

2 行程機関的ガス交換法による自着火燃焼の制御メカニズム

Two-Stroke Gas Exchanging Method for Controlling Auto-Ignition : Activated Radical Combustion

石 橋 羊 一*
Yoichi ISHIBASHI
堺 幸 男*
Yukio SAKAI

西 田 憲 二*
Kenji NISHIDA
作 山 尚 史*
Hisashi SAKUYAMA

要 旨

高熱効率で NOx 排出の少ない内燃機関の燃焼法として近年、圧縮自着火燃焼が注目されている。課題は自着火の誘発と燃焼の制御である。

この燃焼をガソリン機関で実用化するための方法論として 2 行程機関的ガス交換法が主流と成りつつある。そこで 2 行程ガソリン機関において既に商品実用化に至った着火時期を制御した自着火燃焼；Activated Radical Combustion (AR 燃焼)の制御メカニズムを実験的に解析した。その結果、圧縮行程終わりの筒内ガス温度によって発生タイミングが制御されていること、排気バルブでガス交換状態を変化させ、残留ガスの持つエンタルピーによって圧縮行程終わりの筒内ガスを一定の自着火温度に保つこと、着火後、10%～90%のマス燃焼区間は運転条件によらず常に一定のクランク角上に来ること、等が明らかになった。すなわち 2 行程機関的ガス交換法による自着火燃焼の制御とは、残留ガスの熱エネルギーが燃焼を促進する効果と不活性ガスによる燃焼を抑制効果とがうまくバランスした結果であると考えられる。

ABSTRACT

The auto-ignition is focused as a combustion process, where improving efficiency and lowering NOx emission could be compatible. A current subject would be controlling combustion process. Honda demonstrated a method to control the auto-ignition, i.e. Activated Radical (AR) Combustion, in several commercial motorcycle engines.

Through the experimental analyses of the AR Combustion, this article shows that control of the gas exchange generates a temperature for the auto-ignition in the end of compression stroke, due to heat exchange between residual and new mixture. It is also revealed that its combustion speed is affected by the engine speed, scavenging efficiency and etc, however, 10% to 90% mass burn timing is settled on the same crank-angle duration, as result, regardlessly of the engine operating conditions. This is owing to the dualism of the residual gas, i.e. combustion promotion action as heat energy potential and the inhibitory action as the inert gas. Both action should balance for the two-stroke gas exchanging method for controlling auto-Ignition.

1. はじめに

低燃費と低エミッションの両立は、エンジンに課せられた永遠の課題である。特に先進国が排出する CO₂ 総量の 20% を占めると言われる車両用エンジンの熱効率改善が急がれている。理論熱効率は高圧縮比と希薄燃焼で改善されるはずであるが現実的には、高圧縮比はノッキングの発生とエンジンの機構上の制約、希薄燃焼は混合気の着火性と触媒による NOx の還元浄化面がネックとなり実現が難しい。高圧縮比

*朝霞研究所

であるが故に最も低燃費な内燃機関として知られる直噴ディーゼルも、不均一燃焼がもたらす NOx とすすの低減が課題となり車両用エンジンとしては主流と成り得ていない。超希薄燃焼やノンスロットル運転でのポンプ損失低減による低燃費をねらった、ガソリン直噴エンジンも基本的には同様の問題を抱えていると言える。

そんな中で熱効率の向上と排気の浄化の両立を図る新しい燃焼方法として近年、圧縮自着火が注目されている^{(1), (2), (3)}。火炎伝播のプロセスを伴わないこの燃焼は、希薄な

混合気、もしくは多量の残留ガスによって希釈された混合気的环境下での着火安定性に優れており、希薄燃焼限界の拡大、燃焼温度を抑え NOx の低減、ノッキングを回避して高圧縮比化などにより、低燃費と低エミッションの両立手段として非常に有望だと考えられている。しかしながら、燃焼の制御面からは、まだ十分に完成された技術とはいいがたく、特に4行程ガソリン機関では、自着火を起こさせること自体が一つの関門となっている。その初期研究段階では、吸気の加熱や高圧縮比が試みられ、ある特定の運転状態においては所定の効果が認められた^{(4), (5)}。しかしこの場合、自着火燃焼を起こさせる操作が同時に燃焼速度を促進させる方向に作用するため、着火時期と燃焼速度が伴って変化して、理想的な燃焼となる運転条件は非常に限られている。

一方、2行程ガソリン機関における自着火燃焼の応用例では、排気に設けた絞り弁でガス交換状態を変化させ着火時期を制御する手法が用いられる⁽⁶⁾。Activated Radical Combustion (AR 燃焼) と呼ばれる制御された自着火燃焼は Honda が既に二輪車用エンジンとして実用化し、燃費とエミッションの低減に対する大きな効果を立証した^{(7), (8)}。この AR 燃焼は排気ポートに設けた弁で開口面積を可変することで筒内の残留ガスの割合を変化させ、残留ガスの有する熱エネルギーで新気を加熱、もしくは改質する⁽⁹⁾ことで引き起こされる。この場合、残留ガスの持つ二面性; 熱エネルギーと不活性は、自着火の発生とその後の燃焼に関してそれぞれ違った働きをする。すなわち、残留ガスの熱エネルギーによって圧縮行程終わりの筒内ガスを自着火温度に至らせる一方で、不活性ガスの増加が燃焼速度と燃焼温度の抑制要因として働く。

本稿は、2行程機関における自着火制御の一例を紹介するとともに、燃焼速度に関する実験を通して、このような AR 燃焼機関特有の燃焼制御メカニズムを明らかにし、近年4行程ガソリン機関においても自着火燃焼研究の主流となりつつある2行程機関的ガス交換法^{(10), (11), (12)}の理解を深め、今後のガソリン自着火燃焼のさらなる応用可能性を探るものである。

2. 供試機関

従来の2行程機関の場合、残留ガス量と新気の吹き抜け量の間にはそれぞれのエンジン固有の関係があり、両者は伴って変化する。筒内の残留ガス割合を変えて燃焼の制御を行う AR 燃焼では燃焼の変化とともに燃料の吹き抜け量も変化するため、個々の現象の解析がより複雑となる。したがって、燃料の吹き抜けの影響を極力排除するため、本実験では低圧空気アシスト噴射方式の直噴機関 (Pneumatic Direct Injection Engine: PDI-Engine) を用いた。Fig. 1 に示すように供試機関はシリンダ壁面に回転型の機械式噴射弁を持ち、筒内を空気のみで掃気した後、予め計量した1サイ

クル分の燃料を蓄圧室のガス圧力を使って筒内に直接噴射する。このため排気へ吹き抜けた新気は燃料分を含まない。この PDI-Engine の作動原理に関しては既に詳細の報告^{(13), (14)}が成されているのでここでの重複は避ける。排気ポートには開口面積を可変し残留ガス量を変化させる AR 燃焼制御のためのバルブがついている。

今回の実験には、Table 1 に示す排気量 250cm³ のエンジン A と排気量 400cm³ のエンジン B の2種類の供試機関が用いられた。両者は運転速度レンジの違いに対応して PDI のアシストガスの供給方法が異なる。12 000r/min の高速機関 A はアシストガスを専用のエアポンプで供給するのに対

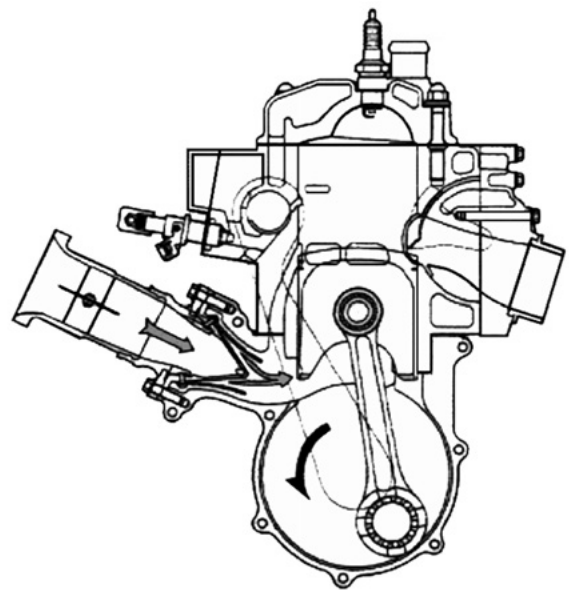


Fig. 1 Overview of the experimental engine B

Table 1 Principal specifications of the Experimental Engines

Specifications	Engine A	Engine B
Bore × Stroke	68mm × 68.8mm	80mm × 80mm
Displacement	249.9cm ³	402cm ³
Compression ratio (Trapped)	7.2	6.3
Compression ratio (Geometric)	12.4	10.5
Exhaust opening duration	194deg.C.A.	188deg.C.A.
Exhaust opening area	2 437cm ² deg	2 159cm ² deg
Scavenging opening duration	130deg.C.A.	113deg.C.A.
Scavenging opening area	1 712cm ² deg.	1 449cm ² deg.
Charge means for PDI	Air pump	In-cylinder gas
Exhaust opening rate	100%–5%	100%–5%

して、8000r/min の中速機関Bは圧縮行程の筒内圧を蓄圧室に蓄えてアシストガスに用いる。したがって機関Aの方がアシストガス量を調節する自由度が高い。その他の基本的な構造と作動原理はまったく同じであり、自着火燃焼形態に関しても両者にきわだった違いはない。

3. ガス温度の観点から見た AR 燃焼の制御

3.1. 自発火温度の見積もり

図示有効圧力(IMEP)を一定に保ちつつ、排気ポートの開口面積を絞り自着火燃焼を起こさせた場合、排気の還流が増えるので排気ポートが閉じているときの筒内圧力の上昇が見られる。この充填比(Crel)の増加によって掃気効率(η_s)が低下すると考えられるが、このときの筒内ガス温度の変化を予測するため、排気行程および掃気行程における作動ガスのエンタルピバランスのモデルを次のように考えた。なおモデルはガス交換と熱交換を次のように仮定し単純化した。

- (1) 新気、残留ガス、排気、および掃気後の筒内ガス温度はそれぞれの平均温度 T_p 、 T_r 、 T_e 、 T_i で代表される。
- (2) 各ガスの定圧比熱をそれぞれ cp_p 、 cp_r 、 cp_e 、 cp_i で表すとき $cp_p = cp_r = cp_e = cp_i$ とする。
- (3) 各ガス間での熱交換は断熱的に瞬時に行われる。
- (4) 圧縮行程はポリトロップ変化とする。

シリンダ内の新気と残留ガスの質量をそれぞれ M_p 、 M_r とすれば、充填比が η_r のとき、排気中の新気と残留ガスの質量は、それぞれ、 $M_p(1/\eta_r - 1)$ 、 M_r となる。

排気行程のエンタルピバランスより

$$M_p cp_r T_r + M_r(1/\eta_r - 1)cp_r T_r = M_p/\eta_r cp_e T_e$$

掃気行程のエンタルピバランスより

$$M_p cp_p T_p + M_r cp_r T_r = (M_p + M_r)cp_i T_i$$

掃気効率を η_s とするとき、 $\eta_s = M_p/(M_p + M_r)$ であるから

$$T_r = (T_e - T_i)/\eta_r + T_i \quad (1)$$

$$T_i = T_r - (T_r - T_i)\eta_s \quad (2)$$

$$T^* = T_i (\varepsilon^*)^{\gamma-1} \quad (3)$$

ただし、 T^* と ε^* はそれぞれ着火時の筒内ガス温度と比容積、 η は圧縮行程の平均ポリトロップ指数

3.2. AR 燃焼エンジンの筒内ガス温度

供試機関に用いた PDI-Engine は、常に燃焼の効率が最も良くなる上死点(TDC)前数度⁽⁴⁾で自着火が起こるように、排気バルブ開度をコンピュータ制御している。すなわち ECU には各エンジン速度とスロットル開度ごとに AR 燃焼となる排気バルブ開度が予めプログラムされている。

供試機関Bを用いてこの AR 燃焼の制御を筒内ガス温度の面から解析した。3000r/min で負荷を変化させた一例を Fig. 2 に示す。またそのときのガス交換状態を Fig. 3 に示す。

排気ガス平均温度、掃気ガス平均温度、吸入空気量、排気 O_2 濃度、指圧、軸出力等の直接計測、および Blair 式単体ガスモデル実験⁽¹⁵⁾で求めた供試機関の掃気効率特性線図から前章で紹介した方法で、残留ガス温度と圧縮行程終わりの筒内ガス温度を順次求めた。

全負荷より徐々に負荷を下げて行くと排気温度はいったん上昇し正味平均有効圧力(BMEP)が 400kPa 付近で最高となりその後低下に転じる。これは排気中で残留ガスが吹き抜けた新気によって希釈されるため起こる現象で、この見積もられた残留ガスの温度は、Fig. 2に示すように全負荷時を最高に負荷の低下とともに低下する。この残留ガス温度の低下は、不活性ガスの増加による燃焼温度自体の低下および熱損失に対する総発熱量の割合が低下するためだと理解される。

一方、ガス交換後の筒内ガスの温度は残留ガスと新気の熱交換で決まる。負荷を下げて行くと、Fig. 3に示すように掃気効率が低下し、残留ガスの割合が増し筒内ガス温度が

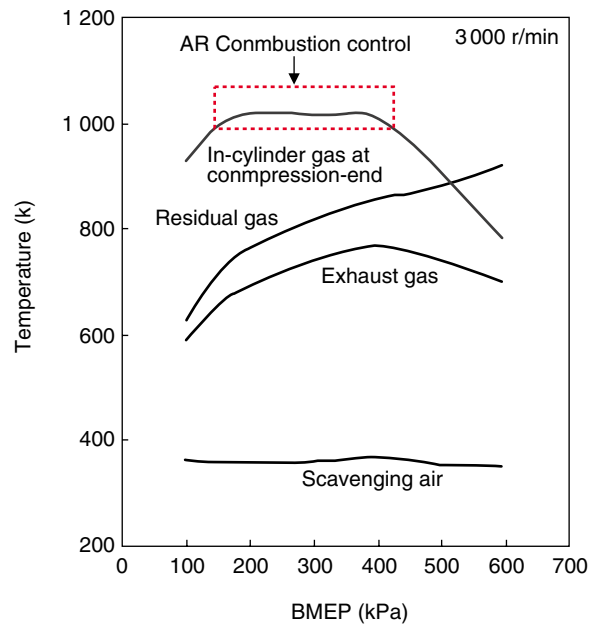


Fig. 2 In-cylinder gas temperature in the AR engine

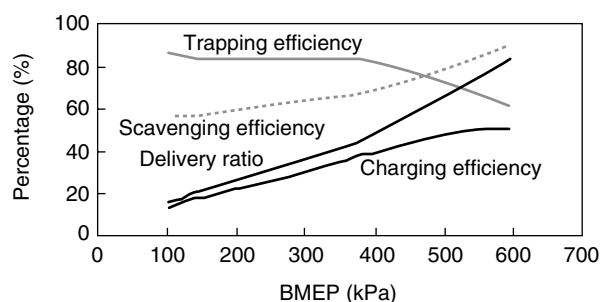


Fig. 3 Gas exchange state in the AR engine

上昇する。この温度が $1000\text{K} + \alpha$ となった点で AR 燃焼が観察される。その後排気バルブの作用でガス交換状態が制御され、点線で囲んだ領域でこの $1000\text{K} + \alpha$ が一定に保たれている。この領域が供試機関の 3000r/min における AR 燃焼領域となる。なお α の値は同一機関速度では一定であるが、機関速度の上昇とともに十数 K オーダで上昇する傾向にあった。この AR 燃焼領域よりさらに負荷を下げると残留ガスの温度の過度の低下のため、もはや掃気効率の制御では、筒内ガス温度を $1000\text{K} + \alpha$ に維持することができなくなり、AR 燃焼は下限を迎える。この下限以下の負荷では不整燃焼となる。

3.3. AR 燃焼の領域

このように排気バルブの操作で残留ガスと新気の混合状態、すなわち掃気効率を変化させて AR 燃焼を起こす筒内温度に達することが可能なガス交換状態は、掃気効率で約 30%～70% の範囲にあり⁽⁴⁾、特に掃気効率が約 30% 以下の場合には不整燃焼となる。供試機関 A と B の AR 燃焼運転の範囲を Fig. 4 に比較する。機関出力特性の違いを問わず AR 燃焼運転の上限負荷は BMEP で 400kPa 弱であり、下限の負荷特性は似た傾向を示す。また非常に高速の領域まで AR 燃焼が観察される。

なお前節では AR 燃焼下限のメカニズムを残留ガス温度の低下で説明されている。冷却水の温度等の断熱的条件を変化させた場合、残留ガス温度が変化することにより下限負荷に十数 kPa オーダの変動が見られる。また圧縮比の影響は、残留ガス温度に関しては圧縮比の変化分と膨脹比の変化分が相殺されるため、新気温度のみの圧縮上昇分に影響を与える。したがって全負荷運転が成立するような常識的な圧縮比の範囲では、その影響は少ない。しかしこの範囲を超えて高い圧縮比を与えた場合、下限の負荷は下降、上限の負荷は上昇する。このように自着火燃焼領域は拡大するが、高負荷側の拡大はノック発生のために制約を受ける。

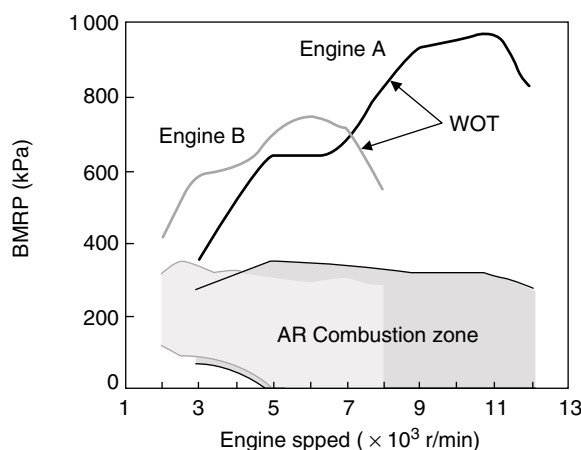


Fig. 4 AR combustion zones of the experimental engines

3.4. 着火タイミングの制御

AR 燃焼領域では、掃気効率を変化させることにより着火時期を安定的に制御することができる。その間燃焼は火花点火のタイミングの影響を受けない。供試機関 B の排気バルブの操作を手動に切り替え、ある AR 燃焼の一点 3000r/min , $\text{BMEP}=300\text{kPa}$ にて、負荷と速度を一定に保ちながらスロットルと排気バルブの操作によって掃気効率を変化させてみる。掃気効率を低下させると、すなわち残留ガスを増加させると、クランク角に対する質量燃焼割合のカーブは Fig. 5 に示すごとく変化し、燃焼のタイミングが進角する。燃焼のタイミングの進角はデトネーションもしくは失火の発生によって限界を迎える。逆に掃気効率を高めた場合は燃焼のタイミングが遅角し、失火の発生で限界となる。ちなみに、Fig. 5 の条件では掃気効率 0.54 のときに熱効率が最大、すなわち AR 燃焼となり 0.59 以上の掃気効率では自着火は持続せずに不整燃焼となる。AR 燃焼領域の周辺部分ではこの着火タイミング調節幅が次第に遅角方向に向って狭まる。また AR 燃焼領域の周辺部分外側の近傍の狭い範囲で、セミ AR 燃焼と呼ぶ、火花点火のアシストを得て起る自着火燃焼が見られる。

4. 自着火燃焼の燃焼速度

前章では AR エンジンにおける自着火のタイミング制御例を紹介した。しかし内燃機関の燃焼に関し、着火後の燃焼速度もまた重要な要素だと言える。例えば火花点火(SI)エンジンの場合、火炎伝播の速度はエンジン回転速度とともに速くなり、クランク角上で燃焼は常に略一定のタイミングに終了する。これは OTTO サイクルにとって非常に重要な特性であり、このため数百回転のアイドル運転の燃焼から 20000r/min にもおよぶレース用エンジンの燃焼まで等容燃焼が行われる。これは、エンジン回転速度の上昇とともに筒内ガスの乱れが増し火炎伝播速度が増すためだと考えられ

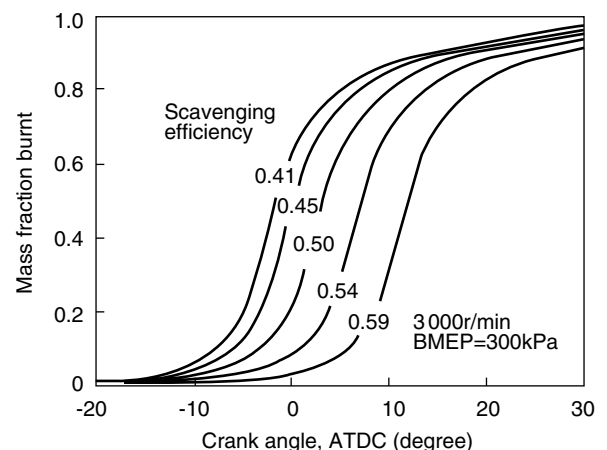


Fig. 5 Effect of scavenging efficiency on mass fraction burnt curve

るが、火炎伝播を伴わない自着火燃焼の場合はどうかという疑問が起こる。

4.1. 負荷と燃焼速度の関係

250cm³の供試機関Aを用い、徐々に負荷を変化させてSI燃焼からAR燃焼へと遷移する場合の熱発生カーブを指圧から求め Fig. 6 に示す。熱発生カーブに添えた圧力はそれぞれの図示平均有効圧(IMEP)を表す。筒内の空燃比はいずれの負荷も理論空燃比とし、SI 燃焼時の点火時期は最良トルクを得る最少進角(MBT)を与えた。なおPDIのアシストガス量はいずれの負荷も標準状態で排気量の5%(Las=5%)である。破線で示す高負荷側の2本はSI 燃焼、3本めの420kPaの破線は火花点火のアシストを必要とするセミAR燃焼、実線で表した低負荷側の4本のカーブはAR燃焼である。これら熱発生カーブの傾きは燃焼速度を表しているが、Fig. 6 のデータからSI, AR いずれも負荷の低下に伴い燃焼速度は低下する傾向が見られる。これは負荷の低下に伴う掃気効率の低下、すなわち残留ガス濃度の増加のためだと考えられる。またAR 燃焼の始まりに伴い燃焼速度はいったん速くなることが分る。

同一データをもとに、これらの熱発生カーブから質量燃焼割合10%および90%のクランク角度を読み取り Fig. 7 に示す。AR 燃焼の質量燃焼割合10%の時期は制御されているので、MBTを与えたSI燃焼と同一時期となる。また燃焼がSIからARに遷移すると質量燃焼割合90%の点が早まり燃焼の等容度が増すことが分る。負荷の低下と共に燃焼速度は低下するが同時に燃焼物の質量も低下するため、結果的に燃焼は常に略一定のクランク角で起こる。またSI燃焼の場合、点火時期から質量燃焼割合10%に至るまでの燃焼初期の時間が負荷の低下とともに増加しているが、これも残留ガス濃度の増加に関係すると考えられる。

4.2. 機関速度と燃焼速度の関係

次にAR燃焼速度に対するエンジン回転速度の影響を調べた。これまでの実験結果から

- (1) AR燃焼は排気のエンタルピーによって圧縮行程終わりに自着火に導くべくエンジンの掃気効率を調節していること
- (2) その掃気効率自体がAR燃焼速度に影響をおよぼすことが明らかになった。また経験的にIMEPが一定ならばAR燃焼を起こすための掃気効率も略一定であることが分かっていたので、一定IMEPのもとで、エンジン回転速度とAR燃焼速度の関係を試験した。Fig. 8は供試機関Aを用いてIMEPを300kPaに保ちながら、エンジン回転速度を3000r/minから6000r/minまで変化させた場合の熱発生を示す。横軸はTDCからの時間である。いずれのエンジン回転速度も筒内ガスは理論空燃比に、アシストガス量はLas=5%に保たれている。本データからAR燃焼速度がエンジン回転速度

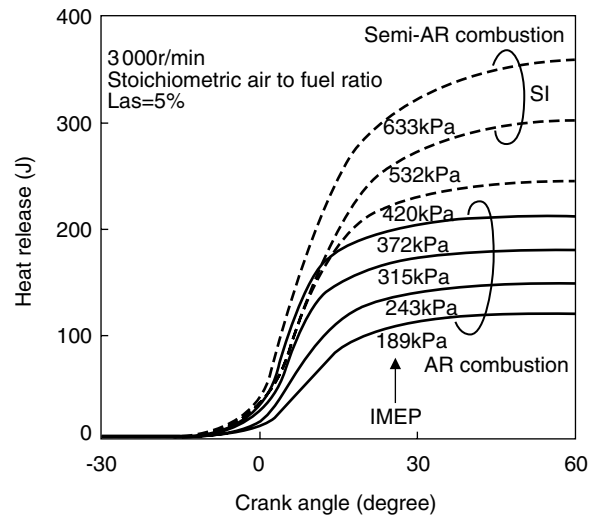


Fig. 6 Heat release variations against the load

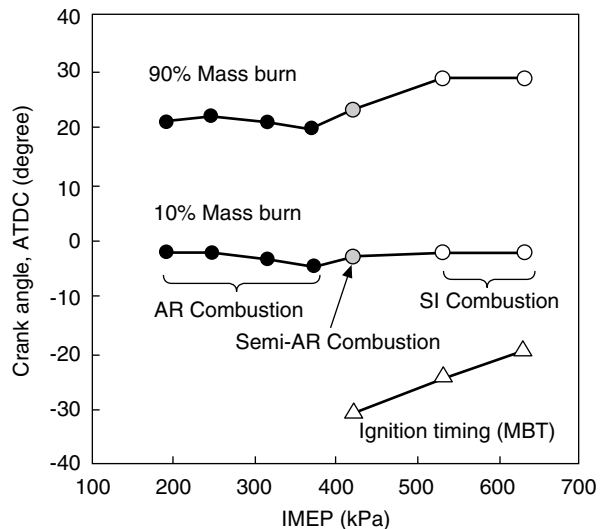


Fig. 7 Combustion duration on the crank angle against IMEP

の上昇とともに速くなることが分る。

また同一データから質量燃焼割合10%および90%のクランク角を求め Fig. 9 に示す。AR燃焼はエンジン回転速度にかかわらずクランク角上で略一定の期間で起こる。

これらの実験結果から、火炎伝播の過程を持たないといわれる自着火燃焼においても、SI燃焼と同様にエンジン回転速度とともに燃焼速度が増加することが分った。この特性のために自着火燃焼は、高回転速度領域においても理想的な等容燃焼が保たれている。

4.3. 混合気形成と燃焼速度の関係

筒内混合気均一性がAR燃焼におよぼす影響を調べるためPDIのアシストガスの量を変化させる実験をした。供試エンジンのPDIは、アシストガス量が増えると噴霧の拡散が良くなり混合気の均一性が増し、少ないと混合気に偏りができる傾向がある。供試エンジンAを用いて4000r/minでIMEPを300kPa一定に保ちながら、PDIのアシストガ

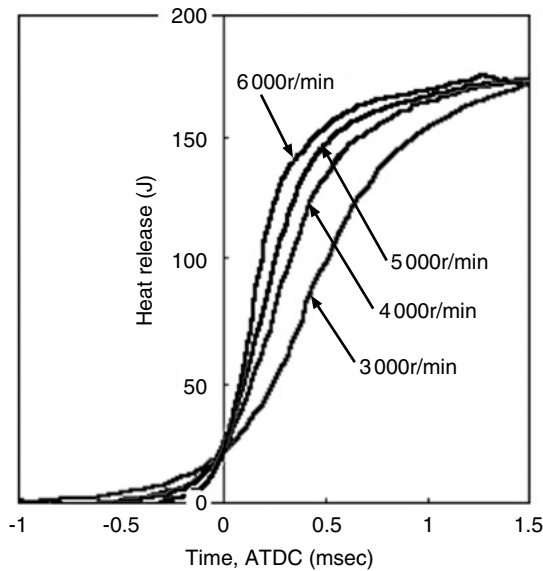


Fig. 8 Heat release speed variations against r/min

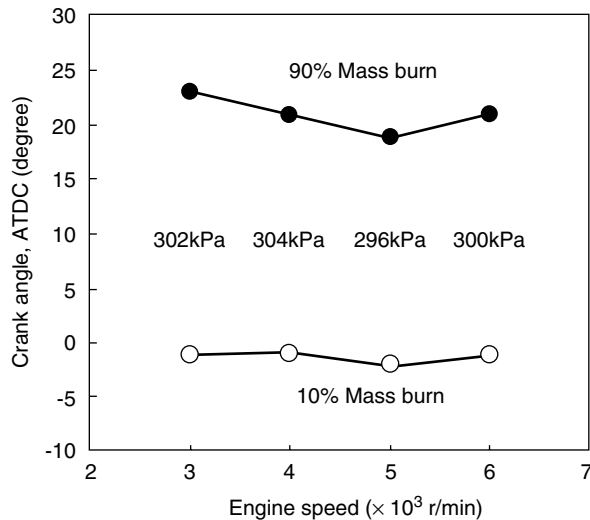


Fig. 9 AR combustion duration against the engine speed

ス量を排気量との比(Las)で1%, 8%, 16%と変化させた。なお筒内の空燃比は理論空燃比を与えた。いずれのアシストガス量においても AR 燃焼が要求する排気バルブ開度に変化は見られず、いずれの場合も掃気効率は略等しいと推定される。Las を増やすと Fig. 10 に示すようにポンプ損失の増加分 BMEP が低下しこれに伴い正味燃料消費率 (BSFC)が増加する。この場合、図示燃料消費率(ISFC)は略一定となり、機械的な損失が増減するだけで AR 燃焼の効率には無関係のように見える。しかし HC および NOx の排出にはアシストガス量の違いによって Fig. 11 に示すような顕著な変化が表れた。

このときの指圧データから Las = 1% と Las = 16% の場合の熱発生を比較すると、両者の特性に Fig. 12 に示すような顕著な違いが見られた。アシストガス量の多い Las = 16% の場合上死点後(ATDC)20°で熱発生は最大値に達

しているのに対し Las = 1% の場合は ATDC40° 近辺で最大値となる。この実験から新たに、掃気効率やエンジン回転速度等以外にも、PDI のアシストガス量の違い、すなわち混合気形成の不均一性も AR 燃焼速度に影響を与える一要素であることが分かった。

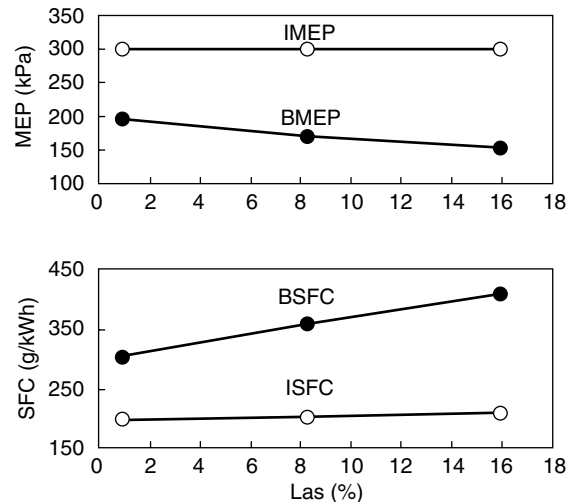


Fig. 10 Effect of assist gas of the PDI on BMEP and SFC in the AR combustion

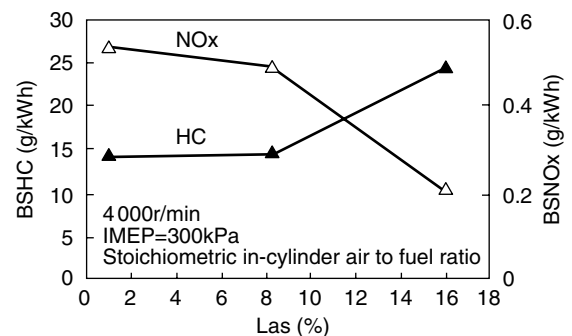


Fig. 11 Effect of assist gas of the PDI on HC NOx emissions in the AR combustion

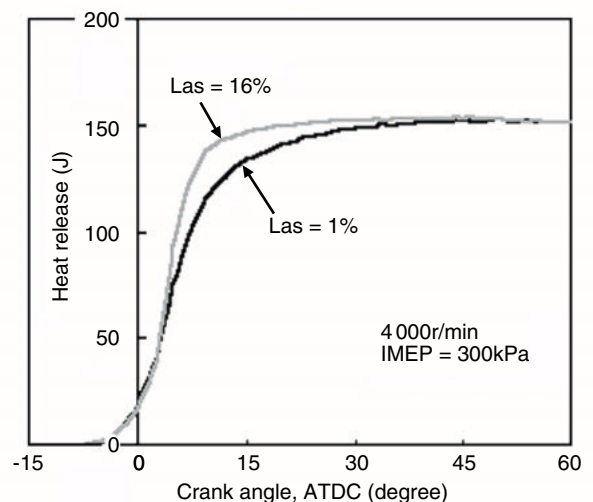


Fig. 12 Effect of assist gas of the PDI on the combustion speed of the AR combustion

5. まとめ

- (1) AR燃焼の着火タイミングは、圧縮行程終わりの筒内ガス温度によって制御されている。
- (2) AR 燃焼領域では、排気バルブでガス交換を変化させ、残留ガスのエンタルピーを利用してこの温度をある一定値に保っている。
- (3) 自着火後の燃焼速度は、掃気効率やエンジン回転速度等によって変化するが、燃焼期間は結果的に運転状態によらず常に一定のクランクタイミングとなる。
- (4) PDI エンジンにおいては混合気形成の不均一性も熱発生の特長や排出ガス組成に影響を及ぼす。

このように2行程機関的なガス交換法による自着火燃焼の制御は、熱エネルギーによる燃焼の促進と不活性による燃焼の抑制という残留ガスの持つ二面性がうまくバランスした状態で成立している。一方、これらのバランスが崩れた状態が不整燃焼である。近年、4行程ガソリン機関においてもこの2行程機関的なガス交換が方法論の主流と成りつつある。

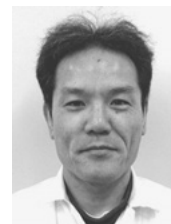
参考文献

- (1) 武田好央 他：日本機械学会第 73 期全国大会講演論文集(III), p.188(1995)
- (2) 青山太郎：ガソリン予混合圧縮着火エンジンについて，自動車技術，Vol.53, No.9, p.39-44(1999)
- (3) Lavy, J. et al.(14 authors): Innovative Ultra Low NOx Controlled Auto Ignition Combustion Process for Gasoline Engines, the 4th SPACE Project, SAE Paper 2000-01-1837(2000)
- (4) Aoyama, T. et al.: An Experimental Study on Premixed-Charge Compression Ignition Gasoline Engine, SAE Paper 960081(1996)
- (5) Urushihara, T. et al.: Parametric Study of Gasoline HCCI with Various Compression Ratios, Intake Pressures and Temperatures, IFP International Congress Preceding p.77-83(2001)Rueil-Malmaison France
- (6) Ishibashi, Y. et al.: A Trial for The Stabilising Combustion in Two-Stroke Engines at Part Throttle Operation: A New Generation of Two-Stroke Engines for The Future, ÉDITIONS TECHNIP, p.113(1993)
- (7) Asai, M. et al.: Analysis on Fuel Economy Improvement and Exhaust Emission Reduction in a 2-Stroke Engine by Using an Exhaust Valve, SAE Paper 951764(1995)
- (8) Ishibashi, Y., Asai, M.,: Improving the Exhaust Emissions of Two-Stroke Engines by Applying the Activated Radical Combustion, SAE Paper 960742(1996)
- (9) 平谷康治，角方彰彦，漆原友則，伊東輝行：ガソリン圧縮自己着火エンジンの研究，自動車技術会学術講演会前刷集，No.72-02, p.1-6(2002)
- (10) 森川弘二，金子誠，伊藤仁，最首陽平：予混合圧縮着火ガソリン機関の研究—第一報，自動車技術会学術講演会前刷集，No.51-01, p.5-8(2001)
- (11) 金子誠，森川弘二，伊藤仁，最首陽平：予混合圧縮着火ガソリン機関の研究—第二報，自動車技術会学術講演会前刷集，No.51-01, p.9-13(2001)
- (12) Allen, J., Law, D.,: Advanced Combustion Using A Lotus Active Valve Train Internal Exhaust Gas Recirculation Promoted Auto-Ignition, IFP International Congress Preceding, p.85-100(2001)
- (13) Ishibashi, Y., Asai, M. and Nishida, K.: An Experimental Study of Stratified Scavenging Activated Radical Combustion Engine, Small Engine Technology Conference, SAE Paper 972077(1997)
- (14) Ishibashi, Y., Asai, M.: A Low Pressure Pneumatic Direct Injection Two-Stroke Engine by Activated Radical Combustion Concept, SAE Paper 980757(1998)
- (15) Blair, P. G. et al.: Single Cycle Gas Testing Method for Two-Stroke Engine Scavenging, SAE Paper 790501(1979)

■ 著 者 ■



石橋 羊一



西田 憲二



堺 幸男



作山 尚史