

갤러킨 유한요소해석법을 이용한 미케니컬 페이스 실의 윤활성능해석

최병렬* · 이안성† · 최동훈**

(2000년 1월 26일 접수, 2001년 3월 28일 심사완료)

A Lubrication Performance Analysis of Mechanical Face Seals Using Galerkin Finite Element Method

Byung-Lyul Choi, An Sung Lee and Dong-Hoon Choi

Key Words : Mechanical Face Seal(미케니컬 페이스 실), Reynolds Equation(레이놀즈 방정식), Galerkin Finite Element Method(갤러킨 유한요소법), Coning(코닝), Tilt(기울어짐), Lubrication Performance(윤활성능)

Abstract

A mechanical face seal is a tribo-element intended to control leakage of working fluid at the interface between a rotating shaft and its housing. Leakage of working fluid decreases drastically as the clearance of the mating seal faces gets smaller. But the very small seal clearance results in an increased reduction of seal life because of high wear and heat generation. Therefore, in the design of mechanical face seals a compromise between low leakage and acceptable seal life is important, and it presents a difficult and practical design problem. A fluid film or sealing dam geometry of the seal clearance affects seal lubrication performance very much, and thereby it is one of the main design considerations. In this study the Reynolds equation for the sealing dam of mechanical face seals is numerically analyzed, using the Galerkin finite element method, which is readily applied to various seal geometries. Film pressures of the sealing dam are analyzed, including the effects of the seal face coning and tilt. Then, lubrication performances of the seals, such as opening forces, restoring moments, leakage, and dynamic coefficients, are calculated, and they are compared to the results obtained by the narrow seal approximation.

기호설명

Δp^* : 시일 내부와 외부의 압력차
 Q_r : 누설량, $(12\mu Q_r^*) / (C^{*3} \Delta p^*)$
 C_{zz} : 축방향 감쇠계수, $(C_{zz}^* C^* \omega) / (\Delta p^* r_o^{*2})$
 C_{rr} : 각방향 감쇠계수, $(C_{rr}^* C^* \omega) / (\Delta p^* r_o^{*4})$
 F_z : 개방력, $F_z^* / (\Delta p^* r_o^{*2})$
 K_{zz} : 축방향 강성계수, $(K_{zz}^* C^*) / (\Delta p^* r_o^{*2})$

K_{rr} : 각방향 강성계수, $(K_{rr}^* C^*) / (\Delta p^* r_o^{*4})$
 M_x : 리스토링-모멘트, $M_x^* / (\Delta p^* r_o^{*3})$
 M_y : 트랜스버스-모멘트, $M_y^* / (\Delta p^* r_o^{*3})$
 β : 코딩량, $(\beta^* r_o^*) / C^*$
 γ : 축의 기울어짐량, $(\gamma^* r_o^*) / C^*$
 Λ : 시일 계수, $(12\pi N \mu r_o^{*2}) / (\Delta p^* C^{*2})$

1. 서론

미케니컬 페이스 시일(Mechanical face seal)은 회전하는 축을 통한 압력유체의 밀봉을 위한 기계요소로서 자동차 워터펌프에서 로켓엔진 터보펌프에 이르기까지 유체와 터보기계 전반에 걸쳐 널리 사

* 한양대학교 대학원

† 책임저자, 회원, 한국기계연구원

** 회원, 한양대학교 기계공학부

E-mail : dhchoi@email.hanyang.ac.kr

TEL : (02)2290-0443 FAX : (02)2290-1639

용되고 있다. 기계적 페이스 시일의 근본적 기능은 작동유체의 누설을 제어하는 것이며, 누설은 짝을 이루는 시일 면들이 서로 작은 틈새를 가질수록 감소하게 된다. 그러나 이를 위해 틈새가 지나치게 감소하면, 면 사이의 열발생과 함께 마멸로 인해 시일의 수명이 감소하게 된다. 따라서, 기계적 페이스 시일의 설계시는 요구 누설량과 수명의 동시 확보를 위해 적절한 타협설계를 하는 것이 중요하다. 특히, 기계적 페이스 시일의 틈새를 이루는 유막 또는 실링-댐의 형상이 시일의 윤활 성능전반에 크게 영향을 주므로, 실링-댐 형상설계에 따른 윤활성능 변화의 예측이 시일 설계시 충분히 검토되어야 한다.^(1,2)

기계적 페이스 시일은 Fig. 1과 같이 크게 프라이머리-시일(Primary seal), 메이팅-링(Mating ring), 세컨더리-시일(Secondary seal), 스프링, 그리고 프라이머리-시일의 회전 여부에 따라 Anti-rotation lock(Fig. 1과 같이 프라이머리-시일이 회전하지 않는 경우) 또는 Positive drive mechanism으로 구성되며, 프라이머리-시일은 메이팅-링의 런-아웃(Runout) 트래킹이 가능하도록 축 방향과 각(Angular) 방향의 변위가 허용되는 유연성을 가지고 설치된다.

지금까지 기계적 페이스 시일의 수치적 윤활 해석에는 유한차분법(Finite difference method)가 널리 사용되어져 왔다.⁽³⁾ 아울러, 시일의 폭이 원주에 비해 아주 작다는 가정(Narrow seal approximation)하에 레이놀즈 윤활 방정식의 해석적 해를 구하는 방법이 시일 성능의 매개변수 연구를 위해 자주 사용되었다. Etsion⁽⁴⁾은 기계적 페이스 시일의 원주방향 웨이비니스(Waviness)와 반경방향 코닝(Coning)을 고려하여 해석적 해를 구하였고, Etsion과 Sharoni⁽⁵⁾ 그리고 Sharoni와 Etsion⁽⁶⁾은 시일의 기울어짐(Tilt)와 반경방향의 코닝을 고려하여 각각 Hydrostatic 효과와 Hydrodynamic 효과에 따른 시일의 성능해석을 해석적으로 수행하였다. 또, Green과 Etsion⁽⁷⁾은 기계적 페이스 시일의 동특성계수를 해석적 방법으로 구하였다.

본 연구에서는 비접촉식 기계적 페이스 시일의 윤활성능 및 동특성 해석을 위해, 유막 실링-댐의 다양한 틈새형상 모델링이 용이한 Galerkin 유한요소법(Finite element method)를 이용하여 레이놀즈 윤활 방정식의 정식화를 수행하고자 한다. 여기서, 실링-댐의 형상은 시일의 기울어짐과 반경방향 코닝을 고려하여 모델링된다. 먼저 실링-댐의 압력분포가 구해지며, 이로부터 시일의 개방력(Opening Force), 리스토링-모멘트(Restoring Moment), 누설 성능이 계산된다. 또한 수치적 교란법을 이용하여 시일의 축 방향과 각 방향의 강성계수(Stiffness coefficient)와 감쇠계수(Damping

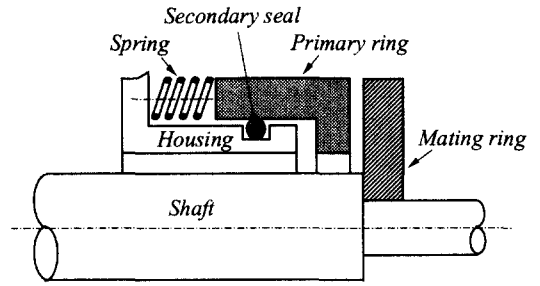


Fig. 1 Arrangement of mechanical face seal components

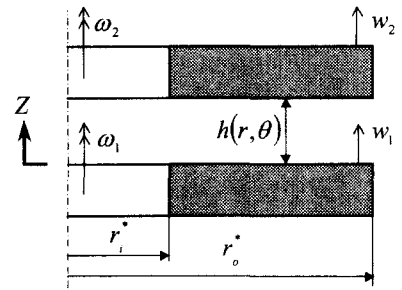


Fig. 2 Cylindrical coordinates of seal rings

coefficient)가 계산되고, 코닝과 기울어짐의 영향이 분석된다. 아울러, Narrow seal 가정에 의한 기존의 해석적 결과와의 비교 검토를 수행하고자 한다.

2. 윤활해석

2.1 유한요소 정식화

Fig. 2는 기계적 페이스 시일의 윤활 해석을 위한 원통좌표계를 나타내며, 비압축성 작동유체의 경우, 밀도 ρ 는 일정하므로 무차원화된 레이놀즈 방정식은 식 (1)과 같이 표현된다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{H^3}{R} \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial R} \left(RH^3 \frac{\partial P}{\partial R} \right) = \Lambda R \frac{\partial H}{\partial \theta} + 2\Lambda R \frac{\partial H}{\partial \tau} \quad (1)$$

여기서, R, H, P, τ, Λ 는 식 (2)로 정의된다.

$$R = r/r_o^*, H = h/C^*, P = p/\Delta p^*, \tau = t\omega \quad (2)$$

$$\Lambda = \frac{12\pi N\mu}{\Delta p^*} \left(\frac{r_o^*}{C^*} \right)^2$$

유한요소 정식화를 위해 Galerkin residual method를 식 (1)에 적용하면 식 (3)과 같은 적분형태가

얻어진다.

$$\int_A [N]^T \left\{ \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{H^3}{R} \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(RH^3 \frac{\partial P}{\partial R} \right) \right\} dA$$

$$= \int_A [N]^T \left\{ \frac{1}{R} \Lambda R \frac{\partial H}{\partial \theta} + 2\Lambda \frac{\partial H}{\partial r} \right\} dA \quad (3)$$

식 (3) 좌우변의 각항은 식 (4)와 같이 전개된다.

$$\int_A [N]^T \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{H^3}{R} \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) dA$$

$$= - \int_A [N_{,\theta}]^T \frac{H^3}{R^2} [N_{,\theta}] \{P^e\} dA + \int_S [N]^T \frac{H^3}{R} \frac{\partial P}{\partial \theta} mdS \quad (4a)$$

$$\int_A [N]^T \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(RH^3 \frac{\partial P}{\partial R} \right) dA$$

$$= - \int_A [N_{,r}]^T H^3 [N_{,r}] \{P^e\} dA + \int_S [N]^T H^3 \frac{\partial P}{\partial R} ldS \quad (4b)$$

$$\int_A [N]^T \frac{1}{R} \Lambda R \frac{\partial H}{\partial \theta} dA$$

$$= -\Lambda \int_A [N_{,\theta}] HdA + \Lambda \int_S [N]^T RHmdS \quad (4c)$$

최종적으로, 식 (4)를 정리 조합하면 식 (5)로 표현된 실링-댐의 유한요소 방정식이 얻어진다.

$$[K^e] \{P^e\} = \{r^e\} \quad (5a)$$

$$K_{ij}^e = \int_A \left\{ \frac{H^3}{R^2} \frac{\partial N_i}{\partial \theta} \frac{\partial N_j}{\partial \theta} + H^3 \frac{\partial N_i}{\partial R} \frac{\partial N_j}{\partial R} \right\} dA \quad (5b)$$

$$r_i^e = \Lambda \int_A \frac{\partial N_i}{\partial \theta} HdA + \int_S N_i H^3 \frac{\partial P}{\partial R} ldS$$

$$+ \int_S N_i \left(\frac{H^3}{R} \frac{\partial P}{\partial \theta} - \Lambda RH \right) mdS + 2\Lambda \int_A N_i \frac{\partial H}{\partial r} dA \quad (5c)$$

한편, 본 연구에서 사용한 유한요소는 4개의 절점을 갖는 Plane bilinear isoparametric element이며, 각 형상함수는 식 (6)과 같다.

$$N_1 = 1/4(1-\xi)(1-\eta)$$

$$N_2 = 1/4(1+\xi)(1-\eta)$$

$$N_3 = 1/4(1+\xi)(1+\eta) \quad (6)$$

$$N_4 = 1/4(1-\xi)(1+\eta)$$

$$-1 \leq \xi \leq 1, -1 \leq \eta \leq 1$$

2.2 성능 및 동특성 해석

Fig. 3는 미케니컬 페이스 시일의 실링-댐을 형성하는 프라이머리-시일-링과 메이팅-링의 기하형

상과 좌표계를 보여준다. 시일의 기울어짐과 코닝을 고려한 유막두께는 식 (7)로 표현된다.

$$H = 1 + \gamma R \sin \theta + \beta (R - R_i) \quad (7)$$

여기서, 무차원화된 축의 기울어짐과 코닝은 식 (8)과 같이 정의된다.

$$\gamma = \frac{\gamma^* r_o^*}{C^*}, \quad \beta = \frac{\beta^* r_o^*}{C^*} \quad (8)$$

위의 유막두께를 식 (5)의 유한요소 방정식에 대입하여 조립 구성한 전체 시스템의 윤활 행렬방정식으로부터 구한 유막의 압력으로부터 시일의 개방력, 리스토링-모멘트 그리고 트랜스버스-모멘트를 식 (9)-(11)와 같이 계산할 수 있다.

$$F_z = \int_0^{2\pi} \int_{R_i}^R PRdRd\theta \quad (9)$$

$$M_x = \int_0^{2\pi} \int_{R_i}^R PR^2 \cos \theta dRd\theta \quad (10)$$

$$M_y = \int_0^{2\pi} \int_{R_i}^R PR^2 \sin \theta dRd\theta \quad (11)$$

그리고, 시일의 내경과 외경에서의 누설은 식 (12)으로부터 계산될 수 있다

$$Q_i = -\sum_i r_i \quad (12)$$

여기서, i는 내경 또는 외경을 따른 누설경로 상의 절점 전부를 나타낸다.

한편, 실링댐의 동특성 계수는 축 방향과 시일의 각 방향의 수치적 교란으로 식 (13)-(16)과 같이 계산할 수 있다.

$$K_{zz} = -\frac{\partial F_z}{\partial Z} \quad (13)$$

$$K_{\gamma\gamma} = -\frac{\partial M_x}{\partial \gamma} \quad (14)$$

$$C_{zz} = -\frac{\partial F_z}{\partial \dot{Z}} \quad (15)$$

$$C_{\gamma\gamma} = -\frac{\partial M_x}{\partial \dot{\gamma}} \quad (16)$$

3. 해석결과 및 고찰

3.1 성능해석결과

Fig. 4는 Table 1의 시일 형상데이터를 사용하고 시일 면의 코닝이 5, 시일 면의 기울어짐이 0.8일

때, 원주를 따른 실링-댐의 유막 두께 분포를 보여주고 있다. 그리고, 이때 외경압력 1 MPa, 내경압력 0 MPa에 대해 얻어진 무차원 압력분포가 Fig. 5에 나타나 있다.

Fig. 6에서 Fig. 8에는 내외경의 반경비가 0.8인

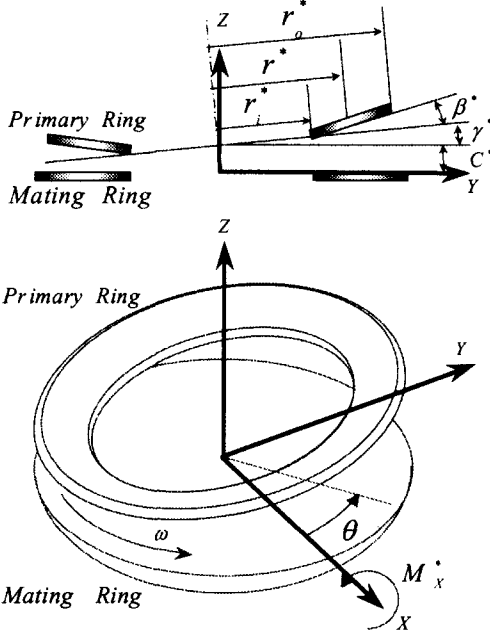


Fig. 3 Primary ring and mating ring with coordinates system

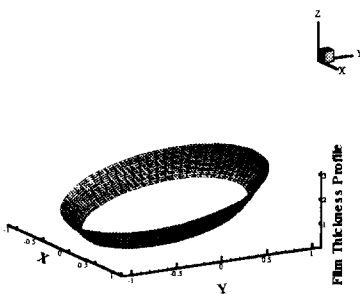


Fig. 4 Film thickness profile

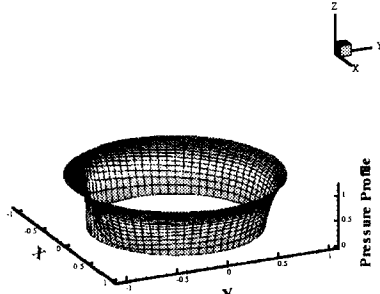


Fig. 5 Pressure distribution

시일의 코닝에 따른 개방력, 리스토링-모멘트, 누설의 무차원 성능 해석결과가 시일 면의 기울어짐 0.0, 0.4, 0.8의 세가지 경우에 대해 나타나 있다. Fig. 6으로부터 시일의 개방력은 코닝이 증가함에 따라 크게 증가하며, 기울어짐의 증가에 따라 각 코닝에서 동일량 만큼 개방력이 증가함을 볼 수 있다. Fig. 7로부터 리스토링-모멘트는 기울어짐 량에 따라 크게 변화하며, 7미만의 코닝에서 급속히

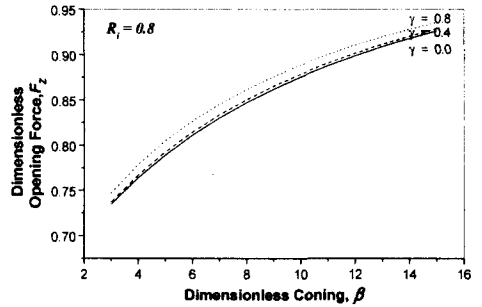


Fig. 6 Opening force vs. coning for various tilts at $R_i = 0.8$

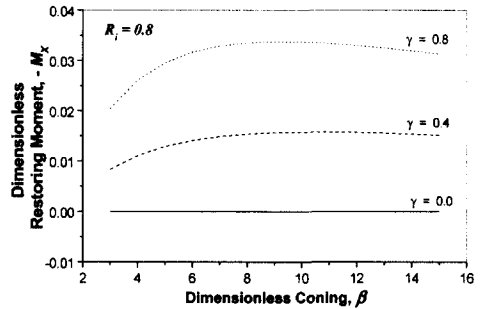


Fig. 7 Restoring moment vs. coning for various tilts at $R_i = 0.8$

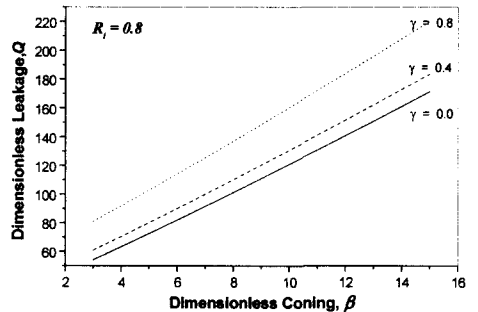


Fig. 8 Leakage vs. coning for various tilts at $R_i = 0.8$

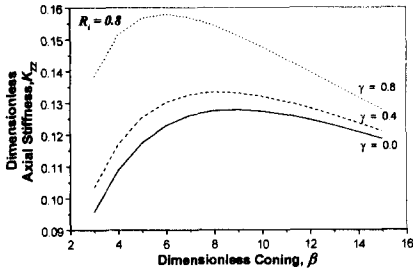


Fig. 9 Axial stiffness vs. coning for various tilts at $R_i = 0.8$

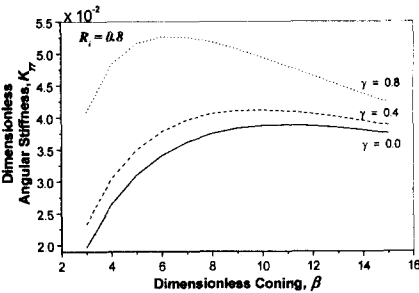


Fig. 10 Angular stiffness vs. coning for various tilts at $R_i = 0.8$

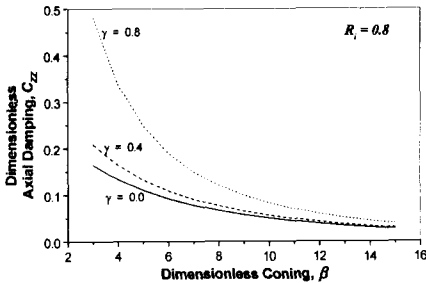


Fig. 11 Axial damping vs. coning for various tilts at $R_i = 0.8$

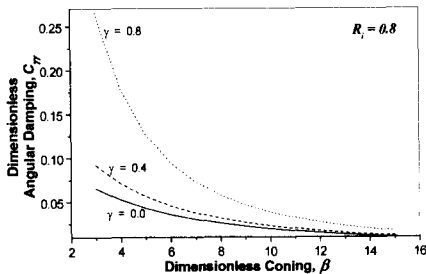


Fig. 12 Angular damping vs. coning for various tilts at $R_i = 0.8$

증가하여 7이상에서는 비교적 일정한 값을 갖는 특성을 보인다. 한편, 기울어짐이 없는 경우는 당연한 결과로 리스토링-모멘트가 발생하지 않음을 확인할 수 있다. Fig. 8로부터 누설은 코닝에 비례하여 크게 증가하며, 기울어짐 증가에 따라 누설이 상당량 부가적으로 증가함을 볼 수 있다

3.2 동특성계수 해석결과

Fig. 9에서 Fig. 12에는 반경비 0.8인 시일의 코닝에 따른 축 방향과 각 방향의 무차원 강성 및 감쇠 동특성계수 해석결과가 시일 면의 기울어짐 0.0, 0.4, 0.8의 세가지 경우에 대해 나타나 있다. Fig. 9과 Fig. 10으로부터 축 방향과 각 방향 강성계수가 코닝의 증가에 따라 유사한 특성을 보이고, 특히 각 기울어짐 별로 강성을 최대화하는 코닝이 존재하며, 보통 정도의 기울어짐에서는 8정도의 코닝이 강성을 최대화 함을 알 수 있다. Fig. 11과 Fig. 12로부터 축 방향과 각 방향 감쇠계수는 코닝의 증가에 따라 모두 같은 경향으로 급격히 감소하여 일정한 값에 수렴하며, 감쇠 측면에서 낮은 코닝이 선호됨을 알 수 있다.

4. Narrow seal 해석결과와 비교검토

여기서는 본 연구에서 제시 수행한 유한요소 운할 수치해석과 Narrow seal 가정 해석 결과의 비교검토가 이루어진다. 해석에 적용된 기계적 페이스 시일의 형상데이터와 운전조건은 Table 1에 정리되어 있다.

4.1 윤회성능의 비교

윤회성능의 비교는 개방력, 리스토링-모멘트, 트랜스버스-모멘트에 대해 이루어졌으며, Sharoni와 Etsion⁽⁶⁾의 Narrow seal 해석 결과가 비교에 사용되었다. Fig. 13에는 반경비 0.8, 코닝 5일 때 기울어

Table 1 Mechanical face seal dimension data and operating condition

Mechanical face seal dimension data & operating condition		
r_o^*	Seal outer radius [m]	0.04
r_i^*/r_o^*	Radius ratio [-]	0.8 / 0.98
C^*	Design clearance [m]	1.0×10^{-5}
ω	Shaft speed [rpm]	9550
p_o^*	Outside gauge pressure [Pa]	1.0×10^6
p_i^*	Inside gauge pressure [Pa]	0.0
μ	Viscosity (60°C Water) [Pa-s]	5.0×10^{-4}

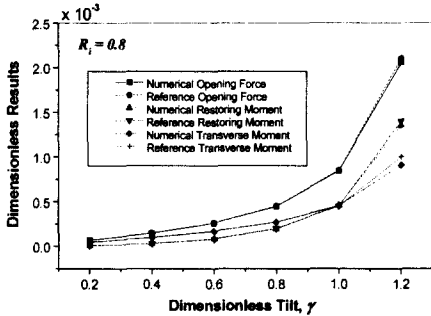


Fig. 13 Comparison of performances as a function of tilt for $R_i = 0.8$ and $\beta = 5$

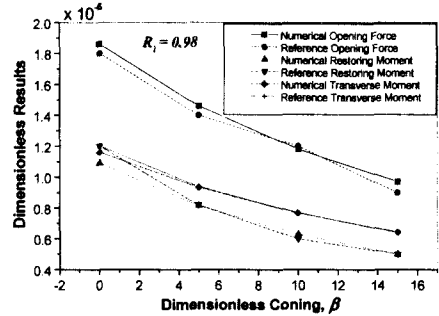


Fig. 16 Comparison of performances as a function of coning for $R_i = 0.98$ and $\gamma = 0.6$

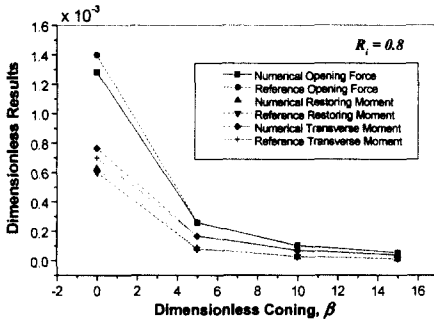


Fig. 14 Comparison of performances as a function of coning for $R_i = 0.8$ and $\gamma = 0.6$

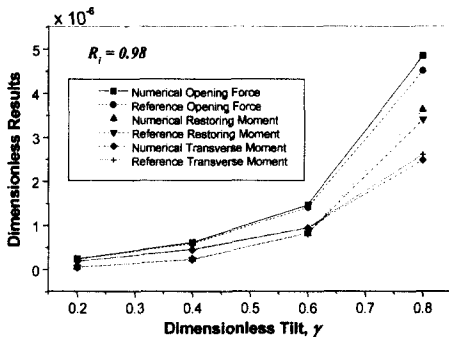


Fig. 15 Comparison of performances as a function of tilt for $R_i = 0.98$ and $\beta = 5$

짐에 따른 성능 인자들의 변화를 보여주며, 최대 차이는 6.2% 이다. Fig. 14는 반경비 0.8, 기울어짐 0.6일 때 코닝에 따른 성능 인자들의 변화를 보여주며, 코닝이 커질수록 잘 일치하고 최대 차이는 8.6% 이다. Fig. 15는 반경비가 0.98 코닝 5일 때 기울어짐에 따른 성능 인자들의 변화를 보여주며, 최대 차이는 7.5% 이다. Fig. 16은 반경비가 0.98 기울어짐 0.6일 때 코닝에 따른 성능 인자들의

Table 2 Comparison of dynamic coefficients

R_i	0.8			0.98		
	A	B	Diff. (%)	A	B	Diff. (%)
K_{ZZ}	0.0698	0.0736	5.2	0.266	0.268	0.5
$K_{\gamma\gamma}$	0.0213	0.0232	8.3	0.116	0.117	0.6
C_{ZZ}	0.0268	0.0278	3.8	0.0156	0.0156	0.6
$C_{\gamma\gamma}$	0.0104	0.0113	8.2	0.0062	0.0067	0.6

변화를 보여주며, 최대 차이는 9.1% 이다.

4.2 동특성계수의 비교

시일의 동특성계수 해석 결과가 Table 2에 나타나 있다. Table 2에서 A는 본 논문의 유한요소 윤활해석 결과를, 그리고 B는 Green과 Etsion⁽⁷⁾의 Narrow seal가정 해석 결과를 나타낸다. 최대 차이는 반경비가 0.8일 때 8.3%, 그리고 반경비 0.98일 때 0.6%를 보이고 있다.

5. 결론

본 연구에서는 Galerkin 유한요소 윤활정식화를 이용하여 비접촉식 기계적 페이스 시일의 윤활성능 및 동특성해석을 수행하였다. 코닝과 시일의 기울어짐에 따른 개방력, 리스토링-모멘트, 누설, 강성계수와 감쇠계수들의 변화를 고찰하였으며 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 누설, 개방력은 코닝과 시일의 기울어짐이 증가할수록 증가하였다.
- (2) 강성계수와 리스토링-모멘트는 시일의 기울어짐이 증가할수록 증가하였고, 코닝이 증가할수록 증가하다가 다시 감소하는 경향을 보였다. 이는 특히 강성계수의 경우 최적의 코닝 값이 존재함을 보여준다.

(3) 감쇠계수는 코닝이 증가할수록 감소하였고, 시일의 기울어짐이 증가할수록 증가하는 경향을 보였다.

(4) 시일의 윤활성능과 동특성에 영향을 주는 인자로는 시일틈새, 코닝, 기울어짐, 반경비 등이 있다.

한편, 실제적 시일의 반경비를 나타내는 $R_f = 0.8$ 에서, 유한요소 수치해석과 Narrow seal 가정 해석에 의한 각종 윤활성능과 동특성계수가 10%이내에서 일치함을 알 수 있었다. 따라서, 초기 기본설계에서는 Narrow seal 해석 결과가 사용될 수 있으며, 보다 정확한 결과가 요구되는 상세설계에서는 유한요소법 등에 의한 수치해석 결과가 사용되어야 할 것으로 판단된다.

참고문헌

- (1) Ludwig, L. P. And Greiner, H. F., 1978a, "Designing Mechanical Face Seal for Improved Performance: Part 1-Basic Configuration," *Mechanical Engineering*, Nov., pp. 38~46.
- (2) Ludwig, L. P. And Greiner, H. F., 1978b, "Designing Mechanical Face Seal for Improved Performance: Part 2-Lubrication," *Mechanical Engineering*, Dec., pp. 18~23.
- (3) Lebeck, A. O., 1991, *Principles and Design of Mechanical Face Seals*, John Wiley & Sons, Inc.
- (4) Etsion, I., 1980, "The Effect of Combined Coning and Waviness on The Separation Force in Mechanical Face Seals," *Journal Mechanical Engineering Science*, Vol. 22, 2, pp. 59~64.
- (5) Etsion, I. and Sharoni, A., 1980, "Performance of End-Face Seals with Diametral Tilt and Coning-Hydrostatic Effects," *ASLE Trans.*, Vol. 23, 3, pp. 279~288.
- (6) Sharoni, A. and Etsion, I., 1981, "Performance of End-Face Seals with Diametral Tilt and Coning-Hydrodynamic Effects," *ASLE Trans.*, Vol. 24, 1, pp. 61~70.
- (7) Green, I. and Etsion, I., 1983, "Fluid Film Dynamic Coefficients in Mechanical Face Seals," *ASME Trans. Journal of Lubrication Technology*, Vol. 105, 2, pp. 297~302.

(1) Ludwig, L. P. And Greiner, H. F., 1978a, "Designing Mechanical Face Seal for Improved Performance: Part 1-Basic Configuration," *Mechanical Engineering*, Nov.,