法政大学学術機関リポジトリ

HOSEI UNIVERSITY REPOSITORY

PDF issue: 2025-07-04

小型急速圧縮装置を用いた高温・高圧下での DME-炭化水素-空気混合気の燃焼特性

武居, 哲生 / TAKEI, Tetsuo

(発行年 / Year) 2008-03-24

(学位授与年月日 / Date of Granted) 2008-03-24

(学位名 / Degree Name) 修士(工学)

(学位授与機関 / Degree Grantor) 法政大学 (Hosei University)

2007年度 修士論文

小型急速圧縮装置を用いた高温・高圧下での DME-炭化水素-空気混合気の燃焼特性

Combustion characteristic of DME-hydrocarbon-air mixtures under high temperature and pressure using small type rapid compression machine

指導教官 川上 忠重

法政大学大学院

工学研究科 機械工学専攻

修士課程

06R1125 武居 哲生

目次

| | | _ |
|-----------|-----------------|----|
| 1.緒論 | | 2 |
| 1-1 背景 | ・研究目的 | 2 |
| 1-2 環境 | 問題と環境排気物質 | 4 |
| 1 - 2 - 1 | 地球温暖化 | 5 |
| 1 - 2 - 2 | オゾン層の破壊 | 8 |
| 1 - 2 - 3 | 酸性雨 | 9 |
| 1 - 2 - 4 | 大気汚染 | 11 |
| 1 - 2 - 5 | 窒素酸化物(NOX) | 12 |
| 1 - 2 - 6 | 一酸化炭素(CO) | 14 |
| 1 - 2 - 7 | 未燃炭化水素(HC) | 15 |
| 1 - 2 - 8 | 硫黄酸化物(SOx) | 15 |
| 1 - 2 - 9 | 粒子状物質(PM) | 16 |
| 1-3 火花 | 点火機関(ガソリンエンジン) | 18 |
| 1 - 3 - 1 | 燃焼特性 | 18 |
| 1 - 3 - 2 | 最高燃焼圧力 | 19 |
| 1 - 3 - 3 | 火炎伝播速度 | 20 |
| 1 - 3 - 4 | 小型機関と熱損失 | 21 |
| 1-4 燃焼 | 改善技術と代替燃料 | 21 |
| 1 - 4 - 1 | 排気再循環方式(EGR) | 21 |
| 1 - 4 - 2 | 予混合圧縮自己着火(HCCI) | 22 |
| 1 - 4 - 3 | ジメチルエーテル(DME) | 23 |
| 1 - 4 - 4 | DME の製造法 | 25 |
| 1 - 4 - 5 | DME の活用法 | 25 |
| 2. 実験装置 | 及び実験方法 | 26 |
| 2-1 実験 | 装置 | 26 |
| 2 - 1 - 1 | 実験装置概略図 | 26 |
| 2 - 1 - 2 | 燃焼室 | 26 |
| 2 - 1 - 3 | 制御系 | 26 |
| 2 - 1 - 4 | 点火プラグ | 27 |
| 2 - 1 - 5 | タイマー | 27 |
| 2 - 1 - 6 | イグナイター | 27 |

| 2 - 1 - 7 | イグニッションコイル | |
|-----------|----------------------|----|
| 2 - 1 - 8 | バッテリー | 27 |
| 2 - 1 - 9 | モーター | 28 |
| 2 - 1 - 1 | 0 イオンプローブ | 28 |
| 2 - 1 - 1 | 1 圧力ピックアップセンサー | 28 |
| 2 - 1 - 1 | 2 混合タンク | 28 |
| 2 - 1 - 1 | 3 吸排気弁開閉用ハンドル | 29 |
| 2 - 1 - 1 | 4 各種燃料(プロパン、メタン、DME) | 29 |
| 2 - 1 - 1 | 5 P C D | 29 |
| 2-2 実験 | 方法 | |
| 2 - 2 - 1 | 混合気作成 | 29 |
| 2 - 2 - 2 | 実験の手順 | 31 |
| 2 - 2 - 3 | 初期条件 | 32 |
| 2 - 2 - 4 | 各種燃料の燃焼実験 | 32 |
| 2 - 2 - 5 | DME-プロパン混合燃料の燃焼実験 | 32 |
| 2 - 2 - 6 | 低雰囲気酸素濃度条件下での燃焼実験 | |
| 2-3 測定 | データの計算 | |
| 2 - 3 - 1 | 電圧から圧力への単位変換 | |
| 2 - 3 - 2 | 火炎伝播速度 | 40 |
| 2 - 3 - 4 | 低雰囲気酸素濃度 | 40 |
| 2 - 3 - 5 | 断熱火炎温度 | 40 |
| 3. 実験結果 | ・考察 | 46 |
| 3-1 燃料 | ·性状(プロパン、メタン、DME) | 46 |
| 3 - 1 - 1 | 最高燃焼圧力 | 46 |
| 3 - 1 - 2 | 火炎伝播速度 | 46 |
| 3 - 1 - 3 | 火炎伝播速度変化率 | 47 |
| 3 – 2 DME | E-プロパン-空気混合気 | |
| 3 - 2 - 1 | 最高燃焼圧力(総括当量比変化) | 47 |
| 3 - 2 - 2 | 火炎伝播速度(総括当量比変化) | 48 |
| 3 - 2 - 3 | 火炎伝播速度変化率(総括当量比変化) | 49 |
| 3-3 低雰 | 囲気酸素濃度 | |
| 3 - 3 - 1 | 最高燃焼圧力(酸素濃度変化) | 49 |
| 3 - 3 - 2 | 火炎伝播速度(酸素濃度変化) | |

| 3 - 3 - 3 | 最高燃焼圧力減少率(酸素濃度変化)50 |
|-----------|----------------------|
| 3 - 3 - 4 | 火炎伝播速度減少率(酸素濃度変化) |
| 3-4 プロ | パン添加率 |
| 3 - 4 - 1 | 最高燃焼圧力(プロパン添加率)51 |
| 3 - 4 - 2 | 火炎伝播速度(プロパン添加率)52 |
| 3 - 4 - 3 | 最高燃焼圧力減少率(プロパン添加率)52 |
| 3 - 4 - 4 | 火炎伝播速度減少率(プロパン添加率)52 |
| 3 - 4 - 5 | 最高燃焼圧力比(プロパン添加率)53 |
| 3 - 4 - 6 | 火炎伝播速度比(プロパン添加率)53 |
| 3 - 4 - 7 | 断熱火炎温度と熱損失54 |
| 4. 結論 | |
| 参考文献 | |
| 謝辞 | |
| 付録 | |

Combustion characteristics of DME-hydrocarbon-air mixtures under high temperature and pressure using small type rapid compression machine

Tetsuo TAKEI

Recently, as the environmental problems become more serious, small gasoline engines need to achieve low emissions and fuel consumption. Nevertheless, only very limited information is available for reducing the emissions and fuel consumption of small gasoline engines (50-125cc). In this study, using small type rapid compression machine the experiments have been carried out to obtain essential data on combustion characteristics of DME-propane-air mixtures influenced by high heat losses. Maximum burning pressure and the flame speed of DME-propane-air mixtures have been investigated. The main conclusions are as follows:

- 1) Maximum burning pressure of DME-propane-air mixtures is observed in the vicinity of equivalence ratio $\Phi = 1.5$ in a small type internal combustion engine.
- 2) The maximum flame speed is obtained at overall equivalence ratio $\Phi=1.3$ in the lean side of DME-propane-air mixtures.
- In a low oxygen concentration, the maximum burning pressure of DME-propane-air mixtures is influenced by overall equivalence ratio.

Key words: High heat losses, Spark ignition engine, DME, High pressure and temperature

1.緒論

1-1 背景・研究目的

近年、自動車の普及は世界的に進んでおり、インドやロシア等では燃費の良 い小型車の売り上げが好調である。一方で、酸性雨、地球温暖化、超大型ハリ ケーン発生等といった異常気象を初めとする環境問題の深刻化が叫ばれている。 環境問題の一因とされる二酸化炭素の排出権は、金銭的にやり取りされるビジ ネスとして扱われるまでになり、世界的に環境問題に向かって行く気運が高ま っている。

環境問題の悪化を受けて、自動車の排出する環境排気物質の低減が急務であ り、内燃機関の規制は年々厳しくなっている。特に小型機関(50-125cc)の燃焼 生成物低減については、大国を中心として積極的に取り組みが始まっている。 しかしながら、小型内燃機関においては燃焼室形状がコンパクトであるため、 点火端付近、燃焼末端部(火炎伝播完了近傍)での熱損失が多く、燃焼生成物 の燃焼工学的見地からの制御が極めて困難であり、中型・大型内燃機関と比較 してその規制対策が十分に行われていないのが現状である。また、燃焼室形状 の制約のため、レーザーによる可視化や非接触型のその場観察が困難であり、 また、サイクル変動による残留ガスや乱れの影響を強く受けるため、その燃焼 特性の把握は極めて困難である。¹⁾

そこで本研究では新たにサイクル変動等の影響を除いて観察が可能な汎用型 小型ガソリン機関をベースとした単発型の急速圧縮装置を開発し、ガソリン機 関の実用運転範囲である高温・高圧下での燃焼特性を把握することにより、小 型内燃機関の性能改善および燃焼生成物低減に関する指針を得ることを目的と する。まず手始めとして、低回転領域での小型機関における燃焼生成物低減を 図るために、代替燃料であるジメチルエーテル(DME)に着目した。

DME は近年、安価で簡単に精製するプロセスが開発され、また分子構造中に

 $\mathbf{2}$

酸素が含まれているため、燃焼した際に C-C 結合が起こりにくく、スス (PM) の排出が少ないという利点がある。一方で、DME は発熱量が低く、またオクタ ン価も小さいという欠点があり、本実験ではプロパンを添加することによる改 善効果について検討を行った。また、その燃焼特性(最高燃焼圧力、火炎伝播 速度)を炭化水素燃料(プロパン、メタン)と比較・検討した。

1-2 環境問題と環境排気物質

現在、自動車をめぐる環境問題として、地球温暖化、オゾン層の破壊、酸性 雨、大気汚染等が問題となっている。これらの一因として考えられる環境排気 物質は、人体に有害であり、二酸化炭素の低減も含めて自動車の排出規制は年々 厳しいものとなってきている。Table 1 に平成 15 年に施行された排出ガス規制 の値を示す。

Regulation of Exhaust Gas for Car Table 1

| 1 | | 自 | 動員 | 10 | 種別 | CO | (一酸 | 化炭素 | | H | C(炭化 | 水素) | | NOx (聖) | 素酸化物) | 粒子状物質 | ディーゼル課題 |
|---------|---|--------------------------|-------------------------|-------------------|---------------------------------------|------------|--------------------------|------------|------------------|-------------|-----------|------------|-----------|----------------|--------------------|-------|---------|
| # | 試驗 法 | | | 二輪車モード アイドリング時 | | 二輪車モ | - 15 | -ド アイドリング時 | | 二輪車モード | | 1 | A | | | | |
| シリン | - | 经合新期 | 4サイクルの原動機を有するもの | | 20.0g/km 14.4g/km | | | 1 562 | 2.93g/km | | 2,000ppm | | 0.51g/km | | / | | |
| ŧ | | · 對後日 第0-94 | a 劇争 2サイクルの原動機を有するもの | 4.5/6 | | | 5.26g/km | | 7,800ppm | | 0.14g/km | | / | / | | | |
| 15 | | | | 験 | 法 | 10 . 15モード | 117 | - 1 | アイドリング時 | 10 · 15 - F | 1111 | - 1 | アイドリング時 | 10 · 15 E - F | 11モード | | 1 / |
| ノリンまたは湯 | 1 車両経進量が1.7トン以下または導ら乗用の 用に供する乗車定員10人以下の普通信動車も よび小型自動車(領車付二輪自動車を含む二 線自動車を除く)。並びに専ら乗用の用に供 する昭自動車(関車付二輪自動車を含むこ二輪 自動車を除く)。 | | 1.27g/km | 31.1g/ | テスト | | 0.17g4m | 4.429/3 | テスト | | 0.17g/km | 2.50g/テスト | | | | | |
| につまりくら | 2 | 車両総重量 通自動車およ 動車を除く | が1.71 よび小 び側車 | シを計 反自動 付二輪 | 非え2.5トン以下の普 車(第1号に掲げる 自動車を含む二輪自 | 3.36g/km | 38.59/ | テスト | 注1 Fスト Fスト | 0.17g/km | 4.42g/3 | F.スト | 注1 ト | 0.25g/km | n 2.78g/デスト | | |
| は数日に | 3 | 軽自動車() 付二輪自動 | 前1号 国を含 | に掲げ じ二輪 | る自動車および倒車 自動車を除く) | 5.11g/km | 58.9g/ | テスト | | 0.25g/km | 6.40g/ | 721 | | 0.25g/km | 3.63g/テスト | | |
| | | 試 験 法 | | | ガジリン・液化石油ガス13モード アイドリング時 | | ガソリン・液化石油カス13モード アイドリング時 | | ガソリン・液化石油ガス13モード | | 1/ | 1/ | | | | | |
| | 4 | 普通自動車 動車を含む 号の自動車 | または 二輪自 以外の | 小型自転し | 動車(側車付二輪自 除く)であって第2 | 26.0g/kWh | | 注1 | 0.99g/kWh | | | 注1 | 2.03g/kWh | | / | 1 | |
| | | 8 | 1 | 綾 | 法 | 1 | 10 · 15 - F | | | 10・15モード | | 10・15モード | | 10 · 15€ - F | 黒煙3モード 共良荷急加速 | | |
| 怪曲を黙得と | 1 | 車両総重量 用に供する よび小型自 | が1.7 長車定 計車 | トン以 員10人 | 下または専ら乗用の 以下の普通自動車お | | 0.98g/km | | | | 0.24g/km | | 0.43g/km | | 0.11g/km | 25%以下 | |
| | 2 | 車両総重量 通自動車を除 | が1.71 たび小 () | ンを計 型自動 | 国文2.5トン以下の音 車(第1号に掲げる | | 0.98g/km | | | | 0.24g/km | | 0.68g/km | | 0.12g/km | 25%以下 | |
| 5 | | j | | 駿 | 法 | ディーゼル13モード | | | | ディーゼル13モード | | ディーゼル13モード | | ディーゼル 13モード | 黒煙3モード 黒負荷急加速 | | |
| 目時前 | 1 | 車両総重量 小型自動車 | 12 h | ン以下 | の普通自動車および | | 3.46g/kWh | | | | 1.47g/kWh | | 4.22g/kWh | | 0.35g/kWh | 25%以下 | |
| | 2 | 車両総重量 び小型自動 | が12ト 軍 | ンを超 | える普通自動車およ | | 9.20g/kWh | | | | 3.80g/kWh | | 5.80g/kWh | | 0.40g/kWh | 25%以下 | |

自動庫排出ガスの規制値(平成15年10月1日時点,新型車適用のもの)

| 自動車の種別 | CO (一酸化炭素) | HC (炭化水滞) |
|---|------------|-----------|
| 4 サイクルの原動機を有する軽自動車 (二輪自動車を除く) | 2.0% | 500ppm |
| 2 2サイクルの原動候を有するもの (二輪自動車を除く) | 4.5% | 7.800ppm |
| 3 第1号および第2号に掲げる自動車以外の自動車 (二輪自動車を除く) | 1.0% | 300ppm |

1-2-1 地球温暖化

Fig.1 に過去 600 年の北半球における地上温度の変化を示す。この図によると 1900 年以前には 20 世紀に起こったような大きな長期的気温変化は見られない。 しかしながら、20 世紀の約 100 年間に起こった長期的な気温上昇は過去 600 年 で例のないような異常な気温上昇であったことが分かる。



Fig. 1 過去 600 年間の北半球における地上温度の変化

20世紀における異常な気温上昇はどうして起こったのだろうか。この現象の 一因として、大気中における温室効果ガスの濃度の増加が挙げられている。代 表的な温室効果ガスである二酸化炭素(CO₂)の大気中濃度がどのように変化 してきたか調べてみる。Fig.2 に南極大陸の三つの観測基地と南極点において調 べられた大気中 CO₂の濃度の過去 1000 年間の変化の記録を示す。これは氷床 のボーリングによるコアサンプルを採取し、氷床コアに閉じ込められている気 胞に、その氷ができた当時の空気の組成が保たれて入っていると仮定している。 このサンプルを年代順に平均してプロットしたものが Fig.2 である。この図に よると、19 世紀中頃まで CO₂の大気中の濃度はほぼ一定の水準(280ppm)で あったことが分かる。それ以後 100 年余りの間に指数関数的に増大し、最近の CO₂濃度は 360ppm を超えている。CO₂濃度が急激に上昇し始めた 19 世紀中頃 は、産業革命を経て近代的資本主義経済が確立され、経済活動が活発になった 時期と一致している。



Fig.3 に世界における、一次エネルギー消費の長期的推移を示す。この図から、 産業革命以降に石炭を中心とする化石燃料の消費が増加を始め、第二次世界大 戦後に始まった石油及び天然ガスの利用を大きな転機として世界のエネルギー 消費は急激に増大してきたことが分かる。このように、産業革命以降に石油燃 料の使用量やセメントの生産量が急増したために、地殻中で岩石あるいは石油、 石炭などの形態で固定されていた炭素が、急激に CO₂に変換されて大気中に大 量に放出されたのである。



大気中の CO₂ 濃度が増加したとしても、太陽放射の地球表面における吸収に はほとんど変化がない。しかし、地球放射の波長域では 13~18µmの波長域の 赤外線が CO₂分子によって吸収され、その吸光度は CO₂濃度の増加とともに大 きくなる。Fig.4 に示すように、CO₂分子は赤外線を吸収すると、エネルギー準 位の高い振動状態に励起される。けれども、その分子は励起エネルギーに相当 するエネルギーを赤外線の形で放射して、再びエネルギー準位の低い振動状態 に遷移する。そのとき、CO₂分子からは上方にも下方にも赤外線が放射される。 こうして放射された赤外線は、一部は地表面に吸収されるが、一部は周辺の CO₂ 分子によって再び吸収され、その分子は熱線効果によって暖められ、エネルギ ー準位が高くなり、同じことを繰り返す。上述の過程が、大気中の CO₂分子に よって繰り返されると、CO₂の温室効果によって地表面は熱エネルギーを失い にくくなる。大気中に CO₂が多く存在するほど地球は冷えにくくなる。これが CO₂による地球温暖化の現象である。地球温暖化により、気温や海面の上昇、 大型ハリケーンなどの異常気象、生態系への悪影響等が問題となっている。



1-2-2 オゾン層の破壊

地球環境問題への世界的な関心の高まりは、100年に一度の発見といわれる 南極オゾンホールによるところが大きい。1986年、南極観測隊員のみが住人と 言える、人間活動の影響がほとんどない南極大陸の上空でまったく予測しなか った急速で大規模なオゾン減少が見つかった。Fig.5に南極オゾンホールの5年 ごとの変化を示す。



Fig. 5 10月の月平均オゾン全量の南半球分布図 等値線は 30 m atm-cm ごと. NASA 提供の TOMS データをドブソン計による観測値と比較・検討のうえ作成. 気象庁,「オゾン層観測報告 2002」, (2003)より抜粋.

この図から、1980年から2002年までの10月の月平均オゾン量分布が示され ている。10月の南極は春であるが、この月に年間で最も低いオゾン全量となる。 国際的な合意では、オゾンホールは220matm-cm以下の領域と定義されている。 オゾンホールは以前の1970年代には月平均で220matm-cm以下の領域は世界 のどこにも出現していなかった。1980年代に入り、オゾンホールの領域が急速 に拡大し、南極大陸全体を覆っていった。1990年代には、130matm-cmという オゾン全量のより低い領域が出現し、1980年代の初めの約三分の一に減少した 年もある。2000年になってもオゾンホールの規模や低オゾン量には依然として 変化がなかったのだが、2002年10月には1980年初めの相対的高オゾン量の領 域が出現し、回復したかに見えた。しかしこれは、低気圧の急速な発達などに よる特別な気象条件のためと考えられている。長期的には、オゾンホールの回 復には数十年を要するとみられており、それはオゾン破壊物質の大気中の濃度 分布から予測される。オゾン破壊物質としての原因物質はクーラーの冷媒、洗 浄剤のフロンである。正確にはフロンに含まれる塩素原子によるオゾン層の連 鎖反応的破壊が発生していたのである。

モントリオール議定書でフロン規制の国際的合意がなされ、幾度かの修正を 経て、先進国では1996年から特定フロンの生産、使用、貯蔵を全廃することを 規定した。オゾン層の破壊によって、南半球のオゾンホールの影響下にある地 域では太陽光線中の有害紫外線が増加し、皮膚がんや目の損傷など、人間への 影響が実際に現れている。有害紫外線強度はオゾン全量が1%減れば2%増える 関係にある。

1-2-3 酸性雨

北欧諸国で雨の酸性化が報告され始めたのは 1950 年代の後半からであった。 雨水は普通 pH5.6 程度の酸性を帯びているが、当時北欧では pH4~5 の強い酸 性の雨が降り出した。その原因を明らかにしたのはスウェーデンの科学者 S.オ ーデンであった。オーデン博士は酸性雨の正体は二酸化硫黄や窒素酸化物など の大気汚染物質が大気中で硫酸や硝酸に変わり、これらが雨滴に溶け込んで酸 性の強い雨粒となって降下したものであると突き止めた(1967 年)。スウェー デンやノルウェーでは工場も少なく、発電も水力発電所が主であったので、酸 性雨を降らせるほど多くの汚染物質を排出する排出源は見当たらなかった。そ のため、オーデン博士の説は当初信用されなかった。しかし、実は二酸化硫黄 や窒素酸化物などの大気汚染物質は、中部ヨーロッパからはるばる運ばれてき たことが、後になってわかったのである。二酸化硫黄や窒素酸化物は中部ヨー ロッパから運ばれる途中で硫酸や硝酸に変わり、北欧の上空で雨滴に溶け、強 い酸性の雨となって降ることが明らかにされたが、それはオーデン博士の最初 の告発から12年も経過した1979年のことであった。酸性雨による被害の影響 は、まず北欧の湖沼や河川であった。ノルウェーにおいては湖沼の98%に被害 が出て、魚が住めなくなった湖沼は73%に達したことが報告されている。続い て、森林の衰退、減少が挙げられる。酸性雨は直接、間接の両面から樹木を痛 めつけることが推測される。直接的には葉面の気孔が侵され、植物の呼吸が阻 害される。一般に針葉樹林の方が広葉樹林よりも被害が大きいのは、広葉樹が 毎年落葉して葉が新しくなることによる。また、間接的には、土壌の変質が考 えられている。土壌には炭酸カルシウムが含まれており、酸を中和する能力を 持っている。しかし、硫酸が含まれる酸性雨が降ると、炭酸カルシウムが硫酸 と反応して、溶解度のより大きい硫酸カルシウムに変わって洗い流されてしま うので、樹木はカルシウム不足となって樹勢が弱まり、成長が止まる。さらに、 酸と反応することによって土壌中の金属、中でもアルミニウムが溶け出すこと によって植物は被害を受ける。

酸性雨対策はヨーロッパや北アメリカにおいて進んでいる。しかし、世界人 ロの三分の一を占め、めざましい経済発展を遂げている東アジアでは、化石燃 料の消費量の伸びも著しく、硫黄酸化物や窒素酸化物の排出量が大幅に増加し ており、大気汚染や酸性雨が懸念されている。

酸性雨を防止するためには、その主たる原因物質である硫黄酸化物(SOx)、

10

窒素酸化物(NOx)の排出を抑制する事が重要である。わが国では燃料中の硫 黄分の規制のほか、工場などの固定発生源に対する硫黄酸化物、窒素酸化物の 総量規制など、さまざまな対策が講じられてきた。企業においてもこうした規 制を受け、低硫黄原油の輸入のほか、重油の脱硫法、低 NOx 燃焼技術、排煙中 の窒素酸化物の削減技術などの開発に努め、大きな成果をあげている。酸性雨 による被害を防止するため、将来的には東アジアにおいて技術協力を含む国際 的な取組みを進める事が必要である。日本で進められてきた脱硫、脱硝技術と しては、①石油の脱硫、②石炭の脱硫、③ガスの脱硫、④排煙脱硫、⑤2 段燃 焼における窒素酸化物の除去、⑥排気再循環方式などが挙げられる。

1-2-4 大気汚染

大気層は地球の大きさから見ると非常に薄い層であるが、対流や気流があり、 環境問題としても大気汚染の影響範囲や被害程度は、地域的なものから地球規 模のものまである。具体的には地球温暖化、オゾン層破壊、酸性雨、それ以外 に、窒素酸化物(NOx)、浮遊粒子状物質(PM)、光化学オキシダントなどが挙 げられる。大気汚染物質となりうる化学物質の多くは燃焼過程で発生するが、 それらの物質の計測は、工場からのばい煙や自動車の排ガスなどを直接測定す る発生源用計測機器と、汚染物質が大気に拡散した後の大気を測定する環境大 気用計測機器によってそれぞれ行われる。発生源ガスは一般に高温多湿でダス トが多く、測定成分が同じでも、環境大気用計測機器とは構造や測定方法が異 なる。Table 2 に環境汚染物質の環境基準および測定方法を示す。

11

| 物質 | 環境条件(環境基準) | 測定方法 |
|-----------|---------------------------------------|--------------|
| 二酸化硫黄 | 1時間値の1日平均値が0.04 ppm 以下で | 溶液電気伝導率法, |
| | あり, かつ1時間値が0.1 ppm以下であ ること | 紫外線蛍光法 |
| 一酸化炭素 | 1時間値の1日平均値が10 ppm 以下であ | 非分散赤外吸収法 |
| | り,かつ1時間値の8時間平均値が20 ppm以下であること | |
| 浮遊粒子状物質 | 1時間値の1日平均値が0.10 mg/m ³ 以下で | 質量濃度測定法, |
| | あり,かつ1時間値が0.2 mg/m ³ 以下で | 光散乱法, 圧電天秤法, |
| | あること | ベータ線吸収法 |
| 二酸化窒素 | 1時間値の1日平均値が0.04 ppmから | 吸光光度法 |
| | 0.06 ppm までのゾーン内またはそれ以 | |
| | 下であること | |
| 光化学オキシダント | 1時間値が 0.06 ppm 以下であること. | 吸光光度法, |
| | ベンゼン:1年平均値が0.003 mg/m ³ 以 | 紫外線吸収法, |
| | 下であること | 化学発光法 |
| | | |

Table 2 大気汚染物質の環境基準と測定方法

二酸化硫黄については、1969 年以降、工場ごとの排出量の規制、燃料中の硫 黄分の規制が行われ、それに対応するために重油脱硫技術が開発され、さらに 工場の排煙脱硫技術とその装置化などの努力がされた結果、1969 年の年平均濃 度 0.060 ppm と比較して 1985 年は約 1/5 に低下した。なお、内燃機関におけ る環境排気物質として規制が必要なものとして挙げられるのは、エンジン排出 ガス中の CO、HC、NOx、PM、黒煙等である。HC、NOx は太陽光線中の紫外 線に反応し、オゾン、PAN(PeroxyAcyl Nitrate:光化学スモッグにおける刺激 性物質)等の有害物質(オキシダント)を生成し、人体を刺激、植物の育成に も悪影響を及ぼす。

1-2-5 窒素酸化物(NOx)

窒素酸化物は化石燃料の燃焼の際し、燃料中に含まれる窒素化合物から生成 する場合と、燃焼過程で空気中の窒素から生成する場合がある。

大気中に存在する窒素酸化物には、N₂O、NO、NO₂、N₂O₃、N₂O₄、N₂O₅など

を意味するが、燃焼排出物として問題になるのは大部分が NO、NO₂で、NOx と総称される。発生源としては火力発電所、自動車、暖房などによる石炭、石 油、天然ガスなどの燃焼と、高温になる空気中の窒素と酸素の反応が主要なも のである。前者を燃料の燃焼による NOx (fuel-NOx)、後者を熱による (thermal-NOx) と呼んでいる。

NOx は大気中においてさまざまな過程によって酸化されて NO₂ に変換され る。酸素による酸化も考えられるが、大気中のような低濃度の NO では酸素に よる酸化速度は低い。NO の酸化に最も寄与をしているのは、オゾンによる酸 化と、OH ラジカルが関与した酸化機構による反応であると思われる。

 $NO + O_3 \rightarrow NO_2 + O_2$

NO₂はオゾンによってさらに酸化されるとNO₃となり、これがNO₂と反応 するとN₂O₅となる。これが水に溶けると硝酸(HNO₃)となる。

 $NO_{2} + O_{3} \rightarrow NO_{3} + O_{2}$ $NO_{2} + NO_{3} \rightarrow N_{2}O_{5}$ $N_{2}O + H_{2}O \rightarrow 2HNO_{3}$

OH ラジカルが関与した酸化反応として、次の反応が考えられる。

 $NO_2 + OH \rightarrow HNO_3$

このようにして生成した HNO3 は、雨滴に溶け込んで希薄な硝酸水溶液とな

り、酸性の強い雨として地上に降り注ぐ。

NOx はまた、陽光を受けると光化学スモッグになり、ヘモグロビンとの結合 性が高く、刺激、めまい、致死等、人体に有害である。

内燃機関における NOx の生成特性としては、空気中の窒素が高温状態で酸素と結合して生成し、燃焼温度、圧力が高いほど増加する。完全燃焼に近いほど多く発生し、長時間高温に保持されると、増加する。

低減法として、NOx は一般に自動車の高出力時の高温環境で生成されるので、 その低減のためにはエンジン性能が犠牲になることが多い。NOx は量論当量比 より若干希薄側で最大になるので、その当量比を外さなければならない。

他の方法として、冷却した排気ガスの一部を新たな混合気に加えて燃焼させる、排気再循環方式(EGR)が採用されている。

1-2-6 一酸化炭素 (CO)

強い毒性の気体で、血液中のヘモグロビンと親和性が強く、体内組織へ酸素 を運搬する機能を阻害する。程度により、呼吸障害、中毒症状、酸欠症状、致 死等の症状が出る。

生成特性として、燃料中の炭素の不完全燃焼、酸素(空気)不足時の燃焼の 不完全参加により生成する。したがって、理論混合比よりも希薄側では CO の 生成量は少なくなる。

CO は混合気中の酸素不足が主原因である。低負荷時あるいは高出力時の過 濃混合気が必要な時に排出されるが、その他領域の希薄側では低減する。対策 としては、希薄混合気のための燃焼系の設定、燃料・点火制御システムの最適 化等が必要である。

14

1-2-7 未燃炭化水素(HC)

直接人体への影響は少なく、呼吸器、眼への刺激が生じる程度である。ただし、太陽光を受けると、大気中のNOx、O₃、アルデヒド等と反応して光化学スモッグの発生原因となる。

自動車における生成特性としては、燃料中の炭素の不完全燃焼、酸素不足時 に発生するが、ある程度以上、酸素過多の状態になると燃焼が不確実になり、 かえって HC は増加する (ミスファイア)、クランクケースからのブローバイガ ス、燃料系統から発生する燃料蒸発ガスも対象となる。

HC は未燃混合気あるいは燃焼中間生成物である。過濃混合気の酸素不足、 極端な希薄混合気での未燃焼現象、吸排気バルブのオーバーラップ時の吹き抜 け、燃焼室壁面の火炎のクエンチング現象、ミスファイア等によるものである。

したがって対策としては、希薄混合気でも良好な燃焼が得られるエンジンの 開発、シリンダ冷却経路の改良による過冷却部分の排除、ミスファイアを発生 しない状態でのリーンセッティング等があげられる。燃焼室の HC は、他にシ リンダとピストンの隙間を通ってクランクケース内に漏えいするものがあり、 ブローバイガスといわれるが、これはエンジン外部に排出せずに還元装置によ り処理される。燃料タンクからの燃焼蒸気は、チャコールキャニスタ方式等の 燃料蒸発ガス防止装置により吸気系に導き、混合気と共に燃焼させる。

1-2-8 硫黄酸化物 (SOx)

二酸化硫黄(SO₂)は硫黄分を含む石油や石炭を燃焼させたときに生成する。 また、原動機においてはディーゼルエンジンで使用する、軽油の硫黄分が燃焼 により酸化されて SO₂、SO₃となる。高度経済成長期には石油や石炭など化石 燃料をエネルギー源として大量に消費し、莫大な量の二酸化硫黄を大気中に放 出したため、四日市ぜんそくなどの公害病や酸性雨などの問題を引き起こした。

15

SO₂ は多くの場合、二つの過程を経て硫酸(H₂SO₄) へ移行する。その一つ は、SO₂ が雨滴に溶けると(水に対する溶解度は 20℃で 11.3g/100g 水)、亜硫 酸(H₂SO₃)の水溶液が生成し、さらに H₂SO₃ が酸素、オゾン、過酸化水素(H₂O₂) などによって酸化され、硫酸水溶液に変わる過程である。もう一つは、大気中 で SO₂ がまず OH ラジカルに攻撃され、酸化されて三酸化硫黄(SO₃) となり、 これが雨滴に溶けて次のような反応を経て硫酸に移行する過程である。

 $SO_3 + OH \rightarrow HOSO_2$

 $HOSO_2 + O_2 \rightarrow SO_3 + HO_2$

 $SO_3 + H_2O \rightarrow H_2SO_4$

このようにして雨滴は希薄な硫酸水溶液となり、酸性の強い雨として地上に降り注ぐ。SO₂、SO₃を合わせて SOx と称している。環境中の SOx の最大の原因は工場排出煙で、自動車によるものは少ない。

1-2-9 粒子状物質(PM)

主にディーゼルエンジンで発生し、黒煙や SOF(可溶性有機成分)等の炭化 水素から成る。視界不良、呼吸器障害、微量の発がん性物質の排出に関係する。

生成特性としては、ディーゼルの拡散燃焼における、不完全燃焼による遊離 炭素、すなわち、燃焼室内の空燃比の濃淡(不均一)により、炭素が酸素と接 触できずに炭素原子が残り、炭素の微粒子が発生することによる。SOF(可溶 有機成分)とISF(不可溶成分)からなる。

PM は、おもに拡散燃焼による不完全燃焼から来るディーゼルエンジンの問題であり、遊離炭素(すす)からなり、SOF(可溶有機成分)と ISF(不可溶

成分)に分類される。SOF には、未燃炭化水素(HC)と燃焼室に混入した潤 滑油の未燃分があり、ISF としては、ススと燃料中の硫黄が酸化して水と結合 し、硫酸ミスト状になったサルフェートがある。排気微粒中のススの生成は、 酸素不足の状態で生じやすい。未燃炭化水素の発生は、燃焼室壁面での温度低 下による場合、不均一な噴霧内の燃料希薄部からの場合、噴射終了後の噴霧崩 壊期の混合不均一の場合等がある。対策としては、燃料空気の混合改善を中心 に以下に述べるが NOx と PM はトレードオフの関係にある。

- 燃料噴射系高圧化を基本とした燃焼技術(コモンレール式等による噴射量、 噴射時期の制御)
- ・ 空気流動(スワール、スキッシュ、タンブル)の適正化と有効利用
- ・ 吸気系、燃焼室形状の改善
- ピストンのハイトップリング化

等が挙げられる。3)

1-3 火花点火機関(ガソリンエンジン)

ガソリンにおいては、燃焼を継続できる空燃比が存在し、実際のエンジンで はその運転状態に応じて種々の空燃比があり、その燃焼範囲は上限が約7で、 下限が約22である。エンジンにおいて燃焼特性は混合気の状態に強く支配され る。自動車用ガソリンエンジンの場合、燃料供給方式は従来の気化器ではなく、 燃料噴射によるものが圧倒的に多くなっている。

いずれにせよ、燃料と空気の気液二相流は最終的には燃焼室内に流入するが、 空気と燃料間の流速に差があるため、特に加速や減速といった過渡運転の場合、 瞬間的に空燃比が平均値を外れ、不良運転、有害排気物質の増大につながる。

燃焼室内においても、燃料は燃焼室壁の液膜、空気中に浮遊する液滴および 蒸気で存在する。それらは吸入、圧縮行程中に蒸発し、空気および残留ガスと 混合する。しかし、燃料蒸発が不十分の場合、壁面の液膜は、エンジンの始動 性および排出未燃 HC 濃度に悪影響を及ぼす。

一方、気相中の液滴は、燃料蒸発濃度分布、着火特性、火炎伝播特性、排気 特性等に関係する。そのために、燃料噴射弁の開発が行われており、混合気形 成メカニズムの研究は一層重要になりつつある。

1-3-1 燃焼特性

シリンダ内に吸入された混合気は圧縮後、スパークプラグで点火される。点 火して火炎核が現れた後、乱流伝播火炎へと成長する。火炎が伝播し、熱発生 が進行し、燃焼室圧力が上昇する。燃焼過程は、火炎放電から混合気が燃焼拡 大して燃焼を継続し得るだけの形成する期間(火炎核形成期間、第一期)と、 主燃焼期間(第二期)とに分けることができ、火炎核形成期間に影響のある因 子は、燃料の性質、混合比、混合気圧力、混合気温度であり、主燃焼期間に影 響ある因子は、混合気の燃焼速度、エンジンの回転速度、である。⁴⁾⁵⁾ 燃焼特性は、点火時期により大きく異なるが、本実験では全て上死点位置での 点火で燃焼特性を測定した。

1-3-2 最高燃焼圧力

エンジンの燃焼状態を知るために、本実験ではまずシリンダ内の最高燃焼圧 力を測定した。燃焼圧力は非定常でその変化が急激であるために、定常的な圧 力の計測方法は利用できない。よって、一般的には電気的な圧力計測方法が利 用される。また、圧力計測は高温の燃焼ガスに直接触れるため、温度に対する 対策も必要である。エンジンの燃焼圧力の計測に利用される指圧計には次のよ うなものがある。

(a) 歪型式指圧系

エンジンの燃焼の計測に古くから現在まで使用されている圧力計である。燃焼 圧力は受圧膜(ダイアフラム)で受けられ、その力が内部の円筒に伝えられて 円筒が変形する。変形による円筒の表面の歪量を歪ゲージによって検出し電気 的によって増幅し、オシロスコープなどで観察する。

(b) 電圧式指圧系(Piezo-electric type pressure indicator)

水晶などの圧電素子を使用し、燃焼圧力によって素子が受ける力と、起電力と の関係から燃焼圧力を計測する。(圧電素子:力を受けることによって電位を発 生する物質)

発生する電圧の増幅には、チャージアンプが用いられる。 歪型式指圧系に比べ ると小型であり、周波数特性がよく使用しやすい特徴がある。小型化のためと 量産エンジンなのでの圧力計の設置が困難な条件では点火プラグの座金にこの 圧電素子を用いた圧力計も使用される。

1-3-3 火炎伝播速度

燃料特性の箇所でも記載したが、火花放電で着火温度に達した混合気は火炎 核を形成し、火炎面が未燃混合気の内部を進行して燃焼が行われる。本実験で は、点火源からの火炎挙動を知るために火炎伝播速度を測定した。

火炎伝播速度を検出する方法としは、電子的な検出プローブを設置して計測 する方法(イオンプローブ法)であり、もう一つは画像を用いる方法である。

(a) イオンプローブ法

燃焼火炎面では活発な化学反応が行われ、イオン化された原子・分子が多く 存在する。イオン化された気体の電気抵抗は、イオン化されていない気体の抵 抗よりも非常に低いので間隙の狭い2本の電極を一組とした検出器を燃焼室内 に多数設置する。電極間の電気抵抗を計測することによって、それぞれの検出 器に火炎面が到達した時期を検出することができる。この方法がイオンプロー ブ法である。

(b) 画像による計測方法

火炎の伝播位置を面的に捉える方法としては画像による方法が有効である。 燃焼は発光を伴う現象であるので、発光を写真などによって撮影する直接撮影 法と、燃焼ガスは高温で低密度であり、火炎面を境とした未燃部と既燃部には 密度変化があるので、この部分で光が屈折することを利用した間接撮影法とが ある。

1-3-4 小型機関と熱損失

本研究では、小型機関の燃焼特性を調べるため本田技研工業の小型汎用エン ジンであるスーパーカブの燃焼室をそのまま用いたが、燃焼室形状が非常にコ ンパクトであるため熱損失が大きい。圧縮比を容易に上げることが可能である が、機関の耐久性やノッキング発生等が問題となってくる。

1-4 燃焼改善技術と代替燃料

燃焼室内の燃焼を改善する技術として、排気再循環方式(EGR)や超希薄燃焼、成層燃焼等が挙げられる。成層燃焼では上述した火花点火機関での可動範囲が空燃比にして約上限 7~下限 22 であったものを、下限が 30~40 まで拡大することが可能である。⁵⁾また、近年の化石燃料の高騰等を受けて、代替燃料への移行の技術も進んでいる。

現在、有害ガスとして規制の対象になっているものは CO、HC、NOx、PM、 黒煙であるが、規制外の CO₂の低減も急務であり、研究、開発が行われている。 これらの低減手段としては、排気ガスについては、エンジンの燃焼時にその内 部で発生を制御する方法 (EMS) と、排出されたガスを後処理する方法があり、 その他のガスの対策としては、ブローバイガス対策と燃料蒸発ガス対策がある。

また、石油資源の有限性を考えると代替エネルギーの導入が必要であり、実際に使用が可能と思われる代替燃料についての研究が進められている。

1-4-1 排気再循環方式(EGR)

NOx を低減させる手法として代表的なものに排気再循環方式(EGR)が挙 げられる。排気再循環方式(EGR)とは、冷却した排気ガスの一部を新たな混 合気に加えて再び燃焼させる方法である。既燃ガス中に含まれる多量の CO₂は 熱容量が大きく、それを燃焼室に導入することで火炎温度を低下させてサーマ

21

ル NOx の発生を抑制するものである。この手法は、出力性能が劣化するが、 ガス流動による燃焼促進によってサポートを行うことで、結果として燃費の改 善も行うことができる。

1-4-2 予混合圧縮自己着火(HCCI)

予混合圧縮自己着火エンジン(HCCI: Homogeneous Charge Compression Ignition Engine)は、シリンダ内に供給された予混合気をピストンにより断熱 圧縮し、多点同時的な予混合気の自己着火により運転するもので、火炎伝播限 界を超えた希薄域での運転が可能であり、高効率、低公害を実現できるポテン シャルを有する次世代のエンジンとして注目されている。

圧縮途中の早期に燃料を噴射して、長い着火遅れ機関に希薄化した予混合気 を圧縮着火させるもので、ディーゼルエンジンにおける低温での希薄燃焼を実 現して NOx の大幅低減を可能にし、かつ PM を同時に減少させることができ る。

現状では、着火は圧縮行程の温度に大きく左右され、高負荷条件では燃焼が 急激になるため、部分負荷のみに限定されている。すなわち、部分負荷では HCCI 燃焼を行わせて高コストな NOx 触媒を使用しない希薄運転を行い、高負 荷では圧縮着火から通常の火花点火へ運転を切り替えるコンセプトが実用的に 提案されている。

最大の課題は、失火(低負荷時)とノッキング(高負荷時)をどう回避し、 高負荷運転を可能にするかである。したがって、着火時期および燃焼率の制御 が重要である。

実用化のためには、各種センサ、エンジン可変機構等の高度な燃焼制御法の 確立、有効圧縮比の変更、残留ガス制御、オクタン価の適正化等も課題である。

22

また、圧力波に伴う熱損失や希薄化による HC、CO の増加対策、気筒間のバラ ツキの制御、加減速時の制御等も必要である。さらには、運転可能範囲が燃焼 騒音により制限されることもあるため、燃焼騒音低減も必要であり、燃焼反応 を抑制して燃焼期間を延ばす方策等も課題となる。5)

1-4-3 ジメチルエーテル (DME)

代替燃料として注目されている燃料には、天然ガス(CNG)、液化石油ガス (LPG)、ジメチルエーテル (DME)、GTL (Gas to Liquid)、ニート、バイオ マス燃料等が挙げられる。

本研究ではこれらの燃料の中からジメチルエーテル(DME)に着目し、研究 を行った。DME の特徴として挙げられることはまず、最も簡単なエーテルで あり、化学的に安定した物質である。含酸素燃料であり燃焼した際には C-C 結合がないため、ほぼ無煙燃焼を実現する。Table 3 に DME の燃料特性を示す。

| | Unit | DME | Gas-oil |
|--------------------------|-------|------------------------------------|---------|
| Chemical formula | | CH ₃ -O-CH ₃ | - |
| Low heating value | MJ/kg | 28.8 | 42.7 |
| Cetane number | | >>55 | 40-50 |
| Stoich. A/F ratio | | 9.0 | 14.6 |
| Ignition temperature | r | 235 | 250 |
| Boiling point | °C | -24.9 | 180-370 |
| Kinematic viscosity [1]* | mm²/s | <1 | 3 |
| Vapor pressure [20℃] | MPa | 0.51 | - |
| Specific density [g]* | | 1.59 | - |
| C ratio | %wt. | 52.2 | 86 |
| H ratio | %wt. | 13 | 14 |
| O ratio | %wt. | 34.8 | 0 |

Table 3 The physical and chemical properties of DME

[∞]: [1]=liquid, [g]=gas

DME は常温・常圧で気体であり、低温で加圧するとすぐに液化する。軽油

と DME のセタン価を比較すると、DME の方が高い値を示しており、ディー ゼルエンジン用の代替燃料として注目されている。また、軽油に対して DME は硫黄分が全くないために、SOx 排出に関してもメリットを持っている。燃料 として DME を使用する場合、動粘性係数が低いことによる噴射特性の最適化 や高速・高負荷出力が課題となってくる。また、DME は発熱量が軽油と比較 して小さいことから、燃焼時の清浄性を活用するためには、始動時の燃焼促進 剤として使用する等、他燃料と混合して発熱量を補ってやる必要があると思わ れる。また、DME は天然ガス、石炭、バイオマス等から合成することが可能 であり、近年では安価に製造するプロセスが開発され、環境負荷も小さいこと から様々な用途で使用することが期待される。⁶⁾

DME は、沸点がマイナス 25℃、常温において 0.6MPa 程度の低い圧力で液 化する等 LPG と似た物性を持つことから、一部パッキン等を交換・調整するこ とで既存の LPG の貯蔵設備および輸送設備を転用することができる。Fig.6 に DME の貯蔵と輸送の方法を示す。⁷⁾⁸⁾⁹⁾



Fig.6 DME Store and Transportation

1-4-4 DME の製造法

DME の製造法には、メタノールから脱水反応によって製造する間接法と、 天然ガスや炭層メタンガス、石炭やバイオマス等を原料とする合成ガスから製 造する直接合成法がある。現在利用されている DME は、ほとんど間接法で製 造されており、高効率化が期待される直接法の技術開発が進められている。

Fig.7に DME の製造法を示す。



Fig.7 Conversion of DME

1-4-5 DME の活用法

DME はクリーンで安全な燃料として注目されているが、内燃機関における 活用には上述したように発熱量を補うために他の燃料を混合するのが良いと考 えられる。予混合圧縮自己着火(HCCI)エンジンもオクタン価の適正化が必 要であり、自動車の始動時に DME を使用する手段も考えられる。

南米では天然ガス(LNG)を利用した天然ガスエンジンの普及率が高く、その性格上、ディーゼルエンジンに代わるものとも言われている。天然ガスは地中に埋蔵されており、その埋蔵量は石油を凌ぐと予想されている。このエンジンに DME を燃焼促進剤として利用する手も考えられる。いずれにしても、DME 混合燃料の詳細な燃焼特性が必要となる。

2. 実験装置及び実験方法

2-1 実験装置

2-1-1 実験装置概略図

Fig.8 に本実験で新たに開発された小型急速圧縮装置の概略図を示す。本体は 主に、燃焼観察用エンジン、モーター駆動部、点火装置、燃焼供給装置および 火炎伝播観察装置(データ処理含む)から構成されている。本実験では、機関 のサイクル変動の影響を取り除くため、実用の小型機関を用いているが、燃焼 による連続運転は行わず、モーター駆動による1回の圧縮→燃焼→膨張による 燃焼観察が行われた。

2-1-2 燃焼室

Fig.9 に小型急速圧縮装置の燃焼室の断面を示す。燃焼室内部には点火プラグ (Ignition Plug)、吸気バルブ及び排気バルブ (Intake and Exhaust Valve)、そして 測定用のピエゾ型圧力ピックアッブセンサー (Pressure Transducer) もしくはイ オンプローブ (Ionization Probe) が取り付けられている。燃焼室には本田技研 工業製スーパーカブ C50E 4サイクル単気筒エンジンのクランクシャフト、ピ ストン、シリンダ、シリンダーヘッドを用い、圧力ピックアップセンサーもし くはイオンプローブが取り付けられるように加工したものを使用した。燃焼室 体積は 0.055[cc]であり、シリンダのボア*ストロークは、39.0mm*41.4mm で、 圧縮比は 10 である。

2-1-3 制御系

Fig.10 に小型急速圧縮装置の制御系を示す。本実験ではタイマーを用いて電流の流れるタイミングを遅延させ、モーターの駆動によってピストンが上死点に達した瞬間に火花点火を行なうように制御系が組まれている。また、点火用 サブスイッチ、駆動モーター用サブスイッチ、及びメインスイッチがそれぞれ 分けてあることで、安全に実験装置の調整を行うことができるようになっている。

2-1-4 点火プラグ

点火プラグは、良好な着火性を誇るイリジウムプラグ NGK 社製: CR6HIX を 用いた。小型機関では熱損失が大きいため、上死点に達した瞬間に燃料に着火 することが難しかった。そこで、本実験装置ではイリジウムプラグを採用した。

2-1-5 タイマー

本実験では OMRON 社製 H5CX L8 (デジタルタイマ)を使用した。このタ イマーは、AC100V~240V、出力時間を 0.02[s] に設定し用いた。また、遅延時 間は 0.08[s]とした。これは、ハイスピードカメラを用いて下死点から上死点に 達するまでの時間を計測したところ、算術平均で 0.084[s]かかることが分かっ たので、0.08[s]から 0.02[s]の間、火花点火するよう設定を行なった。

2-1-6 イグナイター

イグナイターは、MITSUBISHI イグナイターは、MITSUBISHI 社製の物で、 実際の自動車に使用されているものを使用した。

2-1-7 イグニッションコイル

DENSO 社製:GT COIL を用いた。取り付け起用車は2 サイクル、4 サイク ル、2~6シリンダ、普通点火方式ガソリンエンジン、電源1 2V である。

2-1-8 バッテリー

GSユアサ製: 12VGT4L-BS を使用した。

2-1-9 モーター

モーターは始動時から大きなトルクの発生するコンデンサー始動式の北芝電 気 株 式 会 社 製 : SKD 型 モ ー タ ー (1 PHASE INDYCTION MOTOR CAPACITOR-START 100[V] 4 Poles)を使用した。回転数は 1440[rpm]であ り、これは実機における冷間始動時の回転数を模擬している。

2-1-10 イオンプローブ

イオンプローブには点火プラグの先端を加工して用いた。点火プラグ先端に ある放電先の金属片を削り取り、点火プラグ先端にピアノ線を溶接したものを 使用した。ピアノ線の長さを調節することにより、火炎伝ば速度を検出してい く。なお、イオンプローブの先端のピアノ線は溶接を行い、点火源から4[mm]、 8[mm]、12[mm]の位置になるように調整された。

2-1-11 圧力ピックアップセンサー

圧力ピックアップには、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。

2-1-12 混合タンク

本実験で使用される燃料は全て混合タンクで作成された。混合タンクで作ら れた混合気の内圧はおよそ 2.5 [MPa] となるため、この圧力差を利用して燃焼室 まで導入される。なお、この度、混合タンクも設計したので概略図を Fig.11 に 示す。

2-1-13 吸排気弁開閉用ハンドル

吸排気バルブはモーター駆動とは関係なく、独立して動かすことができるようにするために、ハンドルを取り付けた。

2-1-14 各種燃料(プロパン、メタン、DME)

本研究では、純度 99.9%のプロパン、メタン、及びジメチルエーテル(DM E)を燃料として用いた。

2-1-15 PCD

PCD は、Kyowa Electric Instruments CO.LTD.社製の PCD を用いた。この PCD はパソコンの USB インターフェースで接続することが可能であり、記録・観察 はパーソナルコンピュータで処理した。

2-2 実験方法

2-2-1 混合気作成

実験に際してまず、混合タンクで所定の当量比の混合気を作成する。 本研究での燃料は、純度99.9%のプロパン(C₃H₈)、メタン(CH₄)、ジメチル エーテル(CH₃-O-CH₃)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%を用いた。混合気の作成は、ダルトンの分圧の法則(Dalton's Low)に基づいて行われている。プロパンが理論量論比(Stoichiometric Ratio) で完全燃焼するときの化学反応式は以下の式で表される。

$$C_{3}H_{8} + 5\left(O_{2} + \frac{79}{21}N_{2}\right) \rightarrow 3CO_{2} + 4H_{2}O + 5\frac{79}{21}N_{2}$$

この式からプロパンー空気混合気の理論燃空比は、

$$\left(\frac{\mathrm{F}}{\mathrm{A}}\right)_{\mathrm{st}} = 0.042$$

となる。当量比は、

$$\phi = \frac{(\mathbf{F} / \mathbf{A})}{(\mathbf{F} / \mathbf{A})_{\mathrm{st}}}$$

で表される。ダルトンの分圧の法則により燃空比は、

$$P_{f}/(P_{t}-P_{f})$$

P_f: プロパンの全圧

P₁:混合気全圧

で表される。これらの式より当量比々は、

$$\phi = \frac{P_{f} / (P_{t} - P_{f})}{(F / A)_{st}} = \frac{P_{f} / (P_{t} - P_{f})}{0.042}$$

で表される。よって、

$$P_{f} = \frac{0.042 \phi}{1 + 0.042 \phi} P_{t}$$

となる。この式から混合気の調整を行った。

以上のようにダルトンの分圧則を利用して各当量比 φ のプロパンー空気混合 気を作成することができる。メタン、ジメチルエーテルに関しても同様である。 続いて混合気を作成する際の手順を示す。

- 1. 真空ポンプで混合タンク内を真空にする。
- 混合タンク内に窒素を導入する。(この際、大気圧より多く窒素を入れて 余分な窒素はバルブから開放する)
- 3. 混合気プログラムを利用し、ダルトン則での各当量比での混合比を計算す る。
- 4. 精密圧力計を混合タンクに接続する。

- 5. 混合タンクに窒素、酸素、燃料の順で導入する。
- 6. 混合タンク内のファンにより25分間以上攪拌する。

以上のようにして混合気を作成し、実験に用いた。

2-2-2 実験の手順

以下に実際の実験の手順を示す。

- 1. 所定の当量比に混合気を作成する。
- 混合タンクに耐圧ホースを繋いで混合タンクのバルブを開放し、混合タンクから耐圧ホースに混合気を通す。
- 小型急速圧縮装置のバルブに耐圧ホースを繋ぐ(その際、耐圧ホースに 残っていた混合気を、圧力差を利用して少し抜き、新しく作った混合気 で耐圧ホースを満たす)。
- ハンドルを回して、吸気弁、排気弁を共に開いた後、小型急速圧縮装置のモーターとクランクシャフトの接続部を回転させ掃気を行い、ピストンが上死点位置に来るように合わせる。
- 5. ハンドルを回して吸気弁のみを開け、吸気用バルブを開く。
- E力差でピストンが下死点まで下がったら、ハンドルを回して排気弁も
 開き、5秒程度通気する。
- ハンドルを回して吸気弁、排気弁を共に閉じる(この時、燃焼室の容積の関係から、燃焼室内の混合気圧力は大気圧以上になっているため、排気バルブの開閉により燃焼室内は大気圧となる)
- マニュアルスイッチを投入し、急速圧縮・膨張が行なわれ、最高燃焼圧
 力及び火炎伝ば速度のデータを、PCDを介して取得していく。
- 4. に戻って実験を繰り返す。
2-2-3 初期条件

本実験装置では、モーターが上死点に達した瞬間の初期圧力の測定結果から ポリトロープ指数 n=1.3 が得られた。以下、Table 4 に本実験における初期条件 を示す。 Table 4 Initial Condition

| φ=0.6~1.7 |
|--------------------------------------|
| 350 [K] |
| 0.73 [MPa] |
| About 10 (Constant) |
| 4mm-8mm, 8mm-12mm |
| Propane, Methane, |
| Dimethyl Ether (DME) |
| 1.97 [m/s] (Corresponding:1500[rpm]) |
| |

2-2-4 各種燃料の燃焼実験

本実験ではまず、DMEの燃料性状に着目し、炭化水素燃料(プロパン及び メタン)との比較を行なった。本実験装置は熱損失が大きいため、可燃範囲が やや狭まるが、プロパン及びメタンの過濃側及び希薄側の可燃限界まで当量比 を変化させ、実験データを取得していった。DMEに関しては含酸素燃料とい うこともあり、当量比 φ=1.0 から過濃側のみデータ取得が可能であった。

2-2-5 DME-プロパン混合燃料の燃焼実験

各種燃料における燃焼実験から、DMEは発熱量が少なくまた、オクタン価 が低いことから希薄側でのデータが取得できなかった。本実験ではこの発熱量 とオクタン価を補うためにプロパンを添加して可燃範囲の拡大とその改善効果 を調査した。 DMEにプロパンを添加する割合は、DMEが燃料の過濃側で良好な燃焼を することから、総括当量比を φ=1.1、1.3、1.5 と設定し、変化させていった。こ こで総括当量比という考え方は、DMEとプロパンが燃焼する際にそれぞれ熱 を発生するが、この発熱量をDME - 空気混合気のみの発熱量と同じになるよ うにし、その時のDME-空気混合気の当量比を総括当量比と定義する。以下に その算出方法を記す。

まず、DMEの総括反応式を示す。

 $CH_3 - O - CH_3 + 3O_2 \rightarrow 2CO_2 + 3H_2O + 1458 [kJ/mol]$

上式よりジメチルエーテルを 1[mol]燃焼させるのに必要な酸素は 3[mol]であることが分かる。よって必要な酸素量は、

$$X = 3 \times \frac{100}{21} = 14.29 \text{ [mol]}$$

となって乾燥空気は約 14.29[mol]必要である。よって、DME-空気混合気は 15.29[mol]ということになる。今回の小型急速圧縮装置の燃焼室体積は 0.055[1] のため、標準状態の 1[mol]の体積は 22.4[1]から、燃焼室内の mol 数は、比の計 算より、

$$Y = \frac{0.055}{22.4}$$
 [mol]

となる。また、燃焼室内のDME - 空気混合気に含まれるDMEの mol 数は、 比の計算より、

$$Z = \frac{0.055}{22.4} \times \frac{1}{14.29} \,[\text{mol}]$$

よって、当量比 φ=1.0 のときの DME - 空気混合気の発熱量は、

$$Q = 1.0 \times \frac{0.055}{22.4} \times \frac{1}{14.29} [mol] \times 1458 [kJ/mol] = 0.2341 [kJ]$$

となる。本実験で使用した総括当量比は ϕ =1.1、1.3、1.5 であるので、発熱量は 上式からそれぞれ、

$$Q = 1.1 \times \frac{0.055}{22.4} \times \frac{1}{14.29} [mol] \times 1458 [kJ/mol] = 0.2575 [kJ]$$

$$Q = 1.3 \times \frac{0.055}{22.4} \times \frac{1}{14.29} [mol] \times 1458 [kJ/mol] = 0.3044 [kJ]$$

$$Q = 1.5 \times \frac{0.055}{22.4} \times \frac{1}{14.29} [mol] \times 1458 [kJ/mol] = 0.3512 [kJ]$$

となる。

一方、添加するプロパンの発熱量は、DMEの場合と同様の計算を行なうので、

 $\mathrm{C_3H_8} + 5\mathrm{O_2} \rightarrow 3\mathrm{CO_2} + 4\mathrm{H_2O} + 2219[\mathrm{kJ/mol}]$

上式より、プロパン1[mol]を燃焼させるのに必要な乾燥空気は5[mol]であり、

$$X = 5 \times \frac{100}{21} = 23.81 \,[\text{mol}]$$

DMEと同様に小型急速圧縮装置で燃焼させるので、当量比φ=1.0のときのプ ロパン−空気混合気の発熱量は、

Q =
$$1.0 \times \frac{0.055}{22.4} \times \frac{1}{24.81}$$
 [mol] × 2219 [kJ/mol] = 0.2196 [kJ]

となる。混合するプロパンの量は、DMEの当量比を総括当量比から 0.1 刻み で減少させていったとき、総括当量比の発熱量に達するよう、残りのDMEの 発熱量をプロパンの発熱量で除し、プロパンの当量比を逆算して決定した。

例として、総括当量比 ϕ =1.5、DME当量比 ϕ =0.7の時のプロパンの当量比 を決定すると、

総括当量比φ=1.5の時の発熱量は上式より、0.3512[kJ]である。 DMEの当量比φ=0.7のときの発熱量は、

Q = $0.7 \times \frac{0.055}{22.4} \times \frac{1}{14.29}$ [mol] × 1458 [kJ/mol] = 0.1639 [kJ]

よって、残りの発熱量は,

0.3512 [kJ] - 0.6139[kJ]=0.1873[kJ]

この値をプロパンの発熱量で除すと、プロパンの当量比が求まる。

0.1873 [kJ]/0.2196[kJ]=0.85

となり、混合するプロパンの当量比は0.85となる。

Table 5 に本実験で使用した総括当量比 ϕ =1.5、1.3、1.1 における、各DME 当量比に対するプロパンの当量比をそれぞれ示す。

Table 5 Overall Equivalence Ratio and Propane Equivalence Ratio

| Overall Equiv | alence Ra | tio ϕ =1.5 | | | |
|----------------------|-----------|-----------------|-------|-------|-------|
| DME | φ=1.1 | φ=1.2 | φ=1.3 | φ=1.4 | φ=1.5 |
| Propane ϕ = | 0.43 | 0.32 | 0.21 | 0.11 | 0.00 |
| | φ=0.6 | φ=0.7 | φ=0.8 | φ=0.9 | φ=1.0 |
| Propane ϕ = | 0.96 | 0.85 | 0.75 | 0.64 | 0.53 |

| Overall Equiv | alence Ra | atio ϕ =1.3 | | | |
|----------------------|-----------|------------------|----------------|----------------|-------|
| DME | φ=1.1 | φ=1.2 | φ=1.3 | | |
| Propane ϕ = | 0.21 | 0.11 | 0.00 | | |
| | φ=0.6 | φ=0.7 | φ =0 .8 | φ = 0.9 | φ=1.0 |
| Propane ϕ = | 0.75 | 0.64 | 0.53 | 0.43 | 0.32 |

| Overall Equiv | alence Ra | tio ϕ =1.1 | | | |
|----------------------|-----------|-----------------|-------|-------|-------|
| DME | φ=0.6 | φ=0.7 | φ=0.8 | φ=0.9 | φ=1.0 |
| Propane ϕ = | 0.53 | 0.43 | 0.32 | 0.21 | 0.11 |

本実験では上記のように調整し、実験を行なった。

2-2-6 低雰囲気酸素濃度条件下での燃焼実験

DMEは最も簡単なエーテルであり、その分子構造の中には酸素が含まれる 含酸素燃料である。よってその燃焼特性を把握するためには、低雰囲気酸素濃 度での実験が必要だと考えられる。本実験では、まず手始めとして、プロパン の添加率の高くなってくるDME当量比 φ =0.6~0.8 の領域で、総括当量比 φ =1.5、1.3、1.1 における雰囲気酸素濃度を 18%に下げた場合の燃焼実験を行なっ た。

2-3 測定データの計算

2-3-1 電圧から圧力への単位変換

圧力センサからオシロスコープで得られた燃焼圧力の値は、電圧[mV]で表示 される。その値を圧力[MPa]に変換するため、株式会社品川製作所製 基準重 錘型圧力計(型式 WT-2,器物番号 NO. 4660,最高限界圧力 100kg/cm²,最低 限界圧力 1kg/cm²,ラム断面積 1/4cm²)を用いて圧力校正実験を行った。Fig.12 に基準重錘型圧力計を示す。

以下に油圧式重錘型圧力計の基本的構成および使用方法を示す。

ピストン・シリンダ部と重錘とで圧力測定部を構成し、それに発生圧力(し たがってピストンの浮揚高さ)の微調整機能を有するねじポンプ式の加圧器、 油槽、被校正圧力計接続口、バルブなどを備えた導圧配管系を付帯させて、全 体が一つの機枠上に組み立てられる。作動油は本実験室にある基準重錘型圧力 計は重錘範囲が1~100kg/cmなため、軽油とスピンドル油の混合油が望ましく、 最高圧力をピストンにかけ、軽く回転させたときに、20秒以上円滑に回転す る程度がよい。

1-ピストン・シリンダ系が鉛直になるように備え付ける。

2-ねじポンプに十分油を吸入し、配管系の残留空気を排除した後、被校正圧

37

力計をとり付ける。

- 3-設定圧力に相当する重錘をピストン上に積む。このとき、皿つきピストンの重量も加算する。重錘の積み方はなるべく大きいものを下に、小さなものを順次上に重ねて方錐状に積み、重錘位置を低く安定にするのがよい。
- 5-ねじポンプを前進操作して加圧し、重錘の下端シリンダより約2センチメ ートル上昇したとき静かに重錘を回転させながら圧力に平衡を保たせるよ

うにする。

- 6-被校正圧力計の示度を読み取る
- 7-圧力を0に戻すときは、ピストンと重錘がシリンダ上に休むまでねじポン プを交代操作し、十分に減圧されたことを確かめて圧力開放弁をゆっくり と開く。

測定は2回以上とするのが望ましい。加える圧力は低い圧力から次第に高い 圧力とし、最高圧力に達した後、次第に圧力を下げて往復の誤差を読み取る。 測定値の平均をもってする。







求められた線形近似の一次関数の式は、y=0.5583 x +0.4115 となった。ここで x は電圧(mV)、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。

2-3-2 火炎伝播速度

点火源のスパークプラグからイオンプローブ先端までの距離が異なる、2種類のイオンプローブにより火炎到達時間 t₁、t₂をそれぞれ測定し、その設置された2本のイオンプローブの長さの差Lで割ることにより火炎伝播速度 S_fを算出した。

$$\mathbf{S}_{\mathrm{f}} = \frac{\mathbf{t}_2 - \mathbf{t}_1}{1}$$

本実験では点火源からの距離を 4mm、8mm、12mm とし、4mm-8mm 区間と 8mm-12mm 区間の火炎伝播速度をそれぞれ算出した。

2-3-4 低雰囲気酸素濃度

本実験において低雰囲気酸素濃度を実現するために、酸素濃度を 18%とし、 窒素による置換を行った。総括当量比を計算してできた混合気の酸素だけを算 出し、

$$N_2 + \left(O_2 \times \frac{0.18}{0.21}\right)$$

として酸素濃度の調整を行った。

2-3-5 断熱火炎温度

燃焼過程の間に、炉壁への熱伝達やふく射による熱損失がないときの燃焼ガ スの最終温度を断熱火炎温度と呼ぶ。この場合どのような燃焼反応を考えるか によって最終温度が違ってくるが、燃料中の可燃成分が完全燃焼反応を起こし て、二酸化炭素、水蒸気、二酸化硫黄を生成するときの最終温度を理論断熱火 炎温度 *T*_{bt} と呼ぶ。実際には完全燃焼は起こらず、化学平衡までしか反応は進 まないが、そのときの最終温度を平衡断熱燃焼温度 *T*_{be}と呼ぶ。

(1) 理論断熱火炎温度の計算方法

燃料 1kg が完全燃焼して、水蒸気が凝縮しなければ、低発熱量 $H_i[kJ/kg]$ だけが解放される。燃焼が断熱的に行われるならば、この熱はすべて湿り燃焼ガス (質量 $G_w[kg]$)の温度上昇に使われ、その顕熱に変わる。燃焼前の温度を T_0 (=298K=25°C)、温度 T_0 と T_{bt} の間での燃焼ガスの定圧比熱 C_p の平均値を $C_{pm}[kJ/kg \cdot K]$ とする。

熱のバランスから、

$$Gw \cdot c_{pm}(T_{bt} - T_0) = Hi$$

$$\therefore T_{bt} = \frac{Hi}{Gw \cdot c_{pm}} + T_0$$
(1)

気体燃料の場合は燃料 $1m^{3}N$ 当たりの低発熱量 $H_{i}[kJ/m^{3}N]$ が与えられること が多いが、この場合は0 $^{\circ}$ 、1atm における燃料の密度 $\rho_{f0}[kg/m^{3}N]$ を使って、 1kg 当たりの低発熱量 $H_{i}[kJ/kg]$ に換算すればよい。あるいは上式を湿り燃焼ガ ス体積 $V_{w}[m^{3}N/m^{3}N]$ と、燃焼ガス $1m^{3}N$ 当たりの熱容量と定義される定圧比熱 C_{pm} $[kJ/m^{3}N \cdot K]$ を使って書き直す。

$$T_{bt} = \frac{H_i}{Vw \cdot cpm'} + T_0$$
(2)

式(1)を計算するに当たっての問題は、 C_{pm} が燃焼ガスの組成と温度によって変化することである。 C_{pm} の見積もりに必要となる温度 T_0 と T[K]の間の完全燃焼ガス成分の平均定圧比熱を Table 6 に示す。

計算に当たっては、Tbtを適当な値に仮定して、Table 6から i 番目の燃焼ガ

ス成分の温度 $T_0 \sim T_{bt}$ における平均定圧比熱 C_{pi} ($T_0 \sim T_{bt}$)を読み取る。そして、それぞれの成分の質量分率 $m_i[kg/kg]$ と平均定圧比熱 C_{pi} との積を計算し、全成分の平均値を取ることにより、燃焼ガスの平均定圧比熱を求める。

すなわち、

$$\mathbf{c}_{\mathrm{pm}} = \sum_{i} \left(\mathbf{c}_{\mathrm{pi}} \cdot \mathbf{m}_{\mathrm{i}} \right) \tag{3}$$

この C_{pm} を用いて式(1)から T_{bt} を計算し、それが先に仮定した値と一致すれ ばよい。一致しなければ、算出された T_{bt} の値を新しい仮定値として、 C_{pi} の読 み取りからやり直す。

燃焼前の温度が T_0 以外の温度 T_u であるときは、未燃混合気の比熱を $C_{pu}[kJ/kg \cdot K]$ として、式を次のように書き直せばよい。

$$T_{bt} = H_i + \frac{Gw \cdot C_{pu}(T_u - T_0)}{Gw \cdot C_{pm}} + T_0$$
(4)

この式は T₀を基準温度とする未燃混合気の顕熱が低発熱量に加わるとして作られている。

なお、空気比が1以下の過濃混合気に対しては、理論燃焼温度という概念は 適用できず、したがって T_{bt}の値は計算できない。また、燃焼温度が2000Kを 超えると熱解離の影響が目立つようになり、それまで20K以内に収まっていた 理論燃焼温度と平衡燃焼温度との差が急増し始める。このような場合には化学 平衡計算によって燃焼温度を決定するのが最良である。 Table 6 完全燃焼ガス成分の T_0 (=298.15K) ~T[K]間の平均定圧比熱

| T(K) | O_2 | N_2 | H_2O | CO_2 |
|------|-----------|-----------|-----------|-----------------|
| | kJ/(kg*K) | kJ/(kg*K) | kJ/(kg*K) | kJ/(kg*K) |
| 1000 | 1.011 | 1.092 | 2.056 | 1.081 |
| 1200 | 1.031 | 1.113 | 2.124 | 1.121 |
| 1400 | 1.048 | 1.132 | 2.191 | 1.153 |
| 1600 | 1.063 | 1.149 | 2.256 | 1.179 |
| 1800 | 1.075 | 1.164 | 2.317 | 1.202 |
| 2000 | 1.087 | 1.178 | 2.374 | 1.221 |
| 2200 | 1.097 | 1.189 | 2.427 | 1.237 |
| 2400 | 1.107 | 1.200 | 2.476 | 1.252 |
| 2600 | 1.116 | 1.209 | 2.520 | 1.264 |
| 2800 | 1.125 | 1.217 | 2.562 | 1.275 |
| 3000 | 1.134 | 1.225 | 2.600 | 1.285 |

完全燃焼ガス成分の平均低圧比熱

ー例として、メタン(CH₄)を空気比 1.3 で燃焼させた場合の T_{bt}を計算して みる。簡単のために、酸素以外の乾き空気成分を窒素と見なすと、完全燃焼反 応は、

CH₄+1.3×2[O₂+(0.790/0.210)N₂]=CO₂+2H₂O+0.6O₂+(2.6×0.790/0.210)N₂ とりあえず、 $T_{\rm bt}$ =2000K と仮定する。上の完全燃焼反応式を用いて燃料 1kg

から発生する湿り燃焼ガス成分の質量[kg/kg]を計算すると、

| 項目 | 単位 | CO_2 | H_2O | O_2 | N_2 |
|-----------------------------------|----------------------|-----------------|--------|--------|--------|
| 生成量 | kg/kg _{CH4} | 2.74 | 2.246 | 1.197 | 17.084 |
| $G_{ m w}$ | kg/kg _{CH4} | 23.270 | | | |
| 質量分率 mi | kg/kg | 0.1179 | 0.0965 | 0.0514 | 0.7342 |
| с _{рі} (298К ~ 2000К) | kJ/kg•K | 1.221 | 2.374 | 1.087 | 1.178 |
| $\sum_{i} (c_{pi}m_i)$ | kJ/kg•K | 1.294 | | | |

Table 7 理論断熱燃焼温度の計算表

Table7の第1欄のようになる。その総和をとると第2欄の湿り燃焼ガス質量 G_w が得られる。各成分の質量を G_w で割れば、質量分率 m_i がでる。各成分の 298K~2000Kの間の平均定圧比熱 c_{pi} をTable4から読み取る。式(3)に基づい て m_i と c_{pi} の積の総和をとると、 $c_{pm}=1.294$ KJ/(kg・K)が得られる。これら の計算結果をメタンの低発熱量 $H_i=50.01$ MJ/kg=50.01×10³kJ/kg とともに式 (1)に代入すると、

 $T_{\rm bt} = 50.01 \times 10^3 / 23.27 \times 1.294 + 298 = 1959 {\rm K}$

この値は仮定値 2000K と一致しないので、 T_{bt} =1959K と仮定して計算をや り直すと、 T_{bt} =1964K が得られる(c_{pi} の読み取りは内挿による)。さらに T_{bt} =1964K として計算を繰り返すと、 T_{bt} =1964K となって収束する。⁹⁾¹⁰⁾

(2) ジメチルエーテル(CH₃-O-CH₃)における理論断熱火炎温度 T_{bt}

そこで、ジメチルエーテル(CH₃-O·CH₃)における理論断熱火炎温度 T_{bt} を上 式を用いて計算した。低発熱量は 28.9[KJ/kg]とし、完全燃焼反応を CH₃-O-CH₃ + 3(O₂+(0.79/0.21)N₂)=2CO₂+3H₂O+11.29N₂ また雰囲気酸素濃度を 21vol.%をとした。

上記のように計算を繰り返し行うと、最終的に $T_{bt}=2479[K]$ が得られる。続いて当量比を変化させて計算を行い、また、雰囲気酸素濃度 18%についても同様の計算を行った。Fig.34 に結果を示す。今回使用した機関は小型機関であるので熱損失は大きく、また、実際は燃料の完全燃焼はありえなく、実際の燃焼温度とは異なる。さらに 2000K 以上の断熱火炎温度では熱解離の影響が出てくるので、吸入空気酸素濃度 21 vol.%と 18 vol.%では大きな差異が生じないと予測出来る。しかしながら、燃料希薄側では DME が含酸素燃料であるということから若干であるが差異が生じていると考えられる。これより本実験では酸素濃度変化を当量比 $\phi=0.6\sim0.8$ の間で行った。 10,11

3. 実験結果·考察

3-1 燃料性状 (プロパン、メタン、DME)

3-1-1 最高燃焼圧力

Fig.14 に、本実験で得られたメタン、プロパンおよび DME-空気混合 気の当量比に対する、最高燃焼圧力を示す。この図から明らかなように、 メタン、プロパン-空気混合気を用いた場合には、最高燃焼圧力が当量比 Φ=1.1~1.2 付近で最大となり、希薄側および過濃側への移行に伴って単 調に減少している。これは、単シリンダ型の標準的な急速圧縮装置(ボア: 80mm、圧縮比 10 程度) で得られている結果と一致しており²⁰、本研究で 開発された小型急速圧縮装置においても、良好な燃焼場が得られているこ とがわかる。一方、DME-空気混合気については最高燃焼圧力が当量比Φ =1.5 付近で最大となっている。ここで、最高燃焼圧力が得られる当量比が 理論量論比から過濃側へ移行するのは、熱解離の影響によるものであると 思われる。

3-1-2 火炎伝播速度

Fig.15、Fig.16 に、プロパン一空気混合気及びメタン一空気混合気の当 量比に対する火炎伝播速度(点火源から 4mm と、8mm の間で得られた区間 火炎伝播速度)を示す。この図から明らかなように、先のプロパンおよび メタンにおける最高燃焼圧力の場合と同様に、最大火炎伝播速度は当量比 Φ=1.2付近で得られており、小型急速圧縮装置を用いた場合においても、 イオンプローブ法により火炎伝播の観測が十分可能である。ここで、得ら れた最大火炎伝播速度に着目してみると、本小型急速圧縮装置の機関相当 回転数(1500rpm: 圧縮比 10 程度)で得られている中型・大型機関を用い た場合のプロパン一空気混合気の火炎伝播速度より 15%程度減少してい る。これは小型機関においては、燃焼室形状による熱損失に起因している が、点火直後においてもその影響が発生していることは非常に興味深い。

Fig.17 に DME-空気混合気の火炎伝播速度を示す。また、各燃料性状 を比較するために、Fig.18 に 4mm-8mm 区間のプロパン、メタン、及び DME -空気混合気の火炎伝播速度をそれぞれ示す。この図から明らかなように、 DME-空気混合気の火炎伝播速度はプロパン、メタンに比べると小さいこ とが分かる。また、DME-空気混合気の火炎伝播速度の最大値は当量比Φ =1.4 付近で得られており、最高燃焼圧力の最大値である当量比φ=1.5 に近 いことが分かる。

3-1-3 火炎伝播速度変化率

Fig.19 に小型機関の火炎伝播進行に伴う火炎伝播速度の変化割合を評価するために、プロパン、及びメタン一空気混合気の各当量比に対する火 伝播速度変化率(点火端から 8mm と 12mm で得られた火炎伝播速度/点火端 から 4mm と 8mm で得られた火炎伝播速度)を示す。この図から明らかなよ うに、火炎伝播進行により、当量比Φ=0.8~1.2 程度では火炎伝播速度 は最大 20%程度減少するが、希薄側及び過濃側への当量比の移行に伴っ て変化率は減少している。

3-2 DME-プロパン-空気混合気

3-2-1 最高燃焼圧力(総括当量比変化)

Fig.20 に、燃料の混合割合を総括当量比Φ=1.1, 1.3, 1.5 の場合の、 DMEの各当量比に対する最高燃焼圧力及び DME-プロパン-空気混合気 の最高燃焼圧力をそれぞれ示す。この図から明らかなように、先に述べた ように DME-空気混合気を用いた場合には、最高燃焼圧力の最大値は当 量比Φ=1.5 付近で観察される。一方、DME-プロパン-空気混合気を用 いた場合には、同一の総括当量比においては、DME-空気混合気の理論量 論比付近でほぼ一定値をとり、DME-空気混合気の希薄側への移行に伴っ て若干ではあるが、増大している。これは DME-空気混合気の希薄側へ の移行に伴って、プロパンの添加濃度が増大したことにより、火炎温度が 増加したためと考えられる。

3-2-2 火炎伝播速度(総括当量比変化)

Fig.21 及び Fig.22 に DME-プロパン-空気混合気の総括当量比Φ=1.3、 1.5 での DME の各当量比に対する 4mm-8mm 区間、8-12mm 区間で得られ た火炎伝播速度をそれぞれ示す。この図から明らかなように、点火源から の距離の増大に伴って火炎伝播速度は減少していることが分かる。総括当 量比Φ=1.5 に関しては、DME 当量比の過濃側で火炎伝播速度が増大し、 またプロパン添加率の増大してくる DME 当量比の希薄側でも若干である が火炎伝播速度の増加が見られる。総括当量比Φ=1.3 に関しては、DME 当量比の希薄側、すなわちプロパン増加率の増大に伴って火炎伝播速度が 増大していることが分かる。

また、Fig.23 に DME-プロパン-空気混合気の総括当量比 Φ =1.1 での DME の各当量比に対する 4mm-8mm 区間の火炎伝播速度を示す。そして、 各総括当量比の比較をするために、Fig.24 に先と同様の 4mm-8mm 区間にお ける、DME-プロパン-空気混合気の総括当量比 Φ =1.1, 1.3, 1.5 とし た場合の、DME-空気混合気の各当量比に対する火炎伝播速度を示す。こ の図から明らかなように、総括当量比 Φ =1.3 で火炎伝播速度は最大とな っている。すなわちこれは、プロパン添加による燃焼制御には、最適な総 括当量比が存在することを示唆しており、今後詳細に検討を行う予定である。

3-2-3 火炎伝播速度変化率(総括当量比変化)

Fig.25 に総括当量比Φ=1.3 及びΦ=1.5 での、DME の各当量比に対する 火炎伝播速度変化率(点火端から 8mm と 12mm で得られた火炎伝播速度/ 点火端から 4mm と 8mm で得られた火炎伝播速度)を示す。この図から明ら かなように、総括当量比Φ=1.5 の火炎伝播速度変化率は、量論空燃比付 近では一定値を取るものの、過濃側、希薄側の移行に伴って減少している。 一方、総括当量比Φ=1.3 の場合では、変化率がほとんど変化せず、DME 過濃側でやや増加している。

3-3 低雰囲気酸素濃度

3-3-1 最高燃焼圧力(酸素濃度変化)

Fig.26 に、DME-プロパン-空気混合気の燃焼特性に及ぼす雰囲気酸素 濃度の影響を検討するために、DME-空気混合気の当量比に対する最高燃 焼圧力を、総括当量比及び雰囲気酸素濃度をパラメータとして示す。この 図から明らかなように、総括当量比Φ=1.3 及び 1.5 の場合には、雰囲気 酸素濃度の低下に伴って、最高燃焼圧力は同一の DME-空気混合気の当量 比において単調に減少している。これは、当然、火炎温度の減少によるも のであるが、総括当量比Φ=1.1 に着目してみると、最高燃焼圧力が若干 であるが増大している。これは混合燃料を用いた場合の熱解離の影響に起 因しているものと考えられる。

3-3-2 火炎伝播速度(酸素濃度変化)

Fig.27 に雰囲気酸素濃度 18%における DME-プロパン-空気混合気の DME の各当量比に対する火炎伝播速度を、総括当量比をパラメータとし て示す。この図から明らかなように、先の雰囲気酸素濃度 21%ときと同様 に総括当量比Φ=1.3 における火炎伝播速度が最も高い値を示すことが分 かる。また、総括当量比Φ=1.1、1.3、1.5 火炎伝播速度はいずれも DME 当量比の希薄側、すなわちプロパン添加率の高い方へ移行するに従って増 加しており、低雰囲気酸素濃度条件下での DME-プロパン-空気混合気 の詳細なデータを取得するためには、希薄側・過濃側へ更に DME の当量 比範囲を拡大した実験を行う必要があると考えられる。

3-3-3 最高燃焼圧力減少率 (酸素濃度変化)

Fig.28 に総括当量比Φ=1.1、1.3、1.5 での、DME の各当量比に対する 最高燃焼圧力減少率(酸素濃度 18%での最高燃焼圧力/酸素濃度 21%での 最高燃焼圧力)を示す。この図から明らかなように総括当量比Φ=1.1 と 1.5 に関しては、どの DME 当量比においてもほぼ同じ減少率を示すことが 分かる。一方、総括当量比Φ=1.3 に関しては減少率が高い値を示しており、 酸素濃度が低下すると急激に最高燃焼圧力が減少することを示唆してい る。

3-3-4 火炎伝播速度減少率 (酸素濃度変化)

Fig.29 に総括当量比Φ=1.1、1.3、1.5 での、DME の各当量比に対する 火炎伝播速度減少率(酸素濃度 18%での火炎伝播速度/酸素濃度 21%での 火炎伝播速度)を示す。この図から明らかなように最高燃焼圧力減少率と 同様に総括当量比Φ=1.1、1.5 は同様の傾向を示すことが分かり、DME 当

50

量比の過濃側でやや減少率が高いことが分かる。一方、総括当量比Φ=1.3 の火炎伝播速度減少率に関しては、最高燃焼圧力減少率とは逆の傾向を示 しており、混合気の圧力上昇の影響を受けて火炎伝播速度が変化している と考えられる。

3-4 プロパン添加率

総括当量比を変化させて実験を行う際にプロパン添加率の変化に依存 していることが考えられる。以上のグラフでは DME の各当量比で揃えて いたのに対して、以下のグラフではプロパン添加率を横軸に取り、その変 化を観察する。

3-4-1 最高燃焼圧力(プロパン添加率)

Fig.30 にプロパンと DME との混合割合を体積変化させた場合の最高燃 焼圧力を示す。この図から明らかなように、プロパン添加率が増大すると 共に直線的に圧力は増加しており、プロパンと DME との相乗効果はない ものと考えられる。

Fig.31 に燃料の混合割合を総括当量比 Φ =1.1, 1.3, 1.5 の場合の、プロパン添加率に対する最高燃焼圧力をそれぞれ示す。この図から明らかなように、総括当量比 Φ =1.5 では添加率に対して若干の増加しかないものの、総括当量比 Φ =1.3 及び1.1 の最高燃焼圧力はプロパン添加率の増加に伴って増加していることが分かる。特に総括当量比 Φ =1.1 に関しては直線的に変化していることが分かる。

Fig.32 に雰囲気酸素濃度を 18%にした時の総括当量比Φ=1.1, 1.3, 1.5 の プロパン添加率に対する最高燃焼圧力をそれぞれ示す。総括当量比Φ=1.5 の最高燃焼圧力はプロパン添加率の増加に対して減少していることが分 かる。一方、総括当量比Φ=1.3、1.1 に関してはプロパンの増加に伴い増 加傾向があると思われる。

3-4-2 火炎伝播速度(プロパン添加率)

Fig.33 に 4mm-8mm 区間での総括当量比 Φ =1.1、1.3、1.5 のプロパン添 加率に対する火炎伝播速度をそれぞれ示す。この図から明らかなように、 総括当量比 Φ =1.5 の火炎伝播速度はプロパン添加率の増大に伴い、一度若 干ではあるが減少した後、やや増加する。総括当量比 Φ =1.1、1.3 に関し てはプロパン添加率の増大に伴って火炎伝播速度が増加傾向にある。また、 プロパン添加率が上がってくると、総括当量比 Φ =1.3 が最大となる。

Fig.34 に、先と同様に 4mm-8mm 区間の、雰囲気酸素濃度を 18%と低下 させた場合のプロパン添加率に対する火炎伝播速度を示す。この図から明 らかなように、どの総括当量比に関してもプロパン添加率の増大に伴って 火炎伝播速度が単調に増大している。

3-4-3 最高燃焼圧力減少率 (プロパン添加率)

Fig.35 に総括当量比Φ=1.1、1.3、1.5 での、プロパン添加率に対する最高燃焼圧力減少率(酸素濃度 18%での最高燃焼圧力/酸素濃度 21%での最高燃焼圧力)を示す。この図から明らかなように、総括当量比Φ=1.3、1.5 の最高燃焼圧力減少率はプロパン添加率の増大とともに減少している。一 方、総括当量比Φ=1.1の最高燃焼圧力減少率はプロパン添加率の増大とと もに増加していることが分かる。

3-4-4 火炎伝播速度減少率 (プロパン添加率)

Fig.36 に 4mm-8mm 区間での総括当量比Φ=1.1、1.3、1.5 のプロパン添

加率に対する火炎伝播速度減少率(酸素濃度 18%での火炎伝播速度/酸素 濃度 21%での火炎伝播速度)を示す。この図から明らかなように、総括当 量比 Φ=1.1、1.5 に関してはプロパン添加率の増大に伴って火炎伝播速度 減少率が若干増大していることが分かる。しかし、総括当量比 Φ=1.3 に関 しては傾向を掴むことができなかった。今後詳細なデータが必要な領域で あると思われる。

3-4-5 最高燃焼圧力比(プロパン添加率)

Fig.37 にプロパン添加率に対する、最高燃焼圧力比(総括当量比 Φ =1.1 及び 1.3 の最高燃焼圧力/総括当量比 Φ =1.5)を示す。この図から明らか なように、プロパン添加率の少ない時には最高燃焼圧力比は小さい、すな わち最高燃焼圧力 Φ =1.5 の方が大きいが、プロパン添加率が増加するに伴 って最高燃焼圧力比も増加することが分かる。総括当量比 Φ =1.3 は下に凸 な傾向を示すのに対し、総括当量比 Φ =1.1 については上に凸なグラフであ る。また、Fig.38 には同様に、雰囲気酸素濃度 18%における最高燃焼圧力 比を示す。酸素濃度 18%ではプロパン添加率が高くならない状態でも最高 燃焼圧力比の値が 1 を超え始め、最高燃焼圧力 Φ =1.5 よりも高いことを示 している。また、総括当量比 Φ =1.3/ Φ =1.5 の方が高い値を示す。

3-4-6 火炎伝播速度比 (プロパン添加率)

Fig.39、Fig.40 にそれぞれ酸素濃度 21%、18%のプロパン添加率に対す る、火炎伝播速度(総括当量比Φ=1.1及び 1.3の最高燃焼圧力/総括当量 比Φ=1.5)を示す。Fig.39には 8mm-12mmの火炎伝播速度比も併せて示す。 この図から明らかなように、プロパン添加率の増加に伴って火炎伝播速度 比は増加していることが分かる。また、8mm-12mmのものは熱損失を大き

53

く受けるためか総括当量比Φ=1.3 が総括当量比Φ=1.5 の2倍近い値を示 すことが分かる。酸素濃度に着目してこれらのグラフを比較すると、酸素 濃度の高い方が火炎伝播速度比も高いことが分かる。

3-4-7 断熱火炎温度と熱損失

Fig.41 に算出された理論断熱火炎温度を示す。また、Fig.42 に実験回数 に対するプロパンの最高燃焼圧力を、一例として示す。Fig.41 から明らか なように、理論断熱火炎温度は 2000K を大きく上回り、多大な熱解離の影 響を受けているものと推察される。今回、実験が行なわれた DME 当量比 φ=0.6~0.8 付近での断熱火炎温度は最大で 30[K]程度の違いが見られた。 また、DME は含酸素燃料であるということも加味して、更に酸素濃度を 低下させた条件下で実験を行なうことが必要であると考えられる。また、 Fig.42 から明らかなように、実験回数の増大に伴って、徐々に燃焼室壁面 の温度が上昇し、最高燃焼圧力が増加する傾向がある。

4. 結論

小型急速圧縮装置を用いて、炭化水素、DME、DME―プロパン―空気 混合気の高温・高圧下における燃焼特性について検討を行った。以下に結 果を示す:

- 小型機関においてもプロパン─空気混合気の最高燃焼圧力は、当量比
 Φ=1.2 付近で観察される。
- 2)小型機関の火炎伝播に及ぼす熱損失の影響は、中型・大型機関と比較して燃焼初期段階から発生する。
- 3) メタン及びプロパン一空気混合気の火炎伝播速度は当量比Φ=1.1~
 1.2 付近で最大値をとり、希薄側及び過濃側への移行に伴って減少する。
- 4)小型機関において DME-空気混合気の最高燃焼圧力は、当量比Φ=1.5 付近で観察される。
- 5) DME-プロパン-空気混合気の希薄領域においては、総括当量比Φ =1.3 で火炎伝播速度は最大となる。
- 6)DME-プロパン-空気混合気の最高燃焼圧力に及ぼす雰囲気酸素濃度の影響は、総括当量比により差異が発生する。

参考文献

- 1) 中島泰夫・他6名、改定・自動車用ガソリンエンジン(1999)、P35-37
- 2) T.Kawakami,S.Okajima and K.Iinuma:'Combution Characteristics of Hydrocarbon-air Mixtures at High Temperature and Pressure Achieved by Spark-Ignited Rapid Compression Machine'Combustion Processes Vol.6 No3/4,pp.191-199(1986)
- 3) 小島次雄・他2名、これからの環境科学(2005)、P1-3、P18,19、P66-78、 P109-118
- 4) 日本機械学会、燃焼工学ハンドブック(1995)、
- 5) 長山勲、自動車エンジン基本ハンドブック (2007)、P57-60
- 6) T.Suzuki, H. Yonetani and I. Fukutani "Influence of divided-chamber volume on combustion in DME IDI compression ignition engine" 日本機械工学会論文集(B編),71巻702号, pp.337-345, (2005-2)
- 7) T.Murayama, T. Chikahisa and J. Guo "A study of a compression ignition methanol engine with converted dimethyl ether as an ignition improver" SAE 922212. (1992)
- 8) T.Ishiyama, et al "Fuel effect on exhaust emission of a lean-burn spark-ignition engine" 日本機械工学会論文集(B 編), 66 巻 645 号, pp.288-294, (2000-5)
- 9) K.Hiromi, et al "Study on basic combustion characteristics of DME" 第 35 回ガスタービン定期公演会講演論文集 pp.56-61, (2007-3)
- 10) 鳥飼欣一・他4名、熱工学(1993)、P143-149
- 11) 水谷幸夫、燃焼工学(2002)、P48-52

謝辞

本研究を進めるに当り、始終御指導して頂いた川上忠重教授に厚くお礼を申し上げます。

また、ポーランド学会においては、Andrzej Teodorczyk 教授とワルシャ ワエ科大学の皆様、本実験装置を作るに当っては、様々な部品を加工して いただいた中央工作室の富田さん、小山さんを始め、小型急速圧縮装置の 設計から実験データを取得するまで実験に助言を頂いた原動機研究室、並 びに熱工学研究室の皆様に心から感謝を申し上げます。

付録 COMBUSTION CHARACTERISTICS OF PROPANE-AIR MIXTURE UNDER HIGH TEMPERATURE AND PRESSURE USING SMALL TYPE RAPID COMPRESSION MACHINE

Tetsuo Takei*, Tadashige Kawakami* and Andrzej Teodorczyk**

*Faculty of Engineering Hosei University, 3-7-2 Kajino-cho, Koganei-shi, Tokyo, 184-8584 Japan E-mail:kawakami@hosei.ac.jp

**Warsaw University of Technology, INC, Nowowiejska 25, 00-665 Warszawa,Poland E-mail:ateod@itc.pw.edu.pl

Abstract

Recently, as the environmental problems become more serious, the gasoline engines need to achieve the low emissions and low fuel consumption. Several techniques for reducing the emissions from gasoline engines exist, such as EGR (exhaust gas recirculation) and ultra-lean combustion. Nevertheless, only very limited information is available for reducing the emissions and fuel consumption of small gasoline engines (50-125cc). In small type internal combustion engine the combustion chamber shape is very compact and there are high heat losses.

In this study, small type rapid compression machine was newly designed and developed. Using this machine the experiments have been carried out to obtain essential data on combustion characteristics of propane-air mixtures influenced by high heat losses. Maximum burning pressure and the flame speed of propane-air mixture have been investigated. The travel time of flame front is measured by ionization probes located at different position from the ignition point in cylinder head. The main conclusions are as follows: 1) Maximum burning pressure of propane - air mixture is observed in the vicinity of equivalence ratio $\Phi = 1.2$ in a small type internal combustion engine. 2) The flame speed of small type internal combustion engine. 3) The flame speed decreases with a shift of lean side or rich side of stoichiometric propane-air ratio.

Keywords: Small type rapid compression machine, Spark ignition engine, Flame speed, DME

1. Introduction

Combustion characteristics of hydrocarbon-air mixtures and dimethyl ether (DME)-air mixtures at high temperature and pressure are very important for predicting the performance of compression ignition engines and Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI). Some data are available on the combustion characteristics of hydrocarbon-air and DME-air mixtures in internal combustion engines^{1), 2), 3)} and many researchers have carried out computer simulations to determine the combustion characteristics of internal combustion engines and HCCI engines.^{4), 5), 6)} The release of NO_x, SO_x, HC and CO₂ from internal combustion engines is still a major issue in the development of modern engines. Especially new concepts like HCCI is developed, detailed information about the pollutant formation is required. However, the experiments of actual standard engines are generally very complicated processes including the residual gas of last cycle and the flow in an engine cylinder. Thus, experimental data measured using actual engines become unreliable.

To obtain the essential data on combustion of hydrocarbon-air, DME-air and DME-propane- N_2 - O_2 mixtures, the experiments have been performed under conditions of high temperature and pressure, which are achieved by a spark ignited small type rapid compression machine. Under these conditions it has been possible to obtain the fundamental combustion characteristics of such as these mixtures for the maximum pressure and flame speed for the fuels studied.

2. Experimental apparatus and procedure

Figure 1 shows the small type rapid compression machine employed in this study. This rapid compression machine is consisted of one cylinder, acting only one stroke. The bore of rapid compression machine is 39 mm and the stroke is 41.1 mm, this machine is rapidly driven using driving motor and the average polytropic index is about 1.30. The compression ratio is about 10(constant). A spark plug, a pressure transducer (Piezo-type) and ionization probes are equipped with combustion chamber. The flame speed S_r is measured by the ionization probe located at two different positions from the ignition point of the combustion chamber where the pressure rise is less than 5% of its final value and the pressure is nearly constant. Methane, Propane and DME gas of 99% purity are used as fuels and a mixture of 79% nitrogen and 21% oxygen by volume is used as a substitute for air.



Fig.1 Small Type Rapid Compression Machine

Figure 2 shows the diagram of the control system. The experiments are performed in the following sequence: By closing the manual main switch, the electric delay timers are operated to move the connecting rod by using driving motor and at the same time the compression piston in the cylinder is actuated by the connecting rod and after delay time the ignition system is operated. The velocity of piston movement is about 1.97m/s (corresponding: 1500rpm) and the travel time of flame front is measured by ionization proves located two different positions(4-8mm, 8-12mm) from the ignition point.



Fig.2 Control System of Rapid Compression Machine



3. Results and discussion



Figure 3 shows the flame speed of main jet #72 under driving test for no load against oxygen concentration, respectively. From this result, it can be seen that the flame speed decreases with decreasing oxygen concentration at any engine speed.

Figure 4 shows the mean rate of pressure rise of main jet #72 under driving test for no load against oxygen concentration, respectively. From this result, in low engine speed, the mean rate of pressure rise of oxygen concentration 19% and 17% are higher than oxygen concentration 21%. On the other hand, in high engine speed, the mean rate of pressure rise of 21% is higher than that of oxygen concentration 19%. And oxygen concentration 17% can't be obtained.

Figure 5 shows the maximum burning pressure against equivalence ratio for propane-air, methane-air and DME-air mixtures, respectively. From these results, it is found that the maximum values are obtained at Φ =1.1-1.2 of equivalence ratio for propane-air and methane-air mixtures. On the other hand, for DME-air mixtures, its maximum value is obtained at Φ =1.3-1.4 of equivalence ratio. This fact can be readily explained by considering the effect of thermal dissociation.

Figure 6 and Figure 7 show the flame speed of propane-air and methane-air mixtures against equivalence ratio at two different measuring points, respectively. From these results, it can be seen that the flame speed decreases with increasing the distance from ignition points for ionization probe for propane-air mixtures and methane-air mixtures. Furthermore, its maximum values are obtained at Φ =1.1 of equivalence ratio.

Figure 8 shows the ratio of flame speed as a function of fuel properties. The ratio of flame speed R_c is given by

$$R_{c} = \frac{S'_{L}(8mm,12mm)}{S_{L}(4mm,8mm)} \times 100$$

where

SL: Flame spread speed between 4mm and 8mm from ignition point

S'L: Flame spread speed between 8mm and 12mm from ignition point

As seen from this figure, the ratio of flame speed is relatively larger of propane-air mixtures than that of methane-air mixtures.



Figure 9 shows the maximum burning pressure versus DME equivalence ratio at constant overall equivalence ratio (Φ =1.5) of propane-DME-air mixtures. The circle symbol line is not the blend fuel (DME-air mixtures). From this figure it can be seen that the maximum burning pressure increases with increasing the DME equivalence ratio at same overall equivalence ratio.

Figure 10 shows the flame speed versus DME equivalence ratio at constant overall equivalence ratio (Φ =1.5) of propane-DME-air mixtures. From this result, it can be seen that the flame speed relatively depends on the ratio of addition of propane-air mixtures in the blend fuel mixtures.



Figure 11 shows the flame speed versus ratio of addition of propane-air mixtures in the blend fuel mixtures. From this figure it can be seen that the minimum value of flame speed is obtained at 30-40% of ratio of propane addition for propane-DME-N₂-O₂ mixtures. It is interesting fact that the ratio of propane-air mixtures is a very important factor to achieve the improvement of flame speed.

4. Conclusions

From the experiments on combustion of hydrocarbon-air, DME-air and propane-DME-air mixtures under high temperature and pressure using small type rapid compression machine, the authors can lead to the following conclusions: 1) Maximum burning pressure of propane - air mixture is observed in the vicinity of equivalence ratio $\Phi = 1.2$ in a small type internal combustion engine. 2) The flame speed of small type internal combustion engine is influenced by high heat losses in initial

combustion stage. 3) The flame speed decreases with a shift of lean side or rich side of stoichiometric propane-air ratio. 4) The minimum value of flame speed is obtained at 30-40% of propane addition for propane-DME-N₂-O₂ mixtures.

5. References

- 1) T. Kawakami, S. Okajima and K. Iinuma "Combustion Characteristics of Hydrocarbon-Air Mixtures at High Temperature and Pressure Achieved by Spark-Ignited Rapid Compression Machine" Archivum Combustion, 6, pp.191-199, (1986), No.3/4
- 2) A. A. Boretti et al. "Experimental and computational analysis of high-performance motorcycle engine" SAE 962526. (1996)
- 3) Paul. A. Williams, Martin. H. Davy et al "Effects of injection timing on the exhaust emissions of a centrally injected four-valve, direct-injection, spark-ignition engine" SAE 982700. (1998)
- 4) Y. Ishibashi, "Basic understanding of activated radical combustion and its two-stroke engine application and benefits" SAE Paper 2001-01-1836(2001)
- 5) S. Morimoto, et al "Operating characteristics of natural gas fueled Homogeneous charge compression ignition engine (Performance improvement using EGR)", SAE Paper 2001-01-1034(2001)
- 6) R. D. Wilk, R. M. Green, W. J. Pitz, et al "An experimental and kinetic modeling study of the combustion of n-butane and isobutene in an internal combustion engine" SAE Paper 900028.



Fig.8 Small Type Rapid Compression Machine



Fig.9 Combustion Chamber



Fig.10 Control System of Rapid Compression



Fig.11 Mixture Tank










Fig.18 Flame Speed (Propane, Methane, DME)





Fig.20 Maximum Burning Pressure (DME-Propane-air mixtures)



Fig.21 Flame Speed (DME-Propane-air mixtures $\varphi = 1.5$)



Fig.22 Flame Speed (DME-Propane-air mixtures $\varphi = 1.3$)



Fig.23 Flame Speed (DME-Propane-air mixtures φ =1.1)



Fig.24 Flame Speed (DME-Propane-air mixtures)



Fig.25 Ratio of Flame Speed (DME-Propane-air mixtures 4~8mm/8~12mm)



Fig.26 Maximum Burning Pressure (DME-Propane-air mixtures O₂-21, 18%)



Fig.27 Flame Speed (DME-Propane-air mixtures O₂-18%)



Fig.28 Reduction Ratio of Maximum Burning Pressure (DME-Propane-air mixtures O₂-18% / 21%)



Fig.29 Reduction Ratio of Flame Speed (DME-Propane-air mixtures O_2 -18% /21%)



Fig.30 Maximum Burning Pressure (DME-Propane-air mixtures [vol%])







Fig.33 Flame Speed (DME-Propane-air mixtures 4mm-8mm)



Fig.34 Flame Speed (DME-Propane-air mixtures O2-18%)



Fig.35 Reduction Ratio of Maximum Burning Pressure (DME-Propane-air mixtures O₂-18% / 21%)



Fig.36 Reduction Ratio of Flame Speed (DME-Propane-air mixtures)



Fig.37 Ratio of Maximum Burning Pressure [%] (DME-Propane-air mixtures O2-21%)



Fig.38 Ratio of Maximum Burning Pressure [%] (DME-Propane-air mixtures)



Fig.39 Ratio of Flame Speed [%] (DME-Propane-air mixtures O2-21%)





Fig.41 Adiabatic Flame Temperature [K] (Oxygen Concentration 21%, 18%)

