

# 유압 실린더 내의 정압 베어링 특성에 관한 연구

백승희\*, 한동철\*\*

\*서울대학교 기계설계학과 대학원, \*\*서울대학교 기계설계학과

## Analysis of Characteristics of Hydrostatic Bearing in Hydraulic Cylinder

Sung-hee Back\* and Dong-Chul Han\*\*

\*Graduate, \*\*Professor, Dept. of Mechanical Design & Production Engineering, Seoul National University

**Key Words :** Cylinder(실린더), Piston(피스톤), Hydrostatic Bearing(정압베어링), Static analysis(정적 해석), Dynamic analysis(동적 해석), Stiffness(강성), Damping(감쇠)

### ABSTRACT

In this paper the characteristics of Hydrostatic Bearing of piston of cylinder are investigated. The dynamic characteristic equations of piston considering both parallel and rotational motion and time dependent modified Reynolds Equation are analyzed and the dynamic pressure distribution of oil film is numerically calculated by perturbation method and finite difference method, and the static analysis is carried out, so, the influence of design parameter of piston on the characteristic of bearing is analyzed.

### 기 호 설 명

$D$  : 피스톤의 지름 ( $m$ )  
 $C$  : 베어링 틈새 ( $\mu m$ )  
 $L$  : 베어링 길이 ( $m$ )  
 $Pa$  : 대기압 ( $Kg/m^2$ )  
 $X$  : 무차원 축방향 좌표 ( $= x/D$ )  
 $Z$  : 무차원 원주방향 좌표 ( $= z/D$ )  
 $H$  : 무차원 틈새  
 $P$  : 무차원 압력 ( $= p/Pa$ )  
 $\overline{F}_y$  : 무차원 하중방향의 합력  
 $\overline{W}$  : 무차원 베어링의 자중  
 $\overline{F}_{y,dy}$  : 무차원 정적 평형상태의 하중  
 $\Delta F_{y,dy}$  : 무차원 동적교란 하중  
 $v$  : 피스톤의 축방향 속도 [ $m/s$ ]  
 $\dot{v}$  : 무차원 속도 ( $= v/L$ )  
 $MG$  : 축 방향의 그리드(GRID)수  
 $NG$  : 원주 방향의 그리드수

$\overline{M}_G$  : 무차원 베어링 모멘트  
 $\overline{M}_{Gr}$  : 무차원 정적 평형 모멘트  
 $\Delta \overline{M}_{Gdy}$  : 무차원 동적 교란 모멘트  
 $\gamma_{ij}$  : 동강성 계수  
 $\beta_{ij}$  : 동댐핑 계수  
 $H_0$  : 무차원 정적 틈새  
 $H_1, H_2$  : 무차원 교란 틈새  
 $P_0$  : 무차원 정적 압력  
 $P_1^0, P_1^1, P_2^0, P_2^1$  : 무차원 교란 압력  
 $PS1$  : 무차원 좌측 가압압력  
 $PS2$  : 무차원 우측 가압압력  
 $\theta$  : 피스톤의 원주방향 각도 ( $D\theta/2 = z$ )  
 $\varepsilon$  : 편심률 ( $= e/C$ )  
 $\beta$  : 무차원 회전각 ( $= L\beta/C$ )  
 $\mu$  : 오일의 점도 (viscosity)

## 1. 서론

모의 조종장치(Flight Simulator)에 사용되는 유압 실린더(Hydraulic Cylinder)에는 기존의 실린더가 씰(Seal)을 사용하여 실린더벽과 피스톤이 접촉한 것과는 달리, 정압베어링을 사용하여 마찰을

줄이고 피스톤의 중심복원효과(Centring effect)를 얻고 있다. 정압 베어링(Hydrostatic Bearing)이 사용된 실린더는 고온과 같은 열악한 작업조건에도 사용이 가능하고 소모품을 교체하는 경우가 드물기 때문에 유지보수가 간단하다. 그리고 Seal을 사용한 실린더의 운동의 비선형특성이 없어지기 때문에 실린더의 제어시스템(Control System)의 가격

을 낮출 수가 있다. 이런 이유에서 실린더에 쓰인 정압베어링은 연구가 되어왔다. I. T. Laurensen과 I. Etsion 등의 연구에서는 베어링의 정적특성과 동속운동시의 특성들이 연구되었다. 하지만 실린더의 경우 기동시의 저항에 대한 반응이 시스템의 안정성차원에서 중요하기 때문에 동적인 특성해석은 실린더 시스템에서 중요하다. 따라서 본 연구에서는 베어링의 정적특성과 미소교란에 대한 동적특성을 해석하여 이에 대한 설계변수의 영향을 고찰했다.

## 2. 이론적 고찰

### 2.1 지배방정식

정압베어링내의 윤활에 대한 무차원화된 레이놀즈 방정식은 식(2.1)과 같다.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial X} \left( H^3 \frac{\partial P}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left( H^3 \frac{\partial P}{\partial Z} \right) \\ &= \frac{6\mu DU}{PaC^2} \frac{\partial H}{\partial X} + \frac{12\mu D^2}{PavC^2} \frac{\partial H}{\partial \tau} \\ &= \Lambda_1 \frac{\partial H}{\partial X} + \Lambda_2 \frac{\partial H}{\partial \tau} \end{aligned} \quad (2.1)$$

$$\Lambda_1 = \frac{6\mu UD}{PaC^2}, \quad \Lambda_2 = \frac{12\mu D^2}{PavC^2}$$

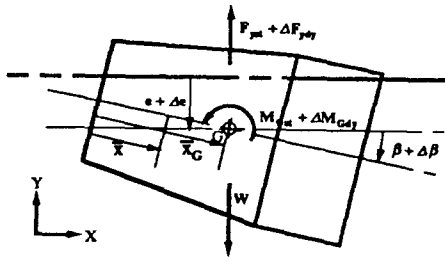


Fig. 2.1 Coordinate system for dynamic analysis

Fig 2.1은 동특성 해석을 위한 좌표계를 나타낸다. 피스톤의 중심이 유막의 동적작용에 의해 정적 위치에서  $\Delta e$ ,  $\Delta \beta$ 만큼 변화하여 생기는 정적, 동적인 힘에 의한 전체 유막의 힘은 식(2.2), (2.3)과 같다.

$$\begin{aligned} \overline{F}_y &= -\overline{W} + \overline{F}_{y0} + \Delta \overline{F}_{ydy}(\varepsilon, \overline{\beta}, \dot{\varepsilon}, \dot{\overline{\beta}}) \\ \overline{M}_G &= \overline{M}_{G0} + \Delta \overline{M}_{Gdy}(\varepsilon, \overline{\beta}, \dot{\varepsilon}, \dot{\overline{\beta}}) \\ \varepsilon &= \frac{e}{C} \\ \overline{\beta} &= \frac{L\beta}{C} \end{aligned} \quad (2.2)$$

$$\begin{aligned} \Delta \overline{F}_{ydy} &= \left( \frac{\partial \overline{F}_y}{\partial \varepsilon} \right) \dot{\varepsilon} + \left( \frac{\partial \overline{F}_y}{\partial \overline{\beta}} \right) \dot{\overline{\beta}} \\ &+ \left( \frac{\partial \overline{F}_y}{\partial \dot{\varepsilon}} \right) \ddot{\varepsilon} + \left( \frac{\partial \overline{F}_y}{\partial \dot{\overline{\beta}}} \right) \ddot{\overline{\beta}} \\ &= \gamma_{11} \cdot \dot{\varepsilon} + \gamma_{12} \cdot \dot{\overline{\beta}} \\ &+ \beta_{11} \cdot \ddot{\varepsilon} + \beta_{12} \cdot \ddot{\overline{\beta}} \end{aligned} \quad (2.3)$$

$$\begin{aligned} \Delta \overline{M}_{Gdy} &= \left( \frac{\partial \overline{M}_G}{\partial \varepsilon} \right) \dot{\varepsilon} + \left( \frac{\partial \overline{M}_G}{\partial \overline{\beta}} \right) \dot{\overline{\beta}} \\ &+ \left( \frac{\partial \overline{M}_G}{\partial \dot{\varepsilon}} \right) \ddot{\varepsilon} + \left( \frac{\partial \overline{M}_G}{\partial \dot{\overline{\beta}}} \right) \ddot{\overline{\beta}} \\ &= \gamma_{21} \cdot \dot{\varepsilon} + \gamma_{22} \cdot \dot{\overline{\beta}} \\ &+ \beta_{21} \cdot \ddot{\varepsilon} + \beta_{22} \cdot \ddot{\overline{\beta}} \end{aligned}$$

$\gamma_{ij}, \beta_{ij}$ 는 각각 유막의 강성계수와 감쇠계수를 나타낸다. 이 경우는 축의 순간중심이 작은 범위에서 운동한다는 가정에서 출발한다. 즉  $\Delta \varepsilon$  과  $\Delta \overline{\beta}$ 가 충분히 작을때 유막두께의 교란은 식(2.4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} H &= H_0 + \left( \frac{\partial H}{\partial \varepsilon} \right) \dot{\varepsilon} + \left( \frac{\partial H}{\partial \overline{\beta}} \right) \dot{\overline{\beta}} \\ &= H_0 + H_1 \cdot \dot{\varepsilon} + H_2 \cdot \dot{\overline{\beta}} \end{aligned} \quad (2.4)$$

미소거동에 대한 교란압력은 식(2.5)와 같다.

$$\begin{aligned} P &= P_0 + \left( \frac{\partial P}{\partial \varepsilon} \right) \dot{\varepsilon} + \left( \frac{\partial P}{\partial \overline{\beta}} \right) \dot{\overline{\beta}} \\ &+ \left( \frac{\partial P}{\partial \dot{\varepsilon}} \right) \ddot{\varepsilon} + \left( \frac{\partial P}{\partial \dot{\overline{\beta}}} \right) \ddot{\overline{\beta}} \\ &= P_0 + P_1^0 \cdot \dot{\varepsilon} + P_2^0 \cdot \dot{\overline{\beta}} + P_1^1 \cdot \ddot{\varepsilon} + P_2^1 \cdot \ddot{\overline{\beta}} \end{aligned} \quad (2.5)$$

H의 무차원 시간에 대한 미분항은 식(2.6)과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{H} &= H_1 \dot{\varepsilon} + H_2 \dot{\overline{\beta}} \\ &= \left( \frac{\partial H}{\partial \varepsilon} \right) \dot{\varepsilon} + \left( \frac{\partial H}{\partial \overline{\beta}} \right) \dot{\overline{\beta}} \end{aligned} \quad (2.6)$$

따라서 교란항,  $P, H, \dot{H}$ 을 지배방정식에 대입하여 0과 1차의 교란매개변수  $\varepsilon, \overline{\beta}$ 의 배열에서 다음의 방정식을 얻는다. 정상상태 압력  $P_0$ 에 대한 방정식은 식(2.7)과 같다.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial X} \left( H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left( H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial Z} \right) \\ &= \Lambda_1 \frac{\partial H_0}{\partial X} \end{aligned} \quad (2.7)$$

교란압력  $P_i^0$  ( $i = 1, 2$ )에 대한 방정식은 식 (2.8)과 같다.

$$\begin{aligned} & -\frac{\partial}{\partial X} \left( H_0^3 \frac{\partial P_i^0}{\partial X} + 3 H_0^2 H_1 \frac{\partial P_0}{\partial X} \right) + \\ & -\frac{\partial}{\partial Z} \left( H_0^3 \frac{\partial P_i^0}{\partial Z} + 3 H_0^2 H_1 \frac{\partial P_0}{\partial Z} \right) \\ & = \Lambda_1 \frac{\partial H_0}{\partial X} \end{aligned} \quad (2.8)$$

교란압력  $P_i^*$  ( $i = 1, 2$ )에 대한 방정식은 식(2.9)와 같다.

$$\begin{aligned} & -\frac{\partial}{\partial X} \left( H_0^3 \frac{\partial P_i^*}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left( H_0^3 \frac{\partial P_i^*}{\partial Z} \right) \\ & = \Lambda_2 \cdot H_1 \end{aligned} \quad (2.9)$$

## 2.2 정특성해석

정상상태의 압력방정식을 해석을 위한(2.7)식을 격자구조에 대해 이산화하면 식(2.10)과 같다.

$$\begin{aligned} & \left( H_{0e}^3 \frac{P_E - P_P}{\Delta X} - H_{0w}^3 \frac{P_P - P_W}{\Delta X} \right) / \Delta X \\ & + \left( H_{0n}^3 \frac{P_N - P_P}{\Delta Z} - H_{0s}^3 \frac{P_P - P_S}{\Delta Z} \right) / \Delta Z \\ & = \Lambda_1 (H_e - H_w) / \Delta Z \end{aligned} \quad (2.10)$$

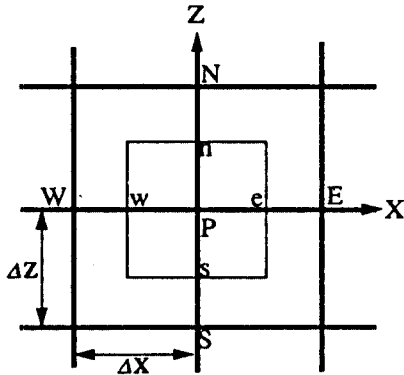


Fig. 2.2 Mesh for analysis

(2.10)식을 Fig.2.2의 P점의 압력으로 나타내면 식 (2.11)이 된다.

$$\begin{aligned} A_P P_P & = A_E P_E + A_W P_W + A_S P_S + A_N P_N \\ & + \Lambda_1 \frac{H_e - H_w}{\Delta Z} \end{aligned} \quad (2.11)$$

반복계산에 의한 베어링내의 정적압력분포가 계산

되며 이때의 경계조건은 식(2.12), (2.13)이다. 베어링 양단의 가압조건은 식(2.12)이고,

$$\begin{aligned} P_0(0, J) & = PS1 \\ P_0(MG, J) & = PS2 \end{aligned} \quad (2.12)$$

압력의 원주방향 주기성은 식(2.13)이다.

$$P_0(I, NG) = P_0(I, 0) \quad (2.13)$$

이렇게 구해진 압력에 의한 반발력은 식(2.14)이고

$$\begin{aligned} F_y & = \int P_0 \cos \theta dA \\ & = \int_0^L \int_0^{2\pi} P_0 \cos \theta r d\theta dx \end{aligned} \quad (2.14)$$

정적강성은 미소편심에 대한 반발력의 차이임으로 식(2.15)과 같다.

$$K = \frac{\partial F_y}{\partial e} \quad (2.15)$$

## 2.3 동특성해석

정특성해석때와 같은 격자구조에서  $P_i^0$ ,  $P_i^*$  ( $i = 1, 2$ )의 교란압력에 대한 방정식[(2.8)(2.9)]을 이산화하면 식(2.16)이 되고,

$$\begin{aligned} A_P P_i^0 & = A_E P_{iE}^0 + A_W P_{iW}^0 + A_S P_{iS}^0 + A_N P_{iN}^0 \\ & + ADi \\ A_P P_i^* & = A_E P_{iE}^* + A_W P_{iW}^* + A_S P_{iS}^* + A_N P_{iN}^* \\ & - \Lambda_2 \cdot H_{iP} \end{aligned} \quad (2.16)$$

경계조건은 식(2.17)이된다.

$$\begin{aligned} P_1^0(0, J) & = P_1^0(MG, J) = 0 \\ P_1^*(0, J) & = P_1^*(MG, J) = 0 \\ P_2^0(0, J) & = P_2^0(MG, J) = 0 \\ P_2^*(0, J) & = P_2^*(MG, J) = 0 \end{aligned} \quad (2.17)$$

$$\begin{aligned} P_1^0(I, 0) & = P_1^0(I, NG) \\ P_1^*(I, 0) & = P_1^*(I, NG) \\ P_2^0(I, 0) & = P_2^0(I, NG) \\ P_2^*(I, 0) & = P_2^*(I, NG) \end{aligned}$$

(2.16)~(2.17)로 계산된 교란압력들에 의한 강성과 댐핑계수들은 식(2.18), (2.19)와 같이 표현된다.

$$\gamma_{11} = \frac{1}{2 \frac{L}{D}} \int_0^{2\pi} \int_0^{\frac{L}{D}} \frac{\partial P}{\partial \varepsilon} \cos \theta d\theta d\bar{x} \quad (2.18)$$

$$\gamma_{12} = \frac{D}{2C} \int_0^{2\pi} \int_0^{\frac{L}{D}} \frac{\partial P}{\partial \beta} \cos \theta d\theta d\bar{x}$$

$$\gamma_{21} = \frac{1}{2 \left(\frac{L}{D}\right)^2} \int_0^{2\pi} \int_0^{\frac{L}{D}} \frac{\partial P}{\partial \varepsilon} (\bar{x} - \bar{x}_G) \cos \theta d\theta d\bar{x}$$

$$\gamma_{22} = \frac{D^2}{2C} \int_0^{2\pi} \int_0^{\frac{L}{D}} \frac{\partial P}{\partial \beta} (\bar{x} - \bar{x}_G) \cos \theta d\theta d\bar{x}$$

$$\beta_{11} = \frac{1}{2 \frac{L}{D}} \int_0^{2\pi} \int_0^{\frac{L}{D}} \frac{\partial P}{\partial \varepsilon} \cos \theta d\theta d\bar{x} \quad (2.19)$$

$$\beta_{12} = \frac{D}{2C} \int_0^{2\pi} \int_0^{\frac{L}{D}} \frac{\partial P}{\partial \beta} \cos \theta d\theta d\bar{x}$$

$$\beta_{21} = \frac{1}{2 \left(\frac{L}{D}\right)^2} \int_0^{2\pi} \int_0^{\frac{L}{D}} \frac{\partial P}{\partial \varepsilon} (\bar{x} - \bar{x}_G) \cos \theta d\theta d\bar{x}$$

$$\beta_{22} = \frac{D^2}{2CL} \int_0^{2\pi} \int_0^{\frac{L}{D}} \frac{\partial P}{\partial \beta} (\bar{x} - \bar{x}_G) \cos \theta d\theta d\bar{x}$$

### 3. 해석결과

#### 3.1 정적해석결과

정적해석결과로 틱새(C)와 피스톤의 테이퍼값(T/C)과 피스톤의 테이퍼진 길이비(L/L)에 대한 무차원 하중과 무차원 강성/유량의 값들을 나타내었다.

실린더에 쓰인 정압 베어링은 반경방향의 외부하중에도 피스톤이 실린더벽과 접촉하지 않게 유막의 압력이 형성되는 특징을 가지고 있다. 따라서 그런 정압베어링의 성능을 하중으로 도시하였고, 실린더에서 피스톤사이로 유량손실이 생기면 실린더의 효율이 떨어지므로 피스톤사이의 유량손실은 가급적 적은 것이 좋다. 그리고 외부에서 가해진 변형에 대한 반발력의 증감분인 강성은 클수록 베어링이 외부하중에 강하게 저항한다는 것을 뜻하므로 강성/유량의 비는 클수록 바람직하다.

Fig. 3.1, Fig. 3.2에서는 틱새(C)에 대한 결과들로 틱새값이 작은 경우에 무차원 하중과 무차원 강성/유량의 비가 급격히 커짐을 알 수 있다.

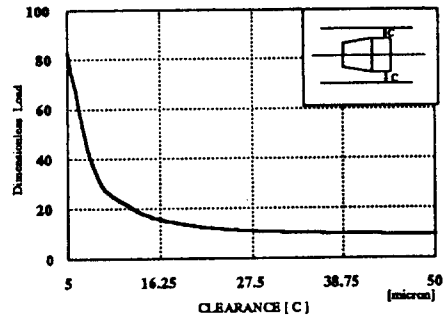


Fig.3.1 Dimensionless Load VS. Clearance

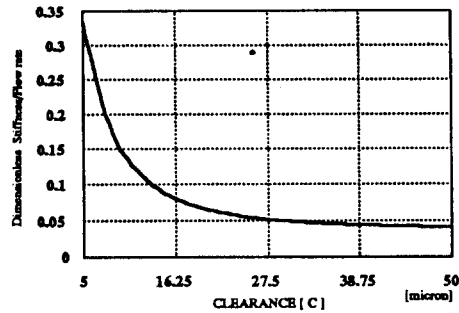


Fig.3.2 Dimensionless Stiffness/Flow rate VS. Clearance

Fig. 3.3과 Fig. 3.4에서 무차원 하중값은 테이퍼값이 1.0부근에서 최대값을 갖고, 무차원 강성/유량의 비는 테이퍼값에 따라 감소한다. 그 이유는 커짐이나 회전에 대한 반발력을 만드는 테이퍼진 부위에서의 압력형성이 테이퍼진 기울기에 크게 영향을 받음을 알 수 있다. 즉, T/C=1.0인 경우보다 더 커도, 작아도 효과적인 하중형성이 되지 않음을 알 수 있다. 따라서 Fig. 3.5과 Fig. 3.6에서는 T/C = 0.5, 1.0, 2.0의 경우에서 L/L에 대한 영향을 고찰하였다.

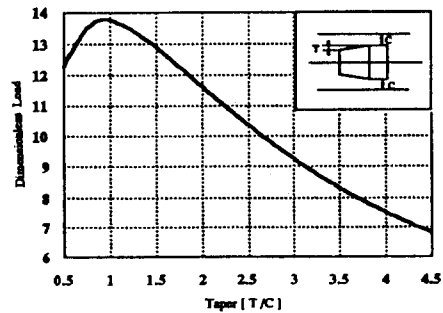


Fig.3.3 Dimensionless Load VS. Taper

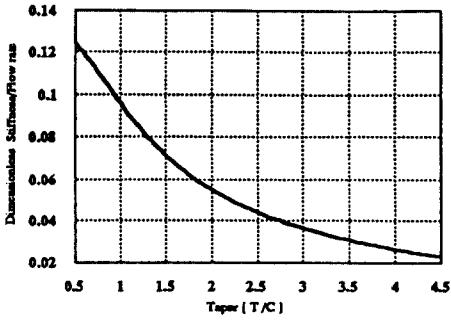


Fig.3.4 Dimensionless Stiffness/Flow rate VS. Taper

Fig. 3.5에서 무차원 하중은  $L/L$ 이 0.5에서 0.8까지의 구간에서 Fig. 3.3에서 나타난 테이퍼에 대한 무차원 하중값의 경향과 일치하며, Fig. 3.6에서는 전 구간에서 Fig. 3.4의 결과와 경향이 일치함을 알 수 있다. 무차원 강성/유량의 비는  $L/L = 0.7$ 에서 최대값을 갖는다.  $L/L$ 의 값이 지나치게 커지면 유량을 증가시켜서 실린더의 효율을 저감시키고,  $L/L$ 값이 작으면 강성이 작아지게 된다.

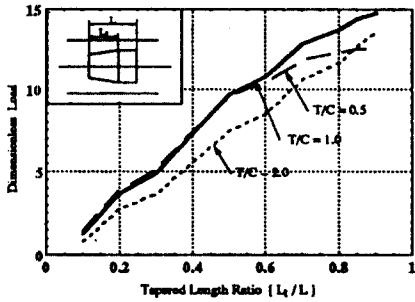


Fig.3.5 Dimensionless Load VS. Tapered Length Ratio

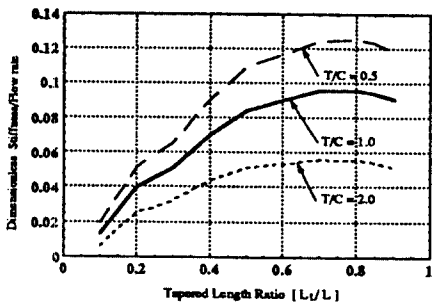


Fig.3.6 Dimensionless Stiffness/Flow rate VS. Tapered Length Ratio

### 3.2 동특성 해석결과

동특성 해석에서도 정특성과 마찬가지로 틈새(C)와 테이퍼량(T/C)과 테이퍼진 길이비( $L/L$ )에 대한 강성값과 감쇠값을 구하였다.

$\gamma_{11}$ 는  $\partial \bar{F}_y / \partial \varepsilon$ 로 처짐에 대한 반발력의 증감분이고,  $\gamma_{22}$ 는  $\partial \bar{M}_G / \partial \bar{\beta}$ 로 회전력에 대한 반발모멘트의 증감분이고,  $\beta_{11}$ 는  $\partial \bar{F}_y / \partial \dot{\varepsilon}$ 로 처짐속력에 대한 반발력의 증감분이고,  $\beta_{22}$ 는  $\partial \bar{M}_G / \partial \dot{\bar{\beta}}$ 로 회전력에 대한 반발모멘트의 증감분을 나타낸다.

Fig. 3.7, Fig. 3.8에서는 동적인 강성과 감쇠값중에서 하중에 관계된 항들이 정적해석때와 같이 틈새(C)에 크게 영향을 받음을 알 수 있고, 모멘트에 관련된 항들에서는 거의 변화가 없으므로 틈새변화에 따른 동적교란이 모멘트형성에는 별다른 영향을 끼치지 못함을 알 수 있다.

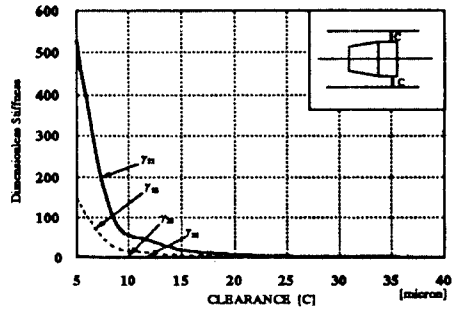


Fig.3.7 Dimensionless Stiffness VS. Clearance

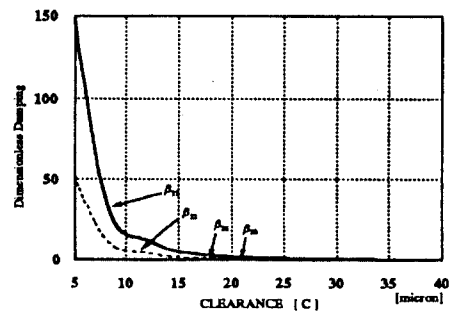


Fig.3.8 Dimensionless Damping VS. Clearance

Fig. 3.9, Fig. 3.10에서는 정적해석결과에서 알 수 있듯이 일정한 T/C값에서  $\gamma_{11}$ 와  $\beta_{11}$ 이 최적치를 가짐을 알 수 있다. 테이퍼값이 작은 경우에  $\gamma_{12}$ 가 커지는 것은  $\beta$ 의 고란에 의해서 테이퍼 지지않은 부분에서 기울음때문에 반발압력이 형성되었기 때문이다.  $\beta_{12}$ 의 경우에서도 테이퍼값에 대해서 최적치가 존재함을 알 수 있다. 모멘트에 관계된 동특성값들은 테이퍼값이 1.0이상에서 대체로 일정한 경향을 보인다.

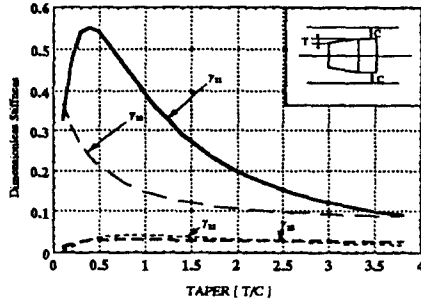


Fig.3.9 Dimensionless Stiffness VS. Taper

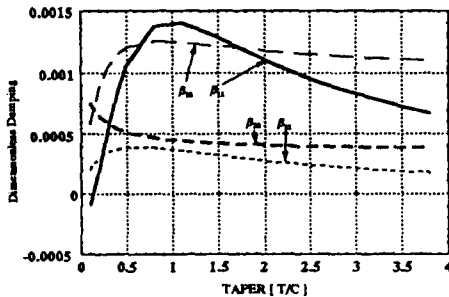


Fig.3.10 Dimensionless Damping VS. Taper

Fig. 3.11에서는  $L_4/L_1$ 이 0.8까지는  $\gamma_{11}$ 이 거의 선형적으로 증가하여 정적해석때와 비슷한 결과를 보여준다.  $\gamma_{12}$ 는 Fig. 3.9의 경우와 비슷하지만 선형적인 경향을 보여준다. 그리고  $\gamma_{21}$ 과  $\gamma_{22}$ 항은 별다른 변화없이 거의 일정하다.

Fig. 3.12에서는  $\beta_{11}$ 이  $L_4/L_1=0.42$ 이하에서는 음의 값을 가져서 처짐속도에 대해서 반발력이 안정치 못함을 알 수 있다.  $\beta_{12}$ 의 값은 다른 값에 비해서 값이 크므로 피스톤의 경사각속도(pitch angle velocity)변화에 대해서 하중의 변화가 큼을 알 수 있다.

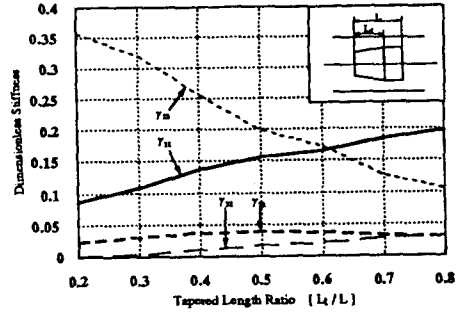


Fig.3.11 Dimensionless Stiffness VS. Tapered Length Ratio

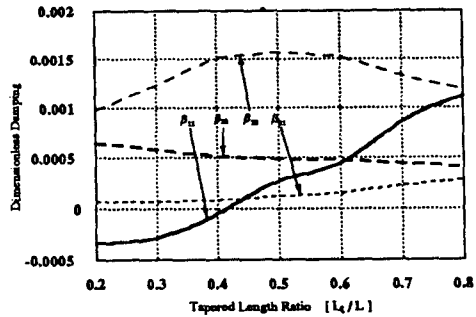


Fig.3.12 Dimensionless Damping VS. Tapered Length Ratio

#### 4. 결론

유압 실린더내의 정압베어링을 유한 차분법과 섭동법(perturbation method)을 이용하여 해석하여 베어링의 정특성과 동특성을 고찰하였다.

베어링의 틈새량은 정적 하중과 강성, 동적 강성과 감쇠에 큰 영향을 미친다. 테이퍼진 길이비 ( $L_4/L_1$ )의 값은 0.7부근이 정적해석에서의 무차원 강성/유량이 최대인 곳이고, 그값이 0.42 이하이면 동감쇠 특성이 나빠진다. 테이퍼량이 1.0인 곳에서 정적하중과 동적강성이 최대치를 갖는다.

#### 참고문헌

- [1] Laurenson, I. T. and O'Donoghue, J. P., 'Hydrostatic seal design', J. mech. Engng. Sci., 1978, 20, 159-167.

- [2] I. Etsion, An optimum step design for centring of pistons, J. Fluids Eng., Trans. ASME, Dec. 1975, 621-624.
- [3] 박상신, 황평, 장인배, 한동철, 1991.1, "극소 공기막을 갖는 공기베어링의 직접 수치해법을 이용한 정적해석", 대한 기계학회 논문집 제15권 제1호, PP120~126
- [4] 김우정, 1992, "외부가압 공기베어링의 정특성 및 동특성해석", 서울대학교 석사학위논문
- [5] 장인배, 한동철, 1990.11, "마그네틱 헤드 슬라이드의 극소 공기막에 대한 동특성 해석", 대한 기계학회논문집 제14권 제6호, PP1487~1494
- [6] Etsion, I., "An Optimum Step Design for Centring of Piston", Trans. ASME, Journal of Fluid engineering, 1975. 11, PP621~624

## 부록

이산화된 압력계산식의 계수

$$A_P = \frac{H_{0e}^3}{\Delta X} + \frac{H_{0w}^3}{\Delta X} + \frac{H_{0n}^3}{\Delta Z} + \frac{H_{0s}^3}{\Delta Z}$$

$$A_S = \frac{H_{0e}^3}{\Delta X}$$

$$A_W = \frac{H_{0w}^3}{\Delta X}$$

$$A_N = \frac{H_{0n}^3}{\Delta Z}$$

$$A_S = \frac{H_{0s}^3}{\Delta Z}$$

$$AD1 = -\frac{[3 H_{0e}^2 H_{1e}(P_{0e} - P_{0r}) - 3 H_{0w}^2 H_{1w}(P_{0r} - P_{0w})]}{(\Delta X)^2}$$

$$+ \frac{[3 H_{0n}^2 H_{1n}(P_{0w} - P_{0r}) - 3 H_{0s}^2 H_{1s}(P_{0r} - P_{0s})]}{(\Delta Z)^2}$$

$$- \Lambda_1 \frac{H_{1e} - H_{1w}}{\Delta X}$$

$$AD2 = -\frac{[3 H_{0e}^2 H_{2e}(P_{0e} - P_{0r}) - 3 H_{0w}^2 H_{2w}(P_{0r} - P_{0w})]}{(\Delta X)^2}$$

$$+ \frac{[3 H_{0n}^2 H_{2n}(P_{0w} - P_{0r}) - 3 H_{0s}^2 H_{2s}(P_{0r} - P_{0s})]}{(\Delta Z)^2}$$

$$- \Lambda_1 \frac{H_{1e} - H_{1w}}{\Delta X}$$