

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 —

井上 浩一 芳住 邦雄 梅原 秀夫
石黒 辰吉

1 はじめに

ディーゼルエンジンに関する研究はガソリンエンジンに比較し古くから活発に行なわれてきた。しかし研究の目的は主に燃料解析、エンジン性能の向上に向けられ、排ガス関係では黒煙対策¹⁾²⁾が取り扱われてきたにすぎなかった。ディーゼルエンジンから排出される排ガス中の窒素酸化物(以下NO_x)、炭化水素(以下HC)、一酸化炭素(以下CO)などの汚染物質が注目されるようになったのは最近の事である。特にわが国においてはガソリン乗用車の規制の強化が急速に進み、ディーゼル車の占める汚染物質の排出量の割合が相対的に高くなり、対策の検討が急がれるようになった。とりわけNO_xの排出量寄与率は東京都の排出係数算出調査³⁾によれば昭和55年には移動発生源中の50%にもなると推計されている。本実験では、小型トラックに搭載されている渦室式ディーゼルエンジンを用い、NO_xに主眼を置いて、実際の側面から排出特性を明らかにするとともに、従来用られてきた種々の汚染物質排出量計測手法についても比較検討した。また汚染物質の低減技術についても若干の知見を得たので報告する。

2 実験方法

(1) 実験装置の概要と前処理

主要諸元を表1に示す小型渦室式ディーゼルエンジンをエンジンベンチ装置上に設置して実験を行なった。実験に用いたエンジンベンチ装置は明電舎製であり、動力吸収装置として渦流式電動機が付随している。同装置は加減速を含むすべての運転条件を自動運転により実施することが可能である。エンジン関係及び排ガス関係のデータはコンピュータによりオンライン処理するシステム

になっている。排ガス測定に用いた機器及び測定方法を表2に示す。また燃料流量の計測にあたっては従来一般的に用いられている体積流量計を使用せず、質量流量計を用いることにした。質量流量計を用いることにより流体の粘性変動、密度変化等を除去することができ実験精度の向上を図ることができた。エンジンへの流入空気量の計測には一般的に使用されている層流型流量計を用いた。実験に供したエンジンは実験装置に設置する前に低HC型噴射ノズルに交換し、噴射ポンプテスターにて調整を行ない、噴射率及び不均率をメーカー指定の範囲内に入れた。不均率は+2.4%～-1.5%以内にある。

負荷設定に際して重要な問題はエンジンベンチ装置に生ずる機械的損失を正確に把握し、設定負荷の中に加算導入する方法を見出すことである。ここではエンジンベンチ装置に付随しているフライホイールを利用して、慣性方法によりエンジンベンチ装置の機械的損失をトータ

表1 エンジン諸元表

車両の型式	エルフ150
エンジンの型式	C-190
燃焼室形式	渦室式
排気量	1951CC
噴射時期	18°/1000rpm~30°/3000rpm
噴射ポンプ型式	ボッシュ式NP-PES4A55B
噴射ノズル型式	スロットル式NP-DNOSD211
シリンダー数	直列4気筒
変速機形式	手動前進4段
投影面積	2.89m ²
タイヤの動的半径	0.355m
終減速比	5.375

表2 測定機器の諸元

	測定物質	測定原理	型式	測定範囲等
分析計	NO _x	CL	堀場製	0~10 ppm
			MEXA-C1	0~500 ppm
	HC	FID	ベックマン	0~5 ppm
			402型	0~25000 ppm 加熱式
	CO	NDIR	堀場製	0~5%
		MEAX-18S	0~10%	
	CO ₂	NDIR	"	0~16%
	O ₂	磁気式	"	0~25%
空気流量計	流入空気	層流式	司測研製 LFE型	0~100 L/S
燃料流量計	消費軽油	質量計測式	小野測器 MF 600 MF 800	瞬時質量 0.000g/S 区間質量 0.000g~0000g 総質量 0000g

ルとして求め、その値を $F = A + BN + ON^2$ (N: ダイナモメータの回転数 rpm) に変換して加算し、負荷設定値に表示する方法を用いた。図1にエンジンベンチ装置の機械的損失特性を示す。

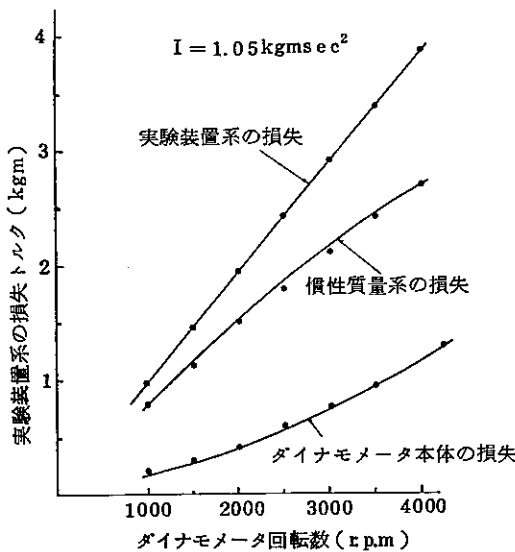


図1 惰行法による機械損失

(2) 実験内容

実施した実験内容は下記の通りである。

ア 定員荷、定エンジン回転数における汚染物質の排出

濃度、流入空気量、燃料流量(燃料消費量)の測定
 負荷はトルクで表示することとし、計測範囲、2.5 kg
 m~11.0kgm、測定間隔1.0 kgm、
 エンジン回転数。計測範囲、1,000 rpm~4,000 rpm、
 測定間隔、500 rpm

イ 走行時排出量の測定

実験に用いた走行パターンは交通安全公害研究所が作成したM15モード⁴⁾、及び公害研究所が作成した都内実走行パターン⁵⁾10本である。ギヤシフトの位置等詳細な部分については10モード試験法の実施要綱にしたがった。またギヤシフトの時間は自動運転で行なう場合0.7秒と決めた。

ウ 噴射時期の遅延に関する実験

噴射時期を原則的に3 deg 間隔で遅延させ、M15モード、実走行パターンを用いて汚染物質の排出量を把握した。なお12 deg 遅延時については全負荷時のエンジン性能の把握も合せ行なっている。

3 実験結果と考察

(1) 実験システムのチェック

これから試みる実験の主旨から、各々の測定器、計測器が十分に信頼性を保証されているだけでなく、システムとして機能していることの確認が従来の実験より、さらに一層重要視される。そこで実験システムの総合的なチェックが不可欠となる。

エンジンはひとつの燃焼器であり、エンジンに流入された燃料と空気は燃焼室で燃焼に関与し、排ガスとしてマフラーより排出される。こうした燃焼サイクルの中では、実際に消費された空気量、燃料を流量計によって計測し、同時に排ガス中のCO₂、CO、HC、O₂濃度を測定することによって、燃料消費量及び空気過剰率を並列的に求めることができ、かつその値は同一値を取るはずである。定常条件における燃料消費量及び空気過剰率を2つの方法から求め相関を求めたのが図2、図3である。かなり良い相関が得られており、またデータのバラツキも少ない。したがって同実験システムがこれからの実験に十分に対応できることが確認されたと言える。

(2) NO_x等濃度線図の作成

これまでディーゼルエンジンからの汚染物質の排出量を求める方法としては各定常条件における汚染物質の排出濃度を測定し、次式によって算出する方法が一般的に

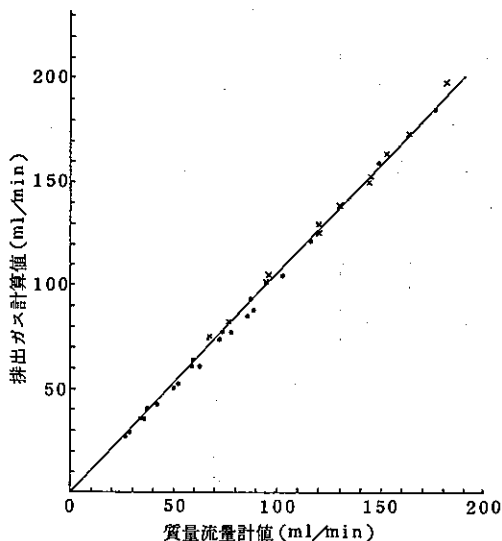


図2 燃料流量計測方法の比較

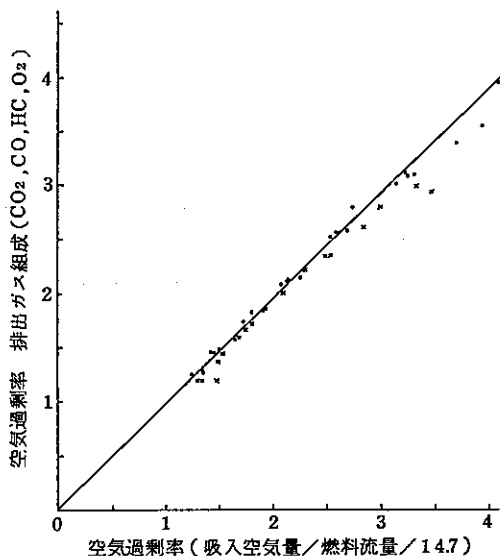


図3 空気過剰率測定方法の比較

用いられている。

$$W = \frac{10^{-6}}{10 \times 1000 \times L} \sum V N_i a_i \sigma C_i \rho$$

W : 汚染物質排出量 (g/km)

L : 旅行速度 (km/h)

V : エンジンの総排気量 (ℓ)

N_i : エンジン回転数 (rpm)

a : 2サイクルエンジンなら (1),

4サイクルエンジンなら (1/2) を代入

σ : 体積効率

C_i : 汚染物質の濃度 (ppm)

ρ : 汚染物質の密度 (g/Nm³)

上記算出式を用いて、排出量を求める主なる理由としてディーゼルエンジンはガソリンエンジンと異なり、負荷によって体積効率の変動することが少なく、ほぼ一定とみなすことができること、またディーゼルエンジンが搭載されている車両は大型車が多く、車両としてシャシーダイナモメータ上で実験を行なうには大規模な実験設備が必要となること、黒煙等の影響により、CVS装置の開発が十分でなかったことなどをあげることができる。この方法の是非については後で述べることとして、今こうした算出方法を因みに定常条件積あげ方式による排出量の算出と呼ぶことにすれば、エンジン負荷、回転数に対する各汚染物質の排出濃度の等濃度線図を作成することにより、負荷、回転数の走行パターンにおける出現時間比のみを求めれば、その走行パターンの汚染物質の排出量を算出することができる。

ここで、NO_x について等濃度線図を作成してみる。エンジン負荷、回転数の測定範囲及び測定間隔は前述のとおりであり、測定点は63点となる。作成したNO_x 等濃度線図を図4に示す。

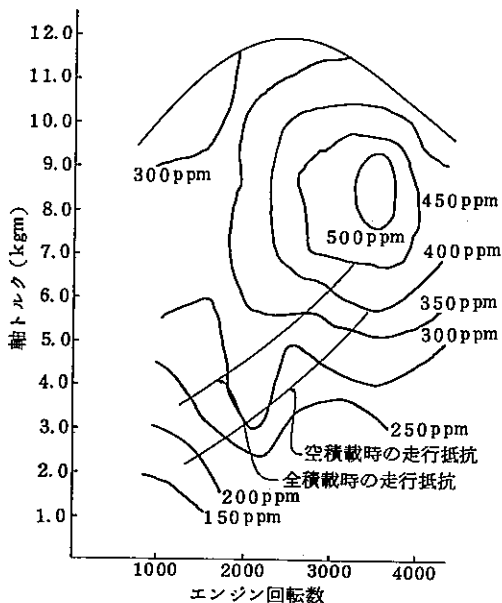


図4 NO_x 等濃度線図

定速走行時のNOx排出量をエンジン諸元表と前式を用いNOx等濃度線図から求めた結果を表3に示す。また走行抵抗曲線を変動させることによって積載量の変化、登坂抵抗の変化が排出量に与える影響なども比較的容易に算出することができる。

表3 定速時のNOx排出量

車速 km/h	ギヤ位置	エンジン 回転数 rpm	空積載時 排出量 g/km	定積載時 排出量 g/km
20	3rd	1,320	1.10	1.50
40	Top	1,600	0.82	1.00
60	Top	2,400	1.06	1.23
80	Top	3,200	1.32	1.49

6モードについてNOx等濃度線図と実際の実験から求めた結果を表4に示す。各運転条件において実際に測定した値の方が若干線図から求めたものより高濃度になっている。しかし6モード値としては299ppmと293ppmであり約2%程度の誤差で排出量算出上問題がある程ではない。

表4 6モードにおけるNOx排出濃度の比較
単位 ppm

モードNo	実測値	濃度線図
(1)	104	104
(2)	322	292
(3)	293	280
(4)	357	340
(5)	261	250
(6)	538	530
6モード値	299	293

同エンジンのNOx排出傾向としての特徴は中速領域の低負荷部分で負荷割合に対する排出濃度が高いこと及び高速、中負荷領域に最高濃度値が現われることである。こうした傾向が見られる原因として、噴射時期タイマーの進角特性が、ガバナウエイトの遠心力によって決定されるため進角量の変化が直線的でないこと、高負荷側では燃焼室内のかなりの燃焼域で濃厚側に燃焼条件がきていることなどが考えられる。そこで図5に示すように空気過剰率をパラメーターにとりNOx排出濃度特性図を画くと、空気過剰率1.5~2.0の範囲においてピーク値があることがわかる。これはガソリンエンジンに比較し

て、かなり希薄側にNOx濃度のピーク値があることを示している。換言すればガソリンエンジンのように均予混合状態に近い条件でディーゼルエンジンの燃焼は進むのではなく、ディーゼルエンジンでは理論混合比附近ではすでに多くの燃焼域で濃厚側にあることが推定できる。

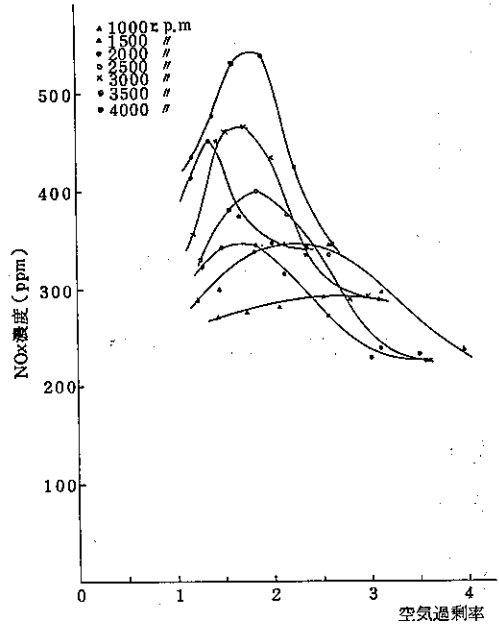


図5 空気過剰率とNOx排出特性

3 排出量計測手法の検討

現在ディーゼルエンジンの汚染物質排出量を計測する方法には3つの手法がある。①、定常条件にすべての運転条件をあてはめ排出量を求める。②、エンジンに流入する空気量と汚染物質排出濃度を計測し、演算によって排出量を求める。③、ガソリンエンジンと同様にCVS装置を用いて排出量を求める。以上の方法にはそれぞれ利点と問題点があり、一般的には①の方法により排出量を求める場合が多い。ここではM15モードを用いてこれら計測手法の比較検討を試みた。表5にその結果を示す。なお定常条件の積あげ方式では体積効率、エンジン回転数-負荷の間隔の取り方が直接的に排出量に影響を与えることになる。表6、表7にトルク間隔1.5kgmで、エンジン回転数250rpm間隔、500rpm間隔でとった場合の出現頻度と時間比を示す。NOx排出量は250rpm間隔で1.49g/km、500rpm間隔で1.47g/kmとなりあまり差異は無い。ただし、エンジンの

表5 計測方法の相違による排出量の差異
単位 g/km

	定常積あげ方式	流入空気量方式	CVS法
NOx	1.47	1.22	1.27
HC	—	0.54	0.37

表6-1 M15モードの出現頻度

トルク エンジン 回転数	kgm							合計 (sec)
rpm	1.5	3.0	4.5	6.0	7.5	9.0	10.5	
500								
1000	64	1	2					67
1500	16	8	3	2	1			30
2000	6	2	6	1	3	2	1	21
2500	1	2		5	2	1	1	12
3000				2	2		1	5
合計(sec)	87	13	11	10	8	3	3	135

表6-2 M15モードの出現時間比

トルク エンジン 回転数	kgm							合計 (sec)
rpm	1.5	3.0	4.5	6.0	7.5	9.0	10.5	
500								
1000	47.44	0.74	1.48					49.66
1500	11.85	5.93	2.22	1.48	0.74			22.22
2000	4.44	1.48	4.44	0.74	2.22	1.48	0.74	15.54
2500	0.74	1.48		3.70	1.48	0.74	0.74	8.88
3000				1.48	1.48		0.74	3.70
合計(%)	64.47	9.63	8.14	7.40	5.92	2.22	2.22	100.00

仕様及び排ガスの連続チャートの結果から軸トルク 1.5 kgm 以下、エンジン回転数 1,000 rpm 以上の領域を無噴射として取り扱った。また体積効率は図6から84%とした。

NOx排出量は定常条件積あげ方式がもっとも多く、CVS法と続き、空気流量と排ガス濃度の演算から求めた場合がもっとも少ない。測定原理からCVS法による排出量の計測が短時間においてはもっとも精度がよいと考えられる。CVS法を基準として各計測手法を比較すると、定常条件積あげ方式の排出量は約15%程度多く、流入空気量と排ガス濃度から求める方法は約4%程度少ない。流入空気量と排ガス濃度から汚染物質排出量を求める方法は現在あまり用いられていないが、しかしディーゼル車の排出量を求める方法としては優れていると考

表7-1 M15モードの出現頻度

トルク エンジン 回転数	kgm							合計 (sec)
rpm	1.5	3.0	4.5	6.0	7.5	9.0	10.5	
750	57	1	1					59
1000	7		1					8
1250	7	2	2					11
1500	9	6	1		1			17
1750	3	1	6	2	1			13
2000	3	1		1	2	2		9
2250	1	1		3	1	1	1	8
2500		1		2	1		1	5
2750				1	2		1	4
3000				1				1
合計(sec)	87	13	11	10	8	3	3	135

表7-2 M15モードの出現時間比

トルク エンジン 回転数	kgm							合計 (%)
rpm	1.5	3.0	4.5	6.0	7.5	9.0	10.5	
750	42.24	0.74	0.74					43.72
1000	5.19		0.74					5.93
1250	5.19	1.48	1.48					8.15
1500	6.67	4.45	0.74		0.74			12.60
1750	2.22	0.74	4.44	1.48	0.74			9.62
2000	2.22	0.74		0.74	1.48	1.48		6.66
2250	0.74	0.74		2.22	0.74	0.74	0.74	5.92
2500		0.74		1.48	0.74		0.74	3.70
2750				0.74	1.48		0.74	2.96
3000				0.74				0.74
合計(%)	64.47	9.63	8.14	7.40	5.92	2.22	2.22	100.00

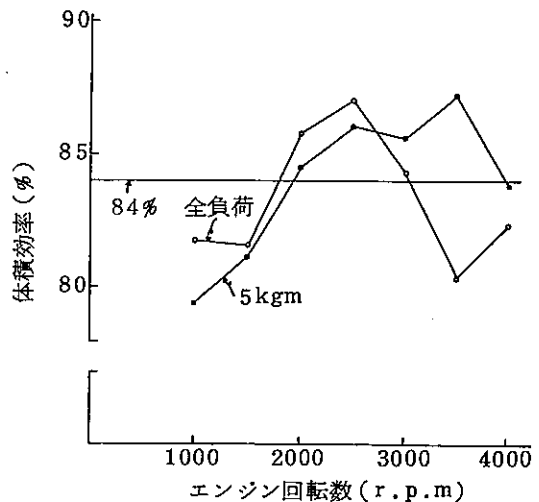


図6 体積効率の変化

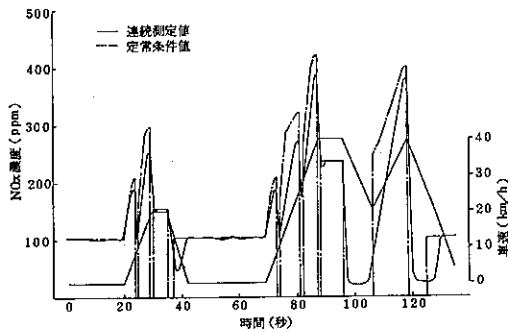


図7 M15モードNOx濃度比較図

えられ、実験結果からもCVS法とほとんど差異がないことが明らかになった。

計測原理は流入空気量を計測し、同時に排ガス濃度を測定することによって、あらかじめ排ガスの分析計に対する遅れ時間を求めておけば演算によって排出量を求めることができる。本実験では1秒ごとに流入空気量、排ガス濃度を計測することにした。演算を含めたデータの処理はミニコンピュータによりオンラインで行なった。

図7にM15モードの連続チャートを示す。実線が連続運転を行なった場合のNOxの排出濃度状況であり、これに対して一点鎖線で示したNOxの排出濃度は定常条件を1秒ごとの連続運転に置換したものである。すなわち体積効率及び遅れ時間を考慮しなければ、定常条件積あげ方式と流入空気量と排ガス濃度の演算から求める方法との排出量の差異を示すものにはかならない。排出量の演算結果の相違は主に加速時における排出濃度の差によって現われることが知れる。特に2ndギヤを用いた場合の排出濃度差が大きい。加速時におけるNOx排出量の差は富田らの報告⁶⁾によればシリンダー壁の冷却効果によって証明しようとしている。

以上の結果から定常条件積あげ方式は簡便な方法でディーゼル車からの汚染物質の排出量を計測することができるが、NOxに関しては実際の排出量より若干多めになる欠点を持つ。

4 旅行速度に対する排出特性

エンジンの流入空気量と排ガス濃度から汚染物質の排出量を算出する方法を用いて、公害研究所が昭和51年に東京都内を実走行させ作成した実走行パターン10本による旅行速度別(区間平均速度別)排出量を求め、実際路上におけるディーゼル車の汚染物質の排出傾向を

明らかにしてみる。

図8, 図9, 図10に実験結果を示す。積載条件は半積載とした。

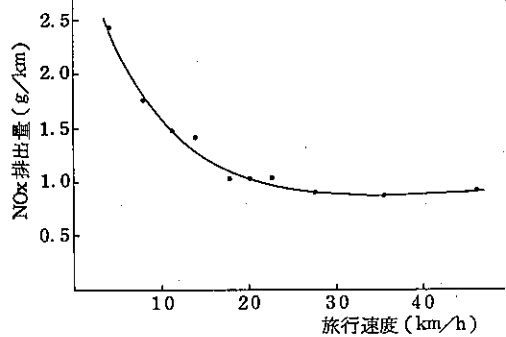


図8 NOx排出特性

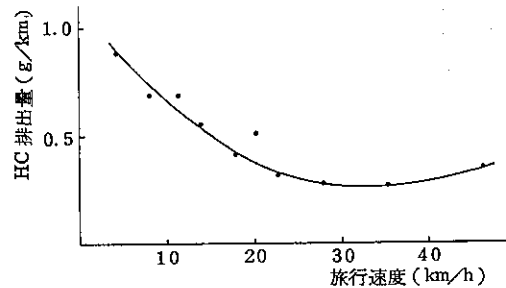


図9 HC排出特性

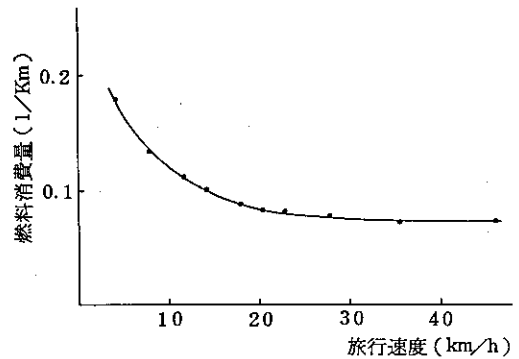


図10 燃料消費量の特性

NOxの排出特性は15 km/h 附近を境にして、低速側では旅行速度が低くなるにしたがい排出量は増加する傾向にある。一方高速側では20 km/h を越えると旅行速度の変化に影響を受けず排出量はほぼ一定となる。同様の傾向が燃料消費量の特性曲線にも現われている。またHCの排出特性は旅行速度20 km/h 附近で最少排出量を示し、それより低速側ではNOxの排出傾向と類似

した結果となり、高速側では若干増加する傾向にある。同走行パターンを用いて、ガソリン車のNOx排出特性を求めた結果⁷⁾は未対策車については旅行速度が高くなるにしたがい排出量は増加する傾向にあり、今回の実験結果とまったく異なった結果を得ている。

ディーゼルエンジンとガソリンエンジンの排出特性の異なる原因を究明するためアイドル時におけるNOx排出量が各走行パターンのNOx排出量に与える影響について調査した。結果を図11に示す。図から明らかなように旅行速度が低速側にいくにしたがいアイドル時の排出量の占める割合が高くなる。こうした現象が現われる原因として、ひとつにはディーゼルエンジンはガソリンエンジンと異なり、エンジンから排出されるガス量がエンジン回転数にほぼ比例し、エンジン負荷の変化による影響を受ける割合が少ないこと、またNOx等濃度線図からわかるように、負荷-エンジン回転数の変化に対するNOx排出濃度の変動がガソリンエンジンに比較して少ないことなどが考えられる。

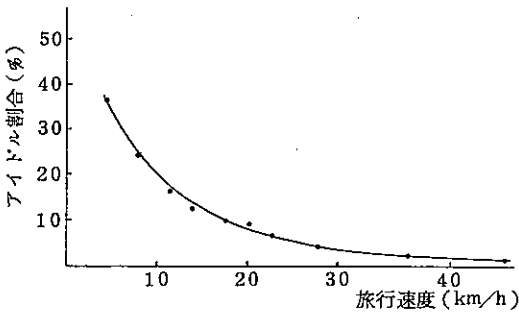


図11 NOx排出量におけるアイドル排出量の割合

5 排ガス中のNOとNO₂について

吉田らの報告⁴⁾によれば、ケミルミ法と非分散式赤外線測定法及び非分散式紫外線測定法による自動車排ガス中のNO、NO₂濃度の測定結果の比較はよい相関が得られたとしている。本実験では簡便さ等からケミルミ法によりNOxとNOの濃度を同一条件で測定し、差をとってNO₂濃度とした。

ディーゼルエンジン排ガス中のNOとNO₂の比率は実験方法により大きな差があり、数パーセント⁴⁾から数十パーセント⁸⁾と報告されている。実験結果を図12に示す。

軽負荷、低回転領域においてNO₂とNOの比率が十数パーセントになる他はほぼ数パーセント以内にあり、

ガソリンエンジンに比較して若干多い程度である。またNOの生成量とNO₂の生成量の間にはなんらの関係もないように思われる。すなわちNOの排出濃度が負荷及びエンジン回転数によって影響を受けるのに対して、NO₂の排出濃度は一部の領域を除いては一定濃度に近く、その濃度は20 ppm以内であった。

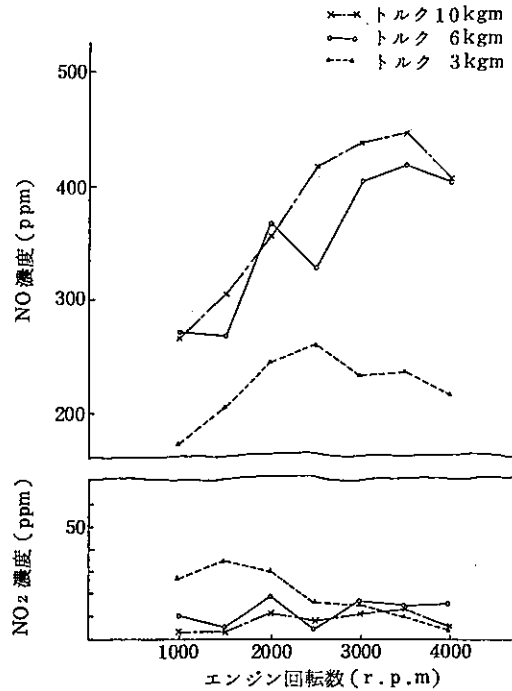


図12 NO、NO₂の排出濃度

6 噴射時期の遅延についての検討

ディーゼルエンジンのNOx低減技術として現在もっとも多く用いられている手法は噴射時期の遅延である。噴射時期を遅延する方法にはイニシャルタイミング自体を遅延する方法と噴射タイミング進角タイマーの特性を変更させる方法の2通りがあるが、ここでは簡単な方法であり、使用過程車対策としても有効であると考えられるイニシャルタイミングの遅延について、その効果と問題点を検討する。

これまで対策技術について評価を加える場合、多くの実験は定常運転の代表的な領域における低減率のみによって検討がなされてきた。しかし実際上の対策技術として評価するにはこうした実験のみでは不十分であり、本実験ではM15モード及び都内実走行パターンを用いて、より実用的側面から噴射時期の遅延効果について明

らかにした。

表8にM15モードによる噴射時期の遅延量とNOx, HC及び燃料消費量との関係を示す。NOx排出量は噴射時期が遅延されるにしたがい低下する傾向にあり, 12 deg遅らせることによって約60%程度低減される。しかし反面HC排出量及び燃料消費量は遅延量が増すにしたがい増大し, 12 deg遅らせるとHC排出量は2倍以上になり, 燃料消費量は20%程度悪化する。

表8 噴射時間遅延によるM15モード排出量の変化

	NOx g/km	HC g/km	燃費 km/l
S T D	1.22	0.54	11.5
- 3 deg	0.92	0.57	10.9
- 6 deg	0.70	0.93	10.2
-12 deg	0.49	1.19	8.8

図13に標準噴射時期(BTDC18deg, 1000rpm)とそれから12deg遅らせた場合の実走行パターンにおけるNOx排出特性を示す。12deg遅らせると標準噴射時期における排出特性のように, 旅行速度と排出量の関係は明確化されず旅行速度に関係なくほぼ一定の排出

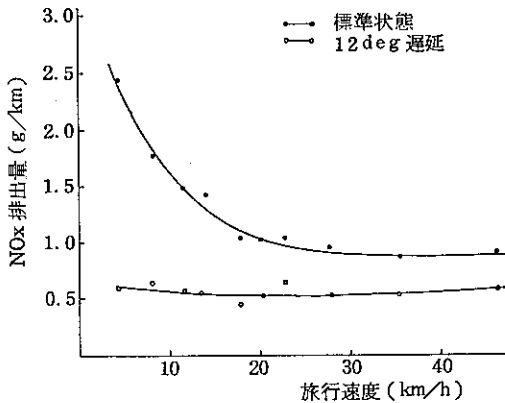


図13 噴射時期の遅延とNOx排出特性の変化

量に近づく。この結果イニシャルタイミングの遅延効果は旅行速度が低い程顕著になる。図14に示すアイドル時排出量の変化から明らかなように, 旅行速度が低い程アイドル時の排出量の低減効果は大きいことがわかる。アイドル時の低減量が走行パターンによって異なることが噴射時期の遅延によって旅行速度とNOx排出量の関係に変化をもたらす要因のひとつと考えられよう。

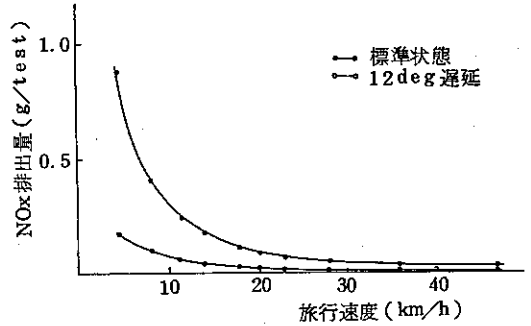


図14 アイドル時NOx排出量の変化

実走行パターンの中で比較的低速度のモードである6モード(旅行速度8.1 km/h), 10モードの平均車速に近い65モード(旅行速度18.2 km/h), 旅行速度が比較的高い68モード(旅行速度27.9 km/h), を用いてM15モードで行なったと同様の実験を試みた。結果を図15に示す。NOx排出量と遅延量の関係はM15モードと同一の傾向にある。また旅行速度の相違による噴射時期遅延量別の低減効果にも特異な現象はみられない。したがって遅延量の増加にともない12deg遅延した場合の排出特性に排出特性図は類似して行くものと考えられる。

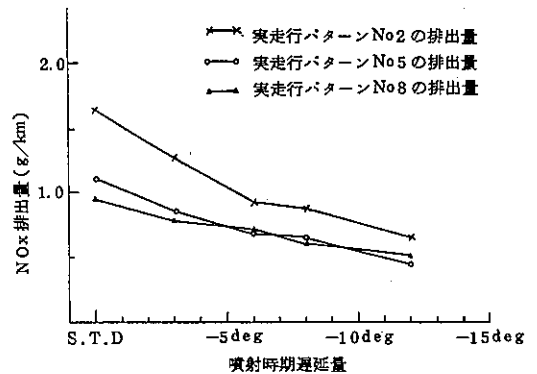


図15 噴射時期遅延量とNOx排出量の変化

図16に噴射時期を12deg遅らせた場合のエンジン軸トルクの性能変化を示す。今因みに空積載条件における40 km/hから80 km/hまでの全負荷状態での加速時間を算出してみると, 所要時間は標準噴射時期で15.5秒, 12deg遅れで19.3秒となり, 加速時間は3.8秒遅延した場合の方が長くなる。また定積載条件では標準噴射時期で19.0秒, 12deg遅れで25.3秒と変り, 更に加速性能が悪化することがわかる。

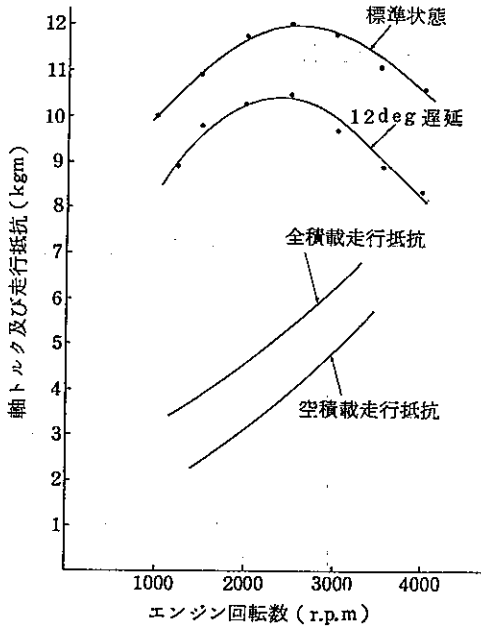


図 16 噴射時期の遅延とエンジン性能の変化

4 おわりに

ディーゼルエンジンの排ガス中の汚染物質の計測手法はガソリンエンジンのように負荷変動に対するガス量変動があまり無いこと、また逆に黒煙等微粒子状物質の存在が多量であることなどにより幾つかの方法が行なわれている。もっとも一般的に用いられている定常条件を積あげていき排出量を算出する方法は、大型ディーゼル車等の排出量を比較的容易に求めることができる利点がある反面NOx については実際の排出量より若干多めになる欠点を持つ。今回の実験では負荷—エンジン回転数の間隔をかなり精度良くとつたが、多くの場合、負荷—エンジン回転数の条件はかなり幅広くとられており、負荷—エンジン回転数のとり方によっては誤差が拡大される懸念がある。

計測方法としては流入空気量と排ガス濃度の積算から排出量を求める方法が実験システムのメンテナンス及び測定機器の配置に十分配慮を図ればCVS法とあまり変わらない精度にあることがわかった。

ディーゼルエンジンから排出されるNOx 中のNO₂

の比率は多くの運転領域で数パーセント程度であり、ガソリンエンジンより若干多い程度である。

ディーゼルエンジンのNOx 対策として噴射時期の遅延が有効であり、12deg 遅らせることにより排出量は半分以下になる。しかしHCの排出量の増加とエンジン性能の悪化をとめない、したがって適切な遅延量を見出すとともに、他の対策とあわせ講ずることにより遅延することによって生ずる問題点の克服を図る必要がある。

ディーゼルエンジンからの汚染物質の排出量に占めるアイドリング時の排出量はガソリンエンジンに比較し非常に大きい。したがって渋滞時間を解消する交通対策をとることによって、かなりの低減効果が期待できよう。

本実験は小型渦室式ディーゼルエンジンを用いて行なったものであるが、ディーゼルエンジンは直噴化傾向が強く、汚染寄与率も高い。今後は直接噴射式ディーゼルエンジンの対策と排出特性を明らかにしていく必要があろう。

参 考 文 献

- 1) M. Vulliamy and J. Spiers : "Diesel Engine Exhaust Smoke its Measurement Regulation and Control," SAE paper 67090
- 2) D. W. Golathon : "Diesel Engine Exhaust Smoke The Influence of Fuel Properties and the Effects of Using Barium - Containing Fuel Additive " SAE paper 670092
- 3) 東京都公害局規制部 : "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
- 4) 吉田ほか : 交通安全公害研究所研究発表会講演概要 昭和48年(第3回)
- 5) 芳住ほか : "自動車排出ガスに関する調査研究" 東京都公害研究所 昭和52年3月
- 6) 富田ほか : 自動車技術会学術講演会前刷集 782 ㍻ 47
- 7) 井上ほか : 公害研究報告書(大気編), 東京都公害研究所, 昭和52年度
- 8) 才木ほか : 大気汚染学会第19回, ㍻ 710