

# メタノールを燃料とした火花点火 遮熱機関に関する数値実験的研究

梶谷修一\*, 木村純一\*\*

(昭和62年8月26日受理)

## A Computer Simulation of Adiabatic Spark Ignition Engine using Methanol as a Fuel

Shuichi KAJITANI\* and Jyunichi KIMURA\*\*

*Abstract* — There is a lot of researches of adiabatic diesel engine using actual and computer models. However no researche exists regarding a spark ignition adiabatic engine because of knock problems when a gasoline is used as fuel.

There is one possibility of the spark ignition adiabatic engine when methanol is selected as fuel. Because methanol has properties of high anti-knock and no soot formation tendencies when it burns.

Methanol fueled spark ignition adiabatic engine has advantages of the increase of compression ratio, decrease of cooling loss and weight of engine. Furthermore the decrease of aldehyde in the exhaust emissions which produced a vicinity of the combustion chamber wall and the extension of energy sources for securities.

In this report, a computer simulation was developed to estimate the cooling losses, exhaust losses and engine performances.

The results of computer simulations indicate a possibility of the spark ignition adiabatic engine with a stratified combustion. And it was confirmed by the actual engine experiments.

### 1. 緒 言

断熱機関の研究は、圧縮着火機関では数値計算および実験が行われているが、火花点火機関では検討されていない。これは、燃料にガソリンを使用するとノックの発生が避けられず、断熱機関の実現は予想されないからである。しかし燃料にアルコールを用いれば、その高アンチノック性で火花点火断熱機関実現の可能性はある。アルコール系燃料特にメタノールの高アンチノック性を利用した高圧縮比火花点火機関も研究されているが、圧縮

比の増加は機関の燃焼室形状にもよるがCFR機関で1～2程度であり、これによる熱効率の増加は2～3%である。メタノールを燃料とした火花点火断熱機関は圧縮比の増加、冷却損失の低減、機関の軽量化と同時にエネルギー源の多用化と燃焼室壁面付近で生成するアルデヒド濃度の低減という利点がある。従って、メタノールを燃料とした火花点火断熱機関の諸性能を検討しておく必要があると考えられる。数値計算を行うに際し、高温化した燃焼室内における燃焼率の形あるいは発熱開始の時期、燃焼期間は明確にされていないため一定として計算されている例もある。しかし機関性能、排気特性を計算

\* 茨城大学工学部機械工学科 (日立市中成沢町)

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Ibaraki University,  
Hitachi 316, Japan

\*\* 川鉄システム開発(株) (千代田区内幸町)

KAWASAKI STEEL Systems R&D Co., Chiyodaku, Tokyo 100, Japan

するにはその基本となる燃焼率の高温燃焼室での挙動を明確にしたうえで計算しなければいくら厳密な計算を行っても意味がないと考えられる。本研究においてはピストン頂面に空気層を設けた遮熱ピストンを使用し、ピストン頂面を高温化した際の熱発生率に及ぼす影響を実験的に明らかにし、この熱発生率のデータを用いた。また、冷却損失に関しても従来提唱されている種々の計算式が高温燃焼室に適用できるかどうか疑問ではあるが、本計算においては従来提唱されている熱伝達に関する式をそのまま用いて断熱機関の冷却損失、排気損失またこれらが影響した機関性能に及ぼす影響を数値実験的に解明した。また、いわゆる断熱機関は燃焼室壁面温度が燃焼ガス温度と同時に変化する際に実現されるが、実際にはこの様な燃焼室壁を作ることは不可能であり、ここでは熱容量の大きい燃焼室壁によって構成される遮熱機関について検討を加えた。

2. 計算モデル

数値計算のモデルは Fig. 1 に示す様に吸気弁、排気弁で結ばれる吸気容積、燃焼容積、排気容積の3つにおいて、それぞれ吸気、排気、燃焼のガスモル数、エンタルピ、熱量の瞬間、瞬間の出入りを質量保存、エネルギー保存の法則および熱力学の第一、第二法則を適用し、温度、圧力に関する連立常微分方程式をたて、これを解くと言う手法を用いた。

数値計算のモデルとした機関は、空冷4サイクル頭上弁型単気筒機関で、その主要諸元を Table 1 に示す。実験におけるピストン遮熱の方法は、Fig. 2 に示す様にピストン頂面に空気層を作ることによって行った。空気層のピストン頂面に対する面積割合は約 55% で、上死点における全燃焼室表面積に対する割合は約 22% である。実験は 1500 rpm, WOT に固定し、点火時期、空気過剰率を変化させてピストン遮熱の機関性能に及ぼす効果を調べた。

数値計算は以下の仮定のもとに行った。(1)燃焼室内の作動ガスは十分に乱れて一様であり、スワールなどの流れは考慮しない。(2)作動ガス組成はメタノール、CO<sub>2</sub>、H<sub>2</sub>O、N<sub>2</sub>、O<sub>2</sub> の5成分を考え、比熱に関しては、メタノールは谷下の式<sup>(1)</sup> (1500 Kまでの温度の2次式)を、他の組成については Justi の比熱表<sup>(2)</sup>を、3000 K まで ± 0.3% の精度で近似した温度の5次式を用いた。(3)燃焼過程では実験で得られる熱発生率に Woschni の式で計

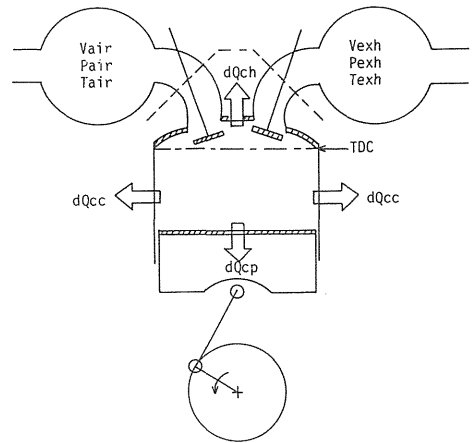


Fig. 1 The Engine Model of Calculation.  
 dQch : Heat rejection to the cylinder head  
 dQcc : Heat rejection to the cylinder liner  
 dQcp : Heat rejection to the piston

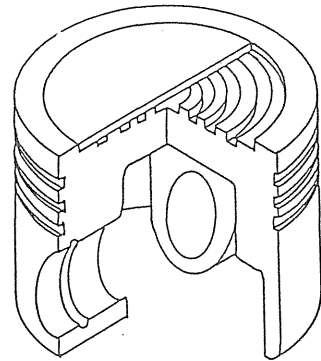


Fig. 2 Thermal Insulated Piston.

Table 1 Specification of Test Engine.

機関種類	空冷単気筒4サイクルOHV	排気弁 開	129°C
内径×行程	95 mm×72 mm	排気弁 閉	381°C
行程容積	510 cc	吸気弁 開	329°C
圧縮比	7.1	吸気弁 閉	611°C
定格出力	11 PS / 3400 rpm	但し、膨張開始TDCを0°Cとした。	

算される冷却損失を加え、これをWiebe の関数で近似して用いた。すなわちWiebe は燃焼経過 x に

$$x = 1 - e^{-6.9(t/t_z)^{m+1}}$$

なる関係を与えた。これを微分した燃焼率  $dQ_{Br}/d\theta$  は

$$\frac{dQ_{Br}}{d\theta} = G_{fuel} \frac{H_u}{DUR} 6.9(m+1)$$

$$\left\{ \frac{\theta - IGN}{DUR} \right\} e^{-6.9 \left( \frac{\theta - IGN}{T_z} \right)}$$

ここで  $t_z$ : 燃焼時間,  $x$ : 燃焼した燃料の割合,  $m$ : 燃焼の特性を表す指数, また  $G_{fuel}$ : 供給燃料量,  $H_u$ : 燃料の低発熱量,  $DUR$ : 燃焼時間,  $IGN$ : 点火時期,  $\theta$ : 任意のクランク角度である。

実機実験から得られた熱発生率を Fig. 3 に示す。熱発生率  $dQ_{hr}/d\theta$  は, [a] で発熱を開始し [b] で主燃焼は終了し [c-d] で後燃えがあるとす。この  $dQ_{hr}/d\theta$  と Woschni の式で計算した冷却率  $dQ_c/d\theta$  を加えると燃焼率  $dQ_{Br}/d\theta$  なる破線を得る。この燃焼率で [a'] を燃焼始めとし,  $dQ_{Br}/d\theta_{max}$  と Wiebe の関数の  $dQ_{wi}/d\theta_{max}$  を一致させ, かつ

$$\int_{a'}^{b'} dQ_{Br} = \int_{a'}^{b'} dQ_{wi} \quad \text{となる } b' \text{ および燃焼の特性値}$$

$m$  を算出する。

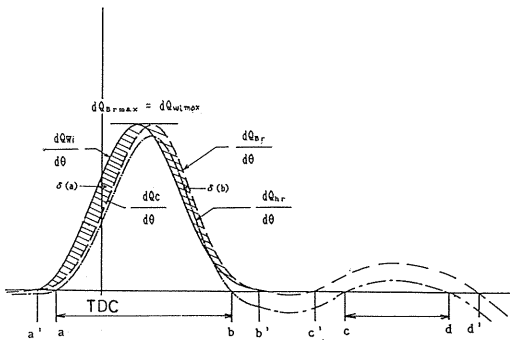


Fig. 3 Heat Release Rate and Cooling Rate.

この際  $dQ_{Br}/d\theta$  と  $dQ_{wi}/d\theta$  の近似程度は以下の様に定義した。

すなわち  $\delta(a)$ ,  $\delta(b)$  を  $dQ_{Br}/d\theta$  と  $dQ_{wi}/d\theta$  の面積差とし

$$\gamma = \frac{|\delta(a)| + |\delta(b)|}{\int_{a'}^{b'} dQ_{Br}}$$

を求めると,  $\gamma$  は最小 0, 最大 2 の値をとる。従って燃焼率の近似度  $Er_{wi}$  は  $Er_{wi} = (1 - \gamma/2) \times 100(\%)$  で定義した。

また,

$$\int_{a'}^{b'} dQ_{wi} \text{ は } Q_{input} \text{ (供給熱量) に等しくなるはずで}$$

あるが  $dQ_c$  の見積りにより

$$Q_{input} > \int_{a'}^{b'} dQ_{wi} \text{ となる時がある。この時 } Er_{wo} \text{ を}$$

$$Er_{wo} = \frac{Q_{input} - \int_{a'}^{b'} dQ_{wi}}{Q_{input}} \times 100(\%) \text{ と, 定義する。}$$

以上の方法により燃焼率を近似した際,  $Er_{wo}$  は最大 92.1%, 最小 78.1%,  $Er_{wi}$  は最大 99.5%, 最小 93.2% であった。

### 3. 計算結果および考察

燃焼室を遮熱した際の機関性能を数値計算するに, その妥当性を(1)圧縮・膨張行程で数値計算を行い, 実験結果と比較検討した。ついて(2)吸排気行程を含めた全行程で数値計算を行い実験結果と比較検討した。ついて(3)燃焼室の壁面温度を 200℃ から 1400℃ まで変化させて全行程で数値計算を行い機関性能に及ぼす影響を検討した。更に(4)火花点火燃熱機関に求められる燃焼率を実施する具体的な方法について検討した。

#### 3.1 数値計算の妥当性について

##### (1) 圧縮・膨張行程の数値計算

数値計算によって機関性能を検討する際に, 全行程の計算を行わなければならないのは言うまでもないが, 最も機関性能に大きな影響を及ぼす圧縮, 膨張行程で実験結果と大きな相違がないことを確認しておく必要がある。

初期条件としては実験結果から得られた燃焼率と体積効率を用いた。機関運転条件は, 回転速度 1500rpm, WOT に固定し, 点火時期を  $-50^\circ\text{CA}$  から  $-10^\circ\text{CA}$ , 空気過剰率を 1.0 から 1.3 まで変化させ, ピストン頂面の遮熱の有無, 燃料の供給状態を気化供給, 液滴供給と変えて行った。(以下, 標準ピストンの気化供給を SP-VM, 標準ピストンの液滴供給を SP-LM, 遮熱ピストンの液滴供給を TBP-LM と略記する)

燃焼率は、熱発生率に冷却率を加えた。この際、燃焼室壁面を 200℃(燃焼室壁面から 3 mm, 7mm 内側の温度は実験条件により多少差はあるが、200~250℃, 180~210℃である。但し、空気過剰率が 1.3 を越える希薄混合気の場合は燃焼室壁面温度は極端に温度が下がり 130~160℃と低下するので除外した)と仮定し Woschni の式で冷却率を計算した。遮熱ピストンを装着した際にはその頂面の温度は 800℃<sup>(3)</sup>として冷却率を計算した。

Fig. 4 に、実験結果と計算結果〔計算 1 とする〕の比較を示す。点火時期、空気過剰率を大幅に変化させているが全般的にみれば等容度、図示熱効率は実験結果とは良い一致をみている。

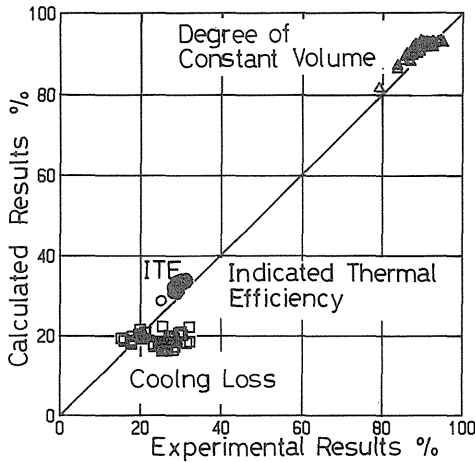


Fig. 4 The Comparison of Experimental and Calculated Results.

Fig. 5 に冷却損失の比較を拡大した図を示す。計算での燃料は気化供給されているから、実験の SP-VM に相当し、これと比較すると、実験結果と計算結果とのずれは ±2% 以内である。SP-VM 以外の燃料供給条件では計算と実験のずれが大きくなり約 3~4% となる。この計算と実験のずれは冷却損失の見積り以外にも、(a)燃焼率の近似誤差、(b)燃焼効率(実験での冷却損失は供給燃料から熱発生率の正の積分値(上死点前 -38℃A から上死点后 136℃A 間の正の熱発生率)を引いたもので定義している)(c)排気行程での熱損失および(d)吸気行程での壁面から作動ガスへの熱授受は考慮していないこと。また、(e)供試機関は空冷機関であるため燃焼状態による燃焼室壁面温度の変化があるが数値計算では 200℃一定と

している事などの理由が考えられる。

(c, d, e) については次節以降で検討を加える。ここでは (a, b) 即ち、燃焼率を近似するに熱発生率から燃焼率を計算するに際し、Wiebe の関数で近似出来ない燃焼後半の発熱を主燃焼期間に含めた影響、および燃焼効率の冷却損失に及ぼす影響を検討する。

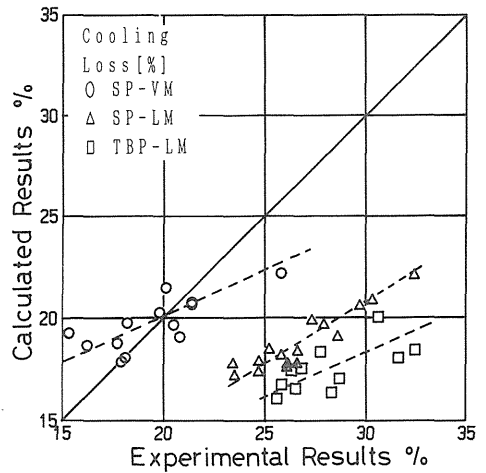


Fig. 5 Close Comparison of Experimental and Calculated Cooling Losses.

Fig. 6 に燃焼率の供給燃料に対する近似誤差 ( $Er_{wo}$ ) に対する実験結果と計算結果の冷却損失の差 ( $\psi_C - \psi_E$ ) を示す。但し、 $\psi_C$  は計算による冷却損失、 $\psi_E$  は実験による冷却損失で燃焼効率を含み  $\psi_E = \psi_{UB} + \psi_{Cool.E}$  である。ここで  $\psi_{UB}$  は供給熱量に対する未燃焼熱量、 $\psi_{Cool.E}$  は冷却損失とする。これより、

$$\frac{\text{計算冷却損失} - \text{実験冷却損失}}{\text{実験冷却損失}} = \frac{(\psi_C - \psi_E)}{\psi_E} = \frac{(\psi_C - \psi_{Cool.E}) - \psi_{UB}}{\psi_{UB} + \psi_{Cool.E}}$$

となる。ここで、 $\psi_C = \psi_{Cool.E}$  として Wiebe の関数で近似出来なかった全ての部分が燃焼効率によるものとする、冷却損失は図中実線に沿うように変化すると考えられる。しかし、計算に於て、Wiebe の関数で近似出来ない発熱部分(燃焼後半の発熱および未燃焼分)を主燃焼部分に含めている為に、燃焼率の最大値は実験よりも大きくなるので燃焼室内温度は上昇し  $\psi_C > \psi_{Cool.E}$

となる。従ってSP-VMの計算による冷却損失は、実験による冷却損失よりも高くなっている。Fig. 6に示す燃焼率の近似誤差  $Er_{wo}$  に対する冷却損失の誤差で、例えば  $\lambda = 0.971$  での冷却損失は、全ての点で計算値が実験値より小さくなっている。計算における不完全燃焼は、酸素の不足した2.9%に過ぎないが、実験と計算の差は20%に達し、実験での  $\phi_E$  には実際の燃焼効率が大きく影響する事がわかる。

また、燃焼効率の影響の小さいと考えられる  $\lambda = 1.134$  および  $\lambda = 1.262$  では、冷却損失は計算値の方が実験値よりも大きいのがほとんどで、燃焼後半の発熱を主燃焼期間に含めた影響が大きいと考えられる。

Fig. 7に、実験と計算の最大熱発生率 ( $dQ/d\theta_{max}$ ) の比較を示す。計算値は実験値よりSP-VMに於て約4J, SP-LM, TBP-LMでは約7J, 大きくなっている。これはWiebeの関数で近似出来ない燃焼後半の発熱、および未燃焼燃料の発熱量を主燃焼期間に含めているためである。しかし傾向は良い一致を見ている。この傾向はFig. 8に示す最大圧力 ( $P_{max}$ ) についても同様であるが、燃焼室体積変化、作動ガスモル数の項を含んでいる結果、最大熱発生率 ( $dQ/d\theta_{max}$ ) より計算と実験の差は少ない。Fig. 9の等容度の拡大比較図を見ると、全体的に計算値が実験値より約2~3%高くなっている。これもWiebeの関数で近似出来ない燃焼後半の発熱を主燃焼に含めた結果であり、燃焼後半の発熱の割合の少ないSP-VMにおいてはその差は約2%以内と小さい。Fig. 10に示す図示平均有効圧  $P_{me}$  は計算値の方が実験値より高くなっている。これは、計算において膨脹を下

死点まで行わせており膨脹行程でのブローダウンが達成されていないこと、更に吸排気行程でのポンプ損失が含まれないことが原因である。同様に、Fig. 11の図示熱効率もSP-VMで約2%、SP-LM, TBP-LMで約4%計算値が実験値より大きくなっている。

以上要約すると、吸排気行程を含まない数値計算に於て体積効率と燃焼率を初期値として与えることにより、図示熱効率では約2% (SP-LM, TBP-LMに於ては約4%)、冷却損失では約2% (SP-LM, TBP-LMに於ては約6~12%であるが燃料の供給条件が異なるため直接的比較は出来ない)の精度で機関性能をシュミレートすることが可能である。

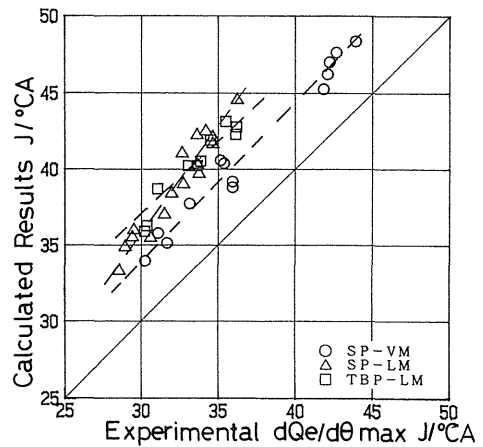


Fig. 7 Close Comparison of Experimental and Calculated  $dQ/d\theta_{max}$ .

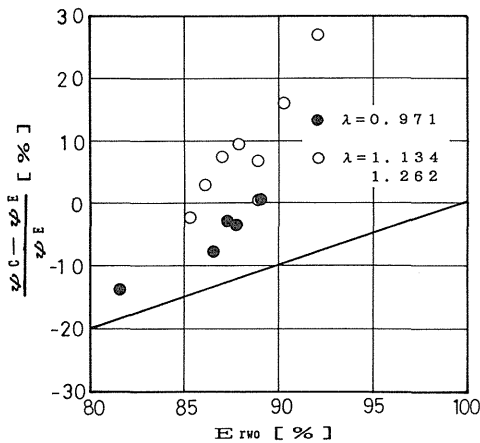


Fig. 6 The Effects of  $Er_{wo}$  on Cooling Losses.

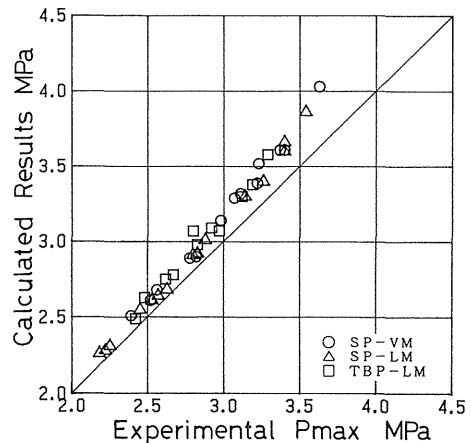


Fig. 8 Close Comparison of Experimental and Calculated  $P_{max}$ .

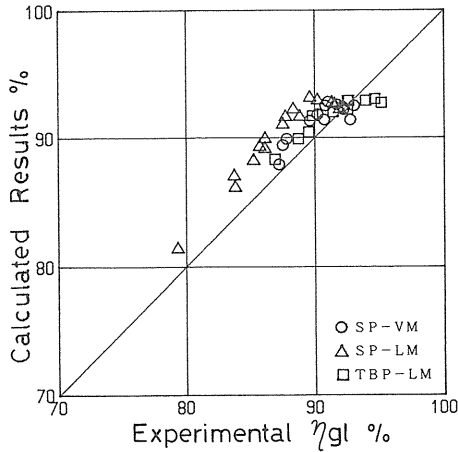


Fig. 9 Close Comparison of Experimental and Calculated Degree of Constant Volume.

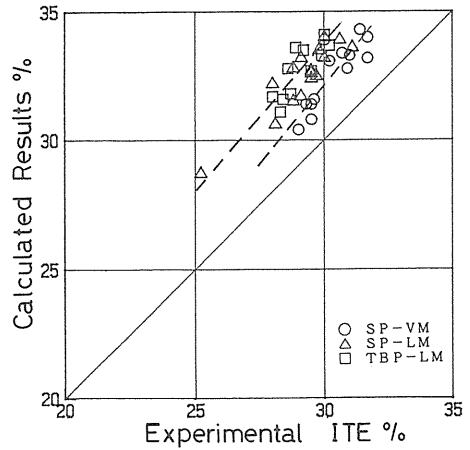


Fig. 11 Close Comparison of Experimental and Calculated Indicated Thermal Efficiency (ITE).

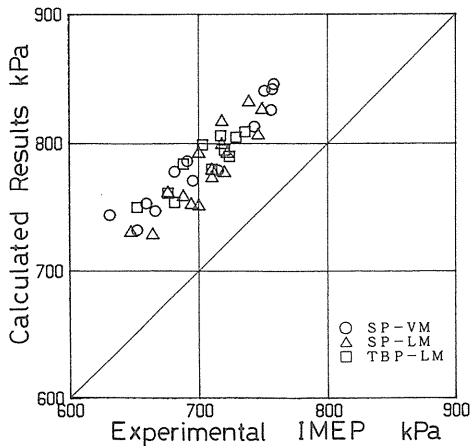


Fig. 10 Close Comparison of Experimental and Calculated Indicated Mean Effective Pressure (IMEP).

## 〔2〕全行程の数値計算

前節において圧縮、膨脹行程の数値計算の妥当性を検討した。この節では更に吸入、排気行程を含めた全行程の数値計算を行いその妥当性を検討する。すなわち燃焼室を遮熱した時、吸入行程に於て燃焼室壁面から吸入への熱伝達量が増加し、体積効率やポンプ損失に影響を及ぼす。そこで、燃焼室を遮熱し燃焼室壁面温度が上昇した際の計算を実施する前に、吸排気過程を含めて数値計算を行い実験結果と比較して、数値計算の妥当性を検討した。この際初期条件としては実験結果から得られる燃焼率のみとした。

吸入弁、排気弁の開閉時期、バルブリフトは供試機関

のそれを実測し、5次式に最小二乗近似して用いた。吸入圧、排気圧は、吸入側には吸入弁の上流10cmに低圧ピックアップ(計測範囲0~2 kgf/cm<sup>2</sup>)を、排気側にはブルドン管式圧力計(計測範囲0~4 kgf/cm<sup>2</sup>)を取付け実測した。その結果、圧力振動は吸入側では、最小0.93 kgf/cm<sup>2</sup>、最大1.22 kgf/cm<sup>2</sup>で排気側では1.0~1.2 kgf/cm<sup>2</sup>程度であることが判った。従って、給気圧、排気圧とも計算の第一近似として大気圧1 kgf/cm<sup>2</sup>を用いた。大気圧での計算は、吸気管、排気管を含む計算を行うときの一つの基準ともなる。全行程を考慮した計算結果〔これを計算2とする〕の等容度(η<sub>gl</sub>)、図示熱効率(ITE)、冷却損失(φ)、体積効率(η<sub>v</sub>)について実験結果と比較したものをFig. 12に、また冷却損失の拡大比較図をFig. 13に示す。図に示す様に、数値計算で吸排気過程を含めたことによって冷却損失は計算1より約2%増加する。(図中破線より実線へ変わる)また吸排気過程の冷却損失は、全冷却損失の約10%と比較的大きい。

Fig. 14に、体積効率の計算結果と実験結果の比較を示す。燃料供給状態が同じであるSP-VMで比較すると、計算の方が実験より4~6%大きいのが、吸気管、排気管を含んでいないことを考慮すれば、良い一致と言える。この実験と計算の体積効率の差は(a)吸気過程において壁から作動ガスへ授受される伝達熱量の影響(b)吸気管内圧力および温度の影響(c)排気管内圧力の影響が考えられる。

本計算では、燃焼室壁面温度を200℃としているが、

実験より測定したヘッド温度は(燃焼室壁面から約5mm内側) Table 2 に示されるように, この設定した温度よりも高い。例えば  $\lambda = 0.971$  に於て, 実機でのシリンダーヘッド温度と大気との温度差は 245°C であるが, 計算では燃焼室内壁温と大気との温度差は 183°C として計算している。そこで, 燃焼室内壁面温度を実験で得られたシリンダーヘッド温度にして計算すると, 体積効率 (Fig. 15 中の×印) は, 先の計算結果より約 4% 小さくなり, またその傾向も実験結果と良く一致してくる。また, 実験に於ては, SP-VM は吸気管周囲に約 60°C の温水を循環させ燃料の気化を促進させている。しかしこの温

水循環は吸気管内温度を大気温度より約 25°C 上昇させ, 更に発火運転では機関の温度上昇により約 5°C, 合計 25°C の吸気温度の上昇がある。

体積効率  $\eta_v$  は, 吸気系統入口の状態を  $P_i, T_i$ , 吸

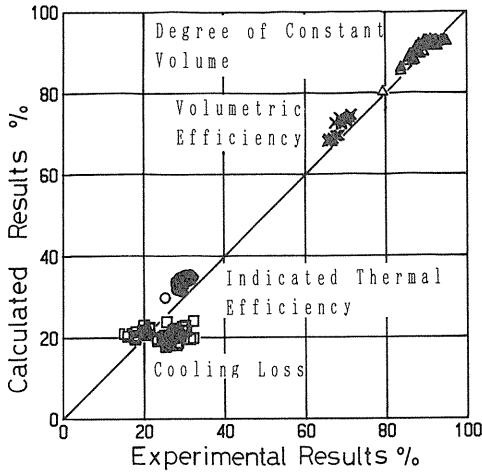


Fig. 12 The Comparison Experimental and Calculated Results.

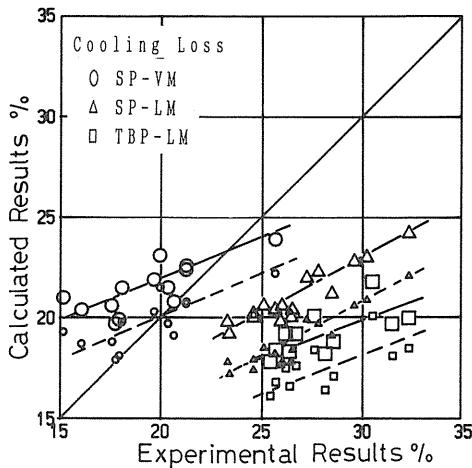


Fig. 13 Close Comparison of Experimental and Calculated Cooling Losses.

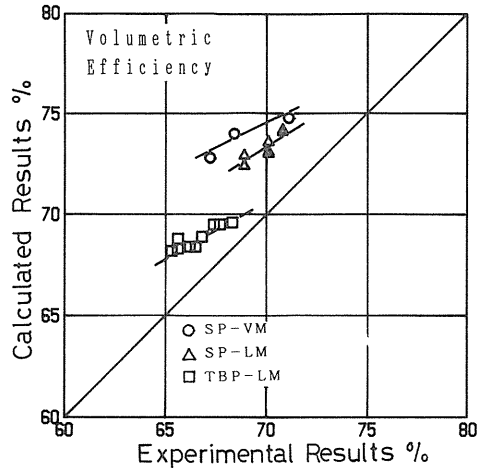


Fig. 14 Close Comparison of Experimental and Calculated Volumetric Efficiency.

Table 2 Heated Temperature on Various Operating Condition.

空気過剰率	ヘッド温度(°C)	計算の壁温との差(°C)	大気との温度差(°C)	大気との温度差(計算)(°C)
0.971	262	62	245	183
1.134	239	39	223	184
1.262	211	11	195	184

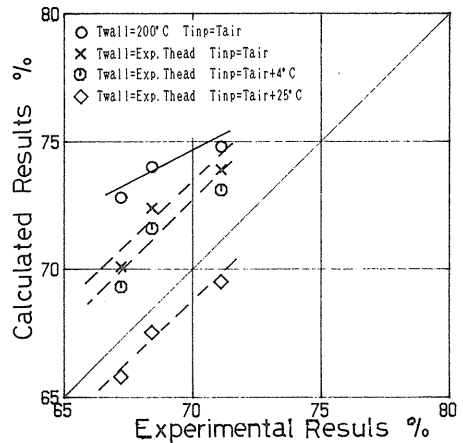


Fig. 15 Close Comparison of Experimental and Calculated Cooling Losses.

気の実モル濃度を  $n_i$  (但し、過給機関では外気状態  $P_a$ ,  $T_a$ ,  $n_a$ ) として以下の様に定義される。

$$\eta_v = \frac{P_i, T_i \text{ に於ける吸入空気の体積 } [V_i]}{\text{行程容積 } [V_s]}$$

$$= \frac{\text{吸入空気のモル数 } [n_i \cdot V_i]}{P_i, T_i \text{ に於て空気が行程容積を占めるモル数 } [n_i \cdot V_s]}$$

過給機関の場合、外気条件を基準にした体積効率を  $\eta_{va}$  とすると

$$\eta_{va} = \eta_v \cdot \frac{n_i}{n_a}$$

となる。計算、実験とも無過給機関であるから

$$\eta_v = \frac{P_a, T_a \text{ に於ける吸入空気の体積 } [V_a]}{\text{行程容積 } [V_s]}$$

となる。従って、実験に於て吸気管内温度が外気温度より 25℃ 高くなると吸入空気のモル数が低下し、体積効率は低下する。計算において、吸気系温度を実験と同様に外気より 25℃ 高くすると、体積効率は  $\eta_v'$  へと変化する。

$$\eta_v' = \eta_v \cdot \frac{n_i}{n_a} = \eta_v \cdot \frac{T_a}{T_a + 25}$$

SP-VM の  $\lambda = 0.971$  において、吸気温度を大気温度より 25℃ 高くし、燃焼室内壁面温度を実験で測定したシリンダーヘッド温度にして計算すると、体積効率は 65.8% まで減少し実験よりも逆に約 2% 低くなる。また、実験において燃料が噴射すると熱電対へのメタノールの付着の問題や気化率が明確に把握出来ないという問題があるが、熱電対の読みは 4℃ の上昇である。仮に吸気管内温度の上昇が 4℃ であるとすれば、体積効率は 69.3% となり実験より 2.1% 高く計算される。同様に、吸気管内圧力も計算においては 1 気圧一定としているが、脈動効果等により吸気管内圧力、排気管内圧力の影響も含めて考慮すれば、体積効率の計算値は更に増減するであろう。しかしながら燃焼率のみの仮定で実験との誤差が  $\pm 2\%$  である事から、吸排気過程における熱伝達量の計算に大きな間違いはないと結論できる。

### 3.2 燃焼室遮熱の機関性能に及ぼす影響

燃焼室壁面遮熱温度の機関性能に及ぼす影響を調べるために、燃焼室をヘッド、ピストン頂面、およびシリンダーライナーの 3 部分に分け検討した。燃焼室の遮熱は、本来その面積が大きく影響するのでシリンダーライナー以外は、クランク角度の変化に対して一定の値を取る、従って、ピストン頂面とシリンダーヘッド壁面を区別する必要はないが、機関設計の方針を得るためにあえて区別した。また、吸気弁、排気弁それぞれについての遮熱効果が含まれることになるが、本計算においてはシリンダーヘッドとして計算した。

計算条件としては、主に機関回転速度 1500rpm、空気過剰率 1.0、発熱開始時期 -20℃A、燃焼期間 60℃A とし、Wiebe の関数の燃焼特性値  $m$  を 0.5 から 4.0 まで変化させ、また燃焼室壁面温度 200℃ から 1400℃ まで変えて計算を行った。

#### (1) 遮熱部分の機関性能に及ぼす影響

Fig.16(a, b, c) に、ピストンのみ、シリンダーヘッドとピストン頂面および全燃焼室壁面の温度、燃焼の特性値  $m$  を変えた際の図示熱効率を示す。ピストン頂面のみを遮熱した際の図示熱効率は、壁面温度が 200℃ から 1400℃ まで高くなっても同一の  $m$  の値で比較すると、ほぼ一定である。すなわち図示熱効率は、燃焼室壁面の温度よりも燃焼の特性値  $m$  の値で決定され、 $m$  の値が 2.5 付近で最大となる。

ピストン頂面とシリンダーヘッドを遮熱した際には、燃焼室壁温が上昇しても熱効率の低減が少なくなる領域が  $m = 2.5$  近傍に存在している。しかし、燃焼室壁面温度が 500℃ 以上になると図示熱効率は機関を遮熱しない時のそれより低減する。燃焼室壁面温度が 1400℃ では壁面から作動ガスへの伝達熱量が大きくなるため、計算上は遮熱した際の図示熱効率の方が高くなる。

全燃焼室壁面を遮熱した際には、最大熱効率を与える領域はより縮小し、壁面温度が 300℃ 以上になるとその領域はさらに急激に縮小する。また  $m$  の値が小さいほど図示熱効率の低減割合は大きい。

一般に圧縮着火遮熱機関の数値計算では、燃焼室壁面温度が上昇するに従い図示熱効率はやや増加するが、本計算においては逆に減少している。これに関しては以下のように考えられる。

図示熱効率 ITE は

$$ITE = \frac{L}{Q_{input}} = \frac{L}{G_{fuel} \cdot H_u} \quad (1)$$



である。但し、 $L$ は図示仕事、 $Q_{input}$ は供給熱量、 $G_{fuel}$ は供給燃料量、 $H_u$ は低発熱量である。また空気過剰率 $\lambda$ は

$$\lambda = \frac{G_a}{G_{fuel} \cdot L_0} \text{より } G_a = \lambda \cdot G_{fuel} \cdot L_0$$

また、 $G_a = \eta_v \cdot V_s \cdot \rho$  であるから

$$G_{fuel} = \frac{\eta_v \cdot V_s \cdot \rho}{L_0 \cdot \lambda} \quad (2)$$

但し、 $G_a$ は供給空気量、 $L_0$ は理論空気量、 $\eta_v$ は体積効率、 $\rho$ は密度である。(1)(2)式より、

$$ITE = \frac{L}{\eta_v} \cdot \frac{\lambda \cdot L_0}{V_s \cdot \rho \cdot H_u}$$

と表わせる。ここで $\lambda$ 、 $L_0$ 、 $\rho$ 、 $V_s$ 、 $H_u$ は一定であるから図示熱効率は図示仕事 $L$ と体積効率 $\eta_v$ のみで決定される。

一例として、燃焼の特性値 $m = 2.0$ 、燃焼室壁面を全

部遮熱(以下、全遮熱)した際の壁面温度と体積効率、図示仕事、図示熱効率、冷却損失( $\phi$ )、排熱損失( $\eta_{EX}$ )をTable 3に示す。

すなわち、体積効率の低減以上に図示仕事 $L$ が低減する結果 $L/\eta_v$ に比例する図示熱効率 $\eta_i$ は低減する。

また燃焼室を遮熱する事により冷却損失は低減するがその低減( $d\phi$ )は、そのまま排熱損失の増加( $d\eta_{ex}$ )となっている。

Fig. 17(a, b, c, d)に標準燃焼室と全遮熱燃焼室で、吸気行程、圧縮行程、膨脹行程、および排気行程に於ける(a)冷却熱量[J]、(b)冷却損失[%]、(c)図示仕事[J]、(d)図示熱効率[%]を示す。但し、標準燃焼室の壁面温度は200℃、遮熱した際の壁面温度は1000℃、燃焼の特性値 $m = 2.0$ とした。燃焼室壁面温度を200℃とした標準燃焼室では、吸気行程で壁から作動ガスへ5.5J、圧縮行程で2.4Jの放熱とその値は極めて小さく、冷却の大部分は膨脹(307.2J)、排気(25.6J)行程で行われている。一方、燃焼室壁面温度を1000℃にすると壁から作動ガスへは吸気行程で45.7J、圧縮行程41.9J、

Table 3 The Effects of Insulated Wall Temperature on Engine Performances.

1500rpm WOT $\lambda = 1.0$								
Ign = -20°CA $m = 2.0$ Dur(燃焼期間) = 60°CA								
壁面温度(°C)	$\eta_v$ (%)	L(J)	$L/\eta_v$	ITE(%)	$\phi$ (%)	$d\phi$	$\eta_{EX}$ (%)	$d\eta_{EX}$
200	70.3	487.3	6.93	34.05	23.04	0	42.91	0
400	65.9	436.1	6.62	33.75	20.63	-2.41	45.62	2.71
600	59.5	390.6	6.67	33.38	18.19	-4.85	48.46	5.57
800	54.2	349.8	6.45	32.30	15.61	-7.43	51.42	8.51
1000	49.3	314.9	6.39	32.43	12.84	-10.2	54.35	11.44
1200	44.9	283.6	6.32	32.16	9.99	-13.05	57.85	14.94
1400	41.4	257.3	6.21	31.92	6.75	-16.29	61.63	18.72

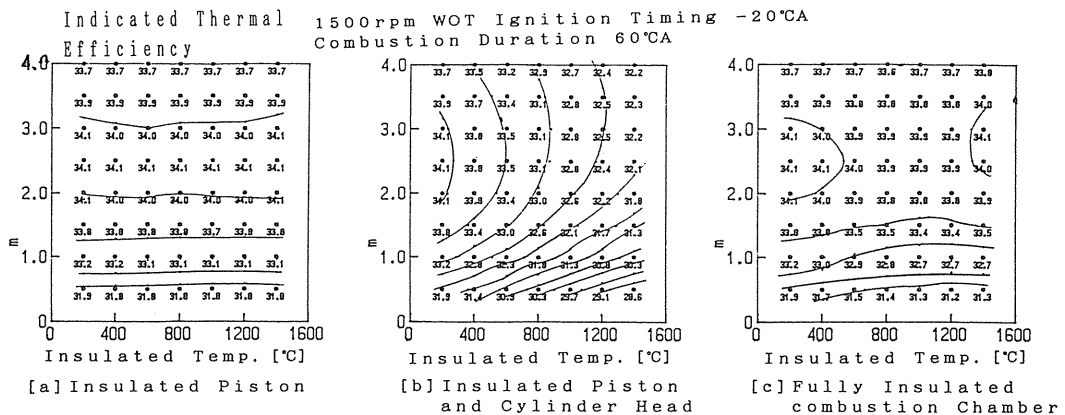


Fig. 16 The Effect of Insulated Wall Temperature on Indicated Thermal Efficiency.

放熱している。

吸気行程での受熱は、吸入新気の本数を低下させ、体積効率は49.3%と、標準燃焼室の73.0%より23.7% (73.0% - 49.3% = 23.7%) 低減する。膨脹行程での冷却熱量は211.3Jで標準のそれよりも95.9J低減するが、体積効率の低減のため、供給熱量当りの冷却損失(%)は、21.8%で標準の21.5%より0.3%の増加となっている。

従って、全遮熱での冷却損失12.8%、標準燃焼室の冷却損失23.0%より10.2%低減するが、これは吸気行程、圧縮行程で壁からの授受によるものと結論できる。

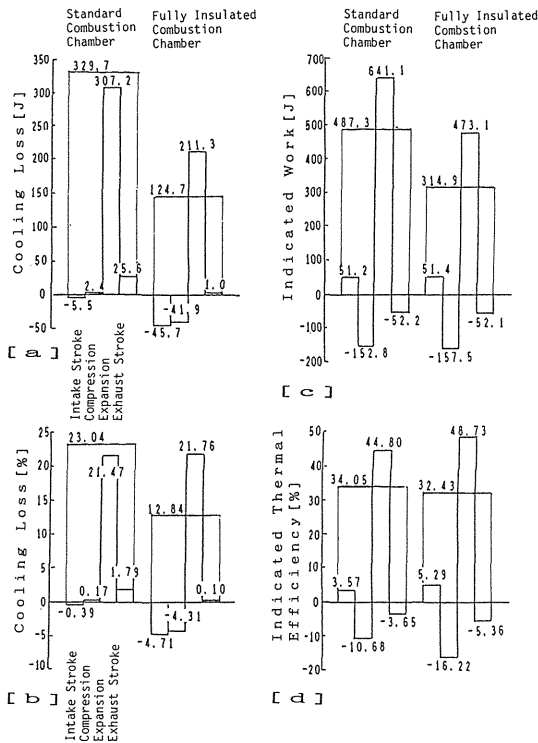


Fig. 17 The Effects of the Fully Insulated Combustion Chamber on the Cooling Loss and the Indicated Thermal Efficiency.

Fig. 17(c) に示す圧縮仕事は、全遮熱燃焼室で-157.5Jと標準燃焼室の-152.8J、に比較し4.7Jやや増加している。これは、圧縮行程で壁から作動ガスへの放熱量の増加の結果であるが、体積効率が低減するため、供給燃料量当りの圧縮仕事の割合は標準燃焼室の-10.68%に比較し全遮熱燃焼室では-16.22%と5.54

%増加している。

同様に膨脹仕事は標準燃焼室で641.1J、全遮熱燃焼室では473.1Jであり168Jと大きく減少しているが、供給熱量当りの膨脹仕事は標準燃焼室の44.80%よりも全遮熱燃焼室では48.73%であり、3.93%増加している。しかし、膨脹行程での3.93%の増加は圧縮行程での増加5.54%よりも小さく、全遮熱燃焼室での図示熱効率は標準燃焼室より、差し引き(5.54 - 3.94 = 1.6%)だけ減少する。最後にポンプ仕事は標準燃焼室で-1.0J、全遮熱燃焼室で-0.7J、供給熱量当りでは、それぞれ-0.08%、-0.07%と小さく、ポンプ損失の図示熱効率低減への影響は小さい。

[2] シリンダーライナーの一部遮熱の図示熱効率に及ぼす影響

燃焼室全部を遮熱した際には、体積効率が減少し、それに伴って供給燃料量が減少した結果、図示仕事が減少すると同時に圧縮仕事は増加し図示熱効率は遮熱しない時より低減した。この時、体積効率の低減は吸気行程における燃焼室壁面、特にシリンダーライナーからの伝達熱量が増加した結果である事を明らかにした。そこで吸気行程に於ける燃焼室壁面から作動ガスへの伝達熱量を減少させる目的で作動ガス温度が高温になる燃焼行程だけシリンダーライナーを遮熱し機関性能に及ぼす影響を検討した。その結果のFig. 18 にまた計算結果の一例をTable 4 に示す。但し、機関運転条件1500rpm, WOT, 燃焼開始時期-20°C A, 燃焼期間60°C A, 燃焼の指数mは2.0とし、遮熱温度を1000°C、非遮熱部分の温度を200°Cとした。

図示熱効率が高い値(33.5%以上)を示す領域は、m

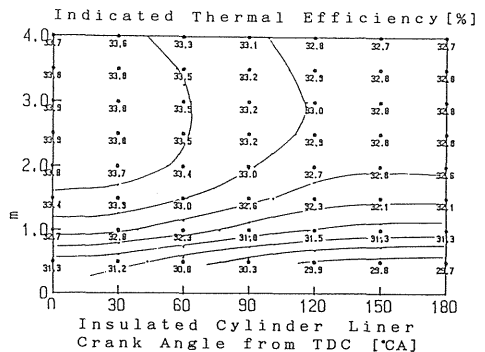


Fig. 18 The Effects of Insulated Cylinder Liner Area on the Indicated Thermal Efficiency.

Table 4 The Effects of Insulated Cylinder Liner Area on the Indicated Works and Indicated Thermal Efficiency.

遮熱面積 CA	体積効率 %	供給熱量 J	図示仕事 J	吸気仕事 J	排気仕事 J	図示熱効率 (%)
0	56.7	1116.7	377.32	51.31	-52.22	33.79
30	56.0	1097.1	369.93	51.31	-52.23	33.72
60	53.9	1055.0	352.68	51.33	-51.96	33.43
90	51.7	1011.6	334.14	51.34	-52.01	33.03
120	50.2	982.9	321.50	51.34	-52.07	32.71
150	49.3	967.6	315.33	51.35	-52.07	32.59
180	49.3	970.9	314.87	51.35	-52.07	32.43

= 2.0 ~ 3.5, ライナー遮熱 0 ~ 60 °CA までで、これ以上ライナーの遮熱面積を増やすと図示熱効率は低減する。燃焼室を全部遮熱した時、図示熱効率はピストン頂面 + ヘッド遮熱より 1.36% 減少するが、ライナーの 30%, すなわち上死点から 60 °CA まで遮熱すると低減は 0.36% となり、この時体積効率は 2.8% の低減となる。吸気仕事, 排気仕事は大きく変化していないが吸入燃料 1 kmol 当りに換算すると燃焼室を全部遮熱した時は 15% 増加するがシリンダーライナーの 30% すなわち 60 °CA まで遮熱すると 5% の増加になる。同様に排気仕事も 14% の増加が 4.7% の増加となる。従って燃焼室全体を遮熱した時の吸入モル当たりのポンピング損失 14.6% はシリンダーライナーの一部 60 °CA まで遮熱する事により 5% の増加となる。

### 3.3 遮熱機関における最適燃焼率とその実施方法

Fig. 19 に標準燃焼室 (燃焼室壁面温度 200 °C, 燃焼の特性値  $m = 2$ , 燃焼期間 60 °CA : 標準 1, 燃焼期間 70 °CA : 標準 2), 一部遮熱 (ピストン頂面 + ヘッド + シリンダーライナー上部 60 °CA まで遮熱), 全遮熱で点火時期, 燃焼の特性値を変化させた際の図示熱効率を示す。一部遮熱と標準 1, 2 を同一点火時期で比較すると, 一部遮熱が早い点火時期で (-40, ~ -30 °CA),  $m = 3$  以上の燃焼の時はその図示熱効率は標準 1, 2 より増加し, 遅い点火時期では (-10 °CA ~ TDC) では  $m = 1.5$  以下の燃焼で標準 1 より増加する。すなわち遮熱機関で燃焼パターンを制御し, 遅い点火時期で  $m$  の値を小さくし等容度を向上させることで標準燃焼室の際より高い熱効率を達成し得る可能性がある事を示している。しかし通常のガソリンを燃料とした火花点火機関では燃焼期間を長くせず  $m = 1.0$  以下の急激な燃焼を達成させる事は困

難であるが, 成層燃焼を実施すれば可能である。

この成層燃焼を数値計算するに以下の仮定を用いた。すなわち燃焼室内に噴射された燃料は瞬時に作動ガスから気化潜熱を奪い燃焼するとし, その燃焼経過は, 希薄予混合気の燃焼経過とは別の経過をたどるとした。但しこの時の燃焼経過も Wiebe の関数とした。Fig. 20 に供給燃料の 30% の燃焼室内噴射に相当する燃焼率を示す。

Fig. 21 に一部遮熱機関で Fig. 20 に示す燃焼率で点火時期を変化させた際の図示熱効率 (図中△印, 標準 1 : 燃焼期間 60 °CA, 2 : 燃焼期間 70 °CA ●印) を示す。図示熱効率は上死点に近い点火時期で遮熱をしない時より増加する。

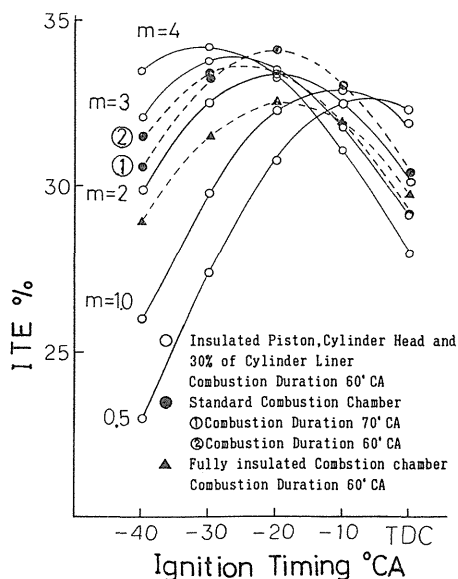


Fig. 19 The Effects of Ignition Timing on the Indicated Thermal Efficiency.

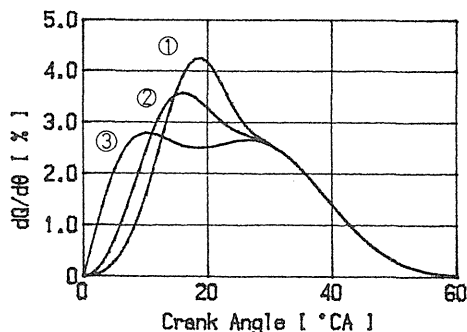


Fig. 20 Modified Combustion Rate.

Fig. 22 に数値計算のモデルである機関で成層燃焼を実施した際の熱発生率の例を示す。成層燃焼は燃料の一部(燃料の30%)を直接点火栓近傍に噴射し、残りの燃料を希薄予混合気で供給するという手法を用いて達成出来る。この際燃料としてメタノールが燃焼に際し煤を発生させないという特質を利用している。一点鎖線は予混合気、破線は成層燃焼、実線はピストン頂面の遮熱およびシリンダーヘッドを電気ヒータで加熱した疑似遮熱機関における成層燃焼時の熱発生率である。燃焼室を遮熱し、成層燃焼を実施する事で遅い点火時期で予混合気より急激な燃焼を達成する事が可能である。Fig. 23 には疑似遮熱成層燃焼機関で点火時期を変化させた際の正味熱効率、正味平均有効圧、体積効率、壁面温度、排気温度、空気過剰率を示す。数値計算で予想されたように上死点に近い点火時期での疑似遮熱成層燃焼機関の熱

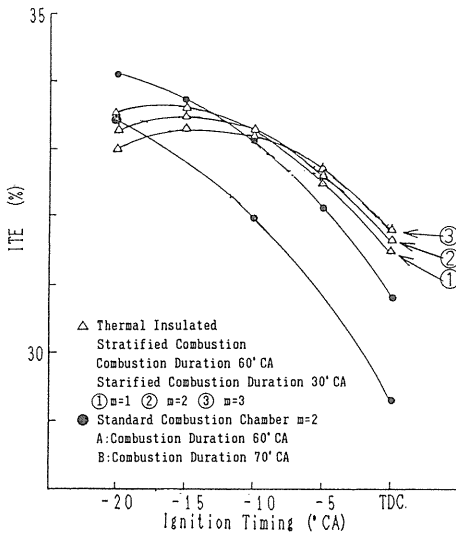


Fig. 21 The Effects of Ignition Timing on the Indicated Thermal Efficiency.

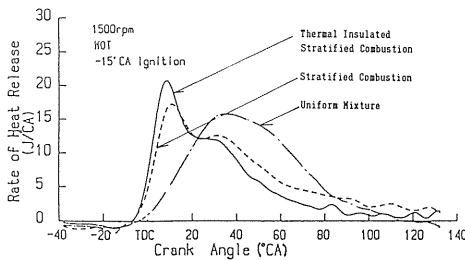


Fig. 22 The Rate of Heat Release of Thermal Insulated Stratified Combustion.

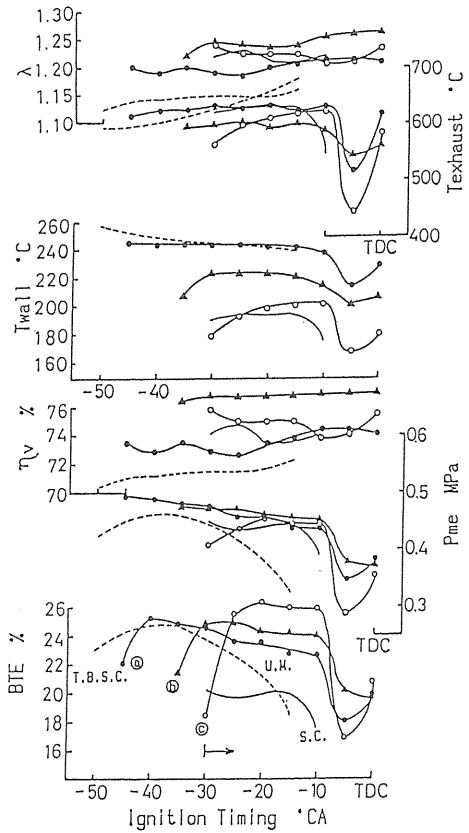


Fig. 23 The Effects of Ignition Timing on the Engine Performances.  
 (a) at the Thermal Insulated Stratified Combustion  
 (b) at the Thermal Insulated Stratified Combustion without Intakemaneifold Heating  
 (c) at the Stratified Combustion without cylinder head Heating

効率は標準燃焼室のそれ以上に増加することが確認された。

#### 4. 結 論

メタノールを燃料とした火花点火遮熱機関についての数値実験を行った。その結果以下のことが明らかになった。

- 1) 実機での主燃焼期間に於ける燃焼率は、Wiebe の関数によって95%程度近似できる。
- 2) 燃焼室を遮熱し冷却損失の低減をはかると、燃焼室内壁温の上昇により吸気、圧縮行程で壁から作動ガス

への熱授受により, 体積効率を低減させる。

- 3) その結果, 圧縮仕事はわずかに増加し, 膨脹仕事は大きく低減する。しかし, 体積効率の低減の結果, 供給燃料量あたりで計算すると圧縮仕事は大きく増加し, 膨脹仕事の増加分を打ち消す。従って, 図示熱効率は低減する。
- 4) 燃焼室の遮熱部分については, ピストン頂面とヘッドのみを遮熱した場合は体積効率の低減は小さく熱効率の減少もわずかである。しかし, シリンダーライナーの遮熱は, 体積効率の低減が大きく, 熱効率の減少も大きくなる。従って, ライナーの遮熱は上部 30%(クランク角度で上死点より 60°C A) までの遮熱が, 体積効率を大きく低減させない限界である。
- 5) 遮熱機関で成層燃焼を実施すると上死点に近い点火時期で図示熱効率は遮熱しない機関のそれより増加する事が数値計算で明らかになった。
- 6) ピストン頂面とシリンダーヘッドを電気ヒータで加熱した疑似遮熱機関で成層燃焼を実施し 5) を確認し,

数値計算の予測の定性的な妥当性が確認された。

- 7) 今後, 実機に於ける遮熱成層燃焼の特性に関し検討を加える予定である。最後に数値計算には茨城大学情報処理センターを, また大型計算機との通信には電子工学科の綿引猛氏作成のソフトを使用した事, 更に遮熱機関に関する実験では沢田茂, 近藤哲也君に, また遮熱成層燃焼機関の実験では米沢尚, 飯野一明, 小師一之君らの協力があつた事を記して謝意を表します。

### 参 考 文 献

- (1) 谷下市松: 工業熱力学, 芳華堂
- (2) 斎藤武: 工業熱力学通論, 日刊工業新聞社
- (3) F. J. Wallace et al.: "Thermal Barrier Pistons and Their Effect on the Performances of Compound Diesel Engine Cycle", SAE830312, (1983)