ディーゼルエンジン・シリンダライナの キャビテーション・エロージョンについて*

遠藤 裕久**, 池ノ内昌弘***

概 要

ディーゼル機関シリンダライナの冷却水側に発生する孔食については、これまでも、多くの報告が行われてきた。(1~10) その原因には、電気化学的な腐食と、機械的なキャビテーション・エロージョンとが考えられ、後者は、シリンダライナの振動によって発生すると考えられている。しかしながら、キャビテーション・エロージョンの観点から、実機運転中におけるシリンダライナの振動を、詳細に調べたものは、きわめて少ない。そのために、本論文では、直径 280 mm, ニサイクル単動トランクピストン形船舶用ディーゼル機関について、その実機運転中におけるシリンダライナの振動を、ライナ表面に取り付けた抵抗線ひずみゲージで、円周方向ひずみ変化として計測した。この結果より、シリンダライナのひずみ変形を示し、ピストン側圧から、ピストンの衝突による衝撃変形を明らかにした。その機関運転条件による相違と、さらに、円周上分布から、実際の損傷発生位置との対比を行ない、また、ライナの固有振動との関連を求めた。

Cavitation Erosion on the Surface of Cylinder Liners in Diesel Engine.

by Hirohisa Endo, Masahiro Ikenouchi

Abstract

There are several papers reported on the investigations on pitting damage which appears sometimes on the outer surface of cylinder liners of diesel engine and these investigations can be classified into two kinds from the standpoints based on; one is from the side of chemical corrosion and the other is from mechanical erosion. In the latter case, it is necessary especially to observe the dynamical behaviors of deformation of the cylinder under the service conditions of diesel engines as it seems that there is only a few data on this point as yet. In this paper, therefore, the dynamical behaviors of cylinder deformation of the marine use trunk type 2 cycle diesel engine whose bore was 280φ were examined experimentally in detail by means of strain gage techniques and it was found that the pitting damage distribution on the cylinder surface of cooling water side favorably correspond to the cylindrical mode of vibration with two nodal point in its circumference which was excited by the impactive force acting to the cylinder from moving piston when it passed through the port relief in the cylinder wall. Wall temperature and pressure variation of the cooling water in jacket were also measured in order to clarify the conditions which will be expected to have influence on the initiation of cavitation bubbles in the cooling water in jacket.

*原稿受付 昭和45年2月13日

**正会員 三井造船(株)玉野研究所

(岡山県玉野市玉 3-1-1)

同 上

(同 上)

1. ま え が き

ディーゼル機関のシリンダライナ冷却水側に、孔食が発生することが問題となっており、これまでも多くの報告がある。図1に本機関の孔食例を示したが、一般に孔食は、スラスト側で激しく、その180°反対側も、かなり強く、さらにこれと90°の両側でも弱く発生している。また、孔食は、ライナの比較的下方に集中し、かん合部にも損傷がある。孔食発生原因には、電気化学的な腐食と、機械的なキャビテーション・エロージョンとが考えられ、報告の多くは、腐食、あるいは腐食作用下の弱いキャビテーション・コロージョンを対象として、その防食方法を検討してきた。キャビテーションは、シリンダライナの高次振動によって発生すると考えて、磁歪振動法（振動数6.5 KC, 振幅50~100 μ ）を用いて、材料の耐キャビテーション試験を行なったものもある。しかしながら、キャビテーション・エロージョンの観点から、その発生条件であるシリンダライナの振動を実機運転中で詳細に実測して検討したものはきわめて少なく、まず、実機の条件を明らかにしたうえで、キャビテーション・エロージョンの検討を行なっていくことが肝要である。シリンダライナの孔食発生がキャビテーション・エロージョンであると考えられる場合には、キャビテーション発生条件、すなわち、ライナの振動（振動数、振幅）、冷却水の流れの状態および、温度条件を検討する必要がある。その場合に、ライナの振動が主要因であり、ほかは、二次的な因子であると考えてよいであろう。本論文は、実際に激しい孔食を発生した、直径280 mm, ニサイクル単動トランクピストン形船用ディーゼル機関について、その実機運転中のシリンダライナの動的変形挙動を実測して、変形モードと孔食発生位置との対比や運転条件による変化を明らかにした。あわせて、ライナの表面温度と、冷却水の圧力変動を計測して、実機におけるシリンダライナのキャビテーション発生条件を明らかにした。

2. ライナの動的変形の実測

2.1 実験方法

シリンダライナの振動計測は、表1に、その主要目をあげた直径280 mm, ニサイクル単動トランクピストン形船用ディーゼル機関の1シリンダを用いて、実験台上で、実際に運転して行なった。振動の計測には、抵抗線ひずみゲージを使い、ポテンショメトリックに計測して、そのひずみ波形をオシロ写真で得た。また、動的ひずみ測定器とビジグラフも、一部併用した。ひずみゲージは、シリンダライナの冷却水側円周

図1 シリンダライナの損傷例

上数点に取り付け、円周方向ひずみ変化を計測した。その取り付け位置は、ライナ上端かん合部より140 mm下方、船尾側(A)から、カム側(C)、船首側(F)の半円周上等間隔で9点、カム側で、縦に35 mm等間隔で4点、合計13点である。図2に、ライナの主要寸法を、図3にひずみゲージ取り付け後のコーティングした状態を示した。同時に進行した、ほかの計測との関係から、本機関では、排気側(D)が、スラスト側にあたっている。

表1 エンジン主要目

シリンダ数	8
シリンダ径	280 ϕ
ピストン行程	380 mm
定格回転数	650 rpm
定格馬力	2800 BPS
ピストン平均速度	8.23 m/s
正味平均有効圧力	10.4 kg/cm ²

2.2 実測の条件

船用ディーゼル機関のシリンダライナのキャビテーション・エロージョンに関して、その振動を計測するには、定格以外の運転時も考慮して、異なる運転条件に対する比較検討も、行なっておく必要がある。このために、実際と同じように負荷をかけて、回転数Nと負荷Wの運転条件を変えた、九つの場合を考えた。表2に、その実測の条件を示した。

図3 計測器取り付け図

表2 運 轉 条 件

計測番号	W×N	回転数
No. 1	1/4×1/4	409.5 rpm
2	2/4×2/4	516.4
3	3/4×3/4	589.0
4	4/4×4/4	622.7
5	3/4×4/4	622.0
6	2/4×4/4	627.0
7	1/4×4/4	624.2
8	4/4×2/4	517.4
9	4/4×3/4	583.7

2.3 実測結果

2. 3. 1. 動的ひずみ波形

前述の方法に従って、シリンダライナの動的変形を実測した結果、図4の動的ひずみ波形を得た。これは、定格時、一行程中におけるカム側の円周方向ひずみ変化を示したものであるが、シリンダライナの動的変形は、

- 1) ガス圧による膨張変形
- 2) 微少な高次振動
- 3) 鋭い変形

の3種にわけて考えることができる.

シリンドライナは、爆発行程でガス圧により、20~30 m secの間に、50 μ 程度の diametral な膨張変形を行ない、圧縮行程でも、小さい膨張がある。また、ほぼ全行程にわたって数 μ で、550~750c/sの微小な高次振動を行ない、圧縮、爆発行程の ATDC 345°~356° (P₁)と、17°~21° (P₂) および、排気、吸気行程の ATDC 265°~290° (P₃)で、変形時間が 1.5~1.8 m secの鋭い変形をしている。この変形のうち、P₁が特に大きく、カム側 (S12)で 60 μ 以上の円周ひずみとなり、半径方向変位と円周ひずみとの関係式 (u : 半径方向変位, r : 半径, ε : 円周ひずみ)

$$u = \varepsilon \cdot \gamma$$

で、半径方向変位に直すと、0.01 mm 以上の変位になる。

図4 ライナひずみ変化図(定格時カム側)

2.3.2. 動的ひずみモード，変形モード

シリンダライナの振動計測の一つとして、円筒の振動変形モードを求めるために、半円周上に分布したひずみゲージにより、ひずみ変化の比較を行なった。図5に、定格時における一行程中のひずみ変化オシロ写真を各点について示し、図6では、ATDC 300°~50°の間のひずみ変化を、ライナ表面での計測位置に対応する配置でスケッチして比較した。それによると、ATDC 345°~356°の鋭い変形P₁は、著しく異なり、S₁₂, S₁₃で大きく、そのほかでは小さくて、S₁, S₉では、負の値を示している。すなわち、ライナの

カム側 (C) 近傍で, かつ, 比較的下部で, 大きく変形し, その 90° の位置, A, F 側では, 圧縮変形している. 変形 P_2 も, ほぼ同様であり, ただ, 変形 P_3 は

定常な変形ではない. ガス圧による変形は, 一様な膨張変形で, ライナの縦に比較すると, 上方ほど, ひずみ変化が大きく, また最大値になる時期が上死点に近

a) S 2

b) S 3

c) S 1

d) S 9

e) S 6

f) S 7

g) S 8

h) S 11

i) S 12

j) S 13

(オシロ写真は、ATDC $300^\circ \sim 300^\circ$ を示す)

図5 動的変形モード (I)

づいている。微小な高次振動は、全ひずみゲージの同時計測ではないので比較は、困難である。

2. 3. 3 運転条件の影響

本振動計測では、供試ディーゼル機関の運転条件を 2. 2 のとおりいろいろに変えて行なったが、その結果をカム側(S12)のひずみ変化で、図7に示した。シリンダライナの動変形に及びす運転条件の影響は、ガス圧による膨張変形に顕著に表われ、機関の負荷に対応して、変形も大きくなっている。しかしながら、鋭い変形 P_1 の運転条件に対する一定した変化がなく、ただ低回転時に発生しないことを示している。

2. 3. 4 ライナ表面温度 および冷却水の圧力変動

シリンダライナの動変形の実測と同時に、2.1の図2に示した位置で、ライナ表面の温度と、冷却水の圧力変動を計測した。計測には、アルメルクロメル熱電対およびひずみゲージ式圧力変換器を用いた。ライナ表面の温度は、機関の負荷とともに

に上昇していて、ライナ中央部 T_2 では $55^{\circ}\text{C}\sim 75^{\circ}\text{C}$ であり、これを図8に示した。このとき、冷却水の蒸気圧 P_v は、 $0.12\sim 0.46\text{ kg/cm}^2$ となる。冷却水の静圧 P_s が P_v より、小さくなれば、すなわち

$$P_s \leq P_v$$

となれば、ライナ表面でのキャビティの発生をまねく。冷却水は 2.3 kg/cm^2 の圧力で供給され、その温度は、 $40^{\circ}\sim 50^{\circ}\text{C}$ で図9に示し、図10には、定格時における圧力計測結果を示した。冷却水は、 $\pm 0.2\sim 0.3\text{ kg/cm}^2$ 、約 460 c/s の圧力変動をしていて、特に、上死点近傍で変動が大きくなっている。しかし、この圧力の条件だけでは、キャビテーションの発生条件に達していないので、ライナの鋭い変形が重要な因子であると考えられる。

3. 実測結果の検討

3. 1 ピストン側圧について

この節では、二サイクルディーゼル機関のピストン側圧を実測ガス圧より計算し、シリンダライナの動変形とあわせて考えてみることにする。図11にピストン系を示したが、このピストンは、爆発によるガス

図6 動変形モード (II)

力 X_G と、往復動慣性力 X_I を受け、シリンダライナは、その合力 F

$$F = X_G + X_I$$

の水平成分であるピストン側圧 Q_P

$$Q_P = F \times \tan \varphi$$

を受ける。このピストンにはたらく力を実測ガス圧と、ピストンの重量とから計算し、さらにピストン側圧も計算して、その一行程中における変化を図12、図13に示した。側圧 Q_P は、 E 側に作用する力を正にとって示している。この側圧変化から、ピストンは、シリンダライナの E 、 C 壁に交互に側圧を及ぼしていることがわかる。この側圧線が横軸(零点)をよぎる点で、ピストンの運動方向が変化する。それを表3に示した。このとき、ピストンの部分がライナの E 、 C 壁に衝突して、それが、ライナの鋭いひずみ変化を起こしていると考えられる。これを、図4の実測ひずみ変化と対比してみると、ひずみ変化 P_1 、 P_2 がそれぞれ、表3の 325° 、 0° のピストン転換時に対応していることがわかる。ひずみ変化 P_3 に該当するピストン転換はなく、その発生時点と、ピストン位置から、シリン

ドライナのポートレリーフ形状によるピストン衝突の結果であると考えられる。計算上の 180° および 295° に対応するひずみ変化が実機では、いずれも小さいのは、そのピストン転換位置と、ひずみ計測位置との違

いと、ピストン側圧の大きさなどの関係から理解できる。このように、ピストンは、シリンダライナのC、Eを結ぶ直径上に衝撃力を及ぼし、ライナひずみ変化も、C側で大きいことが計測され、E側で計測すれば、

a) $W \times N = \frac{1}{4} \times \frac{1}{4}$ 20 msec

e) $W \times N = \frac{3}{4} \times \frac{1}{4}$

b) $W \times N = \frac{1}{4} \times \frac{3}{4}$

f) $W \times N = \frac{2}{4} \times \frac{1}{4}$

c) $W \times N = \frac{3}{4} \times \frac{3}{4}$ 10 msec

g) $W \times N = \frac{1}{4} \times \frac{3}{4}$

d) $W \times N = \frac{1}{4} \times \frac{1}{4}$

h) $W \times N = \frac{3}{4} \times \frac{1}{4}$ 20 msec

i) $W \times N = \frac{1}{4} \times \frac{3}{4}$ 10 msec

図7 動的変形におよぼす運転条件の影響

同様な結果が得られるものと思われる。また、実際の損傷もC、E側に集中している。この衝撃変形を起こすピストン衝撃力の大きさは、側圧線図の大きさや、その傾きに関係している。その含む因子は、

- a) ピストンの速度と質量
- b) ピストンの遊びと摩擦

図8 シリンダライナ冷却水側表面温度
(— $N=W$, $N=4/4$)

図11 ピストンの運動

c) クランク径/ロッド長さ
などがあるが、衝撃力との関係は、明らかにされていない。

3.2 シリンダライナの固有振動について

これまでシリンダライナの実機運転中における動的ひずみ計測を述べてきたが、この結果と、シリンダラ

図9 冷却水の温度

図10 冷却水の圧力変動
($W \times N = 4/4 \times 4/4$)

図12 ピストン押し下げ力線図

図13 ピストン側圧線図

表3 ピストン側圧零点

ATDC	ピストン転換方向
0°	C → E
180°	E → C
290°～300°	C → E
320°～330°	E → C

イナの固有振動との関連を求めるために、固有振動数の実測と計算を行なった。実測は、単独に静置したシリンダライナの下部かん合部をハンマリングし、ライナの4分の1円周を等間隔にとった点、S1～S5での円周方向および縦方向ひずみ変化を計測して、固有振動数と振動モードを求めた。シリンダライナは図14に示したように、約の630 c/s の2節の円筒形固有振動を行なう。また、円筒の固有振動数計算式

図14 シリンダライナの固有振動
(S5をハンマリング)

$$f = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{n(n^2-1)}{\sqrt{n^2+1}} \cdot \frac{1}{r^2} \sqrt{\frac{Egh^2}{12(1-\nu^2)\gamma}}$$

(r : 半径, n : 次数, E : 縦弾性係数, h : 肉厚, ν : ポアッソン比, γ : 比重量, g : 重力の加速度)

を用いて、2節の円筒形固有振動数を計算すると

$$f=667.6 \text{ c/s}$$

であり、実測値は、この計算値にほぼ一致した。したがって、シリンダライナの円筒形固有振動数の計算は、上記の計算式で十分に近似できる。このシリンダライナの固有振動数の実測値と、実機における動的ひずみ変化を比較すると、550～750 c/s の微小な高次振動は、2節の円筒形固有振動に近く、鋭い衝撃変形も、変形時間 1.5～1.8 msec の波形を繰り返すと、556～776 c/s に相当して、その変形モードも、カム側で大きいので、ピストンの衝突により誘起される2節の円筒形固有振動の一部と考えられる。

4. あとがき

実際にかなり激しい孔食を発生した二サイクルディーゼル機関について、実機運転中におけるシリンダライナの動的変形を計測して、そのキャビテーション・エロージョンの発生条件を求めた結果、つぎの結論を得た。

- 1). シリンダライナは、ガス圧による膨張変形のほかに、ATDC 345°～356°、17°～21° で変形時間が1.5～1.8 msec、半径方向変位が0.01 mm 以上の鋭い衝撃変形を起こしているものがある。
- 2). この変形は、ピストンがC、Eを結ぶ直径上で転換するときに、シリンダライナに衝突して生じるものであり、微小な高次振動とともにシリンダライナの2節の円筒形固有振動の一部と考えられる。
- 3). この変形は、カム側で大きく、その大きさの円筒上分布と、実際の損傷発生位置とが対応している。
- 4). このことから、この断続した鋭い衝撃変形を起こしているシリンダライナには、キャビテーション・エロージョンが激しく起こっていると考えられる。

一般に各種流体機械に発生するキャビテーション・エロージョンについては、定量的な面で現在なお不明な点が多いが、シリンダライナのように腐食作用をともなって発生する場合、いっそう、究明を困難にしている。今後、この動的変形計測結果を基にして、シリンダライナのキャビテーション・エロージョンの温度条件や、水の流れなども考慮したさらに詳細な定量的検討を行なっていく予定である。

最後に、本研究をまとめるに際し、適切なお助言を賜った、当玉野研究所佐伯庄吾博士と、田中昇主任研究員ならびに、本計測にご協力いただいた当研究所関係各位に、誌上をかりて深くお礼申し上げます。

参 考 文 献

- (1) Witzky, MTZ, Jahr 18, Nr. 2 P 33~37 Febr 1957
- (2) Collins, The Oil Engine and Gas Turbin. P 268~271 Febr, 1960
- (3) Collins, 同 上 P 320~322 March 1960
- (4) 中村, 内燃機関 Vol 2, No. 8, P 41~47. 1963, 2
- (5) Wiegand/Piltz, MTZ, Jahr 25, Heft 6, p 227~232. Jani, 1960
- (6) Herold 同 上 P 238~244 同 上
- (7) 多羅尾, 由利, 藤井, 露木, 鉄道技術研究報告 NO. 434, P 1~28 Sep. 1964
- (8) 露木, 多羅尾, 藤井, 由利, 防触技術 Vol 13, NO. 7 P 8~14. 1964
- (9) 露木, 藤井, 機械学会誌 第67巻 第545号 P 890~896, 1964. 6
- (10) 森, 高橋, 金属材料, 第5巻 第3号 P 65~70 1965