

直噴式ディーゼルエンジンの排気特性

芳 住 邦 雄 梅 原 秀 夫 井 上 浩 一*

福 岡 三 郎 石 黒 辰 吉

1 はじめに

わが国における自動車排出ガス規制は、まず、ガソリン車対策に主眼をおいて強化されてきたが、その進展に伴い、現在ディーゼル車からの大気汚染物質排出対策が、いわば残された課題として都市環境保全上、緊要となっている。ディーゼル車は業務用に多く使われることから稼働率が高く、大気汚染の主要な発生源であることは論をまたない。

東京都内におけるここ数年の貨物車の登録台数の推移をみると¹⁾、積載量6～8トンの大型トラックはむしろ減少傾向にあり、貨物車の大型化につれて10トンクラスの超大型ディーゼル車が増加している。この超大型車の増加は、高出力でありエネルギー効率のよい直噴式ディーゼルエンジンからの排出エミッションの増加を示唆している。また、2トンクラスの小型貨物車も、東京都内において一定の増加傾向を示している。

当研究所では1978年以来ディーゼル排気対策の基礎的研究として副室式エンジンの一種である渦流室式エンジンを用いて排気特性の検討を加えており、その結果は既に報告²⁾した。この渦流室式は、小容量エンジンとしての適性があり小型貨物車および乗用車に使用されている。

本研究では、主として大型エンジンに用いられる直噴式エンジンをエンジンダイナモメータ上で駆動し、その排気特性を明らかにすることを目的としている。すなわち、エンジン回転数、出力および燃費等を因子とする機関特性を検討しながら、都市実走行状態におけるNO_xおよびHC排出量、燃費特性を明らかにする。併せて、定常および過渡運転時のNO_x排出挙動を比較し、過渡運転時のNO_xを定常運転時で近似する場合の差異について検討した。なお、本報告は、直

* 現清掃局企画部。

噴式ディーゼル排気対策確立のための研究の一環であり、その第一段階として現用機関の排気特性をとりまとめたものである。

2 実験方法

直噴式ディーゼルエンジンを明電舎製渦流式エンジンダイナモメータ上で駆動し、その排気組成を測定した。供試エンジンの主要諸元を表1に示す。等価慣性質量は最大積載量の1/2に車輛重量および乗員1名を加えたものとしてフライホイールを選定した。走行抵抗は供試エンジンの搭載される車両の投影面積(3.26 m²)、風損係数(0.0030)、ころがり抵抗係数(0.010)、最終減速比(5.857)およびタイヤ有効半径(0.368m)を用いて計算によって求めたエンジン軸トルクが、エンジンダイナモメータ上で再現されるように行った。後述の加速試験は自動運転で行い、実走行モード運転は手動で行った。

表1 供試エンジンの主要諸元

エンジン形式	水冷、4サイクル、4気筒 ディーゼルエンジン
エンジン型式	いすゞ 4BB1
燃焼室形式	直接噴射式
排気総量	3595 ml
噴射時期	22°/1000rpm, 31°/3300rpm.
噴射ポンプ型式	ポッシュ NP-PES4A85C412
変速機形式	手動前進5段

排気組成分析は、排出ガスを直接採取する方法により行い、分析計に、堀場製MEXA C1型NO_x計(CL)、東芝ベックマン製402型HC計(HFID)、

並びに堀場製MEXA18S型CO計(NDIR), CO₂計(NDIR)およびO₂計(磁気式)を用いた。また、吸入空気量は司測研製層流型流量計を燃料消費量は小野測器製MF601・MF802型質量流量計をそれぞれ用いて測定した。データの読み取り演算は、日本電子製JEC-6型ミニコンピュータによりオンライン処理によって行った。

実走行モード運転時のエミッションは排出ガス分析計の連続濃度値に吸入空気量を乗じて求めた。サンプリング間隔は1秒間とし分析計の遅れ時間は1秒以下を四捨五入して設定した。湿度補正および湿りおよび乾きガス補正は6モード試験法に拠った。

3 実験結果および考察

(1) 機関特性の検討

供試機関のエンジン変数を変化させた場合の相互特性を明らかにすることは、大気汚染物質排出量を評価する基礎因子として重要である。図1には、エンジン回転数を一定値1700rpmに保持した状態における燃料消費量とエンジン馬力との関係である。その傾き

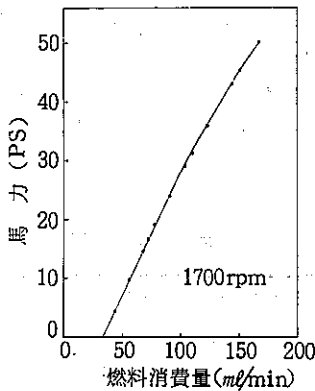


図1 一定エンジン回転における燃料消費量と馬力の関係

は熱効率に相当するが、馬力が30 PS程度までの範囲ではよい直線関係が示されている。それよりも大きな出力では直線性からのずれが顕著となり、しだいに熱効率が悪化することがわかる。この直線関係の α 切片は、無負荷時のエンジンの機械損失に相当している。エンジン駆動装置であるエンジンダイナモメータにも

機械損失があるが、本実験では、惰行法によりあらかじめ見積りを行って差引いてある。

エンジン回転数を変化させたときの α 切片から求めた機械損失をエンジン回転数に対してプロットしたのが図2である。エンジン回転数とはほぼ比例関係にあることがわかる。図2には、最大燃料消費量もあわせて示してあるが、S字特性となっており中央の2000rpm付近で熱効率がよいことがうかがわれる。

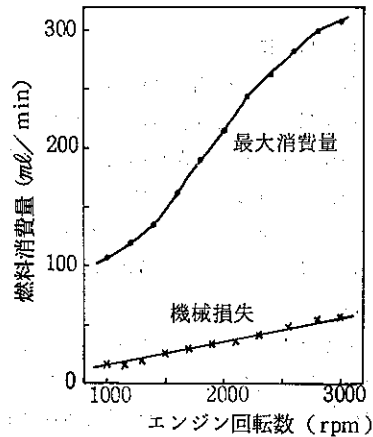


図2 エンジン回転数と最大燃料消費量および機械損失との関係

図3には、エンジン回転数と吸入空気量の関係が示されている。従来の報告³⁾に比べてやや特異な特徴であるが、2000rpm付近で変曲点のある特性となっている。この測定値の検証は、図4に結果を示した実験により行った。すなわち、CVS法で通常用いられている排気エミッションと燃料中のカーボンバランスから燃費を求める方法と同様にして、排出ガス分析値から燃料消費量を求め、燃料流量計による値と比較した。この場合、次式により排出ガス中のCO₂、COおよびHC濃度と吸入空気量から燃料消費量が計算される。炭化水素成分中の炭素原子と水素原子の比は1対1.85とした。

$$F = (\rho_{CO_2} \cdot V \cdot C_{CO_2} \cdot KD \cdot 13.85 + \rho_{CO} \cdot V \cdot C_{CO} \cdot KD \cdot 0.495 + \rho_{HC} \cdot V \cdot C_{HC} \cdot KW \cdot 1.00) / d$$

ここに

F : 燃料消費量 (ml/min)

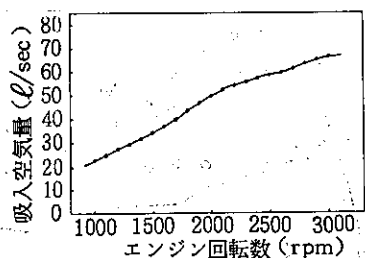


図3 エンジン回転数と吸入空気量の関係

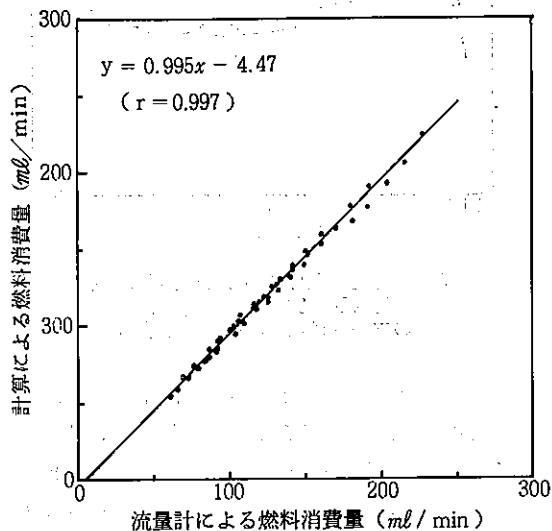


図4 質量流量計および排気組成から求めた燃料消費量の比較

- C_i : 排出ガス中の i 成分濃度 (ppm)
- V : 吸入空気量 (l/min)
- ρ_i : 排出ガス中の i 成分密度 (g/l)
- d : 燃料密度 (g/ml)
- KD : 乾きガス補正係数
- KW : 湿りガス補正係数

である。なお、燃料流量計には質量流量計を用いているので単位時間当りの質量で燃料消費量が与えられるが、ここでは燃料の密度を用いて ml/min に換算して示してある。

図4の結果は、燃料流量計、ガス分析計および空気流量計の精度および信頼性により影響を受けるはずである。燃料消費量の重量秤量による燃料流量計の校正

および標準ガスによる分析計の校正を基準にして考えると、本研究で二つの測定方法による燃料流量測定がほぼ一致したことから、空気流量計の指示値が実用上の範囲で容認しうるものであると結論される。

(2) 定常および過渡運転時における NO_x 濃度の比較

図5には、エンジン回転数に対してエンジン軸トルクを変化させたときの NO_x 排出濃度を示してある。上限の曲線が本エンジンの最大トルク特性であり、メーカーの公称値より $1 kgm$ ほど低めであるが、ほぼ妥当なものであろう。

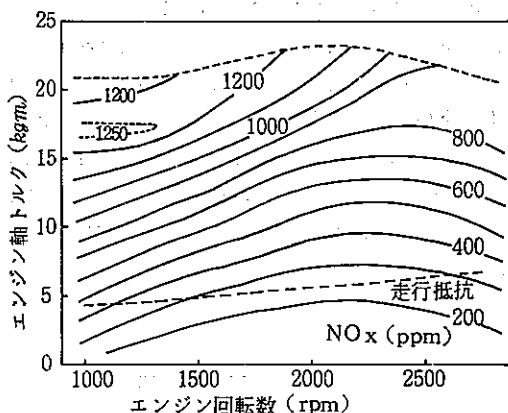


図5 定常運転時における NO_x 排出特性

走行抵抗特性は、トップギア位置での定速走行がこの特性曲線に沿って行われることを示しており、1690 rpm が $40 km/h$ に相当する。この曲線より上部領域での運転状態が加速時に相当し、加速度に応じて上限トルク曲線で示される値までのエンジン軸トルクをとりながら図示の NO_x 濃度を排出することになる。また、走行抵抗曲線より下の部分は、減速運転時に相当する。なお、実走行パターンで見られるような急減速では、エンジン軸トルクは負となり、また燃料無噴射状態になっている。

本エンジンからは、最高 $1260 ppm$ 程度の NO_x が排出されているが、6モード平均値は $570 ppm$ であり直接噴射式エンジンとしては低めの NO_x 排出特性といえる。

ディーゼル排気の試験方法では、ガソリン乗用車の場合と異なり、わが国での6モードおよび米国の13

モードのような定常試験法が採られることが多い。これは、大型車をモード運転するには装置が大がかりになることからの制約でもあるが、一方には、ディーゼル機関では、燃料を直接燃焼室に噴射するため燃料の遅れや加速ポンプの作動がなく、定常運転の積み重ねとして過渡運転状態を近似できると考えられることにもよる。これまで定常および過渡運転時のエミッションの関係については、副室式エンジンを用いての検討結果が報告されている。井上ら²⁾、富田ら⁴⁾および機械学会³⁾の報告では定常運転の方が高めの値を与えると結論されている。一方、中川ら⁵⁾は両者はよく一致するとしている。

本研究では直噴式エンジンを用いて、サードギア的位置でエンジン回転を900 rpmから1600 rpmまで5種類の加速度で変化させた場合の過渡および定常運転時のNO_x濃度を比較した。これは図6に示すように車速21.3 km/hから37.8 km/hに5～17秒間で平坦路上で加速したことに相当する。この実験では、ギア位置の変更による影響を避けサードギアに保持したまま定加速度になるよう自動運転させた。

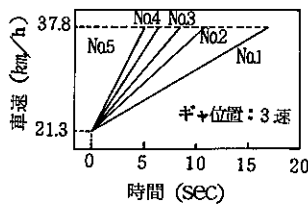


図6 加速試験のパターン

このときの排出ガス中のNO_x濃度を連続的に記録したのが図7に示す実線である。図7中の各番号は図6の加速条件に相当している。加速度が増すにつれて、NO_x濃度が増加することがわかる。これは前述の図5で急加速になるほど最大トルク曲線に近い領域が使用されることと対応している。

この過渡運転状態を定常運転時でシミュレートしたときの排出濃度が、図7にマークで不連続に示した値である。過渡状態を定常におきかえる一つの指標としてエンジン軸トルクが考えられるが、一般には過渡運転時の軸トルクを精度よく計測することには装置的に困難が伴う。ここでは、燃料消費量を指標に用いた。

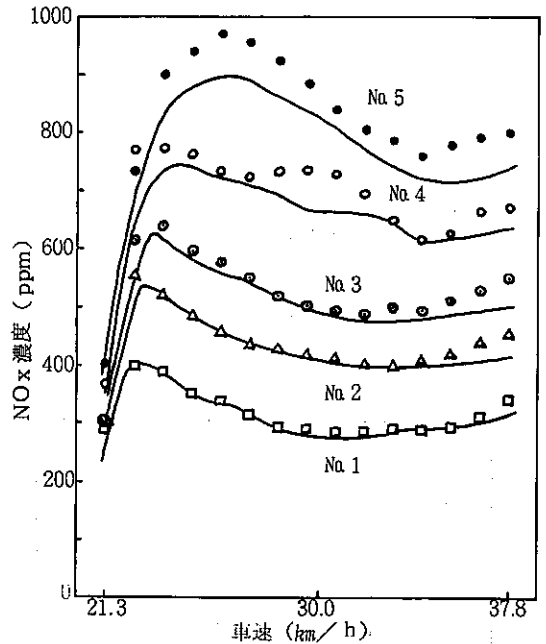


図7 加速運転条件における過渡および定常時NO_x(実線は過渡時の、不連続のマークは定常時の値を示す。)

すなわち、本研究に用いた質量流量計は、従来の容積型流量計よりも瞬時流量を精度よく測定でき、軸トルクに替えてエンジン負荷の指標として使用しうると考えられるからである。したがって本研究での定常近似はある回転数状態におけるエンジンへの供給エネルギーを同一量にしてNO_x排出濃度を比較したことになる。

図7に示されているように、No.1およびNo.2の比較的ゆるやかな加速状態では、過渡および定常時のNO_x濃度はほぼよい一致をみている。加速度が、さらにNo.3からNo.5へと増加するにつれてに定常時のNO_x濃度のほうが過渡時のNO_xよりも高めの値を示すことがわかる。その差は、最大でも10%程度である。これらの場合NO_x濃度の時間に対する変化は、さほど大きくないので本研究で用いた分析計の応答性で充分追従できる。すなわち、ここで観察された差は分析計の遅れによるものではない。

こうした急加速時のNO_x濃度が定常近似より低いという傾向は、富田ら⁴⁾が渦流室式ディーゼルエンジンで過渡および定常運転時のNO_x濃度を比較して得た結果と同様である。しかし、その差の程度は、直噴

式を用いた本研究の結果のほうがより小さくなっている。NO_x濃度に差異が生じる原因を富田らは、過渡および定常時の燃焼室壁面の温度の違いに求めている。すなわち、過渡時には、定常時に比較して壁面温度の上昇に遅れがあり、燃焼温度が低下すると考えている。渦流室式よりもガス流動の少ない本研究の直噴式で過渡および定常時のNO_x濃度差がより小さいことは、富田らの指摘を首肯しうる結果といえよう。

(3) 実走行状態における排気および燃費特性

著者らはすでに東京都内の走行状態の検討から10種類の車速区別に代表走行パターンを排気エミッションの評価条件として設定している⁶⁾。このパターンに従って供試エンジンを駆動したときのNO_x排出量を図8に黒マル印で示してある。従来の測定結果⁷⁾と同様に、15 km/h以下の車速で急激に排出量は増加しており、その排出レベルは2~7 g/kmの範囲にあることがわかる。また、アイドリング時のみによるNO_x排出量を×印であわせて示してある。ガソリン車に比較してディーゼル機関のアイドリング時NO_x濃度は高く、また排出ガス容量も大きいので、低車速

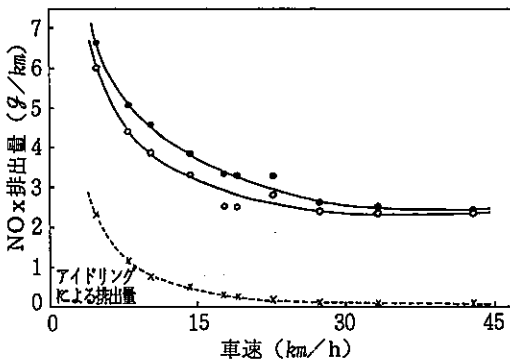


図8 実走行パターンによるNO_x排出量(黒マルは過渡時の、白マルは定常近似の値を示す。)

領域では排出量への寄与も大きくなっている。車速5 km/hでは、総排出量の約34%にも達している。

ついで、この過渡運転で求めたNO_x排出量を、定常近似によって求める方法について検討した。まず、実走行パターンに従って供試エンジンを駆動したときのエンジン回転数と燃料消費量を記録してこの両者を変数とする出現頻度マトリックス分布を各実走行パタ

ーンごとに求めた。表2には、その10個の頻度分布表を各走行パターンの出現係数を用いて加重平均した結果を示してある。この場合の負荷率とは、燃料消費量基準であって、各回転数における最大出力時の燃料消費量に対するそれぞれの状態における燃料消費量の割合である。エンジンの軸トルクを基準にして求めた値ではない。

この表2は、ディーゼル機関の都市走行状態での負荷分布の代表例の一つと考えられようが、アイドリングおよび中速度・中負荷に使用頻度が高いことがわかる。なお、高負荷時の割合が比較的少ないが、東京都内の環状7号線での全積載条件のディーゼル車の実走行調査においても負荷率90%以上の頻度が0%という報告³⁾があり実状との大きな相違はないようである。

各走行パターンごとの負荷頻度分布からは対応する定常エミッション値を用いて次式のように単位走行距離あたりの排出重量が求められる。

$$E = \left(\sum_{i=1}^n V_i \cdot K_{Di} \cdot C_i \cdot \rho_{NO_x} \cdot t_i \right) \cdot \tau / L$$

ここに

- E : NO_x排出量 (g/km)
- n : 負荷頻度区分数
- V_i : 吸入空気量 (ℓ/min)
- K_{Di} : 乾きガス補正係数
- C_i : NO_x濃度 (ppm)
- ρ_{NO_x} : NO_x密度 (g/ℓ)
- t_i : 出現頻度割合
- τ : 走行時間 (min)
- L : 走行距離 (km)

である。図8の白まる印は、表2に示す36分類での定常値を用いたNO_x排出量積算結果である。一方、走行モードに従ってエンジンを駆動した過渡運転時の排出量は黒まる印で与えられている。両者は比較的良好一致しており、図9に示されているようなよい相関関係も得られている。

定常積算値が低めに出ているが、これの要因の一つに負荷頻度分布を求める領域区分方法があると思われる。同じデータを用いても、6モード法に準じた7区分に負荷分布を区分した結果では、過渡運転 (= x) と定常運転積算 (= y) によるNO_x排出量の関係は、

表2 エンジン負荷および回転数の頻度分布

エンジン負荷 (%)	エンジン回転数 (rpm)					
	0-1000	1000-1400	1400-1800	1800-2200	2200-2500	2500-3400
	単位 (%)					
100-90	0.01	0.04	0.21	0.62	0.11	0.01
90-70	0.00	0.16	1.60	1.30	0.34	0.25
70-50	0.01	0.44	2.08	2.58	1.20	0.32
50-30	0.98	1.26	4.74	8.05	3.32	0.56
30-0	29.63	1.53	5.36	6.84	3.02	0.26
負荷(*)	3.15	5.22	7.48	5.33	1.85	0.22

(*) 負荷は減速状態に相当する。

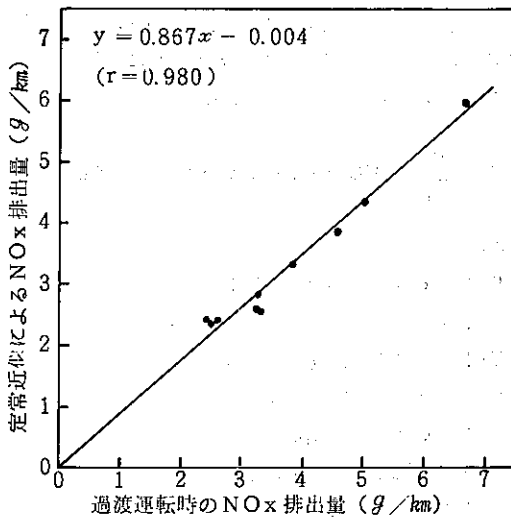


図9 過渡および定常近似によるNOx 排出量の相関

$y = 1.38x - 0.871$ ($r = 0.982$) である。さらに簡略化した5区分では、 $y = 1.41x + 0.176$ ($r = 0.972$) となり、いずれも定常運転積算値のほうがかなり高くなる結果となっている。

以上から、直噴式ディーゼル機関の過渡運転時のNOx 排出量を求める方法として、定常運転時の排出量を頻度分布によって加重積算することは、有意の推定値を与える。しかし、その場合のエンジン回転数・負荷分布をいかなるマトリックスで求めるかにその推算精度は依存すると結論される。

図10には、実走行パターンによるHC排出量を示

してある。低速領域で増加する傾向は、NOx と同様である。その排出レベルは、0.3~1.5 g/km程度となっており、53年規制ガソリン乗用車に匹敵する低さである。また、アイドリング時排出量の低速領域での寄与は高く、車速5 km/h付近では約35%となっている。なお、本研究でのHC分析計には加熱型のFIDを用いているが、未だテーリング現象がみとめられており、このHC測定値に問題が残されている。

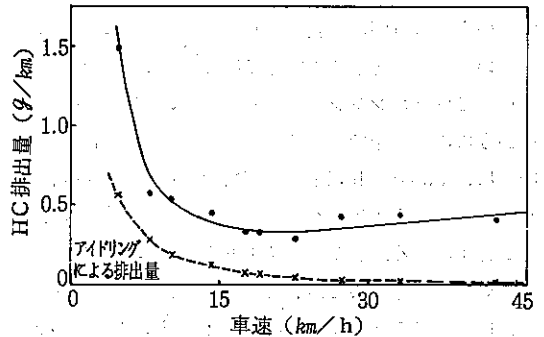


図10 実走行パターンによるHC排出量

燃料消費量を示したのが図11である。ここでは単位走行距離あたりの燃料消費量で示してある。0.24~0.10 l/kmのレベルであり、燃料あたりの燃費表示では4.2~10 km/lに相当する。アイドリングによる燃料の消費も、車速15 km/h以下では無視できないことがわかる。

なお、CO排出量については、本研究で用いた分析計のフルスケールが5%であり、測定精度が充分でないので排出量特性は示さなかった。

4 ま と め

直噴式ディーゼルエンジンを、フライホイールを付置したエンジンダイナモメータで駆動しNOx を中心とする排気特性を測定した。排気の直接濃度と吸入空気量とからカーボンバランス法によって求めた燃料消費量は質量流量計による測定値とほぼ一致した。

定常運転時のNOx 排出特性を明らかにし、さらに加速運転時のNOx 排出濃度との関連を燃料消費量基準で比較検討した。その結果、ゆるやかな加速では、過渡および定常時のNOx 濃度はよく一致し、急加速になるにつれて定常のNOx 濃度は過渡時よりも高く

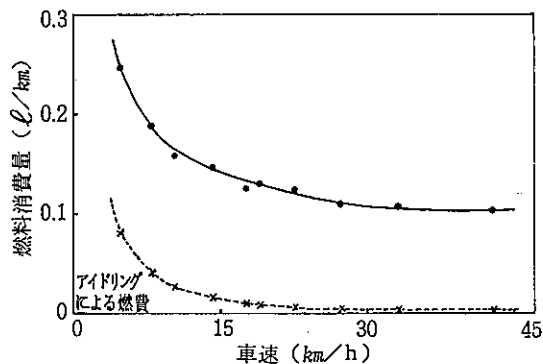


図 11 実走行パターンによる燃料消費量

なることがみとめられた。その差は、最大でも10%程度であった。

著者らの既報の実走行パターンに従い供試エンジンを駆動し、NO_x およびHC排出量および燃料消費量特性を測定した。車速15km/h以下の低速領域でNO_x およびHC排出量は高くなり、燃料経済性が悪化することが認められた。また、これらに対するアイドリング時による寄与の少なからぬことが明らかとなった。さらに、エンジン回転数・負荷の頻度分布を燃料基準で求め、これと定常エミッション値を用いて都市実走行時のNO_x 排出量を推定した。36負荷区分による積算では、過渡運転時の排出量に対してやや低

い値を示したが、よい相関関係が得られた。

直噴式ディーゼル機関のNO_x 排出量を定常近似によって推定計算を行うことは有意であるが、基礎となる負荷頻度区分のとり方が重要な要因であると結論された。

参 考 文 献

- 1) 東京都主税局：東京都内自動車保有台数推移（昭和53年）。
- 2) 井上浩一ほか：渦室式ディーゼルエンジンの汚染物質排出量の検討—NO_xを中心にして—，東京都公害研究所年報，1980年版，21，（1980）。
- 3) 機械学会：自動車排気ガス試験方法の標準化に関する調査研究報告書（昭和50年3月）。
- 4) 富田幸裕ほか：ディーゼル機関の加速時のNO_x 排出特性，自動車技術会学術講演会前刷集，782，373，（1978）。
- 5) 中川哲，吉崎宏司：ディーゼル車の過渡エミッション推定の一手法，自動車技術会論文集，7，36，（1974）。
- 6) 芳住邦雄ほか：東京都内走行パターンの解析，公害研究所資料1-4-18 自動車排出ガスに関する調査研究，P1，（昭和52年3月）。
- 7) 東京都公害局：自動車排出ガスに係る排出係数見直し調査結果について（昭和53年3月）。