

2ストローク船外機における クランク室内圧による空気重量検知

SENSING OF AIR MASS IN A TWO-STROKE OUTBOARD ENGINE
USING CRANKCASE PRESSURE

加藤 雅彦*

Masahiko Kato

野中 公裕*

Kimihiko Nonaka

要旨

近年、地球規模で環境問題が、大きな関心を集めている。船外機の開発・製造をしている弊社においても、現在、排出ガスレベル改善のための技術開発に取り組んでいる。

それら排出ガス改善技術の中でも、全運転領域において、電子制御燃料噴射により空燃比を適正に設定する手法は、基本的な改善技術の1つであり、この他の多くの排出ガス改善技術の成否を左右する技術でもある。

そして、燃料噴射量の計量精度がある一定レベルで管理されている電子制御燃料噴射エンジンにおいては、空燃比の精度は、吸入空気重量を如何に一定レベルの精度で、検知できるかにかかっている。

そこで、本論文では、船外機のパワープラントの大半を占めるクランク室圧縮式2ストロークエンジンにおいて、クランク室内の圧力変動に着目し、圧力変動と吸入空気重量との相関について、理論検討、並びに実機検証を行い、クランク室内圧を用いた吸入空気重量検知の手法の電子制御燃料噴射式2ストローク船外機の吸入空気重量検知のためのシステムとしての可能性を検討したので、その結果を詳述する。

Abstract

In recent years, the environmental issues, including exhaust emissions, have drawn wide attention all over the world. The outboard motor is no exception. As a manufacturer of the outboard motors, we are performing the development of effective emission control measures with higher priority. Electronic fuel injection is a system in which the air/fuel ratio is controlled to an appropriate predetermined value throughout whole operating range. This is one of the fundamental techniques for emission control, and is the basis for the success of various other exhaust reduction measures. Since the amount of fuel injected can be metered with certain accuracy, the precise control of air/fuel ratio in an electronic fuel injection system largely depends on the accurate detection of intake air mass. The crankcase compression 2-stroke engine is the dominant powerplant in outboard motor industry. Crankcase pressure waves observed on this type of engine is attractive as a prospective device for accurate intake air mass detection. This paper details the theoretical study and engine testing performed to establish the correlation between crankcase pressure wave and intake air mass. It also discusses the possible application of this system for intake air mass detection on a 2-stroke outboard motor with electronically-controlled fuel injection.

はじめに

船外機は、Fig 1に見られるように、各種ボートのパワープラントとして、プレジャーからコマーシャルまで幅広く使われているが、他のパワープラントと異なる最大のポイントは、

- ・使用環境が水上（海水、淡水）である
- ・コンパクト・軽量である（Fig 2参照）

ことである。このことは、同時に、船外機開発上の制約条件でもあり、開発の難しさにつながっている。

これらの厳しい制約条件を踏まえた上で、2ストローク船外機の運転中の吸入空気重量の検知に有効な手法（吸入空気量センサ等）を検討したが、制約条件を満足するものを見つけるに至っていない。

そこで、クランク室圧縮式2ストローク船外機の吸入空気重量の検知にあたり、

* 三信工業株 技術部

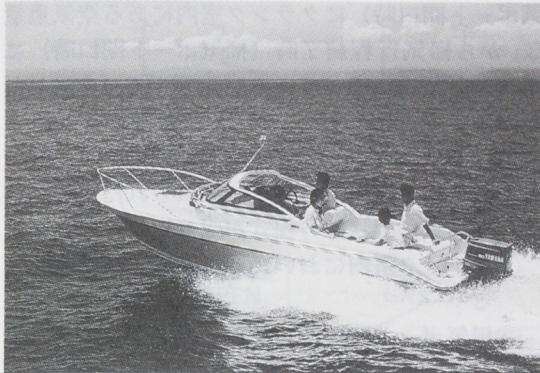


Fig 1 Outboard motor & Pleasure boat.

①他のパワープラント用クランク室圧縮式2ストロークエンジンでは、定性的に、クランク室内の圧力変動波形と吸入空気重量とに相関があることが、以前より知られている

②圧力センサが海水の影響をほとんど受けない

③小型・軽量で精度・応答性に優れた圧力センサが入手可能となった

等の理由から、クランク室内の圧力変動を利用した手法には可能性があると考え、実機で使えるかどうかを確認するために、以下の記述の通り、理論検討・実機検証から始めた。

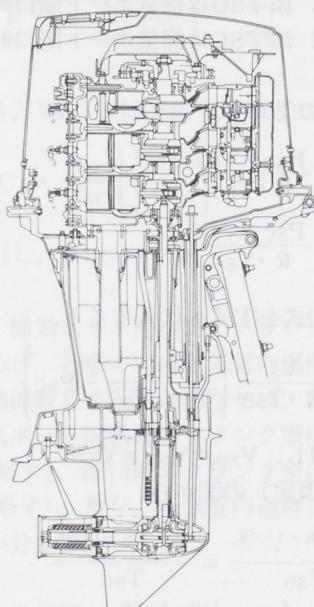


Fig 2 Vertical Section of the model YAMAHA 90ATE.

供試エンジン

テストに使用したエンジンは、現行生産機であるYAMAHA 90ATE (90ps) をベースに自動車用のインジェクタを用いて電気的に燃料が噴射できるように改造したエンジンを使用した。エンジン断面図をFig 3に、エンジン諸元をTable 1に、それぞれに示す。

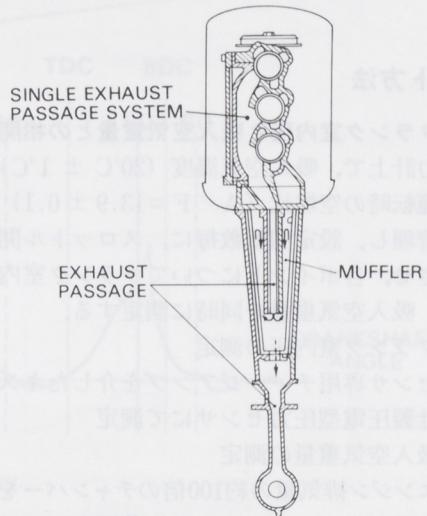


Fig 3 Sectional view of exhaust.

ENGINE TYPE	2-STROKE, GASOLINE
NUMBER OF CYLINDERS	IN-LINE 3
DISPLACEMENT	1140cc
BORE × STROKE	82 mm × 72 mm
COMPRESSION RATIO	① 6.0 ② 5.9 ③ 5.8
MAX. OUTPUT POWER	69kw/5500rpm
MAX. TORQUE	130N·m/4300rpm
IDLING SPEED	700rpm
INTAKE SYSTEM	REED VALVE
EXHAUST SYSTEM	THROUGH-HUB EXHAUST
COOLING SYSTEM	WATER-COOLED
FUEL SYSTEM	ELECTRONIC FUEL INJECTION
IGNITION SYSTEM	ELECTRONICALLY CONTROLLED CDI IGNITION

Table 1 Test Engine Specification.

ここで、Fig 3からも分かるように、他の2ストロークエンジンを使ったパワープラントと船外機とが、構造的に、大きく異なる特徴の1つとして、集合排気（各気筒の排気が一本の排気通路に列状に接続されている）を採用していることが上げられる。この集合排気は、他の気筒の排気を干渉させることで、中低速域のトルクUp、燃費向上を実現しているが、後述する通り、排気干渉によるデメリットも抱えている。

テスト方法

1. クランク室内圧と吸入空気重量との相関

動力計上で、吸入空気温度（20°C ± 1°C）及び、運転時の空燃比（A/F = 13.9 ± 0.1）を一定に管理し、設定回転数毎に、スロットル開度を変化させ、各ポイントについてクランク室内圧、及び、吸入空気重量を同時に測定する。

- ・ クランク室内圧の測定

センサ専用チャージアンプを介したキスラー社製圧電型圧力センサにて測定

- ・ 吸入空気重量の測定

エンジン排気量の約100倍のチャンバーを介したラミナーフローメータの差圧をマノメータで読むことで測定

2. 実機自動制御運転時の設定空燃比と実空燃比との相関

回流水槽にて、スロットル開度を所定の回転数になるように調整し、各ポイントについて設定空燃比を記録し、吸入空気重量及び、燃料流量を同時に測定する。

- ・ クランク室内圧の測定

小型半導体圧力センサにて測定

- ・ 吸入空気重量の測定

エンジン排気量の約100倍のチャンバーを介したラミナーフローメータの差圧をマノメータで読むことで測定

基本原理

1. 基本原理

エンジンに吸入された空気の重量Gは、次の仮定のもとでは、Fig 4に示すように、掃気行程中にクランク室内からシリンダ内へ流出した空気の重量と等しい。言い換えれば、掃気行程開始時（掃

気ポート開口時）にクランク室内にある空気重量G₁から掃気行程終了時（掃気ポート閉口時）にクランク室内に残っている空気重量G₂を減じたものとなる。

〔仮定〕

- ① クランク室内において、吸入された気体には、理想気体の状態方程式が成り立つ
- ② クランク室内において、気体は、断熱変化する
- ③ 掃気ポート開口から閉口の期間、インテーク（リードバルブ）からクランク室内への気体の流入が無い
- ④ 測定されたクランク室内圧値は、クランク室内的平均的な値である
(あるクランク角度であれば、クランク室内では、圧力が均一である)

$$G = G_1 - G_2 \quad (1)$$

2. 理論式

さらに、(1)式を次のパラメータを用いて展開する。

R : ガス定数

P : クランク室内圧（絶対圧）

V : クランク室内容積

T : クランク室内温度（絶対温度）

K : 断熱係数

SO : 添字SOは掃気ポート開口時を表す

SC : 添字SCは掃気ポート閉口時を表す

〔仮定〕の①から、

$$G_1 = \frac{P_{SO} \cdot V_{SO}}{R \cdot T_{SO}}$$

$$G_2 = \frac{P_{SC} \cdot V_{SC}}{R \cdot T_{SC}}$$

(2)式、(3)式を(1)式へ代入すると、

$$G = \frac{V_S}{R \cdot T_{SC}} \left\{ \frac{P_{SO}}{T_{SO}/T_{SC}} - P_{SC} \right\} \quad (2)$$

となる。但し、V_{SO}=V_{SC}=V_S

次に、〔仮定〕の②から、

$$\frac{P_{SO}^{(K-1)/K}}{T_{SO}} = \frac{P_{SC}^{(K-1)/K}}{T_{SC}}$$

$$\frac{T_{SO}}{T_{SC}} = \left\{ \frac{P_{SO}}{P_{SC}} \right\}^{(K-1)/K} \quad (5)$$

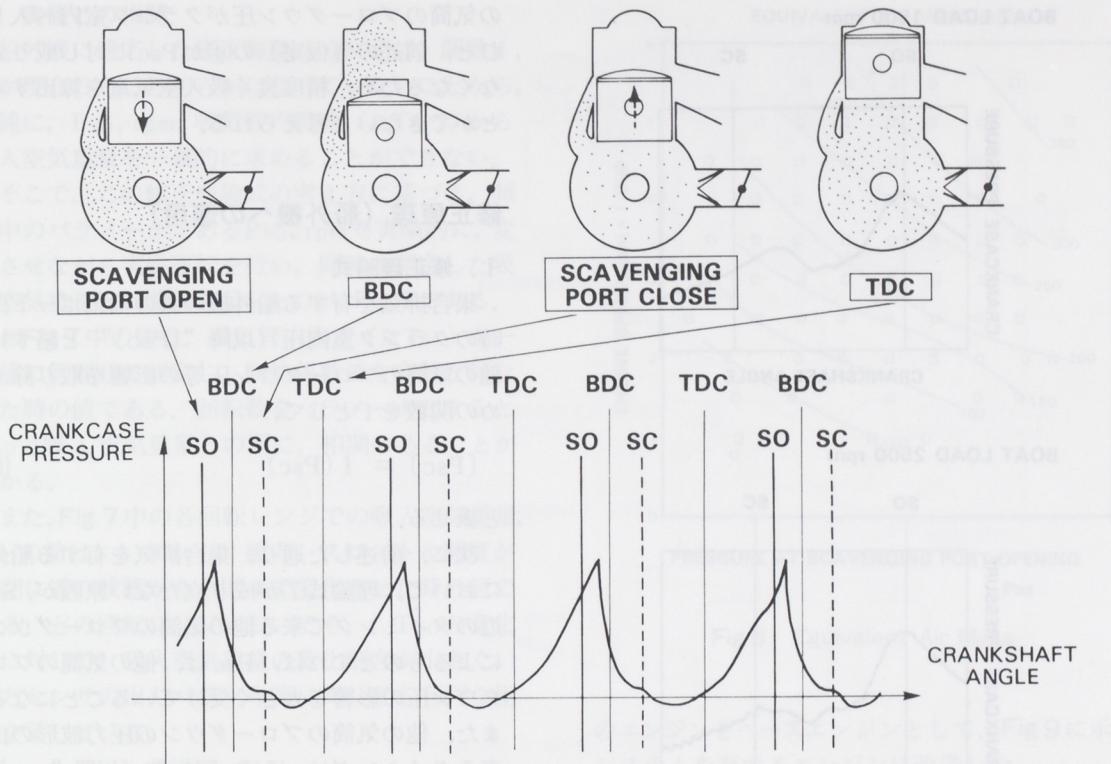


Fig 4 Basic Theory.

となり、(5)式を(4)式へ代入すると、

$$G = \frac{V_s \cdot P_{sc}}{R \cdot T_{sc}} \left\{ \left(\frac{P_{so}}{P_{sc}} \right)^{1/K} - 1 \right\} \quad (6)$$

となる。

(6)式から、 V_s 、 R は定数であるので、

$$G = C_1 \cdot \frac{P_{sc}}{T_{sc}} \left\{ \left(\frac{P_{so}}{P_{sc}} \right)^{1/K} - 1 \right\} \quad (7)$$

となる。但し、 $C_1 = V_s / R$

従って、掃気ポート閉口時のクランク室内温度（以降“ T_{sc} ”と略す）は吸気管内温度にほぼ等しく、断熱係数 K を定数と見なせば、吸入空気重量は、掃気ポート閉口時のクランク室内圧（以降“ P_{so} ”と略す）、閉口時のクランク室内圧（以降“ P_{sc} ”と略す）、及び、吸気管内温度より求められることが分かる。

3. 実機との相関

Fig 5 は、理論式(7)に基づく吸入空気重量と実測

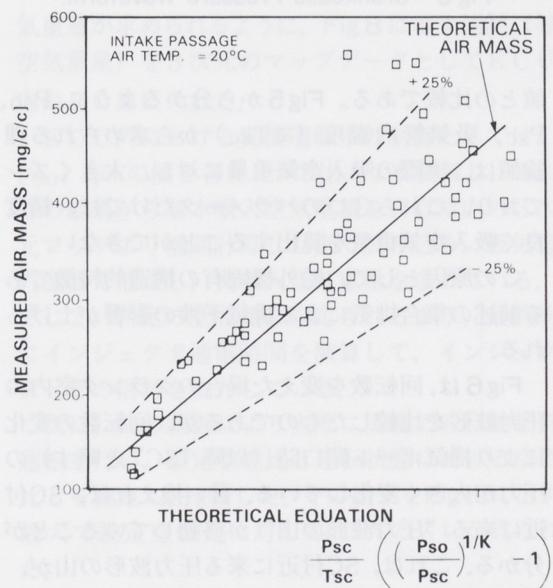


Fig 5 Correlation between theory and Measured Data.

$$\frac{P_{sc}}{T_{sc}} \left(\left(\frac{P_{so}}{P_{sc}} \right)^{1/K} - 1 \right)$$

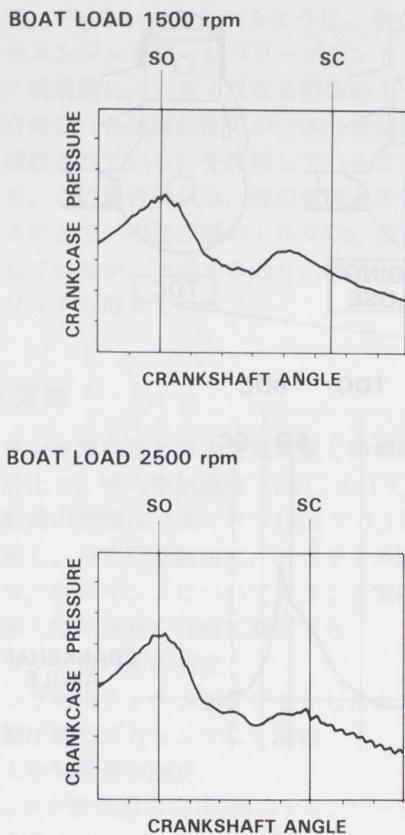


Fig 6 Crankcase Pressure Waveform.

値との比較である。Fig 5 から分かるように、 P_{so} 、 P_{sc} 、吸気管内温度 ($\cong T_{sc}$) から求められる理論値は、実際の吸入空気重量に対し、大きくズレしており、これら3つのパラメータだけでは、精度良く吸入空気重量を算出することができない。

この原因として、船外機固有の構造的特徴である前述の集合排気による排気干渉の影響が上げられる。

Fig 6 は、回転数を変えた場合のクランク室内の圧力波形を比較したものであるが、回転数の変化により掃気ポート閉口時（以降“SC”と略す）の圧力が大きく変化している。言い換えれば、SC付近に来る“圧力波形の山”が移動していることが分かる。これは、SC付近に来る圧力波形の山が、他の気筒のプローダウン圧であるため、回転数の変化によってこの圧力波形の山の到達するタイミングが変化するからである。この現象は集合排気特有のものである。プローダウン圧は衝撃的な圧力波であることから、SC付近のタイミングで、他

の気筒のプローダウン圧がクランク室内へ入り込むと、前述の〔仮定〕の④が P_{sc} に対し成立なくなるため、精度良く吸入空気量を算出することができないと考えられる。

修正原理（船外機への適用）

1. 修正理論式

集合排気を有する船外機の真の掃気ポート閉口時のクランク室内圧（以降“ $[P_{sc}]$ ”と略す）は、他の気筒のプローダウン圧等の影響を取り除くための関数を f として、

$$[P_{sc}] = f(P_{sc}) \quad (8)$$

と表せる。

次に、前述した通り、集合排気を有する船外機において、理論式(7)が成り立たない原因が、SC付近のタイミングで来る他の気筒のプローダウン圧によるものとすれば、 P_{sc} は、他の気筒のプローダウン圧の影響を大きく受けていることになる。また、他の気筒のプローダウンの圧力波形の山の来るタイミングは、ほぼ、回転数（以降“rpm”と略す）のパラメータにより決まるので、プローダウン圧は適当な関数 g を用いて、 $g(rpm)$ と表せるとすれば、 P_{sc} は、

$$P_{sc} = g(rpm) + [P_{sc}] + \dots$$

と表せると考えるが、この式の右辺の項のうち $g(rpm)$ の項は、他の項に比べ圧倒的に大きい値であると考えられることから、

$$P_{sc} = g(rpm)$$

とほぼ、表せる。この式を(8)に代入すれば、

$$[P_{sc}] = f\{g(rpm)\} \quad (9)$$

となるので、船外機に適応した修正理論式は、(7)式より、

$$G = C_1 \cdot \frac{[P_{sc}]}{T_{sc}} \left\{ \left(\frac{P_{so}}{[P_{sc}]} \right)^{1/K} - 1 \right\}$$

$$G = C_1 \cdot \frac{f\{g(rpm)\}}{T_{sc}} \cdot \left\{ \left(\frac{P_{so}}{f\{g(rpm)\}} \right)^{1/K} - 1 \right\} \quad (10)$$

となる。

2. 実機との相関

船外機に適応した修正理論式(10)では、関数 f , g が現在のところ明らかになっていないことから、単純に、 P_{so} , rpm , 吸気管内温度 ($\cong T_{SC}$), から吸入空気重量を一義的に求めることができない。

そこで、この修正理論式の考え方に基づき、(10)式中のパラメータである P_{so} , rpm を実験的に、変化させながら実機運転を行い、同時に測定した吸入空気重量との関係を示したのが、Fig 7 である。なおFig 7 中の値は、吸気管内温度 ($\cong T_{SC}$) を一定値に管理して測定し、断熱係数 K を定数と見なした時の値である。回転数をパラメータとすると P_{so} と吸入空気重量との間に、相関のあることが分かる。

また、Fig 7 中の各回転レンジでの吸入空気重量、 P_{so} の値は、いずれも、極力、スロットル開度が全閉に近い状態から全開まで変化させた時の値である。どの回転レンジにおいても、 P_{so} の変化量に対して、吸入空気重量の変化割合が小さく、圧力センサの出力バラツキ等に対しても有利な相関を示している。

実機への織り込み

実際に、実機エンジンに P_{so} , rpm , 吸気管内温度から吸入空気重量を求めるシステムを織り込んで、運転するために、前述の Table 1 に示した諸元

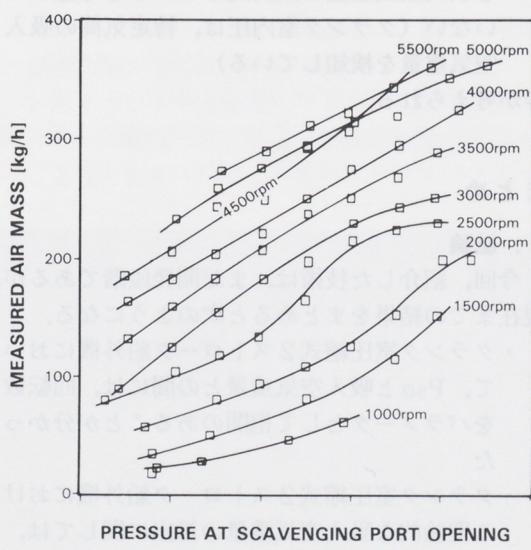


Fig 7 Correlation between corrected theory and Measured Data.

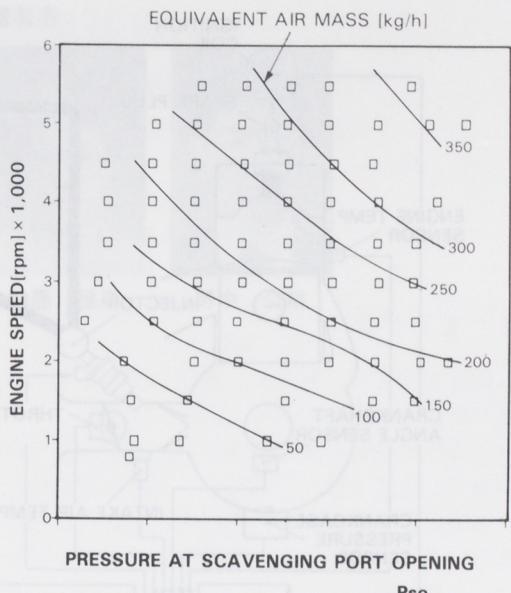


Fig 8 Eguivalent Air Mass.

のエンジンをベースエンジンとして、Fig 9 に示すシステムを有するエンジンに改造した。

Fig 7 に示す相関を、改造した電子制御エンジンへ制御的に織り込むためには、マップ化する必要があり、Fig 7 を変形し、 P_{so} と rpm から吸入空気重量が求められるように、Fig 8 に示す相関（等空気重量）を 3 次元のマップデータとして ECU 内の ROM に入れた。

ECU 内における実機運転中の制御としては、 P_{so} , rpm の値を各センサの出力より演算し、それらの結果から基本吸入空気重量を ROM 内の 3 次元マップより補間計算した上で読み込み、吸気管内温度で補正し、実吸入空気重量を求めている。そして、特定の空燃比に設定されるよう、最終的にインジェクタ通電時間を演算して、インジェクタへその信号を出力している。

次に、この制御により実際に実機での自動制御運転を行い、設定空燃比と運転状態における空燃比とを測定し、比較した。その結果を Fig 10 に示す。最大で設定空燃比に対して 6.5% のズレが見られた。

このことに関しては、吸気管内温度補正以外の補正制御が入っていない簡潔な制御の結果としては、開発の初期段階の結果であることを考慮すれば、まずまずの精度であると言える。

このズレの原因としては、

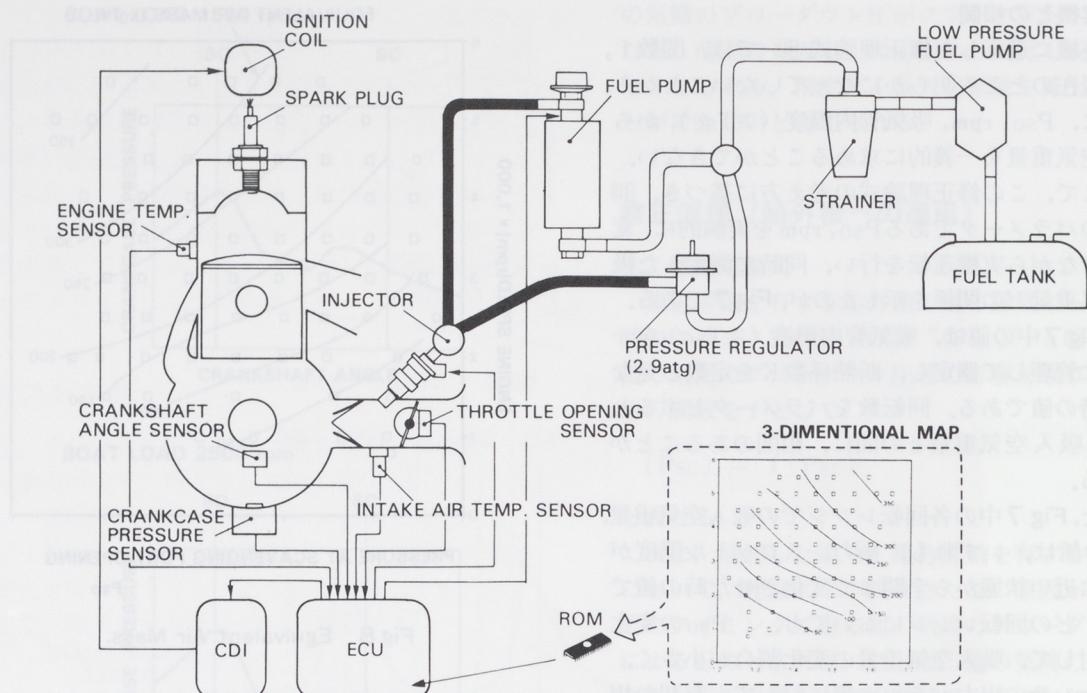


Fig 9 Control System

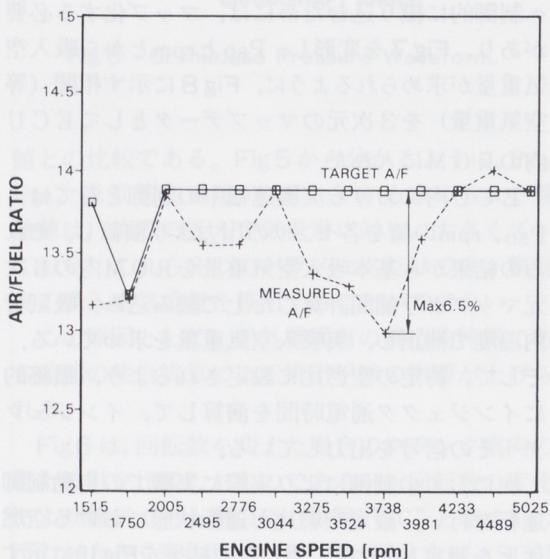


Fig 10 System Accuracy Air/Fuel Ratio

- Fig 8の相関を表すROM内の3次元マップは、実際には 16×16 の格子状にデータが納められており、完全にFig 8と3次元マップとが、同一にならない（マップデータ間の4点補間

が完全でない）。

- センサ類、インジェクタ等のバラツキ
- 背圧等の諸補正がなされていない
- 集合排気による排気干渉に大きく起因している吸入空気重量の気筒間ばらつきを考慮していない（クランク室内圧は、特定気筒の吸入空気重量を検知している）

等が考えられる。

まとめ

1. 結論

今回、紹介した技術は、まだ開発段階であるが、現在までの結果をまとめると次のようになる。

- クランク室圧縮式2ストローク船外機において、 P_{so} と吸入空気重量との間には、回転数をパラメータとして相関のあることが分かった
- クランク室圧縮式2ストローク船外機における理論的な吸入空気重量の算出に関しては、 P_{sc} と P_{so} に影響を及ぼす他気筒のブローダウン圧等の因子との相関が、定量的に解明できていないので、現状、理論的な算出は困難

である

- クランク室圧縮式2ストローク船外機において、P_{so}、及び回転数と吸入空気重量との実験的な相関をマップ化した単純な自動制御による運転を行っただけでも、ほぼ、設定通りの空燃比で運転することが可能で、クランク室内圧による吸入空気重量検知の手法を電子制御システムとして、織り込める見通しがついた

■著者



加藤 雅彦



野中 公裕

2. 今後の課題

今後、現行の開発段階において、次の課題を解決していきたいと考えている。

- クランク室内圧を用いた吸入空気重量の限界精度の見極め
- 更なる精度向上に必須となる諸補正（例えば、背圧補正、大気圧補正等）の見極め
- 失火・不整燃焼領域における対応

要旨



さくらの新幹線でスムーズな乗り心地を実現するため、車内環境の改善が重要な課題です。車内環境は、車内空間の清潔度、車内空気の循環、車内音響、車内照明など多くの要素で構成されています。これらの要素は、車内環境の快適性に大きな影響を及ぼします。