高速船用ディーゼル機関における 低質油の燃焼と燃料噴射について*

末次秀雄**・ 泉 修平***・ 石田正弘****
近藤博美***・ 小菅昭一郎*****

Effects of Fuel Injection Mode on Residual Fuel Combustion
in High Speed Marine Diesel Engine

By Hideo Suetsugu, Shuhei Izumi, Masahiro Ishida,
Hiromi Kondo, Shoichiro Kosuge

To find a basic principle of residual fuel combustion, tests were conducted on heavy fuels of 34.4 cSt and 75.9 cSt at 50°C (200 and 500 sec RW No. 1 at 100°F) using small-sized, high speed diesel engines with a cylinder bore of 110 mm, a stroke of 125 mm and speeds of 2500 and 2600 rpm. Using a natural-aspirated engine, the effects of individual factors on engine performance were confirmed by changing the fuel injection mode, the cooling water temperature, the suction air flow quantity and the temperature respectively. Then using a turbocharged engine, the optimum combustion method was established by chiefly improving the fuel injection mode. Fuel combustion was evaluated by means of accurate indicator diagrams obtained by the CB-366 combustion analyzer. The reliability and durability of the engines were confirmed through thermal load analysis based on temperature measurements of the combustion chamber walls.

1. ま え が き

限られた石油資源を有効に活用するため、船用ディーゼル機関において、燃費低減という量的改善が行われてきている。しかしながら、これ以上の燃費競争を推進すると機関の耐久性を低下させる恐れがある。したがって、この量的改善から、各機関が現在使用している燃料より数段低質の燃油を実用する質的改善に移行することが必要である。

著者らは、低質油の燃焼が困難な高速小形ディーゼル機関を用いて、200秒(RW No.1 at 100°F)及び500秒の重質油を燃焼する最適燃焼法の研究を行っている。

行程容積あたりの表面積が大きく、かつ許容燃焼時間が短い高速小形機関で200～500秒の燃油を燃焼させることは、低速大形機関において極低質油を燃焼する場合に相当する。着火性ならびに燃焼性の劣る低質油を良好に燃焼させるためには、燃油の霧化や到達距離と空気の運動及び空気量を適当に組み合わせ、蒸発が効率良

く行われるように、油粒に十分なエネルギーを与えることが重要である。このため、供試燃油の物理的、化学的性状を種々の方法で把握したのち、燃焼を支配する諸要素を個々に変化させて、それぞれの要素が機関の燃焼改善等に及ぼす影響を正確に把握した。

2. 燃 料

表1は、供試油の物理化学的性質を示す。A40は粘度40秒の燃油で、船用ディーゼル油(MDO)と同等のA重油である。

C1500は粘度1500秒の燃油であり、大形ディーゼル機関において広く使用されている残渣油である。

C200とC500はC1500とA40をそれぞれ66対34、84対16の割合で混合したブレンド油である。

ADO60は、直留系の自動車用ディーゼル軽油である。LCGOは、流動接触分解法によってつくられるライトサイクルガスオイルである。

図1は、燃油の蒸留特性を示す。A40は、389°Cではほぼ100%蒸発するのに対して、C200とC500は、いずれも蒸発温度が高い上に、それぞれ52、35%しか蒸発できず、その残りは、燃焼室内で熱分解によって燃焼可能な状態にするために余分の熱エネルギーを供給する必要がある。

* 原稿受付 昭和59年1月14日

ISME TOKYO '83講演(昭和58年10月6日)

** 正会員 長崎総合科学大学工学部(長崎市網場町536)

*** 正会員 長崎大学工学部(長崎市文教町1-14)

**** 長崎大学工学部(長崎市文教町1-14)

***** 三菱重工業(株)相模原製作所(相模原市田名3000)

表1 供試燃油の性状

Name of Fuel	A40	C1500	C200	C500	ADO60	LCGO
Sp/Gr @ 15/4℃	.8678	.9427	.9233	.9358	.8328	.9218
Pour Point ℃	-2.5	10.0	5.0	7.5	-10.0	-5.0
Flash Point ℃	86.0	110.0	96.0	98.0	69.0	88.0
Viscosity cSt @ 30℃	5.80	886.0	85.5	258.0	—	4.35
cSt @ 40℃	—	—	—	—	3.00	3.61
cSt @ 50℃	3.84	170.8	34.4	75.9	—	3.10
Surface Tension						
dyn/cm	29.0	32.0	30.0	30.5	28.0	29.0
C. C. R wt %	0.03	8.77	6.06	8.15	0.01	0.20
Sulfur wt %	0.70	2.55	1.98	2.24	0.41	0.70
Ash wt %	0.00	0.01	0.00	0.01	—	0.00
Vanadium ppm	Nil	60	41	52	—	Nil
Water & Sediment %	Trace	<0.1	<0.1	<0.1	Trace	Trace
Net Calorific Value						
cal/g	10,150	9,742	9,845	9,809	10,350	9,767
Distillation ℃						
I. B. P	207.0	196.0	194.0	195.0	185.0	229.0
10 %	250.0	284.0	276.0	276.0	—	264.0
50 %	306.0	—	364.0	—	283.0	323.0
90 %	380.5	—	—	—	—	395.0
95 %	—	—	—	—	342.5	—
E. P.	389.0	—	—	—	350.0	—
C. P.	—	375.0	365.0	370.0	—	—
		(30 %)	(52 %)	(35 %)		
Cetane Index	51.8	—	38	—	60.1	20.0
C/H Ratio (g/g)	6.65	7.20	7.06	7.10	6.37	8.20

図1 燃油の蒸留特性

図2は、同一運転条件で得られた筒内圧力線図で、4種の燃油の着火性の比較を示す。ADO35は、ADO60とLCGOを混合して、セタン指数が35になるようにしたブレンド油である。C200における着火は、セタン指数が38.5であるにもかかわらずA40とほぼ同じである。これは、C200に含まれるA重油の影響によるものである。

図2 各種燃油の燃焼モードの比較

3. 試験装置

3.1 供試機関 供試機関として無過給タイプ(4A-1)と過給タイプ(3AAC-1)を用いた。これらは同一のボアとストロークを持つ三菱重工業(株)製の直接噴射式高速機関である。

図3は、無過給機関の断面を示す。この機関は、4気筒であり、最高出力は2600 rpmで70 kW(95 PS)である。この機関は空気消費率が4 kg/PS程度であり、低質油を燃焼するには、空気量がかなり不足している。

図3 供試機関断面(無過給機関)

一方、過給機関は3気筒、最高出力は2500 rpm で84.5 kW (115 PS)である。

3.2 燃焼試験装置 図4は、燃焼試験装置の系統図を示す。

機関入口前の燃油温度と空気温度は、設定値の $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 以内の精度で、給気圧力は、 $\pm 0.0005 \text{ bar}$ 以内の精度で厳密に調整した。機関の冷却水温度は、機関出口において設定値の $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 以内の精度で調整した。機関の回転数とトルクは、 $\pm 0.5\%$ 以内の精度で調整し、4桁でデジタル表示した。

図5には、燃焼解析装置CB-366(小野測器製)を用いて、クランク角度1度毎に、連続した360サイクルの平均値として求めた指圧線図を示す。同一条件で3回計測したが、微妙な燃焼挙動についても明確な再現性が見られる。

燃焼室壁の熱負荷を評価するために、特に、ライナ温度は、無過給機関において24点、過給機関において19点計測した。過給機関では、直径0.5 mmのシース熱電対を用い、かつ、熱電対の装着によって、熱の流れを乱さないような工夫を行った。図6の写真(a)に熱電対装着状態を、(b)にプラズマ溶射後のライナの仕上げ面を示す。

燃焼の挙動をとらえる一方法として、2連のマイクを用いる音響インテンシティ法を適用し、燃焼騒音を計測し、周波数ごとの騒音をエネルギーとして定量的に把らえ

図4 燃焼試験装置

図5 燃焼挙動の再現性

図6 ライナ温度計測用熱電対装着状態

た。本実験では、小野測器製の音響インテンシティ解析装置CF-502をFFTアナライザと組み合わせて用いた。

4. 無過給機関での基礎試験

4.1 給気温度変化 図7には、C200において、給気流量一定の条件下で、給気温度を30~80℃まで変化させたときの燃焼圧力と圧力変化率のモードを示す。給気温度の上昇により着火は進み、圧力上昇率の最大値は減少する。

図8は、給気流量を一定にして、給気温度を変化させた場合の各種燃料の着火遅れを示す。ここで、着火遅れは、針弁リフトの立上がり時期から圧力が急激に上昇し始める点までの時間と定義している。なお、ADO40はADO60とLCGOを混合してセタン指数が約40になるようにしたブレンド油である。各燃料とも給気温度を上昇させると、ほぼ同じ割合で着火遅れは短くなる。給気温度を上昇させると、着火と初期燃焼は改善されるが、

図7 給気温度変化

図8 着火遅れ

主燃焼は若干悪くなる。

4.2 燃油温度変化 図9には、噴射ポンプ入口の燃料温度を、70℃から100℃まで変化させた場合の、船用特性曲線上の85%負荷での機関性能を示す。C200の粘度は70℃で70秒、100℃で40秒と変化が少ないため、燃料消費率を含む機関性能は変化しない。一方、C500の粘度は70℃で150秒、100℃で70秒となり、燃油温度を上昇させると燃費が改善される。

図9 燃油温度変化

4.3 燃料噴射モード変化 試験に用いた5種の燃料弁を下記に示す。

燃料弁	噴孔径×穴数	面積比
A	0.31 × 5穴	1.14
B	0.29 × 5	1.0
C	0.27 × 5	0.87
D	0.25 × 5	0.74
E	0.22 × 5	0.58

図10は、噴孔面積比を変化させたときの船用特性曲線上の100、85%負荷での噴射圧力及び機関性能を示す。面積比で26%小さいD形燃料弁を使うと、噴射圧力は、標準仕様のB形燃料弁に比べ、100%負荷で25%高く、85%負荷では27%高くなる。その結果、100%負荷においては、燃費の低減量は5.4 g/kWh (3.9 g/PS-h)、煙濃度の低減量は2.0 Boschである。面積を42%小さくしたE形では、噴射圧力は上昇するが、噴射期間が長くなるため、燃焼が改善されない。

図11は、燃料弁BとDの噴射モードの比較を示す。

4.4 冷却水温度変化 冷却水温度を上昇させることによって、機関性能が改善された。85%負荷で、冷却水温度を60℃から90℃まで30℃上昇させたとき、

$T_f=80^\circ\text{C}$, $T_s=40^\circ\text{C}$, $T_{c2}=90^\circ\text{C}$
C 200, Inj. Pump III, $\theta_{gc}=13.5^\circ$

図10 ノズル噴孔面積変化

$T_f=80^\circ\text{C}$, $T_s=40^\circ\text{C}$, $T_{c2}=90^\circ\text{C}$
C 200, Inj. Pump III, $\theta_{gc}=-13.5^\circ$
Load 100 %

図11 ノズル変化における噴射モードの比較

C 200 の燃費は 11.4 g/kWh (8.4 g/PS h) 低減された。これは主として冷却損失が減少するためである。

4.5 給気流量変化 いずれの燃油でも給気流量を増大させると、燃費、煙濃度が著しく改善される。C 200 の場合、給気圧力を 0.1 bar 上昇させると空気消費率は 12% 増加し、燃費は 8.3 g/kWh (6.1 g/PS h) 低減される。

図 12 は、給気圧力を変化したときの $\log P - \log V$ 曲線を示す。図中の数字はそれぞれの区間平均のポリトロップ指数で図 c の場合について示した。 0.2 bar の給気圧力上昇により、 P_{mi} が 6.94 bar から 6.86 bar となり、機械損失が 1.2% 減少した。ポンプ損失は 0.22 bar から 0.14 bar となり、 P_{mi} あたりのポンプ損失が 1.2% 減少した。このとき燃費は 4.7% 低減されたので、上記の二つの損失との差 2.3% が給気流量増大による燃焼改善である。

図12 給気圧力変化

4.6 無過給機関における燃焼試験の評価

前述の燃焼を支配する個々の要素を組み合わせ、低質油 C 200 の燃焼改善を行った。機関の耐久性については、燃焼室壁の詳細な温度計測により評価した。さらに、燃焼と燃焼騒音との関連を調べ、燃焼の総合的な評価を行った。機関性能の代表として燃費と煙濃度を図 13 に示す。

(1) 噴射時期、噴射ポンプのプランジヤ径及びカムリフト、ならびに、噴孔径等の変更による噴射モードの適正化

(2) 冷却水温度上昇による冷却損失の低減

(3) 給気圧力上昇による油粒への熱エネルギーの供給増等の対策を行うことにより, C200 の燃焼において, A40 と同等の値を得ている. 85% 負荷では, C200 と A40 の当初の燃費差 18.1 g/PSh を上回る燃費の低減量 18.8 g/PSh を得た. また, 広範囲のトルク及び回転数の運転領域においても, C200 (改善) の燃費は, A40 の

それと同等であることを確認した. なお, C500 についても, C200 とほぼ同じ改善対策により, C200 に近い燃費を得ている.

機関の信頼性を確認するための連続耐久運転において, 燃焼室壁各部の温度を計測したところ, 機関の運転条件が十分安定しているにもかかわらず, ライナ各部の温度が周期的に変動していることを発見した.

図 14 には, 85% 負荷での A40 の燃焼試験中に得られた, 第 4 気筒ガス側トップリング位置の, 円周方向の 4 点におけるライナ温度の周期的変動を示す. 各点とも 2.2 分の周期で変動し, そのピーク位置は, A₃, B₃, C₃, D₃, A₃ の順に移動している. これは第 1 ピストンリングの合口付近からの燃焼ガスの漏洩を示すものである. ピストンリングは機関上部から見て時計回り方向に回転している. 温度変動の最大値は, 100% 負荷では 10℃ に達することがあり, この温度変動を考慮して, 燃焼室壁の熱負荷を評価した.

図 15 には, トルクと回転数を広範囲に変化させたときのガス側ライナ上端部 A₁ 点のライナ温度を, A40 と C200 (改善) の場合において示す. 図中の A_i, B_i, C_i, D_i, E_i, F_i, M_i は実測点である. C200 (改善) の場合は, 冷却水温度が 10℃ 高いにもかかわらず, 高トルク域では, 燃焼改善が著しいため, A40 の場合より低い値を示している.

図 16 には, 機関の回転数及びトルク, 給気温度 (20, 40, 80℃) 及び着火促進剤の添加率 (2X, 8X: X=0.1%) をそれぞれ個々に変化させた場合の圧力上昇率の最大値 ($dP/d\theta$)_{max} と機関騒音の A.I. 値 (オーバーオール値) との関係を示す. 図中の B_i, D_i, E_i は図 15 の実測点に対

図 13 無過給機関における性能改善

Load (%)	85	Tc2	80
Fuel	A40	Ts	40
θgc (deg)	-19	Boost (bar)	0
Nozzle	B		

Firing Order 1-3-4-2

Rotation Clock Wise from Fore End

図 14 ライナ温度の周期的変動

図 15 広範囲運転領域における燃焼室壁温度

図 16 圧力上昇率と機関騒音の相関

応ずる。図は、第 1 気筒のある一つの計測点における計測値であるが、それぞれの運転条件変化に対し、A.I. 値と $(dp/d\theta)_{\max}$ は関連を持って変化している。

図 17 には、機関回転数を一定 (2463 rpm) に保ち、トルクならびに給気温度を変化させたときの $(dp/d\theta)_{\max}$ と A.I. 値の相関係数を各周波数ごとに示している。図

図 17 各周波数における相関係数

中の 1, 2, 3, 4, 5 は図 3 の機関断面の上半平面において、燃焼室を中心とした半径 500 mm の半円周上を吸気側から排気側まで等間隔に定めた計測点で、“—” は 4 箇平均値を意味する。1.0 kHz から 2.5 kHz の間では、全計測点の相関係数は約 0.8 以上であり、相関が顕著である。このように、燃焼と燃焼騒音の関係の糸口を見出したことは、音響インテンシティ法が燃焼を評価するための新しい手段となりうることを示すものである。

5. 過給機関における燃焼試験

無過給機関 (4A-1) では、わずか 0.15 bar の給気圧力上昇による燃費低減量が全低減量の約 50% を占めており、給気流量の増大が最大の改善要素であることを示している。一方、過給機関 (3AAC-1) においては、空気流量は満たされているので、主として、噴射モードの変化によって燃焼改善を行った。

5.1 燃料噴射モード

5.1.1 噴射時期変化 図 18 は、85% 負荷において、噴射時期を変化させたときの噴射モード、針弁リフト及び燃焼モードを示す。噴射時期を遅らせると、噴射開始時期がシフトし、それに伴って着火時期が遅れ、最高燃焼圧力が減少する。静的圧送開始時期 θ_{gc} が 13° BTDC から 7° BTDC の間では燃費、煙濃度ともほとんど変化しないが、それ以上遅らせると急激に悪化する。燃費、煙濃度、最高燃焼圧力の点から θ_{gc} は 7° BTDC が適当と判断した。

5.1.2 噴射ポンプ及びノズル変化 噴射ポンプに関しては、標準仕様のポンプ I に比し、プランジャ径を 5%、カム速度を 10% 増大したポンプ II と、さらに、プランジャ室のデッド・ボリュームを減少したポンプ II (a) を使用した。燃料弁に関しては、標準仕様の燃料弁 A ($\phi 0.31 \times 5$) より噴孔面積を 24% 減じた燃料弁 C ($\phi 0.27 \times 5$) を組み合わせて、燃焼試験を行った。図 19 は、このときの噴射モードの比較を示す。ポンプ II の場合には、最高噴射圧力は、ポンプ I のそれとほぼ同じであるが、初期の圧力上昇率及び噴射圧力が高いため、燃焼が著しく改善され、100% 負荷では、燃費が 16.1 g/PSh 低減している。さらに、ポンプ II (a) とノズル C の組合

図18 噴射時期変化

図19 ポンプ及びノズル変化

せによって、最高噴射圧力はポンプⅡに比し、33%増大し、燃費が3.1 g/PSh低減された。図20に示すように、噴孔面積の減少は低負荷域での燃費低減に顕著な効果を示す。

5.2 燃焼改善の結果 過給機関に対し、燃料噴射システムのための改善による実用的対策を適用し、低質油C200の燃焼改善を確認した。図20は、船用特性曲線上の機関性能を示す。85%負荷では、噴射モードの最適化によって16.1 g/PShの燃費が低減され、この低減量は燃油C200がA40に対して、当初有していた燃費差15.2 g/PShより大きい。

C200の発熱量がA40のそれより3%低いことを考慮すると、船用特性曲線上の全範囲においてC200の燃焼は当初のA40の燃焼より優れている。なお上記の燃費低減量の中には背圧の低減による燃費低減量1.0 g/PShが含まれている。

機関の熱負荷を評価するため燃焼室壁の温度分布を詳細に計測したが、その一例として、100%負荷でのシリンダライナ縦断面のガス側の温度分布を図21に示す。熱電対の装着方法が適切なため、温度分布は滑らかな変化を示し、燃焼のわずかな相違を明確に示している。燃焼改善対策後のトップリング位置A₃点における温度は、A40の場合とほぼ同じで、ピストンリング及びライナの耐久性の面から考えても実用的に十分低い値である。

図20 過給機関における性能改善

図21 ガス側ライナ温度分布

6. 結 論

(1) 無過給機関において、低質油 C200 を燃焼する時、燃料噴射モード、冷却水温度を適正に保ち、わずか 0.15 bar の給気圧力上昇を行うと、良質油 A40 に匹敵する良好な燃焼が得られた。

(2) 過給機関では、給気流量は十分あるので、主として、燃料噴射系の改善により十分な信頼性と耐久性のある良好な燃焼が確認された。

(3) 一定の負荷条件では、ピストンリングが一定方向に回転していることを発見したが、この挙動は熱負荷を検討する上で興味ある事実である。

(4) 2 連のマイクを用いる音響インテンシティ法により、燃焼騒音を把えることが出来た。この新しい装置は、燃焼解析装置と並用することによって燃焼の挙動解析に活用できる。

なお、本研究にご協力いただいた、モービル石油(株)、小野測器(株)、三菱化工機(株)、ディーゼル機器(株)、日本電装(株)の関係各位、ならびに長崎大学横山技官、長崎大学熱流体研究室及び長崎総合科学大学熱工学研究の学生各位に謝意を表します。

〔質 疑 応 答〕

質問者 日立造船(株)技術研究所 水島一祐

〔質問〕 (1) 図10及び図12において、噴孔面積の減少により、噴射圧力は増大しているが、噴射率が減少するため、噴射期間が延びている。それにもかかわらず、燃料油滴の最適化により、燃焼は改善され、燃料消費は低減されている。しかし、図11によれば、噴射後期において、より高い噴射率となっており、後燃えが存在す

ると想像される。もし、後燃えを取り除くことが出来れば、燃料消費率は、より低減されると考える。したがって、燃費低減方法として、噴射の初期に高噴射率を得る様な reduced cam の適用が非常に効果的であると考え

る。(2) 著者らは、給気圧力を上昇することにより、燃料油滴に熱エネルギーを供給し、燃焼改善をしたと述べている。一方、図13に示されたように、煙濃度は給気圧力の上昇により減少している。すなわち、給気圧力の上昇により、シリンダ内にトラップされた空気量が增大するから燃焼が改善されたと考えているのいかか。

〔回答〕 (1) 噴孔面積の減少については貴意見のとおり。したがって、本研究では、噴射期間を延長することなく、噴射圧力を高めるために、カム速度及びプランジャ径を増大した試験を行っている。すなわち、標準設計の燃料噴射ポンプ I に比べて、カム速度のみを 14% 増大したポンプ II と、カム速度を 14%、かつ、プランジャ径を 5% 増大させたポンプ III を試作した。

図 A-1 は、ポンプ I とポンプ III の燃料噴射モードの比較を示す。噴射の初期において、ポンプ III の噴射圧力及び圧力上昇率はポンプ I より高く、噴射期間は短くなっている。その結果として、燃焼がわずかではあるが、改善されており、ポンプ III を用いた場合、100% 負荷で、燃料消費率が 2.5 g/PSh、煙濃度が 1.75 だけ減少している。本論文で示した図10及び図11は、ポンプ III について、さらに、ノズル噴孔径の適合条件を調べたものである。なお、参考のため、図 A-2 に、ポンプ I とポンプ

図 A-1 燃料噴射ポンプ変化(燃料噴射モード)

図 A-2 燃料噴射ポンプ変化(機関性能)

Ⅲの船用特性曲線上での機関性能の比較を示す。燃料消費率及び煙濃度は全域でポンプⅢの方が、ポンプⅠより低くなっている。

(2) 給気圧力を上昇させると、筒内圧力が上昇して着火が早まり、空気量の増大により、燃焼自身が改善され、燃焼終りも早くなる。ポンプ損失も低減される。

熱エネルギーの供給という言葉の中には、燃料噴霧の微細化による全表面積の増大と空気量の増大、さらに、スワールの強さ等も含んでいる。

質問者 川崎重工業(株)神戸ディーゼル研究室

園田憲一

〔質問〕 (1) 図 2 において、ADO35 と C200 はセタン指数がそれぞれ 35, 38 とほぼ同じであるにもかかわらず、ADO35 は、着火性において、他の燃油と著しい差異を示している。一方、C200 は、セタン指数 50 の船用ディーゼル油 A40、あるいはセタン指数 60 の自動車用ディーゼル軽油 ADO60 と、着火性において類似している。質問者の経験によれば、重油に関する限り、セタン指数は、着火性の指標には必ずしもなりえない。図 2 の結果から判断すれば、同様なことが高速機関用の比較的軽質の燃油について言えるかも知れない。特に、ADO35 のように FCC 軽油を含む燃油などの場合には、セタン指数が着火性の良い指標になりえないのではない

か。この点について、著者らの見解を知りたい。

着火時期を燃焼圧力の急激な上昇開始点として定義してあるが、具体的には、図 7 において、着火時期をどこにとるか。この方法と熱発生率曲線上で判断する方法では、どちらが良いと考えられているか。

(2) 本文において、給気温度を上昇させることにより、着火及び初期燃焼は改善されるが、主燃焼は改善されないと述べてある。このことは、非常に重要な結論なので、いまだ詳しく主燃焼について説明されたい。

(3) 図 16 及び図 17 に示された $dP/d\theta$ と A. I. の関係は非常に興味あるデータである。

$dP/d\theta$ を低減するために、着火促進剤を添加すれば良いと聞いている。着火促進剤についての実験データがあれば、お示し頂きたい。同時に、着火促進剤の添加によって、A. I. 及び $dP/d\theta$ がどのように変化するかにしても、お教え下さい。

〔回答〕 (1) 図 2 から示される着火時期の差が、必ずしも、二種の燃油の着火遅れの差ではない。というのは、それぞれの燃油で、実噴射時期が、わずかに違っているからである。

図 B-1 に C/H 比と着火遅れの関係を、図 B-2 にセタン指数と着火遅れの関係を示している。パラメータは給気温度である。供試燃油の着火遅れは、C/H 比、あるいは、セタン指数と、測定精度の範囲内で、良い関係が見られる。ただし、C200 は、他の燃油に比べ、若干異なった傾向を示している。

図 B-1 C/H 比と着火遅れ

図 B-2 セタン指数と着火遅れ

図 B-3 芳香族成分量と着火遅れ

図 B-4 着火時期の定義

図 B-3 は、アルミナゲルクロマトグラフィによって計測した芳香族の成分量と着火遅れの関係を示したが、C 200 の着火遅れは、芳香族の成分量が多いにもかかわらず短い。着火は C 200 に含まれている数 10% の A 重油の特性によって支配されることを実証する興味ある事実である。

同一運転条件下における、燃油 A40 と ADO60 の燃焼圧力及び熱発生率のモードを、図 B-4 に示すように、燃焼圧力の急激な上昇開始点 θ_1 を着火時期と定義している。熱発生率の極小点 θ_3 を着火点とすることも考えられるが、熱発生率曲線上で、極小点 θ_3 は明確につかみがたい。一方、点 θ_1 は測定したデータから、直接しかも精度良く決定できる。したがって、燃焼挙動の全体を解析するために、着火時期として、点 θ_1 を採用している。

(2) 給気温度を上昇することは、着火と初期燃焼の改

図 B-5 給気温度変化と機関性能

善対策であるが、主燃焼の改善にはならない。給気圧力一定の条件下及び給気流量一定の条件下で、給気温度を、30°C から 80°C まで変化させた場合の機関性能を図 B-5 に示す。給気圧力一定の場合、給気温度を上昇させると、給気流量が減少するため、燃料消費率と煙濃度は増加している。給気流量一定の場合でさえ、図 B-5 の破線で示す様に、燃料消費率と煙濃度は、わずかであるが増加している。

(3) 図 B-6 は、着火促進剤の添加割合を変化させた場合の、燃焼圧力及び圧力上昇率のモードを示す。着火促進剤の添加割合を増やしていくと、着火遅れは短くなり、圧力上昇率の最大値は減少する。燃焼圧力モードの変化は、図 7 に示した給気温度上昇の場合と、ほぼ同

図 B-6 着火促進剤の添加割合と燃焼モード

様の傾向を示す。

図 B-7 に、着火遅れの短縮度について、給気温度上昇と着火促進剤の添加量との比較を示す。給気温度を 40℃ 上昇させると、着火遅れは、クランク角度で 1.7° 短くなり、着火促進剤を約 0.4 % 添加したのとはほぼ同等

図 B-7 着火遅れの比較

図 B-8 着火促進剤の添加割合と機関性能

である。

図 B-8 は、着火促進剤の添加割合を変化したときの機関性能を示す。着火促進剤を増やしても、燃料消費率と煙濃度は、ほとんど変化しない。着火促進剤を利用する方が、給気温度を上昇させるより、燃費節減の意味では、より有効な手段である。

二連のマイクを使用する音響インテンシティ解析装置 CF-502 と燃焼解析装置 CB-366 と並用して、燃焼の挙動との関連で燃焼騒音を調べた。

図 B-9 は、燃油 A40 に着火促進剤を添加させたときの、A.I. 値の周波数特性を示す。着火促進剤の添加割合を増加させると、A.I. 値は周波数の全域で減少している。

図 B-10 は A.I. のオーバーオール値と最大圧力上昇率 ($dP/d\theta$)_{max} との関係を示す。パラメータは、気筒番号である。着火促進剤の添加割合を増加させると、最大圧力上昇率が低下し、A.I. 値も最大圧力上昇率と共に減

図 B-9 着火促進剤の添加割合と燃焼騒音の周波数特性

図 B-10 ($dP/d\theta$)_{max} と A.I. 値との相関 (添加促進剤添加割合変化)

少する。なお、ADO60の燃焼についても、同じ傾向があった。

質問者 ヤンマーディーゼル(株)技術研究所 山田 正
 [質問] (1) 低質油燃焼における主要部品の耐久性について。

低質油のテストにおいて、次のことが重要と思うので、そのことに関して、著者らの御意見、トラブルの経験及びその改善対策をお聞かせ頂きたい。

- a) ピストンリング、シリンダライナ及び排気弁の摩耗
- b) 燃料噴射システムの耐久性、特に、燃料噴射ノズルについて
- c) 潤滑油の汚れ

(2) 低速、低負荷における燃焼性能について。

機関性能が100%負荷で、最適化されるとすれば、低速、低負荷での機関性能は、白煙及び臭気の点で、関心事の一つとなる。低質油燃焼試験において、低速、低負荷での白煙及び臭気についての経験をお持ちか。もし、そうであれば、改善対策についてはいかがか。

[回答] (1) 低質油の燃焼における耐久性において、最も重要な問題は、ピストンリング、シリンダライナ及び吸排気弁と弁座の腐食摩耗及びアブレイシブ摩耗である。これらの問題は、燃焼の質と燃焼室壁の温度分布によって決められる。

a) シリンダライナの温度分布については、無過給機関4A-1の場合、図14に示したように、燃焼室壁を代表する24点において、また、過給機関3AAC-1の場合は、19点で詳細に計測した。

図15は、トルクと回転数を広範囲に変化させたときのトップリング位置より22.7mm上のA₁点で計測したガス側ライナ温度を示す。

C200(改善)の場合、A₁点の温度は、冷却水温度が10℃高いにもかかわらず、高トルク域で、A40のそれより低い値を示している。過給機関の場合も、本文の図21に示したように、C200(改善)では、シリンダライナ上部の表面温度は、A40のそれよりむしろ低い値を示している。したがって、低質油燃焼時、最も重要であるピストンリングとシリンダライナの摩耗、燃焼室壁の熱負荷とも、十分安全である。A重油に匹敵する燃焼により、未燃炭素によるピストンリングとライナならびに排気弁と弁座間のアブレイシブ摩耗の問題はない。

b) 過給機関の場合、低質油の燃焼を改善するため、カム速度、プランジヤ径、ノズル噴孔面積の変更により、噴射圧力を800 barから1000 barへ高めた。この場合の燃料ポンプとノズルの耐久性については、計測された燃料噴射モードにおいて、キャビテーション現象がないことを確認しており、耐久性に関する問題はない。

c) 良好な燃焼と適切な冷却システムのため、100%負荷のときのライナの円周方向の温度変化が25℃以下であるので、燃焼ガスのクランクケースへの漏れも少な

図 C-1 広範囲運転領域での機関性能 (無過給機関)

図 C-2 広範囲運転領域での機関性能 (過給機関)

図 C-3 広範囲運転領域でのライナ温度
(トップリング位置)

く、かつ、ライナ温度のレベル自身が十分低いので、潤滑油の劣化の恐れはないと考える。

(2) 広範囲のトルク及び回転数の運転領域において、機関性能と熱負荷との関係を確認した。

図 C-1 に、無過給機関における A40 と C200 (改善) の燃費の比較を示す。C200 の燃料消費率は高トルク域では、A40 のそれより良好である。低負荷域でも、C200 の燃料消費率は、A40 とほとんど同じで、船用特性曲線上の 12.5% 負荷では 220 g/PSH である。

図 C-2 は、改善仕様の燃料噴射システムを持つ過給機関の場合の広範囲運転領域における燃料消費率と煙濃度について示しており、全範囲で A40 の燃費より低い。

図 C-3 は、広範囲運転領域における過給機関のトップリング位置 A₃ 点のシリンダライナ温度を示す。改善対策後の C200 のライナ温度は、A40 の場合と同様であり、12.5% 負荷のとき、トップリング位置でのライナ温度は 100°C である。なお、上述の運転範囲においては、白煙及び臭気の問題は全くない。

質問者 三井造船(株)技術開発本部 遠藤裕久

〔質問〕 (1) FCC 法あるいはビスブレキング法等の方法によって精製される分解軽油とブレンドすることにより、ディーゼル油のセタン価が減少することが予想される。高速ディーゼル機関は、将来、セタン価の低い燃油を使用する必要にせまられるであろうし、このため着火遅れの短縮が必要であろう。

貴論文の図 8 に示されるように、給気温度と燃油温度の上昇は、着火遅れの短縮に効果がある。燃油温度が高いと、可燃混合気を形成する時間が短縮されることは理解できる。しかし、化学的着火遅れは燃油温度の上昇によっては影響されない。ディーゼルノックは着火遅れ期間中の可燃混合気の量に依存するので、同一着火遅れの場合、可燃混合気の量が多いとディーゼルノックは改善されない。燃油温度変化試験における $dP/d\theta$ の変化を示して下さい。

(2) 運航経費節減のために、高速ディーゼル機関でも、低質油を使用することは注目値する。

低質油を燃焼する場合、種々の対策によって、燃焼性能及び燃焼室壁の温度を良質の船用ディーゼル油と同等な値に保つことはできる。しかし、最も困難なことは、船用ディーゼル油で運転する時と同等な信頼性と耐久性を維持することであり、したがって、潤滑油の汚れ及びピストンリングの摩耗等の試験が必要と思う。信頼性を維持するための対策に関して、これから先、どのような計画をお持ちですか。

(3) 燃料消費率における冷却水温度の効果は非常に大きく、熱効率の改善は冷却損失の減少によると結論づけられている。しかし、燃料消費率の改善は燃焼自身の改善とか、摩擦損失の減少といった要素によるものと考えている。この点について、著者らの見解をお聞きしたい。

〔回答〕 (1) 給気温度の上昇及び着火促進剤の少量の添加により、着火の改善を行った〔園田氏への回答(3)を参照〕。燃油温度を 80°C から 100°C まで変化させても、粘度の差が少ないので、着火を含め初期燃焼の差はほとんどない。図 D-1 に燃焼圧力及び圧力上昇率のモードを示す。

(2) 機関の信頼性と耐久性に関しては、山田氏への回答(1)を参照されたい。

(3) 冷却水温度の上昇による燃料消費率の低減の主体は冷却損失の減少によるものである。冷却損失の中には燃焼改善ならびに摩擦損失の低減も含む。

図 D-1 燃油温度変化と燃焼モード