

大型船用主機関用 2 ストローク型予混合燃焼式ガスエンジンの開発 (実現可能性の検証)

Development of 2-Stroke Premixed Combustion Gas Engine for the Propulsion of Large Vessels (Verification of New Concept Engine)

廣 瀬 孝 行 株式会社ディーゼル ユナイテッド 開発部 課長
久 下 喬 弘 技術開発本部総合開発センター原動機技術開発部
増 田 裕 技術開発本部総合開発センター原動機技術開発部
山 田 剛 技術開発本部 技師長
梅 本 義 幸 株式会社ディーゼル ユナイテッド ガスエンジンプロジェクト室 室長

近年、船用主機関の環境規制強化が進められており、温室効果ガスおよび NO_x の排出低減が可能な LNG (Liquefied Natural Gas) を燃料とするガスエンジンが注目されている。しかし、既存のガスエンジンは 4 ストローク型であり、大型船に必要な大出力、低速、高効率と高信頼性を実現できる 2 ストローク型のガスエンジンは技術的な難しさから商用化されていない。本研究では CFD (Computational Fluid Dynamics) などの机上検討を基に、前人未到の 2 ストローク型予混合燃焼式ガスエンジンの技術課題を克服する新コンセプトを提案し、実ディーゼルエンジンの 1 気筒をガス燃焼仕様に改造した試験で、立案した新コンセプトの実現性を実証した。

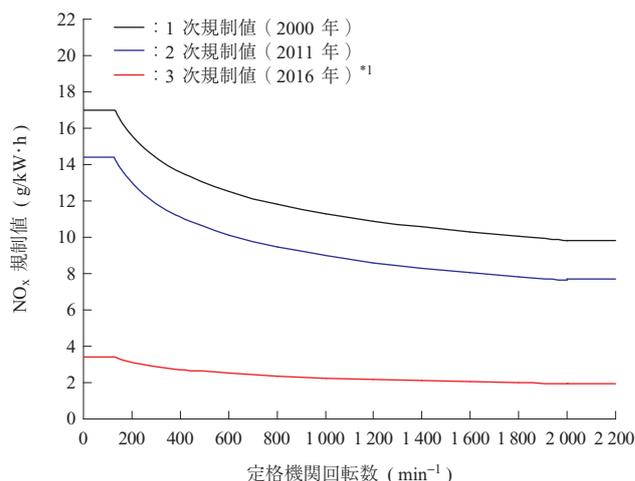
In recent years, emission regulations have been gradually strengthened. In these circumstances, gas engines fueled with LNG have come into the spotlight due to their low NO_x and GHG emissions. Two-stroke slow speed gas engines are preferred for the propulsion of large vessels due to their higher power, slow speed, and higher reliability. Unfortunately, almost all commercialized gas engines have been 4-stroke medium speed models due to the technical difficulties involved with 2-stroke slow speed gas engine. To realize 2-stroke slow speed gas engines, this paper proposes a break-through technology based on CFD simulations and theoretical study. Furthermore, the feasibility of this new concept 2-stroke slow speed gas engine is verified by engine testing using a single cylinder from a conventional 2-stroke slow speed diesel engine modified to have a gas engine configuration.

1. 緒 言

近年の環境意識の高まりとともに、船用機関においても環境規制の強化が進められている。現在、国際海事機関 (IMO) において、以下の規制に向けた取組みが行われている⁽¹⁾。

- (1) 燃料油中の硫黄分低減
(2010 年から段階的に削減)
- (2) 窒素酸化物 (NO_x) の排出低減 (3 次規制)
(2016 年実施予定)
- (3) 温室効果ガス (GHG) の排出低減
(低減の方向で協議中)

特に、 NO_x については 1 次規制値から 80% の低減が求められている⁽¹⁾。第 1 図に IMO の NO_x 規制値を示す。このような厳しい規制への対応策の一つとして、船用主機関として LNG (Liquefied Natural Gas) を燃料とするガスエンジンの搭載が検討されている。ガスエンジンには



(注) *1: 排出指定海域に適用される。
指定海域外は 2 次規制値が適用される。

第 1 図 IMO の NO_x 規制値
Fig. 1 IMO emission standards for NO_x

従来のディーゼルエンジンと同様の拡散燃焼方式と予混合燃焼方式があり、いずれの場合も、従来の粗悪な船用燃料

油による排気に比べて硫黄分や粒子状物質などが少なく、排気後処理による排気の浄化を行いやすい。また、予混合燃焼方式の場合には、エンジン本体での低 NO_x 化が比較的容易であり、シンプルな排気浄化システムでの規制対応が可能となることが期待される。さらに、 CO_2 排出量も、燃料に含まれる炭素分子数の違いから、重油を燃料とするディーゼルエンジンの 70～80%であり、温室効果ガスの排出低減においても優位である。

しかし、すでに世の中で商用されているガスエンジンは 4 ストローク型であり⁽²⁾、大型船舶に必要な大出力、高推進効率を生む低回転数、高热効率と高信頼性の両立を実現できる 2 ストローク型低速ガスエンジンは、その技術的な難しさから実現に至っていない。

2 ストローク型ガスエンジンの燃焼方式として、ディーゼルエンジンの重油の代わりに 30 MPa 程度に加圧した LNG を燃焼室内へ直接噴射する高圧噴射による拡散燃焼方式が考案されている⁽³⁾、⁽⁴⁾。しかし、エンジン単体で低 NO_x 化が困難であるとともに、LNG の加圧に動力が必要であること、さらには機関室内に高圧ガスが供給されることで安全面の不安が指摘されるなど、船用燃料油（重油）焚きのディーゼルエンジンと置き換わるには課題も多いと指摘されている。

そこで、4 ストローク型ガスエンジンと同様の低 NO_x 化が可能な予混合燃焼方式を、1 MPa 以下の低圧ガス噴射によって実現させる 2 ストローク型ガスエンジンの開発を目指し、技術課題を克服するための新コンセプトの考案とエンジン試験による新コンセプトの実証を行った。

2. ガスエンジン概略

第 2 図にガスエンジンの動作原理を示す。既存のガスエンジンはクランク軸が 2 回転する間に 1 回燃焼を行う 4 ストローク型エンジンである。既燃ガスを排出させ排気弁が閉じた後に、あらかじめ空気と混合された燃料ガス（予混合気）が燃焼室へ吸気される。つまり、排気行程と吸気行程が独立して行われている。

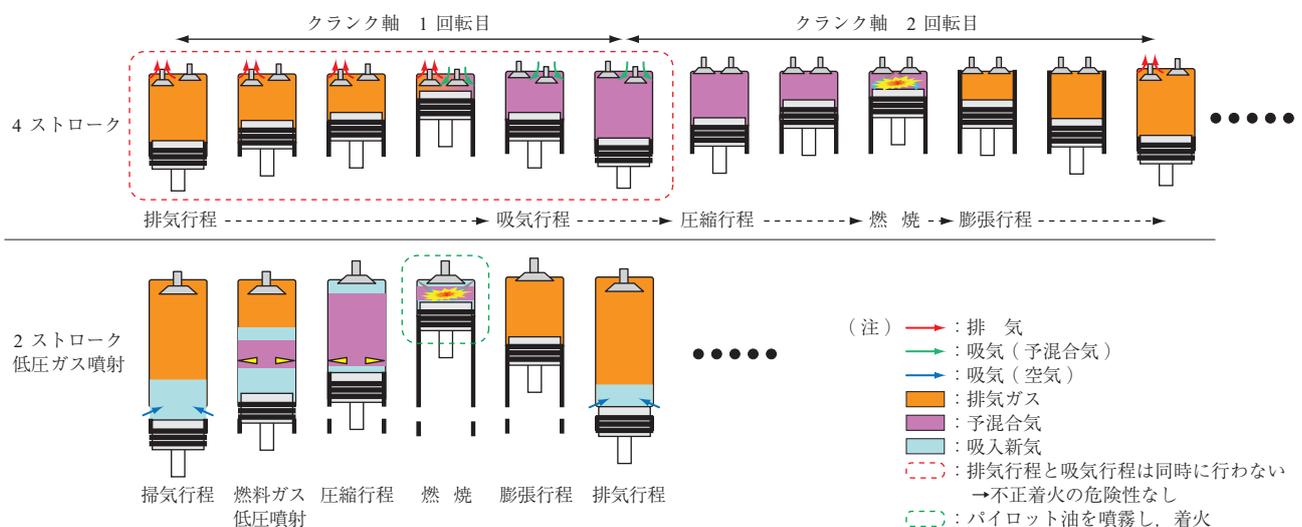
一方、2 ストローク型エンジンではクランク軸が 1 回転する間に 1 回燃焼を行うため、掃気行程中に排気と吸気が同時に行われている。このため、予混合気を 2 ストローク型エンジンへ供給する場合には、以下の問題発生が懸念される。

- (1) 掃気期間中に燃焼室内に存在する高温の既燃ガスと予混合気が接触することによる予混合気の不正着火
- (2) 掃気期間中に燃焼室内へ供給された予混合気がそのまま流出されてしまう未燃燃料の排出

3. 基本コンセプトと数値解析による検討結果

2 章に記載の懸念事項を排除するため、2 ストローク型エンジンのライナ壁に設けたガス噴射弁から燃料ガスを燃焼室へ直接噴射させ、その噴射時期をコントロールすることによって、掃気ポートから流入する新気（空気）と燃料を適時混合させて予混合気を形成する新方式の 2 ストローク型予混合燃焼方式のガスエンジンを考案した。

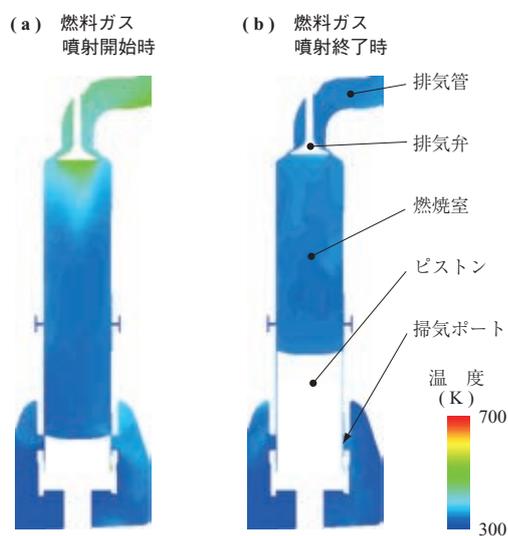
本方式は第 2 図に示すように、掃気ポートから流入した吸入新気（空気）が既燃ガス（排気ガス）を上方へ押



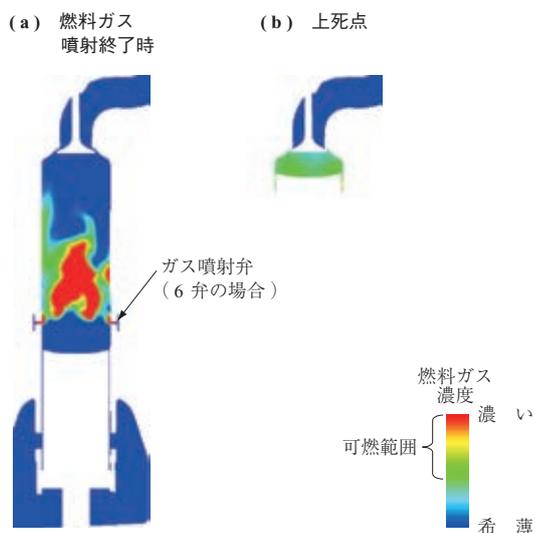
第 2 図 ガスエンジンの動作原理
Fig. 2 Gas engine operating cycle

し出しながらガス弁位置よりも高い位置に到達した時期に燃料ガスを噴射することによって、排気ガスと燃料ガス（予混合気）の間に空気の層を形成させることで、燃料ガスと高温の既燃ガスとの直接接触に伴う不正着火を防止できると同時に、燃料ガスの噴射時期を適切に調節することによって、予混合気がそのまま流出されてしまう未燃燃料の排出も低減できる。また、本方式はピストン圧縮によって燃焼室内圧力が上昇する前に、燃料ガスの噴射を完了するため、燃料ガスを高圧にする必要がなく、低圧での噴射が可能となる（特許申請中）。

本コンセプトの実現可能性を評価するために CFD 解析による検討を実施した。燃焼室内における温度分布の解析結果を第 3 図に、ガス濃度分布の解析結果を第 4 図に示す。



第 3 図 燃焼室内における温度分布の解析結果
Fig. 3 Temperature distribution in combustion chamber



第 4 図 燃焼室内におけるガス濃度分布の解析結果
Fig. 4 Fuel gas distribution in combustion chamber

す。第 3 図の結果から、ガス噴射開始時にはすでにほとんどの既燃ガスが排気され、不正着火を起こすような高温の既燃ガスは燃焼室内に残留していない。また、第 4 図の結果から、噴射された燃料ガスはほとんど排気へ流出しておらず、上死点において燃焼室内に可燃範囲の予混合気形成できていることが分かった。以上の検討結果から、本コンセプトが 2 ストローク型予混合燃焼方式のガスエンジンの実現手法として有望であることが確認された。

4. エンジン試験

3 章に示した新コンセプトの実現性を実証すると同時に、机上検討のみで把握しきれない技術課題を抽出するため、既存の重油焚きディーゼルエンジンの 1 気筒のみを新コンセプトを反映させたガスエンジン仕様に改造し、ガスエンジン試験を実施した。

4.1 供試エンジンの概略

供試エンジンの全景を第 5 図に、その主要諸元を以下に示す。

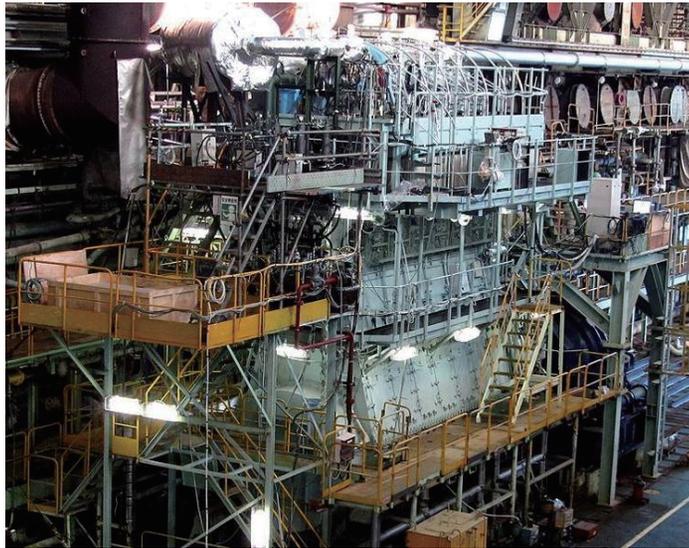
試 供 機 関	RT-flex50B
気 筒 数	7
定 格 回 転 数	124 min ⁻¹
定 格 出 力	11 620 kW
燃 料 ガ ス 供 給 圧	1.0 MPa 以下

本供試エンジンは電子制御エンジンであり、ディーゼル運転時とガス運転時とで最適条件の異なる排気弁の開閉タイミング、パイロット油の噴射タイミング、噴射量などを運転中に任意に変更やディーゼル運転からガス運転への運転切換え制御に対応するための改造が極めて容易であった。

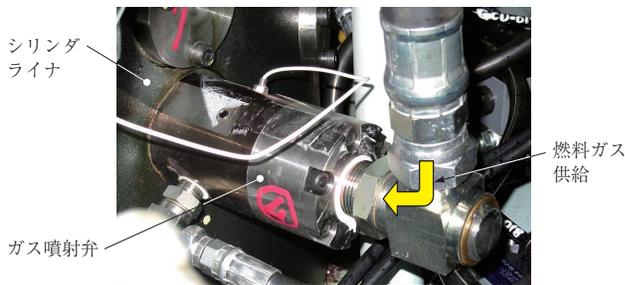
4.2 ガス噴射弁

本ガスエンジン試験を実現するためには、所定出力を出すために必要な大量（最大 0.05 m³_N）の燃料ガスを短時間（70 ms 以内）にエンジン内へ噴射できる大容量・高速動作のガス噴射弁が必要である。しかし、利用可能なガス噴射弁は市販されていないため、第 6 図に示すようなガス噴射弁を新たに開発した。本ガス噴射弁は第 7 図に示すように油圧によって針弁を駆動させることによって、針弁リフト量を高めて大流量化を実現させている。また、針弁はばねによって閉じられており、燃焼室内で生じる圧力上昇によって開弁することがないように設計されている。

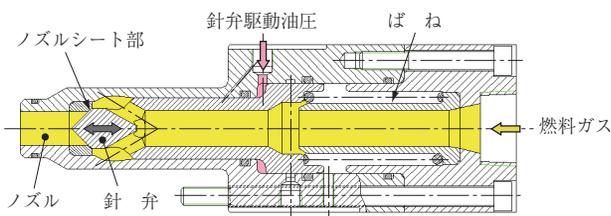
開発に当たっては CFD 解析によってガス弁内部のガス流路形状の最適化を実施した。第 8 図にガス噴射弁内部



第 5 図 供試エンジン
Fig. 5 Test engine



第 6 図 ガス噴射弁
Fig. 6 Newly developed gas injection valve

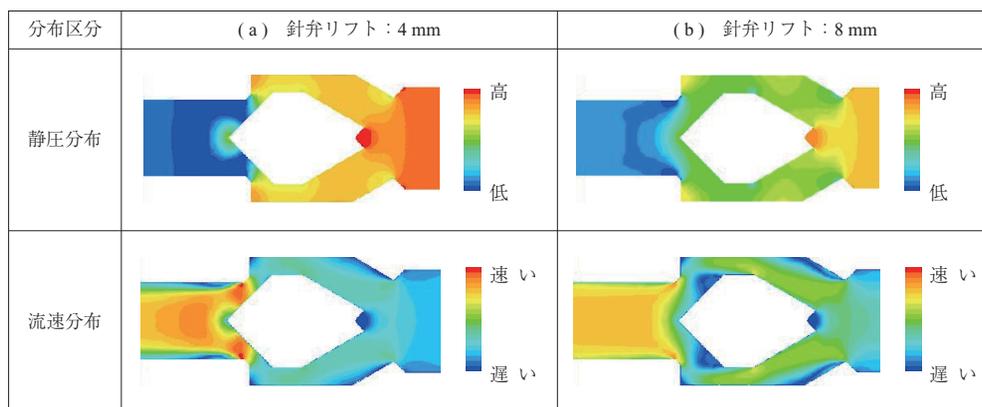


第 7 図 ガス噴射弁の構造
Fig. 7 Detail of gas injection valve

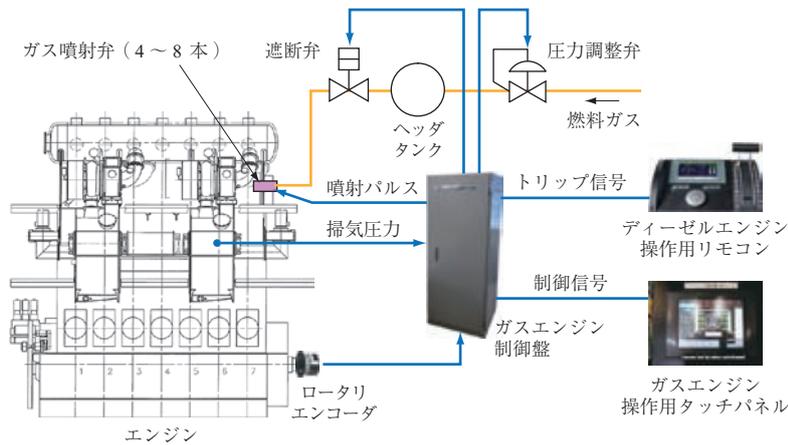
のガス流速分布と静圧分布を示す。本結果から、針弁リフト 4 mm (第 8 図 - (a)) では針弁シート部で大きな圧力損失が生じていることが分かる。よって、大流量を実現するために針弁リフトは 8 mm (第 8 図 - (b)) とした。

4.3 ガス噴射制御装置

本コンセプトを実現するためには、掃気ポートから流入する新気(空気)と燃料を適時混合させて予混合気を形成する必要がある。このため、燃料ガスを所定のタイミングに噴射させることが重要であることから、新規に制御装置を製作した。第 9 図にガスエンジン制御装置の概略を示す。ガス噴射時期はクランク軸に取り付けられたロータリエンコーダからのクランク角度信号を基に制御を行っている。噴射圧力およびガス噴射期間の調整によってガス噴射量を変化させ、供試シリンダ出力の調整を行っている。また、噴射差圧が一定になるように、掃気圧力変化に応じ



第 8 図 ガス噴射弁内部のガス流動解析結果
Fig. 8 Gas flow simulation results in gas injection valve



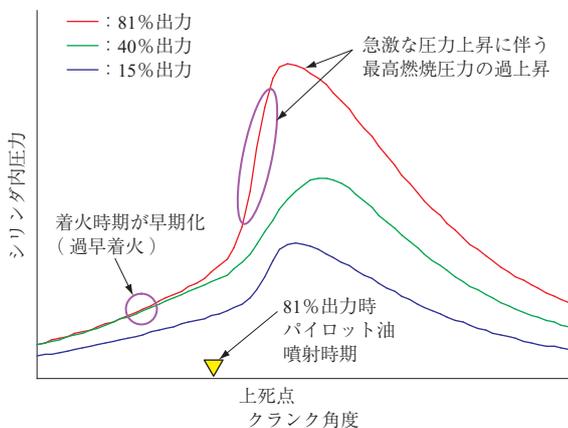
第9図 ガスエンジン制御装置の概略
Fig. 9 Gas engine control system

で噴射圧力を自動制御する機能ももつ。

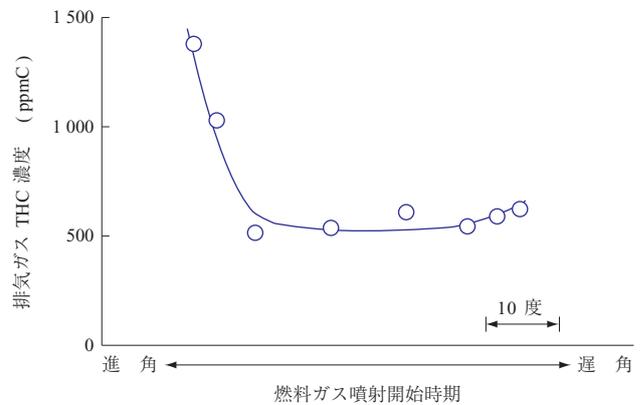
4.4 実証試験結果

1 気筒ガスエンジン試験を実施した結果、15～81%出力でガス運転を行えることが確認できた。第10図に示すシリンダ内圧力からも分かるように、いずれの出力においても2章で指摘したような既燃ガスと燃料ガスの接触到に伴う不正着火などの異常燃焼は発生していない。また、第11図に示すように、ガス噴射時期を最適化することによって、排気中の全炭化水素(THC)濃度を500ppmC程度まで低減できることから、噴射された燃料が直接排気される未燃燃料の排気流出量は4ストローク型ガスエンジンと同等レベルを実現できることが分かった。以上の結果から、3章で示した新概念に基づいた低圧ガス噴射を行うことによって2ストローク型予混合燃焼式ガスエンジンの実現が可能であることがエンジン試験によって実証された。

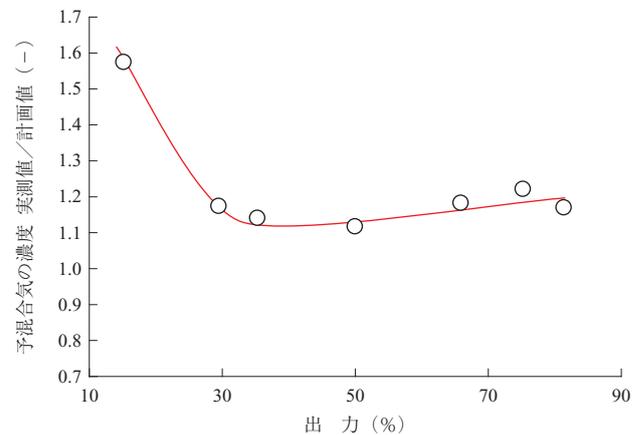
一方で、第12図に示すように、排気計測によって求め



第10図 燃焼室内圧力
Fig. 10 Measurement of cylinder pressure

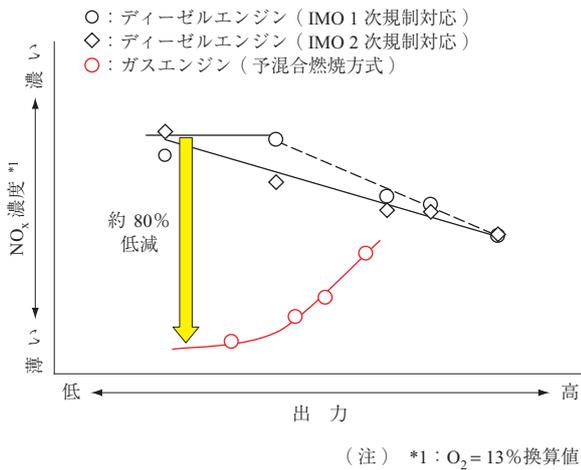


第11図 燃料ガス噴射開始時期と排気THC濃度の関係
Fig. 11 Effect of gas injection timing on fuel gas slip



第12図 予混合気濃度の計測結果
Fig. 12 Measured concentration of pre-mixture in engine test

た燃焼室内の予混合気濃度が、燃料ガスと空気が均一に混合した場合の濃度(計画値)よりも濃い部分の存在が確認できており、全般に燃料ガスと空気との混合が不十分であることが分かった。この傾向は、高出力条件になるほど顕著であり、掃排気システムと燃料ガス供給制御の協調制御が必要なことも明らかになった。



第 13 図 NO_x 排出濃度
Fig. 13 Concentration of NO_x emission

特に高出力条件（81%出力）においては予混合気濃度が高いため、燃焼速度が上昇し、第 10 図に示すような急激な圧力上昇とともに最高燃焼圧力も過上昇する。さらに、燃焼に伴う圧力上昇開始時期が早まる過早着火現象（異常燃焼の一種）が発生することが確認された。

なお、極低出力域では極低回転においても安定した出力を得るために意図的に過濃予混合気部分を形成させている。

また、第 13 図に示すように低～中出力条件においては、NO_x を約 80% 低減できることを確認できたが、高出力条件では予混合気の混合不足による過濃予混合気領域が影響し、NO_x 低減効果が減少した。この点から予混合気の混合促進と適切な混合比維持によって、本コンセプトによりエンジン単体での NO_x 低減が可能な見通しも得られた。

高出力域においても安定運転を維持するためには、空気と燃料ガスの混合改善が必要であることが明らかとなった。

5. 結 言

低圧ガス噴射による 2 ストローク型予混合燃焼式ガスエンジンの実現性に関して以下のことを確認できた。

- (1) 燃料ガス噴射時期などを最適化することによって、燃料ガスと高温の既燃ガス間に空気層を設け、両者の直接接触に伴う不正着火は回避できる。
- (2) 燃料ガス噴射時期の最適化によって、未燃燃料ガスの排気への流出を低減できる。
- (3) 新概念に基づく 2 ストローク型予混合燃焼式ガスエンジンが実現できることを 1 気筒ガスエンジン試験によって実証した。
- (4) 今後最も傾注すべき開発課題は、燃料ガスと空気の混合の促進である。
- (5) 今回の研究・開発の延長線上で、2 ストローク型予混合燃焼式ガスエンジンは実現できることを示した。現在、本研究成果を基に、Wärtsilä Switzerland 社（株式会社ディーゼル ユナイテッドが製造する 2 ストロークエンジンのライセンス）において製品開発を進めており、本エンジン単体による IMO 3 次規制への適合の可能性を見いだすに至っている。

参 考 文 献

- (1) International Maritime Organization : Revised MARPOL Annex VI Regulations for the Prevention of Air Pollution from Ships and NO_x Technical Code 2008, 2009
- (2) 後藤 悟, 高橋伸輔, 山田 剛, 山田敏之 : 高効率ガスエンジン 28AG の開発 石川島播磨技報 第 46 巻 第 1 号 2006 年 3 月 pp. 1 - 5
- (3) Rene Sejer Laursen, Veslemoy Winge Rudh : Environment-friendly Operation using LPG on the MAN B&W Dual Fuel ME-GI Engine CIMAC Congress 2010 Bergen (2010. 6)
- (4) Lars R. JULIUSSEN, Michael J. KRYGER and Anders ANDREASEN : MAN B&W ME-GI Engines. Recent Research and Results Proceedings of ISME KOBE 2011 (2011. 10)