

Supported by  日本 THE NIPPON
財団 FOUNDATION

環境負荷を大幅に低減する船用ガスエンジンの技術開発
成果報告書

平成26年3月

一般社団法人 日本船用工業会

はしがき

本報告書は、BOAT RACE の交付金による日本財団の助成金を受けて、平成 23 年度、24 年度、25 年度の 3 年間に一般社団法人日本船用工業会が実施した「環境負荷を大幅に低減する船用ガスエンジンの技術開発」の成果をとりまとめたものである。

地球温暖化抑制として温室効果ガスの排出削減は国際的な最重要政策課題であると共に、環境保護の観点から窒素酸化物 (NO_x) や硫黄酸化物 (SO_x) 及び排気中の粒子状物質 (PM) の更なる削減も大きな命題となっている。このような環境保護の要求は船用機関に対しても排気エミッションの更なるクリーン化を求めている。

本事業では、環境負荷を大幅に低減する船舶の実現に向けて、CO₂ 排出量 25%削減を目指した船用ガスエンジンの実用化のために、その技術的課題を解決する技術開発を行った。

本事業の推進に際し、主たる技術開発をヤンマー株式会社に委託して実施しており、その成果をここにまとめたものである。

ここに、貴重な開発資金を助成いただいた日本財団、並びに関係者の皆様に厚く御礼申し上げる次第である。

平成 26 年 3 月

(一社) 日本船用工業会

目 次

1. 事業の目的等	1
1.1 事業の目的	1
1.2 事業の目標	3
1.2.1 平成23年度の目標	3
1.2.2 平成24年度の目標	3
1.2.3 平成25年度の目標	3
2. 事業の実施内容	4
2.1 基本燃焼技術開発	4
2.1.1 ガスエンジン燃焼緒元設計	4
(1) エンジン緒元の設定	4
(2) 燃焼室緒元の設計	6
(3) 点火系諸元の設計	7
2.1.2 単シリンダ試験装置による燃焼技術開発	8
(1) 圧縮比	9
(2) 副室式燃焼室	10
(3) 副燃焼室内の流動計算	11
(4) 単シリンダ試験による燃焼諸元の最適化	12
2.2 6気筒ガスエンジンの開発	13
2.2.1 6気筒ガスエンジンの設計	13
(1) 給排気系、燃料供給系、燃焼関連部品の設計	13
(2) 6気筒ガスエンジン性能予測	16
2.2.2 6気筒ガスエンジンの製作	17
2.2.3 6気筒ガスエンジン性能試験・改善試験	19
(1) 副室燃料流量割合	19
(2) 点火時期	21
(3) THCの低減	22
(4) ピストン熱負荷計測	25
(5) 給気バイパス回路	27
(6) 耐久試験	27
(7) 6気筒ガスエンジンの性能達成状況	29

2.3	エンジン制御装置の開発	31
2.3.1	エンジン制御装置の機能設計	31
	(1) エンジン運転基本制御の設計	31
	(2) 主室燃料噴射制御による調速制御	33
	(3) 空燃比制御	34
	(4) 点火制御	35
	(5) 主室、副室の燃料供給ガス圧力制御	36
	(6) ノッキング検知と回避制御	37
	(7) 各気筒間の筒内圧ばらつき補正制御	37
	(8) 各気筒間の排気温度ばらつき補正制御	39
	(9) 安全システム	40
	(10) 制御用電源システム	41
	(11) 故障診断機能	41
2.3.2	空燃比制御技術の開発	42
	(1) 空燃比制御の基本ロジック	42
	(2) 負荷投入	43
	(3) 負荷変動	44
2.3.3	ノッキング制御	45
	(1) ノッキング検知	45
	(2) ノッキング制御の実機検証	46
2.3.4	燃料カロリー変動対応技術	47
	(1) 燃料カロリー変更装置	47
	(2) 燃料カロリー変動に対応する制御	49
2.4	推進システム用制御装置の開発	51
2.4.1	推進システム用制御装置の概要	51
2.4.2	各制御機器の機能と役割	53
	(1) メインコントロールパネル (MCP)	53
	(2) イグニッションコントロールパネル (ICP)	54
	(3) ローカルコントロールパネル (LCP)	55
2.4.3	推進システム用制御装置仕様検討	56
	(1) 負荷変動に対する検討	56
	(2) 負荷変動データの解析	63
	(3) 負荷変動予測制御の基本検討	64
	(4) 波浪周期、負荷変動量を基に将来の負荷変動を予測するロジックの検討	65
	(5) 機器操作部からの操作信号に基づいた負荷変動予測ロジック	66

2.4.4	推進システム用制御装置仕様設計	67
(1)	負荷変動空燃比補償器の基本設計	67
(2)	負荷変動予測器の設計	67
(3)	空燃比補償器の設計	68
2.4.5	推進システム用制御装置の製作と総合評価	71
(1)	負荷変動補償器の製作	71
(2)	負荷変動補償器の統合検証	72
3.	本事業の成果	78
4.	添付資料リスト	80
付図 1-1	単シリンダ試験装置の構造図	80
付図 1-2	単シリンダ試験装置の外観写真	81
付図 2	6気筒ガスエンジン発電装置の外観図	82
付図 3	6気筒ガスエンジン発電装置の外形寸法と設計重量	83

1 事業の目的等

1.1 事業の目的

地球温暖化抑制として温室効果ガスの排出削減は国際的な最重要政策課題であると共に、環境保護の観点から窒素酸化物（NO_x）や硫黄酸化物（SO_x）及び排気中の粒子状物質（PM）の更なる削減も大きな命題となっている。このような環境保護の要求は船用機関に対しても排気エミッションの更なるクリーン化を求めている。

本事業では、環境負荷を大幅に低減した超低エミッション船舶の実現に向けて、CO₂排出量 25%削減を目指した船用ガスエンジンの実用化のために、その技術的課題を解決する技術開発を行う。

天然ガスは他の化石燃料に比べ燃料の含有する炭素比率が小さく硫黄分も含まないため、NO_x、SO_x、PM だけでなく CO₂排出量も大幅に削減できる。このため、環境負荷低減のひとつの方策として天然ガスエンジンを船用原動機として用いることが有望視されている。

ガスエンジンは点火方式により、液体燃料によるパイロット着火方式（デュアルフェューエル方式を含む）と電気着火方式の2種類に分けられる。パイロット着火方式は強力な点火エネルギーにより安定した燃焼が得られるが、燃料系統としてガスの他に液体燃料の系統が必要であり多重化して設備が複雑となる。一方、電気着火方式は点火エネルギーが小さいため燃焼の安定性に劣るが、燃料系統を一元化することができ、さらに液体燃料の燃焼残渣物が発生しない分、部品寿命やメンテナンスインターバルの延長が図れる。

これらの点から、外航航路を航行しない国内の内航船や海外の沿岸航行船などの短距離航行船向け推進用機関としては、電気着火方式ガスエンジンが望ましく、既にノルウエーではフェリーやP S V（プラットフォームサプライベッセル）向けで実用化されている。理論的にはガスエンジンは同出力のディーゼルエンジンに対し 25%以上のCO₂削減が可能であるが、天然ガスは安定した燃焼が確保できる燃料-空気比率の選択範囲が狭いため、これらの船舶におけるCO₂削減量は19%に留まり、且つ以下のような制約された条件下で使用されている。

- (1) 航行時に発生する負荷変動に対する燃焼の安定性を確保するために、火花点火装置を高エネルギー化して対応している。

高エネルギー化は燃焼の安定性を確保する上では有効であるが、点火装置や点火プラグの負担が増すため部品寿命や点検回数の増加など事業者の経済的負担の面でも乗組員の負荷の面でも顧客の利益を損なうこととなっている。

(2) 天然ガスは産地によって組成が異なり、メタン以外の高炭素分子を多く含む燃料はノッキングと呼ばれる異常燃焼を起こし易いため、ガスエンジンの燃焼安定性を阻害する要因となる。そのため使用する天然ガスを限定して（耐ノッキング性の高い燃料を使用して）燃焼の安定性を確保している。

日本国内では、複数の産地から天然ガスを輸入するため、産地指定は不可能である。従来技術では天然ガスの組成差により混合気濃度が変化した場合に、組成差に対応する補正が行われず、燃焼の悪化によりエンジンの熱効率の低下を招くことになる。

本事業では、船用ガスエンジンとして制約する条件無く CO₂ 排出量 25%削減をターゲットとして、その技術的課題である負荷変動への対応と燃料組成変化に対する燃焼安定性を確保する以下の技術開発を行う。

(1) 負荷変動の対応技術

- ① 波浪などによる航走中の負荷変動周期を演算して、予想される負荷変動に対して事前に空気量の先取り調整を行う制御技術の開発を行う。この結果、火花点火装置の高エネルギー化を行うことなく、負荷変動時の混合気の濃度変化を可燃範囲に収めることが可能となる。
- ② 過負荷などによってノッキングが発生する際の初期の兆候を検知して、変動負荷がエンジンの可燃範囲を超える前に推進システム側にフィードバックを行い、C P P 翼角もしくはプロペラ回転数を適正な量まで低減することで推進出力を調整してノッキングを回避する制御技術の開発を行う。
- ③ ガスエンジンの負荷投入性改善のために、負荷変動に伴う燃料流量の変化に対してすばやく空気流量を調整し燃料と空気の混合比を一定範囲内に制御する技術の開発を行う。

(2) 燃料組成変化の対応技術

- ④ エンジン出力と、基準とする燃料の発熱量に応じた燃料流量をマップデータとしてプログラミングしておき、燃料組成変化により発熱量が変動してエンジン出力と燃料流量との関係がこのデータを逸脱した場合は、使用燃料の発熱量に応じた空気量の調整を行う制御技術の開発を行う。この技術により、異なる組成の天然ガスに対しても自動的に最適な混合気濃度調整が行われるため、天然ガスの産地に関わらずエンジンの熱効率を高く維持した運転が可能となる。

これらの技術開発により、電気着火式ガスエンジンを船舶用として用いる際の課題を解決し、CO₂ 排出量 25%削減を目指し、環境負荷を大幅に低減した超低エミッション船舶の実現に寄与する。

1.2 事業の目標

- 1) 現在生産されている様々な天然ガスに対応し、船舶用として負荷変動の大きい使用条件で効率を高く維持したまま安定した運転をし得るガスエンジンの開発
 - ・エンジン熱効率の目標値：43%以上
 - ・CO₂削減目標値：25%以上
(同程度の出力の重油焚きディーゼルエンジン対比)
- 2) 船舶用として負荷変動の大きい使用条件で、高効率を維持出来る先進的な制御技術の開発

1.2.1 平成23年度の目標

- ・6気筒ガスエンジンの設計・製作
- ・エンジン制御装置の機能設計

1.2.2 平成24年度の目標

- ・エンジン制御装置の製作

1.2.3 平成25年度の目標

- ・エンジン制御装置の評価試験
- ・推進システム用制御の製作および評価試験

2 事業の実施内容

2.1 基本燃焼技術開発

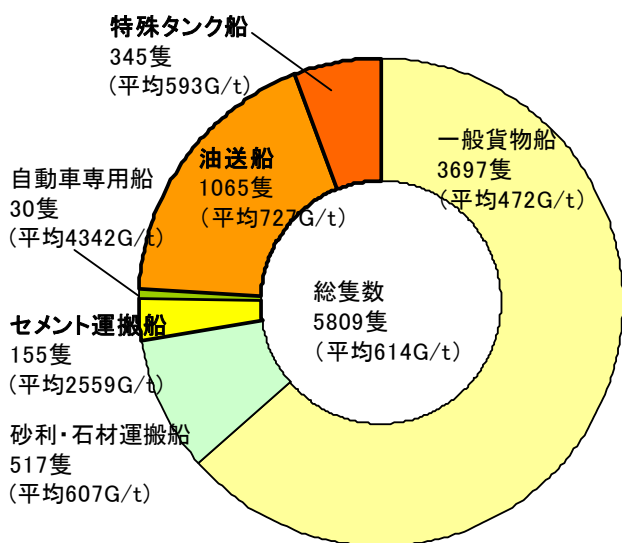
2.1.1 ガスエンジン燃焼緒元設計

以下に述べるエンジン諸元の設定と併行して単筒試験装置による燃焼技術開発を行った。

(1) エンジン諸元の設定

ガスエンジンを船舶に搭載する大きな導入動機として優れた環境特性が上げられる。船用エンジンをガスエンジン化することにより、現在から将来にわたって要求される排気エミッション規制（IMO/Tier2、Tier3、EPA/Tier3、Tier4）に対し、後処理なしに適合可能である。このガスエンジンの排気エミッション特性を考えると、最初のガスエンジン導入船は2016年より施行されるIMO/Tier3規制の対象となるエミッションコントロールエリア（以下ECA）内を主航路とする内航船の方がメリットが高い。さらに、温暖化ガス（以下GHG）排出削減効果を最大限発揮するためには船型の設計自由度の高い電気推進船との組合せが望ましく、導入当初は燃料供給が可能な港が限定されると想定されるため、油送船、セメント運搬船、ケミカルタンカーまたはフェリー、港湾タグなどが最初のガスエンジン搭載する船の候補と考えられる。

図1に内航船主機市場の船種別の割合と電気推進船のエンジン出力例を示す。対象となる船種の出力レンジは概ね1500kWから4500kWの範囲にあることから本ガスエンジンの出力レンジを1500kW級に設定した。ガスエンジン化するベースエンジン（ディーゼルエンジン）は船用エンジンとして実績のある弊社EY26L形ディーゼルエンジンを選定した。EY26L形ディーゼルエンジンの主要諸元と性能を表1に、EY26L形ディーゼルエンジンをベースとしたガスエンジンの目標諸元と目標性能を表2に示す。



船種	トン数	発電機	台数	主機出力
ケミカル船	749G/T	750kW	3台	
	499G/T	360kW	3台	
黒油タンカー	3500G/T	1200kW	3台	3309kW
	1800G/T	850kW	3台	2400kW
		750kW	4台	
1000G/T	700kW	3台	2000kW	
白油タンカー	3800G/T	1200kW	3台	3309kW
	3500G/T	1400kW	3台	3900kW
		1100kW	4台	
750G/T	600kW	3台	1618kW	
セメント船	14850G/T	1500kW	3台	3900kW
	5700G/T	1500kW	3台	
	3600G/T	1200kW	3台	
749G/T	750kW	3台		
ハーバータグ	199G/T	750kW	4台	3000kW

図1 内航船主機市場の船種別の割合と電気推進船のエンジン出力例

表1 EY26L形ディーゼルエンジン主要諸元と性能

エンジン名称	6EY26LW	
形式	4サイクル水冷機関	
燃焼形式	ディーゼルミラーサイクル	
着火方式	圧縮着火	
シリンダ数	6	
ボア × ストローク	mm×mm	260 × 385
排気量	ℓ	122.6
回転数	min ⁻¹	720
燃料	A重油、C重油	
出力（軸端）	kW	1840
NO _x 排出量	g/kWh	9.7
CO ₂ 排出量	g/kWh	636

表2 1500kW級ガスエンジン主要諸元と目標性能

エンジン名称	6EYG26L（仮称）	
形式	4サイクル水冷機関	
燃焼形式	リーンバーンミラーサイクル	
着火方式	電気着火	
シリンダ数	6	
ボア × ストローク	mm×mm	260 × 385
排気量	ℓ	122.6
回転数	min ⁻¹	720
燃料	天然ガス（LNG）	
出力（軸端）	kW	1350
NO _x 排出量	g/kWh	2.0以下
CO ₂ 排出量	g/kWh	477以下（25%削減）

(2) 燃焼室諸元の設計

ガスエンジン燃焼諸元はその熱効率、排気エミッションに大きく影響する。一般に高出力、低 NOx を両立する燃焼方式として希薄予混合燃焼方式が採用される。吸入空気と燃料ガスの混合割合を希薄化（燃料ガスが完全燃焼するために必要な空気量より空気の割合が多い混合気）はシリンダ内での平均燃焼温度を下げることで、NOx 発生量の低減ができる。また、吸入空気と燃料ガスの混合気を均一濃度化するとシリンダ内の燃焼ガスの局所的なヒートスポットが防止できるため、より多くの混合気を燃焼させること、即ち高出力化が可能となる。

このように希薄予混合燃焼は高出力、低 NOx 化が可能であるが、一方で希薄混合気の点火技術が課題となる。希薄化した混合気に火をつけて途中で途切れることなくシリンダ内に火炎が伝播するためには最初の火炎核が十分に強いもので無ければならず、大きな電力を点火プラグにかける必要がある。しかし大容量放電は点火プラグの寿命を損なうことから、本開発では副室式燃焼方式を採用することとした。

図2にガスエンジンの燃焼方式を示す。点火プラグの周りに別途燃料が供給され、着火しやすい条件において点火、さらに副室内の高温燃焼ガスを主室内に火炎トーチとして噴出させ、主室内の超希薄混合気を短期間のうちに燃焼させる方式である。副室内は理論混合比近傍での高温燃焼となるため、高い割合で NOx が生成される。副室容積の低減などが技術課題である。

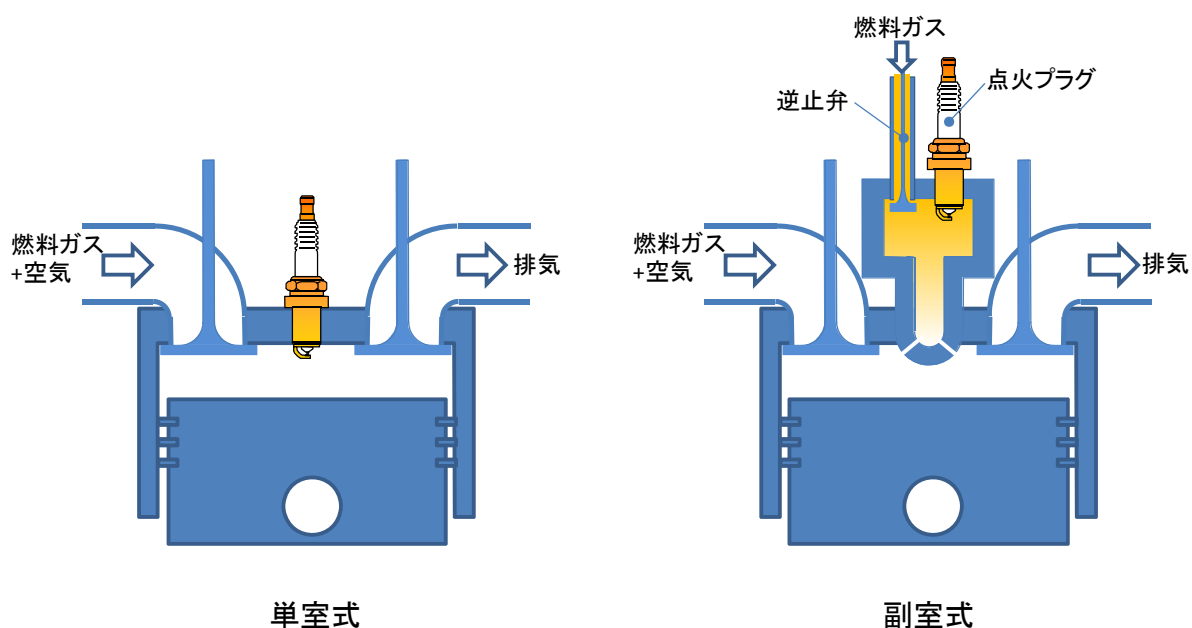


図2 ガスエンジン燃焼方式

吸入された混合気は吸気弁が閉じた後圧縮され、温度が上昇する。混合気はこれ以外に燃焼室壁面からも受熱するため、負荷が高いほど圧縮端の混合気温度が上昇する。ノッキングは未燃混合気が圧縮時に自己着火する現象で、急激な圧力・温度上昇をともなうため、時にはエンジンが破壊に至ることもあり、避けねばならない現象である。ノッキングは圧縮温度以外に、燃料組成や混合気の濃度分布なども発生の影響因子になるが、圧縮比や負荷（正味平均有効圧）はノッキング発生を決定づける主要パラメータの一つである。

圧縮比は小さく取った方が、筒内圧力を低く抑えることが可能で高い正味平均有効圧力を実現可能である。しかし圧縮比を小さくとると、幾何学的な膨張比も小さくならざるを得ず、熱効率にとっては不利である。ノッキングに及ぼす他の影響、空気過剰率、燃焼速度、燃料組成も勘案しながら、最大熱効率を実現する圧縮比を決定した。

（3）点火系諸元の設計

ガスエンジンにとって点火プラグ寿命の確保は非常に重要である。燃焼残差物が殆ど発生しないガスエンジンにおいては、点火プラグ交換がエンジンの最小メンテインターバル期間となる。点火プラグ寿命を長時間確保できることは、点火プラグコスト低減はもとよりメンテナンス工数低減にもなり、投資のペイバック期間の短縮にも貢献する。

図 3 に点火プラグ要求電圧の推移を示す。点火プラグが要求するブレイクダウン電圧（要求電圧）は電極の消耗によって増加し、点火装置の持つ能力（図中 Ignition limit）を超えた時点で点火不能に陥る。点火プラグの寿命延長には点火装置能力（Ignition limit）の向上が有効だが、点火プラグの火花ギャップ以外で絶縁破壊を起こさないよう点火プラグ本体の耐電圧性の確保が重要になる。

点火プラグの耐電圧特性にはプラグ設計技術（電極構造、碍子構造）が大きく影響するが、一般に点火プラグのサイズが大きいほど碍子厚さ・径も大きくでき、耐電圧性も向上する。そこで、本開発ガスエンジンでは、船用エンジンの信頼性・経済性を考慮して、副室に取付け可能な最も大きいサイズの点火プラグを採用することにした。

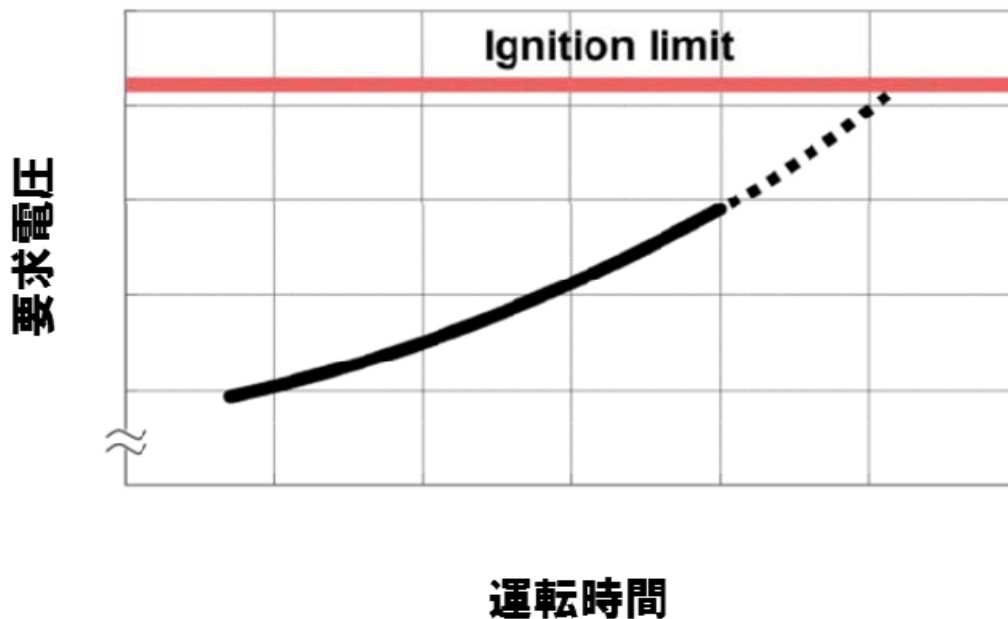


図3 点火プラグ要求電圧の推移

2.1.2 単シリンダ試験装置による燃焼技術開発

2.1.1 で設定したガスエンジンの燃焼緒元を元にシリンダヘッド、シリンダの設計し部品を製作して燃焼諸元の評価試験を行った。評価試験は単シリンダ試験装置を改装して前述の試作部品を組み込み、実燃焼による性能試験を行った。単シリンダ試験装置の外観を付図 1-1、付図 1-2 に示す。

単シリンダ試験装置を用いて燃焼技術開発を行う利点は、供試部品などの製作、交換費用を最小化できることと、給排気圧力変動など他の気筒の干渉を受けずに燃焼特性を評価できる点である。設定した燃焼緒元を元にパラメータ変更試験を行い、設定値の妥当性を評価して6気筒エンジン設計に反映することを目的とする。

以下に単シリンダ試験装置によるパラメータ変更試験結果を述べる。

(1) 圧縮比

圧縮比の変更による燃焼特性への影響について調査した。図4に圧縮比の変化による熱効率への影響を示す。一般に熱効率とNOxは空燃比などのパラメータによってトレードオフの関係にあるが、圧縮比の上昇により同一NOx排出レベルにおける熱効率は1.5~2.5%程度改善できることが判った。

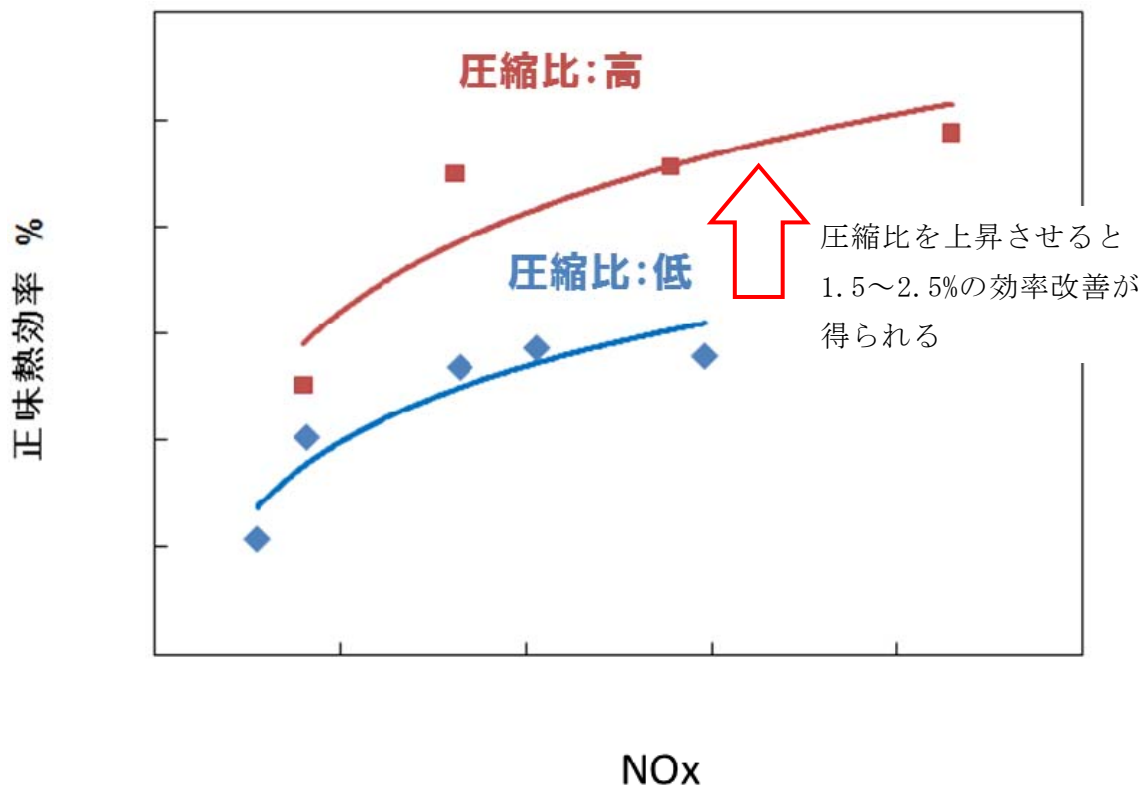


図4 圧縮比が熱効率-NOx トレードオフに与える影響

(2) 副室式燃焼室

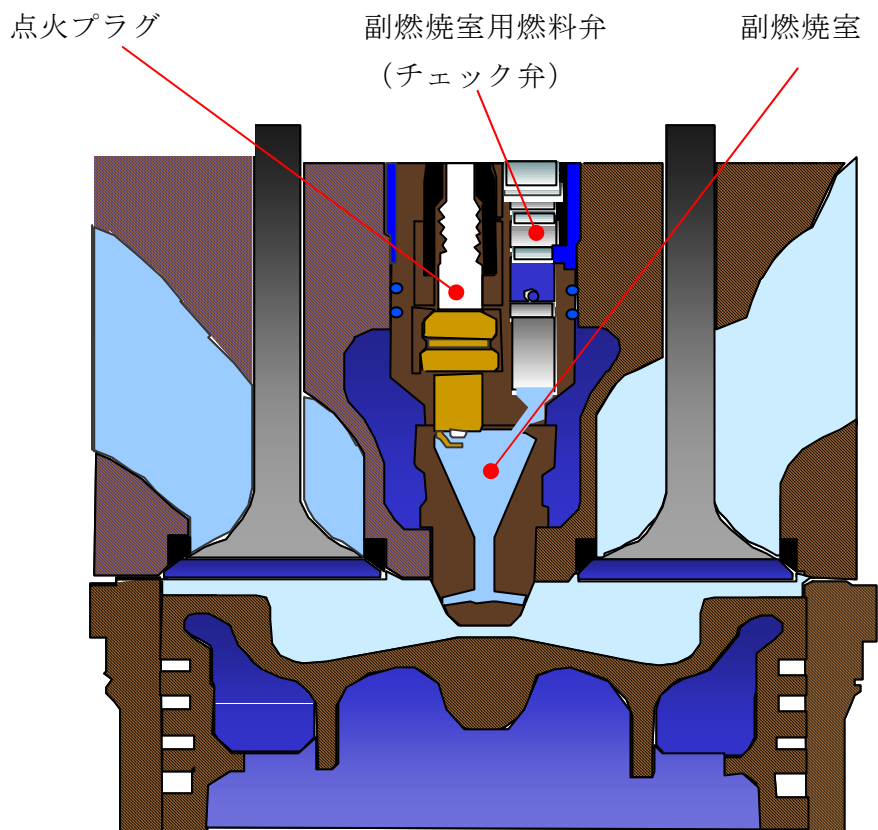


図5 副燃焼室構造

副燃焼室の断面を図5に示す。副燃焼室は主燃焼室とは別にシリンダヘッド爆面に設けられ、主燃料弁とは別の補助燃料弁から供給される燃料により主燃焼室より濃い混合気が充填される。この濃い混合気は点火プラグで点火され高温の燃焼ガスとして主燃焼室に火炎ジェットとして噴出し、主燃焼室内の希薄予混合気を完全燃焼させる。

副室式燃焼室内の燃焼は高温で行われるため多くのNO_xが生成される。そのため、排気ガス浄化の観点からは副室式燃焼室容積は少ないほど良い。一方主燃焼室内の希薄予混合気を完全燃焼させる（高効率化）ためには、主燃焼室内に火炎ジェットを適正に届かせる必要がある。そこで、副室式燃焼室の最適容積は運転が想定される空燃比の範囲で安定した燃焼が得られNO_xの要求値を満足することを条件に、単シリンダ試験装置を用いた燃焼試験により決定した。

(3) 副燃焼室内の流動計算

副室式燃焼方式では、給気行程中に副燃焼室用燃料弁(チェック弁)から副室内に燃料を供給し、圧縮行程中に主燃焼室から新気を導入することにより、副室内を所定の空燃比に制御する。つまり、予め燃料と空気を混合するわけではないので、副室内の空燃比は均質ではなく、点火時期において点火プラグ付近に所定の空燃比が形成されていない場合は、燃焼安定性が悪化する。そこで、副室式燃焼室は主燃焼室から流入する新気が燃焼室内に残る排気を掃気して燃焼用混合気がむら無く充填されるよう設計される。さらに点火プラグ位置は点火時期において燃料と空気が均質化されており、点火プラグ付近で失火に至るような空燃比にならないことが設計要件となる。

図6に副燃焼室内のガス流動計算結果の例を示す。

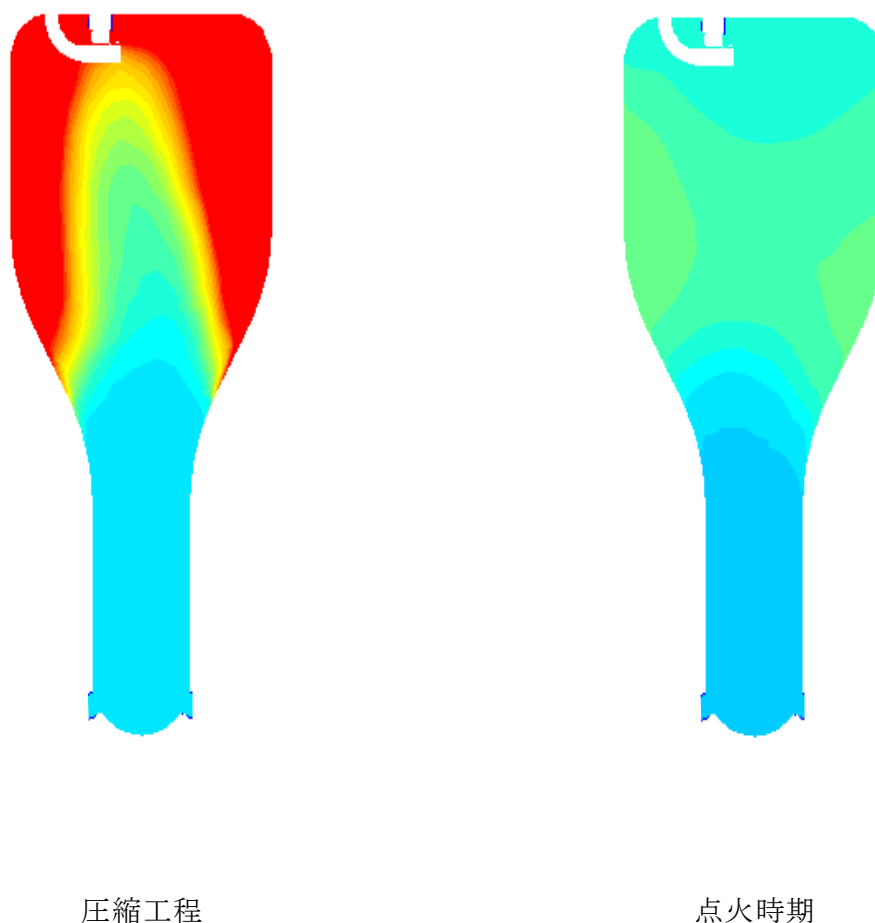


図6 副燃焼室内のガス流動計算結果

(4) 単シリンダ試験による燃焼諸元の最適化

単シリンダ試験装置による副室式希薄燃焼ガスエンジンの性能改善の履歴を図7に示す。空燃比および点火時期の最適化によりNOx排出量をほぼ同等レベルで、熱効率をさらに改善することができた。さらに、副室容積の適正化および圧縮比増加により、熱効率は改善し、同時にNOx低減が達成できた。

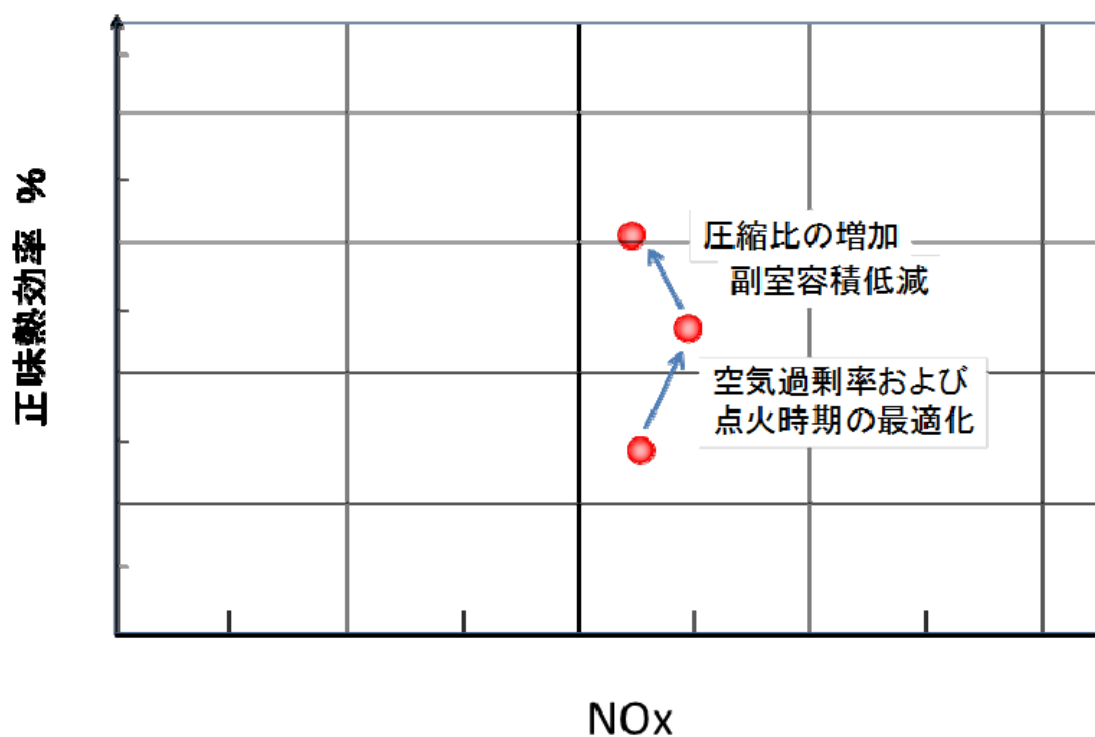


図7 単シリンダ試験装置による性能改善の履歴

2.2 6気筒ガスエンジンの開発

2.2.1 6気筒ガスエンジンの設計

(1) 給排気系、燃料供給系、燃焼関連部品の設計

6気筒ガスエンジンの製作は、すでに船用エンジンとして実績のある6EY26LW形ディーゼルエンジンを改装してガスエンジン化することとした。この結果、主体構造部分（シリンダブロック、クランク、ギヤケースなど）はそのまま兼用でき、新規設計は給排気系の部品、燃料供給系の部品、燃焼関連部品に限定することができた。燃焼関連部品は単シリンダの試験による燃焼技術開発で得られた成果を設計に織り込んでいる。船用ガスエンジン化に際して変更または追加する部品は、ガス燃料供給装置及び点火装置・制御機器、さらに本研究で開発する空燃比制御用スロットルバルブと給気バイパス回路の構成部品となる。

ガスエンジン化換装 主要部品のリストを表3に示す。また、図8に主要なガスエンジン化換装部品の外観、図9に燃料供給系の取付け外観を示す。

表3 ガスエンジン化換装 主要部品リスト

NO.	構成	主 要 部 品
1	給排気系	過給機
2		メインスロットル
3		給気バイパスバルブ
4		給気バイパス戻り管
5	燃料供給系	主室ガス主管
6		副室ガス主管
7		ガスインジェクタ
8		ガスインジェクタ取付けスリーブ
9	燃焼関連部品	ヘッド
10		ピストン
11		カム
12		副室
13		チェック弁
14	制御系	エンジンコントローラ
15		点火装置
16		アクチュエータ

機関上面

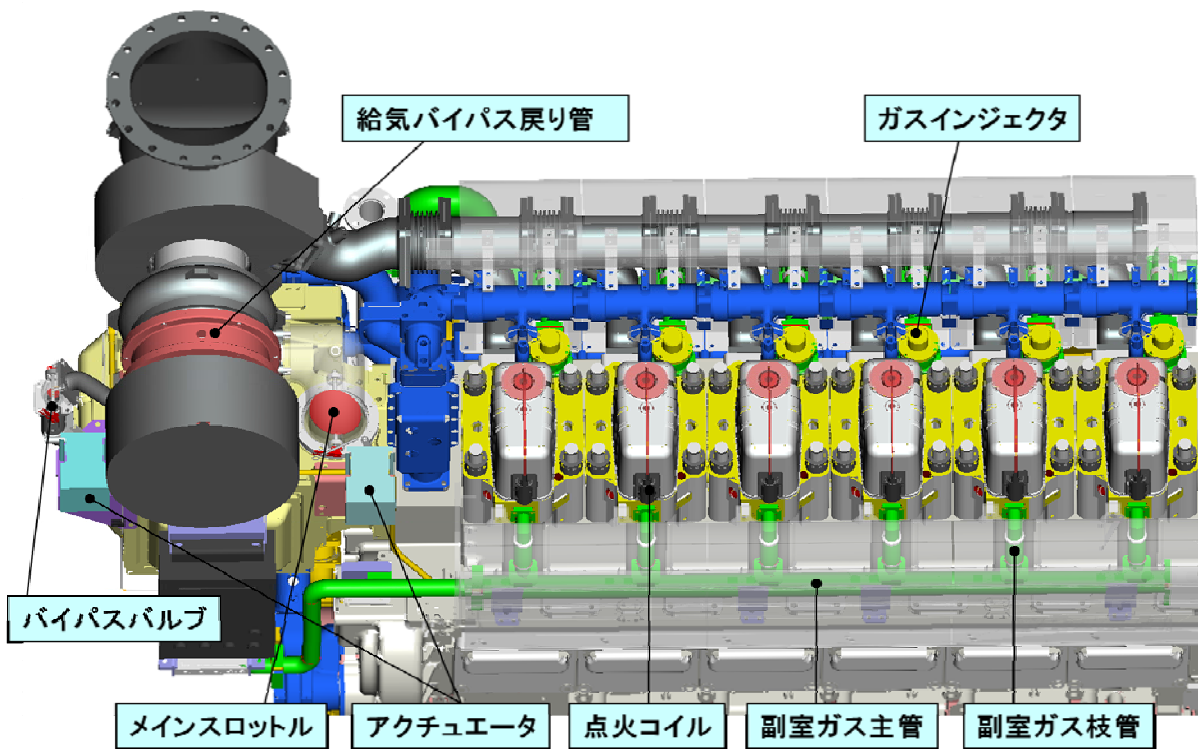


図8 主要なガスエンジン化換装部品の外観

燃料供給系

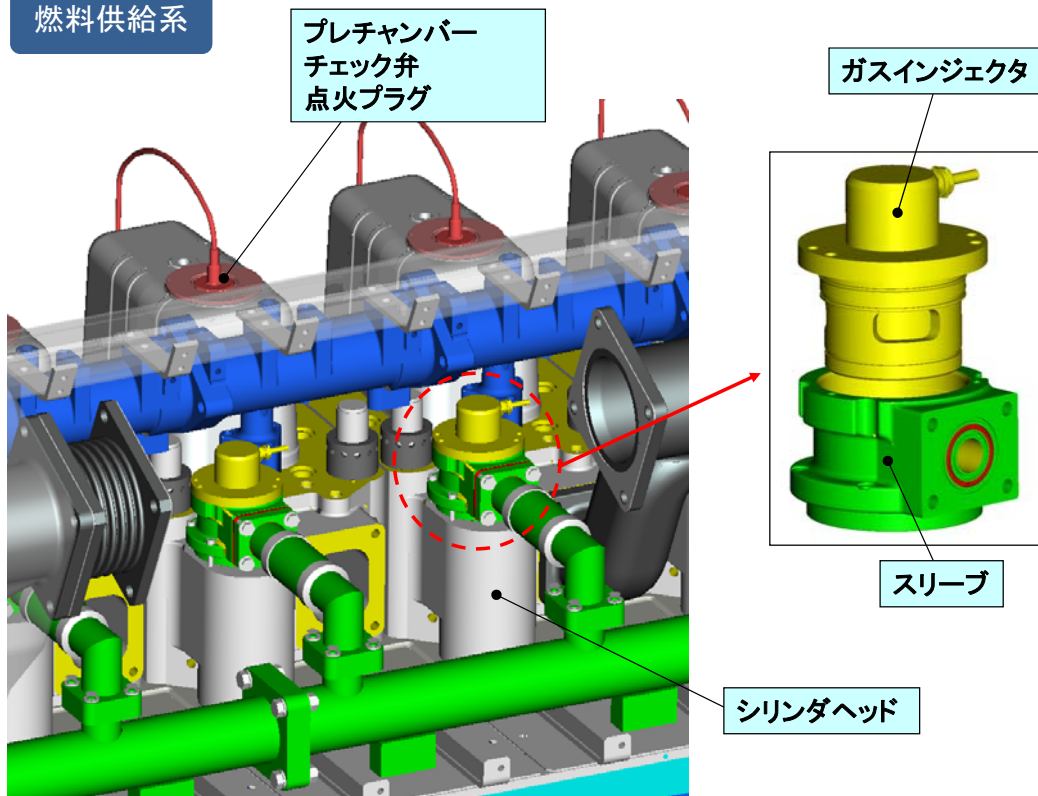


図9 燃料供給系の外観

点火方式は電気着火方式とする。

ガス燃料はシリンダヘッドにガス弁（ガスインジェクタ）を搭載してシリンダヘッドの給気通路内部に供給される。このガスは給気通路内で吸入空気と予混合されて主燃焼室（シリンダ）に供給される。

副室ガスはシリンダヘッドを貫通する連絡通路を通じてチェック弁に送られる。チェック弁はシリンダ内圧と副室供給ガス圧との差圧によって自動開閉し、副室ガスを副室内に自動供給される。

燃焼室、給気ポートの構造概要を図 10 に示す。

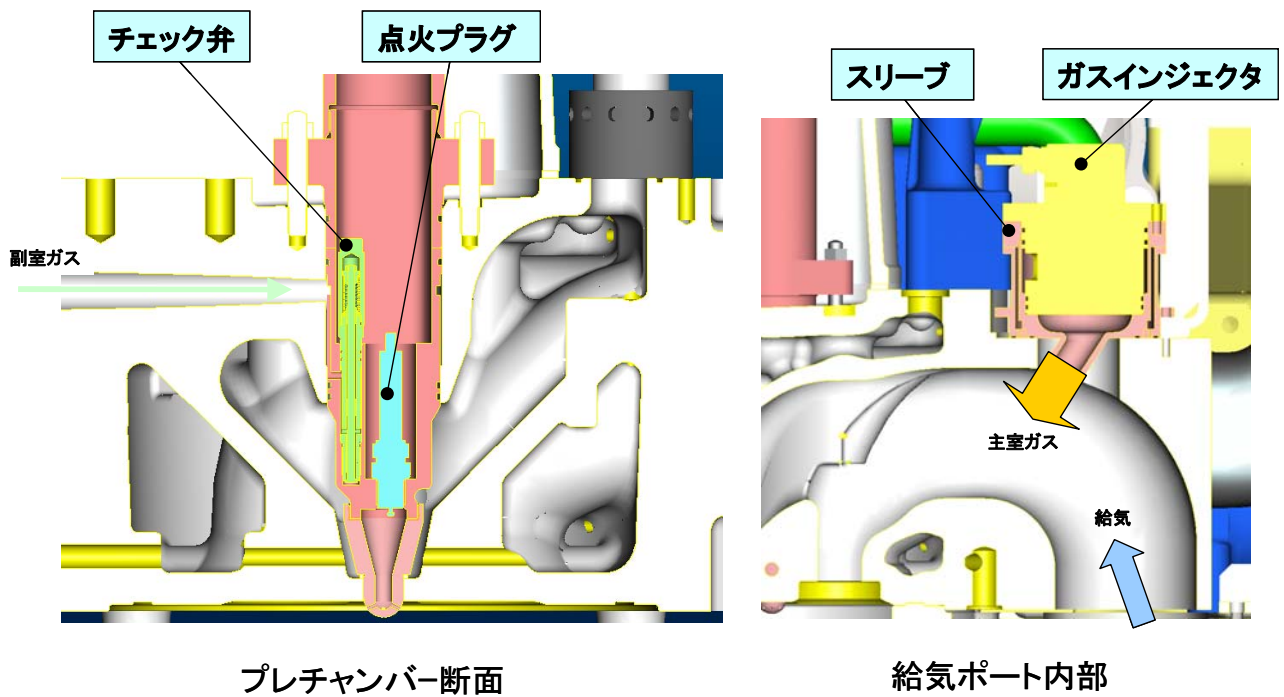


図 10 給気ポートの構造

(2) 6気筒ガスエンジン性能予測

単シリンダ試験装置で得られた燃焼性能をもとに、6気筒機関の性能予測を行った。

結果を図 11 に示す。B.M.E.P.（正味平均有効圧）の増加とともに正味熱効率は右肩上がりに増加する。このエンジンの場合、正味平均有効圧 1.5MPa 以上で目標熱効率 43%以上を達成できると予想された。

図 12 にガスエンジンおよびディーゼルエンジンのCO₂排出量(計算結果)を示す。同一の B.M.E.P.（正味平均有効圧）において、ガスエンジンの排出 CO₂ はディーゼルエンジンより約 25%低減すると予想された。

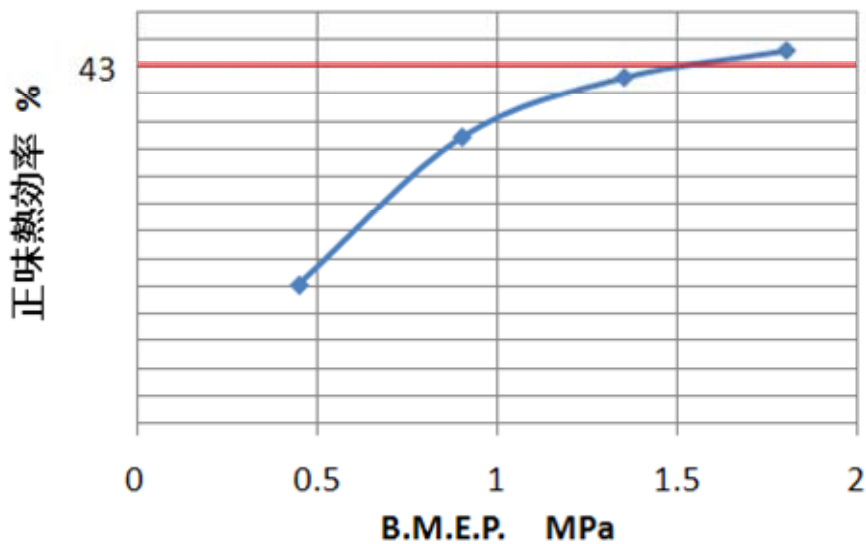


図 11 B.M.E.P.（正味平均有効圧）が正味熱効率に与える影響（計算結果）

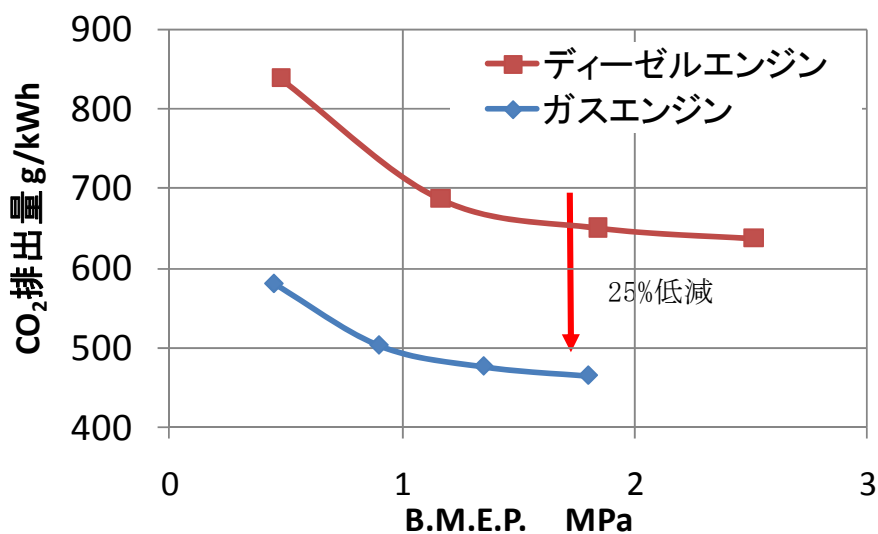


図 12 ガスエンジンおよびディーゼルエンジンのCO₂排出量（計算結果）

2.2.2 6気筒ガスエンジンの製作

以下にディーゼルエンジンよりガスエンジンに換装した外観を示す。

① 給気バイパス回路の追加

インタークーラ出口より過給機ブロワー入口部に給気バイパス回路を追加した。バイパス回路にはバイパスバルブが装着されており、バイパス空気流量の調整を行う。

6EY26LW (D/E)



6EYG (G/E)



② 燃料供給系の換装

ディーゼルエンジンは操縦側に燃料ポンプと燃料配管および燃料調量用のラック機構が配置される。ガスエンジン化に際しては、これらの燃料装置に代わって主室/副室のガス配管と各シリンダへのガス枝管を配置する。

6EY26LW (D/E)



6EYG (G/E)



③ 船用ガスエンジン 6 気筒試験機のベンチ据付状況を以下に示す。



6 気筒ガスエンジンの据付状況

2.2.3 6気筒ガスエンジン性能試験・改善試験

(1) 副室燃料流量割合

2.2.2 章で開発した6気筒ガスエンジンを用いて運転試験を行い、運転条件の最適化を行った。最適化に際しては、エンジンの耐久性の確保とエンジンの熱効率の向上 (CO₂ 削減)、排気ガス浄化 (NO_x の低減) を両立させることを目標に、運転条件を最適化した。最適化した条件は、副室燃料流量割合、点火時期、空燃比、噴射開始時期である。

図 13、図 14、図 15 にそれぞれ副室燃料流量割合が熱効率、IMEP_COV、未燃炭化水素の排出量 (以下、THC) に与える結果を示す。ここで、IMEP_COV とは、サイクル毎の燃焼変動を表す指標であり、IMEP_COV が低いほど、燃焼安定性が良いといえる。

副室燃料流量割合 (全燃料流量に対する副室燃料流量の割合) はエンジンの燃焼性能 (熱効率、IMEP_COV) に影響を与え、副室燃料流量割合の調整によってこれらを最適化することができる。副室燃料流量割合は THC の排出量にも影響を与えるが、その影響度合は僅かであった。

この試験により、熱効率、IMEP_COV を最適化する副室燃料流量割合が選定された。

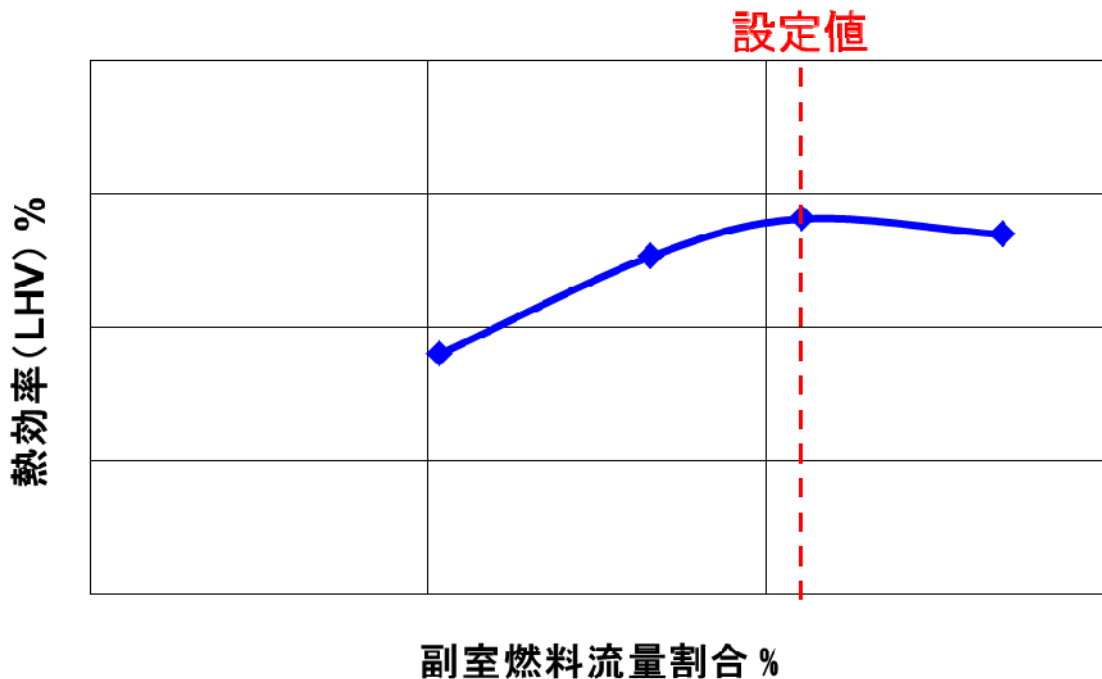


図 13 副室ガス流量が熱効率に与える影響

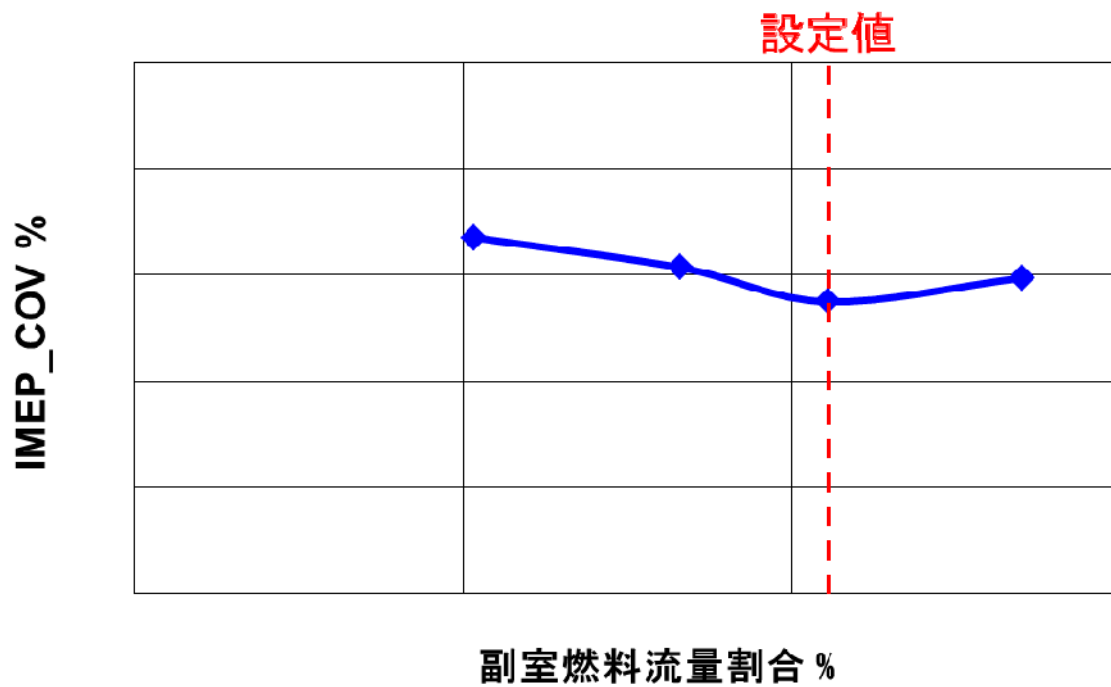


図 14 副室ガス流量が IMEP_COV に与える影響

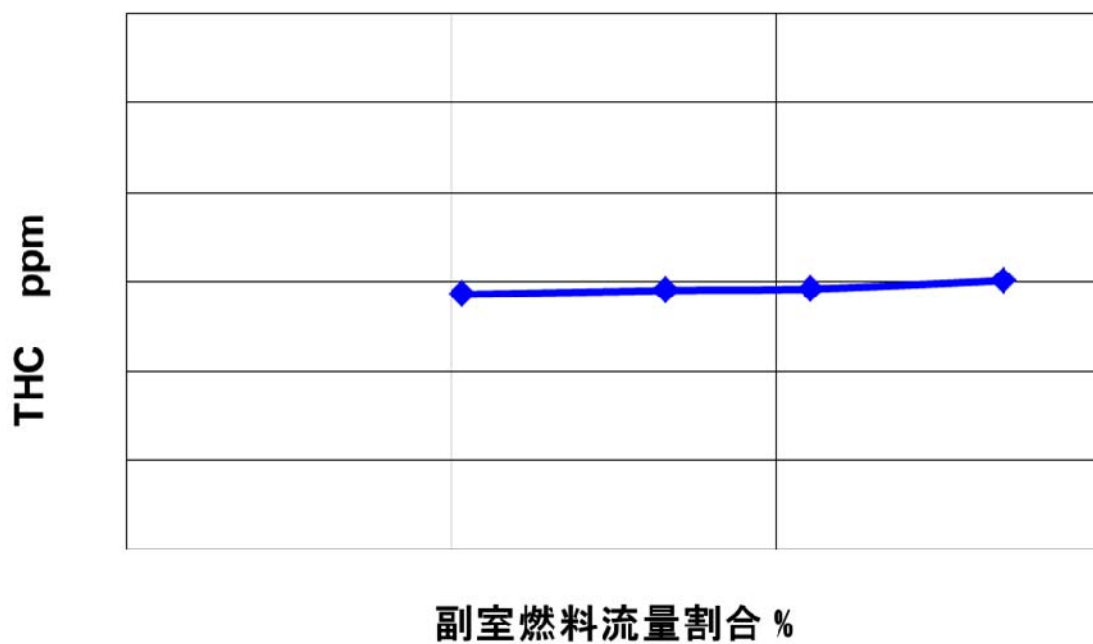


図 15 副室ガス流量が THC に与える影響

(2) 点火時期

図 16 に運転可能な点火時期及び空燃比を示す。

高圧過給のガスエンジンにおいては空燃比を低下させると平均燃焼温度が上昇し、ついにはノッキングに至る。ノッキングは、エンジンの部材を熱的に破壊するので、避けなければならない現象である。一方、空燃比を上昇させていくと平均燃焼温度が低下するが燃焼が不安定となり、ついには失火に至る。失火が発生すると、THC が増加し、最悪の場合には排気煙道内において燃焼が発生するので、ノッキングと同様、避けなければならない現象である。一方ピーク燃焼温度は点火時期の影響を大きく受ける。点火時期を早くすると燃焼期間が短くなり熱効率は向上するが、ピーク燃焼温度も上昇するためノッキングまでの裕度（ノッキングマージン）が低下する。図 16 は縦軸に空燃比、横軸に点火時期として希薄化による失火限界とノッキング限界の関係を示している。点火時期の進角に伴いノッキング裕度が低下するため失火限界とノッキング限界の幅、つまり運転可能範囲が狭くなる。点火時期は、負荷変動や燃料性状変化に伴う空燃比の変動を見極めた上で、最適な定格負荷条件を選定した。

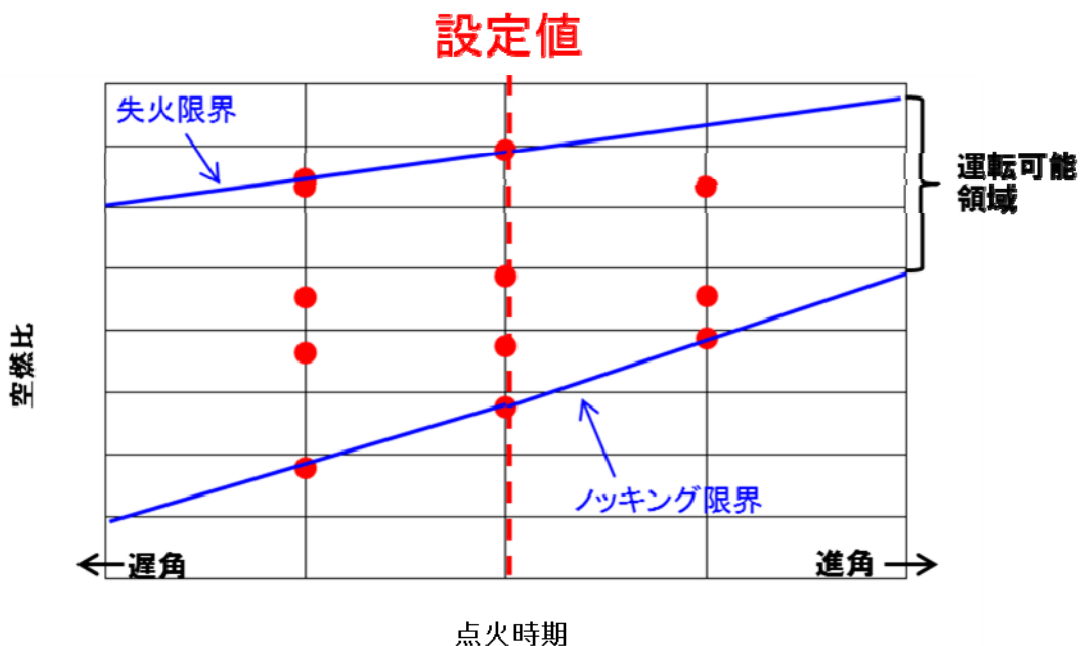


図 16 運転可能な空燃比及び点火時期

(3) THC の低減

ガソリンエンジンの運転条件の最適化に際しては THC の低減も大切な開発課題となる。ガソリンエンジンは排気行程の終りから、給気行程に移行する間に排気弁と給気弁が同時に開いているオーバーラップと呼ばれる期間が存在する。燃料の噴射開始時期によっては、オーバーラップ時に燃料が給気弁に到達し、そのまま、排気弁より吹抜けるため、噴射開始時期は、THC の排出量に大きな影響を与える。また、THC の低減は、燃焼せずに排出される燃料を低減するため、熱効率の大幅な改善に繋がる。

図 17、図 18 にそれぞれガソリンインジェクタの噴射開始時期が熱効率、THC に与える影響の実測結果を示す。今回は、THC が最も低く熱効率が最も高い噴射開始時期を定常運転条件として選定した。

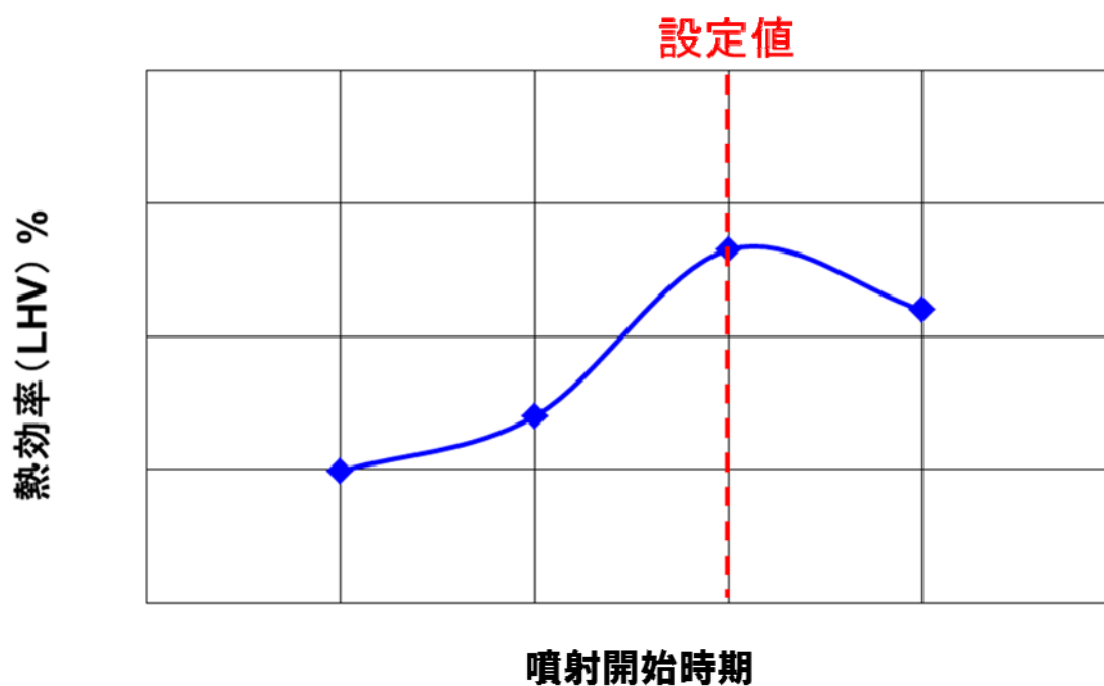


図 17 噴射開始時期が熱効率に与える影響

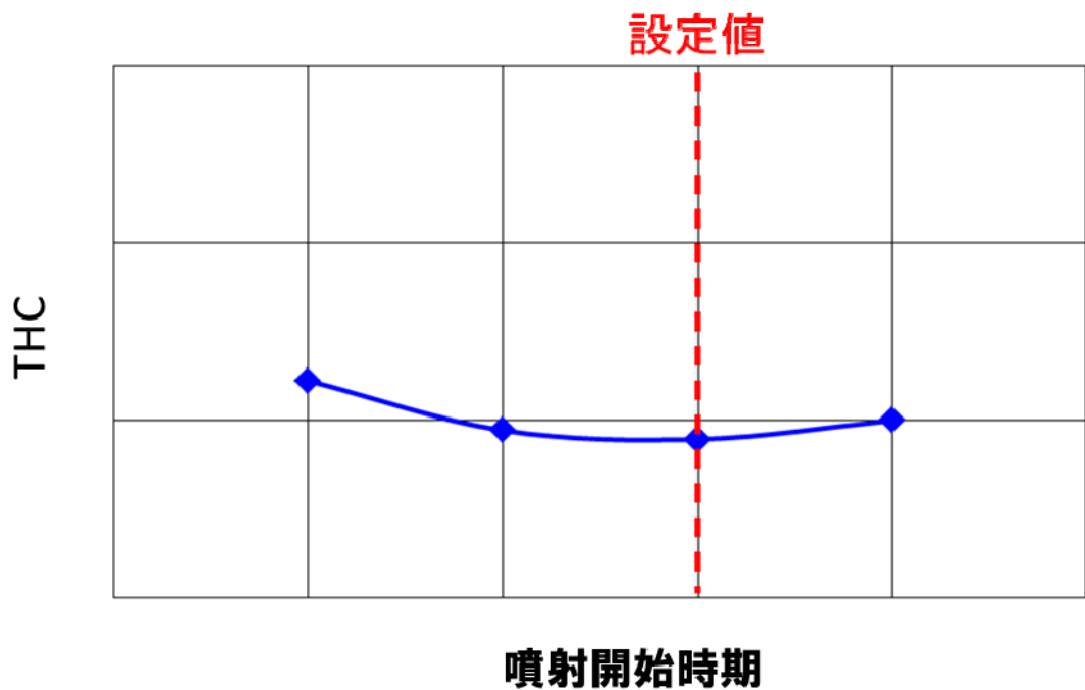


図 18 噴射開始時期が THC に与える影響

THC の排出源には、前述のオーバーラップ時の吹き抜け以外にピストンとライナ間やシリンダヘッドとライナ間などの非常に狭い間隙部のボリューム（以下、クレビスボリューム）に残る未燃ガスのオーバーラップ時の吹き抜けや壁面における消炎、不完全燃焼などがある。

6 気筒ガスエンジンの開発ではピストンとライナ間のクレビスボリュームを低減させるためにトップリング位置を上昇させた。トップリング位置上昇によりクレビスボリュームを低減したピストンの概観を図 19 に示す。

クレビスボリューム

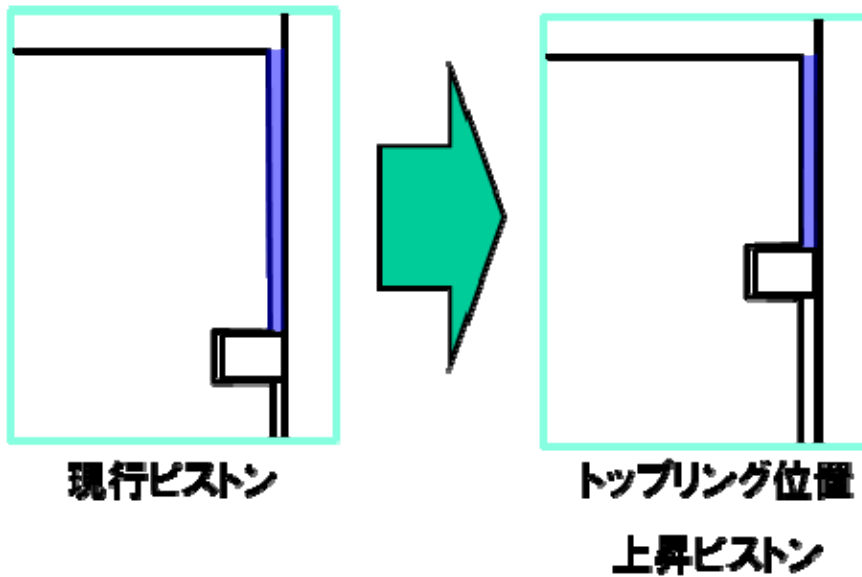


図 19 トップリング位置上昇ピストン

図 20、図 21 にピストンとライナ間のクレビスボリュームの異なる 2 種類のピストンの熱効率及び THC の変改傾向を示す。熱効率 THC の排出量とも改善効果が得られた。

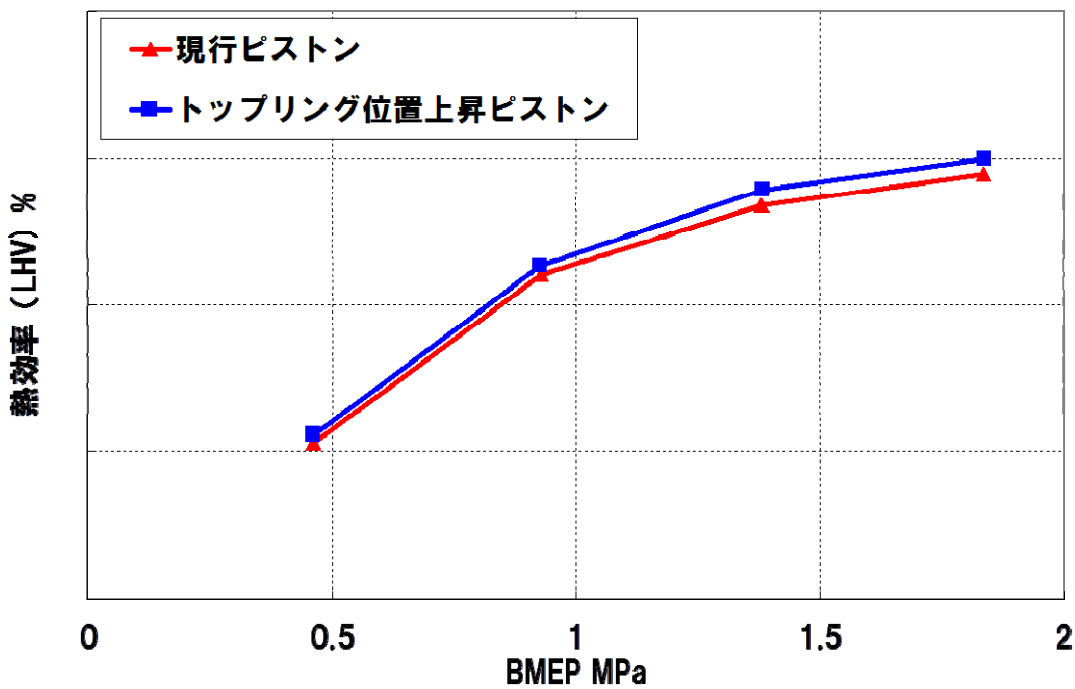


図 20 トップリング位置上昇ピストンが熱効率に与える影響

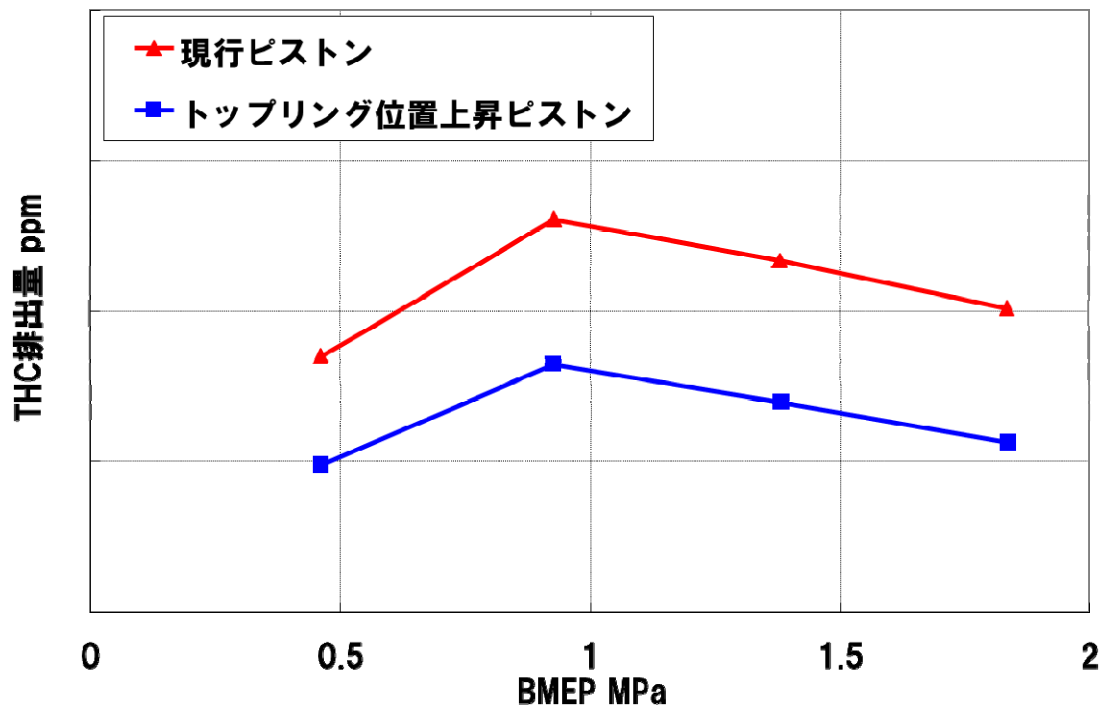


図 21 トップリング位置上昇が THC に与える影響

(4) ピストン熱負荷計測

トップリング位置の上昇はトップリングの熱負荷の上昇を招く。特に、トップリング溝底部の温度上昇は潤滑油性能を著しく阻害するためトップリングの膠着や、燃焼室内壁の汚損など、エンジンの健全性の阻害要因となる。これを検証するためにトップリング位置を上昇させたピストンのトップリング溝底温度を計測し評価を行った。

図 22 にトップリング位置上昇ピストンにおけるトップリング溝底温度の計測結果を示す。トップリング溝底温度は、弊社の潤滑油使用基準に対し十分に低く、問題ないことを確認できた。

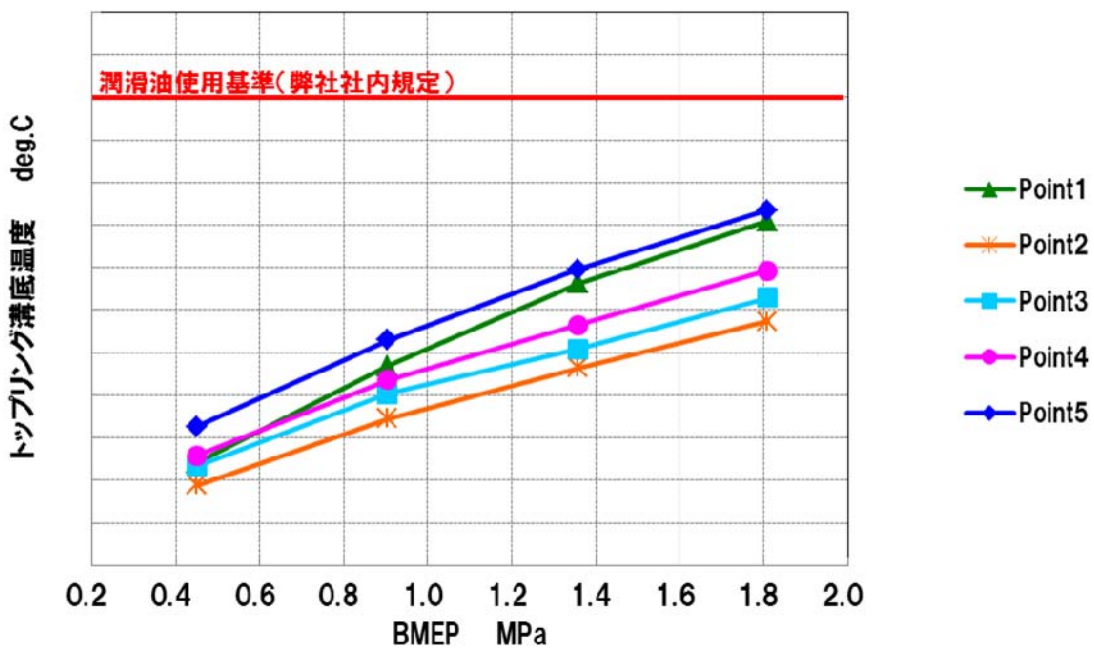
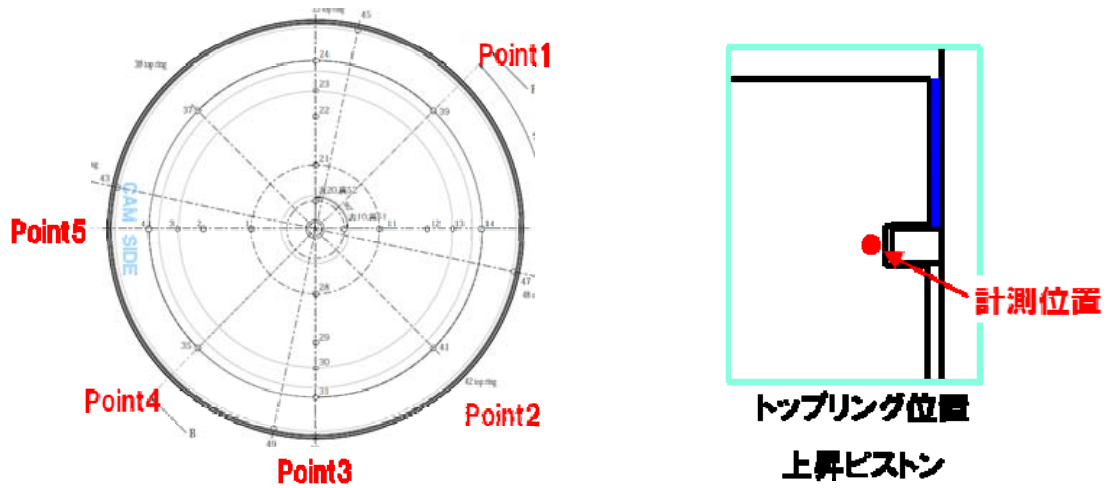


図 22 トップリング溝底温度 (ピストンリング位置上昇ピストン)

(5) 給気バイパス回路

図 23 に吸入空気流路の外観図を示す。過給機から吐出される給気流量を調整するメインスロットルバルブと負荷変動時に空気流量を高レスポンスで制御する給気バイパスバルブを設置した。これらのバルブは後述する空燃比制御デバイスとして使用する。

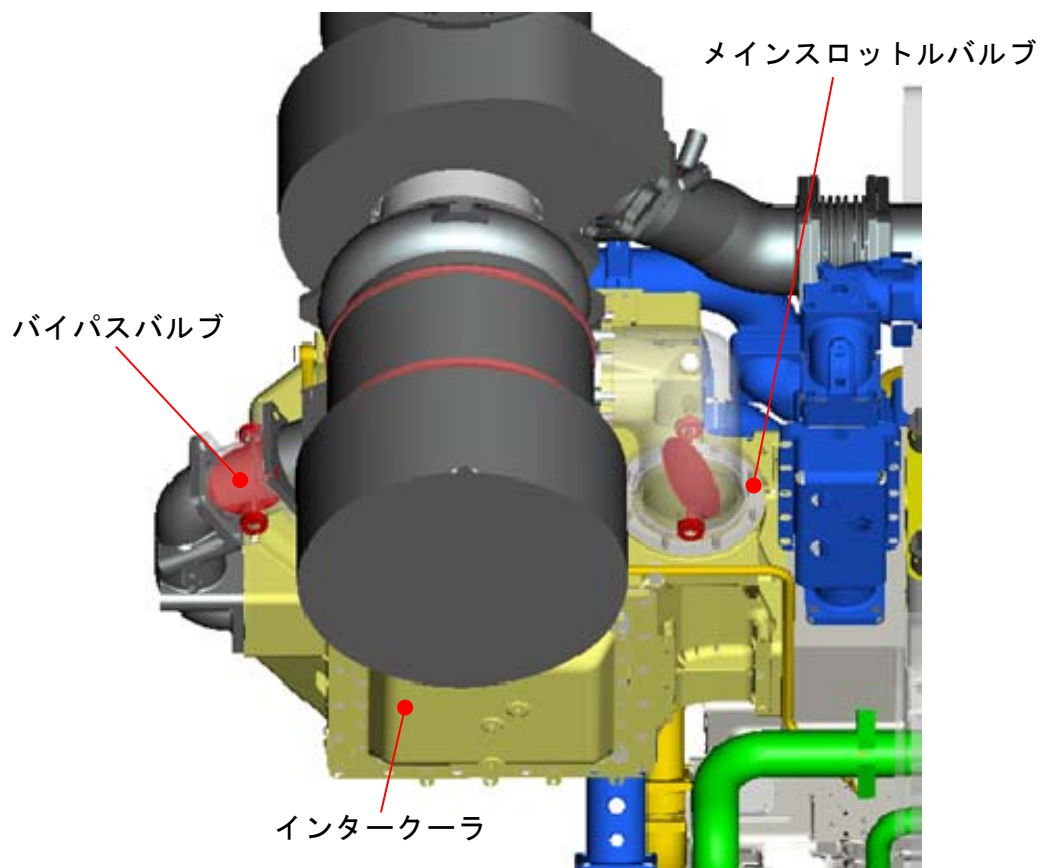


図 23 給気バイパスバルブの配置図

(6) 耐久試験

6 気筒試験機の性能改善および運転条件の最適化により初期目標性能を達成出来た事から 50hr 耐久試験を行った。

図 24～図 26 にそれぞれ耐久試験中の性能推移を示す。排気温度（図 24）は運転時間と共に漸増しているがこれは気温の変化によるもので問題になるレベルではない。熱効率（図 25）と、NOx 排出量（図 26）は排気温度とは無関係にほぼ一定に推移しており空燃比の制御の効果が確認出来た。

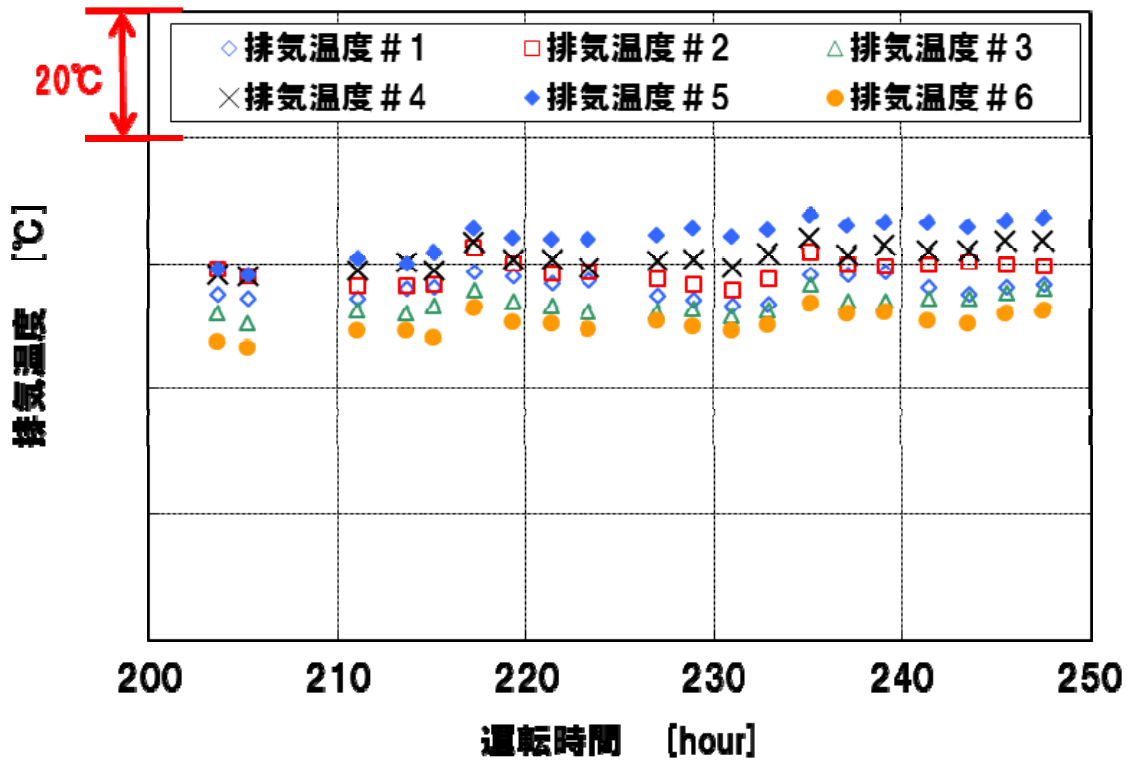


図 24 負荷率 100%における耐久試験結果 (排気温度)

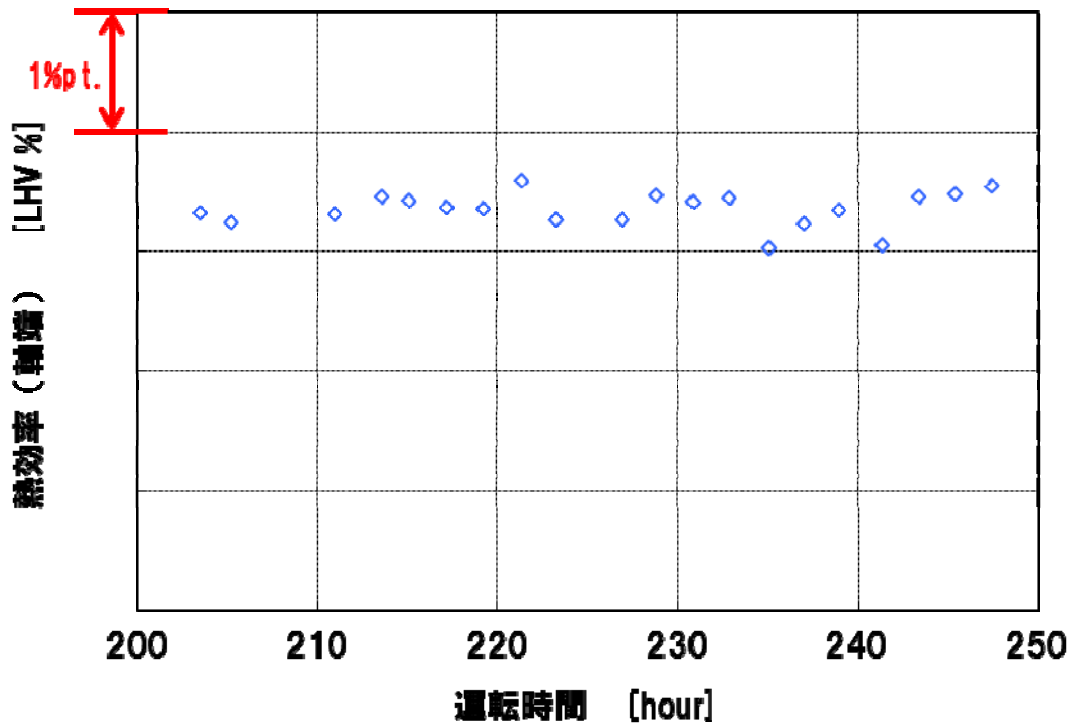


図 25 負荷率 100%における耐久試験結果 (熱効率)

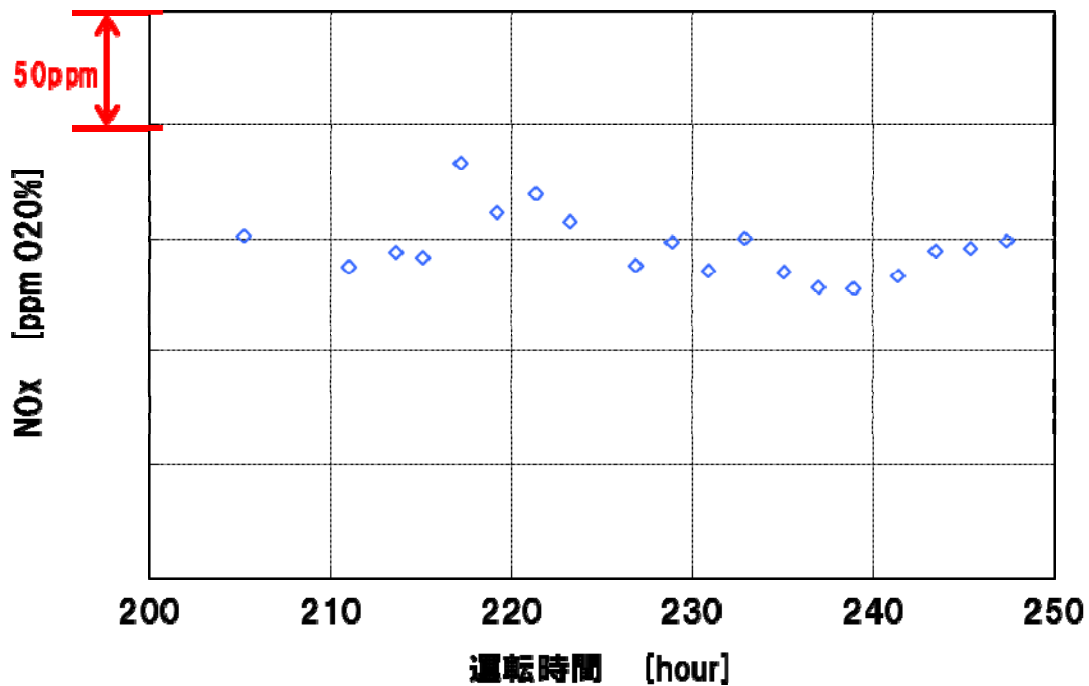


図 26 負荷率 100%における耐久試験結果 (NO_x 排出量)

(7) 6 気筒ガスエンジンの性能達成状況

図 27、図 28 にそれぞれ本事業で開発した 6 気筒ガスエンジンの定格運転時の”熱効率”及び”CO₂削減量”の達成状況を示す。達成値は、熱効率：45.0%、CO₂削減量（ディーゼルエンジン対比）：27%といずれも目標値を上回ることができた。

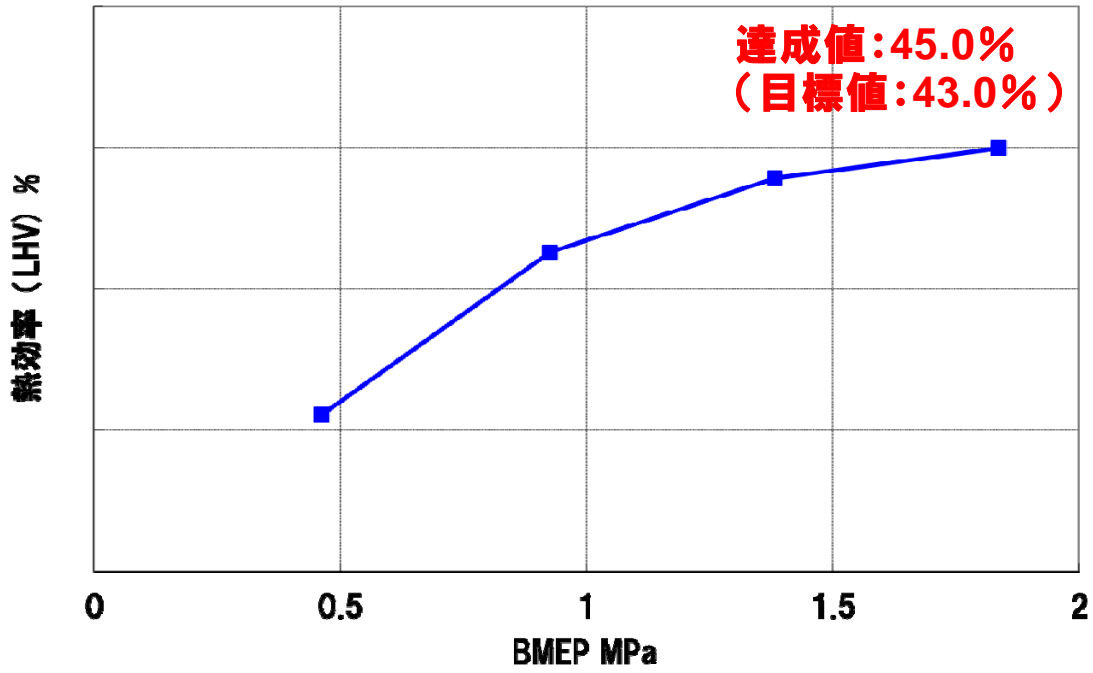


図 27 熱効率達成状況

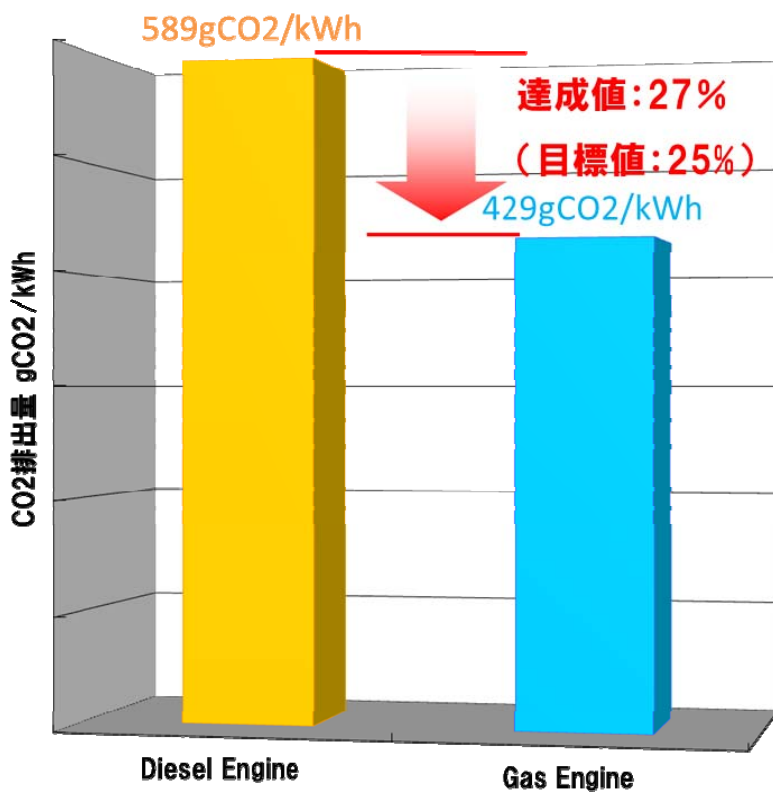


図 28 CO₂削減量 (ディーゼルエンジン対比)

2.3 エンジン制御装置の開発

2.3.1 エンジン制御装置の機能設計

(1) エンジン運転基本制御の設計

エンジン制御において、エンジン制御システム、適用機器、およびこれらを試験機に適用するためのシステム回路を設計した。

図 29 にエンジン制御システム図を示す。

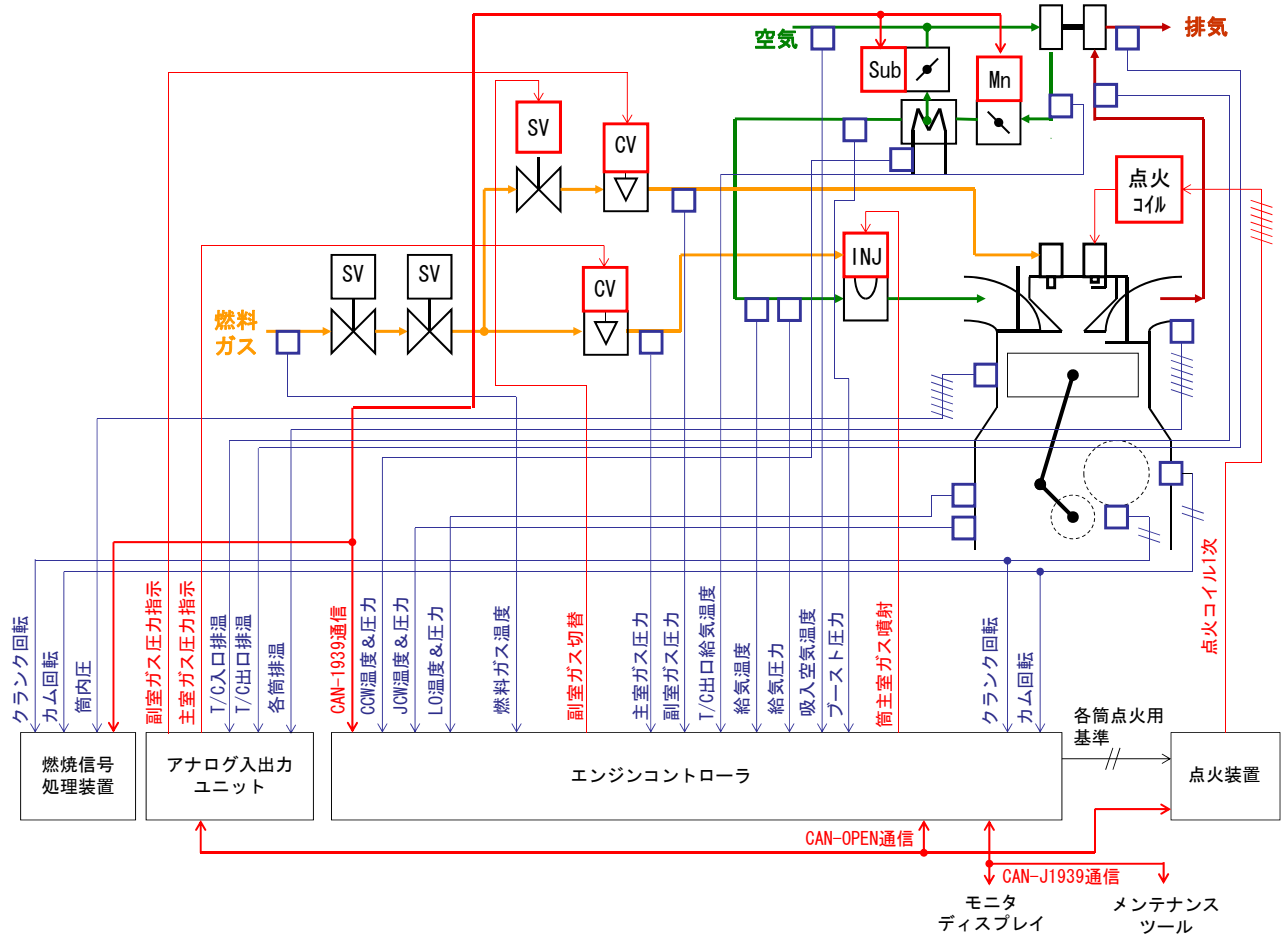


図 29 エンジン制御システム図

エンジンの出力制御は気筒毎に設置されるガス弁（ガスインジェクター）から供給される燃料量によって行う。全負荷領域に渡ってノッキングや失火せずに運転できるように空燃比を一定範囲内に制御するためのメインスロットルを設置する。更に、波浪などによる航走中の負荷変動に対応するため、過給機の応答遅れを最小とするための給気バイパスバルブを設置する。

表 4 に主要な制御機器を示す。

表 4 6EYG26 ガスエンジン試験機の主要制御機器

No	制御機器	制御機能
1	エンジンコントローラ	①調速(出力)制御 ②空燃比制御 ③点火時期制御 ④主室, 副室ガス圧力制御 ⑤ノッキング検知と回避制御 ⑥各筒の筒内圧バランス制御 ⑦故障診断&ダイアグフェールセーフ機能
2	点火装置	点火ドライバー(昇圧+火花点火)
3	メインスロットル	メインスロットルドライバー (スロットル駆動)
4	バイパスバルブ	バイパスバルブドライバー (バルブ駆動)
5	筒内圧信号処理装置	①最高筒内圧力(Pmax)の演算 ②ノッキング強度(KI)の演算

船用ガスエンジン制御の主要な制御項目を以下に示す。

- ①主室燃料噴射制御
- ②空燃比制御
- ③点火時期制御
- ④主室, 副室の燃料ガス圧力制御
- ⑤ノッキング検知と回避制御
- ⑥各気筒間の排気温度ばらつき補正制御
- ⑦各気筒間の筒内圧ばらつき補正制御

(2) 主室燃料噴射量制御による調速制御

主室燃料噴射制御による調速制御は本エンジンが電気推進システムに組み込まれることを想定して、要求出力に対し主室燃料（ガス）噴射時期と期間を、エンジンコントローラが算出して、ガスインジェクタを駆動する方式とした。

図 30 に主室燃料噴射制御による調速制御のシステム構成を示す。

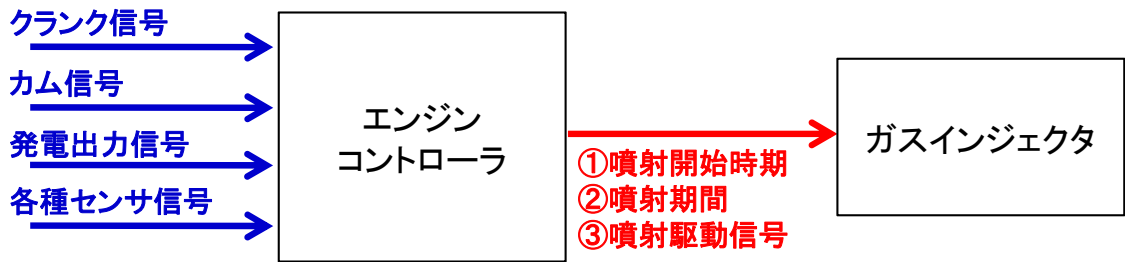


図 30 主室燃料噴射制御による調速制御のシステム構成

主室噴射開始時期と噴射期間については、予め設定されている適切な値を基準値として選定する。さらに噴射期間については、外部環境やガスエンジンの状態に応じて行くと共に負荷変動に対する補正やカロリー変動に対する補正も受け付けるよう設計した。

図 31 に主室燃料噴射制御による調速制御ロジックを示す。

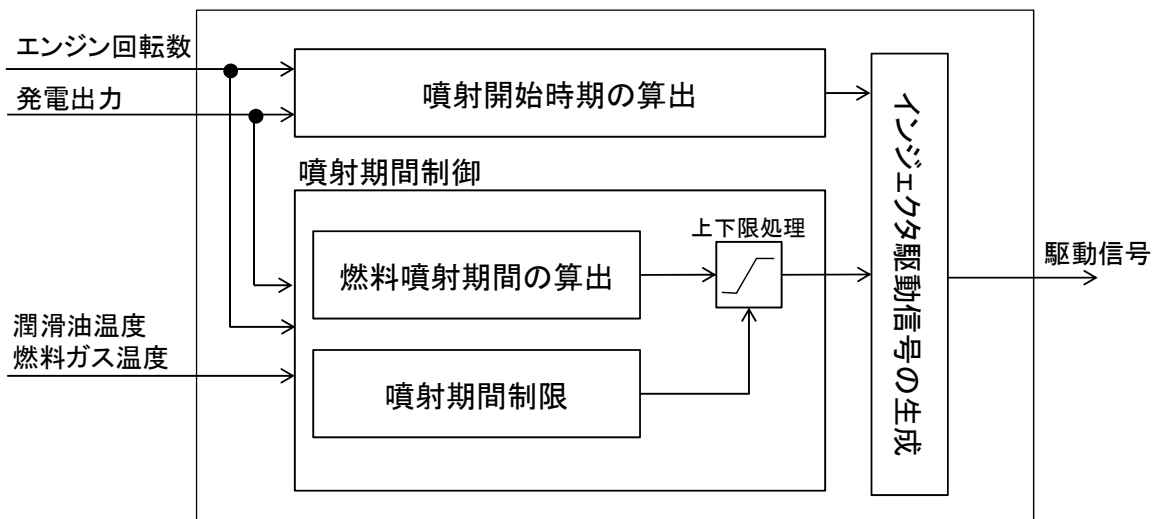


図 31 主室燃料噴射制御による調速制御ロジック

(3) 空燃比制御

空燃比制御シミュレーション結果に基に、以下に示す空燃比制御ロジックを構築した。過給機の給気経路に搭載するメインスロットルと余剰空気を過給機入口に還流させるバイパスバルブに対して、エンジンコントローラから各ドライバーに目標開度を指示して給気流量を制御する。

図 32 に空燃比制御のシステム構成を示す。

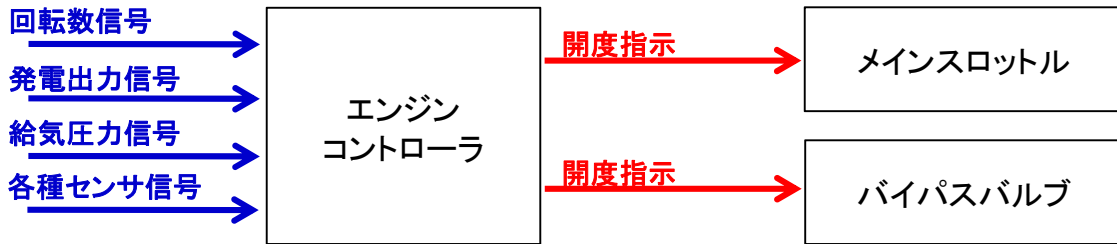


図 32 空燃比制御のシステム構成

始動時の各スロットル開度は事前に設定したスケジュール沿って制御される。定常運転時は、回転数、発電電力から算出した基準目標給気マニホールド圧力に、さらにエンジン運転状態に応じた補正を加えて目標給気マニホールド圧力の最適化（微調整）を図る。なお、メインスロットルとバイパスバルブの使い分けは以下の考え方に従った。

低負荷側～中負荷の間は大幅な負荷変化に対応出来るようメインスロットルを主とし、中負荷～高負荷時には負荷変動に対して速やかに給気マニ圧力が追従できるようにバイパスバルブにて圧力制御する方式とした。

図 33 に、空燃比制御ロジックを示す。

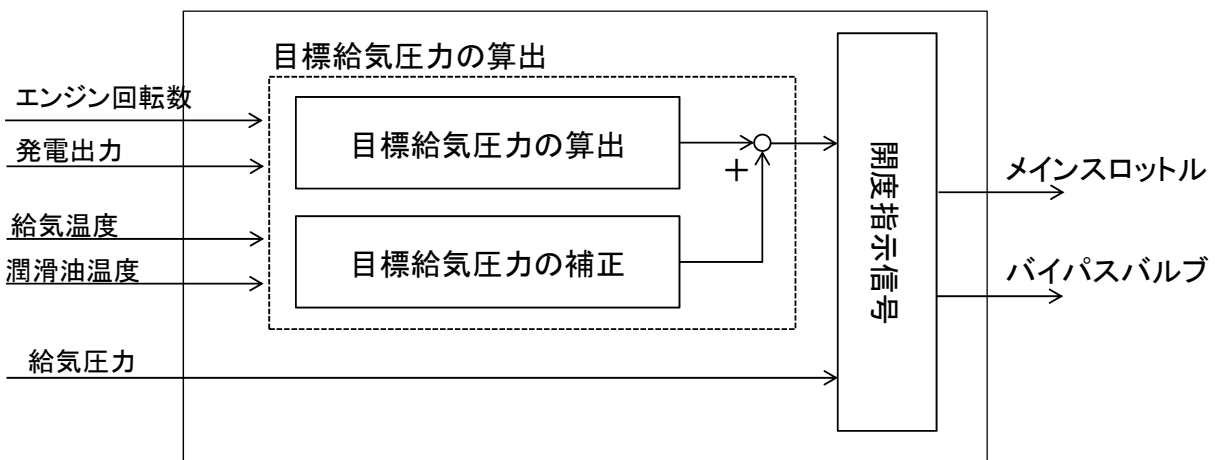


図 33 空燃比制御ロジック

(4) 点火制御

機関気筒毎に設置されている点火コイルは、エンジンコントローラから発信する点火指示信号により直接駆動する方式とした。

図 34 に、点火時期制御システムの構成を示す。

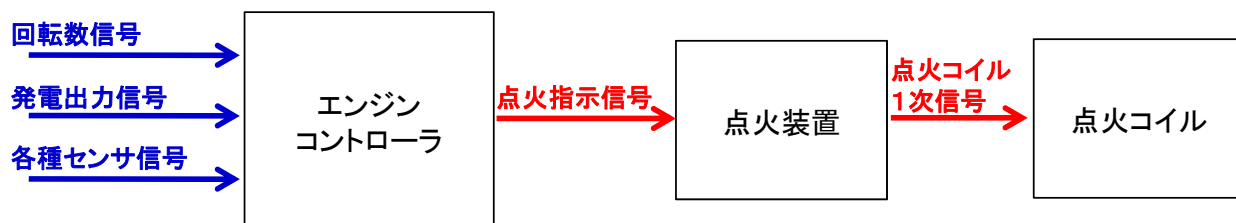


図 34 点火時期制御システムの構成

点火時期は回転数，発電電力に対応してあらかじめプログラミングされたマップデータを基に決定される。さらに、ノッキングが検出された場合にコントローラの指示で点火時期を自動的に修正する機能も設けている。

図 35 に点火時期制御ロジックを示す。

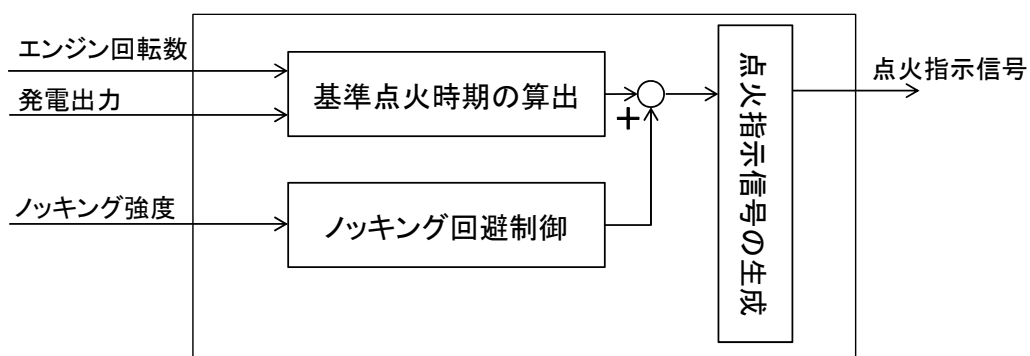


図 36 点火時期制御ロジック

(5) 主室、副室の燃料供給ガス圧力制御

主室及び副室への燃料供給ラインは、電子制御調圧レギュレータにより圧力調整機能を備えている。圧力制御の目標値はエンジンコントローラから各レギュレータに対し指示される。

図 37 に主室、副室の燃料供給ガス圧力制御のシステム構成を示す。

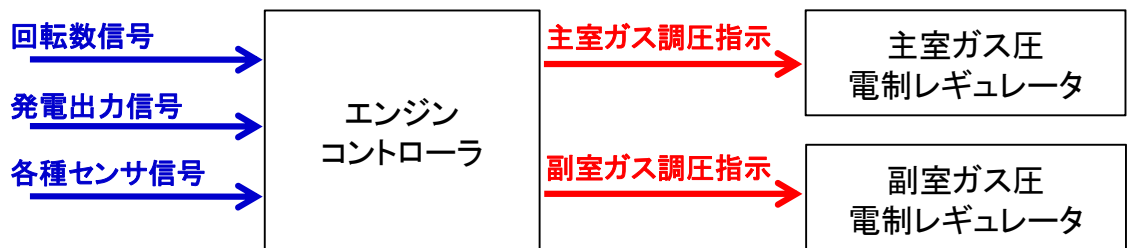


図 36 主室、副室の燃料供給ガス圧力制御のシステム構成

エンジンコントローラは、外部環境やガスエンジンの状態、負荷変動に対する補正やカロリー変動に対する補正行って目標圧力をレギュレータに指示する。

図 37、図 38 に主室、副室燃料供給ガス圧力制御ロジックを示す。

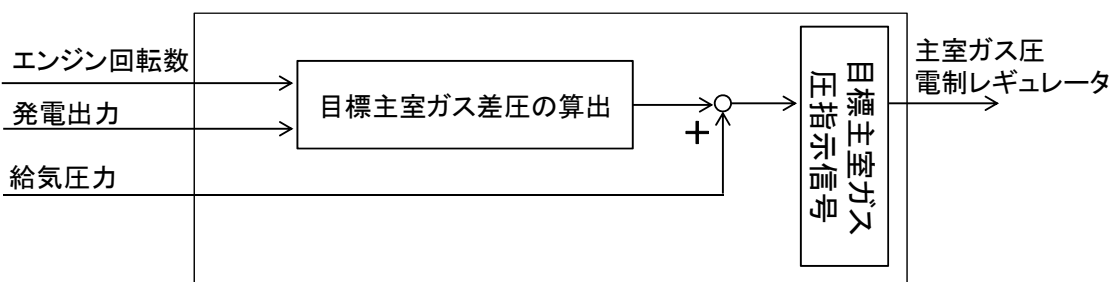


図 37 主室燃料供給ガス圧力制御ロジック

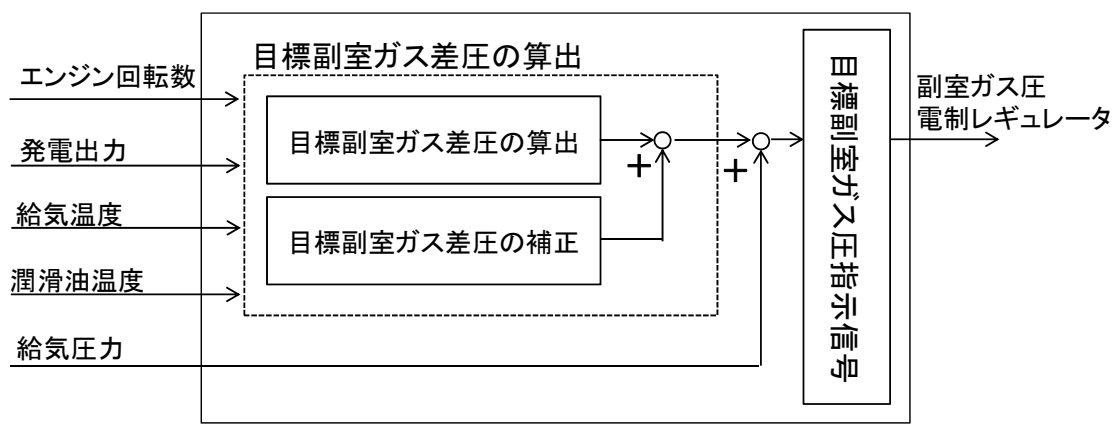


図 38 副室燃料供給ガス圧力制御ロジック

(6) ノッキング検知と回避制御

ノッキング検知は、気筒毎に設置した筒内圧センサで行う。測定した筒内圧力信号は燃焼解析装置で処理され、ノッキングの程度に応じたノッキング強度信号としてエンジンコントローラに送られエンジンコントローラ内でノッキングを判定される。

図 39 に燃焼解析装置とエンジンコントローラのシステム構成を示す。

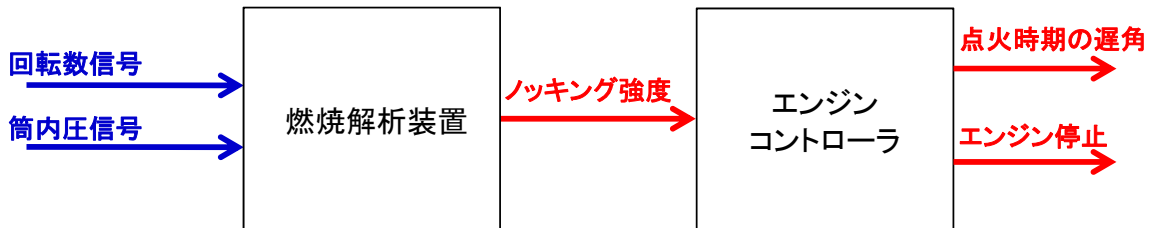


図 39 燃焼解析装置とエンジンコントローラのシステム構成

エンジンコントローラはノッキング強度を分類し、その強度に応じて回避制御を行う。

- ・軽度のノッキング：点火時期の遅角
- ・重度のノッキング：エンジン停止

図 40 にノッキング検知及び回避制御の制御ロジックを示す。

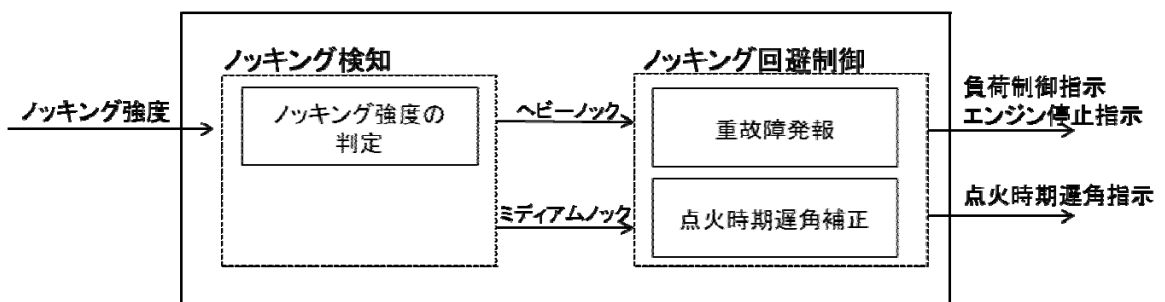


図 40 ノッキング検知及び回避制御の制御ロジック

(7) 各気筒間の筒内圧ばらつき補正制御

燃焼解析装置で処理した筒内最高圧力信号を用いてエンジンコントローラは各気筒別の筒内最高圧のばらつきを最小化するように点火時期を補正を行う。

図 41 に筒内圧ばらつき補正制御のシステム構成を示す。

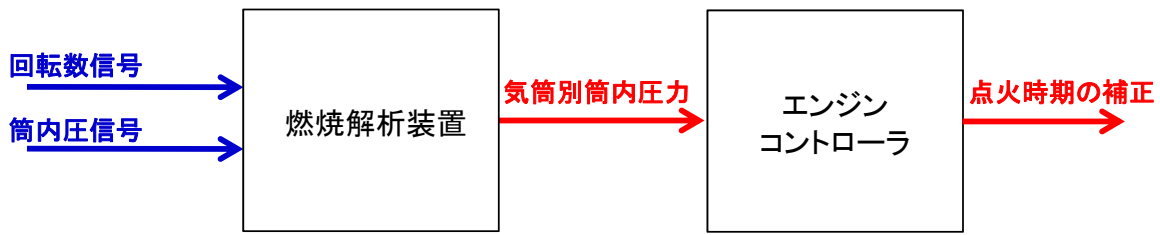


図 41 筒内圧ばらつき補正制御のシステム構成

筒内最高圧力のばらつきを最小化することにより、エンジンのノッキングマージンを最大限確保することができる。

図 42 に筒内圧ばらつき補正制御の制御ロジックを示す。

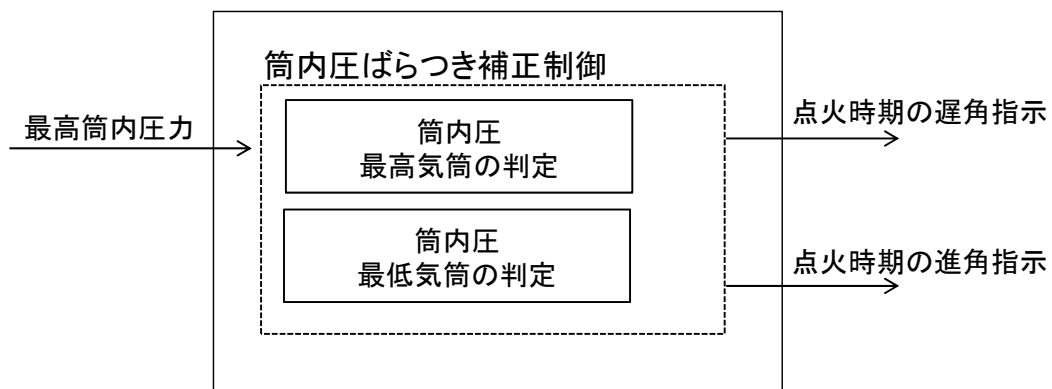


図 42 筒内圧ばらつき補正制御の制御ロジック

(8) 各気筒間の排気温度ばらつき補正制御

各気筒出口に設置した排気温度センサで測定した排気温度信号は拡張入出力モジュールで信号処理し、エンジンコントローラ内で排気温度のばらつきが最小となるよう補正される。補正は各筒別にガスインジェクタの噴射期間の調整により行われる。

図 43 に、排気温度ばらつき補正制御のシステム構成を示す。

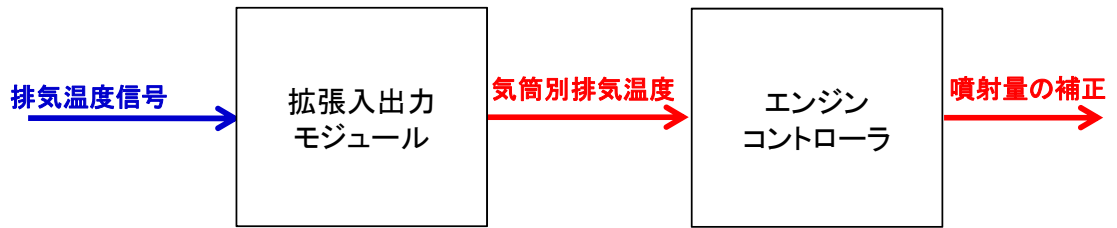


図 43 排気温度ばらつき補正制御のシステム構成

各筒別の排気温度のばらつきを最小化補正は各気筒の空燃比の均一化を図りエンジンのノッキング又は失火マージンを最大限確保することができる。

図 44 に、排気温度ばらつき補正制御の制御ロジックを示す。

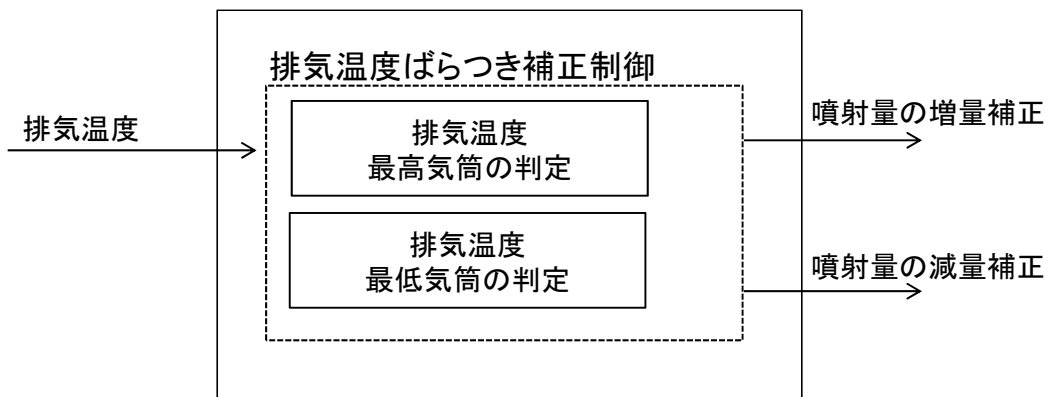


図 44 排気温度ばらつき補正制御の制御ロジック

(9) 安全システム

安全システムは、エンジンコントローラとは独立して機関状態の監視を行うとともにガス安全システムからの燃料漏れ等の信号を受け付けて、エンジンコントローラとは独立した判断で機関を停止させる。更に、エンジンコントローラがノッキングや失火などの重大な故障を検知した場合にも、重故障信号をシステムコントローラが受け付けて機関を停止させる構成とした。

図 45 に船用ガスエンジンの安全システム構成を示す。

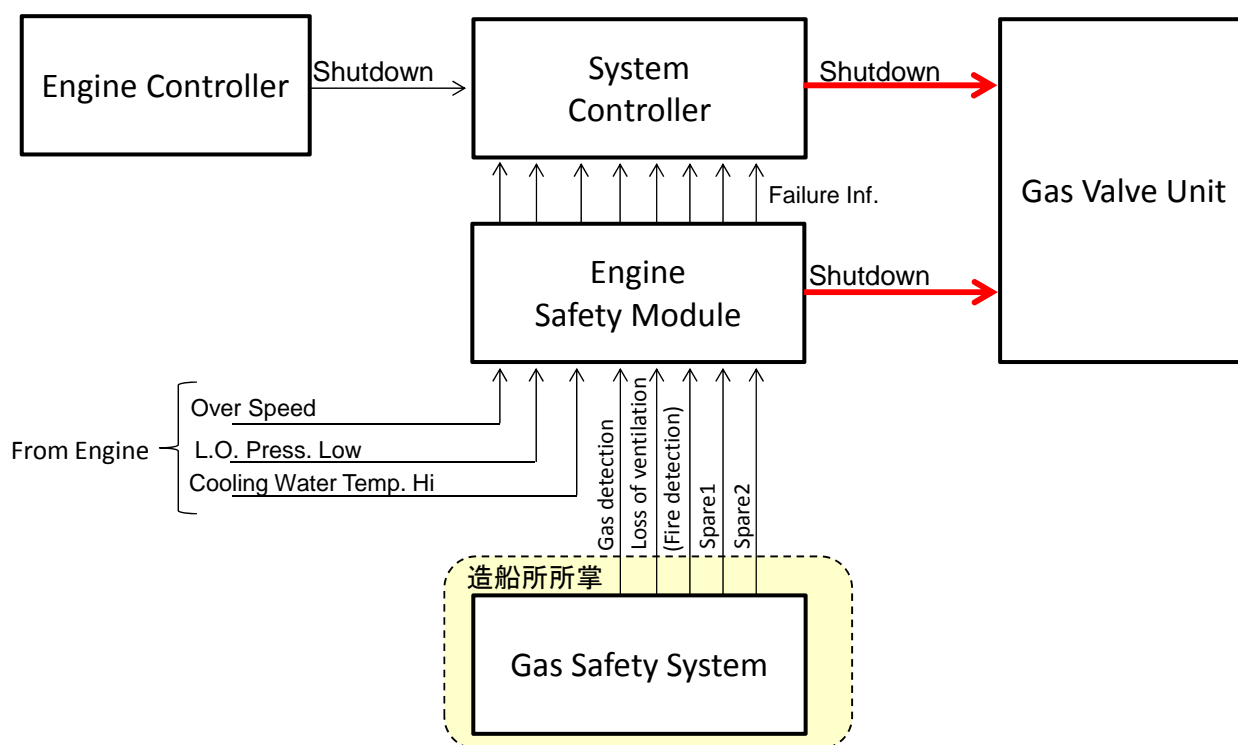


図 45 船用ガスエンジンの安全システム

(10) 制御用電源システム

制御システムに供給される電源の一部に何らかの障害が発生した場合に備え、障害発生後でもシステム全体の機能を維持し続けられるように、AC100V 供給電源と DC24V バッテリ電源を並列回路で構成することで電源に対する冗長性を確保した。

図 46 に制御用電源システムの構成を示す。

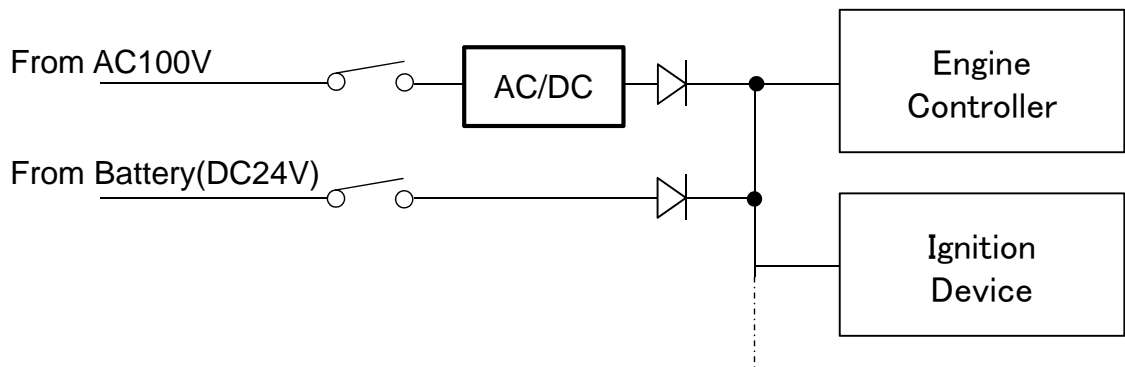


図 46 制御用電源システム

(11) 故障診断機能

電気推進船・舶用補機エンジンにおける安全リスクアセスメントや FMEA*により故障要因の見直しを行い、各故障の自己診断機能とフェールセーフ機能を設計した。故障の度合いに応じて、フェールセーフ動作を以下のように分類した。

・軽度の故障：Alarm

故障を発報し運転継続する。ただし、軽度の故障がいずれ重度の故障に波及する可能性のある場合は、船体側の発電機制御盤にスタンバイ機の起動を要求する。

・重度の故障：Shutdown

故障を発報しエンジン停止する。

(補足説明)

※FMEA：Failure Mode and Effect Analysis の略称

潜在的な故障・不具合を分析し、対応策を設計に折り込む手法。

2.3.2 空燃比制御技術の開発

(1) 空燃比制御の基本ロジック

図 47 にガスエンジンの出力と必要な空気流量の関係を示す。バイパスバルブによる空気流量制御は、メインスロットルに比べて、いわゆるターボラグと呼ばれる空気の供給遅れが少ない為、負荷変動による空燃比制御特性に優れる。しかし、バイパスバルブ制御方式は、空気流量の制御範囲が狭く、特に低負荷においては、ガスエンジンが必要とする空気流量に制御できなくなる。

そこで今回は、低負荷側においては、メインスロットル制御を適用し、高負荷においては、バイパスバルブ制御に切り替える制御方式を採用することとした。

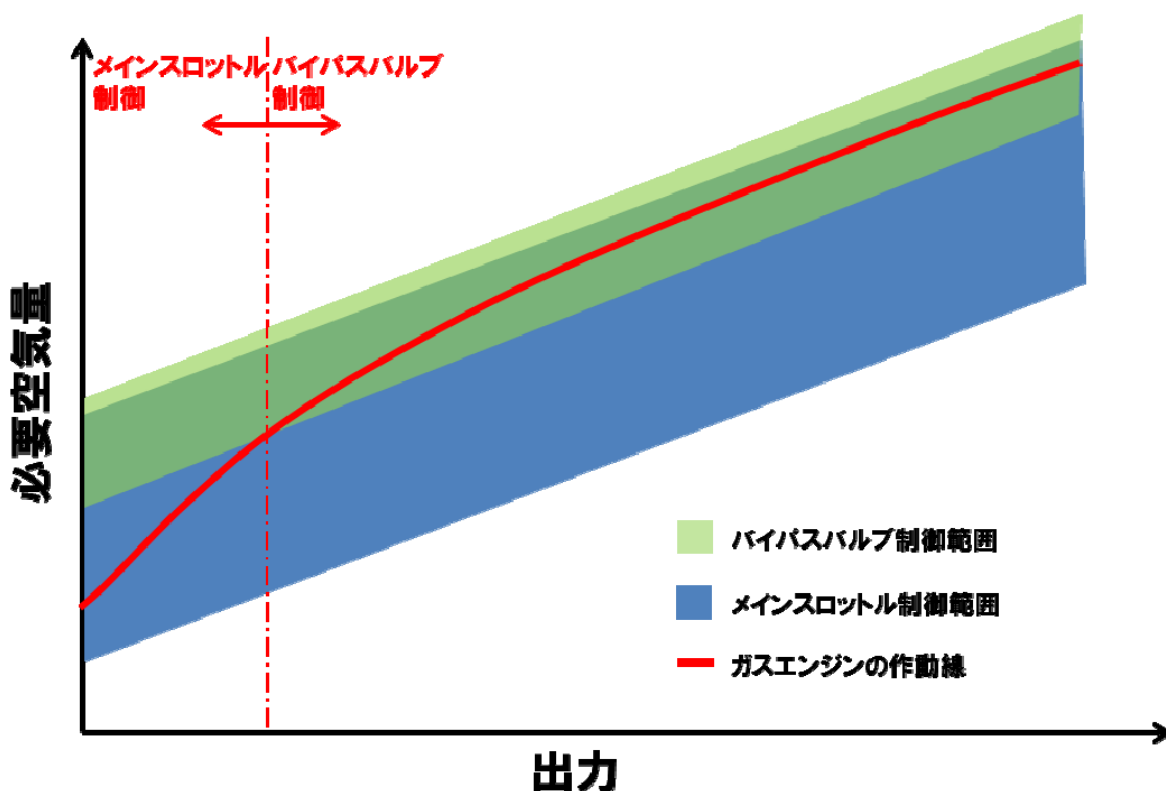


図 47 ガスエンジンの出力と必要空気流量の関係

(2) 負荷投入

図 48 にメインスロットルの開度を変更した時の負荷投入特性を示す。メインスロットルは、負荷投入とほぼ同時に素早く全開にさせることで、負荷投入時の回転数低下量を抑えられることが判った。

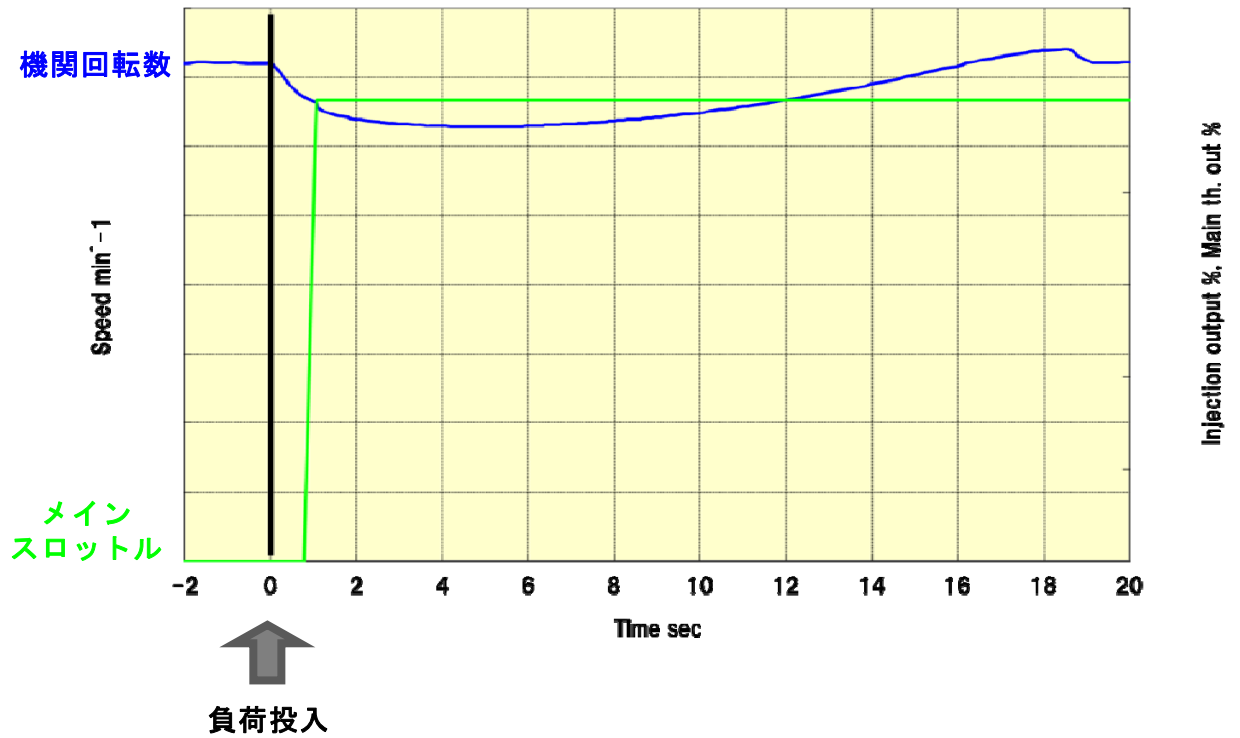


図 48 メインスロットルの制御定数が負荷投入特性に与える影響

(3) 負荷変動

推進負荷が変動した時のエンジン挙動を実証評価するために、負荷装置の負荷をプログラム制御した自動負荷変動装置を用いて6気筒ガスエンジンによる評価試験を行った。負荷パターンは、船の出港、進路変更、通常航行等の代表的なものを模擬した。

図 49 に試験結果を示す。メインスロットル制御とバイパスバルブ制御の切替えにおいて、機関回転数に影響を与えないスムーズな空燃比制御を実現した。

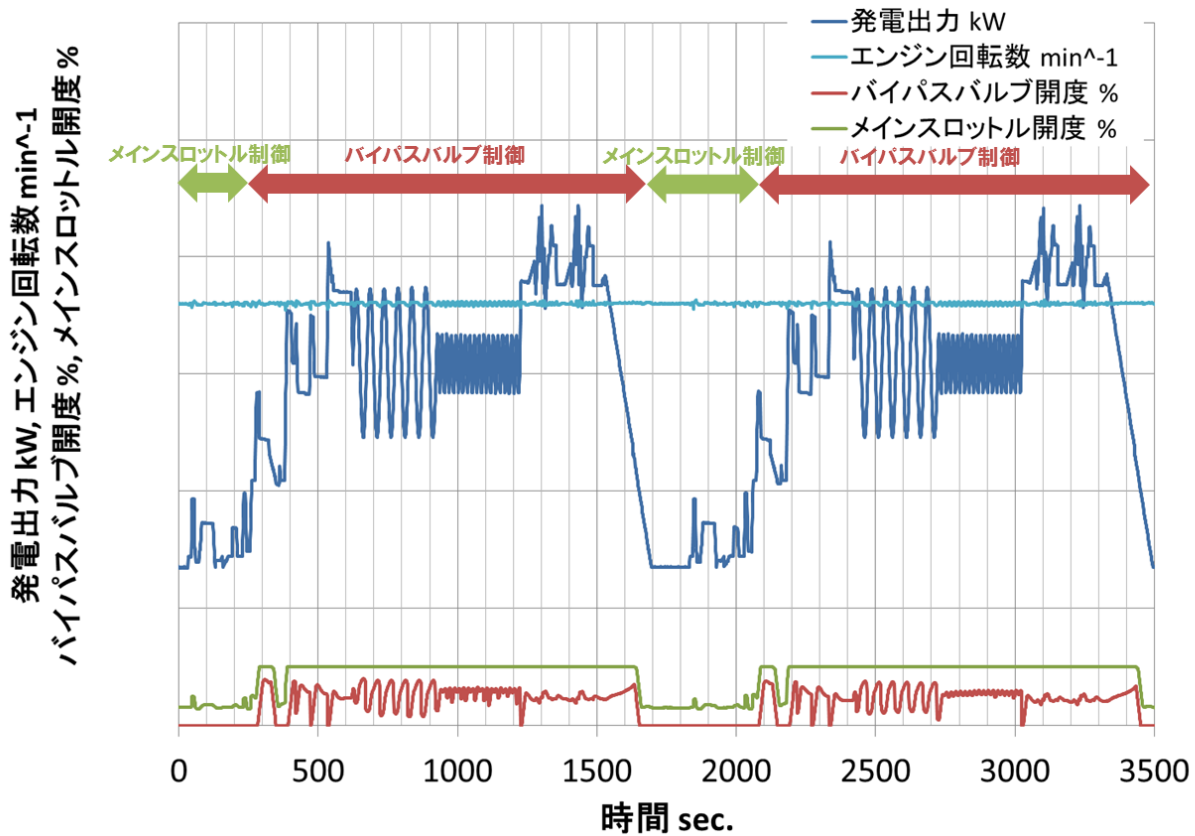


図 49 負荷変動における制御特性

2.3.3 ノッキング制御

(1) ノッキング検知

ノッキングを検知し回避制御を行うためには、ノッキングを判定するしきい値（ノッキング判定値）を決める必要がある。ノッキング判定値とは単位サイクルあたりにノッキングゲート内に生じたノッキング強度を数値化した演算値である。

点火時期の進角動作によって得られたノッキング強度とノッキング判定値の特性を図 50 に示す。

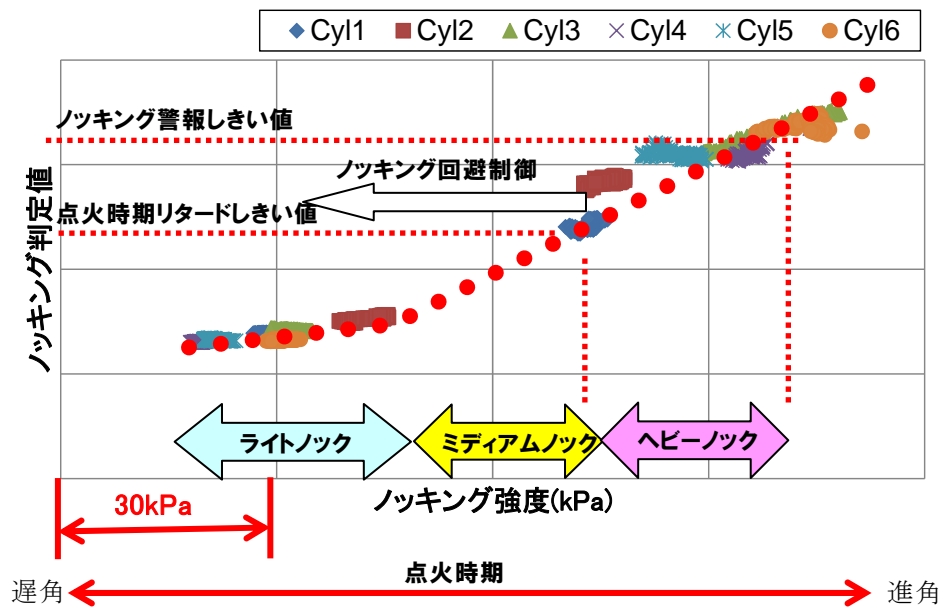


図 50 ノッキング強度とノッキング判定値の特性

ノッキング強度は、ライトノック、ミディアムノック、ヘビーノックの三段階に大別されるが、1 段階目のノッキング判定値として機関に損傷を与えるヘビーノックに至る前段階（ミディアムノック）にて、点火時期の遅角（リタード）制御によるノッキング回避制御を行う事とした。

さらに、2 段階目として点火時期の遅角制御でもノッキングを回避しきれない場合は、ノッキング警報しきい値を設け警報を発報する制御ロジックとした。この警報を用いれば、電機推進システムにおける、C P P 翼角制御やプロペラ回転数の低減等により推進出力を調整させ継続運転を可能とする。

また、急激な負荷変動やガスカロリーの変動などの一次的なノッキング発生により点火時期の遅角制御を行った場合、エンジンは効率を低下した状態での継続運となる。そこで、出来る限り高効率な状態での運転を継続させるために一次的なノッキングに対しては、ノッキング要因が除去された場合は、徐々に点火時期を基準値へ復帰させる制御ロジックを構築した。

(2) ノッキング制御の実機検証

ノッキングが発生時における回避制御の実証試験を行った。

図 51 にノッキング回避制御による点火時期とノッキング判定値の挙動を示す。

実証試験方法は、負荷運転中にて点火時期（緑色の線）を進角させノッキングを誘発させるとノッキング判定値（青色の線）は上昇し、ついには1段目のノッキング判定しきい値（赤色の線）を超えると共に点火時期が自動で遅角しノッキング判定値の低下、つまりノッキング回避制御が正常に作動することを確認した。

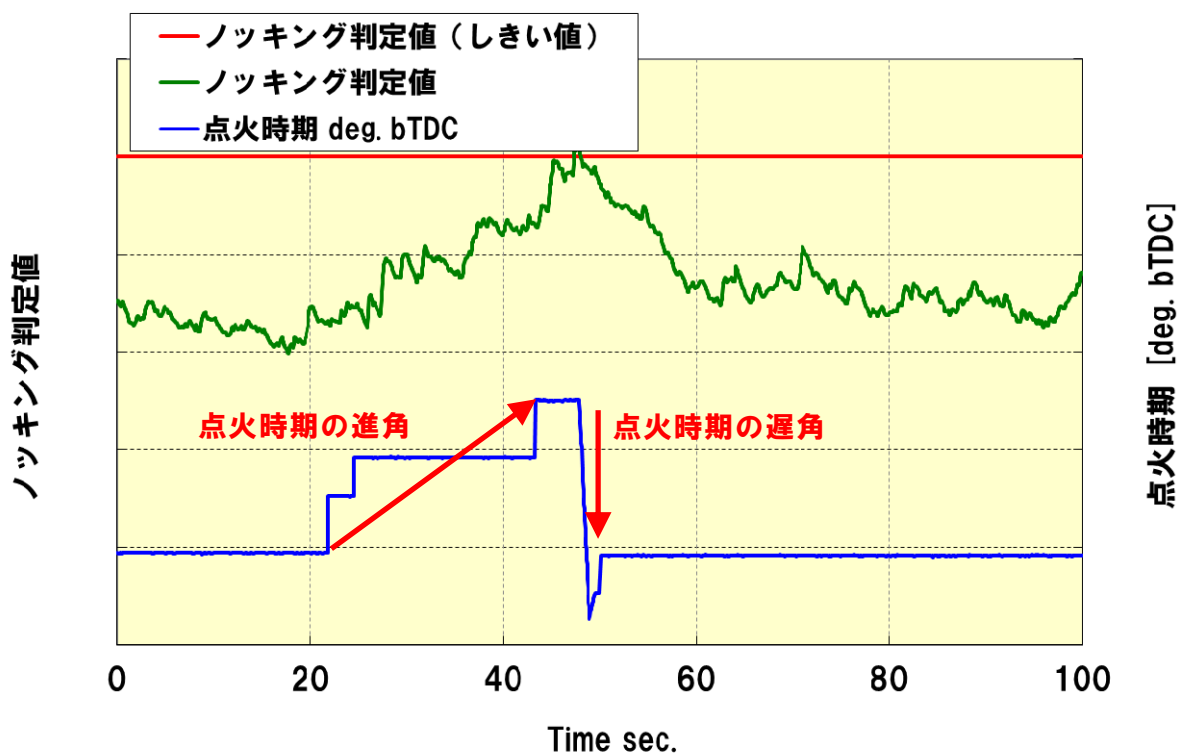


図 51 ノッキング回避制御による点火時期とノッキング判定値の挙動

2.3.4 燃料カロリー変動対応技術

(1) 燃料カロリー変更装置

図 52、図 53 に燃料カロリー変更装置の全体写真及びフロー図を示す。

既設の燃料カロリー変更装置の改装（容量アップ、酸素除去装置（膜式窒素発生装置）の追加）を行い、6気筒機関において供給燃料ガス組成（LNG）の変化を模擬した燃焼特性およびエンジン制御特性の影響を評価するシステムを構築した。

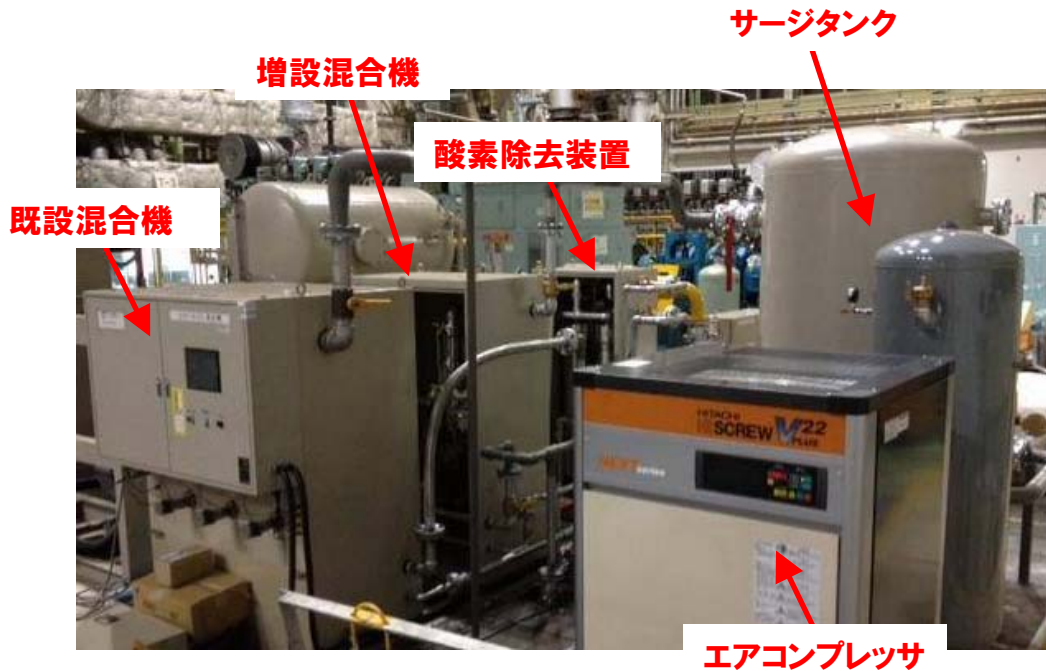


図 52 燃料カロリー変更装置の全体写真

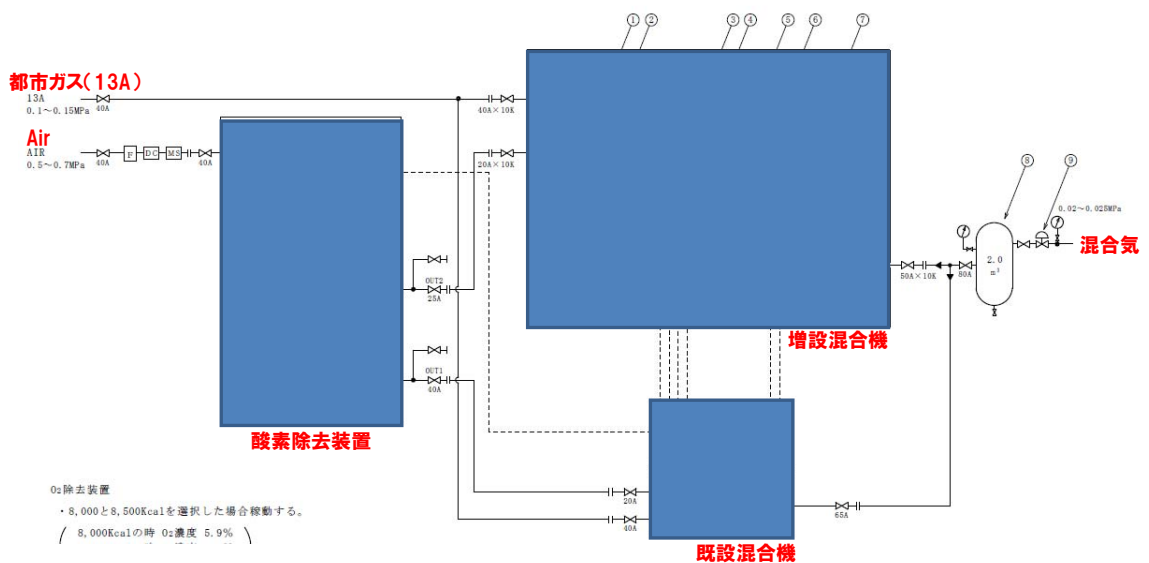


図 53 燃料カロリー装置のフロー図

図 54 に”世界各地の天然ガス”と”今回供試した燃料カロリー装置が生成するガス”の発熱量と燃焼速度指数（MCP）の関係を示す。

ここで、燃焼速度指数（MCP）とは、燃焼ガスにおける固有の最大燃焼速度を示す燃焼性指標の一つであり、エンジンからの NO_x 排出特性に影響を与える。

今回供試した燃料カロリー変更装置は都市ガスを脱酸素した空気希釈してカロリーを調整する方式であるため、燃焼速度特性（MCP）は実際の低カロリー天然ガスを再現することが出来る。

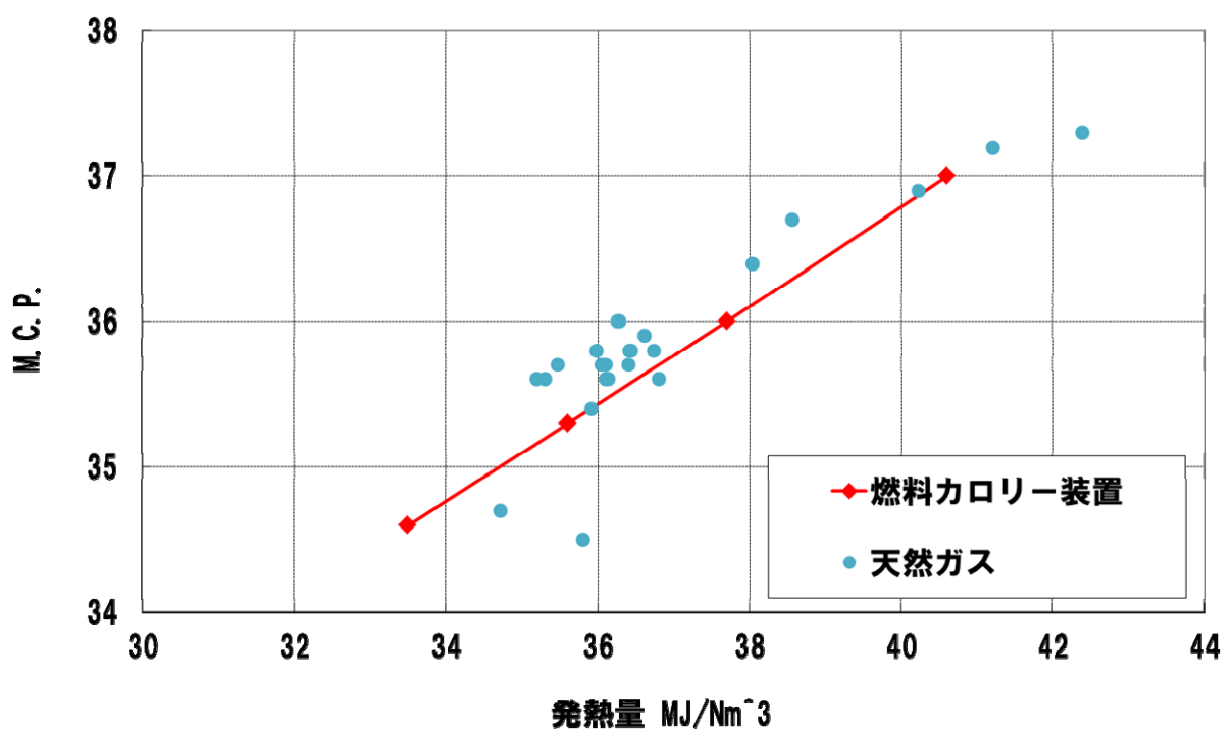


図 54 発熱量と燃焼速度指数（MCP）の関係

(2) 燃料カロリー変動に対応する制御

図 55 に高負荷における主室の空燃比制御ロジックのブロック図を示す。主室の空燃比制御は、給気マニホールド圧力（給マニ圧力）が目標値になるようにバイパススロットル開度を操作することで制御する機構になっている。



図 55 高負荷における主室の空燃比制御ロジックのブロック図

この制御ロジックを用いた実機試験結果を図 56、図 57 に、燃料カロリーが熱効率と NOx 排出量に与える影響を示す。

燃料カロリーに関わらず熱効率、NOx 値には殆ど影響を与えないことを確認した。

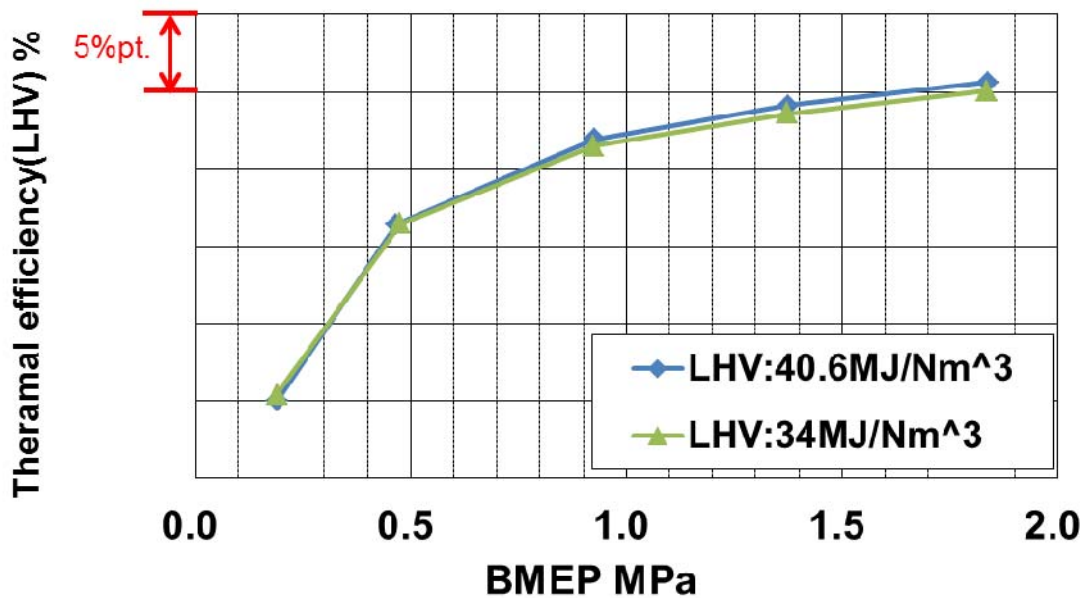


図 56 燃料カロリーが熱効率に与える影響

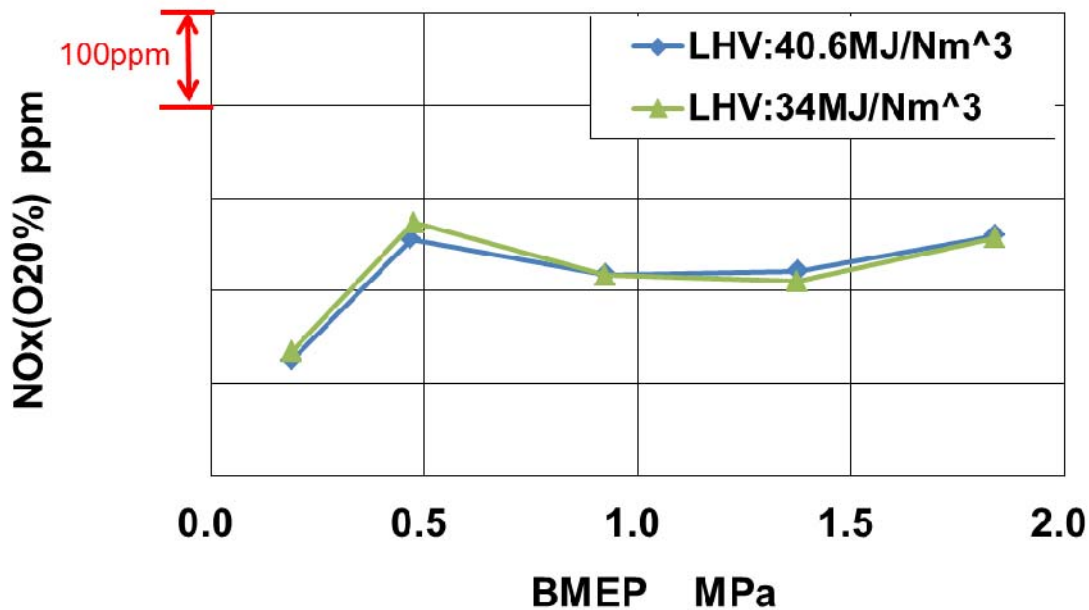


図 57 燃料カロリーが NOx 排出量に与える影響

図 58 に燃料カロリーを LHV で 40.6MJ/Nm³ から 34MJ/Nm³ に変動させた場合の NOx 排出量の特徴を示す。なお、40.6 MJ/Nm³ は各国の算出ガスにおける最大ガス熱量(メタン価：65 相当)、34.0 MJ/Nm³ は LNG 各国の算出ガスにおける最小ガス熱量(メタン 100%相当ガス熱量)である。

燃料カロリーの変動に応じて空燃比(A/F)を適正に制御し、発熱量が変動してもシリンダ内の燃焼状態を維持することができ、NOx 排出量はほぼ変わらないことを確認した。

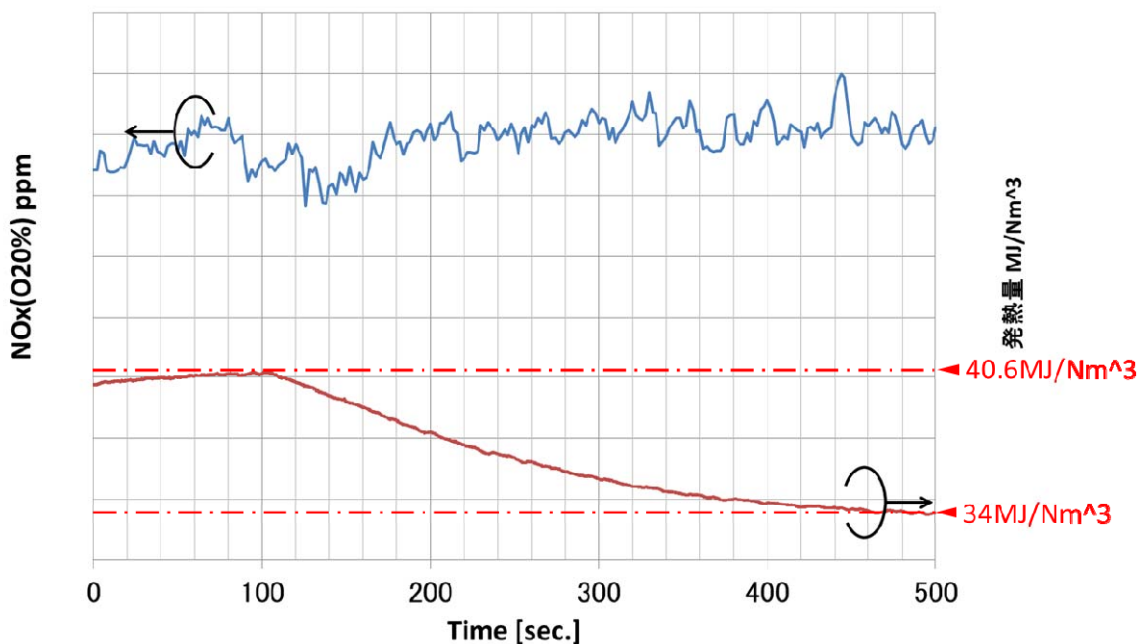


図 58 燃料カロリー変動時の NOx 排出特性

2.4 推進システム用制御装置の開発

2.4.1 推進システム用制御装置の概要

船用ガスエンジンの推進システムは、従来のディーゼルエンジンを主体とした電気推進システムとは、次に述べる点が大きく異なる。ガスエンジンの制御デバイスおよび各種モニタリング装置が必要であること、及び、負荷変動に対しての追従性を改善することである。

その為、推進システムの構成としては、ガスエンジンの制御デバイスを搭載したインジェクションコントロールパネル（以下 ICP と呼ぶ）、負荷変動に追従するために負荷変動予測装置を搭載したメインコントロールパネル（以下 MCP と呼ぶ）、機関の起動停止、各種モニタリング機能を有するローカルコントロールパネル（以下 LCP と呼ぶ）の3つのパネルから構成される。

従来のディーゼルエンジンでは、発電機制御盤からの指令により起動、停止、回転数の増速減速が制御されるので、エンジン制御パネルそのものは存在しない。

ガスエンジンの制御コントローラは、エンジン制御専用の為、ICP としてエンジンに搭載することにした。

推進システムの全体を制御する MCP には、負荷変動に追従する負荷変動予測装置を搭載し、船内のどこにでも配置が可能なように自立式のパネルとした。ガスエンジンに重要な安全システムにおいては、船級要件によって、冗長性（システムの一部に何らかの障害が発生した場合に備えて、障害発生後でもシステム全体の機能を維持し続けられるように予備装置を平常時からバックアップとして配置し運用しておくこと。）が要求され、そのような制御システムも MCP に組み込まれていなければならない。

次に推進システムの全体構成を示し、各パネルの機能及び役割を述べる。

全体の構成を図 59 に示す。

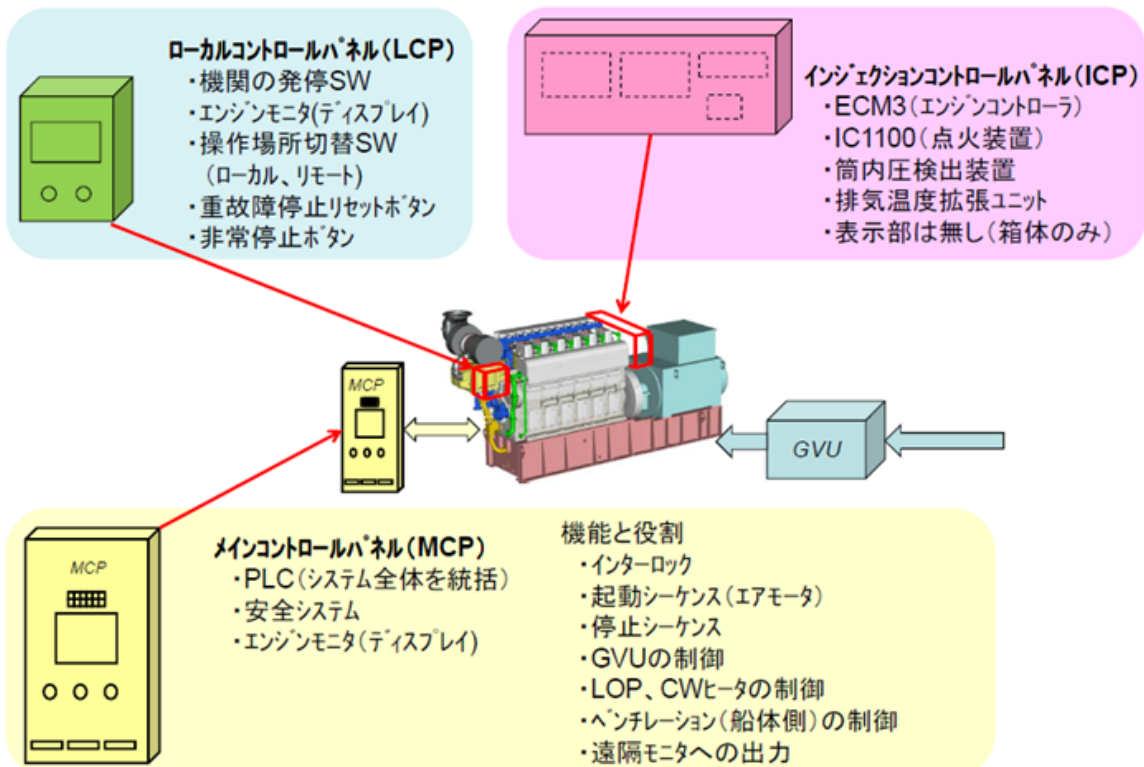


図 59 推進システムの全体構成図

・ メインコントロールパネル (MCP)

別置式。エンジン起動から停止におけるシーケンスを掌る。安全システムを搭載し、ガスエンジンの警報関係を監視する。運転制御モニターを有し、ガスエンジンの運転状態を確認する。

・ イグニションコントロールパネル (ICP)

機関付。エンジン制御装置 (コントローラ) 及び、点火系コントローラより構成され、ガスエンジンの燃料噴射、点火システムを掌る。

・ ローカルコントロールパネル (LCP)

機関付。機側より推進システムの発停、及び制御を行う。小型モニターを有し機関状態を把握する。

2.4.2 各制御機器の機能と役割

(1) メインコントロールパネル (MCP)

MCPは、機関別置形とする。主要機器としては、PLC、ディスプレイ、安全システムを有する。機能は下記の通りである。図59に、MCP概観図を示す。

- ・始動時インターロック
- ・始動シーケンス
- ・安全システム
- ・故障検知
- ・停止シーケンス (通常/重故障時)
- ・GVU (Gas Valve Unit) の制御
- ・エンジン付属機器の制御
- ・運転状態とエンジン状態の監視



図 60 MCP 概観図

(2) イグニションコントロールパネル (ICP)

ICPは、機関付とし、可能な限りメンテフリーとするため、操作ボタンを極力廃止し、電源スイッチのみとした。主要機器としては、ECM3、IC1100、アドバンティスを有する。機能は下記の通りである。図61にICP概観図を示す。

- ・速度制御
- ・点火制御
- ・空燃比制御
- ・主/副室ガス圧力制御
- ・シリンダ圧力監視



図 61 I C P 概観図

(3) ローカルコントロールパネル (LCP)

LCP は、小形のディスプレイを有し、MCP のディスプレイと同等の情報を表示する。主要機器としては、ディスプレイ、各種スイッチ、表示ランプを有する。機能は下記の通りである。図 62 に LCP 概観図を示す。

- ・操作場所切替えスイッチ (遠隔、機側)
- ・機関始動、機関停止
- ・アラームリセットボタン
- ・危急停止ボタン
- ・ランプテスト
- ・機関状態監視モニタ



図 62 LCP 概観図

2.4.3 推進システム用制御装置仕様検討

(1) 負荷変動に対する検討

ガスエンジンを船用機関として、特に推進力を含む動力系に採用する場合には、ガスエンジンの特性より負荷変動が大きな問題となることが考えられる。

図 63 にガスエンジンの一般的な運転領域を示す。

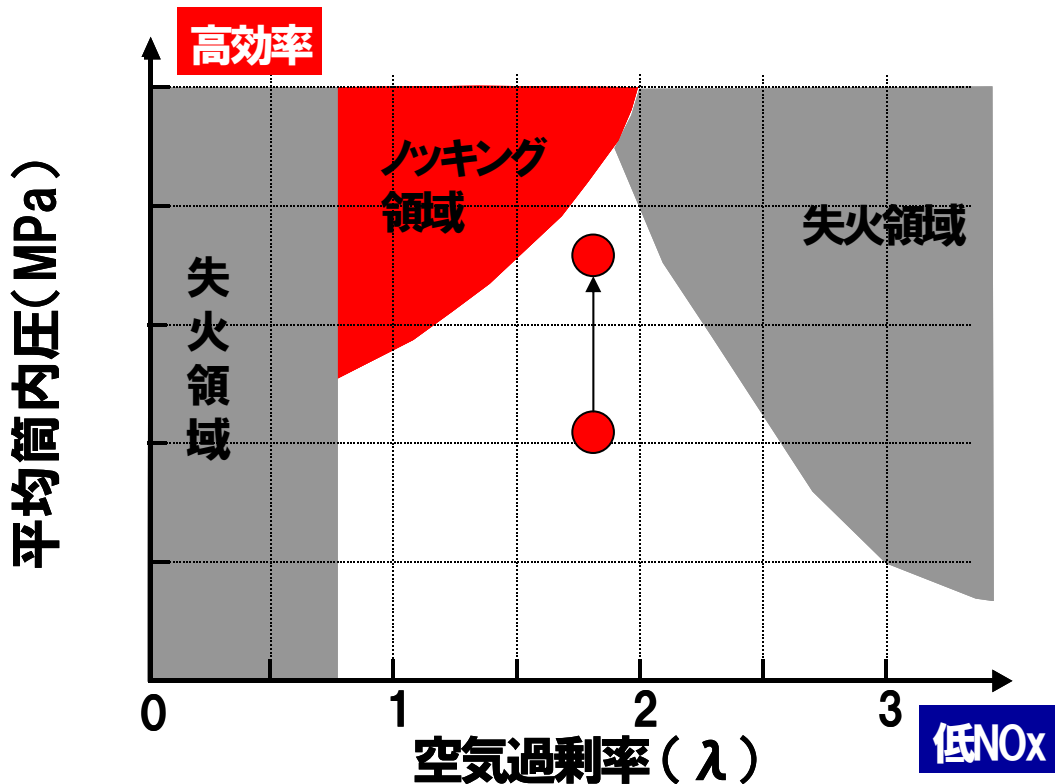


図 63 ガスエンジンの運転領域

図 63 に示すようにガスエンジンは、失火領域及びノッキング領域に囲まれた、ある一定範囲の領域での運転が求められる。また、高出力化する場合、図 63 においては平均筒内圧を上昇させることになり、ガスエンジンの運転ポイントとしては非常に狭い領域での運転が必要となる。

運転負荷が一定の場合、この狭い運転領域に適合した機関・燃焼調整を行うことで安定的な運転継続を行うことが可能となるが、船用用途、特に推進力を含む動力系の場合、運転負荷が一定とならないケースが多く見受けられる。

図 64 に一般的な船舶の負荷変動パターンを示す。

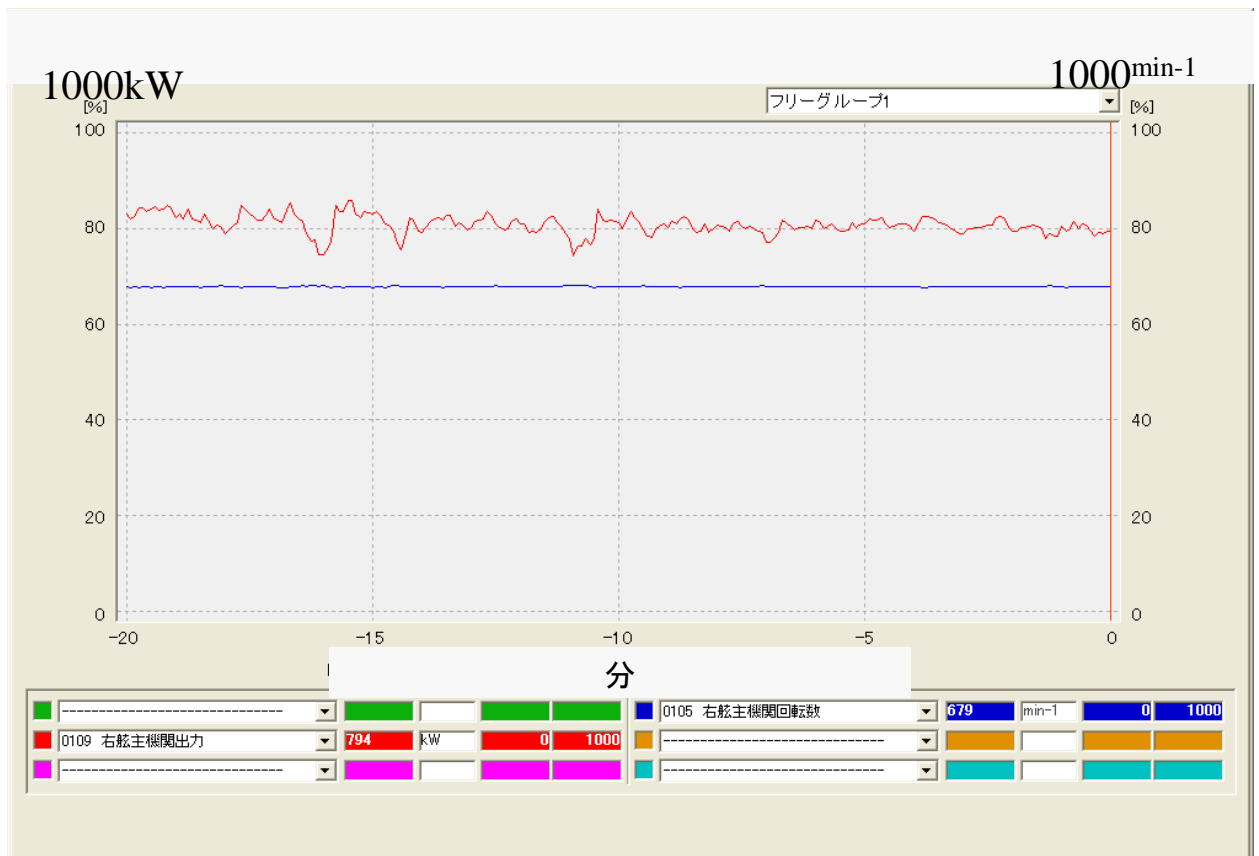


図 64 一般的な船舶の負荷変動パターン

図 64 に示すように船舶の推進系動力においては、気象・海象条件により多くの負荷変動が発生している。これは特に海象条件によるところが大きく、波浪・ウネリが高い場合に負荷変動が顕著に現れる。

船舶が波浪・ウネリに出くわした場合、船体運動としてピッチング運動・ローリング運動などの船体運動が引き起こされこれがプロペラ負荷として伝わり負荷変動の大きな原因となっている。

1 機 1 軸従来型推進システムを採用した船舶の場合、この負荷変動は推進軸系を通じて直結されている推進機関（エンジン）に伝わり負荷変動が直接エンジンに作用する。また、加減速や前後進切り替え時などの負荷変動も直接主機関へ作用する。

この、負荷変動をガスエンジンとして許容するには、運転領域の大きなゾーンでの運転が求められるが、一方でそれはエンジン出力の低下・効率低下を許容せざるを得ないものとなる。

そこで本開発では、推進システムに図 65 に示すようなガスエンジン発電装置を核とした電気推進システムを採用し、各ガスエンジンに掛かる負荷変動の割合を下げることを考えた。

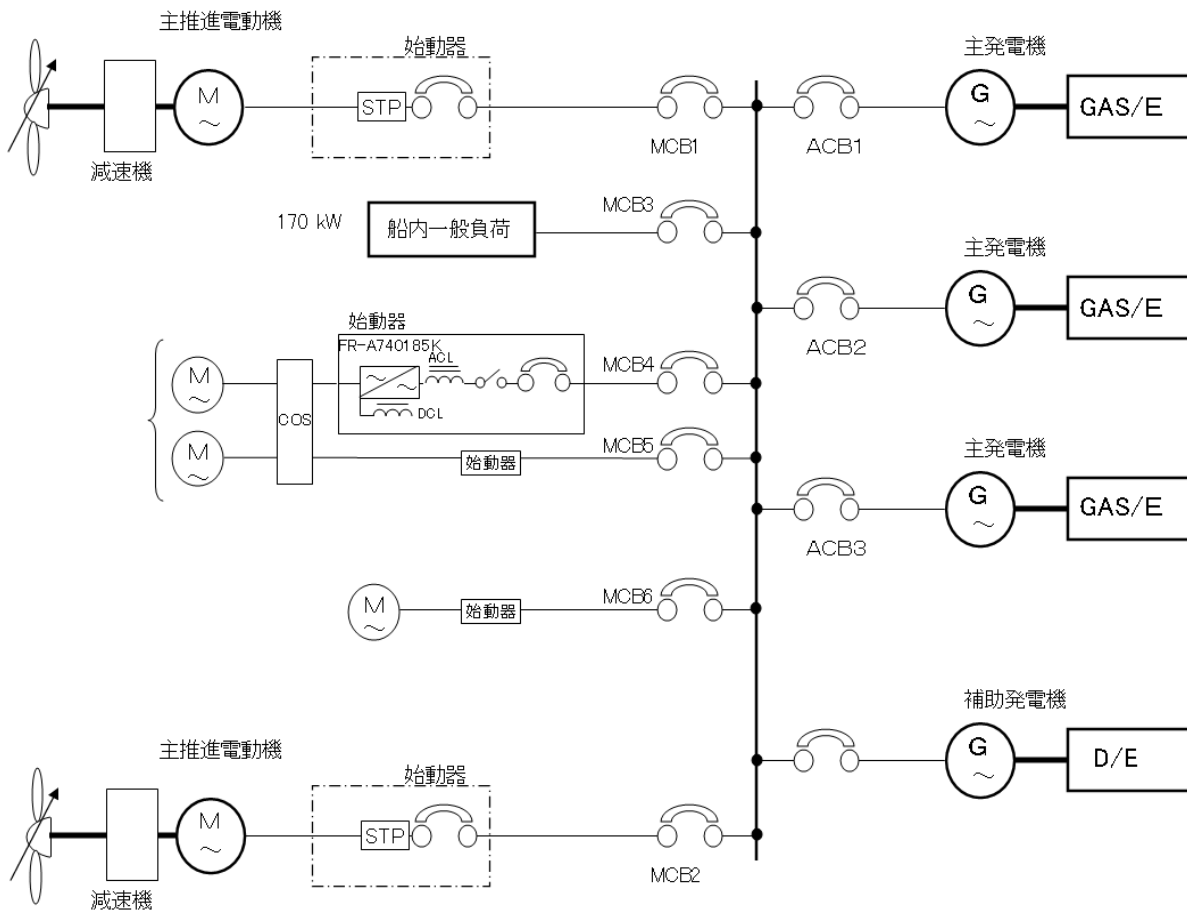


図 65 ガスエンジン電気推進システム

一般的に電気推進システムは複数の発電装置より構成され、通常航海時の推進負荷も複数の発電装置により分担され賄われている。

よって従来推進システムを採用した船舶に比べ推進負荷の変動による、エンジン負荷変動が $1/2$ 若しくは $1/3$ 程度に軽減されることとなる。

図 66 に電気推進システムを採用した船舶の負荷変動の様子を表したデータを示す。このデータの基になった船舶は遠洋航海を行う 440GT クラスの船舶であり示したデータは、外洋で時化に遭遇した際のデータである。

航海中に数十%程度の発電機関の負荷変動が発生している。

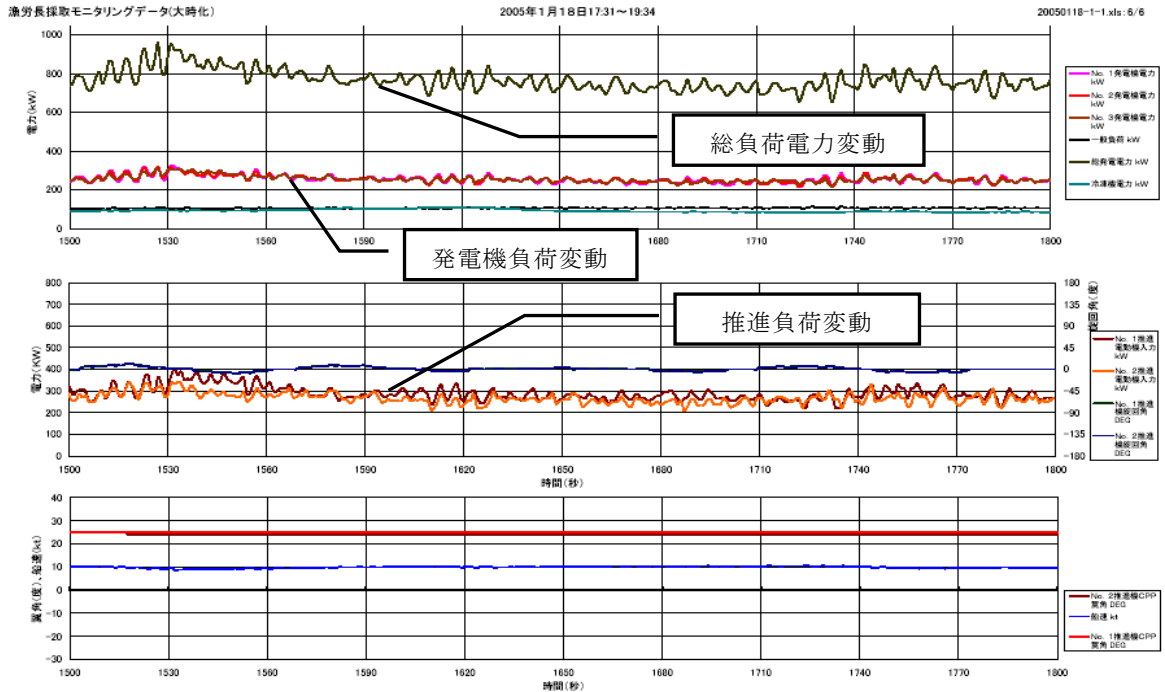


図 66 電気推進船負荷変動データ

ガスエンジンを船用として採用するに当たっては、気象・海象条件によって変動する推進負荷への対応が不可欠となる。

そこで、実際の負荷変動がどのような状況であるか、電気推進システムを採用した船舶の実稼働状況を調査した。

調査対象とした船舶は、平穏と考えられる瀬戸内海を航行し、また負荷変動が大きくなると考えられる太平洋沿海を航行する船舶を選定した。また、容易にデータ採取が行えるようデータ採取装置（モニタリングシステム）を装備していることも選定理由とした。調査対象とした船舶の主要目は下記の通りである。

船種：	749GT セメント運搬船
垂線間長 (Lpp)：	74.40 m
幅 (B)：	13.80 m
深さ (D)：	7.84 m
載貨重量：	2219 トン
推進機出力：	745 kW × 2 sets (電気推進システム採用)
発電機出力：	680 kW × 3 sets

データ採取に当たっては、本船が上記で述べた瀬戸内海航路、太平洋沿海航路を航海する日を設定した。

最終的に横浜～九州関門地域を航海した約 42 時間分のデータが採取できた。データのサンプリング周期は 1 秒間隔で、負荷変動を調査する上で問題ないレベルのものである。

表 5 にデータ採取を行った航路概要を示す。なお、調査を行った航路において、気象・海象条件が異なると思われる 4 区間に分けてデータ解析を行った。

表 5 負荷変動データ採取時航路概要

	航路	備考
区間①	東京湾 — 伊良湖水道沖	遠州灘沖
区間②	伊良湖水道沖 — 潮岬沖	熊野灘沖
区間③	潮岬沖 — 明石沖	紀伊水道・鳴門海峡
区間④	明石沖 — 関門地区	瀬戸内、来島海峡

各区間における調査項目については、推進負荷のみではなく、一般船内電力負荷、CPP 翼角、旋回角（舵角に相当）、船速など、負荷変動要因の要素となりうるデータも合わせて採取した。

各区間におけるデータ採取の結果を図 67～図 70 に示す。

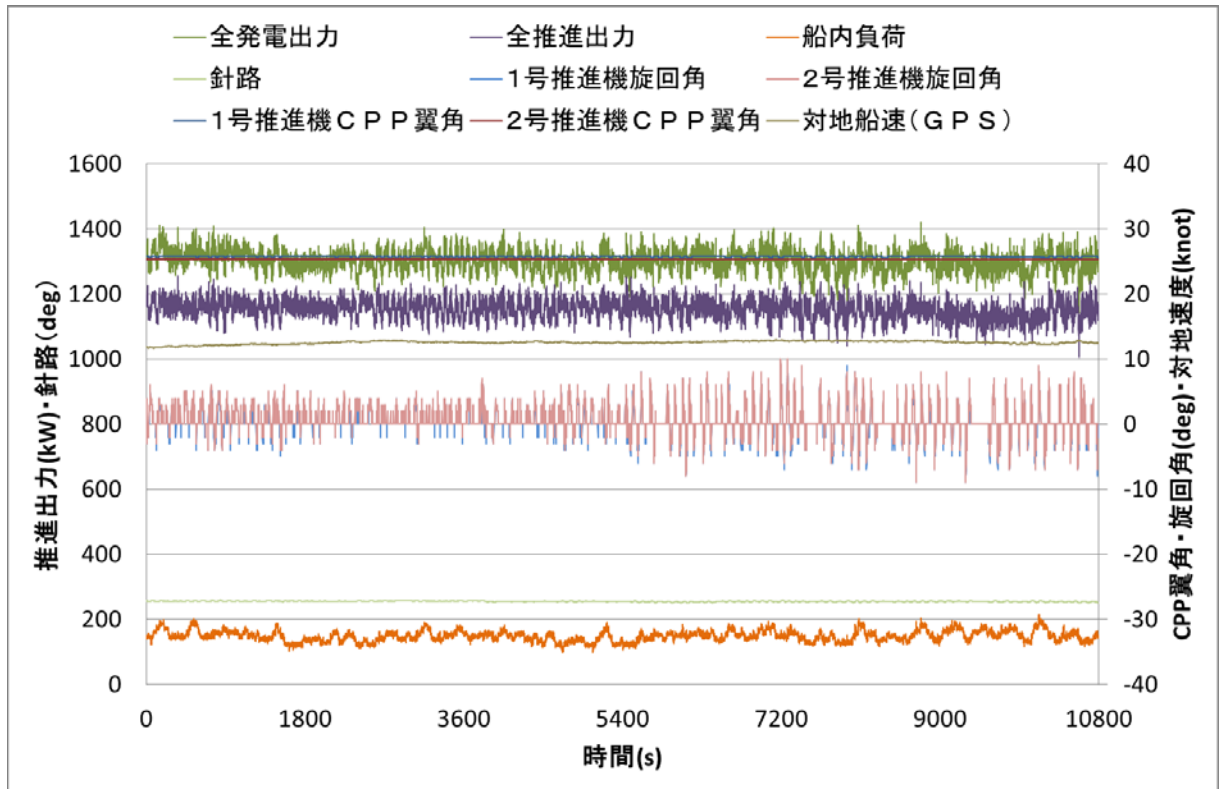


図 67 負荷変動データ (計測区間①)

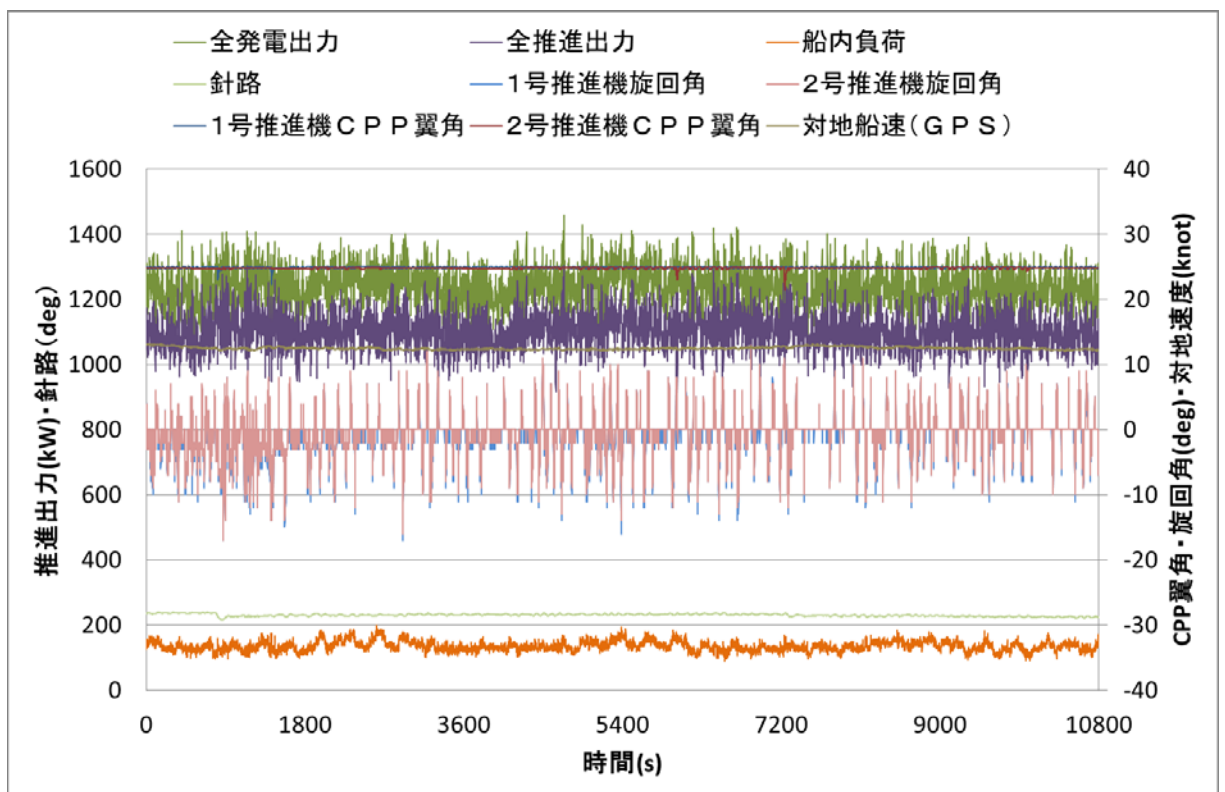


図 68 負荷変動データ (計測区間②)

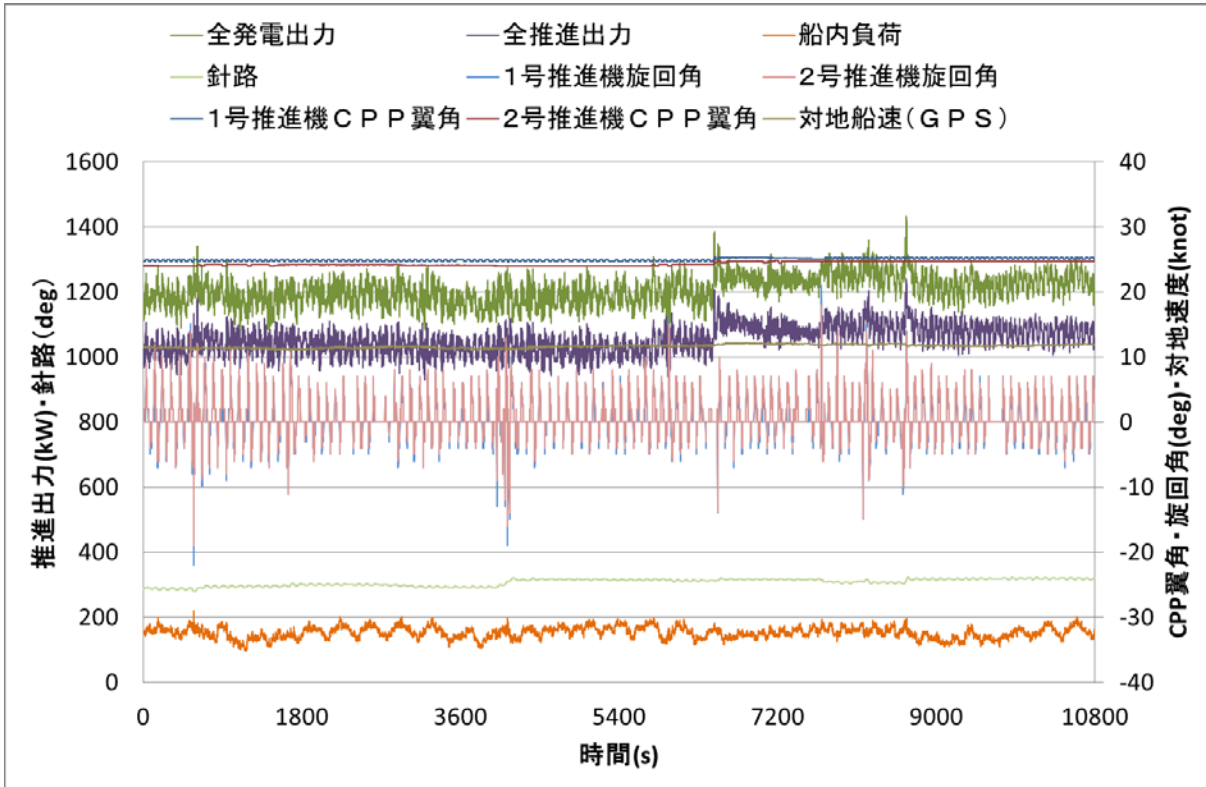


図 69 負荷変動データ (計測区間③)

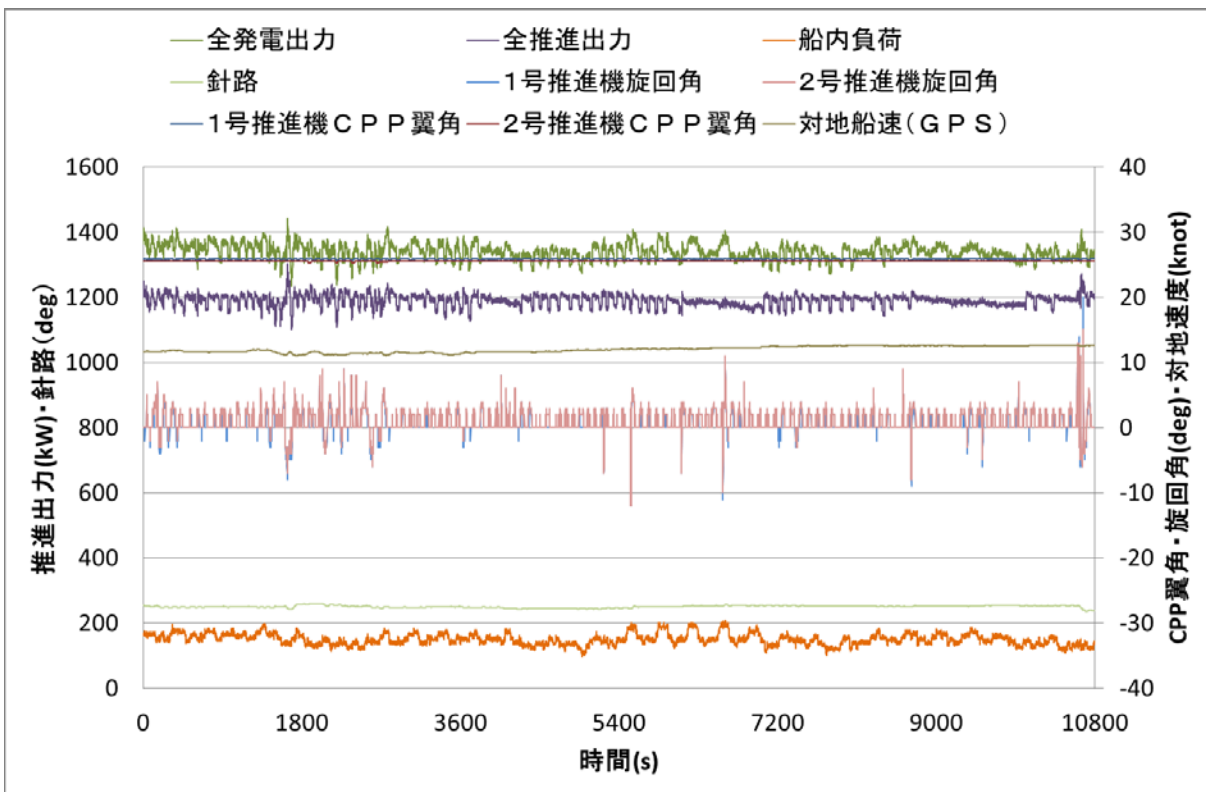


図 70 負荷変動データ (計測区間④)

(2) 負荷変動データの解析

採取した負荷変動データを基に、負荷変動要因について解析を行った。

解析の結果、負荷変動要因は当初の予想の通り、気象・海象（波浪が主要因）による負荷変動が大きな要因となっているが、一方で人的要因（操舵、加減速操作）も負荷変動の大きな要因となっていることが分かった。

なお、負荷変動の大きさを気象・海象による要因と人的操作による要因とで比較した場合、人的操作による要因のほうが大きいことが確認できた。

特に、一般的に負荷変動が大きいと予測される増減速操作だけではなく、狭水道通過時などに見られる、大きな操舵による負荷変動も無視できないレベルにあることが分かった。

図 71 に狭水道通過時の負荷変動データを示す。

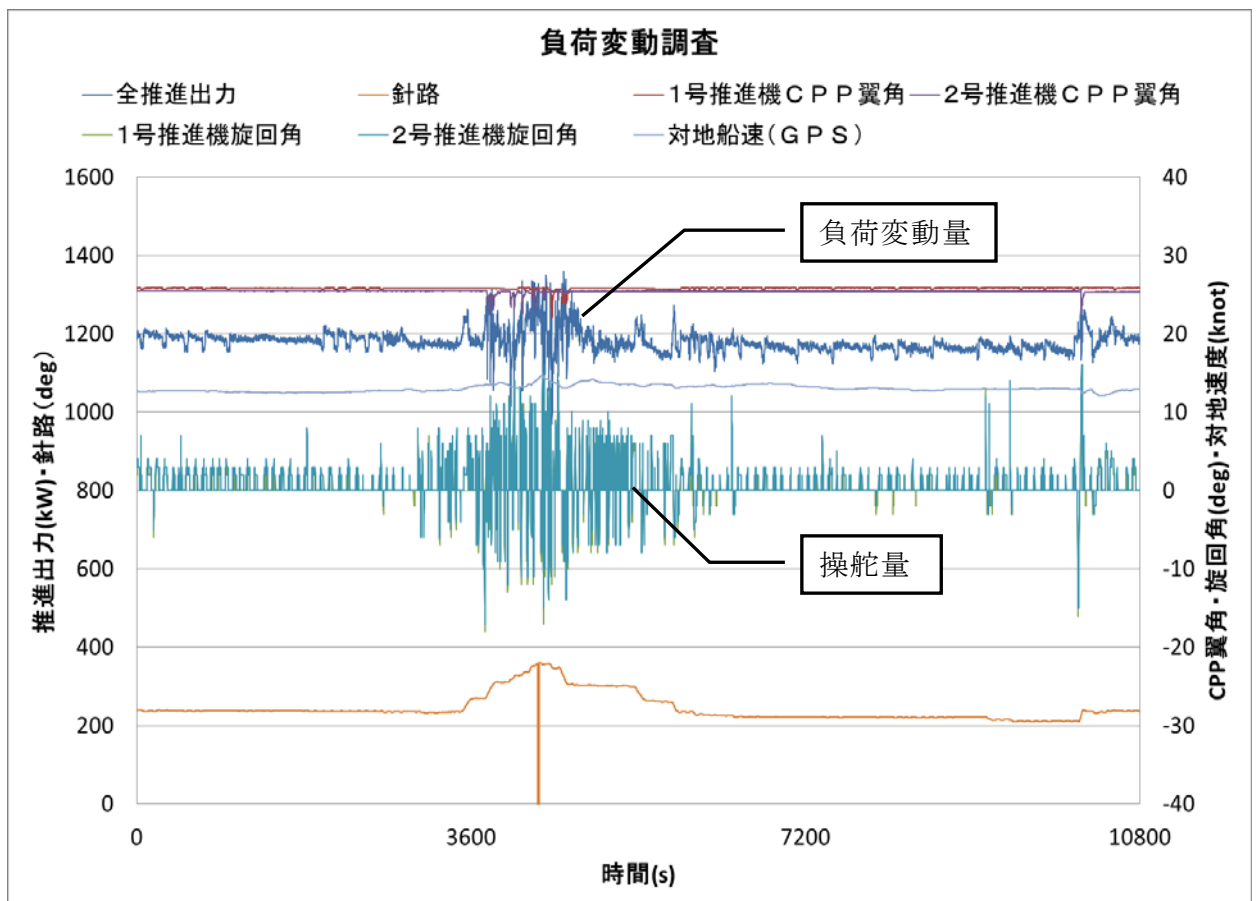


図 71 狭水道通過時の負荷変動データ

(3) 負荷変動予測制御の基本検討

負荷変動データを基に、船用ガスエンジン制御に求められる負荷変動制御として以下の項目を抽出した。

- ① 気象・海象による周期的負荷変動
- ② 船内一般負荷（自動運転機器、照明等）の負荷変動
- ③ 操舵・加減速に伴う負荷変動

この項目のうち、①は自然現象に伴う負荷変動で有り、負荷変動の人的開始操作が伴わないことから、負荷変動予測が難しい。

②の項目については、負荷変動幅が小さくガスエンジン制御に大きな影響を与えないことから、無視できるレベルと考える。但し推進電動機やバウスラストなどの大容量電動機の起動時には、大電力が必要となるため考慮に入れなければならない。

③の項目については全てが人的操作によることから負荷変動開始時期が容易に判断できる。また、操作開始時から、実際に負荷変動が始まるまでには各操作機器の応答速度から、若干の時間遅れが発生する。

以上のことより人的操作による負荷変動は事前に予兆を得ることが可能であり、予測については容易と考えられる。

自然現象に伴う負荷変動予測制御については以下の項目の制御ロジックを構築し連携させる必要が有る。

- ① 直前の波浪周期、負荷変動量を基に将来の負荷変動を予測するロジック
- ② 人的操作部からの操作信号に基づいた負荷変動予測ロジック

(4) 波浪周期、負荷変動量を基に将来の負荷変動を予測するロジックの検討

負荷変動データをマクロ的に見ると一定の負荷変動幅とはなっておらず、常に変動幅が変化していることがわかる。

図 72 は海洋の表面に存在する波のスペクトルを模式的に表したものであるが、一口に波といってもその成り立ちから複数の波が重なり合っていることがわかる。

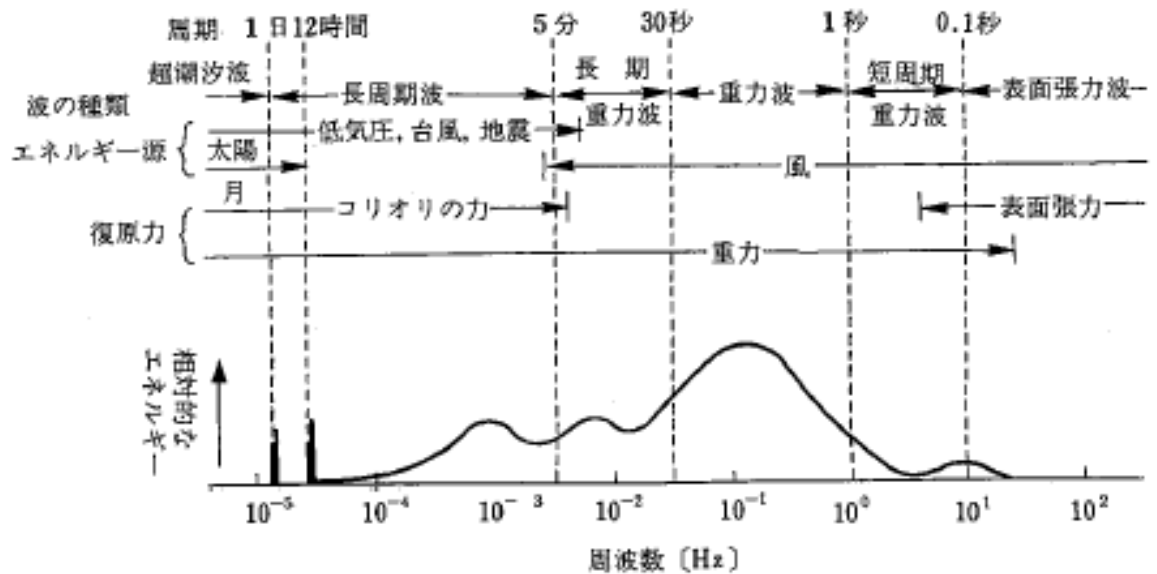


図 72 海洋の表面に存在する波のスペクトルの模式図

(Munk, 1951, 波浪学の ABC より抜粋)

そこで、波浪による負荷変動を予測するために、負荷変動成分を数値解析により周波数ごとの変動成分に分け、その中でも特に変動幅の大きなものを負荷予測制御に用いることとした。

直前 (10 ~ 15 秒程度) の負荷変動 (電力変動) を、ローパスフィルタ (LPF) を用いて低周波成分を分離し、ガスエンジン制御部へアナログ信号として出力する。

図 73 に予測制御ロジックの概念図及び実データを基にしたサンプル出力波形を示す。

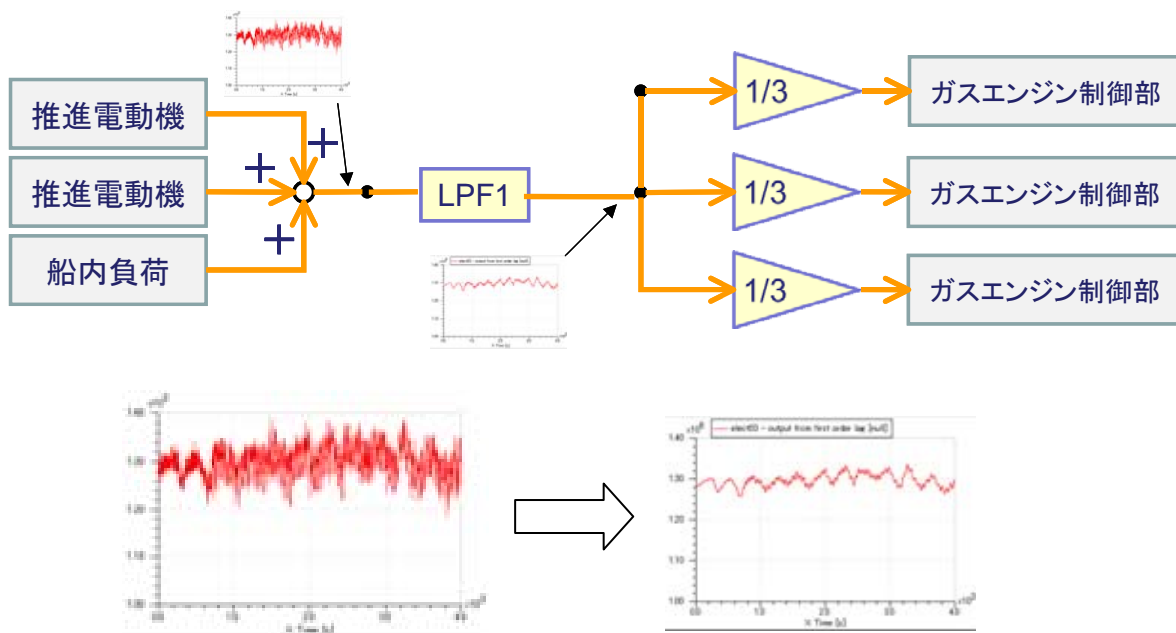


図 73 予測制御ロジックの概念図及びサンプル出力波形

ガスエンジン制御部では、送られた負荷予測信号に基づき、給気マニホールド圧力制御を行うため設けられた給気バイパスバルブの開度を調整し、空燃料を目標値に対して一定の範囲に制御することで、ノッキングや失火状態を回避する。

(5) 機器操作部からの操作信号に基づいた負荷変動予測ロジック

人的操作による負荷変動予測ロジックの作成に当たっては、対象機器を絞り込む必要が有るが、本開発では実データ解析より変動要因として大きな値を示していた、下記の機器を対象機器に選定した。

船速制御装置（CPP の場合は翼角ハンドル、FPP の場合は回転数制御ハンドル）

- ① 操舵装置
- ② 大容量電気機器（推進電動機、バウスラスト電動機）

以上の機器に操作が加えられた場合に、エンジン側へ負荷上昇信号または負荷減少信号を送り、予め給気バイパスバルブの開度を調整しておき、負荷変動に備えることとした。

2.4.4 推進システム用制御装置仕様設計

(1) 負荷変動空燃比補償器の基本設計

波浪周期、負荷変動量を基に将来の負荷変動を予測する設計を行った。

従来の空燃比制御をベースに、負荷変動で影響を受けやすい空燃比を操作対象とした制御器を追加した簡易空燃比制御系ブロックを設計した。

以下図 74 に、ガスエンジンの空燃比制御系ブロック図を示す。

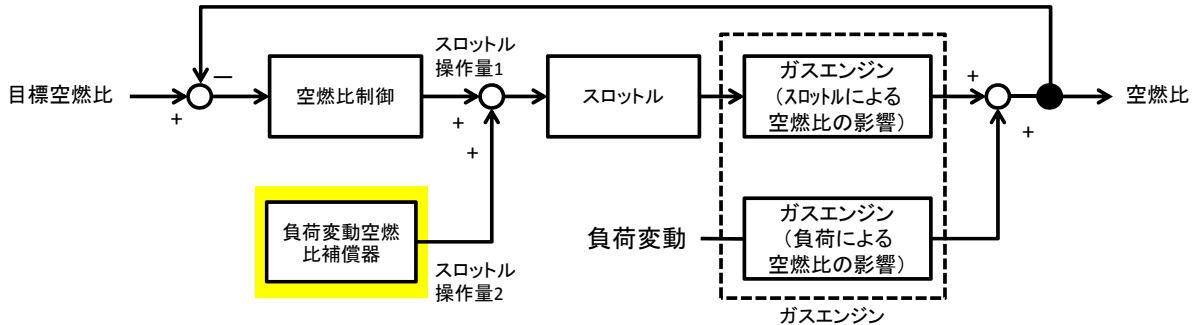


図 74 ガスエンジンの空燃比制御系ブロック図

(2) 負荷変動予測器の設計

負荷変動予測器の仕様を設計した。

線形予測アルゴリズム（過去の信号をベースに、逐次その推移を線形化して今後の推移を予測する手法）を実航行した電気推進内航船の負荷変動信号に適用して次数、重み係数等のパラメータの最適化設計を行った。

図 75 に、線形予測アルゴリズムを示す。

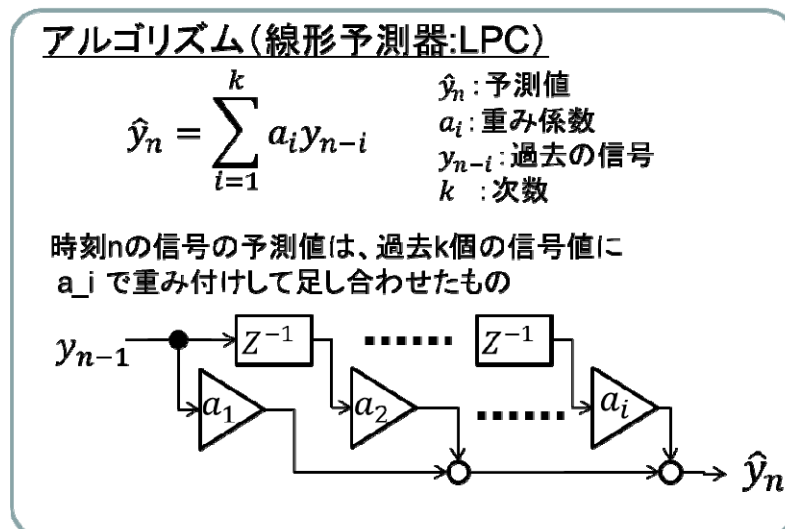


図 75 線形予測アルゴリズム

線形予測アルゴリズムによる最適化設計した負荷変動予測器の予測精度を実負荷データに用いて検証した。

図 76 に実負荷変動の推移と負荷予測器による各 1 s 後の負荷変動予測シミュレーション結果の推移の比較を示す。

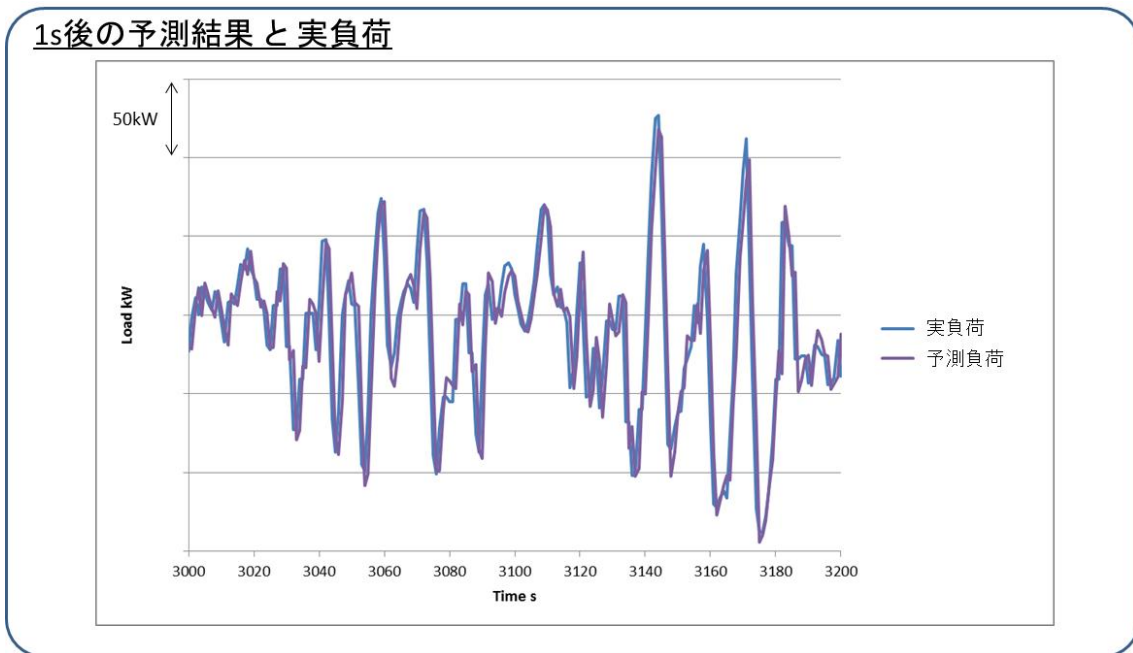


図 76 実負荷変動の推移と 1 s 後の負荷変動予測シミュレーション結果

比較結果より 1sec 後の負荷予測結果と実負荷の差が平均±24.6kW となり、定格出力に対し±1.8%以内の誤差で予測できることが判った。1 s 後の負荷予測精度 98%は、実用上十分な精度である。

(3) 空燃比補償器の設計

次に、現行のガスエンジン制御に適応した空燃比補償器の設計を行った。

負荷変動による空燃比変動を抑制する操作量を計算するには、空燃比の変動要因と空燃比に及ぼす影響度を把握することが必要である。そこで、ガスエンジンのシステムにおける、空燃比に影響を及ぼす関連因子の洗い出しを行った。

弊社ガスエンジンは、調速、出力制御用にガスインジェクタによる燃料噴射制御を行っており、これが空燃比に影響を及ぼしている。また、負荷に応じて主室ガス流量弁を操作する主室ガス圧制御を行っており、これも空燃比に影響を及ぼしている。図 77 に空燃比に影響を及ぼす因子と負荷変動空燃比補償器を網羅した制御ブロック図を示す。

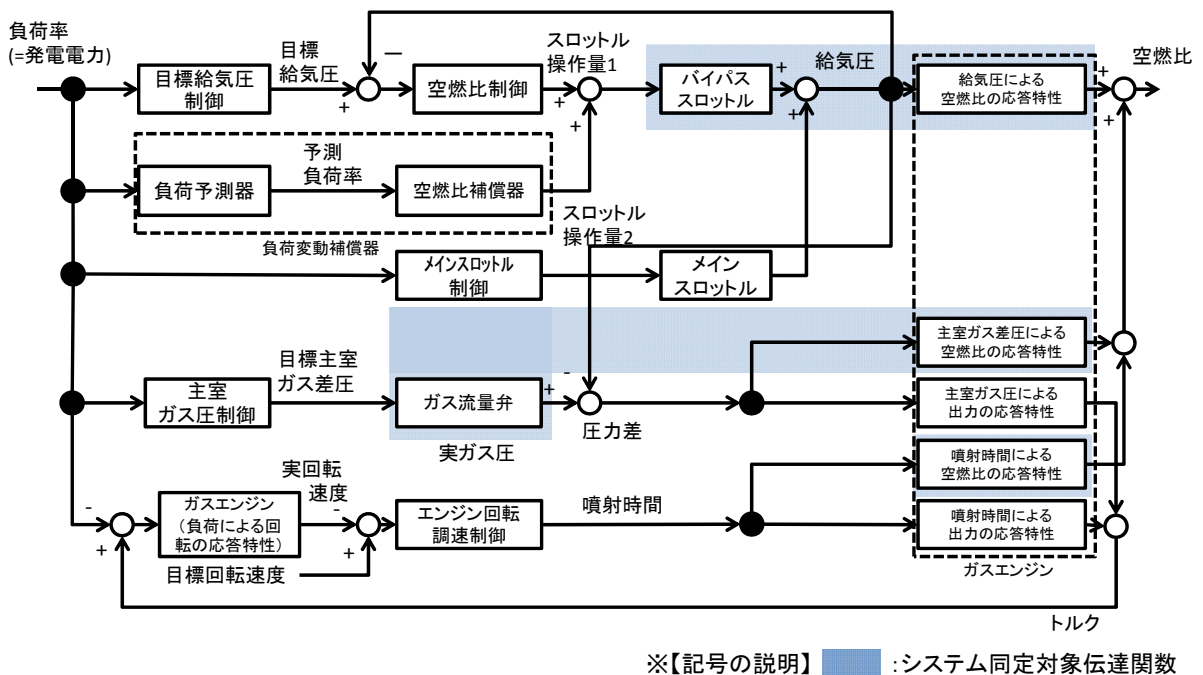


図 77 空燃比に影響を及ぼす因子と負荷変動空燃比補償器を網羅した制御ブロック図

このブロック図をベースに試験機を使って各制御因子の応答特性を調査した。
(システム同定試験)

システム同定試験では次の応答特性（伝達関数）を調査した。

- ・ 噴射時間による空燃比の応答特性
- ・ 主室ガス差圧による空燃比の応答特性
- ・ 給気圧による空燃比の応答特性
- ・ スロットル操作量による給気圧の応答特性

システム同定試験から得られたエンジンシステムの特性をもとに、空燃比補償器を設計した。

空燃比補償器は、負荷変動により空燃比変動を生じる各因子の応答特性に応じた空燃比の変動予測を行い、これを抑制するスロットル操作を行う。

空燃比補償器による空燃比制御の改善効果を見積もるために、空燃比補償器を有しない状態でのエンジンの負荷投入試験データをベースとして空燃比補償器を用いた場合のシミュレーション分析を行った。結果を図 78 に示す。

空燃比の整定時間は空燃比補償器を有しない場合：約 9.0s に対し、空燃比補償器を有する場合：約 4.5s と 約 50% 改善された。

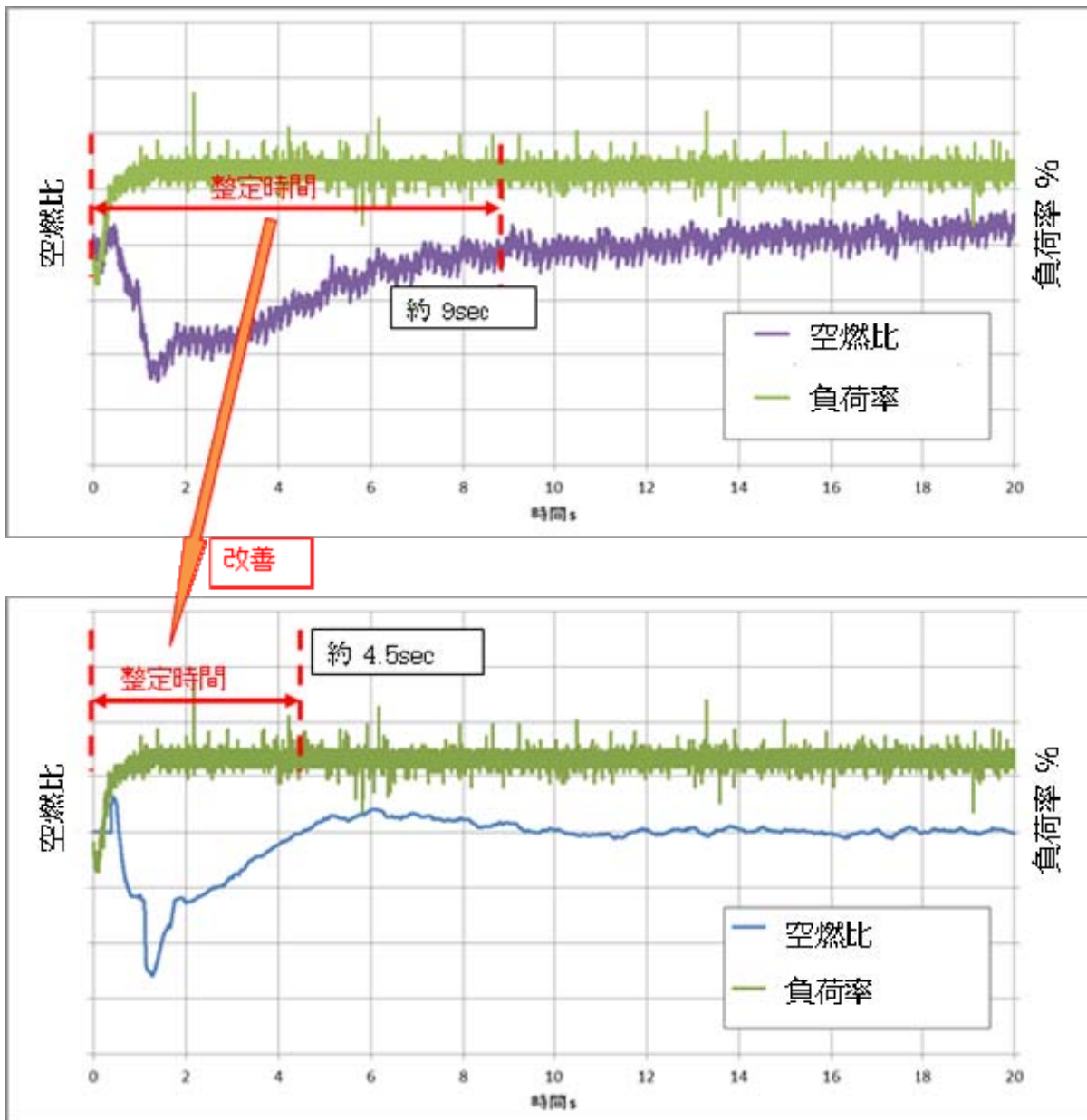


図 78 負荷投入時の空燃比挙動

上図：空燃比補償器：なし(エンジン試験データ)

下図：空燃比補償器：あり(シミュレーション)

2.4.5 推進システム用制御装置の製作と総合評価

(1) 負荷変動補償器の製作

負荷変動補償器のシステム構成を図 79 に示す。負荷変動補償器は空燃比補償器と負荷変動予測器から成り、空燃比補償器はエンジンコントローラの拡張機能としてエンジンコントローラに組み込まれるのに対し、負荷変動予測器は将来の負荷パターンの変更に柔軟に対応可能とするため、エンジンコントローラとは別の機器として製作した。エンジンコントローラと負荷変動予測器間は CAN 通信を用いて、負荷を送受信する設計とした。

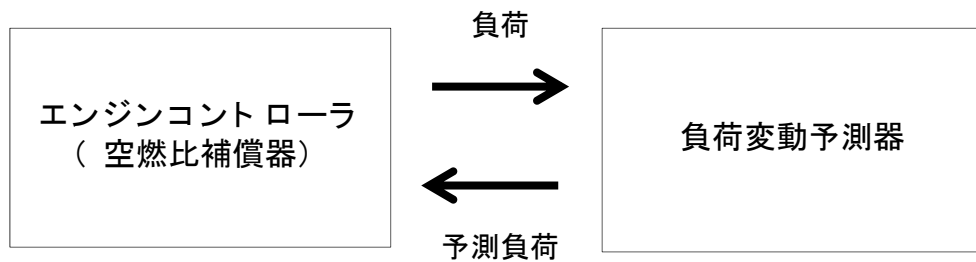


図 79 性能評価時の負荷変動補償器システム構成

なお、負荷変動補償器制御を推進システムに適用する場合、負荷変動予測器は MCP に格納される。図 80 にシステム構成の構想を示す。

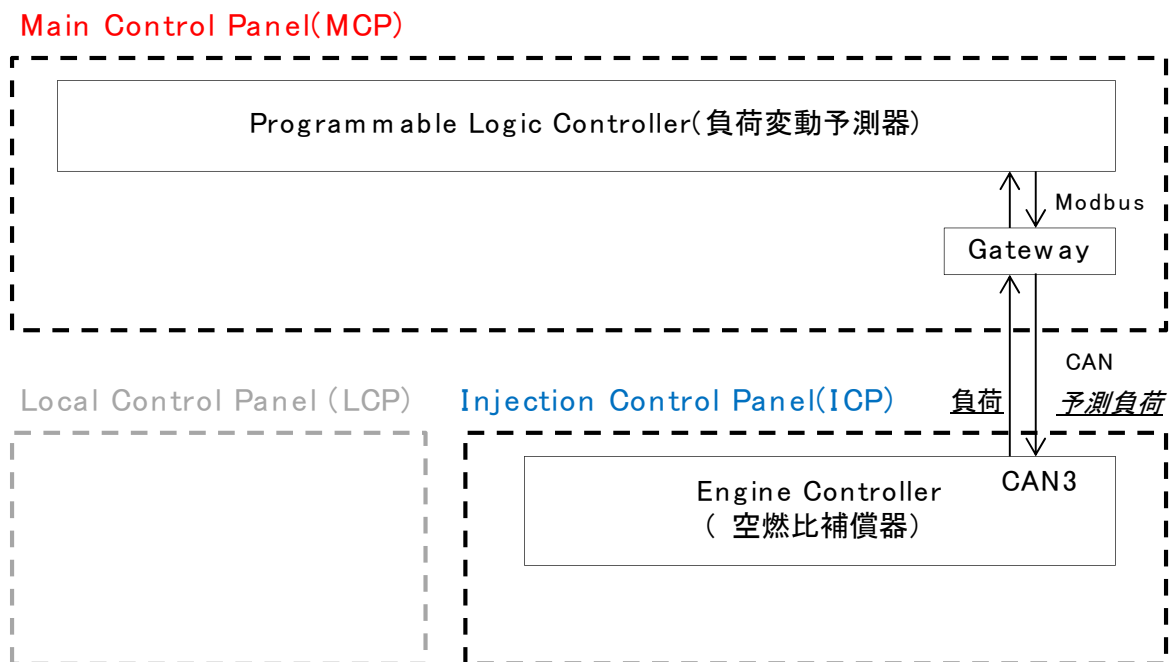


図 80 負荷変動補償器制御システム構成の構想

(2) 負荷変動補償器の統合検証

負荷変動補償器の統合検証を6気筒ガソエンジン試験機にて負荷変動装置を用いて行った。

初めに、実機における負荷変動時の効果を検証するため、前述の749GTセメント運搬船(ディーゼルエンジンの電気推進船)から採取した航行中の負荷変動データから試験条件を検討した。

図81に749GTセメント運搬船の航路を示す。



図 81 749GT セメント運搬船の航路

区間①～④の各航路における負荷変動要因として、波浪による負荷変動が大きな要因となっている区間②「伊良湖水道沖 - 潮岬沖」の負荷変動特性を調査対象とした。

図82に区間②の負荷率変動幅と周波数スペクトルを示す。

負荷率変動幅は、船舶全体の推進負荷からエンジン1台にかかる負荷を計算し、定格出力に対する割合(負荷率)の変動幅を調査した。

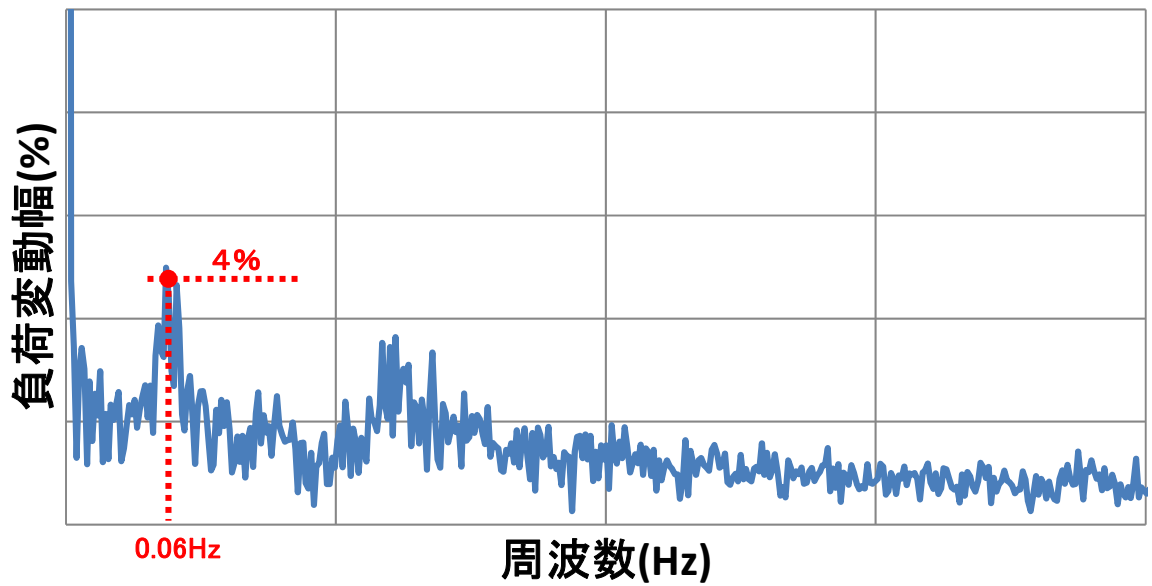


図 82 負荷率変動幅と周波数スペクトル

負荷率変動幅の周波数スペクトルの解析結果から、波浪による負荷変動は周期性が高いことが分かった。

(2-1) 空燃比補償器の改善効果

負荷変動補償器の「空燃比補償器」による改善効果を検証した。

空燃比補償器はバイパスバルブの操作量を補正することで、実給気マニホールド圧力の応答性が改善されたため、結果として空燃比の変動を抑制することができる。

本試験では、空燃比補償器による負荷投入時の目標給気マニホールド圧力に対する給気マニホールド圧力の挙動をエンジン試験にて検証した。試験条件は、前述の調査結果である波浪による負荷変動幅を採用した。

<試験条件>

- ・ 負荷変動幅：4%

図 83 に負荷投入時の給気圧力挙動を示す。

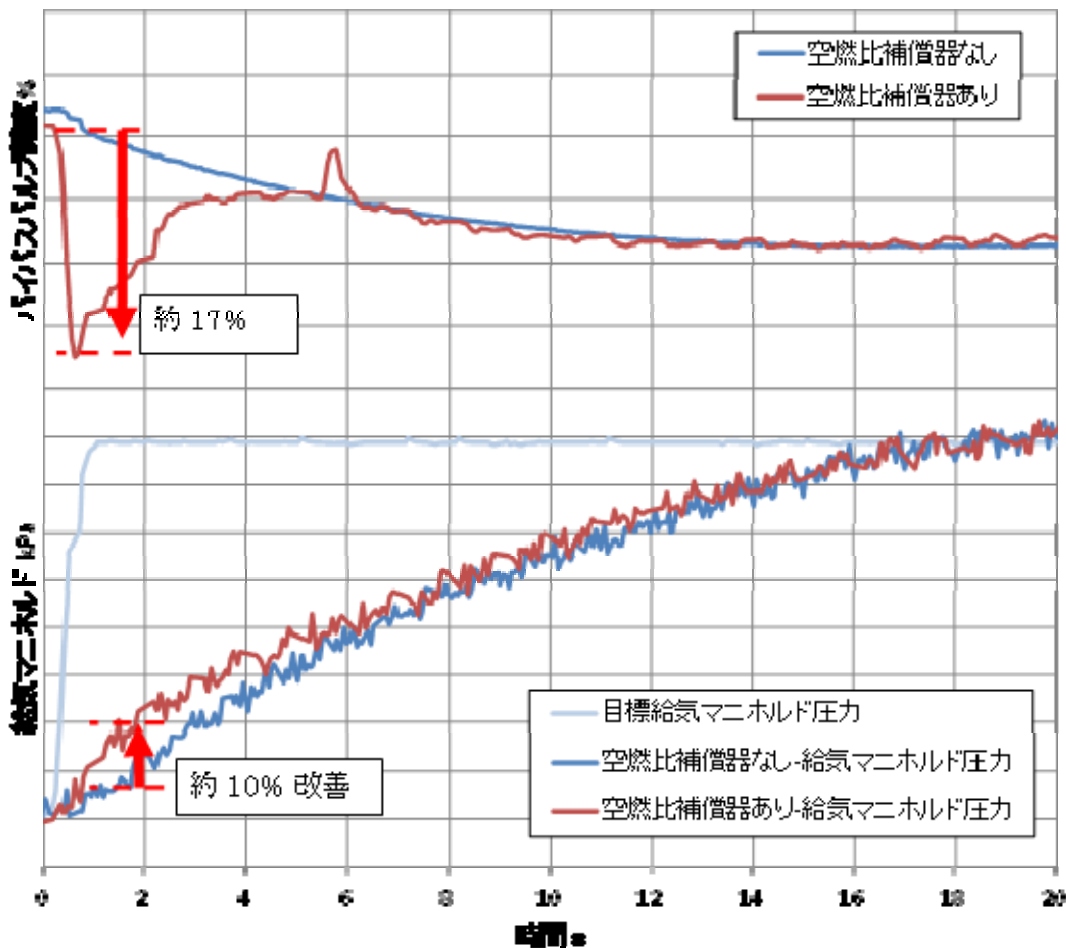


図 83 負荷投入時の給気圧力挙動

「空燃比補償器あり」の場合は、バイパスバルブが瞬時に通常より大きく作動させることで、給気マニホールド圧力は目標値に対して、約 10%改善することが出来た。

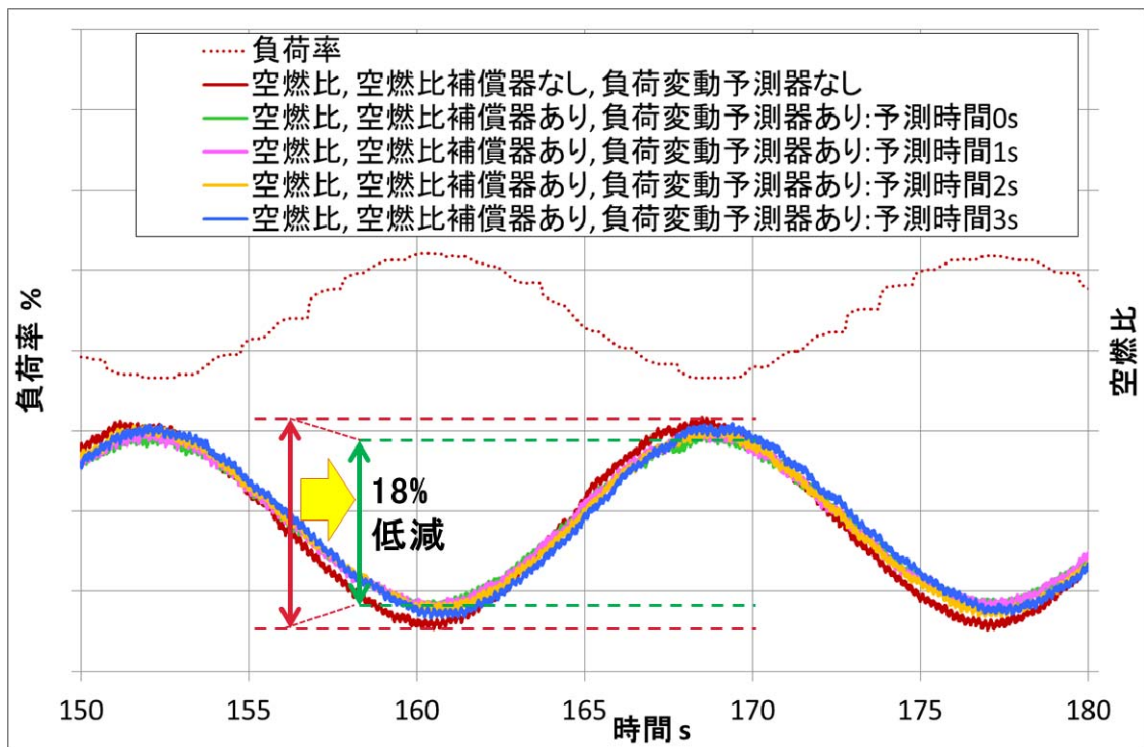
(2-2) 負荷変動予測器の改善効果

負荷変動補償器の「負荷変動予測器」による改善効果を検証するために、シミュレーション評価結果から予測精度が比較的高い sin 波にて効果を検証した。負荷率変動幅と周期については、前述の調査結果である波浪特有の負荷変動幅、周期を採用した。

<試験条件>

- 中心負荷率 : 50%
- 負荷変動周期 : 0.06Hz
- 負荷変動幅 : 4%

図 84 に「負荷変動補償器なし」、「負荷変動補償器あり(予測時間 0s、1s、2s、3s)」の場合の空燃比の挙動を示す。



	Peak to Peak低減率(%)
空燃比補償器なし, 負荷変動予測器なし	-
空燃比補償器あり, 負荷変動予測器あり:予測時間0s	18%
空燃比補償器あり, 負荷変動予測器あり:予測時間1s	16%
空燃比補償器あり, 負荷変動予測器あり:予測時間2s	12%
空燃比補償器あり, 負荷変動予測器あり:予測時間3s	10%

図 84 sin 波負荷パターンにおける空燃比の挙動

比較結果から、負荷変動補償器なしの場合に比べ Peak to Peak で最大約 18%低減した。

(2-3) 負荷変動補償器の改善効果

次に負荷変動装置を用いて電気推進船の負荷パターン（区間② 伊良湖水道沖－潮岬沖）を模擬し改善効果を確認した。試験は、電気推進船の負荷パターンの最大振幅相当である 10%の負荷変動を含む条件で行った。

図 85 に「負荷変動予測器あり」と「負荷変動予測器なし」の場合の空燃比の挙動を示す。

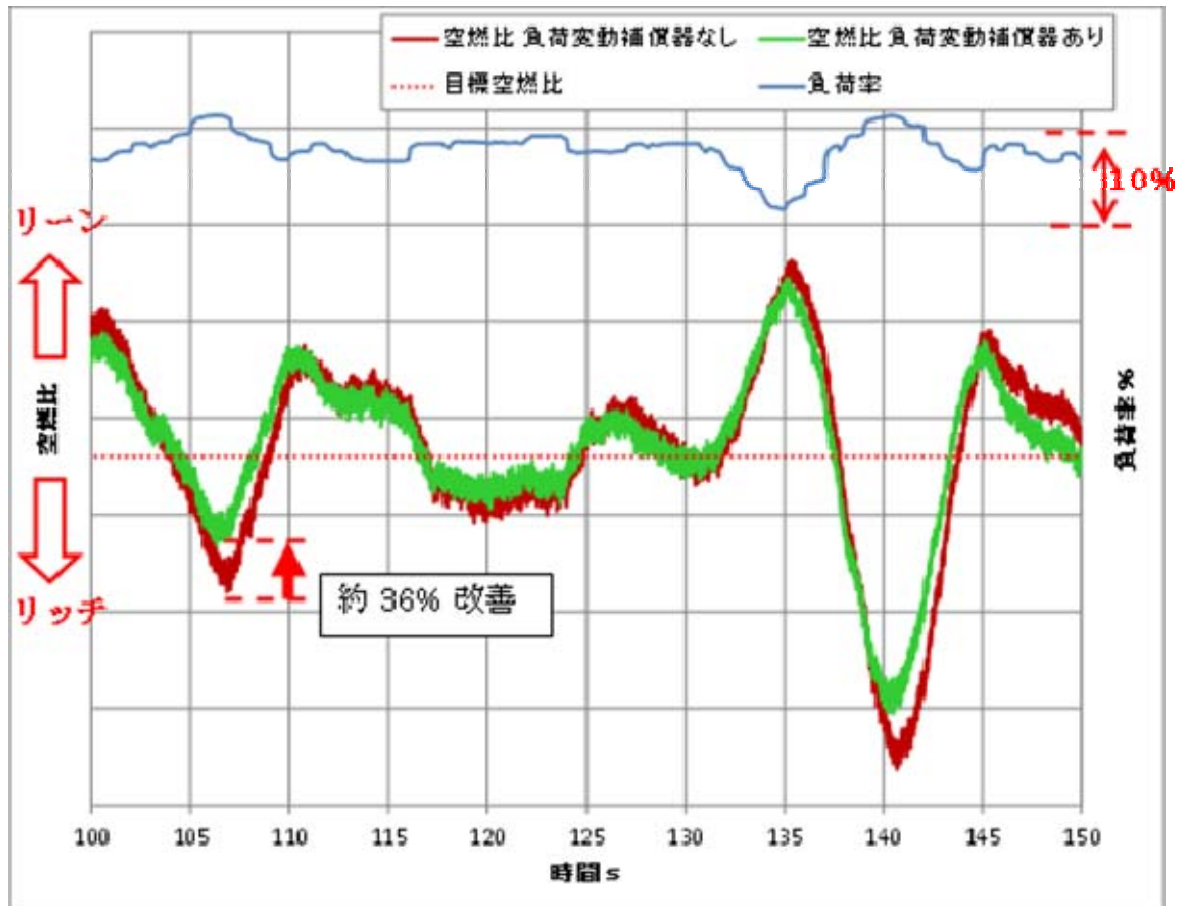


図 85 電気推進船の負荷パターンにおける空燃比の挙動

比較結果より、「負荷変動予測器あり」の方が空燃比の変動が抑えられており、改善効果が大きいところでは、最大で約 36%の改善効果が得られた。

図 86 に負荷変動時における「負荷変動補償器あり」と「負荷変動補償器なし」の空燃比変動幅の比較を示す。負荷変動予測制御により制御しない場合に対してノッキングマージンを約 2%pt. 拡大することができた。

この負荷は高負荷域でも同様にマージンを拡大するので実用負荷が高いほど高負荷変動時の空燃比変動幅を改善する効果が大きくなる。

すなわち、空燃比変動幅改善効果の分だけ実用負荷の上限値を向上させることが可能となる。

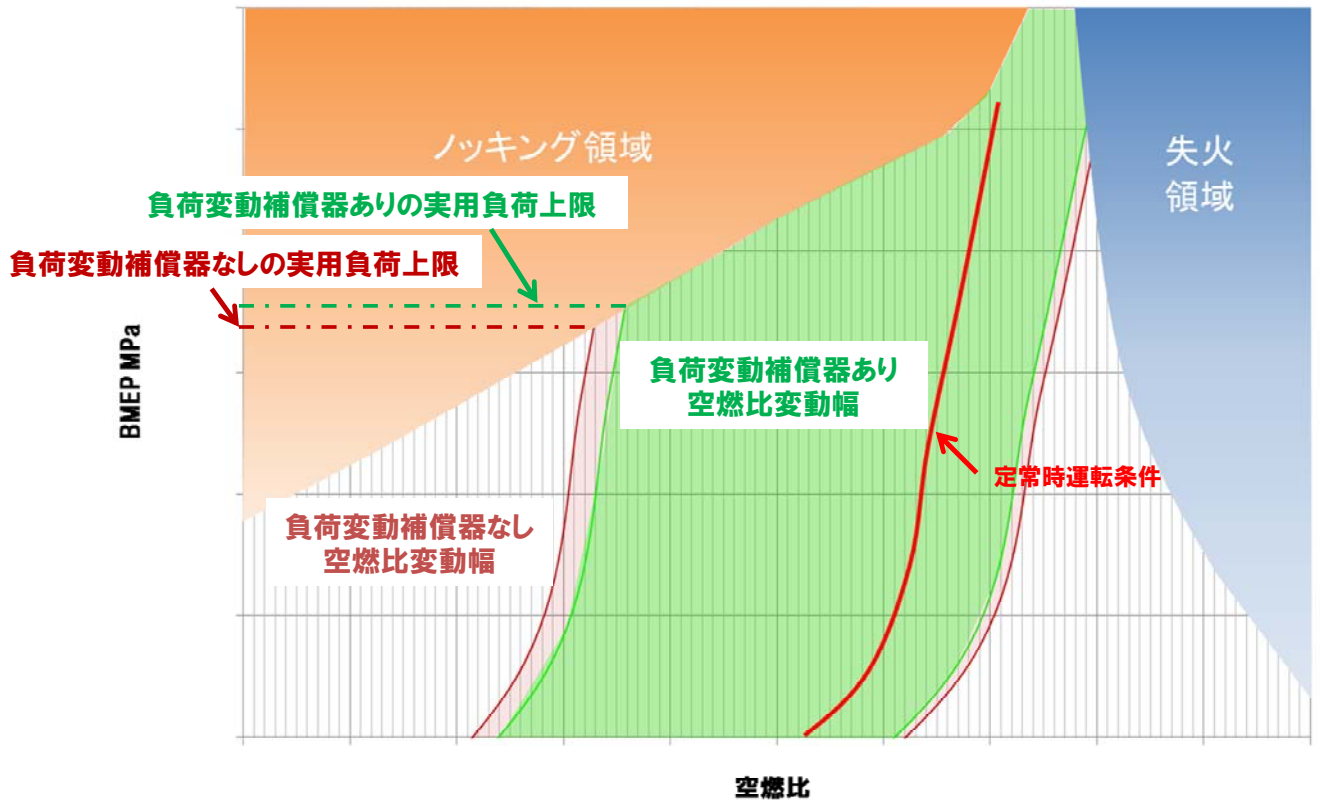


図 86 負荷変動時の空燃比変動幅

3. 本事業の成果

本事業では、環境負荷を大幅に低減した超低エミッション船舶の実現に向けて、CO₂排出量 25%削減を目指した船用ガスエンジンの実用化のために、その技術的課題である負荷変動への対応と燃料組成変化に対する燃焼安定性を確保する以下の技術開発を行い、初期の目標を達成した。

(1) 負荷変動の対応技術

① 電気推進システムを採用した船舶の実稼働データから波浪などの影響による航走中の負荷変動成分を数値解析により周波数ごとの変動成分に分け、代表的な周波数の合成により負荷予測制御できることを確認した。次に負荷変動により空燃比変動を生じる因子毎の応答特性に応じた空燃比の変動予測を行い、これを抑制する空燃比制御にて負荷変動時の空燃比変化幅を最小化する技術を確立した。

② 各シリンダの筒内圧信号波形からノッキング時の波形を分離し、ノッキング強さを、ミディアムノック（筒内圧、燃焼温度の上昇が僅かで、エンジンは継続運転可能）とヘビーノック（筒内圧、燃焼温度の上昇によってエンジンが損傷する可能性があり、エンジンは継続運転不可能）に判定する検出技術を確立した。次にノッキングを検出したときにこれを回避する制御ロジック（点火時期の遅延、推進システム側へフィードバック）を開発した。

推進システムはエンジン側からのノッキング信号を受けた後、C P P翼角もしくはプロペラ回転数を適正な量まで低減して推進出力を調整し、ノッキングを回避することが出来る。またノッキング回避後ノッキング要因が取り除かれた場合は、自動的に最初の運転状況に復帰し、高効率運転を継続出来る制御ロジックも組み入れた。

③ 給気流量調整による空燃比の制御は負荷域によってメインスロットルとバイパスバルブを使い分けるにシステムとした。この二つのバルブをスムーズに切替えることで全負荷域での負荷追従性を改善出来ることを実機試験で検証した。

メインスロットルは、負荷変化量に応じて制御常数を切替えることにより主に低負荷域の空燃比制御を行う。一方、バイパスバルブは燃料流量（噴射時間）に応じて空気流量（給気マニ圧）を調整し空燃比を一定範囲内に制御する方式を採用した。

(2) 燃料組成変化の対応技術

④ 天然ガス産出国により異なる燃料組成は燃料カロリーやメタン価に影響を与え、ガスエンジンの運転範囲を制限する。この燃料組成の変化に対して自動的

に空気量を調整し、エンジンの運転範囲を確保する制御技術を確立した。

この開発技術を検証するために、本事業では燃料カロリー変更装置を製作して、エンジン運転中に燃料カロリーを LHV で $40.6\text{MJ}/\text{Nm}^3$ から $34\text{MJ}/\text{Nm}^3$ （世界中で生産される天然ガスカロリーの上限と下限）に変化させてエンジンが安定して継続運転できることを確認した。

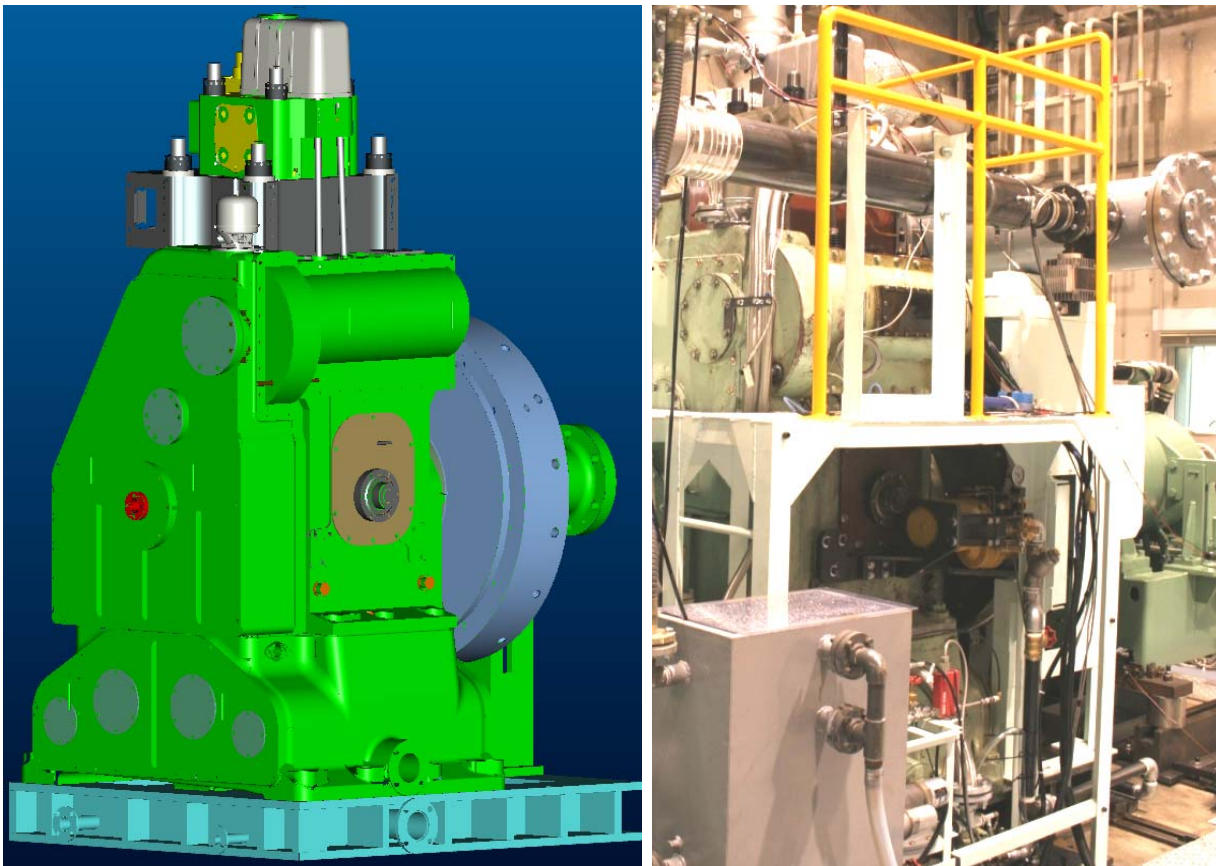
これらの技術開発により、電気着火式ガスエンジンを船舶用として用いる際に予想される課題を解決することができた。

この結果、熱効率：45%、CO₂ 排出量：27%削減を達成し、環境負荷を大幅に低減する船用ガスエンジン開発を完了することが出来た。

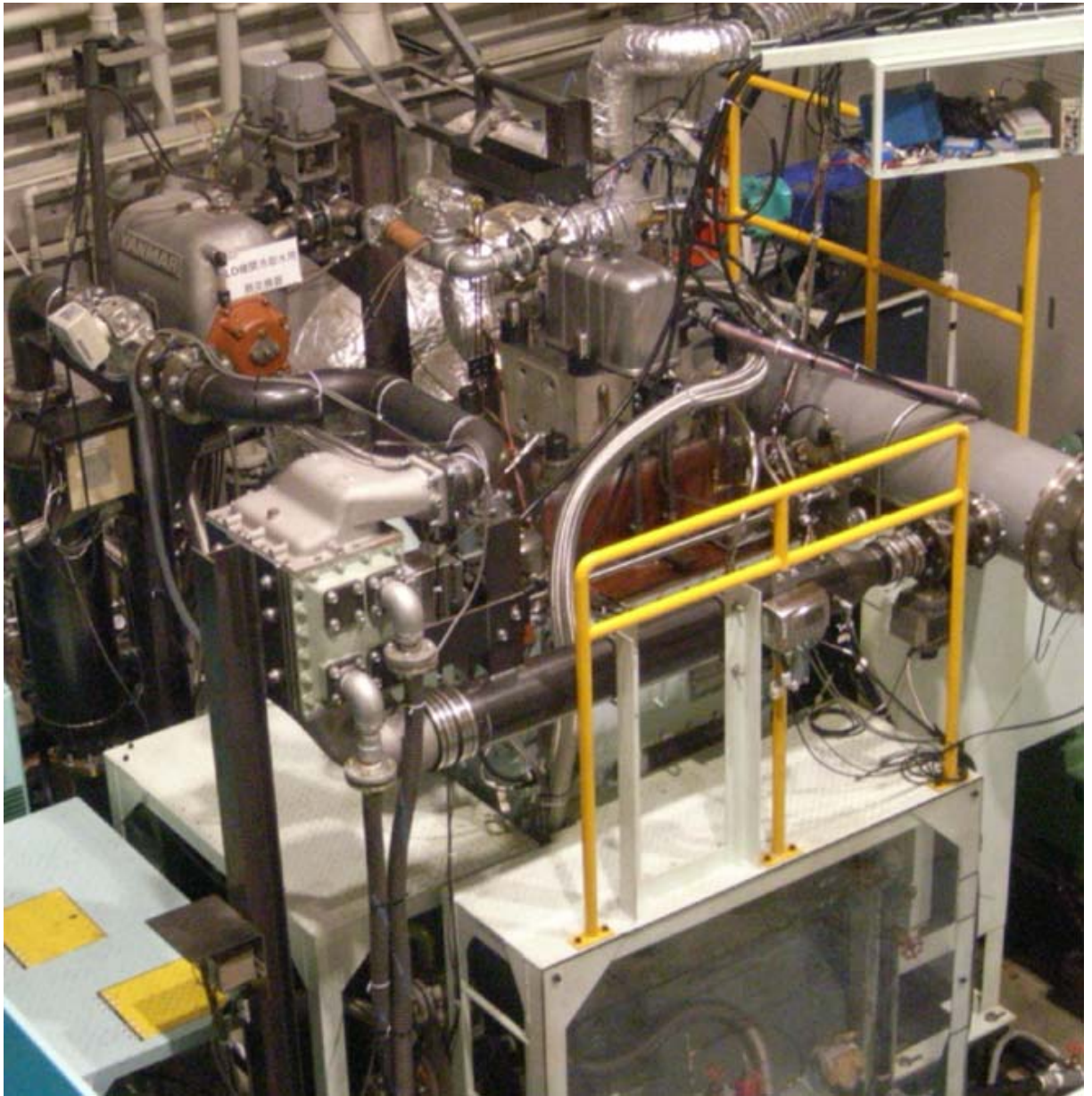
なお、本事業で負荷変動・燃料組成変化対応技術は、1500kW 級ガスエンジンに搭載されて平成 26 年度に商品化される予定である。

4. 添付資料リスト

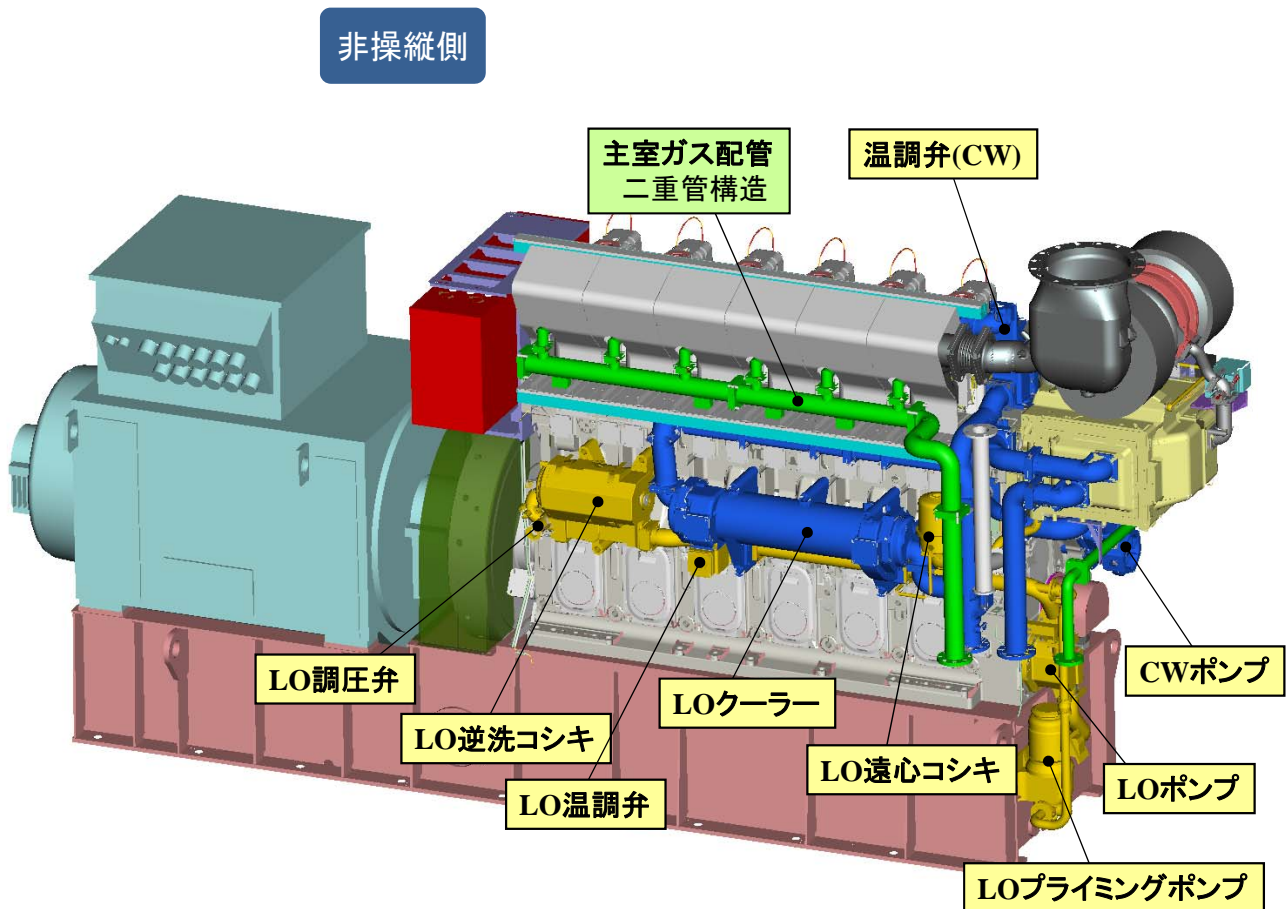
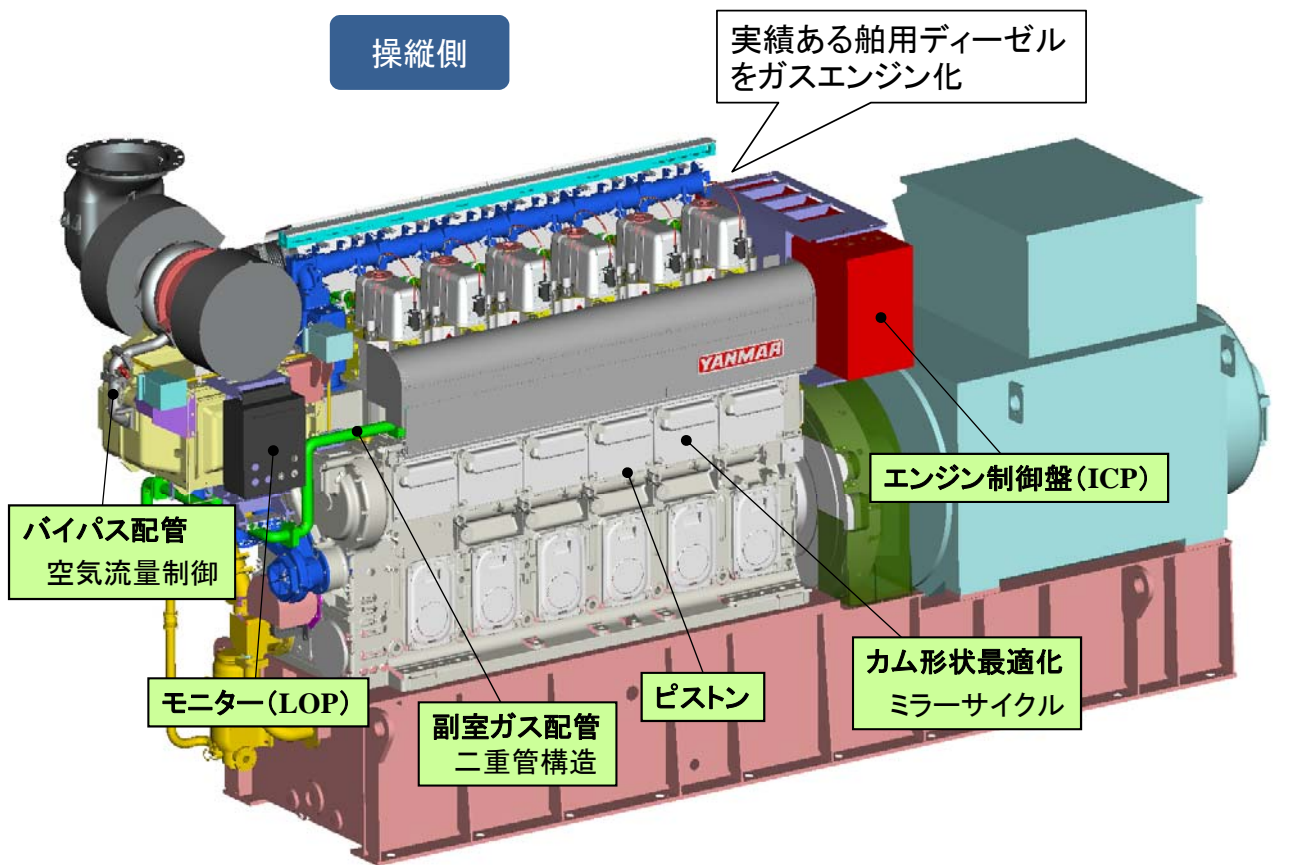
付図 1-1	単シリンダ試験装置の構造図	80
付図 1-2	単シリンダ試験装置の外観写真	81
付図 2	6気筒ガスエンジン発電装置の外観図	82
付図 3	6気筒ガスエンジン発電装置の外形寸法と設計重量	83



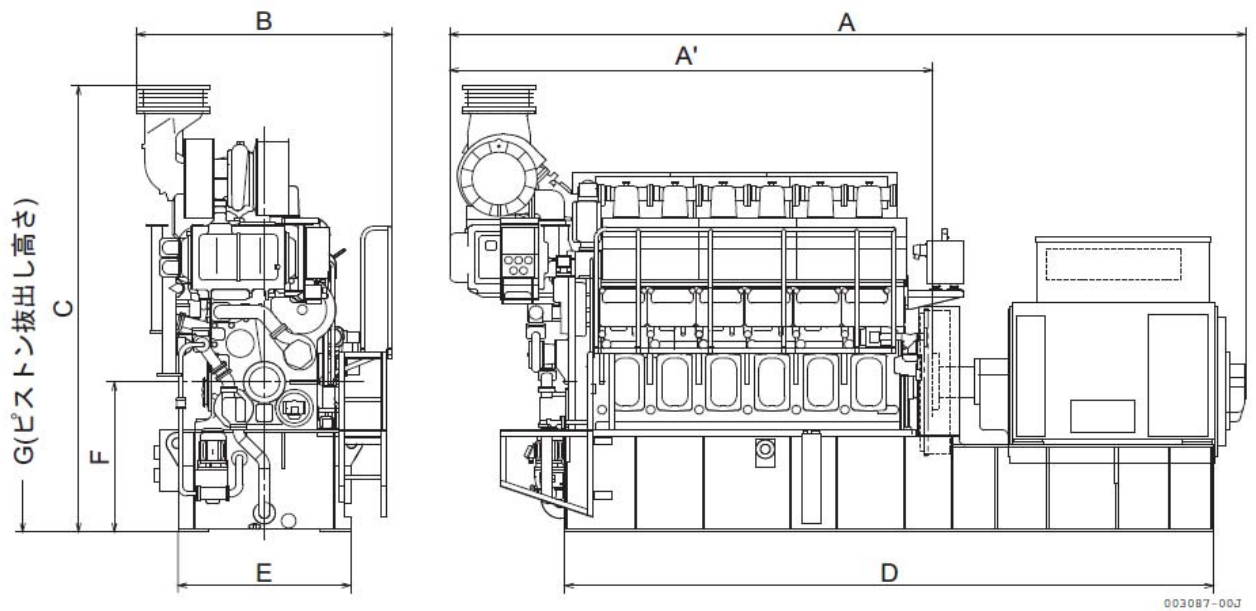
付図 1-1 単シリンダ試験装置外観写真



付図 1-2 単シリンダ試験装置外観写真



付図2 6気筒ガスエンジン発電装置の外観図



機関名称		(仮称) 6EYG26
発電機出力 (kWe)		1350
寸法 (mm)	A (全長)	6774
	A'	3974
	B	2102
	C	3722
	D	5270
	E	1420
	F	1250
	G	3150
乾燥重量 (kg)	機関重量	17500
	発電機セット	29600

付図3 6気筒ガスエンジン発電装置の外形寸法と設計重量



「この報告書は競艇の交付金による日本財団の助成金を受けて作成しました」

(一社)日本船用工業会

〒105-0001

東京都港区虎ノ門一丁目13番3号(東洋共同ビル5F)

電話:03-3502-2041 FAX:03-3591-2206

<http://www.jsmea.or.jp>