船尾管シール装置の漏れ特性について*

鈴木弘行**・永田益幸**
土居良規***・羽場勉***

概 要

船尾管シール装置において、シールリング間室に供給された油が、シールリングの損傷に関係なく船外に漏れるという異常現象は、現在、皆無であるとはいいがたい。そこでわれわれは、今後ますます船舶が大形化、あるいは高速化するに当たり、この現象は見のがすことのできない調査事項であることを痛感し、シール装置の状態は握をすべく実船計測を行なった。その結果、プロペラ軸の軸方向、半径方向振動によって、シールリング間室に大きな圧力変動が生じており、これがシール装置の漏れ特性に密接な関係があることを発見した。

そこで、シール試験装置を製作し、実船相当の圧力、振動を加えいろいろの実験を行なった。その結果、圧力変動の発生原因が、プロペラ軸の半径方向振動によるシールリング間室油の円周方向流れによる慣性抵抗およびプロペラ軸の軸方向振動による船尾管隙間部の軸方向流れによる慣性抵抗等によることがわかり、その発生機構について解析を試みた。又、振動と圧力変動との関係、圧力変動と漏れいとの関係および油を船外へ漏えいさせないためのシールリング間の必要差圧等について、実験、解析結果をもとに、その特性をは握することができた。

Characteristics of Lip Type Stern Tube Sealing

By Hiroyuki Suzuki
Masuyuki Nagata
Yoshiki Doi
Tutomu Haba

Abstract

On the stern tube sealing, the abnormal phenomenon that lube oil supplied in the chamber between seal rings leaks outboard actually occurs nowadays, even though its seal rings have no damage.

Thereupon, the authors feel keenly that in recent years with the tendency of the larger size and the higher speeds of ships, this phenomenon is an important item to be investigated and have investigated for grasping the working conditions of seals and its surroundings on large oil tanker. As the results of it, the authors found that a large pressure fluctuation is caused in the chamber between seal rings and that this pressure fluctuation is very related to the characteristics of stern tube sealing. Then, the authors have carried out experiments in our laboratory with a seal testing apparatus under conditions of pressure, vibration, etc. similar to those of an actual ship. And the authors have grasped it from the results that the causes of the pressure fluctuation are the inertia force of oil flow in the circumferential direction in the chamber between the seal rings excited by the lateral vibration of the shaft, that of oil flow in the axial direction in the recess of the stern tube bearing excited by the axial vibration of the shaft, etc.

Furthermore, the authors have analyzed theoretically the mechanism of occurrence of the pressure fluctuation and have grasped the characteristics of lip type stern tube sealings in the relationship between shaft vibration, pressure fluctuation and oil leakage and about the necessary pressure for sealing in the chambers enclosed seal rings.

* 原稿受付 昭和49年8月10日

昭和49年春季学術講演(昭和49年5月16日)

** 正会員 川崎重工業(株)(神戸市生田区東川崎町2-14)

*** 川崎重工業(株)(明石市川崎町1-1)

1. ま え が き

油潤滑式船尾管軸受シール装置については、これまで法人ならびに民間の研究機関、あるいは各シール装置製作所より幾多の調査研究がなされ、その結果、シールリングしゅう動部の材質として耐熱性に優れた弗素ゴムを採用したり、シールリング形状の改良あるいはシールリング取付部および支持部金物の改良がなされるとともに、#2, 3 シールリング間に潤滑油を常時供給することにより、今日旧来使用されたシール装置より優れた信頼性が得られるようになったことは周知の通りである。

しかし、#2, 3 シールリング間に給油された油が、シールリングの損傷に関係なく船外に漏れるという異常現象は現在皆無であるとはいいたい。これは、船の種類により#2, 3 間への給油圧力設定が一定でないこと、又、シール装置構造の違いで漏れ特性が違っていることによるものである。そこで、われわれは今後ますます船舶が大形化あるいは高速化するに当たり、この特性は重要な問題として鋭意検討を続けてきた。すでに、実船計測によりシールリング間に圧力変動が生じ、これが漏れ特性と密接な関係があることおよび圧力変動の推定原因について報告²⁾したが、さらに、リップ形船尾シール装置について詳細な検討を加え漏れ特性をいくらかは握ることができたので、以下に紹介する。

2. シール試験装置

2.1 試験装置 試験装置の概略図を図1に、装置の仕様を表1に示す。

図1 試験装置概略図

表1 試験装置仕様

回 転 数	0~200rpm
試験可能シール径	500φ~1,400φ
半 径 方 向 振 動	○ モード; 円形 ○ 振動数はライナ回転数の0, 1, 4, 5, 6倍 ○ 片振幅; 0.5mm
軸 方 向 振 動	○ モード; 直線 ○ 振動数はライナ回転数の0, 1, 4, 5, 6倍 ○ 片振幅; 0.5mm
半 径 方 向 偏 心 量	0, 0.5, 1mm, Max. 2mm (振動させないとき)
軸 心 の 傾 斜	Max. 0.5/400 (0.2/400)
船尾管側 (油)	0~4kg/cm ²
シール間 (油)	0~4kg/cm ²
海 水 側 (水)	0~4kg/cm ² (但し、船首シールの場合は) 0~3kg/cm ²

試験装置は実船での使用状態において、シール特性として特に重要な因子と考えられるライナの軸方向振動および半径方向の振動 (円形振動) が、単独または同時に与えられるように考慮されている。

2.2 供試シール装置および試験条件 供試シールは図2に示す船尾側ベロー形、ベローレス形リップシール (コンパクトシール) の二つのシール装置で、試験条件は表2の通りであり以下のデータは、軸 (ライナ) 振動数が回転数の4倍の場合についてのみ記す。

2.3 計測項目および計測方法

(1) 漏れ量 図1の通り、圧力容器上部に海水側、#2, 3 間室、船尾管側にそれぞれ液面計を取付け、油、水の増減を目視により計測した。計測に際しては、熱膨

図2 供試シール装置

表2 試験条件

	ベローシール (#670形)	ベローレスシール (#950形)
海水側圧力	1.2 kg/cm ²	1.4 kg/cm ²
船尾管側圧力	1.5 kg/cm ²	1.65 kg/cm ²
標準回転数(ライナ)	110 rpm	88 rpm

張による誤差をさけるため条件設定後約10分経過後の5~10分間を計測時間とした。

(2) 圧力 各シールリング間の設定圧力を、軸心を基準にブルドン管式圧力計で計測し、圧力変動は抵抗線ひずみ計式圧力検出器を各シールリング間の下方と一部上方に取付け、電磁オシログラフに記録し、計測した。計測位置を図2中に示す。

(3) 振動 加振によるライナの変位およびガイドリングなどの動きは、抵抗線ひずみ計式板ばね形変位検出器、差動変圧器式変位検出器により電磁オシログラフに記録した。計測位置を図2中に示す。

3. 試験結果および考察

3.1 漏えい 任意のライナ回転数において、振幅

図3 #2,3間圧力と漏れ特性

0.5mmの軸方向、半径方向同時振動を与えた状態で海水側圧力、船尾管側圧力を一定にしておいて#2,3間の給油圧力を零より順次上げていった時の両形式シール装置の#2,3間油の海水側への漏れ量は、図3に示されるようにベロー形とベローレス形では大きく異なった特性を示す。図3において漏れ量が約1~2cc/minに達した時の水側および#2,3間設定圧力 $p_w(s)$ 、 $p_{23(s)}$ 間の差圧を漏えい限界差圧 $\Delta p_{crit} = p_w(s) - p_{23(s)}$ とすれば、限界差圧と回転数の関係が図4で表わされる。

図4 ライナ回転数(振動数)と限界差圧

これらよりわかるように、形式により異なった特性を示している。すなわち、ベロー形は回転数約80 rpm以上では限界差圧はほぼ一定状態となっているが、ベローレス形は回転数とともに増大する。また、ベロー形は軸、半径方向振動それぞれ単独では影響が少ないが、同時振動において初めて大きくなる。限界差圧は、ベロー形では軸、半径方向振動とも同程度の影響を受け、ベローレス形は半径方向振動の影響を大きく受けることがわかる。なお、回転数が零で Δp_{crit} が負を示すが、これはリップ部のゴムおよびガーター・スプリングの緊迫力が圧力に換算されたものによる。

3.2 圧力変動 漏えい試験の結果、ライナ振動が#2,3間油の海水側への漏えいに密接な関係があることが解ったが、軸、半径方向振動を単独あるいは同時に与えた両形式の#2,3間圧力変動の計測結果を図5に示す。また、ベロー形シールを装備した230形VLCCにおいて各シールリング間の圧力変動の計測を行なったが、その結果を

図5 #2, 3間圧力変動

図6 実船におけるベロー形シール装置(1,000φ)の各シール間圧力変動

図7 軸、半径方向振動変位の位相を変えた場合の圧力変動の変化

図6に示す。

いま、図5と前述の漏えいの項で述べた図4と比較すれば、圧力変動と漏えいとは密接な関係があることがわかる。

図7は、軸方向、半径方向振動による圧力変動 $\Delta p(a)$ 、 $\Delta p(r)$ と軸、半径方向同時振動により発生する圧力変動 $\Delta p(a, r)$ との関係を調べるため、ベロー形で同時振動において、それぞれの振動変位間の位相を 60° ずつその変更機構で変えた試験の結果を示す。位相を変えることにより、計測点での圧力変動が変化しており、これから位相一定の場合には、シールリング間室円周上の各位置で圧力変動の大きさが異なることがわかる。これは、軸方向振動による圧力変動に半径方向振動による圧力変動が

重畳されるためであり、周上の任意の一点において同時振動により発生する圧力変動は、ほぼ軸方向および半径方向振動の各々による圧力変動の和 $\Delta p(a, r) \doteq \Delta p(a) + \Delta p(r)$ であることを物語っている。なお、図5で、ベロー形で軸、半径方向同時振動時の圧力変動がそれぞれの単独の場合の圧力の和になっていないのは、計測位置が最大の点でないためである。

3.3 圧力変動の原因 これまでに述べた圧力変動の原因としては、以下のことが考えられる。

(1) 半径方向振動による圧力変動 両形式共にライナの半径方向振動下におけるシールリング間室内の油の

流れによる慣性力によるもので、この油の慣性力による圧力変動についてはすでに一方向振動の場合は福島、鷺見ら³⁾によって明らかにされている。ライナの円形振動による圧力変動の大きさ Δp_r は同様に

$$\Delta p_r = -\frac{\rho r^2 a_s \omega_r^2}{h_e} \cdot \sin(\omega_r t - \theta) \quad (1)$$

ただし、

ρ : 油の密度

r : ライナ半径

ω_r : ふれまわり振動角速度 h_e : 半径方向等価さきま

a_s : ライナ振動振幅 θ : 円周方向の角度位置

で与えられ、圧力最大値は振動変位方向に対して 180° 位相遅れになる。本実験においてもベローレス形の圧力変

図8 シールリング間圧力変動の実験値との比較(ベローレス形)

動の主成分がこれによるものである。図8にペローレス形半径方向振動における実験値と計算値を比較して示すが、傾向はよく合っているものの絶対値は計算値の方が低く出ている。これは、本計算においてシールリング間室断面の複雑な形状を等価な矩形断面におきかえ、その半径方向一辺を h_e としたことによるものと思われる。厳密には同じシールリング間室においても部分部分で h_e が異なっている点を考慮に入れば圧力変動の大きさも大きく出るように推定される。

次にペロー形の場合は、(1)式における振動振幅 a_s について、ガイドリングのために相対振動を考えなければならない。ここでは、図9に示すようなモデルについて解析した。すなわち、弾性支持された軸受において、軸が回転しながら強制的にふれ回りするモデルに置き換えられ、ばねはペローであり軸受はガイドリングに相当する。定常状態では、ガイドリングの中心 O_B は軸受に発生する油膜圧力 p による合力 P とペロー部を含めて #2, 3 および #1, 2 シールリング間室に発生する慣性圧力 Δp_{23} , Δp_{12} の合力 F_{p23} , F_{p12} および海水側と船尾管側の差圧の違いによってガイドリングがシール装置船尾カバーに

押しつけられることによる摩擦力 F_f , ガイドリングがふれ回ることによる慣性力 F_i およびペローのばね力 F_k との力のつり合いによって決まる。すなわち、ふれ回りの速度 ω_r で回る回転座標上では、ライナふれ回り半径 a_s を一定とすれば軸、軸受の相対関係は一定である。

軸受圧力 p は、無限小幅動荷重軸受理論を適用すれば⁴⁾

$$p = \frac{6\mu}{C_r^2} y(L-y) \frac{1}{(1+x\cos\theta)^3} \left\{ \frac{x}{2} (\omega_s - 2\omega_r - 2\frac{d\phi}{dt}) \sin\theta - \frac{dx}{dt} \cos\theta \right\} \quad (2)$$

ただし、

μ : 粘性係数

C_r : ライナ、ガイドリング間の半径すきま

y : 軸方向座標

L : 軸受幅

x : 偏心率

ω_s : 軸回転角速度

θ : 最大すきま位置からの角度

ϕ : 偏心率

となる。ここで軸(ライナ)のふれ回り半径一定の円形振動ゆえ、上式の右辺第1項の $d\phi/dt$ は零、第2項の dx/dt も零となる。しかるに、油膜圧力の合力の偏心方向、直角方向の分力の大きさ P_h , P_v は、ギュンベルの境界条件⁴⁾を用い積分すると次式のごとくなる。

$$P_h = P \cos\phi = \int_0^L \int_{-\pi}^{2\pi} p \cos\theta r d\theta dy \\ = \frac{\mu r L^3}{C_r^2} \frac{x^2}{(1-x^2)^2} |\omega_s - 2\omega_r| \quad (3)$$

$$P_v = P \sin\phi = \int_0^L \int_{-\pi}^{2\pi} p \sin\theta r d\theta dy \\ = \frac{\pi \mu r L^3}{4 C_r^2} \frac{x}{(1-x^2)^{3/2}} |\omega_s - 2\omega_r| \quad (4)$$

ただし、

r : 軸(ライナ)半径

ここで、上述の力のつり合いより、ライナとガイドリングの中心 O_s , O_B を通る方向すなわちライナとガイドリング間の相対偏心方向の力のつり合いは、

$$P_h = F_{p12} + F_{p23} + F_{k(h)} - F_{i(h)} - F_{pB(h)} + F_{f(h)} \quad (5)$$

ただし、

$$F_{p12} = F_{p12} \cos\delta = \int_0^{2\pi} \frac{\rho r^2 e \omega_r^2}{h_{e12}} L_{12} r \cos^2\phi d\phi \\ = \frac{\pi \rho r^3 C_r x \omega_r^2 L_{12}}{h_{e12}} \\ F_{p23} = \frac{\pi \rho r^3 C_r x \omega_r^2 L_{23}}{h_{e23}} \\ F_{k(h)} : F_k \cos\delta = K_B a_B \cos\delta \\ F_{i(h)} : F_i \cos\delta = m_B a_B \omega_r^2 \cos\delta \\ F_{pB(h)} : F_{pB} \cos\delta = \frac{\pi \rho r^3 C_r x \omega_r^2 L_B}{h_{eB}} \cos\delta \\ F_{f(h)} : F_f \cos\delta$$

図9 ペロー形シール装置のモデル

e : 偏心量 ($= C_r \cdot x$)

K_B : ペローのばね定数

a_B : ガイドリング振動半径

δ : 軸、軸受偏心方向とガイドリング変位方向とのなす角

L : 各シールリング間室軸方向受圧部長さ

h_e : 各シールリング間室半径方向等価高さ

(添字 12, 23 はシールリング間室を示す。B はペロー部)

ライナとガイドリングとの相対偏心方向と直角方向の力のつり合いは、

$$P_0 = F_{k(v)} - F_{pB(v)} - F_{i(v)} + F_{f(v)} \quad (6)$$

ただし、

$$F_{k(v)} : F_k \sin \delta \quad F_{pB(v)} : F_{pB} \sin \delta$$

$$F_{i(v)} : F_i \sin \delta \quad F_{f(v)} : F_f \sin \delta$$

となる。一方、幾何学的条件より

$$a_s^2 = a_B^2 + (C_r x)^2 + 2a_B C_r x \cos \delta \quad (7)$$

となる。以上 (5), (6), (7) の 3 式より未知数である x , a_B , δ が求まることにより、各シールリング間室の圧力変動が求まる。図 10 に、供試したシール装置について計

図 10 シールリング間室圧力変動の実験値との比較 (ペロー形)

算値と実験値を示すが若干の違いがある。これは前述したごとく h_e のとりかたによって低速域で小さく出たこと、その他ガイドリング、船尾カバー間の摩擦力の見積り誤差、ガイドリングの軸受部粘性圧の影響等もはいて若干の違いが出たものと思われる。いずれにしても圧力変動の大きさは、ライナ回転数の上昇とともに飽和する範囲があることがわかる。

(2) 軸方向振動による圧力変動 ライナが軸方向に振動する場合、ライナの軸直角断面積と振動振幅の積に相当する容積変化が船尾管側に生じ、この容積変化に対してリセス内の油の圧縮性と配管中の油の慣性、粘性とによって構成される振動系の振動により船尾管側に圧力変動が生ずるが、この圧力変動はリップを介して #2, 3 間室の圧力変動をもたらす。そこで、船尾管側圧力変動について解析を行なうと、試験装置での配管システムのモデルを図 11 のように考え、このモデルにもとづく連

図 11 試験装置の配管系モデル

動方程式および連続条件を導くと次のごとくとなる。ただし、ここで海水側室は、容積が大きく、かつ空気容積部が大きいため省略した。

$$m_1 l_1 \frac{d(\Delta Q_1)}{dt} + r_1 l_1 \Delta Q_1 + \frac{K_{e2}}{V_{a2}} \int \Delta Q_1 dt = \Delta p_1 \quad (8)$$

$$\frac{M}{A_1^2} \frac{d(\Delta Q_2)}{dt} + \frac{K_1}{A_1^2} \int \Delta Q_2 dt = \Delta p_1 \quad (9)$$

$$\frac{1}{(V_{O1}/K_{d1} + V_{a1}/K_{e1})} \int \Delta Q_{T1} dt = \Delta p_1 \quad (10)$$

$$\Delta Q_0 = \Delta Q_1 + \Delta Q_2 + \Delta Q_{T1} \quad (11)$$

$$\Delta Q_0 = A_0 X_0 \omega \sin \omega t \quad (12)$$

ただし、

ΔQ : 各部の流量変動

Δp : 各部の圧力変動

m : ρ/a (ρ : 密度, a : 配管断面積)

l : 配管長さ

K_1 : ペローの軸方向ばね定数および取付板のばね定数

V_o, V_a : 船尾管側油, 空気容積

K_d, K_e : 油, 空気の体積弾性率

r : $8\mu\pi/a^2$ (層流の場合)

X_0 : ライナの軸方向片振幅

(添字 0~2 は各部を示す)

ライナの変位振幅に対する船尾管側圧力変動は、上述 (8)~(12) 式を解けばよい。ここではラプラス変換して $\Delta p_1/\Delta Q_1$ の伝達関数を求め複素座標系に置きかえて計算した。供試した 670φ ペロー形シール装置について計算した一例を試験結果の一例とともに図 12 に示すが、計算値は実験値に見られるような共振点があることを示し、定性的にはよく現象を説明していると思われる。但し、定量的には、共振点の若干のずれ、および共振点以上での変動値のずれを示す。これは、前者については容器の剛性を含めた油の等価圧縮率の見積りの若干の違い、後者については、管路の抵抗を層流抵抗とし線型範囲内で解いたことによるものと考えられる。

同様に、実船について計算した一例を計測結果とともに図 13 に示すが、よく似た傾向を示すことがわかる。

このように軸方向振動による圧力変動は、実船の場合

図12 試験装置における船尾管船尾側圧力変動の実験値と計算値の比較(ペロー形)

船尾管リセス内の残留空気の影響要素と管中の油の慣性要素および粘性による抵抗要素から構成される振動系による圧力変動であり, この圧力変動は系の固有の形状等により大きく影響を受ける。

以上, 圧力変動の原因およびその定量的な検討結果を述べたが, シール形式により振動と圧力変動の特性が異なることがわかった。図14は, 陸上試験結果および実船計測結果をもとに整理したものであり, 両形式間で異なる特性を示すことが明らかである。

3.4 圧力変動と漏えい これまでの検討により, 振動と圧力変動とは密接な関係にあることがわかったが,

図13 実船における船尾管船尾側圧力変動の計測値と計算値の比較(ペロー形)

一方, この圧力変動の大きさがシールの漏えい特性に大きな影響をおよぼすことも試験の結果明らかとなった。この漏えい現象は, 各シールリング間室の圧力変動のために瞬間的にシールリングの正面側よりも背面側に高い圧力が発生し, シール欠陥がなくてもこの背面圧力によってシールリップが押し上げられ, 設定圧力が低い方から高い方へ油が流れでるものである。図15は, 両形式について漏れ特性試験結果および実船計測結果をもとに整理したものであるが, Δp_{crit} と Δp_{23} とは強い相関があることがわかる。これについて検討を加えると次の如くなる。ここで, シールリング間室の圧力を

$$p_{23} = p_{23}(s) + \Delta p_{23} \sin \omega t \quad (13)$$

$$p_{12} = p_{12}(s) + \Delta p_{12} \sin(\omega t + \phi) \quad (14)$$

$$p_w(s) = p_w(s) \quad (15)$$

ただし,

$$p_{23}(s), p_{12}(s) : \#2, 3, \#1, 2 \text{ 間設定圧力}$$

図14 振幅, 振動数と #2, 3 間圧力変動

図15 #2, 3間圧力変動と限界差圧

$p_w(s)$: 海水側設定圧力

ϕ : #2, 3間圧力変動に対する#1, 2間圧力変動の位相差

とすれば、漏れるためには流れの連続条件より

$$p_{23} - p_{12} - p_{r2} = p_{12} - p_w - p_{r1} \quad (16)$$

ただし、

p_r : #1, #2リップの緊迫力等価圧力

また、リップの一方背面漏れを起こすには、

$$p_{23} - p_{12} - p_r \geq 0 \quad (17)$$

でなければならない。以上、(13)、(14)、(15)式を(16)式に代入し、 p_{12} を求めて(17)式に代入し整理すれば、漏れるための圧力条件は

$$p_w(s) - p_{23}(s) \leq \Delta p_{23} \sin \omega t - (p_{r1} + p_{r2}) \quad (18)$$

となり、漏らさないための海水側と#2, 3間との必要限界差圧 Δp_{crit} は

$$\Delta p_{crit} = \Delta p_{23} - 2p_r \quad (19)$$

となる。上式から明らかなごとく限界差圧は、#1, 2間の圧力に関係なく#2, 3間の圧力変動の大きさにより決まることが明らかである。なお、シールリング間室内に空気がある場合には(16)式の連続の式が成り立たなく、漏えいの様相が複雑になることが他の実験からも言える。

4. 限界差圧の推算

以上リップ形シールの特性について紹介して来たが、この結果より船舶の大形化にともない求めたい該当軸径のシール装置の#2, 3間背面漏れ限界差圧の推算を行なうと、例えば、ベローレス形の場合、軸方向振動の圧力変動の影響が少ないので振動に対する圧力変動および限界差圧は、図14、図15の結果および軸径に対する回転数 N 、振動振幅 a を図16のごとく考えれば、

$$\begin{aligned} \Delta p_{23} &\div \Delta p_{23crit} \propto C(R^2 a \omega^2)^{0.9} \\ &\propto C(R^2 a N^2 n^2)^{0.9} \end{aligned} \quad (20)$$

図16 軸径と諸値の概要傾向

ただし、

C : シール形式による定数

n : 翼枚数

となる。ここで軸径 D_1 における限界差圧 Δp_{1crit} (既知) と D_2 の限界差圧 Δp_{2crit} の比は、

$$\frac{\Delta p_{2crit}}{\Delta p_{1crit}} = \left[\frac{R_2^2 a_2 \omega_2^2}{R_1^2 a_1 \omega_1^2} \right]^{0.9} = \left[\frac{D_2^2 a_2 (N_2 n_2)^2}{D_1^2 a_1 (N_1 n_1)^2} \right]^{0.9} \quad (21)$$

(添字1, 2は D_1, D_2 に対する諸値を示す)

となり、又、図16より

$$\frac{a_2}{a_1} = \frac{D_2}{D_1} \quad (22)$$

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{D_1}{D_2} \quad (23)$$

であるとするれば、

$$\frac{\Delta p_{2crit}}{\Delta p_{1crit}} = \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^{0.9} \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^{1.8} \quad (24)$$

となる。従って、限界差圧は、直径にほぼ比例しベロー翼数のほぼ2乗に比例する。なお、翼数が変わった場合には振動振幅の変化を考慮しておく必要がある。

一方、シール寿命として重要な要素である温度上昇 ΔT は、

$$\Delta T \propto \Delta p V = \Delta p_{crit} V \quad (25)$$

となる。上述限界差圧と同様に D_1, D_2 に対する温度上昇比は、

$$\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = \frac{\Delta p_{2crit}}{\Delta p_{1crit}} \cdot \frac{V_2}{V_1} \quad (26)$$

また、図15より

$$V_2 = V_1 \quad (27)$$

ゆえ(24)、(27)式を(26)式に代入することにより

$$\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^{0.9} \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^{1.8} \quad (28)$$

となって、温度についても限界差圧と同じことが言える。上述のような推算もシールの漏えい特性、耐久性を検討する上で一つの参考となろう。

5. あとがき

御研究室はじめ関係者各位に謝意を表す。

リップ形式の船尾管シール装置に対する漏れ特性について実船計測をもとに試験装置により検討した結果、ライナの軸、半径方向振動により圧力変動が生じ、それらが相互に作用しあってシール性能に影響をおよぼすことがは握できた。この結果が、その船に適したシール装置の装備条件を見出すにあたり、関係者の参考になれば幸いである。最後に本研究に当り、実験を担当していただいた堀田四郎氏および有益なる助言をいただいた社内制

文 献

1) 船尾管オイルシール損傷対策委員会；船尾管オイルシール損傷対策について，日本船用機関学会誌，Vol. 6, No. 2, S. 46. 2, p. 99
2) 船川，中村ほか；川崎技報，No. 50, Jul. '73, p. 1
3) 福島，鷺見ほか；三菱重工技報，Vol. 8, No. 3, '71, p. 111
4) 日本潤滑学会編；潤滑ハンドブック，養賢堂，1970, p. 127, p. 118

正 誤 表

日本船用機関学会誌 第10巻第2号

頁	欄, 行	誤	正
35	右・上2	無限下	無限大
36	右・図4	発電機のスペクトル図	発電機のベクトル図
37	左・図6	$\frac{\dot{i}-\dot{i}'}{2}$	$\frac{\dot{i}-\dot{i}'}{2}$
37	左・下13	無限下	無限大
39	右・図10	$\Delta I = \frac{Q_n}{10}$	$\Delta I = \frac{Q_n}{10}$
40	左・(44)式	$(W_2 \tan \phi_n - \Delta Q^2)$	$(W_2 \tan \phi_n - \Delta Q)^2$
"	左・図11	Rの軌跡	P ₁ の軌跡
"	"	横軸の名称(Q ₂ の下に)	無効電力Q(P _u)
"	右・図12	(IEC, Q _r /10)	(IEC, Q _n /10)
"	"	P ₁	P ₁ = P _n
41	左・図13	横軸の目盛0.02, 0.03	0.2, 0.3
"	左・図14	斜のカーブに記号	P ₀ を記入
"	右・下9	K _R =3	K _R =0.3
"	右・下8	8.5%	6.6%
42	左・図16	2次定格電圧(5A)	2次定格電流(5A)
"	右・上2	設定	設計
"	右・下12	K _C	K _R
43	右・上1	(昭2)	(昭12)

訂正箇所	誤	正
裏表紙	定価 五百円	定価 七百元

お断わり：最近の著しい諸物価の高騰に対処するため、学会誌普通号の定価を第10巻から700円に改訂させていただきますので、ご了承願います。