火花点火機関の燃焼効率に関する実験的研究*
(排気ガス、残留ガス中の未燃焼成分からの推定)石 澤 静 雄^{*1}Combustion Efficiencies of Spark Ignition Engine
(Estimation of Combustion Efficiencies from Concentration
of Unburned Species in Exhaust and Residual Gases)

Shizuo ISHIZAWA

In order to improve the fuel economy of internal combustion engines it is desirable to attain higher combustion efficiencies. Usually combustion efficiencies should be more than 90% in spark ignition engines. However they may depend on engine operating conditions and some engine design parameters. They were analyzed by a method of estimation of the concentration of unburned species in the exhaust and residual gases. The concentrations of burned and unburned species in the combustion chamber were measured at the time of the late exhaust process by the gas sampling technique. The unburned species intake fuel ratio was calculated from the hydrocarbon and carbon monoxide masses in the residual and exhaust gases. They were estimated under several sets of operating conditions, equivalent ratio and ignition advance. The influence of compression ratios was also investigated. It was concluded that combustion efficiencies of a spark ignition engine could be estimated precisely by the gas sampling method.

Key Words: Chemical Reaction, Gaseous Fuel, Combustion, Combustion Products, Internal Combustion Engine, Unburned Hydrocarbon, Gas Sampling

1. 緒 言

限られたエネルギーを有効に利用するために熱機関の熱効率の向上が望まれる。燃焼反応により燃料の保有する化学エネルギーを有効な機械エネルギーに変換する火花点火機関においては燃焼効率の向上は熱効率の向上と密接な関係がある。また燃焼効率の向上は未燃焼ガス成分などの大気汚染物質の放出を低減することにもつながり、排気浄化の点からも望ましい。

しかしながら、火花点火機関の燃焼効率に関しては、従来あまり委細に議論されたことはなく、当量比を変えて火花点火機関の燃焼効率を測定した例⁽¹⁾や、火花点火機関とディーゼル機関の燃焼効率を比較した例⁽²⁾などが見られるにすぎない。しかもこの効率は機関の各種の設計因子や運転条件に大きく影響されると考えられる。

著者は高速ガスサンプリング弁により、機関の燃焼室内の壁面付近の未燃焼炭化水素(以下 HC と略す)の挙動を調べてきた^{(3)~(6)}が、燃焼室内の HC は排気行程後半においては、排気弁から排出されたガス中の HC 濃度に比べ大幅に高くなることが明らかにされて

いる。これはシリンダに吸入された燃料と排気中の未燃成分より得られる燃焼効率と、残留ガス中の未燃成分も考慮したシリンダ内の実際の燃焼効率は異なることを示唆している。

本報ではガスサンプリング弁によりシリンダ内の残留ガス中の未燃焼成分濃度を求め、さらに排気ガス中の未燃焼成分ガス量を求め、シリンダ内で放出されずに残った化学エンタルピーを試算し、燃焼効率を求める手法を試みた。さらにこの手法により運転条件である、当量比、点火時期、設計因子である圧縮比が燃焼効率に及ぼす影響について解析した。

記 号

H_{in} : 1 サイクルでシリンダに吸入された燃料の低位発熱量 J/kg

H_{ex} : 1 サイクルで排出される排気中に含まれる燃料および燃料の分解物の低位発熱量 J/kg

H_{rs} : 1 サイクルの残留ガスに含まれる燃料および燃料の分解物の低位発熱量 J

p : 混合気の平均分子量 kg

q : 残留ガスの平均分子量 kg

r : 残留ガス割合

$Y_{i,in}$: 吸入混合気中の i 成分の濃度

* 原稿受付 1995 年 8 月 14 日。

^{*1} 正員、日産自動車(株)総合研究所(〒237 横須賀市夏島町 1)。

$Y_{i,com}$: 圧縮行程時におけるシリンダ内ガス中の i 成分の濃度

$Y_{i,rs}$: 残留ガス中の i 成分の濃度

η_{bt} : 機関全体の燃焼効率

η_{br} : シリンダ内の燃焼効率

2. 実験装置および方法

2.1 供試機関と運転条件 実験には単気筒四サイクル火花点火機関を使用し、表1にその主要諸元を示した。燃料はガスサンプリングとガス分析を容易にするためプロパン(C_3H_8 , 純度 99.9%)を、機関の潤滑油は市販品(比重 0.850, 15°C, SAE 粘度番号 7.5 W-30)を使用した。燃料の機関への供給方法はすでに報告した方法と同じである⁽⁵⁾。運転条件は小形乗用車の市街地一定速走行に相当する負荷および回転数とし、必要に応じ吸入混合気の当量比、点火時期などを変えた。このときの機関の圧縮比は 9.0 とした。さらに圧

縮比を変えた実験も行ったが、圧縮比はピストンの高さを変え、すきま容積を変化させることにより調節した。ピストントップランド高さや、ピストンリング形状、寸法はすべて同一とした。

2.2 シリンダ内の残留ガスのガスサンプリングおよびガス分析 シリンダ内でガスサンプリング弁により、残留ガスをサンプリングし、各種成分ガスの濃度を求めた。実験装置の概略を図1に示す。ガスサンプリング弁はニードル形で、先端の孔径は 2 mm で、先端近傍まで水冷されている。サンプリング弁の先端は燃焼室壁面と同一の面とした。サンプリング通路は真空ポンプにより約 35 KPa 以下に減圧されているので、採取されたガスは瞬時に膨張し、さらに冷却されるので、反応は速やかに凍結すると考えられる。1 回あたりのサンプリングガス量はサンプリング期間に依存するが、壁面付近の局所濃度分布を求める実験⁽⁵⁾と異なり、シリンダ内の平均濃度を得るためには 1 回のサンプリングで比較的大量のガスをサンプリングする必要がある。5~10 cm³程度とした。分析した成分は CO, CO₂, HC で CO, CO₂ は NDIR により、HC は FID によりそれぞれ分析した。

Table 1 Engine specification

No. of cylinders		1
Bore x stroke		85 x 78
Comb. chamber		Disc
Compression ratio		9.0
Valve timing	In. valve	12 deg BTDC-48 deg ABDC
	Ex. valve	60 deg BBDC-10 deg ATDC

3. 燃焼効率の計算法

燃焼効率は次のように定義した。

$$\eta_{bt} = \frac{H_{in} - H_{ex}}{H_{in}} \dots\dots\dots (1)$$

$$\eta_{br} = \frac{H_{in} - H_{ex}}{H_{in} + H_{rs}} \dots\dots\dots (2)$$

η_{bt} は機関全体の燃焼効率であり、見掛けの燃焼効率とも考えられる。一方 η_{br} は機関のシリンダ内での燃焼効率であり、真の燃焼効率と考えられる。

発熱量は低位発熱量を用い、 C_3H_8 は 46.4 MJ/kg, CO は 10.1 MJ/kg とした。 C_3H_8 が分解して生成した HC は C_3H_8 に換算して計算した。なお H_2 については濃度が低いため発熱量の計算では考慮していない。

4. 実験結果

4.1 残留ガス中の成分濃度 シリンダ内のガス分析実験によれば⁽⁵⁾、成分ガスの中でも HC はサンプリング時期、位置により大きな差が存在することが明らかになっている。シリンダ内の燃焼効率を求めるには残留ガス中の平均濃度を精度よく得ることが必要である。そこでシリンダ内の残留ガス濃度に及ぼすサンプリング期間および位置の影響を調べた。

4.1.1 サンプリング期間の影響 サンプリング終了時期を吸気弁の開く直前の排気上死点前 20°に設

Fig. 1 Experimental apparatus

定し、サンプリング期間がサンプリングガス中の HC 濃度に及ぼす影響を調べ図 2 に示した。これによれば、排気行程の後半であれば、サンプリング期間は HC、CO₂の濃度にはほとんど影響を及ぼさないことがわかる。排気行程の後半ほど混合が進むので、残留ガス中の成分の平均濃度に近い値を求めるため本実験ではサンプリング期間は排気上死点前 100°から 20°までの 80°とした。

4・1・2 サンプリング位置の影響 サンプリング期間を前述の 80°一定とし、サンプリング位置をシリンダの中心に近い点 A と、シリンダの壁面に近い点 B の 2 点で測定した結果を図 3 に示した。これによればサンプリング位置により HC 濃度には顕著な差が見られ、点 A における HC 濃度は点 B での HC 濃度に比べ約 5 000 ppmC₁低い結果となった。これから排気行程終了時直前のガスサンプリングから残留ガスの平均 HC 濃度を高精度で求めることは難しいことが明らかとなった。一方、CO₂濃度にはサンプリング位置による差は認められず、比較的均一に混合されていることがわかる。また図 3 では省略したが、CO 濃度もほぼ CO₂濃度と同様の傾向を示し、残留ガス中では混合が進んでいることを示している。

4・1・3 残留ガス中の HC 濃度の推定 シリンダ内の残留ガス中の CO₂濃度はサンプリング位置の影響をほとんど受けず、また濃度も排気ポートの測定値に等しいので、ほぼ均一にシリンダ内で混合が進んでいるとみなし、一方圧縮行程時には残留ガスと新たに吸入された新気は均一に混合すると仮定し、間接的に残留ガス中の HC 濃度を求めることを試みた。すなわち、排気行程後半のシリンダ内ガス中の CO₂濃度と圧縮行

程後半の CO₂濃度から残留ガス割合を求め、圧縮行程後半のシリンダ内の燃料濃度および吸気管内の燃料濃度から残留ガス中の HC 濃度を計算した。

残留ガス割合(質量比)は式(3)で与えられる。

$$r = \frac{q(Y_{i,com} - Y_{i,in})}{p(Y_{i,rs} - Y_{i,com}) + q(Y_{i,com} - Y_{i,in})} \dots\dots (3)$$

CO₂の測定値より式(3)により r を求め、次に同様に式(3)より残留ガス中の HC 濃度を計算する。なお、圧縮行程時におけるシリンダ内のガスサンプリング実験によればサンプリング位置による HC の濃度差は排気行程時に比較し、十分小さいことを確認し、以後の実験では点 A での測定値で代表させた。また吸入混合気にはブローパイガスが含まれるが、ブローパイガスを測定したところ、吸入空気量の 0.5% 以下であった。さらに吸気管内の混合気をサンプリングし、ガス分析したが、燃料および空気量から求めた燃料濃度とほぼ一致したので、ブローパイガスを吸気管に戻したことによる混合気中の CO₂、HC などの成分の濃度変化はないと仮定した。

4・2 残留ガス割合 実験より得られた代表的な残留ガス割合の結果を図 4、5 に示す。図 4 は絞り弁開度を変えて吸気管内の吸気圧力を変化させたもので、吸気圧力が増加すると残留ガス割合は減少する結果を、また図 5 は圧縮比をパラメータとしたもので、圧縮比が増大すると残留ガス割合は減少する結果を示す。この残留ガス割合はいずれも従来報告されている

Fig. 2 Effect of gas sampling period on species concentrations in residual gas

Fig. 3 Effect of location of gas sampling valve on species concentrations

Fig. 4 Intake pipe pressure and residual gas ratio in cylinder

Fig. 5 Compression ratio and residual gas ratio in cylinder

Fig. 6 HC concentration in residual gas and exhaust gas (effect of equivalent ratio)

Fig. 7 Unburned fuel ratio in exhaust gas and residual gas (effect of equivalent ratio)

結果⁽²⁾とほぼ同程度の値を示し、計測が妥当であることを示している。

4.3 当量比と燃焼効率

4.3.1 残留ガスおよび排気中の未燃ガス シリンダ内の残留ガス中と排気ポートにおける HC 濃度の測定結果を図 6 に示す。排気ポート中の HC 濃度は 1%(C_i換算値)以下であり、当量比 ϕ が化学量論比から希薄化するにつれ、濃度は減少するが、 ϕ が 0.7 よりも小さくなると再び増加する。一方残留ガス中の HC 濃度は排気ポートにおける濃度に比べ、大幅に高い。 ϕ が 1.0 から希薄化するにつれ、濃度は低下し、さらに希薄化し、約 0.77 より小さくなると急増する傾向が認められる。この HC 濃度が増加傾向を示す ϕ は排気ポートで HC 濃度が増加する ϕ より、過濃側である。火花点火機関の燃焼室内でクエンチすきまを測定した結果⁽⁶⁾によれば排気中の HC 濃度が急激に増加する当量比より過濃側でクエンチすきまが急増し、多量の HC が燃え残りそのためシリンダ内の残留ガスには高濃度の HC が含まれることも考えられる。さらに排気として排出されるガスは比較的シリンダ内の

中心部の既燃ガスが多い⁽⁵⁾ことや、排気弁通過時や排気ポートでの酸化反応の寄与が大きいいため排気中の HC 濃度はシリンダ内の残留ガス中の濃度に比べ低いと考えられる。

図 7 は排気中と残留ガス中の未燃燃料量を 1 サイクルでシリンダに吸入された燃料量の比で表した結果であり、過濃域から化学量論比およびやや希薄域までは排気中の未燃燃料量のほうがシリンダ内の残留ガス中の未燃燃料量より多いが、希薄限界に近づくと、排気中よりも残留ガス中の未燃燃料量が多くなる。

4.3.2 燃焼効率 当量比をパラメータとした燃焼効率 η_{bt} と η_{br} の結果を図 8 に示した。図 7 の排気中と残留ガス中の未燃燃料のほかに CO も考慮して求めたものである。 η_{bt} と η_{br} の差は約 2% であり、それぞれ ϕ が 0.85 程度で最も高い値となり、 η_{bt} は約 98% を示す。 ϕ が 1.0 より大きな過濃域では酸素不足のため急激に燃焼効率は低下し、 ϕ が 1.05 では η_{bt} は約 85% となる。また ϕ が小さくなり、希薄限界に近づくとサイクル変動が大きくなりサイクルによっては火炎伝ばが正常に行われず伝ば途中で火炎が消滅す

Fig. 8 Equivalence ratio and combustion efficiency

Fig. 9 HC concentration in residual gas and exhaust gas (effect of ignition advance)

るの現象も発生し、多数サイクルを平均すると燃焼効率は低下する。

4.4 点火時期と燃焼効率

4.4.1 残留ガスおよび排気中の未燃ガス ϕ を 0.9 として点火時期を変えたときの残留ガスと排気中の HC 濃度を図 9 に示した。この運転条件の MBT は 43° BTDC であるが、点火時期を進めると残留ガス中の HC 濃度はややばらつきがあるが急激に増加する。排気ポートでの HC 濃度は点火時期を MBT より進めると増加傾向は見られるが、その増加代は残留ガス中の HC 濃度に比較すると小さい。また MBT より点火時期を遅らせると残留ガスおよび排気ポートにおける排気ガスとも HC 濃度は減少する。これは排気温度が高くなるために排気ポートにおける酸化反応が大き

Fig. 10 Unburned fuel ratio in exhaust gas and residual gas (effect of ignition advance)

Fig. 11 Combustion efficiency and ignition advance

いためと考えられる。またシリンダ内においてもガス温度が高く、排気行程時にも HC の酸化反応は大きいために HC 濃度が低下すると考えられる。

図 10 は残留ガスと排気ガス中の未燃燃料量を、吸入した燃料量で無次元化した結果を示し、点火時期を極端に遅らすと残留ガスと排気ガス中の未燃燃料量はほぼ等しくなるが、点火時期を進めるとつねに残留ガス中の未燃燃料は排気ガス中のそれに比べ多量で、1.5 倍から 2 倍に達する。MBT より点火時期を進めるほど排気中の未燃燃料量は増加するが、残留ガス中ではほぼ頭打ちとなり増えない。MBT より点火時期を遅らすと排気中の未燃燃料量も減少するが、残留ガス中のその減少量はさらに大幅となる。さらに遅れると排気中の未燃燃料量は増加に転じ、残留ガス中ではほぼ一定となる。これは点火時期が遅れ過ぎて、未燃のまま残る燃料が増え、排気行程時の酸化反応で低減できる燃料量を上回るためと考えられる。

Fig. 12 HC concentration in residual gas and exhaust gas (effect of compression ratio)

4・4・2 燃焼効率 図 11 に点火時期と η_{br} の結果を示す。ここでは η_{bt} は省略した。点火時期を変えても燃焼効率は大きな変化はないが、MBT からかなり遅れた 20° BTDC 付近の点火時期で最も燃焼効率が高くなる傾向が見られる。この燃焼効率は排気行程も含めた 1 サイクルの間で消費された燃料量で定義しているため、排気行程時の燃料の反応量が燃焼効率に影響を及ぼし、膨張行程終了時の燃焼ガス温度が高いほど、排気行程時における排気ポートならびにシリンダ内の未燃ガスの酸化反応には有利となり、その効果が現れていると考えられる。このように定義された燃焼効率が最も高くなる点火時期は排気中の HC 濃度が最も低下する点火時期に近い値となるようである。

4・5 圧縮比と燃焼効率

4・5・1 残留ガスおよび排気中の未燃燃料 圧縮比を変えたときの残留ガスおよび排気ガス中の HC 濃度を図 12 に示す。圧縮比が 7.0 では残留ガス中の HC 濃度は 8% に近いが、圧縮比が増加するにつれ急激に減少する。この運転条件では当量比がやや希薄域で、圧縮比が低い場合希薄限界が希薄側に伸びず、この当量比ではサイクル変動が大きくなることによるのかもしれない。圧縮比を高くするほど燃焼行程時のガス温度は高くなり、希薄限界は希薄側に広がり、サイクル変動は小さくなるため残留ガス中の HC 濃度は低下する。一方、排気中の HC 濃度は圧縮比が増加すると増大する。

図 13 は残留ガスと排気ガス中に含まれる未燃燃料を吸入燃料量で無次元化して示した。圧縮比が 8 を境界に 8 以下では残留ガス中の未燃燃料のほうが排気ガ

Fig. 13 Unburned fuel ratio in exhaust gas and residual gas (effect of compression ratio)

Fig. 14 Combustion efficiency and compression ratio

ス中のそれよりも多く、8 以上では逆転し、排気中の未燃燃料のほうが多い。残留ガスと排気ガス中の未燃燃料の和は圧縮比が 7 の条件を除けば圧縮比にかかわらず、ほぼ一定とみなせる。

従来圧縮比の増加による排気 HC 濃度の増加は排気温度が低下し、排気中の反応が低下するためと説明されてきたが、それ以外にすきま容積の減少により、圧縮比が低いときは残留ガスとしてシリンダ内に残留した高濃度の未燃燃料を含むガスが、圧縮比の増加により排気として排出されることも影響すると考えられる。

4・5・2 燃焼効率 圧縮比を変えたときの燃焼効率を図 14 に示す。圧縮比が 7.0 の条件ではやや燃焼効率は小さいが、8.0 以上ではほぼ一定となり、 η_{br} では 96% に達する。圧縮比の小さいときに η_{br} がやや低い

のは前述した理由によると考えられる。

5. 結 言

残留ガスと排気ガス中に含まれる未燃ガス濃度より機関のシリンダ内における実際の燃焼効率を求めることを試み、以下の結果を得た。

(1) シリンダ内の残留ガスには排気中の HC 濃度に比べ約 10 倍の濃度の HC を含む。質量では排気中の燃料量と残留ガス中のそれは条件により異なるが、オーダはほぼ等しい。

(2) 火花点火機関の燃焼効率は運転条件に依存するが、サイクル変動の少ない条件では約 98% に達する。その際の残留ガス中の未燃成分を考慮した実際のシリンダ内の燃焼効率は約 96% となる。

(3) 排気中の HC に比べ、残留ガス中の HC はシリンダ内の燃焼の影響をより強く受け、過濃域や希薄域で排気中の HC 濃度は増加するが、残留ガス中の HC 濃度は当量比が約 0.77 で極小値となり、それよりも混合比が薄くなってもまた濃くなっても急激に増大する。

(4) 残留ガス中の未燃燃料は点火時期を進めるほ

ど増大する。また残留ガス中の未燃燃料量が最も少なくなる点火時期は MBT よりも遅れた条件となり、そこが燃焼効率の最も高い点火時期と重なる。

(5) 残留ガス中の未燃燃料は圧縮比が増加すると減少し、排気ガス中の未燃燃料量が増加する。燃焼効率は圧縮比の低い条件を除けば、あまり圧縮比による影響は受けないと考えられる。

終わりに望み、本研究の実験に絶大なご協力をいただいた、当時 日産自動車(株)中央研究所の橋本光明、ならびに太田弘直の両氏に感謝申し上げる。

文 献

- (1) Matthews, R. D., *Int. J. Vehicle Des.*, **4** 5(1983), 491-500.
- (2) Heywood, J. B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, (1988), 82, McGraw-Hill.
- (3) 石澤静雄・ほか 1 名, *機論*, **52** 482, B(1986), 3627-3634.
- (4) Ishizawa, S., ほか 1 名, *JSME Int. J.*, **30** 260, (1987), 310-317.
- (5) 石澤静雄・ほか 1 名, **62** 596, B(1996), 1651-1658.
- (6) 石澤静雄, *機論*, **62** 593, B(1996), 398-404.
- (7) Cheng, W. K., ほか 5 名, *SAE Paper*, No. 932708, (1993), 1-13.