

나선 홈 펌프 시일의 특성 해석 Characteristic Analysis of Spiral-Grooved Pump Seal

하태웅* · 이안성**

Tae Woong Ha, An Sung Lee

Key Words : Spiral Gooved Seal(나선 홈 시일), Leakage(누설량), Rotordynamic Coefficients(동특성 계수) Centrifugal Pump(원심펌프), Pumping Effect(펌프작용), Perturbation Analysis(섭동해석)

ABSTRACT

In this paper the leakage prediction and rotordynamic analysis of an annular seal with a smooth rotor and spiral-grooved stator are performed. For developing a theoretical model, the three-control-volume analysis of the circumferentially-grooved seal is expanded by considering pressure reduction due to the pumping effect of spiral groove and pressure flow through the spiral groove. Results by the present analysis are compared with available experimental data. For leakage the analysis results generally show a reasonable agreement to the experimental results. For rotordynamic coefficients the analysis results show the same trend as the experimental results for rotor speed with spiral angles, but their magnitudes show somewhat large deviations.

1. 서론

고성능 원심 펌프에 사용되고 있는 홈(groove) 시일은 밀봉 특성이 우수하기 때문에 원심 펌프의 효율을 향상시킬 수 있는 장점이 있어 널리 사용되고 있다. 특히 홈이 축 방향에 대하여 비틀림 각(β)을 갖는 나선 홈 시일(spiral grooved seal)은 로터의 회전에 따른 나선 홈의 펌프작용(pumping effect)에 의해 발생하는 유체압력이 시일의 양단에 걸리는 압력차와 상쇄되어 실제 시일의 양단에 걸리는 압력차를 저감시킴으로써 누설량을 거의 0으로 할 수 있는 유효성과 작동유체에 포함된 불순물을 나선 홈을 통해 배출시킬 수 있는 장점 등이 있어 널리 사용되고 있다. 나선 홈 시일은 나선 홈이 스테이터에 있는 경우와 로터에 있는 경우, 또는 스테이터 및 로터 양측에 있는 경우가 적용될 수 있으며 다양한 나선 각으로 설계되고 있으나, 상업용 펌프에서는 비교적 작은 나선 각을 적용하고 있으며 회전체 동역학적 안정성이 좋은 것으로 밝혀진 나선 홈이 스테이터에 있는 시일(spiral-grooved stator/smooth-rotor seal)이 일반적으로 많이 사용되고 있다.

최근 원심 펌프의 고성능화에 따른 고속화 및 소형화 설

계 추세에 따라 나선 홈 시일 틈새에서 발생하는 유체력이 증가하여 펌프 회전축계의 불안정 진동을 유발하는 원인이 되고 있다. 따라서 나선 홈 시일 틈새를 통한 누설량과 식(1)과 같이 정의된 틈새에서 발생하는 유체력을 나타내는 회전체 동역학적 계수인 강성계수(K, k), 감쇠계수(C, c), 부가질량계수(M, m)를 예측할 수 있는 정밀한 해석 방법이 요구되고 있다.

$$\begin{aligned} - \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} K & k \\ -k & K \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C & c \\ -c & C \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} M & m \\ -m & M \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (1)$$

나선 홈 시일의 누설량 및 유체력에 관하여, Iwatsubo 등⁽¹⁻²⁾은 나선 홈에 의한 펌프효과를 고려한 이론적 해석방법을 제시하고 비교적 작은 나선각($0.83^\circ - 15.1^\circ$)을 갖는 spiral-grooved stator/smooth rotor seal과 spiral-grooved rotor/smooth stator seal에 대한 누설량 및 동특성 계수의 이론 및 실험 결과를 발표하였다. Kim and Childs⁽³⁾는 fine-groove 이론과 Hirs의 난류 윤활 이론에 바탕을 둔 이론적 해석 방법을 제시하였으며, Childs and Kilgore⁽⁴⁾는 비교적 큰 나선각($15^\circ - 70^\circ$)을 갖는 spiral-grooved stator / smooth rotor seal에 대한 누설량 및 동특성 계수의 실험 결과를 발표하였다. 그러나 이 연구결과들은 나선 홈 시일의 펌프효과와 나선 홈 시일의 실제 유체흐름 상태를 이론 해석에 만족스럽게 반영하지 못했으며, 최근 Iwatsubo and Ishimaru⁽⁵⁾는 나선 홈 시일의 펌프효과와 나선 홈 시일의

* 경원대학교 건축설비·기계공학부
E-mail : twha@mail.kyungwon.ac.kr
Tel : (031) 750-5308, Fax : (031) 750-5273

** 한국기계연구원 구조연구부 회전체그룹

유체흐름을 보다 실제에 가깝게 이론 해석에 반영한 해석 결과를 발표하였다.

본 연구에서는 Iwatsubo and Ishimaru⁽⁵⁾의 나선 홈 시일 해석 방법과 같이 나선 각에 따른 펌프 효과를 고려하고, Ha and Lee⁽⁶⁾가 발표한 평행 홈 시일의 three-control-volume 해석방법을 조합한 나선 홈 시일의 누설량 및 동특성 계수 해석 방법을 제시하고 해석 결과를 Iwatsubo 등⁽²⁾과 Iwatsubo and Ishimaru⁽⁵⁾의 실험 결과와 비교하여 본 연구에서 제시한 해석 방법의 타당성을 검증하고자 한다.

2. 나선 홈 시일의 해석

Fig. 1은 본 논문의 대상인 나선 홈이 스테이터에 있는 spiral-grooved stator/smooth rotor seal을 나타내고 있다. 나선 홈 시일 내의 유체흐름은 나선 홈 각(β)이 0인 평행 홈 시일(Circumferentially grooved seal)의 경우와 많은 차이가 있다. 평행 홈 시일에서는 시일 입구압력과 출구압력 차에 따른 축 방향(Z) 유동이 각 각 land부와 홈(groove)부에서 로터의 회전에 따른 원주방향(θ) 유동과 합성되며 land부와 홈부를 반복해서 통과하며 시일 틈새(C_r) 흐름을 이루게 된다. 이 때 land 부(C.V. I)의 흐름은 매끈한 평면 시일(smooth seal)의 경우와 같으나 홈 부에서는 Fig. 2에 나타낸 것처럼 홈 부에서 단면적이 확대되면서 유선이 홈 안쪽으로 α 만큼 확산되는 jet 흐름부(C.V. II)를 형성하고, 홈의 안쪽(C.V. III)에는 와류가 형성되는데 이 와류흐름이 홈에서의 원주방향 전단흐름과 혼합되어 복잡한 흐름을 나타내게 된다. 결국 평행 홈 시일에서의 누설은 land부와 홈부의 틈새 흐름에 의해서 이루어지며 홈 내부의 흐름은 시일의 직접적인 누설을 야기하지 않는다. 그러나 나선 홈 시일에서는 홈 내부의 흐름이 로터의 회전에 따른 펌프작용(pumping effect)⁽⁷⁾과 시일 입,출구의 압력차에 의한 압력 흐름이 직접적인 시일의 누설을 야기함으로 더욱 복잡한 유동상태를 형성한다.

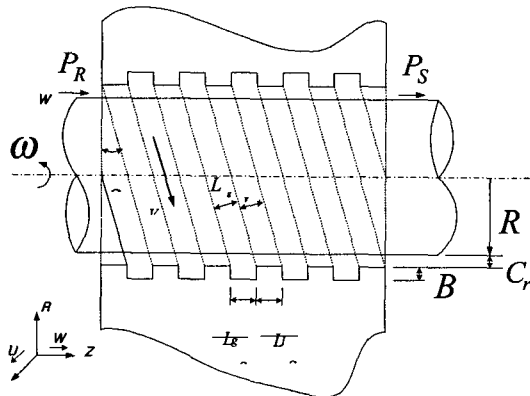


Fig. 1 Spiral-grooved seal geometry.

나선 홈 시일은 나선 각(β)이 0인 평행 홈 시일과 비교할 때 나선 각에 따른 펌프작용과 시일의 입,출구 압력차에 따른 나선 홈 내의 유속 V_g 를 갖는 차이점이 있다. 나선 각에 따른 펌프작용은 시일 입,출구 압력차(ΔP)에 대항하는 압력(ΔP_{spiral})을 발생시켜 결국 시일에는 겉보기 압력차($\Delta P'$)($\Delta P' = \Delta P - \Delta P_{spiral}$)가 작용하여 압력 흐름을 일으키게 되며, 이 겉보기 압력차에 의한 나선 홈 내의 유속 V_g 가 발생된다. 따라서 본 논문에서는 나선 홈 시일의 누설량 및 동특성 계수 해석을 위하여 기 발표된 평행홈 시일의 three-control volume 해석⁽⁶⁾법에 겉보기 압력차와 평행 홈 내의 유속에 나선 홈의 유속 V_g 를 고려하는 해석방법⁽⁵⁾을 제시하고자 한다.

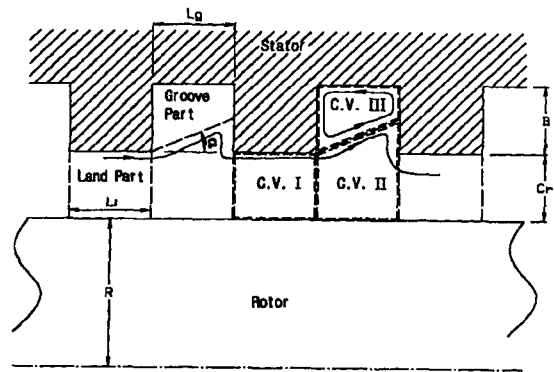


Fig. 2 Definition of three-control volume for spiral grooved seal.

2.1 나선 홈 시일의 펌프 작용(pumping effect)

층류 흐름 영역에서 나선 홈 시일의 펌프작용에 의해 누설 유량이 0이 되는 압력차($\Delta P_{laminar}$)는 식(2)와 같이 Stair⁽⁷⁾에 의해 나선 홈 형상의 함수로 제시되었다. 여기서, μ 는 유체의 점성계수이며, $\gamma = (L_g / \cos\beta) / (L_g / \cos\beta + L_r / \cos\beta)$, $K = (B + C_r) / C_r$, $U = R \cdot \omega$ 이다.

$$\Delta P_{laminar} = \frac{6\mu UL}{C_r^2} \frac{\tan\beta \gamma (1-\gamma) K^3 - 1(K-1)}{K^3(1+\tan^2\beta) + \tan^2\beta \gamma (1-\gamma)(K^3-1)^2} \quad (2)$$

일반적으로 나선 홈 시일에서의 유동은 난류 영역이며 $\Delta P_{turbulent}$ 는 Vohr⁽⁸⁾에 의해 식(3)과 같이 정의된다. 여기서 ν 는 유체의 동점성계수를 나타낸다.

$$\frac{\Delta P_{turbulent}}{\Delta P_{laminar}} = 0.0159 \times \left(\frac{U \times B}{\nu} \right)^{0.778} \quad (3)$$

결국, 나선 홈 시일에서 로터 회전으로 펌프작용에 의한 압력 상승(ΔP_{spiral})은 식(2)와 식(3)에 의해 식(4)와 같이 정의될 수 있으며 실제 나선 홈 시일에 주어진 압력차(ΔP)와 상쇄되어 겉보기 압력차($\Delta P'$)가 시일 양단에 부과된 것과 같게 된다.

$$\Delta P_{total} = 0.0159 \times \left(\frac{U \times B}{\nu} \right)^{0.778} \frac{6\mu UL}{C_r^2} \frac{\tan\beta \gamma (1-\gamma) K^3 - 1(K-1)}{K^3(1+\tan^2\beta) + \tan^2\beta \gamma (1-\gamma)(K^3-1)^2} \quad (4)$$

2.2 나선 홈 시일 내의 겉보기 압력차에 의한 유속

나선 홈 시일은 평행 홈 시일과는 달리 홈 부가 시일의 입구와 출구에 열려 있음으로 겉보기압력차에 의한 압력흐름(V_g)이 나선 홈을 따라서 발생하게 된다. 나선 홈 내의 유속은 사각형 단면을 갖는 관의 압력흐름으로 원형단면을 갖는 파이프에서의 압력흐름과 같이 가정하여 식(5)와 같이 해석할 수 있다.

$$\Delta P' = \frac{\rho V_g^2}{2} \left((1 + \zeta_{in}) + f_g \frac{L/\sin\beta}{D_h} - (1 - \zeta_{ex}) \right) \quad (5)$$

식(5)에서 괄호 안의 첫째 항은 입구손실, 둘째 항은 관내의 점성 저항에 의한 압력 손실, 셋째 항은 출구에서의 압력 회복을 나타낸다. f_g 는 나선 홈의 매끈한 표면에 대한 마찰계수로 Blasius의 마찰계수식을 사용하여 식(6)과 같이 정의된다. 이 때 K 는 보정계수로 측정된 누설량 데이터로부터 결정된다⁽⁵⁾. D_h 는 나선 홈의 사각형 단면에 대한 수력지름(hydraulic diameter)으로 식(7)로 정의된다.

$$f_g = 0.079 K \left(\frac{D_h V_g}{\nu} \right)^{-0.25} \quad (6)$$

$$D_h = \frac{2(B + C_r) L_g}{(B + C_r) + L_g} \quad (7)$$

2.3 Three-control volume을 사용한 수식적 모델링

나선 홈 시일의 펌프작용에 의한 겉보기 압력차($\Delta P'$)와 나선 홈 내의 유속 V_g 를 평행 홈 시일의 three-control volume 해석⁽⁶⁾에 추가로 고려하면 나선 홈 시일의 누설량 및 동특성 계수 해석을 위한 지배 방정식을 평행 홈 시일의 three-control volume 해석방법을 확장하여 유도할 수 있다. Fig. 2에 나타난 3 개의 제어체적 중 C.V. I의 지배 방정식은 평행 홈 시일의 경우와 동일하다. 단지, C.V. II와 C.V. III의 지배방정식에서 축방향 유속($\overline{W_{III}}$)은 평행 홈 시일 경우의 와류 속도에 나선 홈의 축 방향 유속성분인 $V_g \sin \beta$ 를 더해 주어야하며, 원주방향 유속(U_{III})은 평행 홈 시일 경우의 전단흐름 속도에 $-V_g \cos\beta$ 를 더해 주어야한다. 이것은 나선 홈이 스테이터에 있는 spiral-grooved stator/smooth rotor seal에서 나선 홈에 의한 펌프효과를 얻기 위하여 나선은 로터의 회전 방향과 반대 방향으로 설정이 됨으로 홈 내의 전단흐름 유속과 겉보기 압력차에 의한 유속 V_g 의 원주방향 속도 방향이 서로 반대가 되기 때문이다.

평행 홈 시일의 Three-control volume 해석을 위한 지배 방정식의 유도과정은 Ha and Lee⁽⁶⁾에 자세히 기술되었기 때문에 본 논문에서는 생략한다.

3. 지배방정식의 해

3.1 정상상태(zeroth order)식의 해와 누설량

정상상태 식은 펌프 로터가 축 중앙에 위치했을 때 로터와 나선 홈 시일 틈새 사이를 흐르는 유체흐름 상태를 정의하는 것으로 이 식의 해로부터 시일을 통과하는 유량(누설량)을 구할 수 있다. 우선, 나선 홈 시일에서 로터 회전으로 펌프작용에 의한 압력 상승(ΔP_{spiral})을 식(4)를 사용하여 구한 후 겉보기 압력차 $\Delta P' = \Delta P - \Delta P_{spiral}$ 을 계산한다. 이 겉보기 압력차가 나선 홈 시일에 상당하는 평행 홈 시일의 새로운 입구 경계조건이 되며, 식(5)를 사용하여 나선 홈의 유속 V_g 를 결정한다. 이후 정상상태 식의 해를 구하는 방법은 Ha and Lee⁽⁶⁾의 방법과 동일하다. 정상상태 식의 해는 축 방향(Z)에 따른 정상상태의 압력분포와 축방향 및 원주방향(θ) 유속분포를 제공하며, 축방향 유속과 나선 홈의 유속 V_g 를 사용하여 나선 홈 시일을 통한 누설량을 예측할 수 있다. 나선 홈 시일의 누설은 틈새(C_r)부의 누설과 나선 홈 부 누설의 합으로 식(8)과 같이 정의될 수 있다. 두 번째 항의 괄호 부는 나선의 줄수(number of thread start)를 나타낸다.

$$\dot{m} = 2 \pi \rho R C_r W_0 + L_g B \rho \left(\frac{2\pi R}{(L_g + L_r)} \right) V_g \sin \beta \quad (8)$$

3.2 비 정상상태(first order)식의 해와 동특성 계수

비 정상상태식은 섭동변수인 $w_1(z, \theta, \tau)$, $u_1(z, \theta, \tau)$, $p_1(z, \theta, \tau)$, $h_1(z, \theta, \tau)$ 으로 정의되고 펌프 로터의 휘들럼 운동시 편심된 홈 시일 틈새의 유체흐름 상태를 나타낸다. 로터의 휘들럼운동에 의해 틈새깊이 h_1 은 부차원 시간(τ), 원주방향위치(θ), 및 시일의 축방향에 따른 위치(z)의 함수이며 풀이를 간단히 하기 위해 변수분리방법(separation of variable solution approach)과 원 궤적을 갖는 휘들럼 운동(circular precessional motion)을 가정하며, 경계조건과 시일 입구에서 원주방향 섭동속도를 무시하는 가정으로부터 전달행렬법(transition matrix method)⁽⁹⁾을 사용하여 이 연립 미분방정식을 풀면 섭동압력 분포를 구할 수 있다. 이 섭동압력을 θ 와 z 방향에 대하여 적분하면 홈 시일로부터 발생하는 유체 가진력을 나타내는 동특성 계수(rotordynamic coefficients)인 K, k, C, c, M, m 을 근사적으로 구할 수 있다.

4. 나선 홈 시일의 해석 결과 및 고찰

Fig. 1에 나타난 나선 홈 시일의 누설량 및 유체가진력에 의한 동특성계수를 예측하기 위한 해석방법을 앞 절에서 서술하였다. 본 절에서는 본 연구의 해석 결과를 제시하고 타

당성을 검증하기 위하여 Iwatsubo 등⁽²⁾⁽⁵⁾의 실험 결과와 비교 하고자 한다. 동특성계수의 M, m, 및 c는 비교적 작은 값을 갖기 때문에 K, k, 및 C의 결과만을 제시하고자 한다. Fig.1의 나선 홈 시일에 대한 Iwatsubo 등의 실험과 같은 형상 및 운전조건을 Table 1에 나타내었다. 또한 Table 2는 테스트 시일들의 형상정보를 보여주고 있다.

Table 1 Input data for the analysis of spiral-grooved seal.

Pressure difference	5.88 (Bar)
Groove length(L _g)	1.6 (mm)
Groove depth(B)	1.2 (mm)
Land part length(L _l)	1.6 (mm)
Number of groove	10
Clearance of groove seal(C _r)	0.175 (mm)
Radius of groove seal	35.2 (mm)
Spiral groove angle(β)	0 - 10 (°)
Normalized inlet-tangential velocity	0.0
Inlet loss coefficient(ξ _m)	0.5
Pressure recovery factor(ξ _{ex})	0.95
Loss coefficient(ξ _{l2})	0.05
Rotor speed	500 - 3500 (RPM)
Density	998.2 (Kg/m ³)
Absolute viscosity	0.001 (N-s/m ²)
Groove penetration angle (α)	0.008 (radian)
(n _s , m _s) for stator surface	0.12, -0.206
(n _r , m _r) for rotor surface	0.12, -0.206

Table 2 Geometry data of test seals.

Seal number	Seal geometry	Spiral angle (β °)	No. of thread start
Seal 1	Type A	0	0
Seal 2	Type B	3.32	4
Seal 3	Type B	6.65	8
Seal 4	Type B	10	12

Type A : Parallel-grooved stator/ smooth rotor,

Type B : Spiral-grooved stator/ smooth rotor.

Fig. 3은 로터의 회전수(rpm)에 따른 평행 홈 시일 및 나선 홈 시일의 누설량(\dot{m})에 대하여 본 논문의 해석 결과(anal.)와 Iwatsubo 등⁽⁵⁾의 실험결과(exp.)를 나타내고 있다. 해석결과와 실험결과 모두 나선 각이 커짐에 따라서 누설량이 증가하며, 로터의 회전수가 증가함에 따라서 누설량이 감소하는 일치된 경향을 보이고 있다. 평행 홈 시일의 경우는 달리 나선 홈 시일에서는 로터의 회전수가 증가함에 따라서 나선 홈 시일의 펌프효과가 커져 겉보기 압력차가 작아지게 됨으로 누설 유량이 감소하게되고 나선 각에 따라

6500 rpm 이상에서는 누설유량이 거의 0에 이르게됨을 보여주고 있다.

해석 결과가 seal 3(β = 6.65°)를 제외하고는 실험결과와 비교적 잘 일치함을 보이고 있다. 그러나 seal 3의 누설량 실험결과는 seal 2(β = 3.32°)의 누설량 실험결과보다 약간 크게 나타나고 있어, seal 4(β = 10°)의 누설량 실험결과와 β의 증가에 따른 누설량의 증가 경향을 비교해 볼 때(β의 증가량이 seal 2 - seal 3, seal 3 - seal 4 사이에 약 3.34°로 일정함) seal 3의 해석 결과가 실험결과보다 더 타당성이 있다고 판단된다. 로터의 회전수 증가에 따른 누설의 감소 경향은 해석결과가 실험결과보다 더 크게 나타나고 있다.

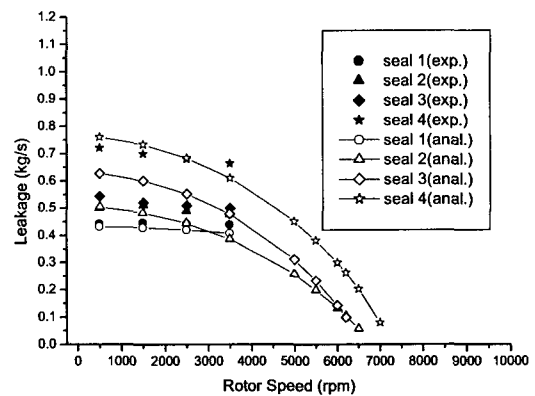


Fig. 3 Leakage vs. rotor speed

Fig. 4는 로터의 회전수에 따른 강성계수(K)에 대하여 본 논문의 해석 결과(anal.)와 Iwatsubo 등⁽²⁾의 실험결과(exp.)를 나타내고 있다. 강성계수는 축계의 위험속도(Critical speed)와 관계되는 것으로 본 연구의 해석 결과는 실험 결과보다 평행 홈 시일의 경우는 작게, 나선 홈 시일의 경우는 크게 예측됨을 보이고 있다. 해석결과와 실험결과 모두 로터의 회전수가 증가함에 따라서 평행 홈 시일의 경우는 K가 감소함을, 나선 홈 시일의 경우에는 K가 증가함을 보여 일치된 경향을 나타내고 있다. 그러나 나선 홈 시일의 경우 로터의 회전수 증가에 따른 K의 증가율은 해석결과가 실험결과보다 더 큼을 보이고, 나선 각이 증가함에 따라 해석결과는 K가 증가함을 보이고 있으나 실험결과는 로터의 회전수에 따라 다른 경향을 보이고 있다.

Fig. 5는 로터의 회전수에 따른 연성강성계수(k)에 대하여 본 논문의 해석 결과(anal.)와 Iwatsubo 등⁽²⁾의 실험결과(exp.)를 나타내고 있다. 연성강성계수는 축계의 불안정화력과 관계되는 것으로 작은 값을 나타낼수록 축계의 안정화를 이룰 수 있다. 평행 홈 시일의 경우는 해석결과가 실험결과보다 조금 크게 예측되고는 있으나 로터 회전수에 대한 경향 등이 비교적 잘 일치함을 보이고 있다. 나선 홈 시일의

경우, seal 2와 seal 3는 해석결과가 실험결과보다 크게 예측되고 있으며 seal 4는 해석결과가 실험결과보다 작게 예측되고 있다. 해석결과와 실험결과가 로터의 회전수에 대한 경향은 일치함을 보이고 있다. 그러나 실험결과는 나선 각이 증가함에 따라 k가 감소하는 분명한 경향을 나타내고 있으나 해석결과는 1500 rpm과 2500 rpm에서만 일치된 경향을 보이고 있으며, 해석결과는 나선 각의 증가에 따른 k의 변화가 실험결과에 비해 큰 변화가 없음을 보이고 있다. 나선 홈 시일의 경우 k는 음의 값을 나타내고 있는데, 이것은 로터의 전방 휘돌림 운동(forward-precressing motion)에 대하여 안정화 영향(stabilizing source)을 주는 것으로 나선 홈 시일은 펌프 시스템의 안정화를 향상시킬 수 있다고 사료된다.

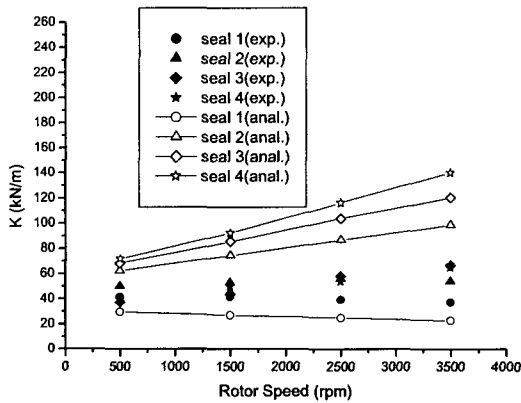


Fig. 4 Direct stiffness vs. rotor speed

Fig. 6은 로터의 회전수에 따른 감쇠계수(C)에 대하여 본 논문의 해석결과(anal.)와 Iwatsubo 등⁽²⁾의 실험결과(exp.)를 나타내고 있다. 감쇠계수는 축계의 안정화력과 관계되는 것으로 큰 값을 갖을수록 축계의 안정화를 향상시킬 수 있다. 본 논문의 해석결과는 실험결과와 비교할 때 C가 크게 예측됨을 보이며, 또한 로터의 회전수가 증가함에 따라서 C가 실험결과보다 큰 비율로 커짐을 보이고 있다. 해석결과와 실험결과 모두 C는 나선 각에 대하여 둔감함을 보이고 있으나 실험결과의 경우 나선 각이 커질수록 C가 약간 감소함을 나타낸 반면 해석결과의 경우는 단지 3500 rpm의 경우만 같은 경향을 나타내고 있다.

누설량 및 동특성계수에 대한 본 연구의 해석결과와 실험결과의 비교 분석에서 나타난 것처럼, 누설량의 경우는 비교적 해석결과가 실험결과와 잘 일치하고 있으나 로터의 회전수가 커질수록 그 차이가 커짐을 보이고 있으며, 동특성계수(K, k, 및 C)의 경우도 정량적으로 분명한 차이를 보이고 일부 정성적인 특성에서도 차이를 보이고 있다. 지금까지 발표된 나선 홈 시일에 대한 실험결과⁽²⁾⁽⁴⁾⁽⁵⁾가 많지 않고 나선 홈 시일의 형상이나 운전조건이 서로 달라 해석결과를 충분히 검증하는데 어려움이 있으며 지금까지 발표된 해석

결과들⁽¹⁾⁽³⁾⁽⁵⁾⁽⁸⁾도 만족할 만한 결과를 주지 못하고 있는 실정이다. 본 연구에서는 평행 홈 시일의 유체흐름을 비교적 실제흐름에 가깝게 정의하는 three-control volume 해석 방법을 확장하여 나선 홈 시일의 누설량 및 동특성 계수를 예측할 수 있는 해석방법을 제시하였다. 해석결과의 타당성은 나선 홈 시일의 해석시 요구되는 유체흐름과 관련된 계수들(Table 1)인 입구손실계수(inlet loss coefficient(ξ_{in})), 압력회복 계수(pressure recovery factor(ξ_{ex})), land부와 홈부로 사이의 손실계수(loss coefficient(ξ_{12})), 홈 부에서의 유선 각(groove penetration angle (α)), 및 로터나 스테이터의 표면 마찰계수와 관련된 계수들(n_s, m_s, n_r, m_r)의 영향⁽¹⁰⁾이 매우 중요하기 때문에 나선 홈의 형상 및 운전조건에 맞는 정확한 실험 데이터가 필요하나 지금까지 충분한 실험데이터가 발표되지 못한 실정임으로 해석 결과의 개선을 위하여 이 계수들에 대한 추가적인 연구가 요구되고 있다.

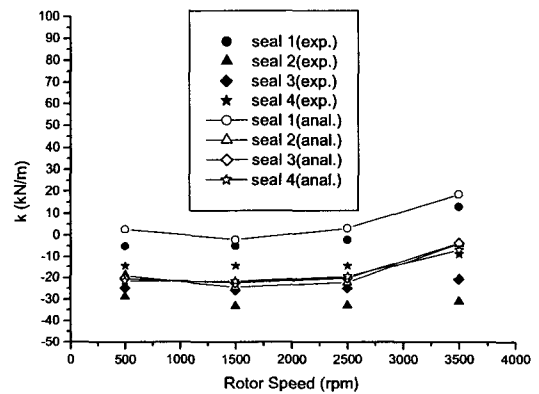


Fig. 5 Cross coupled stiffness vs. rotor speed

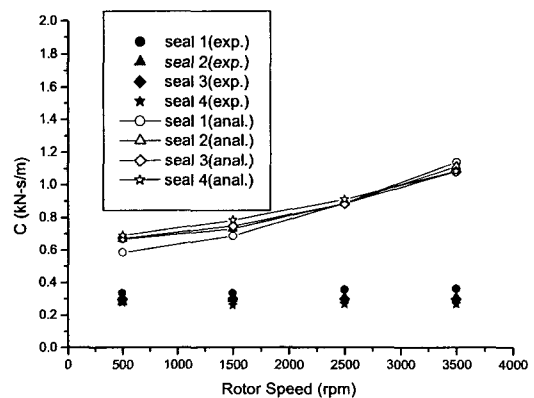


Fig. 6 Direct damping vs. rotor speed

4. 결론

나선 홈 시일의 누설량 및 동특성 계수 해석을 위하여 평행홈 시일의 three-control volume 해석방법에 나선 홈 시일의 펌프작용에 의한 겹보기 압력차와 평행 홈 내의 유속에 나선 홈의 압력흐름 V_g 를 고려한 해석방법을 제시하고 그 결과를 실험결과와 비교하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 누설량은 나선 각이 커짐에 따라서 누설량이 증가하며, 로터의 회전수가 증가함에 따라서 누설량이 감소하는 경향을 나타내며, 해석결과는 실험결과와 비교적 잘 일치함을 보였다.
- 2) 강성계수(K)는 로터의 회전수가 증가함에 따라서 증가함을 보였으나 로터의 회전수 증가에 따른 K의 증가율은 해석결과가 실험결과보다 더 크게 나타났다. 나선 각이 증가함에 따라 해석결과는 K가 증가함을 보이고 있으나 실험결과는 로터의 회전수에 따라 다른 경향을 보였다.
- 3) 연성강성계수(k)에 대하여, 평행 홈 시일의 경우는 해석결과가 비교적 잘 예측됨을 보였으나 나선 홈 시일의 경우 실험결과는 나선 각이 증가함에 따라 k가 감소하는 분명한 경향을 나타냈으나 해석결과는 1500 rpm과 2500 rpm에서만 일치된 경향을 나타냈다. 나선 각의 증가에 따른 k의 변화도 해석결과는 실험결과에 비해 큰 변화가 없음을 보였다. 나선 홈 시일의 k는 음의 값을 나타내고 있어 펌프 시스템의 안정화에 기여할 수 있을 것으로 판단된다.
- 4) 감쇠계수(C)에 대하여, 해석결과는 실험결과 보다 전반적으로 크게 예측됨을 보였으며, 또한 로터의 회전수가 증가함에 따라서 실험결과보다 큰 비율로 커짐을 나타냈다. 해석결과와 실험결과 모두 C는 나선 각에 대하여 둔감함을 보였다.
- 5) 동특성계수(K, k, 및 C)의 경우 일부 정량적으로 실험결과와 차이를 보이고 정성적인 특성에서도 차이를 보였다. 이는 해석시 요구되는 나선 홈의 형상 및 운전조건에 따른 유체흐름과 관련된 계수들의 영향이 매우 중요함으로 실험 데이터에 기초한 정확한 계수들의 적용이 필요하나 지금까지 발표된 실험 데이터가 충분하지 못함에 일부 기인된 것으로 판단되며, 해석 결과의 개선을 위하여 이 계수들에 대한 추가적인 연구가 요구되고 있다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 목적기초연구(R05-2001-000-01110-0)지원으로 수행되었음.

참고문헌

- (1) Iwatsubo, T., Yang, B. S., and Ibaraki, R., 1986, "Theoretical Approach to Obtaining Dynamic Characteristics of Noncontacting Spiral-Grooved Seals," Rotordynamic Instability Problems in High-Performance Turbomachinery, NASA CP No. 2443, proceedings of a workshop held at Texas A&M University, pp. 155-188.
- (2) Iwatsubo, T., Sheng, B. C., and Ono, M., 1990, "Experiment of Static and Dynamic Characteristics of Spiral Grooved Seals," Rotordynamic Instability Problems in High-Performance Turbomachinery, NASA CP No. 3122, proceedings of a workshop held at Texas A&M University, pp. 223-234.
- (3) Kim, C. H., and Childs, D. W., 1987, "Analysis for Rotordynamic Coefficients of Helically-Grooved Turbulent Annular Seals", ASME Journal of Tribology, Vol. 109(1), pp. 136-143.
- (4) Childs, D. W., Nolan S. A., and Kilgore J. J., 1990, "Test Results for Turbulent Annular Seals, Using Smooth Rotors and Helically-Grooved Stators", ASME Journal of Tribology, Vol. 112, pp. 254-258.
- (5) Iwatsubo, T., and Ishimaru, H., 1998, "Dynamic Characteristics of Pump Seals With Spiral Groove," in Proceedings of the Fifth IFToMM International Conference on Rotordynamics, Darmstadt, Germany, pp. 224-240.
- (6) Ha, T. W. and Lee, A. S., 2000, "A Rotordynamic Analysis of Circumferentially-Grooved Pump Seals based on a Three-Control-Volume Theory," KSME International Journal, Vol. 14, No 3, pp. 261-271.
- (7) Stair, W. K., 1967, "Effect of Groove Geometry on Viscoseal Performance," Journal of Engineering for Power, pp. 605-614.
- (8) Vohr, J. H., and Chow, C. Y., 1971, "Theoretical Analysis of Spiral-Grooved Screw Seal for Turbulent Operation," Proceedings 4th International Conference of Fluid Sealing, B6, pp. 89-108.
- (9) Meirovitch, L., 1985, Introduction to Dynamics and Control, Wiley Interscience, New York.
- (10) Marquette, O. R., and Childs D. W., 1996, "An Extended Three-Control-Volume Theory for Circumferentially-Grooved Liquid Seals," ASME Journal of Tribology, Vol. 118, pp. 276-285.