2 サイクル機関における低圧天然ガスの筒内噴射に関する研究*

畠山 収司^{*1}, 村山 正^{*1}, 関谷 芳男^{*1}
中井 俊作^{*2}, 佐古 孝弘^{*2}, 常本 秀幸^{*3}A Study on In-Cylinder Injection of Low Pressure Natural Gas for
Performance Improvement of Small Sized Two-Stroke SI EnginesShuji HATAKEYAMA^{*4}, Tadashi MURAYAMA, Yoshio SEKIYA,
Shunsaku NAKAI, Takahiro SAKO and Hideyuki TSUNEMOTO^{**} Hokkaido Automotive Engineering College,
2-6 Nakanoshima, Toyohira-ku, Sapporo-shi, Hokkaido, 062-0992 Japan

Small two stroke SI engines with supplying natural gas in the intake port are advantageous for long maintenance duration and low cost when applied the co-generation and heat pump system for residential use. But in the engine port injection system, the unburned HC emission is higher and thermal efficiency is lower than that of 4 stroke engines. To overcome these disadvantages, the in-cylinder injection with special low pressure injection nozzle system was attempted. The results showed that the improvements of unburned HC emission and thermal efficiency are possible due to the remarkable reduction of scavenging loss and the lean combustion.

Key Words: Fuel Injection, Gaseous Fuel, Alternative Energy, Internal Combustion Engine

1. はじめに

わが国の石油エネルギーは、約35%が各種の運輸機関用燃料として消費され、残りの50%近くが冷暖房などの民生用、あるいは産業用等として消費されている。そして、その結果として、交通量の多い大都市周辺ではNO_xなどによる深刻な大気汚染や、二酸化炭素の排出に起因する地球温暖化などの環境汚染が進んでいる。

このような問題を解決する一手段として、メタノール、水素、あるいは圧縮天然ガス(CNG)などの代替燃料による、より高効率で低公害な内燃機関の研究、実用化が進められている⁽¹⁾。その中で天然ガスは、メタンを主成分とする可燃性ガスであって、燃焼してもSO_xやススを発生せず、CO₂の排出量も石油と比べて2~3割少ないクリーンなエネルギーであり、世界各地に広く埋蔵されており、今後、その探査が進めば、可採埋蔵量はさらに増大するものと予測されている。

とくに北海道においては、勇払原野で大規模な天然ガ

ス資源の開発が進んでおり、札幌市域においては、家庭用のガスラインを6Bから13Aに切り替える工事が進行している。北海道のような積雪寒冷地においては、暖房負荷が高いことから、このような資源を利用した低汚染で高効率な空調設備の普及が強く望まれている。

そこで筆者らは、家庭用のガスラインから低圧の天然ガスを供給して内燃機関を運転し、これにより、一般家庭で使用出来るようなヒートポンプシステム(GHP)を構成することを目的としてエンジンの開発を行って来た。

実験に使用したエンジンは2サイクル機関であり、燃料供給方式としては電子制御の筒内噴射を採用した。2サイクル機関の場合、高出力・低コスト・小型というメリットに対して、解決すべき課題として燃料の吹き抜けによる排ガス成分の悪化と効率の低下とがある⁽²⁾。吹き抜け損失を低減するために、2サイクルに対して、給・排気弁を配置して、過給プロアーで強制掃気したあとに噴射する機関の開発例もあるが^{(3),(4)}、本研究では低圧で作動する電子制御式の燃料噴射装置を試作して、筒内噴射の最適化によって吹き抜けの改善を図ることを試みた。

その結果、天然ガスを燃料として用いた場合、気化器

* 原稿受付 2000年12月13日。

^{*1} 正員、北海道自動車短期大学(☎062-0922 札幌市豊平区中の島2-6)。^{*2} 大阪ガス(株)研究開発部(☎554-0051 大阪市此花区西島6-19-9)。^{*3} 正員、北見工業大学(☎090-8507 北見市公園町165)。

E-mail: haecshiyuj@aol.com

付き機関に比べて圧縮比をあげることができ、空燃比は5程度の希薄化が可能となり、出力は20～25%、熱効率は2～3%改善できた。なお、無負荷運転時などでの燃焼安定性については今後改善すべき課題がある。

2. 実験装置、および実験方法

供試機関は、図1に示すような汎用のクランクケース掃気式2サイクル単気筒ガソリン機関であり、掃気方式はシュニーレ式であり、表1にその諸元を示す。

図2には、本実験に使用した測定機器等の概略の配置を示している。天然ガスの噴射装置としては、本実験用に試作した燃料噴射弁制御装置を用いた。この装置は、制御ユニット、点火、および噴射系駆動ユニット、電源ユニット、およびホストコンピューターにより構成されている。

機関動力の吸収には、うず電流式動力計を使用し、ベース機関の空気流量は丸型ノズルにより測定した。一方、排ガス濃度に関しては、堀場MEXA-324FによりCO、およびCO₂を測定し、NO_xは島津NOX-7000、CFP-306、またTHCは堀場ES-510、FIA-510を使用しそれぞれ測定した。

Fig.1 Experimental engine and injection system

Table.1 Specification of test engine

Type of Engine	Robine EC17D 2-Stroke Gasoline Engine Air-Cooled Single Cylinder
Bore×Stroke	62mm×58mm
Displacement	175cm ³
Compression Ratio	6.7
Maximum Power	4.78kW / 5000rpm
Maximum Torque	11.2N・m / 3250rpm
Minimum SFC	489 (g/kW・h) / 4500rpm
Intake Type	Crankcase Reed Valve
Scavenging Type	Schnurle

2.1 吸気管噴射

本装置では、エンジン運転中であっても、リアルタイムに点火、および噴射の時期と期間とを任意に変更が出来るシステムとなっている。これによって、空燃比を変化させながらエンジンの運転を行うことが可能である。なお、ガソリンでの運転の場合には、エンジンに取り付けられていたオリジナルのキャブレターを使用した。天然ガスによる運転の場合には、マニホールドに装着した噴射弁に、高圧ポンプに充填された15MPaのCNGを0.2MPaまで減圧して供給した。

2.2 筒内噴射

筒内噴射にさいしては、図3に示すように、供試機関のシリンダーヘッドに特殊なインジェクターホルダーを装着して、低圧での噴射を実現した^{(6)~(7)}。供試インジェクターは通常のマニホールド噴射用の内開きであるため、圧縮中に逆流が生じる可能性があり、そのままでは

Fig.2 Schematic diagram of experimental system

Fig.3 Structural scheme of direct injection system

シリンダーヘッドに取り付けるのが困難である。そこで、図4に示すようなインジェクターホルダーを用いたが、これは、インジェクター、水冷ホルダー、そしてリードバルブにより構成されている。図にリードノズルの構造を示すが、これによってシリンダー内圧が高くなった場合でも噴射弁が開くのを防止できるが、噴射されるガスに方向性を持たせることにより良好な着火性を獲得することをも考慮に入れている。リードノズルは、鋳鉄製であるが、リード弁は厚さ0.2mmのステンレス材により試作した。リード弁は、シリンダー内圧と天然ガスの供給圧力との差圧により自動的に開閉される機構になっている。また、インジェクターホルダーは水冷とすることで、90℃付近に保つことができ、噴射弁が燃ガスにより加熱されるのを防止した。

3. 実験結果、および考察

3.1 燃料供給方式の最適化

3.1.1 吸気管噴射の場合 本実験では、最初に吸気管噴射の最適化を行うために、噴射時期によって出力や燃費がどのように変化するかについて調べてみた。

天然ガス噴射方式では、ガソリンの気化器方式に比べて、燃料ガスと空気との混合が困難と言われている⁽³⁾。そこで、混合気形成期間によって混合状態を変更することを目的として、噴射時期を変えて実験を行った。

図5は、空燃比を15.5と20とに設定して、噴射時期をTDCから20° づつ、340° まで変化させた場合の出力、および燃料消費率に対する噴射時期の影響を求めた結果である。なお、点火時期は、上死点前25° に保持して機関の運転を行った。図に見られるように、吸気管噴射の場合、噴射時期は機関性能に対してほとんど影響を及ぼ

さないことがわかった。これは、天然ガスと吸入空気がクランクケース内で攪拌されるため、いずれの噴射時期においても良好な混合が得られているためと考えられる。なお、同様な実験は2000rpmから3200rpmの範囲で行っており、同様の傾向が得られている。この結果から吸気管噴射の場合の噴射時期は上死点前160° に設定して実験を行った。

3.1.2 筒内噴射の場合 掃気の際の吹き抜け低減には筒内噴射が有効であるが、その場合の噴射圧、あるいは噴射時期の最適化が必要である。そこで、図3および4に示した噴射システムを用いて、吸気管噴射と同様に、天然ガスの噴射時期が機関性能に及ぼす影響に関して、広い空燃比範囲で機関を運転して最適噴射時期を求めた。機関回転速度は、吸気管噴射の場合と同様に2800rpm一定として、スロットル全開で機関を運転したが、筒内噴射の場合、機関回転速度の影響を受けることから、今回は2000rpmから3200rpmの範囲で実験を行い、機関性能の最も良かった2800rpmでの比較を行っている。

Fig.5 Relationship between injection timing and Output and SFC

Fig.4 Configuration of reed nozzle holder

Fig.6 Injection timing and port timing

図6は、供試機関のポートタイミングと噴射時期との関係を示すものである。噴射時期としては掃気期間の中期から後期を狙って、上死点前140～200°の範囲で変化させて機関の運転を行ったが、この場合の噴射期間はクランク角で約60°になっている。

図7は、この場合の出力特性を示している。図に見られるように、空燃比によって若干変動しているものの、上死点前160°で出力が最大となっているので、出力最良点として噴射時期を160°に設定した。なお、200°の場合には出力の低下を生じているが、噴射が早すぎて吹き抜けが起こりやすい状態のためと思われるが、この事は後に示すTHCの結果からも確認できている。

つぎに、噴射圧力が機関性能に対して及ぼす影響について調べるために、空燃比一定のもとで、噴射圧力を0.2～0.5MPaの間で変化させて実験を行った。噴射圧力を高くすることにより、噴射期間は短縮するもののリード弁からの噴射速度が速くなり、貫通力も強くなるものと考えられる。図8はこの場合の結果を示しているが、いずれの噴射圧力においても、噴射時期が早くなると吹き抜けのため出力が低下する。一方、遅すぎた場合、排気ポートが閉まる付近での噴射となるために、空気流動が弱くなり、混合が進まなくなるので燃焼が悪化したものと考えられる。いずれにしても、噴射圧力による性能の変化が少ないことから、噴射圧力を0.2MPaに設定して、以後の実験を行うことにした。すなわち、筒内噴射の場合、出力最良点として噴射時期 160° BTDC、噴射圧力0.2MPaに設定して、一連の実験を行った。

Fig.7 Comparison of output with injection timings

Fig.8 Comparison of output with injection pressures

3.2 燃料供給方式と機関諸特性

3.2.1 出力特性 図9は、エンジン回転速度2800rpm、全負荷運転時の気化器、天然ガスの筒内噴射、および吸気管噴射時の空燃比と出力との関係を示したものである。天然ガスの主成分であるメタンを燃料とした場合の理論空燃比は17.2であるが、吸気管噴射では空燃比14.5付近で最大出力となっている。

これは、気化器と同程度の吹き抜けが起こり、実際に燃焼した燃料が少なくなったため、理論空燃比よりも濃い空燃比で最大出力となったものと思われる。これに対して筒内噴射では、吸気管噴射と同等の出力が得られ、かつ、空燃比がリーン側に移行している、これは最適噴射時期で筒内に噴射することにより、掃気の際の吹き抜けが大幅に低減した結果によるものと考えられる。

一方、ガソリンと比較した場合、気体燃料として天然ガスを吸気管、あるいはシリンダー内に導入するために、吸入空気量が減少するので、出力は低下するという結果になっている。

3.2.2 燃料消費率、および正味熱効率 図10は、吸気管噴射と筒内噴射とを行った場合の燃料消費率

Fig.9 Comparison of output among fuel supplied system

Fig.10 Comparison of SFC and brake thermal efficiency with injection type

と正味熱効率の空燃比に対する傾向を示している。

図(a)によると、吸気管噴射では全般的に筒内噴射よりも燃料消費率は高い値を示すが、これは、気化器と同等の吹き抜けによって、燃料消費率が増加したためと考えられる。これに対して筒内噴射では、空燃比16~23付近のリーン領域での運転で吸気管噴射よりも低い燃料消費率を示し、空燃比20付近で燃費最良点が得られている。これは、噴射時期が上死点前160°付近では、気化器、および吸気管噴射に比べると、掃気の吹き抜けが大幅に低減したためと思われる。この結果を正味熱効率に関して比較したのが、図(b)である。

供試機関は単気筒の2サイクル機関のため、もともとの熱効率が低いが、筒内噴射時の最大値と吸気管噴射時の最大値とを比較した場合、約3%の改善となっている。また希薄側での差が大きくなっているが、これはリード弁付きノズルによってプラグ付近に過濃混合気が形成されたため、燃焼変動が改善できたものと考えられるが、今後燃焼変動率の計測などで確認する必要がある。

3.2.3 サイクル変動率 図11は、機関回転速度1300rpmでの無負荷運転時の燃焼圧力のサイクル変動率を、点火時期に対してプロットしたものである。なお、この条件で比較したのは、燃焼変動は低負荷、低回転速度域で厳しいと考えられるためである。図において、45° BTDCからMBTの25° BTDCの範囲では、筒内噴射によって、気化器、および吸気管噴射よりも良好な結果が得られているが、5° ~25° BTDCの範囲では逆に悪化しており、供試機関のサイクル変動率は満足す

Fig.11 Comparison of cycle to cycle variation with carburetor

Fig.12 CO emissions in each fuel supplied system

べきものとはいえ、目下この低減のための手段を模索中である。

3.2.4 排ガス特性 図12は、全負荷運転時の空燃比とCO濃度との関係を示すものである。COに関しては、吸気管噴射と気化器付き機関とでは、空気過剰率に対応した排出傾向が見られるが、筒内噴射のCOは、空燃比が大きくなるにつれ、直線的に減少するものの、気化器、あるいは吸気管噴射のような均一予混合気の場合よりも高い値となっている。この傾向は筒内噴射特有のもので、ローカルな過濃領域が噴射量とともに増加するため、COの排出量も噴射量に比例して、均一予混合気の排出傾向とは異なったものと考えられる。

図13は筒内噴射と吸気管噴射との、NOxおよびHCの噴射時期に対する排出傾向を比較した結果である。図に示すように、最適噴射条件で比較すると、NOxの排出量は、筒内噴射では吸気管噴射よりも高い値を示している。これは先にも示したように、筒内噴射によって燃焼条件が改善されるため、筒内噴射では最適噴射時期付近の燃焼温度が上昇することに起因するものであろう。

THCは、吸気管噴射では、ほぼ全域にわたり約24,000ppmC程度の排出がみられるが、筒内噴射では、最適噴射時期の範囲で約5,000ppmCと大幅な減少を示している。このように低圧の筒内噴射であっても、かなりの程度まで吹き抜けを減少させ得たものと考えられる。

3.3 圧縮比を高くした場合の効果

天然ガスを燃料として用いた場合には、そのオクタン価が130程度と高く、圧縮比を増加することが可能である。

そこで、供試機関で標準の6.7の圧縮比を11まで増加した場合の機関性能を、吸気管噴射と筒内噴射とで調べてみた。図14は、空燃比を変化した場合の出力、および

Fig.13 NOx and THC emissions in fuel supplied systems

正味熱効率を示している。図に見られるように出力に関しては、吸気管噴射で25%、筒内噴射で20%の向上が得られている。また正味熱効率では、吸気管噴射で2%、筒内噴射で3%の向上がそれぞれ認められる。なお若干ではあるが、筒内噴射の場合の熱効率最高点は希薄側に移動している。これは、圧縮端の温度条件が改善され、着火限界が希薄側に移動したためと考えられる。ただし、圧縮比を増加した場合には、熱負荷が増大することから、機関の冷却を強化することが必要である。

4. 結 論

市販の2サイクルガソリン機関を改造して、家庭用のガスラインから供給される低圧の天然ガスにより、吸気管噴射および筒内噴射を行い、ガソリンを気化器で使用した場合との出力、正味熱効率および排出ガスの比較を行った。得られた成果を要約すると、次のようになる。

(1) 燃料系のみの変更によって天然ガスを燃料として使用した場合には、気体燃料のため、ガソリンを使った気化器方式に比べて、体積効率の低下と燃料特性の違いにより、若干の出力の低下が認められた。

(2) 吸気管噴射の場合には最適噴射時期は存在しないことから、クランクケース圧縮により、良好な混合気を得られているものと思われる。しかし、掃気の際の、燃料の吹き抜けのために、筒内噴射と比較すると全般に性能の低下が認められた。

Fig.14 Comparison of output and brake thermal efficiency with compression ratio

(3) 最適噴射時期のもとで天然ガスの筒内噴射を行うことにより、燃料の吹き抜けが防止でき、正味熱効率に関しては、吸気管噴射で運転した場合より約3%の上昇が確認された。また、筒内噴射では、掃気の吹き抜けが減少するので、THCの排出量が気化器、および吸気管噴射に比べて大幅に低減した。

(4) 天然ガス機関の場合、オクタン価に見合った圧縮比を増加させることが出来、出力および熱効率を大幅に改善できることがわかった。

(5) 筒内噴射を行った場合でも無負荷運転付近での燃焼安定性が十分でなく、またNOx, COが増加するといった問題があり、これらは今後改善すべき課題がある。

なお、本研究の実施に際しては、(財)北海道・科学・技術振興財団、および北海道自動車短期大学・奨励研究費の助成を受けた。また、本研究の実験、およびデータ整理にさいしては、北海道工業大学の佐々木叔輝、小比賀 康彦の両君の全面的な協力を得た。ここに特記して感謝の意を表す次第である。

文 献

- (1) 八木、内燃機関、Vol.32 Number 399 (1993)
- (2) T. Murayama, Y. Sekiya, B. Sugiarto, T. Chikahisa, Study on Exhaust Control Valves and Direct Air-Fuel Injection for Improving Scavenging Process in Two-Stroke Gasoline Engines, SAE paper, No.960367(1996)
- (3) 兼坂、S-2スーパーチャージ2サイクルエンジン、モーターファン (1987)
- (4) 兼坂、究極のエンジンを求めて、三栄書房 (1991)
- (5) 村山正、畠山収司、近藤幹郎、関谷芳男、OHV機関における筒内、低圧・空気-燃料噴射によるリーンバーンの試み、日本機械学会研究協力部会RC151報告書 (1998)
- (6) S. Hatakeyama, M. Kondo, Y. Sekiya, T. Murayama, An Attempt at Lean Burn of a 4 Stroke Gasoline Engine by the Aid of Low Pressure Air Assisted In-Cylinder Injection, SAE Trans. No. 982698 (1998)
- (7) S. Hatakeyama, M. Kondo, Y. Sekiya, T. Murayama, A Study of Lean Burn of a 4 Stroke Gasoline Engine by the Aid of Low Pressure Air Assisted In-Cylinder Injection Part II, SAE paper 1999-01-3689(1999)