技術資料

船用主機の開発動向*

—出力率の増大—

(本年2月17日笹川記念会館および2月20日神戸商工貿易センタービルにて開催された
当学会月例講演会講演をM・A・N(Japan) Ltd. 三村道夫氏が和訳したものである。)

A. シ ッ プ**

Development Trends in Marine Propulsion Plants with Special Consideration of the Specific Power-up

A. Schiff

In this paper two basic ideas of M.A.N. are shown. The first theme is "Definition of Power". If it is said that an engine has 10000 PS, what does it mean? In addition to ISO-3046-Definition we need some special rulings for marine diesel engines. M.A.N. proposes two points.

- a) Standard ambient conditions should be

air temperature	318°K (45 °C)
sea water temperature	305°K (32 °C)
air pressure	1 bar
- b) Engine performance should be shown with performance field and not only with some particular points such as MCR or SR.

The second theme is "criteria in further development of marine propulsion systems". The problems of heavy duty oils and two-stage turbo-charging are also discussed.

この小文では、出力の定義、出力率の増大という二つのテーマについてM・A・Nの考え方を簡単に述べる。

1. 出力の定義

ISO 3046, 1975年2月によれば連続出力は次のように定義されている。

Continuous power: A power which an engine is capable of delivering continuously between the normal maintenance intervals stated by the manufacturer at stated speed and under stated ambient conditions, the prescribed maintenance being carried out.

これは公称連続出力と解釈される。サービス出力の定義は、

Service power: A power determined under the ambient and operating conditions of an engine application.

To establish a service power, the following conditions shall be taken into account.

- a) the ambient conditions;
- b) the normal duty of the engine;
- c) the expected interval between maintenance

periods;

- d) the nature and amount of the attendance required;
- e) all information relevant to the operation of the engine in service.

当社の考えでは、ISO 3046の中に船用機関に対する特記事項を入れるべきである。機関車用機関については以前から行なわれている。

この点について特に二つの問題点がある。

a) ISO 3046では周囲条件として空気温度300°K=27°C, 空気冷却器入口海水温度300°K=27°Cが規定されているが、大形船の建造では熱帯条件、すなわち空気温度318°K=45°C, 空気冷却器入口海水温度305°K=32°Cを用いることが普通である。船用機器の設計、特に清水冷却器及び潤滑油冷却器の設計にはこの海水温度を用いる習慣である。気圧はいずれの場合も1000mbarである。

但し、蒸気タービンのメーカーは主復水器に対し海水温度を24-25°Cと置いている。海水温度が上ると真空度が悪くなる。真空度が悪くなると燃料消費量が増加する。この事実は蒸気タービンとディーゼル機関の比較に重要である。

b) 陸上設置用機関の回転数は通常一定である。固定ピッチプロペラを持つ船舶の推進機関では、プロペラ特

* 原稿受付 昭和51年4月5日

** M・A・N アウクスブルグ工場代表取締役

図1 船用主機の特性

性を考慮に入れねばならない。これを明示するためには、言葉による定義のみでなく、特性面を必要とする。これを図1に示すが、船用機関に対する要求が考慮されている。

船体表面の汚れ、風、海面状態等による推進抵抗の増加を考慮すれば、最大許容出力はある限度以下におさねばならない。

ISO条件と上記船用機関の通常の条件を比較すると機関出力に対し約8%の影響がある。但し、気圧は1barで不変とした。当社は双方の条件に対し同じ連続出力を与えている。但し、ISO条件の場合には10%の過負荷がかけられるが、船用機関条件の場合には過負荷がかけられない。過負荷の可能性を無くすことにより当社は上記8%の差を考慮に入れた。この馬力はISOの定義によれば“Fuel Stop Power”である。

私共が船用主機の特性面において過負荷を許さないということは試験場におけるタイプテストにおいて過負荷をかけないということではない。過負荷のテストによって、機関が100%負荷、100%回転数においてなお、十分な余裕をもっていることが証明される。そして、これが本当に連続出力であることがわかる。これを連続最大出力MCR (maximum continuous rating)と定義する。

当社は3年前から、連続常用出力CSR (continuous service rating)をいう表現を廃止した。この表現は特性面を使用すれば必要なくなるからである。

図2は当社の特性面であり、今まで述べた立場と試験場における多くの計測値及び世界中でか動している実機の経験を基礎において定められた。MCRは理論プロペラ曲線にある。

Iと記された領域は連続して使用出来る領域である。この領域は理論プロペラ曲線の左側にも延びており、平均有効圧力を一定におさえて回転数を95%まで下げられる。一定の平均有効圧力の下に回転数を90%まで下げ

図2 船用主機の特性(固定ピッチプロペラの場合)

る領域をIIに記入してある。この領域内での運転は限られた時間内でのみ許される。このようなことが起こるのは、加速時、急速操縦、短期間の高速航行、水海内の航行等である。

プロペラの設定は、船の新造時、外壁が滑らかである時には影を付けた帯内にはいるようにすべきである。このようにすれば船の抵抗が増加したとき、機関の作動点がトルクリッチ領域に直ちにはいり込むことが避けられる。

当社は最近、数年間にシリンダ径400-520mmの中速ディーゼル機関をトルクリッチの領域で運転し幅広い研究を行なった。確認したことは平均有効圧力一定で回転数を下げれば、機関構成部品、特に排気弁の温度が上昇することである(図3)。

この事実は以前から負荷の比較的低い機関で認められ

図3 トルクリッチ領域での機関各部温度

ていた。機関比出力、従って、平均有効圧力あるいは過給度が上がるとこの傾向は強くなる。計測の結果から、排気弁（底部中央）の温度上昇には空気過剰率 λ_v の影響が強いことが判明した（図4）。特に、粗悪燃料油運転に

図4 プロペラ曲線上の機関各部温度

図5 M・A・N中速機関の特性

- (1) 理論プロペラ曲線
- (2) 連続使用限界
- (3) 短時間使用限界
- (4) 2基1軸船で1基カットオフの場合
(固定ピッチプロペラ)

おいては高温腐食の危険があるので、この温度上昇は望ましくない。

図5は当社の中速機関の運転領域である。曲線(1)はプロペラ曲線、曲線(2)は連続運転可能な限界である。排気弁の温度は回転数が70%に落ちるまで上昇し600℃に達し、その後、再び低下する。

曲線(3)は短時間の運転が可能な領域である。排気弁中央の温度は640℃まで上昇する。この機関を粗悪燃料油で運転する場合の限界は590-600℃である。この例は造船所または船主にどのような負荷に対し機関が設計されているかを特性面を用いて説明する必要があることを明確に示している。

この現象はまた、過給機の圧縮機特性面上に記入された機関の空気量曲線と関係がある。図6は圧縮機特性面上の機関の空気量曲線である。平均有効圧力を一定として回転数を下げた場合が動圧過給、静圧過給の双方について記してある。静圧過給の利点が明らかに示されている。動圧過給においてはサージング線と作動点が近く、静圧過給においては余裕がある。

他社も同じ現象に気付き機関特性面を公表している。図7に当社、B&W、三菱(UE)及びSulzerの比較がされている。当社と三菱は同じ連続運転領域を許している。短時間運転領域の回転数上限のみが当社106%、三菱108%と異っている。Sulzerは連続運転領域の左の限界として理論プロペラ曲線を採用しており、理論プロペラ曲線の左側はすべて短時間運転領域である。短時間運転領域の左側限界は3社すべて同一である。

これに対しB&Wは過負荷領域を定めOR=平均有効圧力の上限と称している。私共の手にある資料によればB&Wの日本のライセンサーはこの領域を抹消し使用していない。更にB&Wは機関特性面上に短時間運転領域を与えていない。

図6 過給機特性面上の作動点

図7 各社特性の比較

以下に通常の機関特性面と異なるいくつかの例を示す。

a) 2基1軸で固定ピッチプロペラの場合 図5をもう一度用いる。曲線(4)は2基の内1基が停止した場合に残る1基の機関から見た理論プロペラ曲線が記されている。排気弁中央の温度を600℃に制限すると、44%回転数、16%出力が可能な限度であることがわかる。この点は研究対象となった機関についてのみ言えること

図8 M・A・N KSZ-A, KSZ-B 形機関特性 (電動補助プロペラ付き) 2基2軸船, 1軸停止の場合

で、すべての過給中速ディーゼル機関に一般に通用することではない。いずれにせよ、2基のディーゼル機関に1基の固定ピッチプロペラに結ばれることは有利なことではない。対策としては二つの可能性がある。

1. 可変ピッチプロペラの採用。
  2. 機関を大きく出力に余裕を持たせ、非常時に船主から要求される速力を機関1基で出せるようにする。
- b) 2基2軸船, 固定ピッチプロペラの場合 図8は, KSZ-AおよびKSZ-B機関の機関特性面であり, 低負荷領域が記入してある。MCRの50%で電動送風機が始動されると仮定されている。これにより連続運転領域Iの限界線は短時間運転領域IIの限界まで移動する。

今, 2基2軸船を考える。1基を停止してプロペラを固定すると、他の1基の作動点は左へよる。電動送風機の

使用によって運転可能領域が拡大し、60%回転数においてMCRの35%出力が可能となる。

c) 可変ピッチプロペラの場合 図9は1基1軸で可変ピッチプロペラの場合を示している。固定ピッチプロペラの場合と異なり理論プロペラ曲線の右側の領域を使用出来る。MCRの85%の出力で回転数は既に100%となる。100%出力までの上昇はプロペラピッチを変化させて行なう。调速機の特性を考えて部分負荷領域の最大許容回転数を通常の運転領域より高くとってある。

可変ピッチプロペラのメーカーは、この機関特性面と異なる設置をしようと試みる。具体的には、ピッチを最大にして運転しようとする。しかし、プロペラの特性が

図9 M・A・N主機を可変ピッチプロペラと組合せた場合の特性

設定と全く一致しない場合、船の抵抗が時間と共に増加した場合、機関は常にトルクリッチの領域で運転されてしまう。そのため、可変ピッチプロペラメーカーのこのような希望を当社は近年拒否している。

2. ニサイクル機関及び四サイクル機関における出力率の増大

平均有効圧力、平均ピストン速度、ピストン面積及びシリンダ数が機関出力を上げるための因子である。出力増大はもっと必要であろうか。

ロンドンにおける最近のシンポジウムにおいて船舶推進機関の開発には次の事項を考慮しなければならないとスタルバル社が述べている。

- a) 船の積載能力を増加するため
機関重量を貯蔵燃料油も含めて小さくする。
機関室を可能な限り小さくする。この際、長さが最も重要である。
機関のか動率を上げる。
- b) 運転費用を下げるため
燃料消費率を下げ、粗悪油使用に対する適合性を上げる。
潤滑油消費率を下げる。
機関全体を船に適合させる。
よい部分負荷特性を得る。
- c) 投資費用を下げるため
機関を補助機器を含めて安くする。
すえ付費用を安くする。
船内すえ付を考え、船体側の鋼材使用量をおさえる。

当社のディーゼル機関の開発もこれらの事項を考慮に入れて行なわれている。次のことが言える。

a) 比出力の増大によってのみ機関重量は下げられる
当社は1900年から1960年までシリンダ口径530-570 mmのニサイクル機関を製造していた。比重量(kg/PS)という特性値の変遷を見るには都合のよい機関である(図10)、1960年から1980年までの開発にはKZ 70/120及びKSZ 70/125 A+Bが記されている。平均有効圧力を更に上げることによって比重量は更によくなると思われる。

短い機関室が要求されるなら、列形としてのみ製造される低速ニサイクル機関は少なくとも中速四サイクル機関に劣る。現在の中速機関の重点はV形機関である。当社は今後V形機関の開発に力を集中する。中速機関は減速機を含めても同じ出力の蒸気タービンより、ボイラを推力軸受の上部に置くことを考慮に入れても短い。

蒸気タービンのか動率とディーゼル機関のそれはよく比較される。タービン船に特に大きな事故がないならばそのか動率は秀れている。しかし、煤がたまることによりエコノマイザが焼けるようなことがあれば、修理に要する時間は長く、数年にわたる統計では全く異なったも

図10 M・A・N ニサイクル機関の比重量の変遷(1900-1976)

のとなる。ディーゼル機関における修理は通常短時間で行われ、航行計画への影響は少ない。

蒸気タービンとディーゼル機関の選択に燃料の質が問題とされるならば、弁を持たない低速ディーゼル機関は蒸気タービンより秀れていると言えると思う。将来のリヒートプラントの温度が上がるにつれ燃料の質に対して敏感となり、ニサイクルディーゼル機関がより有利となる。ディーゼル機関の燃料消費率が蒸気タービンのそれよりすぐれていることは強調する必要はないであろう。補機駆動の事情を考慮に入れなくても明らかである。

潤滑油消費率という意味では蒸気タービンが明らかにまさっている。燃料消費率をディーゼル機関と他の推進機関で比較する場合にはディーゼル機関の潤滑油消費率を考慮に入れなければならない。但し、1973年10月以来の潤滑油の価格は燃料油に比しあまり上がっていない。従って、この要素の影響は相対的に小さくなっている。

運転性能では蒸気タービンが回転機関であるため、船舶推進機関としてすぐれた点を持っている。しかし、消振器、あるいは類似の工夫により船体振動を励起するディーゼル機関の不つり合い力を全く平衡させることが可能である。5シリンダ機関を用いる際は振動問題が起こらないよう造船所との打合せを十分に行なわねばならない。4シリンダ機関を当社は持っていないし、将来も開発しないであろう。

部分負荷に対する考慮も使用者は十分行なう必要がある。数か月にわたる低負荷運転で全負荷運転とは全く異なるピストンリングの状態が現われる。部分負荷で長時間運転した後、再び全負荷で運転する場合にはピストンリングのすり合せをもう一度考えねばならない。四サイクル機関の部分負荷運転においても機関特性面上の連続

運転領域の左側限界線を越えてはならない。前述のように部分負荷において部品温度が上昇する可能性がある。メーカーの勧めには従うべきである。よくディーゼル機関は部分負荷における汚れが著しいといわれる。メーカーがたとえば、過給機を全負荷のみを考えて設定する場合に言われるような現象が起こる。

蒸気タービン・ボイラのプラントでは長時間にわたる部分負荷運転は過熱器温度が下がりすぎるので不可能である。ボイラを2桁方式にすれば片側ボイラの過熱器温度を制御すればよいので、蒸気量を50%に落として運転出来る。主タービンを長時間にわたってボイラ負荷70%以下で運転する場合には最終段タービン翼に湿り蒸気のためエロージョンが起こることを予想しなければならない。蒸気タービンにおいても、ディーゼル機関においても、長時間にわたる部分負荷運転の問題点は船舶設計の段階で十分考慮しておくべきである。

蒸気タービンとディーゼル機関の優劣交点は5年前には25,000 PSであった。現在の知識では、この点は少なくとも30,000 PSに上がっている。ディーゼル機関はすべての費用を考えると30,000 PS以下の分野で蒸気タービンより安い。蒸気タービンに再熱方式が用いられれば、費用の上昇からこの交点は更に上へ移るであろう。ディーゼル機関において平均有効圧力の上昇による出力上昇は大部分の場合製作費用の上昇より大きい。

スタルバル社の言う最後の点は船体構造の鋼材使用量について、蒸気タービンとディーゼル機関の間に大きな差はない。

単動二サイクルディーゼル機関の平均有効圧力の増大を1899年から今日まで図11に示す。図からわかるように今日の平均有効圧力は13 barである。一段過給のKSZ-B形機関の開発目標は14-15 barである。三菱

図11 M・A・N二サイクル機関の平均有効圧力の変遷(1899-1976)

重工業(株)はUEC 52/105Eをか動させた。この機関は二段過給で平均有効圧力15.38 barである。この機関において過給機第二段の製造費用はかなり高いことがわかる。馬力当りの価格を不必要に上げる必要はない。当社の計算では二段過給で馬力価格が少なくとも高くない点はずっと高い所にある。当社では平均有効圧力17以上を目標として二段過給二サイクル機関の開発を行っている。

二サイクル機関の平均ピストン速度は最近ほとんど上がっていない。また、そのような傾向は現在も見えていない。四サイクル機関で見ると、粗悪燃料油で満足出来る運転をするためには平均ピストン速度は9m/sを越えてはならないことがわかる。すなわち、粗悪油使用が前提であれば回転数上昇、平均ピストン速度の増加で出力を上げることは出来ない。

四サイクル機関の平均有効圧力を22 barまで一段過給で上げることは可能であろう。但し、私共は中速機関の排気ガス温度に制限を備けている。これについてはDr. Beerから報告する。

平均有効圧力26.28あるいは30 barは二段過給の採用と圧縮比の減少でのみ達成される。圧縮比を下げることは多くの問題を伴っているが、これは比較的簡単に解決され得るであろう。この問題解決のためいくつかの方法がフランス及び日本で報告されている。このような機関は現在のところまだ一般的には用いられていない。近い将来これが用いられるとすれば、特殊な目的たとえば、非常用発電機駆動に限られよう。しかし、この開発傾向は明らかで5-10年で実用化されよう。いままで知られているいくつかの方法に加え当社も数種の方法を研究中で既に特許申請がなされている。適当な時期に当社はこの方法を公表するであろう。残念ながら、この平均有効圧力の大きな飛躍は燃料消費率の増大をまねく、機関の構造から最大圧力を制限しなければならないからである。従って、平均有効圧力の上昇と燃料消費率の許容出来る増大との間に妥協点を求めねばならない。

以上述べたように二サイクル機関においても四サイクル機関においても開発すべき大きな分野が残っている。一方において、出力率の増大という意味では限界もある。メーカーにとって周辺条件の設定がますます重要になって来る。周辺条件とはたとえば許容出来る燃料消費率、粗悪燃料油使用時における許容最高排気ガス温度等である。よい機関の開発には多くの問題点がある。すぐれた解決は海上運転に多くの経験を持つメーカーのみが見いだすであろう。私共はそのため、多くの船主と契約を結び船内で起こったすべての事象を記録し、追跡している。このデータを私共は計算機によって処理し、当社機関の将来の開発のためのすべての決定の基礎としている。