ディーゼル機関排出ガス加熱用バーナの高性能化

日大生産工(院) ○齋藤 郁 日大生産工 野村 浩司 日野自動車(株) 津曲 一郎

1. 緒言

DPF (Diesel Particulate Filter) に堆積した PM(Particulate Matter)の強制除去およびDPFの 連続再生を行うためには,DOC (Diesel Oxidation Catalyst) が必要である^[1].しかしな がらDOCは貴金属を使用しているため高価で あり,また強制再生が高頻度化すると燃料消費 率の悪化を招く.本研究では,後処理システム のコスト低減を図るため,軽油バーナを用いて 排出ガスを加熱する(目標600 ℃以上)方法に 着目した.軽油バーナと触媒担持型のDPFを組 み合わせることでDOCが必要なくなり,さらに ポスト噴射よりも燃料消費率向上が期待でき る.

試作した軽油バーナには,バーナで発生した 燃焼熱で液体燃料を蒸発させて軽油蒸気/空 気予混合気を生成する再生加熱蒸発方式を採 用した^{[2][3]}.液体燃料を霧化させる装置が必要 ないため、コストの低減が可能となる.また、 燃料蒸気/空気予混合燃焼は,噴霧拡散燃焼と 比較し火炎長を短縮できると考えられ, 燃焼器 の小型化も可能である^[4].バーナ内部では、空 気を二系統から供給する空気二段燃焼方式に より, 燃焼室内で燃料過濃燃焼, その後希薄燃 焼させることを試みる^[5].燃焼室内での熱発生 率を低下させることで燃焼室の熱負荷を低減 し、かつ確実な保炎を図ることが目的である. 排出ガス流路へのバーナ組み込みが容易にな るようにバーナと二次空気流路が同軸になる ように設計を行い,実用段階では二次空気に排 出ガスの一部を用いることで必要な新気量を 減らすことを考慮した.

本報では、実用レベルのバーナ設計に資する 基礎データの収集を目的に、実験室規模の再生 加熱蒸発方式フロースルーバーナを試作した. 定常的な運転が可能な燃料流量範囲が広い場 合を保炎性能が高いと評価し、燃料流量および 空気流量を変化させて保炎の可否を調べた.ま た,二次空気の供給方法を変化させ,燃焼ガス 温度および成分への影響を調べた.

2. 実験装置および実験方法

実験装置断面概略を図1に示す.実験装置は 主に,バーナ本体,エアコンプレッサー,高圧 燃料タンク,計測装置,制御装置などから構成 される.バーナの概略を図2に示す.バーナは, 燃料蒸発器,燃焼室,ノズル,二次空気ノズル, シースヒータ,グロープラグなどから構成され る.バーナ上部には周囲の空気の影響を避ける ために,可視化外筒を設置した.一次空気およ び燃料は,燃料蒸発器の接線方向に供給した.



Fig. 1 Experimental apparatus.



Fig. 2 Lab-scale light-oil burner.

Improvement of a Burner to Heat Exhaust Gas of Diesel Engine

Iku SAITO, Hiroshi NOMURA and Ichiro TSUMAGARI

燃焼室で発生した熱が燃焼室壁面およびノズ ル壁面を介して,燃料蒸発器に供給された液体 燃料と空気に伝達され,軽油蒸気/空気予混合 気が生成される.生成された予混合気は、燃料 蒸発器から,スリットを介して燃焼室に入り, 燃焼室壁面付近で燃料過濃な一次燃焼をする. 余剰の燃料は二次空気と混合し燃焼室中央付 近で燃料希薄な二次燃焼をする.二次空気は, 二次空気ノズル内に設置したスワラー(スワ ラー角45度)により、一次燃焼ガスと同方向 (Co-swirl), 逆方向 (Counter-swirl) またはス ワールをかけず (Non-swirl) に供給する. 計測 装置は, 燃焼ガス温度, 燃焼室下部温度および 燃料蒸発器温度測定用のK種熱電対,火炎温度 測定用のR種熱電対,排出ガス分析器(testo社 製testo350XL)および火炎観察用のデジタルカ メラなどから構成される.

以下に実験方法を記述する. バーナ始動時の み燃料蒸発器内に挿入したシースヒータで燃 料蒸気を生成し, 燃焼室下部に設置したグロー プラグを用いて点火した. 燃焼室下部温度が 280℃になった時点で実験を開始し, 10分間保 炎可能であった場合には, 二次火炎をデジタル カメラで撮影・記録した. バーナ保護のため, 燃焼室下部温度および燃料蒸発器温度が600 ℃, 燃焼ガス温度が800℃を超えた時点で実験 を中止した. 燃料には市販の軽油を使用し, 燃 焼用空気にはコンプレッサからの圧縮空気を 用いた.

3. 実験結果および考察

3.1.基本バーナの保炎性能

図3に定常保炎マップを示す. バーナは一段 燃焼のみで作動させた. 縦軸は燃料流量, 横軸 は空気流量である.10分間保炎させた時点で燃 焼室下部温度が一定になった場合を保炎成功 と定義し白丸で示した.10分間の保炎は可能で あったが,燃焼室下部温度が徐々に低下した場 合を黒下三角,燃焼途中で消炎した場合を×印, 燃料蒸発器内で燃焼が起こった場合を黒丸, バーナ保護のため実験を停止した場合を黒三 角, 吹き飛び現象が見られた場合を黒四角で示 した.結果より、当量比が1.0から2.6の範囲で 保炎が可能であり、当量比が1.6、1.8、2.0の条 件で最大燃料流量が14 mL/minであった. 14 mL/min以上の燃料流量では、バーナ保護のた めに実験を中止しているが,実験中止温度を高 温側に設けることで, さらに大燃料流量を供給 できる可能性がある. 当量比2.2, 2.4, 2.6の条 件では吹き飛び現象が観察された.現象が観察 されたのは高当量比領域であり,高空気・燃料

流量側でのみ発生していることから, 吹き飛び 現象が生じたのは, 高当量比化によって燃焼速 度が低下し, 予混合気の供給速度が燃焼速度を 上回ってしまったからだと考える. 燃料蒸発器 内で燃焼が起こる現象は, 当量比1.2と1.4の高 空気・燃料流量側でのみ観察された. 空気・燃 料流量の低い場合では観察されなかったため, 原因は火炎の逆火ではなく蒸発器内部での予 混合気の自発点火であると考えられる.

図4に燃焼室内部の火炎温度を計測した結果 を示す.白丸は測定値,黒丸は軽油の主成分で あるヘキサデカンで計算した断熱火炎温度で ある.断熱火炎温度は当量比1.1付近で最大温 度をとるのに対し,実験値は当量比1.4付近で 最大値をとっている.これは,実際の燃焼が供 給した燃料流量・空気流量から計算される当量



Fig. 3 Flame-holding condition map of the single-stage combustion mode burner.



Fig. 4 Flame temperature as a function of total equivalence ratio.

-394-



(a) Counter-swirl (b) Co-swirl (c) Non-swirl

Fig. 5 Flames stabilized at the burner nozzle exit.

比よりも低めの当量比で行われていることを 示している.軽油蒸気と空気の混合が不十分で あったことが原因と考える.この結果は、均一 予混合気であれば最も火炎温度が高くなり蒸 発器内で自発点火が起こりやすくなる当量比 1.1付近よりも若干高当量比側で燃料蒸発器内 燃焼が観察されている図3の結果と一致する.

3.2.二次空気供給方法の影響

図5にバーナ出口に保炎した二次火炎の直接 写真を示す. 燃料流量は8 mL/min, 一次当量比 は1.8,総合当量比は0.8と1.0である.結果より, すべての条件において、青炎が観察された.総 合当量比が1.0の条件では、Co-swirlタイプの二 次空気供給方法で火炎が最も長くなることが わかった. これは、Co-swirlタイプが一次燃焼 の未燃ガスと二次空気の混合に最も時間がか かっている、すなわち燃焼に時間を要している ことを示している.しかしながら,総合当量比 が0.8の条件では、Counter-swirlタイプの二次空 気供給方法で最も火炎が長くなる結果となっ た.総合当量比が低くなると二次空気流量が増 大する. そのため, 一次燃焼ガスと逆方向に二 次空気を供給する機構であるCounter-swirlタイ プでは、両者のスワールが打ち消され、 火炎が 長くなったと考える.

図6に燃焼ガス温度,図7に燃焼ガス成分に及 ぼす二次空気供給方法の影響を示す.燃料流量 は8 mL/min,一次当量比は1.8とし,総合当量



Fig. 6 Combustion gas temperature of two-stage combustion mode burner as a function of total equivalence ratio.



Fig. 7 Combustion gas composition of two-stage combustion mode burner as a function of total equivalence ratio.



Fig. 8 Fuel evaporator temperature of two-stage combustion mode burner as a function of total equivalence ratio.

比を0.5~1.0の範囲で変化させ実験を行った. 燃焼ガス温度は、 すべての二次空気供給方法お よび総合当量比範囲でDPFの加熱に必要な600 ℃以上であった. 二次空気供給方法で比較する と、Counter-swirlタイプの二次空気供給方法が、 Co-swirlタイプとStraightタイプのそれと比較し, 何れの総合当量比においても高くなることが わかった. また, NOx濃度はCounter-swirlタイ プが最も低くなる結果となり,総合当量比が 0.5から1.0の範囲において、30 ppm以下となっ た. Counter-swirlタイプは燃焼ガス温度が最も 高いにも関わらずNOx濃度が低いことから、一 次燃焼ガスと二次空気の混合が比較的均一に 行われ, 二次燃焼における理論混合比の混合気 量が減少したからだと考えられる.O2濃度と CO2濃度は何れの総合当量比においても大き な違いが見られなかった.酸素利用率に違いが 無いにも関わらず燃焼ガス温度に差があった ことから、燃焼ガスからバーナへの熱損失に違 いがあったと考えられる.図8に蒸発器温度を 示す.蒸発器温度は、燃焼ガス温度とは反対の 結果となり、Non-swirlタイプが最も高かった. Non-swirlタイプは一次燃焼ガスと二次空気の 混合が悪いので、当量比1.1付近で燃焼する領 域が燃焼空間に占める割合が大きくなってし まったと考える.その結果,火炎温度が上昇し, 燃焼室熱負荷が大きくなったと推察される.

総合当量比1.0の条件で投入した酸素の質量 と排出された酸素の質量比から酸素利用率を 算出すると、3タイプともに約64%であった. 昨年度型のバーナ^[6]では約87%の酸素利用率 を得ていたことから、性能の低さは否めない. 酸素利用率の低さの原因としては、一次燃焼と 二次燃焼が何れも燃焼室内で行われる構造の ため、燃焼室容積が足りずに不完全燃焼を生じ たことが考えられる.また、すべての燃焼が燃 焼室内で行われることで、燃焼室壁への熱伝達 が増大し、結果的に熱損失の増大を招いてし まったことも原因と考えられる.今後は一次当 量比と総合当量比を大きく変化させて試験を 行うとともに、二次空気の供給方法を見直す予 定である.

4. 結言

ディーゼル機関の排出ガス加熱用二段燃焼 バーナの設計・製作および燃焼実験を行い,目 標温度600 ℃以上の燃焼ガスを発生させるこ とができた.以下に得られた知見を列挙する.

(1) 一段燃焼で運転した場合,当量比が1.0か ら2.6の範囲で保炎が可能であり,最大燃 焼流量は14 mL/minであった.

- (2) 一段燃焼で運転した場合,火炎温度は当 量比1.4の時に最大となり,約1220 °Cで あった.
- (3) 燃料流量が8 mL/min, 一次当量比が1.8, 総合当量比が1.0の条件では, Co-swirlタイ プの二次空気供給方法がもっとも火延長 が長くなったが,総合当量比が0.8の条件 では, Counter-swirlタイプのそれがもっと も長くなった.
- (4) 燃料流量が8 mL/min, 一次当量比が1.8の
 条件では, Counter-swirlタイプの二次空気
 供給方法の場合に燃焼ガス温度が最も高くなり, NOx濃度は最も低くなった.

「参考文献」

- [1] 鈴木孝 他 36 名共著, クリーンディーゼル 開発の要素技術動向, pp.129-130, 株式会社 エヌ・ティー・エス (2008)
- [2] Yueh-Heng Li., Yei-Chin Chao., et al., "Progress in miniature liquid film combustors: Double chamber and central porous fuel inlet designs", Experimental Thermal and Fluid Science, Vol.32, pp. 1118-1131(2008)
- [3] Vijaykant Sadasivuni, Ajay K. Agrawal., " A novel meso-scale combustion system for operation with liquid fuels", Proceedings of the Combustion Institute,

Vol.32, pp.3155-3162(2009)

- [4] 渋谷亮 他 3 名共著,自動車技術会学術 講演会前刷り集 No.89-14, pp.1-4 (2014)
- [5] 平井哲郎 他2名共著,高負荷旋回流燃 焼器の噴霧燃焼特性に関する研究 第2 報,日本機械学会論文集 B 編 Vol.52 No.482, pp.3388-3395 (1986)
- [6] 齋藤・野村・津曲・横田,第25回内燃機関シンポジウム講演論文集 (2014)