

クランク軸角速度変動によるエンジン負荷予測技術を用いた火花進角制御の実用化研究

Study on Application of Engine Load Estimation Method Using Crank Angular Velocity Variation to Spark Advance Control

河津 裕高*

Hiroataka KAWATSU

金子 哲也*

Tetsuya KANEKO

井畑 遼亮*

Ryosuke IBATA

西田 憲二*

Kenji NISHIDA

要 旨

4ストローク単気筒ガソリンエンジンにおいて、1サイクル中のクランク軸角速度変動の振幅 $\Delta\omega$ を用い、オンボードでエンジン負荷を予測する技術がすでに開発されている。本研究は、この技術を小型二輪車の火花進角制御システムに適用することを目的として実施された。システムの開発において、 $\Delta\omega$ のサイクル変動がエンジンの負荷検出性能に与える影響が課題となった。その解決手段として、 $\Delta\omega$ から負荷を検出するプロセスにフィルタリング処理が導入された。その結果、従来用いられていたスロットル開度センサを備えずに、エンジン負荷状態を二段階のレベルに判別することが可能となり、負荷レベルとエンジン速度に応じて火花時期を制御するシステムの開発に成功した。

ABSTRACT

The technology to estimate engine load using the amplitude of crankshaft angular velocity variation during a cycle, which is referred to as " $\Delta\omega$ (delta omega)", in a four-stroke single-cylinder gasoline engine has been established in our former studies. This study was aimed to apply this technology to the spark advance control system for small motorcycles. The cyclic variation of the $\Delta\omega$ signal, which affects engine load detection capability, was a crucial issue when developing the system. To solve this issue, filtering functions that can cope with various running conditions were incorporated into the computation process that estimates engine loads from $\Delta\omega$ signals. In addition, the system made it possible to classify engine load into two levels without a throttle sensor currently used. We have thus successfully developed the new spark advance system that is controlled in accordance with the engine speed and load.

1. まえがき

小型二輪車は数多く普及しており、地球環境に対する負荷を低減する観点から、その燃費改善は重要な課題である。燃費改善技術の一つに、エンジン負荷に応じた火花進角制御があり、一般的にスロットル開度センサを用いて負荷を検出している。スロットル開度センサは、連続的な開度を出力するポテンショメータ型や、高負荷と低負荷の二段階を検出するスロットルスイッチ型が小型二輪車では多く用いられている。前者は主に燃料供給システムとして燃料噴射弁を備えている機種に採用されており、火花時期は

エンジン速度とスロットル開度に応じてECUに記憶された三次元マップをもとに制御される。後者は一部のキャブレタ機種に採用されており、火花時期はスロットル開度に応じてエンジン速度と火花時期の関係を表す二種類の二次元マップを切り替えることで制御される。しかしながら、キャブレタを使用した廉価な小型二輪車にはスロットル開度センサを備えておらず、火花進角制御をおこなっていないモデルが多い。

単気筒4ストロークエンジンが吸気、圧縮、膨張、排気の1サイクル中にクランク軸角速度の典型的な変動を持つことは古くから知られている⁽¹⁾。そのクランク軸角速度変

*二輪 R&D センター

動の振幅 $\Delta\omega$ は、図示平均有効圧力と比例関係にあることが前報^{(2),(3)}によって実証された。この特徴に基づき、 $\Delta\omega$ を従来のエンジンが備えているクランクポジション検出器の信号をもとに演算し、特別なデバイスを必要とせずオンボードでエンジン負荷を予測する技術が開発された^{(2),(3)}。

本研究は、 $\Delta\omega$ を用いたエンジン負荷予測法 ($\Delta\omega$ 法) によってエンジン負荷を二段階のレベルに判別し、スイッチ信号出力型のスロットル開度センサ (スロットルスイッチ) を代替できる負荷判別システムの実現を目的とした。

最初に、 $\Delta\omega$ 法を用いた基本的なロジックを考案した。次に、 $\Delta\omega$ に存在するサイクル変動が負荷判別に与える影響について検討をおこなった。検討の結果、 $\Delta\omega$ のサイクル変動が原因で負荷判別がハンチングし、火花時期が安定しないという課題が明らかとなった。そこで、 $\Delta\omega$ のサイクル変動が生じる要因について理論的考察をおこない、その発生条件を明らかにした。最後に、この推察をもとに実機検証をおこない、上記課題の解決策としてエンジン負荷を判別する演算過程にフィルタリング処理の導入をおこなった。

以上の結果、 $\Delta\omega$ 法を用いた火花進角制御は、スロットルスイッチを搭載した従来システムと同等の負荷判別動作が得られ、スロットルスイッチの代替が可能となった。これにより、スロットルスイッチを廃止した簡素な火花進角制御システムの開発に成功した。

2. 従来の火花進角制御技術

本章では、従来の火花進角制御技術の概要を説明する。この技術は、スロットルスイッチの出力信号によりエンジンの負荷状態を二段階のレベルに判別し、そのレベルに応じて火花時期を制御する技術である。

2.1. 供試車両

Fig. 1 に供試車両の外観図、Table 1 に供試車両の主要諸



Fig. 1 Experimental motorcycle

Table 1 Specifications of experimental motorcycle

Item	Specification
Engine type	Four-stroke single-cylinder
Cooling system	Air-cooled
Bore × Stroke	50.0 mm × 55.6 mm
Engine displacement	109.2 cm ³
Compression ratio	9.5
Spark supplying system	Full-transistor
Fuel supplying system	Carburetor
Transmission type	Continuously Variable Transmission (CVT)
Maximum brake power output	5.6 kW at 7500 rpm
Maximum brake torque	8.57 Nm at 5500 rpm
Curb weight	108 kg

元を示す。供試車両は、空冷4ストローク単気筒 110 cm³ エンジンを搭載した小型スクータである。燃料はキャブレタによって供給される。

2.2. スロットルスイッチによる負荷判別

Fig. 2 にスロットルスイッチおよびピストンバルブ型キャブレタの断面図を示す。スロットルスイッチは、ピストンを保持するシリンダ部の側面に備え付けられている。それは、特定のスロットル開度となるピストン位置でプッシュロッドが押付けられ、スイッチ信号を出力する。このスイッチ信号は、ある一定のエンジン負荷を想定したスロットル開度以上において OFF となる。したがって、スロットルスイッチによる負荷判別は、エンジン速度によらずそのスイッチ信号のみでおこなわれ、エンジン負荷を二段階のレベルに判別する。Fig. 3 にスロットルスイッチによる負荷判別の動作を示す。

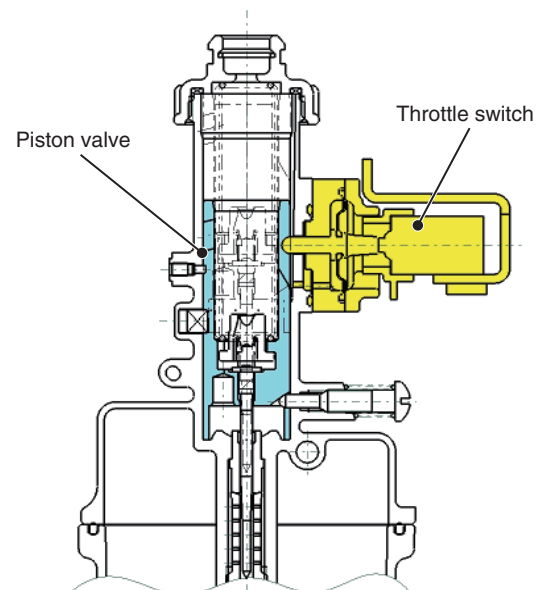


Fig. 2 Carburetor with throttle switch system

2.3. 火花進角制御の基本ロジック

Fig. 4 にスロットルスイッチを用いた、火花時期決定のフローチャートを示す。エンジン速度の算出、スロットルスイッチによるエンジン負荷判別とその判別信号出力、判別負荷に応じた火花時期マップの選択がおこなわれる。低負荷レベルと判別されると進角マップが選択される。一方、高負荷レベルと判別されると遅角マップが選択される。最後に、選択された火花時期マップからエンジン速度に応じた火花時期が抽出される。

本研究は、このフローチャートにおける負荷判別プロセスのみを、スロットルスイッチ方式から $\Delta\omega$ 法に置き換えることを目的として進められた。

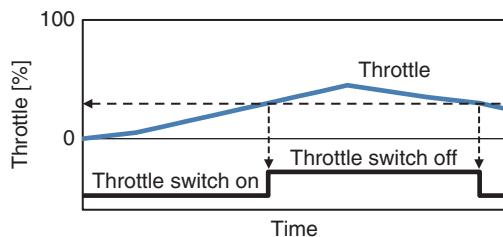


Fig. 3 Throttle switch motion

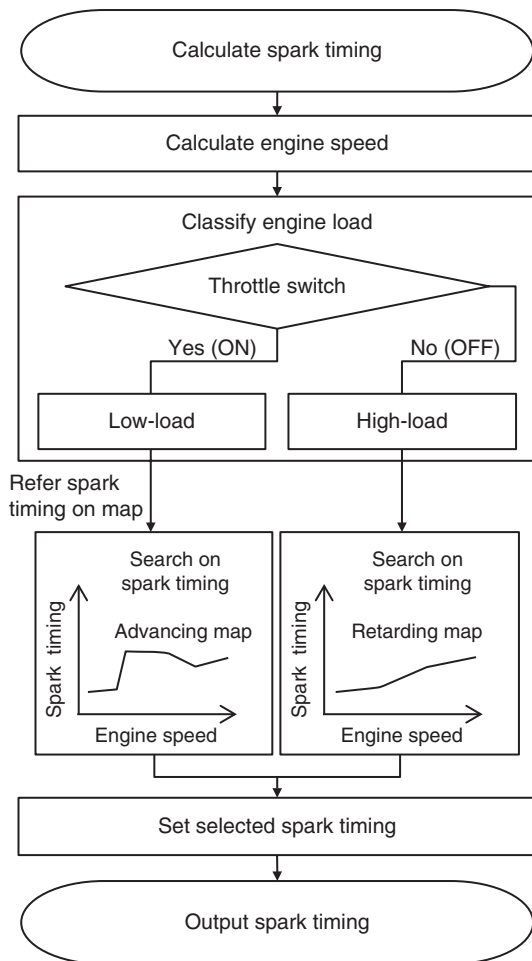


Fig. 4 Flowchart of conventional spark advance control

3. $\Delta\omega$ 法を用いた火花進角制御

3.1. $\Delta\omega$ を用いたエンジン負荷予測の基本原則

ここでは前報^{(2),(3)}を引用しながら、 $\Delta\omega$ 法のシステム構造およびエンジン負荷予測の原理を概説する。

3.1.1. クランク軸角速度変動の計測

$\Delta\omega$ 法ではクランク軸角速度 ω_i ($i=1, 2$) が用いられる。Fig. 5 に ω_i を計測する構造を示す⁽²⁾。ACG ロータに取り付けられたリラクタの先端ならびに後端位置を、クランク位置センサで検出する。 ω_i は、その検出信号 P_1, P_2 の時間差 τ_i 、リラクタの角度幅 θ を用いて、式 (1) で定められる。なお、添字 i が二つあるのは、 P_1, P_2 が 1 サイクル中に 2 度検出されるためである。

$$\omega_i = \frac{\theta}{\tau_i} \quad (1)$$

Fig. 6 は、クランク軸角速度波形 (ω 波形)、計測された ω_i 、リラクタパルス信号 P_1, P_2 、リラクタ位置の関係を示したものである⁽²⁾。運転条件は、エンジン速度 (N_e) 約 3000 rpm かつ負荷一定である。連続的である ω 波形は、クランク軸に固定した 1 回転当たり 360 パルスを発するロータリエンコーダを用いて測定されたものである。1 サイクル中の ω_i について、圧縮行程を ω_1 、排気行程を ω_2 と定義したとき、 $\Delta\omega$ は式 (2) で表わされる。

$$\Delta\omega = \frac{\omega_2 - \omega_1}{2} \quad (2)$$

この計測方法では、 $\Delta\omega$ は 1/2 サイクルごとの ω_i から決まり、1 サイクル (周期 4π) に 1 回の $\Delta\omega$ が 1 サイクル遅れて出力される。

3.1.2. クランク軸角速度変動に対する実験的考察

定常走行条件下において、 $\Delta\omega$ に関する以下の二つの重要な性質が前報^{(2),(3)}で実証された。

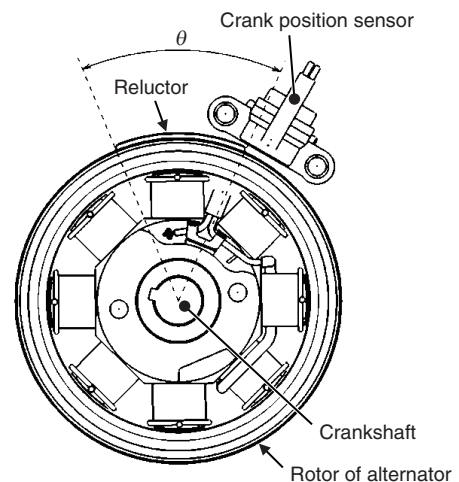


Fig. 5 Schematic of onboard system to detect $\Delta\omega$

(a) $\Delta\omega$ と図示平均有効圧力は比例する

(b) $\Delta\omega$ と N_e は反比例する

図示平均有効圧力は、ピストンが1サイクル中におこなう正味仕事を行程容積で割った値として表し、それを Net Indicated Mean Effective Pressure ($IMEP_{net}$) と表記する。

Fig. 7 は N_e ごとの、500 サイクル平均値における $\Delta\omega$ と $IMEP_{net}$ の関係を表わした実験データであり、スロットルは全開固定としている⁽²⁾。上述の二つの関係は、サイクル平均による比較において高い相関性を有していることが実証された。したがって $\Delta\omega$ 計測により、 N_e ごとのエンジン負荷を予測できることが明らかとなった。

それに対し、前報^{(2),(3)}ではサイクルごとの $\Delta\omega$ と $IMEP_{net}$ の関係も示された。Fig. 8 はアイドリング運転における N_e , $\Delta\omega$, $IMEP_{net}$ の時系列データである⁽³⁾。この図より、 $\Delta\omega$ のサイクル変動は $IMEP_{net}$ の変動に追従していることが確認された。

3.2. $\Delta\omega$ 法による負荷判別の基本ロジック

Fig. 4 のフローチャートにおける負荷判別プロセスを、スロットルスイッチを用いた従来システム方式から $\Delta\omega$ 法に置き換えるために、以下の負荷判別ロジックを構築した。

3.2.1. エンジンの負荷状態の指標化

$\Delta\omega$ 法は、 N_e ごとに適切にエンジン負荷を予測できることが特徴である。これは、 $\Delta\omega$ が $IMEP_{net}$ と比例関係にあり、 N_e と反比例関係にあることに基づいている。その結果、同一の負荷でも $\Delta\omega$ はエンジン速度 N_e で変化する。そこで、 N_e によらずエンジンの負荷状態を標準化するために、 $\Delta\omega$ をもとに計算される負荷率 (Load Ratio, 以後 LR と呼ぶ) を定義した。この LR は、式 (3) に示すように、スロットル全開 (WOT) 時の $\Delta\omega$ (これを $\Delta\omega_{wot}$ と表わす) と

任意のスロットル開度における運転時の $\Delta\omega$ との比率で定義される。 $\Delta\omega_{wot}$ はあらかじめ、エンジン速度ごとに二次元データとして ECU に書き込まれている。運転中に計測された $\Delta\omega$ と、同一のエンジン速度時における $\Delta\omega_{wot}$ との比率が LR としてサイクルごとに計算される。

$$LR = \frac{\Delta\omega}{\Delta\omega_{wot}} \times 100 [\%] \quad (3)$$

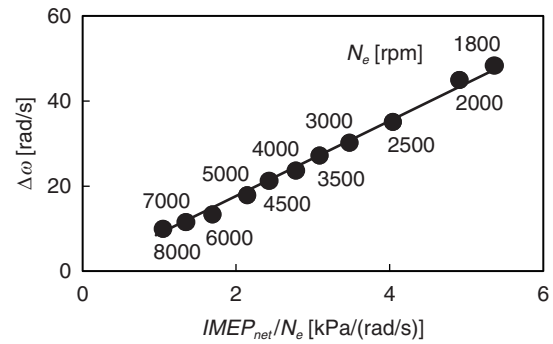


Fig. 7 Relationship between $\Delta\omega$ and $IMEP_{net}/N_e$

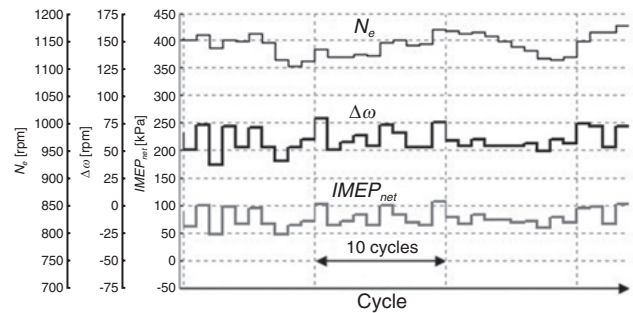


Fig. 8 Cyclic variation of $\Delta\omega$ and $IMEP_{net}$ at an idling

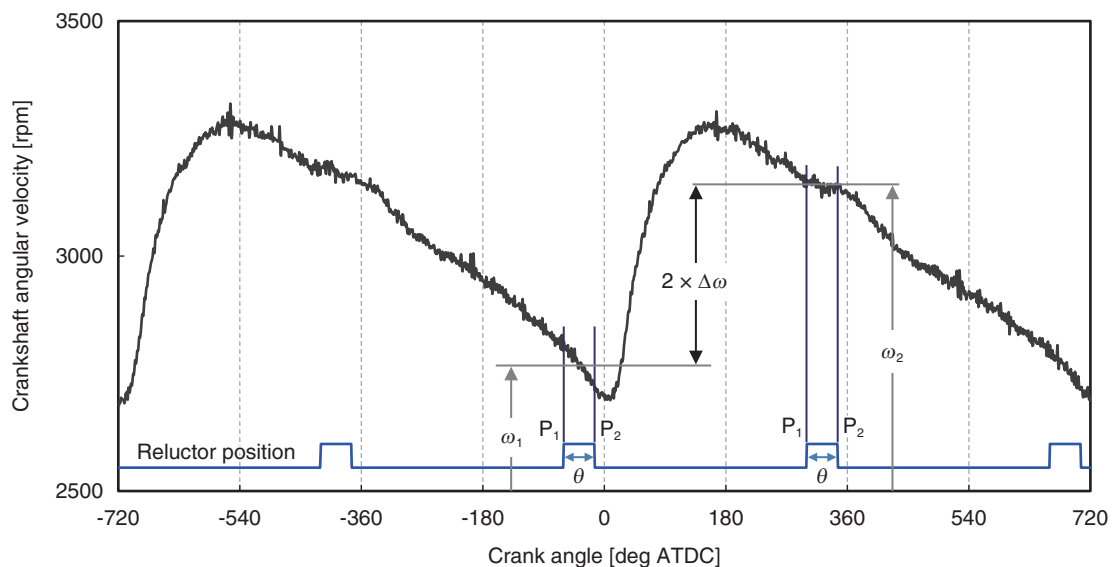


Fig. 6 Waveform of crankshaft angular velocity, reluctor position and definition of $\Delta\omega$

3.2.2. LR のエンジン速度特性

Fig. 9 にエンジン速度と $\Delta\omega$, そのときの LR の関係を示す。青色は WOT 運転時の値を, 赤色はスロットルスイッチの切り替え開度時 (POT) の値を表す。 $\Delta\omega$ はエンジン速度に反比例するため, エンジン速度が高いほど小さくなるが, LR を導入することで, スロットル全開時の $\Delta\omega$ をすべて $LR = 100\%$ とし, エンジン速度ごとの負荷を 0-100% 内で表すことができる。この LR を用い, ある基準となる LR 値と比較することにより, 負荷レベルを判別する。

3.2.3. LR を用いた負荷判別領域

Fig. 10 に, LR を用いて負荷判別しきい値を設定した場合の負荷判別領域の模式図を示す。このとき, しきい値 LR はスロットルスイッチの判別開度における LR を参考に設定された。しきい値 LR よりも大きい場合に高負荷, 小さい場合に低負荷と判別する。

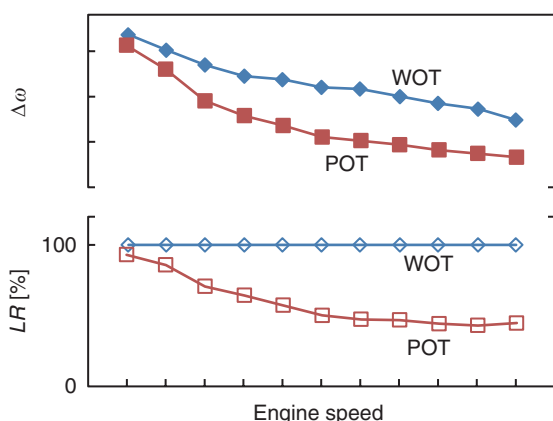


Fig. 9 $\Delta\omega$ and LR in relationship with engine speed

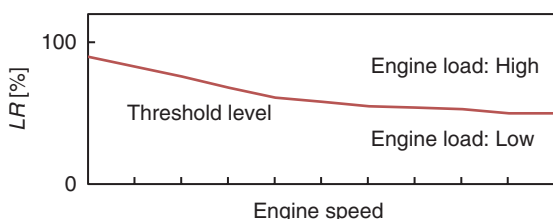


Fig. 10 Schematic diagram of load-level classification zone using LR

4. $\Delta\omega$ のサイクル変動が負荷判別に及ぼす影響に関する理論的考察

4.1. 負荷判別に関する懸案

2章で述べたように, スロットルスイッチによる負荷判別は, 特定のスロットル開度を基準としておこなわれている。そのためスロットル開度が固定されたとき, 負荷レベルおよび火花時期マップは固定される。その結果エンジン速度が一定の場合, 火花時期は一定となる。

一方, $\Delta\omega$ 法による負荷判別は特定の LR を基準としておこなわれる。この手法ではスロットル開度が固定されていても, $\Delta\omega$ がサイクル変動し LR がしきい値をまたぎながら変動する場合, 負荷判別がハンチングする。その結果, 供給火花時期が安定しない懸念がある。

そこで, スロットルスイッチを用いた火花進角制御と同等の安定性を得るためには, エンジン速度, スロットル開度が一定の場合, 負荷判別および火花時期が一定となることが求められる。この機能要求を「火花時期安定性」と呼ぶ。

このことから, 本章では $\Delta\omega$ のサイクル変動に着目し, その発生要因について理論的考察をおこなうことでその発生条件を明らかにした。

4.1.1. $\Delta\omega$ の支配方程式

$\Delta\omega$ のサイクル変動を考察するにあたり, $\Delta\omega$ の支配方程式を導出する必要がある。そこで本節では, この支配方程式導出を目的とする。クランク系の運動に対し, 以下の前提条件を与える。

- (1) 4ストローク単気筒エンジンを対象とする
- (2) クランク系は平面運動をおこなう
- (3) すべてのコンポーネントは剛体と仮定する
- (4) すべての接触部に状態変化は生じない
- (5) 重力の影響を無視する

クランク系のモデルは, Fig. 11 に示すクランクシャフト, コネクティングロッド, ピストンの3モジュールで構成される。クランク系の幾何学的条件は, 式(4)で定義される各コンポーネントの重心座標 (x_{ig}, y_{ig}) とその周りの回転角 θ_i ($i=c$:クランクシャフト, l :コネクティングロッド, p :ピストン) を成分とする一般座標 q , 系の幾何学的拘束関数 $h(q)$ によってあらわされる。

$$q = \begin{pmatrix} x_{cg} \\ y_{cg} \\ \theta_c \\ x_{lg} \\ y_{lg} \\ \theta_l \\ x_{pg} \\ y_{pg} \\ \theta_p \end{pmatrix} \text{ に対し, } h(q) = \begin{pmatrix} x_{cg} - r_{cg} \cos(\theta_c + \varphi_{cg}) \\ y_{cg} - r_{cg} \sin(\theta_c + \varphi_{cg}) \\ x_{lg} - r_{cp} \cos \theta_c - r_{lg} \cos(\theta_l + \varphi_{lg}) \\ y_{lg} - r_{cp} \sin \theta_c - r_{lg} \sin(\theta_l + \varphi_{lg}) \\ x_{pg} - r_{cp} \cos \theta_c - r_{lp} \cos \theta_l - r_{pg} \cos \varphi_{pg} \\ y_{pg} - r_{cp} \sin \theta_c - r_{lp} \sin \theta_l - r_{pg} \sin \varphi_{pg} \\ y_{pg} - e_a - r_{pg} \sin \varphi_{pg} \\ \theta_p \end{pmatrix} = 0 \quad (4)$$

次に, クランク系のエネルギー配分を考える。作動流体がピストンにおこなう仕事 W_{cyl} は, クランク系の運動エネルギー K , クランク下流へ出力する仕事 (以降, 負荷抵抗と呼ぶ) W_{out} , 散逸エネルギー D の三つに配分され式(5)を満足する。

$$W_{cyl} = K + D + W_{out} \quad (5)$$

ここで, 3.1.1. 項で見た $\Delta\omega$ の定義にしたがい 1/2 サイクルの運動に着目すると, 運動エネルギーは $\Delta\omega$ の関数として式(6)で表せる。なお, I' は各コンポーネントの寸法, 質量特性, θ_c の関数であるが, 1/2 サイクル周期性を持つ

ことから今回のケースでは定数として扱える。

$$K|_0^{2\pi} = I' \frac{\omega_2 + \omega_1}{2} (\omega_2 - \omega_1) = I' N_e' \Delta\omega \quad (6)$$

なお、計測値 ω_1, ω_2 の平均値である N_e' は、真の N_e (ω の 1 サイクル平均) との間に誤差 δerr が存在する。3.1.1. 項で見たリラクタの位置によってはある N_e において δerr をゼロにできるが、 N_e 変化に応じて ω 波形も変化することから、任意の N_e に対して δerr をゼロにすることは不可能である。そのため、 N_e と N_e' が近似的に等しい場合において $\Delta\omega$ と N_e は反比例する。

以上に基づき、式 (5)、式 (6) から $\Delta\omega$ の支配方程式である式 (7) が導出される。

$$\Delta\omega = \frac{1}{I' N_e} \left\{ W_{cyl}|_0^{2\pi} - W_{out}|_0^{2\pi} - D|_0^{2\pi} \right\} \quad (7)$$

さらに、重力の影響を無視しているためクランク系のラグランジアンは K のみで決まること、式 (4) の $\mathbf{h}(\mathbf{q})$ によって各座標の拘束条件が得られることから、ラグランジュ方程式によってクランク軸周りの運動方程式 (8) が導

出され、 ω_1, ω_2 が決定される。

$$(I_{cg} + \eta_2) \ddot{\theta}_c - \eta_1 \dot{\theta}_c^2 = T_{cyl} - T_f - T_{out} \quad (8)$$

なお係数 η_1, η_2 は、 θ_c 、幾何寸法、質量特性で構成される周期 2π の関数である。

式 (8) 左辺は慣性項を表す。右辺はクランク軸周りのトルクであり、第一項 T_{cyl} は作動流体によって得られるトルク、第二項 T_f は摩擦トルク、第三項 T_{out} は負荷抵抗トルクを表している。

以上の結果から、式 (7)、式 (8) によって、クランク軸回転特性と $\Delta\omega$ を決定付けるパラメータとその特徴が抽出可能となった。

4.1.2. $\Delta\omega$ のサイクル変動に対する考察

式 (8) によって定まる ω_1, ω_2 が 1 サイクル周期性を持たないとき、 $\Delta\omega$ に変動が生じる。したがって、1 サイクル周期性を持たない振動がクランク系に作用するとき、 $\Delta\omega$ にサイクル変動が生じるものと考えられる。そこで、式 (7)、式 (8) に基づき、 $\Delta\omega$ を決定付けるパラメータ要因図を Fig. 12 に示す。

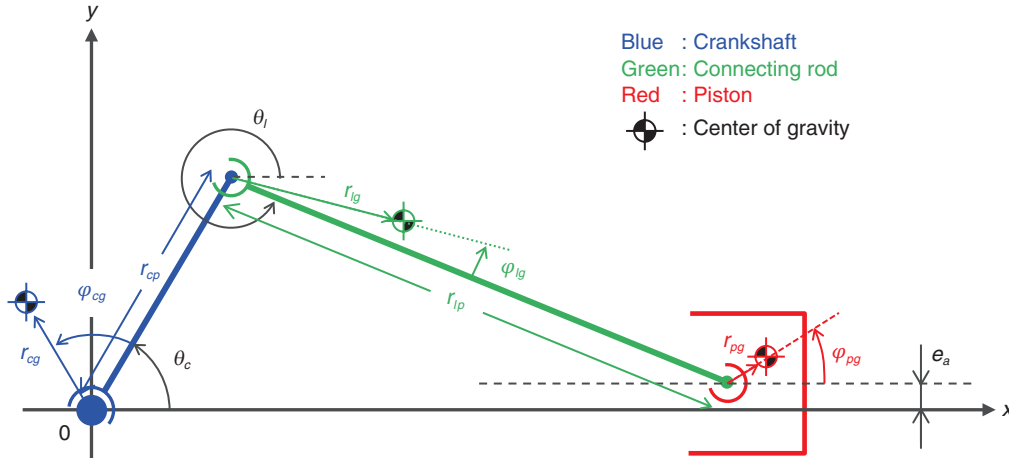


Fig. 11 Mathematical model of crank system

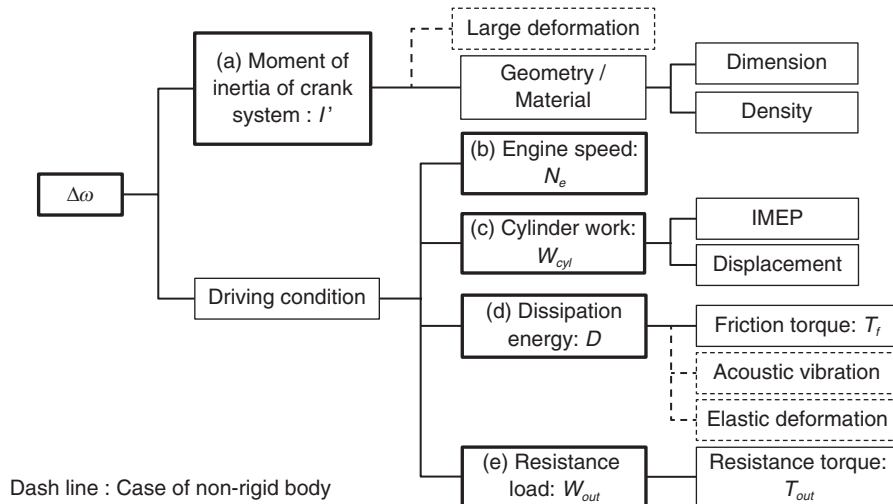


Fig. 12 Characteristic diagram of $\Delta\omega$

Table 2 Factors of cyclic variation of $\Delta\omega$

Classification	Factors	Parameters in Eq. (7) and (8)	Examples of specific phenomenon
Internal factors	(a) Change in moment of inertia of crank system	I'	Change deformation, Large ware, Breakage (Unusual phenomenon)
	(c) Variation of IMEP	T_{cyl}	Variation in combustion state, Occurrence of misfiring
	(d) Variation of friction	T_f	Repetition of sticking and slipping between piston skirt and cylinder sleeve (Unusual phenomenon)
	Vibration derived from deformation of components in crank system	Internal force	Torsional vibration, Out-of-plane vibration and In-plane vibration of components
External factors	(b) Variation of engine speed	N_e	Acceleration and deceleration by throttle control
	(e) Variation of load	T_{out}	Unevenness of the road surface, Changes of air resistance, Changes in posture of motorcycle and rider
	Vibration derived from deformation of components outside the crank system	T_{out}	Vibrations of drive system, vehicle body and crankcase, etc.

Fig. 12 中, (a) クランク系の慣性モーメント I' を決定する幾何, 物性パラメータは, 各コンポーネントの形状と密度に依存する. 運転中にこれらが変化するためには, 大変形, 大磨耗, 破損等の異常事象の発生が必要となる. このような場合は特異として省けるので, 運転中に幾何, 物性パラメータが $\Delta\omega$ に影響を与えることはない.

Fig. 12 中, (b) N_e 変化は式 (7) によって $\Delta\omega$ と反比例の関係で連結されている. したがって, N_e 変化に伴って $\Delta\omega$ も変化する.

Fig. 12 中, (c) 作動流体の仕事 W_{cyl} に変化が生じる場合, IMEP 変動を伴う. この要因は, 燃焼ばらつきである. IMEP と $\Delta\omega$ が連動してサイクル変動するのは, 3.1.2. 項の Fig. 8 で実証されている. この追従性については次のように考えられる.

燃焼特性は作動流体の特性によって決定される. 筒内の空気質量 (O_2 量) は体積効率 (η_v) によって, 燃料質量は空燃比 (A/F) によって決定される. さらに作動流体の流動により混合気が形成され濃度分布が決まる. これらは筒内圧力 P_{cyl} と, ピストン速度つまり ω に依存する. この作動流体に対し, 固定化された点火時期 (θ_{ig}), 点火エネルギー (E_{ig}) を与えれば, 決められた条件に応じた燃焼が生じる. その結果, 熱発生パターンとともに筒内圧力 $P_{cyl}(\theta_c)$ は一意に決定される. この $P_{cyl}(\theta_c)$ は, T_{out} , T_f とともに運動方程式 (8) を通じて ω 波形 $\omega(\theta_c)$ を決定する.

Fig. 12 中, (d) 散逸系のエネルギー D は, 前提条件である剛体仮定のもとでは摩擦力のみに依存する. 摩擦力の中にはスティックスリップのような自励的な挙動を示す場合がある. この場合, 摩擦力により 1 サイクル周期性とは無関係な振動が発生し, $\Delta\omega$ にサイクル変動を発生させる. ただしこのような事象は, ピストン焼付き等異常時に発生

するものとして, 検証の対象としない.

Fig. 12 中, (e) 負荷抵抗 W_{out} はエンジンとは無関係に任意に加わる. このような事象は, 路面凹凸やランダムに変わる風の向き等の空気抵抗を含む走行抵抗が該当する. また, クランク系より下流の系に発生するエンジンとは無関係な振動 (例えば駆動系内のダンパの影響など) も, クランク系には外力として作用する. 以上のように, 負荷抵抗については 1 サイクル周期性を持たない振動が含まれる事象が存在する. したがって, 1 サイクル周期性を持たない負荷抵抗によって $\Delta\omega$ にサイクル変動が生じる.

最後に, コンポーネントの剛体仮定を解けば, Fig. 12 で示した点線部のような変形に伴う振動成分が発生する. この場合, 各コンポーネントの固有振動数は 1 サイクル周期と無関係であるから, $\Delta\omega$ にサイクル変動を与えることになる.

以上の考察から, IMEP 変動のほか, 1 サイクル周期と無関係な振動が $\Delta\omega$ のサイクル変動を発生させる要因であり, その具体例を Table 2 に示す.

5. $\Delta\omega$ 法による負荷判別の実機適合性検証

前章の考察によれば, $\Delta\omega$ にサイクル変動が生じる要因は, (i) 内的要因としてエンジンに作用するもの, (ii) 外的要因としてエンジンに作用するもの, の二つに分類される. そこで, $\Delta\omega$ 法を用いた火花進角制御システムに要求される「火花時期安定性」を満足するために, まずは内的要因による $\Delta\omega$ のサイクル変動が及ぼす影響を, 定常運転条件下で検証した. 次に, 外的要因による $\Delta\omega$ のサイクル変動が「火花時期安定性」に及ぼす影響を, 非定常運転条件下で検証した. その結果に基づき, 「火花時期安定性」が得られるシステムの構築をおこなった.

5.1. 定常走行

5.1.1. 試験結果

前述の機能要求に対して定常走行条件下の試験を台上にておこない、本システムによる制御動作を確認した。

Fig. 13 にエンジン速度 4500 rpm, スロットル開度 40% 一定運転としたときの $\Delta\omega$ の時系列データを示す。この条件における負荷は、スロットルスイッチでは高負荷レベルと判別される。 $\Delta\omega$ は一定ではなく、約 50 rpm 程度の変動の存在が確認された。これは $IMEP_{net}$ の変動によるものと考えられる。

次に Fig. 14 に、Fig. 13 の $\Delta\omega$ に対する制御動作の確認結果を示す。上段は LR と負荷判別しきい値、中段は LR をもとにした負荷判別信号、および、下段は供給火花時期を示す。しきい値はスロットルスイッチの判別開度における LR を参考に設定された。 $\Delta\omega$ の変動に伴い LR が負荷判別しきい値をまたぎながら変動している。それに伴い負荷判別信号と火花時期にハンチングが生じている。よって、この判別手法では「火花時期安定性」を満足しないことが確認された。

次に、各エンジン速度が $\Delta\omega$ のサイクル変動に及ぼす影響について調査した。Fig. 15 に WOT 時の各エンジン速度における $\Delta\omega$ とその最大変動幅 $\Delta\omega_{p-p}$ 、および、その変動率を示す。

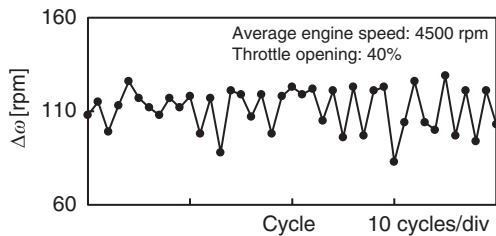


Fig. 13 Cyclic variations of $\Delta\omega$

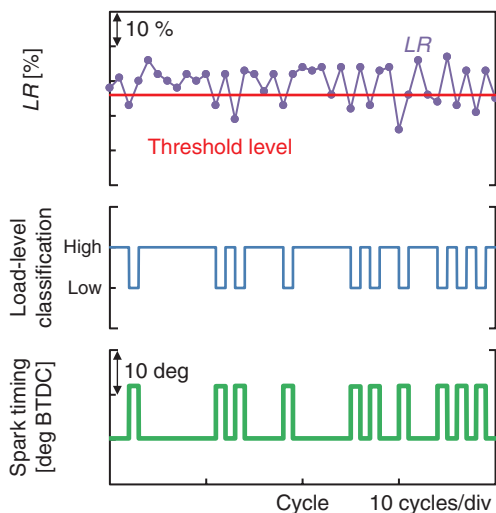


Fig. 14 Variations of LR , load-level classification signal and spark timing

上段の黒丸は約 500 サイクルの $\Delta\omega$ を平均した $\Delta\omega_{ave}$ を、エラーバーは $\Delta\omega_{p-p}$ を示している。下段は変動率 ($\Delta\omega_{p-p}/\Delta\omega_{ave} \times 100\%$) を示している。 $\Delta\omega_{p-p}$ はエンジン速度によらずほぼ一定であるが、 $\Delta\omega_{ave}$ は高回転ほど小さくなる。そのため変動率は高回転ほど大きくなり、最大で 20% に達する。この変動は $IMEP_{net}$ の変動のみならず、4.1.2. 項 Table 2 で挙げた往復運動部を含めたクランク系や動力伝達系の振動の影響を受けているものと考えられる。

5.1.2. ヒステリシス付きしきい値の設定

$\Delta\omega$ のサイクル変動に起因する負荷判別のハンチングを対策するために、Fig. 10 で示した負荷判別しきい値にヒステリシスを設けた。

Fig. 16 に、2 本のしきい値によるヒステリシス付き負荷判別の概念図を示す。エンジン負荷の判別は、 LR が赤線で示すしきい値 High を上回るとき、負荷判別結果は「低負荷」から「高負荷」に切り替わる。 LR が黒線で示すしきい値 Low を下回るとき、負荷判別結果は「高負荷」から「低負荷」に切り替わる。ここで、2 本のしきい値間の LR の差をヒステリシス幅と定義する。黄色の LR 領域 (Knock-zone) では、進角マップの火花時期を適用した場合、ノッキングが発生する可能性がある。したがって、遅角マップを選択し

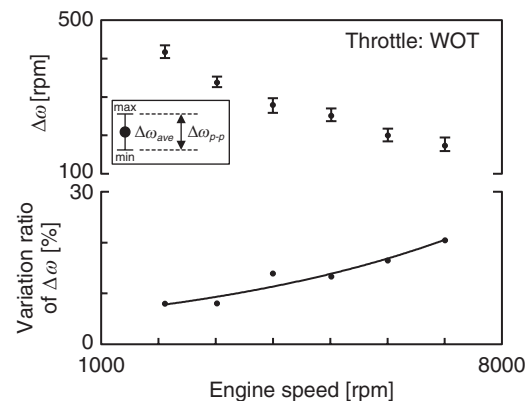


Fig. 15 Relationship between engine speeds and $\Delta\omega$, variation ratio of $\Delta\omega$

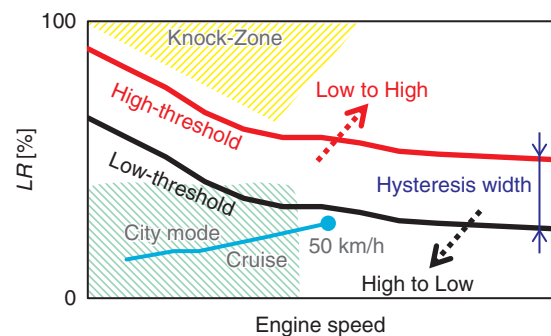


Fig. 16 Schematic diagram of load-level classification having hysteresis composed of two thresholds

なければならない。また、緑色の LR 領域は、日常的に経験する市街地走行で頻繁に使用される領域を示す。さらに、青線は平坦路のクルーズ走行時の負荷を表す。これらの領域は燃費改善のために、進角マップの火花時期を適用することが求められる。

そこで、各しきい値は以下を考慮し設定された

(1) しきい値 High: Knock-zone の回避 しきい値 High を示す LR は、スロットルスイッチの切替え開度相当とした。これにより、しきい値 High 以上の負荷においては進角マップを選択し、ノッキング発生を回避できる。

(2) しきい値 Low: 「火花時期安定性」と燃費改善の両立 「火花時期安定性」を満足するためには、ヒステリシス幅を $\Delta\omega$ のサイクル変動幅より大きく設定する必要がある。一方、燃費改善の観点から進角マップの火花時期を適用できる LR 領域を広く確保したい。そのためには、ヒステリシス幅は小さい方が望ましい。

以上から、ヒステリシス幅を 25% に設定した。これにより火花時期のハンチングが防止され、市街地走行においては進角マップの火花時期が適用でき、ノッキングの発生防止と燃費改善の両立が見込まれる。

上記のヒステリシス付負荷判別の、火花時期ハンチングに対する防止効果を台上試験にて確認した。運転条件は 5.1.1. 項に記したものと同一である。また、しきい値 High の設定は Fig. 12 に示したものと同一である。Fig. 17 に、ヒステリシス付き負荷判別を採用した場合の制御動作を示す。 LR はしきい値 High をまたぎながら変動しているが、しきい値 Low を下回ることが無いため、負荷判別は「高負荷」で安定した。その結果、「火花時期安定性」を満足できた。

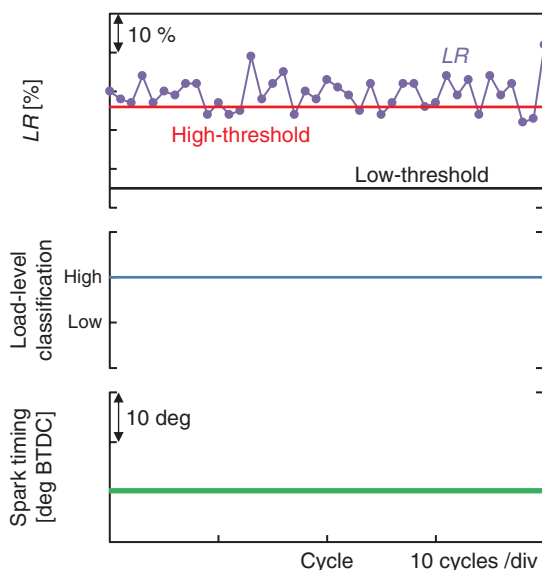


Fig. 17 Control operation of load-level classification having hysteresis

5.2. 悪路走行

5.2.1. 試験結果

4.1.2. 項 Table 2 に示したように、 $\Delta\omega$ のサイクル変動に影響を及ぼす外的要因の一つとして走行抵抗変化が考えられる。走行抵抗変化は式 (8) の T_{out} に該当するため、 ω_1 計測時点での瞬時 T_{out} と ω_2 計測時点での瞬時 T_{out} の差が大きくなれば、 ω_1 , ω_2 の差が広がり $\Delta\omega$ は大きくなる。また、その逆では $\Delta\omega$ は小さくなる。このような変動が 1 サイクル周期性を持たないとき、 $\Delta\omega$ にサイクル変動が生じる。

以上の考察のもと、走行抵抗が最も急激に変化する条件で「火花時期安定性」を満足することがシステム成立の必要条件となる。このような運転条件として考えられるのは、ジャンプと着地を繰り返して後輪の空転とグリップを繰り返す走行、すなわち悪路走行である。そこで、頻繁にジャンプと着地を繰り返す悪路走行で $\Delta\omega$ のサイクル変動を調査した。本試験で用いた悪路は、高さ約 5 cm の台形状ブロックが平面上に一定の間隔で設置されている路面形状となっている。

Fig. 18 にスロットル開度一定で平坦路を走行したときの $\Delta\omega$ と制御動作を示し、Fig. 19 に悪路を走行したときの $\Delta\omega$ と制御動作を示す。平坦路での負荷判別および火花時期にハンチングは生じなかったが、悪路走行においては負荷

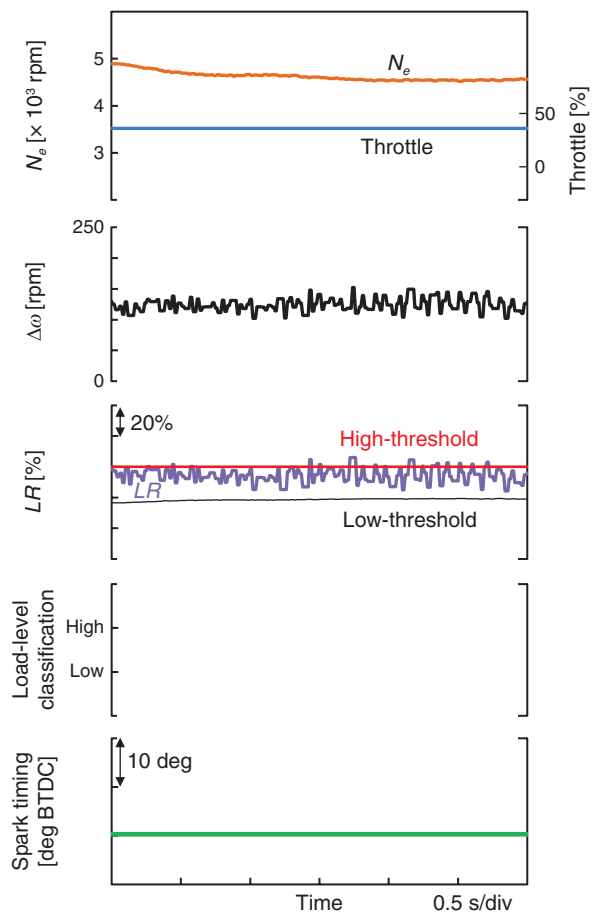


Fig. 18 $\Delta\omega$ variations and control on flat road

判別および火花時期にハンチングが発生した。このハンチングは、 N_e 変動に伴う $\Delta\omega$ のサイクル変動幅の増大が支配的であることが、Fig. 18 と Fig. 19 の比較から確認された。

5.2.2. 移行待ちカウンタの適用

先に述べたヒステリシス幅をより大きくすれば、悪路走行において $\Delta\omega$ のサイクル変動幅が増大した場合でもハンチングを防止できる。しかしながら、ノッキングの発生防止と低負荷時の燃費改善との両立はできない。したがって、上記三つの要求を同時に満足するためには、ヒステリシス幅を変えずに対策をおこなう必要がある。

検討の結果、負荷判別しきい値を超える負荷信号を検知した場合、1 回の信号では切替えをおこなわず、複数回継続して検知した場合のみ切替えをおこなう演算ロジックを採用した。この演算ロジックを「移行待ちカウンタ」、継続検知回数を「移行カウント値」と呼ぶこととした。

Fig. 20 に「移行待ちカウンタ」を用いた時の負荷判別の移行動作を模式的に示す。上段は LR の変動を、中段は移行待ちカウンタの作動を、そして下段はそのときの「移行待ちカウンタ」と負荷判別を示す。ここで、「移行カウント値」の設定は 3 回としている。図中 A 点と B 点に着目すると移行積算のしきい値に達しておらず切り替えをおこなっていない。しきい値を 3 回連続で超える条件は C 点で満足され、

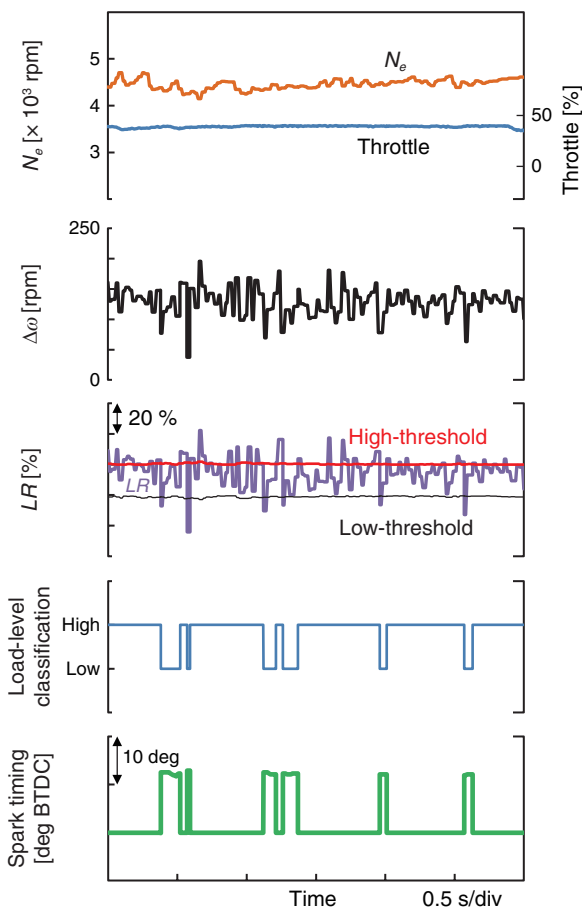


Fig. 19 $\Delta\omega$ variations and control on rough road

ここで初めて負荷判別は移行している。Fig. 20 では、「低負荷」への移行判断について示しているが、「高負荷」への移行についても同様のロジックを設定した。

次に悪路走行時における火花時期のハンチングに対して、「移行待ちカウンタ」ロジックの対策効果を確認した。運転条件、設定しきい値は、5.2.1. 項で記した悪路走行時と同一である。Fig. 21 に「移行待ちカウンタ」を導入した負荷判別を採用した場合の制御動作を示す。エンジン速度の変動とともに LR は大きく変動し、しきい値 L_{low} を下回る場合があるが、「移行待ちカウンタ」の設定により「低負荷」への移行を防止している。その結果、「高負荷」判別を維持でき遅角マップが継続的に選択され、「火花時期安定性」を満足することができた。

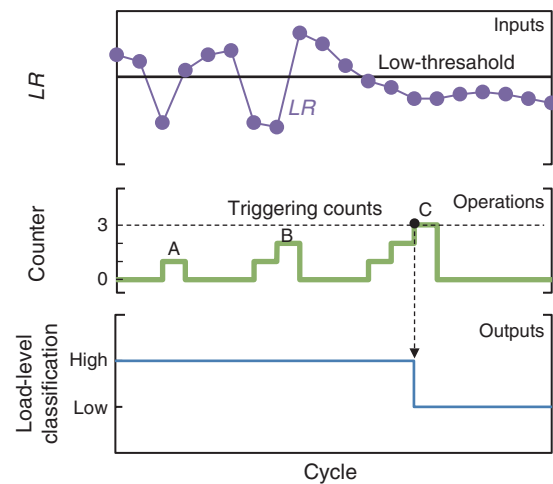


Fig. 20 Shifting of load-level classification by shift wait counter logic

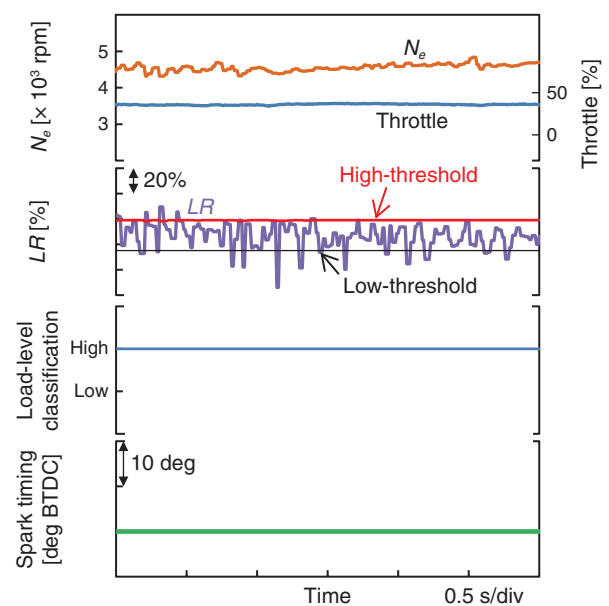


Fig. 21 Classification results of load-levels when shift wait counter was applied while running on rough roads

5.3. $\Delta\omega$ 法を用いた負荷判別ロジック

前述の課題解決手法を適用した負荷判別方法のロジックをフローチャートの形で Fig. 22 に示す。このフローは、クランクポジション信号の入力、 $\Delta\omega$ の算出、 LR 算出、ヒステリシス付きしきい値と「移行待ちカウンタ」による負荷判別、判別信号の出力の工程で構成されている。このフローは、Fig. 4 に示した火花進角制御フローチャートにおけるスロットルスイッチによる負荷判別プロセスに置き換えられた。

5.4. システム検証

「火花時期安定性」を満足するため、「ヒステリシス付き負荷判別」と「移行待ちカウンタ」を適用した負荷判別ロジックが構築された。このロジックがスロットルスイッチを用いた負荷判別を代替できるか否かを検証するために、我々は負荷判別切り換え動作とそれを伴うドライバビリティについて確認をおこなった。その検証は、従来システ

ムを搭載したベースの供試車両と、 $\Delta\omega$ システムに載せ変えた供試車両を比較する形でおこなわれた。

Fig. 23 に負荷判別の切り換え動作の確認結果を示す。運転状態は、加速走行からクルーズ走行へ移行している。スロットルを開けるにしたがいエンジン速度と LR が上昇し、しきい値 High 以上になったときに「高負荷」の判別がなされている。その切替りのタイミングは、スロットルスイッチ信号のものとほぼ同時である。

その後、スロットルが閉じることで LR が低下し、 LR はクルーズ走行に移行する前にしきい値 Low を下回り、「低負荷」の判別がなされている。この切替りのタイミングは「ヒステリシス」と「移行待ちカウンタ」を適用したことにより、スロットルスイッチ信号のものに対しやや遅れが生じている。しかしながら、ドライバビリティの官能評価の結果は、従来システムと同等であることが確認された。

以上より、 $\Delta\omega$ 法を用いた火花進角制御は、スロットルスイッチを搭載した従来システムと同等の「火花時期安定性」と「火花時期マップ切り換え動作」が得られ、スロットルスイッチの代替が可能となった。その結果、スロットルセンサを装備していないモデルにおいても燃費の改善を可能とするシンプルな火花進角システムの開発に成功した。

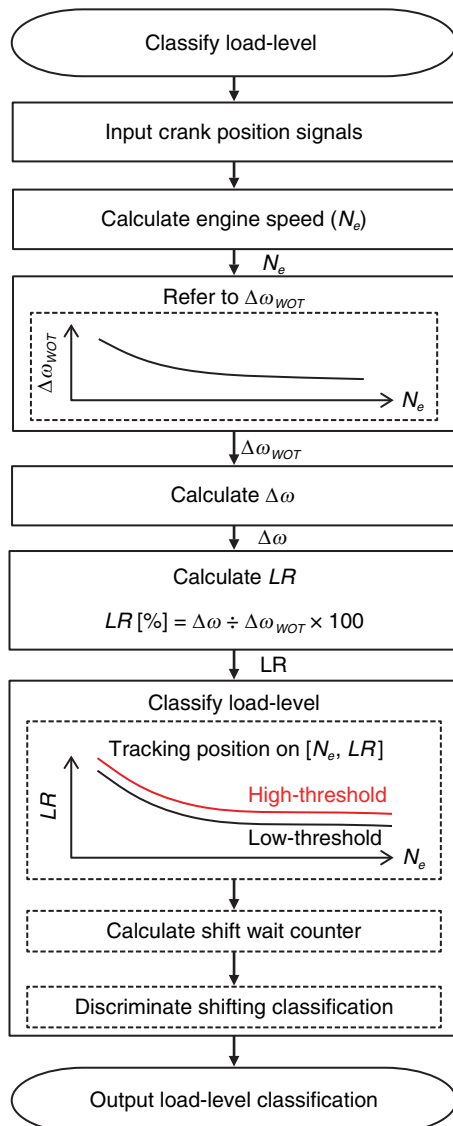


Fig. 22 Flowchart of load-level classification

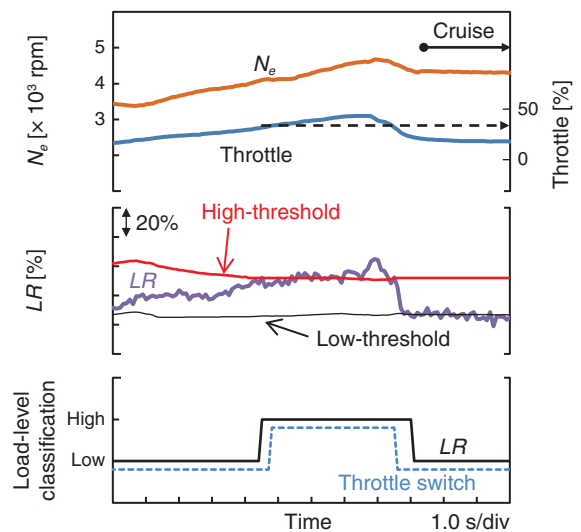


Fig. 23 Load-level classification when opening and closing throttle

6. 結論

クランク軸角速度変動 ($\Delta\omega$) を用いて、エンジンの負荷状態を二段階のレベルに判別するロジックを構築した。本研究において得られた知見は以下にまとめられた。

- (1) $\Delta\omega$ を用いたエンジン負荷予測技術を火花進角制御に適用する際、 $\Delta\omega$ のサイクル変動がシステムに及ぼす

影響について、事前に理論的考察をおこなった。その結果、 $\Delta\omega$ のサイクル変動は $IMEP_{net}$ 変動のほか、クランク系に作用する 1 サイクル周期性を持たない振動に起因することが特定できた。そして、 $\Delta\omega$ のサイクル変動が「火花時期安定性」を阻害することが判明した。

- (2) $\Delta\omega$ のサイクル変動に起因する負荷判別のハンチング現象に対して、以下の二つのフィルタリング処理を適用することで、安定した負荷判別が可能となった。

- ・二つの負荷判別しきい値を用いたヒステリシスの適用。
- ・負荷判別しきい値をまたぐ負荷信号に対して、複数回の継続検出を確認した上で切替えをおこなう「移行待ちカウンタ」の適用。

これらにより、従来のスロットルスイッチを用いたものと同等の負荷判別機能が得られ、火花進角制御システムの簡素化が実現された。本システムの実現により、スロットル開度センサを備えていないモデルに対しても、燃費の改善に効果のある部分負荷の進角制御の適用が可能となった。

参考文献

- (1) Marples, V.: Dynamics of Machines, McGraw-Hill Publishing Company Limited, p. 149-151 (1969)
- (2) Nishida, K., Kaneko, T., Takahashi, Y., Aoki, K.: Estimation of Indicated Mean Effective Pressure Using Crankshaft Angular Velocity Variation, JSAE 201119510/SAE 2011-32-0510 (2011)
- (3) 西田憲二, 金子哲也, 高橋陽一, 青木宏二: クランク軸角速度変動を用いた図示平均有効圧力算定システムの開発, 自動車技術会論文集, Vol.43, No.5, p.1033-1038(2012)

■著 者■



河津 裕 高



井 畑 遼 亮



金 子 哲 也



西 田 憲 二