

# メタノール噴射火花点火機関の機関性能 と排気組成に関する研究

梶谷修一\*

(昭和58年9月8日受理)

## Engine Performances and Exhaust Emission Characteristics of Methanol-Injection S.I.Engine

SHUICHI KAJITANI\*

**Abstract** — An experiment was conducted to investigate engine performances and exhaust emission characteristics with a methanol-fueled spark ignition engine.

Methanol as a fuel was introduced by a electro-magnetic injection nozzle into a intake manifold to demonstrate the effects of high latent heat of methanol on the engine performances and the exhaust emissions.

The methanol-injection engine was operated with wide range of injection timing, with several fuel temperatures and with the exhaust gas re-circulation.

The experimental results obtained by the methanol-injection engine were compared to those of engine operated with a carbureted methanol or with a carbureted methanol-water blend fuel. The brake thermal efficiency of the methanol-injection engine was less than that of the carbureted-methanol engine. This decrease was caused by a deteriorated spray with the electro-magnetic injection nozzle. Therefore it increased when the fuel temperature was increased or the application of the exhaust gas re-circulation. However the fuel temperature was higher than the boiling temperature of methanol, the combustion became rough because of a vapor-lock. Then the suitable fuel temperature was 45 degree centigrade in this experiment. Fuel injection timing after the intake valve opening showed the best brake thermal efficiency and the stable combustion.

NOx concentration of the methanol-injection engine was almost equal to that of the carbureted-methanol engine. HC concentration (unburned methanol) of methanol-injection engine was several times of that of the carbureted-methanol engine, but HCHO concentration of the former was a half of the later one.

The exhaust gas re-circulation effects of the methanol-injection engine on the reduction of NOx concentration was similar to that of the carbureted-methanol engine.

### 1. 緒 言

メタノールを燃料とした気化器式機関の機関性能および排気についての研究<sup>(1)(2)</sup>や筒内噴射による成層燃焼に関する研究<sup>(3)(4)</sup>が行われ多くの成果を得ているが、気化器式および噴射式ともにHC(主として未燃焼メタノール)

の発生量が大きく一つの問題になっている。本研究では気化性の悪いメタノールで吸気管内噴射(電子式燃料低圧噴射装置, 以下E F Iと略す)を試み, 機関性能および排気組織におよぼす影響を調べた。このE F Iはガソリン, メタノールおよび混合燃料等, 種々の燃料に対し噴射時期および量の制御が気化器に比べて容易であり, 代替燃料供給装置として適し, そのうえ過渡運転等,

\* 茨城大学工学部機械工学科(日立市中成沢町)

暖機時における応答性がすぐれている等の利点がある。またこの制御性の良さはショート・トリップの多い都市走行時の燃料経済性の点からも有利と思われる。

本報告では、機関性能、排気特性(HC, NO<sub>x</sub>, HCHO)に対する燃料噴射開始時期、燃料温度、EGR等の影響を実験的に解明し、気化器式メタノール機関および含水メタノール機関での結果と比較検討した。

その結果、EFIは噴射圧が低いため良好な噴霧が得られず気化器に比べて、出力および熱効率が低下する。この改善のため供給燃料温度を45°C程度に加熱する必要がある。噴射開始時期はガソリン噴射の場合とは逆に吸気弁開直後の方が燃費率が良い。HCHO濃度は気化器式に比べ半減するがNO<sub>x</sub>濃度は大差ない。EFI式機関におけるEGR効果は気化器式の場合と同程度であることなどが明らかになった。以下その詳細について報告する。

2. 供試機関および測定装置

供試機関は水冷4サイクル横型OHV型であり、その主要諸元を表1に示す。実験は主として回転速度2000rpm、体積効率42.5%、点火時期48.5°CABTDCに

Table 1 Test Engine Specification

|          |  |
|----------|--|
| シリンダ径×行程 | 85×85mm  |
| 行程容積     | 482cc  |
| 圧縮比      | 8.4  |
| 連続定格出力   | 6PS/2000rpm  |
| バルブタイミング | (吸気弁) -10°CA(開),<br>+54°CA(閉)<br>(排気弁) -49°CA(開),<br>+15°CA(閉) |

固定して行った。なお気化器を使用した実験では吸気管壁面を外部より加熱し、空気過剰率が $\lambda > 1.1$ の領域で燃料が十分に気化し燃料液膜が消滅する壁面温度 $T_w = 44^\circ\text{C}^{(5)}$ に保持した。指圧線図の解析には統計処理器(日立RAH 403)を用い、連続する1000サイクルの指圧線図から平均燃焼最高圧力 $P_{max}$ 、その標準偏差 $S$ 、さらに熱発生率を求めた。排気ガスの分析にはHCはFID法、HCHOは検知管法を用いた。なおサンプリング系統は加熱し水の凝縮や他成分の吸着を防ぐようにした。

3. 実験結果および考察

3.1 噴射開始時期および燃料温度

メタノールは気化潜熱がガソリンに比べ大きい噴射開始時期(噴射時期を略す)は燃料の供給状態を決める主要な因子の一つである。そこで噴射時期を広範囲に変えて実験したが代表的な噴射時期としては吸気弁開時期より離れた100°CAATDC、100°CABTDCと吸気弁開直後の20°CABTDCおよび直後の10°CAATDCの4種類を選んだ。

図1に $\lambda = 1.1$ で燃料温度を45°Cに設定し噴射時期を変えた際の燃費率および排気温度を示す。図に示されるように噴射時期が吸気弁開前のとき燃費率はわずかに悪化し、排気温度が上昇するが、吸気弁開直後では燃費率が良くなっている。さらに噴射時期を遅らせると再び悪化している。この現象は天野ら<sup>(6)</sup>がガソリン噴射で得た結果とは逆であり興味深い。これは燃料の特性や吸気管系の相違による燃料供給状態の違いに起因するものと思われる。

図2に噴射時期(-100°CAINJ.は100°CABTDCの噴射を意味する)および燃料温度( $T_f$ )を変えた際のHC濃度を示す。噴射時期が吸気弁開時期より離れた土

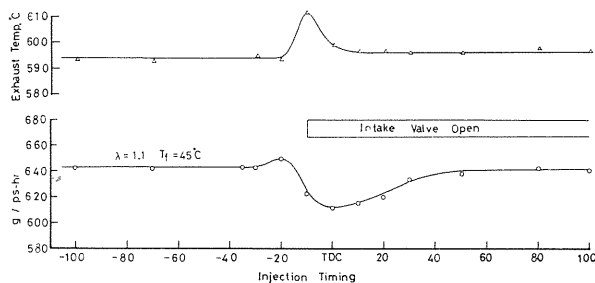


Fig. 1 Effect of injection timings on the specific fuel consumption and the exhaust gas temperature.

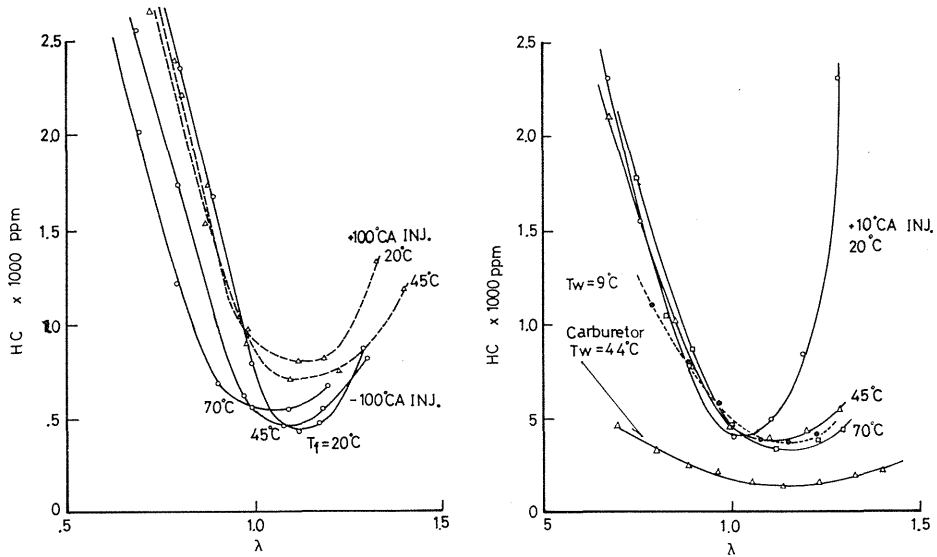


Fig. 2 Effect of the fuel temperatures on HC concentration

100°C INJ. では (図 a), 燃料の温度を上げると  $\lambda < 1.0$  の過濃域では HC 濃度は減少するが  $\lambda > 1.0$  の希薄域では逆に増加している。これに対し +10°C INJ. では全般に  $\pm 100^\circ\text{C}$  INJ. の場合より HC 濃度は低く、とくに希薄域で燃料を加熱するとその低減は著しい。しかし気化器式メタノール機関で吸気管を加熱し壁温  $T_w$  を  $44^\circ\text{C}$  にした場合の 2 倍以上の HC 濃度である。

図 3 にメタノールに酢酸ナトリウムを混入しその電気伝導度の変化から吸気管壁面上の燃料液膜の厚さを測定した一例を示す。吸気弁開時期から離れた噴射時期ではその液膜厚さは気化器式の時と同程度であるのに比べ +10°C INJ. の場合は大幅に減じており、天野らが実機模型で示しているように、噴射燃料が吸気の流れに乗ってシリンダ内に吸入されていると考えられる。そのため噴射時期によって燃料加熱の効果がことなり、とくに吸気弁開時の噴射では希薄混合気になるにつれて HC 濃度が著しく低減したものと考えられる。

図 4 に種々の条件下での熱発生率を示す。図 a に示すように、 $10^\circ\text{CA}$  ATDC の噴射では  $\lambda = 0.8$  および  $1.0$  の際にはディーゼル燃焼のようないわゆる 2 段燃焼が発生し、E F I メタノール機関の燃焼の特長を示している。この 2 段燃焼は  $\lambda = 1.2$  のような希薄混合気になると消滅し、なめらかな燃焼になっている。図 b は燃焼温度を変えた

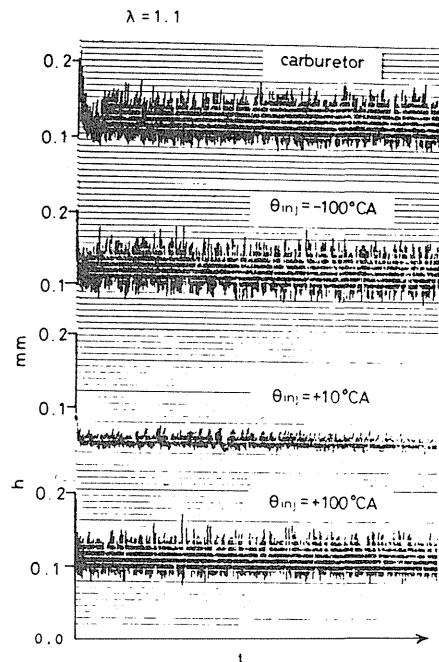


Fig. 3 Effect of the injection timings on the liquid fuel thickness at the intake manifold wall

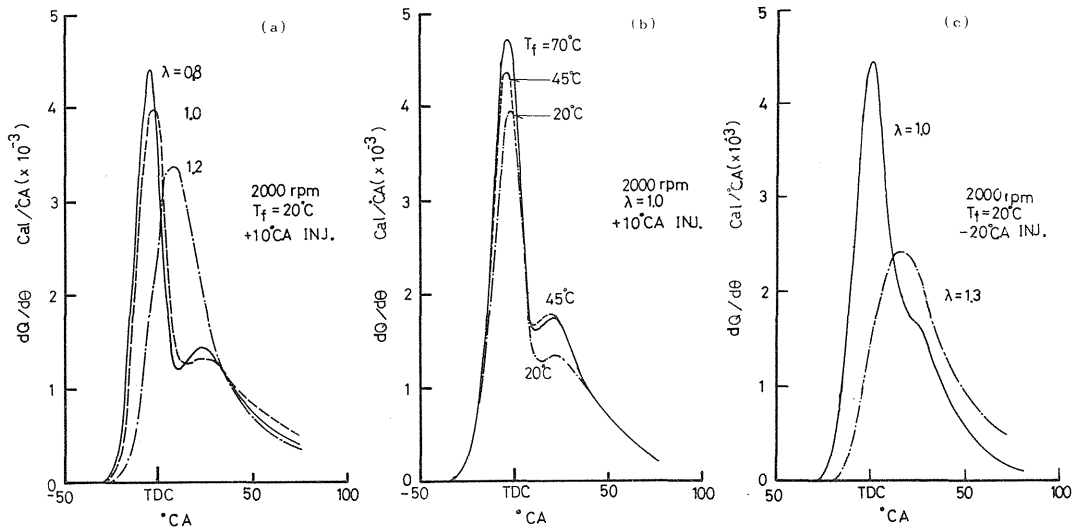


Fig. 4 Rate of heat release with various excess air factor (a), fuel temperatures (b), and with injection timing at -20°CA BTDC (c)

際の熱発生率であるが燃料温度の増加に伴い初期最大熱発生率は増加するが二段燃焼的傾向は続く。これに対し噴射時期を早めた -20°CA INJ. (図 c) では燃料滴の蒸発に使える時間が増すため λ=1.0 においても二段燃焼的傾向が減じている。なおサイドバルブ機関で燃焼室内を高速度カメラで撮影した際に火花が通過した後に燃焼を行う多数の核が観察された事<sup>(7)</sup>から推論すれば、メタノール機関では、とくに過濃域においては、噴射された燃料滴が大きいため、初期の燃焼は気化燃料による予混合燃焼、後期はシリンダ内の空気の流動での酸素供給による拡散燃焼で、いわゆるディーゼル燃焼的な広義の成層燃焼とも考えられる。したがって熱発生率の比較から、EFIメタノール機関では噴射燃料は相当大きな液滴状態で供給されているので 1)燃料温度を高めると燃料滴が微粒化する。2)吸気弁開時の噴射での燃焼は燃料噴霧の状態の影響を受け易く、燃料噴射圧、噴射方向等(省略)も影響する。

次に連続する1000サイクルの圧力線図から求めた燃料温度を変えた際の燃焼最高圧力P<sub>max</sub>の標準偏差Sを図5に、P<sub>max</sub>を与えるクランク角度およびΔP<sub>max</sub>:(P - P<sub>motor</sub>)<sub>max</sub>を与えるクランク角度を図6に示す。両図には参考のため気化器式機関で吸気管壁面を加熱し

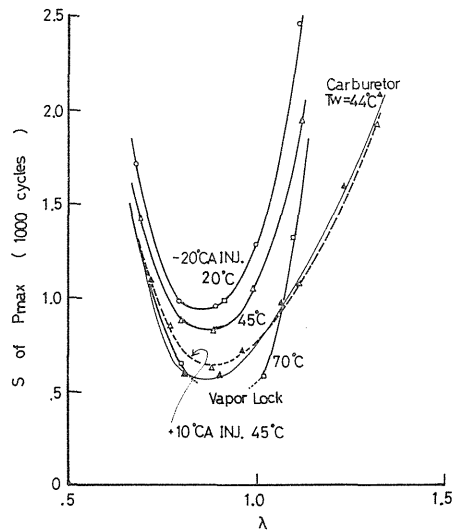


Fig. 5 Effect of the injection timings and the fuel temperatures on the standard deviation of P<sub>max</sub>

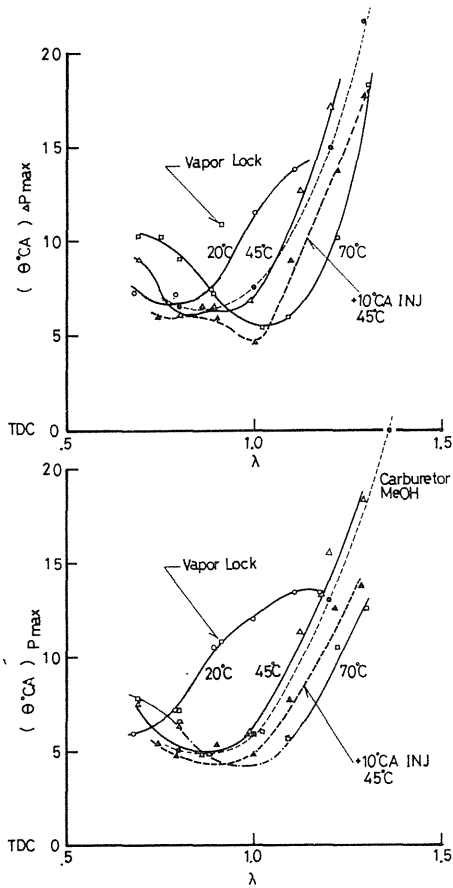


Fig. 6 Effect of the injection timings and the fuel temperatures on the crank angle where Pmax or ΔPmax take place

た場合および10°CAATDCの噴射で燃料温度45°Cの結果も併記している。本実験では点火時期を48.5° CABT DCに固定しており、さらに点火遅れが図4 (b)からわかるように同一空気過剰率では一定と見做すことができるから、PmaxおよびΔPmaxに達するまでのクランク角度が短い程、火炎伝播速度が速いものと考えられる。

図5に示されるようにEFI機関では燃料温度を高めるほど燃焼変動(Pmaxの標準偏差S)は減少し、同時に図6に示されるようにλ>1の希薄域での火炎伝播速度が増加している。すなわち、この燃料温度45°Cでは気化器式機関で吸気管壁面を加熱(T=44°C)した際の値に近似している。このような燃焼変動の低減、火炎伝播速度の増加は後述するが正味熱効率の増加、HC濃度の低減、NOx濃度の増加を招く事になる。しかし希薄域(λ>1)におけるNOx濃度の増加は比較的小さいので吸気管壁面の液膜流厚さを減少させる噴射時期、すなわち吸気弁開直後で噴射し、燃料温度をある程度加熱する事がEFIメタノール機関では必要である。なお燃料温度を70°Cにするとたびたびベーパーロックをおこしたので本噴射装置では45°C程度が適当であった。

### 3.2 気化器機関との比較

EFIメタノール機関でのNOx濃度および正味熱効率(BTE)を気化器式メタノール機関の場合と比較して図7に示す。図中Tはメタノールおよび含水メタノール(25%重量割合)を気化器で供給した場合の吸気管壁面温度をあらわしている。

NOx濃度は気化器式に比べ、その最大値を与えるλが過濃側に移動しており、これは混合気中に燃料液滴の存在による燃焼時の実質空燃比の希薄化が原因と考えら

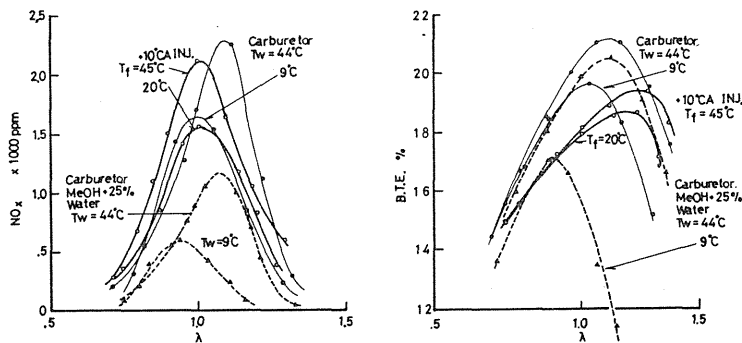


Fig. 7 Effect of the operating conditions on NOx concentration and the brake thermal efficiency

れる。また燃料温度  $T_f = 20^\circ\text{C}$  の時の  $\text{NO}_x$  濃度は気化器式で吸気管壁面の加熱なしの場合、 $T_w = 9^\circ\text{C}$  の値とほとんど一致しており、気化器式における壁面液膜流の増加と燃料液滴径の増大化は  $\text{NO}_x$  濃度に関して同様の作用をするように思われる。気化器式含水メタノール機関の  $\text{NO}_x$  濃度は気化器式および E F I 式メタノール機関と、その最高値で比較すると約半分の値であり水による  $\text{NO}_x$  低減効果が大いことがわかる。しかし燃焼変動、熱効率を改善するために吸気管壁面を加熱すると ( $T_w = 44^\circ\text{C}$ )、 $\text{NO}_x$  濃度は増加し  $\lambda > 1.1$  の希薄域では E F I メタノール機関と大差なくなる。熱効率に関して E F I メタノール機関では混合気中の燃料液滴が過濃側ほど大きく、しかも未燃焼のまま多くが排出され、かつ等容量も低下するので正味熱効率は気化器式に比べ低い。しかし  $\lambda > 1.1$  の希薄領域では燃料を加熱すると燃料液滴が微細化する度合も高く燃焼効率が改善し熱効率は向上する。このた

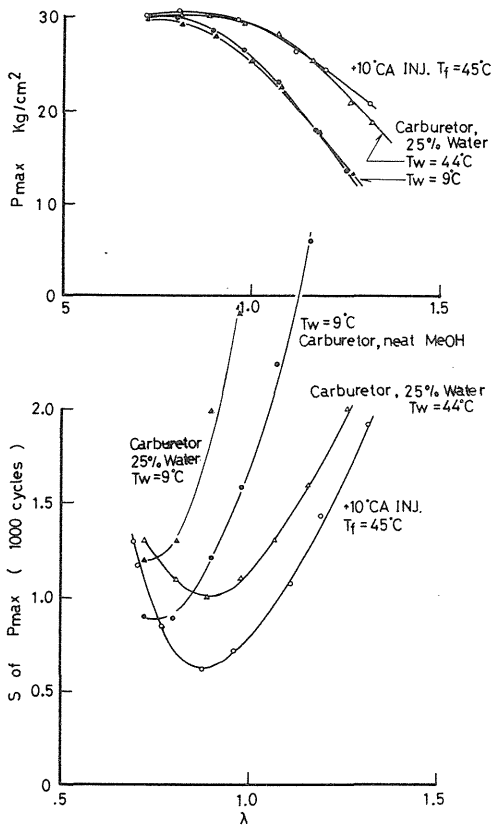


Fig 8 Effect of the operating conditions on  $P_{max}$  and the standard deviation of  $P_{max}$

め最大正味熱効率を与える  $\lambda$  は希薄側に移行する。

図 8 に E F I メタノール機関と気化器式含水メタノール機関での  $P_{max}$  および  $P_{max}$  の標準偏差  $S$  を示す。含水メタノールは吸気管壁の液膜厚さを増加させ、また液膜厚さの時間的不均一性を増加させるため図に示されるように E F I メタノール機関より高い  $S$  値を示しており吸気管内の液膜が燃焼の不安定性を大きく左右していると考えられる。

$\lambda = 0.7$  付近で供給方式の違いで  $S$  値の差が小さいのは、多量に供給される燃料が E F I では多量の燃料滴に、気化器式では多量の液膜流になるためと考えられる。それゆえ  $\text{NO}_x$  濃度および熱効率ともに差が少なくなるものと考えられる。

図 9 に排気温度および HC 濃度を示す。図に示される

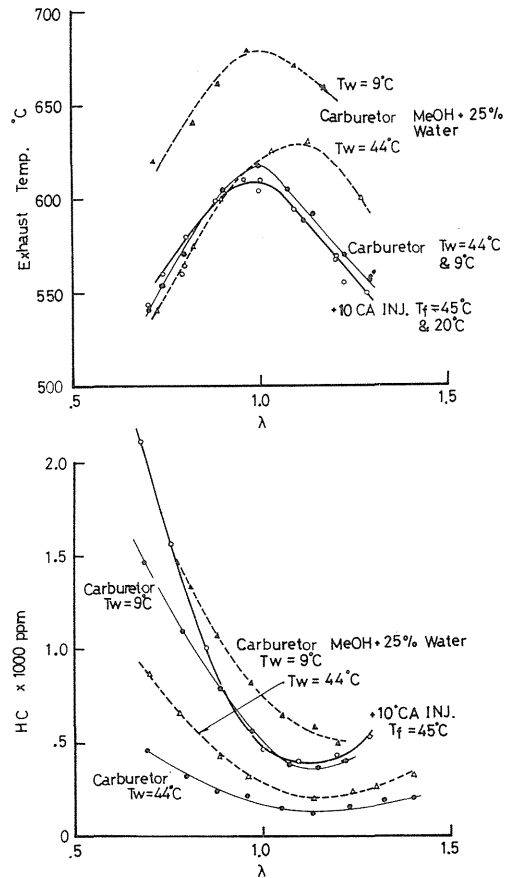


Fig. 9 Exhaust gas temperature and HC concentration versus excess air factor

ように E F I の場合の排気温度は  $\lambda=1.0$  を境に希薄になるに従い低下するのに対し、気化器式メタノールでは  $\lambda=1.1$  まで上昇し、その後 E F I 時より高温を保ったまま希薄になるに従い低下する。すなわち E F I では図 4 に示した  $\lambda$  および燃料温度を変えた際の熱発生率に見られるように、発熱の初期および中期には違いが表われるが後期では差が少なくなっており、液滴存在による混合気の不均一性はメタノールの燃焼性の良さ、あるいは液滴群がある種の成層化を果す方向に働き、含水メタノール気化器式機関の時のような後燃えが発生し難いものと考えられる。しかしながら HC 濃度は気化器式機関よりも高く、E F I 機関における問題点である。

図10に HCHO 濃度を示す。供試機関が点火時期固定 (48° CABTDC) のため、参考として MBT 点火時期お

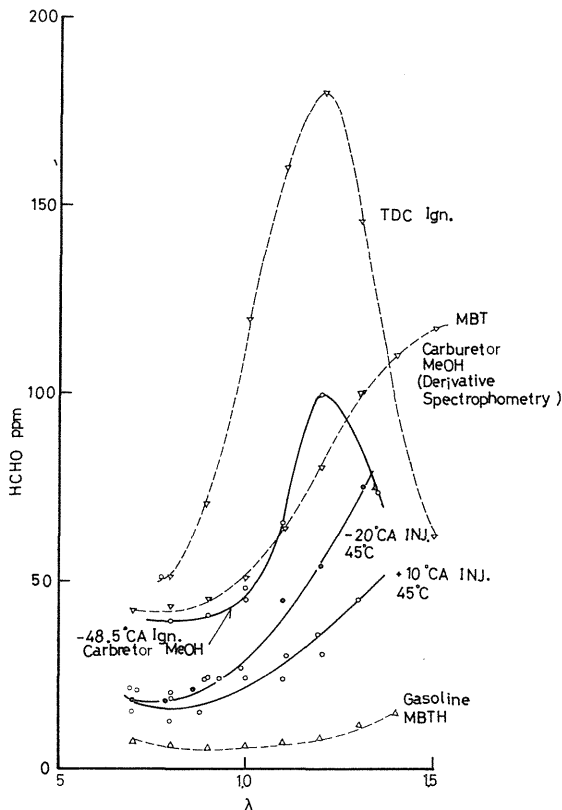


Fig. 10 HCHO concentration versus excess air factor

よび TDC の点火時期で 2 次導函数分析器を用いて測定された結果<sup>(8)</sup> およびガソリン機関で MBTH で測定された結果<sup>(9)</sup> を引用して同図中に併記してある。気化器式機関で点火時期を固定した場合、 $\lambda$  の大きい領域では燃焼が遅れるので  $\lambda=1.2$  付近で HCHO 濃度は最大値をとり (TDC 点火では WOT, 本実験では体積効率  $\lambda_v=42.5\%$ ) ガソリン機関の 5 倍~10 倍の高排出濃度である。これに対し E F I メタノール機関では  $\lambda$  が大きくなるとともに HCHO は増加するが、その排出濃度は気化器式の約 50% である。これは混合気中の燃料液滴が圧縮行程で気化する等のためシリンダ内混合気の温度降下、予混合燃焼時の実質空燃比の希薄化のため気化器式に比べ燃焼温度が高くないためと考えられる。さらに HCHO が  $\text{CH}_3\text{OH}$  から直接生成されるものとするれば、混合気中の燃料液滴が  $\text{H}_2$  と  $\text{CO}$  に解離するため、HCHO の生成が少なくなるという可能性も考えられる。

### 3.3 EGR 効果

EGR 率は  $\text{EGR} = \text{Ge} / (\text{Ge} + \text{Ga}) \times 100\%$ , Ge: 排気再循環量, Ga: 吸入空気量とする。前節まで同一運転条件 2000rpm,  $\eta_v=42.5\%$ , 点火時期 48.5° CABTDC で、噴射時期を 20° CABTDC とし、EGR を 15%, 25% と変えた際の  $\text{NO}_x$  濃度および正味熱効率を図 11 に示す。E F I 機関においても EGR を実施すると  $\text{NO}_x$  濃度は大巾に低減し、その最大値と比較すると EGR = 15% で約 1/2, 25% で約 1/4 にまで減少している。これに対し正味熱効率は、その最大値を与える空気過剰率は EGR 量の増加に応じて  $\lambda=1.25, 1.1, 1.05$  と過濃側に移り、同時にその最大値も増加する。とくに過濃域での正味熱効率の増加が大きく、EGR = 15% では気化器式メタノール機関の値に近づき、25% ではその値よりも高くなっている。EGR によって過濃側の正味熱効率が増加する現象は気化器式メタノール機関に EGR を実施した際にもみられ<sup>(10)</sup>、これは本実験では体積効率を一定に保ったので EGR 率の増加にしたがいポンプ損失が低減するし、過濃側でな多量に放出される未燃焼成分が EGR ガスに含まれて再吸入されるためと考えられる。

図 12 に HC 濃度および  $P_{\text{max}}$  の標準偏差 S を、図 13 には過濃混合気 ( $\lambda=0.86$ ) および希薄混合気 ( $\lambda=1.13$ ) での熱発生率を示す。HC 濃度は EGR 率を増すにつれ増加している。これは EGR による不活性ガスの増加は燃焼時の混合気条件を悪化させ燃焼が不安定になるため

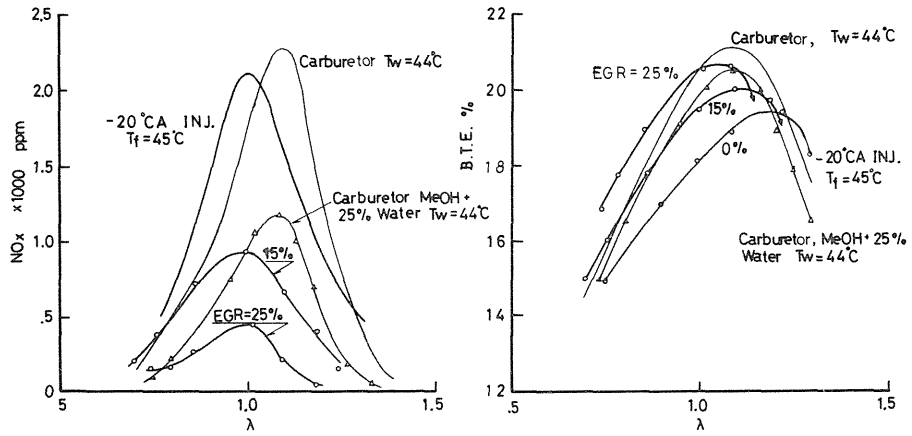


Fig. 11 NOx concentration and the brake thermal efficiency of the methanol-injection engine with EGR

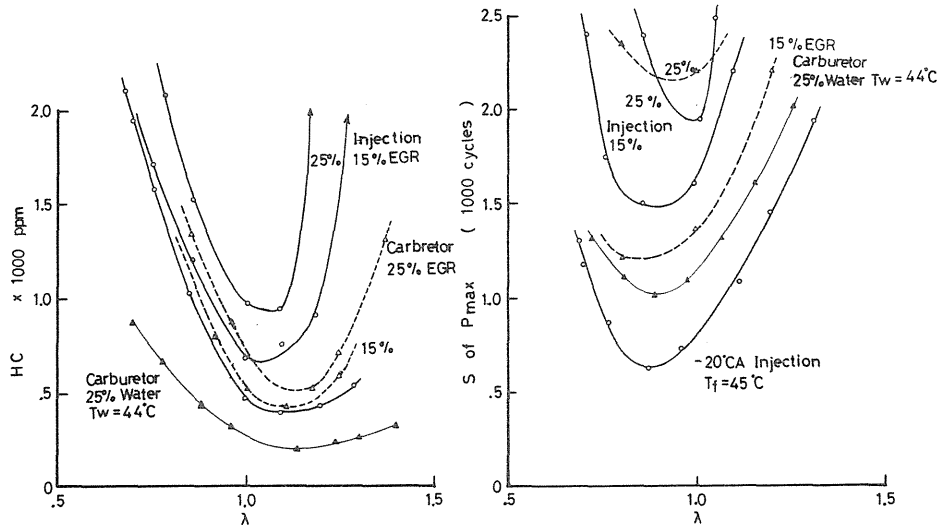


Fig. 12 Effects of EGR on HC concentration and the standard deviation of Pmax



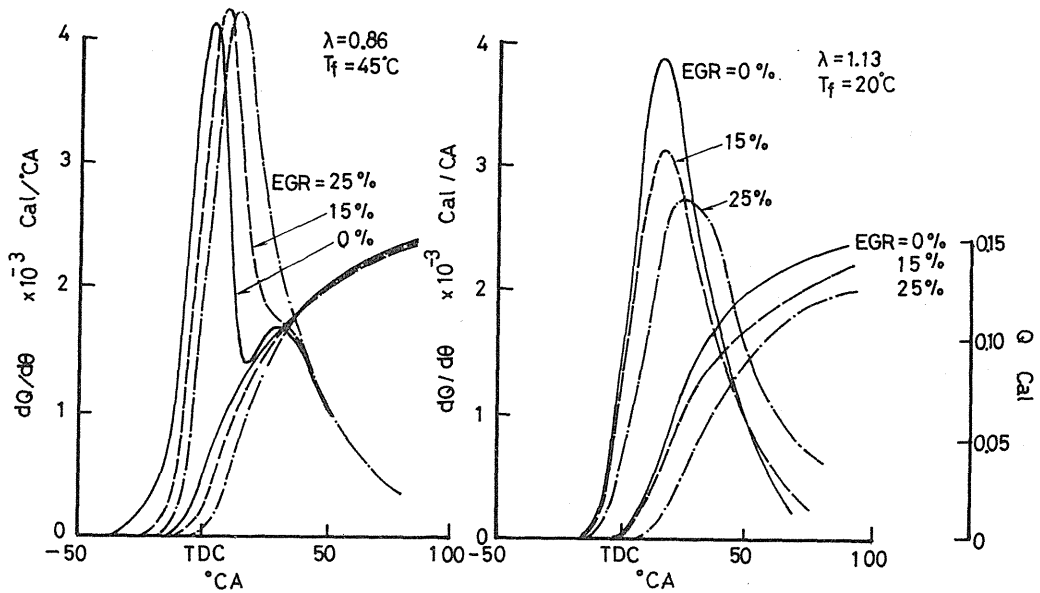


Fig. 13 Rate of heat release with EGR

と考えられ、Pmaxの標準偏差にもあらわれている。またEGRを実施する事によってS値が急増するとともに、その最小値を与えるλが狭い範囲になる。これは図13の熱発生率に示されるように過濃側でのEGRは燃焼を遅れさせ、希薄側でのEGRは燃焼が遅れると同時に発熱経過が示すように燃焼効率も低下するためと考えられる。

以上EFIメタノール機関におけるEGRはHC濃度の増加、燃焼変動の増加があるので好ましいとは言えないが、NOx濃度低減に関しては気化器式メタノール機関のEGRあるいは含水メタノールの使用と同程度の効果は期待できる。

#### 4. 結 論

吸気管内低圧燃料噴射メタノール機関の機関性能および排気におよぼす諸因子の影響およびEGR効果を調べ、気化器メタノール機関と比較した。その結果を要約するとつぎのとおりである。

1. EFIは噴射圧が低いため、良好な噴霧が得られず気化器式機関に比べ正味熱効率は低い。この場合燃料温度を高めると、またEGRを実施すると気化器式機関

と同程度に達する。この際噴射圧の低いEFIでは燃料温度を沸点以上に高めるとベーパーロックを誘発し、燃焼変動が烈しくなるので燃料温度は45°C程度が適当である。

2. 燃料噴射開始時期は正味熱効率高く、燃焼変動が低くまたHC濃度低減に燃料加熱の効果が大きいなどの点から吸気弁開直後が良い。この傾向はEFIガソリン機関と一致しない。これは吸気系の構造および燃焼室構造も影響するが、燃料滴の存在が何んらかの成層化している可能性や、メタノール液滴の場合ガソリン液滴と違い沸点が一樣であり高沸点成分がないため等の理由が考えられる。

3. NOx濃度は気化器式メタノール機関と大差がないが、希薄混合気たとへはλ=1.2付近では含水メタノール(25%重量比)機関と同程度のNOx濃度および正味熱効率での運転が可能である。

4. HC濃度は気化器式機関の数倍に、HCHO濃度は約1/2の値となる。これはメタノール液滴が関与していると考えられ、今後究明すべき問題である。

5. EFIメタノール機関におけるEGRのNOx濃度低減効果は気化器式メタノール機関の場合と同様であり、EGR=15%で25%含水メタノール機関の場合と同

程度の NO<sub>x</sub> 濃度である。

終りに本研究を行うにあたり適切な助言を与えられた澤則弘茨城大教授にまた実験に際しては掘昭三氏、室星考徳君に協力を受けた。ここに深甚なる謝意を表わす。

### 参 考 文 献

- 1) H. G. Adelman et al "Exhaust Emission from a methanol-fueled Automobile" SAE720693
- 2) 金栄吉他 "自動車用メタノール機関の研究" 日本自動車研究報告第27号 昭51年6月
- 3) 須藤他 "自動車用メタノール機関の研究", 日本自技会論文集 No.16, 1978
- 4) 梶谷他 "火花点火メタノール機関に関する研究" 日本機械学会論文集 No.350 昭51年8月
- 5) 沢他 "メタノール機関に関する実験的研究", 茨城大学工学部研究集報第23巻1975年
- 6) 天野他 "電子制御式燃料噴射エンジンのNO<sub>x</sub>排出特性について", 日本自技会論文集 No.3, 1977年3月
- 7) 未発表資料
- 8) Ito et al, "Formaldehyde Emission from a Spark Ignition Engine using Methanol". Alcohol Fuel Technology Third International Symposium California U. S. A 1975年5月
- 9) 齊藤他 "メタノール混合燃料による排気組成", 日本自技会論文集 No.8, 1975年
- 10) 掘他 "メタノール機関の排気と燃焼特性におよぼす EGRの影響", 日本自技会論文集 No.7, 1979年