

〈論 文〉

분사를 수반하는 평씨일 내의 유동해석

이관수* · 김우승* · 김기연** · 김창호***

(1992년 1월 8일 접수)

Flow Analysis of the Plain Seal with Injection

Kwan-Soo Lee, Woo-Sewng Kim, Ki-Yeon Kim and Chang-Ho Kim

Key Words : Turbulent Flow(난류유동), Plain Seal(평씨일), Injection(분사), Leakage Performance(누수성능)

Abstract

A numerical analysis is performed on the turbulent flow in the plain seal with injection. The parameters used in this study are as follows : Reynolds number, rotation speed, injection speed, clearance ratio, injection angle, and axial injection location. Flow pattern and leakage performance due to the variation of parameters are investigated. SIMPLER algorithm is used to solve the Navier-Stokes equation governing steady, incompressible turbulent flow and standard $k-\epsilon$ turbulent model is used to consider the turbulence effects. The leakage performance is significantly enhanced with injection. The increases of the injection flow rate and be rotation speed of the shaft cause the leakage performance to the increased. With the increase of the Reynolds number the leakage performance is diminished. At the injection angle of 90° , the leakage coefficient has a minimum value. The pressure drop has a maximum value at axial center location but the injection location has little effect on the pressure drop. Clearance ratio has a significant effect on the pressure drop.

기 호 설 명

| | | | |
|-------------------|----------------------------------|-------------------|--|
| b | : 입구로부터 분사(injection)까지의 거리, m | P | : 무차원압력 |
| c | : 간극, m | Re | : Reynolds수 |
| c_1, c_2, c_μ | : 난류모델상수 | u, v, w | : 시간 평균 속도, m/s |
| d | : 분사의 유입폭, m | U, V, W | : 무차원 속도 |
| G | : 난류 생성항 | x, r | : 좌표 |
| k | : 난류 운동에너지, m^2/s^2 | X, R | : 무차원 좌표 |
| K | : 무차원 난류 운동에너지 | α | : 분사의 유입각 |
| L | : Seal의 축방향 총길이, m | ϵ | : 난류운동에너지의 소산율, m^2/s^3 |
| p | : 압력, N/m^2 | σ_k | : 난류운동에너지의 Prandtl상수 |
| | | σ_ϵ | : 난류 운동에너지 소산율의 Prandtl상수 |
| | | ν | : 동점성계수, m^2/s |
| | | τ | : 전단응력, N/m^2 |
| | | ρ | : 밀도, kg/m^3 |
| | | δ_{ij} | : Kronecker delta : 1 if $i=j$, 0 if $i \neq j$ |

*정회원, 한양대학교 기계공학과

**정회원, 한양대학교 대학원

***정회원, KIST Tribology Lab.

| | |
|----------|--------------------------|
| x | : von Karman 상수 |
| θ | : 회전방향 좌표 |
| 삼첨자 | |
| ' | : 속도의 변동(fluctuation) 성분 |
| + | : 벽면의 무차원 변수 |
| * | : 무차원 변수 |
| 하첨자 | |
| in | : 유체의 유입 |
| i | : 회전부(rotor)의 반경 |
| o | : 정지부(stator)의 반경 |
| w | : 벽면 |

1. 서 론

터어빈, 압축기 및 펌프와 같은 유체기계내에서 압력구배로 인한 유체의 누수를 줄이기 위하여 사용되는 씌일(seal)은 크게 접촉형 씌일과 비접촉형 씌일로 구분할 수 있다. 특히 회전기계가 고속으로 회전하거나 고온, 고압의 영역에서 사용될 때는 재료의 한계성으로 접촉씌일을 사용할 수가 없으므로 고성능 유체기계에서는 비접촉형 씌일이 많이 사용된다. 예를 들면 용량이 큰 연료펌프에서 사용되는 비접촉형 씌일은 정지부(stator)와 임펠러(impeller)사이에 흐르는 누수를 줄이기 위해 사용되며, 연료펌프 전체의 성능에 큰 영향을 준다.

씌일을 설계할 때는 압력구배가 존재하는 영역내에서 운동에너지의 소산이 활발히 일어날 수 있는 유동경로를 만들어야 하며 또한 제작하기에 까다롭지 않아야 한다. labyrinth 씌일은 누수성능이 뛰어난 반면에 형상이 복잡하여 제작하기 어려우며 수명이 짧다는 단점을 가지고 있다. 따라서 최근에는 제작하기 용이한 평씌일에 비교적 간단한 설계조건을 추가함으로써 씌일의 성능을 향상시킬 수 있는 연구가 활발히 진행되고 있다.

씌일에 관한 기존의 연구들은 주로 씌일의 수명에 관련된 동특성의 연구가 지배적이며 누수현상의 자세한 언급은 없이 단순히 누수량만을 다루었다. Nelson⁽¹⁾은 기존의 Hirs' turbulent bulk-flow model을 사용하여 perturbation 방법으로 해석하였고, 환상씌일(annular seal)에 대하여 경사가 있는 경우와 없는 경우의 동적 계수와 누수량을 비교 및 검토하였다. Nordmann등⁽²⁾은 Nelson과는 달리 Navier-Stokes방정식을 난류모델과 함께 사용하여 유한차분법을 적용하였고, perturbation해석

을 통해서 나타나는 0계방정식과 1계방정식으로 각각 누수유동과 유체의 힘 및 동적계수를 나타내었다. 그 결과 체적유동이론(bulk flow theory)을 사용한 기존의 방법보다 동적계수를 더욱 정확하게 표현할 수 있었다. Childs등⁽³⁾은 씌일의 동특성과 누수성능을 향상시키기 위하여 여러 종류의 damper 씌일을 설계하고 실험적인 조사를 통해 가장 우수한 성능의 damper 씌일을 추천하였다. 특히 누수성능을 나타내기 위하여 동일한 반경에 대해 누수량을 상대적으로 비교할 수 있는 누수계수(leakage coefficient)를 정의하였다. 씌일내의 난류유동에 관한 해석은 주로 labyrinth 씌일에 관한 연구에서 이루어지고 있다. Stoff⁽⁴⁾는 labyrinth 씌일내의 누수현상을 k - ϵ 난류모델을 사용하여 수치적으로 해석하고 k 와 ϵ 의 분포를 실험과 비교 및 검증하였다. Demko등⁽⁵⁾은 오류확산을 줄이기 위해 Quick 방법을 사용하여 누수현상에 대한 축회전속도의 영향을 실험과 수치적으로 해석하였다. 특히 누수손실계수(leakage loss coefficient)를 정의하고 축의 회전이 압력강화에 미치는 영향을 조사하였다. Rhode등⁽⁶⁾은 누수를 예측하는 새로운 방법을 모색하였고 수치해석을 통해 유동장내의 기본 물리량들을 나타내었다. 또한 전단층(shear layer)에서 발생하는 물리적 현상을 누수현상과 관련시켜 설명하였다.

본 연구에서는 일정한 각도의 분사를 갖는 평씌일(plain seal)에 대하여 각 인자들이 누수성능에 미치는 영향을 수치적으로 조사하였다. 인자들로는 축방향 레이놀즈수, 축회전속도, 분사의 유입속도, 간극비, 분사의 위치 및 유입각 등이 고려되었다.

2. 이론

2.1 지배방정식

이 연구에서 고려한 문사를 갖는 평씌일의 기하학적 형상과 좌표는 Fig. 1과 같다.

실제적인 물리현상을 기술하는 지배방정식을 다음과 같은 가정으로 단순화하였다.

- (1) 정상, 축대칭 2차원 난류유동이다.
- (2) 점성계수가 일정한 비압축성유동이다.
- (3) 회전방향(θ)으로는 완전 발달한 유동이다.
- (4) 체력은 무시한다.

정상, 비압축성 난류유동을 지배하는 시간평균

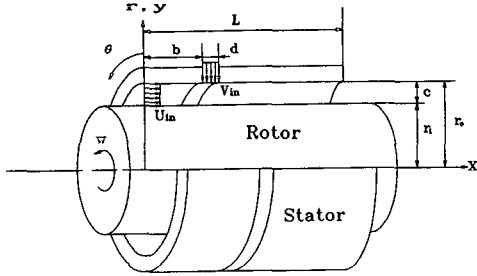


Fig. 1 Geometry and coordinates of plain seal with injection

Navier-Stokes방정식을 텐서(tensor)기호로 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(u_i u_j) = \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\nu \frac{\partial u_i}{\partial x_j}) - \frac{\partial}{\partial x_j}(\overline{u_i' u_j'}) \quad (1)$$

윗 식에서 나타나는 $\overline{u_i' u_j'}$ 은 레이놀즈 응력으로써 단위질량당 난류운동에 의한 운동량의 전달을 나타낸다. 이 항은 Boussinesq의 가정을 이용하여 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$-\overline{u_i' u_j'} = \nu_t \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] - \frac{2}{3} \delta_{ij} k \quad (2)$$

윗 식에서 나타나는 난류점성계수는 다음과 같이 가정한다.

$$\nu_t = \frac{C_\mu k^2}{\epsilon} \quad (3)$$

한편 표준 $k-\epsilon$ 방정식은 다음과 같으며 상수값들은 Table 1과 같다.

Table 1 Constants used in $k-\epsilon$ model

| C_1 | C_2 | C_μ | σ_k | σ_ϵ |
|-------|-------|---------|------------|-------------------|
| 1.44 | 1.92 | 0.09 | 1.0 | 1.3 |

$$\frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \nu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \epsilon \quad (4)$$

$$\frac{D\epsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_1 \frac{\epsilon}{k} \nu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - C_2 \frac{\epsilon^2}{k} \quad (5)$$

표준 $k-\epsilon$ 난류모델은 완전 발달한 난류영역에서만 사용할 수 있다. 벽면 근처는 유체의 점성이 증가하여 난류성분이 감소하므로 표준 $k-\epsilon$ 난류모델을 타당하게 적용하기 위하여 벽면효과를 고려한 벽면함수⁽⁸⁾를 사용하였다.

유동장을 나타내는 지배방정식은 다음과 같은 무차원 변수를 사용하여 무차원화한다.

$$\begin{aligned} x^* &= \frac{x}{c}, \quad r^* = \frac{r}{c}, \quad U = \frac{u}{u_{in}}, \quad V = \frac{v}{u_{in}}, \\ W &= \frac{w}{u_{in}}, \quad K = \frac{k}{u_{in}^2}, \quad \epsilon^* = \frac{\epsilon}{u_{in}^3/c}, \\ P &= \frac{p}{1/2 \rho u_{in}^2}, \\ \nu_t^* &= \frac{\nu_t}{u_{in} c}, \quad Re = \frac{2cu_{in}}{\nu} \end{aligned} \quad (6)$$

무차원화된 지배방정식은 다음과 같이 일반적인 형태로 나타낼 수 있으며 확산계수 및 생성항은 Table 2와 같다.

$$\frac{\partial}{\partial X_j} (U_j \phi) = \frac{\partial}{\partial X_j} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial X_j} \right) + S_\phi \quad (7)$$

Table 2 The form of the diffusion coefficient and source term in the general equation for ϕ

| ϕ | Γ_ϕ | S_ϕ |
|--------------|-----------------------------|--|
| U | $\frac{2}{Re} + \nu_t^*$ | $\frac{\partial}{\partial X} \left(\nu_t^* \frac{\partial U}{\partial X} \right) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(\nu_t^* R \frac{\partial V}{\partial X} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial X}$ |
| V | $\frac{2}{Re} + \nu_t^*$ | $\frac{W^2}{R} - \nu_e^* \frac{V}{R^2} - \nu_t^* \frac{V}{R^2} - \nu_t^* \frac{V}{R^2} + \frac{\partial}{\partial X} \left(\nu_t^* \frac{\partial U}{\partial R} \right) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(\nu_t^* R \frac{\partial V}{\partial R} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial R}$ |
| W | $\frac{2}{Re} + \nu_t^*$ | $-\frac{VW}{R} - \nu_e^* \frac{W}{R^2} - \frac{W}{R} \frac{\partial \nu_t^*}{\partial R}$ |
| K | ν_t^* / σ_k | $G - \epsilon^*$ |
| ϵ^* | $\nu_t^* / \sigma_\epsilon$ | $(C_1 G \epsilon^* - C_2 \epsilon^{*2}) / K$ |

여기서 G 는

$$G = \nu_t \left[2 \left(\left(\frac{\partial U}{\partial X} \right)^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial R} \right)^2 + \left(\frac{V}{R} \right)^2 \right) + \left(\frac{\partial U}{\partial R} + \frac{\partial V}{\partial X} \right)^2 + \left(R \frac{\partial}{\partial R} \left(\frac{W}{R} \right) + \left(\frac{\partial W}{\partial X} \right) \right)^2 \right]$$

2.2 경계조건

속도와 난류운동에너지 및 소산률에 대한 경계조건은 다음과 같다.

입구에서는

$$\begin{aligned} u &= u_{in}, \quad v = 0, \quad w = 0 \\ k &= 0.005 u_{in}^2, \quad \epsilon = 0.1 k^2 \end{aligned} \quad (8)$$

출구에서 u 는 유량 경계조건, 다른 값들은 영구배 경계조건을 준다.

$$\frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial w}{\partial x} = \frac{\partial k}{\partial x} = \frac{\partial \epsilon}{\partial x} = 0 \quad (9)$$

안쪽 벽면에서는

$$\begin{aligned} u &= 0, \quad v = 0, \quad w = w_i \\ k &= 0, \quad \epsilon = 0 \end{aligned} \quad (10)$$

바깥쪽 벽면중 유체의 유입이 있는 부분에서는

$$\begin{aligned} u &= v_{in} \cos a, \quad v = v_{in} \sin a, \quad w = 0 \\ k &= 0.005 v_{in}^2, \quad \epsilon = 0.1 k^2 \end{aligned} \quad (11)$$

그 이외의 부분에서는 모든 변수들의 값을 0으로 준다.

2.3 수치해석 및 검증

Patankar가 제안한 유한체적법(finite volume method i.e. Method, FVM)을 기본으로 하여 지배 방정식으로 부터 이산화 방정식을 얻어 power-law scheme을 사용한 SIMPLER 알고리즘을 이용하였다⁽⁹⁾. 이 알고리즘은 엇갈린 격자망을 사용하여 반복적으로 운동량방정식을 풀며 직접 연속방정식을 풀지는 않지만 압력방정식과 압력 보정방정식에서 이것을 고려한다.

격자수에 대한 해의 의존성을 고려하여 60×22 개의 격자수를 선택하였다. 격자를 나눈 방법은 x 방향은 유체의 유입이 있는 부분과 출구쪽을 조밀하게 나누었으며 y 방향으로는 양쪽 벽면쪽을 조밀하게 나누었다.

해의 수렴을 빠르게 하기 위하여 하향이완계수

(under-relaxation factor)를 $U, V, K, \epsilon^*, \nu_e^*$ 에 대하여 각각 0.5, 0.5, 0.4, 0.4, 0.7로 적용하였다.

매번 반복 계산할때마다 각 검사체적에 들어오고 나가는 유량의 차이가 10^{-6} 이하이거나 임의위치에서 유동량의 값이 유효숫자 4자리안에서 반복하여 변하지 않는 경우를 수렴한 것으로 생각하였다.

분사가 존재하는 평 씨일에 대하여 물리량들을 실험치와 비교할 만한 기존의 자료가 없다. 따라서 수치해석 방법의 검증을 위하여 다른 경우의 내부 유동(internal flow)을 고려하였다. 본 연구결과를 Sharma등⁽¹⁰⁾ 및 Kuzay등⁽¹¹⁾의 내부실린더가 회전하는 환상공간내 속도분포에 대한 해석 결과와 비교하였고, 또한 Mcguirk등⁽¹²⁾ 및 Mikail등⁽¹³⁾의 수직류가 있는 개수로에서의 재부착점의 위치에 대한 해석결과와 비교하였다. Fig. 2는 레이놀즈수 20000, 축의 회전속도 6000rpm일때의 각운동량 분포를 도시한 것이며 본 연구의 수치해석결과가 실험치와 잘 일치함을 보여주고 있다. Sharma 등의

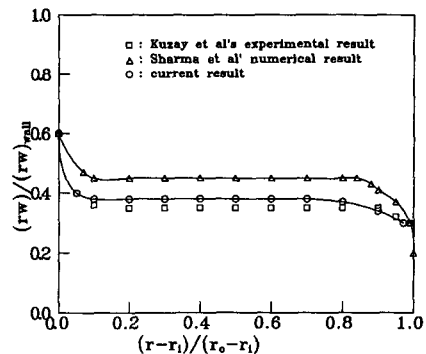


Fig. 2 Comparisons of computed and measured angular momentum profiles

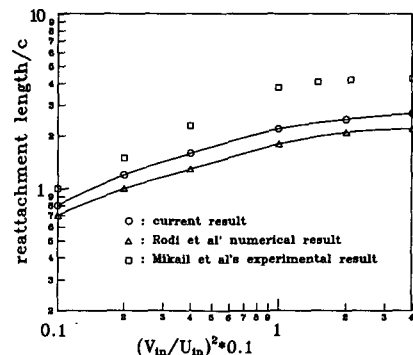


Fig. 3 Comparisons of computed and measured reattachment length

수치해석 결과와는 약간의 차이가 나며, 이것은 Sharma는 난류모델로서 회전체에 적용할 수 있는 수정된 혼합거리가정을 사용하였고 이 연구에서는 표준 $k-\epsilon$ 모델을 사용하였기 때문으로 사료된다.

수직류가 존재할 때의 결과를 비교하기 위하여 레이놀즈수 10000인 경우에 대하여 수직류의 유입 폭과 유입속도를 변화시켰을 때 재부착점의 위치의 변화를 Fig. 3에 도시하였으며 Mcguirk 등⁽¹²⁾의 결과와 비교할 때 잘 일치함을 알 수 있다.

3. 결과 및 고찰

seal은 일정한 압력차가 존재하는 영역내에서 발생하는 누수를 줄이기 위하여 사용된다. 누수량은 입출구사이의 압력차와 밀접한 관계를 갖는다. 유동저항으로 인하여 발생하는 에너지소산이 활발하게 이루어 질수록 입출구 사이의 압력차는 커지게 되며 누수량은 반대로 감소하는 경향을 보인다. 따라서 주어진 영역내의 유동저항을 크게 하면 할수록 씨일의 성능은 향상 된다고 할 수 있다.

이 연구에서는 Table 3에 주어진 기본 제원을 사용하여 각 인자들이 씨일의 누수성능에 미치는 영향을 조사하였다.

분사가 존재하는 seal의 유동형태를 알아보기 위하여 Fig. 4에 속도벡터와 유선을 나타내었다. 분사로 인한 재순환영역과 재부착점이 존재하며, 또한 회전부의 회전으로 인한 원심력 때문에 유선이 정지부쪽으로 치우쳐 흐르는 것을 알 수 있다.

이 연구에서 고려한 분사의 추가가 씨일의 성능에 어떠한 영향을 미치는지 알아보기 위하여 유입되는 유량($Q=8 \times 10^{-5} \text{m}^3/\text{s}$)이 일정할 때 분사의 유무에 따른 압력강하의 변화를 각각의 회전속도에

대하여 Fig. 5에 나타내었다. 이때 injection이 있는 경우는 축방향의 유입유량과 분사되는 유량을 각각 $4 \times 10^{-5} \text{m}^3/\text{s}$ 으로 고정하였다. 분사가 없는 경우와 비교할 때 분사가 있는 경우의 압력강하가 모든 회전속도에 대하여 매우 크게 나타나 씨일의 성능이 향상됨을 알 수 있다.

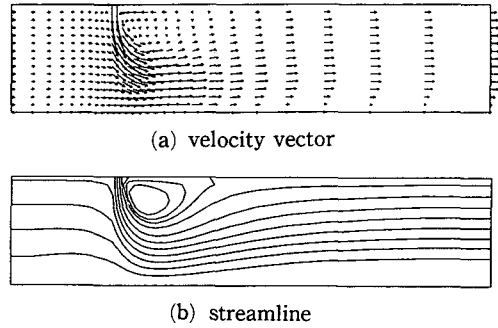


Fig. 4 Velocity vector and streamline profiles at $Re=10000$, $w=10000\text{rpm}$, $v_{in}=5u_{in}$

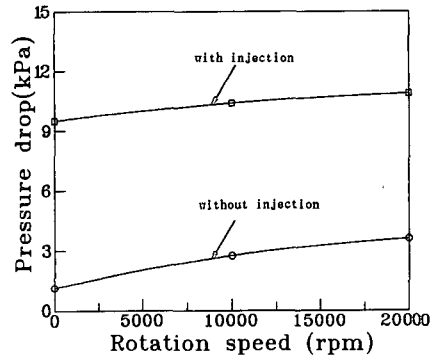


Fig. 5 The injection effects on the pressure drop at the constant rotation speeds

Table 3 Basic dimensions for the seal with injection

| parameters | dimensions |
|------------------------------|------------|
| inner diameter (r_i) | 22.5mm |
| outer diameter (r_o) | 27.5mm |
| axial length (L) | 45mm |
| clearance (c) | 5mm |
| injection location (b) | 9.5mm |
| injection width (d) | 1mm |
| injection angle (α) | 90° |

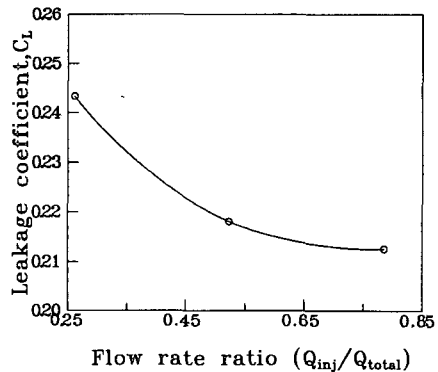


Fig. 6 C_L versus injection flowrate ratio at $\omega=10000$ rpm

씰의 누수성능을 나타내기 위하여 씰의 체적 누수량을 다음과 같이 정의하였다⁽³⁾.

$$Q = C_L \cdot 2\pi r_i^2 \sqrt{2\Delta P / \rho}$$

여기서 C_L 은 누수계수로, 동일한 반경을 갖는 씰들의 누수량을 상대적으로 비교할 수 있는 무차원수로 정의된다.

유입되는 총 유량이 일정할 때 분사되는 유량이 변화함에 따라 누수계수에 미치는 영향을 Fig. 6에 도시하였다. 분사되는 유량이 커지면 커질수록 누수계수는 감소하여 누수성능이 향상됨을 보여준다. 이러한 현상은 난류 운동에너지 분포를 통해 설명될 수 있다. 각각의 경우에 대한 난류 운동에너지 분포를 Fig. 7에 나타내었다. 분사가 있는 부분에서 난류에너지 강도가 매우 크게 나타나며 분사되는 유입량이 커지면 커질수록 난류에너지의 강도는 증가하고, 이로 인한 유동저항의 증가는 입출구 사이의 압력강하를 증가시켜 누수성능을 향상시킨다.

레이놀즈수의 누수계수에 대한 영향을 분사의 유무에 따라 Fig. 8에 각각 비교하였다. 레이놀즈수가 증가할 때 벽면에서의 마찰저항 등의 감소로 인

하여 에너지소산이 작아져 누수계수는 증가한다. 또한 분사가 있을 때 누수성능은 분사가 없는 경우보다 더욱 향상됨을 알 수 있다.

Fig. 9은 회전속도의 변화에 따른 누수계수의 변화를 나타낸 것이다. 축회전속도가 증가함에 따라 누수계수는 감소하는 경향을 보이고 있다. injection이 없는 경우 회전속도가 증가하면 유동영역내의 유체의 난류운동에너지 및 소산률은 크게 증가하며 이로 인하여 보다 큰 유동저항을 가져와 입출구 사이의 압력강하가 커져 누수계수는 작아졌다. 분사가 있는 경우에는 회전속도가 누수성능에 미치는 영향은 거의 없었다.

Fig. 10은 각각의 분사 유입유량에 대하여 분사의 유입각과 누수계수의 관계를 나타낸 것이다. 유입각이 90°이하일 때 누수계수는 유입각이 증가함에 따라 급격히 감소하며 90°일 때 최소값을 가지며 90° 이상에서는 약간의 증가를 나타낸다. 이와 같은 현상은 재순환영역과 분사된 유선사이에서 생기는 전단층(shear layer)과 밀접한 관계가 있

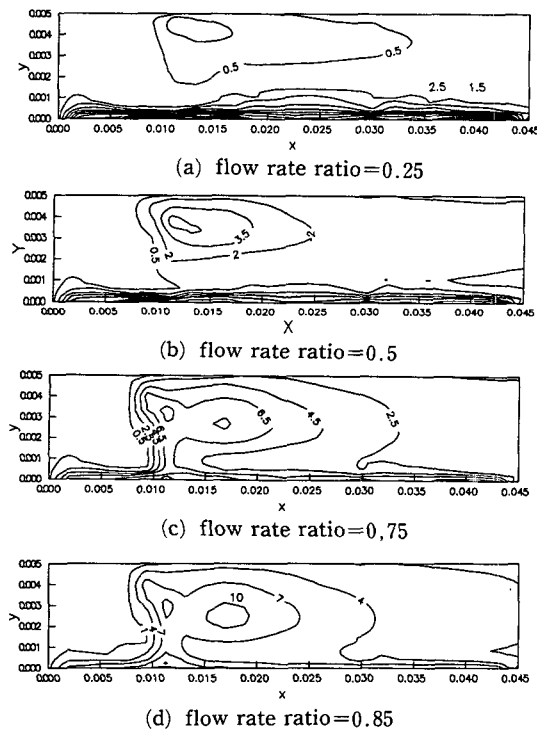


Fig. 7 iso-kinetic energy distribution diagram

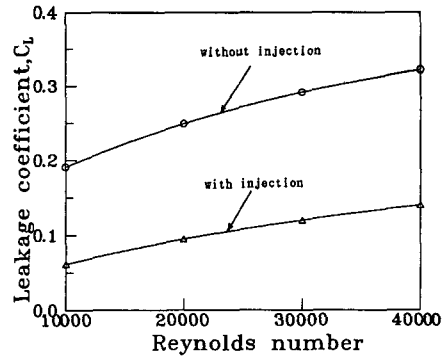


Fig. 8 C_L versus Reynolds number for seal with and without injection at $w=20000$ rpm

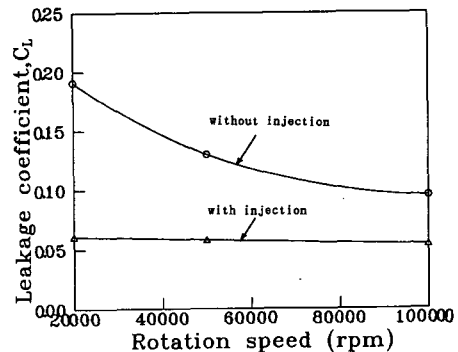


Fig. 9 C_L versus rotation speed for seal with and without injection at $Re=20000$

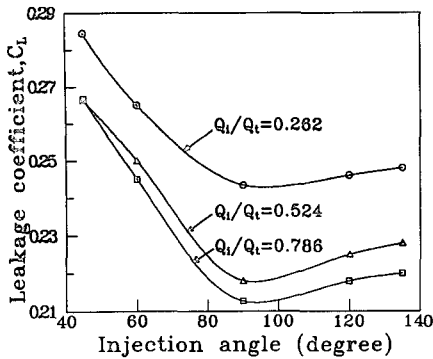


Fig. 10 C_L versus injection angle at the constant total flowrate, $w=20000\text{rpm}$

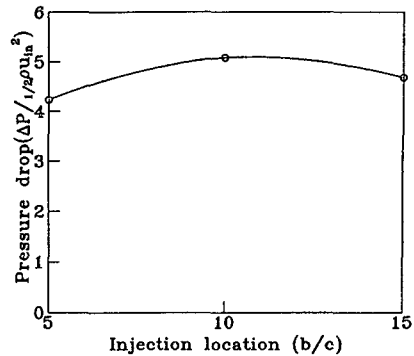


Fig. 11 The effects of injection location on the dimensionless pressure drop at $Re=10000$, $w=10000\text{rpm}$

다. 전단층에서는 난류에너지의 강도가 매우 커 에너지 소산이 가장 활발히 일어난다. 재순환영역의 크기가 커지면 전단층이 확대되어 에너지 소산의 증가를 가져오며, 이로 인하여 압력강하의 증가를 유발하며 누수성능을 향상시킨다. 재순환영역의 크기는 분사되는 위치로부터 재부착점까지의 거리로 나타낼 수 있다. 유입각이 45° , 90° , 135° 인 경우에 대한 재부착점의 위치를 조사하여 보면 각각 1.63c, 1.74c, 1.67c로, 90° 일 때가 가장 크게 나타난다. 재순환영역의 크기 및 재부착점의 길이는 분사 속도의 반경방향 성분, 즉 수직 성분에 크게 좌우됨을 알 수 있다. 따라서 유입각이 90° 일 경우 분사 속도의 반경방향 성분이 최대가 되어 가장 큰 압력강하를 얻을 수 있었고 누수성능은 향상되었다.

Fig. 11은 분사의 축방향으로의 위치에 따른 무차원 압력강하의 변화를 도시한 것이다. 여기에서 나타낸 축방향으로의 위치는 출구에서 역류가 발생하지 않는 범위를 사용하였다. 분사의 위치가 축방향으로 씨일의 중앙에 위치할 때 압력강하는 약간의 증가를 보여 주지만 전반적으로 분사의 위치는 압력강하에 큰 영향을 미치지 못하는 것으로 나타났다. 이와 같은 결과는 분사의 영향이 축방향 위치에 따라 거의 비슷하게 작용하여 유동형태는 큰 변화가 없음을 나타낸다. 분사의 위치가 출구 쪽에 아주 가까울 경우는 완전한 재순환영역이 만들어지기 어려우며, 이 경우는 출구에서 순환영역이 존재하여 본 연구의 수치해법으로는 타당한 결과를 얻을 수 없다.

Fig. 12는 씨일의 간극비 변화에 따른 무차원 압

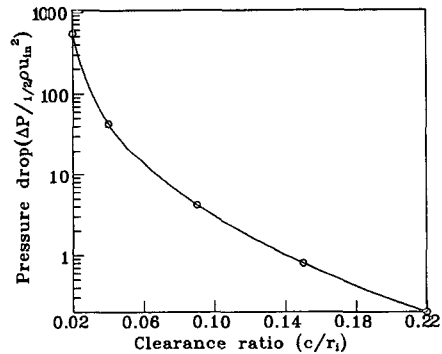


Fig. 12 The effects of clearance ratio on the dimensionless pressure drop at $Re=10000$, $w=10000\text{rpm}$

력강하의 변화를 나타낸 것이다. 간극비는 압력강하에 대하여 매우 큰 영향을 미친다. 간극비가 작아질수록 압력강하는 크게 증가하였다. 그러나 간극비의 사용범위는 회전부의 회전으로 인하여 회전부와 정지부에 발생하는 마찰과 중심축의 편심정도에 따라 한정되어진다. 따라서 씨일이 사용가능한 범위에 한하여 간극비를 작게 한다면 씨일의 성능은 향상될 수 있다.

4. 결론

주유동방향에 대하여 일정한 각도의 분사가 존재하는 씨일에 대하여 각 인자들의 변화에 따른 유동 특성 및 누수성능을 조사하였고, 그 결론은 다음과 같다.

- (1) 분사가 있는 씨일이 injection이 없을 때보다

더욱 향상된 누수성능을 나타내었다.

(2) 분사의 유입유량과 회전속도가 증가할수록 누수성능은 향상되었고 레이놀즈수가 증가할수록 누수성능은 저하되었다.

(3) 분사의 유입각이 90°일때 누수성능이 가장 향상되었다.

(4) 분사의 축방향으로의 위치가 중앙일 때 압력 강하는 최대값을 갖지만, 전반적으로 분사의 위치는 압력강하에 큰 영향을 미치지 못하였다.

(5) 각극비의 압력강하에 대한 영향은 매우 크며 간극비가 작을 수록 압력 강하는 증가하였다.

참고문헌

- (1) Nelson, C.C., 1985, "Rotordynamic Coefficients for Compressible Flow in Tapered Annular Seals," J. of Tribology, Vol.107, July, pp. 318 ~ 325.
- (2) Nordmann, R. Dietzen F.J. and Weizer, H.P. 1987, "Calculation of Rotordynamic Coefficients and Leakage for Annular Gas Seals by means of Finite Difference Techniques," The 1987 ASME Design Technology Conference on Mechanical Vibration and Noise, Boston, Massachusetts, September 27-30, pp. 351 ~ 357.
- (3) Childs, D.W. and Kim, Chang-ho. 1986, "Test Results for Round-Hole-Pattern Damper Seals : Optimum Configurations and Dimensions for Maximum Net Damping," J. of Tribology, vol. 108, October, pp. 605 ~ 611.
- (4) Stoff, H. 1980, "Incompressible Flow in a Labyrinth Seal," J. of Fluid Mech., vol. 100, pp. 817 ~ 829.
- (5) Demko, J.A. Morrison G.L. and Rhode D.L., 1987. "Effects of Shaft Rotation on the Incompressible Flow in a Labyrinth Seal," J. of Propulsion and Power, pp. 508 ~ 520.
- (6) Rhode K.L. and Sobolik, S.R., 1986, "Simulation of Subsonic Flow Through a Generic Labyrinth Seal," ASME, J. of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 108, October, pp. 674 ~ 680.
- (7) Yamada, Y. 1962, "Resistance of a Flow through an Annulus with an Inner Rotating Cylinder," Bulletin of JSME, Vol. 5, No. 18, pp. 302 ~ 310.
- (8) Launder B.E., and Spalding, D.B., 1984, "The Numerical Computation of Turbulent Flows," Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, pp. 269 ~ 289.
- (9) Patankar, S.V. 1980, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, McGraw-Hill, New York.
- (10) Sharma, B.I. Launder B.E. and Scott, C.J. 1976, "Computation of Annular, Turbulent Flow with Rotation Core Tube," ASME J. of Fluid Engineering, December, pp. 753 ~ 758.
- (11) Kuzay, T.M., and Scott, C.J., 1973, "Turbulent Heat and Momentum Transfer Studies in an Annulus with Rotating Inner Cylinder," University of Minnesota, Heat Transfer Laboratory, TR No. 111, Dec.,
- (12) Mcguirk, J.J. and Rodi, W. 1978, "A Depth-Averaged Mathematical Model for the Near Field of Side Discharges into Open-Channel Flow," J. Fluid Mech., Vol. 86, pp. 761 ~ 781.
- (13) Mikail, R., Chu, V.H. and Savage, S.B. 1975, "The reattachment of a two-dimensional turbulent jet in a confined cross flow," Proc. 16th IAHR Cong., Sao Paulo, Brazil, Vol. 3, pp. 414 ~ 419.