

YAMAHA MOTOR

TECHNICAL REPORTS

ヤマハ技術会 技報

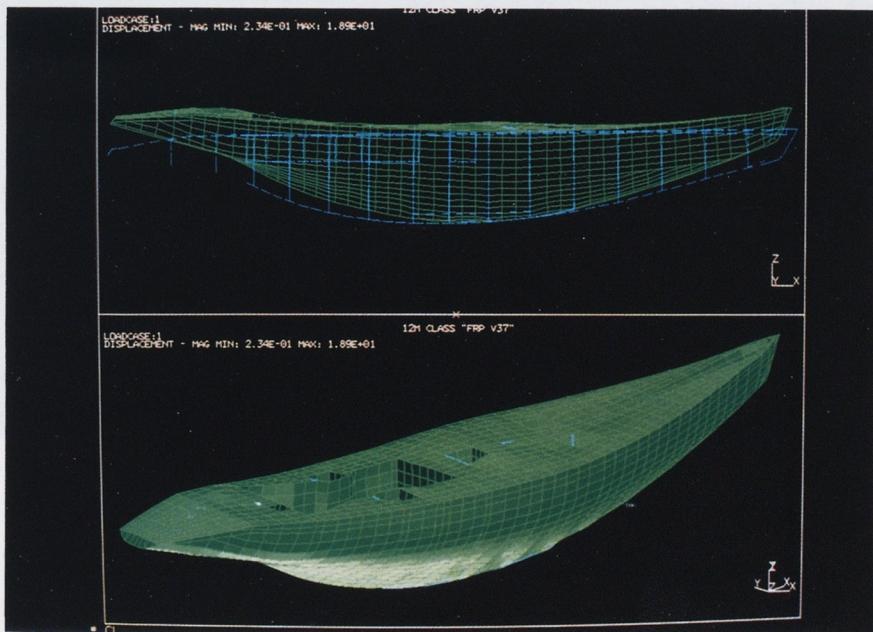
No.11



1991-3



ハイパフォーマンスと高いツーリング機能を兼ね備えたFJ1200A
(35頁の本文参照)



レーシングヨットの荷重時の船体たわみ解析結果例
(1頁の本文参照)



テスト前



テスト後

耐久テストに用いた歯面状態の例
(8頁の本文参照)



2年連続優勝を飾ったソーラーボート
チーム「太陽がいっぱい」
(53頁の本文参照)

目次

技術論文

1. CAEを利用したレーシングヨットの開発	小杉 隆司 永海 義博 古川 忠文	10
2. ギアの運転中における残留応力の変化	安達 修平	8
3. 組立ステーションにおける寄せの技術	大橋 幸生 今川 昌敏 大石 享志	15
4. スクータブレーキフィーリングの解析	水野 康文 杉崎 昌盛 斎藤 哲彦	22
5. 高速エンジンにおけるピストン摩擦損失の研究	土田 直樹 都竹 広幸	28

製品紹介

1. FJ1200Aの開発	橋本 政幸 安川 直孝 林 三智也 田島 嘉樹	35
2. ヤマハMD859KUH形エンジン	江川 登 松田 守弘 中島 真 藤野 誠治	45

特別寄稿

ソーラーボート チーム「太陽がいっぱい」	高橋 秀明	53
----------------------	-------	----

INDEX

TECHICAL REPORTS

1 . Development of Racing Yacht by Means of C.A.E.	T.Kosugi
	Y.Nagami
	T.Furukawa 1
2 . Change of Residual Stress Profile in Gear Surface during Operation	S.Adachi 8
3 . Maximum Efficiency Motion for Taking up Parts at Assembly Station	Y.Ohhashi 15
4 . Analysis of Braking Feeling of Scooter	Y.Mizuno
	M.Sugisaki
	T.Saitoh 22
5 . Study of Piston Friction Losses in High Speed Engines	N.Tsuchida
	H.Tuzuki 28

NEW PRODUCTS

1 . Development of FJ1200A	M.Hashimoto
	N.Yasukawa
	M.Hayashi
	Y.Tajima 35
2 . YAMAHA MD859KUH Type Diesel Engine	N.Egawa
	M.Matsuda
	M.Nakajima
	S.Fujino 45

GUEST FORUM

Solar Boat	Team「Taiyo ga Ippai」	H.Takahasi 53
------------	----------------------	---------------------

技術論文

C A E を利用したレーシングヨットの開発

Development of Racing Yacht by Means of C.A.E.

小杉 隆司*
Takashi Kosugi永海 義博**
Yoshihiro Nagami古川 忠文***
Tadahumi Furukawa

要 旨

最近は、有限要素法（F E M）による構造解析を中心としたC A Eが設計に広く取り入れられ、大いに役立ちはじめている。この流れの中で、マリン部門の設計においてもC A Eを活用して、設計精度や効率の向上を図ろうとしている。例えば、ヨットの設計では従来から行われている排水量計算や帆走性能計算などに加えて、3次元C A Dによる船型設計や2次元C A Dによる構造設計、さらにF E Mによる構造解析が取り入れられはじめている。特に、構造解析は3年ほど前からのアメリカズ・カップ挑戦艇の開発に呼応して精力的にその手法開発が行われてきた。最近の高級レーシングヨットの艇体はC F R Pなどの複合材料を用いたハニカムコア材のサンドイッチ構造積層板から構成され、その異方性材料の解析が重要なのである。

なお、本件は工業調査会刊の月刊誌「CAD & CIM」1990. 5, No.14に掲載されたものである。

は じ め に

最近のマリンブームの中で、日本においてもヨ

* マリン事業本部 技術管理部

** マリン事業本部 アメリカズカップ室

*** 技術本部 要素研究部

Abstract

Recently, C A E, centering around structural analysis by using a finite element method (FEM), has been widely applied for, and of great service to designing. Under the situation, the Marine Division is planning to improve precision and efficiency of designing by using C A E as well. For example, in designing a yacht, in addition to displacement calculation and sailing performance calculation, a three-dimensional C A D for designing a type of a ship, a two-dimensional structural designing as well as structural analysis by FEM have started to be applied. Especially, application methods of the structural analysis have been actively developed to construct yachts for the Americas Cup since three years before. A body of recent luxury racing yachts are made of laminated plate sandwiched with honeycomb core materials which use composite materials such as C E R P, and it becomes increasingly important to analyze anisotropic materials.

This article was published on the No.14 issue of "C A D & C I M", a monthly magazine published by Industrial Research Foundation, in May 1990.

ットレースに対する関心が急速に高まりつつある。ヨットレースの最高峰である「アメリカズカップ」に日本から初挑戦という話や、アドミラルカップ、ケンウッドカップなどのビッグレースで日本艇の健闘などが聞かれるようになってきた。ここではレーシングヨット開発の概要を、C A Eの面から紹介する。

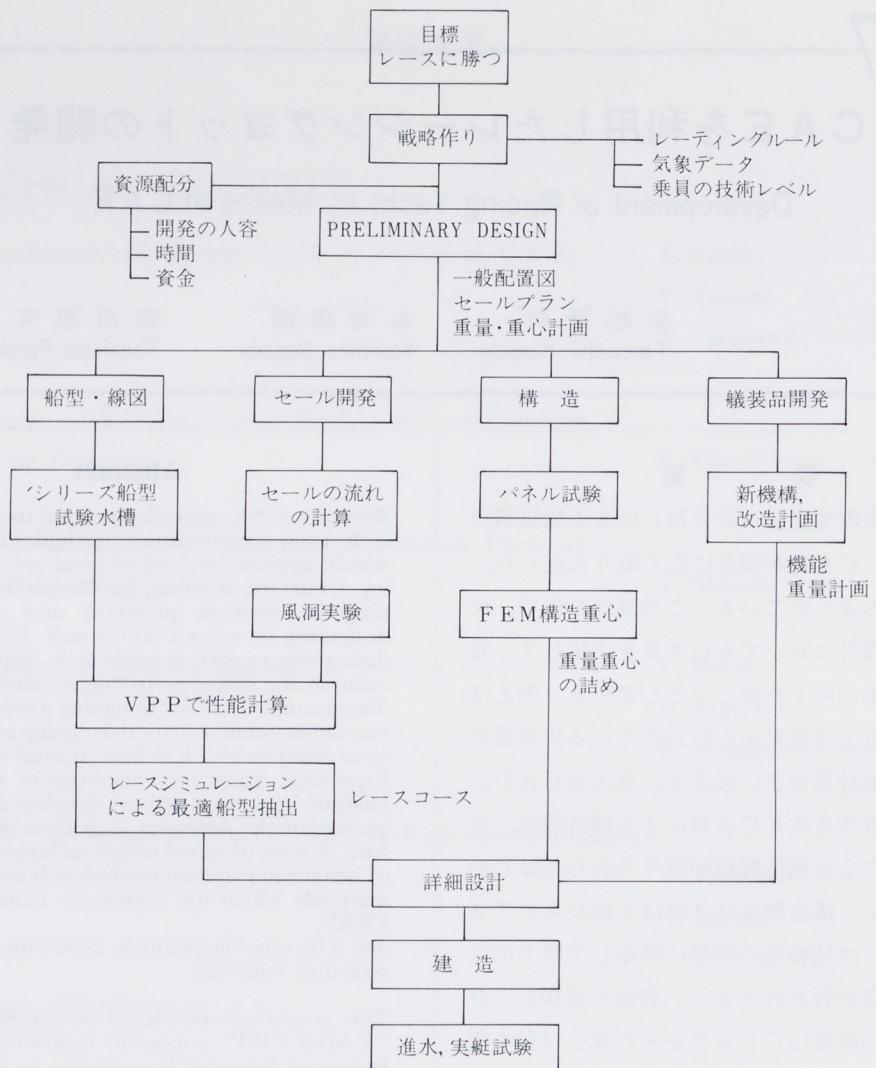


図1 レースに勝つためのフローチャート

開発ステップと C A E の役割

図1はレーシングヨットの開発プロセスの例である。数年前まではレース艇の開発といえば、1人の設計者がいて、個人の経験と感性に頼って行なわれていた。しかし、近年カーボンファイバーやケブラーといった先端素材の船体への利用や搭載する電子機器の進歩により、従来からの手法では勝てなくなってきた。高精度のシミュレーションや膨大な情報を迅速に処理するためには、どうして

もコンピュータや信頼性のある実験を駆使した開発が必要になってくる。コンピュータの利用は、各ステップで積極的に行なわれているが、主要な部分としてはつきの通りであろう。

- ① 気象データベースを使っての風向風速の統計解析
- ② 水槽実験用パラメトリック船型の線図作成
- ③ スーパーコンピュータを利用したキールやセールの流れの計算
- ④ VPP (Velocity Prediction Program)

による性能シミュレーション

- ⑤ F E Mによる構造解析
- ⑥ C A Dを利用した詳細設計
- ⑦ 実艇試験でのリアルタイム解析

コンピュータの利用によって従来よりさらに抵抗の少ない艇、さらに軽い艇の設計が短期間で可能になってきた。そして、このような開発手法で作られたレース艇の性能は、必ず上位クラスに位置することになる。

性能シミュレーション

ヨットの性能を決める大きな要因として、船体の水線長や幅、重量、あるいはセールの面積などがある。これらを決められたルールの範囲内でどのようなサイズにすれば、設定されたコースで最も早く帆走できるかを推定することは、基本計画時のポイントになる。車やプロペラで走る船は、抵抗=推力であるからその推定は比較的楽である。しかし、風のエネルギーで進むヨットは、斜めから受ける風の力から前進力を得るので、前進方向、横方向、横倒し力、旋回力の4つの運動の釣合を

考えねばならず、非常に複雑になる。この力の方程式を表わしたのが、図2である。この非線形の4元連立方程式を解くプログラムをV P Pと呼ぶ。求める解としては、速力、横流れ角、倒れ角、舵角である。

V P Pの難しさは、F E Mのような解析手法ではなく、個々の力をいかに精度よく推定するかという点にある。市販されているV P Pもあるが、これは一般的のプロダクションヨット用であり、とてもレース艇には使えない。いい換えれば、独自のV P Pをもっていない開発チームに勝算はないということになる。個々の力の推定は、船体については水槽実験から求め、セールについては風洞実験から基礎的な係数を求め、コンピュータによる流れの計算結果や経験則で補足して作り上げていく。

このV P Pを使って設計者は、重量、長さ、セール面積などを変えて、どの組合せが最も速いかを探っていく。また、V P Pの結果を使い、それにレースコースや予測される風速分布を考えて、レースでの勝算を計算するプログラムも利用される。

①推力(船の中心線方向)

$$\boxed{\text{セール推力}} - \boxed{\text{艇の風圧抵抗}} = \boxed{\text{摩擦抵抗}} + \boxed{\text{造波抵抗}} + \boxed{\text{波浪中抵抗増加}} + \boxed{\text{リーウェイによる誘導抵抗}}$$

艇、キール、ラダー

ヒールによる影響も考慮する

②横力

$$\boxed{\text{セール横力}} + \boxed{\text{艇の風圧抵抗}} = \boxed{\text{艇の横力}} + \boxed{\text{キール横力}} + \boxed{\text{ラダー横力}} + \boxed{\text{トリムタブ横力}} + \boxed{\text{波浪強制力}}$$

③傾斜モーメント

$$\boxed{\text{艇体+キール復原モーメント}} = \boxed{\text{セールの傾斜モーメント}} + \boxed{\text{RIG重量の傾斜モーメント}} + \boxed{\text{キール流体力による傾斜モーメント}} + \boxed{\text{波浪強制力}}$$

④ヨーモーメント

$$\boxed{\text{セールによるヨーモーメント}} + \boxed{\text{風による艇のヨーモーメント}} = \boxed{\text{艇体のヨーモーメント}} + \boxed{\text{キールのヨーモーメント}} + \boxed{\text{ラダー、トリムタブのヨーモーメント}} + \boxed{\text{波浪強制力}}$$

図2 釣合い方程式

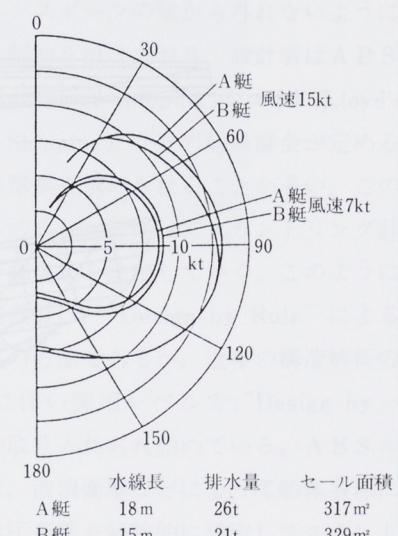


図3 POLAR CURVES

V P P の結果は数値とポーラカーブという形で出力される(図3参照)。ポーラカーブは風に対する艇の角度とそのときの速度を連続的に結んだもので、1つの風速に対して1つのポーラカーブが作成される。図のポーラカーブはA艇、B艇という要目の違う2艇の性能を表わしており、微風ではB艇、強風ではA艇が速いのがわかる。

線図とC A D

技術計算によって予測された性能にもとづいて、より詳細な船体の面創成が行なわれる。当然のことながら、船体は3次元の面から構成されているので、面を作り上げたり、そのできばえを評価することはたいへんやっかいな作業である。最近の船体設計におけるこれらの線や面のフェアリング計算は、もっぱら3次元C A Dシステムが利用されている。

図4はあるレーシングヨットの設計で検討した船体形状の例である。これらは3次元空間における構成点の座標値、線の構成や特性、あるいは面データをもっているので、面の編集に大いに役立

つ。さらに、このフェアリングされた線や面データに基づいて復原力計算や排水量などの船舶計算が行なわれる。そして、この計算結果が設計目標値に達するまで幾度となく船体形状の変更が繰返される。最終的な船体形状が決定された段階でラインズやオフセットテーブルが出来され、図面としての体裁が整えられる。

つぎに、この船体形状データは2次元C A Dシステムに受け渡され、詳細な設計が施される。ここでは2次元C A Dシステムを用いてデッキプランを検討したり、構造設計を行なうことになる。このシステムの主な特徴としては、日本語表示のオンスクリーンメニューによる使い勝手の向上、マクロ機能を利用した処理の簡便化、あるいはマルチウィンドウを用いた作業の合理化などが挙げられる。

一方、デッキプランを練るうえで艤装品の取付けも考慮しなければならない。この艤装部品は多くの場合、海外の部品メーカーから調達される。そして、最近ではこれらの部品はC A Dデータとしてフロッピディスクや磁気テープで送られてくるケースが増えている。そこで、I G E SやD X

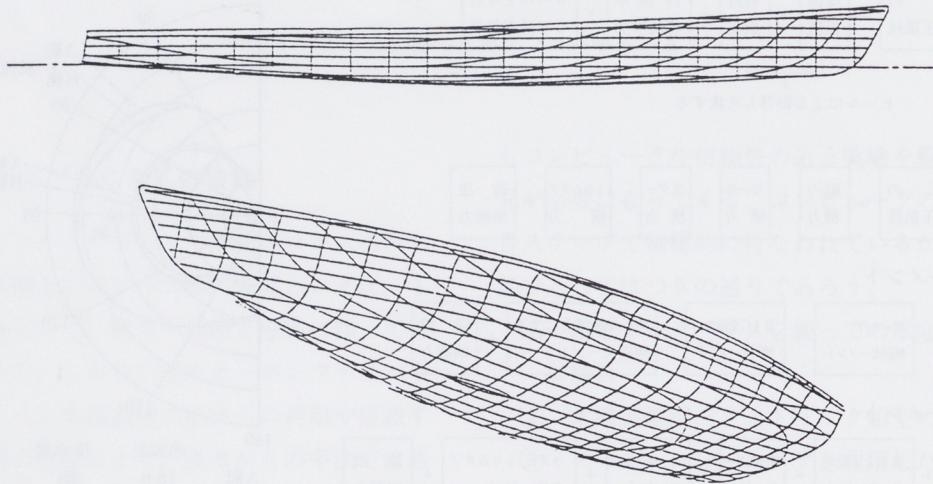


図4 船体線図

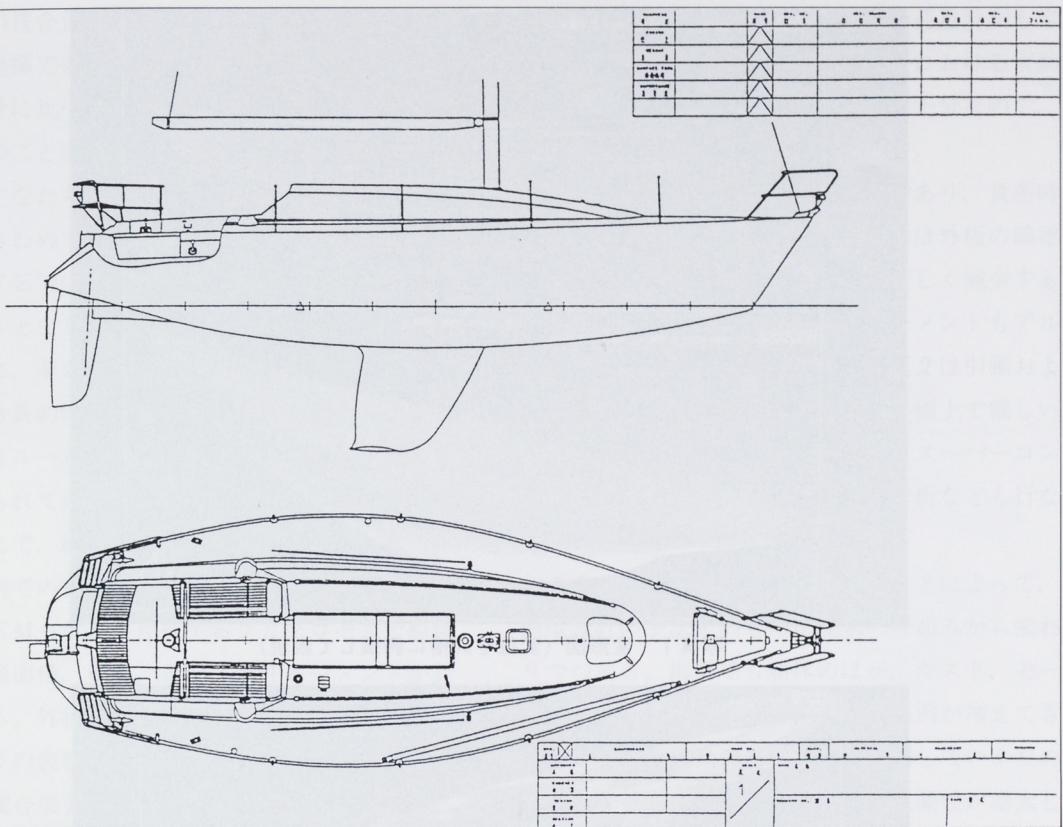


図 5 ヨット艦装図

F形式の図面データ変換機能をもつC A D インターフェイスプログラムが必要となる。変換された部品データベースを用いることによって、指定した部品の形状が即座に利用でき、便利である。こうして作られた図面例を図5に示す。

C A D の利用による効果としては、つぎの点が挙げられる。

① 製図時間の短縮

特に、水槽実験に使うシリーズ船型（長さ、幅など比例変化）の線図生成や、フェアリング時間の短縮に効果がある。

② 精度や信頼性の向上

③ 生産現場に直結したデータの出力

外板厚みを差し引いた形状データや、任意の位置での断面データが容易に出力できる。

構造解析

レーシングヨットのクラスルールでは、レースを健全なマリンスポーツの域から外れないように材料や構造に制約を設けており、設計者はA B S (American Bureau of Shipping)やロイド(Lloyd's Register of Shipping)などの船級協会が定める構造基準への準拠を求められることが多い。この場合、これらのルールに従ってスカントリング計算を行ない詳細構造を決定していく。このようにヨットの構造設計は、“Design by Rule”によるのが従来からの方法であるが、近年の構造解析の進歩と普及に伴い実用レベルで“Design by Analysis”が取り入れられ始めている。A B S ルールなどでは、波浪衝撃などによって船体各部にかかる最大水圧荷重を経験的に設定してスカントリングを定めている。しかし、これによらなくて

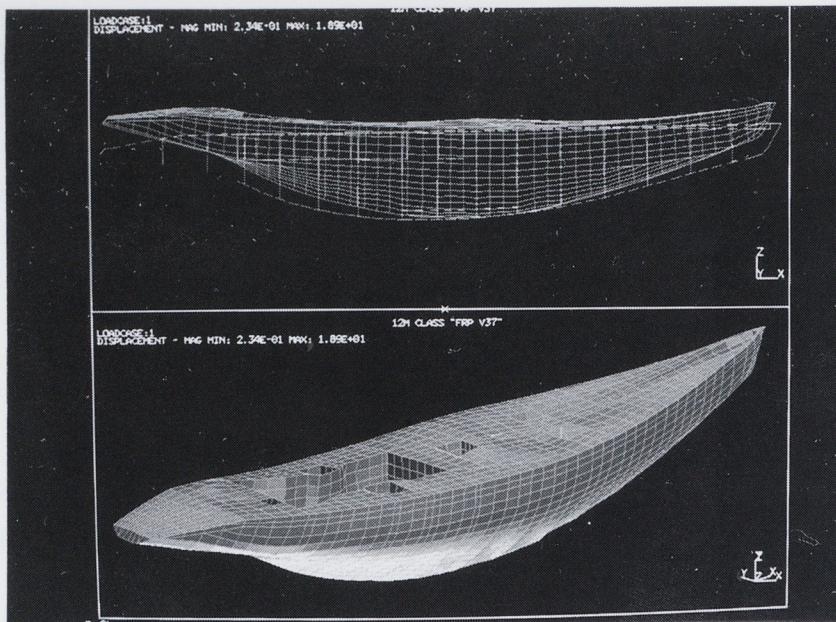


写真1 変形図（変位を50倍に誇張して表現）

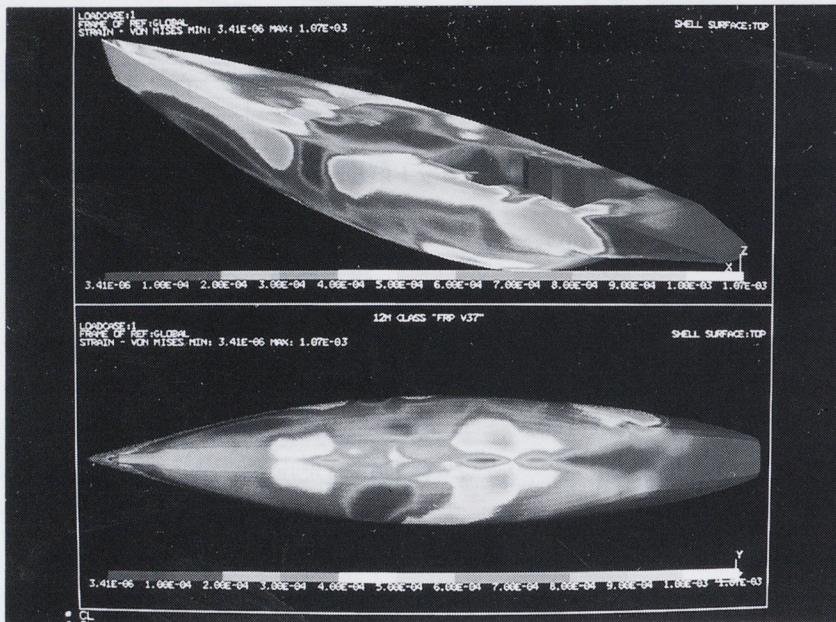


写真2 歪み分布図

も強度上安全であることが証明できれば、船級協会の承認を取得することができる。その1つの方法がFEMを用いた構造解析である。

現在、レース艇の材料はFRP（ガラス、カーボン、ケブラーなどの繊維強化プラスチック）が主流である。初期のFRPでは積層が単板構造であ

り、設計も疑似等方性の板として扱われた。しかし、最近では複合材料のもつ優れた性質を引き出すために繊維配向の最適化が検討され、1方向繊維が多用されている。さらに発泡プラスチックやハニカムを心材とするサンドイッチ構造をとることも多い。こうして異方性の積極的な利用や高度

な材料の複合化によって、より高強度・高剛性な性能を発揮できるようになった。その一方で、従来の設計に比べてこの外板設計がより多くの自由度をもつことになり設計自身が複雑になってしまった。すなわち、構造解析なくしては十分な構造検討はきわめて困難であるといえる。このように、いまやF E Mによる構造解析は船体設計に不可欠なツールとなりつつある。

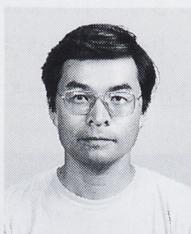
つぎに、その解析事例としてF R P製12m級ヨット（全長約20m）での構造解析を示そう。このクラスはルールによりロイド規格に準拠することが決められていて、全体的な船体の強度は十分ある。そこで、構造設計の主眼は高剛性化、ルールの範囲内での軽量化、慣性モーメントの低減になる。F E Mモデルを作成するプリプロセスで船体各部の表面積、重量、重心、慣性モーメントが計算できる。外板は積層板要素を用いて実際の積層構成通りの表現をし、また、骨材は一般的な梁あるいは複合梁要素を用いてモデル化する。つぎに荷重条件を設定する。マストおよびそれを支えるワイヤの荷重とバラストキールの復原力は容易に

推定できるし、類似船を使っての静荷重計測も容易にできる。しかし、波浪中の帆走における変動荷重や衝撃荷重の推定は現状では不十分なので、荷重倍数または安全率として考える。

写真1はF E Mによる解析結果であり、負荷時の船体たわみを示す。船体のたわみは外板の繊維の方向を最適化することにより、著しく減少することができた。また船体の慣性モーメントもアルミ製の艇に比べ小さくできた。**写真2**は引張および圧縮の歪みの分布であり、強度評価上で厳しい個所のチェックもできる。さらに、スーパーコンピュータを用いてデッキ部の座屈解析なども行なわれる。

このように構造解析を利用することによって、構造設計の手法そのものが従来の枠組みから変わりつつある。海外でも船体のほか、マスト、セールなどの設計に構造解析を用いた事例が増えてきた。そして、高価な材料を有効活用していくためにも、今後もますます構造解析の重要性が増大していくであろう。

■著者■



小杉 隆司



永海 義博



古川 忠文

技術論文

ギアの運転中における残留応力の変化

Change of Residual Stress Profile in Gear Surface during Operation

安達修平*
Syuhei Adachi

要　　旨

種々の条件でショットピーニングされた、船外機用ギアについて、実機耐久試験を行ない、ギア表面近傍の残留応力分布が運転中に変化する様子と、ピッティング発生寿命との関連性を調べた。

運転時間と共に、最表面の残留応力は、一定のある圧縮応力値に近づくのに対し、やや深部に存在する残留応力ピーク値は、一方的に解放され、ある値に到達するとピッティングが発生することが判明した。

最も長いピッティング発生寿命は、高Ni含有鋼に2段ピーニング処理を施した場合に得られた。これらのことから、ピッティング発生寿命を向上させるには、表面近傍の残留圧縮応力をできるだけ高く設定し、かつ解放されにくくするための処理を行なうことが有効であると考えられる。

Abstract

Relationship between pitting life of gears and the relaxation behavior of residual-stress-profiles during operation was investigated.

Endurance tests of an outboard motor were carried out to study pitting resistance of the transmission gears shot-peened in various conditions and materials.

The residual stress on the surface had a tendency to reach a constant compressive stress, while the peak stresses measured in a subsurface region were relaxed continuously. Pitting was observed when the peak stress had reached to a certain stress level.

The longest pitting life was observed for the specimen in the high Ni containing steel with the dual shot peening treatment.

From the results it was suggested that the effective method to improve the pitting resistance of gears was to settle the near-surface residual compressive stress as high as possible combined with a treatment to prevent the relaxation.

1. は じ め に

船外機(OUTBOARD MOTOR 図1-(a))や STERN DRIVE SYSTEM(注1)のトランスマッショニングには、通常、浸炭焼入れ鋼にショットピーニングを施したもののが用いられている。これ

らのギアが組み込まれているLOWER CASEと呼ばれる部分は航走中は水中に没しているため、流体からの抵抗をできるだけ少なくする必要からコンパクト化が要求されており、それだけギアへの負荷が厳しくなる傾向にある。特にピッティングに代表される面損傷に対する信頼性の確保は重要であり、ショットピーニングによるギア表面への圧縮残留応力の付与は耐ピッティング性を向上

* 技術本部要素研究部

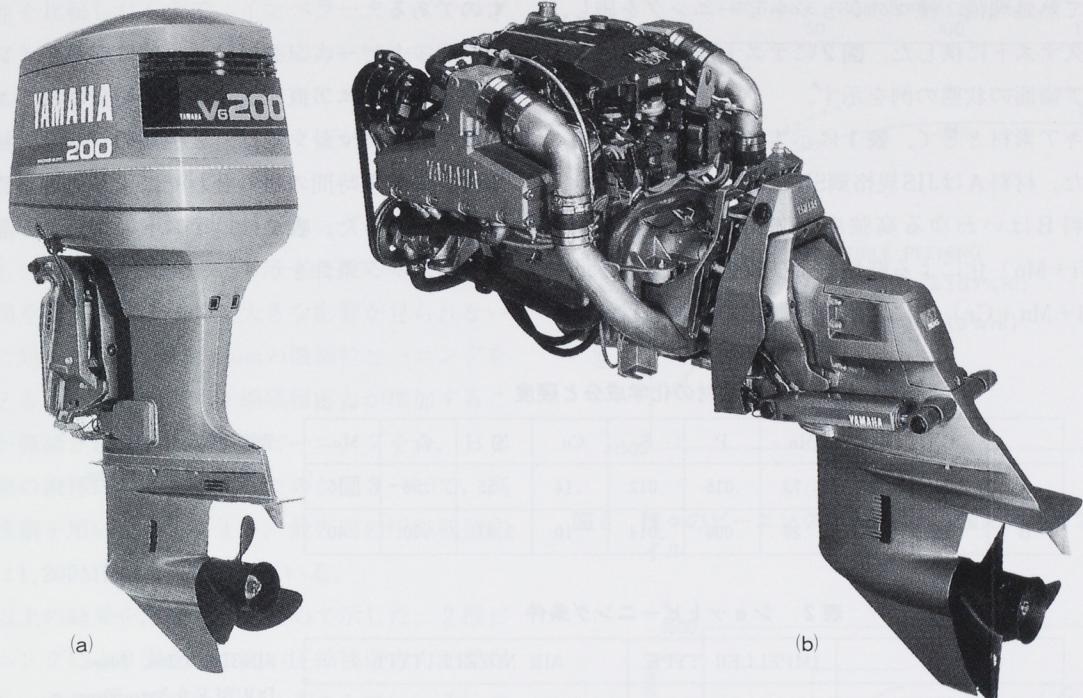


図1 YAMAHA OUTBOARD MOTOR (a)と STERN DRIVE SYSTEM (b)

させるきわめて有効な手段として積極的に用いられている。しかし、運転中のギアへの負荷が著しく大きく、長時間に及ぶ場合には、初期に設定した残留応力分布が変化してしまう結果、期待された寿命に達しないこともある。

疲労試験中の残留応力の変化に関しては多くの研究があるが〔1-7〕、ほとんどが試験片による理想的な条件のもとでの、しかも最表面の応力に限定した測定であり、実機テストでギア歯の応力プロファイルの変化を調べた例は極めて少ない。〔8〕

本稿では種々のショットピーニング処理を施したギアについて実機耐久テストを行ない、その間に歯面の残留応力プロファイルがどのように変化するかを調査した結果について報告する。

(注1) ステアリング機構付きドライブユニットを備えた船内機システム (図1-(b))

2. 試験方法

シミュレーション用船外機のピニオンギアにつ



(a) テスト前



(b) テスト後

図2 テストに用いたギアの歯面状態の例

いて熱処理後、種々のショットピーニングを施し、耐久テストに供した。図2にテスト前後におけるギア歯面の状態の例を示す。

ギア素材として、表1に示す2種類の材料を用いた。材料AはJIS規格鋼SNCM220相当材であり、材料Bはいわゆる高強度ギア用鋼の一種で、高(Ni+Mo)化による靭性および疲労強度向上と低(Si+Mn+Cr)化による粒界酸化の抑制を狙った

ものである。

ショットピーニング機は、目的に応じてインペラータイプとエア直圧タイプを使い分けた。エア直圧タイプのマシンでは、2種類のショット粒径と種々の処理時間の組み合わせにより処理条件の設定を行なった。表2に、テストに用いたショットピーニング条件を示す。

表1 ギア素材の化学成分と硬度

	C	Si	Mn	P	S	Cu	Ni	Cr	Mo	wt %
A	.20	.25	.75	.015	.012	.14	.55	.58	.16	
B	.16	.06	.29	.006	.014	.10	2.97	.30	.40	

表面硬度: HRC 62

有効硬化深さ E: 1 mm

表2 ショットピーニング条件

	IMPELLER TYPE	AIR NOZZLE TYPE	
SHOT SIZE mm	0.8	0.3	0.04
SHOT HARDNESS	HRC40-50	HRC40-50	HRC63-65
S. SPEED* m/sec	~50	~100	

SINGLE; 0.3mm, 50sec.

DOUBLE; 0.3mm, 50sec. +
0.04mm, 30sec.

*; NOMINAL SHOT SPEED

耐久運転は、ピニオンギア回転数6,000rpm、平均面圧2,100MPa、歯すべり速度6m/sec.、潤滑油温度約100°Cの条件で行なった。

残留応力および残留オーステナイト量の測定は、全自動X線回折装置により行なった。応力の測定は、歯丈方向について $\sin^2\psi$ 法を用いて行なった。測定位置は歯筋中央におけるピッチ円部を中心とする3mm角エリアで、歯面深さ方向の応力分布測定には、4mm角にマスキングした部分を電解研磨する方法を用いた。

3. 結 果

1) ショットピーニング条件と残留応力分布

図3に種々のショットピーニング条件で処理したギア歯の残留応力プロファイルを示す。図3-(a)はピーニングマシンの2つのタイプによる応力

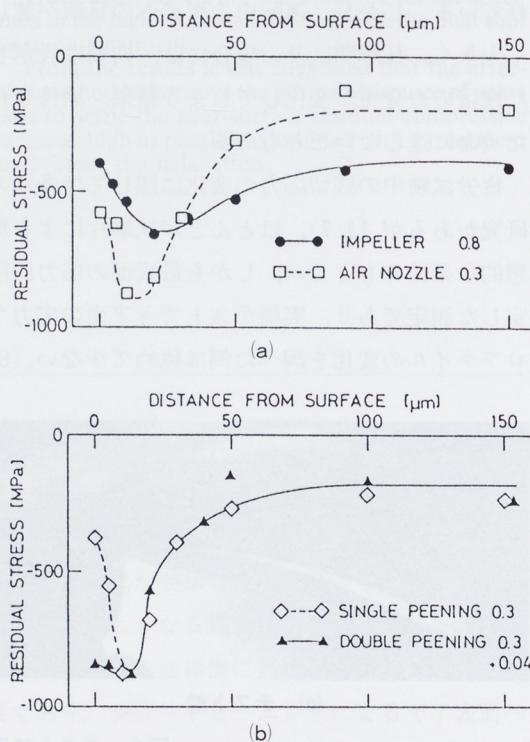


図3 種々のピーニング条件による残留応力プロファイル

分布を比較したもので、インペラータイプでのプロファイルが比較的低い圧縮応力レベルで深部までなだらかな分布をしているのに対し、直圧タイプでのものは圧縮応力のピーク値が高く浅い分布となっている。

図3-(b)は、主に2段ピーニングの影響を示したもので、径0.3mmのショット粒1段のみでは処理時間を多少変化させても大きな影響が見られないのに対し、さらに径約40μmの微細粒ピーニングを加えると、最表面での圧縮残留応力が増加することが確認された。この2段ピーニングをA、B2種類の鋼種に施して比較したのが図3-(c)で、高強度鋼を用いることにより、最表面の圧縮残留応力は1,200MPa以上に達している。

以上の結果を、図4にまとめて示した。2段ピーニングにより表面での高い圧縮残留応力が確保され、高強度鋼と組み合わせることでいっそうの改善が計られることがわかる。

2) 運転中の応力プロファイルの変化

図5-(a)は、インペラータイプのマシンでピーニングを施したギアについて、50時間の耐久テスト終了時の応力プロファイルをイニシャル状態のそれと比較したものである。初期に認められた深さ20μmでの応力ピークは消滅し、代わって最表面の圧縮残留応力が著しく増加している。

直圧タイプマシンによるピーニングを施したギアでは図5-(b)に示すように、イニシャル状態において明確に認められた応力ピークが、100時間の耐久テスト後には完全に消滅し、ピーク位置における応力は400MPa以上も開放されている。反面、最表面での残留応力の変化は小さく、やや圧縮側にシフトする傾向がみられる。

なお、図5-(a)および(b)に示した耐久テスト後のギア歯の一部には、ピッチ円近傍にピッティングの発生が認められた。これに対し、2段ピーニングを施したギアには、100時間の耐久テスト後も面損傷は見られず、微細粒ピーニング追加による

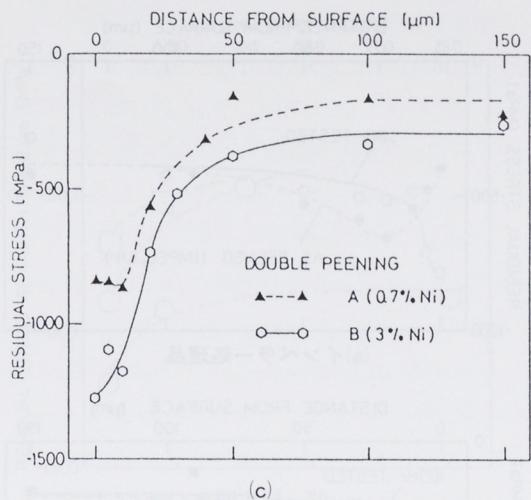
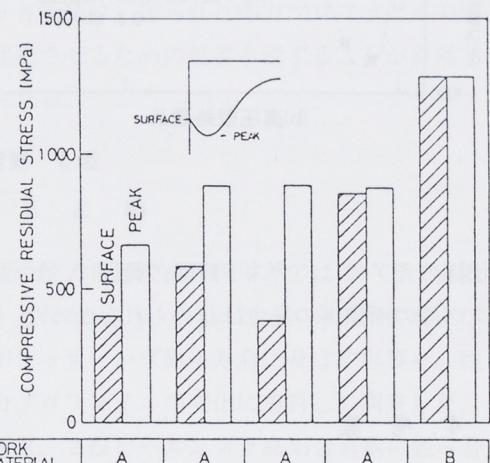


図3 種々のピーニング条件による残留応力プロファイル



WORK MATERIAL	PEENING MACHINE				
	IMPELLER	AIR NOZZLE			
SHOT DIA. mm	0.8	0.3	0.3 + 0.04		
P. TIME sec.	—	50	100	50	30

図4 ピーニング条件と残留応力値

改善効果が認められた。

さらにこの効果を確認するために高強度鋼と2段ピーニングを組み合わせたギアについて長時間の耐久テストを実施し、所定時間経過後の残留応力プロファイルを測定した。図5-(c)に、結果の代表例を示す。1段ピーニングのギアの場合と異なり、最表面の圧縮残留応力が運転時間とともに減少する傾向にあることがわかる。しかし、この

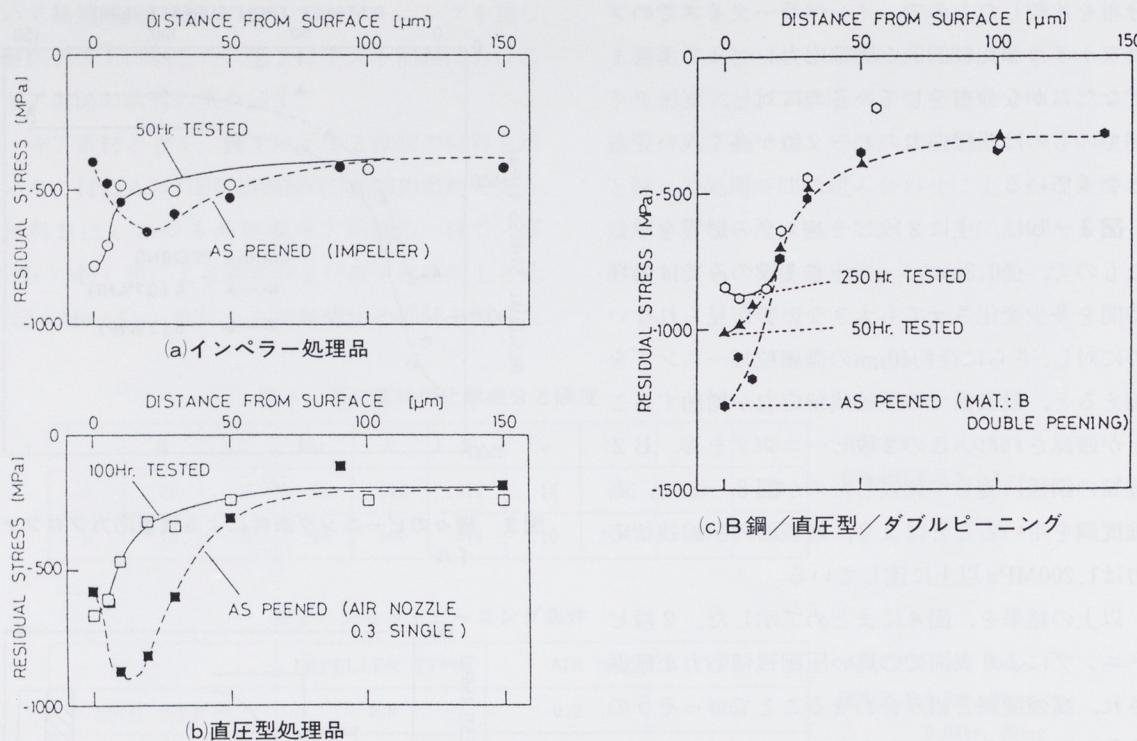


図5 残留応力分布の運転中の変化

仕様のギアでは、テスト時間の範囲で、ピッティング等の面損傷の発生は認められなかった。

4. 考察

ギアへのショットピーニングに期待される効果としては、歯元疲労強度の向上が一般的であり、歯面の耐面損傷性向上の効果については必ずしも一致した見解に達しているとは言えない。本実験結果では、最表面での初期残留圧縮応力が高い程、ピッティング発生までの時間が長くなる傾向が認められた。(図6) 反面、初期残留圧縮応力のピーク値とピッティング寿命との間には、明確な相関は見られなかった。これらのことから、歯元疲労曲げ疲労強度を向上させる目的で施される、比較的大径のショットによる高インテンシティ型ピーニングでは、表面での圧縮残留応力が不充分なために、所定の耐ピッティング性が得られないこ

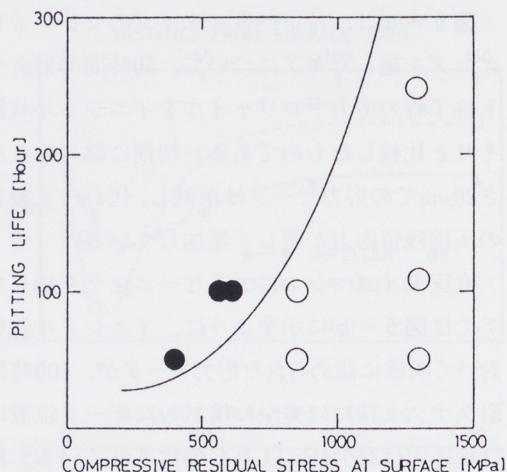


図6 ピッティング寿命と表面残留応力の関係

とが予想される。本実験における2段ピーニングによるピッティング寿命向上効果は、2段目の微細粒ショットによる最表面の高残留圧縮応力の結果と考えられる。高強度鋼の使用により圧縮残留応力レベルをさらに40%近くまで引き上げること

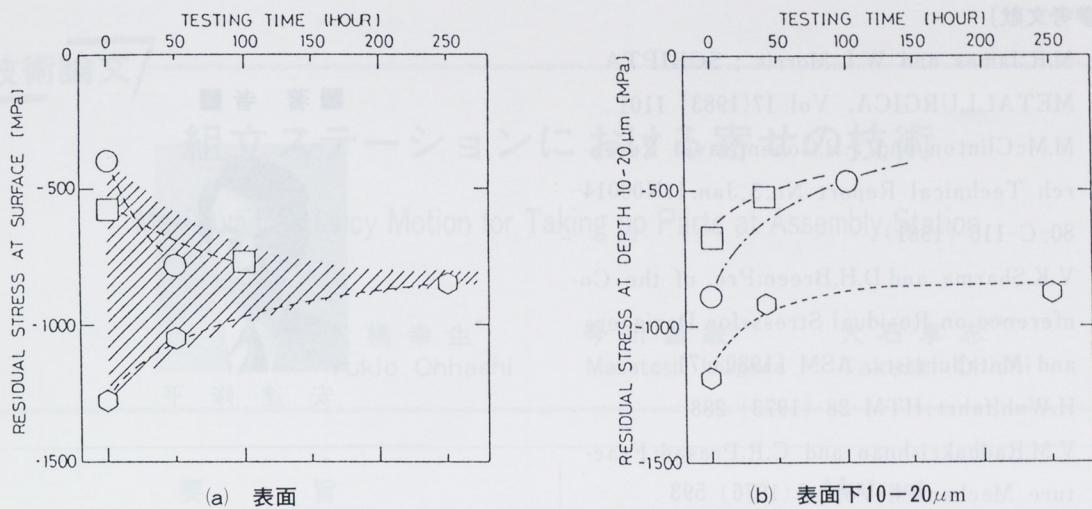


図7 運転中の残留応力値の変化

ができたが、これは高強度鋼の浸炭層中の残留オーステナイト量が約25%と大きいため、ピーニングによる加工誘起変態に伴い、より大きな体積変化が生じたことによると考えられる。

運転中の残留応力の変化を、まとめて図7に示した。興味深いのは、最表面の残留応力の変化で、初期に比較的低い圧縮残留応力をもつものが、運転時間と共にさらに圧縮側へ移行していく現象である。これは、トルクを負荷されたギア歯が相互に接触することにより生じる冷間加工の効果で、Broichhausenら[9]が報告しているcold rollingによる圧縮応力の生成に類似したものと考えられる。また、圧縮応力レベルの初期値が著しく高い場合は、運転時間と共に開放される傾向にある。この結果、長時間の運転中には、最表面の残留応力はある一定のレベル（本実験の場合は約-800 MPa）に収束していくものと推定される。一方、深さ10-20 μmで観測された応力ピーク値は、いずれの場合も運転時間と共に開放されていく傾向にあり、応力レベルが約-500 MPaに達したものにピッティングが発生している。

ギアの耐ピッティング性を向上させる方策としては、初期の最表面での残留圧縮応力をできる限り高くするようなピーニング条件と材料の選択を

行なうと同時に、得られた応力プロファイルの開放を遅延させるための処置を講ずることが有効と考えられる。

5. まとめ

- 1) 浸炭焼入れした高負荷用ギアについて、実機テストを行ない、ショットピーニング条件および材質がピッティング発生寿命に及ぼす影響を、残留応力プロファイルの変化に着目して調査した。その結果、2段ピーニングと高Ni含有鋼の組み合わせにおいて、最も良い結果が得られた。
- 2) 残留応力のピーク値は、運転時間と共に開放されるが、最表面の残留応力は一定の圧縮応力レベルに収束する傾向が見られた。また、ピーク値があるレベルに達するとピッティングが発生する傾向にある。
- 3) ピッティング発生寿命を向上させるには、表面の残留圧縮応力をできるだけ高く設定し、維持するための処置が有効である。

最後に、本実験を遂行するにあたり多大の御尽力を賜わりました、三信工業株式会社に感謝の意を表します。

〔参考文献〕

- 1) M.R.James and W.L.Morris ; SCRIPTA METALLURGICA, Vol. 17(1983) 1101
 - 2) M.McClinton and J.B.Cohen; Naval Research Technical Report No.3, Jan.1.N00014-80-C-116 (1981)
 - 3) V.K.Sharma and D.H.Breen:Prc. of the Conference on Residual Stress for Designers and Metallurgists. ASM (1980) 71
 - 4) H.Wohlfahrt; HTM 28 (1973) 288
 - 5) V.M.Radhakrishnan and C.R.Prasad; Fracture Mechanics, Vol. 8 (1976) 593
 - 6) J.Bergstroem and T.Ericsson; Shot Peening, DGM (1987) 221
 - 7) A.Bignonnet et. al, ibid, 585
 - 8) A.Bignonnet, ibid, 659
 - 9) J.Broichhausen and W.Calls; Titanium Science and Technology, DGM (1984)

■著者■



安 達 修 平

技術論文

組立ステーションにおける寄せの技術

Maximum Efficiency Motion for Taking up Parts at Assembly Station

大橋幸生*
Yukio Ohhashi今川昌敏**
Masatoshi Imagawa大石享志***
Takashi Ohishi

要　　旨

組立とは物を「取り出し」て「結合」することである。この物の取り出しに関して、我々は從来から工夫を重ねてきていたが、現実にはムダの多いものとなっていた。

新たに始まったTPM活動では、組立工場として「寄せの技術」というキーワードを設定して、取り出しのムダ排除に重点的に取り組んだ。「寄せの技術」というキーワードにより改善の方向がはっきりし、盛り上がりのある活動となつた。

「寄せの技術」の成果として、まず、取り出しのムダが減り生産性向上に結びついたこと。次には、取り出し改善のハードの工夫が進み、特に効率的な装置としてローコストの部品1個取り出し装置を作りあげたこと。又、多数部品を効率よく取り出すには、最適量を予め近くに寄せるべきことが論理的に確認できたこと。更には、「寄せの技術」の評価尺度に「有効動作率」という考え方を示すことができたこと等があげられる。

今後は「寄せの技術」を更に発展させ、ライン間、工場間へと対象を拡大していきたい。

1. は じ め に

本研究は当社の組立工場において「寄せの技術」

Abstract

To assemble means to pick up some things and consolidate them into one. We had been paying much efforts in devising the methods to pick up something, and in reality there were many useless actions.

In the newly started TPM campaign, we established a keyword "fine ending technique", to eliminate the useless action in picking up parts as a target in assembly factory. Due to this keyword "fine ending technique", this activity has become more exciting because the direction of improvement was clearly indicated by it.

As the fruits of "fine ending technique", it can be pointed out that the useless actions in picking up parts were reduced leading to the enhancement of productivity, many contrivances were made to improve the hardware to pick up parts which inter alia resulted in the invention of one part picking-up machine of low cost as one of the efficient devices, and theoretical confirmation was made to the fact that proper quantity of parts must be prepared nearby to pick up many kinds of parts efficiency. Furthermore, it can also be pointed out that the notion of "effective action rate" was introduced as an evaluation scale for "fine ending technique".

We hope that this "fine ending technique" should be further developed in the future expanding its application scope to inter-lines and inter-factory activities.

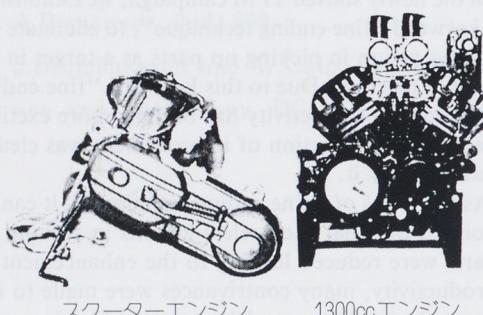
というキーワードのもとに、物の取り出しのムダ排除を行ってきた活動を、事例を中心に発表するものである。

*、**、*** モーターサイクル事業本部 第5工場

2. 磐田第5工場概要

当社は昭和30年に創立され、本社は静岡県磐田市にある。国内国外の製造拠点では二輪車、マリーン、自動車エンジン、ゴルフカー、及びスノーモビル等を生産している。製造事業部としてTPM活動に取り組み、昨年PM賞を受賞した。

磐田第五工場は昭和61年9月に稼動し、4工場に分散していたエンジン組立を段階的に移管集約し、昭和62年5月より本格稼動を開始した当社の最新鋭工場である。自動車用エンジン、マリーンを除いた当社で生産される全ての商品のエンジン組立を行っている。一部はCKDとして海外工場へ供給されている。



スクーターエンジン

1300ccエンジン

3. 「寄せの技術」取り組みの背景

(1) 組立工場のロス構造

組立工場ではロボット等による省人化も進めているが、大半は人手中心の作業であり、設備中心の加工工場とは異なったロス構造をしている(図1)。

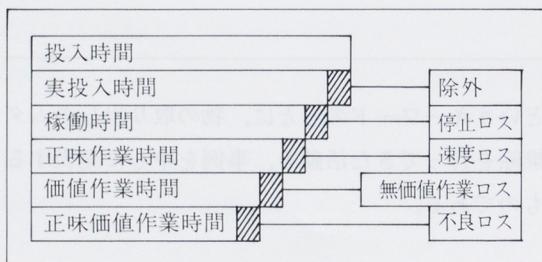


図1 組立工場のロス構造

(2) ロス低減のキーワード

ロスを更に細分化し、組立10大ロスに分類した。そして、この10大ロスの低減の為に図2の様なキーワードを設定し、取り組み易く工夫した。ムダ動作ロス低減の為のキーワードが「寄せの技術」である。

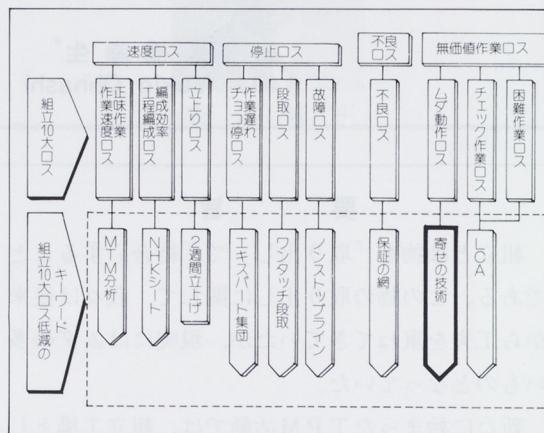


図2 ロス低減のキーワード

(3) 改善の進め方

組立10大ロスを定量化し、よりシビアな目でラインを見直すことにより、問題を定量的に握ることができた。分析結果を基に、「寄せの技術」をキーワードに活動を展開した。

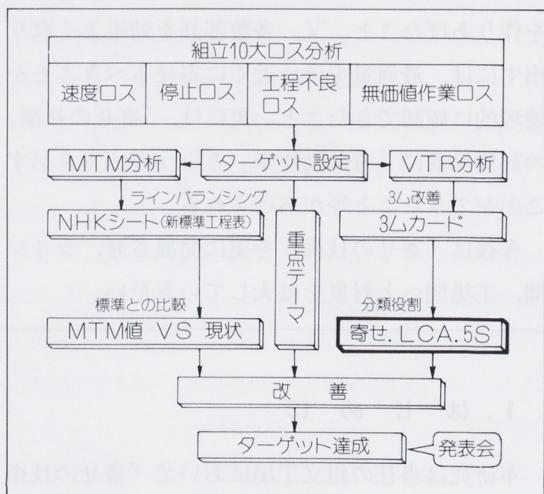


図3 改善の進め方

(4) 現状分析

現状の稼働分析をしたところ、図4の結果となり、「寄せの技術」の対象となる部品やツールの取り出しの比率が高い。

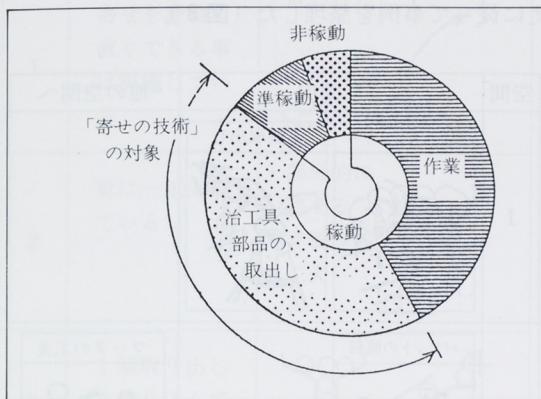


図4 現状分析

(5) 「寄せの技術」を中心とした改善活動

「寄せの技術」を中心とした改善善眼ポイント(図5)を全員に配布して意識づけを行ない、改善を進めてきた。



図5 「寄せの技術」着眼ポイント

4. 「寄せの技術」

(1) 「寄せの技術」とは

「寄せの技術」とは広義では会社間、工場間、建屋内まで含めて考えるが、今回は組立ステーションにおける物の取り出しに絞って考えてきた。組立動作は一般的には、MTMの記号で“R(伸ばす)→G(つかむ)→M(運ぶ)→P(組む)→R L(放す)”で成り立っている。“R→G→M”的改善を寄せの技術」をキーワードに取り組んだ。“P”に関しては、製品設計がらみの取り組みが必要であり、別のアプローチで進めている。従来は組立ステーションに部品やツール等をどう配置するか検討してきたが、今回のように動作レベルで“R→G→M”を“O”に近づけるという発想

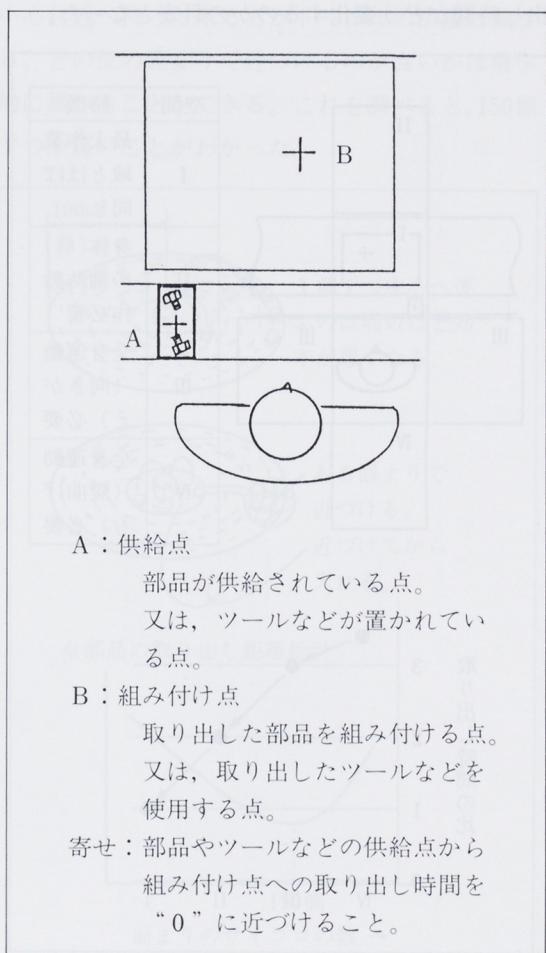


図6 「寄せの技術」とは

はなかった。TPMの故障0、不良0などの“0”発想を組立に適用した1つの例がこの「寄せの技術」と考えている。

(2) 組立ステーションの空間分類

「寄せの技術」の事例を分類するに先だち、組立ステーションの空間を分類した。空間Iは従来から動作経済の原則が適用され、最適作業域などとして研究が進んでいる。一方、空間II～IVは、動作経済の原則の適用が従来あまり研究されていない空間である。

空間I～IVにある供給点から空間Iの組み付け点に1個の物を取り出す時間値をMTM分析して求めると、空間IVでは空間Iの3.5倍の時間がかかる。どの空間に供給点を置くかによって、取り出し時間がどう変化するのかの目安となった。

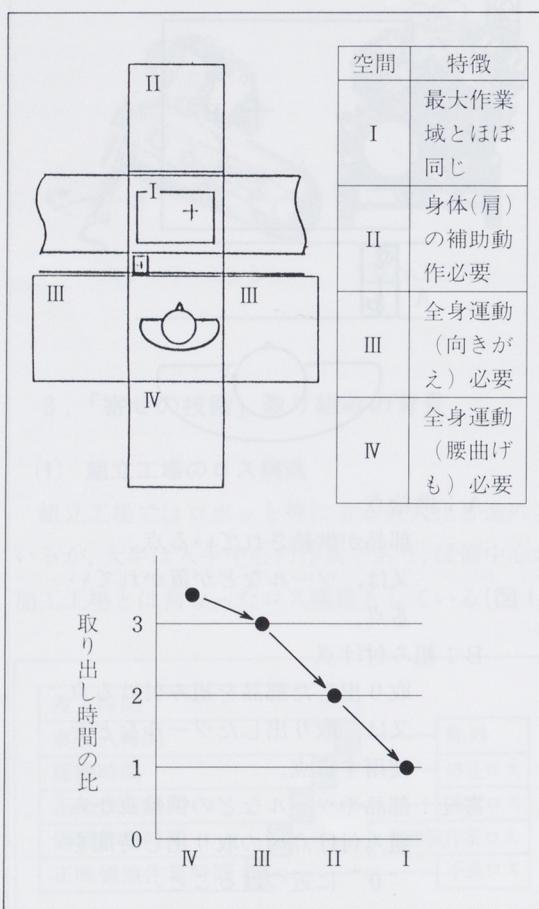


図7 組立ステーションの空間分類

(3) 「寄せの技術」の事例

「寄せの技術」を進めていくには、空間をIV→III→II→Iと改善する方法と各々の空間内でよりよい取り出しを考える方法と2通りがある。この考えに従って事例を整理した(図8)。

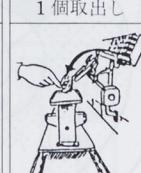
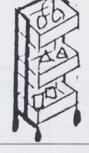
空間	空間内	他の空間へ
I	 	
II		
III		
IV	 	

図8 「寄せの技術」の事例

5. 「寄せの技術」の研究

(1) 「寄せの技術」の発展のステップ

「寄せの技術」について発展のステップを設定した。ステップ2、3は物を近づけようとしても容易には近づけられない場合を想定している。研究対象はステップ2に絞った。

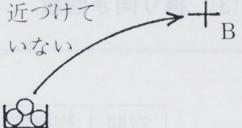
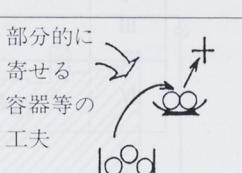
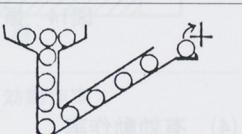
0	寄せの意識がない	・近づけていない 
1	寄せを意識し直ぐできる事は実施している	・近づけた 
2	更に一工夫している	・部分的に寄せる ・容器等の工夫 
3	1個取り出しを織り込んでいる	

図9 発展のステップ

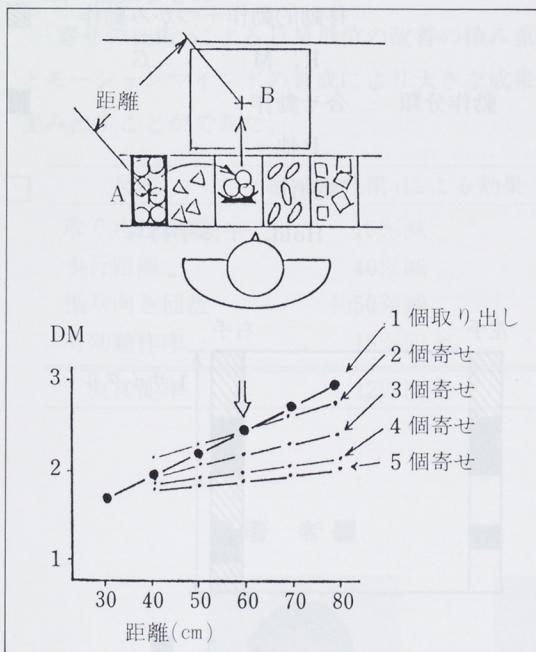


図10 研究事例－1

(2) 研究事例－1 (空間 I)

ステップ2の工夫の一つとして、物を小皿に部分的に寄せる場合について、何個小皿に寄せれば最短時間で組み付け点に取り出せるか検討した。

小物部品に関して、空間 I 内での寄せの場合、次の結果を得た。

- 供給点と組み付け点が60cm以上の時は、毎回1個ずつ取り出すよりも数個寄せた方が有利である。
- 3個以上の寄せであれば、毎回1個ずつ取り出すよりも有利である。

(3) 研究事例－2 (空間 I)

寄せの効果を一般的に知る為に次のような事例を検討してみた。半径100cmの円内に一辺2cmのサイコロを重ならない様に密集させて置き、中心に1個ずつ運ぶとする。この場合、中心付近は1個ずつでも良いが、周辺のサイコロはある固まりで中心付近へ持つて来る方がトータルの距離は縮まる。どの位の固まりで近づけるのが良いかは数学的に調べることができる。これを調べると、150個ずつが良いことがわかった。

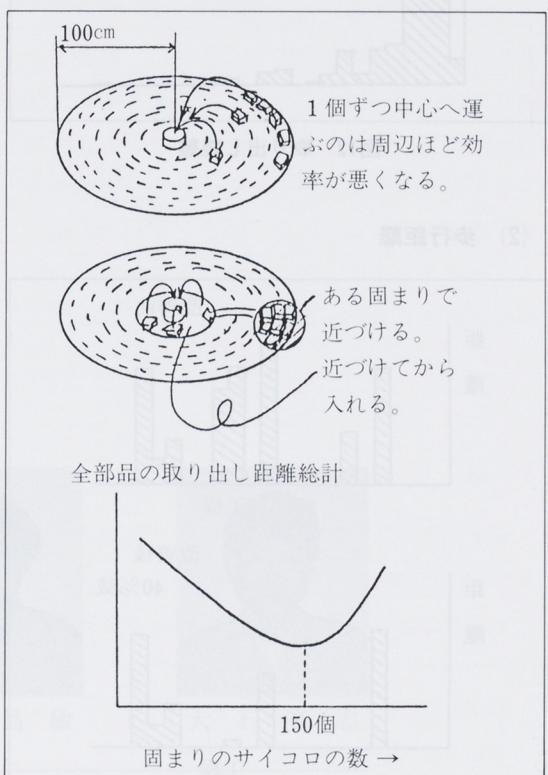


図11 研究事例－2

6. 「寄せの技術」効果測定

「寄せの技術」の効果は短縮した時間値で測ることができるが、他に次のような尺度でもみることができます。

(1) 取り出し距離

エンジン1台組立までに部品やツールが動いた距離の和を取り出し距離とした。

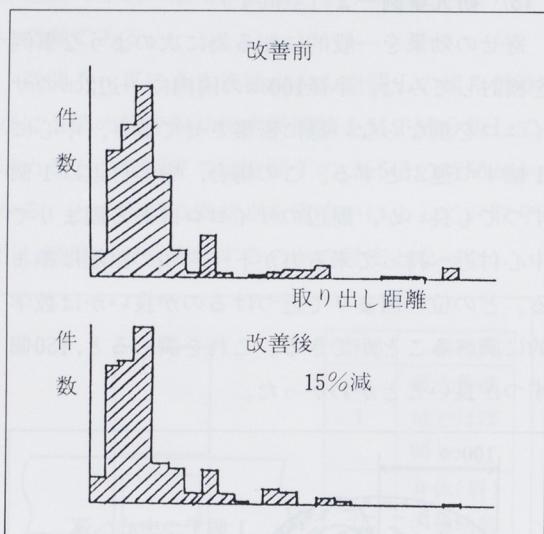


図12 取り出し距離

(2) 歩行距離

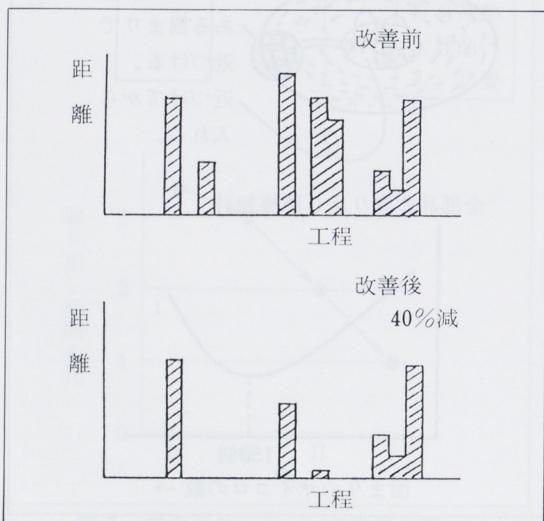


図13 歩行距離

(3) 振り向き回数

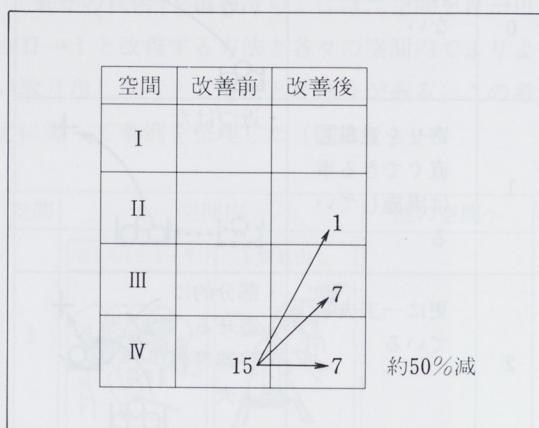


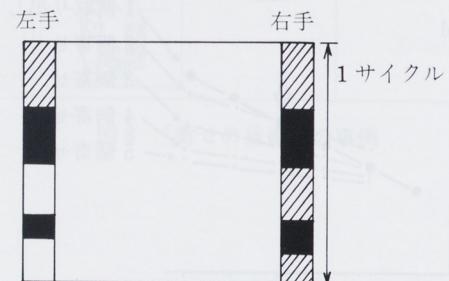
図14 振り向き回数

(4) 有効動作率

有効動作率を次の様に定義する。

動作分類	移動的動作 + つかみ動作	G
	R, M	
	合せ動作	
	P 他	
	無動作	

Hold, 干渉手持ち



$$\text{有効動作率} = \frac{\sum \text{■}}{\sum \text{■} + \sum \text{■}} \times 100$$

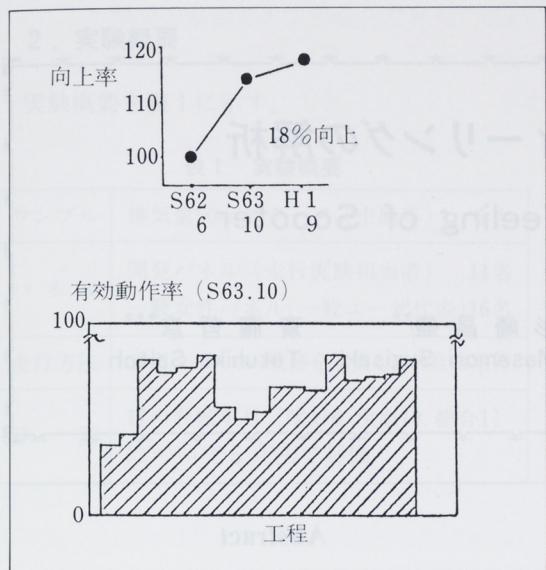


図15 有効動作率

(5) 効果まとめ

「寄せの技術」による DM 単位の改善の積み重ねとモーションマインドの育成により大きな成果を生み出すことができた。

尺度	「寄せの技術」による効果
取り出し距離	15%減
歩行距離	40%減
振り向き回数	約50%減
有効動作率	18%向上
直接能率	12%向上

7. むすび

距離が離れており、そこを往復するということは IE では最も嫌うムダである。しかしこの簡単なことがなかなかできないのである。当工場では「寄せの技術」というキーワードを中心に据え、理論的に数字を出してはじめて活動できる様になった。しかし、組立ステーションにおける「寄せの技術」は発展のステップ 3 のまだ入口であり、広義の「寄せの技術」を考えると「寄せの技術」の計り知れない奥深さを感じているところである。

■著者■



大橋幸生



今川昌敏



大石享志

技術論文

スクーターブレーキフィーリングの解析

Analysis of Braking Feeling of Scooter

水野 康文*
Yasuhumi Mizuno杉崎 昌盛**
Masamori Sugisaki斎藤 哲彦***
Tetuhiko Saitoh

要 旨

二輪車の制動時、ライダーはどのような点に重点をおいて評価しているのだろうか。また、評価するグループによってどのような特徴があるのだろうか。

このようなことを知るために、スクーターの制動時の評価の相違を走行実験担当者と女性の2グループについて比較した。

その結果、走行実験担当グループは、制動力を自由にコントロールができるため入力に対して制動力がリニアに応答するか否か、バランス良く制動するかどうかを重視している。一方、女性グループは微妙な入力コントロールをしないので鋭く効くブレーキを恐いと感じ、ソフトな効き味を好む傾向があることがわかった。

Abstract

On what do riders place importance when they evaluate the braking characteristics of motorcycles? What is the distinction of evaluation which characterize the type of evaluating group? To get answers to these questions, braking tests were conducted on scooters by two groups a running test staff group and a woman group. Then, results were compared to find difference in evaluation between the groups.

Results of comparison indicate that the running test staff who control braking effect freely, place importance on braking force response proportional to input effort and well-balanced braking performance, while the women who do not control input pressure finely, feel highly effective braking dangerous and are liable to prefer moderate braking effect.

1. は じ め に

二輪車の開発はライダーの「感性」に頼る部分が多い。それゆえユーザの評価の特徴を明確に把握しておくことはユーザを満足させる車両作りに

欠くことのできない研究である。

ブレーキの開発において、我々開発者は「コントロール性」、「安定性」、「制動力」といったフィーリング用語で性能を評価している。ところが、ユーザがこれら用語に対してどの様なイメージを抱いているかについてはあまり研究されていない。そこで今回、スクーターのブレーキフィーリング用語に抱くイメージの相違を開発者と一般女性ユーザに対して比較調査したので紹介する。

* 技術本部 要素研究部

** 技術本部 動力研究部

*** モーターサイクル事業部 第1開発部

2. 実験概要

実験概要を表1に示す。

表1 実験概要

サンプル	排気量50ccスクータ（市販車） 6台
パネル	開発パネル（走行実験担当者） 11名 一般女性パネル（一般ユーザ代表）16名
走行方法	専用コースで一般路を想定しての自由走行
評価	17の評価項目（嗜好6, 現象10, 総合1）について5点法で評価

3. 解析方法

解析フローを表2に示す。解析は開発パネル、一般女性パネル別々に行なった。

4. 結果及び考察

4.1 共通因子軸

主成分分析結果から、開発パネル、一般女性パネルともに「抽出因子数=4」と決定した。

4因子に対し因子分析を行い、共通因子軸に名称をつけた。（表3参照）この結果より「コントロール性」、「安定性」、「制動力」、「スponジ感」と

表2 解析フロー

目的	手法	解析対象変数
1. 抽出因子数決定	主成分分析	嗜好6, 現象10
2. 共通因子軸抽出	因子分析	嗜好6, 現象10
3. 結合フィーリングに対する各因子寄与率算出	相関係数	因子得点 総合フィーリング評点
4. 共通因子軸構成用語明確化	クラスタ分析	嗜好6, 現象10

表3 因子分析結果（バリマックス回転後の因子負荷量）

評価	嗜好	因子	開発パネル					一般女性パネル				
			コントロール性	安定性	制動力	スponジ感	共通性	制動力	安定性	コントロール性	スponジ感	共通性
評価	嗜好	効き具合	0.569	0.055	-0.402	-0.352	0.613	0.406	0.113	-0.475	0.134	0.422
		コントロール性	0.489	-0.753	-0.271	0.179	0.912	0.207	0.272	-0.561	-0.173	0.461
	評価	剛性感	0.250	-0.283	-0.499	-0.230	0.444	0.109	0.709	-0.027	0.043	0.518
		応答性	0.674	-0.383	-0.419	-0.051	0.779	0.525	0.283	-0.640	0.128	0.782
		安定性	0.163	-0.764	-0.035	-0.108	0.624	0.142	0.603	-0.280	-0.231	0.516
現象評価	嗜好	バランス	0.124	-0.494	0.004	-0.280	0.338	0.201	0.599	-0.311	-0.030	0.497
		くいつき感	0.199	-0.081	-0.857	-0.089	0.789	0.733	-0.168	-0.319	0.031	0.668
		食い込み感	0.644	0.078	-0.479	-0.138	0.669	0.844	0.034	-0.049	-0.094	0.724
		中期リニア感	0.745	-0.348	-0.260	-0.146	0.766	0.709	0.214	-0.132	0.116	0.580
		ビルトアップ	0.571	0.080	0.020	-0.463	0.547	0.731	0.049	-0.168	0.094	0.574
	評価	後期リニア感	0.815	-0.188	0.123	-0.187	0.750	0.661	0.162	-0.095	0.111	0.484
		無効ストローク	0.009	0.227	0.467	0.031	0.270	-0.162	0.094	-0.207	-0.677	0.536
		スponジ感	-0.135	0.114	0.086	0.719	0.555	0.056	0.380	0.086	-0.518	0.422
		タイムラグ	0.224	0.525	0.264	0.106	0.406	-0.116	-0.039	0.289	-0.842	0.808
		接地感	0.076	-0.720	-0.205	-0.013	0.567	0.116	0.191	-0.667	0.111	0.507
	現象評価	ソフト感	-0.117	0.093	0.110	0.455	0.242	-0.170	0.688	-0.330	-0.197	0.650
		固有値	3.21	2.67	2.06	1.34	—	3.36	2.16	1.97	1.65	—
		寄与率(%)	20.06	16.68	12.86	8.35	—	21.02	13.50	12.32	10.32	—
		累積寄与率(%)	20.06	36.74	49.60	57.95	—	21.02	34.52	46.85	57.17	—

* [] は因子負荷量が大きい項目を示す

いう共通因子を構成する用語が開発パネル、一般女性パネルで異なる事が分かる。

4.2 総合フィーリングを決定する因子

各因子の因子得点と総合フィーリングの評点の相関関係を求め、総合フィーリングに対する各因子の寄与率を算出した結果を表4に示す。この結果から開発パネル、一般女性パネルともに「安定性」、「コントロール性」が総合フィーリング決定に大きく寄与していることが分かる。

表4 総合フィーリングを決定する因子

	開発パネル		一般女性パネル	
	r	r ² (%)	r	r ² (%)
安 定 性	-0.592	35.0	0.529	28.0
コントロール性	0.571	32.6	-0.509	25.9
制 動 力	-0.268	7.2	0.154	2.4
ス ポ ン ジ 感	-0.034	0.1	-0.137	1.9
そ の 他		25.1		41.9

r: 総合フィーリング評点と因子得点の相関係数

r²: (相関係数)² = 寄与率 (%)

4.3 クラスタ分析による用語の分類

総合フィーリングを決定するのに重要な因子である「コントロール性」、「安定性」、また、ブレーキの基本性能因子である「制動力」について、これらの因子の意味をより明確にするためにクラスタ分析にて用語の分類を行った。

評価用語には「～がある(ない)」、「～が良い(悪い)」といったように正負両方向の意味が存在する。したがって、今回取り上げた16項目の評価用語を正方向とし、負方向の評価用語16項目を逆項目として追加し、32項目の評価用語に対してクラスタ分析を行った。i番目のサンプルのj番目の評価用語の評点をX_{ij}とするとその用語の逆項目の評点X_{ij}'とするとその用語の逆項目の評点X_{ij'} = 6 - X_{ij}となる。

距離は相関係数を含んだ式「1 - 相関係数」を定義し、ウォード法で解析した。

図1、2に結果を示す。デンドログラムは左半分のみを示した。図3、4は因子負荷量の布置図をクラスタ分析の結果に基いて分けたものである。因子分析とクラスタ分析より各パネルの共通因子を構成している用語が明確になった。

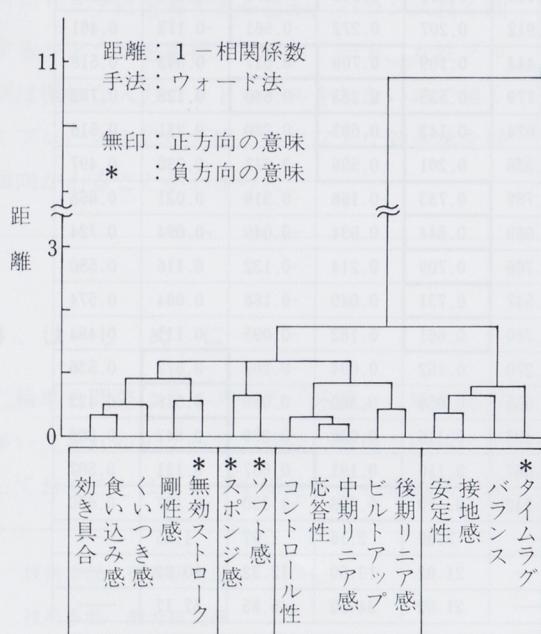


図1 用語の分類 (開発パネル)

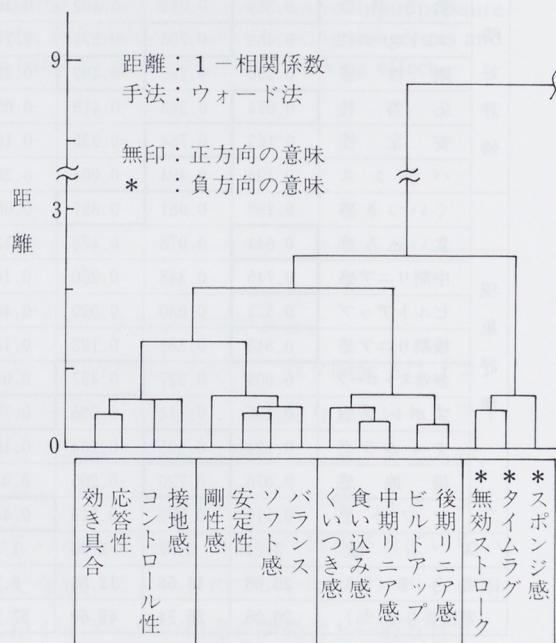


図2 用語の分類 (一般女性パネル)

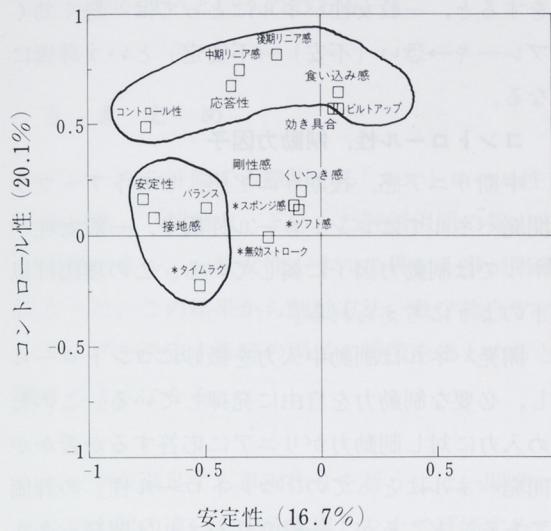


図3 因子負荷量布置図（開発パネル）

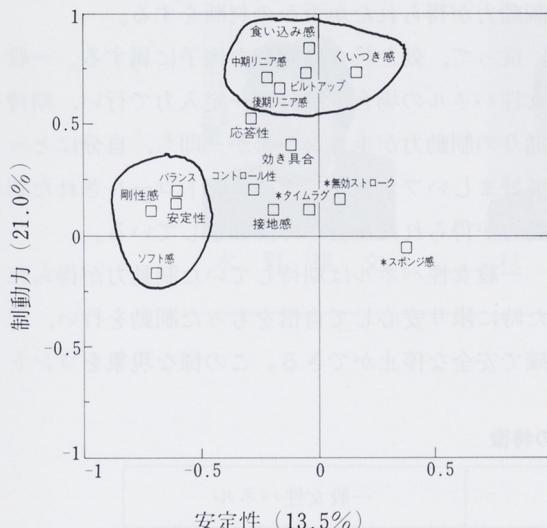
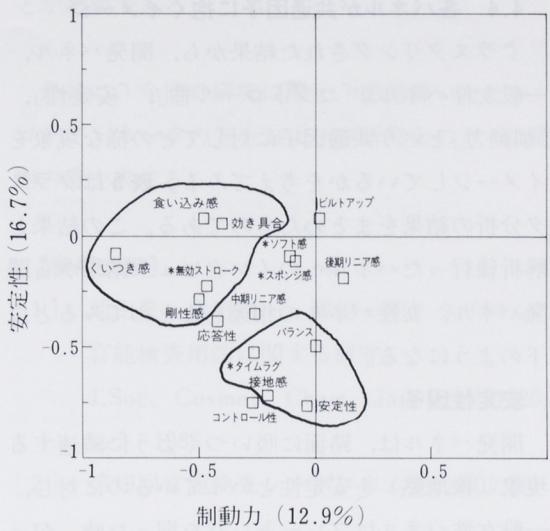
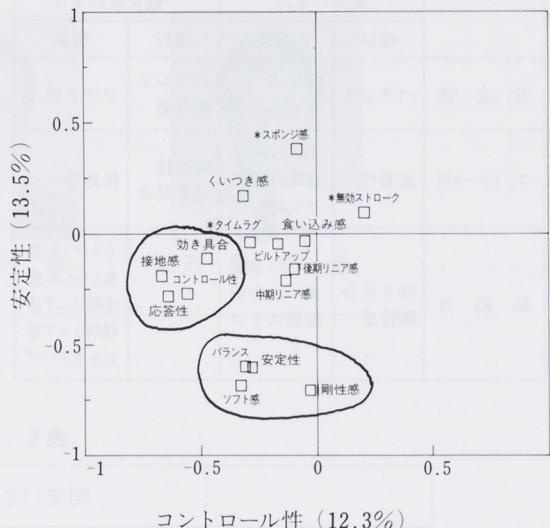


図4 因子負荷量布置図（一般女性パネル）



4.4 各パネルが共通因子に抱くイメージ

クラスタリングされた結果から、開発パネル、一般女性パネルが「コントロール性」、「安定性」、「制動力」という共通因子に対してどの様な現象をイメージしているかを考えてみる。表5はクラスタ分析の結果をまとめたものである。この結果と解析後行ったパネルへのインタビュー結果から開発パネル、女性パネルの相違をまとめてみると以下になる。

安定性因子

開発パネルは、路面に吸いつくように減速する現象（接地感）を安定性といっているのに対し、一般女性パネルはブレーキレバを握った時、がっしりした感じ（剛性感）があり、かつ、穏やかな（ソフトな）現象を「安心感を感じるブレーキ→安定性の良いブレーキ」と捉えている。別な見方

をすると、一般女性パネルにとっては「鋭く効くブレーキ→恐い（不安）→不安定」という評価になる。

コントロール性、制動力因子

中期リニア感、後期リニア感、ビルトアップが開発パネルではコントロール性因子、一般女性パネルでは制動力因子に属している。この理由は以下のようになる。

開発パネルは制動中入力を微妙にコントロールし、必要な制動力を自由に発揮している。このため入力に対し制動力がリニアに応答するか否かが開発パネルにとっての「コントロール性」の評価である。ところが、一般女性パネルは開発パネルの様に微妙な入力コントロールをしないため、リニア感という用語はコントロール性因子には属さない。

効き具合の評価も同様で、開発パネルは入力を微妙にコントロールして、その結果期待した絶対制動力が得られたか否かの判断をする。

従って、効き具合は制動力因子に属する。一般女性パネルの場合、制動は一定入力で行い、期待通りの制動力が生じたか否か一即ち、自分にとって好ましいフィーリングにコントロールされた制動力が得られたか否かで評価をしている。

一般女性パネルは期待していた制動力が得られた時に限り安心して自信をもった制動を行い、正確で安全な停止ができる。この様な現象をコント

表5 共通因子を構成している用語

	開発パネル		一般女性パネル	
	嗜好	現象	嗜好	現象
安定性	バランス	接地感 タイムラグ	バランス 剛性感	ソフト感
コントロール性	応答性	中期リニア感 後期リニア感 ビルトアップ	応答性 効き具合	接地感
制動力	効き具合 剛性感	くいつき感 食い込み感 無効ストローク		くいつき感 食い込み感 中期リニア感 後期リニア感 ビルトアップ

表6 両者の特徴

	開発パネル	一般女性パネル
制動方法	微妙な入力コントロールを行い、路面の状態等に応じて制動力を自由にコントロールする。	微妙な入力コントロールをせず、一定入力で制動し続ける。
総合フィーリング決定方法	レバ入力に対し制動入がリニアに応答するか否か、バランス良く、路面に吸いつく様に減速するか否か。	穏やか（ソフト）で安心感を感じるか否か。

ロール性が良いというのである。

とが必要である。

5. まとめ

ブレーキを評価する際用いる「コントロール性」、「安定性」、「制動力」といった評価用語の捉え方が開発パネル、一般女性パネルで異なる事が明確になった。この結果から制動方法、及び総合フィーリングを決定する時の両者の特徴をまとめると表6のようになる。

ユーザが満足する車両作りを行うには、開発パネルが上記の違いを十分考慮した上で評価するこ

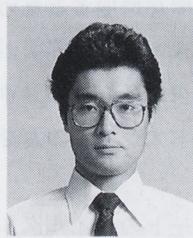
■著者■



水野康文



杉崎昌盛



齊藤哲彦

最後に、今回の研究に際し、御指導いただいたコーディネータの先生および本研究会の方々に感謝の意を表する。

〔参考文献〕

- [1] 池山豊, 倉田研一, 飯田一郎: クリームの官能検査用語に関する研究
J. Soc. Cosmet. Chem. Japan. Vol. 20,
No. 3 1986

[2] 第19回官能検査シンポジウム発表報文集

技術論文

高速エンジンにおけるピストン摩擦損失の研究

Study of Piston Friction Losses in High Speed Engines

土田 直樹*

Naoki Tsuchida

都竹 広幸**

Hiroyuki Tuzuki

要 旨

本研究は、ピストン形状の効果と摩擦損失に関する重量を定義することを意図して行ったものである。その結果は下記の通りである。

- a) ピストン摩擦損失が突然増加するのは、ピストンがピストンピンの回りを回転するときにピストンスカートの摩擦が増加するため起こるものである。
- b) 摩擦損失を減少させるため、オフセットシリンダーなどでサイドスラストの力を減少させなくてはならない。
- c) ピストンスカートのオイルグループも測定に影響を与える。

キーワード：ピストン、ガソリンエンジン、摩擦、測定

Abstract

This study is intended to define the effect of the piston shapes and weight on the friction losses. The results are as follows:

- a) The sudden increase in the piston friction loss is caused by the increased piston skirt friction when the piston rotates around the piston pin.
- b) To reduce the friction loss, the side thrust force should be reduced with the offset cylinder and so on.
- c) The oil groove on the piston skirt is also effective measure.

key-words : Piston, Gasoline Engine, Friction, Measurement

1. まえがき

近年、車両用ガソリンエンジン、とりわけモーターサイクル用エンジンにおいて、高出力化を目的とした高回転化が進んでいる。高回転化に必要

な空気流量の確保については、多バルブ化、多気筒化によって対応されており、更に高回転高出力化を行う場合にまず障害となるのは、回転数に伴って増加する摩擦損失であると考えられる。図1に19000rpmまでのモータリング摩擦損失の測定結果の一例を示す。高回転高出力化のためには、12000rpm以上で急増する、ピストン、クランクまわりの摩擦損失低減が急務であることがわかる。

* 技術本部 動力研究部

** 技術本部 動力研究部

ピストン摩擦損失の研究は近年ではクランク角毎の解析が進められており⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾、高回転時については、瀧口らによって最大5000rpmまでのクランク角毎のピストン摩擦力の測定が行なわれている。しかしながら比出力が150ps/l以上のおもむくで必要となる、
ンで必要となる、15000rpm前後のピストン摩擦損失の問題については、殆んど報告されていない。

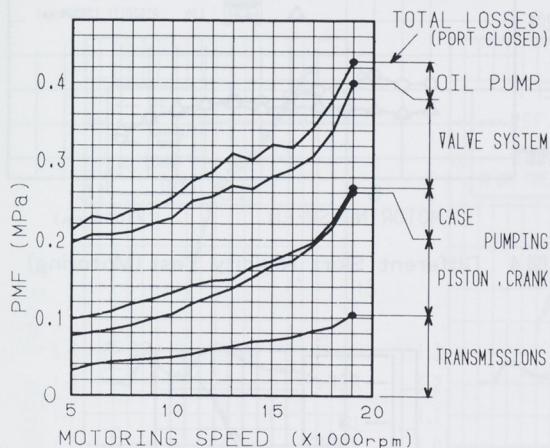


図1 Friction Losses in Each Component

そこで本報ではピストン形状や重量が高回転域で摩擦損失に与える影響を明らかにするために、様々な形状、剛性、重量バランスのピストンについて、モータリング摩擦損失、の測定結果およびファイアリングでの確認結果を報告する。

2. テスト方法

表1にテストに用いたエンジンの主要諸元を示す。ピストンまわりの摩擦損失は、シリンダ内圧力や温度分布に大きく影響されるため、実機状態

表1 Specification of Tested Engine

	Motoring Test	Firing Test
Bore×Stroke	63×40	←
Connecting Rod Length	98.8 ($\lambda=4.94$)	←
Piston Ring	2Rings(Top and Oil)	←
Cylinder Head	Removed	5 Valves
Cylinder Sleeve	Wet Liner	←
Crank Bearings	Ball Bearing	Plane Bearing

での値を知るにはファイアリング時の摩擦損失を測定することが必要であり、様々な測定方法が提案されている⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾。しかし、いずれの方法も10000rpm以上での測定には、振動等の理由によりかなり困難が予想されるため、今回はモータリング法による平均駆動トルクの測定とファイアリングでの効果の確認にとどめた。

モータリングテストには、シリンダヘッドのない、専用のエンジンを用いた。また、仕様間の差を明確にするため、ピストン以外の摩擦損失をできるだけ小さく、かつ、再現性の得やすい構造となるよう、注意を払った。ファイアリングテストはモータリングテスト用エンジンに対して、クランクをメタル支持とした点以外ほぼ同諸元のエンジンに、水冷5バルブのシリンダヘッドを取付けて行った。両テストとも、油温、油圧、水温等は外部から制御して一定に保つなど、再現性に充分注意して行った。しかし、ファイアリング時のエンジン出力は、運転条件の違いによるばらつきなどが、ピストン仕様間の摩擦損失の差を越えることもあると考えられるため、結果はあくまで確認のための参考としておきたい。

3. テスト仕様および結果

モータリングテストの結果は、テスト項目毎に基準仕様を設け、供試仕様の基準仕様に対するモータリング駆動トルクの増加率として示す。また、ファイアリングテストの結果は基準仕様と供試仕様の全開性能を示す。

3.1 ピストンリング変更テスト

ピストンリングを表2のように変更したピストンを用意した。表中の下端リング(Lowerend Ring)とは、ピストンの姿勢矯正効果を狙って、スカート部下端にトップリングと同仕様のリングを追加したものである。各仕様についてピストンヘッド中央を加工して総重量を揃えたが、ピンまわりの

バランスは揃えていない。基準仕様としては、2本リングピストンを用いた。

モータリングテスト結果を図2に示す。通常の3本リングの摩擦損失は、高回転時において、低回転時ほど大きくなることがわかる。また、3本目のリングをスカート下端につけた場合、摩擦損失低下に効果があることがわかる。

表2 Specification of Piston Rings

	Top B=0.6 p=194 MPa	2nd. B=0.6 p=194 MPa	Oil B=2.0 p=980 MPa	Lowerend B=0.6 p=194 MPa
Ordinary 2Rings (REFERENCE)	○		○	
Ordinary 3Rings	○	○	○	
Lowerend 3Rings	○		○	○

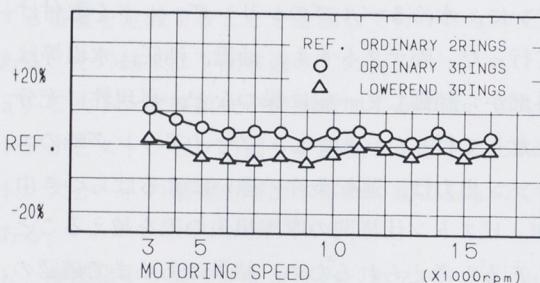
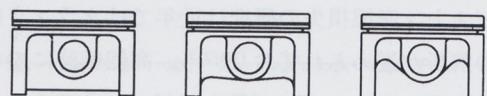


図2 Piston with Lowerend Ring

3.2 スカート剛性変更テスト

ピストンスカートとピンボスをつなぐリブを図3のように削って、スカート剛性を変更したピストンを3種類用意した。スカート剛性値は、スカート下端にかけた荷重によるたわみ量で評価した値を用い、図中に示した。3.1と同様の方法で重量は揃えたが、重量バランスは統一していない。

モータリングテスト結果を図4に、ファイアリングテスト結果を図5に示す。特に高回転時において、低スカート剛性のピストンは摩擦損失低減効果が大きいことがわかる。ファイアリングの結果にも効果が現われている。



HIGH RIGIDITY (6650N/mm)
MIDDLE RIGIDITY (5590N/mm)
LOW RIGIDITY (3920N/mm)
(Reference)

図3 Piston with Different Skirt Rigidity

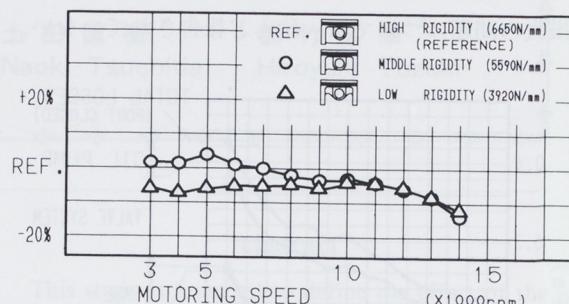


図4 Different Skirt Rigidity Test (Motoring)

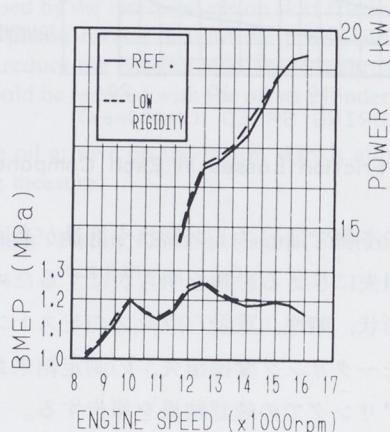


図5 Different Skirt Rigidity Test (Firing)

3.3 スカート表面状態変更テスト

摺動面積低減と潤滑状態改善の効果を狙って、図6のような、全周型油溝、U型油溝、V型油溝をスカート部に加工したピストンを用意した。

モータリングテスト結果を図7に、ファイアリングテスト結果を図8に示す。全周型油溝は低回転側で、U型、V型油溝は高回転側で効果が表われている。ファイアリングテスト結果も、ほぼモータリングテストの結果を再現している。

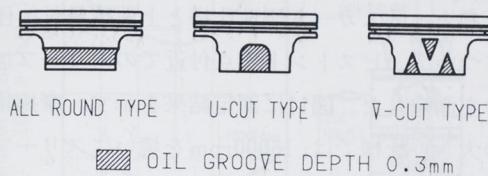


図6 Piston with Different Oil Groove

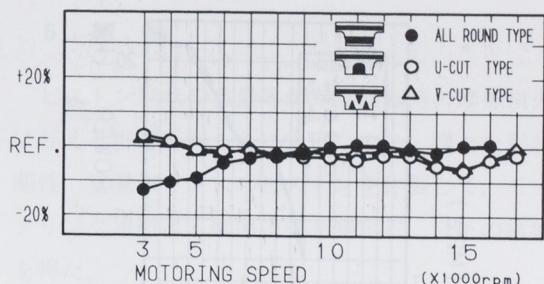


図7 Different Oil Groove Test (Motoring)

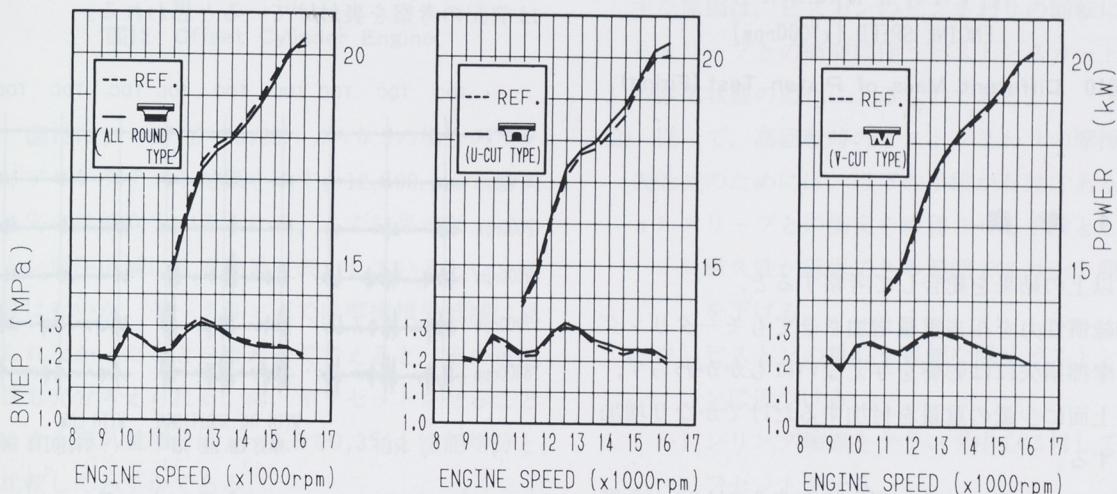


図8 Different Oil Groove Test (Firing)

3.4 重量, 重量バランス変更テスト

ピストンによる総慣性力と、ピストンピンまわりの慣性モーメントの影響をみるために、ピストンピン重量を重くした場合と、ピストン上部に重量を付加した場合のテストを行った。

モータリングテストの結果を図9に、ファイアリングテストの結果を図10に示す。ピストンピン重量を重くした場合、即ちピンまわりのバランスを変えずに総慣性力を増加させた場合には、低回転時の摩擦損失はやや増加する傾向を示すが、高回転時では殆ど変化しないのに対し、ピストン上部に重量を付加した場合は、その重量がわずかであるにもかかわらず、かなりの摩擦損失の増加を示している。ファイアリングにおいては、上部重

量付加のテストは行なわなかったが、ピン重量増加による出力低下はわずかであり、モータリングテスト結果と同じ傾向を示している。

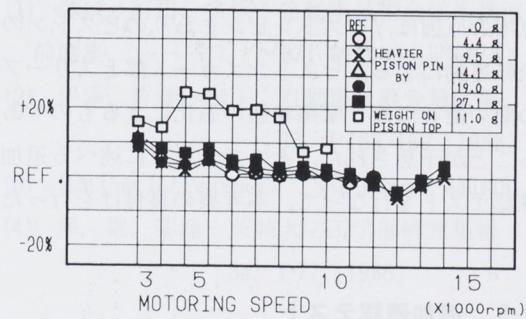


図9 Different Mass and Mass Balance Test (Motoring)

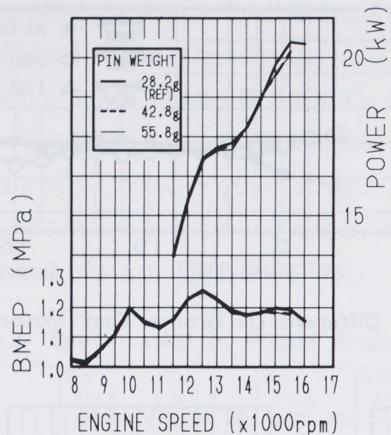


図10 Different Mass of Piston Test (Firing)

4. 考 察

以上の結果を総合して考察すると、

- (1) 総慣性力を相当重量増加させてもモータリング摩擦損失には影響を与えないにもかかわらず、上面に少量の重量を付加するだけでかなり増加する。
- (2) スカート下端にリングを追加することによる摩擦損失増加は、ランド部に同じリングを追加した場合より少ないこと。
- (3) スカート部の剛性や摩擦状態の影響はかなり大きいこと。

などから、高回転時のピストンまわりの摩擦損失急増の原因是、ピストンピンまわりのピストンの回転運動による、ピストンスカート部とスリーブの間の衝突に伴う摩擦状態の悪化によるものであることが予想された。そこで、以下に述べる追加確認テストを行なって、本考察の裏付けを行った。

5. 追加確認テスト

5.1 スリーブ加振力測定

高回転時の摩擦損失急増の主因が、ピストンスカート部の衝突とすると、スリーブのスラスト方

向の加振力に何らかの徵候が現われるのではないかと考え、低スカート剛性仕様と上面重量付加仕様について、ピストン上死点付近でのスリーブ加振力を測定した。図11に測定結果を示す。摩擦損失の大きい仕様では、15000rpmを境にスリーブ加振力が急増しているのに対し、摩擦損失の小さい低スカート剛性仕様では、高回転時においても加振力のレベルはあまり変化せず、その発生タイミングが移動していることがわかった。このことは前記の考察を裏付けていると思われる。

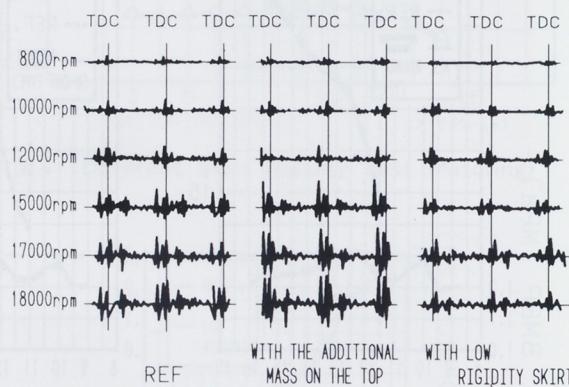


図11 Measurement of Exciting Force

5.2 オフセットシリングエンジンテスト

ピストン側圧が最大になるタイミングを変える方法として、シリング軸線をクランク軸中心に対してオフセットさせることが有効であることが知られている⁽⁴⁾。そこで、供試エンジンと同じ仕様のエンジンでシリング軸線をオフセットさせたエンジンを、摩擦損失低減を狙って作成し、テストを行った。

ピストン摩擦損失を〔側圧〕 × 〔ピストンスピード〕の1サイクルを通した積分値で評価した場合⁽⁴⁾、その値は図12のように〔オフセット量／クランク半径 (= β : オフセット率) 反スラスト側を正とする〕と回転数によって変化する。

10,000rpm以上で効果のあるオフセット率は、ほぼ $\beta = 0.3 \sim 0.4$ であることがわかる。

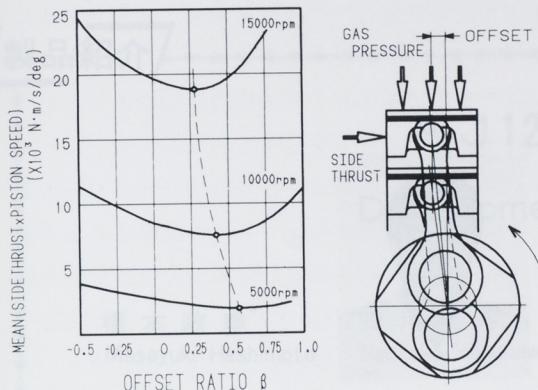


図12 Offset Cylinder Engine

図13に $\beta = 0$, $\beta = 0.25$, $\beta = 0.5$ の場合のファイアリングテスト結果を示す。12,500rpmで最大4%の性能向上がみられる。この結果が即、ピストン側圧低減による効果を表わしているという確証はないが、モータリングでは摩擦損失低減は見られなかったことを合わせて考えると、その可能性も充分考えられる。尚、オフセットさせることによる排気量増分は $\beta = 0.5$ で 0.3% と性能増分と比較してわずかである。

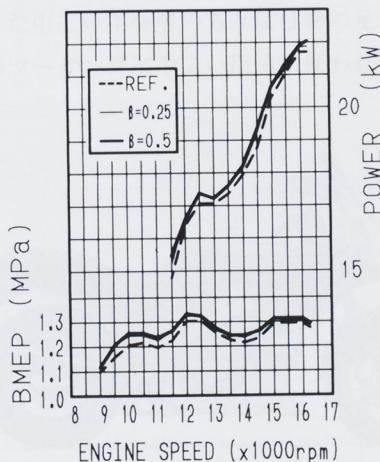


図13 Offset Cylinder Engine Test (Firing)

6. 結論

ピストン形状や重量等が、高回転時の摩擦損失に与える影響を明らかにするために、様々な形状、剛性、重量バランスのピストンを作製して、モータリング法による摩擦損失を測定し、以下の結論を得た。

- (1) 高回転時のピストンまわりの摩擦損失急増の主な原因は、ピストンのピンまわりの回転によるスリーブとの衝突に伴うピストンスカート部の摩擦状態の悪化によるものである。
- (2) 従って、高回転時のピストンまわりの摩擦損失低減のためには、以下の手段が有効である。
 - a) スリーブとの衝突を緩和させる手段として、
 - イ) 耐久性が確保できる範囲でスカート剛性を下げる。
 - ロ) ピストンの重心を可能な限りピストンピンに近づける。
 - ハ) シリンダ軸線をクランク中心に対してオフセットさせる。
 - b) ピストンスカート部の摩擦状態を改善する手段として、
 - イ) スカート部に、全周にかかる範囲で油溝を設ける。

〔参考文献〕

- (1) 瀧口、町田、古浜：自動車技術会学術講演会前刷集 871-871003 (昭62-5)
- (2) 伊藤、許斐、岩下：自動車技術会論文集 37, P163-169 (1988)
- (3) H.M.Uras D.J.Patterson: SAE Papers 830416
- (4) 澤、堀、菊池：茨城大学工学部研究集報 34, P77 (1986)

■著者■



土 田 直 樹



都 竹 庄 幸

製品紹介

F J1200Aの開発

Development of FJ1200A

橋本政幸*

Masayuki Hashimoto

安川直孝**

Naotaka Yasukawa

林三智也***

Michiya Hayashi

田島嘉樹****

Yoshiki Tajima

1. まえがき

F J1100はヤマハのフラッグシップモデルとして'84年にヨーロッパにデビューした。その後2回のマイナーチェンジを経て排気量も1200ccにアップされたが、基本的なスタイルを変えることなく現在に至っている。

特にヨーロッパにおいて、F Jはハイパフォーマンスと高レベルの操縦安定性とツーリング機能を兼ね備えたスポーツツアラーとして定着している。また巾広い年令層の方々に日常の足から2人乗りのツーリング迄巾広い用途に使われており、

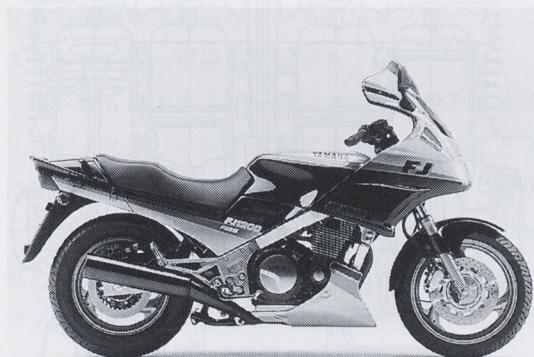


写真1 F J1200A

乗り易く求め易いモーターサイクルとして多くの支持を受けている。

2. 開発の狙い

'91モデルのF J1200はヨーロッパのスポーツツアラーの頂点に立つことを狙いとして、以下に示すようなツーリング機能の向上にポイントを置いて開発された。

●体感振動の画期的低減

4サイクル初のオーソゴナルマウントを採用し常用回転域での体感振動を大幅に低減した。

●高速ウインドプロテクションの向上

スクリーン上部左右に整流板を設けたエアロスクリーンを採用し、ライダーに対する風当たりや渦によるヘルメットのぶれを低減した。

●乗り心地の向上

リヤサスペンションのストロークを増やし、乗り心地を向上した。

●騒音の低減

ヘッドシリングダフィンの間にダンパーを装着したとの吸排気系の見直しで2dB騒音を低減した。

●アンチロックブレーキシステム(A B S)装置車、F J1200Aの設定

スポーツツアラーとして多様な使用環境のもとで、より一層快適に走行を楽しめるようA B Sを

* 第1開発部 プロジェクトリーダー

** 第4開発部 エンジン設計担当

*** 事業企画部 車体設計担当

**** 第4開発部 A B S担当

搭載したFJ1200Aをバリエーションモデルとして設定した。

3. エンジン関係

3.1 エンジンの特徴

エンジンイラスト透視図及び縦断面図を図1, 2に示す。

●特徴

(1) パワーユニットには、空冷、DOHC・4バルブ・並列4気筒1188ccエンジンを採用し、最高出力125PS/8500rpm、最大トルク711.1kg·m/7500rpmを発生する。

1200ccならではの中低速域でのトルクと、強大なパワーが特徴です。

(2) メカノイズ低減として、カムチェーンにサイレンチェーンを採用している。又、ヘッドシリンダーのフィン間にダンパー、ドライブスプロケットカバーに防振ラバーを装着し、メカノイズの低減をしている。

(3) クラッチは油圧式を採用し、クラッチの操作を軽くすると共にメンテナンスフリーとしている。又、クラッチスプリングにダイヤクラムスプリングを使用し、クラッチ容量を増している。

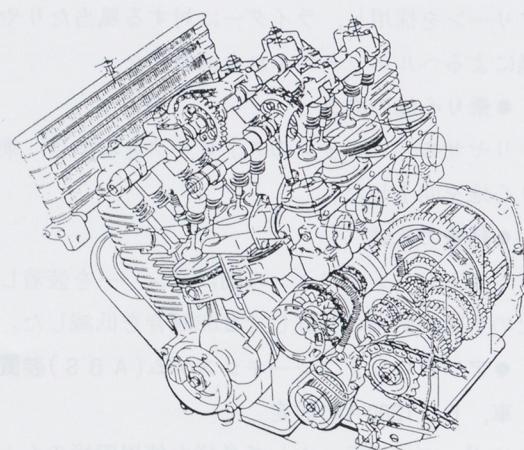


図1 エンジン透視図

(4) 大型オイルクーラーを装着し、エンジン高出力化による油温上昇を抑え、オイルクーラー専用のオイルポンプを潤滑経路に設けオイルクーラーの効率アップを計っている。

(5) カムシャフト軸受を各気筒のカムとカムの間に設け、センターキャップ式カム軸受として軸受数減少によるロス馬力低減、カムシャフト全長短縮による軽量化、ヘッドカバー巾短縮によりフレームの取り廻し自由度大としている。

(6) バンク角確保のため、ACGをクランクケース背中に配置、又オイルフィルターをクランクケースロア前側より左側へ配置し、エキゾーストパイプ4本を真中に寄せる事により#1, #4のエキパイのバンク角を確保した。

4. 車体関係

'84FJ1100 の開発コンセプトとして強力なパワーに負けない剛性を確保するためラテラルフレー

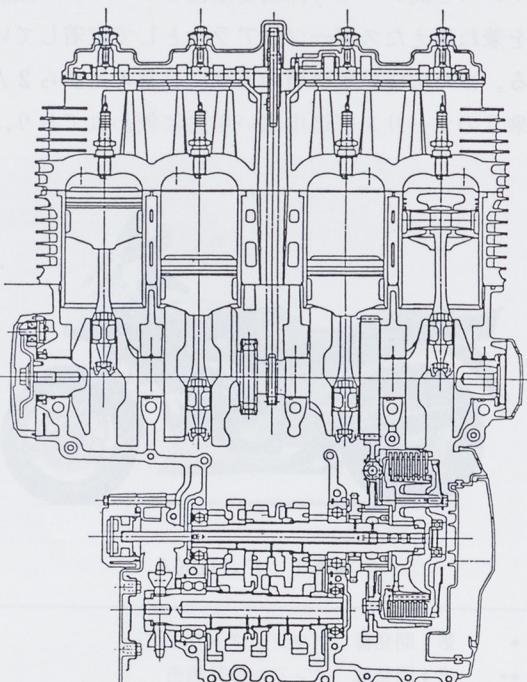


図2 エンジン縦断面図

ムが開発され、市場において高い操縦安定性を評価され今日に至っている。'91年モデルは更に熟成を図るべく、これらの優れた技術を踏襲しスクリーン新作によるウインドプロテクションの向上、エンジンマウント方式（オーソゴナルマウント化）変更による振動低減、ヘッドライト新作による夜間走行機能の向上及び外観商品性向上等を行なった。

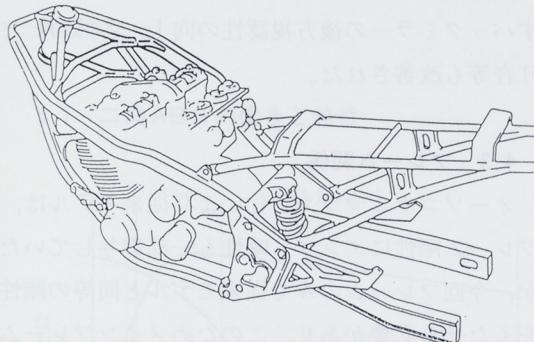


図3 ラテラルフレーム

負圧を生じ渦を巻きながら後方へ流れていく。この現象によりヘルメットが左右に振られるような状態が発生しやすい。又、スクリーンを越えた風も同様に負圧となり渦を巻きながら後方に流れていくが、この渦により不快なヒューヒューチューンが発生する。

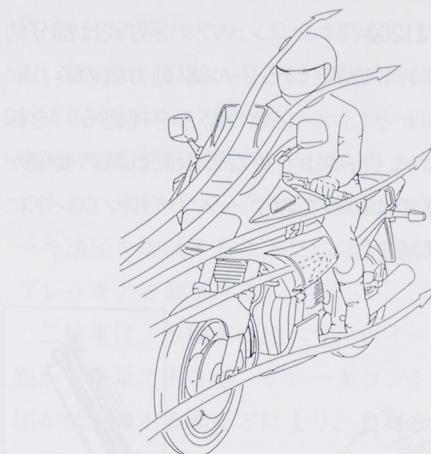


図4 エアロスクリーン

4.1 ウィンドプロテクションの向上

'84年スーパースポーツとして市場に導入したが市場の進化の要望はよりツーリングスポーツの方向で長距離ツーリングでも疲れ難く、積載性も十分ある車両が求められている。反面スポーティなスタイリング、機能も要求されている。

150km/h以上のスピードで走行する場合、カウリング・スクリーンの役割は重要である、特にFJ1200は長距離・長時間走行が可能な自然なライディングポジションが要求されるためスクリーンを越えた風がライダーのどの部分に強く当たるかでウインドプロテクションの性能が決まる。又、ライダー全体を被うようなスクリーンは、スクリーンとライダーの間に負圧が生じ後ろから背中を押されるような違和感を生じる。

4.1.1 乱流（タービュランス）・ノイズ

通常の車両はスクリーンを越えた風がヘルメットに当たりサイドを抜け剥離していくが、この時

4.1.2 エアロスクリーン

ウインドプロテクションを向上させタービュランスとノイズを減少させる。なおかつ、外観商品性も満足できるカウリング・スクリーンの開発を行なった。走行実験、風洞実験を重ねた末にスクリーン上面に整流板を二枚設けた新しい形状のエアロスクリーンを開発した。このスクリーンの特徴は極端に大きな形状を取ることなくスクリーン

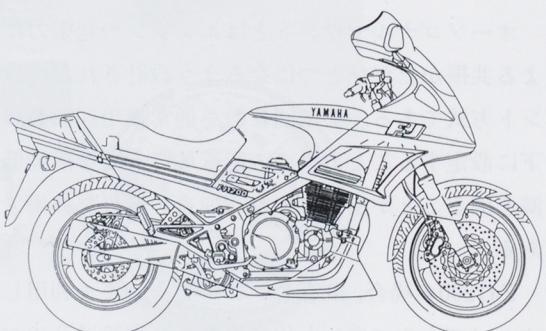


図5 車両透視図

に当たった風をヘルメットの上方へ逃がすことで十分なウインドプロテクションが得られ、ヘルメットのサイドを抜ける風も整流板により拡散されタービュランスの減少で快適な高速走行を可能にするものである。

4.2 振動低減

従来のFJ1200のエンジンマウント方式は部分的ラバーマウント方式（チェーン駆動力側のみリジットマウントとしエンジンの動きを抑える）を採用していたが、市場より更なる振動低減の要望があり大型車では初めてのオーソゴナルマウントによる振動低減を図った。

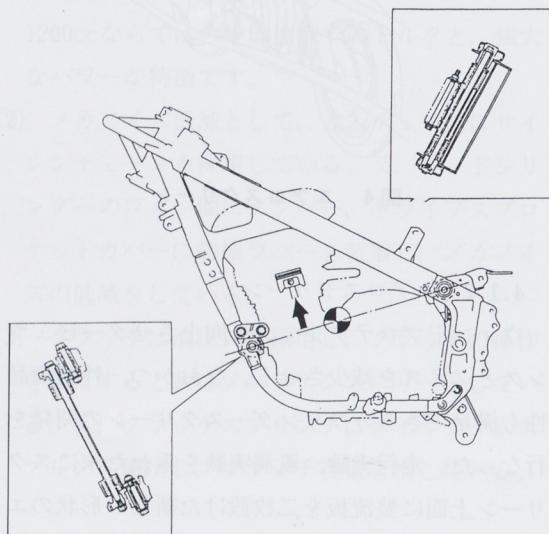


図6 オーソゴナルマウント

4.2.1 オーソゴナルマウント

オーソゴナルマウントとはエンジンの起振力による共振がただひとつになるよう設計されたマウント方式である。共振回転数を通常使用回転数以下に設定することで全ての回転域で大幅な振動低減を図ることが出来るヤマハ独自の優れた技術である。

FJ1200の場合、既存エンジンをそのまま利用しオーソゴナルマウント化するあたり理論通りのマウント位置を選べないという大きな制約の中で、

ゴムのバネ定数、ゴム容量等の計算を行ない設計展開した。又、チェーン駆動力の押さえはエンジンとフレームの間にストッパーを設けエンジンの動きを止めた。

4.2.2 オーソゴナルマウント効果

テスト、評価を繰り返し行ない共振回転数をベストの位置に設定することで通常使用回転域からレッドゾーンに至る領域で体感的に皆無に等しい振動レベルに達成した。又、体感振動のみならずバックミラーの後方視認性の向上、各部のビビリ音等も改善された。

4.3 フレーム関係

オーソゴナルマウント化により従来モデルは、フレーム剛性にエンジン剛性も一部寄与していたが、今回フレームのみで従来モデルと同等の剛性をもたせる必要があり、このためメインフレームタンクレール、ダウンチューブの一部及びヘッドパイプを支えるパイプ等のサイズの大径薄肉化を行ない剛性アップを狙った。又、ガセット類の廃止、小型化で重量軽減、溶接長削減も狙った。

〈主なパイプサイズ変更点〉

タンクレール $\square 40 \times 25 \rightarrow \square 50 \times 30$

ダウンチューブ $\square 28 \times 28 \rightarrow \square 40 \times 25$

重量は従来モデルに対し0.5kgの低下

4.3.1 艏装部品

タンクレールサイズアップに伴ないタンクレールより上側の艏装部品（フェューエルタンク、シート、サイドカバー等）は全てサイズアップ分移動させる設計により部品共通化を図った。

4.4 その他

カウリング新作に伴ない一体感あるニューヘッドライトの開発で夜間視認性の向上、メンテナンスフリーバッテリーの採用、騒音低減設計等により確実な熟成ができた。

5. アンチロック・ブレーキ・システム

FJ1200Aには、国産の市販モデルとしては初めて、アンチロック・ブレーキ・システム(ABS)が搭載されている。

ABSは、乗用車や商用大型車等では、急速に普及が進んでいるが、二輪車には特有の、技術上・開発上・製造上の困難さがある。以下、二輪車のABSの特性と、FJ1200AのABSの特徴について解説する。

5.1 二輪ABSの働きと特性

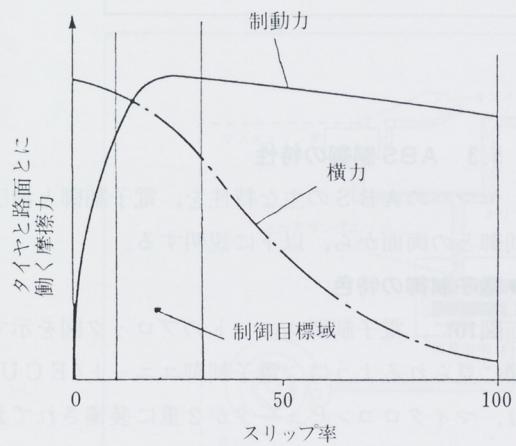


図7

図7に示すのは、タイヤと路面との間に働く摩擦力の概念図である。

ブレーキをかけると、タイヤと路面との間にスリップが発生する。そのスリップの程度(スリップ率)を、適切なレベルにコントロールすることにより、急制動時の制動力を確保する事が、ABSの狙いである。2輪車の安定性は、車輪回転とタイヤへの横力との、二つの要素によって得られる。従って、二輪ABSは急制動時に、過剰入力による車輪ロック傾向をコントロールすることで、車両の安定性と制動力の両者を得ようとするものである。車輪のロック傾向の防止の為には、ブレーキ油圧を加減することで、ディスクブレーキのブレーキ力を制御する。

二輪車は、四輪車に比べて、ホイールベースが短かく軽量である事、ブレーキコントロールの油圧が低圧である事などにより、良好なレスポンスと繊細な制御が、ABSシステムには求められる。

5.2 ヤマハのABSの構成

図8は、ヤマハのABSの構成部品の写真である。

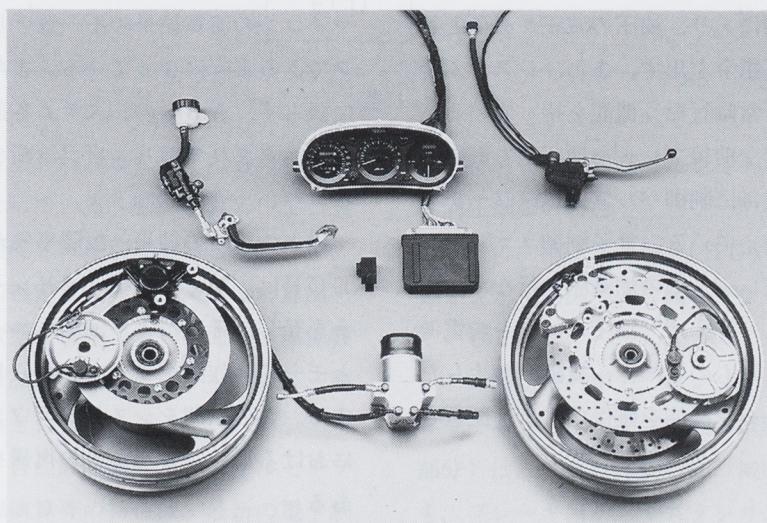


図8

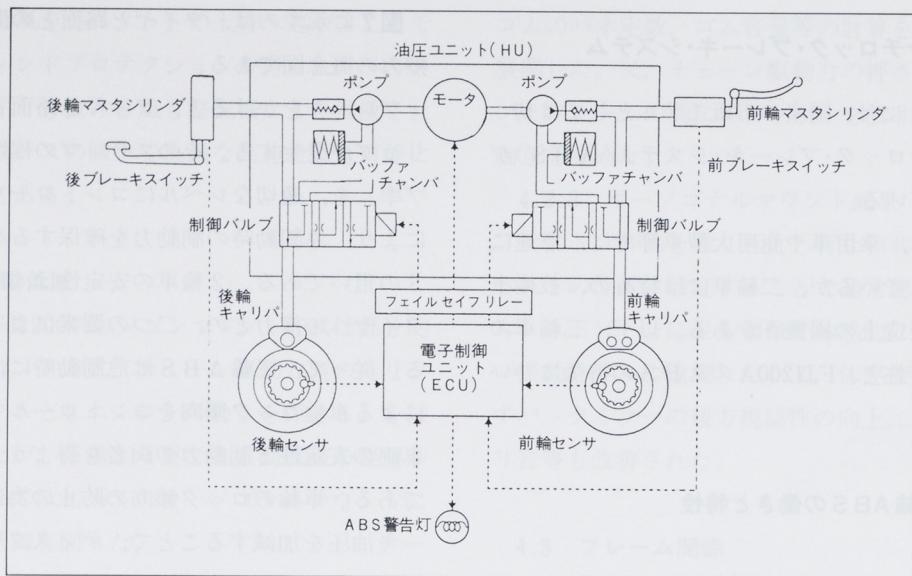


図 9

図9は、ABSのシステムブロック図である。油圧系は、前ブレーキと後ブレーキと、各々独立に配置され、通常のモータサイクルと同様の、ブレーキ操作を行なうものとなっている。

センサは、前後輪に1つずつ設けられ、車輪の回転により電気パルスを発生し、電子制御ユニットに信号を送る。

電子制御ユニットは、各車輪センサの信号を演算処理し、車輪の回転状態を常時判定している。車輪がロック傾向にあり、油圧の減圧が必要と判断されると、減圧指令を出す。また、システム全体の故障診断をも常時行なう機能を持っている。

油圧ユニットは、前後ブレーキ油圧系を制御するもので、各系統毎に制御バルブ、バッファチャンバ、ポンプを備えている。電子制御ユニットの指令に従って、ブレーキ系の加減圧を行なう。

フェイルセイフリレーは、油圧ユニットの電源コントロールをするもので、万一故障が発生した場合に、通常ブレーキ機能を確保するよう配置されている。

5.3 ABS制御の特性

ヤマハのABSの主な特性を、電子制御と油圧制御との両面から、以下に説明する。

●電子制御の特色

図10に、電子制御ユニットのブロック図を示す。図に見られるように、電子制御ユニット(ECU)は、マイクロコンピュータが2重に装備されており、それらは同じ制御演算を行なっている。マイコンの故障などの電子回路の異常は、この2つのマイコンの演算結果の不一致として、常時チェックできるようになっている。また、ECUの故障に限らず、ABSのシステム各部分の、作動状態もモニタされており、自己診断を常時行なっている。

以上の診断の結果、故障事象が判明した場合、ECUは、フェイルセイフリレーを切るように指令を発し、それにより油圧ユニットのソレノイドとモータは作動を止め、またABS警告灯が点灯する。この状態をシステムダウンと呼び、故障時における通常ブレーキへの復帰を保証する処置である。

電子制御ユニットの制御演算は、1000分の8秒

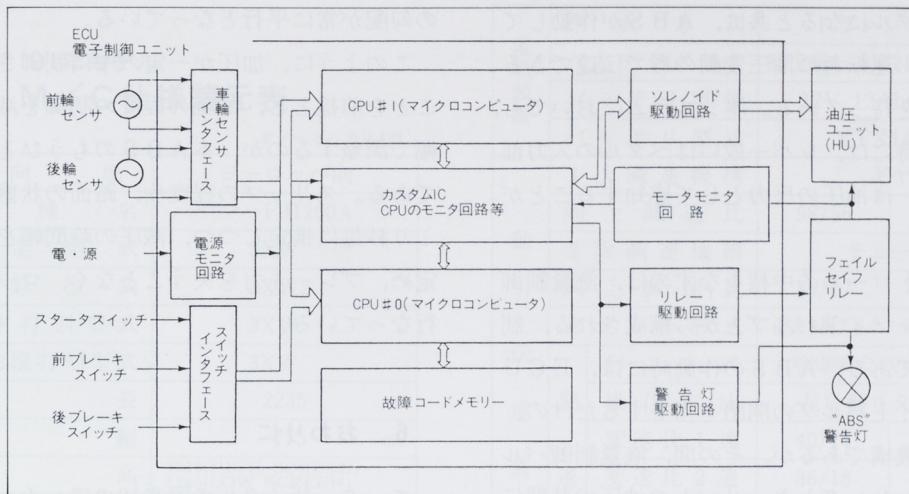


図10

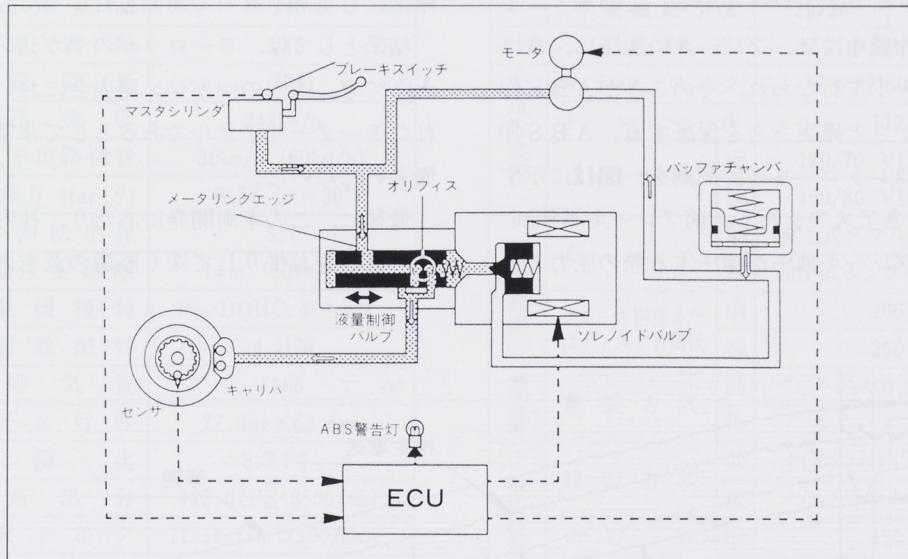


図11

(8ミリ秒)毎に行なわれ、また、その各々の間で自己診断をも行なっている。制御演算の中でECUは、各車輪の速度・減速度等をはじめとして、車両の走行速度の推定・車両の加減速度の算出・車輪のスリップ状態の推定・走行路面の摩擦係数の推定など、多様な制御パラメータを計算し、高度な油圧制御判断を行なう。

以上に述べた、自己診断機能・フェイルセイフ設計・高度な制御演算等の特性は、最新の電子制御式ABSならではのものであり、ヤマハのABS

Sを特徴づける際立った点である。

●油圧制御の特色

図11に、油圧ユニット(HU)をめぐる、油圧回路系を示す(図では片側のブレーキ系のみを示している)。

この油圧系の中で、ソレノイドバルブからバックチャレンバ、ポンプに至る経路(図中の白抜き部分)は、ABS作動時に、減圧したブレーキ液を、ブレーキ側からマスターシリンダ側に汲み戻す回路であり、通例循還型と呼ばれる。循還型は機

構的にシンプルになると共に、A B Sが作動していることを、運転者に油圧変動の形で伝達できるという特性を持っている。本システムにおいても、A B S作動時には、レバー或いはペダルの入力部で、ライダーは油圧の反力として感知することができる。

油圧コントロールの中核をなすのは、液量制御バルブとソレノイドバルブとから構成される、制御バルブ部である。A B Sの作動時には、E C Uは、ソレノイドバルブの開閉を指令するだけの、シンプルな機構であるが、その間、液量制御バルブがマスタシリンダとキャリパとの油圧の状態に反応し、キャリパに加えられるブレーキ圧を、適正なスピードにコントロールする。この働きにより、A B S作動中には、ブレーキの加圧は、常に一定のスピードで行なわれ、そのことがA B S作動の、滑らかさと確実さとを保証する。A B S作動時の油圧コントロールの計測例を、図12に示す(路面:水まきアスファルト、前ブレーキ単独制動の例)。前ブレーキ油圧が増圧する際の圧力上昇

の勾配が常に平行となっている。

このように、加圧が一定の率に制御されていることを前提とし、減圧の程度の制御を減圧の時間幅で調整するのが、本A B Sのもうひとつの特色である。スリップの程度や、路面の状態などを8ミリ秒毎に推定しつつ、減圧の時間幅を最適値に定め、ブレーキ力を失うことなく、ロック回避を行なっている。

6. おわりに

モーターサイクルで国産初のアンチロックブレーキシステム(A B S)採用機種であり、信頼性の確保にも重点を置いて開発を行なった。

結果としては、ヨーロッパのマガジン発表会においても、国内のマガジン発表会においても、優れたモーターサイクルであるとして非常に高い評価をいただいた。

最後に、この車両開発にあたり、社内外関係各位に紙面をお借りして深く感謝の意を表します。

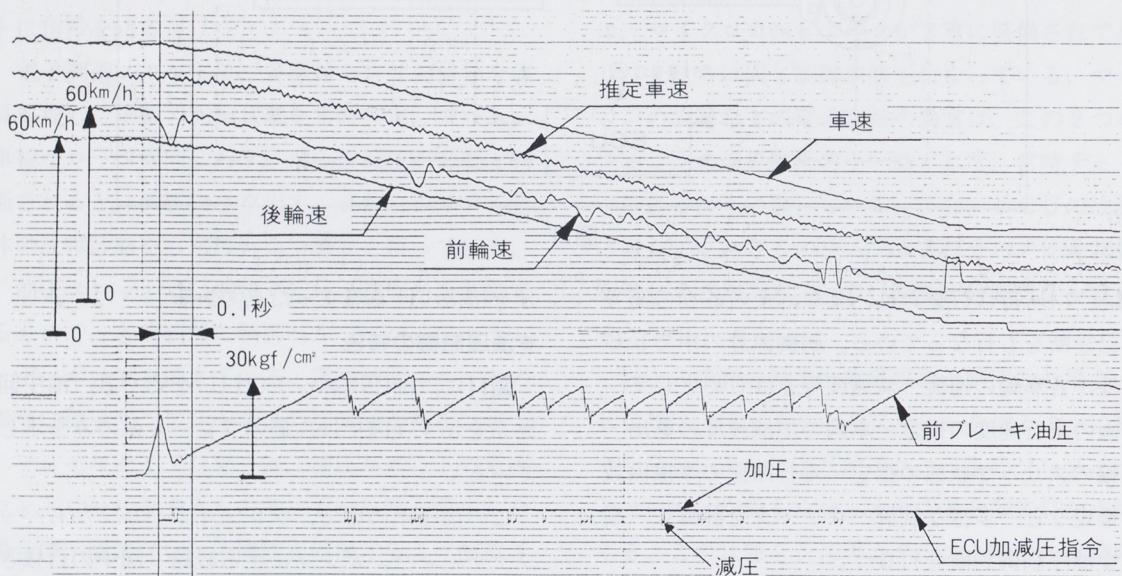


図12

'91年モデル
M/C仕様諸元表

※メートル表示1/2

仕向地		ヨーロッパ向
機種名	ヤマハFJ1200A	
認定型式	3XW	
登録型式	3XW2	
車体打刻型式	3XW	
原動機打刻型式	3XW	
全長	2235	mm
全幅	775	mm
全高	1315(HIGH SCREEN) 1245(LOW SCREEN)	
シート高	790	mm
軸間距離	1495	mm
最低地上高	140	mm
乾燥質量	248	kg
装備質量	271	kg
最高速度	243km/h	
舗装平坦路燃費	30km/ℓ (60km/h)	
登坂能力 ($\tan \theta$)	0.57 ($\theta = 30^\circ$)	
最少回転半径	3.1	m
制動停止距離	14m (50km/h)	
原動機種類	4~, DOHC, 4バルブ	
気筒数配列	4気筒	
総排気量	1188	cm³
内径 × 行程	77.0mm × 63.8mm	
圧縮比	9.7:1	
最高出力	125.0 (PS・8500/min)	
最大トルク	11.1kgf·m (7500/min)	
始動方式	セル式	
潤滑方式	強制圧送ウェットサンプ	
エンジンオイル容量	4.2	ℓ
エレメント種類	乾式不織布	
燃料タンク容量	22	ℓ
キャブレタ型式	BS36	

電気装置	点火方式	トランジスタ式	
	点火プラグ型式	DPR8EA-9, X24EPR-U9	
	バッテリ容量	12V, 12Ah(10H)	
	バッテリ型式	YTX14-BS	
動力伝達装置	1次減速機構	ギヤ	
	同上減速比	98/56	1.750
	2次減速機構	チェーン	
	同上減速比	39/17	2.294
	クラッチ形式	湿式多板ダイヤフラムスプリング	
	形式	常時噛合式前進5段	
	操作方法	左足動リターン式	
	変速比1速	40/14	2.857
	変速比2速	36/18	2.000
	変速比3速	33/21	1.571
機械装置	変速比4速	31/24	1.292
	変速比5速	29/26	1.115
	フレーム形式	ダブルクレードル	
	キャスター	27°30'	
	トレール	112	
走行装置	タイヤサイズ	前	120/70 V17-V250
		後	150/80 V16-V250
制動装置	形式	前	油圧式ダブルディスク
		後	油圧式シングルディスク
	ブレーキ胴径またはディスク有効径	前	266 mm
		後	250 mm
懸架装置	懸架方式	前	テレスコピック
		後	スイングアーム
緩衝装置	緩衝方式	前	オイルダンパコイルスプリング
		後	オイルダンパコイルスプリング
	ホイール	前	150 mm
	トラベル	後	119 mm
灯火及照明	ヘッドライトバルブ種類	バルブ脱着式	
	ヘッドライト	12V, 60W/50W	
	マーカーランプ	12V, 4W	
	テール/ストップランプ	12V, 5W/21W × 2	
	フラッシュランプ	12V, 21W × 4	

■著者■



橋本政幸



安川直孝



林三智也



田島嘉樹

/ 製品紹介 /

ヤマハ MD859KUH形エンジン

YAMAHA MD859KUH Type Diesel Engine

江川 登*
Noboru Egawa松田 守弘**
Morihiro Matsuda中島 真***
Makoto Nakajima藤野 誠治****
Seiji Fujino

1. はじめに

近年、漁場はますます遠隔化し、余裕ある航走と高速化のニーズから、高出力化の要求が一層強くなっている。

図1に漁船法馬力数90のヤマハエンジンの最大出力の年次推移を示す。出力の伸びは急速であり、年率約10%の上昇となっている。

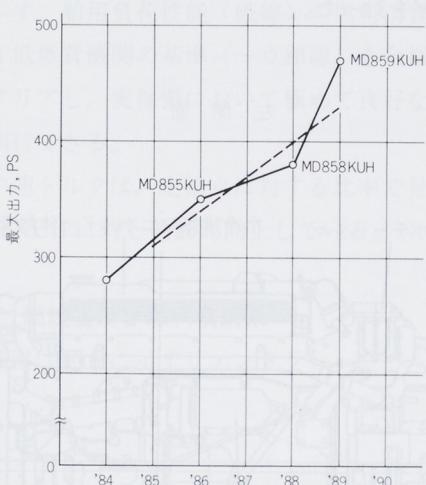


図1 漁船用エンジン出力推移(マリンギヤ軸端出力)

この様な中で、MD858KUH型インタクーラ付ターボ過給エンジンに対し、4弁構造をはじめ、種々の新技術を採用し、クラス最高の出力を達成した新エンジンMD859KUHを開発したので、以下に概要を述べる。

2. 開発の基本方針

(1) 出力性能

軸平均有効圧力(以下Pme) 21.6 kg/cm^2 を達成し、漁船法馬力数90クラス最高の高出力エンジンとする。また、高出力にふさわしい低中速トルクを確保し、加速性を向上するとともに、市場ニーズである始動時白煙及び加速時黒煙の低減を図る。

(2) 信頼性、耐久性

Pmeアップに伴う熱負荷部品、運動系部品及び冷却系部品などに十分配慮し、従来エンジンと同等以上の信頼性、耐久性を確保する。

(3) 軽量、コンパクト化

出力当たりのエンジン重量及び容積にて最高レベルを確保し、艇体への搭載性及び保守点検性に優れたものとする。

(4) 操作、取り扱いの快適化

従来エンジンに対してメーターパネルなどの電装品、リモコン装置等全面的に見直し、視認性、操作性など格段に良くする。

* マリン本部 エンジン事業部 企画部

** 三信工業(株) 第二技術部

*** 日野自動車工業(株) エンジンR D部

**** 日野自動車工業(株) エンジンR D部

3. 諸元

表1にMD859KUHの主要諸元をMD858KUHとの対比で示す。また図2にMD859KUHの外観図を、図3に横断面図を示す。

(1) 最高出力は470PSで、MD858KUHに比較して約24%向上し、このクラスで最高レベルの排気量当たり出力55PS/Lを達成している。

(2) 排気量当たりの重量及び容積についても、約15%向上し、さらに軽量、コンパクトなものとなっている。

4. 出力性能

従来、排気量8~10Lクラスのターボ過給ディーゼルエンジンのPmeは、車両用で13~14kg/cm²、船用でも17~18kg/cm²がトップレベルであったが、MD859KUHではそれらを超えた21.6kg/cm²を達成するため、

(1)燃焼室形状と噴射系の最適化

(2)吸排気弁各2個の4弁化と吸排気ポートの最

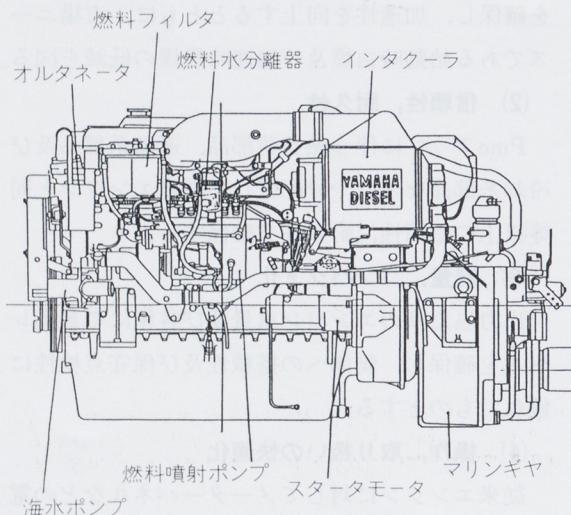
	MD859KUH	MD858KUH
最大出力 PS/rpm	470/2,300	380/2,300
シリンダ配列、数	L-6	←
燃焼室型式	直接噴射式	←
内径×行程 mm	117.8×130	←
排気量 cc	8,501	←
圧縮比	15.5	←
弁数/シリンダ	4(吸排気各2)	2(吸排気各1)
エンジン全長 mm	1,655	1,608
エンジン全幅 mm	931	902
エンジン全高 mm	1,077	1,037
乾燥重量 kg	1,175	1,130
軸平均有効圧力 kg/cm ²	21.6	17.5
排気量当たり出力 PS/L	55.3	44.7
出力当たり重量 kg/PS	2.5	3.0
出力当たりパッケージ容積 L/PS	3.5	4.0

表1 エンジン主要諸元 (マリンギア村)

適化

- (3)高压噴射型インジェクションポンプの採用
(4)ターボチャージャーのマッチング
などを行った。

右側面



左側面

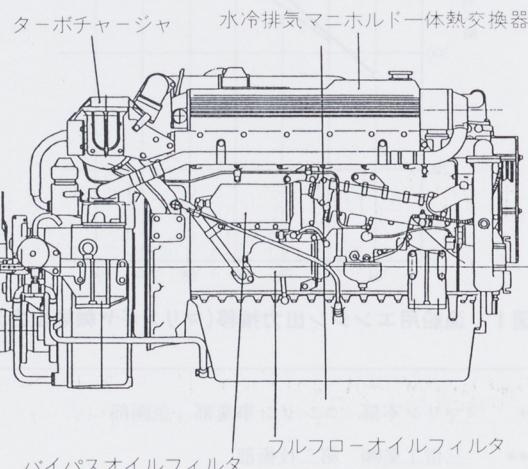


図2 機関外観図

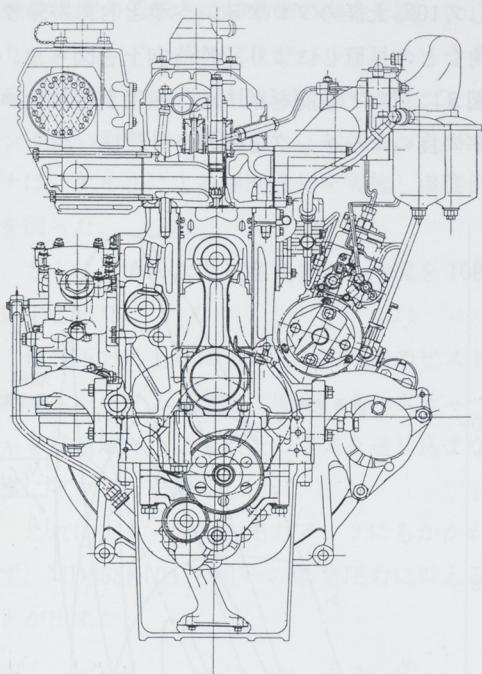


図3 機関横断面図

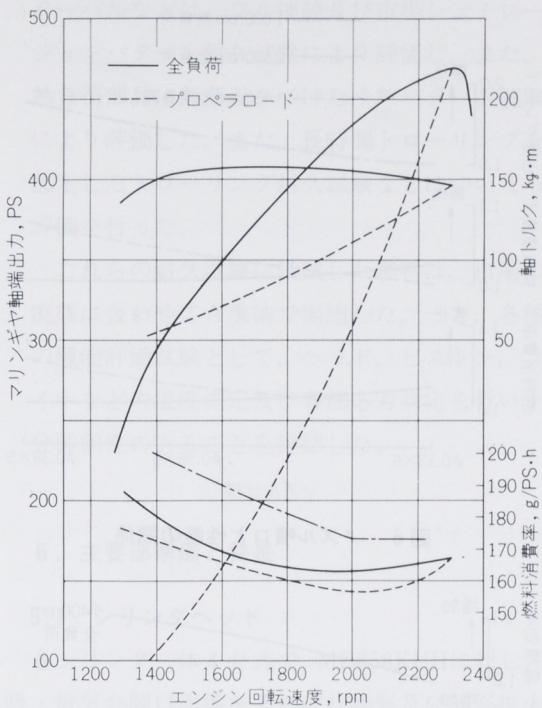


図4 MD859KUH 性能曲線

図4にMD859KUHの全負荷性及び船用負荷性能を示す。船用負荷性能（破線）の燃料消費率は、水産庁低燃費機関の基準（一点鎖線）を余裕を持ってクリアし、実稼働において極めて良好な経済性が期待できる。

低中速トルクは、定格点に対する比率で見るとMD858KUHに対し約20%向上している。

4.1 燃焼室及び燃料噴射系

燃焼室は図5に示すリエントラント型で、キャ

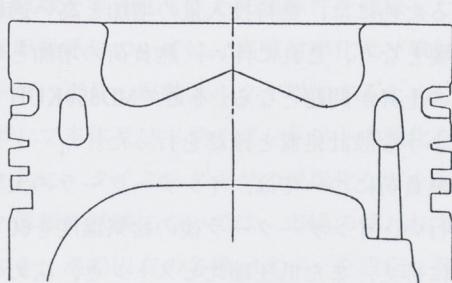


図5 燃焼室形状

ビティ径、深さ等を高過給用に選定し、圧縮比について、始動時白煙を考慮しつつ、15.5とした。

噴射ポンプはボッシュP-S3S型を採用し、また4弁の中央に配置したノズルは、低中速域性能及び白煙を考慮して、小径多噴口の $\phi 0.33 \times 6$ を選定した。

図6にノズルと性能の関係を示す。

始動時白煙対応としては、MD858KUHに対して低中速域で動的燃料噴射タイミングを2~5°進め、さらにNo.4, 5, 6気筒の燃料を適宜電磁弁で遮断するPSDバルブ（減筒運転バルブ）付き噴射ポンプを採用した。

加速時黒煙については、ブーストコンペナセータを装着して黒煙と加速性を、また低速安定性については、噴射系仕様とガバナ制御勾配を台上及び実船テストにて最適化を図った。

4.2 バルブタイミング

低中速域で体積効率を向上させてトルクを確保

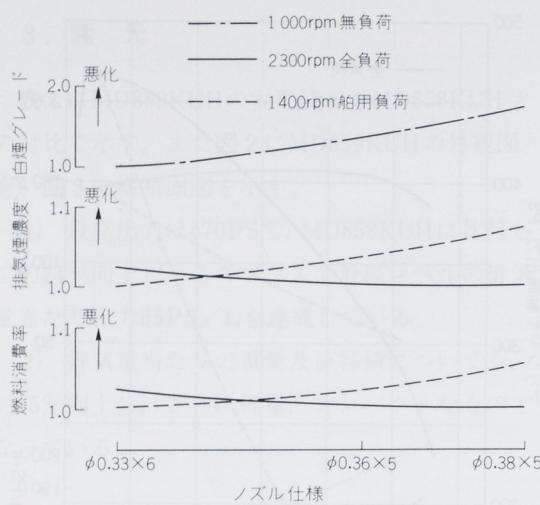


図6 ノズル噴口と性能の関係

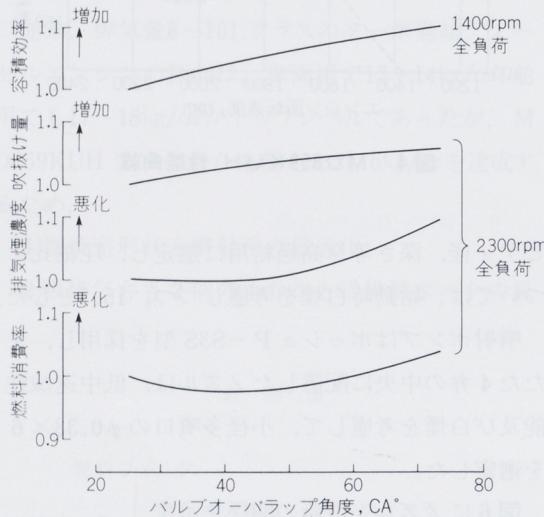


図7 バルブオーバラップによる性能への影響

し、また高速域で吹抜け空気量を増加させてポンピングロスを低減して燃費を改善するため、MD858KUHに比較して吸気弁の開弁時期を早め、排気弁の閉弁時期を遅らせた。オーバラップの選定は図7に示すように、最大出力点の燃費を重視して45°とした。

4.3 ターボチャージャ

ターボチャージャは石川島播磨重工業製RHC9型で、高い圧力比を確保するため、MD858KUHに

対して10%大径のプロアインペラとし、バックワード角などの見直しにより、性能向上を図った。

図8にプロア性能を示すが、船用負荷において効率の良いマッチングとした。

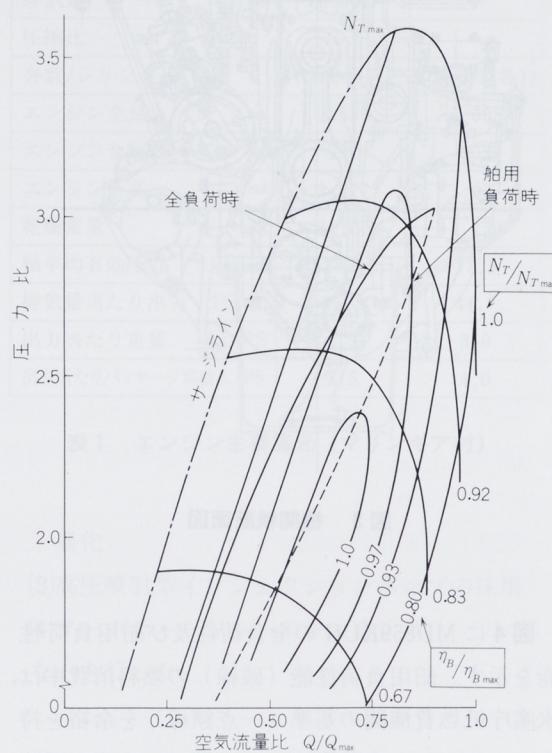


図8 ターボチャージャ コンプレッサ マップ

5. 高出力化に伴う問題点の対策と構造上の特長

小排気量のターボ過給エンジンで、高出力を確保するためには、燃料投入量の増加と高い過給圧が必要となり、これに伴い、熱負荷の増加と爆発圧力の上昇が問題となる。そこでMD859KUHでは、次のような設計処置と確認を行った。

- (1) 熱負荷については、インタークーラの大型化を行い、インタークーラ後の給気温度を60°C以下に抑え、また低圧縮比ピストンと、広めのバルブオーバラップカムシャフトの採用により、

燃焼温度の低減と冷却効果の向上を図った。シリンドヘッド、バルブ及びバルブシートなどは耐熱性向上のため、MD858KUHに対して、1ランク高い耐熱材を採用した。ピストン及びライナは、オイルによる強制冷却を実施し温度低減を図った。

さらに、清海水冷却容量を増し油温を100℃以下とした。

(2) 爆発圧力の上昇についても、既述のピストンとカムシャフトの選定に加え、ターボチャージャを高速域では必要以上の空気を送り込まない様にプロアーチを選定した。

これにより、24%の出力アップにもかかわらず、MD858KUHと同一の爆発圧力に抑えることが出来た。

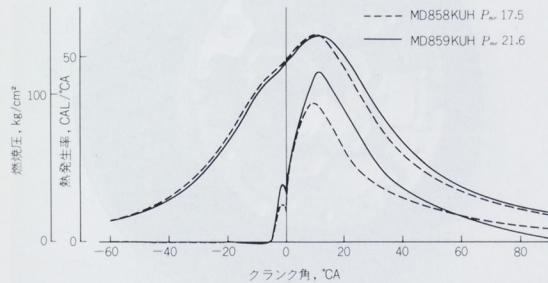


図9 MD858KUHとMD859KUHとの燃焼解析の比較

図9に燃焼解析結果を示すが、高いPmeを確保した上で、爆発圧力を抑えると上死点後の燃焼割合が増加するため、ピストンリング、ライナのスカッフ及びクランク系のねじり振動、強度などが不利になるので、十分耐久試験及び機能試験を実施して、その信頼性を確保した。

(3) 駆動系については、高噴射率化及び噴射量アップにより、駆動トルクが増加するため、噴射ポンプ本体及びドライブシャフトの強化を行うと共に、タイミングギヤの浸炭化などを行った。

(4) 信頼性試験については、市場の使われ方に基づき、漁船固有の各種パターンを設定し評価した。オイル消費、摩耗、メインテナンスのイン

ターバルなどは、フル連続及び市場シミュレーションパターン耐久試験により評価し、また、熱負荷部品は熱落差をつけた冷熱パターン試験により評価した。また、長時間トローリングを想定したトローリング耐久試験などについても評価を行った。

これらの耐久試験に供試した燃料は、市場の実態に合わせてA重油で実施した。一方、各種の機能評価試験として、ヘッド、ピストン、ライナなどの温度測定及び各部応力測定を行い十分信頼性のあることを確認した。

6. 主要部構造と特長

6.1 シリンダヘッド

6 シリンダ一体4弁式で、MD858KUHに対し、吸・排気弁開口面積をそれぞれ40%及び50%拡大して、スムーズなガス交換を可能とした。細部の形状及び寸法の決定に際してはFEM解析を行い、剛性はもとより内部冷却通路の機械的応力及び熱的応力の集中が生じないよう十分配慮した。

図10に有限要素法による応力解析モデルを示す。

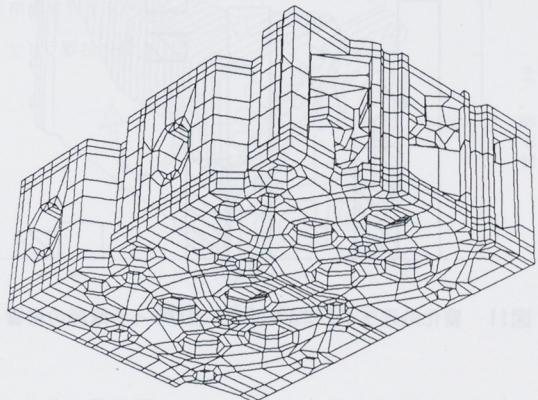


図10 有限要素法による応力解析モデル

また、シリンドヘッド材質は耐熱強度を向上させるため、高モリブデン特殊合金鉄を採用した。

6.2 シリンダーブロック及びシリンダーライナ

シリンダーブロックはMD858KUHと同一であり、漁船法馬力対応として、ボアを $\phi 117.8$ としている。

シリンダーライナはスリップフィット式ドライライナで、シリンダーブロックのライナ嵌合部にオイル溝を設け、ライナ上部をオイルにより強制冷却している。ライナの摺動面には、窒化処理を施し、リング摩耗、スカッフに対処した。

6.3 ピストン及びピストンリング

ピストンは熱負荷低減のため、クーリングチャネル式とし、またA重油使用によるカーボン付着を考慮してカットバックを採用した。

ピストンリングは4本構成で、全リング共、摺動面にクロームメッキを施している。トップ及びオイルリングの摩耗については、図11に示す如く窒化処理ライナとの組み合わせにより摩耗量を40%に低減できた。

これにより、オイル消費も0.1~0.2 g/PShと低レベルで良好である。

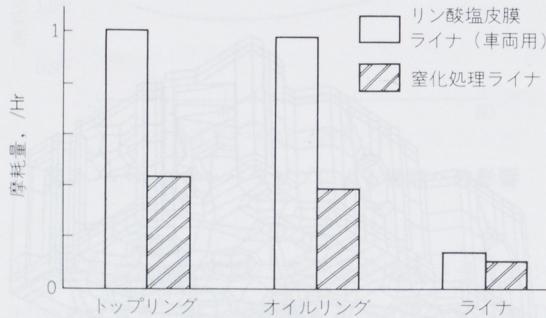


図11 窒化処理ライナによるリング及びライナ摩耗の影響

6.4 クランクシャフト

クランクシャフトは特殊鋼製、8バランス一体鍛造でメインジャーナル、ピンの各フィレットR部には、高荷重フィレットロール及び高周波焼き入れを施し、疲労強度を向上させた。

また前端部にはスプライン加工を行い、エンジ

ン前部からの動力取り出しトルクに余裕を持たせている。

トーショナルダンパは、ラバーにシリコンオイルの粘性減衰を付加したビスカスラバーダンパを採用した。

慣性リング容量及びラバー硬度は、クランクねじり振幅、ラバー歪率とも充分余裕のあるものを選定した。

また、ラバー表面には、耐熱ラバーをコーティングし、慣性リング表面の放熱溝と併せ、耐熱寿命を2倍以上とした。

図12にトーショナルダンパの外観を示す。

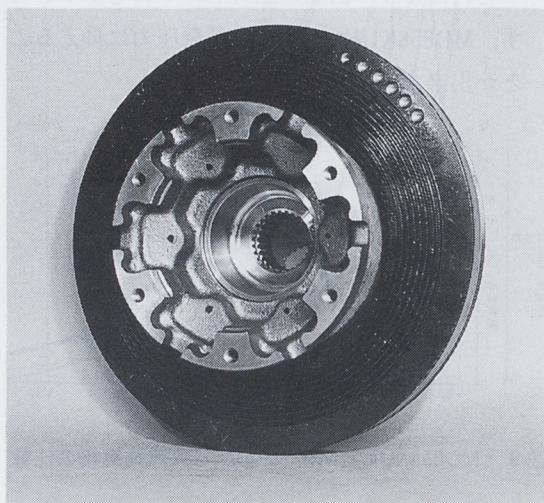


図12 トーショナルダンパ

6.5 動弁系

MD858KUHのOHV構造をベースに4弁化を図った。4弁化によるプッシュロッド荷重増加に対応し、ロッカサポートを気筒配置構造とすることにより、充分な動弁系剛性を確保している。タベットはカムとの摺動部に超硬材を使用すると共に、摺動部冷却用の油穴を設けることにより、高圧条件下での耐摩耗性を向上させた。

また、船用エンジン特有の使用条件、即ち、一定速での連続高負荷運転の頻度が高いこと及びA重油が使用されることを考慮して、吸気弁はステ

ンレス系特殊鋼、排気弁は耐熱鋼を採用し、フェース部にステライト盛を施した。また、バルブシートには特殊焼結材を採用した。

図13に動弁系の構造、配置を示す。

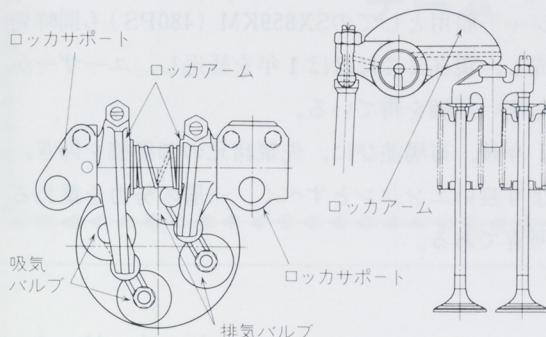


図13 動弁系配置図

6.6 冷却、潤滑系

図14に冷却系統図を示す。

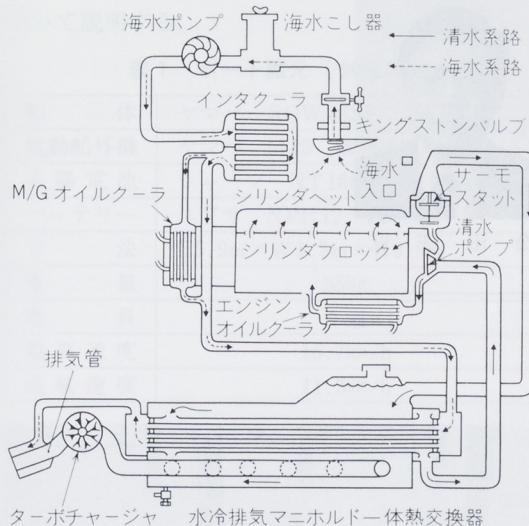


図14 冷却系統図

海水は船底よりキングストンコックを通りて海水ポンプにより吸入される。海水ポンプより吐出された海水はまずインタークーラーに入り、ターボチャージャーより送り出された空気を冷却する。インタークーラーを出た海水は熱交換器に入り清水を冷却

し、排気と合流し船外へ排出される。

熱交換器部で冷却された清水は、清水ポンプによりオイルクーラーへ圧送され、潤滑油を冷却した後、シリンダブロック、シリンダヘッドを冷却し、熱交換器を内蔵した排気マニホールドに戻る。エンジン出口部にはサーモスタットを備え、負荷の変動に対し、水温を一定に保ち、安定した燃焼とエンジンの耐久性、信頼性を確保した。

インタークーラーはプレート&チューブ式直交流型で、熱交換器はチューブ式対向流型とし、MD858KUHに対し、容量をそれぞれ40%増加させ、高出力に対し十分余裕のある設定とした。

尚、海水配管系については、特殊黄銅系材料を使用し、腐食に対するメインテナンスフリー化を図った。

図15にインタークーラーの構造を示す。

潤滑系は、基本的にMD858KUHと同一である。

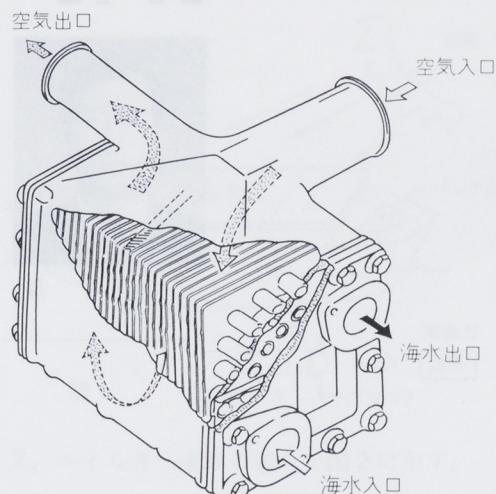


図15 インタークーラー

6.7 電装系

メータパネルはメータの視認性、ランプの交換作業性等を考慮して構造及びデザインを一新し、また、タコメータはケーブル式から電気式に変更し、エンジン停止もケーブル式からメインキースイッチと連動した電気式にする等により艇体への

取り付け性、操作性の改善を図った。

6.8 その他

リモコンヘッドの新型化、ガバナ操作力低減装置の採用、プローバイ中のオイル分離装置の採用等、従来エンジンにも増して、より快適に操作、運転が出来る様、改善を図った。

7. あとがき

以上ヤマハ発動機、日野自動車工業の技術を結

集し、ユーザニーズに応えるべく新開発したMD859KUHについて述べてきた。

本エンジンは、4.0～5.9トン漁船用として、89年12月に発売し、また、バリエーションモデルMD859KH（420PS）、MD859K（400PS）、及びプレジャーボート用としてのSX859KM（480PS）も同時発売し、現在までにほぼ1年を経過し、ユーザーから高い評価を得ている。

今後、市場並びに、先輩諸兄の御指摘を仰ぎ、
より良いエンジンとすべく、一層の努力を重ねる
所存である。

■著者■



江 川 登



松 田 守 弘

特別寄稿

ソーラーボート

チーム「太陽がいっぱい」

高橋秀明*
Hideaki Takahashi

1. はじめに

1989年7月、1990年8月とヤマハマリーナ浜名湖にて、ソーラーボートレースが開催された。森山工業有志は、チーム「太陽がいっぱい」を結成し大会に臨み2年連続優勝することができた。この大会に向けての私たちのソーラーボート作りについて説明する。

表1 ボート諸元 ('90仕様)

船体	ヤマハ ROW20SS 改造
電動船外機	ヤマハ M15 改造
太陽電池	シャープ NT186×8+NT161
バッテリー	ユアサ NPH12-12×2
寸法	L5.9m×W1.3m×H0.5m
重量	85kg
乗員	1名
最高速度	16.7km/h
巡航速度	11.3km/h

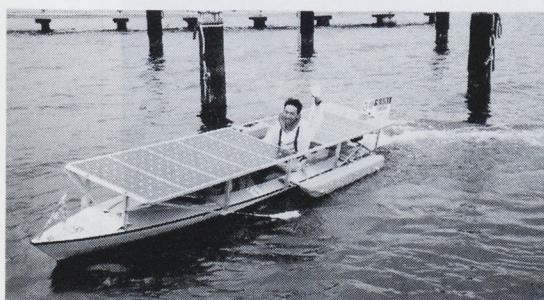


写真1 ソーラーボート ('89仕様)

2. ソーラーボートの要素

私たちのソーラーボートは大きく分け、太陽光を電気に変える太陽電池、電気を回転運動に変えるモータ、回転運動により推進力を発生するプロペラ及び船体で構成されている。(図1)

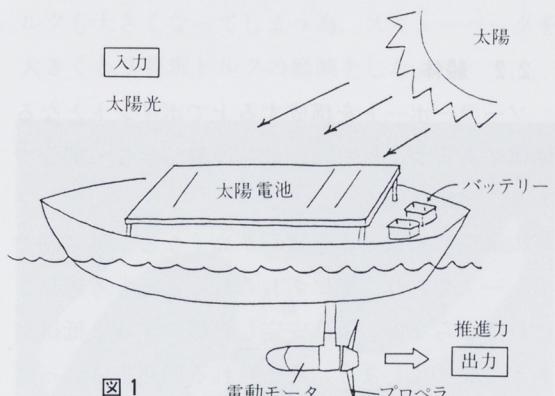


図1

又、エネルギー変換の流れを図2に示す。

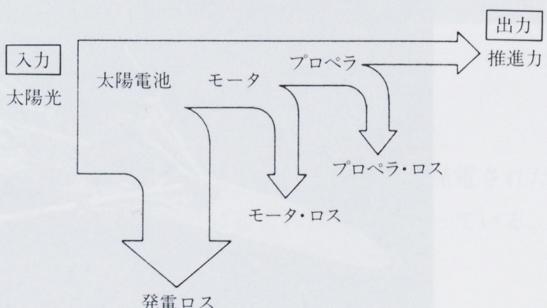


図2 エネルギーの流れ

2.1 太陽電池

レギュレーションで太陽電池の出力は 480W以下 (100mW/cm², 25°C) 及びセル面積 6 m²以内と規定されている。私たちのチームはコスト、性能等一般的な単結晶Si系のSHARP製NT186(最大出力54.5W) 8枚とNT161(最大出力40W) 1枚を並列に組み合わせて、476Wと規定いっぱいの出力を確保した。

性能の面で単結晶Si系より高効率であるGaAs系などが開発されているが、まだ私たちが使用できるレベルではない。

表2

材 料	効 率	コ 料	主な用途
GaAs 系	24~28%	高	宇宙用
結 晶 Si 系	12~18%	中	民生、電力用
アモルファス Si 系	6~9%	低	民生用

2.2 船体

ソーラーボートを構成する上でポイントとなる船体であるが、私たちが最も理解できない部分であり、選定に悩んだ。

太陽電池を乗せると重心が高くなる。浜名湖でのレースであり、風にあおられることも考慮しなければならない。より安定した船にすると抵抗が大きくなってしまう。考えられる問題点はいっぱい

いあるのだが、それを解決する知識がなかった私たちにとって大いに助けになったのが「あるボートデザイナーの軌跡」であった。より安定していく抵抗の少ない船をこの本から学びとった私たちは、ヤマハROW-20SSオーシャンスカルを選定した。レギュレーション全長 6 m 以内に対しオーシャンスカルは 5.9 m とめいっぱいにできていた。(写真2)

レースはスラロームのような小まわりを要求される部分が少なかった為、旋回性を多少犠牲にしても直進性の良いこの船を選んだ。(レース後わかったことだが、この船は旋回性も予想以上の性能をもっていた。)

レース当日は天候が最悪の場合を考え両舷に航行時は水に着かないフロートをとりつけ、転覆だけは避けることにした。

実際レースで他チームの船を見てみると、やはり安定性重視のカタマランが多かった。'89の大会は曇天、強風の最悪コンディションの中で行なわれた。この条件下ではカタマラン有利と思ってしまったが、オーシャンスカルの安定性はすばらしく、白波の立つ荒れた波間をすいすい進み、この船の実力を再確認した。

2.3 モータ

モータは電動船外機ヤマハM15をベースに改造を行った。モータの体格を大きくしてもパワーア

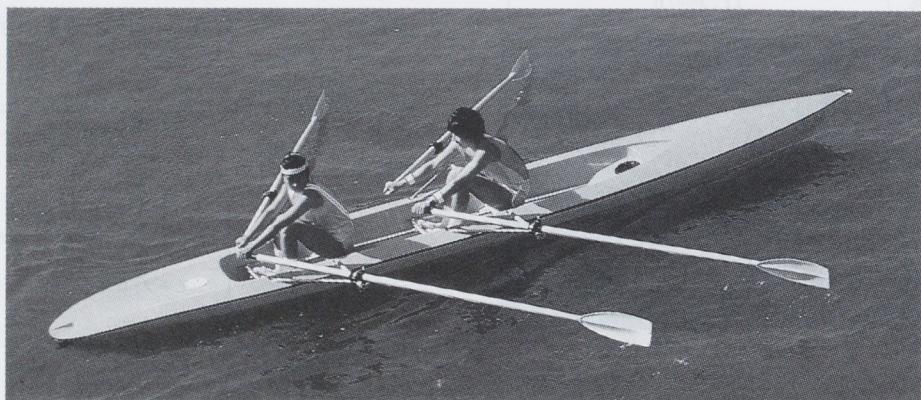


写真2 ROW20SS

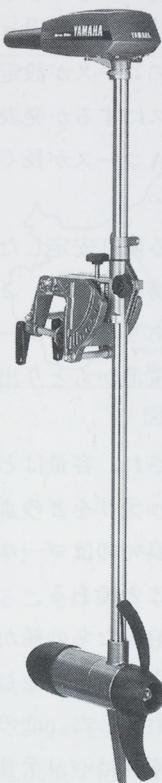
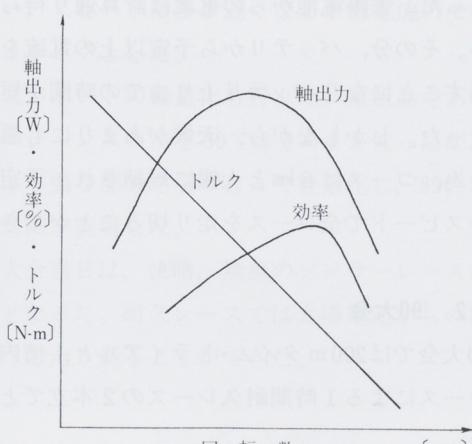


写真3 M15

密度が高ければ同じ体格でも高トルクが発生できるわけだ。

モータのポテンシャルはこのようにして高められたが、これをどのようなマッチングポイントで使うかが次の問題となる。



グラフ1 モータ特性

ップすることもできるがM15の体格同等とした。(エンジンでいえば排気量同じでチューンしたことになる。)

私たちがまず行ったのはマグネット材質の変更であった。M15はフェライト磁石(ストロンチウム・フェライト・マグネット)で、磁束密度が4000ガウスである。これに対しレース用は、希土類磁石の中のネオジウム-鉄-ボロン磁石を使用した。ネオジ磁石の磁束密度は11000ガウスである。(ちなみにエレキバンが1000ガウス程度だ。

磁束はモータを回す力のもとであるから、磁束

グラフ1は、永久磁石直流モータの特性である。(M15はこのタイプ)最大出力と最大効率ポイントが違うが、私たちは効率重視でマッチングさせることにした。

プロペラの要求する回転数、トルク、又モータの温度上昇に関係する電流値を満足する為に、M15の直結駆動に対し、レース用は減速機を内蔵し、マッチングの最適化をした。結果として、M15の250W効率55%に対し、450W効率75%と出力、効率とも向上した。

2.4 プロペラ

モータの出力(プロペラ入力)が450Wと大きくなつたことで、M15のプロペラよりもピッチを大きくとリスピードを上げることにした。

外径もM15のφ300からφ400とし、推進力アップをはかった。

ピッチ、外径を大きくするとプロペラの要求トルクも大きくなってしまう為、スキューバックを大きくとり要求トルクの軽減をした。

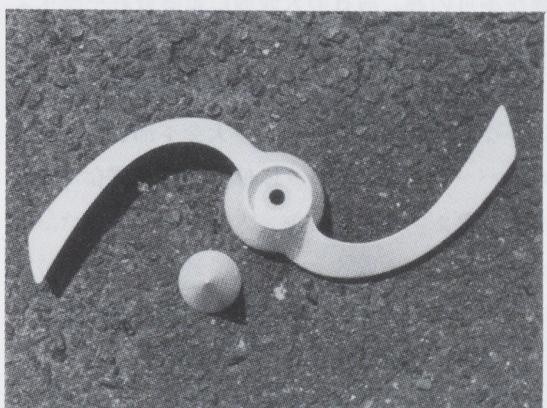


写真4 プロペラ

2.5 回路

回路図を紹介しておく。太陽電池で発電された電気は、バッテリに蓄えられる形となっている。

○充電モード

SWⒶの切換を③に、SWⒷの切換を①にする。

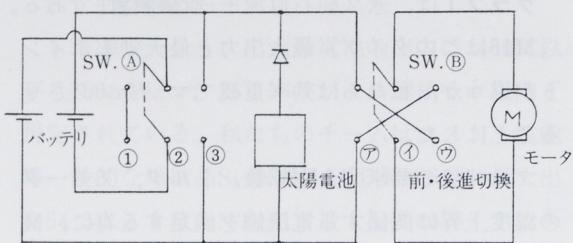


図3 回路図

○12V系走行モード

- 太陽電池のみ

SW(A)の切換を②に, SW(B)の切換を⑦又は⑧。

- 太陽電池+バッテリ

SW(A)の切換を③に, SW(B)の切換を⑦又は⑧。

○24V系走行モード

SW(A)の切換を①に, SW(B)の切換を⑦又は⑧。

3. レースを走り切る為のセッティング

船検が大会前日に行なわれ、船検後のパーツ交換が不可の為、当日の天候等による最終セッティングはできない。

太陽電池からの電流は天気により変動し曇天時はかなり低い値となる。又、大会本部より支給されるバッテリをどのように使うかも重要なポイントだった。

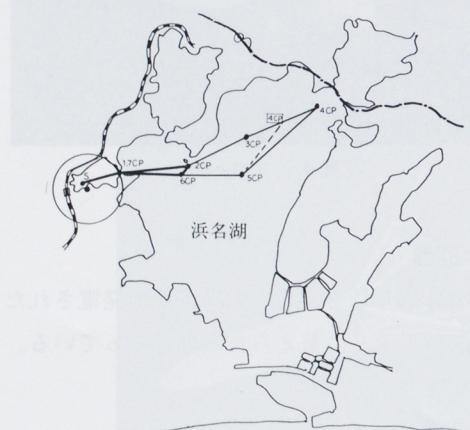


図4 '89 コース図

3.1 '89大会

'89のレースはマリーナの湾より外に出て帰ってくるというレースでA, B 2つのコースが設定されており大会当日どちらのコースにするか発表があるというものだった。距離はAコースが長く約14kmであった。

太陽電池からは、太陽光がある限り安定した電流が得られるが曇天であれば期待できない。このことはどのチームも同じことであり私たちチームは晴天時のみ考え、その時太陽電池からとり出せる電流をもって計算を進めた。

大会本部よりバッテリが支給され、容量はどのチームも同じであるが、このバッテリをどのように使うかが問題であった。一番良いのはゴールした時に丁度バッテリを使いきることである。

私たちは数回の海上テストで自分たちの船が、実力どのくらいの速度で航行できるかを測定し、その速度で14km走り切る時間を計算した。この時間いっぱい、安定して得られる電流はバッテリの容量から決定することができる。

このようにして、太陽電池、バッテリからコースを走り切るまで安定して得られる電流を計算しモータのセッティングをした。しかしこれは大会当日、晴天でコースA (14km) をとった場合のセッティングとした。

大会当日は、曇天、強風の最悪コンディションとなった。太陽電池からの電流は計算通り得られない。その分、バッテリから予定以上の電流を引き出すことになりバッテリ上りまでの時間が短かくなってしまった。しかしながら、天候があまりにも悪かった為、コースは6kmと大幅に短縮され、予定通りのスピードで全コースを走り切ることができた。

3.2 '90大会

'90大会では200mタイム・トライアルと、湾内周回コースによる1時間耐久レースの2本立てとなつた。

又、支給されるバッテリは'89大会の半分の容量

と小さくなつた。

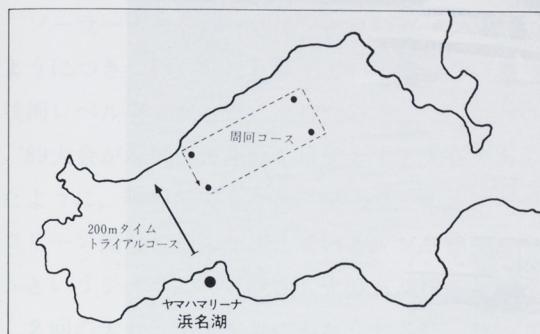


図5 '90 コース図

私たちチームのモータは、12V系連続仕様であるが、テストデータより200mは1分以内で走り切れるることは確実であった為、この時間内に焼損しないギリギリの状態でモータを使うことを考え、支給される12Vバッテリ2ヶを直列に接続し、24Vで200mを走った。12V系モータに24V接続すると電流値が倍になり熱的にきびしい状態となり長時間はもたないが、200mは走り切ることができた。

この方法によりスピードを12V系の5割アップとすることことができた。

1時間耐久レースは、時間制限のレースである為、バッテリの消費電流は設定しやすかった。

'89大会よりバッテリ容量が小さくなつた為、1時間内で安定して得られる電流は少なくなつてしまい、スピードは多少遅くなるが低電流のモータマッチングとした。

又、ボートの軽量化も行った。市販品である、オーシャンスカルを'89ではそのまま使つたが、'90では不要な部分を切りとつて軽量化し、'89に対し30%減を実現した。

大会当日は、快晴、無風のソーラーレースびよりとなつた。耐久レースでは太陽電池からの電流だけで走り切ることができた。

4. 今後の性能向上

4.1 船体

市販品であるオーシャンスカルを改造して使つた為、ソーラーボートにはある程度向いてはいるだろうが最適な船とはなつてない。レース用と考えれば軽量化はまだできるだろうし、船形についても改良の余地はあるだろう。又、水中翼船として、安定した航行ができれば更に性能向上が望めそうだ。

しかしながら、船体に関して具体的に展開していく知識、技術がない為、是非みなさまの協力を願いたい。

4.2 入力（太陽電池）

太陽電池の発電電力はパネルの角度や温度によって大きく変わる為、効率の良い発電を行うにはパネルの角度を変え常に太陽光に垂直にしたり、最大電力となる電圧、電流ポイントで充電することが望ましいが、構造の複雑化、レースの距離からそのような機構は組み込まなかつた。しかし、レースの距離がもっと長くなつた場合はこのようなトラッカ装置が有効になってくるだろう。

4.3 出力（モータ）

私たちのモータは永久磁石直流モータを速度制御なしの電源直接切換という方式をとつた。これも速度制御回路等による複雑化を避ける為に極力簡単に仕上げたからだ。今後はその場の状況により速度を変えながらレースをする必要がでてくることも考えられ、効率の良い速度制御回路を組み込んでいかなければならない。又、モータ自体の効率アップも含め、モータ方式も検討していくなければならない。

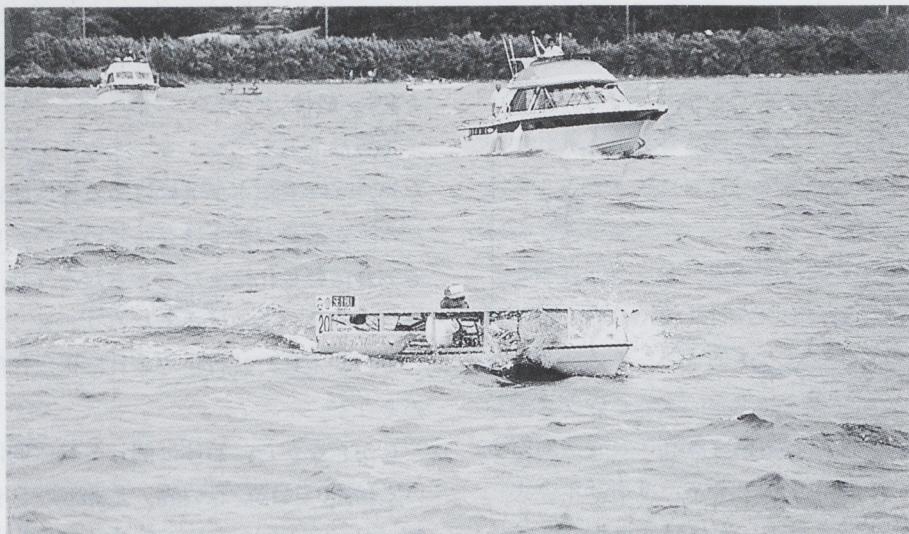


写真 5 '89 大会

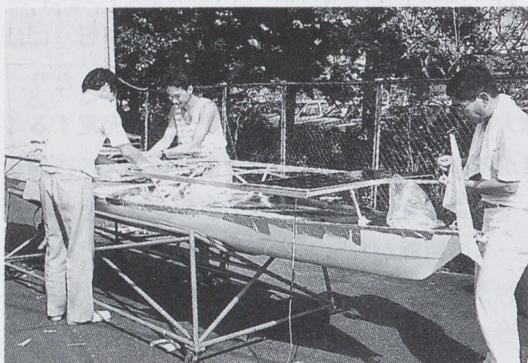


写真 6 '90 仕様 (改造中)

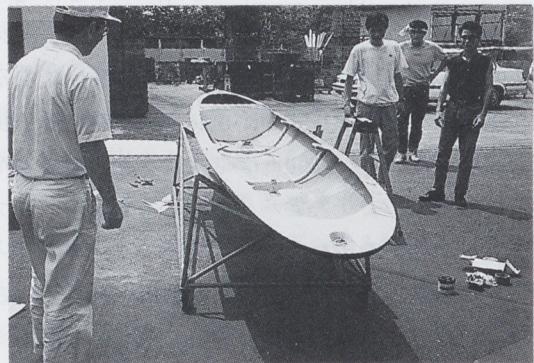


写真 7 '90 仕様 (改造中)

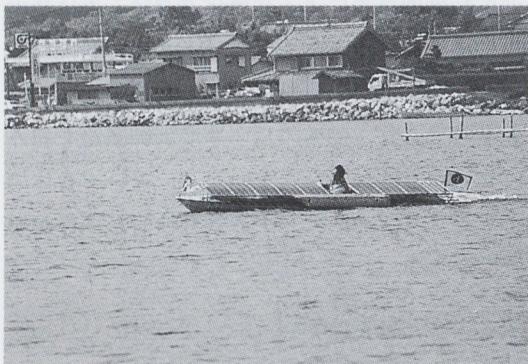


写真 8 '90 大会

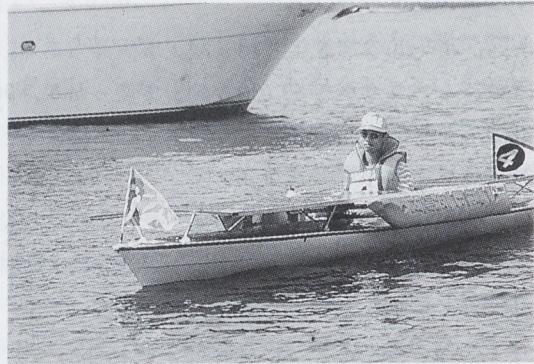


写真 9 '90 大会

5. おわりに

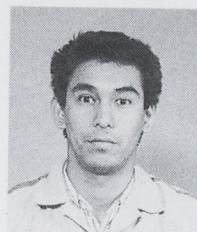
ソーラーボートレースはソーラーカーレースの
ようにつきつめられた状態までいっていない為,
技術レベルアップは更に進むだろう。

'89大会が環境保護運動を目的とする大会であつたように、世界的にも今後、ソーラーエネルギー、クリーン動力の利用が増えていき、ソーラーボートというシステムの可能性も充分あり得るだろう。

2回の大会に出場するにあたり、各社、外の方々に多大なる御協力をいただいた。この場をお借りしてお礼を申し上げます。

'91世界大会に向け更に性能アップして臨むつもりです。

■著者■



高 橋 秀 明

技報編集委員会

委員長	馬渕 隆義	技術本部技術管理部
副委員長	川合 修平	鋳造事業部磐田第3工場
委員	松浦 隆男	総務本部海外業務部
	鈴木 晴久	生産本部生産管理部
	阿部 輝夫	M C 本部第1開発部
	前田 哲司	特機事業部企画部
	増田 裕	マリン本部技術管理部
	島田 和男	A M 事業部 A M 第3技術部
	寺井 康晴	生産企画本部生技開発部
事務局委員	鈴木 美恵子	技術本部技術管理部

ヤマハ技術会 技報 第11号

平成3年2月15日 印刷

平成3年2月21日 発行

(禁無断転載) ©

発行所 〒438 静岡県磐田市新貝2500

ヤマハ発動機株式会社

ヤマハ技術会

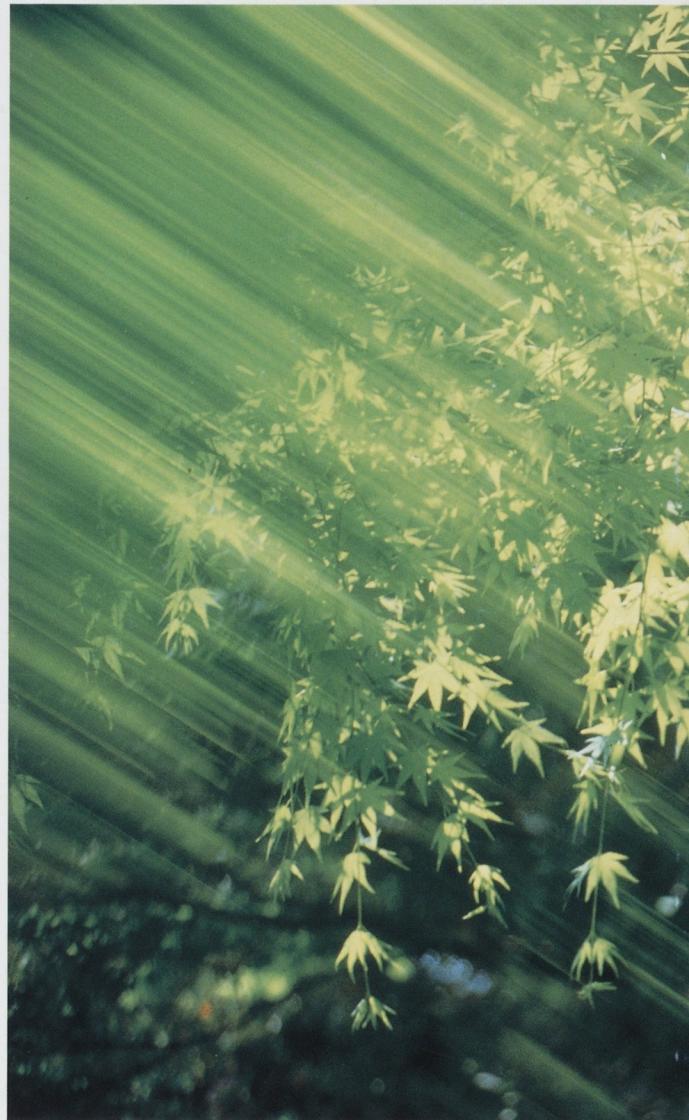
発行人 長谷川武彦

編集人 ヤマハ技術会技報編集委員会

表紙デザイン 株式会社 亜興

印刷所 〒432 浜松市米津町1181

桐屋印刷株式会社



YAMAHA

ヤマハ発動機株式会社