2段過給およびミラーシステムの適用による 超高出力・高速機関の開発*

風 間 明 仁** 大 橋 英 雄** 園 部 邦 彦***
矢 口 敬 一*** 永 沢 秀 樹****

Development Of Ultra Hight Power High Speed Diesel Engine Using Two Stage
Turbo Charging and Miller System

By Akihito Kazama, Hideo Ohashi, Kunihiro Sonobe, Keiichi Yaguchi, Hideaki Nagasawa

The amount of the land transportation is limited due to the traffic congestion and environmental pollution in Japan.

In order to solve this problem, the way of the transportation is to be sifted from trucks to sea way.

To realize the change, high speed vessels with light and high efficient machinery are required.

Especially for the main engine, it is required maximum power with minimum weight.

To cope with this requirement, the authors developed ultra high power, high speed diesel engine having the bore 320 mm, which is the largest high speed engine in the world .

Advanced technology including two-stage turbocharging and Miller systems in a field of large four-stroke diesel engine are adopted in order to achieve such ultra high power.

Finally, more than two times as high power as the conventional engine with the same bore could be achieved . (bmep = 2.89 MPa, mean piston speed = 12.0 m/s, 700 kW/cyl, 1000 rpm.)

1. はじめに

現在、世界各国で開発、または実用化されている高速機関は、ほとんどが単機出力で6,000kW程度までと小さく、一方、出力が大きい中速機関では重量が重く、軽量化による船速向上に対して適していない。そのため、出力は従来の中速機関と比べて約2倍の8,000～13,000kWで、出力当り重量4kg/kWクラスという、世界にも類を見ない軽量高出力形で、かつ、低NOxの大形高速機関の開発研究を行った。軽量高出力形の大形高速機関と言えども、環境問題への配慮や内航船のコスト競争力を向上させるための燃焼効率の向上への取組みは、コマーシャル化を

考える上で非常に重要な問題となる。

今回はそのための基礎研究として、大形中速機関である32CX型機関(シリンダ径320mm)をベースとした6L32FX試験機関において、高出力化を図るとともに低NOx化について取組んだものである。

この結果、出力率34.7MPa・m/s(700kW/cyl, 平均ピストン速度12.0m/s)という世界でもトップレベルの高出力を得ることができた。

ここでは、今回適用したミラーシステムと2段過給方式を中心に、その機関性能シミュレーションと計測結果およびFEM解析や新素材の適用について報告する。

2. 本開発の基本方針

開発の最終目標は従来のレベルを遥かに超える出力であり、正味平均有効圧力(BMEP)は定格出力時には2.89MPaに達する。この結果として、燃焼最高圧力(Pmax)と燃焼室内温度が上昇し、機械的負荷

*原稿受付 平成10年11月2日

第60回学術講演会(平成10年5月13日)

**正会員 (株)新潟鉄工所(大田区蒲田本町1-10-1)

***正会員 (株)新潟鉄工所(新潟市岡山1300)

****正会員 (株)新潟鉄工所(大田市西新町125-1)

および熱的負荷が増大するとともに、NO_x量が増加する。このため、各部材の強度増加や冷却能力向上が必要となり、大きく、且つ、重い機関となってしまう。しかし、P_{max}の上昇を抑えるために圧縮比を低下させた場合、熱効率が低下し、性能の悪化、熱負荷の増大、始動性の低下につながり、高速内航船用の軽量高出力で、且つ、低NO_xの大形高速機関を開発するという本研究の主旨に反する。

このためミラーシステムを適用し、P_{max}や燃焼温度を低下させることにより、併せてNO_x量を低減させることとした。また、ミラーシステムを機能させるためには、従来レベルより高い給気圧が必要となるため、2段過給方式を採用することとした。

3. 開発の目標

a) 高出力化 大形クラスで世界のトップレベルである出力率34.7MPa・m/s (700kW/cyl), 回転

数1,000rpmを達成する。

b) 機関重量増加の防止 P_{max}を実績のある18MPaレベルに抑えることで信頼性を確保しつつ、機械的負荷増大による機関重量の増加を防止する。

c) 低NO_x化 NO_x排出量をIMO規制値である11.3g/kW・h (1,000rpm, E3モード) 以下に抑える。

表1に6L32FX試験機関の主要目を、図1に新潟鐵工所のディーゼル機関プログラムにおける開発機関の位置づけを示す。

4. 開発のポイントとなる技術

4.1 ミラーシステム 通常のサイクルにおいて高出力化を図る場合には、燃焼最高圧力 (P_{max}) と正味平均有効圧力 (BMEP) が上昇するため、これに伴い機械的負荷が増加する。増加する機械的負荷に対応するためには、各部の肉厚を増加させる必要があり重量が増加してしまう。また、燃焼室内の温度が上昇するので熱的負荷およびNO_x量が増加する。しかしながらP_{max}の上昇防止のために圧縮比を低下させた場合、効率が低下し、性能の悪化や熱負荷の増加、始動性の悪化につながる。

従って、BMEPが増加してもP_{max}の上昇や燃焼室内温度の上昇を抑えることができ、且つ、NO_x量を低下させる可能性のあるミラーシステムを採用することとした。

図2にミラーシステムの概念図を示す。

これはシリンダ内に導入された空気を断熱膨張させることにより、圧縮前のシリンダ内の給気温度と圧

表1 6L32FX試験機関主要目

	ベースエンジン 6L32CX	試験エンジン 6L32FX
シリンダ数	6	6
シリンダ径 (mm)	320	320
行程 (mm)	360	360
定格出力 (kW)	2207	4192
回転数 (rpm)	750	1000
正味平均有効圧力 (MPa)	2.03	2.89
平均ピストン速度 (m/s)	9.0	12.0
出力率 (MPa・m/s)	18.3	34.7

図1 新潟鐵工所機関ラインナップ

図2 ミラーシステム概念図

力を低下させ、燃焼温度を下げるによりPmaxや燃焼室内温度、排気温度の上昇を抑え、併せてNOx量を低減する技術である。

ミラーシステムには、吸気弁早閉じ(下死点前に吸気弁を閉じる)と、遅閉じ(下死点後に吸気弁を閉じる)の2種類があるが、今回は吸気弁を閉じるタイミングを従来の下死点后35°から、下死点前10°に変更した早閉じを採用することとした。

図3に吸・排気弁リフトを示す。

4.2 2段過給方式 ミラーシステムにおいて、通常の給気圧力のまま吸気弁を早閉じした場合、吸入される空気量が減少するため、排気温度が上昇する。このため、目標出力を達成するためには、従来より高い給気圧力により、より多くの空気をシリンダ内に導入して排気温度を低下させる必要がある。

図4 2段階過給システム図

そこで、従来の1段過給では得られない高い給気圧力を得るために、低圧段側過給機と高圧段側過給機を直列に接続し、その中間に給気冷却器を配置した、2段過給方式を採用することとした。

図4に2段階過給システムの構成図を示す。

5. シミュレーションおよびコンポーネント試験

5.1 機関性能シミュレーション 定格出力時(出力率34.7MPa・m/s)に下記の条件となる様に、機

図3 吸・排気弁リフト

図5 給気圧力とPmaxの関係

図6 給気圧と排気温度の関係

図7 シミュレーション結果と実測値との比較

関性能シミュレーションを実施した。

a) Pmaxを約18MPaに抑える。

b) 排気温度を約580℃に抑える。

この結果、下記のことが予想された。

・従来型吸気カムにおいて給気圧力を増加させた場合、排気温度は低下するがPmaxも上昇し、給気圧力約0.45MPaでは排気温度は580℃以下となるが、Pmaxは22MPaを超える。

・ミラー型吸気カムに変更した場合には、Pmaxが低下するので給気圧力を上昇させることが可能である。

・例えば給気圧力が0.56MPaの場合、排気温度は560℃でPmaxは21MPaにまで低下する。

・更に圧縮比を13.6から11.9以下に下げた場合には、Pmaxを目標値の18MPaに抑えることができ、且つ、排気温度についても580℃以下とすることができた。

シミュレーションの精度を確認するため、従来型吸気カムでの運転限界であった75%負荷(BMEP=2.4MPa)時における機関実測データを基に、吸気弁閉時期を変更した場合のPmaxについてシミュレーションを行い、実測値との比較を行ったが、その差は0.6MPa程度であり良く一致していた。

図5に給気圧力とPmaxの関係、図6に給気圧力と排気温度の関係についてシミュレーションを行った結果を示す。

また、図7にシミュレーション結果と実測値の比較を示す。

5.2 FEM解析結果と実測値との比較

5.2.1 FEM解析 クランク軸、シリンダヘッド、ピストン、接続棒、シリンダライナ、吸排気弁などについて2次元および3次元FEM解析を行い、Pmax18MPaにおいて十分な強度を有することを確認した。

一例として、シリンダヘッドについて弾塑性解析を行った結果を示す。

温度上昇対策として、運転、停止の繰り返しの温度変化によってシリンダヘッドに生じる熱疲労に対する材料の強度を調査するため、まず片状黒鉛鋳鉄(FC)とバーミキュラ鋳鉄(FCV)について、ひずみ制御による高温低サイクル疲労試験を実施した。

この結果、約400℃までであれば、FCVの方がより大きい熱応力に耐えられることがわかった。

弾塑性解析は計算により求めた温度分布を運転時の

温度荷重として与え、停止時には常温に戻すこととし、ミーゼスの等価応力と全ひずみの値より等価ひずみを求めたものである。

図8にシリンダヘッドのコンタ図の一例を示す。

弾塑性解析により得られた結果を、高温低サイクル疲労試験結果で求められた疲労データを用いて評価したところ、FC、FCVの両材質ともに疲労寿命は十分なレベルであることを確認したが、より安全率の高いFCV製のシリンダヘッドを製作した。

図9にS-N線図により評価した結果を示す。尚、等価ひずみ $\Delta \epsilon_{eq}$ は(1)式により求めた。

$$\Delta \epsilon_{eq} = \frac{\Delta \epsilon}{(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_B})} \dots\dots (1)$$

ここで、 $\Delta \epsilon$ は全ひずみ、 σ_m は平均応力、 σ_B は引

図8 シリンダヘッドコンタ図

図9 FEM弾塑性解析結果

張強さである。

5.2.2 静応力試験 FEM解析結果の信頼性を確認するために、静応力試験装置を用いて、Pmax18MPa相当の荷重を油圧で与えた場合のピストンおよび連接棒各部に発生する応力とFEM解析結果との比較を行った。

この結果、それぞれの静応力試験結果とFEM解析結果とは良く一致しており、FEM解析の精度が良好であることが確認された。

5.3 新素材の適用 開発機関の信頼性向上や軽量化を図るために適用した新素材の内、一例としてセラミック溶射シリンダライナについて示す。

耐摩耗性および耐熱付性の向上を目的として、シリンダライナ内周面のしゅう動部に、セラミック溶射を施工したシリンダライナを採用した。

シリンダライナに適する溶射皮膜を選定するために、シリンダライナ材の表面に各種セラミック溶射を施した試験片を製作し、これについてシリンダライナとピストンリングの関係に近いと考えられる往復動摩耗試験機による摩耗試験および熱衝撃試験などを実施した。

選定試験の結果、ホウ化物系の溶射皮膜が最も良好であったため、この皮膜を溶射したセラミック溶射シリンダライナを製作した。

図10にセラミック溶射皮膜の断面組織を示す。

セラミック溶射シリンダライナについては、試験機関による運転の結果では剥離などの異常は見られず、良好な状態であった。尚、長期的な経過を確認するため現在実機試験中である。

5.4 エンジン試験

5.4.1 機関性能 ミラーシステムおよび2段過給方式などの採用により、目標出力とした出力率

図10 セラミック溶射皮膜断面組織(×100)

34.7MPa・m/s (4192kW/1000rpm) を達成することができた。更に、110%出力についても問題なく運転できることを確認した。

この時のNOx (O2:13%換算) は、従来型吸気カムとミラー型吸気カムではミラー型吸気カムの方が2割程度低下し、約510ppmであった。

これをIMOの規制値で評価すると、E3モードにおけ

る1,000rpmでの規制値11.3g/kW・hに対して、約5.8g/kW・hとなる。

燃料消費率については、低負荷時においては従来型吸気カムを使用した場合の方が少ないが、負荷の増加とともに急激に増加する傾向が見られ、75%負荷を超えたあたりからミラー型吸気カムを使用した場合と逆転するものと推定される。

図11に試験機関の機関性能線図を、図12にIMO (E3モード) におけるNOx値を示す。

5.4.2 ミラーシステムの効果 従来型吸気カムとミラー型吸気カムを使用し、2段過給方式によりエンジン試験を行い下記の知見を得た。

a. シリンダ内圧について

図13に示す定格出力時のlogP-logV線図よりミラー型吸気カムを使用した場合、空気量を確保するため高い給気圧力が必要であるが、圧縮ははじめの断熱膨張によりシリンダ内圧力が低下するため、Pmaxが従来型吸気カムの75%負荷時と同レベルに抑えられて

図11 機関性能線図

図12 IOM (E3モード) NOx値

図13 log P-log V線図

6. ま と め

図14 燃焼解析結果

いることがわかる。

b. 燃焼最高圧力について 図14に示す負荷率75%時の燃焼解析結果より、Pmaxは従来型吸気カムに比べ、ミラー型吸気カムを使用した方が大幅に低下することがわかった。

c. シリンダ内燃焼温度

同様にシリンダ内燃焼温度についても、従来型吸気カムに比べミラー型吸気カムを使用した方が低下しており、NOx低減に寄与しているものと考えられる。

- ・ミラーシステムおよび2段過給方式の採用により、目標である定格時出力率 $34.7 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$ (4192 kW/1000rpm)という世界でもトップレベルの高出力を達成することができた。
 - また、この時のNOxはIMOの規制値 $11.3 \text{ g/kW} \cdot \text{h}$ ($1,000 \text{ rpm}$, E3モード)の約1/2である $5.8 \text{ g/kW} \cdot \text{h}$ に抑えることができた。
 - ・シミュレーションによる機関性能の予測と、エンジン試験結果が良く一致することが確認された。
 - ・FEM解析結果と静応力試験結果とは良く一致し、FEM解析の精度が良好であることが確認された。
- 今回適用された新素材についても、運転後の異常は観察されなかった。

おわりに

本試験で開発した6L32FX機関は現在は、弊社新潟内燃機工場の自家発機関として運転中であり、本試験において適用された新素材部品についてはそのまま機関に組み込み、耐久運転を実施中である。

尚、本研究開発は(財)日本財団殿の補助金により、(財)シップ・アンド・オーシャン財団殿よりの委託を受け行ったものであるが、遂行にあったのは「新型高速内航船用機関の開発委員会」の各委員をはじめ、多くの関係者のご協力により実施できたものであり、これの方々に対して心から感謝の意を表わす次第である。