

미끄럼 스러스트베어링의 성능에 미치는 베어링 형상의 영향 해석

김호종* · 최성필** · 하현천**

Analytical Study on Effects of Bearing Geometry on Performance of Sliding Thrust Bearings

Ho Jong Kim*, Sung Pil Choi**, Hyun Cheon Ha**

KeyWords : Thrust bearing(스러스트베어링), Land(랜드), Tilting pad(틸팅패드), Energy balance method(에너지평형법), Load capacity(하중지지능력), Film thickness(유막두께)

ABSTRACT

In the present study, we develop an analysis module to be applicable to design of sliding thrust bearings. The pressure equation is solved by using the finite element method. Average lubricant temperature is obtained from using the energy balance method. The module developed has been applied to three types of thrust bearing, such as tapered-land thrust bearings of angular and diamond types, and tilting-pad thrust bearings. Effects of the dam of the tapered-land thrust bearings have also been investigated. It has been seen that the tapered-land thrust bearings of angular type result in the highest load capacity, while the tilting pad thrust bearings result in the lowest lubricant temperature. It has also been seen that the dam in the tapered-land thrust bearings increases both the load capacity and lubricant temperature.

1. 서론

스러스트베어링(thrust bearing)은 회전기계의 축 방향 하중을 지지하는 역할을 하는 기계요소이다. 스러스트베어링은 볼 또는 롤러 베어링과 미끄럼베어링으로 구분되는데, 중대형 기계의 경우 대부분 미끄럼(sliding) 스러스트베어링을 채용한다⁽¹⁾.

또한 미끄럼 스러스트베어링은 베어링 패드의 형

식에 따라 랜드형(land type)과 틸팅패드형(tilting pad type)이 있다. 틸팅패드형은 패드가 피벗을 중심으로 기울어지게 설계되어 있으며 하중의 중심이 피벗 중심과 일치하게 된다. 랜드형은 패드가 고정되어 있으며 베어링 면의 전체 또는 일부가 경사지게 테이퍼 가공되어 있다⁽³⁾(Fig. 1 참조).

랜드형 스러스트베어링은 Fig. 1에 나타나 있는 것과 같이 테이퍼 부분의 형상에 따라 angular 형과 diamond 형이 있다. 두 형식을 구분하는 것은 랜드부와 테이퍼부의 경계를 결정하는 방식에 따른다. Angular 형은 경계선이 반지름방향으로 설정되어 있고 통상 테이퍼부의 면적이 전체 베어링 면에서

* 두원공과대학 자동차과

** (주)터보링크

책임저자 E-mail : hjkim@doowon.ac.kr

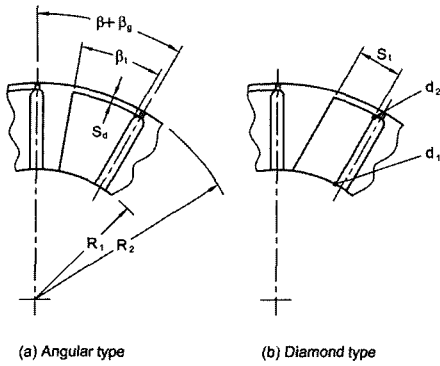


Fig. 1 Geometry of tapered lands

차지하는 비율로 경계선을 나타낸다. Diamond 형은 경계선이 패드의 입구 측 반경선과 나란하게 되어 있고 오프셋(offset) 거리로 테이퍼 부의 크기를 나타낸다.

베어링의 하중지지능력(load capacity)은 베어링면에 작용하는 압력을 면적에 대하여 적분한 값으로 표현한다. 하중지지능력은 베어링과 스러스트 칼라 사이의 유막두께 분포, 윤활유의 점도 등에 따라 변한다. 일반적으로 베어링의 성능은 하중지지능력과 온도상승(temperature rise)으로 평가한다.

베어링의 성능해석은 등온해석(isothermal analysis), 단순온도해석, 3차원 열전달해석(thermohydrodynamic analysis) 등을 이용하는데, 단순온도해석 만으로도 베어링의 설계에 필요한 성능자료를 큰 오차 없이 도출해 주므로 자주 이용된다^{(5),(7),(8)}.

본 연구에서는 에너지평형법(energy balance method)에 근거한 단순온도해석을 이용하여 스러스트 베어링의 성능을 해석하고, 각 형식의 스러스트베어링의 특성을 비교분석한다. 또한 테이퍼 부의 외부 원주 방향으로 가공되어 있는 땀의 영향을 평가한다.

2. 해석 모듈의 개발

2.1. 압력 해석

Fig. 1에 나타나 있는 베어링과 러너 사이에 유입되는 윤활유는 썸머의 유막두께(h) 변화에 의해 압력(P)이 발생하며, 이 압력은 다음의 레이놀즈방정식에 의해 지배받는다⁽⁸⁾.

$$\frac{1}{\eta} \frac{\partial}{\partial r} \left(\eta H_r \frac{\partial \bar{P}}{\partial r} \right) + \frac{1}{\beta^2 \eta^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(H_\theta \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \right) = \frac{\partial G}{\partial \theta} \quad (1)$$

여기서 H_r 및 H_θ , G 는 유막두께 h 와 윤활유 점도 μ 및 난류 특성을 나타내는 변수의 함수이고, r , θ 는 좌표, η 는 무차원 좌표이다. (변수에 대한 자세한 내용은 참고문헌 (8) 참조) 무차원 압력 \bar{P} 는 다음과 같이 표현된다.

$$\bar{P} = \frac{\beta h_c^2}{\mu \omega (\Delta R)^2} P$$

위 식에서 h_c 는 틸팅패드형에 대해서는 피벗유막두께 또는 랜드형에 대해서는 최소유막두께, ω 는 축의 회전각속도, $\Delta R = R_2 - R_1$, ‘ \sim ’는 무차원을 의미하고, 아래첨자 ‘*’는 대표 값(reference)을 나타낸다.

틸팅패드형의 유막두께 h 는 패드의 기울어짐에 의해 그 분포가 결정된다. Fig. 2를 참고로 하여 피벗의 중심을 기준으로 x , y 방향의 틸팅각도(tilt angle)를 각각 ψ_x , ψ_y 라 하면 유막두께는 다음 식과 같이 표현된다.

$$h = h_c - x \cos \psi_x \sin \psi_y + y \sin \psi_x \quad (2)$$

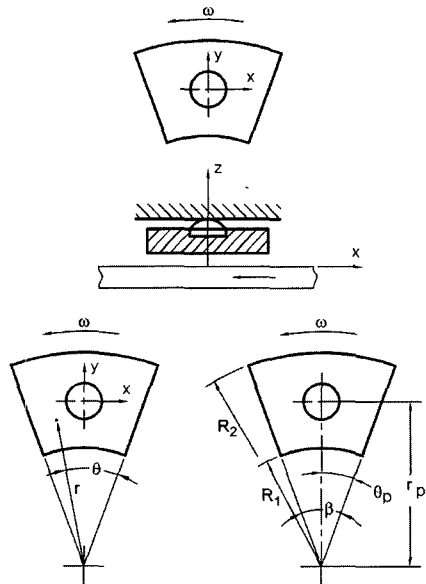


Fig. 2 Coordinates for analysis

윤활유의 점도는 온도가 증가함에 따라 급격히 감소하는데, 여기서는 점도를 Walther 식을 이용하여 온도의 함수로 표현한다⁽²⁾.

$$\log(\nu + \gamma) = \log\beta' + 1/T^C \quad (3)$$

여기서 ν 는 동점도를 나타내고 단위는 cSt이며, T 는 온도, γ 및 β' , C 는 윤활유의 종류에 따라 고 유한 상수이다.

윤활유의 온도는 유막 전반적으로 평균온도 T_a 로 일정하다고 가정한다. T_a 는 패드를 기준으로 유막 내에서 속도구배에 의한 소산에너지(dissipation) 및 윤활유의 출입을 통한 에너지평형을 고려하여 구한다.

유막압력은 식 (1)을 유한요소법(finite element method)을 이용하여 구한다⁽⁴⁾. 해석에는 삼각 및 사각요소를 이용하였다. 요소는 r 및 θ 방향으로 등분할하여 구성하였다.

2.2. 온도 해석

베어링의 하중지능력은 축 회전속도(ω), 유막의 형상(h), 윤활유의 점도(μ) 등에 의해 지배를 받는다. 윤활유의 점도는 다음 절에서 설명하는 것과 같이 온도에 따라 크게 변화한다. 따라서 윤활유의 온도를 구하는 것은 베어링의 성능해석에 절대적으로 요구되는 사항이다.

Figure 3은 하나의 베어링 패드에 대한 열평형을 나타내고 있다. 온도 T_e 로 베어링에 공급되는 윤활유는 입구에서 유량 Q_i 및 온도 T_i 로 유막으로 유입되어 유막 내에서 속도구배에 의한 마찰에너지(H_L)가 발생된다. 마찰에너지는 윤활유의 온도를 상승시키는데 온도가 상승된 윤활유는 출구(Q_e)와 양옆(Q_{si}, Q_{so})으로 방출된다. 출구 윤활유 일부는 다시 입구로 유입된다.

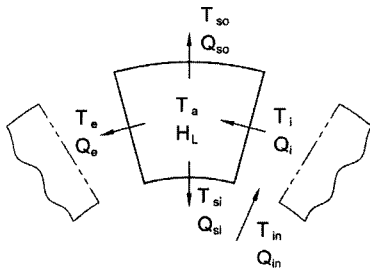


Fig. 3 Energy balance

유막 내에서 윤활유의 온도는 입구에서 출구로 가면서 증가하지만 여기서는 유막내의 온도가 평균 온도 T_a 로 일정하다고 가정한다. 주어진 패드에 대하여 열평형식은 다음과 같다.

$$H_L + \rho C_p Q_i T_i = \rho C_p Q_{si} T_{si} + \rho C_p Q_{so} T_{so} + \rho C_p Q_e T_e \quad (4)$$

H_L 은 마찰열을 나타내며 다음과 같이 표현된다.

$$H_L = \int_0^\beta \int_{R_1}^{R_2} \int_0^h \mu \left[\left(\frac{\partial U}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial z} \right)^2 \right] r dz dr d\theta$$

유량보존의 법칙에 의해 유량과의 관계는 다음과 같다.

$$Q_i = Q_{si} + Q_{so} + Q_e \quad (5)$$

유막의 출구온도와 입구온도의 차이를 온도상승(temperature rise, ΔT)이라 하고, 양옆의 방출온도를 유막의 평균온도와 동일하다고 가정하면 다음과 같은 관계를 가진다.

$$\begin{aligned} T_e &= T_i + \Delta T \\ T_a &= T_{si} = T_{so} = T_i + \Delta T/2 \end{aligned} \quad (6)$$

식 (6)을 식 (4)에 대입하고 식 (5)를 이용하면 온도상승 ΔT 는 다음과 같이 표현된다.

$$\Delta T = \frac{H_L}{\rho C_p [Q_i - (Q_{si} + Q_{so})/2]} \quad (7)$$

유막의 입구온도 T_i 는 공급유량과 출구유량에 의해 평균온도로 결정된다. 즉,

$$T_i = \frac{\rho C_p Q_e T_e + \rho C_p Q_{so} T_{so}}{\rho C_p Q_e + \rho C_p Q_{so}} \quad (8)$$

2.3. 해석 과정

주어진 축회전속도, 하중에 대하여 유막의 두께를 알 수 없으므로 먼저 유막두께를 가정하고 압력을 계산한 다음 윤활유 온도를 구한다. 구한 윤활유

온도는 다시 압력을 변화시키므로 다시 압력을 구한다. 최종적으로 작용하중과 해석에 의해 구한 하중이 오차범위 내에 있을 때까지 유막두께를 변화시킨다. 유막두께를 변화시키는 방법은 하중을 기준으로 bisection method를 이용한다⁽⁶⁾.

틸팅패드형 베어링은 주어진 h_c 에 대하여 먼저 모멘트 평형을 만족하는 ψ_x, ψ_y 를 다음 식과 같이 Newton 법을 이용하여 구한다.

$$\begin{pmatrix} \frac{\partial M_x}{\partial \psi_x} & \frac{\partial M_x}{\partial \psi_y} \\ \frac{\partial M_y}{\partial \psi_x} & \frac{\partial M_y}{\partial \psi_y} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Delta \psi_x \\ \Delta \psi_y \end{pmatrix} = - \begin{pmatrix} M_x \\ M_y \end{pmatrix}_n \quad (9)$$

$$\psi_{x,n+1} = \psi_{x,n} + \Delta \psi_x$$

$$\psi_{y,n+1} = \psi_{y,n} + \Delta \psi_y$$

여기서 M_x 및 M_y 는 각각 패드면의 압력에 의한 x 및 y 축 모멘트를 의미하며, n 은 반복계산 회수이다.

2.4. 해석 모듈

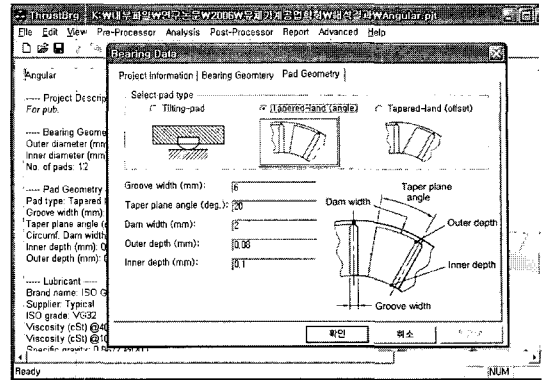
압력 해석 및 온도 해석용 프로그램은 Fortran을 이용하였고, 해석모듈은 Visual C++ MFC를 이용하였다. Fig. 4는 기본 프레임과 데이터 입력 및 결과 출력부의 일부를 나타내고 있다. 해석은 먼저 주어진 구간의 피벗 유막두께에 대하여 단순온도해석을 수행하고, 주어진 축 하중에 대해서는 사용자의 선택에 따라 이전 결과를 기본으로 하는 단순해석과 단순해석을 새롭게 수행하는 엄밀한 해석을 수행하도록 하였다.

출력부는 유막두께 및 하중의 변화에 따른 베어링 성능 변수의 변화를 그림으로 나타내게 하였고, 주어진 단일 하중에 대하여 베어링 면의 압력분포를 3차원으로 나타내었다.

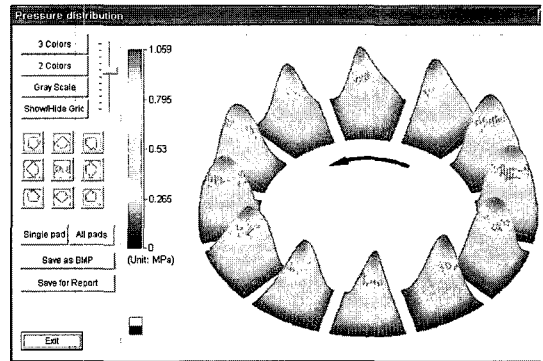
3. 결과 및 고찰

3.1. 해석 조건

해석대상 베어링은 공기압축기용 스텔스베어링이며, 베어링의 형상을 세 종류로 하여 두 베어링의



(a) Main frame and pre-processor



(b) Post-processor: pressure distribution

Fig. 4 A sample of the analysis module

성능을 비교분석하였다. 사용된 베어링은 angular 형과 diamond 형 및 틸팅패드형으로 각 베어링의 형상 및 운전조건에 대한 데이터가 Table 1에 요약되어 있다.

사용된 윤활유는 ISO VG32로 동점도는 온도 40°C에서 32 cSt, 100°C에서 5.36 cSt이다. Walther 식을 이용하여 윤활유 점도를 나타내었으며, 식의 상수는 두 온도에서의 점도를 이용하여 계산하였다. 윤활유의 비열(C_p)은 1930 J/(kg·K)이고, 비중은 20°C에서 0.868이다.

3.2. 베어링의 성능

세 종류의 베어링에 대하여 축 하중 (axial load)을 2 kN에서 12 kN으로 변화시키면서 해석한 베어링의 성능 예측 결과가 Fig. 5에 나타나 있다. Fig. 5(a)는 축 하중 변화에 따른 최소유막두께(h_{min})의 변화를 나타내고 있다. 동일 하중에 대하여 angular 형 베

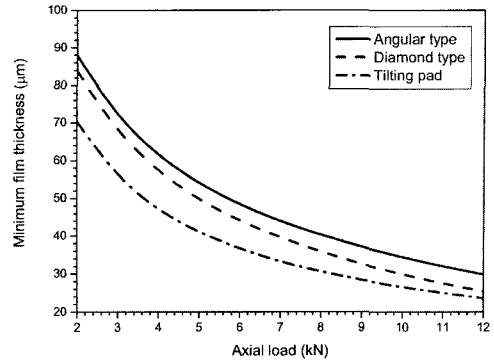
Table 1 Specification of thrust bearings

	angular type	diamond type	tilting pad
베어링 외경 (D_2 ; mm)	177.8	177.8	177.8
베어링 내경 (D_1 ; mm)	114	114	114
랜드(패드) 수	12	12	12
Groove width (mm)	6	6	-
테이퍼면 각도(β_t)	20°	-	-
테이퍼 오프셋 (S_t ; mm)	-	22.225	-
패드 각도 (β)	-	-	25.3°
피봇 각도 (θ_p)	-	-	15°
댐의 폭 (S_d ; mm)	2	2	-
안쪽 깊이 (d_i ; mm)	0.1	0.1	-
바깥쪽 깊이 (d_o ; mm)	0.08	0.08	-
공급유량 (Q_{in} ; l/min)	5	5	5
급유온도 (T_{in} ; °C)	45	45	45
축회전속도 (ω ; rpm)	3600	3600	3600

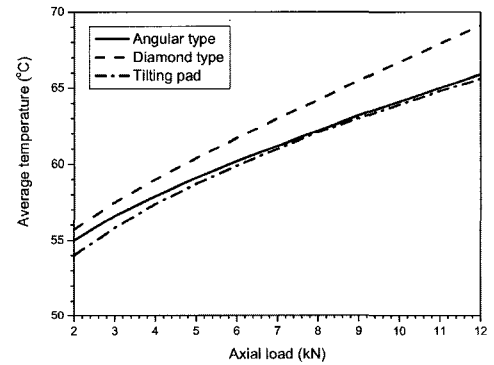
어링의 최소유막두께가 가장 크고 틸팅패드형 베어링이 가장 작게 나타남을 알 수 있다. 최소유막두께는 베어링의 하중지지능력을 나타내는 척도로 이를 기준으로 볼 때 angular 형이 가장 큰 하중지지능력을 가지고 있음을 알 수 있다.

Figure 5(b)는 축 하중 변화에 대한 평균유허활유 온도 변화를 나타내고 있다. 유허활유 온도는 diamond 형 베어링이 다른 두 형식보다 약 1°C ~ 4°C 크고, 틸팅패드형 베어링이 가장 작음을 알 수 있다. 유허활유의 온도는 동일한 축 회전속도에 대해서는 유막두께에 크게 지배를 받는다. 틸팅패드형은 틸팅 각도에 의하여 전면의 유막이 썩기 형으로 형성되지만 랜드 형 베어링은 테이퍼 부분만 썩기 형 유막이 형성된다. 랜드 형은 랜드 부위가 최소유막 두께가 되므로 테이퍼 부분의 면적비가 클수록 소산 에너지가 상대적으로 작아진다. Diamond 형의 최소유막두께가 angular 형에 비하여 작고 또한 테이퍼 부의 면적비가 각각 약 73% 및 66%로 diamond 형이 상대적으로 적으므로 소산에너지의 증가로 유허활유의 온도가 증가하게 된다.

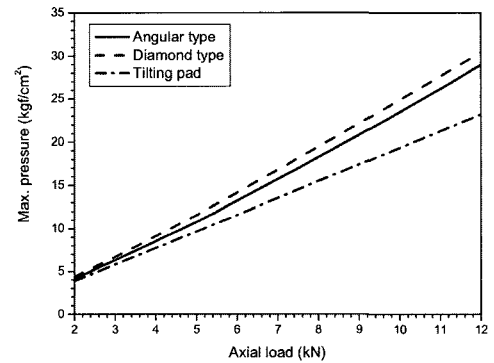
또한 베어링 면에 작용하는 최대압력(P_{max})은 썩기 유막의 면적 비에 따라 Fig. 5(c)에서 나타나 있는 것과 같이 diamond 형이 가장 크고 틸팅패드형이 가장 작음을 알 수 있다. 이는 베어링 면의 압력 분포를 표현한 Fig. 6에 잘 나타나 있다



(a) Minimum film thickness



(b) Average film temperature



(c) Maximum pressure

Fig. 5 Variations of bearing performance variables with respect to axial load

3.3. 댐의 영향

랜드 형의 두 가지 베어링에 대하여 댐(dam)의 영향을 조사하여 보았다. 축 하중을 2kN ~ 12kN으로 변화시키며 동일한 조건에서 댐의 폭을 2mm로 두었을 경우와 댐의 폭을 0으로 하여 댐을 제거

하였을 경우에 대하여 해석한 결과를 Fig. 7에 나타내었다. 축하중 2kN에 대한 해석결과를 Table 2에 요약하였다.

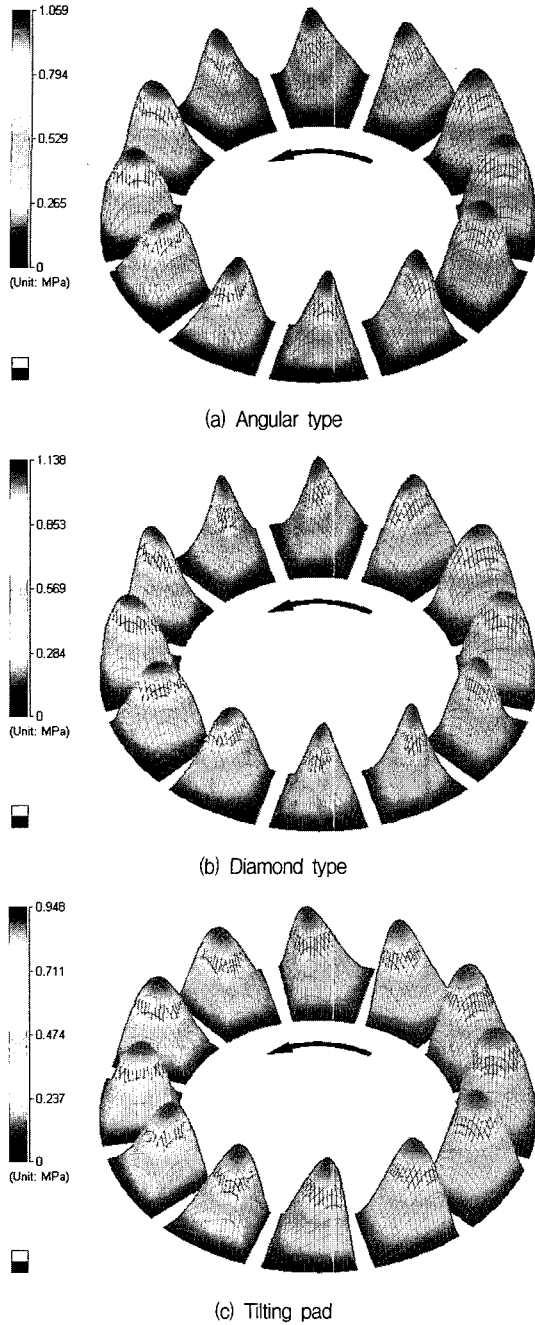


Fig. 6 Film pressure distribution on the pad surfaces (axial load = 5 kN)

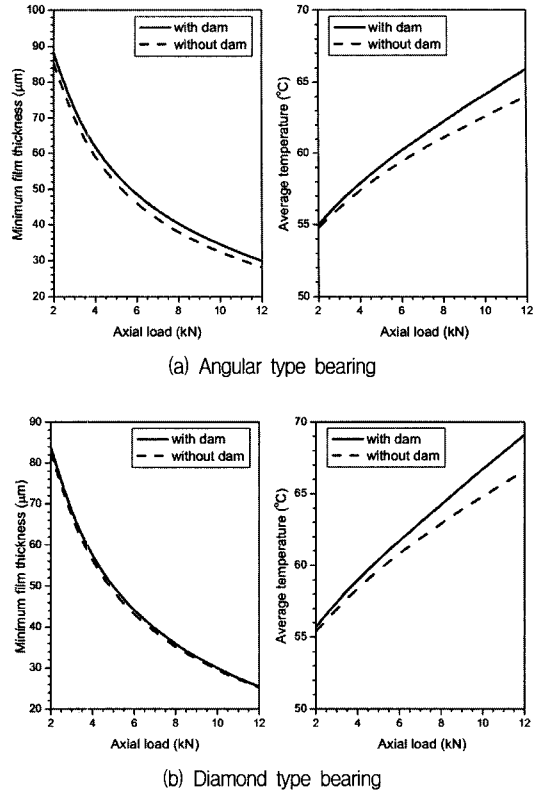


Fig. 7 Effects of dam on the bearing performance

Figure 7에서 나타나 있는 것과 같이 댐은 angular 형 및 diamond 형 공히 최소유막두께 및 윤활유 온도를 증가시킨다. 일반적으로 동일한 하중에 대하여 유막두께가 증가하면 하중지지능력이 증가하는 것을 의미하며 따라서 윤활유 온도가 감소하여야 한다. 그러나 Table 2에 나타나 있는 것처럼 댐이 없는 경우 베어링 간극으로 유입되는 유량이 증가하게 되어 윤활유의 온도가 오히려 감소하는 것으로 판단된다.

Table 2 Summary of effects of the dam (axial load = 5 kN)

	angular type		diamond type	
	w/ dam	w/o dam	w/ dam	w/o dam
h_{\min} (μm)	53.9	51.3	49.6	48.5
P_{\max} (kgf/cm^2)	10.8	11.63	11.61	12.07
T_a ($^{\circ}\text{C}$)	59.1	58.5	60.4	59.7
Q (ℓ/min)	27.76	30.75	25.25	28.38

4. 결론

여러 형식의 미끄럼 스러스트베어링의 성능을 해석하고 결과를 처리하는 해석모듈을 개발하고 형 베어링에 대해서는 댐의 영향을 조사하였다.

본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 주어진 베어링에 대하여 angular 형 스러스트 베어링이 하중지지능력이 가장 큼을 알 수 있었다.
- 2) 윤활유의 온도는 틸팅패드 형이 가장 낮은 결과를 나타내었다.
- 3) 테이퍼-랜드 스러스트 베어링에서 댐은 하중지지능력은 증가시키나 윤활유 온도는 오히려 증가시킨다.

참고문헌

- (1) Szeri, A. Z., 1980, Tribology: Friction, Lubrication, and Wear, Hemisphere Pub. Co., New York.
- (2) Cameron, A., 1981, Basic Lubrication Theory, John Wiley & Sons, New York.
- (3) Constantinescu, V. N., et al., 1985, Sliding Bearings, Allerton Press, New York.
- (4) Zienkiewicz, O. C., 1977, The Finite Element Method, McGraw-Hill, New York.
- (5) Raimondi, A. A., and Szeri, A. Z., 1984, "Journal and Thrust Bearing," in CRC Handbook of Lubrication, Vol. II, CRC Press, Boca Raton, pp. 413~462.
- (6) Gerald, C. F. and P. O. Wheatley, 1985, "Applied Numerical Analysis," Addison Wesley, Reading, MA.
- (7) Kim, K. W., et al., 1983, "A Three-Dimensional Analysis of Thermohydrodynamic Performance of Sector-Shaped, Tilting-pad Thrust Bearings," ASME J. of Lubrication Technology, Vol. 105, pp. 406~413.
- (8) Jeng, M.C, et al., 1986, "A Thermohydrodynamic Solution of Pivoted Thrust Pads: Part I - Theory," ASME J. of Tribology, Vol. 108, pp. 195~207.