

直噴ガソリンエンジンにおける混合気形成と燃焼

小池誠

Mixture Formation and Combustion in Direct Injection Gasoline Engines

Makoto Koike

要 旨

直噴ガソリンエンジンは動力源としての可能性の高さを認められながら、一度は生産されたものの、50年近く実験室から外へ出ることはなかった。ところが、1990年以降、電子制御技術を駆使した新しい概念に基づく直噴ガソリンエンジンの開発が進み、1996年ついに実用化に至った。このエンジンは高圧のコモンレールシステムを用いて噴射時期を制御し、低負荷では成層燃焼、高負荷では均質燃焼と燃焼形態を切り替えて低燃費と高出力を両立したことが特徴である。本報は、公表された技術論文をもとに最近の直噴ガソリンエンジン

の混合気形成、燃焼に対する考え方を解説する。まず、燃料噴射系に要求される事柄と噴射ノズルの主流となっているスワールノズルについて説明する。混合気形成についてはポート噴射ガソリンエンジンやディーゼルエンジンの場合と比較しながら蒸発と混合に対する筆者の基本的考え方を示す。具体的な混合気形成法については混合気形成に支配的な要因毎に分類して紹介する。成層燃焼については低負荷の燃焼効率を中心に解説し、均質燃焼についてはポート噴射との違いを述べる。

Abstract

Recent direct injection gasoline engines have remarkably improved specific fuel consumption and increased power. These direct injection gasoline engines have a high pressure common rail fuel injection system to operate a mixed strategy using early injection at high load and late injection at low load.

Mixture formation and combustion process in these engines are described in this paper. First, engine operating design concepts are shown and compared with “ classic ” ones. Next, general fuel system requirements are explained. Fuel vaporization and

fuel/air mixing in a cylinder are discussed, based on the fuel property and the theory of momentum. Methods for mixture preparation are introduced, being sorted by the utilization of charge flow and piston crown which dominate the mixture formation. Finally, the combustion process and engine performance of both stratified mode and homogeneous mode are explained. Based on the review of technical publications, the trends and directions of the development of direct injection gasoline engines are discussed.

キーワード

直噴ガソリンエンジン, 燃料噴射, 混合気形成, 成層燃焼, 均質燃焼

1. はじめに

近年脚光を浴びている直噴ガソリンエンジンも Fig. 1 に示すように過去から様々な検討がなされている。実際に生産し、使用されたものには航空機用エンジン DB601 (ダイムラーベンツ), 1953 年発売のスポーツ車 300SL (メルセデス) がある。これらは当時のキャブレタ付エンジンの出力不足やレスポンスの悪さを解消するのが主たる目的で、予混合エンジンであった。これは直噴ガソリンエンジンの歴史からみれば、第1世代と呼べるものである。

成層燃焼としての直噴ガソリンエンジンも早くから研究開発が行われ、1940 年代中頃に TCP (Texaco Combustion Process)¹⁾ などの特許が出されている。成層燃焼としての直噴ガソリンエンジンが最も脚光を浴びるようになったのは石油枯渇、大気汚染が問題となった 1960～80 年頃で、燃費がよく、多種燃料性に優れ、予混合エンジンに比べて NO_x の排出量が少ない点が注目され、特に米国、欧州を中心に盛んに研究された。Witzky 燃焼方式²⁾、TCP を発展させた TCCS (Texaco Combustion Controlled System)³⁾、FCP⁴⁾ (Ford Combustion Process, 後の PROCO⁵⁾ (Programmed Combustion System)), MAN-FM⁶⁾、MCP⁷⁾ (Mitsubishi Combustion Process) など様々な方式が提案されるとともに、その性能が調べられた。しかし、燃料事情がひとまず好転したこと、排気浄化は三元触媒と空燃比制御によって達成されたこ

とによって、ガソリンエンジンはポート噴射による量論比、予混合燃焼が主流となり、その後も直噴エンジンの研究は続いたが、実用には至らなかった。実用に至らなかったもう一つの理由は出力が IDI ディーゼルエンジン並であったことであろう (Fig. 2)。当時のエンジンおよび燃料噴射系のほとんどはディーゼルエンジンがベースで、全運転域を成層燃焼で行おうとしていたからである。動力源としてみた場合、比出力の高さを持ち合わせていなかったことはガソリンエンジンとしての魅力に欠けていた。この頃のエンジンは第2世代と呼べるものである。1989 年に MAN-FM 方式を洗練させた GDI⁸⁾ (VW: Gasoline Direct Injection) エンジンが発表されて以来、この形態のエンジンはほとんど開発されていない。

1990 年以降になると第3世代と呼べる新しい形態の直噴ガソリンエンジンが登場する。ベースは 4 弁ペントルーフのガソリンエンジンに、噴射系は高圧化されたコモンレール方式に変わり、電子制御式インジェクタが使われるようになった。1993 年にはトヨタ自動車⁹⁾ が低負荷は成層燃焼、高負荷は均質燃焼と燃焼形態を切り替える直噴ガソリンエンジンを発表し、高出力と低燃費が両立できることを示した。そして、1996 年に三菱自動車⁹⁾、トヨタ自動車¹⁰⁾ から、1997 年に日産自動車¹¹⁾ から直噴ガソリンエンジン搭載車が発売されるに至った。1995 年以降、技術論文も相継いで発表されるようになり、技術的内容やエンジン性能ととも

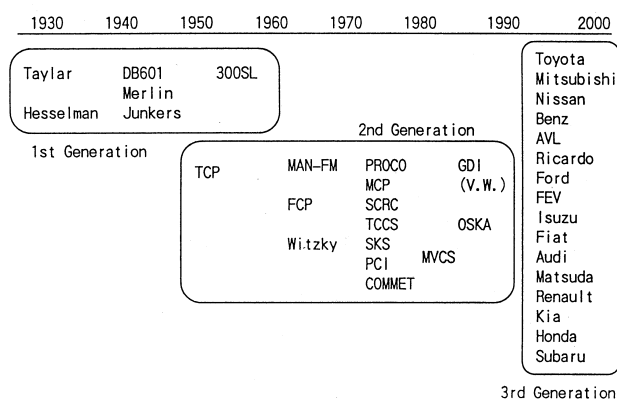
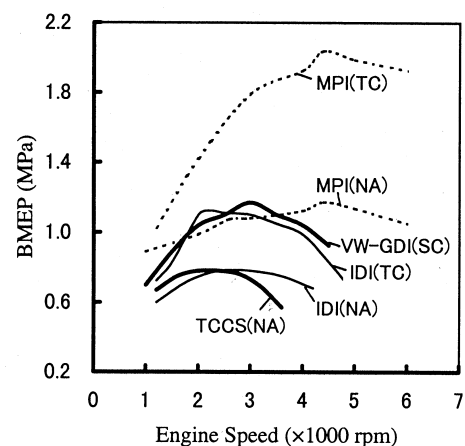


Fig. 1 Chronological history of direct injection gasoline engines.



NA: Naturally Aspirated TC: Turbocharged SC: Supercharged

Fig. 2 Comparison of maximum BMEP.

に、固有の混合気形成過程や燃焼過程が少しずつ明らかになってきている。今や新世代のガソリンエンジンとして注目を集めており、今後の拡大、発展が期待されるが、混合気形成や燃焼方式については、現在でも様々な形態が提案され、開発が進められている。

ここでは、第3世代の直噴ガソリンエンジンを対象として、これまで公表された結果と筆者の知見をもとに、混合気形成と燃焼およびそれによって得られるエンジン性能について解説する。

2. 第3世代の直噴ガソリンエンジン

最近の直噴ガソリンエンジンの考え方は大きく2種類に分けられる。一つは部分負荷では成層燃焼、高負荷と高速時には均質燃焼というように燃焼形態を切り替えて、ガソリンエンジンとしての比出力の高さを確保しながら、部分負荷の燃費率を大幅に改善しようというものである^{9~11)}。具体的に説明すると、低負荷では、これまでのポート噴射に比べてはるかに多い空気を吸入する。そして、圧縮行程後半に燃料を噴射し、点火プラグの周りに混合気を集めるようにする。筒内全体としては空気の多い超希薄状態でありながら、安定した燃焼が可能となるわけで、通常のガソリンエンジンのように吸気を絞って空気量を減らす必要がなくなり、ポンピング損失や冷却損失が減るほか、空気サイクルに近づくので、熱効率が向上する。一方、高負荷では吸気行程に燃料を噴射し、点火までの長いクランク角を利用して均質混合気を形成する。こうして燃焼時の空気利用率を高める。**Fig. 3**は成層と均質の作動域の例を示したもので、低中速、低中負荷が成層領域である。自動車におけるエンジン使用域の大部分はこの成層域の中に入る。このエンジンは言わばディーゼルエンジンとガソリンエンジンの良いところを兼ね備えているわけで、動力源として魅力的であり、現在市販されている直噴ガソリンエンジンの何れもがこの形態である。研究・開発の多くも成層あるいは成層と均質の両立、制御に向けられている。

もう一つは予混合エンジンの発展型としての直噴エンジンである^{12, 13)}。ガソリンエンジンの燃料供給は上流のスロットル位置におけるキャブレ

タ方式からSPI (Single Point Injection), そして各気筒吸気ポート噴射 (MPI; Multi Point Injection) へと筒内へ近づき、空燃比制御性を高めてきている。その究極の形態が筒内直噴であるという考え方である。ポートでの残留燃料がないことから、定常、過渡ともに精密な空燃比制御が可能になるばかりでなく、始動時の燃料量を少なくし、触媒活性前のHC排出量を低減できるなど、エミッション低減上のメリットが大きい。基本的にはポート噴射と同じ空燃比制御であるから、燃費の向上は成層燃焼ほど期待できない。

希薄条件下の成層燃焼を含まない後述の形態が前述の形態と並んで検討されている理由には以下のようなことがあげられる。

同一の構成で成層と均質という異質な混合気形成を達成するのは技術的な困難さが大きい。

成層燃焼は噴射系への要求が厳しく、制御も複雑になるため、コスト増大が避けられない。

希薄条件下のNO_x低減は量論比運転での三元触媒による浄化に比べてより難しい。

成層燃焼は主に低負荷であり、エネルギー比率でみれば、均質燃焼の割合が大きい。

直噴化によるノック改善 (後述) でポート噴射より燃費が改善する。

燃費率は圧縮比が高く、燃焼効率の高いDIディーゼルエンジンの方が優れているので、燃費率はディーゼルエンジン、エミッションはガソリンエンジンという分担が望ましい。

3. 燃料噴射系

上記のコンセプト、特に成層と均質を切り替え

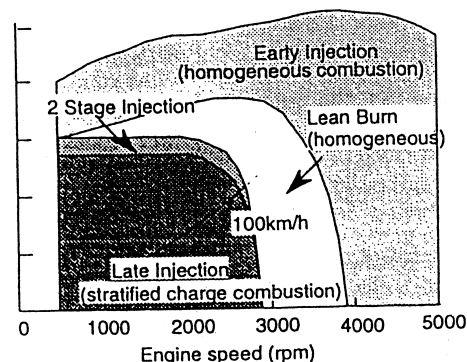


Fig. 3 Combustion map of Toyota direct injection system¹⁰⁾.

るコンセプトの実現を可能にしたのは何といても電子制御式燃料噴射システムである。1970年代のEFI登場以来、噴射の電子制御化、高性能化は目覚ましく、筒内噴射用噴射システムもこれら技術の積み重ねの上に成り立っている。しかし、筒内直噴用の噴射系にはポート噴射用に対して以下のことがさらに要求される。

圧縮行程後半で噴射できるよう噴射圧力が高いこと。

噴射率が大きく、ダイナミックレンジが広いこと。

噴霧貫徹力の設定が自由にできること。

微粒化が良いこと。

小型であること。

デポジットが付きにくいこと。

現状のインジェクタはEFIと同じ電磁弁直動式であるが、EFIに比べて大幅な高性能化が図られている。例えば、直噴の場合、高負荷では噴射時期を吸気行程に設定するが、エンジン回転数6000rpmにおける吸気TDCからBDCまでの時間はわずか5msである。全負荷においては全燃料をこの期間に噴射しなければならず、ポート噴射に比べて3倍以上の噴射率が必要となる。一方、アイドル時には少量の燃料を精度良く噴射することが要求される。ディーゼルのように噴射圧力を大幅に変えることのない直噴ガソリンでは、噴射期間主体で噴射量を制御しなければならず、インジェクタの高速応答が必須である。

噴霧形態を決めるノズルは現在スワールノズルが主流である。スワールノズルはノズル内部に旋回流を作って燃料を広角に噴出させる方式である。このとき、噴口内の燃料は遠心力で噴口外周に偏り、薄い液膜となって噴出するので、比較的低い圧力でも微粒化が良いことが知られている。大気圧など低密度場では広い噴霧角を形成して貫徹力が小さくなるが、エンジンの圧縮行程など高密度場ではコンパクトに縮まる特性があるため、直噴ガソリンに適した噴霧と考えられている。噴霧角はそれぞれの燃焼系に適した角度が選ばれる。スワールノズルの基本的特性や噴霧は古くから調べられているが^{14~17)}、直噴ガソリンエンジンでの作動条件にあわせて、噴霧形状、速度分布、

粒径分布、噴霧密度分布などの詳細が大気中あるいは定容容器を用いて調べられつつある^{18~23)}。しかし、これら噴霧の詳細な構造とエンジン筒内の混合気形成との関連は今のところ明確でなく、今後のさらなる検討を待たねばならない。

限られた期間で混合気形成する直噴エンジン用のノズルは微粒化に優れていることが重要で、SMD (Sauter Mean Diameter) はインジェクタの性能を評価する指標の一つになっている。ノズルに要求されるSMDの値は主に蒸発速さから20 μ m程度と考えられている^{23, 24)}。微粒化は噴射圧力の影響が大きく、これまでの報告をみると、微粒化に必要な最低噴射圧力は5~8MPaである。なお、SMDは同じでも、圧力が高いほど粗大粒子が少ないことが報告されており²⁰⁾、微粒化については高圧になるほど有利である。ただし、高圧になるほど貫徹力が強くなるし、電磁弁の負担も大きくなる不利な面もある。現在検討されているのはFig. 4に示すようにポート噴射のEFIに比べ15~40倍にあたる5~13MPaの燃料圧力である。

4. 混合気形成

混合気形成を大別すれば、燃料の蒸発と空気との混合であるが、成層の場合はこれらに加えて点火プラグ近傍への混合気の配置が重要である。

4. 1 燃料の蒸発

Fig. 5は燃料の飽和蒸気圧とエンジンにおける噴射雰囲気とを比較した図である。燃料にはガソリ

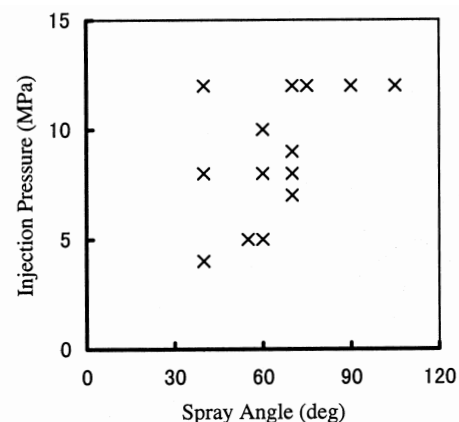


Fig. 4 Injection pressure and spray angle of current swirl injector.

ンに蒸発特性の近いn-C₇H₁₆と軽油に蒸発特性の近いn-C₁₆H₃₄を選び示してある。丸で囲って示したのは各エンジン形態の噴射時期における温度圧力場である。ポート噴射エンジン (MPI) は吸気管内が大気圧以下であるから、燃料の飽和蒸気圧は噴射雰囲気圧力とほぼ同じか低い状態にある。筒内に噴射する場合も吸気行程であれば、これに近い状態と考えられる。一方、圧縮行程後期では、燃料の飽和蒸気圧と筒内圧力の関係は逆転し、燃料の飽和蒸気圧の方が高くなる。同じ直噴でもディーゼルの場合、筒内の温度圧力履歴に対して燃料の飽和蒸気圧が低いほか、噴射時期における筒内の温度圧力は燃料から見て超臨界状態にあるという違いがあり、直噴ガソリンはこれまでのエンジンと異なった条件下での混合気形成であることがわかる²⁵⁾。

上記燃料の飽和蒸気圧と筒内の温度圧力の関係から、圧縮行程でガソリンを噴射すると、燃料は比較的早く蒸発し、低温で高濃度の燃料蒸気隕になると考えられる。したがって、燃料の微粒化と同時に蒸気隕に早く高温の空気を取り込むことが重要である。筆者らは、十分な微粒化を図ったノズルでは、燃料を低沸点化して蒸発を早めてもエンジン性能への影響は小さいことを明らかにし、空気との混合や点火プラグへの混合気の配置がより重要であることを示した²⁶⁾。

一方、吸気行程に噴射する場合は燃料と空気の

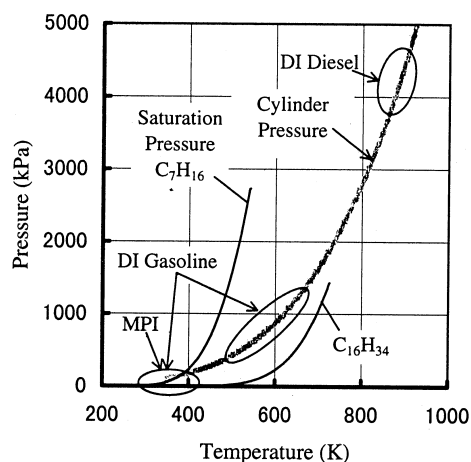


Fig. 5 Comparison of saturation pressure and cylinder pressure.

温度差が小さく、飽和蒸気圧は燃料の方が低いので、蒸発には物質拡散を速めることが肝要である。吸気行程噴射の蒸発は、主に数値計算によって調べられているが、空気との相対速度の大きい噴射期間中に蒸発が活発であることが示されている^{27, 28)}。これは極端な噴霧の低貫徹力化はシリンダライナやピストンへの燃料付着に対しては有利であっても、蒸発に対しては不利であることを示しており、興味深い。

筒内の狭い空間での燃料噴射は壁面、特にピストン頂面へ燃料が液滴のまま衝突することは避けられない。ピストンに付着する燃料の割合、付着した燃料の蒸発速さ、壁から受け取る熱量、そして、それらが混合気形成に与える影響については不明な点が多いが、吸気行程初期に大量の燃料を噴射した場合には、多くの燃料がピストンに液体で衝突することが数値計算で示されており^{27, 29)}、この噴射時期においてはスモークが排出することから、大量の液膜形成はエンジン性能を悪化させることがわかっている。また、成層燃焼では、暖機後であればピストン温度を変えても排出HCが変わらないこと³⁰⁾などから影響が小さいと考えられている。ただし、低温時については壁面付着の影響が大きいと予想される。

4.2 空気との混合

ホールノズルについて燃料と空気の混合速さを運動量理論によって見積もると、噴霧内の平均空燃比A/Fは以下の式で表せる。

$$A/F \propto (\Delta p \cdot \rho_a^\alpha / d^2)^{0.25} \cdot t^{0.5} \quad \dots\dots\dots (1)$$

Δp : 噴射圧力と筒内圧力の差

ρ_a : 空気密度

α : 係数 (約1.7)

d : 噴口径

成層燃焼についてディーゼルと比較すると、直噴ガソリンの場合は噴射開始時期の空気密度が約1/3～1/4、噴射圧力が約1/10～1/20と小さいことから、噴射開始後同一時刻におけるA/Fはディーゼルの約1/3～1/6と小さい。そのため、ディーゼルと同等の混合気を形成するのに、穴径では1/8～1/15、時間では8～15倍を要する。これはかなり大ざっぱな見積もりではあるが、直噴ガソリン

はディーゼルより混合が遅いことがわかる。したがって、ディーゼルと同じ様な上死点近傍での混合気形成は難しいと考えられる。このためホールノズルに比べて分散の良いノズルを用い、ある程度の時間をかけて混合気形成することが求められる。実用化に至ったエンジンの何れもがスワールノズルを用い、成層時の混合気形成時間がクランク角で数 10° に及ぶのはこのことと無縁ではないと思われる。なお、分散の良い、低貫徹力の噴霧を使えることは吸気行程噴射との両立を考えると都合がよく、現在の均質と成層を切り替えるコンセプトにも役立っている。

成層時の混合気形成については負荷や回転数の変化に対する対応も重要である。成層燃焼における回転数の上限を3000rpm、負荷の上限を1/2としても、アイドルから成層燃焼とする場合、成層燃焼のダイナミックレンジは回転数、負荷のどちらに対しても4～5程度必要である。噴射圧力がほぼ固定している現在の方式では、噴射量や回転数の増加に合わせて噴射を高圧化し、噴射期間を短くするとともに混合を促進するディーゼルのような方法がとれない。したがって、噴射量や回転数を増やしても混合不足にならないようにするには噴射から点火までの混合気形成期間を長くとる必要がある。点火時期は熱力学的に決まるMBTをとるべきであるから、混合気形成には噴射時期の可変幅が広い構成が望ましい。噴射圧力を負荷や回転数によって変える方法¹⁰⁾も提案されているが、こういった制御は噴射時期可変に対する要求度を緩和するので、成層領域を広げる効果があると考えられる。

4.3 成層領域における混合気の形成法

成層燃焼の方法は噴射後すぐに点火して燃焼させながら混合するか、噴射から点火までに期間をおき、混合気形成と燃焼をある程度分離して行うかで異なる。噴射後すぐに点火するのは希薄混合気が少ないうちに燃やし、燃焼効率を高めるのが狙いで、噴射から点火まで期間をおくのは、予め蒸発、混合をさせてプラグのくすぶりや煤排出を回避するのが狙いであると解せられる。1990年以前はTCCS³⁾に代表されるように、噴射と同時に点火する方法が多く検討されていたが、現在は後

者の混合気形成期間を設ける方式の方が主流である。かつて見られたような副室を使う方式は検討されていない。また、高負荷や高速時は均質燃焼を行わせるので、点火プラグはシリンダヘッドのほぼ中央に配置される。このように、いくつかの共通点はあるが、噴射弁の配置や気流、ピストンの利用の仕方については枚挙にいとまがないほど提案されている。

これらの方法は噴射弁などの配置、使われる気流の種類によっても分類できるが、最近では気流およびピストンを積極的に利用するか否かによってFig. 6に示す3種類の混合気形成法に分類されることが多い。

一つめは噴霧自身の作り出す流れや空気を巻き込む動作によって混合気を形成する方法で、しばしば“Spray Guided”と呼ばれる。代表的なのはFig. 6に示す噴射弁をシリンダヘッド中央に配置したBenzの方式^{3 1)}である。この方法は燃焼室やポート形状が基本的にポート噴射と同じ構成であるから、均質燃焼の良さやMPIエンジンからの改造が少ないことなどが期待できる。しかし、成層燃焼には混合気形成の速さと噴霧の移動がうまく

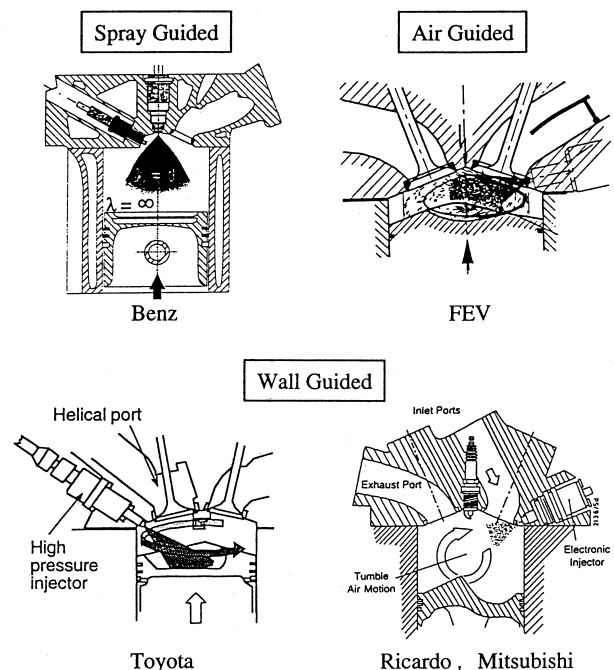


Fig. 6 Classification of mixture preparation for stratified charge.

バランスしていることが必要で、十分に速い混合気形成をして噴射直後に点火するか、適正濃度になるまで点火プラグ位置から混合気が移動しない噴霧をつくる必要がある。これはどちらも非常に難しく、実質的にはある程度混合が進んだ時点で点火せざるを得ないと思われる。Benzは種々の条件で検討し、広い範囲で成層燃焼が可能なことや噴霧の質的向上により煤排出が回避できることを示しているが、一方で、エンジン性能が噴射終了から点火までの期間に敏感なことや燃焼室形状と気流が性能向上に重要であることを指摘している。

二つめは主に吸気ポートで作り出す気流を利用する方法で、“Air Guided”と呼ばれている。FEVの方式³²⁾はインジェクタをボア側に配置し、正タンプルによって燃料を点火プラグへ導く。気流を主体に成層化する方法は現在では少ないが、かつてはスワールを用いたWitzky機関²⁾が検討された。複雑なピストン形状を要しないのが特徴である。FEVの方式は高微粒化、低貫徹力の噴霧をつくり、負荷や回転数に応じた速さで点火プラグに混合気を導くのが狙いと思われるが、負荷や回転数に対する気流の精密制御が必須で、気流制御技術の高度化が課題と思われる。また、他にもインジェクタを中央に配置し、比較的狭い噴霧角と低貫徹力を持つ中実噴霧とスワール流を組み合わせる径方向に成層化する方法³³⁾も提案されているが、この時の気流は燃料を点火プラグに導くのではなく、混合気を安定化させる役割を果たすと解せられる。

三つめはピストン頂面に形成したキャビティを利用して混合気形成する方法で、“Wall Guided”と呼ばれている。現在提案されているものはピストンキャビティと同時に吸気ポートで作り出すスワールやタンプルといった気流を併用するのが普通である。また、インジェクタはほとんどの場合シリンダヘッドのボア（吸気弁）側に配置される。実用に至ったエンジンは何れもこの方法による混合気形成であり、現在、最も広く検討されている。この方法はインジェクタから噴射された燃料が点火プラグに到達するまでに蒸発と混合を行わせようとするものである。キャビティは噴射し

た燃料をプラグ近傍に向かわせるとともに、点火時期にはプラグ近傍から燃料が逃げない働きをする。また、この方法は噴射の方向が直接には点火プラグに向かわないのが特徴である。このようにすると、噴射時期を変えることにより噴霧がピストンに衝突してから点火プラグに到達するまでの距離と時間を変えられるので、噴霧の移動と混合のバランスを取りやすく、広い範囲で同質の混合気形成を達成できる可能性が高くなる。一方で、微少噴射量時には過薄混合気を生じ易いことが考えられ、噴霧や燃焼室、気流の設定には細心の注意が必要である。また、S/V比が大きくなる、燃焼室が吸気側に偏るなどの点は避け難く、均質燃焼についてはキャビティを使わない燃焼系より不利な点が多い。気流は吸気ポートによって作られる正逆タンプルとスワールが検討されている。

三菱自動車⁹⁾とRicardo³⁴⁾の方式はほぼ球状に湾曲したピストンに向かって燃料を噴射し、噴霧と同方向に向かう縦渦（逆タンプル）にのせて燃料を点火プラグへ導く方式である。トヨタ自動車の方式¹⁰⁾は燃料をスワール上流のピストンキャビティへ向かって噴射し、キャビティ内でスワールにのせて点火プラグへ燃料を導く。同じくスワールを使うものに、AVL³⁵⁾や日産自動車¹¹⁾の方式があるが、キャビティや噴射方向は異なっている。その他にも三菱、Ricardoと逆回転の縦渦（正タンプル）をつくり、排気弁側に設けたキャビティ内で燃焼させる方式も検討されている。

なお、何れの方式も実際には噴霧の持つ運動量が燃料の移動に大きく関与することを付け加えておく。

上記の分類は液体燃料を高圧で噴射する方式についてであるが、これ以外にも低貫徹力のエアブラスト弁を用い、ピストン中央に設けたキャビティに向かって噴射し、キャビティ内に混合気を閉じ込める方法³⁶⁾や副室内で予め混合気を形成した後に噴射するDMI（AVL:Direct Mixture Injection）方式³⁷⁾が提案されている。

エンジン筒内における混合気形成過程については噴霧の直接撮影³⁸⁾やシュリーレン撮影^{39, 40)}によって燃料の動きが観察されているほか、近年、LIF（Laser-Induced Fluorescence）法⁴¹⁾や赤外吸収

法^{42, 43)}、ガスサンプリング³⁸⁾によって筒内の濃度分布や濃度の時間変化が調べられている。これらによって、点火時刻における混合気の性状が解明されつつあり、今後の燃焼系開発に大きく役立つことが期待される。同様に、筒内数値シミュレーションの活用も盛んになってきている^{27, 28, 44)}。

5. 燃焼

5.1. 成層燃焼

成層燃焼においては、点火によって初期火炎が形成された後、濃度の大きく異なる混合気を火炎が伝播して燃焼が進むが、火炎伝播の速さは点火したときの混合気濃度の分布だけでなく、乱れ強度、温度の分布、混合気の移動速度などの影響を受ける。また、過濃混合気が燃えた後は不完全燃焼成分が多く存在するが、それらは火炎伝播後でも酸素と出会えば燃焼するであろうし、火炎伝播できない希薄混合気も高温の既燃ガスと出会えば燃焼するはずであるから、火炎伝播以外の拡散的な燃焼形態も多く含む複雑な燃焼形態であると考えられる。

実験的には主に筒内の火炎観察が行われており、火炎の伝播、移動の仕方や輝度分布などが種々の条件で調べられている^{10, 45)}。この観察結果から、点火後青炎の伝播に引き続いて輝炎が見られること⁴⁵⁾や輝炎の割合が噴射から点火までの期間に大きく依存すること²⁶⁾などがわかっているが、定性的な観察の域を出ていない。燃焼の解析を困難にしている最も大きな理由は点火時期における混合気の状態が明確になっていないことと燃焼中の未燃混合気の変化が不明確であることであり、火炎から逆に混合気の状態を類推することも行われる。

ガソリンの成層燃焼においては従来から NO_x と低負荷のHCの削減が課題とされている。低負荷のHCはエミッションの観点から好ましくないだけでなく、燃費改善を阻害する要因でもある。

排出されるHCの大部分は未燃燃料であり、何らかの理由で燃えずに取り残された混合気である。最も可能性の高いのは火炎伝播できない過薄な混合気がそのまま排出されることである。成層

化された混合気はいかにうまく作っても、周辺部には希薄混合気ができる。したがって希薄側の混合気は主に後半に燃焼すると考えられ、それを示すように、直噴ガソリンの熱発生は逆デルタ型で、初期が速く、後期が緩慢になる特性がある^{31, 46~49)} (Fig. 7)。希薄混合気の外側は火炎伝播できない過薄な混合気が存在しており、燃え切れなかった希薄な混合気が未燃燃料として排出されると考えられる。燃焼後期が膨張行程の後ろ側におよぶと作動ガスの温度が下がって希薄側の混合気は燃えにくくなるし、キャビティがある場合は逆スキッシュで燃焼室外に混合気が流出するので、クエンチされたり希薄混合気が増えたりして、未燃燃料は増加する。Heywoodらは燃焼期間の長さとHC排出量の関係を調べ、燃焼期間が長い程HCが多いことを示している⁴⁹⁾。点火時期を進めると燃焼の終わりが上死点に近づくから、HCは減少する^{35, 47)}。これは点火を遅らせたほうが後燃えが増え、HCが減少する予混合エンジンとは逆の特性である。また、混合気全体に対する過薄な混合気の割合は噴射量が少ないほど大きくなるので、直噴ガソリンエンジンは低負荷になるほど燃焼効率が低下する特性がある。これに対して予混合エンジンは未燃分の大部分が壁面近傍にあり、負荷が変わっても燃焼効率は変化しない。いろいろなコンセプトの燃焼系が調べられているが、現時点で見える限り中負荷では予混合エンジン(MPI)と同じかやや高い燃焼効率が達成されているものの、低負荷では予混合エンジンの燃焼効率に追い

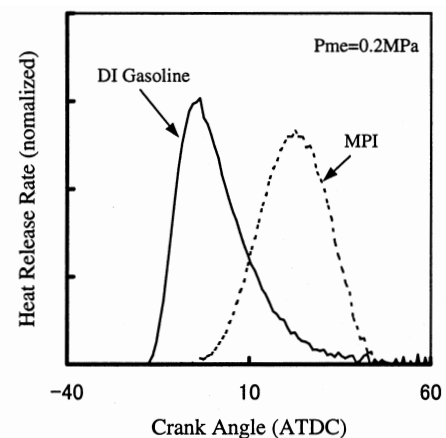


Fig. 7 Comparison of heat release rate.

付いていないのが実状である^{31, 47, 50)}。しかし、これは決して必然的なことではなく、我々の実験室においては混合気形成の改善とEGRの活用により、低負荷でも予混合エンジンより高い燃焼効率を得られることがわかっており、解決できない課題ではなくなっている。

また、成層燃焼は断熱火炎温度の高い当量比での燃焼を含むために、 NO_x の排出量が多い。希薄条件下で NO_x を浄化する触媒も開発されているが、三元触媒と同レベルの浄化率が達成されない限りはエンジンから排出される NO_x を下げる必要があり、そのためにEGRが利用されている。成層燃焼は予混合燃焼に比べてEGRに強く、EGR率を40%程度まで高めても燃焼変動が大きくなりえない特徴があり、EGR率を高めることにより NO_x を90%以上下げられることがわかっている^{9, 10)}。実用化に至ったエンジンはEGRによる NO_x 低減と NO_x 触媒により、規制値以下の排出量としている。しかし、排気浄化に対する要求は高まる一方であり、さらなる NO_x 低減が求められている。排気浄化はエンジンと触媒の共同作業であり、エンジンから排出される NO_x の許容値は触媒の浄化率に依存する。**Fig. 8**は触媒に要求される浄化率⁵¹⁾を示した図であるが、これを逆に見ればエンジン出口における NO_x の許容値が読み取れる。LEV, ULEV規制については、触媒の浄化率が80%であればエンジン出口の NO_x を2g/kWh以下、60%であれば1g/kWh以下が許容値になることがわかる。触媒技術の飛躍的進歩を期待したいが、エンジン燃焼に携わる研究開発者はエンジンからの排出量

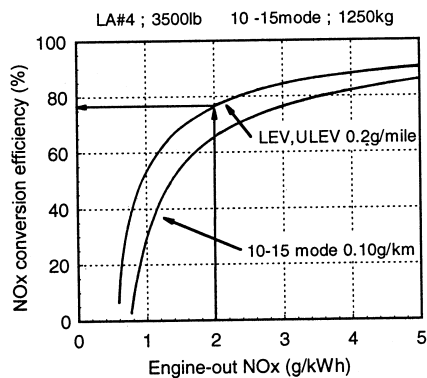


Fig. 8 Required NO_x conversion efficiency⁵¹⁾.

をできるだけ下げる努力が必要である。 NO_x 低減にはEGR率の増加と点火の遅角化が有効な手段であり、今後こういった条件下でもHC、トルク変動の増加、燃費率の悪化がない燃焼方式を構築することが課題である。

なお、適度のEGRは NO_x を下げるだけでなく、低負荷HC、燃費率を下げる効果がある^{34, 35, 47, 52)}。EGRでHCが減少するのは排気ガスの熱で作動ガスの温度が上昇するためであることが実験的に確かめられている⁵²⁾。これはガス温度の上昇により希薄側の燃焼速度が高まること为主たる要因と解せられる。

5. 2. 均質燃焼

ポート噴射と比較したときの筒内噴射のメリットは蒸発するときに燃料の潜熱で吸入空気を冷やすことである⁹⁾。これによって体積効率が增加するほか、点火時期における作動ガスの温度が下がってノックが発生しにくくなる。理想的には点火時に50K程度作動ガス温度を下げられる。この吸気冷却効果は実際にポート噴射のエンジンと比較して確認されており、現状、体積効率で約5%、点火時期で数°~10°進角が可能であることがわかっている¹³⁾ (**Fig. 9**)。他にもEGRを増やしても燃焼変動が増加しない¹³⁾とか、希薄燃焼時の燃焼速度が速いといった効果³²⁾も報告されているが、その理由は必ずしも明らかではない。

以上のことはインジェクタの配置によらないが、インジェクタの配置が中央で、強い気流がな

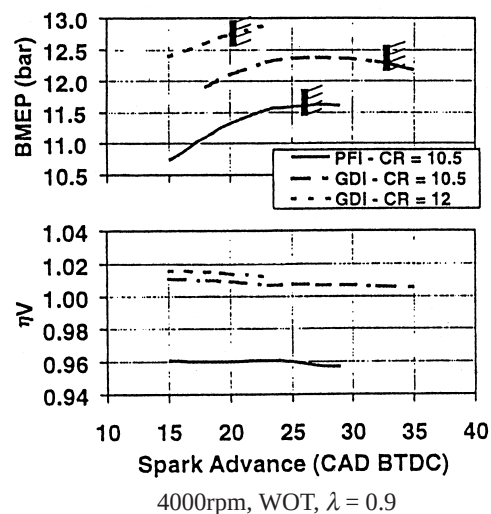


Fig. 9 Effect on full load performance¹³⁾.

く、予混合エンジンと同等のフラットなピストンを用いるほうがより効果大きいことが実験により示されている¹³⁾。

また、ノックを改善した分、高圧縮比化したり、出力が増加した分、排気量を小さくするなどすると、量論比制御エンジンとしてもポート噴射に対して10%程度の燃費改善が可能であると見積もられている¹³⁾。

もう一つのメリットは始動性の良さと、このとき排出されるHCが少ないことである^{53, 54)} (Fig. 10)。ポート噴射では始動時に噴射した燃料が吸気ポートや吸気弁に付着してしまい、筒内に入って混合気を形成するまでに時間的な遅れを生じる。これが始動性の悪さやHC排出の原因となることがわかっているが、直噴ガソリンエンジンは必要な燃料量を逐次筒内に噴射するため遅れがない。ポート噴射に対してHC排出量が少ないことはいくつかの実験で確かめられている。

ところで、吸気行程に噴射した燃料が蒸発混合し、点火時刻までに均質化されたか否かは当量比に対する NO_x 排出量をポート噴射と比較して確認できるが、均質化に至る過程は不明な部分が多い。吸気行程に噴射した燃料の蒸発、均質化の過程は主として数値計算によって検討されているが、これらの結果は何れも未蒸発燃料が残されているなど不均質であることを示している^{27, 28, 44)}。近年、LIF法⁴¹⁾や赤外吸収法⁴²⁾によって混合気濃度が確かめられるようになってきた。これらの計測から混合気の均質化は圧縮行程後期になってか

らであることなどが判明しつつあり、今後の解明が期待される。

6. おわりに

以上、直噴ガソリンエンジンの最近の動向を展望したが、近年、他のエンジン形態の進展も目覚ましいものがある。これまで乗用車用ディーゼルエンジンはIDIが主流であったが、欧州を中心に小型高速過給直噴ディーゼルエンジンが開発され、高出力、低エミッション化とともに、より低燃費化が進んでいるし、^{55~57)} 予混合ガソリンエンジンは可変バルブ機構の活用が進むとともに、混合気濃度制御の高精度化と触媒技術の高度化により大幅な低エミッション化を達成した^{58, 59)}。

こういったことから、今後の直噴ガソリンエンジンには直噴ディーゼル並みの低燃費と先進予混合エンジン並みの低エミッションが求められると思われる。低燃費化は成層燃焼技術の高度化にかかっている。成層燃焼で燃費率改善が大きいのはポンピング損失の大きい低負荷で、負荷が高くなるにつれて燃費改善率は小さくなる。現在、成層燃焼が予混合エンジンより燃費が良いのは平均有効圧力でおよそ0.4~0.5MPaまでであるが⁶⁰⁾、熱力学的な見積もりをすると、もっと高い負荷まで低燃費化が期待できる。燃費率改善には低負荷の燃焼改善だけでなく、この成層域の拡大が求められる。また、高圧縮比化や過給との組み合わせも必要になる。低エミッション化は始動時と成層運転時の改善が鍵で、触媒技術の向上とともに低 NO_x 、低HCを目指した成層燃焼技術の高度化が必要である。

燃焼技術の高度化には混合気形成過程と燃焼過程の理解が不可欠で、種々の形態の燃焼系評価に合わせて、基礎的な実験、解析の重要性が今後ますます高まるであろう。

また、今回は紹介を省いたが、ノック回避や始動時の触媒早期暖気、成層域の拡大をめざす分割噴射^{10, 61)}や排気浄化、ノック回避をめざす量論比成層燃焼⁶²⁾などの開発、研究も行われており、筒内直噴という特徴を生かしたエンジン固有技術の発展も進められている。

今や世界中で直噴ガソリンエンジンの研究をし

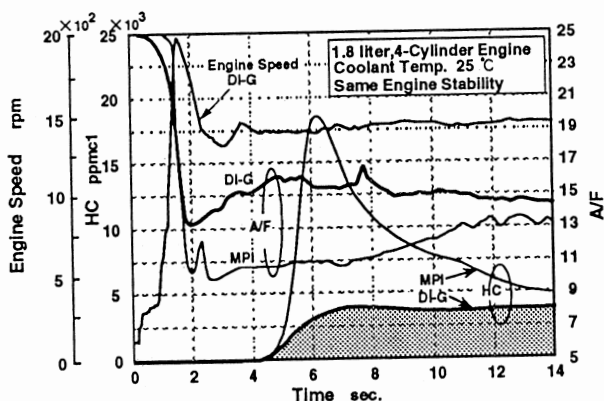


Fig. 10 Reduction of HC during cold start⁵³⁾.

ていない自動車メーカーおよびそれに関連する研究機関はないとまでいわれており、今後の発展が期待される。我々の研究もこうした発展の一躍を担えればと願っている。

参考文献

- 1) Davis, C. W., et al. : SAE Trans., 69(1961), 120
- 2) Witzky, J. E. : Automotive Engineer, February, 1968, 62
- 3) Alperstein, M., et al. : SAE Tech. Pap. Ser., No.740563
- 4) Bishop, I. N. and Simko, A. : SAE Tech. Pap. Ser., No.680041
- 5) Simko, A., et al. : SAE Tech. Pap. Ser., No.720052
- 6) Meurer, J. S. and Urlaub, A. C. : SAE Tech. Pap. Ser., No.690225
- 7) Miyake, M. : SAE Tech. Pap. Ser., No.7201196
- 8) Emmenthal, K. D., et al. : MTZ, **50**(1989), 9
- 9) 久米建夫, ほか3名 : 日本機械学会第73期全国大会講演論文集, No.2334(1995)
- 10) 松下宗一, ほか3名 : 自動車技術会学術講演会前刷集, 965(1996), 101
- 11) 伊東輝行, ほか3名 : 自動車技術会学術講演会前刷集, 971(1997), 337
- 12) 下谷圭司, ほか3名 : 第12回内燃機関シンポジウム講演論文集, 9537114(1995), 289
- 13) Andriesse, D. and Ferrari, A. : Conf. Engine and Environment, (1997), 93
- 14) Tanasawa, Y. and Toyoda, S. : Rep. Tohoku Univ., **21**-1(1956)
- 15) 棚沢泰, 小林清志 : 日本機械学会論文集, **18**-77(1952), 37
- 16) 小林清志 : 日本機械学会論文集, **19**-80(1953), 56
- 17) Saito, A., et al. : ICLASS-85, 1, B/3(1985), 1
- 18) Shelby, M. H., et al. : SAE Tech. Pap. Ser., No.980160
- 19) Hoffman, J. A., et al. : SAE Tech. Pap. Ser., No.980500
- 20) Xu, M. and Markle, L. E. : SAE Tech. Pap. Ser., No.980493
- 21) Parrish, S. E. and Farrell, P. V. : SAE Tech. Pap. Ser., No.970629
- 22) Evers, L. W. : SAE Tech. Pap. Ser., No.940188
- 23) Dodge, L. G. : SAE Tech. Pap. Ser., No.962015
- 24) Tomoda, T., et al. : SAE Tech. Pap. Ser., No.970539
- 25) 小池誠, ほか4名 : 自動車技術会論文集, **29**-4(1998)
- 26) 小池誠, ほか5名 : 自動車技術会学術講演会前刷集, 982(1998), 103
- 27) Shiraishi, T., et al. : SAE Tech. Pap. Ser., No.980156
- 28) Han, Z., et al. : SAE Tech. Pap. Ser., No.970884
- 29) 入谷祐一, ほか3名 : 自動車技術会学術講演会前刷集, 965(1996), 105
- 30) Frank, R. M. and Heywood, J. B. : SAE Tech. Pap. Ser., No.910558
- 31) Karl, G., et al. : SAE Tech. Pap. Ser., No.970624
- 32) Grigo, M., et al. : Fortschr Ber VDI Reihe 12(1997), 84
- 33) Ohsuga, M., et al. : SAE Tech. Pap. Ser., No.970542
- 34) Lake, T. H., et al. : SAE Tech. Pap. Ser., No.962014
- 35) Wirth, M., et al. : SAE Tech. Pap. Ser., No.980492
- 36) Houston, R. and Cathcart, G. : SAE Tech. Pap. Ser., No.980153
- 37) Fraidl, G. K., et al. : SAE Tech. Pap. Ser., No.960465
- 38) Kano, M., et al. : SAE Tech. Pap. Ser., No.980157
- 39) Toyota Press Information ‘ 96(1996)
- 40) Kume, T., et al. : SAE Tech. Pap. Ser., No.960600
- 41) Fujikawa, T., et al. : COMODIA98, (1998)
- 42) 河村清美, ほか4名 : 第14回内燃機関シンポジウム講演論文集, 9737059(1997), 133
- 43) 角井啓, ほか4名 : 自動車技術会学術講演会前刷集, 982(1998), 130
- 44) Pontppidan, M., et al. : SAE Tech. Pap. Ser., No.970628
- 45) Kuwahara, K., et al., : SAE Tech. Pap. Ser., No.980158
- 46) Harada, J., et al. : SAE Tech. Pap. Ser., No.970540
- 47) Jacson, N. S., et al. : SAE Tech. Pap. Ser., No.970543
- 48) Mundorff, F., et al. : 自動車技術会学術講演会前刷集, 971(1997), 301
- 49) Frank, R. M. and Heywood, J. B. : SAE Tech. Pap. Ser., No.892058
- 50) Preussner, C., et al. : SAE Tech. Pap. Ser., No.980498
- 51) Nohira, H. and Ito, S. : Conf. Engine and Environment, (1997), 239
- 52) 佐々木静夫, ほか3名 : 自動車技術会学術講演会前刷集, 971(1997), 333
- 53) 高木靖雄 : 日本機械学会第73期通常総会講演会資料集 V, No.96-1(1996), 317
- 54) Lake, T. H., et al. : SAE Tech. Pap. Ser., No.940483
- 55) Peters, A. and Putz, W. : MTZ Motortech. Z., **58**(1997), 12
- 56) Christmann, U., et al. : MTZ Motortech. Z., **58**(1997), 9
- 57) Willmann, M., et al. : MTZ Motortech. Z., **57**(1996), 11
- 58) 例えば, 守屋嘉人, ほか3名 : TOYOTA Tech. Rev., **48**-1(1997)
- 59) 例えば, 岸規行, ほか3名 : 自動車技術会学術講演会前刷集, 982(1998), 13
- 60) Fraidl, G., et al. : Conf. Engine and Environment, (1997), 255
- 61) Noma, K., et al. : SAE Tech. Pap. Ser. No.980150
- 62) Fraidl, G., et al. : Fortschr Ber VDI Reihe, **12**(1997), 60

著者紹介



小池 誠 Makoto Koike

生年：1957年。

所属：燃料制御研究室。

分野：直噴ガソリンエンジンの燃焼改善
と性能向上に関する研究，技術開
発。

学会等：日本機械学会，自動車技術会会
員。