

■ 要旨

船舶は、これまで長期にわたり、効率的に大量に物を運ぶ手段として人間の社会生活に貢献してきた。船舶の推進力としては、古い時代の櫂による人力、帆船時代の風力など初期には人や自然の力を利用してきた。その後時代が進むにつれて、蒸気利用の時代が長く続いた。1897（明治30）年にルドルフ・ディーゼル博士によりディーゼル機関初号機が完成され、1900年代に入りディーゼル機関が実用の時代になると、船舶用の推進機関にも使用され始めた。しかしながら、当時の主流舶用推進プラントは、まだまだ蒸気往復動機関や蒸気タービン機関で、本格的にディーゼル機関が船舶用の原動機として使用され始めたのは、第二次世界大戦後である。

特に、1973（昭和48）年と1978（昭和53）年の二度にわたる石油危機をきっかけに、蒸気タービン機関と比較して圧倒的に燃料消費率が優れているディーゼル機関の採用が本格的に進んだ。一時期、船の長い寿命を考慮して、すでに蒸気タービンプラントを有する船齢の若い船舶を、ディーゼル機関に換装するケースもかなりの数に上った。

船舶に使用されるディーゼル機関の大きな特徴は、多くの場合、石油精製過程でガソリンなどの軽質油を採った後の、いわゆる残渣油を燃料油として使用していることである。この種の燃料は、安価でしかも世界的にどの港でも入手可能であると言う、船舶の燃料として必要な条件を満たしていた。残渣燃料油を使用するためには、燃焼の絶対時間が長く、かつ、燃焼室とクランク室が分離されている低速クロスヘッド機関が有利であり、現在に至るまで外航船の凡そ80%程度は2サイクル低速クロスヘッド機関が使用されて来ている。しかしながら、現在は、高硫黄燃料の使用、熱効率は優れているがその弊害として非常に高いNOx排出率などの点で、環境問題という大きな試練に直面している。今後克服しなければならない課題である。

わが国においては、第二次世界大戦後、造船業がいち早く復興し、現在に至るまで世界市場の30~50%を占めて来ている。これらの国内造船市場がディーゼル機関のベースロードとなって、ディーゼル機関の発展を支えてきた。国内のディーゼル機関メーカーは、1920年代後半（大正~昭和）にはいち早く世界の有力なライセンスである、MAN、Sulzer、B&Wの各社と技術提携し、ライセンス生産を開始し現在に至っている。一方、三菱重工業は、戦前から独自に開発したMS機関を生産していたが、戦後間もない1955（昭和30）年に、オリジナル設計の三菱UE機関を開発し、世に出した。

本調査では、対象を、“舶用大形2サイクル低速ディーゼル機関”に絞り、かつ時期的には、技術的に大きな進展を見せた、戦後の時代に絞りその技術の発展を系統的に調査した。

発展の過程を大きく次の4つの時代に分類しその時々々の主要な技術を記述している。

- 1 黎明期（1897~1945年：明治30~昭和20年）
- 2 出力向上の時代（1945~1975年：昭和20~昭和50年）
- 3 熱効率向上の時代（1975~1985年：昭和50~昭和60年）
- 4 信頼性向上と出力範囲拡大の時代（1985~1995年：昭和60~平成7年）
- 5 環境対応の時代（1995年~現在まで：平成7年~現在まで）

調査は、わが国のオリジナル設計である三菱UE機関を軸に進めるが、ライセンスとして、従来のライセンスの枠を超え、その発展に大きな役割を果たしてきた国内ライセンス各社の技術的貢献も調査した。

巻末付録1に、船舶の推進機関の主要変遷と熱効率（燃料消費率）の改善経過をディーゼル機関発展の時代区分図として示した。さらに付録2に、具体的な適用技術、開発機種の変遷、成果に対しては、きっかけとなった主要な社会的動きと共にディーゼル機関主要技術系統図として示した。

■ Abstract

Ships have contributed to our social activity for many years as the most effective mass transportation system. In ancient days, the man powered paddles and the wind powered sails were used as prime movers for ship propulsion. After this age, the steam reciprocating engines and the steam turbines were widely used as ship propulsion engines for many years.

In 1897 Dr. Rudolf Diesel invented the idea of the diesel engine and after this age the diesel engine gradually came to the one option for ship propulsion engines. But until the age of roughly 1950, the diesel engines were not the major player of this field.

In 1973 and 1978, we experienced the serious oil crises twice. This events forced ship-owners to consider more fuel efficient ship propulsion engines and recognized the superiority of the diesel engines. Some ship-owners, who have recently delivered rather new ships, even replaced existing steam turbine to diesel engines considering future fuel cost.

One of the most important points for the marine diesel engines is to use what we call residual fuel oil which is the bottom products of oil refinery. These fuels fulfill the most important conditions for marine fuel, availability in the worldwide bases and the lower price level. To use such fuel, the slow speed crosshead type diesel engines are favorable because of the following two reasons. One is that the slow speed engines have enough time for combustion and the other is that the crosshead engines have separated combustion chamber from the crank room. Up to now, about 80% of ocean going vessels apply the slow-speed crosshead type engines for their propulsion engines. However, these engines are now facing serious harmful emission problems such as use of high sulphur fuel and high NOx emission which has trade-off relation with better fuel consumption. The diesel engine should clear these matters to survive in the future.

In Japan, the shipbuilding industry has recovered soon after the Second World War. Up to now, Japanese shipbuilding industry keeps the world market share of 30% to 50%. This steady demand to the marine propulsion engines makes the driving force to the engine industries of Japan.

The most of the engine manufacturers contracted the license agreement between major European designs, such as MAN, Sulzer and B&W and start manufacturing these engines under license agreement. Mitsubishi had the original marine diesel engine design named MS engine from the early 1930. Under this back ground, after the Second World War only Mitsubishi in Japan developed the original 2 stroke slow-speed crosshead UE engines in 1954 and entered to this market again.

This report mainly concentrated the research on the 2 stroke slow-speed marine diesel engines and on the technical development after the Second World War which made significant progress and improvements. The whole period was divided into following five major time period.

- 1 The dawning of diesel engine (1897~1945)
- 2 The age of increasing engine power (1945~1975)
- 3 The age of thermal efficiency (1975~1985)
- 4 The age of reliability and expanding power range (1985~1995)
- 5 The age of environment (1995~)

The description was made mainly along with the Japanese original engine technologies, but at the same time report about the major activity made by Japanese licensees who made the great support to the licensors.

■ Profile

田山 経二郎

Keijiro Tayama

国立科学博物館産業技術史資料情報センター主任調査員

昭和38年3月 東北大学工学部精密工学科卒業

昭和38年4月 三菱造船株式会社（現三菱重工）入社
長崎造船所 ディーゼル部配属

以後、主として大型船用機関の設計・研究開発・企画・アフターサービス業務に従事、ロンドン駐在員、本社ディーゼル部次長、神戸造船所主管を歴任

平成6年10月 同社退職、以後MHIディーゼルサービス社勤務を経て日本内燃機関連合会

平成8年3月 長崎大学より工学博士の学位を授与される

現在 国立科学博物館産業技術史資料情報センター主任調査員
日本内燃機関連合会常務理事

会員他 日本マリンエンジニアリング学会会員

CIMAC（国際燃焼機関会議）評議員

■ Contents

| | |
|------------------------|-----|
| 1.はじめに..... | 185 |
| 2.市場の動向と技術開発全体の流れ..... | 186 |
| 3.開発された主要技術の変遷..... | 187 |
| 4.進歩を支えた主要部品と周辺技術..... | 215 |
| 5.運転実績からの教訓..... | 228 |
| 6.考察と提言..... | 233 |
| 謝辞..... | 234 |
| 付録..... | 236 |

1 | はじめに

本調査は船用大形2サイクル低速機関を対象とした。船用機関は、戦後早くから、国内基幹産業として発展してきた造船業を支える重要な産業として発展してきた。

最初に、第2章で、ディーゼル機関の進歩の加速要因となった市場の背景と技術開発全体の流れを概観した。また、日本における船用機関製造の特色である自己開発機関とライセンス機関それぞれの役割についても述べている。

第3章では、ディーゼル機関の発明から現在までの主な技術的發展の変遷を次の5段階に分け記述している。本編の中心となる部分である。

- 1 黎明期（第二次世界大戦まで）
 - 2 出力向上期（石油危機の発生まで）
 - 3 熱効率向上期（石油危機の終息まで）
 - 4 信頼性向上と出力範囲拡大期（環境問題出現まで）
 - 5 環境対応期（IMOでの議論本格化から現在まで）
- 各時期の大きな流れは次の通りである。

1897（明治30）年にディーゼル機関がルドルフ・ディーゼル博士により完成されてから第二次世界大戦が終了するまでの黎明期のほぼ40年間は、ディーゼル機関にとってそれまでの船用推進機関の主流となっていた蒸気機関同様、推進機関としてなんとか市場に認知しても貫おうと努力した時代である。ディーゼル機関技術者の努力の結果、この期間の終わりまでにディーゼル機関は、市場のほぼ50%を得るまでに発展した。

戦後造船が再開されたが、しばらくは戦時中に多量に建造された戦時標準船が主として使用され、本格的な船舶建造が再開されたのは、ようやく経済が復興し始めた1955（昭和30）年頃からである。最初の石油危機が起こる1973（昭和48）年までのおよそ30年間は、タンカーの大型化などがあり、ディーゼル機関の最大出力を向上し、その守備範囲を広げる努力がなされた。この期間の最も重要な技術としては、燃焼に必要な空気量を確保するための排ガス過給機の採用が上げられる。

1973（昭和48）年と1978（昭和53）年に起こった石油危機は、ディーゼル機関業界に大きなインパクトを与えた。船主経済を直接左右する燃料油の大幅な価格上昇を受け、船舶、中でも主推進機関の熱効率向上の要求は非常に大きいものがあり、エンジンメーカー各社は全力を挙げてあらゆる種類の可能性を追求し、実現に努めた。技術的には最も活発に発展した時代と言

える。この期間は、燃料油価格がほぼ安定する1985（昭和60）年頃まで約10年間続いた。この期間の重要な開発技術としては、静圧過給方式、掃気効率の改善、ロングストローク化、筒内最高圧力の上昇、燃料噴射系統の改善などが挙げられる。この時代の終わりには、機関の単体熱効率は50%に達し、燃料消費率の良い船用推進機関の市場占有率は、小型船に多く採用されている中速4サイクルディーゼル機関も含めると、LNG船など特別なケースを除きほとんど100%近くに達している。

燃料油価格の安定とともに、ほぼ限界に達した熱効率向上の要求は収束した。一方、この期間に採用された一部の未熟な技術に対するユーザーからの保守上の不満もあり、一転して市場のニーズは機関の信頼性向上となってきた。加えて乗組員数の減少もあり、船内保守作業の軽減が求められ、排気弁の補修間隔、ピストン抜き間隔の大幅延長などが図られた。この期間、ディーゼル機関は、小出力側では小型クロスヘッド機関の開発、大出力側では、コンテナ船の高速・大型化に伴う、大出力機関の開発が進められた。

IMO（国際海事機関）での、船舶からの有害エミッション規制の形が見え出した1995（平成7）年頃から、市場のニーズは機関の環境対応能力となってきた。しかしながら、1997（平成9）年に締約国会議で採択された海洋汚染防止条約付属書VIが発効したのはようやく2005（平成17）年5月であり、本格的規制と今後予想されるより厳しい新しい規制への対応は、むしろこれからの課題と言える。

第4章では、これらの発展・進歩を支えた主要部品と周辺技術の変遷を、クランク軸、過給機、燃焼技術、シミュレーション技術、実験機関に絞り記述している。

第5章では、開発の過程で経験された事故の教訓についても述べている。

第6章では、これらの調査に基づいた考察を記述している。現在、環境規制に加え、石油燃料油価格は再び上昇傾向にあり、主として残渣油使用を前提として発展してきた2サイクル低速機関が、燃料のクリーン化が進めば、これまでのように市場を独占し続けられるかは予測がつかない不透明な時代に入っている。

2 市場の動向と技術開発全体の流れ

2.1 エンジン業界を支えた日本造船業

船用機関製造業にとって、その主要な納入先である造船市場が国内に存在することが望ましい事である。世界的に見て近代造船業は英国を中心とする欧州に始まり、第二次世界大戦後は、図2.1に示すように、次第に日本に移ってきた。日本は、常に世界造船市場の30～50%を獲得してきた。すなわち、強力な日本の造船業が日本のエンジン市場に安定したベースロードを提供してきたと言える。

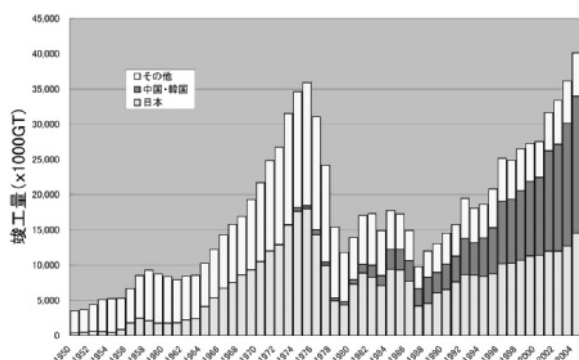


図2.1 世界の造船市場の変遷
日本船用工業会資料により新作成

現在、造船市場は石油危機後の造船不況を脱出して着実に伸びている。ただし、伸びのかなりの部分は中国・韓国の市場に向かっている。

船用機関市場も同様な傾向であるが、中国・韓国の伸びが際立っている。この理由は、大型コンテナ船のように大出力機関を搭載する船舶が中国・韓国で多く建造していることによる（図2.2参照）。

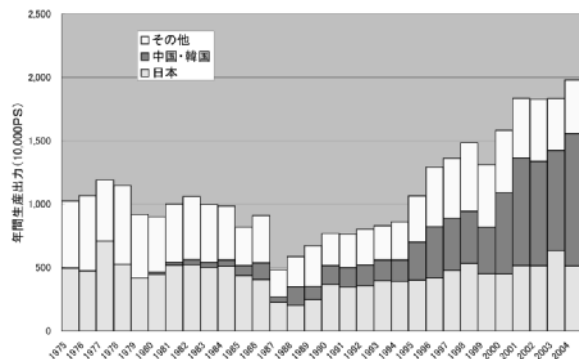


図2.2 世界の船用機関市場の変遷
日本船用工業会資料により新作成

2.2 ライセンス機関と日本のライセンス各社の貢献

日本の船用機関製造の歴史は、古く1910年代のライ

センス契約から始まった。まず川崎造船（現川崎重工業、以下川崎と略す）が1911（明治44）年にMAN社（ドイツ）と、続いて三菱重工業（以下三菱と略す）が1925（大正14）年にSulzer社（スイス）と、続いて翌年には三井造船（以下三井と略す）がB&W社（デンマーク）と、やや遅れて1929（昭和4）年に横浜ドック（現三菱）がMAN社（ドイツ）とそれぞれライセンス契約を締結し日本における船用機関の生産を開始した。

第二次世界大戦後、1948（昭和23）年に日本の造船業が復活すると、これに合わせて、三菱は1949（昭和24）年Sulzer社と、川崎は1951（昭和26）年MAN社とそれぞれライセンス契約の更改を行い、生産を再開した。日本の各社は、的確な市場情報の提供、就航機関に対するアフターサービス業務、効率的な生産技術の開発などのほかに数多くの世界初号機の生産、部分的な共同設計作業などを通じてライセンサーの開発に貢献してきた。

国産技術によるオリジナル機関としては、三菱が戦前はMS機関、戦後はUE機関を開発し市場に提供してきたが、同機関の世界のマーケットシェアは出力ベースでは常時10%弱にとどまっている。

2.3 市場ニーズの変遷と機関の対応

これまで船用機関の開発は、市場のニーズに敏感に反応して開発を続けてきている。船舶の大型化、高速化、乗組員数の削減、運航経費などの市場ニーズは、機関出力増大、燃料消費率向上、信頼性向上などに対する要求として、常に設計者にとって重要な開発分野であった。

市場のニーズに特に影響を与えた大きな社会的要因としては、1964（昭和39）年に発生したスエズ動乱：タンカーの大型化傾向、1973（昭和48）年と1978（昭和53）年の二度にわたる石油危機：燃料消費率低減への強い要求、1997（平成9）年のIMOにおける海洋汚染防止条約付属書VIの採択：環境問題への取組強化などが挙げられる。

これらのニーズに対して、機関設計者は、排ガス過給機の採用、静圧過給方式への変更、掃気効率の改善、燃焼改善、低質油燃焼に対する様々な工夫、低NOx燃焼技術の開発などを重ねてきた。

第3章以下に、これらの技術がどのように開発されて採用されてきたかの詳細を述べる。

3 | 開発された主要技術の変遷

3.1 ディーゼル機関の出現

3-1-1 ディーゼル機関以前の船用推進機関

船舶の推進機関としては、人力、風力に代わって蒸気がまず使われた。蒸気による往復動機関を使用した最初の船舶は、1807（文化4）年に米国のロバート・フルトン（Robert Fulton, 1765-1815）が河川航行の客船（外輪船）として建造した「クラームント」号が最初と言われている。1819（文政2）年には、米国の「サバンナ」号（蒸気帆船）が一部汽走により初めて大西洋を横断するレベルにまで達した。更に時代が進んで、最初の蒸気タービン船は、1897（明治30）年に英国ポーツマスで行われた観艦式において34.5ノットの高速で走り観衆をびっくりさせたチャールス・パーソンズ（Sir Charles A. Parsons, 1854-1931）の「ターピニア」号であった。本船は今でも英国のニューカッスの博物館に保存展示されている。

日本での最初の本格的蒸気機関は、1883（明治16）年に長崎工作局が「小菅丸」用に作った643馬力の二段膨張式蒸気機関である。

3-1-2 ディーゼル機関の出現⁽¹⁾

ルドルフ・ディーゼル博士（Dr. Rudolf C.K. Diesel, 1858-1913）が圧縮点火機関の特許「汽機及び従来の内燃機関に代わる合理的内燃機関の理論と機構」を取ったのが1893（明治26）年で、1897（明治30）年にはマン（MAN）社アウグスブルグ工場で実用機が完成された。一方、2サイクル・ディーゼルの先駆は、1903（明治36）年に、デスランド・デュフォー（Desland Dufour）が取得した英国特許第17362号であると言われている。

3-1-3 船舶用推進機関としてのディーゼル機関の登場⁽²⁾ ＜初期のディーゼル機関とディーゼル船＞

1898（明治31）年にディーゼル機関の製造権を得たビー・アンド・ダブリュ（B&W）社は、船舶用推進機関としては不可欠な逆転機構の開発に努め、1912（大正元）年世界初の本格的な外洋航行ディーゼル船「セラandia」号（4,950GT、最大船速12ノット、6シリンダ単動4サイクル 口径530mm、行程730mm空気噴射式912kW×145min⁻¹ 2基）を就航させた。本機関の燃料消費量は、蒸気機関の25～30%であったと言

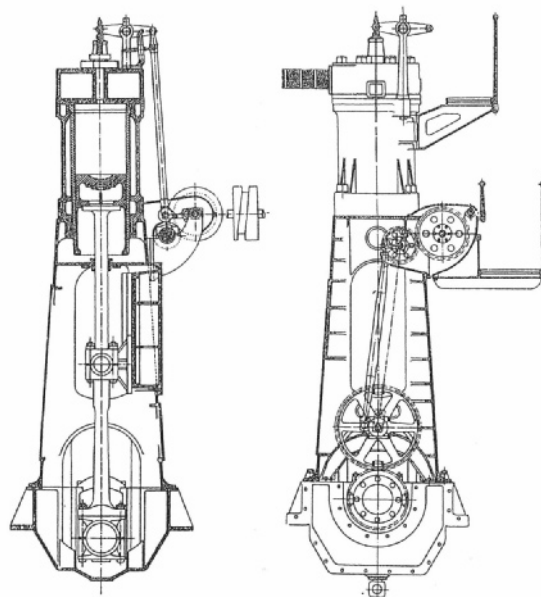


図3.1 セラandia号主機関
鈴木孝 20世紀のエンジン史より

われている。同船に搭載されたディーゼル機関の断面図を図3.1に示した。

同年Parsons社（英国）に蒸気タービン技術習得のため出張中であつた三菱の技師が「セラandia」号を見学して以来、三菱はディーゼル機関に深い関心をもち調査研究を開始した。また、本船がロンドンに寄港した時に、当時英国の海軍大臣であつたウィンストン・チャーチル（Sir Winston L. S. Churchill, 1874-1965）は、関係者を引き連れて見学し軍艦への適用を検討したと言われている。有名な豪華客船「タイタニック」号が氷山と衝突して沈没したのも1912（明治45）年のことである。本船は3軸のプロペラを蒸気タービンで駆動していた。

一方、日本では、1924年三菱神戸造船所はわが国初のディーゼル貨客船「音戸丸」（688GT、440kW×150min⁻¹、速力12.4ノット）（同型船「早瀬丸」「三原丸」）を竣工した。主機はビッカーズ社製6シリンダ単動4サイクル無気噴射式の輸入機関であつた。

同年三井物産造船部は、わが国初の外航ディーゼル貨物船「赤城山丸」（4,634GT、速力12.2ノット）を完成した（図3.2）。本船には、B&W社から輸入した単動4サイクル無気噴射式クロスヘッド機関が搭載された（B&W製単動4サイクル無気噴射式674TF機関 1,180kW×115min⁻¹）。

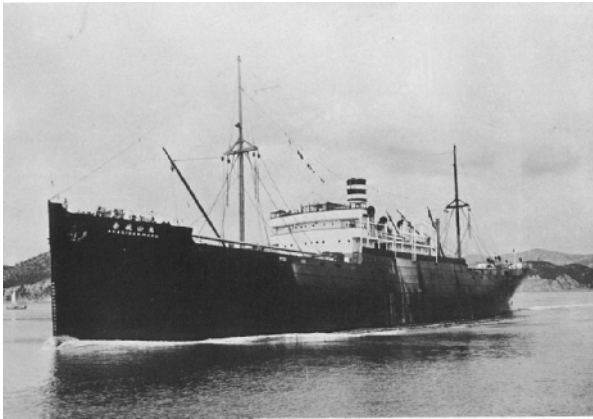


図3.2 わが国初の外航ディーゼル船「赤城山丸」⁽¹⁷⁾

本船と往復動蒸気機関搭載の姉妹船「秋葉山丸」と運航実績を比較検討した結果、燃料費、修繕費、人件費が減少するのみでなく、速力、載貨容量・重量とも増大し、その経済性に優れていることが立証された。これはわが国の海運界に外洋航行大形ディーゼル船建造の気運を大きく醸成することになり、船用主機が往復動蒸気機関からディーゼル機関に転換するきっかけとなった。

この結果、1925（大正14）年から1929（昭和4）年にかけて日本の各社は相次いで欧州の有力ディーゼル機関メーカーとの間で技術提携を締結あるいは更改した。

3.2 ディーゼル機関の分類と構造

3-2-1 内燃機関の分類

内燃機関は、以下のカテゴリーに分類される。

- *ガスタービン機関
- *往復動機関（または、ピストンエンジンとも言う）
 - 2サイクル機関
 - 4サイクル機関

注：英語では、“2 or 4 stroke cycle engine”で、2または4ストローク機関とも呼ばれる。

このほかに、往復動内燃機関は、燃料の着火方式により以下に分類される。

- *外部点火機関（焼玉や火花点火）
 - ：主としてガソリンを燃料とする。
- *自己点火機関（圧縮着火）
 - ：主として軽油や重油を燃料とする。

また、機関の回転数により以下の分類を用いることもある。

- *低速機関：おおよそ 300min^{-1} 以下の機関
- *中速機関：おおよそ $300\sim 1,000\text{min}^{-1}$ の機関
- *高速機関：おおよそ $1,000\text{min}^{-1}$ 以上の機関

現在船舶の機関としては、外航大型船舶の場合、約80%には低速2ストローク機関が採用されている。ただし、電気推進船などでは高速機関が、フェリーなどでは中速機関が多く使用されている。日本の内航船舶の場合には、日本独特の4サイクル低速機関が多く使用されている。

3-2-2 2サイクル機関と4サイクル機関

4サイクル機関では、吸入・圧縮・爆発（膨張）・排気の4つの仕事を、それぞれ独立した行程で行っている（図3.3）。ピストンを押しクランク軸を廻す仕事をするのは、機関が2回転する間に1行程だけである。残りの3行程は、燃焼のための準備と排気ガスを排出する言わば後始末の役割をしている。

4サイクル機関の特徴は、相対的に機関の構造が複雑で、機関の大きさが大きくなりがちであるが、吸気、排気が確実に行われ、安定した燃焼が得られる。また、燃焼室は2回に1回は休むので、ピストンリングの潤滑や機関高温部の冷却などで設計が楽になる。現在中速機関、高速機関に採用されている例が多い。

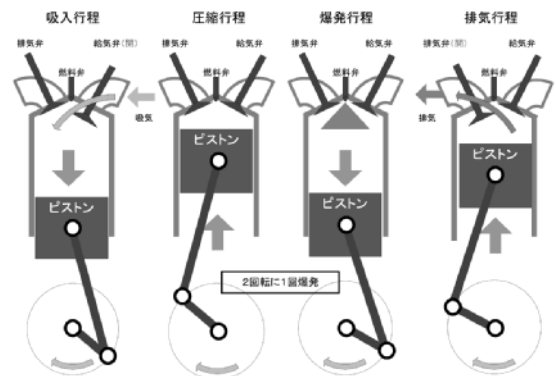


図3.3 4サイクル機関作動原理図

一方、2サイクル機関では、吸入・圧縮・爆発（膨張）・排気の4つの仕事を、機関が1回転する間に行っている（図3.4）。

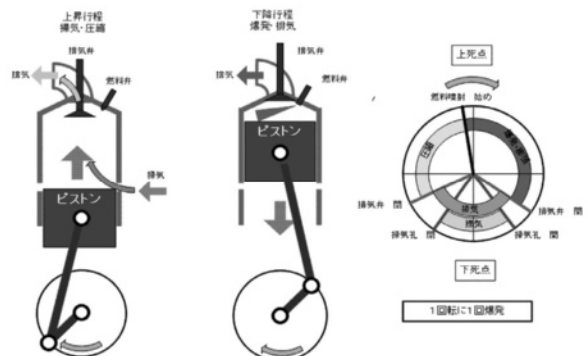


図3.4 2サイクル機関作動原理図

すなわち、ピストンの上昇行程では、おおよそ初期が吸気、後期が圧縮を行い、ピストンの下降工程では、爆発（膨張）と後期には排気仕事を続けて行っている。ピストンを押しクランク軸を廻す仕事をするのは、4サイクル機関では機関が2回転する間に1回だけであるのに対して、2サイクル機関では毎回となる。

2サイクル機関の特徴は、機関の構造はコンパクトで単純になるが、一方で、排気ガスと掃気の高ス交換、燃焼室の潤滑や冷却の難しさが発生してくる。

現在の船用低速機関では、2サイクル機関が一般的に採用されている。

3-2-3 トランクピストン機関とクロスヘッド機関

機関の基本的構造の違いには、トランクピストン機関とクロスヘッド機関がある。自動車のエンジンなどを代表とする、良質かつ均質な燃料を使用し、燃焼残渣の少ない、ガソリン機関、ガス燃料機関などは、構造が簡単なトランクピストン型機関である。一方、船用主機関に代表される、石油精製過程から出る極めて粗悪な燃料を使用する機関においては、燃焼の過程において発生する燃焼残渣が潤滑油の汚れを通じて軸受けなどの損傷に繋がることを防止する意味で、クロスヘッド型機関が使用される（図3.5）。

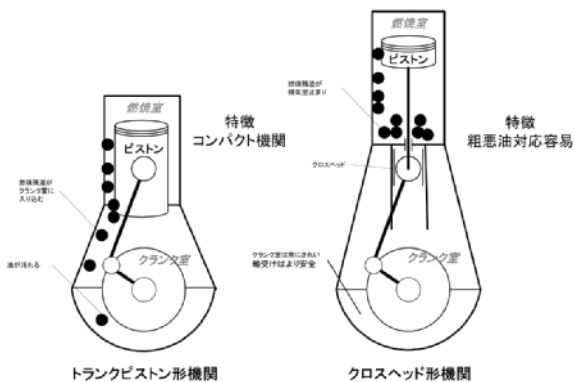


図3.5 トランクピストンとクロスヘッド機関

図3.6に現在船用推進機関に主として採用されている2サイクル単動クロスヘッド機関の代表的構造と各構成部品の名称を示した。

3-2-4 黎明期の開発機種

この時期は、船用機関の基本的形式がまだ定まっていない時期であった。2サイクルか4サイクルか、空気噴射か無気噴射か、単動か複動か各社試行錯誤の時代であった。

現在ではすべての船用大型機関は2サイクル機関となっているが、初期においては4サイクル機関も多く

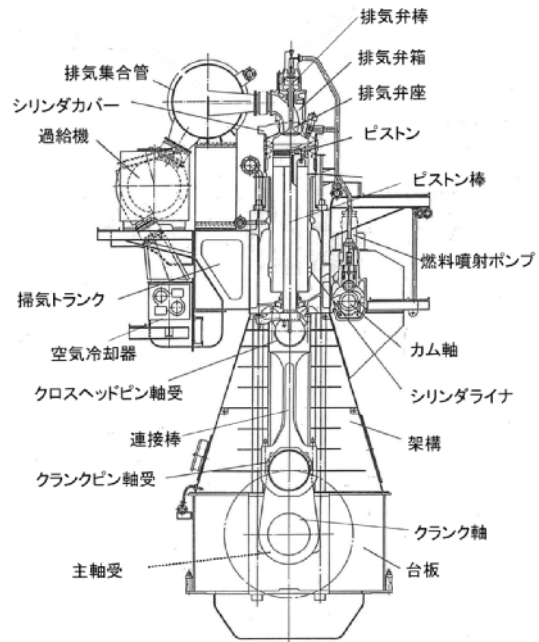


図3.6 2サイクル単動クロスヘッド機関の構造

の機関メーカーに採用されていた。

ピストンの上部と下部に燃焼室を持つ複動機関は、大出力を出すには適していたが、構造的に複雑になり、特にピストンロッド部の信頼性は問題があった。図3.7に2サイクル複動機関の基本構造と、実際のピストン断面図を示した。

図3.8には、最も複雑な4サイクル複動機関の断面模型を示した。中央部に共通カム軸が配置され、上部燃焼室、下部燃焼室の吸排気弁を押し棒で駆動している。下部燃焼室のカム側に、下部燃焼室用の吸気弁、排気弁、燃料噴射弁がコンパクトに配置されているのが見られる。本図からも明らかのように、出力はでるであろうが、構造的に複雑で、製造コスト、保守の面から

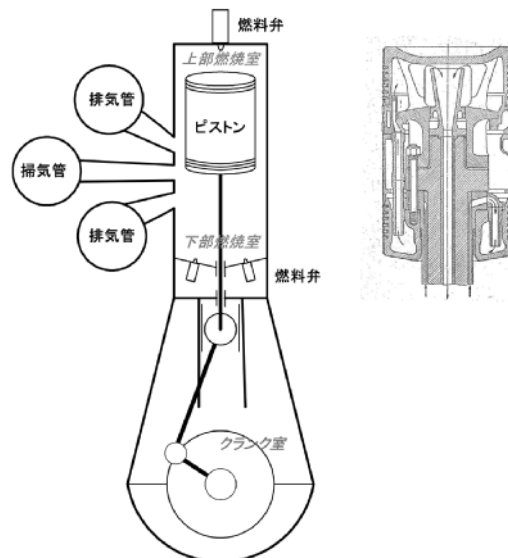


図3.7 2サイクル複動機関の例

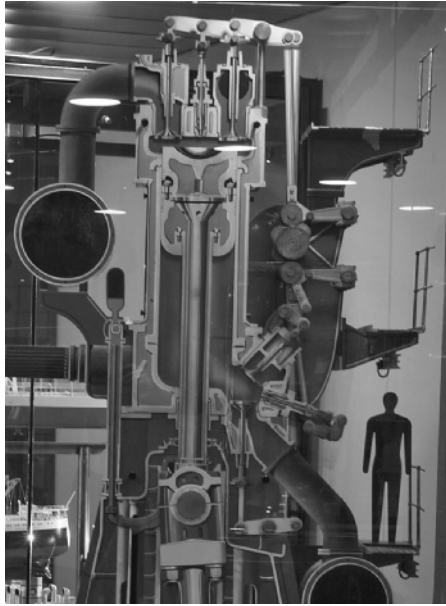


図3.8 4サイクル複動機関の例
MAN社提供

は望ましいものではなかった。

表3.1に、黎明期（第二次世界大戦以前）に国内で建造された主な船舶の使用推進機関を示した。2サイクル機関、4サイクル機関、空気噴射方式、無気噴油方式、単動機関、複動機関が混在している様子が見取れる。戦前の戦後の後期にはほぼ2サイクル複動無気噴油機関が標準的機関形式となりつつあった。

三菱MS機関も、1933（昭和8）年、最初の開発時には2サイクル単動無気噴油方式で開発されたが、その後1936（昭和11）年に複動機関も開発している。

第二次世界大戦中は、商船用推進機関の開発は一時中止されたが、戦後開発が再開されたときには、B&W、Sulzer、三菱各社とも、機関の基本的構造は、排気過給機付の2サイクル単動無気噴油方式に揃ってきた。

表3.1 戦前に建造された主な船舶と機関仕様

| 機関形式 | 建造年 | 造船所 | 船名 | 機関仕様 | シリンダ数×口径(mm)×行程(mm) 出力(kW)×回転数(min ⁻¹) | 機関メーカー | 特記事項 |
|---------|--|------|--------|------|---|---------|-------------|
| Vickers | 大正12 | 三菱神戸 | 音戸丸 | 4単空 | 6×464×685 440×150 | Vickers | 日本最初のディーゼル船 |
| Sulzer | 大正13 | 播磨造船 | 復興丸 | 2単空 | 4×470×470 1,180×150 | Sulzer | 最初の輸入機関 |
| | 大正15 | 三菱長崎 | もてびでお丸 | 2単空 | 6×600×1,060 1,690×112 | 三菱長崎 | 最初の製作機関 |
| | 昭和02 | 播磨造船 | 長安丸 | 2単空 | 6×600×1,060 1,690×112 | 神戸製鋼 | 最初の製作機関 |
| | 昭和06 | 三菱長崎 | 河南丸 | 2単無 | 4×600×1,060 1,100×125 | Sulzer | 最初の無気噴射機関 |
| | 昭和08 | 播磨造船 | 小牧丸 | 2複無 | 7×760×1,200 5,590×113 | 神戸製鋼 | 最初の複動機関 |
| B&W | 大正13 | 三井玉 | 赤城山丸 | 4単空 | 6×740×1,500 1,320×78 | B&W | 最初のディーゼル船 |
| | 昭和03 | 三井玉 | 高見山丸 | 4単空 | 6×500×900 700×166 | 三井玉 | 最初の製作機関 |
| | 昭和04 | 三井玉 | 崑山丸 | 4単無 | 6×550×1,000 1,030×140 | 三井玉 | 最初の無気噴油機関 |
| | 昭和08 | 三井玉 | 吾妻山丸 | 2複無 | 6×620×1,400 5,150×110 | 三井玉 | 最初の複動機関 |
| MAN | 昭和04 | 浦賀船渠 | 恵昭丸 | 2複空 | 6×600×900 2,360×107 | MAN | 日本最初の複動機関 |
| | 昭和06 | 横浜船渠 | 帝洋丸 | 2複無 | 6×600×900 2,650×125 | 横浜船渠 | 最初の複動機関 |
| 三菱MS | 昭和08 | 三菱長崎 | 北海丸 | 2単無 | 6×720×1,250 5,300×120 | 三菱長崎 | MS機関初号機 |
| | 昭和11 | 三菱長崎 | 赤城丸 | 2複無 | 8×720×1,250 5,890×110 | 三菱長崎 | MS機関複動初号機 |
| 備考 | [機種仕様] 2：2サイクル 4：4サイクル 単：単動 複：複動 空：空気噴射 無：無気噴油 山海堂理工学論叢「ディーゼル機関の発達」より | | | | | | |

3.3 ディーゼル機関のマーケット⁽²⁾

1912（大正元）年にディーゼル船が登場して以来、船用推進機関は、蒸気タービンとディーゼル機関の間で激しい競争が続けられてきた。図3.9に示すように、始めの10年間でディーゼル船はすでに市場の約60%を占めるまでに成長した。1930（昭和5）年過ぎの占有率に変動が見られるのは、第一次大戦後の経済不況に伴う進水隻数の激減によるものである。第二次大戦後一時的に50%までに減少したが、1970（昭和45）年までに90%まで漸次市場占有率を伸ばしてきた。

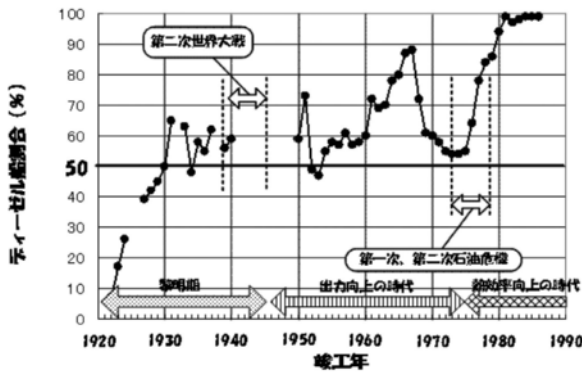


図3.9 デーゼル船の割合
1,000GT以上の船舶、Lloyds統計

1970（昭和45）年を過ぎて、蒸気を多量に必要とする大型タンカーの増加により、再び蒸気タービンプラントが増加したが、2度に亘る石油危機およびタンカー需要の減退のためにほぼ100%ディーゼルの時代に入ってきた。

これまで蒸気タービンを使用していた唯一の船型であるLNG船も最近ではディーゼルあるいはガス機関に切り替わりつつあり、蒸気タービン船は次第に消えつつある。

3.4 初期のディーゼル機関の進歩

3-4-1 世界の動き⁽²⁾

1920年代には、単動4サイクル機関では、B&W、Franco-Tosi、Werkspoor 各社が、単動2サイクル機関では、Krupp、Sulzer、MAN 各社が、それぞれ独自の設計で機関を製作していた。燃料の直接無気噴射方式は、1925年ころ（大正の末期）には、ドイツのMAN、Krupp、Deutz、Junkers各社、英国のVickers、Doxford両社、スイスのSulzer社、スウェーデンのHesselmann社などによりほぼ完成されていた。この時代は、2サイクルか4サイクルか、単動か複動か、空気噴射か無気噴射かと機関の基本的なコンセプトで

各社が大いに悩み試行錯誤した時代であった。

1930年代に入ると、MAN社が中心となり、複動2サイクル無気噴射機関の時代に入った。複動4サイクル機関を製造していたB&W社も1928（昭和3）年に、単動2サイクル機関を製造していたSulzer社も1929（昭和4）年に相次いで複動2サイクル機関の研究に着手した。Sulzer社は、1930（昭和5）年ようやく試作が終わり5,594kWの機関を引き渡した。B&W社も同年複動4サイクル機関の製作を中止した。

図3.10に、当時の複動2サイクル機関の例として、B&W662WF140機関の断面図を示した。

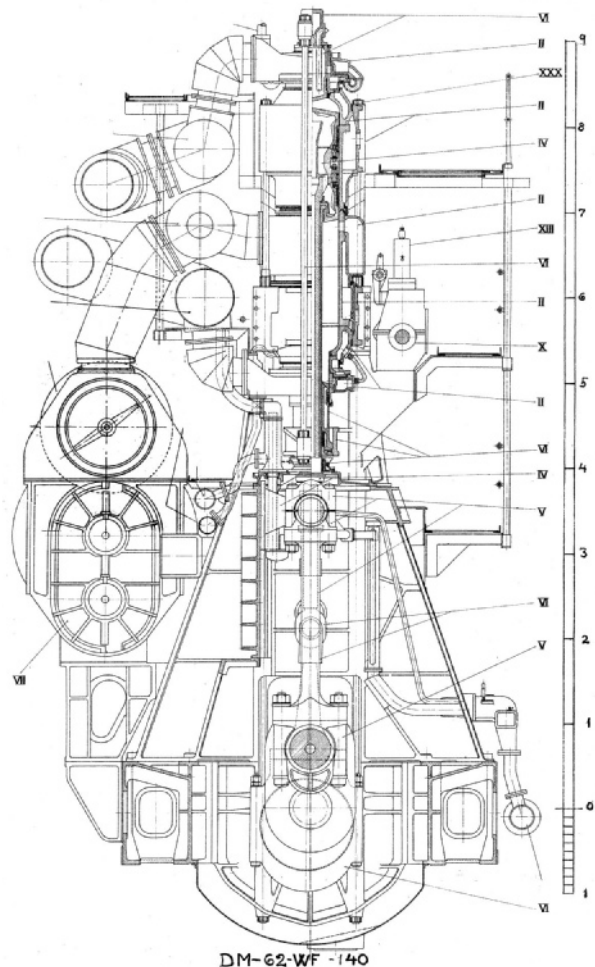


図3.10 B&W 662WF140複動機関
MAN社提供

日本では、1933（昭和8）年三井がB&W複動2サイクル機関（662WF140：5,152kW×110min⁻¹）を完成し、「吾妻山丸」主機として搭載された。一方、三菱は1932（昭和7）年単動2サイクル形の“MS機関”を開発し製造していたが、1935（昭和10）年には、複動2サイクル機関MSD形を開発した。MS機関の詳細については次項参照。

3-4-2 日本の動き：三菱MS機関⁽¹⁸⁾

三菱はSulzer社と1925（大正14）年船用ディーゼル機関製作の技術契約を結び、製作を開始したが、Sulzer機関の燃料噴射方式は圧力7.35MPaの圧縮空気を用いる空気噴射方式であった。ディーゼル機関の始動は圧縮空気で行い、噴射用の空気圧縮には、通常機関出力の7～10%が必要であったがあまり問題とならなかった。一方、潜水艦用機関として有名なVickers社、MAN社はいずれも中型4サイクル機関に無気噴射方式を採用して、はるかに高効率になっていた。三菱は、Sulzer社に対して無気噴射方式採用を懇請したが、同社の同意は得られなかった。

そこで三菱は1927（昭和2）年、無気噴射ディーゼル機関を独自で開発する方針を決めた。開発は清水菊平が中心となり進められた。開発された機関は、三菱のM、清水のSを取りMS機関と称せられた（図3.11）。

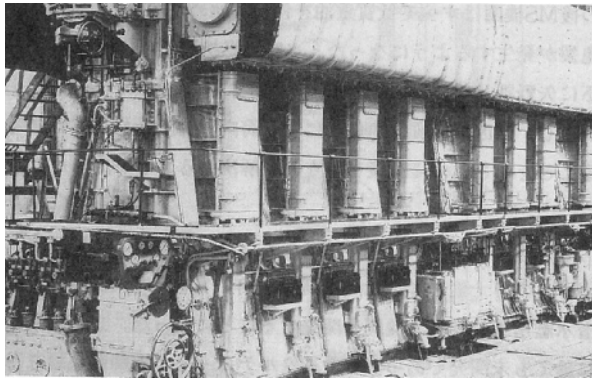


図3.11 三菱MS機関
三菱重工提供

開発は、基礎的な掃気法実験装置によるクロス掃気法の研究に始まり、1931（昭和6）年9月には口径680mm、行程1,200mmの単筒実験機が完成、種々の試験が実施された。その初号機（6シリンダ、口径720mm、行程1,250mm、2,650kW×120min⁻¹）は、1932（昭和7）年大阪商船ニューヨーク航路貨物船「南海丸」（総トン数8,416t、5,300kW、速力18ノット）、「北海丸」の主機関として、6MS72/125形機関（2,650kW×120min⁻¹）各2機合計4機が完成された。MS機関は1955（昭和30）年UE機関に転換するまで、累計84台、318,320kWが製作された。この中には、1935（昭和10）年開発された、複動2サイクル機関MSD形も含む。これらの機関は、当時の花形船、大阪商船南米航路客船「あるぜんちな丸」、「ぶらじ丸」などに搭載され活躍した。

3-4-3 第二次世界大戦のころ

(1) 戦時標準船⁽⁹⁾

1941（昭和16）年12月に始まった太平洋戦争で、多くの商船が軍に徴用され、軍事物資や人員の輸送に使われた。一方、戦争による船舶の損失もかなりの数に登った。一番多かった1944（昭和19）年3月には、実に1ヶ月で156隻、56万トンの船舶が失われた。

日本では、開戦当初は、1939（昭和14）年に制定されたA形からF形までの6種類の平時標準船を急いで建造する方針が採られたが、戦局が激しさを増すにつれて、短期間で建造可能な第一次戦時標準船、第二次戦時標準船が計画され、戦局が一層悪化した1944（昭和19）年には第三次戦時標準船が計画され建造された。これらの船舶には、小型船を除き主に蒸気タービンが推進機関として使用された。最終的に、戦時中に建造された商船は1,000隻以上、約330万トンに達した。しかしながら、終戦時に生き残っていた船舶は、138万トンだけであった。

米国でも、戦後日本軍人の復員船として使用された有名なりバーティ形貨物船（7,170GT、三連成往復動蒸気機関、1,840kW）が大量に建造された。小型のC1形3,800GT貨物船には、Nordberg社の1,250PSの2サイクルトランクピストン機関が採用された。また、2,500GTの戦車揚陸艦：LSTには、GM社製機関車用ディーゼル機関、660kW×600min⁻¹ 2基が採用されている。

(2) 艦艇用ディーゼル機関

いつの時代でも、戦争が技術の進歩の加速要因となっているが、ディーゼル機関も例外ではない。初期においては艦艇用として、最もディーゼル機関が活躍した分野は潜水艦であった。第一次世界大戦時、潜水艦は安全性、航続力の他、蒸気機関では潜水時の煙突の密閉、ボイラーの余熱処理など解決が困難な問題があり、必然的にディーゼル機関が採用された。

英国の潜水艦は、Vickers社4サイクル無気噴射、ドイツのUボートはMAN社の4サイクル空気噴射であった。川崎は、1915（大正4）年、FIAT社（イタリア）と単動空気噴射機関に関し技術提携し、1921年（大正10）年初号機を完成し呂1号潜水艦に搭載した。一方、三菱は1917（大正6）年、Vickers社（英国）と潜水艦用ディーゼル機関の技術提携を結び、1922（大正11）年には伊1号潜水艦用にVickers L3形（880kW×380min⁻¹）を完成した。また、神戸製鋼は1918（大正7）年、Sulzer社（スイス）と技術提携をし、1920（大正9）年潜水艦伊52号に単動2サイクル空気噴射機関（960kW×340min⁻¹）を搭載している。

海軍造機会回想録によると、「潜水艦が主力艦隊と共同作戦できるように船体の大型化、大馬力・高速化

が求められた結果、ディーゼル主機は複動2サイクル型が採用されたのであるが、保守上重大な問題が生じていたのである。連日のように潜水艦が帰港し、その都度エンジン解放、ピストン交換が特急工事として行われた。日本の潜水艦が入港の都度ピストン換装のため多くの労力と時間を要した。」とある。

推進機関としてディーゼル機関を採用したドイツの艦艇としては、3隻建造された有名なポケット戦艦がある。12,000基準排水トン、乗組員920名、速力26ノットのポケット戦艦は、合計出力39,800kWのディーゼル機関を搭載した。同じ規模のドイツの重巡洋艦(12,500基準排水トン)は、97,000kWの蒸気タービンを採用し、速力32ノットを出している。

当時を知る数少ない一人である、元日本内燃機関連合会(以下日内連と記す)常務理事村田正之が、最後の海軍艦政本部長(海軍中将)で戦後日内連専務理事を長く務められた渋谷隆太郎(当時機関大佐で、戦艦「大和」の機関部計画担当)の回顧として伝えるところによると、この例に倣って日本では、戦艦「大和」の計画時には、航続距離、機動性、被害極限性などの利点から、全出力をディーゼルでまかなう案もあったが、巨大な主砲を一齐に旋回させるには約2万馬力相当の蒸気が一瞬に必要であることを考慮しプロペラ軸4軸のうち、外側2軸を合計出力44,000kWのディーゼル機関、内側2軸を合計出力55,000kWの蒸気タービンで駆動する案が検討された(合計出力約100,000kW)。

搭載候補の13号6型機関(複動2サイクル型、シリンダ径480mm、回転数360min⁻¹、6シリンダで3,500kW)が極秘に試作され、横須賀の海軍工廠で144時間の連続耐久力試験が実施され、おおむね良好な成績を取めた(当時海軍艦政本部第5部:造機部に勤務していた村田正之もこの運転に立ち会っている)。しかしながら、最終的には、最重要戦艦の主機としては時期尚早との上局の判断で、採用は見送られ、全出力が蒸気タービンとされた。

この13号機関は、その後水上機母艦「日進」に搭載されている。前機室に12シリンダ機関2基、高機室に10シリンダ機関2基をフルカン継手で連結し、2軸の合計出力は10,300kWであった。残念ながら就航後まもなく米国潜水艦の雷撃により沈没し、本機関の運転実績は確認できなかった。

本機関は、日本におけるディーゼル黎明期の最後を飾った幻のエンジンと言えるであろう。

この間、艦艇用機関として、複動2サイクル空気噴射機関から始まり、複動2サイクル無気噴射機関、単動4サイクル無気噴射機関、単動2サイクル無気噴射機関な

ど多くの形式の機関が開発された。この中の機関には、戦後民生用に実用化され成功を収めたものもあった。

3.5 出力向上の時代

3-5-1 時代の背景と対応技術

戦後ディーゼル機関は、市場のニーズを満足させるにはまだまだ非力であった。出力向上のためのいくつかの取り組みがあったが、その最初の手段は過給機関の開発であった。

排気動圧過給機関のアイデアそのものは、1909(明治42)年にすでにスイスのDr. Alfred Buchiが発表し、1926(大正15)年に試験されたが、排気タービン翼用としてナイモニック耐熱材が出現する戦後まで船用機関では実用化されなかった。

世界で最初に2サイクル動圧過給機関を実用化したのはB&W社であった。1952(昭和27)年に674VTBF160機関(6,500PS)を「Dorthe Maersk」号に搭載している。日本では、三井がいち早く排気ターボ過給機の採用を企画し、翌年の1953(昭和28)年三井船舶の「有馬山丸」の換装主機B&W774VTBF160機関(8,200PS)に採用した⁽²⁶⁾。これがわが国最初の船用における実用過給機関となった。

戦前のMS機関に代わる新しい船用機関の開発を進めていた三菱も、1954(昭和29)年に自己開発の排気タービン過給機を採用したUE機関で本格的に船用機関市場に参入した。その後、1955(昭和30)年にはSulzer社がRSAD機関で、MAN社がKZ機関で相次いで過給機関を発表し出力向上競争が開始された。

当時の時代背景を理解するため、ここで少し世界的に船用大型機関メーカーの栄枯盛衰を見てみる。1980年代に入り、機関の淘汰が始まるまでには、すでに撤退したStork社(オランダ)のほかにも多くのメーカーが群雄割拠していた。主なメーカーとしては、石油危機直前の1974(昭和49)年時点で、FIAT社(イタリア)、Goterverken社(スウェーデン)、Doxford社(英国)、MAN社(ドイツ)、B&W社(デンマーク)、Sulzer社(スイス)、三菱(日本)などが活躍していた。造船市場が徐々に欧州から日本へ移ってゆく過程で、日本に有力なライセンスを持たなかった機関は、市場から消えてゆく運命にあった。

その後の欧州メーカーの統合などもあって、2サイクル低速機関の現在の市場は、1980(昭和55)年にB&W社を買収したMAN社(ドイツ)、1997(平成9)年に名門のSulzer社を買収したWartsila(フィンランド)と三菱(日本)の3社の機種が占めている。

1956（昭和31）年のスエズ動乱以後は、石油をVLCCでペルシャ湾から欧州に運ぶ場合、スエズ運河が通れなくなる場合も考慮して、アフリカのケープタウン経由の航路も真剣に検討され、経済性に優れた大型化が始まった。日本向けの場合にも30万トンを超える場合には、マラッカ海峡を通過できずに、インドネシアのロンボク海峡通過が必要になり、2日間余分に航海日数が増えるにもかかわらず大型化が検討された。この傾向は石油危機後の不況時まで続き、一時はULCCは100万トンまで大型化が進むのではないかと言われたこともあった。現在は再び手頃な30万トン級のサイズに戻っている。

注：おおよそ30万重量トンまではVLCC（Very Large Crude Carrier）で、これを超す場合はULCC（Ultra Large Crude Carrier）と称している。

主機側の対応としては、これらの船舶の大型化を予測して、機関の大口径化、高出力化に努力した。また、多様な船舶に対応するために各社は同じ設計思想で設計した口径の異なる機関によるシリーズ化を図ってディーゼル機関の守備範囲を広げてきた。

図3.12にタンカーの大型化と、B&W機関の場合の出力向上の歩みを示した。

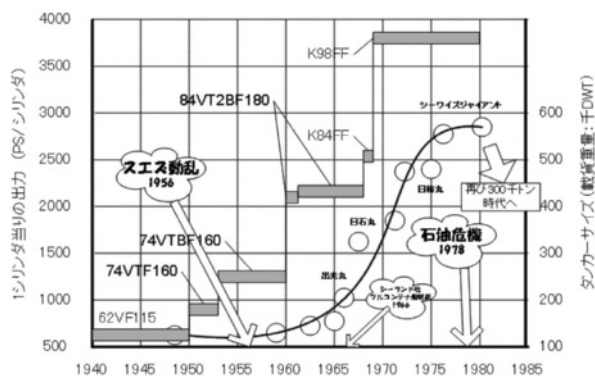


図3.12 B&W1シリンダ当り出力向上の歩み
山下勇「山下勇の技術と生涯」より

一方コンテナ船では、1968（昭和43）年に、三菱MAN K10Z93/170E形機関:20,500kW×115min⁻¹を主機とする日本最初のフルコンテナ船「箱根丸」（日本郵船）を竣工させている。さらに、同年Sulzer機関の最大口径機種、8RND105：20,600kW×108min⁻¹を主機とする「アメリカ丸」（商船三井）が竣工した。

三菱ではUEC75形の開発に引き続き、UEC75形を大口径化したUEC85形機関の開発を計画した。しかしながら、当時はすでに戦後解体された三重工合併の準備が進められていた時期であり、合併後には社内で、Sulzer、MAN、UEの船用低速機関3機種が競合する複

雑な事情があり、UECの開発継続の必要性そのものが問題となった。紆余曲折の後、ようやく1959（昭和34）年8月に正式に開発が許可された。同時期までに、先行するUEC75形は15号機まで完成され、種々のトラブル対策も一段落していたが、初期の段階で巨額の損失を招いた設計技術に対して社内の不信感は強く、また、船主からの開発要請も得られない厳しい状態であった。

しかも、新しく開発する機関に対しては、UEC75形が持っている欠点、コスト高、機関全体の剛性不足、燃焼室の耐熱強度不足、排気弁駆動系の諸問題など基本的な問題を解決する必要がある。

計画段階においては、現在では世界の各機種の標準となっている1排気弁油圧駆動方式も検討された。しかしながら、サイドインジェクション方式の燃料噴射システムの研究をこれまで全く手をつけていなかったことから見送らざるを得なかった。

また、B&W社は同じ口径でストロークが異なる機関のシリーズ化をはかり、一層こまめな船型対応が可能になった。

3-5-2 新機種開発とシリーズ化

この期間に開発された各社の機関を表3.2に示した。

表3.2 各社の開発機種（1950～1975）

| 会社名 | 1950年代 | 1960年代 | 1970年代 |
|---------------------------|--|----------------------------|--------------------------------|
| B&W | VTBF (1953)* | VT2BF (1960) KFF (1968) | KGF (1973) LGF (1976) |
| MAN | KZ (1955)* | KZ-E (1964)*** | KSZ (1972) |
| 三菱 | UEC (1954)* | UEC-C (1965) | UEC-D (1970) UEC-E (1975)** |
| Sulzer | RS (1950) RSAD (1956)* RD (1957) | RND (1968)*** | RND-M (1976) RLA (1977) |
| *最初の過給機付機関 **二段過給 ***静圧過給 | | | |

図3.13に、各社の開発機種の正味平均有効圧の変遷を示す。各社とも現在に至るまで揺るがない出力向上の努力を続けていることが判る。同一寸法の機関でより多くの出力を出すことは、機関の価格がほぼ機関の出力に比例することを考えれば、機関のコストパフォーマンスを改善する最も容易な手段であることは明白である。出力向上の努力と機関重量低減努力の結果、B&W機関を例にとると、初期の1951（昭和26）年の74VTF160機関の場合、約55kg/PSであったのに対して、第二次石油危機直前1975（昭和50）年のK90GF機関では、33kg/PSまで40%も軽減されている。

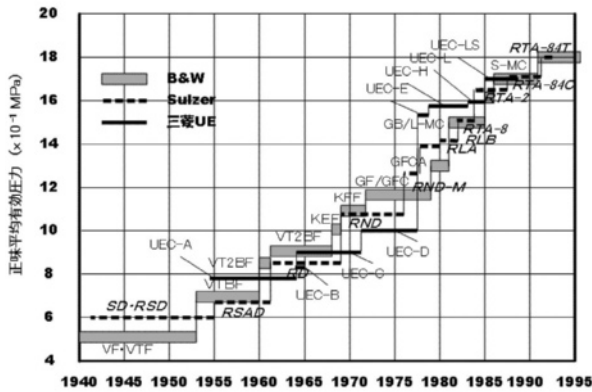


図3.13 各機種の正味平均有効圧向上の変遷

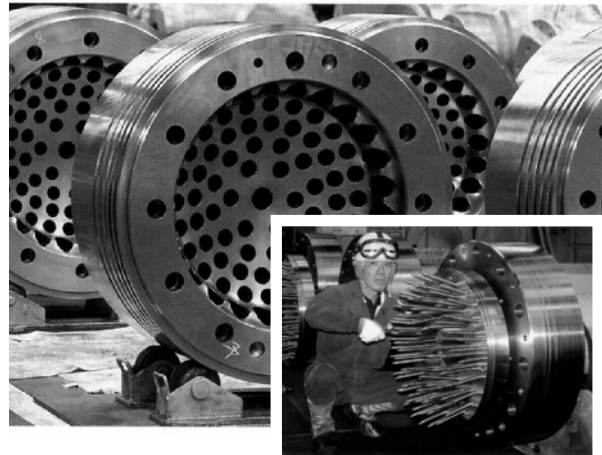


図3.14 ボアクールピストン⁽¹¹⁾

3-5-3 採用された新技術

(1) Sulzer機関：ボアクーリング

出力向上のためにはシリンダ内に供給する燃料の量を増やさなければならない。この結果として、燃焼室の熱負荷は増加する。例えば、三菱の場合、ピストンの増加する熱負荷対策として、鋳鋼のリップでピストンの冷却側を小部屋で仕切り、それぞれの小部屋にノズルによりピストン冷却油をジェットで吹き付ける方法を採用していた。

これに対してSulzer社は、石油危機後のこととなるが、1977（昭和52）年に開発されたRLA形機関に、ピストンの冷却側に、キリ穴加工で多数の冷却孔を配置したボアクール方式を採用した。更に時代が進み、従来のピストンの清水冷却を変更して油例方式とした1985（昭和60）年以降のRTA形機関に対して、この設計思想を更に発展させたボアクール冷却方式を採用

した。本方式は、それぞれの穴にパイプで冷却油ジェットを吹き付けるもので、優れた冷却効果を発揮した。図3.14にボアクーリングの例を示した。

ボアクーリングの手法は、ピストンだけではなく、燃焼室構成部品であるシリンダライナ、シリンダカバ、排気弁弁座などの冷却にも広く使用されている。

(2) B&W機関：燃焼室構造⁽⁸⁾

燃焼室は、シリンダカバ（含む排気弁）、シリンダライナ、およびピストンから構成される。それぞれの構成部品は清水または潤滑油で冷却される。燃焼室は、単に構成する個々の部品の熱負荷のみならず、燃焼室形状は、燃料弁仕様、掃気の流れとあいまって、燃料の燃焼に大きな影響を与えるので高度な検討が必要となる。

図3.15にB&W機関の燃焼室設計の変遷を示した。

Combustion Chamber

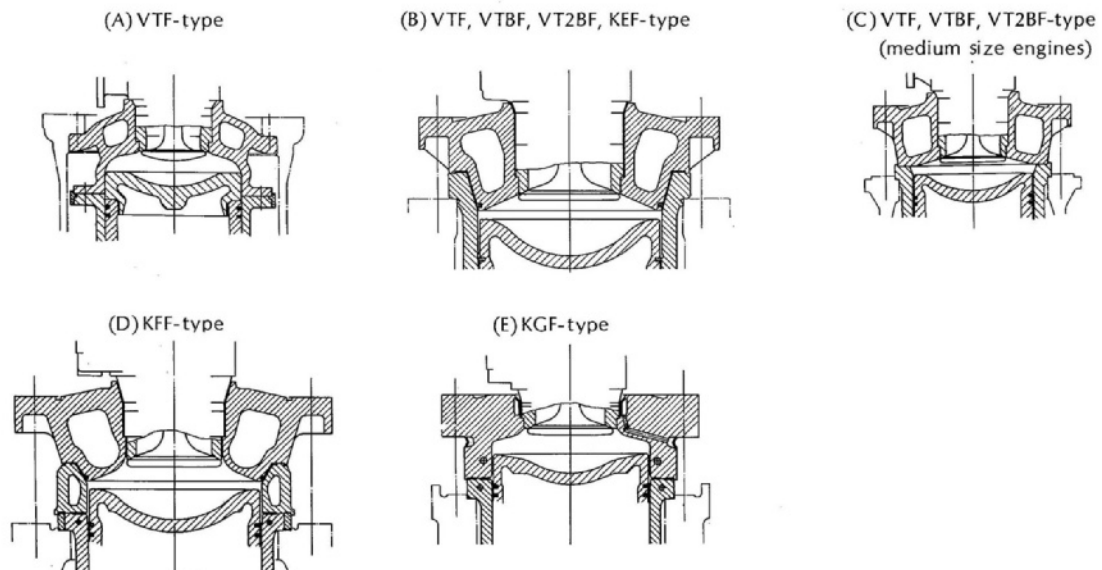


図3.15 B&W機関の燃焼室設計の変遷
三井造船提供

燃焼室の全体形状が、初期には浅い皿型だったが、KEF, KFF形機関では卵型燃焼室に変わっている。

シリンダカバの冷却も鋳抜き穴から、キリ穴加工に変わってきている。KFF形では、分割形シリンダカバを採用している。また、シリンダライナの冷却も初期のジャケット冷却型から、キリ穴冷却方式に変わってきている。

(3) UE機関：基本構造

初号機開発から石油危機直前の時期までに、UE機関はA形からE形まで5機種を開発している。この間は動圧過給方式を採用し、その時々最新の過給機の採用を積極的に進めてきた（図3.16）。

| 機関形式 | 開発年 | 過給方式 | 採用過給機 | 燃料系統 | 排気弁 |
|------|------|--------|------------------------|----------------|--------------------|
| A | 1955 | 動圧過給方式 | 水冷過給機 | 蓄圧器 コモンレール式 | 燃料弁 排気弁 排気弁座 |
| B | 1963 | 動圧過給方式 | 水冷過給機 | ポッシュ式 | 燃料弁 排気弁 排気弁座 |
| C | 1965 | 動圧過給方式 | MET-00過給機 | ポッシュ式 | 燃料弁 排気弁 排気弁座 |
| D | 1970 | 動圧過給方式 | MET-000過給機 | ポッシュ式 | 燃料弁 排気弁 水冷弁座 |
| E | 1975 | 二段過給方式 | MET-000過給機 低圧・高圧各1台 | ポッシュ式 | 燃料弁 排気弁 水冷弁座 |
| H | 1979 | 静圧過給方式 | MET-S過給機 | ポッシュ式 | 燃料弁 排気弁 |

図3.16 UE機関の設計変遷

その後、H形機関で静圧過給方式の採用により、排気弁の通路面積を動圧過給方式ほど大きく取る必要がなくなり、これまでUE機関のトレードマークであった3排気弁方式から中央配置の1排気弁サイドインジェクション方式の燃料噴射弁に変更した。結果的に、これまで開発を続けてきた水冷排気弁座の効果も加わり、排気弁の寿命が大幅に改善された。

[二段過給機関]

機関の出力を上げるためには、同じ行程容積（シリンダサイズ）の中でより多くの燃料を燃やす必要がある。このためには、燃料の量に見合った、燃焼に必要な十分な空気を供給する必要がある、この役割は排ガス過給機に委ねられている。一定の通路面積を持つ機関により多くの空気を短時間に流すには、掃気圧（供給空気の圧力）を上げなければならない。残念ながら当時の過給機は圧力比が2.5程度で、機関が求める十分な空気を得るにはより高い掃気圧が必要だった。この解決策の一つとして三菱では1965（昭和40）年から、動圧過給と静圧過給を併用する二段過給化の構想が生

まれ、検討が開始された。

1970（昭和45）年には、三菱は圧力比3.5の高圧力比過給機STX33の開発に既に成功していたが、これは防衛庁の委託を受けて、平均有効圧力1.47MPaの高圧過給型機関に装備するために開発されたもので、この成果がMET-Sシリーズ過給機として商品化されるのは、1976（昭和51）年になってからだった。

このため三菱では、1975（昭和50）年に、当時の技術レベルの過給機を使って必要な掃気圧力を得る手段として、2台の過給機をシリーズに連結して使った二段過給方式を、実験機による性能確認のうえ、2サイクル船用機関としては、世界で始めて実用化に成功した。その初号機三菱UE機関8UEC52E形は、三菱重工下関造船所建造の大和海運向け貨物船「Atlantic Albatross」主機関として引き渡された。二段過給による大空気量と掃気効率の改善の結果、30%の出力率上昇および25%の機関全長短縮を実現することができた。3.17図に二段過給機関の構成図を示した。

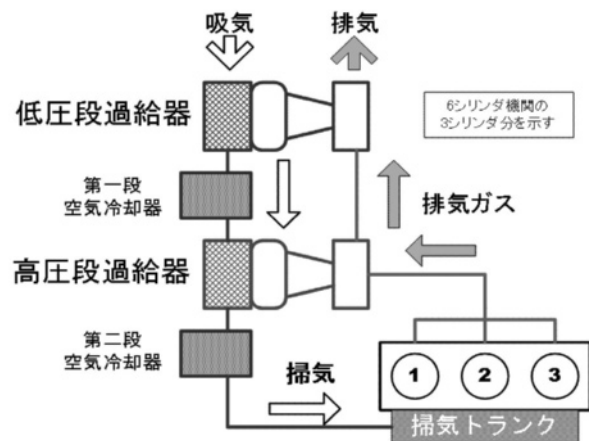


図3.17 二段過給機関の構成

しかしながら、その後間もなく、1976（昭和51）年には圧力比3.5のMET-Sシリーズ過給機の初号機MET71S型が完成された。1段の過給機で十分な掃気圧力を得ることが出来るようになった。さらに、時代は、1978（昭和53）年の第二次石油危機の発生で、出力競争から燃料消費率競争に時代に突入していた。このため、二段過給機関は、極めて短期間のうちに市場から消え去る運命にあった。また、後に就航中の機関も、通常一台のエンジンに4台の過給機を搭載するため、機関の性能は素晴らしいが、保守に手を取られるという苦情が大きく、その後開発された高効率の過給機を使用して単段過給方式に改造された機関も出た。図3.18に二段過給機の実用機立体断面図を示した。

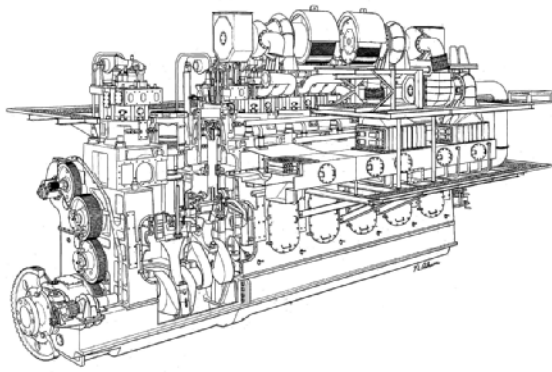


図3.18 実用二段過給機関断面図
三菱重工提供

(4) 関連補機

機関の運転には、潤滑油や冷却水が必要である。これらの諸系統は、主機あるいは独立した電動ポンプで駆動される(図3.19)。一つの系統が増えれば、通常、ポンプ、タンク、クーラー、フィルター、配管、諸弁、制御装置など多数の関連部品が必要となってくる。補機系統数が多いことは、造船所にとって艤装工数の増加となり、また、乗組員にとっては日常の保守・管理作業の増加となる。

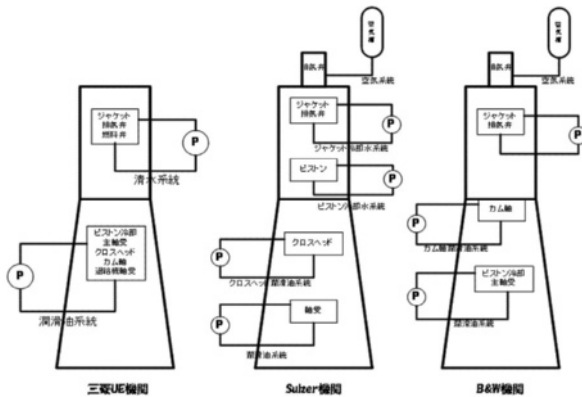


図3.19 代表的機関の補機系統図(1980年)

出力向上を図れば、必然的に燃焼室部品の熱負荷が増加する。増加した熱負荷を軽減するには、どうしても冷却水や冷却油の流量・圧力の増加を伴ってしまう。いかに少ない補機系統で、しかも補機容量の増加を最小に抑えながら冷却効果を上げるかは、各社苦心している。

初期においては、ピストンを冷却効果の優れた清水で冷却する機関もあった。また、圧力の違った潤滑油系統を複数持つ場合もあった。三菱UE機関のみが潤滑油、清水各1系統でまかっていた。

その後、Sulzer機関もB&W機関も補機系統の簡素化に取り組み、現在ではすべての機種がほぼ同じ補機系統となっている。

三菱の場合、更に流量の減少、設定圧力の低減に取

り組み、改善前と比較して約50%の必要補機動力の低減に成功している。最近の数値では、必要補機動力は、主機出力の0.7%程度まで低下している。

3-5-4 三菱UE機関開発の経緯⁽¹⁸⁾

(1) 海外調査の実施

昭和22年の計画造船がスタートして以来、国内の建造船は、第1次船から第4次船まで、連合軍総司令部(GHQ)の指示によって5,000GT以下、速力15kt以下の厳しい制限を受け、建造船は主として中小形内航船の域に止っていたが、昭和25年の第5次計画造船から、船型、速力等の制限が大幅に緩和されたため、戦後初めての本格的な外航船の建造が可能となった。

三菱は、昭和の初めに於ける自己開発のMS機関の成功、戦時中における2サイクル排気ターボ過給ディーゼル機関、コンパウンド・エンジンの開発実験により得られた経験、そして戦後の小型2サイクル軸流掃気方式ディーゼル機関の設計製作を通して、2サイクル排気ターボ過給ディーゼル機関のUE機関開発の素地は出来上っていた。

三菱は、戦後1950(昭和25)年1月に財閥解体で東日本重工業(後の三菱日本重工業)・中日本重工業(後の新三菱重工業)・西日本重工業(後の三菱造船)の3社に分割された。その頃、GHQにおいて、新たに設けられた日本技術者の海外視察者派遣の制度により、派遣技術者として三菱重工長崎造船所より藤田、津田、神戸造船所から大島、播磨造船所から山倉の4人が欧米に派遣された。

藤田、津田は昭和25年5月日本を出発、9月帰国したが、その間Sulzer社(ウィンターツール工場)、B&W(コペンハーゲン工場)、Gotaverken社(ゲーテブルグ工場)、FIAT社(トリノ工場、トリエステ工場)、MAN社(アウグスブルグ工場、ニュールンベルグ工場)、Werkspoor社(アムステルダム工場)、Doxford社(サンダーランド工場)、Brown Boveri(BBC)社(パーゼル工場)、SEMT社(サンドニ研究所)AVL社(グラーツ)、ETH(チューリッヒ)、Buchi Sindikat社(ウィンターツール)、米国に於てはGeneral Motors社(デトロイト工場)、Erdberg社(ロサンゼルス工場)等の工場、研究所のディーゼル機関についての、技術状況と開発研究の動向について調査した。

特に、2サイクルディーゼル機関の排気ターボ過給の問題についての各社の動向は、この時の調査の最大の関心事であった。

藤田の報告によると、この問題についてSulzer社、B&W社、MAN社、Werkspoor社は興味を示し、そ

の中でもB&W社が最も積極的であった。また、Sulzer社でも4サイクル、2サイクル両用の機関で実験中であった。

Buchi Sindikat社では、4サイクル機関の排気ターボ過給に成功したDr. A.Buchiに幾度か面接の機会を得、討論している。彼は、2サイクル機関の排気ターボ過給システムについても、当時既にいくつかの特許を取得していた。

しかし、当時としては、掃気の過給を排気ターボ過給のみで達成するにはエネルギーが不足するので、別に機械駆動の補助送風機を付し、中間に逆止弁を備えることを特徴とする特許もあった。排気ターボ過給機の効率、出力と機関の中における過給システムの在り方が重要であることが認識された。

帰国後、報告として欧州、米国の状況について、大出力ディーゼル機関は排気ターボ過給付2サイクル機関であるとの感触を得たこと、B&W社、Werkspoor社、Buchi Sindikat社が特に熱心であったこと、Sulzer社では一部実験はされていたが、未だ実現の気配は見られないことなどを述べ、三菱としては既に横浜造船所で実験もされており、ユニフロー掃気方式を採用して、2サイクル排ガスターボ過給機関を開発することの有意義なことを主張した。

以上の経緯を経て、1950（昭和25）年11月24日、三菱の社内でディーゼル機関の開発方針会議が開催され、今後の機関として排気ターボ過給2サイクルディーゼル機関を開発することが決定された。

なお、排気ターボ過給機については、当時世界的に有名であったBBC社のものを採用することも考えられたが、九州大学葛西泰二郎教授の進言もあって、自己開発で進むことが決定された。

(2) 実験機関による試験研究

前記の経過を経て、1951（昭和26）年ころよりUE機関の開発作業に入り、性能計算では東京大学航空宇宙研究所の河田三治教授、内田茂男教授、排気ターボ過給機では九州大学葛西泰二郎教授の指導を得て開発が進められた。

開発は、3MUT22/35形機関による基礎試験、その後の「503機関」による排気ターボ過給機マッチング試験、「507機関」による実物大試作実験機、ならびにこれらと並行して行われた燃料噴射、掃気法、排気ターボ過給機、構造強度等の試験研究により進められた。

*3MUT22/35形機関による基礎試験：1949（昭和24）年

当時、既に4サイクル機関に於いては排ガスターボ過給は実用されていたが、2サイクル機関においては次の2つの問題点のため、どの程度可能か不明であっ

た。すなわち、一つは、排気タービンを用いるため、排気弁を出た後にタービンのノズルおよび翼の絞りを有することになり、この絞りによる圧力波の反射が、同一タービンに直結する他シリンダの排気に干渉して、掃排気が有効に行えないのではないかと心配があった。次に、排気ガスによって駆動されるブロワの空気量が掃排気を行うに十分であるか。具体的に、排気タービンに対して排気エネルギーを有効に利用するための掃排気面積、排気管の容積、形状、タービン効率、ブロワの効率など不明な点が多かった。

以上の基本的な問題を検討するため、本実験機関が活用された。

実験機関3MUT22/35形機関により、1949（昭和24）年12月から1950（昭和25）年2月まで、燃料噴射系統、排気絞り、排気管の長さ、形状などを変化して行われた。計測は、九州大学岡本勇象教授より借用したファンボロ指圧計で、より正確な指圧線図を取り、排気管内の圧力変化、排気エネルギーなどの測定を行った。当時としては筒内指圧線図、排気管内圧力変化、排気エネルギーの測定などにはかなりの苦労があったと言われている。その結果、2サイクル排気ターボ過給ディーゼル機関の成立を確認することが出来た。

*503機関による過給機マッチング試験

上記の試験により平均有効圧 $P_{me} = 0.74$ MPaの性能を有する機関を確認したので、これらの結果を基にした排気ターボ過給機を設計し、同機関を改造し、性能および諸種の影響を試験した。本機関は1951（昭和26）年2月設計着手、1952（昭和27）年1月に運転を開始し、試験は1953（昭和28）年11月まで続いた。「503機関」の名称は社内の試験研究の認許番号から取って付けられたものである（図3.20）。

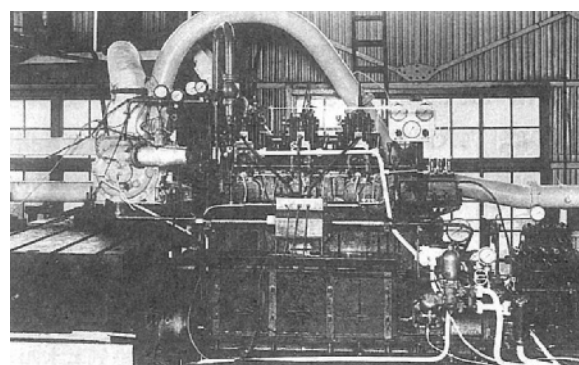


図3.20 503実験機関⁽¹⁸⁾

503機関の試験においては、機関の起動性、ブロワのサージングならびに排気弁開閉時期、排気カム形状、タービン面積、排気タービン翼型、排気管の径、長さなどを変えてこれらの影響を調べ、実用機設計のデー

タを求めることができた。

***507機関による試作試験**

上記の試験結果に基づいて、実用機関に近い寸法の同形式機関を試作し、実用機関完成に対する総合試験が行われた。

本実験機（図3.21）は、1952（昭和27）年11月に組立完了して試験開始、燃料弁噴射角度、排気弁開閉時期を変化し、また船用特性性能、一定トルク試験、一定回転数における特性、低質油燃料使用などを行い、 $P_{me} = 0.89 \text{ MPa}$ まで可能なことを確認し、1953（昭和28）年5月26日、関係官庁、船主、その他関係者を招いて公開運転を行った。この時、当時の妹尾副所長は、「大型ディーゼル機関について他社は豆本（ライセンス生産）で勉強するが、UE機関は辞書を引ながらの勉強（自己開発）なので、目前は他社にかなわないところもあるが、いつの日にか実力はついてくるので長い目で見守ってもらいたい」と挨拶した。

507機関（3UEC72/150形）の仕様は次の通りである。尚現在、本機は船の科学館に展示されている。

| | |
|----------|------------------------|
| シリンダ数 | 3 |
| シリンダ直径 | 720mm |
| ピストン行程 | 1,500mm |
| 機関回転数 | 120 min^{-1} |
| 機関出力 | 2,723kW |
| 正味平均有効圧 | 0.74Mpa |
| 平均ピストン速度 | 6.0m/s |

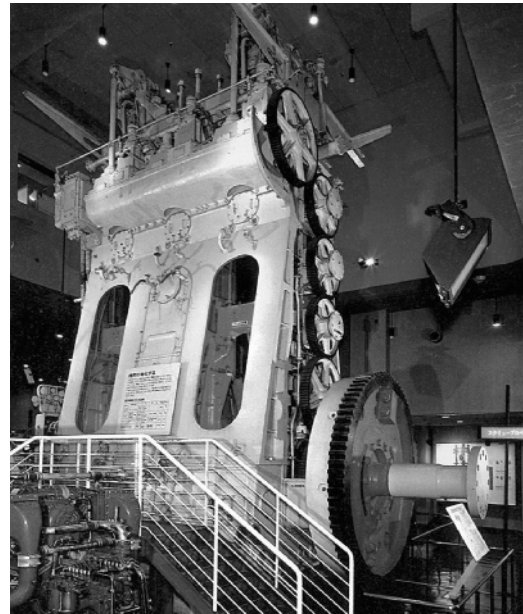


図3.21 船の科学館の507実験機関
（後に3UEC72/150機関と呼ばれた） 船の科学館提供

(3) 実用機関の完成（昭和30年～32年）

UE機関の初号機である9UEC75/150形機関（8,832 kW、 120 min^{-1} ）は、1954（昭和29）年9月27日に運転開始、100時間連続耐久力試験の後、1955（昭和30）年3月12日に陸上公試運転を経て、直ちに第10次計画造船で建造された日本郵船「讃岐丸」（11,040DWT、20.69kt）に搭載された。本船に於いても6昼夜の海上耐久力試験の後、1955（昭和30）年5月15日に竣工した。（図3.22、図3.23）

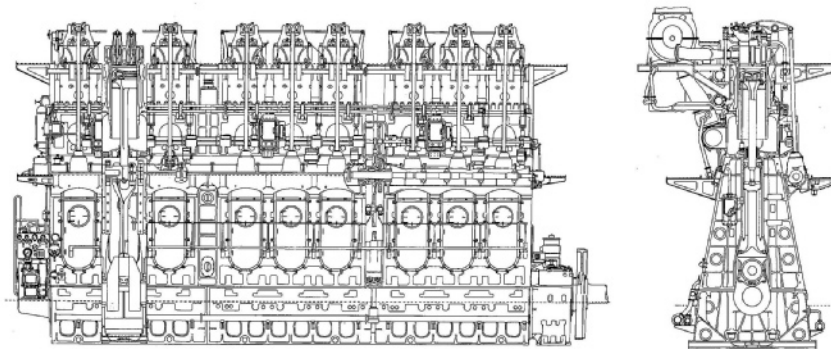


図3.22 9UEC75/150形機関
三菱重工提供



図3.23 UE初号機搭載の日本郵船貨物船「讃岐丸」
三菱重工提供

この間、予想通りの性能を得ることが出来たものの、開発初号機につきものの諸問題が発生し、設計者は連日連夜、対策改造に追われた。新婚の担当者は離婚話まで出て、上司が“このようなことは、ご主人の一生に一度か二度しかない局面であるから許してください”と頭を下げにいったというエピソードが伝えられている。

引き続き、大同海運「高忠丸」(11,603DWT)に6UEC75/150形機関(6,260kW×122min⁻¹)、がそれぞれ搭載された。

両機関の仕様を表3.3に示す。

表3.3 三菱UEC75/150機関要目

| | | 9UEC75/150形 | 6UEC75/150形 |
|---------|-------------------|-------------|-------------|
| シリンダ数 | | 9 | 6 |
| シリンダ直径 | mm | 750 | 750 |
| ピストン行程 | mm | 1,500 | 1,500 |
| 機関回転数 | min ⁻¹ | 120 | 120 |
| 機関出力 | kW | 8,832 | 6,256 |
| 正味平均有効圧 | MPa | 0.74 | 0.773 |
| 燃料消費率 | g/kWhr | 210 | 210 |
| 重量 | ton | 約480 | 約340 |

本機関は、「507実験機関」の実験終了後、UE機関と命名された。“U”は、Uni-flow scavenging、“E”は、Exhaust gas turbochargedの頭文字を取ったものである。その内Crosshead typeはUEC機関、Trunk piston typeはUET機関と呼称された。

なお、当時のUE機関は次に示す特徴を有していた。

- 掃排気系統は軸流方式で、基礎試験による最良のものを採用し、掃気効率が著しく良好である。
- 3つの排気弁を有して掃排気面積が大きくとれ、有効に排気エネルギーを利用出来る。
- 燃料噴射系統はMS機関に採用した蓄圧方式で、すぐれた噴射特性を有し、低質燃料油の使用にも適し、燃料消費率は204g/kWhr台である。
- 排気タービン過給機も基礎試験の集積の結果を基に独自に設計し、タービン、プロワ共に効率が高い。
- 機関と排気タービン過給機は、性能的に十分な計算結果を基として設計し、低負荷から高負荷までその性能は計算値と十分な一致を見ており、最高負荷に於いても排気タービン過給機のみで運転し得る。
- 重量容積共に小さく、船用機関として有利である。
- シリンダライナはNKメタル*を使用し、その摩耗は少ない。

*三菱造船の独自開発による耐摩耗鋳鉄材。

N:長崎、K:金森(当事長崎研究所、後に三菱重工社長を務めた人)のイニシアル。

この排気ターボ過給方式のUE機関の開発は、船用低速ディーゼル機関のトップメーカーのB&W機関とほとんど同時期(前年商品化)、Sulzer, MAN機関(翌年商品化)よりも早く、この優れたUE機関の開発に対して下記の表彰が与えられた。

- 1953(昭和28)年7月20日 運輸大臣賞
- 1954(昭和29)年1月23日 工業技術院賞
- 1955(昭和30)年12月23日 毎日工業技術賞
- 1956(昭和31)年11月3日 西日本文化賞

ほぼ時を同じくして、艦艇用の、高出力機関としてトランクピストン形の9UET44/55形機関(4,416kW×80min⁻¹)が1955(昭和30)年遅くに完成し、翌年護衛艦「いかずち」主機として搭載された。本機関をベースに、商用機関としてUET45/75形機関が開発された(図3.24)。1957(昭和32)年2月には神戸発動機とUE機関に関する技術提携を結び、本機関の初号機が同社にて完成した。

その後、国内では、林兼造船(昭和34年)、赤阪鐵工所(昭和35年)、宇部興産(昭和36年)、佐世保重工(昭和38年)とライセンス契約を締結し、UE機関の生産を増やしていった。

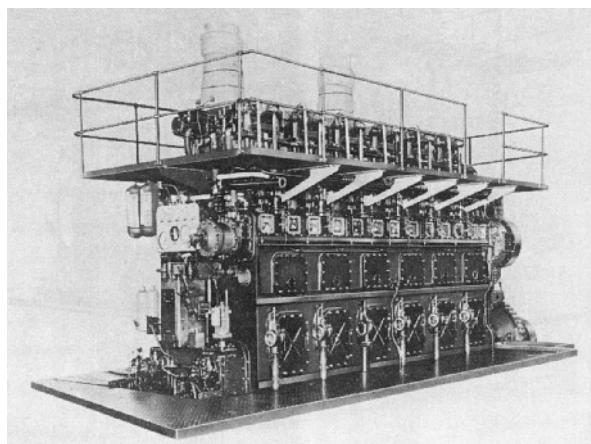


図3.24 6UET45/75形機関
神戸発動機提供

3.6 熱効率向上の時代

3-6-1 時代の背景

1973(昭和48)年及び1978(昭和53)年の二度に亘る石油危機で、船用機関に使用される燃料の重油の価格も大幅に上昇した。特に、第二次石油危機時には実に以前の5倍近くに達した(図3.25)。

船舶の運航コストは、船種によっても異なるが、17万DWTのばら積船の例では、石油危機前の1970(昭和45)年時点では、全コストに占める燃料代は、おお

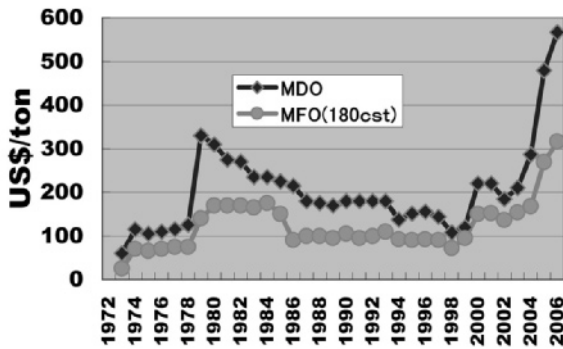


図3.25 船用燃料油の価格推移
Fairplay誌 dataにより作成

よそ8%程度であった。これが、石油危機後の1980(昭和55)年では30%に増加している。

この結果、これまであまり燃料消費量を気にしていなかった船主も、経済的に大きな影響を与える機関の燃料消費量に関心の目を向けるようになった。

この結果、それまで蒸気タービンが主流であったVLCCの主機関は、順次燃費の良い大型ディーゼル機関に切り替わり、また船齢の若い船では蒸気タービンから中速ディーゼル機関に主機換装される例も多く、造船所、機関メーカー双方にとって大きな商売にもなっていた。

さらに、造船所は船速をできるだけ抑え、必要出力の低減に努めるとともに、排気エネルギーの有効利用、低回転機関の採用によるプロペラ効率の向上、効率的な軸発の開発など、船舶としてとりうるあらゆる手段を使い船主の要望に応える努力をした。

3-6-2 機関の熱収支

もともとディーゼル機関は単体原動機としては常に最高の熱効率を誇ってきた。図3.26に示すように、燃料油の持つ熱量の約50%はプロペラを廻す仕事となっている。しかしながら、この事は熱の約半分は捨てられているということであり、この排熱を如何に回収す

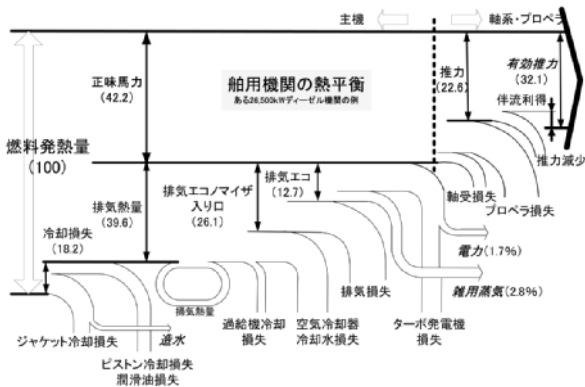


図3.26 機関の熱収支の例

るかが船舶としての総合熱効率改善となる。捨てられる熱量の最大の部分は排ガスにあり、一般的には排ガスエコノマイザとターボ発電機により蒸気または電力として回収されている。

3-6-3 機関の熱効率改善努力の足跡

(1) B&W機関

熱効率改善の最も有効な手段は、静圧過給方式の採用である。その他に、高効率過給機の採用、機関のロングストローク化などの手段が取られている。図3.27にB&W機関800mm口径代表機種種の標準状態の場合の熱効率改善の変遷を示した。

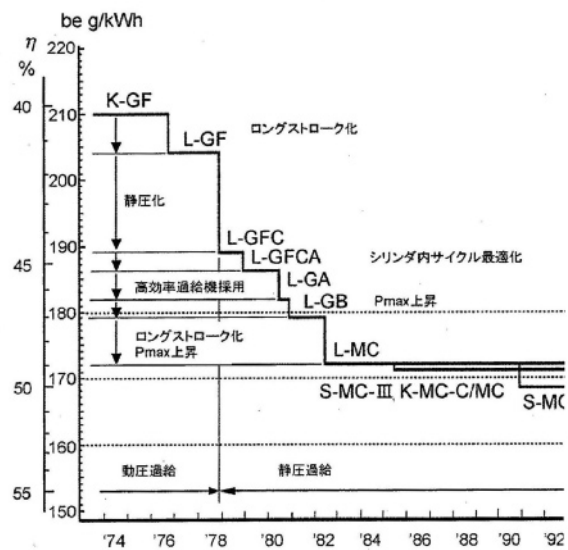


図3.27 B&W機関の熱効率の変遷⁽²⁶⁾

第一次石油危機が始まる1973(昭和48)年から、第二次石油危機の影響が顕著になる1982(昭和57)年までに、機関の燃料消費率は、210g/kWhから172g/kWhまで、機関自身で実に20%の低減を果たしている。

燃料価格が一段落した1985(昭和60)年以降は熱効率の改善は、市場ニーズから来る競争分野から外れ、ほとんど横ばいとなっている。

(2) 三菱UE機関

図3.28に、本機関の場合の熱効率の変遷と効率向上手段を示した。B&W機関と同様に、H型機関では静圧過給方式の採用により大幅な改善を実現し、その後過給機の高効率化、機関のロングストローク化、最高圧力の増大、掃気効率の向上などの手段が順次とられている。

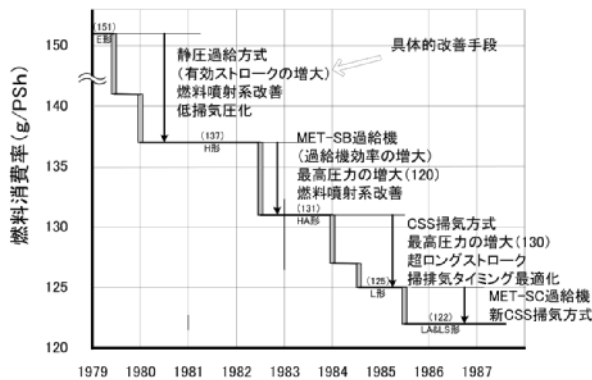


図3.28 三菱UE機関の熱効率の変遷

市場ニーズに遅れずに開発することができた背景には、三菱は石油危機以前の1971（昭和46）年ころからすでに静圧過給方式の研究を進め、3シリンダの実験機関3UET32/42Hにより、14.7g/kWhの燃料消費率低減を得た実績がある。また、過給機も高効率で、高圧力比3.5のSuper-MET過給機の実用化を完了しており、静圧過給方式を採用して有効ストロークを増大したH形機関の開発が可能となった。

(3) Sulzer機関

石油危機の最も大きな影響を受けたのがSulzer機関であった。永年Sulzer社が低速機関に踏襲してきたループ掃気方式では、熱効率改善をどんどん進めているユニフロー方式の競争相手に立ち向かえなくなった。

「より競争力のあるエンジンの開発を」というライセンシからの悲鳴に近い強い要望に応え、Sulzer社は構造の簡単なループ掃気方式を捨て、ユニフロー掃気方式を採用して、より熱効率の高い新型機関、RTA形機関を開発し、1982（昭和57）年1月に市場に投入した。ユニフロー方式の採用により、ロングストローク化が可能となり、RTA84形機関では従来のRLB90形機関よりロングストローク化し、行程/口径比2.11を2.86に伸ばしている。

補足説明—[掃気方式]

機関の出力を増加するには、燃料をより多くシリンダ内に供給する必要がある。この事は同時に、燃焼に必要な空気をシリンダ内に供給する事で初めて有効となる。シリンダ内の排気ガスを追い出し燃焼に必要な新しい空気を供給するガス交換プロセスを一般に掃気方式と呼んでいる。2サイクル機関の掃気方式としては、これまでループ（もしくはジャンプ）掃気方式とユニフロー掃気方式が採用されてきた（図3.29掃気方式比較図参照）。

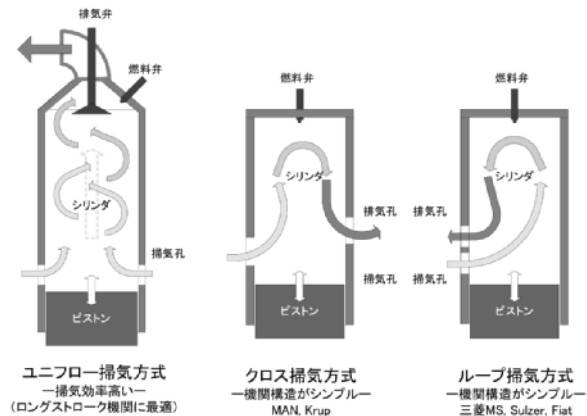


図3.29 掃気方式の比較

また、ループ方式と同様な方式としてクロス掃気方式がある。

ループ・クロス掃気方式では、シリンダライナの下部に掃気孔が配置され、その上部に排気孔が配置される。ピストンが下降し、膨張行程の終わりになると、まず排気孔が開放され、高温高压の排ガスが排出され、排気管により過給機に導かれる。更にピストンが下降するにつれて今度は、掃気孔が開放され、掃気室から新しい空気が供給される。この新気は、残っている排ガスをシリンダから排出・掃気する。ループ・クロス掃気方式の特徴は、燃焼室上部には、燃料をシリンダ内部に供給する燃料噴射弁があるだけで構造が極めて簡単な点にある。従って初期には多くの機関に好んで採用されてきた。MAN機関、Sulzer機関などが本方式を採用していた。（しかしながら、MAN機関は、その後開発中止、Sulzer機関は、前述の如くユニフロー方式に設計変更）

一方、B&W機関と三菱UE機関が採用しているユニフロー掃気方式では、シリンダの上部に排気弁が配置され、ピストンに対して仕事を終えた排気ガスはこの排気弁から排出される。新しい空気は下部の掃気孔から供給される。この方式は、ガスの流れが一方なので、ユニフロー掃気方式（単流掃気方式）と呼ばれている。ユニフロー掃気方式では、ストロークが長くなればなるほど掃気効率が良くなる傾向にあるので、機関のロングストローク化に適している。

3-6-4 燃料消費率低減技術

(1) 静圧過給

静圧過給方式の効果は、1962（昭和37）年にデンマークで開催された第6回CIMAC（国際燃焼機関会議）コペンハーゲン大会で、スウェーデンのProf.Dr.Collinが論文を発表している。本論分によると、過給度（過給

機の圧力比相当) が低い場合には動圧過給のエネルギーの方が大きいですが、過給度が40~60%を越すと、静圧過給のほうが大きくなると計算結果を示している(図3.30参照)。前述の三菱の実験結果はこれを実証している。

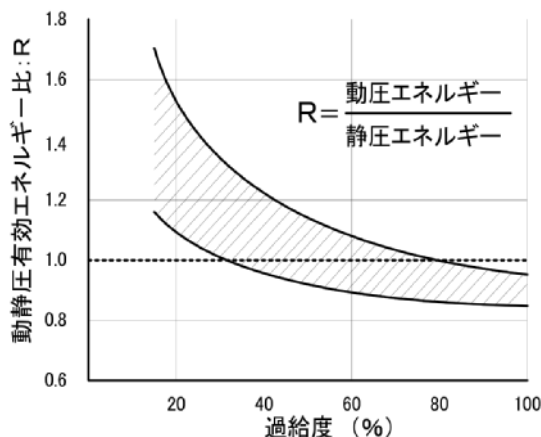


図3.30 過給度と動静圧エネルギー比

[動圧過給と静圧過給]

これまでの自然給気に代えて、燃焼に必要な空気を強制的に圧縮供給するためには、クランク軸から機械的に駆動される送風機を使用する方法と排気ガスを駆動源とした排ガスタービン過給機がある。前者は比較的低負荷で有効で、後者は比較的高負荷で有効である。本格的に船用機関に採用されたのは、排ガスタービン過給機のほうである。1953年以後、大型排ガスタービン過給機の開発が進むにつれて、各社は競って排ガスタービン過給機搭載の機関を発表した(B&W VTBF:1953年、三菱UE:1954年、Sulzer RSAD:1955年)。

排ガスタービン過給機を駆動する方法としては、主としてシリンダから高圧排気期間中に排出される排ガスの動圧を利用する方法(図3.31左側)と、シリンダから排出される排ガスをいったん大きな容量の排気管に蓄え、一定の圧力(静圧)として利用する方法(図3.31右側)の二つが考えられる。

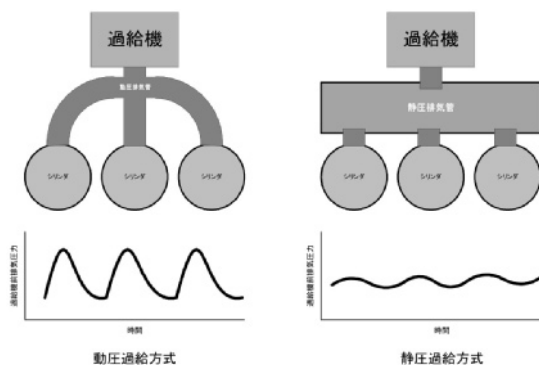


図3.31 過給方式比較

初期においては、排気管も小型で負荷追従性能に優れた動圧方式が多く用いられた。しかしながら、石油危機以後、熱効率の向上が最大の技術開発テーマとなってくると、比較的高い一定負荷(定格出力の75~90%負荷)で長時間連続して運転される船用機関に対しては、低負荷域を電動の補助プロアでカバーして、熱効率の良い静圧過給方式に一齐に転換された。

この静圧過給方式では排気管の容積が大きいため排気弁が開いて掃気孔が開くまでの期間、いわゆるブローダウンが短くてもシリンダ内の燃焼ガスを十分掃気圧以下のレベルに膨張させることが出来る。このため静圧過給では排気弁が開く時期を動圧過給の場合よりも約15~20°遅らせることができ、これによりピストン有効ストロークが増加する。同時に排気弁が閉じるタイミングが遅れるため圧縮開始のタイミングが遅れ、ピストンの圧縮仕事が減少する。これらを合わせて大幅な燃費低減を得ることができる。

動圧過給方式の7シリンダ、8シリンダ機関

動圧過給方式では、6シリンダ機関では3個のシリンダを一つの排気管で結合され、120度ピッチで排ガスが等間隔で過給機に供給される(図3.31参照)。この結果、過給機は安定して排ガスで駆動され、結果として極めて望ましい機関性能(良好な燃焼)が得られる。しかしながら、7シリンダ機関、8シリンダ機関では、シリンダの着火順序を考えた特別な配慮が必要であった。

7シリンダ動圧機関では、2台の過給機を配置し、一つには3シリンダグループ、他の一つには4シリンダグループの排気ガスを導いている。4シリンダグループの過給機には、排気干渉を避けるために独立した二つのガス入口があり、それぞれ2シリンダからのガスが供給される。このため二つの過給機は、その型式、仕様も性能も大きく異なる。

補足説明一[排気干渉]

同じ排気管に結合されたシリンダで、あるシリンダの排気期間中に他のシリンダが掃気期間中の場合、高い圧力の排気が相対的に低い圧力の他のシリンダの掃気を阻害する現象で、過去の2サイクル動圧過給機関の弱点の一つ。

[船用機関のシリンダ数]

船舶には、さまざまな大きさの船舶が存在し、したがって必要な船用推進機関の出力や回転数は異なってくる。このため、通常は、一つの口径でシリンダ数を変えて提供可能な出力の幅を増やしている。直列4シリンダ機関から最大14シリンダ機関までである。さらに、

口径の異なる機関を相似設計して一つのシリーズを構成させることが一般的に行われている。(口径260mm～最大1,080mm) また、同一口径で機関のストロークをいくつかの種類に分けて構成することもある。

8シリンダ機関では、二口の独立したガス入口を持つ過給機が2台配置され、それぞれの過給機には4シリンダ分の排気ガスが供給される。クランク軸角度で360度の間に2シリンダ分のガス(約240度)しか供給されないため、他の時間はガスが供給されないまま、過給機だけが回転している状態、いわゆる風損が発生し、効率を低下させる。このため新たなアイデアとして、二つの排気管を小口径の連結管で結合し、この谷間の期間に少量のガスを供給し、ロスを最小にとどめる工夫がなされた(図3.32)。動圧過給時代の苦難の足跡の一つである。

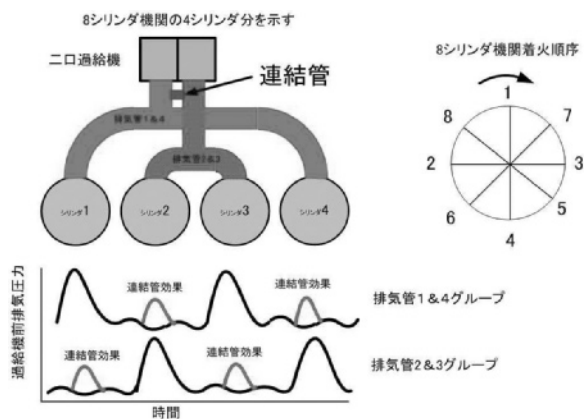


図3.32 動圧8シリンダ機関の連結管

現在、静圧機関の低負荷での排気エネルギー不足による空気量不足は、電動機駆動の補助ブロワで解決しているが、最近のアイデアとしては、燃焼器付き過給機や、同軸上にモータージェネレータを配置した過給機の実用化が検討されている。また、小型過給機分野では、過給機のタービン側ノズルや、ブロワ側のディフューザを可変化したVG (Variable Geometry) 過給機が実用化されており、大型過給機分野でも、機関の最適制御をめざして実用化される可能性もある。

(2) 過給機効率

図3.33に過給機効率の向上が機関の燃料消費率改善に与える影響を試算した例を載せた。本例では、過給機総合効率を4%改善することにより、機関の燃料消費率は約2%改善されている。

過給機効率上昇のメリットを有効に使用方法としては、他に古くから実用されているターボコンパウンドシステムがある。これは排気エネルギーを排気タ

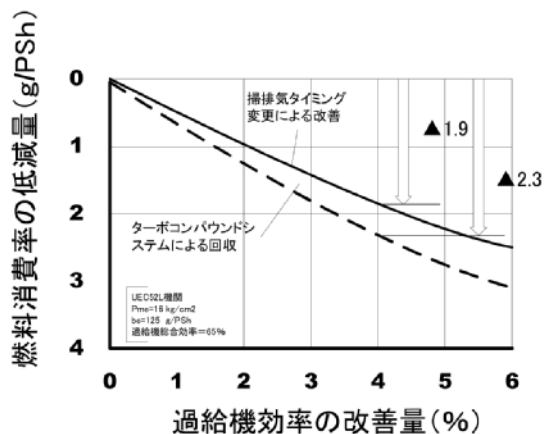


図3.33 過給効率と燃料消費率改善効果

ービンによってクランク軸に戻し出力向上を図るもので、最も有名なものとしては、米国のカーチス・ライト社の航空機用ガソリン機関：R-3350で戦後間もない1950(昭和25)年に実用化している。

なお、船用機関におけるターボコンパウンド方式によるエネルギー回収は、Sulzer社がEfficiency booster (η -booster) という商品名で1980年代に実用化している(図3.34)。B&W社も同様なTCSシステムを開発し実用化している。ただ、この装置は、燃料消費率の低減に有効であるが、価格の高いこと、装置が複雑になることもあって、燃料油価格が安定すると共に普及が止まってしまった。

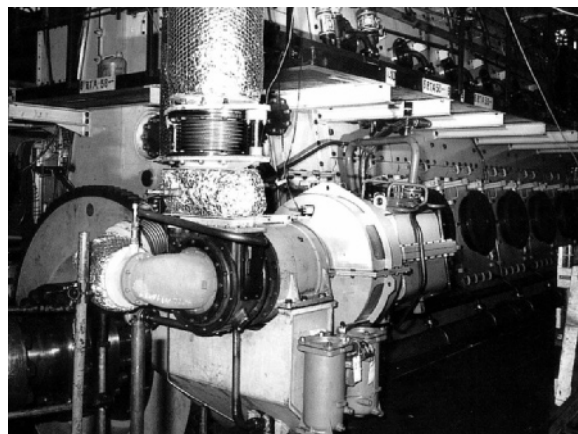


図3.34 RTA58に装着されたEfficiency Wartsila社提供

3-6-5 プロペラ低回転化による熱効率改善

この時代に、日本のライセンシの実力の一端を示したものに、日立造船(現日立造船ディーゼル・アンド・エンジニアリング)が開発したツインバンクエンジン(図3.35)がある。

ツインバンクエンジンは、第一次石油危機後の1976(昭和51)年8月に開発着手し、翌年の1977(昭和52)年10月にその初号機を完成した。それは、ライセンサ

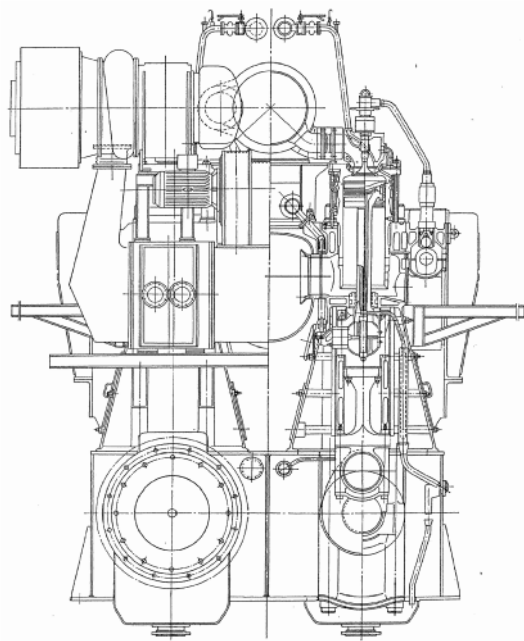


図3.35 日立ツインバンクエンジン断面図
日立造船D&E提供

のB&W低速-K45GF (C) 型をベースとして、減速機と組み合わせたギヤードディーゼルエンジンである。

燃料消費率の良い低速ディーゼルエンジンを減速機を介して更に減速し、大口径プロペラの採用、超低回転化でプロペラ効率を向上させることによって、低燃費化船を実現しようとするものであった。

その後機関自体の超ロングストローク・低回転化へと進んだため、ツインバンクエンジンは、その画期的な使命を果たし、短命に終わった。

燃料費の高騰が深刻になってきた第二次石油危機後に計画されたいわゆる省エネ船は、おおよそ2年後の1982 (昭和57) 年に相次いで完成されている。

まず4月には、IHI呉において、ジャパンライン向けに86,722DWTの石炭運搬船「ジャパン オーク」が竣工した。本船には、IHI製造の中速機関IHI-SEMT Pielstick8PC4-2L形機関 (7,500kW×400min⁻¹/プロペラ軸 80.7min⁻¹) の初号機が搭載されている。これまでは低速機関の分野であった外航船にも、中速ギヤード機関がプロペラ低回転化のメリットが評価され採用された。

同年8月には、三菱重工長崎において、新和海運向けに載貨重量20万トン級の鉱石運搬船「新豊丸」が竣工している。本船は、低速機関三菱6UEC60/150H形2基 (常用出力合計11,800kW×133min⁻¹) をギヤで結合した、2基1軸方式を採用している。プロペラには4翼で直径9.3mの大直径CPP (可変ピッチプロペラ) を使用し、軸回転数は57 min⁻¹ときわめて低い。航海速

力も12.6ノットと低く抑えられている。この結果、燃料消費量は満載時航海速力で47トン/日となり、これは従来船型130型鉱炭船と比較して、輸送貨物トン当たりの燃料消費量は半減している。

続いて、9月には川崎重工坂出で、日邦汽船向けに載貨重量20万トン級の鉱炭船「邦英丸」が竣工している。本船は、低速機関川崎K8SZ70/15Ce形1基 (常用出力9,700kW×119min⁻¹) を遊星歯車減速装置を使用して減速して使用している。プロペラには3翼で直径11mの大直径CPPを使用し、軸回転数は43min⁻¹ときわめて低く、航海速力も12.4ノットと低く抑えられている。この結果、燃料消費量は満載時航海速力で43.5トン/日となり、これは前船同様従来船型130型鉱炭船と比較して、輸送貨物トン当たりの燃料消費量は半減している。

3-6-6 帆走汽船⁽⁹⁾

ディーゼル機関からは離れるが、船舶として必要推進出力を低減し、燃料消費量を減らす努力が進められた。この時期には、二重反転プロペラ、プロペラボスフィン、リアクションフィン、船形の改良など多くのアイデアが実用されている。この中でも注目されるものに帆走汽船がある。

第一次石油危機後の1980 (昭和55) 年には、風力を推進動力補助に利用することが検討され、その第1船として、699トンの小型内航石油製品運搬船「新愛徳丸 (図3.36) が竣工した。本船は、燃料の節約分を含めて10%以上の運行費節約が達成できたとされている。

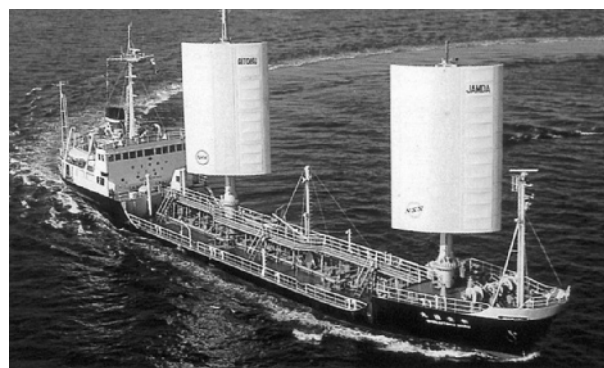


図3.36 帆走汽船「新愛徳丸」⁽⁹⁾

本船に引き続き、1984 (昭和59) 年には、15,721DWTのバラ積み船「ウスキ パイオニア」が竣工している。に日本海事協会の記録によると、その後1985 (昭和60) 年にかけて、合計9隻の帆走汽船が建造され、日本海事協会に登録されている。しかしながらその後、石油危機も一段落し、燃料油価格が安定すると共にその後の新造計画は自然消滅した。

最近の原油高騰を受け、再び欧州の有力船主 Wallenius Wilhelmsen Logistics社は将来船の概念設計として、鋼製の帆とその表面に太陽電池を貼り付けたアイデアを示している。過去の石油危機時を上回る原油の高騰は、再び以前の状態を招くかもしれない。

3.7 信頼性向上と出力増大の時代

3-7-1 時代の背景

石油危機後の燃料の高騰も一段落し、ほぼ落ち着いた1990年以後は、一転して機関の信頼性向上へのユーザーの強い要望が顕著になってきた。この背景には、乗組員数の減少があげられる。日本の場合を例にとると、戦後すぐの時代には、機関部、甲板部合わせて一隻で合計60~79名も乗船していたが、自動化船、M0船（エム・ゼロ船：機関室夜間無人化船）の登場により昭和40年代の後半（1970年～）には、30名レベル迄減少した。昭和50年前後（1975年～）には更に減少が進み、1隻あたり25名程度が通常であったが、当時の運輸省にて船員制度近代化委員会が発足し近代化船の実験が開始されるに及び、近代化船で一番進んだ“パイオニアシップ”では実に11名迄乗組員の数は減らされている。

またこの間、1981（昭和56）年には船員法の改正が行われ、これまでの機関部、甲板部の区別が取り払われ、例えば乗組員11名の“パイオニアシップ”の場合、機関を専門とする人は機関長のみとなってしまった。このことは、船の乗組員の作業から“エンジンの保守”が除外されたと言ってよい。この結果、乗組員の数の減少のみならず、経験豊富な乗組員の不足も避けられず、これらの条件下でも常に満足のゆく運航が可能な信頼性の高い機関が強く求められた。

3-7-2 信頼性向上の試み

(1) ピストンリング・シリンダライナ

機関の信頼性と言った場合、最も重要な消耗部品は燃焼室廻り部品、特にピストンリングおよびシリンダライナと言える。船用機関には通常極めて品質の低い残渣油が燃料として使用されているが、それにもかかわらず2年から5年（法定の中間検査、定期検査期間：運転時間にして約10,000~30,000時間）のピストン抜き間隔が求められている。船用機関の稼働時間は、一般的な大型商戦の場合約6,000~7,000時間/年とされている。

日本船舶機関士協会の資料によると1958（昭和33）年当時のピストン抜き時間は、400~2,000時間で、当

時の乗組員はピストン抜きに明け暮れていた、という表現は必ずしもオーバーとは言えない状況であった。

* シリンダ潤滑の複雑さ

船用ディーゼル機関のトライボロジーの難しさは、（1）潤滑が必要なシリンダの内部で、燃焼させねばならないこと、（2）各部の部材は非正常な作動を強いられる、の2点にある。この結果、潤滑、摩擦、摩耗などのいわゆるトライボロジー問題を根本的に過酷かつ複雑なものにしており、加えて潤滑部分が低速（ピストンの上死点、下死点ではピストンの動きは速度ゼロになる）高荷重のために常には良好な流体潤滑状態を保ち得ない。このため、往復動ピストン機関で焼損や摩耗の絶無を期し難い宿命みたいなものがある。実際に、永い間ピストンリングおよびシリンダライナの潤滑問題が、船用機関の信頼性を著しく阻害して来たといえる。これが時代を超えた技術的課題となっている所以である。

シリンダ潤滑を考える上で、考慮すべき部品の数が多い（図3.37）。この他にも燃料油品質、機関の使用条件（例えば、フィリピンのピナツボ火山が噴火の際、その近辺の海域を通過した船舶の機関で、吸い込んだ微細な粉塵により、その後シリンダライナの摩耗過大が報告された例がある）や、高温度の海域を航行中に発生しやすい掃気中の水滴による機械的油膜破壊など多岐にわたる。

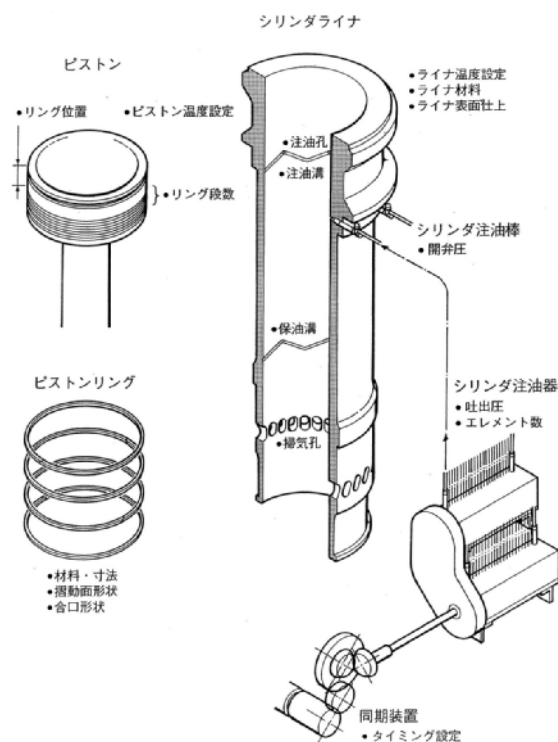


図3.37 シリンダ潤滑関連部品

(2) 排気弁

三菱UE機関では、機関の負荷変動に対して素早く反応する負荷追従性に優れた動圧過給方式を採用していた。動圧過給方式の効率を上げるためには、過給機までに排ガスを短時間に多量に供給する事が望ましい。このため、初期のUE機関では1シリンダに3個の排気弁を配置して、その中央に燃料弁を配置するアレンジを採用した。この結果、種々対策がなされたものの、シリンダカバーの非対称形状による複雑な変形が影響し、排気弁の補修間隔は著しく短かった。数が多い上に、寿命が短いので、UE機関の最大の欠陥として不評であった。1979（昭和54）年に開発された静圧過給方式のH形機関からは、中央配置の1排気弁方式に変更され、この問題は解決された。

一方、B&W機関は当初から中央配置の1排気弁方式を採用している。排気弁の耐久性を向上させる手段として、排気弁を作動中に回転させるためのプロペラ翼のほか、空気ばね、弁座の冷却などの工夫が採用されている。この結果B&W機関の排気弁耐久性はユーザーを満足させている（図3.38）。

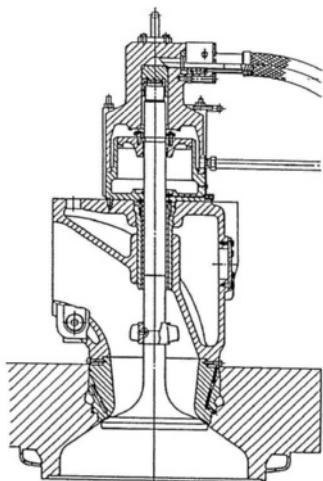


図3.38 B&W機関の排気弁
三井造船提供

また、Sulzer機関ではユニフロー方式のRTA形機関で、空気ばね、Nimonic材の排気弁、弁座のボアクーリングを採用し、信頼性の高い排気弁として好評を得た。

3-7-3 シリンダ潤滑の技術的問題点解決の歴史

(1) 低温腐食：腐食摩耗

1984（昭和59）年に開発された三菱UEC52L形機関は、陸上運転での温度計測結果、トップピストンリング上死点相当部でのシリンダライナ側の表面温度は181℃であった。Shell社の研究によると、硫黄分3%、圧力200barでの硫酸の露点温度はおおよそ180℃であった。

当時、1978（昭和53）年の第二次石油危機以後、船

用燃料油の価格は、前述の通りこれまでの3倍にも達し、船主経済に与える影響は大きなものがあった。そこで機関メーカーは、ディレーティング（機関の定格出力を下げた使用し、機関の燃料消費率を改善する）という手法を適用し、本機関を含む多くの機関に採用されていた。

就航後しばらくして、本機関を搭載するいくつかの船からピストンリング・シリンダライナの過大摩耗が報告されるようになった。統計的にディレーティング機関に発生頻度が高いことに着目し、実際の運転状態でのシリンダライナの温度を推定し、摩耗率との相関を調査した結果、シリンダライナのトップリング上死点相当位置での表面温度がほぼ140℃を境として、過大摩耗が発生していることが明らかとなった（図3.39）。そこで、シリンダライナの冷却方法を改善し、当該部温度を150℃以上になるようにしたところ、過大摩耗の問題は収束した。

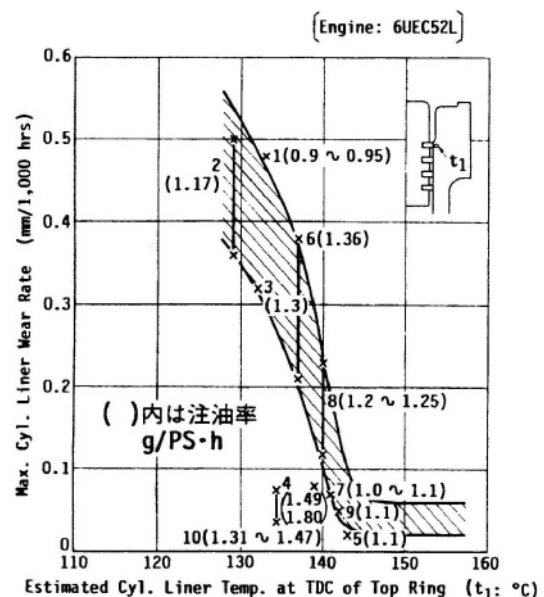


図3.39 シリンダ表面温度と摩耗率
三菱重工提供

低温腐食摩耗問題の解決のためには、シリンダ油の改善も大きな役割を果たしている。1960年代当時、シリンダ油のアルカリ価は、TBN=40（TBN：Total Base Number 全塩基価）のものが多く使用されていた。しかし、1960年代後半までには、石油各社は中和能力の高いアルカリ価70を超えるシリンダ油を市場に投入し、腐食摩耗低減に優れた効果を発揮した。

(2) 触媒粒子：機械的摩耗

1970（昭和45）年ころから、これまで順調に運転されていた機関が、ある日突然シリンダライナの過大な摩耗を引き起こすケースが散見されるようになった。この原因は、石油精製法（図3.40参照）の進歩により、

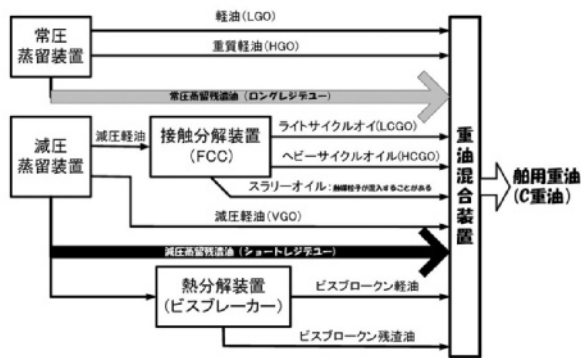


図3.40 製油方法と船用燃料油のソース

増加してきた接触触媒分解装置からスラリー油中に混入してくる、粒径5~15 μ m程度の硬いアルミナ・シリカの触媒粒子による機械的摩耗が原因であることが判明した。

この触媒粒子は、ピストンリングやシリンダライナのみならず、燃料噴射ポンプにも機械的に摩耗を生じさせる。燃料噴射ポンプのプランジャーが摩耗して必要な燃料の圧縮ができずに、機関の起動不能に至ったケースがたびたび報告されている。

触媒粒子（代表的な成分は、アルミナ・シリカ：Al+Siと記す）の許容量は、最新の船用燃料油規格ISO8217では、船内の前処理設備である程度除去可能との前提で80mg/kg以下と決められている。ISOの前身にあたる1983年制定の英国規格BSIですでに触媒粒子を規制している（本規則の場合には、Max. Al: 30ppm）ので本問題の認識は早く、1970年代と推定される。最近では燃料油分析サービスの発達により、機関の損傷を事前に防止できる環境になってきているが、現在に至るまで混入事故は後を絶たない。

混入した触媒粒子によりシリンダライナ摺動面に発生した縦傷の例を図3.41に示した。本事故の解決方法は、燃料油の前処理装置（遠心式分離機、ファインフ

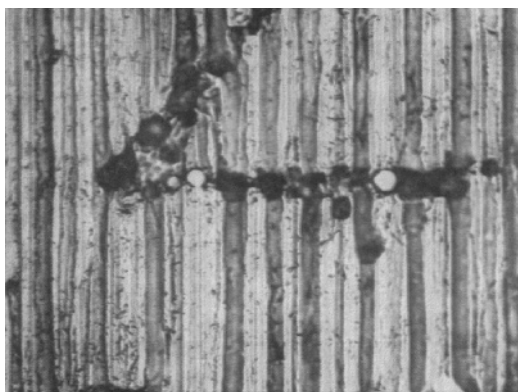


図3.41 シリンダライナ表面に捕捉された触媒粒子と粒子による縦傷の例
三菱重工提供

ィルターなど)による機械的除去以外に方法はない。

(3) 油膜の破壊

潤滑面過大摩耗の原因の一つには、年々品質が低下している燃料油事情がある。石油精製業界ではガソリン、軽油などの軽質油の取得率を向上する努力が図られており、その結果、船舶用で使用される残渣油の品質は一層低下している。

様々な原油から様々な精油方法で軽質成分が分離され、残された残渣油が、船用燃料油として販売される。しかしながら、機関で燃焼するために必要な情報、例えば着火特性、燃焼特性などは使用前に供給側からユーザーに知らされる事はない。また、機関の設計者は一般的な低質油の使用を想定し機関を設計している。

この結果、時として想定以上の低質油が使用され、燃焼フレームがシリンダライナ表面の油膜を直接破壊してしまうケースが発生する（図3.42）。

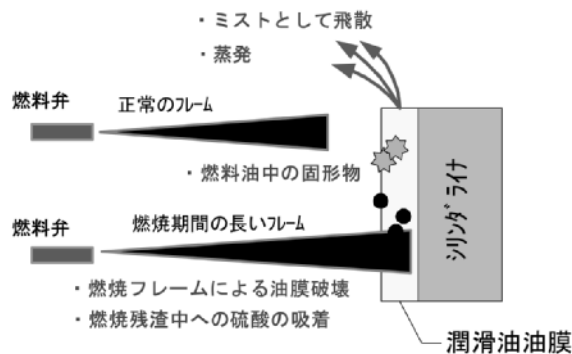


図3.42 燃焼フレイムと油膜

機関の信頼性が強く求められているのに反して年々問題事例が増加している。燃料油起因の機関損傷は、全シリンダで同時に発生することが多く、しかも当該燃料油使用后比較的短時間で発生するケースが多く、船舶の安全運航に対して大きな阻害要因となっている。

船用燃料油の規格ISO8217があるが、単に粘度による区分を示しているだけで、有効な品質規格となっていない点にも問題がある。

(4) シリンダライナ表面状態

過去の多くの事例の観察結果より、現在ではシリンダライナ表面のレプリカを採取し、表面状態を顕微鏡観察することによって、摩耗の原因が何であるかをおおよそ推定することが可能なレベルになってきている。

1987（昭和62）年、三菱重工の光武らによって、日本船用機関学会誌に発表された例を示した（図3.43）。なお、2サイクル低速機関においては、シリンダライナ材料として、耐摩耗性に優れたボロン系鋳鉄が広く使用されている。

| 分類 | 機械的作用による摩耗 | | | 機械的および化学的作用による摩耗 | | |
|----------|-------------------------------------|---|---------------------------|---|---|------------------------------------|
| | (A)アブレーション (Abrasion) | (B)凝着摩耗 (Adhesion) | (C)金属光沢 摩耗 (Polish) | (D)腐食摩耗 (Corrosion) | (E)エッチング 状摩耗 (Etching) | (F)ステタイト 腐食 (Steadite Corr.) |
| レプリカ観察形態 | 光学顕微鏡 50μm | 電子顕微鏡 5μm | 電子顕微鏡 5μm | 光学顕微鏡 50μm | 光学顕微鏡 50μm | 光学顕微鏡 50μm |
| 特徴 | ● 顕著な擦動痕 ● 通常摩耗 ● 高硬度粒子 混入 | ● 塑性変形によるマトリックスの重なり ● グラファイト 形状不明 ● 境界擦動 状態 | ● 金属光沢 | ● 乳食による 肌荒れ ● 燃料中のS分 による腐食摩 耗 | ● パーライトが 明瞭 ● 燃料中のS分 による腐食摩 耗 ● リング材 硬度過大 | ● ステタイトの 脱落 ● 摩耗量大 |

図3.43 シリンダライナ表面組織レプリカによる評価
三菱重工提供

(5) 新しい注油システム

1998（平成10）年にB&W社が新しいアルファ注油システムを開発した。ほぼ同時期に三菱は、デンマークの有力船主A.P. Moller社のアイデアをデンマークの注油器専門メーカーHans Jensen社と共同でSIP注油システムを開発した。前者はシリンダ油を高压でピストンリング側に吹き付けるのに対して、後者はシリンダ壁面に吹き付けている。いずれの方法もこれまでの注油方法と比較して潤滑面に確保される油量が増加し、実質注油量を大幅に低減することに成功した。

シリンダ油が上手く機能し、最小の注油率で、機関が順調に運転されるには、次の3条件が満足されることが必要である。どの一つが欠けても満足な機関の運転が期待できない。

- ①シリンダ油が無駄なくシリンダ内（シリンダライナ表面またはピストンリング表面）に供給され、
- ②その供給されたシリンダ油でシリンダライナ摺動面に均一に十分な油膜が形成され、
- ③しかも、蒸発、機械的破壊等の油膜損傷がなく、油膜が常時保持されること。

これまでは注油されたシリンダ油が上手くシリンダライナ・ピストンリングの潤滑表面に到達していなかった可能性があり、B&Wのアルファ方式、三菱のSIP方式いずれもシリンダ油の供給を改善するものである。

過去の技術開発・研究の主流は、潤滑油が十分に供給された条件下でのシリンダライナ表面への油膜の形成が中心であり、シリンダ内へのシリンダ油の供給方法の技術的検討が最も遅れていた。シリンダ表面に到達したシリンダ油で、必要な摺動面に均一な油膜を如何に有効に形成させるかについては、油膜形成シミュレーションなどを使って検討された。

シリンダの潤滑に関しては、上記以外にもピストンリングの摺動面形状、ガスタイトリングなどの合口形状、モリブデン、クロームメッキやクロムセラミック

すなどの材料、表面処理、シリンダライナの母材、コルゲート加工などのシリンダライナ摺動面形状、注油溝位置・形状、ランニングインの考え方などに関して多くの研究が各社により試行錯誤されてきた。

さらに、就航後の状態監視に関しては、ピストンリングの摩耗進行を知るための合口幅計測、スカuffリング検知のためのシリンダライナ摺動面温度のモニタリングなどの手法が開発され実用化された。現在は、就航船の機関の状態を陸上での監視が可能なレベルまでに達している。

シリンダライナの潤滑は、往復動ピストン機関には宿命の問題であり、これらの努力は今後も引き続き必要となることは間違いない。

3-7-4 機関出力範囲の拡大

(1) 小型機関の開発

低質燃料油使用が一般的になるにつれて、クロスヘッド機関に対する評価が一層高まった。これを受けて、三菱は、それまでは4サイクルのトランクピストン機関の領域とされていた比較的小出力の3,000kWクラスを狙って、1981（昭和56）年に当時世界最小口径（370mm）のクロスヘッド機関UEC37H形機関を世に出した（図3.44）。これは、その後すぐに他社に追従され、創業者利益を得られた期間は短かったがヒット商品の一つとなった。

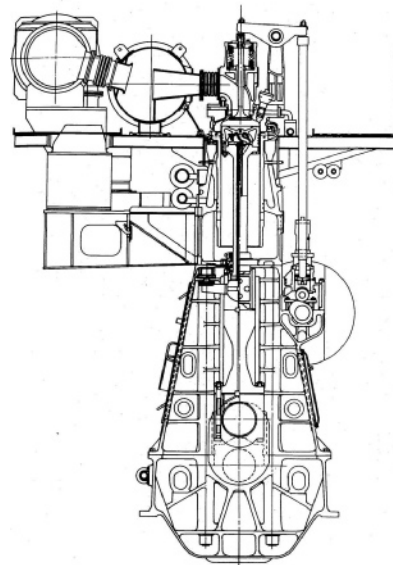


図3.44 三菱UEC37/88H機関
三菱重工提供

B&W社は、三菱に次いで、1982（昭和57）年に小口径のクロスヘッド機関L35MC形機関を完成させた。ロングストローク型のS35MC機関を加えた出荷実績は、1500台以上に達した。

2006（平成18）年には、排気弁は機械式駆動方式で、

燃料系統に電子制御機能を備えたS35ME-B形機関を発表している。また、後に更に小型のL26MC機関を戦列に加えている。

その後、Sulzer社も1982（昭和57）年に小口径のRTA38形機関を発表し、小型クロスヘッド機関の市場に参入してきた。

(2) コンテナ船の大型高速化に伴う機関の大出力化

1968（昭和43）年わが国で最初に建造されたコンテナ専用船は、航海速度23ノット、積載個数は700TEUであった。その後、大型化、高速化が図られ、石油危機前の27ノットを越える高速大型コンテナ船（1800TEU）の主機出力は60,000kWを超えるものであり、当時のこの出力分野は蒸気タービンの領域であった。

三井造船は、1972（昭和47）年にディーゼル機関を採用した画期的な“えるべ丸”を建造している（図3.45）。ディーゼル機関でこの出力を得るには大型ディーゼル機関が3基必要であった。本船は、両舷機に9K84EF（18,690kW×119min⁻¹）×2基、中央機関に12K84EF（24,880kW×119min⁻¹）×1基、合計62,260kWのディーゼル機関を主機として搭載した。

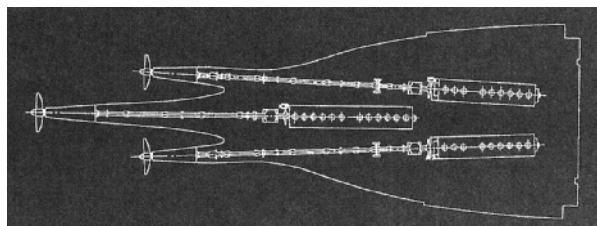


図3.45 「えるべ丸」機関室配置図⁽²⁶⁾

その後、石油危機による燃料消費削減、減速船型の採用などにより、コンテナ船はせいぜい3000個積まだが普通であった。しかしながら、2度にわたる石油危機で高騰した燃料価格も、その後値下がりし低価格安定の状態になり、再びコンテナ船の大型・高速化時代が到来した。船舶は大型化することにより経済性が増す一方、大型コンテナ船はコンテナの積載量が多いため港内停泊時間が長くなる。極東—欧州間1ラウンドは通常8週間であり、停泊時間が長くなった分は航海時間の短縮で取り返さなければならないので高速化が必須となる。いわゆる第IV世代のコンテナ船は、最大4,700TEU、計画最大船速24.5ノットに達した。

これに伴い、大出力の機関が必要となった。大馬力の吸収のためには大径のプロペラが必要であるが、プロペラ最大径に製造上の限界があること、また仮に大径プロペラが製作できても港の水深が浅いと入港できなくなるためプロペラ径を大きくできないことから、プロペラ回転数100min⁻¹程度が選択された。このため、

機関の行程はこれまでのロングストロークから一転してショートストロークへ変わってきた。

New Sulzer Diesel社（現Wartsila社）のRTA84C型（図3.46）は、大型コンテナ船主機用に開発されたもので、本機の初号機は9RTA84C型（33,120kW×100min⁻¹）で、日本郵船向け3,600 TEUコンテナ船「葛城」の主機として搭載され、1990（平成2）年7月に就航した（図3.47）。

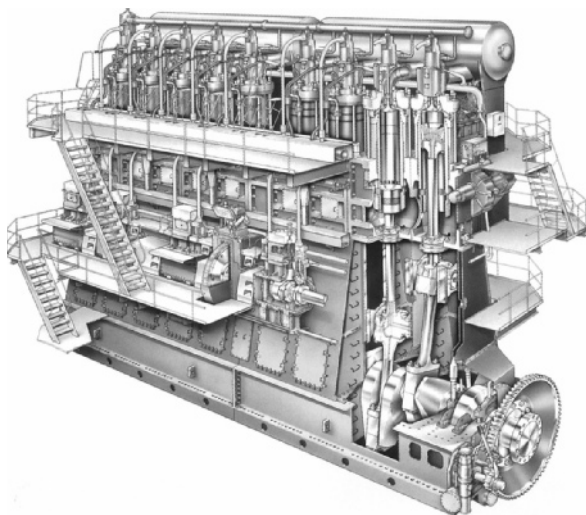


図3.46 コンテナ船用機関Wartsila 9RTA84C機関
Wartsila社提供



図3.47 コンテナ船「葛城」
(主機Wartsila 9RTA84C機関)
Wartsila社提供

RTA84Cは1993（平成5）年12月にパワーアップされて、通称RTA84CUと称した。本機の初号機は、9RTA84CU型（36,500kW×102min⁻¹）でSEALAND向け「SEALAND CHAMPION」主機として搭載され1995（平成7）年6月に就航した。RTA84C型は、コンテナ船主機として広く受け入れられたヒット商品であった。

従来のコンテナ船は、パナマックス型と称してパナマ運河の通行を前提に設計されていたが、この制限を外したオーバーパナマックス型コンテナ船の主機として開発されたのがRTA96C型である。本機も回転数は100min⁻¹で、シリンダ径960mm、ストローク2,500mmである。ストローク／ボア比は2.6と、RTA84Cよりも小さくしなければならなかった。

ストローク／ボア比が小さいと燃焼室が扁平にな

り、燃焼室温度レベルを許容値内に保つことが従来よりも困難となるが、RTA84Cと同じ3燃料弁式を継承しながら入念な燃料噴射系のマッチングを行い最適化された。

RTA96C型機関はシリンダ当たりの出力が5,500kWであり、その初号機は11RTA96C型(53,300kW×94min⁻¹)で、日本郵船向け「NYK ANTARES」の主機として搭載され1997(平成9)年10月に就航した。その後12シリンダ機関が製造され、ディーゼル機関の単機出力としては過去に例を見ない65,880kWという大出力を記録した。本機はP&O NEDLLOYD向け「P&O NEDLLOYD SOUTHAMPTON」の主機関として搭載され、1998(平成10)年5月に就航した。

RTA96C型機関は大型高速化するコンテナ船主機として広く受け入れられ、2001年(平成13)3月にSulzer社は、10,000TEUの超大型コンテナ船主機への対応を考慮した変更を行った(RTA96CBと呼称)。この機関はシリンダ当たりの出力を4.2%アップし、最大シリンダ数を従来の12から14に増やすことにより、単機出力80,170kWが得られる。燃焼最高圧力は、従来の142barから145barに高められた。

補足：[高信頼度船用ディーゼル機関技術研究組合]⁽²⁵⁾
(1983～1988)

1982(昭和57)年3月に運輸大臣から諮問機関である運輸技術審議会に「最近における産業構造の変化、要素技術の進展等に対応して今後推進すべき造船技術開発について」の諮問が行われ、同年8月に「今後取り組むべき重要な技術開発課題およびその推進方策」について答申が行われた。

本答申の趣旨に沿って、民間の技術研究開発体制の早急な整備を図ることとし、また、財団法人日本船舶振興会よりの補助金を得て1983(昭和58)年9月に設立された。本研究組合の設立趣意書によると、「本技術研究開発計画の実現は、造船業が基幹産業として将来とも経済社会に重要な役割を果たしていくとともに貿易物資の安定輸送を担う邦船の国際競争力の強化に貢献し、ひいては、次世代における技術革新のニーズを長期的展望にたつて育成推進し、造船業の高度な技術と人的能力が結合した先進国型産業への脱皮につながるものと確信いたしております。

従いまして、かかる重要技術開発課題の推進方策の一環として船用推進プラントの技術研究開発につきましても、産学官の有機的連携と関係機関のご支援を賜わり、本技術研究組合の設立により研究開発計画を総合的かつ効率的に推進しようとするものであります。」

とある。

具体的には、

- 1) 低質燃料油対応(ISO8217 RM55H:粘度700cSt相当燃料油対応技術)
 - 2) 熱効率向上(総合熱効率 約60%の達成)
 - 3) 出力率向上(現状の1.3～1.6倍の達成)
 - 4) 高信頼度(6ヶ月 メンテナンスフリーの実現)
- を研究目標とした。

メンバーは、三井造船、三菱重工、川崎重工、石川島播磨重工、住友重機、日本鋼管、日立造船の造船重機大手各社が参加した。参加各社はそれぞれ担当したテーマについて、6年間にわたり試験・研究を実施した。合計82億円の資金が投入された。

各社それぞれの成果を上げているが、最も大きな役割は、造船不況の時期に国家の支援を得てエンジン関係者が技術開発を実施できたこと、各社に研究の基盤になる実験機関などの設備が整えられたことの意味が大きかった。本研究の成果の一つは、後に4サイクル中速機関ADD機関の開発に繋がっている(図3.48)。同機関は、三井造船で製作され、地球探査船「ちきゅう」の発電機関としても採用されている。

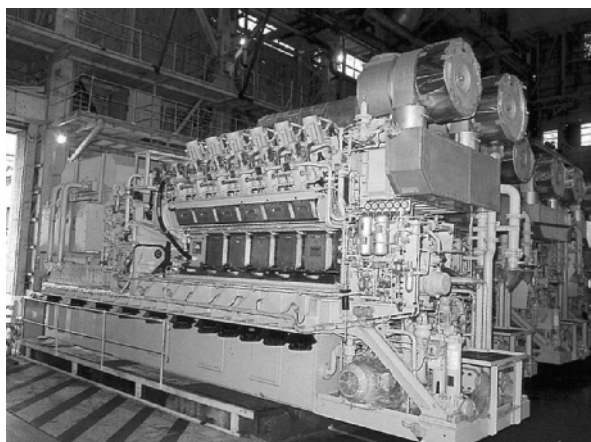


図3.48 ADD機関
三井造船提供

3.8 環境対応の時代

3-8-1 時代の背景—IMO(国際海事機関)における規制

陸上定置用、自動車用エンジンに関しては、早くから有害排気エミッションに対する規制が行われているが、こと船舶用エンジンに関しては、世界的なレベルでの規制はかなり遅れて始まった。具体的には、国連の下部機関であるIMOにおける、1997(平成9)年の締約国会議で採択された大気汚染防止条約(MARPOL73/78)の附属書VIが、2005(平成17)年5月により発効した。図3.49に現在のNO_xに関する規制値を示した。

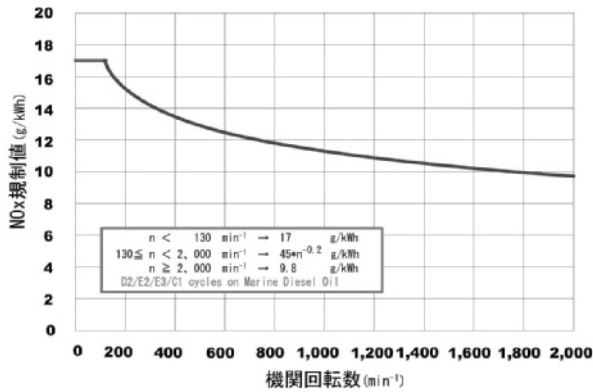


図3.49 IMOのNOx規制値

ただこの規制レベルは、他の陸上用機関と比較して緩く、2005（平成17）年7月に開催されたMEPC53（第53回海洋環境保護委員会）では、今後の検討項目として規制の強化を指示している。

また、SO_xに関しては、燃料油中に含まれる硫黄分の規制で対応している。バルト海、北海などのSECA（SO_x Emission Control Area）内で運航する船舶は、使用する燃料油中の硫黄分が1.5%以下、その他の一般海域では硫黄分が4.5%以下の燃料油を使用しなければならない。図3.50にIMOの燃料油硫黄規制値を示した。



図3.50 IMOの燃料油中の硫黄分規制

各国の間には、さらにIMOに対してSECA 海域の追加申請を計画している国もあり、この海域が将来広がる可能性がある。

一方、IMOとは独立して、EUや米国では、更に厳しい規制を実施、または検討しており、船舶がいつまで低質重油を燃料として使い続ける事ができるかは予測がつかない。

IMOでは、その他の有害排気エミッション（温室効果ガスやPM）についても規制の可能性を検討中である。

3-8-2 対応技術

(1) SO_x対応技術

燃料油中の硫黄分として持ち込まれた硫黄は、すべ

てSO_xとして機関外に排出される。したがって、機関としては、燃料油中の硫黄分を規制するか、排出されたSO_xを付加装置で取り去る以外にSO_xを低減する手段は無い。かねてより低硫黄燃料油使用に代わる手段として、英国のKittiwake社とBP Marine社の共同事業“Krystallon”で開発が進んでいた海水スクラバー装置が、初めてP&O社のフェリー「Pride of Kent」に搭載された。同船は、Dover-Calais間で運航されている。同装置は、2010（平成22）年に予定されている港内停泊時に適用される厳しい規制にも対応可能としている。

日本においてもACF（Active Carbon Fiber）を利用した同様な装置の開発が進んでおり、実用化が待たれている。

(2) NO_x対応技術

NO_xは、燃焼期間中に、空気中あるいは燃料油中の窒素分と酸素が反応して生成される。化学反応であるので、高い温度に長い時間曝されると反応が進み生成量が増加する。船用低速機関は、石油危機以後、熱効率を向上させる目的で燃焼温度を上げてきた。加えて、プロペラ効率改善の目的で、機関のストロークを伸ばし、低回転化を進めてきた。この結果、高い温度と長い反応時間が発生し、場合によってはNO_x値が30g/kWhに達するものもあった。

いろいろなNO_x低減対応技術が開発されているが、船舶用主機関として主流を占めている2サイクル低速機関を考えた場合、最も実用的で可能性が高い技術は、水による燃焼最高温度を制御する水添加燃焼であろう。水添加の方法も、乳化油、吸気加湿、層状水噴射、独立水噴射など、また水の種類も通常の水に加え超臨界水などが検討されている。

三菱は、陸用機関へのNO_x規制の経過から見て、いずれ規制が船用機関にも及ぶことを予測し、いち早く1990（平成2）年ころから、水添加燃焼法の研究を開始した。水添加燃焼法には多くの方法が考えられているが、なかでも乳化油は当時すでに黒煙対策として実用化され、その効果にはNO_x低減効果もあることが知られていた。

三菱は、新しいアイデアとして水と燃料を同一の燃料弁から噴射する層状水噴射システムを開発し、1993～1994（平成5～6）年に、当時の運輸省航海訓練所の練習船「銀河丸」の協力を得て、同船の推進機関神発-三菱6UEC52/105D型機関（4,560kW×175min⁻¹）を改造し、層状水噴射システムを取り付け、世界一周航路で実船試験を行った（図3.51）。

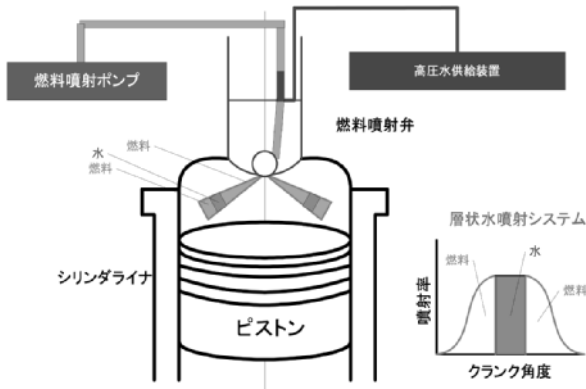


図3.51 層状水噴射システムのご概念図

本試験で、NO_x低減率最大70%、2,000時間使用後の主要部品の開放結果は良好など、期待通りの成果を得た。同社は同システムを陸上発電用機関KU30型機関のNO_x低減装置として市販した。

さらに、2004～2005（平成16～17）年には、当時の（社）日本造船研究協会の補助金を得て、九州大学、三菱重工、三井造船他の企業が参加して、燃料噴射弁とは独立した水噴射弁から水を噴射する独立水噴射システムの開発研究を実施した。本システムを選定した主な理由は以下の通りである。

- ・2サイクル機関に最適な技術
- ・低質重油に適用可能
- ・部分負荷、負荷変動に対応可能
- ・ランニングコストが安い
- ・技術的実現性が高い

本研究では、可視化機関での火炎状態観察や、NO_x発生シミュレーションを実施した。試験結果の一例を図3.52に対比して示す。水噴射が無い場合には、全体的に火炎温度が高く、その火炎温度が高い部分でNO_xが発生している様子が判る。水噴射によって、火炎温度が低く抑えられ、それに応じてNO_xの発生が抑制されていることがわかる。

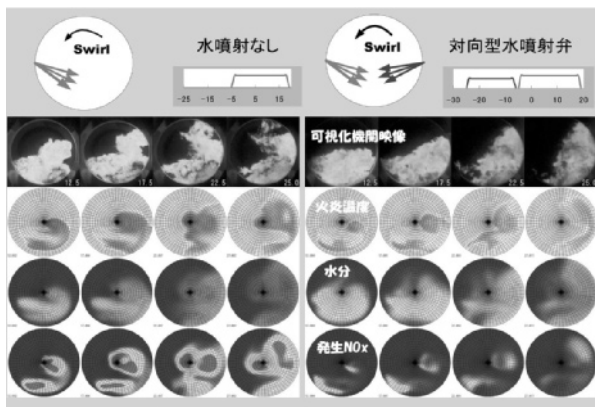


図3.52 水噴射システムの効果
九大高崎教授提供

また、定容燃焼試験器を使用した基礎的試験も実施している。定容燃焼試験器は、電子制御により燃料および水の噴射条件を自在に変化させることができる。高圧高温（6MPa、570℃）下の旋回空気を充填した定容燃焼室内に、各種条件で燃料と水を噴射し、燃焼後の燃焼室内の燃焼ガスを採取し、化学光学法（CLD）のNO_x計および酸素計にてNO_x量と残留酸素量を計測した。

燃焼計算結果をベースに提案した最適水噴射仕様で定容燃焼試験器での計測を実施し、計算結果の定性的な妥当性を検証した。これらの結果を参考に、更なる最適化の検討を試験計測にて実施し、計算上はNO_x低減82%、燃費増加約2.7%の結果を得ている。

実運航上での水を確保する方法について、燃料消費量の約80%の清水を供給するものとして、複数の船種を代表例に造水装置の計画を実施し、現在存在する造水装置にて水噴射用の水は供給可能であるとの目処を得た。

(3) GHG対応技術

GHG（CO₂などの温室効果ガス）の低減のためには、エンジンの燃料消費量を低減することが必要であるが、2サイクル低速機関において、機関単体の熱効率の更なる向上は極めて難しいと思われる。このため機関室プラント全体としての熱効率向上を目指している。最近三菱や三井が開発中の新しい技術としては、ハイブリッド過給機（図3.53）がある。

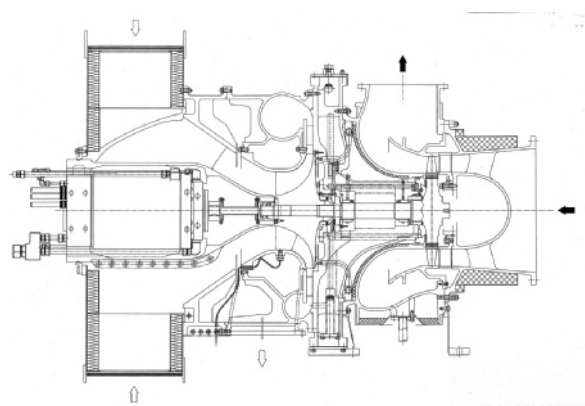


図3.53 ハイブリッド過給機断面図
三菱重工提供

この過給機では羽根車の先端同軸上に、小型の発電機が組み込まれており、余剰な排気エネルギーを直接電気に変換して回収するものである。燃料消費量のおおよそ3%程度の回収が可能である。また、将来はこれをモーターとして使い、低負荷時の掃気圧力向上による性能改善にも期待が持てる。

3-8-3 電子制御機関

これまでの機関は、機関の最大の性能を発揮できる設計点を、推進機関が一番高い頻度で使用される常用負荷（一般的には、定格出力の85～90%）に置いて来た。このためこの設計点より低い負荷でも、高い負荷でも、最適値よりもやや低い性能で運転されてきた。

電子制御機関は、燃料噴射弁の噴射モード、噴射タイミングなど、また、排気弁の開閉タイミングを変えることにより自由に機関性能を変化させること、すなわち機関の全負荷域での最適制御が可能である。特に、環境問題が最大の技術開発テーマとなってからは、各社が電子制御機関の開発に取り組み、2000～2004（平成12～16）年にかけて、B&W・三菱両社が増圧方式、Wartsila社がコモンレール方式を採用した電子制御機関を相次いで市場に投入した（図3.54）。

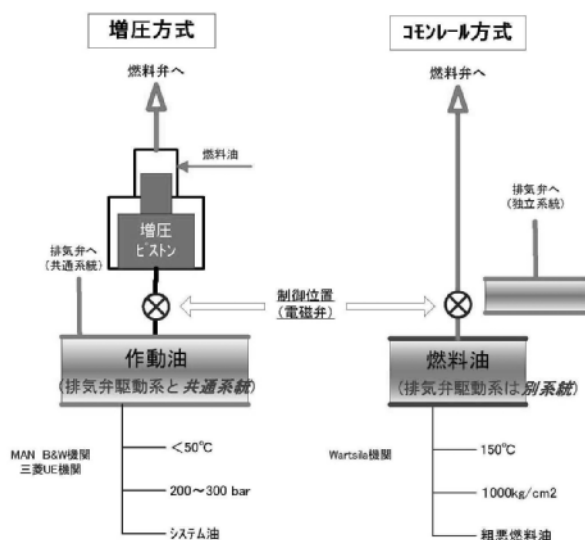


図3.54 各社電子制御機関の駆動方式比較

電子制御機関は、機関運転中であっても燃料噴射のモードやタイミング、排気弁開閉タイミングを変更できるため、燃料消費率やNO_xがある範囲内で自由に調整可能である。加えて、最低回転数における安定性、急速後進運転性能などが機械式制御機関と比べて大幅に改善されている。

4 | 進歩を支えた主要部品と周辺技術

4.1 クランク軸

4-1-1 クランク軸の役割

クランク軸は、機関の構成部品の中でも最も重要な部品である。クランク軸は接続棒を通じてピストンからの力を受け取り、回転力に変える。力を発生する燃料の燃焼は、クランク運動によって決定されるピストンの動きに合わせて行われなければならない。また、出力としてはスムーズな定トルク・定回転が要求されている。このため、何らかのスムーズ化する機構が必要であり、通常、機関の後端に設置されるフライホイールがこの役割を担っている。

代表的な例として、B&W機関のクランク軸の外観を図4.1に示した。

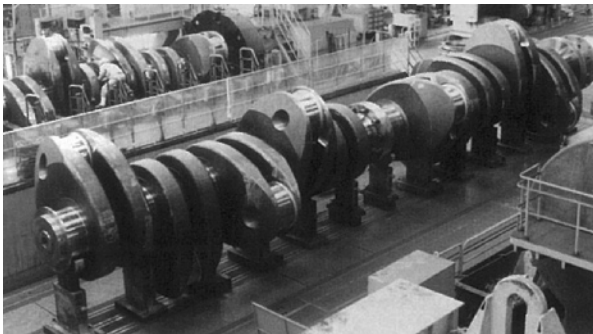


図4.1 半組立型クランク軸
(MAN-B&W 10L80MC機関用) 神戸製鋼提供

4-1-2 クランク軸の抱える問題点

1940（昭和15）年ころまでに、ディーゼル機関がようやく船用推進機関として認知され、艦艇用にも多数採用され始めた。有名な戦艦大和も、計画では4軸15万馬力の推進機関のうち、内側2軸は蒸気タービンで、外側2軸はディーゼル機関であった。採用予定の13号高出力複動ディーゼル機関は、海軍横須賀工廠機関実験部で144時間の連続耐久試験も終了していた。しかしながら、結局は、時期尚早との理由で蒸気タービンに決定されたとされている。

国内で最初にねじり振動が問題となったのは、1932（昭和7）年貨客船「靖国丸」（1930年竣工；11,979GT、速力16.5ノット、乗客249名、Sulzer型10シリンダ3,680kW機関2基搭載）のクランク軸折損事故であった。真の事故原因は明確ではなかったが、これを契機に振れ振動に関する関心が高まり、共振時の応力計算法、機関爆発力の波形分析、危険速度計算法、振動計

測技術などの本格的な研究が進められ、1935（昭和10）年頃にはねじり振動に関する応力計算法がほぼ確立し、その防止対策として振動抑制装置が研究された。

海軍でも、横須賀工廠造機部において模型による基礎試験から実物機関による回流水槽を使った大規模な実験研究が行われた。その成果として、艦本式ねじり振動回避装置が開発されて、実艦に装備されたが構造や操作が複雑で故障が多かった。その後、海軍広工廠で、新しい振動防止装置が開発され、全機関に取り付けられた（図4.2）。開発した末松技師には海軍大臣から海軍技術有効賞が授与されている。

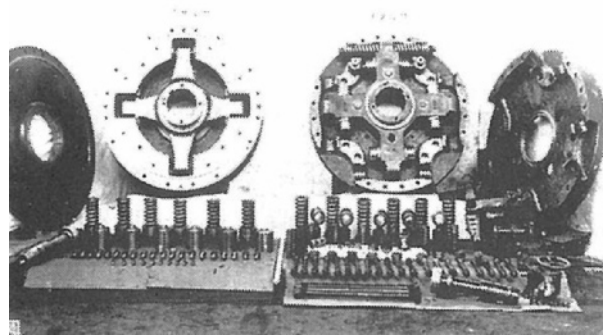


図4.2 ねじり振動防止装置
広式（左側）と艦本式（右側） 村田正之氏提供

このように、船用ディーゼル機関のクランク軸および推進軸系の振動による損傷は、かなり古くから経験されており、クランク軸系ねじり振動については純粹なねじり振動のみの場合には、系をばね、質点系にモデル化した計算法が古くから確立している。

すなわち、クランク軸に生じるねじり振動や縦振動その連成振動は、前述のようにクランク軸そのものの損傷、機器の損傷に及ぶこともあるが、さらに、機関本体の振動、プロペラと共に船体振動の起振力となることもある。これらの振動は、時にはディーゼル船乗組員の居住性にも影響を及ぼすことがある。

また、クランク軸縦振動については、古く1940年代前半に初めて論文として発表され、この論文の中で、すでに縦・ねじりの連成現象を考慮する必要性が述べられている。実際に大きな問題となってきたのは、石油危機後に機関のロングストローク化が進んだ1980年代である。すなわち、クランク軸ウェブ部の剛性低下による縦方向剛性の低下で軸系全体の剛性低下を招き、縦振動の固有振動数が低下するばかりか、ねじり振動との連成振動が従来機関と比較して顕著になってきた。

4-1-3 クランク軸の種類

ディーゼル機関用のクランク軸は、主要部品と位置付けられている。クランク軸は、主に2ストローク機関用の組立型クランク軸と4ストローク機関用の一体型クランク軸とに大別される。

組立型クランク軸は、一般的にシリンダ直径400mm程度以上の2ストローク低速機関に使用され、一体型クランク軸はシリンダ直径おおよそ600mm程度以下の4ストローク中・高速機関に使用されている。

ここから以降は、今回の主題である2サイクル機関用のクランク軸を中心に述べる。組立型クランク軸には、ピン、ジャーナル、ウェブ各部分をそれぞれを個別に製作し組み立てる全組立型、ピンとウェブが一体となったクランクスローと呼ばれる部品とジャーナルを焼ばめすることによって組立・製造される半組立型(図4.3)の2種類がある。現在2サイクル機関に多く使用されているは、この半組立型である。

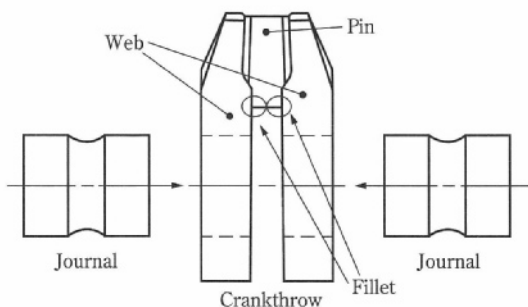


図4.3 半組立型クランク軸の構成

ジャーナルはすべて鍛鋼製であるが、クランクスローは鍛鋼製のものと鋳鋼製のものの2種類がある。クランクスローに鋳鋼を用いた鋳鋼製クランク軸は、鍛鋼製クランク軸に対し生産性が高いという利点がある。鋳鋼製クランク軸の技術は最近著しく進歩している。

4-1-4 組立型クランク軸の技術の進展⁽²⁴⁾

表4.1に鋳鋼製組立型クランク軸に関する主要要素技術の変遷を示す。

表4.1 クランク軸の主要要素技術変遷 神戸製鋼提供

| | 1950 | 1955 | 1960 | 1965 | 1970 | 1975 | 1980 | 1985 | 1990 | 1995 | 2000 | 2005 |
|---------|------|------|--------|------|------------|----------------|------|--------|------|---------|------|--------|
| 製造方案 | | | 全組立型 | | | 半組立型クランクスロー | | | | | | |
| 製鋼プロセス | | 平炉 | | | | 電気炉 | | 凝固解析 | | 流動解析 | | |
| 鋳鋼材料 | | | Grade1 | | | 出鋼脱ガス法:TD | | Grade2 | | Grade3 | | Grade4 |
| ロール加工 | | | | | 冷間ロール加工:旧型 | | | | | Grade5 | | |
| | | | | | | 冷間ロール加工:新型(小型) | | | | | | |
| | | | | | | 冷間ロール加工:新型(大型) | | | | | | |
| | | | | | | | | | | 熱間ロール加工 | | |
| 超音波試験装置 | | | | | | | | | | | | 自動化装置 |

現在は一般的に使用されている半組立型クランク軸も、初期には多くの問題を経験している。組立型クランク軸特有の問題として、いろいろの原因での焼ばめ部のグリップ力不足によるスリップ事故はそのうちのひとつであるが、現在は諸技術の進歩によりほぼ解決されている。

(1) 製鋼方法の変遷

クランク軸材料内の不純物元素を低く抑えるためには、製鋼技術の進歩が不可欠である。特に、燐(P)、硫黄(S)などの不純物成分の除去や脱ガス処理が重要である。神戸製鋼では、表4.1に示すように1988(昭和63)年ころまでは出鋼脱ガス法(TD法: Tap Degassing process)と呼ばれる製鋼プロセスが用いられてきた。その後は電気炉から一度溶鋼を取鍋に受け、取鍋内で精錬を行う炉外精錬法(LF法: Ladle Furnace process)が適用されている。炉外精錬法が採用されることにより、硫黄などの不純物元素や酸素などのガス成分の除去が効果的に行われており、非金属介在物の低減に有効な役割を果たしている。

(2) 材質の変遷

ディーゼルエンジンのコンパクト化や高出力化に伴い、クランク軸にもピンフィレット部の疲労強度向上およびジャーナル焼ばめ部のグリップ力向上が求められてきた。そのため、鋳鋼スロー材にも高強度化、高降伏点化が必要となる。ここ30年の間に材料の降伏点は1.5倍程度に向上している。

(3) 付加技術の変遷

クランク軸の疲労強度向上のためには、材料強度(引張強さ)の向上だけでなく、付加技術による向上も実施された。その方法としては、冷間ロール加工、主として中速機関用クランク軸に用いられる高周波焼入れ、窒化、ショットピーニングなどが挙げられる。なかでも冷間ロール加工法(図4.4)は加熱をとまわらないため、熱変形もなく、寸法精度に優れるという点から実用化されている付加技術の一つである。



図4.4 初期の冷間ロール加工設備 神戸製鋼提供

冷間ロール加工は、鋳鋼スローに1970（昭和45）年ころから適用が開始されている。フィレット部は大きなウェブに挟まれ空間が狭いこと、およびディーゼル機関のコンパクト化傾向に相まって、その冷間ロール加工装置にも種々の改善が施された。冷間ロール加工を施すと、材料の加工硬化と圧縮残留応力の生成により、疲労強度が大幅に向上する。その効果は、実体スローの大型共振型平面曲げ疲労試験装置を用いて確認されている。冷間ロール加工を施すことにより、疲労強度が約78%向上することが確認されており、神戸製鋼では、すべての鋳鋼スローに適用している。

4-1-5 ロングストローク機関とクランク軸

機関のロングストローク化（機関の低回転化）と機関全長短縮（積荷スペースが大きく取れる）の強い要望によりクランク軸ウェブ部はどんどん薄くなり剛性が低下してきた。このためのウェブ形状や機関スラスト部の形状などでは縦振動に対して対処困難となり、その解決手段として、クランク軸縦振動抑制のための油圧ダンパが開発された（図4.5）。

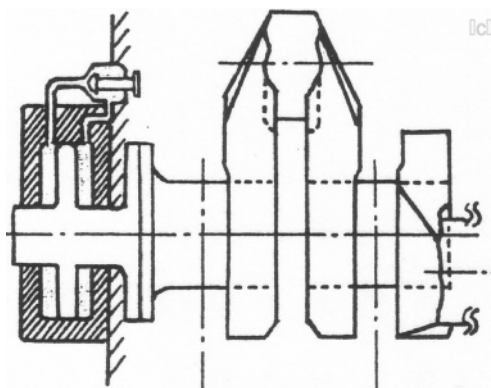


図4.5 クランク軸前端に装備された縦振動ダンパ

クランク軸の基礎的な主要諸元および材料は、ロイド、日本海事協会などの船級協会規則によって決められているが、機関設計者は、船体剛性、プロペラ翼数との共振、中間軸との関連なども考慮してクランク軸を設計しなければならない。

4-1-6 最近の動向

最新の技術として高強度鋳鋼製組立型クランク軸が挙げられる。鋳鋼製組立型クランク軸は、鍛鋼製のものとは比べて生産性に優れている一方で、鍛鋼材とは疲労強度が同等とはみなされていなかったため、一部のエンジンには鋳鋼が適用できないものがあった。そこで、鍛鋼材と同等の疲労強度を有することを目的とした高強度鋳鋼スロー材（Grade5）が開発された。そ

の引張強さは鍛鋼材に比べて高く、国際船級協会連合の統一規則（IACS URM53）における強度補正係数Kによる低減を考慮しても、疲労強度は同等である。高強度鋳鋼スロー材（Grade5）を使用することにより、鍛鋼と同一形状の船用機関用鋳鋼製クランク軸も設計されるようになった。

鋳鋼スローはその内部に不可避的に存在するマイクロシュリンケージの影響で、同一強度を持つ鍛鋼品に比べて若干疲労強度が低いことは知られているが、クランク軸の重要部位であるピン部やピンフィレット部に熱間での塑性加工（熱間ロール加工）を施すことにより、加工表面より深さ20mm程度までのマイクロシュリンケージを圧着により消失させることが可能である。

さらに、クランク軸は非常に安定した品質を求められる重要部品であるため、人為的ばらつきを低減するとともに、その品質管理についても自動超音波探傷装置で、合格範囲のインディケーションであっても、その位置や大きさを記録することができるようになってきている。

大型クランク軸のメーカーは、長い間日本の神戸製鋼がトップメーカーとして世界に君臨している。また、同社は組立型クランク軸では、世界で唯一、鋳鋼製クランク軸を製造しているメーカーである。機関設計者が設計に着手する前には、先ず計画のクランク軸が、技術的にまた製造能力的に製造可能であるかどうかを問い合わせることから始まるとさえ言われている。上述のクランク軸単体の製造技術、材料の多くは同社によって開発されたものである。

このように日本国内に、世界的なトップメーカーが在ったことが、日本の機関製造業に貢献した役割は非常に大きい物がある。

4.2 過給機

4-2-1 過給機の役割

機関の進歩において、クランク軸、燃料噴射ポンプ、過給機、計測技術、計算技術、電子部品、材料などいろいろな周辺技術の進歩が果たした役割は大きいものがある。周辺技術の進歩なくしては、機関の進歩も困難であったであろう。過給機は其中でも最も大きい役割を果たしたものの一つである。排ガスタービン過給機（以下排ガス過給機と記す）は、機関から送り込まれた排ガスにより駆動されるタービンで遠心式空気圧縮機を駆動し、燃焼に必要な空気（酸素）を圧縮して機関に送り込む。できるだけ少ない排気エネルギーで、できるだけ多くの空気を供給することが求められている（図4.6）。

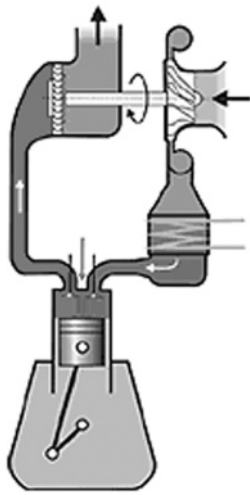


図4.6 過給機の作動原理
TSU提供

第二次世界大戦の日本の敗因の一つとしてよく言われているのが、排ガス過給機の開発の遅れである。高度10,000mを悠々と飛ぶB-29爆撃機に対して、過給機を装備しない日本の迎撃戦闘機は機関出力低下のため高度を維持するのがやっとで、とても攻撃する余裕はなかった。

高空では空気密度が減少するため、機関出力は低下し、ある限度以上は上昇不能になる。空中戦では、これは致命的なハンディキャップとなるので、馬力低下を食い止める工夫が軍事上の強い要求として早くから出ていた。1930（昭和5）年から1940（昭和15）年においては、機関の主軸で機械的に遠心圧縮機を駆動する過給方式（スーパーチャージャー）がとられていた。

蛇足ではあるが、最近自動車の世界では、2005（平成17）年末にドイツのフォルクスワーゲン社が低負荷でベルト駆動のスーパーチャージャー、高負荷では排ガス過給機、中間負荷では両者、を使用した“ツインチャージャー”と称するエンジンを搭載した乗用車を発表している（図4.7）。

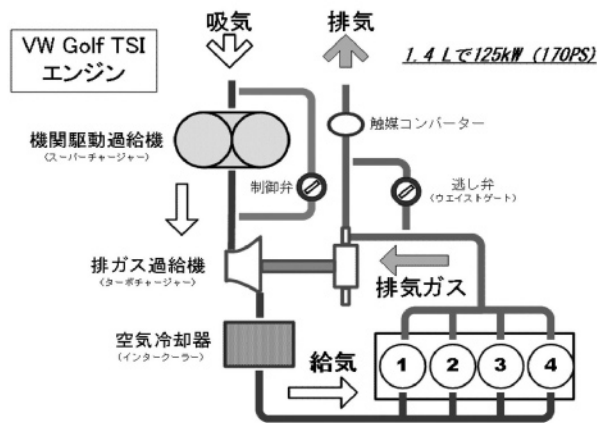


図4.7 ゴルフGTツインチャージャー
自動車工学 Vol56 No.4より作成

膨張行程の末期に排出される排ガスには、図示出力の25～30%のエネルギーが含まれる。これを利用する方法としては、①蒸気機関のように二段膨張シリンダを使うか、②ガスタービンを使うかの2方法が考えられる。①については米国のSperry社が1930年代に試作実験したが、その後忘れ去られている。②の方法が排ガス過給機として実用化された。

タービン出力の利用の目的としては、吸気加圧が主であるが、他にも主エンジンの軸出力を加勢する、いわゆるTurbo compound方式も古くから航空機用機関などで実用化されている。1950（昭和25）年に開発されたNapier Nomad機関は、軸出力のうち実に50%がタービン出力であった。典型的な例としては、ディーゼル機関をガス発生器として使用したFree Piston機関がある。この場合発生した燃焼ガスは100%排ガスタービンに送られる。

4-2-2 初期の過給機

排ガス過給機で、最初に成功したのは仏国のRateau社で、1918（大正7）年には航空機用エンジンで成功している（図4.8）。

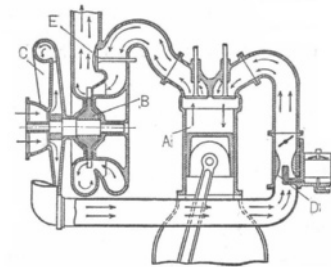


図4.8 Rateau過給機搭載図
内燃機関の歴史：富塚より

過給機の専門メーカーであるBrown Boveri社（以下BBC社）も更に大型のVT402形過給機を1924（大正13）年に開発している（図4.9）。



図4.9 BBC社製VT402形過給機
TSU提供

この過給機は、ケーシングが水平に2分割され2段のラジアルコンプレッサと1段のアキシャルタービンで構成され、吐出空気圧力比1.35を達成した。コンプレッサ羽根車の直径は400mmで1.8m³/sの空気を吐出

することができた。

船用機関で排気タービン過給機付の実用機が出現したのは、かなり遅れて、第二次大戦後の1953（昭和28）年になってからのことである。最初に実用化したのはB&W社で、VTBF形機関として世に出た。時を同じくして開発を進めていた三菱は1954（昭和29）年に排ガス過給機付の三菱UE機関を完成した。UECの名前は、“Uni-flow scavenging, Exhaust turbocharged Crosshead” から名付けられている。更に遅れてSulzer社も過給機付のRSAD形機関を1955（昭和30）年に発表した。

4-2-3 過給機の進歩

(1) 保守・構造に対するエンドユーザーの要求

初期の過給機の多くは、過給機のカセシングを水で冷却していた。船用機関の燃料として次第に安価な低質油が使用されるようになり、これらの低質油には、通常3%前後の硫黄分が含まれている。機関が停止すると過給機ケーシング壁面では壁面温度が硫酸の露点温度以下に低下し、排ガス中の硫黄分の一部は、排ガス中に含まれる水分と反応して硫酸を生成する。この結果、硫酸腐食によるケーシングの減肉、破孔が生じ、最終的には機関の運転不能に進展することがしばしば経験された。

この対策として、耐腐食性の材料によるコーティングや定期的な肉厚計測など種々の対策が採られたが、最終的には、各社とも本体を無冷却構造に変更せざるを得なかった。

三菱は、1963年（昭和38）年、これらの要求に応えるべく、それまでの水冷型過給機に代えて、全く新しい構造を持つ無冷却、内側-平軸受方式のMET形過給機の開発に着手した。翌1964（昭和39）年には工場試験が実施され、所期の成果を得て設計が完了した。その後、関西汽船「むらさき丸」に搭載され、1966（昭和41）年2年間の耐久試験を無事故で終了し、ここに実用化が達成された。図4.10に三菱MET過給機の基本構造を示した。

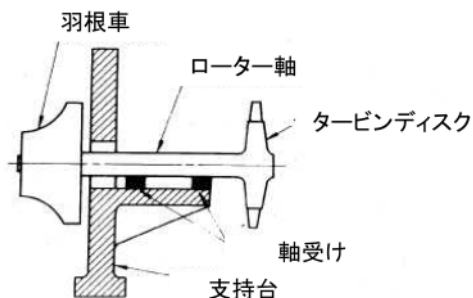


図4.10 三菱MET過給機の基本構造
三菱重工提供

また同時に、多くのユーザーから過給機の性能に大きな影響を及ぼし、しかも汚れが激しいタービンノズルの解放が容易にできることが求められていた。三菱MET過給機の構造は、タービン側ノズルの解放も極めて容易で、ユーザーには好意的に受け入れられた。後に、世界の全ての過給機が基本的にこの方式に従い、現在の2サイクル低速船用機関用の過給機はすべて無冷却構造となっている。

さらに、軸受にボールベアリングやローラーベアリングを採用する場合には、寿命による定期的な交換（初期においては約10,000時間：1～2年）が求められているのに対して、平軸受けは潤滑油が適正に管理されている限り定期的な交換は不要で、この面でも好評であった。

(2) 効率に対する機関メーカーの要求

機関の大出力、高効率化に伴い、過給機に要求される圧力比と効率は年々高くなっている。1969（昭和44）年ころには、圧力比2.5であったが、1976（昭和51）年には圧力比3.0、1984（昭和59）年には圧力比3.5、1996（平成8）年には圧力比4.0と高圧力比化が進んだ。図4.11に三菱MET過給機の場合の圧力比と効率上昇の推移を示した。

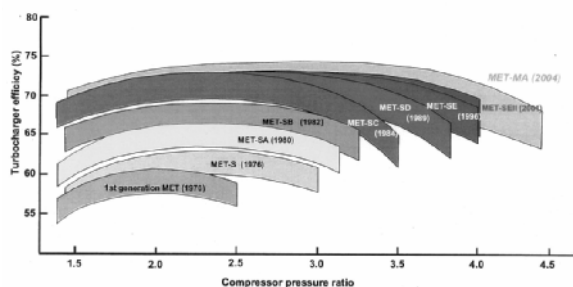
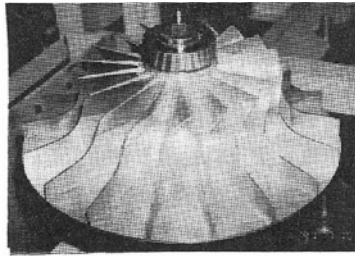


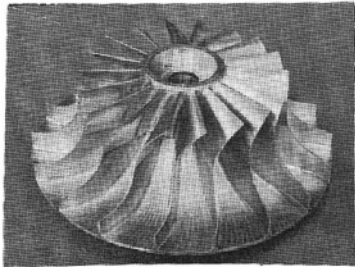
図4.11 三菱MET過給機の圧力比効率の推移
三菱重工提供

この間、羽根車の形状は、直線放射状羽根車から、羽根車出口部が半径方向に対し回転方向後向きに曲げられた後方湾曲形羽根車（バックワード・インペラ）に変わってきている。1988（昭和63）年頃からは、大容量化の目的もあってスプリッタ羽根車が採用されている（図4.12）。

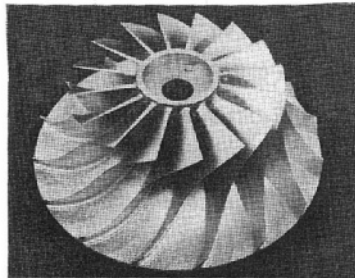
加工の面では、製作上の制限から、初期には前後部に二分された形式を採用していたが、その後五次元加工機が一般的に採用され、前翼部から羽根車出口まで連続的な翼形状を有する三次元羽根車としている。これには羽根車内部の三次元流動解析、振動強度解析、および羽根車造形プログラムを統合させた三次元設計手法が大いに貢献した。今日では、圧力比は4.5程度まで向上している。



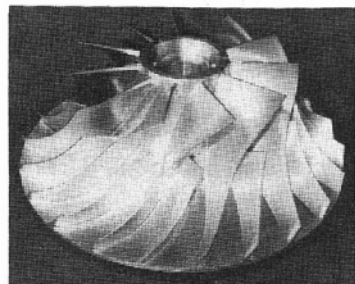
直線翼



バックワード翼



前翼・羽根車一体加工
三次元形状翼



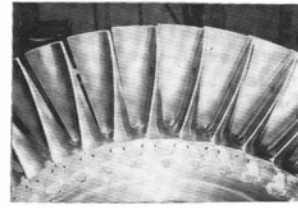
スプリッタ翼付き

図4.12 羽根車形状の推移
三菱重工提供

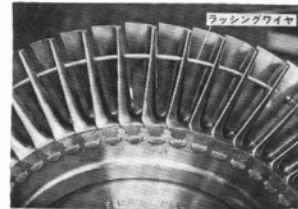
タービン側については、翼形の改善による効率の向上が常時図られている。動圧過給機関においては、タービン翼への排ガス圧力による励振力が大きいため、振動抑制の目的で、ラッシングワイヤが用いられていた（図4.13）。しかしながら、これはタービンの効率を悪化させる一つの原因となっていた。

石油危機を契機として、機関の熱効率向上の目的で、B&W社は1978（昭和53）年に静圧過給方式を適用したL-GFC形機関を発表した。三菱も翌年静圧過給方式のUEC-H形機関を発表し、各社静圧過給方式へと流れが変わった。

三菱はこの流れを逃さず、いち早く翼そのものの強度を強化し、効率低下の原因となっているラッシングワイヤを廃止したMET-SB形過給機を1982（昭和57）年に発表している。タービン翼形状の改善は常に行われているが、最新型の過給機では、翼数を減らし翼巾を広げたいわゆる“Wide-chord”翼が採用されている。



ワイヤなし



ワイヤ付き

図4.13 タービン翼
三菱重工提供

同時に、ディフューザー、タービンノズルの改善も図られており、これらの改善の集積が総合効率の向上となって、機関の効率改善に大きな役割を果たしてきた。

4-2-4 各社の状況

(1) 機関メーカー各社

初期においては、BBC社、Napier社など専門メーカーも在ったが、同時にB&W社、MAN社、Sulzer社、三菱社のいずれも、機関の主要部品のひとつとして各社それぞれの機関にマッチした過給機を開発していた。時期は不明だが、スイスは、国策として、Sulzer社は過給機の開発を中止し、同じスイスのBBC社製過給機を標準装備することとした。一方、三菱はMET過給機をUE機関だけを対象とするには市場が小さすぎるので、各サイズの過給機を標準化し、すべての形式の機関を納入対象とした。

(2) BBC社

(1988（昭和63）年にアセア（ASEA）社と合併し、アセア・ブラウン・ボベリ社（以下ABB社と略記）となり、過給機は、傘下のABB Turbo Systems社により事業が継続された。）

同社は、過給機専門メーカーとして常に業界をリードする位置を占めていた。1960年代のはじめ頃までは、世界のディーゼルメーカーの過給機に対する開発意欲は低調で、過給機はスイスBBC社の独壇場であった。その後前述のように機関メーカーがそれぞれ自社機関用に独自の過給機を設計製作していたが、BBC社の過給機は、広くMAN機関、B&W機関、Sulzer機関に採用され今日に至っている。

国内においては、1958（昭和33）年、石川島播磨重工業（以下IHI社と略記）とBBC-VTR過給機の製造ラ

イセンス契約を締結し、BBC過給機の地位を不動のものとした。その後1998（平成10）年ABBターボシステムズ社とIHI社は合弁でターボシステムズユナイテッド（TSU）社を設立した。

BBC社は過給機事業へ進出し、前述のごとく、1924（大正13）年世界初の高性能過給機を同社バーデン工場から出荷している。同社の過給機は長くVTRの名称で親しまれてきたが、Vはドイツ語でコンプレッサーを意味するVerdichter、TはTurbine、RはRadial flow compressorの頭文字である。

過給機の有効性が立証されたのは、1927（昭和2）年にスイス・ロコモティブ・アンド・マシーン・ワークス（SLM）社向けに作られたVT592過給機であった（図4.14）。

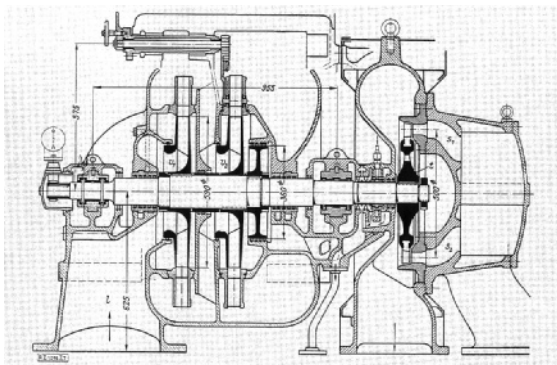


図4.14 VT592過給機
TSU提供

2ストローク低速機関に本格的に過給機が採用されたのは、第二次世界大戦後で、最初に2サイクル動圧過給機を実用化したのはB&W社であった。1952（昭和27）年に674VTBF160機関（6,500PS）、BBC VTR630形過給機2基、を“Dorthe Maersk”号に搭載している。

VTR過給機は、1940年代のVTR-0シリーズから1971（昭和46）年にはVTR-1シリーズ、1978（昭和53）年VTR-4シリーズ、1996（平成8）年TPLシリーズへと発展した。

1999（平成11）年に市場に投入されたTPL-B過給機は船用低速機関をターゲットに開発され、その最大機種TPL91-B形過給機は一台で最大25,000kWに達する。図4.15にその外観を示す。

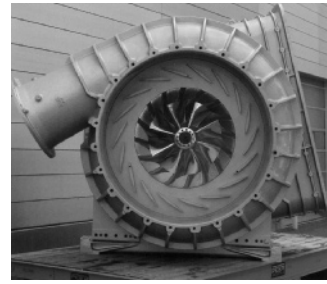


図4.15 世界最大のTPL91-B過給機
TSU提供

(3) 三菱重工業

三菱の過給機も、最初は三菱UE機関用として開発されたが、シリーズ標準化後、他社製機関に対しても販路を広げてきた。無冷却、内側配置の平軸受を採用した基本構造は、特にエンドユーザーの好評を得て徐々に市場を広げてきた。その結果、1981（昭和56）年には、英国の過給機専門メーカーとして著名なNapier社に技術供与をするまでに成長した。2001（平成13）年には、船用機関の生産を世界一まで伸ばしてきた韓国の現代重工に技術供与している。現在では、世界の市場をABB社と分け合うまでになった。

また、小形機関用には、1986（昭和61）年にアキシタルタービンをラジアルタービンに変更した可変ノズル付ラジアルタービン過給機：MET33SR-VGの開発・実用化に成功している。

(4) 三井造船

排気ターボ過給システムの導入初期においては、過給機はほとんどBBC社、Napier社、Rateau社などから輸入されていた。1953（昭和28）年には、三井型小型過給機M200を試作し、その後1955（昭和30）年に「穂高山丸」補機に採用したのが実用1号機となった。この過給機は1963（昭和38）年までに154台が製作された。

一方、同社が製作するB&W機関には、B&W社が設計開発したB&W型過給機を製造し搭載することとした。1959（昭和34）年の白馬山丸主機750VTBF110機関用TL540過給機がその1号機となった（図4.16）。

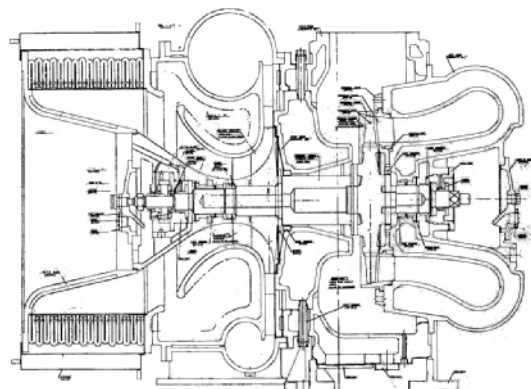


図4.16 B&W TL540過給機
三井造船提供

(5) 川崎重工業

川崎は、1955（昭和30）年に自社開発の過給機KET型を開発し、自社製のディーゼル機関に搭載していた（図4.17）。

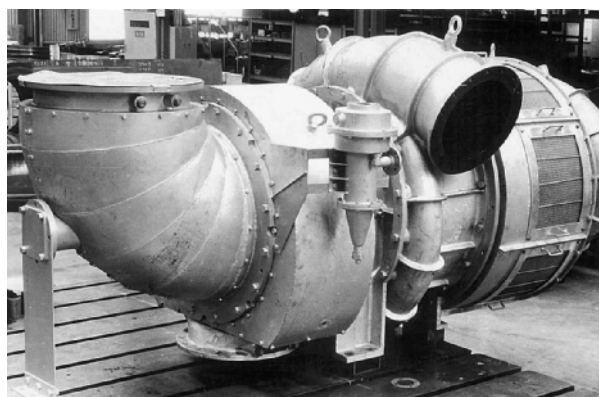


図4.17 川崎 KET型過給機
川崎重工提供

しかし、その後1980（昭和55）年からは、MAN社のNA過給機の生産を開始し、さらに2005（平成17）年からはMAN-B&W社のTCA過給機も生産も始めている。

4-2-5 過給機の抱える問題

(1) タービン側ケーシングの腐食減肉、破孔

無冷却過給機の開発により解決されており、一部の古い就航船を除きすでに過去の問題となった。

(2) オーバーランニング

過給機は、エンジンから供給される排ガスのエネルギーによって駆動されるが、何らかの事情により許容以上のエネルギーが供給されると、いわゆる過回転：オーバーランを起こす。オーバーランは、軸受の損傷やタービン翼の飛散などきわめて危険な状態につながる恐れがある。過剰なエネルギーが供給される原因は、すべて機関側にあるが、中でも一般的な原因は、機関の整備不良により引き起こされる掃気室火災が引き金になるケースが多い。

(3) 軸受

ボールベアリングやローラーベアリングを使用している過給機では、軸受けだけでなく、過給機に内蔵した潤滑油の定期的な交換が必要である。過給機が高圧力比化、高回転化するに従い、この頻度は多くなっていく傾向がある。すべり軸受けの場合には、ほとんどの場合機関のシステム油を過給機に供給するので、潤滑油のメンテナンスは原則として不要である。しかしながら、機関のシステム油には、燃焼残渣などが混入しているので、過給機専用の油フィルターや、過給機用の独立した給油装置が採用される場合もある。

(4) コンプレッサ羽根車強度

機関の絶え間のない高圧力比化の要求に対して、これまで一般的に使用されてきたアルミ合金の場合、運転中の材料温度の上昇による強度低下が問題となる。これらの対策としては、チタン合金の使用、三菱が開発した羽根車背面の冷却、Al-Fe系の新材料などが検討されている。

4.3 燃焼技術

4-3-1 船用燃料油の特性

熱機関の目的は、熱エネルギーを機械的エネルギーに変換して、いろいろな作業に利用することであるが、内燃機関や外燃機関ではエネルギー源として燃料を用いる。

○ 原エネルギー：燃料=潜在熱エネルギー

○ 目的エネルギー：機械的エネルギー

すなわち、燃料の持つ潜在熱エネルギーを如何に効率的に機械的エネルギーに変換するかが極めて重要である。具体的には、燃料の燃焼である。

船用機関に使用される燃料油は、戦前から低質な重油が使用されてきた。低質油は2つの大きな問題を抱えている。ひとつは、基本的に燃焼をさせることが難しいという点である。もうひとつは燃料油中に含まれている有害成分の問題である。燃料油中に含まれるさまざまな成分は、機関の信頼性に大きな影響を与えている。これまで知られている代表的な成分と機関の信頼性や排気エミッションに与える影響は図4.18に示したとおりである。



図4.18 機関に障害を与える恐れのある成分

燃料油の国際的規格としては、前述のごとく1983年（昭和58）年に制定されたBSI（英国規格協会）規格が最初である。1987（昭和62）年にはCIMAC（国際燃焼機関会議）がRecommendationを出している。同じ年に、ISOはこのCIMAC Recommendationを元に船用燃料油規格ISO8217を制定している。すなわち、ご

く最近まで低質重油に関する規格はないままに使用されていたといえる。ただし、現在の規格でも、これらの成分の一部は現在に至るも規格化されておらず、問題となっている。

石油業界は、時代と共に変わる市場ニーズにより、原油からより収益性のある製品（ガソリンなどの軽質分）をできるだけ多く取れるように石油精製プラントを常に改良している。

初期においては、船用燃料油は主として常圧蒸留装置の残渣油であったが、減圧蒸留装置の普及と共に次第に本装置の残渣油が使われた。さらに粘度調整のために接触分解装置からのスラリー油（硬い触媒粒子が混入する恐れがある）などが使われている（図4.19）。年々、燃料の品質の幅が広がってきている。

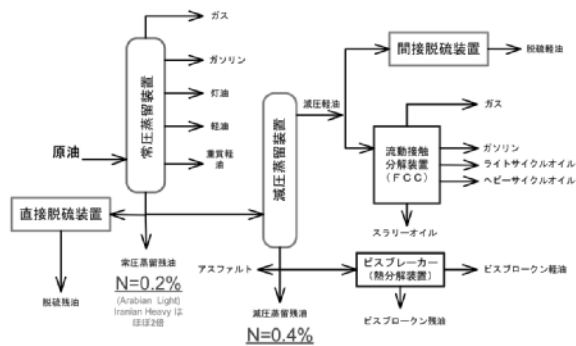


図4.19 石油精製プラントの例

4-3-2 低質油燃焼技術

低質油使用の事例は戦前にもみられるが、何れもディーゼル油と低質油（ボイラー油）との混焼という形であった。低質油の混合割合は最大50%止まりで、平均で約30%程度であった。当時の燃料油の単価の一例は、ディーゼル油が26.0円/kl、ボイラー油は17.4円/klであり、タンク増設、清浄・加熱装置などの改造費用、修繕費の増額を算入しても、ディーゼル油のみを使用する場合に比べてほぼ10%程度の利益があったと報告されている。

船用ディーゼル機関の低質油使用は、戦後1948（昭和23）年DeLaval社が開発した遠心式燃料油清浄機の出現によって大きく進展する。燃料油前処理設備として機関室に設置された清浄装置により燃料油中の固形スラッジが除去清浄されることになったため、低質油使用の試みが急速に進んだ。

三菱長崎は、1951（昭和26）年ころ、大同海運（現商船三井）の第6次貨物船「高長丸」の主機関（三菱MS形）を使用してアメリカ航路で低質油使用が試験された。同時期三菱神戸でも、船主大阪商船（現商船三井）了解のもとに第6次貨物船「あとらす丸」（昭和

26年9月就航）向けのスルザー10SD72機関（5,150kW、125min⁻¹）を使用して陸上における低質油の長期専焼試験を行っている。また、三井造船で建造された第7次前期貨物船「淡路山丸」（B&W 974VTF160、5,880kW、115min⁻¹、三井船舶：現商船三井）も低質油の専焼に成功した。これら先駆となった船の実績により低質油使用の気運は大いに高まった。船用大形ディーゼル機関の低質油使用は次のステップを経て進んだ。

1) 模索の時期：1955（昭和30）年ころまで

戦後すぐに遠心式燃料油清浄機が開発され、低質油の使用が始まったが、燃料油に含まれる硫黄、バナジウムなどが与える影響に対しても未経験で、しかも燃焼室周りの各部品の耐久性などの信頼性予測が不十分で、試行錯誤を繰り返して不適合の対策に努めた時代であった。

2) 低質油使用の初期段階：1965（昭和40）年ころまで

石油各社が、低質油対応の高アルカリ価シリンダ油を開発し、機関メーカーも低質油の使用を前提とした機関の開発が進み、動粘度180cStの燃料油が一般的に使用されるようになった。

3) 低質油使用の本格化：1975（昭和50）年ころまで

この時期は国内の造船所で380 cStの燃料油使用を前提とした仕様の輸出船が建造され、また、世界的に船用重油の低質化の方向性が一層顕著となった時期といえる。

4) 低質油品質の一層の低質化：その後

世界的に軽質油の需要が拡大し、石油精製プラントの発展に伴い、船用重油は一層低質化、品質の幅の広がりや度合いを深めるとともに、乗組員の減少などで、低質油を使用しながら、一層高い機関の信頼性が求められるようになってきた。また、一方では環境問題による硫黄分の規制が開始され、幅広い品質の燃料にも対応を迫られた。

4-3-3 高性能潤滑油の開発

当時、ディーゼル機関のシリンダ油には所謂レギュラ油が使用されていたが、低質油使用による含有硫黄分の硫酸腐食摩耗には対処できなかった。清浄性を付加したデタージェント油を使用してからは幾分改善されたものの、依然としてシリンダライナ、ピストンリングの摩耗が大きく、乗組員は短期間でピストン抜きを余儀なくされていた。1958（昭和33）年ころのある船の報告によれば、ピストン抜きの間隔は400～2,000時間で、当時の乗組員はピストン抜きに明け暮れていた、という表現はオーバーとは言えない状況であった。また、シリンダライナの摩耗率は1,000時間当

たり70/100mmあるいはそれ以上であった。一方、ピストンリングの交換も1航海当たり50本を超え、その70%が摩耗に起因しているとの報告もあった。このような乗組員の苦闘は酸中和能力を持つ高アルカリ価シリンドラ油が開発される昭和30年代中ころまで続いた。

船用燃料油の低質化の動向のなかで石油各社では、硫酸性堆積物（燃焼残渣）に対する酸中和能力に加え、酸化安定性、清浄分散性、極圧性能を併せ持つ添加剤の研究開発を進めていた。

Royal Dutch Shell社は10年におよぶ研究の結果、1956（昭和31）年に油中水型乳化油の新しいシリンドラ潤滑油を市場投入した。引き続き1959（昭和34）年に、貯蔵安定性を改良し、油性添加剤を使用した改良型の新製品を市場に出し好評を得た。

一方、Standard Vacuum Oil（現 Exxon Mobil）でも1955（昭和30）年に油性添加剤を用いた新製品を発表、この潤滑油はさらに実船実験を経て改良され、新製品化した。その他の石油会社もそれぞれ全塩基価50～70mgKOH/gのシリンドラ油を開発し、昭和40年代前半にはこれら各社の高アルカリ価シリンドラ油が一斉に市場に出揃うことになった。機関メーカーの熱負荷対策と相まって、石油メーカーの高アルカリ価シリンドラ油の開発は低質化する船用燃料油の使用を軌道に乗せるために大きな役割を果たしたのである。

昭和30年代にはピストン抜きの間隔は概ね1,000時間程度であったものが、現在では4年間30,000時間無解放が可能なまでに進歩した。

4-3-4 機関性能計算

出力増大は機関設計者にとって常に存在するテーマであった。高出力化に関する第一の支配因子は、掃気圧力であり、このため過給に関する研究に力が注がれてきた。排気過給は、出来るだけ少ない排気エネルギーで、出来るだけ多くの空気量を確保することが狙いである。この目的のために、まず排気管配列や形状の実験的研究を行い、排気タービンへの排気エネルギー伝達効率向上を図った。また、特性曲線法を用いて、掃排気の非定常流れを解析し、排気エネルギー伝達性能向上の研究を行った。

過給法についても、動圧過給法、静圧過給法やその他の過給法の比較研究がおこなわれ、掃気圧力が高くなるにつれて静圧過給法が有利になるとされた。また、単一過給機では、目標とする過給圧力のレベル、すなわち機関の正味平均有効圧のレベルに到達できないために、過給機2台を直列に配置した二段過給法の研究が行なわれ1975（昭和50）年に三菱により2サイクル

船用機関としては世界で始めて実用化された。

機関と過給機で閉ループを構成しているターボチャージングシステム系を、電算機を使用して解くシミュレーターが開発され、二段過給機関、過渡特性解析にも適用するなど応用範囲を広げた。これら性能シミュレーターの完成により、従来トライ・アンド・エラーの方法で進められてきた機関と過給機の適合等の性能推定が一層容易となった。

つぎに、石油危機後の燃料消費率改善の強い要望に応じて、熱効率向上に関する研究も進められた。熱効率向上の研究を推進するに際しては、まずシリンドラ内サイクルの理論検討が実施された。多くの研究者は、当時将来到達可能な熱効率のレベルも含めて、各種パラメーターの影響度合を解析した。それによれば、正味平均有効圧1.8MPa、最高圧力14.7MPaの条件下では、163g/kWhの限界燃料消費率を示したが、まさに現在はそのに近づいている。

熱効率が理論サイクル通りに達成されるためには、シリンドラ内への燃料噴射と噴霧形成、スワールを含む空気条件、燃焼室壁の形状等の条件が整って、燃焼が理想的に進行しなければならない。

乱流形成に重要な影響を及ぼす因子として燃料噴霧特性があるが、噴霧到達距離に関しては、まず定常気体噴流の仮定に基づく運動量理論が確立され、この理論をベースに大形2サイクル機関のサイドインジェクション燃焼システムでの噴霧運動、分散特性などが解析され、基礎実験観察や実機試験結果を対比された。

近年これらの計算には、KIVA、Star-CD、FIREなどの計算プログラムが公開あるいは市販されており、また、コンピューターの性能も格段に進み、以前と比べるとかなり容易にシミュレーションが出来るようになって来ている。しかしながら最終的には実機または実験機関での確認が必要である。

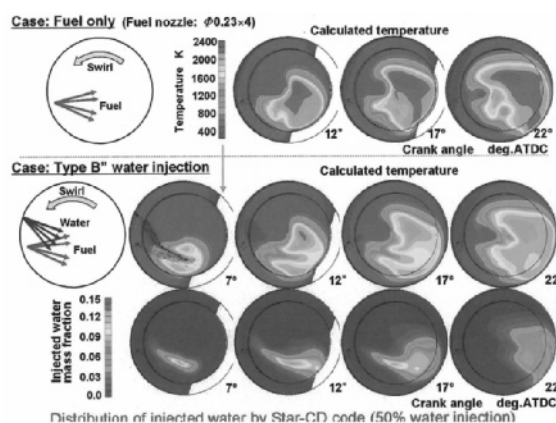


図4.20 水噴射燃焼の場合の火炎温度計算例
日本船舶技術研究協会提供（日本財団助成事業）

現在では、更に進み筒内で生成されるNO_xの量もおおよそ推定されるレベルまで達している。

図4.20に通常の燃焼と水噴射燃焼の場合の火炎温度をStar-CDソフトを使用して比較計算した例を示した。明らかに火炎温度が低下し、NO_xの発生が抑制される可能性を明確に示している。

4-3-5 燃焼の可視化

燃焼解析には、可視化技術の応用により、より実際との対応が図れるようになった。

高速度撮影の画像解析により、火炎領域の流動、乱れの計測、二色法によりディーゼルエンジン内の火炎温度分布の計測などが可能となった。また、可視化エンジンを用いてサイドインジェクション燃焼システムによる燃料噴霧の燃焼室壁への衝突、スワール強度等の着火、燃焼状態に及ぼす影響なども研究された。最近の動向としては、地球環境保護の立場より、高圧噴射による排気有害物質の低減の研究が進められている。

図4.21に可視化機関の断面図、図4.22に計算結果と実験結果の比較例を示した。

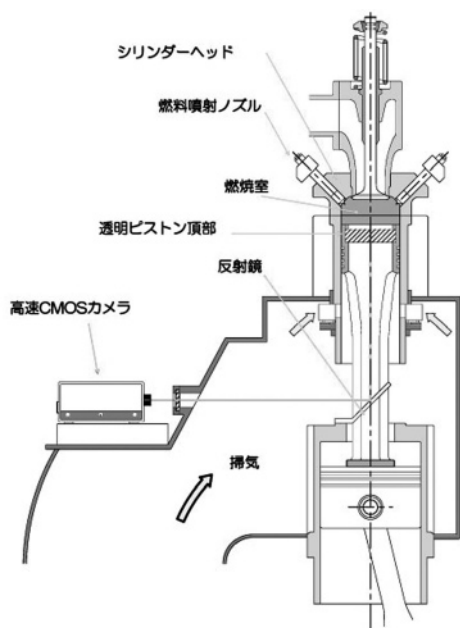


図4.21 可視化機関の断面図
九大高崎教授提供

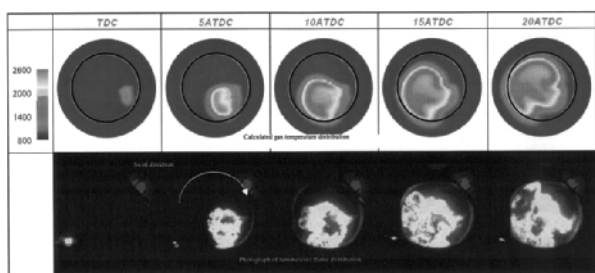


図4.22 シミュレーション結果と可視化機関画像
三菱重工提供

4.4 実験機関の役割

4-4-1 開発設計と実験機関

機関の開発には、実験機関による事前の検証がどうしても必要であった。特に、ディーゼル機関発明から第二次世界大戦終了までの期間は、電子計算機もまだ開発されておらず、机上によるシミュレーション検証はほとんど無に等しい状態であった。このため、燃焼の検証、主要部品の作動・強度・信頼性確認のためには実験機関は欠かせない存在であった。

各種シミュレーション技術の発達した現在においても、こと燃焼に関してはいまだに実機または実験機による検証が必要である。さらに、船用機関の実用機は、現在大きい物では10万kWに達するものがあり、このような実用機を使用した諸試験は、経済的に無理があり、必要最小限の確認試験に止めざるを得ない。

実験機は、パラメータ運転による最適条件の確認、加速試験による部品耐久性の確認、過負荷状態での長期間運転、運転中の各部品の挙動、温度・応力レベルの検証などに活用されている。

4-4-2 各社の実験機関

(1) B&W機関

B&W社（現MAN Diesel社）は、1897（明治30）年にMAN社においてディーゼル初号機が完成された翌年の1898（明治31）年には早くも同社とライセンス契約を締結し、ディーゼル機関の世界に足を踏み入れた。この年に図4.23に示した最初の実験機を完成させている。

その後、1904（明治37）年には実用機の初号機が完成されている。この初号機は、博物館“Diesel House”（Copenhagen）に現在も動かせる状態で保存されている。博物館“Diesel House”（コペンハーゲン）については付録を参照いただきたい。

最近では、電子制御機関の開発にあたって、以下の要目の4シリンダ実験機関が使用された（図4.24）。

| | |
|---------|----------------------|
| シリンダ数 | 4 |
| シリンダ直径 | 500mm, |
| ピストン行程 | 2,200mm |
| 機関回転数 | 123min ⁻¹ |
| 機関出力 | 7,440kW |
| 正味平均有効圧 | 2.1MPa |

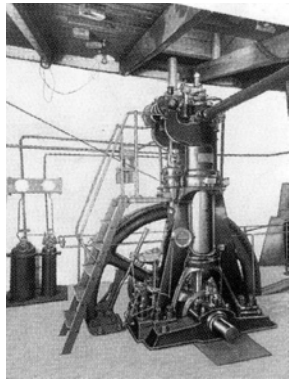


図4.23 B&W 最初の実験機関
MAN社提供

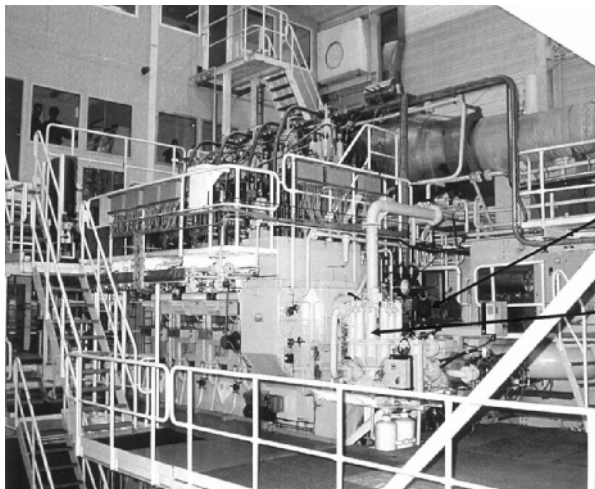


図4.24 B&W 4シリンダ実験機関
MAN社提供

(2) Sulzer機関

1912 (明治45) 年、Sulzer社の2サイクル機関として最初に外航船「Monte Penedo」に搭載されたのは、2基の470mm口径機関 (合計出力1,250 kW) であった。

この同じ年に、同社は1,000 mm 口径の単筒実験機関を完成し試験を開始している (図4.25)。本機関は、 $1,500\text{kW} \times 150\text{min}^{-1}$ であった。この実験機の口径を越える実用機が完成されたのは1968 (昭和43) 年であった。

この実験機関は、船用低速機関の可能性として、大口径が可能であることを実証した。このような早い時期に既に1,000mm口径の実験機が完成し、運転されたのは驚異的でさえある。

最新の設備としては、以下の要目の実験機関を有している (図4.26)。

| | |
|----------|----------------------|
| シリンダ数 | 4 |
| シリンダ直径 | 580mm, |
| ピストン行程 | 2,150mm |
| 機関回転数 | 105min^{-1} |
| 機関出力 | 7,786kW |
| 指示平均有効圧力 | 2.0MPa |

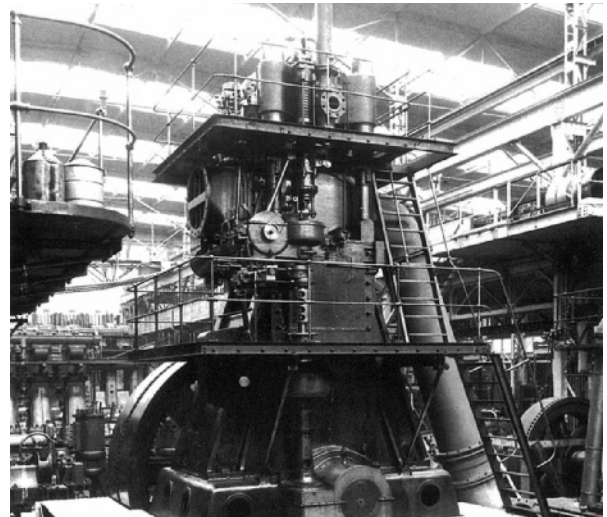


図4.25 Sulzer 1S1000単筒実験機関
Marine Propulsion Aug/Sep 2006より

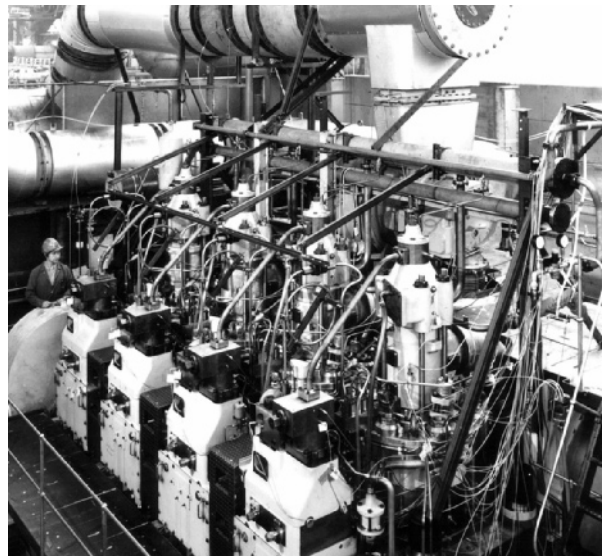


図4.26 Sulzer 4シリンダ実験機関
Wartsila社提供

(2) 三菱機関

< MS機関 >

三菱は、MS機関の開発に先立ち、まず掃気方式の研究から開始している。そのため、燃焼を伴う実験機関ではないが、シリンダ直径544mmの1ストローク掃気試験機 (図4.27) を製作して、シリンダ内の流動可視化実験、ピトー管や熱線風速計による流速計測などを実施して最適な掃排気孔形状を選定した。初期には流れの観察に線香の煙を使用したもので、当時の担当者は、“実験中に身に浸み込んだ線香の香りは、なかなか取れないで、下宿に帰っても大変嫌われた。”と述懐している。

掃気効率の計測には、シリンダ内に酸素を充填させ、ピストンを1回上下させ、その前後のシリンダ内酸素を分析して求めた。この研究の結果、左右異数の掃気孔を設けることで掃気効率を改善するとともに、さら

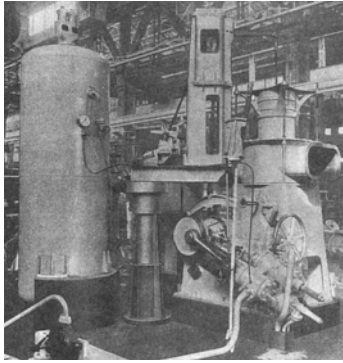


図4.27 掃気試験装置
三菱重工提供

に圧縮後は反転掃気に旋回を与えることにより燃焼改善を図ることができた。

引き続き、1931（昭和6）年9月単筒実験機関（図4.28）を製作し、これを用いて総合性能・機能を確認し、ここに自己開発の純国産MSディーゼル機関が完成した。要目は次の通り。

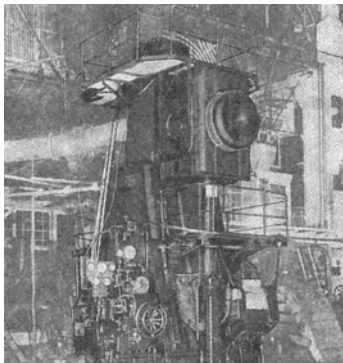


図4.28 MS単筒実験機関
三菱重工提供

| | |
|---------|----------------------|
| シリンダ直径 | 680mm, |
| ピストン行程 | 1,200mm |
| 機関回転数 | 120min ⁻¹ |
| 機関出力 | 400kW |
| 図示平均有効圧 | 0.60MPa |

< UE機関 >

UE機関の開発に当っては、実験機関を使用した長期間にわたる諸試験が実施されている。前述の如く、1949（昭和24）年に行った3MUT22/35形機関による基礎試験、その後の「503機関」による排気ターボ過給機マッチング試験、「507機関」による実物大試作実験などである。図4.29は試験中の507機関である。

さらに三菱は、1971（昭和46）年ころから3シリンダの実験機関3UET32/42Hを使用して静圧過給方式の研究を進め、27g/kWhの燃料消費率の低減を得た。この結果は技術の貯金として蓄えられ、その後1979（昭和54）年の石油危機の時に、直ちに静圧過給方式を採用して、有効ストロークを増大したH形機関の開

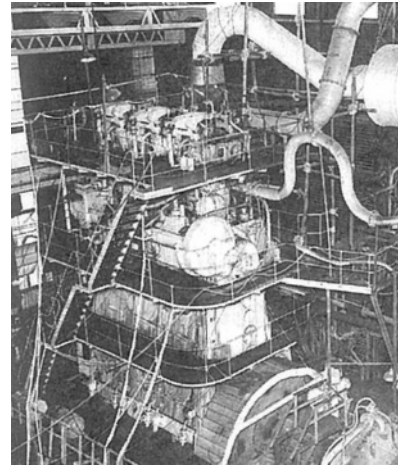


図4.29 3UEC72/150実験機関
三菱重工提供

発に適用された。

4-4-3 国内各社の実験機関

前述のごとく、民間の技術研究開発体制の早急な整備を図る目的で、財団法人日本船舶振興会の補助金を得て1983（昭和58）年9月に“高信頼度船用ディーゼル機関技術研究組合”[1983～1988]が設立された。

この研究の推進の目的のため、三菱重工、三井造船、日立造船の各社は、それぞれおおよそ400～450mm口径の単気筒2サイクル低速機関の実験機関を整備した。これらの実験機関は、一部改造を加えて現在も継続して使用されている。

5 | 運転実績からの教訓

5.1 主軸受損傷事故⁽²³⁾

5-1-1 損傷事故の兆候

主軸受は、機関の出力をプロペラに伝達するクランク軸を支える機関の重要な部品の一つである。三菱重工業では、1987（昭和62）年に、超ロングストローク機関であるUEC75LS II 機関を開発したが、その後、1991（平成3）年には同一設計思想を適用したシリーズ機関として、更に大口径のUEC85LS II 機関および小口径のUEC50LS II 機関に設計展開された。これまでも主軸受損傷事例は散見されていたが、軸受材料、解放時の組み立て不良などの特定原因として片付けられていた。

1995（平成7）年に、2隻の7 UEC50LS II 機関において、就航後まもなく軸受損傷が報告された。しかしながら、この時点では、2隻とも損傷は特定シリンダに集中して発生したために、両船だけの特別な問題として当該軸受を交換するなどという対症療法的な対応が取られた。その後、1997（平成9）年に入り、就航後間もない機関において同様の損傷続発が報告され、設計上の問題である事が認識された。

一方、三菱UE機関のみならず、ほぼ同時期にMAN B&W機関、Sulzer（現Wartsila）機関にも同様な事故が発生し、各機種共通の問題として注目を浴びた。

5-1-2 現象の分析

(1) 材料、メタル形式

往復動機関は、各シリンダで発生する筒内ガス圧荷重や駆動部品の慣性力が、クランク軸を介して、台板の剛性で支持された主軸受に伝達されるため、軸受荷重は非常に複雑な挙動を示す。しかしながら当時の設計基準は、単純に軸受の投影面積当りの荷重で評価していた。軸受材料としては、異物の埋没性が優れているなどの理由からホワイトメタルが一般的に採用されていた。より負荷能力の高いアルミ軸受の研究も実験室的には行われていたが、実際に実用機で採用されるようになったのは大分後になってからであった。また、軸受形式は、肉厚の裏金に1.5mm程度のホワイトメタルを鑄込んだいわゆる厚肉メタルから、生産性、製造コスト改善の目的もあって、薄い裏金にホワイトを盛り、ボルトの締め付け力で軸受をクラッシュさせて台板に押し付けるクラッシュメタル方式が採用されてい

た。当初、損傷原因は、メタル素材の問題か、適正なクラッシュ量を得るための隙間調整など組立上の問題ではないかと推定されていた。

(2) 発生油膜圧力の推定

さらに、軸受の性能に大きな影響を及ぼす軸の動きを、従来は対象とする主軸受に隣接する二つのシリンダの荷重のみを考慮し、クランク軸を介した他シリンダの荷重や軸受間荷重の相関等の影響を考慮しておらず、高精度な軸受評価には不十分であった。（図5.1左図参照）

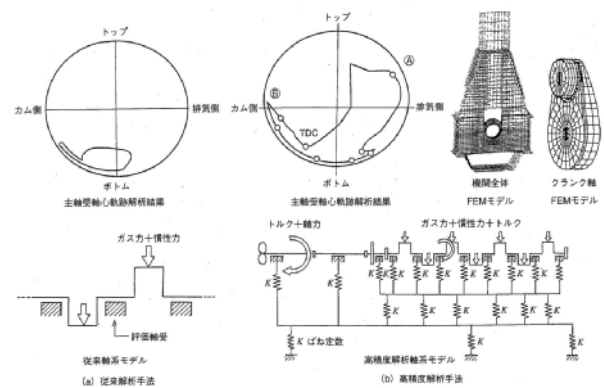


図5.1 高精度軸受荷重評価技術の開発
三菱重工提供

また、平均軸受面圧以外に、軸受面の油膜圧力分布、ローカルな最大油膜圧力の推定は当時行っておらず、また、発生油膜圧力の実測も行っていなかった。前述の簡単な計算により算出された軸心軌跡は、常に下メタルの範囲内の動きであったため、主軸受上メタルは、単純に供給する潤滑油の供給通路形成程度の役割しか考慮されていなかった。

従来の解析手法では隣接シリンダのみを考慮した解析であったが、高精度解析手法では機関全体の剛性をモデル化し機関の全軸受を同時に解析できる手法を開発した（図5.1右図参照）。

(3) 船体側の変形の影響

機関は、強い剛性を持つ船体に固定されているものとして考えられていた。しかしながら軸受の損傷は、同じ機関でも、高張力鋼（当時一般的になりつつあった）の船体への使用割合の大きい国内造船所納めの機関に比較的損傷発生例が多く、その使用割合の低い海外造船所向けの機関では、損傷例が少ない事が後になって判ってきた。応力的には問題がなくても、船体全体のたわみが増加し、船体に支えられている機関に与える影響も見逃せない要因の一つであった。また、重

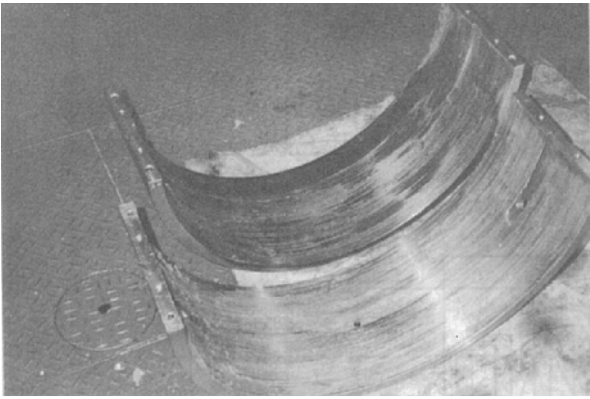


図5.2 損傷軸受の例
三菱重工提供

量のあるプロペラを片持ちで支持しているために生じる軸のたわみの影響なども考慮されていなかった。

(4) 損傷部位

主軸受の損傷は、主として下側メタルの側面に発生し、損傷が進むと上側メタルにも及ぶ事が多かった。損傷メタルの鑄付き不良や鑄巣などは多くの場合発見できなかった(図5.2)。

軸受の側面は、上・下メタルの合わせ面で、油溝などが配置され、負荷能力的には一番弱いところであった。当時ホワイトメタルの疲労強度は文献などにも明確にはされていなかったが、材料専門家の判断は、材料の疲労破壊とのことであった。

5-1-3 対策の立案

(1) 発生油膜圧力の計測

主軸受の損傷状態から判断して、かなり高い圧力が繰り返し発生している事が予想されたので、工場の実機を使用して損傷頻度の高い部位の油膜圧力の計測を実施した。その結果、予想をかなり超える高い圧力が計測された。

(2) 軸心軌跡の解析

より精度の高い油膜圧力の計算をめざし、まず軸心軌跡の詳細な解析を実施した。図5.1に示すようにクランク軸とその支持部となる機関全体剛性をモデル化し、軸受特性と構造特性の連成効果を考慮し、機関の全軸受を同時に解析できる手法を開発した。本手法のキーポイントとなるクランク軸の特性は、形状を三次元ソリッドFEM要素で忠実にモデル化し求めた。また軸受特性と構造の連成は、二次元レイノルズ方程式と剛性方程式を連立させて求めた。

本手法で得られた計算結果では、軸心は排気側で浮上り(A点)、カム側で上下メタルの合せ面付近まで移動している(B点)。これは、クランク軸を介して、隣接シリンダ以外の離れたシリンダの影響を受けて、

上向きや水平方向の軸受荷重が発生しているためであり、従来手法では評価できなかったものである。この結果は実機の工場運転時に実測により確認された(図5.3)。

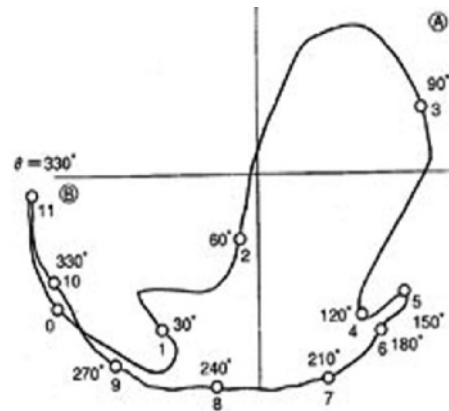


図5.3 軸心軌跡実測結果(工場試運転時計測)
三菱重工提供

(3) 油膜圧力の解析

主軸受の損傷は、過大な変動油膜圧力の発生によるホワイトメタルの疲労破壊であると予測し、油膜圧力に対する確度の高い予測や評価を目指して、片当り変動荷重軸受を対象に弾性流体潤滑(EHL)理論を適用した高精度軸受特性予測手法を開発した。EHL解析手法では、油膜圧力と軸受面弾性変形を連成させることにより局所的な軸受面変形の影響を考慮することで、実際に生じ得る軸受すきま形状での油膜解析が可能となる。これにより、従来の軸受を剛体と仮定した手法に比べ、軸受特性の予測精度は飛躍的に向上し、定量的な軸受性能を評価することが可能となった。

図5.4に、新たに開発した6自由度を持つ軸受試験機による油膜圧力分布の実測結果と解析値の比較を示す。下側メタルのボトム中心に展開したもので、実機と同様の位置関係を示している。油膜圧力はカム側に発生し、改良前の軸受では、最大値113MPaが実測された。軸受幅、油溝、軸受すきまの最適化を実施した改良型軸受では、最大油膜圧力が61MPaに低下し、その効果が確認された。それぞれEHLによる解析値と同程度であり、変動荷重が作用する軸受で高油膜圧力の発生と解析法が検証されるとともに、実機を模擬した変動荷重の負荷方法と油膜圧力計測技術が確立された。

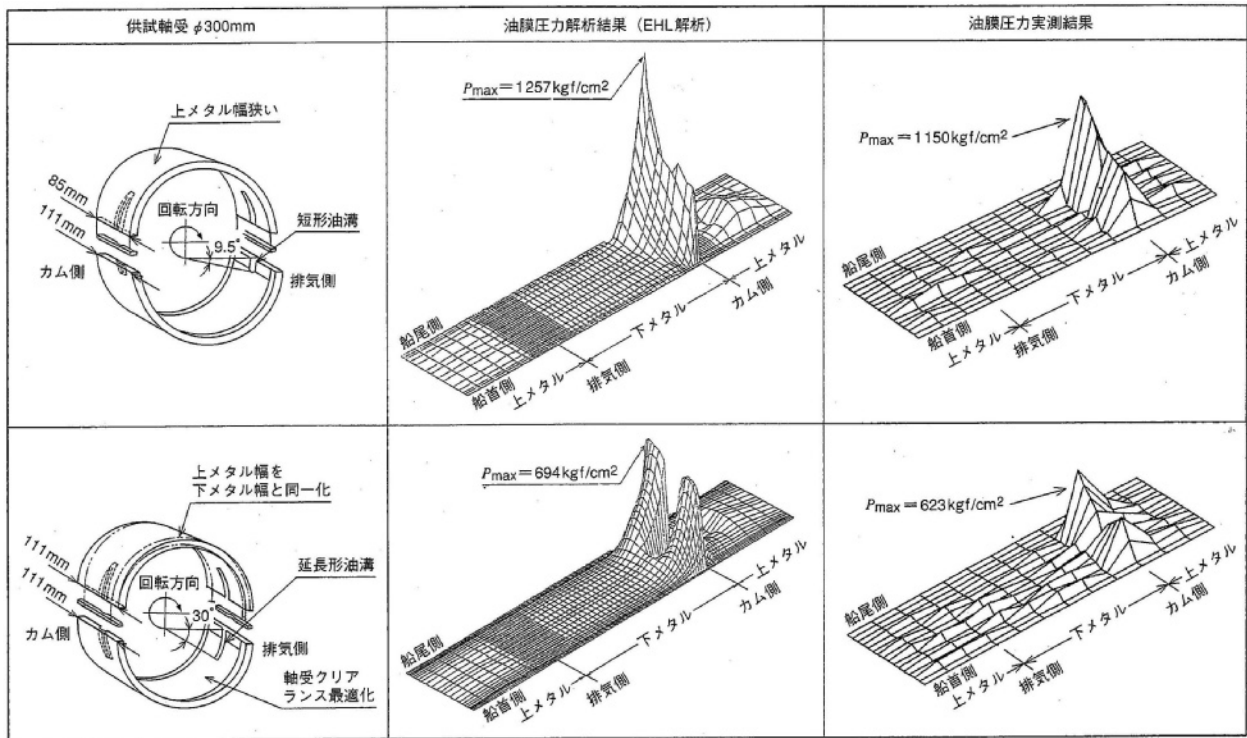


図5.4 軸受形状最適化の効果
三菱重工提供

(4) 具体的対策

従来構造では、下メタルは台板サドル部に強固に保持されているが、上メタルは軸受冠と共にボルトで締結されているだけであるため、相対的に上メタル側の横方向（合せ面方向）剛性が弱い。このため、上メタル軸受面が外側に逃げやすく、軸受荷重の大部分を下メタル側で負荷する結果となり、下メタル合せ面付近に集中的に力が作用していた（油膜圧力のピーク値：72 MPa）。対策として、台板と軸受冠サイドを密着させ、上メタル横方向の変位を拘束させた。これにより、上メタル側でも油膜圧力が効果的に発生するため下メタル側の負荷割合が減少し、油膜圧力ピーク値も44 MPaと約40%低減することができた。また同時にメタル形状やクリアランスも最適化を実施した。

5-1-4 失敗の教訓

一連の主軸受損傷事故は、ユーザー、メーカー各社に多大の損害を与えた。最初の予兆から解決までにはおよそ5年に及ぶ年月と多額の費用が付き込まれた。しかし、結果として軸受評価技術は飛躍的に向上し、その後の設計に生かされている。それまで何事もなく経過している部品に対しては、とにかく費用を掛けることもなく、周囲の条件が変わってきていることにも気がつかずに、従来の設計手法により作業を進めている事が多い。今回の失敗例から得られた教訓は、以下の通りである。

* 同じ事が二度起こったなら、“基本的に設計に問題が有る”と認識し、対処しなければならない。

（とかく設計者は、壊れるはずがない、使い方が悪いなどと思いがちである。）

* 失敗は、必ず起こる。問題は、関係者の協力を得て如何に早く解決するかである。

（今回の例でも、材料-強度-計測-工作-設計-サービスなど多方面の協力者が解決に努力した。）

* 失敗は、過を転じて福となす絶好の機会だ。

（最終的に得られた成果は、ユーザーに高く評価された。世界的に技術力を示すことが出来た。）

5.2 シリンダ注油システム

5-2-1 背景

シリンダ油は、消費量そのものは、燃料に比較して小さい値であるが、価格が燃料油の10倍程度と高く、ユーザーは運行経費削減のため、少しでも消費量を低減したいと思っている。

最近の機関出力50,000kWの大型コンテナ船を例に試算すると、シリンダ注油量を1.6から1.0〜0.6g/kWh削減出来たとすると、年間の節約潤滑油費用は最大4,740万円/年・隻に達する。

これまでのシリンダ注油率の決定の考え方は、図5.5に示したように、機関のあらゆる運転条件でも潤滑油不足が発生しないように決定され、通常の運転状

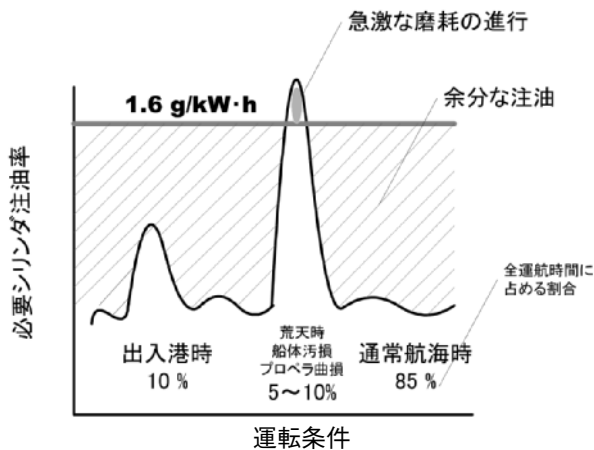


図5.5 シリンダ注油量決定の考え方

態ではかなり無駄の注油が行われている可能性が高かった。

実際、ある機関で運転中に1シリンダだけ燃料油の供給を停止し、筒内を観察すると、余分に供給されたシリンダ潤滑油が燃えている状態が見られた(図5.6)。

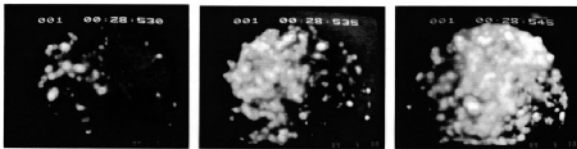


図5.6 筒内で燃烧しているシリンダ油 三菱重工提供

5-2-2 各社の注油システム

初期においては、シリンダ潤滑油の挙動が性格には把握されておらず、各社試行錯誤で進められていた。図5.7に三菱UE機関の場合の注油システムの設計の変遷、図5.8には、1980年代の各社の注油システムを示した。

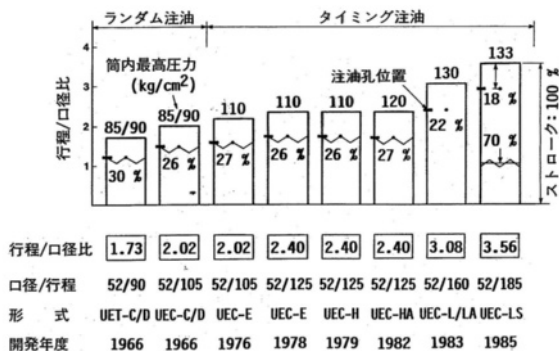


図5.7 三菱UE機関の注油システム変遷

初期においては、ピストンの動きとは無関係に注油していた(ランダム注油)が、その後ピストンの動きと同期して注油するいわゆるタイミング注油方式に変わっている。この時代には、まだ潤滑油がどのようにシリンダ内の潤滑面に到達し、到達した油がどのように油膜を形成し、ピストンリングとシリンダライナを

| | UEC-LS/LA | Sulzer | B & W |
|-------------------------|------------------------|---------------|----------------------------|
| リング形状 T/B | (60LS/LA) 20/11 | (RTA62) 20/13 | (60MC) 20/11 |
| リング材 | 第1, 2段 US 第3, 4段 UC | RIK47 | 第1, 2段 UC 第3, 4段 UC |
| リング溝 | Crメッキ | Crメッキ | Crメッキ |
| 注油孔位置 (%ストローク from TDC) | 18% ~ 22% | 12% | 24% |
| 注油孔数 (ヶ/Cyl.) | 8 | 8 | 6 |
| 注油溝 | ナシ | ナシ | ナシ |
| 保油溝 | 70 XS | ナシ | ナシ |
| ライナ表面 | ウェーブカット | ウェーブカット | ウェーブカット |
| 注油方式 | タイムリー注油方式 | アキュムレータ方式 | タイムリー注油方式 |
| 注油タイミング(静的) | 90° (静的) BDC | 90° BDC | 125° A6DC BDC |
| 注油回数 回/Eng. 回転数 | 1/2 | 2/1 | 1/2 or 1/1 |
| 注油器配置 | 後端一括配置 | 前・後端一括配置 | 各シリンダ毎カム側 小型では前or後端一括配置 |

図5.8 各機種のシリンダ注油システム設計思想

潤滑後どのように消費されるかがそれが正確には検証されていなかった。各社のシリンダ注油方式がばらばらなのはこの事実を証明している。

5-2-3 注油率の実情

各社ともカタログ上は、摺り合わせが終わった段階で1g/kWhの注油率を示しているが、実情は1.5g/kWh程度の注油率にとどまっていた(図5.9)。

5-2-4 改善されたシステム

2000年代に入って、ほぼ同じ思想のSIPシステム(主としてUE機関、B&W機関に適用)、アルファシステム(B&W機関)、そしてパルスジェットシステム(Wartsila機関)が相次いで開発され、注油率の大幅な低減が実現した。

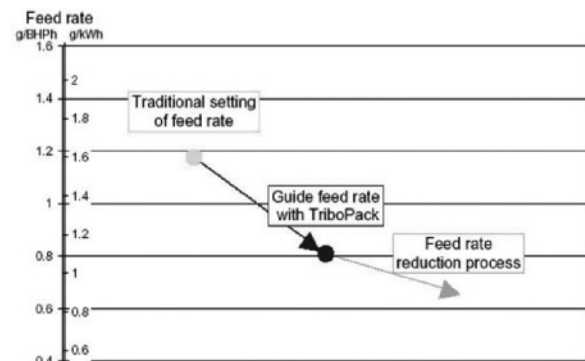


図5.9 Wartsila RTA機関の注油率変遷 DU提供

5-2-5 得られた教訓

シリンダ潤滑に関しては、ピストン機関の宿命的な問題であるにもかかわらず、これまで基本的な事項、すなわち前述した“供給された潤滑油がどのようにシリンダ内の潤滑面に到達し、到達した油がどのように油膜を形成し、ピストンリングとシリンダライナを潤滑後どのように消費されるか”が検証されていないことが大きな問題である。

現在でも、注油率は大幅に改善されたというものの、油膜の破壊・消費はどのようなメカニズムで行われているのか、燃料油によって持ち込まれた硫黄分がどのようにシリンダ内で挙動しているか、また、供給された高アルカリ価のシリンダ油がどのように中和能力を発揮しているのかなど重要な基本的事項が明らかになっていない。

ユーザーが安心して機関を取り扱うためには、これらの点に対してディーゼル機関設計者の真摯な取り組みが必要である。

6 | 考察と提言

今回の技術系統化調査により、著者自身気が付かなかった多くのことが見えてきた。これらのことは、今後船用機関を開発するに当たり参考になると思われるので、以下にその要点を記した。

基本的に日本の船用低速ディーゼル機関の生産と開発は、世界の市場で競争力を維持し、常に世界の30～40%の建造量を国内に確保してきた強力な日本の造船業に負うところが大きい。残念ながら、最近の韓国・中国の追い上げは厳しく、現在までのこの状況がいつまで続くかは大きな疑問である。

船用推進機関は、これまで石油危機などの世界経済の動向や環境問題など社会の周辺環境の変化と大きな関わりを持ち、敏感にこれらのニーズにマッチした新しい機関が開発されてきた。これらの動きを的確に予測・把握し、対応することの重要性はどの業界でも同じである。船用機関の場合、歴史的に見てこの大きな波は、少なくとも10年間、場合によっては20年間以上続いており、腰を据えた対応が良い結果を招くであろう。

素早い対応のためには、日頃の“技術の貯金”が必要であるように思える。その時点では必要が無い、あるいは技術的に不可能、採算的に成立しない技術でも、時代のニーズが変わり、周辺技術の進歩により突然目の目を見る技術も多いように見受けられる。アイデアとしては古いが、実用化時期が遅れた技術の例としては、二段過給方式、コモンレール式燃料噴射系統、静圧過給方式など枚挙に暇が無い。一般に、会社が技術で生きてゆくには、少なくとも売り上げの10%を継続的に研究開発に投資しなければならないと言われていたが、歴史を学ぶとその必要性が良く理解できる。“今が無ければ明日は無い”との理由で、不況時に真っ先に研究費をカットする企業は多いが、研究費のカットは、場合によっては将来の芽を摘んでいる可能性があるとして理解すべきである。“今が在っても明日が在る”とは限らないのである。また、開発のスピードが大切なことは良く判るが、余裕の無いところに良い研究は生まれえないとも言われている。

大形2サイクル低速機関は、単体熱効率としては50%を超え、既に原動機としては最高のレベルに達している。これから更に改善するには大きな困難が伴うと予想される。しかしながら、船主経済、地球温暖化ガスの低減の二つの理由で、今後も熱効率の高い機関への開発努力は機関メーカーの永遠の課題として挑戦し

続けなければならないであろう。他方、逆に考えると、燃料によって持ち込まれた残りの50%の熱は、冷却損失などとして捨てられているのであり、この分野での改善代はまだかなり残されているように思える。この分野は、機関メーカーと造船所の狭間で、検討が比較的遅れている部分である。廃熱の一部は、すでに排エコボイラー、造水装置などで利用されているが、今後断熱機関、サーモオイルによる高温冷却など、冷却損失の改善、低レベル温度の熱回収はまだ検討の余地がありそうに思える。

今後の船用機関の大きなテーマは、広い意味での環境問題であろう。船舶は原油の高々3%程度を燃料として使用しているだけなのでその実質的影響は低いとする考えもあるが、環境問題は、単に船舶の問題として捉えるのではなく、いまや“地球の人間に対する負荷能力”として考えるべき時期に来ているのではないだろうか。この地球は、どの程度の人口を、どの程度のエネルギー消費・水消費まで持続的に養えるのかとの観点であろう。すなわち、すべての人すべての企業が、どのような小さい努力でも出来ることは実行することである。

この面で、船用ディーゼル機関の世界で、比較的近い将来の一つの可能性のある筋書きとしては、これまでの石油精製過程から生まれる低質な残渣油使用から、クリーンな燃料への切り替えが考えられる。実際、2006年秋にオスロで開催されたIMO/BLG中間会合で具体的議論も開始されている。切り替えは、まず接岸後の船舶、人の生活域に近い沿岸あるいは港湾内航行の船舶、外洋での航行船舶と段階的に規制されるであろうが、最終的には全面的に切り替えられるであろう。この条件では、船舶の機関室プラントのあり方が根本的に変わってくる可能性がある。残渣油使用に適しているとの理由で、これまで広く使用されてきた2サイクルクロスヘッド機関の必要性がこのままでは無くなってしまふ。生き残るためには、圧倒的な高信頼性、メンテナンスフリー、低コストなどで新たなかつ強力な付加価値を創出する必要がある。

さらに遠い将来に目を向ければ、最近有力欧州船主が発表した次世代船舶のコンセプトデザインでは、太陽電池を全面に貼り付けた鋼製帆に、波力を利用するフィンを推進装置として提案している。また、欧州の有力船級協会DNVが進めている次世代船プロジェクトでは、燃料電池を原動機として採用している。(燃

料電池を原動機とする船舶としては、ドイツが潜水艦用に既に実用化が済んでいる) いずれの場合も、現在ほとんどの外航船に推進機関として使用されている2サイクル低速機関は将来推進システムとしては出てこない。自動車におけるハイブリッド機関などのように、将来の原動機と期待されている燃料電池の前に、実用的に有効な“繋ぎ”的なアイデアが生まれなければ、2サイクル低速機関は、過去に市場を席卷していた、真空管、ブラウン管TV、フィルム写真、LPレコードなどと同様に前世紀の遺物となってしまうのかもしれない。

ディーゼル機関は19世紀の終りに発明され、20世紀に入り本格的に実用段階に入った。ほぼ1世紀の間、最も効率の良い推進機関として多くの船に搭載され、我々の生活を支えてきた。今後船舶が無くなることは無いであろうが、船舶の推進機関が長期的に見てこれまで通りディーゼル機関であり続けるかどうかは予断を許さない。

ディーゼル機関の開発は、本調査で示したごとく、過去に多くのメーカーが様々な理由でこの市場から撤退を余儀なくされた。1社単独での開発継続は、経済的に困難になってきていることから、今後も寡占化が一層進むことが予測される。この分野で長年技術力を蓄えて来た日本の有力メーカーを絡めた国際化の動き、例えばWartsilaと三菱・DUの協業強化、中国市場で見られるMANと三井の提携関係強化などこれまでの枠を超えた関係が出てくる可能性が強い。

船用機関製造業は、基本的に造船国に存在する。前述のように、これまで常に世界のマーケットシェアの30~50%を採り続けた日本の造船業が、日本の機関製造業を成立させてきた。しかしながら、造船業は、従来“Poor country's industry”と言われている。世界的に見て、過去に欧州から日本に移ってきたように、現在次の造船国、すなわち韓国、中国などへ移りつつある。これらの国々のディーゼル機関製造業に日本のディーゼル機関関係各社が関与するためには、クランク軸の神戸製鋼や過給機の三菱のような主要なコンポーネントの世界的な供給者となるかあるいはライセンスとして存在する他に方法は無い。これまでのように、ライセンスとして単にディーゼル機関を製造するだけの存在は、日本から造船業が無くなる時に同時に消滅する運命にある。

理想的には、Wartsilaと三菱・DU、MANと三井などの関係が進展し、日本の各社がいつの間にか世界的なライセンスとして変身することが実現すればすばらしいと思っている。

本稿が少しでも今後の船用機関の発展のために役に立てれば筆者の望むところである。

■ 謝辞

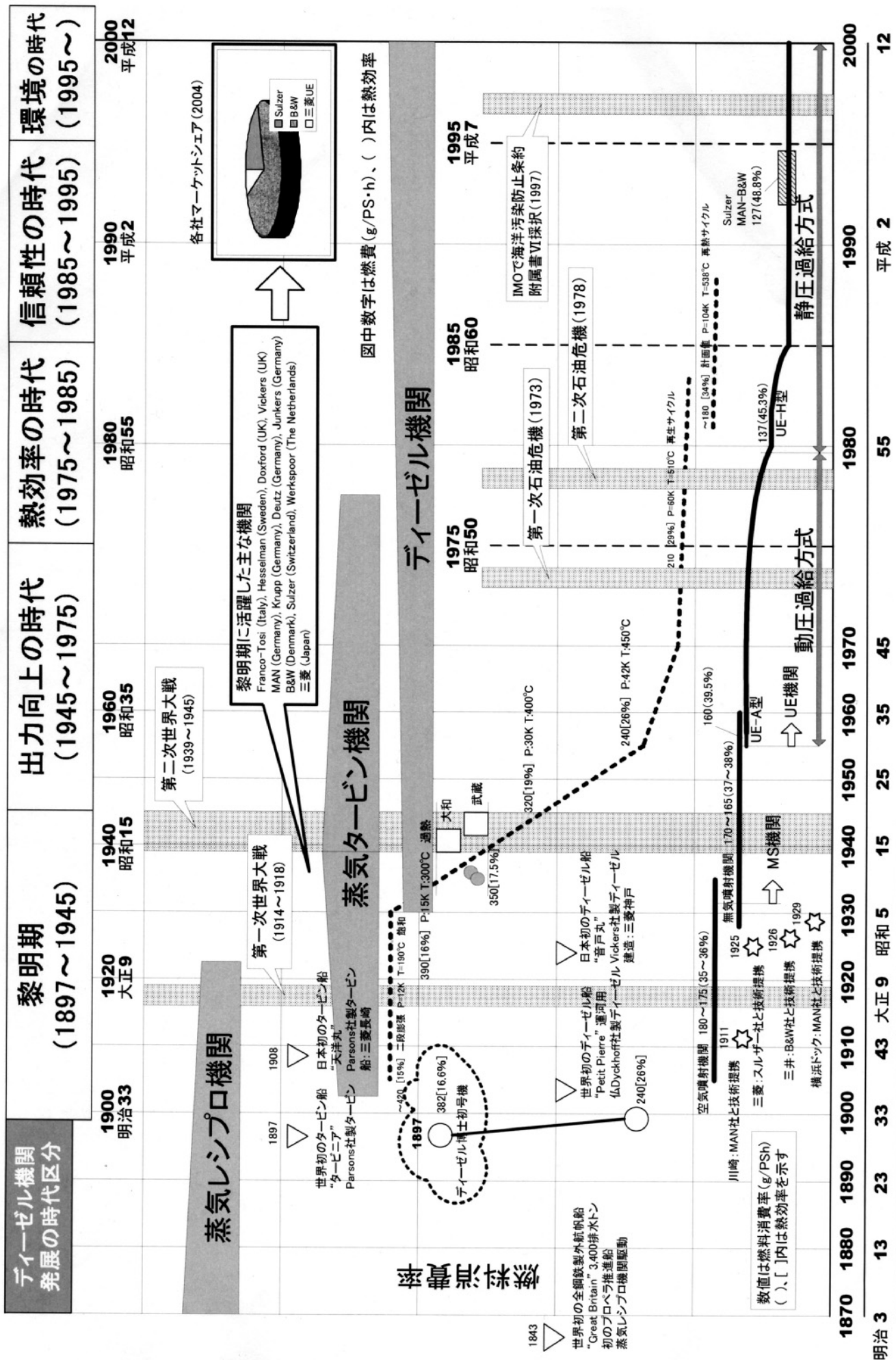
本稿の執筆に当たり、資料の提供、内容に関するご意見などご協力頂いた三菱重工業の岡部雅彦氏、若月祐之氏、三井造船の遠藤雅博氏、DUの川端正和氏、川崎重工の徳岡哲夫氏、神戸製鋼の久保晴義氏、TSUの秋田宏氏、日本海事協会の堂園吉彦ほか各社の方々に深くお礼申し上げたい。

参考文献

- (1) 富塚 清「内燃機関の歴史」三栄書房（1969）
- (2) 岩田 清「ディーゼル機関の発達」山海堂理工学論叢（1943）
- (3) 鈴木 孝「20世紀のエンジン史」三樹書房（2001）
- (4) 今村 弘人「船用ディーゼル機関」山海堂（1995）
- (5) 鴨内 正一「船用ディーゼル機関」山海堂（1945）
- (6) 三菱重工業株「UEディーゼル機関100万馬力の歩み」（1983）
- (7) 三菱重工業株 神戸造船所 ディーゼル部 「神船ディーゼル75年のあゆみ」（1992）
- (8) 三井造船株「三井造船のディーゼル50年」（1976）
- (9) (財)日本海事協会 「日本海事協会—その100年の物語」（1999）
- (10) (財)日本海事協会 「船用燃料重油の低質化対策指針」（1996）
- (11) Wartsila NSD 「From the mountain to the sea—The Sulzer Diesel Engine」（1997）
- (12) Ernst Jenny 「The BBC Turbocharger-a Swiss success Story」 ABB Turbo Systems Ltd（1993）
- (13) 日本内燃機関連合会「日本における燃焼機関の発達と将来」創立20周年（1974）
- (14) 日本内燃機関連合会「燃焼機関の発達と将来」創立30周年（1984）
- (15) 日本内燃機関連合会「日内連40年史」（1994）
- (16) 日本内燃機関連合会「わが社の歴史を飾った1台のエンジン」（2005）
- (17) (社)日本船舶機関士協会「船用機関技術史」（1993）
- (18) 矢野達夫 「藤田英雄さんの思い出」（1992）
- (19) Magazine Turbo “Centenary Issue” TSU（2005）
- (20) 運輸省 海技大学校「最近の大型過給機の開発」今給黎ほか（1991）
- (21) 船用2ストロークディーゼル機関の史的考察 串山ほか 日本船用機関学会誌 27-3（1992）
- (22) 2サイクル船用低速ディーゼル機関の諸元解析 小山田ほか 日本船用機関学会誌 28-10（1993）
- (23) 大型船用UECディーゼル機関の信頼性向上 古野ほか 三菱重工技報 Vol.34 No. 4（1997）
- (24) 神戸製鋼技報 Vol.55 No.3（December 2005）
- (25) 「高信頼度船用推進プラントー技術研究組合10年のあゆみ」（1994）
- (26) 「船用主機関の変遷」三井造船（2005）
- (27) 「IHIおよびDUのディーゼルエンジンの歴史」DU（2005）

登録候補一覧

| 番号 | 名称 | 資料形態 | 所在地 | 制作者 | 製作年 | 選定理由 |
|----|---------------|------|------------|-------|------|-----------------|
| 1 | 3UEC72/150実験機 | 実機 | 船の科学館(東京都) | 三菱重工業 | 1952 | UE機関開発用実験機関 |
| 2 | TN8E機関 | 実機 | 船の科学館(東京都) | 新潟鐵鋼所 | 1956 | 南極観測船「宗谷」主機関 |
| 3 | LP2機関 | 実機 | 新潟原動機 | 新潟鐵鋼所 | 1928 | 初期の国産ディーゼル機関 |
| 4 | 世界最古のディーゼル機関 | 実機 | ヤンマー | MAN社 | 1899 | 世界最古のディーゼル機関の一つ |
| 5 | E-B8吸入ガス発動機関 | 実機 | ダイハツディーゼル | 発動機製造 | 1913 | 国産化された最初の製品 |
| 6 | 排気ガスタービン過給器 | 実機 | 三菱重工業(長崎) | 三菱重工業 | 1953 | 自社開発用実験過給機 |



付録2 船用2サイクル低速ディーゼル機関 主要技術系統図

| | 1950年代(昭和25年～) | 1960年代(昭和35年～) | 1970年代(昭和45年～) |
|------------------------------|---|--|--|
| | 出力向上の時代 | | 熱効率向上の時代 |
| 市場のニーズ | * スエズ動乱1956 * GHQ大型船舶の建造許可1948 | | * 第一次石油危機(1973) * 第二次石油危機(1978)の影響顕著 * 造船不況(1978～1982) |
| 開発機種 三菱UE機関 | * UE初号機(UEC75/150)完成1954(過給機付) | * C型機関1965 | * D型機関1970 * E型機関1975(二段過給) * H型機関1979(静圧過給) |
| Sulzer機関(後Wartsila社) | * SD機関1950 * RSD機関1954 * RSAD機関1955(過給機付) | * RD機関1960 | * RND機関1968(静圧過給) * RLA機関1977 |
| B&W機関(後MAN Diesel社) MAN機関 | * VTBF機関1953(過給機付) * KZ機関1955(過給機付) | * VT2BF機関1960 * KZ-C機関1963(静圧過給) | * KEF型機関1968 * KGF型機関1973 * KSZ機関1972 * LGFC型機関1978(静圧過給) * KSZ-B機関1979 |
| 主要適用技術 (三菱UE機関) | * 国産大型低速機関実験機関完成1952-1964 3UEC72/150型 第一期(1952-1955) ・一般試験 ・粗悪油対策試験 ・ピストン後場対策試験 第二期(1953-1959) ・過給機・排気管改造 ・性能向上対策 第三期(1963-1964) ・熱負荷対策試験 ・性能向上試験 ・燃料ポンプジャーク化試験 * 電子計算機による性能計算法の開発1960 * 運転中のピストン温度計測法開発1957 | * 電子計算機による性能計算法の開発1960 C型機関で採用された技術 ・燃料系統ボッシュ化 ・ジャケット上下一体型 ・無冷却過給機 ・精鋼リブ付ピストン | H型機関で採用された技術 ・静圧過給 ・1排気弁 ・タイミング注油 ・ボアクーリングカバ&ライナ ・シェル軸受(主軸受け他) * 実験機による静圧過給試験1971 * 実験機による二段過給試験1972 * 二段過給方式の採用1975 * 静圧過給方式の採用1979 * テーブル型クロス軸受け1966 * 水冷弁座・水滴分離機1970 * タイミング注油試験1978 |
| (ライセンス機関) | * IHI: Sulzer社と技術提携1948 * 三菱: Sulzer社と技術提携更改1949 * 三井: B&W社と技術提携更改1950 * 川崎: MAN社と技術提携更改1951 * 川崎: MAN KZ78/140過給機付機関完成1955 * Sulzer RSD76機関鉄板溶接構造1954 * 三井: 「淡路山丸」974VTF160低質油専焼に成功1951 * 三井: 大型溶接構造機関774VTF160「加茂川山丸」1952 * 三井: 「有馬山丸」主機換装774VTBF160、我が国の過給機関の歴史を拓く1953 * 三井: 自動化船「金華山丸」J874VT2BF1601961 | | * 川崎: 世界最大出力機関完成(K10SZ105/180)完成1972 * 日立B&Wツインバンク機関K45GF1977 * 三井: 3機3軸コンテナ船「えるべ丸」1971 1x12K98EF+2x9K84EF * 三井: LGF世界一号機6L67GF1976 * 静圧過給世界一号機6L55GFC1978 * 三井: 世界最大9K98FF「おーすとらりあ丸」1969 * DU陸上運転省略1975 * DU 10RND90機関一括搭載(950トン)1975 |
| 関連部品の技術開発 | * 三菱: 過給機の自社開発(冷却型)1955 * 川崎: 過給機の自社開発(KET型)1955 | | * MET-S過給機(圧力比3.5)1976 * 無冷却MET過給機完成(圧力比2.2)1964 * 100型MET過給機(圧力比2.5) * クランク軸フィレット部の冷間ロール加工1967 |
| 成果 | * UE機関 運輸大臣表彰1953 * UE機関 工業技術院表彰1954 * 三井: 三井-B&W 100万馬力達成1958 | [三菱MET過給機] 無冷却、内側軸受、平軸受の基本構造は後に、世界の標準的構造となった。 | * 三菱UE500万馬力達成1975 * 三井B&W1000万馬力達成1976 * 川崎MAN500万馬力達成1975 * IHSulzer1000万馬力達成1976 |
| 備考 | | | |

| 1980年代(昭和55年～) | 1990年代(平成2年～) | 2000年代(平成12年～) |
|--|--|--|
| 熱効率向上の時代 | 信頼性向上と出力範囲拡大の時代 | 環境対応の時代 |
| | | * IMOの環境規制始まる(1997) |
| * L型機関1984(ロングストローク) * LS II型機関1987 * LS型機関1987(超ロングストローク) | | * LSE-Eco機関(電子制御) * LSE機関2001 |
| * RTA型機関1982(ユニフロー) | | * RT-flex機関2001(電子制御) |
| * L-MC型機関1982 * S-MC型機関1986 | * S-MC-C機関1997 | * ME機関(電子制御) |
| * KSZ-C機関1982 | | |
| | <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> L機関で採用された技術 ・ CSSポート ・ 開弁圧制御燃料弁 ・ 中支えピストン ・ 無冷却排気弁 </div> | <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> LSE機関で採用された技術 ・ カム軸駆動ギヤ3枚化 ・ 2枚壁本体構造 ・ 電子制御注油システム (ECL) ・ 掃気ガイドベーン ・ ナイモニック排気弁 ・ 低負荷運転システム </div> |
| * 掃気効率向上の研究1981 | <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> LS II機関で採用された技術 ・ 油圧駆動排気弁 ・ 無冷却ジャケット ・ シェル型クロス軸受け ・ 無冷却燃料弁 ・ AFR制御 ・ GIT燃料ポンプ ・ ボアクーリング排気弁 ・ キーレス油圧はずしカム </div> | * SIPシリンダ注油試験 |
| * C重油発停燃料弁作動確認試験1980 * タイミング燃料ポンプの試験1982 | * 層状水噴射実船試験1993-1994 | |
| <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> [高信頼度船用ディーゼル機関 技術研究組合]1983-1988 参加社:三井,三菱,日産,川重,鋼管,石横,住重 ・セラミックス・燃焼基礎 ・排気弁・過給機・軸受け ・故障予知診断・燃料処理 ・メカトロニクス ・試験機関製作 </div> | <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> [三菱とWartsila社50型機関共同設計] </div> | <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> [各社共同研究] ・船用EGR試験2000: SR241 ・シリンダ注油試験2002: SR801 ・独立水噴射試験2003: SR803 ・NOxモニタリング実船試験2001: RR-MP3 </div> |
| * 三菱RTA世界一号機(7RTA58)1982 * モノブロックカム採用 (IHI RTA58)1984 | * 三井新組立工場完成1992 * 三井:世界初のガス燃焼機関1994 12K90MC-GI-S千葉発電所完成 | |
| <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> RTA機関で採用された技術 ・ユニフロー掃気 ・燃料弁複数化 ・ピストン冷却油冷化 ・ナイモニック排気弁 </div> | <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> MC機関で採用された技術 ・新型カム軸逆転機構 ・VIT燃料ポンプ ・ロータリー式起動空気管制器 </div> | |
| * 川崎:超低速ギヤード機関完成K8SZ70/150CL1982 * 川崎:ターボコンパウンド機関完成(8S60MCE-TCS)1988 | * 川崎:ターボコンパウンド機関完成(8S60MCE-TCS)1988 | * 三井B&W98 一番機10K98MC完成2001 * 三井-B&W7S50ME-C三井一番機2004 * 三井B&W12K98ME完成2006 * 三菱11RT-flex96C完成2006 |
| * DU発足 (IHI,住重ディーゼル部門)1988 | * S-MC-C世界一番機6S50MC-C191 | * 機関呼称をSulzerからWartsilaへ変更2005 * 社名をMAN-B&WからMAN Dieselへ変更2006 |
| * 三井:L-MC世界一番機6L60MC1983 * 三井:6S-MC世界一番機8S60MC1987 | | |
| * 川崎:B&W機関製作開始1983 | | |
| [MAN社(ドイツ)とB&W社(デンマーク)が合併]1981 | [Wartsila社(フィンランド)がNSD社:旧Sulzer社(スイス), GMT社(イタリア)を吸収合併]1997 | |
| * MET-SB過給機(圧力比4.0)1982 * MET-SA過給機(圧力比3.8)1980 * MET-SRVG過給機1987 | * ABB TPL-B過給機1999 | * B&Wアルファ注油器量産開始2003 * MAN-TCA過給機1番機TCA88搭載2003 |
| * 川崎:MAN過給機技術提携1981 * 三井:MAN過給機技術提携1981 | * 三井:複層ライナ1991 | * TPL91-B過給機2004 |
| * TCS(ターボコンパウンドシステム) * 電子ガバナ(ナブコ)1987 | * アルミ軸受(B&W) | * 三井:水エマルジョン発電プラント1999 |
| * 電子ガバナ(三井造船システム技研(MSRI))1986 | * スライド弁(B&W) | * 三井:水エマルジョン発電プラント1999 |
| ← 主機換装(蒸気タービンからディーゼルへ) → | | * 鋳鋼スロー2005 |
| * MET過給機Napier社(英国)に技術供与1981 * UE機関現代重工社(韓国)に技術供与1984 | | * MET過給機現代重工社(韓国)に技術供与2001 * UE機関Izar(Spain)に技術供与2000 |
| * 三菱Sulzer1000万馬力達成1980 * 三菱UE1000万馬力達成1983 * 三井B&W2000万馬力達成1987 | * 三菱UE2000万馬力達成1995 * 三井B&W3000万馬力達成1996 | * 三井B&W5000万馬力達成2005 * 2005 上海CMDとの契約成立 (CMD=CSSC-MES Diesel Co.,Ltd.) * 川崎:MAN2000万馬力達成2005 |
| | 三井と川崎提携協議 | |

付録3 船用ディーゼル機関関係博物館

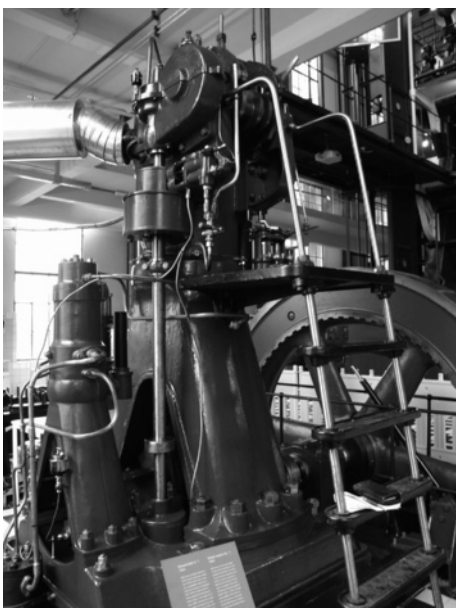
Diesel House

Elvaerksvej 50
2450 Copenhagen SV
Tel; +45-3254-0227
www.dieselhouse.dk

世界の船用機関の第一人者であるデンマークのB&W社（ドイツMAN社の資本傘下に入り、2006年12月から社名からB&Wが消え、MAN（Copenhagen）社となる。）が、以前から持っていたB&W博物館を廃止統合し、新たに、B&W社に隣接する発電所で長年使用していた1932（昭和7）年製の15MW複動機関を建屋ごと博物館として動く状態で保存している。運転は毎月最初の日曜日に行っている。開所式にはデンマークの皇太子も出席した。



付図-1 現在も運転されている複動機関
MAN社提供



付図-2 動態保存されている1904年製のB&W社初号機
MAN社提供

ドイツ博物館 (Deutsches Museum)

Museumsinsel 1
D-80306 Munchen
Tel; +49-89-2179-1
www.deutsches-museum.de

ドイツ最大の総合科学博物館で、本館のほかに、交通関係の分館、航空機関係の分館がある。本館には1897年に製作された最初のディーゼル機関が展示されている。



付図-3 1897年製の最初のディーゼル機関
Deutsches Museum所蔵

また、複動機関の1シリンダ分が展示されており、その大きさが実感できる。



付図-4 クロスヘッド複動機関の1シリンダ分
Deutsches Museum所蔵

本報告は平成18年度科学研究費補助金特定領域研究『日本の技術革新—経験蓄積と知識基盤化—』
計画研究「産業技術史資料に基づいた日本の技術革新に関する研究」(17074009)の研究成果である。

国立科学博物館 技術の系統化調査報告 第8集

平成19(2007)年3月30日

- 編集 独立行政法人 国立科学博物館
産業技術史資料情報センター
(担当：コーディネイト・エディット 永田 宇征 田里 誠、エディット 久保田稔男)
- 発行 独立行政法人 国立科学博物館
〒110-8718 東京都台東区上野公園 7-20
TEL：03-3822-0111
- デザイン・印刷 株式会社ジェイ・スパーク