

ディーゼル機関の排煙に及ぼすノズル噴孔形状の影響

石田 正弘*・植木 弘信*
黒川 清司*

Effect of Nozzle Orifice Configuration on Smoke in a DI Diesel Engine

by

Masahiro ISHIDA*, Hironobu UEKI*
and Kiyoshi KUROKAWA*

The effects of nozzle orifice size and configuration on smoke emission were examined experimentally in a turbo-charged DI diesel engine. The discharge flow coefficient of nozzle orifice was changed from the standard orifice having the flow coefficient of 0.72 to the high flow one having 1.06 by applying the extruding technique. The change in smoke due to orifice discharge flow coefficient was compared with the effect of nozzle orifice size on smoke. As results, it is found that smoke density shows the minimum at the flow coefficient of 0.92~0.97 in both low and high loads due to the minimum fuel droplet size.

1. まえがき

ディーゼル機関は、自動車用高速小型機関および船用中・大型機関とも厳しい排ガス規制に対処する必要に迫られており、小型直噴機関では、NO_xおよび微粒子の大幅な同時低減策として、燃焼室内での燃料の高拡散化⁽¹⁾、予混合化⁽²⁾を図る燃焼法が注目されている。一方、噴霧自身の改善によるNO_xと微粒子の同時低減策として、微細噴孔⁽³⁾、組合せノズル⁽⁴⁾、コンレールによる多段噴射⁽⁵⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾、噴射率制御⁽⁸⁾、パイロット噴射⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾、水/燃料層状噴射⁽¹¹⁾⁽¹²⁾など、噴霧の微細化、最適化および複合化が検討されている⁽¹³⁾。

直接噴射式ディーゼル機関の排煙を低減するには、噴霧粒径を小さくすることが基本であり、噴射圧の増大や噴孔径の縮小が効果的であることは周知のことである。Hiroyasu & Kadota⁽¹⁴⁾の半経験モデルによれば、すすの生成率は主として拡散燃焼率に依存し、すすの酸化率はすす粒径および燃焼域の酸素濃度に依存する。この2段階モデルでは、すす粒径が既知であることが前提であるが、すす粒径が小さいほどすすの酸化率が大きく、排煙が低減されることが示唆される。Kazakov & Foster⁽¹⁵⁾は、すすの生成から酸化に至る過程を9段

階に分けた多段階モデルを提案し、すす粒径の予測計算を初めて可能にした。しかしながら、いずれのモデルにおいても、噴霧の物理的状态量とすすの粒径および粒子数濃度との定量的関係について未だ明らかにされていない。

本研究では、噴射弁の噴孔径縮小が排煙および機関性能に及ぼす影響を直接噴射式ディーゼル機関において実験的に明確にするとともに、噴孔径縮小に基づく噴射期間の増大によってもたらされる燃費の増加を回避するための一方法として、噴孔入口の曲率を変化することによって噴孔流量係数を増大した場合の燃焼および排煙に及ぼす影響を追究した。その結果、ある特定の噴孔流量係数において噴霧粒径が小さくなり、排煙濃度が低減されることが見いだされた。

記号

| | |
|-----------------|--------------------|
| be | : 燃料消費率 (g/kWh) |
| D | : 噴霧粒径 (mm) |
| d | : ノズル噴孔径 (mm) |
| Lift | : 針弁リフト (mm) |
| NO _x | : 窒素酸化物排出率 (g/kWh) |

平成12年4月21日受理

*長崎大学工学部機械システム工学科 (Department of Mechanical Systems Engineering)

- P : 筒内燃焼圧力 (MPa)
- P_{me} : 正味平均有効圧力 (MPa)
- P_N : ノズル側燃料噴射管内圧力 (MPa)
- P_{Nmax} : 最高燃料噴射圧力 (MPa)
- dQ/dθ : 熱発生率 (J/deg.)
- Smoke : 排煙濃度 (Bosch, g/kWh)
- T_e : 排気ガス温度 (°C)
- THC : 未燃炭化水素排出率 (g/kWh)
- α : ノズル噴孔流量係数
- θ_{inj} : 燃料噴射開始時期 (°CA)

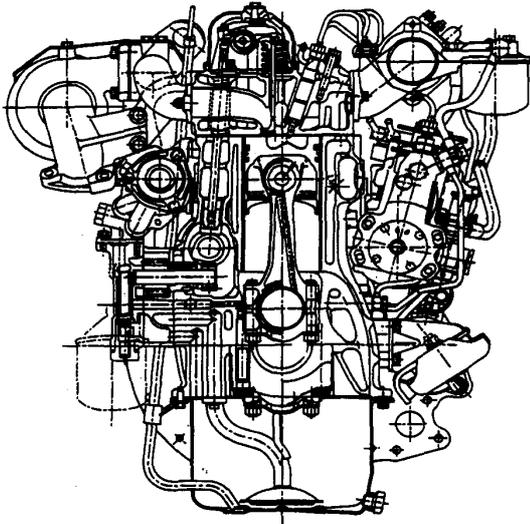


Fig. 1 Section of test engine (Type 4 D31-T; MMC)

2. 実験装置および実験方法

図1に示す供試機関は、自動車用水冷4サイクル直接噴射式ターボ過給ディーゼル機関（ボア100mm, ストローク105mm, 4気筒, 圧縮比16, 最大出力95.6kW (130 PS) / 3,500rpm : 三菱自動車工業(株)製4 D31-T型)を用い、水冷式インタークーラを別途装着することにより吸気温度を一定に保った。噴射ポンプは、燃料噴射時期を自由に設定できるハンドタイマーを装着した分配型ポンプを用い、燃料噴射弁として図2に示すツースプリングインゼクタを、またノズルチップとして噴孔数5,等ピッチの多噴孔ノズルを用いており、その噴孔径は0.26, 0.24, 0.22, 0.20, 0.18mmの5種である。なお、噴孔径0.24, 0.19および0.18mmのノズルについて、砥粒押し出し法により噴孔面粗度を小さくするとともに、図3に示すように、噴孔入口の曲率半径を大きくすることによって、噴孔流量係数を通常の0.72から最大1.06の範囲で変化させた。

図4は、放電穴加工された噴孔径0.19mmの噴孔流量係数αを0.75から1.05まで5通り変化した場合につ

いて、位相ドップラー式レーザー粒子分析計(PDPF)を用いて計測された噴霧粒径のザウター平均粒径(D₃₂)および算術平均粒径(D₁₀)を示す。計測は、噴孔から80mmの位置において厚さ8mmの噴霧断面内で行っており、5回繰返し計測した値の平均値を流量係数0.75の基準噴孔の場合の値で無次元化している。図から分かるように、α=0.92付近で極小値を示しており、この流量係数のときの平均粒径は基準値より約10%小さくなっている。極小値を示す理由は明確ではないが、後述のように、同一加工法で製作された噴孔径の異なるノズルを用いた燃焼試験においても、流量係数が0.92付近で排煙濃度が極小になることから、噴孔径には無関係であり、ハイフロー化加工法に起因した特徴的なものと推定された。

燃焼試験では、機関回転速度を1,750±5rpm, 過給機入口吸気圧力を電動のプロワを用いて標準大気圧

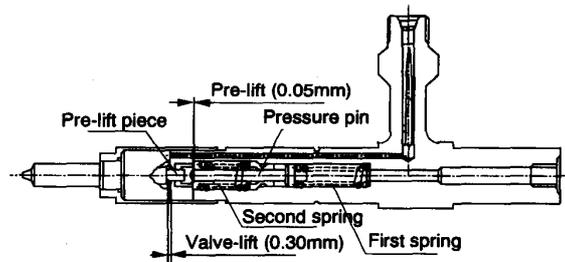


Fig. 2 Configuration of two-spring injector

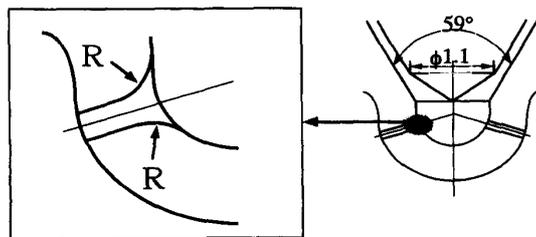


Fig. 3 Orifice configuration of multi-hole injector

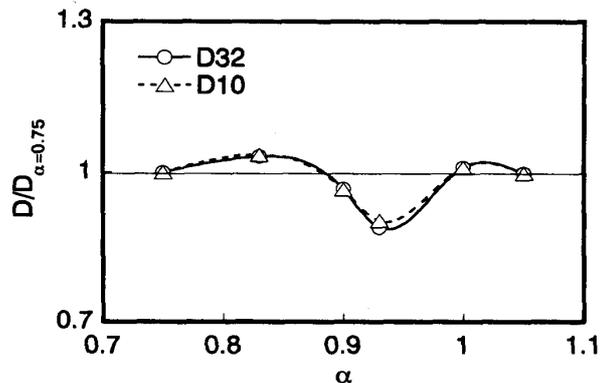
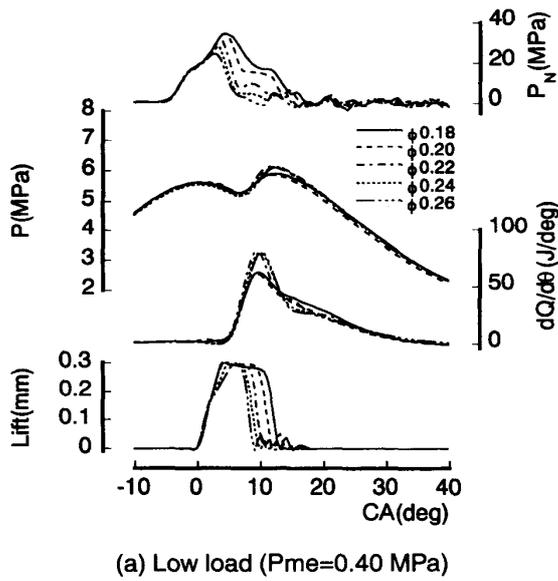
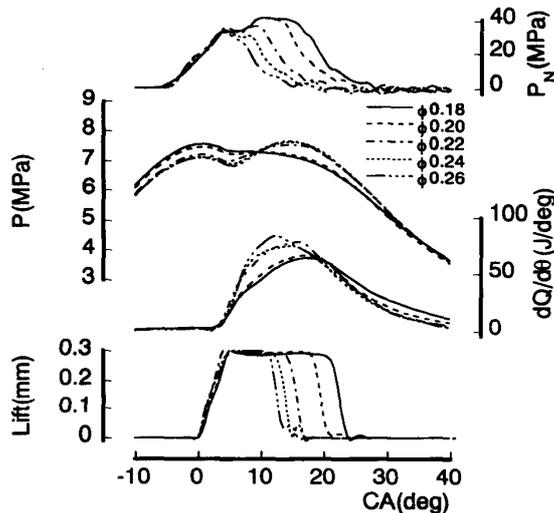


Fig. 4 Change in fuel droplet size due to orifice flow coefficient



(a) Low load ($P_{me}=0.40$ MPa)



(b) High load ($P_{me}=0.83$ MPa)

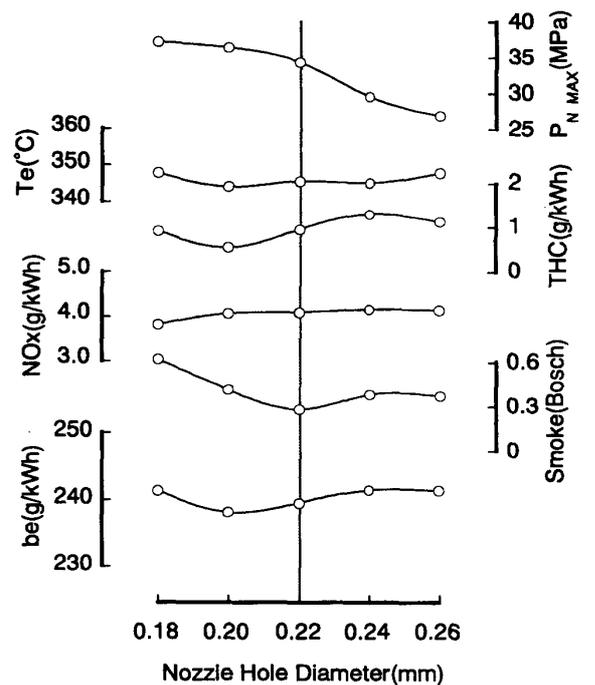
Fig. 5 Time histories of combustion pressure, heat release rate and needle valve lift ($\theta_{inj}=TDC$)

に、また機関入口吸気温度をインタークーラを動作することによって $45\pm 2^{\circ}C$ に保ち、正味平均有効圧 P_{me} が 0.40 および 0.83 MPaの2通りの負荷条件で、燃料噴射時期 θ_{inj} を上死点前 5° [$5^{\circ}BTDC$], 上死点 [TDC], 上死点后 5° [$5^{\circ}ATDC$] の3通り変化した。なお、供試燃料はセタン価約57のJIS 2号軽油である。筒内燃焼圧力、熱発生率および針弁リフトの時間履歴がそれぞれのセンサーによって取得され、連続した350サイクルに亘るアンサンブル平均時間履歴を採用した。

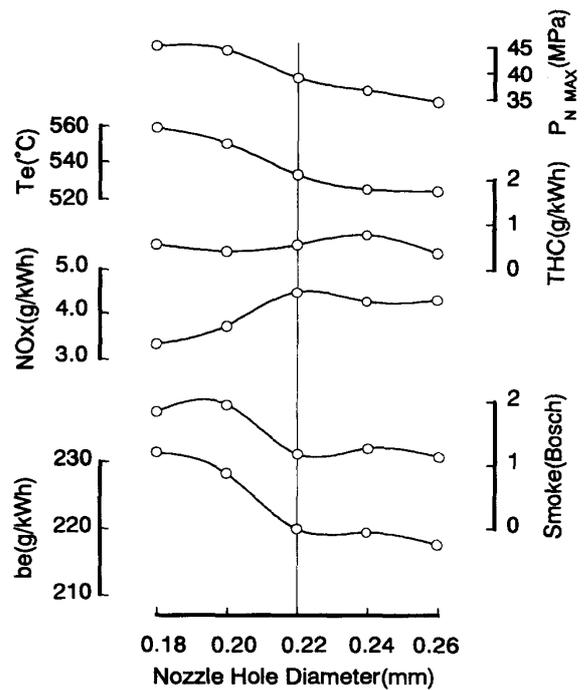
3. 実験結果および考察

3.1 噴孔径縮小試験

燃焼時間履歴 図5(a)および(b)は、噴孔径を 0.26



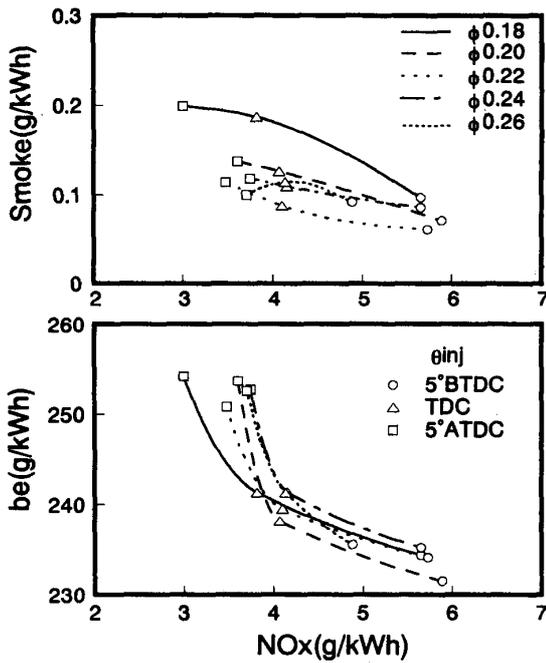
(a) Low load ($P_{me}=0.40$ MPa)



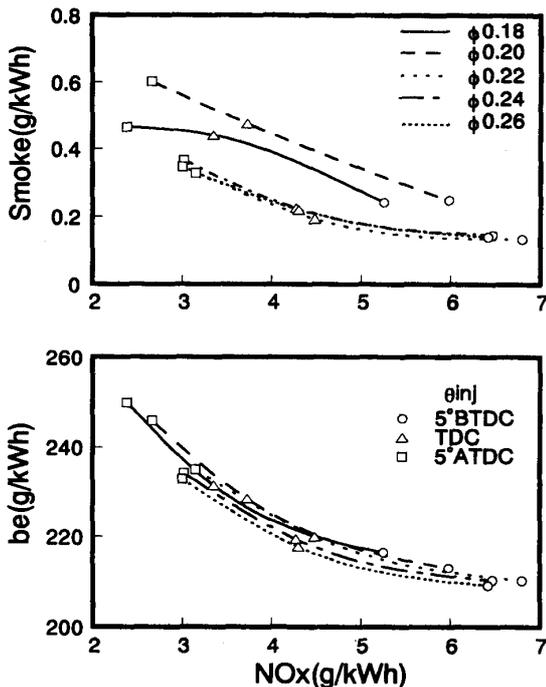
(b) High load ($P_{me}=0.83$ MPa)

Fig. 6 Change in exhaust emissions due to nozzle orifice size ($\theta_{inj}=TDC$)

mmから 0.02 mm毎に 0.18 mmまで縮小したときの燃焼時間履歴を示す。(a)は $P_{me}=0.40$ MPaの低負荷の場合、(b)は $P_{me}=0.83$ MPaの高負荷の場合である。供試ツールプリングインゼクタの特長は、図に示すリフト曲線から分かるように、リフトが大きい部分でリフト上昇率が緩やかになり、初期の燃料噴射率が抑制されるが、機関性能および初期燃焼を通常噴射弁の場合と比較し



(a) Low load (Pme=0.40 MPa)



(b) High load (Pme=0.83 MPa)

Fig. 7 Change in trade-off relationships due to nozzle orifice size

た結果によれば、両者の差は顕著ではない。

噴孔径を小さくすることによって噴孔総面積が小さくなり最高燃料噴射圧が増加するが、いずれの負荷においても燃料噴射期間が順に増加し、このことが原因で高負荷では燃焼期間が著しく増大している。一方、低負荷では噴射期間が延びても燃焼期間は殆ど影響を受けていない。低・高負荷いずれにおいても、熱発生

率の時間履歴が噴孔径0.22mmの前後で顕著に変化しており、0.20および0.18mmの場合、初期噴射率の減少により最高熱発生率が低くなったものと推定される。

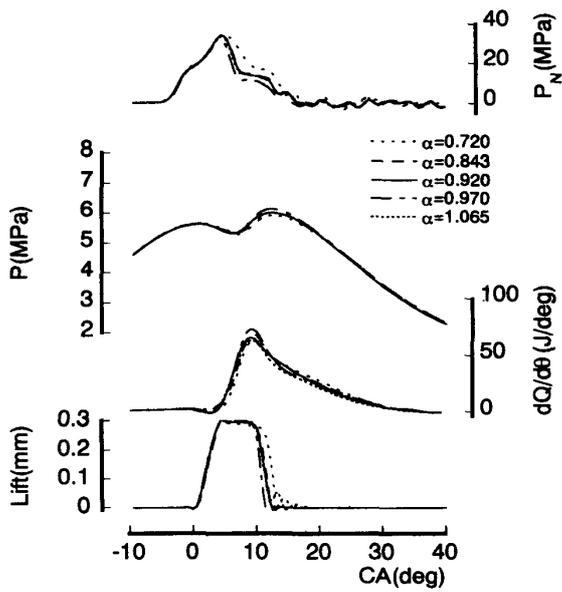
排気特性 図6(a)および(b)は、下から順に、燃料消費率、排煙濃度、窒素酸化物排出率、未燃炭化水素排出率、排気ガス温度および最高燃料噴射圧力の噴孔径による変化を示す。いずれの負荷においても、噴孔径0.22mm付近で排煙濃度が極小値を示し、また燃費もこの噴孔径近傍で低い。このことは、熱発生率曲線が噴孔径0.22mm前後で顕著に変化することと密接に関連している。一方、NOxは噴孔径が小さいほど低い。噴孔径0.20mm以下では噴孔総面積の減少に伴う最高燃料噴射圧の増加が顕著でなく、過度の噴孔絞りによって噴射期間が増大することが原因で、燃焼期間の増大、排気温度の上昇、延いては燃費および排煙濃度の増加が見られる。この現象は、特に高負荷において顕著である。

背反関係 図7(a)および(b)は、排煙とNOxおよび燃費とNOxの背反関係を示す。パラメータは噴孔径で、噴孔径が0.22mmより大きい範囲では、噴孔径が小さいほど排煙とNOxの背反関係が僅かながら改善されるが、0.20および0.18mmの場合は、NOxは減少するものの排煙濃度が著しく増加するため、その背反関係が悪化している。すなわち、排煙とNOxの背反関係は、いずれの負荷においても噴孔径0.22mmの場合が最良であり、一方、燃費とNOxの背反関係の噴孔径による変化はいずれの場合も小さい。

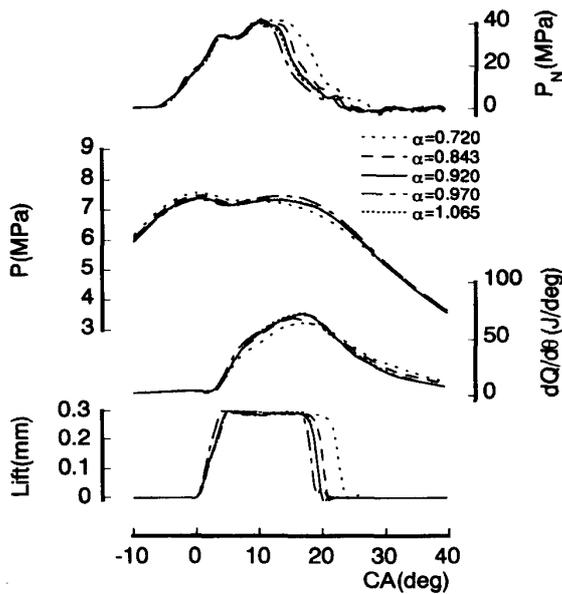
3.2 噴孔流量係数増大試験 (φ0.18ノズル)

燃焼時間履歴 図8(a), (b)は、燃料噴射時期 $\theta_{inj} = TDC$ において、噴孔径0.18mmのノズルの噴孔流量係数 α を5通り変化させたときの燃焼時間履歴を示す。(a)は $P_{me} = 0.40 MPa$ 、(b)は $P_{me} = 0.83 MPa$ の場合を示す。いずれの負荷においても、 $\alpha = 0.72$ から 0.97 までは、流量係数の増大によって、噴射期間が順に短縮され、燃焼が早く終了する傾向がある。なお、噴孔流量係数が1.065の場合、噴孔出口径が0.18mm以上になっていると推定されたが、長時間の運転中に噴孔内面にカーボンが付着して噴孔有効面積が小さくなり、実質的な流量係数増大効果が得られていない。

排気特性 図9(a), (b)は、燃料噴射時期 $\theta_{inj} = TDC$ において、噴孔径0.18mmの噴孔流量係数 α を変化させたときの燃費および排気特性を□印で示す。下段の横軸は等価噴孔径を示しており、噴孔流量係数0.72を有し、かつ噴孔の有効面積が等しいノズル噴孔径で、図中の○印は、図6(a), (b)に示した値である。(a)は P_{me}



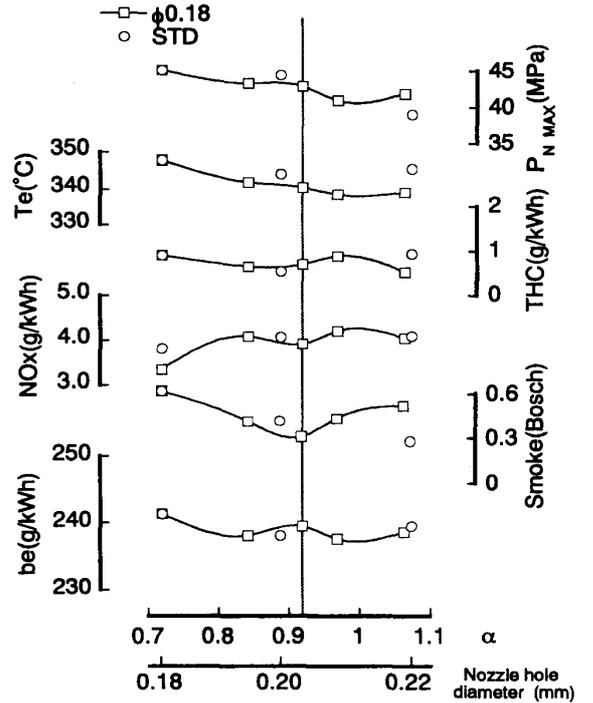
(a) Low load (Pme=0.40 MPa)



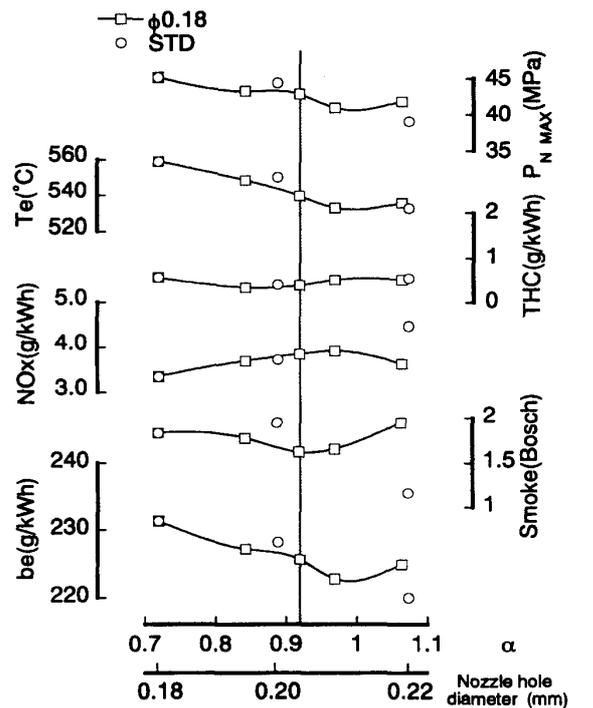
(b) High load (Pme=0.83 MPa)

Fig. 8 Time histories of combustion pressure, heat release rate and needle valve lift ($\phi 0.18\text{mm}$, $\theta_{inj}=\text{TDC}$)

=0.40MPa, (b)は Pme=0.83MPa の場合を示す。特筆すべきことは、いずれの負荷においても $\alpha=0.92\sim 0.97$ 付近で排煙濃度が極小値を示すことで、このことは図4に示した噴霧粒径が極小になることと密接な関連があることを示している。一方、図6あるいは図9の○印 (STD) で示すように、噴孔流量係数0.72の標準ノズルの場合、排煙濃度は低負荷、高負荷いずれの場合も噴孔径0.22mmで極小値を示す。すなわち、排煙濃度が極小値を示す噴孔有効面積は、噴孔流量係数変化と噴孔径変化とは異なり、噴孔有効面積が等しく



(a) Low load (Pme=0.40 MPa)

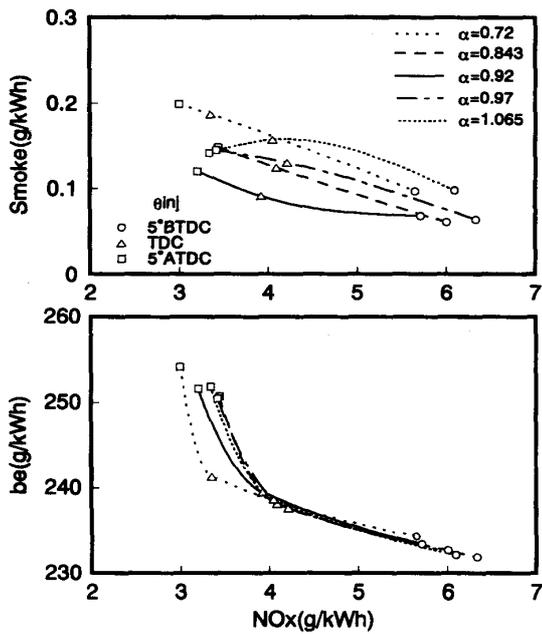


(b) High load (Pme=0.83 MPa)

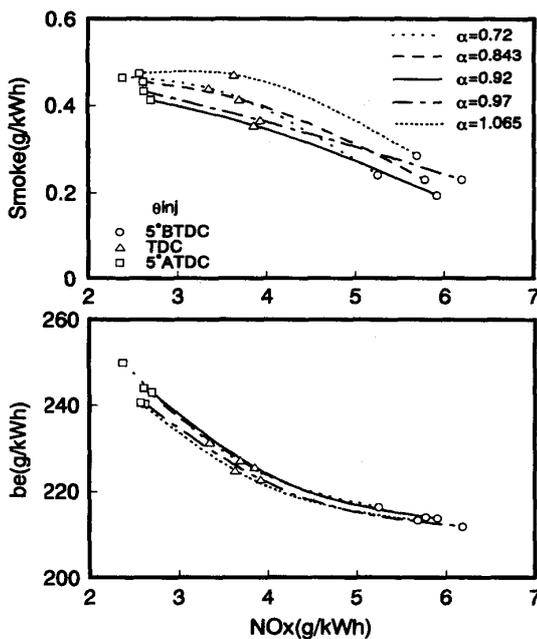
Fig. 9 Change in exhaust emissions due to orifice flow coefficient ($\phi 0.18\text{mm}$, $\theta_{inj}=\text{TDC}$)

ても同じ噴霧特性ではないことを示している。なお、噴孔流量係数変化が排煙濃度以外の諸性能に及ぼす影響は、噴孔径変化のそれとほぼ同様である。

背反関係 図10(a), (b)は、噴孔径0.18mmの噴孔流量係数 α を5通り変化させたときの排煙・NOx および燃費・NOx の背反関係の変化を示す。(a)は Pme =



(a) Low load (Pme=0.40 MPa)



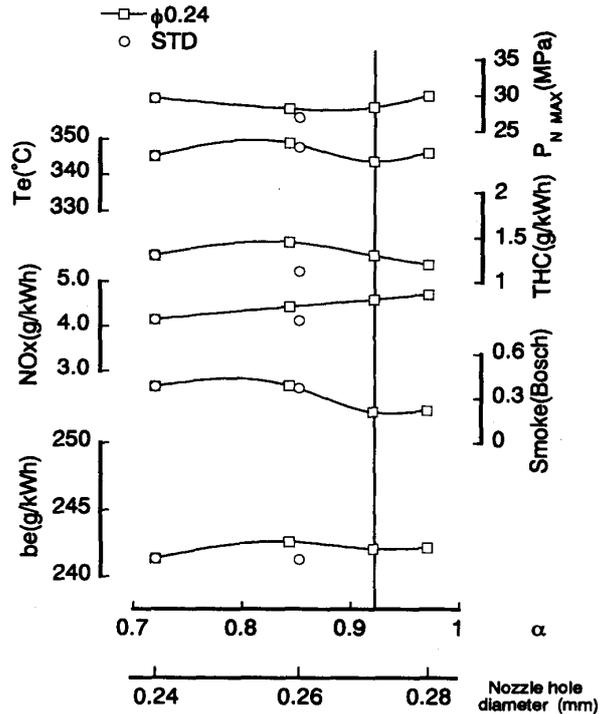
(b) High load (Pme=0.83 MPa)

Fig. 10 Change in trade-off relationships due to orifice flow coefficient ($\phi 0.18\text{mm}$)

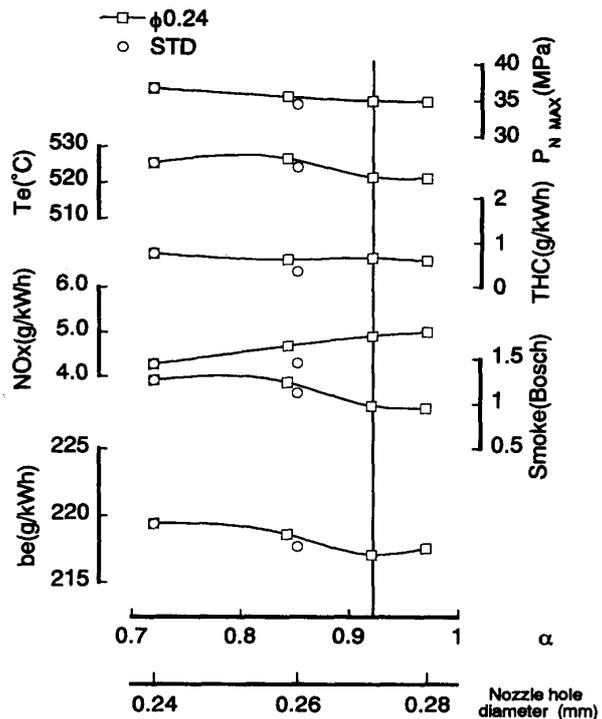
0.40MPa, (b)は Pme=0.83MPa の場合で、いずれの負荷においても排煙・NOxの背反関係に及ぼす噴孔流量係数の影響は顕著で、その関係は $\alpha=0.92$ の場合に最良であることが分かる。一方、噴孔流量係数による燃費・NOxの背反関係の変化は顕著でない。

3.3 噴孔流量係数増大試験 ($\phi 0.24$ ノズル)

排気特性 図11(a), (b)は、燃料噴射時期 $\theta_{inj} = \text{TDC}$ において、噴孔径0.24mmの噴孔流量係数 α を変化さ



(a) Low load (Pme=0.40 MPa)



(b) High load (Pme=0.83 MPa)

Fig. 11 Change in exhaust emissions due to orifice flow coefficient ($\phi 0.24\text{mm}$, $\theta_{inj} = \text{TDC}$)

せたときの機関性能を□印で示す。図中の○印は、図7と同様、噴孔流量係数0.72を有する標準ノズルによる実験結果である。(a)は Pme=0.40MPa, (b)は Pme=0.83MPa の場合を示す。前節で示した噴孔径0.18mmの場合と同様、いずれの負荷においても $\alpha=0.92 \sim$

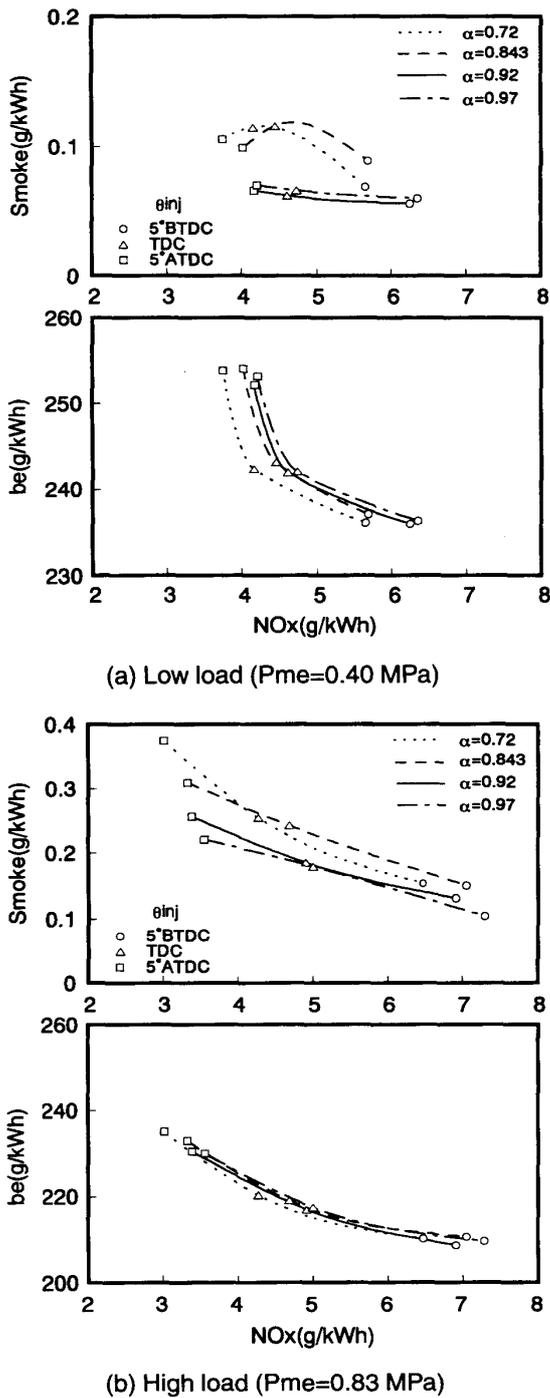


Fig. 12 Change in trade-off relationships due to orifice flow coefficient (φ0.24mm)

0.97で排煙濃度が極小値を示すことが注目され、図2に示した噴霧粒径が極小となることと密接に関連している。この場合の排煙濃度が極小になる等価噴孔径は約0.27~0.28mmで、図7の場合の0.20~0.21mmとは異なっている。

背反関係 図12(a), (b)は、噴孔径0.24mmの噴孔流量係数αを5通り変化させたときの排煙・NOxおよび燃費・NOxの背反関係の変化を示す。(a)はPme=0.40MPa、(b)はPme=0.83MPaの場合で、いずれ

の負荷においても排煙・NOxの背反関係に及ぼす噴孔流量係数の影響は顕著で、その関係はα=0.92および0.97の場合において最良である。一方、噴孔流量係数による燃費・NOxの背反関係の変化は顕著でない。

4. むすび

直接噴射式ディーゼル機関の燃料噴射ノズルの噴孔径縮小効果と噴孔流量係数増大効果を実験的に調べ、以下の結果を得た。

- (1) 砥粒押し出し法による噴孔のハイフロー化では、ある特定の噴孔流量係数α=0.92~0.97において噴霧粒径が小さくなる。
- (2) 噴霧粒径が小さいことが原因で排煙濃度が低減され、その結果、排煙・NOxの背反関係が顕著に改善される。
- (3) 排煙濃度が極小値を示す噴孔有効面積は、噴孔流量係数変化と噴孔径変化とは異なり、噴孔有効面積が等しくても同じ噴霧特性ではない。

終りに、ハイフロー噴射ノズルの製作および噴霧粒径の計測について、(株)ゼクセルの扇原文嗣氏の協力があったこと、また、実験データの取得では、当時大学院学生であった石橋研治君(現在、日野自動車工業(株))の協力があったことを記して謝意を表す。

参考文献

- (1) 柳原弘道, 機論, 63-606, B (1997), 724-729
- (2) Takeda, Y., et al., SAE Paper, 961163 (1996)
- (3) 秋山英之・ほか3名, 機論, 64-618, B (1998), 613-620
- (4) 正司武志, 神本武征, 機論, 64-620, B (1998), 1268-1273
- (5) Endo, S., ほか4名, SAE Paper, 970818 (1997)
- (6) Verhoeven, D.D., ほか2名, SAE Paper, 981069 (1998)
- (7) Katoh, T., ほか4名, SAE Paper, 980806 (1998)
- (8) 畔津昭彦・ほか3名, 機論, 64-624, B (1998), 2737-2743
- (9) Ishida, M., ほか2名, Proc. 4th COMODIA, 51-56
- (10) 石田正弘・ほか3名, 機論, 64-619, B (1998), 961-968
- (11) 土佐陽三・ほか2名, 機論, 64-624, B (1998), 2744-2749
- (12) Takasaki, K., ほか3名, Proc. 4th COMODIA, 57-62
- (13) Jacobsson, J., Chomiak, J., SAE Paper, 972964 (1997)
- (14) Hiroyasu, H., Kadota, T., SAE Paper, 760129 (1976)
- (15) Kazakov, A., Foster, D.E., SAE Paper, 982463 (1998)