

2 ストロークエンジンの部分負荷燃焼 安定化のための考察

A Trial for Stabilizing Combustion in Two-Stroke Engines at Part Throttle Operation

石 橋 羊 一* 磯 村 真 一*

Yoichi Ishibashi Shinichi Isomura

工 藤 修* 津 島 勇 二*

Osamu Kudo Yuji Tsushima

要 旨

2 ストローク SI エンジンの高速軽負荷運転で見られる自己着火燃焼は、指圧のサイクリックバリエーションが非常に小さく、HC エミッションも低いことが知られている。しかし、その燃焼時期は制御されていないため、本格的な実用化には至っていない。

今回、この自己着火のプロセスをガス交換行程の圧力履歴およびガス交換の各種効率の面から検討した。その結果、自己着火の時期が排気閉じのシリンダ内圧をエンジン回転速度と負荷に応じ変化させることによって、SI エンジンと同様に制御できることがわかった。排気ポートの有効開口面積を連続的に可変するバルブで、常に適切な圧縮始め圧力を与えれば、部分負荷の燃焼安定化と大幅な燃費、HC エミッションの低減が可能である。

ABSTRACT

'Autoignition' a part of combustion process occurring at high speed and light load operation of two stroke SI engines, is known to have extremely stable cyclic-variation and produce low HC emission. But it has not been put to practical use sufficiently, as its ignition timing is left to depend on the engine operating conditions.

This paper presents the results of analysis of autoignition phenomenon, particularly due to the pressure changes during the gas exchanging process. In addition, several factors affecting gas exchanging efficiency are discussed. The analysis shows that the ignition timing of the autoignition could be determined like that of spark ignition, by controlling the in-cylinder pressure at the exhaust close timing, according to the engine speed and load. When coupled with the valve designed to continuously vary the effective opening area of the exhaust port, and given controlled pressure at the initial pressurization process, autoignition can be used to achieve stable combustion, a significant improvement in fuel economy and a reduction in HC emission under part throttle operation.

1. ま え が き

軽量、コンパクト、高い比出力等の利点を持つ2 ストロークエンジンも交通用機関として考える時、4 ストロークエンジンに劣るとされる燃費と HC エミッションのため、環境問題の高まりとともに、2 ストロークエンジンの実用化は小型二輪および船外機等に限られてきた。2 ストロークエンジンの構造上、『新気の吹き抜け』と『軽負荷時の燃焼不安定』が燃費と排気悪化の主原因とされる。

燃料噴射や電子制御技術の著しい進歩は、これら2 ストロークエンジンの課題解決のために様々な技術的アプローチ手段を提供し、それらを用いた多くの研究成果が発表されている^{1)~3)}。

これら新方式2 ストロークエンジンが一つの課題『新気の吹き抜け』に対し講じた手段は、いずれもそのメカニズムと効果が機構学的かつ物理学的に明快に述べられているが、二つ目の課題『軽負荷時の燃焼不安定』に対する手段は、明確に説明されている例が非常に少ない。ある論文では、点火プラグの近傍に噴射された少量の混合気を残留ガスと成層化することで、この『軽負荷時の燃焼不安定』に対処したと説明されている²⁾。また別の論文では、シリンダ内を空気で十分に掃気した後に混合気と新気とを成層化すると説明されている³⁾。しかしながら、『軽負荷時の燃焼不安定』が広い回転範囲で起こる事実を考えると、これらの成層化が常にうまく行くとは考え難い。

* 朝霞研究所

これらとは全く別なアプローチ手段として我々が注目したものに、2ストロークエンジンの自己着火燃焼を積極的に利用して、シリンダ内がホモジニアス状態のままで燃焼改善を試みた大西等の研究例⁴⁾がある。

ATAC (Active Thermo-Atmosphere Combustion) と名付けられたその自己着火燃焼は、『軽負荷時の燃焼不安定』を解決し、比燃費と HC エミッションを大幅に低減している。しかし、希薄混合気と絞られた掃気通路で起こす ATAC は、非常に安定していると報告されているが、本格的な実用化には至っていない。

筆者等は、その原因を燃焼時期が制御されていないためと考えた。そこで、従来の SI エンジンと同様に自己着火の燃焼時期を制御するための研究を行った。同様の燃焼が掃気通路の絞りによってだけではなく、排気の絞りでも起こる点に着目し、ガス交換圧力の特性および圧縮始めのシリンダ内温度を決める各種効率を計測し、これらと自己着火の燃焼時期の関係を調べた。

なお、本研究に先立ち、2ストロークエンジンの『新気の吹き抜け』と『軽負荷時の燃焼不安定』が運行燃費に及ぼす影響を明確にするために一つの試算を行った。供試エンジンの最少比燃費、トラップ効率および摩擦平均有効圧 (Pmf) の負荷特性を実測し、これらから『新気の吹き抜け』と『軽負荷時の燃焼不安定』にともなう熱効率の悪化が無いと仮定した場合の理想比燃費特性を Fig. 1 に示す。EC40、LA4 等のエミッション評価モードに代表される負荷域は、供試車の場合 40% 負荷以下である。この領域では、図中の斜線で示された『軽負荷時の燃焼不安定』の解決が大変重要である。

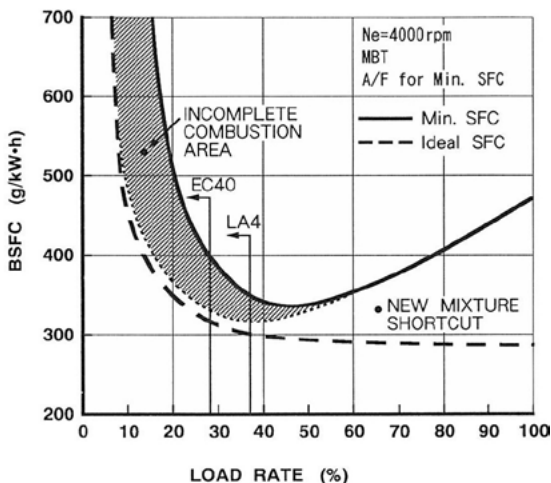


Fig. 1 Actual and Ideal SFC Characteristics

Table 1 Engine Specification

ENGINE TYPE	Liquid Cooled Single Cylinder Case Reed Valve
BORE	66 mm
STROKE	72 mm
DISPLACEMENT	246.2 cm ³
COMPRESSION RATIO	6.4 : 1
SCAVENGING TYPE	Schnürle
SCAVENGING PORT OPEN	124 ° ATDC
EXHAUST PORT OPEN	86~114 ° ATDC
MAIN INLET DIAMETER	32 mm
SCAVENGING PORT AREA	15 cm ²
EXHAUST PORT AREA	13 cm ²
EXHAUST SYSTEM	Expansion Chamber
MAXIMUM POWER OUTPUT	29 kW/8,000rpm
MAXIMUM TORQUE	36 N·m/6,500rpm

2. 供試エンジンと計測方法

供試エンジンには、250 cm³ 液冷単気筒を用い、テスト目的に応じて排気ポートの有効面積、排気開きのタイミング、掃気通路等を変化させた。その基本諸元を Table 1 に示すが、供試エンジンの排気開き時期は、もともと 86~114° ATDC の間で可変である。ガス交換圧力は掃気ポート出口とシリンダ側面の排気開き位置に取り付けたダイヤフラムタイプ半導体圧力センサ (TOYODA PMS-5) で、指圧はシリンダヘッドに取り付けたピエゾタイプ圧力センサ (KISTLER 6061) でクランク角 1 度毎に計測した。先ず、Fig. 2 に示す供試シリンダの掃気効率 (η_s) 特性を Blair 式掃気シミュレーションモデル実験から求めた⁵⁾。実機の排気ガスの残留酸素濃度から Watson 法でトラップ効率 (η_{tr}) を、ラミナフローメータで給気比 (L) をそれぞれ実測し η_s を算出した。

3. クランクケース圧縮 2 ストロークエンジンの自己着火

3.1 自己着火と Activated Radical (AR) 燃焼

クランクケース圧縮式 2 ストロークエンジンの自己

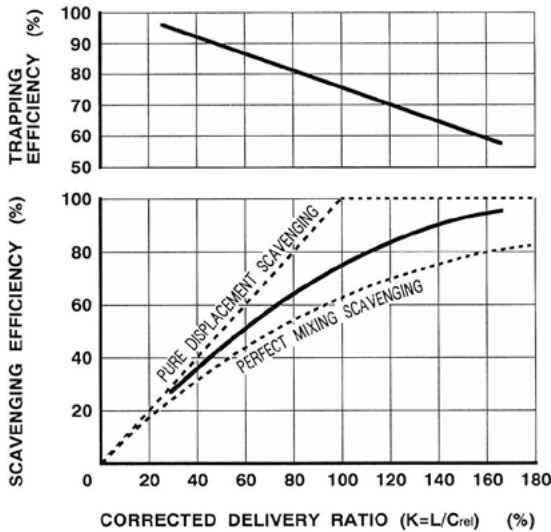


Fig. 2 Scavenging Efficiency Characteristic by Blair's Method

着火は、一般的には比較的高速の軽負荷運転時にしばしば見られる。また、a) 掃気通路を細長くとる、b) 排気通路を絞る、c) 一次圧縮比を下げる、d) 排気の適合状態を変える、等の操作によって人為的にも起こせることが知られており、残留ガス中の各種ラジカルがその燃焼に関与している⁶⁾とされている。

この燃焼方式の実用化には、燃焼時期がそれぞれの目的に応じて適切に制御される必要がある。従って、人為的に燃焼時期を操作した自己着火を以後、AR (Activated Radical) 燃焼と呼ぶ。なお、この章では、ある目的に応じて最適に制御された自己着火のみならず、人為的に起こした自己着火現象全般も、広い意味で AR 燃焼と呼んでいる。

AR 燃焼の起こる範囲を Fig. 3 に示すように給気比と掃気効率の関係において調べた。実験は最初にオリジナルで、次に排気通路を絞ったエンジンで、回転数と負荷を変えながら行った。排気絞りの割合は、定常流試験で排気有効開口角面積 (Z'_{sum}) を求め、オリジナルの有効開口角面積 (Z_{sum}) に対する割合 Exhaust Opening Rate (EOR) [$EOR = Z'_{sum}/Z_{sum} \times 100$] で表してある。図中の黒い記号は点火プラグによって着火する通常の燃焼を、白い記号は AR 燃焼を、×印は不整燃焼との境界を表している。記号○で表す排気絞り無しの実験結果では、エンジン回転数 (N_e) 3000、4000 および 5000rpm でいずれも給気比 (L) が 40% を割ると不整燃

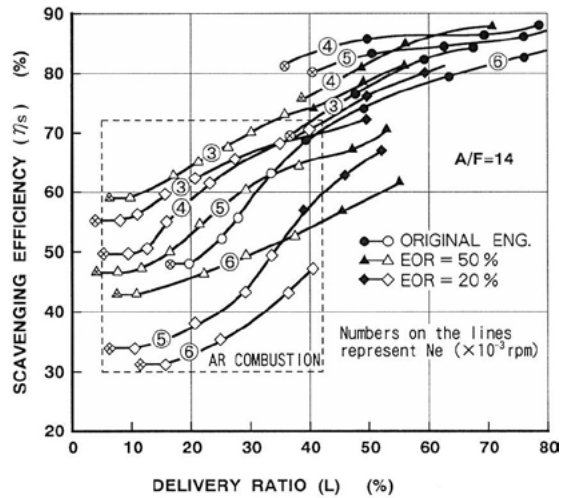


Fig. 3 Sphere of η_s and L for the AR Combustion Taking Place

焼が起こるが $N_e = 6000\text{rpm}$ では AR 燃焼となる。これら一連の実験では AR 燃焼は L が 10~40%、掃気効率 (η_s) が 30~70% の範囲で起こることがわかった。

3.2 掃気絞りと排気絞り

従来、ATAC 燃焼は掃気絞り等による緩慢なガス交換によって、残留ガス中の活性ラジカルが次サイクルの圧縮行程終りまで存続し、自己着火に至ると説明されている。そこで、掃気絞りと排気絞りのガス交換圧力の履歴を実測し比較した。掃気絞りの実験は、掃気通路を細長く絞る ($\phi 12 \times 200$) ことにより、一方排気絞りの実験は EOR = 50% にて行った。二つの実験は $N_e = 3000\text{rpm}$ 、 $L = 30\%$ および正味平均有効圧 (P_{me}) は 0.24MPa の同一条件で行った。この時の結果を Fig. 4 に示す。

掃気流の速度を表す掃気ポート出口圧 (P_{port}) とシリンダ内圧 (P_{in-cyl}) の差圧に注目すると、掃気絞りでは掃気開き (S.O.) ~ 掃気閉じ (S.C.) の区間を通じほぼ一定であるのに対し、排気絞りでは掃気の初期に差圧が高く、後期にはほぼ 0 となり両者のガス交換の形態は異なる。このことから、緩慢なガス交換が自己着火発生の唯一の要因とは言えない。両者の共通点は排気閉じ (E.C.) のシリンダ内圧 (P_{ec})、すなわち圧縮行程始めのシリンダ内圧がほぼ等しい点であり、この P_{ec} に着目して解析を進めた。

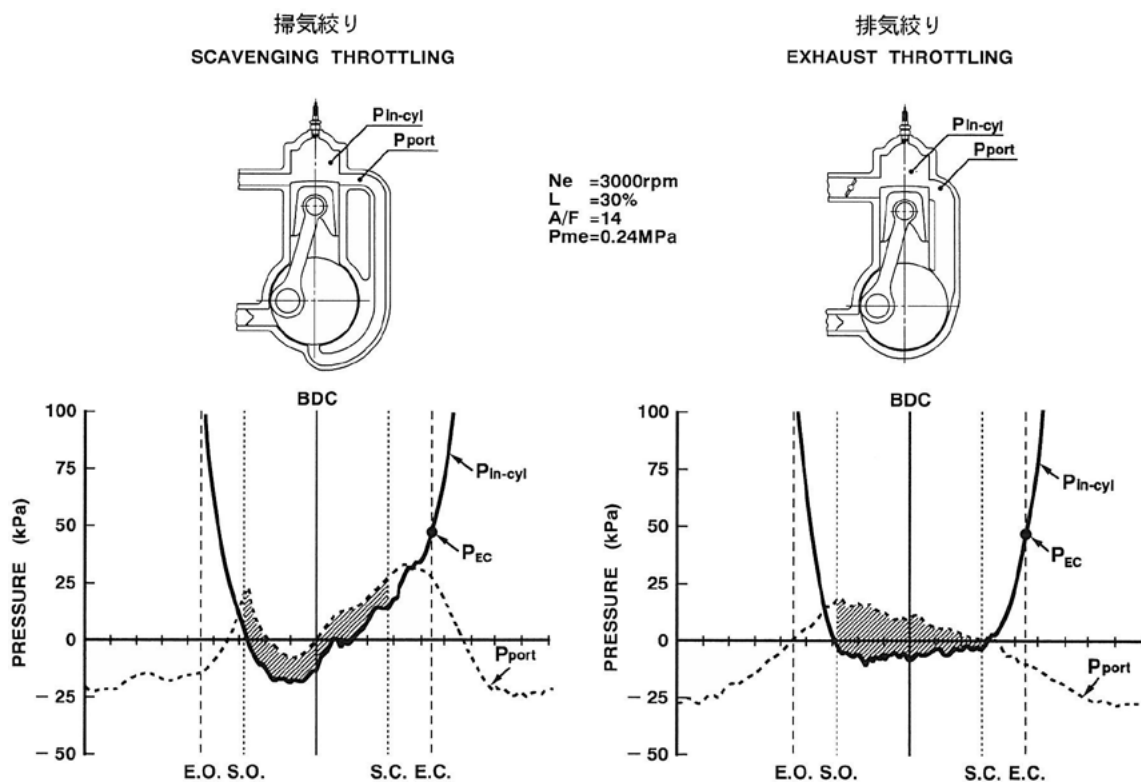


Fig. 4 Comparison of the Pressure Characteristics for Scavenging Throttling and Exhaust Throttling

4. AR 燃焼の燃焼時期

4.1 圧縮始め圧力の影響

先の実験により、圧縮始めの圧力 (P_{EC}) が AR 燃焼に影響を与えることが示唆されたので、排気絞りにより P_{EC} を変化させて燃焼の変化を調べた。通常の SI 燃焼と AR 燃焼が混在する $N_e = 4000\text{rpm}$ 、 $L = 40\%$ を選び、給気比を一定に保ちながら EOR を 75%、55% および 25% と変化させてガス交換圧と指圧を計測し、指圧データより図示平均有効圧力 (P_{mi}) と質量燃焼割合 (Mass Burn Fraction) を求め Fig. 5 に示す。図中の ① EOR = 75% では、 $P_{EC} = 24\text{kPa}$ となり MBT 点火時期を与え、通常の SI 燃焼になる。② EOR = 55% では、 $P_{EC} = 55\text{kPa}$ となり AR 燃焼となる。この場合、燃焼割合 10% の点で比較した燃焼始め時期は、①②共にほぼ等しい。さらに ③ EOR = 25% では、 $P_{EC} = 90\text{kPa}$ となり自己着火の始まりが早まり、上死点 (TDC) 前には燃焼が終了する。

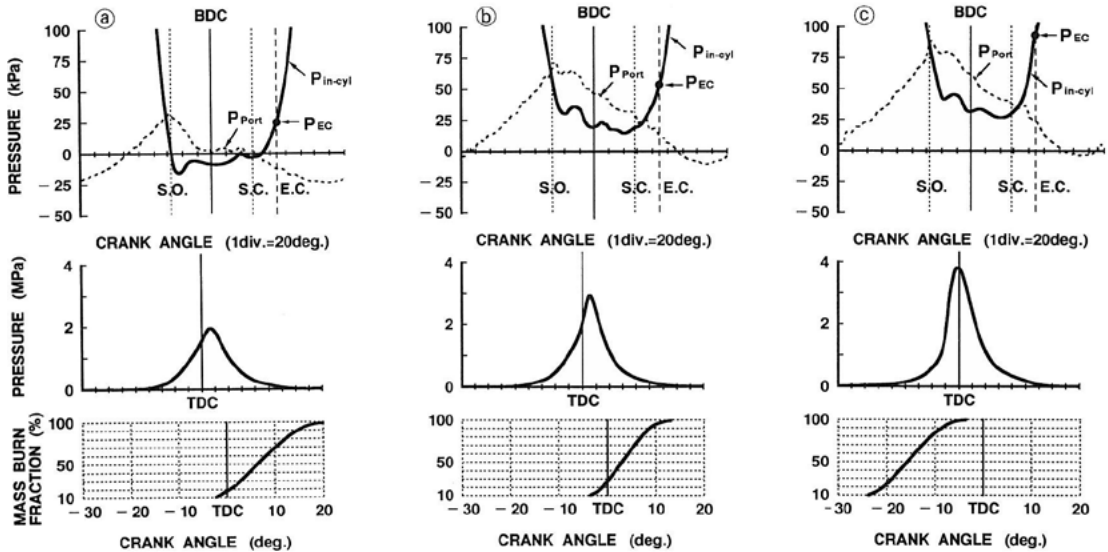
4.2 最適着火時期

P_{EC} により AR 燃焼の着火時期が変化することがわかったので、次は P_{me} を一定に保ちながら最適な着火時期を求めた。 $N_e = 3000\text{rpm}$ 、 $P_{me} = 0.2\text{MPa}$ で EOR を変化させた結果を Fig. 6 に示す。この場合 EOR が 55% 以下で不整燃焼が AR 燃焼に変化し、それに伴って比 HC 排出率 (BSHC) が著しく低下するが、さらに EOR を小さくすると着火時期が早まり再び BSHC は増加する。このように BSHC に対し最適着火時期 (OIT) が存在し、その時の着火時期は、MBT 点火時期を与えた SI 燃焼の着火時期とほぼ等しく TDC の数度前となる。

4.3 最適点火時期での燃焼

$N_e = 4000\text{rpm}$ 、 $L = 30\%$ で OIT を与えた場合の AR 燃焼と MBT を与えた SI 燃焼の指圧を 1000 サイクルのアンサンブル平均で Fig. 7 に示す。また指圧解析結果の詳細を図下の表にまとめる。図によると熱発生率から見る燃焼始めは等しく、燃焼終りは AR 燃焼が早い。

Ne = 3000rpm
L = 42%
A/F = 15



SYMBOL	④	⑤	⑥
EXHAUST OPENING RATE (EOR) (%)	75	55	25
PRESSURE, EXHAUST CLOSE (P_{EC}) (kPa)	24	55	90
COMBUSTION	CONV.	AR	AR
10% COMBUSTION ($^{\circ}$ ATDC)	-2	-4	-24
95% COMBUSTION ($^{\circ}$ ATDC)	18	12	-4
SPECIFIC HEAT RATIO (K)	1.32	1.31	1.31
CRANK ANGLE of P_{max} ($^{\circ}$ ATDC)	14	10	-2
P_{mi} (MPa)	0.36	0.41	0.31

Fig. 5 Influence of P_{EC}

これに伴い最大圧力および圧力上昇率 ($dP/d\theta$) の最大値も高くなるが、負荷が低いためにその絶対値はともに低い。また AR 燃焼は SI 燃焼に比べ、 P_{mi} の変動偏差値 (σP_{mi}) が極めて低い。

5. AR 燃焼の範囲

5.1 EOR とスロットル開度の関係

EOR とスロットル開度 (θ_{th}) を両軸とする等 P_{me} マップを測定し、Ne = 3000rpm の例を Fig. 8 に示す。図中のハッチング領域で AR 燃焼となる。大きめの EOR と小さめの θ_{th} の組合せは不整燃焼域、逆に小さめの EOR と大きめの θ_{th} の組合せではプリイグニッションを起こす。従って、EOR とスロットル開度の組合せは、OIT の AR 燃焼となるように設定すれば BSHC が改善される。

なお、この等 P_{me} マップは、排気適合状態の変化にともないエンジン回転毎に変化する。

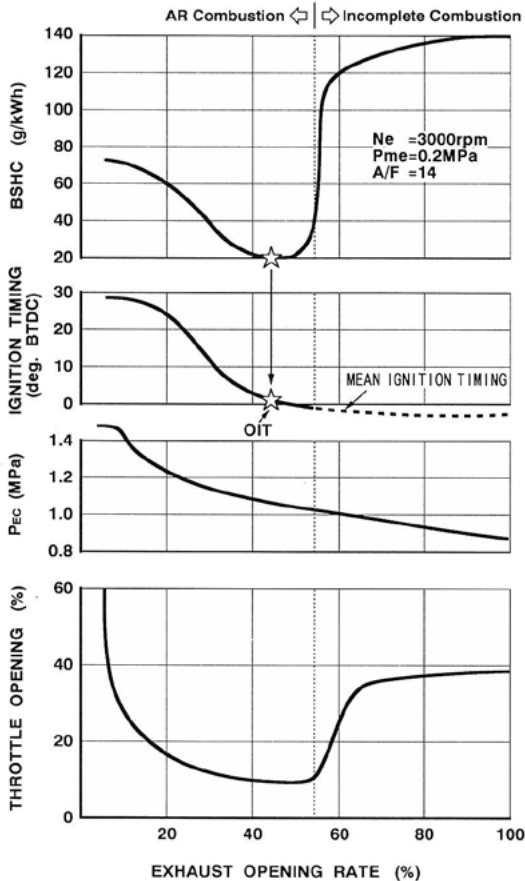


Fig. 6 Relationship between Combustion Characteristics and EOR

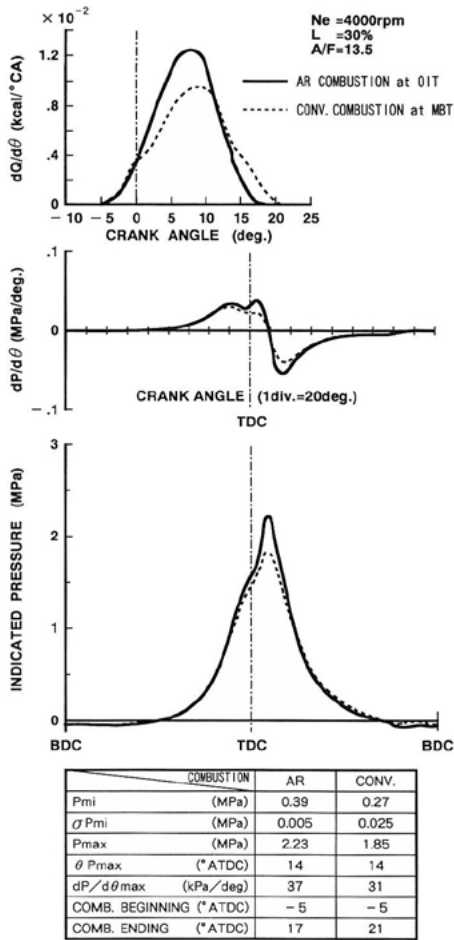


Fig. 7 Comparison of AR and Conv. Combustion Characteristics

5.2 AR 燃焼持続最小負荷

AR 燃焼が安定して持続する負荷範囲は、掃気効率およびエンジン回転数によって制限され、その高負荷側は通常の SI 燃焼に、低負荷側は不整燃焼になることを既に述べたが、この燃焼の持続最小負荷 (Lower Limit) とエンジン速度の関係をサイクルの断熱度合いのパラメータとなる冷却水温度を変化させながら調べた。実験はオーバフロー型の恒温槽を用いシリンダ回りへ供給する冷却水の温度を一定に保ちながら、排気絞りで OIT を与え、空燃比 (A/F) を 14 で行った。負荷変動率 ($\sigma P_{mi}/P_{mi}$) が、5% を越える最小負荷を AR 燃焼の Lower Limit として評価し Fig. 9 に示す。図ではエンジン回転数と冷却水温 (T_w) が低い程、AR 燃焼の Lower Limit が高くなっている。すなわち、エンジンの断熱度が下がる程、Lower Limit が高くなっていることがわかる。

5.3 A/F の影響

エンジンの断熱度が AR 燃焼の Lower Limit に影響することがわかったので、次に残留ガス温度を変化させる A/F が AR 燃焼の Lower Limit に与える影響を調べた。実験は、Ne = 4000rpm、Pme = 0.07MPa 付近の負荷で給気比毎に A/F を変化させながら AR 燃焼となる範囲を調べた。Fig. 10 に示す実験結果では、給気比を

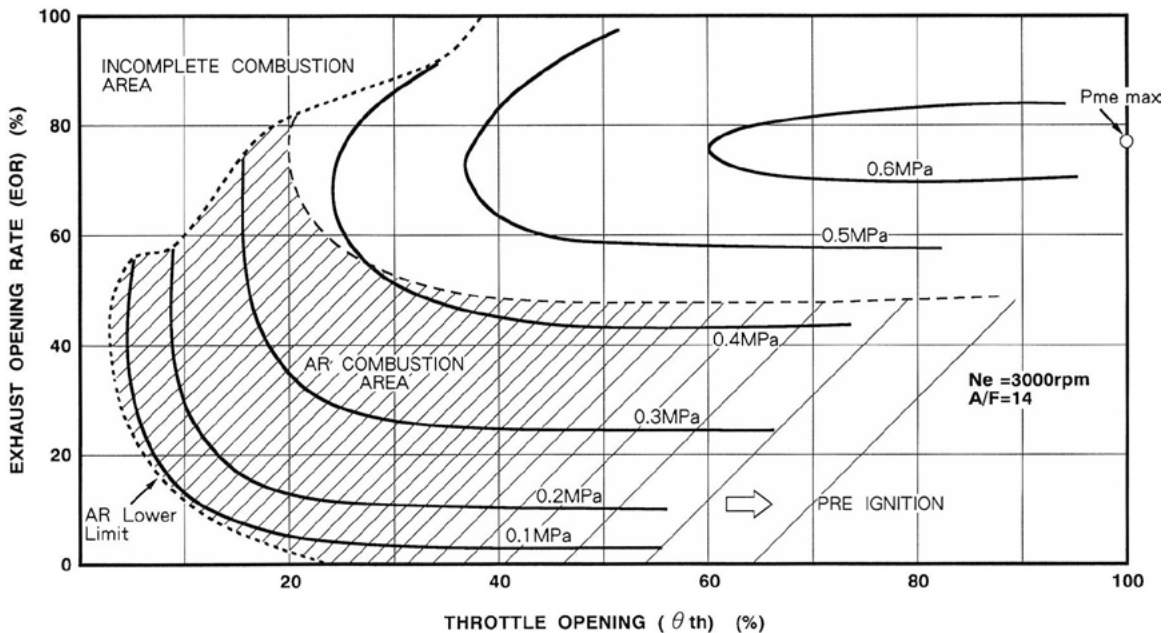


Fig. 8 Equivalent Pme Map

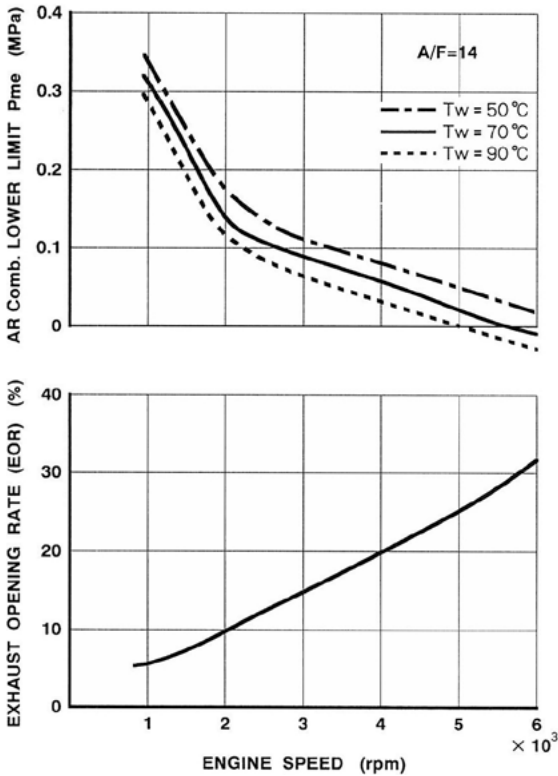


Fig. 9 Influence of T_w to AR Combustion Lower Limit

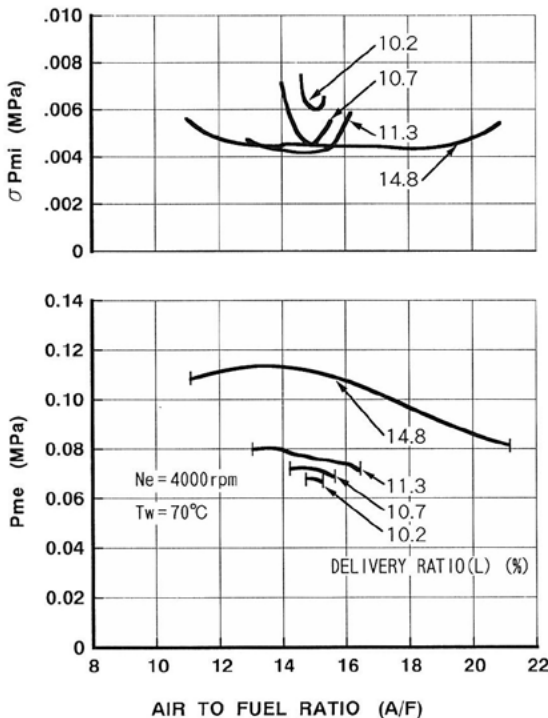


Fig. 10 Influence of A/F to AR Combustion Lower Limit

絞り、負荷を下げて行くと AR 燃焼となる A/F の範囲は、排気ガス温度の最も高くなる理論空燃比に向かって徐々に狭まり、AR 燃焼が終ることがわかる。

6. AR 燃焼の系

これまでの掃気効率、圧縮始め圧力および空燃比の実験結果は、AR 燃焼とその着火時期決定プロセスを説明する一つの仮説を示唆している。すなわち AR 燃焼のプロセスは、Fig. 11 に示すように初期条件としてある圧縮始め圧力 (P_{EC}) を与えると、この P_{EC} と圧縮始め温度 (T_{EC}) によって自己着火時期が決まり、以下、順次燃焼終り時期、膨張比そして膨張終り温度 (T_{EE}) が決まる。この T_{EE} と掃気効率との兼ね合いで再び T_{EC} が定まる一つの閉じた系をなす。この系を安定させる収束条件は給気比、掃気効率等の一定の組合せと考えられる。例えば、外乱によって T_{EC} が高くなれば着火時期、燃焼終り時期は早まり膨張比が大きくなるため、次サイクルの T_{EC} が低くなり系が安定する方向へ推移する。AR 燃焼の着火時期を変化させるメカニズムや極めて安定したその燃焼は、このシンプルな仮説で説明される。

7. 制御された AR 燃焼の効果

エンジン回転数毎の EOR とスロットル開度のマップに基づき、常に OIT に制御した AR 燃焼による燃焼改善効果を試験した。Ne = 4000rpm での結果を Fig. 12 に示す。従来燃焼の場合、図の破線で表されるように $P_{me} = 0.4\text{MPa}$ より低負荷側では σP_{mi} が立ち上がり、不整燃焼が発生している。これに伴い BSHC、正味燃料消費率 (BSFC) も増大している。

一方、燃焼時期が制御された AR 燃焼の場合、実線で示すように σP_{mi} の立ち上がりは無く、不整燃焼が改善されたことを示す。このため BSHC、BSFC はともに減少している。

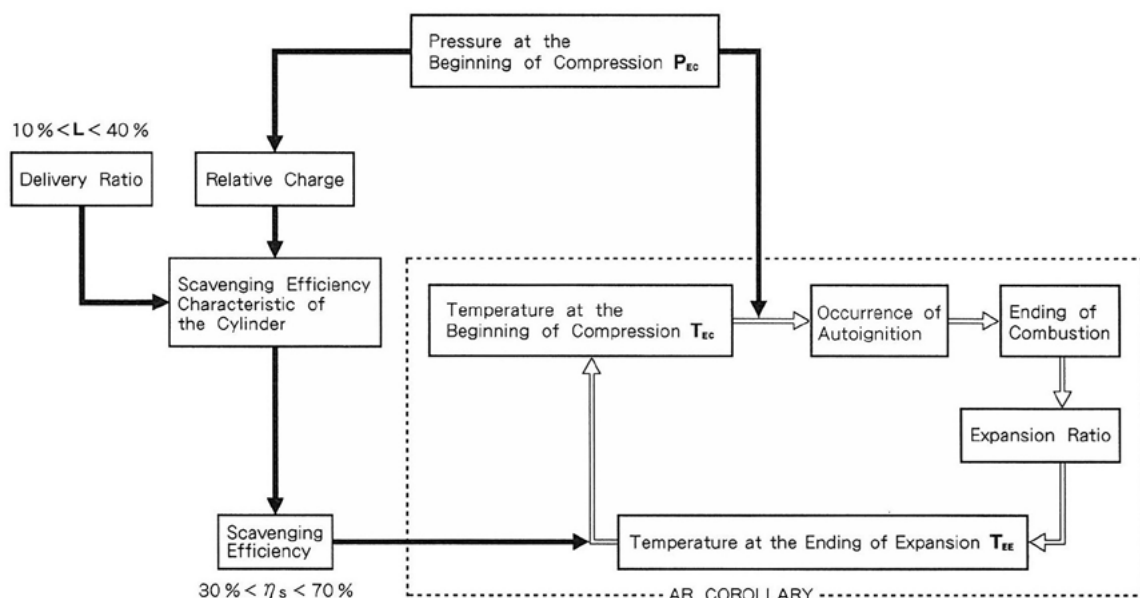


Fig. 11 AR Combustion Corollary

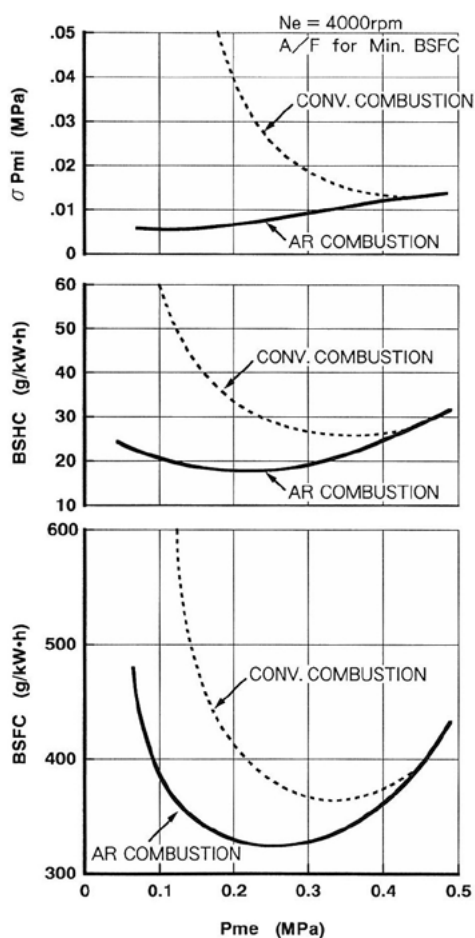


Fig. 12 Benefits by AR Combustion

8. まとめ

クランクケース圧縮式2サイクルSIエンジンにおいて、軽負荷域の不整燃焼を解決するため、燃焼時期が制御された自己着火を人為的に起こす燃焼 (AR 燃焼) に関するこれまでの研究結果は、以下のように要約される。

- (1) 圧縮始め圧力を適切に保つことにより、供試エンジンでは給気比が 10~40%、掃気効率が 30~70% の範囲で AR 燃焼が生じた。
- (2) AR 燃焼のプロセスは、掃気行程でのガス交換圧力の履歴に関わらず、圧縮始め圧力、掃気効率、給気比および A/F によって決定される。
- (3) 圧縮始めの圧力を変化させると、着火時期は上死点前約 30 度から上死点の間に定まり、上死点の数度前に HC エミッションに対する最適着火時期 (OIT) が存在する。
- (4) 負荷とエンジン回転数に応じて排気を絞り、適切な圧縮始め圧力を与えれば、常に OIT で AR 燃焼を起こすことができるため、部分負荷での負荷変動が減少し、安定化した燃焼のため比燃費と HC エミッションが低減する。

なお、通常燃焼と AR 燃焼の遷移領域に関する更なる研究が、AR 燃焼エンジンの商品化への鍵と言える。

NOMENCLATURE

参考文献

2 ストロークエンジンのガス交換時の各ガスの質量と標準状態での体積を、それぞれ

Gf, Vf : 排気弁閉じ後、シリンダ内に留まった新気質量と標準状態での体積

Gr, Vr : 排気弁閉じ後、シリンダ内に留まった既燃ガス質量と標準状態での体積

Gg, Vg : 排気弁閉じ後、シリンダ内に留まった全ガス質量と標準状態での体積

$$Gg = Gf + Gr$$

$$Vg = Vf + Vr$$

Gs, Vs : 1 サイクル中に吸入された新気質量と標準状態での体積

Gh, Vh : 工程容積に対応する新気質量と標準状態での体積

とし、各効率をそれぞれ次のように定義する。

L : 給気比 (Delivery Ratio)

$$L = Gs / Gh = Vs / Vh$$

η_{tr} : トラップ効率 (Trapping Efficiency)

$$\eta_{tr} = Gf / Gs = Vf / Vs$$

η_c : 充填効率 (Charging Efficiency)

$$\eta_c = Gf / Gh = Vf / Vh$$

η_s : 掃気効率 (Scavenging Efficiency)

$$\eta_s = Gf / Gg = Vf / Vg$$

Crel : 充てん比 (Relative Charge)

$$Crel = Gg / Gh = Vg / Vh$$

K : 修正給気比 (Corrected Delivery Ratio)

$$K = Gs / Gg = L / Crel$$

- 1) P. Duret, et al., "A New Two-stroke Engine with Compressed-air Assisted Fuel Injection for High Efficiency Low Emissions Applications" SAE 880176
- 2) K. C. Schlunke, "The Orbital Combustion Process for 2 Stroke Motors", Vienna Motor Symposium April 1989
- 3) T. Sato, et al., "Gasoline Direct Injection for a Loop-scavenged Two-stroke Cycle Engine" SAE 871690
- 4) S. Onishi, et al., "Active Thermo-atmosphere Combustion (ATAC) - A New Combustion Process for Internal Combustion Engines", SAE 790501
- 5) G. P. Blair, et al., "Single Cycle Gas Testing Method for Two-stroke Engine Scavenging", SAE 850178
- 6) 野口、他: ガソリンエンジンの燃焼解析、自動車技術会 学術講演会前刷集 782、1978-10

■著 者■



石橋 羊一



磯村 真一



工藤 修



津島 勇二