ニサイクル船用低速ディーゼル機関の諸元解析 －開発実績にみる軽量化とコンパクト化の要因分析－*

小山田 哲 也** 和 栗 雄太郎***
平 山 義 則**** 田 山 経二郎*****
小 野 茂 視*****

Analysis of Principal Particulars of Two-Stroke Low-Speed Marine Diesel Engines
—Analysis of Factors Contributing to Development of Lightweight and Compact Engines—

By Tetusya Oyamada, Yutaro Wakuri, Yoshinori Hirayama, Keijiro Tayama and Shigemi Ono

When developing new engines, it is always an important subject for designers to realize lightweight and compactness while ensuring required performance and reliability of engines. Factors which contribute to the lightweight and compactness of engines are considered to roughly be classified into two. One is a factor related to engine particulars and the other is a factor related to engine structure.

Once the authors proposed a method of estimating engine weight using numerical formulas into which related principal particulars were incorporated to this society.

This paper reported the results of analysis on the degree of contribution of the above-mentioned two factors by this method paying attention to actual data on the realization of the lightweight and compactness of two-stroke low-speed marine diesel engines which have been developed to date.

These results of analysis are considered to become useful references for establishing the target values of lightweight and compactness when new engines are developed in future.

1. ま え が き

新しい機関の開発に際して、所要の性能と信頼性を確保しながら軽量化とコンパクト化を図ることは、ユーザと機関メーカーのいずれにも魅力があり、設計

者に常に求められる最重要課題である。したがって、開発の初めに軽量化とコンパクト化の明確な目標をたてる必要があるが、この時期に根拠がある目標値を設定するのはかなり困難である。

ところで機関の軽量化とコンパクト化には、大別して二つの要因が寄与すると思われる。その一つは、初期設計段階で選定する主要目によって自ずから定まる主要寸法や重量などの要目的な要因であり、他の一つは、各 부품の構造上の工夫や要素技術の改善などの構造改善的な要因である。

本論文は、現在までに開発されたニサイクル船用ディーゼル機関の軽量化とコンパクト化の実績データに着目し、以上で述べた二つの要因の寄与度につ

*原稿受付 平成5年3月8日
平成4年秋季学術講演(平成4年11月11日)

**正会員 九州共立大学
(北九州市八幡西区自由ヶ丘1-8)

***正会員 福岡大学(福岡市城南区七隈8-19-1)

****正会員 九州大学(福岡市東区箱崎6-10-1)

*****正会員 MHIディーゼルサービス㈱
(東京都港区芝5-34-6 新田町ビル)

*****三菱重工業㈱(横浜市金沢区幸浦1-8-1)

いての分析を試みた成果を報告するもので、今後の機関開発の際に参考になるものと考え、なおこの分析には、著者らが以前に提案した関連主要目を用いて数式的に機関の重量を予測する手法^{1)・2)}を適用した。

2. 現在までに開発された機関の主要諸元の変遷

分析の対象には、我が国で開発された三菱UE形船用ディーゼル機関をとりあげた。本機関の原形は1955年にその初号機が完成され、以来、現在までに合計10形式のシリーズ機種が順次開発されている。これらの各シリーズ機種はそれぞれに小形から大形までの標準機関を揃えているので、各機種の主要諸元を比較し易いように、各機種の中からシリンダ内径が600～650mmで6シリンダの機関を代表的に選び、その変遷を表1に示す。なお、原形からC形への過渡期の機関として開発され、生産量も少ないB形機関は省いている。

今回の分析に関連が深い主要諸元の推移を理解し易くするために、A形機関（原形）の諸元値を基準に選び、比率を用いて整理した結果を図1に示す。

本図から明らかなように、最も新しいLS形は原形に比べて約3倍に高出力率化されている。一方、

機関の軽量化の点では出力当たりの重量で約30%が軽減され、またコンパクト化の点で、出力当たりの機関全長は実に1/3近くまでにも短縮されたことがわかる。

(注記) ※：シリンダ内径 600～650mm、6シリンダ機関
Pme・Cm：出力率、Pme：正味平均有効圧力、Cm：平均ピストン速度、Pmax：シリンダ内最高圧力、S：ピストン行程、D：シリンダ内径、N：機関回転数、wt：出力当たり機関重量、L：機関全長、PS：機関出力

図1 UE機関各シリーズ機種の主要諸元の推移

表1 UE機関各シリーズ機種の主要諸元

形 式 ①		A(原形)	C	D	E	H	HA	L	LA	LS
開 発 時 期		1955	1965	1970	1975	1979	1982	1984	1985	1986
代 表 機 種 ②		65/125	65/135C	65/135D	60/150E	60/150H	60HA	60L	60LA	60LS
シリンダ内径 D	mm	650	650	650	600	600	600	600	600	600
ピストン行程 S	mm	1,250	1,350	1,350	1,500	1,500	1,500	1,900	1,900	2,200
出 力 P S	kW	4,190	5,955	7,360	8,380	7,945	8,825	9,265	9,265	10,590
[6 シリンダ]	{PS}	{5,700}	{8,100}	{10,000}	{11,400}	{10,800}	{12,000}	{12,600}	{12,600}	{14,400}
出 力 率 Pme・Cm ③		{42.9}	{61.0}	{75.4}	{100.8}	{95.5}	{106.1}	{111.4}	{111.4}	{127.4}
回 転 数 N	rpm	135	145	145	132	128	140	110	110	100
シリンダ内最高圧力 Pmax	MPa	5.4	7.3	7.8	10.8	10.8	11.8	12.7	12.7	13.0
正味平均有効圧力 Pme	MPa	0.75	0.92	1.13	1.50	1.46	1.49	1.57	1.57	1.7
総 重 量 W t	ton	225	260	270	325	306	306	370	370	402
出力当たり重量 w t	{kgf/PS}	{39.5}	{32.1}	{27.0}	{28.5}	{28.3}	{25.5}	{29.4}	{29.4}	{27.9}
機 関 全 長 L	mm	11,050	10,500	10,230	8,700	8,700	8,700	8,320	8,320	8,385
機 関 全 高 H	mm	8,150	8,450	8,500	8,620	8,640	8,655	9,680	9,680	10,575
台 板 幅 B	mm	3,000	3,200	3,150	3,000	3,000	3,000	3,450	3,450	3,720

(注記) ①：最初の開発機関を原形とする。②：シリンダ内径 600～650mm、6シリンダ機関にて比較。③：{kgf/cm²・m/s}

3. 現在までに開発された機関の 軽量化の要因分析

3.1 機関軽量化の要因分析手法 機関軽量化の評価目安として、機関総重量と出力当たり機関重量を用いる。著者らは前に、同様な設計思想をもつ新しい機関の概略重量を予想する場合には、既の実績がある適当な基準機関を用い、新しい主要目による基準機関からの相対的な影響度を求めて推定ができる、次の簡易予測式を提案した^{1)・2)}。

$$Wt = K_{wt} \cdot I(Wt) \quad (1)$$

$$wt = K_{wt} \cdot I(wt) \quad (2)$$

ここに、 Wt ：機関総重量、 K_{wt} ：総重量評価係数、 $I(Wt)$ ：総重量評価指数、 wt ：出力当たり機関重量、 K_{wt} ：出力当たり機関重量評価係数、 $I(wt)$ ：出力当たり重量評価指数を示す。

いま一例として基準機関に6 UEC60LS形を用いた場合には、各重量評価指数は次式で求めることができる^{1)・2)}。

$$I(Wt) \approx R(D)^{2.0} \cdot R(S)^{1.0} \cdot R(N)^{0.11} \cdot R(Z)^{0.86} \cdot R(P_{me})^{0.24} \cdot R(P_{max})^{0.62} \cdot R(\lambda)^{0.22} \quad (3)$$

$$I(wt) \approx R(P_{max})^{0.62} \cdot R(\lambda)^{0.22} / [R(P_{me})^{0.76} \cdot R(N)^{0.89} \cdot R(Z)^{0.14}] \quad (4)$$

ただし、

$$R(D) = D/D_0, R(S) = S/S_0, \dots \dots \dots R(\lambda) = \lambda/\lambda_0 \quad (5)$$

図2 UE機関各シリーズ機種の前重量の整理

ここに、 D ：シリンダ内径、 S ：ピストン行程、 N ：機関回転数、 Z ：シリンダ数、 P_{me} ：正味平均有効圧力、 P_{max} ：シリンダ内最高圧力、 λ ：連桿比（クランク半径に対する連接棒長さの比率）、添字 0 ：基準機関を示す。

したがって、例えば上記の式(1)～(5)を用い、現在までに順次開発されたUE機関のB形を除く合計9シリーズ機種について、それぞれの小形から大形までの各機関の総重量と出力当たりの重量を整理すると、図2と図3のように、同じ設計思想による同一シリーズの各機関の重量は、同じ勾配を持つ直線の上にそれぞれ並べるように示すことができる^{1)・2)}。またこれらの図から、同一シリーズの各機関重量を連ねた直線は、E形を除き開発の順序を追って時計回りの方向へ勾配が減少する傾向を示していることがわかる。E形は二段過給方式を採用した唯一の機種であり、そのため構造的に重量が増加した特殊なケースである。

以上のような考え方にに基づき、異なったシリーズ機種間の軽量化を比較する場合には、図4の模式図に示すように適当な基準機関を用い、お互いのシリーズ機関を連ねる直線の勾配の相対比率を示す係数 κ_{wt} と κ_{wt} を求め、この係数を式(1)及び(2)に導入した次式(6)及び(7)によって評価できることになる。この係数 κ_{wt} と κ_{wt} を構造改善的要因係数と呼ぶことにする。なお、図4模式図の縦軸には、比較の結果を理解し易くするために、基準機関との重量比を用いている。

$$R(Wt) = Wt/Wt_0 = \kappa_{wt} \cdot I(Wt) \quad (6)$$

$$R(wt) = wt/wt_0 = \kappa_{wt} \cdot I(wt) \quad (7)$$

図3 UE機関各シリーズ機種の出力当たり重量の整理

図4 機関軽量化要因分析の考え方(模式図)

ここに、

$$\kappa_{wt} = K_{wt} / K_{wt-0} \quad (8)$$

$$\kappa_{wt} = K_{wt} / K_{wt-0} \quad (9)$$

したがって、図4の横軸に使用した重量評価指数 $I(Wt)$ と $I(wt)$ の値は、式(3)及び(4)からも明らかに、各主要目による基準機関の重量に対する相対的な影響度を集積して示しており、この値が機関の軽量化に対する“要目的要因”の寄与度を意味していると考えられる。また、同一シリーズの各機関の重量を連ねる直線の勾配と基準機関の

勾配の比率 κ_{wt} と κ_{wt} の値が、各部品の構造改善による基準機関の重量に対する相対的な影響度を集積して示しており、この値が機関の軽量化に対する“構造改善的要因”の寄与度を意味していると考えられる。

本分析では式(3)及び(4)を用いて要目的要因の寄与度を求め、次に式(6)及び(7)を用いて各機関の実績重量比から構造改善的要因の寄与度を求める手順を採用した。なお、分析の結果を理解し易くするために、その寄与度をA形機関(原形)との比率に直して整理した。

3.2 機関総重量変遷の要因分析 各機種は開発の順序を追って高出力化されるに伴い、その総重量も当然のことながら増加している。これらの総重量増加についての要因分析を行った結果を図5に示す。本図から要目的要因については、各機種共に高出力化に伴う関連要目のレベルの向上により開発の順を追って常に総重量を増加させる方向に作用したことがわかる。一方、開発の度に改善努力がなされ、構造改善的要因については常に総重量の軽減化に寄与したことを示している。これらの結果、総合的には各機種共に総重量の増加が極力抑制されたことがわかる。例えば最新のLS形について見ると、要目的要因にもとづく総重量の増加は原形に比べて約2.8倍にも達しているが、同時に構造改善的要因

(注記) ※: シリンダ内径600～650mm, 6シリンダ機関
Wt: 機関総重量, $I(Wt)$: 総重量評価指数,
 κ_{wt} : 総重量についての構造改善的要因係数

図5 機関総重量変遷の要因分析

(注記) ※: シリンダ内径600～650mm, 6シリンダ機関
 $I(Wt)$: 総重量評価指数, S: ピストン行程,
Pmax: シリンダ内最高圧力, Pme: 正味平均有効圧力,
N: 機関回転数, λ : 速燃比, D: シリンダ内径

図6 総重量変遷の要目的要因に及ぼす主要目の影響度分析

によって0.65倍（35％減）の軽量化が図られ、総合的には約1.8倍程度の重量増加で収まっていることがわかる。

次に、要目的要因にもとづく総重量増加の影響度の内容を、式(3)を用いて更に分析すると、図6に示すように、全般的にはシリンダ内最高圧力 P_{max} の重量増加への影響が大きく、またL形以降においてはピストン行程 S の重量増加の影響が顕著であることがわかる。E形以降においては連桿比 λ 、および機関回転数 N などが値は少ないながらも確実に軽量化に寄与していることが明らかである。

3.3 出力当たり機関重量軽量化の要因分析
出力当たりの機関重量は、軽量化や製造コストの目安としてよく使用される主要な機関諸元の一つである。各機種種の軽量化の推移と分析した各要因の寄与度を整理して図7に示す。最新のLS形は、原形に比べて約0.7倍、すなわち約30％の軽量化を実現している。ここで要目的要因の影響度を示す $I(wt)$ の値に注目すると、C形からHA形についてはいずれも軽量化に寄与しているが、L形以降では逆に6～9％の重量増加に影響していることが明らかである。

他方、構造改善的要因については、全機種を通じて常に改善努力が続けられ、軽量化に大きく寄与していることがわかる。特にL形以降においては、要目的要因が6～9％の重量増加に影響したにも拘らず、構造改善的な努力によって30～35％の低減を図ることに成功し、総合的には原形より25～30％の軽

量化を実現できたことがよく理解できる。

次に、要目的要因による寄与度の内訳を式(4)を用いて更に分析した結果を図8に示す。本図によると、シリンダ内最高圧力 P_{max} と正味平均有効圧力 P_{me} の影響が最も大きい。その傾向は全く相反していることがわかる。ところで、 P_{max} と P_{me} の値は機関のサイクル効率に密接な関係を持ち、従来の実績を見ても図1に明らかのように、その比率は概ね一定の値を採用してきた。したがって、このような場合には式(4)が示すように、分子の P_{max} の影響度を意味する冪数よりも分母の P_{me} の影響度を意味する冪数のほうが若干大きいので、もし同じ比率の P_{max} と P_{me} の値を採用したとしても、 P_{me} の増加による軽量化に対する影響度が幾分勝る傾向となる。

この様な目で図8の P_{max} と P_{me} の総合的な影響度を算出すると、ほぼ全機種に亘り3～9％程度の軽量化に寄与していることがわかる。このことは、機関の高過給化による軽量化の成果を具体的に示していると考えられる。この他、連桿比 λ は約10％以下と値は小さいながらも全機種を通じて確実に軽量化へ寄与している。

以上に述べたように、L、LA、及びLS形機関においては、要目的要因がむしろ出力当たり機関重量増加へ顕著な影響を及ぼしているが、本図の分析と表1から、この傾向の原因は回転数 N の減少によ

(注記) ※：シリンダ内径600～650mm、6シリンダ機関
wt：出力当たりの機関重量、 $I(wt)$ ：出力当たり機関重量評価指数、 λ ：出力当たり機関重量の構造改善的要因係数

図7 出力当たり機関重量軽量化の要因分析

(注記) ※：シリンダ内径600～650mm、6シリンダ機関
 $I(wt)$ ：出力当たり機関重量評価指数、 P_{max} ：シリンダ内最高圧力、 N ：機関回転数、 λ ：連桿比、 P_{me} ：正味平均有効圧力

図8 出力当たり重量軽量化の要目的要因に及ぼす主要目の影響度分析

ることが明らかであり、その影響度は原形に比べて約20～30%の重量増加に相当することがわかる。これは、1970年代の石油危機のあと燃料油価格が高騰したので、船舶としての燃料コストを節減する目的から、プロペラの推進効率を向上させるために、主機関は回転数の低下を求められたことに起因している。式(4)から明らかなように、出力当たり機関重量に対する回転数低下の影響は重量を増加させる方向に働き、しかもその影響の程度を示す冪数の値も式(4)の中では最も大きい。

この時期における各主機関メーカは、いずれも製造コストの増加に苦慮したが、以上の重量増加がその主因であったと考えられる。

4. 既開発機関のコンパクト化の要因分析

機関の全長 L 、台板幅 B 、及び全高 H を代表的な機関の外形寸法として、原形と比較しながら各機種

の推移を整理すると、図9の様に示すことができる。HA形まであまり大きな変化が無かった全高と台板幅がL形から急激に増加したのは、図1にも顕著に示されているロング・ストローク化に伴う要目的要因によるものと考えられる。また、シリンダ内径がほぼ同じであるのに全長のみが次第に短縮化されたのは、ユーザの機関室長さ節減の要望に応じて機関メーカが努力した主として構造改善的要因に基づくものと思われる。この要因の概略の影響度を求めるために、機関全長に最も大きな影響を持つ要目と

図9 代表的機関外形寸法の推移

考えられるシリンダ内径 D で無次元化した全長の推移を比較すると、図9の中で黒逆三角印で示す傾向となり、L形以降の各機種では主に構造改善的な要因によって、原形に比べて概ね20%に及ぶ短縮化が図られたことがわかる。

もちろん、この様な外形寸法の推移に並行しながら開発の順を追って出力率も増加されたので、出力の増加を考慮したコンパクト化の目安として出力当たりの外形寸法を用いて整理すると図10の様に示すことができる。いずれも開発の順を追って大幅に縮減された経緯がよくわかるが、なかでも機関全長の短縮化が特に顕著であり、LS形では原形に比べて実に30%程度にまでも低減されたことが明らかである。これは図1にも示したように、LS形は原形に比べて出力率が約3倍に増加され、これが主な要目的要因として寄与したものと考えられる。

5. 構造改善的要因の代表的事例

これまでに述べた機関の軽量化とコンパクト化に寄与した構造改善的要因について、各機種の主要部品で行った代表的な改善事例を以下に示す。

1) シリンダジャケットの構造改善による軽量化の事例

当初の原形の構造を図11(a)に示す。この構造はシリンダジャケットの内側にシリンダライナを挿入しているため、ピストン行程が長くなるとほぼ比例的にシリンダジャケットの高さが増し、重量も増加することになる。

その後のL～LS形では従来に比べていわゆる

図10 出力当たり外形寸法の推移

ロングストローク化したので、図11(b)及び(c)に示すように、ピストン行程の延長分に相当するシリンダライナの増加分を、シリンダジャケットの上の部分でシリンダライナの肩部のみを延長させることによってシリンダジャケット自身の高さを制限する構造を採用し、重量増加を抑制することができた。

2) シリンダヘッドの構造改善による軽量化の事例

図12(a)に示すように、当初の原形～H形までは内部に冷却水室を有する鋳鋼製のシリンダヘッドを採用しており、その剛性を確保するためにはある程度の高さを必要とした。

その後、H形以降では図11(b)に示すように冷却をボアクーリング方式で行う鍛鋼製の厚板様の構造に改善したので、シリンダヘッドの高さを半減でき、また重量を節減することができた。

3) ピストンの構造改善による機関全高コンパクト化の事例

当初の原形～HA形では、図13(a)、及び(b)に示すように、ガス圧力をピストン冠の外周部で支える構造を採用していた。

その後、L～LS形では図13(c)に示すように、

図11 シリンダジャケットの改善例

図12 シリンダヘッドの改善例

ガス圧力の支持部を内側に寄せ、ピストン棒のフランジ部をピストン冠の内側に配置する構造に改善し、ピストン組み立ての高さを短縮して機関全高を縮減するとともに、また機関重量も軽量化することができた。

4) クランク軸付きカム軸駆動歯車の配置改善による機関全高コンパクト化の事例

図14(a)に示すように、原形～E形では歯車を単独でクランク軸に装着する構造としていたが、H～LS形では図14(b)に示すように歯車をスラストカラーの側面に配置することにより、クランク軸の長さを低減して機関全高を短縮し、あわせて機関重量も軽量化することができた。

6. ま と め

1) これまでに開発された船用低速ディーゼル機関について、軽量化とコンパクト化に寄与した要因

図13 ピストンの改善例

図14 クランク軸の改善例

の分析を試みた結果、それらは要目的な要因と構造改善的な要因の二つに分離することができ、また各要因の寄与度を定量的に確かめることができた。

- 2) 二つの要因の寄与度は、その機関が開発された各時期における市場の経済的情勢を反映して常に変化する。したがって市場の要望に応えるために、要目的要因はむしろ重量や外形寸法を増加させることさえあるが、絶え間のない構造改善の努力によって、総合的には顕著な軽量化とコンパクト化に成功した経緯を明らかにすることができた。
- 3) 本分析の結果は、今後の新しい機関開発の際に有益な参考資料として活用できると考えられる。

文 献

- 1) 小山田・平山, 船機誌, 24-4 (平元-2), 79.
- 2) T.Oyamada, Y.Wakuri and Y.Hirayama, Proc. 19th CIMAC Florence (1991), D-30.

〔質 疑 応 答〕

質問者 水産大学校 前田和幸

〔質問〕 従来、機関の高出力化を図ることによって機関を軽量化し、ひいてはコストの低減を実現してきた経緯がありますが、本論文の分析からこのことをどの様に説明できるかをお伺いします。

〔回答〕 出力率は次式で示されるように、正味平均有効圧力 P_{me} と機関回転数 N を増加することによって向上させることができます。

$$\text{出力率} = P_{me} \cdot C_m = P_{me} \cdot (N \cdot S / 30)$$

ここに、 C_m : 平均ピストン速度 [m/s], S : ピストン行程 [m]

一方、機関の軽量化や製造コストの目安としてよく用いられる出力当たりの機関重量は、本論文の式(2)で示すように出力当たりの重量評価指数に比例して変化しますが、この重量評価指数は式(4)から、 P_{me} と N についてはそれぞれをある冪乗した値に逆比例する関係にあることがわかります。つまり、 P_{me} と N を増加し機関を高出力化することによって、機関の軽量化とコスト低減を図ることができることになります。

関連して、ここで留意すべき点が二つあります。その一つは、出力当たりの機関重量は、上記の出力率の式に含まれたピストン行程 S とは直接には関係がないことです。これは出力当たりの重量評価指数は、式(3)の総重量評価指数を次式で示す出力評価指数 $I(PS)$ で除した形で示され、 S の影響が丁度相殺されることから明らかであります。

$$I(PS) = R(D)^2 \cdot R(S) \cdot R(P_{me}) \cdot R(N) \cdot R(Z)$$

もう一つは、正味平均有効圧力 P_{me} とシリンダ内最高圧力 P_{max} の関係であります。 P_{max} と P_{me} の比率はサイクル効率と密接な関係をもつので、従来からこの比率はほぼ一定の値が採用されてきました。しかし、式(4)の例からわかるように、その影響度を示す冪数の値が分子の P_{max} よりも分母の P_{me} の方が少し大きくなっています。したがって、仮に P_{max} と P_{me} の比率を従来と同じ値を採用したとしても、 P_{me} の向上を図ることによって、結果的に冪数の差だけ機関は軽量化できることになります。具体例として、図8に関し P_{max} と P_{me} の影響のみを取り出して、これらを掛け合わせた総合効果を算出しますと、ほぼ全機種に亘って3~9%程度の軽量化に寄与していることがわかります。これが御指摘になった高出力化による軽量化のメリットであると考えます。

~~~~~メッセージ~~~~~

小山田哲也

和栗雄太郎

平山義則

田山経二郎

小野茂視

開発以来百年の歴史を持つディーゼル機関は、よく成熟製品の代表例として取り上げられ、もはや改善の余地が少なく、そのための研究や努力を行う価値が少ない製品であるかのような誤った印象を持たれることが少なくないようである。

一般に製品は、求められる信頼性や性能などを確保しながら、軽量化やコンパクト化をたどる例が多く、改善の一つの方向であると考えられる。

このような見方で最近の約30年に亘る二サイクル船用低速ディーゼル機関の改善事例を見ると、ここに示す論文でも明らかのように、信頼性や性能の面でも大幅な改善を行いながら、同時に軽量化やコンパクト化についても顕著な成果を挙げている。特に注目すべきは、新しい開発機種ごとにこれらの改善が実現され続けていることである。

つまり、これらの事実や、解決を迫られている環境問題への対応などを考えると、未だ改善の余地が広大な発展途上の製品と言える。特にこの点を次世代を担う若人に良く理解してもらい、ディーゼル機関の更なる発展のために挑戦して欲しいと言うのが筆者らの最大の願いである。