

燃料設計手法による高効率・低エミッション燃焼法の提案研究
(第1報 - 燃料設計手法の概念と研究例 -)

千田二郎^{*1}, 和田好充^{*2}
橋田佳明^{*2}

**A Proposal Study of Fuel Design Approach for Low Emissions and
High Efficiency in Engine Systems
(1st Report: Concept and Study Example of Fuel Design Approach)**

Jiro SENDA, Yoshimitsu WADA and Yoshiaki KITTA

In diesel engine, the mixture formation and combustion processes depend on physical and chemical characteristics. Hence, it is important to develop understanding for potential use of fuels. Consequently, we propose a conceptual research to control the spray and combustion processes with fuel design in terms of further improvement of thermal efficiency and exhaust emissions because fuels provide the significant effect on diesel engine performance.

In this paper, we present the concept of our research and then, introduce the experimental results. As the first step, the combustion characteristic is described with mixed fuel consisting of CO₂ and n-tridecane. Furthermore, the spray and combustion characteristics of flashing spray were investigated through spray vessel and engine test. These results show fuel design approach has a possibility to improve the exhaust concentrations and realize higher efficiency in diesel engine.

Key Words: Diesel Engine, Fuel, Evaporation, Fuel Design, Two-Phase Region, Flash Boiling

1. 緒 論

ディーゼル機関における混合気形成、およびその後の燃焼現象は、燃料噴霧の微粒化、蒸発、化学反応といった諸過程に支配される。そのため、ディーゼル燃焼に及ぼす燃料の影響は大きく、その特性は燃料自身が有する物理的・化学的性質に左右される。したがって、本機関のさらなる高効率・低公害化のシナリオを描くには、燃料の諸特性を包含した噴霧・燃焼過程の最適化が必須の事項であり、燃焼室内で時空間的に進行する現象を如何に制御するかが肝要となる。

そこで、本研究では物性の異なる燃料同士の混合により、各成分の特性を活かすことに主眼を置いた燃料設計手法を提案する。すなわち、これまでのある燃料に適した機関改良という概念にとらわれず、噴霧・燃焼過程における燃料側からの人為的制御を目的としている。

本報では、本研究の燃料設計手法について述べ、

その研究例に関し、これまで得られた研究成果を交えて報告する。

2 燃 料 設 計 手 法

本研究の提案する燃料設計による噴霧・燃焼制御手法を以下に要約する。

1) 物性値制御

直鎖系炭化水素を例にとり、分子内炭素数と諸特性の相関を図1に示す。一般に炭素数の増加により自着火性は向上し、蒸発性は低下する。また、炭素数の増加に伴い、密度、粘度などの輸送物性値は大となる。ここで、混合燃料の輸送物性値は、混和する各組成の中間的な値を示すため、その混合組成、混合割合によって任意の輸送物性値を有する燃料を作成できる。

2) 物理的制御

図2に示すように、沸点の異なる燃料同士の混合は、圧力-温度線図上に気液の混在する二相領域を形成する^①。二相領域内では各組成における気液両相の割合が圧力と温度で規定されており、高沸点成分の蒸発特性が改善される。また、燃料噴霧の条件が燃料噴射時

^{*1}同志社大学工学部 (〒610-0321 京都府京田辺市多々羅都谷13)。

^{*2}同志社大学大学院

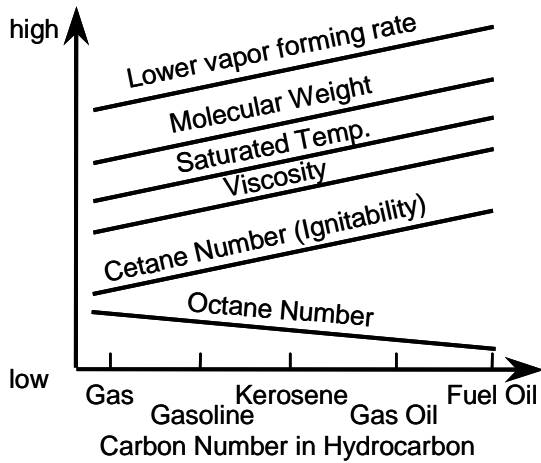


Fig.1 Fuel properties in case of straight-chain alkane

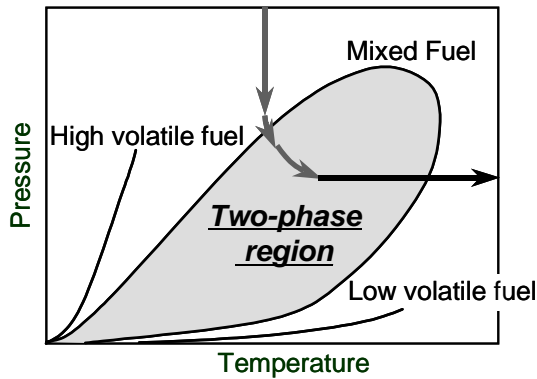


Fig.2 Two-phase region of multi-component fuel on pressure-temperature diagram

の減圧により二相領域内に到達することで、その噴霧は減圧沸騰⁽²⁵⁾を生じ、微粒化・蒸気化が画期的に促進される。したがって、適切な燃料種の選定に基づく二相領域の操作により、燃料噴霧の性状を物理的に制御可能となる。

3) 化学的制御

図1で述べたように、炭素数の小さい直鎖系炭化水素成分は蒸発性が高い反面、自着火性が低い。一方、高炭素数成分は蒸発性は低い自着火性が高い。したがって、これらの成分を混合することによって、高自着火性成分の着火により難自着火性成分の着火が促進される。また、そのことで未燃成分の排出が抑制可能となる。さらに、液化CO₂の熱解離反応や含酸素燃料などのすす低減効果を有する成分を選定することで、化学的に有害排出成分を制御することができる。

4) 低圧噴射の採用

上述した燃料物性の制御および減圧沸騰現象により、高圧燃料噴射に依存しない燃料噴霧の微粒化・蒸気化

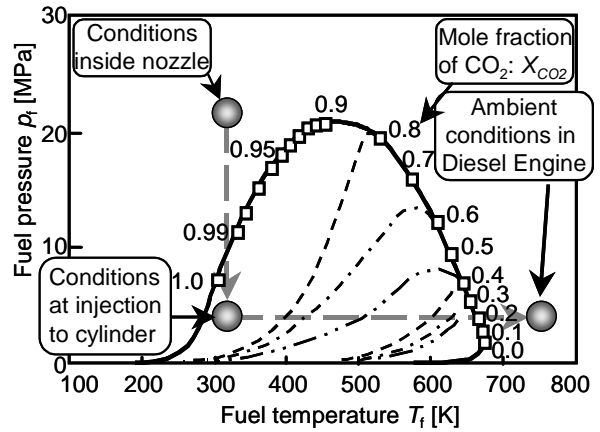


Fig.3 Pressure-temperature diagram of two-component solution consisting of CO₂ and n-tridecane

促進が可能である。このことから、低圧噴射の採用による熱効率の改善が図られる。

5) 気体燃料およびガス燃料の液体燃料化

1)で述べた混合成分の特性から、重質系燃料や固体燃料などの従来、使用が困難であると認知されてきた燃料成分を低沸点成分と混合することで、より高品位な液体燃料として扱うことができる。また、図2に示したような混合燃料の気液平衡特性から、気体燃料も高沸点成分との混合に起因して、容易な液体燃料化が実現できる。

3. 液化CO₂混合燃料噴霧の燃焼特性

3.1 液化CO₂混合燃料の相変化特性

図2に示したように、二成分あるいは多成分溶液の飽和蒸気圧曲線はある幅を持った二相領域で表される。また、二相領域の上側は飽和液体曲線、下側は飽和蒸気曲線であり、これら二本は臨界点にて合致する。なお、この性質は液化CO₂を混合した場合でも同様であり、燃料噴霧の蒸発特性を調べるには、その考慮が必要不可欠である。図3に液化CO₂-nトリデカン混合燃料の臨界軌跡と二相領域を示す。純粋なCO₂の臨界温度はわずか304Kであるが、nトリデカンをモル分率で0.1程度含むだけで臨界凝縮温度(T_{cf})は450Kほどに増大する。すなわち、高沸点成分のnトリデカンにCO₂を液液混合することにより、その飽和蒸気圧曲線を高圧・低温側に移行して相対的に低沸点化でき、そのシフト量は混合するCO₂モル分率の増大に伴って大きくなり、蒸発しやすい燃料へ改質できる。

3.2 実験条件および実験方法

本実験では急速圧縮膨張装置(RCEM)を用いた。液化CO₂混合燃料の噴霧火炎を撮影する際、シリンダ

ヘッドに石英ガラスを取り付け，火炎の自発光を16mm 高速度カメラ(mac E-10)によりとらえた．実験条件を表1に示す．供試燃料はn-トリデカンと液化CO₂混合燃料(CO₂モル分率 0.8)とし，ベース燃料であるn-トリデカンの噴射量が20mg/st.となるように調節した．

Table1 Experimental conditions

| | | |
|--------------------------------------|--|---------------|
| Equivalent crank speed [r.p.m] | 200 | |
| Water jacket temperature [K] | 353 | |
| Ambient gas | Air | |
| Compression ratio | 15 | |
| Ambient pressure at injection [MPa] | 3.2 | |
| Ambient temperature at injection [K] | 750 | |
| Injection timing [deg.CA BTDC] | 5.0 ± 0.5 | |
| Injection quantity [mg] | X _{CO₂} =0 | 10.0+0.0=10.0 |
| | X _{CO₂} =0.6 | 10.0+3.6=13.6 |
| | X _{CO₂} =0.8 | 10.0+9.5=19.5 |
| Injection pressure [MPa] | 16 | |
| Injection nozzle dimension | d _n =0.20 [mm] L _r /d _n =5 | |

3.3 結果および考察

図4にn-トリデカンと液化CO₂混合燃料の噴霧燃焼をシャドウグラフ法により撮影した結果を示す．n-トリデカンでは噴霧上流部から広範囲に，高い輝度を有する輝炎が確認できる．一方，液化CO₂混合燃料の場合は，十分噴霧が発達した時刻において，輝炎を包むように密度むらが映し出されており，輝炎の発光はごく弱い．すすの生成が大幅に低減されていることが分かる．また，後燃え期間も短く，噴射開始後10.3msにおいてn-トリデカンが噴霧下流域で火炎を有するのに対し，液化CO₂混合燃料では火炎が存在しない．

図5に指圧線図ならびに，筒内平均温度，熱発生率，総熱発生量の時間変化を示す．着火遅れ期間は液化CO₂混合燃料の方が短縮されているが，予混合燃焼期間のピーク値は大きな違いがない．これは溶解したCO₂により速やかに混合気が形成されていることを裏付けている．また，液化CO₂混合燃料の場合，拡散燃焼期間が全体的に大きな値を示しており，かつ噴射終了後の後燃え期間も短い．そのため，総熱発生量はモル分率が増加するほど大きくなり，燃焼効率の増加が見込まれる．これは混入したCO₂の化学反応により，すすの最燃焼や酸化が活性化されたためと推測される．

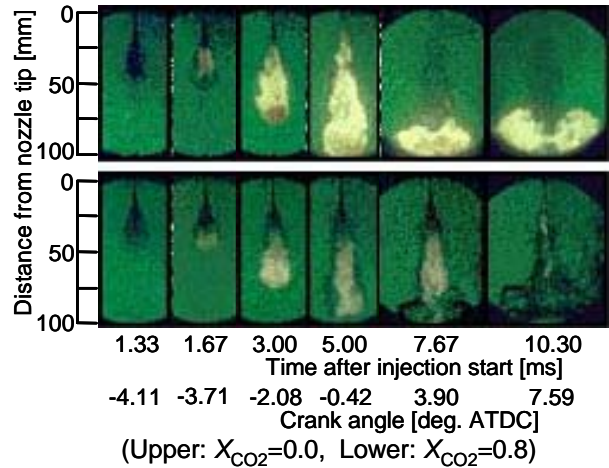


Fig.4 Temporal change in spray and flame shape under each mole fraction of CO₂

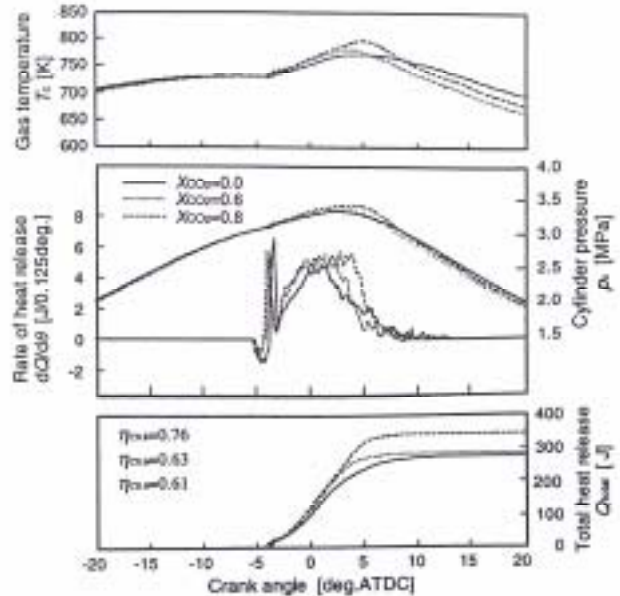


Fig.5 Comparison of combustion characteristics between n-tridecane and CO₂ mixed fuel

4 ガソリン・ガス-軽油混合燃料の噴霧・燃焼特性

本節では，燃料設計手法の第二段階として，ガソリン・ガス-軽油混合燃料の噴霧・燃焼特性に関する実験結果について述べる．

4.1 ガソリン-軽油混合燃料の噴霧特性

4.1.1 実験条件および実験方法

ガソリン-軽油混合燃料における減圧沸騰噴霧の特性を調べるため，定容容器において，シャドウグラフ撮影を行った．実験条件を表2に示す．本実験では，減圧沸騰現象の有無，液体燃料の減圧度(=飽和液線上の圧力-雰囲気圧力：過熱度に相当)を燃料の初期温度により調節した．また，供試燃料にはn-ペンタン(沸

Table2 Experimental conditions

| Injection Condition | |
|----------------------------|-------------------------|
| Nozzle type | Hole nozzle DLL-p |
| Hole diameter [mm] | $d_n=0.20$ |
| Hole length [mm] | $l_n=1.0$ |
| Injection pressure [MPa] | 15 |
| Injection quantity [mg] | 10 |
| Fuel temperature [K] | 300, 320, 340, 380, 440 |
| Fuel | n-pentane/n-tridecane |
| Mole fraction of n-pentane | 0.75 |
| Ambient Condition | |
| Ambient temperature [K] | 440 |
| Ambient pressure [MPa] | 0.1 |
| Ambient gas | N ₂ |

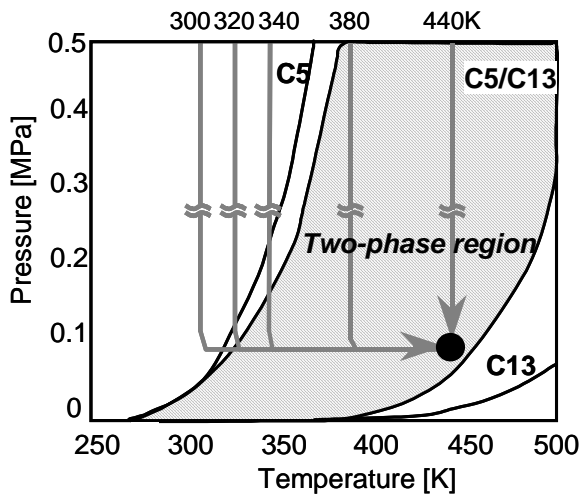


Fig.6 Two-phase region of C5/C13 mixed fuel on pressure-temperature diagram

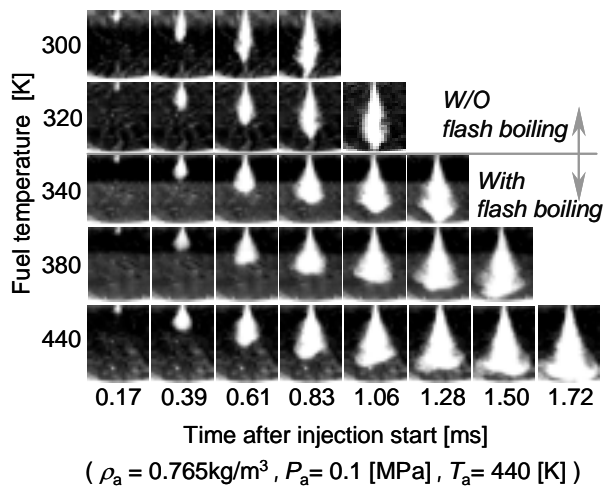


Fig.7 Shadowgraph images of flashing spray with C5/C13 mixed fuel

点 309.1K)と n-トリデカン(沸点 509.5K)の混合燃料(C5C13)を用い、n-トリデカンに対する n-ペンタンの混合割合はモル分率で 0.75 とした。C5C13 混合燃料の圧力-温度線図および実験条件を図 6 に示す。なお、初期燃料温度($T_f=340K$ 以上)が減圧沸騰を生じる条件であり、 $T_f=380, 440K$ と上昇するにつれ、過熱度が增大する。

4.1.2 結果および考察

シャドウグラフ撮影法により得られた各初期燃料温度に対する噴霧画像を図 7 に示す。 $T_f=320K$ までは高い貫徹力を有する燃料噴霧が迅速に軸方向距離 100mm の容器壁面へ到達している。また、半径方向への拡がりも小さく、周囲気体との運動量交換が十分に行われていない。一方、 $T_f=340K$ ではそれ以下の温度条件に比べ半径方向への拡がりが増長され、噴霧先端の壁面への到着時間が長期化している。さらに、その効果は過熱度が大きくなるにつれより顕著となり、減圧沸騰により噴霧の微粒化・蒸気化が促進されていることが分かる。

図 8 に透過率 80% の影写真を 2 値化した画像を噴霧と定義し、ノズルチップから 10mm の位置で測定した噴霧円錐角の時間変化を示す。噴射開始直後の突発的な円錐角の拡がり初期燃料温度の上昇に伴い大きくなり、減圧沸騰に起因するキャビテーション気泡の急速成長が裏付けられる。その後、各初期燃料温度条件とも噴霧円錐角は一定値に落ち着くが、この時もやはり減圧沸騰を生じるよう設定した条件ではより大きな値となる。

以上のことから、二成分混合燃料において、燃料条件が噴射直後の減圧により二相領域に到達する場合、減圧沸騰噴霧が得られ、噴霧の微粒化が大幅に促進されることを確認した。

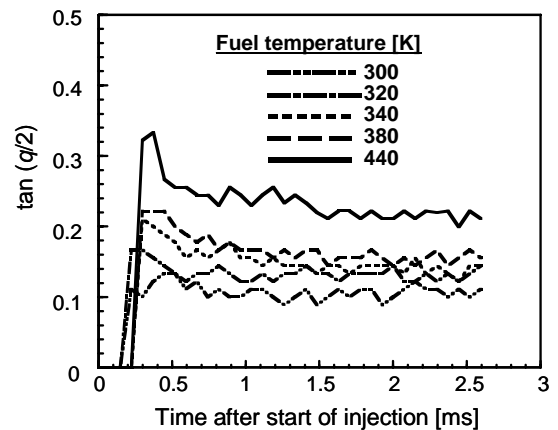


Fig.8 Temporal change of spray cone angle at each initial fuel temperature

4.2 ガス - 軽油混合燃料噴霧の燃焼特性

4.2.1 実験条件および実験方法

前項で得られた減圧沸騰噴霧の効果を実証するため、実機関を用い、燃焼・排気特性を調べた。ただし、実機関のような高圧雰囲気条件下では、燃料噴霧の条件が二相領域内に到達できる条件設定が難しい。そこで、本実験では低沸点成分に室温・大気圧場において気体燃料である LPG(C_3H_8 含有率 80%)を選定し、 n -トリデカンにモル分率 0.8 で混和した。LPG と n -トリデカンの混合燃料(LPG/C13)の飽和蒸気圧曲線を図 9 に示す。なお、本実験においても、減圧沸騰現象のパラメータを初期燃料温度とした。この際、 $T_i=370K$ で噴射直後の燃料条件は二相領域の飽和液線に至り、 $T_i=410K$ では二相領域内に到達する。

実験条件を表 3 に示す。供試機関は空冷単気筒 4 サイクル直接噴射式ディーゼル機関(YANMAR L70A)である。噴射装置には標準装備されているジャーク式噴

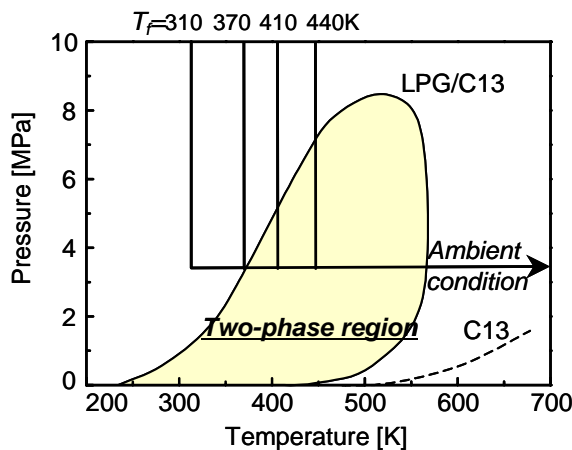


Fig.9 Two-phase region of LPG/C13 mixed fuel on pressure-temperature diagram

Table3 Experimental conditions in case of engine test

| Fuel | LPG + n - $C_{13}H_{28}$ (LPG/C13) $X_{LPG}=0.80$ | | | |
|---------------------------------|--|-----|-----|-----|
| Initial fuel temperature [K] | 310 | 370 | 410 | 440 |
| Injection quantity [mg] | 6.2 | 6.2 | 6.1 | 5.9 |
| Engine speed [rpm] | 3600 | | | |
| Engine load [%] | 60 | | | |
| Injection pressure [MPa] | 15 | | | |
| Injection timing [deg.C.A.BTDC] | 12.5 | | | |

射装置の代わりに、電子制御式噴射装置を用い、機関出力軸に取り付けられたロータリエンコーダの信号をもとに、任意な噴射時期の設定が可能である。なお、本機関は発電用ディーゼル機関であるため、機関負荷は最大発電量に対する割合を負荷率とし、LPG/C13 混合燃料では低負荷時の明確な Smoke 排出量が検出されなかったため、60%負荷のみの運転を行った。

4.2.2 結果および考察

図 10 は LPG/C13 混合燃料を用いた際の指圧線図および熱発生率線図である。初期燃料温度の上昇に伴い、着火遅れ期間は若干の短縮傾向にある。これは図 9 に示したように、 $T_i=370K$ における燃料条件は噴射後に二相領域の飽和液線に至り、 $T_i=410, 440K$ では二相領域内に到達するため、燃料加熱による化学的效果に加え、減圧沸騰による物理的效果が相乗された結果と考えられる。一方、初期燃料温度の上昇により着火遅れ期間が短縮されるにも関わらず、予混合燃焼時における熱発生率のピーク値はより高い値を示した。前述のように減圧沸騰を生じた噴霧は微粒化・蒸気化が促進される。したがって、噴霧内への空気導入が迅速に行われ、着火時における可燃混合気量が増加したため、燃焼初期の熱発生率が大きくなったと考えられる。

各初期燃料温度に対する THC 排出量およびエネルギー消費率を図 11 に示す。THC 排出量は初期燃料温度が高温になるにつれ減少傾向にあり、加えて、エネルギー消費率も改善されている。減圧沸騰噴霧は噴霧先端到達距離が短縮し、過熱度の増加によりさらなる微粒

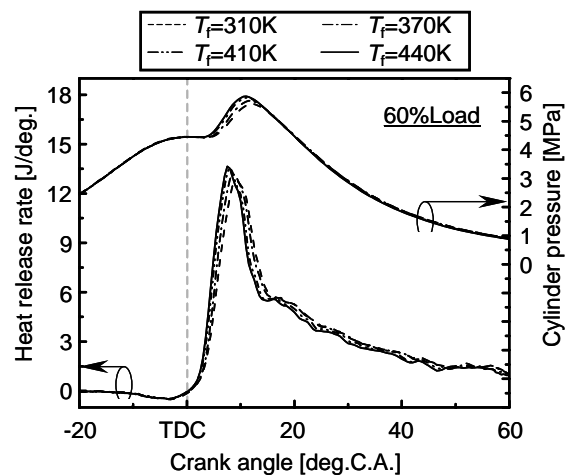


Fig.10 In-cylinder pressure and rate of heat release for each degree of superheat

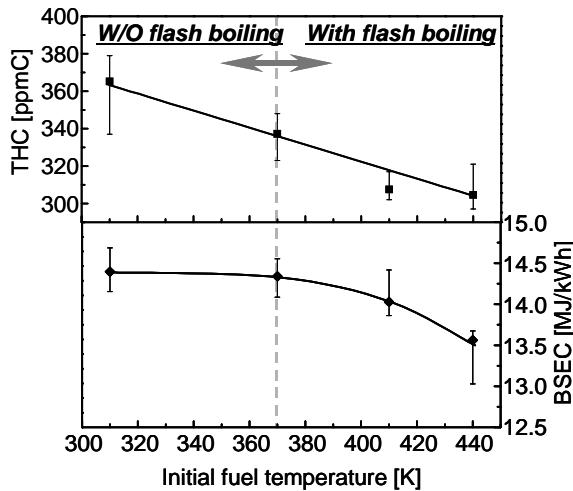


Fig.11 Variation of total hydro-carbon emission and brake specific energy consumption for each degree of superheat

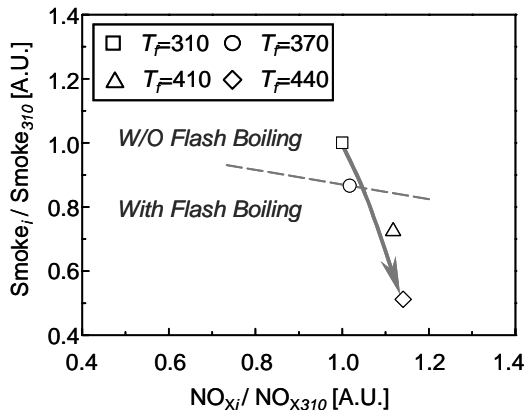


Fig.12 Relation between smoke and NO_x emissions for each degree of superheat

化促進効果が図られることは既に述べた。また、本実験で用いた実機関は燃焼室が小さいため、微粒化が悪く、過度に高い貫徹力の噴霧は燃焼悪化の原因となる。このことから、THC 排出量の低下は、過熱度の増加に伴う噴霧液滴の微細化に加え、先端到達距離の短縮が、燃焼室壁面でのクエンチングやスキッシュエリアへの燃料噴霧の分散量を低減したと推測できる。同様なことからエネルギー消費率も改善されたと考えられる。

図 12 は $T_f=310\text{K}$ における Smoke, NO_x 排出量で各燃料温度時の排出量を正規化したトレードオフ線図である。初期燃料温度の増加により NO_x 排出量は若干増加するが、排出 Smoke 濃度は大幅に低減されている。特に $T_f=440\text{K}$ では $T_f=310\text{K}$ の排出量に比べ、約 50%低

減されている。先述したように、過熱度を大きく得た減圧沸騰噴霧は予混合燃焼が活性化する。しかし、その割合が急激なものではないことから、本実験で確認された Smoke 濃度の大幅な低減には上述したような低貫徹力、且つ、微粒化の良い減圧沸騰噴霧が寄与していると結論できる。

5. まとめ

燃料設計手法による高効率・低エミッション燃焼法を構築するため、各種の混合燃料を用い噴霧・燃焼特性を調べた。得られた知見を以下に示す。

- 1) CO₂を高沸点成分へ液液混合することで、燃料の蒸発性が改善される。
- 2) 液化 CO₂ 混合燃料は物理的・化学的にすす生成を抑制する。
- 3) 液化 CO₂ 混合燃料による高効率燃焼の可能性が示された。
- 4) 二成分混合燃料において、噴射直後の減圧により燃料条件が二相領域に到達することで減圧沸騰を生じる。
- 5) 二成分混合燃料はディーゼル機関のような高圧雰囲気においても減圧沸騰噴霧の形成が可能である。
- 6) 二成分混合燃料の減圧沸騰は高効率・低エミッション燃焼を実現し得る。

参考文献

- (1) 例えば、小島和夫：化学技術者のための熱力学，培風館，pp.182-212，(2003).
- (2) 滝本 昭，ほか：減圧場における過熱水のスプレーフラッシュと微粒化の機構，日本機械学会論文集(B 編)，61 巻，584 号，No. 94-1208，pp. 344-350，(1995).
- (3) R. D. Oza and J. F. Sinnamon，：An Experimental and Analytical Study of Flash-Boiling Fuel Injection, SAE830590, (1983).
- (4) R. D. Reitz，：A Photographic Study of Flash-Boiling Atomization, Aerosol Science and Technology, pp.561-569, (1990).