

巨大化する船用ディーゼル機関

日立造船KK, 内燃機基本設計課* 大 坪 昇

1. まえがき

最近の船舶の動向は油送船の大形化, 定期貨物船の高速化, ならびにコンテナ, 木材, 自動車運搬船など一般貨物船の専用船化がその中心となっている。特に油送船の大形化に対するスピードは実にめざましく, 過去4〜5年の間に5万トンから20万トンに上昇し, すでに30万トン, 50万トンの船が話題に上りつつある状況である。言うまでもなく, これは先ごろのスエズの動乱に起因するのであって, 現在スエズ運河を航行し得る船の大きさは運河の深さに制限されて約8万〜10万トンまでとされているのであるが, この運河が通れないとなると中近東の油を欧州に運ぶ油送船は遠くアフリカ南端を廻ることになり, 船の大きさはもはや深さに制約を受けることなく, 一途に経済性の面からのみ研究されることとなり, これが今日のごとき巨大船ブームに拍車をかける結果となったわけである。これに呼応して搭載される主機関も当然大出力のものが要求され, これがディーゼル機関を大形化から巨大化へと進ましめる結果となった。本稿ではその状況ならびに問題点などにつき, なるべく平易に解説してみたいと思う。

2. 船舶の大形化とディーゼル機関との関係

ディーゼル機関の巨大化について述べる前に, まずそのバックグラウンドとなっている船舶の過去における状況を見ておこう。図1に明らかなように, 1958年は前回のスエズブームの頂点であって世界的に未曾有の建造量をマークした。すなわち, この年の全世界における進水量は約930万トンであったが, その後3年間は逐次低下している。ところが1962年よりふたたび上昇し始め, 年とともに増加の一途をたどり1966年度では実に1430万トン強を記録し, わずか5年間で2倍の進水量となっていることはまことに驚たんに値する。一方この図のなかで

* 大阪市此花区桜島北之町5番地

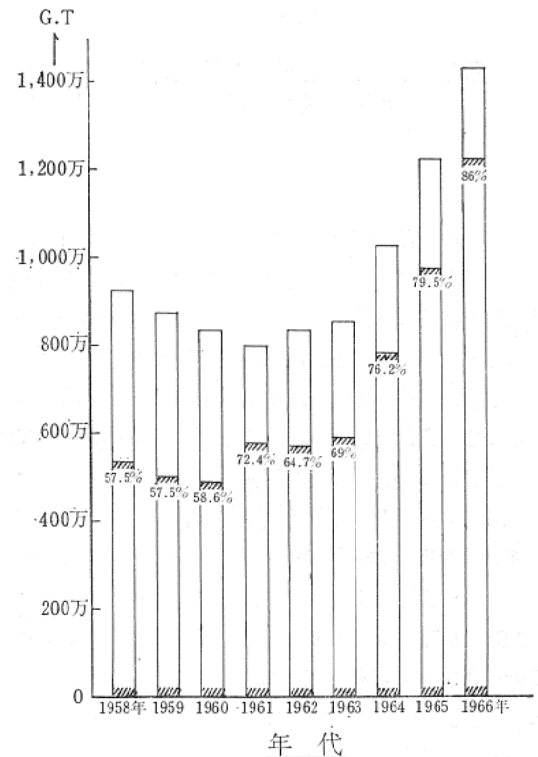


図1 世界の船舶進水量の推移ならびにディーゼル主機の占める割合(ロイド統計資料による)

注目しておかねばならぬのは, これらの船の主機としてのディーゼル機関の占める割合である。図中ハッチングをしたものがそれを表わしている。それまでは50%台であったものが1961年を境にして60%以上となり, 年々その割合は上昇し, 1966年度では実に86%がディーゼルで占められるに至っている。ではなぜ1961年からディーゼルの占める率が大巾に上昇したかについて考えてみるに, 1960年から1961年にかけて B & W, Sulzer, MAN, など世界の主要ディーゼルメーカーの間で, シリンダ直径840〜900mmの大形ディーゼル機関が開発され, それまでのディーゼルの最大出力15,000馬力が約25,000馬力まで一挙に上昇し, 当時の大形油送船3〜5万トンの主機として採用され始めた事実と一致することは興味深いことと言わねばならない。その後これらの大

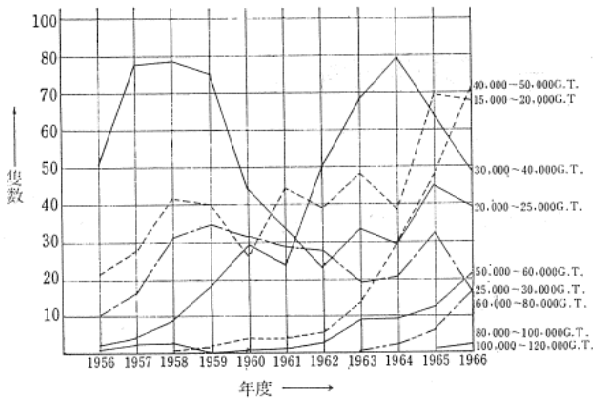


図2 世界進水船舶の歴年別、総トン数階層別隻数推移 (15,000 G. T. 以上の船舶, ロイド統計資料による)

形ディーゼルがさらに馬力アップされ、各ライセンサーの間でどんどん生産され、性能も安定し、それが船主間に確認されるに至るや、物凄い勢いでタービンを駆逐する結果となった。図2は船の大形化がどのように進められてきたかをグラフで示したもので過去10年間の統計が入れている。これを見てわかるように1950~1960の約10年間は2~2.5万トンの全盛時代であったが、1956年頃より3~4万トンの船が出はじめ、これが急速のびて1961~1965の5年間の王座についている。続いて1958年には4~5万トン、1960年には5~6万トン、1963年には6~8万トン、1965年には8~10万トン、1966年には10~12万トンの船が建造され、いずれも年々その建造隻数が増し1966年の末には、ついに20.9万トンが出現するに至ったことはまことに驚たんのほかはない。

3. 大形ディーゼル機関の発展過程

前項で述べたごとく船の大形化に歩調を合わせ、常にタービンと競走しながらディーゼルは大出力化の道を着々と歩んで来た。この模様を図3に示している。この図からわかるように過去における船用大形ディーゼルは大手8社のライセンス機関によって占有されている。そして1963年を転機としてB & W機関とSulzer機関とが著しく伸び、MAN機関がこれに続いた形をとっている。この3型式はいずれも年間100万馬力以上を生産しており、1966年度でこれらによる市場占拠率は実に78%強に達している。またこの図は同時に日本のディーゼルメーカーが世界に果している役割の偉大さを物語るものでもある。すなわち1966年度の日本における生産量は約290万馬力を突破し、世界生産高の42%強を占める。またメーカー別にこれを見ると1966年度ではわが国の大手

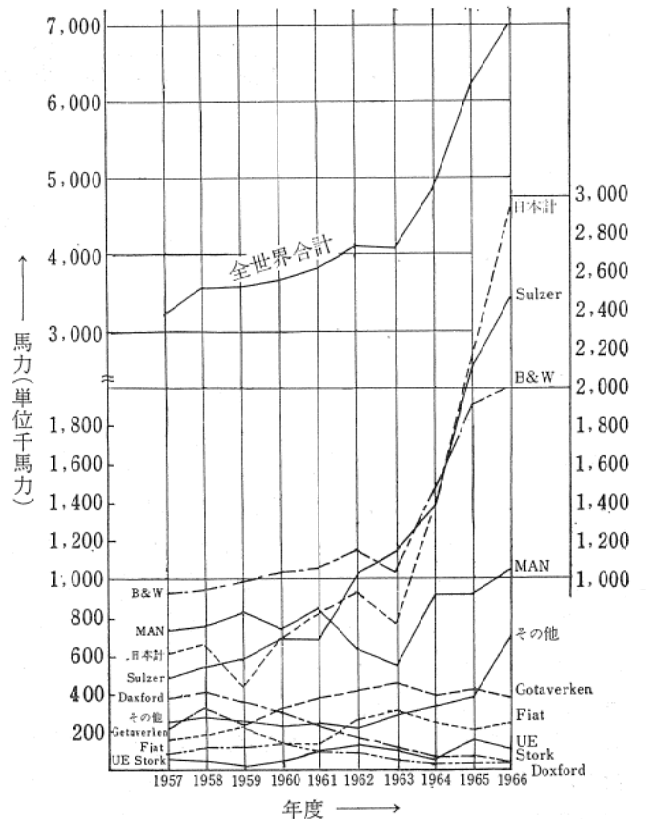


図3 世界の大型ディーゼル機関型式別生産状況

メーカー6社が世界のベストテンに入っているのみならず1位から5位までを独占し、そのいずれもがB & W, Sulzer, MANの各ライセンサーの自社工場生産高を大巾に上廻っている。さて、ディーゼル機関の大形化の過程をつぶさに調べて見ると1953年B & W社が排気ターボチャージャ付2サイクル機関を開発し、大形ディーゼル発展へのきっかけを作った。より今日に至るまでの期間を大きく4段階に分けることができる。表1はそれを示したものでシリンダ直径が順次階段的に大きくなっていくとともに、平均有効圧力もステップを踏んで上昇していることが了解されよう。また図4は今日までに各年度に生産された最大馬力のものをグラフ化したものである。

現在、就航している最大馬力のディーゼル機関は1964年から就航している日立B & W 1284-VT 2BF-180型、ならびにIHI Sulzer 12RD 90型であって、いずれも27,600馬力である。一方、1シリンダ当りの出力で最大のものは1967年川崎重工で完成された川崎MAN K 9Z 93/170Eの1シリンダ当り2,750馬力と記憶している。しかし前述のごとく船舶の急激な巨大化はさらに大形のディーゼルの必要とし、各社はそれにこたえるべく開発につとめ、すでに各社の仕様が発表されるに至っている。

表1 2サイクル大形ディーゼル機関開発状況一覧表

開発年次	機 関 型 式	シリンダ径 mm	PS/cYL	R/M	Pme kg/cm ²	Cm m/sec	出力率
1953~ 1956	B&W 74-VTBF	740	1250	119	6.86	6.35	43.5
	Sulzer SAD 76	760	1330	118	7.22	6.1	44
	MAN KZ78/140c	780	1330	118	7.59	5.51	41.8
	UEC 75/150	750	1330	120	7.52	6.0	45.1
1960~ 1962	B&W 84-VT2BF	840	2300	114	9.10	6.84	62.2
	Sulzer RD 90	900	2300	119	8.82	6.15	54.2
	MAN KZ 86/160c	860	2000	115	8.42	6.13	51.6
	UEC 85/160	850	2000	120	8.26	6.40	52.9
1965~ 1967	B&W K 84 EF	840	2500	114	10.2	6.84	69.1
	Sulzer RND 90	900	2500	119	9.58	6.15	58.9
	MAN KZ93/170E	930	2750	115	9.32	6.52	60.7
	UEC 85/160c	850	2400	125	9.52	6.67	63.5
1967~	B&W K 98 FF	980	3800	103	11.0	6.87	75.6
	Sulzer RND105	1050	3200	103	8.97	6.18	55.4
	MAN KZ105/180	1050	3600	106	9.15	6.36	58.2
	三菱 UEC105/200	1050	3900	100	10.11	6.67	67.4
	Götaverken DM960/1900-vgs	960	3300	105	11.0	6.65	73.2

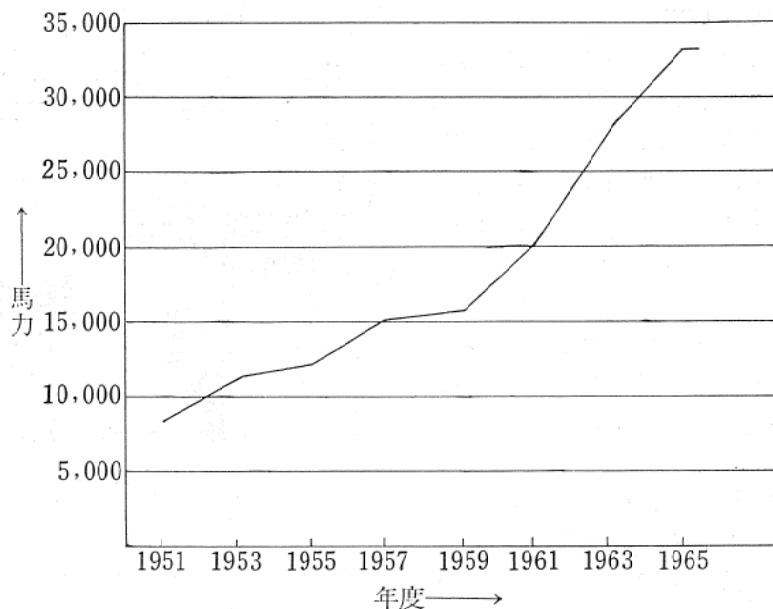


図4 我国のディーゼル主機関最大出力の推移 (建造許可実績による)

W社ではシリンダ径980mmの一番機として7シリンダのものを受注し1967年11月に陸上運転を終了した。これがこの種の超大形実用機関としては最初のものであり、その仕様はシリンダ径980mm、ピストン行程2,000mmで現在103rpmで1シリンダ当り3,800PSとなって

いるが今後106rpm、4,100PS/CYL. にしたい意向である。また Motor Ship 誌によると Sulzer 社でもすでにシリンダ径1,050mmのものを現在製作中とのことで1シリンダ当り3,200PS、103rpmとし、最終的には4,000PS、103rpmを目標としている模様である。さら

に MAN 社では KZ 105/180の試験機を1967年3月に運転し4,000 PS/CYL. を得たと伝えられており、世

界をあげて大形大出力時代を迎えた感がある。表2はMotor Ship 誌その他に発表された各社の超大形ディ

表2 超大型ディーゼル機関要目一覧表

機 種	シリンダ直 径	ピストン 行程	PS/CYL	R/M	機 関 最 大 馬 力 (12CYL)	Pme	Cm	出力率	備 考
B&W K98FF	980	2000	3800	103	45600	11.0	6.87	75.6	1967年11月 陸上運転終了
Sulzer RND105/180	1050	1800	3200	103	39400	8.97	6.18	55.4	
MAN KZ105/180	1050	1800	3600	106	42000	9.15	6.36	58.2	1967年3月 3CYLSの 陸上運転終了
Götaverken DM960/1900	960	1900	3300	105	39600	11.0	6.65	73.2	
三菱 UEC105/200	1050	2000	3900	100	46800	10.11	6.67	67.4	
Stork SW90/170	900	1700	3000	115	36000	10.85	6.52	70.7	

ーゼル機関に対する要目である。これを見るとシリンダ径はすべて980~1,050mmであって遅くともこれらは1968年にそれぞれその一番機を完成し、けんらんとその偉を競うことになる。

4. 機関の大形化にともなう問題点

ディーゼル機関の出力は単動2サイクル機関の場合一般につきの式で表わされる。

$$BHP=52.3 Pme D^2Si$$

ここで Pme は正味平均有効圧力 kg/cm², Dはシリンダ径mm, Sはピストン速度 m/sec, iはシリンダ数である。この式からわかるように出力を上げるためにはDを増して機関を大形化する方法と、Pmeを上げること、すなわち機関の過給率を上げる方法とがあるが、前述のごとく発展の過程は両者が同時に行われており、問題点を一方についてのみ考えることは片手落ちのようであるが熱負荷などの問題はいずれにも共通したものである。本項では大形化に附随して発生する問題点に重点をおいて述べることにしたい。

a) 熱負荷の問題

機関が大形化するに従い相似設計の場合は燃焼室壁を形成するピストン、シリンダカバー、シリンダライナの壁面の肉厚が機械的強度の面から当然厚くなる。肉厚が厚くなると燃焼側と冷却側との表面温度差が大となり熱ひずみが増し、内部応力が増大する結果となる。いま一例としてピストンクラウン上面壁について簡単な試算を行なってみるに、ピストン直径を840mmから980mmに増加した場合(この場合シリンダ内最高圧力、平均有効圧力などは変わらないものと仮定する。)上面壁内部における熱応力は約28.5%大きくなり現在のクロームモリブデン鋳鋼では安全率に対する余裕が少なくなって面白

くない結果となる。これと同じような理屈がシリンダカバー、シリンダライナに対しても成り立ち、これこそ大形化に対する最大の問題点であると言うことができる。では実際にこれを克服するためにどのような対策、設計変更がなされたかについて B & W 社で今度開発された K98FF 機関について説明してみる。図5は従来のB

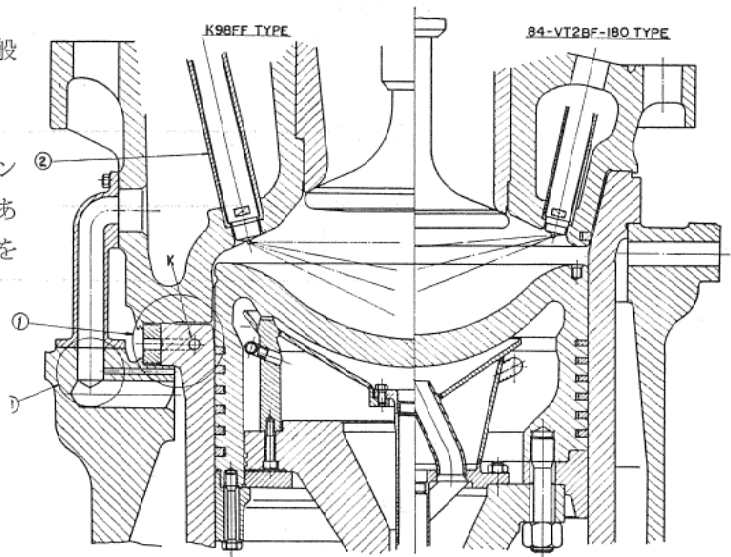


図5 燃焼室壁断面の比較

& W 84-VT2BF-180 機関(シリンダ径840 mm)と同じく B & W K 98 FF 機関(シリンダ径980 mm)の燃焼室壁断面を中心線の左右に同じ縮尺で書き現わしたものである。まずピストンを見るとピストンクラウンの中心より半径にて約7.5割の所に環状の鋳鋼製リングを新たに設置しているのが目につく。すなわちピストン上面にかかる爆発力はこのリングを通りピストン棒に伝わるのであって、従来のごとくピストンリング溝のある外周部を通しては伝わらない。こうすることによって上面壁

の爆発力によるモーメントは支持点が内側によることによってそれだけ少なくなり、上面壁の肉厚は従来の84型よりも薄くすることが可能となり、問題の熱負荷による応力を従来と同程度あるいはそれ以下に保つことに成功している。この設計はまたピストンリング溝のある外周部の肉厚をも極度に薄くすることができ、外周部の温度を低く保つことにも役立っている。つぎにシリンダカバーに眼を移すと98型においてはカバーの脚部が下方に大きく伸びシリンダライナとの当り面は上死点にあるピストンの上端部より下方に位置している。これはピストンの第1リング位置に相当するライナ表面温度を下げるための配慮であって、シリンダライナ上部フランジ部に冷却水孔（記号K）をあけてこの部の温度を下げた効果と相まって、ライナ上部内壁面の温度を84型以下におさえている。さらに98型のシリンダカバーは燃料弁、起動弁、安全弁、指圧器弁などシリンダカバー上面から爆発面に通ずる通路を形成する鋳鋼そのもののさや部を廃止し、いわゆるウエットライナ方式を採用している。言うまでもなくこれは冷却水通路を充分とり燃焼壁の温度を下げる効果をねらうとともに、シリンダカバーそのものの製造を容易にし、内部欠陥の出にくい形とし、さらにシリンダカバーの燃焼熱に対する変形をユニフォーム化して、複雑な熱ひずみによるクラックの防止ならびに弁すり合わせ面の気密保持に留意したものである。なお、シリンダライナ上部外周に、耐圧リングをはち巻状に挿入し、爆発圧力の一部をこれによって受けさせ、ライナ壁の肉厚を薄く設計しているのも熱負荷軽減対策の一つである。

材料力学の教えるところによれば、一つの材料の板の熱応力は、板厚が同じ場合、両面の表面温度差によってのみきまる。一方熱伝達の理論からは一つの板の両面に異った一定温度の流体がある場合、この板の表面温度差は板厚の大なるほど大きい。この二つの事実がディーゼル機関の大形化に対する熱負荷の増大を避け難いものにしていくわけで、上記 B & W 機関の例のように、あらゆる角度から完全な解決をはかっておくことが絶対必要である。なお、ディーゼル機関の燃焼室形成部品の形状はかなり複雑なものである上、燃焼室内温度は刻々変化している。したがってこれらの材料の各部における温度の分布曲線は、大変複雑で事前における推定は非常にむづかしい。相当綿密に設計されていても、隅内部とか、リブのつけ根などに予想外の熱応力が集中し、運転中熱疲労によるクラックを引き起す例が過去において時折発生している事実からも、大いに警戒を要するところである。最近計測技術が急速に発達するとともに電子計算機の導入が普及したため、従来不可能とされていたこの方面の設計精度は異常なまでに進歩した。このことも大形

化を成功に導く大きな要素となっていることを忘れてはならない。

b) 振動の問題

言うまでもなくディーゼル機関は往復動の力を回転力に変換する機構を持つ機械であるから、いかなる方法をもってしても振動の問題から回避することはできない。さらにシリンダ内における爆発力は一種の衝撃力として作用し、理論的にも幾多の起振力となる要素を持っている。加うるに船用機関の場合は、プロペラに至るまでの中間軸系があり、その先端にプロペラと言う力学的にやっかいな代物がついて廻っているのであるから、機関自体の振動のみならず、軸系の振り振動、クランク軸の縦振動がいつも設計者の頭から離れない。ところが機関が大形化すると必然的に上記の各種振動に対する起振力が増大する上、一般に機関架構の横方向、クランク軸の軸方向、軸系のねじりに対する自然振動数が低下するので、従来問題にならなかった低次数の振動が使用回転数の範囲内に侵入してきて、大変やっかいな問題を引き起こす可能性が多くなってくるのである。振動の対策としては、始めから起らないように設計するのが一番よいのは当然だが、上記のごとくこれを避けることが不可能な場合が多い。したがってつぎの対策としては、振動が起ってもその大きさを最小に押えるようにすること、すなわち強度的に十分な材料を選定しておくとか、集中応力が起らないような形状に変更するとかして、常に発生応力を許容値内におさめるよう配慮することが最も肝要である。機関の上部にブレーシングを設置して船体のデッキに水平に固定する方法は、機関の横揺れ振動に対して振巾の減少に役立つのみならず、固有振動数を上昇せしめるのに効果的であるので、特に大形機関の振動対策として広く使われるすう勢にある。クランクスローに新たにバランスングウェイトをつけて全体の偶力のみならず、内部偶力の軽減をはかること、合板、架構の剛性を上げる処置を講ずること、クランクスローを門形として軸方向の剛性を増すこと、プロペラの翼数を増加して推力変動値の軽減をはかること、クランク軸内の油孔を廃止して切欠効果の問題から外すこと、支柱ボルトの中央部を強固に固定すること、などが各社の大形機関に新たに取入れられた振動対策として数多く見られるところである。

c) 部品の大形化、重量増大に対する問題

シリンダの直径を増加すると、それだけでも体積は3乗に比例して大きくなるが、さらに機械的応力に対抗するため各部の肉厚も相当して大きくなるため機関を構成する部品の形状は相像以上に大きくなり重量も増加する。このことは生産工場の工作設備、組立運転設備の検討

生産と技術

を余儀なくするとともに、運搬や船内搭載など、据付までにさらに高度の技術を要求する。さらに加えて就航後における解放ならびに機関維持に対する人員、要具、設備などの点に新たな問題を提起することとなり、技術的な面においても、経済的な面においてもかなり微妙な問題が多々あるので、おのずから生産工場は限られたものとならざるを得ない。表3にB&Wの74型、84型、98型3機種について外径寸法、ならびに部品重量の一例を示す。一般に巨大船が計画される場合、そのトン数の増加割合に比し機関の所要出力の増加割合は低くなるのが普通で、機関重量の絶対値が増すことは船自体としてはそれほど問題とならないが、近来、船舶運航採算の面から船員数を極度に少なくする傾向にあるので、機関の保守に対する労力の増大は許し難いところとなる。このこ

とから主機はもちろんのこと、機関室内の各機器類および操船に関する諸装置に対して、高度な自動化がとり入れられるようになった。特に主機関は船の心臓部であるから、常に完全な状態を保たねばならない。また、部品が大きくなればなるほど各部品の信頼性を上げ、長期無解放化をはからなければならぬ。これは言うべくして実にむつかしいことであって、ここ数年間で見違えるほどの改善がなされたと言うものの、なお今後の研究にまつところ大と言わねばならない。排気弁のガス吹抜けの問題、シリンダライナおよびピストンリングの摩耗、クロスヘッド軸受のクラックあるいは焼き付きの問題などについて、各社が今後いかなる対策をとるかが興味あるところと言える。

表3 B & W ディーゼル主機関外形寸法および主要部品重量

項 目	12K98FF	1284-VT2BF-180	1274-VT2BF-160
機関の全体寸法 (長さ×高さ) mm	27,800×12780	21,815×11995	20,930×10475
機関の全重量 ton	1,656	950	680
クランク軸全重量 ton	339.9	186.4	128
シリンダカバー完備重量 kg/cyl	8,500	3,653	2,695
ピストン重量 (ピストン棒を含む) kg/cyl	4,240	2,475	1,802

5. む す び

船用ディーゼル機関は船の巨大化とともに年々大形化し、出力の増加もめざましい。これは需要があるからと言うだけでなく、材料面の開発関係、基礎工学や計測技術の著しい進歩に負うところが多い。さらに機械計算の発達には複雑な計算を間違えずにしかも短時間で行ない、事前にある程度までの精度の高い推定を立て得るところまで持ってきた。このような一連のことがらが、大形機関ならびに高出力機関を実用化せしめるための自信と勇気を技術者に与えたことを忘れてはならない。しかしな

がら経済的な面から言っても大形化は必ずしも特策ではなく、できることなら小形で高出力を得られることが望ましい。過去の経過を見て大形化の限度を予言することは余りにも危険ではあるが、他産業を含めた工作機械設備の調和性や解放要具などの方面から判断して、シリンダ径1m前後の現状はそろそろ大形化の限界に近づいているのではないかと思われる。そして今後は平均有効圧力、あるいはピストン速度を上げることによる出力増大の方向に向うのではなからうか、また2軸方式の採用あるいはマルチエンジン化の方向へと進む可能性も多いと考える。