天然ガス予混合圧縮自己着火機関の過給による性能改善*

佐古孝弘^{*1}, 中井俊作^{*2}
守家浩二^{*1}, 飯田訓正^{*3}Improvement of Performance in a Natural-Gas Fueled
Homogeneous Charge Compression Ignition Engine with SuperchargedTakahiro SAKO^{*4}, Shunsaku NAKAI,
Koji MORIYA and Norimasa IIDA^{*4} Osaka Gas Co., LTD, 6-19-9 Torishima, Konohana-ku, Osaka, 554-0051 Japan

A supercharged natural gas compression ignition engine has been tested to confirm the performance as well as the exhaust gas characteristics. The supercharging improved the thermal efficiency through the improvement of the combustion efficiency, the mechanical efficiency, and the cooling loss. The indicated thermal efficiency becomes the highest when in-cylinder temperature is about 1700 K, due to the improved combustion efficiency and the decrease of cooling loss. The supercharging also reduces the NO_x emission. This is because the maximum temperature is kept low while the combustion efficiency is kept high compared with the natural aspiration. The pressure at auto-ignition increased in case the boost pressure is raised. However, the auto-ignition temperature is the same and 1000~1030 K.

Key Words: Ignition, Internal Combustion, Premixed Combustion, Natural Gas, HCCI, PCCI, Boost

1. はじめに

予混合圧縮自己着火(HCCI)機関はディーゼル機関のNO_x排出量低減やガソリン機関における低出力域の効率を向上できる可能性がある^{(1)~(3)}。また、供給安定性および優れた環境性から天然ガスを燃料とするHCCI機関の研究も進められている^{(4)~(6)}。これまでの研究によると、HCCI機関は失火あるいは燃焼変動とノックによって運転可能な負荷範囲が限定されることが報告されている。つまりHCCI機関は、比較的高い平均有効圧力で運転ができれば回転速度一定で定常運転を行ない、高い熱効率と低いNO_x排出量を求められるようなコージェネレーションなどの用途に対しては有利であると考えられる。天然ガスHCCI機関の運転範囲拡大に関しては、化学反応にもとづいた着火時期の制御⁽⁴⁾や筒内直接噴射によって燃料に不均一性を付与する方法⁽⁵⁾などが検討されている。さらに、EGRを適用した燃焼期間の制

御⁽⁷⁾⁽⁸⁾などの試みがなされている。しかし、いずれも着火時期や燃焼期間を制御できることは示されているが、平均有効圧力の向上に関してはなお改善の余地がある。本研究では、天然ガスを燃料とするHCCI機関に排気タービン過給を適用することを想定して、過給機効率を模擬した場合の性能および排気特性を詳細に調査する。これにもとづき過給による平均有効圧力の向上、熱効率の向上の可能性を明らかにする。また、無過給と過給の性能を比較することで過給による性能改善の原因についても検討する。

Table1 Engine specifications

Engine type	Single cylinder Water cooled
Bore × stroke	112mm × 115mm
Displacement	1,132cm ³
Compression ratio	17
Boost pressure(gauge)	50kPa, 75kPa, 100kPa, 125kPa, 150kPa
Combustion chamber	Flat
Intake air temperature	~573K (with an electric heater)

* 原稿受付 2004年9月27日。

^{*1} 正員、大阪ガス(株)(☎554-0051 大阪市此花区西島6-19-9)。^{*2} 大阪ガス(株)。^{*3} 正員、慶應義塾大学理工学部(☎223-8522 横浜市港北区日吉3-14-1)。

E-mail: sako@osakagas.co.jp

Fig. 1 Experimental setup

2. 実験装置および方法

試験に用いたベースエンジンは無過給水冷単気筒 4 サイクル直接噴射式ディーゼル機関であり、HCCI 試験のために一部変更を加えた。試験に用いた単気筒試験機の主要諸元を表 1 に示す。主な変更点は燃焼室ならびに機関圧縮比である。

ベースエンジンの燃焼室はトロイダルタイプであるが、燃焼室内の流動の影響を低減するためにフラットタイプに変更した。また、機関圧縮比はベースエンジンにおいて 16.3 であるが本研究では 17.0 とした。

図 1 に試験装置の概略を示す。吸気系には電気ヒータ(竹綱製作所 S-6T)を設置した。吸気温度はシリンダヘッドから 100mm 上流の温度を J 熱電対で計測し、電気ヒータ出力を制御することで所定値に設定した。吸入空気は回転容積型オイルフリー圧縮機(アネスト岩田 ZTD-220J)で 0.7MPa に加圧し、冷凍式圧縮空気除湿器(アネスト岩田 RDG-370)で除湿した後、レギュレータにて減圧し所定の圧力に調整した。供給空気の圧力は静電容量式圧力計(コスモ計器 DP-330)、排気圧力についても静電容量式圧力計(桜エンドレス PMP-635)にて計測した。また、排気系には背圧を付与するためにバタフライバルブ(巴バルブ 337Y)を取り付けた。試験に用いた燃料は 13A 天然ガス(代表組成: CH_4 88%, C_2H_6 6%, C_3H_8 4%, C_4H_{10} 2%)であり燃料はレギュレータにより 0.7MPa を 0.4MPa に減圧した後、シリンダヘッドより 1000mm 上流の吸気管内に設置したノズルから連続供給した。供給燃料流量は熱線式質量流量制御計(STEC SEC-4600)により流量制御を行い、また、空気流量は層流型空気流量計(司測研 LFE-25B)にて計測した。

筒内圧力は水冷圧電式圧力変換器(KISTLER 6061B)にてロータリーエンコーダから得られるクランク角度信号および TDC 信号により燃焼解析装置(小野測器

DS-9100)の内部で発生されるクロック信号に同期させて 0.1°CA 毎に計測した。排気中の窒素酸化物 NO_x は化学発光分析計、一酸化炭素 CO および二酸化炭素 CO_2 は赤外線分析計、全炭化水素 THC は加熱型 FID 分析計にて CH_4 換算値として計測、酸素 O_2 は磁気圧型にてそれぞれ計測した(堀場製作所 MEXA9100D)。なお、運転における燃焼変動限界を図示平均有効圧力のサイクル変動率が 3% 付近と定めた。ノック限界は筒内圧力波形をバンドパスフィルタにて処理することで得られる圧力振幅をノック強度とし、その最大値の平均が 50kPa を越える当量比をノック限界と定めた。

3. 過給時の機関性能および燃焼特性

外部圧縮機を用いて過給圧力が機関性能および排気特性、燃焼特性値に与える影響を調べた。過給圧力は 50kPa から 150kPa の範囲で五点設定した。また、実験は排気系に取り付けたバタフライバルブの開度を調整することによって、過給機効率 65% を模擬した。なお、過給機効率は作動流体の比熱比を 1.4 一定、コンプレッサ入り口圧力を大気圧、タービンは大気圧まで膨張すると仮定して、計測した吸排気圧力、排気温度、大気温度などよりコンプレッサ仕事とタービン仕事を算出して求めた。

3.1 過給圧力が性能および排気特性に及ぼす影響

機関圧縮比 $\varepsilon=17$ 、機関回転速度 $n_e=1200\text{rpm}$ 、機関冷却水出口温度 353K および吸気温度 $T_{in}=423\text{K}$ 、模擬過給機効率 $\eta_{TC}=65\%$ に固定して過給圧力 p_{in} 、当量比 ϕ を変化

Fig. 2 Effect of boost pressure on engine performance

させた。図2に、 p_{in} および ϕ を変化させた場合における排気中のTHCならびにCOおよび燃料流量より算出した燃焼効率 η_c 、図示熱効率 η_h および図示平均有効圧力 $IMEP$ 、図示平均有効圧力の変動率 COV_{imep} を示す。なお、図には比較のため無過給機関NAにおける、 $\varepsilon=17$ 、 $T_{in}=473$ 、493、513Kの運転データをあわせて示す。 p_{in} を増すと燃焼変動限界ならびにノック限界は、低い ϕ 側へ移動する。 η_c は同じ ϕ で比較すると、 p_{in} が増加すると改善される傾向を示す。最大 η_c は、 p_{in} および ϕ に依存せず、おおむね93%一定となり、NAの最大 η_c よりわずかに改善される。 $IMEP$ は、同じ ϕ であれば、 p_{in} が高いほど向上するが、運転可能最大 $IMEP$ は p_{in} に依存せず

Fig. 3 Effect of boost pressure on exhaust emission

Fig. 4 Effect of intake air temperature on engine performance and emission

650kPa程度である。一方で、NAにおける運転可能最大 $IMEP$ は400kPa程度であり、過給することによって運転可能最大 $IMEP$ は向上する。 η_h は過給すると向上し、NAと比較するとおおむね7ポイント程度改善される。過給による η_h の改善は、 η_c の向上が一つの原因として考えられるが、同じ η_c であっても、 η_h が高くなる傾向があり、その他の要因が存在することが示唆される。

図3にCO、THC、NOx排出濃度の p_{in} および ϕ に対する変化を示す。COおよびTHCの排出濃度は p_{in} を高めると、 ϕ を高めると減少する。NOxはNA、過給によらず、 ϕ を高めると増加する傾向を示す。

以上は、 T_{in} を固定した場合の性能および排気特性であるが、既報⁽⁶⁾においてNAでは、 T_{in} の低下により平均有効圧力が向上することが明らかになっている。そこで、 p_{in} を固定し T_{in} を変化させた場合の性能および排気特性に関して調査した。図4に、 p_{in} を150kPaに固定して T_{in} を変化させた場合の η_c 、 η_h 、 $IMEP$ 、CO、THC、NOx排出濃度の変化を ϕ に対して示す。なお、図には比較のために $\varepsilon=17$ 、NAのデータをあわせて示す。 T_{in} が低下すると運転範囲が高い ϕ 側へ移動し、運転可能最大 $IMEP$ は向上する。 $p_{in}=150kPa$ にて運転できる、 T_{in} の下限は383Kであり運転可能最大 $IMEP$ は950kPaとなる。また、排出物に関して、NOxに着目すると、 $p_{in}=150kPa$ の場合いずれの T_{in} においても排出量は極めて低い。これは運転可能な ϕ の範囲が希薄側に限定されることによる。

3.2 過給圧力が筒内平均ガス温度、筒内圧力、熱発生率経過に及ぼす影響

T_{in} ならびに ϕ を固定した場合について熱発生率経過などについて検討を加える。図5に熱発生率および筒内平均ガス温度より算出した燃焼特性値を示す。ここで、 θ_{ig} は熱発生の開始時期として定義した着火時期、 θ_{10-90} は熱発生量が総発生熱量の10%から90%に達するまでの期間として定義した燃焼期間、 $(dq/d\theta)_{max}$ は熱発生率の最大値である。 θ_{ig} は、 p_{in} および ϕ を増すと早期化する傾向を示す。 θ_{10-90} は、同一の ϕ では、 p_{in} が高くなると短期化する傾向を示すがノック限界においては、 p_{in} によらず、ほぼ一定となる。 $(dq/d\theta)_{max}$ は、 p_{in} および ϕ を増すと上昇し、短期間で急激な熱発生となる。図6には燃焼経過を検討するために、 $T_{in}=423K$ 、 $p_{in}=75kPa$ 、100kPaおよび150kPaにおける $\phi=0.3$ 付近の筒内圧力 p 、理想気体の状態式から求めた筒内平均ガス温度 T 、冷却損失の補正を施していない単位混合気質量あたりの熱発生率 $dq/d\theta$ 履歴の200サイクル平均波形を示す。図には比較のためNA、 $T_{in}=513K$ 、 $\phi=0.29$ のデータをあわせて示す。図より、最大筒内圧力は p_{in} に依存し、過給圧力比だけ上昇する。 T の最大値はNA、過給によらず着火時期によって決まり、着火時期が早期化する

Fig. 5 Effect of boost pressure on combustion characteristics

ほど上昇する。また、 p_{in} を増すと熱発生開始は早期化し、熱発生期間が短くなり、熱発生率の最大値も上昇する。このように p_{in} を増すと着火時期が早期化し速やかに燃焼反応が進行するのは燃料および酸素密度が高くなることによる燃焼反応速度の増加が原因であると考えられる。つぎにそれぞれの p_{in} における着火時の温度および圧力を比較する。図7に、 $T_{in}=423\text{K}$ 、 $\phi=0.30$ 近辺における、筒内圧力 p および筒内平均ガス温度 T を示す。なお、図中●は着火位置を示す。 p_{in} が75kPaから150kPaまで変化すると着火時の圧力 p_{ig} は、およそ6.5MPaから9.0MPaまで変化し、 p_{in} を高めると上昇する傾向を示す。一方で、自己着火温度は、 p_{ig} が0.3MPaから0.9MPaまで変化することで約1000Kから1030Kにまでしか変化しない。このことから、 p_{in} が自己着火温度におよぼす影響はごくわずかであると考えられる。

3.3 最大筒内平均ガス温度と熱効率および排気特性

既報⁽⁶⁾において、NA運転の筒内平均ガス温度は燃焼効率やNOx排出量に与える影響が大きいことを明らかにし、温度制御の重要性を示した。ここで過給運転の最大筒内平均ガス温度 T_{max} と燃焼効率および排出物について整理する。図8に、 η_c およびCO、NOx排出濃度の変化を T_{max} に対して示す。NAでは、 T_{max} が高くなると η_c は向上する。しかしながら過給の場合は、 T_{max} が高くなることに加えて、 p_{in} が増すことでも η_c は向上する。NOx排出量は、NA、過給いずれも T_{max} に強く依存し、1800K以上で急激に増加する。 η_c を90%以上確保するための T_{max} は、NAではおおむね1700Kであるが、 $p_{in}=150\text{kPa}$ では1500K程度であり200K程度低温側に移動する。

ここで示したように T_{max} の範囲が1500～1800Kであれば η_c も高く、NOx排出量も極めて低い状態で運転することが可能となる。つまり、その温度範囲において高い熱効率を得ることできれば高い効率、低いNOx排出

Fig. 6 Courses of heat release rate, in-cylinder pressure and temperature($\phi=0.30$)

Fig. 7 T-P diagram of supercharged HCCI combustion

量の運転が可能となる。そこで、熱効率と T_{max} の関係について検討する。図9に、 T_{in} 、 p_{in} を変化させた場合の圧縮、膨張行程における図示熱効率 η'_i を T_{max} について示す。なお、比較のためNA、 $\epsilon=17$ の結果を図示する。過給の場合 η'_i は T_{max} と強い相関があり、 p_{in} や T_{in} などの吸気条件を変化させても $T_{max}=1700\text{K}$ 付近で最大 η'_i が得られる。この現象は燃焼効率と冷却損失が原因で生じていると考えられる。つまり低い T_{max} においては燃焼悪化のため η_c が低下する傾向があるが、 p_{in} を増すと η_c が改善されるとともに着火時期が早期化する。このため η_c の向上と着火時期早期化による冷却損失の増加が相殺

Fig. 8 Effect of maximum in-cylinder gas temperature on combustion efficiency, NOx and CO emission

Fig. 9 Effect of maximum in-cylinder gas temperature and boost pressure on indicated thermal efficiency

され、いずれの吸気条件でもほぼ一定の η_i となる。1700K 以上では吸気条件によらず η_c はほぼ一定となる。そのため着火時期が早期化することによる冷却損失の増加のみが作用する。このため、1700K 以上では η_i が低下する。一方で、NA において η_c は T_{max} が高くなると向上する。さらに T_{in} の低下にともない着火時期は遅角化し冷却損失が減少する。これらは共に η_i 向上の原因となる。 T_{max} が高くなると冷却損失は増加するが η_c 向上と着火時期遅角化による冷却損失減少の相乗作用による η_i の増加がそれを上回るため、NA では T_{max} が上昇すると η_i が向上すると考える。

以上示した理由により過給では高い熱効率のもと、極めて低い NOx 排出濃度で運転が可能であると考えられる。

4. 無過給と過給の比較およびヒートバランスによる熱効率改善に関する考察

天然ガスは燃料特性により着火温度が高い。そのため吸気加熱などにより圧縮端温度を増す必要がある。しかし、吸気加熱にはエネルギーが必要となるためできる限

Fig. 10 Intake temperature and indicated thermal efficiency, indicated mean effective pressure with natural aspiration compared with supercharged

り低い吸気温度で運転できることが望ましい。本章では、無過給 NA と過給の運転範囲を比較することに加えて、過給することによって熱効率が向上する原因をヒートバランスにより考察する。

4.1 過給と無過給の運転範囲比較

ここで NA と過給の運転範囲に関して整理する。運転範囲として T_{in} 、 η_i および $IMEP$ に着目した。図 10 に運転可能な T_{in} 、 η_i 、 $IMEP$ の変化を、 ϵ および p_{in} に対して示す。なお、図において、 ϵ について整理したのは NA、 p_{in} について整理したのは過給、 $\epsilon=17$ である。なお図には運転したすべての当量比におけるデータをプロットした。また、 T_{in} の上限は運転をおこなっていないだけであり運転限界を示すものではない。NA では圧縮比が増すと運転可能な T_{in} の下限は拡大する。また、その変化は単位 ϵ あたり 15K 程度である。過給の場合は p_{in} が 50kPa から 150kPa まで変化すると T_{in} の下限は 30K 程度拡大し、無過給の同一 ϵ で比べると 90K 程度低い温度で運転が可能である。最大の η_i は過給することで 5 ポイント程度向上する。さらに、運転可能最大 $IMEP$ は NA では 450kPa であるが過給では 950kPa 程度と大きく改善される。過給実験では過給機効率を模擬するために背圧を付与する。これによる残留ガスの影響を考慮する必要はあるが、 p_{in} が高まり燃焼反応速度が増すことによって低い T_{in} での運転が可能になったと考える。

4.2 ヒートバランスによる熱効率向上の考察

過給すると熱効率が向上する原因についてヒートバランスを適用して考察する。ヒートバランスの算出は鶴島ら⁹⁾の方法に準じるが、空気の定圧比熱を排気に適用し、窒素酸化物生成反応による吸熱を取り扱わないこととした。図 11 に NA、 $T_{in}=473K$ および $p_{in}=150kPa$ 、 $T_{in}=383K$ における最大効率点のヒートバランスを示す。過給することによって、未燃成分が有する熱量割合 Q_{ub} がわずかに減少し、排気損失 $Q_{ex}-Q_{in}$ は増加する。しかしながら、

Fig. 11 Heat balance with and without supercharging

Fig. 12 Courses of heat release rate and temperature

壁面からの冷却損失割合 Q_{wall} は大幅に減少する。これによって、図示仕事(正味仕事 W_c + 摩擦仕事 W_m + 吸排気仕事 W_p)は改善される。これから、過給によって η_i が向上するのは冷却損失の減少が主因であると考えられる。過給による冷却損失割合減少を理解するため図 12 に筒内平均ガス温度 T および熱発生率 $dq/d\theta$ の経過を示す。NA および過給いずれにおいても熱発生開始は上死点後である。NA では T_{in} が高く圧縮行程中の温度も上昇する。また、 ϕ が高いため T も上昇する。さらに、過給と比べると投入熱量も少ない。これから過給における冷却損失割合の減少は投入熱量増加による冷却損失割合の減少、圧縮開始時のガス温度低下による温度履歴の変化に加えて燃焼時の温度低下⁽⁵⁾が原因であると考えられる。一方で過給することによって冷却損失は減少するが、そのすべてがシリンダ内での有効仕事に変換されるのではなく、排気エンタルピー($Q_{ex} - Q_{in}$)が増加している。排気タービン式過給機の適用を想定した場合、排気エンタルピーの増加はタービンで利用できるエンタルピーが増加することになり、過給機としては優位に作用すると思われる。天然ガスを燃料とする予混合圧縮自己着火機関では運転下限の T_{in} が高く、空気あるいは予混合気の加熱手段が必要となる。しかしながら過給機を適用する場

合は、圧縮により空気の温度が上昇するため加熱手段は必要なくなると考えられ、熱効率および平均有効圧力の向上、低 NOx とともに過給機を適用する利点の一つであると考えられる。

5. 結論

天然ガス予混合圧縮自己着火機関に外部過給を適用し、過給圧力を 50kPa から 150kPa の範囲で五点設定して性能および排気特性を詳細に調べ無過給と過給の性能を比較し以下の知見を得た。

- (1) 過給すると運転可能な図示平均有効圧力は向上し、吸気温度の下限も拡大できる。過給圧力 150kPa において、最大図示平均有効圧力は 950kPa となり、無過給より吸気温度の下限を約 100K 拡大できる。
- (2) 過給圧力を 75kPa から 150kPa に増すと自己着火時の圧力は約 6.5MPa から 9.0MPa に上昇するが自己着火温度は 1000K から 1030K にまでしか変化しない。
- (3) 過給において圧縮、膨張行程のみを考慮した図示熱効率は最大筒内平均ガス温度が 1700K 近辺で極大値をとる。これは、着火時期が早期化することによる冷却損失および燃焼効率が影響していると考えられる。
- (4) 過給圧力を増すと、最大筒内平均ガス温度が低くても高い燃焼効率を確保することが可能となり、NOx 排出を抑制しつつ熱効率の改善が可能である。
- (5) ヒートバランス解析から、過給による熱効率の向上は、燃焼効率が改善されることに加えて冷却損失の減少が原因であると考えられる。

文献

- (1) R.H.Thring, Homogeneous-Charge Compression-Ignition Engine, SAE Paper No.892068, (1989)
- (2) 柳原弘道, 佐藤康夫, 水田準一, 均一・広拡散な混合気形成による直噴ディーゼルの燃焼解析, 第 13 回内燃機関シンポジウム講演会論文集, 62, (1996), 365-369
- (3) 金子 誠, 森川弘二, 伊藤 仁, 最首陽平, 予混合圧縮着火ガソリン機関の可能性, 日本燃焼学会誌, 第 44 巻, 127 号, (2002), 11-18
- (4) 太田安彦, 古谷正広, 河野正顕, 小島光高, 自着火制御を施した天然ガス予混合圧縮自己着火機関, 自技会論文集, 20004343, (2000), 39-43
- (5) 石山拓二, 塩路昌宏, 田中大樹, 中川秀樹, 中井俊作, 筒内直接噴射による天然ガス予混合圧縮着火機関の性能と排気特性, 自技会講演会前刷集, 236, No.46-02, (2002), 15-20
- (6) 佐古孝弘, 中井俊作, 守家浩二, 飯田訓正, 天然ガス予混合圧縮自己着火機関の性能および排気特性, 日本機学会論文集, 70-694, B(2004), 197-203
- (7) Morimoto, S., Kawabata, Y., Sakurai, T., Amano, T., Operating Characteristics of a Natural Gas-Fired Homogeneous Charge Compression Ignition Engine(Performance Improvement Using EGR), SAE Paper No.2001-01-1034
- (8) 高津戸理恵, 五十嵐哲也, 飯田訓正, 予混合圧縮自己着火エンジンにおける n-Butane 燃料の自己着火・燃焼過程(外部 EGR が着火および燃焼に及ぼす影響), 日本機学会論文集, 65-638, B(1999), 261-265
- (9) 鶴島理史, 宮本武司, 浅海靖男, 青柳有三, 予混合圧縮着火機関における圧縮膨張行程期間中のヒートバランス推定の試み, 自技会講演会前刷集, 163, No.38-00, (2000), 9-12