

복소 고유치 해석을 통한 브레이크 시스템의 저주파 불안정성 영향인자 분석

이익환* · 정원태** · 박경환** · 이종수*†

* 연세대학교 기계공학부, ** 현대모비스 공학해석팀

Factor Effects of Low-Frequency Instability of Brake System Using Complex Eigenvalue Analysis

Ik Hwan Lee^{*}, Wontae Jeong^{**}, Kyung Hwan Park^{**} and Jongsoo Lee^{*†}

^{*} School of Mechanical Engineering, Yonsei Univ.,

^{**} CAE Analysis Team, Hyundai MOBIS

(Received January 28, 2014 ; Revised March 26, 2014 ; Accepted March 30, 2014)

Key Words: Brake Pad(브레이크 패드), Low-Frequency Squeal Noise(저주파 스켈 노이즈), Complex Eigenvalue Analysis(복소 고유치 해석), Dynamic Instability(동적 불안정), Analysis of Means(평균 분석)

초록: 본 연구에서는 구조해석 시뮬레이션을 통해 저주파 스켈을 유발하는 여러 요소를 분석하였다. 해석을 위한 프로그램은 ABAQUS 를 사용하였으며 동적 불안정성을 판명하기 위한 방법으로는 복소 고유치 해석을 채택하였다. 스켈 유발 요소와 관련된 핵심적인 5 가지 인자를 선정하였고 각각 3 수준으로 분류하였다. 이를 분석하기 위해 실험계획법을 적용하였고, 파라미터 영향도 분석에는 평균분석을 적용하였다. 이를 통해 영향도가 큰 인자를 선별하였고 타당한 해석 기법 및 파라미터 영향분석을 수행하였다.

Abstract: The present study conducted a parameter effect analysis of low-frequency squeal noise using a numerical simulation. The finite element program ABAQUS was used to calculate the dynamic instability based on a complex eigenvalue analysis. A total of five parameters, including the chassis, wear, piston, material property, and contact condition, were selected to identify the factor effects on a low-frequency squeal noise between 2.5 and 3.1 kHz. The present study found the dominant level of each factor through an analysis of the means in the context of the experiment design.

1. 서 론

브레이크 시스템은 제동의 역할을 담당하는 핵심 안전 부품이다. 이와 관련하여 역학적, 내구성, 안정성에 대한 많은 연구가 진행되었지만 최근 들어서는 쾌적성에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 그 중 가장 대표로 뽑을 수 있는 것이 스켈 노이즈 발생에 대한 연구이다.

약 1~16 kHz 의 주파수 범위를 갖고 있는 스켈 노이즈는 제동 말기에 저속에서 발생하는 것으로

알려져 있다. 그 중 이번 연구의 대상인 저주파 스켈은 약 5 kHz 미만의 영역의 소음을 말한다. 스켈 현상은 디스크와 패드 사이의 마찰력에 의한 자력 진동(Self-excited vibration)과 브레이크 공진계의 기하학적 불안정(Geometric induced instability)이 대표적인 원인으로 뽑히고 있다.⁽¹⁾

그러나 스켈 노이즈에 영향을 미치는 인자를 명확하게 몇 가지로 간추릴 수 없고 정확한 메커니즘을 정립할 수 없기 때문에 그 동안 이와 관련하여 많은 연구가 진행되어 왔다. 우선, Kinkaid 가 그의 논문에서 스켈에 관한 리뷰와 관련 이론을 소개했으며 이 외에도 많은 연구자들이 스켈에 대한 전체적인 이해도를 높였다.⁽²⁾

† Corresponding Author, jleej@yonsei.ac.kr

© 2014 The Korean Society of Mechanical Engineers

스킬의 원인을 찾기 위해 많은 연구자들이 접근한 방법을 보면 대표적으로 마찰계수를 들 수 있다.⁽³⁾ Coudeyras 는 그의 연구에서 마찰계수를 포함하여 피스톤 압력, 접촉 강성 등을 인자로 삼아 스킬의 관계에 대해 연구하였다.⁽⁴⁾ 또한, Dai 는 마찰계수를 포함하여 디스크와 팬의 컨택 각도, 중심으로부터 핀 접촉의 반경에 따른 효과 등을 중심으로 스킬과의 관계를 규명하였다.⁽⁵⁾

기존에 많은 연구자들에 의해 진행되었던 선행 연구를 살펴보면 스킬 발생의 한 가설로써 모드 결합을 원인으로 제시하고 있다. 모드 결합(Mode coupling) 이란 낮은 마찰계수에서 분리되어 있던 두 모드가 마찰계수가 증가함에 따라 하나의 모드로 결합되어 불안정성을 유발한다는 내용이다.⁽⁶⁾

많은 연구자들이 주목하고 있는 또 한가지의 스킬 발생 원인은 브레이크 패드의 마모 현상이다. 이러한 마모와 스킬의 관계에 대한 연구가 활발히 진행되었고⁽⁷⁾ 이로 인해 변화되는 패드 표면의 면압 분포와 스킬의 관계에 대한 연구 또한 많이 진행되었다.⁽⁸⁾

분석의 신속함과 간편함 덕분에 스킬을 평가하는 데 있어 복소 고유치 해석(Complex eigenvalue analysis)이 주로 사용되고 있다.^(9,10) 본 연구에서도 위에서 말한 동적 불안정성(Dynamic instability)을 복소 고유치 해석을 통해 ABAQUS 상에서 구현하고 영향인자 분석을 수행하였다.⁽¹¹⁾

2. 복소 고유치 해석

복소 고유치 해석 방법은 디스크와 패드 간의 슬립(Slip)으로 인한 마찰을 시스템 강성 행렬의 비대칭 부분과 고려하여 고유치를 계산하는 방법이다. 본 연구에 적용하는 운동방정식을 행렬로 표시하면 다음의 식과 같다.

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F(t)\} \quad (1)$$

여기서, M, C, K 는 각각 질량, 감쇠, 강성행렬이며, u 는 변위벡터이다. 우측항의 F(t)는 다음과 같다.

$$\begin{Bmatrix} F_p(t) \\ F_d(t) \end{Bmatrix} = \mu K \begin{bmatrix} -1 & 1 \\ 1 & -1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_p(t) \\ u_d(t) \end{Bmatrix} \quad (2)$$

식 (1)의 해에서 복소 고유치를 다음의 식으로 얻는다.

$$u(t) = Ae^{\lambda t} \quad (3)$$

$$\lambda = \sigma \pm i\omega \quad (4)$$

여기서, F_p 및 F_d 는 각각 패드와 디스크 접선방향의 힘이며, μ 는 마찰계수이다.

이 방법의 판정 기준은 복소고유치의 실수 값인 σ 에서 양의 값이 발생하면 불안정하다고 평가한다. 복소 고유치 해석 기법은 기법의 간단함과 신속함 덕분에 스킬 평가 시 시스템 특성을 이해하는 데에 있어 매우 유용하게 쓰이고 있다.

브레이크 노이즈 다이내모미터를 이용한 기존의 실험적 연구 결과⁽¹²⁾를 Fig. 1 에 나타내었으며, 그 결과 약 2.5kHz 와 3.1kHz 에서 노이즈 발생이 집중적으로 일어나고 있다. 그러므로 ABAQUS 해석에 있어 고유치 값을 추출할 시에 Fig. 2 와 같이 2.5kHz 와 3.1kHz 의 경계나 사이에서 가장 큰 고유치 값을 선택하였다.

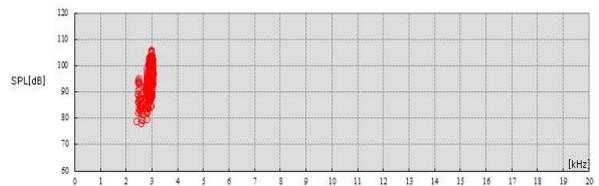


Fig. 1 Experimental data of squeal noise⁽¹²⁾

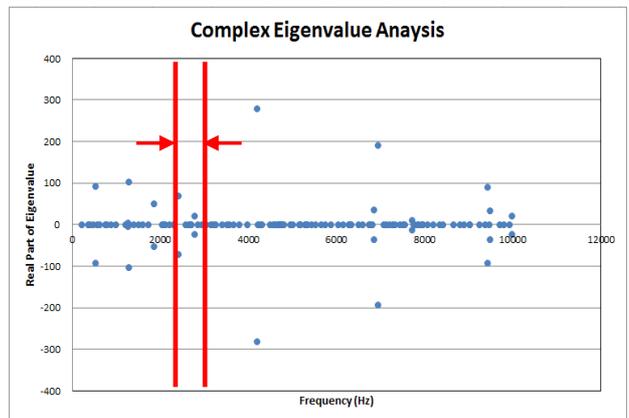


Fig. 2 Complex eigenvalues in 2.5kHz ~ 3.1kHz

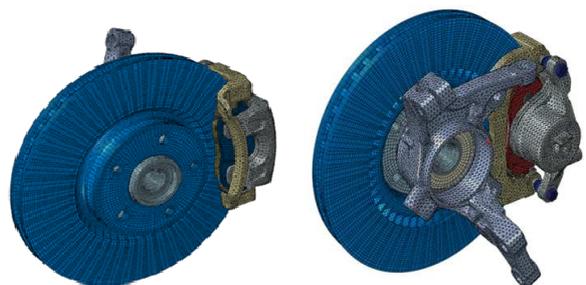


Fig. 3 Brake system (left: outer, right: inner)

3. 브레이크 모델링

본 논문에서 적용하는 브레이크 시스템의 기준 모델을 Fig. 3 에 나타내었다. 기본적인 유한 요소 모델은 실차 시험에서 스켈 노이즈가 발생했던 브레이크와 형상이 동일하다. 모델은 디스크와 패드, 캘리퍼, 피스톤 등 17 개의 부품으로 이루어져 있으며 모두 고체 요소로 격자를 생성하였다. 인자 중에 하나인 마모효과를 적용하기 위해 패드의 경우 오직 육면체의 요소들로만 구성하였고 고유진동수 해석을 통해 등방성 물질로 설정하였다. 모델링에 사용된 노드 및 요소의 개수는 각각 약 150,000 개, 244,800 개이다. 이를 제외한 다른 부품에 대해서는 탄성 계수(E), 포아송 비(ν), 밀도(ρ) 등의 물성치를 실차와 유사하게 부여하였다. 하중은 캘리퍼와 패드, 피스톤과 패드 사이에 각각 균일하게 부여하였고, 경계조건은 브레이크와 샤시가 연결되는 부분을 x, y, z 방향 모두 구속하였으며, 샤시 연결 시에는 샤시 끝 단으로 경계조건을 이동시켰다. 부품 간 접촉 조건은 해석 단계별 또는 인자의 수준별로 각각 다르게 부여하였고 마찰 계수 또한 다르게 부여하였다.

4. 연구진행 및 영향인자 선정

먼저 실차에서 얻어낸 2.5 ~ 3.1kHz 영역에서의 스켈 소음 데이터를 기준으로 브레이크 시스템과 동일한 유한 요소 모델을 생성한다. 주어지는 압력은 피스톤과 캘리퍼 사이의 패드를 잡아주는 역할을 하며 본 연구에서는 5bar 로 설정하였다. 5bar 라는 수치는 스켈이라는 소음이 제동 말기에 발생하는 소음이므로 상대적으로 작은 수치의 제동 압력을 표현하기 위해 설정해준 값이다. 마지막으로 시뮬레이션을 통해 얻어낸 고유치 값을 실험계획법에서 사용하는 평균 분석을 통해 영향인자를 분석하였다.

스켈에 영향을 주는 인자를 분석하기 위해 본 연구에서는 5 가지 인자를 선정하였고 각 인자마다 3 수준으로 설정하였다. 기본 모델에 적용이 되고 있는 데이터는 2 번째 수준으로 정의하였고 각각 변화가 주어진 수준을 1 번째 수준 또는 3 번째 수준으로 제시하였다. 전체 인자 및 수준을 Table 1 에 나타내었다.

4.1 샤시 영향

너클(Knuckle)에 샤시(Chassis)를 연결하여 샤시부의 결합이 스켈에 미치는 영향 도를 알아 보기 위함이다. 첫 번째 수준은 체결(Fastening)이며, 세

Table 1 Parameters for factor effect

	Chassis	Wear	Piston	Disc property	Contact
	[A]	[B]	[C]	[D]	[E]
1	Fastening	20bar	Soft contact	-6%	No friction
2	Knuckle only	No wear	No contact	0%	Friction
3	Rigid	50bar	Hard contact	+6%	BP spring



Fig. 4 Chassis model

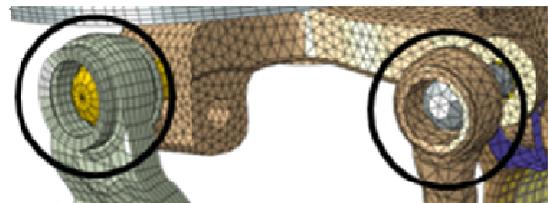


Fig. 5 Fastening condition in chassis

번째 수준은 강체(rigid)조건으로 설정하였다. 샤시를 결합한 모델의 전체적인 형상을 Fig. 4 에 나타내었으며 샤시 체결조건은 Fig. 5 에 나타내었다.

4.2 마모 효과

스켈 해석에 있어 패드의 마모 정도가 미치는 영향을 위한 과정으로 피스톤으로 가압하는 압력 값인 20bar 로 마모 시킨 것을 1 수준, 50bar 로 마모 시킨 것을 3 수준으로 정하였다.

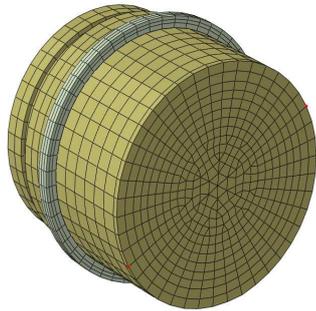


Fig. 6 Piston and seal for hard contact model

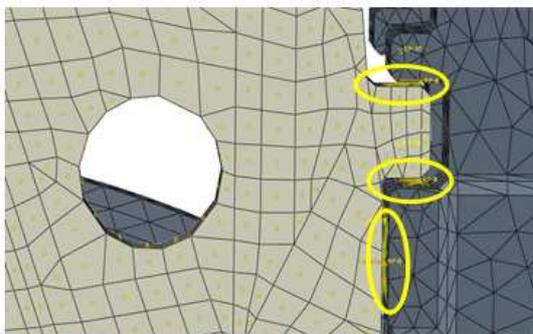


Fig. 7 Spring model of back-plate (BP)

4.3 피스톤 모델링

피스톤과 캘리퍼 바디 사이에 기존 모델에 대비하여 좀 더 부드러운 회전을 할 수 있도록 약간의 간격(Gap)을 주어 마찰 계수를 부여한 모델이다. 이것을 소프트컨택(Soft contact)이라 명하였고 1 수준으로 정하였다. 이와는 반대로 Fig. 6 과 같이 피스톤과 캘리퍼 바디 사이의 노드를 모두 일치시켜 약간의 간격도 발생하지 않도록 구성한 모델을 하드컨택(Hard contact)이라 명시하였고 3 수준으로 정하였다.

4.4 디스크 물성치

브레이크 시스템의 큰 부분을 차지하는 디스크를 대표적으로 선정하여 탄성 계수를 기준 대비 ±6 % 를 조정하여 스킬 평가에 반영하였다. -6%를 1 수준, +6%를 3 수준으로 정하였다.

4.5 부품 간 접촉 조건

디스크를 제외한 모든 접촉 조건을 제거하여 스킬에 대한 영향을 분석한 모델을 마찰없음(No friction)이라 명하였고, 1 수준으로 정하였다. 또한 라이너를 제거하고 백 플레이트와 토크멤버 사이의 본래의 접촉 조건 대신 Fig. 7 과 같이 10kN/mm 의 강성 값으로 연결한 모델을 back-plate (BP) spring 으로 명하였고 3 수준으로 정했다.

Table 2 Orthogonal array

Run	A	B	C	D	E	σ
1	1	1	1	1	1	115.84
2	1	2	2	2	2	18.94
3	1	3	3	3	3	8.51
4	2	1	1	2	2	0.00
5	2	2	2	3	3	0.00
6	2	3	3	1	1	161.93
7	3	1	2	1	3	118.92
8	3	2	3	2	1	58.96
9	3	3	1	3	2	0.00
10	1	1	3	3	2	0.00
11	1	2	1	1	3	51.77
12	1	3	2	2	1	52.46
13	2	1	2	3	1	0.00
14	2	2	3	1	2	60.07
15	2	3	1	2	3	0.00
16	3	1	3	2	3	0.00
17	3	2	1	3	1	0.00
18	3	3	2	1	2	0.00

5. 결과 분석

복소고유치 방법에 의한 불안정성 해석의 결과는 2.5 kHz ~ 3.1kHz 사이에서 나타나는 양의 실수부가 되며 이를 Table 2 에 나타내었다. 영향인자의 각 수준별 분석을 통해 관심 주파수 영역 내에 한 개 이상의 양의 실수부가 발생할 수 있고 그 값이 전혀 발생하지 않은 경우가 있다. 한 개 이상의 양의 실수 값이 존재하는 경우에는 가장 큰 값을 선택하였으며 이 값이 저주파 스킬 노이즈에 가장 큰 영향을 미치는 것으로 판단하였다. 또한, 2.5 kHz ~ 3.1kHz 사이에서 양의 실수 값이 존재하지 않은 경우에는 해당하는 값을 0 으로 선정하여 영향도가 전혀 없는 것으로 고려하였다. 직교 배열(Orthogonal array, OA)로부터 각 인자의 영향도를 규명하기 위해 평균 분석법(Analysis of means, ANOM)을 사용하였다.

먼저 인자 A 인 샤프시 특성에 관한 평균 분석 결과를 Fig. 8 에 나타내었다. 위의 결과는 오직 너클만 고려한 모델보다 주변의 샤프시까지 포함한 모델이 더 큰 영향도를 보여준다. 이는 곧 실제 현상에 더 가까운 샤프시를 포함한 모델이 스킬 현상을

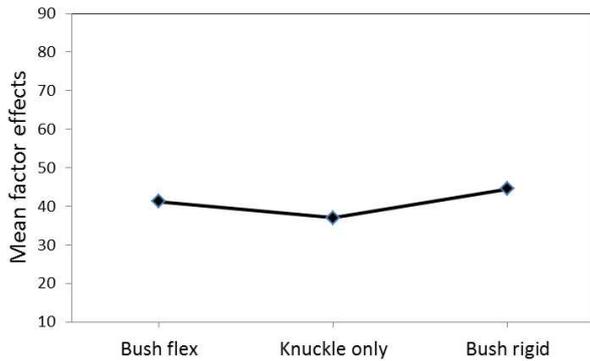


Fig. 8 Chassis effect (A)

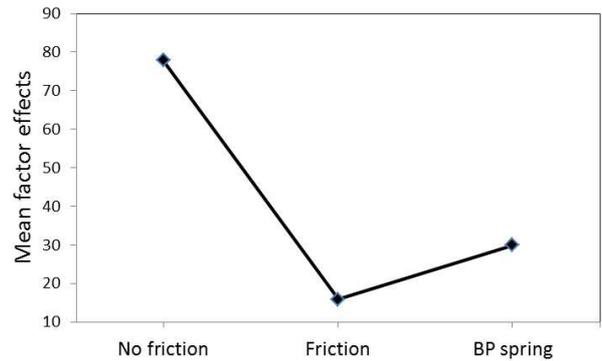


Fig. 12 Contact condition effect (E)

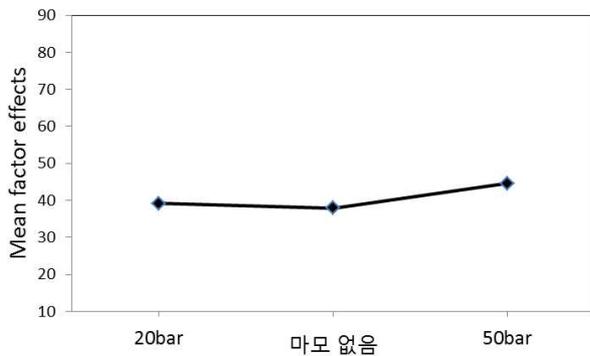


Fig. 9 Wear effect (B)

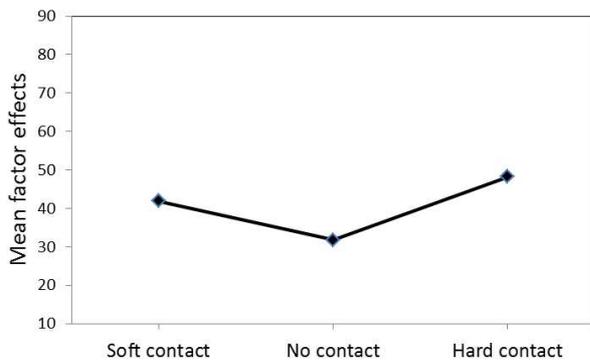


Fig. 10 Piston modeling effect (C)

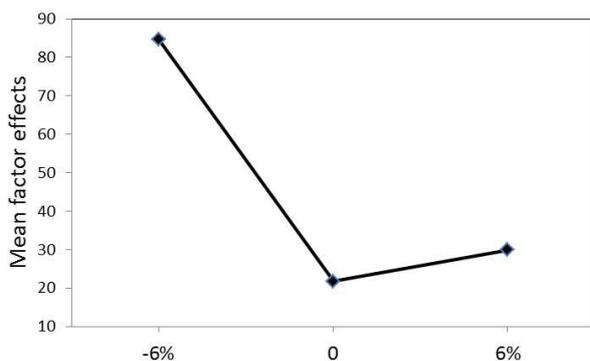


Fig. 11 Disc material property effect (D)

유발하는데 더 큰 기인을 한다는 뜻이므로 타당한 결과를 얻었음을 알 수 있다.

인자 B 인 마모 영향도에 대한 평균 분석 결과를 Fig. 9에 나타내었다. 기존의 마모와 스켈의 관계에 대한 연구들을 살펴보면 패드의 마모가 스켈을 유발하는 한 요소임을 증명하는 내용들이 많다. 본 연구에서도 유사한 결과를 볼 수 있었다. 피스톤이 누르는 압력이 20bar 또는 50bar 라는 설정을 하고 같은 시간 동안 마모를 시켰으므로 이 둘의 차이는 결국엔 마모 량이 되는 것이다. 결국 스켈 발생 기여도는 마모 없음, 20bar 마모, 50bar 마모 순으로 점점 커진다. 그러나 적정 기준량 없이 끊임없이 계속 마모를 시킨다고 해서 스켈 발생이 계속 점차적으로 크게 일어난다고는 보장할 수는 없는 것이며 이 영향인자에 대해서는 추가적인 연구가 진행되어야 할 것이다.

인자 C 인 피스톤 모델링 효과에 대한 평균 분석 결과를 Fig. 10에 나타내었다. 아무런 접촉 조건이 없는 2 수준에 비해 소프트컨택, 하드컨택을 부여한 1 수준, 3 수준이 스켈 발생에 더 큰 기여를 함을 볼 수 있다. 소프트컨택의 경우 실차의 거동 조건을 유사하게 구현한 것이므로 스켈 발생에 좀 더 큰 기인을 하는 것을 알 수 있다. 하드컨택의 경우 스켈에 가장 큰 영향력을 보이고 있다. 이는 비현실적인 모델이기도 하며 설계 시 지양해야 할 인자 및 해당 수준으로 보인다.

인자 D 인 디스크 물성치에 대한 평균 분석 결과를 Fig. 11에 나타내었다. 본래의 모델에 비해 탄성 계수를 6% 증가 시 모델인 3 수준은 상대적으로 큰 차이를 보이지 않는다. 하지만 탄성계수를 6% 감소시킨 모델인 1 수준은 스켈 현상에 극단적인 영향을 미치는 것으로 보인다. 설계 시 디스크의 탄성계수를 낮추는 것은 지양해야 할 설계 인자로 판단된다.

Table 3 Best and worst levels of design factors

Design	Method	A-B-C-D-E	σ
Best	OA	1-3-3-3-3	8.51
		1-2-2-2-2	18.94
	ANOM	2-2-2-2-2	0.00
Worst	OA	2-3-3-1-1	161.93
		3-3-3-1-1	161.93

인자 E 인 부품간 접촉 조건에 대한 평균분석 결과를 Fig. 12 에 나타내었다. 디스크를 제외한 부품 간에 어떤 마찰도 존재하지 않도록 설정한 1 수준은 스켈을 유발하는 데에 가장 큰 영향을 미치고 있다. 이는 브레이크의 거동 중에 모든 마찰력이 디스크 쪽에 집중된 효과를 말해주는 것이므로 실제 차량 제작 시 디스크 쪽에 마찰력이 집중하지 않도록 유지, 관리해야 할 것으로 판단한다.

앞서 얻어낸 직교배열 결과와 평균분석 결과를 바탕으로 저주파 불안정성에 영향을 미치는 인자의 최선(best)의 수준 및 최악(worst)의 수준으로 구분하여 Table 3 에 정리하였다. 여기서, OA 는 Table 2 에서의 직교배열 데이터이며, ANOM 은 Figs. 8 ~ 12 에 의한 평균분석의 결과이다. 평균분석에 의한 최상의 조건인 2-2-2-2-2 의 경우에는 복소고유치 실수 값이 $\sigma = 0$ 으로 계산되었으며 안정성을 나타내고 있는데, 이는 현실적으로 존재하기 어려운 매우 이상적인 인자 조합을 의미한다. 불안정성을 최악의 상태로 나타내는 직교배열의 인자조합인 2-3-3-1-1 과 평균분석의 인자조합인 3-3-3-1-1 은 사시의 영향인 인자 A 의 수준만 다르게 나타났으나 Fig. 9 에서와 같이 그 영향도가 미비한 관계로 ABAQUS 에 의한 복소고유치 실수 값이 동일하게 계산되었다.

6. 결론

(1) 본 연구에서는 저주파 스켈 현상에 영향을 미치는 인자들을 분석하였다.

(2) 사시 모델링과 스켈의 관계: 기존 브레이크 시스템에 주변 사시 영향을 고려함으로써 스켈 발생에 상대적으로 큰 영향을 나타냄을 확인할 수 있었다.

(3) 마모와 스켈의 관계: 마모가 스켈 현상에 영향을 미친다는 사실을 평균 분석을 통해 증명할 수 있었지만 좀 더 많은 양의 마모가 일어났을 시에 평균 분석 상에서 더 확연한 차이를 보일지에 대해서는 추가적인 연구가 필요할 것으로 보인다.

(4) 주요 인자들과 스켈의 관계: 피스톤 모델링

효과와 부품 간 접촉 조건이나 조건의 변화를 통해 스켈과의 관계를 확인하였다. 디스크 탄성 계수의 경우 $\pm 6\%$ 를 한 두 케이스 모두 스켈을 더욱 유발하는 요소로 확인되었다. 특히 -6% 를 한 모델의 경우는 매우 큰 영향도를 보이며 설계 시에 반드시 지양해야 할 설계인자로 판단한다.

후 기

본 논문은 현대모비스(주)의 지원을 받아 수행된 연구이며, 또한 2011 년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 기초연구사업(2011-0024829)의 지원으로 이루어졌음.

참고문헌 (References)

- (1) Teoh, C-Y., Ripin, Z. M. and Hamid, M. N. A., 2013, "Analysis of Friction Excited Vibration of Drum Brake Squeal," *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 67, pp. 59~69.
- (2) Kinkaid, N. M., O'Reilly, O. M. and Papadopoulos, P., 2003, "Automotive Disc Brake Squeal," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 267, Issue 1, pp. 105~166.
- (3) Soobbarayen, K., Besset, S. and Sinou, J.-J., 2013, "Noise and Vibration for a Self-Excited Mechanical System with Friction," *Applied Acoustics*, Vol. 74, Issue 10, pp. 1191~1204.
- (4) Coudeyras, N., Sinou, J.-J. and Nacivet, S., 2009, "A New Treatment for Predicting the Self-Excited Vibrations of Nonlinear Systems with Frictional Interfaces: The Constrained Harmonic Balance Method, with Application to Disc Brake Squeal," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 319, Issues 3-5, pp. 1175~1199.
- (5) Dai, Y. and Lim, T. C., 2002, "Suppression of Brake Squeal Noise Applying Finite Element Brake and Pad Model Enhanced by Spectral-Based Assurance Criteria," *Applied Acoustics*, Vol. 69, Issue 3, pp. 196~214.
- (6) Hervé, B., Sinou, J.-J., Mahé, H. and Jézéquel, L., 2008, "Analysis of Squeal Noise and Mode Coupling Instabilities Including Damping and Gyroscopic Effects," *European Journal of Mechanics - A/Solids*, Vol. 27, Issue 2, pp. 141~160.
- (7) Kim, H., Lee, H., Kim, J., Son, M., Seo, Y. and Boo, K., 2008, "The Study on the Influence of Pad Wear on Brake Squeal Analysis," *Proceedings of the Spring Meeting of the Korean Society of Mechanical Engineers*, pp. 639~644.
- (8) Sherif, H. A., 2004, "Investigation on Effect of

- Surface Topography of Pad/Disc Assembly on Squeal Generation,” *Wear*, Vol. 257, Issues 7-8, pp. 687~695.
- (9) Cao, Q., Ouyang, H., Friswell, M. I. and Mottershead, J. E., 2005, “Linear Eigenvalue Analysis of the Disc-Brake Squeal Problem,” *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol. 61, pp. 1546~1563.
- (10) Park, J., Kim, H., Yoon, M., Boo, K, and Kim, H., 2013, “Low Frequency Squeal Noise Reduction Using Mode Participation Factor in Complex Eigenvalue Analysis,” *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 37, No. 3, pp. 325~331.
- (11) ABAQUS User’s Manual Version 6.11, 2011, *Dassault Systemes Simulia*, Providence, RI.
- (12) Assessment Report of YD Surface Pressure Effects, 2011, Research Center for Automotive Components Technology, Inje University, Kimhae, Korea.