

船用ディーゼル主機に関する省エネルギー

Energy-Saving on Marine Propulsion Diesel Engines

中野英明*

Hideaki Nakano

1. はじめに

船用ディーゼル主機関は、高度成長期においては高出力化が課題であり、低速2サイクルディーゼル3機3軸8万馬力、中速4サイクルディーゼル3機1軸4万馬力など年ごとに出力が増大した。

昭和48年の第一次石油危機を契機として、タンカーの繋船、スロースターティングなど事態は一変し、その後の需要はたかだか1万馬力ないし2万馬力の出力規模に低下し、蒸気タービンの需要は極度に減少し、ディーゼル主機が主流となった。

MOTOR SHIP 誌(英国)の統計によれば、1983年に世界で建造された2,000トン以上の商船の99%はディーゼル船で、合計出力942万馬力、そのうち、日本で製造されたディーゼル主機は494万馬力となっており、日本の市場占有率は52%である。

船用主機の主流がディーゼルとなった理由は、要求出力が低下したことで、熱効率に優れていたことによるが、第一次石油危機後の10年間にわたる省エネ努力が徐々にではあるが着実に成果を上げたことが、大きく貢献している。

以下、過去10年間の燃費節減の経過をプラントおよび主機に関して考察し、技術課題を提示し、将来展望の拠り所としたい。

2. 船用推進プラントの省エネルギー

船舶の省エネルギーに関して、運航採算の見地から船の**大形化**や**船速のスローダウン**が計られ、技術的見地からは、

- (1) 推進効率改善
- (2) プラント総合熱効率向上

が実績によって逐年裏付けられつつある。

図-1に、推進の省エネルギー進展経過¹⁾を示す。本図

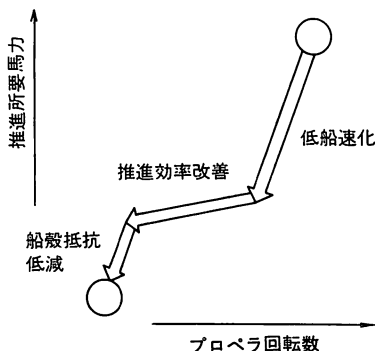


図-1 船舶推進の省エネルギー

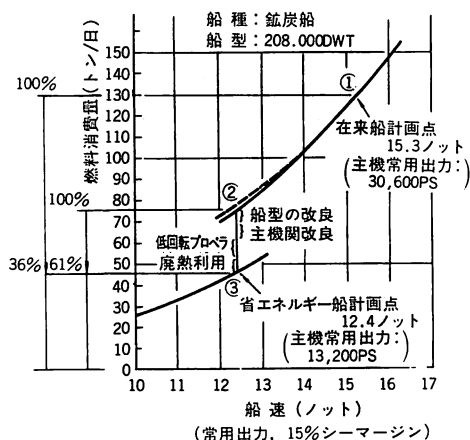


図-2 省エネルギー比較

から低船速化、推進効率改善、船殻抵抗低減等の効果の度合が分るが、具体的には事例によって説明を試みよう。

図-2は、20万トン鋼炭船の省エネルギー評価例²⁾(当社)である。本図において、在来船とは石油危機以前の考え方による船を設定し、省エネルギー船とは1982年建造の超低回転(45RPM)プロペラ装備船を対象としている。図中①は在来船計画点、②は在来船の低船速化を、③は省エネルギー船計画点であるが、本図により②から③への燃費は61%に低減したことが分る。

* 川崎重工業(株) 技術開発本部ディーゼル研究室室長
〒650-91 神戸市中央区東川崎町3-1-1

石油危機前と比較すると、①から③へ燃費 (TON/DAY)は36%に低下しているが、船速の違いを補正すると、44% (TON/距離)に低下したことになる。以上は1事例に過ぎないが、最近の省エネ船を第一次石油危機前と比べると、50%以上の燃費節減が実現していると判断しても大きな誤りはないと考えられる。

50%の省エネの中から船速スロウダウン効果を除いたものを、技術的省エネと考えて以下に推進効率改善とプラント総合熱利用向上事例を紹介しよう。

2.1 推進効率改善

船体を所定船速で外部から牽引する場合必要とする馬力と、同一船速で自航する同じ船のプロペラに必要な馬力の比が推進効率である。

船速が遅く、プロペラの回転数が低く直径の大きいプロペラで、かつそれぞれの相関が最適である場合には、推進効率が向上する。プロペラから押し出される水流の速度が遅いと損失が減少し推進効率が向上する訳である。推進効率は船種、船形、船速等の種々の要因によって異なり、回転数低減による効果はその度合いが異なるとしても効率改善に結びつくので、計算例を図-3

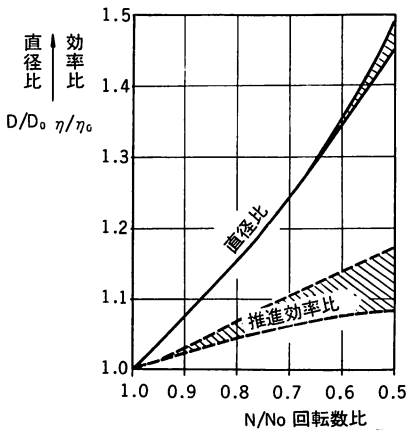


図-3 推進効率

に示す。η/η₀は基準とした船に対する効率比を示し、D/D₀は基準プロペラに対する直径比で同一船速条件におけるものである。プロペラ回転を50%低下させると、プロペラ直径は45~50%増大し効率率は8~19%改善され、エンジン出力の8~19%低減を実現し得る。

1982年当社で建造した船は、世界最大の11m直径の3翼可変ピッチプロペラを装備し、回転数45RPMで大幅の省エネを達成した。

2.2 プラント総合熱利用率の向上

船用推進プラントの場合、通常搭載主機は2サイク

ル低速ディーゼル機関または中速4サイクルディーゼル機関である。最近コージェネレーションプラントなど、熱利用の向上について種々研究され実現されつつある。船舶の場合、航海、停船荷役、冷暖房切換、船種や用船法の条件の相違があるとしても、熱需要は陸上の熱電併給プラントに比べて、限定されるので、出力への転換が究極目標となる。

主機ディーゼルの熱効率向上の結果、排ガス温度は最近の2サイクル低速ディーゼルでは240℃~280℃、馬力当り空気量5.9~6.5kg/PS.H、中速ディーゼルでは350℃~400℃、空気量5~5.5kg/PS.H程度までに低下してきている。

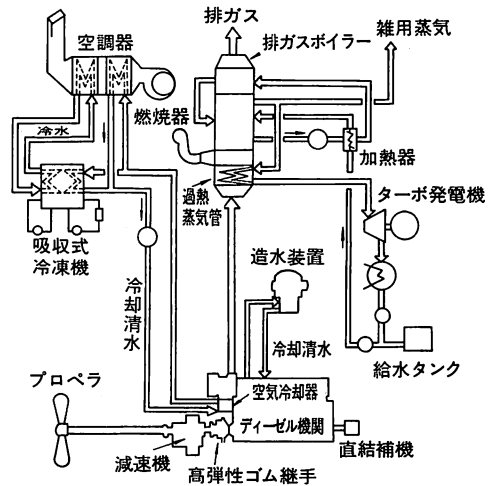


図-4 KSEプラント

図-4には、1978年の建造船に適用されたKSEプラント(当社例)の熱利用実例を示す。排ガス熱量は排ガスボイラーによって回収され、発生蒸気によってターボ発電機を駆動し船内電力を賄い、過剰空気冷却器の除去熱量は吸収式冷凍機により船内冷房に利用される。機関の冷却水は造水装置に導かれ熱回収が行われている。本船では、航海中は補助ディーゼルや補助ボイラーを使用しない計画となっている。その後、各造船所では様々の新計画が実行され、改善が計られている。

図-5には、最新のロングストローク低速2サイクルディーゼル機関プラントの熱利用例を示す。図に示すようにディーゼル主機関の常用出力の正味熱効率は51.9%に達しており、排ガスや過剰空気の熱は排ガスボイラーで蒸気に回収され、蒸気に置換された熱量は17.5%、造水装置に利用されたシリンダ冷却水熱は3%である。

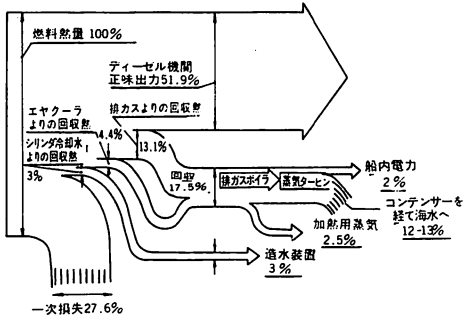


図-5 船舶推進プラントの熱利用

これらの積算回収熱量は72.4%に達している。本船の場合、熱需要は2.5%に過ぎないため、回収された蒸気の熱は蒸気タービンによって動力として発電に利用し、2%の電力に転換している。2%の電力のうち1%が主機運転用補機駆動に使われ、残り1%が船内電源用である。

廃棄せず利用した熱を、燃料熱量で除した値を総合熱利用率と呼べば、その値は、 $(51.9+2+3+2.5)=59.4\%$ である。船内に熱需要があればこの値を前述の72.4%にまで高めることが可能であるが、熱需要が小さいため効率の悪い動力転換を行わざるを得ない。したがって、船用に関しては、動力転換の効率を改善する事が技術課題となってきた。排ガスボイラに関して、燃料性状の低質化のため硫黄分や汚れの問題があり、低温腐食による温度限界以下にガス出口温度を下げ得ず回収率の改善は次第に困難となってきた。耐食性に

優れた素材の適用研究が必要である。

3. 主機ディーゼル機関の熱効率向上

3.1 熱効率向上の経過

1973年末の第一次石油危機以来、5年間は主機ディーゼル自体の熱効率向上は僅少であったが、1979年以後急速に向上した。その経過を図-6に示す。

1974年から'79年にわたって、4サイクル中速ディーゼル機関が低速2サイクルディーゼル機関よりやや低燃費であることが示されている。この期間には、中速ディーゼルを減速機と結合し、プロペラの低回転化を計ったギヤードディーゼル方式の採用例が増大した。

1979年以後、2サイクル低速ディーゼル機関の低回転化、ロングストローク化の開発が進み、燃費の改善が急速に進歩し再び2サイクル低速ディーゼルの採用が増大し現在に至っている。業界における低燃費競争は激烈を極め、新規開発機関のライフサイクルは著しく短くなったが、その結果主機自体の熱効率は壁と考えられていた50%を超え、極く最近では52.5%の事例さえ生じている。

石油危機当時の燃料消費率水準150g/PS.Hから10年間で120g/PS.Hへと、20%の省エネを達成したことになり、この水準の燃料消費率が実用化されていることは極めて画期的な事である。

表1および表2に、最近の2サイクル超ロングストロークディーゼル機関の代表例と、4サイクル最大級

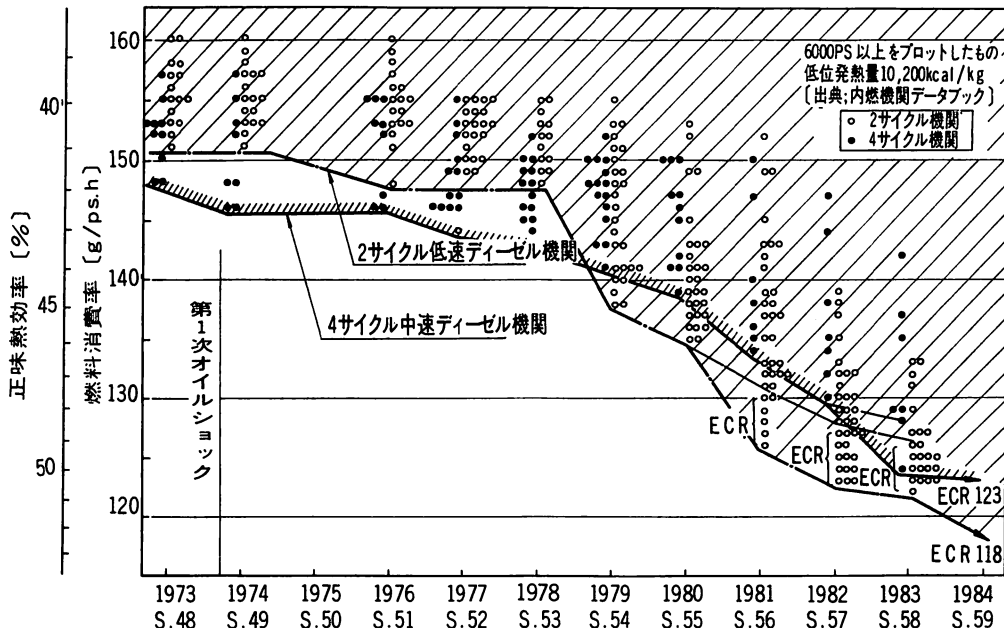


図-6 燃料消費率の経過

表1 2サイクル超ロングストロークディーゼル機関代表例

メーカー	型式	直径D/行程S [cm]	定格回転数 (RPM)	正味平均 有効圧力 (bar)	シリンダ当り出力 (KW(PS))	出力範囲 (PS)(シリンダ数)
MAN-B&W社	L90MC	90/291.6	74	16.6	3706(5040)	20160~60480
	L90MCE	[S/D= 3.24]	~ 60	~13.0	~2970(4040)	(4) (12)
	L35MC	35/105	200	16.6	559(760)	3040~6080
	L35MCE	[S/D= 3]	~163	~13.3	~ 449(610)	(4) (8)
SULZER 社	RTA 84 _{R1}	84/240	87	15.35	2960(4030)	16120~48360
	RTA 84 _{R4}	[S/D= 2.86]	~ 70	~13.53	2100(2850)	(4) (12)
	RTA 38 _{R1}	38/110	190	15.44	610(830)	3320~7470
	RTA 38 _{R4}	[S/D= 2.89]	~152	~13.61	~ 430(580)	(4) (9)
三菱重工業㈱	UEC60L _{MR}	60/190	110	15.99	1544(2100)	10500~16800
	UEC60L _{ER}	[S/D= 3.17]	110	~13.59	~1313(1785)	(5) (8)
	UEC37L _{MR}	37/88	210	15.85	515(700)	3500~5600
	UEC37L _{ER}	[S/D= 2.38]	210	~13.47	~ 438(595)	(5) (8)

(注) 本表はシリーズ機種のうち、最大出力と最小出力機種のみ表示した。
 MAN-B&WのMCE, SULZERのRTA \square_{R4} , UECのUEC \square_{ER} は
 それぞれ経済定格出力下限を示す。

表2 4サイクル最大級中速ディーゼル機関代表例

メーカー	型式	直径D/行程S [cm]	定格回転数 (RPM)	正味平均 有効圧力 (bar)	シリンダ当り出力 (KW(PS))	出力範囲 (PS)(シリンダ数)
MAN-B&W社	L58/64	58/64	428	20.15	1215(1652)	9912~14868 (6L) (9L)
SEMT社	PC4-2E	57/62	400	20.8	1104(1500)	9000~27000 (6L) (8V)
	PC40	57/75	350	21.75	1215(1652)	8260~14868 (5L) (9L)
MaK社	M601AK	58/60	425	17.4	980(1333)	7998~11997 (6L) (9L)
SWD社	TM620	62/66	425	19.1	1350(1835)	11010~22020 (6L) (12V)

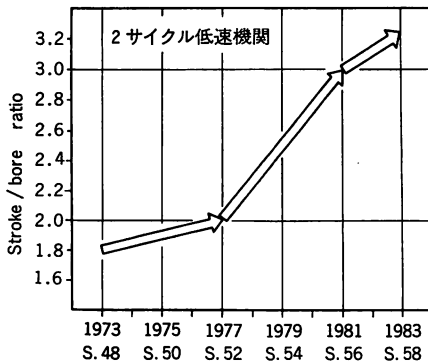


図-7 ストローク / ボア比の経過

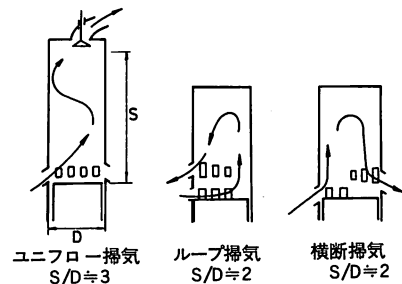


図-8 掃気方式

中速ディーゼル機関代表例を示す。

3.2 ロングストローク化

低速2サイクルディーゼル機関は、本来プロペラ直結方式を前提として開発されている。推進効率改善の

ため低回転化を計るのに、ピストン平均速度を下げる
 ことなくこれを実現するのが、コスト面で有利である。
 したがって、ストローク/ボア比を増大すること、つまり
 ロングストローク化が進んだ。その経過を図-7に
 示す。

ロングストローク化の進展につれて、従来のループ

掃気方式や横断掃気方式の2サイクル低速ディーゼルはその生産を中止し、現在では主要な低速2サイクルディーゼルはほとんどユニフロー掃気方式に転換した。ユニフロー掃気方式はロングストロークに適しているが、ループや横断掃気方式ではある限度を超えると適応しないことが、判然としてきたことによる。図-8に掃気方式を示す。

ロングストローク化、低回転化を進めると、ユニフロー掃気の場合、有効行程を相対的に増加し得ること、また、掃気法には関係しないが、低回転化により燃焼初期やあと燃え時間相当のクランク回転期間を相対的に減少し得るので、シリンダー内有効仕事を増大し熱効率を向上出来ることが判ってきた。

以上のごとく、推進効率改善のため低回転化を計り、ロングストローク化へ移行したが、その結果機関自体の熱効率も少なからず改善されることとなった。

3.3 過給方式の変遷

ディーゼル機関の排気ガスは、サイクルごとに排出されるのに対し、排気ガスタービン過給機は定常的な回転によってこのエネルギーを回収し、ターボブローを駆動してエンジンに過給空気（あるいは掃除空気）を供給する。このため、排気ガスを排気タービンに導入する排気配管方式に関しては、多くの研究^{3), 4), 5)}工夫が行われ効率の改善が実施されている。

この方式には、動圧過給方式、静圧過給方式やその中間的な方式が開発されてきた。動圧過給方式は部分負荷や過渡特性に優れており、静圧過給方式は高出力運転に適性を有している。

したがって、過給度（（過給出力-無過給出力）を無過給出力で除す）が少くとも2~3に達した現用の船用主機ディーゼル機関に関しては、燃費低減に効果をもたらす静圧過給方式を採用する実例が増加している。

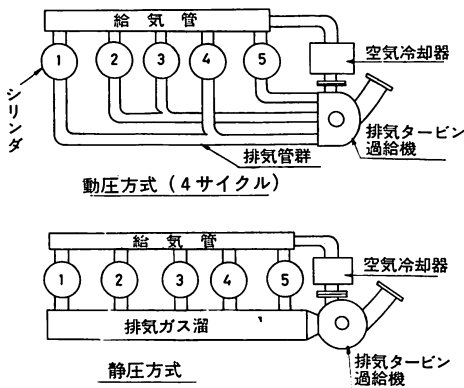


図-9 動圧/静圧方式

図-9に動圧/静圧方式を示す。

3.4 燃焼最高圧力の増大

サイクル熱効率を上げるには、正味平均有効圧力に対する燃焼最高圧力比率を上げること、燃焼最高温度を上昇させることが有効な手段である。図-10に燃焼

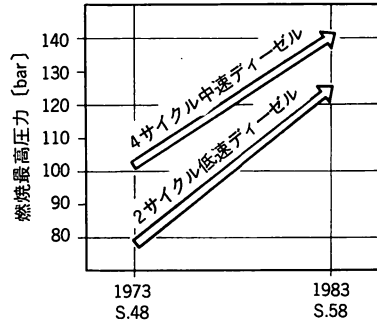


図-10 燃焼最高圧力の変化

最高圧力のここ10年間の変化を示す。2サイクル低速ディーゼルの最高圧力上昇の比率は、この間の出力増大の割合より大きく、燃費改善に最高圧力の増大が大きく寄与したことを示している。

燃焼最高圧力の増大は、エンジン主要部の応力、面圧の増大をもたらすので、信頼性を保持するには、設計上の限界を確認し、強化を計る必要があり、この面での研究開発が、省エネの裏面を支え、有限要素法や疲労⁶⁾ に関して評価計算技術の進歩を促した。

先述の図-6に記されているECRや表1の経済定格出力とは、MCR(連続定格出力)の60~80%程度まで出力を下げ、一方燃焼最高圧力はMCRと同一に上昇させることによって、燃費を改善するDeratingを指している。経済定格ではMCRに比べて3~4g/PS.H燃費が下がるので、(図-11参照)、主機と船体との適合に関して、選択範囲が広がれることとなった。図-11には塩田⁷⁾によるDerating testにMCR, ECRを追記した事例を

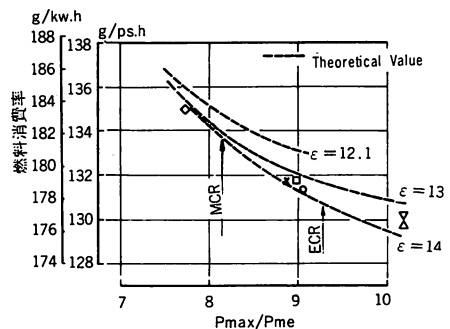


図-11 Derating 実験結果

示す。Pmaxは燃焼最高圧力、Pmeは正味平均有効圧力で、εは圧縮比である。Pmax/Pmeやεの増加が燃費低減に有効であることを示している。

3.5 効率改善の諸要因

船用ディーゼル領域における過給機（ターボチャージャー）の適用は1950年代に実用普及し、その後過給度の上昇につれて、1段ターボプロアの圧力比も上昇し現在3～4に到達しており、エンジン比出力も3～4倍に向上した。過給機総合効率は当初の50%の水準から65%の水準に向上し、エンジン熱効率改善に貢献している。これらはタービンケーシングの冷却損失の低減や、プロアインペラのバックワードペーン適用等々細目の効率向上研究の結果であるが、最近の傾向として、エンジン特性とのマッチングを重視し、それぞれのエンジンメーカーが過給機を自製する事例が増加している。

船用の中速や低速ディーゼルの研究実験は莫大な費用を要するので、理論解析、シミュレーション計算により性能向上予測が必要でかつその精度も向上しつつある。理論的取扱いが難しいのがディーゼルの燃焼過程である。定常燃焼でさえ難しいが、ディーゼルエンジンでは、サイクルごとに噴射する燃料の時間当り燃焼率が性能に重大な影響をもつので、その研究の必要

性が高くこの面の研究⁶⁾も進展しつつある。

大型低速ディーゼルの燃焼状況の一例を図-12に示す。熱発生率を高めて、燃焼期間を短縮すれば熱効率は改善されるが、燃焼後期の熱発生率を高めるとともに燃焼を早く完了させるのが理想である。

4. おわりに

石油危機後、当時の熱効率42%をさらに1%上昇させることは至難の業であろうとの議論があり、船用燃料の低質化、高粘度化を合せ考えると、船用主機としてのディーゼルの適合性を疑問視する意見も散見された。しかし実際には、この10年間飽くことなく粘り続け、ついに熱効率50%以上の実用化に成功したことは、非常に意義深く他の原動機の追従を許さぬ地位をますます強固にした。

そして、現時点において熱効率改善の諸要因はまだ飽和点に達しているとは考えられず、将来、さらに向上せしめ得るとの確信を強くしている。

しかし反面、船用ディーゼル主機の燃料は150～300 Cst (50°C)のパンカーオイルが現用されているが、近い将来700Cstに高粘度化し、残炭、硫黄、バナジウム等の含有量が増大する見込みである。特に接触分解装置によるアルミナシリカ触媒粒子混入のスラリー油をブレンドした高比重の低質燃料が市場に出現しつつあり、エンジンの信頼性、耐久性の阻害要因となってきた。

熱効率向上の方策にも、最高圧力増大のように信頼性を阻害する要素もあるため、燃料低質化傾向と合せ考えると、熱効率向上の実現を余りに急ぎ、信頼性を損なうことがあってはならぬと、考えている。

参考文献

- 1) M. Briner 他; A Major Contribution to Fuel Economy ISME Tokyo '83, P.17.
- 2) R. Kawazumi 他; An Energy Saving Propulsion Plant Equipped with 2 cycle Slow Speed Diesel Engine and Reduction Gear, ISME Tokyo '83, P.115
- 3) K. Zinner ; Aufladung von Verbrennungs-motoren, Springer Verlag (1975).
- 4) 東 他; 船機誌, Vol. 18. No.10, P. 773.
- 5) 李家 他; 船機誌, Vol. 15. No.12, P.167.
- 6) 中村 他; 船機誌, Vol. 18, No.9, P. 657.
- 7) 塩田 他; Development of Energy-Saving UECHA Engine, ISME Tokyo '83, P.31.
- 8) 内燃機関の燃焼モデリング, 機学会 572講習会, 昭和58年12/19, 20.

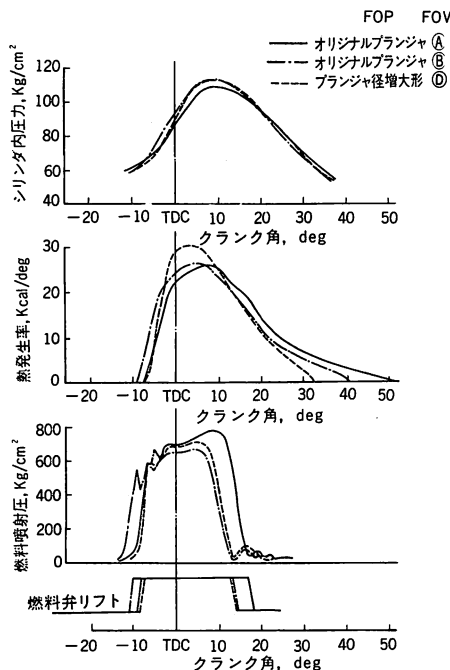


図-12 噴射圧、熱発生率およびシリンダ内圧 (K10SZ90/16OBL, 100%負荷時)