

火花点火機関の燃焼および性能に 関する数値実験的研究

第1報 4サイクル機関

八田 桂三・佐野 妙子

Numerically-Experimental Study on the Combustion and Performance of a Spark-Ignition Engine

4 Cycle Engine

By

Keizo HATTA and Taeko SANO

Abstract: The present work has involved digital computer analysis of the performance of a spark ignition engine and the subsequent formation of the atmospheric pollutant NO by presenting a better understanding of the combustion process based on the one-dimensional theory of flame propagation under the heat exchanging between walls and gas in the cylinder. Because of major interest in the combustion process for the presentation of a numerical simulation model, the gas exchange process is simply assumed to be of the idealized indicator diagram. As the fuel, n-octane and as the components of the burned gas, eleven species, CO, CO₂, H, H₂, H₂O, N, N₂, NO, O, O₂ and OH are considered to be in chemical equilibrium except for NO whose formation is predicted by Zeldovich mechanism. Stepwise solutions of the time- and space-dependent mass- and energy-conservation equations together with associated gasdynamic and chemical equations yield the time histories of thermodynamic properties and chemical compositions throughout the engine cycle under various operation conditions of the compression-ratio, the boost pressure (charging efficiency), the engine speed, the ignition timing, the air-fuel ratio (equivalence ratio), the burning velocity etc. The results demonstrate definitely major effects of these operating parameters on the cycle performance and provide comprehensibly the details of the combustion process and the NO formation during the engine operation, although the used assumptions still remain to be further investigated.

概 要

どのような運転条件に対しても広く適用できるように数式化された燃焼速度をもとにし、燃焼室内の火炎伝播過程の一次元的数式モデルをつくり、更に断熱シリンダだけでなく、シリンダ壁との熱交換も考慮して、火花点火機関の燃焼過程と性能およびNO排出量に関する数値実験的研究を行った。今回は燃焼過程の数値実験的手法の確立に重きをおいたので吸排気のガス交換過程には最も簡単な理想的指圧線図を仮定した。吸入新気としては正-オクタン・空気混合気を用い燃焼ガス組成にはCO, CO₂, H, H₂, H₂O, N, N₂, NO, O, O₂, OHの11成分を考慮し、NO以外は化学平衡論的、NOに関してはN濃度定常のZeldovich機構による化学反応速度論的に取扱った。運転条件としてはとりあえず夫々他の条件を一定の標準条件にして、圧縮比、吸気圧(充填効率)、回転数、着火時期、新気空燃比(当量比)、燃焼速度をかえエンジン性能とNO排出量の計算を行った。多様な運転条件の下での複雑な計算であるが、尚多くの仮定を含むことは云うまでもない。しかし実験より数値実験の運転条件は明確であいまいさが少く、また実験では観測困難なよう

な資料も得られ、エンジン性能の変化および機関内の燃焼過程やNO生成過程の詳細構造の理解を深め得たと考える。

1. ま え が き

ピストン式内燃機関の性能を数値実験的に予測できれば非常に有用である。最終的には実機試作運転により確かめるにしても開発の方向をしばったり試作の数をへらしたりすることが出来開発時間と費用を少なくできる。そのため従来から比較的数値実験が容易で、かつ最大出力に大きい影響のある吸排気系を含めたガス交換過程に対しては数値実験的手法がかなり用いられ、それなりの効果を発揮してきた。しかし、内燃機関の動力発生の根源である燃焼膨張過程に対しては、もっとも簡単な予混合混合気を使用する火花点火機関ですら、実機内の燃焼機構が複雑で、かついろいろの要素の影響があり、それらを統一的に数値実験的に扱う事がきわめて困難である。燃焼学の基礎研究や、実機の燃焼の特殊な条件下の研究などがきわめて多数あるにもかかわらず、機関の化学反応論的数値実験はほとんど行われていず、たとえ試みられてもごく狭い範囲の検討にかぎられている^{(1),(2),(3)} 一方、公害問題に関連して排気組成が問題になるに伴い、このような取り扱いに対する要望は非常に強くなり、これらに関連した基礎研究も非常にさかんに行われてきた。しかし、化学反応についても、炭化水素の燃焼機構の素反応がある程度わかっているものはメタンなどごく簡単な炭化水素にすぎず、普通の火花点火機関に使用されているものでは、たとえ混合物でなく単体燃料であってもまったくわかっていないと云ってよい。また、炭化水素系燃料と空気との燃焼ガス系の反応についても平衡組成を除けば、なお不明の点も多い。また、温度や圧力が反応に大きい影響をもつ以上、シリンダ内ガスの器壁との熱交換を考えねばならないが、これも複雑な非定常熱伝達の問題であり、その実態はほとんどわかっていないと云って良いほど不十分な資料しかない。消炎距離と呼ばれている一種の化学反応境界層に対する知見に至っては、ピストン機関を対象とするならほとんど不明と云ってよい。そのほかピストンの漏洩、摩擦熱などこまかい事をいえば多くの問題が残されている。このような事は前述したガス交換過程の数値実験に対しても各種弁類の非定常特性などについても云える事ではあるが、たとえば弁の流量係数を定常流のそれにより準定常として取り扱うことに比べ燃焼に関連した数値実験を行う場合には所要の資料の信頼度ははるかに低い。しかし現在までの資料に適当な批判を加えて仮定値として採用し燃焼に関連した数値実験的手法を開発することは、それにより必要な資料の集積をうながすことにもなり、また不完全な資料によるかなり乱暴な仮定による数値実験であっても、その仮定の不完全さを認識した上で利用すれば、かなり有用な知見も得られる。たとえば数値実験なるが故に実機実験では実測がほとんど不可能または非常に困難であるような個所の機構を明かにできるので実機の燃焼機構の理解を深めることもできる。また実機実験ではできないような条件の実験でも、数値実験なら容易にできるので、それを利用し大まかな開発方針の方向をきめるのに資することもできる。

このような事を考え、少し乱暴な点もあるが、現在利用できる資料と、我々が利用できた電算機の能力の範囲内で、とりあえず火花点火機関の燃焼に関連した問題をかなり広範囲にわたり統一的に取り扱えるような数値実験的手法の開発に主眼をおいて、火花点火機関の性

能に関する数値実験を試みた。したがって、吸排気行程のガス交換過程は普通部分負荷時の理想的指圧線図に用いられているような簡単な仮定の下に計算を行った。これは燃焼関係の数値実験的手法の開発が当面の目的であることと、それができればより実機に近いガス交換過程の数値実験的手法をつけ加える事は比較的容易であると考えたからである。

また、燃焼および膨張過程の化学反応は、NO生成に関しては、N濃度定常のZeldovich機構に基く反応速度論的取り扱いを行い、他成分に関しては平衡論的取り扱いを行った。実際に排気組成を云々する場合、炭化水素は除外するとしてもCOについては反応速度論的取り扱いをする必要があり、実際に我々も一部それを検討中である。しかしCOを膨張中反応速度論的取り扱いをすることは排気組成の研究には必要であるが、出力、燃費などの性能には大きな影響をもたない。それで我々は当面まず上述のような燃焼に関連したかなり一般的な数値実験的手法の開発と我々に関心があったNOの生成に関する挙動の解明とに重きをおいたので、NO以外は平衡論的取り扱いを行った。

本報告は4サイクル火花点火機関を対象として行った一部であるが、ひきつづき2サイクルについても、また4サイクルについても吸排気系を加えたガス交換過程も含めてより実際化した数値実験を行うつもりである。

2. 各行程とサイクル計算

2.1 4サイクル行程

前述したような理由で、吸排気過程には簡単な理想的指圧線図を仮定するが、燃焼過程に関しては種々の運転条件に対応できる数値モデルにするために、つぎのような4サイクル火花点火機関の行程を考える(図1)。

圧縮行程では、一様に混合した残留ガス(旧気すなわち前サイクルよりの残留既燃ガス)と新気の混合ガスが一様に準静的にかつ反応を伴わずに圧縮され、与えられた着火時期においてその一部に火炎が生じ燃焼過程が始まる。この火炎は、局所的な条件に対応した速度で伝播し混合気の燃焼を完了させる。燃焼の反動的な機構については次節で詳しく検討するが、反応速度論的取り扱いをせざるを得ないNOの生成反応を除いては化学平衡論的に取り扱う。実機の吸入・圧縮過程に誘起されるスワール・スキッシュなどの気体の動きは一応ここでは考えないが、火炎面における燃焼に伴うガスの膨張・圧縮のための流れが発生する。この流れと各点での混合気の燃焼時刻の差異のために、燃焼室内のガスの温度・化学成分

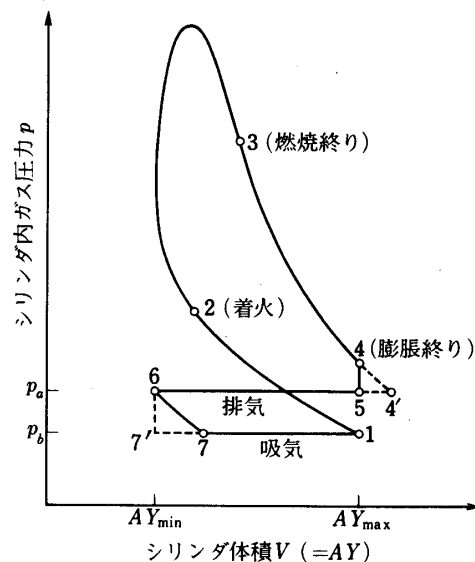


図1 4サイクル火花点火機関の指圧線図

濃度には空間的分布が生ずる。これらの分布は膨張過程の適当な時期に一様化される。ピストン下死点で膨張過程が終り、排気弁が開いてつぎの理想的な吸排気過程が始まる。まず、下死点で排気弁が開き、燃焼室内気体は瞬間的に大気圧まで断熱膨張する。つづいて、大気圧に等しい一定圧力のまま排気され、上死点で排気弁が閉じる。燃焼室内気体の圧力が吸気圧に等しくなるまでそのまま膨張し、両者が等しくなった時刻に吸気弁が開き、吸気圧に等しい一定圧力のまま新気が燃焼室内に吸い込まれる。吸気された新気は瞬間的にシリンダ内で旧気と混合し、ピストン下死点からつぎの圧縮行程が開始される。

以下、各行程の詳細とその数式化について述べる。

2.2 燃焼過程

燃焼室内の気体の流体力学的な動きは、吸入・圧縮行程中に誘起された流れと燃焼に伴って生ずるものに大別することができる。燃焼過程も多くの場合混合気の動きによる混合律速であるため、後者の流れは逆に燃焼を支配し結果として非常に複雑な現象となる。このような状態における燃焼、特に火炎の伝播に関しては非常に多くの実験的研究がなされており、経験的にいろいろなことがわかっている。ここではこれらをもとにして、燃焼過程をつぎのように単純化し数式化する。

(i) 燃焼室内の気体は十分に乱れており、局所的に一様化され、熱および物質の拡散的な移動は無視出来、これらの移動は燃焼に伴う膨張・圧縮による流れのみによるとする。流れとしてはこの他にピストンの動きによって誘起されるスワール・スキッシュなどが考えられるが、ここでは一応これらは考えない。また、粘性による流れおよび熱発生への影響は無視する。なおスワール・スキッシュなどの流れがあるときでも後述する火炎伝播径路(面積)とこの流れの関係が与えられれば本質的に全く同様な取り扱いをすることができる。

(ii) 燃焼反応は十分に早く火炎面内で起り、各化学種成分は化学平衡状態に達する。また、既燃ガスの化学反応(熱解離)も十分に早く常に化学平衡関係を保つものとする。一方、未燃ガスの反応(熱分解)は十分に遅く無視できるものとする。

(iii) サイクル的な性能を問題にする場合は、このような化学平衡論的な燃焼反応機構で十分であるが、NOの生成を問題にする場合は不十分である。一般に、NOの生成量が多い燃料希薄な混合気の燃焼におけるNOの生成反応は遅く、いわゆる post-flame 生成とみなすことができ、Zeldovichあるいは拡大Zeldovich生成機構をとるとみてよい。燃料過濃側では prompt NOの問題があるが、その機構についてはまだ多くの問題点があるためここでは考慮しない。したがって、NO生成に関しては、ここでは拡大Zeldovich機構を考え、この反応にあずからない成分はすべて化学平衡にあるとする(附録A)。

(iv) 火炎面としては点火栓を中心としたその伝播径路と火炎面形状(面積)を与える必要がある。取り扱いが便利で最も一般的な形は球状火炎面の伝播であろうが、扁平な円柱形燃焼室では点火初期を除いてはほぼ点火栓を中心とした円柱状伝播とみなせる。ここでは取り扱いの簡単さから一応このような火炎形状を考える。この場合点火プラグの位置をどうするかによって種々な場合が考えられるが、ここではシリンダ壁面に線状な一つの点火プラグを考え、火炎面の伝播は図2のような火炎面の伝播と火炎形状を考え、見かけ上火炎伝播方向(r)に一次元的な現象とする。この火炎伝播には燃焼速度が必要となるが、燃焼速度は発熱し

た熱量の輸送過程を律速としてきまる場合が多く、気流の乱れに左右される。ここでもこのような考えに基く燃焼速度を考え、層流燃焼速度が気流乱れによって増大された値をとることとする(附録B)。

(V) 燃焼室壁への熱損失については、エンジン全体の熱損失量をもとにしたいろいろな熱伝達特性が提案されているが、燃焼室内の温度分布などを考慮し局所熱伝達係数をあたえるものはない。ここでは前者の一つである簡単な Eichelberg の式を用い、この関係にもとづく熱損失が全気体から瞬間的に取られるものとして局所的な熱損失を考えることとする(附録C)

(VI) 圧力の伝播は火炎の伝播にくらべ十分に早く燃焼室内の圧力は常に一様とする。また、未燃および既燃の気体成分は完全ガスであるとする。

図2にしめす座標系をとり、仮定により火炎面に沿う方向には現象が変わらないとし、拡散現象を無視すると、物質およびエネルギーの式は

$$\frac{\partial}{\partial t}(n^i r \theta Y) + \frac{\partial}{\partial r}(n^i v r \theta Y) = (r \theta Y) \dot{n}^i \quad (i=1, 2, \dots, \nu) \quad (1)$$

$$\frac{1}{(r \theta Y)} \left\{ \frac{\partial}{\partial t}(n h r \theta Y) + \frac{\partial}{\partial r}(n h v r \theta Y) \right\} - \frac{1}{J} \frac{\partial p}{\partial t} = q_s \quad (2)$$

ただし、 v は r 方向の速度、 n は i 成分の単位体積当りのモル数、 \dot{n}^i は i 成分の単位時間・単位体積当りの生成モル数、 p は圧力、 h は混合ガス1モル当りのエンタルピであり、

$$n = \sum_{i=1}^{\nu} n^i, \quad n h = \sum_{i=1}^{\nu} n^i h^i, \quad \sum_{i=1}^{\nu} M^i \dot{n}^i = 0 \quad (3)$$

の関係がある。 q_s は混合気単位体積・単位時間当りの燃焼室壁への損失熱量であり附録Aに述べる。

成分全体では式(1)は

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho r \theta Y) + \frac{\partial}{\partial r}(\rho v r \theta Y) = 0 \quad (4)$$

となる。ただし、 ρ は密度で i 成分の分子量を M^i とすると

$$\rho = \sum_{i=1}^{\nu} M^i n^i \quad (5)$$

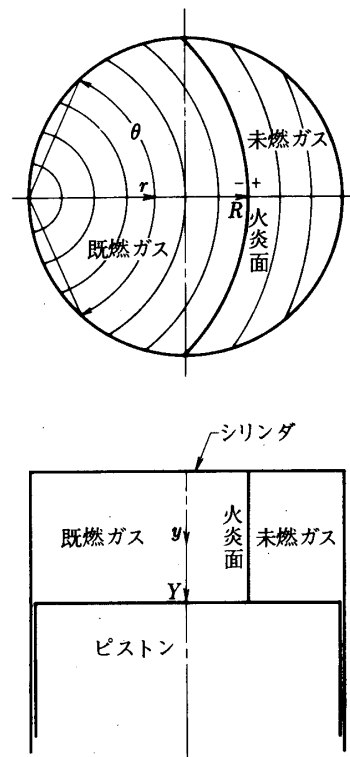


図2 火炎伝播と燃焼過程

混合気1モル当りの定圧比熱 c_p を

$$nc_p = \sum_{i=1}^{\nu} n^i \left(\frac{\partial h^i}{\partial T} \right) \quad (6)$$

とすると、式(2)は式(1)を用いて温度 T に関する式

$$nc_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v \frac{\partial T}{\partial r} \right) - \frac{1}{J} \frac{\partial p}{\partial t} = q_s - \sum_{i=1}^{\nu} \dot{n}^i h^i \quad (7)$$

となる。

つぎに火炎面の状態について考える。火炎面の移動速度（以後、火炎速度という）を \dot{R} ($=dR/dt$) とすると火炎前後での質量保存の関係より

$$\rho_+ (v_+ - \dot{R}) = \rho_- (v_- - \dot{R}) \quad (8)$$

ただし、添字 +, - は未燃焼側および既燃焼側の状態を表わす。応力関係は、気体の運動に伴う応力および粘性応力が無視出来るとすると

$$p_+ = p_- \quad (9) \quad (\text{注1})$$

エネルギー保存関係は、混合ガス1モル当りの内部エネルギーを u とすると

$$n_+ u_+ (v_+ - \dot{R}) + p_+ v_+ / J = n_- u_- (v_- - \dot{R}) + p_- v_- / J$$

したがって、 $n h = nu + p/J$, および式(8), (9)の関係を用いると、

$$\frac{n_+ h_+}{\rho_+} = \frac{n_- h_-}{\rho_-} \quad (10)$$

となる。

一般に、熱伝導および速度乱れによる熱移動が火炎伝播を律速するとするときは、 $T_+ = T_- \equiv T_c$ として火炎面の温度 T_c をきめることができるが、ここでは見かけ上反応律速の火炎伝播を考えている故、火炎面では $T_+ \neq T_-$ であり、各成分は温度 T_- に対して化学平衡の状態にある。すなわち

$$n_-^i = (n_+^i, n_+^i, T_-) \text{ equili.} \quad (11)$$

未燃および既燃ガスの成分濃度 n^i ($i=1, 2, \dots, \nu-1$) に関して式(1)を用いるとすると火炎面での条件(11)の他にもう一つの境界条件が必要となる。仮定したように未燃焼側で化学反応は無視出来、 $\dot{n}^i = 0$ の場合は式(1)は

(注1) 気体の運動方程式を考慮するときは、 $v_+ = v_-$ でないとこの関係は成り立たない。

なんとならば $\rho_+ v_+ (v_+ - \dot{R}) + p_+ = \rho_- v_- (v_- - \dot{R}) + p_-$ であるから。

$$\frac{\partial}{\partial t} (n^i r \theta Y) + \frac{\partial}{\partial r} (n^i v r \theta Y) = 0$$

となり、全体成分での

$$\frac{\partial}{\partial t} (n r \theta Y) + \frac{\partial}{\partial r} (n v r \theta Y) = 0$$

の關係を用いると、 i 成分のモル分率 $x^i \equiv n^i/n$ は

$$\frac{\partial x^i}{\partial t} + v \frac{\partial x^i}{\partial r} = 0$$

となる。したがって、初期条件で $x^i =$ 一様とすると

$$x^i = (x^i)_{t=t_2} \quad (R < r \leq b) \quad (12)$$

となる。 t_2 は燃焼過程始めの時刻である。これは $r=b$ で

$$\left(\frac{\partial n^i}{\partial r} \right)_{r=b} = 0 \quad (13)$$

を課することを意味する。既燃焼側では反応が十分早くつねに化学平衡にあるとすると $n^i \ll 1$, すなわち、式(1)は

$$n^i = (n^i, T) \text{ equili.} \quad (0 \leq r < R) \quad (14)$$

となる。

温度の式(7)に関してはこれらの状態に対して

$$n c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v \frac{\partial T}{\partial r} \right) - \frac{1}{J} \frac{\partial p}{\partial t} = q_s + q_c \quad q_c = - \sum_{i=1}^K n^i h^i \quad (15)$$

となり、境界条件は火炎面での条件(9), (10)を用いれば十分である。

速度に関しては濃度についての残りの一つの式に相当する式(4)を用いるとすると、やはり二つの境界条件が必要である。この条件として、両壁 $r=0, b$ で $v=0$ の条件が考えられるが、

$$(v)_{r=0} = 0 \quad (16)$$

と火炎の条件(8)を用いる方が便利が良い。残りの

$$(v)_{r=b} = 0$$

は燃焼室内で一様とする圧力を求める条件とした方が良い。この関係は式(4), (13)を用いると

$$\int_0^b \rho r \theta Y dr = \left(\int_0^b \rho r \theta Y dr \right)_{t=t_2} \quad (17)$$

となり、燃焼室内の質量が一定であることを意味する。混合気全体のモル濃度 n は混合気成分が完全ガスであるとする仮定

$$p = nkT \quad (18)$$

の関係より求まる。 k はガス定数である。

以上で濃度・温度・速度を求める基礎式とその境界条件の対応がついたわけであるが、火炎面の位置をきめる条件がない。これは火炎面での物質・エネルギーの拡散過程あるいは反応過程を考慮しないことに因するが、これに相当するものとして均一燃料・空気混合気の燃焼速度 v_b の概念を用いる。これは $v_+ = 0$ としたときの \dot{R} に相当するから

$$\dot{R} - v_+ = v_b \quad (19)$$

の関係がある。

2.3 圧縮・膨張過程

圧縮・膨張過程はつぎのように仮定する。

i) 圧縮過程中のガスの温度・圧力は一様であり、化学種も熱分解・化学反応がなく組成も一定・一様である。

ii) 膨張過程においては、ガスの混合過程が行われる迄はガスは燃焼過程の既燃ガスと同じ状態をとり、したがって、夫々の温度と圧力に対する化学平衡状態にある。NOに関しては燃焼過程と同様に拡大Zeldovich機構による生成・分解反応を考える。熱・物質の移動および熱損失に関しても燃焼過程の既燃ガスの場合と全く同じ取り扱いをする。

iii) 膨張過程の途中でガスの混合過程を仮定し、ここでガスの温度・成分組成は瞬間的に一様化されるものとする。混合過程以後は一様となり、膨張に伴いその時の圧力・温度に対する平衡組成をとる（従って、混合時には圧力・温度に前後で不連続ができる）。従って、圧縮および膨張過程についてはつぎの諸式がなりたつ。

(圧縮過程)

成分組成が一定、温度・圧力が一様および $v = 0$ であることより

$$x^i = (x^i)_{t=t_1} \quad (20)$$

$$nY = (nY)_{t=t_1} \quad (21)$$

$$nc_p \frac{dT}{dt} - \frac{1}{J} \frac{dp}{dt} = \frac{Qs}{A \cdot Y} \quad (22)$$

$$p = nkT \quad (23)$$

ただし、 Q_s は燃焼室・シリンダ・ピストン壁面をとおしての熱損失であり、 A は燃焼室の断面積である。

(混合前の膨張過程)

$$n^i = (n^i)_{\text{equili}} \quad (i \neq NO), \quad \rho = \sum_{i=1}^k n^i M^i \quad (24)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho r \theta Y) + \frac{\partial}{\partial r} (\rho v r \theta Y) = 0 \quad (25)$$

$$\int_0^b \rho r \theta Y dr = \left(\int_0^b \rho r \theta Y dr \right)_{t=t_1} \quad (26)$$

$$n c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v \frac{\partial T}{\partial r} \right) - \frac{1}{J} \frac{\partial P}{\partial t} = q_s + q_c \quad (27)$$

$$P = n k T \quad (28)$$

境界条件については、速度に関して

$$(v)_{r=0} = 0, \quad (v)_{r=b} = 0$$

後者は最後の式(圧力をきめる)によりつねに満足されるので、前者を v をきめる式(4)の条件に用いる。温度については、火炎面(発熱がなく熱損失があり、かつ $v_b = v_+ = \dot{R} = 0$)が $r=b$ にあるとみて

$$n c_p \frac{dT}{dt} - \frac{1}{J} \frac{dP}{dt} = q_s + q_c \quad (r=b) \quad (29)$$

とすれば良い。この関係は $(v)_{r=0} = 0$ の条件のために $r=0$ でも満足される。

(混合過程)

混合は瞬間的に行われるゆえ、シリンダ容積は変化しない。したがって、混合後の状態を $(\)'$ で表わせば

$$(n^i)' = (n^i)'_{\text{equili}}, \quad \int_0^b n^{NO} r \theta dr = A (n^{NO})', \quad \rho = \sum_{i=1}^k n^i M^i \quad (30)$$

$$\int_0^b \rho r \theta dr = \rho' A \quad (31)$$

$$\int_0^b \sum_{i=1}^k n^i u^i r \theta dr = A \sum_{i=1}^k (n^i)' (u^i)' \quad (32)$$

$$P' = n' k T' \quad (33)$$

(混合後の膨張過程)

温度、成分濃度は一様であるから

$$n^i = (n^i)_{\text{equili}} \quad (i \neq NO), \quad \rho = \sum_{i=1}^k n^i M^i \quad (34)$$

$$\rho Y = (\rho Y)_m \quad (35)$$

$$n c_p \frac{dT}{dt} - \frac{1}{J} \frac{dP}{dt} = \frac{Q_s}{AY} \quad (36)$$

$$P = nkT \quad (37)$$

ただし, m は混合状態を表わす。

2.4 吸・排気過程

(4 - 4' - 5)

シリンダ内のガスは大気圧まで瞬間的に (断熱) 膨張するとすれば

$$\frac{dT}{dP} = \frac{1}{n c_p J}, \quad P = nkT, \quad x^i = (x^i)_4 \quad (38)$$

5 の状態は

$$T_5 = T_4', \quad P_5 = P_a, \quad (x^i)_5 = (x^i)_4 \quad (39)$$

(5 - 6)

圧力一定 $P = P_a$ での排気過程であるから

$$n c_p \frac{dT}{dt} = \frac{Q_s}{AY}, \quad P_a = nkT, \quad x_i = (x_i)_4 \quad (40)$$

なお, このときの排気槽の温度・NO排出量は次のようにして求めることができる。(4-5), (5-6) 間に排出される全モル数 N , NOモル数, 熱量はそれぞれつぎのようになる。

	(4 - 5)	(5 - 6)
全モル数	$N_4 - N_5$	$N_5 - N_6$
NOモル数	$x_4^{NO} (N_4 - N_5)$	$x_4^{NO} (N_5 - N_6)$
熱量	$(NU)_4 - (NU)_5$	$\int_5^6 (-H) dN$

したがって, 排出NOモル数は

$$x_4^{NO} (N_4 - N_6) \text{ モル}$$

排出熱量は

$$(NH)_4 - (NH)_5 + (P_a - P_4)V_4 + \int_5^6 H dN$$

となり, 排気槽温度 T_e は

$$(N_4 - N_6) \cdot H(T_e) = (NH)_4 - (NH)_5 + (P_a - P_4)V_4 + \int_5^6 H dN \quad (41)$$

より求まる。

$$(6-7-1)$$

前述したように(6-7)過程での熱損失を考えることは非常に複雑になるため、(6-7)間ではシリンダ内ガスは熱損失を伴いながら膨脹し、 $p = p_b$ の点7で吸気弁が開き吸気過程が始まるものとする。

$$(6-7)$$

$$x^i = (x^i)_6 \quad (42)$$

$$nc_p \frac{dT}{dt} - \frac{1}{J} \frac{dP}{dt} = \frac{Q_s}{AY} \quad (43)$$

$$p = nkT \quad (44)$$

(7-1) p_b 一定で吸気すると

$$\frac{d}{dt}(Nn^i) = n_f^i \frac{dN}{dt} \quad (45)$$

$$\frac{d}{dt}(NH) = H_f(T_a) \cdot \frac{dN}{dt} + Q_s \quad (46)$$

$$p_b NY = NkT \quad (47)$$

ここで n_f^i は新気の i 成分のモル濃度、 $H_f(T)$ は新気の温度 T におけるモル当りのエンタルピーである。温度は

$$(N_6 + N_f) \cdot H(T) = N_6 \cdot H_6(T) + N_f H_f(T) \quad (48)$$

より求まる。ただし、 $N_f = N - N_6$ であり、新気のモル数を表わす。

2.5 サイクル計算

以上で全行程の数式化が行われたわけであるが、そのサイクル的な数値解を得るためには、全行程の反復計算を行いサイクル的な定常解を見いださなければならない。その数値計算は差分法によるものが最も容易である。全行程の計算時間の経済性は化学平衡計算によってほとんど左右されるゆえこの計算法には特別の配慮が必要である。

本計算においては、各時点における上述した気体の物理的・化学的諸量が算出されるが要約すると表1のようになる。また、サイクル的な特性パラメータはつぎのように定義し算出した。

(a) 馬力 ps_i (ps)

$$ps_i = \phi p A d Y \times \frac{1}{100} \cdot \frac{rpm}{2 \cdot 60} \cdot \frac{1}{75} \cdot \frac{1}{1 \cdot 033} \quad (49)$$

(b) 有効圧力 p_i (ata)

表1 各行程における諸量

行程	諸量			
圧縮	$n^i(t)$	$T(t) p(t)$	$Q_S(t)$	$(v=0)$
燃焼	$n^i(r,t)$	$T(r,t) p(t) u(r,t)$	$q_s(r,t) q(t)$	$v_d(t)$
膨張 混合前	$n^i(r,t)$	$T(r,t) p(t) u(r,t)$	$q_s(r,t) q(t)$	
混合後	$n^i(t)$	$T(t) p(t)$	$Q_S(t)$	$(v=0)$
排気	$n^i(t)$	$T(t)$	$Q_S(t)$	$(v=0, p=P_a)$
吸気	$n^i(t) n_f^i(t)$	$T(t)$	$Q_S(t)$	$(v=0, p=P_d)$

$$P_i = \phi P dY / Y_s \quad (50)$$

(c)

$$sfc = N_1^F M^F \frac{r p m}{p s_i} \times 60 \quad (51)$$

N_1^F : 1での燃料モル数, M^F : 燃料分子量

(d) NO排出量

$$(N_4^{NO} - N_6^{NO}) \text{ (mol / cycle)}, \quad M^{NO} (N_4^{NO} - N_6^{NO}) \text{ (g / cycle)}$$

(e) 体積効率

$$\eta_v = \frac{N_f}{(n_f)_i V_s} \quad (52)$$

N_f : 1での新気モル数, $(n_f)_i$: 新気の吸気圧・吸気温度でのモル濃度

(f) 充填効率 η_c

$$\eta_c = \frac{N_f}{(n_f)_a V_s} \quad (53)$$

$(n_f)_a$: 新気の大気圧・大気温度でのモル数

(g) 熱効率 η_t

$$\eta_t = \phi P A dY \frac{1}{Q} \frac{1.033}{42680} \quad (54)$$

Q : 火炎面での発熱量の総和 (k cal) であり, i 成分の反応熱量を Δh^i (cal/mol) とするとき

$$Q = \int_0^b \sum_{i=1}^{\nu} (n_+^i - n_-^i) \Delta h^i r \theta Y dr \quad (55)$$

3. 計算結果と考察

エンジンとして表2にしめす諸元をもつものを選ぶことにする。

表2 エンジン諸元

燃焼室容積	AY_c	36.08 cm ³
燃焼室直径	b	7.0 cm
ピストン行程	Y_s	7.5 cm
クランク半径	r_c	3.75 cm
連桿長さ	l_c	15.0 cm
燃焼室形状		図2に示すようなシリンダと同一直径の円筒形
点火栓位置		燃焼室の円周上の一点(線状着火する)

クランク角度 α とYの関係

$$Y = 2r_c Y_c / Y_s + r_c (1 + \cos \alpha) + l_c \{ 1 - \sqrt{1 - (r_c / l_c)^2 \cos^2 \alpha} \}$$

燃料としては熱力学定数のはっきりしている正-オクタン($n-C_8H_{18}$)を選ぶことにして、燃焼ガス成分としては、CO, CO₂, H, H₂, H₂O, N, N₂, NO, O, O₂, OHの11成分を考える。

燃焼室壁への熱損失を考えるために燃焼室壁の温度 T_w をきめなければならないが、この壁温はエンジン回転数、発熱量、点火進角、燃焼速度、冷却方式、冷却剤温度、流量などの影響を受ける。したがって、概略的にも回転数と発熱量の関数として与えることが望ましいと考えられるが、今回は回転数の影響の計算は附加的に少し行っただけであったのでとりあえずピストン頭壁の温度のみ吸気圧の関数とし、他のシリンダ、燃焼室壁温などすべて一定とした。すなわち、シリンダ壁温 T_{wc} 、ピストン頭壁温 T_{wp} は

$$T_{wc} = 100 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (56)$$

$$T_{wp} = 250 P_b \text{ } ^\circ\text{C} \quad (\text{吸気圧 } P_b : \text{mmHg})$$

これらの温度を用いると、熱損失 q_s 、 Q_s はそれぞれ

$$q_s = \frac{2.1}{36000} \sqrt[3]{\bar{v}_p} \sqrt{PT} \left\{ (T - T_{wp}) + \left(1 + \frac{2Y}{r\theta \sin(\theta/2)} \right) (T - T_{wc}) \right\} / Y \quad (\text{cal/cm}^3 \cdot \text{s}) \quad (57)$$

$$Q_s = \int_0^b q_s r \theta dr = \frac{2.1}{36000} \sqrt[3]{\bar{v}_p} \sqrt{PT} \left\{ (T - T_{wp}) + \left(1 + \frac{4Y}{b} \right) (T - T_{wc}) \right\} / Y \quad (\text{cal/s}) \quad (58)$$

となる(附録C)。 \bar{v}_p は平均ピストン速度である。

燃焼速度 v_b は附録Bにしめす検討より

$$v_b = \left(1 + a_1 \frac{b \cdot Y_s \cdot rpm}{30} \cdot \frac{\rho_+}{\mu_+}\right) \frac{1}{n - c_p (T_+ - T_-)} \left(\frac{10.1 \times 10^{-5} \cdot T_{\pm}^{1.5}}{T_{\pm} + 124} \int_{T_-}^{T_+} q n^{+F} dT\right)^{0.5} \quad (59)$$

$$n^{+F} = a_2 \cdot T \exp(-12400/T) (n_F)^{0.5} n^{O_2} \cdot p^{-0.825}$$

$$n^F = n_-^F - (T - T_-) n c_p / q, \quad n^{O_2} = n_-^{O_2} - r (T - T_-) n c_p / q$$

とした。ここで a_1 , a_2 は実験的な常数で、従来の実験をもとにして、ことわりのない限り、

$$a_1 = 2 \times 10^{-6}, \quad a_2 = 4.35 \times 10^3 \quad (60)$$

の値を用いた。この値による燃焼速度を $v_{b, \text{ref}}$ とする。

これらの手法のもとに2章で述べた手法に従って4サイクル火花点火機関の数値実験を行い、主として、空燃比 (A/F)、着火進角 ($IgAd$)、吸気圧 (p_b)、熱損失 (Q_s)、回転数 (rpm)、燃焼速度 ($v_b/v_{b, \text{ref}}$)、充填効率 (η_c)、圧縮比 (ϵ)などのエンジン性能特性およびNO生成への影響を調べた。パラメータが多いので、その組み合わせは非常に多くなり、必ずしも十分でないが、とりあえず行った範囲で報告する。用いた差分刻みは $\Delta r = b/50 \text{ cm}$ 、圧縮・膨張吸気行程では $\Delta t = (60/rpm)/100 \text{ sec}$ であり、使用計算機は *HITAC 5020F* である。サイクル計算の収斂精度は約 10^{-3} で反復回数は5~7回である(所要計算時間は200~400 sec cpu)。

つぎに、計算結果と考察について述べる。

3.1 計算結果の一例

ある一つの運転条件の下で行った火花点火機関の数値実験から得られる知見は非常に多い。実機実験では測定困難と思われる燃焼過程の詳細構造も判り、燃焼過程に対する我々の理解の助けをしてくれる。また通常の実機実験では除去しえない種々の制御不能な条件の変化による影響が全く入らず、統一的に明確な条件の下での種々の運転条件の性能やNO排出量などに対する影響も知りうる。しかし、一方数値実験にはエンジンの数式的モデルがいるわけであるが、それは現状ではかなりの簡単化が必要で、多くの仮定がある。すなわち、結果として得られた多くの知見はこの様な多くの仮定の下に得られたものである事を銘記せねばならない。したがって、結果の評価にあたっては結果と仮定との関係に対する深い物理的、技術的認識が必要になる。しかしこの事に注意すれば、得られた数値実験の結果はそれが完全に定量的には正しくなくとも、今、問題にしているエンジン性能やNO排出量と運転条件との関係などの理解には大きな助けになるものと考えられる。

計算を行った多くの条件下での数値実験—これでも尚技術的には数は不十分であるが—のすべてに対し得られた結果の詳細を報告することはとても不可能であるので、始めに次の表3にかしげる(a), (b), (c), (d)の4例について、得られた主な結果を図示して参考に供することにする。

図3の(a), (b), (c), (d)は夫々表3の(a), (b), (c), (d)の運転条件における刻々のシリンダガ

表3 運転条件と計算結果

例		a	b	c	d
計算 (運転) 条件	新気量論比 ϕ	0.83	0.83	1.25	1.25
	熱損失の有無	有	無	有	無
	吸気圧 P_b mmHg ab	460	460	460	460
	着火時期 $I_g Ad$ °BTC	25	25	25	25
	回転数 rpm (rpm)	3000	3000	3000	3000
	圧縮比 ϵ	9	9	9	9
計算結果 (性能と NO 排出量)	図示平均有効圧力 P_i ata	6.61	7.36	6.76	7.76
	図示燃料消費率 sfc g/psi·hr	150	131	219	186
	充填効率 η_c	0.525	0.686	0.522	0.508
	サイクル当り 総発熱量 Q Kcal/cycle	200	197	202	199
	サイクル当り 総熱損失量 Q_s Kcal/cycle	-33.2	0	-30.5	0
	新気/旧気比 G_f/G_r	12.5	18.3	13.0	19.0
	圧縮始め シリンダ内ガス温度 T_1 K	335	340	333	349
	断熱排気マニホールド 平均ガス温度 T_e K	1181	1563	1158	1523
	サイクル当り 排出NO重量 NO g/cycle	1.8×10^{-4}	6.9×10^{-4}	3.3×10^{-7}	4.9×10^{-5}
	図示仕事当り 排出NO重量 NO g/psi·hr	2.5	8.8	4.5×10^{-3}	0.59

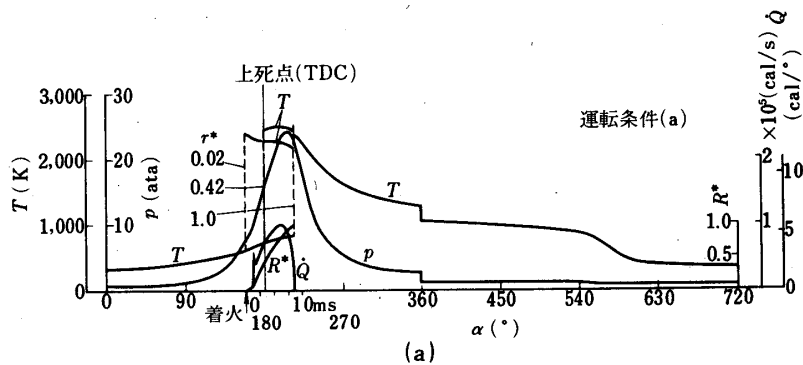


図3 シリンダ内ガス圧力(p)・温度(T), 火炎面位置(R*), 熱発生率(Q)の時間変化

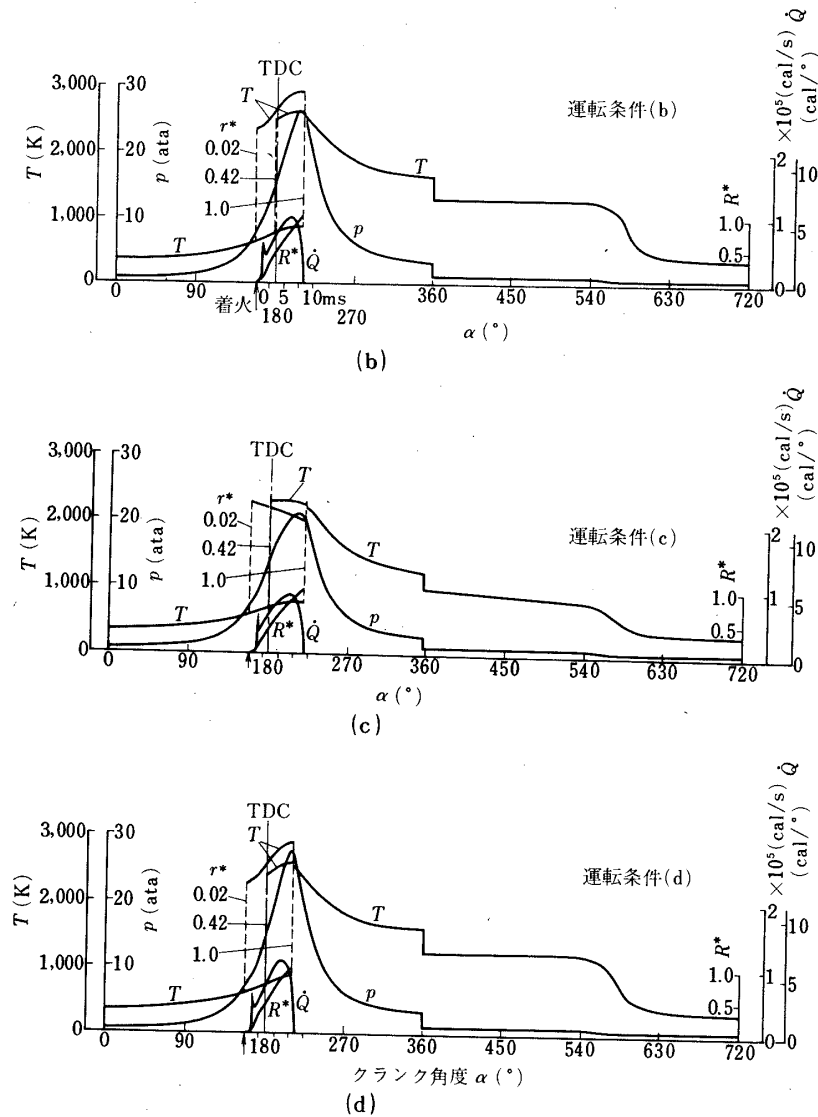


図3 シリンダ内ガス圧力(p)・温度(T)、火炎面位置(R^*)、熱発生率(\dot{Q})の時間変化

ス圧力 p (ata)およびシリンダ内ガス温度 T (K)をクランク角度 α ($^\circ$) に対して描いたもので、1サイクル(2回転)にわたって示してある。ここでは燃焼終了直後にシリンダ内ガスは一瞬に混合するものとしてあり、図には見えないがこの混合点で圧力 p は僅かであるが不連続が生ずる。燃焼期間中は燃焼室無次元座標 $r^* = r/b$ に位置する各微小体積は燃焼時期も異なり、又その微小部分の温度の時間的経過も異なる。本計算は扁平な円柱形燃焼室の円周上の一点で線状着火し、着火前までは乱れは別としてシリンダ内未燃ガスは全体として静止しているとした場合である。したがって、 r^* に位置する微小体積は r^* とクランク角度(ピストン位置 Y)の関数として変化する。その微小部分の未燃ガスの全モル数(又は全質量)はその微小体積だけでなく更にその時の圧力、温度でかわり、更にその発熱量 Q (Kcal/mol)も圧力、温度でかわる。これらの総合的な結果として、燃焼中の各クランク角度 α に対し単位時間当り

の発熱量 $\dot{Q} = dQ/dt$ または単位クランク角当りの発熱量 $dQ/d\alpha$ が定まる。したがって燃焼期間中、あるいは燃焼直後に混合しなければ、混合前まではシリンダ内ガス温度 T は r^* の関数となる。図3には $r^* = 0.02, 0.42, 1$ (最終燃焼部分)でのガス温度 T の時間変化の例を示してある。また、熱発生率 \dot{Q} , および火炎位置 $R^* = R/b$ とクランク角 α との関係も示してある。この $R^* - t(\alpha)$ 曲線の勾配が火炎速度になるわけである。

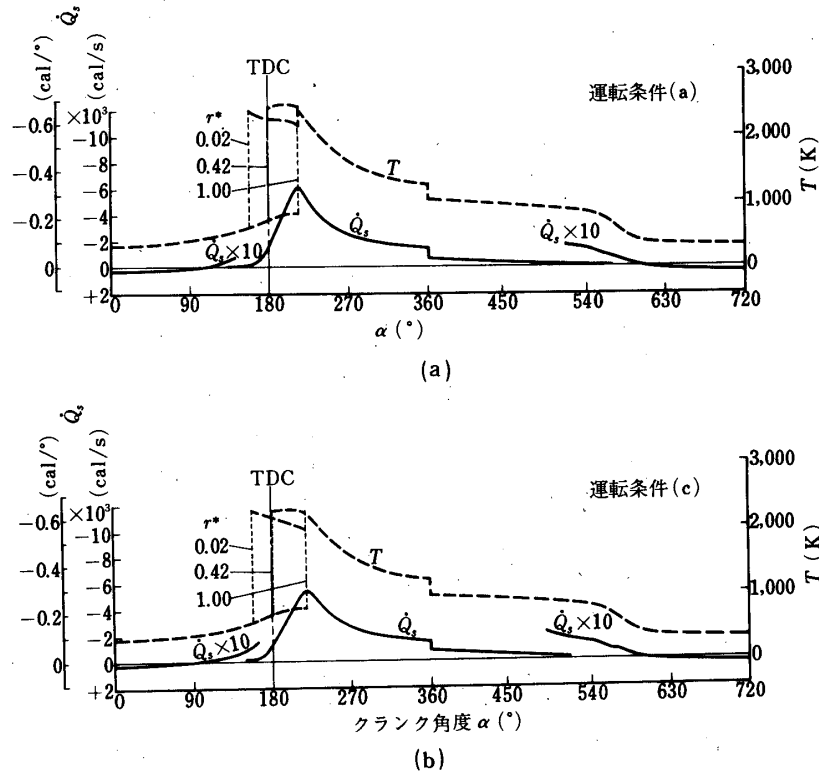


図4 熱損失 (\dot{Q}_s) の時間的変化 t (cal/s)

図4(a), (b)は夫々表3の(a), (c)の運転条件における刻々のシリンダ内ガス温度 T およびシリンダ、およびピストンとの熱交換量 (熱損失量 $\dot{Q}_s = dQ_s/dt$ (cal/s), $dQ_s/d\alpha$ (cal/°)) をクランク角度 α (°) に対して1サイクルにわたって描いたものである。吸入行程末期、および圧縮行程初期には混合気はシリンダより加熱されているのがみられる。

図5(a), (b), (c), (d) は夫々表3の(a), (b), (c), (d)の運転条件における足袋形指圧線図を示し、図3の $P - \alpha$ 曲線を $P - V$ (V :シリンダ容積) 曲線に描き直したものである。次に、燃焼過程の詳細構造を示す。図6および図7の(a), (b), (c), (d)は夫々表3の(a), (b), (c), (d)の運転条件における燃焼過程中的燃焼室内各

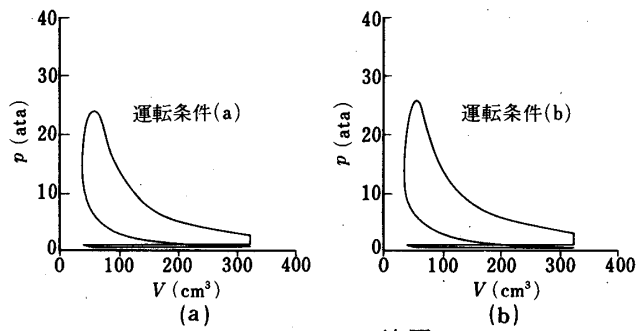


図5 $p - V$ 線図

位置 (r^*) のガス温度の時間的变化、および、燃焼過程中の各時刻 (α°) における燃焼室内の温度分布を示したものである。図6において、温度が急昇する点とその部分に火炎が伝播して来た時刻(クランク角度)を示す。最初に燃焼した微小部分が $r^* = 0.02$,最後に燃焼した部分が $r^* = 1.0$

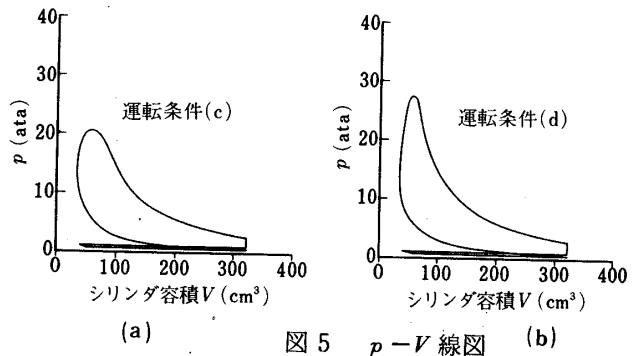


図5 $p-V$ 線図

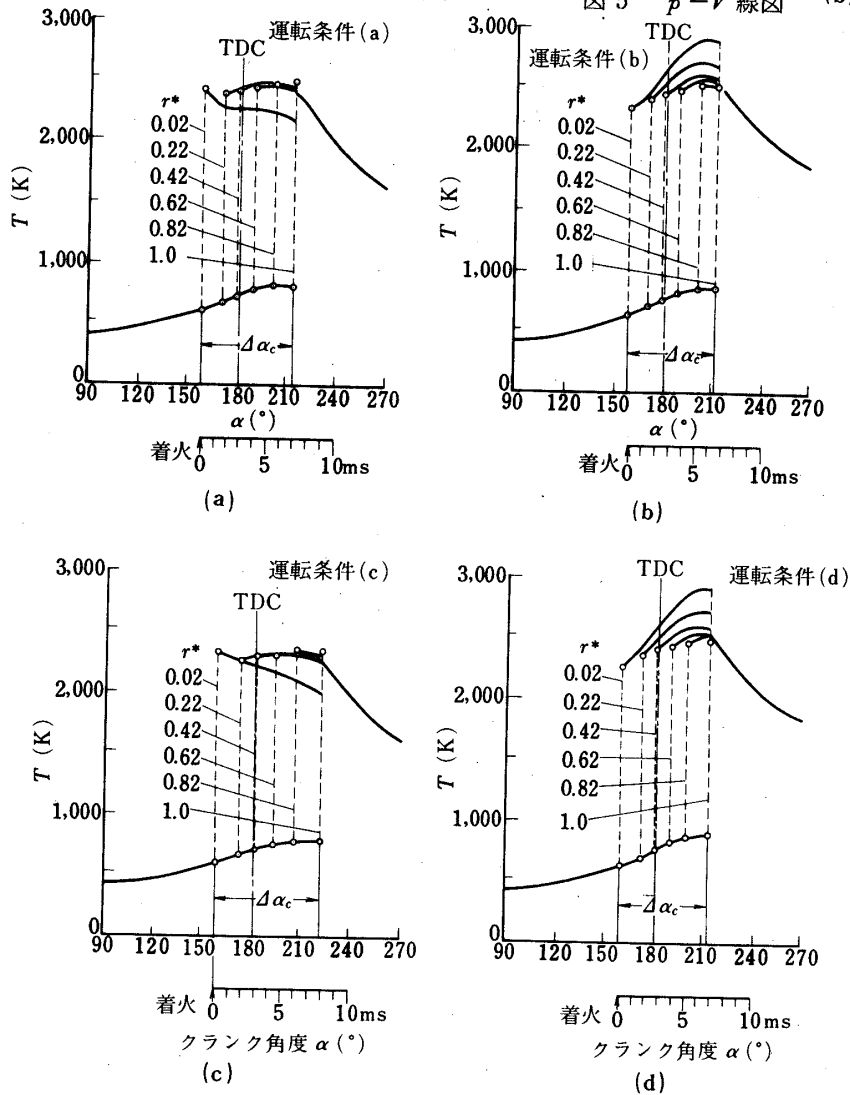


図6 燃焼室各位置の温度の時間的变化

である。図7で、温度の急変している位置に火炎面があり、それを境にして高温側が既燃ガス、低温側が未燃ガスである。未燃ガスも既燃ガスの膨張とピストンの変位により温度が時間とともに上っている。図中の α の値の最も大きい時刻が燃焼完了時であり、その時の温度曲線

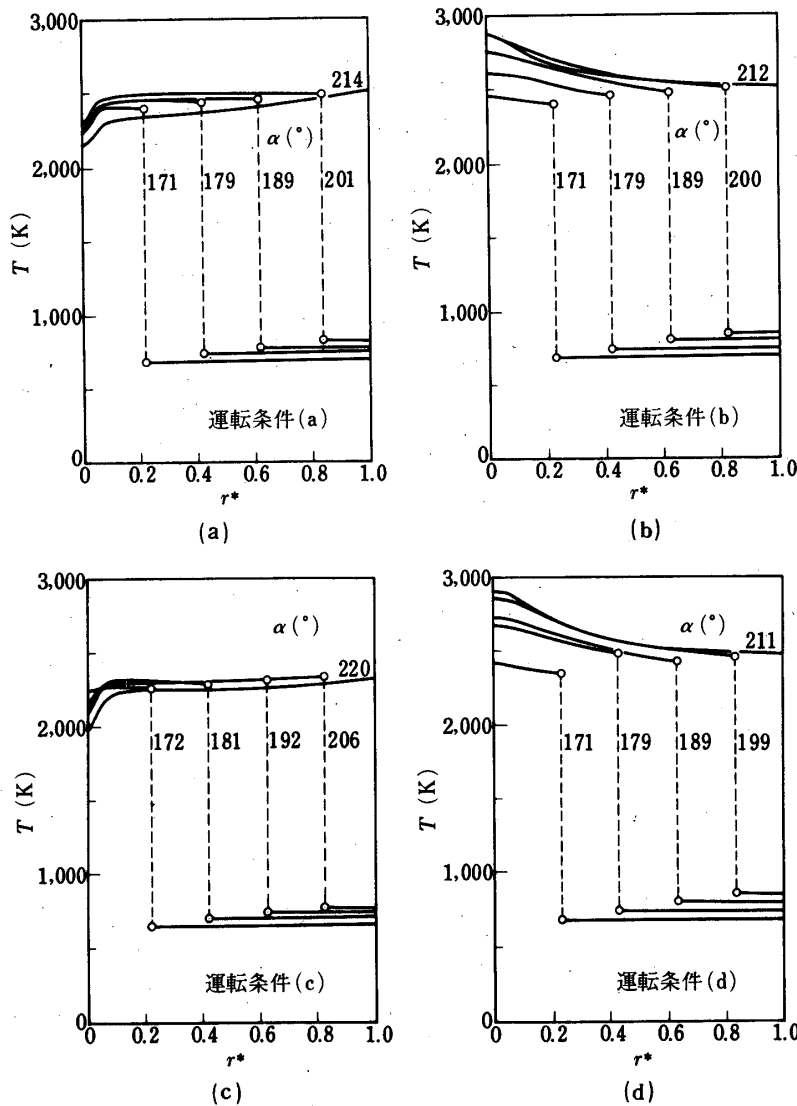


図7 燃焼過程中の各クランク角 α におけるシリンダ内ガス温度 T の空間的分布

がシリンダ内の点火栓をとる直径上の燃焼完了直後の温度分布を示すわけである。新気当量比 ϕ と熱損失の有無により、これらの温度分布は大きく変化する。

図8(a), (b), (c), (d)は表3の(a), (b), (c), (d)の運転条件での火炎面における燃焼速度 v_b (m/s), 未燃ガス速度 v_g (m/s) (第2章においては v_+ と表わしている), 両者のベクトル和たる火炎速度 v_f (m/s) (第2章では \dot{R})の燃焼過程中的時間的变化を示したものである。 v_b は式(59)による $v_{b, ref}$ をもとにして, $v_{b, ref} = a = 1$ としている。 v_b は着火始めから有限で, 新気当量比 ϕ , 吸気圧 p_b , 回転数rpm, 圧縮比 ϵ , 着火時期 $I_g Ad$ により大きく左右される。したがって, v_g, v_f も同様に異なることは云うまでもない。火炎初期に v_g が急激なピークをもつものはつぎのような理由による。

(v_g のピークについて)

未燃焼ガスについて, 式(4)を用いると $x^i = \text{一定より}$

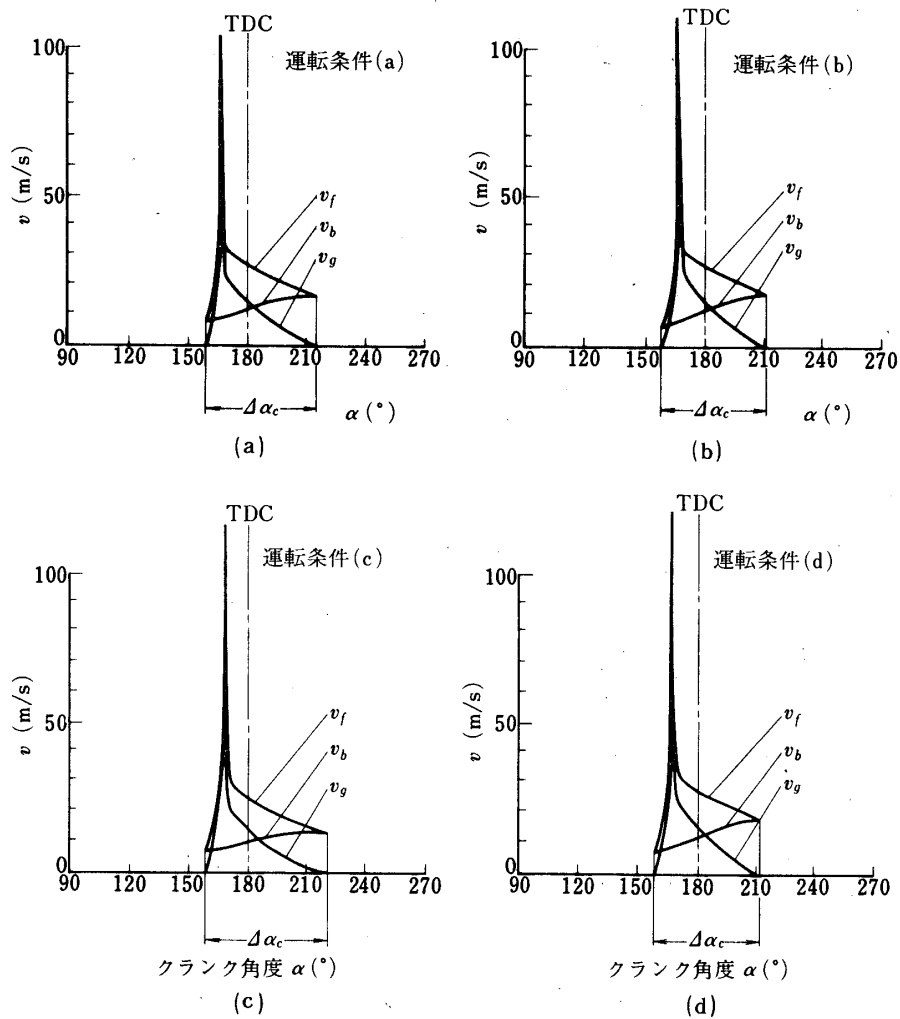


図8 火炎面における燃焼速度 (v_b) , 未燃ガス速度 (v_g) , 火炎速度 (v_f)

$$\frac{\partial}{\partial t} (nr\theta Y) + \frac{\partial}{\partial r} (nv r\theta Y) = 0$$

n に式 (18) を用いる

$$-\frac{p}{T} \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{Y} \frac{d(pY)}{dt} + \frac{p}{r\theta Y} \frac{\partial}{\partial r} (vr\theta Y) = 0$$

さらに, $q_c = 0$ とした式 (15) を用いると

$$-\left(1 - \frac{1}{\kappa}\right) \left(Jq_s + \frac{dP}{dt} \right) + \frac{1}{Y} \frac{d(pY)}{dt} + \frac{p}{r\theta Y} \frac{\partial}{\partial r} (vr\theta Y) = 0 \quad (61)$$

となる (κ は比熱比)。 $r = R \sim b$ で積分すると $(v)_{r=R} = v_g$, $(v)_{r=b} = 0$ より

$$v_g = \frac{1}{R\theta} \int_R^b \left(\frac{1}{\kappa} - 1 \right) \frac{Jq_s}{p} r \theta dr + \frac{1}{R\theta} \left[\left(\frac{1}{\kappa} - 1 \right) \frac{1}{p} \frac{dp}{dt} + \frac{1}{pY} \frac{d(pY)}{dt} \right] \int_R^b r \theta dr \quad (62)$$

$Jq_s \ll dp/dt, d(\ln Y)/dt \ll d \ln p/dt$ とみなせるから

$$v_g \approx \frac{1}{\kappa} \frac{1}{p} \frac{dp}{dt} \frac{1}{R\theta} \int_R^b r \theta dr \quad (63)$$

となる。

いま、 $R\theta$ が一定の様な燃焼を考え、燃焼ガスの質量 G_b と圧力の関係に

$$\frac{M_b}{M_o} = \left(\frac{p - p_o}{p_1 - p_o} \right)^n \quad (0 : \text{燃焼始め}, \quad 1 : \text{燃焼終り}) \quad (64)$$

を仮定し、未燃焼側ガスは断熱圧縮されるものとするとき未燃容積 V_u は

$$\frac{V_u}{V_o} = \left(\frac{p_o}{p} \right)^{\frac{2}{\kappa}} \left(\frac{p_1 - p}{p_1 - p_o} \right)^n \quad (65)$$

一方、火炎速度の定義および式(63)より

$$\dot{R} = v_f = - \frac{1}{R\theta} \frac{dV_u}{dt}, \quad v_g = \frac{1}{\kappa} \frac{V_u}{R\theta} \frac{1}{p} \frac{dp}{dt} \quad (66)$$

であるから、 V_u と p の関係を用いれば

$$\frac{v_g}{v_b} = \frac{v_g}{v_f - v_g} = \frac{p_1 - p}{n \kappa p} \quad (67)$$

となる。したがって、この場合は v_g は燃焼始めで大きな値をとり、その後急激に減少することがわかる。

図にしめした計算結果においては燃焼始めでは $R\theta \rightarrow 0$ であり、 $(dp/dt)/R\theta \rightarrow 0$ より出発しているため燃焼初期で v_g は急激に増大し、 $R\theta$ の変化の少なくなった所で上述の様な燃焼の現象(式(67))に近づくものと思われる。

図9(a), (b), (c), (d)は表3の(a), (b), (c), (d)の運転条件における燃焼過程中の既燃および未燃ガスのガス速度 v の空間的分布を示す。図中、破線の位置がそのクランク角 α における火炎面の位置(R^*)であり、それより右側が未燃ガス、左側が既燃ガスである。未燃ガスは正の速度すなわち、未燃ガスは既燃ガスの膨張により火炎進行方向の速度をもち、既燃ガスは火炎直後での大きい火炎進行方向の速度から急激に低下し、火炎進行方向と逆方向の速度をもち、火炎面直後の既燃ガスの燃焼方向速度が火炎面直前の未燃ガスのそれより大きくなるのは既燃ガス密度が未燃ガス密度より小さいためである。このガス速度分布は、着火前は静止したガスとして、また、燃焼を点火栓をとる直径上の r^* に対して一次元的に取り扱った

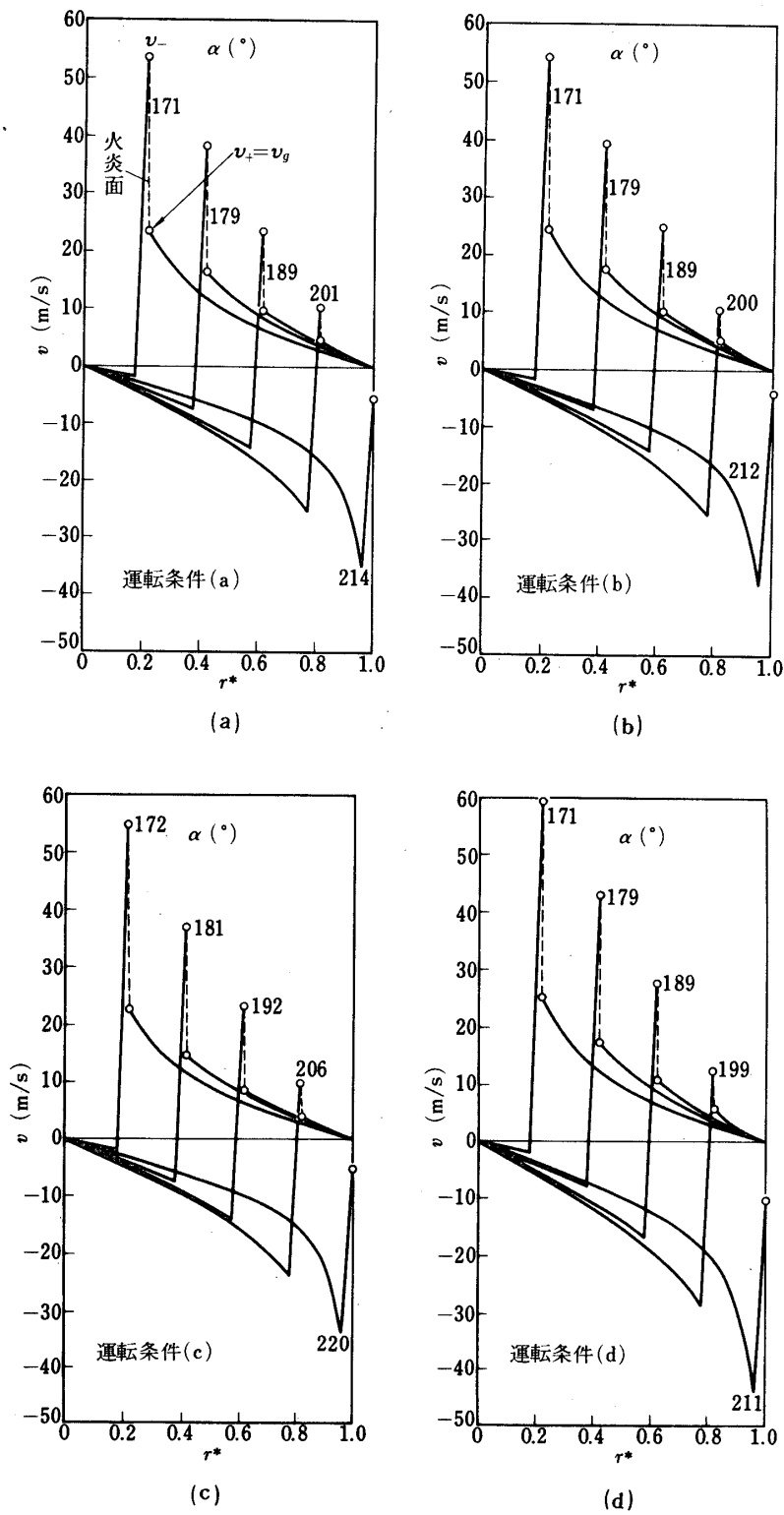


図9 ガス速度 (v) の空間的分布

結果であり、二次元的取り扱いでないので円周上の周壁の影響は着火位置と最終燃焼位置にしか入っていない。

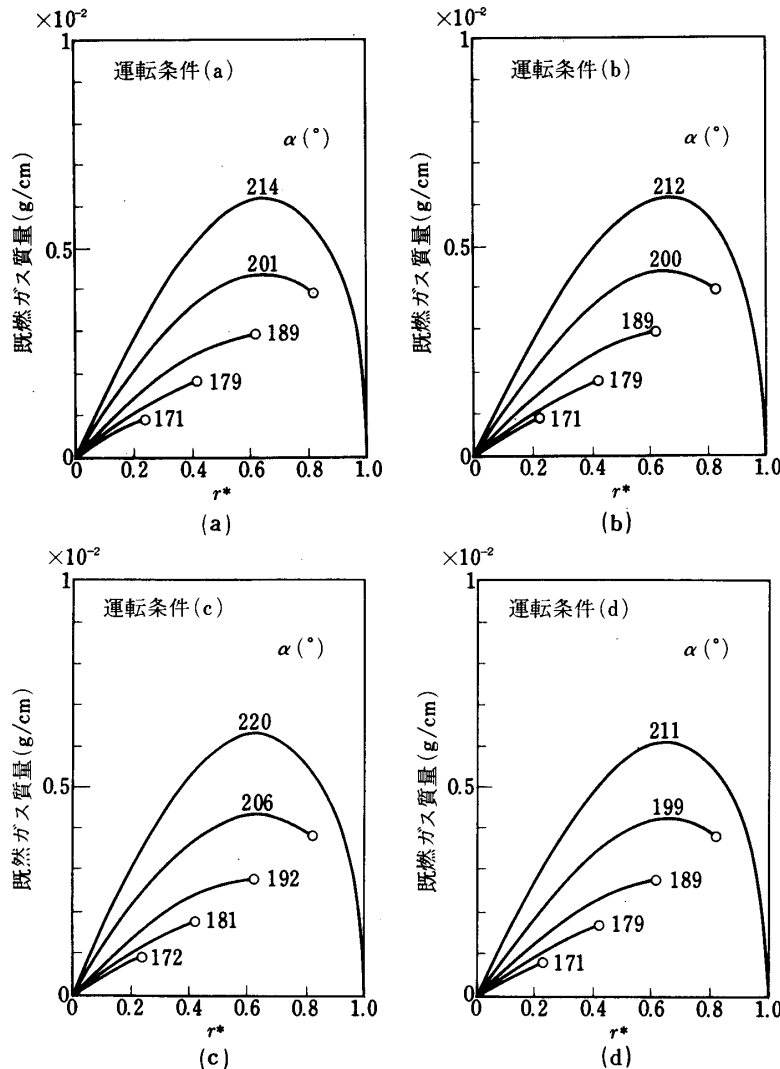


図10 燃焼過程中的各クランク角における r の単位長さあたりの既燃ガス質量($\rho r \theta Y$)の空間的分布

図10(a), (b), (c), (d)は表3の(a), (b), (c), (d)の運転条件における r^* に対する単位長さ当たりの既燃ガスの質量分布である。前にものべたように r^* のところの微小体積を考えるとこの体積は r^* の値とピストン位置 Y (クランク角 α)できまり、かつ運転条件がきまれば、それに応じてその微小部分の P , T と平衡組成(NO を除く)がきまる。その結果その微小体積内のその瞬間(クランク位置)の全モル、従って質量がきまり、これらの変化と前の図9に描いた v の分布とが質量保存則(式(4))で結びつけられている。

次に燃焼過程中的 NO 生成の詳細構造について述べよう。

図11および12の(a), (b), (c), (d)は夫々表3の(a), (b), (c), (d)の運転条件における燃焼過程中的の燃焼室内の NO モル分率 x_{no} (mol/mol)の空間的および時間的変化を示した

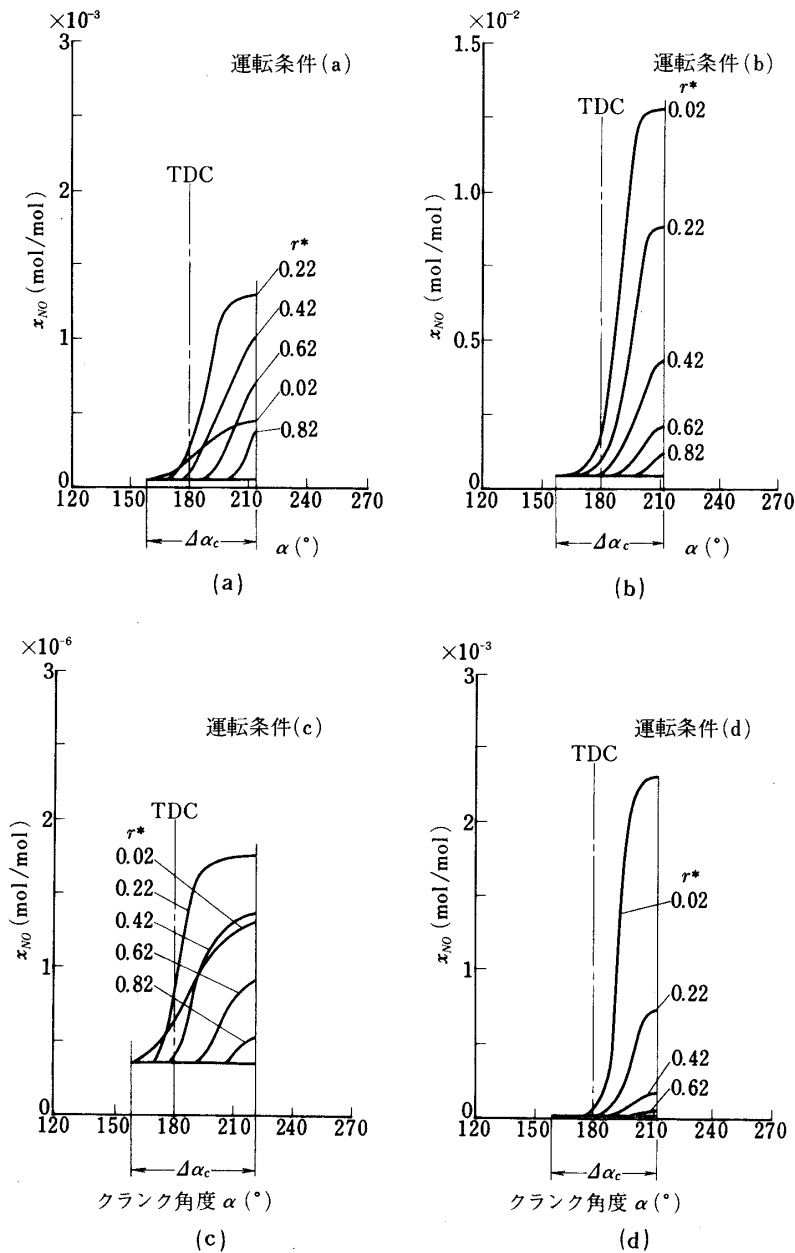


図11 燃焼室各位置におけるNO濃度の時間的変化

ものである。前述したように燃焼過程は点火栓をとる直径 r^* に対して一次元的取り扱いをした場合の結果である。図11は各 r^* におけるNOモル分率 x_{no} (mol/mol)が時間(クランク角度 α)と共に如何にかわるかを示したものであり、図12は燃焼過程のある瞬間(クランク角度 α)においてNOモル分率 x_{no} (mol/mol)が燃焼室内でいかなる分布をもつかを示したものである。NO濃度は既燃ガスの組成と温度、圧力と滞留時間とによりかわり、殊に温度の影響が大きい。したがって、既燃ガスの温度-時間経歴により大きく影響され、当然の事ながら熱損失の有無、新気当量比で大きく変化する。

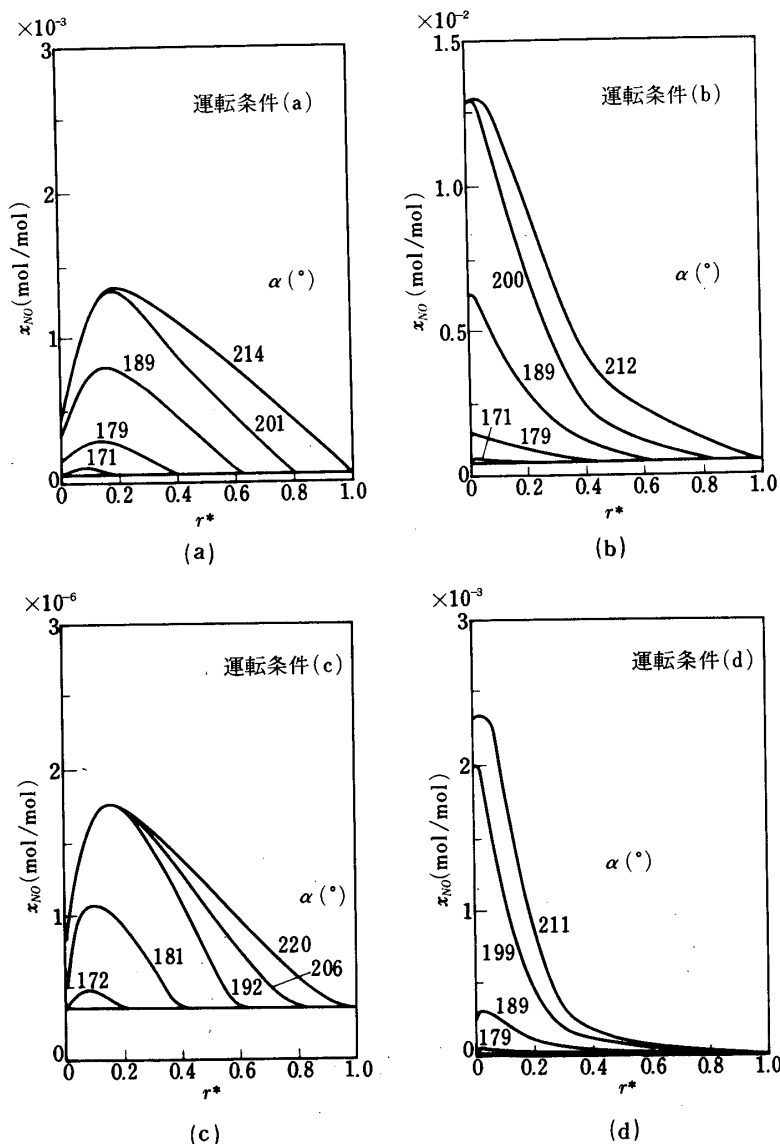


図12 燃焼過程中的各クランク角におけるNO濃度の空間的分布

図11, 12はNOのモル分率 x_{NO} (mol/mol) の時間的, 空間的分布を示したものであるが, この値からNOの絶対的な生成質量の分布を知るには混合ガス全体のモル数の分布を知らなければならない。燃焼室を見かけ上一次元的な取り扱いをしていることより, r^* 方向の単位長さ当りの全モル数分布を計算し, NOの r^* 方向の単位長さ当りのモル数, したがって, 質量分布を示すと図13, 14となる。夫々, その時間的, 空間的分布である。これらの図から, NOの全生成量に対し, どの部分の寄与が最も大きいということや, 又熱損失の有無や新気当量比の影響によりNOの生成過程がどうかわるかということなどが判然とする。本計算の結果では, 過程中的NO生成量が殆どそのまま凍結されて排出されるのでこれらの図は直接にNOの排出量に対する寄与を表わすことになる。

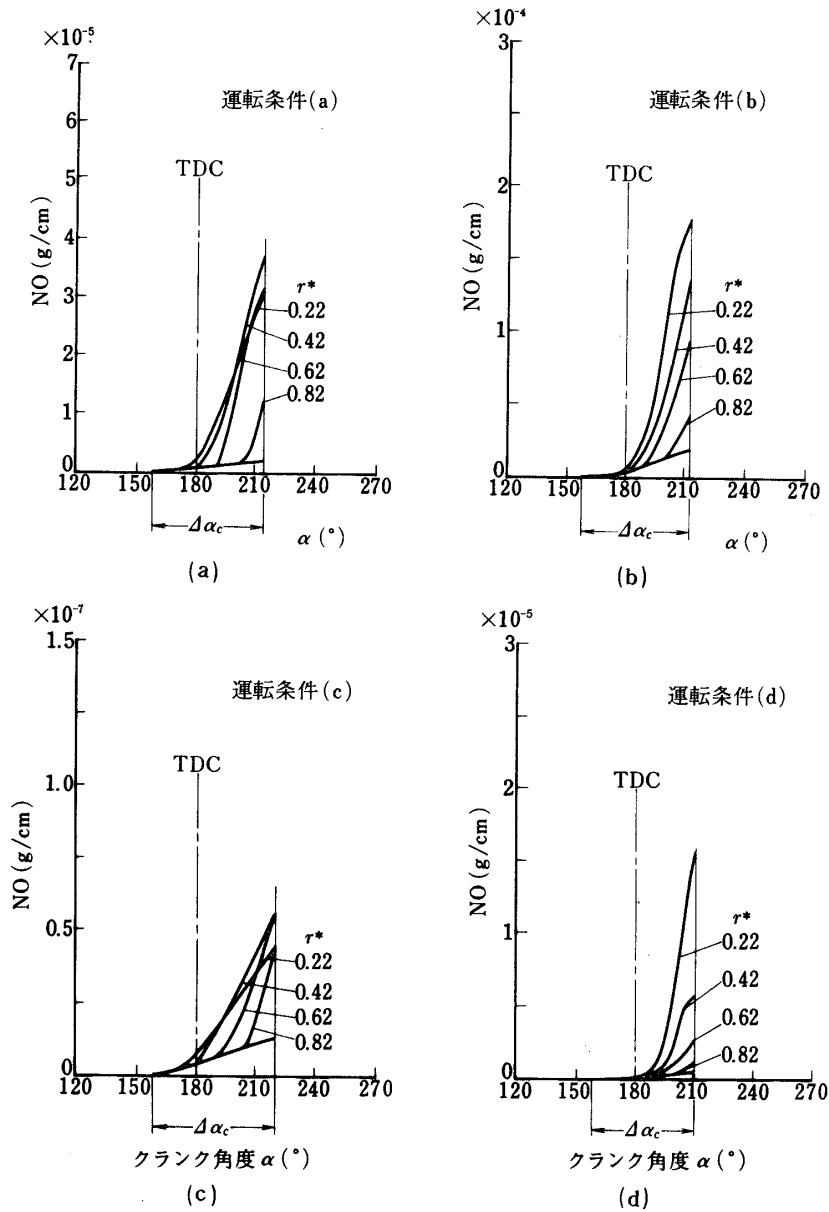


図13 燃焼室各位置の r の単位長さあたりのNOの質量 ($n_{NO} M_{NO} r \theta Y$) の時間的变化

3.2 吸気圧力および着火時期の性能とNOの排出量に対する影響

圧縮比 $\epsilon = 9$ 、回転数 $rpm = 3000$ (rpm) の場合につき、吸入新気当量比 $\phi = 0.83$ (空燃比 $A/F = 18.04$) および $\phi = 1.25$ (空燃比 $A/F = 12.02$) に対し吸入圧力 P_b を 760, 610, 460 (mm Hg ab), 着火時期を 15, (20), 25, 35, (45) ($^\circ$ BTC) にかえて、性能とNO排出量を数値計算した。

図15 (a), (b), (c), (d), (e), (f) は得られた P (ata) (シリンダ内圧力) - α ($^\circ$) (クランク角度) 線図であり、図に記入してある各当量比 ϕ 、吸入圧 P_b (mm Hg ab) について着火時期 $IgAd$ ($^\circ$ BTC) をパラメータとして描いてある。各例につき、前節(3.1)に述べたと同

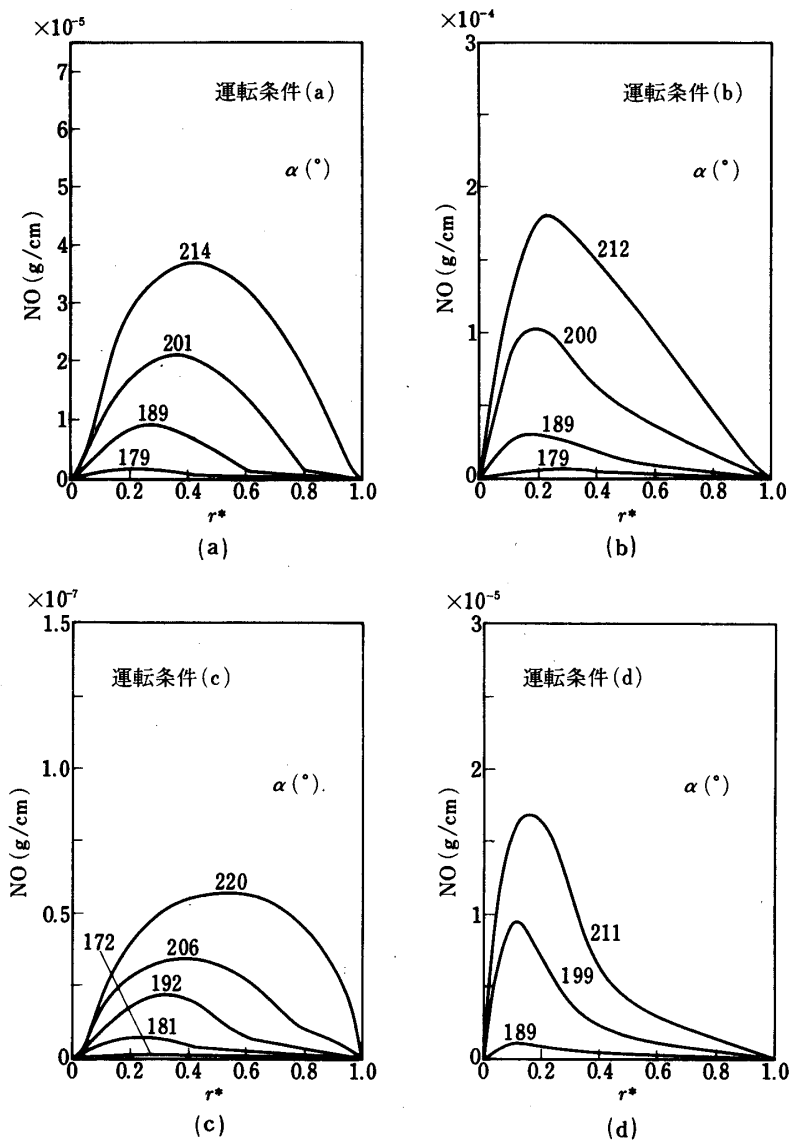


図14 燃焼過程中的各クランク角における r の単位長さあたりのNOの質量 ($n_{NO} M_{NO} r \theta Y$) の空間的分布

じ多くの資料が得られているわけであるが、ここでは簡単のために主な性能的结果のみを示すことにする。

図16 (a), (b)は図示平均有効圧力 P_i (ata)および図示燃料消費率 sfc (g/PSi・hr)をパラメータとして着火時期 $IgAd$ (°BTC)に対して描いてある。各吸気圧で最大出力着火時期(MBT)が異り吸気圧の低下すると共に最大出力着火時期が進むことが示されている。

図17 (a), (b)は本計算の様な理想的な吸排過程の仮定を行った場合の充填効率 η_c およびシリンダ内の新気/旧気(残留既燃焼ガス)比 G_f/G_r を吸気圧 P_b (mm Hg ab)をパラメータとして着火時期に対して描いたものである。本計算結果を実機と比較する場合吸気圧 P_b よりも充填効率 η_c に注目すべきで、実機の η_c が同じなら、更に燃焼伝播形式が本計算の仮定に

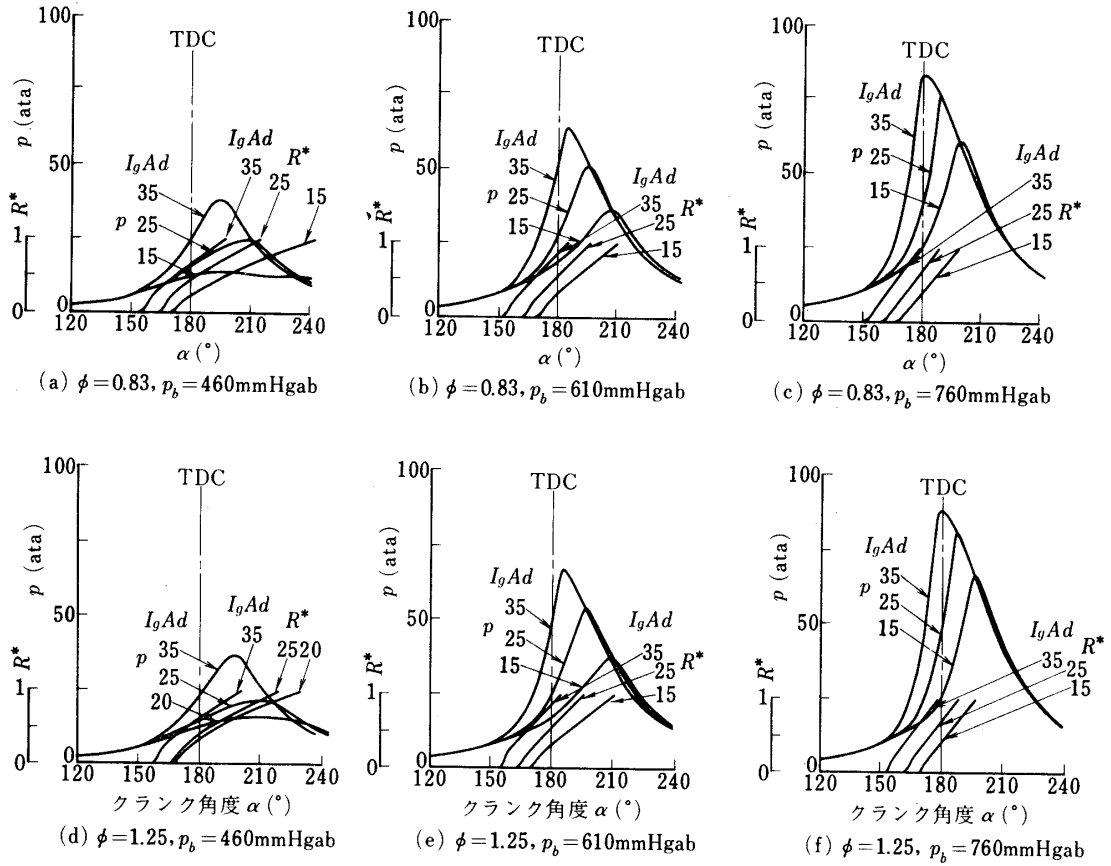


図 15 点火進角 ($I_g Ad$) による燃焼圧力 (p)・火炎面位置 (R^*) — クランク角度線図の違い ($rpm = 3000\text{rpm}, \epsilon = 9.0, \alpha = 1, Q_s \neq 0$)

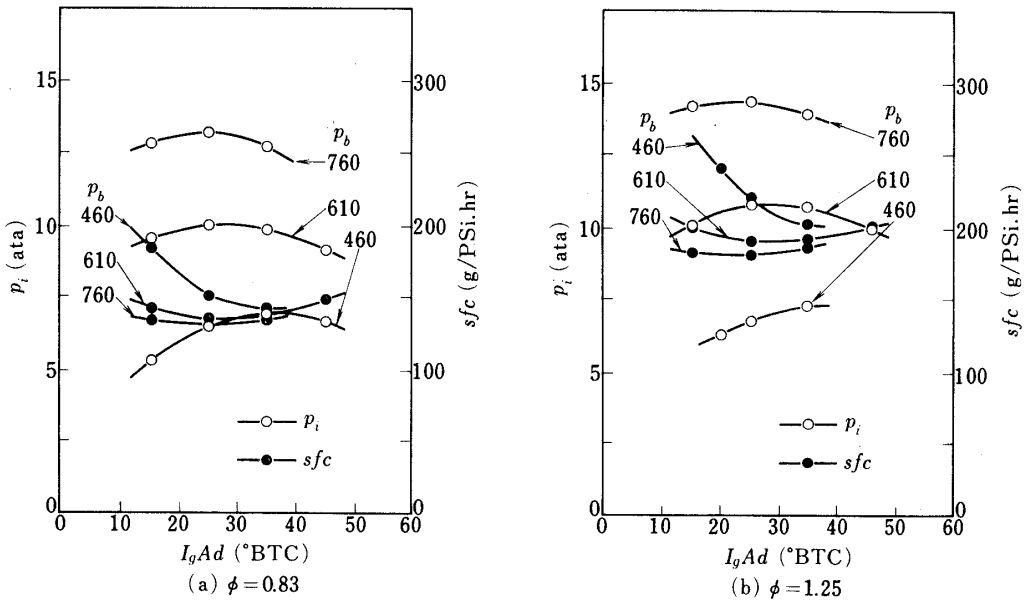


図 16 図示平均有効圧力 (p_i)・図示燃焼消費率 (sfc) に対する着火時期 ($I_g Ad$) の影響 ($rpm = 3000\text{rpm}, \epsilon = 9.0, \alpha = 1, Q_s \neq 0$)

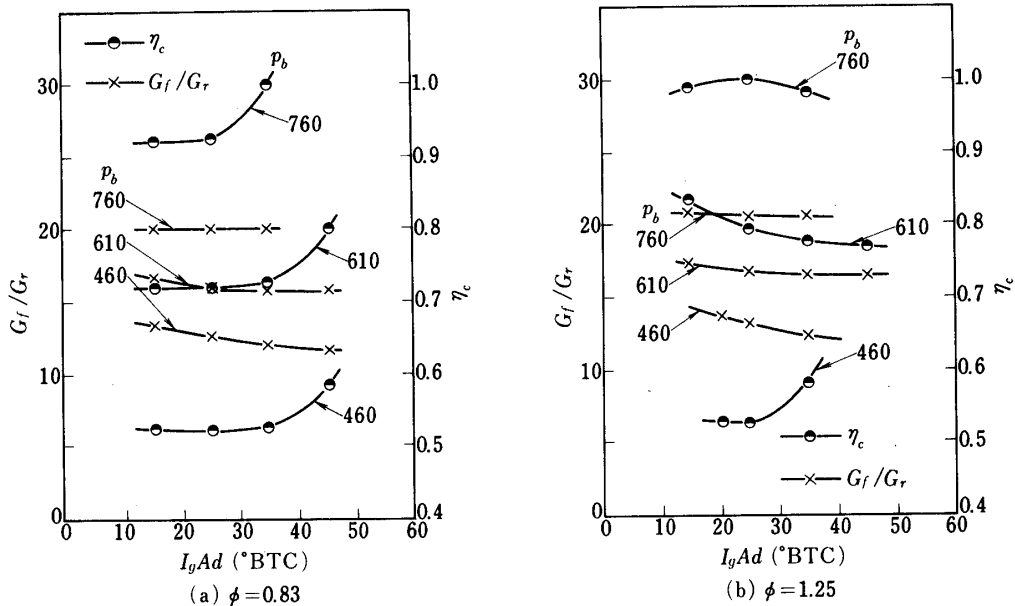


図17 充填効率 (η_c)・新気/旧気比 (G_f/G_r) に対する着火時期 ($I_g Ad$) の影響 ($rpm = 3000 rpm, \epsilon = 9.0, \alpha = 1, Q_s \neq 0$)

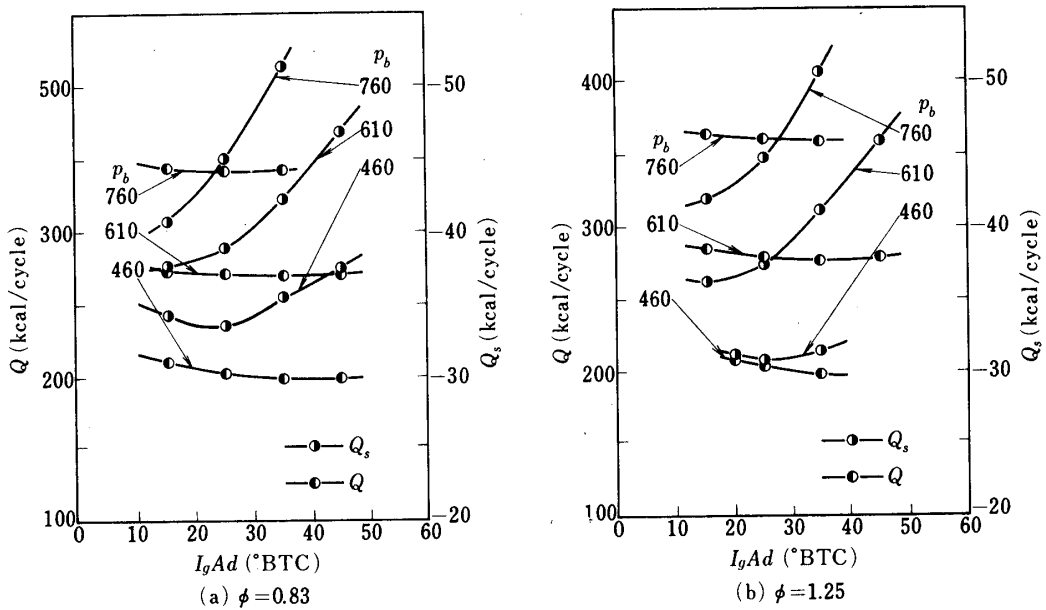


図18 総発熱量 (Q)・総熱損失量 (Q_s) に対する着火時期 ($I_g Ad$) の影響 ($rpm = 3000 rpm, \epsilon = 9.0, \alpha = 1.0, Q_s \neq 0$)

近ければ、実機の性能も大体計算結果に近くなるものと考えてよいと思われる。新気/旧気比 G_f/G_r は実機では G_f しか測定出来ぬので、 G_f/G_r の概略値を知る上に参考になろう。

図18(a), (b)は1サイクルの総発熱量 Q (Kcal/cycle) と総熱損失量 Q_s (Kcal/cycle) を吸気圧 p_b (mm Hg ab) をパラメータとして着火時期に対して描いたものである。混合気の発熱

量 (cal/g) はシリンダ内の新気当量比, 新気/旧気比共に一様な混合気であっても, 燃焼時の温度, 圧力でかわるので, 無次元燃焼室座標 r^* の関数となる。燃焼速度を火炎面の面積よび火炎前面での密度により単位時間当りの燃焼質量 (g/s) をもとめると, 単位時間当りの発熱量 dq/dt がわかる。 dq/dt を燃焼過程につき積分した値が Q (Kcal/cycle) である。燃焼室壁への熱損失は燃焼中および混合前の膨張過程では r^* 方向のガス温度分布のために r^* 方向に分布をもち, 圧縮過程や混合後の膨張および吸排気過程では r^* 方向の分布はないが各クランク角度によってわかる。吸入圧縮過程中にはリングより混合気が加熱される時期もある (図4)。それらを1サイクルにわたり積分した値が総熱損失量 Q_s (Kcal/cycle) である。

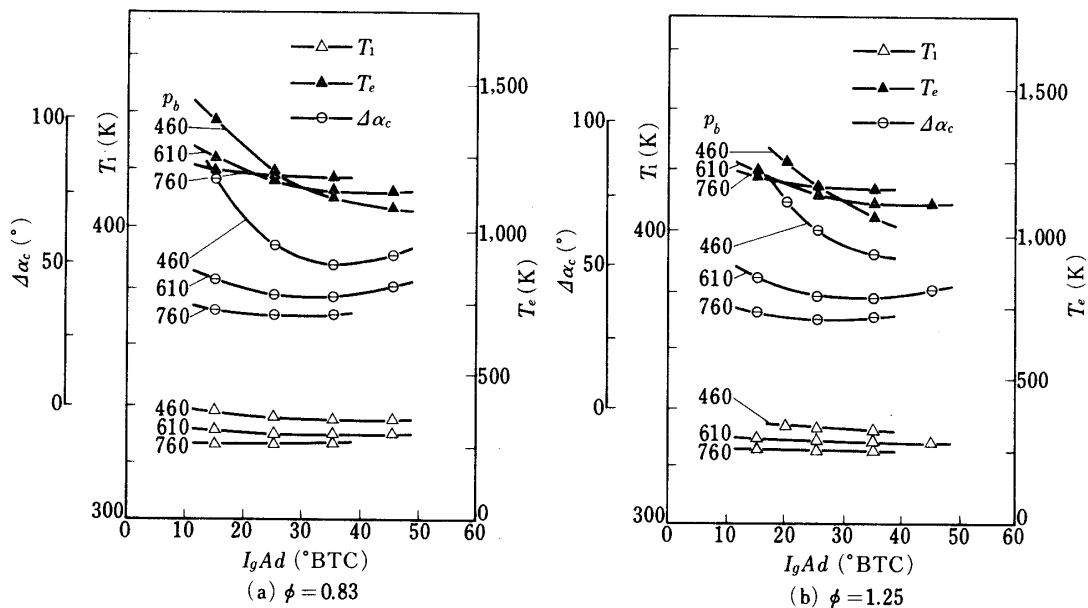


図19 圧縮始めのシリンダ内ガス温度 (T_1), 断熱排気マニホールド平均ガス温度 (T_e), 燃焼期間 ($\Delta\alpha_c$) に対する着火時期 ($I_g Ad$) の影響 ($rpm = 3000 rpm$, $\epsilon = 9.0$, $\alpha = 1.0$, $Q_s = 0$)

図19(a), (b)は圧縮始めのシリンダ内ガス温度 (完全混合し, 一様としている) T_1 (K), 断熱排気マニホールド平均ガス温度 T_e (K) (十分大きい断熱排気槽にブロードダウン時の排出ガスおよび排気行程中の排出ガスが入り, 一様に混合した時の温度) および, 燃焼期間 $\Delta\alpha_c$ (°) (着火後全混合気が燃焼を完了するまでの時間をクランク角で示したもの) を吸気圧 p_b (mm Hg ab) をパラメータとして着火時期 $I_g Ad$ (°BTC) に対し描いたものである。 T_1 は Q , Q_s をはじめ G_f/G_r , η_c でかわる。本計算では全く考慮していないが, 新気の熱分解やノッキングなどに影響する要素であり, T_e はサーマルリアクタ, 触媒リアクタなど排気後処理装置の作動を考える場合の指標になるので参考のために描いたわけである。

図20(a), (b)はNO排出量の計算結果を示したもので, 1サイクルあたりのNO排出量 (g/cycle) と単位図示馬力単位時間あたりのNO排出量 (g/PSi·hr) とを吸気圧 p_b をパラメータとして着火時期に対し描いてある。燃焼および膨張過程で生じたNOグラム数の分布の積分値をその時の図示仕事あたりにしたものがNO (g/PSi·hr) である。当然のことな

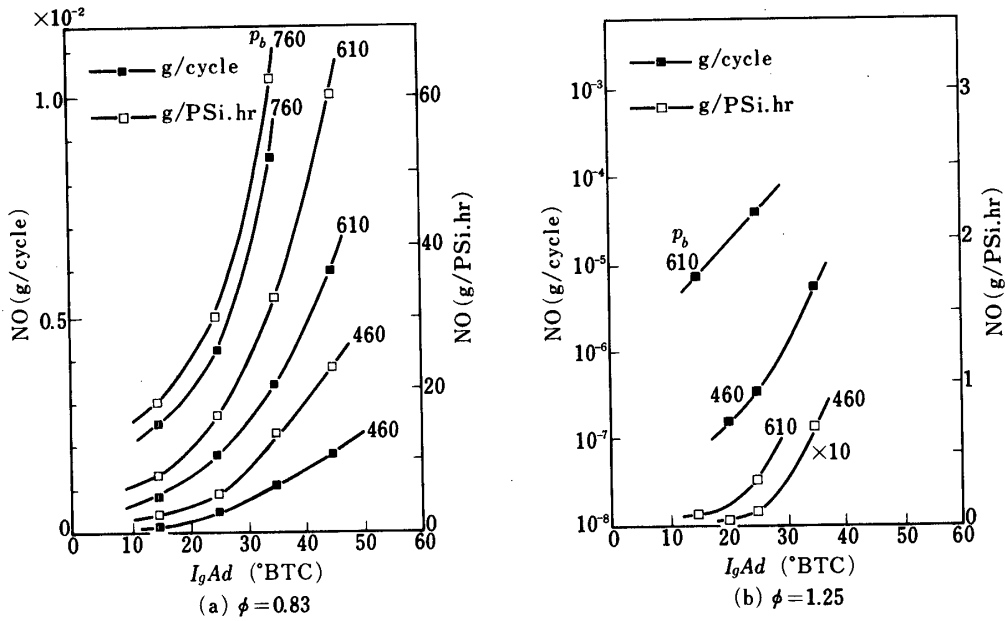


図20 NO排出量 (g/cycle および g/PSi·hr) に対する着火時期 ($I_g Ad$)
 ($rpm = 3000 rpm, \epsilon = 9.0, \alpha = 1.0, Q_s \neq 0$)

から着火時期がおくれるとNOがへる事が判る。

3.3 充填効率の性能およびNO排出量に対する影響

圧縮比 $\epsilon = 9$, 回転数 $rpm = 3000 (rpm)$, 着火時期 $I_g Ad = 25 (^\circ BTC)$ の場合につき吸入新気当量比 $\phi = 0.83$ (空燃比 $A/F = 18.04$) および $\phi = 1.25$ ($A/F = 12.02$) に対し充填効率 η_c が性能とNO排出量に及ぼす影響を調べると次のようになる。前節3.2の一部 (着火時期 $25 (^\circ BTC)$ の計算結果) を描き直したものである。

図21 (a), (b) は図示平均有効圧力 P_i (ata), 図示燃料消費率 sfc (g/PSi·hr), 総発熱量 Q (Kcal/cycle), 総熱損失量 Q_s (Kcal/cycle), 燃焼期間 $\Delta\alpha_c$ ($^\circ$) (クランク角度) を充填効率 η_c に対し描いたものである。図22 (a), (b) は圧縮始めのシリンダ内ガス圧力 P_1 (ata) (即ち, 吸気圧 P_b (mm Hg ab)), 圧縮始めシリンダ内ガス温度 T_1 (K), 断熱排気マニホールド平均ガス温度 T_e (K), 新気/旧気比 G_f/G_r , NO排出量 (g/cycle) および (g/PSi·hr) を充填効率 η_c に対して描いたものである。なお, 燃焼過程の火炎面における燃焼速度 v_b , 未燃焼ガス速度 v_g , および火炎速度 v_f は運転条件でいろいろ変るが, 模様的一端を示すために, 図23 (a), (b) は上述の条件下において, 充填効率 η_c (又は吸気圧 P_b) によりこれらがどのようにかわるかを示したものである。

3.4 回転数の性能およびNO排出量に及ぼす影響

圧縮比 $\epsilon = 9$, 吸気圧 $P_b = 460$ (mm Hg ab), 着火時期 $I_g Ad = 25 (^\circ BTC)$, 吸入新気当量比 $\phi = 0.83$ ($A/F = 18.04$), および $\phi = 1.25$ ($A/F = 12.02$) の条件下で回転数だけをかえた時, 性能およびNO排出量がどのようにかわるか計算した。

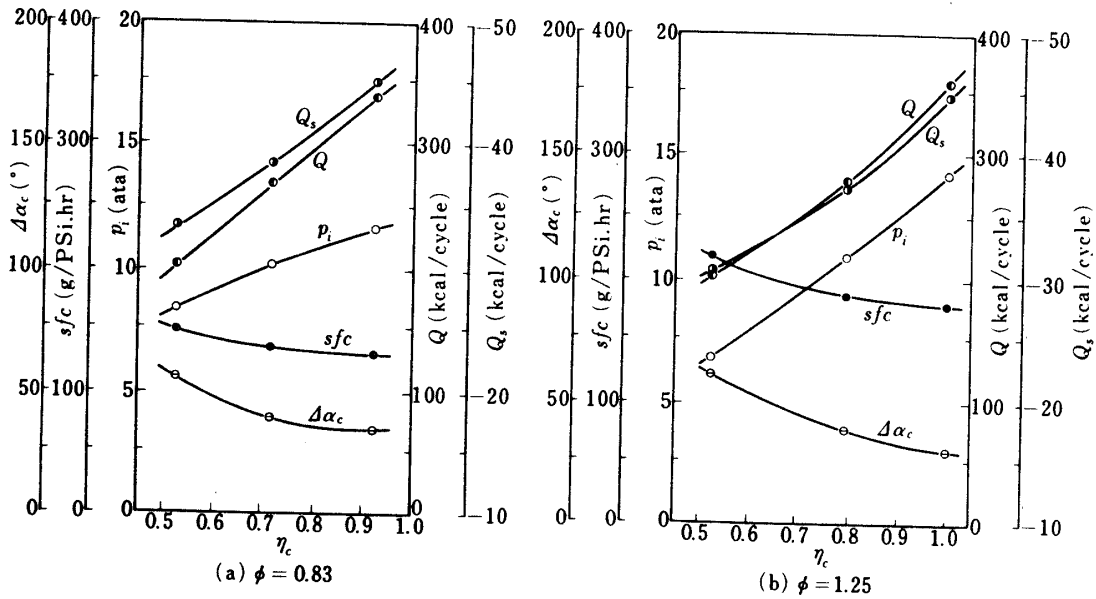


図21 図示平均有効圧力 (p_i), 図示燃料消費率 (sfc), 総発熱量 (Q), 総熱損失量 (Q_s), 燃焼期間 ($\Delta\alpha_c$) に対する充填効率 (η_c) の影響 ($I_g Ad = 25^\circ \text{BTC}$, $rpm = 3000 \text{ rpm}$, $\epsilon = 9.0$, $\alpha = 1.0$, $Q_s \neq 0$)

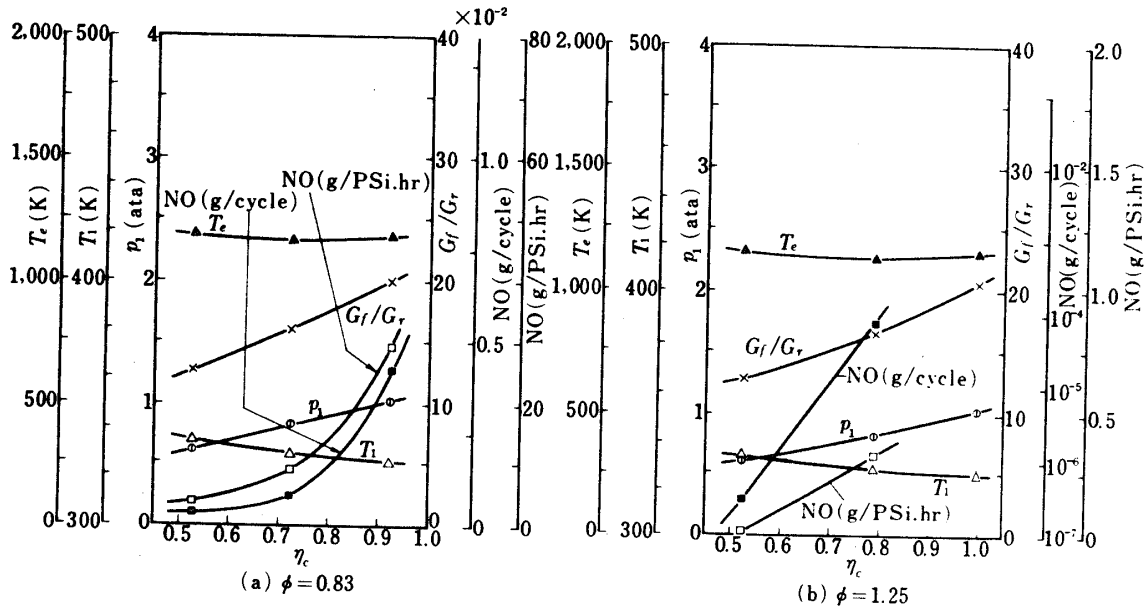


図22 圧縮始めシリンダ内ガス圧力 (p_1)・温度 (T_1), 断熱排気マニホールド平均ガス温度 (T_e), 新気/旧気比 (G_f/G_r), NO 排出量 (g/cycle および g/PSi.hr) に対する充填効率 (η_c) の影響 ($I_g Ad = 250^\circ \text{BTC}$, $rpm = 3000 \text{ rpm}$, $\epsilon = 9.0$, $\alpha = 1.0$, $Q_s \neq 0$)

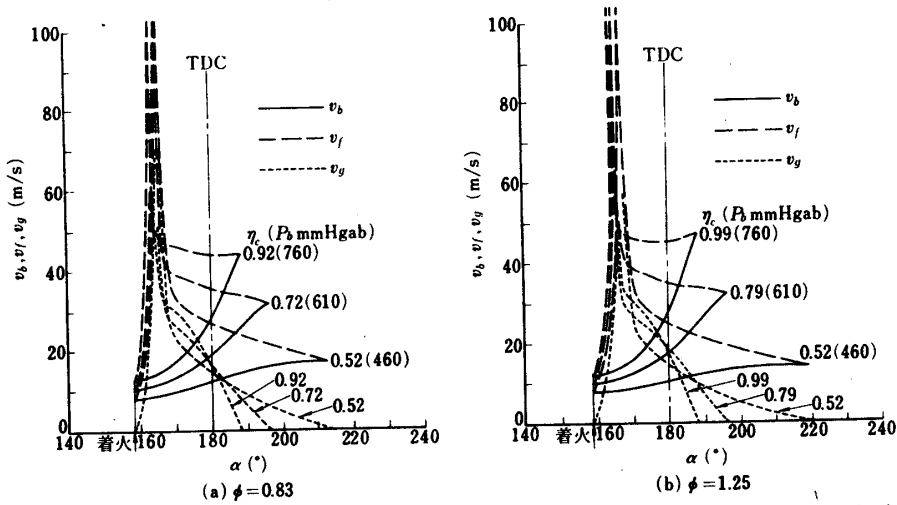


図23 燃焼速度(v_b), 火炎面における未燃ガス速度(v_g), 火炎速度(v_f)に対する充填効率(η_c)の影響
($I_g Ad = 25^\circ \text{BTC}$, $rpm = 3000$ rpm, $\epsilon = 9.0$, $\alpha = 1.0$, $Q_s \neq 0$)

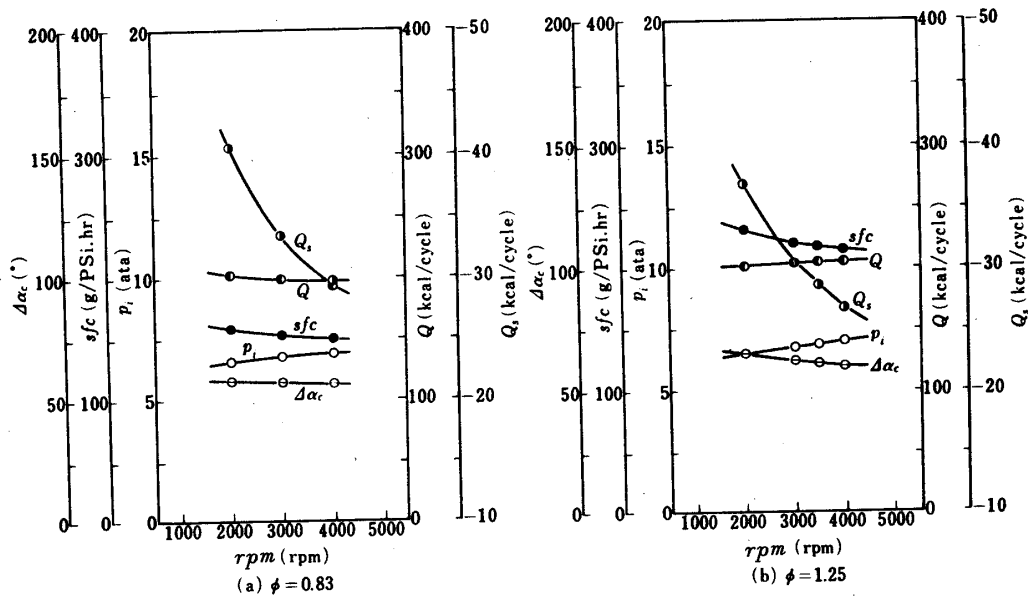


図24 図示平均有効圧力(p_i), 図示燃料消費率(sfc), 総発熱量(Q), 総熱損失量(Q_s), 燃焼期間($\Delta\alpha_c$)に対する充填効率(η_c)の影響
($p_i = 460$ mm Hg ab, $I_g Ad = 25^\circ \text{BTC}$, $rpm = 3000$ rpm, $\epsilon = 9.0$, $Q_s \neq 0$)

図24 (a), (b)は上記条件下における図示平均有効圧力 p_i (ata), 図示燃料消費率 sfc (g/PSi·hr), 総発熱量 Q (Kcal/cycle), 総熱損失量 Q_s (Kcal/cycle), 燃焼期間 $\Delta\alpha_c$ (°) (クランク角度)の回転数に対する影響を描いたものである。図25 (a), (b)は同じ条件下の圧縮始め, シリンダ内ガス温度 T_1 (K), 断熱排気マニホールド平均ガス温度 T_e (K), 新気/旧気比 G_f/G_r , 充填効率 η_c , NO排出量 (g/cycle)および (g/PSi·hr)を回転数に対し描いたものである。燃料過濃例では, NOの生成量は少ないが, NOの反応速度は大きく殆ど平衡に達するので, NO生成量は滞留時間より温度に支配され, 回転数をま

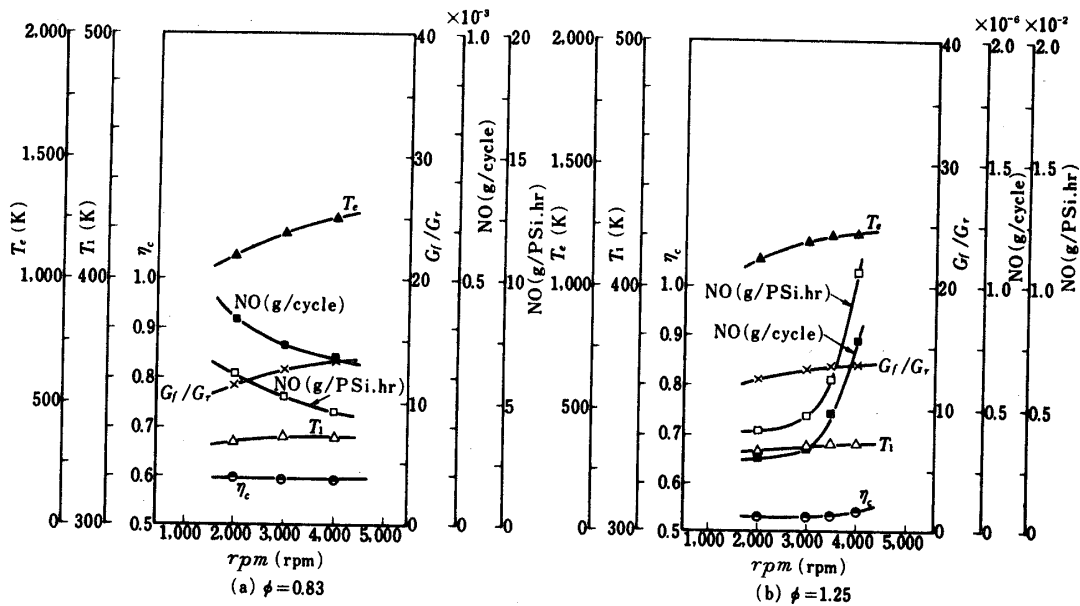


図25 圧縮始めのシリンダ内ガス温度 (T_i), 断熱排気マニホールド平均ガス温度 (T_e), 新気/旧気比 (G_f/G_r), 充填効率 (η_c), NO 排出量 (g/cycle および g/PSi·hr) に対する回転数 rpm (rpm) の影響 ($P_b = 460$ mm Hg ab, $I_g Ad = 25$ °BTC, $\epsilon = 9.0$, $\alpha = 1.0$, $Q_s \neq 0$)

すと増加する。燃料希薄側ではNOの生成量は大きいですがNOは火炎後流で生成され、温度上昇より滞留時間に支配され回転数をますと減少する。この場合熱損失を考慮しているが、前にも述べたように、燃焼室温度、シリンダ温度、ピストン温度は冷却剤温度、流量などでかわり、一般に、おおよそ、熱負荷たる総発熱量と回転数との積に比例して上昇する。この場合吸気圧力一定であり、総発熱量はそれ程大きく変わらないが、回転数に対してはそれと共に少し高めるべきである。しかし、今回の計算では回転数にかかわらず一定とした。従って、総熱損失量 Q_s による影響は少な目に計算されている。実際の回転数上昇による熱損失量の減少は本結果よりはもう少し多く、したがって、NO排出量に対する回転数の影響はもう少し大きくなる恐れがある。

3.5 圧縮比の性能およびNO排出量に及ぼす影響

回転数 rpm = 3000 (rpm), 吸気圧 $P_b = 460$ (mm Hg ab), 着火時期 $I_g Ad = 25$ (°BTC), 吸入新気当量比 $\phi = 0.83$ ($A/F = 18.04$) および $\phi = 1.25$ ($A/F = 12.02$) の条件下で圧縮比だけをかえた時の性能およびNO排出量を計算した。

図26 (a), (b)は図示平均有効圧力 P_i (ata), 図示燃料消費率 sfc (g/PSi·hr), 総発熱量 Q (Kcal/cycle), 総熱損失量 Q_s (Kcal/cycle), 燃焼期間 $\Delta\alpha_c$ (°) (クランク角) と圧縮比の関係を示し, 図27 (a), (b)は圧縮始めシリンダ内ガス温度 T_i (K), 断熱排気マニホールド平均ガス温度 T_e (K), 新気/旧気比 G_f/G_r , 充填効率 η_c , NO 排出量 (g/cycle) および (g/PSi·hr) を圧縮比に対し描いたものである。NO生成量が圧縮比の増加と共にありますが、その強い温度依存性のため、ある圧縮比より急増することがわかる。

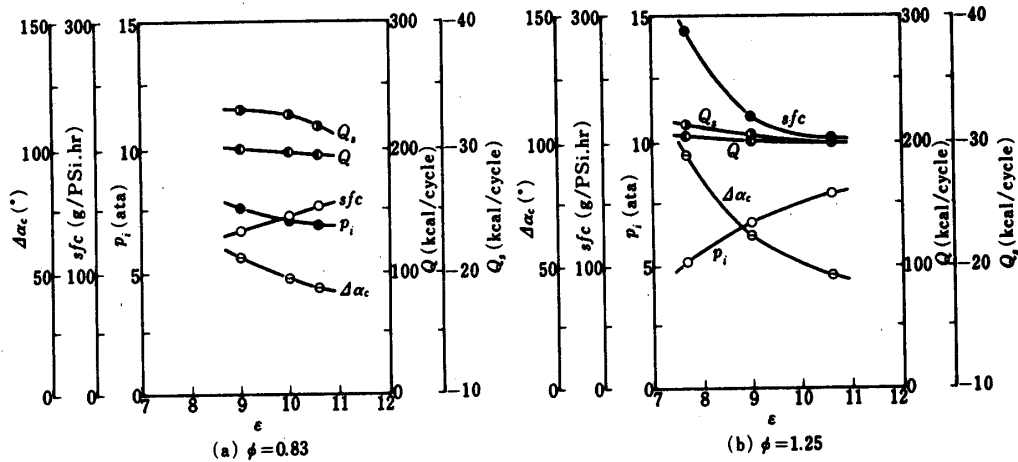


図26 図示平均有効圧力(p_i), 図示燃料消費量(sfc), 総発熱量(Q), 総熱損失量(Q_s), 燃焼期間($\Delta\alpha_c$)に対する圧縮比(ϵ)の影響
 ($p_b = 460\text{mmHg ab}$, $rpm = 3000\text{rpm}$, $I_{gAd} = 25^\circ\text{BTC}$, $\alpha = 1.0$, $Q_s \neq 0$)

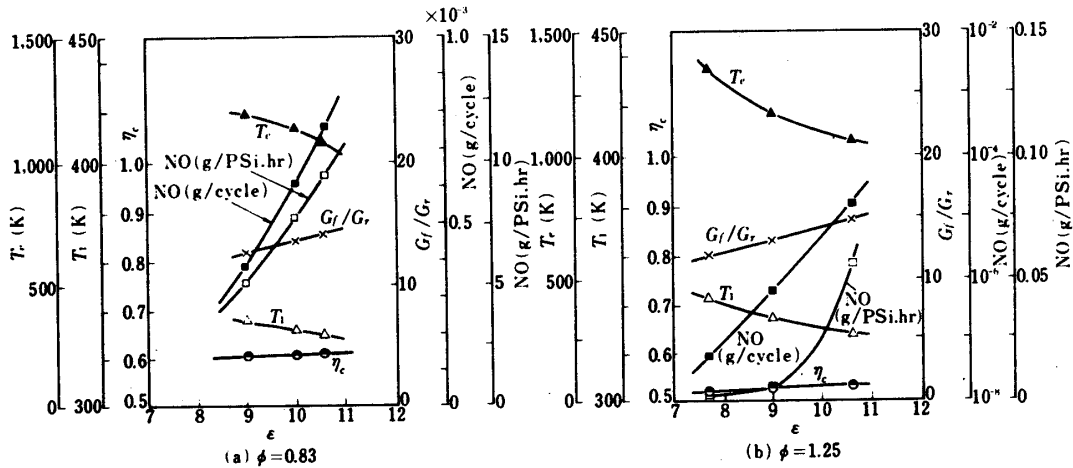


図27 圧縮始めのシリンダ内ガス温度(T_1), 断熱排気マニホールド平均ガス温度(T_e), 新気/旧気比(G_f/G_r), 充填効率(η_c), NO排出量(g/cycle および g/PSi.hr)に対する圧縮比(ϵ)の影響
 ($p_b = 460\text{mmHg ab}$, $I_{gAd} = 25^\circ\text{BTC}$, $rpm = 3000\text{rpm}$, $\alpha = 1.0$, $Q_s \neq 0$)

3.6 吸入新気当量比 (又は空燃比) の性能およびNOの排出量におよぼす影響

圧縮比 $\epsilon = 9.0$, 回転数 $rpm = 3000$ (rpm), 吸気圧力 $p_b = 460$ (mm Hg ab), 着火時期 $I_{gAd} = 25$ ($^\circ\text{BTC}$) という条件下で吸入新気混合比をかえた場合の性能およびNO排出量を計算した。計算手法の問題で, 量論比 $\phi = 1$ 近くの計算が少しうまく行かず, 少し点が少ないが, 現在までに得られた結果を示すと, 図28のようになる。図は上記条件下での, 図示平均有効圧力 p_i (ata), 図示燃料消費率 sfc (g/PSi.hr), 燃焼期間 $\Delta\alpha_c$ ($^\circ$) (クランク角度), NO排出量 (g/cycle) および (g/PSi.hr) を吸入新気当量比 ϕ (空燃比 A/F) に対して描いたものである。大体の傾向は一般のエンジンの実験結果にあっている。

3.7 燃焼速度の性能およびNO排出量におよぼす影響

数値実験であるので, 燃焼室の形状, 点火位置などをかえずに燃焼速度をかえることは容

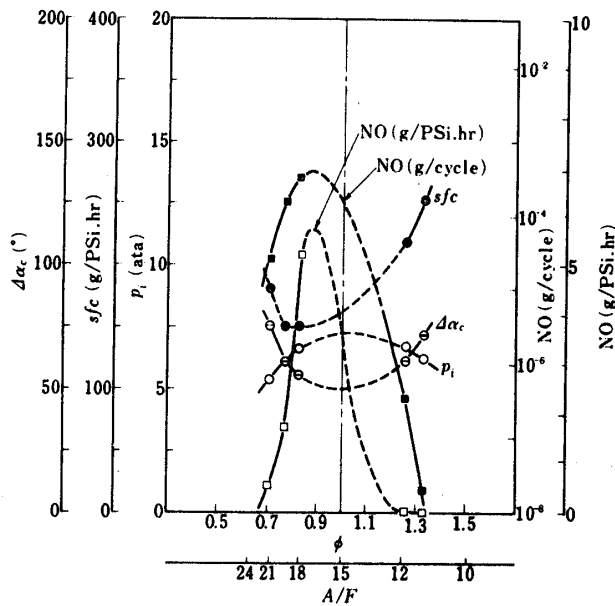


図28

図示平均有効圧力 (P_i), 図示燃料消費率 (sfc), 燃焼期間 ($\Delta\alpha_c$), NOの排出量 (g/cycle および g/PSi·hr) に対する吸入新気量論比 (ϕ) の影響

$$\left(\begin{array}{l} p_b = 460 \text{ mmHg ab, } I_g Ad = 25 \text{ }^\circ\text{BTC} \\ rpm = 3000 \text{ rpm, } \epsilon = 9.0 \quad \alpha = 1 \\ Q_s \neq 0 \end{array} \right)$$

易である。今までのすべての計算に用いた燃焼速度の基準値 $v_{b, \text{ref}}$ はある程度いろいろの角度から検討した結果、本数値実験に用いたエンジンに対しては一応よさそうと考えて採用したものであるが、必ずしも当を得たものかどうかは確言できない。今までのべたような広範な計算を v_b を変えて行い、実機実験の結果と比較して、はじめてその妥当性が検討出来る。また、 $v_{b, \text{ref}}$ の計算式が相似エンジンに対して通用するかどうか、あるいは少なくともある範囲の相似エンジンに通用するかどうかをしらべるには、MIT⁽⁴⁾ で行われたような相似エンジンの実験と寸法の異なる相似エンジンの数値実験との比較も必要である。何れにせよ大変な計算量になるので、ここではとりあえず v_b を $v_{b, \text{ref}}$ より少しかえた場合の計算を行ってみた。エンジン諸元は不変で、圧縮比 $\epsilon = 9.0$ 、回転数 $rpm = 3000$ (rpm)、吸気圧力 $p_b = 460$ (mm Hg ab)、着火時期 $I_g Ad = 25$ ($^\circ$ BTC)、吸入新気当量比 $\phi = 0.83$ ($A/F = 18.04$) および $\phi = 1.25$ ($A/F = 12.02$) に対し、 $a \equiv v_b / v_{b, \text{ref}}$ の値のみをかえてみた。これによって少しは $v_{b, \text{ref}}$ の検討になると考えた次第である。数値実験的には a をかえただけであるが、実機でこれに近いことを考えればシリンダ内の乱れをかえたことに相当する。実機では同一運転条件下で乱れを変えるにはスワールとか、スキッシュとか又は何か別の乱れ発生装置をつけるとかする必要があり、燃焼室の形が同一の円筒形と云うわけには行かない。すると、燃焼火炎伝播の径路もかわり、燃焼過程中的燃焼室内の温度分布もかわり、NOの生成分布もかわることになる。しかし、それらの詳細に一応目をつぶれば、 a をかえる事は燃焼中の熱発生率曲線 ($\dot{Q} - \alpha$ 線図) の形と燃焼期間 $\Delta\alpha_c$ をかえることになり、このような変化がNO排出量にどのような影響をもたらすかの一応の参考にもなる。点火位置、点火栓の数、燃焼室の形状の変化による熱発生率曲線の形状や燃焼期間の変化の計算を行ったあとでないと上述のNOの排出量に対する影響が本当の参考になるのかも判らないわけであるが、これらは今後にゆずることにして、一応 a のみをかえた結果を次に示す。

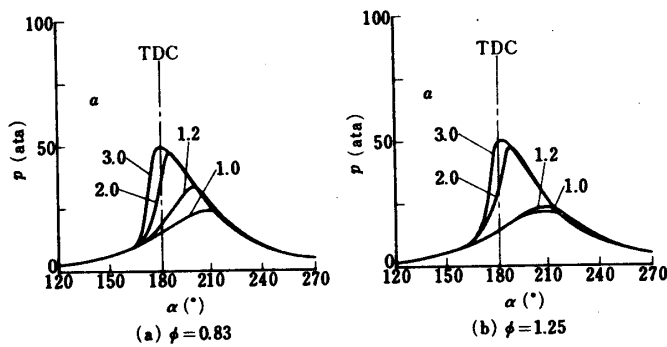


図29

シリンダ内ガス圧力 (p) - クランク角度 (α) 線図に対する燃焼速度 ($a = v_b / v_{b, ref}$) の影響
 ($p_b = 460 \text{ mm Hg ab}, I_g A d = 25^\circ \text{BTC}, rpm = 3000 \text{ rpm}, \epsilon = 9.0, Q_s \neq 0$)

図29 (a), (b)は上記条件下で a だけを1から3まで変えた場合のシリンダ内ガス圧力 P (ata) とクランク角度 α との関係を描いたものである。図30 (a), (b)は同じく、熱発生率 \dot{Q} (cal/s) とクランク角度 α (°) (時度 t) との関係が a でどのようにかわるかを示している。

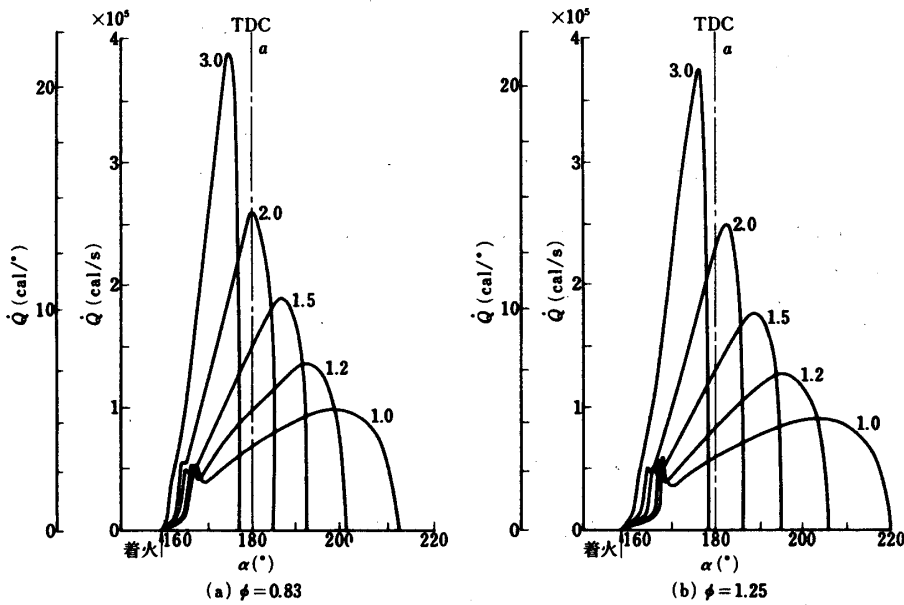


図30 熱発生率 (\dot{Q}) - クランク角度 (α) 線図に対する燃焼速度 ($a = v_b / v_{b, ref}$) の影響

($p_b = 760 \text{ mmHg ab}, I_g A d = 25^\circ \text{BTC}, rpm = 3000 \text{ rpm}, \epsilon = 9.0, Q_s \neq 0$)

燃焼速度 v_b (m/s) をかえることは火炎面の未燃ガス速度 v_g (m/s) や両者のベクトル和である火炎速度 v_f (m/s) に大きく影響するので、それらの模様を描いたのが図31 (a), (b) である。図は a をパラメータにして縦軸に v_f, v_g, v_b の各速度 (m/s) をとり、横軸にクランク角度 α (°) をとったものである。図32 (a), (b), 33 (a), (b) はこの結果得られた性能とNO排出量に対する a の影響を描いたもので、横軸は共に a をとり、縦軸は図32 (a), (b) は図示平均有効圧力 P_i (ata), 図示燃料消費率 sfc (g/PSi·hr), 総発熱量 Q (Kcal/

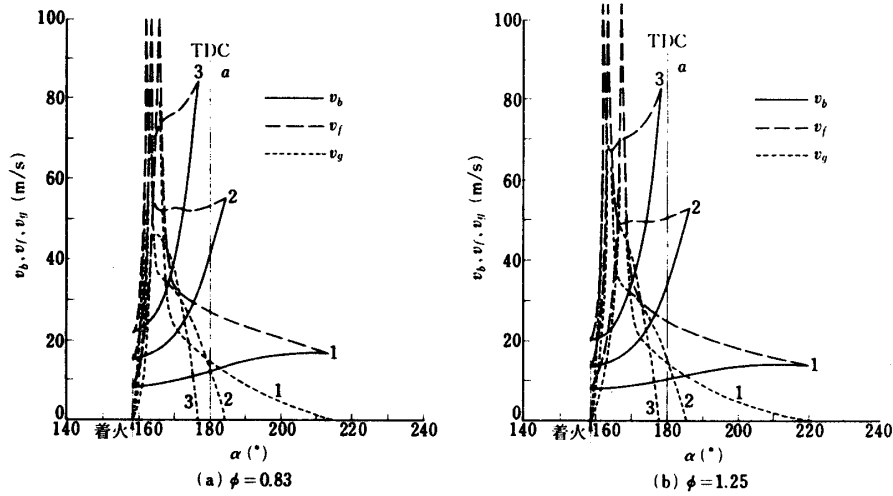


図31 燃烧速度 (v_b), 火炎面における未燃ガス速度 (v_g), 火炎速度 (v_f) に対する燃烧速度 ($a = v_b / v_{b,ref}$) の影響
 ($P_b = 460 \text{ mm Hg ab}, I_g A d = 25^\circ \text{BTC}, rpm = 3000 \text{ rpm}, \epsilon = 9.0, Q_s \neq 0$)

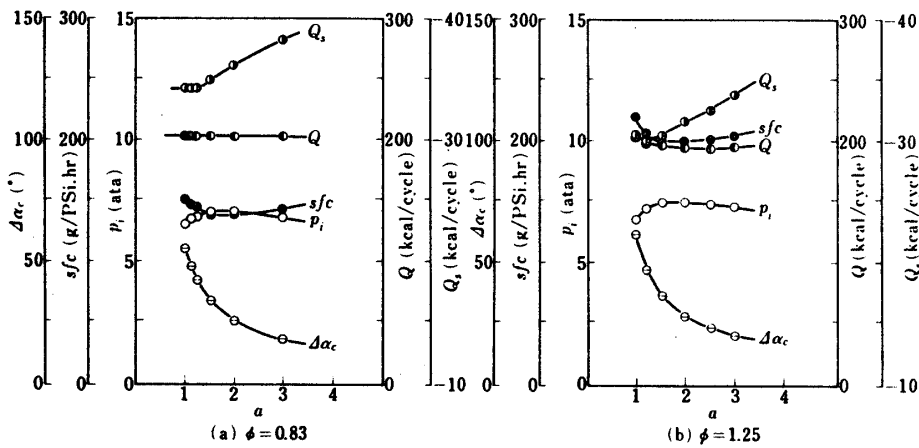


図32 図示平均有効圧力 (p_i), 図示燃料消費率 (sfc), 総発熱量 (Q), 総熱損失量 (Q_s), 燃烧期間 ($\Delta\alpha_c$) に対する燃烧速度 ($a = v_b / v_{b,ref}$) の影響
 ($P_b = 460 \text{ mm Hg ab}, I_g A d = 25^\circ \text{BTC}, rpm = 3000 \text{ rpm}, \epsilon = 9.0, Q_s \neq 0$)

cycle), 総熱損失量 Q_s (Kcal/cycle), 燃烧期間 $\Delta\alpha_c$ ($^\circ$) を, 図 33 (a), (b) は圧縮始めシリンダ内ガス温度 T_1 (K), 断熱排気マニホールド平均ガス温度 T_e (K), 新気/旧気比 G_f / G_r , 充填効率 η_c , NO 排出量 (g/cycle) および (g/PSi·hr) をとってある。NO 生成量は燃料過濃混合比では量は少く, 燃料希薄側では量が多いが, 共に時間より温度の影響が大きく a が増すとともに増加している。

最後に, 圧縮比 $\epsilon = 9.0$, 回転数 $rpm = 3000$ (rpm), 吸気圧力 $P_b = 460$ (mm Hg ab), 吸入新気当量比 $\phi = 0.83$ ($A/F = 18.04$) および $\phi = 1.25$ ($A/F = 12.02$) の条件下で, NO 排

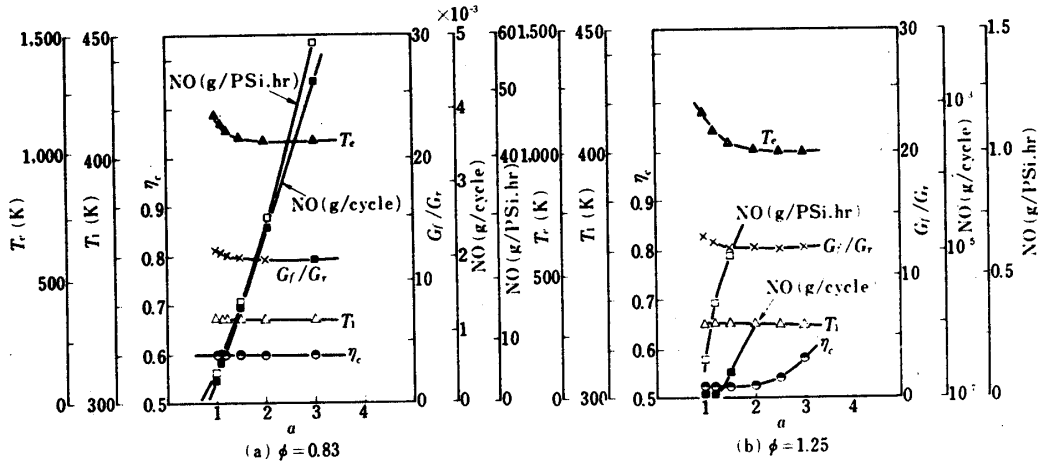


図 33 圧縮始めのシリンダ内ガス温度 (T_1), 断熱排気マニホールド平均ガス温度 (T_e), 新気/旧気比 (G_f/G_r), 充填効率 (η_c), NO 排出量 (g/cycle および g/PSi·hr) に対する燃焼速度 ($a = v_b / v_{b,ref}$) の影響 ($P_b = 460$ mm Hg ab, $I_gAd = 25$ °BTC, $rpm = 3000$ rpm, $\epsilon = 9.0$, $Q_s \neq 0$)

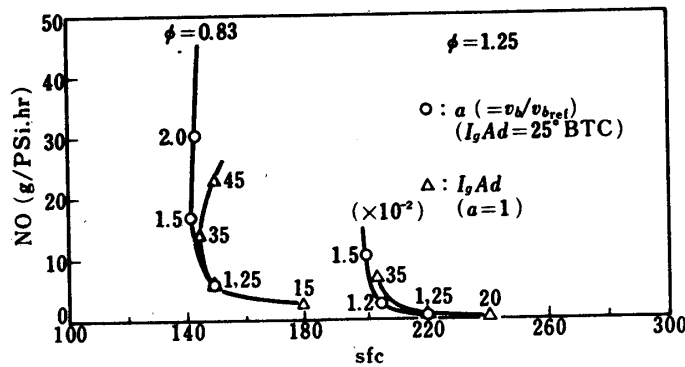


図 34 NO 排出量 (g/PSi·hr) と図示燃料消費率 (sfc) との関係 ($P_b = 460$ mmHg ab, $rpm = 3000$ rpm, $\epsilon = 9.0$, $Q_s \neq 0$)

出量 (g/PSi·hr) と図示燃料消費率 sfc (g/PSi·hr) との関係を図 34 に示してある。一本の曲線は燃焼速度 $a \equiv v_b / v_{b,ref}$ 一定で着火時期をかえたもの、他の一つは着火時期 $I_gAd = 25$ (°BTC) 一定で、 a をかえたものである。上述のように種々問題はあがるが、NO 排出量に対し、一応の参考になろう。

尚、以上行った計算結果は特定寸法の特定な燃焼室と点火位置のものであり、必ずしも、一般実機と広く対比することは問題もあるが、実機との対比においては吸気圧 P_b にこだわらず充填効率 η_c に注目して行えば、吸排気的气体交換過程の単純化の影響がやわらげられると考える。

4. あとがき

かなり大変な数値実験であるが、それでも、この数値実験法が本当に実用になるか、あるいはNO排出量に対する各種運転条件、設計条件の影響はどうかと云うことになるとまだまだ不十分と云わざるを得ない。しかし、一応の目安はついたように思われ、かつ、数値実験ならでは、燃焼過程中のシリンダ内温度分布の時間的変化や多くの仮定は含まれているが静止混合気中の火炎伝播における燃焼速度 v_b 、既燃および未燃ガス中に生ずるガス速度 v 、火炎面における未燃ガス速度 v_g およびそれらのベクトル和である火炎速度 v_f などの空間的、時間的様相もある程度わかり、又NO生成についても、一応のNO生成の燃焼室内空間的分布とその時間的変化の様相も判るようになると思われる。まだ行うべき計算も多く、又改良すべき点も多いが、一応今日迄得られた結果を報告した次第である。

謝 辞

モデルの数式化および化学平衡・反応論的な検討において長期にわたり、いろいろ御討論いただいた小竹進助教授に感謝します。また、プログラミング、計算の実行にあたって長期にわたり多大な労をいただいた青木功氏に厚く感謝いたします。

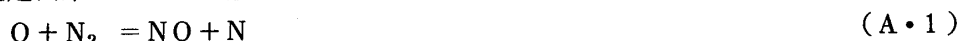
1974年7月30日 原動機部

参 考 文 献

- [1] Edson, M.H., Ind. and Eng. Chem., 52, (1960), 1007.
- [2] Patterson, D.J., Ph.D. University of Michigan (1962), "A comprehensive cycle analysis and digital computer simulation for spark engines."
- [3] Muzio, L.J., Ph.D. University of California, Berkeley (1970), "Theoretical and experimental investigation of temperature and composition during combustion in a closed system."
- [4] Taylor, C.F., "The Internal Combustion Engine in Theory and Practice." Vol. 1, Cambridge, Mass. : Technology Press (1960).

附録A NOの生成反応

炭化水素の燃焼反応機構がある程度わかっているのはメタンなどの簡単な炭化水素にすぎず、混合物でなく、単体の炭化水素系燃料でもその燃焼反応機構はまったくわかっていないと云ってよい。したがって、燃焼過程の化学反応をすべて反応速度論的に取り扱うことは不可能である。しかし、燃焼反応は早く、NO、Nを除いた他の燃焼生成物は火炎面近傍でほぼ平衡濃度に達しており、又、本報告で一つの目的としたNOの生成量は燃料過濃側を除いては、火炎後流での生成を仮定した式(A・1)、(A・2)で表わされるZeldovich機構によって推定出来ることが一般に認められている。



Lavoieら[1]により燃料過濃側では、(A・3)の反応の寄与の大きいことが指摘されているが、燃料過濃側では火炎内または火炎近傍でZeldovich機構、あるいは(A・3)の反応を含めた拡大Zeldovich機構では説明出来ない急速なNOの生成があり、 ϕ の増加とともにその生成量は火炎後流での生成量に比較して無視出来ない程大きくなり、 $\phi = 1.4$ あたりではその量はほぼ平衡濃度にまで達することも指摘されている[2]。しかし、火炎近傍での生成が問題となる燃料過濃側では平衡濃度そのものが急激に減少するため、燃料過濃側の燃焼の場合にはNOの排出量はあまり問題とならない。この点を考慮し、こゝでは、NOの排出量の問題となる理論混合比から燃料希薄側でのNOの生成量を推定することに重きをおき、拡大Zeldovich機構によってNOの生成量を求めた。したがって、燃料過濃側で、平衡濃度に達していない場合のNO量は低く見積られる恐れがある。

O, N, OH, Hなどの濃度については、これらの成分の関与する生成、消滅反応の式を考慮して、それらの濃度を求めるべきであるが、計算時間の問題、および、多くの場合、O濃度についてはその温度における平衡濃度を用い、また、N濃度については準定常近似を用いて、十分にNOの生成量を推定出来ると云われている[3]点などを考慮して、こゝでも、O, OH, H濃度についてはその温度における平衡濃度を、N濃度については準定常近似を適用した。したがって、NO, N₂, O, O₂, OH, Hの単位体積当りのモル濃度をそれぞれ{NO}, {N₂}, {O}, {O₂}, {OH}, {H}と表わすと、NOの生成量は次式から求められる。

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = \frac{2k_1[\text{N}_2][\text{O}] - 2k_{-1}[\text{NO}]^2}{1 + \beta} \alpha \quad (\text{A} \cdot 4)$$

$$\alpha = \frac{k_{-2}[\text{O}] + k_{-3}[\text{H}]}{k_2[\text{O}_2] + k_3[\text{OH}]}, \quad \beta = \frac{k_{-1}[\text{NO}]}{k_2[\text{O}_2] + k_3[\text{OH}]}$$

こゝで、用いられた反応速度定数 k_j は倉谷[4]によって選ばれたものであり、表A-1に示す。

表A-1 素反応式と反応速度定数

素反応式	k_+	k_-
1 $O + N_2 = NO + N$	$6.63 \times 10^{13} \exp(-75050/RT)$	1.55×10^{13}
2 $N + O_2 = NO + O$	$8.98 \times 10^9 \cdot T \cdot \exp(-6520/RT)$	$1.95 \times 10^9 \cdot T \cdot \exp(-38440/RT)$
3 $N + OH = NO + H$	4.2×10^{13}	$1.2 \times 10^{14} \exp(-48480/RT)$

$$R = 1.98725 \text{ cal/mol} \cdot K$$

参 考 文 献

- [1] Lavoie, G.A., et al, Comb. Sci. Tech., 1 (1970), 313.
- [2] Fenimore, C.P., 13th Symp. Comb., (1971), 373.
- [3] 高城, 燃焼反応に伴う環境汚染物質の挙動研究分科会成果報告書, 日本機械学会 (昭和49年)
- [4] 倉谷, 同上

附録B 燃 焼 速 度

燃焼室内の燃焼速度については実験的、理論的に数多くの人達によって研究されている [1] ~ [18]。燃焼室の火炎伝播は基本的には乱れを伴う混合気流中の火炎伝播過程であり、こゝではこれらの研究結果を参考にして、層流燃焼速度 v_{bl} が乱れによって増大され

$$v_b = a^* v_{bl} \quad (\text{B} \cdot 1)$$

となるとする。 a^* は乱れ強さ関数であり、一般には気流の代表的な運動エネルギーと粘性力による仕事との比 (レイノルズ数 Re) によってきまる。いま

$$Re = 2 Y_s b \frac{r P m}{60} \cdot \frac{\rho}{\mu} \quad (\text{B} \cdot 2)$$

として

$$a^* = 1 + a_1 Re \quad (\text{B} \cdot 3)$$

とする。

層流燃焼速度 v_{bl} に関しては、Semenov [19] と同じく燃焼反応を総合的に燃料 [F] と酸素 [O] の二成分反応とする熱拡散律速理論を用いる。いま、一次元定常燃焼を考え、未燃ガスの温度、速度、モル濃度をそれぞれ、 T_u , u_u , n_u , 既燃焼側のそれらを T_b , u_b , n_b とする。このとき、 u_u は層流燃焼速度 v_{bl} に対応する。すなわち、

$$u_u = v_{bl}$$

圧力を一定とし、定圧比熱 c_p , 熱伝導率 λ の物性値は平均的なものを用い一定とする。燃料のモル濃度を n^f , 混合気に対する拡散係数を D , 単位時間、単位体積当りの燃焼燃料モル数を \dot{n}^f とすると、 r を一次元座標として

$$u \frac{\partial n^f}{\partial r} = D \frac{\partial^2 n^f}{\partial r^2} - \dot{n}^f \quad (\text{B} \cdot 4)$$

$$n c_p u \frac{\partial T}{\partial r} = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + q \dot{n}^f \quad (\text{B} \cdot 5)$$

がなりたつ。ただし、 n は単位体積当りの全モル数、 q は燃料モル当りの発熱量である。

火炎面の中心位置を $r = 0$ とすると、 $r < 0$ の未燃焼側では燃焼反応が活発でなく、 $\dot{n}^f \approx 0$, $r > 0$ の既燃焼側では流れによるエネルギーの輸送は反応項と熱伝導に比して無視出来るとする。すなわち、

$$n c_p u \frac{\partial T}{\partial r} = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \quad r < 0 \quad (\text{B} \cdot 6)$$

$$\lambda \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} = -q \dot{n}^f \quad r > 0 \quad (\text{B} \cdot 7)$$

前者 ($r < 0$) を $r = -\infty \sim 0$ で積分することにより

$$n c_p u (T_o - T_u) = \lambda \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (\text{B} \cdot 8)$$

後者 ($r > 0$) の式には $\partial T / \partial r$ を乗じて $r = 0 \sim +\infty$ で積分すると,

$$\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right) = 2 \int_0^\infty q \dot{n}^f \frac{\partial T}{\partial r} dr \simeq 2 \int_{T_o}^{T_b} q \dot{n}^f dT \quad (\text{B} \cdot 9)$$

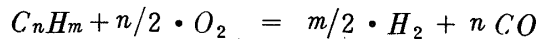
式 (B・8), (B・9) と

$$n u \simeq n_u u_u = n_u v_{bl} \quad (\text{B} \cdot 10)$$

の關係を用い, $T_o \simeq T_u$ とすると,

$$v_{bl} = \frac{1}{n_u c_p (T_b - T_u)} \left(2 \lambda \int_{T_u}^{T_b} q \dot{n}^f dT \right)^{0.5} \quad (\text{B} \cdot 11)$$

燃料 ($C_n H_m$) の反応速度 \dot{n}^f を



とするとき [20]

$$\dot{n}^f = a_2 T \exp(-12400/T) \cdot (n^f)^{0.5} \cdot n^0 \cdot p^{-0.825} \quad (\text{B} \cdot 12)$$

と与えられている。

n^f , n^0 と T の關係は, $\lambda / n c_p \simeq D$ とすることにより, 式 (B・4) に q を乗じたものと式 (B・5) を辺々相加すると

$$u \frac{\partial}{\partial r} (n c_p T + q n^f) = D \frac{\partial^2}{\partial r^2} (n c_p T + q n^f)$$

したがって

$$n c_p T + q n^f = n c_p T_u + q n_u^f \quad (\text{B} \cdot 13)$$

となり

$$\left. \begin{aligned} n^f &= n_u^f - (T - T_u) \frac{n c_p}{q} \\ n^0 &= n_u^0 - \gamma (T - T_u) \frac{n c_p}{q} \quad (\gamma = \text{量論比}) \end{aligned} \right\} \quad (\text{B} \cdot 14)$$

熱伝導率は空気に対するものを用いるとすると

$$\lambda = 5.02 \times 10^{-4} T^{1.5} / (T + 124) \quad \text{cal/cm} \cdot \text{s} \cdot \text{k} \quad (\text{B} \cdot 15)$$

式(B・2)に用いられる粘性係数も同様にして

$$\mu = 2.67 \times 10^{-4} (T/500)^{0.68} \quad \text{g/s} \cdot \text{cm} \quad (\text{B} \cdot 16)$$

を用いる。

したがって、燃焼速度は第2章の記号に合せると

$$v_b = \left(1 + a_1 \frac{b Y_s \cdot r P m}{30} \frac{\rho_+}{\mu_+} \right) \frac{1}{n_- c_p (T_+ - T_-)} \left(\frac{10.1 \times 10^{-5} \cdot T_{\pm}^{1.5}}{T_{\pm} + 124} \int_{T_-}^{T_+} q \cdot \dot{n}^f dT \right)^{0.5}$$

$$\dot{n}^f = a_1 T \exp(-12400/T) \cdot (n^f)^{0.5} n^0 \cdot p^{-0.825} \quad (\text{B} \cdot 17)$$

$$n^f = n_-^f - (T - T_-) n c_p / q, \quad n^0 = n_-^0 - \gamma (T - T_-) n c_p / q$$

c_p , T_{\pm} , は T_+ , T_- の算術平均値の温度を用いる。常数 a_1 , a_2 は実験値をもとにしてきめられるが、こゝではCFR機関による実測値をもとにして、

$$a_1 = 2 \times 10^{-6}, \quad a_2 = 4.35 \times 10^3 \quad (\text{B} \cdot 18)$$

の値を標準値($v_{b, \text{ref}}$)とした。

式(B・2)に含まれるレイノルズ数 Re は乱れの強さをきめる量である。この Re としては各火炎前面の状態における値(ρ_+ , μ_+)を用いるのが最も適当と思われるので本文で示した計算結果はすべてこのような値を用いた(式(B・17))。

参 考 文 献

- [1] 森, 山崎, 機論, 35-276 (昭44-8), 1752.
- [2] 東野, 機論, 26-171 (昭35-11), 1693.
- [3] 金, 機講論, No 720-5 (昭47-4), 177.
- [4] 池上, 難波, 機論, 39-322 (昭48-6), 1940.
- [5] Withrow, L. & Boyd, T.A., Ind. Eng. Chem., 23 (1931), 539.
- [6] Bouchard, C.L. et al, J. SAE 40 (1937) 514; SAE Trans. 32 (1937), 514.
- [7] Marvin, C.F. Jr. & Best, R.D., NACA TR 399 (1931).
- [8] Withrow, L. & Rassweler, G. M., J. SAE, 39 (1936), 297.
- [9] Schnauffer, K., Z. VDI, 75 (1931) 455; SAE Trans., 29 (1934), 17.
- [10] Rabezzana, H. & Kalmer, S., Auto. Ind., 72 (1935), 324, 354, 394.
- [11] Ellis, O.C. & Wheeler, R.V., J. Chem. Soc., (1927), 310.
- [12] Fiock, E.F. et al, NACA TR, 682 (1940).
- [13] Lefebver, A.H. & Reid, R., Comb. and Flame, 10 (1966), 355.
- [14] Palmleis, A. & Strehlow, R.A., Comb. and Flame, 13 (1969), 111.
- [15] Karlovitz, B., AGARD Selected Combustion Problems, Butterworths (1954), 248.
- [16] Dugger, G.L. & Graab, D.D., 4th Symp. Comb., (1953), 302.

- [17] Dugger, G.L. & Simon, D.M., *ibid*, (1953), 336.
- [18] Evans, M.W., *Chem. Rev.*, 51 (1952), 363.
- [19] Semenov, N.N., *NACA TM 1026* (1942).
- [20] Edelman, R.B., et al, *Emissions from Continuous Combustion Systems*, Plenum, London (1972), 55.

附録C 燃焼室壁への熱損失

シリンダおよびピストン壁への熱損失の定量的な評価はいろいろな人達によって実験的研究がなされ、多くの評価方法が提唱されている[1~4]。これらは一般に単位時間当りの損失熱量を Q_s とするとき

$$Q_s = A_s \cdot \alpha (T - T_w) \quad (C \cdot 1)$$

と表わされる。 A_s は熱損失にあずかる壁面積、 T_w は壁温、 T はガスの温度であり、 α は熱伝達率である。 α としては次のようなものが提唱されている。

$$h = 0.99 (1 + 1.24 \bar{V}_p) p^{2/3} T^{1/3} \quad (\text{Nusselt})$$

$$h = 0.99 (3.5 + 0.185 \bar{V}_p) p^{2/3} T^{1/3} \quad (\text{Briling})$$

$$h = 2.1 \bar{V}_p^{1/3} p^{1/2} T^{1/2} \quad (\text{Eichelberg})$$

$$h = f_1(p) \cdot f_2(\bar{V}_p) p^{1/2} \cdot T^{1/2} \quad (\text{Pflaum})$$

$$h = 0.49 (k/b) Re^{0.7} + 0.91 \left\{ (T/100)^4 - (T_w/100)^4 \right\} / (T - T_w) \quad (\text{Anmand})$$

$$h = 110 b^{-0.2} p^{0.5} T^{-0.53} \left\{ C_1 \bar{V}_p + C_2 \frac{AY_s T}{pV} (p - p_a) \right\} \quad (\text{Waschni})$$

こゝでは形の単純さとこれらの値の中で中間的な値をしめすEichelberg [3]によるものを採用することにする。すなわち

$$\alpha = \frac{2.1}{36000} \sqrt{\bar{V}_p} \sqrt{pT} \quad \text{cal/cm}^2 \cdot \text{s} \quad (C \cdot 2)$$

ここで \bar{V}_p は平均ピストン速度でストロークを Y_s (cm) とするとき

$$\bar{V}_p = 2 Y_s \times r \text{rpm} / 60 \quad (C \cdot 3)$$

シリンダ壁温度 T_w は局所的に大きく異なるが、こゝでは平均したシリンダ壁温 T_{wc} とピストン頭壁温 T_{wp} に大分して考える。夫々の壁表面積を A_{sc} 、 A_{sp} とすれば、

$$A (T - T_w) = A_{sc} (T - T_{wc}) + A_{sp} (T - T_{wp}) \quad (C \cdot 4)$$

となり、図2の座標系では

$$\frac{dA_{sc}}{dr} = r \theta + \frac{2}{\sin(\theta/2)}, \quad \frac{dA_{sp}}{dr} = r \theta \quad (C \cdot 5)$$

となる。一方、 r と燃焼する容積 V_c の関係は

$$\frac{dV_c}{dr} = r \theta Y \quad (C \cdot 6)$$

となり、この容積内に含まれる燃焼室壁からの熱損失はその容積内の気体から瞬間的に行われるものとする。単位体積当りの熱損失は

$$\frac{dQ_s}{dV_c} = q_s = \frac{2.1}{36000} \sqrt[3]{V_p} \sqrt{pT} \left\{ (T - T_{wp}) + 1 + \frac{2Y}{r \theta \sin(\theta/2)} (T - T_{wc}) \right\} / Y \quad (\text{cal/cm}^3 \cdot \text{s}) \quad (\text{C} \cdot 7)$$

となり、 T が一様ときは燃焼室全体では

$$Q_s = \int_0^b q_s r \theta dr = \frac{2.1}{36000} \sqrt[3]{V_p} \sqrt{pT} \left\{ (T - T_{wp}) + \left(1 + \frac{4Y}{b} \right) (T - T_{wc}) \right\} / Y \quad (\text{cal/s}) \quad (\text{C} \cdot 8)$$

となる。

参 考 文 献

- [1] Annand, J.D., Proc. Inst. Mech. Eng., 177 (1963), 973.
- [2] Nusselt, W., V.D.I.-Forschungsheft, 264 (1923).
- [3] Eichelberg, G., Engineering (1939), 603.
- [4] Woschni, G., SAE Paper 670931 (1967).

附録D 化学平衡

正-オクタンの空気による燃焼反応により生成する成分として考慮されているCO, CO₂, H₂, H₂O, N, N₂, NO, O, O₂, OHの11成分の中, N, NOを除く他の成分は燃焼過程において, 火炎面近傍では平衡濃度に達していると考えられるため, NO以外は燃焼過程での生成量を平衡論的に推定している。N濃度を火炎面近傍で平衡とするには問題があるが, その絶対値が小さいため, Nの濃度をどのように仮定しても, 他の成分の平衡濃度への影響は認められず, 又NOの生成量を求める際にも, N濃度に準定常近似を適用しているため, Nも火炎面近傍で平衡濃度に達しているとして仮定した。膨張過程で, COが平衡濃度に追従しないことは知られているが[1], 前述したように, COを反応速度論的に取り扱わなくとも, 本研究の目的には大きな影響を及ぼさないため, 膨張過程でもNO以外の成分は平衡論的にその濃度を求めた。ただし, 1500 K以下の温度では平衡計算の収束性が悪くなるため, 計算時間の関係から原子, 遊離基の濃度は0として求められる組成となり, 組成変化はないものと仮定した。

NO以外の10成分の平衡濃度を求めるためには, C, H₂, N₂, O₂に関する4個の質量保存式および6個の平衡式を用いて求められる。なお, NOを含む11成分の平衡濃度を求めるためには, 平衡式として7個必要となる。

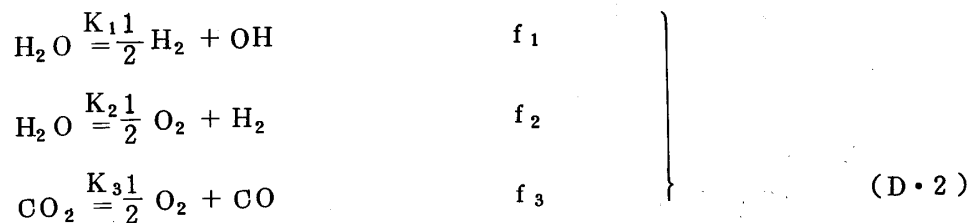
以下に, NOを含む11成分の平衡濃度を求める方法をもう少し具体的に述べよう。

C, H₂, O₂, N₂を含む系において, 低温ではまず, C→COに, O₂のあまっている場合にはH₂→H₂Oに, まだO₂のあまっている場合にはCO→CO₂に, なお, あまりのO₂はそのまゝO₂として, N₂は変化しないものと仮定すると, n-オクタンの空気による燃焼反応によって次の質量保存式が成り立つ。

$$\begin{array}{rcl}
 8 a_F = d_{CO} + d_{CO_2} & : C & \\
 9 a_F = d_{H_2} + d_{H_2O} & : H_2 & \\
 a_{O_2} = \frac{1}{2} d_{CO} + d_{CO_2} + d_{H_2O} + d_{O_2} & : O_2 & \\
 a_{N_2} = d_{N_2} & : N_2 &
 \end{array} \quad (D \cdot 1)$$

ここで, a_i は燃料, 空気の各元素のモル数であり, d_i は燃焼生成物のモル数である。

高温では, H₂OがCH, H₂, O₂に, CO₂はCOに, H₂はHに, O₂はOに, N₂はNに解離し, NOの平衡濃度を求める際には, N₂とO₂からNOが生成すると考えると, 次の7個の平衡式が成り立つ



$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{2} \text{O}_2 & \stackrel{K_4}{=} \text{O} \\ \frac{1}{2} \text{H}_2 & \stackrel{K_5}{=} \text{H} \\ \frac{1}{2} \text{N}_2 + \frac{1}{2} \text{O}_2 & \stackrel{K_6}{=} \text{NO} \\ \frac{1}{2} \text{N}_2 & \stackrel{K_7}{=} \text{N} \end{aligned} \right\}$$

ここで、 f_j は解離モル数を表わし、 K_j は平衡定数を表わす。解離したモル数を考慮すると、成分 i のモル数 c_i は次のように表わされる。

$$\left. \begin{aligned} c_{\text{CO}} &= d_{\text{CO}} + f_3 \\ c_{\text{CO}_2} &= d_{\text{CO}_2} - f_3 \\ c_{\text{H}} &= f_5 \\ c_{\text{H}_2} &= d_{\text{H}_2} + f_2 + (f_1 - f_5) / 2 \\ c_{\text{H}_2\text{O}} &= d_{\text{H}_2\text{O}} - (f_1 - f_2) \\ c_{\text{N}} &= f_7 \\ c_{\text{N}_2} &= d_{\text{N}_2} - (f_6 + f_7) / 2 \\ c_{\text{O}} &= f_4 \\ c_{\text{O}_2} &= d_{\text{O}_2} + (f_2 + f_3 - f_4 - f_6) / 2 \\ c_{\text{OH}} &= f_1 \end{aligned} \right\} \quad (\text{D} \cdot 3)$$

全モル数 $\Sigma = \sum_{i=1}^{11} c_i$ とすると、各成分の分圧 p_i は

$$p_i = \frac{c_i}{\Sigma} p \quad (\text{D} \cdot 4)$$

と表わされる。ここで p は全圧であり、式 (D・2) の各平衡式の平衡定数 K_j は次のように表わされる。

$$\left. \begin{aligned} K_1 &= \frac{c_{\text{H}_2\text{O}} \sqrt{\Sigma}}{\sqrt{c_{\text{H}_2}} c_{\text{OH}} \sqrt{p}}, & K_2 &= \frac{c_{\text{H}_2\text{O}} \sqrt{\Sigma}}{\sqrt{c_{\text{O}_2}} \cdot c_{\text{H}_2} \cdot \sqrt{p}} \\ K_3 &= \frac{c_{\text{CO}_2} \cdot \sqrt{\Sigma}}{\sqrt{c_{\text{O}_2}} c_{\text{CO}} \sqrt{p}}, & K_4 &= \frac{c_{\text{O}} \sqrt{p}}{\sqrt{c_{\text{O}_2}} \sqrt{\Sigma}} \end{aligned} \right\} \quad (\text{D} \cdot 5)$$

$$K_5 = \frac{c_{\text{H}} \sqrt{p}}{\sqrt{c_{\text{H}_2}} \sqrt{\Sigma}}$$

$$K_6 = \frac{c_{\text{NO}}}{\sqrt{c_{\text{N}_2}} \cdot \sqrt{c_{\text{O}_2}}}$$

$$K_7 = \frac{c_{\text{N}} \sqrt{p}}{\sqrt{c_{\text{N}_2}} \sqrt{\Sigma}}$$

なお、 K_1, K_3 を除く平衡定数 K_j はJANAF [2]の表を用いた。 K_1, K_3 の値はJANAFの表に示されていないため、平衡定数 K_1 は K_2 と式(D・6)の K_8 とから



K_3 は式(D・7)の K_9 と K_{10} とから求めた



JANAFの表は100Kおきに表示されているため、中間の温度の際には附録Eで述べると同じ方法により、その前後の値から3次の式を用いて近似した。

平衡計算に際し、本報告ではある成分濃度 c_i あるいは、解離度 f_j をまず仮定し、それにもとずき他成分の濃度を平衡式と質量保存式を用い順次求め、考慮している成分の平衡組成が収束するまで、その過程をくり返すという方法を採用した。燃料過濃側では、式(D・2)で表わされる CO_2 からの解離モル数 f_3 を、燃料希薄側では O_2 のモル数 c_{O_2} をまず仮定することが計算の収束性に良いことが明らかになったので、こゝではこの方法を用いた。

空気は乾燥空気と仮定し、1モルの乾燥空気は次の組成を有するものとしたが、

O_2	0.2099
N_2	0.7803
A	0.0093
CO_2	0.0003
H_2	0.0001

空気中のA, CO_2 , H_2 は N_2 と同一の性質を有するものと考え、結局空気中の O_2 と N_2 の割合は $\text{O}_2 : \text{N}_2 = 0.2099 : 0.7901$ であるものと仮定した。

参 考 文 献

- [1] Newhall, H.K., 12th Symp. Comb., (1969), 603.
- [2] JANAF Thermochemical Tables, The Dow Chemical Company, Midland, Michigan, (1965).

附録 E エンタルピ, 定圧比熱

燃料, 空気および燃焼生成物の各成分は完全ガスであると仮定し, 燃料, 空気の混合ガスおよび燃焼生成物の熱力学定数, すなわち, エンタルピ H , 定圧比熱 c_p は夫々各成分組成のエンタルピ h_i および定圧比熱 c_{pi} とから求めた。

正-オクタンのエンタルピは API の表 [1] から, 他成分のエンタルピは JANAF の表による。これらの表では, 298.15 K における 1 モル当りの生成熱 $(\Delta h_{298})_i$ と, 1 モルあたりの温度 T K におけるエンタルピと 298.15 K におけるエンタルピとの差 $(h_i(T) - h_i(298))$ とが 100 K おきに記載されているため, T' K における成分 i のエンタルピを求めるためには, まず 100 K おきにエンタルピ $h_i(T)$ を式 (E・1) によって求め,

$$h_i(T) = (\Delta h_{298})_i + (h_i(T) - h_i(298)) \quad (\text{E} \cdot 1)$$

式 (E・2) で示す 3 次の式を用いて, T' K の両側のエンタルピの値から, T' K の値を算出した

$$h_i(T') = h_3 \cdot (T^*)^3 + h_2 \cdot (T^*)^2 + h_1 \cdot (T^*) + h_0 \quad (\text{E} \cdot 2)$$

$$T^* = (T' - T_0) / (\Delta T / 2)$$

$$h_3 = (b_- - 3a_-) / 24, \quad h_2 = (b_+ - a_+) / 18, \quad h_1 = (27a_- - b_-) / 24,$$

$$h_0 = (9a_+ - b_+) / 8$$

$$a_+ = (h_{+1} + h_{-1}) / 2, \quad a_{-1} = (h_{+1} - h_{-1}) / 2, \quad b_+ = (h_{+3} + h_{-3}) / 2,$$

$$b_- = (h_{+3} - h_{-3}) / 2$$

$$h_{+1} = h_i(T_0 + \Delta T / 2), \quad h_{-1} = h_i(T_0 - \Delta T / 2), \quad h_{+3} = h_i(T_0 + 3\Delta T / 2),$$

$$h_{-3} = h_i(T_0 - 3\Delta T / 2)$$

T' K における i 成分の定圧比熱 c_{pi} は 100 K おきのエンタルピ $h_i(T)$ から

$$c_{pi} = \frac{dh_i(T)}{dT} \quad (\text{E} \cdot 3)$$

の関係を用いて, 100 K おきの値を求め, エンタルピと同じように, 3 次式を用いて内そう法により求めた。

混合ガスの 1 モル当りのエンタルピ H , 定圧比熱 c_p は夫々, 各成分のエンタルピ h_i とから求めた。

$$H = \sum_{i=1}^{\nu} n_i h_i \quad (\text{cal/mol}) \quad (\text{E} \cdot 4)$$

$$c_p = \sum_{i=1}^{\nu} n_i c_{pi} \quad (\text{cal/mol}) \quad (\text{E} \cdot 5)$$

ここで, n_i は i 成分のモル分率である。

参 考 文 献

- [1] Rossini, F.O., Selected Values of Physical and Thermodynamic Properties of Hydrocarbons and Related Compounds, (1953), Carnegie, Pennsylvania.