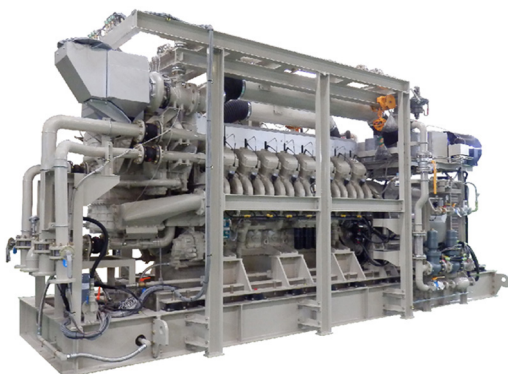


二段過給システムを用いた高効率ガスエンジンの開発

Development of High Efficiency Gas Engine with Two-stage Turbocharging System



古川 雄太^{*1}
Yuta Furukawa

小倉 和雄^{*2}
Kazuo Ogura

堀田 和郎^{*4}
Kazuro Hotta

市原 実^{*2}
Minoru Ichihara

柚木 晃広^{*3}
Akihiro Yuki

竹本 大育^{*5}
Daisuke Takemoto

高発電効率化及び高出力化を目的に、二段過給を採用した新型発電用ガスエンジン G16NBを開発した。開発にあたり、高効率化の開発目標(10%以上＝+4ポイント%以上改善)達成のため、二段過給化、給気弁閉止タイミング及び膨張比の最適化、高燃焼最高圧力化を実施し、試験機にて次の結果を得た(都市ガス 13Aにて試験を実施)。(1) 過給機効率が現行機種に比べ14ポイント向上。また、定格出力でのコンプレッサ圧力比が従来機種に比べ+1.5上昇。(2) 機関の発電効率が+4ポイント%向上し、クラス世界最高レベル 44.7%以上を達成。また、正味平均有効圧力(BMEP)が現行機種に対し+0.5MPa上昇。

1. はじめに

近年、発電用ガスエンジンは高効率化と高出力化が同時に求められている。ノッキング等の異常燃焼を抑制し、高効率化を達成する手法としてミラーサイクルが知られているが、ミラーサイクルの採用に伴い体積効率が低下し、同一給気圧力下では出力が低下する。これを補うため、過給機には高圧力比化及び高効率化が求められている。

一方、過給機はあるコンプレッサ圧力比以上では圧力比の上昇に伴い過給機効率が低下する傾向にあり、高圧力比と高過給機効率是一般的にトレードオフの関係となる。高圧力比で高過給機効率を達成する手段として、中間冷却付き二段過給がある。二段過給の場合、同一圧力比・単段過給に比べ、低圧段/高圧段それぞれの圧力比を低く設定できるため、それぞれの過給機効率が高い運転点で高圧力比が達成可能である。さらに、中間冷却の効果により、過給機効率が向上する。

また、二段過給では、各段のコンプレッサ圧力比を低く設定できるため、コンプレッサ後の圧縮温度が単段過給に比べ低くできる利点があり、コンプレッサの強度設計上有利になる。

本稿では二段過給を採用した新型高効率ガスエンジン G16NBの開発について記述する。本機関は従来機に対し10%(4ポイント%)以上の高効率化を開発目標としている。本開発目標達成のため、二段過給化、給気弁閉止タイミング(以下 IVC)及び膨張比の最適化、高燃焼最高圧力化(高 Pmax 化)を実施した。このうち、二段過給システムの開発及び燃焼室構成部品の設計に関し詳細に記述する。

*1 機械・設備システムドメイン エンジン事業部 技術部
*3 技術統括本部 横浜研究所 主席
*5 技術統括本部 横浜研究所

*2 機械・設備システムドメイン エンジン事業部 技術部 主席
*4 技術統括本部 横浜研究所 博士

2. G16NB ガスエンジンの開発設計

開発機である G16NB の主要諸元を表1に示す。従来機に対し、シリンダ径、ストローク長、定格回転数、シリンダ数同一にて出力が 1500kW から 2000kW に増加している。これにより、1サイクル・単位排気量あたりの仕事量を表す正味平均有効圧力(以下 BMEP)は 0.5MPa 増加している。

本諸元にて、高効率化目標を達成する条件を明らかにするために、IVC 及び目標過給機効率、目標コンプレッサ圧力比、目標燃焼最高圧力をパラメータとして、一次元性能シミュレーションを実施した。

本計算では CAE ソフトウェア GT-Power, version:V7.2(米国 Gamma Technologies Inc.)を使用し計算検討を実施した。実際のエンジンでは二段過給を採用するが、本計算検討では、単段の過給機として扱い、二段過給相当の過給機効率を与えた。計算条件は、機関出力、膨張比、空気過剰率を一定、点火タイミングはノッキング限界となるように設定した。また、BMEP は目標である現行+0.5MPa とした。尚、受熱率は、現行機種の試験結果より BMEP に対する感度解析を実施し、外挿により推定した。

表1 G16NB 主要諸元

		従来機 GS16R2	開発機 G16NB
シリンダ径	mm	170	170
ストローク長	mm	220	220
定格回転数	min ⁻¹	1500	1500
シリンダ数	—	16	16
定格出力(発電機端)	kW	1500	2000
正味平均有効圧力	MPa	1.6	2.1
燃焼方式	—	副室式	副室式
点火方式	—	火花点火	火花点火

2.1 給気弁閉止タイミング及び目標過給機効率、目標燃焼最高圧力の決定

IVC に対する熱効率、コンプレッサ圧力比、燃焼最高圧力(以下 Pmax)の計算結果を図1に示す。

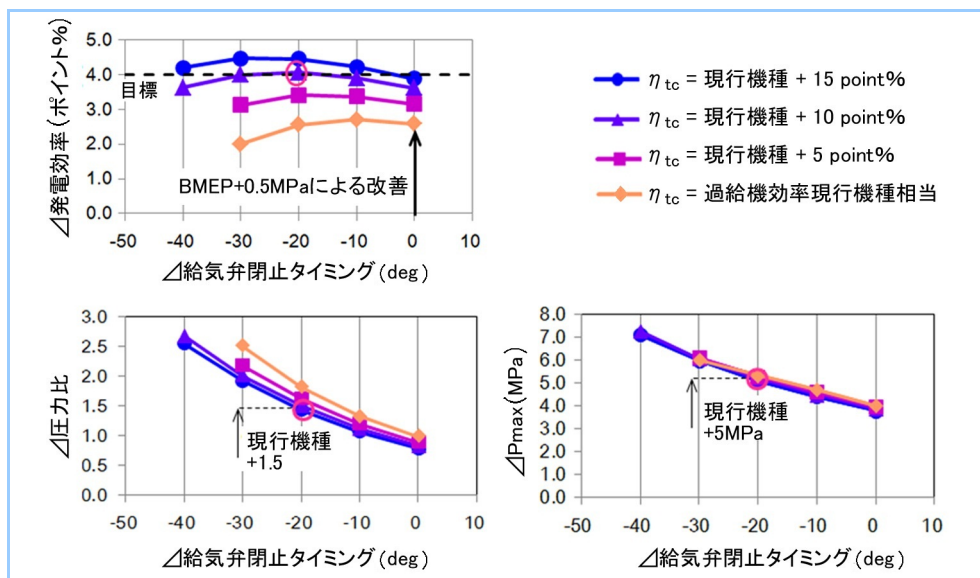


図1 一次元性能シミュレーション結果

図1左上に示す熱効率の計算結果より、現行過給機効率(◆)の場合、IVC を進角しても発電効率向上が得られないことが分かる。

目標発電効率を達成するためには、IVC を現行機種-20deg とし、目標過給機効率を現行過給機効率+10 ポイント%とすること、また、コンプレッサ圧力比は現行機種+1.5、Pmax は現行機

種+5MPaとすることが必要であることが明らかとなった。

2.2 二段過給システムの設計

前節で明らかとなった目標過給機効率, 必要圧力比達成のため, 二段過給システムを採用することとし, その仕様を検討した。

2.2.1 各パラメータの決定

目標過給機効率+10ポイント%のうち, +5ポイント%を単段過給機効率の改善, 残りの+5ポイント%を二段過給システムによる改善に割振った。尚, 二段過給システムの概要図を図2に示す。

二段過給システムを設計する上で, 以下のパラメータの決定が必要となる。

- ・ 高圧コンプレッサ負荷割合
- ・ 中間冷却温度
- ・ 中間冷却圧力損失許容値

上記を決定するためパラメータスタディを実施した結果を図3に示す。

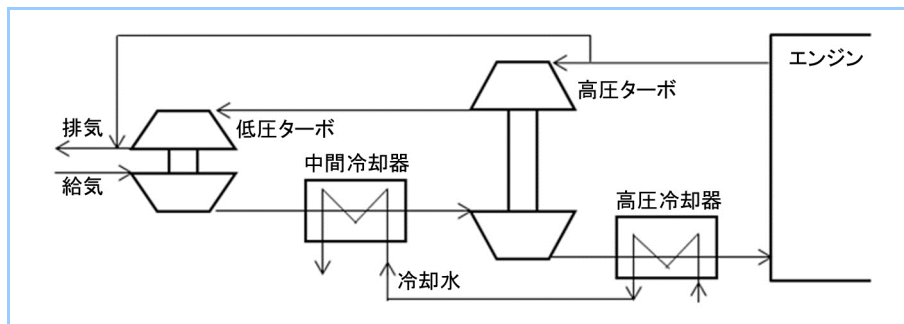


図2 二段過給システム概要図

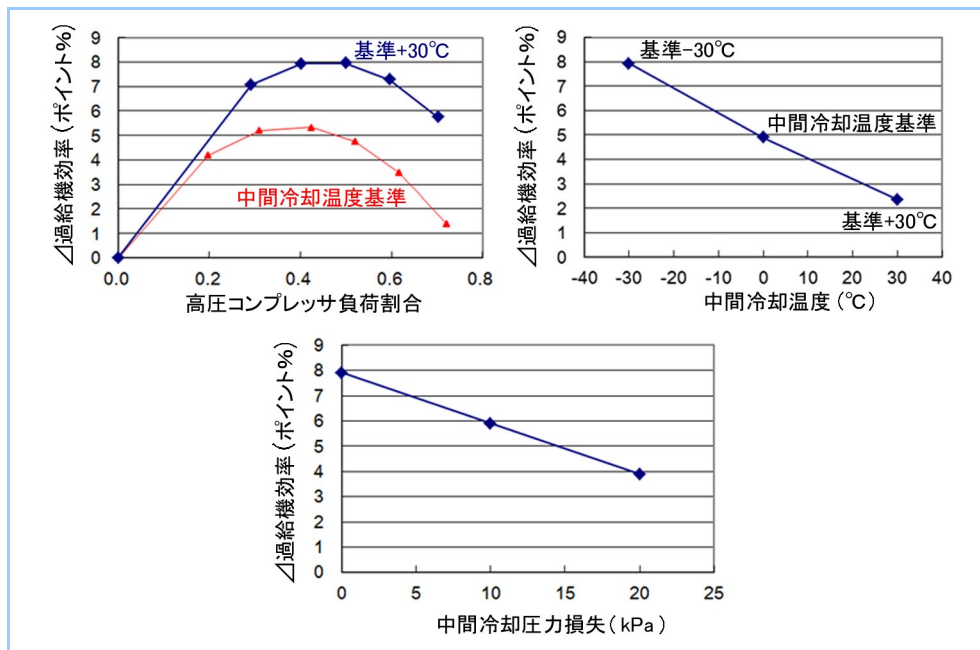


図3 二段過給システムパラメータスタディ結果

尚, 高圧コンプレッサ負荷割合は, 合計のコンプレッサ必要仕事に占める高圧段コンプレッサ必要仕事の割合と定義する。また, 本計算では低圧段・高圧段を合わせたコンプレッサ圧力比を一定とし, 単段のコンプレッサ効率及び, タービン効率, 機械効率は条件に依らず一定とした。

図3に示す結果より以下のことが分かる。

- ・ 高圧コンプレッサ負荷割合は中間冷却温度により最適点が異なるが, 概ね 0.5 程度で過給機効率が最高となる。
- ・ 中間冷却の温度による過給機効率の変化はほぼ線形であり, おおよそ 0.1 ポイント%/K である。

- ・ 中間冷却圧力損失による過給機効率の変化はほぼ線形であり、およそ0.2ポイント%/kPaである。

上記結果から、以下の各設計値にて確認計算を実施し目標過給機効率を満足する目途を得た。

- ・ 高圧コンプレッサ負荷割合 ≈ 0.5
- ・ 中間冷却温度 $< \text{基準} - 30^{\circ}\text{C}$
- ・ 中間冷却圧力損失 $< 10\text{kPa}$

2.2.2 過給機の設計及びレイアウト設計

前項で検討した高圧コンプレッサ負荷割合を満足するよう、高圧段/低圧段のタービン等価面積の比を決定した。

また、その時の高圧コンプレッサ圧力比及び体積流量を算出し、高圧段/低圧段コンプレッサの設計を実施した。コンプレッサの設計にあたり、単段あたりの圧力比が低いことに留意し、使用する圧力比付近で効率が最高となる設計とした。これにより単段あたりの過給機効率が低圧段・高圧段平均で現行機種+5ポイント%となる見込みを得た。

以上により決定した高圧段過給機、低圧段過給機及び、中間冷却温度目標値を満足するよう設計した中間冷却器のレイアウト検討を実施し、圧力損失計算を実施した結果を図4に示す。

最終的には圧力損失計算を数種のレイアウトで実施し、中間冷却器の圧力損失の目標値($< 10\text{kPa}$)を満足するレイアウトを決定した。

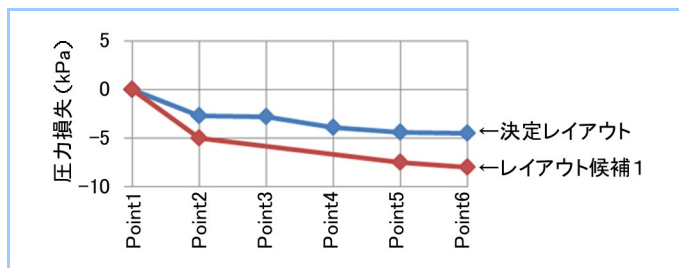


図4 圧力損失計算結果

2.3 燃焼室の設計

副室及び主室形状の最適化を目的に副室内流動解析及び火炎伝播シミュレーションを実施した。また、高 Pmax、高 BMEP 下で機械強度的に成立する燃焼室を設計するため熱構造解析を実施した。

2.3.1 副室内流動解析及び火炎伝播シミュレーション

副室内燃焼の安定化を目的に副室内流動解析を実施した。図5に爆発上死点前 180deg, 90deg, 点火タイミングのメタン濃度分布を示す。図5より、供給された燃料ガスが主燃焼室から流入する希薄混合気により希釈され、点火タイミングにおいて均一な混合気を形成することが分かる。副室燃料ガストラップ率(供給した燃料ガス量のうち、点火タイミングにおいて副室内に存在する燃料ガス量の割合)や、点火プラグ周辺流速等を評価指標に副室形状の最適化を実施した。

また、主燃焼室形状を設計するにあたり、三次元燃焼解析コードを用いて火炎伝播シミュレーションを実施し、受熱率及び、燃焼室内のガス温度、熱伝達率を算出した。尚、三次元燃焼解析コードは KIVA を使用し、42 種の化学種と 213 種の素反応を解いている。

解析により算出された受熱率及び等温度面を図6に示す。本図は、爆発上死点前 5deg から上死点后 25deg における 1500℃の等温度面を示しており、副室から噴出されたトーチ火炎とそれから伝播する火炎面が燃焼室に沿って広がる様子が分かる。

本解析にて算出された受熱率を 2.1 項の一次元性能シミュレーションにフィードバックし、性能の予測精度を向上した。また、三次元燃焼解析によって算出される燃焼室内のガス温度及び熱伝達率をピストン、シリンダライナ、シリンダヘッドの強度解析の熱的境界条件に使用した。

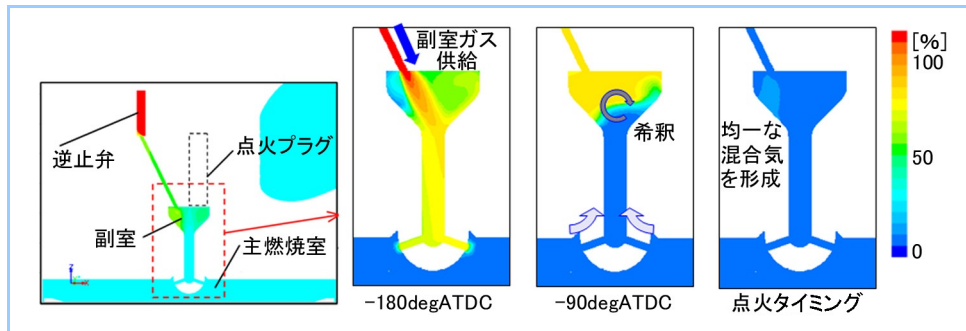


図5 副室内流動解析結果

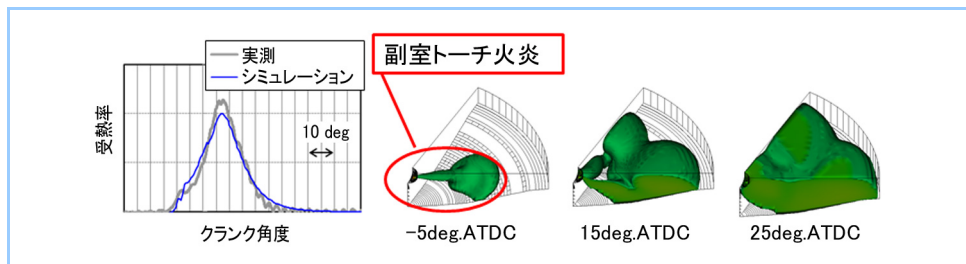


図6 火炎伝播シミュレーション結果

2.3.2 燃焼室構成部品の熱構造解析

燃焼室構成部品の強度解析にあたり、燃焼室側の熱的境界条件は前項の燃焼解析により決定した。一方、冷却面側の熱的境界条件は一次元管路網解析にて決定した。尚、冷却水の管路網解析は弊社製の管路網解析コードを使用している。

管路網解析にあたり、流路断面積、流路周長、流路長さをパラメータにエンジン全体の冷却水流路を一次元モデル化した。

また、管路網解析は各流路での流速に加え、シリンダライナ、シリンダヘッド等の主要部品部での熱伝達率を算出可能である。一例として、ライナ周囲の冷却面側の熱伝達率分布を平面に展開した図及び一次元モデルを図7に示す。

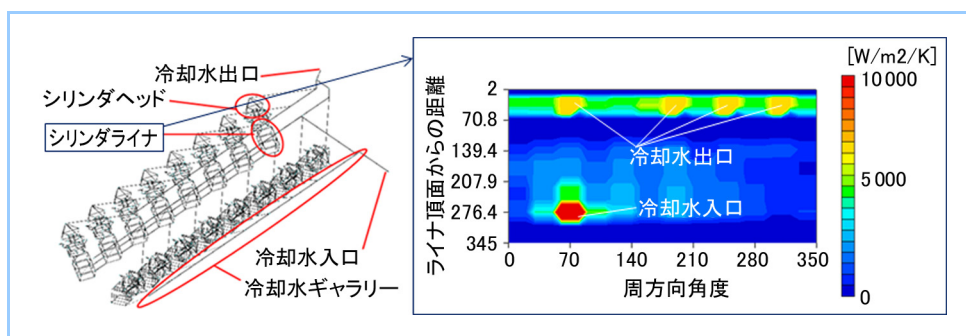


図7 冷却系管路網解析結果

本解析結果から、ライナ上部での熱伝達率が周方向に均一となるよう冷却水流路を設計した。また、決定した燃焼室側、冷却水側の熱的境界条件にてFEM解析を実施し、疲労強度が十分となるようシリンダライナを設計した。

3. 試験結果

二段過給システムを搭載した試験エンジンを製作し、性能試験を実施した。主要計測結果を表2及び図8に示す。尚、試験において、燃料は都市ガス13Aを使用している。

その結果、二段過給機における中間冷却温度、圧力損失ともに目標値を満足する結果を得た。即ち定格運転点での過給機効率は現行機種に比べ+14ポイント%、コンプレッサ圧力比は現行機種+1.5となり目標値を満足する結果となった。

また、エンジン部分負荷でのコンプレッサ圧力比と過給機効率の関係を現行機種と比較すると起動時に使用する低圧力比域から過給機効率が改善しているため、起動時の過給圧上昇速度に有利であり、起動性に問題が無い結果となった。

また、G16NB と同一シリンダ径、同一ストローク、同一回転数、単段過給機搭載の従来機種とエンジン性能を比較すると、発電効率+4ポイント%、BMEP+0.5MPa でありクラス世界最高レベルの発電効率 44.7%以上を達成した。

表2 試験結果

		目標	実測
中間冷却温度	℃	< 基準-30	基準-35
中間冷却圧力損失	kPa	< 10	5
△コンプレッサ圧力比	—	現行機種+1.5	現行機種+1.5
△過給機効率	ポイント%	+10	+14
△正味平均有効圧力	MPa	+0.5	+0.5
△発電効率	ポイント%	+4	+4

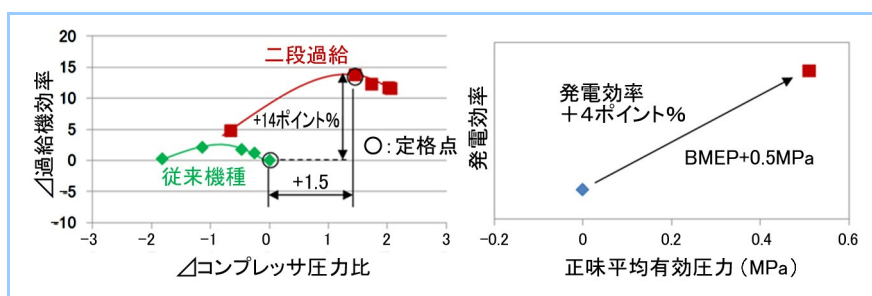


図8 試験結果

4. まとめ

新型発電用ガスエンジン G16NB の設計を実施し、試験機にて以下の結果を得た。

- (1) 二段過給システムの最適化を実施し、過給機効率が現行機種に比べ 14 ポイント%向上した。また、圧力比が従来機種に比べ+1.5 上昇した。
- (2) 上記二段過給システムを搭載し、機関の発電効率が+4ポイント%向上し、クラス世界最高レベルである 44.7%以上を達成した。また、BMEPが現行機種に対し+0.5MPa 上昇した。
(都市ガス 13A)

尚、本開発は、(独)新エネルギー・産業技術開発機構(NEDO)の平成 24 年度、戦略的省エネルギー技術革新プログラムの助成を受け、実施している。

今後、図9に示す社内実証設備において耐久試験を実施し、二段過給システムを含めた機関の信頼性評価を実施のうえ、市場投入する予定である。



図9 実証設備