

# 범프들의 상호작용을 고려한 공기 포일 베어링의 구조적 강성 및 쿨롱 감쇠에 대한 연구

## A Study on the Structural Stiffness and Coulomb Damping of Air Foil Bearing Considering the Interaction among Bumps

박동진\* · 이용복† · 김창호\* · 이성철\*\*

Dong-Jin Park, Yong-Bok Lee, Chang-Ho Kim and Sung-Chul Lee

**Key Words :** Air foil bearing(공기 포일 베어링), Bump foil(범프 포일), Structural stiffness(구조 강성), Coulomb damping(쿨롱 감쇠).

### ABSTRACT

Air foil bearing supports the rotating journal using hydrodynamic force generated at thin air film. The bearing performance, stiffness, damping coefficient and load capacity, depends on the rotating speed and the performance of the elastic foundation, bump foil. The main focus of this study is to decide the dynamic performance of corrugated bump foil, structural stiffness and Coulomb damping caused by friction between bump foil and top foil / bump foil and housing. Structural stiffness is determined by the bump shape (bump height, pitch and bump thickness), dry-friction, and interacting force filed up to fixed end. So, the change of the characteristics was considered as the parameters change. The air foil bearing specification for analysis follows the general size; diameter 38.1mm and length 38.1mm (L/D=1.0). The results show that the stiffness at the fixed end is more than the stiffness at the free end, Coulomb damping is more at the fixed end due to the small displacement, and two dynamic characteristics are dependent on each other.

#### ———— 기호설명 ————

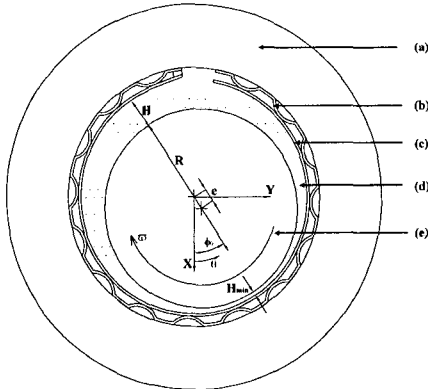
$C_{eq}$  = equivalent Coulomb damping  
 $D$  = journal diameter [m]  
 $E$  = elastic modulus [N/m<sup>2</sup>]  
 $F$  = fluid film force  
 $F_{in}$  = internal strain force  
 $h$  = bearing film thickness [m]  
 $H$  = bump height [m]  
 $K_b$  = bump structural stiffness  
 $L$  = bearing axial length [m]  
 $N_f$  = friction force  
 $P$  = pressure distribution [N/m<sup>2</sup>]  
 $R$  = bearing radius [m]  
 $R_f$  = reacting force  
 $s$  = pitch between each bump [m]  
 $t$  = foil thickness [m]  
 $W$  = load [N]  
 $x, y, z$  = Cartesian coordinates  
 $\delta$  = deflection [m]  
 $\alpha$  = compliance( $AP_s/K_{bc}$ )  
 $\eta$  = friction coefficient between top foil and bump foil

$\mu$  = friction coefficient between bearing housing and bump foil  
 $\omega$  = rotating speed [rad/s]  
 $\theta_0$  = half angle of bump arc  
 $\nu$  = poisson ratio

### 1. 서론

고온이나 고속의 극 환경에서 기존 볼 베어링이나 오일 베어링의 사용은 극히 제한이 되어왔고 이를 대체할 수 있는 베어링 요소로서 공기 포일 베어링은 지난 30 년 동안 꾸준히 연구되어 오고 있다. 그럼에도 불구하고 공기 포일 베어링의 실제 회전 기기에의 적용이 늦어지는 것은 비선형성이 강한 구조로서 그 성능을 정확히 예측할 수 있는 시뮬레이션 프로그램의 부재에 있다고 할 수 있다. 공기 포일 베어링은 기본적으로 원주 모양을 갖는 범프가 서로 엮어있는 범프 포일과 회전축과 범프 포일 사이에 공기 막(air film)이 생성될 수 있도록 하는 편평한 탑포일 그리고 회전에 의해 발생하는 공기막이 각각의 진동 시스템을 구성하고 있다. Fig.1 은 공기 포일 베어링의 구조를 나타내고 있다. 이러한 구조는 공기 막의 탄성

† 책임저자, 정회원, 한국과학기술연구원 트라이볼로지 연구센터  
 E-mail : lyb@kist.re.kr  
 Tel : (02) 958-5663, Fax : (02) 958-5658  
 \* 한국과학기술연구원 트라이볼로지 연구센터  
 .. 인하공업전문대학 기계공학과



**Fig. 1** Bump foil bearing schematic.  
 (a) Housing (b) Bump foil (c) Top foil  
 (d) Thin air film (e) Journal

으로는 충분히 지지할 수 없는 외란 (perturbation)으로부터 발생할 수 있는 불안정성을 범프 포일과 탑 포일의 탄성으로 극복할 수 있다는 점에서 기존의 공기 베어링의 단점을 해결할 수 있다.

공기 포일 베어링의 적용을 앞두고 많은 해석적인 연구가 이루어져 왔으며 최초로 Walowit은 범프에 대하여 원형범 방정식에 평면 변형을 가정을 도입하여 범프의 강성을 해석적으로 구하였다.<sup>(1)</sup>

Heshmat 등은 범프 포일의 변형이 탑 포일에 가해지는 압력에 선형적으로 비례한다는 가정하에 Walowit이 제시한 식을 이용하여 포일 베어링의 하중 지지 능력을 수치해석적으로 계산하였다.<sup>(2)</sup>

Peng 등은 범프 포일의 정특성을 유한요소법으로 계산하고 이를 이용하여 공기 포일 베어링의 동특성을 예측하였으며 범프 포일의 특성이 베어링 전체의 특성에 미치는 영향에 대해서 발표하였다. 또한 범프 포일에 박막 강성을 고려하여 해석을 수행한 후 박막 강성을 고려하지 않았을 때의 결과와 비교하였다.<sup>(3,4)</sup> 이 연구를 통해 범프 포일에 작용하는 전단력이 포일 베어링 성능에 미치는 영향이 작다는 것을 밝혔다. 1994년 Ku 등은 범프 포일과 탑포일 그리고 하우징 사이에서 발생하는 마찰력을 고려하여 구조적 강성 및 감쇠 성분을 계산하였으며 범프의 위치에 따른 동특성 변화에 대해 밝힌바 있다.<sup>(5)</sup>

이번 연구에서는 탑 포일에 작용하는 부하 하중과 포일 사이의 마찰력(dry-friction)에 의해 범프 양 면에 작용하는 반력(reacting force)이 범프 고정 단에 적층되어 나타나는 범프의 변형 현상에 대해 고찰하고 이 때 범프 해석에 있어서의 경계조건과 작용력을 새로이 적용하여 해석을 수행하였다. 이 때 기존의 해석적인 방법으로는

구할 수 없는 구조 해석을 위해 유한 요소법을 이용하였다.

범프 포일에 작용하는 전단력(shear force)의 영향이 작다는 가정 하에 하나의 범프에 대해서 여러 개의 2 차원 범 요소로 분할하고 각각의 요소에 대해 수직, 수평력 그리고 굽힘 모멘트를 적용하여 요소 각 위치에서의 변형 량과 내부 응력을 구할 수 있도록 하였다.

## 2. 범프 포일의 성능 해석

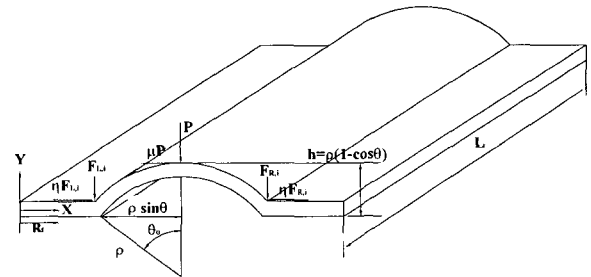
### 2.1 구조적 강성 및 쿨롱 댐핑

공기 포일 베어링은 구조적으로 범프 포일 (bump foil)과 탑 포일(top foil), 그리고 베어링 하우징(bearing housing)으로 이루어지며 이 중 범프 포일은 구조적 강성(structural stiffness) 및 감쇠(damping)를 발생시키는 중요한 요소이다. 기본적으로 탑 포일에 작용하는 압력이 범프 포일과 탑 포일의 접촉면에 집중 하중 형태로 작용하며 이 하중,  $P$ 는 범프 포일의 변형을 유발하게 된다. 이 때 범프 포일의 변형에 의한 접촉면의 상대 운동에 마찰력이 수반되고 범프 포일의 강성 증가 및 쿨롱 감쇠(Coulomb damping) 생성 등 동특성을 발생시키는 중요한 인자가 된다.

#### (1) 범프 포일의 구조적 강성

Fig.2는 점 용접 (spot welding)된 범프 포일 끝 단 하나의 범프에 작용되는 집중 하중과 그에 따른 탑포일과 범프 포일 사이의 마찰력 그리고 범프 포일과 베어링 하우징 사이의 마찰력을 나타낸 도식도이다.

한 개의 범프는  $y$  방향의 운동이 구속되는 롤러로 지지되는 모형으로 단순화 할 수 있다. 이



**Fig. 2** One bump foil structure configuration.

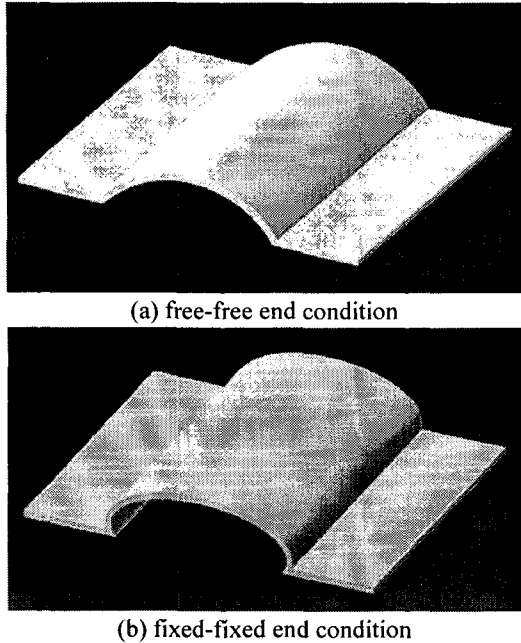


Fig. 3 Bump foil deflection configuration.

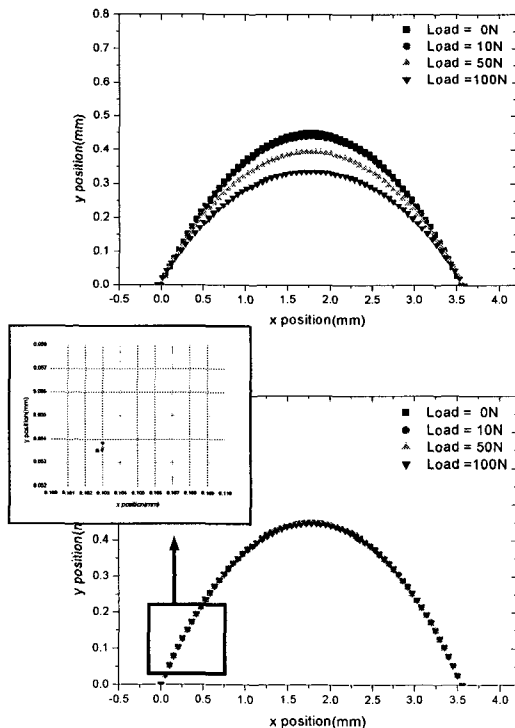


Fig. 4 Bump deflection shape under same load considering friction force and reacting force.

때, 범프 사이를 연결하는 부분(segment)는 강체로서 하우징에 접한 상태에 있고 구부러진 범프(corrugated bump) 형상 만이 변형이 가능하다

는 가정이 도입되었다. 범프 포일이 모두  $n$ 개의 범프 형상을 가지고 있다고 할 때 각각에 작용하는 하중과 마찰력에 의해 범프의 움직임이 고정되어 있는 고정 단(fixed end)에는  $x$  방향의 힘이 적층되어  $R_i$ 의 반작용이 작용되고 이는 자유 단(free end)까지 계속 영향을 미친다. 이러한 반력(reacting force)이 부하 하중에 의해 범프가 변형을 일으키려는 내부 응력보다 커지게 될 때 범프의 양단은 고정 단으로서 변형이 구속되어 지고 더 큰 강성을 갖게 된다. Fig.3 는 이러한 범프의 변형 현상을 나타낸 그림이다. 범프 양단에  $x$  방향의 변위가 가능할 때 (a)와 같은 변형 형상을 가지며  $x$ 방향의 변형이 구속될 때 (b)와 같은 변형 형상을 갖게 된다. Fig. 4 의 시뮬레이션 결과는 같은 크기의 범프 형상에 구속 조건을 달리 하여 부하 하중에 따른 변형 형상을 보여주고 있다. 기본적으로 하나의 범프에 대해 64 개의 범 요소로 나누어 요소마다 국소 응력(local stress) 상태를 적용하는 유한 요소법(Finite Element Method)을 사용하였다.

해석 결과로부터 양단이 고정된 상태에서는 그렇지 않은 경우에 비해 변형이 거의 일어나지 않음을 알 수 있다.

범프에 작용하는 집중 하중에 의해 좌우 양단에서 발생하는 수직 응력은  $x, y$  방향의 힘과 모멘트 평형 조건을 적용하여 다음과 같은 식으로 표현할 수 있다.

$$F_{L,i} = \frac{P_i(\sin \theta_0 - \mu + \mu \cos \theta_0)}{2 \sin \theta_0} \quad (1)$$

$$F_{R,i} = \frac{P_i(\sin \theta_0 + \mu - \mu \cos \theta_0)}{2 \sin \theta_0} \quad (2)$$

여기에서  $F_{L,i}$ 와  $F_{R,i}$ 는 각각  $i$ 번째 범프의 좌측과 우측 단에서 발생하는 수직응력을 나타낸다.

$i$  번째 범프에서의 수직 응력에 의한 마찰력은 자유 단에서 고정 단으로 적층되며 그 반력은 식 (3)과 같다.

$$R_f = \sum_{i=1}^n \mu P_i \left\{ 1 + \frac{\eta(1 - \cos \theta)}{\sin \theta} \right\} \quad (3)$$

고정 단의 반력은 각각의 범프에서 발생하는 마찰력과 그 크기가 상쇄되어 식 (4)와 (5)와 같이 표현된다. 이 식을 통해 범프의 구속조건을 정할 수 있다. 범프가 변형을 일으키려는 내부 변형 응력은 유한요소법으로부터 얻어진 응력 상태를 통

해 할 수 있다.

$$R_{L,i} = R_f + \sum_{j=1}^i \eta F_{L,j} - \sum_{j=1}^{i-1} (\eta F_{R,j} + \mu P_j) \quad (4)$$

$$= \sum_{i=1}^n \mu P_i \left\{ 1 + \frac{\eta(1 - \cos \theta)}{\sin \theta} \right\} + \sum_{j=1}^i \eta F_{L,j} - \sum_{j=1}^{i-1} (\eta F_{R,j} + \mu P_j)$$

$$R_{R,i} = R_f + \sum_{j=1}^i \eta F_{L,j} - \sum_{j=1}^i (\eta F_{R,j} + \mu P_j) \quad (5)$$

$$= \sum_{i=1}^n \mu P_i \left\{ 1 + \frac{\eta(1 - \cos \theta)}{\sin \theta} \right\} + \sum_{j=1}^i (\eta F_{L,j} - \eta F_{R,j} - \mu P_j)$$

(2) 범프 포일의 쿨롱 감쇠

범프 포일에 작용하는 마찰력은 구조적 강성을 증가시킬 뿐만 아니라 에너지 소산에 의한 쿨롱 감쇠력을 발생시킨다.

베어링이 정적 상태(static state)에서 가진 일이 일어나거나 휘돌림(whirl) 현상이 생길 때, 부하 하중의 섭동에 의해 범프가 일정한 주파수와 변형을 갖고 움직일 때 쿨롱 감쇠는 식 (6)과 같이 표현될 수 있다.

$$C_{eq} = \frac{4\mu N}{\pi\omega\delta_x} + \frac{4\eta F_{L,i}}{\pi\omega\delta_{x,L,i}} + \frac{4\eta F_{R,i}}{\pi\omega\delta_{x,R,i}} \quad (6)$$

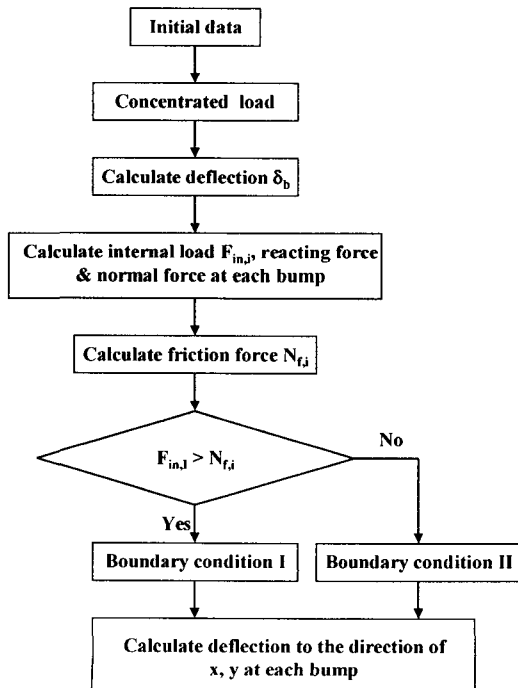


Fig. 5 Bump foil analysis flowchart.

Table 1. Bump bearing design parameters.

Parameters	Values
Bearing radius	19.05 mm
Bearing length	38.1 mm
Bump foil thickness	0.12 mm
Coulomb friction coefficient	
$\mu_{static}, \eta_{static}$	0.1~0.3
$\mu_{dynamic}, \eta_{dynamic}$	0.2
Poisson's ratio	0.29
Young's modulus	214 GPa
Half angle of bump arc	60 degree
Bump half length	2.0 mm
Bump height	0.45 mm
Number of bumps	27

여기에서  $\delta_x$  는 탭포일과 접해있는 범프 포일 요소의 x방향 변위,  $\delta_{x,L,i}$  는 범프 포일 좌측의 x방향 변위 그리고  $\delta_{x,R,i}$  는 범프 포일 우측의 x방향 변위를 각각 나타낸다.

2.2 범프 포일 해석 절차

범프 포일 해석은 하나의 범프에 작용하는 부하 하중으로부터 마찰력을 계산하고 이를 고정 단 쪽으로 절충시켜 반력을 얻는다. 이 반력과 마찰력의 차가 범프가 변형을 일으키려는 내부응력보다 커지게 될 때 경계조건 I(fixed-fixed condition)을 사용하고 반대의 경우 경계조건 II(free-free condition)를 사용하게 된다. 이에 대한 해석 과정은 Fig. 5에 나타내고 있다.

2.3 범프 포일 해석 조건

Table 1에 해석하고자 하는 범프 포일 베어링의 사양을 나타내고 있다. 기본적으로 포일의 재질은 굽힘 강성과 열적 특성이 우수한 Inconel X-750으로 하였다. 베어링의 강성의 경우 정적 상태에서의 마찰력이기 때문에 정지 마찰계수를 사용하고 감쇠 성분의 경우는 섭동 상태로 운동 마찰 계수를 사용하여야 한다. 이 해석의 경우 정지 마찰 계수는 0.1, 0.2 그리고 0.3을 적용하였으며 운동 마찰 계수는 0.2를 적용하였다. 일반적으로 공기 포일 베어링은 편심(eccentricity)이 일어난 부분에서 큰 동압(hydrodynamic force)가 발생하여 부하 하중이 집중적으로 일어나기 때문에 Fig. 6과 같이 베어링의 자세각을 40도 썩시게 반대방향으로 회전 시켜가면서 8개의 경우에 대해서 6개의 범프에 집중 하중(concentrated load) 하에 특성 해석을 수행하였다.

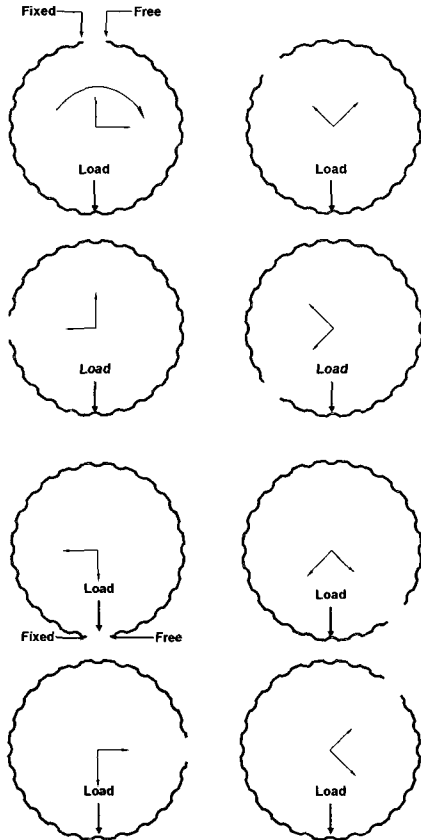


Fig. 6 Test bump attitude position and angle.  
: 20~340° per 40° counter clockwise

### 3. 범프 포일 해석 결과

#### 3.1 구조적 강성

범프 포일 각각에 균일한 하중을 가한 상태에서

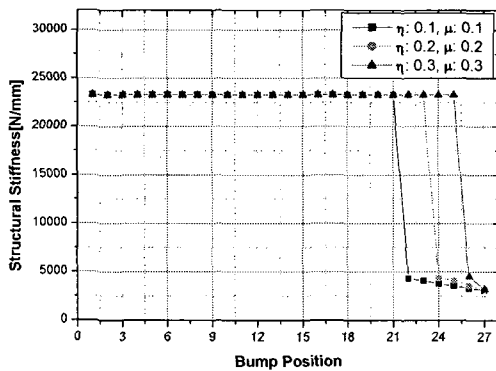


Fig. 7 Structural stiffness versus bump number under uniform load.

얻어진 각 범프의 강성 값을 Fig. 7에 나타내었다. 범프 포일의 강성은 마찰계수의 영향을 받으며 마찰력이 고정단 쪽으로 누적되어 고정단 부분으로 갈수록 하중이 증가되는 것을 알 수 있다. 누적된 반력이 내부 변형 응력보다 커지는 경우 범프는 양쪽 단이 고정되어 있는 것 같은 역할을 하며 그렇지 않은 경우보다 10 배 가까이 커지는 현상도 나타났다. 마찰계수가 0.1, 0.2 그리고 0.3 일 때 각각 21, 23 그리고 25 개의 범프에서 확인할 수 있었다. 하지만 실제로 공기 포일 베어링의 경우 균일한 하중이 아닌 편심이 일어난 곳에서 집중하중이 발생하게 된다. 따라서 편심이 일어난 범프 위치를 중심으로 양쪽 3 개의 범프에 균일한 압력이 작용된다는 가정하에 얻어진 결과가 Fig. 8에 있다. 고정단 쪽 6 개의 범프에 집중하중(concentrated load)을 가한 경우 양쪽 3 개의 범프에서 fixed-fixed 조건이 나타났으며 강성이 자유 단 쪽으로 갈수록 점차적으로 감소하는 경향을 보였다. 범프의 강성 변화는 전체적으로 비슷한 경향을 보였으며 집중하중이 가해지는 범

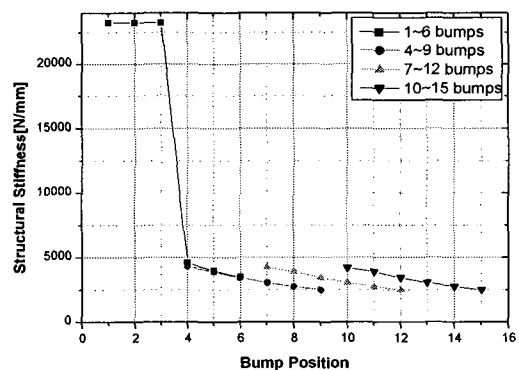


Fig. 8 Results of structural stiffness under uniform load.

#### 4. 결론

공기 포일 베어링은 회전에 의해 생성되는 공기 막과 범프 포일의 특성에 의해 결정된다. 이중 범프 포일의 파라미터에 따른 성능 예측은 사용 목적에 따른 공기 포일 베어링의 최적 설계를 위해 필요한 사항이다. 따라서 본 연구는 공기 포일 베어링의 범프 포일의 성능 파악을 주목적으로 이루어졌다. 범프 포일은 구조상 일정한 호의 형상을 가지고 있는 범프가 병렬로 연결되어 있는 간단한 구조를 가지고 있지만 하중의 크기와 하중 작용 위치에 따른 구조 강성과 감쇠 성분을 알아내는 것이 실제 공기 포일 베어링 해석을 위해 필요하다. 이러한 목적 하에 이루어진 해석 결과는 다음과 같이 요약할 수 있다.

- 1) 범프 포일의 접촉 면에서 발생하는 마찰력은 범프의 강성을 증가시킨다.
- 2) 범프의 마찰력이 누적되는 반력의 크기에 따라 해석 구속 조건이 달라지며 하중에 의해 변형하려는 내부 변형 응력보다 반력이 커지게 되면 범프는 양쪽이 고정된 상태로 그렇지 않은 경우보다 더 큰 강성을 갖게 된다.
- 3) 범프 감쇠 성분은 범프의 강성 값에 의존하며 범프의 강성이 클수록 변위가 줄어들어 감쇠 성분도 증가한다.

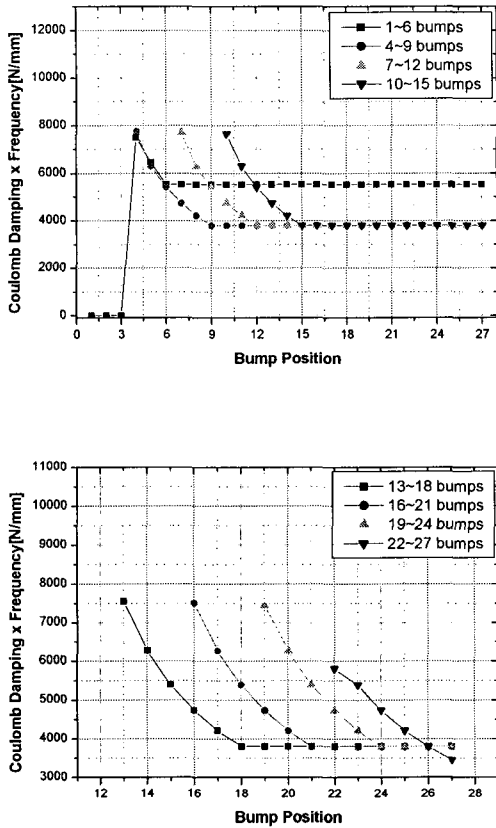


Fig. 9 Coulomb damping of bump foil versus bump foil position.

프의 위치가 자유단으로 갈수록 강성은 약간씩 감소하는 것을 볼 수 있었다.

#### 3.2 쿨롱 감쇠 해석 결과

범프 포일의 감쇠 성분 해석도 강성과 마찬가지로 6 개의 범프에 균일할 하중을 가해주어 얻어진 범프의 변위 성분을 바탕으로 구하였다. 감쇠 성분은 축의 회전에 의한 휘둘림 주파수가 회전 주파수와 같고 범프가 그 주파수를 가지고 변형이 일어난다는 가정 하에 마찰 에너지 소산(friction energy dissipation)에 의한 쿨롱 감쇠에 관한 식 (6)으로부터 얻어졌다. 쿨롱 감쇠는 범프 변형 값에 반비례하기 때문에 상대적으로 강성이 큰 부분에서 그 값이 커질 것이라는 예측을 할 수 있다. 해석 결과는 이러한 예측과 거의 일치하는데 반력에 의해 Fixed-Fixed 된 범프의 마찰 성분이 없는 1~3 번 범프를 제외하고는 그 경향이 모두 비슷함을 알 수 있다.

후 기

본 논문은 한국 과학 기술 연구원 기관 고유 사업 "지능형 트리보 센서/액추에이터 기술 개발"과 과학기술부의 첨단 기계류 부품 사업의 일환으로 이루어졌으며, 이에 관계자 여러분께 감사의 말씀을 드립니다.

#### 참고문헌

- (1) Walowit, J. A. and Anno, J. N., 1975, Modern Development in Lubrication Mechanics, Applied Science Publishers, London.
- (2) Heshmat, H., Walowit, J. A. and Pinkus, O., 1983, "Analysis of Gas-Lubricated Foil Journal Bearings," ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 105, No.4, pp. 647-655.
- (3) Peng, J. -P. and Carpino, M., 1993, "Calculation of Stiffness and Damping Coefficients for Elastically Supported

- Gas Foil Bearings, " Journal of Tribology, Vol. 115, pp. 20~27.
- (4) Carpino, M., Medvetz, L. and Peng, J. -P., "Effects of Membrane Stresses in the Prediction of Foil Bearing Performance, " Tribology Transaction, Vol. 37, No. 1, pp. 43~50.
- (5) Roger Ku, C. -P. and Heshmat, H., 1993, "Structural Stiffness and Coulomb Damping in Compliant Foil Journal Bearing: Theoretical Consideration," Tribology Transaction, Vol. 37, No. 3, pp. 525~533.
- (6) Roger Ku, C. -P. and Heshmat, H., 1993, "Structural Stiffness and Coulomb Damping in Compliant Foil Journal Bearing: Parametric Studies," Tribology Transaction, Vol. 37, No. 3, pp. 455~462.
- (7) Roger Ku, C. -P., 1990, "Dynamic Structural Properties of Compliant Foil Thrust Bearings-Comparison between Experimental and Theoretical Results," Journal of Tribology, Vol. 116, pp. 70~75.
- (8) Peng, J. -P. and Carpino, M., 1994, "Coulomb Friction Damping Effects in Elastically Supported Gas Foil Bearings, " Tribology Transaction, Vol. 37, No. 1, pp. 91~98.