

### 密閉容器内不均質燃焼場の燃焼特性に及ぼす 多点噴射・点火による燃焼改善

伊藤, 奨 / ITO, Susumu

---

(発行年 / Year)

2009-03-24

(学位授与年月日 / Date of Granted)

2009-03-24

(学位名 / Degree Name)

修士(工学)

(学位授与機関 / Degree Grantor)

法政大学 (Hosei University)

修士論文

密閉容器内不均質燃焼場の燃焼特性に  
及ぼす多点噴射・点火による燃焼改善

A study of combustion improvement  
by using multipoint spray and ignition  
for heterogeneous combustion  
in a constant closed bomb

指導教授 川上 忠重

法政大学大学院

工学研究科 機械工学専攻

07R1103 伊藤 奨

1. 緒論.....	3
1-1. 研究目的.....	4
1-2. 環境問題.....	5
1-2-1.地球温暖化.....	5
1-2-2.酸性雨.....	7
1-2-3.光化学スモッグ.....	8
1-3. ガソリン機関.....	10
1-4. ディーゼル機関.....	11
1-4-1.ディーゼル機関の排気対策.....	12
1-5. NOx.....	16
1-6. PM ( 粒子状物質 ) .....	19
1-7. HC ( 未燃炭化水素 ) .....	21
1-8. ガソリン機関との比較.....	22
1-9. 噴霧燃焼.....	23
1-10.ルイス数.....	27
1-11.レイノルズ数.....	28
1-12.プラントル数.....	28
1-13.シュミット数.....	28
1-14.燃料噴射システム.....	28
1-14-1.コモンレールシステム.....	29
1-15.多点点火.....	30
1-16.ノッキング.....	31
1-17.成層燃焼.....	32
1-18.火炎伝播速度.....	34
1-19.選択火炎伝播理論.....	34
1-20.不完全燃焼損失、燃焼効率.....	34
2. 実験装置及び方法.....	36
2-1 実験装置.....	37
2-1-1.噴霧装置.....	37
2-1-2.タイマー.....	38
2-1-3.イオンプローブ、点火プラグ.....	38
2-1-4.圧力ピックアップセンサ.....	38
2-1-5.アンブ.....	38
2-1-6.PCD.....	38
2-1-7.イグナイター、コイル.....	39
2-1-8.バッテリー.....	39

2-1-9.燃料.....	39
2-2.実験方法.....	41
2-2-1.噴霧量の測定.....	41
2-2-2.プロパン - 空気混合気の作成.....	42
2-2-3.総括当量比及び n - ヘキサデカン噴霧量の算出.....	43
2-2-4.燃焼実験.....	47
2-2-5.噴霧方式.....	48
2-2-6.点火方式.....	48
2-2-7.電圧から圧力への単位変換.....	49
2-2-8.熱発生率 <sup>(11)</sup> .....	51
補足.....	53
3.実験結果.....	55
3-1.噴霧条件による変化.....	56
3-1-1.最高燃焼圧力.....	56
3-1-2.全燃焼時間.....	57
3-1-3.火炎伝播速度.....	58
3-1-4.熱発生率.....	59
3-1-5.総括当量比による変化.....	62
3-2.各点火位置による変化.....	64
3-2-1.最高燃焼圧力.....	64
3-2-2.全燃焼時間.....	67
3-2-3.火炎伝播速度.....	70
3-2-4.熱発生率.....	72
3-2-5.最高燃焼圧力上昇率.....	77
3-2-6.全燃焼時間減少率.....	80
3-2-7.平均火炎伝播速度減少率.....	83
3-2-8.一地点火に対する圧力上昇率.....	85
3-2-9.一地点火に対する全燃焼時間減少率.....	88
3-3.点火タイミングによる変化.....	91
3-3-1.最高燃焼圧力.....	91
3-3-2.全燃焼時間.....	93
4.結論.....	95
参考文献.....	97
謝辞.....	98

# 1.緒論

## 1-1. 研究目的

近年、地球規模で温暖化、異常気象、環境汚染などが問題になっている。温暖化・異常気象などの主な原因として挙げられるのが二酸化炭素の排出であり、運輸部門(自動車・船舶・航空機等)からの排出量は内訳のうち約 20%を占めている。また、環境汚染に関しても、自動車から排出される  $\text{NO}_x$  や  $\text{SO}_x$  などの有害ガスが問題となっている。このような背景から、環境に良い内燃機関の開発は非常に重要なものとなっている。それに伴い、噴霧燃焼方式を用いた燃焼形態では、環境対策として PM、 $\text{NO}_x$  などの排出を極力抑制する必要があり、現在まで直噴タイプの燃料供給を用いた場合の噴霧構造や、燃焼形態に着目した研究も数多く行われている。しかしながら、噴霧燃料の燃焼室内への付着に伴い未燃成分が発生してしまい、環境負荷への影響も指摘されている。また、成層燃焼を利用した希薄燃焼の研究も数多く行われており、有害排出物の低減がより一層求められている。

そこで、本研究ではこれらの点に着目し、多点噴霧方式を用いることにより、積極的に噴霧燃料の微粒化を促進させ、燃焼室内の燃料付着効果の低減を図り、燃焼促進効果に対する影響について検討を行った。また、同時に二点同時点火方式及び三点同時点火方式を用いて実験を行い、点火エネルギー増加による燃焼促進効果、及び火炎の干渉効果に関する考察も行った。

## 1-2. 環境問題

### 1-2-1.地球温暖化

地球の表面は、窒素や酸素等から構成される大気によって包まれている。太陽から地球に届いた日射エネルギーは、地表での反射や輻射熱として最終的に宇宙に放出されるが、一部は大気中に存在する様々な気体(温室効果ガス)によって吸収され、地表の平均温度は摂氏 15 度程度に保たれている。とりわけ、大気中の二酸化炭素は、0.03%と僅かであるが、温室効果に大きな役割を果たしている。しかし、近年、科学の発達、産業の発展に基づく人類の活発な行動に伴い、大気中の温室効果ガスの濃度が急激に増加し、地表の温度が異常な上昇を続けている。温室効果ガスが増加することによって起こる地球の平均気温の上昇を、「地球温暖化」と呼んでいる。地球温暖化の主要原因は、電力や自動車の使用などによって、CO<sub>2</sub> 排出量が急激に増加していることに起因する。地球の平均温度は 1906 年～2005 年の 100 年間で 0.74 (誤差は±0.18°C)上昇し、20 世紀後半の方が上昇のペースが速いというデータが観測されている。地球温暖化の環境への影響として、次のようなことが挙げられる。海への影響として、海水の温度上昇による体積の増加及び氷河が融けるなどによる海面の上昇。陸地への影響として、蒸発や降雨といった水の循環が激しくなることによって、洪水が多発する地域がある一方、渇水や干ばつに苦しむ地域がでるといったように、水資源のバランスが崩れていることなどがあげられる。また、大気への影響として、対流圏や成層圏といった大気圏の温度構造が変化することなどにより、オゾン層にも複雑な影響を与え、更に光化学スモッグが発生しやすくなることによって、人の健康に影響を及ぼすことも考えられる。動植物への影響として、温暖化により多くの植物は長い年月をかけて高緯度へ、また山の上の方に生育

地を移動させて気候の変化に適応させようとするが、高山植物などは気候の変化にうまく適応できないため、絶滅するものも出てくると思われる。また、トナカイや北極グマなどの極地周辺の動物が絶滅するおそれがあるほか、都市や海が障壁となって行き場を失う動物もある。その他の影響として、熱帯産の病害虫が日本にも定着し、農産物への被害が増大することや、国内でもマラリアのような熱帯性の病気にかかる危険性も高まると考えられる。

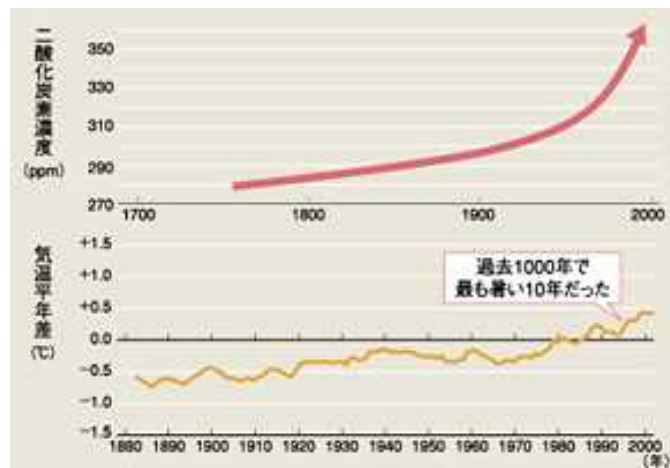


Fig. 1 CO<sub>2</sub> 濃度・平均気温の推移

出展：「平成 16(2004)年の世界と日本の年平均地上気温」気象庁

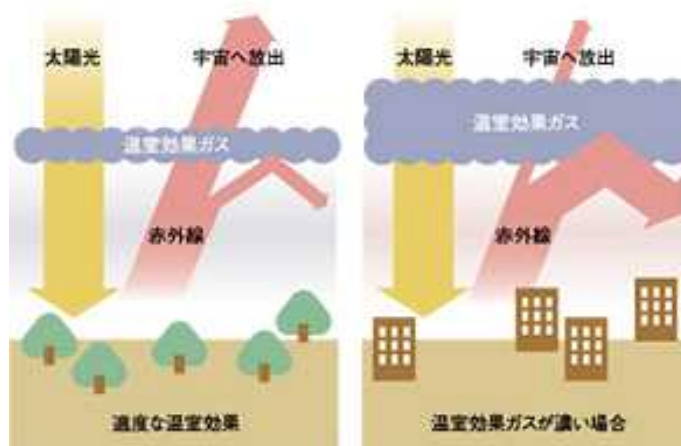


Fig. 2 地球温暖化の原理

出展：独)国立環境研究所 地球環境研究センター(2003 年度)



## 1-2-2.酸性雨

雨水は、空気中の二酸化炭素が溶け込んでいるため、通常 pH5.6 程度の弱酸性であるが、酸性雨とはこれより強い酸性を示す雨のことを言う。酸性雨の原因は化石燃料の燃焼や火山活動などにより発生する硫黄酸化物( $\text{SO}_x$ )や窒素酸化物( $\text{NO}_x$ )、塩化水素(HCl)などである。これらが大気中の水や酸素と反応することによって硫酸や硝酸、塩酸などの強酸が生じ、雨を通常よりも強い酸性にする。また、アンモニアは大気中の水と反応して塩基性となるため、酸性の雨といった定義からは外れるが、降雨により土壌に運ばれた後に硝酸塩へと変化することで、広義の意味で酸性雨の一要因とされる。大気中に放出されるアンモニアについては、人間の活動や家畜糞尿に起因するものが問題視されている。ただし、酸性雨の問題は、産業革命以降急激に進んでいることから、人間の活動による大気汚染との因果関係は強いと考えられる。

酸性雨の影響は、特にヨーロッパや北米などで顕著で、広い面積で森林が枯れてしまうことのほかに、湖の水が酸性になり生き物がいない「死の湖」がたくさん出来てしまうなどの深刻な被害が出ている。また、自然環境以外でも、酸性雨によって建造物の金属やコンクリート、大理石などが溶かされてしまう被害が出ており、歴史的価値の高い建造物や像などでは大きな問題になっている。酸性雨およびその原因物質は、偏西風などの気流に乗って数千キロメートルもの遠距離を移動するため、国境を越えた広い範囲に被害をもたらす。したがって、一国の取り組みだけで問題を完全に解決することは出来ず、国際的な協力が必要になる。

日本で観測される雨はほとんどが酸性雨で、pH の年平均値は 4.7 ~ 4.9 の範囲にある（平成 10 年度 ~ 12 年度）。日本の酸性雨は、国内で排出される大気汚染

物質だけでなく、アジア諸国から排出されるものも原因の一つになっている。

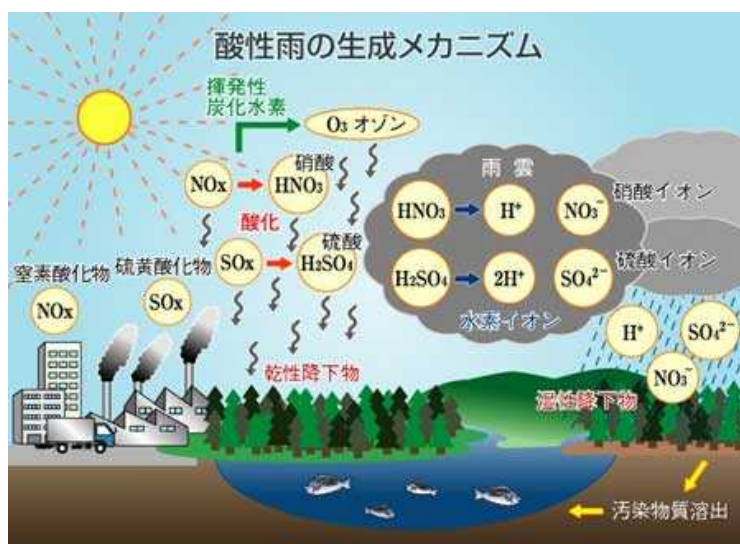


Fig. 3 酸性雨のメカニズム

出展：(独)国立環境研究所

### 1-2-3.光化学スモッグ

自動車の排気ガスや工場からの排出ガスに含まれる、NOx(窒素酸化物)やHC(未燃炭化水素)などが大気中に放出され、太陽光の照射を受けると、その紫外線によって光化学反応を起こして、オゾン、パーオキシアセチルナイトレート(PAN)、CO2(二酸化窒素)、過酸化物等の酸化性物質、ホルムアルデヒド、アクロレイン等の還元性物質、エアロゾル等が生成する。また、SO2(二酸化硫黄)が存在するときは、硫酸ミストが生成する。光化学反応によって生成する酸化性物質のうち、NO2(二酸化窒素)を除いたものを光化学オキシダント(以下「オキシダント」という。)と称し、光化学スモッグの指標としている。オキシダントは、一般に中性ヨウ化カリウム溶液を用いる測定方法によって測定されており、この場合の測定値の大部分はオゾンによるものであることが確認されているが、眼に対する刺激性物質として知られているホルムアルデヒド、アクロレ

イン等については、この測定法では測定できない。

光化学スモッグによる影響は、人体への影響としては、目がチカチカする、異物感、涙流、のどの痛み、咳などがあげられ、重症例としては、めまい、頭痛、意識障害、嘔吐などもある。有害なガス成分は市販のマスクなどでは除去しにくいいため、光化学スモッグ注意報や警報が発令されたならば、窓を閉め、外出を控える事が最善の対策となる。植物に対する影響は、光化学スモッグに限らず、酸化性の強いガス状物質は植物に悪影響をもたらし、葉が黄変し枯れ落ちたりする。

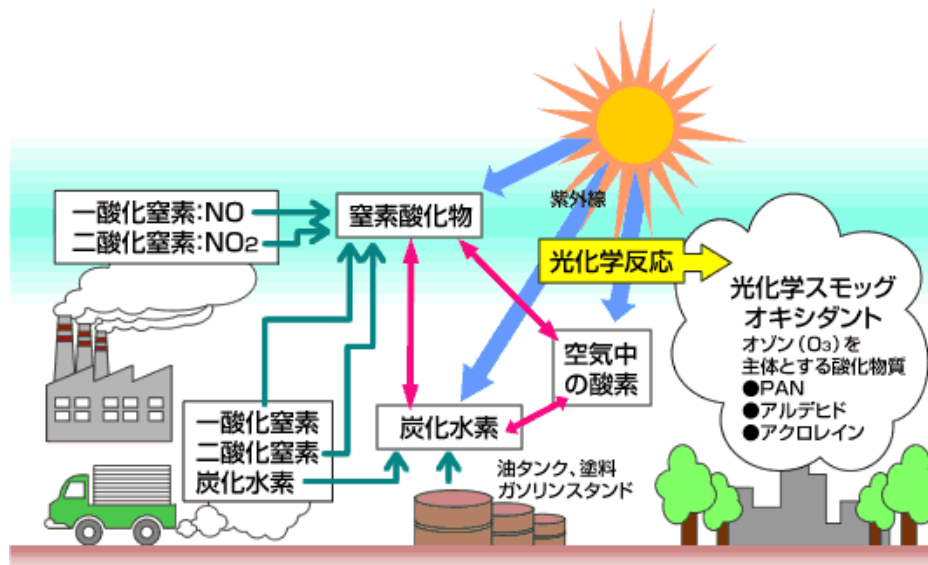


Fig. 4 光化学スモッグ

### 1-3. ガソリン機関

ガソリン機関は、ガソリンを燃料とし、その燃料と空気の混合気をシリンダ内に吸入し、この混合気をピストンで圧縮した後に、プラグにより点火し、燃焼・膨張させて（予混合燃焼）ピストンを往復運動させる内燃機関である。ごく少数ではあるが、往復運動を伴わない（ピストン、コンロッド、クランクシャフト、吸排気用バルブを持たない）ロータリーエンジンも存在する。

自動車ガソリンエンジンの殆どはオットーサイクル機関である。通常は、クランク機構で回転軸に出力する。燃焼は、混合気の体積が最小になる付近の短時間に一気に行われるため、容積がほぼ一定で燃焼する。このため、定積燃焼サイクル機関とも言う。

ガソリンエンジンでは、排気量あたりの出力が大きく、また、高速回転による運転も容易で、振動や騒音が少なく静かであることから、乗用車はじめ、小型商用車、自動二輪車などの主流になっている。機関重量が軽く、NO<sub>x</sub> や PM の排出量は少ないが、CO<sub>2</sub> や熱効率の面でディーゼル機関に劣る。

#### ガソリン機関の 4 行程

- ・吸入行程：ピストンが下がり、空気・燃料の混合気をシリンダ内に吸い込む行程。直噴エンジンは空気のみを吸い込む。
- ・圧縮行程：ピストンが上死点まで上がり、混合気を圧縮する行程。直噴エンジンでは、この時にインジェクターからシリンダ内に燃料を噴霧する。
- ・爆発行程：プラグにより火花点火することで燃焼・爆発をし、ピストンを下死点まで押し下げられる行程。
- ・排気行程：慣性によりピストンが上がり燃焼ガスをシリンダ外に押し出す行程。

#### 1-4. ディーゼル機関

ディーゼル機関 (Diesel engine) はドイツの技術者、ルドルフ・ディーゼルが発明した内燃機関である。利点としては、熱効率が高く、CO<sub>2</sub>、CO の排出量が少ない事などがあげられる。欠点は、高圧で運転する為に騒音・振動が大きいことと、NO<sub>x</sub>、PM の排出量が多いことなどがあげられる。圧縮して高温になった空気にディーゼル燃料 (主に軽油だが、重油や初期には粉炭も用いられた) を吹き込んだ時に起きる、自己着火をもとにした爆発で、ピストンを押し出す (拡散燃焼)。理論サイクルとして、低速のものはディーゼルサイクル (等圧サイクル)、高速のものはサバテサイクル (複合サイクル) が、理論サイクルとして取り扱われる。

##### ディーゼル機関の4行程

- ・吸入行程：ピストンが下がり、空気のみをシリンダ内に吸い込む行程。
- ・圧縮行程：ピストンが上死点まで上がり、混合気を圧縮する行程。
- ・爆発行程：高圧のシリンダ内に燃料を噴射・燃焼をし、ピストンを下死点まで押し下げられる行程。
- ・排気行程：慣性によりピストンが上がり燃焼ガスをシリンダ外に押し出す行程。

燃料の噴射には高圧ポンプが使用され、燃焼方式の違いで、単室の直接噴射式と副室式 (予燃焼室式・渦流室式) に分かれる。

#### 1-4-1.ディーゼル機関の排気対策

ディーゼル機関の運転範囲は、空燃比で 20 ~ 80 程度であり、ガソリン期間のリーンバーン以上に希薄混合気での燃焼が行われている。しかし、Fig.5 で示されるように燃焼領域は噴霧内の  $\lambda = 1$  付近であり、噴霧中心部は過濃混合気となっているために、量は少ないものの微粒子と同時 CO,HC を排出する。また、NO<sub>x</sub> も、 $\lambda = 1$  付近で噴霧量に比例して排出される。そこで、これらの低減のために、噴霧時間の遅延、EGR、高圧噴射、NO<sub>x</sub> 触媒、アフターバーナ、あるいは、パティキュレートラップ等各種の対策が応用されている。

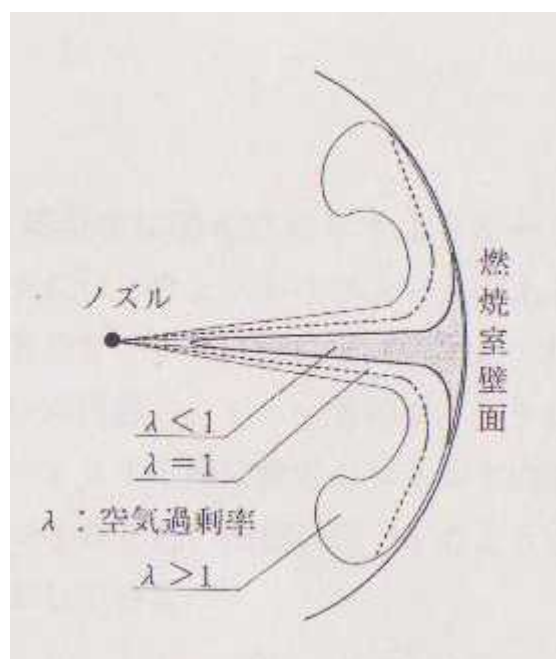


Fig. 5 ディーゼル機関燃焼実内での噴霧構造

##### ・ 噴霧時期の遅延

DI 機関の場合には、NO<sub>x</sub> 低減のために最適燃焼を犠牲にしてタイミングを遅くしているが、これには限界がある。タイミングを過剰に遅らせて、上死点以降まで着火遅れが長くなると、予混合燃焼量が増大し、NO が逆に増加する場合がある。噴霧時間が遅くなりすぎると、膨張行程の体積変化の割合ほどには圧

力は減少しないので、燃焼温度が上昇して、NO、スモーク、および燃費ともに悪化する結果となる。

- ・ ディーゼル機関における EGR

ディーゼル機関の場合にも EGR は NO 低減方法として利用されている。ただ、負荷の低いところでは、排気中の CO<sub>2</sub> および、H<sub>2</sub>O 濃度が 2~3% 程度であって、酸素が 15% 近く存在するために大量の EGR を行わないと NO は低減しない。ガソリン機関の EGR は、シリンダー内熱容量の増加により、効果があるものとされているが、ディーゼル機関の場合にはシリンダー内熱容量のみでは説明できず、吸入ガス中の酸素量変化と NO 減少比率との間に相関が認められるとか、EGR 時の断熱火炎温度の変化で説明できるなどの報告がある。

- ・ 直接噴射式

この方式は、単室式でピストン頂部に形成された凹形状の燃焼室の中に燃料噴射弁から燃料を噴射し、圧縮されて高温高圧になっている空気により着火燃焼させるものである。

燃焼室の形が簡単で、シリンダーヘッドの製作も容易であり、燃焼室の放熱面積が少ないため、燃料の消費が少なく、始動も容易であるが、シリンダ径が小さすぎると燃料と空気の混合が上手くいかず、燃焼状態が悪くなるため、小型には適用限界がある。なお、燃焼圧力が高いために運転中の振動、騒音が大きくなる傾向がある。

- ・ 予燃焼室式

この方式は、ピストン頂部に形成された主燃焼室の他にシリンダヘッドに予

燃焼室という副室が設けられており、その副室の中の高温高圧の空気で燃料の一部を着火燃焼させ、それによる爆発力で、残りの燃料をピストン頂部の主燃焼室に噴出させ、そこで、残りの燃料を燃焼させる二段階燃焼式である。したがって、燃焼が穏やかで、シリンダ内の最高圧力も低く、比較的悪い燃料でも使用できる。

#### ・渦流室式

この方式は、シリンダヘッドに球状の渦流室を設け、圧縮行程でその燃焼室の中に空気の渦流を起こさせ、そこへ燃料噴射弁により燃料を噴射させて、燃料の大部分を燃焼させ、残りの一部の燃料をピストン上部とシリンダヘッド下面との間の燃焼室で燃焼させる二段燃焼式で、直接噴射式と予燃焼室式の間の特徴を持っている。なお、渦流室内の高温の空気は、シリンダヘッドに熱を奪われて温度が下がるため、直接噴射式に比べ始動性が劣る。そのためにグロープラグを設けているエンジンが多い。



Table 1 ディーゼル機関の燃焼室方式と特徴

形式	形状	混合気形成	長所・短所	用途
直接噴射式		噴射エネルギー	燃費が良い	中・大型トラック
		吸入スワール	始動性が良い	産業用
			騒音大	
			NOxが高い	
渦流室式		押し込み渦流	直接噴射式と予燃焼室式の中間	乗用車用
		燃焼渦流		
予燃焼室式		押し込み渦流	直接噴射式の逆	小型産業用
		燃焼渦流		

#### 過給器との相性

- ・ 空気のみを圧縮するため、高い圧縮比のエンジンでもノッキングが起こらない
- ・ シリンダ内に直接燃料を噴射するため、ターボチャージャーでもターボラグが無い

これは、ガソリン直噴エンジンでも同様である。これらの理由から、ターボチャージャーやスーパーチャージャーを装備するものが多い。特に、トラックなどの大型のディーゼル車では、ターボチャージャーはほとんどの車についている。

特に、ディーゼルエンジンの場合は、過給すればするほど実圧縮比が上がるため、燃料消費率がよくなる。つまり、いかに燃料を燃やすかではなく、いかににより多くの空気を使うかにかかっている。高濃度の酸素による金属焼損を無視、もしくは克服できるのであれば、酸素のみ吸気させることで飛躍的に燃料

消費率の改善が図られるだけでなく、NO<sub>x</sub> の問題も解決される。

しかし、ガソリンエンジンでは、過給すればそれだけ混合ガスがシリンダに入るため、燃料消費率が悪化する。ガソリン直噴エンジンの場合も混合気の希薄化には限界があり、抜本的な低燃費には繋がらない。ただ、過給をおこなうディーゼルは、無過給に比べて馬力特性がガソリンエンジンに似た、最高回転数の 8 割付近を頂点とする放物線状を描くことになり、また、トルク特性はアイドリング付近を頂点として回転が上昇するにしたがって、低下の一途をたどる。

無過給は、全域にわたって馬力・トルクともにフラットであることを考慮すると、長距離をゆったりと走行することを目的とする自動車、および街中で、いわゆるゴー・ストップが要求される自動車は、無過給であるかわりに総排気量をあげることが必要である。よって、トラックのように馬力が必要で、かつ低燃費を必要とする自動車は、過給を行うほうが得策である。エンジンルームをあまり広く確保できない自動車も同様に過給を行い、要求される出力を確保しつつエンジンを小型化する方法がとられている。

#### 1-5. NO<sub>x</sub>

窒素酸化物(略称 NO<sub>x</sub>)は、窒素が酸化したものを指す。一酸化窒素(NO)・二酸化窒素(NO<sub>2</sub>)など。(そのほか一酸化二窒素(N<sub>2</sub>O)・三酸化二窒素(N<sub>2</sub>O<sub>3</sub>)・四酸化二窒素(N<sub>2</sub>O<sub>4</sub>)・五酸化二窒素(N<sub>2</sub>O<sub>5</sub>)など。)自動車の排気ガスなどが生じて、大気汚染の原因物質のひとつとされている。NO<sub>x</sub> の生成機構として主に次のようなものがある。

)Fuel NOx

燃料中に窒素酸化物が含まれていると、これが燃焼過程において NO に変換される。以下に反応式示す。

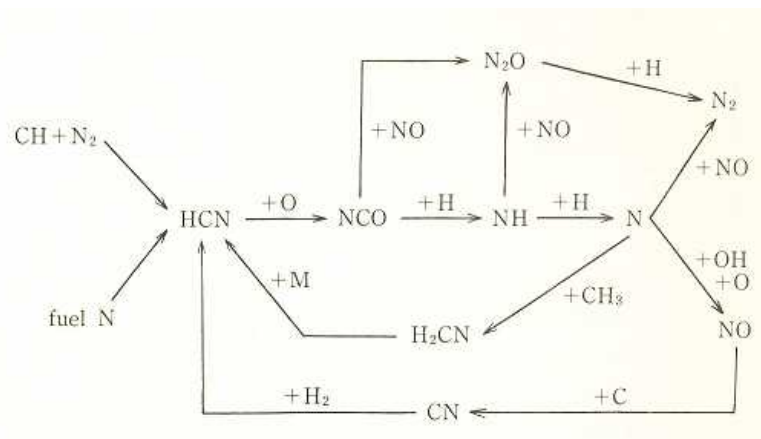
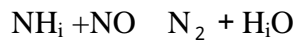
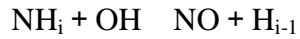


Fig. 6 Fuel NOx の生成機構

)Thermal NO

当量比が 1 よりも小さい燃料希薄火炎においては、NO の発生は主に Zeldovich 機構と呼ばれる次の反応により生ずると考えられている。



3 番目の式は拡大 Zeldovich 機構によるものである。酸素が少ないとき、3 番目が働く。

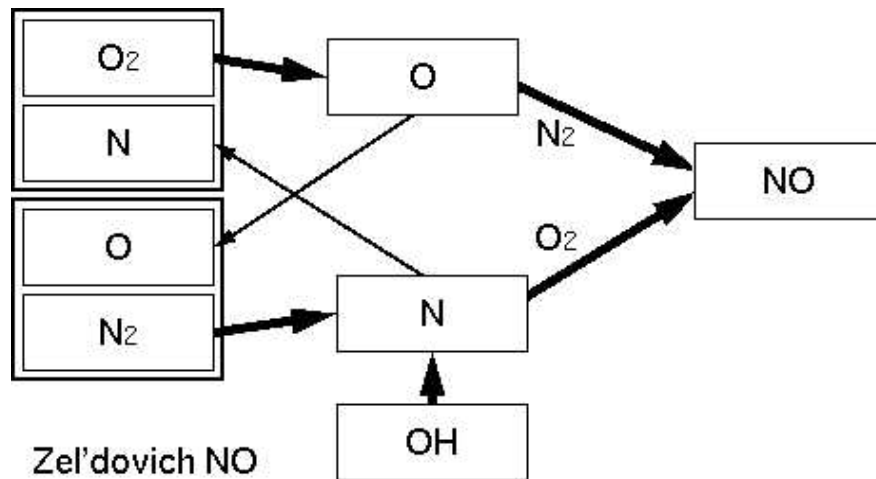


Fig. 7 Thermal NO の発生機構

この Thermal NO の生成量は、燃焼温度に対する依存性が極めて強く、温度に対して指数関数的に生成する。1800 K 以上の高温で大量に生成される。

)Prompt NO

希薄火炎の場合、NO は火炎の反応帯で少しずつ生成される。しかし、過濃混合気では、NO は火炎の反応帯内で急激(Promptly)に生成される。これを Prompt NO と言い、希薄混合気の火炎の反応帯後流で生成する Zeldovich NO とは区別する。Zeldovich NO は、主として燃焼用空気中の  $N_2$  を直接の生成源としているのに対し、Prompt NO は、 $CH_2$  などが  $N_2$  と反応して出来る HCN、CN、 $NH_i$  などを生成源としている。

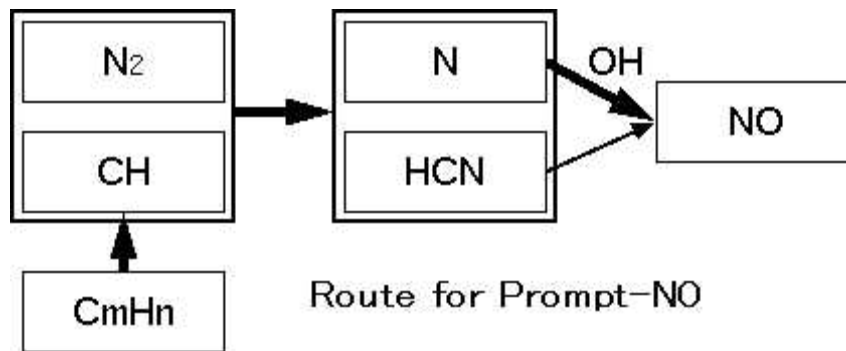


Fig. 8 Prompt NO の発生機構

#### 1-6. PM (粒子状物質)

ガソリン機関から排出される PM は、アンチノック剤として鉛を使用していた頃には 0.1g/km 程度存在していたが、無鉛ガソリンの場合、触媒内で硫黄分が反応して出来るエアロゾル程度となり極めて少ない。一方、ディーゼル機関では、黒鉛として排出されるものと可溶性有機成分 SOF とがあり、その量は小型車の場合でも 0.2~0.6g/km と高い値になっている。よって、以下にディーゼル機関から排出される PM について記述する。

ディーゼル排出ガス中の 99.9% 以上はガス状の成分であり、残りの 100ppm 程度が粒子状物質 (PM) となる。PM の化学的な性状は、エンジンの運転条件や燃料の性状、燃焼状態によって大きく異なる。

ディーゼルエンジンの燃焼は、燃料を高圧でシリンダ内に噴射することにより、微細な燃料液滴に分裂して、燃料噴霧と高温空気との混合気を作る。混合気は、高温中で低級炭化水素に分解して、着火に必要な温度と濃度に達した特定の場所で火炎核が発生し燃焼が開始する。このとき、混合気は空間的、時間的に不均質な状態で分布しており、当量比が 1 に近い領域では、2,000K 以上の高温となり一酸化炭素 (NO) が生成される。当量比が 1 より大きい燃料過濃な

領域では、酸素不足となってスス（Soot）が発生する。逆に当量比が 1 より小さい燃料希薄な領域では、部分的に酸化した燃料が未燃のまま取り残される。これらのススや未燃の炭化水素成分がエンジンから排出されて排気煙となる。したがって、排気煙には、エンジンの高負荷時に排出される黒煙と、冷態時や低負荷時の青白煙が含まれる。

一般的には、ディーゼル PM は元素状の炭素からなるススの周囲に比較的沸点の高い有機物や硫酸塩などが吸着しているものと考えられる。

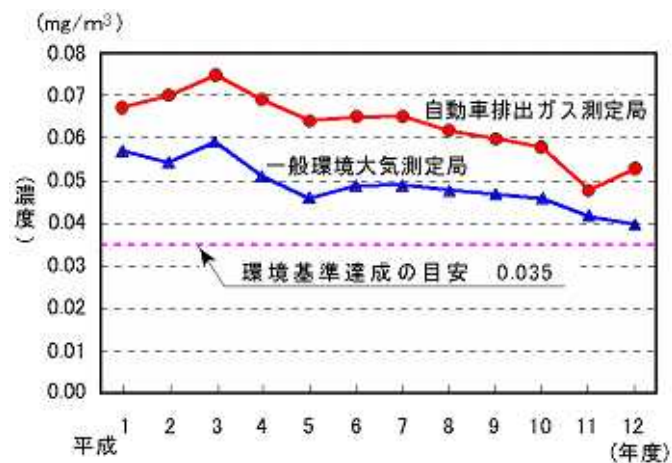


Fig. 9 浮遊粒子状物質（SPM）年平均濃度の推移

ディーゼル PM を元素別に見ると、主元素は炭素（C）であり PM の 60% を占めている。その他、リン（P）、ホウ素（B）、アルミニウム（Al）、鉄（Fe）、マグネシウム（Mg）、亜鉛（Zn）、カルシウム（Ca）などの金属分も微量ながら含まれている。

PM は、排気煙をフィルタに捕集して質量濃度で評価したもので、有機溶媒に溶ける可溶有機分（Soluble Organic Fraction：SOF）と不溶分（Insoluble Organic Fraction：ISF）に分けられる。可溶有機分（SOF）の成分は、未燃燃料と潤滑油

であり、不溶分 (ISF) の成分は、固形炭素物 (Solid carbon またはスス : Soot) および硫黄酸化物 (SO<sub>x</sub>) である。

スス (Soot) は、PM の中でも特に燃焼 (= 酸化) が難しいといわれている。可溶有機分 (SOF) の割合は、エンジンの型式や運転条件により異なり、重量で PM の数% ~ 80% 程度を占める。

スス (Soot) や可溶有機分 (SOF) の排出量は、エンジンの運転状況に大きく左右されるが、硫黄酸化物 (サルフェート) は燃料中の硫黄分に大きく影響を受ける。

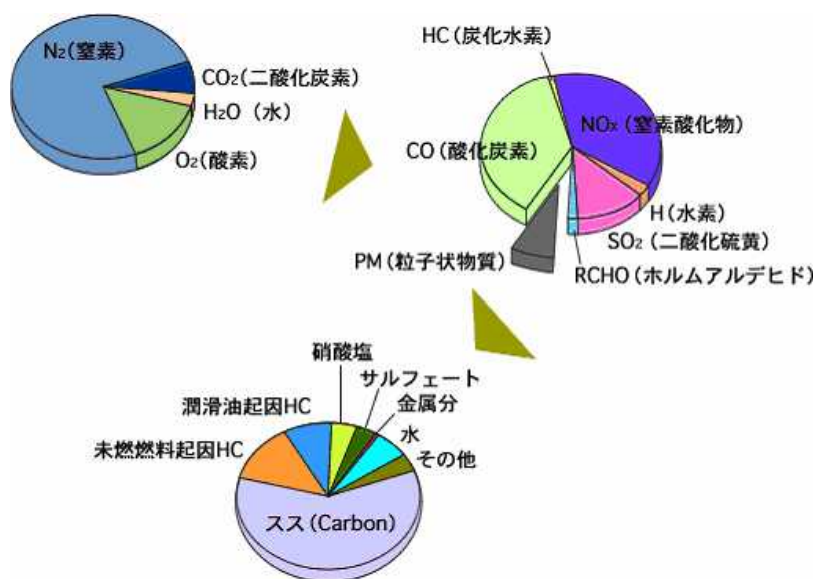


Fig. 10 ディーゼル排ガス、PM の構成

### 1-7. HC (未燃炭化水素)

HC 成分には、燃料成分そのものと、燃焼中間生成物(PAH)とがある。燃料成分そのものの有害性は、燃料蒸気を短時間吸入する程度であれば問題ない。しかし、問題となってくるのは中間生成物であり、特に多環芳香族は高沸点燃料を使うディーゼル機関に多い。

ガソリン機関では、混合気の一部が圧縮行程において、ピストンリング隙間、

プラグ隙間などの火炎の届かない部分に押し込められる。また、一部はシリンダ壁のオイル中に吸収される。これらの燃料は膨張行程中に一部燃焼するが、壁面近くは温度も低く消炎域であるので未燃分が多い。膨張に伴い上述の押し込められていたガスが体積を増大し壁面付近に滞留する。次の排気行程では、ピストンの上昇によりシリンダ壁付近の未燃分は、かきとられながら排出していく。また、オーバーリーン域、あるいはミスファイヤー時にも発生する。ディーゼル機関のように、燃料が燃焼の直前に燃焼室内に供給される場合には、ガソリン機関のような HC の発生パターンはない。最も発生しやすいのは、噴霧が燃焼室壁面に衝突して、そこに付着した燃料の燃焼が進行しない場合である。また、ノズルのサックボリウムと呼ばれる部分の燃料が、膨張行程で蒸発、あるいは部分燃焼することによっても発生する。また、このほかに潤滑油に起因する場合、あるいは着火遅れ期間中に空気流動によって噴霧の一部がオーバーリーンになり、燃え残る場合もある。

#### 1-8. ガソリン機関との比較

ディーゼルエンジンは、ガソリンエンジンに比べ燃費が良いことや耐久性に優れていることから、商用車に広く用いられている。

ディーゼルエンジンとガソリンエンジンの主な相違点は燃焼方式にあり、ガソリンエンジンが、燃料と空気の混合気をシリンダ内に吸入して電気火花で強制点火するのに対して、ディーゼルエンジンでは空気のみ吸入し、圧縮した高温空気中に燃料を噴射し、自己着火させる。このため、ガソリンエンジンよりも圧縮比を高くして自己着火を確実にし、また、ディーゼル用の燃料としても自己着火性の良い、セタン価の高い軽油や重油が用いられる。

出力の制御は、ガソリンエンジンの場合、混合気量を吸気絞りなどで加減し



て行う。このため負荷により空燃比が大きく変化する。

これら燃焼方式、出力の制御の違い、すなわち、ディーゼルエンジンでは圧縮比が高く、吸気絞りがないため燃費が優れている。

ディーゼルエンジンは、燃料をシリンダ内に直接噴射するため、混合気形成時間が短く、空気利用率をガソリンエンジンなみに高めることは難しく、さらに圧縮比が高く、運動部分の質量も大きいため摩擦損失が大きいという欠点もある。また、高回転域では、摩擦馬力が増加して、回転数を上げても出力を取り出せないこと、運動部分の質量が大きい事に起因する部品強度の限界、燃料噴射系の性能限界などにより、ガソリンエンジンに比べて最高回転数は概して低い。また、ディーゼルエンジンは燃焼圧力が高く、これに耐える構造とすることでエンジンの本体構造の強度や剛性を高くしている。このため、出力・排気量あたりのエンジン質量はガソリンエンジンに比べ大きい。また、それぞれの機関での排気成分を比較すると、ディーゼル機関はガソリン機関に比べ NO<sub>x</sub>、PM の排出量が多い。NO<sub>x</sub> が多いのはディーゼルが空気過剰状態で燃焼している為と、排気中に大量の空気が存在するため、触媒が使いづらい為である。PM が多いのは、ディーゼルが一種の層状燃焼であり、実際の燃焼は、燃料噴射近傍の燃料過剰のところで行われ、局部的空気不足を生じやすい為である。

#### 1-9. 噴霧燃焼<sup>(3)(4)</sup>

工業的には、液体燃料を噴霧器によって無数の微細な油滴に微粒化（または霧化）し、表面積を広げるとともに、空気との混合をよくして燃焼させる噴霧燃焼が多用される。応答性がよく、高負荷燃焼が可能で、種々の混合パターンつまり、火炎形態が選べる点で、工業目的によく適合している。噴霧燃焼を構

成する素過程としては、液体燃料の微粒化、噴霧の流動と混合、油滴 / 噴霧の蒸発・着火・燃焼等があり、噴霧の点火と自発着火、噴霧中での火炎伝播現象、保炎、噴霧火炎からの放射伝熱、有害物質の生成等が関係する。最近では油滴群燃焼（油滴集合燃焼）とあって、一つ一つの油滴が個々に蒸発や燃焼をするのではなく、不均一にグループを作って、グループ単位で燃焼するという考え方が支持されており、グループの作り方によって、燃焼の仕方や有害物質のでき方が違うとされている。

噴霧燃焼においては、時間的にも空間的にも粒径の異なる無数の燃料液滴が燃焼するが、おのおのの粒についてみると、予熱、蒸発、空気との混合、着火、燃焼、消炎となる。ディーゼル燃焼のような間欠噴霧燃焼は、時間的にも非定常であり、また、燃焼室が小さく、燃料の一部が燃焼室壁に衝突などして、非常に複雑である。噴霧燃焼では、一般に液滴間の相対距離が近く、個々の液滴の周りに形成される火炎が互いに干渉することが多い。そこで、理想的な噴霧燃焼の分類について、Chiu らが提唱している群燃焼について簡単に紹介する。噴霧火炎は、個々の燃料液滴の燃焼ではなく、液滴塊の燃焼、すなわち群燃焼に支配される。液滴間の無次元距離と液滴個数から、Fig.11 に示すように、四つの燃焼形態に分けることができる。ここで、Fig.11 の無次元距離は、

$$S = \frac{0.1}{\left(1 + 0.2676 R_e^{1/2} Pr^{1/3}\right)} \left(\frac{S}{d}\right)$$

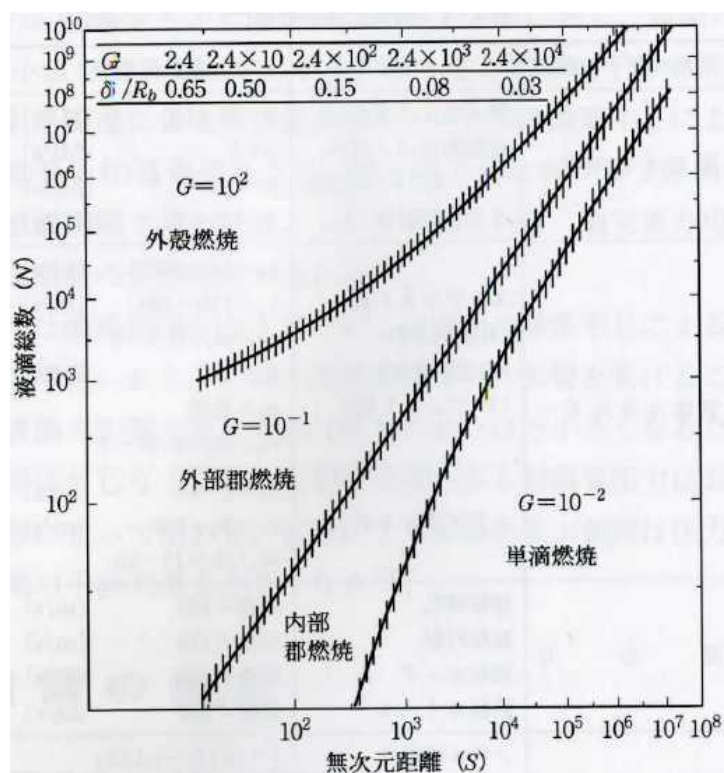


Fig. 11 液滴間の無次元距離と燃烧形態

それぞれの領域については、直径  $d$  の均一粒径液滴からなる直径  $R_b$  の球形液滴塊の群燃烧を理論的に解析し、Fig.12 に示される四つの燃烧形態があり得ることを Chiu らは示した。そして、どの燃烧形態が現れるかを判定する群燃烧数  $G$  ( Group Combustion Number ) を定義した。

$$G = 1.50C_u L_e N \left( \frac{d}{R_b} \right) \ln(1 + B)$$

あるいは、

$$G = 1.50C_u N^{2/3} (d/s) \ln(1 + B)$$

ここで、 $C_u$  は流れに対する換算係数、 $L_e$  は Lewis 数、 $N$  は液滴の総数、 $s$  は平均液滴間距離、 $B$  は伝達数、 $G$  は液滴塊に含まれる液滴の総蒸発率と拡散による液滴塊内外のガス成分交換率の比に対応している。

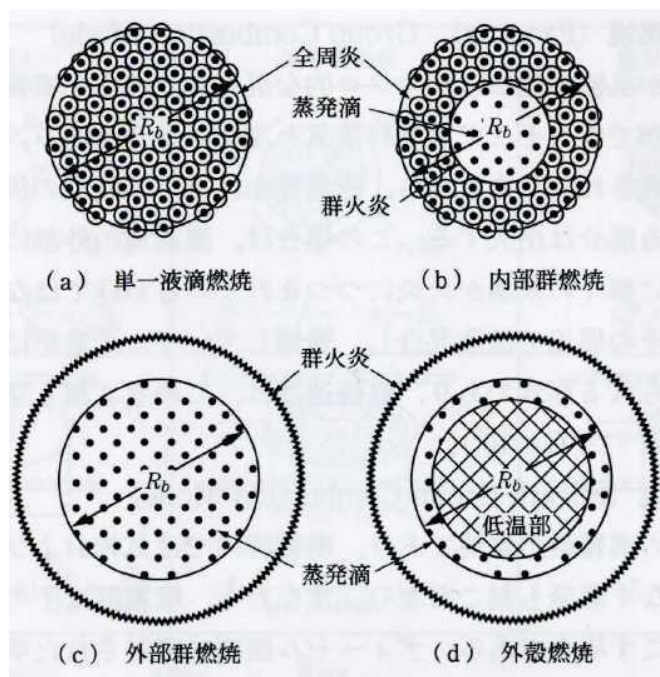


Fig. 12 液滴群燃焼の4形態

[1] 単一液滴燃焼 ( Single Droplet Combustion Mode )

噴霧群を構成する個々の液滴間の距離が十分離れている場合であり、酸素の供給がよいため、液滴は個々に全周炎に囲まれて燃焼する ( $G < 10^{-2}$ )。

[2] 内部群燃焼 ( Internal Group Combustion Mode )

噴霧の濃度が薄くなると、噴霧群の周辺では液滴間距離が個々の液滴が形成する火炎より大きくなる状態が出現する。このような状態になると、火炎は液滴ごとに形成されるが、噴霧群の中心部では外部群燃焼と同じ状態が保たれる。すなわち、液滴塊中心部で酸素の供給が不足気味となり、共通の群火炎を作って燃焼するが、外周炎では単一液滴燃焼が続いている。単一液滴燃焼と、外部群燃焼が噴霧群内で混在している状態である。蒸発の遅い重質油の燃焼の場合

に、このような燃焼状態が現れる ( $10^{-2} < G < 1$ )。

### [3]外部群燃焼 ( External Group Combustion Mode )

高濃度の噴霧が、乱流拡散によりマクロ的な混合を受けると、噴霧群の中に比較的low濃度の部分が出来、そこでは、燃料蒸気と空気の混合が進み、可燃混合気が噴霧群の中に形成される。すなわち、総蒸発率に比べて酸素の供給が大きく不足し、単滴燃焼する部分は消失する。この場合は、液滴塊の外部に群火炎が形成される。このために、個々の液滴が火炎につつまれているわけではなく、多くの液滴を含む蒸気塊がその周辺で拡散混合し、燃焼していく。工業炉における、炉内噴霧燃焼の火炎にみられる形式であり、燃焼速度は、このガス塊と空気との混合速度で律速されている ( $1 < G < 10^2$ )。

### [4]外殻燃焼 ( Sheath Group Combustion Mode )

非常に高濃度の噴霧群の燃焼であり、噴霧群内では、気相および周囲の火炎からの熱の流入が少なく、蒸発も起こらない。すなわち、噴霧群はその周辺でのみ蒸発と、拡散燃焼を起こす場合である。ディーゼル機関に噴射された噴霧は、噴射直後において非常に高濃度であり、その着火直後の燃焼状態などがこの場合に相当し、火炎は噴霧の周辺に沿って発達し、内部の噴霧の蒸発と燃焼は、その後の空気との混合によって起こる。すなわち、液滴の密集度が高すぎて液滴塊の外部に形成される ( $10^2 < G$ )。

## 1-10.ルイス数<sup>(5)</sup>

$$L_e = \frac{S_c}{P_r} = \frac{a}{D}$$

熱と物質の拡散速度の比を表す。これが1のとき、濃度場と温度場が相似に

なる。2つの場が相似であることが分かれば、測定や計算は一方だけで済ませられる。ここで、 $D$ と $a$ は分子拡散係数と熱拡散率で、 $\lambda$ を熱伝導率とすると、

$$a = \frac{\lambda}{C_p \rho}$$

である。

#### 1-11.レイノルズ数<sup>(6)</sup>

$$R_e = \frac{uL}{\nu}$$

慣性力と粘性力の比で、種類や寸法の異なる粘性流体の流れの相似性を表す。なお、 $u$ を $u'$ に、 $L$ を乱れのミクロスケール $l_T$ やマクロスケール $L_E$ に変えると、乱流レイノルズ数といって乱流渦の相似性を表す無次元数となる。

#### 1-12.プラントル数<sup>(7)</sup>

$$P_r = \frac{\nu}{a}$$

運動量と熱の拡散速度の比で、これが1のとき、速度場と温度場が相似になる。

#### 1-13.シュミット数<sup>(8)</sup>

$$S_c = \frac{\nu}{a}$$

運動量と物質の拡散速度の比で、これが1のとき速度場と濃度場が相似になる。

#### 1-14.燃料噴射システム

ディーゼル機関のサイクルあたりの吸入空気量は、ガソリン機関とは異なり、

負荷、あるいは回転数が変わってもその変化が少ない。すなわち、ディーゼル機関の負荷制御は燃料噴射量を制御することにより行われている。しかし、単に量のコントロールでよいわけではなく、適切な量を微粒化して、適切な時間に燃焼室内に噴射することが必要である。すなわち、調量、調時、調圧が同時に必要となる。

#### 1-14-1. コモンレールシステム

ディーゼルエンジンは本質的に熱効率が高く、燃費に優れているため、CO<sub>2</sub>の低減することが可能であり、地球温暖化防止に寄与する特性を備えている。しかし、経路を自然発火させるディーゼルエンジンは、どうしても不完全燃焼を生じやすく、NO<sub>x</sub> や PM・黒煙の排出量が多くなる。高出力で爆発力が強い分、騒音や振動も大きいため、それらの抑制が大きな課題となっていた。この弱点の克服に大きな役割を果たしたのが、コモンレール(蓄圧装置)システムである。コモンレールとは、「共通のレール(蓄積室)」を意味し、ディーゼルエンジン本体は従来と基本的に変わらない。旧世代のディーゼルエンジンは、エンジンの回転数に依存して燃料を噴霧して燃やすため、不完全燃焼になりやすく、スモークや NO<sub>x</sub> の発生が避けられない。これに対して、コモンレールシステムは、燃料は燃焼室に直接噴射するのではなく、まず高圧の部屋(コモンレール)で一時的に蓄え、電子制御で高圧で燃料を燃えやすい霧状に噴霧して完全燃焼させる。また、微量の燃料を数回に分けて燃やすことで、高温になりにくく、NO<sub>x</sub> の発生も抑えられる。最新のシステムでは、最大 1800 気圧という超高圧まで燃料の加圧が可能のため、燃料粒を超微粒子にすることが可能であり、1000 分の 1 秒に数回という精密さで燃料噴射のタイミングを電子制御することも可能で、騒音や振動も低減することが出来る。

コモンレールシステムによるメリットは他に次のようなものがある。コモンレールに蓄えた燃料を噴射するので、低速走行から高速走行まで安定した噴射が得られる。ひとつのコモンレールから燃料を供給するため、全気筒の燃料圧力が一定になり、気筒間の噴射バラつきが大幅に小さくなる。燃料噴射量、噴射タイミング、噴射圧力をコンピュータで精密に制御できるので、エンジンの条件や走行状況にあわせて噴射特性の最適化を図ることが出来るため、常に最適な燃焼状態を確保できる。等である。

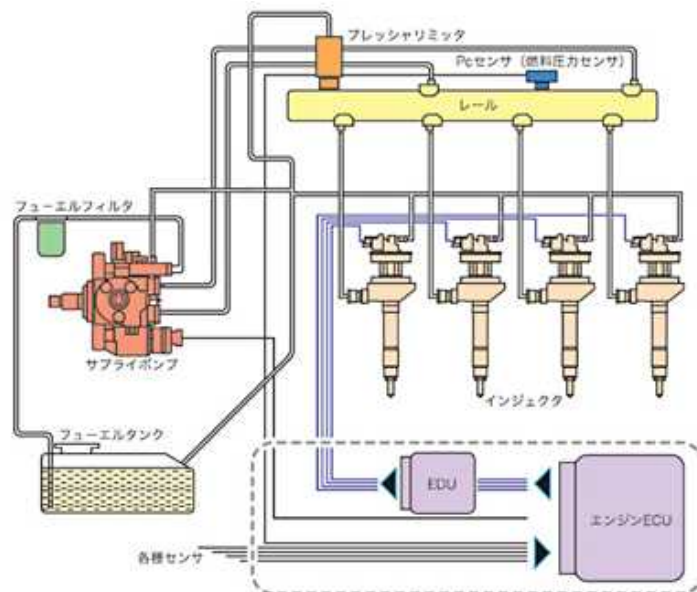


Fig. 13 コモンレールシステム

#### 1-15.多点点火

現在、通常のエンジンには、1つのシリンダーあたり、1つのプラグが付いており、一点点火での燃焼が行われている。一方で、シリンダー内の未燃混合気を減らす目的で、1つのシリンダーあたり、2つのプラグを用いるツインプラグ方式も開発されている。多点点火内燃機関は、複数の点火プラグで点火を行うことにより燃焼室内の火炎伝播時間を短縮し急速に燃焼を完了させ、少な



い燃料で高い出力を引き出すことができることから、燃費を向上させるのに効果的である。また、急速燃焼によりノッキングの抑制にも効果的であり、圧縮比を高めに設定することもできるという利点がある。また、複数の点火プラグの点火時期を制御する位相差点火を行うこともでき、エンジンの状態に応じた点火制御等を行うことにより効率よく上記効果を得ることが可能となる。完全燃焼が可能になるため、CO等の低減にも貢献することが可能である。しかしながら、点火点が増えるために、未燃混合気の圧力が高くなり、ノッキングなどを誘発してしまう可能性もあるという問題点もある。

#### 1-16. ノッキング

##### ・スパークノック

ガソリンエンジンは混合気を圧縮して点火プラグによる火花点火を行う。点火プラグを中心に火炎が広がる様に燃焼し、発生した燃焼ガスは膨張する。点火プラグから遠い場所にある未燃焼の混合気(エンドガス)はピストンやシリンダー壁面に押しつけられ、断熱圧縮により高温・高圧になる。高温・高圧が限界を超えるとエンドガスは一気に自己着火し、その際に衝撃波が発生する。

この衝撃波は金属性の音やエンジン部品破損の原因となる。また、衝撃波によってピストンやシリンダー壁面に生成されている断熱層が破壊され、急激に熱が伝わる状態になるため、これらの部品を融解させることもある。

スパークノックを防止する方法として、着火しにくい燃料の使用・点火タイミングの遅角化・燃焼室形状の最適化などが挙げられる。着火しにくい燃料にはオクタン価の高いハイオクガソリンや四エチル鉛を混入した有鉛ガソリンがあるが、後者は毒性が強いとされて現在は使用されていない。

#### ・ディーゼルノック

ディーゼルエンジンは空気を断熱圧縮して温度が上昇したところにノズルにより燃料を噴射して自己着火させる。燃焼室内の温度上昇や燃料の微粒子化が不十分な場合には、燃料は自己着火せずに未燃焼のまま燃焼室内に残り、過量の燃料が存在することになる。本来、ディーゼルエンジンは膨張行程の間、連続した燃焼が起こるが、燃焼室内の過量の燃料は一気に燃焼する。そのため、過大な圧力変動が発生し、振動やエンジン部品破損の原因となる。

ディーゼルノックを防止する方法として、燃料の十分な微粒子化・吸気の加熱・着火しやすい燃料の使用などが挙げられる。着火しやすい燃料にはセタン価の高い燃料がある。

#### ・スカートノック

レシプロエンジンでは圧縮行程と膨張行程の際に、クランクシャフトからの力がコネクティングロッドを介してピストンに斜め方向に作用する。ピストンとシリンダーとのクリアランス(隙間)が大きなエンジンでは、この斜め方向の力によって、ピストンが進行方向に対して垂直にずれてシリンダー壁面に衝突する。この現象が連続的に起きてエンジンが打撃音を発する。

スカートノックが起こると、衝突が繰り返されるピストンやシリンダー壁面には傷や変形が生じる。また、クランクルームに浸入するブローバイガスが増え、エンジンオイルの劣化を早める。

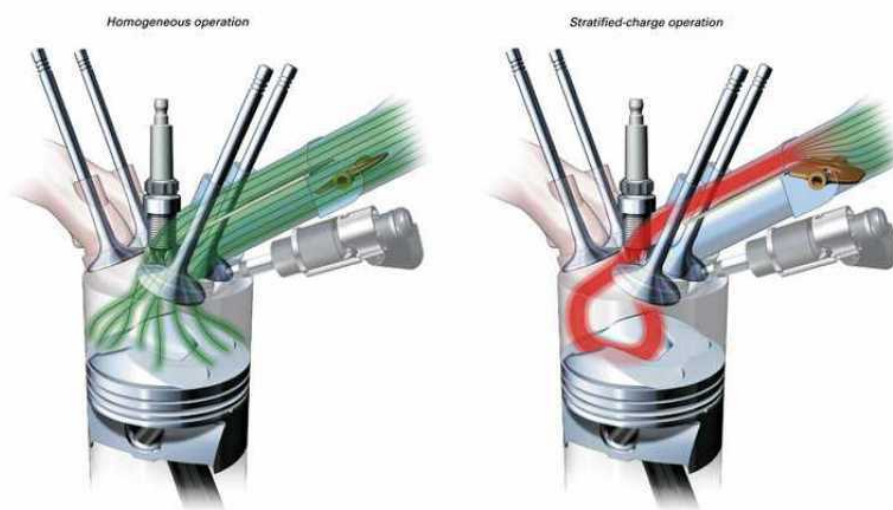
#### 1-17.成層燃焼

成層燃焼 (Stratified charge combustion) とは、ガソリン機関で主に燃費向上技術として用いられる燃焼方法である。通常ガソリン機関では、スロットルバル

ブより空気を吸入し、インテークマニホールドで吸入した空気にインジェクターにより微粒化したガソリンを吹きつけ混合。11～17：1 程度の空燃費の混合気をインテークポートよりシリンダー内に吸入し、圧縮後点火～燃焼～排気させる。

ガソリンと空気を混合する際、吸入した空気全てに均一にガソリンを混合する場合を均一混合を言い、一般的に広く用いられている。均一混合においては、いかにムラなく均一に空気とガソリンを混合できるかが、燃焼を安定させるため重要であった。

一方、成層燃焼では、ピストン下降に伴うシリンダ内の気流などを利用し、ガソリンと空気が均一に交じり合うことを防ぎ、混合気の濃い層（可燃層）と殆ど空気だけの層に分け、可燃層が、圧縮行程後期にスパークプラグ近傍に集まるように、シリンダ内気流を制御する。これによって、シリンダ内全体の混合比で見ると、最大 55:1（EGR 含む）程度の超希薄燃焼を可能としている。成層燃焼は、一部リーンバーンエンジン及び、筒内直噴エンジンの部分負荷運転時に用いられている。



**Fig. 14 Homogeneous combustion and Stratified charge combustion**

## 1-18.火炎伝播速度

火炎は、熱伝導、分子拡散、化学反応を原動力として、自力で伝播する性質を持っている。火炎は、複雑な形を持ち、自分で誘起した流れに乗って火炎各部の法線方向に伝播するが、静止観察者から見たみかけの伝播速度のことを火炎伝播速度と呼ぶ。それに対して、火炎前方の未燃混合気に相対的な火炎伝播速度の火炎面法線方向の分速度を燃焼速度と呼ぶ。燃焼速度は、単位面積の火炎面が単位時間に消費する未燃混合気の体積と定義することもでき、複雑な形状の火炎にはこの方が便利である。火炎伝播速度や燃焼速度はバーナ火炎の安定性などと密接な関係があり、これらの値を正確に把握することは燃焼器の設計を適切に行ううえで極めて重要である。

## 1-19.選択火炎伝播理論<sup>(9)</sup>

混合気を均一な濃度に調整しても完全に均一な濃度分布にするのは困難である。噴霧燃焼の場合では、特に、濃度分布を均一にするのは困難である。このために、燃焼時に瞬間的には非常に不均一な火炎が生じており、火炎は伝播しやすいところを通過してランダムに伝播している。これを選択火炎伝播という。燃空比が上がると、渦の影響で火炎の伝播しやすい領域が急速に増えて、燃焼速度が増加する可能性が高い。

## 1-20.不完全燃焼損失、燃焼効率<sup>(10)</sup>

燃焼装置に供給された燃料の低発熱量  $H_l$  と、実際に燃焼過程で発生した熱量

$Q_c$  との差  $\Delta H_l (= H_l - Q_c)$  を不完全燃焼損失、 $\eta_c = Q_c / H_l$  を燃焼効率という。 $\eta_c$  の  
大体の範囲は火格子燃焼炉や流動床炉で 0.8~0.97、微粉炭炉や重質油燃焼炉で  
0.9~0.98、ガス燃焼炉で 0.95~0.99といったところで、燃料の質やNO<sub>x</sub>低減対  
策などによっても値が変わってくる。

## 2.実験装置及び方法

## 2-1 実験装置

Fig.15に、本研究に用いられた実験装置の概略図を示す。本体は、主に燃烧容器、噴霧装置、点火装置、遅延回路及びデータサンプリング制御系から構成されている。

燃烧容器は、内径 160mm、長さ 120mmの円筒形（内容積約 2500cc）で、圧力ピックアップセンサ、点火装置、噴霧装置、火炎伝播観察用イオンプローブ及び吸排気用コックが取り付けられている。また、点火用鋼線の長さを調整することにより、火花点火位置を燃烧容器中心から壁面近傍まで変化させることが可能となっている。

噴霧装置は、燃料供給用燃料タンク、噴霧量調整燃料ポンプ、インジェクター、噴霧タイミング調整遅延回路(タイマー)等から構成されており、噴霧量調整燃料ポンプ内の圧力を燃料供給バイパス管の開閉開度を調整することにより、噴霧量を調整することが可能となっている。

なお、点火は汎用の自動車用リレー回路を利用した、火花点火方式が採用された。

### 2-1-1.噴霧装置

噴霧量調節燃料ポンプは、メルセデス・ベンツ用、BOSCH製(0-580-254-950)、インジェクターは、三菱自動車の直噴エンジンである、4A31型GDI(Gasoline Direct Injection)エンジン(ピスタチオ及びタウンボックスワイド等に採用)に採用されている 電子制御燃料噴霧インジェクターを採用した。

#### 2-1-2.タイマー

OMRON社製：H5CX L8（デジタルタイマー）を使用した。

#### 2-1-3.イオンプローブ、点火プラグ

日本特殊陶業社製：CR7HS(スパークプラグ)を使用した。本実験を行うに当り、上記のスパークプラグの先端にピアノ線を溶接して取り付けした。それにより、点火用鋼線の長さを調整することにより、火花点火位置を燃焼容器中心から壁面近傍まで変化させることが可能となっている。

#### 2-1-4.圧力ピックアップセンサ

ピエゾ型圧力変換器を使用した。圧力センサを用いて、燃焼室内の燃焼圧力の観察を行った。この装置は、小型の為に燃焼室形状を殆ど変更せずに取り付けることが出来る。

#### 2-1-5.アンプ

KISTLER社製 Type-5007を使用した。

#### 2-1-6.PCD

共和電業社製：PCD-320APCD-320シリーズは、USBインタフェースを經由してパソコンに接続するだけで、計測できる測定器である。センサインタフェースは、電圧であり、ひずみゲージや電圧出力型センサを、背面の入力端子に直接接続し、付属の制御ソフトウェア（PCD-30A）を起動し、パソコンで測定を行う。セ



ンサインタフェース1ユニットで 4チャンネルの測定が可能である。さらに、USB  
ハブを併用し同期ケーブルでユニット間を接続することにより、最大4ユニット  
16チャンネルまで拡張することができる。

#### 2-1-7.イグナイター、コイル

イグナイター及びコイルは、MITSUBISHI社製JII75604A及び90048-52111F-681  
を使用した。

#### 2-1-8.バッテリー

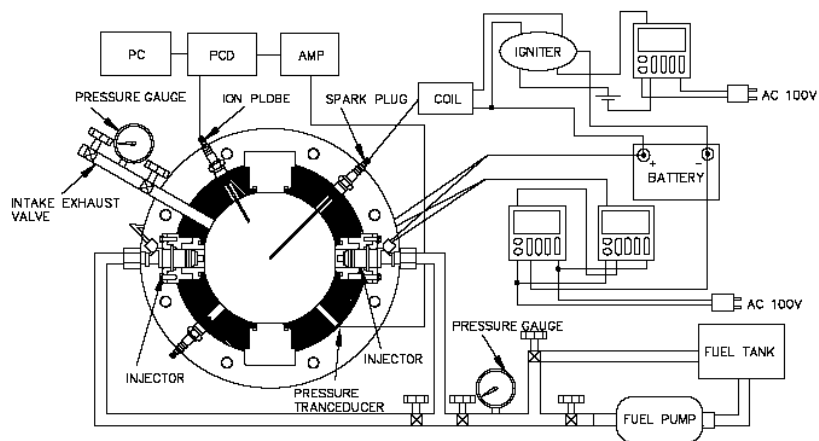
GSユアサ製：12V40B19Rを使用した。

#### 2-1-9.燃料

本実験では常温で使用可能なn - ヘキサデカンを使用した。n - ヘキサデカン  
の物性値を以下に示す。

**Table 2 Fuel specifications**

比重		0.773
屈折率		1.4345
引火点[ ]		135
分子量		226.4446
融点[ ]		18.17
沸点[ ]		287
蒸気密度		7.8
動粘度[mm <sup>2</sup> /s]	37.8 時	3.071
動粘度[mm <sup>2</sup> /s]	98.9 時	1.263



**Fig. 15 Schematic diagram of experimental apparatus**

## 2-2.実験方法

### 2-2-1.噴霧量の測定

噴霧装置の噴霧量の計測実験方法を以下に示す。

燃料噴霧インジェクターへの通電時間を、デジタルタイマーにて設定する。

噴霧量調整燃料ポンプ内の圧力を燃料供給バイパス管の開閉開度を調整することにより、所定の圧力に設定する。

燃料噴霧を10 回行う。

燃料噴霧インジェクターから噴霧された燃料を容器に収集する。

精密質量秤にて、噴霧燃料の質量を計測する。

～ の作業を合計30 回行う。

以上の手順によって、1 回の平均噴霧量を算術する。燃料噴霧インジェクターへの通電時間および噴霧量調整燃料ポンプ内の圧力を変更し、それぞれの条件での燃料噴霧量を計測する。

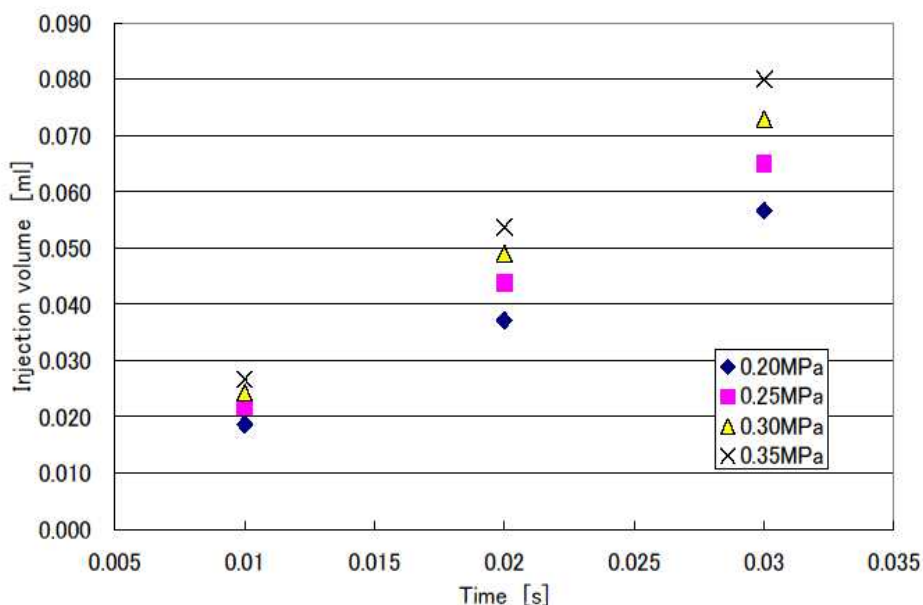
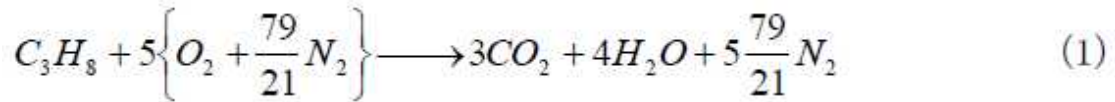


Fig. 16 Volume of fuel injection

## 2-2-2. プロパン - 空気混合気の作成

本研究での燃料は、純度99.9%のプロパン(C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>)を使用し、酸化剤には空気組成の代用として、窒素79vol%、酸素21vol%の混合気体を使用する。プロパン - 空気混合気の実験は、ドルトンの分圧の法則に基づいて行われる。プロパンが化学量論比で完全燃焼する際の総括化学反応を(1)式に示す。



(1)式より、プロパン - 空気混合気の理論空燃比は、

$$\frac{V_a}{V_p} = \frac{1}{0.042} \quad (2)$$

次に、当量比の定義を次式に示す。

$$\text{当量比} = (\text{理論空燃比}) / (\text{実際の空燃比}) \quad (3)$$

(2)、(3)式より、当量比  $\phi$  は、

$$\phi = \frac{M_a/M_p}{(P_t - P_a)/P_p} = \frac{M_a/0.042}{(P_t - P_a)/P_p} \quad (4)$$

ここで、 $P_t$ は作成する混合気的全圧、 $P_p$ はプロパンの分圧とする。従って、圧力 $P_t$ のプロパン - 空気混合気のプロパン分圧 $P_p$ は、

$$P_p = \frac{0.042}{1 + 0.042} P_t \quad (5)$$

となる。よって、(5)式から、各当量比  $\phi$  のプロパン - 空気混合気を作成することができる。

密閉された容器内において、混合気の濃度を正確にコントロールするのに最も適した方法は分圧法である。しかし、希薄混合気においては、混合気濃度の

微妙な変化により燃焼現象が大きく異なってくるために、混合気の作成には細心の注意を払う必要がある。

次に混合気作成の手順を示す。

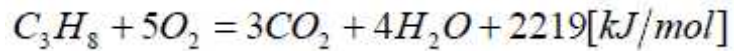
1. 真空ポンプで混合タンク内を真空にする。
2. 真空になったら窒素を大気圧よりやや高めに入れ、大気開放する。
3. 精密圧力計を混合タンクに接続する。
4. 分圧法によって指定された値まで窒素を入れ、次に酸素を入れる。
5. 同様に、プロパンを指定された値まで入れる。
6. 混合タンク内の電動ファンを作動させて15分以上攪拌する。

本研究では、以上の手順で混合気を作成し用いた。

### 2-2-3. 総括当量比及び n - ヘキサデカン噴霧量の算出

本実験では、プロパン - 空気混合気に n - ヘキサデカンを噴霧し燃焼しているため、総括当量比という考え方をを用いた。容器内に導入するプロパン - 空気混合気の発熱量と、噴霧した n - ヘキサデカンの発熱量を足したものがプロパン - 空気混合気のみ発熱量と同じになるようにし、そのときのプロパン - 空気混合気の当量比を、総括当量比として定義した。発熱量から n - ヘキサデカンの噴霧量を逆算した。以下に、その算出方法を示す。

まず、プロパンの総括反応式を以下に示す。



上式より、1molのプロパンを完全燃焼させるのに5molの酸素が必要であることが分かる。よって、酸素5molを含む乾燥空気は比の計算より、

$$x = 5 \times \frac{100[vol\%]}{21[vol\%]} = 23.81[mol]$$

となり、約23.81molの乾燥空気が必要である。よって、プロパン - 空気混合気は24.81molということになる。今回使用した燃焼容器の体積は2.5lのため、標準状態での1molの体積は22.4lなので、容器内のプロパン - 空気混合気のmol数は、比の計算より、

$$y = \frac{2.5}{22.4}[mol]$$

となる。また、容器内のプロパン - 空気混合気内に含まれるプロパンのmol数は、比の計算より、

$$z = \frac{2.5}{22.4} \times \frac{1}{24.81}[mol]$$

よって、当量比 =1の時のプロパン - 空気混合気の発熱量は、

$$Q = \frac{2.5}{22.4} \times \frac{1}{24.81}[mol] \times 2219[kJ/mol] = 9.982[kJ] \dots\dots\dots \textcircled{1}$$

となる。本実験で使用したプロパン - 空気混合気の当量比

=0.65, 0.7, 0.75, 0.8 における発熱量は 式より、

$$Q_{0.65} = 0.65 \times \frac{2.5}{22.4} \times \frac{1}{24.81} [\text{mol}] \times 2219 [\text{kJ/mol}] = 6.4883 [\text{kJ}]$$

$$Q_{0.7} = 0.7 \times \frac{2.5}{22.4} \times \frac{1}{24.81} [\text{mol}] \times 2219 [\text{kJ/mol}] = 6.9874 [\text{kJ}]$$

$$Q_{0.75} = 0.75 \times \frac{2.5}{22.4} \times \frac{1}{24.81} [\text{mol}] \times 2219 [\text{kJ/mol}] = 7.4865 [\text{kJ}]$$

$$Q_{0.8} = 0.8 \times \frac{2.5}{22.4} \times \frac{1}{24.81} [\text{mol}] \times 2219 [\text{kJ/mol}] = 7.9856 [\text{kJ}]$$

次に、同様に本実験で用いた総括当量比 =0.8,0.9,1.0,1.1 に相当する、プロパン - 空気混合気の発熱量を算出する。

$$Q_{0.8} = 0.8 \times \frac{2.5}{22.4} \times \frac{1}{24.81} [\text{mol}] \times 2219 [\text{kJ/mol}] = 7.9856 [\text{kJ}]$$

$$Q_{0.9} = 0.9 \times \frac{2.5}{22.4} \times \frac{1}{24.81} [\text{mol}] \times 2219 [\text{kJ/mol}] = 8.9838 [\text{kJ}]$$

$$Q_{1.0} = 1.0 \times \frac{2.5}{22.4} \times \frac{1}{24.81} [\text{mol}] \times 2219 [\text{kJ/mol}] = 9.982 [\text{kJ}]$$

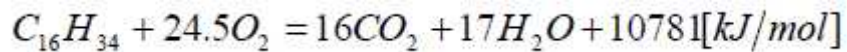
$$Q_{1.1} = 1.1 \times \frac{2.5}{22.4} \times \frac{1}{24.81} [\text{mol}] \times 2219 [\text{kJ/mol}] = 10.9802 [\text{kJ}]$$

となる。次表に、各総括当量比 におけるプロパン - 空気混合気の当量比 に 対するn - ヘキサデカンの発熱量を示す。

Table 3 n-ヘキサデカンの発熱量 [kJ]

	=0.65	=0.7	=0.75	=0.8
Φ=0.8	1.4968	0.9969	0.4969	—
Φ=0.9	2.4968	1.9969	1.4969	1.0000
Φ=1.0	3.4938	2.9938	2.4938	1.9969
Φ=1.1	4.4938	3.9938	3.4938	2.9969

次に、噴霧するn-ヘキサデカンの総括反応式を用い、n-ヘキサデカンの噴霧量を算出する。n-ヘキサデカンの総括反応式を以下に示す。



上記の式より、噴霧するn-ヘキサデカンの発熱量から、n-ヘキサデカンの噴霧量を以下の式より算出する。

任意のn-ヘキサデカンの発熱量をXとし、そのときのmol数をYとすると、

$$Y = \frac{X}{10781}[mol]$$

となる。上記の式を用い、n-ヘキサデカンの質量及び体積を以下の式から求める。n-ヘキサデカンの分子量は226.2[g/mol]、密度は0.774[g/cm<sup>3</sup>]である。

$$Z = \frac{X}{10781} \times 226.2[g] = \frac{X}{10781} \times 226.2 \times \frac{1}{0.774}[g/cm^3]$$

また、[g/cm<sup>3</sup>]=[g/ml]である。

上式を用い、算出したn-ヘキサデカンの噴霧量を示す。



Table 4 n-ヘキサデカンの噴霧量 [ml]

	=0.65	=0.7	=0.75	=0.8
$\Phi=0.8$	0.037	0.025	0.012	
$\Phi=0.9$	0.062	0.050	0.037	0.025
$\Phi=1.0$	0.087	0.075	0.062	0.050
$\Phi=1.1$	0.112	0.099	0.087	0.075

対向噴霧方式を用いた実験では、上記の噴霧量の半分を片方の噴霧装置から噴霧した。

#### 2-2-4. 燃焼実験

燃焼実験の方法を以下に示す。

燃焼容器内を真空にする。

あらかじめ作成しておいた所定の当量比のプロパン - 空気混合気を導入する。

大気開放し、燃焼容器内を室温・大気圧の状態にする。

燃焼容器内に燃料を噴霧し、遅延回路を介して火花点火を行う。

最高燃焼圧力、全燃焼時間及び平均火炎伝播速度等を観測する。

以上の手順によって、単噴霧方式における最高燃焼圧力、全燃焼時間及び平均火炎伝播速度等を測定した。プロパン - 空気混合気の当量比は0.65、0.70、0.75、0.80に設定し、総括当量比は0.8、0.9、1.0、1.1になるように噴霧量を変化させた。最高燃焼圧力は大気圧を基準として計測した。

#### 2-2-5.噴霧方式

本実験で用いた噴霧方式について以下に示す。

- 1) 単噴霧方式 ( 燃焼室右方向の単一のインジェクターによる、燃焼室壁面方向への噴霧 )
- 2) 壁面噴霧方式 ( 燃焼室中心から左に10mm の場所に、一辺40mm の正方形のアルミ板を設置し、このアルミ板に向かって噴霧する )
- 3) 対向噴霧方式 ( 180 ° ) ( 燃焼室の左右に設置されたインジェクター両方を用いて、燃焼室中心方向に対向噴霧する )
- 4) 対向噴霧方式 ( 90 ° ) ( 燃焼室上方向と右方向のインジェクターを用いて、燃焼室中心方向に対向噴霧する )

#### 2-2-6.点火方式

本実験では、以下の3つの点火方式を採用した。

- 中心点火 ( 燃焼室の水平軸から反時計回りで45 ° 方向の壁面に設置された点火プラグを用い、プラグ先端に燃焼室中心までの長さのピアノ線取り付け、それにより点火する )
- 二点点火 ( 燃焼室の水平軸から反時計回りで45 °、225 ° 方向の壁面に設置された点火プラグを用い、プラグ先端に以下の点火位置の長さのピアノ線取り付け、それにより点火する )

1) 0,20mm

2) 0,40mm

- 3) 0,60mm
- 4) 20,20mm
- 5) 40,40mm
- 6) 60,60mm

・三点点火（燃焼室の水平軸から反時計回りで45°、225°、315°方向の壁面に設置された点火プラグを用い、プラグ先端に以下の点火位置の長さのピアノ線取り付け、それにより点火する）

- 1) 0,40,40mm
- 2) 0,60,60mm

#### 2-2-7.電圧から圧力への単位変換

圧力ピックアップセンサで得られる燃焼圧力の値は、PCDを用いたPC上では出力が電圧で表示される。しかし、圧力での考察が望まれるため、電圧から圧力への換算が必要となる。そのため、基準重鎮型圧力計を用いて、圧力換算が行われた。

基準重鎮型圧力計は、株式会社品川製作所基準重鎮型圧力計（型式 WT-2、器物番号 NO.4660、最高限界圧力100kg/cm<sup>2</sup>、最低限界圧力1kg/cm<sup>2</sup>、ラム断面積 1/4cm<sup>2</sup>、昭和45年10月）を使用した。

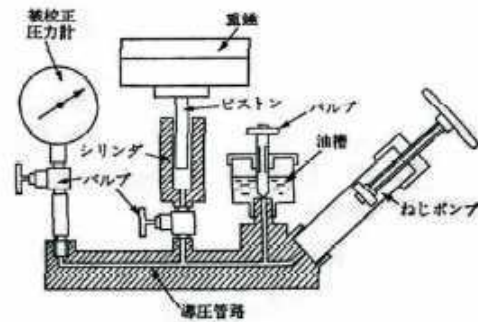
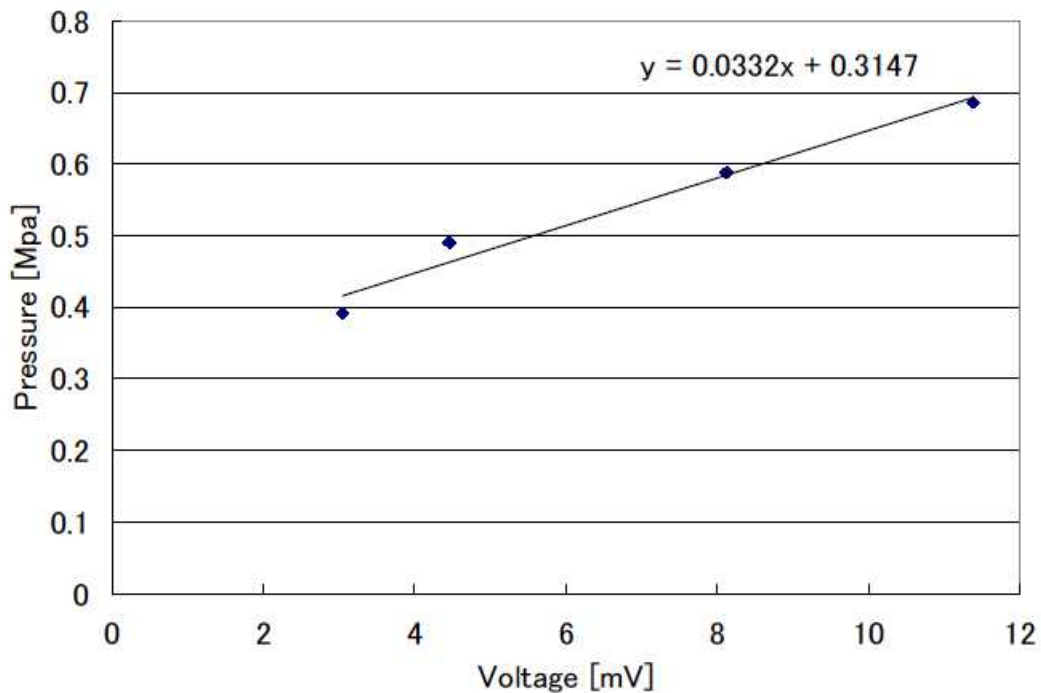


Fig. 17 基準重鎮型圧力計

上図より、右側の先端に圧力センサを左側の皿の上には錘を載せる。管内にはオイルが充填されており、左側のバルブを回すことにより錘が自由落下し、同時に、充填された中のオイルが錘に押されて右側に移動することによって圧力が発生する。その圧力がオイルを伝わって右側の圧力センサに伝える。その時の錘の圧力が圧力ピックアップセンサを介して、オシロスコープにて電圧で観察される。ひとつの錘に対して20回程度測定し、その算術平均値を用いて線形近似を求めた。線形近似は一次関数の式で表すことが出来るので、その式を電圧 - 圧力変換式として用いる。基準重鎮型圧力計の錘を、 $4\text{kg/cm}^2$  から  $1\text{kg/cm}^2$  刻みで  $7\text{kg/cm}^2$  まで変えて計測を行った。 $1\text{kgf/cm}^2=9.80665\times 10^4\text{N/m}^2$  より、 $4\text{kg/cm}^2\times 9.80665\times 10^4=392266\text{N/m}^2$ 、 $1\text{Pa}=1\text{N/m}^2$  より、 $392266\text{N/m}^2=0.3922\text{MPa}$  となる。



**Fig. 18 Pressure Calibration Equation**

求められた線形近似の一次関数の式は、 $y=0.0332x+0.3147$ となった。ここでxは電圧（V）、yは圧力（MPa）となる。この式に電圧値を代入することで、圧力値を求めた。

#### 2-2-8.熱発生率<sup>(11)</sup>

エンジンの燃焼状態を把握する最も確実な方法は、燃焼圧力の計測であるが、これだけでは定量的な燃焼の評価は出来ない。そこで、燃焼による熱発生の時間的変化、すなわち、エンジンの回転角に対してどのような割合で燃焼したかという熱発生率を求めることが重要である。熱発生率を正確に計算するには燃焼に関する多くの知識を必要とするが、ここでは最も簡単な計算方法を用いた。シリンダ内ガスの状態が一様であると仮定すると、内部エネルギーdU、熱発生

dQ、仕事PdVの間には熱力学第一法則より次式が成り立つ。

$$dU = dQ - PdV$$

シリンダ内ガスの質量をm、単位質量当たりの内部エネルギーをuとし、熱発生率をクランク角による微分形で表せば、

$$\frac{dQ}{d\theta} = P \frac{dV}{d\theta} + m \frac{du}{d\theta}$$

となる。内部エネルギーは定容比熱を $c_v$ 温度をT、定数をcとすれば、

$$u = c_v \cdot T + c$$

によって表されるので、

$$\frac{dQ}{d\theta} = P \frac{dV}{d\theta} + m \cdot c_v \frac{dT}{d\theta}$$

が得られる。比熱に関する式および状態方程式はガス定数をRとすると、

$$c_p - c_v = R$$

$$PV = mRT$$

となり、これを用いれば、

$$\frac{dQ}{d\theta} = \left(1 + \frac{c_v}{R}\right) P \frac{dV}{d\theta} + \frac{c_v}{R} V \frac{dP}{d\theta}$$

が得られる。比熱 $c_v$ （正確には温度によって変化するが）、ガス定数Rは燃焼ガス（正確には未燃ガスと燃焼ガスの混合気体であるが）の物性値から得られる。本研究では、クランク角を時間変化tに置き換えた。また、定容容器であることから $dV=0$ となり、次式のように変化した。

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{c_v}{R} V \frac{dP}{d\theta}$$

この式を用いて、本実験では熱発生率を算出した。

Table 5 物性値

	0.65	0.70	0.75	0.80
Cv[kJ/kgK]	0.7408	0.7421	0.7433	0.7446
R[kJ/kgK]	0.2844	0.2841	0.2838	0.2835

補足

最高燃焼圧力

本実験では、圧力ピックアップセンサが圧力を検知してから、最も燃焼圧力が高い値を最高燃焼圧力とした。

全燃焼時間

本実験では、圧力ピックアップセンサが圧力を検知してから最高燃焼圧力に達するまでの時間を全燃焼時間とした。

平均火炎伝播速度

燃焼容器の中心から燃焼容器壁面までの距離を全燃焼時間で除したものを平均火炎伝播速度とした。

最高燃焼圧力増加率

$$I_f = \frac{P - P_s}{P_s} \times 100$$

ここで、

▪  $P$  : 各条件での最高燃焼圧力

▪  $P_s$  : 比較対象の最高燃焼圧力

また、 $P_s$  は、中心点火では単噴霧方式、二点及び三点点火では対向噴霧方式  
(180°)中心点火を用いた。

全燃焼時間減少率

$$I_f = \frac{T_s - T}{T} \times 100$$

ここで、

▪  $T$  : 各条件での最高燃焼圧力

▪  $T_s$  : 比較対象の最高燃焼圧力

また、 $T_s$  は、中心点火では単噴霧方式、二点及び三点点火では対向噴霧方式  
(180°)中心点火を用いた。

平均火炎伝播速度増加率

$$I_f = \frac{S - S_s}{S_s} \times 100$$

ここで、

▪  $S$  : 各条件での最高燃焼圧力

▪  $S_s$  : 比較対象の最高燃焼圧力

また、 $S_s$  は、中心点火では単噴霧方式、二点及び三点点火では対向噴霧方式  
(180°)中心点火を用いた。



### 3.実験結果

### 3-1.噴霧条件による変化

#### 3-1-1.最高燃焼圧力

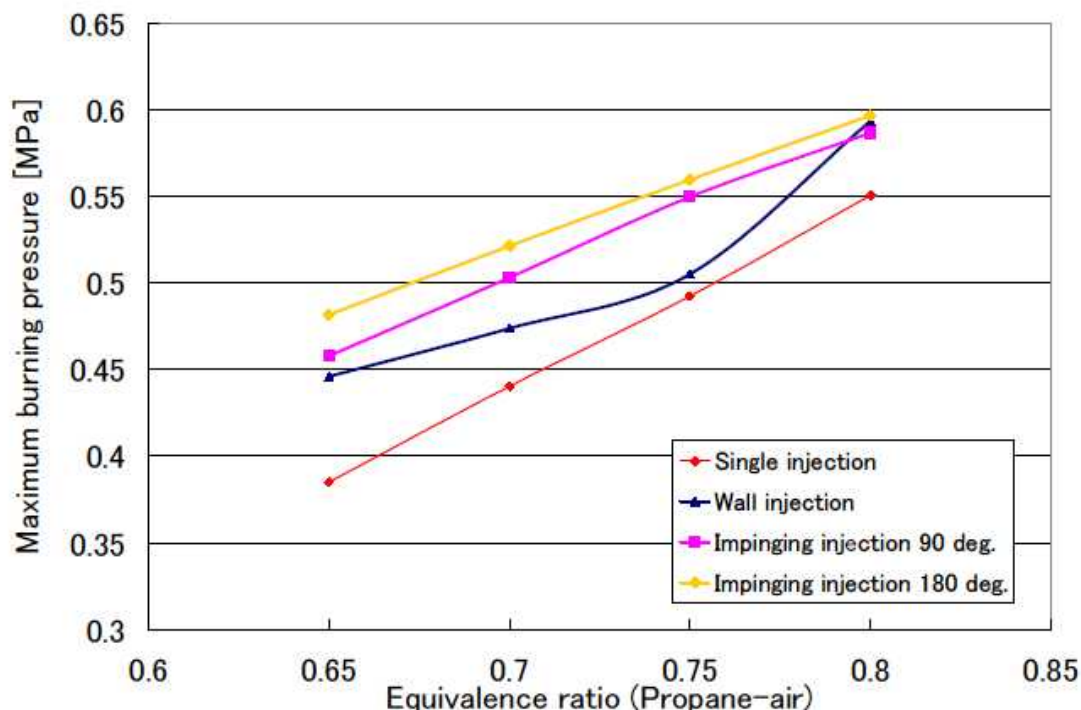


Fig. 19 Maximum burning pressure ( $\Phi=1.0$ )

Fig.19 に、総括当量比  $\Phi=1.0$ における、噴霧前のプロパン - 空気混合気の当量比に対する最高燃焼圧力を、噴霧方式をパラメータとして示す。この図から明らかのように、どの噴霧方式においても、噴霧前のプロパン - 空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、最高燃焼圧力は増大している。また、どの噴霧前プロパン - 空気混合気の当量比においても、対向噴霧方式（ $180^\circ$ ）を用いた場合、最高燃焼圧力の値は最も大きく、対向噴霧方式（ $180^\circ$ ）の燃焼促進効果の有効性が示唆される。

### 3-1-2.全燃焼時間

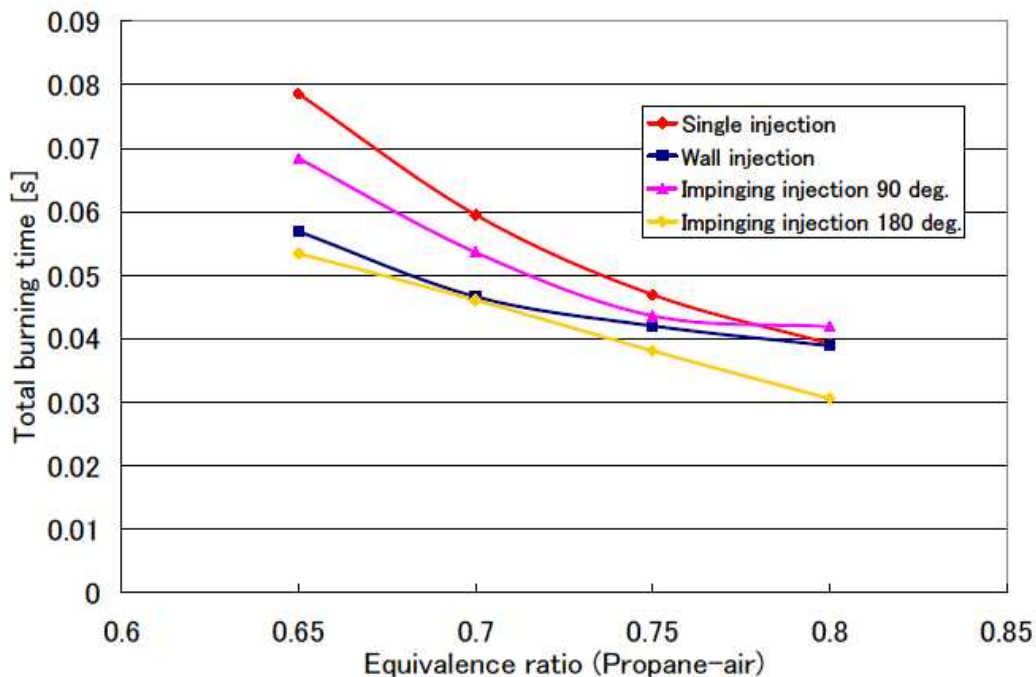


Fig. 20 Total burning time ( $\Phi=1.0$ )

Fig.20に、総括当量比  $\Phi=1.0$ における、噴霧前のプロパン - 空気混合気の当量比に対する全燃焼時間を、噴霧方式をパラメータとして示す。この図から明らかのように、どの噴霧方式においても、噴霧前のプロパン - 空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、全燃焼時間は単調に減少している。また、どの噴霧前プロパン - 空気混合気の当量比においても、対向噴霧方式（ $180^\circ$ ）を用いた場合、全燃焼時間の値は最も小さく、先の最高燃焼圧力の結果と一致している。

### 3-1-3.火炎伝播速度

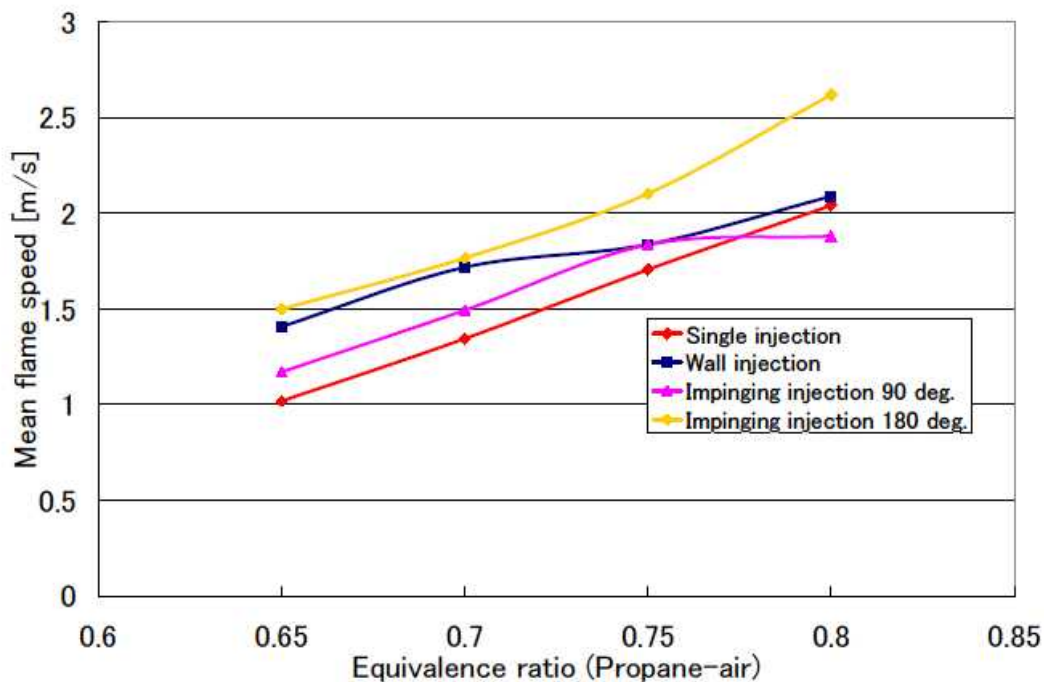


Fig. 21 Mean flame speed ( $\Phi=1.0$ )

Fig.21に、総括当量比 $\Phi=1.0$ における、噴霧前のプロパン - 空気混合気の当量比に対する平均火炎伝播速度を、噴霧方式をパラメータとして示す。この図から明らかなように、どの噴霧方式においても、噴霧前のプロパン - 空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、平均火炎伝播速度は増大している。また、どの噴霧前プロパン - 空気混合気の当量比においても、対向噴霧方式（ $180^\circ$ ）を用いた場合、平均火炎伝播速度の値は最も大きく、先の最高燃焼圧力および全燃焼時間の結果と一致する。

#### 3-1-4.熱発生率

Fig.22 ~ 25 に、総括当量比 $\Phi = 1.0$ において、各噴霧前のプロパン - 空気混合気の当量比における、点火からの時間に対する熱発生率の変化を、噴霧方式をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、どの総括当量比および噴霧方式においても、噴霧前のプロパン - 空気混合気の当量比の希薄側への移行に伴って最大熱発生率は減少し、最大熱発生率が得られる点火からの時間も遅延している。これは、前述の通りである。また、噴霧前のプロパン - 空気混合気の当量比の希薄領域においては、どの総括当量比および噴霧方式においても、熱発生率はピークを迎えることなく燃焼が終了しており、燃料の未燃分が残り、燃焼が緩慢であることが分かる。また、対向噴霧方式( $180^\circ$ )を用いた場合、どの噴霧前プロパン - 空気混合気の当量比においても最大熱発生率は大い。これらのことから、対抗噴霧方式( $180^\circ$ )が優れていることが解る。

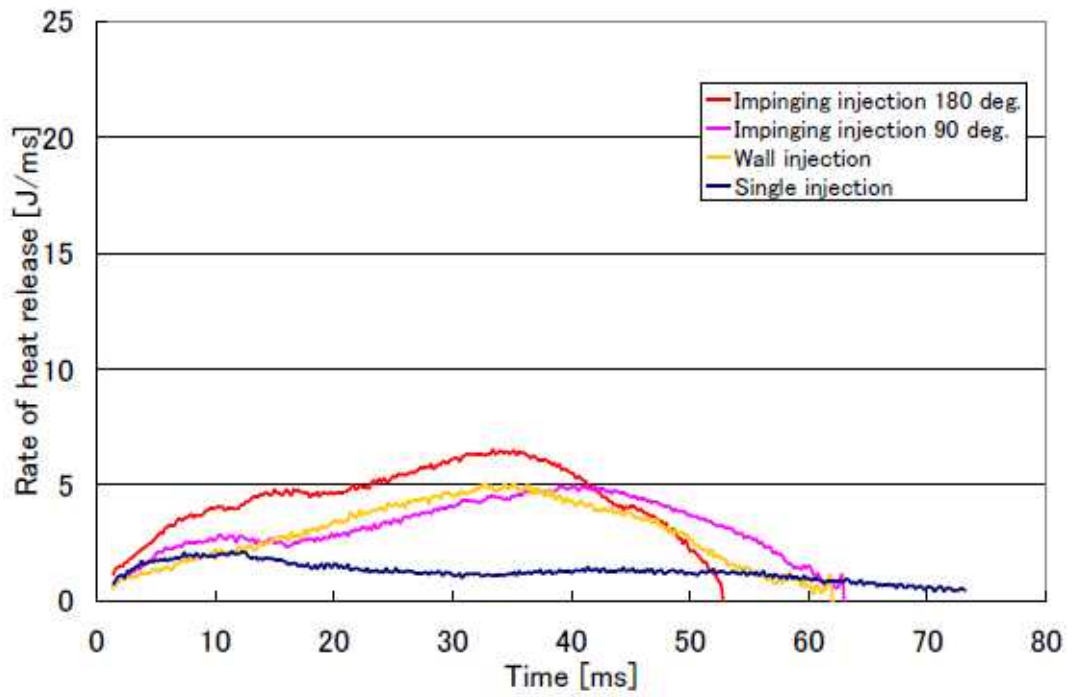


Fig. 22 heat release  $\phi 0.65(\Phi 1.0)$

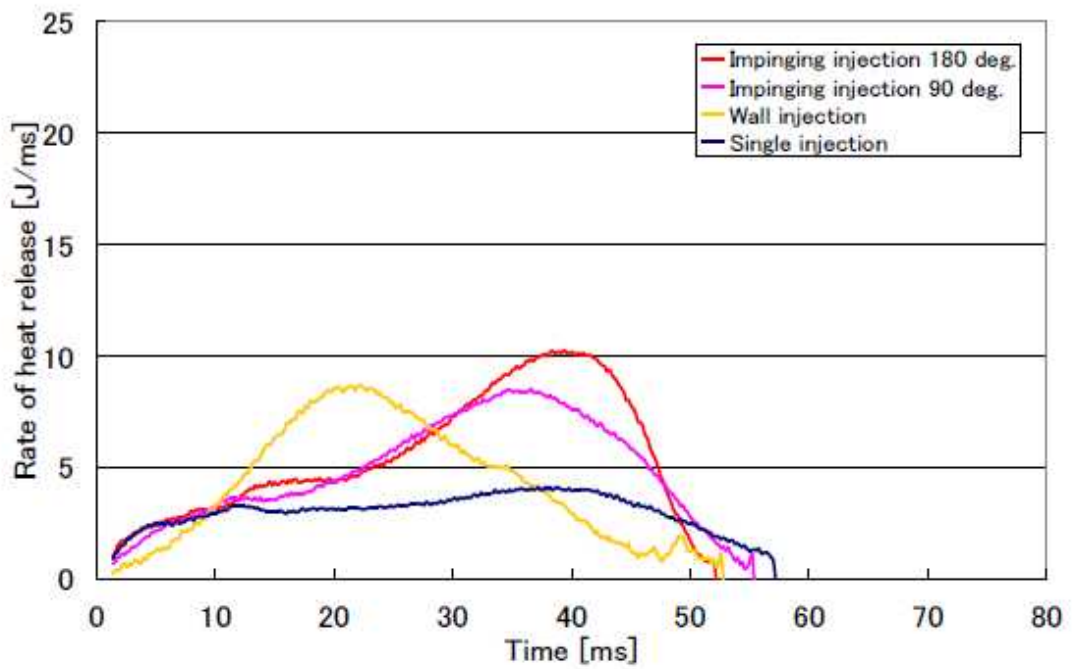


Fig. 23 heat release  $\phi 0.7(\Phi 1.0)$

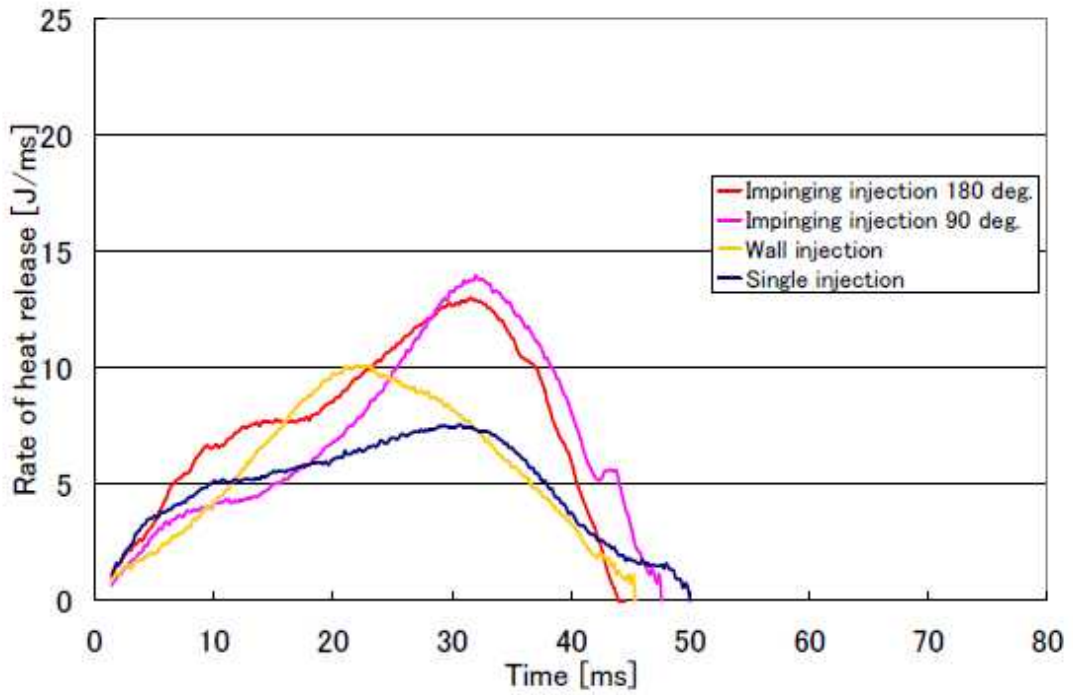


Fig. 24 heat release  $\phi 0.75(\Phi 1.0)$

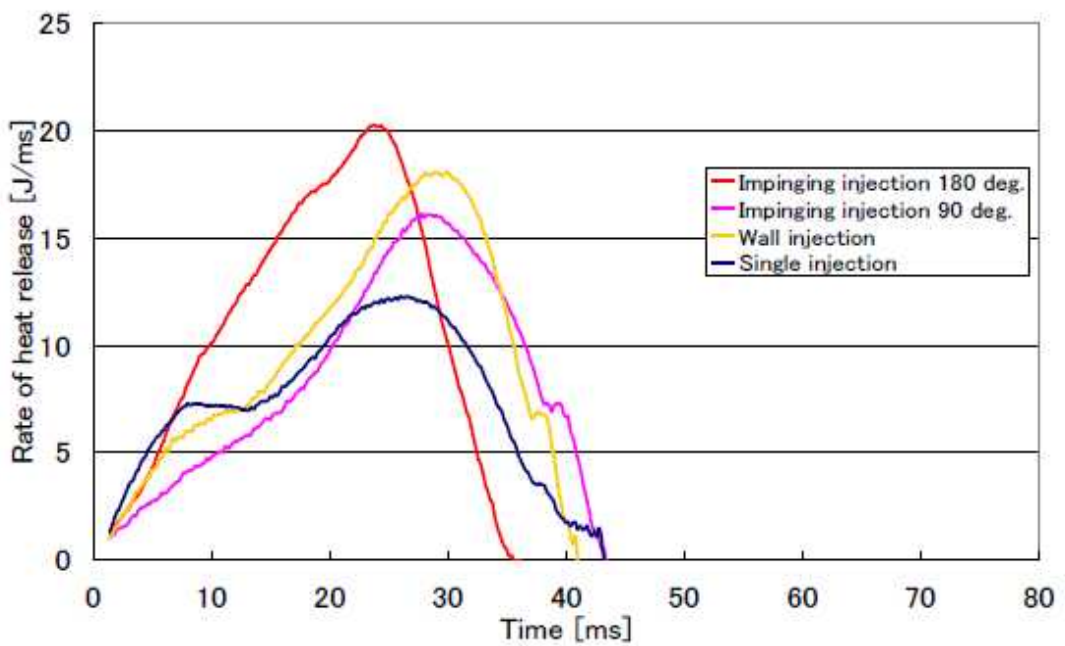


Fig. 25 heat release  $\phi 0.8(\Phi 1.0)$

### 3-1-5. 総括当量比による変化

Fig.26,27,28 に、噴霧前プロパン空気混合気  $\phi = 0.75$  の場合における、噴霧後の総括当量比に対する最高燃焼圧力、全燃焼時間、火炎伝播速度を、噴霧方式をパラメータとして示す。この図から明らかなように、どの総括当量比においても、対向噴霧方式（ $180^\circ$ ）を用いた場合、それぞれの値は最も優れた値となり、対向噴霧方式（ $180^\circ$ ）の燃焼促進効果の有効性が示唆される。

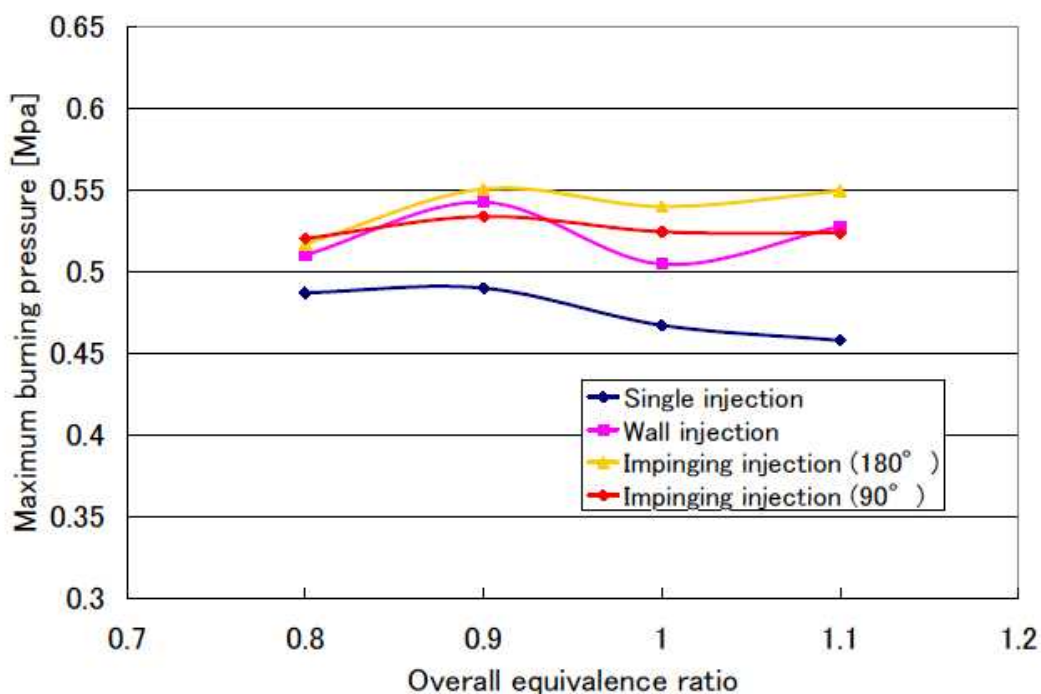


Fig. 26 Maximum burning pressure



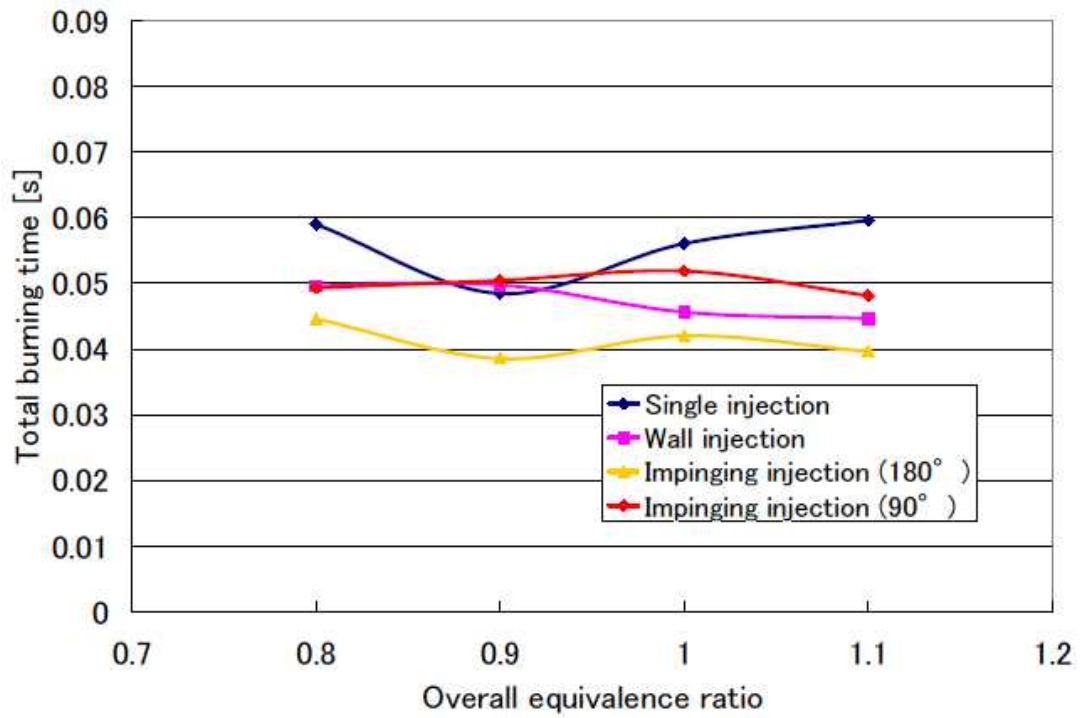


Fig. 27 Total burning time

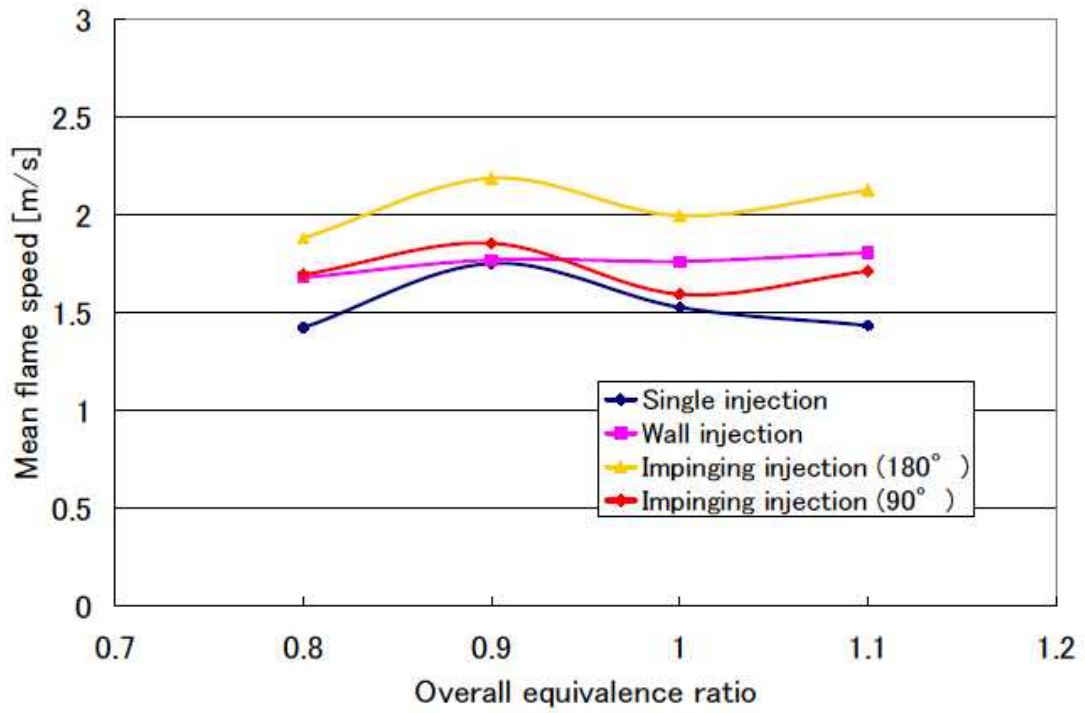


Fig. 28 Mean flame speed

### 3-2.各点火位置による変化

#### 3-2-1.最高燃焼圧力

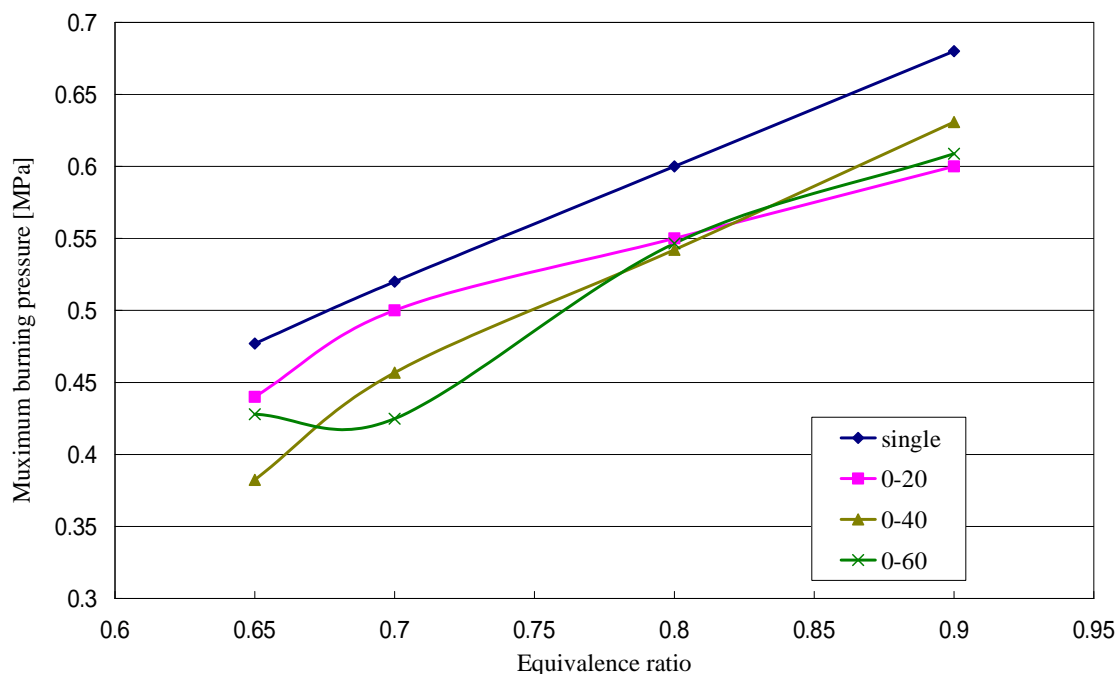
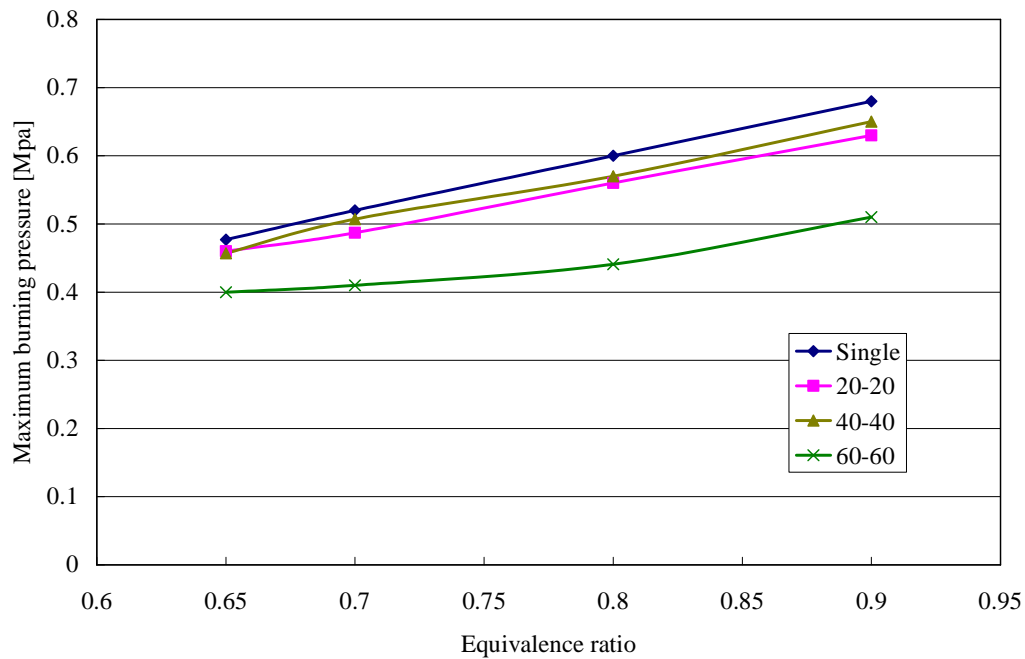


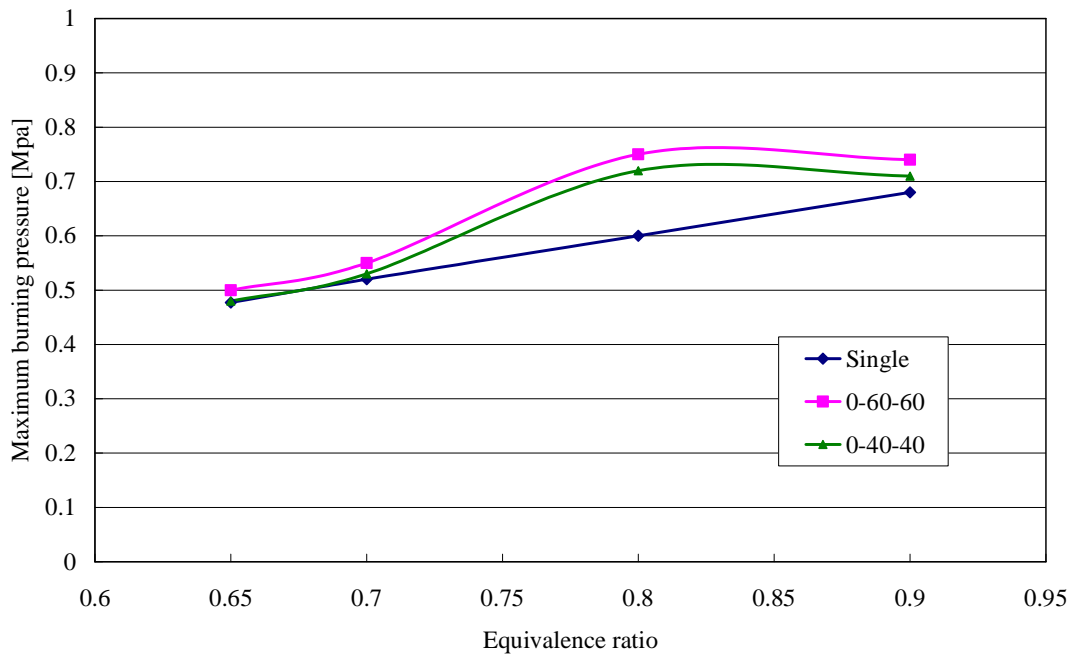
Fig. 29 Maximum burning pressure

Fig. 29に、総括当量比 =1.0における、噴霧前のプロパン - 空気混合気の当量比に対する最高燃焼圧力を、点火位置をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、どの点火位置においても噴霧前のプロパン - 空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、最高燃焼圧力は増大している。また、最高燃焼圧力の値は中心点火の場合が最も高い。これは、二点点火を行うことにより、同時に発生した火炎の干渉効果によって、燃焼室中心付近の未燃混合気圧力が増大したためと考えられる。



**Fig. 30 Maximum burning pressure**

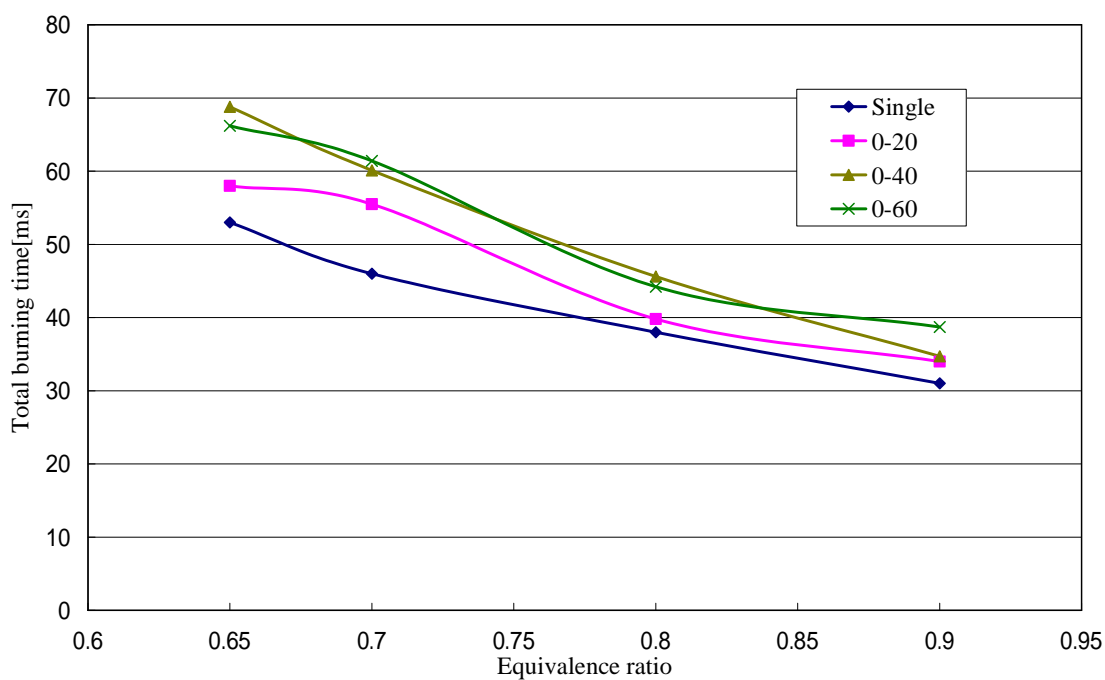
Fig. 30に、総括当量比 =1.0における、噴霧前のプロパン - 空気混合気の当量比に対する最高燃焼圧力を、点火位置をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、どの点火位置においても噴霧前のプロパン - 空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、最高燃焼圧力は増大している。また、最高燃焼圧力の値は中心点火の場合が最も高い。これは、二点点火を行うことにより、同時に発生した火炎の干渉効果によって、燃焼室中心付近の未燃混合気圧力が増大したためと考えられる。



**Fig. 31 Maximum burning pressure**

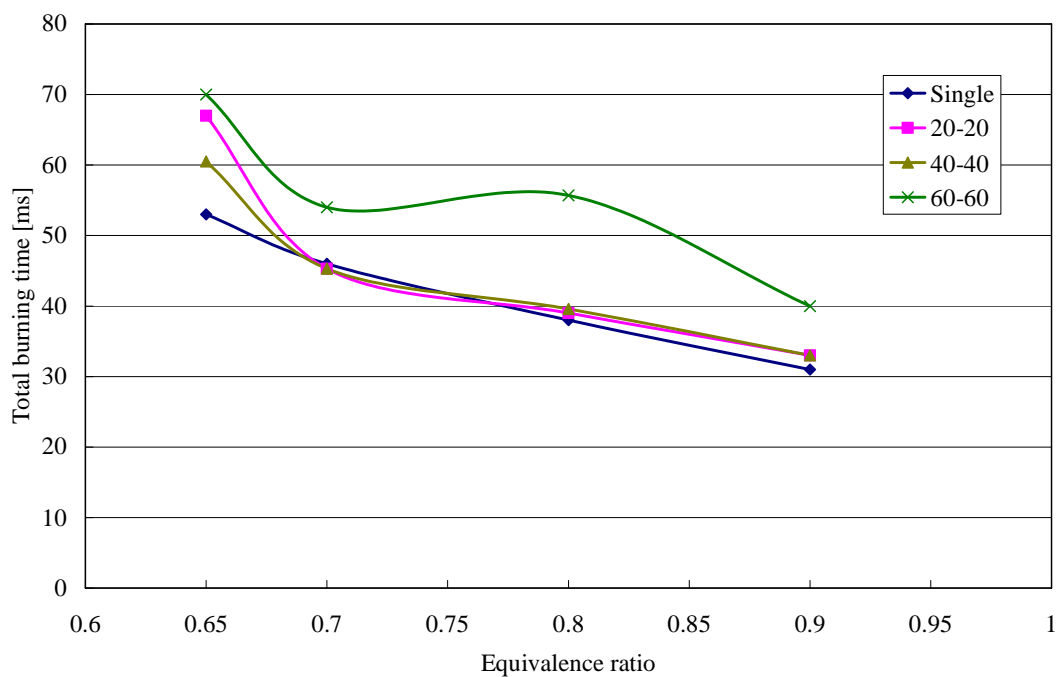
Fig. 31に、総括当量比 =1.0における、噴霧前のプロパン - 空気混合気の当量比に対する最高燃焼圧力を、点火位置をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、どの点火位置においても噴霧前のプロパン - 空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、最高燃焼圧力は増大している。また、最高燃焼圧力の値はどちらも場合も中心点火の場合よりも三点点火を用い方が高い。これは、三点点火を行うことにより、同時に発生した火炎の干渉効果によって、燃焼室中心付近の未燃混合気圧力が増大したためと考えられる。

### 3-2-2.全燃焼時間



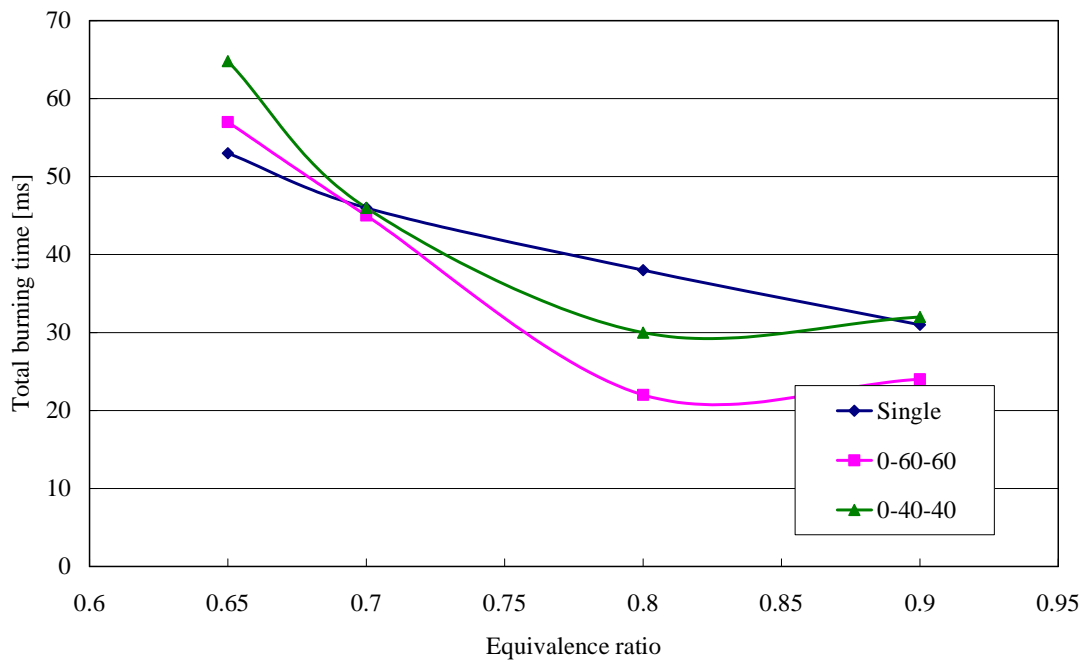
**Fig. 32 Total burning time**

Fig.32に、総括当量比 =1.0における、噴霧前のプロパン - 空気混合気の当量比に対する全燃焼時間を、点火位置をパラメータとして示す。これらの図から明らかのように、どの点火位置においても噴霧前のプロパン - 空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、全燃焼時間は減少している。また、全燃焼時間の値は中心点火の場合が最も低い。これは、先の結果と一致している。



**Fig. 33 Total burning time**

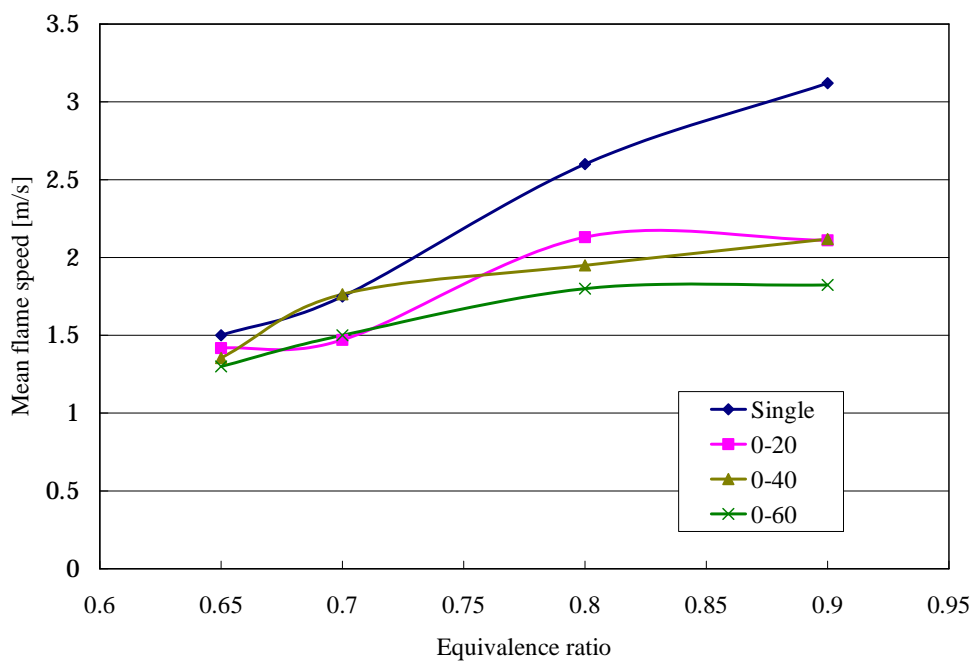
Fig.33に、総括当量比 =1.0における、噴霧前のプロパン - 空気混合気の当量比に対する全燃焼時間を、点火位置をパラメータとして示す。これらの図から明らかのように、どの点火位置においても噴霧前のプロパン - 空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、全燃焼時間は減少している。また、全燃焼時間の値は中心点火の場合が最も低い。これは、先の結果と一致している。



**Fig. 34 Total burning time**

Fig. 34に、総括当量比 =1.0における、噴霧前のプロパン - 空気混合気の当量比に対する全燃焼時間を、点火位置をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、どの点火位置においても噴霧前のプロパン - 空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、全燃焼時間は減少している。また、全燃焼時間の値はどちらも場合も中心点火の場合よりも三点点火を用い方が高い。これは、三点点火を行うことにより、同時に発生した火炎の干渉効果によって、燃焼室中心付近の未燃混合気圧力が増大したためと考えられる。

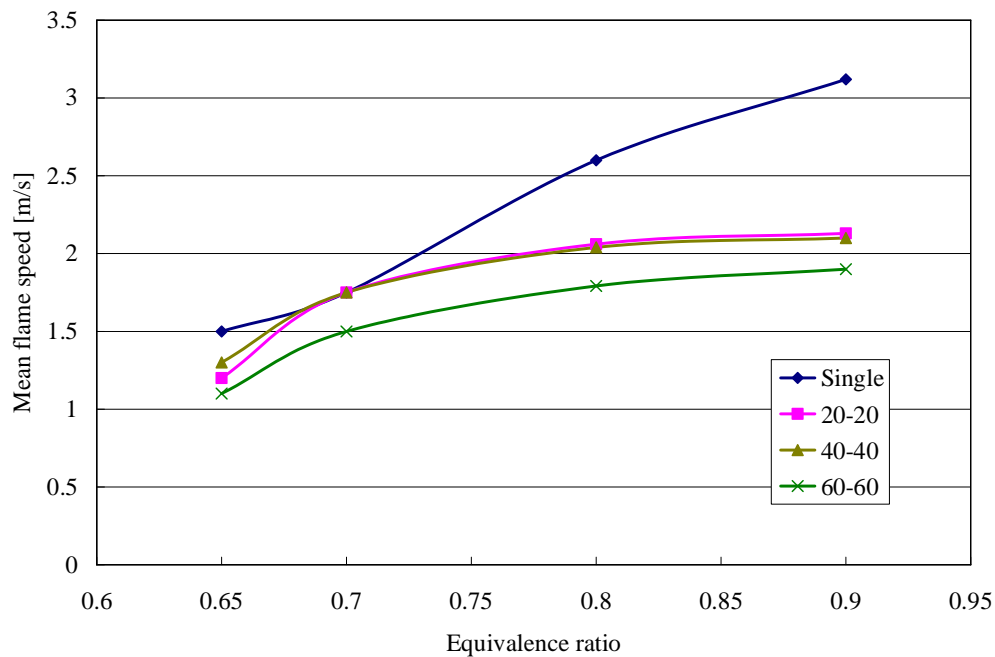
### 3-2-3. 火炎伝播速度



**Fig. 35 Mean flame speed**

Fig.35 に、総括当量比 =1.0における、噴霧前のプロパン - 空気混合気の当量比に対する平均火炎伝播速度を、点火位置をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、どの点火位置においても噴霧前のプロパン - 空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、平均火炎伝播速度は増大している。また、平均火炎伝播速度の値は中心点火の場合が最も高い。これは、先の結果と一致している



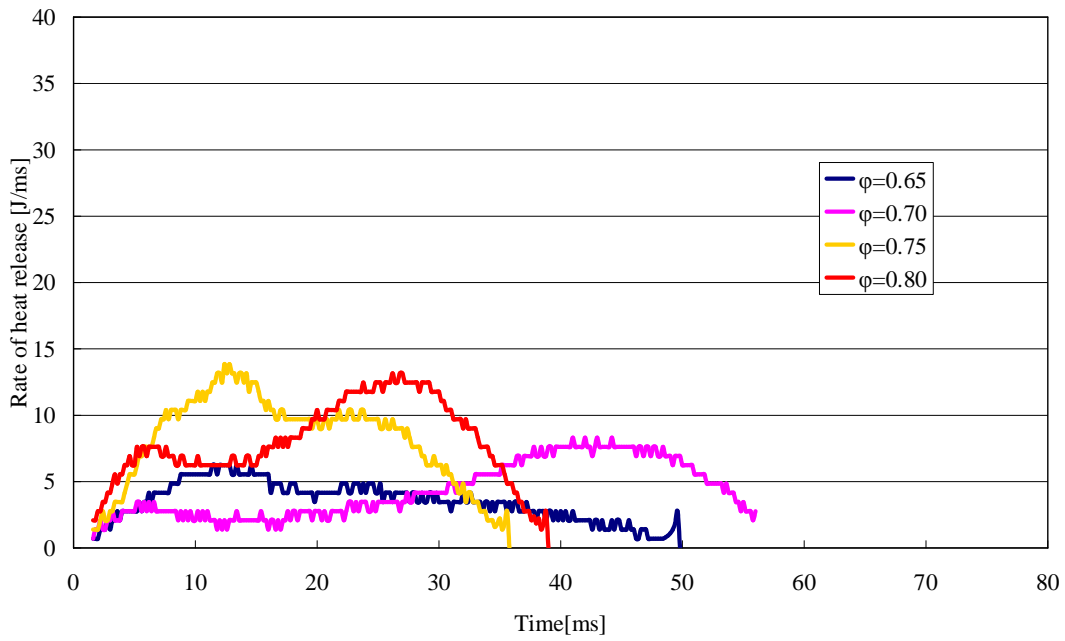


**Fig. 36 Mean flame speed**

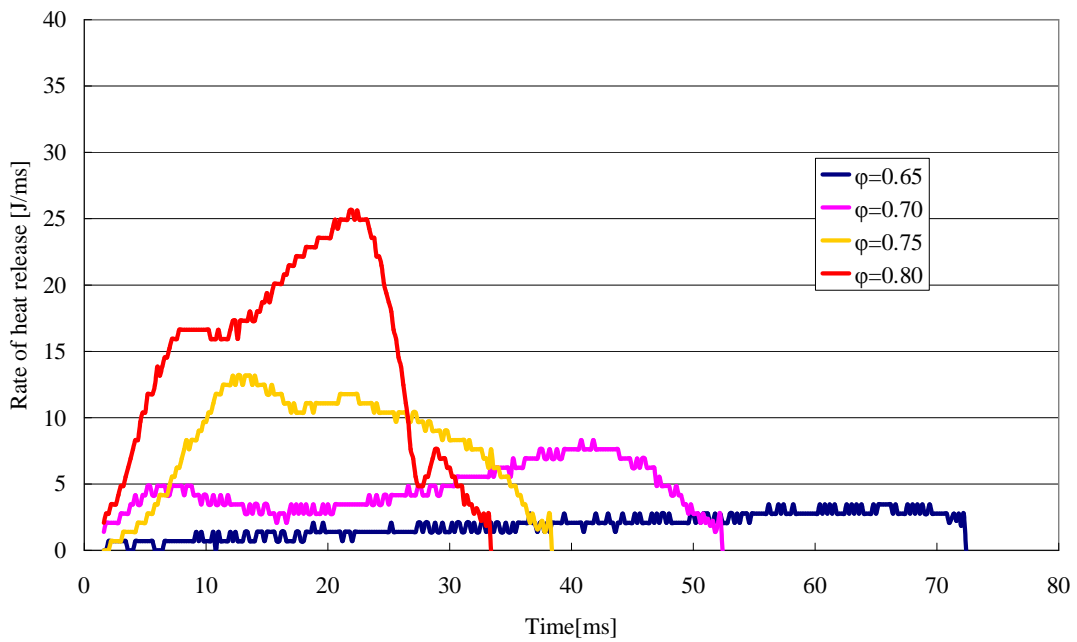
Fig.36 に、総括当量比 =1.0における、噴霧前のプロパン - 空気混合気の当量比に対する平均火炎伝播速度を、点火位置をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、どの点火位置においても噴霧前のプロパン - 空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、平均火炎伝播速度は増大している。また、平均火炎伝播速度の値は中心点火の場合が最も高い。これは、先の結果と一致している。

#### 3-2-4.熱発生率

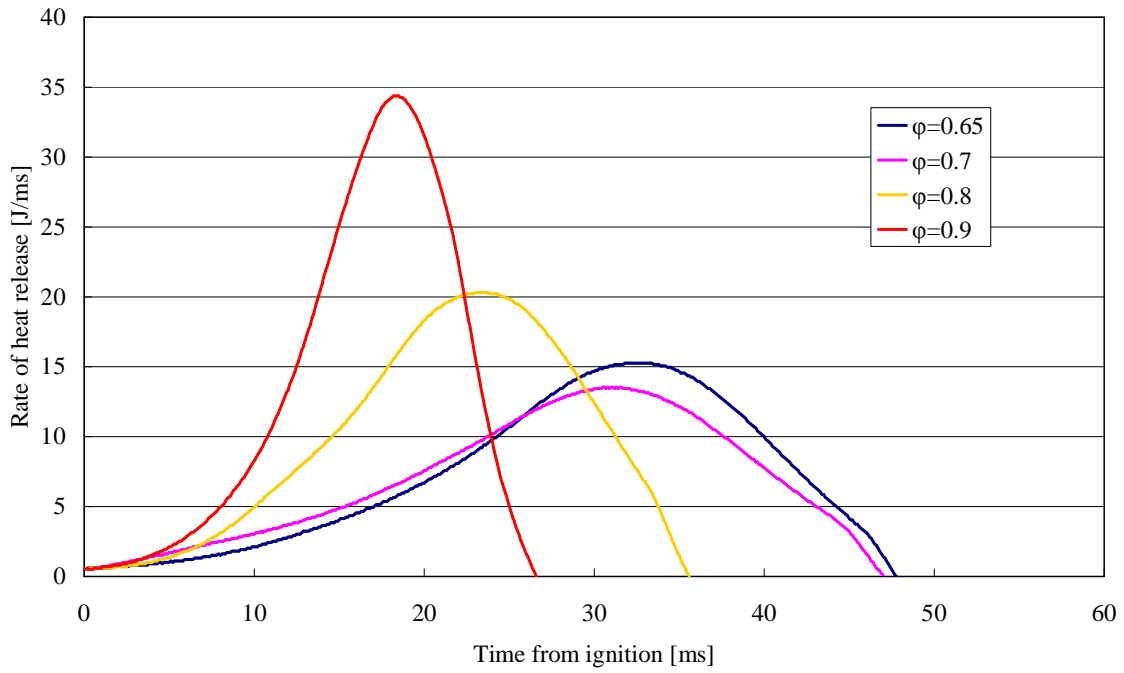
Fig.37～44に各点火位置における、総括当量比 $\Phi=1.0$ における点火からの時間に対する熱発生率の変化を、噴霧前のプロパン - 空気混合気の当量比をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、どの総括当量比においても、噴霧前のプロパン - 空気混合気の当量比の希薄側への移行に伴って最大熱発生率は減少し、最大熱発生率が得られる点火からの時間も遅延している。これは、噴霧量の増大に伴って燃焼促進効果が低減していることを意味している。また、二段燃焼の様相を呈している場合もある。これは、多点点火を行うことにより、同時に発生した火炎の干渉効果によって、燃焼室中心付近の未燃混合気圧力が増大したためと考えられる。また、点火位置・数により差異がみられる。これにより、それぞれの当量比においても最適な点火条件があるものと考えられる。



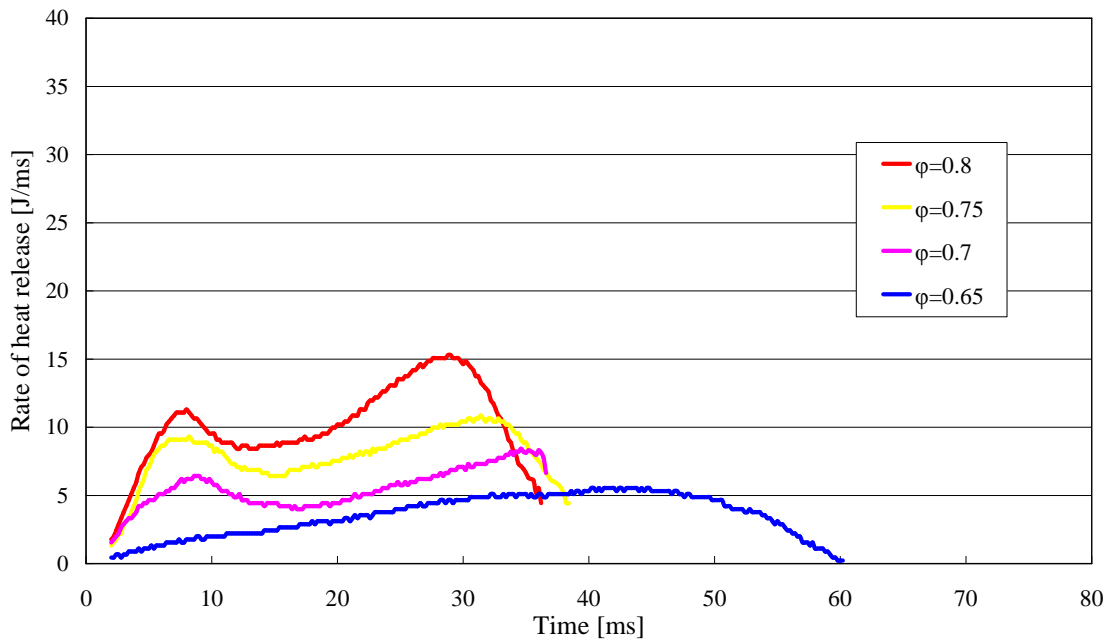
**Fig. 37 Rate of heat release (ignition point 0,20mm  $\Phi=1.0$ )**



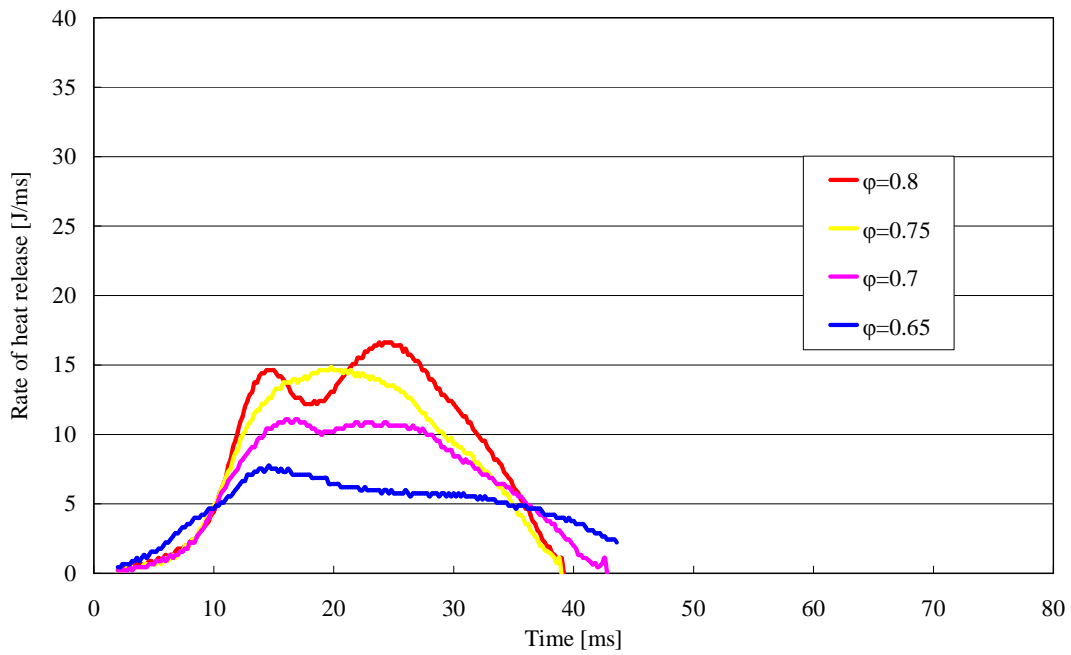
**Fig. 38 Rate of heat release (ignition point 0,40mm  $\Phi=1.0$ )**



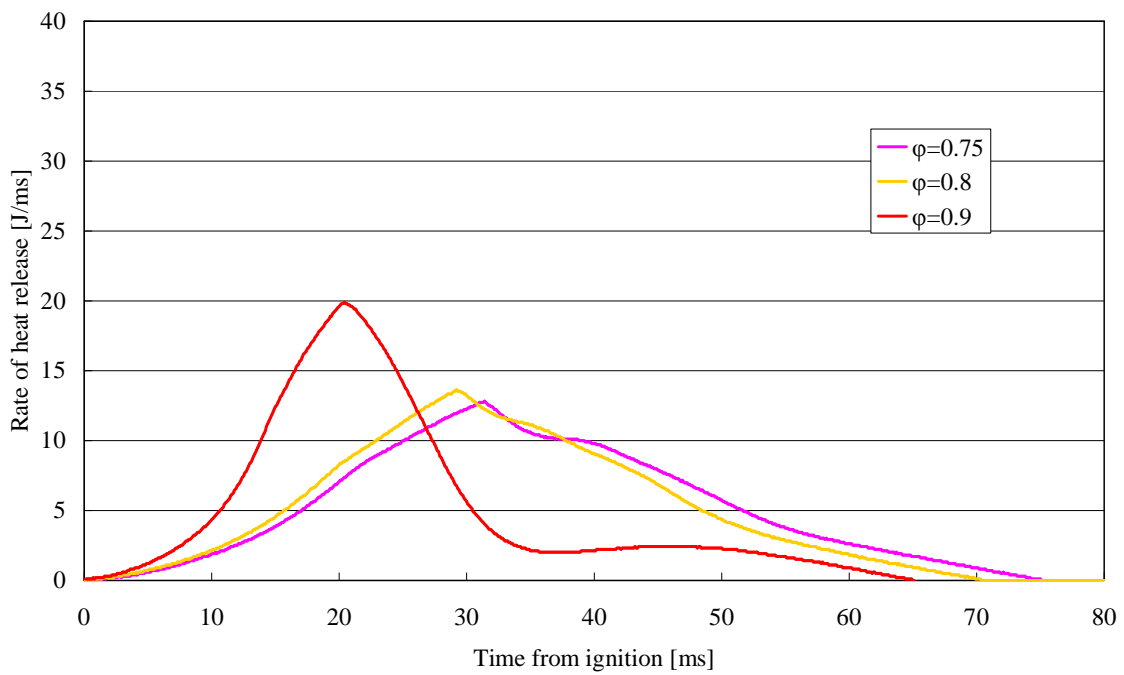
**Fig. 39 Rate of heat release (ignition point 0,40mm  $\Phi=1.0$ )**



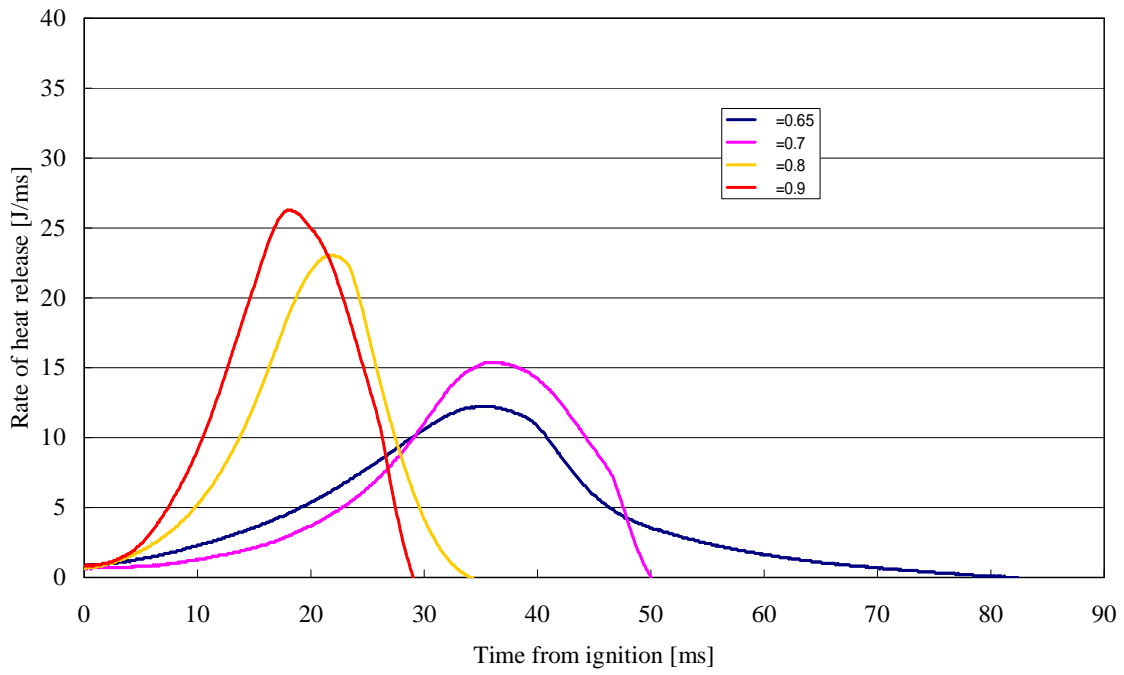
**Fig. 40 Rate of heat release (ignition point 20,20mm  $\Phi=1.0$ )**



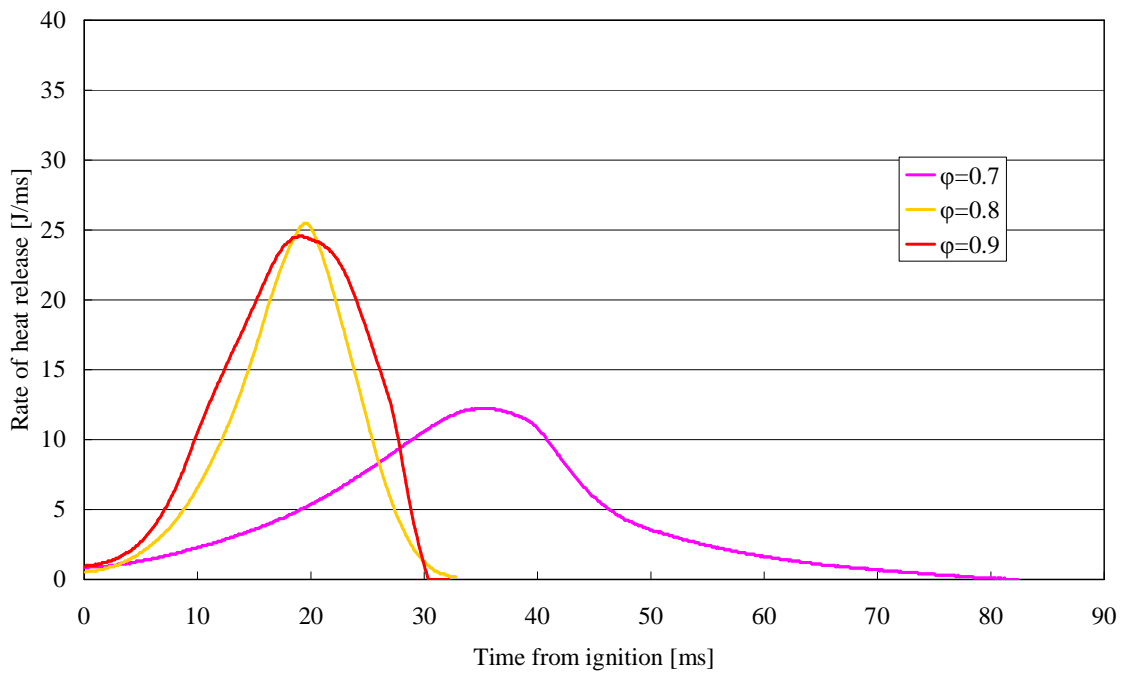
**Fig. 41 Rate of heat release (ignition point 40,40mm  $\Phi=1.0$ )**



**Fig. 42 Rate of heat release (ignition point 60,60mm  $\Phi=1.0$ )**

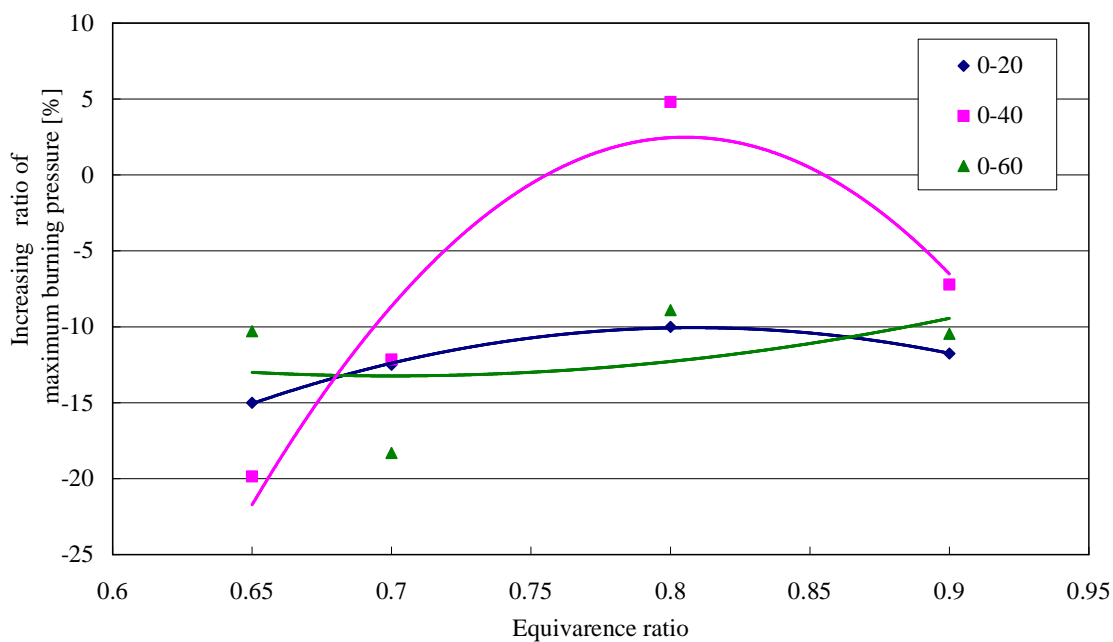


**Fig. 43 Rate of heat release (ignition point 0-40-40mm  $\Phi=1.0$ )**



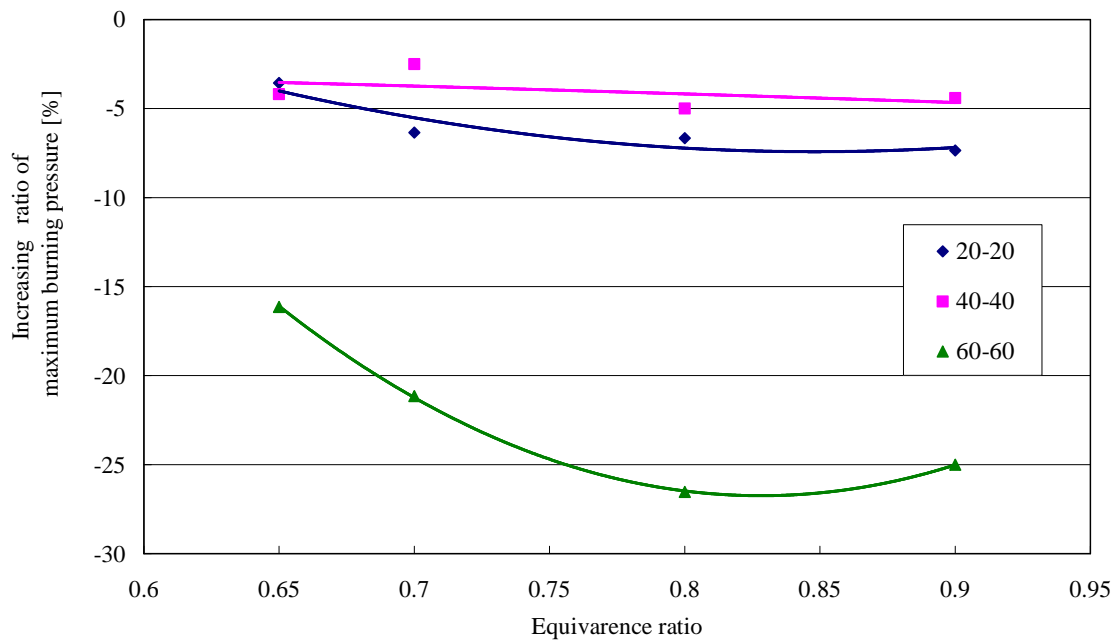
**Fig. 44 Rate of heat release (ignition point 0-60-60mm  $\Phi=1.0$ )**

### 3-2-5.最高燃焼圧力上昇率



**Fig. 45 Increasing ratio of maximum burning pressure**

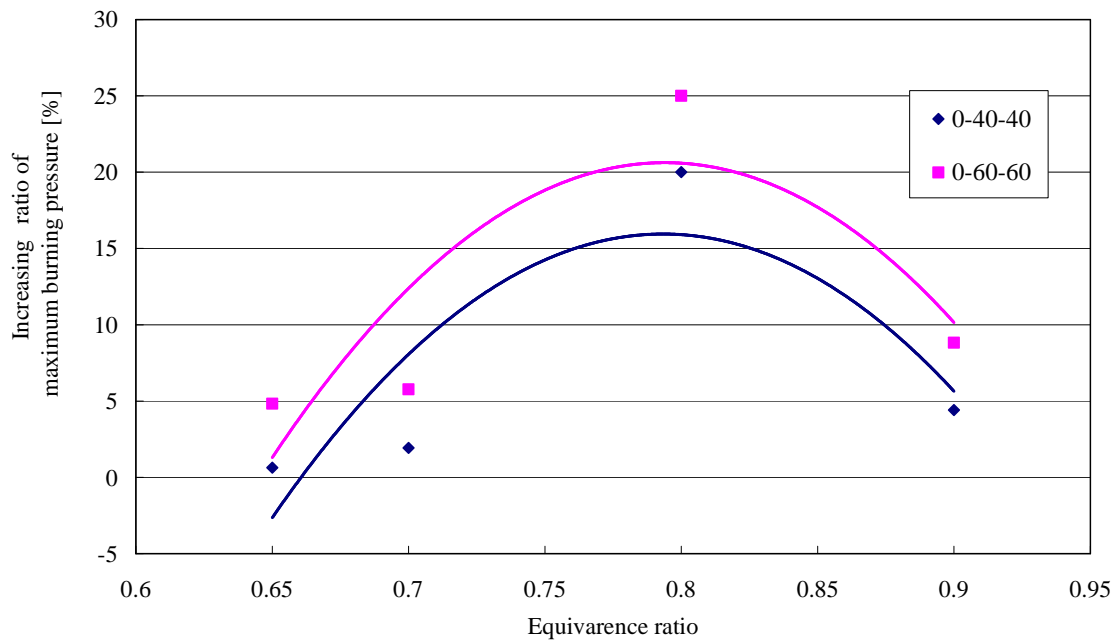
Fig.45 に、総括当量比 =1.0における噴霧前のプロパン - 空気混合気の当量比に対する最高燃焼圧力増加率を、点火位置をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、二点点火を用いた場合には、どの噴霧前プロパン - 空気混合気の当量比および点火位置においても、最高燃焼圧力増加率の値は負の値である。これは、二点点火を行うことにより、中心点火と比較して最高燃焼圧力が減少していることを意味する。



**Fig. 46 Increasing ratio of maximum burning pressure**

Fig.46 に、総括当量比 =1.0における噴霧前のプロパン - 空気混合気の当量比に対する最高燃焼圧力増加率を、点火位置をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、二点点火を用いた場合には、どの噴霧前プロパン - 空気混合気の当量比および点火位置においても、最高燃焼圧力増加率の値は負の値である。これは、二点点火を行うことにより、中心点火と比較して最高燃焼圧力が減少していることを意味する。





**Fig. 47 Increasing ratio of maximum burning pressure**

Fig.47に、総括当量比 =1.0における噴霧前のプロパン - 空気混合気の当量比に対する最高燃焼圧力増加率を、点火位置をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、三点点火の場合には、どの噴霧前プロパン - 空気混合気の当量比および点火位置においても、最高燃焼圧力増加率の値は正の値である。これは、三点点火を用いることにより、中心点火と比較して、最高燃焼圧力が増加していることを意味する。

### 3-2-6.全燃焼時間減少率

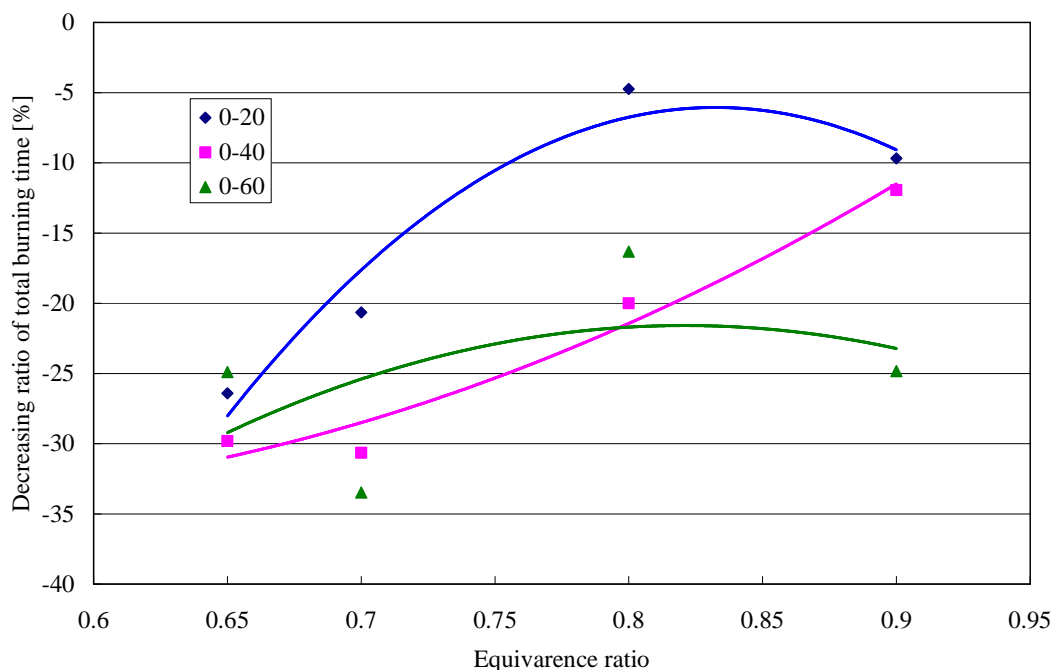
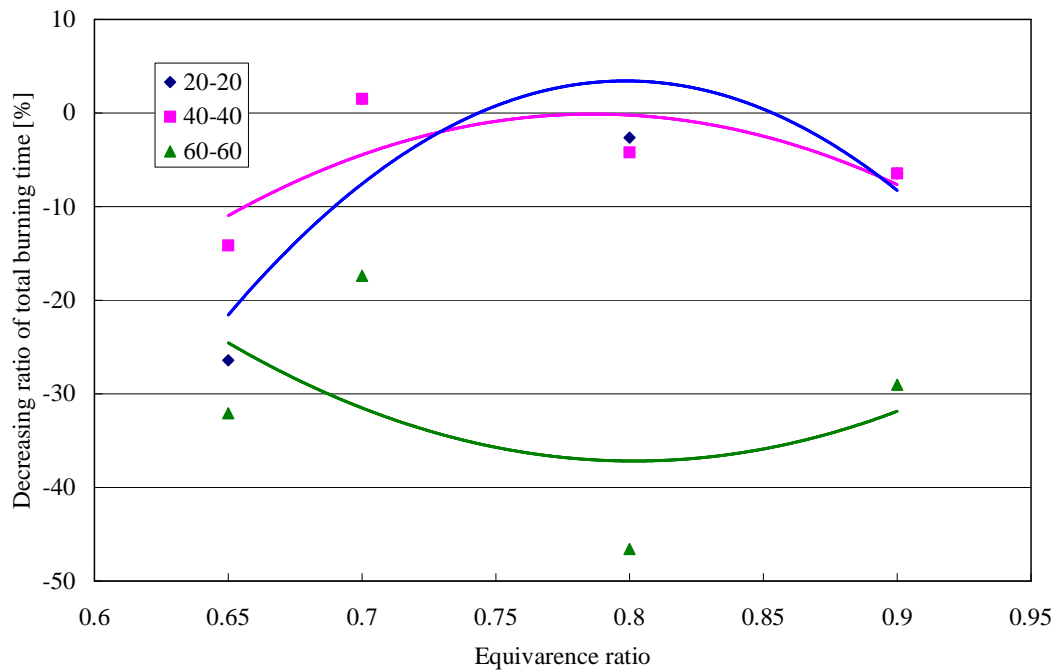


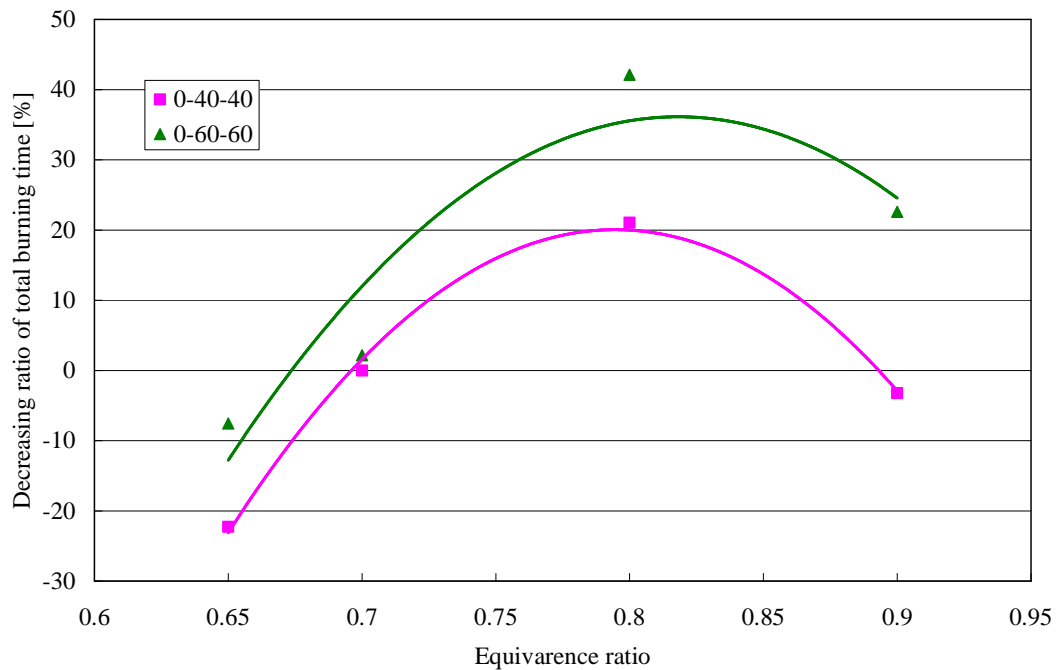
Fig. 48 Decreasing ratio of total burning time

Fig.48 に、総括当量比 =1.0における噴霧前のプロパン - 空気混合気の当量比に対する全燃焼時間減少率を、点火位置をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、二点点火を用いた場合には、どの噴霧前プロパン - 空気混合気の当量比および点火位置においても、全燃焼時間減少率の値は負の値である。これは、二点点火を行うことにより、中心点火と比較して全燃焼時間が増大していることを意味する。



**Fig. 49 Decreasing ratio of total burning time**

Fig.49 に、総括当量比 =1.0における噴霧前のプロパン - 空気混合気の当量比に対する全燃焼時間減少率を、点火位置をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、二点点火を用いた場合には、どの噴霧前プロパン - 空気混合気の当量比および点火位置においても、全燃焼時間減少率の値は負の値である。これは、二点点火を行うことにより、中心点火と比較して全燃焼時間が増大していることを意味する。



**Fig. 50 Decreasing ratio of total burning time**

Fig.50に、総括当量比 $\Phi=1.0$ における噴霧前のプロパン - 空気混合気の当量比に対する全燃焼時間減少率を、点火位置をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、三点点火の場合には、どの噴霧前プロパン - 空気混合気の当量比および点火位置においても、全燃焼時間減少率の値は負の値である。これは、三点点火を用いることにより、中心点火と比較して、全燃焼時間が増加していることを意味する。

### 3-2-7.平均火炎伝播速度減少率

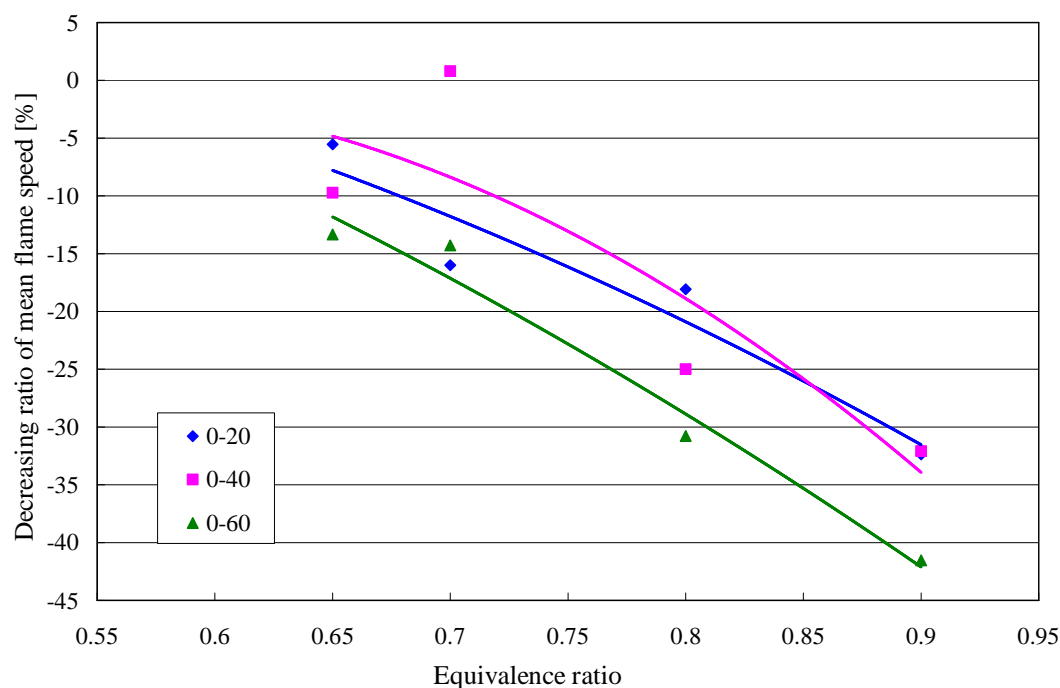
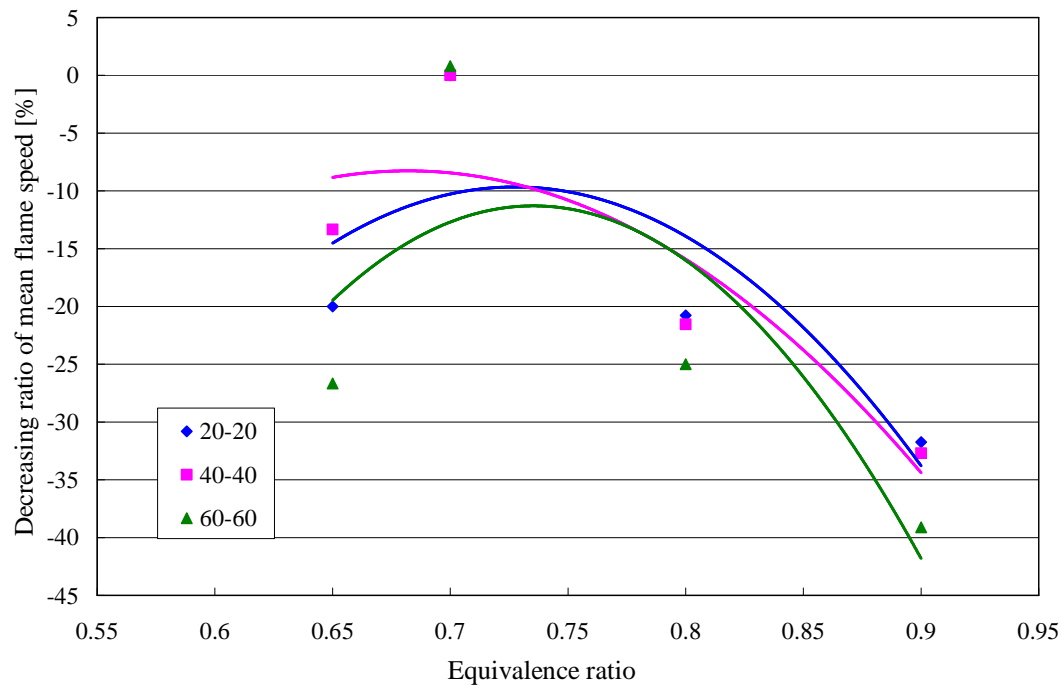


Fig. 51 Decreasing ratio of mean flame speed

Fig.51 に、総括当量比 =1.0の場合における、平均火炎伝播速度増加率を、点火位置をパラメータとして示す。この図から明らかなように、希薄側へ移行するに従い、平均火炎伝播速度上昇率は増大している。特に、過濃側での平均火炎伝播速度上昇率の値が高い点については、燃料の壁面への付着によって平均火炎伝播速度が減少したためと考えられる。また、二点点火を用いた場合には、どの点火位置においても、マイナスの値となり、これは、一点点火に比べて火炎伝播速度が遅くなっていることを示す。これは、二点点火を行うことにより、中心点火と比較して全燃焼時間が増大していることを意味し、先の結果と一致する。



**Fig. 52 Decreasing ratio of mean flame speed**

Fig.52 に、総括当量比 =1.0の場合における、平均火炎伝播速度増加率を、点火位置をパラメータとして示す。この図から明らかなように、希薄側へ移行するに従い、平均火炎伝播速度上昇率は増大している。特に、過濃側での平均火炎伝播速度上昇率の値が高い点については、燃料の壁面への付着によって平均火炎伝播速度が減少したためと考えられる。また、二点点火を用いた場合には、どの点火位置においても、マイナスの値となり、これは、一点点火に比べて火炎伝播速度が遅くなっていることを示す。これは、二点点火を行うことにより、中心点火と比較して全燃焼時間が増大していることを意味し、先の結果と一致する。

### 3-2-8. 一点点火に対する圧力上昇率

Fig.53,54,55,56に総括当量比  $\phi = 1.0$ の場合に、各プロパン - 空気混合気における、一点点火に対する、最大圧力上昇率を、点火位置をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、点火位置によって、かなりの差異がみられる。また、二点点火の場合においては、最高燃焼圧力上昇率は、一点点火の場合よりも悪い値となっている。これは、二点点火を行うことにより、同時に発生した火炎の干渉効果によって、燃焼室中心付近の未燃混合気圧力が増大したためと考えられる。また、三点点火を用いた場合には、概ね一点点火よりも優れた結果が得られた。これは、火炎の干渉効果による未燃混合気の温度上昇によるものと考えられる。また、噴霧前プロパン - 空気混合気の当量比によっても多少の差異がみられるため、多点点火を用いる場合には、最適な点火数、位置が存在することが示唆される。

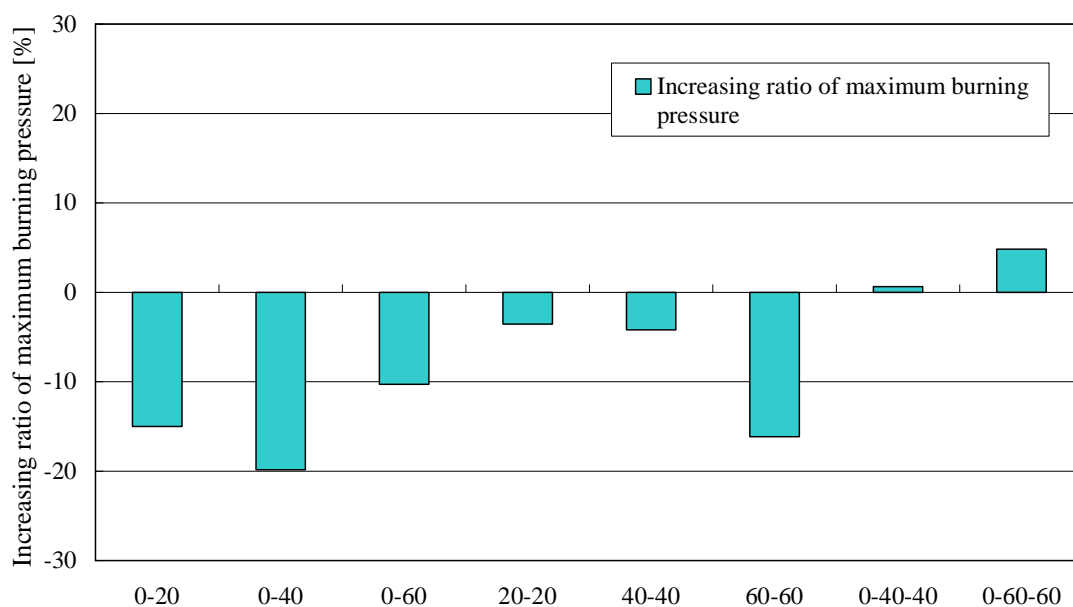
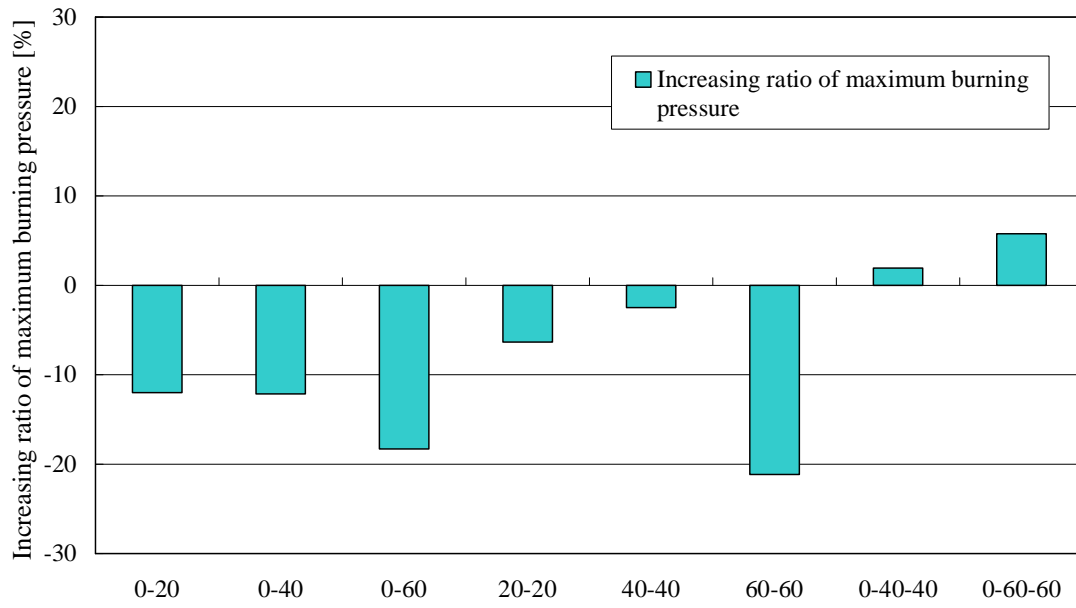
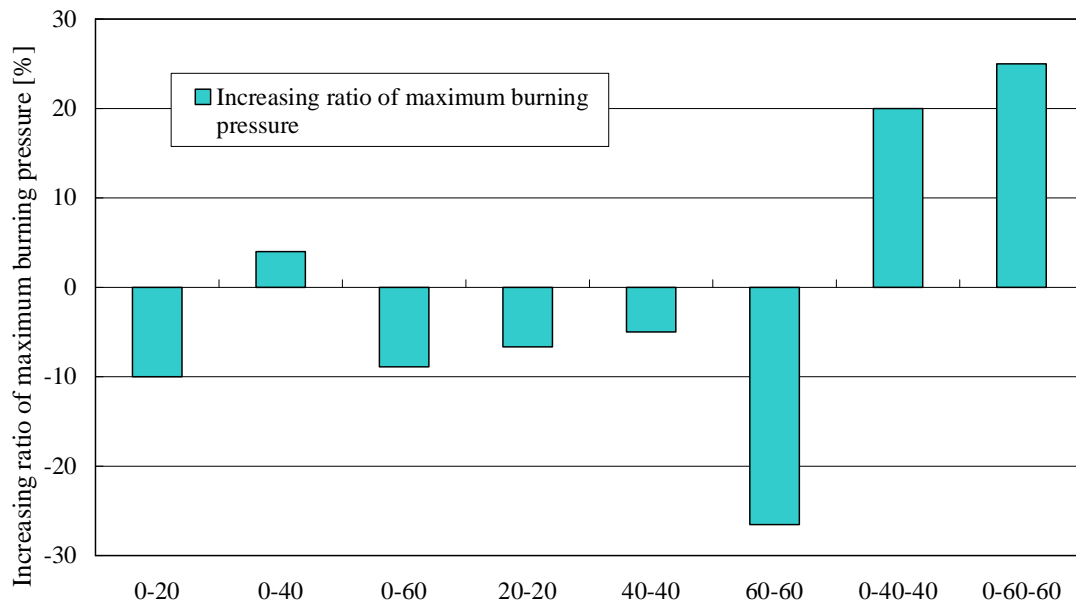


Fig. 53 Increasing ratio of maximum burning pressure ( $\phi = 0.65$ )

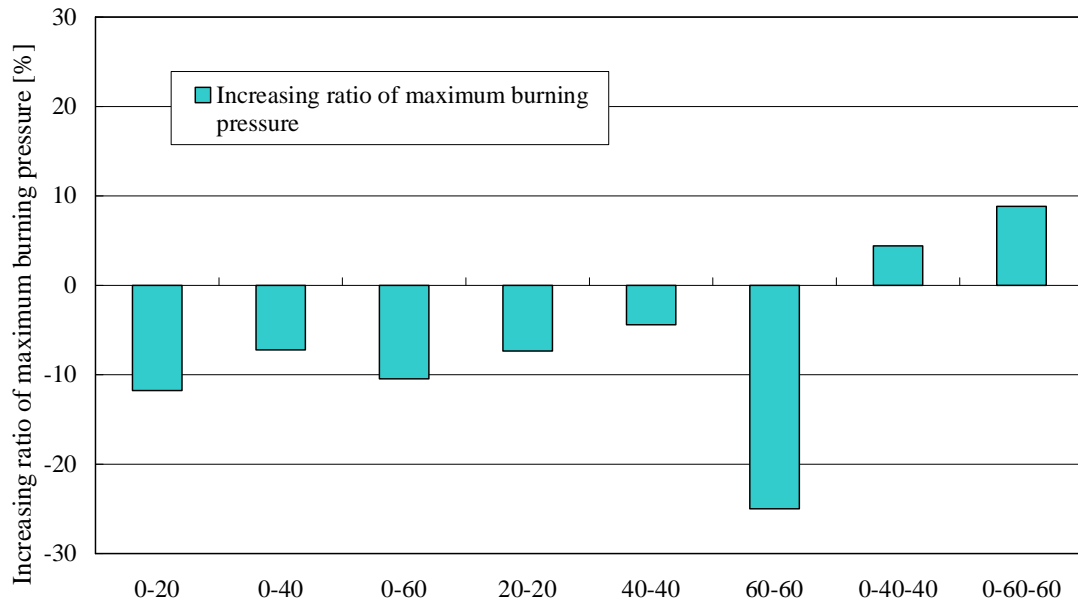


**Fig. 54 Increasing ratio of maximum burning pressure (  $\gamma=0.7$  )**



**Fig. 55 Increasing ratio of maximum burning pressure (  $\gamma=0.8$  )**





**Fig. 56 Increasing ratio of maximum burning pressure ( $\phi = 0.9$ )**

### 3-2-9. 一点点火に対する全燃焼時間減少率

Fig.57,58,59,60に総括当量比 $\Phi=1.0$ の場合に、各プロパン - 空気混合気における、一点点火に対する、全燃焼時間減少率を点火位置をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、点火位置によって、かなりの差異がみられる。また、二点点火の場合においては、全燃焼時間減少率は、一点点火の場合よりも悪い値となっている。これは、二点点火を行うことにより、同時に発生した火炎の干渉効果によって、燃焼室中心付近の未燃混合気圧力が増大したためと考えられる。また、三点点火を用いた場合には、概ね一点点火よりも優れた結果が得られた。これは、火炎の干渉効果による未燃混合気の温度上昇によるものと考えられる。また、噴霧前プロパン - 空気混合気の当量比によっても多少の差異がみられるため、多点点火を用いる場合には、最適な点火数、位置が存在することが示唆される。

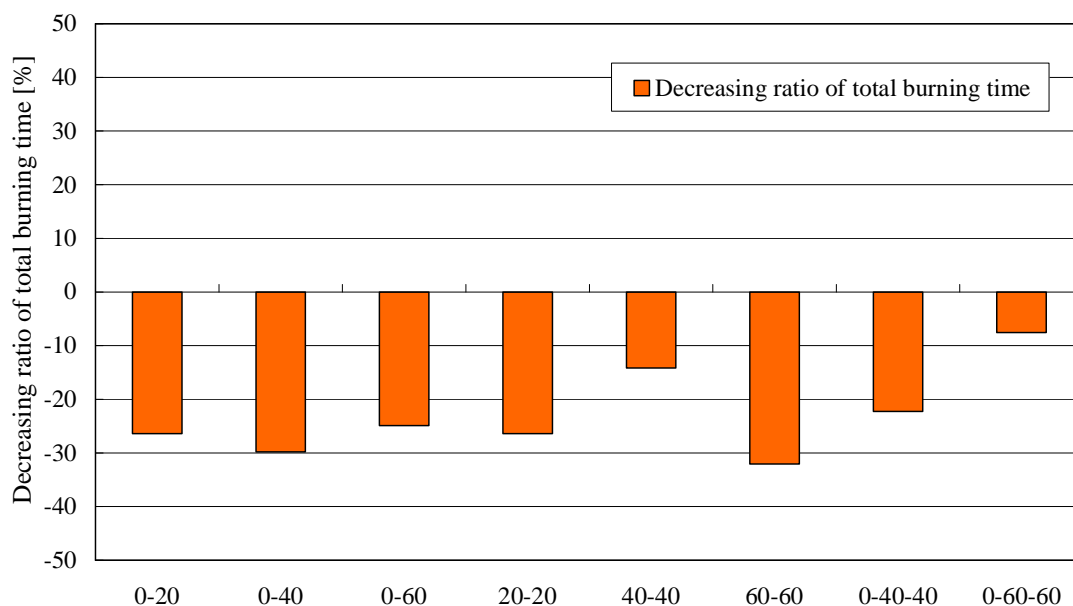
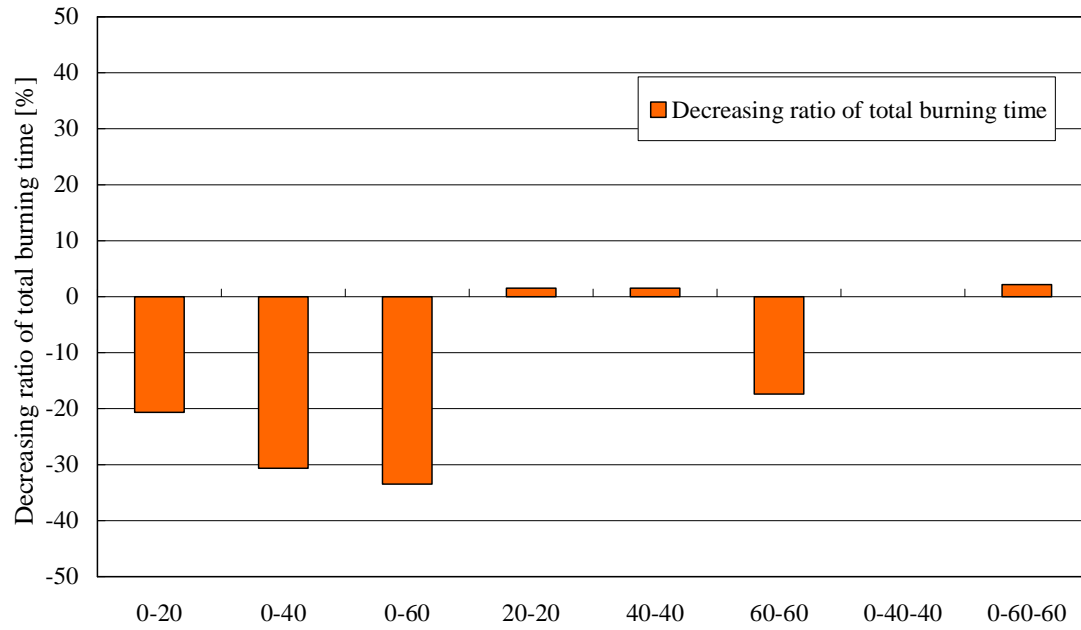
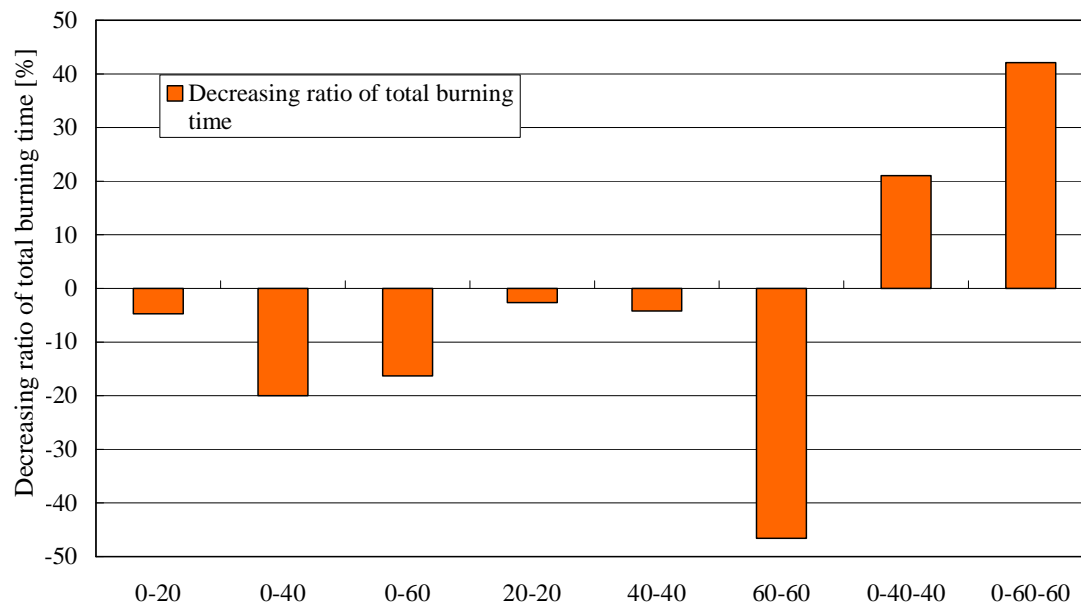


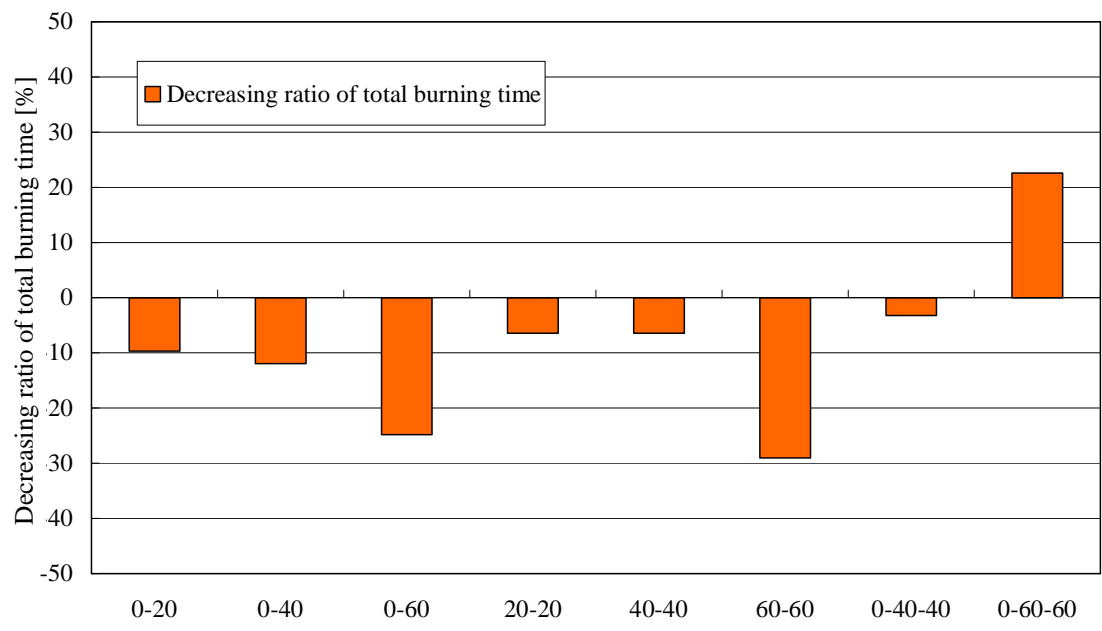
Fig. 57 Decreasing ratio of total burning time ( $\Phi=0.65$ )



**Fig. 58** Decreasing ratio of total burning time (  $\alpha=0.7$  )



**Fig. 59** Decreasing ratio of total burning time (  $\alpha=0.8$  )



**Fig. 60 Decreasing ratio of total burning time (  $\alpha = 0.9$  )**

### 3-3.点火タイミングによる変化

#### 3-3-1.最高燃焼圧力

Fig.61,62,63 に、総括当量比  $\Phi=1.0$  における、各噴霧前プロパン - 空気混合気において、3 点点火を用いた場合に、中心の一点点火に対して、その他の二点を時間差を用いて点火した場合の、その時間差に対する最高燃焼圧力を点火位置をパラメータとして示す。この場合の時間差の負の部分は中心点火を行うよりも前に回りの二点を点火場合、正の場合部分は回りの二点よりも中心点火を先に行っている場合である。この図から明らかなように、各噴霧前プロパン - 空気混合気の場合において、最高燃焼圧力に多少の差異が見られる。これらのことより、多点点火を用いる場合には、点火タイミングによる燃焼制御も可能であるということが示唆される。

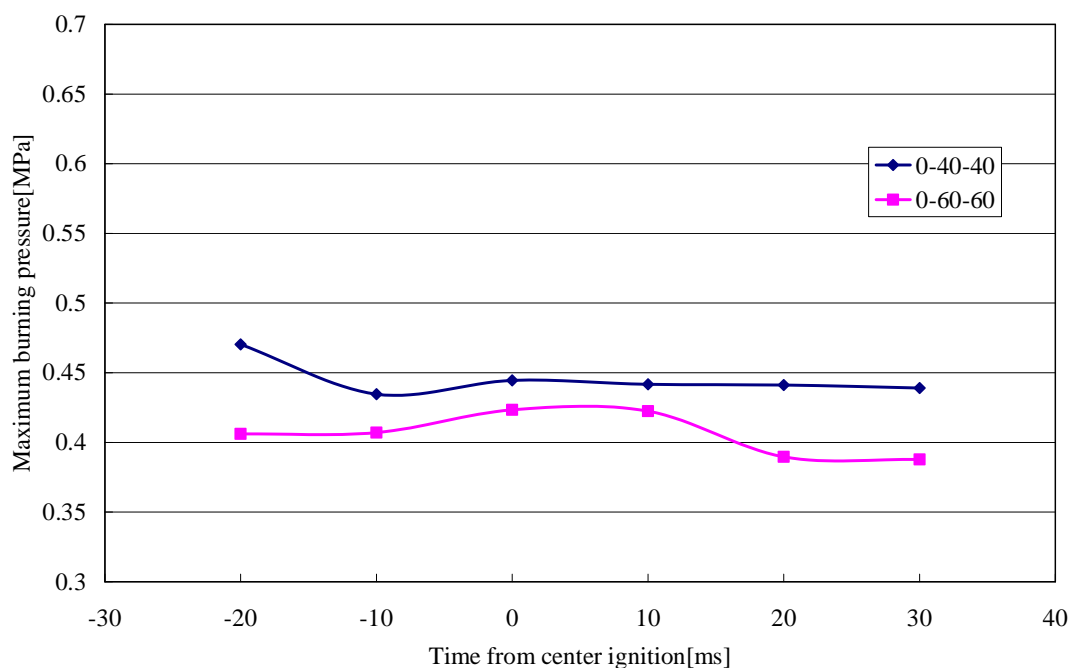
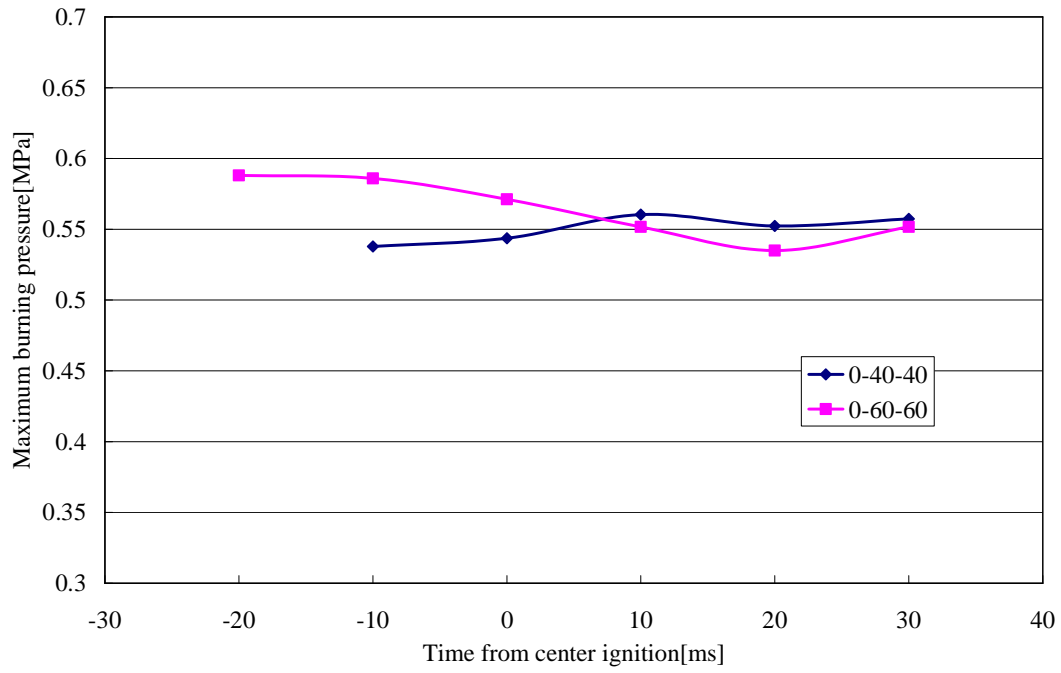
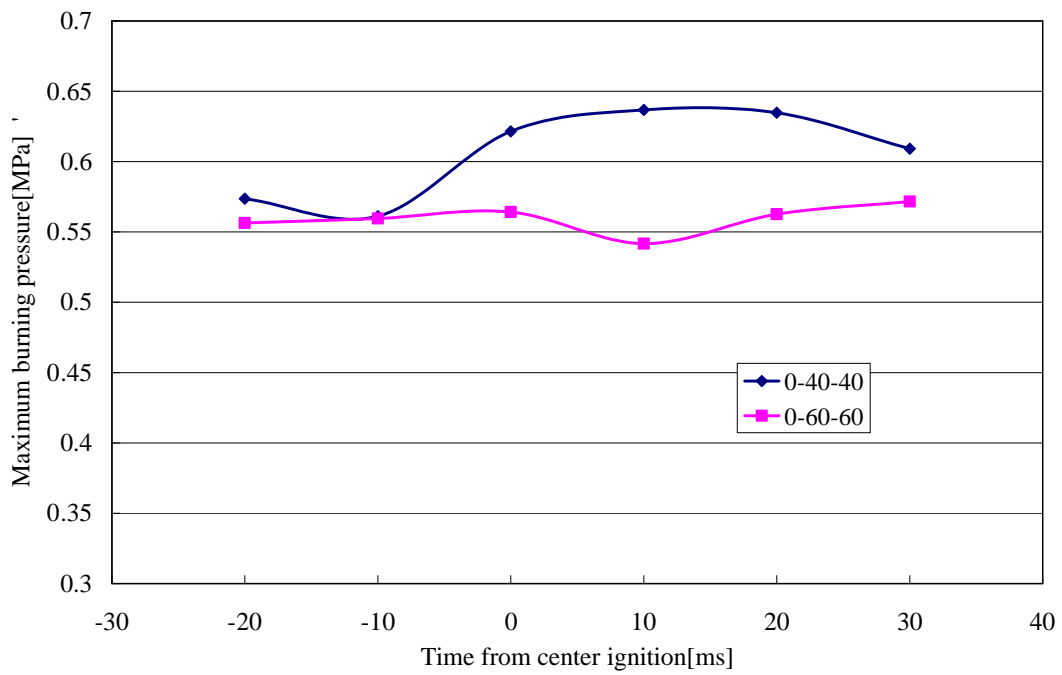


Fig. 61 Maximum burning pressure (  $\Phi=0.7$  )



**Fig. 62 Maximum burning pressure( φ=0.8)**



**Fig. 63 Maximum burning pressure( φ=0.9)**

### 3-3-2.全燃焼時間

Fig.64,65,66 に、総括当量比  $\phi=1.0$  における、各噴霧前プロパン - 空気混合気において、3 点点火を用いた場合に、中心の一点点火に対して、その他の二点を時間差を用いて点火した場合の、その時間差に対する全燃焼時間を点火位置をパラメータとして示す。この場合の時間差の負の部分は中心点火を行うよりも前に回りの二点を点火場合、正の場合部分は回りの二点よりも中心点火を先に行っている場合である。この図から明らかなように、各噴霧前プロパン - 空気混合気の場合において、全燃焼時間に多少の差異が見られる。これらのことより、多点点火を用いる場合には、点火タイミングによる燃焼制御も可能であるということが示唆され、これは、先の最高燃焼圧力の場合と一致する。

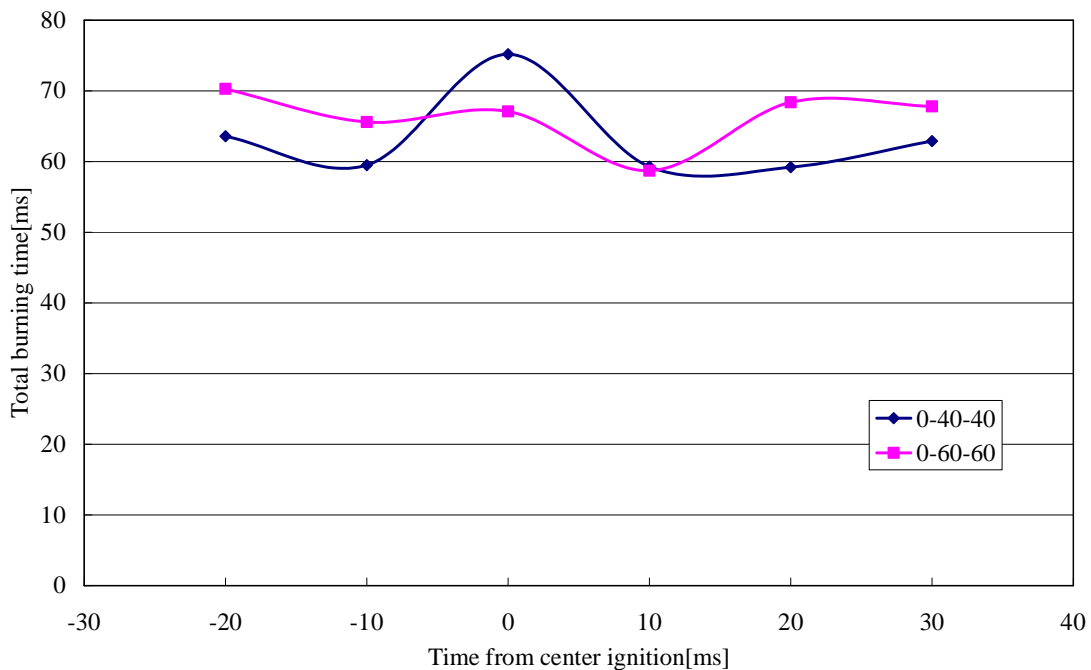
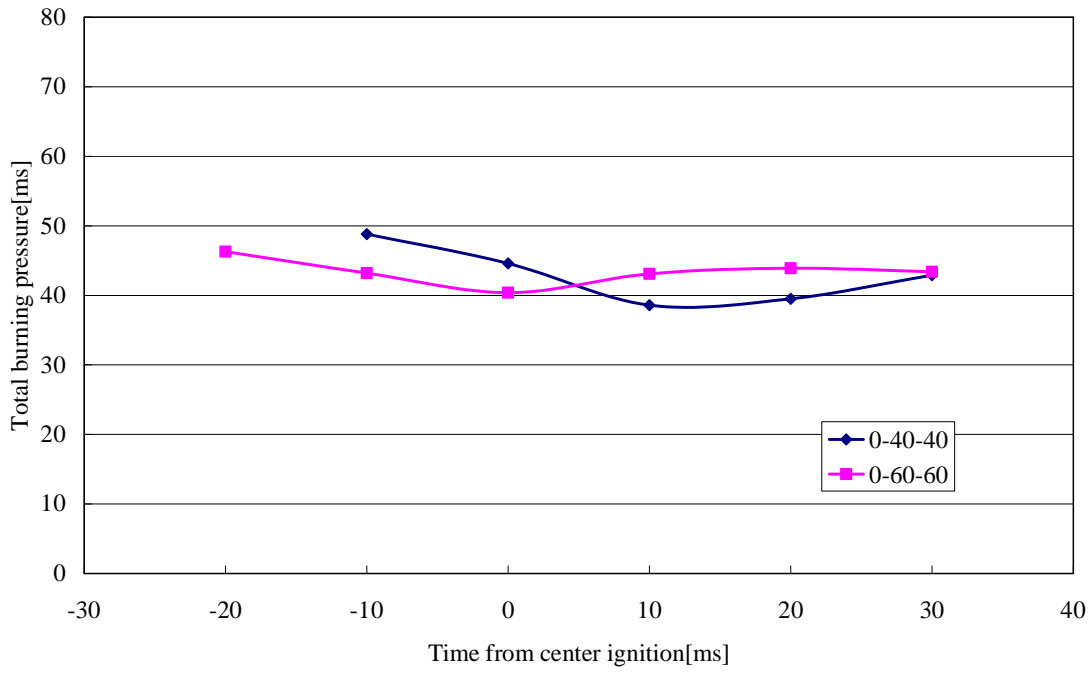
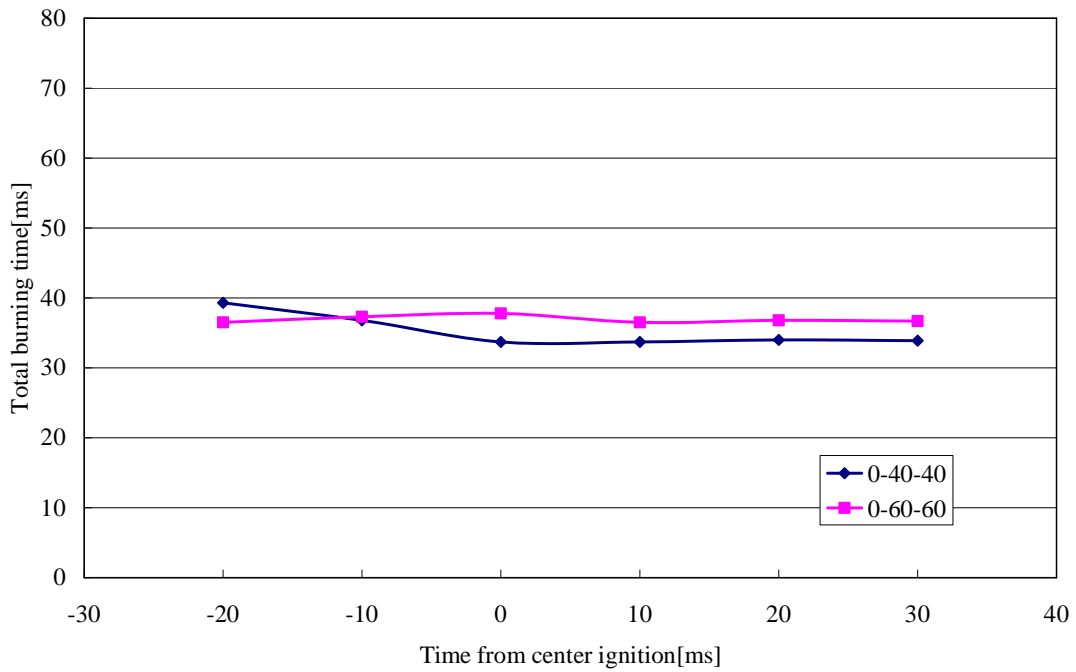


Fig. 64 Total burning time(  $\phi=0.7$ )



**Fig. 65 Total burning time(  $\phi=0.8$ )**



**Fig. 66 Total burning time(  $\phi=0.9$ )**



## 4. 結論

本研究で得られた結論を以下に示す。

- 1) 対向噴霧方式(180°)を用いた場合、最高燃焼圧力および平均火炎伝播速度は、同一総括当量比において単噴霧方式よりも増加する。
- 2) 対向噴霧方式(180°)を用いた場合、熱発生率は単噴霧方式よりも増大する。
- 3) 多点点火を用いる場合には、最適な点火条件(位置・タイミング)が存在する。
- 4) 三点点火を用いた場合、一点点火に比べ、最高燃焼圧力は増大し、全燃焼時間は減少する。

## 参考文献

- 1) 原田・ほか2名, 機論, 67-660, B(2001), PP2141-2144
- 2) 西島・ほか2名, 機論, 68-670, B(2002), PP1821-1826
- 3) 水谷幸夫、燃焼工学、1977,p158~160、森北出版
- 4) 新岡嵩、河野通方、佐藤順一、燃焼現象の基礎、2001、p207~210、オーム社出版
- 5) 水谷幸夫、燃焼工学、1977,p34、森北出版
- 6) 水谷幸夫、燃焼工学、1977,p34~35、森北出版
- 7) 水谷幸夫、燃焼工学、1977,p34、森北出版
- 8) 水谷幸夫、燃焼工学、1977,p35、森北出版
- 9) 水谷幸夫、燃焼工学、1977,p156~157、森北出版
- 10) 水谷幸夫、燃焼工学、1977,p52~53、森北出版
- 11) Iwabuchi, Y. et al. :Trial of New Concept Diesel Combustion System、SAE Paper199-01-0185
- 12) Arai、M. et al. :Inter-impingement process of diesel sprays、ILASS-ASIA-99、P.27-32(1999)
- 13) Chiba、T. et al. :Inter-Spray Impingement of Two Diesel Sprays、ICLASS200、P.1272-1278(2000)

## 謝辞

本研究を行うにあたり、終始ご指導下さいました川上忠重教授に熱く御礼申し上げますとともに、心より感謝の意を示します。また、共同研究者の海瀬嵩博君、実験を行うにあたりご助言して下さった藤井真琴さんにも心より感謝の意を示します。最後に研究を行うにあたり色々と協力して下さった大学院生の皆様、学部生の皆様にも感謝致します。有難うございました。