

ディーゼル機関の NO 生成に及ぼす
水付加の影響解析*石田 正 弘^{*1}, 陳 之 立^{*2}

Analysis of Effect of Water on NO Formation in DI Diesel Engines

Masahiro ISHIDA and Zhi-Li CHEN

The effect of water on NO formation was analyzed theoretically from the point of view of changes in the entrained air rate and specific heat of the burned gas in the combustion chamber. The specific heat was calculated accurately based on the chemical equilibrium composition analysis considering the absolute humidity of the inducted air, the amount of water in the emulsified fuel and the residual gas fraction. It is clarified by the two-zone combustion model analysis that about 20% reduction in NO_x is attained by an increase of only 0.01 kg/kg in the absolute humidity, and the NO_x reduction due to the water-emulsified fuel is caused by increases in both gas weight and specific heat of the burned gas whereas the entrained air rate is hardly affected by the water in the emulsified fuel.

Key Words: Diesel Engine, Combustion Analysis, Two-Zone Model, Emulsified Fuel, Absolute Humidity, Specific Heat

1. ま え が き

窒素酸化物および排気微粒子を同時に低減するための実用的燃焼法として、水添加乳化油^{(1)~(4)}や水・燃料層状噴射法⁽⁵⁾が提案され、NO_xおよびすすの低減のみならず燃費に対しても水付加の効果が顕著であることが実験的に示された。この水付加効果の理論的背景として、ボイラなどの低圧燃焼過程で顕著に見られる乳化油の微粒水滴の微視的爆発現象⁽⁶⁾により、燃焼が促進され効率改善がなされるとする説や、ディーゼル機関のような高圧燃焼過程では、微視的爆発現象は起こらず、水あるいはその蒸発による火炎の冷却効果⁽⁷⁾により、熱解離が抑制されるため NO_xが低減されるとする説がある。また、中川・立石⁽¹⁾は、水性ガス反応に基づく冷却効果もあるが、乳化油中の水によって、燃焼域の有効空気過剰率が増大することが NO_x低減効果の主たる要因であると主張している。一方、ディーゼル機関から排出される NO_xが冬季は夏季に比べて少なからず増加することが知られており、著者らは同一

吸気温度の運転条件下の実験で、冬季は夏季より約 200 ppm も高くなることを経験した。NO_x濃度の季節変動について、近藤ら⁽⁸⁾は大気の絶対湿度の変化に注目し、経験的修正係数を用いた予測方法を示した。しかしながら、これらの水付加に基づく NO_x低減メカニズムが理論的あるいは定量的に十分に明らかにされているとはいえない。

本研究では、著者らがすでに提案した 2 領域燃焼解析モデル⁽⁹⁾を用いて実験結果を解析し、水混入に伴う燃焼ガスの比熱変化、および燃焼域空気導入率の変化の観点から、水付加に基づく NO_x低減効果を理論的かつ定量的に解明することを試みた。燃焼域と未燃域から成る 2 領域モデルにおいて、未知数として仮定された燃焼域空気導入率は、文献(9)と同様に、NO_x濃度の解析値が実験値と一致するように繰返し計算により決定されるが、本解析では、吸気中に含まれる水分、乳化油中の水含有率、および残留ガス割合を考慮して燃焼ガスおよび未燃ガスの比熱を算定し、特に燃焼ガスの比熱については、10 種の化学種の平衡組成解析に基づいてそれぞれの水分の影響を正確に評価した。本論文では、この解析方法を述べるとともに、水添加率を変化した乳化油の燃焼試験結果および吸気湿度の異なる実験結果に本解析方法を適用し、いずれの場合も

* 1994 年 8 月 17 日 第 72 期全国大会講演会において講演、原稿受付 1995 年 2 月 13 日。

^{*1} 正員、長崎大学工学部 (〒852 長崎市文教町 1-14)。

^{*2} 正員、長崎大学大学院。

水付加に基づく燃焼ガスの比熱の増加がNO_x低減の支配因子であることを定量的に明らかにした。

2. 理論解析方法

2.1 改良2領域モデル 2領域モデルの基本的仮定は文献(9)と同様である。(1)燃焼室を燃焼域と未燃域の二つの領域に分割し、それぞれの領域では均質かつ互いに断熱で、圧力が釣り合った状態で独立に変化する。(2)燃焼域のガス総重量は、燃焼した燃料重量、燃焼域に導入された湿り空気および残留ガス重量、燃焼した乳化油中の水の重量の総和とし、その他の未燃燃料と吸入空気および残留ガスは未燃域のガス重量とする。(3)未燃域から燃焼域への空気導入率 λ_b は、図1に示すように、簡単のため、予混合燃焼期および拡散燃焼期の燃焼期間全体を通して一定であると仮定する。なお、文献(10)によれば、NOの生成は主として拡散燃焼期の空気過剰率に支配されるので、予混合燃焼割合が50%以下の場合にはこの仮定は適当である。図1は燃焼域への空気導入率と熱発生率曲線の関係を示しており、図1において、 λ_m は最終状態の筒内平均空気過剰率である。燃焼域への空気導入率は、燃焼終了時の λ_b から排気弁が開く時期の λ_m まで二次関数で連続的に変化するものとする。

2.2 計算方法

(1) ガス重量の算定 筒内の全ガス重量 G_c は吸入された湿り空気重量 $G_a(1+x_w)$ と残留ガス重量 G_r および噴射された乳化燃料重量

$$\{1+\varepsilon/(1-\varepsilon)\} \int (dB/d\theta) d\theta$$

の総和である。ここで $dB/d\theta$ は噴射率、 x_w は吸入空気の絶対湿度、 ε は乳化燃料中の水の重量割合である。

圧縮行程：

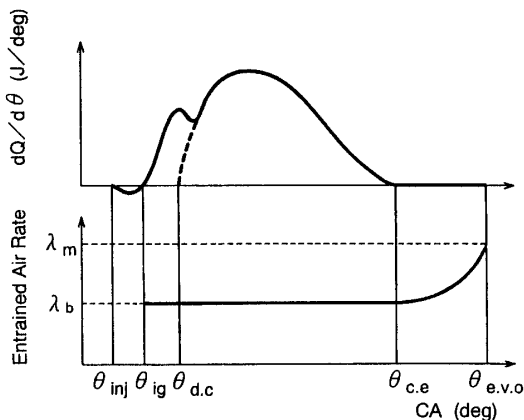


Fig. 1 Relationship between entrained air rate and heat release rate

$$G_c = G_a(1+x_w) + G_r \quad \dots\dots\dots (1)$$

噴射期間：

$$G_c = G_a(1+x_w) + G_r + \{1+\varepsilon/(1-\varepsilon)\} \int (dB/d\theta) d\theta \quad \dots\dots\dots (2)$$

噴射終了後：

$$G_c = G_a(1+x_w) + G_r + B_f \{1+\varepsilon/(1-\varepsilon)\} \quad \dots\dots\dots (3)$$

燃焼した燃料重量 $G_{bf}(\theta)$ は実測の燃焼圧力時間履歴を基にした熱発生率 $dQ/d\theta$ から次式により算定する。

$$G_{bf}(\theta) = \int (dQ/d\theta) (d\theta/H_u) \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここで、 H_u は燃料の低位発熱量である。なお、噴射率 $dB/d\theta$ および全噴射燃料重量 B_f は、式(4)を燃焼終了時期 θ_{ce} まで積分した全燃焼燃料重量 $G_f [= G_{bf}(\theta_{ce})]$ と一致するように調整される。燃焼域ガス重量 G_b および未燃域ガス重量 G_u は次式により算定する。

$$G_b = [1 + \{1+x_w+x_r/(1-x_r)x_{ra}\}\lambda_b L_{th} + \varepsilon/(1-\varepsilon)] G_{bf}(\theta) \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$G_u = G_c - G_b \quad \dots\dots\dots (6)$$

ただし、

$$x_r = G_r / [G_a(1+x_w) + G_r + G_f \{1+\varepsilon/(1-\varepsilon)\}] \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$x_{ra} = \lambda_m L_{th} / \{1 + (1+x_w)\lambda_m L_{th} + \varepsilon/(1-\varepsilon)\} \quad \dots\dots\dots (8)$$

ここで、 L_{th} は理論空燃比、 x_r は残留ガス割合、 $(1-x_r)x_{ra}$ は吸入乾き空気重量 G_a と式(3)の筒内全ガス重量 G_c の比である。図2は各領域のガス重量の変化過程の計算例をクランク角を横軸に取って示した。未燃域から燃焼域へ導入された乾き空気重量を $G_{ba}(\theta)$ として、空気導入率 λ_b を式(9)で定義した。また、燃焼域の当量比 ϕ は式(10)で算定される。

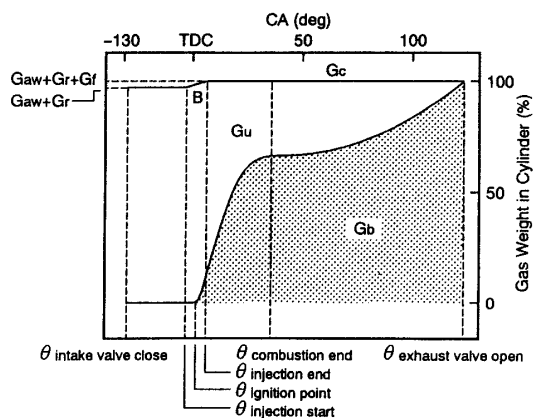


Fig. 2 Example of gas weight variation with crank angle

$$\lambda_b = G_{ba}(\theta) / \{L_{th} G_{bf}(\theta)\} \dots \dots \dots (9)$$

$$\phi = (1 - x_r) / \lambda_b + x_r / \lambda_m \dots \dots \dots (10)$$

(2) ガス温度の算定 各領域のガス温度は文献(9)と同様に次式により算定される。

$$T_c = PV / G_c R \dots \dots \dots (11)$$

$$T_u = T_o (P / P_o)^{(k-1)/k} \dots \dots \dots (12)$$

$$T_b = \{G_c c_{vc} T_c - G_u c_{vu} T_u\} / (G_b c_{vb}) \dots \dots \dots (13)$$

ここで、 P は筒内圧力、 V は燃焼室容積、 R はガス定数、 k は比熱比、 T_o 、 P_o は着火前の筒内平均ガス温度お

よび筒内圧力、 c_{vc} 、 c_{vu} 、 c_{vb} はそれぞれ筒内平均、未燃域、燃焼域の各定容比熱であり、 c_{vc} 、 c_{vu} は4種のガス組成 $[CO_2]$ 、 $[O_2]$ 、 $[H_2O]$ 、 $[N_2]$ を考慮して算定し、特に燃焼域のガス比熱 c_{vb} は10種の化学種 $[CO]$ 、 $[CO_2]$ 、 $[O_2]$ 、 $[H_2]$ 、 $[H_2O]$ 、 $[OH]$ 、 $[H]$ 、 $[O]$ 、 $[NO]$ 、 $[N_2]$ の化学平衡組成解析結果から算定する。燃焼域ガス温度 T_b は仮定された λ_b に対して式(13)より求まるが、解析においては、 NO_x 濃度の計算値が実測値と一致するまで λ_b を変化して繰返し計算を行い、試行錯誤により最終的な λ_{bo} を決定した。なお、計算手順は文献(9)で示された方法と同様である。

2.3 燃焼ガスの比熱 化学平衡組成解析において、吸入空気中の水分すなわち絶対湿度 x_w 、乳化油中の水添加率 ε 、および残留ガス割合 x_r を考慮して比熱の算定を正確に行った。C/H比6、当量比 $\phi=1/1.6$ の場合を例として算定された定圧比熱 c_p とガス温度との関係を x_w 、 ε 、 x_r をパラメータとして図3～5に示す。ガス温度の上昇あるいは x_w 、 ε 、 x_r の増加とともに比熱はそれぞれ単調増加することがわかる。例えば、ガス温度が2500 Kのとき、図3において x_w が0.01 kg/kg増加すると比熱は約1%増加する。ほぼ同程度の比熱の増加は、図4において水添加率 ε が約20%のときに得られる。すなわち、式(5)において絶対湿度 x_w と乳化油の水添加率ファクタ $[\varepsilon / (1 - \varepsilon) / \lambda_b L_{th}]$ が等価であることから推定できる。本実験範囲では、残留ガス割合 x_r が3%前後であり、図5から判断すると残留ガス割合の影響は無視できる。なお、本解析モデルでは、 x_r をEGR率として拡張解析ができる。

3. 供試機関および供試燃油

供試機関として表1に示す2種の直接噴射式過給ディーゼル機関を用いた。三菱自動車工業(株)製自動車用4D31-T形機関では、噴孔径0.26 mm、噴孔数5のマルチホールノズルを、また、その供試燃油として表2に示す自動車用軽油(記号ADO60)を用いた。一方、三菱重工業(株)製漁船用3AAC-1形機関では、噴孔総面積がほぼ等しい3種のマルチホールノズル、Type 4 B($\phi 0.32$ mm, 4穴)、Type 5 B($\phi 0.29$ mm, 5穴)、Type 6 B($\phi 0.26$ mm, 6穴)を、また供試燃油として表2に示すA重油(記号A40)に水を体積割合で0～20%均一に混合した乳化燃料油を使用した。

4. 吸気湿度の影響解析

吸気の温度および圧力が厳密に一致するように調整された自動車用4D31-T形機関の同一運転条件下で、

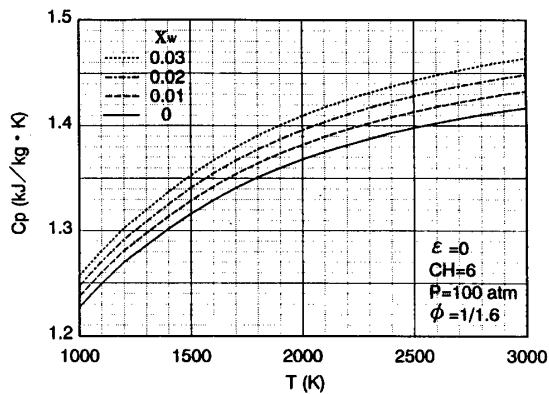


Fig. 3 Change in specific heat due to humidity

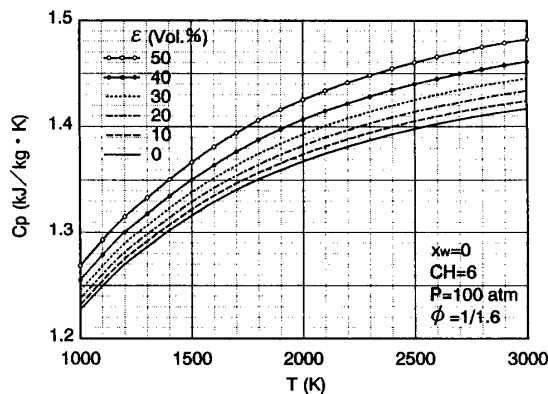


Fig. 4 Change in specific heat due to water amount in emulsified fuel

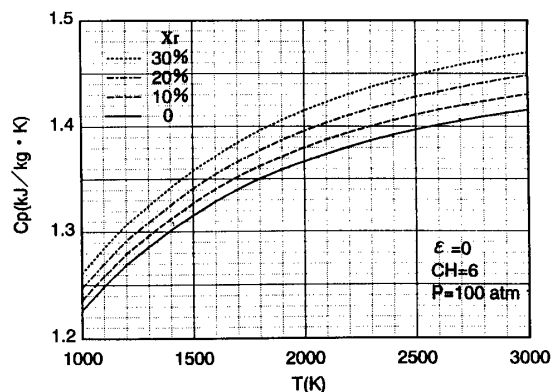


Fig. 5 Change in specific heat due to residual gas fraction

Table 1 Principal particulars of test engines

Type of Engine	MMC 4D31-T	MHI 3AAC-1
Cycle	Turbocharged 4	Turbocharged 4
Cooling system	Water	Water
Number of Cylinder	4-in Line	3-in Line
Bore and Stroke (mm)	100 × 105	110 × 125
Piston Displacement (cc)	2470	3560
compression Ratio	16	14.5
Maximum Power (kW/ PS)	95.6/130	84.6/115
Maximum Speed (r.p.m)	3500	2500

Table 2 Properties of test fuels

Name of fuel	ADO60	A40
Sp/Gr@15/4°C	0.8335	0.8410
Viscosity cSt@50°C	2.42	2.72
C.C.R. wt%	0.01	0.43
Sulfur wt%	0.14	0.52
Net Calorific Value MJ/kg	42.91	42.87
Distillation °C		
I.B.P.	183.0	186.0
10%	219.5	228.5
50%	272.5	285.0
90%	326.0	352.0
E.P.	356.5	380.5
Cetane Index	57.1	57.6
C/H Ratio	6.39	6.35

絶対湿度条件だけが異なる夏から冬にわたる実験において得られた結果の一例を図6に示す。図6において、 NO_x は排気中の窒素酸化物濃度(ppm)、 D_s は排煙濃度(Bosch)、 b_e は正味燃料消費率(g/kWh)、および横軸の θ_{inj} は燃料噴射時期である。図6からわかるように、燃費および排煙濃度は夏と冬でほとんど差がないのに、 NO_x は明らかに夏より冬のほうが高い。しかも噴射時期が早いほど両者で NO_x の差が大きくなり、絶対湿度の影響が NO_x レベルに依存していることが推定される。

図7は絶対湿度の増加に基づくNO生成率の変化を本2領域モデルにより予測計算した結果の一例である。図7には、実測の筒内圧力 P 、熱発生率 $dQ/d\theta$ 、計算された燃焼域ガス温度 T_b 、筒内平均ガス温度 T_c 、未燃域ガス温度 T_u 、および窒素酸化物生成率 $d\text{NO}/d\theta$ のクランク角に対する時間履歴を示す。計算では、絶対湿度 x_w が変化しても筒内圧力および熱発生率の変化はないものとしており、このことは実験結果の解析から妥当であることを確認している。この計算例では、 $x_w=0, 0.01, 0.02$ kg/kg に対して、最高燃焼温度 $T_{b\max}$ はそれぞれ2425, 2396, 2368 Kであり、また計算されたNO濃度はそれぞれ1125, 832, 607 ppmであった。最高燃焼温度は絶対湿度にほぼ比例して減少するが、NO濃度は燃焼温度に比例しな

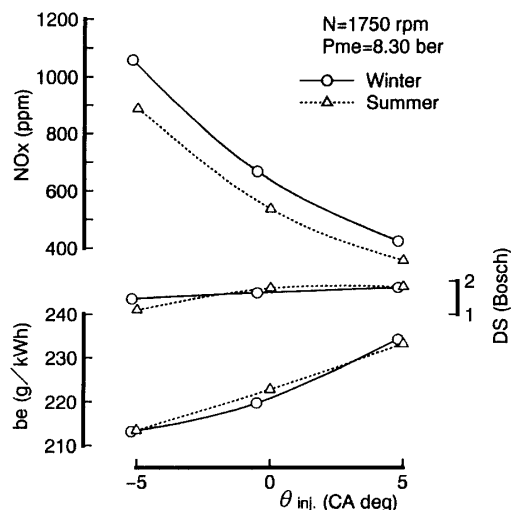


Fig. 6 Comparison of engine performance between summer and winter

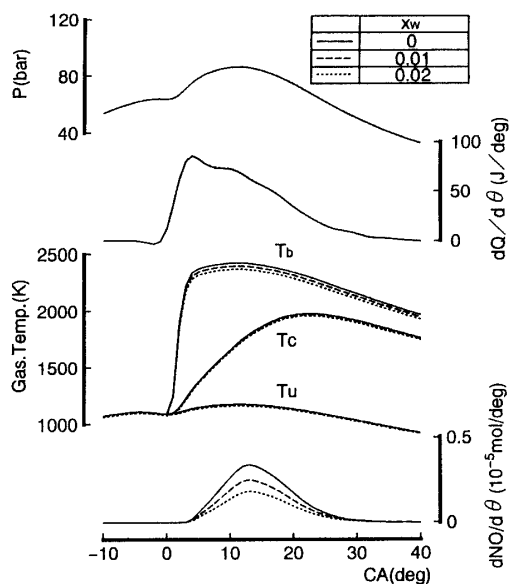
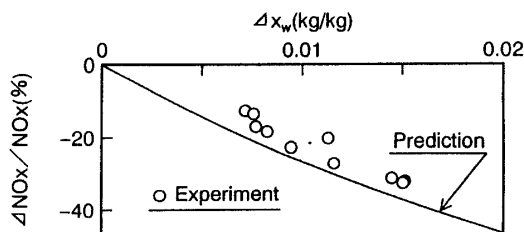


Fig. 7 Change in NO formation rate due to increase of humidity

Fig. 8 NO_x reduction due to humidity

い。絶対湿度の増加 Δx_w に基づくNO濃度の相対的变化 $\Delta \text{NO}/\text{NO}$ について、本2領域モデルを用いて予測した結果を図8に実線で示した。図8中には夏から冬にわたる実験結果もプロットしているが、両者にはよい一致が見られる。予測値が実測値とほぼ一致する

ことは、本2領域モデル解析が妥当であることを示している。NO_x濃度に及ぼす絶対湿度の影響は顕著で、 x_w の0.01 kg/kgの増加に対しNO_x濃度は約20%も減少することがわかる。なお、実験値の減少量がやや小さいのは、比較対象となる二つの実験結果において噴射開始時期がわずかに異なることに基づいている。図3で示したように、 x_w の0.01 kg/kgの変化によって比熱がわずかに約1%変化するだけであるが、これが高温の燃焼ガス温度を約1%低下させ、NO_x濃度に

おいては約20%の低減になっていることは注目すべきことである。図8は絶対湿度の増加に基づくNO_x低減の主たる因子が比熱の増加にあることを確信させるものである。

5. 乳化油の影響解析

漁船用3 AAC-1形機関を用いて、乳化油の水添加率がNO_x低減に及ぼす影響を調べた結果⁽¹¹⁾を図9に示した。図9には機関の85%負荷($P_{me}=10.22$ bar, 2368 rpm)で、3種の噴射ノズルについて、水添加率を体積割合で0%から20%まで5%ごとに变化したときのNO_x濃度、排煙濃度、および燃費を示した。水添加率に対するNO_x低減率は比例していないが、20%の水添加により概略300 ppmすなわち約20%のNO_x低減が得られている。このとき、排煙濃度は約50%低減され、燃費もやや低減されている。3種のノズルの中で噴孔数の多いノズルType 6 Bの場合に最低のNO_x濃度が得られているが、燃費が相対的に悪い。一方、ノズルType 5 Bの場合に燃費および排煙濃度が最も低い。20%水添加による約20%の相対的NO_x低減率 $\Delta NO_x/NO_x$ は前述の絶対湿度の0.01 kg/kgの増加に基づく効果とほぼ同じであることが興味深い。

図10および図11は、2領域モデルによるNO生成率解析結果を示す。図7と同様に筒内圧力および熱発

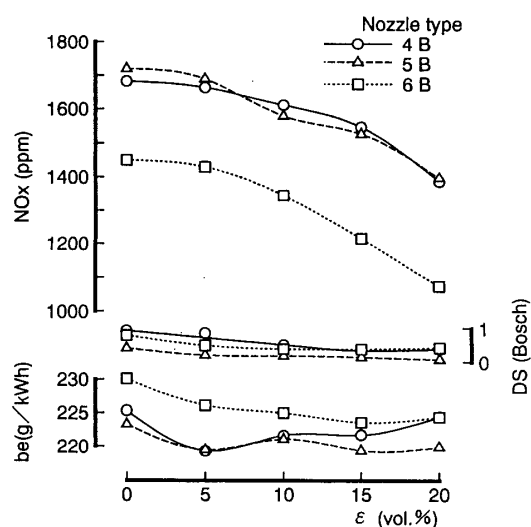


Fig. 9 NO_x reduction due to water emulsified fuel

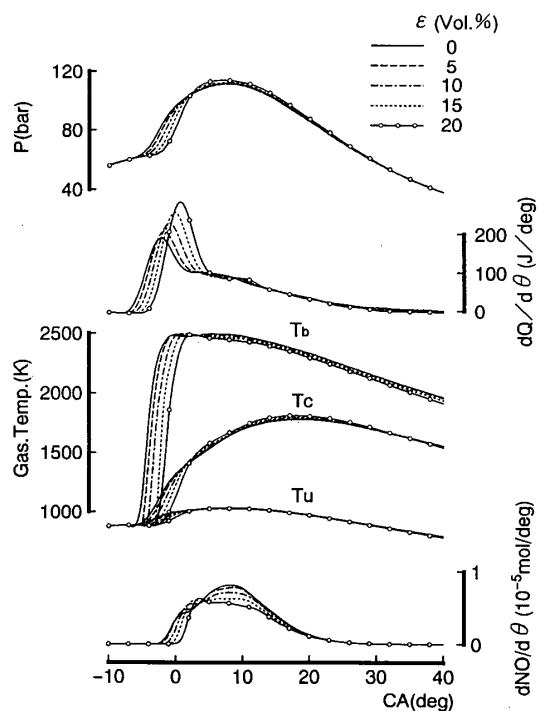


Fig. 10 NO formation analysis by two-zone model ($P_{me}=10.22$ bar, 2368 rpm)

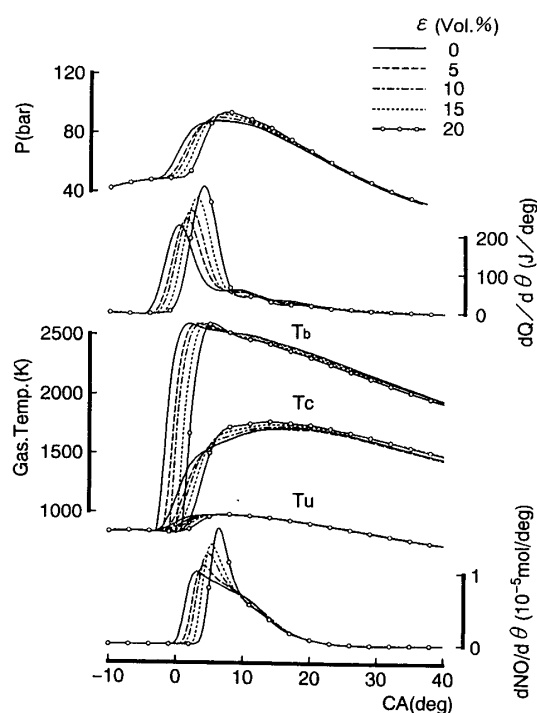


Fig. 11 NO formation analysis by two-zone model ($P_{me}=7.18$ bar, 1984 rpm)

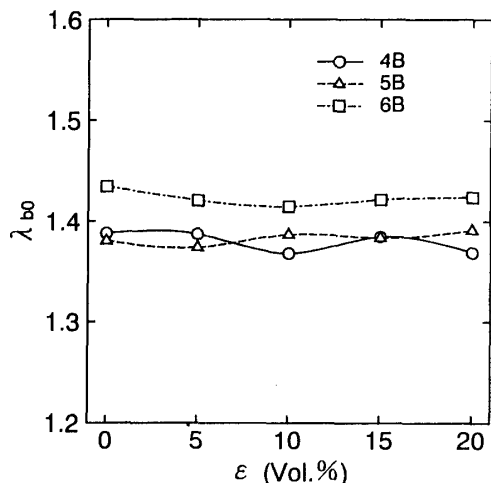


Fig. 12 Variation of entrained air rate due to water amount in emulsified fuel

生率は実測結果であり、各温度およびNO生成率は計算結果で、パラメータは水添加率である。ノズルType 6Bで85%負荷($P_{me}=10.22$ bar, 2368 rpm)の場合を図10に、またノズルType 5Bで50%負荷($P_{me}=7.18$ bar, 1984 rpm)の場合を図11にそれぞれ示した。水添加率を増加させるにつれ予混合燃焼熱発生率が顕著に増加するが、これは乳化油中の水を蒸発するために熱を奪われ、着火遅れが増大すること起因している。予混合燃焼期の最高熱発生率が増加するにもかかわらず、また、最高燃焼圧力が上昇しているにもかかわらず、燃焼域ガス温度 T_b が低下することによってNO生成率が低下している。この燃焼温度の低下がまさに水添加乳化油の効果である。中川・立石⁽⁴⁾は、燃焼域の有効空気過剰率が増加するため燃焼温度が低下すると主張しているが、実験結果を本2領域モデルを用いて解析した結果、燃焼域への空気導入率 λ_{bo} は図12に示すように水添加率によってほとんど変化しないことが判明した。

式(13)によれば、燃焼域ガス温度 T_b はおもに三つの要素すなわち、燃焼域ガス重量 G_b 、比熱 c_{vb} 、および筒内平均ガス温度 T_c に依存する。なお、 T_c は筒内圧力に支配されている。さらに式(5)より、第1因子である G_b は燃焼域への空気導入率 λ_b 、絶対湿度 x_w 、残留ガス割合 x_r 、水添加率 ε に依存することがわかる。これらのいずれがNO_x低減の最大因子なのであろうか。図12によれば λ_{bo} は水添加によってほとんど変わらないから、式(5)の中で未燃域から燃焼域への導入ガス重量ファクタ $[1+x_w+x_r/(1-x_r)]\lambda_{bo}L_{th}$ もほとんど変わらない。一方、水添加率によりファクタ $[1+\varepsilon/(1-\varepsilon)]$ の分だけ G_b は増加するはずである。同時に、当然のことながら図5によれば、水添加によって

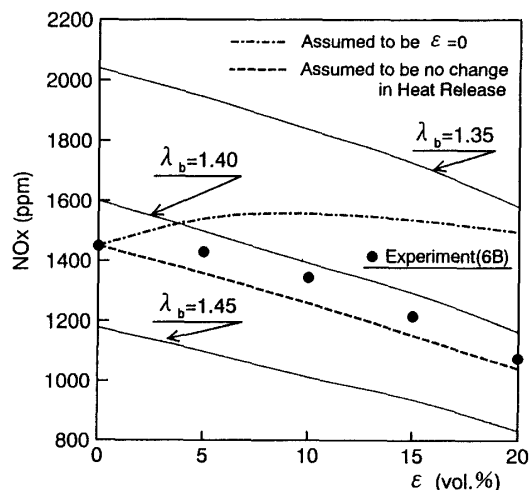


Fig. 13 Analysis of NO formation factor in emulsified fuel

燃焼域のガス比熱 c_{vb} が増加する。

図13は、図10に示した実測の筒内圧力および熱発生率を用いて、水添加率がNO_x濃度に及ぼす影響を本2領域モデル解析により仮想計算したものである。ただし、黒丸印は実測のNO_x濃度である。図13中の3本の実線は、モデル解析において空気導入率 λ_b をそれぞれ1.35, 1.40, 1.45の一定と仮定した場合に算定されるNO_x濃度を示す。また、筒内圧力および熱発生率は図10のように変化するものの、 $\varepsilon=0$ と仮定して、すなわち燃焼域ガス重量およびその比熱の増加がないと仮想した場合の計算NO_x濃度を一点鎖線で示した。すなわち、一点鎖線と実測値の黒丸印の差が水添加に基づく燃焼域ガス重量および比熱の増加による効果を表している。なお、図10に示した実測の熱発生率が水添加によって変化しないと仮定した場合に算定されるNO_x濃度を破線で示した。破線と黒丸印の差は予混合燃焼期熱発生率の相違に基づく差を表しているが、水添加による最高熱発生率の顕著な増加はNO_x濃度に大きな影響を与えていない。

6. む す び

本研究では、吸気の絶対湿度、乳化油中の水含有率および残留ガス割合に基づく燃焼ガスの比熱変化を考慮した2領域燃焼解析モデルを構築し、水付加に基づくNO_x低減要因を理論と実験の両面から定量的に明らかにした。

(1) 吸気絶対湿度の0.01 kg/kgの増加によって燃焼ガスの比熱が約1%増加し、NO_xはこれにより約20%低下する。

(2) 水添加乳化油によるNO_x低減は、添加された水の分だけ燃焼ガス重量が増加すること、および水

添加によって比熱が増加することに起因しており、これにより燃焼ガス温度が低下され、 NO_x が低減される。なお、水添加による空気導入率の有効的増加はほとんどない。

(3) 水添加率20%の乳化油と、吸気絶対湿度0.01 kg/kgの増加は、ほぼ同等の NO_x 低減効果があることを実験的かつ理論的に示した。

終わりに、本研究に対し適切な助言をいただいたダイハツディーゼル(株)の近藤博美氏に謝意を表す。

文 献

(1) 中川・立石, 機論, 81-720(1978), 1201.

- (2) Tsukahara, M., ほか2名, *SAE Paper*, No. 891841 (1989).
- (3) Ishida, M., ほか3名, *SAE Paper*, No. 901614(1990).
- (4) Miyagi, Y., ほか2名, *Proc. 20th CIMAC Paper*, No. D 45(1993).
- (5) Miyano, H., ほか5名, *Proc 20th CIMAC Paper*, No. D 24(1993).
- (6) 廣安・ほか2名, 機論, 48-430, B(1982), 1182.
- (7) Thompson, R. V., *Proc. ISME-KOBE'83*, (1983), 405.
- (8) Kondoh, H., ほか2名, *Proc. ISME-TOKYO'90*, (1990), 25.
- (9) 石田・ほか4名, 機論, 60-573, B(1994), 1845.
- (10) 石田・ほか3名, 機論, 60-575, B(1994), 2592.
- (11) 石田・ほか4名, 機論, 54-498, B(1988), 513.