

## 2 サイクル単動・反転掃気型 船用低速ディーゼル機関の盛衰

—日本郵船，新旧“相模丸”主機，横浜MAN KZ系を軸として—

坂 上 茂 樹

### はじめに

船用大形低速ディーゼル機関の技術史は部外者にとって些か立ち入り難い領域である。諸機関は固有の型式番号を振られてはいても、一定数の集団をなすこともあれば、後先、ただ1基のみの建造に終る例として例外ではない。仮令、数を成したにせよ、それが数百は固より数十に及ぶケースなど殆ど無い。しかも、各個体は改良や船主の要望などを反映し、それぞれに異なった仕様の下に建造される場合が多く、多かれ少なかれ試作品の如き様相を留めており、自動車用等、量産機関と同一の扱いには馴染まない。また、ブランド・ロイヤリティーが強固なこの分野において、個々の運用データが公表されたり競合品との直接的比較に曝されたりすることなどまずはありません。

この種の機関であれば取扱説明書さえ稀観資料ではあるが、それを繙くだけでは技術史にならぬ。また、日本船舶機関士協会技術委員会編『大型ディーゼル機関のチェックポイント』（成山堂書店，1980年）や星野次郎『機関損傷解析と安全対策』（同，1999年）などは有益な書物であるが、船名や機関製造番号など固有名詞的を追えぬ以上、それらからの拾い読みを綴り合わせたところで、やはり技術史としては食い足り

ぬ読み物にしかない。

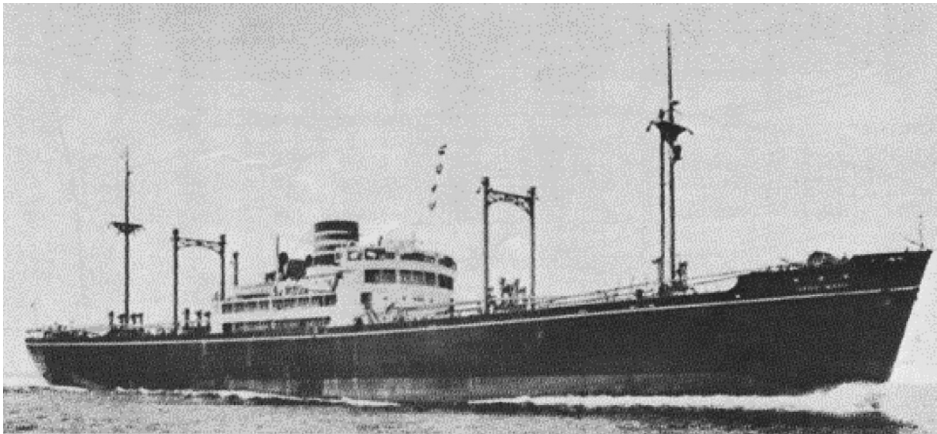
例えば、MANの反転掃気型ディーゼル機関においては掃・排気ポート、即ち冷熱部位の近接ゆえに熱応力によるポート回りのクラック発生などは長期的な損傷類型として茶飯事に属した。ブランド・ロイヤリティーを堅持するユーザーたちはその種の持病と対症療法について知悉し、あるいは対策に工夫を重ね、その成果はライセンサーやライセンサーにフィードバックされていた。そうした実績は勿論、大きな技術史情報ではあるが、記述的歴史はあくまでも機関個体に係わる一次情報と結び付けて語られるに若くはない。

以下は斯界について門外漢に過ぎぬ筆者が偶々、目にし得た日本郵船、二代目“相模丸”主機，横浜MAN K10Z 78/140LAB，製造番号D-3784の運用最初期の状況に係わる一次資料『相模丸就航状況並機関現状報告』（1955年10月末，於 太平洋）をMANを含む2サイクル単動船用低速ディーゼル機関技術史一般の中に嵌込もうとする試みである。

### 1. 日本郵船，初代“相模丸”主機， 横浜MAN K8Z 68/120A型

先ず，戦前に建造された日本郵船，初代“相模丸”とその主機から観ておこう。同船は日本

図1 S型貨物船の3番船, 佐渡丸 (三菱長崎建造)



(出所) Wikipedia. より。

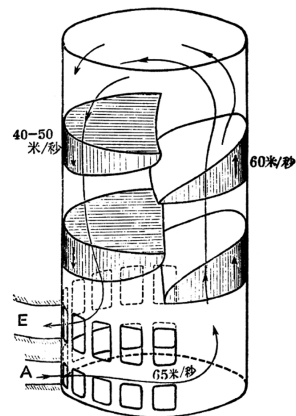
[<https://ja.wikipedia.org/wiki/S%E5%9E%8B%E8%B2%A8%E7%89%A9%E8%88%B9>]

郵船が三菱長崎造船所と三菱横浜造船所に合計7隻建造させた“S”型貨物船の4番船で、1940年7月6日に竣工した(図1)。初代“相模丸”は総トン数9,264tの2基2軸船であったが、戦時下の’42年11月3日、アメリカ海軍潜水艦の雷撃により俣くも戦没している。

“S”型貨物船の主機は長崎造船所建造の4隻が独自設計のMS型(後述)、横浜造船所建造の3隻はMANのライセンス機関であった。横浜造船所は横浜船渠時代の1929年、つまり川崎造船所と同じ年にMANのライセンシーとなっていた。MANの旧いライセンシーとしてはBlohm & Voss (独), Fijenood (蘭), Saveria (伊), Armstrong Vickers (英) 等が知られていた。戦前～戦後初期のMANは2サイクル複動機関メーカーとして鳴らしており、戦後も’50年度まではその生産総馬力の93%を2サイクル複動機関が占めていたほどである<sup>(注1)</sup>。

しかし, “S”型貨物船の横浜MAN主機は当時のMAN型機関としては珍しい2サイクル単動機関であった。その型式番号K8Z 68/120Aは直列8気筒,  $D = 680\text{mm}$ ,  $S = 1,200\text{mm}$  ( $S/D$ 比1.765) のK=クロスヘッド式,  $Z=2$ サイクル・ディーゼル機関を意味する。燃料噴射は当然な

図2 MANの反転掃気法(掃気流速分布)



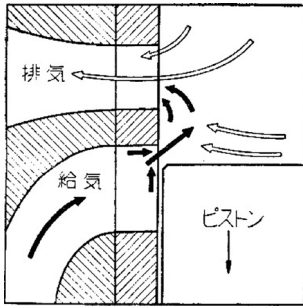
(出所) 内丸最一郎『内燃機関』改訂版(後編), 丸善, 1931年, 670頁, 第570圖。

(注) Aが掃気ポート, Eが排気ポート。

がら無気噴射, その掃気方式は勿論, MANお得意の反転掃気式(図2)であった<sup>(注2)</sup>。

因みに, 本図(原出典不詳)は単に孔から空気を送り込み, 追出しただけの三次元模型実験の結果であるに過ぎず, そこにピストンは介在していなかった。運動するピストンを介在させればコトが左程, 単純に運ばぬ事実は別の二次元非定常流による模型実験によって示唆されている。即ち, ピストンの下降により掃気ポート

図3 掃気初めの短絡・吹抜け現象



（出所）大東俊一「2サイクル機関の掃気作用」『ディーゼル機関 II』山海堂、熱機関体系7、1956年、所収、263頁、図5-30。

が啓開しても、未だ開口面積が狭い時間帯においては仮令、ポートの軸が水平であっても掃気流は斜め上を向くため、掃気の一部は排気流に巻き込まれる恰好で排気ポートへと吹抜ける短絡傾向を示す（図3）。

掃気ポート開口面積が広い時間帯において掃気流は概ねピストン頭に沿って進行し、やがて上向きに旋回して反転掃気の実を挙げるが、シリンダ中心部の排気は渦を巻いて停留し、やがて拡散する。また、ピストンの上昇に因って再び掃気ポートが絞られれば、排気圧が低下しているとは言え、啓開時と同様に掃気の短絡が生じ易い。無論、ポート配置やその内面仕上げが不適当であれば掃気流は乱流となってガス交換効率は低下する。反転掃気なるプロセスは見掛けほど一筋縄では運ばないワケである（注3）。

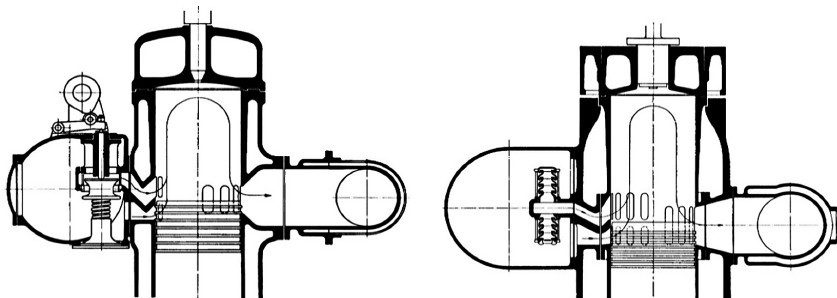
2サイクル大形低速ディーゼル技術史一般に

ついて了解しておくため、当時、斯界におけるMAN最大のライヴァルであり、同じ複流掃気組に属したSulzer Brothers（スイス）の掃気孔管制型断掃気方式について一瞥しておく。掃・排気ポートをシリンダの両側に配する横断掃気においても反転掃気におけると同様、掃気ポート啓開直後、掃気流は斜め上を向き、上方に滞留する排気を押し出す（high scavenging）。傍に排気ポートが存在しないから短絡の憂いは無い。ポート開口面積が大きい間、掃気は概ねピストン頭に沿って前進し、低層の排気を押し出す（flat scavenging）。掃気ポート閉塞間際にも再度、掃気流は上を向く。コトがこの通りに運ぶのなら、これは中々巧いシカケのように聞こえるが、high scavengingの際には掃気流の下方に、flat scavenging時にはその上方に、それぞれ吹き溜った排気が渦を巻き、やがて拡散して行く。ガス交換はここでもそれ程、単純、理想的には行われ難い（注4）。

このテの横断掃気型Sulzer機関には1912年以來の定番技術として掃気孔の一部をなす過給ポートの位置を排気ポートのそれよりより高く設定し、排気圧が高い間はその逆流を機械的弁あるいは自動弁によって阻止する掃気孔管制なる技術が採用されていた（図4）。

図4の矢印は漫然とhigh scavengingを表現している。本来の掃気ポートは下段に、その上に過給ポートが位置し、過給ポートはピストンが

図4 Sulzerの掃気孔管制型横断掃気と機械的弁ないし自動弁を備えた過給ポート

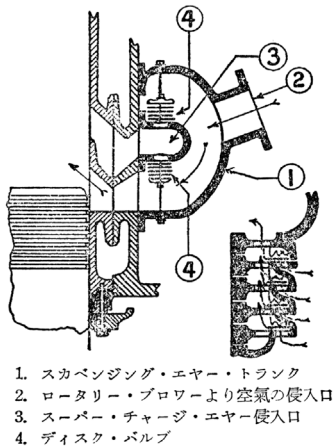


（出所）P., H., Schweitzer, *Scavenging of TWO-STROKE CYCLE DIESEL ENGINES*. N.Y., 1942. p.89, Figs. 9-7, 9-8.

上昇、本来の掃気ポートが閉塞されてから圧の低下したシリンダ内へと追加の掃気を送り込み、排気ポート閉塞以降は若干の過給機能を発揮する。汎用されたのは図4右に示され、図5に詳解される自動逆止弁であり、これによりSulzerの2サイクル大形機関においては一種の軽過給が実現されていた<sup>(注5)</sup>。

さて、本家MAN Augsburg工場製のKZ 68/120型機関は陸船用機関としてリリースされ

図5 過給ポートと自動ディスク弁



(出所) 中谷『船用ディーゼル機関』179頁、第148図<sup>(注6)</sup>。

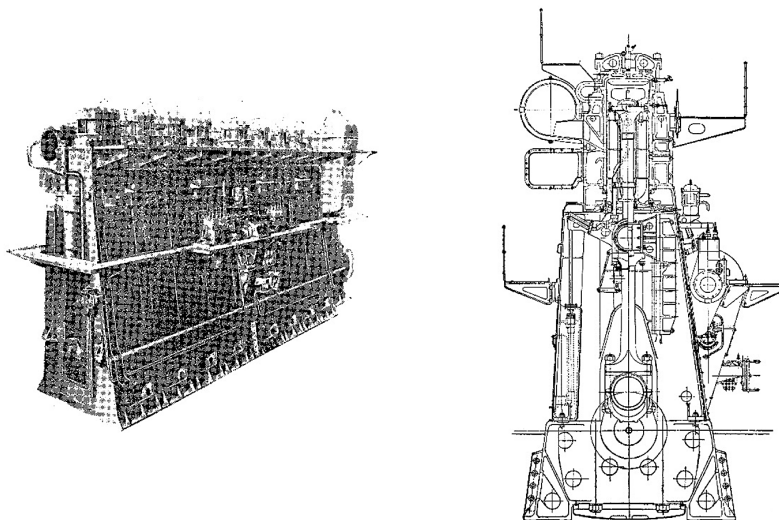
ていた。これは内燃火力発電所としての用途も存在したからで、内燃火力発電の実例については追って言及される。横浜造船所では船用機関、即ち“S”型貨物船主機5隻分として10基、建造されたK8Z 68/120A型機関の外観と気筒軸横断面とを図6に掲げておく。

その要部構造について観れば、FC23B（鋳鉄）製シリンダカバーは上下2段重ねの構造を有し、冷却水は下部のみを循環した。上部は中央に噴射弁を備え、安全弁、起動弁、インジェクタ取付弁を担持した。シリンダ外筒はFC19B製、ベッド、コラムと通しボルトで緊締され、隣接気筒ともボルトで結合されていた。

長さ1,480mm、内径680φのサイズを有するライナはFC23B製で、内部注油孔6個が配されていた。ピストンは組立式でクラウンはSF45B（鍛鋼）製で清水冷却、リング溝6本入り。スカートはFC23B製であった。

クロスヘッド潤滑ポンプは連桿上端のフォーク部に置かれ、一端をクロスヘッドに接合されたリンクージとの連動によってプランジャを往復動させる構造を有し、「其の油圧力は測定し得ないが可成りの高圧になるもので」あった。

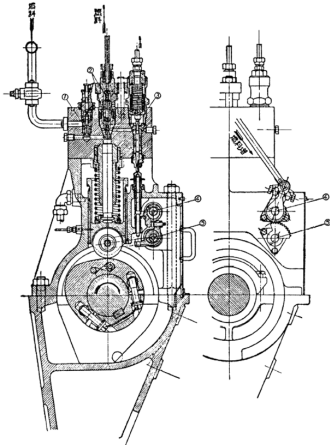
図6 横浜MAN K8 Z 68/120 A 型の外観と気筒軸横断面



(出所) 瀧山敏夫「船用4800馬力三菱M・A・N二衝程単動ディーゼル機関に就て」『内燃機関技術大観』所収、第1、2図<sup>(注7)</sup>。



図7 横浜 MAN K8 Z 68/120 A 型に装備されていた燃料噴射ポンプ



(出所) 同上, 第3圖。

(注) ①: 吸入弁, ②: 吐出弁, ③: 逃し弁,  
④: 時期調整軸, ⑤: 量調整軸。

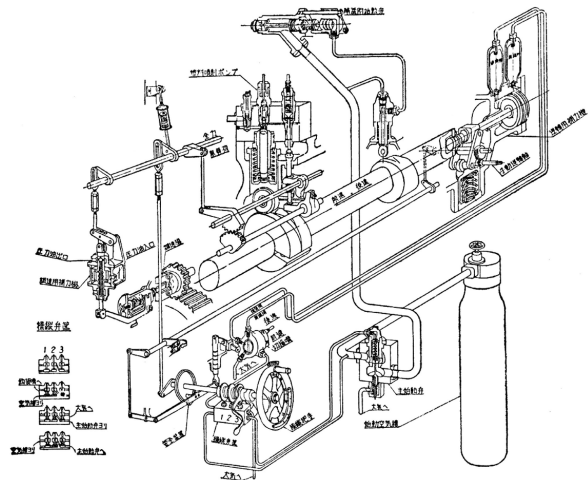
噴射ポンプは定行程逃し弁式, 4気筒分一体の列型プランジャ・ポンプで, 噴射量と噴射時期とを共に変化させる型式であった(図7)。

始動と逆転は圧縮空気に依り, 逆転時には圧縮空気で油圧ピストンを移動させカム軸を前後シフトせしめたが, 移動の際, 燃料噴射ポンプのローラータベットの総引上げするため切替えに5~8秒を要する従来方式に変え, カムとローラーの一部に案内斜面を設けることでタベット総引上げなしにほぼ瞬間的な切替えを実現する新機構が採用されていた(図8)。

前進全力からの<sup>クラッシュ・アスターン</sup>危急後進においては逆転エアを投入してもプロペラのバックトルクによりクランク軸が前進回転を強制され, シリンダ安全弁を吹き放しとなる傾向に対しては勿論, 回避策が講じられていた旨, 記されているが, 委細不明である。

続いて, 横浜 MAN K8Z 68/120A 型の工場試運転成績表を示す(表1)。定格出力は約4800馬力/131rpm。無負荷運転30分の後,  $\frac{1}{8}$ ,  $\frac{3}{8}$ ,  $\frac{5}{8}$ ,  $\frac{7}{8}$  負荷について各1時間ほど,  $\frac{1}{4}$ ,  $\frac{1}{2}$ ,  $\frac{3}{4}$ ,  $\frac{10}{10}$  負荷について各2時間ほど行い, 過負荷試験は公試運転で実施された。

図8 横浜 MAN K8 Z 68/120 A 型の逆転機構(後進位置)



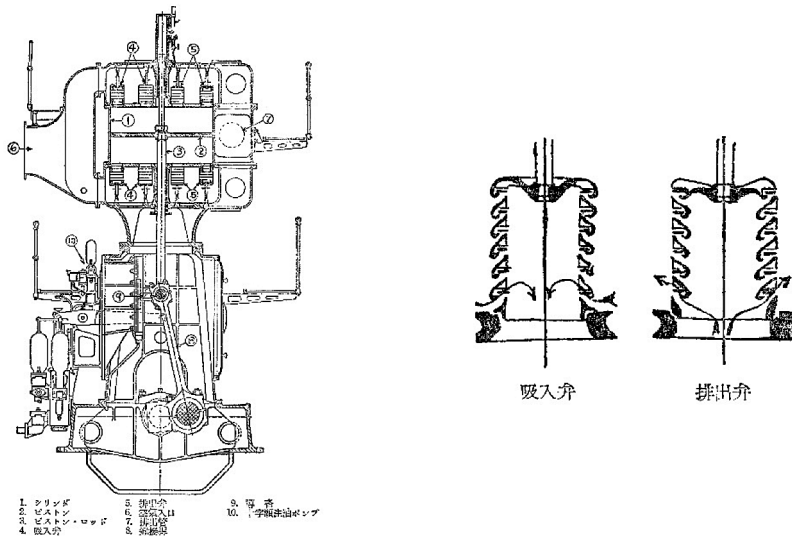
(出所) 同上, 第4圖。

表1 横浜 MAN K8 Z 68/120 A 型の工場試運転成績

荷 重 ( % )		115	100	75	50	25
毎 分 同 轉 數		137.9	131.5	117.9	104.3	83.2
軸 馬 力		5,557	4,818	3,566	2,406	1,212
平均有效壓力 ( 疋 / 糎 <sup>2</sup> )		6.56	6.08	5.32	4.34	3.04
實 馬 力		7,006	6,194	4,857	3,510	1,960
機 械 效 率 ( % )		79.3	77.8	73.4	68.5	61.8
燃料油 消費量	毎 時 間 = 付 ( 疋 )	981	834	615	424	226
	毎時毎軸馬力 = 付 ( 瓦 )	176.5	173.1	172.4	176.1	186.3
壓 力 ( 疋 / 糎 <sup>2</sup> )	シ リ ン ダ 冷 却 水	0.9	0.73	0.8	0.8	0.75
	ピ ス ト ン 冷 却 水	1.0	1.03	1.45	1.5	1.25
	潤 滑 油	2.0	1.99	2.0	2.1	2.0
	掃 除 空 氣	0.175	0.171	0.132	0.105	0.06
	燃 料 弁 冷 却 油	1.25	1.23	1.2	1.1	1.1
溫 度 ( 攝氏 )	シリンダ冷却水入口	27	26	26	26	26
	シリンダ冷却水出口	42	43	45	38	32
	ピストン冷却水入口	31	30	29	30	26
	ピストン冷却水出口	42	40	35	34	35
	潤 滑 油 入 口	41	38	34	34	34
	燃料弁冷却油入口	39	38	31	30	30
	燃料弁冷却油出口	58	55	45	41	37
	排 氣	410	340	250	190	115

(出所) 同上, より(注8)。

図9 Sulzer の典型的なクランク軸駆動型複動掃気ポンプとその吸入・排出弁



(出所) 中谷勝紀『船用ディーゼル機関の解説』天然社、1953年、178頁、第146図。

機関船首側に装備されたクランク軸駆動の“複動串型双ピストン式”<sup>タンデム</sup>掃気ポンプは $D = 1,380\text{mm}$ 、 $S = 800\text{mm}$ 。上下のピストンはSF49B製。MANはやや小ぶりの2サイクル単動トランクピストン型陸船用低速機関にはルーツプロアを採用していた(例G8Z52/90)<sup>(注9)</sup>。

戦前～戦後期、2サイクル低速機関の掃気ポンプとしては往復動ポンプやルーツプロアの如き旋回式ポンプ、あるいは電動遠心式送風機の類が用いられた。図9にはSulzer機関のクランク軸駆動型複動掃気ポンプとその吸入・排出弁を示す。'30年代初め、空気噴射・横断掃気時代のSulzerはS型にクランク軸駆動の往復動ポンプを、ST型には電動遠心式ポンプを用いたが、やがて往復動ポンプへと帰一した<sup>(注10)</sup>。

Sulzerより派生せしめられ、'33年の建造当時、世界最大と謳われた神戸製鋼所8KD76型(8L-760×1,200, 11,000HP/134rpm)もクランク軸駆動の往復動ポンプを、また同じくSulzer機関の超克を企図して開発された三菱長崎のMS型はクロスヘッドから駆動される各気筒付属の往復動ポンプを用いていた<sup>(注11)</sup>。

対照的に、永らく4サイクル大形機関に執着したBurmeister & Wain(デンマーク)はその2サイクル大形機関の掃気ポンプとしてクランク軸より歯車ないしチェーン駆動されるルーツプロアに似た4翼型エンケ式ポンプを選択するに至っていた<sup>(注12)</sup>。

因みに、当時のB&W2サイクル大形低速ディーゼルたるや、ユニフロー掃気ながらシリンダカバーに小さな排気ピストンを備えた、Junkersの1本クランク式対向ピストン機関の非対称変形物の如き構造を呈していた。なるほど、排気用ピストン弁ないしスリーブ弁、とりわけ後者は2サイクル複動機関下方シリンダのユニフロー化に際しては不可欠とも形容されるべき要素をなしており、上方のピストン排気弁などはただ、その序に詠えられたモノと見做されて差支えない<sup>(注13)</sup>。

かようなシロモノは同じ2サイクル・ユニフローでも単動機関にとっては目障りなばかりの機構である。そのB&W2サイクル単動ユニフロー機関においてトランクピストン型1262VF115型(→62VTF115型)を嚆矢としてピス

トン排気弁がポペットバルブに代替されたのは1939年であり、自然の成り行きとして、やがてそれはクロスヘッド型の大形単動機関へと波及して行った<sup>(注14)</sup>。

なお、既に戦前期、4サイクル中速ディーゼル機関においてはMANを先達としてBüchi式排気ガスタービン過給機の採用（動圧過給）が展開されつつあった。日本海軍でもMANの実施例を参考とする取組みが実施されている<sup>(注15)</sup>。

然しながら、2サイクル大形低速機関においては掃気を十全に実現するため、1を超える給気比を必要とする-即ち気筒容積を超える掃気を行う-関係上、掃気で割られる排気の温度は4サイクル中速機関のそれに比して著しく低くなる。従って、排気ガスタービンによって回収可能なエネルギーの絶対量そのものが小さく、畢竟、2サイクルは排気ガスタービン過給に向いていないと考えられていた<sup>(注16)</sup>。

## 2. 中間階梯としての東京船舶，“東京丸”主機，横浜MAN K6Z 72/130P型

三菱横浜造船所は1949年より大形機関の製造を再開し、第五次計画造船以降、'53年にかけてMAN型2サイクル複動機関11基、同2サイクル単動機関（図10）5基を建造した。また、発電用補機としてMAN型4サイクル中速ディーゼルの建造も再開した<sup>(注17)</sup>。

その製品群の中で、サイズの初代と二代目の“相模丸”主機の中間辺りに位置した機関、それが東京船舶，“東京丸”主機，K6Z 72/130P型2サイクル単動クロスヘッド型機関である。本機は $D = 720\text{mm}$ ， $S = 1,300\text{mm}$ ，定格出力3,600馬力/107rpm，最大出力4,500馬力/150rpmの要目を有しており，推進効率を高めるためにややロングストローク化させ（ $S/D$ 比1.806），定格回転数を抑えたところにその設計意図が表現さ

図10 戦後の横浜MANディーゼル機関の広告



（出所）中谷『船用ディーゼル機関の解説』より。

（注）図は10気筒のK10Z型。

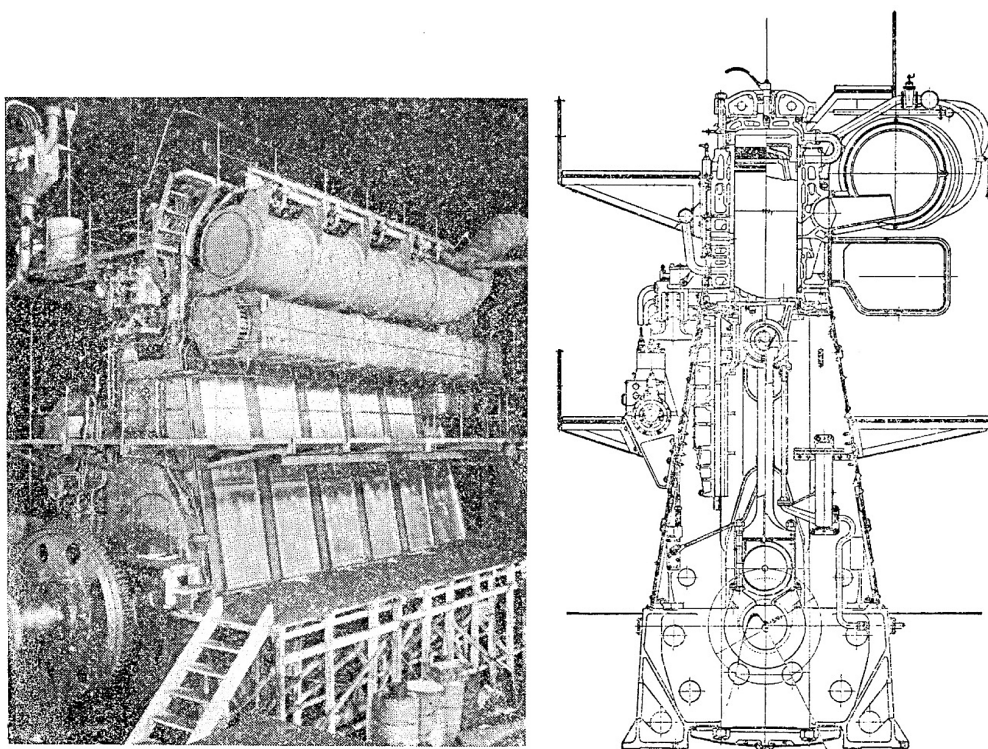
れていた。横浜MAN K6Z 72/130P型の外観と気筒軸横断面を図11に示す<sup>(注18)</sup>。

横浜MAN K6Z 72/130P型はその要部構造において横浜MAN K8Z 68/120A型とさして変わっておらず，過渡的な，概ね量的拡大の成果物と見なされ得る存在であった。シリンダカバーは鋳鉄製の2段重ね構造で下部のみ水冷。シリンダ外筒は従前通り鋳鉄製独立構造で通しボルトによりベッド，コラムと共締めされ，隣接気筒ともボルト結合。同一再度に掃・排気ポートが明けられたライナは特殊鋳鉄製であったが，そこには改良の跡も観受けられ，掃・排気ポートは「従来のもに著しい改良を加えて，掃気効率は格段の進歩を示し，掃気圧力も極めて低く全力で0.12～0.3 ㍑/㍑<sup>2</sup>でかつ少なくてすむ」と特記されている<sup>(注19)</sup>。

このポーティングは従来の“B-スカベンジング”とは異なる掃・排気孔の区分線を傾斜させた反転掃気法“T-スカベンジング”（図12）で，若干Schnürle掃気的な，そしてロングストローク化に対応したとも思しき技術であった。図12

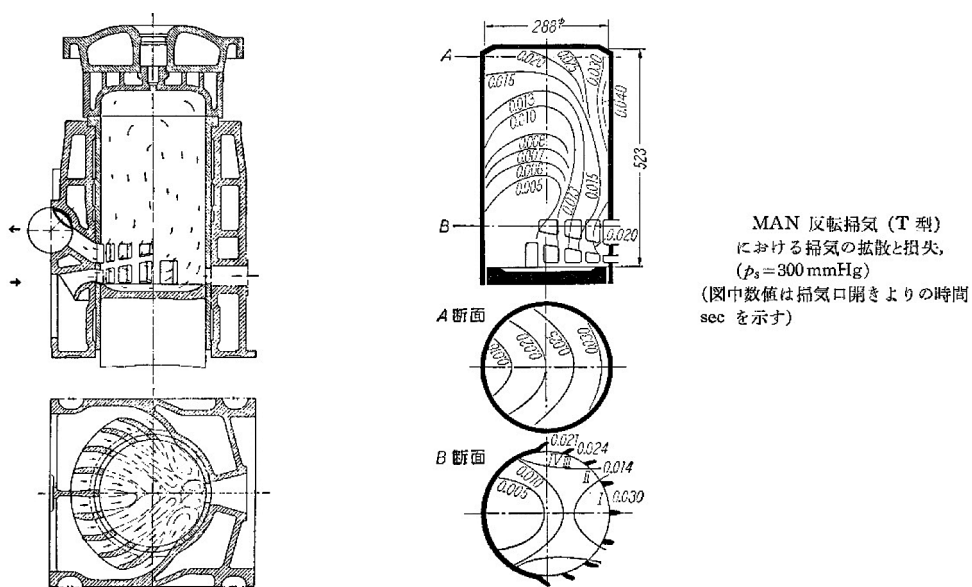


図 11 東京船舶, “東京丸” 主機, 横浜 MAN K6 Z 72/130 P 型の外観と気筒軸横断面



(出所) 中谷『船用ディーゼル機関の解説』73頁, 第98, 99図。

図 12 MAN の“T-スカベンジング”



(出所) 左: 長尾不二夫『第2次改著 内燃機関講義』上巻, 養賢堂, 1956年, 428頁, 第6・158図。  
 右: 大東「2サイクル機関の掃気作用」『ディーゼル機関 II』270頁, 図5-41。



表2 横浜 MAN K6 Z 72/130 P 型の工場試運転成績

荷 重	1/4 荷 重	1/2 荷 重	3/4 荷 重	全 荷 重	11/10 荷 重
毎 分 回 転 数	67.3	88.5	98.5	109.2	115.0
軸 馬 力	900	1,876	2,783	3,676	4,245
指 示 馬 力	1,361	2,584	3,451	4,485	5,225
機 械 効 率	65.1	72.6	79.3	82.0	81.3
燃 料 消 費 量 (毎時瓩)	150	285	410	565	663
燃料消費量 瓦/軸馬力/時)	167	151.8	149.8	153.9	156.1
燃料消費量(瓦/指示馬力/時)	110.2	110.2	118.8	126	127.1
圧 力 (kg/cm <sup>2</sup> )					
シリンダ冷却水入口	1.1	1.15	1.23	1.39	1.38
ピストン冷却油入口	2.45	2.35	2.35	2.34	2.48
潤 滑 油	2.65	2.75	2.85	3.0	3.23
掃 除 空 気	0.023	0.04	0.55	0.069	0.076
シリンダ内最高圧力	36.2	41.4	44.5	45.2	45.3
温 度 (°C)					
シリンダ冷却水入口	14	14	15	17	18
シリンダ冷却水出口	25	30	35	38	36
ピストン冷却油入口	16	17	19	23	24
ピストン冷却油出口	24	27	31	37	38
排気温度(各筒平均)	85	125	173	214	230

(出所) 中谷『船用ディーゼル機関の解説』76頁, より。

左は実物気筒における掃気流れの概念を、これとは左右が反転している同右は模型実験における掃気の拡散と排気ポートⅡからの吹抜け状況を表現す。排気ポートから遠い順に掃気ポートを啓開させて行き、掃気の短絡を防ぐ趣向が観取されよう。但し、東京船舶、“東京丸”主機、横浜MAN K6Z72/130P型においては図12左に描かれているような回転摺動式の排気孔管制弁は装備されていなかった<sup>(注20)</sup>。

ピストンは鋳鋼製クラウンと鋳鉄製スカートとから成る組立式でスカートには銅環入り。クラウンは油冷。油は中空ピストン棒下端に設けられた出入り管と2重中空部を通して循環するため関節管は不採用。スカート脚部はピストン棒にボルト4本のみによって結合されており、2段重ねのシリンダカバーと相俟ってピストン拔出しを容易にしていた。

クロスヘッドにおいてはクロスヘッド・ピンに相当する機能を有し、その全幅に亘って高周波焼入れ、超仕上げされた連桿上端部にホワイテタルを被せる設計により当該部軸受面圧の軽減に成功していた。これは排気上死点における空突き現象やピストンを突上げるガス圧とは無縁な2サイクル単動ならではの芸当である<sup>(注21)</sup>。

燃料噴射ポンプや始動・逆転系統については横浜MAN K8Z 68/120A型のモノと全く同工、解説も掲載されている図も同じである。クラッシュ・アスターン時の惰力回転阻止法としては始動空気による抑え込みが行われていたとだけ記されている<sup>(注22)</sup>。

MAN大形2サイクル機関の掃気ポンプとしては1クランクのタンデム型往復動ポンプが多用されて来たが、掃気分配の均一性保持が困難で不斉燃焼の頻発が観察された。このため、横浜造船所では三菱海運、“さんべどろ丸”、飯野海運、“栄邦丸”主機D8Z 72/120R型8,500及び8,000馬力複動機関にルーツプロアを装備し、良好な結果を得ていた。しかし、“東京丸”主機には2クランクの往復動掃気ポンプが採用されている<sup>(注23)</sup>。

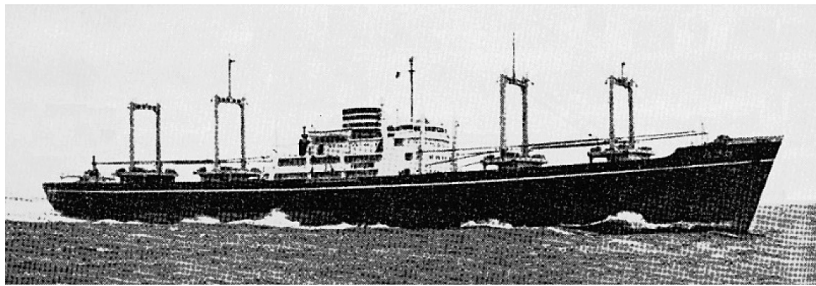
横浜MAN K6Z 72/130P型の工場試運転成績は表2の通りであった。

### 3. 日本郵船、二代目“相模丸”主機、横浜MAN K10Z 78/140LAB型

#### 3-1. 日本郵船、二代目“相模丸”とその主機

二代目“相模丸”(図13)は第10次計画造船に

図 13 日本郵船，二代目“相模丸”



(出所)『海と空』第15巻，復刊第1号，1956年10月，11頁，より。

おける“S”クラス貨物船の第1船として三菱横浜造船所にて1955年4月11日，竣工した。その総トン数は9,415t，載貨重量11,111t，1基1軸で主機出力は10,800馬力，公試速力20.992kt.，航海速力17.8kt.であった。

7年間に15隻，誕生した同型船には貨物船ながら船主や船長の接客用に12名分の豪華客室が備えられた。二代目“相模丸”の第一次航研究のため臨時乗船した三菱日本重工横浜造船所の造機設計部附技師，大西恒成あたりが恐らく，その最初の宿泊客だったのであろう<sup>(注24)</sup>。

図14は二代目“相模丸”の順調な処女航海を慶賀するシェル石油の広告で，元々は前図と同

じネガを用いて描かれた絵であるのかも知れない。相模丸の機関には同社製の潤滑油が用いられており，その油種名には様々な貝の名が充てられていた。因みに，TURBOはサザエの類を意味している。

それにしても，二代目“相模丸”の処女航海の実態たるや“素晴らしい”と形容されるべき状況とは程遠かった。委細は追って紹介するとして，ここでは二代目“相模丸”主機それ自体の運用状況に立ち入る前に，KZ 78/140型がMAN大形低速機関における歴史的転換点に位置するモデルであった点に鑑み，本型式機関についてまずは一般的な紹介を試みておこう。

’53年度，MAN大形低速機関の製品構成に逆転を生じ，その生産総馬力の60%が単動機関によって占められるに至った。さしもの同社でもC重油として知られる安価な低質油を焚くべきことが大形船用機関の要件となり，大形，更には中型船用機関がヴァナジウム・アタックと硫酸腐食とに苛まれつつ燃焼不良克服を迫られるという世の趨勢には<sup>あらが</sup>抗い得えなかったワケである。そして，二代目“相模丸”主機ともなったMANにおける当時最大の単動機関KZ 78/140A型(S = 780mm, D = 1,400mm,  $s/D$ 比1.795, 6~10L, 10気筒で7,000PS/90rpm~9,000PS/115rpm)こそはこの複動→単動転換の立役者であった<sup>(注25)</sup>。

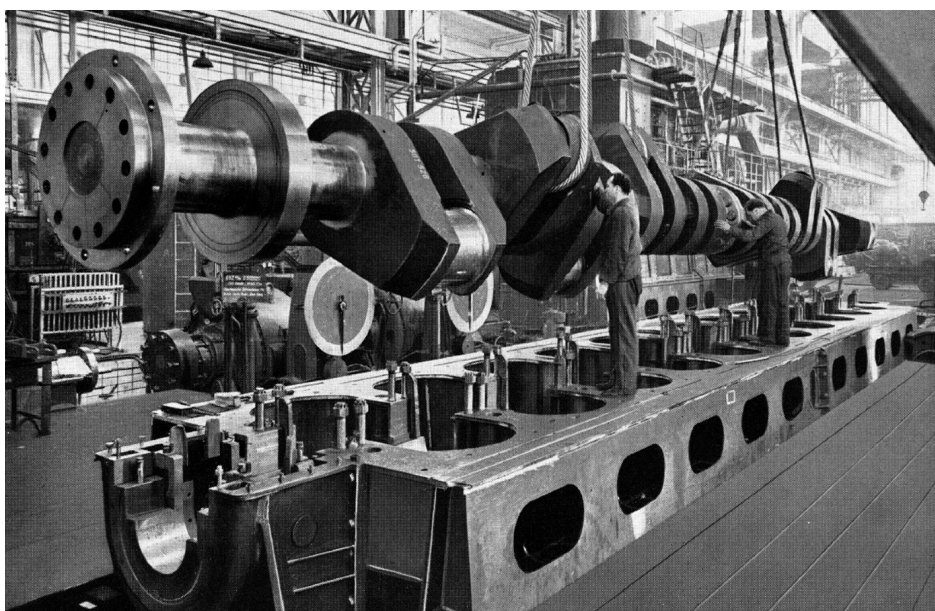
図15, 17はK10Z型に係わるMAN Augsburg工場で撮影された写真である。恐らく，被写体は最大モデル，78/140型であつたろう。

図 14 二代目“相模丸”の順調な処女航海を慶賀するシェル石油の広告



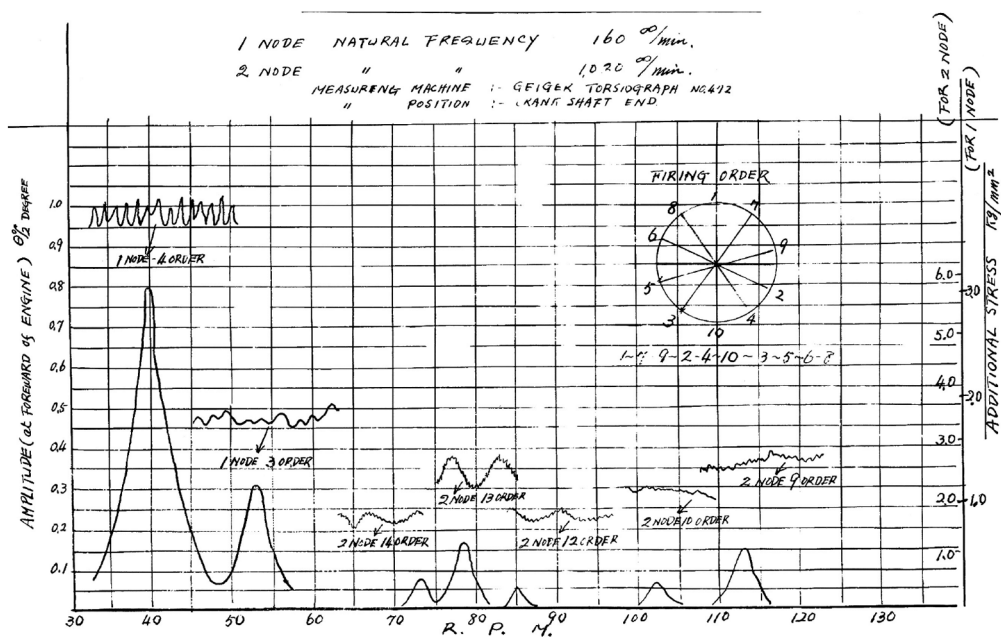
(出所)『熱機関』Vol. 1 No. 8, 1955年8月，より。

図 15 MAN Augsburg 工場における K10 Z 型機関の組立風景



(出所) Fachgemeinschaft Kraftmaschinen im Verein Deutscher Maschinenbau-Anstalten E.V., *Deutsche Verbrennungsmotoren*. 3. Auflage, Frankfurt a. M., 1953, S. B-64.

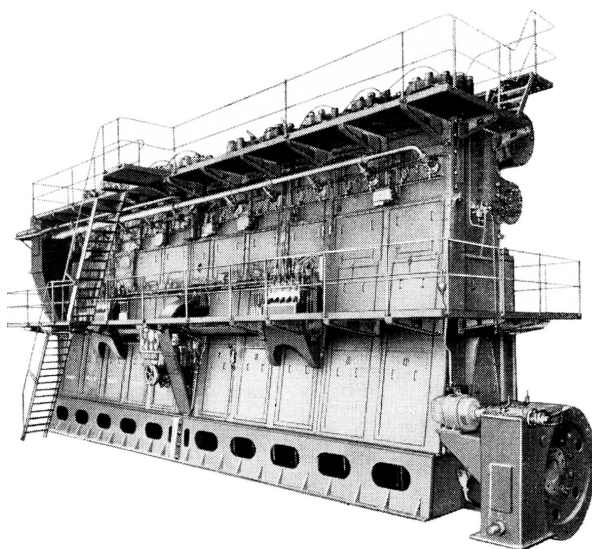
図 16 K10 Z 78/140 型機関の直列 10 気筒クランク軸における危険速度と振り振動振幅



(出所) 『相模丸就航状況並機関現状報告』 巻末附表・附図。



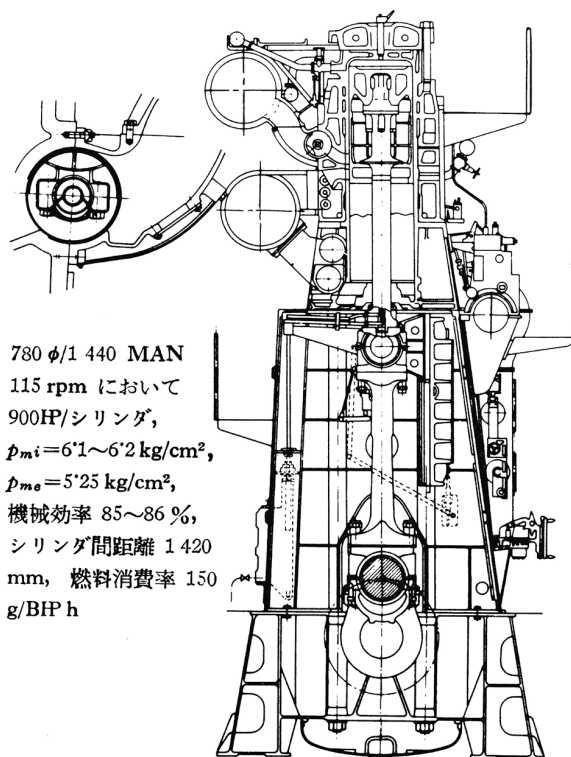
図 17 K10 Z 型機関の外観



Motortyp KZ

(出所) *Deutsche Verbrennungsmotoren*. 3. Auflage, S. B-66.

図 18 KZ 78/140 A 型の気筒軸横断面と回転摺動式排気孔管制弁（左側添え図）



780  $\phi$ /1 440 MAN  
115 rpm において  
900HP/シリンダ,  
 $p_{mi}=6.1\sim 6.2 \text{ kg/cm}^2$ ,  
 $p_{me}=5.25 \text{ kg/cm}^2$ ,  
機械効率 85~86 %,  
シリンダ間距離 1 420  
mm, 燃料消費率 150  
g/BHP h

(出所) 日本機械学会『機械工学便覧』昭和 26 年版, 1954 年合本, 14-87 頁, 第 159 図。

(注)  $S=1,440\text{mm}$  の謂いらしいが,  $1,400\text{mm}$  の誤り. シリンダピッチ  $1,420\text{mm}$  は正解。



K10Z 78/140型機関の直列10気筒クランク軸における危険速度やその振り振動振幅、応力は図16に示される通りであった。

本型式も *Deutsche Verbrennungsmotoren*. 3. Auflage ('53), *ditto*., 5. Auflage ('58) において陸船用機関にカテゴライズされている。やはり、内燃火力発電所用機関としての用途が考慮されていたのであろう。その架構は溶接組立品で、“T-スカベンジング” に新規採用の回転摺動式排気孔管制弁(図18, 添図)はクランク軸よりチェーン駆動された<sup>(注26)</sup>。

後にターボ過給機関となったKZ 78/140C型のモノではあるが、そのピストンを図19に掲げておく。KZ 72/130型のピストンに関して謳われていたボルト4本のみによるピストン棒との

簡素な結合法はより重構造のそれへと置換えられていた。このピストンはテレスコピック管によって水冷された。スカート下端に位置するのはシリンダ下部空間(掃気ポンプ)気密のためのリングである。

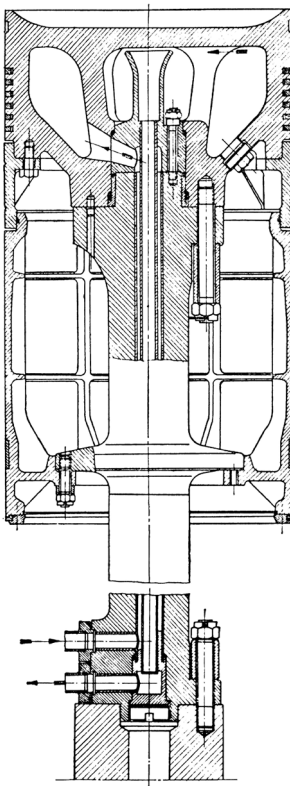
本型式がKZ 72/130型と大きく異なったのはその掃気ポンプの構成であり、KZ 78/140型においてはピストン下側の空間が容量約 $550\text{m}^3/\text{min}$ . を有する掃気ポンプ (underpiston scavenging pump) として用いられるように改められていた。これは後にSulzer RD90型機関等においても採用例を見たアイデアである。かくすれば、低回転時には十分な掃気量が確保されるため、起動や停止→逆転に際して特別なブローは不要となる。

但し、当然ながら、 $230\phi$ のピストン棒が中央に場積を占めるピストン下部空間は上部作動室より小さな容積しかないので、高負荷運転を可能にするためには相変わらず何らかの併設掃気ポンプ (attached scavenging pump) を用意しておく必要があった。二代目“相模丸”主機においてこの用途に供されたのは伝統的なクランク軸駆動のタンデム2気筒・複動式の往復動ポンプで、サイズは $D=1,225\text{mm}$ ,  $S=1,260\text{mm}$ 。その容量は $600\text{m}^3/\text{min}$ 。前後、消費動力は工場試運転における計測にて掃気圧 $0.185\text{kg}/\text{cm}^2$ の時、316 IHPであった。但し、これが唯一定番のメカであったというワケではなかったのであろう<sup>(注27)</sup>。

更に、二代目“相模丸”主機を例に採れば、90%以上の高負荷運転時には以上に加え、排出ガス温度を抑える意味をも込めて容量約 $250\text{m}^3/\text{min}$ 、圧力を勘案すれば常用 $130\text{m}^3/\text{min}@2,850\text{mmAq}$ (水柱)、最大 $210\text{m}^3/\text{min}@3,400\text{mmAq}$ の能力を有するturbo blowerないしsuper charging blowerと呼ばれる3段式の電動ブローが並列駆動された。

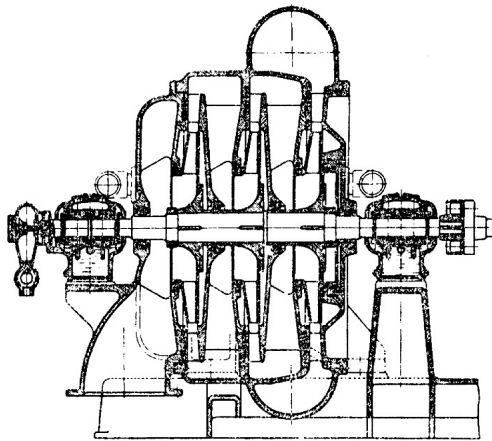
当該の3段遠心式電動ブローについての画像

図19 KZ 78/140C型のピストン縦断面



(出所) 長尾『第2次改著 内燃機関講義』上巻, 305頁, 第6・15図, 『第3次改著 内燃機関講義』上巻, 養賢堂, 1967年, 327頁, 図6-19。

図 20 遠心式 3 段プロア



(出所) 機械学会『機械工学便覧』昭和 12 年改訂版, 1937 年, 966 頁, 第 16 図。

情報が未見である。但し、これが軸流式ではなく遠心式プロアの一種であったことは間違いないので、同類の一例として図 20 を掲げておく (注 28)。

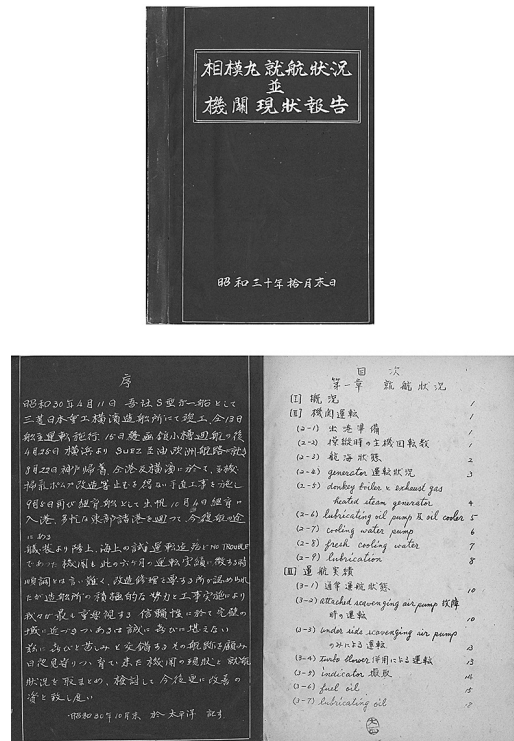
### 3-2. 二代目“相模丸”主機の初期運用状況

i) 『相模丸就航状況並機関現状報告』について  
いよいよここからは二代目“相模丸”主機、横浜 MAN K10Z 78/140LAB, 製造番号 D-3784 の個別運用状況そのものに立入って行こう。恃みとする資料は勿論、『相模丸就航状況並機関現状報告』(図 21) である。

『相模丸就航状況並機関現状報告』の序に記されているのは次のような文章である (注 29)。

昭和 30 年 4 月 11 日 吾社 S 型第一船として三菱日本重工業横浜造船所にて竣工。同 13 日船主運転施行。15 日発函館小樽廻航の後 4 月 25 日横浜より SUEZ 經由欧州航路に就き 8 月 22 日神戸帰着。全港及横浜に於て、主機・掃気ポンプ改造等止む得ない手直工事を施し 9 月 5 日より再び紐育船として出帆 10 月 4 日紐育に入港、多忙な東部諸港を廻って、今復航の途にある。

図 21 『相模丸就航状況並機関現状報告』の表々紙と見開きページ



艤装より陸上、海上の試運転迄殆ど NO TROUBLE であった機関も此の六ヶ月の運転実績に徴する時順調とは言い難く、改造修理を要する所が認められたが造船所の積極的な努力と工事実施により我々が最も重要視する信頼性に於いて完璧の域に近づきつつあるは誠に喜びに堪えない。

茲に喜びと苦しみと交錯するその航跡を顧み日夜見守りつゝ、育てて来た機関の現状と就航状況を取りまとめ、検討して今後更に改善の資と致し度い。

昭和 30 年 10 月末 於 太平洋 記す

この文章から知れるように、処女航海は対策、改造の連続であった。もっとも、新規投入の船用大形機関において、かような事態は茶飯事であった。さればこそ、ベテランの大西が保証技

師の役目を担って乗組んでいたワケである。

同書の編別構成は、第一章 就航状況〔Ⅰ〕概況〔Ⅱ〕機関運転〔Ⅲ〕運航実績、第二章 機関の現状〔Ⅰ〕主機関係〔Ⅱ〕発電機及空気圧搾機〔Ⅲ〕Auxiliary boiler〔Ⅳ〕Exhaust gas heated steam generator〔Ⅴ〕冷凍装置〔Ⅵ〕電気関係〔Ⅶ〕浄油装置〔Ⅷ〕Heat exchanger〔Ⅸ〕一般配置〔Ⅹ〕附録、となっている。

青焼きのみから成る附録はHamburg入港の際、1955年6月23日、本船機関長室にて本谷機関長、加賀一等機関士とMANのDr. Schmidt, Carl Algan技師、横浜造船所門脇 次長、大西技師との間で催された座談会の要旨報告をなす。

## ii) 主機運用概況

日本郵船、二代目“相模丸”主機K10Z 78/140LABは当時のMANにおいては最大出力を誇り、海運界のスピード競争をリードしようとして投入された船用ディーゼル機関であった。また、船内の電気系統に初採用交流440VシステムはWard Leonard式直流制御によるウインチ電動機駆動のための電動発電機関係や冷凍機回りに若干の問題を生じたものの、概ね当初の不安を一掃する好成績を記録した。

その電力供給用には何れも横浜MAN G5V 30/42型4サイクル中速ディーゼル機関(5L-300×420, 340BHP/360rpm)によって駆動される三菱電機製280kVA主発電機が3基搭載され、その内の2基は主空気圧縮機をも駆動した。発電は通常、1～2基で行われた。

主機に関連するトラブルについては改めて紹介するとして、ここでは主機の全般的な運用・取扱い状況についてまとめておこう<sup>(注30)</sup>。

出港準備は出港1時間前から開始され、通常は30分前に一度、始動確認が行われた。入出港時の主機回転数は以下のように定められた。

最低回転数としては30rpmが可能であったものの、失火を危惧して通常最低回転数(Dead

	FULL	HALF	SLOW	D. SLOW
R.P.M.	80	60	50	40
SPEED	13.5'	10.1'	8.4'	6.7'

Slow: 軽油にて)は40rpmに設定された。これは既に観たクランク軸振り振動の面からはそれほど面白くない回転数ではあった。もっとも、スエズ運河等、特殊な水路航走中はD. SLOW = 30rpm, 5.9ノットが採用された。ピストン下部掃気ポンプのみで常用Fullに相当する80rpm, 3,760BHP程度までの運転が可能であることも確認されている<sup>(注31)</sup>。

航海中、主機は通常80～85%出力、105～108rpmを基準に運転された(105rpmにて18ノット)。出港後、rung upにより5分毎にハンドル・ノッチを進め、約25分後、105rpmに達するように取扱われた。

起動用空気圧は通常、30～26kg/cm<sup>2</sup>に管理された。海上公試運転でのマヌーヴァリング・テストは29kg/cm<sup>2</sup>より開始され、起動・逆転を都合39回実施し、最低9kg/cm<sup>2</sup>にて逆転、起動可能と確認された。K10Z 78/140は排気孔管制弁付きであるため、前後進にはカム軸のシフトによる燃料噴射ポンプ・カムと起動用圧縮空気パイロット弁カムの切替に加え、管制弁のそれをも必要としたため、切替には戦前の値より遥かに長い12～14秒という時間を要した。

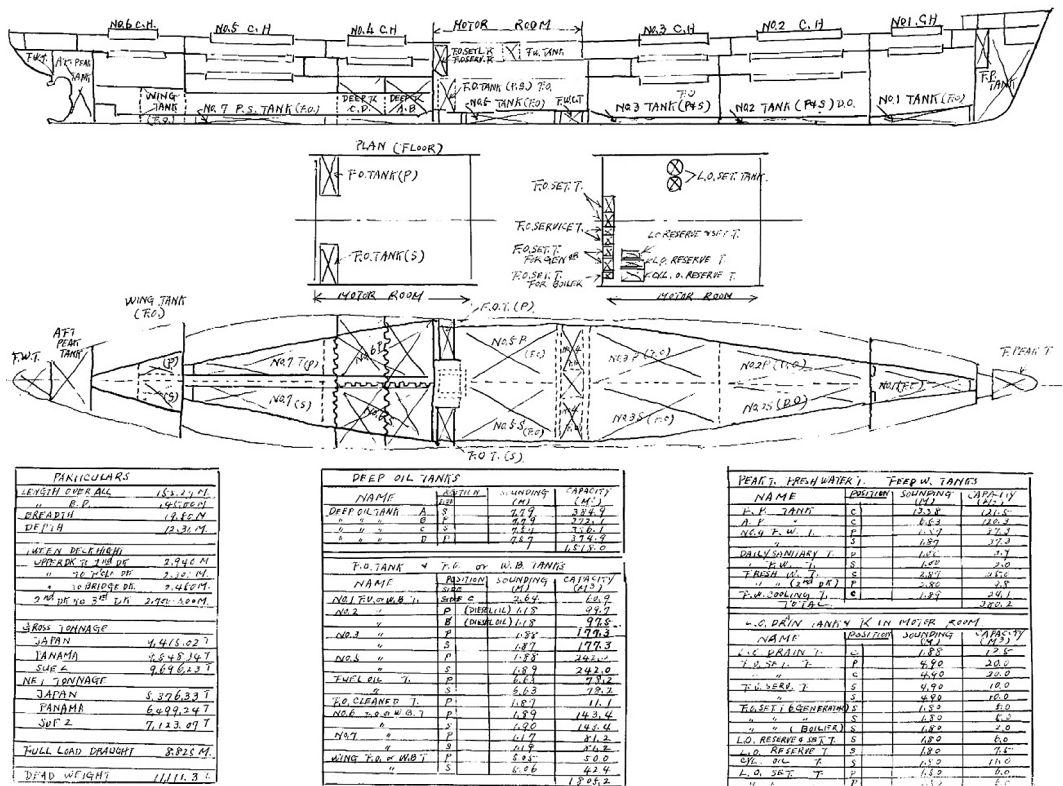
燃料油(F. O.)はP to P, オールC重油というワケには行っておらず、出港マヌーヴァリング中はDiesel Oil(A重油相当)、航走中はMarine Fuel Oil(C重油相当)を焚いた。噴射ポンプのスティックを防ぎ、切替をスムーズに行うため、後者は60～70℃に予熱された。入港時にも入港スタンバイ15分前にはA重油への切替えが行われた。

シンガポールのC重油は比較的優良であったが、Portsaid(エジプト)のそれは灰分が多いため給油量は最小限度に留められた。ロサンゼ



図 22 二代目“相模丸”のタンク配置

TANK ARRANGEMENT. 附表 7.



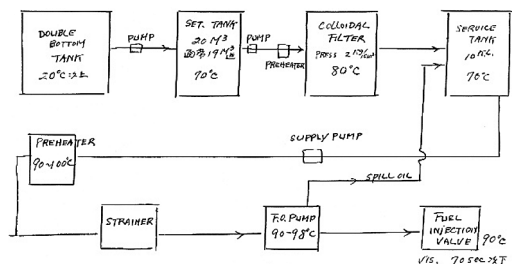
(出所) 同上書, 16 頁次, 別表 7 (諧調反転)。

ルスで補給したlight fuelと称する油は比重の極めて大きな低質油であった。本船の燃料・水タンク配置を図22に示す。

主機噴射ノズルはレッドウッド1号70秒以下の粘度適合品のため、主機燃料油(F.O.)は最終100℃近くまで予熱された。燃圧基準1.0kg/cm<sup>2</sup>。清浄機は用いずコロイダル・フィルタのみを常用(図23)。サービスタンク2基は毎直交互に切替え、片航海毎に1回掃除。コロイダル・フィルタは毎日1回循環掃除(燃料温度100℃)した。補機燃料油は清浄機を通した。

主機は排気ガス集合部温度が350℃を超えぬよう運用された。後掲表4に観る通り、排ガス集合部温度は各気筒を出て膨張した直後の温度より高い。これは排気マニフォールド集合部に

図 23 主機燃料油 (Fuel Oil) 供給系統

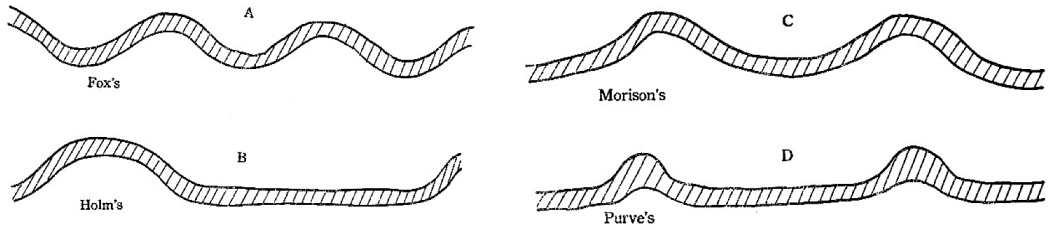


(出所) 同上書, 16頁, 貼付け図(諧調反転。止むを得ず, 一部修正)。

いて排気パルスが重なって圧力が上昇するためである。350℃を超える排ガス集合部温度となるような高出力が求められる場合、turbo blowerの駆動により掃気量を増して排ガス温度を抑える方針であったが、熱帯海域航走時にも通常



図 24 各種の波型炉筒（炉筒補強法）



（出所）金谷三松「海軍軍用機関發達の歴史」『會誌』第二百號，海軍機關學會，1939年12月，第15圖。

表 3 潤滑油脂類（Lubricating Oil）の使い分け

LIST OF LUBRICANT		
	APPLICATION	LUBRICANT
OIL	CYLINDERS MAIN ENGINE	SHELL ROTELLA 50
	BEARINGS MAIN ENGINE CYLINDERS & BEARINGS AUXILIARY ENGINES, THRUST & TUNNEL BEARINGS CYLINDERS ATTACHED SCREW PUMP GEAR BOX & OIL PUMP ARRAYS	SHELL TALPA 30
	TURBO BLOWER	SHELL TURBO 27
	STEERING SYSTEM	SHELL TURBO 33
	GEAR OIL DECK MACHINERY	GARGOYLE COMPOUND B/P
	REFRIGERATOR	VALVOLINE REF. OIL MEDIUM # 3231
	STEAM CYLINDERS	#120 STEAM CYL. OIL
GREASE	MOTOR (CUP ROLLER BEARING)	SHELL ALUNA GREASE 2
	CUP	190 FIBER GREASE
	OPEN GEAR	SHELL CARDIUM COMPOUND

（出所）同上書，20頁次，別表10（諸調反転）。

その必要は生じなかった。

主機ジャケット冷却水（J. C. W.）は55℃，1.0～1.5kg/cm<sup>2</sup>を，同ピストン冷却水（P. C. W.）は50℃，2.0～2.3kg/cm<sup>2</sup>を基準とした。ジャケット，ピストン（テレスコピック管に依る），排気孔管制弁，軸受，噴射ノズルは防蝕剤としての重クロム酸カリを0.05%添加した清水によって冷却され，テレスコピック管から冷却用の清水に混入する油分は分離タンクにて分離・回収さ

れた。清水冷却器，潤滑油（L. O.）冷却器，補助凝結器等は海水冷却された。

潤滑油圧力は1.8～2.0kg/cm<sup>2</sup>を基準とした。低過ぎればクロスヘッドの潤滑不良を，高過ぎればピストン棒グランド等からの漏洩が生じた。潤滑油脂類の使用区分を表3に示す。

主機システム油にはTalpa 30が用いられた。ドレインタンクの増量はピストン冷却水漏洩の兆候である場合が多く，要注意事項とされた。シリンダ油にはRotella 50が使用された。掃気ポンプ・シリンダ及びグランド潤滑は当初，主機シリンダと同一扱いであったが，温度等の状況からTalpa 30を通常6L/日程度で十分と判断し，独立の潤滑系が詔えられた。

熱源蒸気はドンキー・ボイラ＝横浜造船所製船用7号乾燃室式丸ボイラ（Morison型炉筒〔図24 C〕・2本）と同所製の主機排ガス・エコノマイザ（共に定格7，常用6kg/cm<sup>2</sup>）で調達され，通常航走中は後者を用い，停泊中または蒸気消費量の多くなる際にのみ前者を焚いた。

### iii) 主機運用実績

第1次往航，復航，第2次往航における主・補機の運転データは表4に示される。

第1次往航，5月21日から6月22日までは，後述の通り，掃気ポンプの故障により，ピストン下部掃気ポンプとターボブローアとの併用運転を余儀無くされた。ターボブローアは川崎工場における運転後，横浜造船所仕上工場でも試運転

表4 初期の航海において測定された主・補機の運転データ

DATE	HOURS		R. F. A.	DISTANCE RUN BY LOG	SPEED	WIND DIRECTION	WIND STATE OF SEA	REMARKS	PRESSURE		TEMPERATURE °C										MAIN GENERATOR				WIND DIRECTION	WIND STATE OF SEA	REMARKS																		
	PSI/CM <sup>2</sup>	PSI/CM <sup>2</sup>																																											
									EXH. GAS		J. C. W.		P. C. W.		L. C. W.		AIR COOLER		WATER PUMP		T. IN. W.																								
											HIGHEST	LOWEST	COMMON	IN	HIGHEST	LOWEST	IN	HIGHEST	LOWEST	IN	OUT	WATER PUMP	WATER PUMP	WATER PUMP	WATER PUMP																				
NO-LOUT																																													
1944-19	1900	1930	1079	128	131	171	16	8.3	45	10	1.7	1.71	2.5	37	20	332	168	40	32	50	40	34	32	41	39	46	46	2	730	220	185	27	1.1	240	46	730	0	2	770	1000					
17	2000	2030	1087	149	137	169	49	"	"	"	1.85	1.8	3.1	42	38	"	210	275	285	29	49	42	39	62	49	44	40	62	46	2	645	240	230	"	"	260	"	245	0	7	740	1000			
21	2030	2100	1102	159	139	169	24	2.2	53	"	"	1.9	2.8	"	52	40	"	275	320	42	"	43	42	62	50	43	32	55	62	2	2450	180	240	2.6	1.1	160	52	2430	80	5	260	1000			
24	2000	2400	1112	180	151	153	23	"	"	"	1.9	1.8	2.1	"	29	"	245	210	315	"	48	49	"	"	"	39	"	41	2	2400	"	360	310	"	"	340	60	2400	6	5	260	1000			
ALEXANDRIA - GENOA																																													
6-1	1900	2000	1089	149	149	181	153	12	49	10	1.9	1.9	2.1	512	35	23	315	265	315	21	62	49	49	42	51	39	34	50	26	2	2450	180	260	210	2.8	1.3	160	40	2430	16	5	500	1000		
2	2400	2430	1115	141	147	172	44	"	"	"	2.0	"	"	33	22	310	295	320	41	48	46	41	52	49	37	32	48	34	2	2400	"	"	210	3	140	"	3.5	2400	"	3	500	1000			
NO NAME																																													
7-15	2400	2400	1087	149	149	181	153	12	49	10	1.9	1.9	2.1	512	35	23	315	265	315	21	62	49	49	42	51	39	34	50	26	2	2450	180	260	210	2.8	1.3	160	40	2430	16	5	500	1000		
16	2400	2400	1087	149	149	181	153	12	49	"	"	"	"	"	"	"	"	320	"	60	49	"	44	"	"	"	60	38	1	2400	"	180	29	"	320	38	"	5	"	"	"	"	"		
LONDON - MARSEILLES																																													
7-26	2230	2330	1165	142	146	185	154	16	46	10	1.9	1.9	2.1	512	35	23	315	265	315	21	62	49	49	42	51	39	34	50	26	2	2450	180	260	210	2.8	1.3	160	40	2430	16	5	500	1000		
27	2230	2330	1165	142	146	185	154	16	46	"	"	1.9	2.1	"	52	"	"	275	320	42	"	43	42	62	50	43	32	55	62	2	2450	180	260	210	2.8	1.3	160	40	2430	16	5	500	1000		
28	2230	2330	1165	142	146	185	154	16	46	"	"	1.9	1.9	2.1	512	35	23	315	265	315	21	62	49	49	42	51	39	34	50	26	2	2450	180	260	210	2.8	1.3	160	40	2430	16	5	500	1000	
SUZ - PENANG																																													
8-20	2400	2400	1087	149	149	181	153	12	49	10	1.9	1.9	2.1	512	35	23	315	265	315	21	62	49	49	42	51	39	34	50	26	2	2450	180	260	210	2.8	1.3	160	40	2430	16	5	500	1000		
21	2400	2400	1087	149	149	181	153	12	49	"	"	"	"	"	"	"	"	315	320	"	44	42	"	47	"	"	61	47	1	2400	225	185	"	"	235	46	"	4	235	46	6	5	500	1000	
MASINLO - KODE																																													
9-6	2230	2330	1165	142	146	185	154	16	46	10	1.9	1.9	2.1	512	35	23	315	265	315	21	62	49	49	42	51	39	34	50	26	2	2450	180	260	210	2.8	1.3	160	40	2430	16	5	500	1000		
7	"	"	1165	142	146	185	154	16	46	"	"	1.9	1.9	2.1	512	35	23	315	265	315	21	62	49	49	42	51	39	34	50	26	2	2450	180	260	210	2.8	1.3	160	40	2430	16	5	500	1000	
8	"	"	1165	142	146	185	154	16	46	"	"	1.9	1.9	2.1	512	35	23	315	265	315	21	62	49	49	42	51	39	34	50	26	2	2450	180	260	210	2.8	1.3	160	40	2430	16	5	500	1000	
YOKOHAMA - SAN FRANCISCO																																													
9-22	2400	2400	1087	149	149	181	153	12	49	10	1.9	1.9	2.1	512	35	23	315	265	315	21	62	49	49	42	51	39	34	50	26	2	2450	180	260	210	2.8	1.3	160	40	2430	16	5	500	1000		
23	2230	2330	1165	142	146	185	154	16	46	"	"	1.9	1.9	2.1	512	35	23	315	265	315	21	62	49	49	42	51	39	34	50	26	2	2450	180	260	210	2.8	1.3	160	40	2430	16	5	500	1000	
24	2230	2330	1165	142	146	185	154	16	46	"	"	1.9	1.9	2.1	512	35	23	315	265	315	21	62	49	49	42	51	39	34	50	26	2	2450	180	260	210	2.8	1.3	160	40	2430	16	5	500	1000	
KANGAROO - BAL BOA																																													
9-22	2400	2400	1087	149	149	181	153	12	49	10	1.9	1.9	2.1	512	35	23	315	265	315	21	62	49	49	42	51	39	34	50	26	2	2450	180	260	210	2.8	1.3	160	40	2430	16	5	500	1000		
23	2230	2330	1165	142	146	185	154	16	46	"	"	1.9	1.9	2.1	512	35	23	315	265	315	21	62	49	49	42	51	39	34	50	26	2	2450	180	260	210	2.8	1.3	160	40	2430	16	5	500	1000	
24	2230	2330	1165	142	146	185	154	16	46	"	"	1.9	1.9	2.1	512	35	23	315	265	315	21	62	49	49	42	51	39	34	50	26	2	2450	180	260	210	2.8	1.3	160	40	2430	16	5	500	1000	

(出所)「相模丸就航状況並機関現状報告」11 頁前, 別表 3A (諧調反転)。

(注) LOG: 速度計 (ピトー管), G.G.: 天測?, 天候: o 全天曇り, bc 晴れ, b 快晴, m 霞, c 曇り。

風向角: p: 左, qr: 後方, bow: 前方, ahd: 真正面, s: 右, bm: 真横, aft: 真後ろ。

に成功していたが、船内据付後の試運転では起動後、約3分間で異常を発生させ、開放検査により、第1段、第2段翼車とそれらのmouth bushとが強く接触、ブッシは全て焼損脱落、翼車mouthも焼損変形、第3段翼車とbalance bushも軽微に接触、電動機側軸受も焼損、といった事態が判明した。

事故原因は艀装時、吐出し管をこじ上げたため、軸芯を含めケーシングに歪みを与えていたことにあると考えられた。対策として毀損・焼損部品の新換と併せてmouth側ラピンス・リングすき間拡大(0.20~0.25mm→0.40~0.45mm: 効率は若干低下)、吐出し管フランジへのパッキン増入れと吊金具の1個から2個への増強、電動機側軸受内面船首側の軽キサゲによる油膜拡散性改善を実施、更に公試終了後、厚さ1mm、深さ1.5mmのラピンス・フィンを厚み先端0.5mm、根元1mm、深さ3mmへと改めた。

受取以前にかようなトラブルを生じていたこ

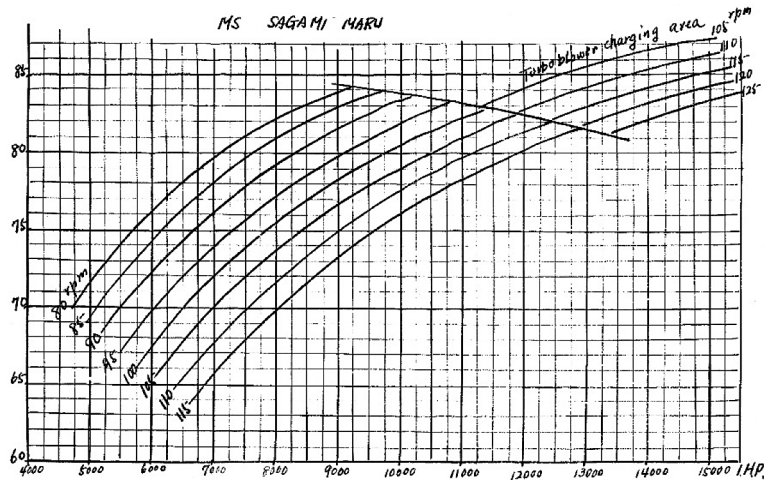
ともあり、本来、非常用との格付けながら、本ターボプロアの使用に対しては懸念される処であったが、図らずも第1次往航における掃気ポンプの故障によりインド洋上からハンブルクまで長時間運用することになったにも拘らず、その運転実績は極めて好調であった<sup>(注32)</sup>。

図25は本船主機における発生IHPと機械効率との相関を示す。ターボプロアのONにより同一回転数・IHPにおける機械効率が1.5%ほど上昇を見せているのは掃気ポンプ及びピストン下部掃気ポンプ吸取馬力の減少を意味する。勿論、ターボプロア駆動のためには余分にA重油が焚かれていたワケである。

通常航行における負荷率は85%程度であるから、このターボプロアはあくまでも予備的な存在であった。なお、現物は日立製作所の製品、180馬力/3,600rpmの直結交流電動機は富士電機製であった<sup>(注33)</sup>。

初期の航海毎に主機の運転実績を総括した

図 25 二代目“相模丸”主機における発生 IHP と機械効率との相関



(出所)『相模丸就航状況並機関現状報告』巻末附表・附図。

表 5 初期の航海毎の主機運転実績総括

VOY. NO.	MEAN DRAUGHT M	MEAN DISPLACEMENT TONNAGE	HOURS IN BURNING POSITION	HOURS PROPELLING	TOTAL REVS	R. P. M	DISTANCE RUN			AVERAGE SPEED 1	APPARENT SLIP %
							BY PROPELLER	BY LOG	BY C. G		
NA1OUT	7.09	13,100	889-48	889-21	4083200	97.5	14272.1	14428	14541	16.6	-1.1
NA1HOME	6.92	12,750	704-24	702-18	4353360	103.3	12222.9	12802	13041	18.2	-4.5
NA1TOTAL	7.01	12,950	1592-12	1591-39	4436560	100.1	26495.0	27230	27582	17.3	-2.7
NA2OUT	7.69	14,450	646-58	620-00	3901590	104.9	10954.5	11218	11343	18.1	-2.3

(出所) 同上書, 10 頁次, 別表 3B (諸調反転)。

データは表5に示されている。

本船に供された燃料の油炭効率研究所による性状試験結果は表6の通りであった。

初期の航海における Diesel Oil ≡ A 重油 (主機, 補機) と Marine Fuel Oil ≡ C 重油 (主機, ボイラ) とを合せた燃料消費実績は表7に集計されている。

供試潤滑油の性状試験結果は表8の通りであった。

主な潤滑油の消費実績は表9の通りであった。

表10には主機に用いられた潤滑油における経時劣化の状況が示されている。右端, 名古屋入港時の状態は化学処理の必要を認める程度で

あった。

第2次往航, N.Y.においてはシステム油の化学清浄が実施された。しかし, 日程上, 長時間, 清澄させておくことは出来なかった。また, 化学処理後におけるオイル・ストレーナの閉塞には注意する必要がある。このため, ストレーナの掃除は毎日1回のところを2回, 励行した。

航海中は毎日, インジケータ線図を「撮取」し, 各気筒の出力均斉化と  $P_{max}$  の過高防止 ( $< 58 \text{ kg/cm}^2$ ) のための噴射量, 噴射時期管理を励行した, 計測値例は表11の通り。

なお, 主機シリンダの潤滑について, 通常出力時, 3, 4 番シリンダには約 130L/日, その他

表6 供試燃料の性状試験結果

油名	① Diesel fuel Shell 輸入者	② Diesel fuel Shell 輸入者	③ Diesel oil Shell	④ Diesel oil Shell	⑤ Diesel oil Shell	⑥ Diesel oil Shell	⑦ Diesel oil Shell
試料採取地 及輸入地	神戶	神戶	Singapore	London	London	Port-Said	Port-Said
試料採取年月日	30-4-28	30-4-28	30-5-10	30-6-13	30-6-13	30-7-22	30-7-22
色調	帯緑褐	帯緑褐	帯緑褐	帯緑褐	帯緑褐	帯緑褐	帯緑褐
比重 (15°C)	0.914	0.913	0.903	0.882	0.885	0.905	0.906
粘度 (140°F) 50cP	43.2	43	42.8	42.8	42.2	44.6	44.2
引火点	77°C	75°C	75°C	87.5°C	90°C	78°C	78°C
凝固点	nil	-10°C	-6°C		-10°C		
水分	nil	nil	nil	nil	nil	nil	nil
灰分	0.02%	0.01%	0.01%	0.01%	0.01%	0.01%	0.08%
アスファルト分	0.05%	0.04%	0.04%	0.23%	0.21%	0.20%	0.17%
炭素残渣	0.66%	0.57%	0.44%	1.23%	1.27%	1.00%	0.87%
硫黄分							
発熱量 加一 BTU	19510 18720	19600 18080	19490 18880	19720 19300	19680 19220	19560 19010	19560 19010

油名	① Diesel oil	② Diesel oil	③ 燈油 Kerosene	④ marine fuel oil	⑤ marine fuel oil	⑥ marine fuel oil	⑦ marine fuel oil
納入者	Shell	Shell		Shell	Shell	Shell	Shell
試料採取地 及納入地	Singapore	Singapore	Penang	Hong Kong	Hong Kong	Singapore	Singapore
試料採取年月日	30-8-9	30-8-9	30-8-4	30-5-5	30-5-5	30-5-10	30-5-10
色調	帯緑褐	帯緑褐	黒色泥状	黒褐	黒褐	黒褐	黒褐
比重 (15℃)	0.898	0.892		0.942	0.942	0.975	0.975
粘度 (140°F) (100℃)	41.0	39.0		162	162	446 (.75 (800°C))	431 (.75 (800°C))
引火点	78℃	72℃		85℃	81℃	83℃	85℃
凝固点		-8℃			+21℃		+7℃
水分	nil	nil	24.0%	0.05%	0.1%	Trace	0.1%
灰分	0.01%	0.04%	2.74%	0.02%	0.03%	0.02%	0.02%
アスファルト分	0.16%	0.17%	2.14%	2.72%	2.80%	7.57%	7.10%
炭素残渣	0.48%	0.48%	11.84%	6.78%	6.99%	12.48%	11.86%
硫黄分					1.52%		1.87%
発熱量 加一 BTU	19,660 18,190	19,770 19,370		19,670 19,210	19,470 18,280	19,190 18,340	19,370 18,670

油名	⑧ Marine fuel oil Shell	⑨ Marine fuel oil Shell	⑩ Marine fuel oil Shell	⑪ Marine fuel oil Shell	⑫ Marine fuel oil Shell	⑬ Marine fuel oil Shell	⑭ Marine fuel oil Shell	
納入者	Port-Said	Port-Said	Port-Said	Port-Said	Singapore	Singapore		
試料採取地 及納入地	30-5-29	30-5-29	30-7-22	30-7-22	30-8-9	30-8-7	30-8-21	
試料採取年月日	黒褐	黒褐	黒褐	黒褐	黒褐	黒褐	黒褐	
色調	比重 (15℃)	0.963	0.963	0.948	0.948	0.953	0.956	
比重 (15℃)	粘度 (140°F)	48.9 (.75 (800°C))	48.0 (.75 (800°C))	45.8 (.75 (800°C))	45.2 (.75 (800°C))	49.7 (.75 (800°C))	49.5 (.75 (800°C))	47.0 (.75 (800°C))
粘度 (140°F)	引火点	99℃	100℃	90℃	95℃	90℃	85℃	89℃
引火点	凝固点		+8℃		+11℃		+2℃	+1℃
凝固点	水分	0.15%	0.10%	0.05%	0.05%	0.05%	0.1%	Trace
水分	灰分	0.02%	0.02%	0.02%	0.01%	0.04%	0.04%	0.04%
灰分	アスファルト分	2.00%	2.25%	2.10%	1.55%	5.18%	4.57%	7.00%
アスファルト分	炭素残渣	9.18%	9.85%	8.74%	8.81%	11.39%	10.42%	9.93%
炭素残渣	硫黄分		3.37%		3.18%		2.27%	
硫黄分	発熱量 加一 B.T.U.	19,320 18,580	19,320 18,580	19,370 18,670	19,470 18,850	19,740 18,740	19,450 18,810	19,470 18,850

(出所) 同上書, 18頁次, 別表-12 (A) (1), (2), (3) (諸調反転)。



表7 初期の航海における主・補機、ボイラ合計燃料消費実績

(A)

	DIESEL OIL			MARINE FUEL OIL			RATIO OF D.O. & F.O. %			
	M.E.	Aux E	TOTAL	M.E.	BULLER	TOTAL	TOTAL		M.E. ONLY	
							D.O.	F.O.	D.O.	F.O.
N.O.1 OUT	46.07	167.49	209.56	1106.96	16.27	1203.23	14.71	85.27	1.035	0.965
N.O.1 HOME	38.12	95.78	133.90	1050.78	35.66	1086.44	10.97	89.03	1.035	0.965
N.O.1 TOTAL	78.19	263.27	341.46	2157.74	131.93	2289.67	13.0	87.0	1.035	0.965
N.O.2 OUT	35.71	103.81	139.52	951.27	30.29	981.56	12.45	87.55	1.037	0.963

(B)

	AT SEA		IN PORT	
	TOTAL	per 24 Hrs.	TOTAL	per 24 Hrs.
N.O.1 OUT	1291.71	35.68	119.02	3.38
N.O.1 HOME	1146.27	39.17	74.07	2.46
N.O.1 TOTAL	2438.04	37.19	193.09	2.82
N.O.2 OUT	1052.55	40.74	68.53	2.93

(出所) 同上書, 17 頁前, 別表 8 (諸調反転)。

表8 供試潤滑油の性状試験結果

潤滑油名	Bearing oil Talpa #30	Cylinder oil Rotella #50	Cylinder oil Turbo oil #33	Turbo-blower oil Turbo oil #27	Refined machine oil V2780 Medium oil	10 inch 用 Compound BB
色 調	帯緑黄褐色透明	帯緑 褐色	帯緑黄褐色透明	淡黄色透明	淡緑黄褐色	黄緑 褐
比重 (15°C)	0.910	0.895	0.881	0.873	0.874	0.926
粘度 mm 50°C	274	505	155.2	40.3	11.8	324
100°C	53.4	83	45.0	40.6	45	61
粘度指数	47.5	100	68.0		135	78
引火点	218°C	19°C	217°C	202°C	205°C	184°C
凝固点	-12.9°C	-12°C	-12°C	-12°C	27°C	-27°C
水分	nil	nil	nil	nil	nil	nil
塩分	・	・	・	・	・	・
灰分	・	0.38%	・	・	・	1.80%
夾雑物	・	nil	・	・	・	nil
炭素残渣	0.03%	0.04%	0.01%	0.05%	0.12%	2.43%
酸価	0.01 mg/KOH	-0.8 mg/KOH	0.05 mg/KOH	0.08 mg/KOH	0.01 mg/KOH	20 mg/KOH
抗乳化度	25.0		31.0	52	5.0	3.9
反 應	中性	酸性性	中性	中性	中性	中性
腐 蝕	合格	合格	合格	合格	合格	変色
防錆力			染錆 良			染錆 (良)
安定度 (17°C)	良	良	良	不良	不良	不良

(出所) 同上書, 20 頁次の次の次, 別表-12 (B)-(1) (諸調反転)。

表 9 主な潤滑油の消費実績

PRINCIPAL LUBRICANT 消費実績										(別表 11)		
VOY NO.	ROTELLA 50		TALPA 30.					SHELL TURBO 30	#120 STEAM CYLINDER OIL	GARGOLE COMPOUND BB	VALVOLINE MEDIUM 3231	KEROSENE
	TOTAL	1/24 hr	M. E.		GENERATOR		STEAM PUMP COMP. OTHERS					
			TOTAL	1/24 hr	TOTAL	1/24 SET						
NO.1 OUT	4055	92.8	3,000	83.1	1500	11.9	710	24	8	40	54	200
NO.1 HOME	4197	143.4	2,000	69.3	500	7.4	400	20	6	30	0	120
NO.1 TOTAL	8252	111.8	5,000	76.4	2000	10.0	1110	44	14	70	54	320
NO.2 OUT	3950	152.9	2,800	108.4	-	-	403	0	4	30	12	100

(出所) 同上書, 20 頁次の次, 別表 11 (諸調反転)。

表 10 主機用潤滑油の経時劣化状況

潤滑油名	Talpa #30 (新油)	Rotella #50 (新油)	清浄前	清浄后	London 入港時	名古屋入港時
試料採取年月	30-4-16	30-4-16	30-4-2	30-4-2		30-8-27
使用時間			30 Hr	30 Hr		-
色調	帯紫琥珀	濃緑	帯紫琥珀	帯紫琥珀	DILUENT APPROX 1%	黒
比重 (15°C)	0.903	0.899	0.901	0.899	0.902	0.906
粘度 50°C	264	535.0	255	241	140 <sup>2</sup> 172	182
粘度 100°C	56	844	-	-		-
粘度指数	50	95	-	-		-
引火点	220°C	225°C	216°C	215°C		226°C
水分	nil	nil	Trace	0.15%	Less than 0.1%	Trace
塩分	"	"	nil	nil	100 ppm 0.4% in benzene 0.37%	nil
夾雑物	"	"	0.05%	0.04%		0.53%
炭素残渣	0.04%	0.76%	0.04%	0.04%		0.53%
灰分	nil	0.27%	0.01%	Trace	0.06%	0.07%
全酸化	0.01 mg/kWh	-	0.03 mg/kWh	0.03 mg/kWh		0.27 mg/kWh
反酸	中性	酸性	中性	中性	Neutralization value 0.2%	微酸性
侵蝕	合格	合格	合格	合格		合格
安定度	良	良	-	-		-
摘要	(第1次取崩前)	(第1次取崩前)	(船上試験終了后)	(第1次作航)		(第1次取崩后)

(出所) 同上書, 21 頁前の前, 別表-12 (B)-(2) (諸調反転)。

表 11 インジケータ計測値

DATE	PORT TO PART	H.N.	F.P.	P <sub>3</sub>	R.P.M.	L <sub>g</sub>	MEAN VALUE					I.H.P.	$\eta_m$	B.H.P.	b <sub>c</sub>	b <sub>e</sub>	REMARKS
							P <sub>max</sub>	P <sub>comp</sub>	L <sub>o</sub>	wid	P <sub>me</sub>						
4-20	OTRMA	110	62	0242	1107	310	276		276.5	5.2	7.345	12960	82.3	10570			
5-2	OTRMA	85	66	0245	1122	320	30		304.5	5.8	8.245	13700	83.3	11440	132.6	1097	
5-2	OTRMA	84	65	0240	1105	315	569		301	5.35	8.264	13120	83.0	11240	132.8	1038	
5-7	OTRMA	80	62	0230	1083	310	58		288	5.13	7.695	12320	82.2	11160	131.3	1034	
5-20	OTRMA	78	59	0115	923	315	519		282.5		5.73	7.35	81.3	6380			exhaust temp. 180°C turbo down 180°C
5-27	OTRMA	73	51	012	974	325						8370	81.5	6820			
7-15	OTRMA	84	66	024	1070	315	530	459	277.5	4.32	7.105	11350	80.3	9160	141.5	163	
7-19	OTRMA	86	67	0235	1070	330	564		290	5.29	7.67	12100	81.9	9920	134.0	1080	
7-24	OTRMA	86	67	0235	1067	330	561		290	4.96	7.691	11900	81.8	9800	135.0	1098	
8-1	OTRMA	84	66	024	1070	340	563		288.5		7.682	12040	81.8	9880	136.5	1095	
8-21	OTRMA	84	67	0245	1080	340	575	400	294	5.03	7.793	12470	82.3	10260	137.5	1073	
8-21	OTRMA	84	67	024	1080	340	561.5		290.5		8.105	13030	83.5	10300	132.7	1067	T.B. 使用
9-9	OTRMA	82	64	026	1087	340	589	445	296	5.13	7.574	12350	81.5	9100	140.0		
9-11	OTRMA	81	64	0265	1045	350	575		304	5.17	7.614	12500	82.3	9200			
9-23	OTRMA	79	62	0242	1063	350	564	396	290	5.07	7.263	11370	81.4	9260			

H.N. Manifold notch  
 F.P. Fuel pump regulation  
 P<sub>3</sub> Scavange air pressure %/in<sup>2</sup>  
 L<sub>g</sub> Exhaust gas temp. °C (common)  
 P<sub>max</sub> Maximum pressure %/in<sup>2</sup>  
 P<sub>comp</sub> Compression pressure "  
 L<sub>o</sub> Exhaust gas temp. °C (each cylinder)

wid Width of indicator diagram %  
 P<sub>me</sub> Mean indicated pressure %/in<sup>2</sup>  
 $\eta_m$  Mechanical efficiency %  
 b<sub>c</sub> Fuel consumption g/HHP/hr.  
 b<sub>e</sub> " " g/HHP/hr.  
 T.B. Turbo-blower.

(出所) 同上書, 15 頁前, 別表 6 (諸調反転)。

表 12 シリンダライナの摩耗量測定値

Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN												Cyl. NO	Inlet diameter for Cylinder liner	WEAR DOWN											
---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---------	-----------------------------------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

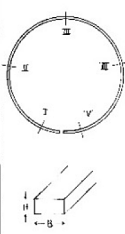


表 13 ピストンのリング溝の摩耗測定値

		ORIGINAL 1, 2, 3, 4 ... 14.00 mm 5, 6 ... 18.00 mm									
IN	CRANK	T	A	P	S	CYL	CRANK	T	A	P	S
1	1	14.33	14.27	14.17	14.27	6	1	14.33	14.29	14.36	14.26
	2	14.27	14.23	14.23	14.21		2	14.28	14.21	14.22	14.18
	3	14.23	14.18	14.17	14.14		3	14.19	14.18	14.17	14.22
	4	14.18	"	"	"		4	14.18	14.16	"	14.15
	5	18.18	18.18	18.19	18.19		5	18.19	18.16	18.17	18.15
	6	"	14.18	"	18.15		6	18.18	18.16	18.16	18.18
2	1	14.37	14.26	14.37	14.22	7	1	14.39	14.28	14.28	14.67
	2	"	14.34	14.32	14.29		2	14.24	14.29	14.24	14.29
	3	14.17	14.21	14.24	14.20		3	14.15	14.22	14.21	14.21
	4	14.19	14.18	14.21	14.18		4	14.19	"	14.18	"
	5	18.19	18.18	18.18	18.21		5	18.20	18.20	18.21	18.22
	6	18.18	"	18.19	18.18		6	18.21	18.21	18.22	18.21
3	1	14.34	14.38	14.33	14.34	8	1	14.27	14.26	14.21	14.18
	2	14.23	14.29	"	14.23		2	14.25	14.24	14.24	14.29
	3	14.19	14.18	14.16	14.18		3	14.17	14.17	14.18	14.20
	4	"	"	14.18	"		4	"	14.15	14.15	14.18
	5	18.19	18.16	18.17	18.19		5	18.17	18.18	18.17	18.18
	6	"	"	18.19	18.19		6	18.16	18.16	18.16	18.16
4	1	14.29	14.33	14.34	14.33	9	1	14.29	14.37	14.35	14.30
	2	14.24	14.28	14.21	14.20		2	14.23	14.29	14.28	14.20
	3	14.18	14.20	14.18	14.17		3	14.19	14.20	14.19	14.20
	4	14.20	"	14.21	14.19		4	14.17	14.17	14.16	14.19
	5	18.21	18.20	18.20	18.21		5	18.17	18.18	18.20	18.18
	6	18.20	"	"	18.19		6	18.16	"	"	18.19
5	1	14.32	14.34	14.34	14.33	10	1	14.27	14.32	14.31	14.29
	2	14.23	14.36	14.27	14.34		2	14.23	14.26	14.27	14.24
	3	14.17	14.19	14.17	14.24		3	14.15	14.20	14.19	14.19
	4	14.18	"	14.19	14.19		4	14.18	14.14	14.18	"
	5	18.19	18.20	18.20	18.20		5	18.18	18.19	18.19	18.16
	6	"	18.18	18.19	18.19		6	18.16	18.18	18.18	18.16

(出所) 同上書, 22 頁から 5 枚目, 別表 14 (諸調反転)。

表 14 ピストンリングの摩耗量測定値

		HEIGHT					BREADTH							HEIGHT					BREADTH					Remarks
IN	CRANK	I	II	III	IV	V	I	II	III	IV	V	CYL NO	R	I	II	III	IV	V	I	II	III	IV	V	
1	1	13.98	13.85	13.74	13.80	13.97	22.33	22.21	21.78	21.71	21.96	6	1	14.00	13.77	13.70	13.78	14.03	22.06	21.85	21.71	21.74	22.15	Ring original Height 14.00 mm Breadth 24.00 mm
	2	13.94	13.92	13.92	13.91	13.94	20.44	22.71	22.70	22.73	22.74		2	13.94	13.72	13.94	13.92	13.95	23.07	22.83	22.94	22.83	23.02	
	3	13.96	13.96	13.96	13.97	13.97	23.30	23.22	23.18	23.12	23.11		3	"	(折損)	"	"	"	"	(折損)	"	"	"	
	4	13.97	13.97	13.98	13.97	13.98	24.81	23.85	23.81	23.24	23.22		4	"	(折損)	"	"	"	"	(折損)	"	"	"	
	5	18.00	18.00	18.00	18.02	18.01	23.38	23.36	23.46	23.41	23.39		5	18.02	18.02	18.05	18.01	18.02	23.58	23.57	23.59	23.58	23.62	
	6	17.99	18.00	17.97	17.96	18.00	23.47	23.50	23.55	23.53	23.55		6	18.01	18.01	18.01	18.02	18.02	23.55	23.50	23.50	23.53	23.55	
2	1	13.64	13.84	13.68	13.74	13.95	20.76	20.94	20.66	20.80	20.76	7	1	13.94	13.54	13.42	13.67	13.97	20.94	20.87	20.90	20.83	20.83	計測位置
	2	13.88	13.83	13.84	13.85	13.88	21.65	21.65	21.90	21.71	21.73		2	13.96	13.97	13.98	13.97	13.97	22.52	23.11	23.09	23.06	23.13	
	3	13.91	13.93	13.93	13.90	13.91	22.71	22.66	22.96	22.53	22.55		3	13.96	13.94	13.95	13.94	13.95	22.93	22.70	22.85	22.82	22.81	
	4	14.01	13.98	14.01	13.98	13.98	23.26	23.23	23.48	23.48	23.25		4	13.93	13.93	13.93	13.93	13.94	22.47	22.41	22.39	22.37	22.29	
	5	17.98	17.98	17.97	18.00	17.99	23.43	23.27	23.46	23.45	23.48		5	17.98	17.98	17.98	17.97	17.97	23.50	23.40	23.43	23.39	23.43	
	6	17.97	17.95	17.95	17.96	17.97	23.33	23.30	23.50	23.36	23.33		6	18.00	18.00	18.00	18.00	18.00	23.47	23.38	23.44	23.41	23.54	
3	1	13.98	13.82	13.78	13.78	13.66	19.99	20.92	20.58	21.93	20.72	8	1	13.99	13.94	13.95	13.94	13.98	22.16	21.81	21.65	21.75	22.47	
	2	13.96	13.96	13.96	13.94	13.95	25.11	22.84	22.97	23.03	22.94		2	13.94	13.91	13.91	13.93	13.96	22.47	22.09	22.31	22.07	22.08	
	3	13.93	13.92	13.96	13.94	13.95	22.77	22.86	22.66	22.45	22.50		3	"	(折損)	"	"	"	"	(折損)	"	"	"	
	4	13.97	13.98	13.98	13.98	13.98	23.47	23.22	23.46	23.22	23.29		4	13.96	13.96	13.97	13.96	13.98	23.27	22.98	22.96	22.56	23.21	
	5	17.94	18.00	18.00	18.00	18.05	23.55	23.45	23.58	23.58	23.57		5	17.98	18.00	18.01	18.01	17.99	23.67	23.59	23.58	23.51	23.64	
	6	18.01	18.01	18.00	18.01	18.00	23.50	23.39	23.47	23.37	23.62		6	18.04	18.20	17.99	18.04	18.05	23.54	23.39	23.39	23.46	23.56	
4	1	13.97	13.82	13.77	13.83	13.96	22.04	21.69	21.93	21.92	21.50	9	1	14.00	13.83	13.76	13.91	14.00	22.10	22.09	22.34	22.37	22.31	計測位置
	2	13.95	13.95	13.94	13.94	13.95	22.73	22.57	22.75	22.64	22.85		2	13.95	13.94	13.97	13.93	13.94	23.11	22.98	23.04	23.20	23.04	
	3	13.97	13.96	13.96	13.96	13.97	23.73	23.15	23.25	23.31	23.46		3	13.97	13.96	13.97	13.66	13.66	23.46	23.35	23.38	23.24	23.43	
	4	13.97	13.98	13.97	14.00	13.99	23.32	23.24	23.31	23.31	23.41		4	13.96	13.97	13.97	13.97	13.97	23.48	23.60	23.51	23.54	23.59	
	5	18.00	18.00	17.99	18.00	17.99	23.46	23.52	23.61	23.64	23.64		5	17.99	17.99	17.99	17.98	17.98	23.79	23.79	23.79	23.79	23.79	
	6	17.98	17.97	17.94	18.00	17.99	23.65	23.59	23.74	23.55	23.66		6	17.97	17.97	17.98	17.98	17.97	23.72	23.72	23.71	23.73	23.75	
5	1	13.95	13.76	13.53	13.64	13.84	18.83	18.82	14.42	18.56	18.66	10	1	14.00	13.90	13.86	13.87	14.00	22.53	22.43	23.60	23.68	23.80	計測位置
	2	13.92	13.89	13.90	13.87	13.93	21.31	21.18	21.55	21.23	21.55		2	13.94	13.95	13.95	13.96	13.96	23.17	23.27	23.23	23.24	23.23	
	3	13.95	13.94	13.95	13.93	13.95	22.57	22.37	22.55	22.51	22.52		3	13.96	13.97	13.97	13.97	13.97	23.56	23.58	23.62	23.57	23.60	
	4	13.99	13.97	13.97	13.98	13.99	20.51	22.58	22.88	22.90	22.84		4	13.96	13.97	13.97	13.97	13.97	23.56	23.57	23.57	23.60	23.61	
	5	17.98	17.97	17.98	17.98	17.98	23.28	23.12	23.11	23.12	23.21		5	17.97	17.97	17.98	17.98	17.98	23.72	23.72	23.72	23.73	23.73	
	6	18.00	17.99	17.99	17.99	17.99	23.14	23.19	23.17	23.40	23.30		6	18.00	18.00	17.97	17.99	18.00	23.67	23.70	23.78	23.75	23.71	

(出所) 同上書, 22 頁から 6 枚目, 別表 15 (諸調反転)。

には約 160L/日の給油を実施し、ライナ摩耗状態を比較しつつあったが、測定の時点において摩耗量との相関関係は未だ観取されていなかったようである<sup>(注34)</sup>。

また、第1次往航では約 6,500 BHP にて 110L/日のシリンダ油供給を試みたが、Hamburg 入港後の開放検査で異常摩耗は認められなかった<sup>(注35)</sup>。

主機シリンダライナの具体的な摩耗状態については表 12 に計測データが示されている。その摩耗量は比較的大であったが、本主機が粗悪油を焚いて高負荷運転に供される以上、この程度の摩耗は不可避であると解釈され、将来的な材質改善への期待が表明された。

以下、摩耗関係を縦覧すれば、ピストンのリング溝の摩耗測定値は表 13 に示されている。リ

ング溝には肌焼入れが施されており、亀裂等の発生は見出されなかった。また、ピストンリングの摩耗量は表 14 に示されている。

クロスヘッド滑り金の摩耗状態についても各気筒、概ね良好であった。そのすき間測定値は表 15 上に示されている。N.Y.での測定期日は 10 月 15 日、F は Fore で船首側、A は Aft で船尾側の謂いである。また、主軸受の状態、クランクシャフト・デフレクションについても状態は良好であった。後者に関しては表 15 下に示されている<sup>(注36)</sup>。

燃料噴射ポンプの調整線図は図 26 に、その調整状況は表 16 に示されている。

#### iv) 主機関係に発生したトラブル

続いて、主機に発生したトラブルを縦覧して行

表 15 クロスヘッド滑り金のすき間とクランクシャフト・デフレクションとの測定値

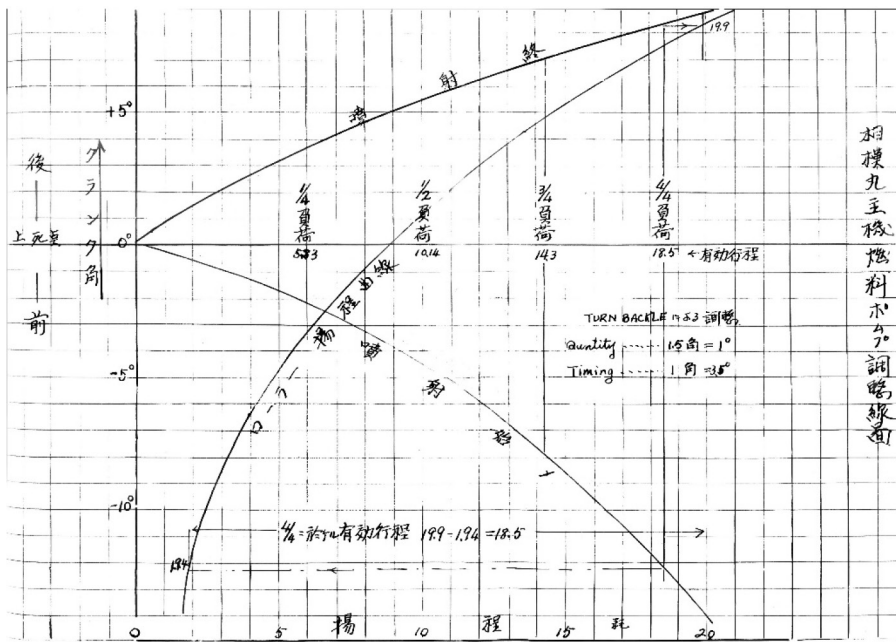
CROSSHEAD BRASS OIL CLEARANCE $\frac{1}{100} \text{ cm/in}$												
DATE	PORT	CYL	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
4/28	Kobe	F	18	18	120	21	23	21	18	25	16	24
		A	18	18	-	21	23	25	20	21	22	22
7/7	London	F	19	19	26	21	28	23	21	26	20	26
		A	22	21	22	25	23	28	25	29	29	27
10/15	New York	F	18	20	17	20	21	27	25	27	22	23
		A	22	22	28	20	25	28	21	25	25	25

CRANK WEB DEFLECTION $\frac{1}{100} \text{ mm}$												
DATE	PORT		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
4/8	Yokohama	Bs	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		S	-1	-3	-1.5	+0.5	-1	-5	-0.5	-1.5	-1.5	-6.5
		T	-5	-7	-5.5	-1.5	-3.5	-4	-3.5	-5.5	-6	-7.5
		P	-3	-4	-2.5	+0.5	+1	-0.5	-1.5	-3.5	-1	-5.5
		Bp	+1	-1	+1.5	+2.5	+2.5	+1	+1.5	+0.5	0	-1.5
8/4	Penang	Bs	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		S	-1	+1	-1	-3	-2	-3	-5	-2.5	+3	+5
		T	-10	-7	-4.5	-6	-2	-3	-8	-5	-1	+1
		P	-9	-8	-3	-3	+3	+3	-1.5	-1	+1	-3
		Bp	-2	-3	-0.5	0	0	+1	+1	0	+1.5	-3
10/15	New York	Bs	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		S	0	+4	+0.5	-1.5	-1	-1	-3	-1.5	+3	+8
		T	-8	-4	0	-4	+1	+1	-5	-3	+0.5	+7
		P	-7.5	-6	-1	-1	+4	+5	+1	+1	+1	0
		Bp	-2	-2	0	0	+1	+1	+1.5	0	+1	-3

(出所) 同上書、26 頁次。

図 26 燃料噴射ポンプの調整線図



(出所) 同上書, 28 頁次の次 (諸調反転)。

表 16 燃料噴射ポンプの調整状況

FUEL PUMP SETTING										
4-22 Yokohama										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
HN=110	-23	-22	-7	-21.5	-14	-6.5	-22	-9.5	-12	-23.5
	+6	+7	+9	+9	+7	+8	+7	+7	+7	+4
HN=72	-7	-4.5	-1	-5	-2	+1	-6	-1	-2	-23.5
	0	+2	+5	+4	+2	+4	+2	+3	+2	0
4-24 Yokohama										
HN=72	-10	-10.5	-10	-11	-13	-10	-12	-12.5	-10.5	-12.7
	+7	+7	+7	+7	+7.5	+6.8	+7	+7.5	+7	+7
4-26 Nagoya										
HN=82	-15	-17.5	-11	-15.5	-12	-9	-12	-9.5	-18.5	-16
	+8	+7.5	+7	+8	+8	+7	+7	+8	+6.5	+6
9-3 Yokohama										
HN=72	-9.5	-11	-12	-13	-12.5	-11	-10	-12	-10	-10
	+7	+7	+7	+8	+7	+6.5	+7	+7	+7	+6.5

Remarks

- : Before T.D.C.

+ : After T.D.C.

4-24 zero setting 後

4-26 indicator card により調整した後

9-3 spill valve 調整後

(出所) 同上書, 28 頁次。

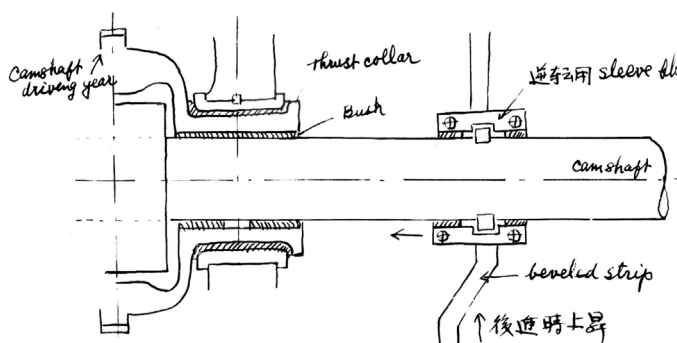


こう。まず、操縦関係から観れば、陸上運転にて無負荷より逆転試験に入った際、カム軸の逆転用スリーブ・ブロックを船首方向にシフトさせたところ（図27）、これがカム軸駆動ギヤのスラストカラー・ブシュの船尾側と接触・発熱した。このため、逆転用スリーブ・ブロックの前

端部を約2.5mm削って接触を回避させた<sup>(注37)</sup>。

なお、同じくカム軸駆動ギヤ絡みではそのケーシングに振動問題が発生している。第1次往航、マルセイユ出帆以降、カム軸駆動ギヤ（マイタギヤ？）のスラスト軸受台と中間ギヤ（堅軸？）・ケーシングとの接合部ボルト及びスタッド<sup>(5/8)</sup>

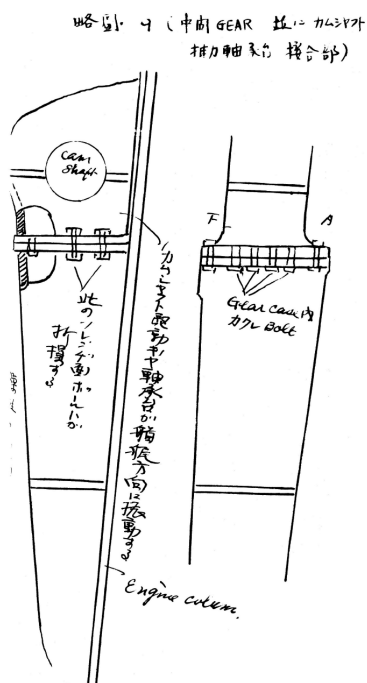
図 27 主機操縦装置トラブル発生部位



（出所）『相模丸就航状況並機関現状報告』22 頁，略図1（諸調反転）。

（注）右上、欠けている箇所は“block”。

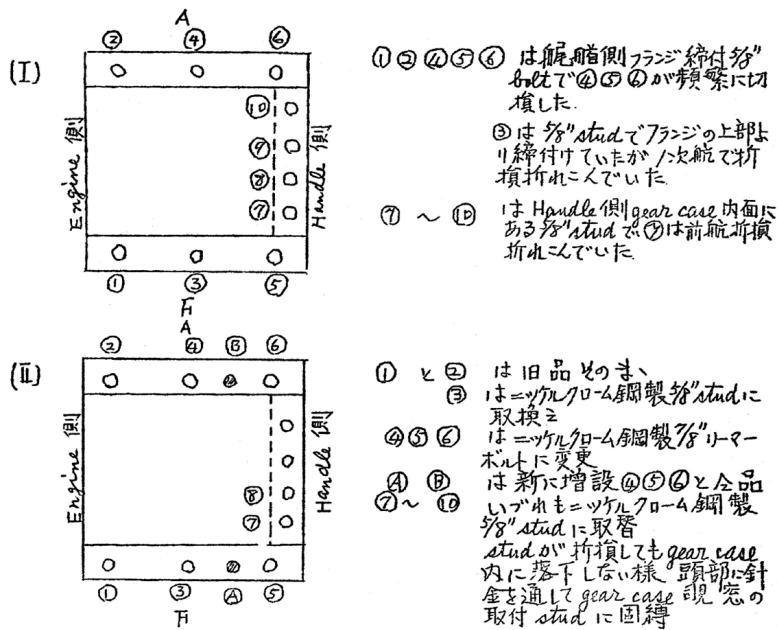
図 28 カム軸駆動ギヤ軸受台と中間ギヤ・ケーシングとの接合部ボルト，スタッド折損



（出所）同上書，44 頁次，略図9（諸調反転）。

（注）左端、ほぼ消えている文字は“操縦ハンドル側”。

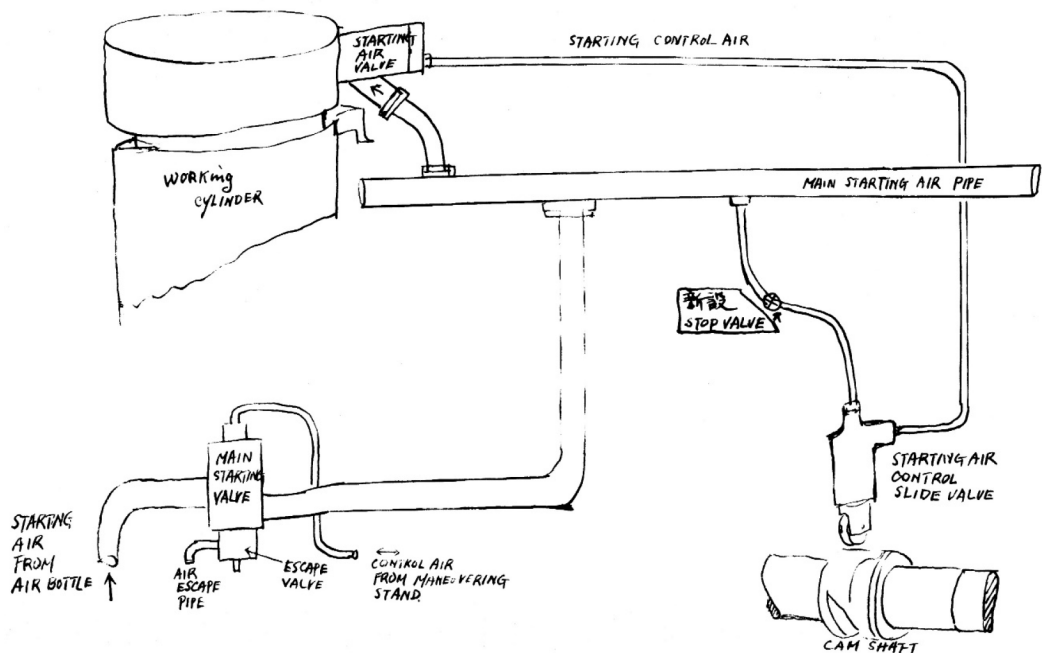
図 29 カムシャフト軸受台ならびに中間歯車ケーシング接合部, 原形 (I) と改良 (II)



(出所) 同上書, 45 頁, より (多少, 加工)。

図 30 起動用空気系統

DIAGRAM OF STARTING AIR



(出所) 同上書, 22 頁から 3 枚目 (諸調反転)。

in.) に軸受台の前後振動に因る折損が発生した(図 28)。

特に、振幅の大きなハンドル側のボルトは再三、折損した上、ケーシング内側に設けられた隠しスタッド ( $\frac{5}{8}$  in. 4本) が折損すればケーシング内に落下し、中間ギヤに損傷を来す恐れがあった。このため、シンガポールにおいて bright steel 製ボルトを購入して取換え、良い結果を得たが、内地帰着後、更に図 28 のように各ボルト、スタッドの材質、寸法、数の見直しを実施し、これが奏功した<sup>(注 38)</sup>。

第 1 次復航においてスエズ出帆後、ギヤケーシング内に軽い叩音を聞いた。上の件があったため、一応、機関停止の上、点検したが、異状は認められなかった。続航後も時折、軽い叩音は発生していたため、Penang (マレーシア) 入港後、再度調査し、主機コラム内の排気孔管制御駆動チェーンが伸び、回転摺動弁用の後進側潤滑油管に接触する事実が判明した。チェーンの張りを適正化しても当該接触部の相互間隔は 15mm しかなかったので、横浜帰着後、潤滑油管を曲げて対処した。

また、第 1 次往航、函館港出発の際、10 番シリンダ燃料ポンプのタイミング調整不良のため、後進切替が不能となったことがある。

逆転にも係わる本船主機の起動用空気系統の要部は図 30 に示される通りであった。

第 2 次往航においてキューバ、ハバナ港出帆の際、1 及び 8 番気筒の起動弁 (STARTING AIR VALVE: 図 31) がスプリング・ワッシャ (普通に表現すればリテイナ) 金 (3) の締付ナット (11) がロックワッシャ (10) の甲斐なく弛緩してしまったために漏洩し、操縦ハンドルを Fuel に切替えても起動空気弁が作用した。また、主起動空気弁 (MAIN STARTING VALVE: 図 32) の relief valve = 安全弁 (ESCAPE VALVE) に燃焼ガスによるスティックを来したため、停船修理を余儀無くされた。

続いて、主機の躯体に係わるトラブル発生に眼を転じよう。ピストンリングについては開放検査において 4 本の折損が発見されている。即ち：

2 番シリンダの第 4 リング

(886h-27m, London 14th., June)

6 番シリンダの第 3, 4 リング

(1424.2h, Penang 3rd, Aug.)

8 番シリンダの第 3 リング

( ? , Yokohama 30th., Aug.)

である。

また、10 番気筒のピストン冷却水テレスコピック管においては陸上運転ならびに海上運転中より軽いウォーター・ハンマ現象が観察された。横浜～函館間航海において同架構内の冷却水送入管のピストン取付部 joint sheet が切れ、戻し管にはフランジのロウ付け部に亀裂が入り漏水し、函館にて予備品と交換した。

当時、ウォーター・ハンマの原因は空気圧縮機ならびに緩衝空気槽が船首部にあるため、最後部の 10 番気筒には圧縮空気の供給が不足し、かつ不円滑になることと推定された。横浜入港の際、最後部に至る緩衝空気配管が増設された(図 33 上)。

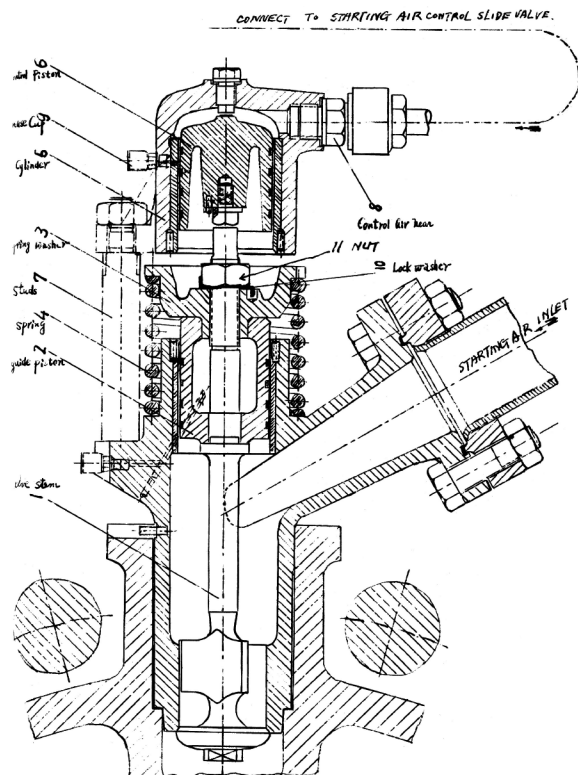
しかし、その後も状況は改善されず、第 1 次往航、神戸～基隆(台湾)間航海中、第 10 気筒ピストンの冷却水連絡管のピストン取付部継手が切れ、冷却水管締付バンドのスタッドも弛緩していたため、修理した。後者については図 34、参照。

その後、緩衝用空気圧縮機の容量不足に根本原因があると疑われたため、主圧縮空気タンクより  $4\text{kg}/\text{cm}^2$  減圧空気を補充しつつ航海を続けたところ、ウォーター・ハンマやピストン冷却水管のトラブルは再発しなかった。タンク ( $30\text{kg}/\text{cm}^2$ ) の圧力降下は  $14\sim 15\text{kg}/\text{cm}^2/4\text{h}$  であった<sup>(注 39)</sup>。

第 1 次航海終了後、横浜にて空気圧縮機の容

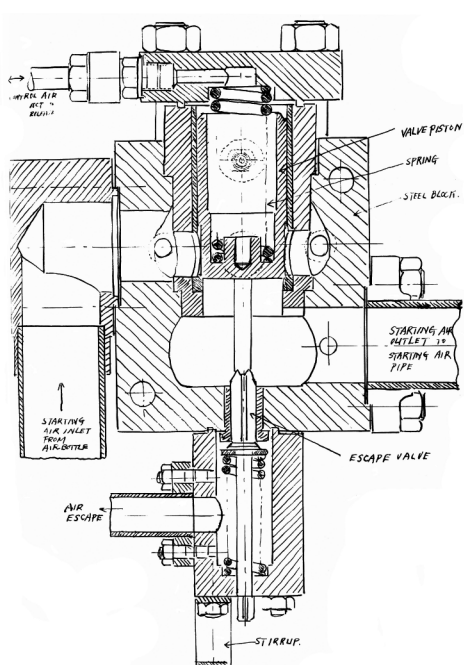


図 31 起動弁 (STARTING VALVE : 各気筒蓋)



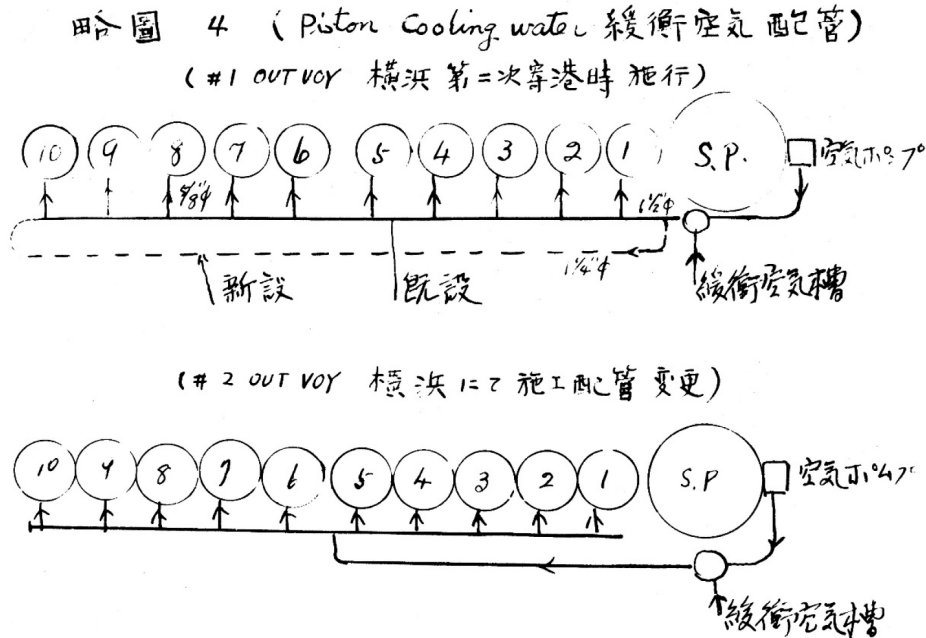
(出所) 同上書, 22 頁次 (諸調反転)。

図 32 主起動弁 (MAIN STARTING VALVE)



(出所) 同上書, 22 頁次の次 (諸調反転)。

図 33 ピストン冷却水緩衝空気配管の変更履歴



(出所) 同上書, 30 頁, 略図 4 (諸調反転)。

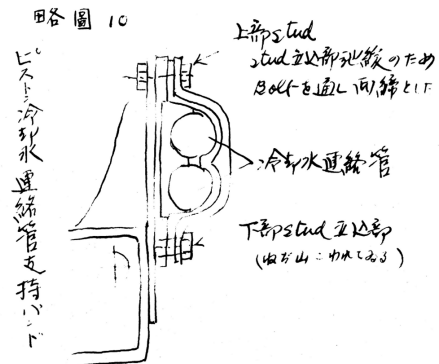
量を増強し (容量比  $1.43 \rightarrow 1.84$ ), 緩衝空気配管を図 33 下のように変更した。係留運転を行ったところ, 依然として 10 番気筒にウォーター・ハンマが発生し, 主圧縮空気タンクより充気すれば完全に停止することが確認された。

対策時間無きため, 現状のまま第 2 航海に就航した。9 月 5 日, 午前 6 時 40 分, サンフランシスコに向けて横浜出帆時より主圧縮空気タンクからの充気は止め, 空気圧縮機のみ使用して航走したが, 第 2, 5, 10 番気筒にウォーター・ハンマが発生したため, 19 時 40 分より主圧縮空気タンクより充気を開始し (圧力降下  $4.0 \text{ kg/cm}^2/\text{h}$ ), これを抑えた。

しかし, 9 日午前 4 時 20 分頃, 1 番気筒にウォーター・ハンマが生起し, 冷却水戻し管継手が破損, 漏水した。停船修理の上, 充気量を  $8 \sim 10 \text{ kg/cm}^2$  に増量して続航した。空気圧縮機の容量, 配管については今後, 更なる検討を要すると考えられる。

なお, 第 2 次復航, ボルチモア～N.Y.間にお

図 34 冷却水管締付バンド回りの修理

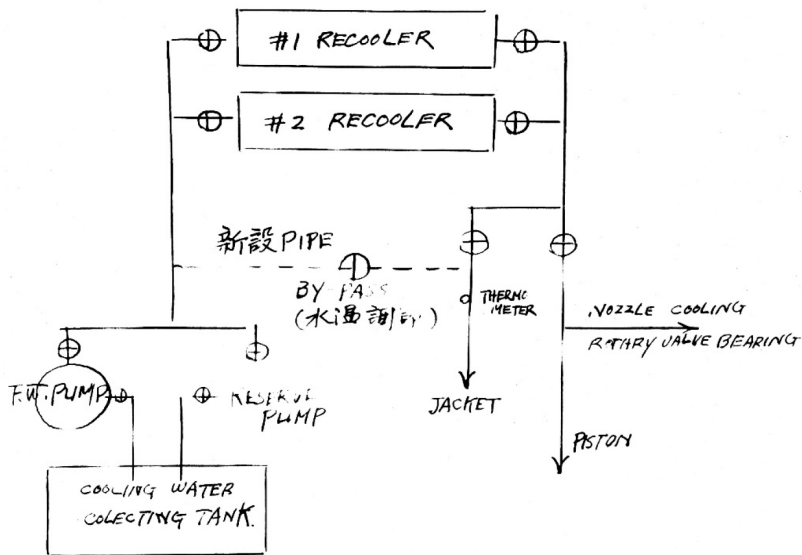


(出所) 同上書, 30 頁, 略図 10 (諸調反転)。

いて空気圧縮機は作動不良となった。N.Y. 港にて開放検査したところ, 吸入弁が 2 つに割損していた。その対策については何も触れられていないところからすれば, 予備品との交換が行われるに留まったものと観られる。

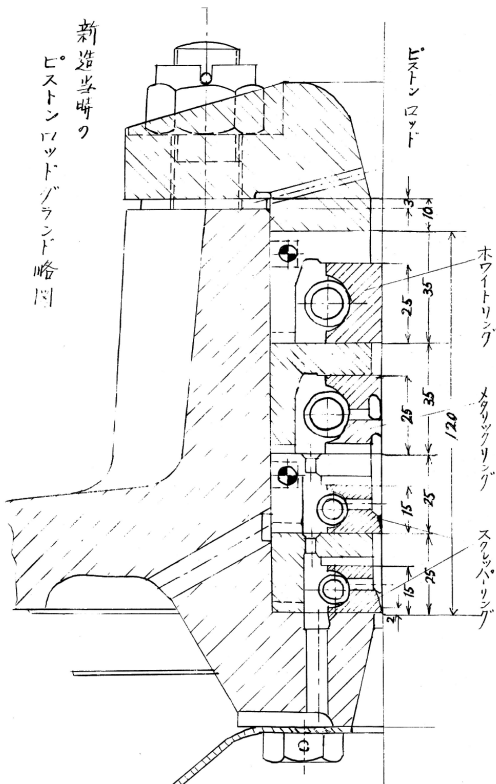
シリンダ・ジャケット冷却水について, その出入り口温度差は小さい方が好ましいと考えられたため, 冷却水量の増加により出入り口温度

図 35 冷却水出入り口温度差縮小のためのバイパス配管新設案



(出所) 同上書, 6 頁次の挿入図 (諸調反転)。

図 36 新造当初のグランド・パッキン



(出所) 同上書, 24 頁次, Fig. (1) (諸調反転)。

差を詰めるべく、図35中央のような水温調節用バイパス配管の新設が計画された。

当初、クランク室のブリーザ管は掃気ポンプ吸気サイレンサ吸気口の真上に開口していた。第1次往航で掃気ポンプが故障し、切離された際、システム油の減少が低下したことから、掃気ポンプが無駄に油ミストを吸っていた事実が判明し、爾後、ブリーザ管を吸気口から離して取付けた (注40)。

廃油の回収については当初、システム油も掃気からのドレイン油も一緒に行われていたが、後者には多量の炭化物が含まれ、油を甚だしく劣化させることが判明したため、両者を別のタンクにて回収し、再生を行うように改めた (注41)。

主機の架構内主運動部々品は航海中、漸次、黒色を呈するに至り、調査の結果、ピストン棒グランド・パッキンからのカーボンを含む潤滑油漏洩に原因があると判明した。このため、弥縫策としてシステム油の系統にバイパス・フィルタを追加したが、抜本的対策としてはグランド・パッキンの改造が実施された。



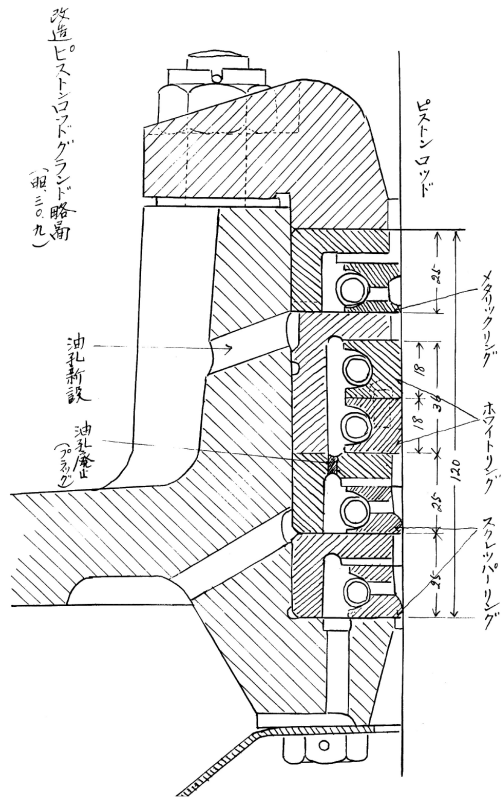
新造当初のグランドは図36に示される通りの構成となっており、夫々のリングは3ツ割〜6ツ割でパネによってピストン棒に圧着されていた。しかし、各リングの摩耗は早く、第1次往航、ロンドン以降、各港にて開放検査したところ、艤装当時、1.8mmに調整されていたリングの円周方向合計すき間はゼロとなっており、ピストン棒とリングとの間にすき間を生じている箇所が大部分となっていた。

そこで、第1次航海帰着後、3, 4, 7, 8番気筒に対して図37のような改造が施された。即ち、(イ) 4ツ割ホワイトメタル・リング（高さ2.5mm）を廃し、高さ18mmの4ツ割ホワイト・リング二組を止めネジにより合口が交互になるようにさせつつ共通のキャリヤ内に収め、(ロ) 下端より85mmの位置に幅12mmの溝を旋削し、6φの油逃出孔を8個、新規に穿孔し、(ハ) 下から2番目のキャリヤに明けられていた孔をプラグにて閉塞し、(ニ) 下から1, 2番目の油掻きリングの当り面を削正し当り幅を2mmとした。

この改造は3, 4, 7番気筒に対しては(ロ)(ハ)(ニ)を神戸碇泊中に施工し、8番気筒に対しては横浜碇泊中に(イ)を実施、その際、グランド及びパッキング・リングを新品交換した。

第2次航海においては碇泊時間が短く、開放点検のゆとりも少なかった。油炭効率研究所の指示に従い、N.Y.碇泊中、主機軸受油9.5kLを再生し、ドレインタンクを清掃したところ、清浄機により分離されたカーボンは30kg余に達し、タンク底部に停留したカーボン量も多かった。復航時、クリストバル（パナマ）において5番気筒を開放した際にはピストン下部掃気ポンプ室の汚れは甚だしく、潤滑油とカーボンとの混合物が底部に滞留し、ピストン棒グランドからの漏洩は相当、激しいものと推察された。次回、入渠時には全気筒とも完全な改造型に変更の予定とされた。

図37 改造型グランド・パッキン



(出所) 同上書, 24 頁次の次, Fig. (2) (諧調反転)。

クロスヘッド関係では、第1次往航の神戸寄港時、3番気筒クロスヘッドの青銅製滑り金に焼損が発見され、予備品と交換した。焼損の原因はクロスヘッド潤滑油ポンプ駆動リンケージ関節部のピン取付用割ピンが折損し、駆動ピンが抜け出し、ポンプが停止したためと判明した(図38)。

割りピン切損に至った経過はリンケージ各接合部に存在した取付誤差により、ピンがこじられてピンとブシュとが焼付き、ピンを回すトルクが発生したために割ピンが剪断されたものと考えられた。このため、多少の取付誤差を許容し得るようブシュ内腔を鼓型にし、逃げが付与された。

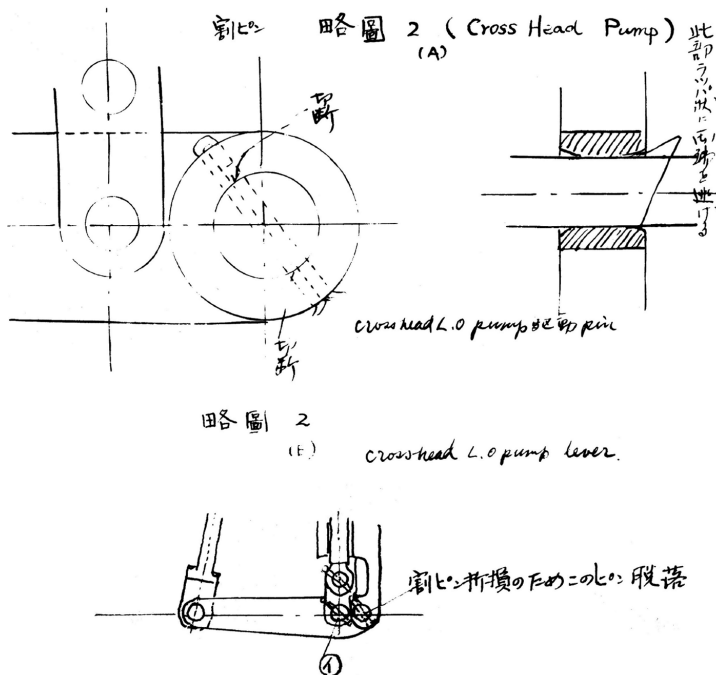
また、各関節部を分解点検し、ピンの緩い箇所(6, 8番気筒)には割ピンに代えてテーパ付

ノックピンを打込み、潤滑不良個所のピンには油溝を与えた。既往の割ピンは硬質に過ぎて脆いと考えられたため、焼鈍したモノへと交換した。

その後、第1次航海においては8番気筒のクロスヘッド潤滑油ポンプのボディーに装備され

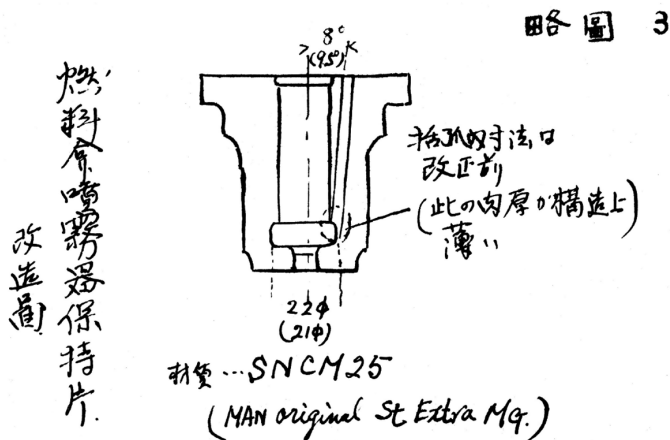
ている下方関連ピン注油用プラグの脱落が発生した以外、トラブルは生じなかったが、運転中、点検を行い得ぬ重要ユニットであり、作動の確実性を最重視すべく、(イ)リング入りピストン式ポンプを用いている他船の実績にも鑑み、リング入りピストンをプランジャに置換え、(ロ)

図38 クロスヘッド潤滑油ポンプ駆動ピン取付用割ピンの折損と対策



(出所) 同上書、26 頁貼込み略図2 (諸調反転)。

図39 改良型ニードルバルブ・ガイド



(出所) 同上書、28 頁次の裏、略図3 (諸調反転)。

駆動レバーのピン類は全てボルト・ナット式へと改め、テーパ・ノックを打込み、(ハ)有効行程を調整可能とするためのターンバックルを取付、を実施した。

ディーゼル機関の最重要補機である燃料噴射ポンプにおいては第1次、第2次航海において夫々2回ずつ、プランジャのスティックが発生し、予備品との交換が行われた。スエズ、パナマ両運河や河川、狭水道の通行が多くなればslowならびにdead slowでの航行及び機関停止機会も増す。当初、本船においては係留時やマヌーヴァリング時にはA重油、slow運転時にはC重油とする使い分けが計画されていた。しかし、第1次航海の経験からslow運転に機関停止が絡めばC重油ではポンプに作動不具合を来すように見受けられた。因って、以後、かかる場合には全てA重油焚きとした。

噴射ポンプに関しては逃し弁の摩耗が比較的早いように観測されたので、毎航海、摺合せを施し、不良となったものはその都度、予備品と取替えられた。また、ポンプ・カムやタペット・ローラ表面にコロージョン様の肌荒れ発生が見出されたため、これに注意しつつ運用を続けた。抜本的対策としては材質見直しが求められた。

燃料噴射ノズルに関しては陸上運転中よりニードルバルブ・ガイドの亀裂発生が再三発生し、第1次往航においても10,000~10,800BHPでの航走中、亀裂発生を2度生じた。ニードルバルブならびに同ガイドの材質はEW110(特殊

工具鋼第2種相当)であったが、ロンドン以後は横浜造船より空輸されたSNCM(NiCrMo鋼)製の改良型(図39)に取換え、異常発生は止んだ。

なお、噴射弁の手入れに際してノズルキャップを緩めるとキャップとノズルとの焼付きのためかノズルがキャップと連れ回りし、ノズルとガイドとの取付ノックピンをほぼ例外なく折損させた。焼付き防止のため水銀軟膏を塗布してみたが、改善効果は得られなかった。噴霧ノズルは噴孔径0.75mmφ×8個で、噴霧角度は全て70°であったから、回り止めのノックピンは不要であると考えられた。

機関本体に係わる件ではないが、本船主機にまつわる最大のトラブルは掃気ポンプの故障であった。第1次往航、5月19日午前0時54分、インド洋上、ペナン~Aden(南イエメン:アラビア半島南端)間において掃気ポンプに大きな叩音を生じた<sup>(注42)</sup>。

主機を停止させ、点検したところ、ピストン棒上部冠ナット(キャッスル・ナットらしい)が若干、弛緩していたため、締付けの上、続航した。約1時間後、再度、大きな叩音を発したため、開放点検しようと冠ナットを緩めにかかったが、約半回転、弛んだところで固着を生じた。正逆に半回転するのみで締付けもままならず、ピストン頂部との間には約1mmのすき間が残るままとなった。当該ナットは主軸受キャップのナットと同一であり、不具合品を割り取って交

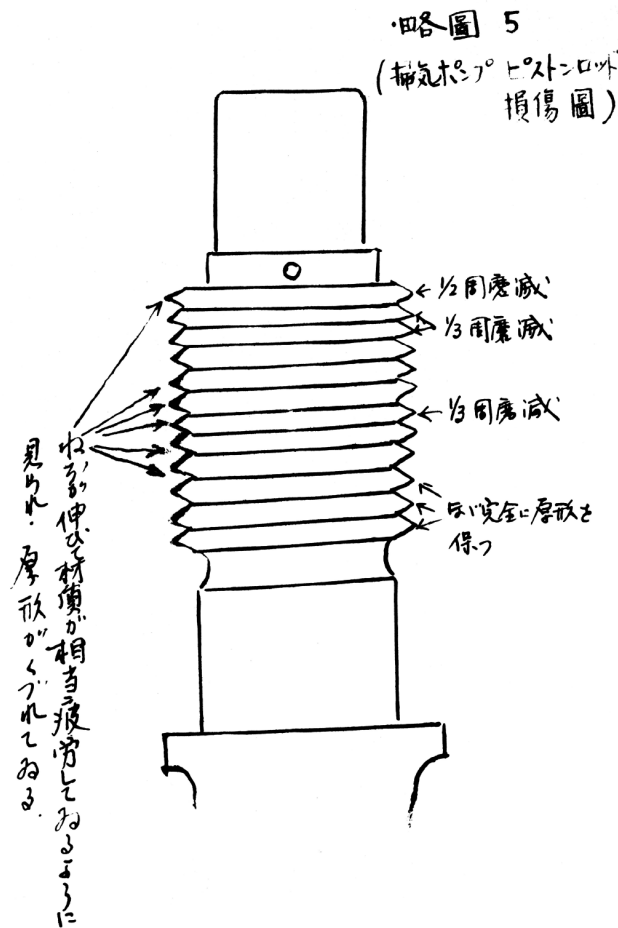
表 17 UPSP と TB との併用運転におけるインジケータ計測値例 (5月20日, IHP = 7,850)

	H.N. = 72 F.P. = 39 S.P. = 0.115 Rev. 92.3 Exh. com = 315℃										
Cyl. No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	mean
$P_{\max}$ kg/cm <sup>2</sup>	52	54	52	51	51	52	53	52	50	52	51.9
$T_v$ °C	265	300	270	265	255	300	300	310	265	305	283.5
$P_{\min}$ kg/cm <sup>2</sup>	6.4	5.7	5.46	6.0	5.62	5.70	5.94	5.94	5.09	5.77	5.73

(出所) 同上書, 14 頁, より。

(注) H.N.はHandle Notch, F.P.はFuel Pump Regulation,  $T_v$ は各気筒出口排気温度。S.P.はスリップ率。

図 40 ピストン棒上端部ネジの損傷状況



(出所) 同上書, 33 頁貼込み, 略圖 5 (諸調反転).

換する方途も考えたが、その修理には相当な時間を要し、折悪しく当時は南西季節風と熱帯性低気圧とにより風波が強く、長時間の停船修理は不可能と判断された。このため、掃気ポンプの連桿とクランクピン軸受とを取外し、同ピストンを吊上げ、ピストン下部掃気ポンプ (UPSP) と電動ターボブロア (TB) による掃気に切替えて続航した。ターボブロア併用運転時におけるインジケータ計測値の一部を表 17 に示す。

工場での測定によれば、標準掃気圧  $0.185 \text{ kg/cm}^2$  において掃気ポンプ吸収馬力は  $316 \text{ IHP}$ 、ピストン下部掃気ポンプのそれは  $280 \text{ IHP}$  と計測されていた。実測に依ればピストン下部掃気ポ

ンプは  $121 \text{ IHP}$  を吸収していたから、実際には掃気ポンプの切り離しにより  $316 + (280 - 121) = 475 \text{ IHP}$  のゲインが得られていたことにはなっていた。

また、工場での試験において  $1/2$  負荷,  $93.6 \text{ rpm}$ ,  $7,866 \text{ IHP}$  にて  $6,000 \text{ BHP}$  が計測されており、この時の機械効率  $81.3\%$  を当てはめれば  $7,850 \text{ IHP}$  は  $6,380 \text{ BHP}$  に相当すると見積もられた。

5月24日22時45分、アデンに入港した。直ちに修理を開始し、冠ナットを割り取り、ピストン棒ネジ部 (Whitworth 細目ネジ, 外径  $64 \text{ mm}$ ,  $6 \text{ 山/in.}$ ) を点検したところ、図 40 のように 13



山の中、ほぼ完全と思われるのは最下部の3山だけで、他のネジ山は破損ないし材料疲労に因り伸びて原形を保っていない事実が判明した。

損傷の原因は当初の組立時における冠ナットの締め付け不足と推定された。設計データとしてはナットが当ってから125°の締付が指定されていた。その際の締付力は23,200kgと計算された。

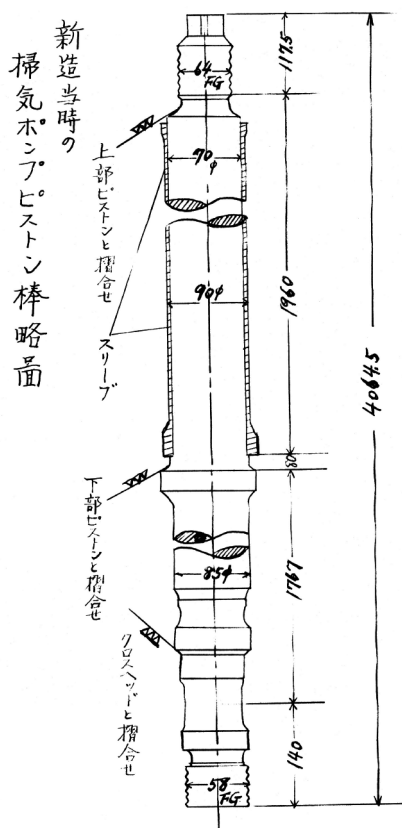
一方、121rpm、13,000BHPの過負荷運転時、掃気圧の合計は14,200kg、新造当時の掃気ポンプ・ピストン棒（図41）ではピストンリングを合せて123kgのピストン2個、40kgのピストン棒スリーブ、合計286kgの重量に作用する慣性力は3,670kg、合計17,870kgとなり、110rpmなら13,430kgとなる。実際にはこれらにピストンリングとシリンダ壁との摩擦力が付加される結果、過負荷運転時の安全率は $\frac{23200}{17870} \approx 1.3$ となっていたが、これでは小さ過ぎると推定されたワケである。

掃気ポンプ・ピストン棒の予備品は無かったので、極力、整形に努め、主軸受キャップ用ナットを代用品として取付け、復旧を終えた。

また、この作業に併行して掃気ポンプ・シリンダの中仕切り板、上下2枚を点検したところ、上部中仕切り板取付スタッド（ $\frac{7}{8}$  in.）は6本中5本が弛緩してほとんど拔出しており、下部中仕切り板は6本中5本のボルト（ $\frac{7}{8}$  in.）が首部で折損し、oil studも折れて片吊りの状態となっていた。かかる故障の原因は組立時における締付不足、ボルト、スタッド本数自体の不足、それらの材質不良、取付部の構造欠陥にあると考えられた。

これらの完全復旧には長時間を要するのみならず、原因究明がなされぬままでは復旧しても再び同じ事故を招く恐れがあった。掃気ポンプを用いずとも98rpm、16.5ノットは可能であり、アデン以降の定期航行は可能と踏んで、5月25日、18時にアデンを出港した。

図41 新造当時の掃気ポンプ・ピストン棒

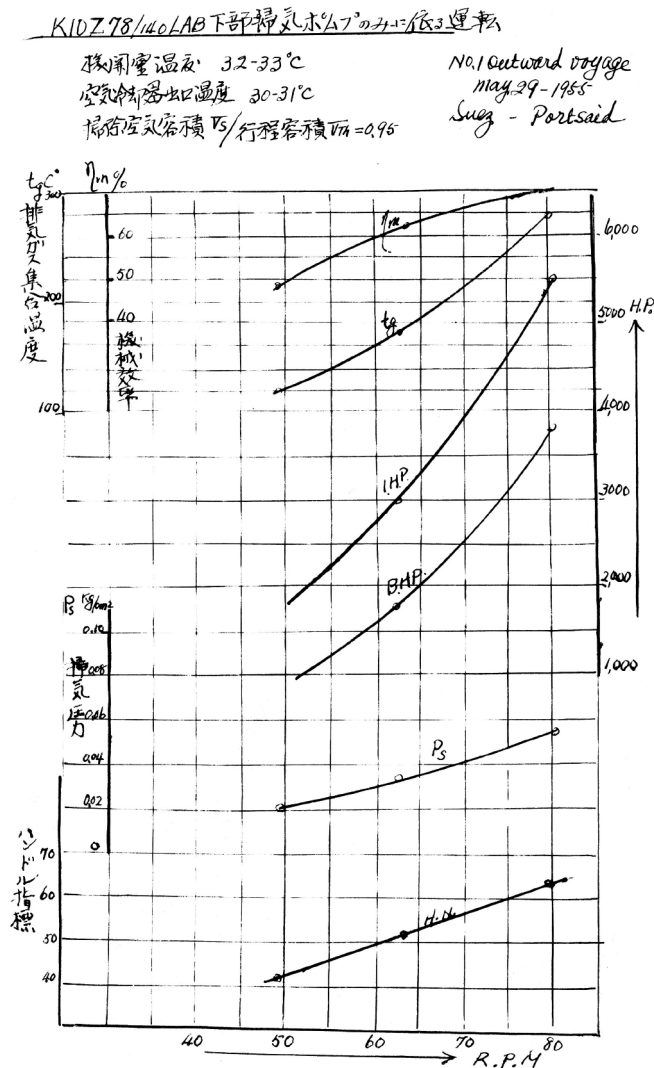


（出所）同上書、38頁次（諸調反転）。

掃気ポンプを用いぬ状態においても約7,000BHPまでは可能であるが、空気過剰率と排ガス温度とに係わる実験値をベースとした計算から、排ガスのマニフォールド出口集合部での温度は7,000BHPにて363℃程度となった。6,000BHPでは310℃と計算された。

従って、出力を6,500BHP/95rpm程度に抑えれば、排ガスのマニフォールド出口集合部での温度を350℃という安全限度内に保ち得るものと推定された。実測値は、機関室温度と海水温度とによって左右される値ではあるものの、95.1rpm、機関室温度39℃、海水温度29℃にて310℃、97.3rpm、機関室温度37℃、海水温度25℃にて325℃、と計算値よりやや低めであった。

図 42 ピストン下部掃気ポンプのみ、A 重油焚きでの運航データ ('55 年 5 月 29 日)



(出所) 同上書, 14 頁次, 別表 4 (諸調反転)。

紅海航走中、船内では可能な限りでの修理復旧準備が進められた。即ち、掃気ポンプ下部中仕切り板取付ボルトの新製、下部中仕切り板取付補強用に  $\frac{5}{8}$  in. ボルト 6 本増設のため、ボルト新製と仕切り板への穿孔、oil stud の新製、上部中仕切り板取付スタッドをフランジに固く植込み、裏金にてボンチにより回り止め施工、である。

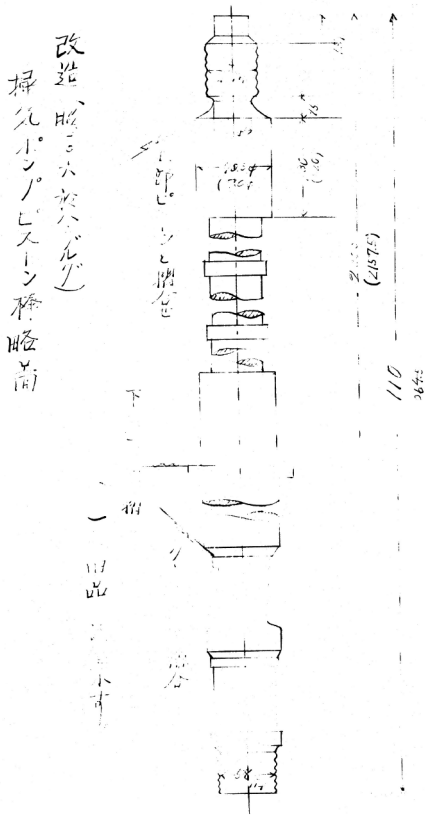
スエズ運河通過中はターボプロアを停止し、ピ

ストン下部掃気ポンプのみにて A 重油焚きで航行した。この時のデータは図 42 の通りであった。

ピストン下部掃気ポンプとターボプロアとの併用運転においては排気温度を 330°C 以下に保って航走したが、安全性を慮り、気温の高い紅海では排ガスエコノマイザを使用せず、ドンキー・ボイラを焚いた。

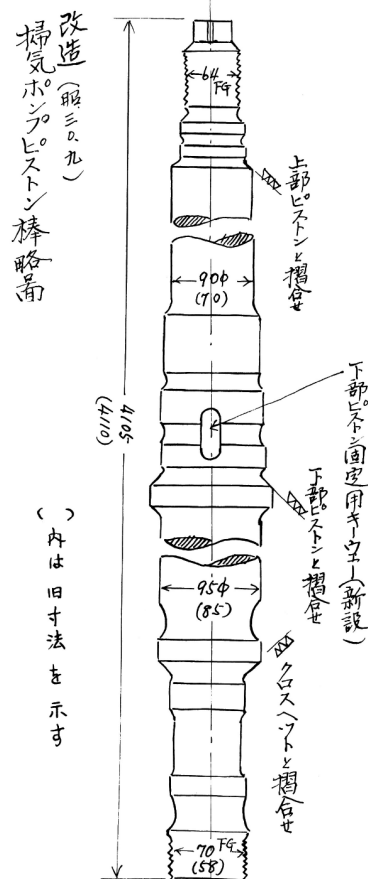
スエズ運河を通過して地中海に入り、気温が降下してからは排ガスエコノマイザ併用に切替

図 43 改造型の掃気ポンプ・ピストン棒



(出所) 同上書, 39 頁前 (諧調反転, 青焼きの出来栄え劣悪)。

図 44 設変された掃気ポンプ・ピストン棒



(出所) 同上書, 40 頁次 (諧調反転)。

えた。5月30日、アレクサンドリア入港。徹夜作業により中仕切り板とピストンを取付け復旧したが、ロッドのネジ部が不完全で正規負荷の使用は危険と考えられたため、掃気ポンプはターボブロー故障等の応急用と位置付け、相変わらずターボブローとピストン下部掃気ポンプのみでの航走を続け、6月22日16時10分、ハンブルク入港。

ハンブルク入港と同時にMANのライセンサー、Messers Howldtswerke A.G.の手で掃気ポンプ・ピストン棒の造り換えが開始され、上部、冠ナットもネジ山を多くした弾力型のモノが新製された。新たなピストン棒は上部ピストン嵌合部及びネジ部が延長され、その全長は

45.5mm長くなり4,110mmとなった(図43:110としか読めぬ処)。

冠ナットの締付に際してはピストン棒を上方へと十分に引張り上げた状態で肌付き後、125°ではなく180°締め上げた。

下部中仕切り板はボルトを横浜造船所より空輸されたNiCr鋼製ボルト( $\frac{7}{8}$  in.)に交換し、三つ割リング各片に6本ずつ、計18本にて取付けた(従来は各片2本、計6本)。上部中仕切り板取付は従来のスタッドを廃し、空輸されたNiCr鋼製ボルト( $\frac{7}{8}$  in.)により上部より締付け、レーシング・ワイヤによる回り止めを施した。掃気シリンダ上部蓋はピストン棒が長くなったことに応じて平板から高さ30mmの凸状とした。

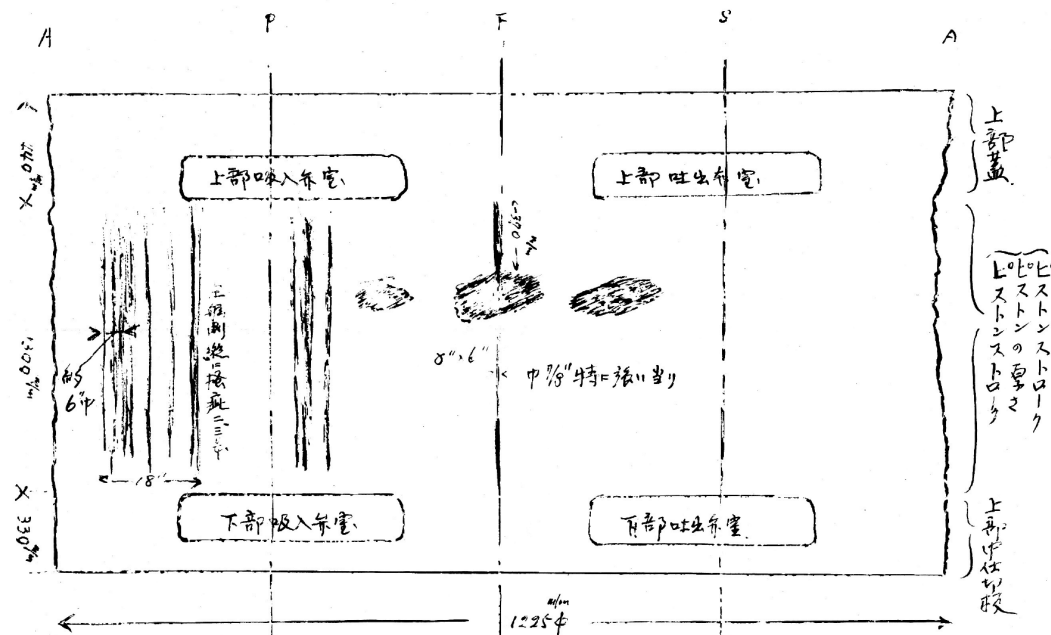
表 18 ASP, UPSP, TB を併用, 高負荷運転時の運航データ ('55 年 8 月 21 日)

[illegible]

(出所) 同上書, 14頁次の次, 別表5 (諧調反転)。

図 45 掃気ポンプ上部シリンダ壁の展開図

掃気口<sup>TOP</sup> 70° cylinder wall 展開見取量 (白線が当り部、影の部分)



(出所) 同上書, 42頁次, より (諧調反転)。



上部ピストンはボス孔が上部において0.1mm 拡径のため、上下とも内径を70.3mmとし、ピストン棒側もこれに合わせて削正、嵌合い公差 $^{3}/_{100}$ mmにて取付けた。ピストンのスリーブならびにディスタンス・ピースとの接触面には微小な傷が見出されたため、削正した。

掃気ポンプ・ピストンのすき間高さは：

上方ピストン 上端 5.1mm 下端 7.0mm

下方ピストン 上端 6.0mm 下端 7.0mm  
に調整した。

工事は6月25日18時に完了し、26日午前7時、ハンプルク出港。運転状態極めて良好で、7月18日、マルセイユにて掃気ポンプ・ピストン冠ナットを点検、異常なし。

20日18時45分頃、ポートサイドに向けて108rpmにて航行中、掃気ポンプ・シリンダ内に異音発生のため、回転を100rpmに落して22日、入港。上部シリンダを開放し、上下中仕切り板取付ボルトも点検したが、下部中仕切り板取付ボルト3本を僅かに増し締めした程度で内部に異常はなかった。その後、好調に推移し、無事、内地帰着した。

掃気ポンプ (ASP) 修理後、第1次復航においてはこれとUPSP、TBとを併用した高負荷運転時の詳細な運転データも採取されている。表18に示すMasinloc (フィリピン)～神戸間のデータがその一例である。無論、この場合においてはターボプロア所要電力を調達するため、発電機は2基運転態勢となっていた分、A重油の消費量が嵩んで不経済となっていた。

なお、マシンロック～神戸間ではターボプロアのOn-Off比較データも採取された。Off状態で排ガスのマニフォールド出口集合部での温度を350℃の限度一杯となるように出力を増しておき、ターボプロアをOnにすれば同温度は約20℃降下した。ここから同温度が350℃になるまで出力を増すと回転数は約3rpm増加した。

横浜入港は8月29日で、碇泊中、掃気ポンプ

には根本的な改造が施された。ピストン棒は図44に示されるモノへと新換された。スリーブは廃止され、棒は太くなった。上下ピストンの取付は単独化された。クロスヘッド取付部ネジ径、ナット・サイズも大きくされた。グランド・パッキンも大きくなったが、下部蓋はグランド部を削り拡げて再利用された。

掃気ポンプ上下ピストンも新換された。船内での組付けが困難である下部ピストンは工場にてピストン棒に固定した状態で、船内へと持ち込まれた。各ピストン・ナットの締付は上部が肌付き後36° (設計指示14～16°)、下部は25° (同)とされた。ピストンリングは再利用された。

ピストン棒の変更に伴い、上下の中仕切り板、三つ割リング共に改造品に新換された。下部中仕切り板は $^{7}/_{8}$  in.取付ボルト18本、上部中仕切り板は各三つ割リングに対して $^{7}/_{8}$  in.ボルト2本を追加して計12本とした。これらのボルトはNiCr製でネジ下を逃す設計となっていた。

また、三つ割リングのシリンダ溝に対するすき間は取外し可能な最小値である $^{3}/_{100}$ ～ $^{5}/_{100}$ mm程度まで詰め、上部中仕切り板と三つ割リングとの間には厚さ0.2mmの銅ワッシャが挟まれた。

掃気ポンプ・ピストンのすき間高さは：

上方ピストン 上端 7.7mm 下端 11.5mm

下方ピストン 上端 6.8mm 下端 8.0mm  
に調整された。

一連の改造工事は9月2日18時に完了し、19時より20時まで係留運転を110rpmにて実施、結果良好と認められた。

然るに、9月4日17時、横浜を出帆し徐々に回転を上げて行き、18時、110rpmに達した際、掃気ポンプ内に異常な叩音を発し、掃気ポンプ・シリンダに過大な振動を生じた。100rpmに回転を落せば異音は止んだが、110rpmに上げればまた再発を生じた。これを数回繰り返したが、続航困難と認め、反転して19時30分、横浜港に帰投、仮泊した。

投錨後、直ちに内部点検を行ったが、何ら異常を認めず、原因を把握し得なかったが、取敢えず各部を入念に点検・復旧の上、9月5日午前4時から6時30分まで110rpmにて試運転を実施し、結果良好と観て6時40分、横浜沖を発し、サンフランシスコに向って無事に太平洋を横断した。

その後、9月24日朝、ロサンゼルスを出帆、パナマへ向け航行中、22時30分頃、再び叩音が発した。音源は主として掃気ポンプ上部シリンダで、船が左舷に傾きながら船首を突っ込み、回転数が108rpm以上になった時に発生し、傾斜からの復帰と共に鳴り止むことが判明した。因って、シリンダ中心線の不良に原因があると推定されたが、その後は大きな異音も無く、念のため、6L/日とされていたシリンダ油給油量を少し増量して続航した<sup>(注43)</sup>。

10月17日、ボストン碇泊中、上部シリンダを開放点検したところ、シリンダ内壁左舷側及び船首側に上下に伸びる強い当り面があり、特に船首側頂部より15 in. 下附近に幅約8 in.、長さ5 in. の楕円形の強い当り面が見出された(図45)。

また、中心線検査のため、上部ピストンについてはピストンリングを取付けた場合と取外した場合におけるピストン外周とシリンダ内壁とのすき間が計測された。その結果は表19に示されており、ピストンは頂部に昇るに従って左舷側に寄る傾向を有している事実が判明した。また、ピストン棒が長い場合、運転中は左舷方向への振動もかなり大であろうとも推測された。

勿論、船上でなされるそのような測定においてはシリンダの円筒度や組立て後の軸芯の合致度、その垂直度は所与とされざるを得ない。従って、「中心線の不良」などと言っても、この所作から

表 19 掃気ポンプ上部ピストンとシリンダとの半径方向すき間測定値

1. Piston と cylinder の Radial clearance $\text{mm}$								
Piston 位置	Packing Ring を入れた場合の計測				Packing ring を外しての計測			
	F	A	P	S	F	A	P	S
TOP	88	92	60	125	115	107	85	125
CENTRE	116	115	98	115	115	100	100	115
BOTTOM	115	98	113	100	115	95	113	102

2. Packing Ring の Height & Breadth $\text{mm}$					
	1	2	3	4	5
HEIGHT	11.98	11.97	11.97	11.97	11.77
BREADTH	23.79	23.76	23.46	23.73	23.67

3. Piston Clearance $\text{mm}$	
TOP	8.7
BOTTOM	15.5

(出所) 同上書、42頁次、より(譜調反転)。

(注) F : Fore = 船首側, A : Aft = 船尾側, P : Portside = 左舷側, S : Starboard = 右舷側。

見出され得たのはピストンとシリンダとの相対的位置関係をのみであり、何処に変位の真の原因があるのかについては闇の中であった<sup>(注44)</sup>。

以上のことから、運転中、掃気ポンプ上部ピストンは中心線の不良と振動のため、船体の動揺と相俟ってシリンダ内壁の上記部位に強く接触し、幅の狭いピストンなればこそ、シリンダ内壁を引っ掻く作用を演じ、それが異音発生の原因となる場合ありと推察された。次回、入渠時には是非、シリンダ中心線検査・修正ならびに注油孔への個別給油配管の徹底を図りたいところであった。

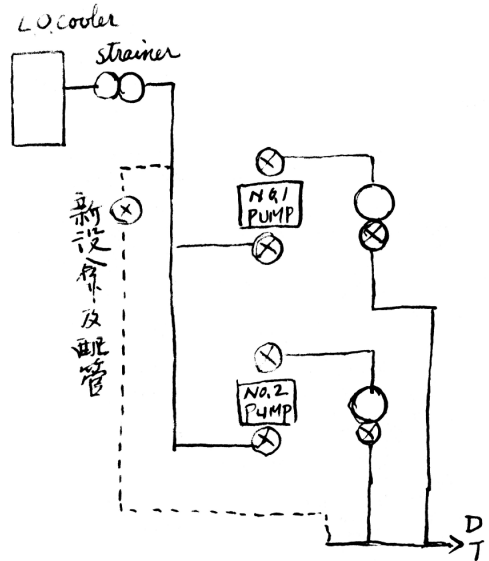
掃気繋がりで掃気トランクについて取上げておけば、陸上運転中、掃気マニフォールドの中央仕切り板に亀裂が入った。原因は掃気圧の脈動に対する強度不足と考えられたため、その板厚を8mmから10mmへと変更すると共に、43本のパイプ・ステーを入れて上中下、3枚の板を支えさせた他、リブの増設などが施された。

就航後、パイプ・ステー溶接部に微小亀裂が発生し、ドレイン油のにじみが観察されていた。また、トランク・ブロックの継目よりのドレイン漏油もあり、完全抑止は不可能であるため、樋

を設け、その滴下を防いだ。本船型主機に初めて装備された海水冷却式給気冷却器は十分に効果を發揮しているが、その出入り口トランクは一貫して振動が激しく、補強が繰返された。就

図 46 油圧調整用バイパス回路の新設

略圖 8 L.O. 圧力調整用

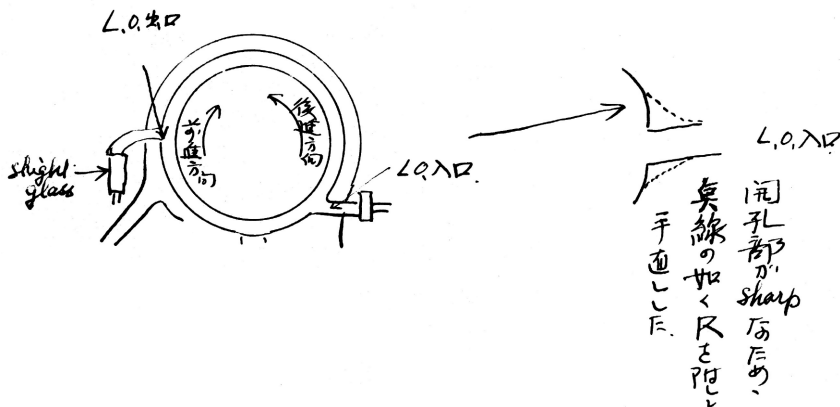


(出所) 同上書、51 頁前、略圖 8 (諧調反転)。

(注) 右下は Drain Tank。

図 47 スラスト軸受の給油孔

略圖 6 (推力軸承注油)



(出所) 同上書、51 頁前、略圖 6 (諧調反転)。

航後は同部の膨張トランクに頻繁な亀裂発生を見た。トランクの振動防止のため、下部ステーの中間に特殊パッキンを挿入したところ、良好な結果が得られた<sup>(注45)</sup>。

なお、排気マニフォールドについても大きなトラブルは発生していないが、継目からの排気ガス漏洩は常時、目撃されており、構造設計の改善が望まれた。

補機関係では主機潤滑油ポンプ2台に問題が続出した。海上運転以来、その騒音・振動が甚だしく、原因はポンプ送り出し弁の躍りにあると推定されたため、第1次往航、神戸において当初装備の巻径14mmの弁バネを同14.5mmのそれに置換えてみたが、就航後、振動に因り送り出し管に亀裂が発生したり、その固定バンドに切損を生じたりと、結果はむしろ不良であった。

原設計ではこの送り出し弁に油圧の制御を行わせていたが、横浜帰着時、油圧調整弁と送り出し弁とを別立てとするため、図46のように両ポンプの吸込み、吐出し側共通管を $3\frac{1}{2}$  in. 管にて連結し、バイパス弁を設け、これによって運転中における油圧調整を行うよう改造を試みた。

第2次航海における状況は前航に比して良態であったが、バイパス弁の直径は10mmと大きかったため、ごく僅かの開閉によって潤滑油圧

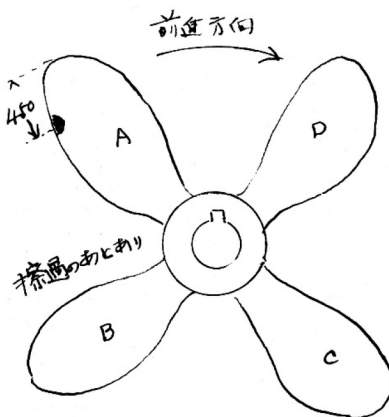
力に大幅な変動を来すため、対策が必要とされ、また、その取付位置を操縦ハンドル前に移すことも計画された。

最後に、軸系に生じたトラブルを紹介する。スラスト軸受に関しては陸上運転に際して後進試験を行ったところ、潤滑油出口管のsight glassから油の流出が視認出来なくなった。調査により、潤滑油入口開口部に図47のような突出があり、後進の際には開口部に一種のキャビテーションを生じ、油の流れが不充分になると判明した。そこで、同部の角を落して丸味を付け、油の流出円滑化が図られた。就航後、問題は生じなかった<sup>(注46)</sup>。

就航直後、船尾管(Pillar packing使用)よりの漏水があり、頻繁にstern tube glandの増締めを行わねばならず、懸念されたが、第1次往航、シンガポール以後は完全に落ち着き、極めて良態となった。6番中間軸受は航海中、他に比し高温となるが、私用には差支えない。その他、特に異常はないが、寒冷地における碇泊中、中間軸受冷却水を完全に排出するため、同冷却水管にドレインコックを新設する計画であった。

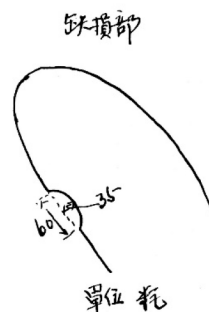
長崎造船所製のMn青銅スクリュー・プロペラ(D=5,900mm、ピッチ5,200mm)については引き渡し翌日の4月12日、横浜造船所第4号

図 48 スクリュー・プロペラの損傷状況



(出所) 同上書、51 頁前、略圖7 (諸調反転)。

略圖 7 (推進器翼 損傷圖)





汐入に右舷接岸係留中、補油のため接近して来た上野運輸所属のoil bergeがプロペラA翼後縁に接触、欠損させ、B翼後縁にも擦過痕を与えた(図48)。現場での完全修理は困難かつ、この程度の傷ではアンバランスによる悪影響も小さいとの判断から、NK検査受験の上、応急措置として削正仕上げを施した。就航後、異状は発生しなかったが、次回入渠時の完全修理が予定された。

#### v) 附録

ここには1955年6月23日、Hamburg港内、本船機関長室にて本谷弘機関長、加覧清美一等機関士とMANのDr. Schmidt, Carl Algan技師、横浜造船所門脇(徳一郎)次長、大西 技師との間で催された座談会の要旨-本船側からの運航経過説明、MAN側からの質問に対する回答、MAN側からの指示-が収められている。

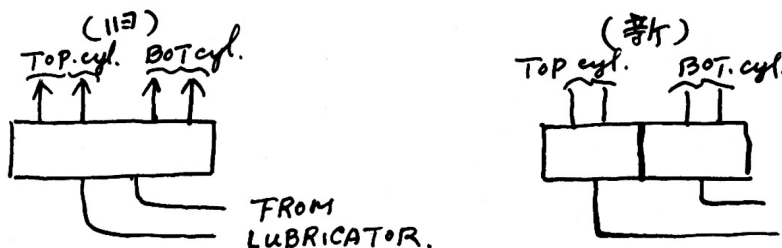
海水温度が高い場合の給気冷却器の温度降下性能についての質問があったのは、これが新機軸に属したからであろう。これに対して三菱側からは海水温32℃、機関室内42.5℃、95rpmの時、給気冷却器入口/出口温度は $57.5/44$ ℃との説明がなされたとあるが、より具体的な運用データは表18に示されていた通りである。本船主機においては排気マニフォールドが全長に亘って太くなっていることと排ガスエコノマイザを使用していることの排ガス温度に対する影響について

質されたようであるが、負荷の如何を問わず各気筒出口温度に生じている40~50℃のバラツキと集合部温度管理について回答がなされたのみで、議論は噛合っていない。

設計面に関して、ピストン棒スタッフィング・ボックスの漏洩については潤滑油圧力を上げ過ぎるのは禁物ながら、MANにおいても構造上の問題は認識されており、スタッフィング・ボックスの設計変更を行っているとの事実も明かされた。ピストン冷却水導管抑え金取付は現行のスタッドでは不十分であり、ボルト・ナットによる固定とすべきであるとの本船指摘に対しては、その通りでMANにおいても設変済みとの回答があった。クロスヘッド潤滑油ポンプ駆動リンケージのピン類はリーマボルトに強化すべきであるとの本船指摘についても同様の回答があった。

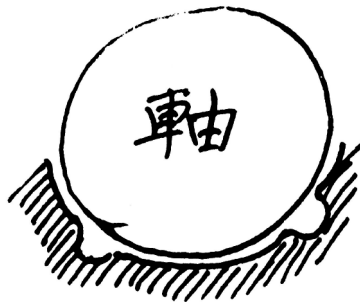
掃気ポンプへの潤滑油配管について、本船側からは以下のように指摘した。開放検査に因り上部シリンダに潤滑油が十分、回っていない事実が判明している。その原因は潤滑油が分配室に送られてから上下シリンダへの配管に進入する現行構造においては油が届き易い下部シリンダばかりに偏ることにある。このため、本船では分配室を上下シリンダ用に2分割して対策した(図49)。しかし、本質的には潤滑油ポンプから各給油箇所まで個別配管を引き回すべきであり、原設計は不良であり変更すべきである。こ

図49 掃気ポンプ潤滑油分配室の改造(上下を左右として表示)



(出所) 同上書、附録、より(諸調反転)。

図 50 望ましいクロスヘッド・ピン軸受の断面構造



(出所) 同上 (諸調反転)。

図 51 クロスヘッド・ピン軸受給油孔への銅管圧入



(出所) 同上 (諸調反転)。

れに対するMANからの回答は記されていない。

その他、具体的指示としては：各気筒のIHPは大凡、均一化すべきこと、インジケータ線図は毎日、採取、解析すべきこと、 $P_{\max}$ は $58\text{kg}/\text{cm}^2$ 程度を限度としてなるべく抑えるべきこと、排ガス集合部温度は $350^\circ\text{C}$ 程度までなら大丈夫であること、燃料性状のチェックのために粘度計は是非、設備しておくこと、ライナ摩耗抑止上、シリンダ油供給量は $95\sim 98\text{rpm}$ で $110\sim 100\text{L}/\text{日}$ の現行値より少し増量すべきこと、摩耗抑制と熱負荷低減のため、ジャケット冷却水出口温度は $45\sim 50^\circ\text{C}$ ではなく $60\sim 65^\circ\text{C}$ 、ピストン冷却水出口温度は $50\sim 55^\circ\text{C}$ ではなく $55\sim 60^\circ\text{C}$ にすべきこと。仮令、本船現行配管ではそれが不可能であるとしても、せめて双方とも $55^\circ\text{C}$ にはすべきこと、ジャケット冷却水出口温度を $55\sim 60$  ( $65^\circ\text{C}$ ?)にする時はライナのパッキン材料に充

分、注意すべきこと、潤滑油圧力は $1.8\sim 1.9\text{kg}/\text{cm}^2$ が望ましいこと、などがあった。

MANにおける研究開発状況についてはAlgar技師より低速揺動部位であるクロスヘッド・ピン軸受についての説明があった。最高圧力ゲージを用いてその油圧を測定したところ $100\text{kg}/\text{cm}^2$ が記録された。これは潤滑油ポンプがピストン・ポンプであるため、大きな油圧の脈動を生じている結果であり、目標とする常時 $20\sim 30\text{kg}/\text{cm}^2$ を保つべく、ポンプと軸受給油孔との中間にリザーバを挿入する試験を実施中である。また、同軸受の断面構造としては図50のようなモノが良いと考えている。

また、高压の油がホワイトメタルと裏金との間に侵入してホワイトを剥がさぬよう、給油孔には銅管を圧入することも一案であろう (図51)。

逆転に要する時間が長くなる点について、起

動用圧縮空気ポンペよりリザーバを介しつつ配管し、逆転作動用油圧を強化する方法について試験中である。

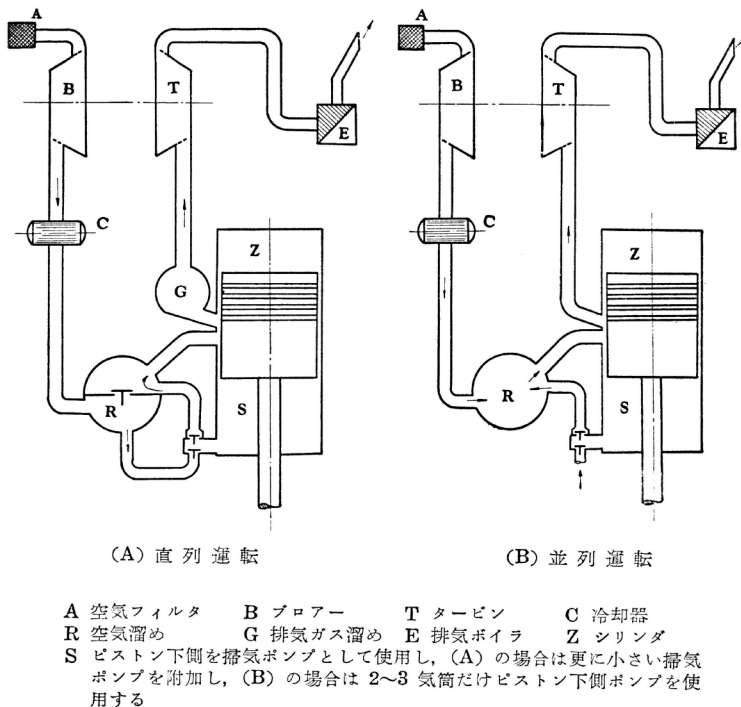
『相模丸就航状況並機関現状報告』における主機関係の記述は大凡、以上の通りである。初期故障を克服しながら同主機はその後20年を超える稼働を続けた。日本郵船株式会社歴史博物館の『日本郵船船舶100年史』の記述に基づくご教示に拠れば、二代目（歴史的にはIV世に当るらしい）“相模丸”は1974年11月6日、Brisa Nav. S.A. Panamáに売却、BENETT BREEZEへと船名変更、その後、'79年、Ocean Salt Carriers Ltd. Panamaへと売却の上、高雄で解体された。本船4サイクル中速補機の初期運用状況に関しても手厚い記述がなされているものの、本稿の視角からは割愛せざるを得ない。

#### 4. MAN2サイクル単動・反転掃気型船用大型低速ディーゼル機関におけるその後の進化とライヴァルたち

##### 4-1. MANを中心に観た2サイクル大型低速機関における排気ガスタービン過給の進化

続いて、二代目“相模丸”主機K10Z78/140型以降におけるMAN2サイクル反転掃気型船用単動大型低速ディーゼル機関の進化につき、先ず、排気ガスタービン過給機導入の側面から瞥見して行こう。MANにおける実験は静圧過給、動圧過給の2通りで進められた。静圧過給実験において排気ガスタービン過給機はピストン下部掃気ポンプと直列に使用された。動圧過給実験においてはこれと並列に使用されたようである。少なくとも当初の完成形（商品化形態）としてはそのようであった（図52）<sup>（注47）</sup>。

図52 MANにおいて商品化された静圧過給（直列運転）と動圧過給（並列運転）方式の概念



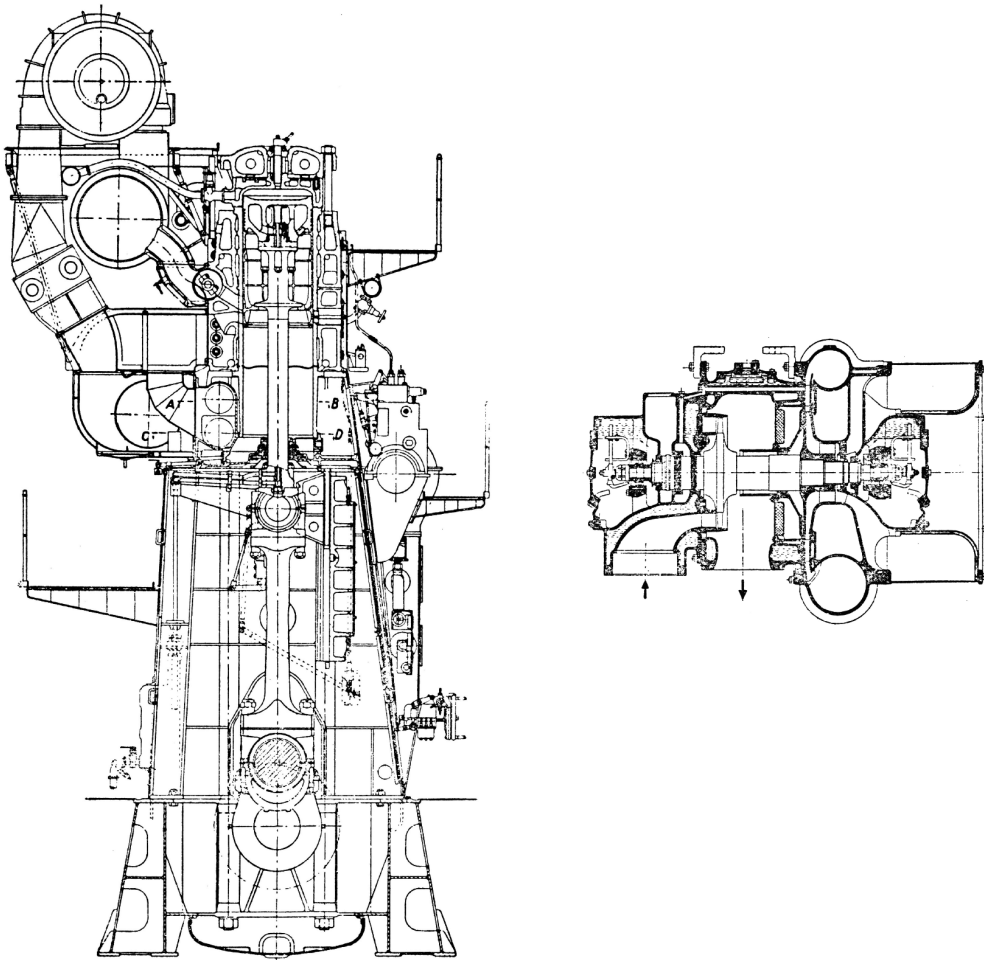
（出所）長尾『第2次改著 内燃機関講義』上巻、425頁、第6・155図。

図 52 左の静圧過給システムにおける排気ガス溜め G は実際にはより大容量であり、燃料噴射量増大→排出ガスの残留熱エネルギー増大から排気ガスタービンの加速→コンプレッサからの吐出し量増大→掃気量増大までに多大の時間（ターボラグ）が計上されることになる。ターボラグは旋回中のバンク角制御をスロットル操作によって行うバイクエンジンにおいては殊更、忌避される現象であるが、内航船のように入出港時の停止→逆転、デッドスロー運転を含むマ

ヌーヴァリング性能が重視される船舶の主機には現在でも機関の吸気が自律的に行われる 4 サイクル機関とエンジン・レスポンスに優る動圧過給との組合せが選好され、過給機が効かぬ状況でも圧縮着火が可能のように主機には 13 程度の圧縮比が設定されている<sup>(注 48)</sup>。

航洋船主機の如く出港すれば長時間、高負荷定速運転を続ける 2 サイクル大形ディーゼル機関の場合、機関操縦性は内航船主機ほどに重視されるべきポイントとはならない。それでも、排

図 53 MAN K7 Z 78/140 C 型機関（静圧過給）と BBC 製排気ガスタービン過給機



（出所）「大型ディーゼル機関メーカー M.A.N の過給対策の現状」第 1 図。

（注）左図は曾田範宗・熊谷清一郎『内燃機関ハンドブック』養賢堂、1964 年、340 頁、第 4・53 図（a）及び長尾『第 2 次改訂 内燃機関講義』上巻、428 頁、第 6・157 図の元図と想われる。



気ガスタービン過給機導入時代には動圧過給システムが優勢であったとは言え、補助掃気ポンプを備えない「フルターボ過給方式」における操縦性については懸念が抱かれていた。過給によって機関出力が増せばプロペラも吸収馬力の大きなモノとなり、始動や逆転、デッドスロー運転時の機関負荷が増して来るから、それも当然であった。しかし、この方面では高過給化と共にタービンとコンプレッサとを最大効率で使用するのに適した静圧過給が選好されるようになる<sup>(注49)</sup>。

図53は静圧過給されたMAN K7Z 78/140C型機関とそのBrown Boveri製排気ガスタービン過給機を示す。各シリンダからの排気は共通の排気ボックスを経て概ね3気筒に1個、配当された過給機に入る。静圧過給の台上試験にはこの7気筒機関が使用された<sup>(注50)</sup>。

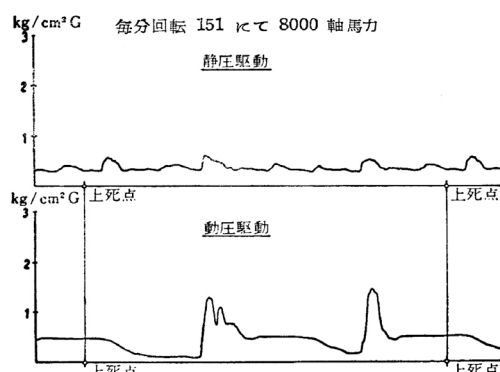
排気ガスタービンは1段軸流式。ガス出入口室は共に水冷されていた。軸と翼車とは一体構造で、動翼は耐熱特殊鋼製。コンプレッサは1段遠心式、前翼車付き開放翼車。スクロールはデフューザ（平行壁型かベン型かは不明）付き<sup>(注51)</sup>。

軸受はタービン側がコロ軸受、コンプレッサ側はスラスト軸受を兼ねる玉軸受であった。これらの軸受は弾性減衰支持されていた。それらの潤滑は別個の油タンクから別々のギヤポンプによって行われた。

静圧過給の場合、全気筒の排気が共通の排気ボックスを通じて第1気筒の掃気に影響を及ぼす。この場合は機関に対する背圧を可及的に小さくしながら排気パルスを抑えて掃気の妨げにならぬ様な排気圧力を得ることが肝要となる。

静圧過給されたK7Z 78/140C型の第1気筒における圧力変化を示す図54上が語っている通り、静圧過給において排気管内圧力は動圧過給（同下）におけるより均斉化されてはいたが、なお平坦とまでは形容し難かった。

図 54 排気管内圧力変化：静圧過給 K7Z 第1気筒（上）と動圧過給 K8Z 第7気筒（下）



（出所）「大型ディーゼル機関メーカーM.A.N.の過給対策の現状」第3図。

動圧過給されたK8Z 78/140C型の第7気筒より採取された図54下においては当然ながら大きな排気パルスが示されている。なお、排気干渉を防ぐため、K8Z 78/140C型の第1気筒には第1、2気筒の排気が導かれていた。しかし、第1気筒の排気が当該気筒の掃気に悪影響を及ぼす可能性は残っていた。また、高い圧力ピークを活かすノズル断面積の設定も必要であった。

図55には掃気プロセスにおける気筒内圧、排気圧、掃気圧の推移が示されている。上は動圧過給されたK8Zの第7気筒のそれである。排気孔管制弁は50° ABDCにて閉塞された。その前、25° ABDCに観察される排気のパルスは第8気筒からの排気干渉によって排気が妨げられていた状況を示す。これによって気筒内圧は昂進し、掃気は暫時、抑制され、燃焼は悪化し、排気温度も上昇する結果となっていた。掃気及び排気管の内部構造変更と排気孔管制弁閉塞時期を58° ABDCへと遅延させる策により、この弊害は除去され、第7気筒の排気温度は約15℃、燃料消費率は3g/BHP-h低下せしめられた。

これについて出典文献は：

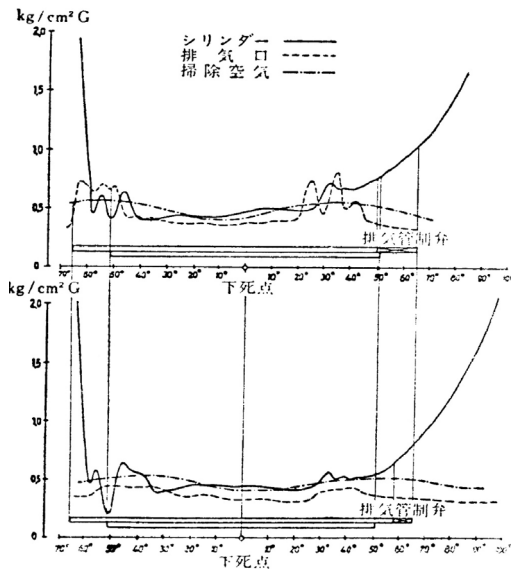
この例によって、個々のシリンダの掃気過程を別々に取扱うことによって、如何に最良

の状態が得られるかがお分りのことと想う。  
このすべての小さな仕事の集まりが最後に成功をもたらすのである。

と語っている。誠に教訓的な命題である。

図55下は静圧過給されたK7Zの第1気筒から

図55 掃気過程における圧力推移：K8 Z 第7気筒  
(上：動圧)，K7 Z 第1気筒 (下：静圧)



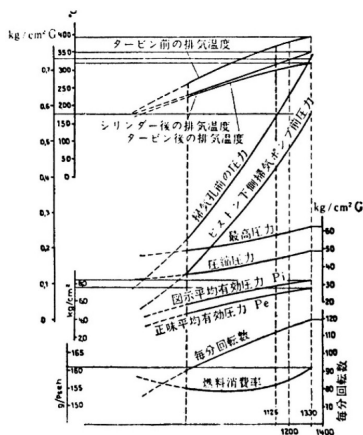
(出所) 同上，第4図。

採取されたデータである。静圧過給でも始動は始動用空気のみによって可能であった。これはピストン下部掃気ポンプが作用していたのであるから当然である。但し、始動直後の低回転では排気ガスタービンの回転が緩徐に過ぎて燃料供給を急激に増量してもタービン回転が追いついて上昇して来ぬため、機関の加速は徐々に行ってやる必要があった。排気孔管制弁は58° ABDC閉塞に調整されていた。

図56は共に給気比 $1\frac{1}{3}$ に静圧過給されたK7Zと動圧過給されたK8Zとの特性曲線を示す。何れにおいても横軸はPS/cyl.である。排気背圧のゆえであろう、静圧過給の成績は明らかに悪い。

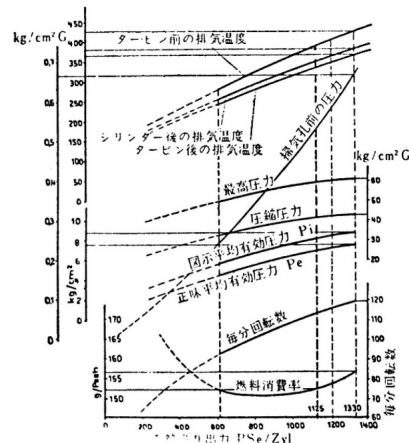
実際、出典文献も「低速運転は動圧過給のときにも静圧過給と同程度に確実に行える。運転結果から分るが、動圧過給の本質的な利点は燃料消費の少ないことで、その上エンジンの構造も簡単になる」と結んでいる。かくて、当初、つまり'50年代後半より、MANにおいては動圧・並列方式が、やや遅れてインジェクタ付きの静圧・直列方式が商品化されるに至り、やがてそこから静圧過給+電動ブロー(始動用)方式へ

図56 給気比 $1\frac{1}{3}$ に静圧過給されたK7Zと動圧過給されたK8Zの特性曲線



K7Z 78/140c 特性曲線 33 $\frac{1}{3}$ % 静圧過給  
(船用特性)

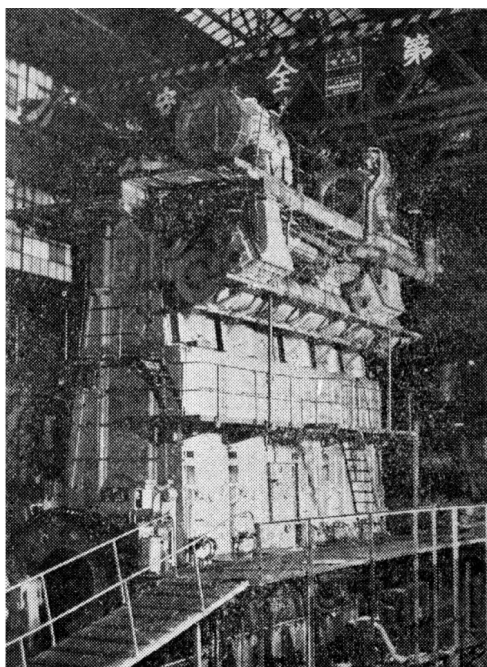
(出所) 同上，第5図，第6図。



K7Z 78/140c 特性曲線 33 $\frac{1}{3}$ % 動圧過給  
(船用特性)

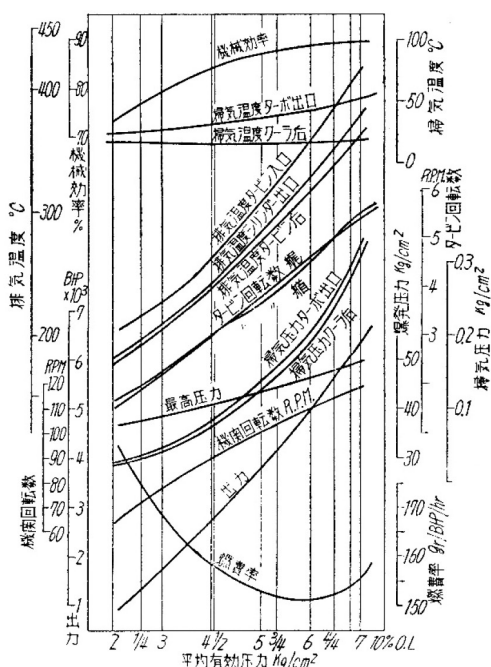
(注) K7ZについてはK7Z 76/140cと表記されているが、改めた。なお、これらの図は曾田・熊谷『内燃機関ハンドブック』340頁、第4・53図 (b), (c) の元図である。そちらの方が印刷は良いが、オリジナル度の高さを尊重し、取えて旧い図版を引用した。

図 57 川崎 MAN K5 Z 78/140 型排気タービン過給機関



(出所) 津田「川崎-M.A.N.排気ターボ過給機」第1図、第11図。

(注) チャート左縦軸、排気温度目盛の下端数値に誤りがあり、修正しても見辛いだけなので抹消した。



と帰一して行く。

ごく早い段階から、MANは静圧・直列方式や動圧・直並列混合方式、排気孔管制弁を用いぬ方式、高過給等々、過給に係わる様々な研究開発を行う一方、ライセンスに対しても自由な過給システム開発を許容していた。

即ち、川崎重工業はMANにおける研究開発の完成に先立つ'55年2月、川崎汽船“建川丸”主機としてK5Z 78/140型排気タービン過給機関(動圧過給: 5,490BHP/114rpm,  $bme_p$  6.48kg/cm<sup>2</sup>, 152g/HP-h)を建造した(図57)。もっとも、二代目“相模丸”主機は無過給ながら1,200PS/cyl.を発揮していた。これとの対照において、1,098PS/cyl.などというK5Z 78/140型のスペックから判明するのは、それが単なる排気ガスタービン掃気型の機関に過ぎなかったという事実である<sup>(注52)</sup>。

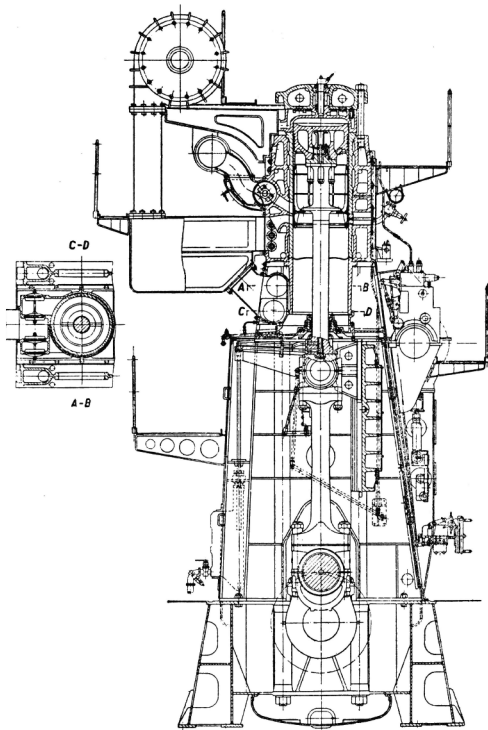
川崎MAN K5Z 78/140型においては排気ガスタービン過給機にも独自の工夫が凝らされてい

た。そこには軸受としてホワイトメタルが採用され、コンプレッサ・インペラはシュラウド付きとなっていた。そして、川崎MAN K5Z 78/140型初号機誕生の2箇月後、同型機関2番機が川崎汽船“日川丸”主機となるべく誕生した。

あたかも同じ頃、三菱横浜造船所はK3Z 78/140C型実験機関4,000BHP/118rpm(図58, 表20)を建造し、排気孔管制弁付き反転掃気方式を採る2サイクル大形MAN機関のピストン下部掃気ポンプと排気ガスタービン過給機(動圧過給)との並列運転によって全負荷時7.6kg/cm<sup>2</sup>の $bme_p$ を達成可能であるとの事実を確認していた<sup>(注53)</sup>。

横浜MAN KZ C型機関は'56年、商品化に至った。図59にはK9Z 78/140C型12,000BHPと、同じレイアウトを有し78/140Cより一回り小さいK9Z 70/120C型9,000馬力とを示す。後者は飯野重工で建造中の輸出船向け主機として建造された。



図 58 横浜 MAN K3 Z 78/140 C 型の気筒軸横断面  
(動圧過給型)

(出所) 三菱横浜造船所の実験機関 K3Z78/140C 型。『熱機関』  
Vol.1 No.10, 1955 年 10 月, “新製品とニュース” より。  
磯貝誠「大型ディーゼル機関」『ディーゼル機関 II』所  
収, 196 頁, 図 3-10 もこれと同じ (注 54)。

先に MAN がそのライセンシーに対して自由な過給システム開発を許容していたと述べた通り, ライセンシーの中では Vulkan 造船所 (独) は排気ガスタービン過給機 (静圧) → ルーツプロア → ピストン下部掃気ポンプの直列方式を, 三菱横浜は動圧方式を, 川崎重工業は 3 気筒分の排気マニフォールドの集合部に管制弁を設け, 排気時期の近接した気筒群のみが過給機に接続されることで排気マニフォールドのデッドスペースを削減し, 動圧を有効に活用する独特の技術を開発していた。

国内両社方式共に, ピストン下部掃気ポンプは必要に応じた数, 排気ガスタービン過給機との並列運用に供された。また, 川崎においてはピストン下部掃気ポンプを全数, 排気ガスタービン過給機と並列運転し, コンプレッサがサージ限界内に追い込まれる低負荷域においては過給機の一部を遮断・休止させる方式までもが試みられていた (注 55)。

もっとも, メジャー・ブランドの中であって, MAN と Sulzer とは排気ガスタービン過給機付き 2 サイクル大形低速ディーゼル機関の分野に

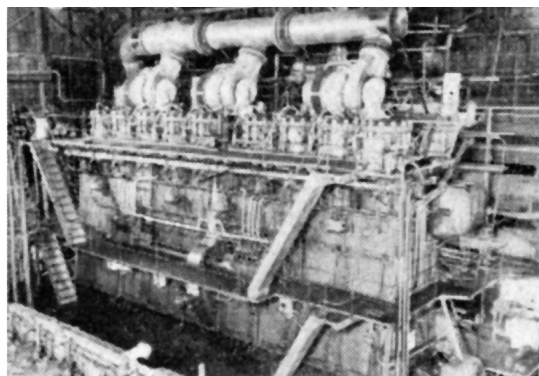
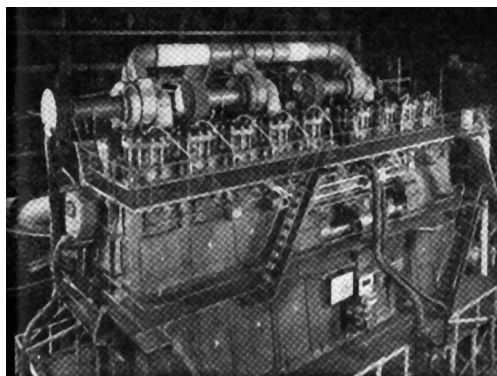
表 20 三菱横浜 K3 Z 78/140 C の試験成績

負 荷		1/4	2/4	3/4	4/4	11/10
出 力	B.H.P.	1,000	2,000	3,000	4,000	4,400
回 転 数	R.P.M.	73.7	93.6	107.2	118	121.8
平 均 有 効 圧 力	kg/cm <sup>2</sup>	2.9	4.8	6.3	7.6	8.0
シリンダ内最高圧力	kg/cm <sup>2</sup>	42	50	56	60	62
機 械 効 率	%	76	82.5	86.5	87.5	88
タービン回転数	R.P.M.	2,500	3,900	5,000	6,000	6,400
タービン前排気圧力	%Hg	22	67	112	162	185
シリンダ前掃気圧力	%Hg	40	133	230	325	365
タービン前排気温度	°C	220	245	300	370	400
タービン後排気温度	°C	150	180	240	300	320
ピストン最高温度	°C	380	420	450	500	520
ライナ最高温度	°C	120	150	175	190	210
シリンダ壁温度	°C	110	130	150	165	180
燃 料 消 費 率	gr./B.H.P./Hr.	159	154	152	153	154

(出所)『熱機関』 Vol. 1 No. 10, “新製品とニュース”, 第 2 表。



図 59 横浜 MAN K9 Z 78/140 C 型 12,000 BHP (左) と K9 Z 70/120 C 型 9,000 馬力 (右)



(出所) 左:『海と空』第15巻 復刊第1号, 68頁, より。

右:『エンジン』Vol. 2 No. 10, 1956年, 49頁, “ニュー・プロダクト”より。

関しては事実上、やや出遅れたグループをなしていた。因みに、Sulzerの排気ガスタービン過給機関、7RSAD 76/155型の世界初号機は'55年に三菱神戸造船所にて建造されている<sup>(注56)</sup>。

斯界の先発組について瞥見しておく、筆頭はかのB&Wであった。同社は1951年秋に世界初の排気ガスタービン過給機付き2サイクル単動大形低速ディーゼル機関774VTBF-160型(動圧過給, 7L-740 × 1,600mm [ $S/D$ 比2.16], 8,750PS/115rpm)の実用化に成功し、斯界のリーダーとなった。'26年以来そのライセンシーであった三井造船は'53年7月、三井船舶“有馬山丸”の主機換装用にBBC過給機付き三井B&W 774VTBF-160型8,090BHP(動圧過給)を完成させ、9月に艤装を終え、同機は本邦2サイクル・ターボチャージド溶接架構式大形低速船用ディーゼル機関の嚆矢となった<sup>(注57)</sup>。

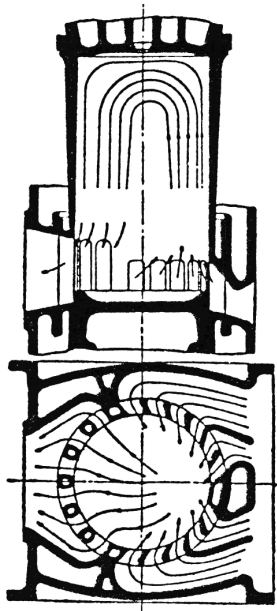
二番手は三菱長崎造船所であるが、長崎における開発の基礎には横浜造船所での先行実験のデータが役立てられていた。即ち、三菱横浜造船所は早くも1941年、2サイクル・ディーゼル機関の排気ガスタービン過給を試みていた。同所はこの目的には排気のタイミングを制御可能で排気の掃気への逆流も少ないユニフロー方式が最適との理論的根拠に基づき、2-530 × 900mm, 750BHP/150rpm ( $bmeP$  5.5kg/cm<sup>2</sup>)

のユニフロー機関を建造、ルーツ掃気ポンプの上流に排気ガスタービン過給機を設置して出力を1,000BHP (7.5kg/cm<sup>2</sup>)に引上げる実験を開始した。この実験により  $bmeP$  10kg/cm<sup>2</sup>が達成されたため、排気ガスタービン過給機からの空気のみでの運転を試みたところ、9kg/cm<sup>2</sup>以上の  $bmeP$ を得ることに成功、その成果は三菱長崎造船所へと伝えられた<sup>(注58)</sup>。

礎は三菱横浜における件の戦時実験について「この実験は戦後のUE系機関の基礎をなし、かつB&W系の特許によって二サイクル機関の排気タービン過給機が独占されるのを防衛するのに役立った」と述べている<sup>(注59)</sup>。

一方、1924年にSulzerのライセンシーとなって以来、三菱長崎造船所は掃気孔管制型横断掃気・空気噴射・独立掃気ポンプ式のST型Sulzer機関の建造実績を重ねて来ていた。しかし、清水菊平、河相清、藤田秀雄をはじめ、Sulzerの技術に飽き足らぬ三菱長崎造船所技術陣は1937年、後のSchnürle掃気法的な要素をも一部先取りしたかの如き横断・反転掃気型(図60)、蓄圧無気噴射式、MS型の自社開発に成功、戦前戦後を通じて約65基を建造した。そして、これらの実績を通じて長崎造船所は複流掃気式2サイクル大形低速船用ディーゼル機関に深い経験を培って来ていた<sup>(注60)</sup>。

図 60 三菱 MS 型における横断・反転掃気



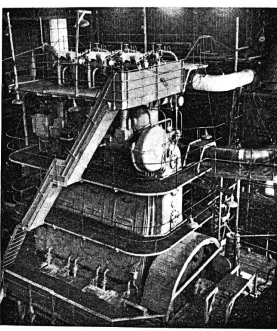
(出所) 内燃機関編集部前掲「MSディーゼル機関に就て」第12圖。

この実績にも拘らず、清水や藤田をリーダーとする同所開発陣は'51年より排気弁付きユニフロー方式へと開発方針の転換を決断し、恐らく横浜造船所からのデータをも活かしつつ、3気筒実験機関3UEC 72/150型(720×1,500mm, 3,500BHP/115rpm)を建造の上、排気ガスタービン過給型2サイクル大形低速ディーゼル機関(動圧過給)についての研究開発に着手した。そして、早くも'53年5月、その公開運転を挙げる。これが三菱UEC機関の濫觴である(図61)。

'55年5月、UEC機関は日本郵船「讃岐丸」の12,000馬力主機9UEC 75/150型として実用段階を迎えた。3UECの特徴は燃料噴射ノズルを気筒軸上に配することが出来、かつ、動圧過給に際して排気エネルギーの利用効率を高め易いとの理由から、敢えて構造複雑な3弁式とした点にある。この特点是初期の気まぐれに終ることなく、'70年代を通じてUEC機関の顔となる。とりわけ三菱は'75年、大形低速ディーゼル界における馬力競争を勝ち抜く方途として静圧過給

図 61 UEC 機関の完成を祝う三菱造船の広告

**三菱造船**  
**UECディーゼル機関完成!**



(写真説明)

実験機関  
3UEC 72/150  
気筒径 720 mm  
行程 1,500 mm  
回転数 115 rpm  
起動馬力 3,500 HP  
バネ圧 8.75 MPa  
起動平均有効圧力 7.47 kg/cm<sup>2</sup>

全長 6,880 mm  
全高 9,375 mm  
台板巾 5,600 mm  
重量 19.5 T

実用機関  
6UEC→7,500 HP  
9UEC→11,250 HP  
12UEC→15,000 HP

(Mitsubishi Zosen Uniflow Crosshead type Diesel Engine with Exhaust Gas Turbocharger)

**三菱造船株式会社**

東京都港区芝罘町  
電話 芝(48) 5111, 6111

(出所) 中谷『船用ディーゼル機関の解説』より。

(注) UECのCはcrossheadで、trunk piston式はUET。

ではなく2段過給(1段目動圧→2段目静圧:主機1基に過給機4台)を選び、この点において世界の先駆けとなったが、3弁式はこれに対しても極めて適合的な技術であった<sup>(注61)</sup>。

然しながら、やがて出力よりも燃費が益々、優先される趨勢となり、かつ、排気弁の保守簡易化や機関構造のシンプル化に対する要求も強まって来る。一方、排気ガスタービン及び静圧過給技術も向上の跡を示していた。かかる情勢を承け、三菱は'79年、2段過給からの決別、静圧過給への一本化を決断する。静圧過給の特性にも合致したUEC機関の1弁化は'80年8月建造のUEC45/115H型を嚆矢としている<sup>(注62)</sup>。

#### 4-2. MAN大形2サイクル反転掃気式低速機関における戦後の気筒容積拡大とライヴァルたち

続いて、MAN2サイクル反転掃気型船用単動低速ディーゼル機関における進化について、気筒容積拡大の側面を主、過給方式を従として瞥見してみよう。これは $D=1,050\text{mm}$ への途と言

い換えることが出来る。MANのフラッグシップ的大形・大出力機関の推移を大雑把に振り返れば：

KZ 78/140	6~10cyl. (無過給/排気孔管制有) 900PS/cyl.@115rpm <sup>(注63)</sup>
KZ 78/140C	6~10cyl. (ターボ/動or静圧/排気孔管制有) 1,200PS/cyl. @115rpm
KZ 78/155	8~10, 12cyl. (無過給&ターボ/動or静圧/排気孔管制有) 1,300PS/cyl.@115rpm
KZ 84/160	8~10, 12cyl. (ターボ/動or静圧/排気孔管制無) 1,700PS/cyl.@112rpm <sup>(注64)</sup>
KZ 86/160F	6~12cyl. (ターボ/動or静圧/排気孔管制有→無?) 2,584 PS/cyl.@118rpm <sup>(注65)</sup>
KZ 93/170E	6~12cyl. (ターボ/動or静圧/排気孔管制無) 2,750PS/cyl. @115rpm <sup>(注66)</sup>
KZ 105/180	6~10cyl. (ターボ/動or静圧/排気孔管制無) 4,000BHP/cyl. @106rpm <sup>(注67)</sup>
KSZ 105/180	6~10cyl. (ターボ/静圧/排気孔管制無) 4,000PS/cyl@106 rpm <sup>(注68)</sup>

のようにまとめられる。

この間、ディーゼル主機を持つ高速コンテナ船の普及と共に小さな船体と大きな機関との組合せが一般化し、機関の不釣り合い力や不釣り合い偶力に因る振動の抑制に対するニーズは高まるばかりとなっていた。MANのライセンシー、川崎重工業はこれに応え、9及び10気筒機関への完全バランスの不等角クランクピン配置法を開発、これをK10Z 93/170E型、K10Z 70/120E型、更にはK9Z 105/180型へと展開させた。

それは各気筒における1次、2次の慣性力及

び1次、2次の慣性偶力おのおのの総和がゼロとなる条件式を求め、これを線形化した上でコンピュータ・シミュレーションを行って条件を満たす解を複数求め、クランク軸内部モーメント最小化、隣接気筒連続着火回避、ねじり振動、機関の縦・横振動、掃排気干渉、トルク変動の最小化を達成し得るクランクピン配置を見出して行く技術であった<sup>(注69)</sup>。

ZinnerはMAN KZ系大形機関の掃気方式について：

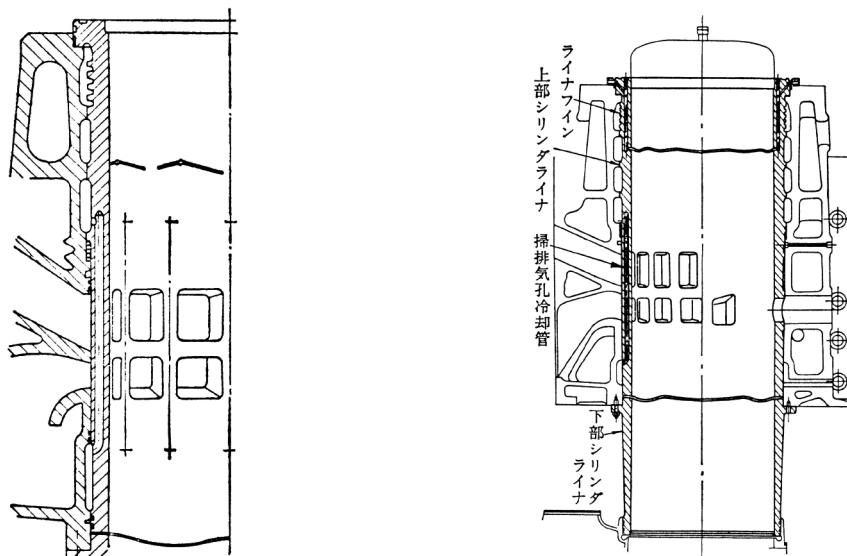
ループ掃気方式を保持しているが、掃気方法の分野でなんの開発もおこなわないとか、あるいは掃排気通路の配置を長い間まったく変更されないままにしておくということではない。われわれは静的および動的掃気モデルによる研究によりそれは特にヤスリで加工する程度のわずかな変更により成功することもあるが、たえず掃気の改善に努力している<sup>(注70)</sup>。と述べると共に、ユニフロー方式の試験機関を用いた研究開発事蹟についても言及している。

'60年代半ば以降に着手された排気孔管制弁の撤去はコストダウンとC重油適応下における信頼性向上とを目指した策に他ならない。これについても Zinner は：

10年前われわれはKZ形機関の排気通路に、いまだ回転弁つまり掃気過程の終わりにおいてシリンダよりの空気の流出を防止する排気回転弁を装備していた。排気回転弁は以前軍艦用機関として決定されたMZ形複動機関に使用されたものである。詳細な計算と計測が示すように排気回転弁によりシリンダ内に残留する空気量16~20%増加する。簡単化の理由から、われわれは数年前よりKZ機関の排気回転弁を撤去したが、これにより機関はいくらか安くなり、故障を引き起こす可能性のある構造部分がなくなった。排気回転弁が機関出力の減少なく撤去できたことは、排気タービン過給によるものである。



図 62 川崎 MAN KZ 系機関のシリンダライナとポーティング



川崎 MAN KZ 93/170 型機関

川崎 MAN KZ 系機関 (86/160F ?)

(出所) 左：長尾『第3次改著 内燃機関講義』上巻，399 頁，図 6・112。元図は Zinner「高出力 M・A・N 2 サイクル機関 KZ 系列の開発」図 15 左。上方の“へ”は給油溝。  
右：『船用機関計画便覧』200 頁，図 1-48。

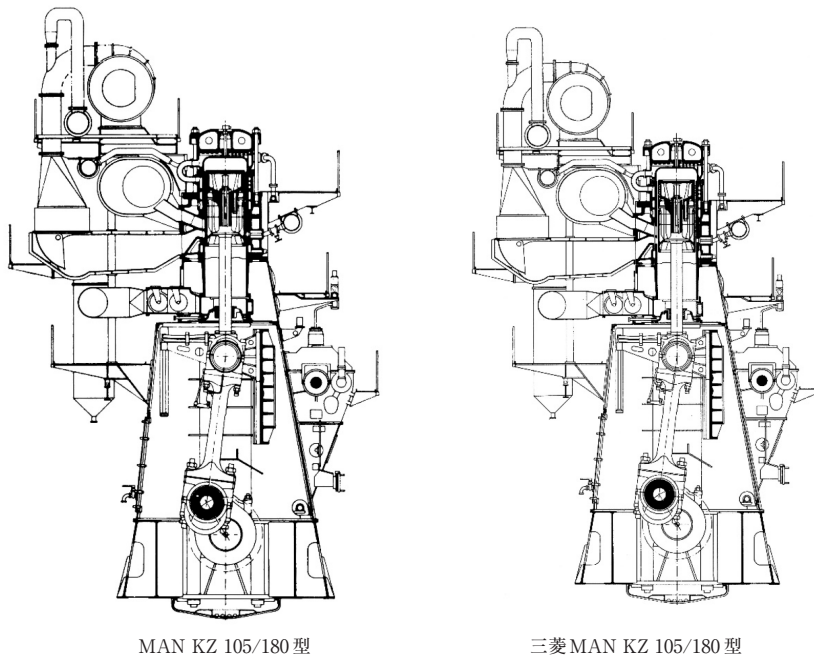
図 63 MAN 大形低速機関シリンダライナ掃気孔下縁部に生じた強い当り痕と亀裂



(出所)『大型ディーゼル機関のチェックポイント』51 頁，図 2-10。



図 64 MAN KZ 105/180 型機関と三菱 MAN KZ105/180 型機関の気筒軸横断面



(出所) 左：スコペール/三村訳「MAN 超大形機関 KZ105/180 の設計」図-1。  
 右：『内燃機関設計・構造図集』内燃機関 Vol. 9 No. 102, 1970 年 9 月号臨時増刊, 221 頁より。

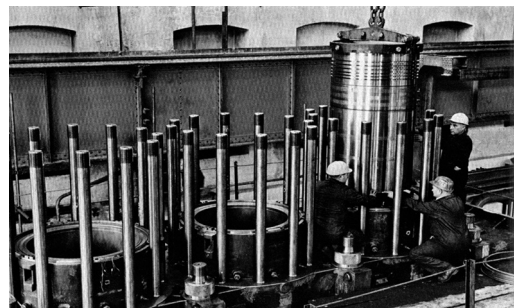
と述べている<sup>(注71)</sup>。

また、この間、“T-スカベンジング”も廃止へと至った。’73 年より MAN は二代目“相模丸”主機 KZ78/140 型以来 20 年間、その大形低速機関の特徴として護持し続けて来たピストン下部掃気ポンプをも放棄し、これを電動プロア（後掲図 72, 参照）へと置換し始めた。これも複動方式や排気孔管制弁の廃止と同一線上に低質油への適合性向上策としての位置付けが妥当である<sup>(注72)</sup>。

図 62 左は脱“T-スカベンジング”時代における川崎 MAN 大形機関のシリンダライナとポーティングを示す。

図 63 はこの当時の MAN 大形低速ディーゼル機関における持病の一例、即ちシリンダライナ掃気ポート下縁部に生じた強い当り痕とポート・リップ基底部に生じた亀裂とを示す。ライナが孔だらけ、しかも冷・熱部位近接とあっては、かような症状も生起して当然である。但し、この

図 65 MAN KZ 105/180 型機関のピストン挿入作業 (Augsburg 工場)

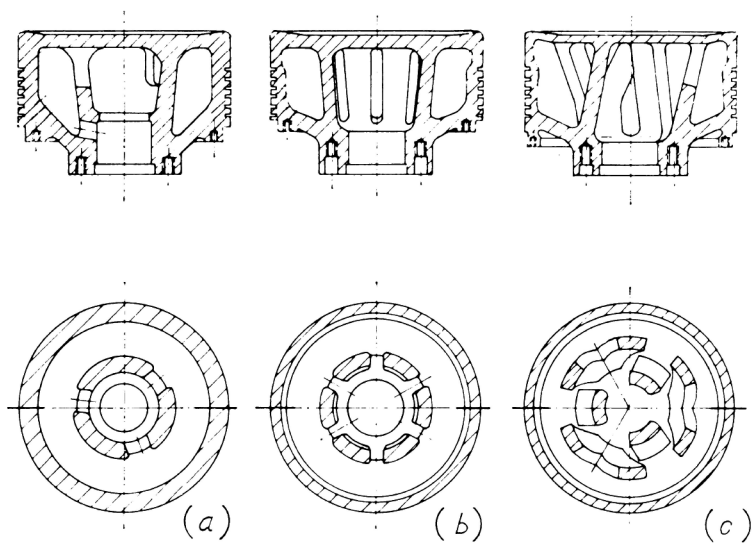


(出所)『内燃機関』Vol. 7 No. 67, 1968 年 1 月, 巻頭グラヴィアより。

種の事象が即、致命傷となったワケではない。

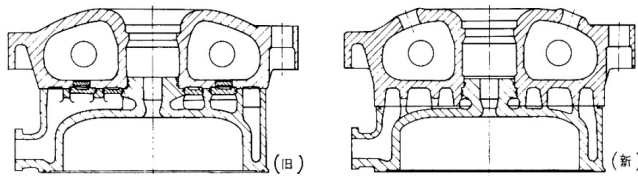
図 64 左は MAN が行き着いた巨大機関, KZ 105/180 型機関の気筒軸横断面である。ここでは静圧過給方式が採用されたモデルの図となっている。本家 MAN の KZ 105/180 型機関は実験機関 K3Z 102/180 型による多面的な試行をベースとして 1967 年に開発されている。同右は三菱 MAN KZ 105/180 型機関のそれである。元図の

図 66 MAN KZ 105/180 型機関のピストン開発経過



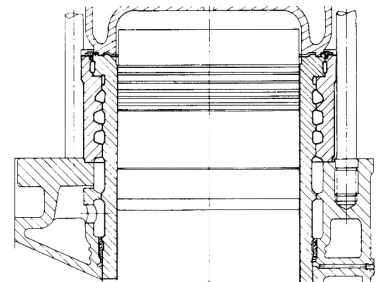
(出所) H. スコベール・三村道夫訳「MAN 超大形機関 KZ105/180 の設計」図-5。

図 67 MAN KZ 105/180 型機関のシリンダカバー



(出所) 同上，図-7。

図 68 MAN KZ 105/180 型機関の補強  
リング付き上部シリンダライナ



(出所) 同上，図-6。

サイズは互いに全く異なっているのではあるが、この2つの図から推定するに、少なくとも気筒軸横断面図から窺い得る限り、取り立てて三菱において変更されたといえる程の箇所は見当たらずである。

KZ 105/180型機関において最も目立つのは何を描いてもその巨ビッグボアである。図65はこの巨大なボアに極太のピストンを挿入している作業風景を示す。

そのピストンは図66のような経過 (a) ~ (c) を辿って開発された。実際にはクラウンの形状も従来型から波形を経ているが、これは結局、

従来型へと回帰した。主たる開発目標は裏側補強リブにクラウンの熱膨張によって作用する曲げ応力を分散させる構造の追求にあった。

KZ 105/180型機関のシリンダカバーは従来通りの2分割構造であったが、熱応力を受ける下部カバーの肉厚は冷却性向上の観点から下げられ、上部カバーと接合するリブはその高さを応力集中回避のために抑えられると共に、その相互間隔は詰められた (図67)。

そのシリンダライナは上下2分割構造となっており、上部ライナは可及的に薄く設計され、冷却性が高められる一方、その上端には補強リ

ングがすき間嵌めされており、冷却水通路が設けられていた。ライナ上部温度の上昇と共に両者は密着し、ライナの機械的強度が保証された。上部ライナ上端の垂直注油孔とライナ内面の油溝は廃止されている。また、シリンダカバーとライナの接合部は火炎の侵入を防ぐために低い位置に設定された（図68）<sup>(注73)</sup>。

この当時、MAN大形低速機関における掃気はピストン下面の掃気ポンプと排気ガスタービン過給機との並列によったが、静圧過給方式への帰一は未だ達成されず、気筒数別に動圧過給方式と静圧過給方式とが提供されていた。先に“ターボ/動or静圧/排気孔管制無”などと表記したのはかかる状況を指す（図69）。

この内、静圧過給方式においては低負荷運転時、タービン回転数低下に因るコンプレッサのサージングを防止する目的でインジェクタより掃気ポンプからの補助空気をその出口へと導き、コンプレッサ内を減圧する手管が講じられていた（図69右）。

このインジェクタ方式はMANのライセンサー、Kockums Mekaniska Verkstads (Swed.) によって開発された技術であった。それゆえ、これはライセンサーにおける自由な過給システ

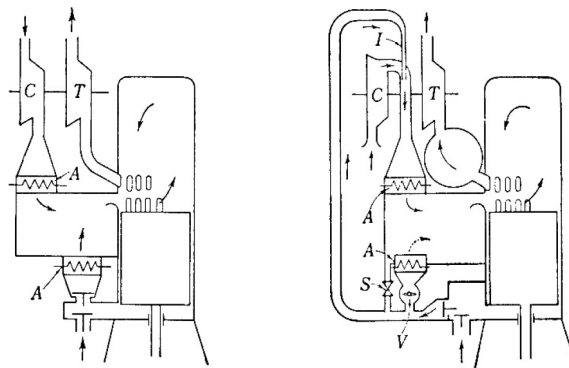
ム開発の成果がそのライセンサーへとフィードバックされ、広く共有されるに至った好例をしている<sup>(注75)</sup>。

しかし、程無く KZ 105/180 型機関は K3Z 102/180 型実験機関を改良した K3SZ 102/180 型3気筒機関による研究をベースとして KSZ 105/180 型（6～12気筒）へと進化する。図70はMAN KSZ 105/180型機関の気筒軸横断面を示す。KSZ型においては静圧過給方式が全面的に採用されると同時に、当然ながらポート・リップ内への冷却管鑄込みをはじめ各部冷却性能の向上が図られていた。これは耐久信頼性を高めるための改良事績であると共に、将来的な高負荷化、5,000 PS/cyl. (*bmeP* 13.58 kg/cm<sup>2</sup>) をも視野の片隅に据えての布石でもあった<sup>(注76)</sup>。

MANや三菱製のKSZ 105/180型機関についてのデータを見出し得なかったため、図71として引用するのは川崎MAN KSZ 105/180型機関に係わる性能曲線である。無論、燃費性能等に関して川崎製を特別視すべき理由は無からう。因みに、川崎MAN KSZ 105/180型の1番機は'71年、15万載貨重量トン型の鉱石兼油送船JALNAに艤装されている<sup>(注77)</sup>。

燃費は燃料の低発熱量に依存する数値ではあ

図69 MAN KZ系大形低速機関における掃気・過給法



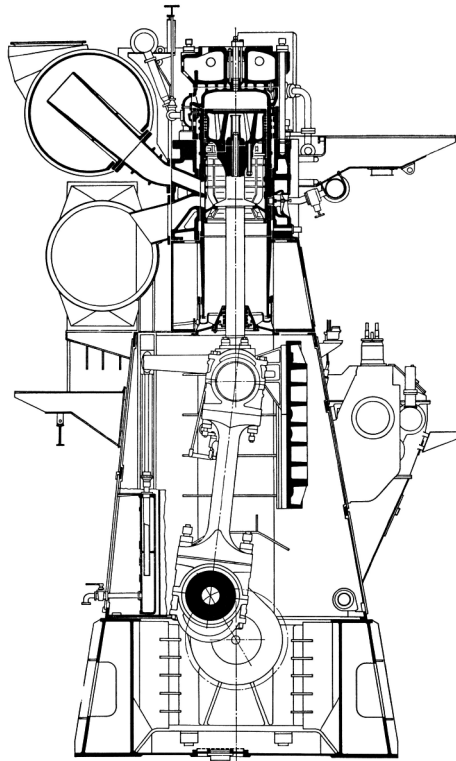
動圧並列（6, 9, 12気筒）

静圧並列

T：タービン C：コンプレッサ A：空気冷却器 S：安全弁 V：自動制御弁 I：インジェクタ

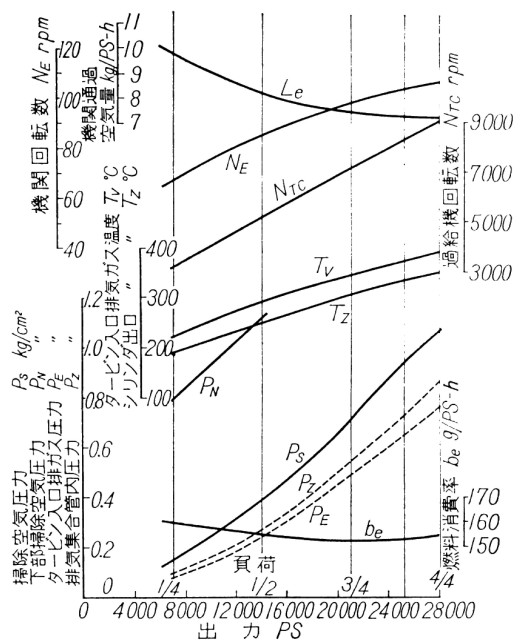
（出所）長尾不二夫『第3次改著 内燃機関講義』上巻，155頁，図3-77，156頁，図3-78<sup>(注74)</sup>。

図 70 MAN K7 SZ 105/180 型の気筒軸横断面



(出所) *Motor Ship*, Oct., 1974, 1078A (附録図集), より。

図 71 川崎 MAN K7 SZ 105/180 型の性能曲線



(出所) 明石・清水・三木・吉田「川崎MAN KSZ105/180形ディーゼル機関」図-4。



るが、この点に目を瞑って比較すれば、当然とするのが妥当なのか否か、KSZ 105/180型の燃費性能は戦時下の初代“相模丸”主機 横浜MAN K8Z 68/120A型に対しては約13%優っているものの、戦後の“東京丸”主機 横浜MAN K6Z 72/130型や二代目“相模丸”主機 横浜MAN KZ 78/140型、横浜の実験機関K3Z 78/140C型と比べられれば、図体の巨大化に伴って $s/v$ 比が低下しヒートロスが抑えられていた筈であるにも拘らず、さして代り映えせぬ数値となつて

いた<sup>(注78)</sup>。

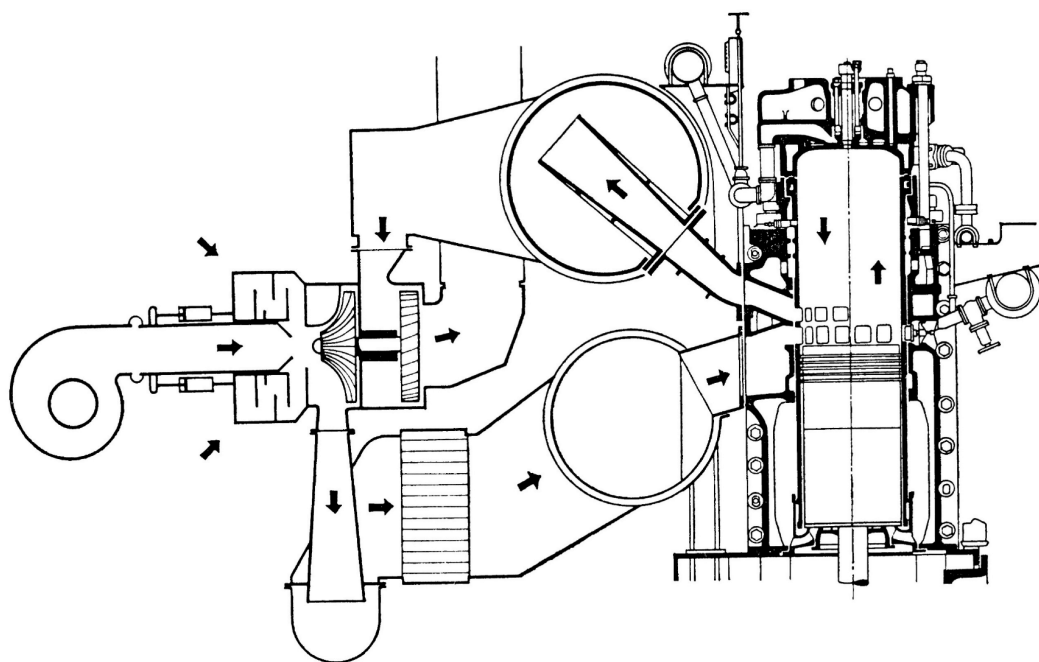
無論、川崎MAN KSZ 105/180型のPS/cyl.はそれを目指して開発された機関であればこそその激増を見せている(表21)。

図72はKSZ型の進化に直接係わるモノであるが、従前、相当な馬力を喰って来たピストン下部掃気ポンプを廃止し、静圧インジェクタ方式からも訣別したMAN流フルターボ、“A過給方式”の掃気系統を示す。この掃気系統はKSZ-A及びB型機関においてその採用が開始された。

表 21 本稿に登場した主な国産 MAN 機関の比較

機 関	代表船名等	$s/v$ 比	$be$	PS/cyl.
横浜MAN K8Z 68/120A	初代“相模丸”	1.765	173.1	602
横浜MAN K6Z 72/130P	東 京 丸	1.806	153.9	600
横浜MAN K10Z 78/140LAB	二代目“相模丸”	1.795	150 ?	1200
川崎MAN K5Z 78/140	建川丸	1.795	152	1098
横浜MAN K3Z 78/140C	実 験 機 関	1.795	153	1333
川崎MAN KSZ 105/180	JALNA	1.714	151	4000

図 72 MAN のフルターボ、“A 過給方式”



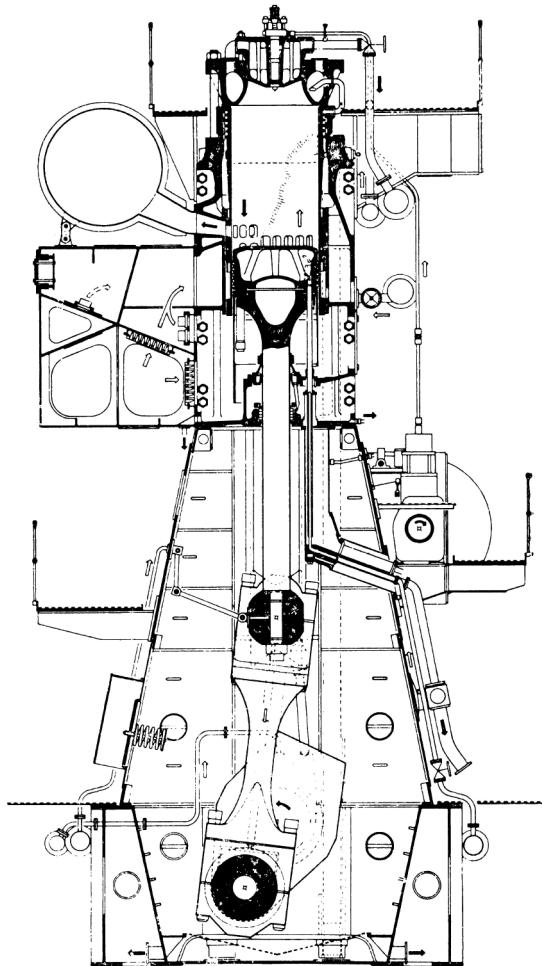
(出所)「座談会 川崎重工業における船用ディーゼル機関の研究開発と現状(上)」『内燃機関』Vol. 16 No. 197, 1977年7月, 図-4。

図72左端に見えているモノは起動時及び低負荷時用の補助電動ブローであり、純粋な静圧過給機関においては現在でも必需とされる補機である。

MAN KZ 105/180 型の誕生と同じ頃には Sulzer もまた  $1,050 \times 1,800\text{mm}$  の  $D, S$  と  $4,000\text{PS/cyl.}$  の動力性能と  $150\text{g/PS-h}$  (燃料の低発熱量不明) の燃費性能とを有する静圧過給・反転掃気の RND105 型 (図73) を開発し、その初号機は三菱神戸造船所にて建造された。また、Sulzer においても RND 型に至って排気孔管制回転弁は廃止されていた。

同時代における B&W の代表的機関は  $900 \times 1,800\text{mm}$  の  $D, S$  ( $S/D$  比 2.0) を有する K90GF 型で、 $3,400\text{BHP/cyl.}$  の動力性能と  $10,250\text{kcal/kg}$  の油を焚いて  $159\text{g/bhp-h}$  の燃費性能を備えていた。三菱 UEC 型の代表機種は  $850 \times 1,800\text{mm}$  の  $D, S$  ( $S/D$  比 2.12) を有する 85/180E 型で、 $3,800\text{BHP/cyl.}$  の動力性能と  $152\text{g/bhp-h}$  の燃費性能を有していた。排気弁付きユニフロー勢の燃費が今一つ冴えなかったのは動弁系のフリクション・ロス故かと想われる。とまれ、排気ガスタービン過給と  $S/D$  比向上とに出遅れた複流掃気組が  $D$  の拡大を以てする馬力競争に積極的

図73 Sulzer RND105 型機関の気筒軸横断面 (過給機は描かれていない)



(出所) 本図「三菱スルザー8RND105形機関の試験結果」図-1。

であった構図は透けて見えよう<sup>(注79)</sup>。

この命題を補強する意味でも、同じ集団に属するマイナー・ブランド、FIAT (伊) の事蹟に言及しておきたい。1940 年以来、大形機関の過給に挑み、戦後も単動機関のサイズアップや複動機関の製造に取り組んでいた同社における '50 年代初頭までの代表的モデルは C680 型 (680 × 1,200 mm) であった。本機は Sulzer のそれに似た掃気孔管制式横断掃気型機関である。

図 74 は '58 年頃に投入されたその静圧式排気ガスタービン過給版、S 型を示す。過給機の下流には気筒毎の往復動掃気ポンプが直列に配置されていた<sup>(注80)</sup>。

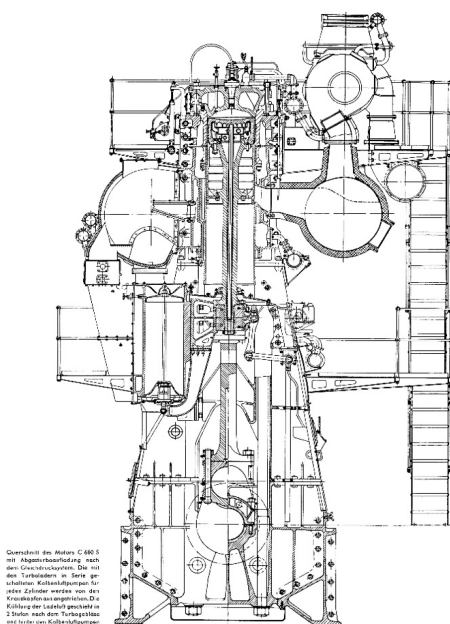
2 サイクル大形低速機関の排気量増大に取り組んでいた FIAT は Borsig A.G. (西独) に 2 サイクル大形低速機関のライセンスを供与している。図 75 は '53 年当時ボルジヒ工場で C 重油を焚いて耐久試運転中の新系列 750 型 (750 × 1,320 mm) の 6 気筒版、756 型 (連続定格 3,600 PS, 最大 5,000 PS) である。680 系列と同様、750 系列に

も複動型も用意されていた。時代柄、未だそれらに排気ガスタービン過給機は装備されておらず、図 75 においても機関前方に陣取る掃気ポンプがヤケに目立っている。

'58 年 3 月、FIAT は 750 型のターボ過給版にして 1,200 BHP/cyl. を発揮する C750S 型を発表した。その組立図 (図 76) から俄かには読み取り難いが、図 77 に示される通り、C750S 型の過給システムも排気ガスタービン過給機から吐出された空気を往復動掃気ポンプに送る直列方式の恰好で構成されていた。

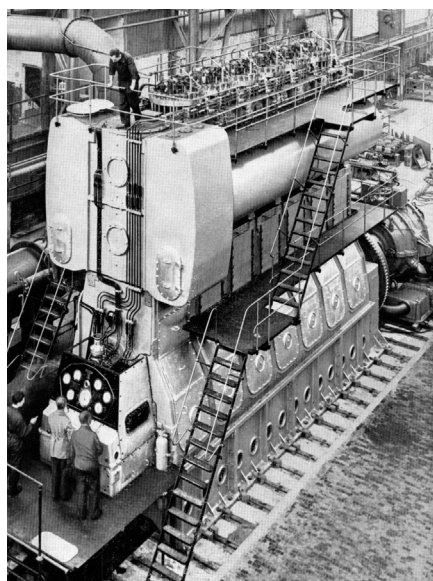
その FIAT は早くも '58 年当時、既往の生産設備の能力を活かすべく、 $D = 900 \text{ mm}$ , 2,000 BHP/cyl. の機関を計画中と公表していた。'60 年代前半までに、その計画は C900S 型 (900 × 1,600 mm, 2,300 PS/cyl.) として具体化された。そして '67 年、FIAT は  $D = 1,060 \text{ mm}$ , 即ち 1,060 × 1,800 mm ( $S/D = 1.789$ ) にして 3,250 (→ 3,300) PS/cyl. @ 108 rpm の出力を発揮すべき 106S 型を発表する。

図 74 Borsig - Fiat C680 S 型機関



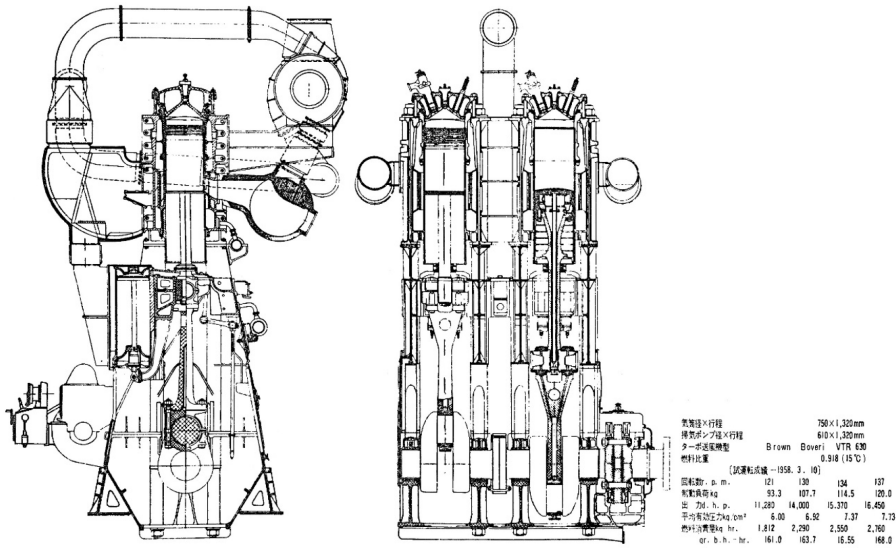
(出所) ditto., %, Aufl. S.163.

図 75 Borsig 工場において C 重油焚き耐久運転中の Borsig - Fiat 756 型



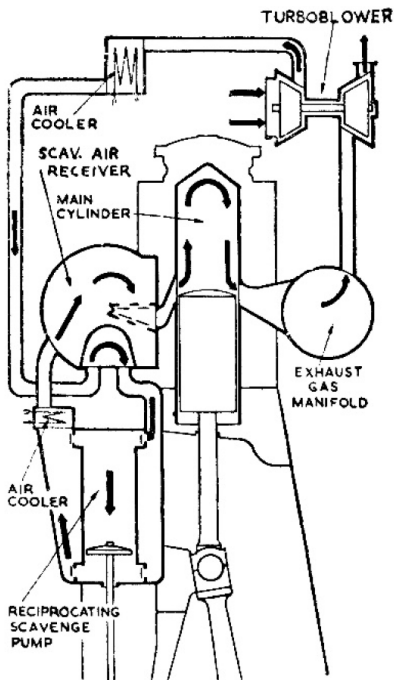
(出所) Deutsche Verbrennungsmotoren. 3. Auflage, S.B-10.

図 76 FIAT の C750 S 型機関



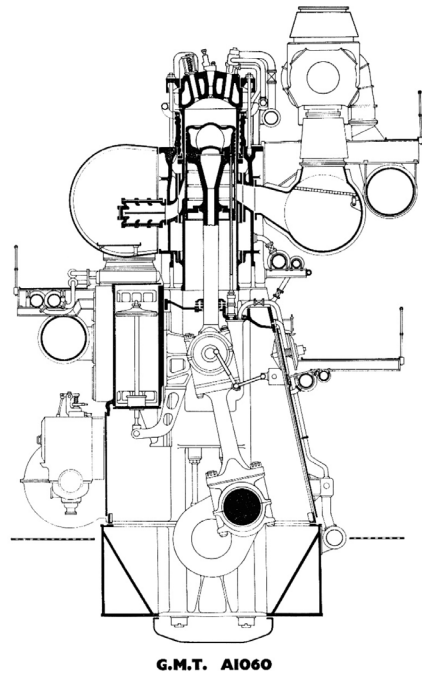
(出所)「設計資料集 FIAT 12 シリンダー過給機関」『エンジンと産業機械』Vol. 4 No. 8, 1958 年 8 月, 諧調反転。

図 77 FIAT C750 S 型機関の過給システム



(出所)「31, 100 吨タンカーに搭載される Fiat 14, 400B.H.P エンジン」『エンジンと産業機械』Vol. 4 No. 10, 1958 年 10 月, より (注 81)。

図 78 G.M.T. A1060 型機関の気筒軸横断面



(出所) *Motor Ship*, Oct., 1974, 1078A (附録図集), より。



実際に建造され、大形タンカーの主機となった10気筒の10610S型は+100mmストロークアップされて $S = 1,900\text{mm}$  ( $S/D = 1.792$ )となっており、藤田秀雄に拠れば、FIAT伝統の横断掃気方式が反転掃気的要素を多分に採り入れた方式へと改良されたことも相まって、 $3,400\text{PS/cyl.}@102\text{rpm}$ の出力を発揮した<sup>(注82)</sup>。

残念ながら、106S型の建造実績等については管見の限りとなっていないが、当時の造船王国日本にFIATのライセンサーが皆無であった以上、巨大機関106S型の建造数は比較的控え目な値にとどまった筈ではある。然るに、そのFIATについては'74年、何と106S型を生み出したTrieste工場の設備容量一杯、 $D = 1,200\text{mm}$ などという新型超巨大機関の開発を検討中などと報じられた。然しながら、現実には'70年代前半、同社は斯界から撤退してしまったようである<sup>(注83)</sup>。

図78はこの経過を物語るG.M.T. A1060型に身をやつした106S型機関の姿である。その過給システムは勿論、各気筒独立掃気ポンプを従えた静圧過給であった。掃気方式は掃気孔管制方式の横断掃気にしか観えず、出典文献にも単に“Cross scavenge”と表記されているのだが、藤田が特筆している位であるから、そこには三菱MS型(図60)風の反転掃気的要素が加味されていたのであろう。

イタリアの造船企業集団Fincantieri傘下のエンジンメーカー、Grandi Motori Triesteは名門ながら中速機関で鳴らした企業であって、人材面でも設備面でもいきなり12気筒なら総重量1,940<sup>ト</sup>にも及ぶような巨大機関を自社開発・建造し得る能力など無かった筈である。因って、G.M.T.は'74年の遅くとも第三四半期までにFIATから大形低速機関部門を設計やTrieste工場を含め、丸ごと買収していたと考えるしかないワケである。

G.M.T. A1060型の基本サイズはFIAT 106S

型と同じく $D = 1,060\text{mm}$ 、 $S = 1,900\text{mm}$ ながら、出力(MCR)は $4,000\text{PS/cyl.}@106\text{rpm}$ へと向上せしめられており、低発熱量 $10,100\text{kcal/kg}$ の油を焚いた場合の燃費は $152\text{g/hp-h}$ と表記されていた。もっとも、残念ながら、それは $10,000\text{kcal/kg}$ の油を焚いて $151\text{g/bhp-h}$ をマークした同時代のMAN KSZ105/180A型よりは約1.67%劣る燃費に相当した。

G.M.T. A1060型の建造実績についても不明ながら、恐らく、オリジナルのFIAT 106S型時代とさして代り映えせず、何時しかこの巨大機関も消え、G.M.T.は本来の中速機関メーカーへと回帰したものと窺われる。因みに、G.M.T.は'99年、フィンランドの乗っ取り屋のエンジンメーカーWärtsiläに買収されてWärtsilä Italiaとなり、相変わらず中速機関メーカーとして今日に至っている。

さて、'60年代最末期における各メジャー・ブランドのフラッグシップ的大形機関を縦覧すれば表22のようになる。この間におけるMAN KSZ 105/180型の燃費向上は注目に値しよう(図79)。機関単体燃費性能における優位性に加え、構造の簡素さにおいて低質油への対応上優る複流掃気方式勢が長行程化に消極的であった状況、その反面、それらが高度成長時代に相応しい大出力指向をウリとしていたこと、あるいはそうすることを余儀無くされていた構図は明らかである。

全く対照的に、仮令、機関単体燃費については未だ劣勢を挽回し切れておらず、かつ $D = 980\text{mm}$ 止まりであったとは言え、長行程・低回転化を狙い得るB&Wの技術的メリットは、総合推進効率の面に着目するならば、潜在的に発現されていた(図80)。

$S/D$ 比が2を大幅に超え、長行程・低回転化が進展する場合の効果を先ず機関単体について列挙すれば、①： $P_{\max}$ 発生時の燃焼空間形状における脱扁平化が促され、それがヨリ球体へと近

付き、その $s/v$ 比が下げられることはヒートロス抑制に寄与し、②：B&W タイプの排気弁付きユニフローであれば排気弁開閉時期の遅延により膨張比を実効的に向上させる所作も可能となる。

①、②は当然ながら熱効率の直接的な改善要因である。また、③：長行程・低回転化によるガス交換の緩徐化により線図係数は1に近付くため、出力も増強され得る。しかも、過給面において、④：静圧過給が排気パルス間隔の長く

なる低回転化との相性にとりわけ優る過給方式であったこともまた、自明であるタービン側の問題)。以上に加え、⑤：低回転化は高負荷化、即ち高充填効率化にとっても有利な条件となる(コンプレッサ側の問題)。最後に、⑥：膨張比向上による排気温度の低下は排気弁の熱負荷軽減にも資する要素となる。④、⑤は機関出力の増強を通じて間接的にその熱効率向上要因となる。

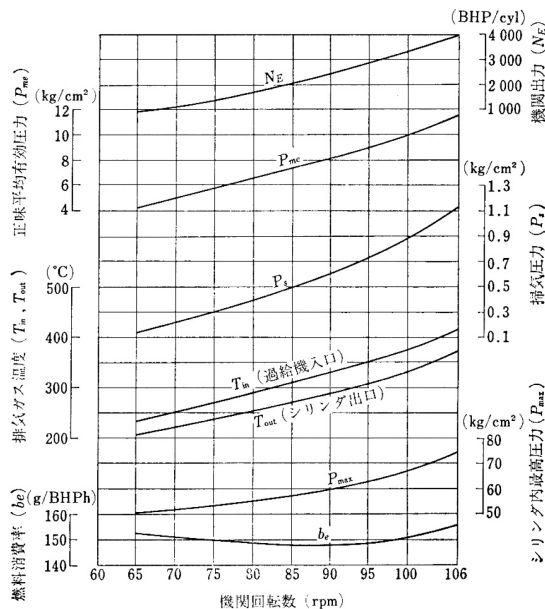
更に、総合推進効率の面を觀れば、スク

表 22 '69 年当時における各ブランドのフラッグシップ的大形機関

	型式 ( ) 内 D, S	$s/v$ 比	燃費 g/PS-h	常用 BHP/cyl.@rpm	連続最大 BHP/cyl.@rpm
B&W	K98FF (980/2,000)	2.04	150	3,500@100	3,800@103
Sulzer	RND105 (1,050/1,800)	1.71	150	3,400@102.3	4,000@108
MAN	KSZ 105/180	1.71	148	3,600@102	4,000@106
三菱	UEC85/160C	1.88	152	1,955@119	2,300@125

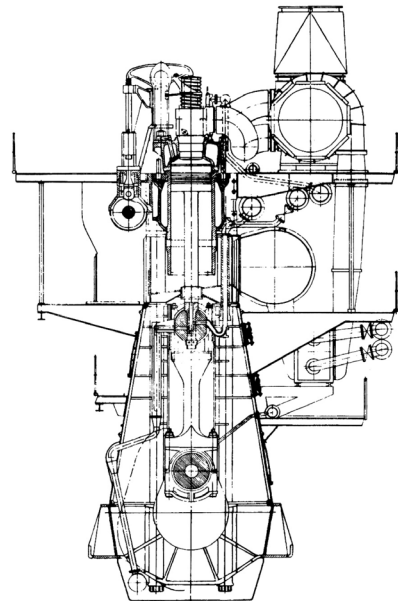
(出所)『船用機関計画便覧』269 頁, 表 1・5 (その 1), 279 頁, 表 1・16 (その 1), 292 頁, 表 1・27 (その 1), 310 頁, 表 1・39 (その 1), 参照。但し、燃費は 185 頁, 図 1・17, 199 頁, 図 1・46, 209 頁, 図 1・67, 220 頁, 図 1・88 からの読取りで、何れも常用出力を下回る PS/cyl. 時の最小燃料消費率。

図 79 MAN KSZ 105/180 型の性能曲線



(出所)『船用機関計画便覧』209 頁, 図 1-67。

図 80 B&W K98 FF 型機関の気筒軸横断面



(出所)『内燃機関設計・構造図集』191 頁, より。

リュー・プロペラと直結される中～大形船用機関において、長行程・低回転化は低ピッチ大径プロペラの導入とペアをなす。低ピッチ・プロペラに関しては翼素に働く揚力の向きと船の進行方向とのなす角度が浅くなるため、高い推進効率が発揮される。

かくて、 $S/D$ 比2を大幅に超える主機の長行程・低回転化により機関単体の熱効率・動力性能改善とプロペラ推進効率との相乗によって定められる総合推進効率が著しく向上することは疑いようのない命題であった。そして、B&Wこそはその過程におけるリーダーであった。

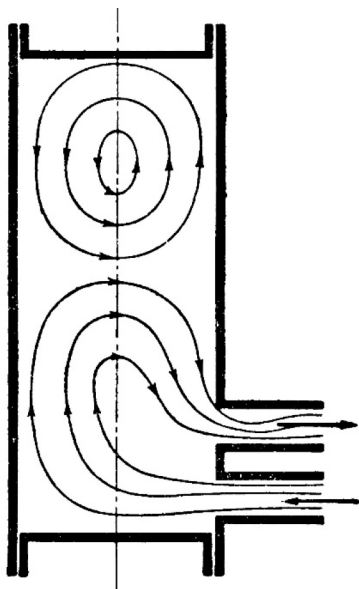
上述の通り、1973年よりMANはピストン下部掃気ポンプの放棄・電動プロアへの置換を開始し、併せて過給度向上への準備をも進めていた。然しながら、それらを待ち受けていたのは好況、馬力ないしスピード競争とは真逆の第一次石油ショックによる不況であった。かくて、

時代は燃費志向へと急旋回を遂げる<sup>(注84)</sup>。

第一次石油ショックを契機として2サイクル船用大形低速ディーゼル機関の領域においては総合推進効率の向上にとっても燃焼・単体燃費の改善にとっても不可欠となるロングストローク化が大々的に志向され始め、その当然の結果として複流掃気法を通じて何とか辿り着くことが可能な値である $2+a$ を大幅に超えるどころか、3へと迫る高 $S/D$ 比へのシフトが進められた。

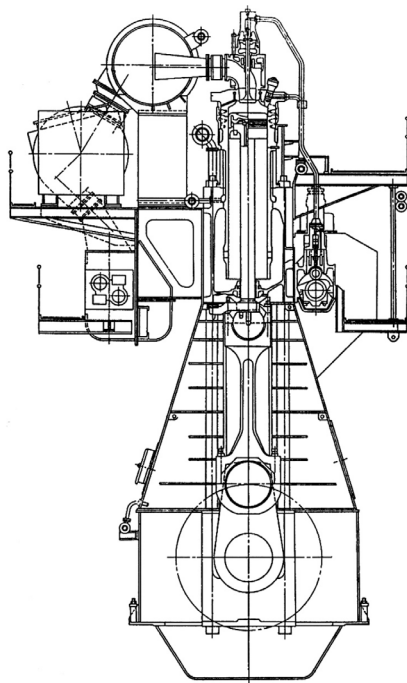
確かに、B&Wタイプの排気弁付きユニフロー方式は構造的複雑さとフリクション・ロス、相対的に大きな機関全高とそれに由来する首振り振動などを固有の弱点として抱えていた。然しながら、総合推進効率アップという時代の至上命令には誰しも抗い得なかった。これとは真逆に、複流掃気勢に対しては「すべての小さな仕事の集まりが最後に成功をもたらす」とか、「ヤスリで加工する程度のわずかな変更により成功

図 81 MAN 反転掃気方式の高  $S/D$  比に対する不適合性を示すイメージ



(出所) 大東「2サイクル機関の掃気作用」『ディーゼル機関Ⅱ』265頁、図5・33。

図 82 三菱 UEC85 LS II 型機関の気筒軸横断面



(出所) 赤堀暉生「1990年船用中大形ディーゼル機関の動向」『内燃機関』Vol. 30 No. 383, 1991年9月、図-5。

する」といった手練手管を以ってしては到底、捌き切れぬほど致命的な問題が突き付けられていたワケである。

如何にも掃気効率が悪そうに見えながら、大形船用低速ディーゼルならではの实用回転域の狭さに助けられ、案外良好な燃費性能を発揮しつつ、しぶとく生き残って来た複流掃気法、即ちMANやSulzer R系的な反転掃気方式、三菱MS的、あるいはFIAT→G.M.T.的な反転・横断掃気方式はロングストローク化への本質的不適合性（一例として図81を見よ）を託っていたが故に敗退し、B&Wタイプの排気弁付き単流掃気方式への帰一が観察されるに至った。

そして、'90年代にかけては超ロングストローク機関という形で4に迫る $s/D$ 比と気筒軸回りに排気の芯を吹き残らず、しかも上死点付近まで可及的に強いスワールを温存可能な掃気ポート形状の最適化、更には高度な静圧過給とを以って高出力と低回転化との両立が達成されるに至った。

その一例を'90年投入の三菱UE機関について求めれば、12UEC85LS II型（図82：12L-850×3,150mm [ $s/D$ 比3.71]）の連続最大出力は63,000PS/76rpm。即ち、MAN KSZ105/180型にとっては遠い目標であった5,000PS/cyl.を優に超える5,259PS/cyl.に達していた。

12UEC85LS II型の燃料消費率は120g/PS-h、ディレーティングした数値例では32,320PS/54rpm = 2,693PS/cyl.にして燃料消費率115g/PS-hなどという値が目飛び込んで来る<sup>(注85)</sup>。

フリクション・ロスなど $P_{me}$ を高めて行けば容易にマスキングされてしまうのが道理である。かくて、'80年代の総決算と呼ばれるに相応しく、船用2サイクル大形低速ディーゼル機関はこの頃、従来とは隔絶する動力性能と燃費性能とを獲得するに至っていた。

現在では1段静圧方式による更なる高過給とこれに耐える緻密な熱負荷対策の奏功を通

じて斯界ではKSZ 105/180型の2倍超に当る9,000PS/cyl.に迫る出力が達成されている。その反面、 $s/D$ 比は3.8弱、ディレーティングを行わぬ場合の燃費も120g/PS-h程度であって、何れも'90年代初頭とさして変り映えしない処で足踏みしている。恐らく、その辺りに技術的合理性の極致が見出されていたのであろう<sup>(注86)</sup>。

因みに、 $D$ については現状、960mmが最大級のように、高度成長期の雄、MAN KSZ 105/180型、Sulzer RND105型並みの1,050mmやFIAT 106S型ばりの1,060mmなどというビッグボアの再来は今のところ実現されていないらしい。

それにしても、船用レシプロ蒸気機関などは100年前の全盛期から80rpm程度で悠然と回りつつ高い推進効率を発揮していた。船用大形ディーゼルもどうせ蒸気機関を真似るのであれば、最初から複動や掃気弁付き単流掃気の如きアバタにではなく、エクボである低回転の方に目を付けておればと思えぬでもない<sup>(注87)</sup>。

もっとも、ディーゼル技術者が須らく気の利かぬ人種の集まりであった筈はないから、ここは潔く、人智とは所詮、その程度のモノと開き直るに若くはなからう。逆に、そうであったればこそ反転掃気や横断掃気、反転・横断掃気などというカラクリが永らく斯界を跋扈し続け得たワケでもある。

## むすびにかえて

B&WやSulzerといった中立国のメーカーは第一次世界大戦の後、大形商船用ディーゼル主機の分野における戦時下の研鑽によってその技術的優位性を高め、両大戦間期の斯界を領導した。第二次世界大戦を挟んでも、同様の展開が見えた。とは言え、今回、真の意味における技術的勝者はB&Wであった。かような経過を顧みるなら、戦争が技術全般を進歩させて来たなどという偏った命題が純然たる誤りでしかない



ことぐらいは直ちに了解されねばならない。

戦争、とりわけ二度に亘る世界大戦は取敢えずそれに間に合う技術のみの奇形的・強行的発展を促したに過ぎない。ディーゼル機関絡みで言えば、熟成未滿に終わったMANの反転掃気式2サイクル複動中・高速ディーゼルなどは差し詰めその典型とも言えよう。

翻って眼下を覗れば、これにヒントを得て試作過程にあった横須賀工廠機関実験部式中速複動ディーゼル機関やSulzerの横断掃気式大形複動ディーゼルを多分に意識して開発され、曲りなりには実用された潜水艦主機用艦本式中速複動ディーゼルなどというガラクタこそ純粋無垢の徒花と判定されるに若くはない。実際、それらは戦後世界に何の貢献も残し得ていない<sup>(注88)</sup>。

そのようなモノどもを含む諸技術の開発過程を通じて内攻した技術サブシステム内の、あるいは技術サブシステム間のアンバランス矯正に戦後、コンピュータ技術が威力を発揮したことについても既に指摘しておいた通りである。熱計算なら2サイクル船用大形低速ディーゼルにおいて果されたレシプロ主機と流体補機である排気ガスタービン過給機とのマッチングによる馬力向上、強度計算では同じくクランク軸の振動シミュレーションによる不等角ピン配置の最適化といった処は差し詰めその顕著な成功例であった<sup>(注89)</sup>。

然しながら、それも束の間、二度に亘る石油危機を契機として船用大形低速2サイクル・ディーゼル機関の領域においては総合推進効率向上による燃費削減を目指した超ロングストローク化が決定的趨勢となり、B&W様の明快極まる排気弁付きユニフロー方式のみが生き残りの機会を得た。

その結果、半世紀を超えるMANの反転掃気式2サイクル大形低速ディーゼルの歩みは劣敗者たちの技術史へと転籍・格下げされるに至った。人類が少なくとも表面的にはまだしもマ

トであった時代に展開された滅びの経過について、これ以上の長口舌は不要であろう<sup>(注90)</sup>。

ただ、往時、三菱重工業を核として栄えた国内ライセンサーとの絡みを意識しつつ、ごく簡単に総括しておけば、かつて造船王国であったわが国に強力なライセンサーを擁したればこそ経営資源に恵まれる成果を得たMANは1981年、伝統の反転掃気方式をアッサリと見限ってB&Wを買収の上、船用大形ディーゼル機関部門をMAN-B&Wへと再編する。捕らえた獲物が栄養満点であったため、MAN Energy Solutionsとなった同社は現在も斯界に圧倒的シェアを誇っている。

もっとも、長年に亘りMANのライセンサーであった三菱横浜造船所は三菱重工業横浜製作所と改称された後、'80年には新造船建造事業から撤退してしまった。川崎重工業のMAN→MAN-B & W機関は固より、三井造船の後身、三井E & SホールディングスのB & W→MAN-B & W機関及び'50年に三井造船のサブライセンサーとして発祥した日立造船のB & W→MAN-B & W機関の血脈は今も健在である。

Sulzerもまた'83年、その反転掃気方式を諦めてB&W様の排気弁付きユニフローへと寝返りを打つ。同社のディーゼル部門はNew Sulzer Dieselとしての分社後、Wärtsiläに買収されてWärtsilä-Sulzerとなり、更には売却を経てWinterthur Gas & Diesel (Win GD) へと変身、後に中国資本100%企業化して今日に至る。

Sulzerのライセンサーであった三菱神戸造船所もまた2012年、商船建造事業を打ち切り、三菱重工業におけるライセンス船用大形エンジン製造事業には引導が渡された。播磨造船所合併('60年)をルーツとするIHI原動機及び鶴岡重工業吸収('71年)をルーツとする日立造船の旧Sulzer系大形2サイクル機関の伝統は今も健在である<sup>(注91)</sup>。

他方、三菱長崎造船所オリジンのUE (UEC, UET) 機関は2017年、国内ライセンシーの一社であった神戸発動機(株)へと移管統合され、同社はこの事業統合を機にジャパンエンジン・コーポレーション(株)へと商号を改めた。大形低速ディーゼル界において2段過給を逸早く実用化したり、パワータービン (排気ガスタービン)・蒸気タービン併用型排熱回収 (発電) システムやパワータービンに依る推進動力回生を斯界で初めて実用化するなど、少なからぬ技術的積極性を発揮して来た三菱重工業長崎造船所ではあるが、肝心要、UE機関自体のブランド力の低さは隠し難く、先々のジリ貧化が懸念される<sup>(注92)</sup>。

かかる現状を嘆きつつも、一介の技術史渡世に過ぎぬ筆者としては『相模丸就航状況並機関現状報告』にはその性格上、含まれ得なかった二代目“相模丸”主機の長期運用や修理履歴に係わる一次資料、それ以外のMAN主機個体に係る一次データ、人類が少なくとも表面的にはまだしもマトモであった時代を長期に亘ってリードして来たB&W主機個体、あるいは永らく複流掃気方式の改良に腐心して来たSulzer主機個体に係る短期的・長期的の履歴等を仮令、断片的にではあれ具体的に垣間見せてくれる、換言すれば『相模丸就航状況並機関現状報告』に比肩し得る質を備えた一次資料との邂逅に儂い期待を繋ぐのみである。

最後に、ここで繰返された“人類が少なくとも表面的にはまだしもマトモであった時代”なるフレーズについて一言、釈明しておく。それは非科学的な温暖化説や気候変動論などといった支配層による煽動的駄法螺ないしDemagogieに根差すカーボン・フリー、ゼロ・エミッション、SDGsなどといった空疎、詐欺的かつ破壊的なスローガンとは縁遠い、真つ当な熱効率改善努力の時代、との謂いである<sup>(注93)</sup>。

同じ所作は今日この時点においても繰返され

ているのであるが、そもそも、支配層・軍産複合体には世界の分断を通じた一元支配の完成と人口削減とを目的として地球上至る処に戦争や内乱、対立と破壊を繰返し煽り、その権力集中と蓄財とを恣に貫徹して来た長い歴史がある<sup>(注94)</sup>。

かような歴史を背景としつつも、ディーゼル技術者たちは石油系燃料の節約、多燃料化を目指したパイロット噴射式ガス・ディーゼルの研究開発にごく古い時代から手を染めて来た。彼らがLNGタンカーの動力プラントたるべくLNGタンクからのボイルオフ・ガスをボイラに代ってガスインジェクション・ディーゼル機関に焚かせようと思ひ至った辺りまでは十分過ぎるほどに合理的な開発行為と形容出来た<sup>(注95)</sup>。

然しながら、CO<sub>2</sub>排出抑制を標榜しつつ、かかる動力プラントを強いて一般商船にまで波及させようとするが如き開発行動に至っては、支配層の詐欺プランに迎合し組込まれた過剰適応の現れと見做されても致し方なからう。

想い返せば'80年代以降、この社会の表面を覆っていたマトモさは次第に失われ、時代は似非科学性の度を益々、昂進させて来ていた。ディーゼル機関絡みで観るなら黒煙、NO<sub>x</sub>、SOF、PM2.5、CO<sub>2</sub>等々、散々騒ぎ立てておきながら、ナノ粒子については頬被りを決め込むという恣意性、二枚舌こそはその似非科学性の馬脚も露わといった処である。

そして今や、似非科学に飽き足らぬ支配層・医産複合体は医学的、薬学的、分子生物学的、化学的、電子工学的、情報工学的、ナノテクノロジーの方途、詐欺の技術や法規、基準の総動員に加え、毒性薬物国選売人組織・機構とその人材養成機関、政治屋、役人、メディア=マスゴミによる洗脳をも合体・総動員しつつ同じ目的追求に狂奔し、將に畏れを知ることなく惨劇を演出しつつある<sup>(注96)</sup>。

一方、その対極に位置する被支配大衆はと観

れば、捏造パンデミックの真只中、大方は操られるがままに集団ヒステリーを発症しつつ自ら分断と差別との局所的再生産に励むばかりである。とりわけ、左翼勢力や所謂“人権団体”，人権屋，宗教団体がその歪み切った本質を露呈しつつ，法曹界共々，只管，怠慢と迎合，全体主義化の先棒担ぎに勤しむ醜態ぶりには眼を覆いたくなるばかりである。

それにも拘らず，元を糺せば人類は此処へ来て俄かに正気を失ったというワケでは毛頭なかった。虚心坦懐，ここへと至る世界史的状况に鑑みるなら，悪しき意図は歴史貫通的に通底していた。“人類こそ最低生物種”，“既にこの世は「人間牧場」と喝破する命題に対して微塵の疑念すら呈し得ぬ所以は此処にある<sup>(注97)</sup>。

そうであるなら，仮令，一介の老技術史渡世に過ぎぬわが身ではあっても，“表面的には……”などと，あるいは時代が変わってしまったかのような腰の退けた表現を弄するのではなく，かような狂気こそが人類不変の本質なりとする根本命題を素直に反映したヨリ一貫性のある記述を為すべきであったと反省しつつ，この程度にしか課題をこなし得ぬ己が脳力の不足を嘆くしかないのである。

#### 《注》

(注1) 岩田清「ディーゼル機関の発達」内燃機関編輯部『内燃機関技術大観』山海堂，1941年，所収，山下勇「大型ディーゼル機関について(2)」『熱機関』Vol. 1 No. 2 1955年2月，参照。岩田は浦賀船渠（→住友重機）→大阪機工（→OKK）→浦賀船渠技師。山下は三井造船玉野造船所技師。MANの複動機関については拙稿「戦時日本の中速・大形高速ディーゼル 艦本式，横須賀工廠機関実験部式，新潟鐵工所，三菱神戸造船所」（→IRDB），参照。

(注2) 吸排気弁を持たぬため構造簡単で複動化に有利である上，掃気ポートと排気ポートとをシリンダの同一側面に配することによって，何かとトラブルの多い掃・排気ポート回りのワンサイド・メンテナンスを可能にしたMAN

の反転掃気方式についても拙稿「戦時日本の中速・大形高速ディーゼル」において簡単には解説しておいた。

(注3) 大東「2サイクル機関の掃気作用」『ディーゼル機関 II』257～259，261～264頁，参照。

(注4) 大東同上 257～260頁，参照。

(注5) F., Oederlin/保田健夫訳「二行程ディーゼル機関の過給」『内燃機関』第7巻 第1～3號，1943年1～3月，連載第1回，3.及び第3圖，また本稿図77，をも参照されたい。

OederlinはSulzerの専務取締役。排気ガスタービン過給機絡みの2サイクル・ディーゼル機関に係わる実験は高速機関に力点が置かれていた。基礎実験では工場の圧縮空気系統からの空気が掃気と過給とに供された。実用実験の1つは往復動掃気ポンプを備えた対向ピストン機関（横型4-190×[2×] 300，1370PS/750rpm）を用い，排気ガスタービンをパワータービンとして装備し，その軸出力をクランク軸に供給するという複合発動機，つまり蒸気機関におけるバウエルパッハ的なシステムに係わっていた。

今一つは往復動掃気ポンプを備えた2本クランク型2サイクル対向ピストン型の高速機関（縦型6-180×[2×] 225，1560PS/850rpm）を用い，かつ，機関をガス発生装置としてのみ使用し，2個の排気ガスタービンから全軸出力を取出す試みであった。同型の8気筒機関も製作されている。一連の実験は総じて高bmep運転を試みた実験であるに過ぎず，そこに用いられるべき排気ガスタービン過給機はあくまでも構想の段階に留まっていた。

なお，Sulzerが'37年以降，往復動掃気ポンプ付き対向ピストン型小形高速ディーゼルを商品化していた件については大井上博『高速ディーゼル機関』山海堂，1940年，197～198頁，バウエルパッハ式船用聯動汽機についてはいずれ拙稿「バウエルパッハ・システムについて」が公表される。船用聯動汽機については小野暢三『船用聯動汽機』天然社，1951年，拙著『船用蒸気タービン百年の航跡』ユニオンプレス，2002年，参照。

(注6) 2の説明から本図は後述のST型に関する図解であることが解る。但し，過給ポートの作用自体は往復動掃気ポンプが用いられるS型の場合でも全く同じである。

(注7) 瀧山は東京地方通信局横浜出張所長。

(注8) 5行目「實馬力」は図示馬力を，3行下，燃料消費率は自動車機関におけるような全負荷最小燃料消費率ではなく保証最小燃料消費率

を夫々示す。燃費については船用機関開発技術者の中にさえその本質を誤解し、「自動車機関は何故、あれほど燃費が良いのか？」などと訝る人があった。要は術語の定義が問題なのであって、全負荷最小燃料消費率は実用範囲内において各回転数を保ち得る最大荷重下にて得られた燃費群中の最良値を意味し、対応する回転数は最大トルク発生点より相当低い。これは回転が落ちれば負荷が減少するスクリュウ・プロペラを駆動せしめられる船用機関の特性に準じた負荷試験やその実用状態における測定とは無縁な負荷状況に係わる数値である。船用転換された自動車機関の保証最小燃料消費率はその自動車用としての全負荷最小燃料消費率の約10%増しとなる。

- (注9) 長尾不二夫『新撰 内燃機関講義』上巻、養賢堂、1942年、263頁、第233図、参照。長尾『改著 内燃機関講義』上巻、訂正第2版、同、'52年、341頁、第267、268図については右の第268図がMAN G8Z 52/90型(8L-520×900, 2,600HP/175rpm)。
- (注10) 空気噴射式時代のSulzer機関における掃気ポンプの遣い分けや装備例については内丸『内燃機関』改訂版、後編、684～687頁、無気噴射時代におけるSulzerの往復動掃気ポンプについては中谷『船用ディーゼル機関』177～180頁、参照。
- (注11) 神鋼の作品については永井博「“神鋼”新設計に係る11,000軸馬力複動2サイクル式ディーゼル機関」『内燃機関』第3巻第6、7號、1939年6、7月、三菱MS型については例えば内燃機関編集部「MSディーゼル機関に就て」『内燃機関』第3巻第9號、'39年9月、石井定『内燃機』アルス新興機械工学講座・9、1939年、252頁、参照。
- (注12) B&Wのエンケ式掃気ポンプについては例えば石井同上書、252～253頁、参照。内燃機関工学書の中にはエンケ式をルーツプロアの一種と見做す用語法も散見される。
- (注13) Junkersの1本クランク型対向ピストン機関については拙稿「Junkers2サイクル対向ピストン機関、主として1本クランク型について」(→IRDB)、参照。また、「Junkers1本クランク型2サイクル対向ピストン・ディーゼル機関再論-その性能解析2例と戦後史-」もいずれ公表されるであろう。
- (注14) 大野敏夫・小泉盤夫「最近の船用ディーゼル機関に於ける二三の問題」『内燃機関技術大観』所収、山下前掲「大型ディーゼル機関について(2)」、参照。大野は(株)造船所造機設計課

長、小泉は同、造機設計課技師。

- (注15) 4サイクル中速ディーゼル機関における排気ガスタービン過給については老田芳行「四サイクルディーゼル機関の過給氣に就て」『内燃機関』第4巻第2號、1940年2月、磯貝誠・門脇徳一郎「ビュッヒ式排気ガスタービン過給ディーゼル機関と過給機」『内燃機関』第4巻第5號、1940年5月、参照。老田は川崎造船所技師、磯貝、門脇は三菱横浜造船所技師であり、共にMANのライセンシーであった川崎と三菱は1937年にBüchiよりそのブローダウン式排気ガスタービン過給機の製造権を獲得している。日本海軍における事蹟については前掲拙稿「戦時日本の中速・大形高速ディーゼル」、参照。
- (注16) Oederlin/保田訳「二行程ディーゼル機関の過給」参照。
- (注17) 中谷『船用ディーゼル機関の解説』71～72頁、参照。
- (注18) 同上書、72頁、参照。
- (注19) 引用は中谷『船用ディーゼル機関の解説』72頁、より。
- (注20) この排気孔管制弁を回転摺動式と称するのは回転軸と弁体中心線が一致するSulzer RS→RDの回転式排気孔管制弁と区別するためである。なお、“T-スカベンジング”については前掲拙稿「戦時日本の中速・大形高速ディーゼル」でも若干、紹介しておいた。
- (注21) 中谷『船用ディーゼル機関の解説』73頁、参照。記述に若干、疑義があるため訂正しておいた。余談ながら、スクリュウ・プロペラ直結式中・大形船用ディーゼル機関は、原動機である以上、コンパクトであるに越したことはないとは言え、プロペラ推進効率との係わりにおいて本質的に小形高速機関的な高回転・高出力化志向とは相容れぬ上、占有スペースや重量に係わる制約は小形高速機関に比すれば遥かに緩やかである。このため、主軸受に関しても材料は今以ってホワイトメタルで事足りている。
- (注22) 同上書、74～76頁、参照。
- (注23) 同上書、4頁、参照。
- (注24) 後掲図21に示される通り、手許の『相模丸就航状況並機関現状報告』の目次1頁下には大西の印が押されている。大西に関して「保証技師」なる肩書は付されていない。
- (注25) 山下前掲「大型ディーゼル機関について(2)」、参照。
- (注26) 山下前掲「大型ディーゼル機関について(2)」、参照。



- (注27) スペックについては『相模丸就航状況並機  
關現状報告』15頁及び巻末附表、参照。
- (注28) この方面において遠心式ブロアが使用され  
ていた点については藤田秀雄「種類・構造」  
『熱機関』Vol.1 No.11, 1955年11月, 「過給機  
の特集」, 所収, 参照。藤田は三菱長崎造船所  
技師。後述されるUE機関開発のリーダー。
- (注29) この資料は目次と本文とは孔版印刷, B4版  
袋綴, 本文に多数の青焼き図面・図表が綴込  
み・貼込みの上, 簡易製本されたモノで, 孔  
版印刷の本文のみで82頁を数える。
- (注30) 『相模丸就航状況並機關現状報告』1~10,  
14~19, 21頁, 参照。
- (注31) 同上書, 1, 13頁, 14頁次, 別表4, 参照。  
スエズ運河通過時に採取されたデータについ  
ては後ほど図42をご覧くださいことになる。
- (注32) 『相模丸就航状況並機關現状報告』48~49  
頁, 参照。これは来るべき排気ガスタービン  
過給時代の予兆とも想えるような事蹟であっ  
た。
- (注33) 『相模丸就航状況並機關現状報告』48~49  
頁, 巻末附表, 参照。
- (注34) 『相模丸就航状況並機關現状報告』9頁, 参  
照。
- (注35) 同上書, 9頁。後述されるように, 座談会  
において, シリンダ油供給量に関してMAN  
からは95~98 rpmで110~100 L/日に設定さ  
れていた現行値より幾分, 増量すべき旨, 指  
示されている。
- (注36) クランクシャフト・デフレクションとは各  
スローにおいてクランクピンの反対側で測ら  
れたクランクウェブ内面間距離を意味し, ク  
ランク軸々芯の真直度の目安となる数値であ  
る。その測定のためにはクランク角を5つ定  
め, ピンを夫々に位置させて行った際の内面  
間距離の変動を計測し, 設計寸法からの開き  
を+, すばまりを-で表示する。当然ながら,  
計測された数値が小さいほど, また, 反対(&  
疑似反対)側測定点における値が近接してい  
るほど軸芯の真直度は高いことになる。
- 表中, ピン位置のTは上死点, Sは掃気側,  
Pは噴射ポンプ側の謂いらしく, Bs, Bpは計  
測時, 連桿を避ける必要上, 下死点からS, P  
方向に30°離れた処を意味しているようであ  
る。船用主機の場合, 載貨状態によって船体  
は歪み, それが主機とそのクランク軸にも及  
ぶ。F, Aは計測時点における載貨状態を示  
す前後喫水。
- なお, クランクシャフト・デフレクション  
の意味, 視覚的解説についても前掲拙稿「戦  
時日本の中速・大形高速ディーゼル」, 参照。
- (注37) 主機関係のトラブルについては『相模丸就  
航状況並機關現状報告』21~50頁にまとめら  
れているが, 関連記述は処々に分散している  
ため, 飛び地的記述箇所については別途, 明  
示する。
- (注38) bright steel云々は冷間引抜き棒鋼を材料  
とする, の謂いであろう。
- (注39) Main Air Reservoirは30 kg/cm<sup>2</sup>, 12 m<sup>3</sup> ×  
2。横浜造船所製は溶接組立品, 長崎造船所製  
はリベット組立品。『相模丸就航状況並機關現  
状報告』巻末附表, 参照。
- (注40) 同上書, 8~9頁, 参照。
- (注41) 同上書, 9頁, 参照。
- (注42) 『相模丸就航状況並機關現状報告』10~15,  
32~43頁, 参照。
- (注43) 『相模丸就航状況並機關現状報告』10頁を  
も参照。
- (注44) 私事に属する記憶ながら, 大阪鐵工所(→  
日立造船)から戦後, 大阪機工へと転じた筆  
者の父, 検査工, 山岡芳夫より大阪機工が川  
崎重工業の下請としてやった「直径1 mを超え  
る掃除ポンプのシリンダ」, つまり川崎MAN  
KZ型大形低速ディーゼルの掃気ポンプ・シリ  
ンダ中ぐり, 仕上(研削, ホーニング?)後  
の円筒度検査について, “基準線にするために  
20 kg位の鉄の錘を長いピアノ線で吊り下げ,  
電氣的接触による測定で, <sup>3</sup>/<sub>1000</sub> mmの精度保  
証を要求される難作業だった”との思い出を  
聞いた覚えがある。無論, 本文記述に直接係  
わる組立精度については下請会社一検査工の  
感知し得ぬ処であった。
- (注45) この給気冷却器のair sideにおいても掃気  
ポンプからのドレイン油停留が悩みの種で  
あった。同上書, 80頁, 参照。
- (注46) 此処は単純に, 鋭角部がオイル・スクレー  
パとして作用し, 潤滑油の巻込みを阻害して  
いたと理解しておけば足る処であろう。
- (注47) 本件については「大型ディーゼル機関メー  
カーM.A.Nの過給対策の現状」『エンジン』  
Vol. 2 No. 1, 1956年1月, に拠る。なお, 動  
圧・並列方式が当初, 商品化された時点にお  
いてピストン下部掃気ポンプは負荷状況に応  
じて全数ないし一部が使用されていた。この  
点については磯貝「大型ディーゼル機関」表  
3・3(巻末折込), 参照。
- (注48) 遺憾ながら, 中・大形船用ディーゼル機関  
界においては圧縮比の値すら公表されぬこと  
がシキタリとなっているが, 実際の値とかく  
する理由は2サイクル低速機関の実圧縮比に

ついても似たり寄ったりであろう。

- (注49) 動圧過給時代の「フルターボ」2サイクル大形低速ディーゼル機関の操縦性については八島信雄「船用2サイクル, ターボチャージディーゼル機関の操縦性能」『エンジンと産業機械』Vol. 4 No. 2, 1958年2月, 参照。八島は三井造船玉野造船所技師。
- (注50) 静圧過給実験用K7 Z型7気筒機関には過給機が2個, 取付けられた。動圧過給実験用K8 Z型8気筒機関には3個, 与えられていたかと思われるが, こちらについての明言は見当たらない。
- (注51) 吸入空気の流れ損失を生ぜしめぬよう, 動翼の導入部は吸入空気の相対速度のベクトルと沿わせられねばならない。このため, 翼車中心に近い部位は回転方向に向かって湾曲せしめられるが, その工作が面倒である場合, 小さな前翼車(導流翼車)を吸込み口, 即ち本来の翼車の前に置くこともあった。ベーン型ディフューザは単純なスクロールや平行壁型のそれに比して最大効率に優る反面, 最大に近い効率を発揮し得るレンジは一般に狭い。Hugh MacInnes/ 桜井一郎訳『ターボチャージャの理論と実際』鉄道日本社, 1981年, 12~14頁, 参照。
- (注52) 津田通夫「川崎-M.A.N. 排気ターボ過給機」, 磯貝誠「過給機展望」, 何れも『熱機関』Vol. 1 No. 11, 1955年11月, 津田「川崎MAN大型機関の過給方式の性向とその将来」, 参照。
- (注53) 磯貝「過給機展望」, 参照。
- (注54) 八田・浅沼編『内燃機関ハンドブック』582頁, 図5・1・5も本図と類似である。
- (注55) 八田桂三・浅沼 強編『内燃機関ハンドブック』朝倉書店, 1960年, 582~583頁, 586頁, 図5・1・15~図5・1・17, 参照。川崎の例については津田通夫「川崎MAN大型機関の過給方式の性向とその将来」『エンジンと産業機械』Vol. 4 No. 4, 1958年4月, Zinner「高出力M・A・N 2サイクル機関KZ系列の開発」『内燃機関』Vol. 4 No. 37, 1965年7月, 参照。ZinnerはMANのディーゼル機関開発部長。
- (注56) 村田正之・片岡敏道「船用ディーゼル機関の技術に関する進歩の年表」『日本船用機関学会誌』第14巻第2号, 参照。なお, 磯貝「大型ディーゼル機関」表3・3(巻末折込)にはSulzer排気ガスタービン過給機付き大形2サイクル・ディーゼル機関がRSD76/155型として紹介されている。播磨造船所設計部「製品

解説 世界最大のズルツァー過給機関と将来のズルツァー機関」『エンジンと産業機械』Vol.4 No.2, 1958年2月, は日東商船“宝栄丸”33,354載貨重量トン主機, 13,000 BHP/119 rpmの播磨Sulzer 10 RSAD76 (10-7601550 mm) についての報告であると共に, RD90型開発計画についてのアナウンスとなっている。

- (注57) 中谷前掲『船用ディーゼル機関の解説』37, 49頁, 山下「大型ディーゼル機関について(1)」『熱機関』Vol.1 No.1, 1955年1月, 「同(2)」, その数年後におけるB&W動圧過給機関における840×1,800 mmへの拡大発展については同「B&W D.E. - 84 VTBF 180型機関」『エンジンと産業機械』Vol.4 No.4, 1958年4月, 参照。
- (注58) 『熱機関』Vol. 1 No. 10, 1955年10月の“新製品とニュース”「横浜M.A.N. K3 Z排気タービン過給ディーゼル機関」, 磯貝「過給機展望」, 日本造船学会『昭和造船史』第1巻, 原書房, 1977年, 136頁, 参照。
- (注59) 磯貝「わが国における船用ディーゼル機関の発達について」『日本船用機関学会誌』第3巻第7号, 1968年, より。
- (注60) MS型は三菱神戸造船所にて潜水艦用に導入されたVickers 4サイクル無気噴射ディーゼルと係わった清水菊平技師が'27年に長崎に転じて以降, 実大シリンダ模型による基礎的な掃気解析実験等を重ねた末に開発された。この件については内燃機関編集部「MSディーゼル機関に就て」の他, 中谷『船用ディーゼル機関の解説』1~7頁, Vickers式及びMS型の噴射系については前掲拙稿「戦時日本の中速・大形高速ディーゼル」, 参照。
- (注61) 最初期のUEC機関については中谷『船用ディーゼル機関の解説』16~18頁(「UC」と誤記), “製品紹介”「三菱9 UEC75/150型ディーゼル機関」『熱機関』Vol.1 No.1, 1955年1月, 山下「大型ディーゼル機関について(2)」, 藤田秀雄「船用大馬力ディーゼル機関発達の動向とUEC型三菱長崎ディーゼル機関」『熱機関』Vol. 1 No. 6, 1955年6月, 参照。
- (注62) 首藤治久・恒屋礼二郎・平山義則・宮野弥明「三菱UEC45/115 H形ディーゼル機関」『内燃機関』Vol.20 No.245, 1981年1月, 参照。
- (注63) cf., *Deutsche Verbrennungsmotoren*. 3. Auflage, 1953, S.B-66.
- (注64) 以上3型式については, cf., *ditto*, 5. Auflage, 1958, S. 243. 84/160についてはK., Zinner「高出力M・A・N 2サイクル機関KZ系列の開発」図-1, (動圧・並列) 参照。

- (注65) 排気孔管制“有”の図は八田・浅沼『内燃機関ハンドブック』582頁，図5・1・4 ( $S/D$ 比読取り)。スペック紹介については日本船用機関学会『船用機関計画便覧』コロナ社，1969年，292頁，表1-27，参照。MANは戦前期， $9\text{-}860 \times 1,500\text{ mm}$ ， $15,000\text{ HP}/95\text{ rpm}$ の複動機関を建造しており， $D = 860\text{ mm}$ はそこへの回帰でもあった。「大型高出力船用ディーゼル機関の発展」『エンジンと産業機械』Vol. 4 No. 4，1958年4月，第2表，参照。
- (注66) 長尾『第3次改訂 内燃機関講義』上巻，399頁，図6-112，459頁，表6-18，461頁，図6-192，「世界最大のディーゼル機関MAN K12 Z 93/170-30,000 BHP/ディーゼル発電所/ゲント市-」『内燃機関』Vol. 8 No. 80，1969年1月，“今月の海外技術”，参照。当該発電機関の排気はラumont・ボイラの熱源となった後，臭気を市街地に及ぼさぬよう高さ100mの煙突によって拡散された。
- (注67) H. スコベール/三村道夫訳「MAN超大型機関KZ 105/180の設計」『内燃機関』Vol. 7 No. 67，1968年1月，K. ツィンナー/三村道夫訳「MAN超大型機関KZ 105/180の試験計測結果」同，Vol. 7 No. 78，1968年11月，参照。
- (注68) 『船用機関計画便覧』292頁，表1-27，参照。
- (注69) 明石源一郎・清水 滉・三木好信・吉田幸輔「川崎MAN KSZ 105/180形ディーゼル機関」『内燃機関』Vol. 11 No. 118，1972年1月，参照。
- (注70) Zinner「高出力M・A・N2サイクル機関KZ系列の開発」，より。
- (注71) 同上。
- (注72) 古浜庄一他編『エンジンの事典』朝倉書店，1994年，175頁に「静圧過給方式が採用されるに至り，掃気を非対称とするための排気管制弁は採用されなくなり……」とあるのは“高い安定した過給圧の下では小細工不要”の謂いらしいが，歴史的に観ればMANの排気孔管制弁と掃気・過給方式との間に決定的な相互規定性が貫徹していたわけではない。
- MANにおけるピストン下部掃気ポンプ廃止と電動ブローへの切替えについては「MANの機関開発状況」『内燃機関』Vol. 14 No. 161，1975年2月，“海外の新技術”，参照。
- (注73) 錐孔を明け倒したボアクーリングなどは未だに実施されてはいなかったということである。
- (注74) ヨリ実体的なスコベールの図-2，図-3よりも解り易いのでこちらを引用した。
- (注75) Zinner「高出力M・A・N2サイクル機関KZ系列の開発」，参照。
- (注76) 「M.A.N.超大型機関の5000 bhp/cyl試験結果」『内燃機関』Vol. 7 No. 78，1968年11月，“今月の海外技術”，参照。
- (注77) 明石・清水・三木・吉田「川崎MAN KSZ 105/180形ディーゼル機関」，清水滉「川崎MAN KSZ105/180形」『内燃機関構造図集』内燃機関Vol. 13 No. 157，1974年10月号臨時増刊，参照。川崎MAN KSZ 105/180形のシリンダカバーについては内側がCrMo 鋼，外側は鋳鉄と記されている。
- (注78)  $151\text{ g/bhp-h}$ は上述の通り  $10,000\text{ kcal/kg}$ の油を焚いた場合の数値である。
- (注79) 本岡隆雄「三菱スルザー 8 RND105形機関の試験結果」『内燃機関』Vol. 7 No. 79，1968年12月，参照。
- (注80) 戦後におけるFIATの事蹟については長尾不二夫「欧米におけるディーゼル機関の動向(2)」『機械の研究』第6巻第3号，1954年3月，参照。Borsigについてはcf., *Deutsche Verbrennungsmotoren*. 3. Aufl., SS. B-10~11, ditto., 5. Aufl., SS. 160~163. Sulzerの掃気孔管制弁については本稿図4，5参照。
- (注81) 八田・浅沼『内燃機関ハンドブック』587頁，図5・1・8はこれを簡略化したもの。
- (注82) 「海外技術特集(Ⅱ)解説 15の問題点“超大型ディーゼル機関”」表-1，『内燃機関』Vol. 6 No. 61，1967年7月，44頁，藤田秀雄「大型ディーゼル機関の発達経過と動向」同誌，Vol. 9 No. 97，1970年6月，参照。前者においては $S = 1,800\text{ mm}$ の計画値が，後者においては $S = 1,900\text{ mm}$ の実績値が表記されている。
- (注83)  $D = 1,200\text{ mm}$ 計画については藤田秀雄「最近の船用大型低速ディーゼル機関の発達動向」同誌，Vol. 13 No. 155，1974年9月，参照。
- (注84) 前掲「MANの機関開発状況」，参照。
- (注85) 以上，12 UEC85 LS II型の性能については『国産エンジンデータブック'92/'93』山海堂，1992年，298頁，参照。なお，船用機関の燃費を云々する際には本稿注8をも念頭に置いて頂きたい。
- (注86) UE機関発達史との角度から2サイクル・ユニフロー式船用大型低速機関技術の進化を体系化した文献に表原功・恒屋礼二郎「三菱UEディーゼル機関開発の歴史と回想」『エンジンテクノロジーレビュー』Vol.1 No.2，2009年6月，がある。
- (注87) 掃気弁付き単流掃気方式については拙稿「掃気弁付き2サイクル単流掃気機関につい

て」(→IRDB), 参照。

- (注 88) 前掲拙稿「戦時日本の中速・大形高速ディーゼル」, 参照。内燃機関に係わる戦時技術で戦後世界に直接, かつ長期に亘って役立ったのは伊藤正男氏による陸軍統制発動機ぐらいである。MANの回転摺動式排気管制弁の戦時～戦後史については既述の通りである。

一見, 役立ったかに観える作品は戦時開発の成果などではなく, 両大戦間期に起源を有するモノがほとんどである。この点については微力ながら『日本のディーゼル自動車』(日本経済評論社, 1988年)以来, 様々な論考を通じて繰返し明らかにして来たところであるが, GMの2サイクル高速ディーゼル71系についてはグレイマリンとの絡みで別稿を用意している。

- (注 89) 前掲拙著『船用蒸気タービン百年の航跡』序章, 第7章, 参照。
- (注 90) 拙著『ディーゼル技術史の曲り角』信山社, 1993年, 第4章, 参照。
- (注 91) ライセンサー2社との関係を保つ日立造船の業態は珍しく, 少なくとも日本では唯一である。
- (注 92) 当該排熱回収システムについては市来芳弘・白石啓一・金星隆之・小野嘉久「船用ディーゼル主機関の超省エネ排熱回収装置の実用化」『三菱重工技報』Vol. 49 No. 1, 2012年, 江頭伸一郎・松尾隆宏・市来芳弘「船用ディーゼル主機関の排熱回収による推進動力・船内動力ハイブリッドシステム」同誌, Vol. 50 No. 3, 2013年, 参照。
- (注 93) 温暖化説, 気候変動論の欺瞞性については拙稿「エンジンと工作機械との物語——安価な石油発見前後から一元支配成就直前までの生産技術史——」(→IRDB)の“むすびにかえて”においても言及しておいた。
- (注 94) ヴェルサイユ条約が骨抜きにされ, 第二次世界大戦への準備が'20年代初めからドイツにおいて着々と進められて行った経過の一端については拙稿「三菱航空発動機技術史—ルノー, イスパノから三連星まで—訂正補足版 [I] 三菱内燃機・三菱航空機のV及びW型ガソリン航空発動機」(Junkers発動機の項), 「川崎BMW VI型航空発動機について」(いずれも→IRDB), 参照。
- (注 95) ガス・ディーゼル機関の歴史について簡単には前掲拙著『ディーゼル技術史の曲り角』75頁, 注17と対応本文を, 自動車用代燃機関としてのその取組みについては拙稿「本邦自動

車用代用燃料技術史の基本構造～戦時バイオマス燃料狂想曲の顛末～」第4章を, 現在に直結する三井B & W ガスインジェクション・ディーゼル機関の開発については三宅幹彦・琵琶忠志「ガスインジェクションディーゼル機関における最近の開発」『内燃機関』Vol. 26 No. 336, 1987年10月(執筆者は三井造船 玉野機械工場次長, 同設計部技師), をそれぞれご参照頂きたい。

- (注 96) “新型コロナ・パンデミック”の欺瞞性を知るためには万人が井上正康大阪市立大学名誉教授の御高著『本当はこわくない新型コロナウィルス: 最新科学情報から解明する「日本コロナ」の真実』方丈社, 2020年12月, 『コロナワクチン幻想を切る: 3日寝てれば治るのに!』ヒカルランド, 2021年4月, 『新型コロナが本当にこわくなる本: 医学・政治・経済の見地から“コロナ騒動”を総括する』方丈社, 2021年5月, 『コロナとワクチンの全貌』小学館新書, 2021年10月, 『新型コロナ騒動の正しい終わらせ方』方丈社, 2021年12月, 『マスクを捨てよ、町へ出よう』方丈社, 2022年8月, ならびに先生の真摯なる御講演, 動画による御発信に向き合わねばならない。
- (注 97) 内海聡『心の絶対法則』ユサプル, 2020年, Greg Hallett and the Spymaster/堂蘭ユウコ訳『ヒトラーは英国スパイだった! (上下)』ヒカルランド, 2021(原著'05)年, 浅村正樹『バカのための思考法』クロスメディア・パブリッシング, 2021年, 参照。

(さかがみ・しげき 大阪市立大学)