

燃料設計によるディーゼル機関の高効率化， 低公害化に関する研究（第6報）

- 予混合圧縮着火機関における燃料性状の影響に関する数値解析 -

環境研究領域 川野 大輔 鈴木 央一 石井 素 後藤 雄一 小高 松男

1. まえがき

ディーゼル機関における高効率，低エミッション燃焼法として予混合圧縮着火（Homogeneous Charge Compression Ignition, HCCI）燃焼が提案され¹⁾，近年様々な研究が行われている．これらの研究では，供試燃料としてガソリン系成分やガス燃料のように，軽油とは大幅に組成の異なる高オクタン価・高揮発燃料が多くの研究で用いられている²⁻³⁾．これは，軽油系成分では揮発性が低いのに加えて，セタン価が高く過早着火が生じ，HCCI には不適当なためである．しかし，既存の直接噴射式ディーゼル機関にこれらの高オクタン価・高揮発燃料を適用するには，燃料噴射ポンプやノズルの改良のほか，吸気管に気化器やインジェクタを装着する等の，燃料噴射系を複雑にする改造が必要となる³⁻⁴⁾．

そこで本研究では，既存の直接噴射式ディーゼル機関への適用の利便性を考慮し，HCCI 適用のための噴射系の改良は，噴射ノズルの燃料噴射角の狭角化のみとした．また，供試燃料には軽油をベースとして高オクタン価成分を混合したものをを用いた．その際の HCCI の排気特性を実験，数値計算の双方で解析し，軽油をベース燃料とした混合燃料の，HCCI に対する適応性を検証した．

2. 実験装置および方法

本実験で使用したエンジンの主要諸元を表 1 に示す．このエンジンは，コモンレール直噴式の 4 サイクル水冷単気筒ディーゼル機関である．実験装置の概略図を図 1 に示す．排気ガス測定では，CO，および CO₂ に NDIR，NO_x に CLD，THC には FID（ともに堀場製作所：MEXA-7100）を用いた．PM は希釈トンネルを用いて，15 分間の定常運転の後，フィルタに捕集さ

れた．捕集された PM は，高速溶媒抽出法（ASE 法）を用いて，可溶成分（SOF）と不可溶成分（ISOF）に分離された．

3. 混合燃料噴霧モデル

内燃機関の噴霧燃焼に関するシミュレーションによく使用されている KIVA3V⁵⁾を用い，燃焼室内における混合気形成過程の数値解析も，実験と合わせて行われた．しかし，オリジナルの KIVA3V では多成分燃料の計算が不可能であるため，以前構築した混合燃料噴霧モデル⁶⁾を使用した．本モデルの概要を以下に示すが，詳細は参考文献 6)を参照されたい．

Table. 1 Engine specifications

Engine type	Single cylinder diesel engine
Chamber shape	Troidal
Injection system	Common rail
Bore x stroke	135.0 x 150.0 mm
Displacement	2.15 L
Compression ratio	16
Swirl ratio	2.2

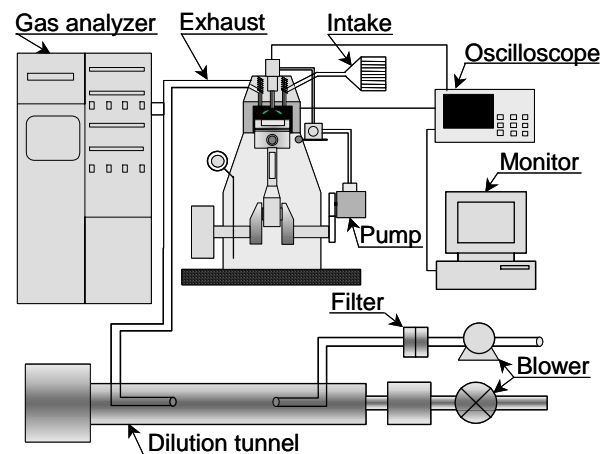


Fig. 1 Schematic diagram of experimental system

3.1. 多成分燃料の物性値推算

KIVA3V オリジナルコードでは、燃料の物性値は温度別に与えられているものの、圧力の依存性は考慮されていない。そこで、各温度・圧力における炭化水素の物性値推算が可能である NIST Thermophysical Properties of Hydrocarbon Mixture Database (SUPERTRAPP)⁷⁾のソースプログラムを KIVA3V に組み込み、多成分燃料の物性値の圧力・温度依存性を考慮した。また、多成分燃料の場合には各成分の蒸発により液滴内の温度や混合割合が時々刻々変化するため、各計算ステップで各パーセルの物性値を更新させた。

3.2. 多成分燃料の蒸発過程のモデリング

オリジナルコードでは燃料を理想流体と仮定し、ラウールの法則により液滴表面における気液平衡を計算している。本モデルでは、実現現象に近づけるため燃料を非理想流体とし、フガシティーを用いた気液平衡推算を行った。その際状態方程式には、異種分子間相互作用を考慮した Peng-Robinson 状態方程式を用いた。Peng-Robinson 状態方程式は次式で表される。

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a\alpha}{(V^2 + 2Vb - b^2)} \quad (1)$$

$$\alpha = [1 + (0.37464 + 1.54226\omega - 0.26992\omega^2)(1 - T_r^{0.5})]^2 \quad (2)$$

$$T_r = T / T_c \quad (3)$$

P : 圧力, T : 温度, V : 体積, R : ガス定数, ω : 偏心係数, T_c : 臨界温度, a, b : 燃料の種類によって定まる定数

加えて、液滴表面から内部への熱伝達を考慮する二領域モデル⁸⁾と、質量移動項と温度移動項を個別に計

算する ($Le \neq 1$) 修正 Spalding モデル⁹⁾を併用することにより、さらに実現現象に近づけることとした。

4. 実験および計算条件

実験条件を表 2 に示す。本実験では、機関回転速度 1000 rpm, 噴射圧 100 MPa で一定とした。HCCI 燃焼の際には噴射時期を 60 deg.ATDC に、従来燃焼の場合には -13.5 deg.ATDC とした。これは IMEP 0.35 MPa において、すべての条件が TDC で熱発生率のピークを迎えるように設定された噴射時期である。ただし、HCCI 燃焼における早期噴射によるシリンダ壁面への燃料付着を低減するため、従来のノズルより噴射角を狭角とした噴射角 60° のノズルを使用した。また、排気ガス再循環 (EGR) は HCCI において有効な燃焼制御手法であり¹⁰⁻¹¹⁾、本実験システムにおいても EGR は可能であるが、本実験では EGR は行わず、燃料性状の相違に主眼を置いた考察に留める。

供試燃料の物性値を表 3 に示す。ベース燃料には硫黄分約 10 ppm の軽油を用いた。添加する炭化水素燃料には、イソパラフィン系のイソオクタン、芳香族系のトルエン、含酸素系の MTBE に加えて、イソパラフィン系の高沸点成分のみを混合した多成分燃料 (iso-paraffins) を使用した。表 3 の混合割合の値は、

Table 2 Test conditions

Engine speed	1000 rpm
Nozzle orifice diameter	0.26 mm
Number of nozzle orifice	6
Injection pressure	100 MPa
Injection timing	-60 deg.ATDC (HCCI)
	-13.5 deg.ATDC (conv.)
EGR ratio	0.0
Water temperature	348 K

Table 3 Properties of test fuels

		Diesel fuel	Iso-octane	Iso-paraffins	Toluene	MTBE
Formula	[-]	-	C8H18	-	C7H8	C5H12O
Boiling point (T_{50})	[K]	(550)	372	(507)	384	328
Density	[kg/m ³]	811	692	792	882	774
Viscosity	[mm ² /s]	3.841	0.680	2.968	0.626	0.452
Heating value	[MJ/kg]	46.60	44.35	44.03	40.53	34.90
CN (RON)	[-]	55.6	(100)	28.0	(120)	(117)
H/C	[-]	1.99	2.25	2.09	1.14	2.40
Sulfur content	[ppm]	10	<1.0	<1.0	<1.0	<1.0
Mixing ratio	[-]	1.0	2.0	6.0	0.6	0.6
Averaged b.p.	[K]	550	431.3	513.1	487.8	466.8

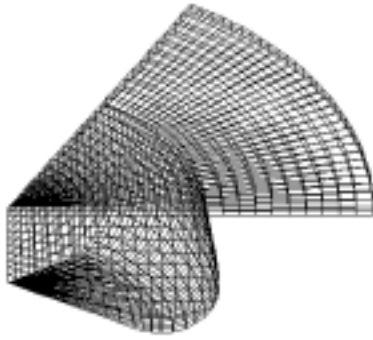


Fig. 2 Computational grid

単位体積のベース軽油に対する各燃料の体積割合を示している。この混合割合は、IMEP が 0.35 MPa の際に上死点付近で着火が生じるように、予備実験であらかじめ決定されたものである。それぞれの燃料でオクタン価が異なるため、混合割合も様々であるが、トルエンと MTBE に関しては双方ともオクタン価が 120 程度であるため、同じ混合割合で着火遅れもほぼ同等となった。また、それぞれの燃料を軽油に添加した際の平均沸点を表 3 の最下段に示す。高オクタン価成分の中で最も低揮発のイソパラフィン系添加の場合で最も平均沸点が高く、一方高オクタン価成分が高揮発で、その混合割合も高いイソオクタン添加で平均沸点が最も低い。

計算条件は、ベース燃料の軽油を n-トリデカンで代表させたほかは、すべて実験条件と一致させている。本計算で用いた計算メッシュを図 2 に示す。実験で用いたエンジンの燃焼室形状や、表 1 に示したエンジン諸元と一致させており、約 20000 セルで構成されている。

5. 実験および計算結果

5.1. 実験結果

各燃料の排出ガス特性を図 3 に示す。イソオクタン添加の場合において、上記の熱発生量の増加により NO_x 濃度が若干増加しているものの、HCCI のいずれの場合においても、従来燃焼に比べ大幅に NO_x が低減されており、それぞれの燃料で有意な差異は確認できない。したがって、揮発性の低い軽油が混入されていても、予混合吸気式の HCCI に劣らない NO_x 低減のポテンシャルを有すると思われる。また、直接噴射式の HCCI では、低密度場に燃料噴射をするため、液相ペネトレーションが増加し、THC、および CO の排出を増加させる懸念がある。しかし、イソオクタン添加の

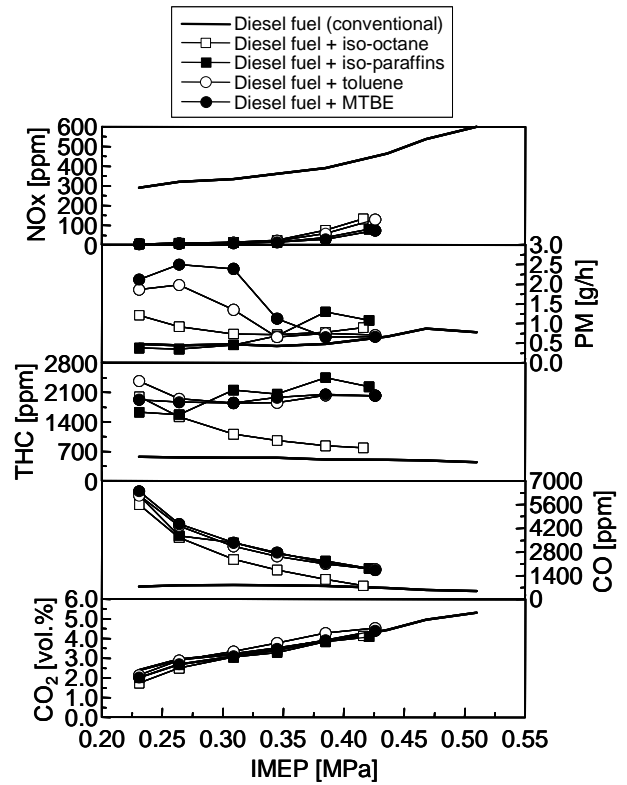


Fig 3 Exhaust emissions

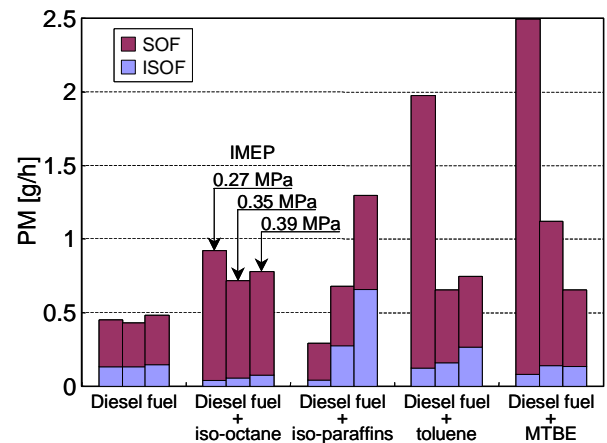


Fig. 4 SOF and ISOF in PM emission

場合では、平均沸点の低下により燃料の壁面付着量が減少するため、THC、および CO 濃度が顕著に低くなる。PM に関しては、含酸素燃料である MTBE は黒煙低下の効果を有する¹²⁾ため、MTBE 添加の場合に最も低い値を取ると予想されるが、本実験では逆に最も排出量が多い結果となった。

PM 中の SOF と ISOF の割合を図 4 に示す。イソパラフィン系添加の場合で ISOF が極端に多く、高負荷の条件では従来燃焼と比べても約 5 倍排出している。これは、平均沸点の上昇による局所的な過濃混合気の

生成と、高級イソパラフィン系のすす生成能の高さ¹³⁾が影響したものと考えられる。また、上記のように酸素系の MTBE 添加における ISOF 分は、同じ軽油割合でベンゼン環を含むトルエン添加より低いものの、平均沸点の低いイソオクタン添加よりも高い。MTBE 自体はすす抑制能に優れているものの、軽油を多く含んでいるために平均沸点が高く、軽油自身のすす生成能が高いため、このような現象が生じたものと考えられる。

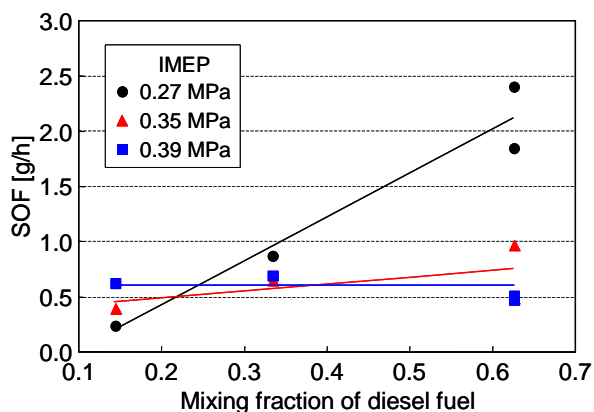


Fig. 5 SOF vs. mixing fraction of diesel fuel

SOF の排出量に関しては、すべての HCCI で従来燃焼に比べて高い値を取っている。各燃料の軽油の混合割合と SOF 排出量の関係を図 5 に示す。HCCI 燃焼の場合、軽油の混合割合に対して、SOF の排出量がほぼ比例的に増加していることがわかる。小川らは、SOF には軽油中の高沸点分の量が深く関与している¹⁴⁾と報告しており、本実験結果は小川らの実験結果と一致している。一方、負荷が増加すると筒内温度および壁面温度が上昇し、SOF 分の熱分解が進むため、その傾向は弱くなる。特に IMEP が 0.39 MPa の場合には、それぞれの軽油の混合割合に関わらず、SOF 分の排出量は一定となる。

5.2. 計算結果

上記の THC, CO, PM 排出の相違を明確にするため、大きく違いが現れたイソオクタン添加とトルエン添加に関して、燃焼室内の混合気分布の数値解析を行った。IMEP 0.35 MPa における、各混合燃料の混合気分布を図 6 に示す。噴射角が 60° のノズルを使用しているため、ピストンキャピティ外への混合気の流出は回避されている。しかしながら、燃料が噴射される

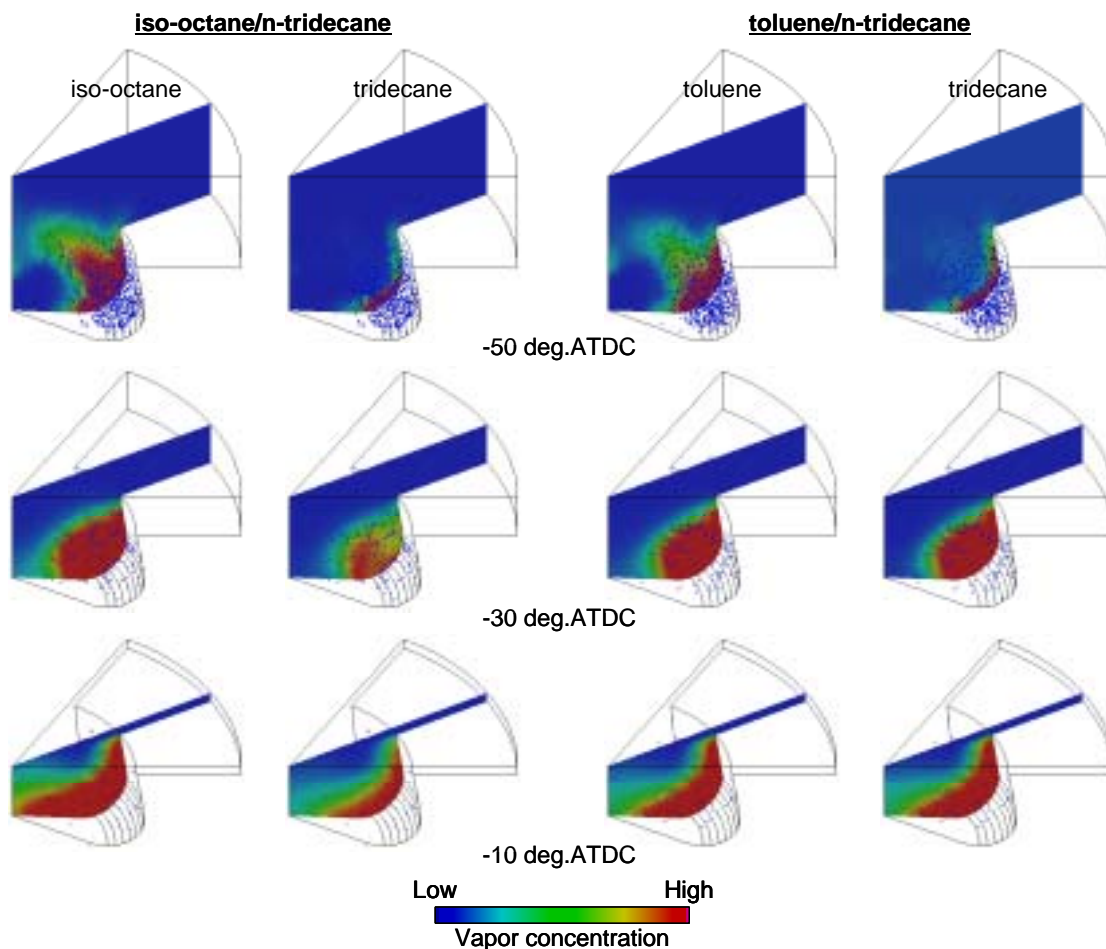


Fig. 6 Liquid droplet and vapor distributions

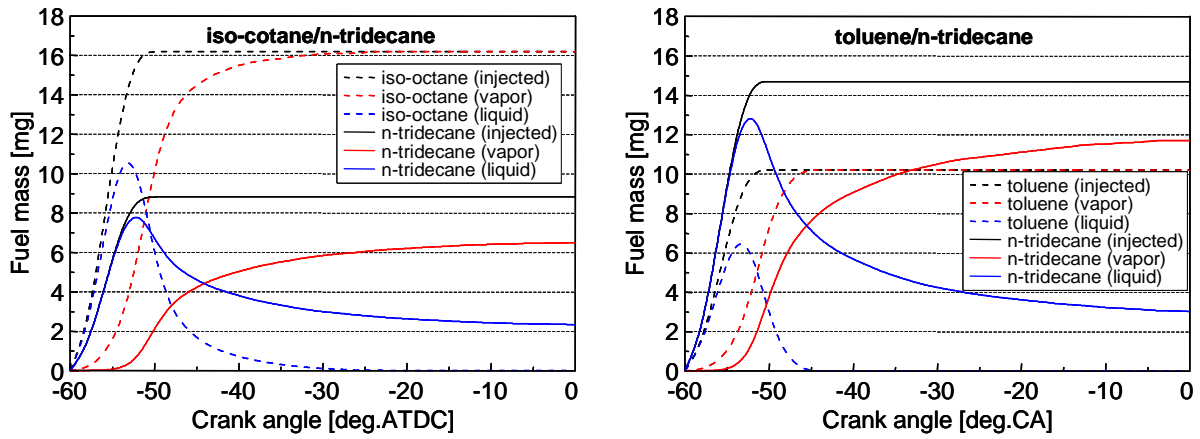


Fig. 7 Fuel vapor and liquid mass

-60 deg.ATDC では雰囲気密度が低いため、噴霧は液相の状態では燃焼室壁面に衝突する。そのため、-50 deg.ATDC では燃料液滴が壁面に数多く存在している。この液滴の壁面衝突により、その後いずれの燃料成分においても同様の蒸気分布を示し、高濃度蒸気は常に燃焼室壁面近くに形成されている。特に、n-トリデカンに着目すると、イソオクタン添加に比べてトルエン添加の場合に、高濃度蒸気が壁面付近に多く存在していることがわかる。

筒内における気相、液相の燃料質量を図7に示す。イソオクタンやトルエンの低沸点成分は早期に全てが蒸発している。一方n-トリデカンの蒸発量は、TDC付近でも噴射量の80%程度に留まり、残りの20%は液相の状態が存在していることがわかる。特に、n-トリデカンをより多く含むトルエン添加では、イソオクタン添加よりも多く液相のn-トリデカンが残存している。これはn-トリデカンが液相の状態では壁面に衝突して生じた燃料液膜によるものであり、これが図6で示した壁面近傍でn-トリデカンの高濃度蒸気が多量に存在する原因であると考えられる。したがって、トルエン添加の場合には、壁面近傍における火炎のクエンチングが生じやすく、THC、CO、SOFの多量排出につながったものと思われる。

以上より、従来の軽油を用いたディーゼル機関ではHCCI燃焼の実現が困難であるが、軽油に高オクタン価・低沸点燃料を混合することにより、ガソリンHCCIと遜色ない低NO_xのHCCI燃焼を実現できることがわかった。また、この混合燃料のHCCIでは従来燃焼に比べてTHCが多く排出されるものの、予混合気の着火源として着火性に富む軽油が含まれるため、ガソリンHCCIに比べると、THC排出濃度は大きく低減さ

れる。ただし、数値計算からも明らかなように、噴霧の壁面衝突が生じた場合、高沸点の軽油が液相のまま壁面に付着するため、従来燃焼に比べると未燃分排出の増加は避けられない。この欠点を淘汰するためには、更なる噴射時期、噴射角度、および軽油の混合割合の最適化が必要であろう。

6. まとめ

軽油に高オクタン価燃料を添加した混合燃料を用いて、HCCIの燃焼・排気特性に与える燃料性状の影響を調査した結果、以下の結言が得られた。

- (1) 低揮発性の軽油が含まれる混合燃料を用いても、NO_x濃度は従来燃焼に比べて大幅に低下し、それぞれの燃料で有意な差異は認められない。
- (2) THC、CO濃度はHCCI燃焼で増加するものの、平均沸点の低いイソオクタン添加の場合は軽油の壁面付着量が少ないため、他の混合燃料に比べて極端に低い。
- (3) イソパラフィン系添加の場合には、高級イソパラフィン自身のすす生成能が高いためにISO_Fが多く、その他の混合燃料のISO_F排出量は軽油の混合割合に比例する。
- (4) SO_Fは未燃の軽油の高沸点成分に起因するため、燃料中の軽油の混合割合に対して、軽負荷ではSO_Fの排出量はほぼ比例的に増加するが、負荷が高くなるにつれて熱分解が進行し、その影響は少なくなる。
- (5) 軽油が多く含まれる混合燃料の場合、液相の状態では低揮発性の軽油成分がピストン壁面に衝突し燃料液膜を形成するため、火炎のクエンチングが生じてTHC、CO、SO_Fの排出が増加する。

参考文献

- 1) Najt, P. M. and Foster, D. E. : Compression-Ignited Homogeneous Charge Combustion, SAE Paper 830264.
- 2) Dec. J. E. and Sjöberg, M. : A Parametric Study of HCCI Combustion – the Sources of Emissions at Low Loads and the Effects of GDI Fuel Injection, SAE Paper 2003-01-0752.
- 3) Aceves, S. M., Flowers, D. L., Martinez-Frias, J., Smith, J. R., Dibble, R., Au, M. and Girard, J. : HCCI Combustion : Analysis and Experiments, SAE Paper 2001-01-2077.
- 4) Ryan, T. W. and Callahan, T. J. : Homogeneous Charge Compression Ignition of Diesel Fuel, SAE Paper 961160.
- 5) Amsden, A. A. et al. : KIVA3V : A Block-Structured KIVA Program for Engines with Vertical or Canted Valves, Los Alamos National Laboratory Report LA-13313-MS, (1997).
- 6) Kawano, D., Senda, J., Wada, Y., Fujimoto, H., Goto, Y., Odaka, M., Ishii, H. and Suzuki, H., “Numerical Simulation of Multicomponent Fuel Spray”, SAE Paper 2003-01-1838, (2003).
- 7) Ely, J. F. et al. : NIST Thermophysical Properties of Hydrocarbon Mixture Database (SUPERTRAPP) Users’ Guide, (1992).
- 8) Curtis, E. W. et al. : A New High Pressure Droplet Vaporization Model for Diesel Engine Modeling, SAE Paper 952431, (1995).
- 9) Abramzon, B. et al., : Droplet Vaporization Model for Spray Combustion Calculations, Int. J. Heat Mass Transfer, 32(9), pp.1605-1618, (1989).
- 10) Thring, R. H. : Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines, SAE Paper 892068.
- 11) Christensen, M. and Johansson, B. : Supercharged Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) with Exhaust Gas Recirculation and Pilot Fuel, SAE Paper 2000-01-1835.
- 12) 鈴木央一, 石井 素, 小池章介, 小高松男 : 均一予混合圧縮着火燃焼によるディーゼル機関の超低公害化への試み, 交通安全環境研究所報告, No. 1, (2002).
- 13) Takatori, Y., Mandokoro, Y., Akihama, K., Nakakita, K., Tsukasaki, Y., Iguchi, S., Yeh, L. I. and Dean, A. M. : Effect of Hydrocarbon Molecular Structure on Diesel Exhaust Emissions Part 2 : Effect of Branched and Ring Structures of Paraffins on Benzene and Soot Formation, SAE Paper 982495.
- 14) 小川忠雄 : ディーゼル排出ガスに及ぼす軽油性状の影響 第 2 報) 軽油特性とパーティキュレート量の関係解析, 豊田中央研究所 R&D レビュー, Vol. 32, No. 2, p. 87-98, (1997).