天然ガス予混合圧縮自己着火機関の性能及び排気特性に及ぼす 内部 EGR の影響*

佐古孝弘^{*1}, 佐藤裕紀^{*2}, 田中大樹^{*2}
中井俊作^{*2}, 守家浩二^{*1}

Effect of Internal Exhaust Gas Recirculation on Performance and Emissions from a Natural-Gas Fueled Homogeneous Charge Compression Ignition Engine

Takahiro SAKO^{*3}, Yuki SATO, Hiroki TANAKA,
Shunsaku NAKAI and Koji MORIYA

^{*3} Osaka Gas Co., LTD, Energy Technology Laboratories,
6-19-9 Torishima, Konohana-ku, Osaka-shi, Osaka, 554-0051 Japan

Besides the narrow operation range, natural gas fueled HCCI engine requires higher compression ratio and pre-heated air due to the low Cetan number. In this study, influences of the internal EGR ratio on the performance and the emissions of a single cylinder engine were investigated. Although the internal EGR lowers the permissible temperature of the intake air, it also decrease the indicated thermal efficiency. This is attributed to the increase of heat loss and pumping loss. The effect of internal EGR varies depending on the air temperature. At high air temperature, it increase the combustion duration. By contrast, at low temperature it increases the inner gas temperature at the start of compression phase, and thus, decreases the combustion duration. Under the turbo charged condition, the indicated thermal efficiency and the indicated mean effective pressure are increased. Those are attributed to the decreases of the heat loss.

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

1. はじめに

燃焼温度が低く、希薄域での運転が可能な予混合圧縮自己着火(HCCI)燃焼は、ディーゼル機関ではNOx排出量低減、ガソリン機関においては低出力域の効率改善を目的に研究が進められている^{①-③}。しかしながら、いずれの機関においてもノックにより運転範囲が制限されるため、図示平均有効圧力が低い問題を有する。図示平均有効圧力を増すためには、着火時期の制御に加えて、急峻な熱発生を緩和が必要となり、これまでにEGR^④や筒内直接噴射の適用^⑤、ホルムアルデヒドの添加^⑥などの研究が行われている。天然ガスを燃料とするHCCI機関においては図示平均有効圧力が低いことに加えて、セタン価が低いという燃料の特性から、安定な自己着火燃焼を行うには、吸入空気温度を高める必要があることも問題となる。ノルマルブタ

ンを燃料とした内部EGRの研究では^{⑦⑧}、通常運転できない回転速度でも安定な自己着火燃焼が可能であることが示されている。内部EGRでは、残留ガスの持つエンタルピーによって圧縮開始温度を高めることができ、低い吸気温度における着火性を確保できる可能性がある。一方で、EGRでは酸素モル分率の低下や比熱の増加によって急峻な熱発生を緩和し、ノックを抑制することによって、図示平均有効圧を増すことができる可能性がある。本研究では、燃料に天然ガスを用いて単気筒試験機のカムを交換することによって内部EGR率を変化させ、機関性能および排気特性に与

Table1 Engine specifications

Engine type	Single cylinder Water cooled
Bore × Stroke	112mm × 115mm
Displacement	1,132cm ³
Compression ratio	17, 21
Combustion chamber	Dog-dish type
Intake air heating	~573K (with an electric heater)

* 原稿受付 2004年11月30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).

E-mail: sako@osakagas.co.jp

Fig.1 Experimental setup

える影響を把握することに加えて、過給を適用することによって性能改善を試みたので報告する。

2. 実験装置および方法

2.1 実験装置 本研究で用いた試験装置は過給のための付加装置を除けば基本的には既報⁹⁾で用いたものと同じである。試験に用いた単気筒試験機の主要諸元を表 1 に試験装置の概略を図 1 に示す。ベースエンジンの燃焼室はトロイダルタイプであるが、本研究では開口比 0.9 のドッグディッシュタイプとした。また、機関圧縮比はベースエンジンにおいては 16.3 であるが本研究では 17.0 および 21.0 とした。

過給時において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)、排気圧力は静電容量式圧力計(桜エンドレス PMP-635)にて計測した。試験に用いた燃料は 13A 天然ガス(代表組成: CH₄ 88%, C₂H₆ 6%, C₃H₈ 4%, C₄H₁₀ 2%)である。なお本研究において燃焼変動限界は図示平均有効圧力の変動率が 3% 付近、ノック限界はノック強度の最大値平均が 30kPa 近辺と定めその当量比範囲で実験を行った⁹⁾。

2.2 供試カム 実験に用いたカムのバルブリフトを図 2 に示す。静的なガス交換を仮定し、排気弁閉時のシリンダ体積を吸気弁閉時のシリンダ体積で割り算して求めると、それぞれのカムの内部 EGR 率 r_e は 10%(CAM1)、20%(CAM2)、30%(CAM3)に変化することになる。ただし、ここで示した幾何的な r_e は吸入空気の質量流量比から算出される値よりも小さな値にな

Fig.2 Valve lift for test cam

り、機関回転速度や当量比などによって変化することが示されている⁹⁾。今回試験に用いた供試カムの r_e を吸入空気質量流量比から求めると吸入空気温度 493K、機関回転速度 1200rpm において、概ね CAM1 では 10%、CAM2 においては 30%、CAM3 では 40% 程度の値を示す。本研究における r_e は吸入空気の質量流量比から算出する方法を適用する。

3. 無過給実験結果および考察

機関圧縮比 $\varepsilon=21$ 、機関回転速度 1200rpm、冷却水機関出口温度 353K および吸気温度 $T_{in}=493K$ 、413K 一定のもと、内部 EGR 率 r_e および当量比 ϕ を変化させた場合の性能、排気特性を調査した。

3.1 吸気温度 $T_{in}=493K$ における性能・排気・燃焼特性 図 3 に、 $T_{in}=493K$ 一定、 r_e および ϕ を変化させた場合の圧縮開始温度 T_c 、排気ガス成分より算出した当量比 ϕ 、排気中の THC、CO および投入燃料質量より求めた燃焼効率 η_c 、吸排気仕事の影響を除外して圧縮膨張仕事のみの変化を比較するために、 -180° CA から $+180^\circ$ CA (0° CA は圧縮上死点)の範囲で求めた図示熱効率 η_{th} 、図示熱効率 η_h 、図示平均有効圧力 $IMEP$ の変化を一サイクルあたりの投入熱量 Q_i に対して示す。なお、 T_s は新気と残留ガスにエンタルピーバランスを適用して以下の式で求めた。

$$T_s = (m_n \cdot C_{p_n} \cdot T_n + m_r \cdot C_{p_r} \cdot T_r) / (m_n \cdot C_{p_n} + m_r \cdot C_{p_r})$$

ここで、 m_n は新気の質量、 m_r は残留ガス質量、 C_{p_n} は新気定圧比熱、 C_{p_r} は残留ガス定圧比熱である。 T_r は残留ガス温度であるが、これは計測した排ガス温度と同じであると仮定した。また、残留ガス質量は排気弁が閉まった時点のシリンダ内容積において計測した排気圧力、排気温度を用いて理想気体の状態式より求めた。

T_s は、 Q_f が多い場合、 r_e が増すことにより上昇する。 $r_e=40\%$ では Q_f の変化に対する T_s の感度が強い。また、 r_e 増加に伴い、酸素モル分率が低下することから、 ϕ は高くなる。 η_k は r_e を増すことによって改善される。この傾向は、 $r_e=42\%$ においてより顕著になる。 r_e が増大し残留ガスが増加すると燃焼前の全燃料成分に対する残留ガス中の燃料成分の割合と比較して燃焼後の全未燃成分に対する残留ガス中の燃料成分割合が大きくなる。そのため r_e が増し残留ガスが増加するほど η_k が向上すると考える。 η_h は $r_e=13\%$ 、 28% において、 η_k が改善されているにもかかわらず標準のカムと同等または低下する。 $r_e=42\%$ では Q_f が少ない場合、 η_h は向上する。しかしながら Q_f に対する η_h の低下傾向が強く、高い Q_f では他の r_e とほぼ同等の η_h となる。これらの傾向は冷却損失の増加、等容度および比熱比の低下、 η_k 向上によって決まり、 $r_e=42\%$ における少ない Q_f では η_k の向上が冷却損失の増加などによる効率低下を上回るため η_h が他の r_e よりも高いと考える。 η_h は、 r_e の増加によって低下するが単調に減少するのではなく、 $r_e=28\%$ で最も低くなり、 $r_e=42\%$ では幾分改善される。この傾向は、 η_k の向上と吸排気仕事のバランスによるものと考えられ、 $r_e=42\%$ においては、 η_k の向上が吸排気仕事の増加を上回ったといえる。IMEP は、 Q_f の増加により向上し、運転範囲の上限は、 r_e が増すことによって、わずかに拡大される。図 4 には、CO、THC、NO_x 排出濃度の r_e に対する変化を示す。なお、いずれの排出物に関しても酸素 0%換

Fig.3 Effect of internal EGR on engine performance ($T_{in}=493K$)

算値で示した。THC は、 r_e を増すと減少する。NO_x 排出量は Q_f を増すと増加するが、同じ Q_f であれば、 r_e が増加することで減少する傾向を示す。

図 5 に、 $Q_f=0.58$ 、 $0.67 kJ/cycle$ における単位質量あたりの熱発生率 $dq/d\theta$ の 200 サイクル平均波形を示す。ただし、 $dq/d\theta$ には冷却損失の補正を施していない。 $Q_f=0.58$ では、 r_e を増すと熱発生開始が遅れ、燃焼期間は長期化する。これは低い Q_f の場合は r_e 増加による T_s の上昇よりも、比熱比低下、酸素モル分率の低下などによる燃焼反応速度の低下が強いためであると考ええる。一方で、 $Q_f=0.64$ では、 r_e を増すと熱発生開始が遅れる傾向を示すが、それほど明確ではない。また、燃焼期間は、 r_e によらずほぼ同等となり、TDC 以前に熱発生がほぼ終了する。図 6 に燃焼特性値である、着火時期 θ_{ig} 、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 θ_{10-90} 、熱発生率最大値 $(dq/d\theta)_{max}$ の r_e および投入熱量 Q_f に対する変化を示す。 θ_{ig} は r_e が増加することに

Fig.4 Effect of internal EGR on exhaust emission ($T_{in}=493K$)

Fig.5 Courses of heat release rate ($T_{in}=493K$)

Fig.6 Effect of internal EGR on combustion characteristics ($T_{in}=493K$)

よっておおむね遅角化する傾向を示す。また同じ r_e の場合は、 Q_f が増すと θ_e は早期化するが、特に $r_e=42\%$ においてその傾向が強い。 θ_{10-90} は、 Q_f が小さい場合、 r_e が増加することによって長期化する傾向を示すが、 Q_f が増すことによってこの傾向は弱まりノック限界ではいずれの r_e でもほぼ同じ燃焼期間となる。先に示したように運転可能な上限の IMEP は r_e が増加するとわずかに向上するが、これは熱発生が遅れるためノックが抑えられ燃料投入量を増すことができるためであると考ええる。

3.2 吸気温度 $T_{in}=413K$ における性能・排気特性

前節に示したように内部 EGR では残留ガスの温度やその量が圧縮開始温度 T_s に影響をおよぼし、 T_{in} に比べて T_s が高いほど燃焼が活発になる。つまり、低い T_{in} 、高い Q_f で運転できる条件においては、燃焼排ガス温度が高く、その傾向が強まると考えられる。そこで内部 EGR を適用しない場合に比較的高い Q_f で運転できる T_{in} である $413K$ における性能および排気特性に関して調査した。

図7に、 $T_{in}=413K$ 一定、内部 EGR 率 r_e および ϕ を変化した場合の圧縮開始温度 T_s 、排気ガス成分より算出した当量比 ϕ 、排気中の THC、CO および投入燃料質量より算出した燃焼効率 η_c 、吸排気仕事を除外した図示熱効率 η'_i 、図示熱効率 η_h 、図示平均有効圧力 IMEP の変化を一サイクルあたりの投入熱量に対して示す。 r_e を増すことによって、 T_s および ϕ が上昇する。特に、 T_s の上昇割合は、 $T_{in}=493K$ よりも顕著になる。燃料投入量の上限は、 r_e が増加すると制限される。これは、 r_e の増加に伴う比熱の増大や酸素濃度の低下により燃焼が緩慢化する効果に比べて、 T_s の上昇割合が高く、燃焼が活発化する効果が強くあらわれた結果であると考ええる。 η_c は、 r_e が増加すると、改善さ

Fig.7 Effect of internal EGR on engine performance ($T_{in}=413K$)

Fig.8 Effect of internal EGR on exhaust emission ($T_{in}=413K$)

れるが、 η'_i および η_h は低下する傾向を示す。特に $r_e=27, 41\%$ においてその傾向が強い。また、ノックにより IMEP の上限は r_e が増加するほど制限される。

図8に Q_f および r_e に対する排気特性の変化を示す。THC および CO 排出濃度は r_e が増すことによって減少する。NOx 排出濃度は、同じ Q_f で比較すると増加するが、ノック限界では、THC および CO 排出量が減少するにも関わらず、NOx 排出量は低い。これから内部 EGR は、THC および CO と NOx の同時低減が可能であることが示唆される。ここで、 r_e が増すこと

Fig.9 Effect of internal EGR on heat balance

Fig.10 Effect of internal EGR on stability limit

によって、 η_c は改善されるが、 η_h が低下する原因についてヒートバランスを比較して考察を加える⁽¹⁰⁾。図9に、 $T_{in}=413K$ における最高効率点のヒートバランスを示す。 r_{ie} の増加にともない、未燃成分が有する熱量割合 Q_{ub} および排気損失 $Q_{ex}-Q_{in}$ は減少する。一方で、 r_{ie} が増すと吸排気仕事 W_p が増加することに加えて、壁面からの冷却損失割合 Q_{wall} は大幅に増加する。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)は低下する。これから、 η_h が低下するのは冷却損失が主因であると考ええる。

3.3 内部 EGR による運転範囲の変化 前節では、内部 EGR を適用した際の機関性能、燃焼特性および排気特性に着目したが本節では、内部 EGR による運転範囲に関して検討する。

図10に機関圧縮比17および21、機関回転速度 $n_e=1200rpm$ において内部 EGR 率 r_{ie} に対する、運転可能な T_{in} ならびに $IMEP$ の変化を示す。いずれの ϵ においても r_{ie} が増すことによって運転可能な T_{in} の下限が

Fig.11 Effect of boost pressure on engine performance

Fig.12 Effect of boost pressure on exhaust emission

拡大され、特に $r_{ie} \geq 20\%$ 以上ではその傾向が強い。 $IMEP$ の上限は r_{ie} が増すと低下する傾向を示すが、 $r_{ie} \geq 30\%$ 以上ではこの傾向は弱まる。

4.過給実験結果および考察

前節までに内部 EGR は、 T_{in} の下限を拡大できることや燃焼効率を確保して NOx を抑えることが可能である反面、図示熱効率が低下することを示した。壁面への冷却損失に着目すると、投入熱量を増すことによって冷却損失割合が低減でき、図示熱効率を改善することが可能であると考えられる。

つまり内部 EGR と過給の組み合わせによって性能改善の可能性がある。 $\epsilon=17$, $n_e=1200rpm$, 過給圧力 p_n を50kPaおよび100kPa, 内部 EGR 率 $r_{ie}=41\%$, 機関冷

Fig.13 Effect of boost pressure on heat balance

却水出口温度 353K 一定のもと、投入燃料質量および T_n を変化させて、機関性能および排気特性を調査した。図 11 には、排気中の THC、CO および投入燃料質量より算出した燃焼効率 η_c 、吸排気仕事を除外した図示熱効率 η_h' 、図示熱効率 η_h 、正味熱効率 η_e 、図示平均有効圧力 $IMEP$ の変化を当量比 ϕ に対して示す。なお比較のために無過給 NA、 $r_c = 41\%$ における値を実線で示す。

図から、 p_n を高くすることによって、 η_h' および η_h が改善されることがわかる。一方で、過給を施しているにも関わらず η_h が η_h' よりも低下する。 $IMEP$ は p_n を高めることによって飛躍的に向上する。図 12 に、 p_n 、 ϕ に対する排気特性の変化を示す。THC 排出量は $p_n = 100kPa$ では増加するが、NOx 排出量はいずれも低い。図 13 に、NA、 $p_n = 50, 100kPa$ における最大熱効率時のヒートバランスを示す。 p_n の増加にともない、未燃成分が有する熱量割合 Q_{ub} および排気損失 $Q_{ex}-Q_{in}$ は増加する。一方で、 p_n を増すと壁面からの冷却損失割合 Q_{wall} は大幅に減少するとともに加えて、吸排気仕事 W_p はわずかに減少する。壁面への冷却損失が減少するのは温度履歴の変化ならびに投入燃料量が増加するためである。また、 W_p が減少しているがこれは過給することによって吸気圧力が増すためである。これらにより、 p_n を増すと図示仕事(正味仕事 W_e + 摩擦仕事 W_m + 吸排気仕事 W_p)は改善される。

5. 結論

天然ガス予混合圧縮自己着火機関にカムを交換することによって排気弁閉じ角を変更し内部 EGR 率を変化させ性能、排気特性を調査することに加えて、過給により性能改善を試みた結果以下のことが明らかになった。

- (1) 内部 EGR を適用すると、運転可能な吸入空気温度の下限拡大および燃焼効率を改善することができる。しかしながら内部 EGR を適用しない場合よりも図示熱効率および図示平均有効圧力は低下する。
- (2) 内部 EGR では燃焼効率を確保したまま NOx 排出量を抑えることが可能である。
- (3) 内部 EGR が燃焼特性におよぼす影響は吸気温度、燃料投入量によって異なる。吸気温度が高く燃料投入量が少ない場合は燃焼反応速度抑制の効果により熱発生の開始は遅れ、燃焼期間も長期化する。一方で、低い吸気温度で投入燃料量が多い場合は圧縮開始温度が上昇する効果により熱発生の開始は早期化し、燃焼期間は短期化、熱発生のピークも上昇する。
- (4) ヒートバランス解析によると図示熱効率の低下は、吸排気仕事および冷却損失の増加が主因であると考えられる。
- (5) 過給すると図示熱効率は改善され、図示平均有効圧力も向上する。これは、冷却損失減少、吸排気仕事の低下が主因であると考えられる。

文献

- (1) R.H.Thing, Homogeneous-Charge Compression-Ignition Engine, SAE Paper No.892068,(1989)
- (2) Yanagihara,H., Sato,Y., Mizuta,J., A Simultaneous Reduction of NOx and Soot in Diesel Engines under a New Combustion System(Uniform Bulky Combustion System-UNIBUS), 17th, Int. Vienna Motor Symposium,(1996), 303-314
- (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) 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,(2001)
- (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) 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, Vol.31, No.3, (2000), 39-43
- (7) 酒井 学, 飯田訓正, 予混合圧縮自己着火機関における n-Butane 燃料の自己着火・燃焼過程, 機論, 67-659, B(2001-7), 234-240
- (8) 石井和明, 酒井 学, 飯田訓正, 予混合圧縮着火エンジンにおける内部 EGR が着火および燃焼に及ぼす影響, 第 16 回内燃機関シンポジウム講演会論文集, 18, (2000), 103-108
- (9) 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, 機論, 70-694, B(2004-6), 197-203
- (10) 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