

재질 별 마찰곡선을 반영한 마찰소음 유한요소 해석 연구

백종수* · 남재현* · 도현철* · 강재영**

* 공주대학교 기계공학부

Finite Element Analysis for Friction Noise with Respect to the Friction Curve of Several Materials

Jongsu Baek*, Jaehyeon Nam*, Hyuncheol Do* and Jaeyoung Kang**

* Dept. of Mechanical Engineering, Kongju Nat'l Univ.

(Received August 21, 2015 ; Revised March 7, 2016 ; Accepted March 21, 2016)

Key Words: Squeak Noise(마찰소음), Reciprocating System(왕복운동장치), Pin-on-disk System(회전운동장치), Negative Slope(음의 기울기), FEM(유한요소법)

초록: 본 연구는 마찰 특성이 다른 재질 별로 마찰에 의한 소음을 해석하는 스컬 유한요소 해석 방법론을 제안하고 이를 실험 검증하고자 하였다. 회전운동 실험 장치를 통하여 각 재질 별 마찰곡선을 확인하였으며, 왕복운동 시험 장치에서 재질 별 마찰 소음을 계측하였다. 계측된 마찰곡선을 특정 속도에서 선형화하여 마찰곡선 기울기 데이터를 FE Model에 적용하였다. 제안된 해석 모델에서 발견된 불안정 모드가 시험에서 발생한 스컬 주파수와 유사함을 보였다.

Abstract: This study provides the finite-element (FE) squeal-model predicting friction-induced noise with respect to several friction materials that have different friction characteristics. The friction curve and the corresponding friction noise were measured for four friction materials (Cu, Ni, Al, Mg) using the pin-on-disk and reciprocating friction system. The slope of the friction curve linearized at the sliding velocity was applied to the FE model. The unstable modes in the complex eigenvalue analysis were shown to correspond to the squeal frequencies that existed in the experiment.

1. 서론

마찰소음은 접촉한 두 물체 이상의 상대운동의 결과로 발생하며, 시스템의 안정성 측면에서 매우 주요한 요소이다. 마찰소음은 매우 비선형적인 현상으로 발생하지만 선형메커니즘에 의해 예측 가능하다. 대표적인 메커니즘은 인접한 두 모드가 마찰계수의 증가에 의해 하나로 병합되어 불안정량의 실수부를 발현시키는 모드연성과, 마찰곡선이 음의 기울기를 가질 때 발생하는 동적 불안정성에 의한 메커니즘인 음의 기울기가 있다. 실험적으로 증명된 마찰표면의 계면 상태 또한 마찰소음을 유발하는 매우 주요한 요소들이다.

이와 같이 마찰소음의 발생은 여러 가지 요인으로 발생하는 복잡한 문제이다. 이러한 복잡한 마찰소음의 원인을 파악하고 규명하기 위하여 실험 및 유한요소해석을 통해 많은 연구가 진행되어왔다. Meziane 등⁽¹⁾은 빔 구조체 모델을 이용하여 실험과 해석으로 마찰모델의 동적 특성을 파악하였다. Chen 등^(2,3)은 왕복운동 실험을 통해 시스템의 소음 발생시점 및 소음 주파수를 파악하였고, 이때의 데이터를 토대로 왕복운동에 대한 복소수 고유치 해석 및 과도해석을 수행하여 실험데이터와 일치함을 확인하였다. 또한 해석결과를 토대로 왕복마찰운동에 마찰소음은 수직축의 진동과 접선축의 진동에 의한 모드연성으로 발생하는 것을 검증하였다. Kang^(4,5)은 복잡한 빔 구조체 모델의 동적 불안정성을 유한요소 해석을 통하여 확인하였으며, 마찰방향에 따라 동적 불안정성의 크기가 다른 것

† Corresponding Author, jkang@kongju.ac.kr

을 확인하여 왕복운동과 회전운동의 마찰특성을 명확히 구분하였다. 또한, 브레이크 시스템의 소음 경향을 수치해석적으로 연구하여 디스크의 토션 모드는 패드의 댄핑심과 음의 기울기에 의해 스켈 소음을 발생시킬 수 있는 매우 중요한 인자임을 확인하였다. Nam 등⁽⁶⁾은 회전운동 실험장치를 통해 얻은 마찰곡선 그래프의 음의 기울기가 시스템의 동적 불안정성을 발생시키는 주요한 인자임을 확인하였으며, 이때 발생하는 불안정모드는 핀의 굽힘에 의한 불안정 모드임을 해석적으로 검증하였다. Back 등⁽⁷⁾은 각각의 4가지 재질(Cu, Ni, Al, Mg)을 이용하여 재질 별 건성마찰실험으로 각 재질의 소음발생 시점과 마찰곡선에 의한 동적 불안정성을 파악함으로써 재질 별 마찰소음에 취약한 재질을 확인하였으며, 마찰소음에 취약한 재질을 구별하는 방법론을 제시하였다. 그러나 각 재질 별 마찰 곡선의 특성을 파악하여 FE model에 적용한 연구 사례는 극히 드물다.

따라서 본 논문에서는 Pin-on-disk 를 이용하여 각 재질 별 마찰곡선의 기울기를 파악하고 특정 속도에서 선형화 시켰다. 또한 왕복운동 장치를 통하여 재질에 따른 마찰 소음을 확인하였으며, 마찰곡선을 적용한 FE model을 이용해 복소수 고유치 해석을 수행하였다. 여기서 발견된 불안정 실수부와 실험에서 발생한 스켈 주파수간의 상호관계를 규명하고 평형상태의 모드를 통해 스켈을 발생시키는 모드형상에 대해 유추해보고자 하였다.

2. 본 론

2.1 실험장치

본 논문에서 사용된 실험장치는 Fig. 1(a)의 왕복운동 실험장치와 Fig. 1(b)의 Pin-on-disk 실험장치이다. 왕복운동 실험장치는 모터와 리드스크류를 이용하여 판을 y축 방향으로 왕복운동 시킨다. 이때 마찰재 사이의 접촉지점과 수직인 z축 방향에서 500 g의 하중을 가해주어 마찰을 유도하였고, y축방향으로 1축 가속도 센서를 부착하고 계측하였다. Pin-on-disk 실험장치는 디스크를 회전운동 시키고 z축 방향으로 하중을 가하여 마찰재 사이의 마찰을 유도 하였다. Table 1은 실험에 사용된 마찰재들의 기계적 특성 데이터이다.

2.2 실험 방법 및 결과

먼저 각 재질 별 마찰소음 특성을 알아보기 위하여 왕복운동 장치에 1축 가속도 센서를 부착하였다. 1축 가속도계는 일반적으로 15 kHz 근방까지 데이터가 유효한 센서이다. 각 재질 별 4.9 N의 동

Table 1 Material Data

		Density [g/cm ³]	Modulus of elasticity[GPa]	Poisson's ratio
Pin	Cu	8.92	130	0.34
	Ni	8.90	200	0.31
	Al	2.7	70	0.35
	Mg	1.738	45	0.25
Disk/Plate	Steel	7.85	210	0.3

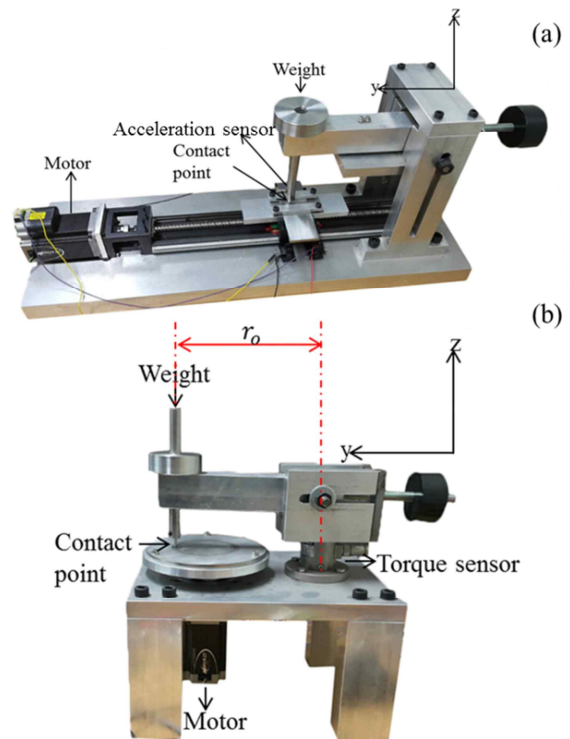


Fig. 1 Test set up; (a) Reciprocating system, (b) Pin-on-disk system

일 하중을 가하였으며, Fig. 2(a)와 같이 1.5초 간격으로 마찰방향을 변화시켜 0.15 m/s의 미끄럼속도에서 약 5분 동안 마찰에 의한 진동 데이터를 계측하였다.

이후 Pin-on-disk 실험장치를 이용하여 재질별 회전 속도에 따른 마찰계수 특성을 확인하였다. 하중은 왕복운동 장치와 동일 조건인 4.9 N이며, 회전속도의 변화는 Fig. 2(b)와 같다. 초당 1 rpm씩 증가하여 0 rpm 부터 60 rpm 까지 도달하는 것을 1 cycle로 하고 60 rpm 부터 1 rpm씩 감소하여 0 rpm에 도달하는 것을 2 cycle 로 하여 30 cycle 까지 30분동안 실험을 실시하였다. 회전 속도 구간 중 30 rpm 구간에서의 마찰곡선의 기울기를 선형화 하였다. 이때 회전 반경은 미끄럼 속도 0.15 m/s에 상응하는 45 mm이다. 시험에 사용된 마찰재

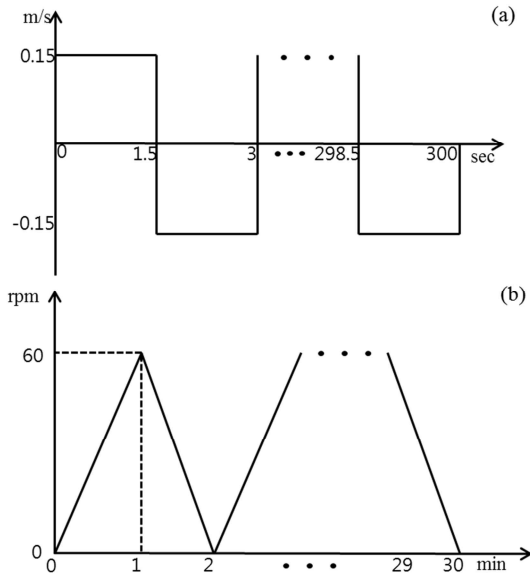


Fig. 2 Test mode in experiment; (a) Reciprocating system, (b) Pin-on-disk system

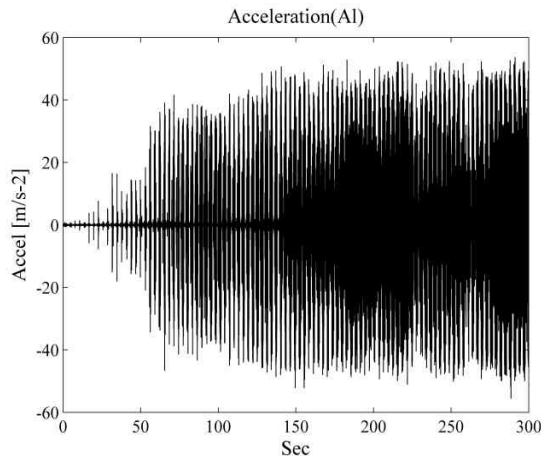


Fig. 3 Acceleration in time domain for Al

는 모두 동일한 표면처리 후 실험을 실시하였다. Fig. 3은 왕복운동실험의 1축가속도 센서에 의해 계측된 Al재질의 진동그래프이며, Fig. 4는 각 재질 별 마찰소음의 peak를 나타내는 파워스펙트럼 그래프이다. 먼저 Fig. 4(a) Cu의 경우 5000 Hz 근방에서 나타나는 peak는 너무 미미하여 마찰소음의 크기가 낮다고 할 수 있다. 반면 Fig. 4(b), (c), (d) Ni, Al, Mg의 경우 Cu보다 상대적으로 5000 Hz 근방 (Cu: 4615, Ni: 4748, Al: 5373, Mg: 5700)에서 peak점이 크게 나타나 시스템의 마찰소음이 Cu보다 상대적으로 크게 나타난다고 할 수 있다. Fig. 4에서 시스템의 주요 마찰소음 모드인 5000 Hz 근방의 peak 이외에도 다른 peak 들을 확인할 수 있다. Cu에서는 2000 Hz 근방과 3000 Hz 근방에

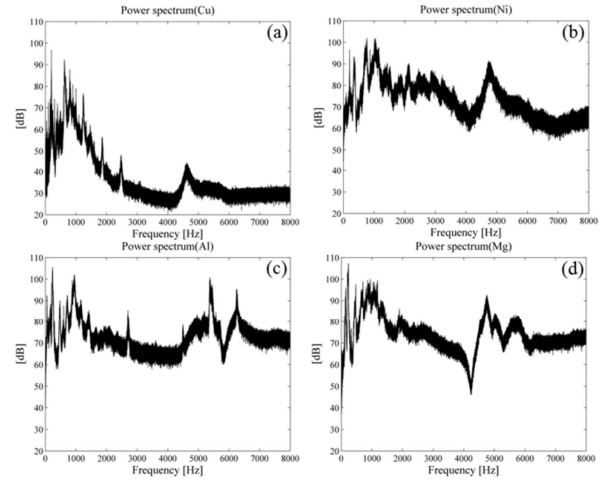


Fig. 4 Power spectrum of squeak noise in reciprocating test at 500g weigh, 0.15m/s sliding velocity for 300sec; (a) Cu, (b) Ni, (c) Al, (d) Mg

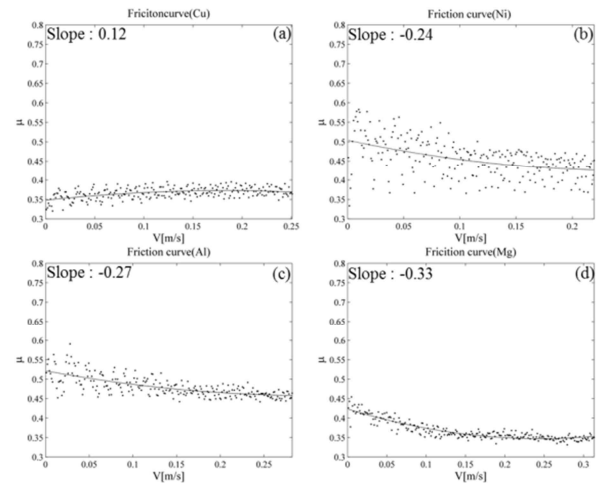


Fig. 5 Friction curve and curve fitting graph; (a) Cu, (b) Ni, (c) Al, (d) Mg in Pin-on-disk test at 27 cycle

서 peak 점이 나타났고, Al은 1000 Hz 근방, 2000 Hz 근방 그리고 7000 Hz 근방에서 peak가 나타났다. 또한 Mg의 경우 5000 Hz 근방에서 다른 peak 들이 발생하였다.

Fig. 5는 Pin-on-disk 실험을 통해 얻은 27 cycle에서 각 재질 별 회전속도에 따른 마찰계수 변화 그래프이다. 먼저 Cu의 그래프에서는 디스크의 회전속도가 증가할 때 마찰계수가 증가하여 양의 기울기를 나타내는 것을 알 수 있다. 이는 시스템에 마찰이 발생할 때 Positive damping향이 증가하여 시스템이 점차적으로 안정적인 상태에 도달할 수 있다. 이와 같은 결과는 Fig. 4(a) Cu의 주파수 그래프에서도 볼 수 있듯이 소음의 크기가 낮게 나타나는 것을 볼 수 있다.

반대로 Fig. 5의 Ni, Al, Mg의 경우 회전속도에

대한 마찰계수가 감소하여 음의 기울기를 나타내는 것을 알 수 있다. 음의 기울기가 나타나는 것은 양의 기울기와 반대로 시스템의 Negative damping 항이 증가하여 시스템이 불안정해지면서 소음이 발생할 수 있는 상태가 되는 것을 의미한다. 특히 기울기의 정도가 크면 클수록 이와 같은 상태가 더욱 극대화 된다.

Fig. 5의 그래프에서 음의 기울기의 크기는 $Mg > Al > Ni$ 순서로 나타나는 것을 볼 수 있다. 이 기울기는 위에서 설명했던 30 rpm(0.15 m/s)에서의 마찰계수를 추세를 계산하여 기울기를 나타낸 것으로 각각 Cu(slope:0.12), Ni(slope: -0.24), Al(slope: -0.27), Mg(slope:-0.33) 순으로 나타났다. 따라서 음의 기울기가 큰 $Mg > Al > Ni$ 순으로 마찰소음방지에 열악하다고 할 수 있고, 양의 기울기가 나타난 Cu는 마찰소음방지에 우수하다고 할 수 있다. 하지만 실제로 재질 별 마찰곡선의 기울기의 차이가 재질 별 마찰소음에 영향을 주었는지 확인하기 위해서는 해석적인 검증이 필요하다. 따라서 위의 측정된 재질 별 마찰곡선의 기울기를 유한요소 기법에 적용하여 연구를 진행하였다.

2.3 FE 해석모델

시험에서 확인된 5000 Hz 근방에서의 불안정 모드 형상을 유추하고, 복소수 고유치 해석의 결과와 상호관계를 규명하기 위해 FEM 해석을 수행하였다. Pin-on-disk의 마찰소음 해석을 위해 참고 문헌⁽⁸⁾과 같이 복소수 고유치 해석을 수행하였다. 우선 원통좌표축 기준으로 각각 (r, θ, z) 방향의 변위 벡터는 다음과 같이 표현이 가능하다. 여기서 r 방향 진동은 friction damping을 의미하며, 본 시스템에서는 고려하지 않았다.

이때, 각 방향의 벡터 및 모드형상은 식 (1), (2)와 같이 표현 가능하다.

$$\mathbf{v}^p = [\phi_\theta^p] \mathbf{q}^p, \quad \mathbf{v}^d = [\phi_\theta^d] \mathbf{q}^d \quad (1)$$

$$\mathbf{w}^p = [\phi_z^p] \mathbf{q}^p, \quad \mathbf{w}^d = [\phi_z^d] \mathbf{q}^d \quad (2)$$

첨자 p는 마찰재, d는 디스크를 의미한다.

$[\phi_\theta]$ 와 $[\phi_z]$ 는 각각 θ, z 방향의 정규화된 모드 형상 행렬로써 (모드의 수 x 접촉 노드의 수) 사이즈를 가지며, \mathbf{q} 는 모달좌표(modal coordinate)이다.

마찰접촉을 하고 있는 시스템에 대해서 Fig. 6(a)와 같이 접촉 모델을 나타낼 수 있고, 다음과 같이 마찰력에 대한 표현이 가능하다.

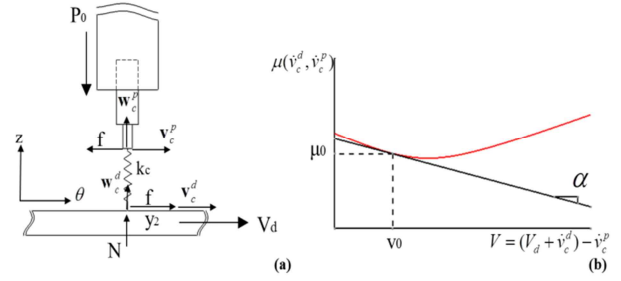


Fig. 6 Contact model; (a) Contact model, (b) Changing sliding velocity of function

$$f = \mu N \quad (3)$$

여기서 f 는 마찰력이며, μ 는 마찰계수, N 은 수직항력이다. 이때, 수직항력 N 은 $\sum F_w = 0$ 에 의해 아래와 같이 표현될 수 있다.

$$\sum F_w = -P_0 + N + \mathbf{w}_c^p k_c + \mathbf{w}_c^d k_c = 0 \quad (4)$$

$$N = P_0 - k_c (\mathbf{w}_c^p + \mathbf{w}_c^d) \quad (5)$$

k_c 는 접촉 강성, P_0 는 정 하중에 의한 정압이다.

본 논문에서 μ 는 Fig. 6(b)와 같이 미끄럼 속도에 따라 변화하는 함수라 가정하여, 평형상태에 대해 선형화 할 수 있다. 이때 마찰곡선 기울기가 선형요소로 추출된다.

$$\begin{aligned} \mu(\dot{v}_c^p, \dot{v}_c^d) &= \mu_0 + \left. \frac{\partial \mu}{\partial \dot{v}_c^p} \right|_{e.q.} \dot{v}_c^p + \left. \frac{\partial \mu}{\partial \dot{v}_c^d} \right|_{e.q.} \dot{v}_c^d \\ + h.o.t &= \mu_0 + \left(\left. \frac{\partial \mu}{\partial \dot{v}_c^d} \right|_{e.q.} \right) (\dot{v}_c^d - \dot{v}_c^p) + h.o.t \end{aligned} \quad (6)$$

h.o.t는 고차항으로 무시하며, μ 를 마찰력 f 에 대해 전개 하면 다음과 같다.

$$f \equiv \left[\mu_0 + \left. \frac{\partial \mu}{\partial \dot{v}_c^d} \right|_{e.q.} (\dot{v}_c^d - \dot{v}_c^p) \right] N \quad (7)$$

따라서, 마찰계수 기울기 항은 편에 작용하는 정압(p_0)과 결합하여 다음과 같이 속도 항 $\dot{\mathbf{q}}$ 에 대응하는 선형 행렬을 만들어 낸다.

$$[S] = p_0 \frac{\partial \mu}{\partial \dot{v}_c^d} \begin{bmatrix} [\phi_\theta^p]^T [\phi_\theta^p] & -[\phi_\theta^p]^T [\phi_\theta^d] \\ -[\phi_\theta^d]^T [\phi_\theta^p] & [\phi_\theta^d]^T [\phi_\theta^d] \end{bmatrix} \quad (8)$$

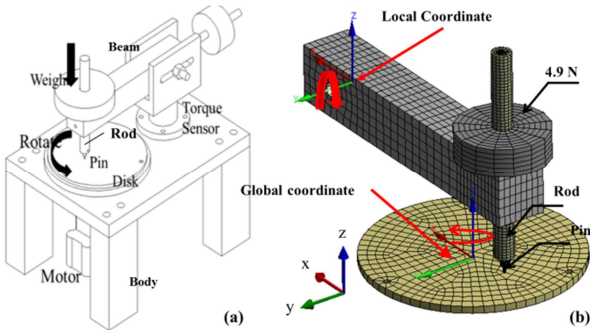


Fig. 7 Pin-on-disk system; (a) 3D model, (b) FE model

즉, 마찰계수의 속도에 대한 기울기함수(α in Fig. 6b)는 시스템 감쇠 특성에 중요한 역할을 한다. 따라서, 마찰접촉에 의한 운동방정식은 다음과 같다.

$$\ddot{\mathbf{q}} + [\mathbf{S}]\dot{\mathbf{q}} + \left([\omega^2] + [\mathbf{K}_{asym}] \right) \mathbf{q} = \mathbf{0} \quad (9)$$

여기서 $[\omega^2]$ 는 단품 고유주파수 행렬, $[\mathbf{K}_{asym}]$ 는 마찰접촉에 의한 비대칭 강성행렬이다. 상기 운동방정식에 대한 고유치 해석을 수행하면 마찰곡선에 대한 스킵 영향도를 해석할 수 있다. 즉, 실수부(Real Part)가 양수인 스킵 모드를 찾아서 마찰곡선의 연관성을 평형상태의 불안정 모드형상을 유추하고자 한다.

3D모델링은 Fig. 7(a)와 같으며, 유한요소 모델은 마찰해석 구현에 필요한 최소한의 파트로 Fig. 7(b)와 같이 구성하였고, 복소수 고유치 해석의 일반적인 과정은 아래와 같다.

Step 1. 비선형 구조 해석을 통해 적용되는 힘과 디스크의 회전을 구현 하였다. 이때 마찰력은 비보존력이며, 강성 행렬 및 마찰 곡선을 고려하여 감쇠 행렬 구현이 가능하도록 하였다.

Step 2. 고유진동수 해석 후 복소수 고유치 해석을 수행하였으며, 모드 형상은 평형상태의 모드로 유추하였다.

2.4 FEM 해석결과

마찰곡선은 마찰재의 접촉면에 정의되며, 디스크의 회전 속도는 3.75 rad/s에 상응하는 pseudo-rotation 상태이다. 4.9 N의 하중이 z 방향으로 작용하고 있으며 시스템의 회전에 의한 마찰을 유도하였다. 빔은 Fig. 7의 로컬 좌표계를 기준으로 y 방향의 회전 자유도 외 x, y, z 방향 변위 및 x, y 방향의 회전 자유도를 구속 하였다.

본 연구 주제인 재질 별 마찰곡선의 기울기에

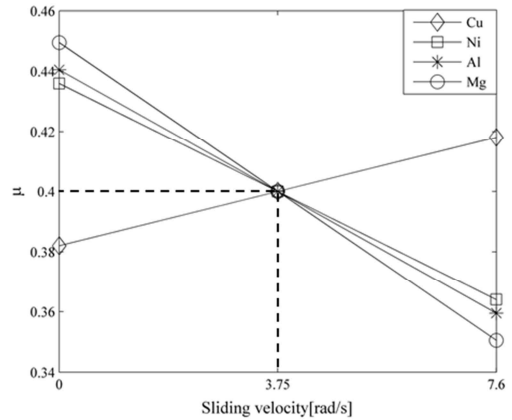


Fig. 8 Friction curve of the several metallic materials in FE model

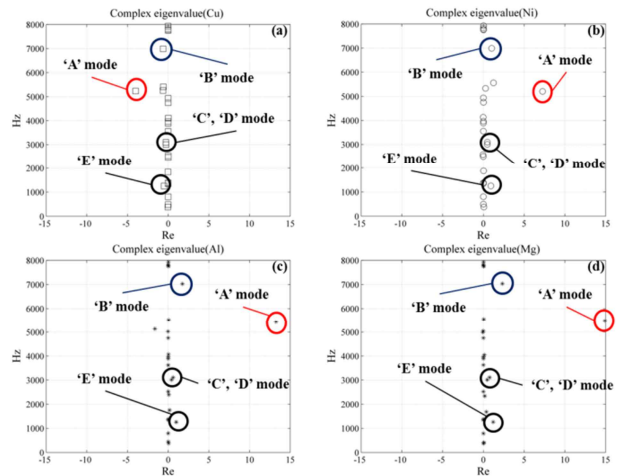


Fig. 9 Complex eigenvalue of pin-on-disk system; (a) Cu, (b) Ni, (c) Al, (d) Mg

의한 마찰소음 성향을 분석하기 위하여 시험 결과를 토대로 미끄럼 속도 0.15 m/s에서 기울기의 크기를 Fig. 8과 같이 선형화 하였다. 기울기는 상기 시스템에서의 Cu의 경우 상기 시험 결과에서 양의 기울기를 가지며, 그 외 재질의 경우 음의 기울기를 가지고 있다. 음의 기울기의 크기는 $Mg > Al > Ni > Cu$ 이며, 각 재질 별 기울기를 선형화 하여 해석한 결과는 Fig. 9와 같다. 각 마찰재의 물성은 Table 1과 같다.

실수부가 상대적으로 큰 'A' 모드는 시험 결과와 유사한 5000 Hz 근방(Cu: 5267, Ni: 5270, Al: 5526, Mg: 5569)에서 발생하며, Fig. 10(a)의 모드형상과 같이 로드와 핀의 굽힘 모드이다. 주로 회전방향의 변위가 발생하는 것을 확인할 수 있다. 'B' 모드 역시 Fig. 10(b)에서 확인할 수 있듯 로드와 핀의 굽힘 모드와 빔의 굽힘 모드로 회전 방향의 변위가 발생함을 확인할 수 있다. 재질 별 굽힘모

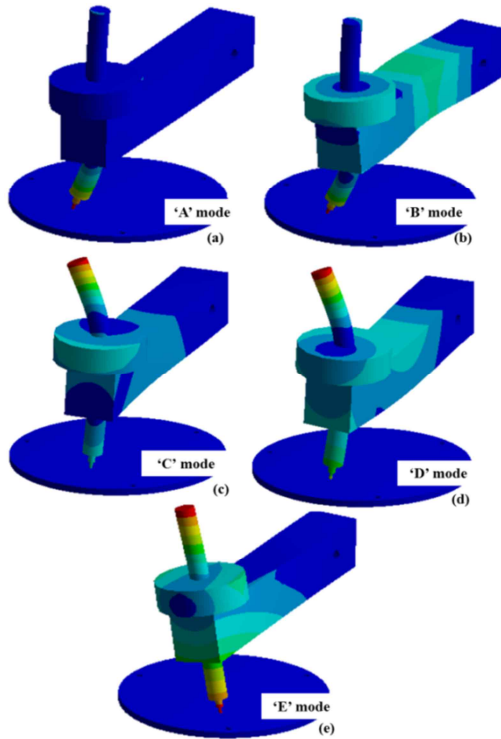


Fig. 10 Unstable mode shape of pin-on-disk system; (a) 'A' mode, (b) 'B' mode, (c) 'C' mode, (d) 'D' mode, (e) 'E' mode

드 주파수 차이가 작은 이유는 동일한 재질 로드 에 각 핀 재질이 시스템 전체 굽힘 모드 주파수에 영향이 미미 하기 때문이다. Fig. 9 및 Fig. 10에서 보는 바와 같이 회전 방향으로 변위가 발생하는 모드의 경우 음의 기울기가 존재하는 재질들에서 양의 실수부가 발생하여 시스템이 불안정한 상태를 나타내고 있다.

양의 기울기가 존재하는 시스템에서는 음의 실수부가 발생하여 시스템이 상기 주파수 대역에서 안정한 상태를 확인 하였다. 회전방향에 민감한 'A', 'B', 'C', 'D', 'E' 모드의 경우 마찰곡선의 음의 기울기가 가장 큰 Mg에서 실수부가 가장 크게 나타나며, 특히 Fig. 3에서 나타나는 5000 Hz 근방의 스킵 주파수인 'A' 모드는 로드와 핀의 굽힘 모드가 지배적일 경우 음의 기울기의 크기에 매우 큰 영향을 받고 있음을 해석적으로 예측 할 수 있다.

이후 왕복운동장치를 모사하여 복소수 고유치 해석을 수행하였다. 디스크의 위치에 따라 회전운동과 왕복운동의 미끄럼 반경은 Fig. 11과 같다.

시스템의 마찰력 방향은 접촉점에서 미끄럼 반경의 접선 방향으로 결정되며, 회전운동은 f_1 왕복운동은 f_2 가 된다. 마찰력 방향을 f_2 로 하여 복소수 고유치 해석을 수행하면 직선운동에 의한 시

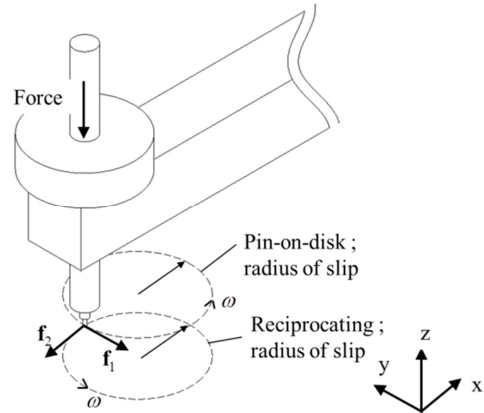


Fig. 11 Direction of friction force on the contact point

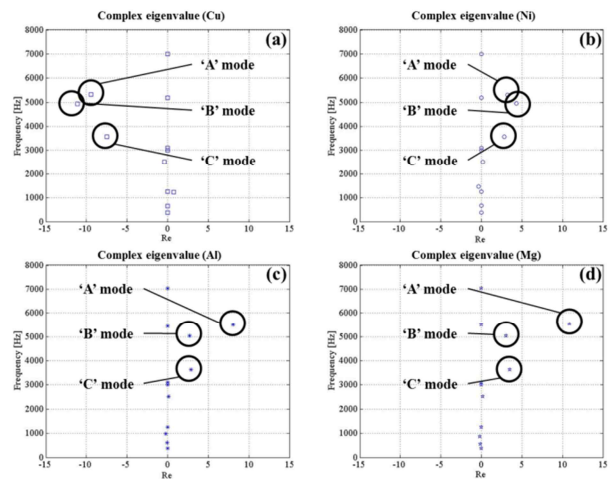


Fig. 12 Complex eigenvalue of reciprocating system; (a) Cu, (b) Ni, (c) Al, (d) Mg

스템의 동적 불안정성을 확인할 수 있다. 해석결과는 Fig. 12와 같으며, 마찰력 방향 외 모든 조건은 회전운동장치 해석과 동일하다.

실수부가 발견되는 3가지 대표모드를 'A', 'B', 'C'로 나타내었다. 'A'모드는 5000Hz 근방(Cu: 5366, Ni: 5372, Al: 5523, Mg: 5556)에서 발견되는 모드로 실제 시험에서 발생하는 스킵 주파수 및 회전 운동 해석결과에 따른 불안정 주파수 대역과 유사하다. 또한 기울기가 큰 재질일수록 실수부의 크기가 증가하는 것으로 보아 음의 기울기 크기에 매우 민감한 모드임을 알 수 있다. 'B', 'C' 모드에서도 실수부가 발견 되지만 기울기의 크기에 대한 영향도는 'A' 모드가 더 민감하다. 양의 기울기를 가지는 구리의 경우 발현이 되는 실수부가 음으로 나타나 선형 안정성 측면에서 안정한 시스템임을 나타낸다. 'A', 'B', 'C' 모드의 평형상태의 형상은 Fig. 13과 같다. 재질 별 변위의 크기 정도는 상이하지만 불안정성을 야기시키는 모드는 마찰력 방

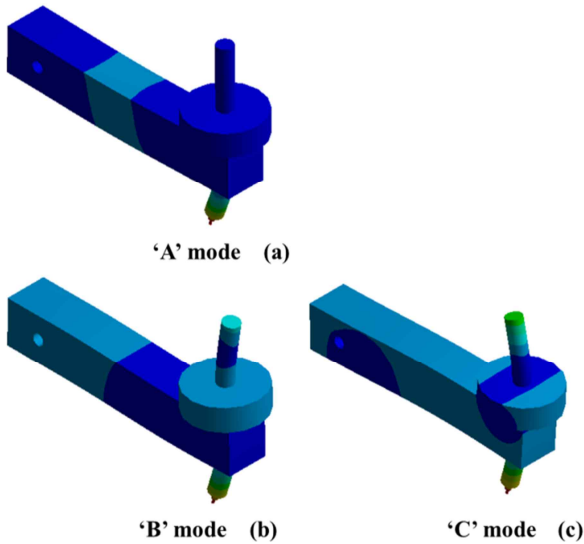


Fig. 13 Unstable mode shape of reciprocating system; (a) 'A' mode, (b) 'B' mode, (c) 'C' mode

향으로 변위가 발생하는 모드임을 알 수 있다.

3. 결론

본 논문은 마찰시험에서 일반적으로 사용되는 회전/직선운동 마찰시험기를 제작하여 시험 하였다. 시험 환경 및 조건이 위와 같을 때의 상기 시스템에서 마찰 곡선 및 마찰소음 주파수를 확인하였다. 계측된 재질 별 마찰곡선은 기울기 크기 및 부호가 서로 상이하였다. 스켈 시험 및 해석의 결과 마찰곡선에 의해 소음 특성이 서로 다르며, 재질에 따른 스켈 유한 요소 해석 방법이 유효함을 확인하였다. 결론은 다음과 같다.

(1) 본 시스템 및 초기 조건에서의 실험 결과 속도에 따른 마찰계수의 변화를 확인할 수 있으며, 재질 별 마찰곡선의 기울기의 크기가 상이함을 확인하였다.

(2) 음의 기울기가 존재하는 재질은 양의 실수부가 발생하며, 양의 기울기가 존재하는 재질의 경우 음의 실수부가 존재하는 것을 확인하였다.

(3) 상기 시스템의 불안정성은 기울기의 크기에 따른 영향도가 지배적이고, FEM 해석을 통하여 5000 Hz 근방의 음의 기울기에 의한 스켈 소음을 예측할 수 있다.

후 기

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

참고문헌 (References)

- (1) Meziane, A., Baillet, L. and Laulgnat, B., 2010, "Experimental and Numerical Investigation on Friction-Induced Vibration of a Beam-on-Beam in Contact with Friction," *Applied Acoustics*, Vol. 71, pp. 843~853.
- (2) Chen, G. X., Zhou, Z. R., Philippe, K. and Leo, V., 2013, "Experimental Investigation into Squeal under Reciprocating Sliding," *Tribology International*, Vol. 36, pp. 961~971.
- (3) Qian, W. J., Chen, G. X. and Zhou, Z. R., 2013, "Dynamic Transient Analysis of Squealing Vibration of a Reciprocating Sliding System," *Wear*, Vol. 301, pp. 47~56.
- (4) 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*, Vol. 38, No. 5, pp. 545~550.
- (5) Kang, J., 2012, "Finite Element Modelling for the Investigation of in-Plane Modes and Damping Shims in Disc Brake Squeal," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 331, pp. 2190~2202.
- (6) Nam, J. and Kang, J., 2012, "A Basic Experimental Study on the Squeak Noise Using the Pin-on-disk," *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 22, No. 8, pp. 736~741.
- (7) Baek, J. and Kang, J., 2015, "An Experimental Investigation of Dry Friction Noise for Several Metallic Materials," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 39, No. 7, pp. 681~686.
- (8) Nam, J. and Kang, J., 2012, "Unstable Brake Pad Mode due to Friction-velocity Slope," *Transaction of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 22, No. 12, pp. 1206~1212.