HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	ディーゼル排気におけるNO濃度の推定
Author(s)	村山, 正; 宮本, 登; 佐々木, 静夫
Citation	北海道大學工學部研究報告, 79, 9-19
Issue Date	1976-03-19
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/41341
Type	departmental bulletin paper
File Information	79_9-20.pdf

Hokkaido University Collection of Scholarly and Academic Papers : HUSCAP

北海道大学工学部研究報告
第79号（昭和51年）

Bulletin of the Faculty of Engineering,
Hokkaido University, No. 79 (1976)

ディーゼル排気における NO 濃度の推定

村山　正*　宮本　登*　佐々木静夫*

（昭和50年9月30日受理）

An Inference of NO Emission from Diesel Engines

Tadashi MURAYAMA Noboru MIYAMOTO and Shizuo SASAKI

(Received September 30, 1975)

Abstruct

In this paper, a simplified mathematical model was proposed to presume NO emission of diesel engines, and its adequacy was discussed.

In this model, Kaufman's bimolecular mechanism was applied to NO formation mechanism.

And the gas in a cylinder was assumed to be separated into three parts, i. e. fresh gas portion, burnt portion and burning portion where the combustion occured under stoichiometric conditions.

Then, after combustion, the burning portion was assumed to develop into the condition of mean equivalence ratio according to an exponential function.

As the result of calculations, a desirable approximation between the calculated and the measured values was given under various operating conditions using a prechamber type engine.

On the other hand, similar tendencies for NO emission was also obtained in a direct injection type engine.

1. まえがき

近年，内燃機関において，その排気問題とくに **NO** 対策は一つの重要な課題となっている。ガソリン機関においては，その燃焼の解析，**NO** の分解ならびに生成の反応速度論的解明，あるいは，より詳細な反応モデルの開発等に関して数多くの研究がなされており，**NO** 生成のメカニズムがかなり明らかになってきていると言えよう[1,2]。一方，不均一燃焼を行なうディーゼル機関においては，その燃焼が複雑であるため，**NO** 生成モデルの作成にあたり困難な点が多い。なおディーゼル機関に関しても現在までに，二，三の研究[3,4]が発表されているが，そのモデルならびに計算上の仮定等に関して，いくつかの問題が残されている。

本研究において試みたモデルは，実際のディーゼル機関の燃焼を必ずしも厳密にシミュレートしているものとは言えないが，しかし，簡単な計算式によりディーゼル機関における **NO** 生成のマスモデルを構成し，**NO** 排出量に関して一応の推定を行なうことができたものと考えられる。なお，計算にさいしては，種々のモデルを系統的に設定し，各々のモデルにおける計算値と実験値との比較を行ないモデルならびに計算に対する妥当性を調査しながら研究を進めた。以下にその方法ならびに，計算値と各種実験値との比較等に関して詳述する。

* 機械工学科　熱機関学第二講座

2. 反応モデル

よく知られているように，ショックチューブ等を用いた近年の研究の結果，**NO** の生成反応は *Zeldovich* の連鎖反応機構によるものとして説明されるようになってきた。

一方，*Newhall, Shahed* らの定容ボンベを用いた実験において[5]，高速火炎中での **NO** 生成は主として，火炎面通過後において起ることが示されている。さらに，*H. S. Glik* は[6]，ショックチューブを用いた実験において，**NO** の生成は *Zeldovich* の連鎖反応機構によるものであることを確認している。しかしながら，2000～3000°K 程度の温度の範囲においては，*Kaufman* らによって考えられた二分子反応式と[7]，*Zeldovich* 反応とは，結果的に一致することが示されている。

現在，内燃機関の **NO** 生成モデルにおいては，*Zeldovich* 反応をもとにした種々の連鎖反応式が用いられているが，一方二分子反応式も，その計算過程が非常に簡単であるという利点があるため，応く使用されており，例えば *Eyzat* の **NO** 生成モデル等において用いられている[7]。そこで本研究においては，計算を簡単化する上からも，反応モデルとして，二分子反応式を採用することとした。すなわち，

$$\mathbf{N_2}+\mathbf{O_2}\underset{k_r}{\overset{k_f}{\rightleftarrows}}2\mathbf{NO}$$

$$k_f=5.48\times10^{13}\times\exp(-107060/RT) \quad \text{(cc/mol·sec)}$$

$$k_r=2.6\times10^{12}\times\exp(-63800/RT) \quad (\ 〃\ )$$

3. 熱力学モデル

3.1 記　　号

A: 仕事の熱当量	(kcal/kg$m$)	C_p: 等圧比熱	(kcal/kg°K)
C_v: 等容比熱	(kcal/kg°K)	G: 重量	(kg)
H_u: 低発熱量	(kcal/kg)	I: エンタルピ	(kcal)
K: 比熱比	(−)	k: 反応速度定数	(cc/molsec)
L: 空気量	(kg/kg of fuel)	N: 機関回転速度	(rpm)
P: 圧力	(kg/m^2)	ΔQ: 燃焼率	(kcal/°CA)
ΔQ_w: 壁面への熱損失率	(kcal/°CA)	R: ガス定数	(m/°K)
T: 温度	(°K)	t: 時間	(sec)
V: 体積	(m^3)	X: 燃焼割合	(−)
τ: 燃焼部の拡散時間	(sec)	λ: 空気過剰率	(−)

サフィックス，

a: 未燃部	b: 既燃部
F: 燃料	f: 正反応
i: 燃焼開始後進んだクランク角度	m: 燃焼直後の状態
o: 初期状態	r: 逆反応
y: 平均空気過剰率の状態	z: 理論空気量の状態
*: 燃焼部分における拡散過程の状態	

3.2 計 算 方 法

本計算においては，実機のインジケータ線図から熱発生率を求め，これによって得られる燃焼

割合によって，シリンダ内を未燃，既燃の2つの部分に分けるという *Eyzat* らのモデルを基礎として，いくつかのモデルを考え，その妥当性を調べることを目的とした。

(1) Eyzat のモデルに関する概説　まずインジケータ線図より燃焼重量割合 X_i を次式より求める。

$$\Delta Q_i=\frac{A}{K_i-1}(V_i\Delta P_i+K_iP_i\Delta V_i)+\Delta Q_{w_i} \tag{1}$$

ここで ΔQ_{w_i} は，*G. Woschni*[8] の式を用いて計算した。

$$X_i=\sum_{i=0}^{i}\Delta Q_i/\sum_{i=0}^{total}\Delta Q_i \tag{2}$$

この X_i をもとにして考えると，未燃，既燃部の体積およびガス重量は，断熱変化の仮定から次式で与えられる。

$$V_{a_i}=\frac{(1-X_i)}{(1-X_{i-1})}V_{a_{i-1}}\left(\frac{P_{i-1}}{P_i}\right)^{1/k_{a_i}-1} \tag{3}$$

$$V_{b_i}=V_i-V_{a_i} \tag{4}$$

$$G_{a_i}=(1-X_i)G_{a_0} \tag{5}$$

$$G_{b_i}=X_i(G_{a_0}+G_{F_0}) \tag{6}$$

さらに，インジケータ線図より P_i は既知量として与えられるから，それぞれの平均温度 T_{a_i} および T_{b_i} は次式で求められる。

$$T_{a_i}=\frac{P_iV_{a_i}}{G_{b_i}R_a} \tag{7}$$

$$T_{b_i}=\frac{P_iV_{b_i}}{G_{b_i}R_b} \tag{8}$$

この **Eyzat** モデルにおいては，図1に示すように，未然部，既燃部において，それぞれの平均温度，体積およびガス重量に対して (9) 式を適用して **NO** を計算する。また，その際のフローチャートを図2に示す。

$$\frac{d(\mathbf{NO})}{dt}=\frac{1}{V}[k_f\{(\mathbf{O}_2)-(\mathbf{NO})/2\}\{(\mathbf{N}_2)-(\mathbf{NO})/2\}-k_r(\mathbf{NO})^2 \tag{9}$$

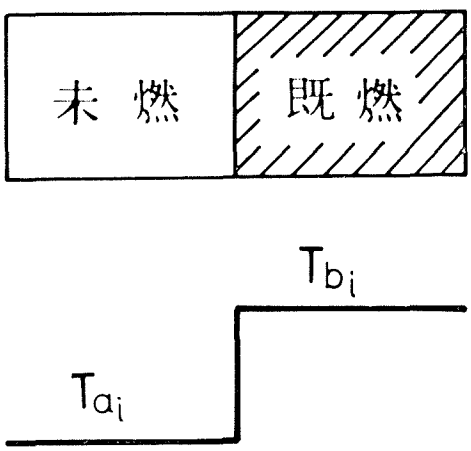

図1 *Eyzat* モデルの概略図

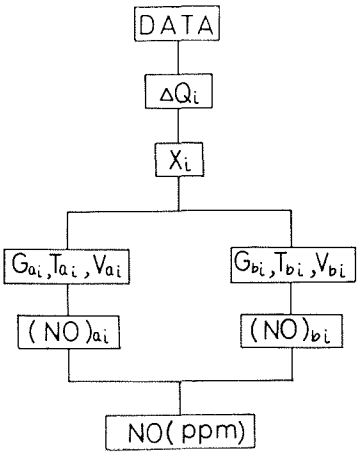

図2 *Eyzat* モデルのフローチャート

(2) 本研究において考察したモデル　このモデルは，前述の *Eyzat* のモデルを基本とし，これに対して更に以下のような改良を試みた。すなわち，

1. シリンダ内を未燃，既燃および燃焼部分の三つに分割する。
2. 燃焼部分の中において，まず燃焼は $\lambda=1$ の等容で行なわれ，その後燃焼部分のエンタルピ $I_i^*(t)$，加熱余剰空気重量 $G_{a_i}^*(t)$，加熱部圧力 $P_i^*(t)$ は，関数 $f(t)$ により変化するものとする。

なお，本モデルについての未燃，既燃部および燃焼部分の概略図を図3に示す。この中で，(a) は $\lambda=1$ での等容燃焼を示し，(b) においては，余剰空気が加熱されていく状態を示すものである。また (c) においては，燃焼部分が圧力平衡に達する状態を示している。

なお，以下に本モデルにおける各種の計算の詳細について説明する。

i) まず，燃焼部分における燃焼直後のエンタルピ I_{m_i} は，次式で表わされる。

すなわち，

$$\Delta G_{F_i}=G_{F_0}(X_i-X_{i-1}) \tag{10}$$

$$\Delta G_{a_i}=\Delta G_{F_i}(\lambda_y-1)L_z \tag{11}$$

$$\int_{Ta_{i-1}}^{Tm_i} C_{vz_i}dT=\frac{H_u}{1+L_z} \tag{12}$$

とすると，

$$I_{m_i}=\Delta G_{F_i}(1+L_z)C_{pz_i}T_{m_i}+\Delta G_{a_i}C_{pa_i}T_{a_{i-1}} \tag{13}$$

圧力平衡に達したさい保有していなければならない燃焼部のエンタルピ I_{b_i} は，

$$I_{b_i}=\{\Delta G_{F_i}(1+L_z)+\Delta G_{a_i}\}C_{py_i}T_{b_{i+n}} \tag{14}$$

ここで，n は時間 τ に相当するクランク角度である。

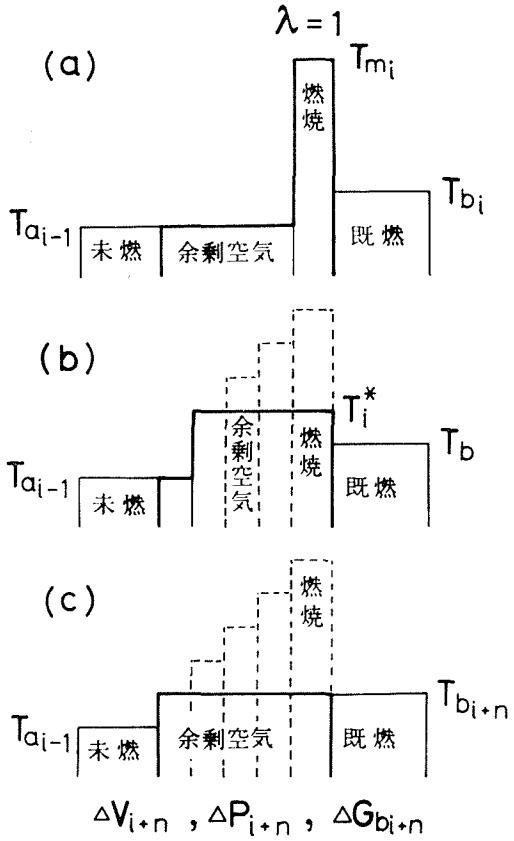

図3 本研究でのモデルの概略図

したがって，燃焼部分内で燃焼の開始から平衡時まで，関数 $f_1(t)$ に従ってエンタルピが減少するとすれば，燃焼部分が平衡に達するまでのエンタルピ $I_i^*(t)$ は，

$$I_i^*(t)=I_{m_i}-(I_{m_i}-I_{b_i})f_1(t) \tag{15}$$

ii) 燃焼部分 i において，$\lambda=1$ で等容燃した部分の燃焼直後の圧力 P_{m_i} は，

$$P_{m_i}=\frac{1+L_z}{L_z}\frac{R_z}{R_a}\frac{T_{m_i}}{T_{a_{i-1}}}P_{i-1} \tag{16}$$

したがって，(15) 式の場合と同様に $f_2(t)$ を設定することにより，次式が得られる。すなわち燃焼部分の圧力 $P_i^*(t)$ は，

$$P_i^*(t)=P_{m_i}-(P_{m_i}-P_{i+n})f_2(t) \tag{17}$$

iii) 燃焼部分内で加熱された余剰空気重量 $G_{a_i}^*(t)$ は (17) 式と同様に $f_3(t)$ を設定することにより次式で得られる。

$$G_{a_i}^*(t)=\Delta G_{a_i}f_3(t) \tag{18}$$

iv) 以上 i)～iii) に説明したことから，燃焼部分内で加熱された部分の温度 $T_i^*(t)$ は次式により求められる。

$$T_i^*(t)=\frac{I_i^*(t)-\{\Delta G_{a_i}-G_{a_i}^*(t)\}C_{pa_{i-1}}T_{a_{i-1}}}{\Delta G_{F_i}C_{pz_i}(1+L_z)+G_{a_i}^*(t)C_{pa_i}} \tag{19}$$

v) 燃焼部分内で，加熱された余剰空気体積は，

$$V_i^*(t)=\frac{G_{a_i}^*(t)R_aT_i^*(t)}{P_i^*(t)} \tag{20}$$

なお，(18) 式より燃焼部分内において，**NO** 生成に関与する $\mathbf{N}_2$, $\mathbf{O}_2$ の量は次式によって求められる。

$$(\mathbf{O}_2)=0.232/32\,G_{a_i}^*(t) \tag{21}$$

$$(\mathbf{N}_2)=0.768/28\,G_{a_i}^*(t) \tag{22}$$

以上の値を考慮して，各燃焼部分において，(9) 式を適用することによって **NO** 生成量を求めることが可能になる。なお，エンタルピ，圧力，および余剰空気重量の変化を示す関数 $f_{1\sim3}(t)$ に関しては，直線を含む簡単な高次式，ならびに指数関数を採用することを試みた。すなわち，以下の (A) および (B) の場合について計算を行なった。

(A) $\quad f_1(t)=(t/\tau)^{M_1}, \quad f_2(t)=(t/\tau)^{M_2}, \quad f_3(t)=(t/\tau)^{M_3}$

(B) $\quad f_1(t)=1-\exp(-6.9(t/\tau)^{m_1+1})$

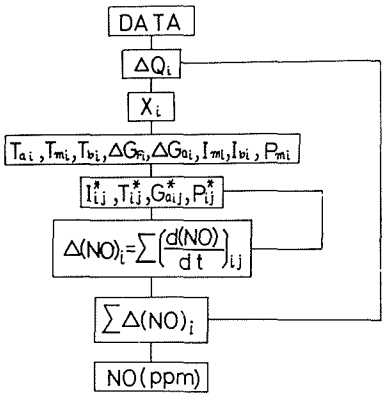

図4 フローチャート

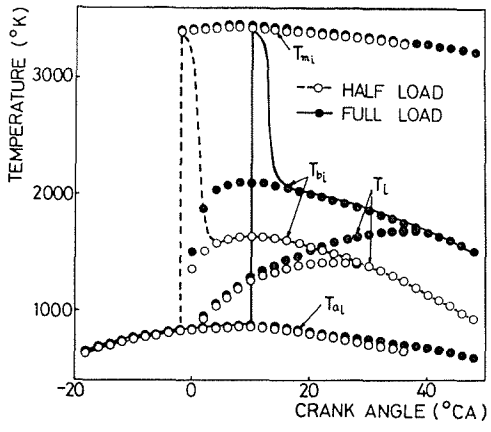

図5 燃焼部の温度経過

$$f_2(t)=1-\exp(-6.9(t/\tau)^{m_2+1})$$
$$f_3(t)=1-\exp(-6.9(t/\tau)^{m_3+1})$$

以上述べた諸変数および，(9) 式を各燃焼部分に適用することにより，**NO** 排出量が計算できる。そのさいの計算順序を図4のフローチャートに示す。また計算結果の一例として図5に各部分の温度経過を示す。

4. 供試機関および実験装置

本研究においては，供試機関として予燃焼室式四サイクル単気筒ディーゼル機関三菱 **DV 4** 型および直接噴射式四サイクル単気筒ディーゼル機関クボタ **LC** 型を用いた。その主要諸元を表1に示す。

表1 機関主要諸元

形式	Kubota LC	Mitsubishi DV$_4$
サイクル	4	4
冷却方式	水冷	水冷
内径×行程	110×150 mm	95×110 mm
行程容積	1,425 cc	780 cc
圧縮比	17.4	19.0
燃焼室形式	直接噴射式 MAN type	予燃焼室式
定格出力	10 PS/1,200 rpm	18.2 PS/3.200 rpm
燃料噴射ポンプ	Bosch A 形	Bosch A 形 XNDPE 4 A
燃料噴射ノズル	DN 4 SD 128	DN 4 SD 24
開弁圧力	200 kg/cm^2	120 kg/cm^2

インジケータ線図は，抵抗線歪計式圧力ピックアップを用いて主燃焼室の圧力変化をとりだし，直流増幅機を介してシンクロスコープで観察記録した。なおこのようにして得られたインジケータ線図から各クランク角度の圧力を読みとり，熱発生率の計算に使用した。

また **NO** 濃度の測定には，日立堀場製 **MEXA 82** 型 **NDIR** 型分析器を用いた。

5. 計算結果ならびに考察

5.1 Eyzat モデルの適用

本来，*Eyzat* の **NO** 生成モデルは，ガソリン機関についてのものであるが，まずそのままの形でディーゼル機関に適用することを試みた。図6は，負荷を変化させたさいの **NO** に対する，実験値と計算値とを比較したものであるが，両者のちがいは極めて大きく，とくに軽負荷時において著しい。

このモデルにおいては，主として **NO** の生成部となる既燃部の温度が最高で 2000°K 以下であるために，**NO** の計算値が極度に小さくなるものと考えられる。なお最高温度が低すぎたのは，ディーゼル機関の空気過剰率 λ_y が，ガソリン機関に比べかなり大きいためと思われる。これは軽負荷時において，より大きな差を生じたことからも推察することができる。以上のことから既燃部平均温度をもって，主たる **NO** 生成部温度とすることは，ディーゼル機関では問題があり，何らかの仮定を付け加える必要がある。

そこで，先に 3.2 (2) で述べた方法すなわち，未燃部，既燃部および燃焼部の三つからなるモデルにおいて，**NO** を考えることとした。以下にその方法について詳述する。

5.2 本論文でのモデルの適用

(1) 関数 f(t) が t^M に比例する場合 まず，最も簡単なモデルにおいて **NO** 濃度の算出を試みた。すなわち，3.2 (1) の (A) および (B) において $\tau=\mathbf{n}/6N$ とした場合 $\mathbf{n}=1$。つまり各燃焼部分をクランク角度1度ずとのエレメントとして計算した。ここで $\mathbf{n}=1$ とすることは，i

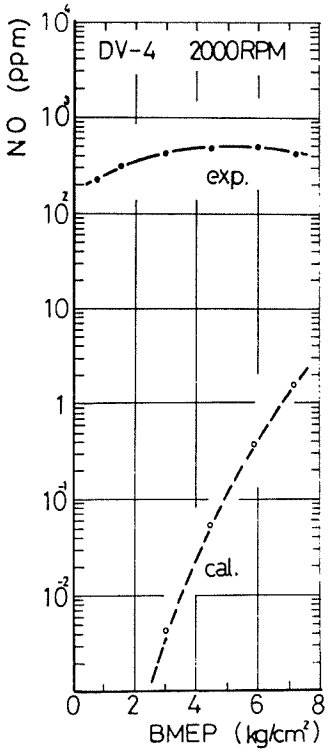

図6　*Eyzat* モデルの計算結果

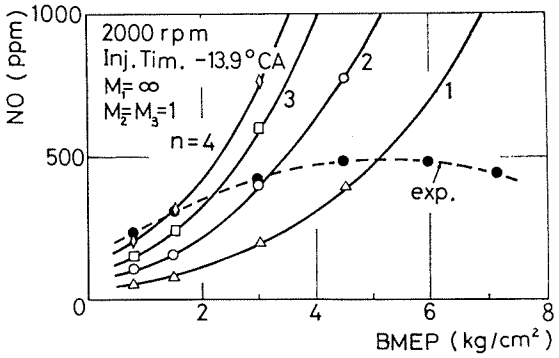

図7　負荷と *NO* 濃度

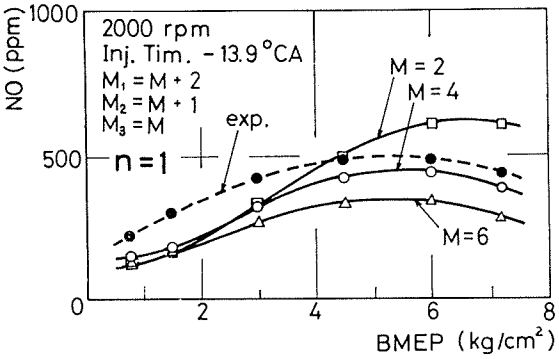

図8　負荷と *NO* 濃度

番目のエレメントが燃焼し，それが平衡に達する時 $i+1$ 番が燃焼を開始することとなり，最も考えやすいモデルと言えよう。

i) はじめに $f_1(t)=0$，すなわち各エレメント間において熱の受授はないと仮定した場合の計算結果を図7に示す。図から明らかなように，この計算値は実験値とかなり異なる傾向を示しており，とくに高負荷での極端な **NO** の増大がみられるが，この傾向は $f(t)$ を他の関数とした場合にもみられるものである。

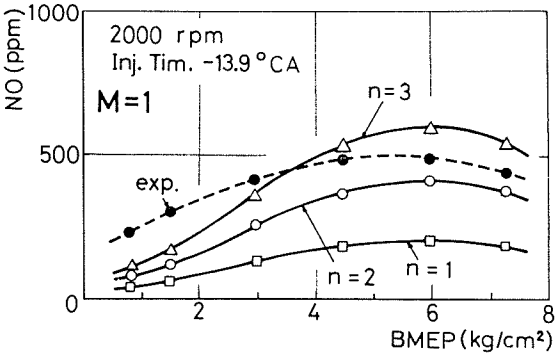

図9　負荷と *NO* 濃度

ii) そこで，まず $\mathbf{M}_1=\mathbf{M}_2=\mathbf{M}_3$ として計算を行なった（図9）。この場合は，負荷の変に対する **NO** 濃度の傾向は，計算値と実験値とにおいて，およそ一致しているものと考えられるが，計算による **NO** の絶対値は，実験値との間に大きな差を生じている。そこで，$\mathbf{n}=1$ を固執したままで，$\mathbf{M}_1$，$\mathbf{M}_2$，$\mathbf{M}_3$ を1より大きい値として，種々変化させて計算を試みたが，その中で最も実験値の傾向に近いと思われるモデルについて記すと次のとうりである。

iii) $\mathbf{M}_1=\mathbf{M}+2$，$\mathbf{M}_2=\mathbf{M}+1$，$\mathbf{M}_3=\mathbf{M}$ とし $\mathbf{M}$ を2，4，6とした場合の結果を図8に示す。図から明らかなように，ある程度良好な近似がなされているものと考えられる。しかしながら，このモデルは $f_1(t)$，$f_2(t)$，および $f_3(t)$ をそれぞれ異なる関数としており，計算理念上かなり無理

な点が含まれているものと考えられる。

以上は，$\mathbf{n}=1$ を固執した場合のモデルであるが以下のモデルにおいては，$\mathbf{n}=1$ に固執することなく，$\mathbf{n}$ を増加させること，すなわち，等容燃焼後の拡散時間の増加を考えた。なお，このモデルにおいては i 番目の燃焼部分が平衡に達する温度は $i+\mathbf{n}$ 番目の既然部平均温度に等しいものとして計算している。

iv) 図9は $\mathbf{M}_1=\mathbf{M}_2=\mathbf{M}_3=1$，すなわち関数 $f_1(t)$，$f_2(t)$ および $f_3(t)$ をすべてリニアとし，$\mathbf{n}=1$ から，$\mathbf{n}=4$ まで変化させた場合の結果の一例である。

図から明らかなように，$\mathbf{n}=3$ 程度で，実験値にかなり近い値が得られる。しかしこのモデルにおいても計算値を実験値に比較すると，軽負荷時に値が低く，高負荷時には大きすぎるという傾向が認められる。

なお，計算値から考えると，この傾向は $f_1(t)$，$f_2(t)$ および $f_3(t)$ をすべてリニア ($\mathbf{M}=1$) としたためであり，この三つの関数の形を変えることにより，ある程度上記の傾向を修正することができるものと考えられる。

(2) f(t) を指数関数とした場合 ここでは，$f(t)$ として 3.2 (1) の (B) に示した指数関数を用いることとする。すなわち，

i) まず，前述のモデルと同様 $\mathbf{n}=1$ として計算を行なった。

図10は，$\mathbf{m}_1=\mathbf{m}_2=\mathbf{m}_3=3$，5，および7とした場合の結果を示すものである。図から明らかなように，各々の $\mathbf{m}$ に対する計算値は，ほぼ同一の値を示している。なお，$\mathbf{m}$ が3より小さい場合においては，$\mathbf{m}$ が大きくなるに従い計算値は増大して実験値に近ずき，$\mathbf{m}=3$ 以上ではほぼ収束する結果となったが，$\mathbf{n}=1$ としたために，計算値は実験値に比較して小さい値となり，$f(t)$ がリニアの場合と同様の結果になった。

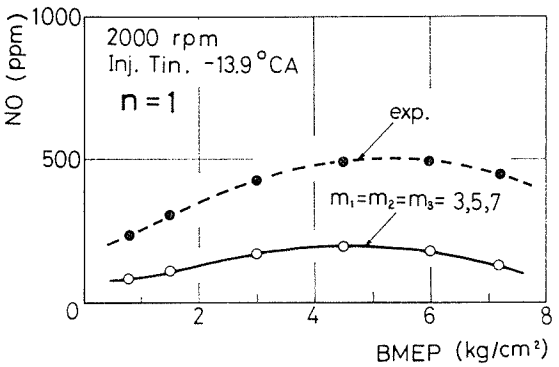

図10 負荷と *NO* 濃度

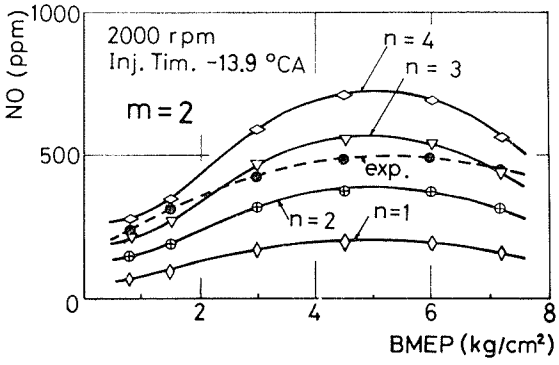

図11 負荷と *NO* 濃度

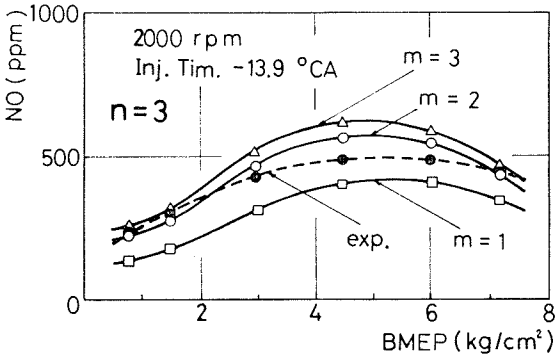

図12 負荷と *NO* 濃度

ii) そこで，$\mathbf{n}$ および $\mathbf{m}$ が **NO** の計算値におよぼす影響について調べてみた。すなわち，$\mathbf{m}=2$ とし，$\mathbf{n}=1\sim4$ まで変化させたさいの結果を図11に示す。また，$\mathbf{n}=3$ とし，$\mathbf{m}_1=\mathbf{m}_2=\mathbf{m}_3=1$，2，3 とした場合の結果を図12に示す。

図11，および図12よりこの最終的なモデルにおいては，$\mathbf{n}$ および $\mathbf{m}$ をある特定の値，すなわちほぼ $\mathbf{n}=3$，$\mathbf{m}=2$ とすることにより，計算値と実験値とが最もよく合致することが明らかと

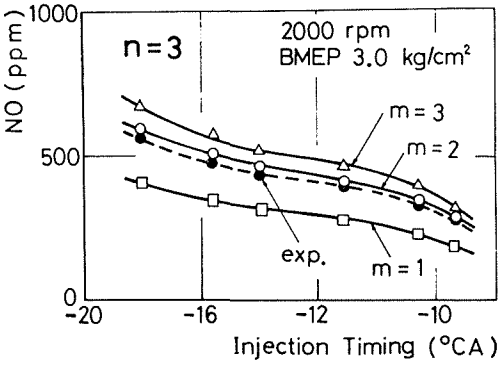

図13　噴射時期と *NO* 濃度

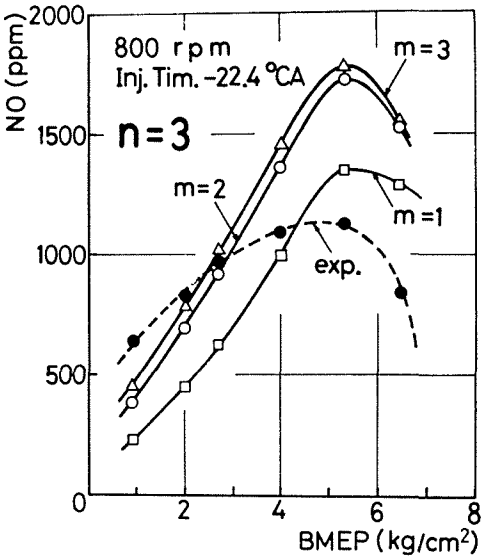

図15　負荷と *NO* 濃度

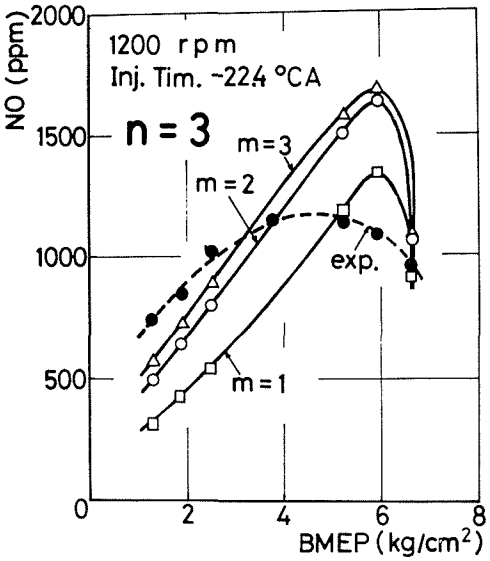

図14　負荷と *NO* 濃度

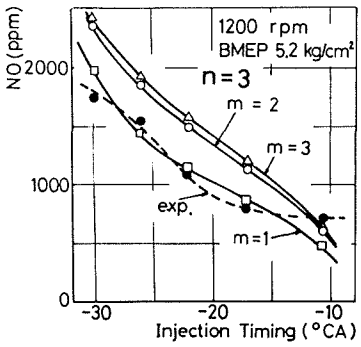

図16　噴射時期と *NO* 濃度

なった。

なお，これまでは負荷を変えたさいの **NO** 濃度について論じてきたが，このモデルは図 13 に示すように，噴射時期を変えたさいの **NO** 排出量に対しても十分説明を与えうるものである。

以上，種々のモデルについて，その実験値と計算値との比較を行ないつつ，各モデルでの妥当性を検当し，現段階において，最も妥当と思われる最終的なモデルにまで言及した。なお，これまでに比較の対象とした実験値はすべて予燃焼室式機関によるものであるため，以下は本モデルを直接噴射式機関にも適用し，再度妥当性を確めることにする。

(3)　**直接噴射式機関への適用**　　まず，**n**=3 として負荷を変化させた場合の **NO** 濃度の実験値と計算値との比較を行なった。その結果を図 14 に示す。なお，この場合機関回転速度は 800 rpm である。図に示されるように，計算値は実験値の傾向を一応とらえているものと考えられるが，予燃焼室式の場合にも多少あらわれていた傾向，すなわち，計算値が軽負荷で低く，また高負荷で高すぎるという傾向が，予燃焼室式の場合に比較して強調されていることがわかる。この傾向は図 15 に示すように，回転速度が 1200 rpm の際も同様に認められる。

なお，この原因としては主として次の事が考えられる。すなわち，本モデルにおいては各エレ

メントで燃焼が $\lambda=1$ の等容燃焼で始まり，時間 τ で圧力平衡に達したさいに，$\lambda=\lambda_y$ の状態になると仮定しているが，実際の燃焼を考えた場合，シリンダ内での不均一性のため，いわゆる圧力平衡時における事実上の空気過剰率は，計算における λ_y に比較してかなり小さいものと考えられる。したがって平衡時の温度という点からみても，まず軽負荷時においては，実際に圧力平衡時の温度が，計算値より高くなっているものと考えられ，一方高負荷時においても計算上の空気過剰率に比較して，事実上の空気過剰率はさらに小さくなっているものと思われるので，平衡時温度が高くはなるが，しかし高負荷の場合には，**NO** 生成に必要な酸素量がさらに減少するために，計算値に比較して **NO** の実験値が減少しているものと考えられる。なお，直接噴射式機関においては，予燃焼室式に比較して，より不均一な状態での燃焼が行なわれているため，本モデルにおける近似の傾向，すなわち，計算値は実験値に比較して軽負荷域で小さく高負荷域で大きくなるという傾向が強調されているものと考えられる。

一方，図16に示すように，噴射時期と **NO** 濃度との関連について，絶対値的に若干異っているが，少なくとも噴射時期に対する，**NO** 濃度の傾向は十分に説明しうるものと考えられる。

6. 結　　論

本論文においては，簡単なモデルにより，ディーゼル機関より排出される **NO** 濃度の推定を行なうことを目的として，いくつかのモデルを系統的に作成し，各々のモデルでの計算値と実験値との比較の中で，モデルに対する妥当性を調べるとともに，現段階における最適モデルを提唱した。

本論文で得られた結果を要約すると，おおむね次のとうりである。すなわち，

1) 二分子反応を基礎として簡単なマスモデルを設定することにより，インジケータ線図から **NO** 生成量をある程度推定することが可能となった。

2) いずれのモデルにおいても燃焼エレメントを断熱として考えたさいは，とくに高負荷域において **NO** 濃度の計算値が極端に大きくなるために，燃焼エレメントからの熱流出を考えなければならないことが明らかとなった。

3) 本論文で提案した最適マスモデルにおいては，とくに予燃焼室式機関における実験値に対して良好な近似が得られたが，燃焼の不均一性の大きいと思われる直接噴射式機関においては，実験値に対する誤差が多少増加した。

以上述べてきたように，本モデルは二分子反応式を用いており，熱解離等も考慮しない極めて単純なモデルではあるが，ディーゼル機関における **NO** 排出濃度に対する一応の推定が可能となったものと考えられる。しかしながら今後さらに進んだ形でのモデルについての研究を進める必要がある。

参 考 文 献

1) 斎藤，柳原：火花点火機関における NO 生成の計算，機械技術研究所報，Vol, 27, No. 4.
2) 吉田：火花点火機関における排気組成の計算—非平衡計算—，内燃機関，Vol. 11, 1972.
3) Shahed, S. M. and Chiu, W. S.: A Preliminary Model for Formatiom of Nitric Oxide in Direct lnjection Diesel Engines and lts Application in Parametric Studies, SAE trans,, No. 730083, 1973.
4) 大聖・斎藤：直接噴射ディーゼル機関の NO 生成について—第二報—，自動車技術会学術講演前刷集，—1971年秋—
5) Newhall, H. K. and Shahed, S. M.: Kinetics of Nitorogen Oxide Formation in High-pressure Flames, 13th Symposium on Combustion (International), 1970.
6) Glik, H. S.: Single-pulse Shock Tube Studies of the Kinetics of the Reaction

$N_2+O_2 \rightleftarrows 2\,NO$ between 2000～3000°K
The Journal of Chemical Physics, Vol. 27, No. 4, 1957.

7) Eyzat, P. and Guiket, J. C.: A New Look of Nitrogen Oxides Formation in Internal Combustion Engines, SAE trans., No. 68124, 1968.

8) Woschni, G. Beitrag zum Problem des Wärmeüberganges im Verbrennungsmotor, MTZ, 26/4, 1965.