

一連の低温燃焼サイクルを用いた自着火燃焼の研究 — 自着火燃焼の巨視的考察とガス交換面からのアプローチ —

Study on Controlled Auto-ignition Using Sequence of Low-temperature Combustion States
- Macroscopic Understanding of Controlled Auto-ignition and Approach from Gas Exchanging States -

森 川 秀 明*

Hideaki MORIKAWA

要 旨

自着火 (CAI) を巨視的に捉えた考察をおこない, CAI の着火時期と熱発生を同時に制御できる可能性を実験的に調べた. まず CAI 燃焼の燃焼温度上昇を評価するパラメータとして ΔT なる概念を導入した. 圧縮終わり筒内ガス温度 (T_{AI}) と ΔT は EGR 率と当量比のみの関数であるから, 筒内ガス交換を適切に操作すれば良好な CAI が実現できると考えられる.

そこで CAI を車両用エンジンに適用するにあたり, 自然吸気 4 ストローク機関において可能な全てのガス交換状態を表すガス交換線図を提案し, このガス交換線図上にさまざまな燃焼形態をプロットした燃焼マップを作成した. 実用可能な燃焼はいずれの燃焼形態も EGR 希釈による低温燃焼 (LTC) であることがわかった. これに基づいて筒内ガス交換の連続的な制御によって一連の低温燃焼サイクルのメリットを活かす制御手法を提案した. 排気量 1300 cm³ の V ツインモータサイクルに対して最適 LTC コントロールを適用した場合, 従来燃焼方式に比べて LA-4 モード走行で燃費約 20% の改善と NO_x 約 90% の低減が見積もられた.

ABSTRACT

A possibility to control the auto-ignition timing and the heat release process was experimentally examined. Through a macroscopic analysis of the controlled auto-ignition (CAI), two physical parameters were introduced to explain the CAI condition. These are T_{AI} , which is the in-cylinder gas temperature at the end of compression stroke, and ΔT , which indicates the heat capacity of the working gas. The experimental analysis revealed that T_{AI} dominates the onset of auto-ignition and ΔT dominates its heat rising process. If these parameters were maintained in certain ranges, desirable CAI should be generated. The both parameters are thermo-dynamically calculated with the exhaust gas recirculation (EGR) ratio and the equivalence ratio only.

In order to examine the gas exchange state that allows of the above-mentioned condition, a typical gas exchanging chart that represents all the possible gas-exchange states in a naturally aspirated four-stroke engine was introduced. On this map, the CAI area and the surroundings were carefully plotted. As the result, it was revealed that there was the approach to the CAI from the SI combustion with a sequence of low-temperature combustion due to the dilution on the map.

The experimental results finally suggest that BSFC and BSNO_x of a 1300 cm³ motorcycle could be decreased by 20% and 90% respectively in the LA-4 mode, by utilizing the sequence of the low-temperature combustion including the CAI.

1. まえがき

燃費と NO_x エミッションを同時に低減する燃焼法として自着火燃焼 (CAI)⁽¹⁾ が注目されている. 実用化における課題は (1) 着火時期と着火後の熱発生 of 制御手法の確立, (2) CAI 領域の拡大, (3) 自着火 (AI) と火花点火 (SI) 燃焼の適切な移行である.

着火時期は筒内作動ガス温度が鍵となること, すなわち

* 二輪 R&D センター

ガソリン機関の場合は 1000 K + α の自着火温度 (T_{AI}) なるものが知られている⁽²⁾. 着火後の熱発生 of 制御法に関しては熱発生速度を評価するパラメータとして ΔT なる概念を導入する⁽³⁾. ΔT は筒内の燃焼現象を 0 次元として扱うことで理論的に導くことができる. CAI に関して詳細化学的アプローチによる研究⁽⁴⁾ が多い中であって, 本論文では T_{AI} と ΔT を適切に与えることで良好な CAI を実現する可能性を実験的に調べた. このように CAI を巨視的に捉えて

燃焼制御をよりシンプルにアプローチすることは CAI を実利面で適用する際に有効であると考えられる。

AI 燃焼の最大の特長は低温燃焼 (LTC) による高い熱効率と低 NO_x のポテンシャルを有することである。このため CAI 領域の拡大は注目される課題の一つとされている⁽⁵⁾。CAI の負荷上限拡大の有効な技術手段としては例えば過給が考えられている⁽⁶⁾。しかしながら車両用エンジンで使用される負荷領域は広範にわたるため、たとえ CAI 領域の拡大をもってしても AI-SI のハイブリッド燃焼の採用が現実的ソリューションであろうと考えられる^{(7), (8)}。

本論文では筒内ガス交換と燃焼制御の面から AI と SI をスムーズに移行させる手法を提案する。そのためにまず自然吸気 4 ストローク機関において可能なすべてのガス交換特性を明らかにすることを試みた。さらにガス交換を連続的に制御することによって一連の LTC サイクルのメリットを活かすコントロール手法を提案し、その検証をおこなった。

2. ΔT コンセプトの導入

熱発生速度を評価するパラメータとして、作動ガスの熱容量当たりの発熱量を表すパラメータ、 ΔT なる概念を導入する。熱損失、熱解離、混合気の不均一性はないとして等容燃焼を仮定すると、熱力学第 1 法則より発熱量 Q は

$$Q = \Delta T (C_{vf} \cdot G_f + C_{vr} \cdot G_r) \quad (1)$$

で表される。ここで C_{vf} : 混合気の定容比熱、 C_{vr} : 残留ガスの定容比熱、 G_f : 混合気質量、 G_r : 残留ガス質量である。 V : 排気量、 η_c : 充填効率、 ρ : 空気密度、 ϕ : 当量比、 α : 理論空燃比、 ξ : EGR 率、 H_u : 燃料の低位発熱量とした場合、

$$\text{吸入空気質量: } G_a = V \cdot \eta_c \cdot \rho$$

$$\text{供給燃料質量: } M_f = G_a \cdot \phi / \alpha$$

$$\text{混合気質量: } G_f = G_a + M_f = G_a (1 + \phi / \alpha)$$

$$\text{残留ガス質量: } G_r = G_f \{ \xi / (1 - \xi) \}$$

$$= G_a (1 + \phi / \alpha) \{ \xi / (1 - \xi) \}$$

$$\text{燃料発熱量: } Q = H_u \cdot M_f = H_u \cdot G_a \cdot \phi / \alpha$$

式 (1) を G_a で除すと ΔT は下式となる。

$$\Delta T = H_u (\phi / \alpha) / [C_{vf} \{ 1 + (\phi / \alpha) \} + C_{vr} \{ 1 + (\phi / \alpha) \} \xi / (1 - \xi)] \quad (2)$$

この ΔT は排気量、機関負荷条件に関わらず ϕ と ξ のみの関係式となる。 ΔT の物理的意味は自着火発生後の筒内作動ガスの温度上昇である。

3. 実験装置および実験方法

供試機関としてボア 100 mm × ストローク 82.6 mm、排気量 650 cm³ の 4 ストローク単気筒水冷ガソリン機関を用いた。供試機関の仕様を Table 1 に示す。可変動弁機構とし

Table 1 Specifications of experimental engine

Engine type	4-stroke single-cylinder liquid-cooled
Bore x Stroke (mm)	100 x 82.6
Displacement (cm ³)	648.7
Compression ratio	10.0
Valve diameter (mm x number)	Intake : $\phi 36 \times 2$ Exhaust : $\phi 31 \times 2$
Valve drive	Hydraulic-electric (Lotus AVT)
Valve timing (1mm lift)	Exhaust opening : 35 deg BBDC
	Exhaust closure : -120 ~ 0 deg ATDC
	Intake opening : -120 ~ 0 deg ATDC
	Intake closure : 35 deg BBDC
Valve lift (mm)	6
Fuel system	Port injection
Injection pressure	350 kPa (gauge)
Fuel	Gasoline (RON 91)

て油圧電子制御の自在バルブ駆動装置 (Lotus AVT)⁽⁹⁾を備えており、ネガティブオーバーラップ⁽¹⁰⁾を与えて EGR 率を変化させた。圧縮比は 10 である。ポート噴射により燃料供給し筒内に均一予混合気形成される。燃料にはレギュラーガソリン (RON91) を用いた。

実験装置の概略を Fig. 1 に示す。自着火運転には高温の残留ガスが必要であるため、スパークプラグによる SI 燃焼運転から徐々に EGR 率を増加させることにより自着火燃焼へ移行させた。内部 EGR ガス量はネガティブオーバーラップ量を変化させることで EGR 率を 10 – 80% の範囲で制御した。本実験では現象を単純化して考察するために排気弁閉じ時期と吸気弁開き時期が対称となるようなバルブタイミング (Symmetrical Negative-Overlap: SNO) としている。Fig. 2 にバルブリフトカーブの例を示す。ガス交換過程の把握のために吸気管、排気管それぞれに圧力センサ、熱電対を設置した。筒内圧力はシリンダヘッドに取り

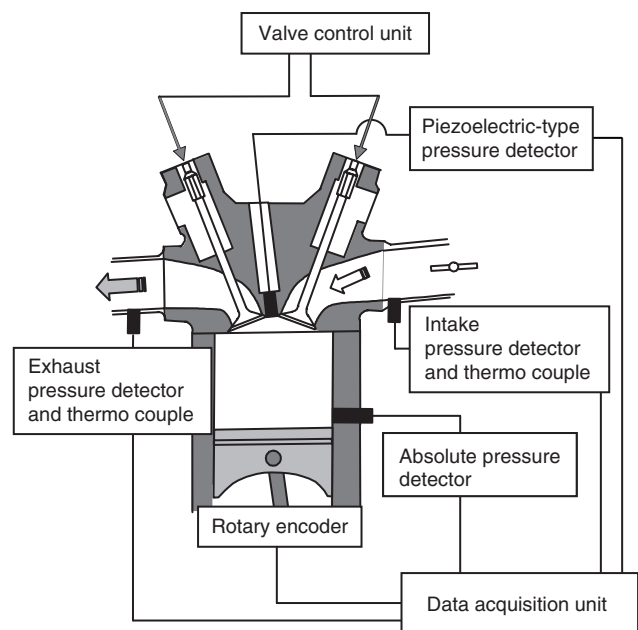


Fig. 1 Layout of detectors

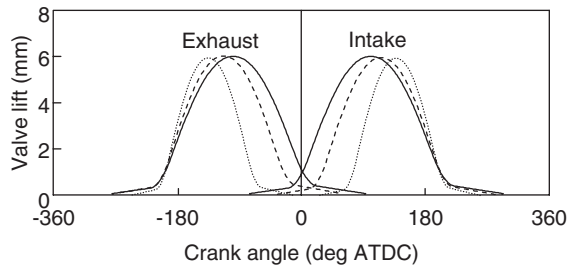


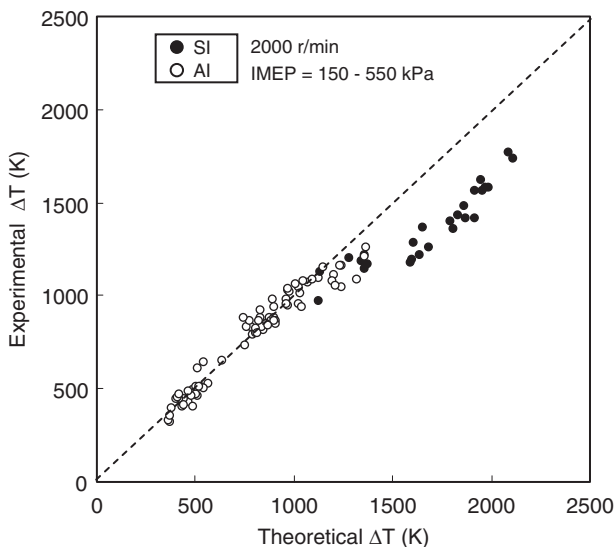
Fig. 2 Variations in valve events

付けたピエゾ型圧力センサにより計測した、筒内圧力を補正する目的で、シリンダ側面に取り付けた半導体圧力センサにより下死点近傍筒内圧の絶対圧計測をおこなった。指圧解析および排気ガス分析により火花点火 (SI) 燃焼から自着火 (AI) 燃焼までの燃焼現象の解析をおこなった。

4. ΔT コンセプトの自着火燃焼制御への適用

第2章で述べたように ΔT の物理的意味は着火後の筒内作動ガス温度上昇であるから、実験によって燃焼最高温度と着火時期の温度の差として求めることができる。Fig. 3 に式 (2) で計算される理論 ΔT と実験で得られた ΔT の相関を示す。実験で得られる ΔT は、エンジン速度 2000 r/min で図示平均有効圧力 IMEP, 当量比 ϕ , EGR 率 ξ を変化させて指圧解析から求めた。理論 ΔT は ϕ と ξ のみによって一義的に定まり、実験に対応する ϕ と ξ を与えて式 (2) で計算される。図中において●は SI 燃焼, ○は AI 燃焼を表す。

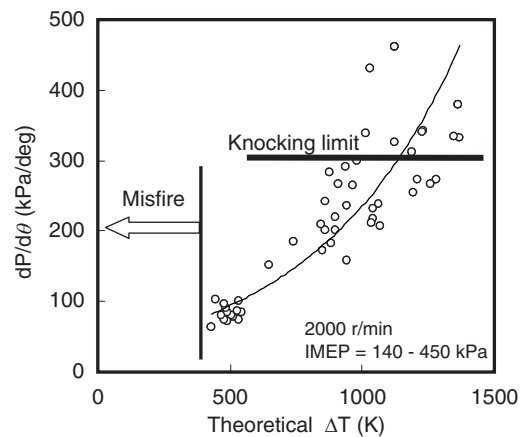
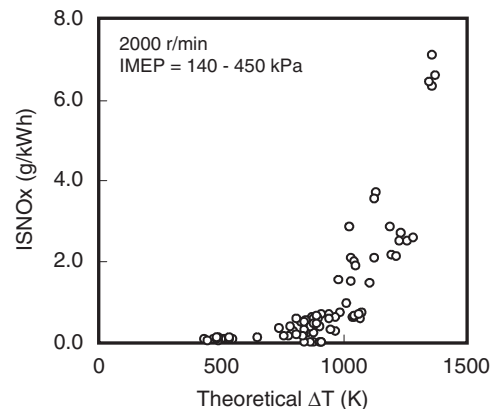
ΔT が大きい時は実験 ΔT は理論 ΔT を下回っている。これは ΔT が大きいほど筒内作動ガス熱容量は小さく、燃焼最高温度が高くなるため熱解離、熱損失の影響が顕著になるためと考えられる。一方、 ΔT が小さい時は理論 ΔT

Fig. 3 Correlation between experimental and theoretical ΔT

と実験 ΔT は良い一致を示している。特に自着火燃焼領域で良い一致を示す。したがって、 ΔT は自着火燃焼の着火後の熱発生を評価するための指標として有効であることがわかった。

Fig. 4 に IMEP 140 - 450 kPa の自着火燃焼における理論 ΔT に対する圧力上昇率 $dP/d\theta$ の関係を示す。 ΔT の増大より作動ガス熱容量が低下すると、急速燃焼になり $dP/d\theta$ が増大し燃焼騒音の増加、ひいてはノッキングに至る。300 kPa/deg. をノッキング限界と定義した場合、 ΔT は 1000 K 以下にする必要があることがわかる。一方、 ΔT が 500 K 以下では失火のために燃焼を維持することができなかった。これは作動ガス熱容量が過大となることにより熱発生が緩慢になったためと考えられる。 ΔT を 500 - 1000 K の範囲内に保つことによって、失火やノッキングに至らずに良好な自着火に制御できることがわかった。

Fig. 5 に自着火燃焼における理論 ΔT に対する図示 NO_x 排出率 ISNO_x を示す。 $\Delta T < 1000$ K では ISNO_x は低いレベルに抑えられているが、1000 K を越えると ISNO_x は急増する。自着火温度 T_{AI} は約 1000 K であるから、 $T_{\text{AI}} + \Delta T$ は燃焼最高温度 T_{max} を表す。 T_{AI} は負荷や回転数によらず略一定⁽²⁾であるから、 ΔT は燃焼最高温度に対応している。 ISNO_x 増大の要因は作動ガス熱容量が低下して ΔT が大きくなると燃焼最高温度がサーマ

Fig. 4 Effect of ΔT on pressure rise rateFig. 5 Effect of ΔT on NO_x emissions

ル NO_x 生成温度 (約 1800 K) 以上になるためと考えられる。自着火燃焼において NO_x を低く抑えるためには $\Delta T < 1000 \text{ K}$ の低温燃焼をさせることが必要であることがわかる。

5. ガス交換面からのアプローチ

Fig. 6 に IMEP と筒内ガス交換効率 (Gas-charging efficiency: η_g) の関係を示す。 η_g は行程容積を占める新気質量に対する全ガス質量 (新気と EGR ガス) の比と定義する。 IMEP は無負荷から全負荷 (WOT) までとしている。

図中実線で示す直線は当量比 $\phi = 1$ のときの筒内新気質量割合 (η_c) を表しており、 η_c は IMEP と比例関係にある。 η_c 線は EGR なしということに相当し、コンベンショナルな 4 ストロークエンジンはこの線に沿って負荷が調整される。一方、図中上方に示す曲線は自然吸気での η_g の上限、すなわち EGR 限界線を表している。 EGR 限界線は筒内作動ガス温度によって決定される。負荷の減少に伴い新気質量は減少するから、IMEP が低いほど投入可能な EGR 率は増加する。投入された EGR ガスにより筒内ガス温度は上昇するため、負荷の減少とともに EGR 限界線は減少傾向になる。しかしながら、EGR 率の増加により EGR ガス温度は低下するため、IMEP 300 kPa 付近で EGR 限界線は下げ止まっている。破線は等 EGR 率線を表している。等 EGR 率線は η_c 線と同様に原点を通る直線である。結果として新気と EGR ガスの実現可能なガス交換状態は η_c 線と EGR 限界線の間に位置付けられる。

ここで提案したガス交換線図は自然吸気 4 ストローク機関において可能なすべてのガス交換状態を表している。以降、このガス交換線図をベースに筒内ガス交換と燃焼制御について検討していく。

適切な CAI のためには、 T_{AI} と ΔT に関して (1) $T_{\text{AI}} > 1000 \text{ K}$ 、(2) $500 \text{ K} < \Delta T < 1000 \text{ K}$ を満足させることが必要であることを前節で述べた。 T_{AI} と ΔT は EGR 率と当量比の関数であるから、ガス交換線図上に (1)、(2) の

条件を図示することができる。 Fig. 7 は $\phi = 1$ のガス交換線図上に ΔT コンセプトを適用した CAI 領域を示している。 CAI の IMEP 上限は 450 kPa、そのときの EGR 率は約 40% であることがわかる。

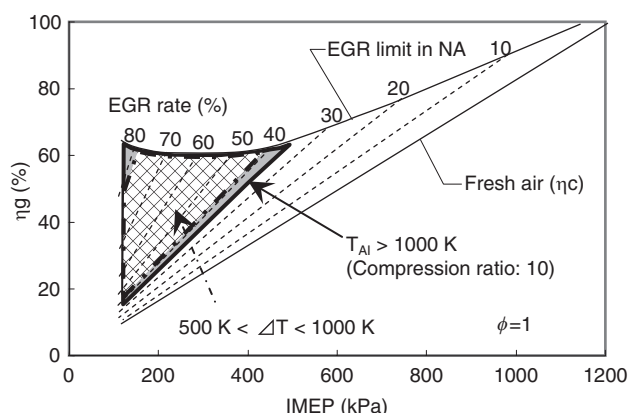


Fig. 7 Conditions for CAI obtained by applying ΔT concept to gas exchange chart

6. ガス交換線図上における燃焼形態の位置付け

Fig. 8 は SNO を変化させることによって EGR 率を変化させた時のファイヤリングテスト結果を燃焼形態別にガス交換線図にプロットした結果である。テスト条件はエンジン速度 2000 r/min、 $\phi = 1$ である。 AI を○、希釈 SI を●、従来 SI 燃焼を■、不整燃焼を▲でそれぞれ示す。 AI と希釈 SI は点火 ON/OFF により判別した。点火 OFF にした時に燃焼が持続する場合を AI、燃焼が持続できずに失火に至る場合を希釈 SI とした。従来 SI 燃焼は SNO=0 deg のバルブタイミングを与えた場合のテスト結果とした。不整燃焼は IMEP 変動率 $\text{COV}_{\text{imep}} > 5\%$ あるいは $dP/d\theta > 300 \text{ kPa/deg}$ となる燃焼状態と定義した。 AI 燃焼は低い負荷で η_g が大きい領域に位置付けられる。車両用エンジンに適用可能なガス交換は不整燃焼領域を除いた領域にコントロールすれば良い。

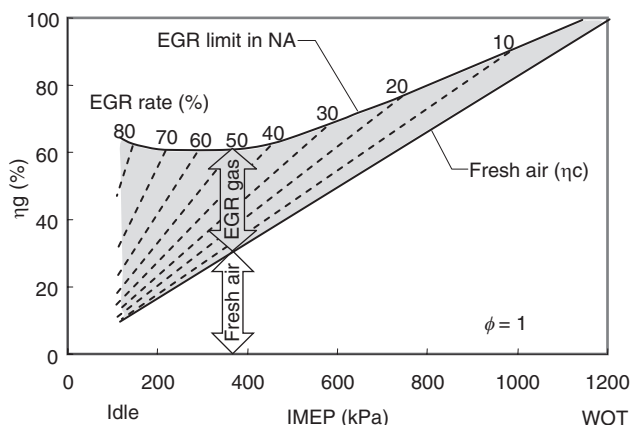


Fig. 6 Gas exchange chart

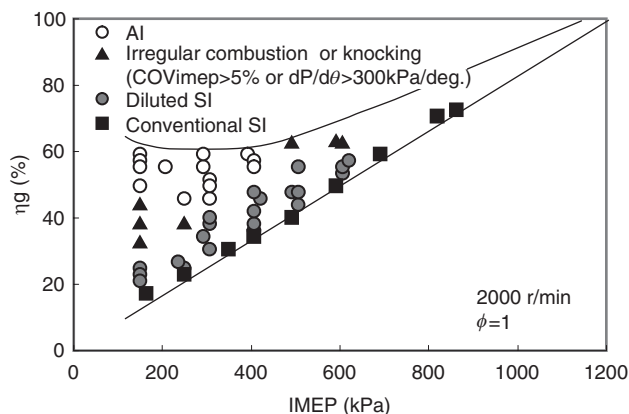


Fig. 8 Results of plotting combustion on chart

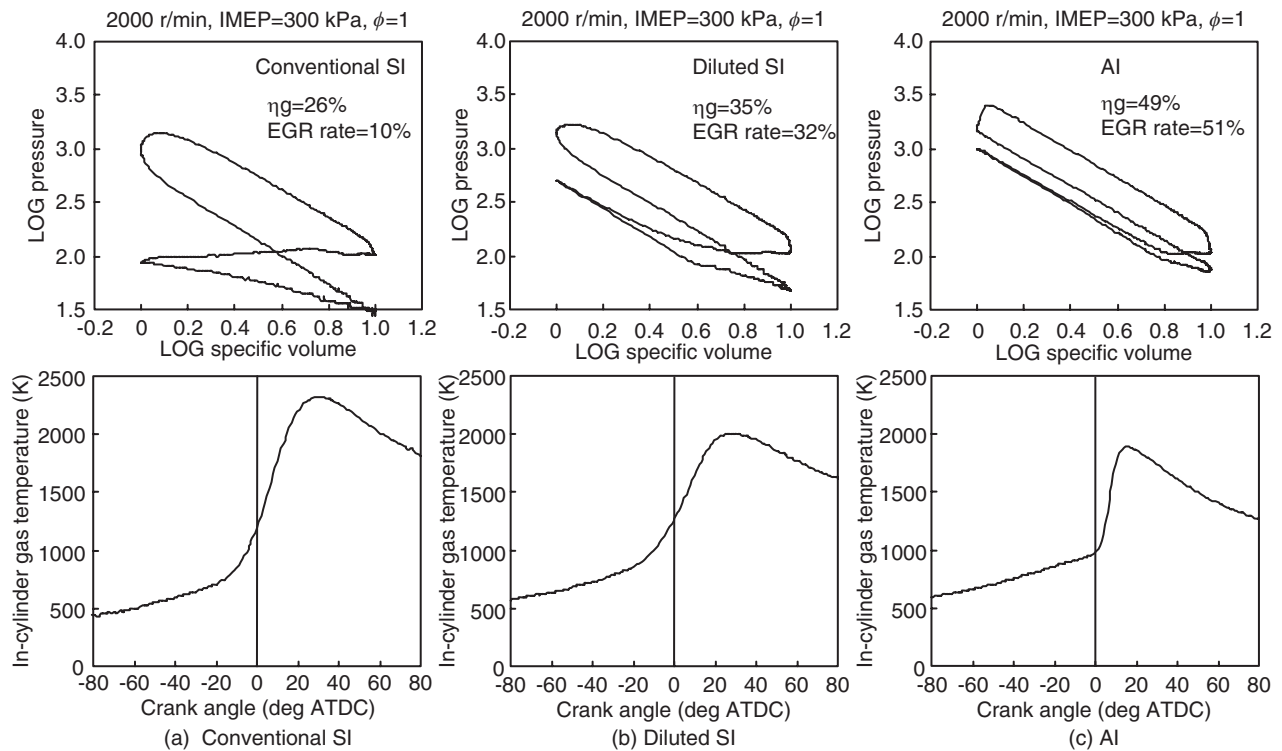


Fig. 9 Indicator diagrams for LTC cycles

7. LTC サイクルの指圧線図

Fig. 9 にエンジン速度 2000 r/min, $\phi = 1$, IMEP 300 kPa における P-V 線図と筒内平均ガス温度履歴を従来 SI, 希釈 SI, および AI を比較して示す。従来 SI はオーバーラップ量 $SNO = 0$ deg のバルブタイミングの試験結果であり、そのときの EGR 率は 10% である。AI は $SNO = -90$ deg のバルブタイミングを与え、そのときの EGR 率は 51% である。(1)急速燃焼, (2)高指圧燃焼, (3)低ポンピング損失, (4)低温燃焼(LTC; Low Temperature Combustion)という特徴があることがわかる。EGR 率増大は η_g を増大させ、筒内作動ガスの熱容量が増大するため、燃焼最高温度が低くなったと考えられる。 η_g が大きくなるということは LTC 度合いが大きくなることを意味する。LTC 度合いが大きくなるようなガス交換状態とすることで燃焼温度が下がり NO_x の低減、熱損失低減による熱効率向上およびポンピング損失低減の可能性がある。これが LTC のメリットである。

8. LTC サイクルを用いたコントロール手法

負荷コントロールの選択は燃焼不適領域(不整燃焼およびノッキング)を避けるようにガス交換を至らしめることに相当する。Fig. 10 に負荷コントロール方法として三つの例を示す。太実線矢印は従来 SI 燃焼の負荷コントロールを表している。細実線矢印は全負荷域にわたって希釈

SI 領域を通すコントロール方法である。これは $SNO = -47$ deg で固定されたバルブタイミングで実現させることができるが、EGR ガスが常に一定割合で投入されているため最大 IMEP は 10 – 20% 減少してしまう。また LTC 度合いが小さいため燃費、 NO_x の低減効果は小さい。破線矢印は本論文で提案する最適 LTC コントロールを表す。このコントロールは全負荷の SI 燃焼から無負荷の AI 燃焼までを燃焼状態の切り替えなしに一連の LTC サイクル(SI → 希釈 SI → AI)の燃費・エミッションのメリットを活用するように連続的にコントロールする方法である。この最適 LTC コントロールを実現するためには或る負荷に応じた適切なガス交換状態を作れば良く、必ずしも高速応答の可変動弁機構は必要ない。

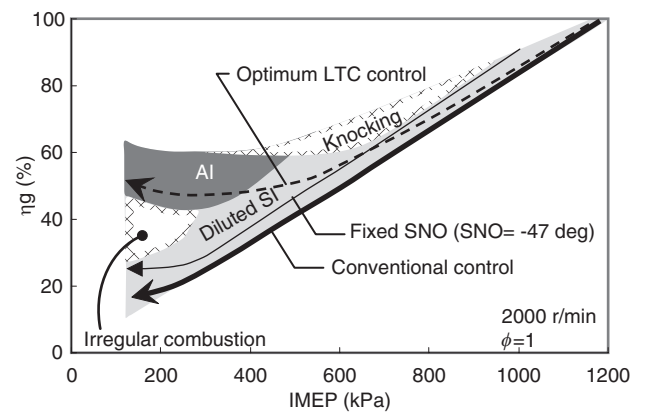


Fig. 10 Three examples of possible IMEP control

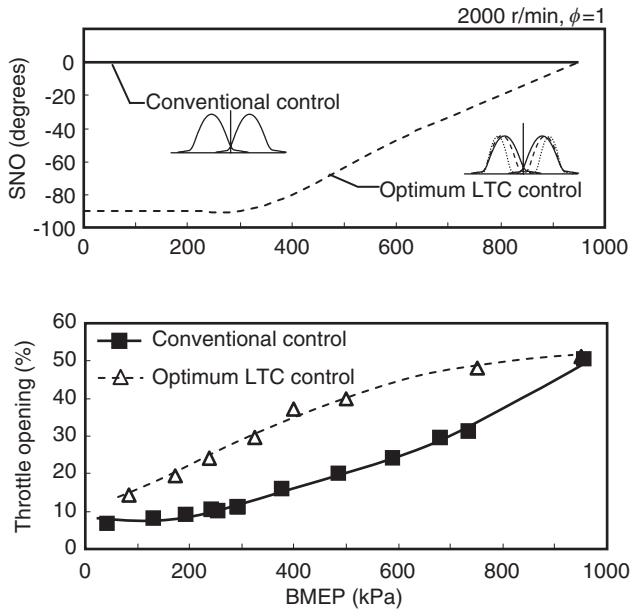


Fig. 11 SNO and throttle opening against BMEP

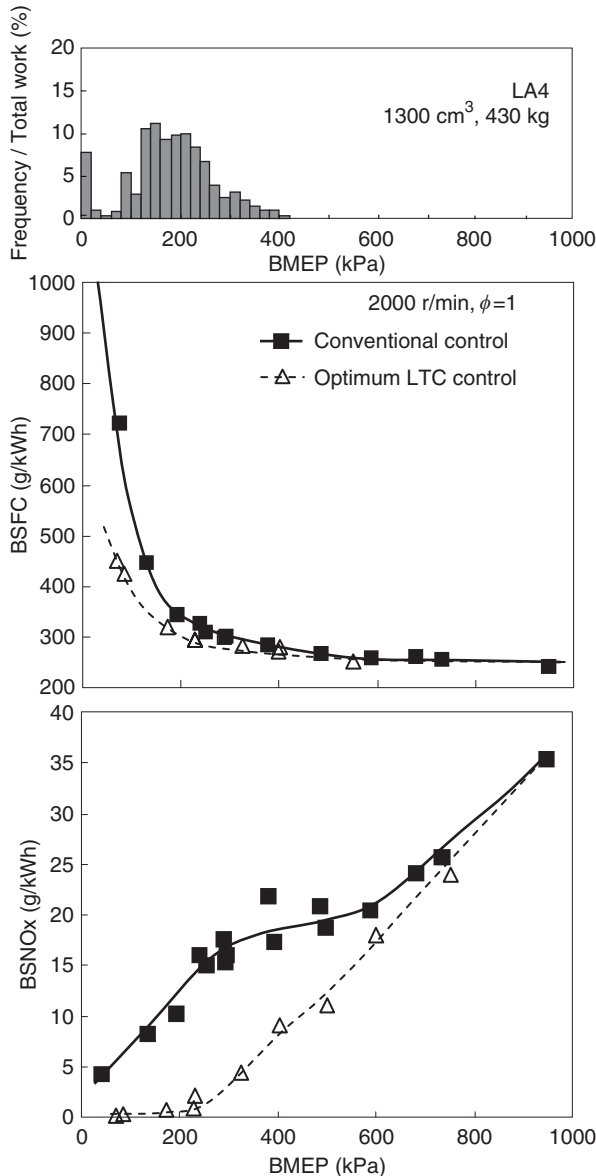


Fig. 12 BSFC and BSNOx characteristics against BMEP

Fig. 11 に正味平均有効圧力 BMEP に対する SNO およびスロットル開度を示す。エンジン速度 2000 r/min の場合、最適 LTC コントロールでは負荷に応じて SNO は 0 から -90 deg の範囲でバルブタイミングを変化させる必要があることがわかる。このとき、BMEP 300 kPa 以下で CAI が起きる。最大負荷 (SI) から無負荷 (AI) までをスムーズかつ連続的にガス交換コントロールすることで希釈 SI 領域を含めた LTC のメリットを最大限に活かすことができる。

9. 最適 LTC コントロールのメリット

Fig. 12 に BMEP に対する正味燃料消費率 BSFC および正味 NO_x 排出率 BSNO_x 特性を従来 SI と最適 LTC コントロールを比較して示す。最上段の棒グラフは排気量 1300 cm³ の V ツインモータサイクルの LA-4 モード走行時の負荷頻度分布を示している。これらのデータから、同 V ツインモータサイクルにおける燃費、NO_x を見積もると、LA-4 モード走行で燃費約 20% の改善と NO_x 約 90% の低減が期待できる。

Fig. 13 に従来 SI と最適 LTC コントロールの図示燃料消費率 ISFC およびポンピング平均有効圧力 PMEP を示す。最適 LTC コントロールとすることで IMEP 300 kPa 以下の低負荷域において ISFC が改善されている。この負荷域の燃焼形態は AI である。また PMEP はすべての負荷範囲で低減することがわかる。

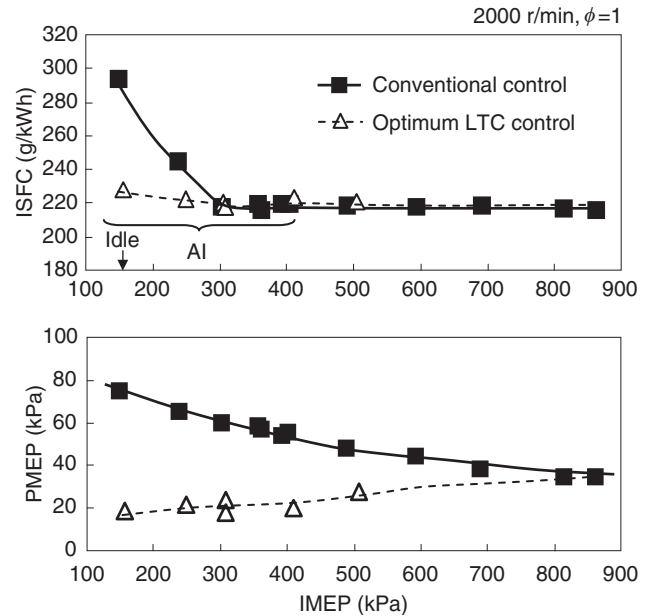


Fig. 13 ISFC and PMEP characteristics against IMEP

10. まとめ

CAI の着火時期と熱発生を同時に制御する物理パラメータについて巨視的な考察をおこない、以下の実験的知見を得た。

- (1) 適切な CAI を実現させるためのパラメータは自着火温度 T_{AI} と ΔT である。 T_{AI} は着火時期、 ΔT は着火後の熱発生を表す。
- (2) ΔT を 500 – 1000 K の範囲内に保つことによって、失火やノッキングに至らずに良好な自着火に制御できる。
さらに、AI 燃焼の車両用エンジンへの適用に関してガス交換面からアプローチし、以下の知見を得た。
- (3) 自然吸気 4 ストローク機関において可能なすべてのガス交換状態を表すガス交換線図を提案した。
- (4) このガス交換線図上に AI 燃焼、希釈 SI 燃焼、不整燃焼などの燃焼形態をプロットした燃焼マップを作成した。
- (5) (4) の燃焼マップ上で負荷に応じて適切な度合いの LTC サイクルを“連続的”に選択するコントロール手法 (最適 LTC コントロール) を提案した。このコントロールにより SI 燃焼から AI 燃焼を切り替えなしにスムーズに利用することが可能となり、希釈 SI 燃焼を含めた一連の LTC サイクルの燃費・エミッションのメリットが最大に活かされる。
- (6) 排気量 1300 cm³ の V ツインモータサイクルに対して最適 LTC コントロールを適用した場合、従来燃焼方式に比べて LA-4 モード走行で燃費約 20% の改善と NO_x 約 90% の低減が見積もられた。
- (7) Kakuya, H., Yamaoka, S., Kumano, K., Sato, S.: Investigation of a SI-HCCI Combustion Switching Control Method in a Multi-Cylinder Gasoline Engine, SAE Paper, 2008-01-0792(2008)
- (8) Matsuda, T., Wada, H., Kono, T., Nakamura, T., Urushihara, T.: A Study of a Gasoline-fueled HCCI Engine -Mode Changes from SI Combustion to HCCI Combustion-, SAE Paper, 2008-01-0050(2008)
- (9) Law, D., Kemp, D., Allen, J., Kirkpatrick, G., Copland, T.: Controlled Combustion in an IC-Engine with a Fully Variable Valve Train, SAE Paper, 2000-01-0251(2000)
- (10) Kaneko, M., Morikawa, K., Itoh, J., Saishu, Y.: A Study on Homogeneous Charge Compression Ignition Gasoline Engines, JSME International Journal, Series B, Vol. 46, No. 1, p. 31-36(2003)

参考文献

- (1) Thring, R. H.: Homogeneous-Charge Compression-Ignition (HCCI) Engines, SAE Paper, 892068 (1989)
- (2) Ishibashi, Y.: Basic Understanding of Activated Radical Combustion and It's Two-Stroke Engine Application and Benefits, SAE Paper, 2000-01-1836(2000)
- (3) Morikawa, H., Ishibashi, Y.: An Experimental Approach to the Controlled Auto-Ignition, SAE Paper, 2007-01-0173(2007)
- (4) Ishiyama, T., Kee, S., Kitamura, Y., Horibe, N., Shioji, M.: Modeling and Experiments of NO_x Formation in DI-PCCI Combustion, SAE Paper, 2007-01-0194(2007)
- (5) Urushihara, T., Hiraya, K., Kakuhou, A., Itoh, T.: Expansion of HCCI operating region by the combination of direct fuel injection, negative valve overlap and internal fuel reformation, SAE Paper, 2006-01-517(2006)
- (6) Cairns, A., Blaxill, H.: Lean Boost and External Exhaust Gas Recirculation for High Load Controlled Auto-Ignition, SAE Paper, 2005-01-3744(2005)

■ 著 者 ■



森川 秀明