油圧駆動電子制御システムによるエンジン性能の向上

—その3 試験機関の運転と機関性能の評価*—

藤井 龍雄** ・ 石山 拓二***
 東部 泰昌**** ・ 佐藤 修一**
 園田 憲一** ・ 中村 陽一**

Improvement of Diesel Engine Performance by Hydraulically Powered Electronic Control System Part 3 Operation and Evaluation of Test Engine—

By Tatsuo Fujii, Takuji Ishiyama, Yasumasa Tohbe, Shuichi Satoh, Kenichi Sonoda, Yoichi Nakamura

This paper presents a performance evaluation of a diesel engine equipped with the hydraulically actuated and electronically controlled fuel injection and inlet/exhaust valve mechanism. The evaluation is based on an experiment of a test engine and by computer simulation. Engines which use this system can be operated optimally because valve timing and injection pressure can be adjusted independent of engine load and speed. As a result, the following can be expected:

- (1) Lower specific fuel consumption throughout the whole load range
- (2) Lower thermal load
- (3) Stable operation in the very low speed range
- (4) Improvement in combustion in the use of low grade fuel

This paper describes the fruit of the Technological Research Association of Highly Reliable Marine Propulsion Plant.

を調べる。

1. はじめに

将来の船舶では、常に船舶の経済性、信頼性、安全性を考慮した最適の運転を行うことが予想される。このような船舶に搭載される推進機関には、機関の負荷や回転数、燃料性状、大気状態などの条件に対応して、常に最適な状態で運転できる柔軟性と知能化が要求される。

船用ディーゼル機関の電子制御化は、このような柔軟性と知能化を実現するための有力な手段である。燃料噴射系や給排気系は、機関性能に大きな影響を与えるが、電子制御化は未だ実用化されていない。

本論文では、油圧駆動、電子制御の燃料噴射弁、給・排気弁機構を搭載したディーゼル機関（以後、メカトロニクス機関と称す）の性能がどのように改善されるか

2. 熱効率の向上

メカトロニクス機関では、すべての負荷において、給・排気弁タイミング、燃料噴射タイミング、燃料噴射圧が任意に変えることができる。この機能によって、機関性能がどのように変わるかを調べた。又、メカトロニクス機関で成し得る最適性能の評価のために、従来機関、すなわち、固定弁タイミング、ポッシュ型燃料噴射ポンプを装着した場合の機関性能と比較した。

2.1 機関性能評価法 可変の効果調べるために、表1に示す試験機関を使用した。しかし、試験機関は単筒で、かつ、別置電動ブロワ過給であるため、試験機関の運転試験からでは多シリンダ・排ガス過給機関の性能を正しく評価できないことがある。従って試験機関での運転結果をベースにして、性能シミュレーション計算¹⁾によって性能を評価した。

性能計算は、いわゆる、“Filling and Emptying Method”を使用し6シリンダ静圧過給機関を想定し

*原稿受付日 平成2年12月3日

ISME KOBE'90 講演(平成2年10月17日)

**正会員 川崎重工業㈱(神戸市中央区東川崎町3-1-1)

***正会員 徳島大学(徳島市南常三島町2-1)

****川崎重工業㈱(神戸市中央区東川崎町3-1-1)

表 1 試験機関の主要目

Type		4 stroke trunk piston type
Number of Cylinder		1
Bore	mm	400
Stroke	mm	500
Rated Power	kW	772
Rated Speed	rpm	600
Displacement	L	62.8
B.M.E.P	MPa	2.45
Mean Piston Speed	m/s	10
Maximum Cylinder Pressure	MPa	19.6

た。計算で用いた熱発生率パターンについては、試験機関の運転で得られた熱発生率を最小二乗法でウィーベの関数に近似し、熱発生期間 θ_z とパラメータ m を定めた²⁾(図1)。すなわち、船用特性の25%負荷から100%負荷まで、各負荷で燃料噴射圧と燃料噴射タイミングを変化させた運転を行ない、それぞれ θ_z と m を求め、これらの関係を性能シミュレーション計算に用いた。また、過給機については、図2に示す過給機特性を用いて計算を行った。

2.2 可変要目の変更による機関性能への影響

メカトロニクス機関の可変要目は、燃料噴射圧、燃料噴射タイミング、排気弁開弁タイミング、排気弁閉弁タイミング、給気弁開弁タイミング、給気弁閉弁タイミングがある。給気弁開弁タイミングと排気弁閉弁タイミ

Wiebe's function

$$\frac{dQ}{d\theta} = 6.9 \frac{Q}{\theta_z} (m+1) \left(\frac{\theta}{\theta_z}\right)^m \exp\left[-6.9 \left(\frac{\theta}{\theta_z}\right)^{m+1}\right]$$

$\frac{dQ}{d\theta}$: heat release rate (KJ/°CA)

Q : total heat release (KJ)

θ : crank angle from the beginning of the heat release (°CA)

θ_z : total heat release duration (°CA)

m : shape factor

図 1 熱発生率

図 2 過給機特性

ングは、まとめて、オーバーラップ期間として、一つの可変要目とした。

(1) 燃料噴射圧、燃料噴射タイミング 図3、4は、85%負荷において燃料噴射圧と着火タイミングを変えた場合の熱発生率の実測値をウィーベの関数に近似したパターンを示している。また、図5、6は、この時のウィーベの関数の θ_z と m の変化を示している。

燃料噴射圧を上昇させると、熱発生率のパターンは前高の形となり m が小さくなり、又、熱発生期間が短縮され θ_z が小さくなっていることがわかる。その結果、図7に示すように、シリンダ内最高圧力、圧力上昇率が高くなり、爆発度が増大し、燃料消費率が下がる。従って燃料噴射圧は、熱効率の点からは、出来るだけ高く設定するのが望ましい。

着火タイミングを早めると、熱発生率のパターンは前高となり m が小さくなるが、熱発生期間 θ_z はほとんど変化していないことがわかる。その結果、燃料噴射圧と同様に、シリンダ内最高圧力、圧力上昇率が高くなり、爆発度が増大し、燃料消費率が下がる。しかしながら、早めすぎると逆に燃料消費率は増大する。燃料噴射タイミングは、燃料噴射圧が変わらなければ、ほぼ、圧力上昇率を決定する要因となるので、圧力上昇率が過大とならない範囲で、かつ早めすぎて燃料消費率の傾向が逆転しないタイミングに設定する。

(2) 排気弁開弁タイミング(図8) 排気弁開弁タイミングは筒内サイクルに対して主として、膨張時の有効行程と排気過程初期のポンプ仕事に影響し、開弁タイミ

ングを一方に動かした場合, 両者に与える影響が相反する関係にあるため, 最適値が存在する。

図 3 燃料噴射圧による熱発生率への影響

図 4 着火タイミングによる熱発生率への影響

図 5 燃料噴射圧による燃焼特性への影響

その最適値は, 回転数の減少や弁速度 (クランク角度に対する) の上昇とともに遅れる傾向にある。従って, メカトロニクス機関では, 弁速度は, 負荷 (回転数) の減少とともに上昇している, 排気弁開弁タイミングは, 負荷 (回転数) の減少とともに遅らす方向となる。

(3) 給気弁開弁タイミング (図 9) 給気弁開弁タイミングは, 単独では燃料消費率には, 大きな影響を与え

図 6 着火タイミングによる燃焼特性への影響

図 7 燃料噴射タイミング, 燃料噴射圧変更時の機関性能

図 8 排気弁開弁タイミング変更時の機関性能

図 9 給気弁閉弁タイミング変更時の機関性能

ない。しかし、これは、シリンダ内の充填空気量に関する要素でそれが最大となるタイミングが存在し、このタイミングより早めても、遅らせても、充填空気量は減少する。充填空気量の減少は、空気不足のため燃料不良が生じる恐れがある。また、給気弁閉弁タイミングにより充填空気量を変化させることは、すなわち、総空気量も変化し過給機に影響を及ぼす。風量を減少させると、過給機圧縮機の特長マップ上で機関の作動点はサージ限界に近づく傾向にあるので、サージ余裕の制限値以下には出来ない。

(4) オーバラップ期間 (図 10) オーバラップ期間とは、給気弁閉弁タイミングと排気弁閉弁タイミングの両者を上死点に対して同じ角度動かす方法で変化させた。オーバラップ期間を短縮すると排気温度が上昇するとともに、給気圧と排気圧の差圧が増大し、給排気行程でのポンプの仕事が増大することにより、燃料消費率が下がる。風量の変化は、給気弁閉弁タイミングの場合と同様に、過給機に影響を及ぼす。

2.3 機関性能の最適化 各可変要目を各負荷において燃料消費率を最小にするように最適値に設定した例を以下に述べる。また、メカトロニクス機関を最適化した場合の性能を評価するため、従来機関との対比を試みた。残念ながら、試験機関には、カムが装着されていないので、実験によってメカトロニクス機関と同一仕

様の従来機関の性能を得ることができないので、以下に述べる仮定を設定してシミュレーション計算を行い、従来機関の性能を推定した。

(1) 従来機関では、燃料噴射圧は負荷とともに上昇する。図 11 は、計算によって求めたボッシュ型燃料噴射ポンプでの燃料噴射特性である。ここでは、100% 負荷で最大燃料噴射圧がメカトロニクス機関と同じ 137 MPa になるように設定している。そして、最大燃料噴射圧が同じであれば、従来機関でもメカトロニクス機関でも同じ熱発生率パターンをもつと仮定した。すなわち、従来機関の計算においても燃料噴射圧、燃料噴射タイミングとウィーベの関数の $\theta_{z, m}$ との関係は、前述した試験機関で得られたものを使用し、燃料噴射圧の値は最大燃料噴射圧の値とした。この仮定は、従来機関の実際の燃焼を正確に評価していない想像される。なぜならば、従来機関での燃料噴射圧のパターンは三角形で、メカトロニクス機関の等圧噴射における矩形と異なり、そのため、当然、熱発生率パターンも異なると考えられる。同じ噴射量であれば三角形の噴射率パターンの方が噴射期間は長くなり、その結果、性能は悪化するものと思われる。し

図10 オーバラップ期間変更時の機関性能

図11 ボッシュ型燃料噴射ポンプにおける燃料噴射特性

かし、ここで重要なことは、噴射圧や噴射タイミングが機関の負荷や回転数に関係なく設定できることの効果を調べることある。

(2) 次に、給気弁と排気弁の開閉弁速度（クランク角度に対する）は、負荷によらず一定とし、メカトロニクス機関の100%負荷と同じとした。（メカトロニクス機関では、負荷の減少とともに、速度は上昇している）（図12）

(3) 機械効率、は、従来機関とメカトロニクス機関とは同じとして計算した。

従来機関では、以下の条件で、100%負荷の燃料消費率を最小にするように最適化を行った。すなわち、100%負荷で燃料噴射圧が137 MPaで、シリンダ内最高圧力

図12 給・排気弁揚程曲線

図13 可変要目設定値

が19.6 MPa, かつ, 全負荷でサージ余裕15%以上となるように設定した。

メカトロニクス機関の最適化は, 以下の条件で各負荷で燃料消費率が最小となるように可変要目を変更した。

- 排気温度 : 従来機関の最適値を越えない
- シリンダ内最高圧力 : 最高 19.6 MPa
- 最高圧力上昇率 : 最高 0.69 MPa/℃A
- サージ余裕 : 最小 15%

図12, 図13, 図14はメカトロニクス機関と従来機関の最適化した時の給・排気弁の揚程曲線, 各要目の設定値, 機関性能値を示している。図14には, 計算で求めたメカトロニクス機関と従来機関の各要目の設定値に合わせて, 前述の試験機関を運転した時の性能の計測結果も併せて示しており, 計算結果と良く合っていることが分

かる。メカトロニクス機関では, 従来機関に比べ, 全負荷にわたって燃料噴射圧を上昇, あるいは, 燃料噴射タイミングを早めることにより爆発度を増大させ燃料消費率を下げている。100%負荷では, 爆発度を増大させるために給気弁閉弁タイミングを早め圧縮圧を下げて燃料噴射タイミングを早めている。しかし, その反面, 風量が減少しサージ余裕が減少するので, それをカバーするために, オーバーラップ期間を長くしている。排気弁閉弁タイミングは, 前述した様に, 負荷の減少とともに遅らせている。これらの可変要目の設定の結果, 燃料消費率は, 従来機関に比べ, 100%負荷で2.6 g/kw・h, 25%負荷で5.0 g/kw・hの低減が排気温度やシリンダ内最高圧力の上昇なしに得られた。さらに, スモークに関しては, メカトロニクス機関では低負荷においても高い噴射圧であるため, 従来機関に比較して低い値になっている。

以上の計算結果は, 一つの例であり, 機関や過給機の仕様や制限値(サージ余裕など)が変われば, 当然, 最適化への方法や機関性能も変わってくると思われる。

従来機関では, 前述したような制限条件を, 全負荷で満たす必要があるため, 必ずしも, 常用負荷域での最適化が果たされていない。一方, メカトロニクス機関では, 各負荷において自由に可変要目を設定することができるため, 各負荷で最適化が可能となり, 常用負荷域においてさ性能向上が見込まれる。

なお, ここでの燃料消費率の値は, メカトロニクス機関の場合は, 燃料噴射, 給・排気弁システムの駆動動力を含めず, 従来機関の場合は, カム駆動動力を含めていない。これらの駆動動力は今後正確に評価する予定である。

3. 熱負荷の低減

船用主機のメカトロニクス化のねらいの一つに運転範囲の拡大がある。特にトルクリッチの領域においては熱負荷が上昇し機関部品の耐久性に影響を及ぼすので, 従来機関では長時間運転は避けざるを得ない現状にある。ところが, 機関をメカトロニクス化することによって, 運転中に自由に給排気弁のオーバーラップ角度を変更することができるので, その結果, 機関の熱負荷を低減させ, トルクリッチ領域においても安定した運転が可能になる。

そこで, このメカトロニクス化の効果を確認するためにトルクリッチ領域での安定した連続運転の可能性に関して, 試験機関により検証運転を実施した。試験機関を用いてトルクリッチ運転を行い, その時の熱負荷を計測すると共に, 給排気弁オーバーラップ角度を広げて熱負荷低減の運転を実施した。トルクリッチ運転は, 給・排気圧を過給機付き機関と同様に設定し, 機関回転数は船用特性の75%負荷に相当する545rpmに設定して一定とし,

図14 メカトロニクス機関と従来機関の性能

図15 オーバラップ期間による熱負荷への影響

動力計荷重を増してトルクリッチ運転を行った(図15)。

オーバラップ角度(115°C A)を一定としたまま平均有効圧を10%増した場合, 風量が増加し, その結果排気温度が上昇し, 排気弁, シリンダライナの熱負荷が増した。特に, 排気弁の弁傘底部の温度は600°Cを越えている。次にオーバラップ角度を115°C Aから135°C Aに20°C A上げると, 風量が増加し, 熱負荷が低減している。特に排気弁の温度は弁傘底部, シート部共, 基準負荷の熱負荷レベルまで低減されており, 熱負荷低減のためにはオーバラップ角度変更が有力な手段であるとともに, メカトロニクス化の効果が確認された。

図16 低回転運転

4. 連続最小回転数及び粗悪油燃焼

メカトロニクス機関での連続最小回転数を確認するために, 試験機関で運転を行った。定格回転数の20%である120 rpmで連続運転を実施した結果を図16に示す。運転は約60 MPaの噴射圧力, 無過給で行った。図16において増圧プランジャ変位は噴射が行われたことを示す。本メカトロニクスシステムの場合, 高速電磁切換弁は単体では1 msを下回る切換速度が得られているが, 安全のためエンジンでは1 msを下回る噴射期間の指令は無効とみなす。したがって, それに連動して増圧指令もなされず噴射が行われないのでプランジャは変位しない。噴射の欠番によって回転数が下がると設定回転数との差を小さくするように, その差に応じて制御された噴射量が噴射される。

従来機関では, ある回転数以下になると噴射弁と噴射管内の燃料油の振動のため不斉噴射が生じたり, 低噴射圧による燃料悪化のため安定した運転が行えなくなることがある。同じ機関で従来システムでの最小回転数を確認していないので, 単純には判断できないが, この試験結果から, メカトロニクス機関では低回転数域での安定性の向上の可能性は十分あると考えられる。

粗悪油の使用に際しては, 一般に圧力上昇率が過大になりやすいが, メカトロニクス機関では燃料噴射圧や燃料噴射タイミングの可変性により, これを防ぐことができる。図17は表2に示した粗悪油を加熱し, 清浄器を通してエンジンに供給し, 燃焼させた時の熱発生率と圧力上昇率で, 噴射圧やタイミングを変えることによって, 圧力上昇率を下げられることを示している。更に, メカトロニクス機関では, 低負荷においても, 高噴射圧である

表 2 供試燃料油の性状

Specific Gravity (15/4°C)		1.0163
Viscosity cSt (50°C)		563.2
Conradson Carbon	%wt	16.69
Ash	%wt	0.07
Water	%vol	0.07
Flash Point	°C	84
Pour Point	°C	-12.5
Calorific Value	KJ/kg	42404
Vanadium	ppm	88
SiO ₂	ppm	380
Aluminum	ppm	14
Sulphur	%wt	3.27
Composition Analysis	Saturates	%wt 36.8
	Aromatics	%wt 38.1
	Resins	%wt 14.8
	Asphaltenes	%wt 6.3

ので粗悪油の燃焼を改善するものと思われる。

5. 結 論

油圧駆動、電子制御の燃料噴射弁、給・排気弁機構を持つメカトロニクス機関では、可変弁タイミングや可変噴射圧によって以下のような利点が期待される。

- (1) 常用負荷をも含めた全負荷での燃費低減がはかれる。
- (2) 給排気弁オーバーラップ角度を広げるによりトルクリッチ領域での熱負荷を軽減して、エンジン部材の信頼性を向上できる。
- (3) 低回転数域での安定した運転が可能となり、狭水域、港湾での操船性を向上させることができる。

図 17 燃料噴射タイミングによる燃焼特性への影響

- (4) 可変噴射機構により、A重油から超粗悪燃料油までの種々の燃料性状に応じた最適燃焼を実現できる。

メカトロニクス・システムには、油圧システム駆動動力の低減、部品の信頼性の向上など克服すべき課題がある。けれども、メカトロニクス機関は上述したような優れた特徴を有しており、将来の理想的な舶用機関の一つと期待される。

文 献

- 1) 東, 山下: 川崎重工技報, 62 (昭51-12), 28
- 2) G.Woschni and F.Anisits, SAE Paper 7400086, 1974