

2 ストロークレーサ用 PGM-FI エンジンについて

Development of Programmed-Fuel Injection for Two-Stroke Cycle Racer Engine

草野 克之* 黒坂 斉**
Katsuyuki Kusano Hitoshi Kurosaka

要 旨

2 ストロークサイクルレーサ用エンジンにも A/F を細かく制御できる電子制御燃料噴射システムの適用が望まれていた。排気圧力脈動を利用する高出力 2 ストロークサイクルエンジンは、排気圧力脈動の影響で着火時と失火時との給気比の変動が大きく、従来の 4 ストロークサイクルエンジンと同じ制御方式での実車走行は失火時の給気比回復に難があった。

これらの問題を著者らは、基本吸入空気量を $NE \sim \theta$ TH マップとして持ち、失火時の給気比変動に対する補正を低開度域は吸気負圧、高開度域は筒内指圧にて行うシステムを開発することによって解決した。

また本 PGM-FI には、大気温度、大気圧力、冷却水温度及び排気ガス温度による補正も織り込んである。

ABSTRACT

For two-stroke motorcycle racer engines, the adoption of an electronically controlled fuel injection system has been required which can more strictly control its air to fuel ratio. But the problem with the extended use of conventional fuel injection systems for four-stroke engines in two-stroke engines is delayed recovery to normal combustion cycles after misfiring. This is due to the wide difference in the delivery ratio between firing and misfiring cycles due to exhaust pulsation waves peculiar to two-stroke engines.

A new fuel injection system for two-stroke engines was developed which solves these problems. It has a registered specified data of intake air flow rates according to the engine speed and the throttle opening which are mobilized to make adjustments in case of misfiring. The air flow rates are compensated by sensing the depression at the engine manifold in the small throttle opening region and by sensing the combustion pressure in the wide throttle opening region. This system provides compensations for ambient temperature, ambient pressure, cooling water temperature and exhaust gas temperature as well.

1. ま え が き

比出力の限界を求める 2 ストロークサイクルレーサ用エンジンは、排気量 250 cm^3 で約 63 kW の出力を得ている。レースでは最高出力に対する要求と共に、コーナリング中のスロットル操作による走行ライン決定、コーナ脱出時のスロットル操作によるリヤタイヤスライドコントロール等、二輪レース特有の運転状況に合ったエンジン出力のコントロール特性に対する要求も年々強まっている。

これに应运、きめ細かな A/F 制御が行える 2 ストロークサイクルレーサ用 PGM-FI の開発を行った結果、定常及び過度出力特性並びに燃料消費の向上に有効であることが確認された。

開発にあたっては、排気圧力脈動効果を利用する 2 ストロークサイクルエンジン特有の給気比の変動に対する

補正系の構築と二輪レーサへの搭載に際しての小型軽量化が重要なポイントとなった。

本論文では 2 ストロークサイクルレーサ用 PGM-FI を 250 cc V 型 2 気筒レーサエンジンに適用した例について報告する (Fig. 1, 2)。



Fig. 1 External view of test vehicle

* 和光研究所

** ホンダレーシング

Table 1 Main specifications

機 関 種 類	ガソリン、2 ストロークサイクル
シリンダ数、配置	90deg V 型、2 気筒
総 排 気 量	250cm ³
弁 方 式	(吸 気) クランクケースリード弁方式 (掃排気) ピストン弁方式
潤 滑 方 式	混合給油式
冷 却 方 式	水冷式
用 途	オンロード競技専用

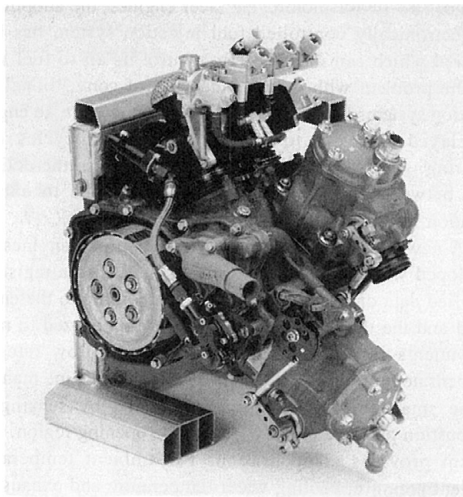


Fig. 2 External view of test engine

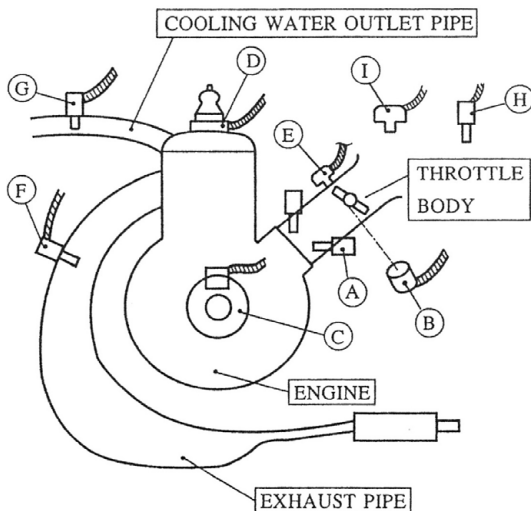
2. 供試機関及び主要システム

供試機関の主要諸元を Table 1 に、制御系の基本システムを Fig. 3 に示す。

3. エンジン制御仕様

一般に 4 ストロークサイクルエンジンではエンジン回転数 (NE) ~ スロットル開度 (θ TH) により給気比 (L) がほぼ一義的に決定される。したがって、4 ストロークサイクルレーサ用エンジンに多用されるスロットル・スピード方式燃料噴射装置では NE ~ θ TH マップをもとに燃料噴射量を決定することが可能である。

一方、2 ストロークサイクルレーサエンジンは排気圧力脈動を利用して L を向上させている為、同一の



- ・インジェクタ (A)
リードバルブ上流吸気管噴射
1気筒あたり2本インジェクタ
- ・基本マップ (B)
スロットルセンサ (B)
エンジン回転数センサ (C)
- ・失火補正 (D)
筒内指圧センサ (D)
吸気負圧センサ (E)
- ・排気ガス温度補正 (F)
排気ガス温度センサ (F)
- ・冷却水温度補正 (G)
冷却水温度センサ (G)
- ・大気温度補正 (H)
大気温度センサ (H)
- ・大気圧力補正 (I)
大気圧力センサ (I)

Fig. 3 Diagram of basic system

NE $\sim\theta$ TH 条件において、エンジンの運転条件により L が大きく変動する。特にエンジンが急減速時等に失火状態に陥った場合は L の減少が大きく、失火回復可能な空燃比 (A/F) を維持することが困難となる。したがって NE $\sim\theta$ TH マップだけで燃料噴射量を決定することができず、L の変動に対する補正が必要となる。

そこで著者らは、スロットルレスポンスに優れるスロットル・スピード方式を基本としながら、2 ストロークサイクルエンジンに特有の L の変動に対する補正系を完成させ、基本仕様を確立した。

以下にこの補正系について述べる。

3.1. 失火補正

2 ストロークサイクルエンジンでは失火時の給気比 (LM) はファイアリング時の給気比 (LF) に比べ大巾に減少し、NE $\sim\theta$ TH マップに従って決定された燃料噴射量では燃料過多となる為、失火時の補正が必要となる。

Fig. 4 は θ TH=100%, 25% の LF 及び LM 特性を示す。LM は LF に比べ著しく減少し、給気比変化率 (LM/LF) は NE が 7000 $\sim$ 11000rpm で、略 50% に、それ以上の高回転域では略 10 $\sim$ 20% となる。

そこで L の変動を代表すると考えられる各種パラメータについて検討を行なった。Fig. 5 にファイアリング時

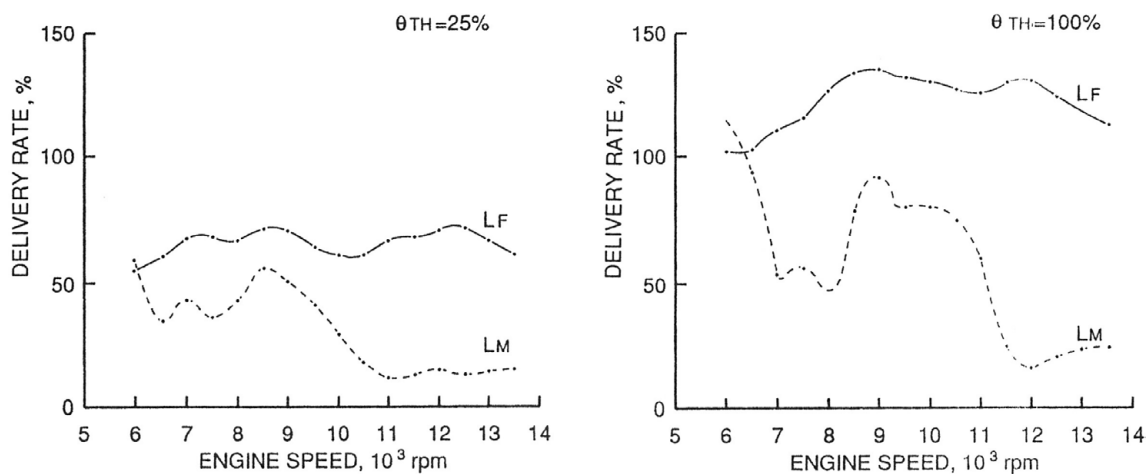


Fig. 4 Characteristics of firing delivery ratio (L_F) vs misfiring delivery ratio (L_M)

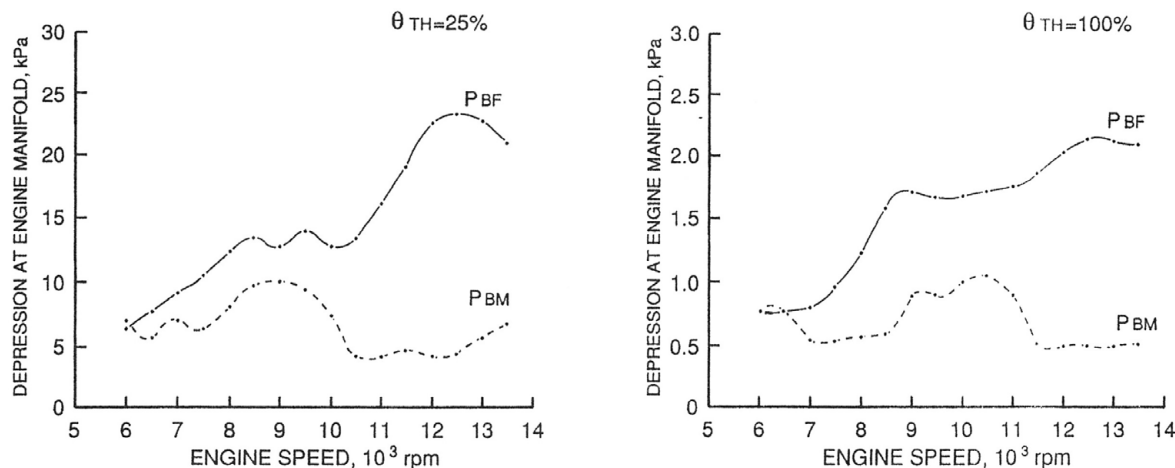


Fig. 5 Characteristics of depression at engine manifold during firing (P_{BF}) vs misfiring (P_{BM})

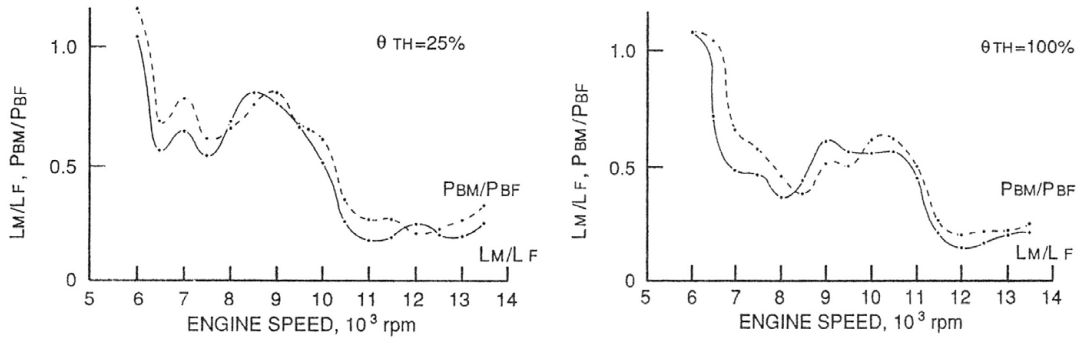


Fig. 6 Correlation between delivery ratio and depression at engine manifold

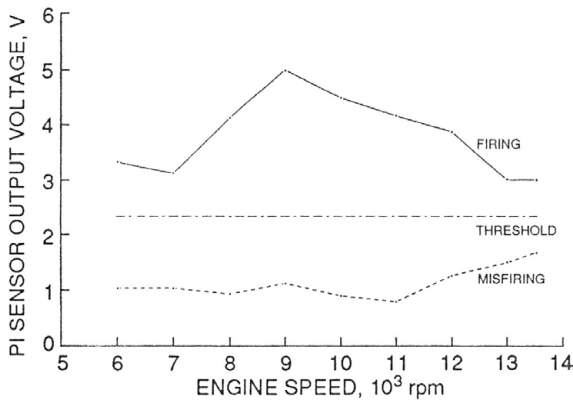


Fig. 7 Characteristics of PI sensor output voltage

及び失火時吸気負圧 (PBF, PBM) 特性を示す。また Fig. 6 は LM/LF と吸気負圧変化率 (PBM/PBF) の相関性を示す。

この結果より吸気負圧 (PB) と L 変動との間に相関性のあることが明らかとなり、PB による補正の可能性が確認された。

しかし、Fig. 5 に示すように高開度域における PB は非常に小さな値になり、吸気負圧計測系及びデータ処理系の高精度化が要求される。そこで高開度域 ($\theta_{TH} > 75\%$) は PB によらず、プラグワッシャータイプの筒内指圧 (PI) センサにより失火を判断し補正を行うシステムとした。Fig. 7 にファイアリング時及び失火時の PI センサ出力を示す。

失火時の燃料噴射時間 (T_i) は θ_{TH} により次のように決定される。

まず $\theta_{TH} \leq 75\%$ の領域では LM/LF を代表する PBM/PBF より失火補正係数 (KPB) を (1) 式のように定義した。

$$KPB = PB / PBM \quad (1)$$

KPB : 失火補正係数

PB : エンジン運転時の PB (kPa)

PBMAP : ファイアリング時の PB マップ値 (kPa)

KPB により T_i は (2) 式のように算出される。

$$T_i = TiMAP / KPB \quad (2)$$

T_i : 燃料噴射時間 (msec)

TiMAP : 基本燃料噴射時間 マップ値 (msec)

つぎに $\theta_{TH} > 75\%$ の高開度域では、PI センサ出力低下により失火状態と判断した時、NE $\sim \theta_{TH}$ マップを失火時用 NE $\sim \theta_{TH}$ マップに切り替える。失火時用 NE $\sim \theta_{TH}$ マップから算出される失火時燃料噴射時間 ($TiMAP M$) は Fig. 8 に示すように、 LM/LF 特性に合わせて決定されている。失火時用 NE $\sim \theta_{TH}$ マップにより T_i は (3) 式のように算出される。

$$T_i = TiMAP M \quad (3)$$

T_i : 燃料噴射時間 (msec)

TiMAP M : 失火時用 NE $\sim \theta_{TH}$ マップ値 (msec)

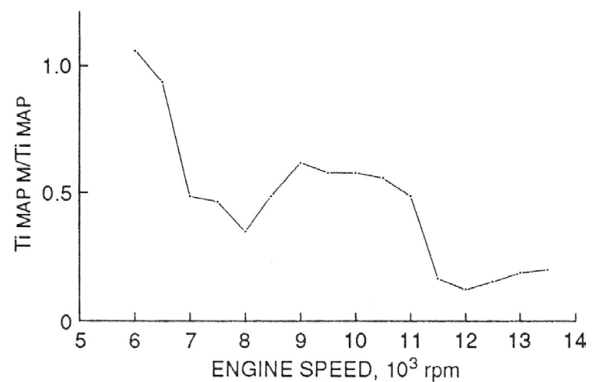


Fig. 8 Fuel injection time ratio during misfiring

以上のようにNE $\sim\theta$ THマップにより決定されるTiMAPに比べ、KPB又は失火時用NE $\sim\theta$ THマップを用いたLM/LF特性に合わせてTiは減少する。これにより過濃であった混合気のA/Fは要求空燃比(A/FR)に保たれ、失火回復が可能となった。Fig. 9に失火回復のプロセスを示す。

失火補正に必要となるPBサンプリング系はFig. 10に示す構成とした。

まずPBサンプリング系の混合ガソリン詰りによるトラブルを防止する為、混合ガソリンリターン部を有する気液分離部を設けた。

またPBを安定した値として読み込む為、PB波形の高周波成分を除去するダンパ部を設けた。ダンパ部は抵抗部(Jet)と容量部(Volume)により構成される。

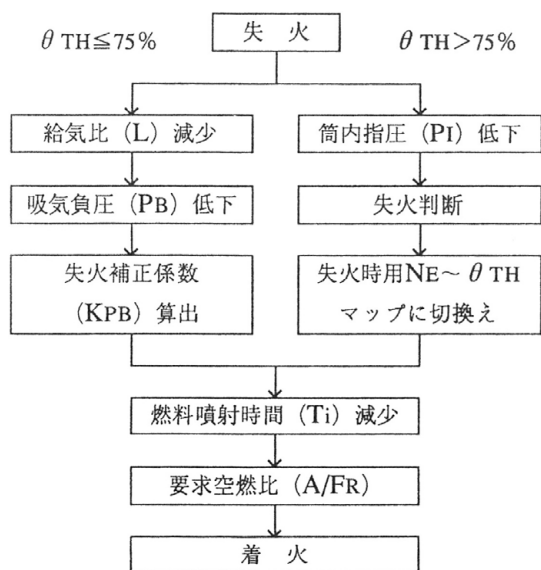


Fig. 9 Misfiring recovery process

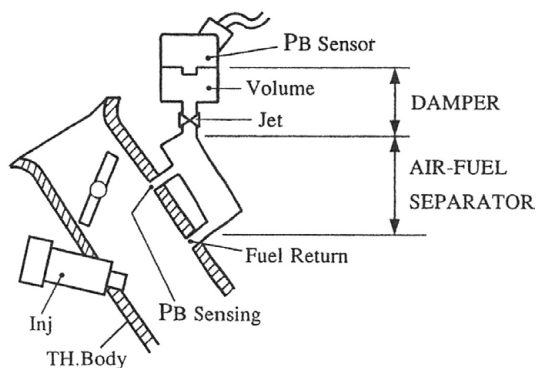


Fig. 10 PB sampling system

本PBサンプリング系によりPBを θ TH75%まで安定して正確に読み込むことが可能となった。

3.2. 排気ガス温度補正

4ストロークサイクルエンジンのように吸排気タイミングを決定する吸排気バルブを持たず、掃気作用を有する2ストロークサイクルエンジンでは排気管が出力特性に大きな影響を与える。

走行条件により排気ガス温度(TEXH)が変動すると排気管等価管長が変化すると等しい効果が発生し、燃料噴射量が一定であってもLが変動することによりA/Fが変動する。

Fig. 11はTEXHによるA/F変化を示す。あるNE $\sim\theta$ TH条件において燃料噴射量を一定にした場合、TEXHの変化に伴いA/Fも変化する。燃料噴射量は一定である為、A/F変化はLの変化を表わす。そこでLの変化をTEXHで代表し燃料噴射量の増減を行い、要求空燃比(A/FR)を保つようにした。

TEXHに対するA/F変化率、すなわち排気ガス温度補正係数(KTEXH)はTEXHが100K上昇したときのTiの増減率と定義した。KTEXHはNE $\sim\theta$ TH条件によって異なる為、NE $\sim\theta$ THをパラメータとしたマップを持たせることとした。

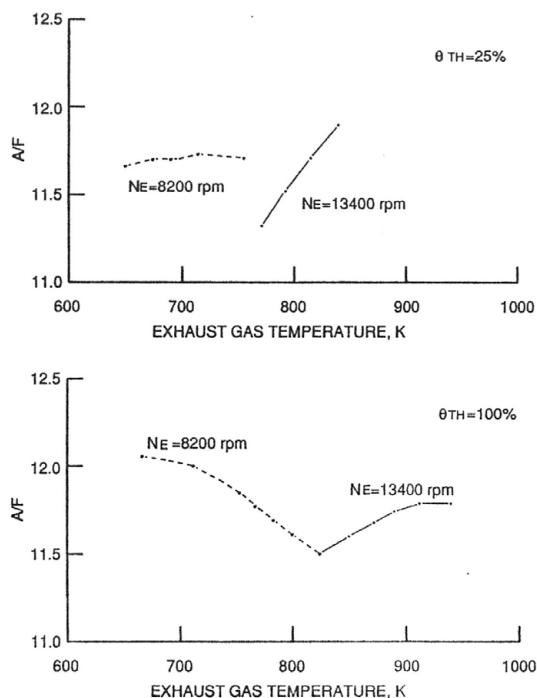


Fig. 11 Changes in A/F caused by exhaust gas temp

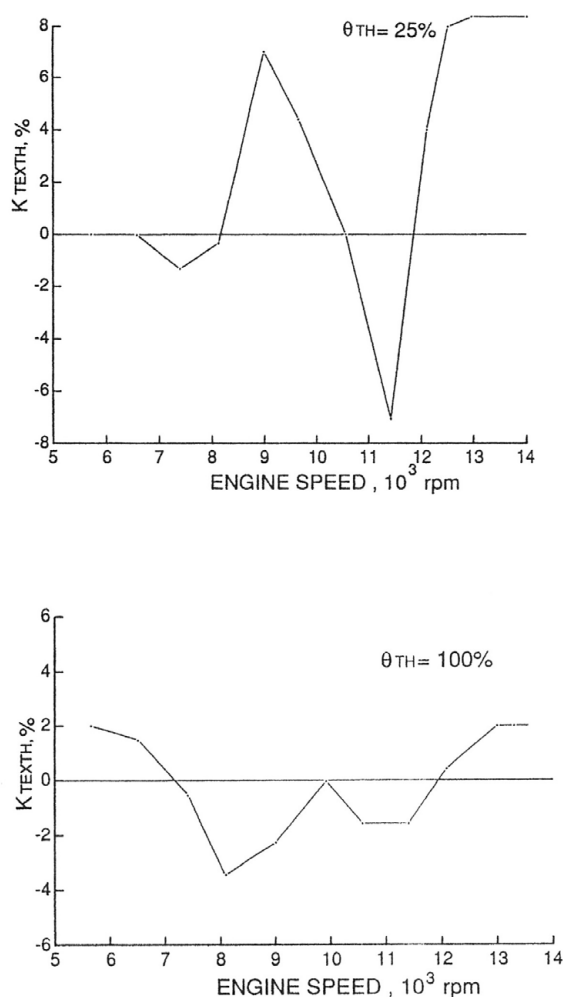


Fig. 12 Exhaust gas temp. Compensation coefficient map

Fig. 12 にその KTEXH マップを示す。

排気ガス温度補正における T_i は (4) 式により算出される。

$$T_i = TiMAP \cdot (1 + KTEXH \cdot \Delta TEXH / 100) \quad (4)$$

T_i : 燃料噴射時間 (msec)

TiMAP : 基本燃料噴射時間 (マップ値)
(msec)

KTEXH : 排気ガス温度補正係数 (K^{-1})

$\Delta TEXH$: 基準排気ガス温度との差 (K)

3.3. 冷却水温度補正

クランクケース 1 次圧縮型 2 ストロークサイクルエンジンでは、吸気管から吸入された混合気はクランクケース内を通過、圧縮され燃焼室に入る。したがって混合気

が吸気管から直接燃焼室へ入る 4 ストロークサイクルエンジンに比べ、エンジンの温度条件が L の変動に大きく影響する。

吸気管から吸入された混合気は燃焼室に達する間にエンジンから受ける熱量は混合気がクランクケース内を通過する時間に大きく支配される。すなわち、NE が低い場合、混合気がクランクケースを通過するのに要する時間が長く、より多くの熱量を受けることになり、この為 L が低下する。低負荷域で L が低い場合も同様に多くの熱量を受ける。

そこでエンジンの温度条件を代表する冷却水温度 (TW) の変動に対する A/F 変化を $NE \sim \theta_{TH}$ の異なる条件のもとで測定し、(5) 式で定義されるクランクケース通過時間 (TCR) との関係調べたところ、A/F 変化率は TCR によりほぼ一義的に定まることが確認された。これより TCR をもとに冷却水温度補正を行うこととした。

TCR は

$$TCR = \frac{V_c \times 1000 \times 60}{LF \cdot V_{st} \cdot NE} \quad (5)$$

TCR : クランクケース通過時間 (msec)

V_c : クランクケース容積 (cm^3)

V_{st} : 行程容積 (cm^3)

NE : エンジン回転数 (rpm)

LF : ファイアリング時給気比

で定義される。但し (5) 式における吸入空気量 ($LF \cdot V_{st}$) は A/F が一定値であるので TiMAP に比例し、(6) 式で置換えられる。

$$LF \cdot V_{st} = K \cdot TiMAP \quad (6)$$

K : 変換比例定数 ($cm^3/msec$)

これより代替パラメータとして TiMAP を使用すると、補正に使用する TCR は (7) 式で算出される。

$$TCR = \frac{V_c \times 1000 \times 60}{K \cdot TiMAP \cdot NE} \quad (7)$$

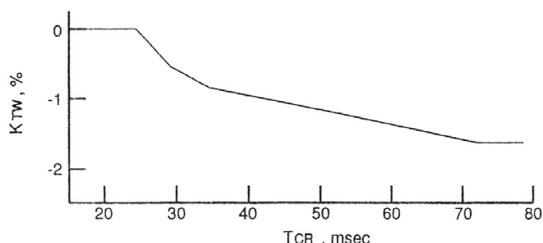


Fig. 13 Cooling water temp. Compensation coefficient map

TW に対する A/F 変化率、すなわち冷却水温度補正係数 (KTW) は TW が 10K 上昇した時の T_i の増減率と定義した。KTW は TCR によって異なる為、TCR に対するマップを持つ。Fig. 13 に KTW マップを示す。

冷却水温度補正における T_i は (8) 式で算出される。

$$T_i = T_{iMAP} \cdot (1 + KTW \cdot \Delta TW / 10) \quad (8)$$

T_i : 燃料噴射時間 (msec)

T_{iMAP} : 基本燃料噴射時間マップ値 (msec)

KTW : 冷却水温度補正係数 (K^{-1})

ΔTW : 基準冷却水温度との差 (K)

3.4. 大気温度、大気圧力補正

大気温度及び大気圧力補正は、4 ストロークサイクルエンジンと同様の手法である為、省略する。

4. PGM-FI 系構成

4.1. 制御系構成

2 ストロークサイクルエンジンのコントロールを行う ECU (ELECTRONIC CONTROL UNIT) は、各気筒独立に、しかも毎燃焼サイクルごとに燃料噴射量を演算する必要がある。

これを実現させるために ECU の構成は 8bit CPU を 2 個使用し、この CPU 間の通信は相互の通信による CPU の無効時間を生じさせないために FIFO (First in first out) メモリを介して行なった (Fig. 14)。

また、小型、軽量化の為に部品は表面実装を用いた。

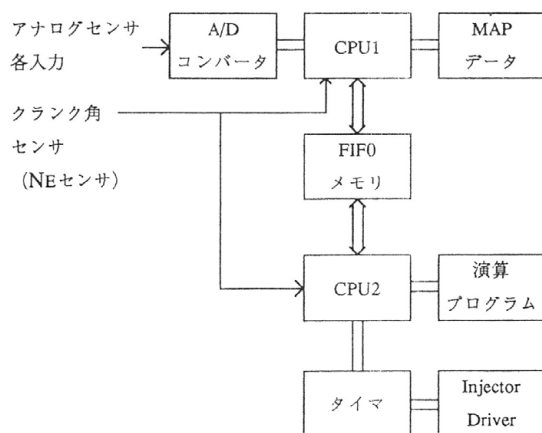
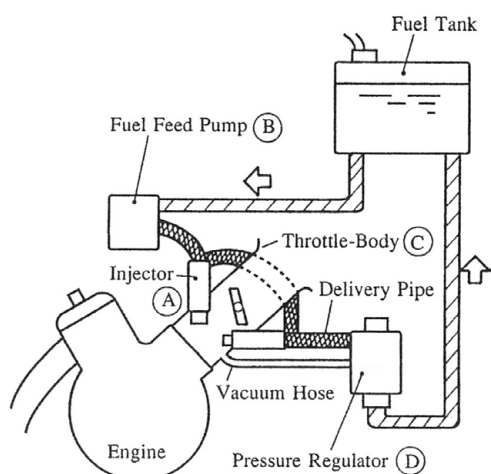


Fig. 14 Control system

4.2. 燃料系構成

燃料系の主構成部品はインジェクタ、燃料ポンプ、スロットルボディ及びプレッシャーレギュレータである (Fig. 15)。これらの構成部品は以下の点に留意して決定された。

インジェクタは 1 気筒当たり 2 本とした。これは 1 燃焼サイクルあたりの供給燃料量のダイナミックレンジが 30 倍に達し、インジェクタ 1 本では対応できない為、低流量域は 1 本、大流量域は 2 本のインジェクタを使用する必要があった。



Low pressure fuel line

High pressure fuel line

- (A) インジェクタ
 - ・ トップフィードタイプ
 - ・ ピントルタイプ
 - ・ 各気筒2本
 - ・ 吸気管噴射
- (B) 燃料ポンプ
 - ・ ギヤポンプ
 - ・ 機械駆動式
- (C) スロットルボディ
 - ・ バタフライバルブ
 - ・ リジッド燃料配管
 - ・ PBセンシングシステム
- (D) プレッシャーレギュレータ
 - ・ ダイヤフラム式
 - ・ PB補正タイプ

Fig. 15 Fuel system

インジェクタ取付位置、すなわち燃料噴射位置は燃焼室への直接噴射、掃気ポート噴射、クランクケース内噴射及び吸気管噴射について検討を行なったが、ピストン、クランク系の潤滑を混合ガソリンで行なっていることとデリバリーパイプの実車搭載性を考慮し、吸気管噴射とした⁽¹⁾⁽²⁾。

燃料ポンプは小型軽量で大流量、高燃圧を得られる機械式ギヤポンプを採用し、駆動はクランクシャフトから得ている。

スロットルバルブはインジェクタ及びデリバリーパイプがスロットルボディに集中し、スペースが制限され、かつ、スロットル開閉のための操作性を考慮してバタフライタイプとした。

燃料配管系は、燃料ポンプからプレッシャーレギュレータ間での高圧部は信頼性への配慮からリジッド燃料配管とした。

5. PGM-FI 化による成果

5.1. 定常出力特性

定常出力特性改善に対する PGM-FI 化の利点は NE, θ TH の全域にわたり A/F を要求値に設定できる点にある。そこで燃料供給系による A/F 特性の違いが出力特性に与え

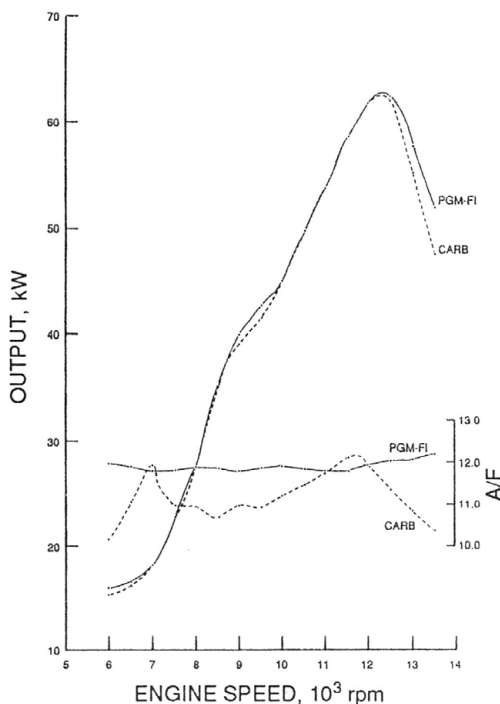


Fig. 16 Steady output characteristics and A/F characteristics

る影響を確認した。

Fig. 16 は全負荷定常出力特性及び A/F を示す。2 ストロークサイクルレーサ用エンジンは回転域が広い為、キャブレタ仕様では NE により A/F は 10~12 の間で変動していた。一方、PGM-FI 仕様では設定空燃比 (A/F_T) を全域 12.0 とすると 12.0 ± 0.2 に収まっている。

この結果、オーバーリッチ領域での燃焼改善が図られ、NE が 9000rpm 前後と 13000~13500rpm で定常出力特性の改善が計られた。

5.2. 過度出力特性

通常サーキット走行では定常的な運転状態は少なく、ほとんど過渡的な運転状態にある。そこで過渡特性における PGM-FI 化のメリットを明らかにする為、台上で実走シミュレートを行なった。

代表的な運転モードとして次のような条件を設定した。まずスロットルを全開とし、次に NE 7500rpm でスロットルを開き始め、3sec で、50% まで開くモードである。実走では比較的タイトなコーナから立ち上がってゆくような場合の代表的な運転モードである。

Fig. 17 がその台上シミュレートテスト結果であり、PGM-FI 仕様はより低い θ TH で駆動力が発生し、その結果 NE も早く上昇していることが分かる。すなわち低開度からファイアリングに移行し、その後の駆動力も θ TH にリニアに増加しており、レースに参加したライダーのコメントにあるドライバビリティ向上に寄与していることが確認できた。

5.3. 燃料消費

燃料系の PGM-FI 化により、NE, θ TH の全域に渡り A/F をエンジンが要求する値に設定ができ、従来過濃な状態で運転していた領域の適正化によって燃料消費を低減することができた。

Fig. 18 は出力最大となる運転条件における正味燃料消費率 (BSFC) を示す。全負荷運転時についてみると、キャブレタ仕様で過濃であった NE 7000~9000rpm 及び 13000~13500rpm の領域の A/F を 12 に設定することにより、BSFC を改善することができた。全負荷運転時の BSFC 改善は平均で略 5% である。

部分負荷運転として θ TH = 12.5% についてみると、BSFC は全域 120g/kW・h 向上しており、平均で 20% の改善となった。

以上は定常運転に関するデータである。実走行における燃料消費量については、サーキット走行で略5~10%低減した。

5.4. セッティング効率

燃料供給系の PGM-FI 化により、次のようにセッティング作業の効率の向上が計れた。

・ PGM-FI のデータは外部から変更できる為、燃料系を脱

着する事なく、サーキットの特徴に合わせたセッティングの変更が可能となった。

・ ライダーの手元スイッチにより、実走行中にもデータ変更による比較を行える為、ライダーの要求がより明確に把握できるようになった。

・ TA 及び PA による補正により、気象条件に影響を受けずに同一セッティングで走行可能となった。

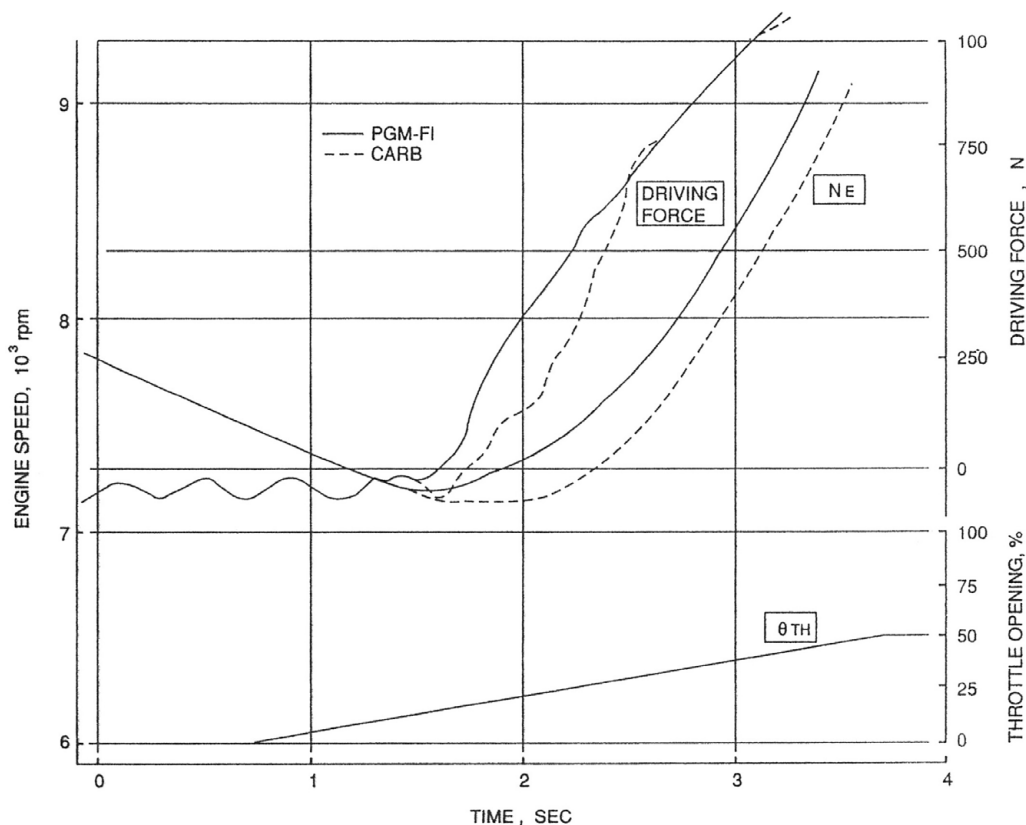


Fig. 17 Simulation bench test results

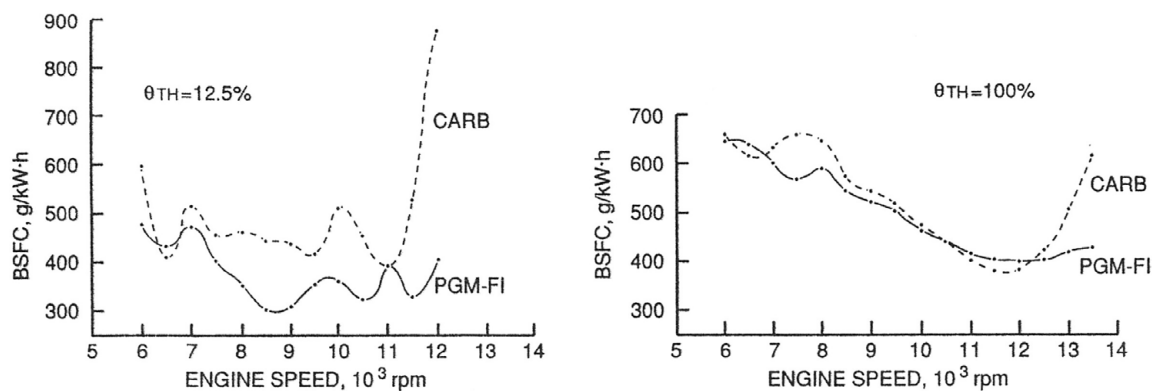


Fig. 18 Brake specific fuel consumption characteristics

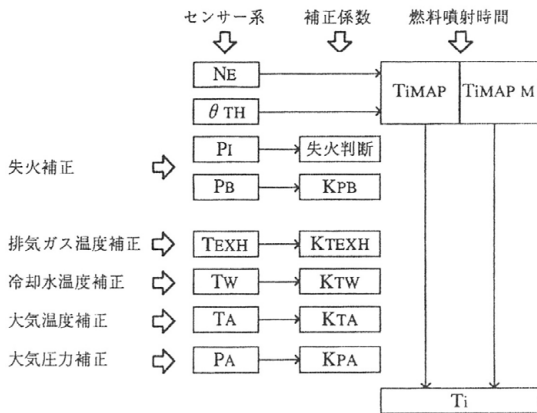


Fig. 19 Fuel injection time calculation system

6. おわりに

2 ストロークサイクルレーサ用エンジンにおいて、定常、過渡出力特性及び燃費の低減をめざし、燃料供給系の PGM-FI 化について検討を行い、基本制御仕様を決定した。その内容について以下にまとめる。

- ～1. 基本制御仕様は基本吸入空気量を NE $\sim\theta$ TH マップとして持つスロットル・スピード方式とした。
- ～2. 2 ストロークサイクルエンジン特有の失火時の L 変動に対し、低開度域では PB にて、また高開度域では筒内指圧 PI にて補正を行うシステムとし、失火時の A/F を要求値に保つことが可能となった。
- ～3. TEXH, TW による補正を行うことにより、エンジンの温度条件及び運転条件に影響を受けずに常に A/F を設定値に保つことが可能となった。
- ～4. TA 及び PA 補正を行うことにより、気象条件に影響を受けずに常に A/F を設定値に保つことが可能となった。
- ～5. 本システムを搭載したマシンで全日本選手権に参加し、予選ベスト成績 2 位、決勝ベスト成績 4 位となり、実戦適合性が確認できた。

参考文献

- (1) R. DOUGLAS, G. P. BLAIR-Fuel Injection of A Two-Stroke cycle spark Ignition Engine, SAE 820952 (1982)
- (2) TADANORI SATO, MITSUSIGE NAKAYAMA-Gasoline Direct Injection A Loop-Scavenged Two-Stroke cycle Engine, SAE 871690 (1987)

■著 者■



草 野 克 之



黒 坂 斉