

Spiral Groove Seal의 靜特性에 關한 研究

梁保錫* · 岩壺卓三**

*正會員, 釜山水産大學 船舶機械工學科, 釜山市 南區 大淵洞 599

**日本國 神戸大學 工學部 機械工學科
(1986년 3월 26일 접수)

A Study on the Static Characteristics of Spiral Grooved Seals

Bo-suk Yang, Takuzo Iwatsubo

*Department of Mechanical Engineering Faculty of Engineering National Fisheries
University of Pusan*

Department of Mechanical Engineering Faculty of Engineering Kobe University

(Received March 26, 1986)

In the paper, static characteristics of spiral grooved seal is theoretically obtained by Using Navier-Stokes equation. In the analysis, inertia term of fluid is considered and the flow and pressure in the steady state are obtained for the groove direction and vertical to the groove direction.

As the journal rotating frequency increases, the leakage flow decreases. Therefore, zero net leakage flow is possible at the region of some rotating frequency.

1. 序論

펌프는 産業分野에서 使用되는 重要한 機械의 하나로 原子力發電所, 火力發電所, 화학프랜트 등 넓은 用途에 使用되고 있다. 특히 프랜트稼重率의 면에서 높은 信賴性이 要求되어, 그 일환으로 振動問題의 解決이 도모되어 왔다. 또한 펌프의 高圧, 高速化에 따라 라이너 링, 平衡드럼(balance drum) 등의 非接觸시일(seal) 부분의 液膜의 力學的 作用이 펌프 rotor의 振動特性을 解析할 경우 無視할 수 없는 要素로 되었다.

著者들은 펌프용 시일의 流體力에 의한 振動特性에 關한 一連의 研究를 進行中으로, 單純環狀시일⁽¹⁾, Parallel groove seal^(2,3), Taper seal⁽⁴⁾, 彈性變形의 影響⁽⁵⁾ 등의 各種시일의 流體力를 解析하였고, 安定性에 미치는 影響^(6,7)을 검토하였다. 이어서 本研究에서는 Spiral grooved seal의 流體力에 의한 動特性을 解析하

기 위한 단계로서 靜特性을 解析한다. Spiral groove seal은 Visco seal, Screw seal 로도 불리며, 시일부의 相對하는 두 면(저어널과 케이싱)의 한편 또는 양편에 나사면을 만들어 저어널의 回轉에 따른 나사의 펌프작용에 의해 발생하는 流體壓力을 시일의 兩端에 걸리는 壓力差와 對抗시켜서 누설을 防止한다. 이 시일은 非接觸이므로 數年間 保守가 불필요하고, 누설량을 거의 0로 할 수 있는 有効성 때문에 넓은 分野에 使用되고 있다. Spiral groove seal의 研究는 Spiral groove bearing의 原理에 基礎하고 있다. 즉 Whipple⁽⁸⁾은 Spiral형의 推力베어링에 대해 그 基本的인 解析方式을 提案하였다. Vohr⁽⁹⁾, Passera⁽¹⁰⁾는 홈의 數가 無限에 가깝다고 近似한 Creeping flow解析으로 層流에서 Spiral groove bearing의 靜特性을 解析하고 있다. 또한 Vohr⁽¹¹⁾는 Creeping flow解析을 發展시켜, 亂流에서 Spiral groove seal의 靜特性을 解析하였다.

本 연구에서는 實際로 시일兩端에 작용하는 壓力差에 나사面의 펌프作用에 의한 펌프흐름 (Pumping flow)이 逆流로서 作用한 壓力上昇 (시일能力)을 포함한 總보기 壓力差가 시일 兩端에 작용하고 있다고 하여 흡방향은 Land 부, 흡부로 분리해 總보기 壓力降下에 의한 速度를 구하고 흡에 直角方向은 그 總보기 壓力差에 의한 流速를 平行흡시일 (Parallel grooved seal)의 軸方向流速를 구하는 법⁽¹⁾을 이용하여 해석한다.

2. 理論解析

2-1. 모델化 및 假定

Spiral 흡시일은 저어널側에 螺旋흡이 있는 것 (Fig. 1-a), 케이싱側에 螺旋흡이 있는 것

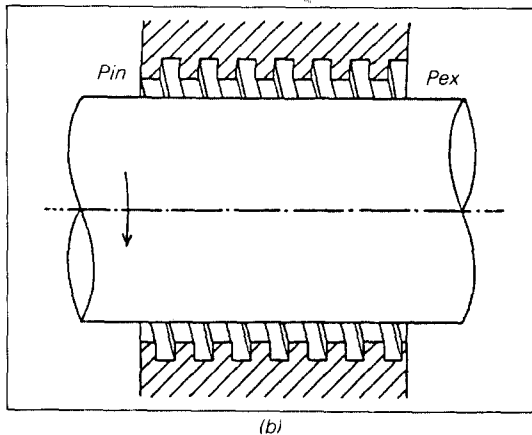
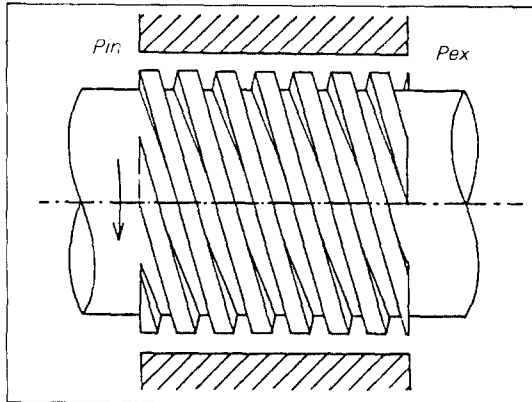


Fig. 1. Spiral groove seal

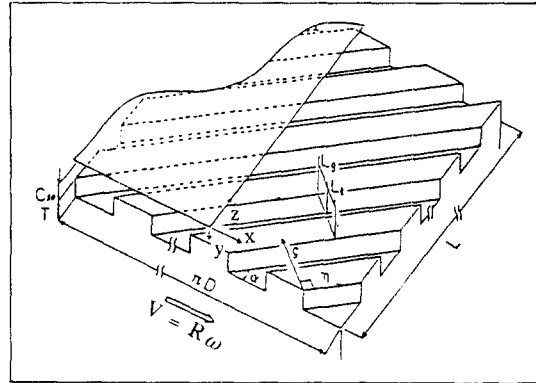


Fig. 2. Spiral illustration of spiral groove seal

(Fig. 1-b), 양편에 있는 것이 있으나, 本 연구에서는 Fig. 1-a와 같은 저어널側에 螺旋흡이 있는 形狀을 해석한다. Fig. 2는 이의 展開圖이다. Spiral 흡시일의 形狀파라미터는 흡각도 α , Land幅 L_l , 흡幅 L_g , 시일直徑 D , 나사산수 I_s 가 있다. 이는 다음 式과 같은 相互關係가 있다.

$$L = \pi D \tan \alpha \times L_s$$

$$L_l = \frac{\pi D \sin \alpha}{I_s} \times L_{lg}$$

$$L_g = \frac{\pi D \sin \alpha}{I_s} \times (1 - L_{lg}) \quad (1)$$

여기서 L_s 는 하나의 나사가 시일面을 軸方向 (z方向)으로 횡단하는 수로서, L_{lg} 는 Land部와 흡部幅의 比이다.

시일內의 흐름은 흡의 ξ 方向에서는 Fig.3과 같이 되고⁽¹²⁾, η 方向의 누설흐름 (Leakage flow)과 펌프흐름 (Pumping flow)으로 ξ 方向의 흐름이 連成하여 ξ 方向으로 소용돌이 (Vortex)를 形成한다. 펌프흐름의 領域은 連成에 의해 ξ 의 陽의 方向으로 치우치게 된다. 또 L_g/T 가 크게되면 펌프흐름 領域은 흡底面에 平行으로 접근한다. 또한 ξ 方向의 틈새흐름 (clearance flow)⁽²¹⁾이 連成하게 되므로 더욱 ξ 의 陽의 方向에 치우치게 된다. 그러므로 펌프흐름 (逆流)이 어느 정도 크게되면 Gas ingestion, Seal breakdown 現象이 발생하여 高壓側에서 누설되는 흐름이 없게 된다.

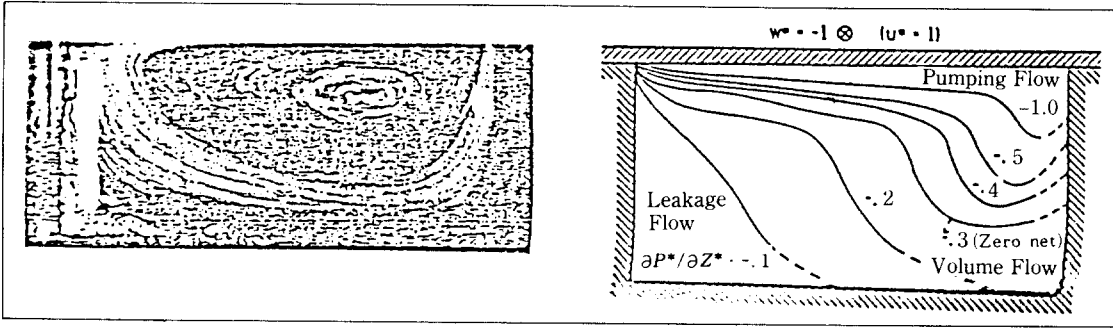


Fig. 3. Pumping flow and leakage flow regions in the groove axial direction.

시일內的 흐름에 대한 假定으로서,

- 1) 작동유체는 液体로 하고, 비압축성이다.
- 2) η 方向의 흐름은 Land部는 平行 2平板間의 흐름으로 하고, 홈부는 相當 凹管을 갖는 矩形管 흐름으로 한다.
- 3) ξ 方向의 흐름은 홈부에 流入時에 一定 角度 θ 로 팽창하여, 다음의 Land부에 流入한다.
- 4) 홈내에서는 ξ 方向으로 소용돌이가 形成 되고 그 一部가 熱로 바뀌어 流体의 顯熱이 있으나 이러한 에너지變化의 사이에 壓力變化는 極히 적으므로 무시하고 流体의 比重量은 一定으로 한다.

2 - 2. 운동방정식

環狀시일에 관한 일반적인 가정에 따르면 운동방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$\rho \left\{ \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right\} = \quad (x \text{ 方向}) \quad (2)$$

$$-\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - \rho \frac{\partial u' v'}{\partial y}$$

$$\rho \left\{ \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right\} = \quad (z \text{ 方向}) \quad (3)$$

$$-\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} - \rho \frac{\partial v' w'}{\partial y}$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (\text{연속의 식}) \quad (4)$$

시일內的 흐름은 틈새가 적고, 충분히 발달한 亂流의 경우, 압력흐름과 전단흐름의 速度 分布形狀은 平均化 되므로 틈새방향의 平均速度

를 취한다. Burton⁽¹³⁾은 틈새방향의 적분에 대해 平均速度와 速度分布形狀에 대한 修正係數를 이용하여 다음과 같이 표현하였고,

$$u_m = \frac{1}{H} \int_0^H u \, dy \quad w_m = \frac{1}{H} \int_0^H w \, dy$$

$$\int_0^H w \frac{\partial w}{\partial z} \, dy = \frac{\partial}{\partial z} \int_0^H w^2 \, dy = \frac{\partial}{\partial z} (\Gamma_{aa} H w_m)$$

$$\int_0^H \frac{\partial u}{\partial x} \, dy = \frac{\partial}{\partial x} \int_0^H u \, dy = \frac{\partial}{\partial x} (H u_m)$$

$$\int_0^H \frac{\partial v}{\partial t} \, dy = \frac{\partial H}{\partial t}$$

$$\int_0^H \frac{\partial w}{\partial z} \, dy = \frac{\partial}{\partial z} \int_0^H w \, dy = \frac{\partial}{\partial z} (H w_m) \quad (5)$$

$$\int_0^H \frac{\partial u}{\partial t} \, dy = \frac{\partial}{\partial t} \int_0^H u \, dy = \frac{\partial}{\partial t} (H u_m)$$

$$\int_0^H u \frac{\partial u}{\partial x} \, dy = \frac{\partial}{\partial x} \int_0^H u^2 \, dy = \frac{\partial}{\partial x} (\Gamma_{rr} H u_m^2)$$

$$\int_0^H w \frac{\partial u}{\partial z} \, dy = \frac{\partial}{\partial z} \int_0^H w u \, dy = \frac{\partial}{\partial z} (\Gamma_{ar} H u_m w_m)$$

$$\int_0^H \frac{\partial w}{\partial t} \, dy = \frac{\partial}{\partial t} \int_0^H w \, dy = \frac{\partial}{\partial t} (H w_m)$$

$$\int_0^H u \frac{\partial w}{\partial x} \, dy = \frac{\partial}{\partial x} \int_0^H u w \, dy = \frac{\partial}{\partial x} (\Gamma_{ra} H u_m w_m)$$

충분히 발달한 亂流域에서는

$$\Gamma_{rr} = \Gamma_{ar} = \Gamma_{ra} = \Gamma_{aa} = 1$$

이다. 또한 전단응력항은

$$\int_0^H \left\{ \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - \rho \frac{\partial u' v'}{\partial y} \right\} \, dy = \tau_{1r} \Big|_0^H$$

$$\int_0^H \left\{ \mu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} - \rho \frac{\partial v' w'}{\partial y} \right\} \, dy = \tau_{1a} \Big|_0^H \quad (6)$$

이다. 여기서 τ_{tr} , τ_{ta} 는 流體의 粘性力, 亂流應力을 포함한 前단應力의 項이다.

그러므로 運動量의 식(2), (3)과 연속의 식(4)를 틱새방향으로 積분하면

$$\frac{\partial(Hu_m)}{\partial t} + \frac{\partial(Hu_m^2)}{\partial x} + \frac{\partial(Hu_m w_m)}{\partial z} = -H \frac{\partial P}{\partial x} + \tau_{tr} \Big|_0^H \quad (7)$$

$$\frac{\partial(Hw_m)}{\partial t} + \frac{\partial(Hu_m w_m)}{\partial x} + \frac{\partial(Hw_m^2)}{\partial z} = -H \frac{\partial P}{\partial z} + \tau_{ta} \Big|_0^H \quad (8)$$

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{\partial(Hu_m)}{\partial x} + \frac{\partial(Hw_m)}{\partial z} = 0 \quad (9)$$

식(7), (8)의 前단應力項에 對해 高찰한다. 일반적으로 배끄러운 回轉2門筒사이의 마찰계수는 周方向과 軸方向의 레이놀즈수로 연성되는 식으로 되나, Spiral 홈시일과 같이 軸方向으로도, 周方向으로도 形狀變化가 있는 경우는 흐름이 복잡하므로 主방향과 軸방향의 레이놀즈수가 連성된 形의 마찰계수는 아직 求하여 未지 않다. 그러므로 各 방향의 레이놀즈수가 連성되지 않은 Hirs⁽¹⁴⁾의 平行2平板間의 마찰계수식을 用한다. 즉,

$$\lambda = 0.066 \text{Re}^{-0.25} \quad (10)$$

여기서 用되는 平均流速은 前단흐름의 펌프흐름을 逆方向의 壓力흐름으로 고려하여, 이 逆方向의 壓力降下를 全體의 壓力差로부터 算 出된 壓力差에 依한 壓力흐름의 平均流速이다.

1) Land部

Land部에서 軸方向(z方向)으로 作用하는 케이싱 및 저어널部의 前단應力 τ_{isa} , τ_{ia} 는

$$\tau_{isa} = -\tau_{ia} = \frac{1}{2} \rho \lambda_{ia} w_{im}^2$$

$$\lambda_{ia} = 0.066 \left(\frac{w_{im} H_l}{\nu} \right)^{-0.25} \quad (11)$$

따라서 前단應力의 項은

$$\tau_{ta} \Big|_0^H = \tau_{ia} - \tau_{isa} = -2 \cdot \frac{1}{2} \rho \lambda_{ia} w_{im}^2 \quad (12)$$

2) 翕部

翕의 軸方向(z方向)에 作用하는 케이싱의 前단應力 τ_{gsa} 은

$$\tau_{gsa} = \frac{1}{2} \rho \lambda_{ga} w_{gm}^2$$

$$\lambda_{ga} = 0.066 \left(\frac{w_{gm} H_g}{\nu} \right)^{-0.25} \quad (13)$$

平行 翕시일과 같이⁽³⁾ 翕내에서 형성되는 소용돌이에 依한 손실을 틱새흐름사이의 流體間의 마찰손실로 代換하여 考한다.

즉 유체간의 前단應力 τ_{gsa} 는

$$\tau_{gsa} = -\frac{1}{2} \rho \lambda_f (w_{gm} - w_{am})^2$$

$$= -\frac{1}{2} \rho 0.25 \lambda_f w_{gm}^2 \quad (14)$$

따라서 翕部에서의 前단應力項은 식(13)과 (14)에 依해

$$\tau_{ta} \Big|_0^H = \tau_{gsa} - \tau_{gsa}$$

$$= -\frac{1}{2} \rho (\lambda_{ga} + 0.25 \lambda_f) w_{gm}^2 \quad (15)$$

2-3. 定常流速 및 靜特性

2-3-1. 定常流速

시일의 펌프작용에 依해 生成된 壓力에 따라 누설량이 0이 되는 壓力差를 求하고, 이 壓力差를 形狀의 함수로서 求하여 이를 무차원의 시일계수(Seal coefficients)라 한다. Boon⁽¹⁵⁾ 등은 翕류의 경우에 對한 시일계수를 求하여, Mori⁽¹⁶⁾의 실험결과와 比較하였다(Fig. 4). 즉 層流의 시일계수 $S.C_{iam}$ 는

$$S.C_{iam} = \left(\frac{6 \mu R w}{C_{io}^2} \right) / \left(\frac{\Delta P_{iam}}{L} \right)$$

$$= \frac{K^3 (1 + \tan^2 \alpha) + L_{lg} (1 - L_{lg}) (K^3 - 1)^2 \tan^2 \alpha}{L_{lg} (1 - L_{lg}) (K^3 - 1) (K - 1) \tan \alpha} \quad (16)$$

여기서 $K = H_g / H_l$

식(16)으로부터 翕류의 경우에, 나선면의 펌프작

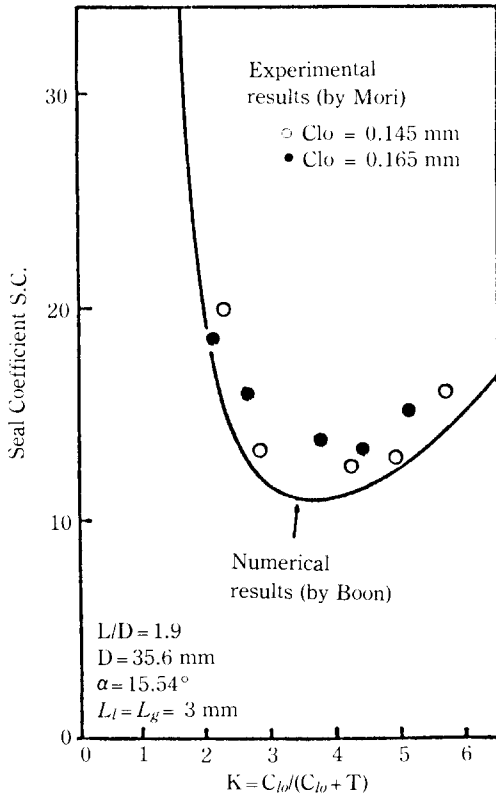


Fig. 4. Seal coefficient

용에 의해 생성되는 圧力 ΔP_{tam} 는

$$\Delta P_{tam} = \frac{6 \mu R \omega L}{C_{10}^2} \cdot \frac{L_{1g}(1-L_{1g})(K^3-1)(K-1)\tan\alpha}{K^3(1+\tan^2\alpha) + L_{1g}(1-L_{1g})(K^3-1)^2\tan^2\alpha} \quad (17)$$

또 Vohr⁽¹¹⁾는 층류와 난류의 시일계수를 비교하여 그 관계를 실험으로 구하였다.

즉 이들 圧力比를 나타내는 係數 C_t 는

$$C_t = \frac{\Delta P_{tur}}{\Delta P_{tam}} = 0.0159 R_r^{0.778} \quad (18)$$

이고, 따라서 亂流領域에서 펌프작용에 의해 發生하는 圧力 ΔP_{tur} 는

$$\Delta P_{tur} = \frac{0.0951 \mu R \omega L R_r^{0.778}}{C_{10}^2} \times \frac{L_{1g}(1-L_{1g})(K^3-1)(K-1)\tan\alpha}{K^3(1+\tan^2\alpha) + L_{1g}(1-L_{1g})(K^3-1)^2\tan^2\alpha} \quad (19)$$

式(19)의 圧力差가 시일全體의 圧力差 ΔP 에 대항하는 方向으로 작용하므로, 시일내부에 걸리는 圧力差는 시일 兩端에 걸리는 圧力差보다 적게 되고 이를 겉보기압력차 $\Delta P'$ 로 생각한다. 즉,

$$\Delta P' = \Delta P - \Delta P_{tur} \quad (20)$$

이 겉보기압력차가 시일에 작용하여 압력 흐름을 일으킨다고 하여, η 方向과 ζ 方向으로 분리하여 각각의 流速을 구한다.

1) η 方向

a) Land部

Land部는 平行2平板 사이의 흐름으로 고려하면

$$\Delta P' = \frac{1}{2} \rho (1 + \xi_{in}) w_{ino}^2 + \frac{1}{2} \rho \lambda_{ino} w_{ino}^2 \cdot \frac{2L}{C_{10} \sin \alpha} + \frac{1}{2} \rho (1 - \frac{C_{10}}{C_{10} + T})^2 w_{ino}^2 \quad (21)$$

여기서 右邊 제1항은 시일의 入口 圧力 損失이고, Land部에서 입구틈새는 豁部보다 적으므로 흐름은 주로 豁部로 流入한다. 제2항은 壁面과의 摩擦에 의한 圧力 損失, 제3항은 시일의 出口 圧力 損失이다. 따라서 식(21)을 반복계산을 하면 w_{ino} 가 구하여 진다.

b) 豁部

豁부는 틈새 C_{10} 에 대해 豁깊이가 크므로 矩形의 管으로 생각한다. 矩形管의 相當直徑 MG는

$$MG = \frac{L_g(C_{10} + T)}{2(L_g + C_{10} + T)}$$

亂流 円管의 마찰계수 λ_d 는

$$\lambda_d = 0.791 \left(\frac{w_{gno} \cdot 4MG}{\nu} \right)^{-0.25}$$

이므로 $\Delta P'$ 는

$$\Delta P' = \frac{1}{2} \rho (1 + \xi_{gn}) w_{gno}^2 + \frac{1}{2} \rho \lambda_d w_{gno}^2 \cdot \frac{L_g}{\sin \alpha} \cdot \frac{1}{MG} + \frac{1}{2} \rho (1 - \frac{C_{10} + T}{C_{10} + T})^2 w_{gno}^2 \quad (22)$$

여기서 右邊 제1항은 시일의 入口 圧力 損失,

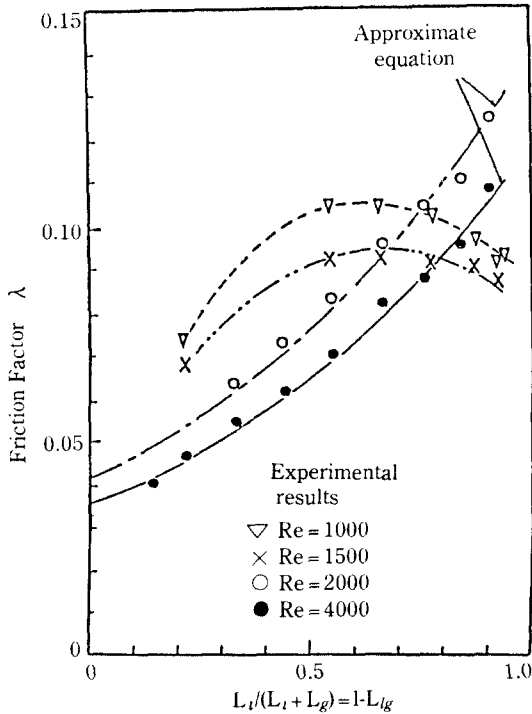


Fig. 5. Friction factor

제 2 항은 壁面과의 마찰壓力損失, 제 3 항은 出口壓力損失이다. 식 (22)를 반복계산을 하면 $w_{g\tau_0}$ 가 얻어진다.

2) ζ 方向

ζ 方向의 흐름은 平行 흐름의 定常流速을 구하는 방법과 동일하게 고려한다.

山田¹⁷⁾는 실험을 통하여 Land部와 홈部 全体의 저항계수를 Fig. 5와 같이 구하였다. 이에 의하면 亂流領域에서는 Land部와 홈部の比率에서 홈부가 크게 됨에 따라 저항계수가 크게 된다는 결론을 발표하고 있다. 이로 부터 全体의 저항계수가

$$\lambda = 0.26 \cdot Re^{-0.24} \cdot 3.31^{1-L_i/g} \quad (23)$$

얻어진다. 또 壓力降下の 관계로부터

$$\lambda(L_i + L_g) = \lambda_i L_i + \lambda_g L_g \quad (24)$$

로 되고, 식 (23)과 (24)로부터 홈부의 저항계수 λ_g 는

$$\lambda_g = 0.26 Re^{-0.24} \{ 3.31^{1-L_i/g} + \frac{L_i}{L_g} (3.31^{1-L_i/g} - 1) \} \quad (25)$$

따라서 ζ 方向의 定常流速을 구하는 식은

$$\Delta P' = \frac{1}{2} \rho (1 + \xi_{sin}) w_{i\tau_0}^2 + NN \cdot \frac{1}{2} \rho \lambda_{i\zeta} w_{i\tau_0}^2 + \frac{2L_i}{C_{i0}} + (NN - 1) \cdot \frac{1}{2} \rho \lambda_g w_{i\tau_0}^2 \frac{L_g}{2C_{i0}} + \frac{1}{2} \rho (1 - \frac{C_{i0}}{C_{i0} + T^\infty})^2 w_{i\tau_0}^2 \quad (26)$$

여기서 NN은 ζ 方向의 Land部와 홈部の 數이다. 식 (26)을 반복계산하면 $w_{i\tau_0}$ 가 구하여진다.

3) x, z 方向에의 變換

1), 2)에서 구한 定常流速을 다음의 座標變換을 하여, x, z 方向의 定常流速을 구한다.

$$\begin{pmatrix} u'_{i0} \\ w'_{i0} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \alpha & -\sin \alpha \\ \sin \alpha & \cos \alpha \end{pmatrix} \begin{pmatrix} w_{i\tau_0} \\ w_{i\zeta_0} \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} u'_{g0} \\ w'_{g0} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \alpha & -\sin \alpha \\ \sin \alpha & \cos \alpha \end{pmatrix} \begin{pmatrix} w_{g\tau_0} \\ w_{g\zeta_0} \end{pmatrix} \quad (27)$$

여기서 u'_{i0}, u'_{g0} 는 저어널側에서 본 相對速度이다. 따라서 周方向의 絕對流速은

$$\begin{aligned} u_{i0} &= V - u'_{i0} \\ u_{g0} &= V - u'_{g0} \end{aligned} \quad (28)$$

2-3-2. 누설량

누설량은 Land部와 홈部 · 各各의 量이 다르므로 각각 분리하여 구한다.

a) Land부

$$\begin{aligned} Q_i &= I_s \times \frac{L_{ig}}{I_s} \int_{R+\tau}^{R+T+C_{i0}} w_{i0} 2\pi r dr \\ &= \pi C_{i0} \{ 2(R+T) + C_{i0} \} L_{ig} w_{i0} \end{aligned} \quad (29)$$

b) 홈부

① 틈새흐름부의 누설량

$$\begin{aligned} Q_{gc} &= I_s \int_0^{L_g/\sin \alpha} w_{g\zeta} d\alpha \\ &= I_s \left[\frac{1}{2} L_g (2C_{i0} + L_g \tan \theta) w_{g\tau_0} \sin \alpha + \frac{C_{i0} L_g}{\tan \theta} w_{i\tau_0} \right] \end{aligned}$$

② 홈흐름부의 누설량

$$\begin{aligned} Q_{gd} &= I_s \times \frac{1-L_i/g}{I_s} \int_R^{R+\tau} w_{g0} 2\pi r dr = \pi (T+C_{i0}) \\ &\quad \times (2R+T+C_{i0}) (1-L_i/g) w_{g0} \end{aligned}$$

따라서 흡부 全体의 누설량은

$$Q_g = Q_{gc} + Q_{gd} \quad (30)$$

以上으로부터 全体 누설량 Q 는

$$Q = Q_i + Q_g = \pi C_{10} \{2(R+T) + C_{10}\} L_{1g} w_{10} + \pi (T + C_{10}) (2R + T + C_{10}) (1 - L_{1g}) w_{g0} + I_s \left\{ \frac{1}{2} L_g (2C_{10} + L_g \tan \theta) w_{gn0} \sin \alpha + \frac{C_{10} L_g}{\tan \theta} w_{150} \right\} \quad (31)$$

3. 數値計算例

시일모델의 數値를 Table 1에 나타낸다.

Fig. 6은 實驗值⁽¹⁸⁾와 本解析에 의한 理論值의 比較이다. 實驗値는 幅徑比와 半徑틈새 그리고 흡이 저어널側과 케이싱側의 양편에 있다는 것 이외는 不明이므로 正確히는 比較할 수 없으나, 실험치, 이론치 모두 高回轉이 될수록 누설량이 적게 된다. 저어널과 케이싱의 兩側에 나선흡이 있는 경우가 高回轉이 될수록 나선흡의 펌프작용에 의해 급격히 누설량이 적어지므로, 저어널側에만 나선흡이 있는 경우에 대한 本解析은 저속회전에서의 실험치와 比較에 따라 定量的으로 잘 일치함을 알 수 있다. 또한 兩側에 나선흡이 있는 경우에 대한 理論解析의 확장이 必要하다.

Table 1. Data for numerical calculation

Working Fluid		Water
Fluid Temperature [K]		293.15
Density ρ [Kg/m ³]		9.982×10^2
Viscosity μ [mPa·s]		1.009
kinematic Viscosity ν [m ² /s]		1.006×10^{-6}
Journal Radius	R [mm]	100.0
Seal radial clearance	C_{10} [mm]	0.4
Seal length	L [mm]	200.0
Groove depth	T [mm]	1.18
Helix angle	α [°]	1.30 to 17.66
Journal rotating frequency N [rpm]		2000 to 8000
Pressure difference ΔP [MPa]		0.49 to 4.9

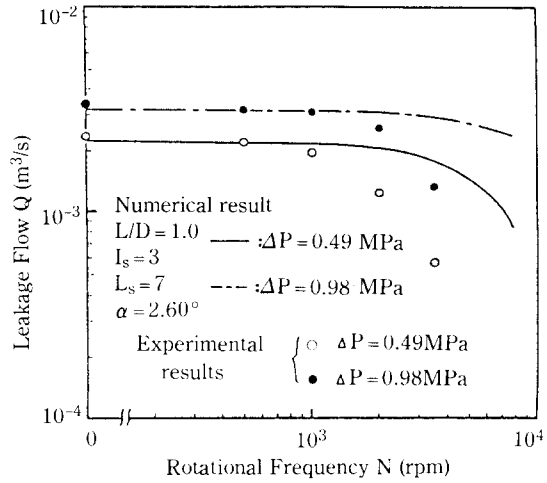


Fig. 6. Leakage flow vs rotating speed

Fig. 7은 3종류의 시일形狀에 따른 누설량의 차를 나타내었다. 幅徑比 1.0, 回轉數 4000 rpm, 半徑틈새 0.5mm이다. 각 시일 모두 壓力差의 증가와 함께 누설량도 증가한다. Land 시일보다 平行흡시일이 누설량이 적고, 나선흡시일은 나선각이 적으면 누설량이 平行흡시일보다 적게되지만 나선각이 크게되면 Land시일보다 누설량이 증가한다. 나선면의 펌프작용에

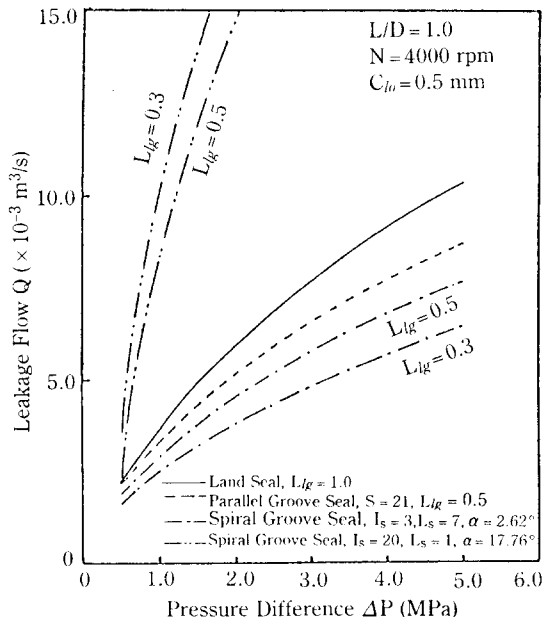


Fig. 7. Leakage flow vs pressure difference

는 흡부가 크게 작용하므로 나선각이 적은 경우에는 Land 폭이 적은 편이 좋으나, 나선각이 크게 되면 흡부는 일종의 軸方向 흡이 있는 것과 같게 되어 平均半徑 틈새가 크게 되어 누설량이 증가하게 된다.

4. 結 論

저어널側에 螺族 흡을 갖는 spiral groove seal에서 發生하는 流體力이 회전체의 安定性에 미치는 영향을 조사하기 위한 기초자료로서 이용하기 위해, 나사面의 펌프작용에 의한 펌프흐름을 고려한 걸보기 壓力差가 시일 兩端에 작용하는 것으로 하여 걸보기 壓力降下에 의한 流速을 구하고, 이를 이용하여 누설량을 구하는 方法을 제안하였다. 일반적으로 누설량은 高回転으로 될 수록 적게되어 0에 가깝게 된다. 또 나선角이 적은 경우에는 흡幅이 큰 편이, 그리고 나선각이 큰 경우에는 Land 幅이 큰 편이 누설량이 적다.

5. 기호

C_{10} : 공칭반경틈새, mm
 D : 저어널直徑, mm
 H : 液膜 두께, mm
 L : 시일길이, mm
 L_l : Land幅, mm
 L_g : groove幅, mm
 MG : 流体平均길이, mm
 N : 회전수, rpm
 P : 壓力, MPa
 Q : 누설량, m^3/s
 R : 저어널반경, mm
 Re : 레이놀즈수
 S : 段數
 T : 흡깊이, mm
 u : 同方向流速, m/s
 w : 軸方向流速, m/s
 V : 저어널周速度 (= $R\omega$), m/s
 x : 周方向
 y : 半徑方向
 z : 軸方向

α : 비틀림角 (螺旋角)
 λ : 摩擦係數
 μ : 점성계수, mPa·s
 ν : 동점도, m^2/s
 ξ : 손실계수
 ρ : 밀도, kg/m^3
 τ : 전단응력, Pa
 ω : 저어널의 회전각속도, rad/s
 添字
 a : 축방향
 c : 반경방향
 d, g : 흡
 j : 저어널
 l : Land
 r : 주방향
 s : 캐이싱

参考文献

1. 梁保錫外 2人, “ポンプ用 シールの 動特性に 關する研究(第1報, 偏心時の 環狀シールの場合)”, 日本機械學會論文集 第49卷 445号, pp. 1636~1642, 1983.
2. 梁保錫外 2人, “ポンプ用 シールの 動特性に 關する研究(第2報, 平行みぞ付シールの場合)”, 日本機械學會論文集 第50卷 460号, pp. 2319~2329, 1984.
3. 岩壺卓三外 3人, “ポンプ用 シールの動特性に 關する 研究(第4報, 入口族回流を考慮した多段平行溝付シールの場合)”, 日本機械學會論文集, 第52卷 474号, pp. 210~216, 1986.
4. 梁保錫外 2人, “ポンプ用 シールの動特性に 關する研究(第3報, 環狀テーパシールの場合)”, 日本機械學會論文集, 第50卷 460号, pp. 2330~2337, 1984.
5. 梁保錫外 2人, “ポンプ用シールの 動特性に 關する研究(第5報, 高圧による軸とシールの 彈性變形の影響)”, 日本機械學會 論文集, 第50卷 460号, pp. 2443~2447, 1984.
6. 梁保錫外 2人, “ポンプ用シールの ロータ

- の安定性に及ぼす影響”, 日本機械學會 論文集, 第51卷 470号, pp. 2479~2486, 1985.
7. 梁保錫外 2人, “遠心펌프回轉軸系の安定성에 미치는 시일의 影響”, 大韓機械學會 論文集, 第10卷 1号, pp. 56~61, 1986.
 8. Whipple, R.T.P., “The Inclined Groove Bearing,” AERE Report T/R 622, Atomic Energy Research Establishment, England, 1958.
 9. Vohr, J.H. and C.Y. Chow, “Characteristics of Herringbone-Grooved Gas-Lubricated Journal Bearings,” Trans, ASME, J. of Basic Eng. Vol. 87, No. 3, pp. 568-578, 1965.
 10. Passera, W., “Concentric-running screw Viscosity Seals in Laminar Flow, II-Experiments” Proc. 5th Int'l. Conf. Fluid sealing, B6, pp. 89-108, 1971.
 11. Vohr, J.H. and C.Y. Chow, “Theoretical Analysis of Spiral-Grooved Screw Seal for Turbulent Operation,” Proc. 4th Int'l. Conf. Fluid Sealing, pp. 311-322, 1969.
 12. Zuk, J. and H.E. Renkel, “Numerical Solutions for the Flow and Pressure Fields in an Idealized Spiral Grooved Pumping Seal,” Proc. 4th Int'l. Conf. Fluid Sealing, pp. 290-301, 1969.
 13. Burton, R.A., Carper, H.J. and Hsu, Y.C., “An Experimental Study and Analysis of Turbulent Film Tilted Pad Bearings,” Trans ASME. J. of Lub. Tech., Vol. 96, No. 1, pp. 168-172, 1974.
 14. Hirs, G.G., “A Bulk-Flow Theory for Turbulence in Lubricant Films,” Trans. ASME, J. of Lub. Tech., Vol. 95, No. 2, pp. 137-146, 1973.
 15. Boon, E.F. and S.E. Tal, “Hydrodynamische Dichtung für rotierende Wellen,” Chemie Ing. Techn., Vol. 31, No. 3, pp. 202-212, 1959.
 16. 失部寛, ビスコシールの研究の動向”, 日本潤滑学会誌 24卷 5号, pp. 270~275, 1978.
 17. 山田豊, “みぞのある回轉二重管の流動損失”, 日本機械學會論文集, 26卷 171号, pp. 1514~1522, 1979.
 18. 三菱重工業(株) 高砂研究所, 미공개실험자료, 1984.