

燃料性状と点火燃焼に関する研究

— 火花点火機関における熱効率および排気エミッション —

宮 本 登*

石 谷 博 美*

(昭和 48 年 3 月 26 日受理)

A Study on Spark Ignition for Fuels with different Compositions

— Thermal Efficiency and Exhaust Emissions
in a spark Ignition Engine —

by Noboru MIYAMOTO and Hiromi ISHITANI

Many experiments on the combustion and performances in a spark ignition engine have been carried out hitherto with the purpose of improving the thermal efficiency. But the synthetic performances containing the thermal efficiency and the exhaust emissions etc., should be examined to develop heat engines for the future.

In this study, by using some fuels with different compositions in a spark ignition engine, the relationships between the fuel compositions and synthetic performances of an engine were made clear.

1. ま え が き

火花点火による燃焼と燃料性状との関連を知ることは意義深いことであるにもかかわらず現在までその関連については不明の点が非常に多い。

とくに、火花点火による燃焼と燃料性状との関連が性能に対して最も重要となるものの一つに火花点火機関がある。この熱機関の燃焼ならびに性能に対しては多くの研究がなされているが、その多くは熱効率向上もしくは出力向上のみを目標にしたものであった。

しかし、最近のように熱機関の排出ガスによる大気汚染が社会問題になるに至っては、性能をただ単に熱効率上からだけ考えると言うのではなく、排出有害ガスをも含めた総合的な性能の向上を考える必要がある。

本報告では、火花点火機関に対して種々の燃料を用いることにより、燃焼性状と機関の総合的性能との関連を明らかにし、燃料性状の観点より排出有害ガスおよび熱効率等の改善に対する若干の知見を得ようとするものである。また最近のようにガソリン類の消費が高まって

* 北見工業大学機械工学科

いる中で、とくに重油等の低質エネルギー源の有効な利用に対しても指針を得ようとするものである。

2. 実験装置および方法

供試機関は水冷横型単筒の火花点火機関であり、その主要諸元を表1に示す。なお、供試機関は市販品を実験用に改造したものであり、主なる改造部は点火時期調整部である。

機関運転条件は冷却水温度 100°C、回転速度 2,400 rpm、さらに吸入弁開度をほぼ 1/2 の一定に保ち各種性能試験を行なった。

表 1 供試機関主要諸元

Table 1. Main specifications of test engine

型 式	三菱かつら H5CH, 4 サイクル
シ リ ン ダ 径	75 ^φ mm
行 程	65 mm
行 程 容 積	0.265 l
常 用 出 力	5 PS/3,200 rpm
圧 縮 比	5.5
点 火 プ ラ グ	NGK-B6H

表 2 供 試 燃 料

Table 2. Tested fuels

	比 重 (15°C)	オクタン価	発 熱 量 (H_v kcal/kg)
ハイオクタンガソリン	0.77	100	10,800
ホワイトガソリン	0.74	50	10,800
灯 油	0.79	—	10,500
軽 油	0.83	10	10,400
重 油	0.84	—	10,100
エチルアルコール	0.79	—	6,540

今回の実験に使用した燃焼は、一般に市販されている範囲の燃料であり、表2に示す通りである。

動力の測定は直流電気動力計 (5.5kW/1800 rpm) を用いて行なった。また CO 濃度測定用の排出ガスは排気管内よりステンレス管を介してとり出し、水を取り除いた後 CO メーター (ディーゼル機器社製 NP-EFAW109B) により CO 濃度を測定した。さらに排気吐煙は Bosch スモークメーターにより測定した。

3. 燃料性状と正味平均有効圧との関係

本実験で扱う燃料は炭化水素系であり、これらの性状が変るともない燃料の発熱量等が

変化するため機関の出力への影響を考えなくてはならない。

本節では機関の比出力を決める一因子として正味平均有効圧を考え、これに対する燃料性状の影響を実験に先立って調べることにする。

一サイクル中にシリンダー内へ吸入される空気量を G_0 とすると、

$$G_0 = V_h \cdot \eta_v \cdot \gamma_s \quad (1)$$

ただし、 V_h : 行程容積

η_v : 体積効率

γ_s : 新気の比重量

ここで燃焼に供せられる燃料の重量を B とすれば、(1) 式より、

$$B = \frac{V_h \cdot \eta_v \cdot \gamma_s}{\lambda \cdot L_0} \quad (2)$$

ただし、 λ : 空気過剰率

L_0 : 理論空気量

正味熱効率を η_e 、さらに燃料の発熱量を H_u とすれば、サイクルで得られる仕事量 W は、

$$W = B \cdot H_u \cdot \eta_e \quad (3)$$

すなわち、正味平均有効圧 P_e は(2)および(3)式より次式となる。

$$P_e = \frac{\eta_e \cdot \eta_v \cdot \gamma_s}{A \cdot \lambda} \left(\frac{H_u}{L_0} \right) \quad (4)$$

一般の火花点火機関における燃焼条件を考慮に入れると、(4)式の $\frac{\eta_e \cdot \eta_v \cdot \gamma_s}{A \cdot \lambda}$ はほぼ一定値をとるものと仮定し得る。

すなわち、

$$P_e \propto \frac{H_u}{L_0} \quad (5)$$

であり、平均有効圧は燃料の H_u/L_0 によって決定される。

今仮りに炭化水素の場合を考え、燃料 1 kg 中の炭素を C kg、また水素を h kg とすると、

$$H_u = 8,100C + 2,900h \quad \text{kcal/kg}$$

$$L_0 = 4.31 \left(\frac{8}{3}C + 8h \right) \quad \text{kg/kg}$$

であるから、

$$\frac{H_u}{L_0} = \frac{29,000 - 20,900C}{34.48 - 22.99C} \quad \text{kcal/kg} \quad (6)$$

(6) 式による H_u/L_0 と C との関係を図 1 に示す。

すなわち、燃料が C だけよりなっている場合は、燃料が h のみの場合に比較して H_u/L_0 が 15% 程度低下しており、したがって平均有効圧もそれだけ低下することとなる。なお、図 1 の

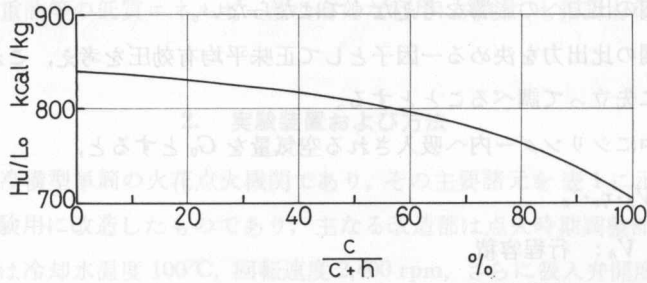


図 1 $\frac{C}{C+h}$ と $\frac{H_u}{L_0}$ との理論的關係

Fig. 1. Theoretical relationship between $\frac{C}{C+h}$ and $\frac{H_u}{L_0}$.

表 3 各燃料に対する H_u/L_0

Table 3. H_u/L_0 for different fuels.

	H_u	L_0	H_u/L_0
一般 ガソリン	10,800	14.9	724.8
灯 油	10,500	14.6	719.1
軽 油	10,400	14.5	717.2
重 油	10,100	14.2	711.3
石 炭	8,100	11.5	704.3
エチルアルコール	6,540	9.0	726.7

計算値は若干の仮定をもとにした H_u/L_0 であり、実際の燃料についての H_u/L_0 を表 3 に示す。

表にみられるように、石炭およびエチルアルコールを除いた一般的燃料では高揮発性燃料ほど H_u/L_0 は増加しているものの、その差は非常に少ない。また、エチルアルコールは発熱量が非常に低いにもかかわらずガソリン類とほぼ同程度を H_u/L_0 有している。

以上の結果より、今回の実験に用いた燃料については、発熱量の差こそあれ正味平均有効圧はほとんど変化しないことが理論上予想し得る。

4. 排出ガス中の CO 濃度

燃焼ガスに対する理論上の CO 濃度については、CO 形成における速度論または化学平衡等の点より考える必要があるが、ここでは化学平衡より簡略化して CO 濃度を求めた。

点火燃焼の性質上、空気過剰率 λ が 1 より小さい場合のみを考え、さらに炭化水素が燃焼するさいの燃焼方程式を次式によるものとする。

$$\begin{aligned}
 & C_nH_m + \lambda \left\{ \left(n + \frac{m}{4} \right) O_2 + \frac{0.79}{0.21} \left(n + \frac{m}{4} \right) N_2 \right\} \\
 & = \alpha n CO_2 + (1-\alpha) n CO + \frac{m}{2} \beta H_2O + \frac{m}{2} (1-\beta) H_2 + \lambda \frac{0.79}{0.21} \left(n + \frac{m}{4} \right) N_2
 \end{aligned} \tag{7}$$

ただし、 α : CO₂ ガス発生係数 $0 \leq \alpha \leq 1$
 β : H₂O の発生係数 $0 \leq \beta \leq 1$

水性ガス反応の平衡定数 K を考えると、

$$K = \frac{\frac{1}{\alpha} - 1}{\frac{1}{\beta} - 1} \quad (8)$$

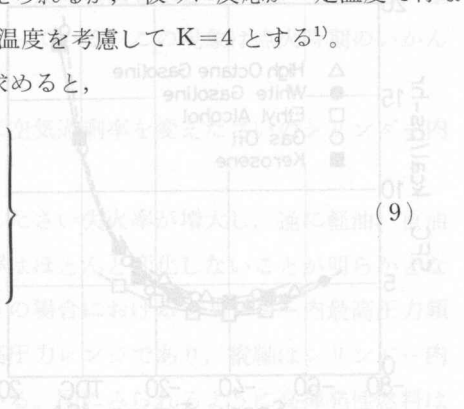
(8) 式における K は一般に温度の関数として与えられるが、仮りに反応が一定温度で行なわれるものとし、さらに一般の火花点火機関の燃焼温度を考慮して $K=4$ とする¹⁾。

(7) 式両辺の酸素平衡および (8) 式より α, β を求めると、

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= \frac{-X + \sqrt{X^2 - \frac{1}{3}nY}}{n} \\ \beta &= \frac{-X + \frac{1}{3}(n+2m) - \sqrt{X^2 - \frac{1}{3}nY}}{m/2} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

ただし、
$$X = \frac{3}{2} \left(n + \frac{m}{2} \right) - \lambda \left(n + \frac{m}{4} \right),$$

$$Y = n - 2\lambda \left(n + \frac{m}{4} \right)$$



排出ガス中の H₂O は凝縮するものと考え、排出ガス中の CO 体積割合は次式により求められる。

$$[CO] = \frac{n(1-\alpha)}{n + \lambda \frac{0.79}{0.21} \left(n + \frac{m}{4} \right) + \frac{m}{2}(1-\beta)} \quad (10)$$

(10) 式による結果は 5.2 節で詳記する。

5. 実験結果および考察

5.1 熱効率に関する性能

火花点火燃焼およびそれともなう機関性能に対して大きな影響を及ぼす因子は点火時期ならびに空気過剰率である。

まず点火時期と正味燃料消費率との関係を調べた結果、図 2 に示すように正味燃料消費率 (SFC) が最良となる点火時期はいずれの燃料においてもほとんど変化しておらず、またそのさいの正味燃料消費率は若干の違いはあるがほぼ同一の値となっている。

空気過剰率と燃料消費率との関係について、ホワイトガソリンおよび重油に例をとって図 3 および図 4 に示す。いずれの場合も空気過剰率 λ が増大するにしたがって燃料消費率は改善される傾向が得られているが、ホワイトガソリンにおいては $\lambda=1.0$ 以上、さらに重油にお

いては $\lambda=0.75$ 以上になると失火現象が生じるため安定な燃焼は得られなくなり、この失火を生ずる臨界空気過剰率は揮発性の悪い燃料ほど低い値をとっている。すなわち、今回の実験に用いた燃料についての臨界空気過剰率は次のとおりである。

エチルアルコール	$\lambda=1.08$
ガソリン	$\lambda=1.0$
灯油	$\lambda=0.95$

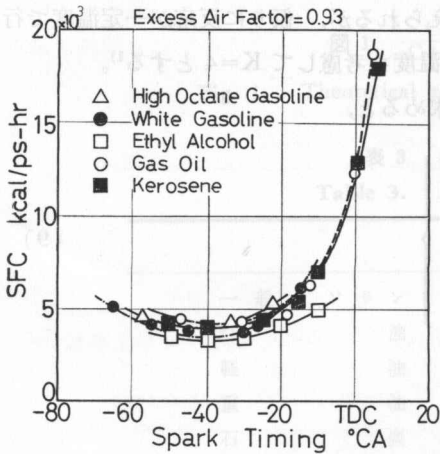


図 2 点火時期と正味燃料消費率の関係

Fig. 2. Relation between spark ignition timing and net specific fuel consumption.

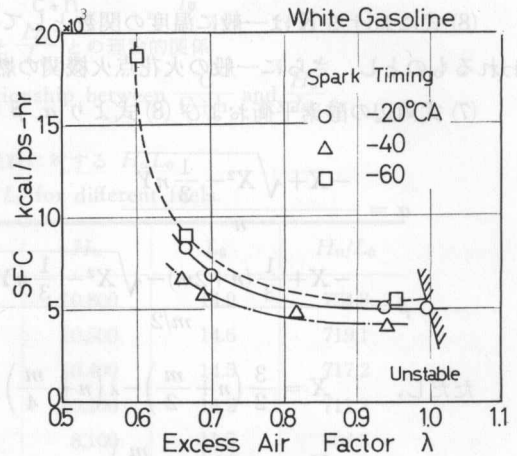


図 3 空気過剰率と正味燃料消費率

Fig. 3. Excess air factor and net specific fuel consumption.

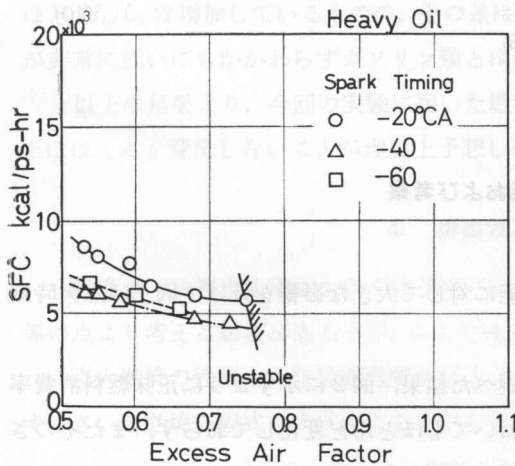


図 4 空気過剰率と正味燃料消費率

Fig. 4. Excess air factor and net specific fuel consumption.

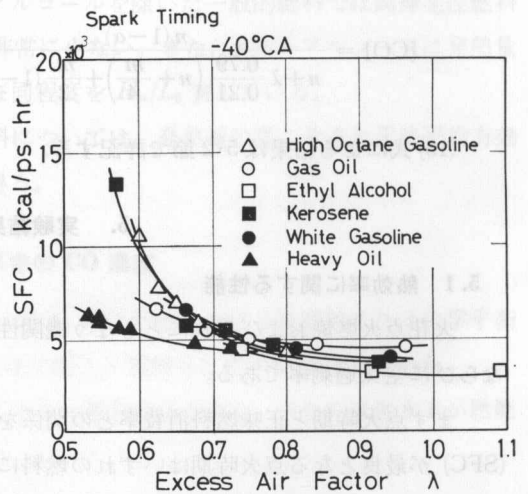


図 5 各燃料に対する空気過剰率と正味燃料消費率の関係

Fig. 5. Relations between the excess air factor and net specific fuel consumption for different fuels.

軽油	$\lambda=0.95$
重油	$\lambda=0.75$

つぎに点火時期を正味熱効率最良の時期すなわち -40°CA に保ったさいの各燃料における空気過剰率 λ と正味燃料消費率との関係を図5に示す。図にみられるように、空気過剰率がほぼ0.7以上においては各燃料による燃料消費率の差は非常に少なくなっており、空気過剰率が0.7以下においてその差が増大していることがわかる。さらに空気過剰率が小さい領域での各燃料による正味燃料消費率は、揮発性の悪い燃料ほど良好な値を示している。すなわち、重油ならびに軽油が他の燃料に比較して熱効率が良くなっている。この現象は点火時期のいかんにかかわらず生ずるものである。

これらの現象を更に検討するため、燃料ならびに空気過剰率を変えたさいのシリンダー内圧力を計測し、燃焼状態を調査した。

その結果、高揮発性の燃料は空気過剰率が減少したさい失火率が増大し、逆に軽油、重油等の低揮発性の燃料は空気過剰率が減少しても失火率はほとんど変化しないことが明らかとなった。図6は各燃料において空気過剰率が0.75と0.6の場合におけるシリンダー内最高圧力頻度を示している。すなわち、横軸はシリンダー内最高圧力レンジであり、縦軸はシリンダー内最高圧力が一定の圧力範囲内に生ずる頻度を示している。図にみられるように高揮発性燃料は空気過剰率が小さくなるにともない失火率が高くなるため最高圧の低いレベルにおける頻度が増大している。

これに比べて低揮発性燃料は空気過剰率が変化しても失火率曲線はほとんど変化していない。

以上の結果より、とくに空気過剰率が比較的小さい領域での各燃料における燃焼状態の差が明らかとなった。なお、低揮発性燃料において、とくに燃焼が安定する現象についてはその混合気形成速度が遅いことに起因するものと思われるが、更に研究する予定である。

以上熱効率の点から各燃料における特性を調べたが、3章において述べた燃料性状と平均有効圧との関係を実験上確かめるために、各燃料における出力の関係を調べた。

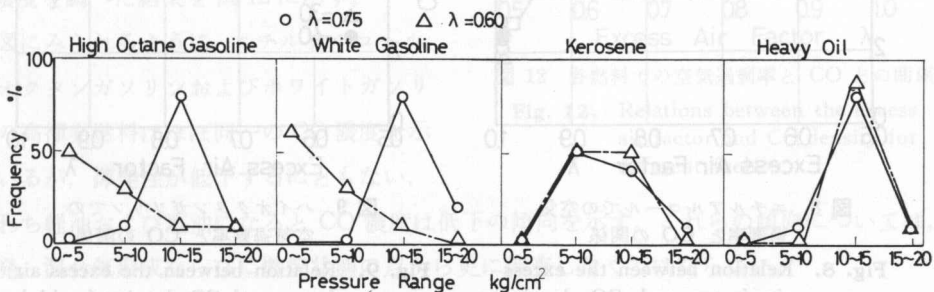


図6 シリンダー内圧力頻度
Fig. 6. Pressure frequency in the cylinder.

その結果 図 7 に示すように、空気過剰率が 0.7 以上の領域についてみるといずれの燃料も出力はほぼ同一である。すなわち、この場合正味平均有効圧の変化はなく、ただエチルアルコールにおいて若干出力が大きくなっている。これらの現象については先に述べた H_u/L_0 の傾向をもって説明し得るものである。

本節においては主に熱効率の点から各燃料での性能について述べたが、以下は排出ガスについての性能を述べる。

5.2 排出ガスに関する性能

火花点火機関で一般に問題とされる主なる排出有害ガスに一酸化炭素 CO がある。本節においてはまず CO の特性について述べ、その後さらに吐煙について触れることとする。

まず各種燃料に対して空気過剰率と排出ガス中の CO 濃度との関係を調査した。その結果を図 8 から 図 11 に示す。それぞれの図において点火時期をパラメーターとしている。

いずれの燃料においても、空気過剰率が減少するにともない CO 濃度は増加しており、空気過剰率が CO 濃度に対して非常に大きな影響を及ぼしていることがわかる。

また点火時期が前進するほど、つまり図に記した点火時期の絶対値が大きい場合ほど CO 濃度は増加する。なおこの傾向は、エチルアルコールおよびガソリン類のような揮発性が大きい

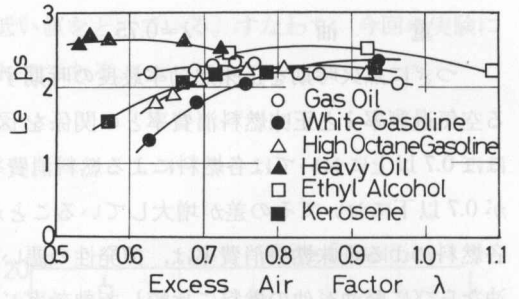


図 7 空気過剰率と出力の関係

Fig. 7. Relations between the excess air factor and power output.

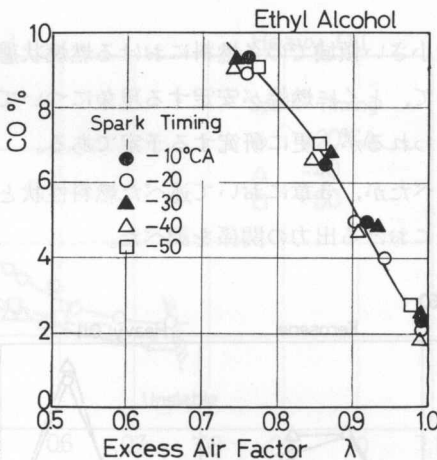


図 8 エチルアルコールでの空気過剰率と CO の関係

Fig. 8. Relation between the excess air factor and CO density for ethyl alcohol.

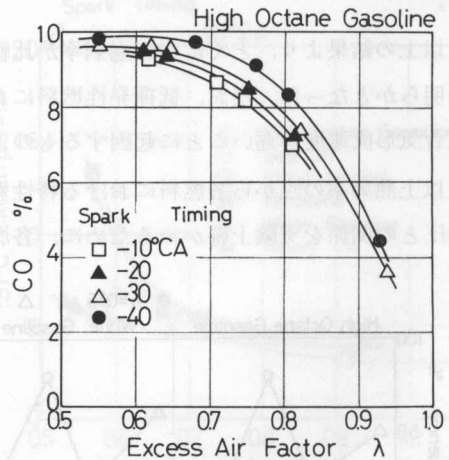


図 9 ハイオクタンガソリンでの空気過剰率と CO の関係

Fig. 9. Relation between the excess air factor and CO density for high octane gasoline.

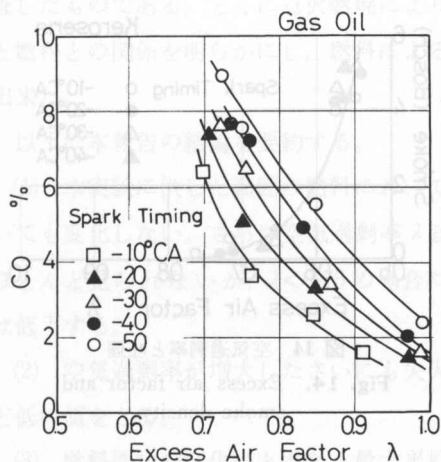


図 10 軽油での空気過剰率と CO の関係

Fig. 10. Relation between the excess air factor and CO density for gas oil.

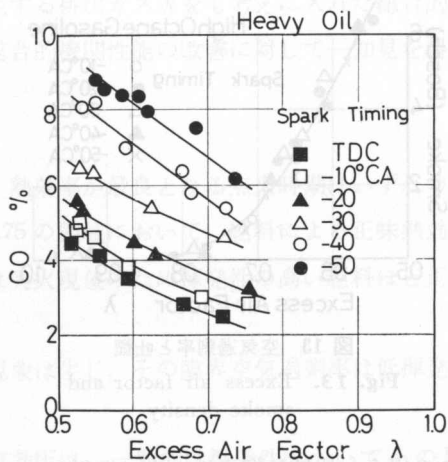


図 11 重油での空気過剰率と CO の関係

Fig. 11. Relation between the excess air factor and CO density for heavy oil.

い場合には比較的少なく、たとえば図8に示すエチルアルコールにおいてはCO濃度に対する点火時期の影響はほとんど認められない。しかし燃料の揮発性が減少するにともない点火時期がCO濃度に及ぼす影響は極めて大きくなり、図11にみられる重油においては点火時期が前進するほどCO濃度は非常に増大する傾向が得られた。

つぎに熱効率が最良となる点火時期、すなわち -40°CA において、各燃料におけるCO濃度を調べた結果を図12に示す。

図にみられるように、エチルアルコール、ハイオクタンガソリンおよびホワイトガソリン等の高揮発燃料はほぼ同一のCO濃度を示しているが、揮発性が低下するにともない、すなわち軽油および重油になるとCO濃度は低下の傾向を示す。これらの傾向については、燃料蒸発、混合気形成ならびに燃焼状態の点から更に調査しなくてはならない。

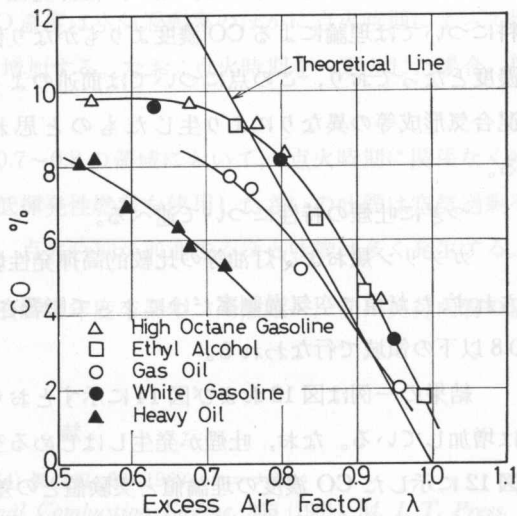


図 12 各燃料での空気過剰率と CO との関係

Fig. 12. Relations between the excess air factor and CO density for different fuels.

さて、(10)式において $n=8$ 、 $m=18^2$ とした場合のCO濃度を理論値として図12に示してある。

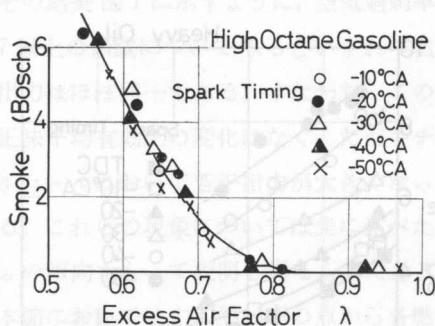


図 13 空気過剰率と吐煙

Fig. 13. Excess air factor and smoke density.

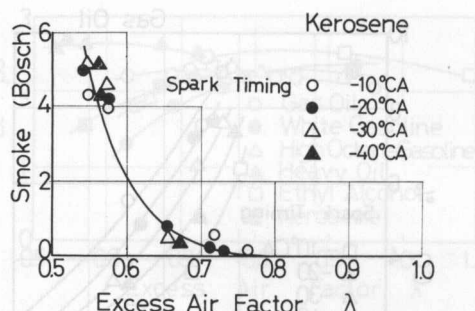


図 14 空気過剰率と吐煙

Fig. 14. Excess air factor and smoke density.

この場合、比較的揮発性の良い燃料に対して、空気過剰率がほぼ 0.75 より小さい領域においては理論値と実験値との差が増大するが、それ以外の領域においては 3 章で近似した理論値と実験値とが比較的良く一致することがわかる。なお、低揮発性の燃料については理論による CO 濃度よりもかなり低い濃度となっており、この点については前述のように混合気形成等の異なりにより生じたものと思われる。

つぎに吐煙の特性について述べる。

ガソリン類および灯油等の比較的高揮発性燃料において、吐煙は点火時期にほとんど影響されず、ただ単に空気過剰率だけによって影響される。しかも吐煙の発生は空気過剰率 $\lambda = 0.7 \sim 0.8$ 以下の領域で行なわれる。

結果の一例は図 13 および図 14 に示すとおりであり、空気過剰率の減少にともなって吐煙は増加している。なお、吐煙が発生しはじめる空気過剰率、すなわち $\lambda = 0.7 \sim 0.8$ については、図 12 に示した CO 濃度の理論値と実験値との差が大きくなり始める点と一致しており、したがって空気過剰率がとくに小さい領域において、理論的に CO を求める場合には (7) 式において右辺に C の項を考慮する必要があるだろう。

さて低揮発性燃料、すなわち軽油および重油における吐煙は図に示すように空気過剰率のみならず点火時期によって影響され、点火時期は前進させるほど吐煙が増加する傾向が得られた。

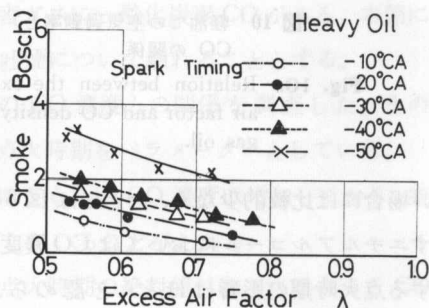


図 15 空気過剰率と吐煙

Fig. 15. Excess air factor and smoke density.

6. 結 論

本報告は、火花点火による燃焼と燃料との関係について火花点火機関を用いることにより

調査したものである。とくに点火燃焼により生ずる排出ガス等をも考えに入れた総合的機関性能と燃料との関係を明らかにし、燃料による総合的機関性能の改善に対して一知見を得ることが出来た。

以下に本報告の結論を要約する。

(1) 本実験に供した範囲の燃料において、熱効率が最良となる点火時期はいずれの燃料においても変化しない。さらに空気過剰率 $\lambda \geq 0.75$ の領域において、燃料による正味熱効率の差はほとんど見られないが、 $\lambda < 0.75$ の場合には失火現象のため揮発性の高い燃料ほど正味熱効率は低下する。

(2) 空気過剰率が增大したさいにも失火現象は生じ、その臨界空気過剰率は低揮発性燃料ほど低い値をとる。

(3) 燃料性状の変化にともなう最大平均有効圧は、一般的燃焼条件においてその燃料の H_u/L_0 によりほぼ決定される。

(4) 高揮発性燃料を燃焼させたさいの CO 濃度は空気過剰率のみによりほぼ決定され、空気過剰率の減少するほど CO 濃度は増大する。さらにそのさいの濃度は化学平衡式からの求めた理論濃度とほぼ一致した。

(5) 低揮発性燃料を燃焼させたさいの CO 濃度は空気過剰率のほかに点火時期によって影響され、点火時期が前進するほど CO 濃度は増加する。なお、点火時期を一定とした場合、揮発性の低い燃料ほど CO 濃度は減少する。

(6) 高揮発性燃料では、空気過剰率 $\lambda < 0.7 \sim 0.8$ の領域において、点火時期に関係なく吐煙の発生がみられるが、軽油らよび重油等の低揮発性燃料を使用したさいの吐煙は空気過剰率よりもむしろ点火時期により大きく影響され、点火時期が前進するほど吐煙は多く発生する。

なお、本実験にさいし、本学機械工学科昭和 47 年度卒業生 高瀬昭一、前田英行両君の協力を得た。ここに記して感謝の意を表する。

文 献

- 1) 大気汚染研究協議会：大気汚染ハンドブック，(4) 燃焼編，98 (1969)，フロナ社。
- 2) C. F. Tayler and E. S. Tayler： *The Internal Combustion Engine*, 355 (1961), M. I. T. Press.

Nomenclature

- ϕ : Constant of reaction rate
 C: Concentration
 n: Order of reaction
 B: Total fuel quantity injected
 t, τ and x : Time respectively

* This paper was reported at the 15th meeting of the JSME in Hokkaido, Oct. 1971.

** Department of Mechanical Engineering, Kitami Institute of Technology.