステーションやパソコンでも初期のスーパーコンピュータの計算速度をはるかに凌ぐようになり、メモリやディスクの低価格化も手伝って、解析モデルは大型化し複雑な計算までできるようになった。ところがそのために格子作成にかかる時間も増大し、結果的には全体の解析期間はあまり短縮されなかった。これが実用解析が進まなかった主原因である。

このような背景から、解析格子を自動作成するソフトウェア「HIGHER」を開発し、「FIRE」プリプロセッサのマクロ機能と組み合わせてエンジン冷却水流れのCFD解析を自動化し、解析期間の短縮を試みた。この手続きは、開発初期段階において冷却水の概略な流れを評価することを目的としたものであり、開発なかばでの問題対策などには、

その目的に合った解析方法を検討する必要がある。

3 自動格子生成プログラム「HIGHER」

「HIGHER」は、冷却水流れ解析に特化したソフトウェアで、CADで定義されたシリンダブロックとシリンダヘッドの面データ、およびガスケット穴形状を表すワイヤフレームデータから解析格子を自動生成する。このソフトウェアの開発により、従来は専任エンジニアが数週間かかっていた格子作成の作業が、約半日以内でできるようになった。

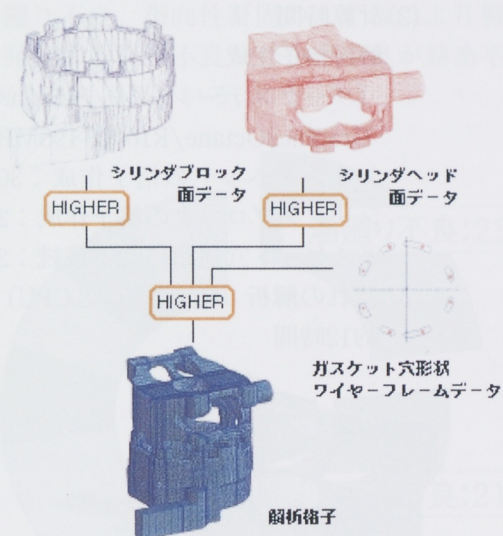


図1 「HIGHER」の処理の流れ

「HIGHER」の処理の流れを図1に示す。「HIGHER」は、まずシリンダブロックとシリンダヘッドの面データを別々に読み込み、指定された格子サイズで格子データを生成し、それぞれ別々の中間ファイルに書き出す。次に、ガスケット穴形状を表すワイヤフレームデータと、先に作られた二つの中間ファイルを読み込み、シリンダブロックとシリンダヘッドの格子の間にガスケットの格子を挿入して連結し、IDEAS-Universal形式でファイルに書き出す。「FIRE」のプリプロセッサは、Universal形式のインターフェースを標準的にもっており、「HIGHER」が生成した格子データを直接読み込むことができる。

4 「HIGHER」の基本アルゴリズム

CFDの計算時間は、解析格子の数に影響される。格子サイズは、解析結果の精度に影響する数値誤差に直接関係しており、学術的な観点から見れば、解析格子の数は期待する解の精度から決められるべきである。しかし、商品開発のタイムテーブルは設計エンジニアにとっては絶対であり、CFDによる検討ができるか否かは、その計算時間にかかっている。特に開発の初期段階では、いかに早く多くのアイデアを評価でき、設計方針を決定するための資料となるかが重用視される。したがってエンジニアリングの立場から見れば、設計エンジニアに与えられた時間も、解析格子数を決める上で重要な要因となる。

「HIGHER」の格子生成法は直交格子法である(図2)。「HIGHER」の格子の特徴は、格子表面の節点がCADで定義された面上に完全には一致していない点である。まず与えられた格子サイズで解析領域を含む直交格子を作り、中心が解析領域に入っていない格子要素を取り除く。格子表面にある節点は、いったん面上に投影される。しかし面の形状に対して与えられた格子サイズが粗いと、形が歪んだエラー要素ができてしまう。そこでエラー要素に対し、正常な要素になるまで要素の構成節点を少しずつ元の位置に引き戻す。元の要素は解析格子としては理想的な直方体であるから、最終的には解析可能な格子が必ず得られる。このアイデアは、格子による形状再現性は多少悪くなるものの、現実的な時間で解析計算を行える要素数に抑えた格子を得ることができる。与えられる格子サイズが細かいほど、格子表面はCADの面に近付いて行く。

CADの面データはパラメトリックにデータを保持しているため、構成点以外では補間された値になる。このため二つの面が境界をはさんで繋がっている部分では、面の間にわずかな隙間が生じるが、CADプログラムではそれが一定の値以下になるように保証されている。すでにいくつかの自動格子生成プログラムが市販されているが、この隙間がエラーを起こして異常終了する原因になることが多く、事前に隙間がなくなるようにクリーンアップすることを要求するソフトウェアもある。このようなデータの不透過性は解析期間を短縮する上

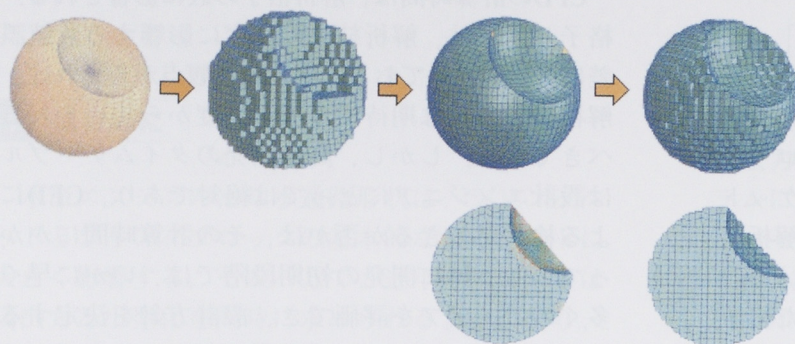


図2 「HIGHER」の格子生成

で大きな障害であり、本来は自動格子生成プログラムが適切に処理できるようになっているべきである。「HIGHER」は独自のアルゴリズムにより、この問題を回避している。

5 マクロによるプリプロセッシングの自動化

当社では、これまでCFD解析は専任エンジニアにより行われてきた。これは流体现象が非線形問題であるため、ひとたび数値計算上の問題を起こすと設計エンジニアでは対応ができないからである。ところが、このような専任制はエンジニアの数が限られており、解析を実施する必要性が生じた時にすぐ対応できないことが多かった。

しかし問題をエンジン冷却水流れに限れば、計算を安定に行うパラメータの選び方を決めることができ、設計エンジニアが自ら解析を行うことが可能である。「FIRE」のプリプロセッサには、マクロと呼ばれる自動処理機能があり、処理手順をプログラム化することができる。このマクロにより、「HIGHER」で作成された解析格子の読み込み、境界条件などの解析計算に必要なファイルの準備がほとんど自動化され、設計エンジニアはプリプロセッサの使用法を習得することなく解析計算が実行できるようになった。

6 計算例

図3に計算例を示す。図は流速をベクトル表示したものである。解析計算は、時間進行を伴う非定常解析である。いくつかの点で流速や圧力をモニターし、定常状態になったことを確認する。熱伝達に影響する各部の流速をチェックしたり、冷却水出入口間の圧力損失や各ガスケット穴を通る流量割合を評価することができる。

(1) 解析要素数

全体で約20万要素

(2) 計算時間

解析格子生成

(ワークステーション, Silicon

GraphicsOctane/R10000-195MHz)

シリンダヘッドの格子作成: 30分

シリンダブロックの格子作成: 2分

ガスケット穴通路による接続: 2分

(3) 流れの解析 (Cray J90 / 8 CPU)

約12時間

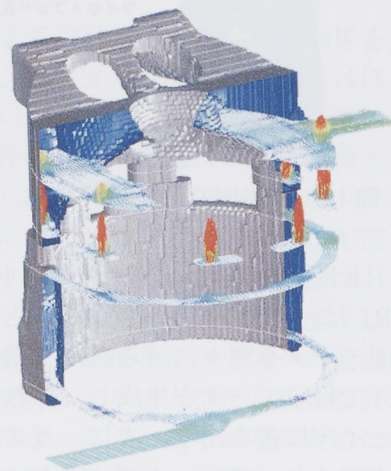


図3 計算例 (流速のベクトル表示)

7 おわりに

- (1) CADの面データから解析格子を自動生成するプログラム「HIGHER」を開発した。
- (2) 「FIRE」プリプロセッサのマクロ機能を活用し、プリプロセッシングを自動化した。設計エンジニアは、自ら冷却水流れの数値シミュレーションを行えるようになった。

鑄造金型用塗型の作業条件設定

Optimization of Coating Condition for permanent Mold

鈴木孝信 Takanobu Suzuki

●鑄造技術室ダイカスト技術グループ

1 はじめに

当社では水冷、空冷の両タイプのモーターサイクル用アルミニウムシリンダーヘッド約70種類を主に低圧鑄造法にて製造している。

低圧鑄造法における鑄造欠陥としては図1に示すように空冷フィン先端部などの薄肉部に発生する湯廻り不良，指向性凝固のくずれにより製品内部に発生する引巣不良及び中子不良が鑄造不良の60%以上を占めている。

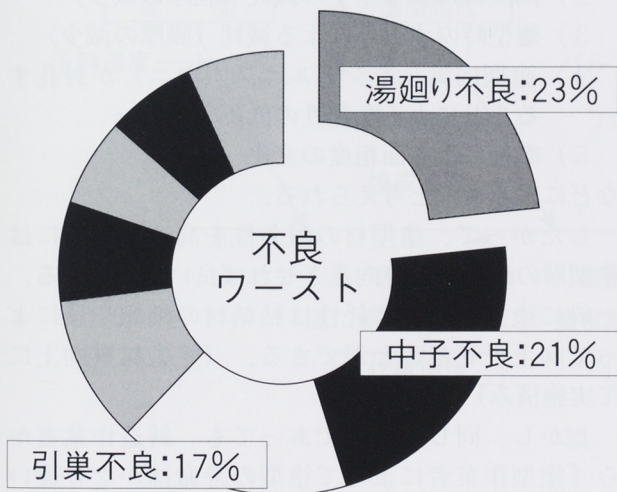


図1 低圧鑄造のワースト不良項目

低圧鑄造の不良低減活動として，この3大不良項目の対策を行っている。湯廻り不良についてはこれまでの活動である『ストック内の介在物除去』や『塗型材質向上』などにより不良の平均レベルは著しく低下した。しかし，図2に示すように依然鑄造ロット間のバラツキが見られる。

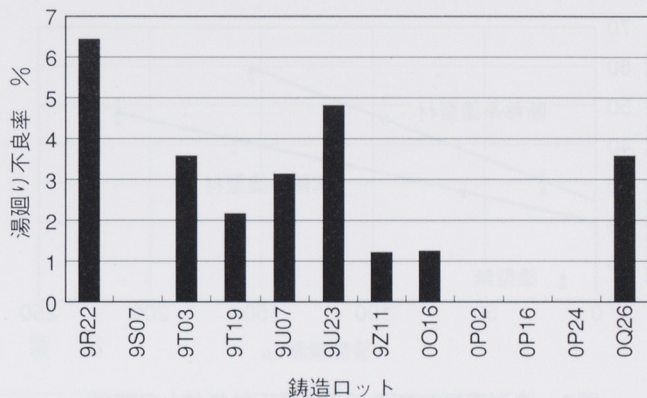


図2 自動車用吸気管の鑄造ロット毎の湯廻り不良の推移

さらに不良低減を図るには，鑄造をシステムとして安定させるために品質のバラツキ要因の把握と低減が必要である。

そこで今回，湯廻り不良に対するバラツキ要因の一つである鑄造金型に施している塗型の作業方法を基本から見直すことにより，塗型性能のバラツキを大幅に改善することができたので，その内容について述べる。

2 テーマの選定理由

2.1 塗型の役割

一般にアルミニウム合金の金型鑄造では，金型のキャビティ表面に塗型材を塗布して鑄造を行っている。この塗型の役割は

- 1) 断熱効果によって溶湯の冷却速度を低下させ，湯廻り不良や引巣欠陥を防止する。
- 2) 溶湯による金型の熱衝撃，熱応力の緩和および湯流れによる侵食から金型を保護する。
- 3) 鑄肌を整え，鑄物の離型性をよくし，製品が金型にとられる“カジリ”等を防止する。

など，品質と生産性を確保するために重要な役割を持っている。したがって，湯廻り性向上に対し塗型膜には高い断熱性と耐久性が要求される。

2.2 塗型剤の断熱性

図3は塗型膜厚と溶湯／金型間の熱抵抗との関係について示したものである。塗型材には伝熱系塗型材と断熱系塗型材がある。両者とも膜厚の増加と共に熱抵抗は増加するが、今回対象となる断熱系塗型材はその影響が大きい。

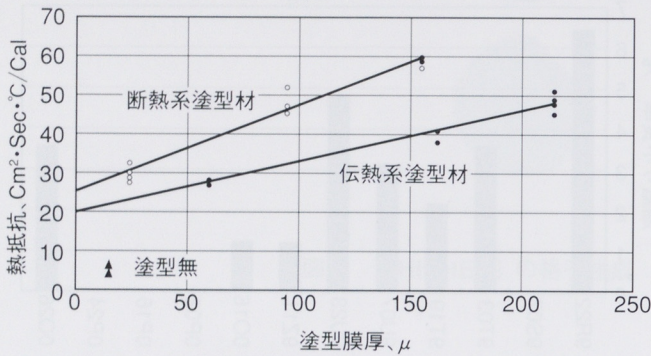


図3 塗型膜厚と溶湯／金型界面熱抵抗との関係

熱抵抗Rは次式で表すことができる。

$$R = 1/h + L/\lambda \quad (1)$$

ここで、

h：溶湯と金型間の熱伝達係数

L：塗型膜厚

λ：塗型層の見かけの熱伝導率

である。

したがって、図3は表1のようになる。

表1 塗型層の熱抵抗

塗型材	熱伝達係数 cal/(cm²·sec·°C)	見かけの熱伝導率 cal/(cm·sec·°C)
断熱系	0.039	0.00046
伝熱系	0.050	0.00078
塗型無し	0.200	—

ここで、塗型基材の熱伝導率は0.04 cal/(cm·sec·°C)程度であるので、塗型層の見かけの熱伝導率はかなり気孔を含んでいるものと考えられる。また、塗型が無い金型での熱伝達率に比べ塗型を施すことでその値は小さくなっている。これは面粗度あるいは漏れ性の違いによるものと思われる。

したがって、塗型材の断熱性は塗型基材の熱伝導率、塗型層の気孔率、塗型層の厚さおよび塗型表面の面粗度が影響している。熱伝導率については塗型材質向上にて既に実施済みであり、今回は気孔率と面粗度が対象となる。

2.3 塗型材の耐久性

鑄造時における塗型材の断熱性の劣化は

- 1) 熱、機械的衝撃による塗型の剥離
- 2) 湯流れによる塗型の減耗（膜厚の減少）
- 3) 離型時のすべりによる減耗（膜厚の減少）
- 4) 塗型内気孔をシェルガス（ヤニ）が封孔することによる断熱性の低下
- 5) 摩耗による面粗度の変化

などによるものと考えられる。

したがって、塗型材の耐久性を高めるためには塗型層の耐摩耗性を向上させれば良いことになる。一般に塗型材の耐摩耗性は粘結材の種類や量によって向上させることができる。（塗型材質向上にて実施済み）

しかし、同じ塗型材であっても、鑄造作業から『塗型作業によって塗型の寿命はかなり違いがある。』という話をよく耳にすることもあり、塗型材の耐摩耗性は塗型作業の条件によってもかなり影響を受けそうである。しかし、塗型作業は各社とも熟練工が行なうもののだとして、塗型材の耐摩耗性に関する研究報告はほとんどない。

そこで今回、塗型材の耐摩耗性および密着性に及ぼす塗型作業条件の影響について品質工学手法を用いて実験を行い、塗型作業の最適化を図った。

3 実験計画

3.1 塗型工程の概略と要因の洗い出し

鑄造が終わった金型は塗型職場に運ばれ

- 1) 金型の分解
- 2) エアーブラスト処理（金型の清浄化）
- 3) 金型の予熱
- 4) 塗型施工作業
（吹き付け作業標準による）
- 5) 金型の組付け

の順に塗型作業が行われる。

これら工程より塗型材の耐摩耗性に影響を及ぼすと思われる要因を選出し、特性要因図を作成した（図4）。

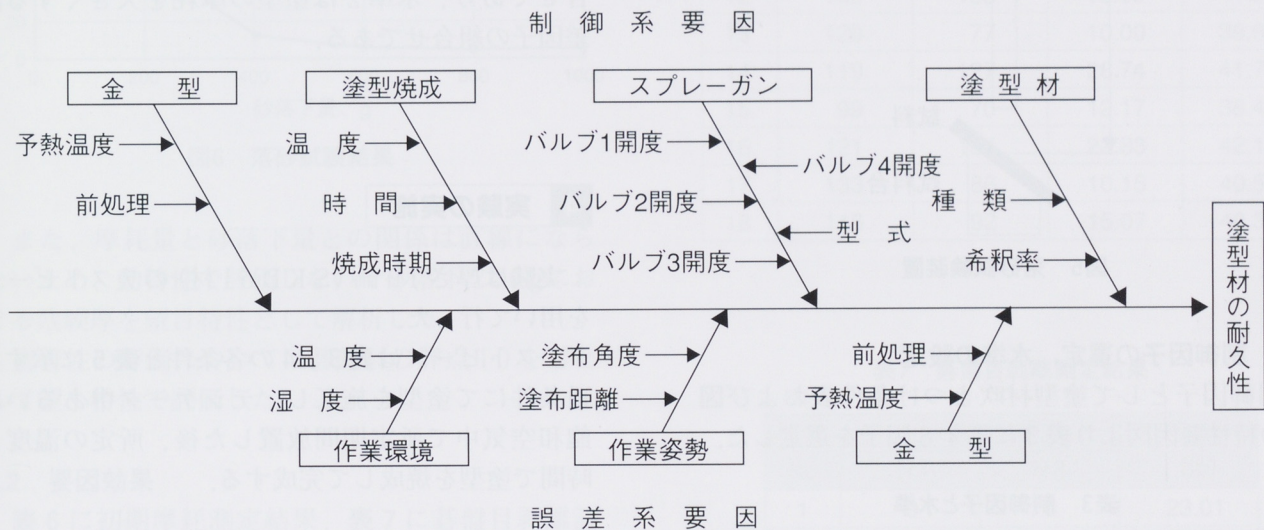


図4 塗型材の耐久性に及ぼす影響因子

3.2 評価特性と計測方法

密着性の評価には JIS-K5400 塗料一般試験方法に記載されている碁盤目試験カッターガイドを用いて室温にて塗型面に碁盤目状の切り傷をつけた後、電気炉中で350℃×15分保持後直ちに水中に急冷して熱衝撃を加え、塗型面に現れた碁盤目状の傷の状態を観察し表2に示す評価基準により評価点数を求めた。

表2 碁盤目試験の評価基準

評価点数	傷の状態
10	切り傷の1本ごとが、細くて両側が滑らかで、切り傷の交点と正方形の一目一目にはがれがない。
8	切り傷の交点にわずかなはがれが有って、正方形の一目一目にはがれがなく、欠損部の面積は全正方形面積の5%以内。
6	切り傷の両側と交点とにはがれがあって、欠損部の面積は全正方形面積の5～15%。
4	切り傷によるはがれの幅が広く、欠損部の面積は全正方形面積の15～35%。
2	切り傷によるはがれの幅は4点よりも広く、欠損部の面積は全正方形面積の35%～65%
0	はがれの面積は、全正方形面積の65%以上

耐摩耗性の評価には落砂試験装置を用いた(図5)。試験は5号珪砂を高さ700mmから室温のテストピースに200gずつ落下させ、その際の摩耗量を膜厚計にて測定し砂落下量と摩耗量の関係を求めた。

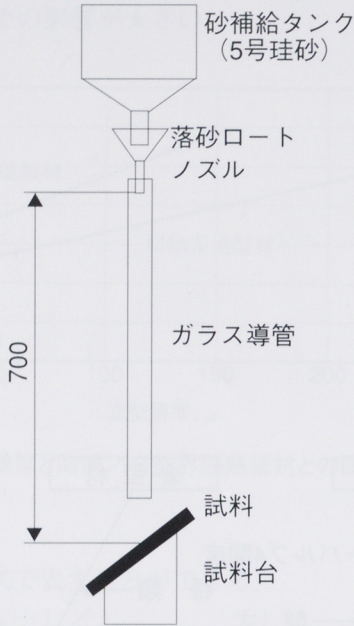


図5 落砂試験装置

3.3 制御因子の選定，水準の設定

制御因子として塗型材吹きつけ条件表および図4の特性要因図より表3に示す8因子を選定した。

表3 制御因子と水準

No.	要 因	水準1	水準2	水準3
A	金型前処理	予熱前	予熱後	—
B	下塗り条件	条件1	条件2	条件3
C	バルブ1開度	少ない	普通	多い
D	バルブ2開度	少ない	普通	多い
E	希釈率	濃い	普通	希い
F	焼成温度	低い	普通	高い
G	焼成時間	短い	普通	長い
H	焼成前放置時間	無し	1日	1週

本要因、水準は本塗りの条件を示す

水準値はバルブ2開度については条件表の公差範囲とし、その他は塗型作業者の現行作業範囲とした。

3.4 誤差因子の選定，水準の設定

誤差因子として表4に示す3因子を選定した。

表4 誤差因子と水準

誤 差 因 子	水準1	水準2
金 型 温 度	低目	高目
放置時湿度	デシケータ中	飽和空气中
塗 布 距 離	近い	遠い

塗型施工時の金型温度は塗型材吹き付け条件表で規定しているが、制御できないためここでは誤差因子として取り上げた。放置時湿度は梅雨時と冬の湿度の違いを極端に考慮した。塗布距離は金型の凹凸を考慮した。

水準1は塗型の摩耗を小さくする誤差因子の組合せであり、水準2は塗型の摩耗を大きくする誤差因子の組合せである。

4 実験の実施

実験は厚さ10mm(SKD61材)のテストピースを用いて行った。

テストピースは表3、4の各条件と表5に示す共通条件にて塗型を施工し、デシケータ中あるいは飽和空气中で所定期間放置した後、所定の温度、時間で塗型を焼成して完成する。

表5 共通条件

固 定 因 子	水 準 値
バルブ3開度	全開
バルブ4開度	全閉
塗布角度	90°
塗型剤	YM-11
下塗り膜厚	0.02mm
本塗り膜厚	0.15mm(合計)
スプレーガン	現行品

このテストピースを3、2項に示す落砂試験および砦盤目試験に供試した。

5 実験データの解析

5.1 実験結果

図 6 に 36 個のテストピースのなかで摩耗の最も多かった試料と最も少なかった試料のデータを示す。YM-11 という同じ塗型材を用いても、塗布条件によりこれだけの差が生じるということがわかった。

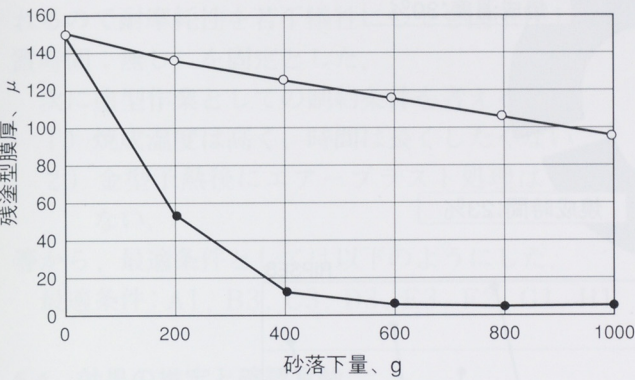


図6 落砂試験結果

また、摩耗量と砂落下量との関係は直線にならないため、動特性で評価しないで砂落下 200 g における残膜厚を望目特性として解析した。

密着性の評価については碁盤目の評点 10 を零として望小特性で評価した。

5.2 要因効果

表 6 に初期摩耗測定結果、表 7 に碁盤目剥離測定結果を示す。

表6 初期摩耗測定結果

No	200g後膜厚(μ)		SN比 (db)	感度 (db)
	N 1	N 2		
1	106	55	6.25	37.66
2	117	74	9.72	39.37
3	128	138	25.48	42.47
4	92	82	21.79	38.78
5	126	118	26.67	41.72
6	116	75	10.15	39.40
7	111	86	14.85	39.80
8	117	102	20.26	40.77
9	141	86	9.04	40.84
10	131	94	12.55	40.90
11	120	108	22.55	41.13
12	145	108	13.59	41.95
13	120	77	10.00	39.66
14	119	127	26.74	41.79
15	99	70	12.17	38.41
16	121	134	22.83	42.10
17	133	86	10.15	40.58
18	118	92	15.07	40.36

表7 碁盤目剥離測定結果

No	10-碁盤目評点		SN比 (db)
	N 1	N 2	
1	0	0	23.01
2	0	6	-12.55
3	0	8	-15.05
4	0	0	23.01
5	0	0	23.01
6	0	6	-12.55
7	0	8	-15.05
8	0	0	23.01
9	0	6	-12.55
10	0	0	23.01
11	0	4	-9.03
12	4	0	-9.03
13	0	6	-12.55
14	0	8	-15.05
15	0	0	23.01
16	0	8	-15.05
17	0	4	-9.03
18	0	0	23.01

表 6、7 の結果を RIPSES (株：リコー製) で解析し、要因の寄与率と効果傾向を図 7 および図 8 に示す。図 7 は耐摩耗性の SN 比に及ぼす影響について示したもので、焼成温度、時間およびバルブ 2 開度の影響が強く、この 3 要因で約 70 % もの寄与率があり、焼成温度は高いほど、バルブ 2 の

開度は多いほど耐摩耗性のバラツキを少なくする効果傾向があることがわかった。

同様に図 8 は密着性の SN 比に及ぼす影響について示したもので、放置時間の寄与率が 77 % と高く、直ぐ焼成した場合その効果が大きいことがわかった。

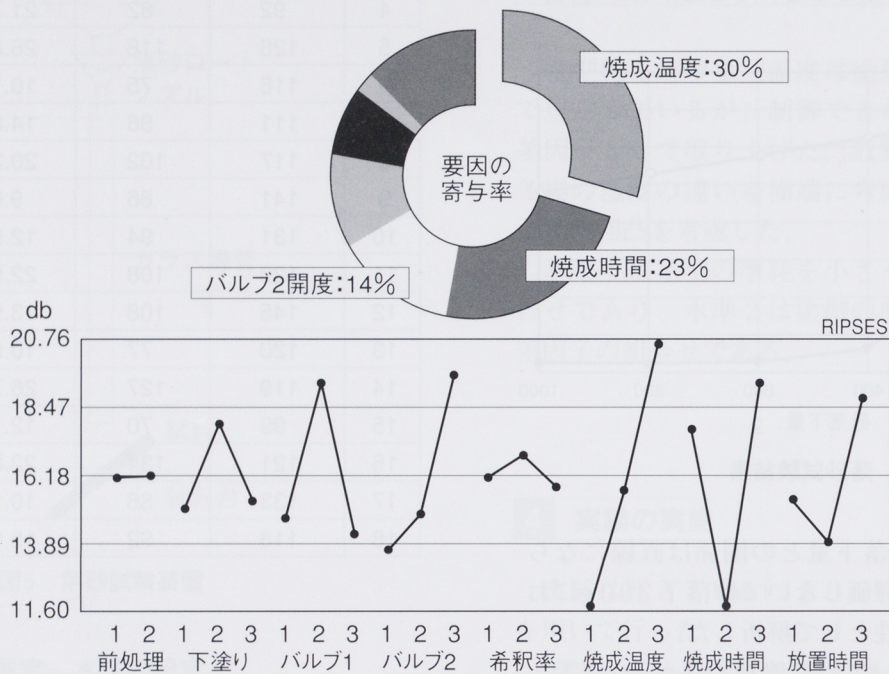


図7 要因効果図 (初期摩耗:SN比)

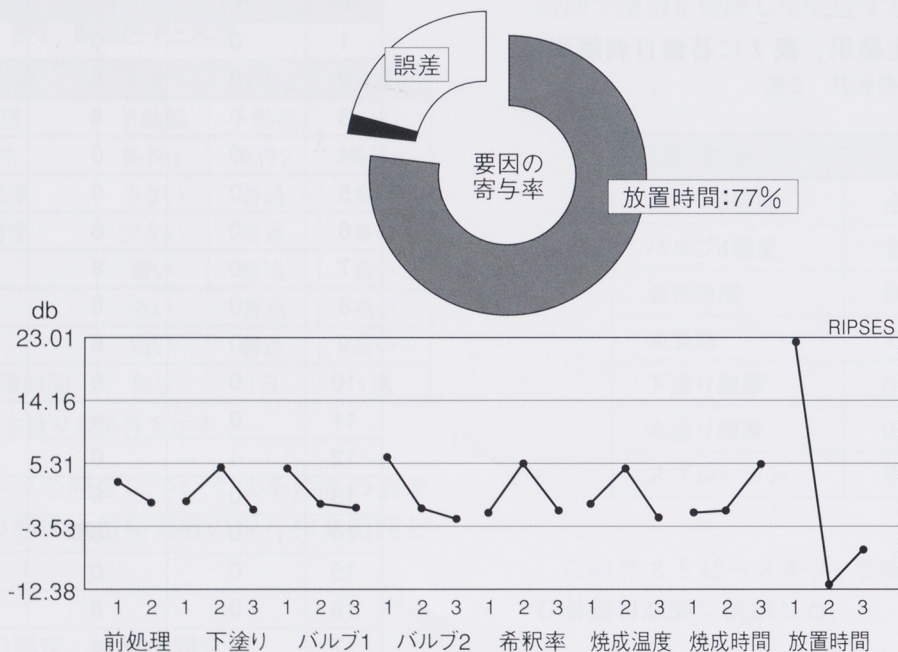


図8 要因効果図 (基盤目剥離:SN比)

5.3 最適条件の設定

今回の試験では2つの特性値で塗型材の耐久性を評価した。要因効果図からもわかるように、密着性と耐摩耗性は放置時間、バルブ2開度等、要因効果が相反する要因がある。しかし、塗型の密着性については塗型の特性として最低限必要な条件である。図8の結果により、塗型材の剥離に関しては放置時間だけで決定されているように思われるので耐摩耗性を若干犠牲にしても因子H1（放置時間：無し）を固定とした。

- 次に塗型作業としての制約条件を考えると
- 1) 焼成温度は高く、時間は長くしたくない。
 - 2) 金型予熱後にエアブラスト処理はしたくない。
- 等から、最適条件としては以下のようにした。
- 最適条件：A1, B3, C3, D3, E3, F2, G1, H1

5.4 効果の推定と確認実験

比較条件として現行塗型作業条件の中で最も耐摩耗性の悪い条件として

最悪条件：A1, B1, C1, D1, E1, F1, G1, H1

を選択して、確認実験を行った。

表8に確認実験の耐摩耗性のSN比、感度について示した。両者とも推定値と確認実験値の効果の比が30%以内のため、実験の再現性は確認できた。

表8 確認実験の結果(耐摩耗性:望大特性)

項目	200g後膜厚(μ)		SN比		感度	
	N1	N2	確認 (db)	推定 (db)	確認 (db)	推定 (db)
最適条件	130	118	23.30	17.50	41.86	41.90
最悪条件	108	85	15.40	8.00	39.63	39.13
効果	—	—	7.90	9.50	2.23	2.77

また、効果としては

バラツキ：σ（標準偏差）で1/2.5に減少

耐摩耗性：σ（標準偏差）で26%の改善となった。

この結果を図9に示す。

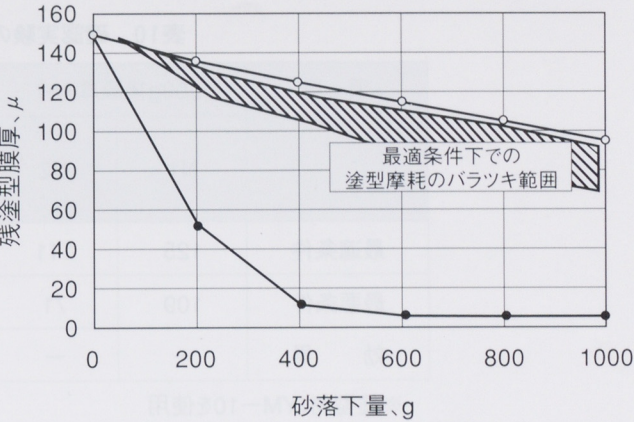


図9 塗型作業条件の最適化による成果

確認実験の碁盤目剥離評価結果を表9に示す。

表9 確認実験の結果(碁盤目剥離:望小特性)

項目	碁盤目剥離評点		確認値	推定値
	N1	N2	(db)	(db)
最適条件	8	8	-6.20	19.58
最悪条件	10	10	23.00	26.68
効果	—	—	-29.20	-7.10

ただし、この条件は耐摩耗性の最適、最悪条件である。確認実験では最適条件においてN1, N2とも評点が1ランク下がった。

これは、推定値でもその傾向は見られるが効果の値において大きな差となってしまった。それは、碁盤目剥離試験の特性値が感応評価のためであり、実際の差としてはほとんど認められない。

したがって、今回選定した最適条件を、剥離も無く耐摩耗性も良好な塗型材の作業条件としても良いと考える。

次に今回実験した塗型材（YM-11）とは別の塗型材（YM-10）を用いて同じ最適条件と最悪条件にて確認実験を行った。その、耐摩耗性の結果を表10に示す。碁盤目剥離性は表9の結果と同じであった。

表 8 と同様に推定値と確認実験値の効果の比が 30 % 以内であり再現性が認められる。

このように、今回の最適条件は別の塗型材においても適用することができ、汎用性のある条件であることがわかった。

表10 確認実験の結果(耐摩耗性:望目特性)

項 目	200g後膜厚(μ)		SN比		感 度	
	N1	N2	確認 (db)	推定 (db)	確認 (db)	推定 (db)
最適条件	125	111	21.50	17.50	41.40	41.90
最悪条件	109	71	10.30	8.00	38.89	39.13
効 果	—	—	11.20	9.50	2.51	2.77

※塗型材:YM-10を使用

6 考察

6.1 塗型材の密着性(剥離性)

塗型材の密着性については塗型施工から塗型焼成までの放置時間の影響が大であるという結果がでた。これは水分の影響でありそれも塗型施工時に塗型層に残留した水分よりも空気中の水分の影響の方が大きい。なぜならば表 7 に示すように、施工時の金型温度が低い誤差水準 1 (N 1) の試料において碁盤目剥離試験の評点が 10 (表では 0) 以外であったのはわずか 1 試料だけであったのに対し金型温度が高い誤差水準 2 (N 2) の試料においては放置時間無し以外の試料に大なり小なり剥離が認められた。これまで、塗型施工後長期連休を挟んだ金型や梅雨時に施工した金型の塗型剥離が多かったこともこれでうなずける。ではなぜ空気中の水分が影響するかであるが、それは塗型膜を完全に焼成していないために粘結材の珪酸系バインダーが空気中の水分を吸湿し再融解するために金型との結合力が無くなり、鑄造のための金型予熱でブリストアが発生したり、鑄造 1 ショット目やエアブロー程度で塗型が剥離したりするようになるためと思われる。また、粘結材の再融解を防止するためには反応速度論的にみて 400 °C 以上に昇温すれば短時間で可能であると思われる。

また、確認実験において最適と最悪条件の間で差がでたのは耐摩耗性を上げた事で塗膜が硬くなり欠けやすくなったためと思われる。

6.2 塗型材の耐摩耗性

次に耐摩耗性の向上及びバラツキの低減についてであるが、今回の実験で優位とでたのはバルブ 1、2 の開度を増やす、希釈率を高くする、焼成温度を高くするおよび放置時間を長くするである。



図10 塗型層の表面観察

塗型材は図 10 に示すようにスプレーガンから霧状になって金型面に付着し瞬間的に水分が蒸発して気孔を含んだ粒子が堆積して層を生成する。その際、水分の蒸発が早ければ、荒い粒子による多孔質層となるであろう。逆に蒸発が遅ければ緻密な層となり耐摩耗性も向上するものと思われる。

したがってバルブ1, 2の開度を増やす, 希釈率を上げる, 金型温度が低いことは水分の蒸発を遅らせるように作用する。

また, 放置時間が長くなると水分を吸収し, 焼成が不十分だと粘結材が再融解して塗型層としては緻密になるなどの理由により塗型材の耐摩耗性が向上するものと考えられる。

7 まとめ

塗型材の密着性, 耐摩耗性について品質工学手法を用いて実験を行い次のことがわかった。

- 1) 塗型材の剥離は塗型層の焼成が不十分なときに空気中の水分などが原因となって発生する。
- 2) 耐摩耗性は塗型施工時の水分蒸発を遅らせ緻密な塗膜にすることで向上する。
- 3) これまでの弊社における常識を覆す塗型施工方法が塗膜性能を安定させる。
- 4) 今回の最適条件は汎用性があり, 類似塗型においても適用可能である。
- 5) 作業ノウハウを定量化でき, 塗型施工のロボット化の可能性を見いだした。

8 参考文献

- 1) ヤマハ発動機編:品質管理技術研修テキスト
“田口メソッド”
- 2) (社)日本鋳物協会編:鋳鉄の金型鑄造
- 3) プラントエンジニア:圓川ら(1995), 4, 10

●著者



鈴木孝信

小型2サイクルディーゼルエンジンの コンパクトカーへの応用⁽¹⁾

The Practical Application of Small, Two Stroke Diesel Engine to Compact Car

栢田達之 Tatsuyuki Masuda 益田善之 Yoshiyuki Masuda 山下繭子 Mayuko Yamashita
伊藤秀明 Hideaki Itou 宮本鼎徳 Masanori Miyamoto 宮澤一夫 Kazuo Miyazawa 小野寺哲人 Akihito Onodera

●研究開発センター エンジン研究グループ

要旨

熱効率が高く、燃費性能が優れた、ディーゼルエンジンのエミッション低減の基礎研究の中から、最適な選択として、2サイクルディーゼルエンジンの本格的な研究に着手した^{(2), (3)}。エンジン単体での、出力、燃費、排気エミッションといった基礎テストの結果から、次のステップとして、自動車用エンジンへの応用を検討することとなった。検討の結果、ターゲットを、未来の小型乗用車のエンジンに設定し、実用化の研究を開始した。

開発したエンジンは、クランクケース圧縮、反転掃気の2サイクルエンジンで、セミDI型燃焼室を持つディーゼルエンジンである。さらに、可変圧縮比機構、掃気量制御、噴射量と噴射時期を電子制御するVEポンプ、電子制御潤滑システム、SOF(Soluble Organic Fraction)分解触媒⁽⁴⁾を組み合わせることで、低燃費と低エミッションを両立させる結果を得た。

次に、本エンジンを小型乗用車に搭載し、車両としての諸評価を行なった。その結果、高い動力性能を保ちながら、3L/100kmという低燃費と、欧州第4期排ガス規制(EURO 4)レベルにとどくクリーンさを実現するエンジンにまとめることが出来た。

1 はじめに

近年、欧州においては、3リッターカー構想が、アメリカにおいては、PNGV (the Partnership for a New Generation of Vehicles) 構想が提言されており、クリーンで燃費の優れたコンパクトカーがにわかに注目されている。コンパクトカーにおいては、各種安全基準を確保しながら、超軽量で、リーズナブルな価格の車両開発が重要課題となっている^{(5), (6)}。一方、エンジンの開発においては、各種のトランスミッションと組み合わせた時の、車両への搭載性の自由度が高い、コンパクトな軽量エンジンが求められている。

エンジンに要求される項目は、低燃費、低エミッション、高出力、コンパクト、軽量さと多岐にわたる。これらの諸要求を同時に満足するエンジンとして、セミDI型、2サイクルディーゼルエンジンの開発を開始した。

2 開発の狙い

開発の狙いは、2000年以降の欧州市場に適合できる次世代エンジンを開発することである。

- (1) 地球環境にやさしい、CO₂の排出が少ない、低燃費エンジン。
- (2) EURO 4をクリアする低エミッション、クリーンディーゼルエンジン。

さらに、ユーザーの立場からは、NVHの低減、ガソリンエンジンに近いドライブフィーリングが求められている。

2.1 開発目標

開発の目標を以下のように設定した。

- ①低燃費 3 L/100km (EECモード)
- ②高出力 33 kW/4000 rpm, 80 N・m/2500 rpm
- ③低エミッション EURO 4
- ④高信頼性 最高出力点250時間耐久クリア

- ⑤軽量 95Kg
- ⑥コンパクト 全長 380 mm×全高 560 mm

3 エンジン主要諸元とエンジン性能

表1に主要諸元，図1にエンジン断面図，図2にエンジン性能曲線を示す．出力面では，本エンジンは可変圧縮比機構により，無過給のディーゼルエンジンとしては，画期的な33kW/Lという高出力と，80N・mという高いトルクを2500回転で達成した．

表1 エンジン主要諸元

エンジン型式	2ストロークディーゼル
気筒数	直列 2気筒
排気量	982cc
内径×行程	82×93mm
燃焼方式	4連絡孔セミDI型燃焼室
燃料供給方式	電子制御分配ポンプ
圧縮比	13～16 (可変)
掃気ポート数	2+2+1
ポートタイミング	
上段排気ポート 開	93deg ATDC
下段排気ポート 開	119deg ATDC
掃気ポート 開	123deg ATDC
吸気方式	リードバルブ方式
最高出力	33kW／4000rpm
最大トルク	80N・m／2500rpm
機関寸法 (L×W×H mm)	374×565×550mm

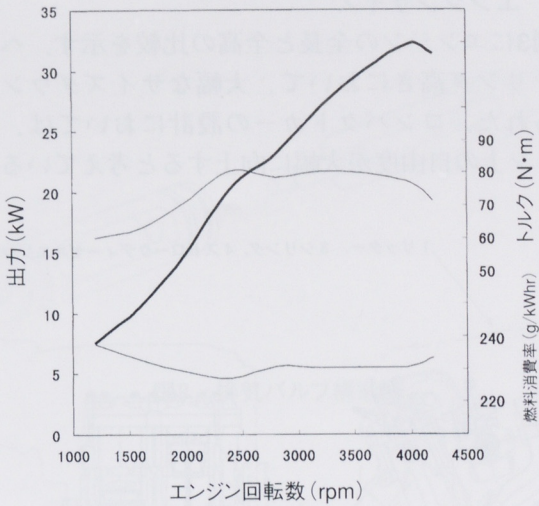


図2 エンジン性能曲線

3.1 エンジンの信頼性

信頼性については，電子制御直接潤滑システム，オイル成分の改良，ピストン，リングまわりの改良等により，最大出力点耐久試験にて，250時間をクリアした．

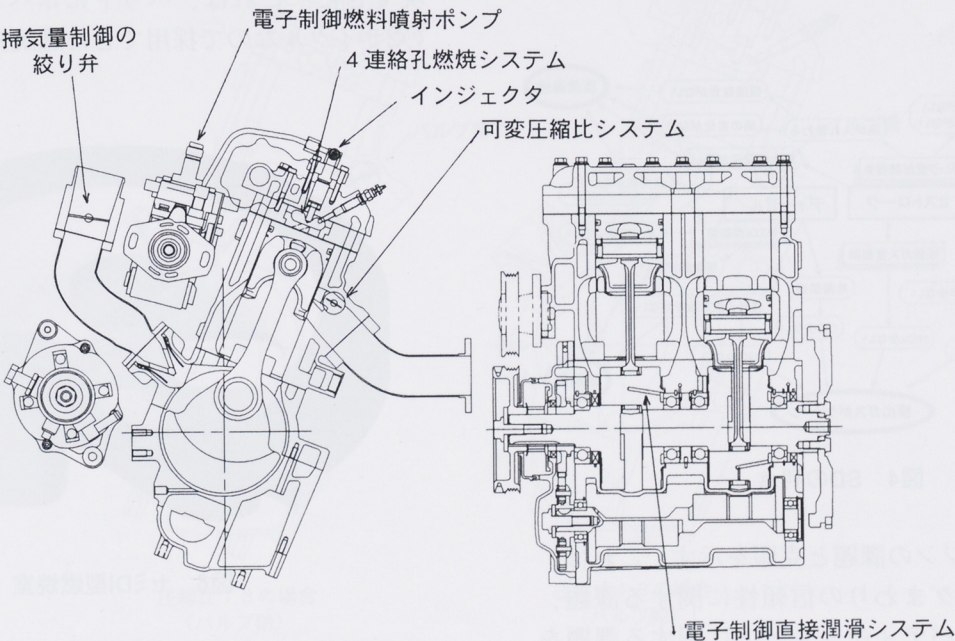


図1 エンジン断面

図3にエンジンの全長と全高の比較を示す。ヘッドシリンダ高さにおいて、大幅なサイズダウンが得られた。コンパクトカーの設計においては、デザイン上の自由度が大幅に向上すると考えている。

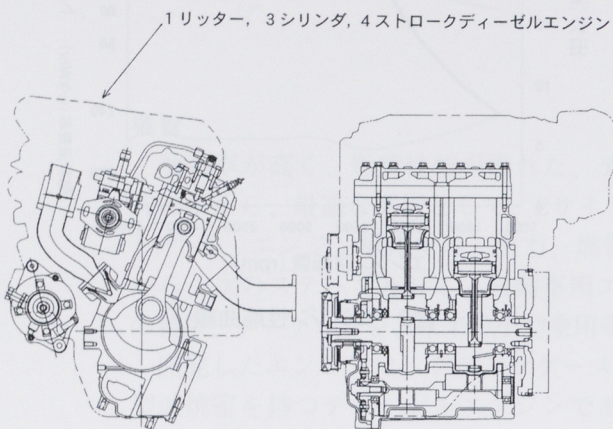


図4にSDエンジンの利点を示す。SDエンジンの2ストロークディーゼルというコンセプトが、5つの開発目標を同時に満足できることを示している。

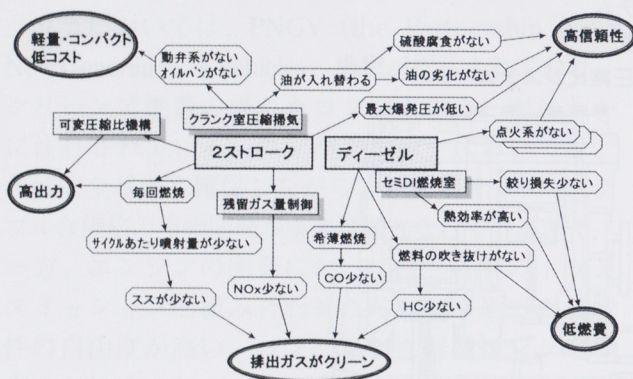


図4 SDの利点

図5にSDエンジンの課題と克服を示す。これは、ピストン、リングまわりの信頼性に関する課題、白煙発生によるパティキュレートに関する課題を解決する考え方をまとめたものである。

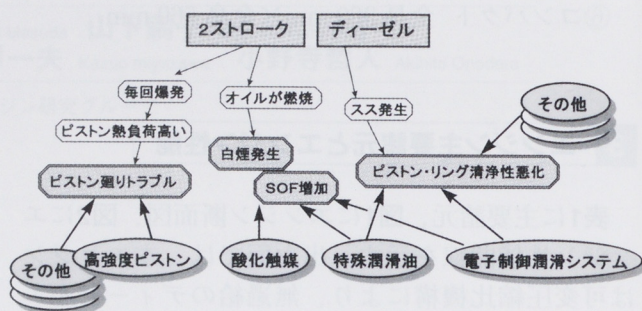


図5 SDの課題と克服

5 技術的特徴

5.1 4連絡孔セミDI型燃烧室

本燃焼室は、渦流室式燃焼室（IDI=In-Direct Injection）の連絡孔による絞り損失を低減する目的で開発を進めたもので、偏平な円筒状燃焼室に、スワールの発生を目的とする4つの連絡孔を配置したものである。図6に燃焼室形状を示す。燃料噴射ノズルは、4噴孔の直噴用ホールノズルである。4連絡孔セミDI燃焼室を採用することで、低いエンジン回転数からスワールを確保し、また、絞り損失の低減とを両立することで高出力と低燃費を実現できた。これは、ヘッドにボペット弁を持たない2サイクルなので採用できた燃焼室でもある。

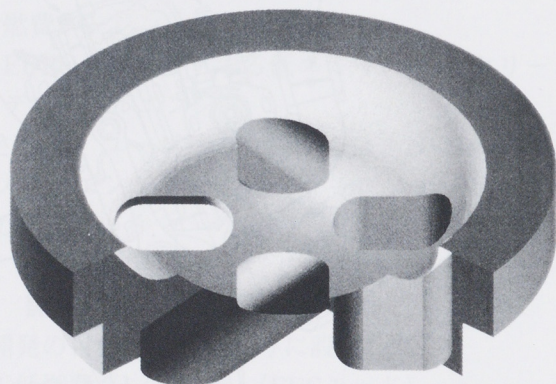


図6 セミDI型燃焼室

5.2 可変圧縮比機構

2サイクルエンジンでは、ピストン上死点の位置から排気ポートまでの距離を変えることで、比較的容易に圧縮比の可変が実現できる。図7に排気バルブの開閉と圧縮比の変化を示す。

排気ポートは、上下2段になっており、上の排気ポートに排気切り替え弁を配置した。この弁の開閉により、圧縮比が13から18へ変わる。低中速回転時は、圧縮比を高く、高速回転時、中負荷以上では、圧縮比を低く制御する。また、バタフライ弁の中間開度も制御することで、なだらかなトルク特性を実現できた。

高温で排気ガスにさらされる排気ポート上の弁機構は、バタフライ弁タイプとした。図8に構造図を示す。構成は、ホルダ、シャフト、バタフライ弁から成る。エンジンへの組み込み時、ホルダは固定され、直径の小さいシャフト部が回転する。シャフトは、ドライベアリングで指示され、ドライベアリングへのカーボン進入は、Oリングでシールされる構造となっている。上の排気ポート通路に横方向に貫通する穴に、ホルダアセンブリを入れて組み立てる。弁の開閉は、シャフト端部に装着されたプーリに、ワイヤを介してモータにより駆動される。

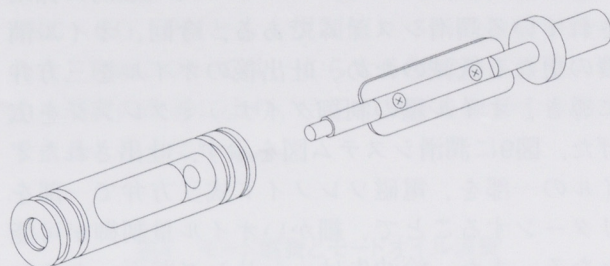


図8 排気バルブ構造図

5.3 掃気量制御絞り弁

掃気量制御の絞り弁は、吸気系のインテークマニホールドに取り付けられる。2サイクルエンジンでは、クランクケース部での、ピストン降下時の圧力上昇で掃気を行なう。絞り弁による、吸入空気量の減少で、掃気量を少なくし、その結果、シリンダ内の残留ガスの割合を制御できる。シリンダ内の残留ガスの割合を増加することで、低NOx運転と、アイドルノック音の低減が可能となる。

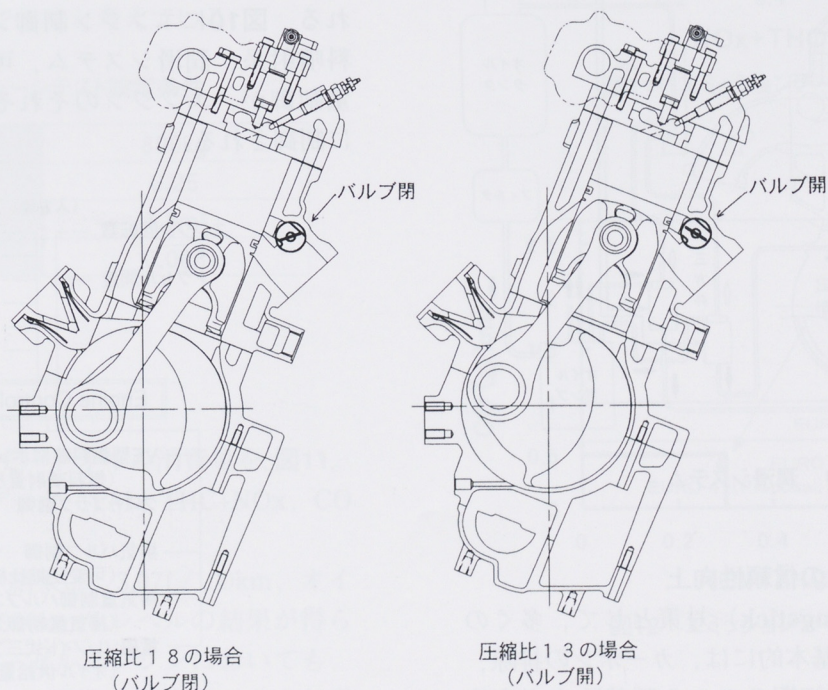


図7 可変圧縮比機構の作動

5.4 電子制御式直接潤滑システム

基本構成は、2サイクルエンジンで一般的に採用されている潤滑システムである。今回、オイル消費の更なる低減のため、吐出後のオイルを三方弁に導き、オイル量の制御ダイナミックレンジを広げた。図9に潤滑システム図を示す。吐出されたオイルの一部を、電磁ソレノイド式三方弁で一部をリターンすることで、細かいオイル量制御が可能となる。また、給油先は、シリンダ壁面、クランクのジャーナルベアリングへの直接給油方式とし、必要な個所のみ給油する構成とした。ジャーナルベアリングへ供給されたオイルは、クランクウエブからクランクピンへ導かれ、コンロッド大端のベアリングに供給される。給油量の制御は、エンジン回転数と負荷を検知し、マップによりオイル供給量を制御する。この制御により、エンジンの信頼性を維持しながら、オイル消費量を大幅に改善できた。

また、オイルは、2サイクルディーゼルエンジン用に開発された、特殊潤滑油である。

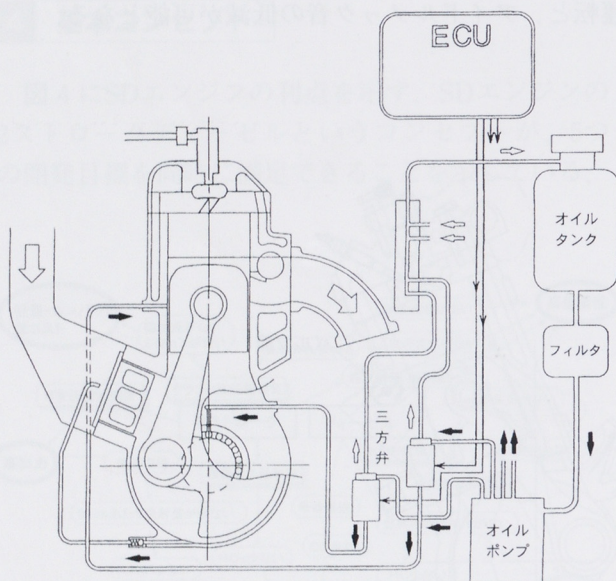


図9 潤滑システム

5.5 ピストンまわりの信頼性向上

リングこう着（Ringstick）対策として、多くの改良を織り込んだ。基本的には、カーボンの排除、ブローバイの低減、初期のアルミ凝着防止を実施した。

具体的には、Top Ringを両面キーストン、2nd Ringは片面キーストンリング、トップリング部にニレジスト耐摩環を鋳込んだピストン等を採用することで対策した。

5.6 SOF分解触媒

4サイクルディーゼルエンジン用、低温活性型のSOF分解触媒を採用した。2サイクルディーゼルエンジンのパティキュレートの内訳は、Dry Sootが40%、SOFは60%（EUモード、触媒なし）である。これは、未燃エンジンオイルの影響が大きいためである。

また、本エンジンは排気温度が、4サイクルディーゼルエンジンに対して低い（Max.500℃）ため、触媒の活性化の点では不利となる。そこで、エンブレ時等、吸気絞りにより、吸入空気量を減らし、触媒温度の低下を防いでいる。

5.7 電子制御式燃料噴射ポンプ

燃料噴射系は、電子制御式分配型燃料噴射ポンプで、噴射時期と噴射量を電子制御する。低燃費化のために、エンブレ時の燃料噴射カット等も織り込まれている。

5.8 エンジンコントロールシステム

すべてのエンジン制御は、一つのECUで制御される。図10にエンジン制御システム図を示す。燃料噴射系、潤滑システム、可変圧縮比機構、掃気量制御が、エンジンのそれぞれの運転状態で同時に制御される。

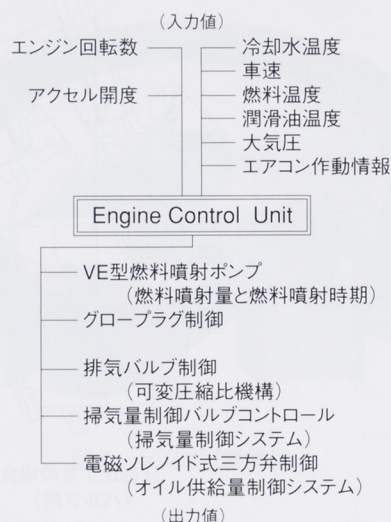


図10 エンジンコントロールシステム

6 テスト車両の諸元

テスト車両は、日本の軽自動車を選んだ。表2に車両の基本諸元を示す。

表2 車両の基本諸元

	ベース車両	テスト車両
全長×全幅×全高(L×W×H)	3295×1395×1440 (mm)	←
ホイールベース	2300mm	←
車両重量	640kg	680kg
ギア比 1速	3.5	←
2速	2.111	←
3速	1.392	←
4速	0.971	←
5速	0.794	←
最終減速比	4.473	3.409
有効タイヤ半径	0.253m	0.273m

7 シャーシテストの設定条件

表3に、モードエミッション測定時の設定条件を示す。設定値は、将来のコンパクトカーを想定し、それぞれの抵抗値を仮定した。本エンジンの全高が低い事を生かして、トランスミッション、車体を含めた、車両全体の開発を進めて行く事により、3リッターカーが実現できると考えている。

表3 シャーシテスト設定条件

慣性重量	800kg
Cd値	0.25
全影投影面積	1.8m ²
ころがり抵抗係数	0.008

8 車両走行性能

表4にモード燃費とモードオイル消費量を、図11、図12にエミッションデータ（PMとTHC+NOx、COとTHC+NOx）を示す。

モード燃費のテスト結果は、3.07L/100km、オイル消費に関しては、6000km/Lレベルの結果が得られた。4サイクルディーゼルエンジンにおいても、オイル交換を考えると、同等の経済性であると考えている。

排気エミッションは、PMが0.029g/km、NOx+THCが0.29g/km、COが0.4g/kmであった。NOx、THC、CO、PMとも、規制値レベルの数値が得られた。PMについては、さらなる触媒の活性化、オイル消費の改善により、さらにSOFを改善する事ができると考えている。

表4 モード燃費とモードオイル消費

モード燃費	3.07L/100km
ECE R15モード	3.75L/100km
EUDCモード	2.66L/100km
モードオイル消費	6450km/L

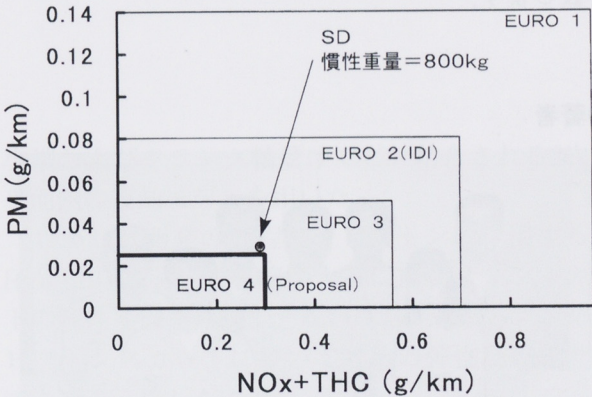


図11 エミッションデータ (PM)

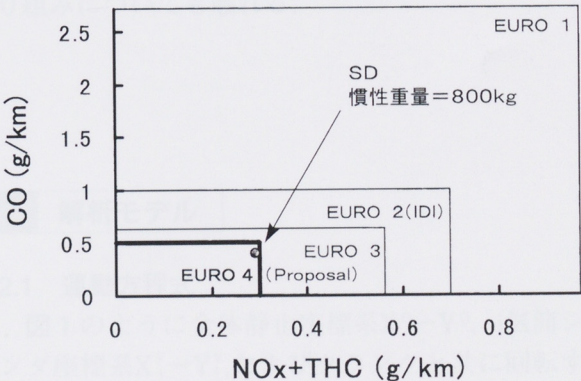


図12 エミッションデータ (CO)

9 結論

このように、本エンジンは、2サイクルエンジンの利点と、ディーゼルエンジンの利点とが、互いに打ち消されことなく発揮されるテスト結果を得ることが出来た。

21世紀に向けて、CO₂削減、排出ガス低減などの環境問題に対する社会要請が、よりいっそう厳しくなっていく中で、それに対応するエンジンとして、非常に可能性が高いと考えている。

謝辞

本エンジンの開発に当たっては、社内外の多くの方々の御支援と御協力を頂き、このような成果を達成する事ができました。ここに厚く感謝の意を表します。

●著者



■参考文献

- (1) Tatsuyuki Masuda, Hideaki Itoh, Yasushi Ichihara, Research on the Practical Application of 1 liter, Semi-DI, 2-Stroke Diesel Engine to Compact Cars, Yamaha Motor Co.,Ltd, SAE 1999-01-1249
- (2) R.Fleck, G.P.Blair, B.B.Russell, G.B.Swann, Initial Development of a Two-Stroke Cycle Diesel Engine for Automotive Applications, The Queen's University of Belfast, SAE871643
- (3) Takeyuki Kamimoto, Haruki Kobayashi, Combustion Processes in Diesel Engine, Progress in Energy & Combustion Science, Vol.17, pp163-189(1991)
- (4) Makoto Horiuchi, Koichi Saito, Shoichi Ichihara, Sulfur Storage and Discharge Behavior on Flow-Through Type Oxidation Catalysts, Nippon Shokubai Kagaku Kougyo Co.,Ltd.
- (5) N.Mochizuki, Diesel Engine, JSAE Aug. No.9835889(1998)
- (6) N.Iwai, Power Plants, including Prospective Prime Movers, JSAE Aug. No.9835898(1998)

弾性変形を考慮したピストン挙動解析プログラムの開発

Development of Piston Secondary Motion Analysis Program with Elastically Deformable Piston Skirt

木村哲也 Tetsuya Kimura 高橋一樹 Kazuki Takahashi 杉山 滋 Shigeru Sugiyama

●基盤技術研究室解析研究グループ／AM事業部第2技術室

概要

レシプロエンジンにおける実働時のピストン挙動を把握・検討するため、シリンダとの接触によるピストンスカート部の弾性変形を考慮した挙動解析プログラムを開発した。本プログラムでは、ピストン、コンロッドおよびクランクを基本的に剛体としてモデル化し、各構成部品はピン結合によって連結している。このため、運動方程式は各剛体の回転自由度のみに縮退される。この縮退した運動方程式を予測子修正子法によって数値積分することにより、解析を行なっている。このプログラムの検証として、オートバイ用の2ストロークエンジンおよび自動車用4ストロークエンジンのピストン挙動について、実測データとの比較を行ない良好な結果が得られた。

1 はじめに

ピストンはエンジンの根幹を成す主要部品であり、その設計に際しては多くの経験則や先進技術が駆使される。当社の主要製品である小型高性能エンジンにおいては特にその軽量化と過酷な運転条件下での耐久性を高次元で成立させなければならないため、設計段階で高速運転時のピストン挙動、動的荷重を詳細に検討できれば、ピストンの信頼性向上や試作工数削減に大きく貢献できる。

このような要求から従来より多くの企業、研究者がピストンの挙動に関する研究に取り組んでおり、特にピストン、シリンダ間の摩擦^{(1)～(4)}やピストンスラップの解析^{(5)～(7)}については多数の報告が見られる。

当社においてもピストン打音に対する実験的な研究や強度問題に対するFEM静荷重解析などを行ってきた。しかし、ピストン設計の初期の段階でこれらの諸問題に対する精度の高い検討を行うためには、ピストンの実稼働時の挙動や荷重条件を知ることが不可欠であるため、本報で紹介するような独自のピストン挙動解析プログラムを開発することとした。

解析にはマルチボディダイナミクスの手法を用い、ピストン、コンロッド、クランクをそれぞれ剛体要素とした。これらの要素がコンロッドの大端、

小端およびクランク軸受けでピン結合される2次元平面内の運動モデルを用いた。

しかし、開発の過程で、ピストンに作用する側圧分布の推定精度を確保するにはピストンスカートの弾性変形を無視できないことが分かったため、ピストンスカートについてはその弾性変形を考慮できるようにした。

本論文ではこの解析モデルの基本理論とプログラムの特徴を概説し、解析結果の検証事例をいくつか紹介する。また、現時点での課題と今後の取り組みについても触れる。

2 解析モデル

2.1 運動方程式

図1のように全体静止座標系 X^0-Y^0 、 i 気筒シリンダ座標系 $X_i^y-Y_i^y$ 、およびクランクと共に回転するクランク回転座標系 X^R-Y^R を定義する。

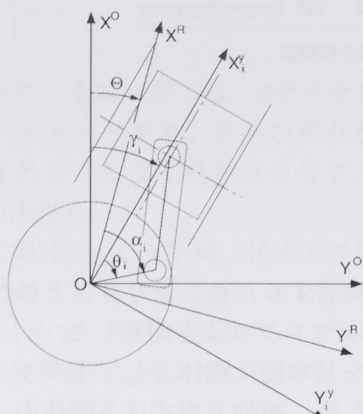


図1 座標系と回転角度

また、図1に示すように、クランク回転座標系の回転角 Θ 、i気筒シリンダの傾き角 γ_i 、i気筒クランクピン位相角 α_i 、i気筒クランク回転角 θ_i を定義すると、i気筒クランク回転角 θ_i は以下ようになる。

$$\theta_i = \Theta + \alpha_i - \gamma_i \quad (1)$$

ピストン・コンロッド・クランクを基本的に剛体としてモデル化し、2次元平面運動についてのみ扱う。また、ピストンピンとコンロッド小端、コンロッド大端とクランクピン、クランク軸とジャーナル軸受とはそれぞれピン結合によって連結され、ガタはないものとする。

図2のようにピストン重心位置をピストンピンとの距離 $L_{i,ps}$ と角度 χ_i^* で表わし、コンロッド重心位置についても同様にクランクピンからの距離 $L_{i,cg}$ および角度 ψ_i^* で表わす。また、コンロッド長を $L_{i,cn}$ 、クランク半径を $R_{i,c}$ で表わす。

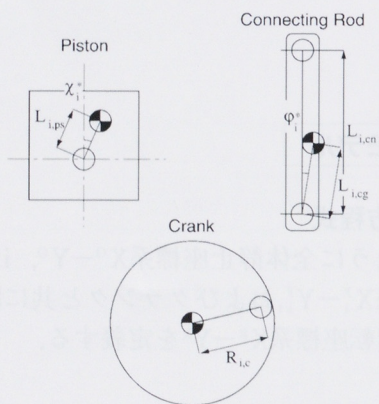


図2 各部品の重心位置

i気筒シリンダ座標系において、ピストン、コンロッドの回転変位をそれぞれ χ_i, ψ_i 、クランクピン、ピストンピン、コンロッド重心、ピストン重心の位置ベクトルをそれぞれ $r_{i,c}, r_{i,p}, r_{i,cn}, r_{i,ps}$ とし、複素代数法で表記すると以下のような関係が成り立つ。 $(j=\sqrt{-1})$

$$r_{i,c} = R_{i,c} e^{j\theta_i} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} r_{i,cn} &= r_{i,c} + L_{i,cg} e^{j(\psi_i + \psi_i^*)} \\ &= R_{i,c} e^{j\theta_i} + L_{i,cg} e^{j(\psi_i + \psi_i^*)} \end{aligned} \quad (3)$$

$$r_{i,p} = r_{i,c} + L_{i,cn} e^{j\psi_i} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} r_{i,ps} &= r_{i,p} + L_{i,ps} e^{j(\chi_i + \chi_i^*)} \\ &= R_{i,c} e^{j\theta_i} + L_{i,cn} e^{j\psi_i} + L_{i,ps} e^{j(\chi_i + \chi_i^*)} \end{aligned} \quad (5)$$

式(3)、(5)を微分して、ピストン重心およびコンロッド重心の速度・加速度ベクトルを求めると、以下ようになる。

$$\dot{r}_{i,cn} = R_{i,c} j e^{j\theta_i} \dot{\theta}_i + L_{i,cg} j e^{j(\psi_i + \psi_i^*)} \dot{\psi}_i \quad (6)$$

$$\dot{r}_{i,ps} = R_{i,c} j e^{j\theta_i} \dot{\theta}_i + L_{i,cn} j e^{j\psi_i} \dot{\psi}_i + L_{i,ps} j e^{j(\chi_i + \chi_i^*)} \dot{\chi}_i \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \ddot{r}_{i,cn} &= R_{i,c} (-e^{j\theta_i} \ddot{\theta}_i + j e^{j\theta_i} \dot{\theta}_i^2) \\ &\quad + L_{i,cg} \{-e^{j(\psi_i + \psi_i^*)} \ddot{\psi}_i^2 + j e^{j(\psi_i + \psi_i^*)} \ddot{\psi}_i\} \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \ddot{r}_{i,ps} &= R_{i,c} (-e^{j\theta_i} \ddot{\theta}_i^2 + j e^{j\theta_i} \dot{\theta}_i^2) \\ &\quad + L_{i,cn} (-e^{j\psi_i} \ddot{\psi}_i^2 + j e^{j\psi_i} \dot{\psi}_i^2) \\ &\quad + L_{i,ps} \{-e^{j(\chi_i + \chi_i^*)} \ddot{\chi}_i^2 + j e^{j(\chi_i + \chi_i^*)} \ddot{\chi}_i\} \end{aligned} \quad (9)$$

各剛体に加わる力としては図 3 に示すように、以下のものを想定する。

- $F_{i,pv}, T_{i,pv}$ 燃焼圧による力ベクトル, トルク
(ピストン重心まわり換算)
- $F_{i,cy}, T_{i,cy}$ シリンダからピストンに働く力ベクトル, トルク
(ピストン重心まわり換算)
- $F_{i,p}$ ピストンからコンロッドに働く力ベクトル
- $F_{i,c}$ コンロッドからクランクに働く力ベクトル
- $T_{i,p}$ ピストンピンに働く摩擦トルク
- $T_{i,c}$ クランクピンに働く摩擦トルク
- $T_{i,fj}$ クランク軸受部の摩擦トルク
- $T_{i,PR}$ 動力取り出し部に働くトルク
- $T_{i,m}$ 後輪軸に働く平均トルク (一定)

i 気筒ピストンの質量を $m_{i,ps}$, 慣性能率を $I_{i,ps}$, コンロッドの質量を $m_{i,cn}$, 慣性能率を $I_{i,cn}$ とすると、ピストン系, コンロッド系の運動方程式はそれぞれ次のようになる。

$$m_{i,ps} \cdot \ddot{r}_{i,ps} = F_{i,pv} + F_{i,cy} - F_{i,p} \quad (10)$$

$$I_{i,ps} \cdot \ddot{\chi}_i = -(r_{i,p} - r_{i,ps}) \times F_{i,p} + T_{i,pv} + T_{i,cy} - T_{i,p} \quad (11)$$

$$m_{i,cn} \cdot \ddot{r}_{i,cn} = F_{i,p} - F_{i,c} \quad (12)$$

$$I_{i,cn} \cdot \ddot{\psi}_i = (r_{i,p} - r_{i,cn}) \times F_{i,p} - (r_{i,c} - r_{i,cn}) \times F_{i,c} + T_{i,p} - T_{i,c} \quad (13)$$

また、クランクの慣性能率を I_{CR} , 後輪軸廻り換算でのクランク以外の回転部 (後輪, ミッションなど) の慣性能率を I_{bo} , 後輪の回転加速度を $\ddot{\theta}_{bo}$ とすると、全体座標系におけるクランク軸及び後輪軸換算での回転成分運動方程式は、以下のようになる。

$$I_{CR} \cdot \ddot{\Theta} = \sum_{i=1}^M (r_{i,c} \times F_{i,c} + T_{i,c}) - T_{PR} - T_{fj} \quad (14)$$

$$I_{bo} \cdot \ddot{\theta}_{bo} = \mu T_{PR} - T_m \quad (15)$$

ここで、 M は気筒数, μ は減速比である。

式 (2) - (15) を M 気筒エンジンについて整理すると運動方程式は各剛体の回転自由度のみに集約され、式 (16) のようになる。

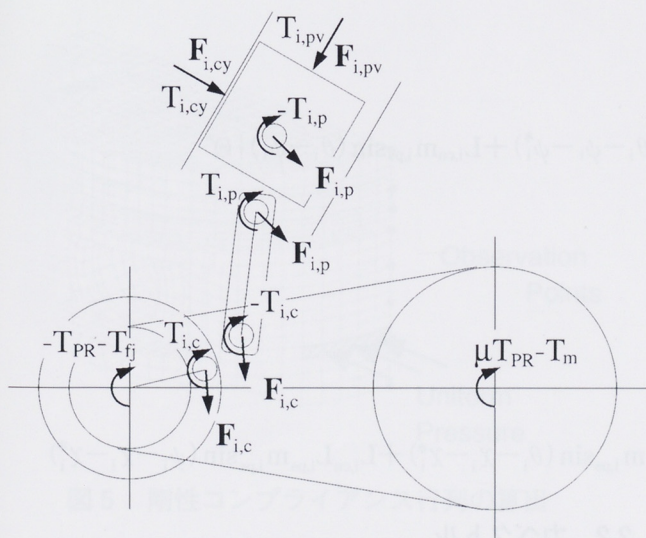


図 3 自由物体線図

$$\begin{bmatrix}
 C1\theta & C1\phi_1 & C1\chi_1 & C1\phi_2 & C1\chi_2 & \cdots & C1\phi_i & C1\chi_i & \cdots & C1\phi_M & C1\chi_M \\
 C2\theta_1 & C2\phi_1 & C2\chi_1 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\
 C3\theta_1 & C3\phi_1 & C3\chi_1 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\
 C2\theta_2 & 0 & 0 & C2\phi_2 & C2\chi_2 & \cdots & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\
 C3\theta_2 & 0 & 0 & C3\phi_2 & C3\chi_2 & \cdots & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\
 \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots \\
 C2\theta_i & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & C2\phi_i & C2\chi_i & \cdots & 0 & 0 \\
 C3\theta_i & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & C3\phi_i & C3\chi_i & \cdots & 0 & 0 \\
 \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\
 C2\theta_M & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & \cdots & C2\phi_M & C2\chi_M \\
 C3\theta_M & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & \cdots & C3\phi_M & C3\chi_M
 \end{bmatrix}
 \begin{bmatrix}
 \ddot{\Theta} \\
 \ddot{\phi}_1 \\
 \ddot{\chi}_1 \\
 \ddot{\phi}_2 \\
 \ddot{\chi}_2 \\
 \vdots \\
 \ddot{\phi}_i \\
 \ddot{\chi}_i \\
 \vdots \\
 \ddot{\phi}_M \\
 \ddot{\chi}_M
 \end{bmatrix}
 =
 \begin{bmatrix}
 f1 \\
 f2_1 \\
 f3_1 \\
 f2_2 \\
 f3_2 \\
 \vdots \\
 f2_i \\
 f3_i \\
 \vdots \\
 f2_M \\
 f3_M
 \end{bmatrix} \quad (16)$$

ただし、各係数は次のようになる。

$$\begin{aligned}
 C1\theta &= I_{CR} + \frac{I_{bo}}{\mu^2} + \sum (m_{i,ps} + m_{i,cn}) \cdot R_{i,c}^2 \\
 C1\phi_i &= R_{i,c} \{ L_{i,cn} m_{i,ps} \cos(\theta_i - \phi_i) + L_{i,cg} m_{i,cn} \cos(\theta_i - \phi_i - \phi_i^*) \} \\
 C1\chi_i &= R_{i,c} L_{i,ps} m_{i,ps} \cos(\theta_i - \chi_i - \chi_i^*) \\
 f1 &= \sum \{ r_{i,c} \times (F_{i,pv} + F_{i,cy}) + T_{i,c} \} - T_{\bar{f}} - \frac{T_m}{\mu} \\
 &\quad + \sum R_{i,c} [\{ L_{i,cn} m_{i,ps} \sin(\phi_i - \theta_i) + L_{i,cg} m_{i,cn} \sin(\phi_i + \phi_i^* - \theta_i) \} \dot{\phi}_i^2 + L_{i,ps} m_{i,ps} \sin(\chi_i + \chi_i^* - \theta_i) \dot{\chi}_i^2] \\
 C2\theta_i &= R_{i,c} \{ L_{i,cn} m_{i,ps} \cos(\theta_i - \phi_i) + L_{i,cg} m_{i,cn} \cos(\theta_i - \phi_i - \phi_i^*) \} \\
 C2\phi_i &= I_{i,cn} + L_{i,cg}^2 m_{i,cn} + L_{i,cn}^2 m_{i,ps} \\
 C2\chi_i &= L_{i,cn} L_{i,ps} m_{i,ps} \cos(\phi_i - \chi_i - \chi_i^*) \\
 f2_i &= T_{i,p} - T_{i,c} + (r_{i,c} - r_{i,p}) \times (F_{i,pv} + F_{i,cy}) + R_{i,c} \{ L_{i,cg} m_{i,cn} \sin(\theta_i - \phi_i - \phi_i^*) + L_{i,cn} m_{i,ps} \sin(\theta_i - \phi_i) \} \dot{\Theta}^2 \\
 &\quad + L_{i,cn} L_{i,ps} m_{i,ps} \sin(\chi_i + \chi_i^* - \phi_i) \dot{\chi}_i^2 \\
 C3\theta_i &= R_{i,c} L_{i,ps} m_{i,ps} \cos(\theta_i - \chi_i - \chi_i^*) \\
 C3\phi_i &= L_{i,cn} L_{i,ps} m_{i,ps} \cos(\phi_i - \chi_i - \chi_i^*) \\
 C3\chi_i &= I_{i,ps} + L_{i,ps}^2 m_{i,ps} \\
 f3_i &= (r_{i,p} - r_{i,ps}) \times (F_{i,pv} + F_{i,cy}) + T_{i,pv} + T_{i,cy} - T_{i,p} + R_{i,c} L_{i,ps} m_{i,ps} \sin(\theta_i - \chi_i - \chi_i^*) + L_{i,cn} L_{i,ps} m_{i,ps} \sin(\phi_i - \chi_i - \chi_i^*)
 \end{aligned}$$

各力ベクトルを後述する方法によって求め、
 $r_{i,c}, r_{i,p}, r_{i,ps}$ および $\dot{r}_{i,c}, \dot{r}_{i,p}, \dot{r}_{i,ps}$ の初期値が与えられれば、式 (16) から各剛体の角加速度が算出される。
 これを数値積分することによって、挙動解析を行うことができる。

2.2 カベクトル

2.2.1 燃焼圧

燃焼圧は基本的に図 4 のような実測データを用い、ピストン頭部に均等に分布しているものとして、ピストン重心部に働く力ベクトル $F_{i,pv}$ およびトルク $T_{i,pv}$ を計算する。

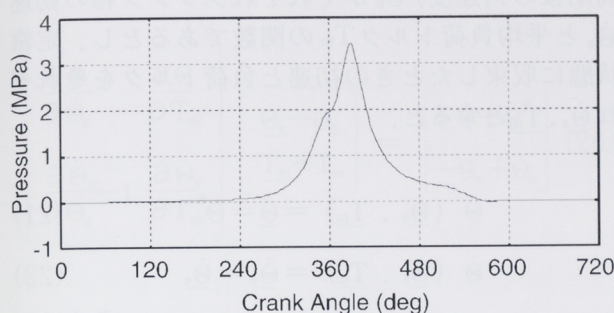


図4 燃焼圧

2.2.2 シリンダ反力

ピストン-シリンダ間の接触力は、ピストンをスカート部の変形を考慮した弾性体として扱う。ピストン形状およびシリンダ形状は熱膨張やシリンダの締め付け変形等を考慮した実稼働時の形状を使用し、接触解析を行なうことによってシリンダ反力を求める。

図5のようにピストンFEMモデルの対称面上に複数の観測点を設け、ある観測点付近に面圧を加えた時の各点の変位を求める。

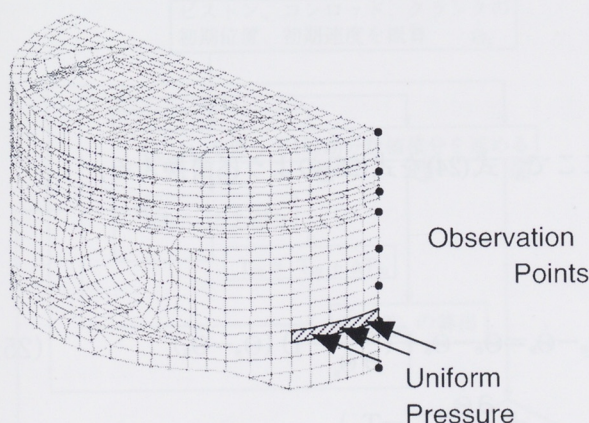


図5 剛性コンプライアンス行列の算出

観測点数を n とし、 k 番目の観測点付近に面圧を加えた時の荷重を F_k 、そのときの l 番目の点の変位を δ_{lk} とすると、ピストンの剛性コンプライアンス行列 C_{pis} は次のようになる。

$$C_{pis} = \begin{bmatrix} \delta_{11}/F_1 & \delta_{21}/F_1 & \cdots & \delta_{n1}/F_1 \\ \delta_{12}/F_2 & \delta_{22}/F_2 & \cdots & \delta_{n2}/F_2 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \delta_{1n}/F_n & \delta_{2n}/F_n & \cdots & \delta_{nn}/F_n \end{bmatrix} \quad (17)$$

この剛性コンプライアンス行列を使用し、MSC/NASTRANのGAP要素⁽⁸⁾と同様の計算を行なうことによって、ピストン-シリンダ間の接触力を求めている。すなわち、ピストン-シリンダ間に Y_i^y 軸方向にのみ力が働くバネ要素を n 個設け、接触時には堅いバネ定数 K_a による力が、非接触時には柔らかいバネ定数 K_b による力が働く。また、 i 番目の観測点における、ピストン-シリンダの干渉量を λ_k とすると、このバネ要素(GAP要素)の剛性コンプライアンス行列は次のようになる。

$$C_{gap} = \begin{bmatrix} 1/K_1 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 1/K_2 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & 1/K_n \end{bmatrix} \quad (18)$$

$$K_k = \begin{cases} K_a & (\lambda_k > 0) \\ K_b & (\lambda_k \leq 0) \end{cases}$$

ピストンの Y_i^y 軸方向速度から求まる減衰力ベクトルを F_{damp} とすると、ピストン-シリンダ間の接触力ベクトル F_{sti} と変形量ベクトル Y との関係は以下のようになる。

$$(C_{pis} + C_{gap}) F_{sti} + C_{pis} F_{damp} = Y \quad (19)$$

式(19)を満たす F_{sti} 、 Y について、Newtonの反復法を用いることによってその解を求める。

反復計算における増分変位を ΔF_{sti} ，増分荷重を ΔY とすると，式(20)によるエネルギー誤差 E_w が得られる．このエネルギー誤差を誤差関数とし反復計算を行なうことにより， F_{sti} ， Y を決定する．

$$E_w = \frac{\sum_k |\Delta F_{sti(k)} \times \Delta Y_{(k)}|}{\sum_k |F_{sti(k)} \times Y_{(k)}|} \quad (20)$$

また，ピストン-シリンダ間の摩擦力については，図6のようなストライベック線図(9)を用い，油膜による流体潤滑から境界潤滑への移行を考慮できるようにした．

2.2.3 摩擦トルク

ピストンピン，クランクピン，クランク軸受に働く摩擦トルクについてはゾンマーフェルト数(9)を用いて算出する．

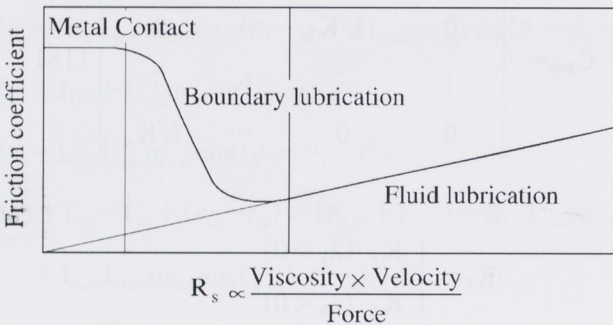


図6 ストライベック線図

2.2.4 平均負荷トルク

本ピストン挙動解析プログラムでは，クランク軸に強制回転変位を与えるのではなく，燃焼圧力を外力として与え，この燃焼圧力と平均負荷トルクおよびモデル内部で消費される力を自動的にバランスさせることにより，指定した回転数 $\dot{\theta}^*$ で安定して定常運転できるようにした．これによって，内燃機関の特徴である回転変動を再現できるようにした．

クランク軸の平均角速度 $\dot{\theta}$ とクランク軸の終速(一周後の角速度) $\dot{\theta}_e$ がそれぞれクランク軸の初速 $\dot{\theta}_s$ と平均負荷トルク T_m の関数であるとし，定常状態に収束したときの初速と負荷トルクをそれぞれ $\dot{\theta}_s$ ， T_m とすると，

$$\dot{\theta}(\dot{\theta}_s, T_m) = \dot{\theta} = \dot{\theta}^* \quad (21)$$

$$\dot{\theta}(\dot{\theta}_s, T_m) = \dot{\theta}_e = \dot{\theta}_s \quad (22)$$

となる．

式(21)はクランク軸の平均角速度が指定の回転角速度に等しい事を意味し，式(22)はクランクが1周期回転した時点で初速と等しい速度を示すことを意味する．

式(21)，(22)を満足する $\dot{\theta}_s$ と T_m を求めるために，一般的なニュートン法を用いると，次の式が得られる．

$$\dot{\theta} - \dot{\theta}^* = \dot{\theta} - \dot{\theta}^* + \frac{\partial \dot{\theta}}{\partial \dot{\theta}_s} (\dot{\theta}_s - \dot{\theta}_s) + \frac{\partial \dot{\theta}}{\partial T_m} (T_m - T_m) \quad (23)$$

$$\dot{\theta}_e - \dot{\theta}_s = \dot{\theta}_e - \dot{\theta}_s + \frac{\partial \dot{\theta}_e}{\partial \dot{\theta}_s} (\dot{\theta}_s - \dot{\theta}_s) + \frac{\partial \dot{\theta}_e}{\partial T_m} (T_m - T_m) \quad (24)$$

ここで，式(24)を式(25)のように書換える．

$$\begin{aligned} \dot{\theta}_e - \dot{\theta}_s = & \dot{\theta}_e - \dot{\theta}_s + \left(\frac{\partial \dot{\theta}_e}{\partial \dot{\theta}_s} - 1 \right) (\dot{\theta}_s - \dot{\theta}_s) \\ & + \frac{\partial \dot{\theta}_e}{\partial T_m} (T_m - T_m) \end{aligned} \quad (25)$$

式(23)，(25)をマトリクス形式に整理し，式(21)，(22)を考慮すると，

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial \dot{\Theta}}{\partial \dot{\Theta}_s} & \frac{\partial \dot{\Theta}}{\partial T_m} \\ \frac{\partial \dot{\Theta}_e}{\partial \dot{\Theta}_s} - 1 & \frac{\partial \dot{\Theta}_e}{\partial T_m} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\Theta}_s - \dot{\Theta} \\ T_m - T_m \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\dot{\Theta} + \dot{\Theta}^* \\ -\dot{\Theta}_e + \dot{\Theta}_s \end{bmatrix} \quad (26)$$

となる。

式 (26) の左辺マトリクス項の各偏微分はそれぞれ初速と負荷トルクに微小変化を与えて1周期分の数値積分を行なった時の $\dot{\Theta}$, $\dot{\Theta}_e$ の変化を求めれば計算できる。

そこで、図 7 のように、 $\dot{\Theta}_s$, T_m に微小変化を与えて、式 (16) に代入し、予測子修正子法を用いて計 4 周期分の計算をすることによって、クランクの初速 $\dot{\Theta}_s$ と平均負荷トルク T_m が求まる。

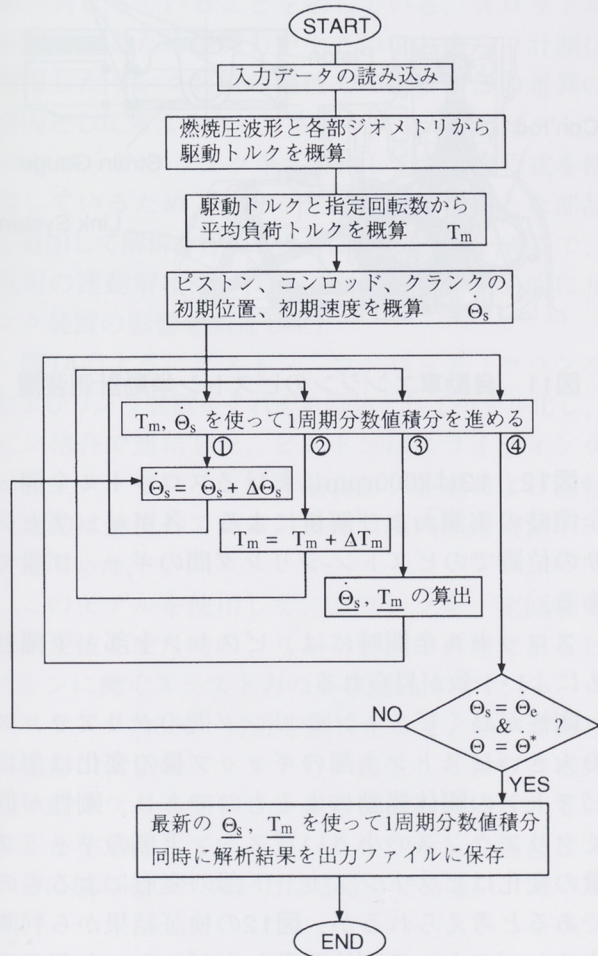


図 7 平均負荷トルク算出のフローチャート

3 実験検証

3.1 2輪車用2サイクルエンジンのピストン挙動

本プログラムによる解析結果の妥当性を検証するため、オートバイ用2サイクル単気筒小型エンジンについてピストン挙動を実測した。図8のようにスラスト側、反スラスト側のシリンダ壁面に各3個づつ計6個の渦電流型ギャップセンサをシリンダ壁面に設置し、ピストンがどの位置にあっても常時最低2対のセンサー出力が得られるようにした。

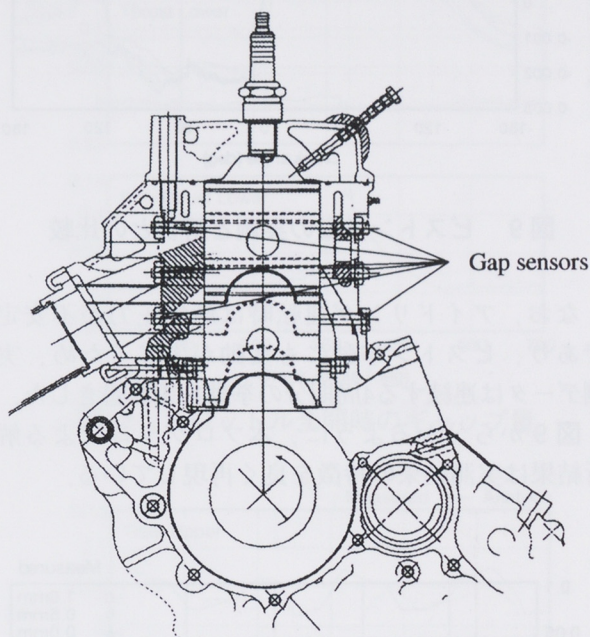


図 8 2サイクルエンジンのピストン挙動計測装置

図 9 にアイドル運転時におけるピストン重心位置の横方向変位と傾斜角度の実測値とシミュレーション結果を示す。

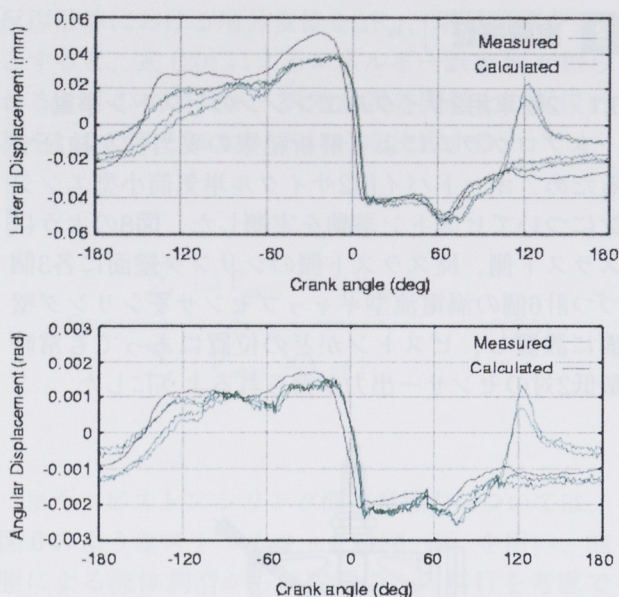


図9 ピストン挙動の実測と解析との比較

なお、アイドリング運転時は燃焼圧力が不安定であり、ピストン挙動にも変動が生じるため、実測データは連続する4周期分の挙動を重ね書きした。

図9から分かるように、本プログラムによる解析結果は実測結果の特徴を良く再現している。

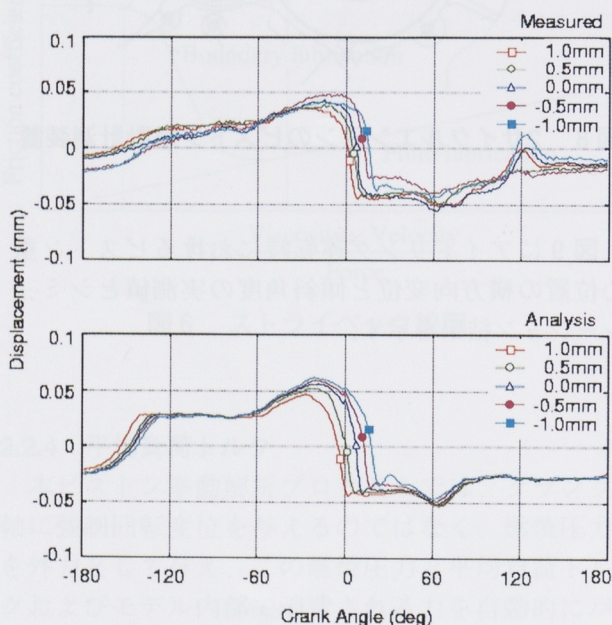


図10 ピストンピンオフセットによるピストン挙動の変化

また、同エンジンを用いて、ピストンピンオフセットをスラスト側1.0mmから反スラスト側1.0mmまで変化させた時の、実測と解析によるピストンの横方向の変位を図10に示す。ピストンピンオフセットによるピストンスラップタイミングの変化などが、実測と解析でよく対応しているのがわかる。

3.2 自動車用4サイクルエンジンのピストン挙動

図11は自動車用4サイクル4気筒エンジンの実働時のピストン挙動および応力測定に使用したピストンとセンサーケーブル取り出しのためのリンク機構である。

この例では、4つの渦電流型ギャップセンサと1つの歪ゲージをピストンに設置し、コンロッドに取り付けたリンク装置を介してセンサーケーブルを取り出した。

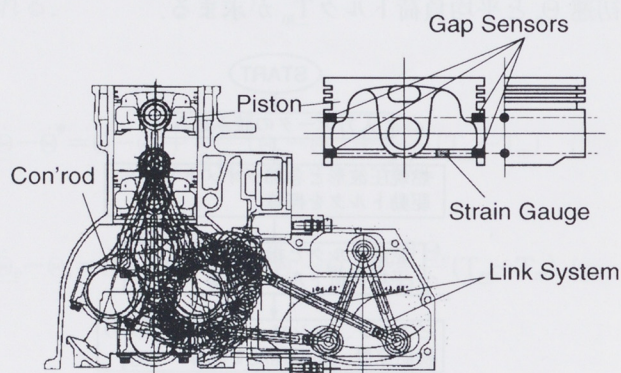


図11 自動車エンジンのピストン挙動計測装置

図12、13は2000rpmにおけるスロットル全開・全閉時の実測および解析による、各ギャップセンサの位置でのピストン-シリンダ間のギャップ量である。

スロットル全開時には、ピストン上部・下部ともにより一致が見られる。

剛性が高くピストン-シリンダ間のクリアランスの大きいピストン上部のギャップ量の変化は主にピストンの剛体運動によるものであり、剛性が低くクリアランスの小さいピストン下部のギャップ量の変化はピストンスカート部の変形によるものであると考えられるが、図12の検証結果から判断するとピストンの剛体運動およびスカート部の変形をよく予測できているといえる。

しかし、詳細に比較すると、ピストン下部では反スラスト側の爆発上死点付近（クランク角 360° から 480° ）でのギャップ量の増減の傾向が若干異なっている。このギャップ量の増減はピストンスカート部の弾性変形によるものであるが、本プログラムではスカート変形の計算においてシリンダとの接触計算を2次元化して行っており、スカートの接触する幅を固定して計算している。一方、実際の現象は、筒内圧とともにスカート接触面積が変化していると考えられ、さらなる計算精度向上のためにはピストン-シリンダの接触計算時に3次元曲面の接触による接触面積の変化を考慮する必要があると考えられる。

また、スロットル全閉時においては、爆発力が小さいため、ピストン下部でのスカート変形によるギャップ量の増加はほとんど見られない。しかし、この場合にはピストン上部のギャップ量で実験と解析に差が見られる。すなわちピストンの剛体運動が異なっていることを示している。スロットル全閉であるため爆発力が小さいことから、計測に使用したリンク装置の慣性力の影響がこの差異の原因として考えられる。本プログラムではピストン-コンロッド-クランク系に特化した運動方程式を使用しているため、リンク装置のような新たな部品を追加して解析を行なうことは困難である。そこで、汎用の運動解析プログラムを使用して簡易的にリンク装置の影響を調査した。

図14のようにピストン、コンロッド、クランクおよびリンク装置をそれぞれ剛体としてモデル化し、ピン結合で連結した。ピストンはスライディングジョイントでシリンダと結合し、並進および回転の運動は無視している。また、筒内圧は実測データを用いた。

このモデルを使用して、クランクを一定回転で強制変位させた時の、リンク装置の有無によるピストンに働くスラスト力の差を図15に示す。

クランク角 360° 付近を例にとると、リンクありの場合には正のスラスト力が発生しており、ピストンはスラスト側シリンダ壁に押し付けられていることを意味しているが、リンクなしの場合ピストンに加わるスラスト力はほぼ0である。

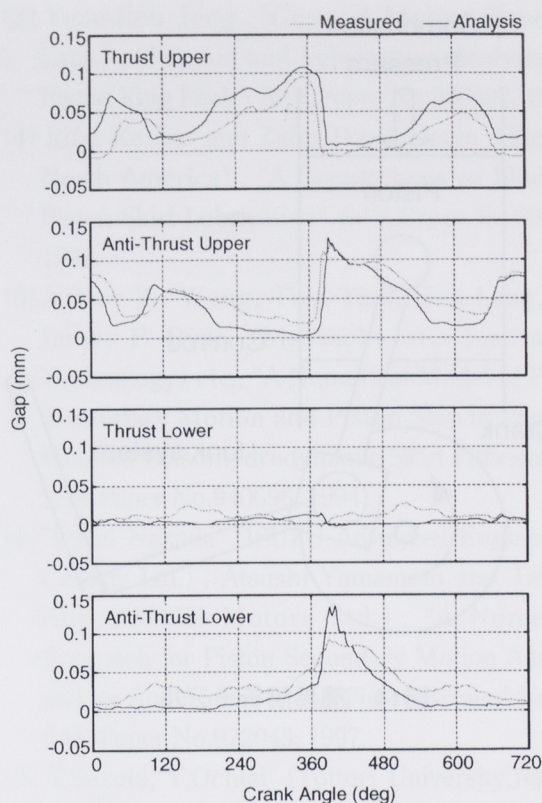


図12 スロットル全開時のギャップ量

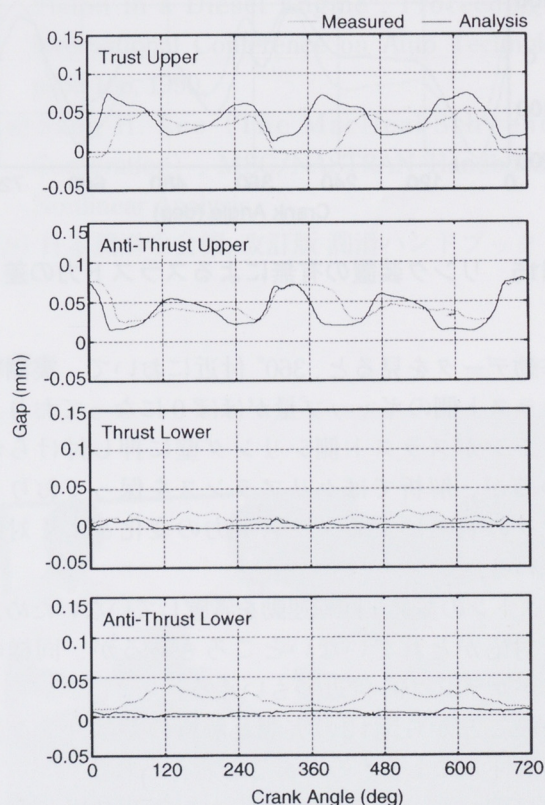


図13 スロットル全閉時のギャップ量

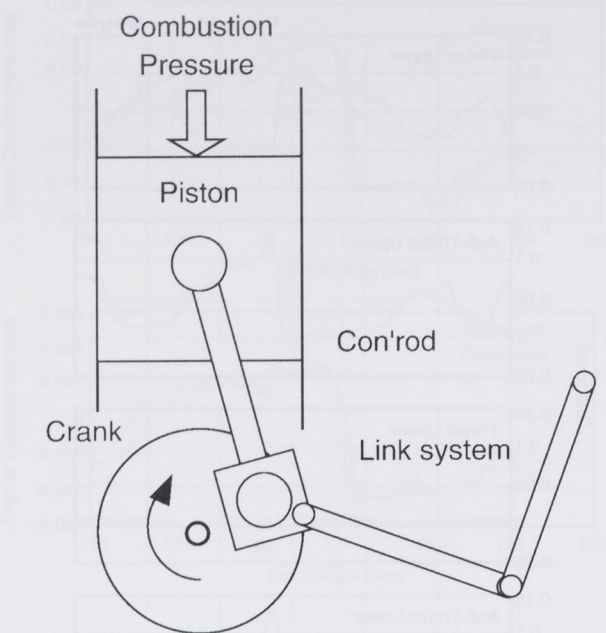


図14 簡易解析モデル

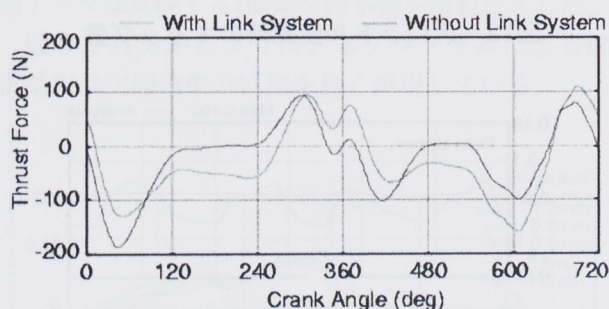


図15 リンク装置の有無によるスラスト力の差

挙動データを見ると、360°付近において、実測ではスラスト側のギャップ量がほぼ0になっており、ピストンがスラスト側シリンダ壁に押し付けられているが、解析ではクリアランスを保っており、リンクの有無によるスラスト力の変化とよく対応している。

ピストンの並進・回転運動を考慮していないため、若干対応がとれていないところもあるが、同様のことがクランク0°付近でもいえる。

このことから図13の実測と解析の差はリンク装置の慣性力によるものであると考えられる。

次に図16にスカート部の応力の実測結果と解析結果を示す。

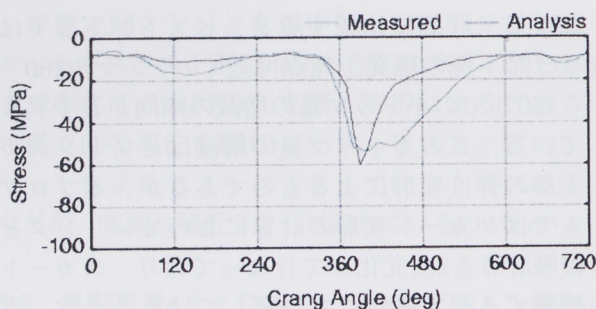


図16 スカート応力の比較

実測結果は図11の歪ゲージによる実働時の応力である。解析による応力値は次のように算出した。

挙動解析からは図17のようなピストンスカート部の変形量と接触力分布を得る。この接触力分布を使用してFEM応力解析(図18)を行ない、図11の歪ゲージ設置位置における応力値をプロットした。

応力解析結果(図16)においても、実測と解析は概ねよい一致を示しており、ピストン-シリンダ間の接触力分布の計算についても妥当であると考えられる。しかし、ギャップ量での検証と同様に、クランク角480°付近の応力値に若干違いが見られる。これは、先に述べたようにスカート変形の3次元性を考慮していないことによるものであると考えられる。

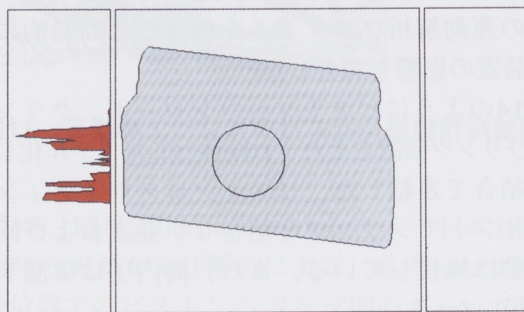


図17 挙動解析による接触力

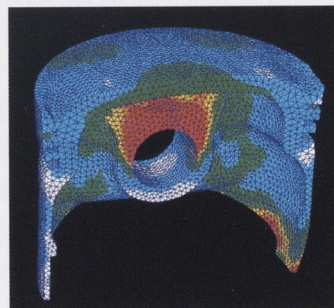


図18 FEM応力解析結果

設計においてはエンジンの静粛性に対する要求が高くなっており、ピストンスラップによる振動・騒音の低減のためピストンの軽量化やピストンクリアランスの減少といった対策も用いられているが、それらがピストンの破損、焼き付きといった問題につながる場合もある。

2サイクルエンジンにおいては高出力化にともなう吸・排気ポートの大型化により、ピストンとポートとの干渉による打音といった問題もある。

これらについて詳細に検討を行なうためには、ピストン-シリンダ間の接触計算を3次元的に解析することが不可欠であると考ええる。

4 おわりに

- (1) 本プログラムによって解析したピストン挙動は実働時のエンジン内のピストン挙動とよく一致しており、解析モデルの妥当性が確認できた。
- (2) 本プログラムから得られるピストン接触力分布を使用した FEM 解析によるピストンスカート部の応力は実働時のスカート応力とよく対応しており、ピストン接触力分布の予測精度が高いことが確認された。
- (3) 更に精度の高い挙動および接触力分布の予測をするためには、3次元形状を用いたピストン-シリンダ間の接触計算が必要であると考えられる。

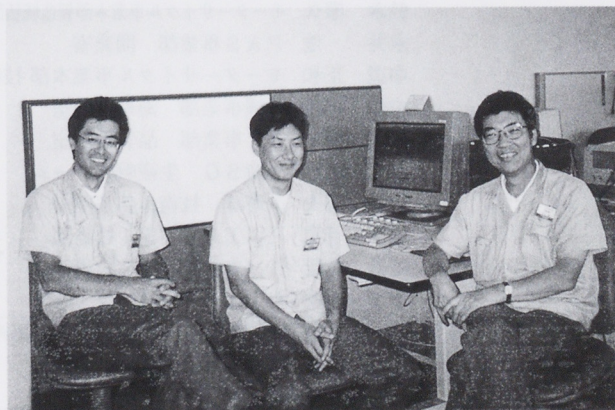
最後に、本プログラムの開発にあたり、検証データ計測に多大な協力をいただいた当社モーターサイクル事業部、自動車エンジン事業部の実験スタッフの皆様に感謝の意を表する。

参考文献

- (1) N.Tsuchida, H.Tsuzuku (Yamaha Mo.Co.,Ltd.), "Piston Friction Losses in High Speed Engines", SAE Paper No.911230, 1991.
- (2) H.Mehmet Uras and Donald J.Patterson (The University of Michigan), "Measurement of Piston and Ring Assembly Friction Instantaneous IMEP Method", SAE Paper No.830416, 1983.

- (3) Yeau-Ren Jeng (General Motors Research Labs.), "Friction and Lubrication Analysis of a Piston Ring Pack", SAE Paper No.920492, 1992.
- (4) Rifat Kerbar and Zafer Dursunkaya (Ricardo North America), "A Comprehensive Model of Piston Skirt Lubrication", SAE Paper No.920483, 1992.
- (5) Victor W. Wong, Tian Tian, Hua Lang, and James P. Ryan (Massachusetts Institute of Technology) etc., "A Numerical Model of Piston Secondary Motion and Piston Slap in Partially Flooded Elastohydrodynamic Skirt Lubrication", SAE Paper No.940696, 1994.
- (6) Teruo Nakada (ISUZU Advanced Engineering Center, Ltd.), Atsushi Yamamoto and Takeshi Abe (ISUZU Motors Ltd.), "A Numerical Approach for Piston Secondary Motion Analysis and its Application to the Piston Related Noise", SAE Paper No.972043, 1997.
- (7) T.Suzuki, Y.Ochiai (Tottori University, Japan), and N.Sagishima (Sanyo Electric Co.Ltd., Japan), "Detailed Study of the Secondary Motion of a Piston in a Diesel Engine", Proceedings of International Conference on Auto Technology, p159-166, 1990.
- (8) Sang H. Lee (The MacNeal-Schwendler Corporation), MSC/NASTRAN Handbook for Nonlinear Analysis.
- (9) 日本潤滑学会編, 改訂版 潤滑ハンドブック

●著者



● 編集後記 ●

Y2K、今やコンサイズにも載っていると言う、秒読みが迫っている。ノストラダムスは解っていたのだろうか。米国では備蓄を個人で相当進めているらしい。会社だけではなく個人の生活防衛も必要である。

どうもシンプルな生き方と2000年問題との間には実際に関係が有りそうである。もう一度原点回帰と言われても、今更便利になったものが元には戻れない。我々は現在あまりにもテクノロジーに依存しているので、今やそれなしでは生きていけない。今更ながら自立した生き方からいかに遠く離れてしまったかを考えてしまう。例えば夜電気が消えてしまえば真っ暗で読書も出来ない。食料品店で食べ物が手に入らなければ飢え死にってしまう。寒冷地で熱を得る事が出来なければ凍え死んでしまう。

もはや自分自身の面倒を見切れなくなっているためどうすれば自立できるのか解らなくなっている様な気がする。テクノロジー漬けの自分をもう一度考える良い機会と思っている。

この技報が皆さんの手に届くころにはほぼ全ての事に目処が立って、準備万端となっていたいものである。(橋本)

1999年7月が無事終わった。と思いきや、私がこの編集後記を書いているとは、やはりノストラダムスの予言通り。.....

さて、4月より技報の事務局となりましたので今回が初めての発行となりました。今回は、14編の記事と少々少なめですがボリュームは以前と変わらず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。“組織力より個人力”といわれる昨今ですが、『技報』に関しては皆様のご協力なしでは完成しないものと感じました。また、皆様の技術向上へのチャレンジに触れることができたことに感謝します。私自身もチャレンジ精神は持ち続けていきたいと思います。

今後も充実した『技報』になるように、執筆していただいたものをより多くアピールできる場所にしていきたいと思います。皆様の記事をお待ちしております。全世界への1ページをあなたも如何ですか？(梶原)

◆ヤマハ発動機技報編集委員 (1999年8月現在)

編集委員長	齋藤 正芳	研究開発センター
編集副委員長	寺井 康晴	プロセスエンジニアリングセンター
編集委員	板垣 孝文	スカイ事業部
	河野 俊平	舟艇事業部 技術室
	米谷 俊一	研究開発センター 基盤技術研究室
	佐藤 敏光	GHP事業部 開発室
	鈴木 幸次郎	IM事業部 技術室
	鈴木 隆	(株)ワイ・イー・シー 第3技術部
	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
	永井 浩	PAS事業部 開発室
	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
	袴田 得一	CV事業部 品質保証室
	橋本 正喜	生産SG 生産戦略チーム
	浜村 紀夫	創輝(株) 技術本部 開発室
	松下 行男	三信工業(株) 第1技術部
	松長 伸彦	AM事業部 第3技術部
	森下 紀夫	森山工業(株) 技術部
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>

ヤマハ発動機 技報 第28号

YAMAHA MOTOR TECHNICAL REVIEW

印刷	1999年8月27日
発行	1999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	永易 均
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

