筒内直接噴射式天然ガス機関の燃焼改善と排気特性に関する研究* (吸気絞りと排気再循環(EGR)の効果)

後 藤 雄 一^{*1}, 佐 藤 由 雄^{*1}

Combustion Improvement and Exhaust Emissions Characteristics in a Direct Injection Natural Gas Engine by Throttling and EGR

Yuichi GOTO^{*2} and Yoshio SATO

^{*2} Independent Administrative Institution National Traffic Safety
and Environment Laboratory Environment and Energy Research Division,
7-42-27 Jindaiji-higashi-machi, Chofu-shi, Tokyo, 182-0012 Japan

A natural gas direct injection test engine equipped with a newly developed natural gas injector was built. The high THC emission at part-load condition and the high NO_x emission at high-load condition are left as the problems for a direct injection natural gas engine. The THC reduction and combustion improvement by throttling and the NO_x reduction by EGR were investigated. The following results were obtained: (1) The combustion at light- and medium-load conditions is improved by throttling. It is possible to improve the thermal efficiency at light-load condition in spite of pumping loss by throttling. The concentration of THC emission is greatly decreased in this condition; (2) The great NO_x reduction can be obtained without combustion deterioration by appropriate EGR at high-load condition; and (3) It is possible to decrease both THC and NO_x emissions by both throttling and EGR at part-load condition.

Key Words: Diffusion Combustion, Alternative Energy, Fuel Injection, Natural Gas Engine, Throttling, EGR

1. 結 論

ディーゼル機関代替の天然ガス機関の導入は有効な環境対策の一つであり、気筒内直接噴射方式の天然ガス機関は、基本的に吸気絞り損失がないため広範囲の負荷と速度でディーゼル機関並の熱効率、出力特性を確保できる可能性がある。しかしながら、予混合方式の天然ガス機関に比べてその研究は数少ない。^{(1),(2)}

天然ガスで自己着火による燃焼を起こすことは、自発火温度が高いために困難であり、何らかの着火補助が必要と考えられる。⁽³⁾⁻⁽⁶⁾ 本研究では、点火時期、点火エネルギーなどの着火条件を設定する際の自由度が高い火花点火方式の直接噴射式天然ガス機関を対象とし、同方式天然ガス機関において課題となっている部分負荷条件での多量の未燃の炭化水素(THC)排出量と高負荷条件におけるNO_x排出量の低減する方策について考察した。

直接噴射式天然ガス機関では、吸気絞り損失がないため部分負荷条件では予混合方式の天然ガス機関に比べて高い熱効率となる。しかし、部分負荷条件のような燃料噴射量が少ない条件では、多噴口噴流の噴流間における非常に希薄な混合気の部分において強制着火による火炎伝播の燃焼で火炎の吹き消えが起こり未燃の炭化水素が排出されると考えられる。未燃炭化水素

の排出量低減の方策として、絞り損失が無視できる程度の吸気絞りを行うことにより、可燃限界を越える希薄混合気領域を減らして火炎の吹き消えを減らすことが考えられる。

また、成層化燃焼では均一希薄予混合燃焼に比べ、特に空気過剰率(λ)が高い条件においても局所的には過濃混合気が形成されNO_x排出量が高くなるため、NO_x排出量を低減する方策を講じる必要がある。ディーゼル機関と比べて黒煙の排出がほとんどないのでNO_x排出量の低減方策として排気再循環(EGR)を行っても、黒煙排出による制限(スモークリミット)がないことから多量のEGRを導入してNO_x排出量を低減することが可能と予想される。

本研究では、吸気絞りによる炭化水素排出量の低減及び燃焼改善の両効果と共にEGRによるNO_x低減効果を調べた。さらに、吸気絞りにより炭化水素排出量の低減を図った上でEGRを併用し、HCとNO_x排出量の同時低減を行う方策について検討した。

2. 実験装置および実験条件

2.1 実験装置 供試機関は、表1に示すディーゼル機関改造の単気筒機関である。電気動力計で定速運転制御を行い、燃料噴射量は排気の λ 信号を監視しながら噴射指令パルス幅により制御した。図1に実験装置の構成を示す。使用燃料は都市ガス用13A規格の天然ガスであり、20MPaに充填されたガスシリンダか

* 原稿受付 2000年5月19日。

*1 正員、交通安全環境研究所環境エネルギー部(〒182-0012 調布市深大寺東町7-42-27)。

E-mail: goto@ntsel.go.jp

ら圧力レギュレータを経由し、直接噴射方式の噴射ノズルによりエンジンシリンダ内に噴射される。

開弁開始時期と噴射期間の制御の自由度が高い高速応答型の小型高圧ガス電磁噴射弁を試作した。⁽⁶⁾ 最高20MPaの供給ガス圧力、3000 rpmの機関回転数まで動作可能である。噴口径は $\phi 0.41\text{mm}$ とし、噴口数は6噴口とした。ノズルの寸法は、従来の軽油用噴射ノズルに近いので、ヘッドの大幅な改造は必要ない。

EGRは、図1に示すように排気の一部を吸気絞り下流の吸気管に還流した。NO_x濃度はCLD、CO濃度はNDIR、HC濃度はHFID方式の分析計を用いて測定した。黒煙濃度はボッシュ式スモークメータで測定した。

2.2 燃焼室 図2に燃焼室の平面図および断面図を示す。A-A断面図とピストン上方からのB-B平面図である。スキッシュを利用するため深皿型の圧縮比12の燃焼室を選び、ノズル中心から燃焼室を7.2mmオフセットした。燃焼室形状はリエントラント形で、ガス噴射方向を各図に示した。スワールの方向は時計回りである。

図2に示すように60°の噴射方向間隔の中央でノズルから7.8mmの位置(●印)に点火プラグを設けた。ピストンキャビティ側壁への噴流の衝突を利用して少量の燃料噴射においても点火プラグ近傍に適切な λ の混合気を作することを意図して、キャビティは可能な限り点火プラグに近くなる位置とした。

2.3 実験条件 吸気は絞り無しとし、吸気絞り条件の実験のみ吸気絞りを行った。機関回転数は1000rpm一定とした。EGRを行う場合には還流ガスの冷却を行わずそのまま吸気管に還流した。EGR率は、排気流量に対する還流流量の比で定義した。気筒内圧力は350サイクルを連続サンプリングして燃焼解析を行った。サイクル変動の統計的評価には、(標準偏差/平均値)で定義される変動係数(COV, Coefficient of Variations), 筒内最大圧力(P_{max})および図示平均有

Table 1 Single cylinder engine specification

Bore×Stroke(mm)	108 × 115
Displacement Volume	1053 cc
Compression ratio	12
Chamber type	Direct Injection
Intake valve timing(O/S)	21° (BTDC)/49° (ABDC)
Exhaust valve timing(O/S)	56° (BBDC)/14° (ATDC)
Cooling method	Water cooling
Nozzle	6× $\phi 0.41\text{ mm}$
Swirl Ratio	1.2

効圧力(I. M. E. P.)を用いた。例えば、I. M. E. P.のCOVはCOV_{imep}と記す。モータリング時の図示平均有効圧になったサイクル数を失火サイクルとし、全測定サイクルに対する失火サイクルの割合をMisfire Rate(%)と定義した。

本実験の燃焼時の筒内圧力において14MPa以上の燃料供給圧力では筒内圧力に関係なく任意の噴射時期に燃料温度一定、燃料供給圧力一定の条件で開弁時間のみで燃料噴射量を制御できる⁽⁶⁾ため、燃料供給圧力は15MPa一定で行った。 λ は、吸気絞り無しの条件で1.2～2.8の範囲とし、吸気絞り有り及びEGRの条件はすべて吸気絞り無しにおける燃料噴射量と同一として行った。スワール比は1.2とした。点火装置は、火花放電条件が誘導放電期間3ms一定、点火エネルギーは約30mJとし、各実験条件ともMBTを点火時期とした。

3. 実験結果および考察

3.1 直接噴射式天然ガス機関の燃焼特性と排出ガス特性

Fig.2 Combustion chamber geometry

Fig.1 Experiment apparatus

Fig. 3 Combustion and emissions characteristics without throttling.

燃焼特性値と排出ガス量を示す。噴射時期は、 -30° ATDC, 点火時期は -10° ATDC一定である。 $1.2 < \lambda < 1.5$ では NO_x 排出量が 20 g/h 以上に高く、不均一混合気の燃焼による局所的な高温度場での NO_x 生成が行われるためと考えられる。 $\lambda > 2$ になると COVimep が 5% を越え THC 排出量が急速に増加し、 CO 排出量についても増加する。 $\lambda > 2.7$ では燃焼変動が大きくなり失火率が急激に増加する。しかし、いずれの条件においても、黒煙は検出されなかった。

以上のように直接噴射式では基本的に吸気絞りを行わないので、吸気絞り損失がなく高い熱効率を得ることが可能である反面、 λ が1に近い高負荷条件では NO_x 排出量が高く、 λ が大きくなる部分負荷条件では燃焼が不安定化し未燃の THC 排出量が急増する点に課題があった。

3.2 吸気絞りによる燃焼への影響 部分負荷の場合は燃焼室に投入された燃料量が少量であるので、混合気が不均一なために希薄燃焼限界を越えるような領域が存在する。そのような領域における燃焼の場合に、天然ガスの主成分であるメタンのような自発火温度が高い燃料では連続的な燃焼伝播を維持するために必要な温度まで近傍の未燃燃料領域の温度を上げることが難しい。また、多噴口噴流の噴流間のような非常に希薄な混合気の部分では強制着火による火炎伝播の燃焼が維持できずに火炎の吹き消えが起こる。さらに、空気利用率を高めるため等方向に6方向に噴射された燃料

Fig. 4 Comparison of Combustion characteristics between with throttling and without throttling

噴流のうち点火プラグと反対側の噴流には火炎が伝播しにくい。これらの理由により $\lambda > 2$ の条件における THC 排出量の増加は、未燃の THC が排出されるためと考えられる。

未燃の THC を大幅に減らす方策として、吸入空気量を

Fig. 5 Pressure and heat release rate with throttling and without throttling

Fig.6 Emissions characteristics with throttling

絞って燃焼前の混合気熱容量を減らし燃焼時のガス温度を上げ、混合気の λ 値を量論混合値に近づけることで、燃焼を急速に進めて未燃の混合気の領域を減らす方が考えられる。吸入空気量を減らすには吸気絞りを行う必要があるが、直接噴射式の利点である吸気絞り損失がない点を損なう恐れがある。しかしながら、適度な吸気絞りの場合には、吸気絞り損失に比べて燃焼の改善が上回って結果的に熱効率の低下を招くことなくTHC排出量の低減を図ることができる可能性がある。

各正味平均有効圧(BMEP)において吸気絞りをを行い、吸気絞りを量に熱効率について最適化した。図4にポンピング平均有効圧(PMEP)とBMEPを示す。(w BTH/wo BTH)は吸気絞り無しから吸気絞り有りにした時の正味熱効率の改善率を示す。PMEPは絞り無しから絞り有りになった場合のポンピング増分であり、燃料噴射量の少ない低負荷条件ほど要求吸気絞りが大きくなるためPMEPの絶対値は増大する。しかしながら、同図に示す吸気絞り有無の燃焼特性とその改善率からわかるように、部分負荷条件になるほど吸気絞りにより大幅に熱効率が改善される。燃焼改善による熱効率の向上がポンピング仕事の増大分を上回るため正味熱効率の改善率が大きくなる。

すなわち、低・中負荷の部分負荷領域で吸気絞りをを行うと燃焼が改善され、その一部がポンピング仕事により失われるが低負荷運転条件ほど燃焼改善効果が大きいため正味熱効率の向上が可能となる。COVimepの図から吸

気絞りを行わない場合には、特に低負荷条件において燃焼が非常に不安定であるのに対し、吸気絞りにより大幅な燃焼安定化が図られる。

図5に吸気絞り有無による筒内圧力、熱発生率を示す。いずれも吸気絞りは熱効率の最適化条件で行い燃料噴射開始時期、点火時期は同じである。吸気絞りをを行った場合には、吸気圧力が低下するため圧縮時の筒内圧力が低下する。燃料噴射開始時の筒内圧力が下がるため燃料噴流の貫通力が相対的に増加して燃料到達距離が伸び燃料の混合が促進される。筒内空気量が減るため、混合気平均空気過剰率は低下するので、燃焼速度は増加し燃焼が促進されて熱発生率の上昇割合が大きくなる。熱発生率の最大値も増大して燃焼期間が短縮し熱効率の向上につながる。

3.3 吸気絞りによる排気特性 熱効率を最適化した図4と同一条件における排気ガス特性をTHC, CO, NOxについて図6に示す。THCは、低・中負荷のいずれにおいても排出量が50%以上低減され、特に低負荷になるほどその効果は大きい。COについても、THCと同様な改善効果が認められその改善率はTHCより大きい。しかしながら、NOxについては燃焼改善により約2~3倍の排出量に増加した。このことから、吸気絞りによって低・中負荷領域の燃焼は改善され、THC, COについては半分以上に排出量を低減することができることが分かった。その反面、図5の熱発生率からもわかるように燃焼の急速化

により局所的な高温領域からNOxが生成されると考えられNOx排出量が倍増する点に課題が残される。

図7に燃料噴射量一定条件で吸気絞りをを行い、 λ を1.6～2.0の範囲で変化させた場合の燃焼特性と排出特性を示す。吸気管圧力の低下とともに正味熱効率は10%程度改善され、THC、COの排出量は低減する一方、NOxは増加する。吸気管圧力をさらに低下させると燃焼の悪化とポンピング仕事の増大により熱効率は低下する。吸気絞りによる吸気管圧力には最適値が存在する。

3.4 EGRによる燃焼への影響 直接噴射式では高い熱効率を得ることが可能である反面、 λ が1に近い高負荷条件ではNOx排出量が高くなる点に課題があった。天然ガス機関では黒煙の排出がほとんどないことからEGRによる黒煙排出限界(スモークリミット)が高く、多量のEGRを導入することが可能であると考えられる。

図8に絞り無し条件で $\lambda_0=1.2, 1.6$ におけるEGR率についてのCOVimep, 図示熱効率変化(ITH/ITH0), 指圧線図, 熱発生率を示す。 λ_0 はEGR率0%における λ を示す。EGR率の増加と共にCOVimepは5%以下の範囲で増加するが、EGR率を25%越えると大幅に増加し急激に燃焼が不安定となる。 $\lambda_0=1.6$ ではEGR率25%以下で図示熱効率の低下はほとんどなく25%を越えた所で急激に低下する。これは燃焼領域における酸素不足が顕著になるためと予想され、熱発生率は燃焼初期の緩慢化を示している。中・高負荷のいずれにおいてもEGR率25%以下であ

れば燃焼をそれほど悪化させずにEGRの導入が可能であることがわかる。

3.5 EGRによるNOx低減効果 図9に絞り無し条件で $\lambda_0=1.2, 1.6$ におけるEGR率についての排気ガス特性を示す。 $\lambda_0=1.2$ と1.6のいずれの条件でもEGR率の増加とともに燃焼温度が抑えられ急速にNOx排出量が減少する。⁽⁷⁾ $\lambda_0=1.6$ ではEGR率30%まで、 $\lambda_0=1.2$ ではEGR率33%まで増加させるとNOx排出量は5g/h程度までに大幅に減少する。いずれの条件でもほぼ同じEGR率であるが、吸気酸素濃度では排気中に含まれる酸素濃度が違うため $\lambda_0=1.6$ では19.9%程度、 $\lambda_0=1.2$ では16.8%程度と大きく異なる。

THC排出量については両条件で逆の傾向を示す。 $\lambda_0=1.6$ ではEGR率の増加に伴い、排気不活性ガスの不均一な混合による局所的な酸素不足や可燃限界に近い希薄混合気領域が排気不活性ガスによって希釈されて可燃限界を越えてしまうなどのため十分な火炎伝播が行われず、THCの排出量が増加する。一方、 $\lambda_0=1.2$ ではEGR率の増加に伴い、THC排出量が減少する。排気温度が約500℃と

Fig.7 Combustion and emissions characteristics in $\lambda=1.6-2.0$ with throttling

Fig.8 COVimep, I.M.E.P.rate(ITH/ITH0) at $\lambda_0=1.2$,

$\lambda_0=1.6$ の条件に比べて約100℃高いため図8に示すようにEGRによる吸気温度が $\lambda_0=1.6$ の場合と比べて約20℃上昇する。そのため、もともと可燃限界に近い希薄混合気領域が少ないことに加えて圧縮後の混合気温度が上昇して混合気の着火性が向上し、可燃限界に近い希薄混合気が燃焼しやすくなるためと考えられる。

$\lambda_0=1.2, 1.6$ の両条件ともEGR率の増加に伴って燃焼室内の排気不活性ガス量が増加し十分な酸素が供給されない混合気領域が増え、その領域が局所的な酸素不足領域であると燃焼が不完全なままに終わるため、CO排出量は増大する。

3-6 吸気絞りと多量EGR併用による排気改善 部分負荷条件において熱効率に影響を与えない領域で吸気絞りを行うことにより、燃焼の安定化やTHC排出量の大幅な低減などの燃焼改善が行われる。しかしながら、その反面、NOx排出量が増大する点に課題が残される。そこで吸気絞りと同時にEGRを行うことで、燃焼改善とともにNOx排出量の増大を抑える可能性が期待できる。

図10に $\lambda=1.7\sim 2.1$ の範囲において吸気絞りとともにEGRを行った指圧線図、熱発生率、排気ガス結果を示す。吸気絞りとEGRを合わせた場合は、吸気絞りのみに比べてTHC排出量が減少し、最高筒内圧の低下と燃焼初期の熱発生率の緩慢化によりNOx排出量は減少する。CO排出量はEGR導入による酸素不足となる一部領域で不完全に燃焼するため増加する。CO排出量の低減は、酸素過剰の雰囲気では酸化触媒を利用することにより容易に可能である。したがって、低・中負荷領域において吸気絞りとEGRを併用することによってTHC、NOx排出量の同時低減が可能となる。黒煙の排出はいずれの条件でも認められなかった。

4. 結 論

直接噴射式天然ガス機関を用いて、1000rpm一定の機関回転数で吸気絞りによる燃焼安定化とHC排出量低減、EGRによるNOx排出量低減の可能性について調べた。その結果、以下のことが分かった。

- (1) 低・中負荷の部分負荷領域で吸気絞りを行うと燃焼が改善され、その一部がポンピング仕事により失われるが負荷の低い運転条件ほど燃焼改善効果が大きいため正味熱効率の向上が可能となる。燃焼変動係数から吸気絞りを行わない場合には、特に低負荷条件において燃焼が非常に不安定であるのに対し、吸気絞りにより大幅な燃焼安定化が図られ、多量に排出された未燃炭化水素排出量が大幅に減らすことが出来る。その反面、NOx排出量が増加する。

Fig.9 Emissions characteristics by EGR rate at $\lambda_0=1.2, 1.6$

- (2) 中・高負荷領域で排気再循環(EGR)を行うと、EGR率25%程度までは燃焼の悪化をもたらさずに大幅に NO_x 排出量を低減できる。天然ガス機関では、黒煙がほとんど出ないため黒煙排出限界(スモークリミット)によるEGR導入量の制限がなく多量のEGRを導入することが可能である。
- (3) 低・中負荷の部分負荷領域で吸気絞りによる NO_x 排出量の増加は、吸気絞りと同時にEGRを導入することによりTHC、 NO_x 排出量の同時低減が可能となる。

東京ガス(株)から天然ガス燃料を提供して頂いた。ここに記して謝意を表する。

参考文献

- (1) 池上詢・塩路昌宏・朱啓明・堀田義博・遠藤一, 天然ガス噴射高圧縮比機関に関する研究, 自動車技術会論文集, 9307362, (1993), 64-69
- (2) 酒井孝之・金栄吉・辜敬之, 天然ガスエンジンの燃料直接噴射方式に関する研究, 自動車技術会学術講演会前刷集 932, 9302475, (1993-5), 129-132
- (3) C. S. Eeaver, Natural gas vehicles - A review of the state of the art, SAE892133, (1989)
- (4) 特集: 天然ガスエンジンの研究・開発, 内燃機関, Vol. 32, No. 399, (1993-1), 山海堂
- (5) W. P. Cartellieri, F. G. Chamela, P. E. Kapus and R. M. Tatschl, Mechanisms leading to stable and efficient combustion in lean burn gas engines, COMODIA94, (1994), 17-31
- (6) 後藤雄一・佐藤由雄, 二段噴射による直接噴射式天然ガス機関の燃焼制御に関する研究, 日本機械学会論文集(B編)65巻, 630号, (1999-2), 388-393
- (7) Y. Goto, Y. Sato, NO_x Reduction on Direct Injection Natural Gas Engines, SAE1999-01-3608, (1999-10)

Fig.10 Emissions characteristics at $\lambda=1.7 - 2.1$ with throttling and EGR