



Title	アルコール・軽油二燃料噴射制御による農用トラクタ機関の性能向上に関する研究
Author(s)	野口, 伸
Citation	北海道大学農学部邦文紀要, 17(3), 262-323
Issue Date	1991-03-30
Doc URL	http://hdl.handle.net/2115/12130
Type	bulletin (article)
File Information	17(3)_p262-323.pdf



[Instructions for use](#)

アルコール・軽油二燃料噴射制御による農用トラクタ 機関の性能向上に関する研究*

野 口 伸

(北海道大学農学部農業原動機学教室)

(平成2年6月6日受理)

Improvement in the Performance of a Dual-Fueled Tractor with Alcohol and Diesel Fuel

Noboru NOGUCHI

(Laboratory of Agricultural Prime Mover, Faculty of Agriculture,

Hokkaido University, Sapporo 060, Japan)

目 次

	記号の説明	263		3. 3	結果及び考察	274
第1章	緒 論	263		3. 3. 1	軸出力・熱消費率・煙濃度特性	274
1. 1	研究の背景	263		3. 3. 2	排気組成分析	277
1. 1. 1	農用機関の所要性能と特徴	263		3. 3. 3	機関騒音分析	279
1. 1. 2	バイオマスエネルギーとしてのアルコール燃料	264		3. 4	まとめ	280
1. 2	既往の研究	266	第4章	メタノール微粒化と吸気加熱による排気浄化	280	
1. 3	本研究の目的及び範囲	266	4. 1	目的及び範囲	280	
第2章	実験装置の改造・試作	267	4. 2	メタノール供給装置と吸気加熱装置	281	
2. 1	目的及び範囲	267	4. 2. 1	供給装置とその微粒化効果	281	
2. 2	供試機関の改造	268	4. 2. 2	吸気加熱装置	283	
2. 2. 1	供試機関	268	4. 3	実験方法	283	
2. 2. 2	主燃料軽油噴射装置	268	4. 4	結果及び考察	284	
2. 2. 3	補助燃料アルコール噴射装置	269	4. 4. 1	軽油代替率の低い中負荷時の運転特性	284	
2. 2. 4	供試機関の試運転	269	4. 4. 2	軽油代替率の高い高負荷時の運転特性	285	
2. 3	主燃料軽油の最適噴射時期	271	4. 5	まとめ	287	
2. 3. 1	実験方法	271	第5章	含水エタノールの燃焼と機関性能	287	
2. 3. 2	結果及び考察	271	5. 1	目的及び範囲	287	
2. 4	まとめ	273	5. 2	供試燃料及び実験方法	288	
第3章	高濃度メタノール・エタノール吸入時の機関運転特性	273	5. 2. 1	供試燃料	288	
3. 1	目的及び範囲	273	5. 2. 2	実験方法	288	
3. 2	供試燃料及び実験方法	274	5. 3	結果及び考察	289	
3. 2. 1	供試燃料	274	5. 3. 1	軸出力燃費特性	289	
3. 2. 2	実験方法	274	5. 3. 2	燃焼安定性	292	
			5. 3. 3	NO _x 排出特性	294	
			5. 4	まとめ	296	

(* 本報は北海道大学審査学位論文の一部である。)

第 6 章	軽油・アルコール二燃料の 噴射量制御法……296
6. 1	目的及び範囲 ……296
6. 2	機関の制御方法 ……297
6. 2. 1	始動モード・停止モード ……298
6. 2. 2	負荷モード ……298
6. 3	実験方法 ……300
6. 3. 1	静特性実験 ……300
6. 3. 2	動特性実験 ……300
6. 4	結果及び考察 ……301
6. 4. 1	静特性実験結果 ……301
6. 4. 2	動特性実験結果 ……303
6. 5	まとめ ……306
第 7 章	二燃料噴射制御のトラクタ搭載機関 への応用……306
7. 1	目的及び範囲 ……306
7. 2	実験装置の改造・試作 ……306
7. 2. 1	供試トラクタ機関 ……306
7. 2. 2	主燃料軽油噴射装置 ……307
7. 2. 3	補助燃料アルコール噴射装置 ……308
7. 2. 4	計測システム ……308
7. 3	実験方法 ……309
7. 3. 1	PTO 軸性能試験 ……309
7. 3. 2	二燃料機関の動特性及び 実作業実験……309
7. 4	結果及び考察 ……309
7. 4. 1	PTO 軸性能試験 ……309
7. 4. 2	二燃料機関の動特性及び 実作業実験……311
7. 5	まとめ ……313
第 8 章	総 括 ……314
	謝 辞 ……316
	参考文献 ……317
	Summary ……320

記号の説明

DR :	デューティ比	
DR_{max} :	最大デューティ比	
D_s :	煙濃度	[%]
d_0 :	最大デューティ比決定二次式の定数	
d_1 :	最大デューティ比決定二次式の定数	
d_2 :	最大デューティ比決定二次式の定数	
$(dp/d\theta)_{max}$:	最大圧力上昇率	[MPa/°C A]
E :	評価指数	
f :	周波数	[Hz]
G_d :	軽油噴射量	[kg/h]
G_g :	アルコール噴射量	[kg/h]
K_d :	微分動作のゲイン	
K_i :	積分動作のゲイン	

K_p :	比例動作のゲイン	
L_s :	音圧レベル	[dB]
N_e :	機関回転数	[rpm]
N_f :	最大軸出力時の機関回転数	[rpm]
N_{PTO} :	PTO 軸回転数	[rpm]
N_t :	最大軸トルク時の機関回転数	[rpm]
N_s :	設定機関回転数	[rpm]
P_{max} :	最高燃焼圧力	[MPa]
p :	筒内圧	[Pa]
R_d :	熱量基準の軽油代替率	[%]
R_v :	体積基準の軽油代替率	[%]
R_w :	含水率	[%]
SD :	標準偏差	
T_e :	軸トルク	[N·m]
T_{exh}, t_{exh} :	排気温度	[K],[°C]
T_g, t_g :	気流温度	[K],[°C]
T_H :	シリンダヘッド表面温度	[K]
T_{inj} :	軽油噴射時期	[°CA]
T_{PTO} :	PTO 軸トルク	[N·m]
γ :	メタノールの表面張力	[N/m]
ΔL_s :	音圧レベルの変化量	[dB]
ΔN :	機関回転数の偏差	[rpm]
Δt :	吸気温度降下	[°C]
$\Delta \tau$:	機関回転数のサンプリング周期	[ms]
δ :	メタノール液滴径	[m]
η_v :	体積効率	[%]
λ :	空気過剰率	
ρ_s :	液滴密度	[kg/m ³]
τ :	時間	[s]
<添字>		
o :	初期値	

第 1 章 緒 論

1. 1 研究の背景

1. 1. 1 農用機関の所要性能と特徴

農業に利用される各種作業機械・原動機は一般に省力及び経済性の面が最重要視される。すなわち、これらを研究対象にした場合、その機械の消費するエネルギーをその発生・変換・蓄積及び利用について、その変換効率・利用効率などでエネルギーを動的に把握し、エネルギーの利用効率の向上を図ることが重要となる¹⁾。したがって、動力源での効率向上は大きな課題であり、機関の燃料消費率を改善することは必要不可欠なことである。また、今日の農用トラクタ開発の趨勢として、トラクタ質量当りの出力増加が挙げられる^{2),3)}。これは高出力でしかも軽量化したトラクタが営農段階で有効であることを示している。すなわち、トラクタの軽量化・高出力化により、プラウ

耕に代表される重けん引作業のような、トラクタ質量の大きい方が有利な場合は、付加重錘を装備することで作業が可能となり、加えて、PTO作業・高速けん引作業など、土壌保全及び燃料消費率の面からトラクタが軽量な方がよい場合にも使用することが可能となる。また、これは製造側においても生産資材の節約、すなわち、生産コストの低減になるため、この傾向は製造者・利用者的一致した方向性によるものと考えられる。この点に関して搭載機関の側から貢献するとすれば、機関の比出力の増加である。同時にアメリカ・西ドイツの農用トラクタの平均機関出力は年々増加しており、他の諸外国についても平均機関出力は増加傾向にある⁴⁾⁵⁾。これは国際分業論的見地から小型トラクタの輸出の伸びている日本においても適用されることで、アメリカ・西ドイツの高出力化に伴ない日本の担当する機関出力の範囲が広がり、そのため、軽量化と同時に機関の高出力化、とくに小型機関への過給器の採用といった対処がなされている。このように、農用機関の高出力・低燃費化の方向は今後も続くものと予測される。また一方で、近年の農業形態の変革に伴い作業環境の改善が望まれており、農用機関に対する要求としては低振動・低騒音が挙げられる⁶⁾。加えて、施設園芸ではハウス内における農用トラクタによる作業があり、黒煙や有害排気成分も運転者の健康上に悪影響を及ぼすことから、重要な性能項目として指摘される。これらの諸問題は新たに農用機関を開発する上でも、本研究のように既存の農用機関をアルコールを使用して運転させる場合でも、比出力・熱効率・排気・騒音公害などの点あるいは化石燃料の代替燃料化という諸点から十分に検討される必要がある。

上記の諸性能のほかに、農用機関の重要な性能項目の1つにトルク特性がある。農用機関は激しい負荷変動を伴い長時間過負荷運転するという過酷な使用条件にあることから⁷⁾、それに適合したトルク特性を具備しなくてはならない。すなわち、負荷変動に対する作業の安定性と一定の中間速度で運転される作業を考えると、トルク特性は重要な性能項目となるのである⁸⁾。自動車用機関では、一般に使用回転数の範囲内で可能な限りトルクを上げ、トルクが一定になるように設計されている。一方農用機関は、通常、長時間過負荷連続運転作業が可能なるように出力性能を自動車用に比較して75%前後に抑えて、耐久性を重視する設計がなされている。通常、最小燃

費点は機関の中速度域に置かれ、最大トルク値は耐久性の面から煙濃度の上限値で制限している。また、過負荷域における負荷変動に対する復元力をもたせるために、トルク比・速度比及びその両者の積である弾性値をできるだけ大きく設定する必要もある⁹⁾。この問題の解決策として、今日燃料噴射装置にアングライヒ機構やトルクスプリングを装着する方法が実用化されている。

農用原動機としては小型のものは火花点火機関が用いられているが、大型のものは熱効率・耐久性などの点から圧倒的にディーゼル機関が用いられ、代替燃料としてはアルコールが問題となっている。これらの点から、アルコールとディーゼル機関とを組み合わせることにより、最大軸出力・トルク特性・熱効率の向上と共に化石燃料に対して代替燃料の使用を図ろうとするのが本論文の目的である。このような機関をアルコールディーゼル機関と呼ぶことにする。

1. 1. 2 バイオマスエネルギーとしてのアルコール燃料

現在、農業機械・施設のエネルギー源は大部分石油に依存しており、これらの燃料は太陽エネルギーの補助であるという意味合いから農業生産補助エネルギーとして位置付けられている¹⁰⁾。この補助エネルギーの中には燃料・電力などの形で直接投入されるエネルギーと、農業機械・施肥・農薬などを通じて間接的に投入されるエネルギーが含まれており、種々ある補助エネルギーの中で直接・間接を問わず使用される燃料が最も大きな割合を占めている。現代の農業では移動作業が多いため、燃料など石油に由来するエネルギーの比率が高く、上述の補助エネルギーの約80%、直接エネルギーの約96%が石油に由来するエネルギーであるとされている。また、農産物熱量として算出されるエネルギーと、投入エネルギーの比である算出補助エネルギー比は日本農業全体では0.74程度である¹¹⁾。すなわち、この値が1より小さいことは、農産物を生産する上で生産されたエネルギー量よりも、それを生産するために投入されたエネルギー量の方が大きいことを意味する。農業は本来自然のエネルギーと物質循環に基礎をおいた産業であり、あまりにも石油に依存した現在のエネルギー利用は、エネルギーの循環系からはみ出た物質の増大を意味し、農業の永续性を脅かしていると予測される。したがって、農業生産に用いられる石油に由来する熱や動力エネルギー

の節約を計り、太陽エネルギーに代表される自然エネルギーの有効利用と共にバイオマスによる代替技術を開発してゆくことは、農業の将来性を確保するために必要なことである¹²⁾。

ここで本研究でいうアルコールとはメタノールとエタノールを指し、両者ともバイオマス生成物の1つである。メタノールは工業的に天然ガス・石油・石炭などを不完全燃焼させて生成する一酸化炭素と水素によっても合成されるものの、おがくず・もみがら・生ゴミなど農林産廃棄物を蒸し焼きにしても容易に一酸化炭素は製造されるため、これらバイオマスからもメタノール生成は可能である。一方、メタノール同様アルコール燃料として有望視されているエタノールは、化石燃料資源が乏しく、工業力のない国においても飲用として製造されて長い歴史があるため、バイオマスの液体燃料化の最も有力な方法である。特に熱帯地域ではエタノール原料に適する糖質・澱粉質・繊維質の作物は世界の総生産の大半を収穫しているものが多く、その収率も熱帯地域は世界平均収率を大きく上回るものが多い。したがって、エタノールは今後とも世界レベルのローカルエネルギーとして期待される。いずれにしても、アルコール燃料としてのメタノール・エタノールの選択は国家レベルにおけるアルコール原料資源の安定確保、すなわち、製造コスト面から決定されるものであり、両者の燃料としての物性はほとんど変わらないものと考えられる。また、アルコールは常温で液体のため、バイオマスエネルギーとして今日同様に有望視されているメタンガスよりも熱機関用燃料としては扱いやすいという有利な点を具備している。同時に、農業地帯にあるバイオマスは、身近かにある未利用状態のエネルギー資源ということができる¹³⁾。この資源の有効利用はローカルエネルギーとしての意義も見い出せ、このような発想は海外の多くの研究者によりなされている。Kirik (1978) はカナダにおいて農用機関の燃料としてのエタノールの利用可能性を示唆している。エタノールの原料としては馬鈴薯が最も適しており、集中型のエタノール生産施設を建設すればコスト面も、問題はないという判断を示した。また農用機関のアルコールの使用方法としては現在稼働中のディーゼル機関を火花点火機関へ改造して使用することを推奨している¹⁴⁾。Fontana ら (1982) は米国におけるエタノール燃料の経済性について検討し、1987年までにエタノール

がガソリン・軽油よりも高い経済性を有するようになるためには、ガソリンについては1年間にエタノールより14%値上り、軽油については23%以上値上りしないと実現は困難であろうと予測した¹⁵⁾。Golder ら (1985) はヨーロッパにおいて農業機械の代替燃料化の必要性はあるとした上で、植物油・メタンガス・エタノールの利用可能性について論じている。ブラジルにおける石油からエタノールへの転換の成功は、さとうきびを生産するための広大な土地が確保されたからであり、この手法はヨーロッパには適用不可能であるが、再利用可能な未利用繊維質資源によるエタノールの生産はヨーロッパにおいても可能性があるとしている¹⁶⁾。実際に西独では、糖質・澱粉質・繊維質などのからのエタノール生産プラントが建設されており¹⁷⁾、また、Weiland ら (1987) により未利用資源からのエタノール製造法が研究されている¹⁸⁾。既にエタノールが石油の一部代替燃料として軌道に乗っているブラジルでは、農用トラクタに利用する可能性が調査されており、ディーゼル機関への利用方法が検討されている¹⁹⁾。また、東南アジア・アフリカ・中南米を対象にして、Janius (1988) はトラクタ燃料のエタノール化の必要性を論じている。中期的視野に立ってディーゼル機関のエタノール化を進める必要があり、検討課題としては燃料のコストと共にエタノールを使用することによる機関性能と機関の耐久性を挙げている²⁰⁾。

これらの各国のアルコール生産の方向性を考慮すれば、日本においても実現可能性のあるいくつかのアルコール生産方法が案出される。1つは各地域で農家がバイオマスを集中できるバイオマスエネルギーセンターを設備することである²¹⁾。エネルギーの需給バランスを取る構成で利用効率を高め、アルコール変換が低コスト化できれば小規模・分散型利用のエネルギーになると考えられる。もう1つはバイオマスからのアルコール生産方法として最近関心を集めている方法であるが、現在全国的に実施されている減反制度を廃止して、エタノール生産を始めるという構想である。この構想は今日減反をやめて全面的に米からエタノールを生産すると仮定した場合、今日の米の収量から生産されるエタノール量では日本の年間ガソリン消費の数パーセントもまかなえないものの、これを農業関係に限定すれば、現在使用している石油の5分の1に相当するという概算に基づい

ている。したがって、この方法も上述したようなエネルギー循環に根ざした発想である。

以上、述べたようなバイオマスエネルギーを生成する農業施設、たとえば各農業地帯にアルコール生産用の小型プラントなどが将来、政府・農業団体・民間の協力のもとで実用化された時に、そこから生成されたアルコールを燃料として使用できる農用熱機関の研究・開発は重要な課題であり、農業地帯において生産された新エネルギーの有効利用に対して重要な役割を果たすものと考えられる。

1. 2 既往の研究

農用機関をアルコールディーゼル機関に改造するための既往の基礎研究は、農業地帯において余剰農産物・農業廃棄物から生成されたアルコールを、軽油の一部代替燃料として農用機関に利用するといったローカルエネルギー的な発想から生まれたものである。したがって、アルコールを通常の農用機関の燃料として使用させる方法としては、軽油噴射系は通常のままとしてアルコール噴射装置のみ新たに取り付けることで十分であり、製造コストの面からも他の方法よりも有利である気化ディーゼル法が採用されている研究事例が多い。この気化ディーゼル法による農用機関の研究は、今日まで主に米国において農用トラクタ搭載機関への利用技術の側面から行なわれてきた。Crutzら(1982)は65kWの過給器つきトラクタを供試して、スプレー式とキャブレタ式の二燃料制御方法を考案し、30%の軽油代替率を可能とした²²⁾。Goeringら(1982)は農用トラクタにキャブレタを装着し、無水エタノール・含水エタノールについて実験を行った。無水エタノールについて、高回転無負荷時で40%そして全負荷では16%の軽油代替率を可能にした²³⁾。Shropshireら(1982)はエタノール吸入時は吸気温度が低いときは失火によりエタノール量は制限され、吸気温度が高いときはノッキングにより制限されることを明らかにした²⁴⁾。また、Shropshire(1984)はエタノール噴射装置の基礎研究も実施している。吸気多岐管を研究対象として、エタノール用噴射ノズルの種類、ノズルの吸気管内における位置を種々変え、エタノール噴射装置の最適条件、そして各々の噴射ノズルの運転制限要因についての知見を得た²⁵⁾。Walker(1984)はエタノール吸入時の軸出力・軽油代替率・熱効率・煙濃度・燃料コストについて調べ、エタノール吸入時でも排気煙濃度は高負荷時で増加し、気化ディー

ゼル法の燃料コストは軽油単味運転時よりも高くなるという結論を導いた²⁶⁾。Chaplinら(1987)は気化ディーゼル法について軽油単味運転時よりも軽油噴射時期を進角させる実験を行い、進角させた方が熱効率は若干増加すると述べている²⁷⁾。

また、この気化ディーゼル法の実用化にあたっての問題点として二燃料の噴射量の自動制御がある。実際にトラクタの搭載機関に本方法を採用した場合、二燃料の噴射量制御に至るまでを運転者に任せることは不可能であり、少なくとも従来のトラクタの調速レバーを設定する程度に簡便にする必要がある。したがって、軽油・アルコールの噴射量の自動制御化は、実用化に向けて最小限必要なことである。この問題について、ボード型マイクロコンピュータを用いてアルコール噴射量を制御する方法で試みた研究が若干みられる。Walker(1982)の制御方法は機関回転数を運転者が設定すると実際の機関回転数、外気温、機関の作動状態からエタノール噴射量を決定する方式で一応の完成をみている。そしてこの装置を使用した実験では、最高機関回転数のもとで、軽油単味運転時と比較して出力は向上し、低中負荷のもとで熱効率は増加するという結果が得られた²⁸⁾。また、Miller(1983)は8ビットのマイクロコンピュータを利用し、エタノール噴射量の自動制御を行った。制御方法として機関回転数の関数で記述されたエタノール噴射量の値に実際の機関回転数を検出して制御するものである²⁹⁾。しかしながら、この両者とも厳密には二燃料制御とは判定されない。すなわち、軽油噴射量の制御は本来のオールスピードガバナによって行われているからである。また、いずれの装置についても制御系の動特性は検討されておらず、また、農用機関として避けられない負荷変動の激しい作業を伴う機関の運転は今のところされていない。

1. 3 本研究の目的及び範囲

本研究は以上のような研究の背景から、気化ディーゼル法を採用して既存の農用機関をアルコールディーゼル機関に改造することを目的とした。既往の研究でも明らかのように、農用ディーゼル機関をアルコールディーゼル機関に改造するための基礎研究は既に数多く行われ、これらの研究のほとんどがアルコール供給方法として気化ディーゼル法を採用している。しかしながら、農用機関を対象にした従来の気化ディーゼル法の研究では、通常の軽油噴

射装置のもとでアルコールを補助噴射するといった手法で行われてきた。したがって、同一負荷のもとでアルコール噴射量を増加させた場合、供試機関に付属している调速機の機能によって軽油噴射量は減少してしまい、軽油・アルコールの二燃料の任意な設定は不可能となる。この方式によって得られた二燃料による熱効率・軽油代替率に代表される性能値は試作装置を評価する上では有効であるものの、アルコールを補助燃料として用いた場合の機関性能を定性的に議論するには問題があると考えられた。そこで本研究では、小型単気筒機関を供試してアルコールの燃料性状に起因した燃焼上の問題点を解明し、前述した農用機関として要求される軸出力・燃費・機関騒音・排気煙濃度・排気組成について、実用上問題にならないものかどうか検討した。そして、アルコールの燃焼上の問題を検討した後、農用機関として使用するため要求される適切なトルク特性の設定と農作業の変動負荷に対して追従性を考慮して機関回転数の定値制御を可能とする二燃料噴射量の制御方法を考案した。最後に以上の単気筒機関を供試して得られた基礎的な諸知見を生かして、トラクタ搭載機関をアルコールディーゼル機関に改造した。

本論文の展開は以下の通りである。まず、第2章で本研究がアルコールの燃料性状に起因した燃焼上の問題点を解明することも研究目的としているため、軽油・アルコールの二燃料が相互干渉なく変化させられる噴射量の制御装置を試作した。加えて、メタノール吸入時の軽油の最適噴射時期を明らかにした。第3章では前章で得られた主燃料軽油の最適噴射時期において、高濃度のメタノールを使用した場合の機関運転特性を検討した。通常、機関の重要な性能項目には軸出力・熱効率・煙濃度などの主要性能の他に、排気組成・機関騒音・耐久性などが挙げられる。そこで、耐久性を除く5性能についての定性的な傾向を明らかにした。また、軸出力・熱消費率・煙濃度から見たメタノールとエタノールの比較を行った。第4章では補助燃料メタノールの完全燃焼を促進させて、ホルムアルデヒド・未燃メタノールを低減させることを試みた。超音波を利用したメタノールの微粒化供給と吸気加熱を実施して、これら有害成分の排出量低減を図った。第5章では十分濃縮されていない粗アルコールを燃料として使用することを想定し、気化ディーゼル法によってディー

ゼル機関の燃料とした場合の燃焼と機関性能について検討した。粗アルコールの組成はエタノール以外がほとんど水であることに注目し、エタノール中の含水率を変化させた場合の軸出力燃費特性、燃焼安定性及びNO_x排出特性の3項目について運転特性を把握した。第6章では前章までに得られたアルコール燃料の性状に起因した燃焼と機関性能に関する基礎的な諸知見を生かして、既存の農用機関をアルコールディーゼル機関として使用できるように改造した。軽油代替率を増加させた上で熱効率を向上させる軽油・アルコールの二燃料の制御方法を考案する目的で供試機関の制御システムを試作した。試作制御システムについて静特性実験及び動特性実験を行い、考案した二燃料制御方法の妥当性に検討を加えた。最後に第7章では第6章で考案された二燃料制御システムをトラクタ搭載機関に応用し、試作されたアルコールディーゼル機関の農用としての使用可能性について考察した。

第2章 実験装置の改造・試作

2.1 目的及び範囲

本章では気化ディーゼル法によって、農用機関をアルコールディーゼル機関に改造するために必要な主燃料軽油噴射装置・補助燃料アルコール噴射装置の試作を行った。加えて、メタノール吸入時の軽油の最適噴射時期を明らかにした¹⁾。

従来の Schropshire^{2),3)}、Crutz⁴⁾らに代表される農用機関を対象にした気化ディーゼル法の研究では、通常の軽油噴射装置のもとでアルコールを補助噴射するといった手法で行われてきた。したがって、同一負荷のもとでアルコール噴射量を増加させた場合、供試機関に付属している调速機の機能によって軽油噴射量は減少してしまい、軽油・アルコールの二燃料の任意な設定は不可能となる。この方式によって得られた二燃料による熱効率・軽油代替率に代表される性能値は試作装置を評価する上では有効であるものの、アルコールを補助燃料として用いた場合の機関性能を定性的に議論するには問題があると考えられた。本研究ではアルコールの燃料性状に起因した燃焼上の問題点を解明することも目的の一部としているため、少なくとも軽油・アルコールの二燃料が相互干渉なく変化させられる噴射量の制御装置を試作することが必要であると判断され、供試機関の改造・試作を行った。

2. 2 供試機関の改造

2. 2. 1 供試機関

供試機関には農用小型ディーゼル機関として商品化されているヤンマーディーゼル社製 NS 50 型を採用した。主として歩行用トラクタ、揚水ポンプなどに使用されている。本機関は本章から第 6 章の軽油・アルコールの二燃料制御法の考案まで供試され、その主要諸元は Table 2-1 に示した。供試機関は冷却水外部循環装置、吸入空気量測定装置及び噴射弁リフト量、筒内圧、吸排気温度のセンサの取付けなど、実験を行う上で必要な箇所以外の改造は施され

Table 2-1. Specifications of the tested engine

Manufacture	Yanmar Diesel Co., Ltd.
Engine name	NS50
Type	Horizontal type water cooled
Cylinder - Bore × Stroke	1 - 75 × 75 mm
Piston displacement	331 cc
Continuous rated horsepower	3.31 kW/2,000 rpm (4.5 PS/2,000 rpm)
Maximum horsepower	3.68 kW/2,000 rpm (5.0 PS/2,000 rpm)
Type of combustion chamber	Vortex precombustion chamber
Compression ratio	23

ていない。したがって、圧縮比・噴口面積比などは一般に用いられている形態そのままである。

2. 2. 2 主燃料軽油噴射装置

改造装置略図を Fig. 2-1 に示した。主燃料軽油噴射装置は供試機関に装備されていたデッケル型燃料噴射ポンプを、ボッシュ PE-A 型燃料噴射ポンプに交換した。これは、デッケル型ポンプでは軽油噴射量を部分負荷に設定することが技術上困難であり、実験の再現性が得られなかったことによる。また、デッケル型ポンプでは噴射量の増減をポンプの吐出圧力の変化によって行なうため、噴射時期が噴射量の多少により変化してしまう。これらの理由から、PE-A 型噴射ポンプを装備することにした。ポンプの駆動は供試機関の始動用クランク軸からタイミングベルトを介して行った。ポンプの駆動軸はクランク軸が 2 回転する間に 1 回転させる必要があるため、カム軸と始動用クランク軸間の歯数比を確認して、駆動側プーリの歯数を 19、被駆動側のプーリの歯数は 15 に設定した。また、この燃料噴射ポンプにはハンドタイマが燃料噴射ポンプ本体に装着されており、噴射ポンプのカム軸と機関側駆動軸との位相角を変化させることにより、燃料噴射時期が任意に設定できるようになっている⁵⁾。このタイマの装備によって、メタノール補助噴射時におけるノッキング限界・軽油代替率の改善及び最適軽油噴射時期の

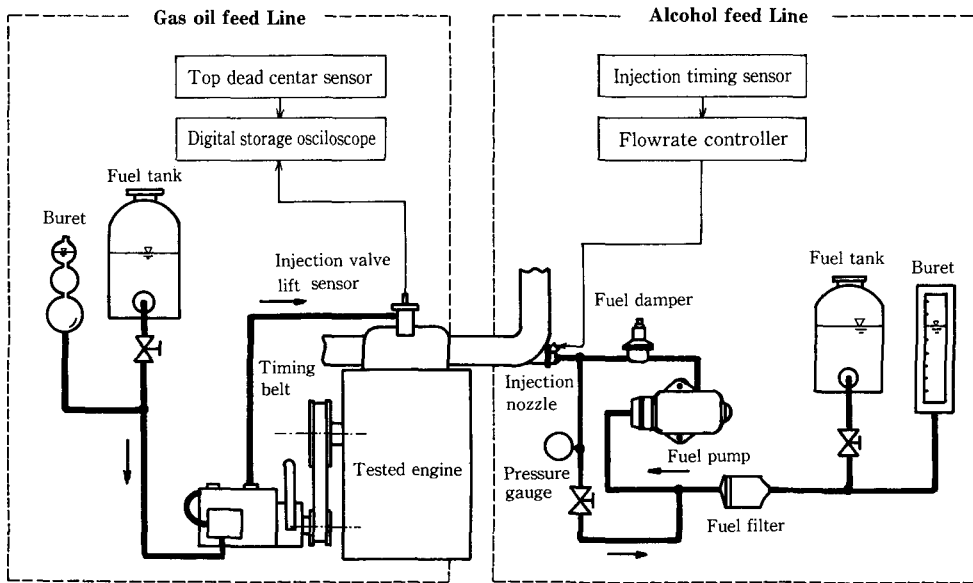


Fig. 2-1. Schematic diagram of the remodeled test engine apparatus

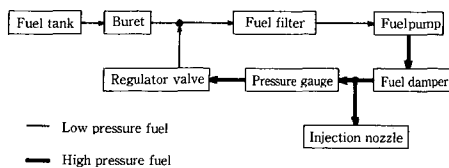
Table 2-2. Specifications of the Bosch type injection pump

Pump name	Bosch type in-line injection pump
Manufacture	Diesel kiki Co., Ltd.
Type	PE-A
Plunger stroke	8 mm
Plunger bore	7 mm
Cam lift	8 mm

摸索に対して有効であろうと推察された。Table 2-2 に採用されたボッシュ型燃料噴射ポンプの主要諸元を示した。

2. 2. 3 補助燃料アルコール噴射装置

アルコール噴射装置はアルコールの吸気管内における均一な霧化を目的として、自動車用燃料噴射装置部品を流用して試作し、アルコール供給経路のブロック図を Fig. 2-2 に示した。またアルコール噴射量は、噴射ノズルのソレノイドコイルへの通電時間により決定されるため、噴射量制御としては、ソレノイドコイルへの通電時間を決定する噴射信号のパルス幅を可変にする必要が生じた。そこで、単安定マルチバイブレータ⁶⁾を利用したアルコール噴射量制御装置を自作した。作動原理はアルコール噴射のトリガパルスをクランク軸に取り付けたフォトセンサによりクランク軸1回転につき1回発生させ、制御回路の抵抗を可変とし、その値を変えることにより噴射信号パルス幅を任意に設定するものである。

**Fig. 2-2.** Flow diagram of the alcohol feed line

2. 2. 4 供試機関の試運転

1) 試運転目的

前項では気化ディーゼル法に適切であろうと予測された供試機関の改造が実施された。主な改造箇所は主燃料についてが供試機関に内蔵されていたデッケル型燃料噴射ポンプをボッシュPE-A型に交換し、補助燃料については自動車用燃料噴射装置部品を流用して、アルコール噴射装置が試作された。そ

こで本節では改造に先立ち設定された改造目的が満足されたかどうか検討するために実験装置の試運転を行なった。試運転の目的は以下に通りでである。

a) ボッシュPE-A型ポンプに交換した供試機関の軽油単味の性能試験を実施し、燃料噴射系統が正常に作動し、所要の性能が得られるかどうか検討する。

b) アルコール噴射装置が正確に作動し、自作した噴射量制御回路によりアルコール噴射量が供試機関のノッキングによる運転限界まで任意に可変するものかどうか検討する。

2) 試運転方法

a) 主燃料軽油噴射装置の試運転

機関回転数1,800 rpmのもとで軽油噴射時期をBTDC 4°C A, BTDC 14°C A, BTDC 17°C A, BTDC 22°C Aに設定し、それぞれの噴射時期について負荷を徐々に増加させてゆく方法で行なった。本項では機関性能を正味平均有効圧、熱消費率、煙濃度に限定して論議する。

b) 補助燃料アルコール噴射装置の試運転

本試運転では補助燃料にメタノールを使用した。機関回転数1,800 rpmで軽油噴射時期をBTDC 14°C Aに固定し、軽油噴射量を0.38 kg/h, 0.44 kg/h, 0.69 kg/h, 0.80 kg/hの4点に設定し、アルコールの量を0からノッキングによる運転限界まで変えて実施した。

3) 結果及び考察

a) 主燃料軽油噴射装置の試運転

Fig. 2-3は軽油単味運転時における軽油噴射時期が正味平均有効圧・熱消費率・煙濃度に及ぼす影響を示している。軽油噴射時期をBTDC 22°C A, 17°C A, 14°C Aに遅角するにしたがい、熱消費率はすべての負荷領域において改善されてくる。これは軽油の噴射時期が早いと着火時期も早くなり、着火遅れ期間中に生成された可燃混合気の急激な燃焼による筒内圧の上昇が圧縮行程中にかかるため、最大圧力上昇率・最高燃焼圧力は過大となる。これがディーゼルノック現象として現われ、機関振動やガス振動に伴う筒内壁面からの熱伝導量の増加により燃焼エネルギーの損失が増大するため、熱消費率は増加したものと推察された。それに対して逆に、噴射時期を遅角しすぎると、着火遅れ期間中に生成した可燃混合気の燃焼が膨張行程で行われるため、静かで安定した燃焼ではあるが、高負荷になると燃料噴射量

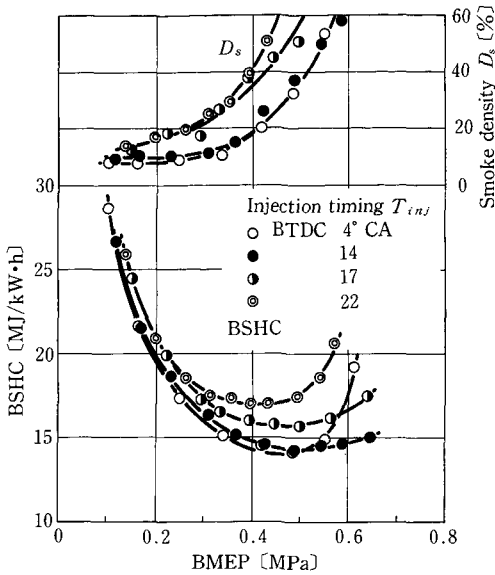


Fig. 2-3. Smoke density, brake specific heat consumption vs. brake mean effective pressure for various gas oil injection timings with gas oil only

は多くなるため後燃え期間が長くなり、燃焼エネルギーを有効に利用できない。そのため、高負荷のもとで熱消費率は噴射時期が早い時と比べてかなり増加するという結果になった。また、煙濃度についても同一負荷で比較すると、噴射時期を遅らせるにつれ煙濃度は低下した。したがって、機関性能の観点からは供試機関の最適噴射時期が BTDC 14° CA 付近に存在するものと判断された。

次に正味平均有効圧が 0.5 MPa の時の軽油噴射

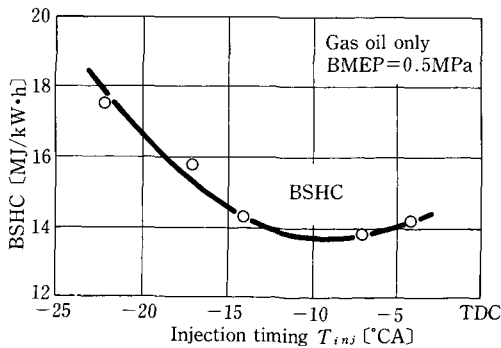


Fig. 2-4. Relation between gas oil injection timing and brake specific heat consumption with gas oil only

時期と熱消費率の関係を Fig. 2-4 に示した。本図から軽油噴射時期 BTDC 14° CA から BTDC 4° CA までは、熱消費率の変化が小さいと判定された。これは一般に言われている予燃焼室式機関の特長⁷⁾と一致しており、噴射時期を最適値から多少遅角させても熱消費率はほとんど変化しないということの意味している。この現象については以下のように考察された。上死点より少し前に燃料を予燃焼室内に噴射すると着火が圧縮端後に行なわれ、予燃焼室から主燃焼室に噴出する燃焼ガスがピストンの運動方向及び位置とタイミングが合い円滑なガス流出が行なわれ、エネルギー損失は少ないと考えられる。それに対して、軽油噴射時期が早いと圧縮行程中に着火するため、予燃焼室から主燃焼室へのガス流出の間に逆に主燃焼室の方は筒内圧が上り、主燃焼室から予燃焼室へと逆流していると考えられる。したがって、絞り損失・冷却損失などのエネルギー損失が増大する。しかしながら、等容度の面からは噴射時期が遅いと等容度は下がる。したがって、両者の効果が相殺し合い、熱消費率に噴射時期の影響がほとんど現われなかったものと想定された。

b) アルコール噴射装置の試運転

本項における試運転目的が任意のアルコール噴射量設定の可否を知ることにあるので、試験結果を Fig. 2-5 のように解析した。この解析法は横軸がアルコール噴射量 G_a [kg/h]、縦軸が軽油噴射量 G_d

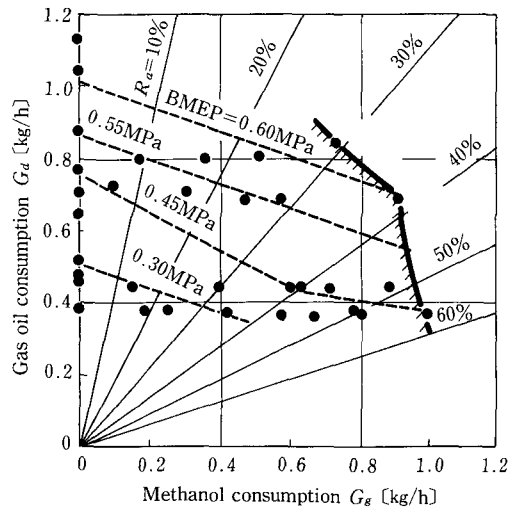


Fig. 2-5. The result of the test working of gas oil injection apparatus and alcohol injection apparatus

[kg/h]であり、パーセント表示の直線は熱量基準の軽油代替率 R_a [%] を示している。したがって、本試運転における最大軽油代替率は約56%程度で、その内訳は軽油消費量が0.36 kg/hでアルコール消費量が1.0 kg/hとなることがわかる。この結果から、軽油噴射量の多少にかかわらずアルコール噴射量は、機関が運転可能である領域内に任意に設定できたと判定され、また、自作したアルコール噴射量制御回路もノッキングによる運転限界までアルコール噴射量を増加させることができ、選択した時定数素子も適切であったと判定された。したがって、上記の試運転目的はここに達成されたものと判断された。

2. 3 主燃料軽油の最適噴射時期

2. 3. 1 実験方法

供試補助燃料には、99.5 v-%の工業用メタノールを使用した。実験方法は目的の相違により、2種類の方法で実施し、それぞれを便宜上、実験①、実験②と区別した。以下に、その具体的方法について記述する。

[実験①] 機関回転数 1,800 rpm, 主燃料軽油噴射時期を、BTDC 4°C A, 12°C A, 14°C A, 17°C A, 22°C A に変えて実施した。軽油噴射量は連続定格出力の60%負荷 0.36 MPa に相当する量に設定した。また、メタノールの噴射量は0からノッキングによる運転限界まで増加させてゆき、任意点の正味平均有効圧・熱消費率・煙濃度などの測定を行なった。ノッキングによる運転限界は、実験者により機関のヘッドカバーから10 cm前方で測定した騒音レベル 98 dB(C)で決定することが適当であると判断されたので、この値を採用した。

[実験②] 本実験は軽油噴射時期の影響を、メタノールによる軽油代替率と正味平均有効圧で表わされる機関運転可能領域の大小で評価するために実施された。実験は機関回転数 1,800 rpm, 軽油噴射時期を BTDC 4°C A, 14°C A について行なった。機関の運転可能条件は煙濃度 50%以下、機関のヘッドカバーから10 cm前方で測定した機関騒音で 96 dB(C)以下、失火しない運転として定義し、これら3要因を全て満足する状態を運転可能と判断した。まず最初に、軽油単味運転時で煙濃度 50%になるように軽油噴射量を設定し、それから以上3要因の限界値をメタノール噴射量、軽油噴射量を調節して探し、その点で正味平均有効圧・熱消費率・煙濃度などの

測定を行なった。

2. 3. 2 結果及び考察

実験①による実験結果を Fig. 2-6 に示した。ここで実線は軽油単味、破線がメタノール吸入時である。全ての軽油噴射時期について共通して指摘されることは、程度の差はあるものの、メタノールを補助噴射することにより同一出力のもとで熱消費率が低減し、また煙濃度についても、軽油単味運転時と比較して減少することである。そして、機関の最大軸出力が軽油単味運転時のように空気過剰率によって制限されるのではなく、機関のノッキングによって決定されてしまうことがあげられる。この軽油噴射時期の影響を定量的に評価すると Fig. 2-7 になる。軽油噴射時期を進めるとノッキング限界の正味平均有効圧は低下してくる。また、それに伴い軽油代替率は減少する。具体的には全ての軽油噴射時期に対して軽油噴射量を 0.37 MPa に相当する量に設定されているにもかかわらず、軽油噴射時期が BTDC 4°C A においては、ノック限界正味平均有効圧が 0.71 MPa に対して、22°C A では 0.47 MPa となる。これは、供給可能なメタノール量が軽油噴射時期を進めることにより減少したことに基づく。すなわち、軽

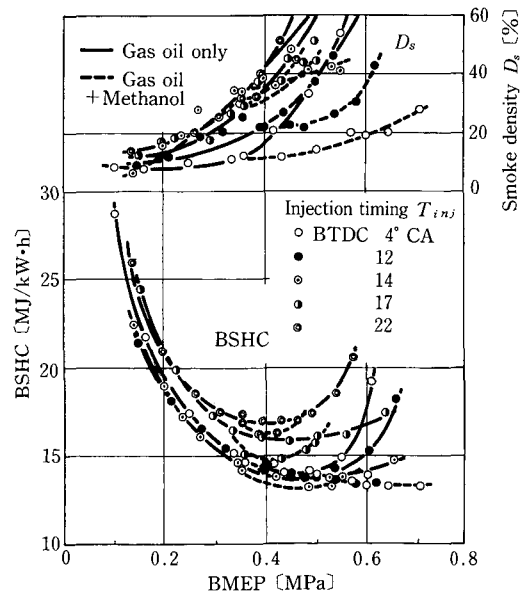


Fig. 2-6. Smoke density, brake specific heat consumption vs. brake mean effective pressure for various gas oil injection timings with gas oil only and dual fuel operation

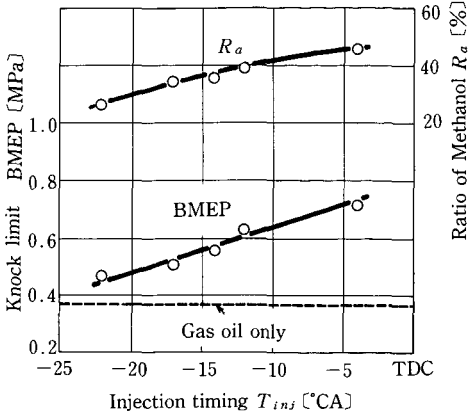


Fig. 2-7. Ratio of methanol, brake mean effective pressure limited by knock vs. gas oil injection timing with dual fuel operation

油噴射時期が4°C Aでは供給した全熱量の45.6%までメタノールで補う事が可能であった。そして、22°C Aでは26.2%がメタノールの供給限界となった。したがって、実際には軽油単味運転時の最適噴射時期がBTDC 14°C Aに対して、メタノール吸入時は軽油噴射時期を大幅に遅角させて、BTDC 4°C A付近が最適であると判定された。

このような結果になった原因としては次のように考察される。メタノールを補助噴射することによりノッキングを生じるのは、メタノールの燃焼により最高燃焼圧力及び最大圧力上昇率が增大するためと考えられる⁹⁾。この現象を主燃料軽油の噴射時期を遅角することにより若干回避されるのは、メタノールの燃焼が主燃料軽油の着火に依存しており、すなわち、メタノールの着火は軽油の着火後に、それを火種として起っているものと理解される。そのため、メタノールの着火時期を決定する軽油の着火時期を、噴射時期を遅らせることにより遅延させると、軽油・メタノール混合ガスの燃焼初期における急激な燃焼が膨張行程で起こるため、筒内圧の上昇がなだらかになりノッキングは起こりにくくなるものと想定された。エタノールを供試して同様な実験を行ったChaplin⁹⁾は、エタノール吸入時は軽油単味運転用に設定された噴射時期よりも進角させることにより、熱消費率は改善されたとした結果を導いている。この結果は本実験において得られた結果と相反するものである。これは、Chaplinが軽油単味設定噴射時期よりも遅角させた実験を行っていないことも問題であると考えられるが、少量のエタノールを

吸入したことにより等容量が向上した結果、熱消費率が改善されたと理解される。しかしながら、軽油噴射時期を進角させてエタノールを吸入させた場合のノッキングによる機関強度・耐久性への影響は相当大きいものと予測された。

次に、実験②で行なったメタノール吸入時の運転領域の実験結果をFig. 2-8, Fig. 2-9に示した。運転限界には実験方法で述べたように煙濃度50%、機関騒音96 dB(C)、失火を設定した。したがって、ハッチングで表わされた内側領域では、上記の制限要因を全て満足する運転が可能であることを示している。この評価方法により、軽油噴射時期の運転可能領域に及ぼす影響、また、そこから派生して、どの制限要因が軽油噴射時期の影響を受けるか知りうる。この結果から軽油噴射時期BTDC 4°C Aの方が14°C Aより運転できる領域の広いことが明らかになった。これは、煙濃度50%の限界線が0.05 MPa高くなっていることも理由の1つではあるが、軽油噴射時期によって騒音の限界線が最も影響されることも認められた。すなわち、軽油噴射時期BTDC 4°C Aではノッキングが起こりにくいため、メタノールによる軽油代替率を増加させることは可能であるものの、軽油噴射時期BTDC 14°C Aにつ

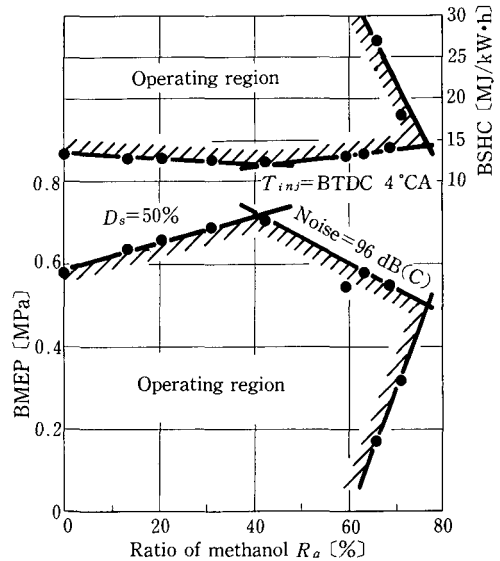


Fig. 2-8. Operating region determined by smoke density 50%, noise 96 dB(C) and misfire for gas oil injection timing BTDC 4°C A with dual fuel

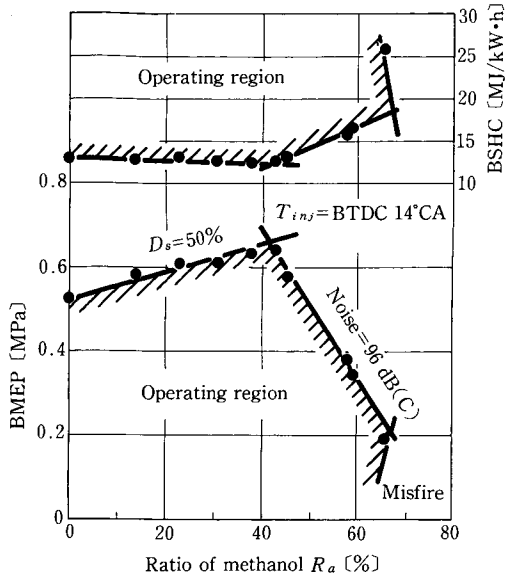


Fig. 2-9. Operating region determined by smoke density 50%, noise 96 dB(C) and misfire for gas oil injection timing BTDC 4°C A with dual fuel

いては、ノッキングによる騒音が増大し、メタノールの供給量を制限する。具体的には正味平均有効圧 0.5 MPa において、軽油噴射時期 BTDC 4°C A についてはメタノールによる軽油代替率が 70% まで運転可能であるのに対して、BTDC 14°C A では供給割合で 45% が機関騒音による運転限界となった。したがって、運転領域の面からも軽油噴射時期は BTDC 4°C A が適当であるとの結論を導くことができた。

最後に、本項の知見として、軽油単味運転時より噴射時期を遅角させると、メタノール吸入により熱消費率は改善されることを認めたが、この知見と供試した燃焼室形状の関連性を考察してみた。本実験では供試機関に 2. 2. 1 項にあるように予燃焼室式機関を採用した。この予燃焼室式は装置の試運転結果の前節で述べた通り、軽油単味運転時において軽油噴射時期を最適噴射時期から遅らせることによる熱消費率の増加は少ない。したがって、メタノール吸入時には単味の最適噴射時期から、若干遅角させた方が良好な性能を示すという上述した結論とを考えると、軽油噴射時期の遅角に対して反応の少ない供試機関の予燃焼室式は、気化ディーゼル法にとって幸いであったと推察された。

2. 4 ま と め

本章での結果を要約すると、おおむね次の通りである。

1) 軽油噴射量の任意な設定と実験の再現性を確保するために、軽油噴射ポンプを供試機関内蔵のデッケル型からボッシュ PE-A 型燃料噴射ポンプに交換した。また、噴射時期ハンドタイマの装備により噴射時期の任意な設定も可能となった。

2) アルコールの吸気管内における均一な霧化を促進するために、自動車用燃料噴射装置部品を流用し、アルコール噴射装置の試作、また、噴射量制御のための制御回路を自作した。

3) 改造後の試運転として供試機関の軽油単味性能試験を実施し、供試機関の最適噴射時期が BTDC 14°C A 前後に存在することを知った。

4) 気化ディーゼル法によりメタノールを補助噴射し機関性能向上を目的とする場合、主燃料である軽油の噴射時期が機関性能に及ぼす影響は大きく、軽油単味運転時より噴射時期を上死点側に設定しないと軸出力・熱消費率・煙濃度の改善はほとんどみられない。本実験では軽油単味運転時の最適噴射時期が BTDC 14°C A に対して、メタノール吸入時は BTDC 4°C A が適当であるという結果を得た。

第 3 章 高濃度メタノール・エタノール吸入時の機関運転特性

3. 1 目的及び範囲

前章では農用小型ディーゼル機関を気化ディーゼル法で利用するための主燃料軽油噴射装置・補助燃料アルコール噴射装置などの試作を行った。また、予燃焼室式である供試機関において、軽油単味運転時の最適噴射時期が BTDC 14°C A であるのに対して、アルコール吸入時は BTDC 4°C A まで遅角させる必要性のあることを明らかにした。

本章は主燃料軽油の最適噴射時期において、高濃度のメタノールを使用した場合の機関運転特性を検討した。通常、機関の性能には軸出力・熱効率・煙濃度などの主要性能の他に、排気組成・機関騒音・耐久性があげられる。そこで、耐久性を除く上記 5 性能について検討した¹⁾。また前章では、供試アルコールとしてメタノールを採用したものの、実際にはアルコール燃料として有望視されているエタノールも検討してみる必要があると判断された。緒論で述べたように、アルコール燃料としてのメタノール

ル・エタノールの選択は国家レベルにおけるアルコール原料資源の安定確保, すなわち, 製造コスト面から決定されるものである²⁾。しかしながら, 気化ディーゼル法によるディーゼル機関の補助燃料として考えた場合, この二燃料に性能面における優劣は当然存在するものと予測された。そこで, 本章では軸出力・熱消費率・煙濃度から見たメタノールとエタノールの比較を行った。また機関騒音については, 1/3 オクターブ分析を実施し, 軽油単味運転時との燃焼状態の違い, アルコール吸入時の騒音増大の原因について究明した。

3. 2 供試燃料及び実験方法

3. 2. 1 供試燃料

供試した主燃料軽油は, 一般に使用されている 2 号軽油である。また, 補助燃料アルコールは工業用メタノールと一級エタノールで, その燃料性状を Table 3-1 に示した。メタノールは単体もしくは混合燃料として, 日本において中期的には最も優れた石油代替燃料であるとされており, 工業的手法として天然ガス・石炭などの外に農産物, 農産廃棄物及び都市廃棄物からも製造される。一方, エタノールは日本において生産コストが高く経済性に問題点を有しているために, 安定供給が必要条件である代替エネルギーとしてはメタノールに若干劣るとされている³⁾。しかしながら, エタノールがさとうきび・さつまいも・キャサバ・コーンなどから生産されるエネルギーであるため, ブラジル・アメリカなどでは余剰農産物から生産したエタノールを燃料として既に流通させている⁴⁾。

Table 3-1. Specifications of tested fuel

	No. 2 Gas oil	Methanol	Ethanol
Specific gravity 15/4°C	0.85	0.80	0.82
Flash point [°C]	66	8.5	17.8
Low calorific value [MJ/kg]	42.6	20.0	26.8
Stoichiometric mixture ratio	14.22	6.45	9.00
Kinematic viscosity [cSt]	3.75/30°C	0.85/40°C	1.24/40°C

3. 2. 2 実験方法

目的の相違により, 3 種類の方法で実施した。以下にそれぞれの具体的方法を詳述する。

1) 軸出力・熱消費率・煙濃度特性

機関回転数を 1,800 rpm に設定し, 主燃料軽油噴射時期を BTDC 4°C A に固定した。軽油噴射量は連続定格負荷の 20, 40, 60, 80% 負荷に相当する 0.36, 0.41, 0.61, 0.74 kg/h に変えて実施した。またメタノールの噴射量は, それぞれの設定した軽油噴射量について 0 からノッキングによる運転限界まで増加させた。また, メタノール・エタノールの比較については, 軽油噴射量が連続定格負荷の 40% 及び 80% 負荷に相当する量について実施した。

2) 排気組成分析

ガス分析装置して北川式検知管を採用した。機関回転数を 1,800 rpm に設定し, 軽油噴射時期を BTDC 5°C A, 固定した軽油噴射量は連続定格負荷の 40% 負荷に相当する 0.44 kg/h と 80% 負荷に相当する 0.79 kg/h について実施した。排気ガスのサンプリングは運転の安定している時に, 排気管途中から注射筒により一定量吸引し, 十分雰囲気温度になじませた後, 測定ガス専用の検知管でガス濃度を測定した。測定した排気成分の項目は, 現在アルコール機関開発で問題の有害物質であるホルムアルデヒド・未燃メタノール, そしてディーゼル機関の排気成分として排出が予測された一酸化炭素である^{5)~7)}。

3) 機関騒音分析⁸⁾

機関回転数は 1,800 rpm, 軽油噴射時期を BTDC 4°C A に設定し, 軽油単味運転時とメタノール吸入時の両者について実施した。機関騒音の周波数分析方法として 1/3 オクターブ分析を採用した。1/3 オクターブ分析とは, 1/3 オクターブバンドフィルタを通して, 音圧レベルを測定する分析法である。測定方法は供試機関のヘッドカバーから 10 cm 前方に離れた所にマイクロフォンを設置し, 機関騒音を増幅器・1/3 オクターブ分析装置を介して各周波数帯域毎の音圧レベルに分析し, 高速度レベルレコーダに記録した。

3. 3 結果及び考察

3. 3. 1 軸出力・熱消費率・煙濃度特性

1) 主燃料軽油噴射量の影響

前章においてメタノール吸入時における主燃料の軽油噴射時期は BTDC 4°C A が最適であるという結果をもとに, 本項では軽油噴射時期は BTDC 4°C A に固定し, 部分負荷に設定する軽油噴射量の影響を調べた。実験結果を Fig. 3-1, Fig. 3-2 に示した。

全ての設定した軽油噴射量について、最大正味平均有効圧はメタノールを補助噴射することにより向上した。軽油単味運転時の最大正味平均有効圧が0.61 MPaに対して、軽油噴射量を0.36 kg/hに設定した場合、ノック限界の正味平均有効圧は0.69 MPaで13%の向上が、また、0.41 kg/hの時0.71 MPaで15%、0.61 kg/hの時16%、0.74 kg/hの時29%の軸出力向上が認められた。ただし、この軸出力の向上原因として本実験の噴射時期が単味の最適噴射時期からかなり遅角させて行っていることも挙げられる。熱消費率については、連続定格負荷の20%に相当する0.36 kg/hの場合、低中負荷域で熱消費率は若干増加するものの、軽油単味運転時のような高負荷のもとでの燃焼に必要な空気の不足によって生じる急激な熱消費率の増加もなく、負荷の増加に伴い熱消費率も減少するという結果が得られた。この結果は気化ディーゼル法を簡便な方法でトラクタ搭載機関に応用した Shropshire⁹⁾の実験結果と定性的な一致がみられた。また、連続定格負荷の60%、80%に相当するような相対的に軽油噴射量を多く設定した場合、熱消費率の増加している部分が当然のことながらなくなり、良好な性能を示した。次に煙濃度についてみると、メタノール吸入時の方が軽油単味運転時より同一軸出力時の煙濃度は低い。メタノー

ル吸入時の軽油噴射量0.36 kg/hについては、軽油単味運転時の煙濃度が9%に対して、メタノールを吸入させると0.50 MPaまで9%より低い煙濃度を示した。これはメタノールを吸入することにより主燃料の軽油自身の燃焼改善がなされていることを意味しており、多量なメタノールの吸入によって熱消費率の改善、軽油代替率の向上を期待しなくとも、少量のメタノールを添加剤として利用して、軽油の燃焼改善を進め、黒煙を減少させることに対する意義も見い出せる。また、40%負荷に相当する0.41 kg/hについても同様なことが言及され、メタノールを吸入させてゆくと0.57 MPaまでほとんど黒煙は排出されない。軽油噴射量0.61、0.74 kg/hについても単味運転時よりも煙濃度は低いが、軽油噴射量が0.36、0.41 kg/hに比べて同一負荷のもとで高い値を示した。次に Fig. 3-2にある空気過剰率・排気温度については、設定する軽油噴射量による差異はほとんど見い出せない。また、ノック限界のメタノールによる軽油代替率は軽油噴射量を増加させると当然の事ながら減少し、軽油噴射量が連続定格負荷の20%負荷に相当する0.36 kg/hでは、ノック限界の軽油代替率は63.6%に対して、80%負荷に相当する0.74 kg/hでは45.6%となった。

したがって、以上の結果をまとめると、設定する

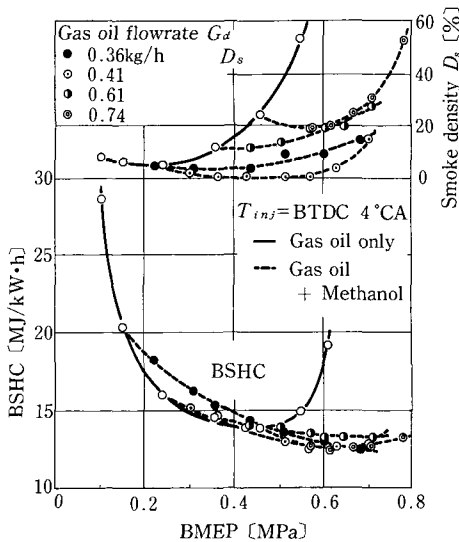


Fig. 3-1. Smoke density, brake specific heat consumption vs. brake mean effective pressure for various gas oil flowrates with gas oil only and dual fuel operation

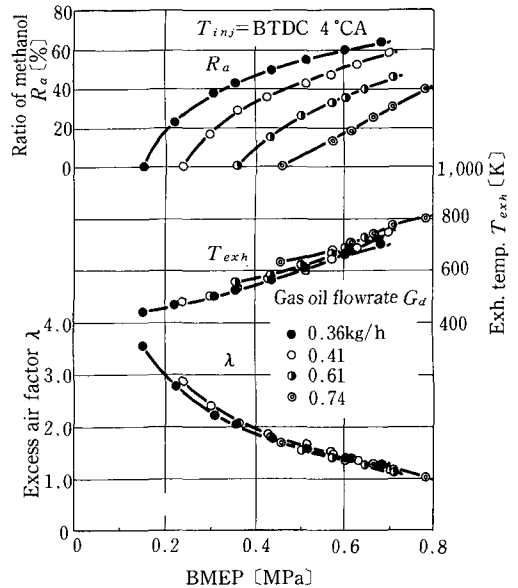


Fig. 3-2. Ratio of methanol, exhaust temperature, excess air factor for various gas oil flowrates with dual fuel operation

軽油噴射量が少ない場合、ノック限界の軽油代替率は大きくなり、熱量基準で63%まで熱消費率を増加させないで供給することが可能となった。Walker¹⁰⁾はノッキングによる運転限界は体積割合で25%程度といい、本研究同様、主燃料軽油の噴射時期を遅角させて実験を行った Saito ら¹¹⁾は40%程度が適当であるとしている。しかしながら、軽油噴射時期を遅角させた上で、軽油噴射量を少量に設定してそれ以上の負荷の増減に対してはメタノール量だけで対応する運転方法を選択するだけで、これらの結果をかなり改善することができるものと考えられた。これは代替エネルギーとして有望であり、上述したような排気黒煙も少ないという長所を有している。しかしながら、低中負荷域での熱消費率増加という欠点も同時に持ち合せている。それに対して、80%負荷に相当するような多い設定量の場合、ノック限界正味平均有効圧は増加し、低中負荷域での熱消費率の増加部分が消失する。しかしながら、設定量の少ない場合より同一出力で煙濃度が高くなり、代替エネルギー面の価値は低くなると判定された。

2) メタノール・エタノールの比較

Fig. 3-3は主燃料軽油噴射時期をBTDC 4°C Aに、軽油噴射量を連続定格負荷の40%負荷に相当する量0.42 kg/hに設定した時の結果で、メタノール吸入時とエタノール吸入時の熱消費率・煙濃度を表している。また、その時の空気過剰率・排気温度・機関騒音結果をFig. 3-4に示した。全ての負荷域で、メタノール吸入時の方がエタノール吸入時より熱消費率は低い。具体的には正味平均有効圧が0.60 MPaにおいて熱消費率は、メタノール吸入時が12.6 MJ/kW・hで、エタノール吸入時が13.3 MJ/kW・hとなっている。また、煙濃度についてはほぼ等しく、共に低中負荷域ではほとんど黒煙を排出しない。また、正味平均有効圧が0.21 MPaにおける軽油単味の煙濃度よりも、0.50 MPaにおけるメタノール・エタノール吸入時の煙濃度の方が低いことは、メタノール・エタノールの吸入が煙濃度低減に作用していることは明らかである。加えて、Fig. 3-4より低中負荷域では煙濃度と密接な関係にある空気過剰率が軽油単味より小さいにもかかわらず、煙濃度が軽油単味運転時より低いことから、メタノール・エタノール共に軽油と比較して発煙傾向の小さい燃料であると判定された。次に排気温度については、メタノール・エタノールの間に有意な差が存在

せず、軽油単味の排気温度より低い。このことはメタノールを吸入した場合でも、またエタノールを吸入した場合でも燃焼終了時期はほぼ等しく、燃焼が

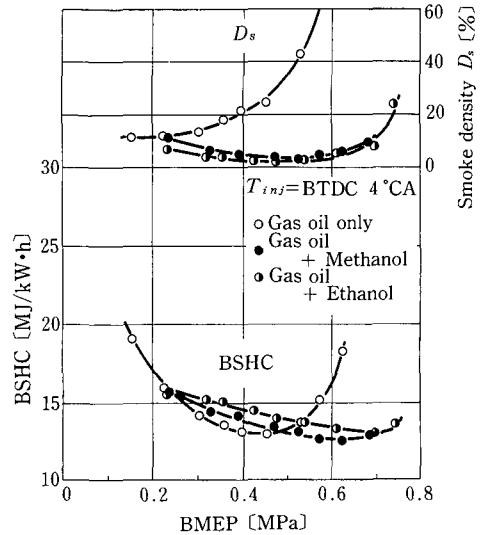


Fig. 3-3. Smoke density, brake specific heat consumption vs. brake mean effective pressure for gas oil flowrate 0.42 kg/h with methanol fumigation and ethanol fumigation

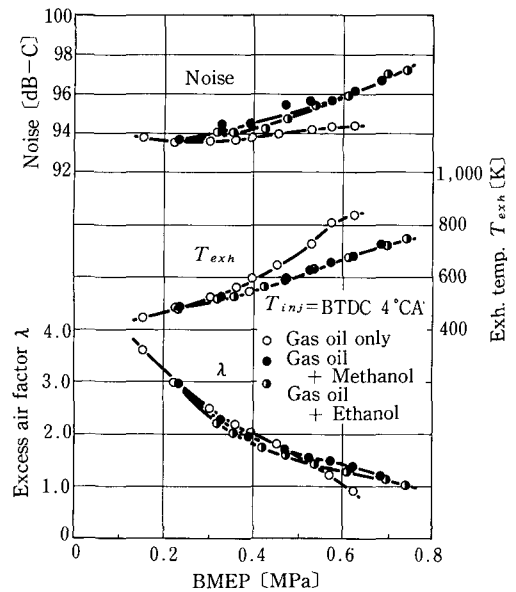


Fig. 3-4. Noise-C, exhaust temperature, excess air factor for gas oil flowrate 0.42 kg/h with methanol fumigation and ethanol fumigation

軽油単味運転時より早い時期に終わっていることを意味している。したがって、この現象はメタノール・エタノールを供給した分だけ軽油噴射量は少なくなり、軽油による拡散燃焼期間が減少したこと起因するものと考えられた。また、機関騒音についてはメタノール吸入時の方がエタノール吸入時より全体的に若干高い。回転数・負荷共に一定の条件におけるこの両者の差は燃焼騒音の違いによるものと判定され、メタノール吸入時の方が最大圧力上昇率・最高燃焼圧力が大きいことによるものと予測された。したがって、メタノール吸入時の方がエタノール吸入時より等容度は高いと考えられ、このことも2燃料間の熱消費率の差に影響しているものと推察された。

Fig. 3-5, Fig. 3-6は軽油噴射時期をBTDC 4°C A, 軽油噴射量を連続定格負荷の80%負荷に相当する0.71 kg/hに設定した時の結果である。この結果についても前の軽油噴射量を少なく設定した時の結果と類似した傾向で、メタノール吸入時の方が熱消費率は低い。しかしながら、軽油噴射量を0.42 kg/hに設定した時と異なり、2燃料間の熱消費率の差は負荷が増加するにつれ広がる傾向を示している。これは、メタノールとエタノールの理論空気量の相

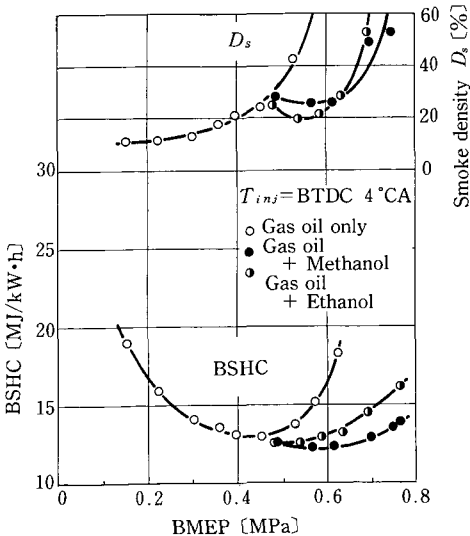


Fig. 3-5. Smoke density, brake specific heat consumption vs. brake mean effective pressure for gas oil flowrate 0.71 kg/h with methanol fumigation and ethanol fumigation

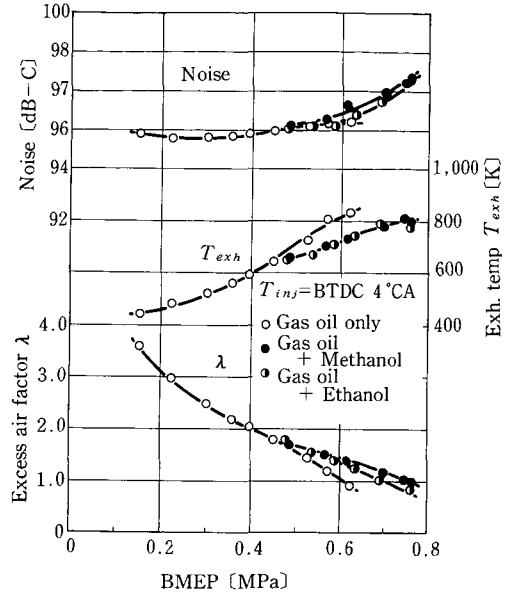


Fig. 3-6. Noise-C, exhaust temperature, excess air factor for gas oil flowrate 0.71 kg/h with methanol fumigation and ethanol fumigation

違から生じる空気過剰率の減少度合の違い、すなわち燃料の不完全燃焼度合に差が生じたためと予測された。加えて、メタノールとエタノールの蒸発熱の相違も、この結果に影響しているものと推察された。したがって、以上の一連の実験結果からメタノールとエタノールの熱消費率から見た優位性は、若干メタノールにあると判定された。

3. 3. 2 排気組成分析

軽油噴射量を連続定格負荷の40%負荷に相当する0.44 kg/hに設定した時のメタノール吸入時の排気組成をFig. 3-7に示した。軽油単味運転時は、正味平均有効圧が0.52 MPa以上で一酸化炭素は急激に増加する。それに対して、メタノール吸入時では中負荷域で最も一酸化炭素が多量に排出し、高負荷のもとでは若干減少する。したがって、メタノール吸入時と軽油単味運転時で一酸化炭素濃度を比較すると、低中負荷域ではメタノール吸入時の方が高く、高負荷域のもとでは逆に低いという結果が得られた。この傾向は類似な手法で実験を実施している村山らの知見¹²⁾と合致する。ここで、メタノール吸入時の低中負荷域での一酸化炭素濃度の増加は、筒内壁面付近における消炎領域で不完全燃焼をおこしているためと考えられ、また、高負荷のもとでの一酸

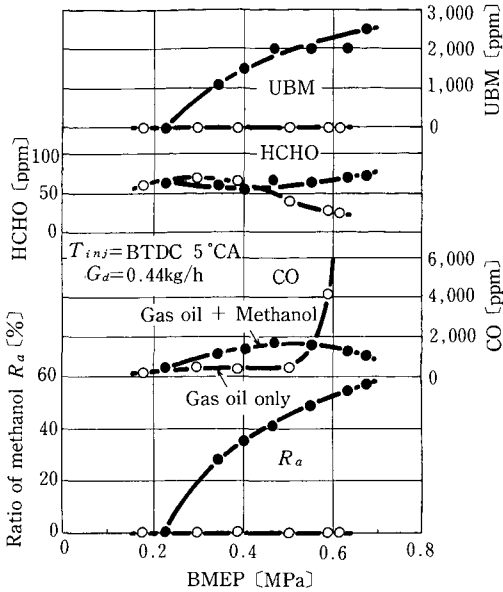


Fig. 3-7. Unburned methanol, HCHO, CO, ratio of methanol vs. brake mean effective pressure for gas oil flowrate 0.44 kg/h with methanol fumigation

化炭素濃度の減少は、燃焼室温度の上昇により吸入したメタノールの完全燃焼が更に進んだことによるものと予測された。またそれに加えて、メタノールの理論空気が小さいことも、軽油単味運転時にみられたような急激な一酸化炭素濃度増加が生じなかった原因の1つと考えられた。一方、ホルムアルデヒドは一酸化炭素の場合とは逆に、メタノール吸入時は高負荷域で増加する傾向を示した。軽油単味運転時においてもホルムアルデヒドは排出され、正味平均有効圧が0.20~0.40 MPaの低負荷域では70 ppm程度の排出量が認められた。しかしながら、高負荷のもとで排出量は減少する傾向にある。これはホルムアルデヒドが、軽油燃焼過程の中間生成物であることを意味しており¹³⁾、燃焼室温度の低い低負荷領域では完全燃焼せずに一部排出されるが、高負荷域のもとではさらに反応がすすみ、ホルムアルデヒドの濃度が減少したものと推察された。また、ホルムアルデヒドがメタノールの低温酸化反応を起した結果の中間生成物であることはよく知られている¹⁴⁾。したがって、メタノール吸入量を増加させることによりホルムアルデヒドが増加した原因は、この反応形態にあると考えられた。未燃メタノールは軽油単味運転時には全く排出されないものの、メタ

ノール吸入時では未燃成分が、吸入量にほぼ比例して増加しており、軽油噴射量が0.44 kg/h、メタノールによる軽油代替率が約57%の時、未燃メタノールは2,500 ppmに達した。

次に軽油噴射量を連続定格負荷の80%負荷に相当する0.79 kg/hに増加させて実施した実験の結果をFig. 3-8に示した。ここでメタノール吸入時の一酸化炭素濃度の特性は、Fig. 3-7の軽油噴射量が少ない時にみられた結果と異なった傾向を示した。すなわち、軽油噴射量を多く設定してメタノールを吸入させると、軽油単味運転時に得られた特性のように、正味平均有効圧で0.65 MPa付近から急激に一酸化炭素が増加する。これは空気の不足によって生じる燃料の不完全燃焼が起因しているものと考えられた。また、ホルムアルデヒドについてはメタノールを吸入することにより排出量は増加する。しかしながら、最高でもホルムアルデヒド濃度は55 ppmで、高負荷のもとでは燃焼室温度が高いことから、メタノールの酸化及び燃焼が十分に行なわれるため、排出量は少なくなったものと理解された。未燃メタノールについては、軽油噴射量が0.44 kg/hの時と同様な傾向を示し、メタノール供給量にほぼ比例して増加する。ロック限界の軽油代替率である

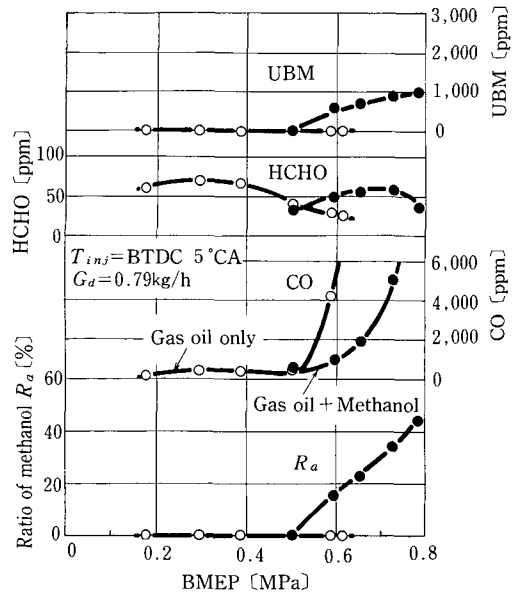


Fig. 3-8. Unburned methanol, HCHO, CO, ratio of methanol vs. brake mean effective pressure for gas oil flowrate 0.79 kg/h with methanol fumigation

43%において、1,000 ppmの排出が認められた。

ここで、軽油噴射量を高負荷に設定することによる未燃成分の量的変化について考察する。メタノールによる軽油代替率が40%において、軽油噴射量が0.44 kg/hの時は未燃メタノール量がFig. 3-7より2,000 ppmで、軽油噴射量が0.79 kg/hの時はFig. 3-8より1,000 ppmである。いま、メタノールによる軽油代替率が同一であれば、軽油噴射量の大きい0.79 kg/hの方が、吸入したメタノール量は多い。したがって、両者が同じ燃焼状態にあるものと仮定すれば、未燃成分は軽油噴射量が0.79 kg/hの時の方が多くなるはずである。しかしながら、実際には上述したように軽油噴射量が0.79 kg/hの方は0.44 kg/hと比較して半分程度の排出量である。この原因については、高負荷に軽油噴射量を設定することにより燃焼室温度が増加し、その過程でメタノールの完全燃焼が進み、燃料の未燃割合が減少したと考えるのが妥当であろう。以上の結果から、メタノールを吸入することによって生じる未燃メタノール・ホルムアルデヒドなどの有害物質の排出を低減させるためには、吸気加熱・燃料加熱などのメタノールを完全燃焼させる方法^{(15),(16)}、または排気加熱・酸化触媒などの排気側からの工夫⁽¹⁷⁾が必要であると判定された。この有害排気成分の排出に関する問題は本章で詳述する。

3. 3. 3 機関騒音分析

アルコール吸入時の機関騒音が軽油単味運転時と比較して増加した理由を、前章ではアルコールを吸入することにより最大圧力上昇率・最高燃焼圧力が增大するためと考察された。また、開発された機関が実用化される過程では、環境面を考慮する必要があるため、機関騒音は今日重要な機関性能の1つとして認められている。したがって、本項では軽油単味運転時とアルコール吸入時の機関騒音について、さらに検討を加えた。

Fig. 3-9は軽油単味運転時について機関回転数を1,800 rpm、軽油噴射時期をBTDC 4°C Aに固定した時の機関騒音の1/3オクターブ分析結果であり、負荷の機関騒音へ及ぼす影響を調べたものである。ここで160・630 Hz近傍の低周波数帯域で負荷による差異が認められるものの、全体的には負荷の違いによる有意差は認められない。次に、Fig. 3-10はメタノール吸入量を増加させることによって生じる騒音レベルの増大が、どの周波数帯域によってもたら

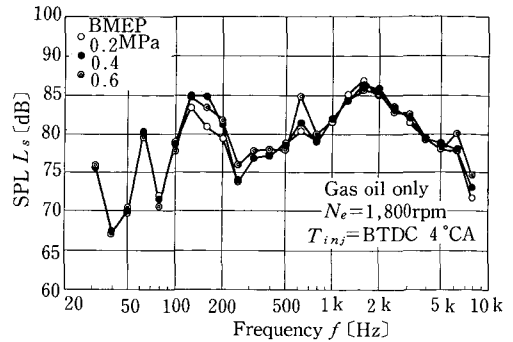


Fig. 3-9. One third octave band analysis for various loads with gas oil only operation

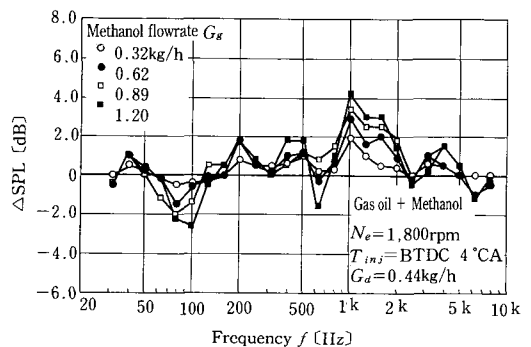


Fig. 3-10. One third octave band analysis for various methanol flowrates with dual fuel operation

されたものかを検討するために、メタノール吸入量をパラメータにして、メタノール吸入量0 kg/h、すなわち、設定した軽油噴射量0.44 kg/hで運転した時の音圧レベルとの差によって各周波数の音圧レベルの増加割合を評価したものである。結果はメタノール吸入量を増加させることにより、1~1.6 kHzの周波数帯域において音圧レベルは増加した。最も増加傾向の著しい1 kHzでは、メタノールを1.20 kg/h吸入させることにより軽油単味運転時と比較して4.2 dBも増加しており、これは音圧の実効値で62%の増加を意味している。しかしながら、63~100 Hzの低周波数帯域では逆にメタノールを増加させることにより、軽油単味と比較して、減少するという現象が見られた。したがって、前述したようにメタノールを補助噴射することにより騒音レベルは増加するが、この増加には1~1.6 kHzの周波数帯域の音の増加が寄与しているのであり、それに対して63~100 Hzの低周波数帯域の音は、騒音

増大の面からは負の働きをしていると判断された。また、福田¹⁹⁾によると圧力急上昇による騒音は、0.6~1.2 kHzの比較的高い周波数にあるという。これは本実験結果とは多少ずれがあるが、以上の実験結果からメタノール吸入による騒音増大が最大圧力上昇率及び最高燃焼圧力の増加によるものと判断しても差支つかえないと理解された。

3.4 まとめ

本章は主燃料軽油の最適噴射時期において、高濃度メタノールを補助燃料とした場合の機関運転特性を検討した。機関の重要な性能項目である軸出力・熱効率・煙濃度などの主要性能と排気組成・機関騒音についての定性的な傾向を明らかにした。また、補助燃料メタノールとエタノールについて、軸出力・熱消費率・煙濃度の比較を試みた。以下に本章で得られた知見の概要を述べる。

1) 本研究では軽油噴射量を部分負荷に設定し、それ以上の負荷に対しては補助燃料メタノールのみを増加させる方法で実施した。その設定する主燃料軽油噴射量が連続定格出力の20%負荷、40%負荷に相当するように少ない場合は、低中負荷域で軽油単味運転時の熱消費率よりも若干増加する。しかしながら、高負荷までほとんど黒煙を排出させない運転が可能であり、20%負荷相当の軽油噴射量の場合では供給可能な熱量割合が63%に達した。また、連続定格出力の60%、80%負荷に相当する軽油噴射量に設定増加させた場合、メタノールを補助噴射することによる空気利用率の上昇に伴い最高正味平均有効圧力は増加し、熱消費率も低中負荷域の増加部分が消失するため良好な性能を示した。

2) 補助燃料には、今日アルコール燃料として有望視されているメタノールとエタノールが想定される。その2種類の燃料を気化ディーゼル法における燃料と考えた場合、軸出力・熱消費率・煙濃度の面からメタノールの方が若干有利であると認められた。

3) 軽油噴射量を少量に設定してメタノールを吸入させると、一酸化炭素濃度は低中負荷域では比較的高いが、高負荷域では、比較的低くなるという結果が得られた。しかしながら、ホルムアルデヒド・未燃メタノールの排出が気化ディーゼル法の問題点として指摘された。

4) メタノール吸入時の騒音の増大には1~1.6 kHzの周波数帯域の音が寄与しており、63~100 Hz

の低周波数帯域の音はメタノールを吸入させることにより逆に減少した。メタノールを吸入させた場合、定積燃焼を基礎とした火花点火機関に類似した燃焼状態にあると推察された。

第4章 メタノール微粒化と吸気加熱による排気浄化

4.1 目的及び範囲

第2章及び第3章では気化ディーゼル法を用いメタノール・エタノールをディーゼル機関に利用する場合、主燃料である軽油の噴射時期を大幅に遅角させる必要性のあることを明らかにし、またメタノールを吸入させた場合、軸出力・熱消費率・煙濃度の面からの有益性は認められるものの、ホルムアルデヒド・未燃メタノールなどの有害物質が排出された。これらの排出物による発癌性に代表される運転者への影響及び大気汚染は、メタノールを燃料として利用する上で問題点として指摘され、排出原因は蒸気圧が低く、蒸発熱の大きいメタノールの物性により燃焼室内で不完全燃焼しているものと予測された。このようなメタノールの物性に起因する燃焼上の問題は当然エタノールを燃料とした場合にも拡張適用されるが、本研究では前章との連続性を考慮してメタノールを補助燃料とした場合について排気浄化の方策を検討してみた。

従来から、このアルコールの燃料性状に起因する気化性の問題に着目した研究事例は、均一な混合気形成を目標とした火花点火機関へのメタノール及びエタノール利用にみられる。これらの一般的な解決策は、メタノール・エタノールの微粒化供給^{1)~3)}、吸気加熱による気化の促進⁴⁾、またはその両者の併用があげられ、これらの手法によって機関性能改善の効果が報告されている。また、火花点火機関同様、吸気管からメタノールを供給する気化ディーゼル法についても微粒化供給・吸気加熱の併用が気化促進に対して効果的であることが理論面から確認された⁴⁾。これらの背景から、本章ではメタノールの微粒化供給・吸気加熱を実施して補助燃料メタノールの完全燃焼を促進させることを目的とした。

メタノール微粒化装置は、前章で供試した自動車用電磁噴射弁以上の微粒化能力を有する装置の製作を目標に設定し、新たに超音波を利用した微粒化効果の異なる2種類のメタノール供給装置を試作した。このメタノール微粒化供給に加えて、気化を促

進するために吸気を直接加熱して、出力性能の改善を狙うとともに、メタノールをディーゼル機関に補助噴射した場合の大きな欠点であるホルムアルデヒド・未燃メタノールの低減効果についても検討を加えた⁶⁾。

4. 2 メタノール供給装置と吸気加熱装置

4. 2. 1 供給装置とその微粒化効果

1) メタノール供給装置

本節では補助燃料メタノールの気化を進め、完全燃焼を促進させるために、超音波を利用したメタノールの微粒化供給装置を試作した。本研究で試作された微粒化方式・効果の異なる3種類のメタノール供給装置は、微粒化方式により分類すると次のようになる。

a) 電磁弁による圧力式 本方式は前章まで供試した自動車用燃料噴射弁で、構造はピントル型である。メタノールの噴射角は空気流に対し 45° の角度に設定されている。噴射は燃料ポンプで 0.2 MPa に加圧される。したがって、この微粒化法は圧力式に属する。

b) 振動衝撃式 燃料供給装置略図をFig. 4-1に示した。本方式は日立製作所⁶⁾、New Jersey Institute of Technology⁷⁾で開発された超音波振動の微

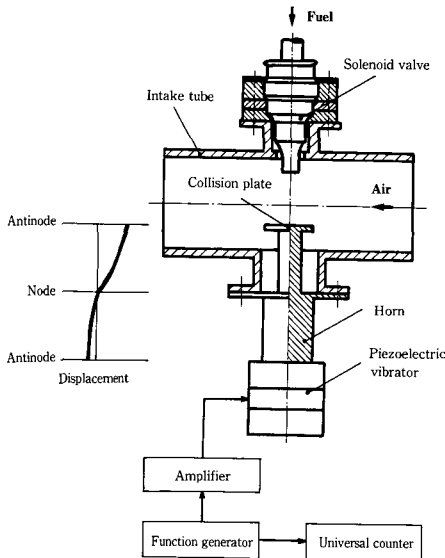


Fig. 4-1. Methanol atomization apparatus by the impulse method consists of a solenoid valve and a collision plate with a piezoelectric vibrator

粒化技術を応用した。空気流に対し 90° の噴射角を有する電磁弁から噴射された噴霧を 29.3 kHz の周波数で振動している板に衝突させ再微粒化させる方法である。振動子には歪み式のランジュバン型⁸⁾を採用し、発信器からの信号を音響用アンプにより増幅し駆動させた。ただし、振動子単体では振幅が少なすぎるため、この振動を超音波加工機・溶接機などに利用されるホーンによって増幅した。したがって、ホーンは振動子の振動周波数と一致した共振周波数を必要とするため、供試ホーンは連続体の振動理論に基づいた設計方法⁹⁾で試作され、振幅拡大率は4倍となっている。吸気管への装着は振動の節にフランジを取付け、他の吸気管部分への振動エネルギーの散逸や横振れを防止するように工夫されている。また、ホーンは損失パワーを少なくするため、密度の比較的小さいアルミニウムにより製作した。本供給装置は以後衝撃式と呼称する。

c) 超音波式 Fig. 4-2は超音波式燃料供給装置の概略図である。超音波式は、家庭用加湿器の部品と振動面と液面までの距離を一定にするための自動車用部品からなり、メタノールの超微粒化が期待される。本方式は低粘性で揮発性の高い液体の微粒化法として既に確立された技術の利用で、メタノールに直接音波を照射させる手法である。この方法による微粒化は、鉛直上方に向う液体中の超音波が自由表面で音の2倍の周波数の表面波を生じさせ、その山が砕けて霧になるという原理に基づくものである¹⁰⁾。この超音波式は粒径がおおよそ周波数に逆比例して小さくなり、 1.5 MHz の周波数である本装置は水の場合で約 $3\sim 5\ \mu\text{m}$ 程の霧化が期待される¹¹⁾。

2) 各供給装置の微粒化効果

上述した3種類の燃料供給装置による微粒化効果

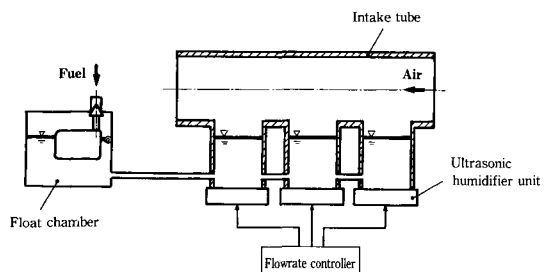


Fig. 4-2. Methanol atomization apparatus by the ultrasonic method consists of ultrasonic humidifier units and carburetor parts

を模型実験により検討した。Fig. 4-3, Fig. 4-4, Fig. 4-5 は各供給装置の微粒化状態を示したものである。本図は実機吸気管と幾何学的相似な模型吸気管を使用し、定常空気流中で撮影され、撮影条件は気流速度が機関回転数 1,800 rpm の実機実験時とほぼ等しい 1.4 m/s, またメタノールの噴射量は、各々の燃料供給特性の相違を明確にするため、実機実験時の噴射量より多い 2.80 kg/h に設定し、全写真共に等量を噴射した時の結果である。この写真観察結果からは 3 方式で明らかに微粒化度合の差異の存在が予測される。Fig. 4-3 の圧力式は対面の壁面へメタノール噴霧が衝突するため壁膜流を生じていることから、実際の吸気管においても不均一な混合気としてシリンダ内へ吸入しているものと推察された。また、Fig. 4-4 では衝撃式の加振時の微粒化効果を確認するために、無加振時の噴霧写真も掲載した。加振・無加振時の噴霧写真では衝突板上方及び吸気管下流域で噴霧の状態が異なり、メタノールへ振動衝撃を与えることによる微粒化効果が認められた。一方、Fig. 4-5 の超音波式ではメタノールが煙霧のような様相を呈しており、前の衝撃式よりもさらに

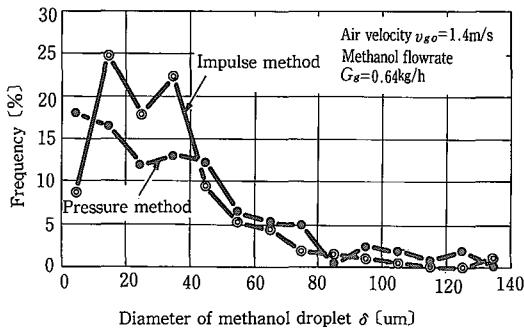


Fig. 4-3. Visualization of methanol droplets with atomization apparatus by the pressure method

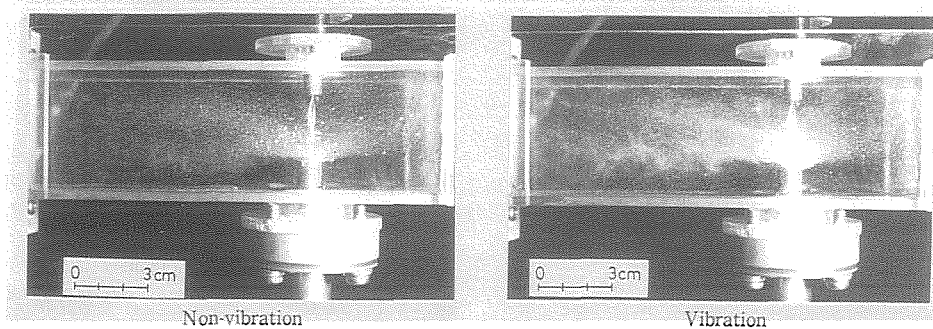


Fig. 4-4. Visualization of methanol droplets with atomization apparatus by the impulse method

微粒化されているものと推察された。Fig. 4-6 に圧力式と衝撃式によって噴射されたメタノール液滴群の顕微鏡写真を示した。写真中に写し込まれているスケールの最小目盛りは 10 μm である。圧力式の噴霧液滴は大液滴が混在しているのに対して、衝撃式はほとんど 30~50 μm の均一な液滴径であると認められ、吸気管内の噴霧写真と共に衝撃式の微粒化効果が想定された。

そこで、各供給装置のメタノール供給特性を定量的に評価するために、この模型吸気管を使用して液浸法により粒度測定を行い平均径を算出した。実験方法は気流速度が噴霧写真撮影時と同様に 1.4 m/s

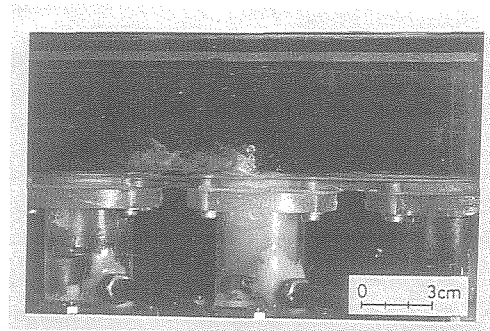


Fig. 4-5. Visualization of methanol droplets with atomization apparatus by the ultrasonic method

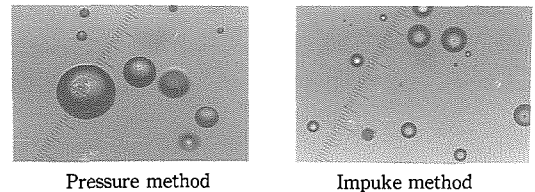


Fig. 4-6. Comparison of droplet size with pressure method and impulse method

に、またメタノール噴射量は、4.4.2項の高負荷時の実験における供給量とほぼ等しい0.64 kg/hに設定した。ただし液浸法による液滴径の測定は、一般に粒径が10 μm を境界値として小さい粒子ほど捕集効率が低下することが知られており¹²⁾、前述したように水の場合で約3~5 μm 程の霧化が期待される超音波式の場合、液浸法では正確な測定が困難であろうと予測された。そこで超音波式については、実測値と良好な一致を示すとされる次の実験式¹³⁾によりメタノールの平均液滴径 \bar{d} を算出した。

$$\bar{d} = 0.34 \left(\frac{8 \pi \gamma}{\rho_s f^2} \right)^{1/3} \times 10^{-2} \quad (4-1)$$

Table 4-1はその結果である。本表から算術平均径は超音波式が最も小さく、次に衝撃式・圧力式の順となることが明らかとなった。蒸発・燃焼に重要な液滴表面積から算出されるザウタ平均径は、衝撃式が圧力式の約1/3程度であり、圧力式に振動衝撃を加えることによる微粒化効果が確認された。Fig. 4-7に圧力式・衝撃式の粒度分布を示した。衝撃式は15~35 μm に高い存在頻度を有し、圧力式と比較して均一な液滴群とみなされる。また、50 μm 以上の液滴は圧力式の方が多く、これが平均径の大小に影響を及ぼしたものと推察された。

Table 4-1. Mean diameter of methanol droplets for three atomization apparatus

	Arithmetic mean diameter [μm]	Sauter mean diameter [μm]
Pressure method	42.9	309.6
Impulse method	32.6	99.4
Ultrasonic method	2.3*	—

* Calculated value by experimental formula

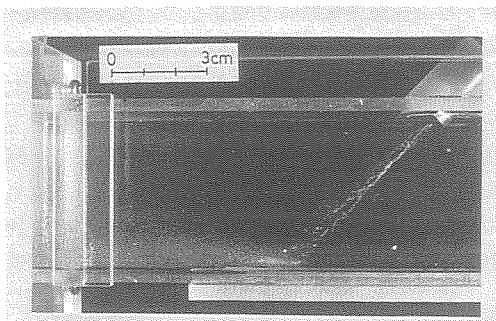


Fig. 4-7. Comparison of droplet size distribution with pressure method and impulse method

響を及ぼしたものと推察された。

以上の模型実験結果より超音波を利用した2種類の燃料供給装置を評価した場合、超音波式はメタノールの超微粒化を可能とするが、メタノールの自由表面が存在するためトラクタなどの可動性機械への装着は現状では困難である。一方衝撃式は実用化に対して問題点の少ない微粒化法と言及され、気化ディーゼル法のみならず火花点火機関の燃料供給装置としても一提案になるものと判定された。

4.2.2 吸気加熱装置

メタノールの微粒化を進め比表面積を増加させて気化を促進させた場合、メタノールの蒸発熱が大きいことに基づき気流温度は著しく低下する¹⁴⁾。この気流温度の低下はディーゼル機関に失火現象を引き起こす可能性がある。したがって、吸気加熱を実施して上記燃料供給装置とともにメタノールの混合気形成を助長させる可能性を検討した。加熱装置は空気加熱用ヒーターを用いて試作され、温度調節器を利用して吸気管入口温度を検出し、その温度で吸気温度が制御されるものである。

4.3 実験方法

本章の目的はメタノールの微粒化・吸気加熱が機関性能へ及ぼす影響を調べることにあるので、実験は機関回転数・負荷・軽油噴射時期など、機関性能

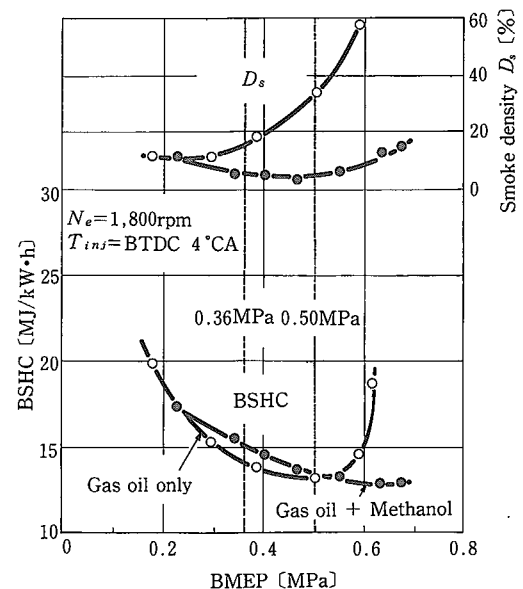


Fig. 4-8. Comparison of engine performance with diesel fuel only and methanol fumigation mixed

へ影響を及ぼす他の要因を等しい条件にして実施する必要がある。そこで機関回転数 1,800 rpm, 軽油噴射時期は BTDC 4°C A, 軽油噴射量 0.47 kg/h を選定した。Fig. 4-8 はその条件のもとで行った軽油単味・メタノール吸入時の負荷試験結果である。ここで本章の実験は、軽油代替率・燃焼温度が異なる中負荷域 (1/4~3/4 負荷) と高負荷域 (3/4~4/4 負荷) の 2 条件について実施した。中負荷域の代表値として、本図の結果から軽油単味運転時と比較して熱消費率が最も増加している 0.36 MPa を採用した。この負荷率は定格の 59% 負荷に相当する。また高負荷域については、超音波式の失火しないで安定した運転が可能である最大限界負荷は 0.50 MPa であることを予備実験から得ており、その値を代表値として採用した。負荷率は定格の 81% 負荷である。実験は各々の負荷につき吸気温度を 20~80°C まで 10°C 毎に熱消費率・煙濃度・機関騒音・排気組成などの測定を行った。なお、供試燃料は主燃料である軽油が一般に使用されている 2 号軽油を、補助燃料のメタノールは 99.5 v-% の工業用メタノールを供試した。

4. 4 結果及び考察

4. 4. 1 軽油代替率の低い中負荷時の運転特性

定格負荷の 59% 負荷に相当する 0.36 MPa 時の各燃料供給装置の熱消費率・煙濃度・機関騒音の結果を Fig. 4-9 に示した。図中破線で示した特性曲線は、軽油単味運転時の結果である。いま吸気温度 20°C が通常機関の運転される環境とすれば、熱消費率は微粒化が進んでいない圧力式が最も高く、衝撃式・超音波式は圧力式と比較して約 5% 程の低減が認められる。この現象は機関騒音からも裏付けられており、衝撃式・超音波式の二方式は圧力式と比較して機関騒音は大きい。これはメタノールの微粒化を促進させたことにより、メタノールが完全燃焼に近づき、最大圧力上昇率・最高爆発圧力の増加に伴う等容度の向上によるものと考えられた。また、圧力式・衝撃式共に吸気温度の増加に対して、熱消費率はほぼ平坦な特性を示した。ここで、圧力式と衝撃式の吸気温度 20~80°C における熱消費率の差異は、Fig. 4-3 の噴霧写真で明らかにされたように圧力式の均一度の低い粒度と壁膜流の存在が原因であると推察される。また、超音波式は吸気温度 40°C から急激な熱消費率の増加がみられる。これは Saito ら¹⁵⁾ が指摘しているように、メタノールが過早着火しているためと推測された。

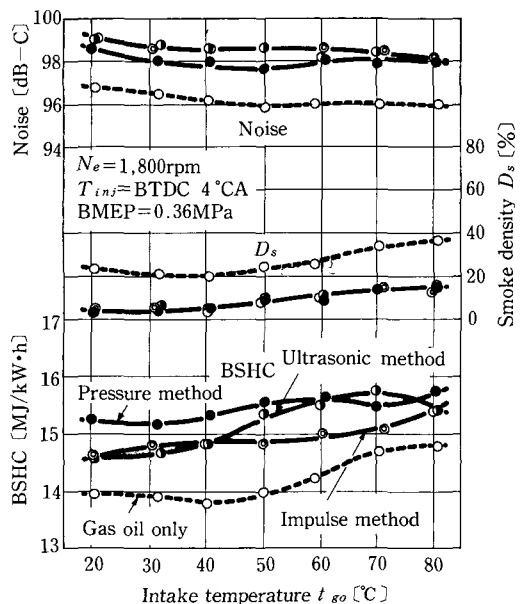


Fig. 4-9. Effect of intake temperature on BSHC, smoke density and noise-C of three methanol atomization apparatus tested at the BMEP of 0.36 MPa

Fig. 4-10 は正味平均有効圧 0.36 MPa 時のメタノール噴射による吸気温度降下・体積効率・空気過剰率・排気温度である。ここで吸気温度降下 Δt は、メタノール噴射前後の気流温度の差であり、この値からもメタノールの微粒化度合の評価は可能である。すなわち、低下温度が大きいほど微粒化は進んでいるものと判断されることから、微粒化度合は超音波式・衝撃式・圧力式の順で優れていることが本結果からも検証された。また、体積効率は供給方法による差は見い出せないものの、メタノール吸入時の方が軽油単味運転時より増加している。これはメタノールの蒸発熱により吸気温度が低下し、吸入空気の比容積が減少したことに基づく。この現象が一般に知られているメタノール吸入による過給効果である¹⁶⁾。排気温度は吸気温度の増加に伴い、軽油単味運転時・メタノール吸入時ともに増加傾向にあるものの、特に軽油単味運転時は吸気温度 50°C 以上で排気温度の増加が著しい。この増加傾向は熱消費率特性と一致しており、この付近からの熱消費率の増加は、排気損失の増加に起因するものと考えられた。この現象は高負荷時の実験結果に顕著にみられるので次項で詳述する。

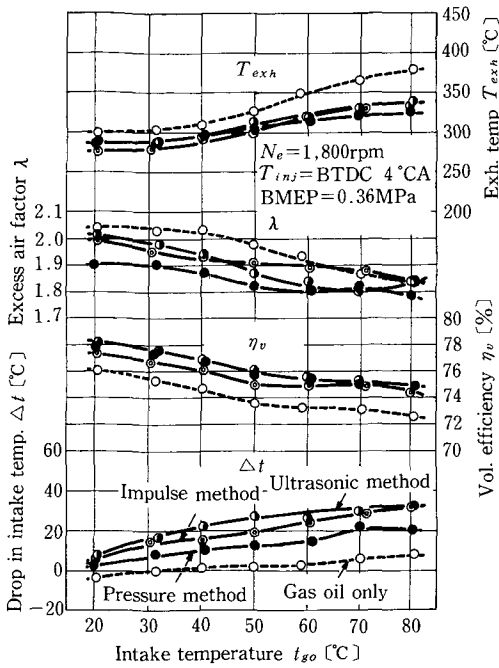


Fig. 4-10. Effect of intake temperature on drop in intake temperature, volumetric efficiency, excess air factor and exhaust temperature of three methanol atomization apparatuses tested at the BMEP of 0.36 MPa

Fig. 4-11 は各メタノール供給装置の排気組成である。軽油代替率は各供給装置の熱消費率の増減により変化はするが約 23% である。一酸化炭素は供給方法・吸気温度による影響の有無を明言することは難しいものの、ホルムアルデヒド・未燃メタノールは明らかに供給方法による差が認められる。排出量はホルムアルデヒド・未燃メタノール共に衝撃式が最も少なく、次に超音波式・圧力式と続く。この結果からホルムアルデヒド・未燃メタノールはメタノールの微粒化を進め過ぎると増加すると言及される。すなわち、圧力式より若干微粒化を進めた衝撃式が排出量の少ない良好な供給方法とみなされ、吸気温度 20°C のもとでホルムアルデヒドは圧力式の 30%、また未燃メタノールについては、圧力式の 35% 低減が認められた。この現象は以下のように考察される。ホルムアルデヒド・未燃メタノールはメタノール酸化過程の生成物であることから考えると、圧力式のように大液滴や壁膜流として燃焼室内に吸入させた場合、吸気・圧縮行程まで気化が十分

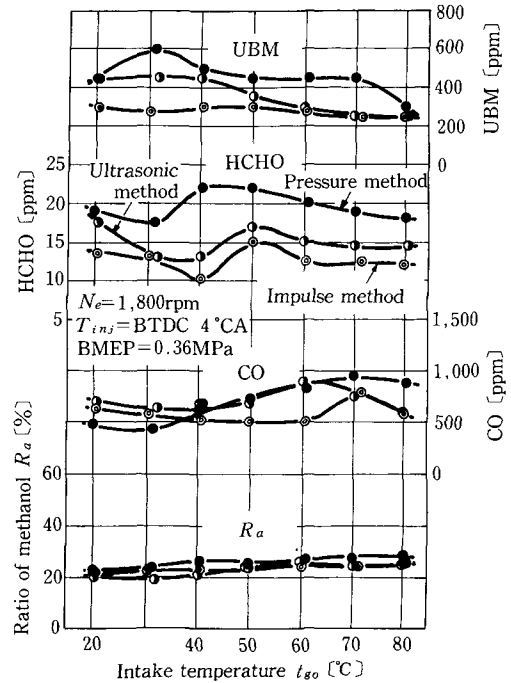


Fig. 4-11. Effect of intake temperature on concentrations of CO, HCHO and UBM of three methanol atomization apparatuses tested at the BMEP of 0.36 MPa

進まずに着火時期までメタノールが液滴のまま残っている割合が多いと予測される。これが不完全燃焼を起こし、ホルムアルデヒド・未燃メタノールとして排出される。それに対して逆に、超音波式のように微粒化を進め過ぎると、解析結果にもみられたように吸気系で十分に気化が促進されるため、吸気温度が低い場合、圧縮温度が下がり過ぎて不完全燃焼を起こし、排出量は増加したものと考えられた。

4. 4. 2 軽油代替率の高い高負荷時の運転特性

Fig. 4-12 は定格負荷の 81% 負荷に相当する 0.50 MPa 時の熱消費率・煙濃度・機関騒音の結果である。吸気温度 20~40°C までに供給方法による熱消費率の影響はわずかに認められるものの、前述した中負荷時ほどの差異はみられない。これは中負荷時よりも燃焼室温度が増加するために、メタノール液滴が圧縮行程中に燃焼室内の高温雰囲気さらされ、微粒化の熱消費率に及ぼす影響度合いが中負荷時よりも低減したことによるものと理解される。また、軽油単味運転時は吸気温度の増加に伴い急激に熱消費率の増加を示すものの、メタノール吸入時は吸気温度

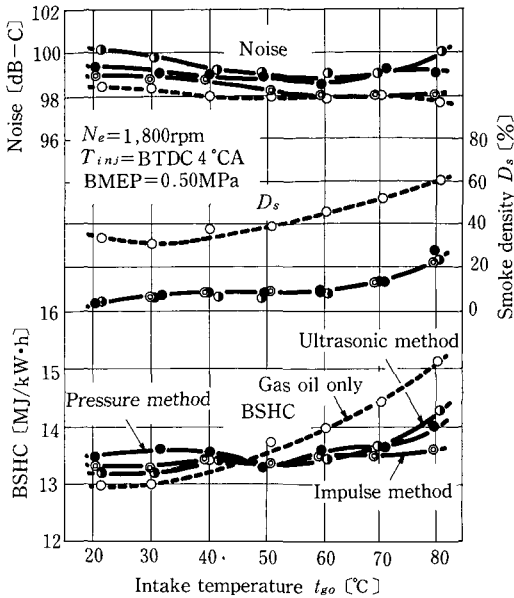


Fig. 4-12. Effect of intake temperature on BSCH, smoke density and noise-C three methanol atomization apparatus tested at the BMEP of 0.50 MPa

70°Cまでほとんど熱消費率の変化は認められない。また煙濃度についても、軽油単味運転時の特性と異なり、中負荷時と同様に吸気温度の依存性は低く、供給方法による差も認められない。機関騒音は全供給方法について、吸気温度が約60°Cまでは吸気加熱により減少傾向にある。これはメタノール添加により生じていた着火遅れが、圧縮温度の増加により短くなるため、軽油・メタノールの可燃混合気の急激な燃焼が若干回避された結果と推定された。

Fig. 4-13に吸気温度降下・体積効率・空気過剰率・排気温度の結果を示した。本図からも各供給方法により微粒化状態に差異がみられ、超音波式の場合、吸気温度が20°Cではメタノールを噴射することにより気流温度が18°C低下し、約2°Cの混合気が燃焼室内に吸入されていることになる。圧縮温度が低く過ぎると安定した着火が困難になるディーゼル機関では、この現象が極端な場合に失火を生ずるものと予測された。また、中負荷時よりもメタノール量が多くなるため、体積効率は各々の供給装置により差異がみられる。一般に吸気管からメタノールを吸入させた場合、メタノールの気化により体積効率は増加するが、超音波式では吸気温度が60°C以上でメタノールの気化が進み過ぎるという現象がみられ、

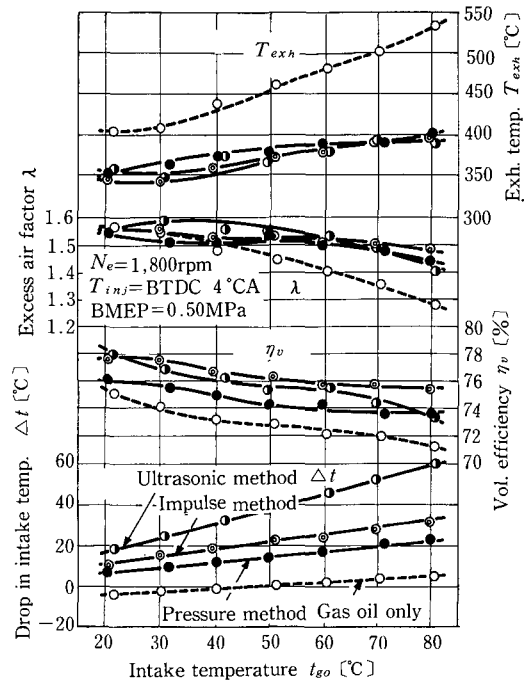


Fig. 4-13. Effect of intake temperature on drop in intake temperature, volumetric efficiency, excess air factor and exhaust temperature of three methanol atomization apparatus tested at the BMEP of 0.50 MPa

メタノール蒸気による吸入空気量の減少が認められる¹⁷⁾。したがって、超微粒化供給を行い、気化を促進し過ぎることは体積効率の点からも望ましくないという結論が得られた。排気温度は中負荷時と同傾向を示し、軽油単味運転時では吸気温度が30°C付近から熱消費率の増加を伴い、排気温度は急増する。この軽油単味運転時の熱消費率・排気温度増加は、吸入空気量の減少により燃焼が停滞するために、排気損失が増大したことに起因するものと推察された。この考察の論拠としては、吸気温度の増加に対する煙濃度の急激な増加が挙げられる。

排気組成結果を Fig. 4-14 に示した。軽油代替率は各メタノール供給装置共に約41%である。一酸化炭素は吸気温度の増加、供給装置の違いにより若干の変動はあるものの有意差はないと判定された。ホルムアルデヒドは圧力式においては吸気温度40~70°Cまで急激に排出量が増加しているものの、他の2方式についてはホルムアルデヒド排出特性に差は認められない。しかしながら、吸気温度の増加

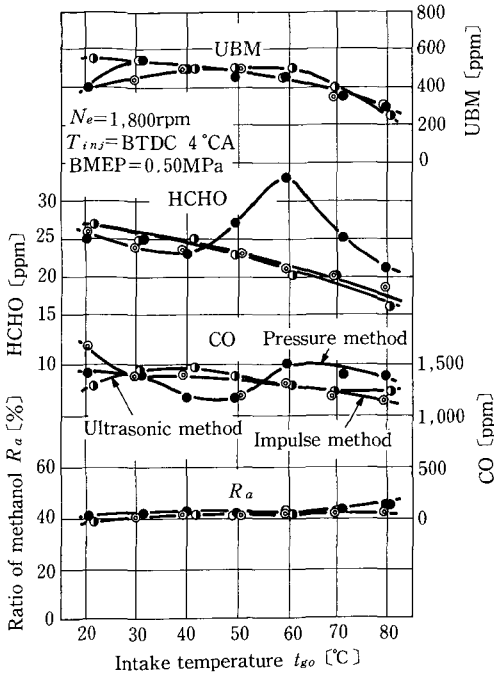


Fig. 4-14. Effect of intake temperature on concentrations of CO, HCHO and UBM of three methanol atomization apparatus tested at the BMEP of 0.50 MPa

に伴いホルムアルデヒドは減少し、未燃メタノールも同様な傾向を示している。これは吸気加熱によりメタノールが完全燃焼に近づくためである。ホルムアルデヒドの場合、超音波式で吸気温度を20℃から80℃に増加することにより50%、衝撃式で35%の排出量低減が可能となる。また、未燃メタノールの場合、約70℃程度まで吸気を加熱することにより、排出量は30%近く低減する。ここで圧力式の40~70℃までの急激なホルムアルデヒドの増加に対する原因を考察してみた。ホルムアルデヒドの生成は燃焼室内で燃焼後の排気行程中と排気管における排気ガスの移動中に起こり、燃焼温度が増加すれば未燃メタノール・ホルムアルデヒドは減少する。しかしながら、同時に反応温度が400~500℃の区間に未燃メタノールは減少する一方で、ホルムアルデヒド濃度は急増する領域の存在が明らかにされている¹⁹⁾。したがって、圧力式の高負荷時におけるホルムアルデヒドの増加原因は、燃焼及び排気系において有機的に変化するメタノールの反応温度が、この増加領域に入ったものと理解された。

4.5 まとめ

本章では補助燃料メタノールの完全燃焼を促進させ、未燃メタノール・ホルムアルデヒドに代表される人体に有害な排気成分を浄化させる方策を見いだす目的で、超音波によるメタノールの微粒化、吸気加熱を気化ディーゼル法について実施し、その機関性能に及ぼす影響を検討した。得られた結果を要約すると以下の通りである。

1) 供給方式・微粒化効果の異なる3種類のメタノール供給装置を試作し、噴霧状態の写真観察及び粒度測定により各供給装置の微粒化度を定量的に評価し、メタノール供給装置としての超音波利用の可能性を明らかにした。

2) 軽油代替率の低い中負荷時において、メタノール微粒化により5%の熱消費率低減が認められた。また、排気組成はホルムアルデヒドを30%、未燃メタノールを35%減少させた。しかしながら、微粒化を進め過ぎた場合これら未燃成分の排出量は増加した。

3) 軽油代替率の高い高負荷において、微粒化による熱消費率低減効果は中負荷域ほどみられず、吸気温度の増加に対しても、熱消費率はほとんど変化しない。また、排気組成は吸気温度を増加させることにより、未燃メタノール・ホルムアルデヒドの排出量の約30%程度の低減が認められた。

4) 本章では超音波式のようにメタノールの微粒化を進め過ぎた場合、定格負荷に至る以前で安定した運転が困難となることも明らかにされた。したがって気化ディーゼル法を採用する場合、本章で供試された衝撃式のようにメタノールを適度に微粒化し、均一混合気として吸入させることが望ましい。高負荷域では、微粒化供給に加えて排気熱・冷却水熱により吸気を約70℃程度まで加熱することにより、中負荷域では熱消費率の若干の低減、排気浄化、また高負荷域では、熱消費率を増加させないで、排気の浄化が可能となることを明らかにした。

第5章 含水エタノールの燃焼と機関性能

5.1 目的及び範囲

前章までは補助燃料アルコールとして主に高濃度メタノールを供試し、気化ディーゼル法によって供給した場合の基本性能を把握した。これはメタノールが工業的には、天然ガス・石油・石炭などを不発

全燃焼させて生成する一酸化炭素と水素によって合成されるため、日本では石油代替燃料としてメタノール導入の方向にあることに基づく。また、おがくず・もみがら・生ゴミなど農林産廃棄物を蒸し焼きにしても容易に一酸化炭素は製造されるため、これらバイオマスからもメタノール生成は可能であることもメタノールを供試した一因である。しかしながら、1989年現在では原油価格の低水準化により、日本国内においてはメタノールを含めた石油代替燃料の社会的要請は沈静化の傾向にある。一方、メタノール同様アルコール燃料として有望視されているエタノールは、化石燃料資源が乏しく、工業力のない国においても飲用として製造されて長い歴史があるため、バイオマスの液体燃料化の最も有力な方法である。特に熱帯地域ではエタノール原料に適する糖質・澱粉質・繊維質の作物は世界の総生産の大半を収穫しているものが多く、その収率も熱帯地域は世界平均収率を大きく上回るものが多い。また、既にエタノールが石油の一部代替燃料として軌道に乗っているブラジルでは、農用トラクタに利用する可能性が調査されており¹⁾、エタノールは今後とも世界レベルのローカルエネルギーとして期待される。しかしながら、高濃度エタノールはその製法²⁾が、今日でもアルコール醸酵によって行われ、醸酵後の10~15%のエタノールを蒸留装置に入れて加熱し、エタノールだけ留出させる濃縮・精製工程を経て行われているために製造コストが高くなる。この製造過程で最も投入エネルギーの大きい工程は、蒸留と精製の分離工程であるため³⁾、燃料としてエタノールを使用する上で、粗アルコールを使用せざる得ないと考えられる⁴⁾。したがって、本章では十分濃縮されていない粗アルコールを燃料として使用することを想定し、気化ディーゼル法によってディーゼル機関の燃料とした場合の燃焼と機関性能について検討した。粗アルコールの組成はエタノール以外がほとんど水であることに注目し、エタノール中の含水率を変化させた場合に、影響が予測された軸出力燃費特性、燃焼安定性及びNO_x排出特性の3項目について運転特性を把握した⁵⁾。また、筒内圧を測定し、最大圧力上昇率・最高燃焼圧力を算出すると共に、出力性能を考察する上で有効な熱発生率の計算を行った。加えて、含水率の増加に伴う上記性能上の問題点に対する対案を検討した。

5.2 供試燃料及び実験方法

5.2.1 供試燃料

供試燃料は軽油が2号軽油を、エタノールは99.5 vol-%の試薬用エタノールを含水率0%の無水エタノールとして採用した。含水エタノールは、無水エタノールと蒸留水から含水率20, 40, 60, 80%に調製して使用した。なお、本章で採用した含水率は、エタノールと水は混合後に体積変化が生じるため重量割合で定義した。

5.2.2 実験方法

実験は軸出力燃費特性、燃焼安定性及びNO_x排出特性の3項目の性能について実施した。以下に各実験の方法を詳述する。

1) 軸出力燃費特性

含水率0, 20, 40, 60, 80%の供試エタノールについて、機関回転数1,800 rpm, 軽油噴射時期BTDC 13° A, 軽油噴射量0.52 kg/h一定の条件で負荷試験を行った。また、各含水率の最適噴射時期を把握するために、機関回転数1,800 rpm, 負荷率は定格の80%負荷, 軽油噴射量は0.52 kg/h一定の条件で軽油噴射時期可変実験を実施した。

本実験では燃焼解析^{6)~9)}を行い、筒内圧の測定箇所をFig. 5-1に示した。圧力変換器はひずみゲージ式指圧計(共和電業, PE-100 KJ)を採用し、供試したシリンダヘッドはシリンダヘッド表面温度も測定できるように改造した。解析は連続12サイクルの筒内圧・噴射弁リフト量・クランク角度を計測し、そ

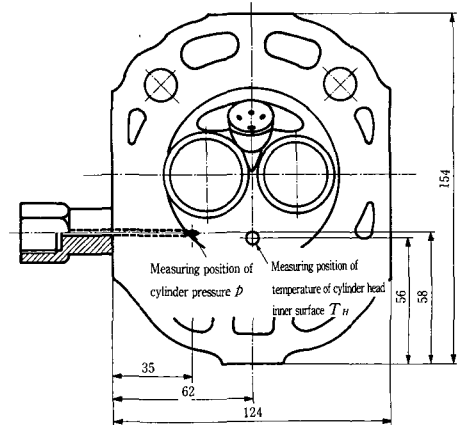


Fig. 5-1. Cylinder pressure was measured with a water-cooled strain gauge transducer and temperature of the cylinder head inner surface was measured with a Pt-Rh thermocouple

のデータをパーソナルコンピュータで平均化した後、微分公式と最小自乗法により平滑化して行った⁹⁾。

2) 燃焼安定性

含水率0%, 60%のエタノールを供試し、各含水率の最適噴射時期付近において機関回転数1,800 rpm、負荷率は定格負荷の80%、軽油噴射量は0.52 kg/h一定とした実験を行った。ここで含水率60%を燃焼安定性実験に採用した理由は、含水エタノールの燃焼特性を最も顕著に表している含水率は60%であることが軸出力燃費実験から確認されたからである。燃焼安定性の統計解析は、標本数の影響を少なくするために600サイクルの着火時期・最大圧力上昇率・最高燃焼圧力を計測して実施した。また、含水率60%のエタノールについて、吸気温度50, 80°Cで上記同様の実験を行い、吸気加熱による安定性向上の効果を調べた。

3) NO_x 排出特性

NO_x測定装置は化学発光法を用いて測定する自動車用排気ガス測定装置(堀場製作所, MEXA-1120 CLT-L)を使用した。含水率0, 20, 40, 60%のエタノールを供試し、定格負荷の58%, 80%, 102%負荷について、各含水率の最適噴射時期における機関回転数1,800 rpm、軽油噴射量0.47 kg/h一定とした条件下で実験を行った。ここで本実験の固定した軽油噴射量と軸出力燃費特性実験時の軽油噴射量との相違は、現象の厳密な再現性が得られなかったことに起因し、設定負荷率の若干の相違は、測定された荷重の時間平均に伴う誤差によるものである。本実験では燃焼ガス温度と正の相関があると推察されたシリンダヘッドの内側表面温度をFig. 5-1で示した位置において測定し、NO_x排出量との因果関係を究明した。また、上記の実験は吸気温度50°C, 80°Cについても実施した。

5. 3 結果及び考察

5. 3. 1 軸出力燃費特性

Fig. 5-2に含水エタノール使用時の内燃機関の基本的な性能値である熱消費率、煙濃度及び機関騒音の結果を示した。ここで、主燃料である軽油の噴射時期はBTDC 13° Aであり、これは第2章で明らかにしたように、軽油単味運転時の最適噴射時期にはほぼ等しい。この噴射時期の設定理由は、含水率が大幅に異なるエタノールを補助燃料として機関性能を比較する場合、含水率に応じて最適な軽油噴射時

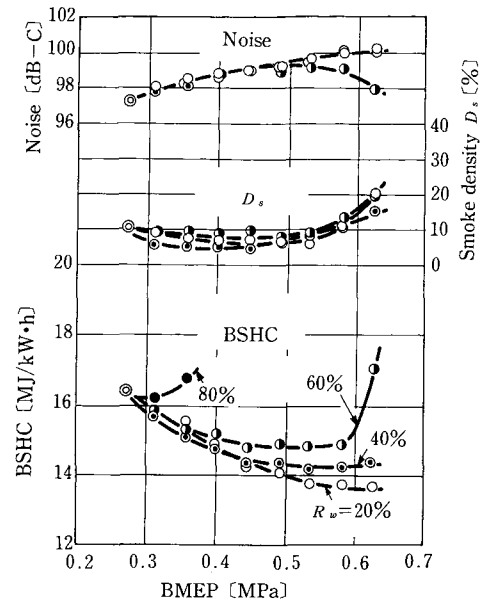


Fig. 5-2. Engine performance for various ethanol proofs

期が変化することは十分予測され、各含水率における性能値の客観的な比較を行う上で、判定基準を設ける必要性が認められたためである。本図から含水率80%では58%負荷である正味平均有効圧0.36 MPaが運転限界であり、それ以上にエタノール量を増加した場合、失火を起こし運転は不可能になることが明らかとなった。また、含水率を20, 40, 60%と増加することにより、高負荷域で熱消費率は増加し、100%負荷である正味平均有効圧が0.62 MPaにおいては、含水率20%で13.6 MJ/kW-hであるのに対して、含水率40%で14.2 MJ/kW-hとなり、含水率20%の場合より約4%程の増加が、また、含水率60%の場合は17.6 MJ/kW-hで、含水率が20%の場合より約25%程の増加が認められた。これに対して、煙濃度は各含水率の間で有意な差は認められず、機関騒音も80%負荷である0.50 MPa以上で含水率60%で低下しているものの、それ以下の低中負荷域では20~60%までほぼ同一値を示した。以上の結果から、含水エタノールを燃料として評価した場合、熱消費率の点からは定格負荷時の0.62 MPaで熱消費率が急増している含水率60%はこの実験条件のもとでは燃料として使用困難であると判定された。しかしながら、含水率60%の場合は軽油単味運転時の正味平均有効圧0.27 MPaから0.58 MPaま

での負荷の変化に対応できることから、軽油噴射量を増加して設定することにより、機関の常用負荷範囲は確保されうるものと考えられた¹⁰⁾。したがって、本章では高含水エタノールの使用可能性を検討する目的で、燃料として使用できる限界の含水率を60%に設定して、以降の実験を行った。

Fig. 5-3はエタノール中の含水率が熱消費率、煙濃度、最高燃焼圧力及び最大圧力上昇率に及ぼす影響を機関負荷率をパラメータとして示したものである。各負荷率は定格負荷に対して58%負荷に相当する0.36 MPa, 79%負荷に相当する0.49 MPa, 100%負荷に相当する0.62 MPaである。熱消費率について各負荷に共通して指摘されることは、含水率0%の無水エタノールよりも20%もしくは40%の水を含んでいる方が、熱消費率は低減することである。すなわち、熱消費率については機関の負荷率が約60%の正味平均有効圧0.36 MPaと100%の0.62 MPaの場合には、含水率40%の方が0%の無水エタノールよりそれぞれ5及び7%低減している。また煙濃度は、0.36 MPaと0.49 MPaの場合には含水

率の差異による影響は認められないものの、100%負荷すなわち、0.62 MPaになると40%の含水エタノールの場合が約15%と最低で、無水エタノールと比べて半減する。また、騒音・振動及び機関の強度・耐久性に影響を及ぼす最高燃焼圧力と最大圧力上昇率は、高負荷のもとで含水率を増加させることにより低下傾向を示した。以上の結果から、軽油単味運転用に設定された噴射時期において気化ディーゼル法を使用する場合には、20~40%水を含んだエタノールの方が無水エタノールを燃料として使用するよりも熱消費率、煙濃度、構造上の強度の観点から良好であると判定された。

そこで、以上の実験結果を導いたメカニズムを燃焼解析により検討した。Fig. 5-4は正味平均有効圧0.58 MPaとした場合のインジケータ線図と熱発生率を示したものである。含水率が0%と20%では着火時期は含水率20%の方が早くなっているものの、20%以上の含水率の増加に対しては着火遅れは長くなり、最高燃焼圧力は低下する。これが遅着火の効果として、含水率40%は0%より冷却損失、摩擦損失及び騒音・振動を低減させ、熱消費率の低減や過度な最高燃焼圧力・最大圧力上昇率の抑制に寄与したものと考えられた。しかしながら、含水率60%の場合にはこの傾向が顕著に表れ、水の気化潜熱によ

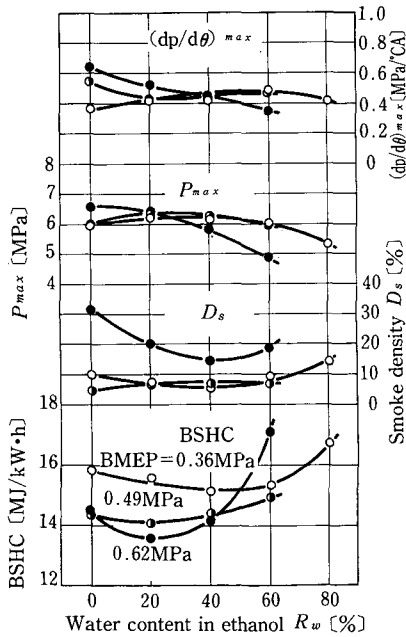


Fig. 5-3. Changes in BSCH, smoke density, maximum cylinder pressure and maximum rate of pressure rise for the different ethanol proofs, tested at the BMEP of 0.36 MPa, 0.49 MPa and 0.62 MPa

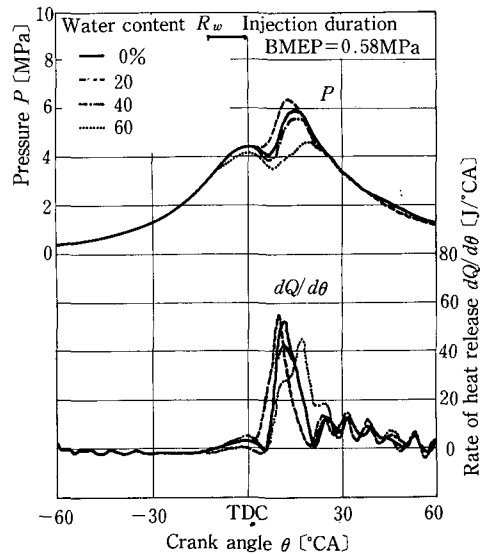


Fig. 5-4. Indicator diagrams and rates of combustion for the different ethanol proofs, tested at the BMEP of 0.58 MPa

り筒内温度の低下を引き起こし、上死点時の圧縮圧の低下が認められる。また、最高燃焼圧力及び最大圧力上昇率も極端に低くなり、実用範囲外の燃焼であると判断された。熱発生率は、含水率の増加に伴い予混合燃焼の極大値が低下し、勾配も緩やかになっていることがわかる。この現象は含水率を増加させて同一熱量を供給するには、水分量も同時に増加させてしまい、この水の蒸発潜熱に起因する消炎効果によるものと推察された。含水率60%ではこの消炎作用が増大し、燃焼効率を低下させるために、高負荷域で熱消費率が急激に増加したものと理解された。

Fig. 5-5 はエタノール含水率が体積代替率・熱量代替率に及ぼす影響を機関の負荷をパラメータにして示したものである。負荷の増加に伴い、当然のことではあるが、体積代替率・熱量代替率共に増加する。正味平均有効圧が0.62 MPa では含水率40%まで熱量基準で約50%の軽油代替率となった。また、含水率が60%の場合は熱量代替率が約60%程に達している。これは、同一負荷、同一軽油噴射量における代替率の比較であることから、他の含水率よりも熱消費率が増加していることを裏付けるものである。熱量代替率がほぼ平坦な特性を示すのに対して、水分量が加味された体積代替率は含水率の増加に伴い増加傾向にあることから、上述の消炎効果の増大が推察された。

次に含水率の増加に対して、軽油の噴射時期が機関性能に及ぼす影響を調べた。Fig. 5-6 は軽油噴射時期が熱消費率、煙濃度及び機関騒音に及ぼす影響

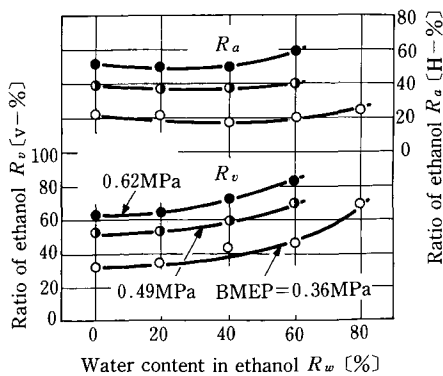


Fig. 5-5. Changes in ratio of ethanol by volume and by heat for the different ethanol proofs, tested at the BMEP of 0.36 MPa, 0.49 MPa and 0.62 MPa

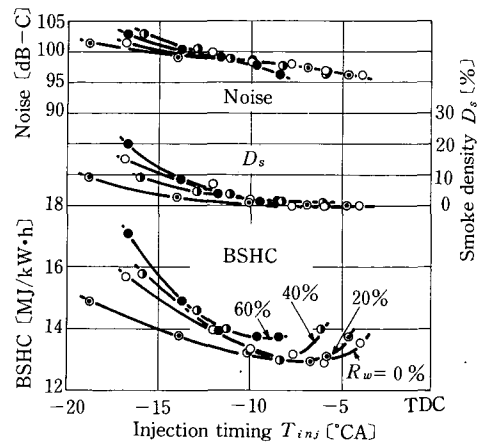


Fig. 5-6. Effect of diesel fuel injection timing on BSHC, smoke density and sound level of engine noise for the different ethanol proofs, tested at the BMEP of 0.50 MPa

を80%負荷、すなわち、正味平均有効圧0.50 MPaについて調べた実験結果をエタノール含水率をパラメータとして示したものである。本図から含水率の増加に伴い、運転可能な軽油噴射時期は進角することがわかった。同時に最低燃費の軽油噴射時期も同様な傾向を示し、含水率が0%から60%に増加すると軽油噴射時期がBTDC 6°C AからBTDC 9.5°C Aまで進角することも明らかとなった。また、最低の熱消費率は含水率0~40%の範囲まで13.0 MJ/kW・hとほぼ等しくなっている。したがって、これらの実験結果から含水率が40%以下の範囲では、軽油噴射時期を適切に設定することにより、最低燃費は含水率0%の無水エタノールと同等になりうる可能性が期待される。これはMurayama¹¹⁾の含水率を0~40%まで変化させて行った実験において、少なくとも含水率が40%までは軸出力と燃費に影響を及ぼさないとした結論とほぼ一致する。

Fig. 5-7 は含水率20%のエタノールで80%負荷の正味平均有効圧0.50 MPaとした場合のインジケータ線図と熱発生率を示したものである。軽油の噴射時期を遅角させることにより、着火時期は遅角する傾向が認められ、それに伴い最高燃焼圧力は著しく低下する。また熱発生率の結果から、この着火時期の遅延期間に軽油とエタノールの蒸発が進むため、予混合燃焼は活発になることもわかった。このように軽油の噴射時期の変更は、予混合燃焼割合を変化させることになるため、Fig. 5-6 に示したよう

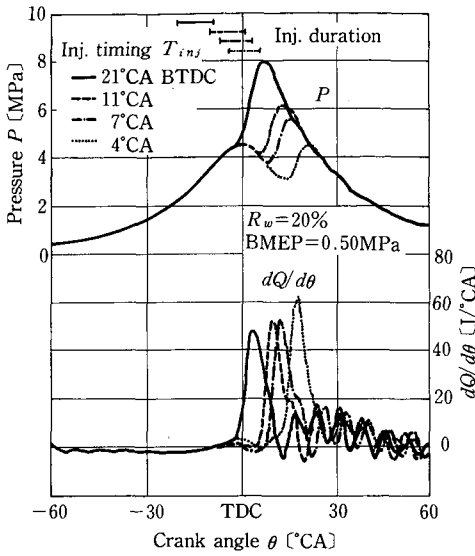


Fig. 5-7. Indicator diagrams and rates of combustion for the different diesel fuel injection timings by using 80 w-% ethanol, tested at the BMEP of 0.50 MPa

に熱消費率及び機関騒音の基本的な性能値に影響を及ぼしたものと推察された。

5. 3. 2 燃焼安定性

前項の軸出力燃費特性実験において含水率60%を気化ディーゼル法の燃料として使用できる限界値として設定した。高含水率のエタノール使用時の燃焼は安定しているものかどうか検討してみる必要性が認められたので、燃焼変動を筒内圧のデータから定量的に把握することを試みた。既往の燃焼安定性の研究事例¹²⁾では、安定性の良否を最大圧力上昇率や最高燃焼圧力の変動から評価しているの、本研究でもこれらの評価方法を踏襲した。

Fig. 5-8 は含水率0%と60%の燃焼安定性の良否

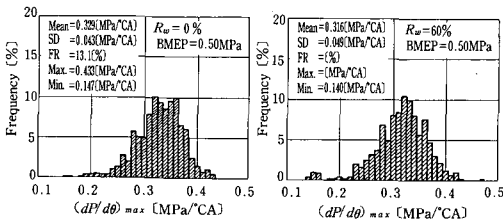


Fig. 5-8. Comparison of the maximum rate of pressure rise distributions with anhydrous ethanol and 40 w-% ethanol, tested at the BMEP of 0.50 MPa

を最大圧力上昇率の変動として調べたものである。含水率0%, 60%共に最適噴射時期付近における正味平均有効圧0.50 MPa時の実験結果である。一見すると0%と60%の分布に有為な差は確認されないが、標準偏差・分布の範囲は含水率60%の方が大きく、平均値と分散から算出される変動率も含水率0%の場合が13.1%に対して、含水率60%の場合で15.5%と60%が2.4%程高い値を示した。次に、Fig. 5-9はFig. 5-8と同じ実験において得られた最高燃焼圧力の変動を示している。この最高燃焼圧力の結果では、最大圧力上昇率の変動の結果よりも、両者の分布間に明確な相違が認められる。含水率0%と60%で平均はほぼ等しいが、標準偏差、変動率共に含水率60%の方が大きく、分布の範囲も広がる。具体的には含水率0%の変動率が7.8%であるのに対して、60%の場合は12.0%となり、0%よりも変動率は約54%増加した。以上の結果から、燃焼状態は含水率60%の方が不安定であると結論づけられる。しかしながら、これらの実験結果からは不安定を導く誘因についてまでは考察できない。そこで高含水エタノール使用時の燃焼変動要因を推定し、その変動要因を除去する方策を検討するために主成分分析¹³⁾を実施した。本章は計測にかかる燃焼の変動項目である着火時期、最大圧力上昇率、最高燃焼圧力の三次元空間について分析を行うことにした。なお、分析に際して以上の3項目の重みを等しくする目的で、あらかじめデータを標準化して用いた。

Table 5-1は含水率0%と60%のエタノールを使用した場合の分析結果である。収集した600サイクルのデータのうち、標本数は含水率0%の場合で594、含水率60%で591で残りのデータは失火を意味している。ここで下表が主成分分析結果であり、最も三次元空間におけるデータのばらつきを代表し

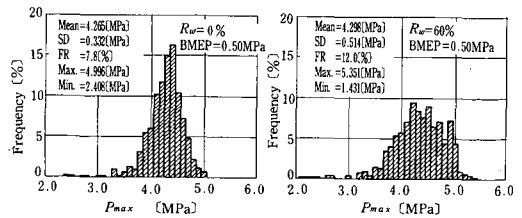


Fig. 5-9. Comparison of the maximum cylinder pressure distributions with anhydrous ethanol and 40 w-% ethanol, tested at the BMEP of 0.50 MPa

Table 5-1. Results of principal component analysis for anhydrous ethanol and 40 w-% ethanol
Number of cases: 0%...594, 60%...591

Variable	Mean		Variance		SD		Min.		Max.	
	0%	60%	0%	60%	0%	60%	0%	60%	0%	60%
<i>Ign. timing</i>	15.889	14.640	4.075	9.065	2.019	3.011	11.00	5.00	29.00	36.00
$(dP/d\theta)_{max}$	0.329	0.316	0.002	0.002	0.043	0.049	0.147	0.140	0.433	0.472
P_{max}	4.265	4.298	0.110	0.264	0.332	0.514	2.408	1.431	4.996	5.351
	I		II		III					
	0%	60%	0%	60%	0%	60%	0%	60%	0%	60%
<i>Ign. timing</i>	0.555	-0.573	0.689	0.627	0.465	0.528				
$(dP/d\theta)_{max}$	-0.547	0.557	0.724	0.770	-0.419	-0.310				
P_{max}	-0.626	0.601	-0.022	-0.116	0.779	0.791				
Eigenvalue	2.499	2.716	0.468	0.260	0.033	0.025				
Prop.	0.833	0.905	0.156	0.087	0.011	0.008				
Cum. prop.	0.833	0.905	0.989	0.992	1.000	1.000				

Table 5-2. Results of principal component analysis for intake temperature 15, 50 and 80°C
with 40 w-% ethanol

Number of cases: 15°C...591, 50°C...600, 80°C...600

BSHC [MJ/kW·h]: 15°C...13.85, 50°C...14.11, 80°C...14.16

Variable	Intake temp.	Mean	Variance	SD	Min.	Max.	I			II			III			
							15°C	50°C	80°C	15°C	50°C	80°C	15°C	50°C	80°C	
<i>Ign. timing</i>	15°C	14.640	9.065	3.011	5.00	36.00										
	50°C	11.832	2.514	1.586	8.00	20.00										
	80°C	11.015	2.646	1.627	8.00	17.00										
$(dP/d\theta)_{max}$	15°C	0.316	0.002	0.049	0.140	0.472										
	50°C	0.327	0.001	0.033	0.193	0.429										
	80°C	0.325	0.001	0.031	0.222	0.412										
P_{max}	15°C	4.298	0.264	0.514	1.431	5.351										
	50°C	4.562	0.080	0.283	3.461	5.318										
	80°C	4.540	0.073	0.270	3.673	5.212										
		I			II			III								
		15°C	50°C	80°C	15°C	50°C	80°C	15°C	50°C	80°C	15°C	50°C	80°C	15°C	50°C	80°C
<i>Ign. timing</i>		-0.573	0.558	0.562	0.627	0.655	0.649	0.528	0.510	0.512						
$(dP/d\theta)_{max}$		0.557	-0.529	-0.535	0.770	0.754	0.758	-0.310	-0.389	-0.374						
P_{max}		0.601	-0.639	-0.631	-0.116	-0.052	-0.064	0.791	0.767	0.773						
Eigenvalue		2.716	2.360	2.436	0.260	0.582	0.515	0.025	0.057	0.048						
Prop.		0.905	0.787	0.812	0.087	0.194	0.172	0.008	0.019	0.016						
Cum. prop.		0.905	0.787	0.812	0.992	0.981	0.984	1.000	1.000	1.000						

ている成分, つまり分散の最も大きい合成変量が第1主成分である。その第1主成分の合成変量 Z_1 は含水率0%の場合, 表中の各項目の数値が係数となり次式で表わされる。

$$Z_1 = 0.555(\text{Ign. timing})^* - 0.547\{(dP/d\theta)_{\max}\}^* - 0.626(P_{\max})^* \quad (5-1)$$

ここに, *: 標準化した値

そして, その分散は2.499であり, 寄与率が83.2%である。この合成変量から, 第1主成分がどのような現象に基づく燃焼変動であるか推定することが可能となる。第1主成分は含水率0%及び60%で各係数の符号が逆ではあるが, 両者共に着火時期が進むと最大圧力上昇率と最高燃焼圧力は低下することを意味している。すなわち, エタノール含水率の高低にかかわらず, 燃焼変動を起す最も大きな原因は, 燃焼が膨張行程で行われているために, 着火時期の変動がそのまま最大圧力上昇率と最高燃焼圧力を不安定にしているものと推定された。第1主成分の寄与率は含水率0%の場合で83.3%であり, 含水率60%の場合は90.5%である。同様に第2主成分は各係数の値から判断して, 含水率0%, 60%共に着火遅れが長くなることにより, アルコールの蒸発が進み予混合燃焼が活発になり, その急激な燃焼のため最大圧力上昇率は増加するが, 最高燃焼圧力は燃焼が膨張行程にあるために, ほとんど変化しないという現象を表わしている。この第2主成分の寄与率は含水率0%の場合で15.6%であり, 含水率60%の場合は8.7%である。したがって, Fig. 5-9で明らかにされた含水率60%の方が, 含水率0%よりも不安定になった原因は, 各含水率における寄与率の差から第1主成分による影響, すなわち着火時期の変動に起因するものと判定された。そこで本章では, ディーゼル機関の着火条件は筒内温度と筒内圧であることから, 吸気温度を上昇させて燃焼安定性の向上を図った。

Table 5-2は50℃, 80℃に吸気温度を上昇させた時の実験結果を示したものである。吸気温度上昇に伴う熱消費率の増加は若干認められるものの, 80℃まで吸気を加熱しても約2%程の増加に過ぎず, アルコール吸入時は吸気温度が熱消費率に及ぼす影響は少ないとした第4章の実験結果と一致する。吸気温度を15℃から50℃, 80℃と上昇させることにより最大圧力上昇率及び最高燃焼圧力の標準偏差は小さくなり, 範囲も狭くなっていることから, 燃焼安定

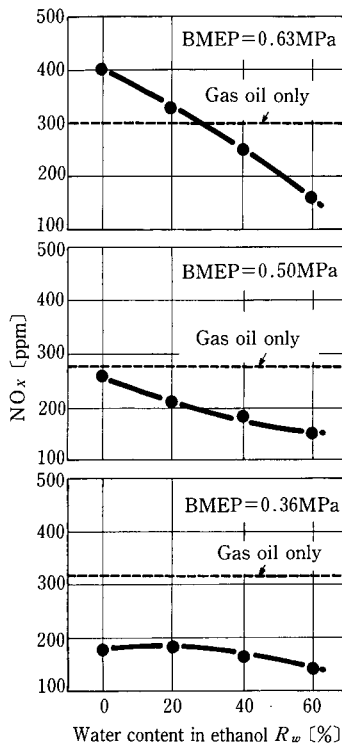


Fig. 5-10. Effect of ethanol proof on NO_x concentrations, tested at the BMEP of 0.36 MPa, 0.50 MPa and 0.63 MPa

性は向上している。具体的には, 最高燃焼圧力の標準偏差が吸気温度15℃で0.514 MPa, 50℃では0.283 MPa, 80℃では0.270 MPaと80℃まで吸気を加熱することにより, データのばらつき度合を表す標準偏差は吸気温度15℃時の53%まで低減した。すなわち, 吸気温度の上昇に伴い燃焼安定性の向上が認められたことになる。また, 主成分分析結果からは第1主成分に当たる着火時期の変動による燃焼の不安定性の寄与率が, 吸気温度15℃の90.5%から50℃では78.7%, 80℃では81.2%と低減している。すなわち, 吸気温度を上昇させることにより, 含水率の高い可燃混合気に対して安定した着火を確保したものと判定された。

5. 3. 3 NO_x 排出特性

Fig. 5-10はエタノール含水率と NO_x 排出量の関係を機関の負荷率が約60%の0.36 MPa, 80%負荷の0.50 MPa及び100%負荷の0.63 MPaの場合について示したものである。図中の破線は軽油単味運転時に各負荷において排出された量である。正味平均有効圧0.36 MPaでは各含水率共に, 軽油単味運

転時と比較しておおむね40~50%の排出量低減が認められ、含水率の増加に伴い若干の減少傾向を示す。一方、正味平均有効圧が0.50 MPa、0.63 MPaと負荷の増加に伴い、低含水率のエタノールではNO_x排出量は増加する。正味平均有効圧が0.50 MPaにおいては、含水率0%のエタノールを吸入させた場合、ほぼ軽油単味運転時の排出量に匹敵する。さらに、正味平均有効圧が0.63 MPa時では軽油単味運転時と比較して、約33%程排出量は増加する。しかしながら、含水率を増加した場合には、これら負荷の影響は低下し、含水率60%ではNO_x排出量は負荷の増減による影響をほとんど受けず、約150 ppm程度で推移している。これは従来からNO_x排出量の低減効果があるとされている水噴射¹⁴⁾と同様な効果が、高含水率のエタノールを使用した場合にも生じているためと推察された。

そこでこの水噴射のNO_x排出量低減効果のメカニズム¹⁵⁾は、水の気化潜熱による反応温度すなわち燃焼ガス温度の抑制にあるとされていることから、Fig. 5-11では燃焼ガス温度と正の相関をもつと予

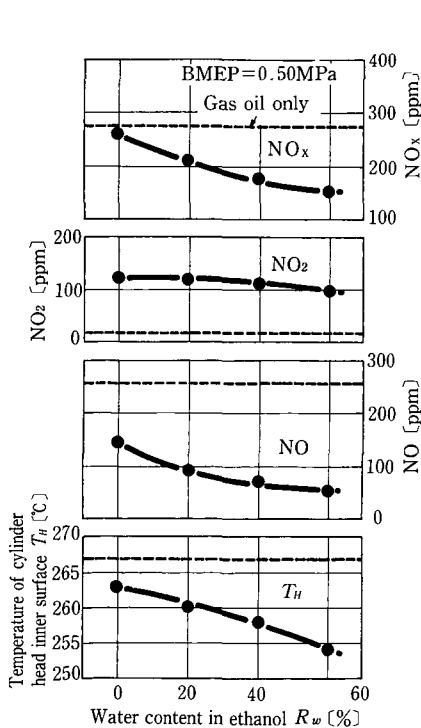


Fig. 5-11. Effect of ethanol proof on temperature of the cylinder head inner surface and concentrations of No, NO₂ and NO_x, tested at the BMEP of 0.50 MPa

測されたシリンダヘッドの内側表面温度、NO、NO₂、NO_x排出量の関係を調べてみた。本図からエタノール中の含水率の増加に伴いシリンダヘッドの内側表面温度は低下し、それに呼応してNO排出量も低減することが明らかにされた。一方、NO₂の排出量は含水率の増加に対してほとんど変化せず、軽油単味運転時が16 ppmに対して、エタノール吸入時は全ての含水率について100 ppmを越えている。その結果として、NO_x排出量は含水率0%では、ほとんど軽油単味運転時と変わらないという結果になった。

次に前項の燃焼安定性で明らかにされた高含水エタノールの燃焼変動を抑制する上で効果的な吸気加熱が、このNO_x排出量にどのような影響を及ぼすものか調べてみた。Fig. 5-12は含水率60%エタノールについて、正味平均有効圧0.50 MPa時の吸気温度がシリンダヘッドの内側表面温度、NO、NO₂、NO_x排出量に及ぼす影響を示したものである。シリンダヘッドの内側表面温度は吸気温度の上

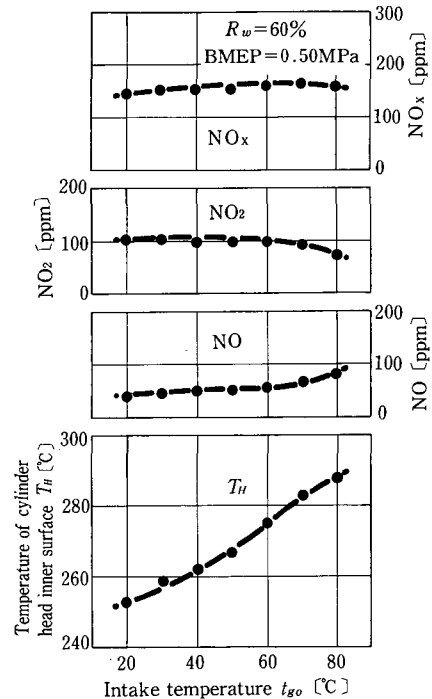


Fig. 5-12. Effect of intake temperature on temperature of the cylinder head inner surface and concentrations of NO, NO₂ and NO_x by using 40 w-% ethanol, tested at the BMEP of 0.50 MPa

昇に伴い急増するのに対して、NO、NO₂排出量はほとんど変化しない。したがって、NO_x排出量も吸気温度の上昇に伴い微増するにとどまる。このように吸気を加熱した場合、シリンダヘッドの内側表面温度に応じたNO排出量の変化は認められず、この結果は前述したFig. 5-11の結果と抵触する。この原因は本章で測定しているシリンダヘッドの内側表面温度が、平均的な筒内温度に由来した温度であるのに対して、NO生成はサイクル中のある限られた期間に生成が進み、4サイクルを通した平均的な温度では、NOの生成速度が決定されないためと考えられた。

したがって、以上の諸性能値から含水率60%までのエタノールは機関の常用負荷範囲までの運転が可能になるように、吸気加熱と必要に応じて主燃料の軽油の噴射量を増加させるという条件のもとで、単気筒定速ディーゼル機関の燃料になりうるものと判断された。

5.4 まとめ

含水アルコールを、気化ディーゼル法によりディーゼル機関の燃料として使用した場合の諸性能と、そのメカニズムを燃焼解析から考察した。

1) 軽油単味用に設定された噴射時期において、気化ディーゼル法を使用する場合には含水エタノールの方が、無水エタノールよりも性能面において望ましい。含水率40%のエタノールを使用した場合、熱消費率は無水エタノールを使用した場合より約7%低減し、高負荷時では煙濃度が約50%程に抑えられた。

2) 高い含水率のエタノールを燃料とした場合、無水エタノールと比較して燃焼が不安定となる。その原因を主成分分析により推定した後、安定性向上の対策として吸気加熱を採用した。含水率60%の場合、80℃まで吸気を加熱することによる熱消費率への影響は少ないものの、最高燃焼圧力の標準偏差は吸気温度15℃の約53%程度まで低減した。

3) 無水エタノール使用時は中高負荷域でNO_x排出量は増加するが、含水率60%の高含水エタノールでは、軽油単味運転時と比較しておおむね40~50%の排出量低減が認められた。また、燃焼変動を抑制する上で効果的である吸気加熱は、NO_x排出に及ぼす影響が認められなかったことから、吸気加熱により燃焼安定性の向上とNO_x排出量の低減は、両立されることが明らかとなった。

4) 含水エタノールを燃料として総合的に評価すると、含水率60%までのエタノールは機関の常用負荷範囲までの運転が可能になるように、吸気加熱と必要に応じて主燃料の軽油の噴射量を増加させるという条件のもとで軽油単味並の軸出力が得られ、農用機関の燃料になりうるものと判断された。

第6章 軽油・アルコール二燃料の噴射量制御法

6.1 目的及び範囲

前章までは単気筒定速ディーゼル機関を供試し、低セタン価燃料であるアルコールの性状に起因した燃焼と機関性能の問題点を解明し、アルコール吸入時の基本的な運転特性について検討してきた。そこで本章は単気筒定速ディーゼル機関において得られた基礎的な諸知見を生かして、気化ディーゼル法を利用して農用機関をアルコールディーゼル機関に改造することを目的とした。この気化ディーゼル法の実用化に当たっての最も重要な課題は、二燃料噴射量の自動制御にある。この理由としては本方式で実用化させた場合、従来の軽油単味の燃料制御よりも技術的には難しくなり、二燃料の供給割合に至っては、同一負荷においてほぼ無限な組合せが存在し得るからである。したがって、この二燃料の制御を運転者の判断に任せることは不可能であり、実用の段階では少なくとも従来の調速レバーを設定する程度に簡便にする必要がある。そこで本研究では機関を始動し、作業を行い、そして停止するまでの一連の運転が、通常のディーゼル機関と同程度の操作で可能となる、アルコールを燃料として使用できる農用ディーゼル機関を具現化することを最終目標とする。

この軽油・アルコールの二燃料噴射量のマイクロコンピュータによる自動制御化については、農用機関を対象にしてMiller¹⁾とWalker²⁾によって既に試みられている。しかしながら、この両者とも厳密には二燃料制御とは判定されない。すなわち、軽油噴射量の制御は本来のオールスピードガバナによって行われているからである。現在稼働中の圧縮着火機関の吸気管からアルコールを単純に補助噴射するといった手法を採用しているために、アルコール噴射量を増加させるにつれて、アルコール噴射量とは独立に作動してしまう軽油用のオールスピードガバナの動作により軽油噴射量は減少する。この手法では、アルコールによる軽油代替率の向上が期待され

ないばかりか熱効率に代表される性能値の改善もさほどみられず、アルコールによる軽油代替率も熱量基準で25%が限界である。また、負荷試験も静的な性能試験に終始し、農用として回避されない変動負荷について、二燃料制御システムの適応性の良否が検討された例は皆無である。そこで本章は軽油代替率を可能な限り増加させた軽油・アルコール二燃料の噴射量制御方法を考案する目的で、単気筒機関を供試して制御システムを試作した。加えて制御系の静特性実験及び動特性実験を行い、考案した二燃料の噴射量制御方法の妥当性を検討した³⁾。

6.2 機関の制御方法

本研究ではパーソナルコンピュータ(PC-9801 VX)を使用して、供試機関の自動制御を行った。ディーゼル機関を利用する上で不可欠な基本制御項目には、運転停止、最高・最低回転数制御、最大軸トルク曲線の設定、また、農用機関では重要な任意回転数の制御があげられる⁴⁾。したがって、本研究もこれらの諸項目の制御を行い、供試機関の常用負荷範囲のアルコールを燃料とした運転が可能となることを制御目標に設定した。

供試機関の計測・制御システムを Fig. 6-1 に示し

た。計測システムについては動特性の実験方法の項で詳述する。制御システムにおける観測項目は機関回転数であり、ロータリエンコーダとカウンタ回路により計測される。また、アルコール噴射時期センサ、コントロールラックの位置センサが軽油噴射ポンプ本体に装着されている。アルコール噴射時期センサはピストンが排気上死点付近に達した時に、CPU に対して割り込み信号を発生し、アルコールが噴射されるように設定され、コントロールラックの位置センサは停止位置、始動位置及び軽油単味運転・アルコール吸入運転の領域境界点に設置されている。次に操作項目には軽油噴射量とアルコール噴射量があり、軽油噴射量の制御はステッピングモータによってコントロールラックを操作することにより行い、一方、アルコール噴射量の制御は I/O ボード・アルコール噴射弁駆動回路を介してアルコール噴射用電磁弁の開弁時間に相当するデューティ比を変化させて行く。本研究では始動・負荷・停止の独立した3項目のモードを有する機関の制御方法を考案した。なお、制御プログラムは演算部をC言語、制御部をアセンブラ言語で記述した。

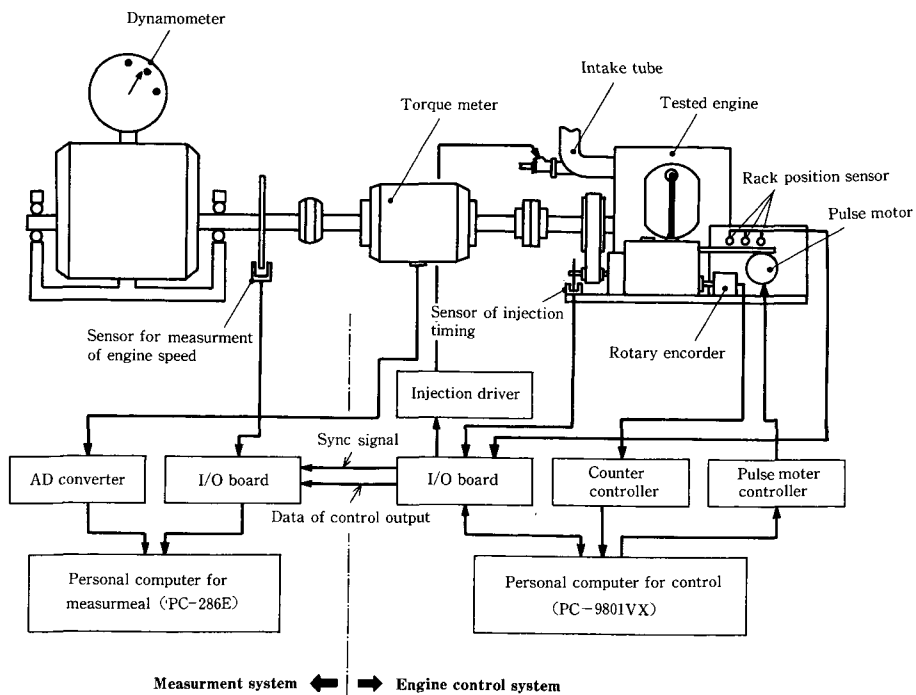


Fig. 6-1. Schematic diagram of the engine control system and the measurement system

6. 2. 1 始動モード・停止モード

軽油・アルコールを燃料として併用するディーゼル機関の場合、アルコールの低い気化性のために、アルコールを吸入させることにより始動が困難になることは前章までの知見から容易に予測された。そこで、始動時は通常の軽油単味により始動させることにした。始動命令が出されるとパルスモータを介して始動可能な空気過剰率が確保される位置までコントロールラックを移動させる。機関回転数が始動回転数以上に上昇すると機関の始動に成功したとみなして、コントロールラックを定位置に戻す。そして、アイドル回転数をコントロールラックによって設定回転数に制御した後、制御モードは負荷モードに移行する。また機関の停止動作は、まずアルコールの噴射を停止した後、軽油の噴射を停止することによって行われる。このアルコールの噴射停止の動作を優先させることにより、残留アルコールによる次の始動の障害を防止している。

6. 2. 2 負荷モード

負荷モードではアルコールによる軽油代替率の向上、供試機関の常用負荷範囲内における運転の確保及び変動負荷に対する燃料噴射系の良好な追従性が要求されることから、以下の3項目についての検討が必要となる。

- 1) 運転領域からみた二燃料噴射量の制御方法
- 2) 最適なトルク特性曲線の設定
- 3) 変動負荷に対する燃料噴射量の制御理論

1) 運転領域からみた二燃料噴射量の制御方法
本研究では軽油噴射量を部分負荷に固定して行った、一連の単気筒定速ディーゼル機関における実験で得られた基礎的な諸知見を生かす目的で、Fig. 6-2のような運転領域からみた二燃料噴射量の制御方法を考案した。無負荷から低中負荷域までの燃焼温度の低い領域までは軽油単味により運転され、それ以上のハッチングで示された領域の負荷の増減に対しては、アルコール噴射量を調整して対応するものである。この軽油噴射量の最大値の設定方法は、予め設定しておいた最大噴射量のコントロールラック位置を位置センサにより検出する機構によるものである。

2) 最適なトルク特性曲線の設定

農用機関の場合、機関の有するトルク特性は重要な性能項目である^{5),6)}。すなわち、ロータリ作業・プラウ作業に代表される機関の定格負荷を越える過負

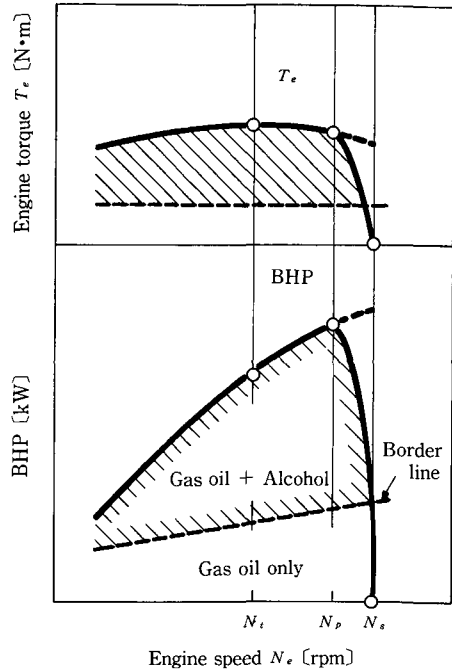


Fig. 6-2. Concept of dual fuel flow control in operating region

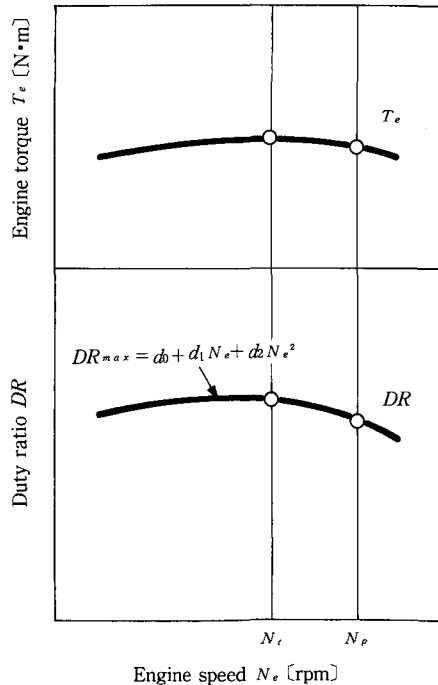


Fig. 6-3. Setting method of engine torque curve

荷運転に耐えられるように、機関の耐久性の範囲内においてトルク比、速度比及びその両者の積である弾性値は大きくなるように設定される必要がある。したがって、本研究の場合、Fig. 6-2に示したように、最大軸トルクはアルコールの最大デューティ比によって決定されるため、Fig. 6-3のように適切なトルク特性曲線を有するように、アルコール噴射量の最大限界値を設定する必要が生じた。この機関回転数と最大デューティ比の関係は、二次で近似した多項式としてコンピュータに記憶させ、最大トルク線上の運転に際しては、機関回転数により一義的に決定されるデューティ比によってアルコール噴射量は制御される。

$$DR_{max} = d_0 + d_1 N_e + d_2 N_e^2 \quad (6-1)$$

ここに、 DR_{max} は最大デューティ比、 N_e は機関回転数、 $d_0 \sim d_2$ は定数である。

Fig. 6-4はトルク特性曲線の設定、すなわちアルコール噴射量の最大限界線を決定するためにに行った実験の結果である。境界線の下側のハッチングで示されている領域が、軽油単味により運転されることを意味している。最高機関回転数を2,100 rpmに設定し、1,800 rpm以上の軽油・アルコールの境界線は上述したように位置センサで検知される一定のコン

トロールラック位置によって決定されている。しかしながら、機関回転数が1,800 rpm未済の範囲では、機関回転数とコントロールラック移動量の間に一次関数を与え、機関回転数の低下に際してはコントロールラックを移動させて軽油噴射量を増加・再設定させることにした。これは機関回転数の低下に伴い、噴射ポンプのプランジャの有効行程が短くなるため軽油噴射量が減少し、この噴射量の減少に起因してアルコール吸入時の燃焼は不安定になることが予備実験によって認められたことに基づく。本実験は軽油単味運転・アルコール吸入運転の境界線から、キーボードを介してデューティ比を入力し、動力計の制御によって一定の機関回転数に調節した後、軸トルク・軸出力・熱消費率などを測定する方法で行った。本図はその機関回転数 N_e と軸トルク T_e の測定結果に等燃費曲線を併記したものである。この使用負荷範囲内において軸トルク・熱消費率のマッピング処理を施すことにより、アルコール吸入時の最大軸トルク曲線が決定され、その線上のアルコール噴射量を表現するデューティ比を最大軸トルク曲線の制御パラメータとして採用することが可能となった。ここでは電氣的に燃料噴射量の制御を行うことにより、制御の自由度が増加するものかどうか検証する目的で、この最大軸トルク曲線を決定する(6-1)式中の $d_0 \sim d_2$ の諸値を変更し、2種類のトルク特性曲線の設定を行い、トルク一定型・トルク上昇型と呼称した⁷⁾。この2種類のトルク特性曲線は、アルコール吸入時は機関の振動及び騒音が増大し、機関強度・耐久性に問題を有するという前章までの結果を考慮して、実測された改造前の供試機関の軽油単味の最大出力線より若干低く抑えて設定した。

3) 負荷変動に対する燃料噴射量の制御理論

部分負荷における機関の運転制御は、Fig. 6-5に示したように機関回転数の偏差 $\Delta N (N_s - N_e)$ を算出し、偏差を0に近づけるように軽油単味運転領域では軽油噴射量を、そしてアルコール吸入運転領域ではデューティ比を制御する。いま、A-B間における変動負荷の場合、矢印の経路を通して機関回転数の制御が行われる。ここで機関回転数の偏差からの燃料噴射量の算出は、変動負荷に対する追従性を考慮して、速度アルゴリズム形PID制御則に基づいて行った^{8),9)}。ここで、比例動作のゲインである K_p 、積分動作のゲイン K_i 、及び微分動作のゲイン K_d は実

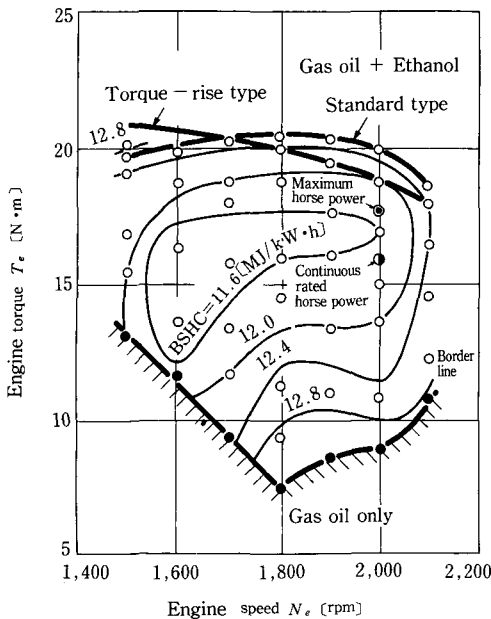


Fig. 6-4. Method of dual fuel flow control and setting of engine torque curve

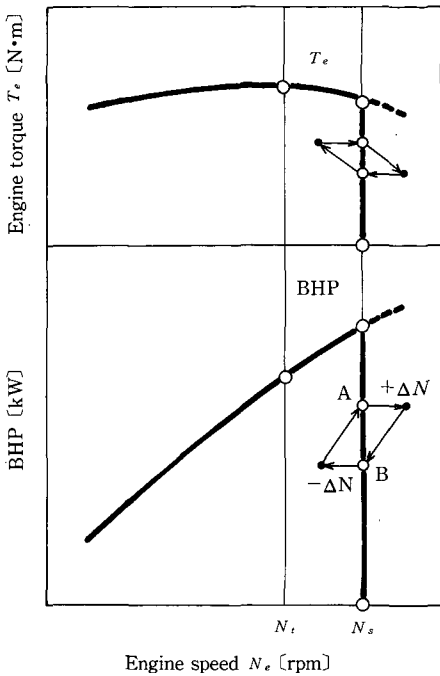


Fig. 6-5. Method to control engine speed in the partial load range

AU

際に実験によって最適な値を求めることにした。ただし、アルコール噴射量が上述した最大トルク線に相当する量に達した場合は、機関回転数の偏差である ΔN による制御は行わず、最大トルク線上の多項式によるデューティ比制御に移行する。

Fig. 6-6 に負荷モード制御における制御法のフローチャートを示した。本研究では以上3項目の要求を満足させるために、負荷モードの制御プログラムは軽油噴射量制御ルーチン、アルコール噴射量制御ルーチン、全負荷ルーチンの独立したサブルーチンから構成されている。

6.3 実験方法

6.3.1 静特性実験

本実験は考案したトルク特性曲線の設定方法の妥当性を検証すると共に、定常状態における試作システムの制御特性を把握することを目的とした。無負荷回転数を 1,900, 2,000, 2,100 rpm に設定後、徐々に負荷を増加させて軸トルク・軸出力・熱消費率・煙濃度などの測定を行った。

6.3.2 動特性実験

動特性実験は種々の農作業で常用される部分負荷域において、負荷変動を与えた場合の制御系の動特性を検討する目的で実施された。計測システムは Fig. 6-1 の計測・制御システムの概略図に示した通

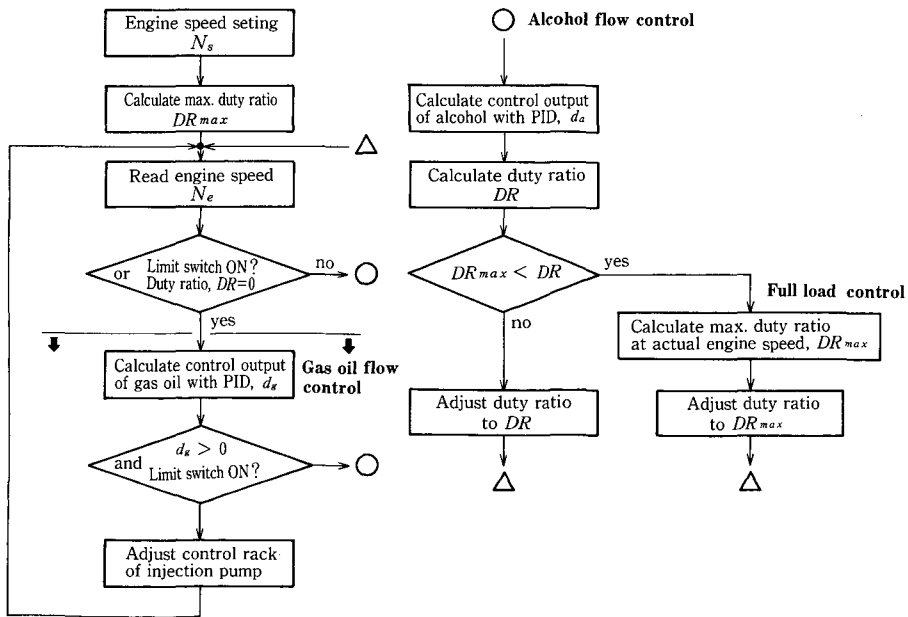


Fig. 6-6. Simplified flow diagram of program controlling gas oil and ethanol flowrates in operating mode

りである。負荷変動は実験装置に付属されている電気動力計の制御装置を用いて与えた。その変動負荷は、軸トルクとしてトルクメーターによって計測され、AD変換器を介して計測用コンピュータ(PC-286LE)に入力される。この軸トルクは機関側のトルク変動を除去するために、1サイクル毎に数値積分を行い、1サイクルの平均軸トルクとして処理した。また、本制御システムの制御量である機関回転数は、制御のために観測される機関回転数よりも高い精度の測定が要求されることから、クランク軸1回転に要する時間を計測し、クランク軸1回転毎に機関回転数を算出した。また、操作量である軽油噴射量・アルコール噴射量を決定するコントロールラック移動量及び電磁弁の開弁時間は制御用コンピュータから1バイトデータとして、I/Oボードを通して計測用コンピュータに転送された。これら計測は制御用コンピュータからの同期信号により開始されるように工夫されており、計測の自動化を図っている。

実験方法は小型陸用ディーゼルエンジン性能試験方法 JIS B8018 に可能な限り準拠させ、供試機関の連続定格回転数である2,000 rpmについて4/4負荷から無負荷への変化、並びに無負荷から4/4負荷へ変化させた場合の制御系の動特性を調べた。これらの実験は、制御周期を決定する機関回転数のサンプリング周期100, 150, 200 msについて行い、サンプリング周期が制御系の動特性に及ぼす影響を調べた。また、負荷の変動速度を変化させて、制御系の追従性を検討した。

なお、実験に使用したアルコールは99.5 v.%の試験用エタノールである。

6. 4 結果及び考察

6. 4. 1 静特性実験結果

Fig. 6-7は無負荷回転数を2,000 rpmに設定した場合の供試機関改造以前の1985年6月に実施された軽油単味運転時の出力性能と本章で試作された軽油・エタノールの二燃料制御を行った機関の出力性能を比較したものである。供試機関は軽油噴射系が大幅に改造されているため、この2性能値の比較は単純にはできない。しかしながら、供試機関本来のトルク設定とガバナ立ち上がり特性曲線を把握することは、同一の機関をベースとした二燃料制御機関のトルク特性曲線の設定と本制御方法を評価する上では必要不可欠であると判断された。供試機関は本来遠心重錘式の调速機を有しているため、負荷の増

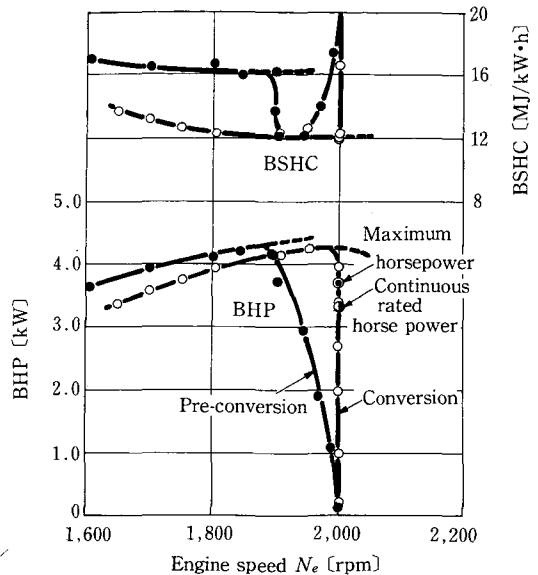


Fig. 6-7. Comparison of engine performance with conventional and remodeled engine

加に伴い機関回転数は低下する^{10),11)}。したがって、一定回転数で作業を行う必要性のある場合は、負荷の増減に応じた運転者の调速レバー再設定が要求される。一方、軽油・エタノールの二燃料噴射量制御を行った場合は機関回転数を検出し、設定回転数 N_e との偏差 ΔN に応じた噴射量制御を行うため、部分負荷域の負荷の増減に対して機関回転数は変化しない。すなわちこの方式の場合は、小型陸用ディーゼルエンジン性能試験方法 JIS B8018 及び小型陸用水冷ディーゼル機関 JIS B8012 で規定されている调速性能項目の1つである整定速度変動率を0%にすることが可能となる。また、最大出力線の設定については、改造前の供試機関の場合、最大出力線の熱消費率が供試機関の最低熱消費率の約33%程も増加しているから、燃費よりも軸出力を優先して設定されたものと考えられた。そこで本研究では、アルコール吸入時の最大出力線は、供試機関の製造会社からの補償値である最大出力点は実用負荷範囲内とするものの、アルコール吸入時は軽油単味運転時と比較して機関の振動及び騒音が増大し、機関の強度・耐久性に問題を有するという前章までの結果を考慮して、6. 2. 2項で既述したように実測された改造前の供試機関の最大出力線より若干低く抑えて設定することにした。

Fig. 6-8は標準的なトルク特性曲線を有するように配慮して、最大デューティ比の設定を行ったトルク一定型と極端にトルクバックアップが大きくなるようにデューティ比の設定を行ったトルク上昇型の軸出力・軸トルクの実験結果を示したものである。トルク一定型の最大軸出力は4.3 kW/2,017 rpm, 最大軸トルクは21.1 N・m/1,870 rpmであり、トルク比は1.03, 速度比は1.08となった。次にトルク上昇型では最大軸トルクは高回転数域では低く抑えられ、高い軸トルクは低回転数域において発揮されることがわかる。このようなトルク特性曲線の設定を

行った場合は、機関回転数の低下に伴い、最大軸出力は変化せずほぼ平坦となり、現在普及している機関ではほとんど例のみられない軸出力特性曲線を示した。

Fig. 6-9にこの2種類のトルク特性曲線に設定した場合の最大軸出力線上の熱消費率と軽油代替率を示した。この軽油代替率は熱量割合で定義されている。熱消費率はトルク一定型・トルク上昇型共に12.0 MJ/kW・h前後、正味熱効率に換算すれば約30%程度となり、実用上問題はないものと判定された。また、軽油代替率はトルク一定型は機関回転数

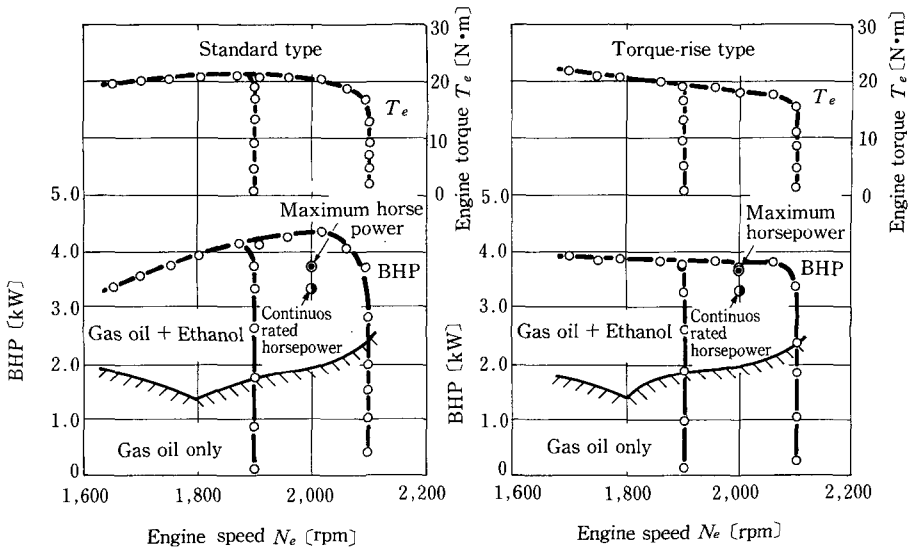


Fig. 6-8. Comparison of brake horsepower and engine torque for standard type with flat torque curve and torque-rise type with higher torque ratio

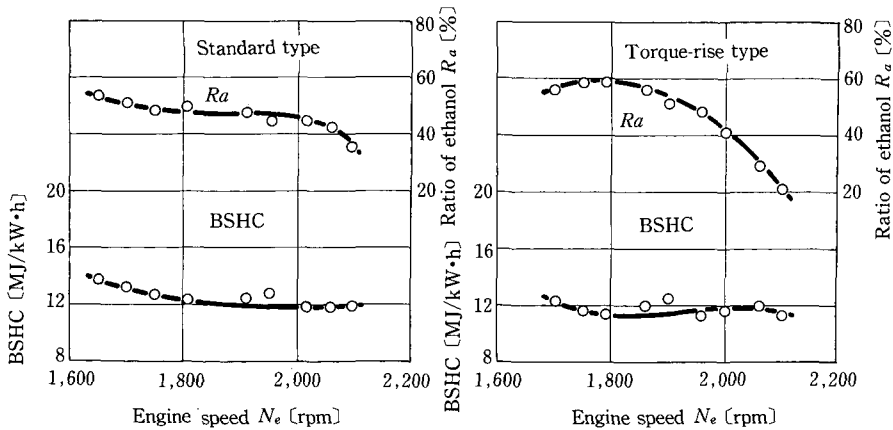


Fig. 6-9. Comparison of ratio of ethanol and BSHC on maximum brake horsepower curves for standard type with flat torque curve and torque-rise type with higher torque ratio

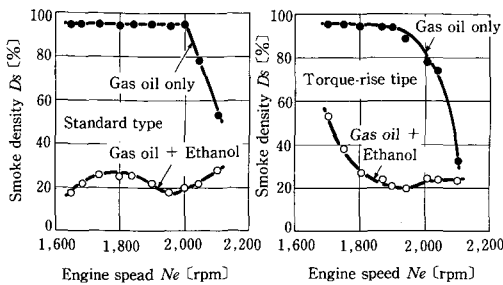


Fig. 6-10. Effect of the ethanol fumigation for smoke density

が2,000 rpm以上の範囲で低下傾向を示しているもの、それ以外の範囲ではおおむね50%に達している。一方トルク上昇型は機関回転数の増加に伴い、デューティ比は減少するように上述の二次式のパラメータの諸値を設定しているため、機関回転数が2,100 rpmにおいて代替率が約20%程度ではあるものの、1,750 rpm付近で約58%に達し、代替率を高める上でも満足すべきトルク特性曲線となった。

Fig. 6-10はこの2種類のトルク特性曲線設定時の煙濃度と同一の負荷条件下における軽油単味運転時の煙濃度との比較を試みたものである。トルク一定型は機関回転数の変化に伴い若干増減するものの、約20~30%程度の排出量である。また、トルク上昇型は機関回転数が低下するほど軸トルクを増加させているために、1,900 rpm以下において煙濃度は増加しているもの、おおむね50%以下を維持している。一方、軽油単味では機関回転数の低下に伴い煙濃度は急増し、1,900 rpm以下では、約95%程度の排出量がみられる。これは軽油単味では、この負荷領域が使用範囲外であることを証明するものであるが、この結果からエタノール吸入による排気浄化が再認識された。

以上の実験結果から、本方式のトルク特性曲線の設定方法は適当であると判断しても差し支えないと考えられた。また、通常の機械式アングライヒ機構を用いてトルク特性曲線を設定する場合は、トルクスプリング特性の範囲内で制御パターンが設定されるため、制御の自由度は小さくなっている¹²⁾。また、さらに観測項目を追加させて綿密な制御を行うことは、リンク機構が複雑になることから困難である。しかしながら、本方式による燃料噴射量制御システムでは、リンク機構は必要としないため、農用機関・建機用機関で重要なトルク特性曲線が自由に設定で

き、また、演算によってコントロールラック移動量などの操作量が決定されるため情報量にも制約はない。したがって、本方式は軽油単味により運転される通常のディーゼル機関の制御方法としても有効であり、観測項目を追加し、補償制御を加味することも可能であることから、応用範囲はさらに広がるものと予想された。

6. 4. 2 動特性実験結果

Fig. 6-11~Fig. 6-13は制御周期を決定する機関回転数のサンプリング周期が制御系の動特性に及ぼす影響を示している。サンプリング周期 $\Delta\tau$ を100, 150, 200 msに、そして各サンプリング周期の軽油・アルコールのPIDゲインは実験により求めた適切な値に設定して4/4負荷から無負荷へと急激に負荷を減じた時の実験を行った結果である。この負荷変動の農作業における現象としては、ロータリ作業やブラウ作業中に運転者が突然クラッチを切った時のような負荷変動に相当するものと予測された。横軸は負荷変動を与えてからの時間 τ であり、縦軸は軸トルク T_e 、機関回転数 N_e 及び軽油噴射量・アルコール噴射量を決定するコントロールラック移動量、アルコール噴射弁の開弁時間を表している。ここで評価指数 E は負荷軽減時から10秒間について、次式の評価関数により算出され、最高機関回転数及び整定時間に影響される値であり、次式から算出される¹³⁾。

$$E = \frac{1}{1,000} \int_0^{10} (\Delta N)^2 d\tau \quad (6-2)$$

サンプリング周期が100 msの結果であるFig. 6-11では最高機関回転数は2,259 rpmで、瞬時速度変動率は約13%程度となり、この最高機関回転数に達するまでの時間は1.4秒と算出された。また、10秒間

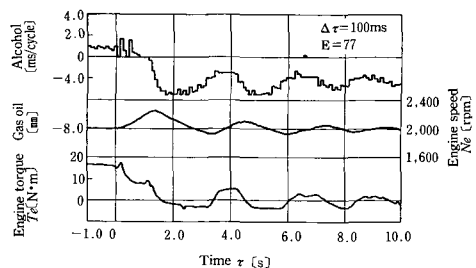


Fig. 6-11. Dynamic behaviors of the engine control system in case of setting the time interval for measuring engine speed at 100 ms

にわたる機関回転数偏差の二乗和の評価指数 E は 77 となった。一方、制御量である機関回転数の整定は負荷軽減から 10 秒後もみられない。ここで、機関回転数の増減に伴う軸トルクの変動は供試している負荷源である渦電流動力計の特性の基づくものと推察された。すなわち、渦電流動力計の制動トルクは励磁電流と共に機関回転数の増減によっても変化し、機関側の回転数変動にともない制動トルクが変化した結果と想定された¹⁴⁾。次に Fig. 6-12 のサンプリング周期 $\Delta\tau$ が 150 ms の場合は、良好な制御成績を示している。最高機関回転数は 2,270 rpm で、瞬時速度変動率は 13.5% 程度である。また、評価指数 E は 71, 整定時間は 5 秒程度である。最後に機関回転数のサンプリング周期 $\Delta\tau$ が 200 ms とした場合の動特性結果が Fig. 6-13 である。サンプリング周期が長くなるにつれて制御周期も長くなることは各図の操作量の変動幅から理解される。このサンプリング周期が 200 ms の場合、最高機関回転数は他の 2 つのサンプリング周期の場合よりも高い値を示

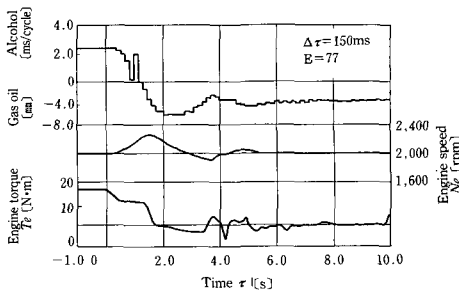


Fig. 6-12. Dynamic behaviors of the engine control system in case of setting the time interval for measuring engine speed at 150 ms

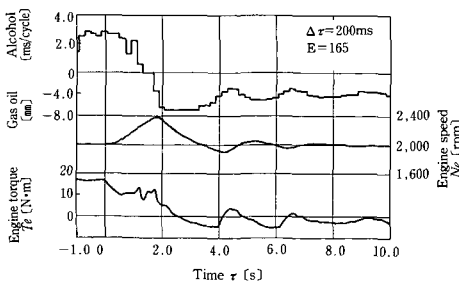


Fig. 6-13. Dynamic behaviors of the engine control system in case of setting the time interval for measuring engine speed at 200 ms

し、2,400 rpm である。この最高機関回転数の増加に起因して評価指数 E は 165 となり、他の 2 図と比較して増加した。しかしながら、制御量は 8 秒程度で整定しており、良好な復帰成績である。これら 3 図の結果から機関回転数のサンプリング周期を短くすることにより、最高機関回転数は低下傾向を示し、200 ms から 100 ms にサンプリング周期を短くすることにより、最高機関回転数も 2,387 rpm から 2,259 rpm と 5.7% 低減することがわかる。これは、サンプリング周期を短くすることは、負荷の軽減による機関回転数の増加が早く観測されるため、操作量の低減が早い時期から行われたことに基づく。小型陸用水冷ディーゼル機関 JIS B8012 の調速性能では、連続定格回転数が 1,500 rpm を越える機関の場合、定格負荷から急に無負荷にした時の瞬時速度変動率は 20% 以下であることが規定されている。また、英国規格では同様な負荷条件で整定時間は 15 秒と規定されている¹⁵⁾。本実験では動力計の制御装置によって定格負荷から無負荷に変化させたため、規格にあるような急に無負荷に変化させたと判断されるかという問題は残るものの、サンプリング周期が 150 ms の場合の瞬時速度変動率は 13.5%、100 ms の場合でも 13.0% となり、規格を満足させられる可能性があり、整定時間についても問題はないものと理解された。評価指数 E はサンプリング周期が 100 ms の場合よりも 150 ms の方が小さい値を示しており、このことからサンプリング周期の短縮が必ずしも精度の高い制御にはならないものと推察された。各ゲインの厳密な最適性が確認されていないことも一因とは考えられるが、これは制御対象のディーゼル機関の燃焼系が無駄時間の長い特性を有しているためと予測された。

次に Fig. 6-14 は PID ゲインが制御系の動特性に及ぼす影響を示したものであり、軽油噴射量を決定する PID ゲインの比例ゲイン K_{sp} だけを変化させた実験において得られた結果である。上図では負荷の軽減に際して、制御量である機関回転数は良好な収束性を示している。また、機関回転数の増加に伴う操作量の変化もアルコール吸入運転領域から軽油単味運転領域になだらかに移行している。一方、軽油の比例ゲイン K_{sp} を若干下げた下図の場合は、操作量が整定しないために、制御量の機関回転数も振動し、負荷を軽減してから 10 秒後も機関回転数の整定がみられない。この結果は評価指数 E からも裏付

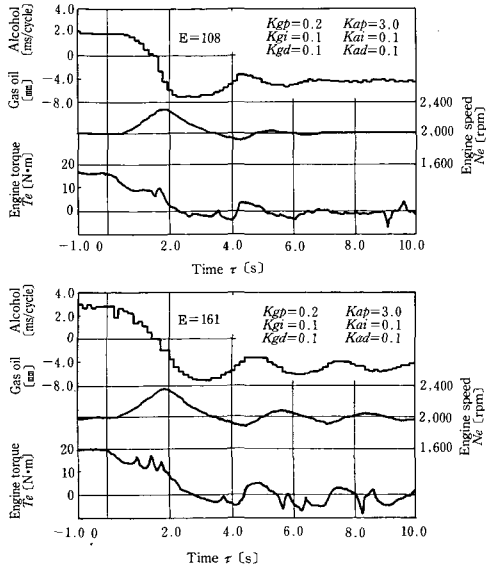


Fig. 6-14. Effect of values of PID gain for dynamic behaviors of the engine control system

けられ、上図の方が下図よりも評価指数 E は小さい。具体的には上図の場合の評価指数 E は108であるのに対して、下図は161となり約49%も高い値を示した。このことから安定した制御を実現するためには、機関回転数のサンプリング周期と共に適切なPIDゲインの選択が重要であると理解された。

Fig. 6-15は機関回転数のサンプリング周期を150 ms、軽油・アルコールの各ゲインを、ほぼ最適に設定した場合について、4/4 負荷から無負荷及び無負荷から4/4 負荷に負荷を急変させた時の動特性の結果を示したものである。両者共に約2秒程度で目標負荷に達しているが、両図共に制御量である機関回転数の復帰成績は望ましい。4/4 負荷から無負荷に変化させた上図の場合は、最高機関回転数は2,270 rpmであり、瞬時速度変動率は13.5%程度である。また、負荷変化後約5秒程度で整定しており、操作量も制御量の整定後は安定した値を示している。また、無負荷から4/4 負荷に変化させた下図の場合は、約7秒程度まで制御量の偏差が認められるものの、最低回転数が1,947 rpmであることから、瞬時速度変動率は2.7%と算出され、十分実用可能な変動範囲と判定された。次にFig. 6-15で行われた負荷の変化速度よりも緩やか負荷変動を与えて

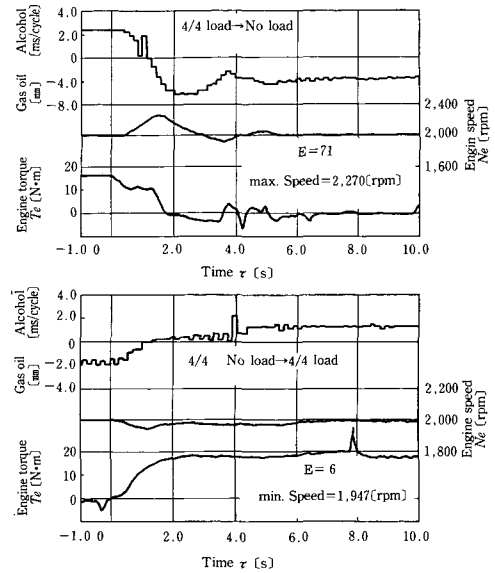


Fig. 6-15. Dynamic behaviors of the engine control system for rapid load change

行った実験の結果がFig. 6-16である。この実験はロータリヤブラウを土中に入れてゆく過程や枕地で作業機を昇揚する過程を想定して行った。4/4 負荷から無負荷及び無負荷から4/4 負荷の両者共に約6

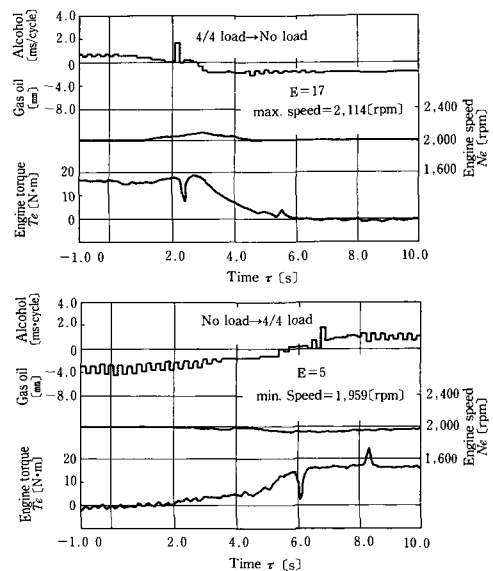


Fig. 6-16. Dynamic behaviors of the engine control system for slow load change

秒程度で目標負荷に達している。4/4 負荷から無負荷に変化させた上図の場合は、若干の機関回転数の増加は認められるものの良好な追従性を示している。また、下図の無負荷から4/4 負荷に変化させた場合についても、わずかながら偏差が持続しているものの実用上差し支えないと考えられた。

以上の動特性実験の結果から、本研究で考案された制御法による調速性能はほぼ満足のいくものと判断された。

6.5 まとめ

本章では軽油・アルコール二燃料の噴射量制御方法を考案する目的で、単気筒機関を供試して制御システムを試作した。加えて、制御系の静特性実験及び動特性実験を行い、試作制御システムの評価を行った。

1) アルコールのディーゼル機関燃料としての性状を考慮して、無負荷から低中負荷域までの燃焼温度の低い領域は、軽油単味により運転させ、それ以上の負荷域は、アルコール噴射量を調整して対応する運転領域の分割を試みた二燃料制御方法が考案された。

2) 部分負荷域では遠心重錘式の調速機を有している機関の場合、負荷の増加に伴い機関回転数は必然的に低下するが、試作制御システムでは整定速度変動率を0%にすることが可能となった。

3) 試作された燃料制御システムでは、複雑なリンク機構を必要としないため、農用機関・建機用機関で重視されるトルク特性曲線がある程度任意に設定できた。また、最大軸出力線の上の Eta ノールによる軽油代替率は熱量割合で50%以上に達した。

4) 機関回転数のサンプリング周期とPID ゲインの制御成績に及ぼす影響は大きいものの、適切に制御パラメータを設定した場合、JIS 規格の調速性能値を満足させられ得る可能性がある。4/4 負荷から無負荷に約2秒で変化させた場合、瞬時速度変動率は13.5%程度であり、制御量は約5秒程度で整定し、考案した燃料制御法は実用できる可能性があるものと判定された。

第7章 二燃料噴射制御のトラクタ 搭載機関への応用

7.1 目的及び範囲

本章では第6章で考案された軽油・アルコールの二燃料噴射制御システムを、農用機関として代表的

なトラクタ搭載機関に応用することを目的とした¹⁾。トラクタ搭載機関の所要性能^{2),3)}の中には軸出力と燃料消費率の他に、作業環境の点から低振動・低騒音が挙げられる。加えて、施設園芸ではハウス内における農用トラクタによる作業があり、黒煙や有害排気成分も運転者の健康に悪影響を及ぼすことから、重要な性能項目として指摘される。すなわち、これらの諸性能値を総合的に勘案して、農用機関としての性能の良否は評価されるのである。したがって、本研究のようにアルコールを一部燃料として使用することができるトラクタ機関に改造する場合についても、これら諸性能値について十分に検討する必要がある。上記の性能値のほかに、トラクタ搭載機関の重要な性能項目の1つに第6章で既述したトルク特性がある^{4),5)}。農用トラクタは激しい負荷変動を伴い長時間過負荷運転するという過酷な使用条件にあることから、それに適合したトルク特性曲線を搭載機関は具備しなくてはならない。すなわち、負荷変動に対する作業の安定性⁶⁾と一定の中間速で運転される作業⁷⁾を考えると、トルク特性曲線は重要な性能項目となるのである。

これらの背景から本章は第6章で考案された二燃料噴射量の制御方法を採用して、トラクタ搭載機関を一部アルコール燃料として使用できる機関に改造し、試作された軽油・アルコール二燃料噴射式ディーゼル機関の農用としての使用可能性を実証することを目的とした。使用負荷範囲内における二燃料で運転した場合の軸出力・燃費・機関騒音・煙濃度・NO_x 排出量について検討し、加えて試作機関の動特性実験及びロータリ耕うんによる実作業実験を行い、二燃料機関の調速性能についても考察した。

7.2 実験装置の改造・試作

7.2.1 供試トラクタ機関

アルコールディーゼル機関に改造されたトラクタの全形を Fig. 7-1 に示した。基本トラクタは Fordson Super Dexta であり、中型に分類されるトラクタである。本トラクタを供試した理由には、搭載機関が前章まで供試された単気筒機関の燃焼室形状と同じ副室式で、軽油噴射ポンプに列形ポンプを装備していたことから、第6章で考案された制御方法はそのまま踏襲されることが挙げられる。供試したトラクタ搭載機関の諸元を Table 7-1 に示した⁸⁾。供試機関は3気筒・水冷・直列・渦流室式機関であり、総排気量は2,490 cc、カタログ記載最大軸出力

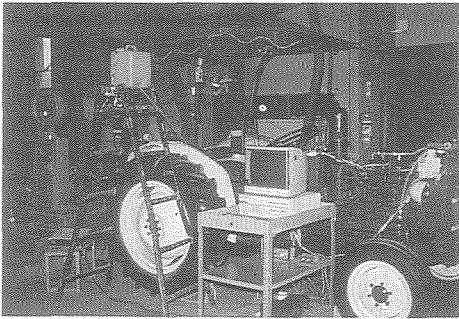


Fig. 7-1. Trial made alcohol diesel tractor

Table 7-1. Specifications of the tested engine

Engine name	Ford 960E
Type	In-line type, Water cooled, OHV, 4 stroke-cycle
Number of cylinders	3
Compression ratio	17.4
Bore×Stroke	91×127 mm
Piston displacement	2,490 cc
Maximum horsepower	29.1 kW/2,000 rpm (39.5 PS/2,000 rpm)
Type of combustion chamber	Vortex precombustion chamber

は 29 kW である。Fig. 7-2 に供試機関の改造前に実施された PTO 軸性能試験結果を示した。無負荷機関回転数を调速レバーで最高機関回転数に設定した場合、供試機関の PTO 軸における最大軸トルクは 484.7 N·m/950 rpm, 最大軸出力は 23.5 kW/1,707 rpm となった。したがって、この両者の値から算出されるトルク比は 1.11, 速度比が 1.80, 弾性値は 1.99 となった。一般にトラクタ搭載機関のトルク比はほぼ 1.1~1.3, 速度比が 1.2~1.3 であることから判断すると⁹⁾, 供試機関のトルク比は平均的であるものの、速度比は標準以上であることから、良好なトルク特性曲線の設定であると判定された。また、调速レバー最大である無負荷機関回転数を 1,918 rpm に設定して負荷を増加させた場合、调速性能の 1 項目である整定速度変動率は約 11.0% 程度となることも本図から読み取れる。

7. 2. 2 主燃料軽油噴射装置

主燃料軽油噴射ポンプは上述したように列形噴射ポンプであり、供試噴射ポンプ内には当然のことながら機械式のオールスピードガバナが装備されてい

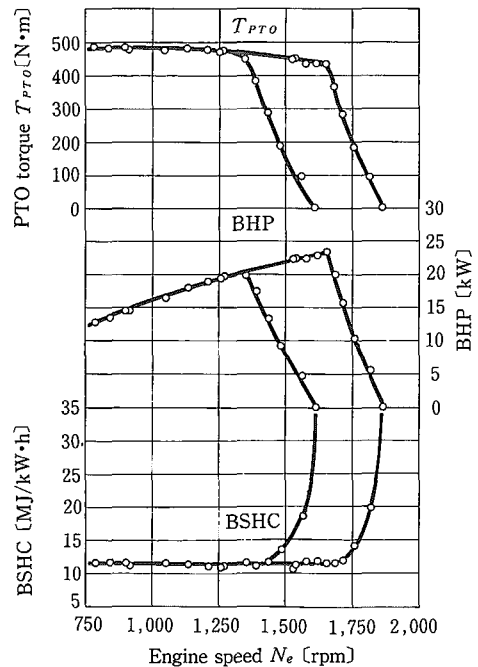


Fig. 7-2. PTO performance with conventional test engine

た。本制御システムでは電氣的に任意回転数制御を行うために、供試機関に装着されているオールスピードガバナは不必要となり、本方式の場合、直接軽油噴射ポンプのコントロールラックを調節するこ

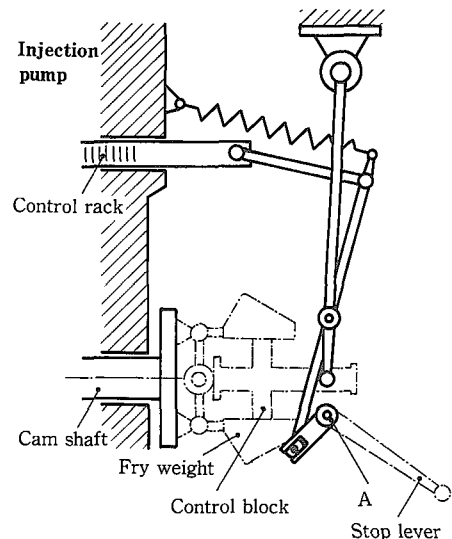


Fig. 7-3. The schematic diagram of remodeled injection pump of diesel fuel

とが要求された。したがって、本研究では Fig. 7-3 に示したように噴射ポンプ内に組み込まれていたガバナ仕組みを取り外して、噴射ポンプ本体の機関停止レバーを操作することによって、コントロールラック移動量を調整できるように改造した。

7. 2. 3 補助燃料アルコール噴射装置

補助燃料アルコール噴射装置の供試機関への装着状態を Fig. 7-4 に示した。第2章で行った単気筒機関において試作されたアルコール噴射装置の構成と概ね同じである。アルコールは燃料フィルタ・燃料ポンプ・ダンパーを経て、噴射弁へと流れる。また、アルコール経路には圧力計と調圧弁が装備され、一定の燃圧で噴射されるようにしている。アルコールは供試機関のシリンダヘッドカバーから吸気弁の上方まで延ばした導管を通して噴射され、各気筒に等量が噴射されるように工夫した。

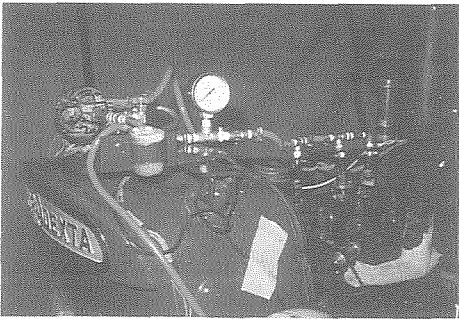


Fig. 7-4. Alcohol injection apparatus was composed of fuel filter, fuel pump, fuel damper, injection nozzle

7. 2. 4 計測システム

本章の目的は二燃料噴射量の制御方法をトラクタ搭載機関に応用して、搭載機関をアルコールを一部燃料として使用できる機関に改造すると共に、使用負荷範囲内の上述の軸出力・熱消費率・機関騒音・煙濃度・NO_x 排出量について検討することにあるので、Fig. 7-5 に示すような計測システムを構成した。

本章における供試機関の性能試験はトラクタの PTO 軸性能試験^{10),11)} により行い、負荷源として水動力計を採用し、その負荷量である PTO 軸トルクはトルクメーター・動歪アンプ・AD コンバータを介して計測用コンピュータに入力された。また、排気温度はクロメル・アルメル熱電対から変換器・AD コンバータを介して PTO 軸トルク同様コンピュータに入力された。また、NO_x 排出量も計測器からの出力電圧を AD 変換して、直接コンピュータに収録された。この3項目のデータは定常運転時、サンプリング周期 100 ms、測定点数 600 点の1分間にわたり計測された。同時に、PTO 軸回転数は回転角 120° 毎に設置された磁性体を電磁ピックアップが検知すると、その信号をトリガーとして動作する計測用コンピュータの CPU に対する割り込み信号によって、PTO 軸が 120° 回転するのに要する時間を計測し、回転角 120° 毎の平均回転速度として算出した。また、二燃料噴射制御システムにおける制御量である機関回転数は、ミッションケース内にあるフライホイールの回転速度を計測することによって行った。計測はフライホイールの一点に磁性体を埋め込み、その磁性体を電磁ピックアップが検出して、機関回転数はクランク軸1回転の平均速度として計測

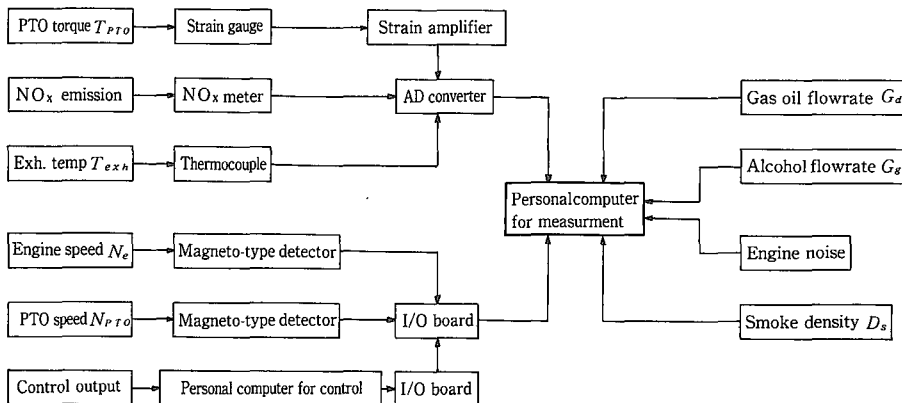


Fig. 7-5. Flow chart of instrument and data processing

された。また、アルコール吸入時のトルク特性曲線を決定する上で必要なアルコール噴射量を意味する噴射弁の開弁時間は、第6章同様、制御用コンピュータからI/Oボードを介して計測用コンピュータに1バイトデータとして転送された。したがって、これらの測定項目については自動計測されることになる。上記諸データ以外にも機関騒音は運転者の耳元騒音として、また軽油噴射量はデジタル積算流量計によって測定された。アルコール噴射量はピュレットにより一定量の消費時間を測定して算出し、煙濃度は供試機関の排気管から排出されるガスを採集し、スモークメーターにより測定した。これら直接コンピュータに入力されないデータに関しても測定後、定常運転時の平均測定値として計測用コンピュータに手入力される。

7.3 実験方法

7.3.1 PTO軸性能試験

機関回転数1,800 rpmについて軸出力・熱消費率・機関騒音(A特性)・ NO_x 排出量・煙濃度・排気温度などを測定した。また、本章についても前章と同様に標準的なトルク特性曲線を有するトルク標準型とトルクバックアップを増加させたトルク上昇型の二者の設定を行って見た。なお、本実験では二燃料を使用するトラクタ機関についてトルク特性が任意に設定できるものかどうか検討することを主目的としているため、最大出力線は機関の強度・耐久性を考慮して、軽油単味運転時における出力線の約80%程度に抑えることにした。

7.3.2 二燃料機関の動特性及び実作業実験

動特性実験は試作された二燃料機関の調速性能を評価するために実施された。機関回転数を1,800 rpmに設定・制御し、水動力計によって一定の負荷を供試機関にかけて、供試トラクタのクラッチを急激に接続・断絶した場合の機関回転数の変動について検討した。

実作業実験はロータリ耕うん作業を行い、二燃料機関の農用としての使用可能性を検討するために実施された。供試ロータリ耕うん装置は、一般耕うん用に分類される普通づめ、耕幅1,500 mm、適合トラクタが14.7~22.1 kWの装置である。実験は室内土壌層で行い、土質はシルト質ローム、含水比が21.3%、コーン指数は1.0 MPaであった。ロータリ耕うん実験は定常作業時と共に、実作業時の過渡現象と考えられるロータリ耕うん装置を土中に入れた

場合と土中から昇揚した場合の制御特性についても検討した。

ここで、本章の実験で使用したアルコールは99.5 v.%の試薬用エタノールであり、エタノールによる軽油代替率は熱量基準で算出された。また軽油噴射時期は、メーカー推奨値であるBTDC 20°C Aから約10°C A遅角させて行った。これは単気筒機関を供試して得られた第2章の知見同様、本供試機関についても軽油噴射時期の遅延は、アルコール吸入時のノッキングを抑制する上で有効となることが予備実験によって確認されたからである。

7.4 結果及び考察

7.4.1 PTO軸性能試験

二燃料機関の機関回転数1,800 rpmにおける熱消費率・煙濃度・軽油代替率の結果をFig. 7-6に、その時の排気温度・ NO_x 排出量・機関騒音の結果をFig. 7-7に示した。Fig. 7-6のエタノール吸入時の最大PTO軸トルクはノッキングにより制限されたものであり、単気筒機関を供試して得られた第2章の知見との一致をみた。最大PTO軸トルクは約362 N・m程度である。最低熱消費率は最大軸トルク点に

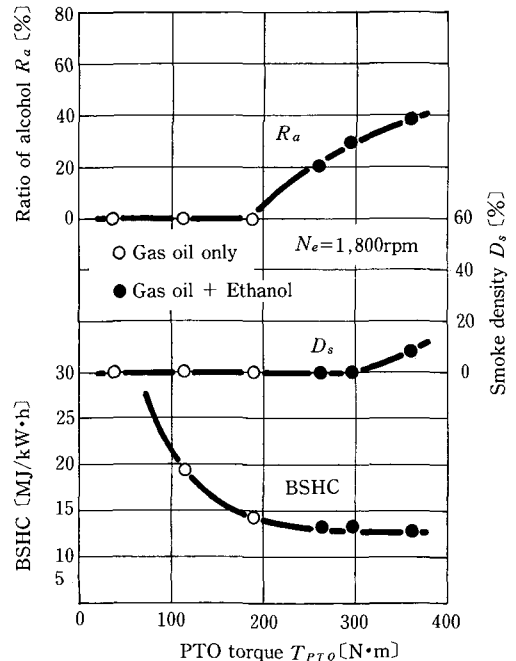


Fig. 7-6. Brake specific heat consumption, smoke density and rate of ethanol vs. PTO torque at engine speed 1,800 rpm for dual-fuel engine

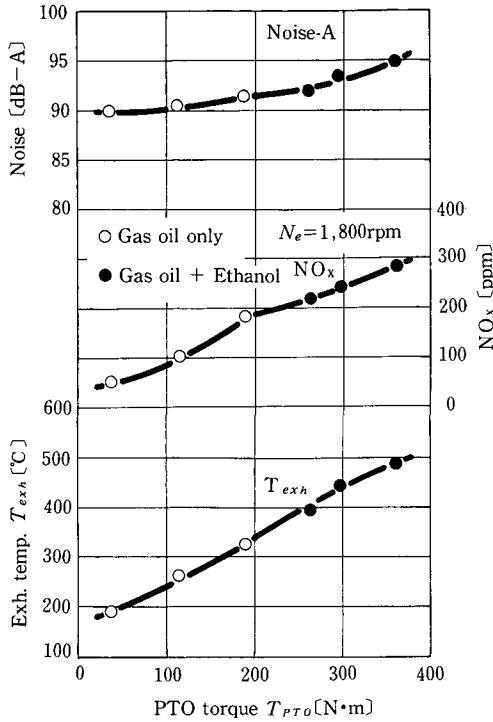


Fig. 7-7. Exhaust temperature, NO_x emission and engine noise vs. PTO torque at engine speed 1,800 rpm for dual-fuel engine

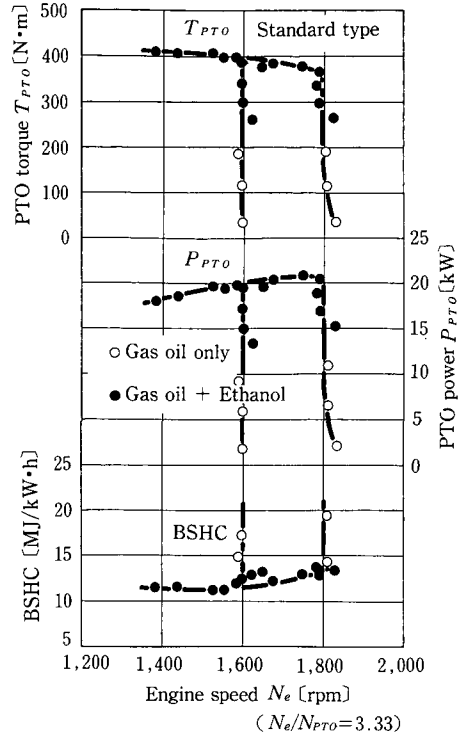


Fig. 7-8. Brake specific heat consumption, PTO power and PTO torque for standard type with the average torque ratio

において得られ、約 12.7 MJ/kW・h となった。煙濃度については、使用負荷範囲内においてはほぼ無煙運転が可能となる。エタノールによる軽油代替率は本制御方式の場合、高負荷になるほど増加し、最大軸トルク点における軽油代替率は約 38% であった。次に Fig. 7-7 の機関騒音と NO_x 排出量の結果についてみると、機関騒音・ NO_x 排出量共に負荷の増加、換言すればエタノール噴射量の増加に伴い増大した。エタノール吸入時の最大 PTO 軸トルク点における機関騒音は、予備実験で得られた同一負荷・回転数で運転された軽油単味時と比較して、約 2.1 dB(A) の増加が、一方、 NO_x 排出量は軽油単味運転時の 51% 程度の排出量であることが確認された。

Fig. 7-8 と Fig. 7-9 は供試機関についてトルク標準型とトルク上昇型のトルク特性曲線の設定を行った場合の PTO 軸トルク・PTO 軸出力・熱消費率を示したものである。標準型は今日普及している機関のトルク特性を再現したものであるが、最大 PTO 軸出力は 20.9 kW/1,750 rpm、最大 PTO 軸トルク

は 409 $N \cdot m$ /1,385 rpm であり、トルク比は 1.09、速度比は 1.26 となった。Fig. 7-9 の上昇型の場合は PTO 軸トルクが、機関回転数の低下に伴い急増することがわかる。上昇型の最大 PTO 軸出力は 20.2 kW/1,570 rpm、最大 PTO 軸トルクは 468 $N \cdot m$ /1,200 rpm と算出された。このようなトルク特性曲線の設定を行った場合は、機関回転数が 1,500~1,800 rpm の範囲で出力線は平坦となり、粘り強いトルク特性曲線の設定と判定された。熱消費率は標準型・上昇型共に使用回転数範囲において、最大トルク線上の熱消費率は平坦な特性を示し、標準型の場合、約 11.1~13.6 MJ/kW・h、上昇型の場合、約 11.1~13.1 MJ/kW・h と算出された。

Fig. 7-10 にこの標準型と上昇型の最大トルク線上の軽油代替率と煙濃度を示した。軽油代替率については標準型は 40% 程度を維持しており、機関回転数の低下に伴い若干の増加が認められた。一方上昇型の場合、機関回転数が低下するにしたがい、エタノール噴射量を増加させているために、代替率も増

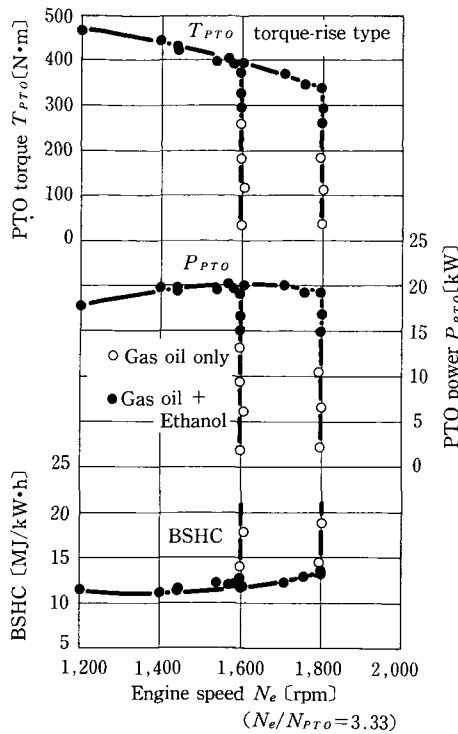


Fig. 7-9. Brake specific heat consumption, PTO power and PTO torque for torque-rise type with the higher torque ratio

加傾向を示し、機関回転数が1,200 rpmにおいて50.0%に達した。また煙濃度は、両者共機関回転数の低下にともない増加傾向を示しているものの、最大でも26%程度であることから実用上問題ないものと判定された。

7. 4. 2 二燃料機関の動特性及び実作業実験

トラクタのクラッチ接断による二燃料機関の動特性実験結果を Table 7-2 に示した。本実験は設定機関回転数1,800 rpm について、供試機関を二燃料で

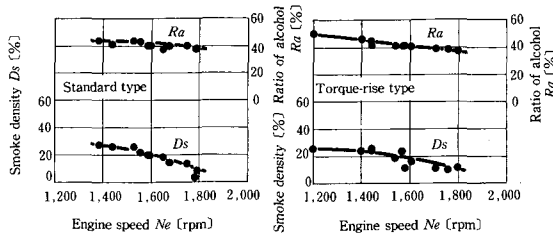


Fig. 7-10. Comparison of rate of ethanol and smoke density for standard type with the average torque ratio and torque-rise type with the higher torque ratio

Table 7-2. Performance of engine speed control for dual-fuel engine when releasing and depressing clutch pedal

PTO torque [N·m]	Clutch disengaged		Clutch engaged	
	max. Speed [rpm]	Instantaneous speed change [%]	min. Speed [rpm]	Instantaneous speed change [%]
210.5*	1,960	8.9	1,428	20.7
245.6	2,127	18.2	1,339	25.6
280.8	2,173	20.7	1,307	27.4

* Operation with gas oil only

運転した場合の最大 PTO 軸トルク値の 58% 負荷に相当する 210.5 N·m, 67.8% 負荷に相当する 245.6 N·m, 及び 77.6% 負荷に相当する 280.8 N·m について、クラッチの接断による二燃料機関の調速性能を調べたものである。最高・最低回転数と設定回転数との偏差は、負荷の増加にともない当然のことながら増加した。クラッチの断絶による調速性能は、軽油単味運転領域である 210.5 N·m の場合、最高回転数は 1,960 rpm となり、瞬時速度変動率は 8.9% であった。しかしながら、PTO 軸トルクが 280.8 N·m の場合は、瞬時速度変動率は 20.7% まで増加した。これはこの負荷トルクが機関の軸回りに換算された慣性モーメントよりも相対的に大きすぎることが原因と考えられる¹²⁾。一方、クラッチを接続した場合は、クラッチの断絶時と比べて瞬時速度変動率は増加することが明らかにされた。無負荷から 280.8 N·m に負荷を増加させた場合、最低回転数は 1,307 rpm となり瞬時速度変動率は 27.4% に達した。これは、既述したように機関の慣性モーメントが負荷量に比べて小さすぎること一因ではあるが、二燃料機関の駆動トルクの追従性が低いことも原因の一つとして想定される。二燃料で運転した場合、駆動トルクの追従性が低いことの理由としては、軽油噴射時期を軽油単味運転時の噴射時期よりも遅角させていることから搬送遅れが生じること¹³⁾、そして急激な負荷の増加に伴いアルコール噴射量も急増するが、アルコールの低い気化性のために不完全燃焼を起こしていることなどの諸要因が予測される。しかしながら、このような負荷変動において必要となる調速性能は、急激な機関回転数の増加により機関・変速機などが破損することを回避することにある。すなわ

ち、クラッチの断絶にともなう機関回転数の増加を抑える调速性能の方が、クラッチの接続による機関回転数の低下を抑える调速性能よりも重要であると判断されるのである。したがって、トラクタ機関を二燃料で使用する上で、この機関回転数の低下による実用上の問題は小さいものと理解された。

ロータリ耕うん定常作業時の二燃料機関の制御特性を Fig. 7-11 に示した。Fig. 7-11 はロータリ耕うん時の負荷曲線¹⁴⁾ に操作量を併記したものであり、a) は前述した PTO 軸性能試験、動特性実験時と等しい軽油設定量で実施された実験結果である。また、b) はこのロータリ耕うん作業時の負荷量では、アルコールの消費量が少なかったことから、故意に軽油設定量を少なくして運転させた時の結果である。軽油設定量が多い a) の場合は、ロータリ耕うん作業による機関回転数の変動は少なく、機関回転数 1,800 rpm の設定値に対して、最高回転数は 1,830 rpm、最低回転数は 1,775 rpm となった。一方、軽油設定量を少なくした b) の場合は、最高回転数は 1,900 rpm、最低回転数は 1,685 rpm となり、変動幅の増

加が認められた。これはアルコール噴射量制御のゲイン値の選択が不十分であったことが原因と考えられる。しかしながら、a)、b) 両者の結果に共通して指摘されることは、機関回転数の変動要因であるはずのロータリ耕うんにより生じる負荷変動が回転数変動にほとんど影響していないと予測されることである。そこで、本制御システムの入出力の関係にある PTO 軸トルクの変動と機関回転数の変動の因果関係を究明してみた。Fig. 7-12 は Fig. 7-11 の a) について PTO 軸トルクと機関回転数の周波数分析を行った結果である。PTO 軸トルク・機関回転数両者とも直流成分を除去してフーリエ解析を試み、最大のパワースペクトル値で基準化を施した。PTO 軸トルクのスペクトルは土の切削に寄与する 18 Hz 程度の成分が突出しているのに対して、他の成分は相対的に非常に小さいことが明らかとなった。一方、機関回転数の変動は上述の PTO 軸トルクの変動と比べて、変動する周波数は小さく、0.065 Hz 程度にピーク値を有している。この結果から、ロータリ耕うん作業時の切削に起因する PTO 軸トルクの変動は機関回転数の変動に関連していないものと理解された。この理由としては、機関と作業機の間には変速機が介在していることから、高周波の変動トルクは、この変速機の構成要素である軸・歯車群の弾性によって減衰されたものと想定された。したがって、トラクタ機関の定常作業時の调速は、数 Hz 程度の

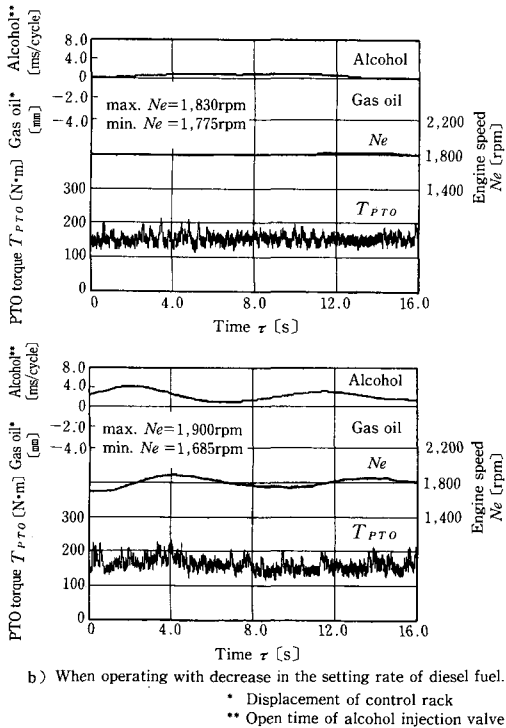


Fig. 7-11. Control characteristic of the dual-fuel diesel engine for rotary tilling

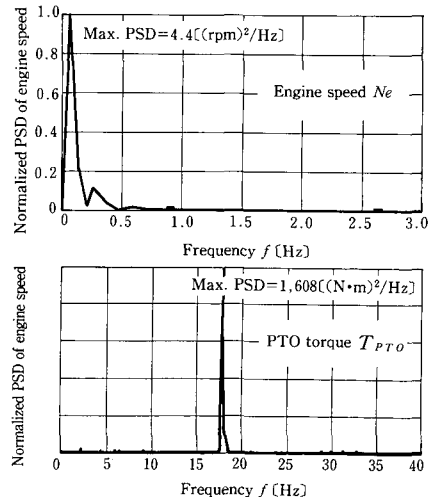


Fig. 7-12. Power spectrum density for changing component of PTO torque and engine speed with rotary tilling

変動負荷に対応できれば十分であると推察された。次に Fig. 7-13 は、ロータリ耕うん作業時の過渡現象と考えられたロータリ耕うん装置を土中に入れた場合と耕うん装置を土中から昇揚した場合の制御特性を示したものである。a)の土中に耕うん装置を入れた場合、約4秒後にPTO軸トルクが増加し、その負荷変動にもない機関回転数は低下した。この回転数低下を検知して、軽油単味運転領域から、アルコール吸入運転領域に移行していることがわかる。逆に、b)は土中から耕うん装置を昇揚した時の結果を示したものである。約1.5秒後に耕深の変化による負荷の増加が認められ、それが原因となって機関回転数の低下がみられる。その後の約6秒後の負荷の急減が土中から耕うん装置を昇揚したときの負荷変動である。最高機関回転数は2,090 rpmで、変動率は16.1%となり、アルコール吸入運転領域から、軽油単味運転領域になだらかに移行している。また負荷の急減後、約5秒程度で機関回転数は整定した。

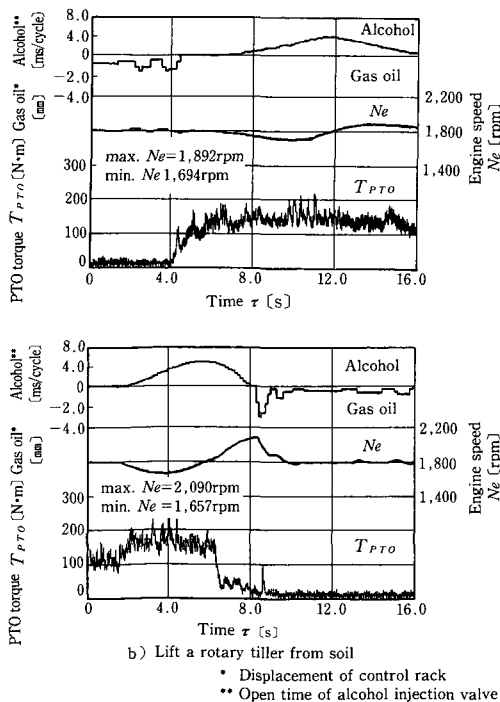


Fig. 7-13. Control characteristic of the dual-fuel diesel engine when entering a rotary tiller into soil, and when lifting a rotary tiller from soil

したがって、以上のクラッチの接断による動特性実験及び実作業実験の結果から、試作された二燃料トラクタ機関を農用として使用する上で支障はないものと判断された。

7.5 まとめ

本章は第6章で考案された軽油・アルコールの二燃料噴射制御システムを農用機関として代表的なトラクタ搭載機関に応用し、試作機関の農用としての使用可能性について検討した。二燃料で運転した場合の機関性能と制御系の静特性を把握するためにPTO軸性能試験を行い、使用負荷範囲内における軸出力燃費特性・機関騒音・煙濃度・ NO_x 排出量について検討した。また、制御系の動特性実験及びロータリ耕うんによる実作業実験を行い、トラクタ機関を二燃料機関として使用した場合の調速性能を調べた。

1) 軽油噴射装置は供試トラクタ搭載機関の主燃料軽油噴射ポンプ内に組み込まれているガバナ仕組みを取り外して、パルスモータを使用して噴射ポンプ本体の機関停止レバーを直接操作することによって、コントロールラックが調整されるように改造した。

2) 補助燃料アルコール噴射装置は、燃料フィルタ・燃料ポンプ・ダンパー・噴射弁・圧力計・調圧弁から構成されている。アルコールはシリンダヘッドカバーから吸気弁上方まで延ばした導管を介して噴射され、各気筒の噴射量が等量となるように工夫した。

3) 使用回転数範囲において、二燃料を用いた任意回転数制御が可能であることを確認し、試作機関の部分負荷域における機関性能を把握した。機関回転数が1,800 rpmの場合、最大PTO軸トルクは約362 N·m程度、最低熱消費率は最大PTO軸トルク点において得られ、約12.7 MJ/kW·hとなった。また、使用可能負荷範囲内においてほぼ無煙運転が可能であった。

4) 供試機関についてトルク特性曲線設定の任意性を確認した。在来のトラクタ機関のトルク特性曲線を再現したトルク標準型とトルクバックアップを増加させたトルク上昇型の設定を行った。エタノールによる軽油代替率はおおむね40%以上、煙濃度も30%以下に抑えることができた。

5) クラッチの接断による制御系の動特性実験及びロータリ耕うんによる実作業実験を行い、試作さ

れた二燃料機関の調速性能は農用として使用する上で支障はないものと判断された。

第8章 総 括

アルコールはバイオマス生成物の1つであり、余剰農産物からは無論のこと、稲わら・生ゴミ・もみながら・おがくずなどの農・林産廃棄物からも生成され、エネルギーの再生産・エネルギーの有効利用という点で有望である。また、アルコールは常温で液体のため、バイオマスエネルギーとして今日同様に有望視されているメタンよりも熱機関用燃料としては扱いやすいという有利な点も有している。したがって、農業地帯から生成されたアルコールを燃料として利用できる農用熱機関の研究・開発は、新エネルギーの有効利用に対して重要な役割を果たすものと考えられた。そこで本論文は、気化ディーゼル法を農用機関へ応用する上での基礎的な知見を得ることを目的として、問題になると予測されたアルコールの燃料性状に起因する燃焼上の問題及び軽油・アルコール二燃料の噴射量制御方法について検討した。以上の諸知見に基づいてトラクタ搭載機関を一部アルコールを燃料として使用できるディーゼル機関に改造した。

1. 実験装置の改造・試作 (第2章要旨)

アルコールを気化ディーゼル法により、農用ディーゼル機関の燃料として利用するために、供試機関の改造とメタノール吸入時の主燃料軽油の最適噴射時期が明らかにされた。得られた結果を要約すると以下の通りである。

1) 気化ディーゼル法を採用するために実験装置の改造を行った。主燃料軽油の噴射ポンプを供試機関内蔵のデッキル型からボッシュPE-A型燃料噴射ポンプに交換した。また、補助燃料アルコールについてはアルコールの吸気管内における均一な霧化を促進するために、自動車用燃料噴射装置部品を利用したアルコール噴射装置の試作、そして噴射量制御のための制御装置を自作した。

2) 気化ディーゼル法により、アルコールを補助噴射し機関性能向上を目的とする場合、主燃料である軽油の噴射時期の機関性能に及ぼす影響は大きく、軽油単味運転時より噴射時期を上死点側に設定変更することにより軸出力・熱消費率・排気煙濃度の改善が可能となった。

3) 予燃焼室式である本供試機関では、軽油単味

運転時の最適噴射時期がBTDC 14°C Aに対してメタノール吸入時はBTDC 4°C Aが適当であることを知った。

4) その理由として、軽油噴射時期BTDC 4°C Aでは軽油と燃焼速度が速いメタノールの混合ガスの燃焼初期における急激な燃焼は膨張行程で起こり、筒内圧の過度の上昇が抑えられたためと考察された。

2. 高濃度メタノール・エタノール吸入時の機関運転特性 (第3章要旨)

軽油噴射時期BTDC 4°C Aにおける高濃度メタノール吸入時の軸出力・熱消費率・煙濃度の主要性能と共に排気組成・機関騒音の点から軽油単味運転時と比較検討した。加えて、アルコール燃料としてメタノール同様に有望視されているエタノールによる運転も試みた。本章で得られた結果を要約すると以下の通りである。

1) 本研究では軽油噴射量を部分負荷に設定し、それ以上の負荷に対しては補助燃料メタノールのみを増加させる方法で実施した。その設定する主燃料軽油噴射量が連続定格出力の20%負荷、40%負荷に相当するように少ない場合は、低中負荷域で軽油単味運転時の熱消費率よりも若干増加する。しかしながら、高負荷までほとんど黒煙を排出させない運転が可能であり、20%負荷相当の軽油噴射量の場合では供給可能な熱量割合が63%に達した。また、連続定格出力の60%、80%負荷に相当する軽油噴射量に増加設定させた場合、メタノールを補助噴射することによる空気利用率の上昇に伴い最高正味平均有効圧は増加し、熱消費率も低中負荷域の増加部分が消失するため良好な性能を示した。

2) 補助燃料には、今日アルコール燃料として有望視されているメタノールとエタノールが想定される。その2種類の燃料を気化ディーゼル法の燃料と考えた場合、軸出力・熱消費率・煙濃度の面からメタノールの方が若干有利であると判定された。

3) 軽油噴射量を少量に設定してメタノールを吸入させると、一酸化炭素は低中負荷域では比較的高いが、高負荷域では比較的低くなるという結果が得られた。しかしながら、ホルムアルデヒド・未燃メタノールの排出が気化ディーゼル法の問題点として指摘された。

4) メタノール吸入時の騒音の増大には1~1.6 kHzの周波数帯域の音が寄与しており、63~100 Hz

の低周波数帯域の音はメタノールを吸入させることにより逆に減少した。メタノールを吸入させた場合、定積燃焼を基礎とする火花点火機関に類似した燃焼状態にあると推察された。

3. メタノール微粒化と吸気加熱による排気浄化(第4章要旨)

補助燃料メタノールの完全燃焼を促進させ、未燃メタノール・ホルムアルデヒドに代表される人体に有害な排気成分を浄化させる方策を見いだす目的で、メタノールの微粒化と吸気加熱を気化ディーゼル法について実施し、機関性能に及ぼす影響を検討した。超音波による2種類の微粒化装置を試作し、各々の微粒化効果を模型吸気管と定常空気流を用いて確認した後、吸気加熱を併用した実験を実施した。得られた結果を要約すると以下の通りである。

1) 供給方式・微粒化効果の異なる3種類のメタノール供給装置を試作し、噴霧状態の写真観察及び粒度測定により各供給装置の微粒化度を定量的に評価し、メタノール供給装置としての超音波利用の可能性を明らかにした。

2) 軽油代替率の低い中負荷時において、メタノール微粒化により5%の熱消費率低減が認められた。また、排気組成はホルムアルデヒドを30%、未燃メタノールを35%減少させた。しかしながら、微粒化を進め過ぎた場合これら未燃成分の排出量は増加した。

3) 軽油代替率の高い高負荷時において、微粒化による熱消費率低減効果は中負荷域ほどみられず、吸気温度の増加に対しても、熱消費率はほとんど変化しない。また、排気組成は吸気温度を増加させることにより、未燃メタノール・ホルムアルデヒドの排出量の30%程度の低減が認められた。

4) 本章では超音波式のようにメタノールの微粒化を進め過ぎた場合、定格負荷に至る以前で安定した運転が困難となることも明らかにされた。したがって気化ディーゼル法を採用する場合、本章で試作された衝撃式のようにメタノールを適度に微粒化し、均一混合気として吸入させることが望ましい。高負荷域では、微粒化供給に加えて排気・冷却水熱により吸気を約70℃程度まで加熱することより、中負荷域では熱消費率の低減、排気浄化、また高負荷域では、熱消費率を増加させないで、排気の浄化が可能となる。

4. 含水エタノールの燃焼と機関性能(第5章要旨)

濃縮されていない含水エタノールを、ディーゼル機関に使用した場合を想定して、含水エタノール使用時の軸出力燃費特性、燃焼安定性及びNO_x排出特性を検討し、それらのメカニズムを燃焼解析により考察した。得られた結果を要約すると以下の通りである。

1) 軽油単味用に設定された噴射時期において、気化ディーゼル法を使用する場合には含水エタノールの方が、無水エタノールよりも性能面において望ましい。含水率40%のエタノールを使用した場合、熱消費率は無水エタノールを使用した場合より約7%低減し、高負荷時では煙濃度が約50%程に抑えられた。

2) 高い含水率のエタノールを燃料とした場合、無水エタノールと比較して燃焼が不安定となる。その原因を主成分分析により推定した後、安定性向上の対策として吸気加熱を採用した。含水率60%の場合、80℃まで吸気を加熱することによる熱消費率への影響は少ないものの、最高燃焼圧力の標準偏差は吸気温度15℃の約53%程度まで低減した。

3) 無水エタノール使用時は高負荷域においてNO_x排出量は、軽油単味運転時と比較して増加するが、含水率60%の高含水エタノールでは、おおむね40~50%の排出量低減が認められた。また、燃焼変動を抑制する上で効果的である吸気加熱は、NO_x排出に及ぼす影響が認められなかったことから、吸気加熱により燃焼安定性の向上とNO_x排出量の低減は、両立されることが明らかとなった。

4) 含水エタノールを燃料として総合的に評価すると、含水率60%までのエタノールは機関の常用負荷範囲までの運転が可能になるように、吸気加熱と必要に応じて主燃料軽油の噴射量を増加させるという条件のもとで、単気筒ディーゼル機関の燃料になりうるものと判断された。

5. 軽油・アルコールの二燃料制御法の考案(第6章要旨)

ディーゼル機関を利用する上で要求される基本制御項目には、運転停止、最高・最低回転数制御、最大軸トルク曲線の設定、農汎用機関では重要な任意回転数の制御があげられる。したがって、本研究もこれらの諸項目の制御を行い、供試機関の常用負荷範囲のアルコールを燃料とした運転が可能となることを制御目標に設定し、軽油・アルコールの二燃料

制御システムを試作した。試作システムについて静特性及び動特性実験を行った。得られた結果を要約すると以下の通りである。

1) 前章までに明らかにされたアルコールの低い酸化性・大きい蒸発熱の性状を考慮して、無負荷から低中負荷域までの燃焼温度の低い領域は、軽油単味により運転させ、それ以上の負荷の増減に対しては、アルコール噴射量を調整して対応する運転領域の分割を試みた二燃料制御方法が考案された。

2) 部分負荷域では遠心重錘式の調速機を有している機関の場合、負荷の増加に伴い機関回転数は必然的に低下するが、試作制御システムでは整定速度変動率を0%にすることが可能となった。

3) 試作された燃料制御システムでは、複雑なリンク機構は必要としないため、農用機関の性能項目の1つであるトルク特性をある程度任意に設定できた。また、最大軸出力線上のエタノールによる軽油代替率は熱量割合で50%以上に達した。

4) 機関回転数のサンプリング周期とPIDゲインの制御成績に及ぼす影響は大きいものの、適切に制御パラメータを設定した場合、JIS規格の調速性能値を満足させられる可能性がある。4/4負荷から無負荷に約2秒で変化させた場合、瞬時速度変動率は13.5%程度であり、制御量は約5秒程度で整定し、考案した燃料制御法は実用できる可能性があるかと判定された。

6. 二燃料噴射制御のトラクタ搭載機関への応用(第7章要旨)

第6章で考案された軽油・アルコールの二燃料噴射制御システムを農用機関としての代表的なトラクタ搭載機関に応用し、二燃料の制御方法の妥当性を再検証し、使用負荷範囲内における軸出力燃費特性・機関騒音・煙濃度・NO_x排出量について検討した。また、制御系の動特性実験及びロータリ耕うんによる実作業実験を行い、トラクタ機関を二燃料機関として使用した場合の調速性能を調べた。得られた結果を要約すると以下の通りである。

1) 軽油噴射装置は、供試トラクタ搭載機関の主燃料軽油噴射ポンプ内に組み込まれているガバナ仕組みを取り外して、パルスモータを使用して噴射ポンプ本体の機関停止レバーを操作することによって、コントロールラックが調整されるように改造した。

2) 補助燃料アルコール噴射装置は、燃料フィル

タ・燃料ポンプ・ダンパー・噴射弁・圧力計・調圧弁から構成された。アルコールはシリンダヘッドカバーから吸気弁上方まで延ばした導管を介して噴射され、各気筒の噴射量は等量になるように工夫した。

3) 使用回転数範囲において、任意回転数制御が可能であることを確認し、試作アルコール機関の部分負荷域の機関性能を把握した。機関回転数が1,800 rpmの場合、最大軸トルクは約362 N・m程度、最低の熱消費率は最大軸トルク点において得られ、約12.7 MJ/kW・hとなった。煙濃度は使用負荷範囲内において、ほぼ無煙な運転が可能となった。また、最大軸トルク点における軽油代替率は約40%が得られた。

4) 供試機関についてトルク特性曲線設定の任意性を確認した。在来のトラクタ機関のトルク特性曲線を再現したトルク標準型とトルクバックアップを増加させたトルク上昇型の設定を行った。エタノールによる軽油代替率はおおむね40%以上、煙濃度も30%以下に抑えることができた。

5) クラッチの接断による制御系の動特性実験及びロータリ耕うんによる実作業実験を行い、試作された二燃料機関の調速性能は農用として使用する上で支障はないものと判断された。

謝 辞

本研究は1985年4月から1990年2月までの4年10月間に、課程博士の学位請求論文として、北海道大学大学院農学研究科在学中に行なわれたものである。研究着手当初より、御指導、御鞭撻を賜った北海道大学農学部寺尾日出男教授に衷心より感謝の意を表す。本研究の取りまとめにあたり、終始懇切なる御指導と論文の御校閲を賜った北海道大学農学部南部 悟教授ならびに北海道大学工学部村山 正教授に対し深謝する。また、修士課程在学中にディーゼル機関の基礎とディーゼル機関の研究の深遠さを御教示して下さった北海道大学名誉教授深澤正一博士に心から御礼申し上げる。そして、実験遂行上で有益な御助言、御協力をいただいた近江谷和彦助教授、澁澤 栄助手に謝意を表す。実験装置の製作・改造をして頂いた今野繁夫技官、若沢幸夫技官、さらに本論文に関連するテーマを選び、共同研究者として協力を頂いた農業原動機学教室の卒業生各位に心より感謝する。

参考文献

— 第1章 —

1. 川村 登：農業機械におけるエネルギー利用，エネルギー問題と農業技術，情報資料 No. 26, 23~43, 農林水産技術情報協会編，1979
2. Renius, K., Th.: TRAKTOREN Technik und Anwendung, 44~45, BLG Verlagsgesellschaft, 1985
3. 三木博幸：ニューコンセプト・トラクタの開発，農機学会昭和63年度 技術研究会資料（その2），23~30, 農機学会編，1988
4. 農業機械学会編：新版農業機械ハンドブック，IV-1, 255~263, コロナ社，1984
5. 高木 守：国産トラクタの海外における技術的問題，農機学会昭和61年度 技術研究会資料，8~16, 農機学会編，1986
6. 大久保 稔：振動騒音解析システムによるトラクタ用エンジンの低騒音化，農機学会昭和63年度 技術研究会資料（その1），1~7, 農機学会編，1988
7. 長広仁蔵：農用作業機とエンジンの作業時関連負荷特性に関する研究，農機北支報第4号，1~101, 1957
8. 紫野 剛：トラクタ搭載用ディーゼルエンジンのマッチング，農機学会平成元年度 技術研究会資料（その3），10~16, 農機学会編，1989
9. 西崎邦夫，ほか：農用トラクタ搭載ディーゼル機関の性能に関する調査，内燃機関12(350), 30~34, 1988
10. 1. に同じ
11. 農業機械学会編：新版農業機械ハンドブック，II-2, 94~106, コロナ社，1984
12. 木谷 収：農業におけるエネルギー利用，エネルギー問題と農業技術，情報資料 No. 26, 1~23, 農林水産技術情報協会編，1979
13. 山澤伸吾編：バイオマスエネルギー，1~40, 朝倉書店，1982
14. KIRIK, M.: A Canadian Views-Alcohol as a Farm Fuel, AGRICULTURAL ENGINEERING 59(5), 13~14, 1978
15. FONTANA, C., et al: Economics of Ethanol Fuel for Crop Production, Transactions of the ASAE 25(4), 840~844, 1982
16. GOLDR, D., B., et al: Fuel sources for field machines, AGRICULTURAL ENGINEER Spring, 28~34, 1985
17. KLOOS, R.: Abschied vom Bioethanol?, DLG-Mitteilungen No. 19, 1006~1007, 1988
18. WEILAND, P., et al.: Agraralkohol ausnachwachsenden Rohstoffen-Verfahrenslösungen für die Verwertung und Entsorgung der Reststoffe, Grundl. Landtechnik 37(3), 70~81, 1987
19. KRAUSE, R.: Brasilianische Alkohol-schlepper in der Prüfung, Grunl. Landtechnik 35(1), 19~24, 1985
20. JANIUS, R.: Alcohol as Tractor Fuel-Is There Any Future?, AGRICULTURAL MECHANIZATION IN ASIA, AFRICA AND LATIN AMERICA 19(4), 1988
21. 農業機械学会編：新版農業機械ハンドブック，II-11, 195~197, コロナ社，1984
22. CRUTZ, J. M., et al.: Dual-Fueling Turbocharged Diesels with Ethanol, Transactions of the ASAE 25(5), 1163~1168, 1982
23. GOERING, C. E., et al.: Overfueling a Diesel Engine with Carbureted Ethanol, Transactions of the ASAE 25(3), 576~580, 1982
24. SCHROPSHIRE, G. J., et al.: Ethanol Injection into a Diesel Engine, Transactions of the ASAE 25(3), 570~575, 1982
25. SCHROPSHIRE, G., J., et al.: A Comparison of Ethanol Fumigation Systems for a Diesel Engine, agric. Engng 65(6), 20~23, 1984
26. WALKER, J. T.: Diesel Tractor Engine Performance as Affected by Ethanol Fumigation, Transactions of the ASAE 27(1), 49~56, 1984
27. CHAPLIN, J., et al.: Ethanol Fumigation of a Compression-Ignition Engine Using Advanced Injection of Diesel Fuel, Transactions of the ASAE 30(3), 610~614, 1987
28. WALKER, J. T.: Microprocessor Control for Alcohol Fuel Fumigation, Transactions of the ASAE 25(6), 1520~1528, 1982
29. MILLER, G. L., et al.: Microprocessor Dual-Fuel Diesel Engine Control, Transactions of the ASAE 26(1), 6~9, 1983

— 第2章 —

1. 寺尾日出男，ほか：アルコール吸入による農用小形ディーゼル機関の熱効率改善に関する研究（第1報），農機誌 50(3), 11~19, 1988
2. 第1章の 24. に同じ
3. 第1章の 25. に同じ
4. 第1章の 22. に同じ
5. 大久保義雄：燃料噴射装置入門，128~138, 山海堂，1979

6. 須田健二：マイコン制御によるメカトロニクス入門, 156~163, 共立出版, 1983
7. 石原 昂, ほか：新農業機械学, 36~47, 朝倉書店, 1984
8. 加藤茂夫, ほか：排気ターボ過給ディーゼル機関におけるメタノール給気噴射の効果, 自技会学術講演会前刷集 No. 862, 591~596, 1986
9. 第1章の 27. に同じ

— 第3章 —

1. 寺尾日出男, ほか：アルコール吸入による農用小型ディーゼル機関の熱効率改善に関する研究(第2報), 農機誌 50(4), 7~15, 1988
2. 第1章の 20. に同じ
3. 原 嘉夫：燃料エタノールの供給可能性及び経済性検討, 代替燃料としての燃料アルコールの問題(第3集), 215~260, AFT 国内委員会編, 開発社, 1982
4. RICHIE, J. D.: Sourcebook for Farm Energy Alternatives, McGraw-Hill Book Company, 14-1~14-30, 1983
5. Society of Automotive Engineers: Alcohols in Diesel Engines: a review, Automotive Engineering July, 55~59, 1984
6. 伊藤献一：メタノールエンジンの排気エミッション, 日本機械学会誌 88(800), 56~61, 1985
7. 深沢正一, ほか：代替燃料によるディーゼル機関の出力向上と燃料消費率の改善, 北海道工業大学紀要第12号, 1~7, 1984
8. 藤本茂夫：騒音の測定, 内燃機関の実験と計測, 90~95, 内燃機関編集委員会編, 山海堂, 1969
9. 第1章の 24. に同じ
10. 第1章の 28. に同じ
11. SAITO, T, et al.: Intercooling Effects of Methanol on Turbocharged Diesel Engine Performance and Exhaust Emissions, Transaction of SAE 93(5), 285~291, 1985
12. 村山 正：ディーゼル機関におけるアルコール燃料の利用, 代替燃料としての燃料アルコールの問題(第4集) 167~239, AFT 国内委員会編, 開発社, 1983
13. 堀 政彦：メタノール, 軽油二燃料噴射式機関に関する研究, 内燃機関 25(332), 21~27, 1986
14. 伊藤献一：メタノールエンジンの排気エミッション, 自動車技術 40(9), 1104~1111, 1985
15. 第1章の 25. に同じ
16. 第1章の 23. に同じ
17. 6. に同じ
18. 福田基一：内燃機関の騒音, 日本機械学会第374回講習会, 内燃機関の振動・騒音・強度教材, 75~85,

1973

— 第4章 —

1. 石井 伝, ほか：農用電着機関のエタノール運転における燃料微粒化・気化効果の実験的研究, 農機誌 44(2), 247~256, 1982
2. 柄沢隆夫, ほか：アルコール使用気化器における静電気印加が燃料供給特性に及ぼす影響, 自技会論文集 No. 34, 80~85, 1987
3. 志賀聖一, ほか：アルコール使用気化器における静電気印加が機関性能に及ぼす影響, 自技会論文集 No. 34, 72~79, 1987
4. 野口 伸, ほか：吸気管内におけるアルコール液滴群の解析, 農機誌 51(6), 83~88, 1989
5. 寺尾日出男, ほか：アルコール吸入による農用小型ディーゼル機関の熱効率改善に関する研究(第3報), 農機誌 51(3), 5~13, 1989
6. 山内照夫：稀薄燃焼制御システム, 日本機械学会誌 90(83), 135, 1987
7. DROUGHTON, J. V., et al.: Ultrasonic horn atomizes fuel, reduces specific consumption, Automotive Engineering 92(7), 60~62, 1984
8. 電気材料工業会編：圧電セラミックスとその応用, 211~223, 電波通信社, 1974
9. 西村源六郎：振動工学, 322~329, 誠文堂新光社, 1969
10. 実吉純一, ほか：超音波技術便覧(新訂版), 117~127, 日刊工業新聞社, 1978
11. 松下電子部品(株)セラミック事業本部編：超音波加湿ユニット 技術資料, 1985
12. 高橋幹二：応用エアロゾル学, 141~157, 養賢堂, 1984
13. 高橋幹二：基礎エアロゾル工学, 189~190, 養賢堂, 1982
14. 第4章の 4. に同じ
15. 第3章の 11. に同じ
16. 第3章の 7. に同じ
17. 石井 伝, ほか：農用電着機関における水およびエタノールの微粒化・気化添加に関する研究, 農機誌 44(3), 393~400, 1982
18. 第3章の 6. に同じ

— 第5章 —

1. 第1章の 19. に同じ
2. 第1章の 18. に同じ
3. 第1章の 13. に同じ
4. GOERING, C. E., et al.: Effects of Ethanol Proof on Engine Performance, Transactions of the ASAE 31(4), 1059~1062, 1988

5. 寺尾日出男, ほか: アルコール吸入による農用小型ディーゼル機関の熱効率改善に関する研究 (第4報), 農機誌 52(1), 11~21, 1990
 6. HADDAD, S., et al.: Principles and Performance in Diesel Engineering, 29~45, Ellis Horwood, 1984
 7. OBERT, E.F.: Internal Combustion Engines and Air Pollution (Third edition), 567~632, Intext Educational Publishers, 1973
 8. BENSON, R.S., et al.: Internal Combustion Engines, 25~50, Pergamon Press, 1979
 9. 野口 伸, ほか: ディーゼル機関の燃焼解析法について, 農機北支報 第30号, 57~63, 1989
 10. 第3章の1. に同じ
 11. MURAYAMA, T., et al.: Combustion and Performance in Diesel Engines with Carbureted Ethanol, Memoirs of Faculty of Engineering, Hokkaido University 15(4), 479~486, 1981
 12. 第4章の3. に同じ
 13. B. ボルチ, ほか: 応用多変量解析 (中村慶一訳), 196~227, 森北出版, 1976
 14. 斉藤 孟, ほか: 直接噴射ディーゼルエンジンのNO生成について, 自技会論文集 No. 7, 20~27, 1974
 15. 14. に同じ
- 第6章 —
1. 第1章の53. に同じ
 2. 第1章の28. に同じ
 3. 野口 伸, ほか: アルコール・軽油二燃料噴射式機関への応用に関する研究 (第I報), 農機誌, 53(1), 3~11, 1991
 4. 藤沢英也, ほか: ディーゼル燃料噴射, 37~47, 山海堂, 1988
 5. CULPIN, C.: Farm Machinery (9th edition), 369~373, Crosby Lockwood Staples, 1976
 6. 紫野 剛: トラクタ搭載用ディーゼルエンジンのマッチング, 農機学会 平成元年度技術研究会資料 (その3), 10~16, 農機学会編, 1989
 7. 道立中央農業試験場農業機械部編: 営農用トラクター性能試験成績集, 189~190, 編者, 1966
 8. 高橋安人: デジタル制御, 88~95, 岩波書店, 1985
 9. BENJAMIN, C.K.: Digital Control Systems, 509~514, Holt-Saunders International Editions, 1981
 10. 高橋利衛: 内燃機関の調速について (その1), 日本機械学会誌 62(483), 73~90, 1959
 11. 高橋利衛: 内燃機関の調速について (その2), 日本機械学会誌 62(484), 89~102, 1959
 12. 大久保義雄: 燃料噴射装置入門, 143~286, 山海堂, 1979
 13. 上滝友孝, ほか: 制御理論の基礎と応用, 191~212, オーム社, 1986
 14. 伊藤 堅: エンジン制御と駆動制御の複合制御における最適化について, 自動車技術 40(2), 175~182, 1986
 15. 渡部利三郎, ほか: 電子ガバナ, 内燃機関 11(121), 29~33, 1972
- 第7章 —
1. 野口 伸, ほか: アルコール・軽油二燃料噴射式機関のトラクタ搭載機関への応用に関する研究 (第2報), 農機誌, 投稿中
 2. 農業機械学会編: 改訂農業機械ハンドブック, III-4, 309~450, コロナ社, 1969
 3. BLUMENTHAL, R.: Technisches Handbuch TRAKTOREN, 82~96, VEB Verlag Technik, 1960
 4. 長廣仁蔵: ロータリトラクタの基本設計理論の研究, 91~163, 農機産業調査研究所, 1970
 5. 第6章の6. に同じ
 6. JONES, F.R.: Farm Gas Engines and Tractors (4th edition), 212~217, Mc-Graw Hill Book Company, 1963
 7. RICKETTS, C.J., et al.: Tractor Engine Loading, Agricultural Engineering Vol. 42, 236~239, 250, 252, 1961
 8. 道立中央農業試験場農業機械部編: 営農用トラクター性能試験成績集, 51, 編者, 1966
 9. 第1章の9. に同じ
 10. BARGER, E.L., et al.: TRACTORS AND THEIR POWER UNITS (2nd edition), 400~442, John Wiley & Sons, 1963
 11. HUNT, D.: Farm Machinery (6th edition), 26~44, Iowa State University Press, 1976
 12. 第6章の4. に同じ
 13. 安藤弘之, ほか: ガソリンエンジンの吸気管・吸気ボードでの燃料の輸送過程, 内燃機関 25(317), 67~78, 1986
 14. 長廣仁蔵: 農用作業機とエンジンの作業時間連立負荷特性に関する研究, 農機北支報 第4号, 1~103, 1957

Summary

Alcohol, a synthetic fuel derivable from agricultural residues such as straw, feedstock, and waste wood, holds considerable promise as a suitable fuel source for agricultural-related vehicles. Alcohol is a liquid and therefore more easily stored than biogas, which is another promising alternative source of synthetic fuel.

Research and development of an alcohol-fueled diesel engine as an integral part of the food production system plays a very important part in promoting the new energy as an efficient and highly practical fuel source.

The objectives of this paper are to study the performance characteristics of a diesel engine using fumigated alcohol and diesel fuel, and to demonstrate the feasibility of using alcohol as fuel for a diesel engine. A more specific objective is to remodel the conventional tractor engine into a dual-fuel engine.

1. Diesel Engine Modifications for Alcohol Fumigation (Chapter 2)

A small diesel engine used in farming was remodeled to operate as a dual-fuel mode with alcohol. Judging from the data collected from tests on brake horsepower, brake specific heat consumption, and smoke density, the optimal injection timing with alcohol fumigation mixed was determined.

The following general conclusions can be made:

- 1) A small sized diesel engine for farm use was remodeled to operate in a dual-fuel mode with alcohol. Initially, the Deckel-type injection pump was replaced with a Bosch PE-A-type injection pump. Parts from the automotive fuel injection system contributed to make the alcohol injection equipment required to produce a mist of small, uniformly sized alcohol droplets in the intake air stream of the engine. An alcohol injector control circuit was constructed in order to adjust the alcohol flow rate.
- 2) The dynamic diesel fuel injection timing should be retarded from the optimal timing setting used with diesel fuel alone. BHP,

BSHC, and smoke density could be improved by retarding the injection timing.

- 3) Judging from data on BHP, BSHC, and smoke density, it was found that the optimal injection timing of the remodeled engine with diesel fuel was set at BTDC 14° A alone, while with alcohol fumigation mixed it was set at BTDC 4° A.
- 4) Though cylinder pressure traces, measurements of ignition delay, and rate of pressure rise were not made, it appears that diesel fuel injection timing controlled the start of combustion.

2. Engine Performance of Anhydrous Methanol and Ethanol Fumigation (Chapter 3)

In the previous chapter (Chapter 2), the diesel engine tested was remodeled in order to utilize fumigated alcohol. When supplying alcohol to the diesel engine, it was observed that the optimal injection timing of the engine, with a precombustion chamber, was at BTDC 4° A.

The performance of the diesel engine was determined in terms of brake horsepower, brake thermal efficiency, smoke density, emissions, and noise.

Therefore, in this chapter, the performance of the engine at an injection timing setting of BTDC 4° A with methanol fumigation was compared with that of the same engine operating with diesel fuel alone. In addition, we tested the engine with ethanol fumigation, which is another promising fuel for diesel fuel substitution.

The following general conclusions can be made:

- 1) In the test, diesel fuel was injected at a constant rate, while the amount of methanol was increased, due to increases in load on the engine alone. When the setting amount of diesel fuel corresponded to a 20 percent load and a 40 percent load, BSHC at these lower engine loads was found to be worse with the methanol addition than when diesel fuel alone was used; however smoke was not discharged until maximal loads were encountered. When the

setting amount of diesel fuel corresponded to a 60 percent load and an 80 percent load, maximum BMEP improved.

- 2) Ethanol was considered to be a promising fuel for diesel fuel substitution along with methanol. These fuels were evaluated as fuel in a diesel engine and methanol was found to be superior to ethanol in BHP, BSHC, and smoke density.
- 3) With methanol fumigation, the CO level was higher at lower loads, while lower at higher loads. It was pointed out that a problem associated with alcohol fumigation was that HCHO and unburned alcohol were discharged.
- 4) Sound pressure levels in the frequency range from 1 to 1.6 kHz contributed to an increase in engine noise with methanol vapor mix, and noise levels in the lower frequency range from 63 to 100 Hz decreased. It was hypothesized that the combustion characteristics of a methanol fumigation mix were similar to those of the spark ignition engine based on a premixed combustion.

3. Ultrasonic Atomization of Alcohol and Preheating of Intake Air (Chapter 4)

This chapter describes the effects of alcohol atomization and preheating of intake air on improving engine performance and the reducing of exhaust gas emissions.

The following general conclusions can be made:

- 1) Two ultrasonic transducer-type atomization apparatuses were devised. One was labeled "impulse method", which had the characteristic resonant frequency of 29.3 kHz, the other was labeled "ultrasonic method", which had the characteristic resonant frequency of 1.5 MHz. In accordance with the preliminary experiment using a steady air flow through the model intake tube, it was found that the impulse method generated a fine mist of uniformly sized alcohol droplets into the intake tube, and the ultrasonic method promoted excessive vaporization due to minimized droplets.
- 2) In the engine tests, it became clear that the impulse method could improve engine per-

formance and reduce exhaust gas emissions. Under higher loads, it was also necessary to increase the intake temperature up to 70°C.

- 3) When these conditions were met, the following effects were obtained: at moderate loads, BSHC was reduced by 5 percent, and regarding exhaust emissions, HCHO was reduced by 30 percent and UBM was reduced by 35 percent. At higher loads, both HCHO and UBM could be reduced by 30 percent without an increase in BSHC.

4. Effects of Proof Ethanol on Combustion and Performance (Chapter 5)

It is useful to allow a lower proof ethanol to be utilized as a diesel engine fuel, since hydrated ethanol costs much less per unit of energy produced than does anhydrous ethanol.

The objective of this chapter was to investigate the effects of ethanol proof on general engine performance of a diesel engine in terms of brake horsepower, brake specific heat consumption, combustion stability, and NO_x emission.

The following general conclusions can be made:

- 1) In determining the optimal injection timing of diesel fuel, it was found that ethanol with a water content up to 40 w-% produced only a small difference in the BSHC. When determining the optimal injection timing during operation with diesel fuel alone, it was determined that hydrated ethanol was more suitable for alcohol fumigation than unhydrated ethanol. Compared to the operation with anhydrous ethanol, BSHC was reduced by about 7 percent and smoke density was reduced by about 50 percent at higher loads, when running with 40 w-% ethanol.
- 2) The combustion stability for 60 w-% water content was much lower than for anhydrous ethanol. By testing we tried to find the causes by principal component analysis, and in order to improve combustion stability, the preheating of intake air was adopted. It was also clear that the combustion stability for the water content of 60 w-%

improved by preheating the air up to 80°C. In cases of using mixture of content of 60 w-% as fuel; although preheating of the intake air caused very little change in BSHC, the standard deviation of maximum pressure was reduced by about 53 percent of that for an intake temperature of 15°C.

- 3) With anhydrous ethanol, NO_x emission was more than that for diesel fuel alone. However, with a 60 w-% water content, NO_x emission was reduced from 40 to 50 percent. Since preheating of intake air, which was effective for restraining the combustion fluctuation, had little effect on NO_x emission, it was clear that improvement in the combustion stability and a decrease in the NO_x emission were compatible by preheating of the intake air.
- 4) When evaluating hydrated ethanol as fuel, it was concluded that ethanol containing water by 60 w-% became the fuel of the diesel engine in so far as the set flow rate of diesel fuel should be increased and the intake air should be preheated.

5. Development of a Dual-Fuel Control System (Chapter 6)

In this chapter, a personal computer-based control system was developed to control the flow rates of diesel fuel, and alcohol. The control system could use alcohol in a diesel engine under various operating conditions and achieve important control requirements which included engine speed control, setting of a torque curve, and engine stop. The following general conclusions can be made:

- 1) In considering the characteristics of alcohol as having a higher latent heat of evaporation, it was determined that in a range when the combustion temperature was lower, from no load to a minimal load, the engine operated with diesel fuel alone, and for loads beyond that amount, the engine control system increased the flow of alcohol.
- 2) In cases of having a mechanical governor, the engine speed should be decreased as the load increases. While in this dual-fuel control system, the settling difference of engine speed was almost 0 percent.

- 3) Since the dual-fuel control system did not require the linkage mechanism, it was possible to set at will the torque curve, which helps to influence engine performance. With this control system, it was possible to supply ethanol, at more than 50 percent of the fuel energy, to the engine at full load.
- 4) The time interval for measuring engine speed and PID gain had a great affect on control results. After setting appropriate parameters for a control, it was possible to satisfy the Japanese Industrial Standard. This system, with the digital PID controller, indicated satisfactory performance with a quick response to changes in the load. In the case of changing from a 4/4 load to no load in 2 sec, the maximum overshoot was approximately 13.5 percent and the settling time was about 5 sec.

6. Application of Alcohol Fumigation to Diesel Tractor Engine (Chapter 7)

A dual-fuel control system developed and reported in the previous chapter was applied to a diesel tractor engine. The objective of this chapter was to conduct tests for proper component operation and to study the performance of a dual-fueled tractor.

The following general conclusions can be made:

- 1) The governor mechanism in the diesel fuel injection pump was removed. Diesel fuel flow rate was then controlled by turning the engine stop lever. This lever was adjusted with a pulse motor.
- 2) The alcohol injection system was composed of a fuel filter, fuel pump, fuel damper, injection nozzle, pressure gauge, and regulator valve. Alcohol was injected through the passage extending from the cylinder head cover to the intake manifold.
- 3) We could maintain a constant engine speed in the range of usable engine speeds, when operating both with diesel fuel alone and with a mixture of fumigated ethanol. At an engine speed of 1,800 rpm, the maximum torque was approximately 362 N·m. Minimum BSHC was obtained at the point of maximum torque, and it was approximately 12.7 MJ/kW·h. Ethanol could be

displaced up to 40 percent by the energy of the normal diesel fuel required without causing engine knocking at maximum torque.

- 4) It was possible to set a torque curve at will for a tractor engine. With the tested tractor engine, two types of torque curves were set. One was called "Standard type" with a flat torque curve, another was "Torque-rise type". The overall evaluation of the control system indicated satisfactory perfor-

mance.

- 5) The dynamic characteristics of the engine control system was tested with rapid load changes through manual release and depression of the clutch pedal. Furthermore, field tests using a rotary tiller were carried out, and it was determined that the engine control system provided acceptable engine response to varying load conditions during field operations.