

가장자리 하중조건에서의 볼 조인트 마찰소음 연구

강재영*

* 공주대학교 기계자동차공학부

Investigation of Friction Noise in Ball Joint Under Edge Loading Condition

Jaeyoung Kang^{*†}

* Div. of Mechanical and Automotive Engineering, Kongju Nat'l Univ.

(Received March 27, 2014 ; Revised April 28, 2014 ; Accepted May 7, 2014)

Key Words: Friction Noise(마찰소음), Ball Joint(볼 조인트), Edge Loading(가장자리 하중)

초록: 본 연구에서는 볼 조인트 구조에서 가장자리 하중을 받고 있을 때의 마찰 소음을 이론적으로 연구하였다. 구형 베어링 구조체와 반구 형태의 소켓간 마찰접촉 모델을 수학적으로 유도하여 동역학적 운동방정식을 전개하였다. 그 결과 볼 조인트부 굽힘 모드가 마찰에 의해 불안정할 수 있음을 보였고, 축력 및 접촉강성이 볼 조인트 동적 불안정성에 크게 영향을 주고 있음을 보였다. 반면 소켓의 틸팅 각도는 동적 불안정성에 크게 기여하지 않음을 보였다.

Abstract: This study provided the analytical model describing the friction-induced noise in the ball joint system under the edge loading condition. The frictional and conformal contact kinematics between the spherical bearing and the hemispherical socket was derived and the dynamic equations of the perturbed motion were established. The numerical results revealed that the bending modes of the ball joint system can become unstable due to friction, and the axial load and contact stiffness strongly influenced the dynamic instability. In contrast, the tilting angle of the socket was not found to significantly contribute to the dynamic instability of the ball joint.

1. 서론

볼 조인트는 링크 끝단에 볼 베어링을 장착하여 3축 회전을 부여하는 주요 기계부품으로서 다양한 분야에서 응용되어 왔다. 특히 다양한 동적 거동을 해야 하는 자동차 샤시 링크 류 부품에 적용되어 왔고, 로봇이나 인체 인공 관절부에도 응용되고 있다.⁽¹⁻⁴⁾ 볼 조인트는 작동 시 상대부품에 대해 마찰이 발생하여 마모 및 진동 소음과 같은 문제를 야기하여 왔다.

마찰에 의해 발생하는 자력 진동(self-excited vibration)은 시스템의 복소수 고유해 중 양의 실수부의 유무로 예측되어 왔다.⁽⁵⁻⁷⁾ 이를 복소수 고유치 해석(complex eigenvalue analysis)이라고 한다. 이러한

복소수 고유치 해석은 자동차 브레이크 스킵 소음 해석에서 널리 사용되어 왔다.⁽⁸⁻¹⁰⁾ 그 동안 브레이크 마찰 소음 해석에서 이론적으로 마찰 모델의 정의가 정교화되어 왔지만 이를 상용 해석소프트웨어에서 적용하기가 매우 어려웠다. 따라서 정교화된 마찰 소음 이론은 간략화된 기계요소의 마찰 소음 해석에 적용되어 왔다.

Kang 등^(11,12)은 Pin-on-disk 모델에서의 마찰 소음 모델을 제시하였고, 리드스크류 형상의 마찰 접촉 모델에서의 마찰 소음을 제시하여 왔다. 또한 볼 조인트-빔 모델의 마찰소음 모델을 수학적으로 제시하여 볼 조인트에서 발생하는 마찰소음을 예측할 수 있음을 보여 주었다.⁽¹³⁾

본 연구에서는 볼 조인트 작동 시 소켓과의 틸팅 각에 의해 회전방향으로 길게 접촉응력이 집중되는 가장자리하중 모델을 소개하고 이를 볼 조인트 마찰 소음모델로 구현하였다. 이를 통해 가장자리 하중 상태에서 볼 조인트 마찰소음에 영향을 주는 주요

† Corresponding Author, jkang@kongju.ac.kr

© 2014 The Korean Society of Mechanical Engineers

인자들을 분석하였다.

2. 운동방정식

볼 조인트 부에서 발생하는 마찰 진동소음에 대한 연구를 볼 조인트-빔 모델을 이용하여 진행하였다. 특히 Fig. 1 과 같이 볼 조인트 축과 소켓의 축간의 각도가 크게 발생하였을 경우 볼 조인트에서 회전방향으로 길게 가장자리 하중(Edge loading)을 받게 된다. 이러한 가장자리 하중에 따른 압력분포와 마찰 소음간 관계를 고찰하기 위해서 Fig. 1 과 같이 축간 각도차(α)를 주요 해석인자로 정하였다. 볼 조인트의 한쪽 단은 고정 경계면(Clamped)이라고 하고 다른 단은 소켓에 연결되어 있다. 또한 볼 조인트 링크의 길이(L) 및 유효반경(R_0), 소켓의 반경(R)을 갖고 있다고 하고, 정속 속도 Ω 로 회전한다고 가정한다. 이하 모델은 Fig. 1 상태에서 해석하며, 이를 위해서 준평형상태 (Quasi-static equilibrium) 및 그에 대한 평형상태에서의 미소변형에 대한 운동방정식을 유도하여야 한다.

볼 조인트 관절구와 관절소켓 간에 발생하는 마찰력 및 수직력을 표현하기 위해서 평형상태 A 점에서 Fig. 2 와 같은 구좌표계에서의 방향벡터를 정의한다.

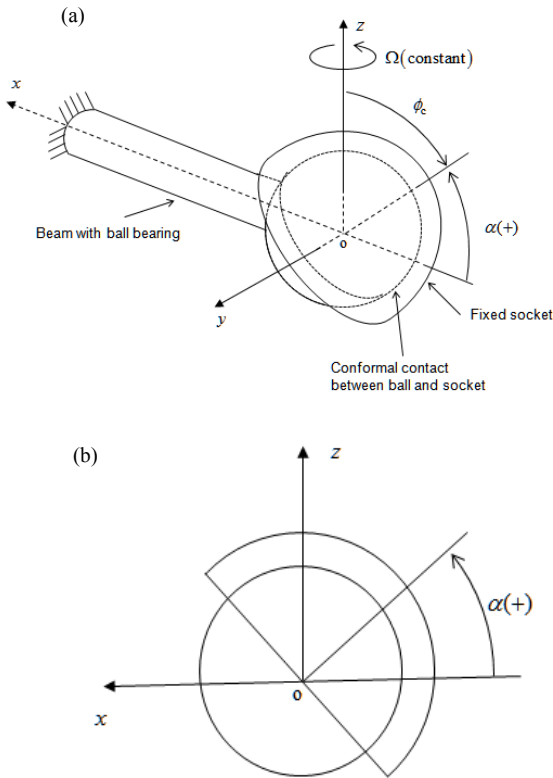


Fig. 1 Configuration of ball joint model under edge loading (a) overview (b) side view

여기서 수직력은 방사방향(e_r)의 접촉강성(k_c)으로 표현되며, 마찰력은 소켓과의 미끄럼 방향의 반대방향으로 정의할 수 있다.

우선 평형상태를 정의하기 위해 Kang⁽¹³⁾에서 처럼 평형방정식을 이용하여 Fig. 3의 축력(N_0)에 대한 정상 미끄럼 상태(steady-sliding state)를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\int_{\text{contact}} (\mathbf{p}_{\text{eq}} + \mathbf{f}_{\text{cq}}) dA = N_0 \mathbf{i} \tag{1}$$

여기서 \mathbf{p}_{eq} 와 \mathbf{f}_{cq} 는 정상 미끄럼상태(steady-sliding state)에서의 압력과 마찰력 벡터이다. 상기 해로부터 정적 변형벡터 δ_A 를 구한다.

평형상태에서의 동적 운동방정식(perturbation equation)을 유도하기 위해서 임의의 접촉점에서의 압력 및 마찰력 벡터를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\mathbf{f} = -\mu \cdot |\mathbf{p}| \cdot \frac{\mathbf{V}_c}{|\mathbf{V}_c|} \tag{2}$$

$$\mathbf{p} = -k_c u_r \mathbf{e}_r \tag{3}$$

$$u_r = \mathbf{r}_c \cdot \mathbf{e}_r - R \tag{4}$$

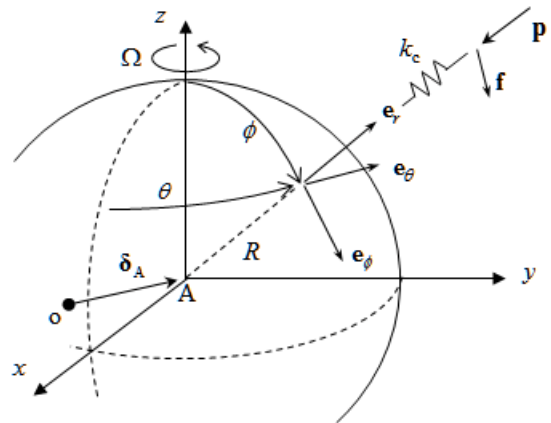


Fig. 2 Contact forces on spherical coordinates; δ_A is the static deflection vector at the steady-sliding state

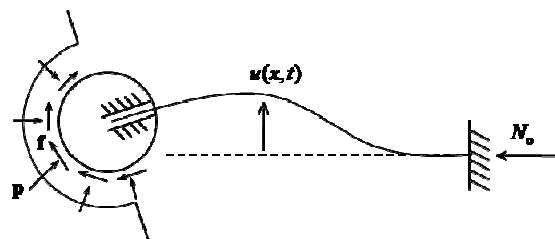


Fig. 3 Deflection and contact forces from the quasi-static equilibrium

이때 \mathbf{v}_c 는 평형상태에서의 진동 및 회전에 의한 미끄럼속도로 진동변위벡터 (\mathbf{u}_c)를 이용하여 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\mathbf{v}_c = \frac{\partial(\delta_A + R\mathbf{e}_r + \mathbf{u}_c)}{\partial t} + \boldsymbol{\Omega} \times (\delta_A + R\mathbf{e}_r + \mathbf{u}_c) \quad (5)$$

여기서 마찰계수는 마찰곡선 함수를 이용하여 다음과 같이 표현한다.

$$\mu = \mu_k + (\mu_s - \mu_k)e^{-b|\mathbf{v}_c|} \quad (6)$$

이때 μ_s , μ_k , b 는 각각 정마찰계수, 동마찰계수 및 속도에 대한 마찰곡선 기울기를 결정짓는 값들이다.

모드가정법(assumed modes method)을 이용하기 위해서 주어진 경계조건을 만족하는 N 개의 고유모드로 다음과 같이 근사할 수 있다.

$$u(x,t) \cong \sum_{n=1}^N \Phi(x) \cdot q_n(t) \quad (7)$$

여기서

$$\begin{aligned} \Phi_n(x) = & A_n [(\cosh(\beta_n L) + \cos(\beta_n L))(\sinh(\beta_n x) + \sin(\beta_n x)) \\ & - (\sinh(\beta_n L) + \sin(\beta_n L))(\cosh(\beta_n x) + \cos(\beta_n x))] \end{aligned} \quad (8)$$

$$A_n = \left(\pi R_b^2 \rho \int_0^L \Phi_n^2(x) dA \right)^{-1} \quad (9)$$

상기 모달좌표계(modal coordinates)에 대해 운동방정식을 전개하면 다음과 같다.

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_m} \right] - \frac{\partial L}{\partial q_m} = \sum_{n=1}^N Q_{mn}(q_n), \quad m = 1, \dots, N, \quad (10)$$

$$\delta W_c \cong \sum_{m=1}^N \sum_{n=1}^N Q_{mn}(q_n) \cdot \delta q_m \quad (11)$$

$$L = T - U \quad (12)$$

$$\mathbf{q} = \{q_1 \quad q_2 \quad \dots \quad q_N\}^T \quad (13)$$

여기서 사용된 운동에너지, 위치에너지 및 가상일은 다음과 같이 기술할 수 있다.

$$T = \frac{\rho}{2} \int_0^L \int_0^{2\pi} \int_0^{R_b} (\mathbf{V}_B \cdot \mathbf{V}_B) r dr d\phi dz \quad (14)$$

$$U = \frac{1}{2} EI \int_0^L \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right)^2 dx \quad (15)$$

$$\delta W = \int_S \{(\mathbf{f} + \mathbf{p}) \cdot \delta \mathbf{u}_c\} dA \quad (16)$$

여기서

$$\mathbf{V}_B = \frac{\partial \mathbf{r}_B}{\partial t} + \boldsymbol{\Omega} \times \mathbf{r}_B \quad (17)$$

$$\mathbf{r}_B = x\mathbf{i} + r\mathbf{e}_r + u(x)\mathbf{j} \quad (18)$$

가장자리 하중을 위한 기울기 각(ϕ)이 존재하기 때문에 구좌표계의 변수(ϕ, θ)에 대한 면적 적분구간이 유한요소 형태로 표현될 수 있다. 즉, 주어진 $\theta = \theta_i$ 에 대해서 $\phi_{i,j}$ 의 적분구간 경계치는 다음을 만족한다.

$$\sin \phi_c \cos \theta_i \sin \phi_{i,\text{bound}} - \cos \phi_c \cos \phi_{i,\text{bound}} = 0 \quad (19)$$

마지막으로 평형상태에서 방정식 (10)을 선형화하면 선형화된 운동방정식을 구할 수 있다. 이로부터 고유치해석을 수행하면 복소수해 λ 를 구할 수 있고, 양의 실수부 $\text{Re}(\lambda)$ 로부터 평형상태에서의 볼 조인트 관절의 동적 불안정성을 예측할 수 있게 된다. 이를 바탕으로 볼 조인트 마찰 소음에 초점을 맞추어 연구를 진행하였다.

3. 결 과

본 연구에서 사용되는 볼 조인트 관절 시스템의 기본 파라미터는 Table 1과 같고 이를 기준으로 주요 시스템 변수를 변화시켜 그 영향도를 살펴보고자 한다. 우선 가장자리 하중 해석을 위해서 마찰계수 0.4일 때 소켓 틸팅각에 따른 정적 접촉압력 분포를 해석해 본 결과 Fig. 4와 같다. 틸팅이 된 경우 압력분

Table 1 Nominal values of system parameters

Parameter	Symbol	Value
Radius of ball	R	16mm
Length of beam	L	250mm
Radius of beam	R_b	10mm
Density of beam	ρ	7820kg · m ⁻³
Young's modulus	E	207GPa
Nominal axial load	N_0	1000N
Nominal contact stiffness	k_c	5.0 × 10 ¹³ N · m ⁻³

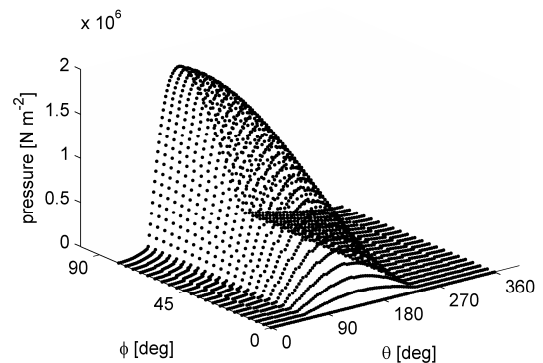


Fig. 4 Pressure distribution for $\alpha = 80^\circ$

포가 볼 조인트 구의 한 쪽으로 치우치게 됨을 알 수 있다. Fig. 5는 틸팅 각도에 따른 압력분포 단면을 보여주며 틸팅 각도가 증가할수록 한 쪽으로 더 치우치게 됨을 알 수 있다.

속도에 따른 마찰계수곡선은 재질 및 환경, 마모 조건에 따라 변화무쌍하다. 특히, 속도에 따라 마찰 계수가 감소하는 마찰곡선의 음의 기울기는 마찰 소음의 주요 요건으로 알려져 있다.^(5,10-13) 따라서 본 연구에서 Fig. 6에서 보듯이 세 가지의 마찰곡선의 예를 이용하여 마찰곡선의 볼 조인트 마찰소음 영향도를 살펴보고자 한다.

Fig. 7(a)에서 보듯이 마찰곡선에서 음의 기울기가

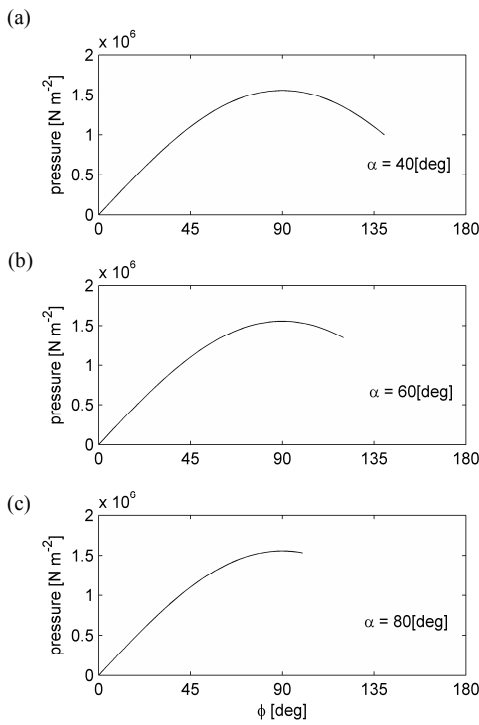


Fig. 5 Pressure distribution curve at $\theta = 180^\circ$ with respect to the inclined angle (a) $\alpha = 40^\circ$ (b) $\alpha = 60^\circ$ (c) $\alpha = 80^\circ$

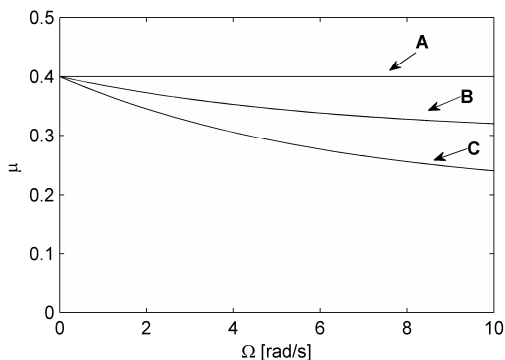


Fig. 6 Three types of friction curve at $\phi = 90^\circ$

없을 때 (Fig. 6에서의 마찰곡선 'A') 볼 조인트 시스템의 복소수해에서 양의 실수부가 발생하지 않고 있음을 알 수 있다. 반면에 Fig. 7(b)와 7(c)에서 보듯이 음의 기울기가 존재할 때(Fig. 6에서의 마찰곡선 'B'와 'C') 양의 실수부가 발생하고 있으며, 특히 음의 기울기가 클수록 (마찰곡선 'C') 양의 실수부가 더 크게 발생하고 있음을 알 수 있다. 이는 볼 조인트 시스템의 동적 불안정성이 마찰곡선의 음의 기울기에 기인되고 있음을 보여주고 있다. 여기서 양의 실수부가 가장 큰 모드는 1차 굽힘 모드이고 그 다음이 2차, 3차 모드 순이다. 이때 각 모드형상은 Fig. 8에서 보는 바와 같다.

자동차 샤시 링크 볼 조인트의 경우 소켓내부에 볼 조인트를 감싸는 플라스틱 라이너가 삽입되는 경우도 있고, 인공관절의 경우처럼 직접 볼과 소켓이 접촉하기도 한다. 즉, 볼 조인트 1 시스템에서의 구성 및 재질에 따라 접촉강성의 변화폭은 매우 크다. 이러한 접촉강성에 따른 동적 불안정성을 양의 실수부로 살펴보면 Fig. 9와 같다. Fig. 9에서 보듯이 접촉강성이 $1.0 \times 10^{13} N \cdot m^{-3}$ 이하로 감소하면 양의 실수부가

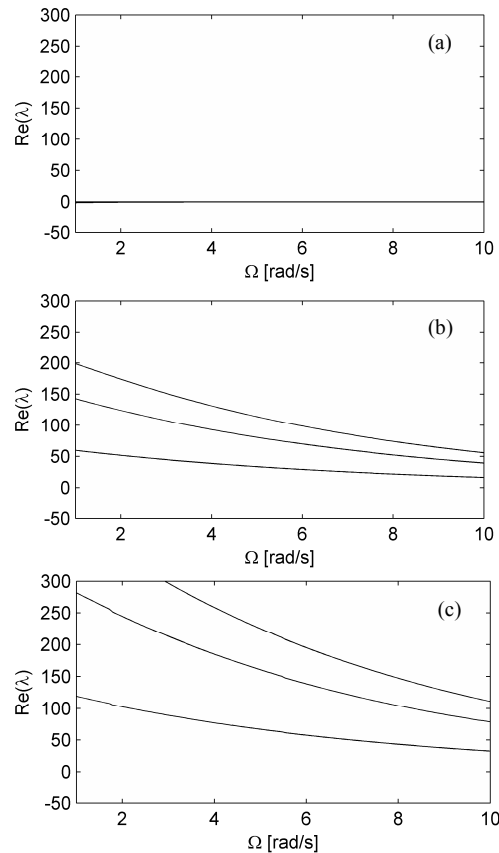


Fig. 7 Real parts of eigenvalues with respect to the rotation speed for $\alpha = 80^\circ$ (a) A curve (b) B curve (c) C curve

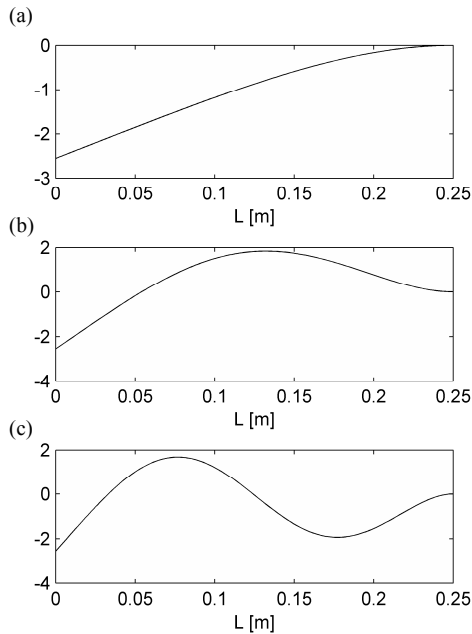


Fig. 8 Normalized mode shapes of the first three modes (a) 1st mode (b) 2nd mode (c) 3rd mode

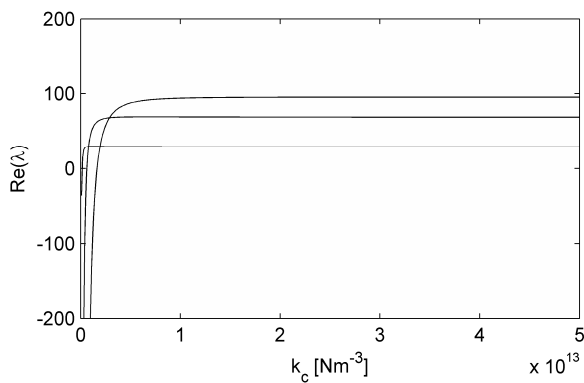


Fig. 9 Real parts of eigenvalues with respect to contact stiffness for $\Omega = 6$ [rad/s] and **B** curve. $\alpha = 80^\circ$

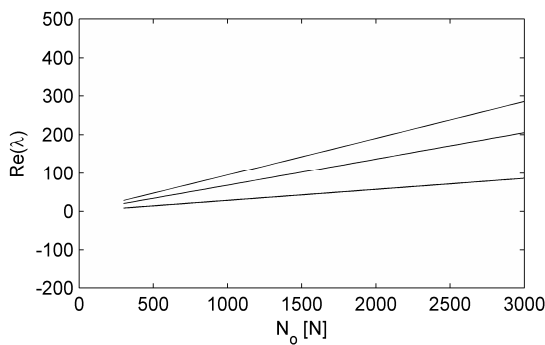


Fig. 10 Real parts of eigenvalues with respect to axial load for $\Omega = 6$ [rad/s] and **B** curve, $\alpha = 80^\circ$

급격히 감소하여 동적 불안정성이 저하됨을 알 수 있다. 이는 저탄성 플라스틱 라이너가 효과적으로

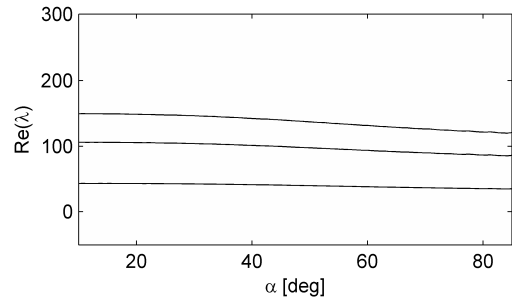


Fig. 11 Real parts of eigenvalues with respect to the tilting angle of the socket for $\Omega = 6$ [rad/s] and **B** curve

볼 조인트 동적 불안정성을 제거할 수 있음을 보여준다.

Fig. 10 은 볼 조인트에 작용하는 축력의 크기에 따라 양의 실수부가 선형적으로 비례하여 증가함을 알 수 있다. 이는 작동 하중이 증가할 수록 볼 조인트의 마찰 소음이나 진동이 발생할 확률이 증가함을 보여준다. Fig. 11 은 소켓의 틸팅 각도에 따른 양의 실수부를 보여준다. 여기서 소켓의 틸팅 각도는 볼 조인트의 동적 불안정성에 크게 기여하지 않고 소폭 감소시키는 역할을 하고 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 볼 조인트 시스템의 소켓 틸팅 각도에 따른 마찰소음 모델을 전개하였고, 가장자리 하중을 받고 있는 상태에서의 볼 조인트 마찰소음에 대해 다음과 같은 결과를 도출하였다.

첫째, 볼 조인트에서 마찰곡선의 속도에 대한 음의 기울기가 증가하면 시스템의 동적 불안정성이 증가하였다.

둘째, 볼 조인트의 굽힘 모드가 마찰곡선의 음의 기울기에 의해 자러 진동 할 수 있고, 특히 모드 차수가 낮을수록 양의 실수부가 증가하였다.

셋째, 볼 조인트의 동적 불안정성은 접촉강성의 크기와 작동 축력에 크게 좌우됨을 알 수 있다.

넷째, 소켓의 틸팅 각도는 볼 조인트 동적 불안정성에 크게 기여하지는 않았다.

향후 이러한 볼 조인트 모델을 이용하여 각종 자동차 링크 마찰소음 및 인공관절 마찰소음 연구에 응용할 예정이다.

후 기

이 논문은 2014년도 정부(미래창조과학부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업임 (No. NRF-2014R1A1A1002092)

참고문헌
(References)

- (1) Mariot, J., K'nevez, J. and Barbedette, B., 2004, "Tripod and Ball Joint Automotive Transmission Kinetostatic Model Including Friction," *Multibody System Dynamics*, Vol. 11, pp. 127~145.
- (2) Fischer, I. S., 2000, "Numerical Analysis of Displacements in Spatial Mechanisms with Ball Joints," *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 35, pp. 1623~1640.
- (3) Mattei, L., Puccio, F., Piccigallo, B. and Ciulli, E., 2011, "Lubrication and Wear Modelling of Artificial Hip Joint: A Review," *Tribology International*, Vol. 44, pp. 532~549.
- (4) Hwang, S., Kim, J., Seo, S., Han, S. and Lee, K., 2011, "Caulking and Gap Analysis for a Ball Joint," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 35, pp. 1077~1082.
- (5) Ibrahim, R. A., 1994, "Friction-Induced Vibration, Chatter, Squeal, and Chaos Part II: Dynamics and Modeling," *Applied Mechanics Reviews, ASME*, Vol. 47, pp. 227~253.
- (6) Yang, S. M. and Mote, C. D., 1991, "Stability of Non-Conservative Linear Discrete Gyroscopic Systems," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 147, pp. 453~464.
- (7) Kirillov, O. N., 2006, "Gyroscopic Stabilization of Non-Conservative Systems," *Physics Letters A*, Vol. 359, pp. 204~210.
- (8) Nack, W., 2000, "Brake Squeal Analysis by Finite Elements," *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 23, pp. 263~275.
- (9) Bajer, A., Belskyl, V. and Zeng, L., 2003, "Combining a Nonlinear Static Analysis and Complex Eigenvalue Extraction in Brake Squeal Simulation," 2003-01-3349, SAE, Warrendale, PA.
- (10) Kang, J., 2009, "Squeal Analysis of Gyroscopic Disc Brake System Based on Finite Element Method," *International Journal of Mechanical Science*, Vol. 51, pp. 284~294.
- (11) Kang, J. and Kim, K., 2010, "Squeak Noise in Lead Screw Systems: Self-Excited Vibration of Continuous Model," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 329, pp. 3587~3595.
- (12) Kang, J., 2014, "Investigation on Friction Noise in Beam Structure Under Mode-Coupling by Using Analytical Finite-Element Squeal Model," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, in-press.
- (13) Kang, J., 2011, "Theoretical Model of Ball Joint Squeak," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 330, pp. 5490~5499.