

**DME(Dimethyl Ether)低圧噴射圧縮着火エンジンの
燃焼特性とその燃焼改善に関する研究**

2004 年度

鈴木達明

目 次

第1章 緒 論	1
1.1 研究背景	1
1.1.1 内燃機関と環境・エネルギー	1
1.1.2 小型圧縮着火エンジンにおけるDME利用の可能性	4
1.1.3 DMEのディーゼル代替燃料としての課題	7
1.2 DME圧縮着火エンジンに関する従来の研究	10
1.2.1 燃料供給系に関する研究	11
1.2.2 燃焼過程に関する研究	14
1.2.3 予備実験 (DMEのレトロフィットディーゼルエンジンへの適用)	18
1.2.4 本研究の意義	22
1.3 本研究の目的	24
1.4 本論文の概要	26
1.5 性能試験における評価と定義	29
1.5.1 用語の定義	29
1.5.2 性能試験の評価	32
1.5.3 小型圧縮着火エンジン及び低圧噴射の定義	34
第2章 DME低圧噴射圧縮着火エンジンの基本特性	36
2.1 緒言	36
2.2 実験装置及び実験方法	37
2.2.1 供試エンジン	37
2.2.2 実験装置	41
2.2.3 実験方法	42
2.3 実験結果及び考察	42
2.3.1 DME吸気管予混合吸入圧縮着火エンジンの性能	42
2.3.2 DME低圧噴射圧縮着火エンジンの性能	45

2.4	結言	-----	54
第3章	DME低圧噴射圧縮着火エンジンにおける燃焼改善	-----	57
3.1	緒言	-----	57
3.2	実験装置及び実験方法	-----	59
3.2.1	供試エンジン	-----	59
3.2.2	実験装置	-----	59
3.2.3	実験方法	-----	60
3.3	実験結果及び考察	-----	62
3.3.1	予混合アシストによる効果	-----	62
3.3.2	DME低圧噴射における高スワール化の効果	-----	66
3.3.3	DME低圧噴射圧縮着火エンジンにおける負荷試験	-----	69
3.4	結言	-----	73
第4章	DME低圧噴射副室式圧縮着火エンジンの検討	-----	77
4.1	緒言	-----	77
4.2	実験装置及び実験方法	-----	78
4.2.1	供試エンジン	-----	78
4.2.2	実験装置	-----	81
4.2.3	実験方法	-----	82
4.3	実験結果及び考察	-----	83
4.3.1	DME低圧噴射における副室式圧縮着火エンジンの基本性能	----	83
	(1) 燃料圧力の影響	-----	83
	(2) 副室末端部形状の影響	-----	87
4.3.2	副室連通孔面積の影響	-----	93
4.3.3	副室容積の影響	-----	96
4.3.4	DME副室式圧縮着火エンジンにおける負荷試験	-----	99
	(1) 副室連通孔面積比の影響	-----	99
	(2) 副室容積比の影響	-----	103
4.4	結言	-----	108

第5章 結 論	-----	111
5.1 結果の概要	-----	113
5.2 今後の課題と研究の発展	-----	118
参考文献	-----	121
謝辞	-----	126
発表論文等目録	-----	127

記号

A	仕事の熱当量	J/Nm
A/F	空燃比	
HR	予混合率	%
IT	噴射時期	deg.BTDC
IR	噴射率	mL/deg.
P	圧力	Pa
P_c	シリンダ内圧力	Pa
P_f	フィード圧力	Pa
P_F	燃料圧力	Pa
P_{max}	シリンダ内最大圧力	Pa
P_{me}	正味平均有効圧	Pa
P_N	ノズル開弁圧力	Pa
P_o	大気圧力	Pa
Q_d	直接噴射供給熱量	J
Q_f	供給熱量	J
Q_h	吸気管予混合供給熱量	J
Q_t	熱発生量	J
R	スモーク濃度(Bosch)	
SR	スワール比	
T	シリンダ内温度	K
TI	噴射信号	V
V_c	燃焼室容積	mL
$X()$	燃焼質量割合	%
dQ/d	熱発生率	J/deg.
n	エンジン回転速度	min ⁻¹
	圧縮比	

	比熱比	
<i>e</i>	正味熱効率	%
	クランク角度	deg.
<i>c</i>	燃焼期間	deg.
<i>l</i>	着火遅れ期間	deg.
	空気過剰率	

略号

ATDC	After Bottom Dead Center
BMEP	Brake Mean Effective Pressure
BTDC	Before Bottom Dead Center
CLD	Chemeluminescent Detection
CNG	Compressed Natural Gas
CO	Carbon Monoxide
DME	Dimethyl Ether
DPF	Diesel Particulate Filter
FID	Flame Ionization Detection
GTL	Gas to Liquid Fuel
HD	Heavy Duty
ISF	In-Soluble Organic Fraction
LPG	Liquefied Petroleum Gas
MAG	Paramagnetic Oxygen Analyzer
M/C	Main Chamber
NDIR	Non-Dispersive Infrared
NO	Nitrogen Oxides
PAC	Polynuclear Aromatic Compounds
P/C	Pre Chamber

ROHR	Rate Of Heat Release
SOF	Soluble Organic Fraction
SPM	Suspended Particulate Matter
THC	Total Hydro Carbon

第1章 緒論

1. 1 研究背景

1. 1. 1 内燃機関と環境・エネルギー

自動車産業における歴史において、19世紀にオットーによってガソリンエンジンが考案されて以来100年余りのうちに、内燃機関は世界の文化に多大な影響を及ぼしながら発展してきた。内燃機関が流通や動力の中心機械として存在してきたことによって、これまで極めて多くの内燃機関が考案され、自動車、蒸気船、飛行機等の輸送機械が出現した。これらの輸送手段は科学技術の発展に支えられ、飛躍的に改善されながら、人々の活動範囲を広げ、生活の質的向上の手段として画期的な貢献を果たした。一方で、これらの工業化及びモータリゼーションの発展は、現在、東京をはじめとする世界各国の主要大都市において、工業化社会及び自動車産業の副産物として、窒素酸化物(NO_x)や浮遊粒子状物質(SPM : Suspended Particulate Matter)等のような健康被害をもたらす排出ガスが検出され、地域・都市型の環境問題を誘発する結果となった。このように、人類の歴史は技術革新の歴史であり、自然界に存在する資源を採取し、生産、流通、消費過程を通して社会生活を営み、その過程で排出物を自然の中に排出している。この循環サイクルは、技術革新とともに高速かつ多岐に渡るようになった。このため、生態系におけるサイクルのバランスは大きく崩れ始め、人類は、地球環境問題、エネルギー資源問題等の大きな転換期に直面している。地球温暖化に関しては、図1.1に示されるように交通部門から排出される二酸化炭素(CO_2)が

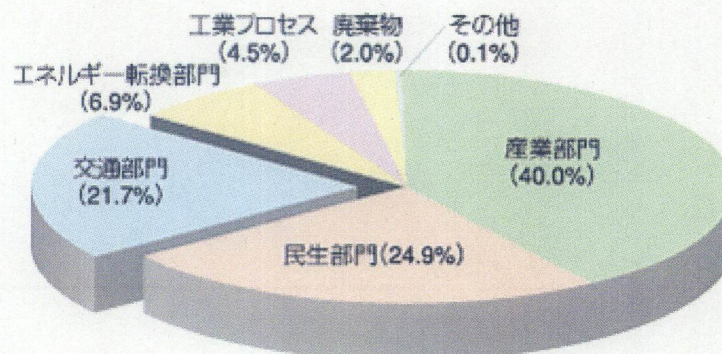


図 1.1 部門別 CO_2 排出割合⁽¹⁾

全体の約2割とその割合が高まってきており⁽¹⁾、そのうち9割は自動車に起因し、地球規模の環境変化に占める自動車の存在は大きい。しかも、この自動車部門からのCO₂排出量は、2010年には1990年比で約4割の増加が見込まれ、地球規模の環境変化に占める自動車の存在が次第に大きくなりつつある。21世紀を迎えた今日、環境とエネルギー問題で大きな影響力をもつ自動車産業は、次世代の環境エネルギーにおける積極的な技術導入の取り組みが求められる。

先進諸国の工業化社会及び車社会の活動のエネルギー源の多くは、過去2度のオイル・ショックを受けながらも、図1.2に示すように、その利便性から今日においても石油エネルギーに多く依存している⁽²⁾。自動車産業においては、経済的に有利なディーゼルエンジンを原動力とする輸送手段に支えられているが、一方で、ディーゼルエンジンは環境との整合性を求められ、情報処理技術の革命的な発展とともに、高精度のエネルギー制御が要求されている。

ディーゼルエンジンの燃焼によって排出されるSPMは、人体や環境に少なからず影響を及ぼし、その低減が社会的な課題となっている。このSPMは黒煙として観察されるすすを中心とした不可溶性有機物質(ISF: Insoluble Organic Fraction)と、多くの多環芳香族炭化水素(PAC: Polynuclear Aromatic Compounds)を含む可溶性有機物質(SOF: Soluble Organic Fraction)によって形成され、PACはディーゼルエンジンの燃焼のような拡散燃焼によって主として生じ、ガソリンエンジンの燃焼のような予混合燃焼ではほとんど生じないこともわかっている⁽³⁾。また、SOFはエンジン形式や運転状態によって強い変異原性を示すことも明らかになってきた⁽⁴⁾⁽⁵⁾。

このような状況の中、輸送頻

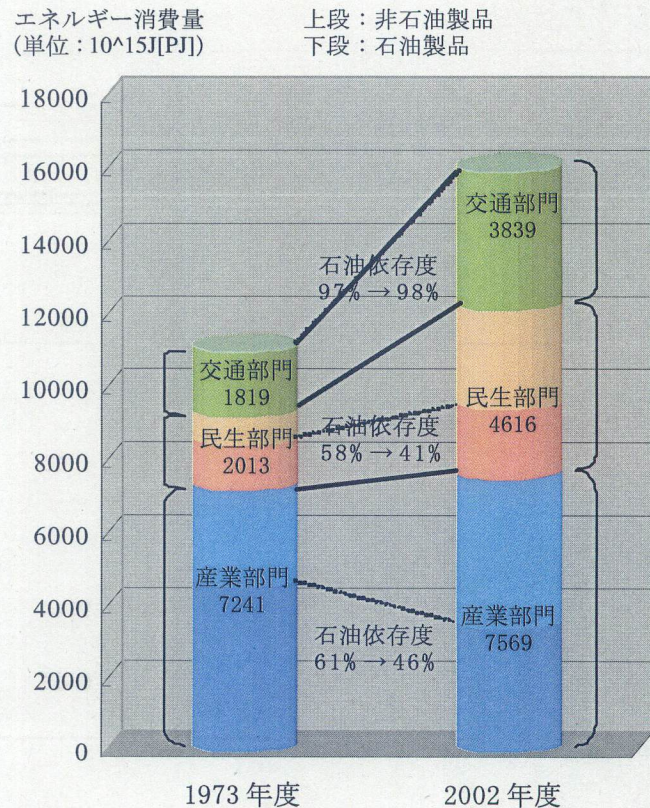


図1.2 部門別石油エネルギー依存割合⁽²⁾

度と排出量の多さから、特にディーゼル車における排出ガスについては、厳しい規制が順次実施されてきたが、依然として総走行量は増加の傾向にある。また、その機動性から大都市部において、小型ディーゼル車は増加の傾向にあり、大気環境への悪影響が懸念されている。このため、小型ディーゼルエンジン車の有害排出ガス及びSPMの大幅低減の必要性が強く指摘されている。また、ディーゼル燃焼における排出ガスの後処理は、火花点火のエンジンのような三元触媒システムが利用できないため大幅な排出ガス浄化が極めて困難な状況にある。そこで、ディーゼル排出ガスの大幅浄化という観点から、有害成分の排出がより少ない低公害燃料を用いたエンジンの技術開発が強く望まれている。

ディーゼルエンジンの省エネルギーに対する観点は、さらなる燃料消費率の向上、言い換えれば、少ないエネルギー消費量で高効率化することによるCO₂の削減が望まれる。1997年には京都において気候変動枠組条約第3回締結国会議(COP3)が開催され、先進国に対し図1.3のようなCO₂などの大幅な削減が求められた⁽⁶⁾。我が国では2010年を目標に1990年比で6%削減することが目標値とされ、自動車分野では1995年度実績値に対して、ディーゼル車では2005年度を目標

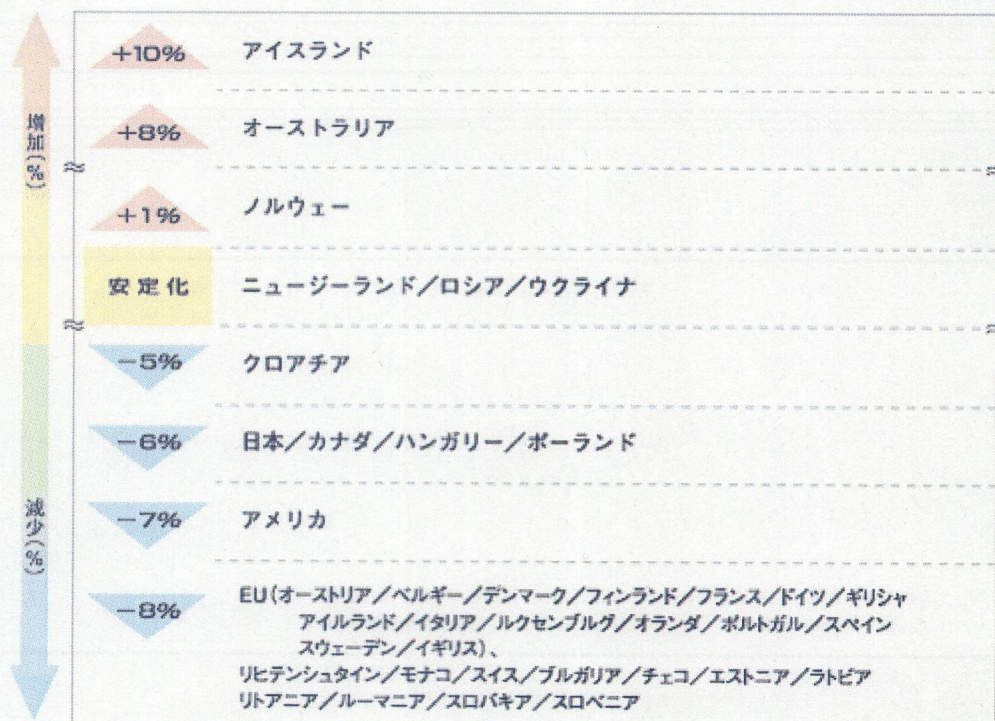


図 1.3 1990年実績値に対する2010年CO₂削減目標値⁽⁶⁾

年度として全体で13.1%の燃費改善目標が定められた⁷⁾。自動車のCO₂の排出削減では、現状のところディーゼル化するのが燃費向上の面で有効であるが、そのためにはNO_xとSPMの排出量が十分に低いことが前提条件となる。さらに、都市内物流の基幹を担う小型ディーゼル車においては、石油消費抑制の観点ならびに将来の石油危機に備えて、その一部を石油燃料以外のエネルギー源に転換しておく必要がある。また、バイオマスや都市ゴミなどからも製造可能ないわゆる再生可能な燃料を開発し、従来の自動車燃料の一部をこれに転換していくことも自動車分野におけるCO₂の排出削減策になり得る。我が国としては、自動車の石油依存度を軽減していくという観点からも、このような資源循環型の代替燃料を長期的に開発していく必要がある。化石燃料に大きく依存しない代替燃料や新燃料についての研究が各大学及び研究機関で行われ、これら代替燃料や新燃料は、インフラ整備や社会的な問題が大きく関連し、現時点ではその普及や即効性を期待するのは困難であるように思える。しかし、都市環境及び地球環境を考慮し、長期的な改善効果を得るためには、代替燃料の利用は必要不可欠である。ここ数年では、内燃機関用代替燃料として、メタノール、水素、CNG、GTL(Gas to Liquid Fuel)及びDME(Dimethyl Ether)等について多くの研究報告が報告されているが、これら代替燃料として内燃機関への適用を考えた場合、インフラの整備、エンジン開発、燃料製造コスト等を考慮する必要がある。研究開発の動向を推察しながら、将来性のある燃料を選択する必要がある。特にインフラのような懸念事項は、自動車のように広域移動をとまなう場合、より深刻な問題として取り上げられるため、代替燃料の初期導入には、タクシーや路線バス等の地域限定型の原動機や、農耕機械、発電機などの産業機械での利用が適していると思われる。

1. 1. 2 小型圧縮着火エンジンにおけるDME利用の可能性

自着火運転が可能なディーゼルエンジンは、高い熱効率が得られることからエネルギー有効利用の観点において魅力的なエンジンである。一方で、その排出ガスは、環境及び人体への負荷が大きいことから、使用範囲が規制されつつある。ディーゼルエンジンにおける省エネルギー化や排出ガス浄化に関する研究は、石油エネルギーの消費量や排気量に依存した排出ガス量から、HD(Heavy Duty)車両に用いられる大型エンジンや排気ガス後処理装置に関する研究が中心に進められている。しかし、生産及び出荷台数を考えると発電機や小型船舶、商用車などの小型ディーゼルエンジンについても同様の研究を進める必要がある。特に、小型ディーゼルエンジンにおける排気ガス後処理装置については、大きさなどにより取り付け位置が制限されることや、開発コ

ストにおいて不利であることから、エンジンの燃焼改善による排気ガスの浄化が必要である。圧縮着火燃焼による排気ガスの浄化は、軽油を用いた場合、燃料の分子構造からその燃焼改善には限界があるものと思われる。このため、小型ディーゼルエンジンこそ適切な代替燃料の選択が必要であり、同時にその燃料供給方法と高効率化及び有害排出ガスの低減効果を調査・研究する必要がある。また、インフラ整備やエンジン開発においては、初期投資と普及率を考えた場合、既存の施設・設備及びエンジン技術が援用でき、同時に代替燃料への転換を簡便にできるものが望ましい。

小型ディーゼルエンジンは、高出力、低燃費、低有害排出ガスに加え、その性質上、エンジン開発における低コスト化が求められる。小型ディーゼルエンジンの低コスト化は、生産・製造コストの低減とともに、共通部品の多用や単純構造化(メンテナンス及び分解・組立の簡略化)などにより実現している。このため、ディーゼル代替燃料を用いる場合においても、エンジン構造

表 1.1 燃料性状の比較⁽⁸⁾

	Unit	DME	Gas oil	Propane	CNG	Ethanol	Hydrogen
Liquid density	kg/m ³	667	831	500.5	-	789	-
Relative gas density	kg/m ³	1.59	-	1.52	0.56	-	0.07
Cetane number		>55	40-55	-	-	8	-
Octane number (RON)		-	-	112.1	120	106	-
Chemical formula		CH ₃ -O-CH ₃	-	C ₃ H ₈	CH ₄	C ₂ H ₅ OH	H ₂
Stoich. A/F Ratio		9.0	14.6	15.68	16.86	9	34.2
Boiling point	°C	-25	180	-42	-162	78	-253
Carbon content	% wt.	52.2	86	82	76	52.2	0
Hydrogen content	% wt.	13	14	18	24	13	100
Oxygen content	% wt.	34.8	0	0	0	34.8	0
Kinematic viscosity	cSt	<1	3	-	-	-	-
Lower Heating Value	MJ/kg	28.8	42.7	46.35	49.9	25.4	120.1
Vapour pressure	kPa	530	-	830	-	21	-
Autoignition temp.	°C	335	250	470	650	420	-
Heat of vapourisation	kJ/kg·K	467.13	300	372	510	845	460
Molwt.	g/mol	46.069	170	44.09	17	46.07	2.01

を大幅に変更することなしに、緻密な燃焼制御技術の導入が必要とされる。小型ディーゼルエンジンにおけるディーゼル代替燃料による燃焼に関する調査及び研究を行うことは、社会的にも有意義であり、将来的には多気筒化による大排気量化への対応も可能となるものと考えられる。

表 1.1 の代表的な代替燃料の燃料性状をもとに⁽⁸⁾、小型圧縮着火エンジンに適したディーゼル代替燃料の選定のため、燃料のハンドリング等を含めた適正及び燃料性状の比較検討をした。

常温・常圧で気体である CNG 及び水素は、インフラ面において耐圧容器が必要となり、可搬性に難点がある。また、高効率化を図る上で筒内直接噴射式エンジンへの適用を考えた場合には、燃料噴射系の大幅な改良が必要となり、しかも液体での燃料供給が極めて困難である。

メタノールについては、常温・常圧では、液体であり、製造技術もある程度確立されているためインフラ面では問題ないと考えられる。内燃機関用燃料としてのメタノールの特徴は、気化潜熱が比較的大きいため、混合気形成が難しく気化対策が必要であるものの、オクタン価が高いことから、予混合火花点火方式では高圧縮比化することができ、熱効率向上が期待できる。しかし、圧縮着火方式では、セタン価が低いためニートでの着火が困難であり、さらに、低温始動性も懸念され、着火促進剤やグロープラグによる着火アシストが必要であることから、小型圧縮着火エンジンの燃料としては得策ではないと思われる。このように、現在の内燃機関用代替燃料として研究されている多くは、高いオクタン価を有することから、基本的に火花点火方式エンジンにおいてその有効性が示されるものの、圧縮着火方式のエンジンにおいては、有効な手立てを見出せないのが現状である。特に、小型圧縮着火エンジンにおけるこれら代替燃料の適用において、エンジン構造の複雑化は即座に開発及び製造コストに繋がるため、高セタン価の燃料の選択が望ま

表 1.2 代替燃料利用の比較

	長所	短所	その他
メタノール	高圧縮火花点火が可能。	気化対策が必要	気化潜熱：大 オクタン価：大 セタン価：小
CNG	低炭素で良好な燃焼。 安価。	車載用に耐圧容器が必要。 エネルギー密度が低い。	常温・常圧で気体 オクタン価：大
水素	燃料中に炭素を持たず、良好な排出 ガス特性。	車載用に耐圧容器が必要。 コスト高。	常温・常圧で気体 オクタン価：大
DME	性状からディーゼル代替燃料として 適している。 低圧で液化するため、LPGのインフ ラを用いることが可能。	粘度が低いため漏れ及び潤滑対策が 必要。 低位発熱量が軽油の約7割。	セタン価：大 自着火温度：608K

しいと考えられる。

ディーゼル代替燃料として着目した場合、セタン価 55 以上、着火温度 335°C という性状から DME が有効であると考えられる。DME は常温・常圧では気体であるが、低圧 (0.6MPa 程度) 容器において液化し、その取り扱いプロパン (LPG : Liquefied Petroleum Gas) と同様に扱える。そのため、インフラ面においても LPG のものを使うことが可能である。既に世界中で 400 万台以上の自動車が LPG で走行していることから、DME の自動車への装備及び安全面においては技術的、経済的に問題がないと言える。また、DME は、僅かに加圧することにより液体での燃料供給が可能になることから、可搬性に優れ、液体燃料の筒内直噴に関する技術的蓄積が援用できるため比較の実用化に近いディーゼル代替燃料と言える。また、燃料分子中に炭素-炭素結合を有しないことから、圧縮着火エンジンにおける燃焼過程において黒煙の生成がなく、ディーゼル代替燃料としての適正を有している。これらをは、表 1.2 のようにまとめることができる。

都市近郊においては、多くのタクシーがその主燃料として LPG を用いていることから、LPG のインフラ設備を利用しながら、自動車用燃料として DME を用いることは十分可能であると考えられる。また、都市郊外における LPG のインフラ設備は、タクシーの普及率とともに低下することから、LPG 設備の流用が十分に利用できないものと思われる。しかし、都市郊外においては、LPG が家庭用燃料としても普及していることから、DME においても家庭用燃料と併用しながら、発電機用や農林産業用に用いられるエンジンに対するディーゼル代替燃料としての利用が期待できる。これらは十分な調査及び研究がなされたわけではないので、局所的な利用になるものと思われるが、ディーゼル代替燃料として DME を利用することにより、地球環境保全や大気汚染削減などの中・長期的な問題を解決する糸口になり得るものと考えられる。一方、DME の低位発熱量は低く、高負荷域における供給熱量不足が懸念されるが、小型圧縮着火エンジンの場合、行程容積が小さいため供給するべき熱量の絶対量が少なくなることから、燃料噴射系において既存の製品の援用により容易に解決できるものと思われる。

1. 1. 3 DME のディーゼル代替燃料としての課題

DME の製法については、トプソー社 (デンマーク : Haldor Topsoe 社) によって新しい製造方法が開発され、安価に大量生産するプロセスが報告されている⁽⁹⁾。DME 製造概要を図 1.4 に示す。従来までの DME の合成は、1980 年代のオイルショックを契機に研究開発が進み、合成ガソリンを得る中間ステップとして DME 合成を行っていた。この合成ガソリン法は、合成ガスからメタ

ノールを経て、メタノールの脱水縮合からDMEを合成し、DMEから合成ガソリンへと転換するものである。しかし、トプソー社では、天然ガスを脱硫精製後、改質してCO、CO₂、H₂からなる合成ガスに転換し、合成ガスからDMEを直接合成するプロセスを開発した。これにより、化学平衡の関係でDMEの合成はメタノール合成よりも低圧で進み、エネルギー消費の少ないプロセスとなっている。さらに、石炭、天然ガス、バイオマス(生物有機体)等あらゆる炭化水素化合物から経済的に製造できることが論理的、実験的に可能になった。現段階では、その豊富な埋蔵量と採取コストや入手手段から、天然ガスを原料としてDMEを生産するのが得策である。しかし、天然ガスは、加工することなく燃料として利用可能であることから、賛否が分かれるところではある。将来的には、このような製造方法の確立により、従来の化石燃料に依存することなく、ディーゼルエンジンとDMEの組み合わせが、社会的要求を十分に満たすものと考えられる。

現在、DMEの用途の多くは、缶スプレーなどのプロペラントとして用いられており、その生産量は、日本で10,000t/年、世界でも15万t/年程である。この生産量は、DMEの利用選択性が不十分であることから多いものではないが、今後DMEの利用が拡大されれば、生産量の増大が見込まれる。燃料用途DMEの事業化として、2006年操業で年間140～240万tの生産を目指し、オーストラリアの天然ガス産出地域での調査が開始された。このようにして生産されたDMEの製造及び販売価格を試算した場合、消費者が利用する末端価格では軽油と同程度であり、ガソリンと比べると低コスト化が実現できる見通しを立てている⁽¹⁰⁾。DMEの末端価格の試算をグラフ化し

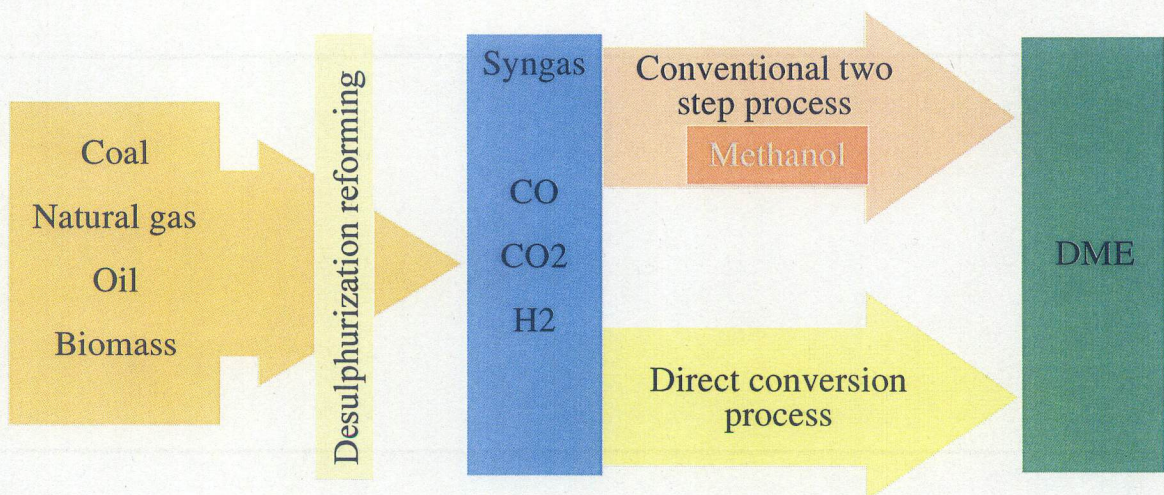


図 1.4 DME 製造方法概要

たものを図 1.5 に示す。さらに、製造拠点の展開、輸送方法の確立、大量生産化、税制処置などの社会的な問題解決により、DME 利用コストの削減が期待される。

次に、表 1.1 でも示された DME の一般的特徴を述べる。DME は 2 個のメタン基が酸素原子を介して結合している最も単純なエーテル化合物である。沸点は低く、定常状態ではガス状であり、比較的低压 (0.6MPa 程度) で液化する。また、液化した DME の粘度は低く、その物理的特性から LPG と同様に取り扱うことができる。これにより、LPG のインフラ環境が有効利用でき、ディーゼル代替燃料として長期間使用及び保管しても技術的な障害がない。DME のディーゼル代替燃料としての特質すべき点は、低い自着火温度と高セタン価である。このため、既存のディーゼルエンジン構造を大幅に改良することなく、燃料噴射系の一部を改良することにより DME 圧縮着火エンジンの実用 (運転) が可能になる。また、分子構造内に炭素-炭素結合を持たないため、圧縮着火燃焼過程における黒煙の生成はない。しかし、粘度が著しく低いことから、漏れと潤滑不足が懸念され、安定性能と安全確保のために、燃料噴射系の確立は重要な課題である。さらに、フッ素系のシール剤は、DME により腐食が進行するため、シール剤の選択及び変更をする必要がある。DME の低位発熱量は軽油の約 7 割を有し、全負荷運転における燃料供給熱量の不足が懸念されることから、高効率な燃料供給及び燃焼方法の探索により解決することが必要である。また、

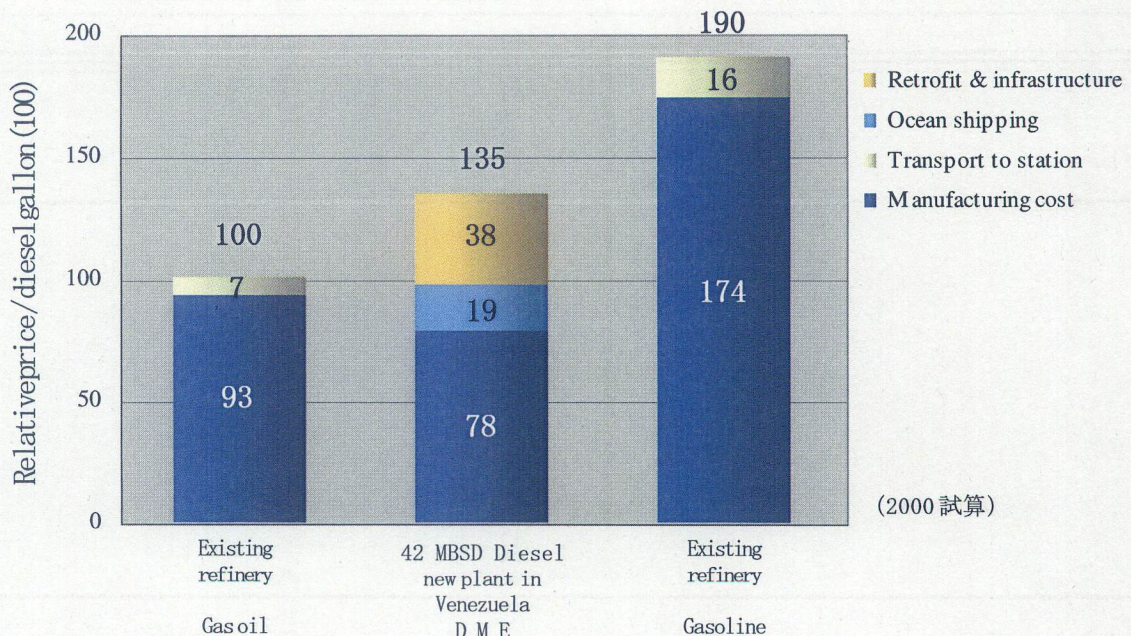


図 1.5 DME ユーザー末端価格の比較 (対軽油比)⁽¹⁰⁾

DMEの沸点は248Kと低いことから、燃料噴射する雰囲気圧力によっては燃料噴射と同時に減圧沸騰による燃料のガス化が進むものと推察される。このため、ディーゼルエンジンのような燃料微粒化のための高圧噴射を必要とせず、小型圧縮着火エンジンにおける燃料噴射系の開発コストの削減と安全耐久性の向上が期待できる。一方で、DMEの分解は燃料噴射後早期に進行することが推察されながらも、噴霧の拡散性及びガス化の進行速度は雰囲気圧力及び温度に大きく依存するものと考えられる。また、ガス化の進行は同時に噴霧の運動モメンタムの低下を招くことが推察され、反応に必要な雰囲気酸素の取り込みは、シリンダ内のガス流動の影響を受けることになる。このため、DME圧縮着火エンジンの高効率化と有害排出ガス低減を目指すには、燃焼系パラメータ(噴射時期、燃料圧力、スワール等)の検討を十分に行う必要がある。

1. 2 DME 圧縮着火エンジンに関する従来の研究

DMEは代替フロンとして缶スプレーなどのプロペラントの使用に先立って、毒性調査が行われており、メタノールよりも毒性が低く、LPGと同程度の極めて低毒性であることが確認されてい

表 1.3 DME 燃料利用技術抜粋⁽¹¹⁾

利用技術	研究テーマ	研究期間
燃焼技術	発電(集中型)	燃料グレードDME 高効率燃焼システム H13~14年度
		既設ボイラのDME燃料レトロフィット技術の実証 H14~15年度
	コージェネ	ディーゼルエンジン及びマイクロガスタービンへのDMEの適用性に関する研究開発 H13~14年度
		DMEコージェネレーションシステム用ディーゼルエンジンの研究開発 H13~14年度
自動車		レトロフィット対応DMEディーゼル自動車の早期実用化研究開発 H13~14年度
		中大型DME自動車の実用化研究開発 H14~15年度
改質技術	SNG	DMEからの都市ガス(SNG)製造、触媒性能テスト及び検証、ならびにプロセスの最適化に関する研究開発 H13~14年度
	燃料電池	分散化電源機器としての固体高分子型燃料電池の構成要素に関するDME適用性に関する研究開発 H13~14年度
		DMEを燃料とする小型・高効率燃料電池用改質システムの開発 H13年度
	小型で高効率なDME燃料電池システムの開発 H14~15年度	
インフラ	設備部材	DME燃料普及のためのLPGインフラ活用に係わる設備部材(シール材、ゴム材等)の研究 H13年度

第2章 DME 低圧噴射圧縮着火エンジンの基本特性

2. 1 緒言

前章におけるこれまでの研究及び予備実験により明らかなように、DMEはディーゼル代替燃料として優れた性状を有し、圧縮着火エンジンにおいて黒煙の排出なしに高い熱効率が得られる。これまでレトロフィットによるDME圧縮着火エンジンの課題として、燃料供給系における漏れや潤滑に対する対策を必要とすることを述べてきた。この問題の対策としては、潤滑を目的とした添加剤を用いることが安易であるが、軽油-DMEブレンド燃料を用いた場合同様⁽¹⁹⁾、添加剤が排気ガス特性に及ぼす影響は大きい。また、ノズル開弁圧力を低く設定した場合、スワールが十分にシリンダ内に存在している雰囲気条件においては、エンジン性能を悪化することないことが予備実験により確認されている。このとき、ノズル開弁圧力が低いため、噴射初期の噴射圧力が低く、DME噴霧のペネトレーションが弱くなりながらも、運動モメンタムが小さいためスワールのようなシリンダ内のガス流動の影響を受け易く、結果として、短期間で混合気形成が可能になり着火遅れ期間が短くなった。しかし、ジャーク式燃料噴射装置を用いた場合、燃料噴射期間中に燃料圧力がノズル開弁圧力よりも上昇することにより噴射率が変化することから、ノズル開弁圧力の低圧化により、噴射初期の混合気形成、さらには燃焼初期の熱発生率に顕著に影響が現れるが、燃焼の後半ではその影響は少ない。このことから、DMEの低圧での燃料供給とシリンダ内ガス流動(スワール)の利用が、小型圧縮着火エンジンにおける混合気形成の促進に有効であると考えられる。DME圧縮着火エンジンにおいて、ジャーク式燃料噴射装置を用いた場合、エンジン(燃料噴射ポンプ)からの熱の影響により体積弾性係数が変化し噴射時期が変動することなどが懸念されることから、温度及び圧力の管理をする必要があり、また、小型圧縮着火エンジンの開発コストを抑えながらの燃料噴射系における漏れや潤滑に対する対策をするには限界があることから、DME圧縮着火エンジンにおいて、新たな燃料供給システムの構築とその効果を調査する必要がある。

本章では、小型圧縮着火エンジンにおけるDME供給方法の検討として、ガソリン直噴技術を援用しながら、DME圧縮着火エンジンの開発における低コスト化と制御性の高い燃料供給システムを提言する。ガソリン直噴技術は、既に数多く市場にて活用されていることから、安全及び耐

久性が保障され、粘度の低いガソリンにおいて漏れや潤滑に対して実証されている。また、前章の予備実験の結果から、DME 燃料供給は、燃料圧力の高圧化の必要がなく、ガソリン直噴で用いられる比較的低い燃料圧力で取り扱うことができる可能性が示唆された。DME 圧縮着火エンジンにおいて、このような技術導入を行うことにより、簡便で制御性の高い燃料供給システムの構築が可能になる。ここでは、ガソリン直噴技術を援用した小型圧縮着火エンジンにおける DME 供給方法の有効性を実験的に明らかにすることを目的に、燃料供給システムの構築とともに、DME 低圧噴射による燃焼特性を調査する。そこで、DME 低圧噴射圧縮着火エンジンの運転条件の把握をし、燃焼特性の変化と混合気形成の関連性について検討を行い、圧縮着火エンジンにおける DME 低圧噴射の効果と課題を明らかにする。

2. 2 実験装置及び実験方法

2. 2. 1 供試エンジン

前章で述べた小型エンジンを対象としていることから、ここでの実験では、表 2.1 に示す供試エンジンを使用した。排気量を小さくすることにより、高負荷域における燃料供給の確保と上死点におけるコンパクトな燃焼室が可能になり、混合気形成が促進されることが期待される。供試エンジンは、自然吸気型ディーゼルエンジンをベースとし、ボア $\phi 70.0\text{mm}$ \times ストローク 72.0mm 、弁配置は OHV (Over Head Valve) 2 弁方式の水冷 4 サイクル単気筒エンジンである。圧縮比は $\epsilon = 18.3$ であり、上死点におけるピストンクリアランスは 1.0mm である。新気は、吸気ヘリカルポートにより吸気スワール流を形成する。このとき、スワール比は $SR = 3.2$ である。ベースとなったディーゼルエンジンの噴射ノズル部にガソリン直噴で用いられる電子制御インジェクタ (以下、イン

表 2.1 供試エンジン諸元

Type of engine	4-stroke cycle DI-Diesel engine
Cooling system	Water cooled
Number of cylinders	1
Bore \times Stroke	70×72 mm
Displacement volume	277 mL
Compression ratio	18.3:1
Fuel supply system	Electronically controlled injection
Injector	Single hole ($\phi 0.84\text{mm}$) Swirl injector

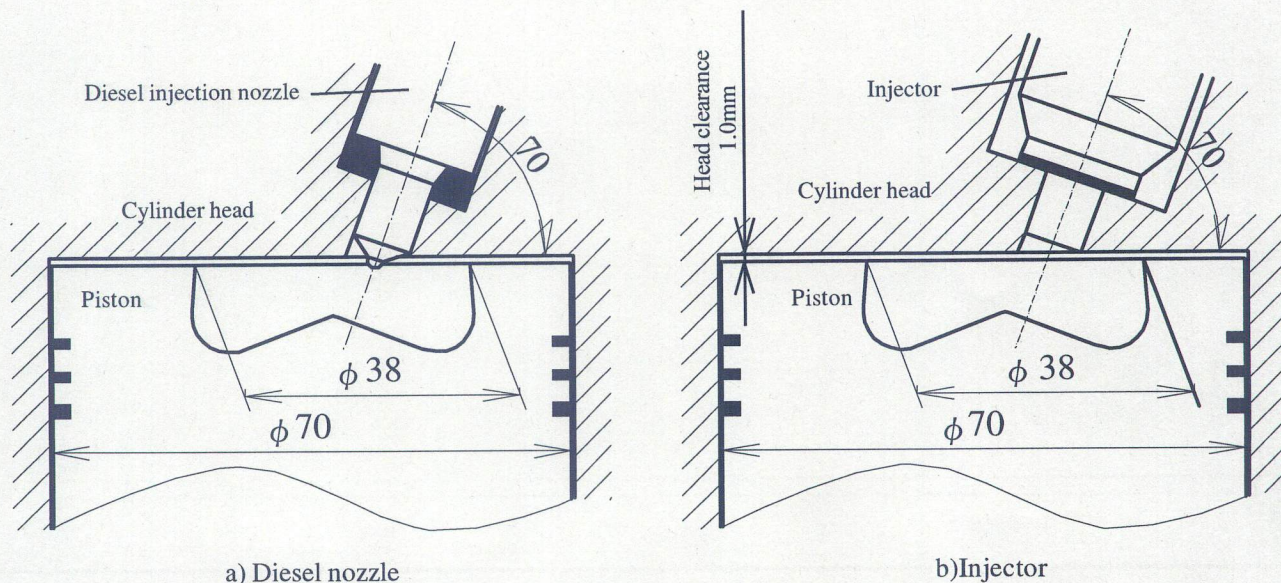


図2.1 噴射ノズル及びインジェクタの配置

ジェクタ)を取り付けた。図2.1にベースになったディーゼルエンジンの噴射ノズル取り付け状態と供試エンジンにおけるインジェクタ取り付け状態を示す。噴射ノズル及びインジェクタは、トロイダル型燃焼室形状を持つピストンのほぼ燃焼室中心に向けて取り付けられる。ピストンヘッドにおけるキャビティ口径は38mm、深さ12mmで、上死点における燃焼室容積は $V_c=16\text{mL}$ になる。実験に用いたインジェクタを図2.2に示す。インジェクタはピントルタイプの電磁式直動スワールインジェクタを用いた。噴孔は0.84mmの単噴孔である。このインジェクタを選

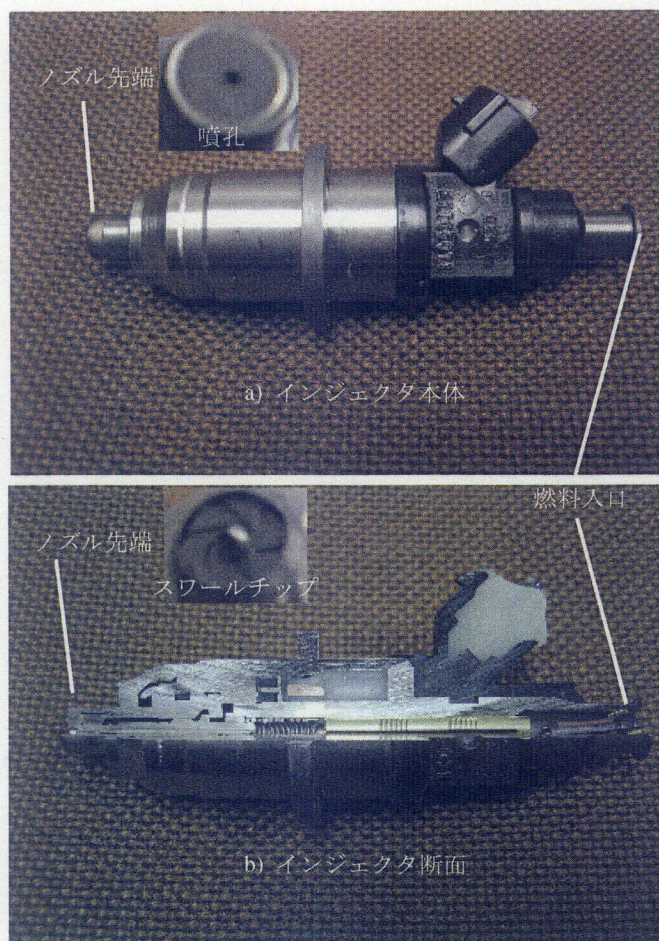


図2.2 インジェクタ

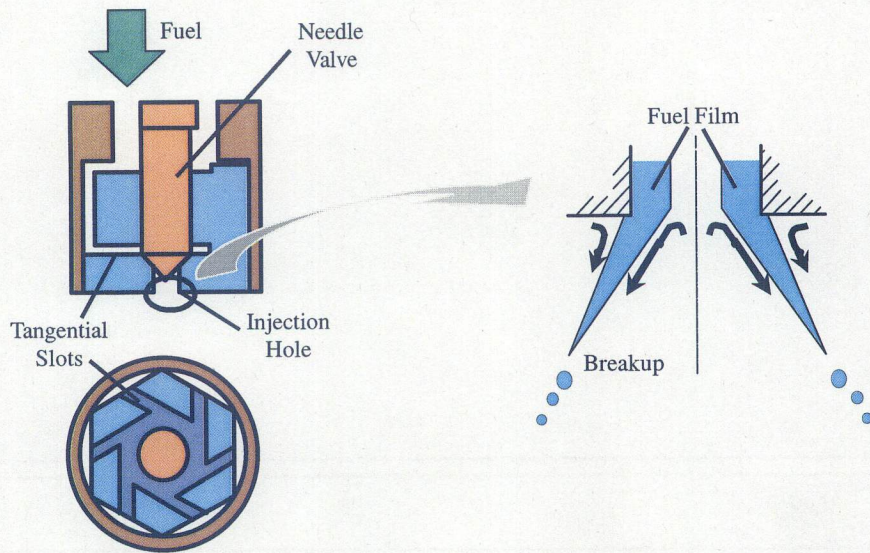


図 2.3 インジェクタ先端部構造及び噴霧概念⁽⁵⁴⁾

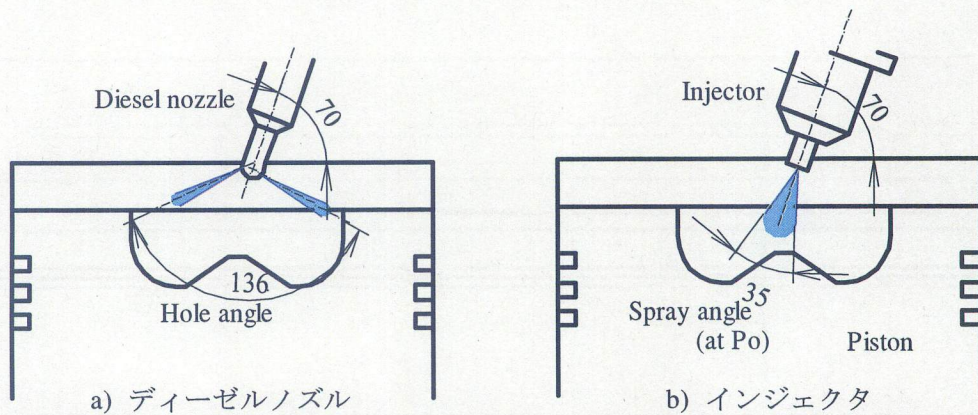


図 2.4 噴霧概念

択した理由として、ノズル先端部に旋回溝のスワールチップが装備されており、噴射と同時に拡散性が確保される構造になっているためである。山本らはインジェクタのこのような構造から、噴霧の拡散性とペネトレーションの抑制が可能になると報告している⁽⁴⁵⁾。図 2.3 にインジェクタ先端部構造及び噴射概念図を示す。このインジェクタを用いたガソリン噴霧の断層形状が、霧囲気圧力により変化することが直接撮影により観測されているが⁽⁴⁶⁾、ここでの DME による噴霧特性は、大気圧噴射での状態で確認している。ディーゼルノズルとインジェクタを用いた場合の噴

霧概念を図2.4に示す。ディーゼルノズルの場合は、4噴孔4方向に噴射し、そのときの噴孔角度は136度である。一方、インジェクタを用いた場合は、単噴孔であることからインジェクタ下方向(ピストンヘッド側)への噴射であり、DMEの大気圧噴射において、噴霧角35度で噴射される。また、インジェクタ本体温度の管理として、エンジン冷却水とは別にインジェクタ冷却用の水路を設けた。前章の図1.8及び図1.9でもわかるようにDMEは温度により液比重が変化することから、実験中におけるインジェクタ本体の温度管理を40℃以下とした。インジェクタはMOS-FETを用いたドライバにより駆動し、インジェクタにおける開弁時間と噴射時期を制御した。このインジェクタを実機に取り付けた様子を図2.5に示す。図は、シリンダヘッドカットモデルにインジェクタをセットしたものである。燃料は燃焼室に対し、ほぼ中心の下向きに噴射される。そのため、噴射時期によっては、ピストンヘッドで噴霧の壁面衝突が起きていることが推察され

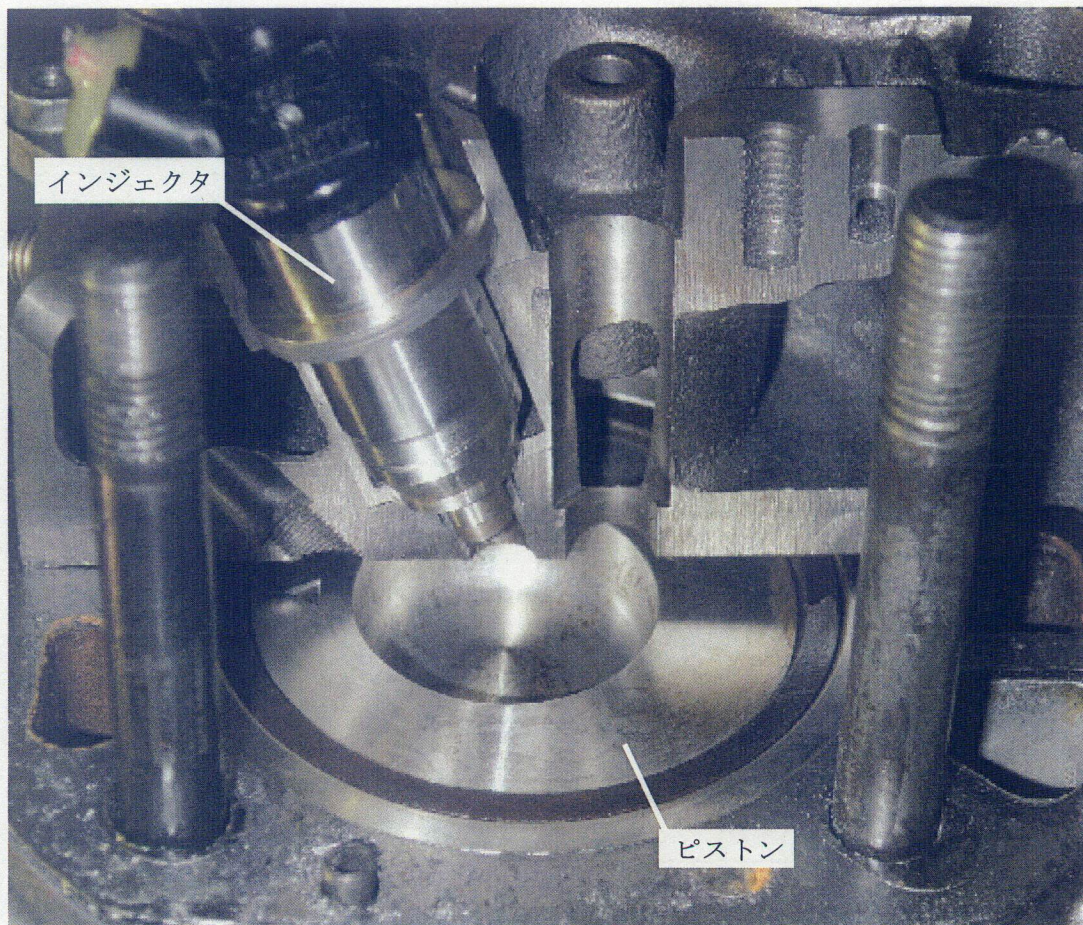


図2.5 インジェクタ取り付け状態

るため、インジェクタの取り付け角度や、燃焼室形状が混合気形成に及ぼす影響を検討する必要があるが、上死点クリアランス量が小さい場合、混合気形成及び燃焼過程において大きな影響がないことから、本章ではこれらの影響については検討していない。

2. 2. 2 実験装置

図2.6に、DME 低圧噴射圧縮着火エンジンの性能試験における実験装置概要を示す。供試エンジンはカップリングを介して渦電流式電気動力計に接続した。吸気入口にはレシーバタンクを設け、吸気管内における脈動を抑えている。吸入空気量は層流型空気流量計を用いて、その差圧から提供される演算式を用いて求めた⁽⁴⁷⁾。直接噴射で供給されるDMEは、窒素ガスにより燃料圧力として加圧されたDME燃料タンクから液体の状態ですべて直接インジェクタに供給される。このとき、容積型燃料流量計を燃料経路に設け、燃料流量を測定している。吸気管から予混合吸入されるDMEは、吸気弁より160mm上流に取り付けられたミキサーから大気圧に減圧した気体の状態で供給される。DME吸気管予混合吸入時の燃料流量の測定は乾式ガスメーターを用いた。シリンダ内圧力の履歴とともに、インジェクタの入口部における燃料圧力の履歴を圧電式圧力ピク

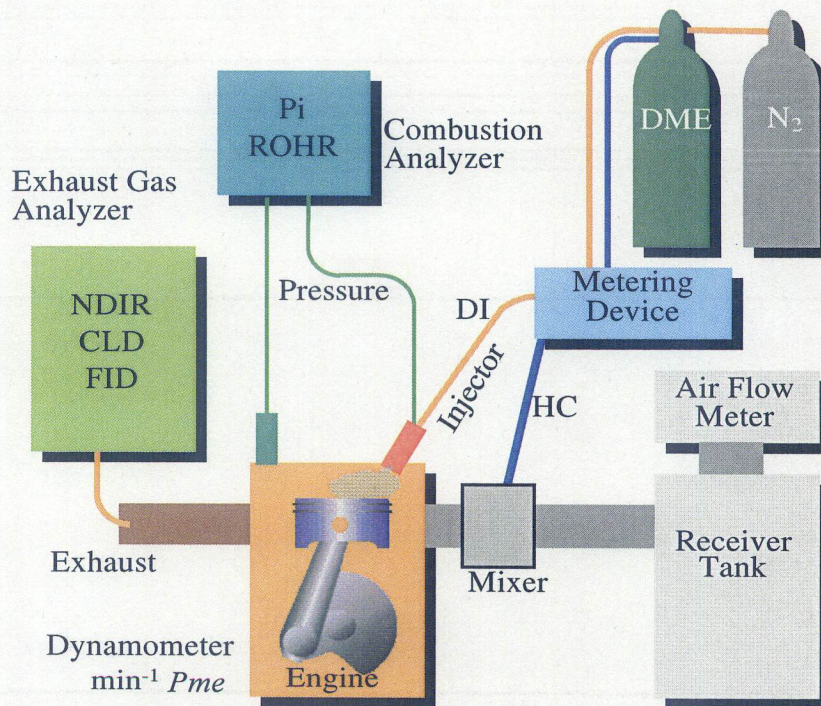


図 2.6 実験装置概要

アップを用いて測定した。スモーク濃度は、BOSCH式により測定したが、いずれの実験条件においてもDME圧縮着火エンジンにおける黒煙の排出は確認されなかったため、実験装置及び実験結果においてスモーク濃度に関するデータは省略した。排出ガスの成分濃度に関しては、COをNDIR、THCをFID、NO_xをCLD、O₂をMAG、CO₂をNDIR方式の各分析計を用いて測定を行った。

2. 2. 3 実験方法

DME低圧噴射圧縮着火エンジンの基本性能を把握するために、表2.1に示す供試エンジンを用いてエンジン性能試験を行った。低圧噴射による燃料供給は、噴射期間の長期化が予想されることから、実験は、燃料噴射期間の自由度を確保するために、エンジン回転速度 $n=1000\text{min}^{-1}$ 一定で行った。また、吸気行程後期や圧縮行程前期に燃料噴射することにより、予混合圧縮着火燃焼による低NO_x化の検討ができる。そのため、噴射時期を $IT=180\text{deg.BTDC} \sim 0\text{deg.BTDC}$ まで変化させ、このときのエンジン性能及び排気ガス特性について検討をする。早期の燃料噴射によるDME低圧噴射圧縮着火エンジンの性能を検討することから、DME吸気管予混合吸入圧縮着火エンジン時の性能を把握する。吸気管吸入による予混合圧縮着火燃焼と早期直接噴射による予混合圧縮着火燃焼を比較し、燃料供給方法の違いが予混合圧縮着火燃焼のエンジン性能と排気ガス特性に及ぼす影響について検討した。また、燃料圧力は、ガソリン直噴で用いられている圧力範囲($PF=10\text{MPa}$ 前後)を用いて、一般的なディーゼルエンジンに用いられている燃料圧力に対して、低圧と定義した。実験における燃料圧力は $PF=5\text{MPa} \sim 10\text{MPa}$ の範囲で変化させた。

各実験における燃焼解析は、シリンダ内圧力と熱発生率を基本とし、燃焼特性として検討を行った。

いずれの実験も十分な暖気を行った後に、定常状態にて実験を行った。

2. 3 実験結果及び考察

2. 3. 1 DME 吸気管予混合吸入圧縮着火エンジンの性能

DMEを低圧でエンジンに供給する場合、噴射期間の長期化が懸念される。しかし、燃料の噴射時期は、ディーゼルエンジンのような上死点前に限定する必要はなく、高い熱効率と排出ガスが改善される燃焼が可能であれば、早期の燃料噴射においても検討する必要がある。早期の燃料

噴射は、過早着火により運転制限を受けるものの予混合燃焼として低NO_x排出量の実現が可能である。ここでは、DME 低圧噴射圧縮着火エンジンにおける早期噴射時の検討の前段階として、DME 吸気管予混合吸入による圧縮着火燃焼の検討を行った。

図2.7にDME吸気管予混合吸入圧縮着火エンジンにおけるエンジン性能と排気ガス特性を示す。供給熱量 Q_f の増大にともない正味平均有効圧 P_{me} が増加するが、供給熱量 $Q_f=4.0\text{kW}$ 以上の燃料供給は、激しいノッキングとともに、過早着火による運転限界が生じた。供給熱量 $Q_f=2.2\text{kW}$ 付近で、正味熱効率 η_e において最大値が得られ、このとき、COの排出量も比較的低い。 $Q_f=2.2\text{kW}$ 以上の燃料供給は、CO排出量が抑えられながらも熱効率が低下しているのがわかる。また、NO_xは、 $Q_f=3.0\text{kW}$ までは、極めて低い排出量だが、 $Q_f=3.0\text{kW}$ 以降では、著しく増加する傾向が見られた。

図2.8に図2.7における燃焼状態を示す。熱発生率より、低温酸化反

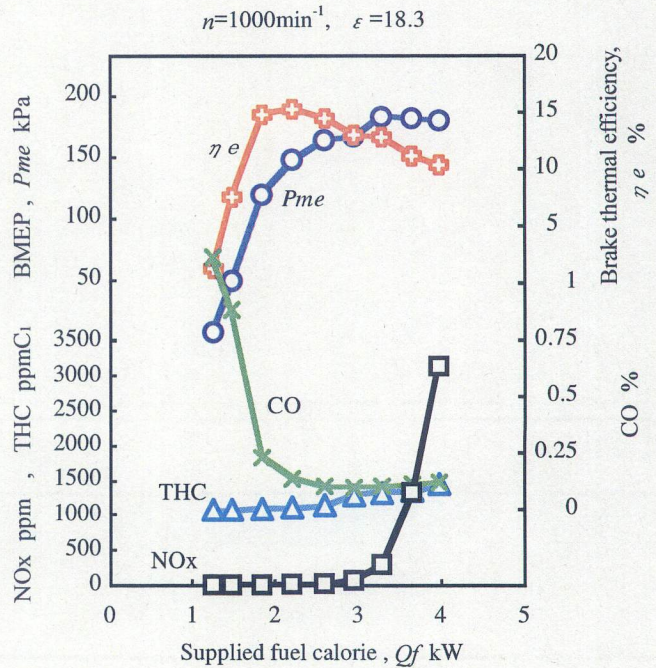


図 2.7 DME 吸気管予混合吸入圧縮着火エンジンの性能

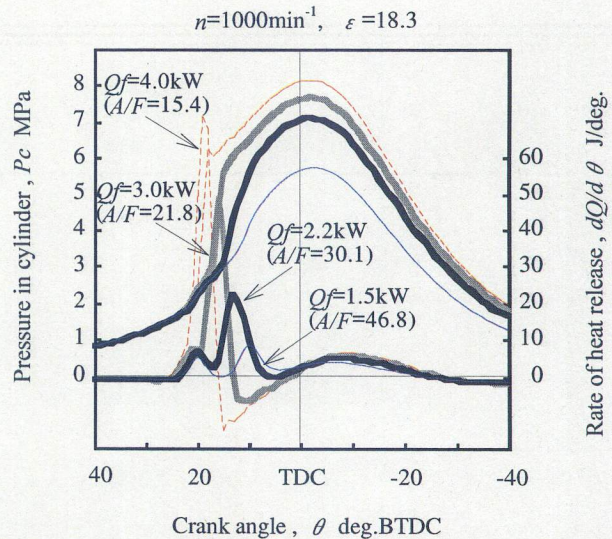


図 2.8 DME 吸気管予混合吸入圧縮着火エンジンの燃焼状態

応の反応開始時期は、供給熱量に関係なく上死点前25度付近で発生している。また、その発熱量は供給熱量の低下とともに僅かに減少する。一方、高温酸化反応は、供給熱量の増加にもないその反応開始時期が進角しながらその量は増加する。図でもわかるように、供給熱量が多い条件での高温酸化反応は、上死点前の急峻な反応であり、激しいノッキングをとまなうことから運転限界であることがわかる。この結果、予混合圧縮着火でありながらも、燃焼温度が著しく上昇したことにより、NO_x排出量が増加したものと考えられる。高温酸化反応による発熱量が正味平均有効圧に影響しながらも、上死点前における急峻な過早着火により熱損失の増加(サイクル効率の悪化)、さらには運転の制限が起こることがわかった。また、上死点以降の緩慢な熱発生は、低速域でのみ確認される現象であり、吸気管予混合吸入でありながらもシリンダ内において混合気の濃度分布が生じていることが推察され、クエンチ領域の燃料が膨張行程初期において再燃焼するような混合気条件と時間が存在しているものと考えられる。そのため、ここでは示していないが、エンジン回転速度とともに、この上死点後の緩慢な燃焼は小さく、もしくはなくなる傾向が実験により確認されている。いずれの供給熱量においてもTHC排出量が多く、予混合圧縮着火燃焼の課題が明らかになった。これは、吸気管からDME予混合気が吸入されていることから、吸気行程におけるシリンダ壁面への混合気付着、吸熱等により燃焼反応に至らない未燃DMEが存在していることが考えられる。

図2.9は、図2.8で得られたシリンダ内圧力から熱力学的に求めた温度履歴を示す。このときの条件として、吸気弁閉時期において353Kとして計算している。いずれの供給熱量においても、シリンダ内ガス温度700~750Kで低温酸化反応が確認され、供給熱量が多い $Q_f=4.0\text{kW}$ では、低温酸化反応量も多いことから急速に温度が上昇するため、低温酸化反応が完結する前に高温酸化反応の発現が開始される。このため、図1.13で示したように酸化反応機構からCH₃とCHOHが生成

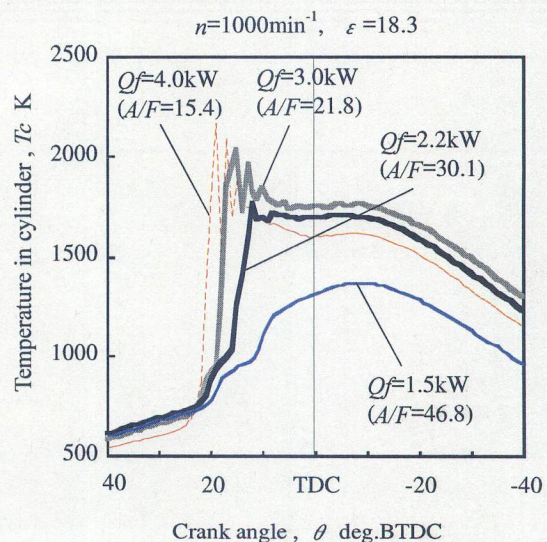


図2.9 DME吸気管予混合吸入圧縮着火エンジンのシリンダ内温度履歴

されノッキングをともなう燃焼と急峻な温度上昇によりNO_xが生成されたと考えられる。このため、高温酸化反応の発現時期を遅らせることにより、高い熱効率と低NO_x化ができるものと考えられる。このため、供給熱量 $Q_f=2.2\text{kW}$ では、低温酸化反応による温度上昇を抑えながらも、高温酸化反応が比較的遅い発生時期で活発な燃焼が得られたため、DME予混合吸入圧縮着火エンジンにおいて最も高い熱効率を得られ、その有効性が伺える結果となった。

2. 3. 2 DME 低圧噴射圧縮着火エンジンの性能

前章の従来の研究及び予備実験により、ノズル開弁圧力を低めに設定した場合、燃焼特性及び排気ガス特性の改善が可能であることがわかった。このような、DMEのガス化に優れた特性に着目すると、圧縮着火エンジン用としてDMEを用いる場合、低い燃料圧力を設定しても、スワール等のガス流動が効果的に作用していれば、シリンダ内において容易に混合気形成が促進され、燃焼が活発になるものと推察でき、同時に燃料漏れの低減対策を図ることができる。また、低粘度であるDMEに対し、燃料噴射系の潤滑等の問題はコモンレール型の噴射形を使用することによって改善の見通しが立つように感じられるが、小型圧縮着火エンジンには開発及び製造コスト的な側面から容易でないと思われる。そこで、小型圧縮着火エンジンに対するDME供給方法の一手段としてインジェクタによる燃料供給を試みた。

図2.10にインジェクタを用いたDME低圧噴射圧縮着火エンジンの正味平均有効圧と排気ガス特性を示す。このとき、表2.1に示す供試エンジンにおいて、DME低圧噴射による燃料噴射期間の自由度を確保するために、エンジン回転速度 $n=1000\text{min}^{-1}$ 一定のもと、噴射時期を $IT=180\text{deg.BTDC} \sim 0\text{deg.BTDC}$ の範囲で変化させた。また、噴射時期 $IT=100\text{deg.BTDC}$ よりも早期の燃料噴射では、燃料噴射後において十分な混合気形成期間が存在し、予混合圧縮着火燃焼として成立するため、性能として大きな差異が見られないことから $IT=100\text{deg.BTDC}$ よりも早期のデータは省略している。供給熱量は、前項の予混合圧縮着火エンジンの性能で最も良好な熱効率を得られた $Q_f=2.2\text{kW}$ とした。本実験では、DME低圧噴射圧縮着火エンジンにおける燃料圧力として、 $PF=5\text{MPa} \sim 10\text{MPa}$ の範囲で変化させた。また、参考として、同じ供試エンジンを用いてディーゼルノズルによりDMEを供給した場合の実験データも併記した。このときのノズル開弁圧力 $PN=10\text{MPa}$ 、噴射時期 $IT=8\text{deg.BTDC}$ である。

DME低圧噴射圧縮着火エンジンにおいて、噴射時期 $IT=100\text{deg.BTDC} \sim 50\text{deg.BTDC}$ の範囲では、いずれの燃料圧力においても、噴射時期の遅角とともに正味平均有効圧が大きく変化するこ

となく、THC 排出量が低下しているのがわかる。このとき、NO_xは低い値を維持し、前項でも報告したような吸気管予混合圧縮着火燃焼時と同レベルの排出量が得られた。これは、早期の燃料噴射により混合気形成における時間が十分にあるため、DME 吸気管予混合圧縮着火燃焼と同様の燃焼形態(予混合圧縮着火燃焼)が得られたためであり、同時に、燃料の噴射時期を制御しているため、噴射時期の遅角によるクエンチ領域の減少により THC 排出量の低減が可能になったものと考えられる。

噴射時期 $IT=50\text{deg. BTDC} \sim 35\text{deg. BTDC}$ の範囲では、正味平均有効圧やTHC及びCOの排出量は大きく変化することなく、噴射時期の遅角によりNO_xの排出量が増加する。この噴射時期(雰囲気条件)は、予混合圧縮着火燃焼とディーゼル燃焼の変移領域であり、活発な燃焼でありながらも過早着火により出力が得られないものと考えられる。また、ここまでの噴射時期の範囲において、燃料圧力がエンジン性能に及ぼす影響が見られない。

噴射時期 $IT=35\text{deg. BTDC} \sim 20\text{deg. BTDC}$ の範囲では、噴射時期の遅角とともに正味平均有効圧が改善されながらNO_x排出量が低減される。このとき、正味平均有効圧は燃料圧力増加とともに

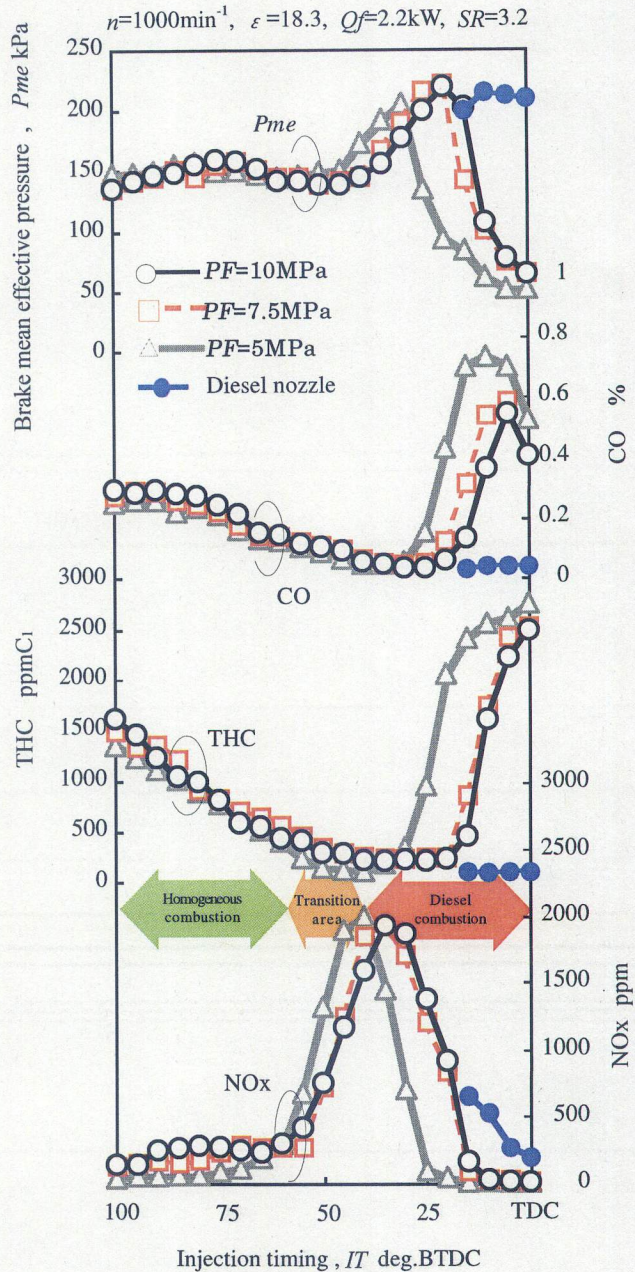


図 2.10 DME 低圧噴射圧縮着火エンジンの性能

改善され、燃料圧力の差異による噴霧特性が燃焼に影響を及ぼし、この噴射時期の範囲における燃焼がディーゼル燃焼に移行していることがわかる。燃料圧力の増加による正味平均有効圧の改善及び高い出力特性が得られる噴射時期の範囲の拡大が可能になった原因として、燃料圧力が増加したことにより、シリンダ内における噴霧の拡散性が確保されたためと考えられる。また、そのエンジン性能及び排気ガス特性は、ディーゼルノズルの場合と噴射時期は異なるものの、同等の性能及び傾向が得られている。

噴射時期 $IT=20\text{deg.BTDC}$ 以降の遅角では、いずれの燃料圧力においても多量の THC 排出をとれないながら正味平均有効圧が著しく低下する。これは、インジェクタが単噴孔であることから、上死点近傍での燃料噴射では、噴霧内への空気導入が進行するための十分な時間が確保できないためと考えられる。そのため、未燃 HC が排出されながら正味平均有効圧が低下した。また、その悪化の度合いは燃料圧力が低いほど大きい。

これら結果から、ディーゼルノズルと比べても同等のエンジン性能が得られる条件が存在していることがわかり、DME 圧縮着火エンジンにおける低圧噴射による燃料供給の可能性が示された。しかし、ディーゼル燃焼において燃料圧力とともに噴霧特性が大きく影響を及ぼしていることが実験的に明らかになり、実用的には極めて狭い噴射時期の範囲である。ディーゼルノズルは、4噴孔であり噴射後の燃料圧力が噴射ポンプにより影響され大きく変化することがこれまでの実験により明らかになっている⁽⁴⁴⁾ことから、ここでの実験条件では、噴射率が噴霧内への空気導入に影響を及ぼし、噴霧の拡散性と時間的な要因が混合気形成過程を支配しているものと考えられる。

図 2.11 に図 2.10 における燃焼状態を示す。噴射時期 $IT=100\text{deg.BTDC} \sim 40\text{deg.BTDC}$ の燃焼状態において、いずれの燃料圧力及び噴射時期で大きな変化が見られない。この噴射期間では、予混合圧縮着火燃焼が確認されることから、早期の燃料噴射による十分な予混合期間が存在していることがわかる。予混合圧縮着火燃焼において、高温酸化反応における燃焼は急峻でありながらも、短期間で燃焼が完了したため、シリンダ内全体のガス温度の低下が可能になったことにより、低い NO_x 排出量が可能になったと考えられる。また、図 2.8 に示した吸気管予混合圧縮着火燃焼における $Q_f=2.2\text{kW}$ 時の燃焼状態と比較した場合、その燃焼状態に差が見られた。これは、吸気管予混合吸入による圧縮着火燃焼は、吸気行程においても十分な予混合期間があるため、極めて均一混合気に近い状態でシリンダ内に供給されるため、温度条件に依存しながら低温酸化反応と

$n=1000\text{min}^{-1}$, $\epsilon=18.3$, $Q_f=2.2\text{kW}$, $SR=3.2$

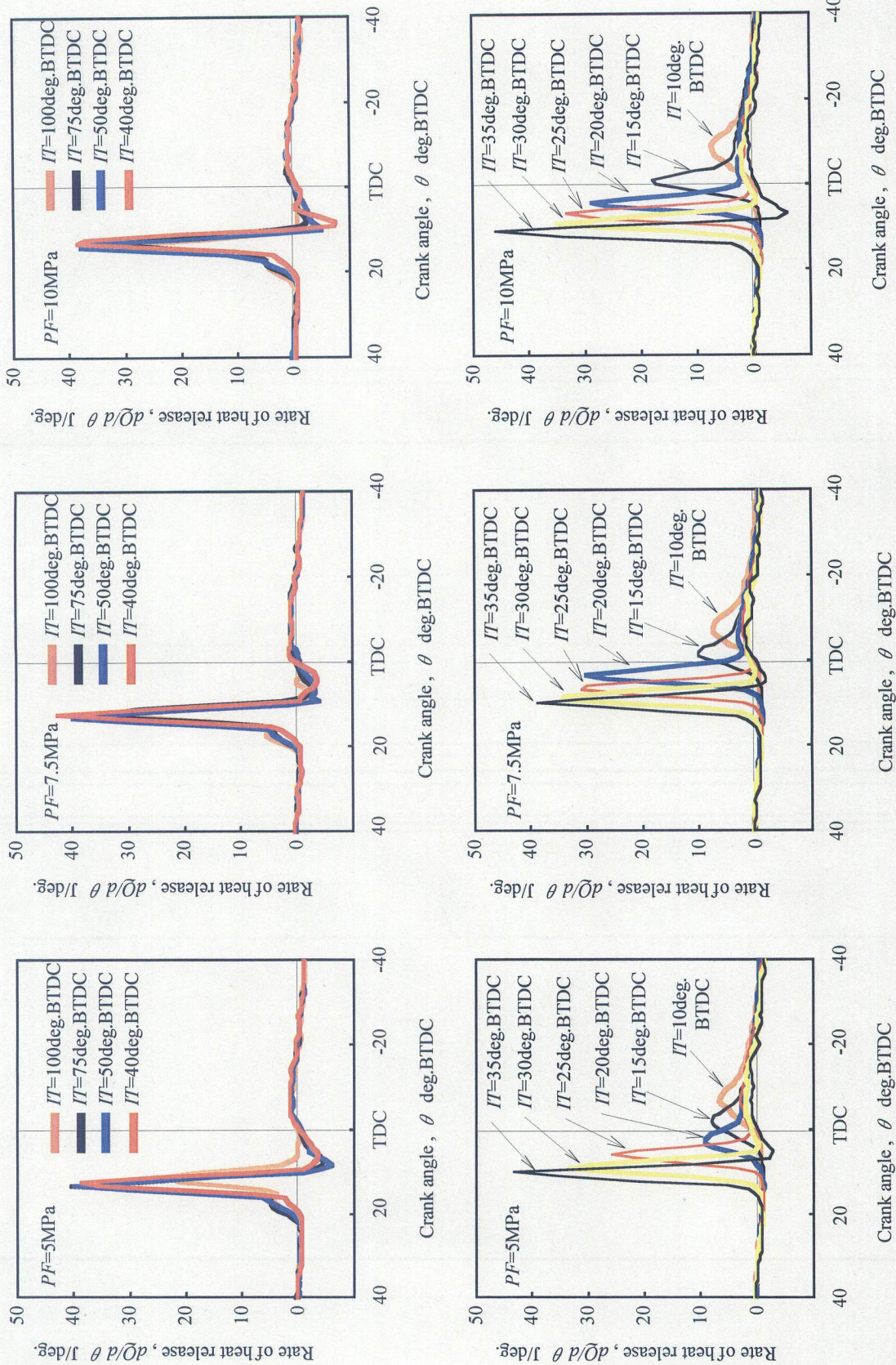


図 2.11 DME 低圧噴射圧縮着火エンジンの燃焼状態

高温酸化反応が明確に燃焼期間を分けたものと考えられる。一方、早期の直接噴射では、比較的濃度分布が不均一になるため、局部的に着火条件が成立すると燃焼が逐次進行していくことが考えられ、低温酸化反応が確認されながらも直後に高温酸化反応が出現した。このため、噴射時期 $IT=100\text{deg.BTDC}$ よりも噴射時期を進角させることにより、その燃焼状態において低温酸化反応が明確になるが、噴射時期 $IT=180\text{deg.BTDC}$ の吸気行程後期での燃料噴射においても、吸気管予混合吸入のような燃焼状態までには至らず、シリンダ内に直接燃料供給する場合には、燃料噴射系の噴霧特性に依存し、今回の実験条件では混合気濃度の均一化には限界があるものと考えられる。

また、ディーゼル燃焼に移行した噴射時期 $IT=35\text{deg.BTDC} \sim 10\text{deg.BTDC}$ での燃焼状態では、噴射時期の遅角とともに熱発生時期が遅角しているのがわかる。このとき、燃料圧力が熱発生率に影響を及ぼし、噴射時期を遅角することにより、熱発生率の最高値が遅角しながらも低くなる。燃料圧力 $PF=5\text{MPa}$ では、噴射時期 $IT=25\text{deg.BTDC}$ で高い熱発生率を維持しながらもその発生時期が遅角し、上死点近傍での活発な燃焼を得ることにより等容度が改善された結果、正味平均有効圧の最高値が得られた。同様の理由で、燃料圧力 $PF=7.5\text{MPa}$ 、 $PF=10\text{MPa}$ では噴射時期 $IT=20\text{deg.BTDC}$ で正味平均有効圧の最高値が得られている。燃料圧力の増加にともない噴射時期の遅角による高い正味平均有効圧を維持した運転が可能になることから、燃料圧力の増加により噴霧拡散性が確保され、短期間で

の噴霧内への空気導入を可能にしたことが考えられる。このため、燃料圧力 $PF=10\text{MPa}$ では、噴射時期 $IT=15\text{deg.BTDC}$ においても極端に熱発生率が低下することがないため、正味平均有効圧においても極度な悪化は見られない。しかし、正味平均有効圧の最高値が得られる噴射時期よりもさらに遅角した場合、極めて低い熱発生率と緩慢な燃焼が確認でき、結果として、多量の

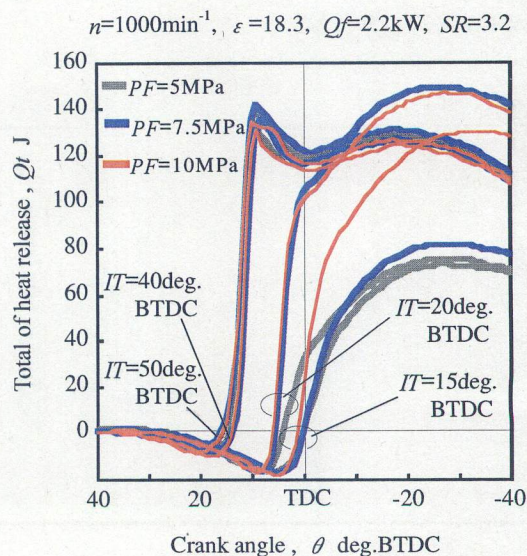


図 2.12 DME 低圧噴射圧縮着火エンジンの発熱量の履歴

THC 排出にともない出力が低下した。

図 2.12 に図 2.11 における発熱量の履歴を示す。この発熱量はいずれもシリンダ内圧力から求めていることから、冷却損失等の影響を含んでいる。噴射時期 $IT=50\text{deg.BTDC}$ 及び $IT=40\text{deg.BTDC}$ において、いずれの燃料圧力においても十分な混合気形成期間があるため、燃料圧力及び噴射時期に関係なく予混合圧縮着火燃焼として成立し、上死点前で短時間に燃焼反応が完了していることがわかる。燃料圧力 $PF=7.5\text{MPa}$ 及び $PF=10\text{MPa}$ の正味平均有効圧で最高値が得られる噴射時期 $IT=20\text{deg.BTDC}$ では、上死点近傍で殆どの発熱が行われ等容度が改善されていることがわかり、このため、サイクル効率が改善された結果、正味平均有効圧の最高値が得られたものと考えられる。一方、燃料圧力 $PF=5\text{MPa}$ の発熱量は、発熱量も低く、緩慢な燃焼が確認される。さらに、噴射時期 $IT=15\text{deg.BTDC}$ まで噴射時期を遅角した場合、高い等容度を維持できる燃料圧力は $PF=10\text{MPa}$ だけと

なった。これら発熱量の履歴からも、燃料圧力の増加により、シリンダ内における噴霧の拡散性が確保されていることが推察され、結果として、混合気形成が短時間で進行し、燃焼特性が改善されることがわかった。

図 2.13 に、図 2.11 のシリンダ内圧力履歴から熱力学的に求めたシリンダ内平均温度による P-T 線図を示す。いずれの燃料圧力においても、噴射時期 $IT=50\text{deg.BTDC} \sim 40\text{deg.BTDC}$ では、上死点前の急速な燃焼により、燃焼とともに著しく温度が上昇し、結果として、図 2.10 に示す NO_x 排出量になったと考えられる。このように十分な混合気形成期間が得ることができれば、 $T=780\text{K}$

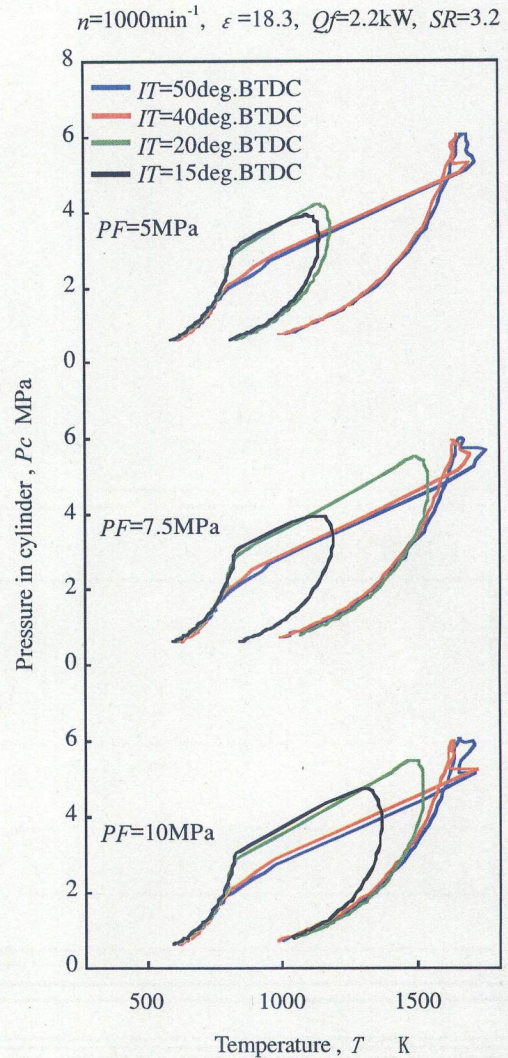


図 2.13 DME 低圧噴射圧縮着火エンジンにおける P-T 線図

前後で燃焼が開始し、このときの燃料圧力の影響はないことがわかる。噴射時期を遅角し、ディーゼル燃焼に移行した噴射時期 $IT=20\text{deg.BTDC}$ ～ 15deg.BTDC では、燃料圧力を増加させることにより、燃焼後の温度上昇が急峻であり、燃焼が進行していることがわかる。これは、燃料圧力が高い場合、噴霧のペネトレーションが増加することにより、噴霧の拡散が進行し、空気導入が促進されることにより、短時間で急峻な燃焼になったためと考えられる。このことから、燃焼改善するには、噴霧雰囲気温度の上昇や、噴霧の拡散促進(ガス流動の強化など)が有効であると考えられる。

図2.14にディーゼルノズルとインジェクタを用いたDME圧縮着火エンジンの熱発生率を比較した線図

を示す。ディーゼルノズルにおけるノズル開弁圧力は $P_N=10\text{MPa}$ で、インジェクタを用いた場合の燃料圧力は $P_F=10\text{MPa}$ とした。噴射時期は、ディーゼルノズルを用いた場合では、 $IT_{\text{Diesel}}=15\text{deg.BTDC}$ ～ 0deg.BTDC 、インジェクタを用いた場合では、 $IT_{\text{Inj}}=20\text{deg.BTDC}$ ～ 0deg.BTDC の範囲で記した。ディーゼルノズルでは、噴射時期の変化に対して、燃焼期間及び熱発生率が大きく変化することはない。一方、インジェクタを用いた場合では、その熱発生率は噴射時期に大きな影響を受ける。これは、ディーゼルノズルの場合、4噴孔であることと、噴射後燃料噴射ポンプに依存しながら燃料圧力(噴射率)がノズル開弁圧力よりも増加することにより、噴霧の拡散性が確保されているため、短時間に噴霧内への空気導入が完了した結果、噴射期間に対して大

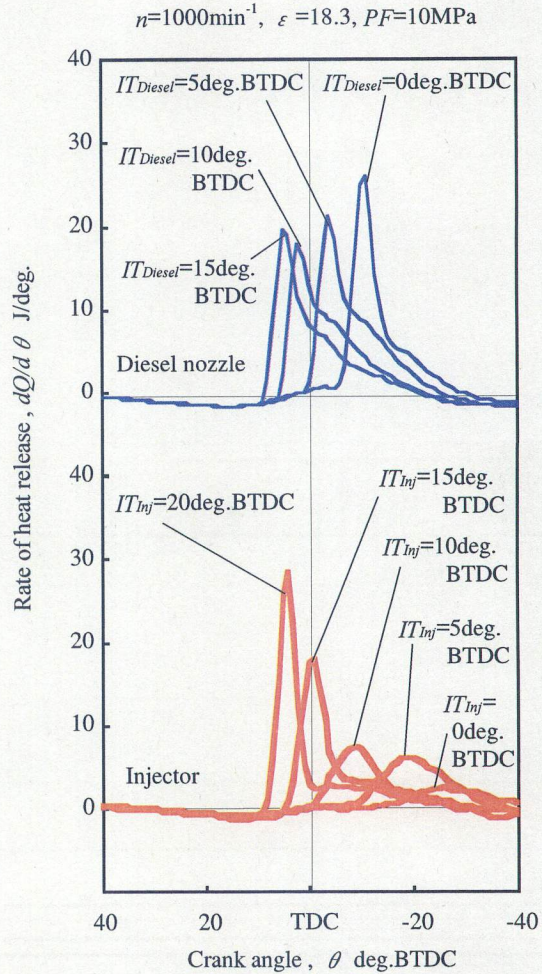


図2.14 ディーゼルノズルとインジェクタの燃焼状態の比較

表 2.2 ディーゼルノズルとインジェクタの燃料噴射期間

(deg.)

Injection timing	Injector	Diesel nozzle
$IT=20\text{deg.BTDC}$	5.7	-
$IT=15\text{deg.BTDC}$	6.14	5.5
$IT=10\text{deg.BTDC}$	8.9	5.61
$IT=5\text{deg.BTDC}$	10.7	5.7
$IT=0\text{deg.BTDC}$	11.54	5.82

きく燃焼状態が変化しなかったものと考えられる。インジェクタでは単噴孔であるため、ディーゼルノズルに比べシリンダ内における噴霧の拡散性が確保され難く、噴霧内への空気導入においてある程度の時間が必要であることが推察され、結果として、着火遅れ期間が長くなったものと考えられる。このため、ディーゼルノズルにおける噴射時期 $IT_{Diesel}=15\text{deg.BTDC}$ と同等の燃焼開始時期を得るには、インジェクタを用いた場合には $IT_{inj}=20\text{deg.BTDC}$ に設定する必要があり、着火遅れ期間が長期化することから、噴霧内への空気導入が緩慢になっていることが考えられる。しかし、インジェクタを用いた場合でも噴射時期を調整し、上死点近傍で燃焼させることにより、その熱発生率の曲線は、ディーゼルノズルのものと近似的になりながら良好な燃焼が得られることがわかり、DME 低圧噴射の有効性が伺える。

表 2.2 に、図 2.14 における燃料噴射期間を示す。表中のディーゼルノズルの噴射期間は、ノズル背圧の圧力履歴から求めたものである。ディーゼルノズルの場合、噴射開始後においても、噴射ポンプによりノズル開弁圧力よりも高い燃料圧力になり、噴射時期を変化させても、噴射期間は大きく変化しない。一方、インジェクタを用いた場合には、噴射時期の遅角により噴射期間が長期化していることがわかる。この噴射期間の長期化により混合気形成が促進されなかった結果、燃焼が緩慢になったものと考えられる。このような上死点近傍の低圧燃料噴射における燃焼状態の悪化は、シリンダ内圧力の上昇によるバックプレッシャの影響により、燃料噴射が制限されている可能性があることから、インジェクタ入口における燃料圧力履歴を計測し検討を行った。

図 2.15 は、噴射時期 $IT=20\text{deg.BTDC} \sim 5\text{deg.BTDC}$ におけるインジェクタ入口における燃料圧

力とシリンダ内圧力の履歴及び噴射期間を示す。噴射時期を $IT=20\text{deg.BTDC}$ よりも進角させた場合では、燃料圧力及び噴射期間に大きな変化が見られなかったためここでは省略した。噴射時期を $IT=20\text{deg.BTDC}$ よりも遅角することにより、噴射期間が長期化するものの、供給熱量が少ないこれらの実験条件では、いずれの噴射時期においても燃焼開始前に燃料噴射が完了している。同時に噴射時期の遅角により着火遅れ期間が増加する傾向が見られる。また、燃料圧力はインジェクタ入口における圧力履歴であるため、噴射時期

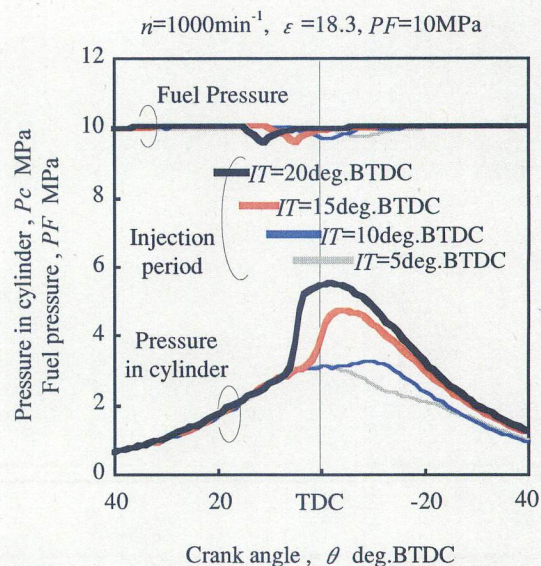


図 2.15 DME 圧縮着火エンジンの燃焼圧力及び燃料圧力履歴

と燃料圧力変化の間に時間差を生じながら $0.2\text{MPa} \sim 0.4\text{MPa}$ の圧力低下が発生している。このことから、上死点近傍における燃料噴射時のバックプレッシャの影響は、噴射期間に影響を及ぼし、燃料供給の不安定さが懸念されるものの、噴射期間中におけるシリンダ内圧力及び燃料圧力の変化を見る限りではその影響は少ない。また、燃料圧力を低下させた場合でも同様に、噴射期間中及び噴射後における燃料圧力履歴の変化を調査したが、噴射期間中における燃焼は確認されず、燃焼圧力上昇によるバックプレッシャの影響は少ないものと考えられる。この結果、上死点近傍における DME 低圧噴射では、十分な混合気形成期間が得られないと同時に、雰囲気圧力が高いと噴霧到達距離が短くなる報告があることから⁽⁴⁸⁾、シリンダ内における噴霧の拡散性が確保されず混合気形成が促進されなかったため、着火遅れ期間の増加とともに正味平均有効圧が低下したものと考えられる。

図 2.16 には、図 2.14 時におけるシリンダ内温度及び熱発生率と図 2.15 のインジェクタ入口圧力から流体力学的に求めた噴射率を示す。このとき、いずれの場合もノズル係数を一定として計算している。

DME 低圧噴射圧縮着火エンジンにおいて、供給熱量の少ない $Q_f=2.2\text{kW}$ 一定の条件では、低

圧噴射であっても噴射時期の違いによる噴射率への影響が少ないことがわかる。このことから、特に供給熱量の少ない低負荷域におけるDME 低圧噴射圧縮着火エンジンの混合気形成及び燃焼の促進は、シリンダ内ガス流動の効果をはじめとしたシリンダ内の雰囲気条件が影響していることが考えられる。このため、上死点近傍での燃料噴射で、急速に混合気が形成されることにより、燃焼時期及び燃焼状態を制御でき、サイクル効率の改善が期待できる。

2. 4 結言

第1章では、レトロフィットでDMEを圧縮着火エンジンに供給する際、ノズル開弁圧力を低く設定することにより、短期間での混合気形成が可能であり、DMEによる高い熱効率の維持と良好な排気ガス特性が得られるディーゼル代替燃料としての有効性が示唆された。本章では、小型圧縮着火エンジンにおける有効なDME供給方法として、ガソリン直接噴射エンジンで用いられているインジェクタを援用して低圧噴射による圧縮着火運転を試みた。DME低圧噴射圧縮着火エンジンにおける燃料圧力及び噴射時期の条件がエンジン性能及び排気ガス特性に及ぼす影響を調べ、燃焼及び有害排気ガス改善に有効な運転条件(噴射時期と燃料圧力)とその効果を実験的に明らかにした。また、燃焼解析を行い燃料圧力及び噴射時期を操作した場合の燃焼特性の変化を詳細に調べ、正味平均有効圧の改善と有害排気ガスの低減をもたらす主要因について実験解析し、以下の知見を得た。

- (1)DME 低圧噴射燃料供給系において、ガソリン直噴技術を援用することにより、簡便で制御性の高い燃料供給システムの構築が可能になり、同時に漏れや潤滑における対策が解決される。この燃料供給システムを用いたDME 低圧噴射圧縮着火エンジンでは、適切な噴射時期と燃料

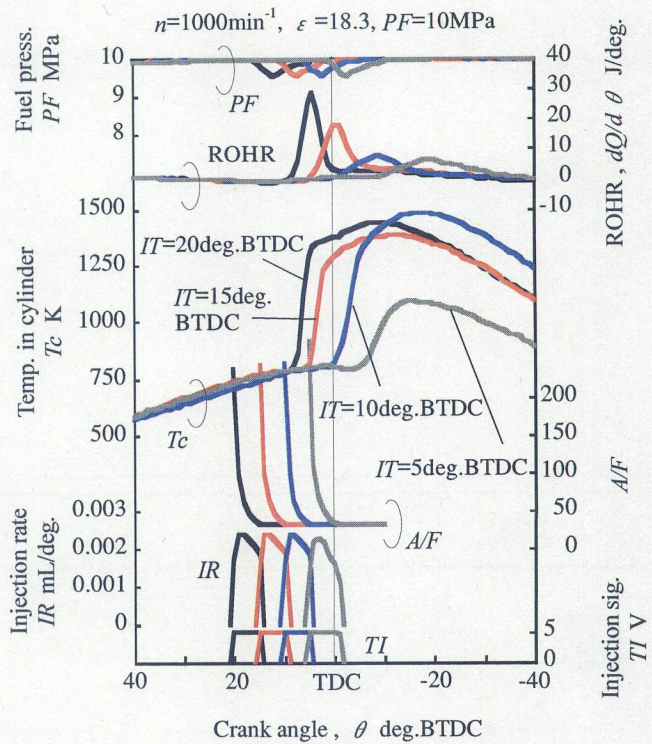


図 2.16 DME 圧縮着火エンジンの噴射率及びシリンダ内燃焼履歴

圧力を設定することにより、比較的低い燃料圧力においても、高い熱効率と排出ガスの低減が可能である(ディーゼルノズルを用いた場合と同程度の性能確保が可能である)。また、燃料噴射系の影響による排気ガス中の黒煙の生成は確認されない。

(2)DME 低圧噴射圧縮着火エンジンにおいて、噴射時期を $IT=180\text{deg.BTDC} \sim 0\text{deg.BTDC}$ の範囲で変化させることにより、予混合圧縮着火燃焼及びディーゼル燃焼の燃焼形態が明らかになった。この燃焼形態が変移する噴射時期では、噴射時期の遅角にともない低温酸化反応が小さくなりながらも、高温酸化反応の発生時期が早期であるため熱損失増大により、正味平均有効圧は改善されず、 NO_x 排出量が増加する。

(3)DME低圧噴射圧縮着火エンジンにおける早期の燃料噴射では、予混合圧縮着火燃焼となり、吸気管予混合吸入圧縮着火燃焼と同様に、低温酸化反応と高温酸化反応の燃焼が得られ、熱効率が大きく悪化することなく、低 NO_x 化が実現できる。このとき、十分な混合期間(混合気形成期間)が存在していることから、燃料圧力の影響は見られない。

(4)また、予混合圧縮着火燃焼が得られる噴射時期の範囲では、噴射時期の遅角により、予混合圧縮着火燃焼による低 NO_x 排出を維持しながら、 THC 排出量の低減が可能になることがわかった。このことから、吸気管予混合吸入も含め早期噴射の THC 排出量は、DMEがシリンダに投入されたときの空間表面積に関係があると推察され、壁面熱損失が未燃 HC の排出に及ぼす影響が大きいものと考えられる。

(5)ディーゼル燃焼に移行した直後の噴射時期では、噴射時期の遅角により、高温酸化反応が上死点側に遅角しながら発現し、正味平均有効圧が改善されるとともに NO_x 排出量の低減が可能になる。ディーゼル燃焼の熱発生率における予混合燃焼期間が上死点近傍に確認されるときに、等容度が改善され、高い正味平均有効圧が得られる。

(6)DME 低圧噴射圧縮着火エンジンにおいて、正味平均有効圧の最高値が得られる噴射時期よりもさらに遅角した場合、急激な燃焼悪化とともに、正味平均有効圧が著しく低下し、未燃 HC が増加した。

(7)正味平均有効圧の最高値が得られる噴射時期及びそれ以降に噴射時期を遅角した場合、燃料圧力の違いにより正味平均有効圧及び排気ガス特性、燃焼特性に差異が見られることから、ディーゼル燃焼における燃料圧力は、混合気形成過程に影響を及ぼすことがわかった。

(8)燃料圧力の増加により、シリンダ内において噴霧の拡散性が確保されるため、高い正味平均

有効圧が得られる上死点近傍の噴射時期の範囲は拡大するものの、噴霧内への十分な空気導入が得られなかったことから、大きな改善効果には至らない。一方、燃料圧力が低い場合では、噴射期間の長期化により、噴霧内への空気導入がさらに困難になったものと考えられる。

(9) このように噴霧内への空気導入が十分に得られない原因として、インジェクタが単噴孔であることが考えられ、噴霧のシリンダ内への拡散性が十分に確保されず、短期間での混合気形成を要求される上死点近傍での燃料噴射では、噴霧内への空気導入に時間を要し、結果として、未燃HCの増加とともに正味平均有効圧が悪化したと考えられる。このため、ディーゼルノズルと同程度の性能を得るには、噴射時期を進角させ、混合気形成の時間を稼ぐことやシリンダ内ガス流動の改善が必要である。

(10) 上死点近傍での燃料噴射での燃料噴射による正味平均有効圧の悪化は、シリンダ内燃焼圧力によるインジェクタ部へのバックプレッシャが、噴射特性に影響を及ぼしていることも考えられたが、燃焼開始前に噴射が完了していることから、噴射後の混合気形成過程が燃焼状態に及ぼす影響が大きいものと考えられる。また、燃料圧力履歴ではバックプレッシャの影響は確認できないが、噴射時期の遅角にともない噴射期間が増加することから、噴射時期により噴射率が変化していることがわかる。

(11) 実験に用いた燃料噴射系により、DMEの漏れや潤滑不足に対する問題が解決され、電子制御による高精度な燃料制御系の構築が可能であるが、実用化するには高い熱効率が得られるさらに広い噴射時期の範囲の確保が必要である。また、DME 低圧噴射による燃料供給は、ディーゼル燃焼において噴霧特性がエンジン性能及び排気ガス特性に及ぼすことから、混合気形成を積極的に行うことにより燃焼開始時期を制御しながら、上死点近傍の燃焼による等容度を改善することが望まれる。

第3章 DME 低圧噴射圧縮着火エンジンにおける燃焼改善

3.1 緒言

小型圧縮着火エンジンに適したDMEの燃料供給系の検討として、「開発及び生産コスト等の削減」、「高い燃料制御性の確保」、「漏れや潤滑の対応」等を考慮し、ガソリンエンジンで用いられている電子制御インジェクタを用いたDME低圧噴射圧縮着火エンジンに関する実験を前章で試みた。DME燃料噴射装置は、安全・耐久性が要求されるため、混合気過程においてガス化が容易なDMEの性状を積極的に利用した低圧の燃料噴射装置によるエンジン性能及び排気ガス特性について検討をした。その結果、これまでのディーゼルエンジンよりも極めて低い燃料圧力 $PF=5\text{MPa}\sim 10\text{MPa}$ に設定されたDME低圧噴射圧縮着火エンジンにおいて、適切な噴射時期を選択することにより、ディーゼルノズルを用いた場合と同等の排気ガス特性と出力特性を得ることができた。吸気行程後期及び圧縮行程前期などの早期の燃料噴射では、混合気形成のための予混合期間が十分に存在するため、低温酸化反応及び高温酸化反応が発現し、予混合圧縮着火燃焼により、低 NO_x 化が実現できる。さらに噴射時期を遅角することにより、予混合圧縮着火燃焼からディーゼル燃焼に移行する噴射時期の期間が存在し、このとき、 THC 排出量は低い値を示しながらも、正味平均有効圧が増加しないが、 NO_x 排出量が増加する。その燃焼形態は、低温酸化反応が小さくなりながら高温酸化反応が活発になる傾向があり、熱炎が支配的になるため、上死点前の極めて急峻な反応により NO_x が増加したものと考えられる。この予混合圧縮着火燃焼からディーゼル燃焼に移行する転移期間よりもさらに噴射時期を遅角すると、ディーゼル燃焼に移行し、 THC 排出量が抑制されながらも、 NO_x 排出量が噴射時期の遅角とともに低下する。このとき、噴射時期の遅角とともに、高温酸化反応の発生時期が遅角することで、適切な噴射時期で正味平均有効圧の最大値が得られることが実験的に明らかになった。また、ディーゼル燃焼においては、燃料圧力を増加させることにより、噴霧の拡散性が確保されることから、出力が僅かに改善される。また、上死点近傍での燃料噴射では、燃料圧力 $PF=10\text{MPa}$ 以下では燃料圧力に関係なく、噴霧内への空気導入が緩慢であることが考えられ、混合気形成不良による燃焼悪化により、著しい正味平均有効圧の悪化とともに THC 排出量の増大が確認された。

このような、実験経過からDME低圧噴射圧縮着火エンジンにおける課題として、上死点近傍

の燃料噴射時の燃焼改善があげられ、DMEの燃焼が促進される因子として、低温酸化反応が高温酸化反応の活性に寄与していることと、噴霧内への空気導入の進行が考えられる。上死点近傍での燃料噴射時のDME低圧噴射圧縮着火燃焼の改善により、実用運転領域(噴射時期)の範囲が広がることでエンジン設計に対して自由度が増すことと、上死点近傍での混合気形成及び燃焼を制御でき、熱効率(サイクル効率)の改善に寄与できるものとする。

本章では、DME低圧噴射圧縮着火エンジンにおける燃料供給方法の確立と燃焼改善に向けて以下の実験項目について調査した。

(a)供給熱量の一部を吸気管から予混合吸入する燃料供給方法(以下、予混合アシスト)による低温酸化反応が高温酸化反応に及ぼす影響について

(b)高スワール化によるシリンダ内ガス流動の影響について

(a)の予混合アシストの実験では、低温酸化反応の燃焼の乱れが増加することによるシリンダ内ガス流動の活性と、低温酸化反応で生成される中間生成物が燃焼に寄与する化学反応的效果を期待するものである。低温酸化反応による燃焼は極めて小さいことから、燃焼の乱れの増加は大きくないものと考えられることから、ここでは主として、低温酸化反応中における中間生成物(ホルムアルデヒドやOHラジカルなど)による燃焼促進効果を期待する。

(b)の高スワール化では、第1章の予備実験でも明らかになったように、スワール等のシリンダ内ガス流動は、ジャーク式燃料噴射装置におけるノズル開弁圧力を低下させたときの初期のDME噴射での混合気形成に寄与することから、高スワール化によるDME噴霧内への空気導入を積極的に行うことにより、DME低圧噴射圧縮着火エンジンにおいても混合気形成を促進させることを期待するものである。

これらの実験を通じて、ディーゼル代替燃料としてのDMEの有効性を示すとともに、DME低圧噴射圧縮着火エンジンの燃焼改善実験におけるエンジン性能及び排気ガス特性を調査することで、DME低圧噴射時の混合気形成及び燃焼因子を実験的に明らかにする。このとき、燃焼解析として、主としてシリンダ内圧力と熱発生率に着目し検討を行った。これらの結果を通じて、DME低圧噴射における混合気形成に有効な方法を見出すとともに、実用化に向けた小型圧縮着火エンジンにおけるDME燃料供給方法について所見を述べる。

また、DME低圧噴射圧縮着火エンジンによる負荷性能試験を行い、運転領域の把握をするとともに、負荷試験における燃焼特性を検討し、軽油よりも低い発熱量であるDMEの課題を明らか

かにすることにより実用化への知見を得る。

3. 2 実験装置及び実験方法

3. 2. 1 供試エンジン

これまでの実験では、供試エンジンとしてシリンダ内直接噴射ディーゼルエンジンをベースとして、燃料噴射系及び燃焼系パラメータに着目して実験を行ってきた。本章では、実験目的が低温酸化反応が高温酸化反応に及ぼす影響と、高スワール化によるDME噴霧内への積極的空気導入を行うことによる混合気形成の促進として、前章の表2.1で示した供試エンジンを用いた。自然吸気型ディーゼルエンジンをベースとし、ボア ϕ 70.0mm × ストローク 72.0mm、弁配置はOHV(Over Head Valve)2弁方式の水冷4サイクル単気筒エンジンである。圧縮比は $\epsilon=18.3$ でトロイダル型の燃焼室形状を持つ(図2.1(b)参照)。シリンダ内直接噴射による燃料供給の方法は、前章で用いたものと同様のインジェクタを用いた(図2.2参照)。インジェクタは、ピントル型の電磁式直動スワールインジェクタであり、上死点において燃焼室の中心に向けて燃料が噴射される位置に配置される。予混合アシストの際に吸気管から予混合吸入されるDMEは、吸気弁の上流160mmのところに取り付けられたミキサーから大気圧に減圧した気体状態で供給した。新気は、吸気管(ヘリカルポート)を通過したときに、スワールを発生しながらシリンダ内に吸気される。スワールは吸気管形状を変化させ、スワール流の強さを調整した。供試エンジンのベースとなったスワール比は $SR=3.2$ であり、高スワール化するために用意したヘッドのスワール比は $SR=4.0$ である。また、DMEは温度圧力条件に対し体積弾性係数が変化することから、DMEの温度管理としてインジェクタ本体の温度を管理した。インジェクタ本体は、エンジン冷却水路とは別に冷却経路が設けられ、実験中におけるインジェクタ本体温度を 40°C 以下に管理した。インジェクタ取り付け位置及びその他の供試エンジンの仕様については、前章2.1.1を参照されたい。

3. 2. 2 実験装置

図3.1にDME低圧噴射圧縮着火エンジンにおける燃焼改善に向けた実験装置の概要を示す。基本的な構成は、第2章の図2.6で示した実験装置と同じである。

予混合アシストの実験において、吸気管から予混合吸入するDMEは大気圧力に減圧後、吸気弁から160mm上流のミキサーからガス状で供給した。吸気管予混合で供給されるDMEガスの流

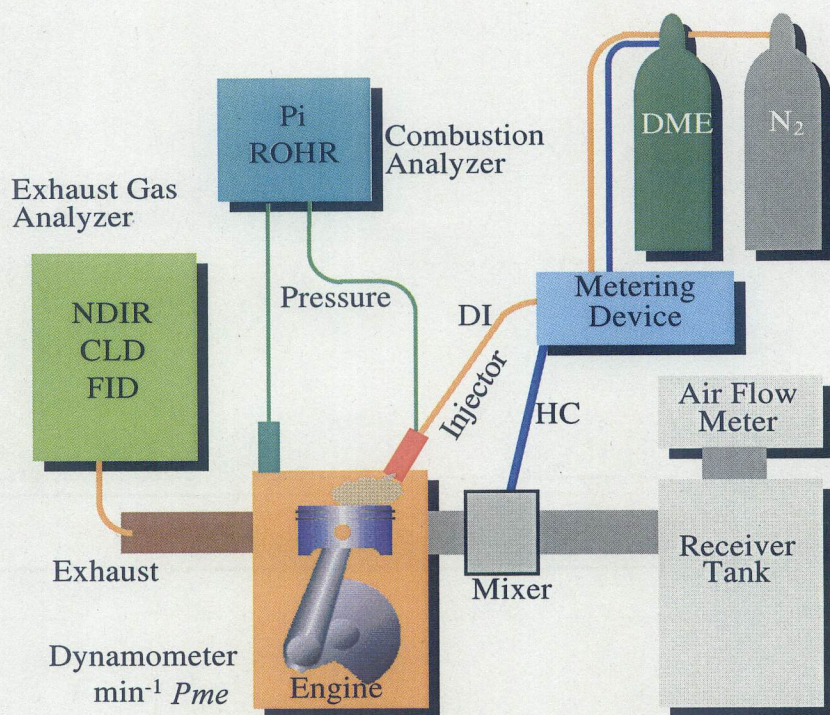


図 3.1 実験装置概要

量は乾式ガスメーターで計測し、直接噴射で供給される DME は、燃料圧力として窒素ガスで加圧し、液体の状態でも容積式流量計で計測した。

高スワール化の実験におけるスワールの調整は、吸気ヘリカルポートの形状(シリンダヘッド)を変えることにより行い、スワールを変化させることにより極度な吸気絞りが発生しない範囲で設定している。スワール量は予めインパクトスワールメータにより計測している。

いずれの実験においても、シリンダ内圧力の履歴は、圧電式ピックアップを用いて計測した。排気スモーク濃度は、BOSCH 式により測定したが、いずれの実験条件においても DME 圧縮着火エンジンにおける黒煙は確認されないことから、実験装置及び実験データにおいて排気ガス濃度は省略した。その他の実験装置の詳細については、第 2 章で述べたものと同じ方法なので、ここでは省略する。

3. 2. 3 実験方法

DME 低圧噴射圧縮着火エンジンにおける燃焼改善を目的に、表 2.1 に示す供試エンジンを用いて以下の実験を行ったのでその実験方法を記す。また、図 3.2 には、実験系統図を示す。

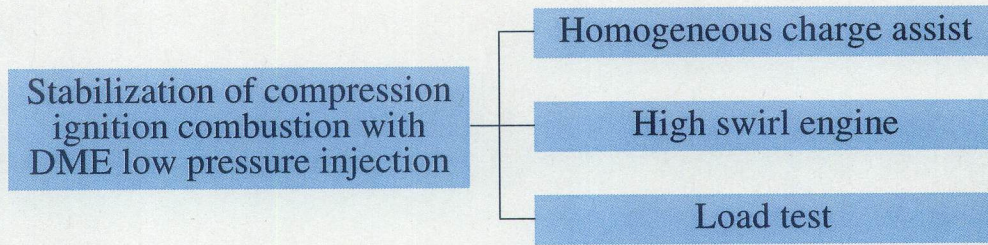


図 3.2 実験系統

(1) 予混合アシスト

予混合アシストは、圧縮着火エンジンに供給される DME の総熱量は一定で、吸気管から予混合による吸入される熱量とシリンダ内直接噴射で供給する熱量の割合を調整し、第 1 章で説明した式 1-4 を用いて予混合率 HR として整理した。実験は、予混合率一定の条件で、シリンダに直接噴射される DME の噴射時期を $IT=180\text{deg.BTDC} \sim 0\text{deg.BTDC}$ の範囲で変化させたときの正味平均有効圧と排気ガス特性について検討した。燃料圧力は、予混合アシストの影響を明確にするため、燃料の拡散性が得られ難い $PF=5\text{MPa}$ とした。これらの実験より、低温酸化反応及び高温酸化反応の発現条件と低温酸化反応が高温酸化反応に及ぼす影響を燃焼特性から検討した。

(2) 高スワール化

DME 低圧噴射圧縮着火エンジンのスワールの影響を調査するため、インパクトスワールメータにより計測されたスワール比 $SR=3.2$ と $SR=4.0$ の 2 種のシリンダヘッドを用意し、各スワール比における正味平均有効圧と排気ガス特性について検討した。DME は直接噴射によりシリンダ内に供給した。これまでの実験から、ディーゼル燃焼において噴霧特性が燃焼特性に影響を及ぼすことがわかっているため、上死点前の噴射時期に限って実験を試みることで十分な検討が可能であると思われるが、これまでの確認も兼ねて噴射時期は $IT=180\text{deg.BTDC} \sim 0\text{deg.BTDC}$ の範囲で変化させた。また、第 1 章でも述べたように、燃料圧力の増大は、噴霧の運動モメンタムを増加させ、シリンダ内ガス流動による DME 噴霧内への空気導入を抑制することが考えられる。一方で、第 2 章では、噴霧内への空気導入は改善する必要があるものの、低圧噴射で定義した範囲の中で燃料圧力の増大はシリンダ内における噴霧の拡散が期待でき、広域の噴射時期において良好な性能が得られている。このような背景から、噴霧の拡散と高スワールによる噴霧内空気導入

の効果を確認するため、燃料圧力は $PF=10\text{MPa}$ 一定で行った。これら実験条件のもと、DME 低圧噴射圧縮着火エンジンにおける正味平均有効圧と排気ガス特性を把握し、シリンダ内圧力による燃焼解析から混合気形成過程を推察し、スワールの効果を検討した。

(3) 負荷試験

負荷試験における運転領域の把握のため、前述した(2)の高スワール化されたDME 低圧噴射圧縮着火エンジンにおける負荷試験を行った。負荷試験はエンジン回転速度一定のもと、インジェクタ開弁時間を一定割合で増加させたとき、供給熱量一定時において最も高い熱効率が得られる噴射時期において実験を行った。これは、実機を考慮した場合、電子制御化された燃料噴射系においては、噴射時期の制御が容易であることからこのような方法を用いた。

(1)~(3)のいずれの実験においても、インジェクタの開弁時間の自由度を確保するため、エンジン回転速度 $n=1000\text{min}^{-1}$ 一定で行った。(1)、(2)については前章の実験結果との比較のため、供給熱量 $Q_f=2.2\text{kW}$ 一定で行った。燃焼解析は、シリンダ内圧力履歴から熱発生率を求め、燃焼特性として検討した。いずれの実験も十分な暖気を行った後に、定常状態にて実験を行った。

3. 3 実験結果及び考察

3. 3. 1 予混合アシストによる効果

前章に示したDME 低圧噴射圧縮着火エンジンにおける噴射時期を変化させた実験により、早期の燃料噴射による予混合圧縮着火燃焼と上死点近傍の燃料噴射によるディーゼル燃焼との間には、予混合圧縮着火燃焼からディーゼル燃焼に移行する噴射時期の範囲が存在することがわかった。このときの燃焼は、低温酸化反応が小さくなりながら、高温酸化反応が支配的なる燃焼形態になり、 NO_x が増加していることから活発な燃焼により温度が増加していることがわかる。このような結果から、DME 低圧噴射圧縮着火燃焼において、低温酸化反応の発現により高温酸化反応における混合気形成及び燃焼が促進されているものと推察される。このような、燃焼形態及びその影響が解明できれば、DME 低圧噴射圧縮着火エンジンにおける上死点近傍の燃料噴射において、何らかの方法で低温酸化反応を発現させることにより、著しい正味平均有効圧の低下が抑制されることが期待できる。

ここでは、低温酸化反応が高温酸化反応に及ぼす影響を実験的に明確にすることと、DME 低

圧噴射における上死点近傍の燃料噴射時の混合気形成の促進及び燃焼改善のため、低温酸化反応を発現させる熱量を吸気管から予混合吸入し、高温酸化反応を主として直接噴射により供給した予混合アシストによる DME 低圧噴射圧縮着火エンジンの実験を試みた。

図 3.3 は、DME 低圧噴射圧縮着火エンジンにおいて予混合アシストを行い、予混合率 $HR=0\%$ ~ 30% の範囲で変化させたときの性能線図を示す。実験では、いずれの予混合率においても、直接噴射で供給する DME の噴射時期を $IT=180\text{deg.BTDC} \sim 0\text{deg.BTDC}$ の範囲で変化させて実験を行ったが、 $IT=180\text{deg.BTDC} \sim 90\text{deg.BTDC}$ の噴射時期の範囲ではエンジン性能及び排気ガス特性に大きな変化が見られず、ほぼ一定の値が得られたことから、ここでは $IT=110\text{deg.BTDC}$ よりも早期の噴射時期のデータについては省略した。

図より、噴射時期 $IT=110\text{deg.BTDC} \sim 90\text{deg.BTDC}$ の範囲では、正味平均有効圧、排出ガス特性において、予混合率の違いによる変化は見られない。噴射時期 $IT=90\text{deg.BTDC} \sim 40\text{deg.BTDC}$ の範囲では、噴射時期の遅角にともない THC 排出量が減少し、予混合率が低いほど減少量が大きい。このことから、THC 排出量は予混合吸入で供給される燃料と直接噴射の噴射時期に依存することがわかる。これは、燃料が供給されるときその量と空間(シリンダ内)表面積に影響することが推察される。予混合圧縮着火燃焼でも THC 排出量が多くなる特徴があることから、クエンチ領域が THC 排出量に影響を及ぼしていることが考えられる。このため、噴射時期の遅角により THC 排出量は低減されるものの、噴射時期 $IT=40\text{deg.BTDC}$ に

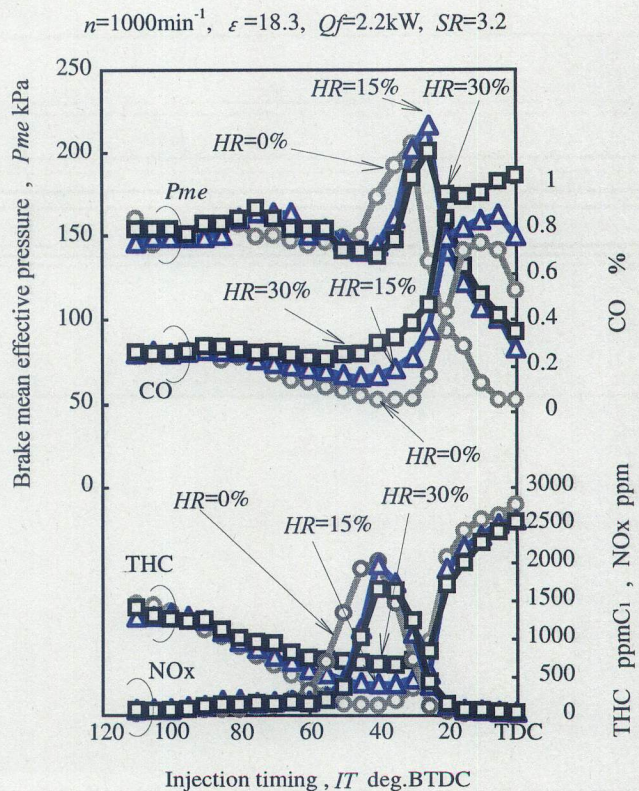


図 3.3 予混合アシストによる DME 低圧噴射圧縮着火エンジンの性能

における予混合率 $HR=30\%$ の THC 排出量は、吸気管予混合吸入された DME の量に依存するため、この燃料供給方法ではこれ以上の低減はできないものと考えられる。予混合率 $HR=0\%$ では、噴射時期 $IT=60\text{deg.BTDC}$ から遅角することにより NO_x 排出量が増加していることから、予混合燃焼からディーゼル燃焼へと移行していることがわかり、 $IT=50\text{deg.BTDC}$ からの遅角では正味平均有効圧が改善される。予混合アシストを行った場合、予混合率 $HR=0\%$ よりも約 10deg. 遅れてディーゼル燃焼に移行する。これは吸気管から予混合吸入することにより、シリンダ内の混合気濃度分布が早期噴射よりも均一化され混合気の希薄化が進むことにより、DME 予混合圧縮着火燃焼における温度依存性が高くなり高温酸化反応が比較的早い時期に反応したものと考えられる。一方、予混合率 $HR=0\%$ では、シリンダ内における混合気分布が不均一であることから、混合気形成及び希薄化(均一化)が遅れながらも、その燃焼が上死点側に遅角するため、より早い噴射時期で正味平均有効圧の最大値が得られたものと考えられる。そのため、予混合圧縮着火燃焼として確認できる範囲では平均燃焼温度が低下したため、 NO_x 排出量が抑えられたと考えられる。

噴射時期を $IT=40\text{deg.BTDC}$ 以降に遅角した範囲では、いずれの予混合率においてもディーゼル燃焼に移行し、噴射時期の遅角とともに NO_x 排出量が低下しながら、正味平均有効圧の最大値を得る。正味平均有効圧は、予混合率 $HR=0\%$ では噴射時期 $IT=30\text{deg.BTDC}$ で、予混合アシストを行った場合では、 $IT=25\text{deg.BTDC}$ でそれぞれの最高値が得られる。

さらに噴射時期を遅角した場合、未燃 HC の増加とともに正味平均有効圧は減少するが、この正味平均有効圧の低下は、予混合率 $HR=0\%$ では著しいが、予混合アシストを行うことにより著しい低下は抑制される。予混合率を増加しても大きく改善されることはないが、直接噴射で供給した熱量が予混合アシストにより幾分改善されることがわかった。

図 3.4 に図 3.3 における DME 低圧噴射圧縮着火エンジンの燃焼状態と噴射期間を示す。熱発生率において、噴射時期 $IT=60\text{deg.BTDC}$ では、低温酸化反応及び高温酸化反応が確認でき、予混合率の違いによる燃焼状態への影響は少ない。特に、予混合アシストを行った場合では、その影響が確認できない。また、予混合率 $HR=0\%$ では、その混合気形成が、吸気管予混合の場合よりも僅かに長期化したことが推察され、それにともない、低温酸化反応の発現も遅角する傾向が見られる。その結果、予混合率 $HR=0\%$ では、上死点側に熱発生が遅角するため、図 3.3 で示すように、正味平均有効圧が予混合アシストした場合よりも早期の燃料噴射時に高い値を示したものと考えられる。

噴射時期 $IT=40\text{deg.BTDC}$ において、予混合率 $HR=0\%$ では、低温酸化反応は僅かに確認される程度である。一方、予混合アシストを行った場合には、噴射時期 $IT=60\text{deg.BTDC}$ の燃焼状態と大きな差異は確認できないが、直接噴射による低温酸化反応割合が低下し、予混合率にともなう低温酸化反応が確認でき、それに引き続き急峻な高温酸化反応が現れる。

噴射時期 $IT=25\text{deg.BTDC}$ での燃料噴射においても、予混合アシストを行った場合には上死点前 20 度前後において低温酸化反応が発現しているのわかる。予混合率 $HR=30\%$ の場合、高温酸化反応の発生時期が進角していることから、低温酸化反応の影響により、高温酸化反応における連鎖反応が促進されていることが推察できるものの、その反応が上死点前で進角することにより熱損失が増大し、正味平均有

効圧が大きく改善されることはない。一方、予混合率 $HR=0\%$ では、低温酸化反応は現れず、緩慢な酸化反応によるディーゼル燃焼として確認された。このように燃焼反応の進行が緩慢であったため、予混合率 $HR=0\%$ の正味平均有効圧が低下したものと考えられる。また、噴射時期の遅角や予混合率の減少により噴射期間は長期化するものの、供給熱量が少ない低負荷域での実験では、その噴射期間はクランク角度で 1 ~ 2deg. 程度の差でしか現れない。このため、供給熱量が少ない実験条件では、噴射期間が混合気形成に及ぼす影響は確認できなかった。

以上のように、吸気管予混合吸入による低温酸化反応と直接噴射による高温酸化反応の発現

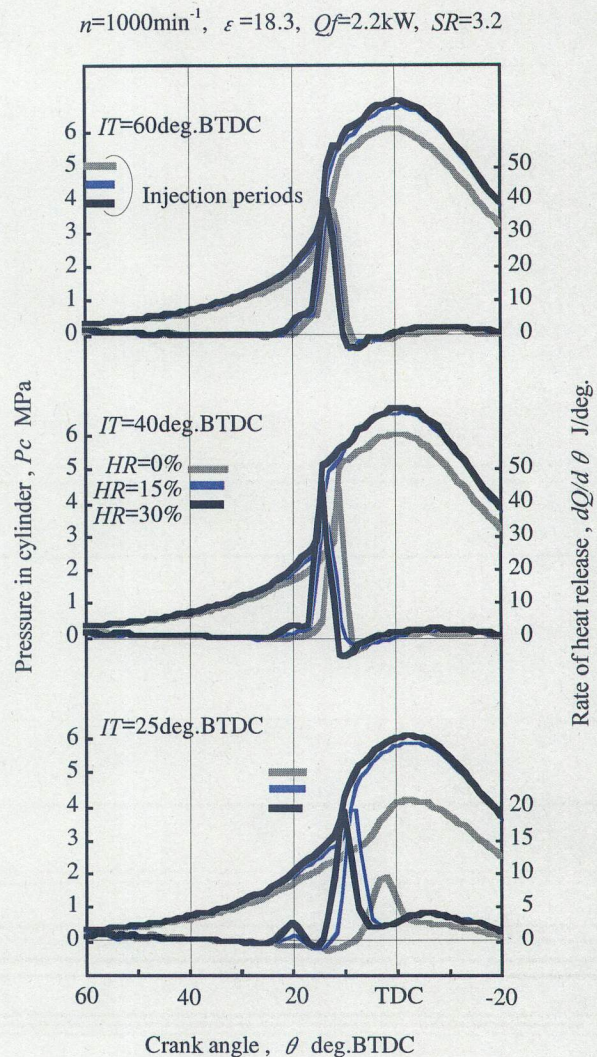


図 3.4 予混合アシストによる DME 低圧噴射圧縮着火エンジンの燃焼状態

は、噴射時期を遅角することにより明確になり、噴射時期の早期化は直接噴射による低温酸化反応量の増加を意味する。また、適切な予混合率で燃料供給を行えば燃料圧力 $PF=5\text{MPa}$ においても、上死点近傍におけるDME低圧噴射による燃焼改善が可能であることがわかった。しかし、吸気管予混合吸入による燃料供給方法では、予混合率の増加によるTHC排出量の増加は避けられない。また、予混合アシストを行った場合においても、DME低圧噴射圧縮着火エンジンの噴射時期により高温酸化反応の発現時期を制御しながら、正味平均有効圧の改善と運転領域の大幅な拡大をするには至らなかった。これは、総供給熱量一定のため、予混合率の増加により直接噴射による供給熱量(高温酸化反応量)が減少したことと同時に、予混合アシストを行った場合でも燃料圧力 $PF=5\text{MPa}$ では、直接噴射による噴霧の拡散性と噴霧内への空気導入が十分に進行しなかったためと考えられる。

3. 3. 2 DME 低圧噴射における高スワール化の効果

第1章の予備実験では、レトロフィットディーゼルエンジンによるDME圧縮着火エンジンにおいて、スワール比 $SR=2.0$ とスワール比を低減させた $SR=0.6$ を比較した実験結果を報告している。その結果、スワールが強い場合、DME噴霧内への空気導入が促進されることが考えられ、ノズル開弁圧力を低く設定しても混合気形成と燃焼が促進され、良好なエンジン性能が得られることが実験的にわかった。このような背景から、前章のDME低圧噴射圧縮着火エンジンの実験において、特に改善が必要と思われる上死点近傍におけるDME低圧噴射時の性能改善を目的に、本項では、スワールが混合気形成及び燃焼過程に及ぼす影響について調査した。また、供試エンジンのベースとなったディーゼルエンジン(前章で用いた供試エンジン)のスワール比は $SR=3.2$ であり、ここでは、さらに高スワール化することにより、噴霧内への空気導入の促進を図った。前章の実験でも明らかであるように、供給熱量が少ない場合、燃料噴射期間中における燃料圧力(インジェクタ背圧)の変化は小さいため、噴射率の変化よりも噴射後におけるシリンダ内での混合気形成過程が燃焼及び熱発生率に影響を及ぼしたものと考えられる。そのため、混合気形成を促進させるためには、スワール比 $SR=3.2$ よりもさらに高スワール化する必要があることが容易に連想される。このような経過から、本実験においては、吸気ポートの形状を変更することによりスワール比を調整し、吸気絞りの影響がでない範囲での高スワール化とした。これにより高スワール化されたDME低圧噴射圧縮着火エンジンのスワール比は $SR=4.0$ である。

図3.5に、DME低圧噴射圧縮着火エンジンにおけるスワール比 $SR=3.2$ と $SR=4.0$ の正味平均有

効圧と排出ガス特性を示す。このとき、噴射時期は $IT=180\text{deg.BTDC} \sim 0\text{deg.BTDC}$ の範囲で変化させているが、 $IT=180\text{deg.BTDC} \sim 120\text{deg.BTDC}$ の範囲では、正味平均有効圧及び排出ガス特性の値が大きく変化することはなかったことから、図では $IT=100\text{deg.BTDC} \sim 0\text{deg.BTDC}$ の範囲で性能線図を記した。

前章でも述べたように、下死点付近から上死点側に噴射時期を遅角することにより、性能線図から燃焼状態が変化しているのが推察できる。噴射時期 $IT=100\text{deg.BTDC} \sim 60\text{deg.BTDC}$ では予混合圧縮着火燃焼、 $IT=60\text{deg.BTDC} \sim 35\text{deg.BTDC}$ では予混合圧縮着火燃焼からディーゼル燃焼への変移する期間、その後、

$IT=35\text{deg.BTDC} \sim 0\text{deg.BTDC}$ の範囲でディーゼル燃焼になる。図から、噴射時期 $IT=60\text{deg.BTDC}$ までのエンジン性能及び排気ガス特性において、DME低圧噴射圧縮着火エンジンにおけるスワールの効果は確認されない。これは、噴射が早期である場合、シリンダ内において混合気形成が進行するのに十分な時間があるため、スワール比 $SR=3.2$ と $SR=4.0$ の条件では混合気形成に大きな影響を及ぼさなかったものと考えられる。DME低圧噴射圧縮着火エンジンにおける高スワール化の効果が確認されたのは、ディーゼル燃焼が確認できる上死点付近での噴射時期の範囲である。このため、予混合圧縮着火燃焼及び予混合圧縮着火燃焼からディーゼル燃焼に変移する噴射時期の期間は、前章と同様であり、ここでは特にディーゼル燃焼が確認できる上死点付近での噴射時期の範囲に限って考察する。いずれのスワール比においても、噴射時期 $IT=20\text{deg.BTDC} \sim 15\text{deg.BTDC}$ で正味平均有効圧 $Pme=220\text{kPa}$ 程度を示し最高値となる。その後、噴射時期の遅角と

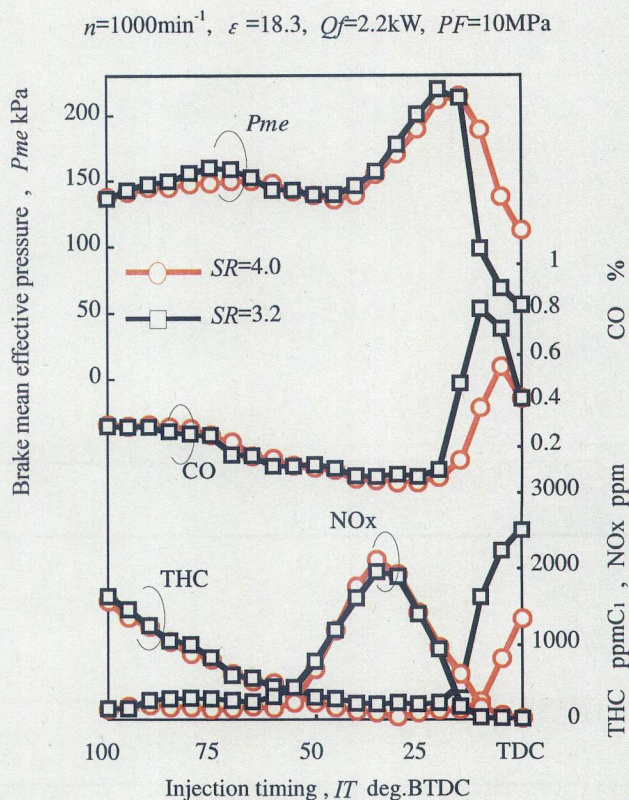


図 3.5 DME 低圧噴射圧縮着火エンジンにおけるスワールの効果

ともにその値は低下していくが、スワール比 $SR=3.2$ における正味平均有効圧の低下は著しい。一方、スワール比 $SR=4.0$ の正味平均有効圧は、噴射時期の遅角とともに低下しながらも、その改善効果が顕著に現れていることから、 $SR=3.2$ のものに比べ混合気形成及び燃焼が促進されていることが推察される。これは、上死点近傍の燃料噴射であるため時間的に混合気形成が促進され難い条件においても、高スワール化することにより噴霧内への空気導入が活発になり、混合気形成が促進され燃焼改善が可能になったものと考えられる。このように、DME低圧噴射圧縮着火エンジンにおける上死点近傍の燃料噴射による正味平均有効圧が高スワール化により改善されることから、実用的な噴射時期の適用範囲が拡大される。

図3.6は、図3.5における正味平均有効圧で明らかに差が現れた噴射時期 $IT=10\text{deg.BTDC}$ のDME低圧噴射圧縮着火エンジンのスワール比 $SR=4.0$ と $SR=3.2$ における燃焼状態を示す。熱発生率において、スワール比 $SR=4.0$ では、 $SR=3.6$ と比較して僅かに着火遅れ期間を短縮しながら、活発な予混合燃焼とそれに続く拡散燃焼が確認できる。スワールの効果により着火遅れ期間が短縮することは、第1章のジャーク式燃料噴射装置を用いたDME圧縮着火エンジンによる予備実験においても確認されており、スワールによる噴霧内への空気導入が活発になっていることが推察される。その結果、上死点近傍のDME低圧噴射においても燃焼が改善され、ディーゼルノズルを用いた場合と同様の燃焼形態が得られ、予混合燃焼と拡散燃焼が明確になった。また、低圧噴射においても高スワール化により短期間で混合気形成が可能になることから、等容度が改善される燃焼状態を噴射時期により制御できることが実験的に明らかになった。一方、スワール比 $SR=3.2$ では、燃焼が緩慢になり、その発熱量も少ない。この結果、図3.5に示すように未燃燃料と思われるTHC排出量が増加した。

ここでの実験条件では、スワール

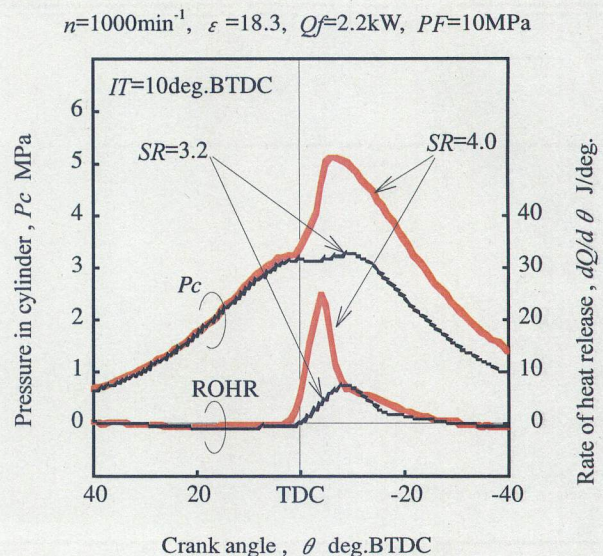


図3.6 DME低圧噴射圧縮着火エンジンにおけるスワール比の違いによる燃焼状態の比較

比の増加量が少ないにもかかわらず、スワールの積極的利用が混合気形成を促進させ、燃焼改善に寄与することが実験的に明らかになった。この結果、低NO_x排出量を維持しながらも、実用化のための運転領域(噴射時期)の範囲が拡大された。これにより、小型圧縮着火エンジンのDME供給方法における低圧噴射の実現性が示唆された。また、さらに高スワール化が可能であれば、燃料噴射系及び燃料噴射率に依存しない燃焼が得られることが推察され、小型圧縮着火エンジンにおける簡易で制御性の高い燃料噴射系の確立が可能である。

3. 3. 3 DME 低圧噴射圧縮着火エンジンにおける負荷試験

これまで、DME 低圧噴射圧縮着火エンジンにおいて、噴射期間の自由度、混合気形成の十分な雰囲気酸素を確保できる低負荷域、いわゆる供給熱量の少ない条件における実験を試みてきた。これら実験により、混合気形成における問題点が明らかになったことと、供給熱量が増加した場合の混合気形成及び燃焼促進効果の推察が可能になった。ここでは、これまで得られた知見をもとに、DME 低圧噴射圧縮着火エンジンにおける負荷試験を試みた。負荷試験により得られた実験データにより、DME 低圧噴射の小型圧縮着火エンジンへの実用化への問題点を整理する。

3.3.2では、DME 低圧噴射圧縮着火エンジンにおいて、適切な噴射時期を選択することにより、高い正味平均有効圧の得られる噴射時期の範囲は狭いながらも、ディーゼルノズルと同程度のエンジン性能及び排気ガス特性が得られることがわかった。しかしながら、上死点近傍での燃料噴射では、著しい正味平均有効圧の低下が見られるが、スワール比 $SR=4.0$ にすることにより、この正味平均有効圧の低下は抑制される。本項では、前項で得られたDME 低圧噴射圧縮着火エンジンの噴射時期の実験結果をもとに負荷試験を行い、運転領域とそのときの燃焼状態について検討を行った。このときの燃料圧力は、供給熱量が増加した高負荷域における燃料噴射量を確保することと、噴射期間の長期化を抑えるため、 $PF=10\text{MPa}$ とした。また、インジェクタを用いたDME 低圧噴射圧縮着火エンジンの噴射時期は、燃料噴射系が電子制御化されているため、供給熱量一定時において最大出力が得られる噴射時期 $IT_{injector}=22\text{deg.}\sim 38\text{deg.}\text{BTDC}$ が容易に設定できることから、そのときの噴射時期における実験データを計測した。ディーゼルノズルを用いた場合のDME 圧縮着火エンジンの噴射時期は、予備実験により確認し低負荷域から高負荷域まで最も高い熱効率が得られる噴射時期 $IT_{diesel-nozzle}=8\text{deg.}\text{BTDC}$ に設定した。

図3.7には、DME 低圧噴射圧縮着火エンジンの負荷試験による性能線図を示す。インジェクタを用いた場合、正味平均有効圧 $P_{me}=600\text{kPa}$ までしか実験データが示されていないのは、供給

熱量を増加しても、これ以上の運転が不可能であったためである。

図より、インジェクタを用いたDME低圧噴射圧縮着火エンジンの正味熱効率は、ディーゼルノズルのものに比べ低負荷域から中負荷域にかけて3%程度高い値が得られている。このとき、NO_x 排出量が大きく排出されていることから、活発な燃焼が得られていることが推察される。インジェクタの熱効率でディーゼルノズルよりも高い値が得られているとき、インジェクタを用いた場合のTHC排出量は大きく悪化することがないことから、DME 低圧噴射においても、噴霧雰囲気中に燃焼に必要な十分な酸素とガス流動が存在していれば、DME 噴霧内への空気導入を積極的に行うことができ、燃焼の改善が可能になるものと考えられる。負荷増大にと

もない供給熱量が増加した場合には、相対的に雰囲気酸素濃度が低下するため、インジェクタを用いた場合では噴霧内への空気導入が緩慢になるため未燃HCが著しく増加したものと考えられる。また、このときのCO排出量が増加していることから、供給熱量を増加することによりDME噴射期間が長くなるため、その燃焼反応が極めて緩慢であることが推察される。一方、ディーゼルノズルを用いた場合では、NO_xが増加しながらも、高負荷域において高い熱効率と低いTHC排出量を維持している。これは、インジェクタが単噴孔であることから、高負荷における供給熱量増加時の噴霧の拡散性と噴射期間の長期化により、噴霧内への空気導入が活発に進行しなかったのに対して、ディーゼルノズルの噴

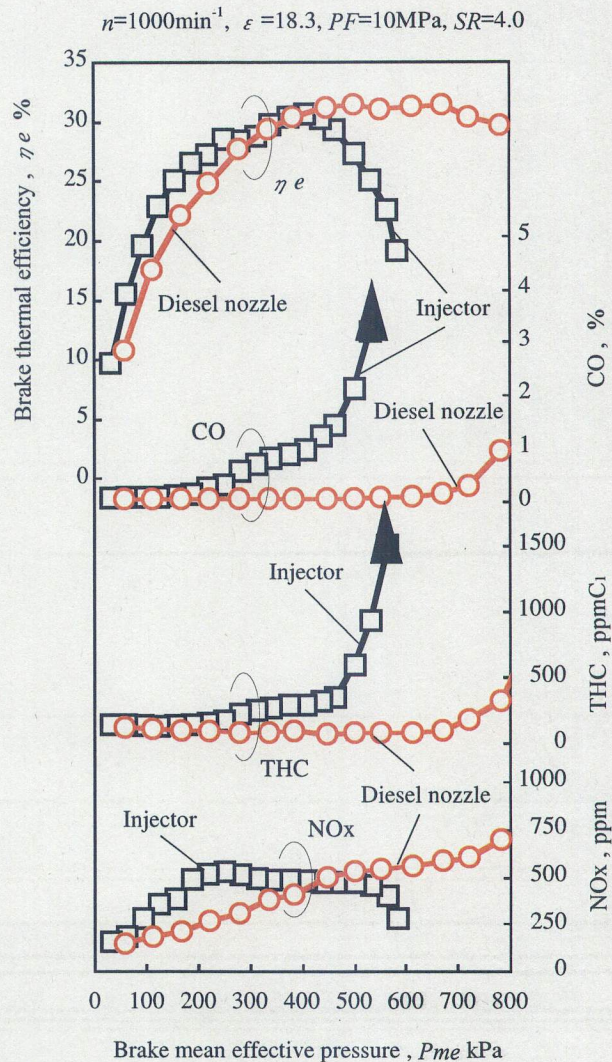


図 3.7 DME 圧縮着火エンジンにおける負荷性能

孔数が4噴孔であることと、ジャーク式の噴射ポンプによりノズル開弁圧力よりも高い燃料圧力が噴射期間中に存在することから、供給熱量が増加した高負荷においても噴射期間の短期化と噴霧の拡散性が確保できたためと考えられる。

図3.8に、図3.7で示した負荷試験におけるDME圧縮着火エンジンにおける燃焼状態を示す。ディーゼルノズルを用いた場合、供給熱量の増加にともない、予混合燃焼期間における熱発生率及びその期間は、大きく変化することなく、拡散燃焼期間における熱発生率が増加する傾向が見られる。一方、インジェクタを用いた場合では、予混合燃焼期間における熱発生率が増加する。また、インジェクタを用いた低圧噴射では、噴霧内への空気導入が緩慢であるため、混合気形成期間を時間的に稼ぐ必要があることから、ディーゼルノズルを用いた場合の着火遅れ期間はいずれの負荷においても約5deg.あるのに対し、インジェクタを用いた場合では15deg.ほどあることがわかる。特に、供給熱量が多い正味平均有効圧 $P_{me}=600\text{kPa}$ では、インジェクタを用いた場合、噴霧内への空気導入が悪いことと同時に、噴射期間が長期化することから噴射時期を $IT=32\text{deg.BTDC}$ に設定することになった。このようなエンジン回転速度が低い条件での早期噴射は、クエンチ領域増大によるTHC排出量の増大につながる

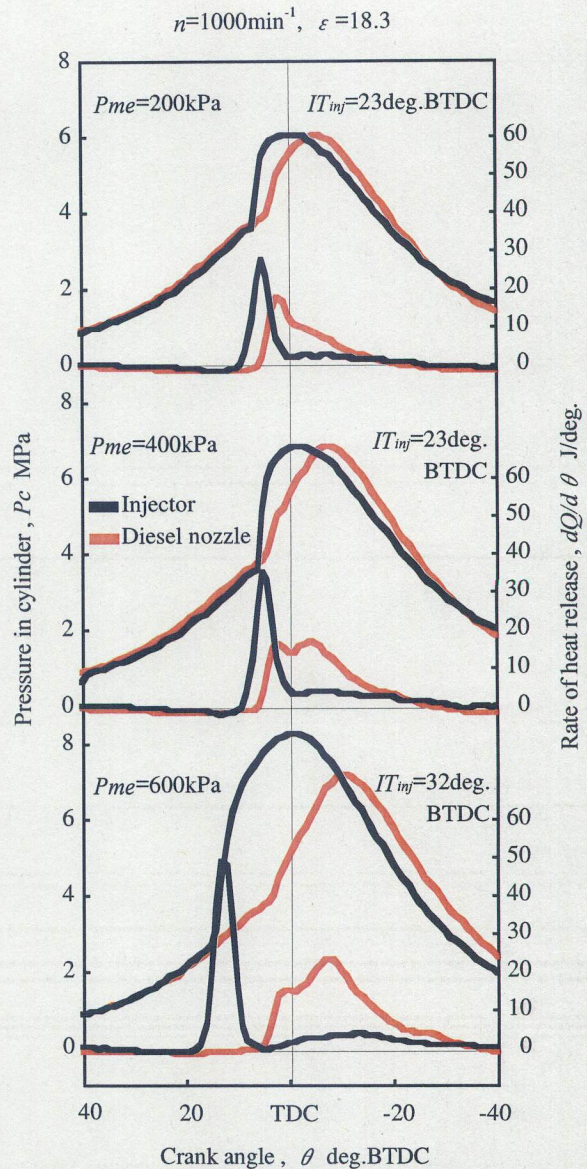


図3.8 負荷試験におけるDME圧縮着火エンジンの燃焼状態

ことがこれまでの実験によりわかっていることから、ここでも早期噴射によりその燃焼形態が予混合圧縮着火燃焼が支配的になりながら、THC 排出量が多くなったものと考えられる。

これらの結果から、低負荷及び中負荷での燃焼は、その熱発生率から、噴射時期の制御により上死点近傍での燃焼が可能になり、ディーゼルノズルよりも急峻な燃焼反応によりサイクル効率が改善されたことから、結果として、図3.7で示す正味熱効率が得られたものと考えられる。このような活発な燃焼が上死点近傍に存在したため、燃焼ガス温度が上昇し、NO_x 排出量が増加したものと考えられる。しかしながら、供給熱量が増加した高負荷域において、今回使用したインジェクタの噴霧特性では、シリンダ内への噴霧の十分な拡散性が確保できないことと、噴射期間が増加するため、早期の噴射をしなければならぬため、予混合圧縮着火燃焼が支配的な活発な燃焼であるにもかかわらず、上死点前の激しい燃焼であることから、熱効率の悪化とともに未燃HCが増加した結果となった。このため、さらに噴霧内への空気導入を積極的に行い、混合気形成を促進させる手段が必要であることがわかった。

図3.9には、図3.7で得られたDME低圧噴射圧縮着火エンジンの各負荷におけるシリンダ内燃焼パラメータの履歴とそのときの噴射率を示す。ここでは、燃料圧力の履歴からノズル係数を一定として流体力学的に噴射率を求めている。DME低圧噴射の場合、DME噴霧内への空気導入促進のためにはスワール比 $SR=4.0$ では十分とは言えず、供給熱量の増加にともない噴射時期を進角させることにより、混合気形成期間(着火遅れ期間)を確保することで高い等容度を得る。このため、供給熱量の増加した高負荷域においても噴射期間中に燃焼が始まることはないことが図

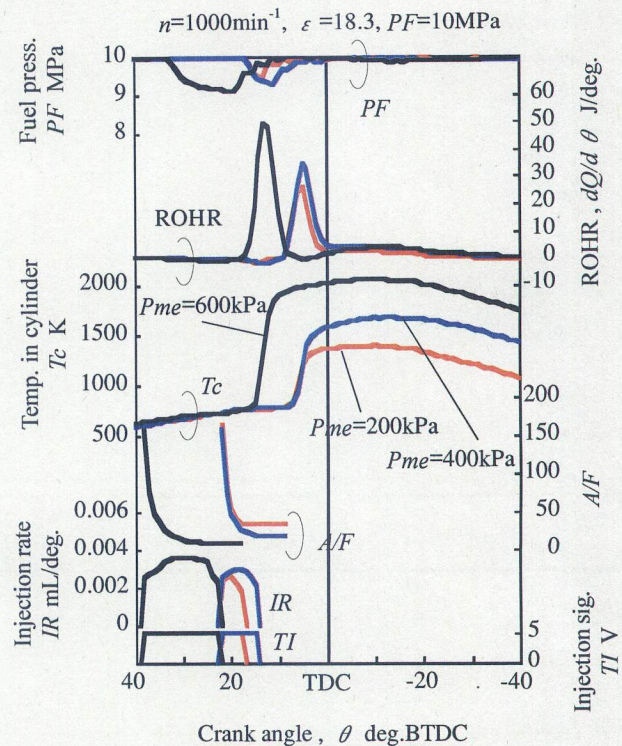


図3.9 DME 圧縮着火エンジンの噴射率及びシリンダ内燃焼履歴

からわかり、このときシリンダ内圧力による燃料圧力へのバックプレッシャの影響は確認されない。このように、供給熱量の増加にともない着火遅れ期間も増加する傾向が見られることから、低圧で噴射されたDME噴霧内への積極的な空気導入が必要であることがわかった。今回の実験条件では、小型圧縮着火エンジンにおけるスワール比は、 $SR=4.0$ が限界であったことから、タンブル流や副室を用いた渦流、さらには燃焼室形状の検討などによるシリンダ内ガス流動の強化を検討する必要がある。これにより、燃焼(燃焼開始時期及び燃焼形態)制御が容易になり、等容度(サイクル効率)の改善が期待できる。

3. 4 結言

第2章では、ガソリン直噴技術を援用したインジェクタを用いたDME低圧噴射圧縮着火エンジンでは、漏れや潤滑に対して解決されながら、制御性の高い燃料供給が可能になり、低負荷域における性能試験において、適切な噴射時期を設定することにより、ディーゼルエンジン並みの高い熱効率の維持と良好な排気ガス特性が得られた。しかし、このような良好な性能が得られる噴射時期は、極めて狭い範囲であり、小型圧縮着火エンジンに適したDME燃料供給を実現するには噴霧特性に大きく影響されず、広域で急峻な燃焼が得られる燃料供給及び燃焼方法が必要である。そのため、第3章では、DME低圧噴射圧縮着火エンジンの燃焼改善を目的に、予混合アシストによる着火及び燃焼促進、高スワール化による混合気形成の実験を試みた。また、DME低圧噴射圧縮着火エンジンの実用化に向けての実験として、負荷試験による性能評価をした結果、以下の知見を得た。

- (1) 予混合アシストを行ったDME低圧噴射圧縮着火エンジンの実験により、予混合圧縮着火燃焼時におけるTHC排出量が、吸気管からのDME投入量に依存していることがわかり、予混合率の増加がTHC排出量を増加させる結果になった。
- (2) DME低圧噴射圧縮着火エンジンにおける予混合アシストの実験では、早期噴射による予混合圧縮着火燃焼が確認される噴射時期領域では、正味平均有効圧も改善されず、もともと NO_x 排出量も極めて低いことから、THC排出量が多くなるばかりで、改善効果が得られない。
- (3) 予混合圧縮着火燃焼からディーゼル燃焼に移行する噴射時期領域及びディーゼル燃焼が確認される噴射時期領域において、予混合アシストを行うことにより、吸気管予混合による低温酸

化反応と直接噴射による高温酸化反応が明確になる。

- (4) このとき、予混合アシストにより発生した低温酸化反応が高温酸化反応を活性化している燃焼形態が見られることから、低温酸化反応における中間生成物(既知として、ホルムアルデヒドやOHラジカルなどの活性化学種)の影響により高温酸化反応を促進させたことが考えられる。
- (5) また、DME 低圧噴射圧縮着火エンジンにおける予混合アシストの実験では、総供給熱量一定で実験を行っていることから、予混合率の増大にともない直接噴射で供給する熱量が少なくなることにより高温酸化反応量が低下するため、正味平均有効圧が大きく改善されることはなかったが、上死点近傍の燃料噴射による極度な正味平均有効圧の悪化は、予混合率の増大とともに抑制される。
- (6) 予混合アシストにより、DME 低圧噴射圧縮着火エンジンの上死点近傍における燃料噴射でも燃焼改善の効果が確認されたが、ここでの実験条件ではその効果は小さい。このことから、小型圧縮着火エンジンにおいて、予混合アシストを行う場合、ここでの実験方法及び実験条件では、2系統の燃料供給系を必要としながらも性能改善効果が小さいことことから実用的とは言えない。しかし、電子制御化されたインジェクタを用いることにより、2段噴射や多段噴射がシステムとして容易に構築できることから、今後の実験課題として検討できる。
- (7) DME 低圧噴射圧縮着火エンジンにおける高スワール化の実験では、下死点側から噴射時期を遅角させたときの予混合圧縮着火燃焼が確認できる噴射時期領域及び予混合圧縮着火燃焼からディーゼル燃焼への移行する噴射時期領域において、スワールの影響は殆どないことがわかった。
- (8) これは、燃料を早期噴射しているため、混合気形成に要する期間が十分に確保できるので、スワールなどによるシリンダ内のガス流動が、混合気形成に及ぼす影響は少なかったためと考えられる。
- (9) DME 低圧噴射圧縮着火エンジンのディーゼル燃焼領域においては、高スワール化することにより、高い正味平均有効圧を維持できる噴射時期の範囲が広域になる。
- (10) これは、上死点近傍のDME 低圧噴射において、高スワール化することにより着火遅れ期間が短縮されていることから、混合気形成が促進されていることがわかり、DME 噴霧内への空気導入が活発になっていることが推察される。その結果、急峻な燃焼が得られたことにより、

正味平均有効圧が改善されたものと考えられる。

- (11) しかしながら、上死点近傍での燃料噴射においても、高スワール化したDME低圧噴射圧縮着火エンジンにおける正味平均有効圧の低下が見られたことから、実験で用いたスワール比 $SR=4.0$ では、未だ十分な条件とは言えず、噴霧内への空気導入をさらに積極的に行う必要がある。
- (12) しかし、スワール比 $SR=3.2$ と $SR=4.0$ での比較実験でわかるように、僅かなスワール比の増加でもその効果が確認できることから、DME低圧噴射圧縮着火エンジンにおけるスワールの効果は大きいと言える。
- (13) DME低圧噴射圧縮着火エンジンの負荷試験では、低負荷域から中負荷域にかけてディーゼルノズルを用いた場合よりも高い正味熱効率が得られ、インジェクタを用いたDME低圧噴射圧縮着火エンジンの有効性が伺えるが、活発な燃焼とともに NO_x 排出量が増大するため、低負荷域における NO_x 低減対策を検討する必要がある。
- (14) 高負荷域においては、インジェクタが単噴孔であることから、供給熱量の増加により噴射期間の長期化とともに噴霧の拡散性が確保できず、噴霧内への空気導入が促進されないため、未燃HCの増加とともに正味熱効率が低下する。
- (15) また、DME低圧噴射圧縮着火エンジンの低負荷域及び中負荷域における燃焼形態は、ディーゼル燃焼が主体的であったが、高負荷域では、供給熱量の増加にともない混合気形成期間を確保するため噴射時期を進角する必要があるが、その燃焼は予混合燃焼が支配的になった。このため、高負荷域においても極端な NO_x の増加は見られないが、十分な混合気形成が得られていないことから、未燃燃料と思われるHCが増加した。
- (16) このような結果から、圧縮着火エンジンにおいてDME低圧噴射で活発な燃焼を得るには、積極的な噴霧内への空気導入が必要であり、高スワール化することであることで得られることがわかった。このため、高負荷域において運転領域を確保するためには、さらに強いガス流動が必要である。
- (17) しかし、小型圧縮着火エンジンでは、高スワール化にも限界があるため、DME低圧噴射の実現に向けて、インジェクタの多噴孔化や他のガス流動(タンブルや渦流など)の利用など、DME噴霧内への空気導入を積極的に行う何らかの手段が必要である。特に、他のガス流動の利用はインジェクタの噴霧特性に大きく依存しないことが考えられるため、DME小型圧縮着火エン

ジンにおいては有効な手段である。

第4章 DME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンの検討

4.1 緒言

第1章にも述べた従来の研究にもあるように、DME 圧縮着火エンジンにおける混合気形成過程において、雰囲気の状態に影響を受けながらも、DMEは噴霧内への空気導入が促進され難い特性があると考えられ、予備実験でも確認されたように、DME 圧縮着火エンジンの着火遅れ期間は、軽油を用いた場合よりも長期化する傾向が見られた。このため、第2章のDME 低圧噴射圧縮着火エンジンの実験では、上死点近傍の燃料噴射において、混合気を形成するための十分な時間が確保されないことから燃焼が緩慢になり、著しい正味平均有効圧の低下とともに、未燃燃料と思われるTHCが増加する結果になった。この混合気形成不良及び緩慢な燃焼を改善するため、第3章のDME 低圧噴射圧縮着火エンジンの実験では、短期間での混合気形成を実現するため、シリンダ内ガス流動の利用として高スワール化の実験を試みた。この結果、スワール比 $SR=3.2$ から $SR=4.0$ への僅かな改善により、DME 低圧噴射圧縮着火エンジンにおける上死点近傍の燃料噴射において、正味平均有効圧の著しい悪化を幾分改善できることがわかり、高い正味平均有効圧が得られる有効な噴射時期の範囲も拡大できることがわかった。しかしながら、DME 低圧噴射圧縮着火エンジンにおける燃料圧力 $PF=10\text{MPa}$ 、スワール比 $SR=4.0$ での条件では、上死点近傍の燃料噴射において十分な混合気形成が得られるわけではなく、正味平均有効圧は低下する傾向になった。DMEは混合気が形成されていれば、温度及び圧力条件により容易に着火に至る燃料性状を持つことから、上死点近傍での燃料噴射における混合気形成の促進は、燃焼時期を制御でき、サイクル効率の向上につながる。

DME 低圧噴射圧縮着火エンジンにおける上死点近傍の燃料噴射での混合気形成を促進させる方法として、空間的に限られた燃焼室を有する副室式圧縮着火エンジンを用いたDME 低圧噴射によるエンジン性能実験を試みる。前章において、シリンダ内ガス流動がDME 低圧噴射における混合気形成に寄与することが明らかになったことから、特に副室式圧縮着火エンジンの副室は、渦流式のものが混合気形成に有効であると考えられる。しかしながら、近年、副室式圧縮着火エンジンは、単室の圧縮着火エンジンの燃焼室よりも燃焼室表面積が大きいことから熱損失が増加するため、高圧燃料噴射装置の開発技術の進展とともに単室化への社会的傾向があるものの、図1.20

でもあるように、小型圧縮着火エンジンにおいては高圧燃料噴射装置を導入するにはコストバランスが保てないことと、相対的にエンジンが小型であることから熱損失量が小さくなることから、小型圧縮着火エンジンにおいては利用価値が高いと判断できる。

本章では、DME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンにおける副室パラメータ(連通孔面積比、副室容積比など)がエンジン性能及び排気ガス特性に及ぼす影響を検討する。また、その燃焼状態からDME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンの混合気形成及び燃焼因子を実験的に明らかにする。このとき、燃焼解析として、シリンダ内圧力と熱発生率に着目し検討を行った。

これらの結果を通じて、副室式圧縮着火エンジンにおけるDME 低圧噴射時の混合気形成に有効な方法を見出すとともに、実用化に向けた小型圧縮着火エンジンにおけるDME 燃料供給方法について所見を述べる。さらに、DME 圧縮着火エンジンによる負荷性能試験を行い、負荷に対する燃焼特性を検討し運転領域の把握と課題を明らかにすることにより実用化への知見を得る。

4. 2 実験装置及び実験方法

4. 2. 1 供試エンジン

表4.1に、DME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンの実験に用いた供試エンジン諸元を示す。副室式圧縮着火エンジンは、自然吸気型ディーゼルエンジンをベースとし、ボア ϕ 66.0mm \times ストローク66.0mm、弁配置はOHV(Over Head Valve)2弁方式の水冷4サイクル単気筒エンジンである。一般的な副室式圧縮着火エンジンは、燃料に軽油を用いていることから、その構造上低温始動性が悪いため、圧縮比が高く設定されているが、ここでは、DME の良好な着火性に着目し、圧縮比はこれまでの実験に用いた直接噴射圧縮着火エンジンと同等の $\epsilon=18.3$ とした。このとき副室は、副室容積は $V_{pc}=7.1\text{mL}$ で、副室容積比 $\beta=54.6\%$ である。図4.1にDME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンにおける副室の配置概要を示す。副室の上流部はベースエンジンのものを用いた場合の副室連通孔は、主連通孔(ϕ 3.68mm)がシリンダ中心に向けて1つ、副連通孔(ϕ 2.48mm \times 2, ϕ 1.51mm \times 1)が3つあり、連通孔面積比は $\alpha=0.65\%$ である。副室上流部の ϕ 10の窪み中心は、副室中心に対して2.4mm オフセットされていることと、主連通孔及び ϕ 1.51mm の副連通孔が ϕ 10の窪みの接線方向に開けられ、副室内に渦流が生成される。図4.2に渦流のイメージ図を示す。

副室パラメータが混合気形成及び燃焼に及ぼす影響を調査するために、連通孔面積比として

表 4.1 供試エンジン諸元

Type of engine	4-stroke cycle IDI-Diesel engine	
Cooling system	Water cooled	
Number of cylinders	1	
Bore × Stroke	66 × 66 mm	
Displacement volume	226 mL	
Compression ratio	18.3:1	
Fuel supply system	Electronically controlled injection	
Injector	Single hole (φ 0.84mm) Swirl injector	

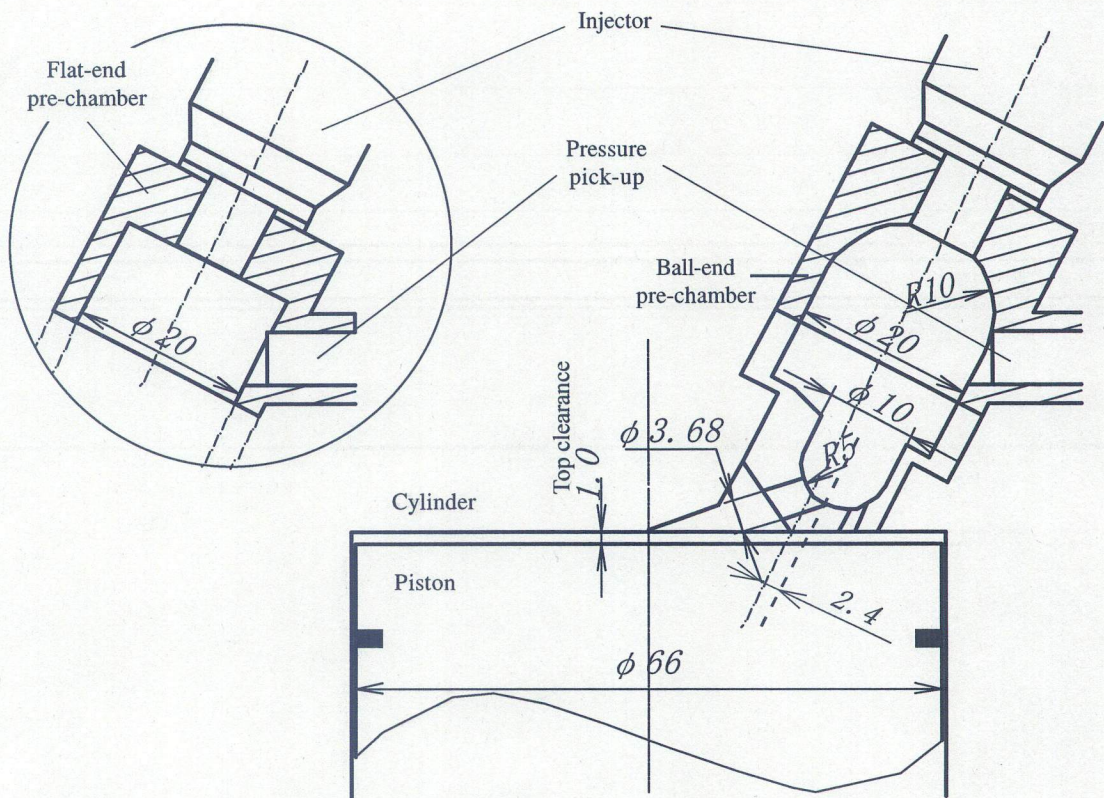


図 4.1 副室配置概要

は、連通路数を主連通路の1つとし、連通路はベースエンジンと同じ連通路面積比の $\alpha = 0.65\%$ ($d=5.3\text{mm}$), 2倍の $\alpha = 1.29\%$ ($d=7.5\text{mm}$), 3倍の $\alpha = 1.94\%$ ($d=9.2\text{mm}$) の3種類を用意した。また、インジェクタ取り付け側(副室末端部)における副室燃焼室形状は、R10のボールエンド(半球)形状と $\phi 20$ のフラットエンド(円柱)形状の2種を用意した。この2種の副室末端部における燃焼室形状は、副室燃焼室形状による燃焼特性の差異を確認するために用意したものであり、燃焼室形状の最適化を意図したものではない。副室容積比 β は、副室容積 $V_{PC}=7.1\text{mL}$ で、 $\beta=54.4\%$ と、 $V_{PC}=4.4\text{mL}$ で、 $\beta=33.7\%$ の2種

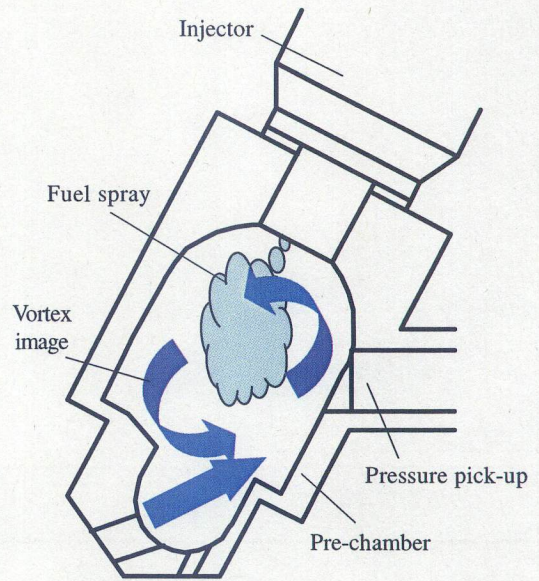


図4.2 副室内渦流イメージ

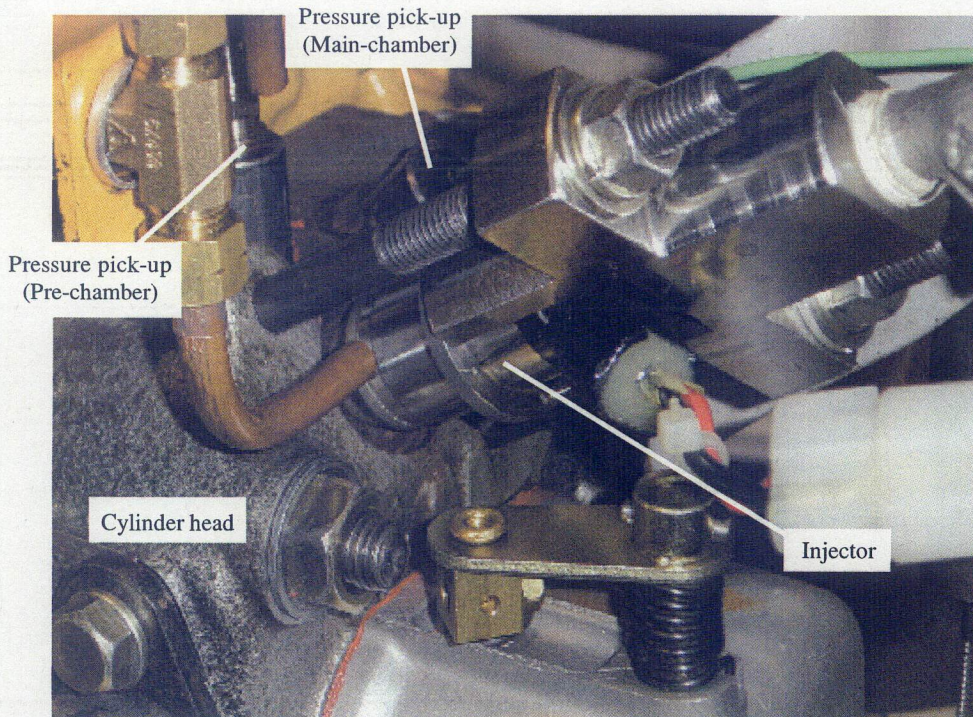


図4.3 副室圧縮着火エンジン(エンジンヘッド部)

類を用意した。主室側燃焼室形状（ピストンヘッド）はフラットであり，上死点におけるトップクリアランスは副室容積比 $\beta=54.4\%$ の場合は1.0mm， $\beta=33.7\%$ の場合は1.8mm になり，副室容積比を変化させても圧縮比は変わらない。燃料供給は，単室直接噴射の場合と同様のインジェクタを用いた。DMEは温度圧力条件に対し体積弾性係数が変化することから，DMEの温度管理としてインジェクタ本体の温度を管理した。副室式圧縮着火エンジンでは，インジェクタの冷却は空冷とし，実験中におけるインジェクタ本体温度を40℃以下に管理した。インジェクタは副

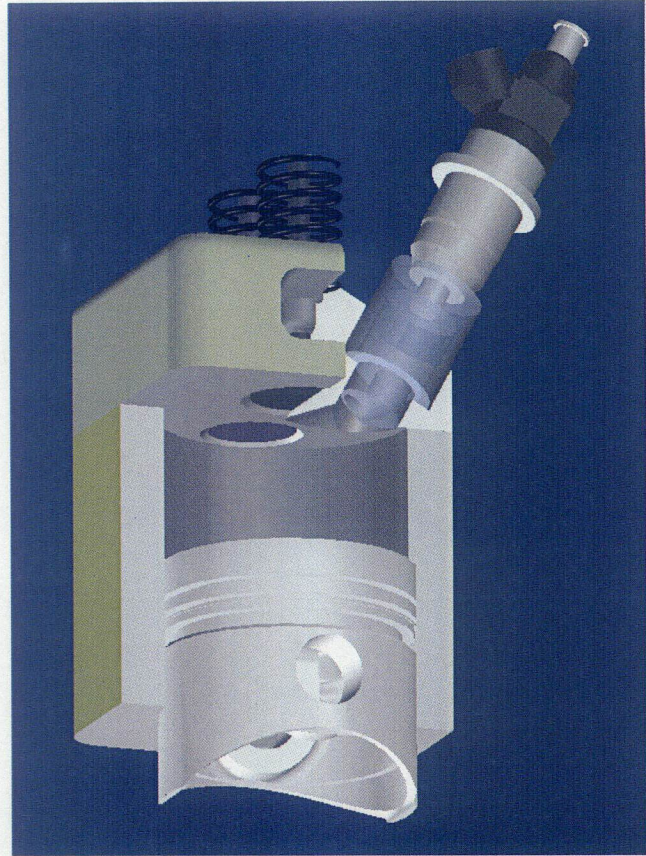


図4.4 DME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンモデル

室末端部に取り付けられ，燃料は副室中心部に向けられ噴射される。図4.3に，副室式圧縮着火エンジンにおけるシリンダヘッド部を示す。図4.4に，DME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンのモデル図を示す。主室内圧力と副室内圧力は，それぞれ独立した圧電式ピックアップにより測定することにより，それぞれの燃焼特性を圧力履歴から把握し，副室形状の最適化に向けた指針を得る。

4. 2. 2 実験装置

図4.5に，DME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンにおける実験装置概要を示す。基本的な構成は，2章及び3章で用いた実験装置と大きく変わらない。副室式圧縮着火エンジンにおける圧力履歴は，主室と副室のそれぞれに独立した圧電式ピックアップを取り付け計測した。排気ガス濃度は，BOSCH式により測定したが，いずれの実験条件においてもDME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンにおける黒煙の排出は確認されないことから，実験装置及び実験データにおいて排気

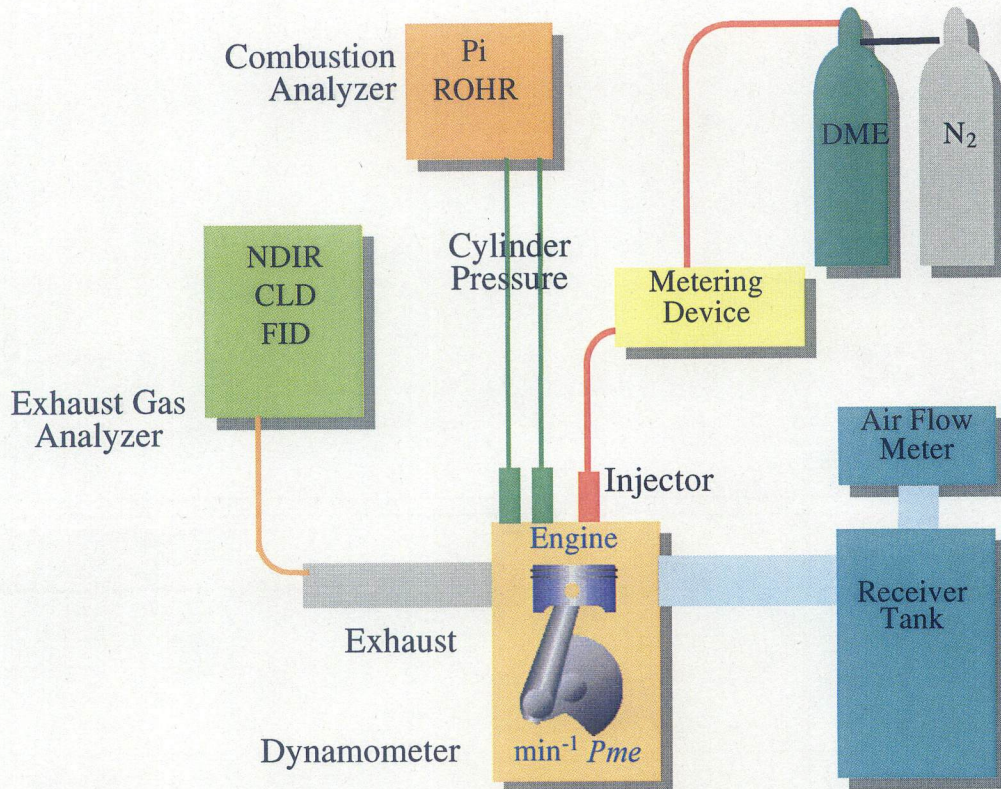


図 4.5 実験装置概要

ガス濃度は省略した。動力，温度，吸入空気，燃料流量，排出ガス濃度の測定については，これまでと同じ方法で行ったので，ここでは省略する。

4. 2. 3 実験方法

空間的に制限された燃焼室を持つDME低圧噴射副室式圧縮着火エンジンにおいて，上死点近傍で副室内に噴射されたDME噴霧における混合気形成及び燃焼改善を期待し，DME低圧噴射副室式圧縮着火エンジンの基本性能を把握する。副室に噴射するDMEの燃料圧力を $PF=6\text{MPa} \sim 10\text{MPa}$ まで変化させ，噴射時期に対する正味平均有効圧と排気ガス特性を調査した。このとき，副室及び主室の燃焼圧力を同時に計測し，副室及び主室の圧力履歴をもとに熱発生率をそれぞれ燃焼特性の基本として燃焼解析を行った。DMEの混合気形成及び燃焼過程が，副室の形状に影響を受けることが推察されることから，ここでは，副室末端部（インジェクタ取り付け側）の形状を2種用意し，それぞれの燃焼室形状について実験を行い，燃料圧力及び噴射時期の影響を比較検討した。また，副室容積及び連通孔面積が混合気形成及び燃焼過程に影響を及ぼすことが考え

られることから、副室容積比及び連通孔面積比をパラメータとして実験を整理した。実験に用いた副室容積比及び連通孔面積比は、各項で詳細に述べる。また、これらの実験は、前章までの単室式直接噴射圧縮着火エンジンの実験結果と比較を容易にするため、供給熱量 $Q_f=2.2\text{kW}$ 一定の低負荷での実験を行った。さらに、DME 低圧噴射圧縮着火エンジンの実用的な運転領域を把握するために負荷試験を行った。負荷試験では、エンジン回転速度一定のもと、インジェクタ開弁時間を一定割合で増加させたときの最も高い熱効率が得られる噴射時期において実験した。また、これら実験では、その噴射時期が変化する範囲がクランク角度で $2\sim 3\text{deg.}$ であることから、供給熱量を一定割合で増加させた場合と同意と考えて差し支えない。

いずれの実験においても、インジェクタの開弁時間の自由度を確保するため、エンジン回転速度 $n=1000\text{min}^{-1}$ 一定で行った。燃焼解析は、シリンダ内圧力履歴から熱発生率を求め、燃焼特性として検討した。いずれの実験も十分な暖気を行った後に、定常状態にて実験を行った。

4. 3 実験結果及び考察

4. 3. 1 DME 低圧噴射における副室式圧縮着火エンジンの基本性能

DME 低圧噴射において、噴霧内への空気導入を積極的に行うことにより、混合気形成促進と燃焼改善が図られることが前章で明らかになった。副室式圧縮着火エンジンを用いることにより、空間的に限られた副室内に発生する渦流を利用することにより、噴霧内への空気導入を活発にし、上死点近傍での DME 低圧噴射においても混合気形成促進及び燃焼改善が可能になることが推察される。これにより、DME 圧縮着火燃焼因子の解明と低圧噴射による燃焼改善が図られる。副室式圧縮着火エンジンの構造上、熱損失の増大は避けられないが、副室を用いた DME 圧縮着火エンジンに関する研究報告は希少であり、DME を副室式圧縮着火エンジンに利用する上での問題点が明確でないことから、基本性能の把握と実用上の問題点を整理することにした。そのため、副室上流部(主室側)は、ベースエンジンのもの(連通孔数4つ、連通孔面積比 $\alpha=0.65\%$ 、副室容積比 $\beta=54.4\%$)を用いて実験を行い、燃料圧力及び噴射時期、副室末端部形状がエンジン性能及び排気ガス特性に及ぼす影響について検討をした。

(1) 燃料圧力の影響

図 4.6 に燃料圧力 $PF=6\text{MPa}\sim 10\text{MPa}$ において、噴射時期を $IT=20\text{deg.BTDC}\sim 0\text{deg.BTDC}$ の

範囲で変化させたときのボールエンジンの副室末端部形状を用いたDME圧縮着火エンジンの正味平均有効圧及び排気ガス特性を示す。噴射時期を $IT=20\text{deg.BTDC}$ よりも進角させた場合、過早着火による激しいノッキングが発生し、運転の制限を受けることが実験的に確認された。また、噴射時期 $IT=0\text{deg.BTDC}$ 以降の遅角は、失火により運転できない。

図中、いずれの燃料圧力においても、噴射時期の遅角とともに正味平均有効圧が改善されながら、 NO_x 排出量が低減されているのがわかる。これは、燃焼開始時期が遅角したことにより等容度が改善された結果、正味平均有効圧が改善されたものと考えられる。このため、上死点前にお

ける急峻な燃焼が改善され、燃焼温度が低下したことにより NO_x 排出量の低減が可能になったものと考えられる。このような燃焼状態から、図で示された噴射時期の範囲は、前章までに述べてきたディーゼル燃焼(拡散燃焼)が主体的になる噴射時期の範囲であることが容易に推察できる。また、燃料圧力によるエンジン性能に大きな差異が見られないことから、副室内において急速な渦流が存在し、噴霧内への空気導入が活発に行われていることが推察される。このことから、供給熱量が同量である場合、副室の渦流生成が混合気形成過程を支配する因子として影響を及ぼすものと考えられる。燃料圧力は、供給熱量を増大したときに噴射期間や燃料供給の安定性(再現性)に影響を及ぼすことが考えられるが、ここで示した供給熱量が少ない実験条件では、DME 低圧噴射における噴射特性は、副室のような空間的に制限された燃焼室内に強いガス流動(渦流)が存在している場合には大きな影響を及ぼさないものと考えられる。また、THC及びCOの排出量

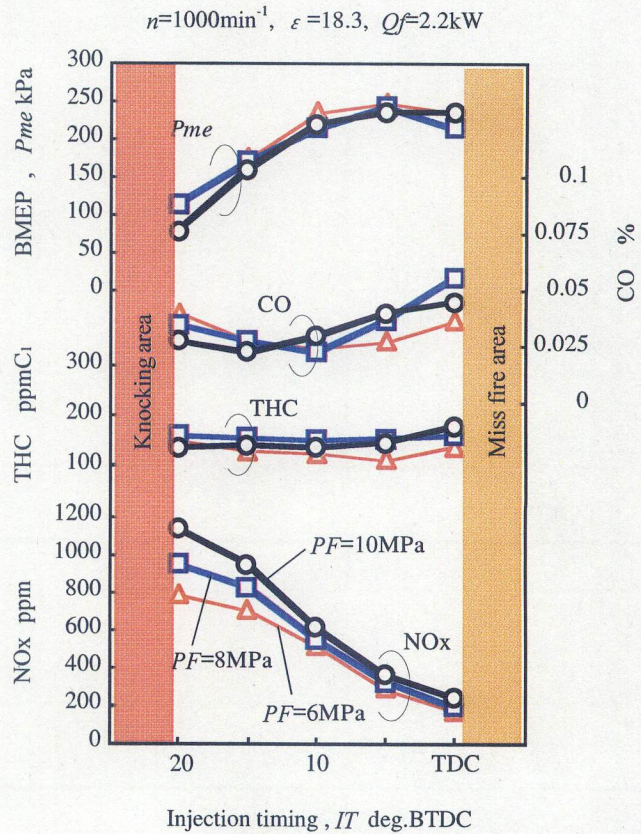


図4.6 DME 低圧噴射における副室式圧縮着火エンジンの性能(燃料圧力の影響)

は、単室のような噴射時期の遅角による燃焼状態の悪化により正味平均有効圧とともに極端に悪化することがないことから、比較的遅い噴射時期においても混合気形成及び燃焼反応が促進されていることが推察できる。

図4.7に燃料圧力 $PF=6\text{MPa} \sim 10\text{MPa}$ において、噴射時期 $IT=20\text{deg.BTDC} \sim 0\text{deg.BTDC}$ のDME低圧噴射副室式圧縮着火エンジンにおける燃焼状態を示す。ここでは、主室の燃焼特性と副室の燃焼特性を別個に示し、図4.8では図4.7を重ねたグラフを示す。図4.7からそれぞれの噴射時期

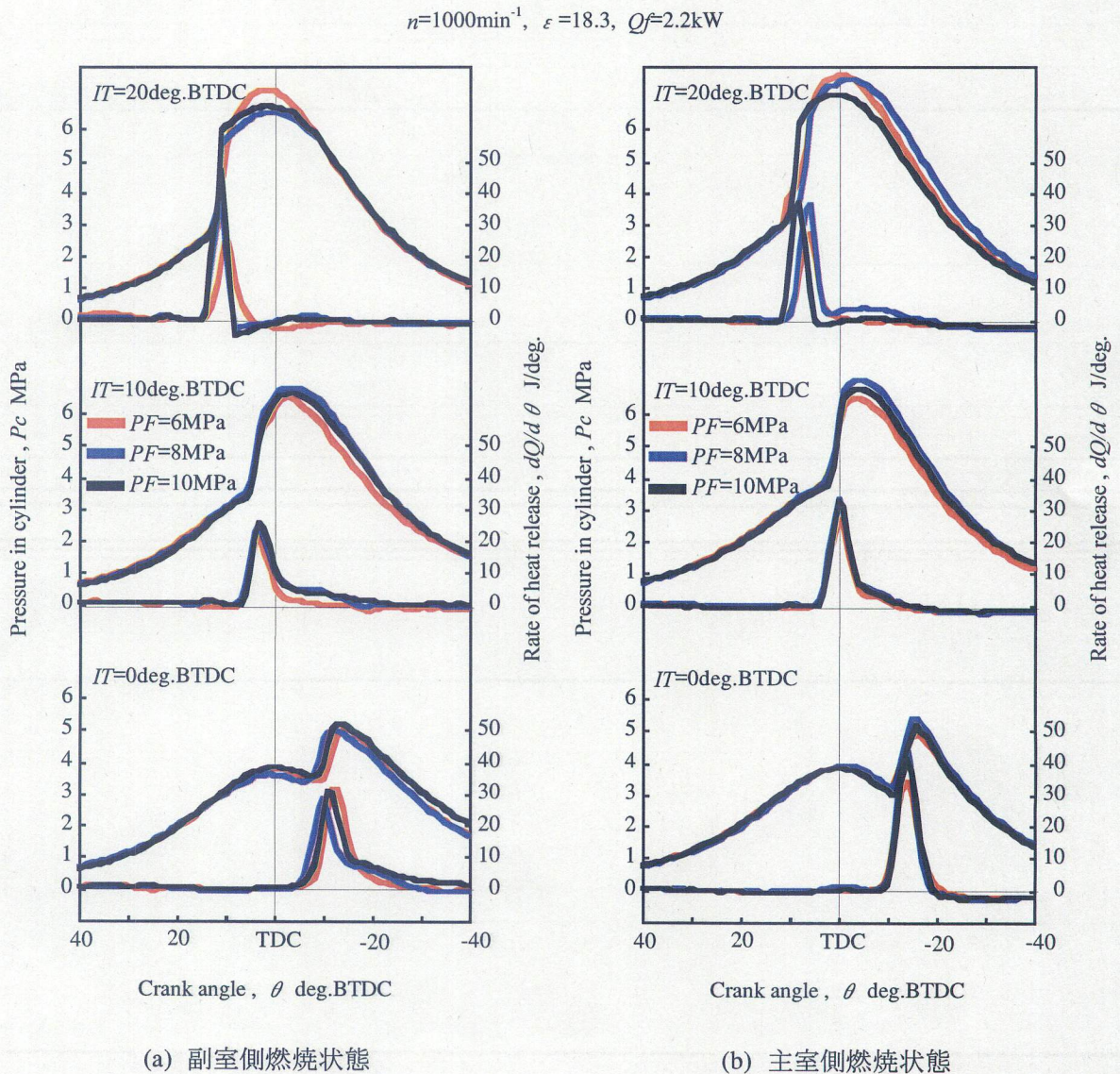


図4.7 DME 副室式圧縮着火エンジンの燃焼状態
(燃料圧力の影響)

において、副室側及び主室側の燃焼状態に燃料圧力の違いによる差異が確認されない。特に、副室側の混合気形成及び燃焼開始時期が、いずれもほぼ同時期であることから、供給熱量が少ない実験条件では、燃料圧力の変化による噴射期間の差が小さいため、インジェクタによる噴霧特性や噴射率が混合気形成及び燃焼促進に及ぼす影響が小さく、副室内のガス流動の影響を強く受けたものと推察される。また、副室の熱発生率において、噴射時期 $IT=10\text{deg.BTDC}$ 以降の遅角では、予混合燃焼期間、拡散燃焼期間が確認でき、予混合燃焼期間が上死点近傍で確認される噴射時期では等容度が改善された結果、高い熱効率が得られる。噴射時期 $IT=20\text{deg.BTDC}$ では、早期着火により激しいノッキングが発生しながら運転限界を示す。このため、主室側において僅かな燃焼状態の違いが見られるものの、噴射時期を遅角させ燃焼開始時期を遅らせることにより、ノッキングがなくなりサイク

ル変動が抑制された極めて安定した燃焼が得られる。副室内における短期間での混合気形成は、噴射時期により混合気形成及び燃焼開始時期の制御が可能になり、噴射時期を遅角することにより等容度が改善され、その結果、図4.6に示すように正味平均有効圧が改善された。このとき、噴射時期の遅角とともに P_{max} が下がり、燃焼ガスの平均温度が低下したことにより NO_x 排出量の同時低減が可能になった。噴射時期 $IT=0\text{deg.BTDC}$ では、上死点後の燃焼であるにもかかわらず、副室内における十分な発熱量の確保と主室側での急峻な熱発生率により、高い正味平均有効圧の確保が可能になった。図4.8の熱発生率から、いずれの噴射時期、燃料圧力において副室内に

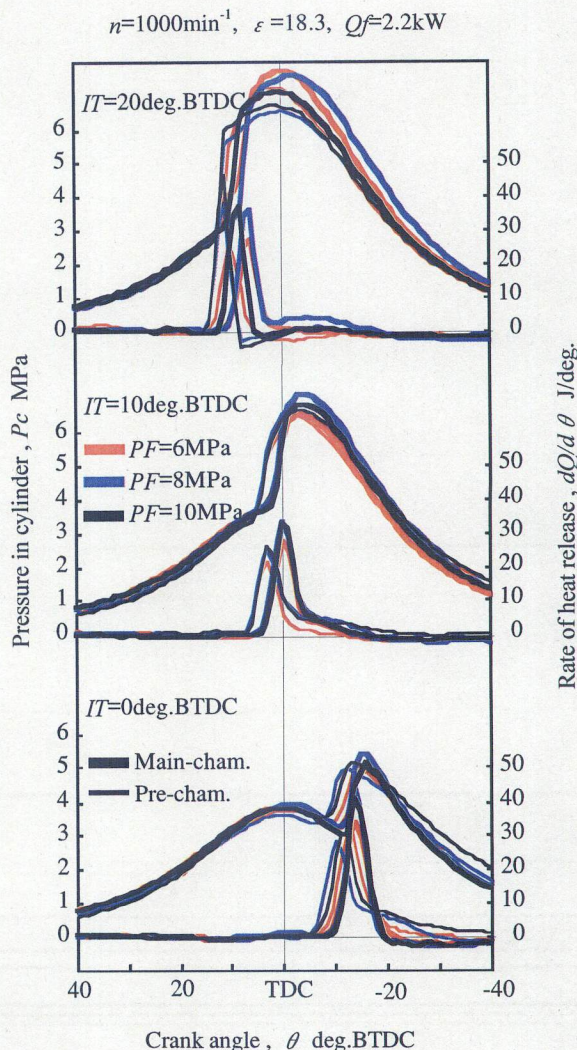


図4.8 DME 副室式圧縮着火エンジンの燃焼状態 (燃料圧力の影響)

における燃焼が主室の燃焼よりも先行しているのがわかる。これは、副室内において比較的理論空燃比に近い混合気が形成され、着火条件が調うと直ちに燃焼が開始し、連通孔から強い噴流を主燃焼室に吐出しながら全体として希薄な燃焼が進行しているものと考えられる。

このように、副室式圧縮着火エンジンにおけるDME低圧噴射では、燃料圧力に対して鈍い反応を示すことが実験的に明らかになった。副室式圧縮着火エンジンを用いることにより、DMEの燃料噴射系に対する配慮を軽減することができ、ガソリン直噴技術の援用により簡便なDME供給システムの構築が可能になる。また、副室と主室の着火時期の違いが現れたのは、副室内における混合気形成促進と同時に、副室容積の影響や連通孔における絞り損失が考えられ、ピストン上死点におけるトップクリアランスや連通孔径などの副室上流部(主室側)におけるパラメータを変更することによりその影響が明らかになるものと考えられるが、ここではこれ以上の検討は行っていない。

(2) 副室末端部形状の影響

副室式圧縮着火エンジンにDMEを低圧噴射した場合、燃料圧力を含めたインジェクタの噴霧特性に大きく影響されることなく、混合気形成と燃焼が改善されることがわかった。混合気形成及び燃焼は、副室内に発生する渦流によりDME噴霧内への空気導入が促進されることにより促進されるものと考えられる。この副室内に発生する渦流の影響を調査するため、図4.1で示した2種の副室末端部形状を用いて、エンジン性能及び排気ガス特性の比較実験を行なった。また、このときの副室及び主室の燃焼特性について検討した。

図4.9は、燃料圧力 $PF=10\text{MPa}$ に

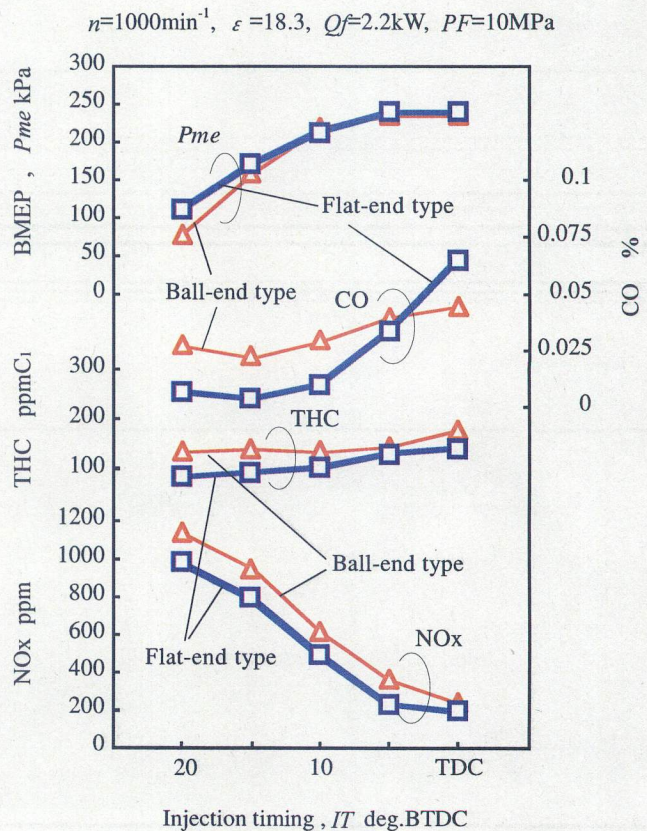


図4.9 DME低圧噴射における副室式圧縮着火エンジンの性能(副室燃焼室形状の違い)

において、噴射時期を $IT=20\text{deg.BTDC} \sim 0\text{deg.BTDC}$ の範囲で変化させたときの DME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンにおける副室燃焼室(末端部)形状の違いによる正味平均有効圧及び排気ガス特性を示す。いずれの副室燃焼室形状においても、噴射時期の遅角とともに NO_x 排出量が低下しながら、正味平均有効圧が改善されているのがわかる。正味平均有効圧では、噴射時期 $IT=20\text{deg.BTDC}$ で僅かにボールエンドの値が低くなるものの、その他の噴射時期ではほぼ同程度の値になった。副室末端部の燃焼室形状の違いは、出力特性には大きな影響を及ぼさないが、排気ガス特性には差異が見られる。 NO_x 排出量において、ボールエンド形状の場合、ほぼ全域にお

$n=1000\text{min}^{-1}$, $\varepsilon=18.3$, $Q_f=2.2\text{kW}$

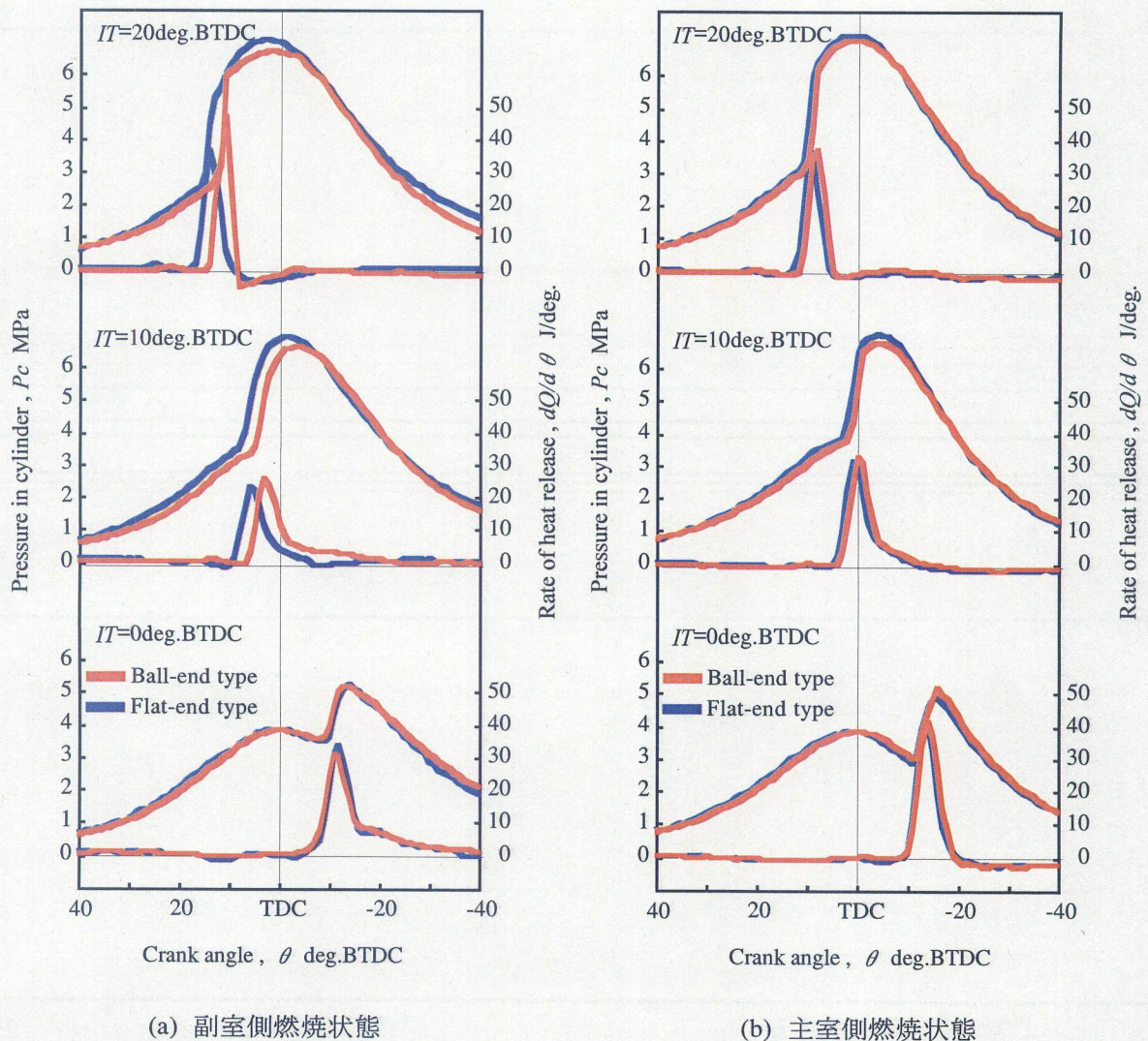


図 4.10 DME 副室式圧縮着火エンジンの燃焼状態
(燃焼室形状の影響)

いてフラットエンド形状のものよりも100ppm程度高い値になった。THC及びCO排出量は、いずれの副室形状においても低い排出レベルであるが、ボールエンド形状の値はフラットエンド形状の値よりも多くなっている。このような供給熱量の少ない実験条件において、単純な副室形状の比較実験でも少なからずTHC、CO及びNO_xの排出量に差異が見られることから、副室形状が混合気形成及び燃焼に影響を及ぼしていることが推察される。ここでの実験結果から、フラットエンド形状を用いた場合、速やかな燃焼が完了しながらもNO_x抑制効果が得られていることが推察できる。

図4.10に図4.9の実験における主室及び副室の燃焼状態を示し、図4.11にこれら燃焼状態を重ねた線図を示す。副室の燃焼状態において、噴射時期の遅角とともに燃焼開始時期が遅角し、副室末端部形状の違いによる燃焼状態に差異が見られなくなる。一方、主室側の燃焼状態は、噴射時期により燃焼開始時期が異なるものの、いずれの噴射時期においても副室末端部における燃焼室形状の違いによる差異は見られない。噴射時期

$IT=20\text{deg.BTDC}$ では、フラットエンド形状の副室の燃焼はボールエンド形状の燃焼よりも早期に開始している。また、このフラットエンド形状の燃焼は、上死点前の早期の燃焼であるにもかかわらず、ボールエンド形状の燃焼よりも熱発生率が抑えられているのがわかる。いずれの副室形状も上死点前において燃焼が早期に完結していることから、図4.9で示す正味平均有効圧と低いTHC及びCO排出量になったものと考えられる。フラットエンド形状の場合、副室内において渦

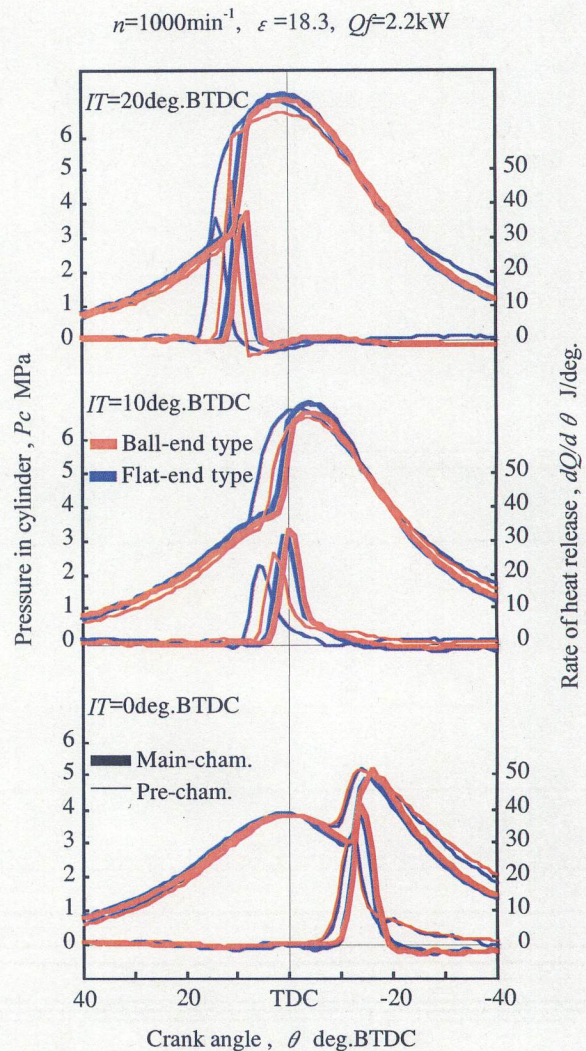


図4.11 DME 副室式圧縮着火エンジンの燃焼状態 (燃焼室形状の影響)

流が生成される際、副室末端部において残留ガスが滞留しやすいことが容易に推察される。このため副室内の高温の内部EGRの効果によりDMEの熱反応が進行し、混合気形成が促進されながら燃焼条件が調い易くなり、短い着火遅れ期間で着火したものと考えられる。また、副室内における内部EGR量の増加により、燃焼反応量が抑制された結果、フラットエンド形状のNO_x排出量が低減されたと考えられる。図4.10及び図4.11で明らかなように、副室と主室の燃焼状態において、噴射時期の遅角とともに燃焼室形状の影響が小さくなることから、遅い噴射時期を設定すると副室内のガス交換が進行しながらも、混合気形成と燃焼が促進され、内部EGRの残留が少なくなることが推察される。結果として、噴射時期の遅角により、正味平均有効圧と排気ガス特性に対し、副室末端部形状の影響が小さくなるものと考えられる。

図4.12は、図4.11の燃焼状態の熱発生率をもとに、図中に示した熱発生モデルのように、着火遅れ期間 θ_l 、燃焼期間 θ_c で整理した。燃焼期間 θ_c は、予混合燃焼期間、拡散燃焼期間に細分化できるが、今回の供給熱量が少ない実験条件では、予混合燃焼期間と拡散燃焼期間の変移点が明確になり難いので、燃焼期間の細分化は行っていない。

主室側の燃焼期間では、噴射時期の違いによりその燃焼期間は異なるものの、副室燃焼室形状の違いによる燃焼期間に大きな変化は見られない。副室側の燃焼期間では、噴射時期 $IT=20\text{deg.BTDC}$ の場合、フラットエンド形状の着火遅れ期間はボールエンド形状のものよりも短いにもかかわらず、燃焼期間は同程度であることから、フラットエンド形状の燃焼は、ボールエンド形状の燃焼よりも早期に完了しているのがわかる。噴射時期 $IT=10\text{deg.BTDC}$ では、ボールエ

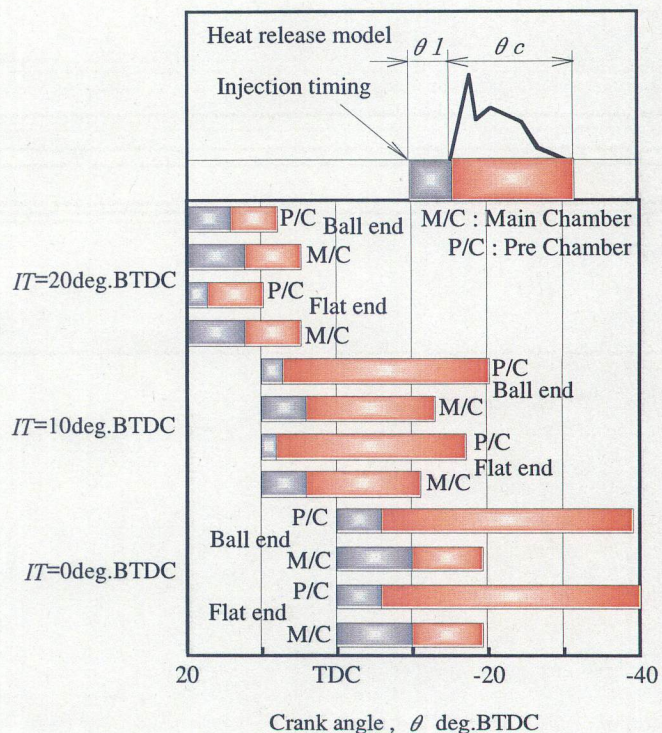


図4.12 DME 副室式圧縮着火エンジンの燃焼期間 (燃焼室形状の影響)

ンド形状の副室における燃焼完了が、フラットエンド形状に比べ僅かに遅れる結果となった。噴射時期 $IT=0\text{deg.BTDC}$ では、主室及び副室の燃焼期間が同程度であった。このことから、副室における燃焼完了時期が反応速度の遅いCO排出量に影響しているものと考えられる。また、噴射時期 $IT=0\text{deg.BTDC}$ においても高い正味平均有効圧が得られたのは、副室内において短い着火遅れ期間から早期に混合気が形成されていることが推察され、急峻な燃焼反応により主室側への急速な燃焼ガスの噴出を可能にしたことが考えられる。これにより、副室内における未燃燃料がガスジェットとともに主室側に噴出し、主室側の酸素との反応が進行した結果、主室側でも急峻な熱発生率が現れ、高い正味平均有効圧が維持されたものと考えられる。副室内に残された一部の未燃燃料は、副室の熱発生率で緩慢な燃焼として確認されることから、この影響によりCO及びTHC排出量が増加の傾向を示したものと考えられる。

これらの結果から、副室末端部における燃焼室形状は、主室側の燃焼状態への影響は少なく、副室内におけるガス流動に影響を及ぼすことが推察され、副室がフラットエンド形状の場合、副室内の高温残留ガスによりDMEが活性化される可能性がある。このため、副室末端部形状は排気ガス特性への影響があり、副室上流部(主室側)の形状は、出力特性に影響を及ぼすものと考えられる。これまでの燃焼状態から、副室と主室では熱発生 of 時期のずれが生じている。これは燃焼時において主室と副室の圧力伝播において差が生じていることから、臨界圧力比以下になっていることから、絞り損失が大きくなっていることが考えられる。これは、DMEは混合気が形成されると温度条件により容易に燃焼に至る性質と、図1.12の画像にもあるように噴霧が膨張し易いために、軽油で用いられている副室連通孔では、燃焼時の絞り損失が大きくなったものと考えられる。このことから、副室形状の最適化と副室上流部における連通孔等のパラメータの操作を行うことにより、さらに性能改善が期待できる。

図4.13に、前項の単室で高スワール化したDME低圧噴射圧縮着火エンジンの性能線図(図3.5)とDME副室式圧縮着火エンジンの性能線図(図4.9)を比較した線図を示す。表2.1及び表4.1でもわかるように、実験に用いた単室圧縮着火エンジンとの副室式圧縮着火エンジンとでは、排気量で50mLほど差があるので、単純比較によるエンジン性能の良否の判断はできないことを予め述べておく。単室の圧縮着火エンジンにおけるスワール比は $SR=4.0$ であり、副室式圧縮着火エンジンの副室末端部形状は、フラットエンド形状である。いずれも、エンジン回転速度 $n=1000\text{min}^{-1}$ で供給熱量 $Q_f=2.2\text{kW}$ 、燃料圧力 $PF=10\text{MPa}$ で実験を行っている。副室式圧縮着火エ

エンジンの場合、燃料の早期噴射は、激しいノッキングとともに運転制限を受けるため、予混合圧縮着火燃焼期間及び予混合圧縮着火燃焼からディーゼル燃焼への変移する期間での噴射時期は実験できない。これは、副室内において、理論空燃比に近い比較的濃い混合気を形成し易く、着火条件が調うと急速な燃焼反応として発現するためである。このことは副室パラメータ(連通孔数、副室容積比、連通孔面積比など)に依存することが推察されるが、副室式圧縮着火エンジンの構造上、図で示される噴射時期のディーゼル燃焼が主たる燃焼形態であると考えられる。DME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンの上死点

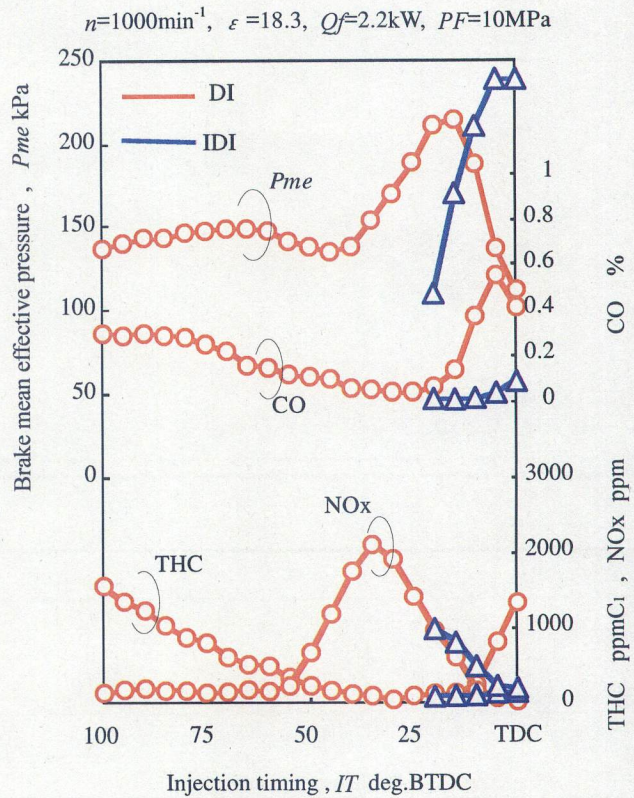


図 4.13 DME 低圧噴射圧縮着火エンジンにおける単室式と副室式の性能比較

近傍の燃料噴射における正味平均有効圧は、単室式のものに比べ高い値が得られている。これは、DMEの供給熱量が同じで、副室式圧縮着火エンジンの排気量が小さいことから、相対的に出力特性が増大したことが考えられる。しかし、排気量の影響以上に、副室式圧縮着火エンジンの正味平均有効圧は良好な値が得られていることが、熱効率を計算することにより容易に判断でき、上死点近傍における混合気形成が促進されていることが推察される。また、排気ガス特性において、副室式圧縮着火エンジンのCOは、単室式のものと比較しても低い値を維持し、噴射時期が変化しても低い値が得られているのがわかる。このCOが低い値が維持できたことから、上死点近傍の燃料噴射において良好な燃焼の完結性が得られているものと考えられる。

以上のように、DME 低圧噴射圧縮着火エンジンにおいて、上死点近傍での燃料噴射における混合気形成の促進及び燃焼改善するには、シリンダ内ガス流動の積極的な利用によるDME噴霧内への空気導入が有効であり、そのためには、空間的に限られた燃焼室をもつ渦流式の副室を用

いることにより可能になることがわかった。

4. 3. 2 連通孔面積の影響

前項のDME低圧噴射副室式圧縮着火エンジンにおいて、副室内に発生する渦流を積極的に利用することにより、DME噴霧内への空気導入を促進させることができ、上死点近傍における燃料噴射においても、短時間で混合気形成が可能になり、燃焼が改善されることがわかった。このとき、THC及びCOの排出量が少ないその燃焼状態から、未燃燃料が少ない良好な混合気形成及び燃焼が得られながら、その燃焼が短時間で完結していることがわかった。また、主室側の燃焼が出力(正味平均有効圧)特性に影響を及ぼすことがわかり、副室内の混合気形成と副室上流側(主室側)のパラメータが主室の熱発生に起因していることが示唆された。

ここでは、副室上流部の主パラメータと考えられる連通孔面積比が燃焼状態及び排気ガス特性に及ぼす影響を調べるため、図4.14に示す3つの連通孔面積比を持つ副室を用いて実験を行った。いずれの副室も連通孔数は1つとし、連通孔はピストン中心に向けられている。連通孔面積比はベースエンジンと同じ面積比の $\alpha=0.65\%$ 、2倍の $\alpha=1.29\%$ 、3倍の $\alpha=1.94\%$ とした。前項の実



図 4.14 実験に用いた副室(連通孔面積比の影響)

験により、燃焼時において副室と主室で圧力差が生じたことから、臨界圧力比以下であることがわかり、このときの条件(副室連通孔数:4, 連通孔面積比: $\alpha=0.65\%$)以下の連通孔面積比では、副室ガス交換時における絞り損失が増大することが容易に推察することができることから、前述した連通孔面積比についてここでは検討した。副室容積比は、前項と同じ $\beta=54.4\%$ ととし、副室末端部形状は、副室内部EGRの効果が期待できるフラットエンド形状を用いた。また、前項において、燃料圧力がエンジン性能及び排気ガス特性に及ぼす影響が小さいことが明らかになったことから、ここでは、噴射期間が燃焼状態に影響を及ぼさないことを考慮して、いずれの実験も燃料圧力 $PF=10\text{MPa}$ 一定で行った。

図4.15に、供給熱量 $Q_f=2.2\text{kW}$ 一定のもと、DME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンにおいて、噴射時期を $IT=20\sim 0\text{deg.BTDC}$ の範囲で変化させたときの正味平均有効圧及び排出ガス特性を示す。ここでも前項と同様に、噴射時期を $IT=20\text{deg.BTDC}$ よりも進角させた場合では、過早着火による激しいノッキングが発生し、運転の制限を受けることが実験的に確認され、 $IT=0\text{deg.BTDC}$ 以降においても、失火により運転ができない。

図中、いずれの連通孔面積比を用いた場合においても、噴射時期の遅角とともに正味平均有効圧 P_{me} が改善されながら、 NO_x 排出量が低減されているのがわかる。これは、前項同様、ディーゼル燃焼であることから、噴射時期の遅角により、上死点前における急激な燃焼が抑制され、熱損失が改善されたことと、燃焼温度が低下したことにより NO_x 排出量の低減が可

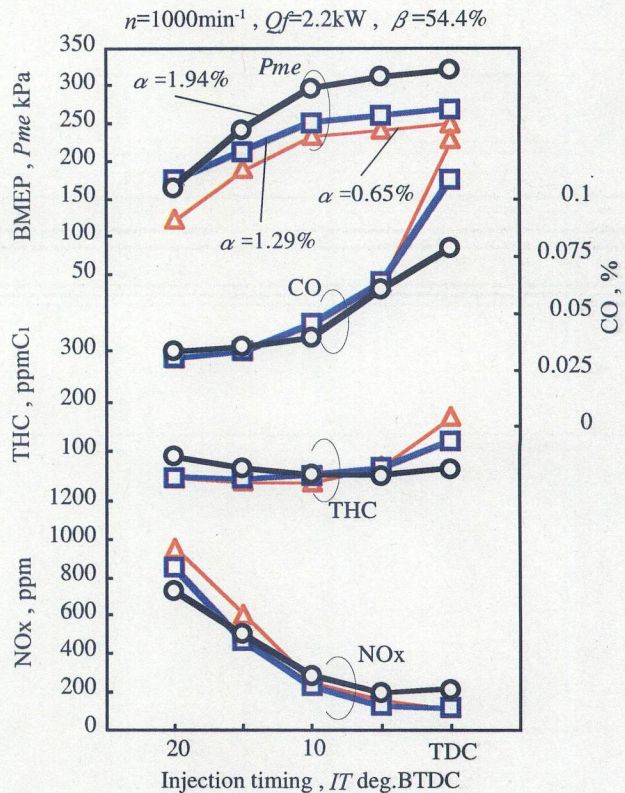


図4.15 DME 低圧噴射における副室式圧縮着火エンジンの性能(連通孔面積比の影響)

能になったと考えられる。また、連通孔面積比 $\alpha=1.94\%$ の場合、他の連通孔面積比の正味平均有効圧よりも全体的に高い値が得られ、特に、噴射時期 $IT=0\text{deg.BTDC}$ においては、CO及びTHC排出量を抑えながら、高い正味平均有効圧が得られ、上死点後においても急峻な混合気形成と活発な燃焼が得られていることが推察できる。

図4.16は、図4.15の実験における噴射時期 $IT=20 \sim 0\text{deg.BTDC}$ の燃焼状態を示す。噴射時期 $IT=20 \sim 10\text{deg.BTDC}$ の燃焼では、噴射時期の遅角とともに熱発生時期も遅角し、等容度が改善されたため、正味平均有効圧が改善されたと考えられる。また、同時に P_{max} が低くなることから、燃焼温度が低下するため、 NO_x 排出量が低下したのと考えられる。噴射時期 $IT=10\text{deg.BTDC}$ の燃焼状態

では、予混合燃焼と拡散燃焼が確認でき、供給熱量が少ない低負荷域での実験であるため、連通孔面積比 $\alpha=1.94\%$ の予混合燃焼期間における熱発生率の値が僅かに高いことで、図4.15で示された正味平均有効圧が得られたのと考えられる。噴射時期 $IT=0\text{deg.BTDC}$ の燃焼状態では、上死点後の燃焼であるにもかかわらず、いずれの連通孔面積比においても急峻な熱発生が確認できる。このことから、噴射時期を遅角しても着火遅れ期間が長期化することなく、DME低圧噴射でも短期間で混合気が形成された結果、主室の燃焼履歴において予混合燃焼割合が増加した活発な燃焼が得られたのと考えられる。また、いずれの連通孔面積比においても着火遅れ期間に違い

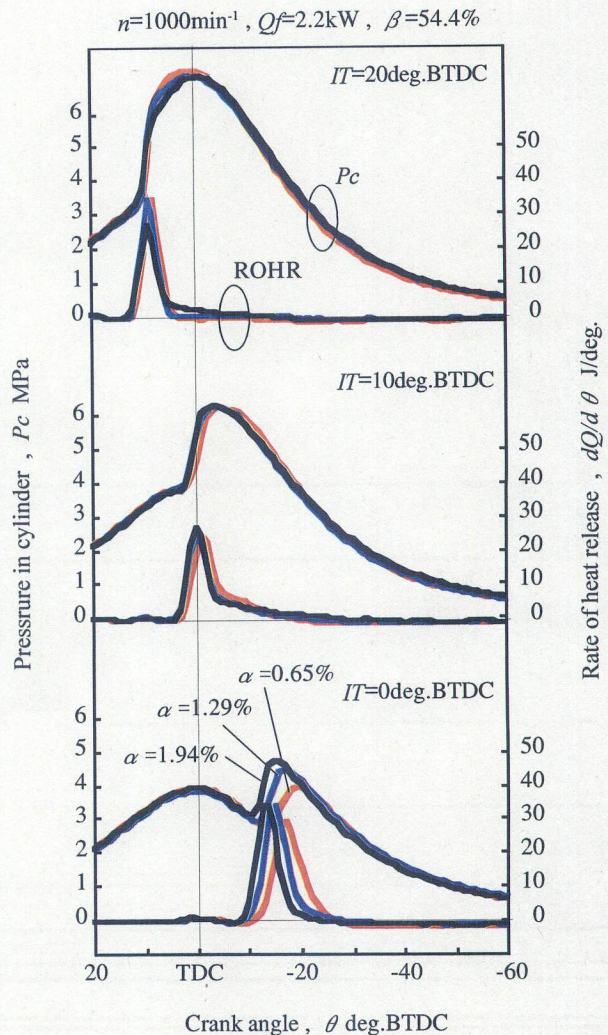


図4.16 DME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンの燃焼状態 (連通孔面積比の影響)

はないが、連通孔面積比の大きい方が熱発生率の立ち上がりが急峻である。これは、連通孔における絞りが燃焼状態に影響を及ぼし、比較的大きな連通孔を用いることにより、速やかな副室のガス交換が行われたものと考えられる。

ここでの実験では、副室容積比が $\beta=54.4\%$ であり、特に供給熱量の少ない低負荷域においては、副室内に燃焼に必要な十分な酸素が存在しているため、噴射時期 $IT=0\text{deg.BTDC}$ の比較的遅い噴射時期においても、副室内で短期間での混合気形成を可能にしたものと考えられる。また、低負荷域では供給熱量が少なく、噴射期間も短くなることから、低圧で噴射された DME は、副室で発生した渦流の影響を強く受け、燃焼開始まで副室内に滞留していることが推察され、十分な雰囲気酸素により混合気形成と燃焼が促進されることが考えられる。このため、副室におけるガス交換と燃焼ガスの吐出が速やかに進行する比較的大きな連通孔を用いることにより、高い正味平均有効圧(熱効率)が得られたものと考えられる。

4. 3. 3 副室容積の影響

前項までの実験により、DME 低圧噴射圧縮着火エンジンにおいて、空間的に限られた燃焼室を持つ副室を用いることにより、上死点近傍の燃料噴射で着火遅れ期間の短い燃焼が確認されたことから、混合気形成が促進されていることが実験的に確認でき、このとき、DME 低圧噴射単室(直噴)圧縮着火エンジンでは得られなかった高い正味平均有効圧の維持が可能になった。また、DME は噴射後速やかにガス化することから、噴霧体積が膨張することが推察され、副室内で発生する渦流の影響を受けながら混合気形成と燃焼が促進されることから、比較的大きな連通孔面積比を用いることにより、副室の速やかなガス交換が可能になる。

これまでの実験では副室容積比が $\beta=54.4\%$ であり、供給熱量の少ない低負荷域での実験では、副室内には燃焼反応に十分な酸素が存在していることが推察される。そのため、副室容積は供給熱量に対して、大き過ぎることが考えられ、この影響により、希薄混合気の生成による出力低下や、副室内における冷却損失の増大、渦流の減衰などが懸念される。このようなことから、副室容積は、DME 低圧噴射における混合気形成及び燃焼過程において重要であることが考えられ、本項では、副室容積比をパラメータとして、エンジン性能及び排気ガス特性に及ぼす影響を燃焼状態から検討した。

実験に用いた副室は、副室容積 $V_{dc}=4.4\text{mL}$ と $V_{dc}=7.1\text{mL}$ の2種類であり、副室容積比はそれぞれ $\beta=33.7\%$ と $\beta=54.4\%$ になる。また、副室容積比を変化させても圧縮比 $\varepsilon=18.3$ が変わらない

ように、ヘッドガスケット厚により調整した。このときのピストン上死点とシリンダヘッドのヘッドクリアランスは、副室容積比 $\beta=54.4\%$ で 1.0mm, $\beta=33.7\%$ で 1.8mm になる。連通孔は、前項において比較的大きな連通孔面積比を選択することにより、副室内のガス交換が促進されることから、連通孔面積比 $\alpha=1.94\%$ を選択するべきであるが、前項の実験よりも副室容積が小さくなることから、未燃燃料の主室への流出が懸念されるため、本項における実験では、前項で用いた連通孔面積比 $\alpha=1.29\%$ (連通孔数:1)を用いた。その他の実験条件については、前項と同様に行った。

図4.17に、供給熱量 $Q_f=2.2\text{kW}$ 一定のもと、副室容積比 $\beta=33.7\%$ と $\beta=54.4\%$ の DME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンの正味平均有効圧と排気ガス特性を示す。ここでも前項同様、噴射時期を $IT=20\text{deg.BTDC}$ よりも進角させた場合では、過早着火による激しいノッキングが発生したため運転が制限される。また、噴射時期 $IT=0\text{deg.BTDC}$ 以降の遅角は、失火により運転できない。

いずれの副室容積比を用いた場合でも、噴射時期の遅角により NO_x 排出量が低下しながら正味平均有効圧が改善されているのがわかる。また、 CO 排出量において、多少差異が確認できるが、いずれも 0.1% 以下の極めて低レベルに抑えることができ、 THC 排出量も少ないことから、良好な燃焼が得られているものと考えられる。正味平均有効圧において、副室容積の違いによる差が見られ、副室容積比 $\beta=33.7\%$ の場合、噴射時期の遅角による改善割合が大きい。ここでの実験条件のような、供給熱量が少ない場合では、副室容積

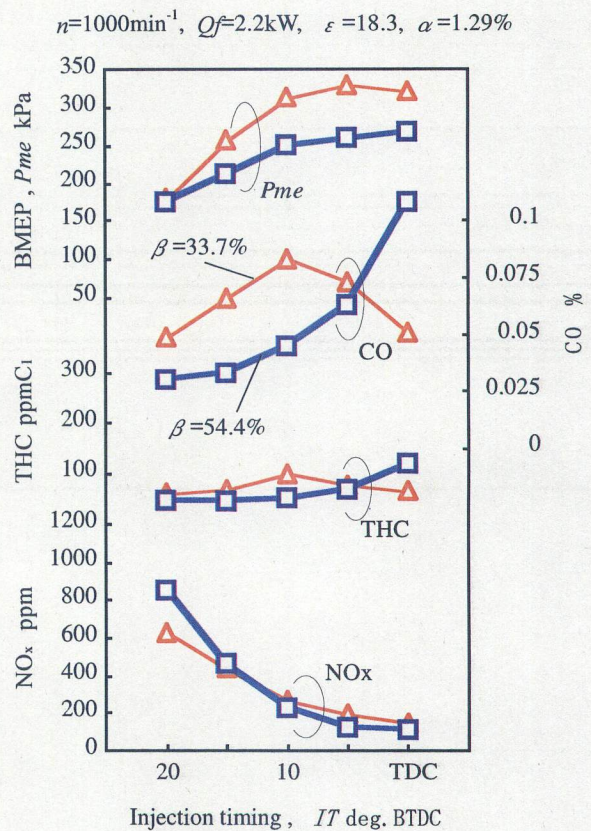


図4.17 DME 低圧噴射における副室式圧縮着火エンジンの性能 (副室容積比の影響)

比 $\beta=33.7\%$ においても燃焼に必要な酸素が副室内に存在し、副室容積が小さくなったことで副室内に発生した渦流の旋回速度が増したものと考えられる。このため、副室容積比 $\beta=33.7\%$ では、 $\beta=54.4\%$ よりも副室内の攪拌作用が増加したことにより、短期間での混合気形成が可能になり、過早着火の影響を受けない上死点近傍での燃料噴射において、良好な燃焼が得られたことが推察される。

図4.18は、図4.17の実験において、各噴射時期における燃焼状態を示す。噴射時期 $IT=20\text{deg.BTDC}$ では、いずれの連通孔面積比の場合もノッキング領域を僅かに回避した噴射時期であることから、燃料噴射後急峻な熱発生率になり、上死点前の激しい燃焼により、 NO_x の増加と同時に正味平均有効圧が悪化したものと考えられる。このため、噴射時期を遅角すること

により、熱発生開始時期が上死点側に遅れることから燃焼平均温度が低下し NO_x が低減される。噴射時期 $IT=10\text{deg.BTDC}$ では、副室容積比 $\beta=33.7\%$ の等容度が $\beta=54.4\%$ よりも僅かに改善されている。供給熱量の少ない実験条件では、この僅かな燃焼状態の差異が図4.17に示す正味平均有効圧に影響を及ぼしたものと考えられる。噴射時期 $IT=0\text{deg.BTDC}$ では、副室容積比 $\beta=33.7\%$ の場合、僅かに着火遅れ期間が短くなっていることから、副室内における短期間での混合気形成が副室容積を小さくすることにより可能になったものと考えられる。この結果、上死点後においても急峻な熱発生が得られ、図4.17に示す正味平均有効圧が得られた。しかし、図4.17で示さ

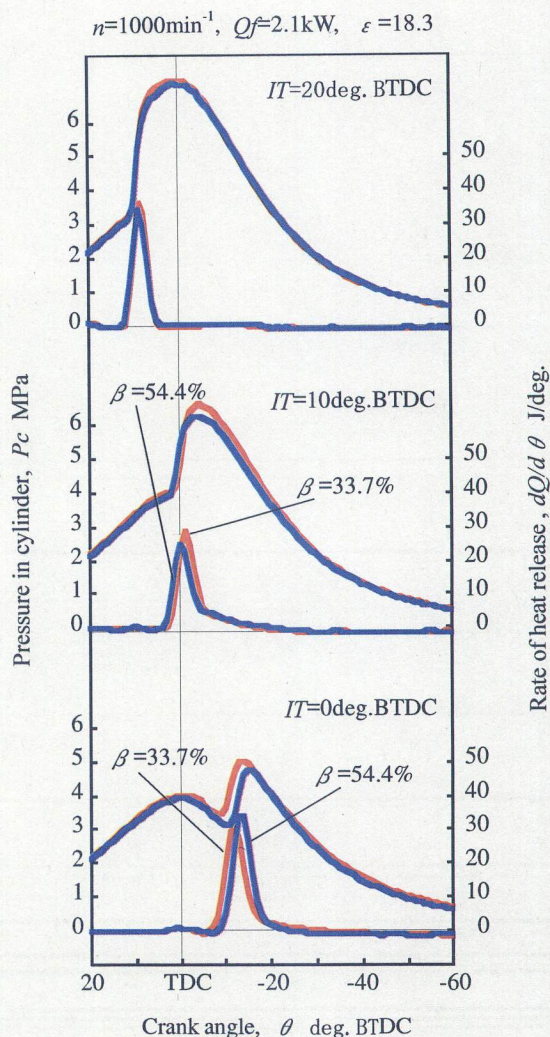


図4.18 DME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンの燃焼状態 (副室容積比の影響)

れた正味平均有効圧の差は、供給熱量の少ない条件ではあるが、圧力履歴で得られた結果では捉えられない別の因子が考えられる。これは、副室と主室での燃焼割合が副室容積により異なることが推察され、副室容積比 $\beta=33.7\%$ の方が燃焼開始後主室への速やかな燃焼ガスの吐出や、主室での燃焼が促進されたことが考えられる⁽⁴⁹⁾。一方、副室容積比 $\beta=54.4\%$ では、副室内での燃焼が進行しながらも、副室における熱損失が大きくなるため、正味平均有効圧が改善されなかったものと考えられる。今回の実験の場合、連通孔条件として連通孔面積比 $\alpha=1.29\%$ の単噴孔であることから、連通孔としては比較的大きいため、圧力伝播により副室及び主室の圧力履歴に差異が現れ難いことから、これ以上の検討をしていない。

このように、供給熱量が少ない低負荷域においては、DMEの燃焼に必要な酸素が確保される容積の小さな副室を用いて、噴射時期を比較的遅く設定することにより、正味平均有効圧と排出ガスが改善できることがわかった。

4. 3. 4 DME 副室式圧縮着火エンジンにおける負荷試験

前項までの実験により、供給熱量が少ない低負荷域におけるDME低圧噴射副室式圧縮着火エンジンにおいて、上死点近傍での燃料噴射でも混合気形成と燃焼が促進され、高い正味平均有効圧の維持と有害排出ガスの低減に効果的であることがわかった。ここでは、DME低圧噴射における副室式圧縮着火エンジンの負荷試験を試み、実用化に向けたDME供給方法の検討をする。

実験は、第3章のDME低圧噴射単室直接噴射圧縮着火エンジンと同様の実験方法で、供給熱量一定時において最も高い熱効率が得られる噴射時期にて計測を行った。このとき、前項までの供給熱量の少ない実験でも明らかのように、DME低圧噴射副室式圧縮着火エンジンの混合気形成は、上死点近傍の燃料噴射においても急速に進行することが可能であることから、その噴射時期は負荷が増加した条件においても $IT=7 \sim 0 \text{deg.BTDC}$ の範囲で実験データが得られており、噴射時期によるエンジン性能への大きな影響はないと考えている。副室末端部形状はいずれもフラットエンド形状とし、副室上流部における連通孔数は1つとした。その他のエンジン状態については、前項までと同じ条件で行っている。

(1) 副室連通孔面積比の影響

図4.19に、DME低圧噴射副室式圧縮着火エンジンの連通孔面積比を変化させたときの負荷性能試験における熱効率と排出ガス特性を示す。また、図中には参考として、これまで報告してきたDME低圧噴射直接噴射式圧縮着火エンジン(DI)の性能線図を併記する。

DME 副室式圧縮着火エンジンの負荷

試験において、いずれの連通孔面積比を用いた場合でも、正味平均有効圧 $P_{me}=600\text{kPa}$ までは、CO 排出量が大きく悪化することはなく、THC 排出量も低負荷域で多少の増加が見られるものの、全域において低い値が得られている。この実験結果から、正味平均有効圧 $P_{me}=600\text{kPa}$ までは、未燃DMEが多量に存在せず、良好な燃焼が進行していることが推察される。また、NO_xは低負荷域から中負荷域にかけて増加の傾向が見られるが、中負荷域以降では200ppm前後の値となった。低負荷域から中負荷域にかけては、供給熱量の増加とともに燃焼が活発になるため、NO_x 排出量が増加するが、中負荷域から高負荷域にかけては、供給熱量が増加するため、燃料の気化潜熱による燃焼温度の低下や、DMEの熱分解成分によるNO_x還元反応が副室内で進行することが推察され、極端なNO_xの増加が見られなかったものと考えられる。副室により燃焼空間が制限されることから、直接噴射(DI)のものよりも局所に濃い混合気が存在することから、副室式圧縮着火エンジンの構造上、NO_x還元反応が進行し易いことが容易に推察でき、結果として、DI圧縮着火エンジンよりも大幅なNO_x低減効果を得られた。中負荷以降においてもNO_xが増加していないのは、供給熱量が増加することにより、当量比の増加とともに相対的に副室内の空気が少なくなったためと考えられる。また、正味平均有効圧 $P_{me}=600\text{kPa}$ までの範囲では、比較的大きな連通孔面積比を用いることにより高

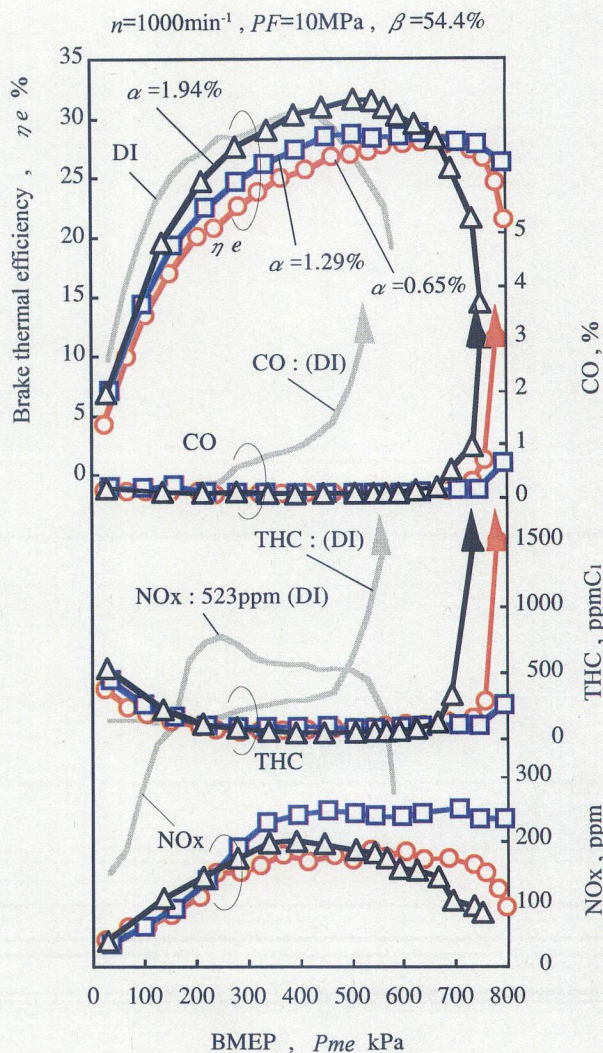


図4.19 DME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンの負荷性能 (連通孔面積比の影響)

い熱効率が得られていることがわかる。正味平均有効圧 $P_{me}=600\text{kPa}$ 以降では、連通孔面積比 $\alpha=1.94\%$ の正味熱効率は著しく低下し、 $P_{me}=750\text{kPa}$ 以降の運転はできない。一方、連通孔面積比 $\alpha=0.65\%$ 及び $\alpha=1.29\%$ の正味熱効率は、 $\alpha=1.94\%$ ほど大きく低下することはない。また、供給熱量が増大した高負荷域においては、連通孔面積比 $\alpha=0.65\%$ 及び $\alpha=1.94\%$ の CO 及び THC 排出量が急増する(このときの CO 及び THC の値が、図中のスケールを超過する範囲については省略している)。連通孔面積比 $\alpha=1.29\%$ の正味熱効率は、供給熱量が増大した高負荷域においても $\eta_e=20\%$ 以下になることはなく、比較的高い熱効率が維持された。このとき、連通孔面積比 $\alpha=1.29\%$ の CO 及び THC 排出量は、全負荷域において低い値が維持されている。

図4.20は、図4.19に示したDME副室式圧縮着火エンジンにおける負荷試験時の正味平均有効圧 $P_{me}=200\text{kPa}$, $P_{me}=400\text{kPa}$, $P_{me}=600\text{kPa}$ の燃焼状態を示した。ここでは、連通孔面積比 $\alpha=1.94\%$ の運転限界が正味平均有効圧 $P_{me}=750\text{kPa}$ であることから、 $P_{me}=600\text{kPa}$ までを比較検討している。

連通孔面積比 $\alpha=0.65\%$ において、負荷を増加させた場合、噴射時期を進角させることにより、正味熱効率の最高点を得ることができる。このとき、供給熱量の増加とともに拡散燃焼が支配的になり、燃焼期間が長くなっているのがわかる。一方、連通孔面積比 $\alpha=1.29\%$ 及び $\alpha=1.94\%$ の場合、供給熱量が増加しても噴射時期の大きな変化はなく、予混合燃焼が主体的であり、正味平均有効圧 $P_{me}=600\text{kPa}$ で僅かに拡散燃焼が見られる程度である。これらの結果から、連通孔面積比 $\alpha=0.65\%$ の場合、連通孔における絞り損失が増大していることが推察され、供給熱量が少ないときには、燃焼に必要な十分な酸素が副室内に存在し、副室内で生成された渦流により早期に混合気が均一化されるため予混合燃焼が支配的になるが、供給熱量が増加した場合、連通孔での絞りによる緩慢なガス交換により副室内における酸素不足が生じ、未燃DMEが主室側に流出することにより、拡散燃焼が確認されたものと考えられる。これに対し、連通孔面積比 $\alpha=1.29\%$ 及び $\alpha=1.94\%$ の場合では、連通孔面積が大きくなったことにより、副室のガス交換が促進され、副室における混合気形成が活発に行われたものと考えられる。このため、供給熱量が増大した高負荷域においても、予混合燃焼割合の大きな燃焼が確認され、急速な混合気形成と燃焼が促進されていることが推察される。また、連通孔面積比 $\alpha=1.29\%$ と $\alpha=1.94\%$ を比較した場合、中・高負荷域において $\alpha=1.29\%$ の方が活発な燃焼が確認される。しかしながら、図4.19における熱効率は連通孔面積比 $\alpha=1.29\%$ の方が低い値になっていることから、 $\alpha=1.29\%$ では副室内において

活発な燃焼が行われながらも、 $\alpha=1.94\%$ よりも燃焼ガスが吐出の際に連通路で絞られていることから副室内での熱損失が大きくなったことや、この影響で被加熱ガス体の比熱容量が変化したことが考えられる。一方、連通路面積比 $\alpha=1.94\%$ の場合、 $\alpha=1.29\%$ ほど急峻な燃焼状態は確認されないことから、連通路面積が大きくなったことにより未燃DMEの主室への流出が推察されながらも、副室内での燃焼促進と並行して主室における未燃燃料の燃焼が進行することにより高い熱効率が得られたものと考えられる。そのため、燃焼空間が広域になることにより、平均燃焼温度が低くなったため、連通路面積比 $\alpha=1.94\%$ のNO_x排出量が $\alpha=1.29\%$ のものよりも低くなったものと考えられる。このような副室式圧縮着火エンジンを用いた未燃燃料の主室への流出は、

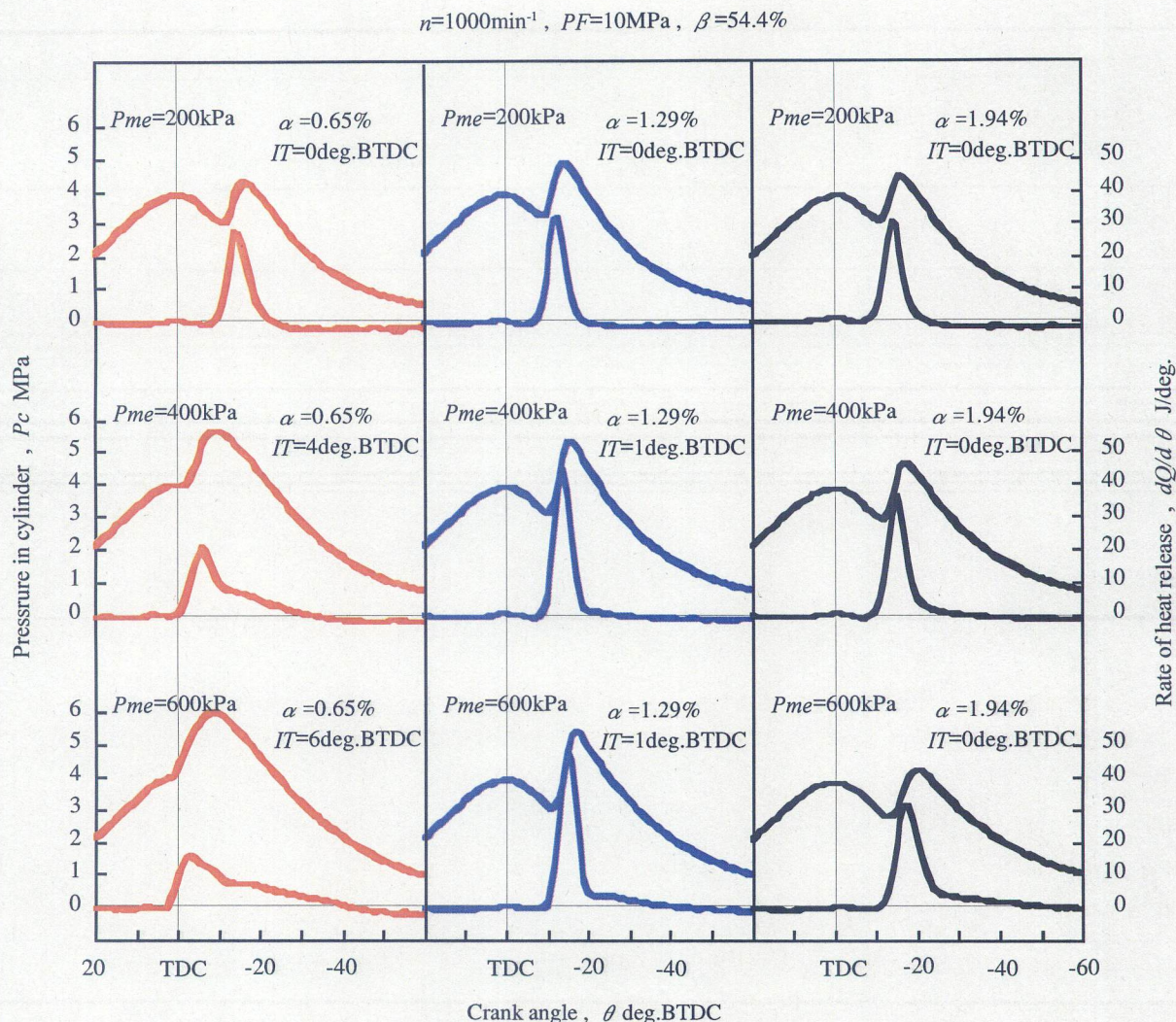


図 4.20 DME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンの燃焼状態
(負荷試験における連通路面積比の影響)

マクロに捉えた熱発生率だけでは評価することが困難であるが、副室条件によっては軽油を用いた場合でも可視化により確認されており⁽⁴⁹⁾、DME 噴霧でも同様の傾向が現れているものと考えられる。

DME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンの負荷試験において、DME 低圧噴射直接噴射圧縮着火エンジンと比較して、全体として低い有害排出ガス特性が得られながらも、低負荷域における正味熱効率が劣る結果となった。これは、副室を有する構造上、燃焼室表面積が単室のものよりも大きくなるため、熱損失が増大していることが考えられ、副室を用いた場合の改善課題としてあげられる。また、連通孔面積比 $\alpha=1.94\%$ において、正味平均有効圧 $Pme=600kPa$ 以降では、供給熱量の増加にともない、未燃 DME の主室への流出量が増加していることが推察され、 $Pme=650kPa$ 以降では正味熱効率が低下し、副室での燃焼も促進されず、著しく CO 及び THC 排出量が増加し、運転領域に制限を受ける。一方、連通孔面積比 $\alpha=0.65\%$ では、絞り損失が増大した結果、供給熱量の増加とともに副室内の酸素不足による燃焼悪化により、正味平均有効圧 $Pme=750kPa$ 以降の正味熱効率が悪化し、未燃成分である CO 及び THC 排出量が増加した。このため、今回の実験条件では、連通孔面積比 $\alpha=1.29\%$ のように、連通孔面積比の大きさは、未燃 DME の主室への流出量が抑えられ、かつ絞り損失が大きく影響を及ぼさない範囲に設定することにより、DME 低圧噴射圧縮着火エンジンの運転領域の拡大と同時に、高い熱効率を維持しながら有害排出ガスの低減が実現できることがわかった。

(2) 副室容積比の影響

DME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンにおいて、DME の燃焼に必要な空気が十分に副室に存在する場合、副室内の燃焼が活発になるものの、副室内における熱損失と NO_x の増大が懸念される。このため、副室は供給熱量に適した副室容積を設定することにより、燃焼後速やかに主室へのガスの吐出が可能になり、エンジン性能を改善することができるものと考えられる。このような副室容積の影響を検討するため、(1) で高負荷まで運転が可能であることが確認された連通孔面積比 $\alpha=1.29\%$ を用いて、エンジン回転速度一定のもと負荷試験を行った。

図4.21に、副室容積比を変化させたDME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンの負荷試験における正味熱効率及び排出ガス特性を示す。実験における各データは、(1)の連通孔面積比の影響の実験方法と同様で、供給熱量一定時における最大出力が得られる噴射時期において得られたものであり、このときの噴射時期の範囲は $IT=4 \sim 0deg$. BTDC であった。また、図には図4.19同様、

DME 低圧噴射直接噴射圧縮着火エンジンの性能線図を併記した。

図から、低負荷域から中負荷域にかけて、副室容積比 $\beta=33.7\%$ の正味熱効率は、 $\beta=54.4\%$ のものよりも高い値が得られている。このとき、未燃成分である THC 及び CO の排出量は極めて少ないことから、良好な燃焼が得られていることが推察される。また、副室容積比 $\beta=33.7\%$ の NOx 排出量は、正味平均有効圧 $Pme=300\text{kPa}$ で 120ppm の最大値を示す程度である。これは、副室容積が小さくなったことにより、副室内における当量比が相対的に増加するため、副室容積比 $\beta=54.4\%$ よりも HC による NOx 還元反応が進行し易い条件であること、さらに、主室まで燃焼空間が広がったため、燃焼平均温度が低下したことが考えられる。このとき、DME 低圧噴射(単室)直接噴射圧縮着火エンジンの性能と比較しても、大幅な NOx 低減効果を得ながらも、高い熱効率を維持できることがわかる。しかし、供給熱量が増加した中負荷域から高負荷域にかけては、副室容積比 $\beta=33.7\%$ の正味熱効率は低下し、未燃成分である THC 及び CO の排出量が増加する結果となった。ここで、副室容積比 $\beta=33.7\%$ の実験データは正味平均有効圧 $Pme=720\text{kPa}$ までしか示されていないのは、燃焼不良による運転限界であったためである。また、副室容積比 $\beta=33.7\%$ の THC は、図で示したスケールを超過したため、これ以上の実験データは省略している。供給熱量が増加した場合、副室容積比 $\beta=33.7\%$ では副室内に燃焼に必要な酸素が不足し、混合気形成ができず、主室に未燃燃料とし

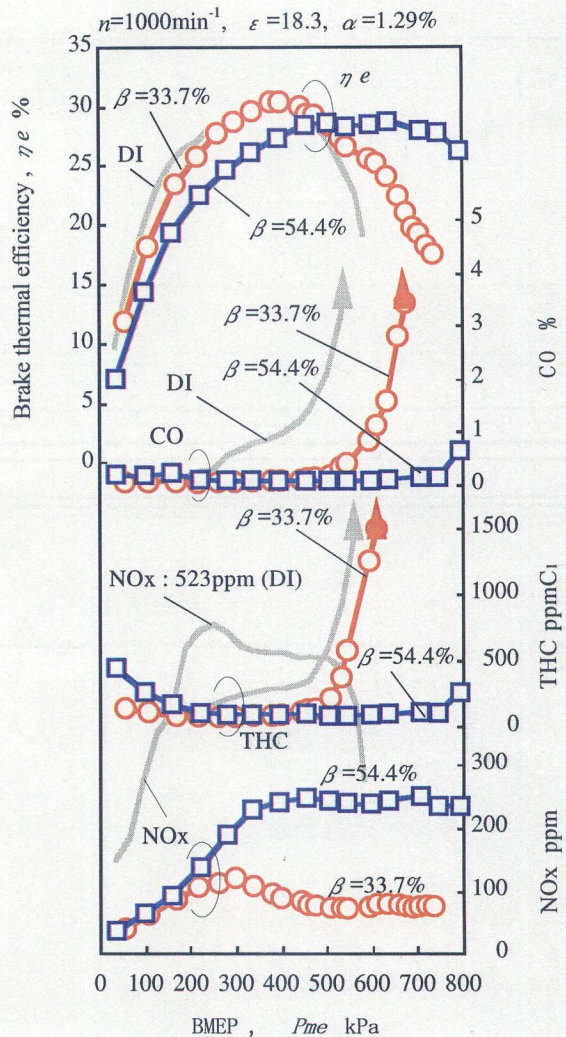


図 4.21 DME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンの負荷性能 (副室容積比の影響)

て流出したていることが考えられる。また、主室側では、スワールのようなガスの攪拌作用が働いておらず、ピストンヘッドもフラットなため、主室での燃焼促進が期待できない。しかしながら、その性能は、DME 低圧噴射直接噴射圧縮着火エンジンの性能よりも改善され、運転範囲においても拡大されていることがわかる。一方、副室容積比 $\beta=54.4\%$ の場合、副室容積比が大きいため熱損失の影響を受けることから全体として低い正味熱効率でありながらも、副室内において燃焼に必要な十分な酸素が存在するため、供給熱量が増加した高負荷域においても、短期間での混合気形成が可能になったものと考えられる。このため、高負荷域では、未燃成分である THC 及び CO 排出量が抑えられ、著しく正味熱効率が悪化することもなく運転することが可能になり、供給熱量が増加しても運転制限を受けない。

図 4.22 は、図 4.21 の DME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンの負荷試験における燃焼状態を示したものである。前述したように、副室容積比 $\beta=33.7\%$ において、正味平均有効圧 $P_{me}=750\text{kPa}$ で運転制限を受けることから、ここでは、 $P_{me}=600\text{kPa}$ までの比較をした。

正味平均有効圧 $P_{me}=200\text{kPa}$ において、副室容積比 $\beta=33.7\%$ における噴射時期は $IT=4\text{deg.BTDC}$ であり、 $\beta=54.4\%$ では $IT=0\text{deg.BTDC}$ で、それぞれ最も高い熱効率が得られた。副室容積比 $\beta=54.4\%$ において、4.3.3 でも述べたように、供給熱量が少ない低負荷域での実験では、噴射時期 $IT=5\text{deg.BTDC}$ での燃焼は上死点付近で熱発生が得られ、このときの熱発生率の最大値は、他の噴射時期のものに

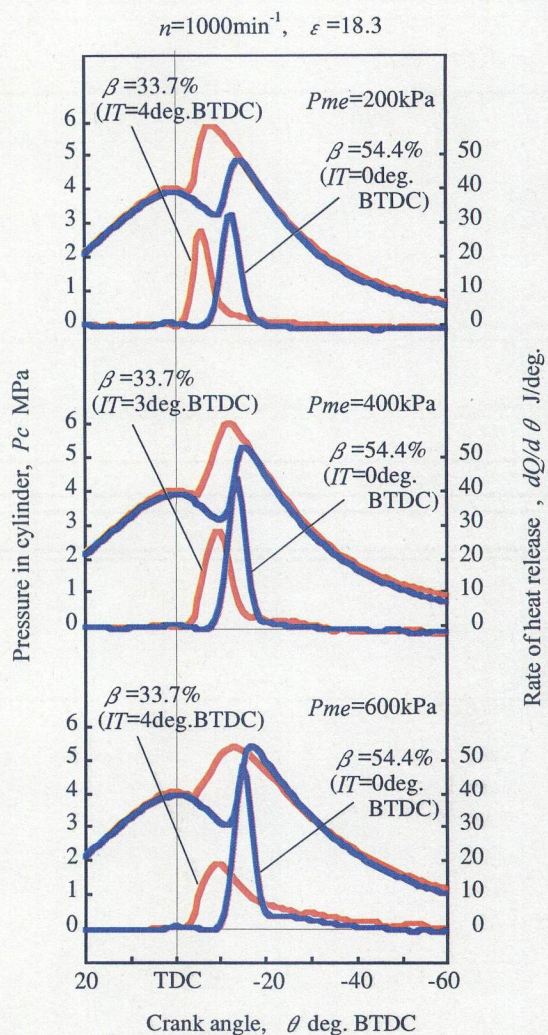


図 4.22 DME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンの燃焼状態 (負荷試験における副室容積比の影響)

比べて小さくなる傾向がある。そのため、噴射時期 $IT=0\text{deg. BTDC}$ において上死点後の燃焼であるにもかかわらず、その熱発生量は大きく、燃焼も急峻であるため最高出力が得られた。一方、副室容積比 $\beta=33.7\%$ の場合、噴射時期による熱発生率の最大値が $\beta=54.4\%$ ほど大きく変化することはなかった。そのため、噴射時期を $IT=4\text{deg. BTDC}$ 付近に設定することにより、等容度が改善され最高出力が得られた。このような噴射時期の影響は、供給熱量を増加させた場合においても同様であり、副室容積比 $\beta=33.7\%$ の噴射時期は、 $\beta=54.4\%$ のものよりも進角させることにより最も高い熱効率が得られる。これは、副室容積比を小さくすることにより、副室内に発生する渦流の旋回速度が増加することから、急速な混合気形成と燃焼が促進され、副室内での燃焼後速やかに主室に燃焼ガスが吐出したためと考えられる。これは、副室容積比 $\beta=33.7\%$ の着火遅れ期間が、 $\beta=54.4\%$ のものよりも短くなっていることから説明できる。

正味平均有効圧 $Pme=400\text{kPa}$ では、副室容積比 $\beta=33.7\%$ の熱発生率の立ち上がりが緩やかになり、燃焼の後半で拡散燃焼が確認される。これは、供給熱量が増加したことにより副室内の酸素が相対的に減少し、主室での燃焼割合が増加したことが推察される。その結果、燃焼時において副室内の酸素量が低下すると同時に、未燃 HC 量の増加により NO_x 還元反応が進行したため、 NO_x が低下したものと考えられる。副室容積比 $\beta=54.4\%$ では、副室内で活発な混合気形成及び燃焼が進行した結果、予混合燃焼が支配的な燃焼状態が確認された。

正味平均有効圧 $Pme=600\text{kPa}$ では、副室容積比 $\beta=33.7\%$ の熱発生率において、緩慢な燃焼が確認できる。これは、副室内に発生する急速な渦流により、噴射初期の DME は、短時間で混合気形成がなされ燃焼を開始するため、比較的短い着火遅れ期間でありながらも、供給熱量が増加したことにより、噴射後期の DME は、副室内で混合気形成及び燃焼の促進がなされずに、燃焼ガスとともに主室へ流出したことが考えられる。主室においては、ピストン形状がフラットであることから、主室での混合気形成及び活発な燃焼は期待できず、過剰な未燃燃料の流出が緩慢な燃焼として現れたものと考えられる。この結果、図 4.21 で示すように未燃成分である THC 及び緩慢な燃焼による CO の排出量が増加した。一方、副室容積比 $\beta=54.4\%$ では、供給熱量が増加した正味平均有効圧 $Pme=600\text{kPa}$ においても急峻で予混合燃焼割合の大きな燃焼が得られている。また、未燃成分である THC 及び CO の排出量も極めて低い値が示されていることから、副室容積比 $\beta=54.4\%$ の副室を用いることにより、副室内の十分な空気と DME 噴霧を副室内に滞留させることができ、DME 噴霧内への空気導入が促進されることにより、供給熱量が増加した高負荷域の

運転においても、高い熱効率が維持できたものと考えられる。しかし、副室内の活発な燃焼により NOx 排出量は増加した。

図4.23は、図4.21のDME低圧噴射副室式圧縮着火エンジンの実験データを空気過剰率で整理したものである。図より、副室容積比 $\beta=33.7\%$ における混合気希薄側の正味熱効率は、 $\beta=54.4\%$ のものよりも高い値が得られているのがわかる。これは、副室容積比 $\beta=33.7\%$ でも十分に燃焼に必要な空気が副室内に存在していることが推察でき、副室容積が小さいことで、副室内に発生する渦流回転速度が増加しながら、急速な混合気形成を可能にし、燃焼室表面積が小さくなることで、副室内の熱損失が低減された結果、高い熱効率が得られたものと考えられる。

また、副室のガス交換が完全に行われるものと仮定した場合、副室容積比 $\beta=33.7\%$ では、空気過剰率 $\lambda=2.96$ 、 $\beta=33.7\%$ では $\lambda=1.84$ で、それぞれ副室内で理論空燃比が得られる計算になる。このときの空気過剰率を図で見ると、それぞれ最高の正味熱効率の値が得られている点であることがわかり、同時にこの空気過剰率よりも過濃側の THC 及び CO を見ると増加傾向が示される。このことから、DME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンにおいて、空間的に限られた燃焼室を持つ副室内では、渦流の利用による早期の混合気形成が可能になることから、副室内で理論空燃比

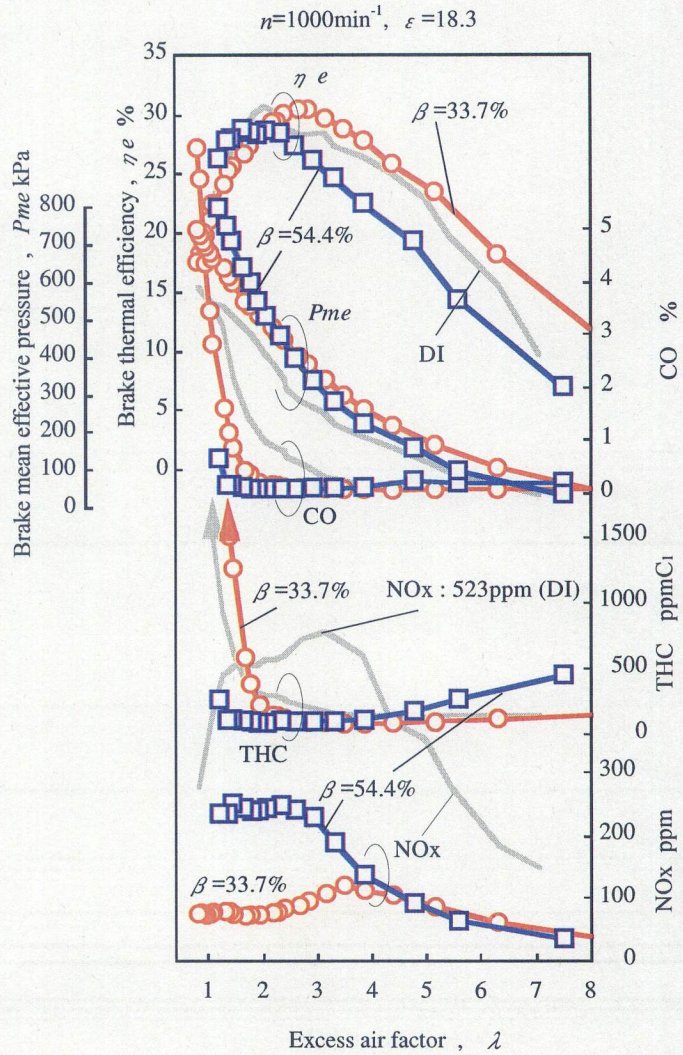


図4.23 DME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンにおける負荷性能

が得られ易い供給熱量に適した副室を用いることにより、高い熱効率が得られる。また、副室内での空燃比が過濃側になる場合は、副室内での混合気形成が限界を迎えることになるので、未燃成分が燃焼ガスとともに噴出し、THC及びCOの増加とともに正味熱効率が低下する。また、NO_xは、副室を用いることにより、副室内での比較的濃い混合気が形成されることから、HCによるNO_x還元反応が作用することと同時に、燃焼時における主室への燃焼空間の増大や、燃焼壁面による熱損失増加による温度低下により、直接噴射のものよりも大幅な低減が可能になった。

4. 4 結言

第3章において、DME 低圧噴射圧縮着火エンジンにおける混合気形成のため、シリンダ内ガス流動(スワール)が有効であることが示唆された。しかしながら、小型圧縮着火エンジンを対象とした場合、スワローなどの付加装置なしにスワール比を向上させるには限界がある。そのため、前章においてはスワール比 $SR=4.0$ までしか向上させることができず、上死点近傍での燃料噴射の場合では、さらにスワール比を増加させる(シリンダ内のガス流動を活発にさせる)ことが、混合気形成及び燃焼を促進させる手段として有効であるという見解を得た。

このような背景から、第4章では、DME 低圧噴射における混合気形成促進のため、ガス流動を向上させる手段として、副室式圧縮着火エンジンを用いた。副室式圧縮着火エンジンは、空間的に制限された燃焼室(副室)を有することにより、副室で生成される渦流を混合気形成に積極的に利用でき、DME 噴霧内への空気導入の促進を図るものである。

DME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンにおけるパラメータとして、燃料圧力、噴射時期、副室末端部形状、連通孔面積比、副室容積比を変化させ、このときのエンジン性能及び排気ガス特性をシリンダ内圧力より求めた燃焼解析を通じて検討を行った。さらに、実用運転範囲を検討するため負荷試験を行うことにより以下の知見を得た。

- (1) 副室式圧縮着火エンジンを用いることにより、DME 低圧噴射においても上死点近傍での燃料噴射が可能になり、上死点に近い噴射時期を選択することにより、高い正味平均有効圧と低NO_x化が実現できる。
- (2) これは、DME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンの着火遅れ期間が短いことから、噴射後早期に混合気が形成されていることが推察され、急峻な燃焼が得られながら、噴射時期により容易

に燃焼時期を制御できるためである。

- (3) また、このような急峻な燃焼反応が得られることから、未燃成分である THC や CO の排出は直接噴射に比べ少ない。
- (4) DME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンにおける燃料圧力(噴霧特性)は、副室内で強い渦流が生成されていることが推察できることから、燃焼状態に対して大きな影響を及ぼさないが、高負荷・高回転に対応する燃料噴射系の確立としては、噴射期間が短い方が混合気形成に必要な時間を確保できることから、比較的高い燃料圧力の設定が有効であることが容易に推察できる。
- (5) 副室の末端部形状がフラットエンドの場合、副室末端部において幾分内部 EGR が得られ易くなることが推察され、噴射時期 $IT=20\text{deg.BTDC}$ 付近でのエンジン性能及び排気ガス特性が改善されるものの、噴射時期ほどの影響はなく、主室側でのシリンダ内圧力による燃焼解析では、その影響が確認されなかった。
- (6) このことから、DME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンにおける燃焼は、特に副室上流部(主室側)のパラメータが強く影響することを意味している。これは、オリジナル(市販)の連通孔を用いた場合、副室と主室の圧力履歴に差異が確認されることから判断でき、臨界圧力比以下であることから、連通孔における絞り損失が増大していることがわかった。
- (7) DME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンにおける副室連通孔は、比較的大きな連通孔面積比を用いることにより、副室内のガス交換が促進されるため、比較的遅い噴射時期においても早期の混合気が形成され、高い正味平均有効圧の維持が可能になる。
- (8) しかし、連通孔面積比を大きくすることにより、副室内に発生する渦流旋回速度が低下することが推察され、特に、供給熱量が増加した高負荷域においては、連通孔面積が大きくなることにより未燃燃料が主室へ流出し易くなるため、THC 排出量の増加とともに、緩慢な燃焼が確認される。
- (9) 連通孔面積比の影響として、未燃燃料が主室に流出しない(THC の増加が見られない)範囲で、できる限り大きな連通孔を用いることにより、副室のガス交換と副室内における混合気形成及び燃焼が促進される。
- (10) DME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンにおける副室容積は、副室内で理論混合比を形成するための空気量を確保できる容積が必要であり、理論混合比が形成できる副室容積の範囲であれ

ば、その副室容積比は小さい方が高い熱効率が得られる。

- (11)これは、副室容積を小さくすることにより、副室内に発生する渦流旋回速度が増加するため、DME噴霧内における空気導入が活発になり、混合気形成及び燃焼が促進されることと同時に、燃焼室(副室)表面積が小さくなることにより熱損失が低減するためと考えられる。
- (12)そのため、供給熱量が増加した高負荷では、副室容積比が小さい場合は、副室内の燃焼ガスが未燃燃料とともに主室へ流出するため、未燃成分である THC が多量に排出され、緩慢な燃焼により CO も著しく増加する。
- (13)副室を小さくすることにより、副室内で濃い混合気を形成することができることから、急峻な燃焼が確認されながらも、HCによるNO_x還元反応が進行することや、燃焼ガスが速やかに主室に吐出されることにより、急激に燃焼空間が広がるため、燃焼ガス温度が低下することが推察され、結果としてNO_x排出量を抑えることができる。
- (14)DME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンは直接噴射(単室)圧縮着火エンジンと比較して、同じ燃料噴射系を用いながらも、運転領域の拡大が可能になり、高い熱効率を維持と有害排出ガスの低減に効果がある。特に、上死点近傍での燃料噴射における未燃成分(THC 及びCO)とNO_xにおいては、噴射時期及び副室パラメータの設定により大幅な低減が可能になる。
- (15)副室を用いた場合では、副室における熱損失が問題になるが、副室パラメータ(副室容積比、連通孔面積比、連通孔数など)の最適化により、熱損失の低減が期待でき、燃料噴射系に大きく依存しない燃焼が得られることから、小型圧縮着火エンジンには有効な手段である。

第5章 結論

内燃機関は、熱エネルギーを運動エネルギーに変換する熱機関の中で、小型、軽量といった特徴を備え、高い熱効率を持つ代表的な熱機関である。ガソリンエンジンやディーゼルエンジンは、自動車などを代表とした産業用エンジンとして大量生産され、大衆化することによって経済成長とともに社会を支えてきた。これらのエンジンは、出力、燃費率及び加速性の向上、あるいは信頼性の改善によってめざましく進歩を遂げ、現在では幅広い分野で多く使用されるようになった。また、使用される燃料は、個々のエンジンに最適な形に調整され、両者が互いに影響を及ぼしながら発展を遂げ、現在に至っている。

近年、大都市やその周辺地域では自動車の交通量が増大し、輸送体系のトラックへの依存度が拡大する状況にあつて、NO_xとSPMの大気中濃度が環境基準を上回る箇所が増え、沿道住民に深刻な健康被害をもたらしている。また、地球温暖化の防止に関連して抑制が強く求められているCO₂については、自動車排気ガスの寄与度が増大しつつある。このような状況において、自動車に対しては有害排出ガス低減とCO₂排出量の削減、すなわち燃費向上との両立という二律背反的な課題が課せられている。特に、自動車からの排出ガスに関して、トラック・バス等のディーゼル車は、自動車全体のNO_x排出量のうち約5割を排出し、PMは約6割を占めている。中でも、都市内物流に大きな比重を占めつつある積載量2～3トン程度の小型ディーゼルトラックが大幅な増加傾向にあり、大都市を中心に大気環境への悪影響が懸念されている。ディーゼル車に対しては、これまでの数次に及ぶ排出ガス規制の強化により低公害化が段階的に図られてきたが、エンジン燃焼におけるNO_xとPMは相反する排出特性を持つため、両者の低減はほぼ限界に近づきつつある。また、DPFなどの排出ガスの後処理技術によるNO_xの低減が期待されているが、触媒に対して黒煙は微粒子の付着・堆積、硫黄酸化物による被毒を引き起こすため、ディーゼル車の低公害化は困難な状況にある。

このような状況の中、大気環境改善及び省エネルギー化へのアプローチとして、高い熱効率を有するディーゼルエンジンの低公害化は社会的貢献度が高く、その方法として、燃焼過程における黒煙生成の低減化が望まれる。そのようなエンジンの有力な候補として、ディーゼル代替燃料であるDMEを用いた圧縮着火エンジンがあり、DMEの燃料特性により高い熱効率を維持しながらも黒煙を排出しない良好な排気ガス特性が得られることが報告されている⁽¹⁰⁾⁽¹⁴⁾⁽¹⁸⁾⁽³¹⁾。また、

DMEは低沸点、低粘度の性状を併せ持ち、燃焼特性の解明とともに燃料供給系における研究が進められている⁽¹⁵⁾⁽¹⁷⁾⁽²³⁾。これらDME圧縮着火エンジンに関する研究は、その排出ガス量の多さから大型(大排気量)エンジンのものが多く、排出ガスの占める割合が多いことから、短期的に大気汚染に対する改善効果が期待される。一方で、中・長期的な大気環境の改善を検討する場合、その生産台数及び出荷台数から試算して小型ディーゼルエンジンも無視することはできない。現状では、小型圧縮着火エンジンのディーゼル代替燃料の利用は、その排出ガス量が少ないことから軽視されがちであると同時に、エンジン開発における低コスト化などの制限を受けることから、これら課題への取り組みは、大型圧縮着火エンジンにおける開発及び生産が確立した後に考慮されることが容易に推察できる。また、小型圧縮着火エンジンは、DPFなどの排気後処理装置の装着が空間的、コスト、重量等の課題に制限されるため、燃焼過程における排気ガス改善が絶対条件になり、ディーゼル代替燃料の利用技術を検討することが有効である。

そこで本研究では、小型圧縮着火エンジンにおけるディーゼル代替燃料の利用技術としてDMEに着目し、DME圧縮着火エンジンの燃料供給方法の検討として、ガソリン直噴技術を援用した簡易で制御性の高い燃料噴射系を構築し、このときのエンジン性能及び排気ガス特性をシリンダ内圧力による燃焼解析とともに検討することにより、小型圧縮着火エンジンにおける高効率、低公害化を図った。

DME圧縮着火エンジンの実験では、予備実験として、レトロフィットディーゼルエンジンにDMEを適用した場合の基本的なエンジン性能及び排気ガス特性を把握するため、ジャーク式燃料噴射ポンプを用いたDME圧縮着火エンジンにおける燃料噴射時期とノズル開弁圧力、スワール比における各因子が、エンジン性能及び排気ガス特性に及ぼす影響を調べた。本実験では、予備実験により得られた結果に基づき、小型圧縮着火エンジンにおける燃料供給方法として、ガソリン直噴技術を援用したDME低圧噴射を試み、DME低圧噴射圧縮着火エンジンの性能及び排気ガス特性を把握し、シリンダ内圧力による燃焼解析により混合気形成過程及び燃焼過程における問題点の整理と改善方法について検討をした。また、DME低圧噴射圧縮着火エンジンにおける混合気形成及び燃焼に必要な条件とその効果を明確にするため、燃焼系パラメータを変化させたときのエンジン性能及び排気ガス特性に及ぼす影響を調べた。ここで、DME低圧噴射時における混合気形成及び燃焼促進において、シリンダ内ガス流動の積極的利用が最も有効である知見が得られた。このため、エンジンの構造により容易に強い渦流の生成が可能である副室式圧縮着火エンジ

ンへのDMEの適用を試みた。さらに、DME低圧噴射副室式圧縮着火エンジンにおける混合気形成過程及び燃焼過程を詳細に調査するため、副室パラメータ(副室末端部形状、連通孔面積比、副室容積比)がエンジン性能及び排気ガス特性に及ぼす影響をシリンダ内圧力による燃焼解析を行うことにより検討を行った。

本研究で得られた成果を要約すると以下の通りである。

5. 1 結果の概要

DMEをディーゼルエンジンに適用した場合、高い熱効率を維持しながらも、無煙運転が可能であることは、予備実験においても確認された。しかし、燃料噴射系における潤滑及び漏れの問題は解決されず、低位発熱量が低いことから、高負荷域における供給熱量不足が懸念される。供給熱量不足は、燃料噴射系に依存しながらも、絶対供給熱量が少なくて済む小型圧縮エンジンにおいては、燃料噴射系のサイズアップなどの対策により比較的容易に解決できる問題であると言える。また、その燃焼状態は、スワールなどのシリンダ内ガス流動の積極的利用により着火遅れ期間が短くなることから、比較的低いノズル開弁圧力においても良好な燃焼状態が得られることがわかった。これは、噴射初期の低い燃料圧力においても、積極的な噴霧内への空気導入が可能になり、混合気形成と燃焼が促進されるためと考えられる。一方、ノズル開弁圧力の高圧化は、噴射初期のペネトレーションが強くなり、噴霧の運動モメンタムが大きくなるので、シリンダ内ガス流動の効果が得られ難く、噴霧内への空気導入が緩慢になることが考えられ、着火遅れ期間が長期化する傾向があることが予備実験により明らかになった。

レトロフィットディーゼルエンジンにDMEを適用した予備実験により、ノズル開弁圧力を低く設定したことによる噴射初期の低圧の燃料噴射において、シリンダ内ガス流動を利用した燃焼が進行していることが推察されることから、小型圧縮着火エンジンにおけるDMEの利用技術として、ガソリン直噴インジェクタを用いたDME低圧噴射圧縮着火エンジンの構築とともに性能試験を試みた。DME低圧噴射圧縮着火エンジンは低負荷から高負荷における広い負荷範囲において無煙運転が可能であることを確認し、以下の知見を得た。

- (1) 供給熱量の少ない領域において、DME低圧噴射圧縮着火エンジンにおける噴射時期を吸気行程末期から圧縮上死点の範囲で変化させた場合、予混合圧縮着火燃焼が得られる噴射時期、予

混合圧縮着火燃焼からディーゼル燃焼へ移行する変移時期、ディーゼル燃焼が得られる噴射時期の3パターンの燃焼状態が得られることがわかった。予混合圧縮着火燃焼では、吸気管予混合吸入圧縮着火燃焼と同様の特性が得られ、熱効率が大きく悪化することなしに、極めて低いNO_x排出ガス特性が得られた。予混合圧縮着火燃焼で問題とされるTHCの排出は、他の燃焼パターンと比べ多量ではあるものの、噴射時期の遅角とともに低減されることが確認されたことから、燃料噴射時のクエンチ領域がTHC排出量に大きく影響を及ぼしていることが考えられる。また、このときの燃焼特性は、燃料圧力に大きく影響されることはなく、低温酸化反応と高温酸化反応の発現が確認された。予混合圧縮着火燃焼からディーゼル燃焼へ移行する変移時期では、低温酸化反応が小さくなりながら、高温酸化反応が活発になる反応が示された。しかし、その発生時期は噴射時期に対して鈍感であり、高温酸化反応の発生時期が大きく遅角することなく、熱効率が改善されずにNO_x排出量が増大する。低温酸化反応が僅かに確認される程度まで噴射時期を遅角すると、ディーゼル燃焼に移行する。このような反応過程から、低温酸化反応は高温酸化反応の発現に影響を及ぼしていることが考えられる。ディーゼル燃焼に移行した後では、噴射時期を遅角することにより、NO_x排出量が低下しながら、高い正味平均有効圧が得られた。しかし、DME低圧噴射の場合、ディーゼル燃焼では上死点近傍の燃料噴射における活発なDME噴霧内への空気導入が得られないため、比較的早期に燃料を噴射することにより、混合気形成時間を稼ぐ必要がある。このため、正味平均有効圧の最高値が得られた噴射時期よりも遅角した場合には、十分な混合時間が得られないため、緩慢な燃焼とともに、THC排出量が増加しながら正味平均有効圧が著しく低下した。

- (2) 前実験によるDME低圧噴射圧縮着火エンジンにおいて、高い正味平均有効圧が維持できる期間は狭く、実用化を考慮した場合には問題がある。燃焼状態が予混合圧縮着火からディーゼル燃焼に変移する噴射期間において、低温酸化反応が高温酸化反応の促進に寄与していることが推察されたことから、上死点近傍の燃料噴射時の性能改善を行うため、予混合アシスト(吸気管予混合吸入+直接噴射による燃料供給方法)を行った場合の性能試験を試みた。その結果、予混合率により低温酸化反応量が増加することが確認され、低温酸化反応が増加することにより、高温酸化反応が活発になることが実験的にわかった。しかし、総供給熱量一定の条件では、予混合率の増加とともに低温酸化反応量が増加しながらも、高温酸化反応量が

減少することから、正味平均有効圧の大幅な改善には至らなかった。また、上死点近傍での燃料噴射における正味平均有効圧の著しい低下は、高い予混合率のものほど抑えられたが、今回の実験条件では大きな改善効果は得られなかった。

- (3) DME 低圧噴射圧縮着火エンジンにおける上死点近傍における燃料噴射時の混合気形成及び燃焼の促進を図るため、スワールの影響を調査した。スワール比を $SR=3.6$ (オリジナル) と $SR=4.0$ の2通りで実験を行った結果、高スワール化することにより、着火遅れ期間が短くなる燃焼形態が確認され、著しい正味平均有効圧の低下を改善できることがわかった。これは、THC 排出量が改善されたことから明らかなように、DME 低圧噴射における噴霧内への空気導入が活発になり、混合気形成と燃焼が促進されたことを意味する。しかしながら、スワール比 $SR=4.0$ では、十分な実用レベルの性能改善には至らなかった。ここでは、スワール比 $SR=3.2$ から $SR=4.0$ に変えた僅かな高スワール化であったにもかかわらず、その効果が確認されたことから、さらに高スワール化を図ることにより、混合気形成と燃焼の促進が期待できる。
- (4) スワール比 $SR=4.0$ での DME 低圧噴射圧縮着火エンジンにおける負荷試験では、低負荷域においては、供給熱量も少なく十分な空気が噴霧雰囲気中存在するため、高い正味平均有効圧の維持が得られるが、高負荷域においては、供給熱量及び噴射期間の増加とともに、スワール比 $SR=4.0$ では十分なガス流動の効果が得られず、混合気形成及び燃焼が促進されない。このため、未燃燃料成分である THC 排出量が著しく増加しながら、緩慢な燃焼により CO が増加した。
- (5) 単室によるシリンダ内空気流動の強化は、小型圧縮着火エンジンにおいてはスワール比 $SR=4.0$ が限界であったため、燃焼室において渦流を生成することができる副室式圧縮着火エンジンへの DME の適用を試みた。空間的に制限された副室を用いることにより、DME 噴霧内への空気導入が促進されることがわかり、連通孔面積比 $\alpha=0.65\%$ 、連通孔数4つの場合、副室内の燃焼が主室の燃焼よりも先行していることから、副室内に発生する渦流が混合気形成の促進に効果的であることが明らかになった。この結果、単室では不可能であった上死点近傍における燃料噴射による DME 低圧噴射圧縮着火燃焼が実現できた。このとき、正味平均有効圧も高く、十分実用可能な値が得られた。また、活発な燃焼が確認され、THC 及び CO の排出量は極めて低い値が得られた。このとき、NO_x も単室のものに比べ低い値が得られる。これは、局部的(副室内)に濃い混合気が形成されることから、活発な燃焼が得られながらも、HC に

よるNO_x還元反応が進行することや、副室の構造上、燃焼室表面積が増大したことにより熱損失が増加し、燃焼温度が低下したこと、さらには、燃焼開始後、燃焼ガスが主室へ噴出することから一気に燃焼空間が広がり、燃焼温度が低下することなどが考えられる。

(6) 副室末端部形状の影響は、排気ガスにおいて極めて低いレベルで僅かに差異が確認されるものの、主室側の圧力履歴に対して大きな影響を及ぼさないことが確認されたことから、出力特性及び排気ガス特性における影響は小さい。このため、副室パラメータは、副室上流側(主室側)の影響が支配的になることが容易に推察される。

(7) DME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンにおける副室パラメータとして、連通孔面積比の影響を調査した結果、通常のディーゼルエンジンで用いられている連通孔面積比 ($\alpha=0.8\%$ 以下程度) では、連通孔部における絞り損失が増大することがわかり、副室条件(連通孔面積比 $\alpha=0.65\%$ 、連通孔数4つなど)によっては、主室及び副室の圧力履歴において臨界圧力比以下になることがあることから、連通孔面積比は比較的大きな値を設定する必要があることがわかった。これは、DME 噴霧は噴射と同時に噴霧体積が膨張しながら混合気形成が進行することから、副室内で燃焼条件が整った場合では、急速に拡散火炎が広がるため、副室内のガス交換が速やかに進行させる必要があるものと考えられる。また、極度に大きな連通孔面積比を設定した場合は、混合気が形成される前に未燃燃料が主室側に流出する。特に、高負荷域においては、供給熱量が増加するため、混合気形成が進行せず、緩慢な燃焼とともに未燃燃料である THC が増加し、失火による運転限界を迎える。今回の DME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンにおける実験条件では、連通孔面積比 $\alpha=1.29\%$ を用いることにより、ディーゼルエンジンと同程度の運転負荷領域を確保することができた。

(8) DME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンにおける副室容積比の影響では、副室内において理論空燃比が形成できる十分な空気が必要であり、この空気量が確保できれば、できるだけ小さい副室容積の方が、渦流回転速度が増加させることができることから急速な混合気形成及び燃焼促進が可能になる。副室容積が小さ過ぎる場合は、混合気形成のための十分な空気を副室内で確保できないことから、未燃燃料が主室側に流出し、緩慢な燃焼とともに THC 排出量が増加するため、燃焼不良により運転限界になる。そのため、回転範囲の広い実エンジンでの設定では、副室容積を可変にすることは困難であるため、高負荷時や使用する運転条件の頻度の供給熱量にあわせ副室容積を決定する必要があるが、発電機や農耕機器等で用いる場

合は、使用回転や負荷が比較的一定であるため、理論空燃比を確保できる空気量を有する副室容積の設定が可能である。

(9)DME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンにおいて、今回の実験条件では、正味平均有効圧 $Pme=200kPa$ 程度の低負荷域では、連通孔面積比 $\alpha=1.94\%$ 、副室容積比 $\beta=33.7\%$ 、が最も高い熱効率が得られ、 $Pme=400kPa$ 程度の中負荷域では、 $\alpha=1.29\%$ 、 $\beta=33.4\%$ 、 $Pme=600kPa$ 程度の高負荷域では、 $\alpha=1.29\%$ 、 $\beta=54.4\%$ で高い熱効率が得られることがわかった。

(9)の結果を図5.1に示す。また、参考として、図5.2には、ディーゼルノズルを用いた場合の全負荷域において最も良好な熱効率が得られるDME直噴レトロフィットディーゼルエンジンに

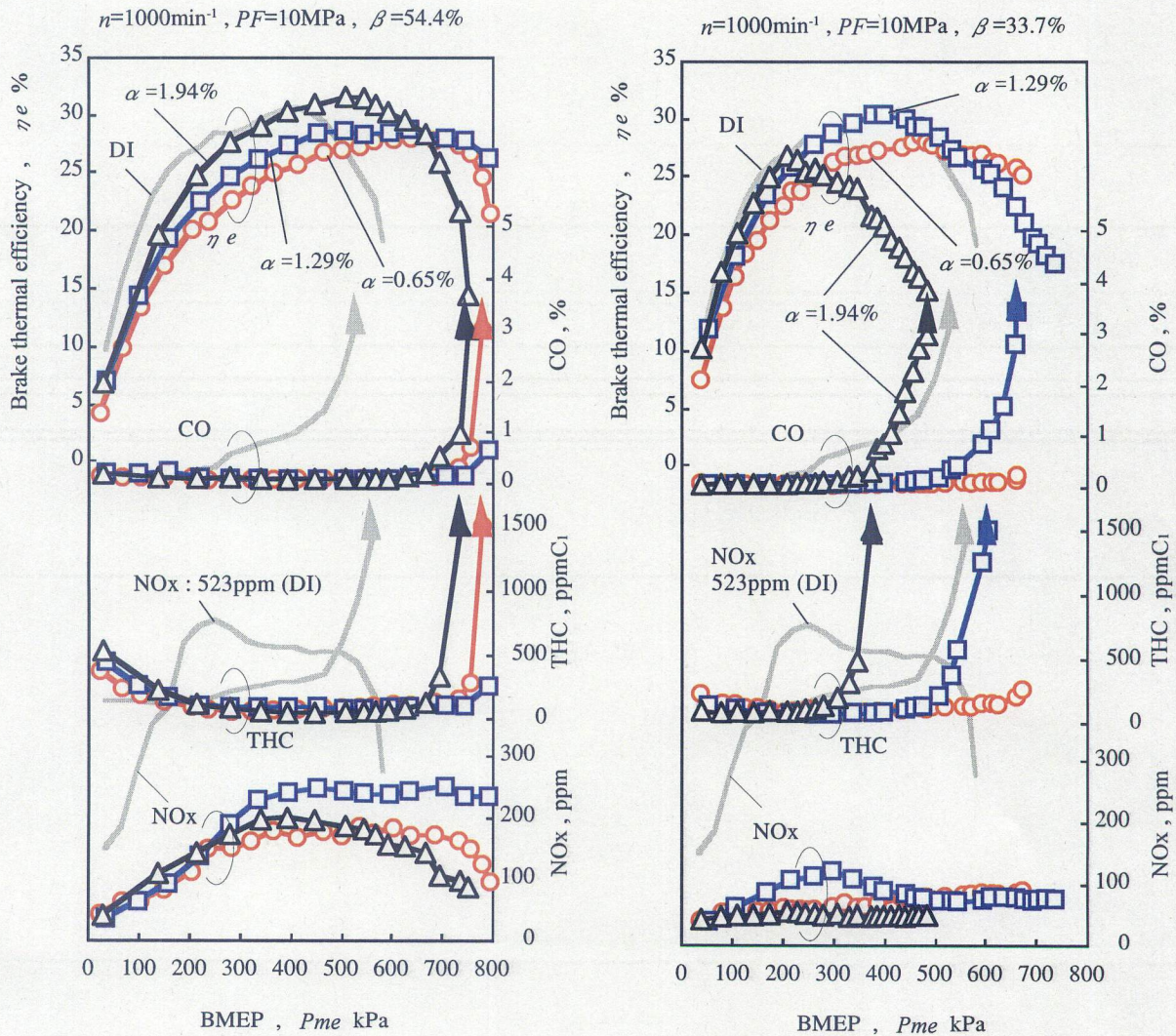


図5.1 DME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンの負荷性能

おけるノズル開弁圧力 $PN=10\text{MPa}$, 噴射時期 $IT=8\text{deg.BTDC}$ と, DME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンにおける副室容積比 $\beta=54.4\%$ の実験データを示す. このように, 副室式圧縮着火エンジンを用いることにより, DME 低圧噴射においても副室内に発生する強い渦流を積極的に利用することができ, 早期の混合気形成により容易に燃焼時期を制御できることから, 副室パラメータを最適化することにより, DME レトロフィットディーゼルエンジン(ディーゼルノズルを用いた場合)と同等の高い熱効率が得られる負荷域が存在することがわかる. 排気ガス特性においては, DME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンでは, 未燃成分である THC 及び CO 排出量を抑制しながら, NO_x 排出量の大幅な低減が可能になる. また, DME 圧縮着火エンジンへの燃料供給における電子制御化により, 簡易で制御性の高い燃料噴射系が確立でき, 副室の熱損失低減に向けた対策を行うことにより, DME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンは, 十分実用的なディーゼル代替として利用できることが期待できる.

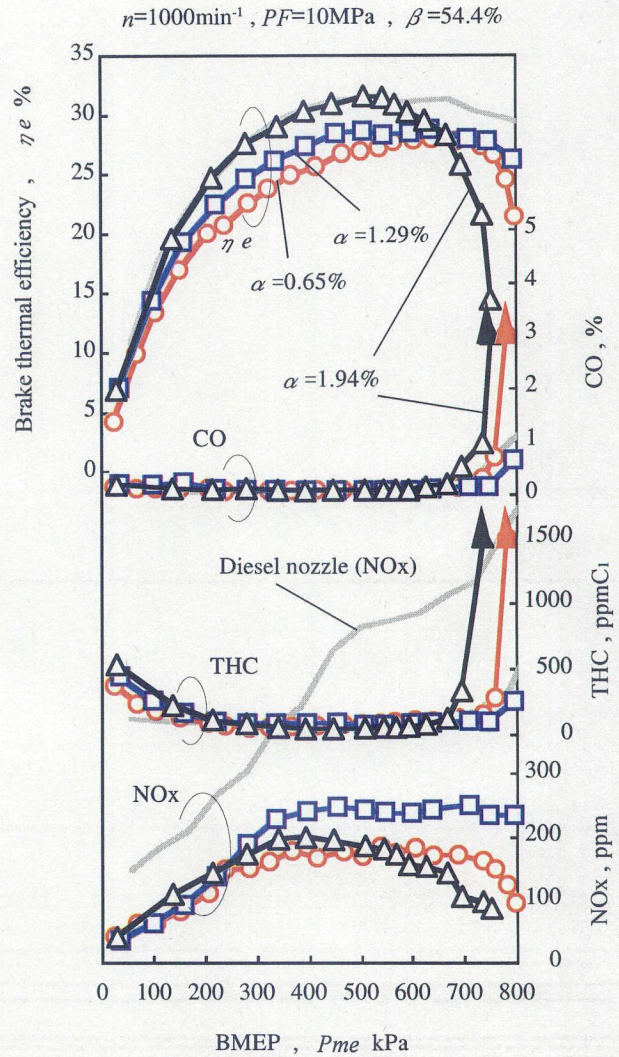


図 5.2 DME 低圧噴射副室式圧縮着火エンジンの負荷性能 (ディーゼルノズルとの比較)

5. 2 今後の課題と研究の発展

本研究では, 低回転域(エンジン回転速度 $n=1000\text{min}^{-1}$)での実験が主体的になっている. 圧縮着火エンジンの使用回転領域は狭いことから, それほど広範囲の回転領域を調査する必要はない

にしても、自動車用までを考慮した場合には、ある程度の回転領域の押さえた実験研究が今後必要である。

また、DMEは噴射と同時にガス化が進行しながらも、噴霧内への空気導入が良くないことから、高スワール化などによるシリンダ内ガス流動の積極的利用が混合気形成促進に有効である結果が得られた。このことから、エンジンの構造上可能な限り強いガス流動が得られる方法を展開することにより、DME低圧噴射圧縮着火エンジンにおける混合気形成と燃焼が促進されることが期待できる。そのため、空間的に限られた燃焼室を有する副室式圧縮着火エンジンは、強い渦流生成に有効であるが、副室パラメータの設定と同時に、構造的な問題で熱損失低減に向けた研究を進める必要がある。また、ここでは、副室における渦流の利用を目的で実験を行ってきたが、主室での燃焼促進は、通常のディーゼルエンジンにおいても既知として報告されている⁽⁴⁹⁾⁽⁵⁰⁾⁽⁵¹⁾ことから、主室燃焼室形状、主室側ガス流動及び上死点すき間が燃焼に及ぼす影響を調査することで、THCを代表とした未燃燃料の排出量の低減と運転負荷領域の拡大が期待できる。また、今回実験に用いた副室式圧縮着火エンジンにおける圧縮比は、単純に直接噴射圧縮着火エンジンとの性能比較を目的としたことと、DMEの着火性に着目したため、一般的な圧縮比に比べ $\epsilon=18.3$ と低くなっている。DME圧縮着火エンジンにおける圧縮比の影響は、直接噴射式圧縮着火エンジンでは報告されている⁽⁵²⁾⁽⁵³⁾が、副室式圧縮着火エンジンでは未だないのが現状である。ディーゼルエンジンの熱効率においても、圧縮比は重要かつ支配的なパラメータであることから、圧縮比向上時のDME低圧噴射副室式圧縮着火エンジンの燃焼特性は興味深い。

このようなDME低圧噴射圧縮着火エンジンにおける混合気形成過程の解析は、エンジン(燃焼室、燃料噴射系等)設計、燃料設計等において重要なポイントとなるものと考えられる。このような背景から、混合気形成過程の可視化やシミュレーションによる解析が、DME低圧噴射圧縮着火エンジンの研究の展開として有効であると考えられる。

これまでのDME圧縮着火エンジン(実機)における可視化の研究は、そのほとんどボトムビューによるものであった⁽⁵⁴⁾⁽⁵⁵⁾。これは、混合気形成過程及び燃焼過程の解明には十分効果が得られるものの、小型圧縮着火エンジンを対象とした場合、空間形状が大きく影響することが推察され、実験装置の関係で、冷却損失、燃焼室形状、噴霧壁面衝突時のガス流動、それと大きく関係しながらスキッシュ流、スワール流の影響が考慮され難い。そのため、トップビューによる小型圧縮着火エンジンにおけるDME低圧噴射の可視化が、混合気形成過程及び燃焼過程の解明に

効果的であると考えられる。しかし、トップビューによる可視化の問題点として、実験装置の構築が困難である(カメラプローブの取り付けが空間的に制限される)ことや、視角に制限を受ける(局所的な観察になる)こと、発光及び光量等の不足が懸念される。これらを考慮することにより、燃料供給方法やエンジン開発に向けた研究への発展が期待できる。さらに、シミュレーション技術を利用した報告も近年多く見られ⁽⁵⁶⁾、これら情報併用しながら実験検証することにより、DME 低圧噴射圧縮着火エンジン開発の最適化が可能になると考えられる。

本研究により得られた知見は、小型圧縮着火エンジンにおけるDME 低圧噴射の適用による燃焼・排出ガス改善にとどまらず、代替燃料を用いた将来志向の低公害・高効率エンジンにおいても有利とされる含酸素燃料や低沸点燃料を対象とした応用研究に活用できるものとする。実際に、DMCやDGMを用いた圧縮着火エンジンにおいて⁽⁵⁷⁾⁽⁵⁸⁾、排出ガスの低減効果や混合気形成及び燃焼に関する研究に多くの共通点が見られ、今後このような分野において本研究が活用されることを期待するものである。また、本論文では小型圧縮着火エンジンに着目し、使用回転及び条件に制限を受けながらも、多気筒化により、大型(大排気量)圧縮着火エンジンにも応用できるものと考えている。

さらに、本研究により得られた成果は、今後の圧縮着火エンジンにおける代替エネルギーの導入、大気環境の保全などに関わる各種行政施策を策定・推進させる際の基礎資料やガイドラインとして活かされるとともに、国や民間における低公害・代替燃料エンジンの低公害化技術の研究開発を促し、今後推進すべきエンジン技術開発の方向性を提示するものになることを期待している。

参 考 文 献

- (1) 地球環境保全に関する関係閣僚会議資料.
- (2) 資源エネルギー庁長官官房総合政策課「総合エネルギー統計」参考資料.
- (3) 神本武征:” 小型直噴ディーゼル機関の排出微粒子に関する研究”, 第4回内燃機関合同シンポジウム講演論文集 p.217 (1984).
- (4) J.D.Dale, A.K.Oppenheim:”A Rationale for Advances in the Technology of I.C.Engines”, SAE Paper No.820047 (1982).
- (5) J.D.Herr, M.Dukovich, et al.:”The Role of Nitrogen in the Observed Direct Microbial Mutagenic Activity for Diesel Engine Combustion in a Single-Cylinder DI Engine”, SAE Paper No.820467 (1982).
- (6) 気候変動枠組条約事務局資料.
- (7) 総合エネルギー調査会・運輸技術審議会 合同小委員会資料.
- (8) R.P.Verbeek, A.van Doorn, M.van Walwijk:”Global assesment of Dimethyl-ether as an automotive fuel”, TNO Road-Vehicles Reserch Institute Report (1996).
- (9) J.B.Hansen, et al.:”Large Scale Manufacture of Dimethyl Ether -- A New Alternative Diesel Fuel from Natural Gas”, SAE Paper No.950063 (1995).
- (10) “ジメチルエーテル (DME) - ディーゼル油の代替燃料として - ” 日本機械学会 RC138 「低炭素燃料の高効率・環境保全コンカレント燃焼技術に関する研究分科会」資料.
- (11) 石油公団石油開発技術センター「DME 燃料利用技術の研究開発」最終報告会資料.
- (12) DME フォーラム規格分科会調査研究委員会:”燃料用DMEに関する標準化調査研究”, 成果報告書 (2002).
- (13) 三菱ガス化学株式会社 ジメチルエーテルカタログ.
- (14) 陳之立, 金野満, 梶谷修一:”ジメチルエーテル(DME)を燃料とした圧縮点火直接噴射機関の性能と排気特性”, 日本機械学会論文集 (B 編) Vol.64-627 pp.383-388 (1998).
- (15) Li Jun, Yoshio Sato, Akira Noda:”Fundamental Study of DME Injection by Electromagnetic Injector”, JSAE Paper No.20015333 (2001).
- (16) Denis Gill, et al.:”Production Feasible DME Technology for Direct Injection CI Engine”, SAE Paper No.2001-01-2015 (2001).

- (17)Yoshio Sato, Akira Noda, Li Jun:”Effects of Fuel Injection Characteristics on Heat Release and Emissions in a DI Diesel Engine Operated on DME”, SAE Paper No.2001-01-3634 (2001).
- (18)Mitsuru Konno, et al.:”Investigation of the Combustion Process of a DI CI Engine Fueled with Dimethyl Ether”, SAE Paper No.2001-01-3504 (2001).
- (19)Shuichi Kajitani, et al.:”Engine Performance and Exhaust Gas Characteristics of a Compression Ignition Engine Operated With DME Blended Gas Oil Fuel”, SAE Paper No.982538 (1998).
- (20)五十嵐哲也, 飯田訓正:”予混合圧縮着火エンジンにおける DME および n-Butane 燃料の自己着火・燃焼過程”, 日本機械学会論文集 (B 編) Vol.64-618 pp.279-286 (1999).
- (21)金子真也, 他,:”DME を吸入する予混合圧縮着火機関の燃焼制御 - 反応抑制物質の直接噴射による運転領域の拡大 - ”, 自動車技術会学論文集 Vol.33 No.4 pp.77-83 (2002).
- (22)開米建仁, 常本秀幸, 石谷博美:”小型直接噴射式ディーゼル機関の排出未燃分および微粒子の特性 - 第 2 報 DME 予混合気を供給した場合 - ”, 日本機械学会論文集 (B 編) Vol.65-637 pp.279-285 (1999).
- (23)岩井謙介, 他,:”直噴ディーゼルノズルから噴射された Dimethyl Ether (DME) の噴霧特性に関する研究”, 自動車技術会論文集 Vol.30 No.1 pp.41-47 (1999).
- (24)Mitsuharu Oguma, et al.:”Atomization Characteristics for Various Ambient Pressure of Dimethyl Ether (DME)”, SAE Paper No.2002-01-1711 (2002).
- (25)金野満, 他,:”高温高压化における DME 噴霧特性”, 自動車技術会学術講演会前刷集 No.47-03 (2003).
- (26)小山崇, 茨木康充, 飯田訓正:”ジメチルエーテル空気予混合気の圧縮着火燃焼過程の素反応数値計算”, 日本機械学会論文集 (B 編) Vol.67-657 pp.165-171 (2001).
- (27)樋高義昭:”ジメチルエーテルの燃焼反応機構”, 日本機械学会 RC174 「低炭素含酸素型新燃料とその高効率利用技術に関する研究分科会」研究報告書 (最終) pp.28-73 (2001).
- (28)大屋正明:”ジメチルエーテルの酸化反応”, 日本機械学会 RC174 「低炭素含酸素型新燃料とその高効率利用技術に関する研究分科会」研究報告書 (最終) pp.117-121 (2001).
- (29)北村高明, 他,:”含酸素燃料のすす生成抑制効果に関する化学反応論的解析 - 第 2 報 燃料混合気組成が PAH 生成のベル型温度依存性に及ぼす影響 - ”, 自動車技術会論文集 Vol.32 No.2 pp.37-42 (2001).

- (30)Mitsuharu Oguma, et al.:”Spectro Investigation of the Combustion Process in DME Compression Ignition Engine”, SAE Paper No.2002-01-1707 (2002).
- (31)金野満, 他,:”DME圧縮着火機関の未燃成分に関する研究”, 日本機械学会論文集(B編) Vol.67-659 pp.241-246 (2001).
- (32)小川英之, 屋木理志, 宮本登 :” 含酸素燃料の PAH 生成機構に関する化学動力学的解析”, 自動車技術会論文集 Vol.33 No.4 pp.85-90 (2002).
- (33)佐藤和孝 :” 高温気相中における低級鎖式エーテルの熱分解及び酸化反応の研究”, 第 35 回燃焼シンポジウム講論集 pp.693-695 (1997).
- (34)山崎由大, 飯田訓正:”圧縮自己着火機関におけるn-Butane空気予混合気の素反応数値計算 - 反応速度の制御, 高効率燃焼の確保および HC, CO 排出量低減”, 自動車技術会論文集 Vol.33 No.4 pp.69-75 (2002).
- (35)草鹿仁, 大聖泰弘 :” 詳細な素反応過程を考慮したエンジン燃焼の多次元モデリング”, 自動車技術会学術講演会前刷集 No.31-01 (2001).
- (36)相吉澤英二, 他,:”MK 燃焼によるクリーン小型直噴ディーゼルの開発”, 自動車技術 Vol.52 No.7 pp.56-62 (1998).
- (37)横田治之, 工藤有吾, 中島大 :” 予混合ディーゼル燃焼における NO_x, スス生成の考察”, 第 17 回内燃機関シンポジウム講演論文集 No.20026058 pp.217-222 (2002).
- (38)Shuichi Kajitani, et al.:”Engine Performance and Exhaust Characteristics of Direct-Injection Diesel Engine Operated With DME”, SAE Paper No.972973 (1997).
- (39)梶谷修一, 中山満茂 :”DME を用いたディーゼルエンジンの可能性と問題点”, 自動車技術 Vol.52 No.7 pp.49-55 (1998).
- (40)陳之立, 金野満, 梶谷修一 :” ジメチルエーテル (DME) を燃料とした圧縮点火直接噴射機関の性能と排気特性 - 第 1 報 レトロフィット時の機関性能および排気特性”, 日本機械学会論文集 (B 編) Vol.64-627 pp.383-388 (1998).
- (41)堀田義博, 他 :” マルチ噴射による HSDI ディーゼルの排気・性能改善”, 第 17 回内燃機関シンポジウム講演論文集 No.20026027 pp.223-228 (2002).
- (42)S.C.Sorenson, Erik Mikkelsen:”Performance and Emissions of a 0.273 Liter Direct Injection Diesel Engine Fuelled With Neat Dimethyl Ether”, SAE Paper No.950064 (1995).

- (43) 山谷幸久, 古谷正広, 太田安彦:”ホルムアルデヒドによる天然ガス予混合圧縮着火機関の着火時期安定化”, 第17回内燃機関シンポジウム講演論文集 pp.393-398 (2002).
- (44) 鈴木達明, 米谷宏明, 福谷格:”DME 圧縮着火機関における燃焼系パラメータの影響”, 自動車技術会論文集 Vol.34 No.2 pp.21-26 (2003).
- (45) 山本茂雄, 他,:”GDI エンジンのための噴霧の特性解析”, 自動車技術会学術講演会前刷集 No.9732081 (1997).
- (46) 久米建夫, 他,:”筒内噴射ガソリンエンジンのための燃焼制御”, 三菱自動車ホームページ 技術ニュース <http://www.mitsubishi-motors.co.jp/NEWS/gdi-engine/gdi00.html>.
- (47) 司測研 層流型空気流量計 取扱説明書及び成績証明書.
- (48) Li Jun, Yoshio Sato, Akira Noda:”An Experimental Study on DME Spray Characteristics and Evaporation Processes in a High Pressure Chamber”, SAE Paper No.2001-01-3635 (2001).
- (49) 堀田義博, 中北清己, 稲吉三七二:”渦流式ディーゼル機関の燃焼改善による排気浄化”, 豊田中央研究所 R&D レビュー Vol.32 No.4 (1997).
- (50) 池上詢, 他,:”直接噴射式ディーゼル機関の燃焼に及ぼす上死点すきまの影響”, 自動車技術会論文集 No.46 pp.8-13 (1990).
- (51) 木村修二:”直噴ディーゼル機関の熱効率特性とその改善策”, 自動車技術 Vol.54 No.9 pp.56-61 (2000).
- (52) Mitsuharu Oguma, et al.:”A STUDY OF LOW-COMPRESSION-RATIO DIMETHYL ETHER (DME) DIESEL ENGINE”, ASME Paper No.2000-ICE-289 (2000).
- (53) 小熊光晴, 他,:”DME 圧縮着火機関の低圧縮比化に関する研究”, 日本機械学会論文集 (B 編) Vol.66-648 pp.321-327 (2000).
- (54) 小熊光晴, 他,:”DME 直噴ディーゼルエンジンにおける燃焼ラジカルの分光法による観察”, 自動車技術会論文集 Vol.33 No.3 pp.55-60 (2002).
- (55) 木村範孝, 他,:”下方可視化機関による高含酸素燃料のディーゼル燃焼解析”, 自動車技術会学術講演会前刷集 No.20005571 (2000).
- (56) Gisoo Hyun, et al.:”Simultaneous Observation of Droplets and Evaporated State of Liquid Butane and DME at Low Injection Pressure”, SAE Paper No.2002-01-1627 (2002).
- (57) 森久浩樹, 他,:”含酸素燃料によるディーゼルエンジンの排出ガス低減の研究”, 自動車技術

会学術講演会前刷集 No.9939884 (1999).

(58)小川英之, 他,;"ジメトキシメタン (DMM)を燃料とする超低エミッション・高性能ディーゼル燃焼",自動車技術会学術講演会前刷集 No.20005152 (2000).

謝 辞

本研究を遂行するにあたり、多くの方々のご指導とご援助をいただき、ここに深く感謝の意を表します。

本論文の作成に際し、主査として終始懇切かつ的確なご指導とご査読を賜りました慶應義塾大学理工学部教授 川口 修博士、ならびに、ご査読と貴重なご助言をいただいた同教授 飯田訓正博士、溝本雅彦博士、植田利久博士に厚くお礼申し上げます。

本研究は、職業能力開発総合大学校東京校において行われたものであり、その間、多くの方々からご厚情とご援助をいただき遂行することができました。特に、本論文作成の動機を与えて下さり、終始ご指導とともに励ましをいただいた職業能力開発総合大学校東京校校長 福谷 格博士、同制御技術科教授 米谷宏明博士には厚くお礼申し上げる次第です。

また、本論文の研究テーマに関わる実験を卒業研究として熱心に取り組んでいただいた職業能力開発総合大学校東京校制御技術科(旧：東京職業能力開発短期大学校産業機械科)の卒業生諸君に多大な感謝の意を表します。

発表論文等目録

公刊論文

- (1) Tatsuaki Suzuki, Hiroaki Yonetani, Itaru Fukutani : Combustion Characteristics of a Compression Ignition Engine with DME, ASME Paper No.2000-ICE-290 (2000) P53-P58.
- (2) Tatsuaki Suzuki, Hiroaki Yonetani, Itaru Fukutani : The Improvement of Thermal Efficiency in the Lean Region Using A CNG SI Engine with A Precombustion Chamber, ASME Paper No.2000-ICE-295 (2000) P93-P99.
- (3) 鈴木達明, 米谷宏明, 福谷格 : 副室式火花点火CNGエンジンにおける副室内直接噴射による低負荷域の熱効率改善, 自動車技術会論文集 Vol.32 No.3 (2001) P11-P16.
- (4) Tatsuaki Suzuki, Hiroaki Yonetani, Itaru Fukutani : Engine Performance of the Small Compression Ignition Engine with DME Low Pressure Injection, SAE Paper No.2002-32-1804 (2002).
- (5) 鈴木達明, 米谷宏明, 福谷格 : DME圧縮着火機関における燃焼系パラメータの影響, 自動車技術会論文集 Vol.34 No.2 (2003) P21-P26.
- (6) 鈴木達明, 米谷宏明, 福谷格 : DME圧縮着火機関における燃料供給システムの検討, 自動車技術会論文集 Vol.34 No.3 (2003) P35-P40.
- (7) 鈴木達明, 米谷宏明 : 副室式 CNG直接噴射SIエンジンにおける二段噴射による性能改善, 自動車技術会論文集 Vol.34 No.3 (2003) P17-P22.
- (8) 鈴木達明, 米谷宏明, 福谷格 : DME低圧噴射圧縮着火機関における燃焼改善に関する研究, 日本機械学会論文集B編 70巻 第618号 (2004) P1361-P1367.
- (9) 鈴木達明, 米谷宏明, 福谷格 : DME低圧噴射による副室式圧縮着火エンジンに関する研究, 自動車技術会論文集 Vol.35 No.4 (2004) P47-P52.
- (10) 鈴木達明, 米谷宏明, 福谷格 : DME副室式圧縮着火エンジンにおける副室パラメータの影響 - 副室連通孔面積比が燃焼に及ぼす影響 -, 自動車技術会論文集 Vol.36 No.1 (2005) 掲載決定済み.
- (11) 鈴木達明, 米谷宏明, 福谷格 : DME副室式圧縮着火エンジンにおける副室容積が燃焼に及ぼす影響, 日本機械学会論文集B編 (2005) 掲載決定済み.