

# 軸系 密封裝置 設計 電算化 研究

全孝重\* · 王之錫\* · 金義珩\* · 金洙烈\*\*

## A Study on Computerizing the Sealing System Design of Propeller Shaft

*H.J. Jeon, J.S. Wang, U.K. Kim, S.Y. Kim*

### Abstract

Lip type stern tube sealing systems have used in almost all the middle or large ships which are being constructed in these days. It seems that the pressure fluctuation of the seal ring interspace, the cross-section profile and the materials quality of the seal rings have great effects on the sealing function of this sealing system. In this paper, the mechanical movement of lip seal ring which plays the most important role in stern tube sealing system and the possibility of leakage caused by pressure fluctuation are studied by theory and experiment.

Using the finite element method for the axi-symmetric object which receives the torsional load, the displacement and stress analysis of the seal rings are executed for products of several representative manufacturers of seal rings, and also the possibility of crack occurrence is checked by theoretical analysis. If the force which seal ring lip periphery receives is too small, there will be the possibility of leakage caused by the pressure fluctuation of the seal ring interspace, and if this force is too large, the frictional force between the seal ring and the liner will become large, the excessive wear of lip tip will occur, and in the end its endurance will become problematical. The possibility of leakage caused by hardening of seal ring materials and creep phenomena of tested seal rings are also examined.

The trial seal rings were designed and manufactured using the program of displacement and stress analysis developed in this study and the experimental apparatus to test the trial seal rings was also designed and manufactured. This trial seal rings were fitted in the experimental

\* 韓國海洋大學 船舶機械工學科

\*\* 韓國海洋大學 產業大學院

apparatus which was made in the same form as an actual stern tube. The one side of this apparatus was filled with sea water and the other side of it was filled with the lubricating oil. The leakage of oil and sea water was checked and the temperature was measured, rotating the propeller shaft at the constant velocity by D.C. motor. It was proved that the trial seal rings made in Viton rubber functioned excellently but the trial seal rings made in N.B.R. rubber had problem in its durability.

## 1. 序 論

最近 船舶이 大形化, 高速化 및 高出力化로 됨에 따라 從來의 물 潤滑式 베어링으로서 프로펠러軸을 支持 할 수 없게 되어 油 潤滑式 베어링을 採用하지 않을 수 없게 되었다. 이에 따라 船尾管 設計에 대한 條件이 까다롭고 復雜하게 되었으며 특히 프로펠러軸 支持 베어링의 潤滑油 密封 問題가 큰 課題로 擡頭하게 되었다. 이는 潤滑油의 消費量을 抑制하는 經濟的인 側面에서 뿐만 아니라 海洋汚染 防止라는 環境保全의 次元에서도 깊이 考慮 되어야 하는 事項이다. 따라서 推進軸 베어링의 潤滑油 密封에 關하여는 油 潤滑式 베어링을 推進軸系에 採用하려고 試圖하였던 20~30年 前부터 研究되어 왔고 이의 密封이 可能하면서부터 油 潤滑式 베어링이 推進軸系에 使用되었다. 그러나 船尾管 密封裝置에 關한 여러가지 問題點들이 아직도 完璧하게 解決되지 못하고 있는 實情이다. 이들 問題點들을 살펴보면

첫째, 시일 링과 시일 링 사이의 空間에서 壓力變動이 생기는데 이로 因한 漏洩 可能性이 매우 크다.

둘째, 시일 링의 珈 先端이 磨滅되는 것은 어쩔수 없는 일이지만 시일 링을 交替하려면 入渠 修理하여야 하는 등 매우 번거롭고 費用이 많이 든다는 점을 考慮하여 볼때 最小한 시일 링의 壽命이 船舶의 定期檢査 期間인 4年은 되어야 하는데 그 期間 內에 珈 先端의 磨滅로 因하여 漏洩이 發生하게 되면 큰 問題가 惹起 된다.

셋째, 時間이 經過함에 따라 材質이 硬化되어 柔軟성이 떨어지므로 漏洩 可能性이 있다.

넷째, 船尾管이나 推進軸의 振動과 偏心에 의하여 시일 링에 反復荷重이 걸리므로 이로 因하여 疲勞크랙이 發生하고 이것이 進展되어 크랙이 貫通되면 漏洩을 일으킨다.

다섯째, 라이나가 磨滅하여 漏洩 可能性이 있다. 그 外에 라이나의 浸蝕에 의한 漏洩의 問題, 시일 링의 熱硬化 問題, 珈 先端에서의 發熱과 耐熱의 問題 등 여러가지가 있다.

本 研究에서는 시일 링과 시일 링 사이의 空間에서 壓力變動이 있고 시일 링의 珈 先端이 磨滅 되었으며 그리고 材質이 硬化되어 柔軟성이 떨어졌을때 어떠한 斷面形狀을 하는 것이 가장 漏洩 可能性이 적을 것인가 하는 것을 알아내고 나아가서 어떠한 斷面形狀을 하는것이 應力 分散이 잘 되어 疲勞크랙의 發生 可能性이 작을 것인가 하는 것을 알아 내기 위하여 有限要素法에 의하여

시일 링의 應力과 變形舉動을 研究 하였다. 有限要素法에 의한 시일 링의 靜的 變形舉動에 關하여는 Myashita 等의 論文에서도 研究 報告 되었는데, 이 研究에서는 시일 링의 應力과 變形 解析을 單純한 軸對稱 問題로만 取扱하고 릿과 라이나의 接觸部에서의 摩擽力에 의한 비틀림 토오크는 無視하였다. 卽, 릿 先端에서 圓周方向( $\theta$ 方向)으로 作用하는 힘은 無視하고 計算 하였다. 그런데 릿 先端에서는 그 接觸面이 대단히 작기때문에 이 摩擽力은 상당히 큰 剪斷應力을 發生 시킬 것이 豫想된다.

그러므로 本 研究에서는 비틀림 토오크도 作用하는 軸對稱問題의 有限要素解析法을 定式化 하였고 本 計算法을 使用하여 여러 製作會社들의 既存 製品들에 對하여 壓力 變動에 의한 漏洩 可能性, 應力集中에 의한 疲勞 크랙 發生 可能性, 材質의 硬化와 크리이프(Creep)에 의한 漏洩 可能性, 릿 先端의 接觸力 等を 比較 考察하였다.

또한 試製品을 設計 製作한 다음 이 試製品을 實驗하기 위하여 實驗裝置를 製作하였다. 實驗裝置는 實際의 船尾管을 모델로하여 製作하였으며 한쪽은 海水를 채우고 다른쪽은 潤滑油를 채워서 이 사이에 시일 링 試製品을 裝着 하였다. 軸을 直流 모터에 의하여 一定 速度로 回轉시키면서 漏洩 與否와 溫度를 測定한 結果 斷面形狀에는 問題가 없음을 確認하였다. 다만, 材質이 너무 軟하게 製作되어 耐久性에 問題가 있었으나 이는 追後 材質의 特性을 補完하여 問題가 없음을 確認하였다.

## 2. 有限要素法에 의한 解析

本 節에서는 軸對稱 物體에 軸對稱 荷重과 함께 토오크도 作用하는 境遇에 대하여 有限要素法으로 應力과 變位를 解析하는 式을 定式化 하는 過程을 提示하고자 한다. 軸對稱 物體이므로 圓筒座標系  $r, \theta, z$ 를 使用하여 解析한다.

軸對稱 問題이지만  $\theta$ 方向의 힘과 變位가 있기 때문에  $\tau_{r\theta} \neq 0, \tau_{\theta z} \neq 0, \gamma_{r\theta} \neq 0, \gamma_{\theta z} \neq 0$ 이며 結局 節點 自由度는 3이 된다. 지금  $r$ 方向,  $\theta$ 方向,  $z$ 方向의 變位를 各各  $u, v, w$ 라 하면 垂直變形率  $\epsilon$ 과 剪斷變形率  $\gamma$ 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \epsilon_r &= \frac{u}{r}, \quad \epsilon_\theta = \frac{u}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial \theta}, \quad \epsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} \\ \gamma_{r\theta} &= \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial \theta} + \frac{\partial v}{\partial r} - \frac{v}{r}, \quad \gamma_{\theta z} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial \theta}, \quad \gamma_{zr} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial r} \end{aligned} \quad (1)$$

그런데 軸對稱 問題이므로  $\theta$ 方向의 變位는 一定하다. 따라서

$$\frac{\partial u}{\partial \theta} = 0, \quad \frac{\partial v}{\partial \theta} = 0, \quad \frac{\partial w}{\partial \theta} = 0 \quad (2)$$

가 되고 變形率 成分들은 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \varepsilon_r &= \frac{\partial u}{\partial r}, \quad \varepsilon_\theta = \frac{u}{r}, \quad \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} \\ \gamma_{r\theta} &= \frac{\partial v}{\partial r} - \frac{v}{r}, \quad \gamma_{\theta z} = \frac{\partial v}{\partial z}, \quad \gamma_{rz} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial r} \end{aligned} \quad (3)$$

한편 應力과 變形率 사이의 關係는

$$\{\sigma\} = [C] \{\varepsilon\} \quad (4)$$

로 되고 여기서

$$\{\sigma\} = [\sigma_r \ \sigma_\theta \ \sigma_z \ \tau_{r\theta} \ \tau_{\theta z} \ \tau_{rz}]^T, \quad \{\varepsilon\} = [\varepsilon_r \ \varepsilon_\theta \ \varepsilon_z \ \gamma_{r\theta} \ \gamma_{\theta z} \ \gamma_{rz}]^T$$

이며 [C]는 材料의 剛性 매트릭스로서

$$[C] = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{pmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{(1-2\nu)}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{(1-2\nu)}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{(1-2\nu)}{2} \end{pmatrix}$$

Fig. 1에 보이는 바와 같이  $r$ - $z$  平面上의 三角形 斷面을 가진 要素에서 節點 1, 2, 3의  $r$ ,  $z$  座標를 各各  $(r_1, z_1)$ ,  $(r_2, z_2)$ ,  $(r_3, z_3)$ 라고 하면 要素內 任意點  $(r, z)$ 의 變位  $u$ ,  $v$ ,  $w$ 를 線形 形狀函數 (Linear shape function)  $N_1, N_2, N_3$ 를 利用하여 節點變位로 나타내면

$$\begin{aligned} u &= N_1 u_1 + N_2 u_2 + N_3 u_3 \\ v &= N_1 v_1 + N_2 v_2 + N_3 v_3 \\ w &= N_1 w_1 + N_2 w_2 + N_3 w_3 \end{aligned} \quad (5)$$

와 같이 된다.

여기서  $u_i, v_i, w_i$ 는 各各 節點  $i$ 의  $r$  方向,  $\theta$  方向,  $z$  方向의 變位를 나타내고

$$\begin{aligned} N_i &= \frac{1}{2\Delta} (a_i + b_i r + c_i z), \quad i=1, 2, 3 \\ a_1 &= r_2 z_3 - r_3 z_2, \quad a_2 = r_3 z_1 - r_1 z_3, \quad a_3 = r_1 z_2 - r_2 z_1, \quad b_1 = z_2 - z_3, \quad b_2 = z_3 - z_1, \quad b_3 = z_1 - z_2 \\ c_1 &= r_3 - r_2, \quad c_2 = r_1 - r_3, \quad c_3 = r_2 - r_1, \quad 2\Delta = r_2 z_3 + r_1 z_2 + r_3 z_1 - r_2 z_1 - r_3 z_2 - r_1 z_3 \end{aligned}$$

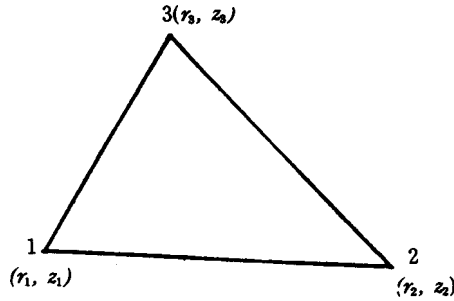


Fig 1. Triangular section in  $r$ - $z$  plane

式(5)를 매트릭스 形式으로 나타내면 다음과 같다.

$$\{u\} = [N] \{q\} \quad (6)$$

여기서

$$\{u\} = [u \ v \ w]^T, \quad \{q\} = [u_1 \ v_1 \ w_1 \ u_2 \ v_2 \ w_2 \ u_3 \ v_3 \ w_3]^T$$

이고

$$[N] = [N_1 \ N_2 \ N_3]$$

$$N_i = \begin{bmatrix} N_i & 0 & 0 \\ 0 & N_i & 0 \\ 0 & 0 & N_i \end{bmatrix}, \quad i=1, 2, 3$$

또한 式(5)를 式(3)에 代入하여 變形率 成分들을 求하면 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \epsilon_r &= \frac{1}{2\Delta} (b_1 u_1 + b_2 u_2 + b_3 u_3) \\ \epsilon_\theta &= \frac{1}{2\Delta} \left\{ \left( \frac{a_1}{r} + b_1 + \frac{c_1 z}{r} \right) u_1 + \left( \frac{a_2}{r} + b_2 + \frac{c_2 z}{r} \right) u_2 + \left( \frac{a_3}{r} + b_3 + \frac{c_3 z}{r} \right) u_3 \right\} \\ \epsilon_z &= \frac{1}{2\Delta} (c_1 w_1 + c_2 w_2 + c_3 w_3) \\ \gamma_{r\theta} &= \frac{1}{2\Delta} \left\{ \left( -\frac{a_1}{r} - \frac{c_1 z}{r} \right) v_1 + \left( -\frac{a_2}{r} - \frac{c_2 z}{r} \right) v_2 + \left( -\frac{a_3}{r} - \frac{c_3 z}{r} \right) v_3 \right\} \\ \gamma_{\theta z} &= \frac{1}{2\Delta} (c_1 v_1 + c_2 v_2 + c_3 v_3) \\ \gamma_{zr} &= \frac{1}{2\Delta} (c_1 u_1 + c_2 u_2 + c_3 u_3 + b_1 w_1 + b_2 w_2 + b_3 w_3) \end{aligned} \quad (7)$$

이 式을 매트릭스 形式으로 고쳐 쓰면

$$\{\varepsilon\} = [B] \{q\} \quad (8)$$

여기서  $[B]$ 는

$$[B] = [B_1 \ B_2 \ B_3]$$

$$B_i = \begin{pmatrix} b_i & 0 & 0 \\ \frac{a_i}{r} + b_i + \frac{c_i z}{r} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_i \\ 0 & -\frac{a_i}{r} - \frac{c_i z}{r} & 0 \\ 0 & c_i & 0 \\ c_i & 0 & b_i \end{pmatrix}, \quad i=1, 2, 3$$

한편 Fig. 2에 보이는 바와 같이 節點 1에서  $r$ 方向,  $\theta$ 方向,  $z$ 方向으로 作用하는 節點力을 各各  $F_1, F_2, F_3$ 라 하고 節點 2 및 3에서  $r$ 方向,  $\theta$ 方向,  $z$ 方向으로 作用하는 節點力을 各各  $F_4, F_5, F_6, F_7, F_8, F_9$ 라고 하며  $r$ 方向,  $\theta$ 方向,  $z$ 方向의 表面力을 各各  $T_r, T_\theta, T_z$ , 物體力을  $X_r, X_\theta, X_z$ 라 한다.

그러면 假想일의 原理에 의하여 다음 式이 成立한다.

$$\{\delta q\}^T \{F\} + \int_S \{\delta u\}^T \{T\} dS + \int_V \{\delta u\}^T \{X\} dV - \int_V \{\delta \varepsilon\}^T \{\sigma\} dV = 0 \quad (9)$$

여기서  $\{\delta q\}^T$ 는 節點의 假想變位로

$\{\delta q\}^T = [\delta u_1 \ \delta v_1 \ \delta w_1 \ \delta u_2 \ \delta v_2 \ \delta w_2 \ \delta u_3 \ \delta v_3 \ \delta w_3]$ 이고  $\{F\}$ 는 節點力 벡터 이며  $\{F\} = [F_1 \ F_2 \ F_3 \ F_4 \ F_5 \ F_6 \ F_7 \ F_8 \ F_9]^T$ 이다. 또한  $\{T\} = [T_r \ T_\theta \ T_z]^T$ ,  $\{X\} = [X_r \ X_\theta \ X_z]^T$ ,  $\{\delta u\}^T = [\delta u \ \delta v \ \delta w]$ 이고  $\{\delta \varepsilon\}^T$ 은 假想變形率 벡터로서  $\{\delta \varepsilon\}^T = [\delta \varepsilon_r \ \delta \varepsilon_\theta \ \delta \varepsilon_z \ \delta \gamma_{r\theta} \ \delta \gamma_{\theta z} \ \delta \gamma_{zr}]$ 이다.

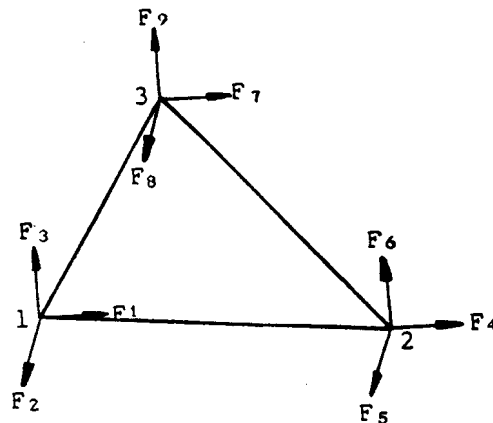


Fig. 2. Nodal forces in an element

式(6)으로 부터  $\{\delta u\}^T = \{\delta q\}^T [N]^T$ 로 되고, 式(8)로 부터  $\{\delta \epsilon\}^T = \{\delta q\}^T [B]^T$ 이므로 이들을 式(9)에 代入하면

$$\{\delta q\}^T (\{F\} + \int_S [N]^T \{T\} dS + \int_V [N]^T \{X\} dV - \int_V [B]^T \{\sigma\} dV) = 0 \quad (10)$$

節点의 假想變位  $\{\delta q\}^T$ 는 任意 이므로 結局 式(10)은 다음과 같이 된다.

$$\{F\} + \int_S [N]^T \{T\} dS + \int_V [N]^T \{X\} dV = \int_V [B]^T \{\sigma\} dV \quad (11)$$

그런데 式(8)을 式(4)에 代入함으로써

$$\{\sigma\} = [C][B]\{q\} \quad (12)$$

가 되므로 이것을 式(11)에 代入하면 다음과 같이 된다.

$$[K]\{q\} = \{L\} \quad (13)$$

여기서  $[K]$ 는 要素의 剛性 매트릭스로서

$$[K] = \int_V [B]^T [C] [B] dV \text{이고 } \{L\} \text{은 要素의 荷重벡터이며}$$

$$\{L\} = \{F\} + \int_S [N]^T \{T\} dS + \int_V [N]^T \{X\} dV \quad (14)$$

式(13)은 하나의 要素에 對하여 成立하는 式이며, 系의 全 要素에 對한 式들을 求하여 組立하고 境界條件에 따라 修正한 다음 聯立方程式을 푸는 過程은 普通의 有限要素 解析法과 같다.

### 3. 各 製作會社 既存 製品들의 比較 및 考察

前節에서 誘導하여 定式化한 解析方法을 利用하여, A社, B社, C社에서 製作한 既存 製品들의 시일 링에 對하여 應力과 變位를 解析하고 比較하였다. 比較를 위하여 3製品들의 裝着 및 使用條件들을 같이 하였다. 라이나를 裝着하였을때의 軸徑을 630mm로 하고 릿 先端의 初期 變位를 다 같이 3mm로 하였다. 卽, 內徑 624mm의 시일 링을 外徑 630mm의 라이나에 裝着한 다음 시일 링 前後에 差壓을 부여하여 計算하였다.

Fig. 3은 3會社 製品들의 斷面模樣을 나타내고 있으며 點線은 裝着하기前 原來的 斷面模樣을 나타내고, 實線은 裝着하고서 0.5kg/cm<sup>2</sup>의 差壓을 줄 때를 나타낸다(高壓側이 低壓側 보다 壓力이 0.5kg/cm<sup>2</sup> 만큼 높다). 릿 先端의 接觸力을 처음에는 모르기 때문에 單純한 軸對稱 問題 解析法으로 이것을 求하고, 여기에 摩擦係數  $\mu = 0.15$ (一般의인 推定值)를 곱함으로써 軸이 回轉 할때 릿 先端이 받는 圓周方向( $\theta$ 方向)의 힘을 計算하였다.

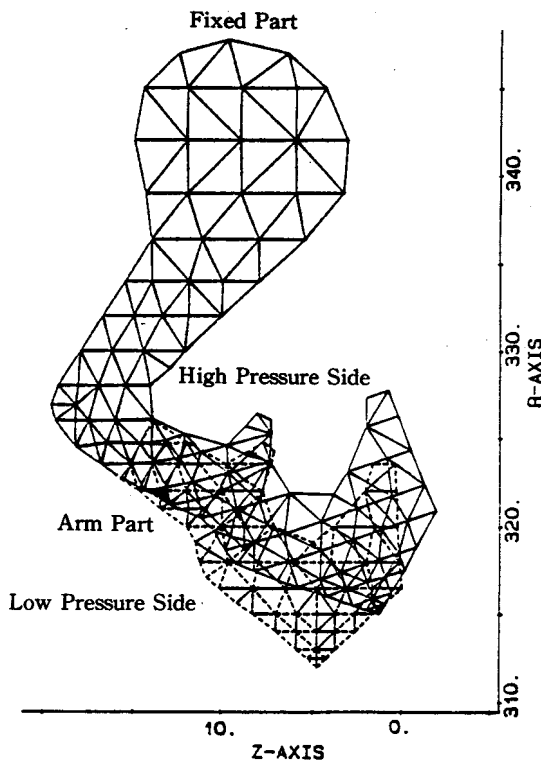


Fig 3(a). Cross-section profiles in free condition (dotted line) and fitted condition (continuous line) of A company seal ring

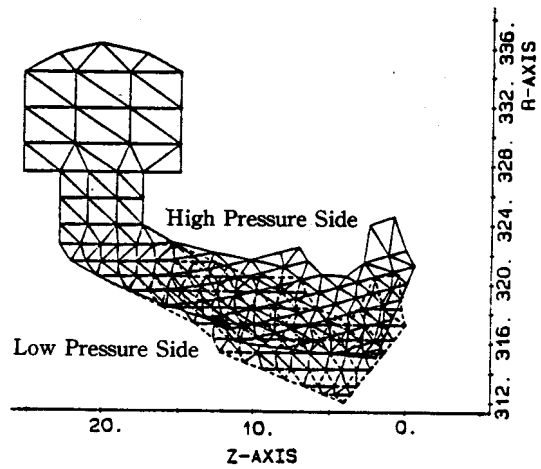


Fig 3(b). Cross-section profiles in free condition (dotted line) and fitted condition (continuous line) of B company seal ring

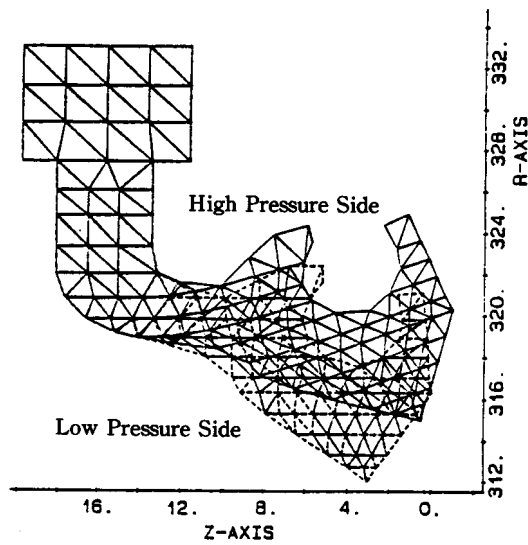


Fig 3(c). Cross-section profiles in free condition (dotted line) and fitted condition (continuous line) of C company seal ring



## 3-1. 應力 分布와 립 先端의 接觸力

Fig. 4는 3製品의 應力分布를 可視化하여 그린 그림이다. 이 그림에서 各 三角形 要素안에 있는 화살표는 第一 主應力의 方向과 크기를 나타낸다. 卽 화살표의 길이는 第一 主應力의 크기를, 화살표의 方向은 第一 主應力의 方向을 나타낸다. 點線 화살표는 引張應力을 나타내고 實線 화살표는 壓縮應力을 나타낸다. 3個製品 모두 아암의 中間部 低壓側에서 가장 큰 引張應力이 發生한다는 것을 알 수 있다. 또한 豫想하였던 대로 립 先端에서 좁은 接觸面積 때문에 比較的 큰 壓縮應力이 發生 하였고 몸체에서는 거의 應力이 發生하지 않았다.

Table 1은 各 製品의 發生 最大 引張應力과 립 先端에서의 接觸力을 나타낸다. 이 表에서 보는 바와 같이 립 先端의 接觸力은 A社 製品이 가장 커서 193.8kg에 달하였고 C社 製品이 가장 작아 134.6kg이었다. 또한 發生 最大 引張應力은 C社 製品이 가장 커서 9.62kg/cm<sup>2</sup>에 達하고 B社 製品이 가장 작아 6.71kg/cm<sup>2</sup>이었다. 가장 큰 引張應力 部分은 Fig. 3과 Fig. 4에서 검은 삼각형으로 表示하였다. 립 先端의 接觸力이 크다는 것은 摩擦力에 의한 發熱量이 커서 熱硬化나 熱軟化 될 可能性이 크고 磨滅量도 크다는 것을 意味한다.

Table 1. Maximum tensile stresses and contact forces in lip periphery of each company products  
(for 3mm initial radial displacement)

Calculation Kind of seal	Lip tip force(kg)	Maximum tensile stress(kg/cm <sup>2</sup> )	Comments
A	193.8	7.54	The largest force in lip tip
B	149.0	6.71	The smallest tensile stress
C	134.6	9.62	The largest tensile stress

따라서 같은 材質이라면 3會社 製品中에서 A社 製品의 熱變形과 磨滅量이 가장 클 것이라는 것을 豫想 할 수 있고 C社 製品의 그것들이 가장 작을 것이라는 것을 豫想할 수 있다. 또한 發生最大 引張應力이 크다는 것은 疲勞크랙의 發生可能性이 크다는 것을 意味하므로 C社 製品의 疲勞크랙 發生 可能性이 가장 크고 B社 製品이 가장 작다고 할 수 있다.

## 3-2. 壓力變動에 의한 漏洩 可能性

Fig. 5는 船尾管 密封裝置의 船尾側 模樣을 나타낸다. 지금 海水側으로부터 시일 링의 番號를 붙여 1番링, 2番링, 3番링 이라고 한다. 通常 그림에 보인 바와 같이 1番링과 2番링은 海水側이 高壓側이 되고, 3番링은 潤滑油側이 高壓側이 되도록 裝着되어 있다. 1番링과 2番링 사이의 空間에는 潤滑油가 채워져 있는데 이 部分의 壓力이 海水側의 壓力보다 낮아야 한다. 그래야만 1番링의 립 先端이 라이나에 密着되어 密封을 維持할 수 있게 된다. 그런데 1番링의 립 先端은 良好한 潤滑을 할 수 없으므로 磨滅에 의하여 이내 곧 密封을 維持할 수 없게 되고, 이 링은 海水中的의 異物質이 2番링에 接近 하는것을 防止 하는 役割만 하고 密封은 2番링이 擔當한다.

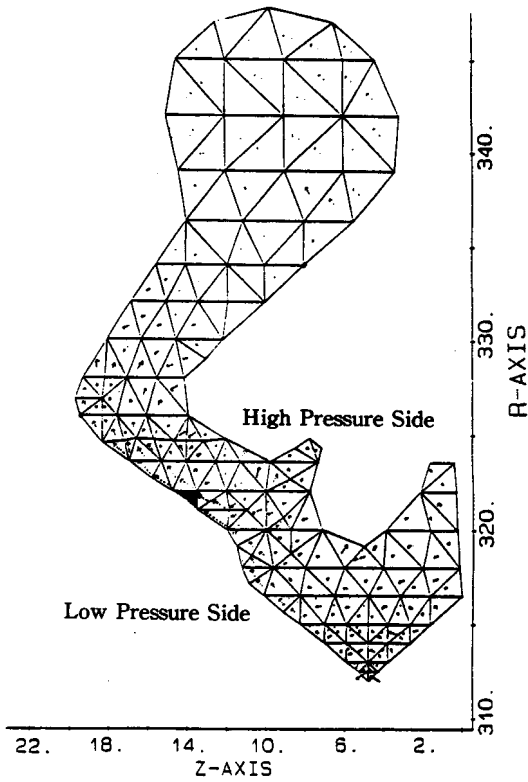


Fig 4(a). Stress distribution in fitted condition of A company seal ring

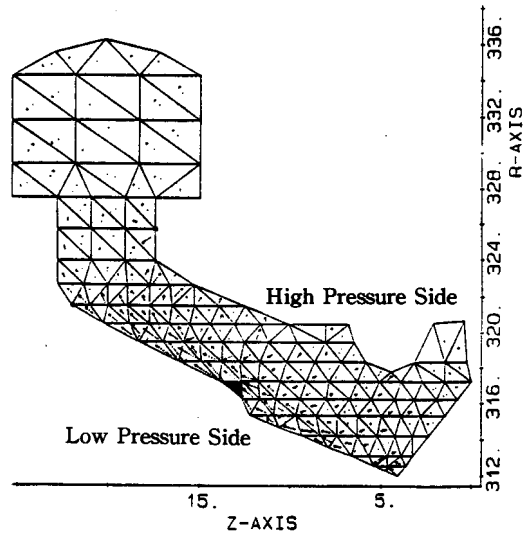


Fig 4(b). Stress distribution in fitted condition of B company seal ring

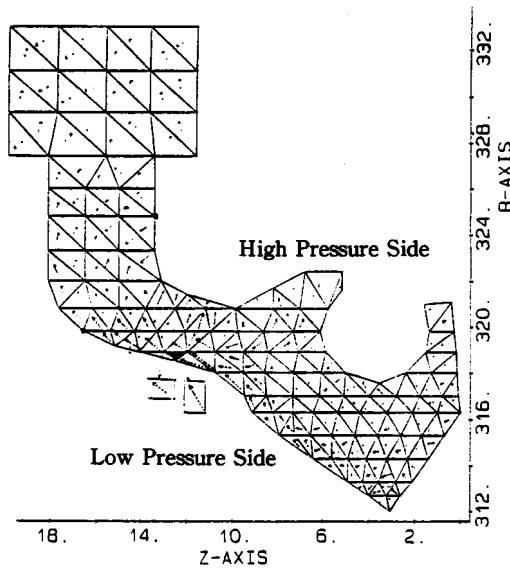


Fig 4(c). Stress distribution in fitted condition of C company seal ring

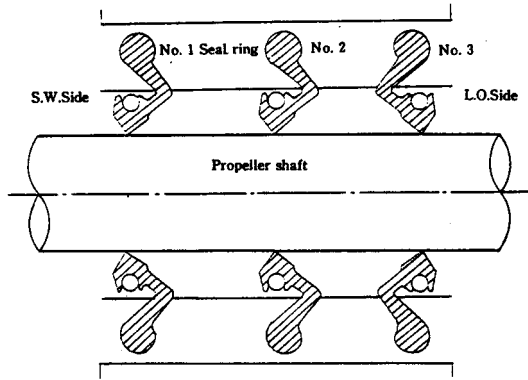


Fig 5. Stern side fitting model of the stern tube sealing system

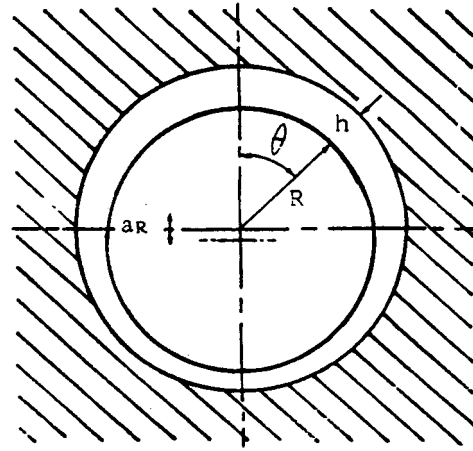


Fig 6. Lateral vibration of propeller shaft

그리하여 1番링과 2番링의 空間은 海水側 壓力이 그대로 걸리게 되고, 같은 理致로 2番링과 3番링 사이의 空間에도 潤滑油가 채워져 있는데 이 部分의 壓力이 海水側 壓力보다 낮아야 2番링이 라이나에 密着하게 되고 또한 潤滑油側 壓力보다 낮아야 3番링이 라이나에 密着할 수 있게 된다.

그런데 어떤 原因에 의하여 이 部分의 壓力이 異常 增加 할 수도 있다. 예를 들면 라이나와 프로펠러軸이 偏心되어 있거나 半徑方向으로 振動을 한다면 시일 링과 시일 링 사이의 空間容積이 周期的으로 작아졌다 커졌다 하므로 이 部分의 壓力이 增加 하였다 減少하였다 한다. Fukushima는 軸의 半徑方向 振動에 의한 壓力變動  $\Delta P_R$ 를 다음과 같이 求하였다.<sup>20</sup>

$$\Delta P_R = - \frac{\rho R^2 a_R \omega_R^2}{h_0} \cos \theta \cdot \sin \omega_R t \quad (15)$$

여기서  $\rho$  : 流體의 密度

$R$  : 라이나의 半徑

$a_R$  : 軸의 半徑方向 振動의 振幅

$\omega_R$  : 軸의 半徑方向 振動의 角振動數

$\theta$  : 位置를 나타내는 角度 (Fig. 6 參照)

$t$  : 時間

시일 링과 시일 링 사이 空間의 壓力이 異常 增加하여 低壓側의 壓力이 高壓側보다 어느 程度以上 높게 되면 시일 링의 릿 先端이 라이나로 부터 들리게 되고 漏洩이 생기게 된다. 勿論 시일 링을 装着 하였을 때에 릿 先端의 接觸力이 있기 때문에 低壓側의 壓力이 高壓側의 그것보다 높

다고 해서 바로 漏洩이 생기는 것은 아니고 어느 程度 以上 높아야 하는데, 漏洩이 생기기 始作하는 最小의 壓力變動을 臨界 壓力變動(Critical pressure fluctuation)이라고 한다. 이 臨界 壓力變動이 클수록 漏洩이 잘 안된다고 할 수 있고 잘 設計된 시일 링 이라고 할 수 있다. 시일 링을 裝着 하였을때 립 先端의 接觸力이 크면 클수록 이 臨界 壓力變動이 클것이라고 쉽게 斷定 할 수도 있지만 事實은 그렇지 않고 斷面의 形狀에 따라 달라짐이 計算 結果 밝혀졌다. 壓力變動에 의한 漏洩 可能性을 比較해 보기 위하여 3製作會社의 既存 製品들에 對하여 計算을 遂行하고 그 結果를 Fig. 7에 나타내었다. Fig. 7은 臨界 壓力變動을 알아내기 위하여 시일 링의 低壓側에만 壓力을 加하였을 때 립 先端의 半徑方向 變位가 어떻게 되는가를 나타낸다. 세로 軸은 差壓을 나타내고(低壓側이 더 높다) 가로 軸은 립 先端의 半徑方向 變位를 나타낸다. 립 先端의 半徑方向 初期 變位를 3mm로 주었으므로 립 先端의 半徑方向 變位가 3mm가 되는 差壓이 臨界 壓力變動이 된다. 卽, 립 先端의 半徑方向 變位가 3mm가 넘으면 漏洩이 생기게 된다. 그림에서 보는 바와 같이 C社 製品의 臨界 壓力變動이 0.38kg/cm<sup>2</sup>로 가장 높고 A社 製品의 그것이 0.32kg/cm<sup>2</sup>으로 中間이고 B社 製品의 그것은 0.30kg/cm<sup>2</sup>로 가장 낮다. 卽, C社 製品이 壓力變動에 의한 漏洩 可能性이 가장 작고 B社 製品이 가장 크다. 여기서 特記 할 만한 事實은 C社 製品은 시일 링을 라이나에 裝着 하였을때 립 先端의 接觸力이 134.6kg으로 가장 작음에도 不拘하고(Table 1參照) 漏洩 可能性이 가장 작다는 것이다. 이는 C社 製品이 B社 製品에 比하여 아암의 길이가 짧기 때문이며(Fig. 3 參照) 아암의 길이가 짧으므로 發生最大 引張應力이 가장 크다. 한편 B社 製品은 아암의 길이가 길므로 壓力變動에 의한 漏洩 可能性은 크나 發生最大 引張應力이 작아서 疲勞크랙의 發生 可能性이 第一 작다.

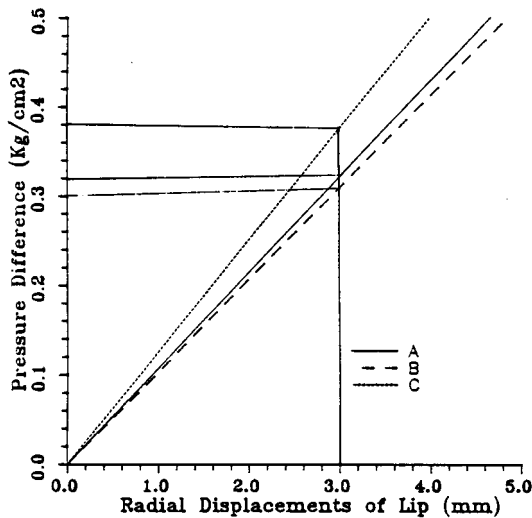


Fig 7. Pressure difference of seal ring interspace and radial displacements of lip-tip for each company seal rings

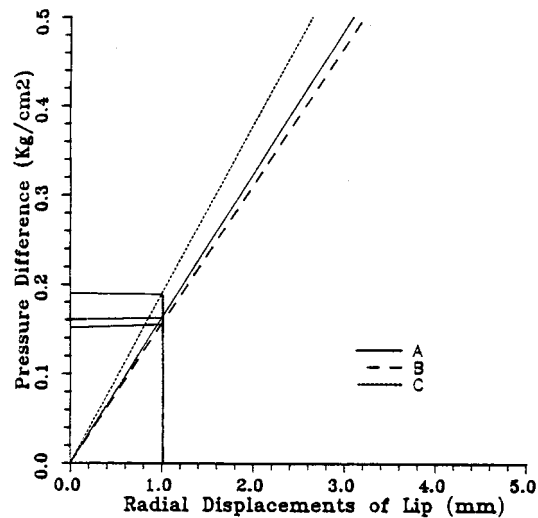


Fig 8. Pressure difference of seal ring interspace and radial displacements of lip-tip for each company seal rings when their modulus of elasticity increases 50% and have creep deformations

### 3-3. 材質의 硬化와 크리이프에 의한 漏洩 可能性

一般的으로 시일 링에 使用되는 材料는 Viton 系 고무가 많으며 모든 고무製品들이 다 그러하듯이 이것도 時間이 經過 함에 따라 硬化되어 柔軟性이 떨어진다. 또한 材料가 應力을 받기 때문에 크리이프(Creep, 經年塑性變形) 現象이 생기고 이로 因하여 릿 先端의 接觸力이 떨어진다. 시일 링 材料의 柔軟性이 떨어지면 라이나와 프로펠러軸의 偏心이나 振動을 시일 링이 똑바로 適應하지 못하고 漏洩할 可能性이 있다. 여기에다 크리이프 때문에 릿 先端의 接觸力이 떨어지면 그 漏洩 可能性은 한층 더 커진다. 材質의 硬化와 크리이프에 의한 漏洩 可能性을 計算에 의하여 豫測하고 比較 하려면 材質의 時間에 대한 硬化曲線과 크리이프 特性曲線이 있어야 하는데, 지금까지 고무製品의 그것들은 發表되지 않고 있으며 各 製作會社는 對外秘로 取扱하고 있다. 그러나 이러한 資料들만 주어진다면 計算에 의하여 壓力變動으로 因한 漏洩 可能性을 判斷 할 수 있다.

예를 들면 材質이 硬化 되어 彈性係數  $E$ 가 50% 增加하고, 半徑方向의 初期變位 3mm 中 2mm가 크리이프로 因한 塑性變形으로 吸收 되었을때의 臨界 壓力變動을 求하여 본다.

Fig. 8은 彈性係數  $E$ 가 50% 增加 했을때 시일 링의 低壓側 壓力과 릿 先端의 半徑方向 變位를 나타낸 것이다. 初期 變位 3mm 中 2mm는 크리이프로 因한 塑性變形으로 吸收되었으므로 1mm의 半徑方向 變位에 相應하는 壓力이 漏洩하기 始作하는 差壓이다. 그러므로 C社 製品은  $0.19\text{kg/cm}^2$ 의 差壓만 있으면 漏洩하기 始作하며, A社 製品은  $0.16\text{kg/cm}^2$ , B社 製品은  $0.15\text{kg/cm}^2$ 의 差壓으로 漏洩한다. 이런面으로 볼때 C社 製品이 材質의 硬化와 크리이프로 因한 漏洩 可能性이 第一 작다고 할 수 있고 B社 製品이 가장 크다고 할 수 있다. 그러나 材質의 硬化와 크리이프로 因한 漏洩 메카니즘은 單純한 差壓만이 아니고, 라이나의 眞圓度, 偏心程度, 振動振幅, 流體振動等 많은 因子의 影響을 받으므로 이에 대한 研究도 體系的으로 이루어져야 할 것이다.

## 4. 試製品의 斷面形狀과 特性

### 4-1. 豫備 試製品

船尾管 推進軸系의 密封裝置 模型을 製作하고 여기에 릿 시일을 裝着하여 密封試驗을 實施하기 위하여 시일 링의 試製品을 製作하였다. Fig. 9는 豫備 試製品의 斷面形狀을 나타낸다.

이 試製品은 軸徑 200mm(라이나 外徑)의 것으로 前節의 例示 製品들과 다른 점은 몸체 部分에 金屬製 테가 內裝되어 있다는 것이다. 國內에서 시일 링의 製作 經驗이 없는 關係로 要求하는 內徑을 맞추기가 매우 어려웠다. 金型을 製作하여 고무 原資材를 配合하고 注入한 다음 溫度  $170^{\circ}\text{C}$ 로 2時間 程度 加熱한다. 그리고 서서히 常溫까지 冷却시켜 꺼내면 收縮하여 시일 링의 內徑이 要求하는 대로 맞지 않았다. 金型을 製作할 때에 고무가 收縮할 것을 計算하여 直徑을 그만큼 크게 하면 될 것이나 고무의 收縮率은 原資材의 配合에 따라 달라지므로 이 方法으로도 內徑을 맞

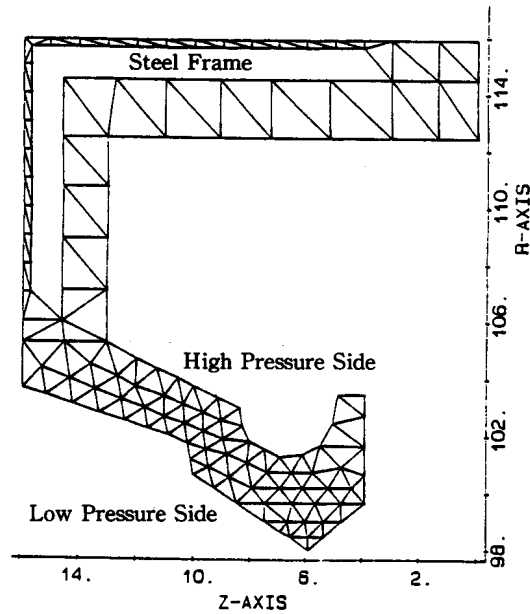


Fig 9. The cross-section profile of experimental seal ring

추기 힘들었다. 그래서 金屬테를 內裝 함으로써 要求하는 直徑을 맞출 수 있었다.

Fig. 10은 內徑 196mm의 試製品을 軸徑 200mm에 裝着하고서 0.5kg/cm<sup>2</sup>의 差壓이 있을때(高壓側이 0.5kg/cm<sup>2</sup> 더 높다) 有限要素解析에 의한 變形模樣(實線)을 나타낸다. 金屬테는 고무에 比하여 剛性이 매우 크므로 金屬테는 變形하지 않는다고 보고 金屬테와의 境界面에서 變位가 零이라고 놓았다.

고무 材質은 N.B.R. 系로 彈性係數  $E$ 와 포아송비  $\nu$ 는 試片을 切斷하여 測定하여 본 結果  $E=0.53\text{kg/mm}^2$ ,  $\nu=0.45$ 이었다. 이 試製品의 內徑은 196mm이므로 初期變位는 半徑方向으로 2mm이다. 計算 結果는 릿 先端의 接觸力이 25.18kg이고 最大 引張應力이 6.07kg/cm<sup>2</sup>이었으며 前節의 既存 製品들과 마찬가지로 아암의 中央部 低壓側에서 最大 引張應力이 발생하였다. 前節의 既存 製品들과 斷面形狀을 比較하기 위하여 이 試製品을 Viton 系 고무로 製作 하였을 경우 릿 先端의 接觸力과 最大 引張應力을 求하여 보았다. 이 試製品을 Viton 系 고무( $E=1.12\text{kg/mm}^2$ ,  $\nu=0.44$ )로 製作 할 境遇 릿 先端의 接觸力은 31.09kg이고 最大 引張應力은 10.5kg/cm<sup>2</sup>이었다.

Fig. 11은 이 試製品의 壓力 變動에 의한 漏洩 可能性을 알아보기 위하여 低壓側에 壓力을 걸었을 때 릿 先端의 半徑方向 變位를 나타낸 것이다. 前節의 그것들과 마찬가지로 가로 軸을 半徑方向 變位로 取하고 세로 軸을 差壓으로 取하였다. 릿 先端의 半徑方向 初期變位가 2mm이므로 이에 相應하는 差壓은 0.22kg/cm<sup>2</sup>이라는 것을 알 수 있다. 이 試製品을 Viton 系 고무로 製作하였을 境遇는 이 差壓이 0.46kg/cm<sup>2</sup>이다.

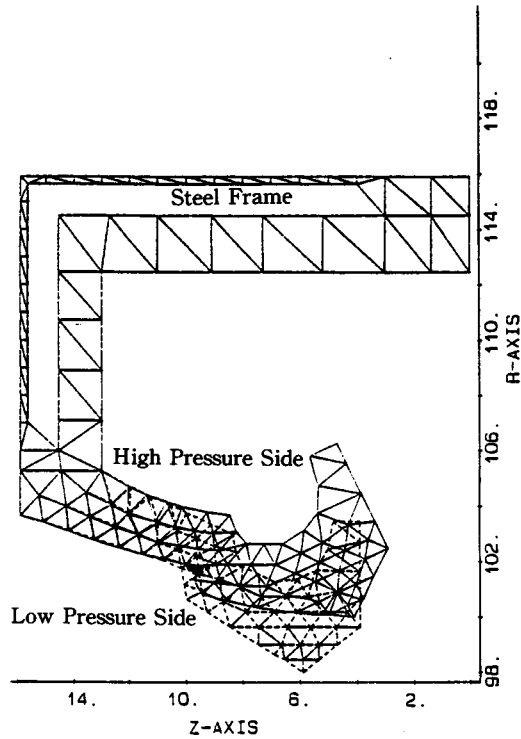


Fig 10. Lip-tip profile in free condition (dotted line) and in fitted condition (continuous line) of experimental seal ring

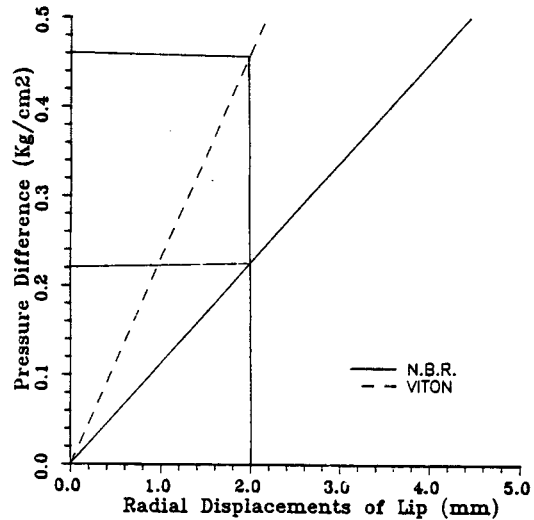


Fig 11. Pressure difference of seal ring interspace and radial displacement of lip-tip for experimental seal ring

#### 4-2. 本 試製品

豫備 試製品이 N, B, R, 系 고무로 製作한 것과는 달리 本 試製品은 Viton系 고무로 製作하였다. 이는 Viton系 고무가 N, B, R, 系 고무보다 價格面에서 10倍 以上 差가 나기 때문에 價格이 저렴한 製品으로 充分한 經驗을 축적한 뒤 本 試製品을 開發하려는 意圖가 있었다. 이 試製品도 軸徑 200mm의 것으로 設置方法도 같이 開發하였다.

Fig. 12는 本 試製品의 斷面形狀과 치수를 나타낸다. 립 先端의 直徑을 197mm로 하였으므로 이것을 直徑 200mm의 軸에다 裝着하면 립 先端의 初期變位는 半徑方向으로 1.5mm로 된다.

Fig. 13(a)는 本 試製品을 船內側에 設置하고서 아직 裝着 볼트를 죄지 않은 狀態를 나타내고 Fig. 13(b)는 裝着볼트를 죄운 狀態를 나타낸다. 머리部分이 오링(O-ring)과 같은 역할을 하여 스페이서 링(Spacer ring)과 립시일 사이로 새는 것을 防止한다.

Fig. 14는 有限要素法으로 應力과 變位를 解析하기 위한 要素分割을 나타낸다. 립先端은 대단히 重要한 役割을 하고 應力集中이 일어날 것이 豫想되므로 同圖 (b)에 보이는 바와 같이 훨씬 잘게 分割하였다.

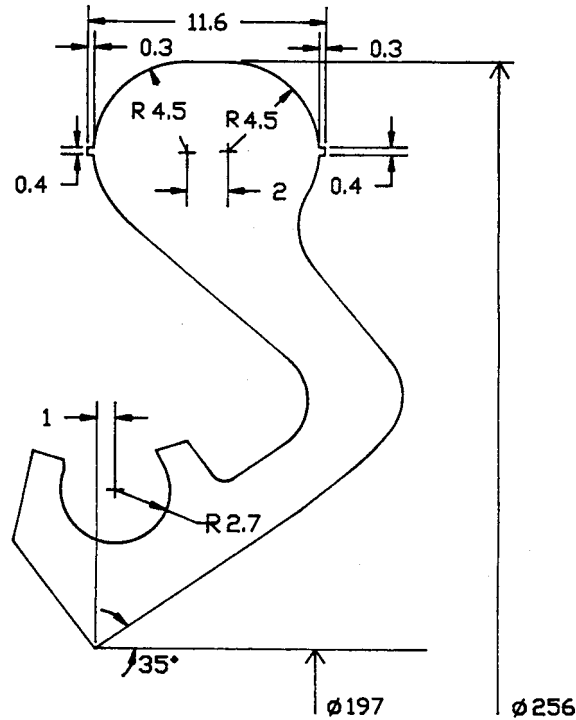
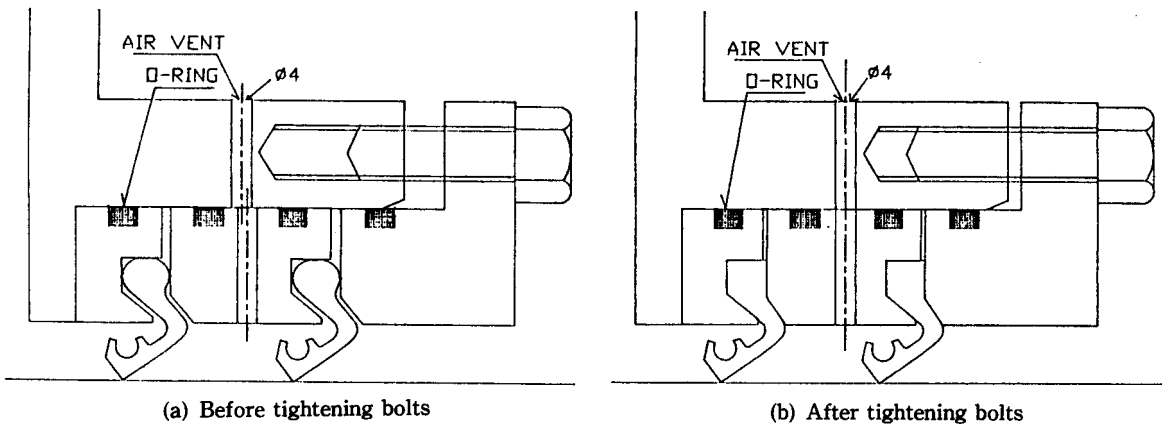


Fig. 12. The cross-section profile and the dimensions of trial seal ring.



(a) Before tightening bolts

(b) After tightening bolts

Fig. 13. Fitting the trial seal rings (inboard side)

Fig. 15는 이 試製品을 裝着하고서 高壓側과 低壓側의 壓力差를  $0.5\text{kg/cm}^2$ 로 하였을때 有限要素 解析法에 의한 變形模樣을 나타낸다. 이때 最大引張應力은 548番要素(그림에 검게 表示된 要素)로서 그 크기는  $4.83\text{kg/cm}^2$ 이었다. 또한 립 先端의 接觸力은  $38.45\text{kg}$ 으로 前項의 豫備 試製



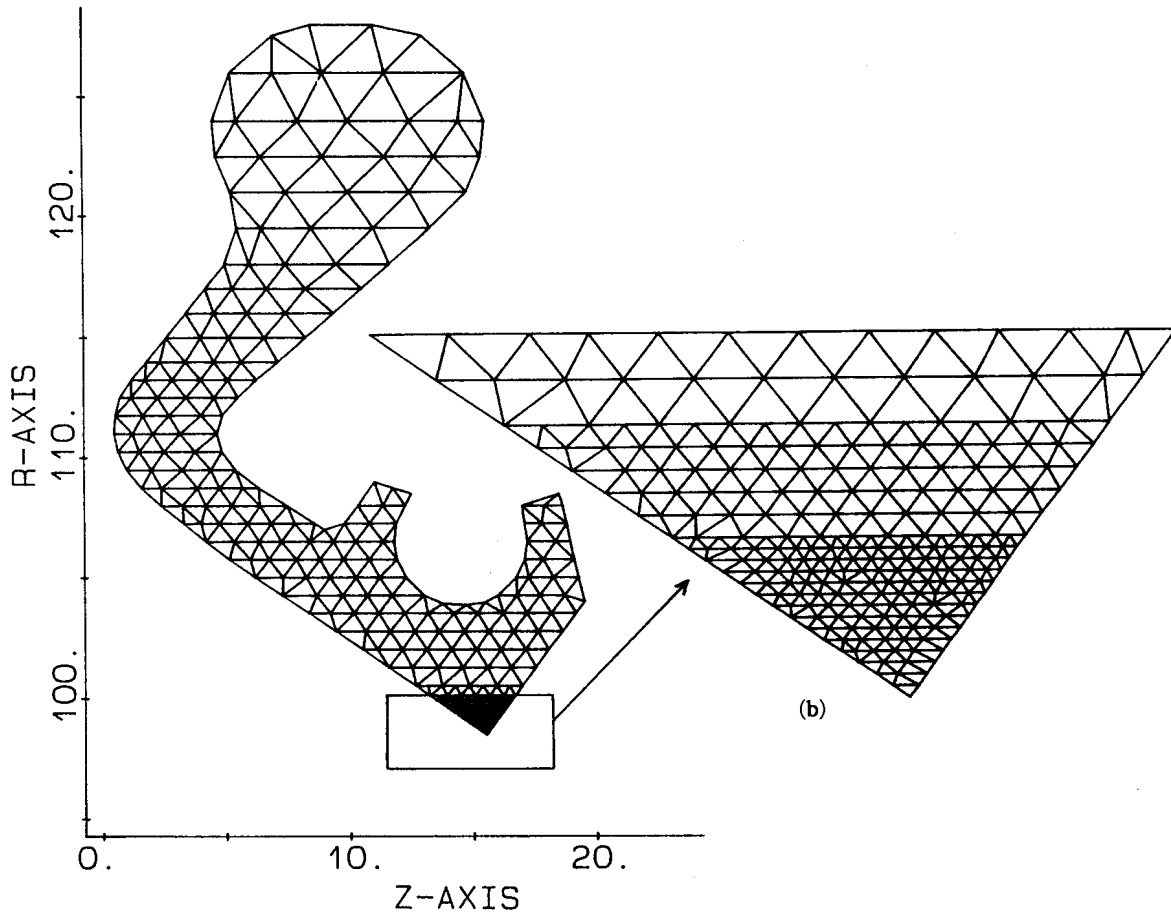


Fig 14. Finite elements for stress analysis of trial seal ring

品보다 약간 크다.

이 試製品의 壓力變動에 의한 漏洩 可能性을 알아보기 위하여 低壓側에 壓力을 걸었을 때 릿 先端의 半徑方向 變位를 計算하여보면 Fig.16과 같다. 그림에서 Viton은 이 試製品에 대한 것이고 N.B.R.은 이 試製品을 N.B.R.系 고무로 製作하였을 때의 그것을 나타낸다. 그림에서 보는 바와같이 릿 先端의 初期變位 1.5mm를 내기 위하여는  $0.14\text{kg/cm}^2$ 의 差壓이 低壓側에 더 높게 걸려야 함을 알 수 있다. 만약 이 試製品을 N.B.R.系 고무로 製作하였을 때는 이 差壓이  $0.07\text{kg/cm}^2$ 이다. 그러므로 이 試製品은 Viton系 고무로 製作되어 있기 때문에 低壓側이 高壓側보다  $0.14\text{kg/cm}^2$  이상 높아지면 漏洩하게 된다.

릿시일의 接觸幅은 發熱과 冷却에 至大한 影響을 미친다. 接觸幅이 너무 작으면 單位面積當의 接觸力 즉 接觸應力이 커지기 때문에 摩滅이 빠르고 發熱量이 많으나 冷却은 잘 된다. 反對로 接觸幅이 너무 크면 接觸應力이 작아서 摩滅이 잘 안되고 發熱量은 작으나 冷却이 잘 안되므로 릿

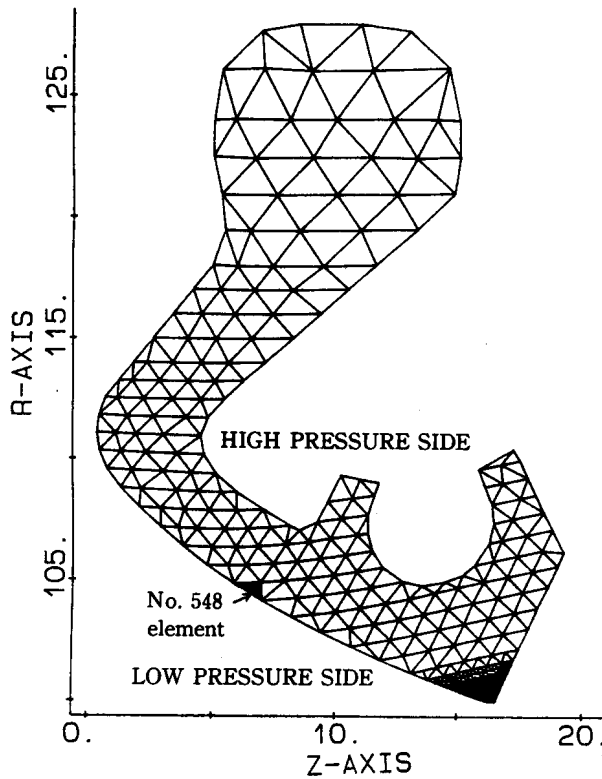


Fig 15. Finite elements configuration with the pressure difference of  $0.5\text{kg/cm}^2$

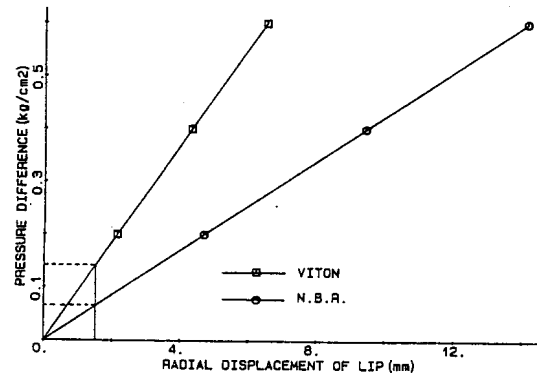
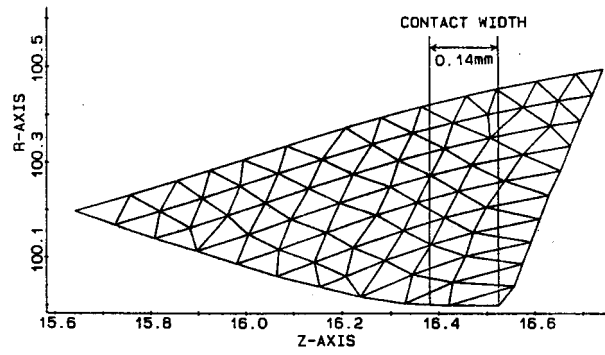


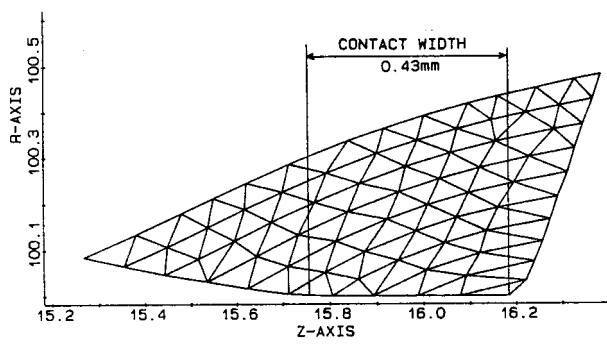
Fig 16. Radial displacement of lip due to pressure difference

先端의 溫度가 올라간다. 그러므로 最適接觸幅은 시일의 材質, 軸의 回轉數, 壓力差 等に 따라 다를 것이며 여기서 대하여는 좀더 깊이 研究되어야 할 것이다.

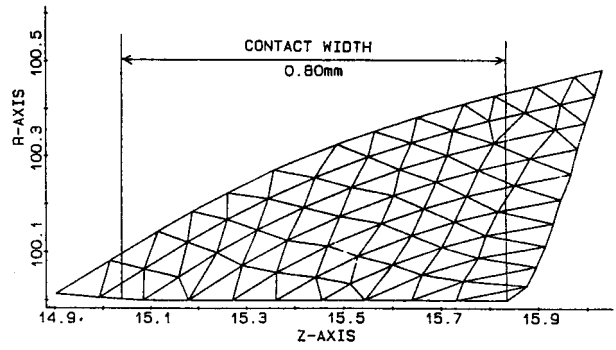
Fig. 17(a), (b), (c)는 릿 先端의 接觸幅을 알아보기 위하여, 本試製品을 裝着하고서 高壓側에 各各 (a)  $0.5\text{kg/cm}^2$ , (b)  $1.0\text{kg/cm}^2$ , (c)  $1.5\text{kg/cm}^2$ 의 壓力을 걸었을때 릿 先端 近傍의 變形模樣을 나타낸 것이다. 有限要素法에 의한 接觸幅과 接觸應力の 計算은 Y. Miyashita等이 提示한 計算手順에 따라서 實施하였다." 이 그림에서 보는 바와 같이 高壓側이 低壓側 보다  $0.5\text{kg/cm}^2$  더 높으면 接觸幅은  $0.14\text{mm}$ 가 되고,  $1.0\text{kg/cm}^2$  더 높으면 接觸幅은  $0.43\text{mm}$ ,  $1.5\text{kg/cm}^2$  더 높으면 接觸幅은  $0.80\text{mm}$ 가 됨을 알 수 있다. 高壓側과 低壓側의 壓力差와 接觸幅과의 關係를 그림으로 나타내면 Fig. 18과 같다. 이 그림에서 가로 軸은 壓力差를, 세로 軸은 接觸幅을 나타내는데 그림에서 보는 바와 같이 이들 關係는 線形關係가 아니고 壓力差가 커지면 接觸幅은 더 많이 커진다는 것을 알 수 있다. Photo. 1은 릿 시일 本試製品의 外觀을 나타낸다.



(a) Pressure difference of 0.5kg/cm<sup>2</sup>



(b) Pressure difference of 1.0kg/cm<sup>2</sup>



(c) Pressure difference of 1.5kg/cm<sup>2</sup>

Fig 17. Contact width of lip and deformation around the lip

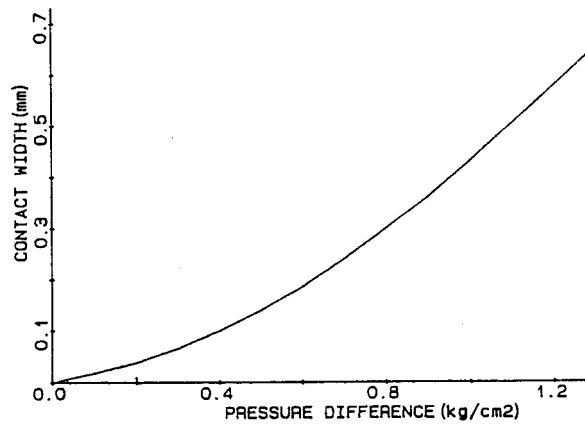


Fig 18. Contact width of lip due to pressure difference

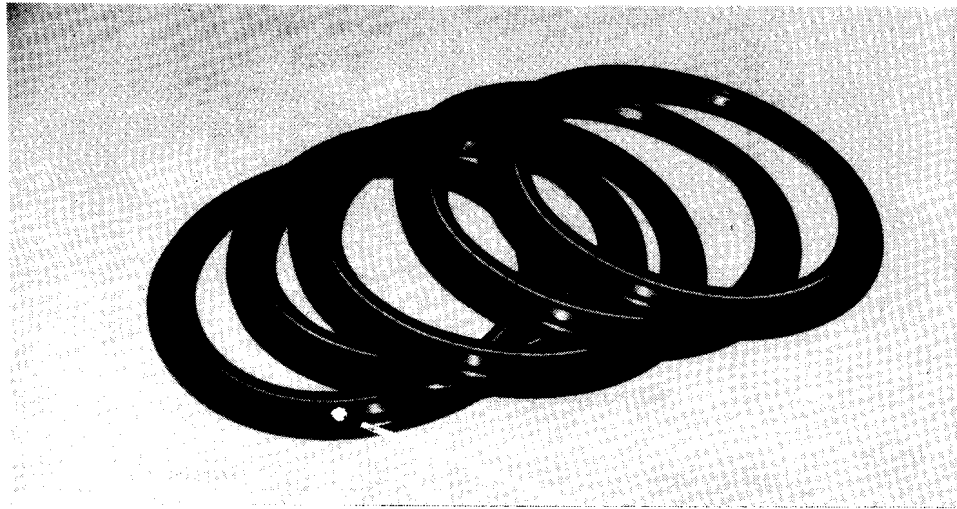


Photo 1. Outside configuration of trial lip seal

## 5. 페이스 시일(Face seal)

### 5-1. 페이스 시일(Face seal)의 基本 原理와 特性

前節에서 論한 시일 링들은 全部 릿시일로서 磨滅과 硬化 및 壓力變動에 의한 漏洩 可能性이 恒常 存在한다고 볼 수 있다. 왜냐하면 릿 先端의 變位가 半徑方向으로 이루어지므로 여기가 磨滅되었을 때 쉽게 새 수가 있기 때문이다. 물론 材料의 彈性이 있고 高壓側에서 壓力이 作用하므로 조금 磨滅되었다고 해서 바로 새는 것은 아니지만, 시일링의 材質이 大部分 고무계통이므로 時間이 흐르면서 硬化되어 彈性이 점차 감소 되고 또한 高壓側의 壓力도 라이너와 릿 先端의 磨滅을 줄이기 위하여 너무 높게 할 수가 없음을 留意하여야 한다. 어쨌든 밀봉接觸이 半徑方向에서 이루어 진다고 하는 것은 시일 링의 수명이 극히 제한적 일 수 밖에 없음을 뜻하는데 이를 보이면 다음과 같다. 지금 Fig. 19(a)에서 보는 바와 같이 릿 시일을 裝着하고서 運轉함에 따라 라이너가 磨滅에 의하여 全圓周에 걸쳐서 홈이 파이는데 이 홈의 깊이를  $a$ 라 하고 릿시일 先端의 磨滅量을  $b$ 라고 한다. 그러면 이 릿시일이 새지 않기 위하여는 릿 先端이  $a+b$  만큼 半徑方向으로 變位하여야 하는데 이는 同圖(b)에서 보는 바와 같이 릿 先端의 內徑이  $a+b$  만큼 작아진다는 것을 뜻한다. 물론 이를 위하여 시일 링 周圍에 스프링을 裝着하고는 있지만 릿 先端의 內徑이 스프링이나 고무의 彈力에 의하여 작아질 수 있는 길이는 극히 제한적일 수 밖에 없고 따라서 릿 시일의 수명이 길 수가 없다. 이와 같이 릿 先端이 半徑方向으로 變位한다는 것은 지극히 不自由스러우므로 Fig. 20과 같이 密封接觸이 軸方向으로 이루어지도록 하여 릿 先端이 軸方向으로 變位

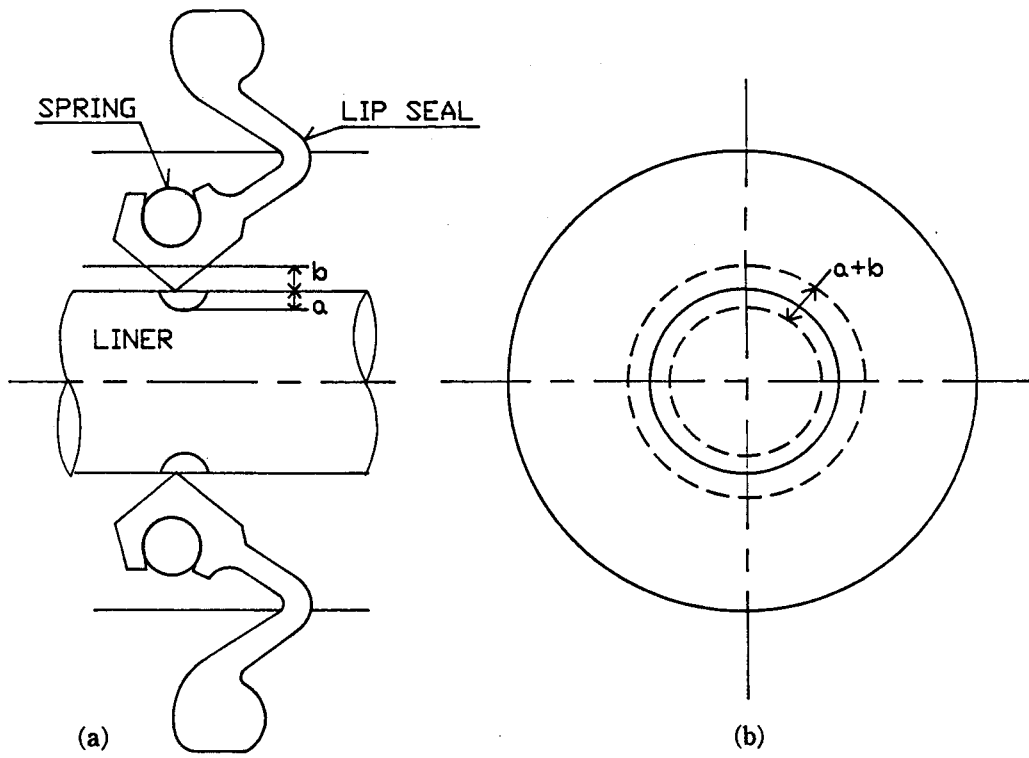


Fig 19. Radial displacement of lip due to wear down

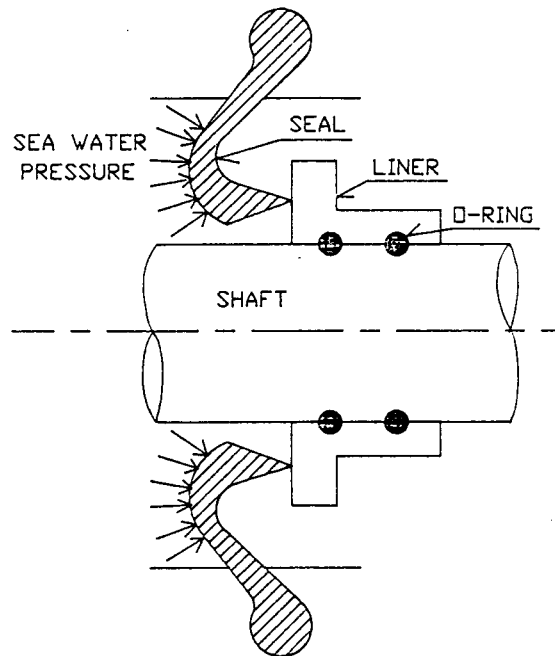


Fig 20. Axial contact of lip

한다면 그 변위가 훨씬 더 자유스러워지고 릿先端이나 라이너가 더 많이 磨滅되어도 密封을 維持할 수가 있고 따라서 시일 링의 수명이 길어질 수가 있을 것이다. 더구나 이 境遇에는 릿先端의 半徑方向 彈力이 必要없으므로 磨滅面에 耐磨滅性 材料를 붙인다면 수명은 훨씬 더 길어질 수가 있을 것이다. 이와같이 軸方向의 密封接觸은 接觸面의 變位가 容易하므로 磨滅量이 많아도 되고 또한 半徑方向의 彈力이 必要없으므로 比較的 磨滅이 덜 되는 材料를 쓸 수가 있어 수명은 더욱 길어질 수가 있다. 이러한 原理를 利用하는 密封 裝置가 Fig. 21에 보이는 바와 같은 페이스 시일(Face seal)이며 우선 構造가 簡單하고, 수명이 길어 經濟的이고, 裝着이 容易하고, 교체가 容易하다는 등의 長點이 있으므로 最近에 建造되는 船舶의 密封裝置에는 릿시일과 페이스 시일을 다 같이 使用하는 시스템으로 되어 있는 境遇가 많고 점차 릿시일에서 페이스 시일로 전환되어 가고 있는 추세이다. 그러나 페이스 시일에도, 어떻게 전 사용 수명년도에 걸쳐서 비교적 일정한 接觸력을 유지 할 수 있을 것인가 라는 問題와 페이스 인서트(Face insert)와 시이트의 材質을 어떻게 할 것인가 하는 問題 및 시일바디(Seal body)와 페이스 인서트를 어떻게 接着시켜야 오래 견딜 것인가 하는 등의 問題가 있기는 하다.

릿시일이 하우징과 스페이서 링(Spacer ring) 또는 백업링(Back-up ring)에 둘러쌓여 固定되어 있는 것과는 달리 Fig. 21에 보이는 페이스 시일은 軸에 固定되어 軸과 함께 回轉하고 시이트가 船體에 固定되어 있다. 이와는 反對로 시이트가 프로펠러 보스에 裝着되어 프로펠러와 같이 回轉하고 페이스 시일이 船體에 固定되어 있는 形式도 있다.

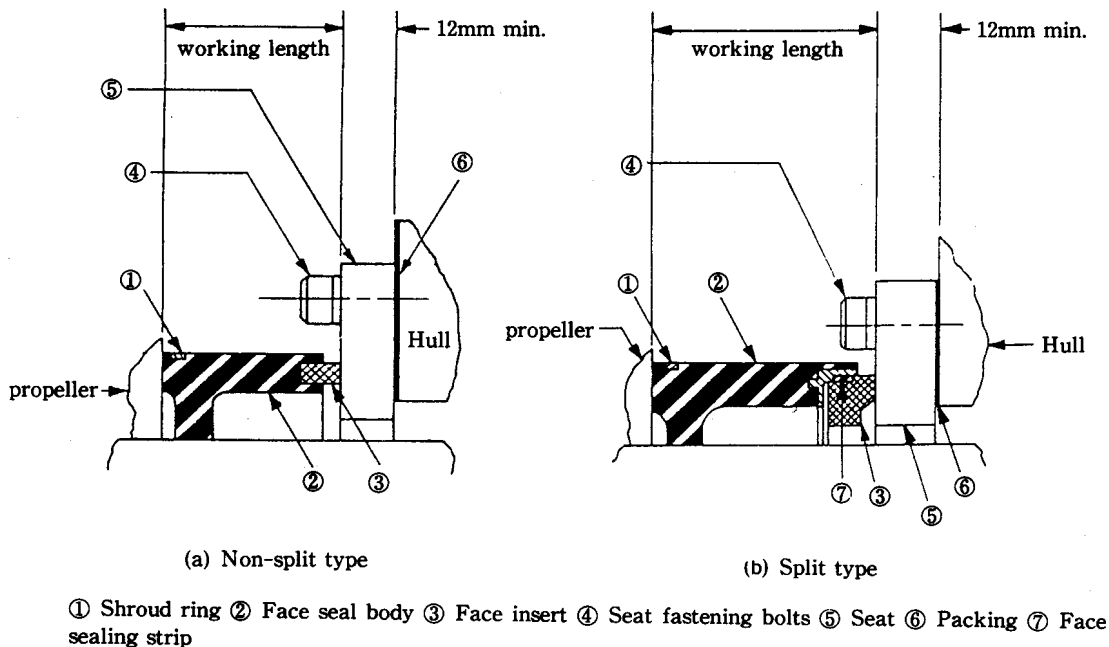


Fig 21. Outboard face seals

## 5-2. 페이스 시일의 實例

Fig. 21은 船外側 페이스 시일을 나타낸 것이다. 페이스 시일 本體는 人造고무 네오프레이나 N. B. R. 系고무를 使用하고 있으며 外周에 쉬라우드 링(Shroud ring)을 끼울 수 있는 홈이 파여 있어 이것에 의하여 프로펠러 軸에 固定된다. 페이스 시일의 先端에는 페이스 인서어트를 設置하고 시이트와의 接觸에 의하여 密封이 이루어지도록 하고 있다. 페이스 인서어트는 마네틱스(Manetex)라고 하는 일종의 섬유강화 플라스틱(Fibre reinforced plastics)으로 製作되고 있으며, Fig. 21의 (a)는 페이스 인서어트가 一體(Non-split)로 되어 있어 교체하려면 프로펠러 軸을 빼어 내야 하는 反面, 同圖 (b)는 페이스 인서어트가 分割(Split)形으로 되어 있어 磨滅되면, 프로펠러 軸을 빼내지 않고도 교체할 수 있도록 되어 있다. 이 境遇도 시일 本體는 磨滅되는 것이 아니기 때문에 교체할 필요가 없고 따라서 一體로 만든다.

시이트의 材料는 耐磨滅性과 耐蝕性 材料가 要求되는데 特히 船外側 시이트는 海水에 接하기 때문에 이에 의한 點蝕(fitting)이 안되는 材料를 써야 누설이 없다. 보통 nickel 함유 오스테나이트 철이나, 15%의 nickel을 포함하는 흑연·nickel주철을 사용하면 海水에 의한 腐蝕도 적고 좋은 運轉 성능도 보장된다. 보통 이 시이트는 누설 방지용 팩킹과 함께 等間격으로 배치된 볼트로 船體에 固定되어 있는데 페이스 인서어트가 分割形이면 이 시이트도 分割形이어서 프로펠러 軸을 빼내지 않고 페이스 인서어트를 교체할 때에 이 시이트를 떼어 내도록 되어 있고, 그래야만 페이스 인서어트가 빠져나오고 새로운 페이스 인서어트를 裝着할 수 있도록 되어 있다.

Fig. 21의 (a) 및 (b)는 船外側 페이스 시일과 시이트를 나타내는데 船內側 페이스 시일과 시이트도 船外側의 그것들과 거의 같으나 船內側의 페이스 시일은 쉬라우드 링으로 軸에 固定하는 것이 아니고 클램프 링(Clamp ring)으로 軸에 固定하며, 시이트에 冷却水를 通過시켜 冷却하는 것이 船外側과 다르다. 船外側은 시이트가 海水에 接하기 때문에 冷却할 必要가 없으나 船內側은 시이트를 冷却하지 않으면 페이스 인서어트가 견디지 못한다. 그러므로 시이트의 背面에 冷却水 通路를 파고 冷却水를 通過시켜 冷却한다.

Fig. 22는 페이스 시일은 裝着하고 있는 船尾管 베어링을 나타낸다. Fig. 21의 페이스 시일을 裝着하면 軸方向의 壓縮力에 의하여 Fig. 22에 보이는 바와 같이 시일全體의 外周가 술통처럼 부풀어 오른다. 船外側 페이스 시일은 이 壓縮力을 프로펠러 보스가 지탱하여 주지만 船內側 페이스 시일은 이 壓縮力을 지탱하여 줄 것이 없다. 그러므로 쉬라우드 링에 의한 軸과의 마찰력에만 依存하기에는 이 壓縮力이 너무 크므로 쉬라우드 링을 없애고 클램프 링으로 페이스 시일의 뒤를 단단히 바쳐주고 있다. 이 클램프 링은 2조각으로 分割되어 있으며 2쌍의 볼트·너트에 의하여 軸에 단단히 固定된다. 船內側 시이트는 前述한 바와 같이 冷却水에 의하여 冷却하고 船尾管 베어링의 潤滑油壓力은 船外側 海水의 壓力보다 0.3bar 程度 높게 維持할 것이 추천되며 最大壓力은 0.8bar 以內가 되도록 하여야 한다. Fig. 21과 Fig. 22에 보이는 바와 같이 人造고무와 페이스 인서어트로 구성된 페이스 시일은 프로펠러 軸의 直徑이 330mm정도의 것까지 쓰이고 그 以上の

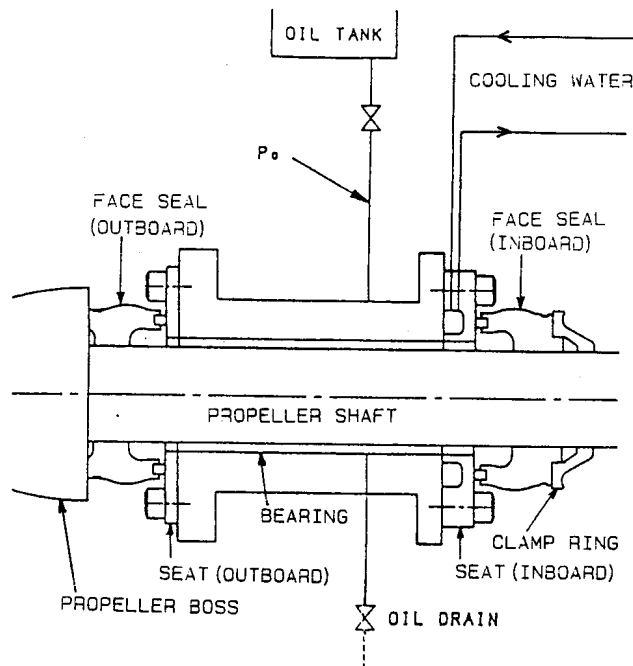
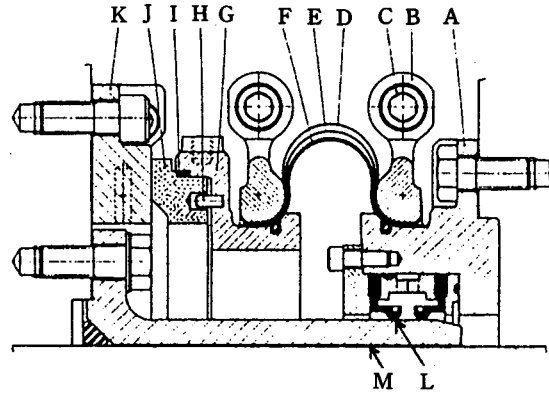


Fig. 22. Stern tube bearing with face seals

直徑을 가진 프로펠러 축은 다른 形式의 페이스 시일이 使用된다.

Fig. 23은 벨로오스형 페이스 시일(Bellows type face seal)을 裝着하고 있는 船外側 密封裝置를 나타낸 것으로서 린시일과 並用하고 있는 例를 나타낸다. 磨滅部인 시이트 ㉔와 페이스 인서어트 ㉑는 各各 2조각으로 分割되어 있으므로 프로펠러 軸을 빼어내지 않고도 교체할 수 있다. 시이트는 프로펠러 보스에 등간격으로 배치된 텀볼트에 의하여 固定되어 있고 이것을 풀면 시이트가 빠져 나옴과 페이스 인서어트도 빼어 낼 수 있다. 페이스 캐리어(Face carrier) ㉓와 페이스 인서어트 ㉑ 사이에는 인조 고무로 만들어진 페이스 시일링 스트립(Face sealing strip) ㉑가 있어서 누설이 防止되고 있다. 이 形式의 가장 重要한 部分은 벨로오스 部分으로 페이스 캐리어 ㉓와 마운팅 링(Mounting ring) ㉒를 連結하여 주는 역할을 하면서 페이스 캐리어를 一定한 힘으로 눌러 페이스 인서어트와 시이트의 接觸力을 保障하여 주는 스프링 역할을 한다. 또한 이 벨로오스는 프로펠러의 振動과 衝擊을 흡수하고 프로펠러 軸系의 미스얼라인먼트(Mis-alignment)가 있어도 페이스 인서어트가 시이트에 잘 接觸하게 하여주는 역할을 한다. 이 벨로오스는 세겹으로 되어 있는데 맨 안쪽 인터레이어(interlayer)는 네오프렌 고무로 되어 있어서 水密을 維持하고 바깥쪽 두 겹은 모넬 메탈로 되어 있다. 페이스 캐리어와 벨로오스 사이, 마운팅 링과 벨로오스 사이는 오링(O-ring)과 인터레이어로 水密을 維持하도록 클램프 링 ㉒로 단단히 조여져 있다. 인터레이어와 오링을 一體로 만든 境遇도 있다. 마운팅 링, 페이스 캐리어 및 클램프 링은 보통 포금으로





- |                        |                      |
|------------------------|----------------------|
| A MOUNTING RING        | G FACE CARRIER       |
| B MAIN CLAMP RING      | H FACE DRIVE PIN     |
| C BUTT BOLTS           | I FACE SEALING STRIP |
| D BACKING SPRING ASSY  | J FACE INSERT        |
| E BRIDGING SPRING ASSY | K SEAT               |
| F INTERLAYER           | L LIP SEAL           |
|                        | M LINER              |

Fig 23. Partially split, outboard, water excluding stern shaft seal

만들고, 시이트는 니켈-오스테나이트 철로 만든다. 마운팅 링은 팩킹 조인트(Packing joint)를 대고 船體에 탭 볼트로 固定된다. 페이스 시일과 릿 시일 사이의 空間으로 비워두며 드레인 파이프가 連結되어 있어 혹시 누설된 한방울의 물이나 기름은 船内の 보이드 스페이스 드레인 탱크(Void space drain tank)로 모이게 되어 있다. 여기에 모인 액체의 種類와 量을 보고 시일의 狀態를 判定할 수 있다. 이 形式에서는 船尾管 베어링 潤滑油의 壓力이 船外的 海水壓力보다 높을 必要가 없으므로 潤滑油 탱크는 그리 높지 않은 곳에 設置하여도 되고 따라서 潤滑油 壓力이 낮으므로 릿시일의 수명이 훨씬 길어지며 船內側 릿시일도 1개로써 充分하다. 또한 大形船에도 경하중용 潤滑油 탱크와 만재하중용 潤滑油 탱크의 2개가 必要한 것이 아니고 潤滑油 탱크가 하나면 되고, 潤滑油 系統도 簡單하여 조작이 쉬운 長點이 있다. 船尾管베어링 潤滑油 壓力이 船外的 海水壓力보다 항상 낮으므로 해양오염의 염려가 전혀 없다는 것도 큰 長點이 될 수 있다. Fig. 23에서 보는바와 같이 릿 시일은 2개로 되어 있는데 뒷쪽의 것은 앞 쪽을 향하여 設置되어 있고 앞쪽의 것은 뒤쪽을 향하여 設置되어 있다. 지금 船尾管 베어링에 潤滑油를 채우면 이 潤滑油는 앞쪽 릿시일을 통과하여 뒷쪽 릿시일에 前後壓力差를 준다. 이 壓力差 때문에 뒷쪽 릿시일의 先端이 라이나에 密着되어 密封을 維持하고 따라서 두개의 릿시일 다 充分한 運轉을 하게 된다. 보통 때는 뒷쪽(프로펠러 쪽)의 릿시일만 密封役割을 하고 앞쪽의 릿시일은 아무 役割도 하지 않는다. 그러다가 어떤 理由로 페이스 시일이 제 機能을 못하여 누설되는 海水가 드레인 파이프로 감당하기 어려운 程度로 많아지면 페이스 시일과 릿시일 사이의 空間은 海水로 채워지고 이 壓力은 潤滑油側 壓力보다 높으므로 海水는 뒤쪽의 릿시일을 통과하여 앞쪽의 릿시일에서 차단된다. 이리하여 페이스 시일이 고장나도 潤滑油는 한 방울도 船外로 새어 나가지 않고 앞쪽 릿시일의 前後

壓力差는 릫시일 先端을 라이나에 密着시켜 海水가 潤滑油側에 새어 들어 오는 것을 防止한다.

Fig. 23에서는 페이스 시일이 제 機能을 다 못할 境遇에 대비하여 릫시일과 並用하였는데 經驗에 의하면 그러한 境遇가 거의 없었으므로 릫시일을 없애고 페이스 시일만을 가지고 密封을 하게 되었다. Fig. 24는 船外側 페이스 시일을 나타내는데 Fig. 23과 똑 같고 다만 릫시일만 없었다. Fig. 25는 Fig. 24와 같이 쓰는 船內側 페이스 시일을 나타내는데 船外側과 다른 點은 기름이 튀기는 것을 防止하는 스플래쉬가이드(Splash guard)와 시이트를 구동하는 드라이브 클램프 링(Drive clamp ring)이 있다는 것이다. 이 形式의 密封裝置는 軸 直徑 300mm에서 1000mm의 것까지 쓰이고 있고 潤滑油側의 壓力는 海水側 壓力보다 0.3bar 程度 높게 維持될 것이 要望된다.

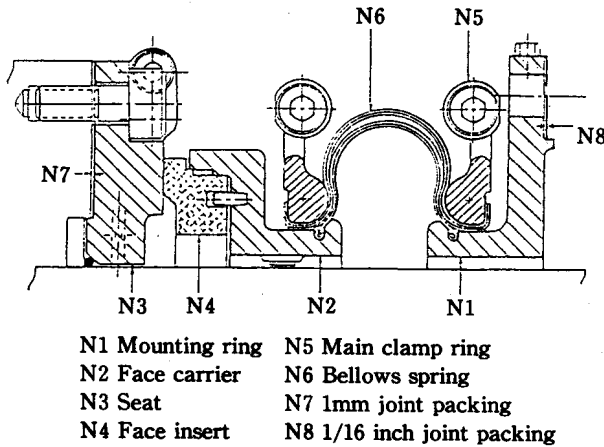


Fig 24. Outboard face seal

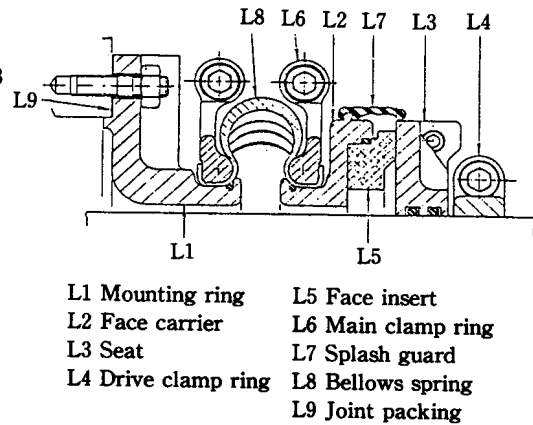


Fig 25. Inboard face seal

### 5-3. 페이스 시일의 試製品

페이스 시일을 開發하기 위하여 우선 試製品을 製作하였다. Fig. 26은 이 試製品의 斷面形狀과 各部의 寸수를 나타낸다. 이 페이스 시일은 軸徑 200mm 用으로 페이스 시일 本體는 N. B. R. 系 고무로 만들었으며 고무경도 70에 맞추었다. 페이스 인서트는 베어링 材料로 많이 쓰이는 쏘르돈(Thordon)이라는 一種의 熱硬化性 합성수지로 만들었다. 이 材料는 단단하고 질겨서 화이트 메탈이나 바비트 메탈 등 어떠한 베어링 材料보다도 耐磨減性, 潤滑性, 기타 베어링 材料로 갖추어야 할 性質의 面에서 우수한 材料로 알려져 있다. 特히 물潤滑의 境遇에는 리그남바이트 보다도 더 좋은 性能을 가지고 있다. Fig. 27은 물潤滑의 境遇와 기름潤滑의 境遇에 대하여 摩擦係數가 미끄럼 速度에 따라 變化하는 樣相을 나타낸다. 이 그림은 接觸壓力 620kPa(6.3kg/cm<sup>2</sup>)의 것으로 그림에서 보는 바와 같이 기름潤滑의 境遇는 아무 問題가 없고 물潤滑의 境遇는 미끄럼速度가 대략 1650mm/sec 以上이면 液體潤滑이 잘 되고 있음을 알 수 있다. 만약 接觸壓力이 620kPa 以下이면 미끄럼速度가 1650mm/sec 以下에서도 물潤滑의 液體潤滑이 可能함은 말할 것도 없다.

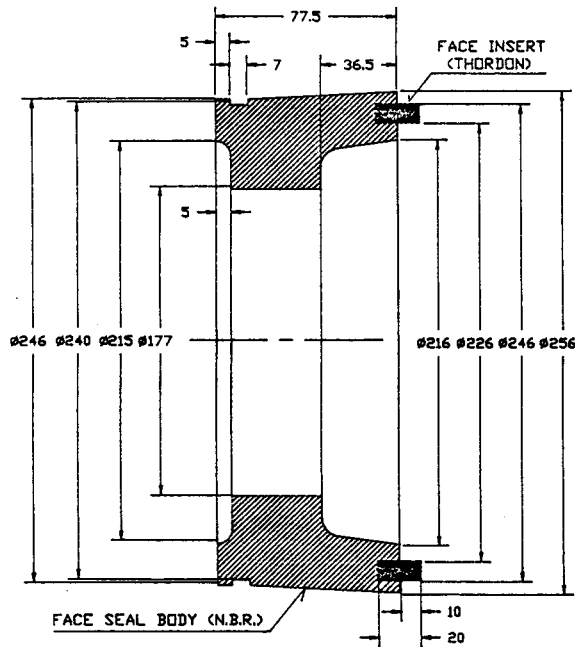


Fig 26. The cross-section profile and dimensions of trial face seal

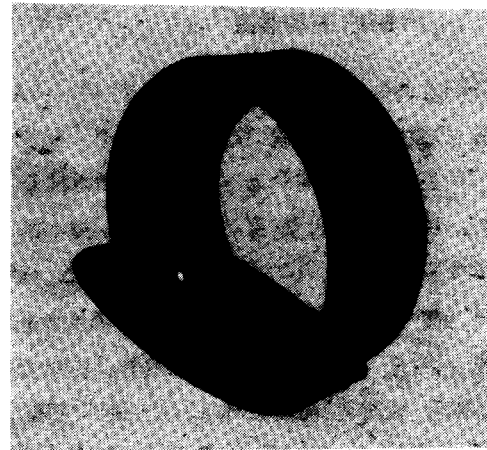


Photo 2. Outside configuration of trial face seal

本 試製品의 境遇 페이스 인서어트의 치수를 考慮하여 볼 때 接觸壓力 620kPa은 468.7kg의 接觸力에 해당하고, 미끄럼속도 1650mm/sec는 133.5 r.p.m.에 相當한다. 그러므로 本 試製品을 裝着할 때는 接觸力이 468.7kg 以下가 되도록 하고 回轉數는 133.5 r.p.m. 以上이 되도록 하면 安全함을 알 수 있다. Photo. 2는 페이스 시일 試製品의 外觀을 나타낸다.

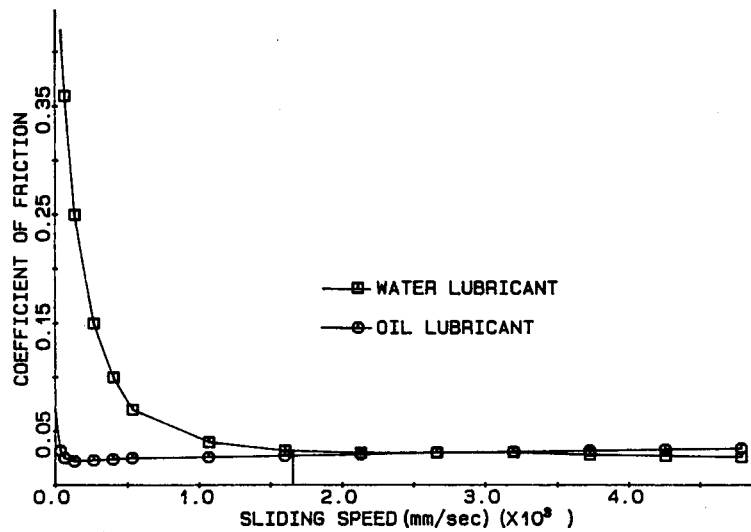


Fig 27. Coefficient of friction between Thordon and mild steel

## 6. 豫備實驗

船尾管 시일의 實驗裝置를 設計, 製作하고 前節에서 提示한 豫備 試製品을 裝着한 다음 密封試驗을 實施 하였다.

### 6-1. 實驗裝置

Fig. 28은 實驗裝置의 概略圖를 나타내고, Photo. 3은 實驗裝置의 寫眞을 나타낸다. 本 實驗裝置는 實際의 船尾管 後部 모델로서, 軸徑 200mm의 密封裝置를 實驗 할 수 있도록 製作 되었다. 한쪽은 海水를 채우고 다른쪽은 潤滑油를 채워서 이 사이에 3個의 시일 링 豫備試製品을 裝着 했다. 1番, 2番 시일 링은 高壓側이 海水側 方向이 되도록 裝着하였고, 3番 시일 링은 高壓側이 潤滑油側 方向이 되도록 裝着하였다. 各 시일 링 사이의 溫度를 測定 하기 위해서 各 시일 링 사이에 1個씩 2個의 디지털(Digital) 溫度計를 設置 했으며 프로펠러軸은 直流變速 모터에 의해서 變速 시킬수 있도록 했으며 速度는 D/A 컨버터를 利用해서 計測 할 수 있도록 했다. 그리고 實際 船舶의 狀態로 海水側과 L.O. 側의 差壓을 維持하기 위하여 各各 1個씩 3個의 L.O. Tank와 1個의 물 탱크를 適當한 높이로 設置 했으며 實驗裝置의 振動을 抑制하기 위해서 베드를 바닥에 固定시켰다.

### 6-2. 實驗方法

船尾管 密封裝置를 實驗 할려면 密封裝置의 特性上 最小限 3~4年은 實驗을 해야 原則이나 制限된 時間 때문에 實驗條件을 다음과 같이 惡化시키서 實驗 時間을 短縮시켰다.

첫째 推進軸을 若干 偏心 시켰으며, 둘째 크롬 라이나의 表面 다듬질 程度를 要求한 만큼 實施 하지 않았으며, 셋째 프로펠러 軸 速度를 高速(150 rpm)으로 運轉했다. 各 部分의 壓力은 重力 탱크를 利用해서 維持 하였다.

實驗은 推進軸 速度를 一定(150 rpm)하게 維持하고 各 重力 탱크 즉, 물 탱크(1個)는 250cm, 시일 탱크(2個)는 100cm, 潤滑油 탱크(1個)는 430cm의 높이로 設置해서 差壓을 維持 했으며 各 탱크의 레벨을 計測하여 漏洩量를 確認 하였고, 디지털 溫度計로 시일 링 사이의 潤滑油 溫度를 測定했다.

實驗의 與件상 1個月 동안 運轉後에 實驗을 마쳤는데 本 試製品의 漏洩 程度를 點檢 할 수 있었다.

### 6-3. 實驗結果

本 實驗에서는 重力 L.O. 탱크에서 2番링과 3番링 사이로 漏洩 하는 것을 重點的으로 點檢 했으며 實驗 始作後 5日째 되던날까지는 이 部分에서 거의 漏洩이 없었으나 6日째 되면서부터 하

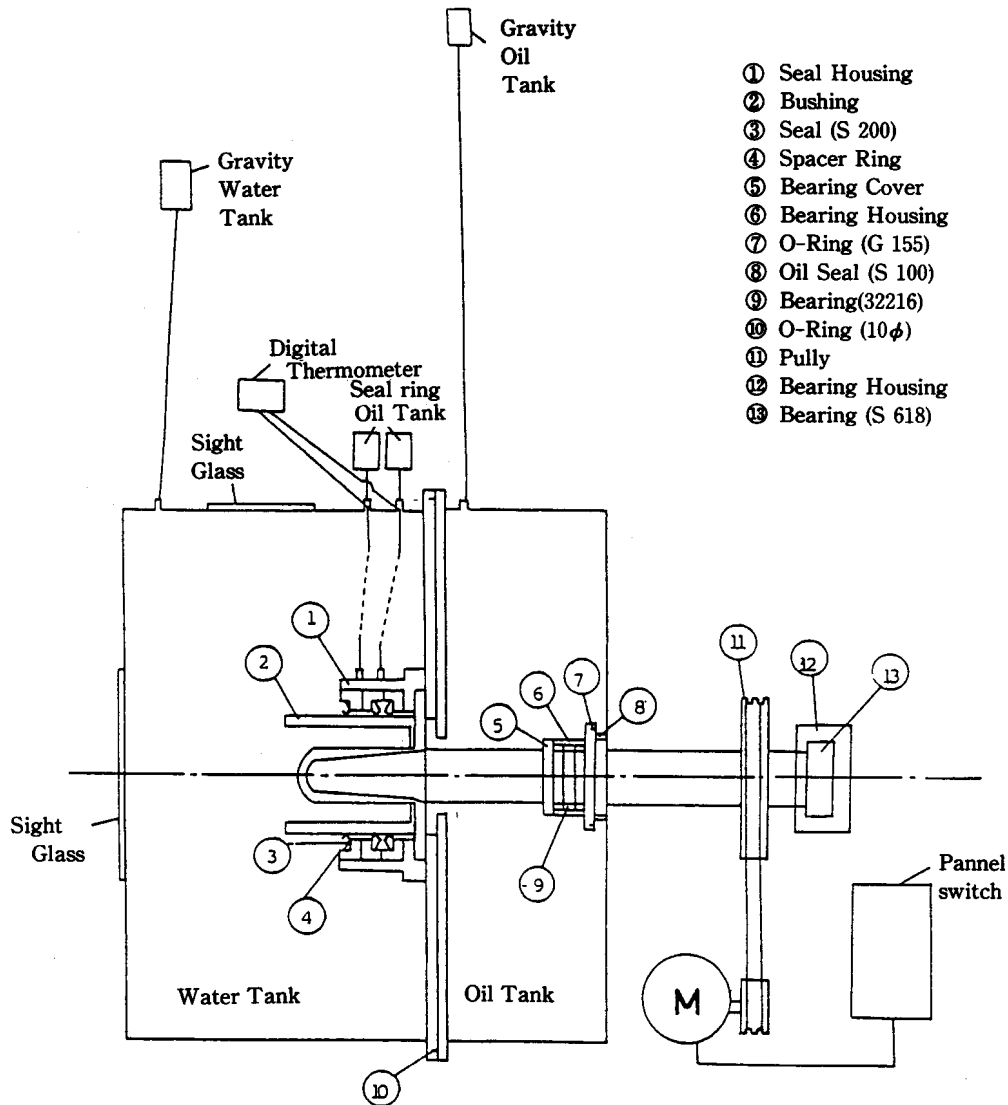


Fig 28. Skeleton diagram of stern tube seal experimental apparatus

루에 約 10cc程度씩 漏洩하기 始作했다. 10日째 되면서부터 13cc 程度 漏洩 하였으며 그 以後로 는 漏洩量이 거의 一定 하였다. 그동안에 運轉으로 因해서 시일 링 사이의 溫度는 처음 시작했을 때 溫度 19.5°C에서 34.1°C까지 上昇하였다. 實驗結果 豫備試製品의 形狀에는 별 問題가 없었으 나 材質面에서 N. B. R. 系고무를 使用했기 때문에 너무 軟하다는 問題點이 있었다. 이는 追後 補完 될 수 있을 것으로 思料된다.

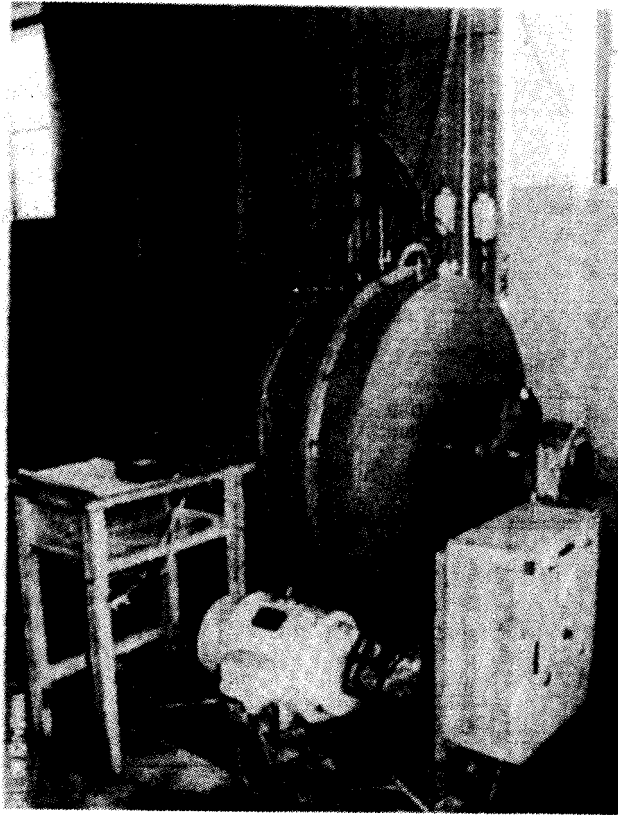


Photo 3. Seal experimental apparatus

Photo. 4는 1番링, 2番링, 3番링의 接觸面 狀態를 顯微鏡 撮影한 것이다. 顯微鏡 撮影은 金屬面이 아니고 고무面이기 때문에 直接 撮影 할 수 없고 特殊 處理하여야 하다. 시일 링에서 軸과 的 接觸面이 包含되도록 試片을 떠서 接觸面의 異物質을 천으로 닦아낸 다음 銅 코팅(Copper coating)하였다. 그런 다음 走査顯微鏡(SEM/EDX)에 試片을 裝着하고 500倍로 擴大한 寫眞을 찍었다. 1番링을 찍은 寫眞에서 左側이 물 側이고 右側이 2番링이 있는 쪽이다. 1番링의 接觸面은 潤滑不足으로 因하여 全面에 걸쳐서 摩擦 方向으로 할킨 자욱이 뚜렷이 나타나 있는 것을 볼 수 있다. 2番 시일 링의 寫眞에서 左側이 1番링이 있는 쪽이고 右側이 3番링이 있는 쪽이다. 2番 시일 링에는 左側에만 즉, 1番링이 있는 쪽에만 할킨 자욱이 나타나 있음을 볼 수 있다. 이는 1番링과 2番링 사이에 潤滑油가 채워져 있으나 1番링이 潤滑不良으로 磨滅이 일어나서 完全한 密封을 할 수 없고 따라서 물이 侵入하여 既存의 潤滑油와 섞이게 되어 乳化油의 狀態가 되므로 이 또한 完璧한 潤滑이 될 수 없으므로 1番링쪽에만 할킨자욱이 發生하고 3番링쪽에는 良好한 潤滑이 되므로 할킨 자욱이 發生하지 않는 것으로 飼料된다. 이에 反하여 3番링은 代替로 潤滑이 良好하므로 할킨자욱이 顯著히 적게 나타나 있음을 볼 수 있다.

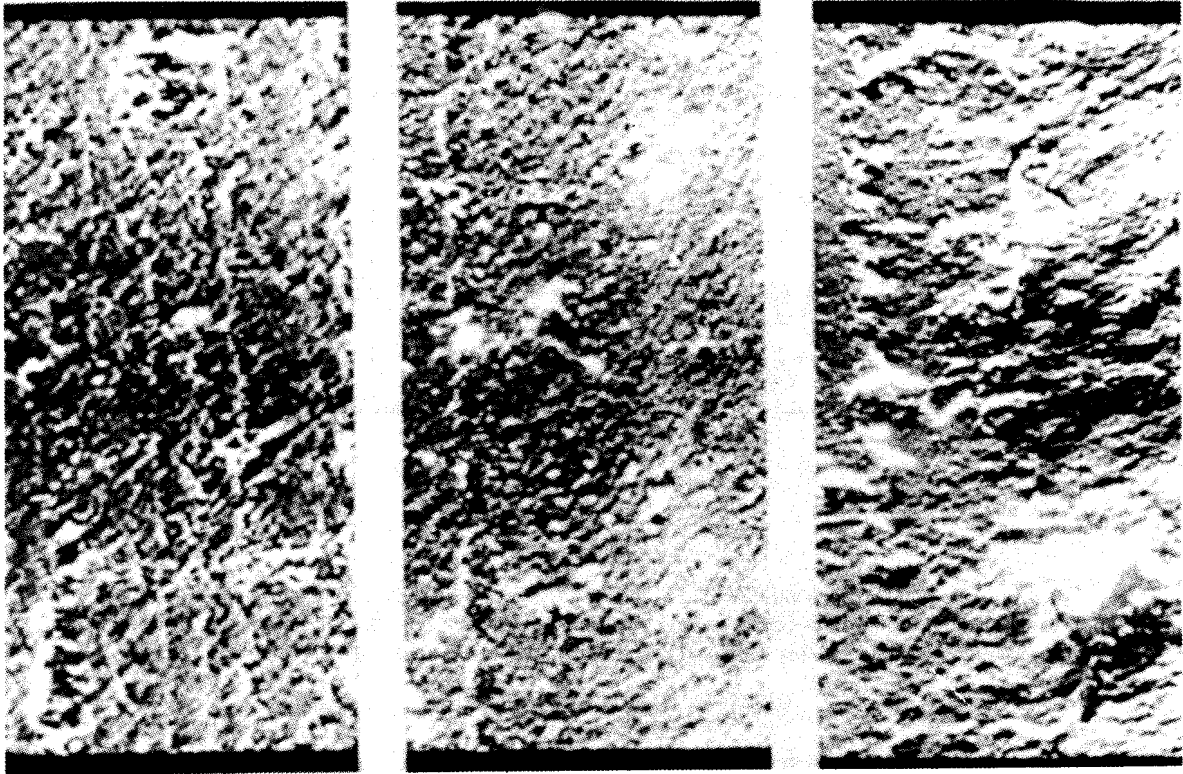
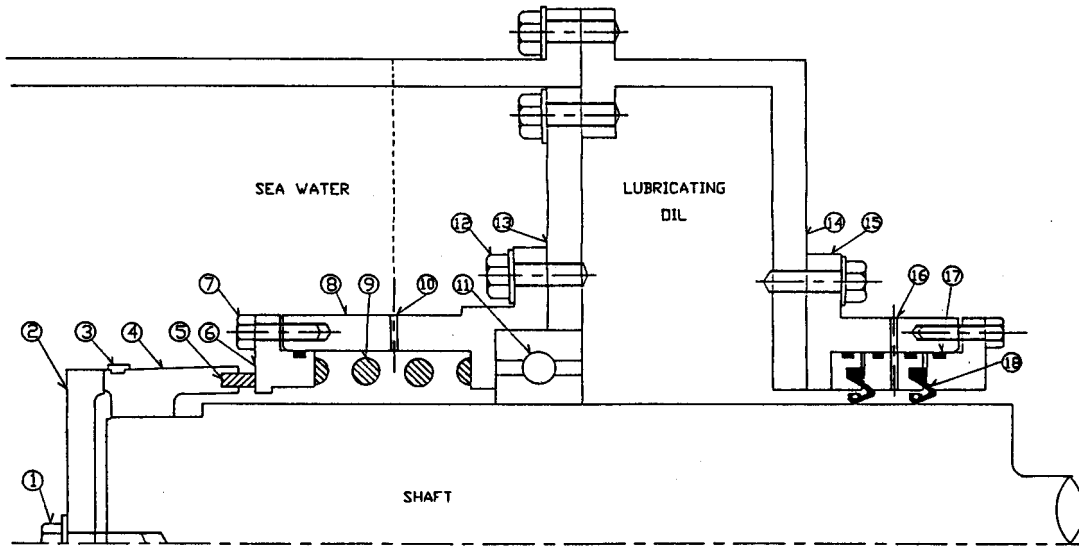


Photo 4. Microphotographs of the contact surface state for each (No. 1, No. 2, No. 3) seal ring

## 7. 本 實 驗

本 研究에서 開發한 試製品의 性能을 알아보기 위하여 豫備實驗에서 使用하였던 實驗裝置를 改造하여 린시일의 本 試製品과 페이스 시일을 裝着하고서 密封試驗을 實施하였다. Fig. 29는 改造된 實驗裝置의 內部 構造를 나타낸다. 海水側(船外側)에는 페이스 시일을, 船內側에는 린시일을 裝着하여 이들 兩者를 同時에 實驗할 수 있도록 하였다. 軸은 直徑 200mm로 한쪽은 볼 베어링 ⑪에 의하여 支持되어 있고 다른 쪽도 볼 베어링에 의하여 支持되어 있다. (이 그림에는 다른 쪽의 볼베어링은 나와 있지 않음). 軸은 브이 벨트 풀리를 통하여 變速 直流 모터로 구동되는 것은 豫備實驗때와 같다. 潤滑油側과 海水側 사이에는 다이아프람 ⑬을 設置하였고 여기에 시일 하우스 ⑧을 設置하였다. 시이트 ⑥은 시이트 고정 볼트 ⑦에 의하여 시일하우스에 設置되어 있고 시이트와 시일 하우스 사이는 오링으로 密封을 維持하였다. 페이스 시일 本體 ④는 軸에 억지끼움되어 있는데 軸의 억지끼움자리 外徑은 180mm이고 페이스 시일의 그 자리 內徑은 177mm이므로 常溫에서 그냥 끼울 수가 없었다. 그러므로 페이스 시일 本體를 물에 담그고 약 70°C로 加熱한 다음 끼워넣고 常溫으로 冷却된 다음 백업디스크(Back-up disc) ② 백업디스크볼트 ① 및 쉬라우드



① Back up disc bolt ② Back up disc ③ Shroud ring ④ Face seal body ⑤ Face insert ⑥ Seat ⑦ Seat bolt ⑧ Housing (outboard) ⑨ Compression coil spring ⑩ Air vent hole ⑪ Ball bearing ⑫ Housing bolt ⑬ Diaphragm ⑭ Outside casing ⑮ Housing (inboard) ⑯ Air vent hole ⑰ O-ring ⑱ Lip seal

Fig 29. Experimental Apparatus

링 ③으로 단단히 軸에 固定하였다. 페이스 인서어트 ⑤와 시이트 ⑥사이에서 一定한 接觸力을 保障하므로써 漏洩을 防止하기 위하여 압축 코일스프링 ⑨를 設置하였다. 시이트 고정볼트 ⑦을 약간 풀면 이 스프링의 壓縮力이 시이트를 밀어내고 따라서 페이스 인서어트와 시이트 사이에 接觸力이 생긴다. 이 接觸力은 쉬라우드 링 ③을 풀고 백업디스크 볼트 ①로써 調整할 수 있도록 되어 있다. 調整이 끝나면 쉬라우드 링 ③은 다시 잠그어야 한다. 압축 코일스프링 ⑨는 外徑 276 mm, 線材直徑 18mm, 有效卷數 3바퀴, 자유길이 135mm의 것이며 스프링 鋼으로 製作하였다. 스프링 常數는  $k=2.14\text{kg/mm}$ 로서 페이스 인서어트와 시이트 사이의 接觸力은 80kg 내지 95kg에서 調整될 수 있도록 하였다. Photo. 5는 페이스 시일 ④, 시이트 ⑥ 및 압축 코일스프링 ⑨의 外觀을 나타낸다.

船內側에는 릿시일의 本 試製品을 設置하였는데 시일 하우스 ⑮가 外部케이싱 ⑭에 8개의 볼트로 固定되어 있고 이 안에 오링 ⑰이 裝着된 스페이서 링과 릿시일 ⑱이 設置되어 있다. Photo. 6은 船內側 릿시일과 스페이서 링이 直徑 200mm의 軸위에 裝着될 順序대로 配列하여 놓은 것이다. 스페이서 링에는 오링이 끼워져 있다.

外部 케이싱 ⑭와 다이어프램 ⑬의 사이에는 퍼머텍스(Permatex)라는 팩킹 콤파운드를 발라서 組立하였고, 다이어프램 ⑬과 시일 하우스 ⑮의 사이 및 外部케이싱 ⑭와 시일 하우스 ⑮의 사이에는 고무팩킹을 대고 組立하였으며 모든 組立用 볼트에는 銅 팩킹을 써서 潤滑油나 海水가 한방울도 새지 않도록 하였다.



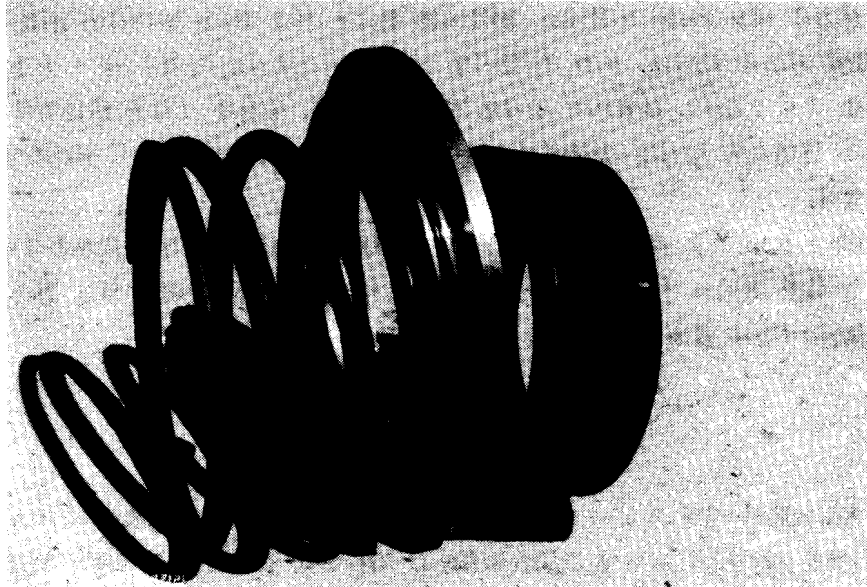


Photo 5. Face seal, seat and compression coil spring

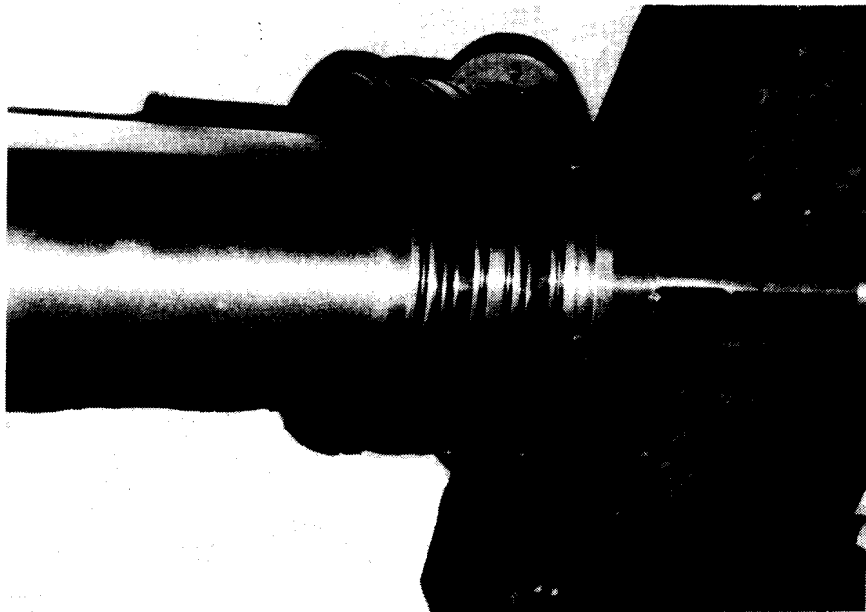


Photo 6. Inboard side lip seals and spacer rings on shaft.

海水側 壓力은 헤드(Head)로서 2m, 潤滑油側 壓力은 헤드 5m를 維持하여 兩側의 壓力差는 약 0.27bar 程度 되도록 하였다. 또한 두 릿시일 사이 인터스페이스 압력은 공기 추출 구멍 ⑩을 통하여 潤滑油 헤드 2.5m로 하였으며 반대편 즉 아래쪽에도 똑같은 구멍을 設置하여 두 구멍을 비닐 파이프로 連結하여 릿시일 先端에서 나는 熱에 의하여 기름의 溫度가 올라가면 기름이 순환하도록 하였다.

實驗은 150 r. p. m. 으로 回轉시키면서 各部의 發熱狀態, 漏洩如否 등을 點檢하였다. 1주일간 주야로 運轉한 結果 웨이스 시일이 裝着되어 있는 海水側에는 아무 問題가 없고 릿시일이 裝着되어 있는 船內側에 약간의 漏油가 있었으나 이는 別 問題되지 않은 程度이었다.

## 8. 結 論

船尾管 密封裝置의 시일 링이 어떠한 斷面形狀을 하는것이 漏洩 可能性이 작고 耐久性이 클 것인가 하는 것을 알아내기 위하여 有限要素法으로 解析하고 試製品을 製作하여 實驗한 結果 다음과 같은 結論을 얻었다.

(1) 비틀림 토오크가 作用하는 軸對稱 物體도 2次元 軸對稱 問題와 마찬가지로 軸心을 지나는 斷面中 어느 한쪽만을 解析하는 有限要素 定式化가 可能하다. 다만 이때에는 節點 自由度가 2가 아니고 3이 되고, 應力成分과 變形率 成分도 이에 相應하여 各各 6이 된다.

(2) 시일 링의 應力分布와 릿 先端의 接觸力은 斷面形狀에 따라 크게 달라지고, 따라서 貫通疲勞크랙의 發生에 의한 漏洩 可能性과 磨滅에 의한 漏洩 可能性은 斷面形狀의 影響을 많이 받는다.

(3) 壓力變動에 의한 漏洩 可能性과 材質의 硬化 및 크리이프에 의한 漏洩 可能性도 斷面形狀의 影響을 많이 받으므로 시일 링의 斷面形狀을 改善함으로써 耐久性을 增加시킬 수가 있다.

(4) 시일 링 아암의 길이가 길면 最大應力이 작아지고 따라서 貫通疲勞크랙의 發生 可能性이 작아지나 壓力變動에 의한 漏洩 可能性은 커진다. 反對로 시일 링 아암의 길이가 짧으면 最大應力이 커지고 따라서 貫通疲勞크랙의 發生 可能性이 커지나 壓力變動에 의한 漏洩 可能性은 작아진다.

(5) 壓力變動에 의한 漏洩 可能性을 줄이기 위하여는 半徑方向의 初期變位를 많이 주거나 外部 스프링의 張力을 크게 하여 릿 先端의 接觸力을 크게 하면 될 것이나 이때에는 磨滅에 의한 漏洩 可能性이 커진다.

(6) 貫通疲勞크랙의 發生에 의한 漏洩 可能性, 壓力變動에 의한 漏洩 可能性, 릿 先端의 磨滅에 의한 漏洩 可能性, 材質의 硬化와 크리이프에 의한 漏洩 可能性의 네가지는 서로 相衝되는 性質이 있으므로 最適의 斷面形狀을 設計하기 위하여는 壓力變動, 材料의 疲勞強度, 磨滅特性, 硬化特性, 크리이프 曲線을 알아야 한다.

(7) 試製品을 實驗裝置에 裝着하여 漏洩與否와 溫度를 測定한 結果 斷面形狀에는 問題가 없음을 確認 하였다. 다만, 豫備試製品의 境遇 너무 軟한 材質로 製作되어 耐久性에 問題가 있었으나 本 試製品에서는 이것을 補完 하였다.

(8) 시일의 幾何的인 形態로는 半徑方向으로 接觸하는 립시일 보다는 軸方向으로 接觸하는 웨이스 시일이 耐久性의 面에서 더 좋다.

(9) 베어링 材料로 쓰이는 熱硬化性 합성수지인 쇼르돈은 웨이스 시일 인서어트로 適合하다.

(10) 本 研究에서 開發한 립시일과 웨이스 시일은 그 性能面에서 實用價値가 있음이 確認되었다.

### 參考文獻

1. Y. Miyashita, et al., Study on Stern Tube Sealing System (1st Report ; Deformation Behavior in Static Condition of Sealing Rings), Journal of the M.E. S.J ; Vol. 11, No. 3, 1976.
2. 全孝重, 船舶動力傳達裝置, 太和出版社, 1986.
3. K.H. Huebner, The Finite Element Method for Engineers, John Wiley & Sons, Inc., 1975.
4. 三好俊郎, 有限要素法人門, 培風館, 1978.
5. I.M. Smith, Programing the Finite Elemnt Method, John Wiley & Sons Inc., 1982.
6. 李柱成 外2名, 有限要素法人門, 東明社, 1985.
7. Y. Hirao, et al., New Stern Tube Sealing System Free from Sea Pollution, Journal of the M.E.S.J., Vol. 18, No. 2, 1983.
8. 崔玼近, et al., 油 潤滑式 船尾管 密封裝置의 損傷과 對策에 대한 調査, 船級 第6卷 第1號, 1973.
9. Y. Miyashita, et al., Study on Stern Tube Sealing System-Part IV : Development of Seal Liner, Journal of the M.E.S.J., Vol. 11, No. 10, 1976.
10. Propeller and Shafting Committee of M.E.S.J., Transmission Efficiency of Propulsion Shaft(2nd Report, Friction Loss at Oil Lubricated Stern Tube), Journal of the M.E.S.J., Vol. 18, No. 2, 1983.
11. Y. Doi, et al., Characteristics of Lip Type Stern Tube Sealing(2nd Report)-The Influence of Air Space in Chambers between Sealings, Journal of the M.E.S.J., Vol. 12, No. 5, 1977.
12. Y. Tomono, et al., Stern Tube Oil Sealings Journal of the M.E.S.J., Vol. 18, No. 2, 1983.
13. 韓國造船工業協會, 機關機裝設計基準(II), 1986.
14. Propeller and Shafting Committee of M.E.S.J., Standardized Stern Tube L.O. Piping System, Journal of the M.E.S.J., Vol. 18, No. 2, 1983.
15. S. Yamajo, et al., Study on Stern Tube Sealing System (Removal of Leaking Oil), Journal of the M.E.S.J., Vol. 18, No. 2, 1983.
16. 小原新平, 오일 시일 設計의 포인트 및 그 適用 例, 精密機械設計 6月號, 1988.
17. H. Yazawa, et al., The Sealing Performance of Stern Dry Seal under Vibrating Condition and its Acutal Service Results, Journal of the M.E.S.J., Vol. 21, No. 8, 1986.
18. M. Nagata, et al., Characteristics of Oil Lubricated Stern Tube Bearings, Journal of the M.E.S.J., Vol. 13, No. 9, 1978.
19. Y. Miyashita, et al., Study on Stern Tube Sealing System-Part II : Pressure Fluctuation, Journal of the M.E.S.J., Vol. 11, No. 4, 1976.
20. Fukushima, et al., 三菱重工技報, Vol. 8, No. 3, pp. 501~509, 1971.

