

후륜 디스크 브레이크 Moan 노이즈 해석

Moan Noise Analysis of Rear Disc Brake

박진국* · 김찬중** · 이봉현** · 정호일*** · 문창룡*** · 김정락*** · 이충렬***

J. K. Park, C. J. Kim, B. H. Lee, H. I. Jeong, C. Y. Moon, J. R. Kim, C. Y. Lee

Key Words : Disc Brake(디스크 브레이크), Torsion Beam Axle(토션 빔 액슬), Moan Noise(몬 노이즈), Modal Analysis(모달해석), Contact Analysis(접촉 해석), Contact Stiffness(접촉강성)

ABSTRACT

Disc brake noise continues to be a major concern throughout the automotive industry despite efforts to reduce its occurrence. Eliminating vibrations during braking is an important task for both vehicle passenger comfort and reducing the overall environmental noise levels. There are several classes of disc brake noise, the major ones being squeal, judder, groan, and moan. In this study, analytical model for moan noise of rear disk brake is investigated. Modeling of the disc brake assembly to take account of the effect of different geometrical and contact parameters is studied through the use of multi-body model. The contact stiffness of the caliper and torque member plays an important role in controlling brake vibration. Therefore, a suitable material pair at the caliper/body contact has been made. An ADAMS model of a rear disc brake system was integrated with a flexible suspension trailing arm from MSC/NASTRAN. A fully non-linear dynamic simulation of brake system behavior, containing rigid and flexible bodies, was performed for a prescribed set of operating conditions. Simulation results were validated using data from vehicle experimental testing.

1. 서론

브레이크는 차량의 속도를 감속 혹은 정지시키거나, 주차 중에 차량이 움직이는 것을 방지하는데 사용되는 것으로 보안상 중요한 장치이다. 브레이크는 차의 안정성에 직접 관계되고, 다른 부품과의 밸런스에 있어서 공간이나 중량, 가격의 제약도 무시할 수 없으므로 설계 작업에서 차량의 용도나 개발 컨셉트 등의 브레이크 제반 성능 목표값을 결정하고, 그것을 만족시킬 수 있는 제동 장치 및 제원값을 결정하여야 한다.

디스크 브레이크는 드럼 브레이크에 비해 효력이 안정되어 있고, 한쪽 등기에 의한 핸들 샅림 방지나 안정된 제동 효력 확보 측면에서 유리하여 승용차용의 전륜에 디스크 브레이크를 일반적으로 장착하게 되며 중대형 차량의 경우 후륜에도 디스크 브레이크를 장착한다.

승용차용 브레이크와 관련하여 브레이크 노이즈가 원인이 되는 소음진동 문제가 전체에 65%가 넘는 실정이며 이는 제품의 신뢰성에 치명적인 영향을 미치므로 제품에 대한 원인분석을 통해 문제점을 도출하고 해결방안을 수립하여 신뢰성을 향상시켜야 한다.

제동 시 발생하는 브레이크 노이즈와 관련된 연구동향을 살펴보면, 스켈과 저더에 대한 해석은 이미 오래 전부터 수행되어져 왔으나 Moan 노이즈에 대한 해석은 최근에 이루어지고 있다.[1] Moan 노이즈는 스켈과 저더에 비해서 상대적으로 발생 빈도가 낮으나, 저속의 사용자 운전조건에서 발생하므로 운전자에게 미치는 영향은 더욱 크다고 할 수 있다. Moan 노이즈 해석을 위해서는 디스크와 패드 사이의 접촉(contact)에 의한 내부가진을 통해 공진계를 형성하는 브레이크 부품들에 의해서 진동이 발생하도록 구성하여야 한다.[2, 3, 4]

본 연구에서는 후진 시 발생하는 브레이크 노이즈의 원인을 규명하고 이를 해석할 수 있는 ADAMS 모델을 개발하여 저진동저소음 브레이크 설계를 위한 해석모델을 제시하였다.

* 자동차부품연구원
E-mail : jkpark@katech.re.kr
Tel : (041) 559-3121, Fax : (041) 559-3286

** 자동차부품연구원

*** 카스코

2. 브레이크 노이즈

브레이크 노이즈는 디스크 로터, 패드, 캘리퍼 등의 복합적인 진동특성에 기인하므로 단품단위의 접근으로는 신뢰성을 확보하기가 어려우므로 복합적인 영향요소를 고려한 브레이크 노이즈 원인규명과 이에 근거한 노이즈 저감 기술의 개발이 필요하다. 일반적으로 브레이크 작동 시 발생하는 노이즈를 발생 주파수대역별로 정리하면 표 1과 같다.

10(Hz)	Pulsation, Judder, Roughness, Slap
↕	-----
	Boom, Grind, Grunt
↕	-----
100	Hum, Groan
↕	-----
1,000	Moan
↕	-----
10,000	Squeal, Squelch, Wire Brush

브레이크 노이즈의 문제 해결을 위해서는 노이즈의 영향인자, 즉 로터의 흔들림, 패드의 구조적 불안정, 마찰력 미소변동에 의한 가진특성과 구성부품의 진동에 의한 공진특성이 복합적으로 고려되어야 하며 이들 가진과 공진특성이 실제 발생하는 브레이크 노이즈에 미치는 영향에 대해 체계적인 분석방법이 개발되어야 한다. 이와 같은 분석방법을 통해 설계 단계에서 신뢰성을 확보할 수 있는 기술을 개발하여 제품 설계 및 생산에 반영시킬 수 있다.

3. 브레이크 실차시험

3.1 계측시스템 및 시험방법

본 연구에서는 후진 시 Moan 노이즈가 발생하는 현상에 대한 원인 규명을 위하여 그림 1과 같은 계측시스템을 시험용 차량에 장착하여 진동, 소음신호를 측정하였다. 그림 1(a)는 센서 부착 위치를 나타낸 것으로 2개의 3축 가속도계를 캘리퍼의 피스톤 부 뒤쪽과 토션 빔 액슬(torsion beam axle)에 부착하여 진동신호를 측정하였으며 그림 1(b)와 같이 마이크론을 설치하여 브레이크 소음을 측정하였다. 또한 차량의 속도를 측정하기 위하여 그림 1(c)와 같이 광센서를 후방에 설치하였다. 이와 같이 측정된 데이터를 차실내의 앰프를 통해 데이터 획득 장치에 저장하고 이를 실시간으로 분석하였다. 획득한 저장신호는 신호분석 소프트웨어인 MATLAB[5]을 이용하여 분석하였다.

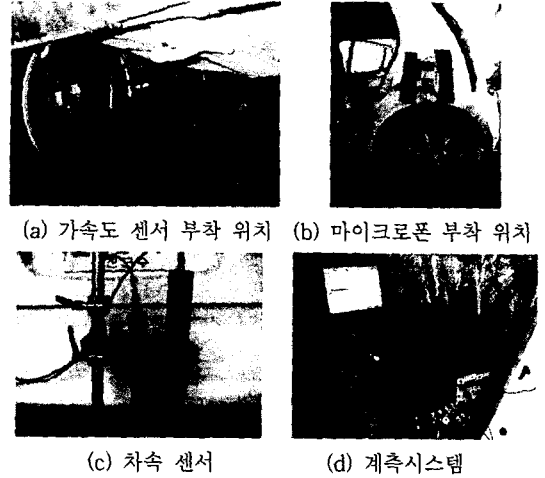
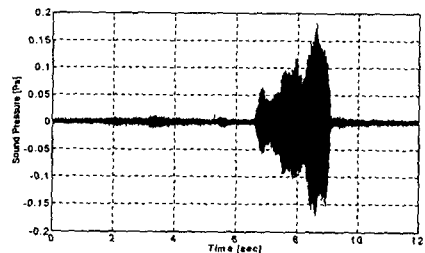


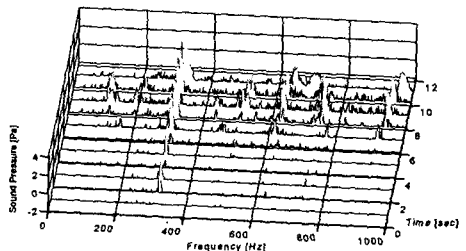
그림 1 실차 계측시스템

3.2 실차시험결과

그림 1과 같은 계측시스템을 이용하여 후진 시 발생하는 Moan 노이즈에 대한 진동, 소음신호를 측정하였다. 그림 2는 소음신호에 대한 분석 결과로 그림 2(a)의 시간역 신호로부터 비트와 유사한 소음신호가 발생하는 것을 알 수 있다. 그림 2(b)는 소음신호에 대한 주파수 분석 결과로 320 Hz 부근에서 최대 주파수 성분이 발생하는 것을 알 수 있다. 그림 3은 캘리퍼 부근의 진동신호에 대한 분석결과로 소음신호와 마찬가지로 320 Hz 부근에서 최대 주파수 성분이 발생하는 것을 알 수 있다.

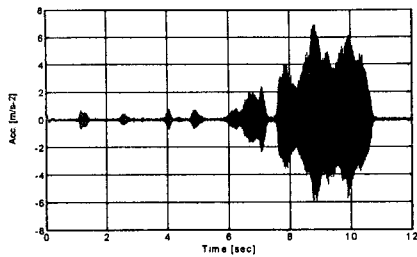


(a) 시간역 신호

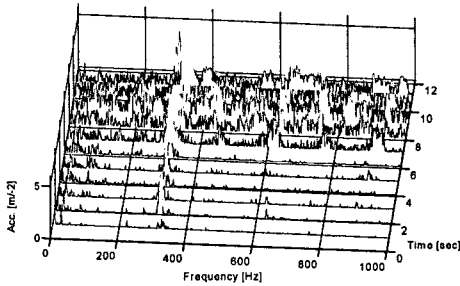


(b) 주파수 분석

그림 2 브레이크 소음신호 분석결과



(a) 시간역 신호



(b) 주파수 분석

그림 3 캘리퍼 접선방향 진동 분석결과

4. 해석모델 검증

그림 2, 3과 같은 현상에 대한 원인 규명 및 진동저감안을 마련하기 위하여 브레이크 모듈 해석모델을 생성하여 이론해석을 수행하였다. 해석모델의 타당성을 검증하기 위하여 브레이크 주요 부품에 대한 모달해석을 수행하였다.

4.1 접촉강성

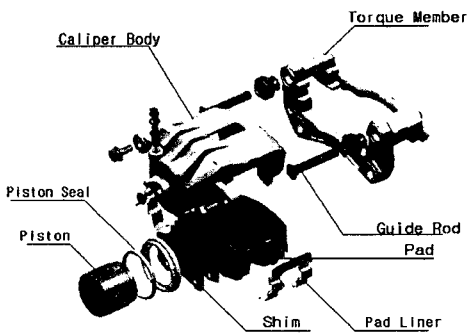
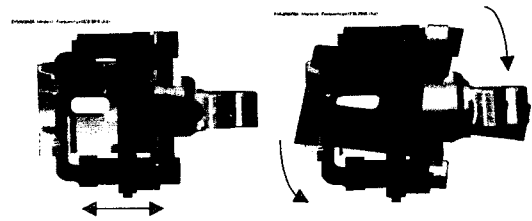


그림 4 디스크 브레이크 구성도

그림 4는 디스크 브레이크의 구성도를 나타낸 그림으로 캘리퍼, 토크 멤버가 가이드 로드(guide rod)로 연결되어 있으며 디스크와 접촉을 이루는 패드로 구성되어 있다. 가

이드 로드는 고무로 둘러싸여 있어 브레이크 작동 시 약간의 이동이 발생하므로 해석모델에서 이를 표현할 수 있는 접촉강성을 구하여야 한다. 본 연구에서는 디스크 브레이크의 접촉강성을 구하기 위하여 브레이크에 대한 모달해석을 수행하여 이론적 해석결과와 실험적 해석결과를 비교함으로써 접촉강성을 구하였다. 캘리퍼와 토크 멤버에 영향을 미치는 모드는 그림 5와 같이 병진방향 성분과 비틀림 성분으로 이를 해석적으로 구한 결과 81,175 N/mm의 접촉강성값을 구하였다.



(a) 병진 운동 (b) 회전 운동

그림 5 디스크 브레이크 모드형상

4.2 모달해석

본 연구에서는 브레이크 진동해석모델에 대한 검증작업을 수행하기 위하여 모달해석을 수행하였다. 먼저 실험적 모달해석을 수행하여 부품별 고유진동수와 모드형상을 구하고, 설계도면으로부터 생성한 유한요소모델에 대해 NASTRAN[6]을 이용하여 이론적 모달해석을 수행하였다. 그림 6은 브레이크 부품에 대한 실험적 모달해석을 수행하는 사진이며 그림 7은 이론적 모달해석을 수행하기 위한 유한요소모델을 나타낸 그림이다. 표 2는 각 부품별 모달해석결과로 이론적 해석결과와 실험적 해석결과가 오차범위 내에 존재하는 것을 알 수 있다. 이로부터 해석모델의 타당성을 입증할 수 있다.

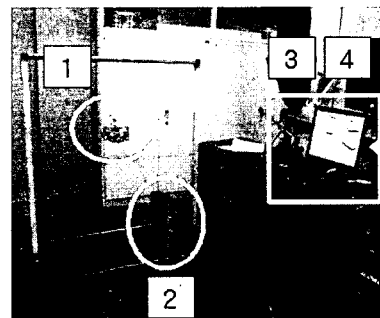


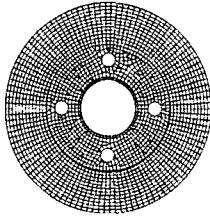
그림 6 실험적 모달해석 시험장면

(1 : 캘리퍼, 2 : 엠프, 3 : 해머, 4 : 분석시스템)

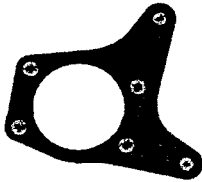
5. 디스크 브레이크 진동해석

5.1 해석모델

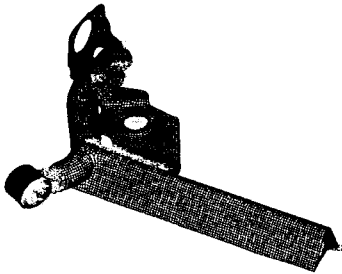
시험용 차량에 장착되는 후륜 디스크 브레이크의 형상을 CATIA 3D Solid 모델로 생성하였다. 이를 Mesh 파일 형식으로 변환하여 각각의 부품들의 기하학적 형상을 편집한 후 요소화 작업을 수행하여 질점과 요소를 생성하였다. ADAMS[7]를 이용한 해석모델을 수행하기 위하여 NASTRAN에서 모달해석을 수행하여 MNF file을 생성하고 이를 동역학적 모델인 ADAMS에 적용하였다. 그림 8은 ADAMS 모델을 생성하기 위한 과정을 나타낸 것이다.



(a) 디스크



(b) T 플레이트



(c) 엑슬 샤프트 어셈블리

그림 7 이론적 모달해석 FEM 모델

3D 모델링 유한요소 모델 생성 MNF file 생성 ADAMS 모델 생성

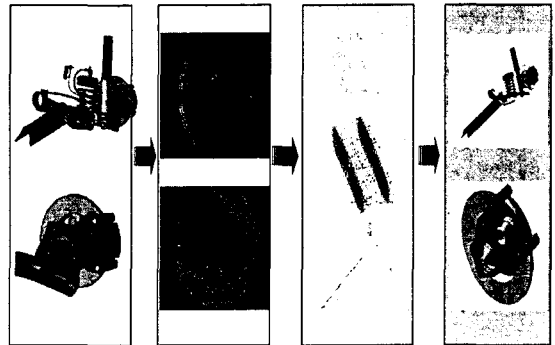


그림 8 ADAMS 모델 생성 과정

후륜 디스크 브레이크 모델은 디스크, 허브 베어링(hub bearing), 너클(knuckle), T 플레이트(T plate), 캘리퍼(caliper), 토크 멤버(torque member) 등으로 구성되며 트레일링 암(trailing arm), 엑슬 샤프트(axle shaft), 스프링 로우워 시트(spring lower seat) 등이 용접되어서 용접 부분을 구성한다. Moan 노이즈 현상 재현을 위해 엑슬 샤프트 어셈블리를 유연체(flexible body)로 모델링 하였으며, 나머지 부품은 강체(rigid)로 모델링하였다. 해석모델에서 유압 및 온도 변화의 영향을 무시하였으며 전차량 해석 수행 대신, 중력(Gravity)의 영향을 무시한 상태에서 디스크에 직접 입력을 적용하였다.

브레이크 모델에 대한 ADAMS 모델을 만들기 위하여 각 부품 사이의 조인트 연결 관계를 표 3과 같이 정의하였다. 이 때 CATIA 모델의 기하학적 형상(geometry) 및 질량(mass), 관성(inertia)을 사용하였다.

그림 9는 각 Part 사이의 조인트 및 힙 요소 연결 관계를 나타낸다. 여기서 B는 부쉬(bush)를 뜻하는 것으로 캘리퍼와 토크 멤버 사이의 접촉강성을 등가적으로 표현하고 있다. 패드에 가해지는 브레이크 압력은 식 (1)과 같이 등가힘으

표 2 모달해석 결과

No.	실험	해석	오차율 [%]
디스크			
1	1187	1190	0.2
2	2191	2195	0.2
3	2428	2317	4.8
4	2861	2824	1.3
T 플레이트			
1	1530	1569	2.5
2	2000	1818	10.0
3	2409	2685	10.3
엑슬 샤프트 어셈블리			
1	60	68	11.8
2	134	135	0.7
3	208	221	5.9
4	242	230	5.2
5	434	440	1.4
6	478	450	6.2

※ 오차율 : |(해석-실험)/해석 × 100 [%]|

로 표현한다.

$$F = A_p \cdot P \quad (1)$$

여기서 A_p 는 피스톤의 유효 면적이고, P 는 브레이크 압력(brake pressure)이다.

표 3 ADAMS 모델 구성요소

F	Fixed Joint
R	Revolute Joint
T	Translation Joint
B	Bushing
Single Force	Equivalent Braking Input Force
Friction Force	Braking Force

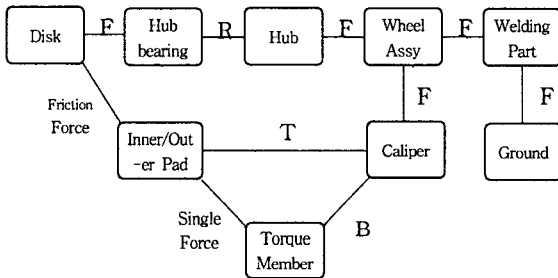


그림 9 조인트 및 힘요소 연결관계

디스크와 패드 사이에 작용하는 제동력을 구하기 위하여, ADAMS 충격 함수를 사용하여 normal force를 아래 식과 같이 구하였다.

$$F_N = 0 \text{ if } q > q_1 \quad (2)$$

$$F_N = k(q_1 - q)^e - c_{max} \cdot \dot{q} \cdot \text{step}(q, q_1 - d, 1, q_1, 0) \text{ if } q \leq q_1$$

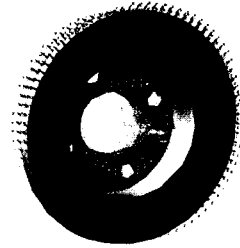
여기서 q 는 두 개의 물체 사이의 실제 거리를 나타내고, \dot{q} 은 q 의 시간 변화율을 나타낸다. 그리고 q_1 은 접촉력(contact force)이 발생하기 시작하는 시점의 거리이고, k 는 스프링 강성(stiffness coefficient), e 는 stiffness force exponent, c 는 damping coefficient, d 는 damping ramp-up distance이다. 디스크와 패드 사이의 제동력은 위에서 구한 normal force에 동적 마찰 계수(dynamic friction coefficient)와 정적 마찰 계수(static friction coefficient)를 고려하여 아래 식과 같이 구하였다.

$$F_f = \mu(v) \cdot F_N \quad (3)$$

접촉해석을 수행하기 위해 디스크의 경우, 그림 11(a)와 같이 inner plane과 outer plane에 각각 144개의 접촉점(contact point)를 임의로 가정하여, 점과 패드 inner 와

outer의 평면 사이에 접촉력(contact force)을 정의하였으며, 식 (2)~(4)에 의해 제동력(braking force)가 발생한다. 그림 10은 디스크와 패드 사이의 접촉 현상을 나타낸 모델이다.

그림 11은 본 연구에 사용된 후륜 브레이크 모듈의 해석 모델을 나타낸 그림이다.



(a) 디스크 inner/outer 평면 접촉점



(b) 패드 접촉평면

그림 10 디스크-패드 접촉

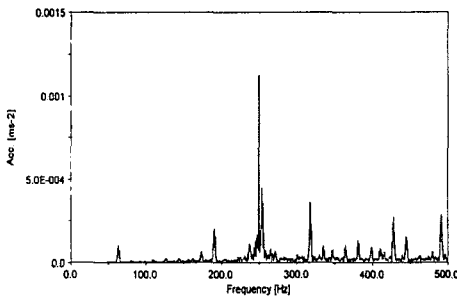


그림 11 후륜 디스크 브레이크 코너 모듈

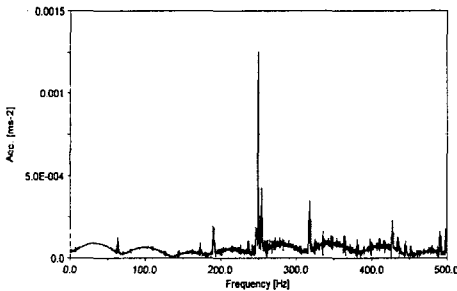
5.2 해석결과

위의 해석모델에 대해 ADAMS를 이용하여 시뮬레이션 한 결과 그림 12와 같은 결과를 얻을 수 있었다. 그림 12(a)는 moan 노이즈를 재현한 시험모드와 동일한 상태로 후진 기어를 넣은 상태에서 엑셀과 브레이크는 자유롭게 둔 상태에서 주행할 때 발생하는 캘리퍼의 진동을 나타낸 그림으로 320 Hz 부근에서 moan 노이즈의 주요 주파수 성분이 나타나는 것을 알 수 있다. 그러나 동일한 조건에서 전진 시 해석결과에서는 moan 노이즈의 주요 주파수 성분

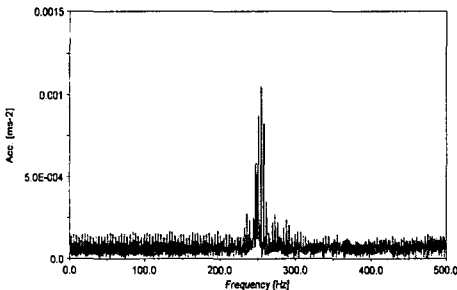
이 감소하는 것을 그림 12(b)로부터 알 수 있었다. 그림 12(c)는 후진 시 속도를 올려서 20km/h로 주행할 때의 결과로 moan 노이즈 성분이 발생하지 않는 것을 알 수 있었다. 이와 같은 해석결과로부터 후진 저속 시 moan 노이즈가 발생하는 것을 예측할 수 있었으며, 모달해석결과로부터 트레일링 암 브라켓 부근에서 320 Hz이 발생하는 바, 이 부위에 대한 설계 변경으로 moan 노이즈를 저감시킬 수 있다는 것을 알 수 있었다. 여기서 250 Hz 성분은 해석상에 접촉현상을 표현하기 위한 접촉점을 정의할 때 5° 간격으로 접촉점을 정의하였는데 이로인한 해석상의 오류로 인해 발생하는 성분이다.



(a) 5km/h 후진 시



(b) 5km/h 전진 시



(c) 20 km/h 후진 시

그림 12 캘리퍼 접선방향 진동신호

6. 결 론

본 연구에서는 후륜 디스크 브레이크에서 발생하는 Moan 노이즈 현상을 재현하고 이를 수치적으로 표현한 해석모델을 개발하여 Moan 노이즈의 발생 원인과 저감방법에 대한 연구를 수행하여 다음과 같은 연구결과를 얻을 수 있었다.

- (1) 실차주행시험을 통해 Moan 노이즈 주요 주파수 성분은 320 Hz 성분임을 알 수 있었으며 브레이크 부품에 대한 모달해석을 수행하여 부품별 고유진동수 성분을 측정하였다.
- (2) 후륜 디스크 브레이크에 대한 ADAMS 해석모델을 개발하여 후진 저속에서 Moan 주요 발생 주파수 성분의 발생을 수학적으로 모델링하였다.
- (3) 시험과 해석 결과로부터 트레일링 암 브라켓 부분에서 Moan 노이즈 성분과 동일한 주파수 성분이 나타남을 알 수 있었으며 이는 Moan 노이즈 성분을 저감시키기 위해서는 이 부분에 대한 설계변경이 이루어져야 함을 알 수 있다.

후 기

본 연구는 산업자원부 신뢰성 향상 지원사업으로 수행된 연구로 원활한 연구를 위해 도와주신 산업자원부, 부품소재 통합연구단 관계자분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Dunlap, K. B., Riehle, M. A. and Longhouse, R. E., 1999, "An Investigative Overview of Automotive Disc Brake Noise", SAE Technical Paper Series, 1999-01-0142
- (2) El-Butch, A. M. and Ibrahim, I. M., 1999, "Modeling and Analysis of Geometrically Induced Vibration in Disc Brakes Considering Contact Parameters", SAE Technical Paper Series, 1999-01-0143
- (3) Wayne V. N. and Arun M. J., 1995, "Friction Induced Vibration : Brake Moan", SAE Technical Paper Series, 951095
- (4) Gugino, A., Janevic, J. and Fecske, L., 2000, "Brake Moan Simulation using Flexible Methods in Multibody Dynamics", SAE Technical Paper Series, 2000-01-2769
- (5) 2000, MATLAB The language of technical computing, The MathWorks Inc.
- (6) NASTRAN User' manual 7.07, MSC
- (7) ADAMS User's manual V12, MSC, 2002
- (8) 선우명호, 임홍재, 이기형, 이장명, 2001, 자동차공학, 한국맥그로힐(주)