

〔論 文〕

大型ディーゼル機関の部分負荷運転における燃焼形態が 排出ガスおよび熱効率に及ぼす影響

山口 卓也^{*1}

The Effect of Combustion Type on Exhaust Emissions and Thermal Efficiency at Partial Load Operating Condition in the Heavy Duty Diesel Engines

Takuya YAMAGUCHI^{*1}

Abstract

In a heavy duty diesel engine, reduction of exhaust emissions and improvement in thermal efficiency have been strongly required from the viewpoint of prevention of air pollution and global warming. Premixed charge compression ignition (PCCI) can reduce NO_x and smoke simultaneously at partial load operating condition. This type of combustion in a diesel engine has been studied for a long time. Conversely, the low temperature diesel combustion combined with high rate EGR and higher fuel injection pressure has also achieved low NO_x and smoke levels in the past decade. In this study, experiments were conducted to compare exhaust emissions and thermal efficiency between PCCI and the low temperature diesel combustion at brake mean effective pressure = 0.4 MPa (Engine speed: Ne = 1200 rpm) in the single cylinder diesel engine. The results show that the exhaust emissions and brake thermal efficiency of PCCI are better than the low temperature diesel combustion. Particularly, PCCI has the advantage of NO_x emission compared to low temperature diesel combustion.

Key Words : Heat Engine, Compression Ignition Engine, Efficiency, Fuel Economy

1. はじめに

ディーゼルエンジンは燃料消費が少なく、CO₂の排出量が少ないため地球温暖化の防止に効果的な内燃機関である。その一方で自動車による大気環境への負荷を抑制するため、ディーゼルエンジンから排出される窒素酸化物（NO_x）や粒子状物質（PM）のさらなる低減が強く求められている。予混合圧縮着火燃焼（PCCI：Premixed Charged Compression Ignition Combustion）はディーゼルエンジンの軽負荷運転領域においてNO_xとPMの同時低減が可能であることから、数多くの研究が行われてきた。⁽¹⁻²⁾PCCIのこれまでの研究において、PCCIの運転負荷領域の拡大が課題のひとつとして挙げられていたが、この課題へのアプローチは、可変バルブタイミングシステムを用いて吸気弁閉時期を遅延したミラーサイクルを適用し、有効圧縮比を低くし上死点近傍における筒内ガス温度を低下させる手法が有効であることが、これまでの研究で示されている⁽³⁾。このアプローチの採用により、運転負荷領域の拡大のためにシリンダ内への燃料噴射量が増加しても、上死点近傍において燃料と空気の予混合化に必要な着火遅れ期間が確保することができ、運転負荷領域の拡大が可能となっている⁽⁴⁾。

上述したようにPCCIは軽負荷運転領域においてNO_xとPMを同時に低減できる特徴を有しているが、近年、従来型の拡散燃焼においても、多量EGRと燃料高圧射の組み合わせることで、燃料を微粒化し且つ燃焼噴霧内における局所的な高温領域の発生を抑制した低温ディーゼル燃焼により、部分負荷運転領域において従来よりもNO_xとPMを低減することが可能であるが報告されている⁽⁵⁾。このように、予混合型の燃焼形態と拡散燃焼型の燃焼形態ともにNO_xとPMを部分負荷において低減することが可能となってきたが、部分負荷運転領域において、排出ガスおよび正味熱効率との観点からこれらの燃焼形態の優劣について比較を行った研究例は少ない。このため本報は、大型ディーゼル機関の部分負荷運転条件において、燃焼に強く影響する燃料噴射圧力とシリンダー内のスワールを適正化した条件の

^{*1} 交通機械工学科
令和元年10月31日受理

下で低温ディーゼル燃焼とミラーサイクルを適用した PCCI の排出ガス，正味熱効率を比較した結果について報告する．

2. 実験装置

2・1 研究用単気筒エンジン

実験は 4 サイクル直噴単気筒ディーゼル機関で行った．エンジンの外観を図 1 に示す．また，表 1 はエンジンの主な仕様を示す．本研究で使用した単気筒エンジンは，高過給を前提に考えた燃焼最高圧力 $P_{max}=30\text{MPa}$ に耐え得る仕様である．ピストンはスチール材のモノサームピストンを使用しており，その形状を図 2 に示す．燃焼室は口径が 98mm の浅皿タイプを使用しており，圧縮比は 16.0 である．燃料噴射システムはコモンレール方式を使用し，インジェクターはホールノズルタイプ（ $\phi 0.177\times 8$ ，噴孔角 150deg ）である．また，単気筒エンジンは油圧駆動の可変バルブタイミングシステムを装着し，吸排気バルブの開閉時期とリフト量を任意に変化することができる．上記に加えて単気筒エンジンはシリンダ内のスワールを可変にすることが可能なスプリットポートを採用している．図 3 はスプリットポートのレイアウトを示す．スワールは，図 3 に示す吸気ポート A～D の開閉条件を変えることにより，スワール比を $SR=1.4\sim 7.4$ に変化させることができる．表 2 に吸気ポートの開閉条件とスワール比との関係を示す．

2・2 過給と EGR システム

本研究の過給は単気筒エンジンと独立した外部過給機を使用し，吸気圧力と排気圧力および EGR 率をそれぞれ独立に設定できる．実験装置のシステムを図 4 に示す．本研究における EGR はハイプレッシャーループ EGR 方式を採用している．また，EGR 率は，式(1)から算出した．

本研究では，モータ駆動の外部過給機によるプラスのポンプ仕事を失くすため，吸気圧力と排気圧力を同じ圧力まで高め実験を行っている．このため，エンジンのポンプ仕事はプラスではなく，これにより，エンジントルクはダイナモで直接計測することができる．本実験の BMEP は，吸排気のポンプ損失を含んだ結果である．

$$\text{EGR rate} = \frac{\text{Intake charge CO}_2 \text{ concentration} - \text{Atmospheric CO}_2 \text{ concentration}}{\text{Exhaust CO}_2 \text{ concentration} - \text{Atmospheric CO}_2 \text{ concentration}} \times 100$$

(1)

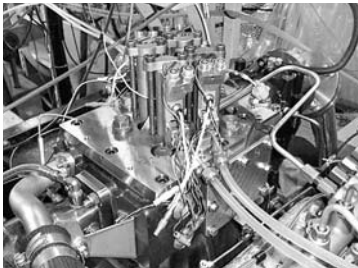


Fig. 1 Appearance of single cylinder engine

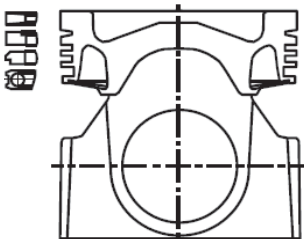


Fig. 2 Cross section of combustion chamber

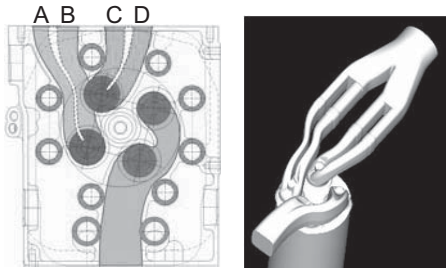


Fig. 3 Layout of split port

Table 1 Engine specifications

Item	Specifications
Engine Type	DI single cyl. 4 valve
Displacement L	2.004
Bore × Stroke mm	135×140
Max Engine Speed rpm	2000
Injector	Common Rail System (Max Pinj=200MPa)
Nozzle	Minisac 0.177×8-150°
Piston Type	Steel (Monotherm)
Comb.Chamber	Shallow Dish (φ98)
Compression Ratio	16.0
Swirl Ratio	1.4 ~ 7.4
Air Charging System	External super charger

Table 2 The relationship between open and close of intake port and swirl ratio

○ Open × Close

Swirl ratio	Flow coefficient	Intake port symbol			
		A	B	C	D
1.4	0.362	○	○	○	○
2.8	0.298	○	○	○	×
5.6	0.215	○	×	○	×
7.4	0.120	×	×	○	×

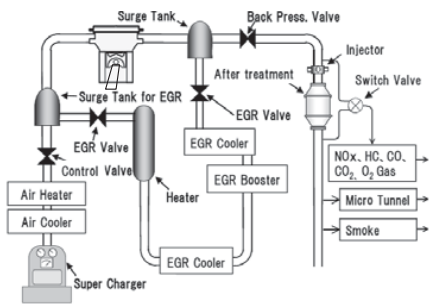


Fig. 4 External supercharger and EGR system

2・3 動力・燃費・排出ガス計測装置

本研究におけるエンジンの動力性能は明電舎製の動力計で計測した。燃料流量は容積式燃料流量計(小野測器製:FP-2000/200)で計測した。排出ガス分析(堀場製 MEXA-9100DEGR)は、CO、CO₂はNDIR、NO_xはCLD、HCはFIDを用いた。HCのサンプルラインは、192℃に温度を保持し試験を行った。Smokeは、AVL415Sにて計測しフィルタスモークナンバ(FSN)で表示した。

2・4 供試燃料と潤滑油

供試燃料は低硫黄分の軽油(JIS 2号, S分3ppm)を使用した。セタン価は59.7である。低位発熱量などの燃料性状の詳細を表3に示す。また、潤滑油は低サルファエンジンオイル(SAE10W30)を使用した。表4は潤滑油の主な仕様を示す。

Table 3 Fuel properties

Category	Properties	Category	Properties
Density 15 deg.C	0.8279	Elements	C 86.1
Kinematic viscosity 30 C mm ² /s	4.208	mass %	H 13.8
Flash point C	76.0		O -
Cetane index (JIS K2280)	61.6		N < 0.1
Cetane number	59.7	Components	Saturates 82.9
Distillation	IBP 179.0	Vol. %	Olefins 0
	5% 209.0		Aromatics 17.1
	10% 228.5		Mono- 15.9
	50% 289.5		Di- 1.0
	90% 339.5		Tri- 0.2
	EP 362.0	Gross calorific value kJ/kg	46060
Sulfur	mass ppm 3	Lower calorific value (Calculated) kJ/kg	42940

Table 4 Lubricating oil properties

Category	Properties
Density 15°C g/cm ³	0.859
Flash Point (COC) °C	226
Kinematic	40 °C 68.82
Viscosity mm ² /s	100°C 10.55
Pour Point °C	-35
Sulfuric Ash Content mass %	1.00
Sulfur mass %	0.26

3. 吸気弁閉時期とスワール比が吸気特性に及ぼす影響について

本研究におけるPCCIは着火遅れ期間を十分に確保し、燃料と空気の混合を促進することを目的として図5に示すように、吸気弁閉時期(IVC)を遅延し、有効圧縮比(ϵ_{effec})を低下させたミラーサイクルを採用する。本研究における ϵ_{effec} は式(2)に示すように、吸気弁閉時期におけるシリンダ容積を圧縮上死点における隙間容積で除したものと定義している。ここではIVCおよびスワール比(SR)の変化がエンジンの吸気特性やシリンダ内の平均ガス温度に及ぼす影響をエンジンのモータリング条件での実験により調べた結果について述べる。

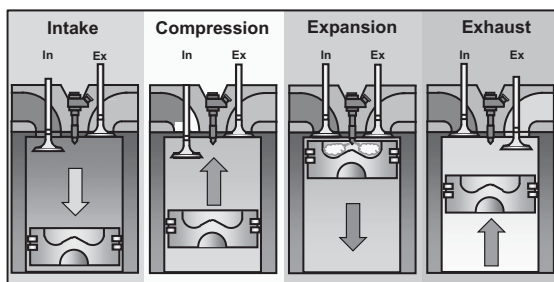


Fig. 5 Schematics of Miller cycle

$$\epsilon_{\text{effec}} = \frac{\text{Cylinder volume at IVC}}{\text{Clearance volume at TDC}} \quad (2)$$

3・1 吸気弁閉時期(IVC)と有効圧縮比(ϵ_{effec})の関係

図6は機関速度Ne=1200rpmの条件においてIVCを変化させた際の吸排気バルブリフトを示す。本研究における吸排気バルブの開閉時期は圧縮上死点を始点としたクランク角度で示す。図7はIVCに対する ϵ_{effec} の変化である。ここではIVCを480-660degの範囲で変化させた際の ϵ_{effec} の変化を示している。 ϵ_{effec} はIVCが下死点(IVC=540deg)の条件において幾何圧縮比である $\epsilon=16$ となるが、IVCが下死点よりも遅延した条件になるに従い、 ϵ_{effec} は低下していく。本研究は、圧縮上死点近傍における筒内ガス温度を低下させ、燃料と空気の混合を促進するための着火遅れ期間を確保するためにIVCを遅延したミラーサイクルをPCCIに適用する。このため、本研究におけるPCCIの実験では、有効圧縮比を $\epsilon_{\text{effec}}=10.2$ となる吸気弁閉時期(IVC=625deg)に設定とした。

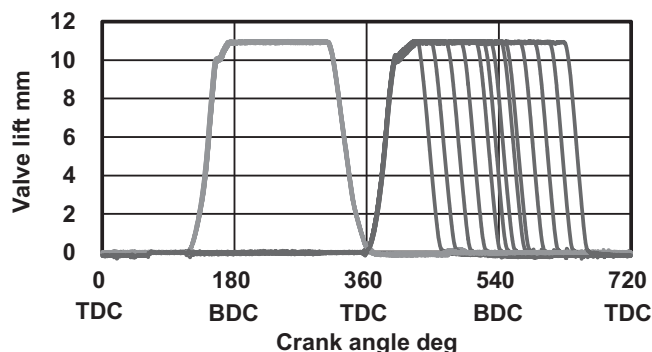
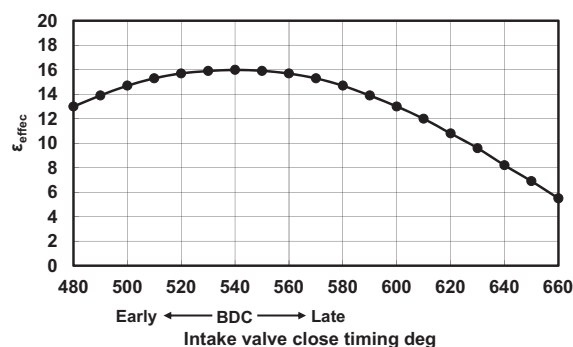


Fig. 6 Valve lift curve in IVC change at Ne=1200rpm

Fig. 7 ϵ_{eff} change with IVC

3・2 吸気弁閉時期 (IVC) が体積効率 η_v に及ぼす影響

IVC が体積効率 η_v に及ぼす影響を Ne=1200rpm のモータリング条件で実験を行った。表5は実験条件を示す。吸気マニホールドにおける過給圧は301.3kPa(abs.)、吸入空気温度は50℃に設定し実験を行った。IVC は480deg から660deg までの範囲において20deg 刻みに変化させた。また、ここでの実験ではスワール比がSR=1.4となるスプリットポートの開閉条件に設定している。図8はIVC に対する η_v の変化を示す。 η_v は、IVC が下死点よりも早い時期から下死点に近づくにつれて増加し、IVC=550deg で最も高くなり、このときの η_v は102.7%である。IVC が550deg よりも遅い時期になると、シリンダ内に吸入した空気は、圧縮行程のピストンの押出しによりシリンダから吸気ポートへ逆流し、 η_v は低下していく。PCCI の実験を行う IVC=625deg ($\epsilon_{\text{eff}}=10.2$) の条件における η_v は実験結果からおおよそ65%であると推定される。

Table 5 Motoring conditions for IVC change

Ne rpm	P _b kPa (abs.)	T _{in} deg.C	IVO deg	IVC deg	EVO deg	EVC deg	SR
1200	301.3	50	364	480 - 660	122	359	1.4

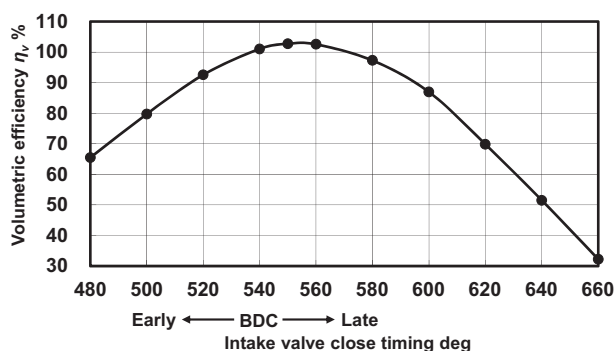


Fig. 8 The effect of IVC on volumetric efficiency at Ne=1200rpm

3・3 スワール比 (SR) がシリンダ内への吸入空気量に及ぼす影響

スワール比がシリンダ内への吸入空気量に及ぼす影響を Ne=1200rpm のモータリング条件で実験を行った。表6は実験条件を示す。スワールはSR=1.4~7.4に変化させた。吸気マニホールドにおける過給圧は151.3kPa (abs.)、吸入空気温度は50℃に設定した。IVC は $\epsilon_{\text{eff}}=10.2$ となる IVC=625deg の条件とした。また参考として、Ne=1200rpm の条件において体積効率 η_v が最も高くなる IVC=550deg の条件でも実験を行った。

図9はSR に対するシリンダ内への吸入空気の質量流量の変化である。Ne=1200rpm の条件において η_v が最も高くなる IVC=550deg の条件の場合、吸入空気の質量流量はスワール比が高まるに従い減少していき、SR=7.4の条件において最も少なくなる。これはSR を高めるためにスプリットポートにおいて閉じられる吸気ポートが増加し、シリンダ内への吸入空気の経路が遮断されるためである。IVC=550deg の条件ではシリンダ内への吸入空気の質量流量とSR はトレードオフ関係にあることが示されている。一方、有効圧縮比を低下させるために吸気弁閉時期を遅らせた IVC=625deg の条件の場合、吸入空気の質量流量はスワール比が高まるに従い微増していきSR=7.4の条件において最大となる。この結果はIVC=550deg の条件における結果とは逆の傾向である。前述したようにミラーサイクルを適用し、吸気弁閉時期を遅延した IVC=625deg の条件は、圧縮行程の中盤まで吸気弁開いていることから、吸気行程でシリンダ内に吸入された空気はピストンの上昇によりシリンダから吸入ポートへ押し出され、逆流する。IVC=625de の条件

では、SR を高めるためにスプリットポートにおいて閉じられる吸気ポートが増加し、圧縮行程中にピストンの上昇によりシリンダ外へ押し出される吸入空気が減少することから、SR が高まるに従いシリンダ内への吸入質量流量が増加していると考えられる。

Table 6 Motoring conditions for SR change

Ne rpm	P _b kPa (abs.)	T _{in} deg.C	IVO deg	IVC deg	EVO deg	EVC deg	SR
1200	151.3	50	364	550	122	359	1.4
				620			2.8
							5.6
							7.4

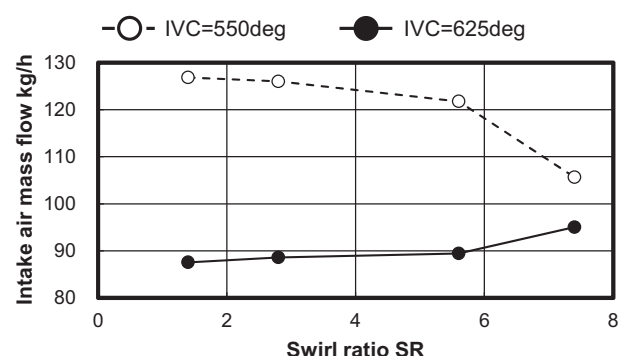


Fig. 9 The effect of SR on intake air mass flow

3・4 スワール比 (SR) が筒内平均ガス温度とポンピング平均有効圧力に及ぼす影響

ここでは IVC=550deg および IVC=625deg の条件において SR の変化がモータリング運転中の筒内平均ガス温度とポンピング平均有効圧力 (PMEP) に及ぼす影響について述べる。図10と図11は IVC=550deg および IVC=625deg において SR を変化した際の筒内平均ガス温度の変化である。IVC=550deg の条件における筒内平均ガス温度は、SR が変化しても大きな違いは見られない。一方、IVC=625deg の条件における筒内平均ガス温度は SR が大きい条件ほど高くなっている。これは前節で述べたように、IVC=625deg の条件において SR が大きい場合、シリンダ内への吸入空気量が多くなるためである。図12は IVC=550deg および IVC=625deg の条件で SR を変化した際の圧縮上死点における筒内平均ガス温度である。IVC=625deg の条件はミラーサイクルを適用し、有効圧縮比を $\epsilon_{\text{effec}} = 10.2$ まで低下させているため、IVC=550deg の条件と比較し圧縮上死点における筒内ガス温度が大きく低下している。SR=1.4の条件において比較すると IVC=550deg と IVC=625deg における圧縮上死点での筒内平均ガス温度の差は92.2K である。IVC=550deg の条件における圧縮上死点の筒内平均ガス温度は SR が大きくなるに従い低下するが、その差は小さく、SR=1.4と SR=7.4における圧縮上位死点の筒内平均ガス温度差は7 K である。一方、IVC=625deg の場合、圧縮上死点における筒内平均ガス温度は SR が大きくなるに従い上昇する。IVC=625deg の SR=1.4の条件における圧縮上死点の筒内平均ガス温度は846.3K, SR が最も大きい SR=7.4の条件での圧縮上死点における筒内平均ガス温度は876.2K であり、その差は29.9K である。これらの結果は、PCCI において燃料と空気の混合を促進するために長い着火遅れ期間を得るには、有効圧縮比を下げ、スワール比の低い条件が適していることを示唆している。

図13は IVC=550deg および IVC=625deg の条件で SR を変化した際の PMEP である。PMEP は SR が大きくなるに従い増大し、SR=7.4の条件における増加が顕著となる。この結果は、SR を大きくした際に PMEP の増大により燃料消費の増加を招く可能性を示唆している。

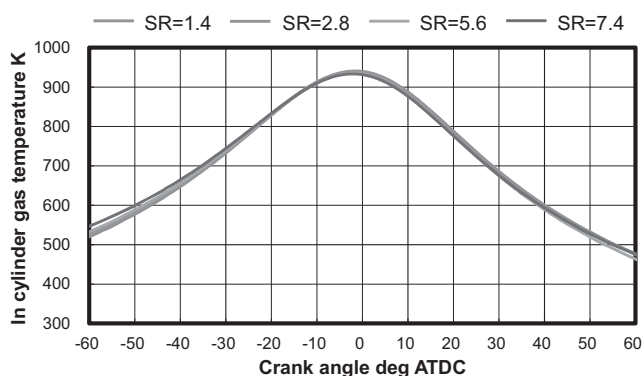


Fig. 10 The effect of SR on in cylinder gas temperature K (IVC=550deg)

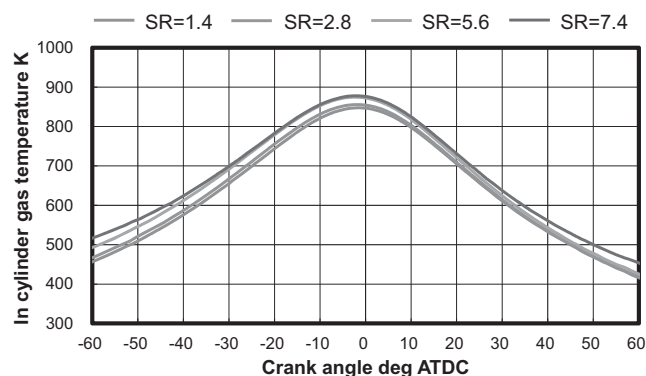


Fig. 11 The effect of SR on in cylinder gas temperature K (IVC=625deg)

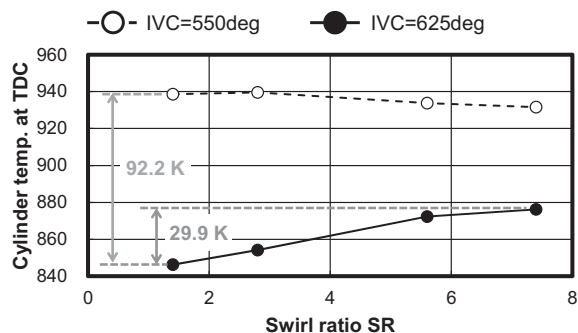


Fig. 12 The effect of SR on in cylinder gas temperature at TDC K

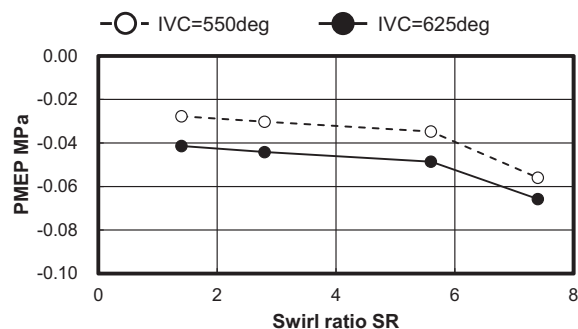


Fig. 13 The effect of SR on in PMEP MPa

4. 予混合圧縮着火燃焼 (PCCI) の実験結果

ここでは、 $N_e=1200\text{rpm}$ 、 $BMEP=0.4\text{MPa}$ の条件におけるPCCIにおいて P_{inj} とSRが排出ガスおよび燃料消費に及ぼす影響を実験により調べた結果について述べる。過給圧 P_b 、EGR率、吸排気バルブの開閉時期、有効圧縮比 ϵ_{effec} などの実験条件を表7に示す。本実験の各条件において、EGR率は $Smoke=0.35\text{FSN}$ になるまで高めた。吸気温度は 50°C 一定の条件で実験を行った。また、燃料噴射時期はPCCIにおける低温酸化反応後の熱炎の立ち上がりから上死点となるよう調整した。

Table 7 Experimental conditions of PCCI

Ne rpm	BMEP MPa	EGR %	P_b kPa (abs.)	ϵ_{effec}	P_{inj} MPa	IVO deg	IVC deg	EVO deg	EVC deg	SR	Start of combustion deg ATDC
1200	0.4	0 ~ 59	151.3	10.2	120~200	359	625	160	369	1.4~7.4	TDC

4・1 燃料噴射圧力 (P_{inj}) とスワール比 (SR) が予混合圧縮着火燃焼の排出ガスと正味熱効率 (BTE) に及ぼす影響

図14は $P_{inj}=200\text{MPa}$ の条件においてSRを変化させた際のPCCIの熱発生率等を示す。燃料噴射時期はSRが高まるに従い上死点に近づき着火遅れ期間が短くなっている。これは前章で述べたように、SRを高めた場合にスプリットポートにおいて閉じられる吸気ポートが増加することから、IVCを遅延したミラーサイクルの条件では、ピストンの上昇によりシリンダ内からシリンダ外へ押し出される新気量が減少し、上死点近傍における筒内平均ガス温度の降下が小さくなることから、着火が早まったものと考えられる。SR=1.4とSR=7.4の条件で比較した場合、上死点近傍において筒内平均ガス温度の差が60K、シリンダ内の圧力差が560kPa生じる。熱発生率はSRが高まるに従い、そのピークが増大する傾向であり、筒内圧力上昇率のピークもスワール比が増大すると大きくなる。

図15および図16は各SRの条件においてEGR率を横軸にとりBSNO_x、Smokeなどの排出ガスや空気過剰率 λ 、吸気O₂濃度などを整理したものを示す。SR=1.4および2.8の条件では、EGR率を55%よりも高めてもSmokeを抑制しつつBSNO_xを大きく低減することができている。このときのBSNO_xはSR=1.4の条件において0.112 g/kWh、SR=2.8の条件において0.138 g/kWhである。一方、SR=5.6、7.4とSRが大きくなった条件では、EGR率を55%以上に高めるとSmokeの増加を招く。これは前述のように、SRが大きくなった条件の場合、着火遅れ期間が短くなることから、燃料噴霧と空気との予混合化が着火までに十分に促進できていないためと考えられる。BSCOおよびBSHCの未燃成分は、SR=1.4、2.8でEGR率が高まり吸気O₂濃度の低くなる条件において、燃料噴霧が十分に予混合化された低温燃焼となることから排出量が増加する。正味燃料消費率 (BSFC) はスワール比が高まるに従い増加する。SR=1.4の条件ではBSFC=253.8 g/kWh、SR=7.4の条件においてはBSFC=267.5 g/kWhであり、低スワールから高スワールに変化することで、BSFCは約5%の増加となる。

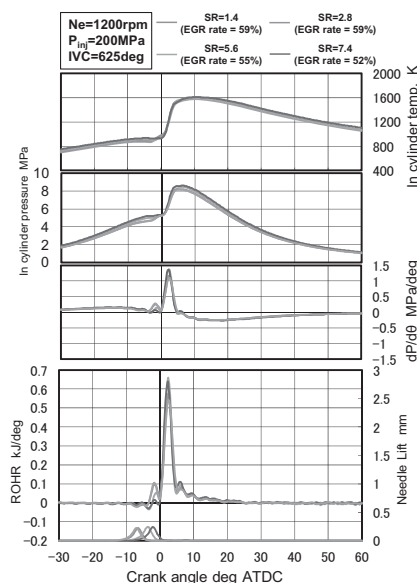


Fig. 14 The effect of swirl ratio on heat release rate of PCCI

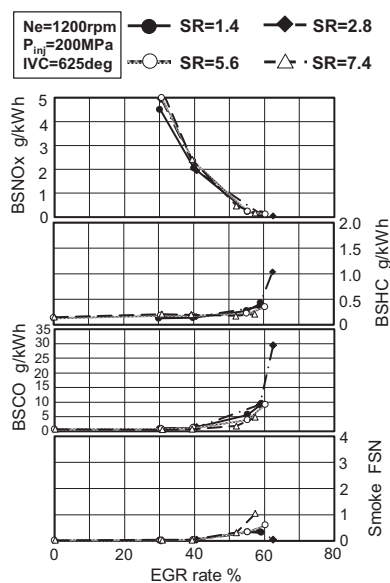


Fig. 15 The effect of swirl ratio on exhaust gas emissions of PCCI

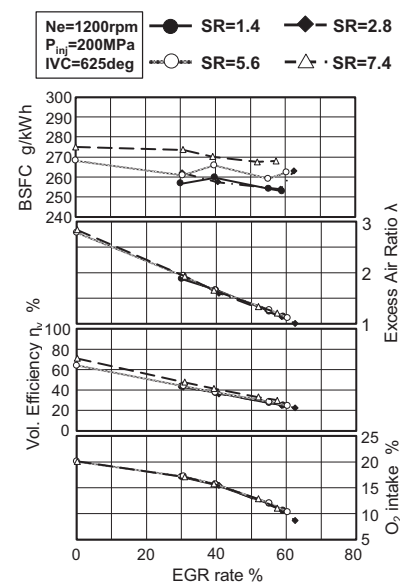
Fig. 16 The effect of swirl ratio on O₂ intake and excess air ratio of PCCI

図17 a) ~ i) はPCCIにおいて P_{inj} とSRを変化させた際のBSNO_x, Smokeなどの排出ガスマップを示す。マップ上の各点は、実験を行った各運転条件においてSmoke=0.37FSN以下でBSNO_xが最も低い条件を抽出しプロットした。BSNO_xは P_{inj} が高く、SRが小さい領域で低くなっている。この領域は図17 e), d), h) に示すように、着火遅れ期間が他の条件と比較し長く、燃料噴霧と空気との予混合化が促進できることからEGR率を高め吸気酸素濃度を10.6~10.7%まで低下させた燃焼となっているため、BSNO_x=0.112~0.138 g/kWhの低いレベルである。一方、このBSNO_xの低い領域では図17 c), d), g) に示すように、吸気酸素濃度が11%より低く、空気過剰率 $\lambda=1.14$ の条件における低温燃焼であることから、BSCOおよびBSHCの排出が多くなる領域でもある。SR=1.4の低スワール条件で $P_{inj}=140\text{MPa}$ 以下の燃料噴射圧力の低い領域は、燃料噴射期間が長くなり、スワールによる燃料噴霧と空気の混合が十分でないことから、Smokeの生成を抑制しつつEGR率を高めて吸気酸素濃度を低下させた燃焼を行えないため、BSNO_xの排出が多くなっている。また、SR=5.6以上のスワール比が大きく燃料噴射圧力が $P_{inj}=140\text{MPa}$ 以下の領域においても、着火遅れ期間が短く、燃料噴射期間が長くなることからSmokeの生成を抑制しつつEGR率を高めて吸気酸素濃度を低くすることができないため、BSNO_xの排出が多くなっている。筒内圧力上昇率の最大値 $(dp/d\theta)_{max}$ は、 $P_{inj}=200\text{MPa}$, SR=1.4, 2.8の領域において約1100kPa/degであるのに対し、これ以外の P_{inj} とスワール比の領域では $(dp/d\theta)_{max}=1300\text{kPa/deg}$ 以上の水準である。

図18 a) ~ c) は P_{inj} とSRを変化させたときの、正味熱効率(BTE), PMEPおよびFMEPの変化を示すマップである。BTEが最も高くなる領域は、SR=1.4~2.8の低スワールで燃料噴射圧力が $P_{inj}=160\text{MPa}$ 以下の領域である。BTEはSRおよび P_{inj} が大きくなるに従い低下する傾向にあり、特にスワール比がSR=5.6よりも大きい領域においてBTEの低下が顕著となる。このBTEの低下の主な要因は、図18 b) および図18 c) に示すように、SRを高めることによるPMEPの増大と P_{inj} が増大することによるFMEPの増加である。以上の排出ガスおよびBTEの結果から、PCCIにおいて排出ガスが低く、かつBTEが高い領域は低スワールで高圧燃料噴射を行う領域となる。本実験結果では、SR=1.4で $P_{inj}=200\text{MPa}$ の条件がBTEの顕著な低下を伴うことなく、BSNO_xとSmokeを低くすることができている。また、この条件は、PCCIの実験を行った条件の中で $(dp/d\theta)_{max}$ が低くなる条件でもある。

5. 低温ディーゼル燃焼の実験結果

ここでは、Ne=1200rpm, BMEP=0.4MPaの条件における低温ディーゼル燃焼においてスワールが排出ガスおよび正味熱効率に及ぼす影響を実験により調べた結果について述べる。実験条件を表8に示す。低温ディーゼル燃焼における吸気弁閉時期は、体積効率が最大になる吸気弁閉時期IVC=550degに設定し実験を行った。ここでは拡散燃焼を主体としたディーゼル燃焼の実験であることから燃料噴射圧力は $P_{inj}=200\text{MPa}$ 一定の条件にしている。吸気温度は50℃一定の条件である。また、燃料噴射時期は燃焼開始時期が上死点となるよう調整した。

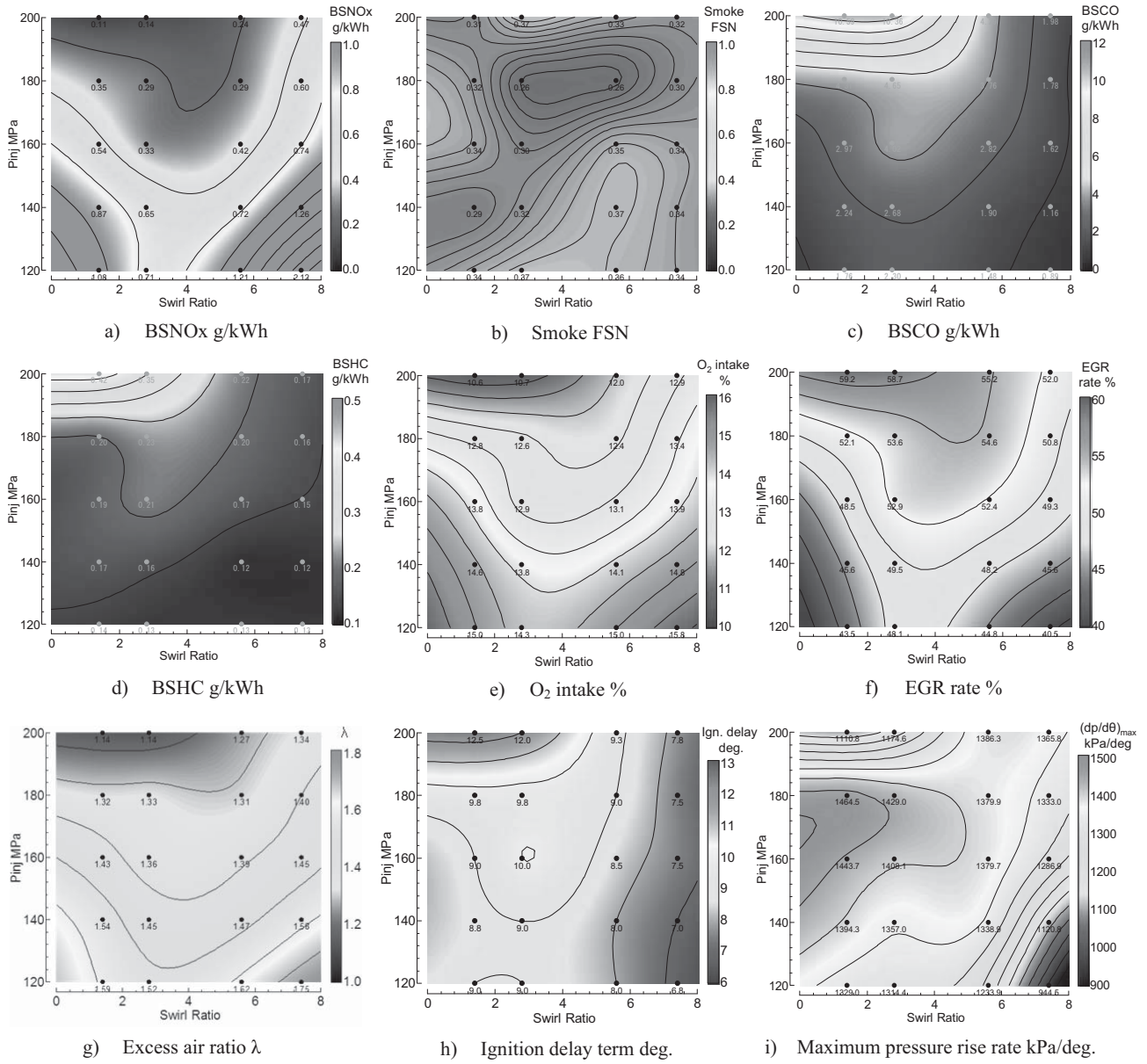
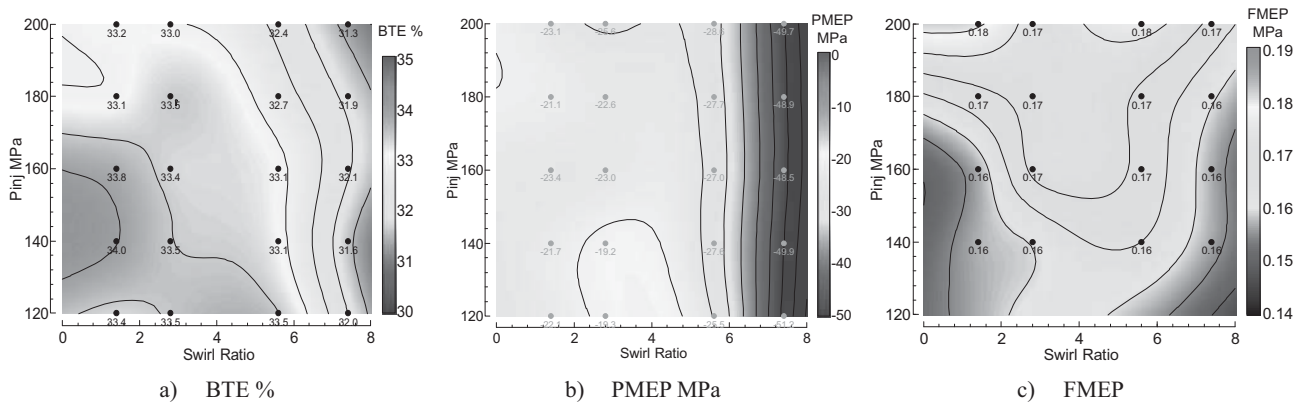
Fig. 17 The effect of fuel injection pressure P_{inj} and swirl ratio SR on exhaust gas emissions in PCCIFig. 18 The fuel injection pressure P_{inj} and swirl ratio SR on brake thermal efficiency in PCCI

Table 8 Experimental conditions of diesel combustion

Ne rpm	BMEP MPa	EGR %	P _b kPa (abs.)	ϵ_{effec}	P _{inj} MPa	IVO deg	IVC deg	EVO deg	EVC deg	SR	Start of combustion deg ATDC
1200	0.4	30~62	151.3	15.9	200	359	550	160	369	1.4~7.4	TDC

図19は $P_{\text{inj}}=200\text{MPa}$ の低温ディーゼル燃焼の条件において SR を変化させた際の熱発生率等を示す。SR=1.4および2.8の条件において、熱発生率および筒内平均ガス温度の変化はほぼ同等である。一方、スワール比が SR=5.6およびSR=7.4に高まっていくに従い、熱発生率における予混合燃焼のピークが大きくなっている。これは前述のように、IVC=550deg の条件における圧縮上死点付近における筒内平均ガス温度が SR の増加に従い低下することにより、着火遅れ期間が僅かであるが長期化し、この間に形成される予混合気が増加するためである。また、SR=7.4の条件において、シリンダ内圧力および筒内平均ガス温度が他のスワール比の条件と比較し低くなっているが、これは SR を高めるためにスプリットポートにおいて閉じられる吸気ポートが増加し、シリンダ内への吸入される新気が減少するためである。

図20および図21は各 SR の条件において EGR 率を横軸にとり BSNO_x, Smoke などの排出ガスや空気過剰率 λ , 吸気 O₂ 濃度などを整理したものを示す。SR=1.4~5.6の条件では、EGR 率を55%付近（吸気 O₂ 濃度13~14%, 空気過剰率 $\lambda=1.60\sim1.74$ の水準）まで高めても Smoke を抑制しつつ BSNO_x を低減することができている。一方、SR=7.4の条件では、EGR 率を55%付近まで高めると Smoke の増加を招く。これは前述のように、SR が大きくなった条件ではシリンダ内へ吸入される新気量が低下することから、空気過剰率が低下したためであると考えられる。軽負荷運転領域における低温ディーゼル燃焼においても、PCCI と同様に過度にスワールを高めた条件は十分な排出ガスの低減を得ることができないことを示している。BSFC は SR が高まるにつれて増加しており、PCCI と同様の傾向である。

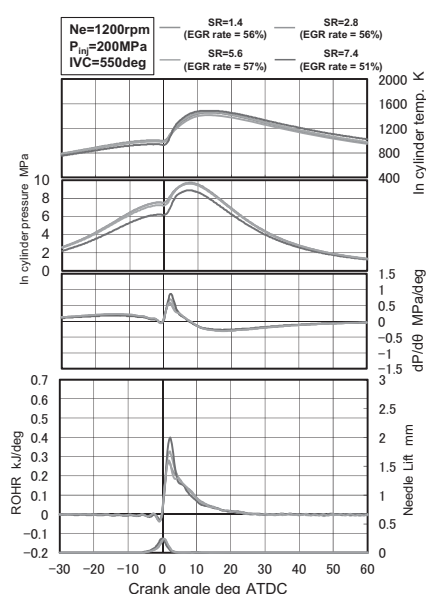


Fig. 19 The effect of swirl ratio on heat release of diesel comb.

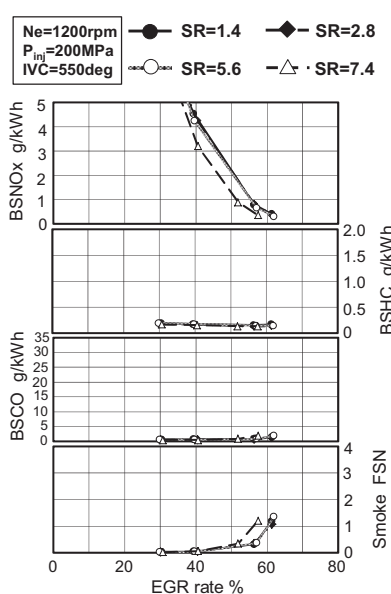


Fig. 20 The effect of swirl ratio on exhaust gas emissions of diesel comb.

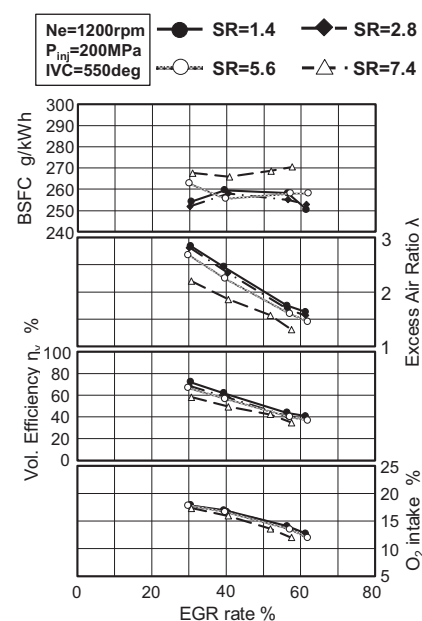
Fig. 21 The effect of swirl ratio on O₂ intake and excess air ratio of diesel comb.

図22および図23は低温ディーゼル燃焼の実験結果における BSNO_x と Smoke および BTE のトレードオフを示したものである。図中に示す実験結果は、Smoke=0.38 FSN 以下で BSNO_x の最も低い条件を抽出しプロットしたものである。BSNO_x はいずれの SR の条件においても低 Smoke レベルであり、且つ BSNO_x=1.0 g/kWh を下回る水準である。特に SR=1.4~5.6の条件において、BSNO_x は BTE の顕著な低下を伴うことなく、BSNO_x=0.658~0.814 g/kWh の水準である。以上の排出ガスの結果および BTE の結果から、低温ディーゼル燃焼において排出ガスが低く、BTE が高いスワールの条件を選定すると SR=2.8となる。

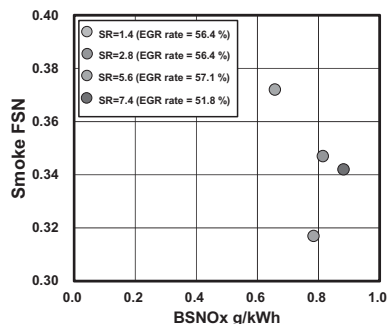


Fig. 22 Trade off between BSNOx and Smoke in diesel comb.

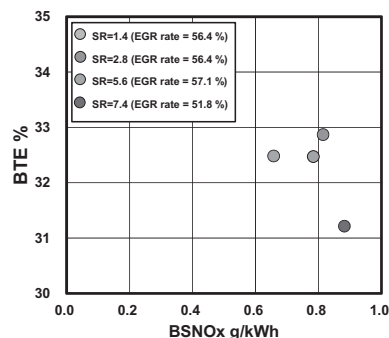


Fig. 23 Trade off between BSNOx and BTE in diesel comb.

6. PCCI と低温ディーゼル燃焼との比較

ここでは、PCCI と低温ディーゼル燃焼の排出ガスおよび正味熱効率を比較した結果について述べる。比較を行う実験結果はPCCI と低温ディーゼル燃焼において排出ガスと正味熱効率が良好であったSR と P_{inj} の条件 (PCCI はSR = 1.4, P_{inj} = 200MPa, 低温ディーゼル燃焼はSR = 2.8, P_{inj} = 200MPa) である。図24はPCCI および低温ディーゼル燃焼における熱発生率などの比較である。また、図25はPCCI と低温ディーゼル燃焼における等容度 η_{gl} および図示熱効率 $\eta_{i,g}$ である。PCCI は、燃料噴射終了とともに生じる低温酸化反応の後に急峻な熱発生率となっており、熱発生率のピークが高い。一方、低温ディーゼル燃焼の熱発生率は燃焼初期の予混合燃焼による熱発生率のピークが見られたのちに、拡散燃焼に移る典型的なディーゼル燃焼の熱発生率である。PCCI は燃焼期間が短く上死点近傍における熱発生が急峻であることから、図25に示すようにPCCI の等容度が η_{gl} = 99.0% に対し、低温ディーゼル燃焼は η_{gl} = 87.8% となっており、PCCI が等容度の高い燃焼であることを示している。その結果として、PCCI の図示熱効率は $\eta_{i,g}$ = 49.9%, 低温ディーゼルの図示熱効率は $\eta_{i,g}$ = 49.2% であり、PCCI の方が低温ディーゼル燃焼よりも高い図示熱効率である。その一方で、PCCI の圧力上昇率は上死点近傍付近において低温ディーゼル燃焼と比較し大きくなっており、騒音やエンジンの耐久性の観点から好ましくないことを示唆している。筒内平均ガス温度は、圧縮行程においてPCCI が低温ディーゼル燃焼よりも低い、これは、PCCI がミラーサイクルを適用しているためである。一方、膨張行程における筒内平均ガス温度に着目すると、前述のようにPCCI は低温ディーゼル燃焼よりも空気過剰率が低い条件で燃焼していることから、PCCI の筒内平均ガス温度の方が低温ディーゼル燃焼の筒内平均ガス温度よりも高くなっている。

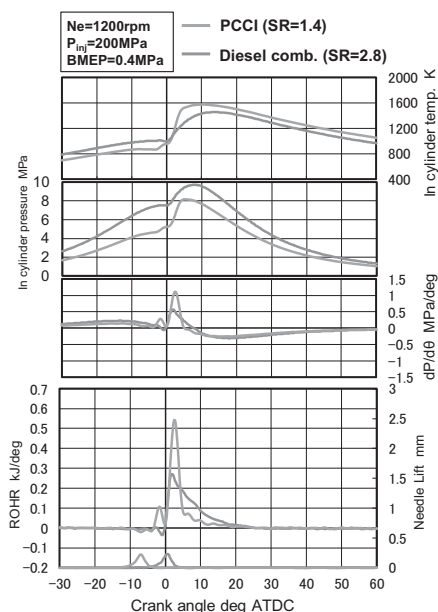


Fig. 24 Rate of heat release of PCCI (SR=1.4) and diesel comb. (SR=2.8)

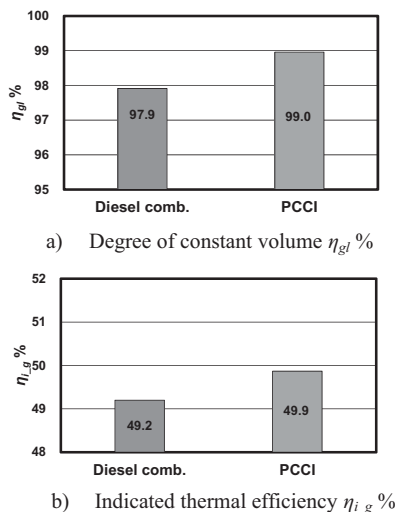
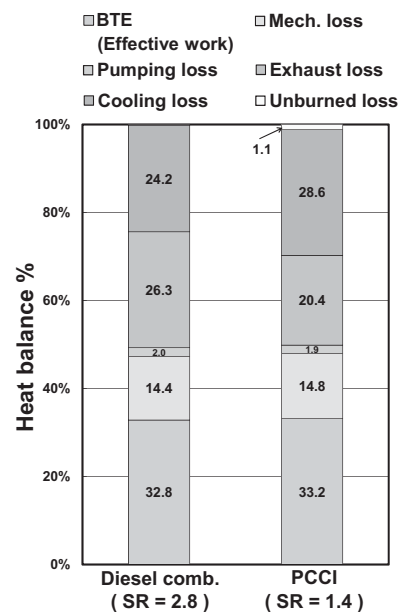
Fig. 25 η_{gl} and $\eta_{i,g}$ of PCCI (SR=1.4) and diesel comb. (SR=2.8)

Fig. 26 Heat balance of PCCI (SR=1.4) and diesel comb. (SR=2.8)

図26はPCCIおよび低温ディーゼル燃焼のヒートバランスである。本研究におけるヒートバランスは鶴島らにより提案された手法⁶⁾により算出した。PCCIのBTE=33.2%, 低温ディーゼル燃焼のBTE=32.8%であり, PCCIのBTEは低温ディーゼル燃焼のBTEよりも0.4%高い。冷却損失はPCCIの方が低温ディーゼル燃焼よりも多くなっている。低温ディーゼル燃焼は拡散燃焼が主体であることから, 燃料噴霧と周囲の空気が混合しながら燃焼するのに対し, PCCIは燃料噴射終了後に着火する燃焼形態である。この場合, PCCIにおいて噴射された燃料は燃焼室壁面に近い領域において燃料と空気との予混合気形成後に燃焼が開始することから, 燃焼室壁面への熱伝達が増加し, 冷却損失が増加したものと推測される。また, 膨張行程における筒内平均ガス温度が, 低温ディーゼル燃焼よりもPCCIの方が高いことも, PCCIの冷却損失が低温ディーゼル燃焼の冷却損失よりも多くなる要因のひとつと考えられる。PCCIの排気損失は低温ディーゼル燃焼よりも少ない。これはPCCIが吸気弁を遅く閉じたミラーサイクルを適用し, シリンダ内の作動流体の質量が低温ディーゼル燃焼よりも減少することから, 排気としてシリンダ外に排出される熱量が少なくなったためと考えられる。

図27 a) ~ f) はPCCIと低温ディーゼル燃焼との排出ガスの比較である。低温ディーゼル燃焼のBSNO_x=0.814g/kWhに対し, PCCIのBSNO_x=0.112g/kWhである。PCCIは低温ディーゼル燃焼と同等のSmokeの水準でBSNO_xを大幅に低減することができている。これは, 既述のようにPCCIは吸気O₂濃度が11%を下回る条件下における予混合燃焼であり, NO_xの生成が活性化する局所的な高温燃焼領域が低温ディーゼル燃焼よりも少ないと考えられるためと考えられる。その一方でPCCIは吸気O₂濃度の低い条件下で燃焼が行われるため, BSCOとBSHCの排出が低温ディーゼル燃焼よりも大幅に増加する。PCCIにおける多量の未燃焼成分の排出による損失は, 図25におけるPCCIのヒートバランスで見ると1.1%に相当する損失である。

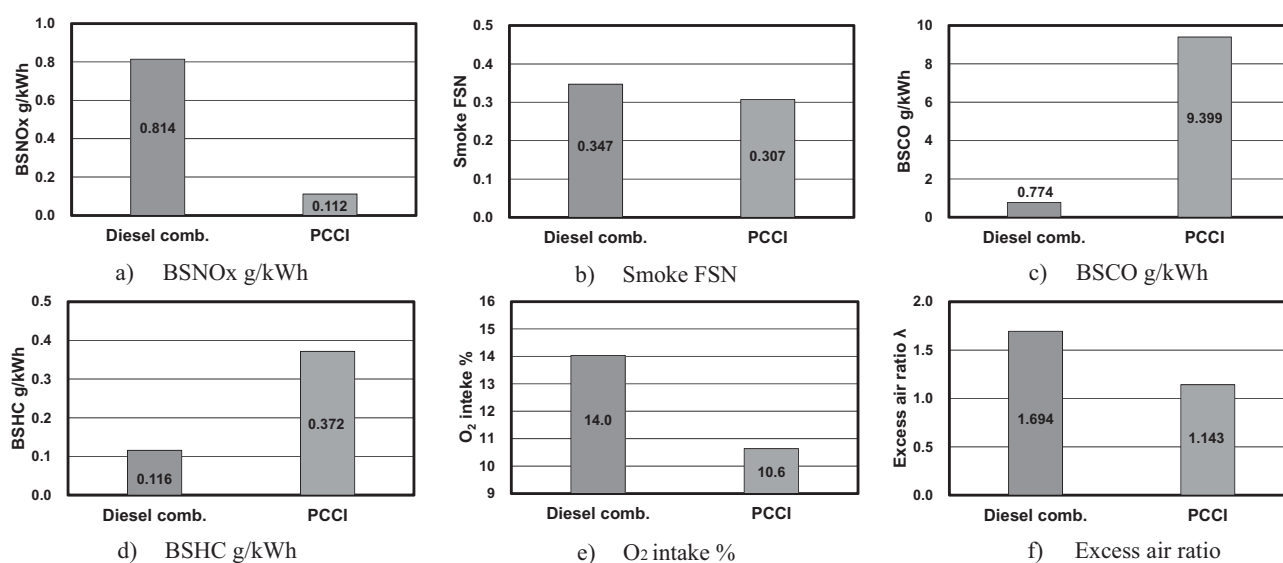


Fig. 27 Exhaust emissions of PCCI (SR=1.4) and diesel comb. (SR=2.8)

7. まとめ

ミラーサイクルを適用した予混合圧縮着火燃焼 (PCCI) と低温ディーゼル燃焼の比較を機関速度 $N_e = 1200 \text{ rpm}$, $\text{BMEP} = 0.4 \text{ MPa}$ の条件で行い, 以下の結果を得た。

- (1) PCCIにおいてNO_xとSmokeの排出ガスが低く, 且つ正味熱効率が高くなるスワールと噴射圧力の条件は, 低スワール (SR=1.4) と燃料高圧噴射 ($P_{inj} = 200 \text{ MPa}$) の組み合わせである。スワールの大きい条件と燃料噴射圧力の低い条件との組み合わせの場合, 着火遅れ期間の短縮, 燃料噴射期間の長期化とPMEPの増加を招き, 十分な排出ガスと正味熱効率の改善を得ることができない。
- (2) 低温ディーゼル燃焼は燃料高圧噴射 ($P_{inj} = 200 \text{ MPa}$) と適度のスワール (SR=2.8) の組み合わせにより, 排出ガスと正味熱効率の改善を得ることができる。PCCIと同様に過度のスワールは排出ガスと正味熱効率の悪化を招く。
- (3) PCCIはSmokeの悪化を伴うことなく吸気酸素濃度の低い条件下にて燃焼が行われるため, 低温ディーゼル燃焼よりもBSNO_xを大幅に低減できる。また, 正味熱効率もPCCIの方が低温ディーゼル燃焼よりも僅かに優れる。PCCI

は、過大な筒内圧力上昇率や冷却損失の低減などの課題があるものの、大型ディーゼル機関において排出ガスと熱効率を改善するポテンシャルを有していると考えられる。

参考文献

- (1) 島崎直基, 西村輝一: 上死点近傍燃料噴射による予混合型ディーゼル燃焼のコンセプト, 自動車技術会論文集, Vol. 36, No. 3, (2005), p. 31-36
- (2) Hideyuki Ogawa, et al., "Dependence of Ultra-High EGR and Low Temperature Diesel Combustion on Fuel Injection Conditions and Compression Ratio", SAE Paper 2006-01-3386, (2006)
- (3) 村田豊, 草鹿仁, 大聖泰弘, 小高松男, 川野大輔, 鈴木央一, 石井素, 後藤雄一: 可変バルブタイミングによる予混合ディーゼル燃焼の中速中負荷域への適用, 自動車技術会論文集, Vol. 36, No. 6, (2005), p. 73-78
- (4) 山口卓也, 青柳友三, 長田英朗, 島田一昭, 後藤雄一, 鈴木央一: 広域多量 EGR による予混合圧縮着火燃焼の研究 (第 3 報) - 高過給・高圧噴射条件での筒内圧力上昇率低減による PCCI 運転領域の拡大 -, 自動車技術会論文集, Vol. 41, No. 3, pp. 673-678 (2010)
- (5) Yuzo Aoyagi, Hideaki Osada, Masahiro Misawa, Yuichi Goto, Hajime Ishii, Advanced Diesel Combustion Using of Wide Range, High Boosted and Cooled EGR System by Single Cylinder Engine, SAE Paper 2006-01-0077 (2006)
- (6) 鶴島理史, 宮本武司, 榎本良輝, 浅海靖男, 青柳友三: ヒートバランスによる壁面熱損失推定法と推定精度の評価, 日本機械学会論文集 (B 編), Vol. 68, No. 674, p. 2942-766 (2002)