

실험계획법에 기반한 브레이크 스켈 노이즈 저감을 위한 강건 설계

권성진^{*1)} · 김문성²⁾ · 이봉현¹⁾ · 이동원¹⁾ · 배철용¹⁾ · 김찬중¹⁾

자동차부품연구원 에너지부품연구센터¹⁾ · 인지니어스 코리아²⁾

The DOE Based Robust Design to Reduce the Brake Squeal Noise

Seong-Jin Kwon ^{*1)} · Mun-Sung Kim ²⁾ · Bong-Hyun Lee ¹⁾ · Dong-Won Lee ¹⁾ ·

Chul-Yong Bae ¹⁾ · Chan-Jung Kim ¹⁾

¹⁾Korea Automotive Technology Institute, 74 Yongjung-ri, Pungse-myeon, Cheonan 330-912, Korea

²⁾Engineous Korea, Inc., 7th Floor, Youngjin Building, 1623-10 Seocho-dong, Seocho-gu, Seoul 137-878, Korea

(Received 25 July 2006 / Accepted 20 September 2006)

Abstract : Although there has been substantial research on the squeal noise for the automotive brake system, robust design issues with respect to control factors equivalent to design variables in optimization, noise factors due to system uncertainties, and signal factors designed to accommodate a user-adjustable setting still need to be addressed. For the purpose, the robust design applied to the disk brake system has been investigated by DOE (Design of Experiments) based Taguchi analysis with dynamic characteristics. The specific goal of this methodology is to identify a design with linear signal-response relationship, and variability minimization. The finite element models of the disk brake assembly have been constructed, and the squeal noise problems have been solved by complex eigenvalue analysis. As the practical robust design to reduce the brake squeal noise, material properties of pad, disk, and backplate, thickness and geometry of pad are selected as control factors, material properties of pad and disk, and the contact stiffness have been considered as noise factors, and friction coefficient between pad and disk is chosen as a signal factor. Through the DOE based robust design, the signal-to-noise ratio and the sensitivity for each orthogonal array experiment have been analyzed. Also, it has been proved that the proposed robust design is effective and adequate to reduce the brake squeal noise.

Key words : Squeal noise(스켈 노이즈), Disk brake system(디스크 브레이크 시스템), Complex eigenvalue analysis(복소 고유치 해석), Design of experiment(실험계획법), Robust design(강건 설계)

1. 서론

차량은 제동 시 디스크(disk)와 패드(pad) 사이의 접촉을 통해 제동력을 발생시킨다. 이 때, 디스크와 패드 사이의 접촉에 의한 가변적인 수직항력 및 마찰력이 작용하게 되며, 이와 같은 현상이 브레이크 시스템의 동적 불안정성(dynamic instability)을 야기해서 차량의 스켈 노이즈(squeal noise)가 발생하게

된다. 브레이크 시스템의 진동소음 현상은 주파수 대역에 따라 다양하게 구분되지만, 주요 발생 소음은 디스크 브레이크 시스템(disk brake system)의 경우, 제동 후반부에 고주파 영역에서 발생하는 스켈 노이즈이다. 스켈 노이즈는 차량의 제동 성능에는 큰 문제가 없지만, 주관적인 관점에서 브레이크 시스템의 신뢰성을 저하시키는 주요 원인이 되고 있다.^{1,2)}

스켈 노이즈에 관련한 연구는 다양한 분야에서

*Corresponding author, E-mail: sjkwon@katech.re.kr

활발하게 진행되고 있으며, 국내의 경우 신기홍,³⁾ 김진호,⁴⁾ 임재훈,⁵⁾ 박춘기⁶⁾ 등의 연구가 수행되었으며, Abdelhamid,⁷⁾ Mahajan,⁸⁾ Zhang,⁹⁾ Kung¹⁰⁾ 등의 연구와 같이 다수의 외국 연구자들에 의한 연구도 수행되었다. 이러한 연구는 주로 스킵 노이즈를 해석하기 위한 수학적 이론부터 유한요소 해석, 과도 응답 해석 및 실험에 근거한 스킵 노이즈 발생 원인 규명 등을 통해 브레이크 시스템의 동적 불안정성에 대한 다양한 접근방법을 제시하였다.

이와 같이 스킵 노이즈와 관련한 많은 연구가 진행되었으나, 브레이크 시스템 설계단계에서 스킵 노이즈를 예측하고 스킵 노이즈에 영향을 미치는 다양한 설계변수(design variable) 및 불확실성(uncertainty)에 대한 영향도 분석을 수행하여, 궁극적으로 스킵 노이즈 저감을 위한 설계방안을 제시하는 해석기술에 관련한 연구는 미진한 실정이다.

최근 차량 개발기간이 빠르게 단축되고 제품의 품질에 대한 관심이 증대됨에 따라 DFSS(Design For Six Sigma) 및 강건 설계(robust design)와 같이 불확실한 제품의 변동을 설계단계에서 고려하여 제품의 품질을 향상시키는 많은 연구가 수행되고 있다.¹¹⁾ 강건 설계는 제품 설계 시 제품의 사용 환경을 고려하여 어떠한 조건의 사용 환경 하에서도 제품이 목적하는 성능을 가장 작은 편차로 나타낼 수 있도록 하는 설계 개념이다.¹²⁾

이에 본 연구에서는 브레이크 시스템 설계단계에서 스킵 노이즈를 예측하기 위한 방법으로 유한요소모델(finite element model) 기반 복소 고유치 해석(complex eigenvalue analysis) 모델을 구성하였다. 이를 바탕으로 디스크 브레이크 시스템의 신호인자(signal factor) 및 다양한 제어인자(control factor), 오차인자(noise factor), 출력(output response)을 정의하여 실험계획법(design of experiments)에 따른 해석을 수행하였다. 최종적으로 S/N 비(signal to noise ratio) 및 감도(sensitivity) 분석을 통하여 스킵 노이즈 저감을 위한 최적의 설계안을 도출할 수 있는 강건 설계를 수행하였다.

2. 스킵 노이즈 해석 모델

본 연구에서는 브레이크 시스템 설계단계에서 스

kip 노이즈를 예측하기 위한 방법으로 유한요소모델 기반 복소 고유치 해석 모델을 구성하였다. 이를 위해서는 대상 브레이크 시스템을 구성하는 각각의 단품에 대한 모드 해석(mode analysis)을 수행하여 정확한 유한요소모델을 확보하는 것이 필수적이다.

2.1 유한요소모델

브레이크 시스템의 3차원 형상 데이터를 바탕으로 유한요소모델의 구성은 Altair HyperMesh를 이용한 요소화 작업을 수행하여 먼저 절점(node)과 요소(element)를 생성하였다. 그리고 각각의 단품에 대하여 Table 1과 같이 탄성계수(E), 프와송 비(ν), 밀도(ρ) 등의 재료물성치(material property)를 부가하여 최종적인 유한요소모델을 구성하였다. 유한요소모델 생성 시 디스크와 패드 사이의 접촉면은 각각의 317개 절점이 1대 1 연결이 될 수 있도록 요소화 작업을 수행하였으며, 형상이 복잡한 너클을 제외한 모든 브레이크 단품에 대하여 육면체(hexahedron) 요소화 작업을 수행하였다.

2.2 모드 해석

앞서 구성한 각각의 단품에 대한 유한요소모델을 바탕으로 MSC/Nastran을 이용하여 이론적 고유 모드 해석을 수행하였다. 또한 실제 브레이크 단품에

Table 1 Finite element model of the brake parts










	Shape	E (GPa)	ν	ρ (kg/m ³)
Disk		125	0.3	7200
Pad		0.35	0.2	1450
Backplate		210	0.3	7800
Caliper		175	0.3	7760
Housing		175	0.3	7760
Hub		210	0.3	7800
Piston		210	0.3	7800
Bearing		210	0.3	7800
Knuckle		210	0.3	7800

Table 2 Mode analysis of the brake parts

Mode (Hz)	Disk			Pad		
	CAE	Test	Error	CAE	Test	Error
1st	3100	3326	6.79 %	3796	3769	0.72 %
2nd	6742	6948	2.96 %	4784	4861	1.58 %
3rd	8390	8475	1.00 %	5377	5367	0.19 %
4th	9587	9447	1.48 %	6006	5876	2.21 %
5th	10104	10672	5.32 %	6964	7016	0.74 %
Mass (kg)	9.14	8.98	1.78 %	0.39	0.42	7.14 %
Mode (Hz)	caliper			knuckle		
	CAE	test	error	CAE	test	error
1st	1862	1788	4.14 %	7451	7615	2.15 %
2nd	3785	3842	1.48 %	7981	7977	0.05 %
3rd	5750	5725	0.44 %	9147	9381	2.49 %
4th	6251	6195	0.90 %	10592	10542	0.47 %
5th	7953	7981	0.35 %	-	-	-
Mass (kg)	4.94	5.19	4.82 %	5.56	5.54	0.36 %

대한 유한요소모델의 타당성을 검증하기 위해서 이론적 모드 해석 결과와 더불어 실험적 모드 해석 결과를 비교하였다. 실험적 모드 해석은 각각의 단품에 대해 충격을 가한 후, 이 때 발생하는 응답을 측정하여 가진과 응답 사이의 관계로부터 LMS Poly-max를 이용하여 모드 정보를 얻어내는 방법을 이용하였다.

Table 2는 브레이크 시스템을 구성하는 주요 부품인 디스크, 패드, 캘리퍼, 너클에 대한 모드 해석 결과를 나타낸 것이다. 결과에서와 같이 고유진동수와 질량에 대해서 오차율이 7.14% 미만이므로 본 연구에서 구성한 유한요소모델은 브레이크 단품의 특성에 대한 신뢰성을 가진다는 것을 알 수 있다.

2.3 복소 고유치 해석 모델

스켈 노이즈에 대한 해석방법은 고유 모드 해석, 비선형 과도 해석, 복소 고유치 해석과 같이 크게 3가지로 나눌 수 있다.⁶⁾ 이 중 복소 고유치 해석은 고유치의 실수 부호 크기로 시스템의 불안정성을 판별하는 방법으로 비선형 과도 해석보다 효과적이지만 접촉면의 모델링이 어려운 단점이 있다. 하지만 스켈 노이즈 발생 시 디스크의 형상이 과도형태의 움직임을 나타내고, 스켈 노이즈가 시스템의 불안

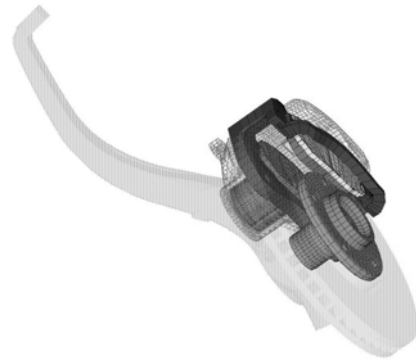


Fig. 1 Finite element model of the brake assembly

정성에 의해서 발생되므로 본 연구에서는 MSC/Nastran을 이용한 복소 고유치 해석을 통해 스켈 노이즈를 해석하였다.

Fig. 2는 복소 고유치 해석을 위해서 구성한 브레이크 시스템 전체에 대한 유한요소모델을 나타내며, 선행 연구¹³⁾를 참고하여 실차상태와 동일하게 각 단품별 연결방법 및 구속조건을 설정하였다. 디스크와 패드 사이의 수직항력은 별도의 접촉강성 시험으로부터 구한 2.660E+4 N/mm의 강성을 이용하고, 디스크와 패드 사이의 마찰력은 일정상수(0.387)로 가정한 마찰계수를 이용하였다. 복소 고유치 해석 모델의 검증은 샤시 다이내모미터(chassis dynamometer)를 이용한 스켈 노이즈 재현시험을 통하여, 선행 연구¹³⁾에서 해석 모델과 시험 결과의 비교를 통하여 검증하였다.

3. 강건 설계 모델

본 연구에서는 앞서 구성한 유한요소모델 기반 복소 고유치 해석 모델을 바탕으로 디스크 브레이크 시스템의 신호인자, 제어인자, 오차인자, 출력을 정의하여 실험계획법에 따른 복소 고유치 해석을 수행하였다. 이를 통하여 스켈 노이즈 저감을 위한 강건 설계를 수행할 수 있으며, Fig. 2는 본 연구에서 수행한 강건 설계의 프로세스인 P-Diagram을 나타낸다. P-Diagram에서 정의된 시스템은 앞서 구성한 디스크 브레이크 시스템의 복소 고유치 해석 모델을 나타내며, 시스템에 관계되는 신호인자, 제어인자, 오차인자는 Table 3과 같이 선정하였다.

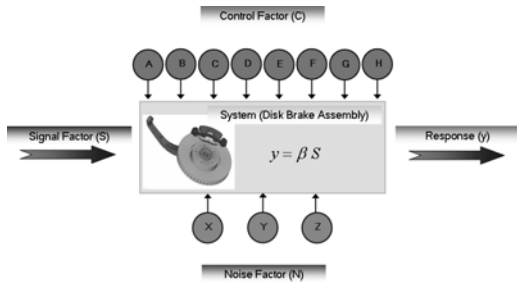


Fig. 2 P-Diagram for the robust design

Table 3 Factor definition for the robust design

	Variables	Description
Signal factor	S	Friction coefficient between disk & pad
Control factor	A	Young's modulus of backplate
	B	Vertical length of pad
	C	Slot width of pad
	D	Young's modulus of disk
	E	Young's modulus of pad
	F	Slot height of pad
	G	Slot angle of pad
	H	Horizontal length of pad
Noise factor	X	Young's modulus of disk
	Y	Young's modulus of pad
	Z	Contact stiffness between disk & pad

3.1 신호인자

본 연구에서는 신호인자를 디스크와 패드 사이의 마찰계수로 선정하였다. 실제 차량의 제동 시 가해해지는 제동토크와 제동압력에 따라 디스크와 패드 사이의 마찰계수는 다양하게 변화할 수 있다. 즉 이는 디스크 브레이크 시스템의 사용 조건의 변화를 나타낸다. 이와 같이 디스크와 패드 사이의 마찰계수가 일정부분 변화하더라도 본 연구에서는 스켈 노이즈가 저감될 수 있도록 강건 설계하고자 하였으며, Table 4와 같이 3수준으로 정의하였다.

Table 4 Signal factor definition

	Level	Value	Unit
S	1	0.287	-
	2	0.387	-
	3	0.487	-

3.2 제어인자

앞서 구성한 복소 고유치 해석 모델에서 스켈 노

이즈 저감의 목적에 따른 설계변수에 해당하는 제어인자로 총 8개를 선정하였다. 그리고 실험계획법에 따라 제어인자는 $L_{18}(2^1 \times 3^7)$ 직교배열표(orthogonal array)를 사용하여 수준별 조합을 선정하였다. 제어인자 중에서 스켈 노이즈에 상대적으로 영향이 적을 것으로 판단되는 백플레이트 탄성계수는 2수준으로 설정하고, 패드의 세로 폭, 패드의 슬롯 폭, 디스크의 탄성계수, 패드의 탄성계수, 패드의 슬롯 깊이, 패드의 슬롯 각도, 패드의 가로 폭은 3수준으로

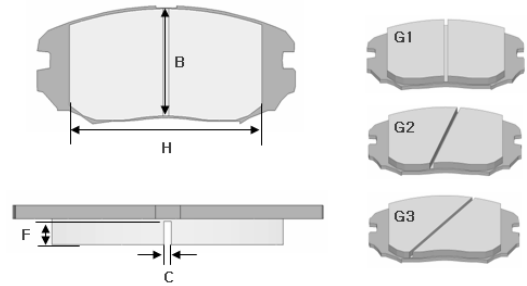


Fig. 3 Control factors for pad shape

Table 5 Control factor definition (* : base model)

	Control level	Control value	Unit
A	*1	2.100E+5	MPa
	2	2.310E+5	MPa
B	1	46.604	mm
	2	50.604	mm
	*3	54.604	mm
C	1	1	mm
	*2	3	mm
	3	5	mm
D	1	1.125E+5	MPa
	*2	1.250E+5	MPa
	3	1.375E+5	MPa
E	1	3.150E+2	MPa
	*2	3.500E+2	MPa
	3	3.850E+2	MPa
F	1	0.5	mm
	*2	1	mm
	3	1.5	mm
G	1	45	deg
	2	67.5	deg
	*3	90	deg
H	1	86.0	mm
	2	92.0	mm
	*3	98.0	mm

Table 6 Orthogonal array for control factors

	A	B	C	D	E	F	G	H
#1	1	1	1	1	1	1	1	1
#2	1	1	2	2	2	2	2	2
#3	1	1	3	3	3	3	3	3
#4	1	2	1	1	2	2	3	3
#5	1	2	2	2	3	3	1	1
#6	1	2	3	3	1	1	2	2
#7	1	3	1	2	1	3	2	3
#8	1	3	2	3	2	1	3	1
#9	1	3	3	1	3	2	1	2
#10	2	1	1	3	3	2	2	1
#11	2	1	2	1	1	3	3	2
#12	2	1	3	2	2	1	1	3
#13	2	2	1	2	3	1	3	2
#14	2	2	2	3	1	2	1	3
#15	2	2	3	1	2	3	2	1
#16	2	3	1	3	2	3	1	2
#17	2	3	2	1	3	1	2	3
#18	2	3	3	2	1	2	3	1

설정하였으며, 패드의 형상에 관여하는 제어인자는 Fig. 3에 도시하였다. 이러한 8개의 제어인자에 따른 수준별 설계값은 Table 5와 같으며, 직교배열표에 따른 수준별 조합은 Table 6과 같다.

3.3 오차인자

디스크 브레이크 시스템의 불확실성에 해당하는 오차인자는 2수준으로 설정하여 디스크의 탄성계수, 패드의 탄성계수, 디스크와 패드의 접촉강성으로 총 3개를 선정하였다. 각 제어인자 및 오차인자에 따른 수준별 설계값은 Table 7과 같으며, 실험계획법에 따라 $L_4(2^3)$ 직교배열표를 사용하여 Table 8과 같은 수준별 조합을 선정하였다.

3.4 출력

앞서 설명한 1개의 신호인자(3조합), 8개의 제어인자(18조합), 3개의 오차인자(4조합)에 따라 총 216 조합으로 디스크 브레이크 시스템의 복소 고유치 해석을 수행하였다. 복소 고유치 해석을 수행하면 주파수에 따른 고유치 실수부의 부호와 크기를 구할 수 있으며, 이를 통하여 0~10 kHz 구간의 주파수 영역에서 양의 실수부(a_i)의 최대값에 대한 식 (1),

Table 7 Noise factor definition

	Control level	Control value	Noise level	Noise value	Unit
X	1	1.125E+5	1	1.069E+5	MPa
			2	1.181E+5	MPa
	2	1.250E+5	1	1.188E+5	MPa
			2	1.313E+5	MPa
	3	1.375E+5	1	1.306E+5	MPa
			2	1.444E+5	MPa
Y	1	3.150E+2	1	2.993E+2	MPa
			2	3.308E+2	MPa
	2	3.500E+2	1	3.325E+2	MPa
			2	3.675E+2	MPa
	3	3.850E+2	1	3.658E+2	MPa
			2	4.043E+2	MPa
Z	-	2.660E+4	1	2.527E+4	N/mm
			2	2.793E+4	N/mm

Table 8 Orthogonal array for noise factors

	X	Y	Z
#1	1	1	1
#2	1	2	2
#3	2	1	2
#4	2	2	1

양의 실수부의 총합에 대한 식 (2)와 같은 출력을 각각 스칼라 지수(squeal index)로 선정하였다.

$$y_1 = k_1 - \max(a_i) \tag{1}$$

$$y_2 = k_2 - \sqrt{\sum_{i=1}^n a_i} \tag{2}$$

여기서 k_1 과 k_2 는 전체 복소 고유치 해석을 통한 가장 나쁜 조합에서의 상수값이며 본 연구에서는 스칼라 노이즈 저감을 위하여 출력인 y_1 과 y_2 를 최대화시키는 강건 설계를 수행하였다.

4. 강건 설계 결과 분석

앞서 구성한 강건 설계 모델 및 실험계획법에 따른 총 216 조합의 복소 고유치 해석을 바탕으로 본 연구에서는 동특성 다구찌법(Taguchi method with dynamic characteristics)^{14,15)}으로 결과 분석을 수행하였다. 본 연구에서는 결과 분석을 위해 Engineous Software사의 iSIGHT¹⁵⁾를 이용하였다.

4.1 최적 모델 선정

동특성 다구찌법에서는 최적의 제어인자를 선정하기 위하여 S/N비와 감도를 분석한다. S/N비는 오차인자에 대한 신호인자의 정도를 나타내며, S/N비가 클수록 오차인자에 대한 산포가 줄어들게 된다. 또한 신호인자에 따른 시스템 출력 정도를 나타내는 감도 및 기울기(β)는 기울기가 클수록 신호인자에 대한 출력의 감도가 향상된다. 본 연구에서는 제로점 비례식(zero point proportional calculation)을 이용하여 동특성의 S/N비와 감도를 구하였다.

본 연구에서는 시스템 출력인 스킵 지수를 식 (1)과 (2)와 같이 두 가지로 선정하였으므로, Fig. 4와 Fig. 5에 각각의 스킵 지수에 대한 S/N비와 감도를 분석하였다. 결과에서 알 수 있듯이 기본 모델(base model)에 적용한 제어인자의 수준값과 S/N비 및 감도가 각각 최대가 되는 최적 제안 모델(suggested optimum model)을 구할 수 있다. 이를 통하여 본 연구에서 최종 선정된 최적 모델(selected optimum model)은 S/N비와 감도의 최대값을 비교하여, 감도가 최대가 되는 수준으로 결정하였으며, 이는 스킵 지수1과 스킵 지수2에 대하여 동일한 수준의 제어

인자가 선정된 것을 알 수 있었다. 또한 제어인자 중 S/N비와 감도가 제일 높은 인자는 패드의 슬롯 각도를 나타내는 제어인자 G이었다.

4.2 스킵 지수 분석

기본 모델에 적용한 제어인자의 수준값과 앞서 선정된 최적 모델에서의 제어인자 수준값에 대한 S/N비와 감도를 비교하기 위하여 시스템 출력인 스킵 지수1과 스킵 지수2에 대하여 각각 분석하였다.

이를 위해서 기본 모델에 대한 최적 모델의 성능 향상을 확인하기 위해 신호인자, 오차인자를 고려한 별도의 추가적인 복소 고유치 해석을 수행하였다.

Table 9는 스킵 지수1에 대한 이득을 분석한 결과로 기본 모델에 대해서 최적 모델은 S/N비 3.188 dB(17.8%), 감도 2.764 dB(4.3%)의 이득을 얻을 수 있었다. 또한 Table 10은 스킵 지수2에 대한 이득을 분석한 결과로 기본 모델에 대해서 최적 모델은 S/N비 2.719 dB(14.8%), 감도 2.027 dB(2.8%)의 이득을 얻을 수 있었다. 이를 통해 스킵 지수1과 스킵 지수2에 대한 스킵 노이즈 저감의 성능 향상을 이루었다.

4.3 복소 고유치 분석

앞서 수행한 스킵 지수1과 스킵 지수2에 대한 S/N비 및 감도 분석을 바탕으로 본 연구에서는 복소 고

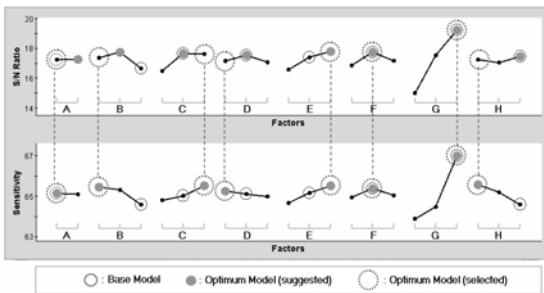


Fig. 4 S/N ratio and sensitivity with respect to squeal index1

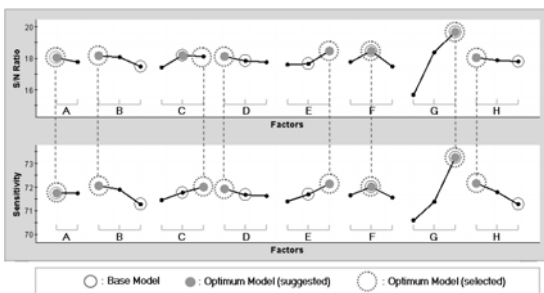


Fig. 5 S/N ratio and sensitivity with respect to squeal index2

Table 9 benefit analysis of squeal index1

		Base model	Optimum model
Control factor (level)	A	1	1
	B	3	1
	C	2	3
	D	2	1
	E	2	3
	F	2	2
	G	3	3
	H	3	1
S/N ratio (dB)	Estimate	-	20.625
	Actual	17.908	21.096
	Benefit	-	3.188
Sensitivity (dB)	Estimate	-	68.99
	Actual	65.036	67.80
	Benefit	-	2.764

Table 10 benefit analysis of squeal index2

		Base model	Optimum model
Control factor (level)	A	1	1
	B	3	1
	C	2	3
	D	2	1
	E	2	3
	F	2	2
	G	3	3
	H	3	1
S/N ratio (dB)	Estimate	-	21.8
	Actual	18.406	21.125
	Benefit	-	2.719
Sensitivity (dB)	Estimate	-	75.102
	Actual	71.817	73.844
	Benefit	-	2.027

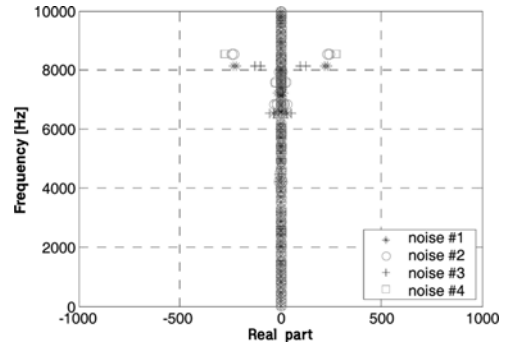
유치 해석에서의 주파수 대역에 따른 고유치 실수부의 분석을 수행하였다. Table 11과 Table 12는 각각 시스템 출력인 스킵 지수1과 스킵 지수2의 평균과 표준편차에 대하여 기본 모델과 최적 모델을 비교한 것이다. 이를 통해 신호인자 선정에 따라 기본 모델에 대한 최적 모델의 복소 고유치 이득을 확인할 수 있었다. 또한 Fig. 6과 Fig. 7은 복소 고유치 해석을 통한 주파수 대역과 고유치 실수부의 크기를 비교하였다. 이를 통해 기본 모델과 최적 모델의 신호인자 및 오차인자에 대한 복소 고유치 해석 결과를 비교할 수 있으며, 최적모델은 설정한 주파수 영역에서 고유치 실수부가 거의 나타나지 않아 디스크 브레이크 시스템의 스킵 노이즈 저감을 확인할 수 있었다.

Table 11 Average and standard deviation of squeal index 1

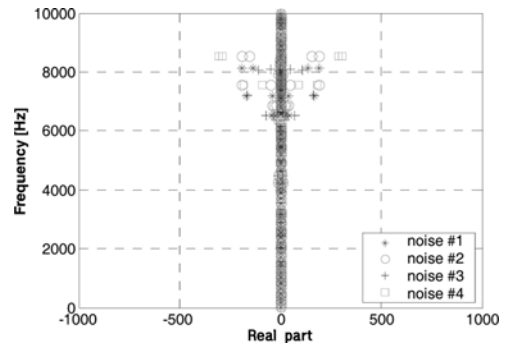
	S = 0.287		S = 0.387		S = 0.487	
	\bar{y}_1	σ_1	\bar{y}_1	σ_1	\bar{y}_1	σ_1
Base	778.8	65.0	787.0	63.7	636.6	12.5
Optimum	997.0	2.8	995.5	1.7	992.5	1.1
Benefit	218.3	62.2	208.5	62.0	355.9	11.4

Table 12 Average and standard deviation of squeal index2

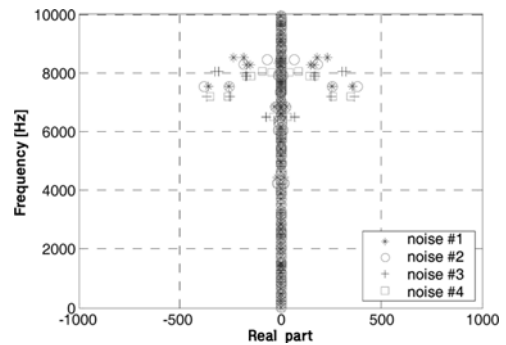
	S = 0.287		S = 0.387		S = 0.487	
	\bar{y}_2	σ_2	\bar{y}_2	σ_2	\bar{y}_2	σ_2
Base	1693.1	92.6	1675.0	105.2	1427.5	77.3
Optimum	1997.0	2.8	1995.2	1.3	1991.3	0.6
Benefit	309.9	89.8	320.2	103.9	563.7	76.7



(a) S = 0.287



(b) S = 0.387



(c) S = 0.487

Fig. 6 Complex eigenvalue analysis of the base model

5. 결론

본 연구에서는 디스크 브레이크 시스템의 스킵 노이즈 저감을 위한 강건 설계를 수행하였다. 강건 설계는 불확실한 제품의 변동을 설계단계에서 고려하고 다양한 제품의 사용 환경 하에서도 제품의 목적하는 성능을 가장 작은 편차로 하는 설계 개념이다.

이를 위하여 본 연구에서는 브레이크 시스템 설

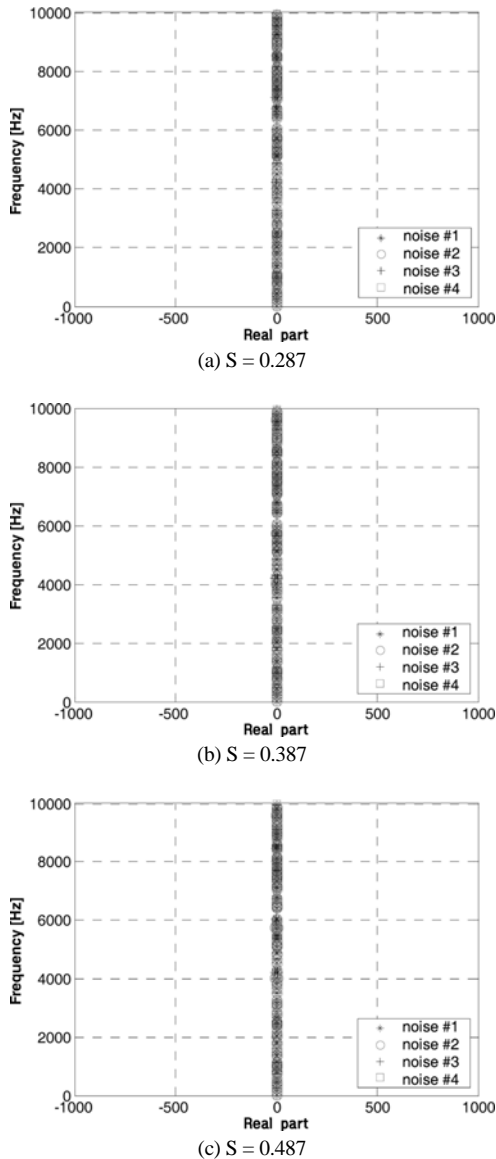


Fig. 7 Complex eigenvalue analysis of the optimum model

계단계에서 스켈 노이즈를 예측하기 위한 방법으로 유한요소모델 기반 복소 고유치 해석 모델을 구성하였다. 이를 바탕으로 디스크 브레이크 시스템의 1개의 신호인자, 8개의 제어인자, 3개의 오차인자, 2개의 출력을 정의하여 실험계획법에 따른 복소 고유치 해석을 수행하였다. 강건 설계를 위하여 본 연구에서 동특성 다구찌법을 적용하였으며, S/N비와 감도 분석을 통하여 최적의 제어인자 조합을 가지는 모델을 찾을 수 있었다. 최적 모델은 기본 모델에

비하여 S/N비와 감도의 향상은 물론 복소 고유치 해석에서의 실수부의 산포와 크기를 줄여서 최종적으로 스켈 노이즈를 저감하는 것을 확인하였다.

References

- 1) C. H. J. Chung, W. Steed, J. Dong, B. S. Kim and G. S. Ryu, "Virtual Design of Brake Squeal," SAE 2003- 01-1625, 2003.
- 2) K. B. Dunlap, M. A. Riehle and R. E. Longhouse, "An Investigation Overview of Automotive Disc Brake Noise," SAE 1999-01-0142, 1999.
- 3) K. H. Shin, Y. G. Joe and J. E. Oh, "The Effect of Damping of a Two-degree-of-freedom Model for the Disc Brake Squeal Noise," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol.13, No.12, pp.903-910, 2003.
- 4) J. H. Kim, B. J. Bae, S. B. Lee and T. J. Kim, "Squeal Noise Analysis and Reduction of Drum Brake Using Component Mode Synthesis," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol.15, No.1, pp.72-80, 2005.
- 5) J. H. Lim, S. J. Cho, Y. S. Choi, S. J. Choi and G. J. Choi, "Brake Squeal Noise Due to Run-out," Transactions of KSAE, Vol.13, No.3, pp.41-47, 2005.
- 6) C. K. Park, M. G. Han, S. S. Cho, H. G. Choi, J. D. Jeong and J. M. Lee, "A Study on the Reduction of Disc Brake Squeal Using Complex Eigenvalue Analysis," SAE 2001-01-3141, 2001.
- 7) M. K. Abdelhamid, "Structural Instability Test/ Analysis of Brake Squeal," SAE 951281, 1995.
- 8) S. K. Mahajan, Y. H. K. Hu and K. Zhang, "Vehicle Disc Brake Squeal Simulations and Experience," SAE 1999-01-1738, 1999.
- 9) L. Zhang, A. Wang, M. Mayer and P. Blaschke, "Component Contribution and Eigenvalue Sensitivity Analysis for Brake Squeal," SAE 2003-01-3346, 2003.
- 10) S. W. Kung, K. B. Dunlap and R. S. Ballinger, "Complex Eigenvalue Analysis for Reducing

- Low Frequency Brake Squeal,” SAE 2000-01-0444, 2000.
- 11) G. J. Park, T. H. Lee, K. H. Lee and K. H. Hwang, “A Review of Robust Design Methodologies,” Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A, Vol.28, No.9, pp.1368-1383, 2004.
 - 12) Y. D. Yoo and K. J. Choi, “Robust Design Analysis Procedure Development,” Spring Conference Proceedings, KSAE, Vol.2, pp.662-666, 2006.
 - 13) S. J. Kwon, C. J. Kim, D. W. Lee, B. H. Lee, B. C. Na and H. C. Kim, “A Study on the Analysis of Squeal Noise for Brake Design,” Transactions of the Korean Society of Noise and Vibration Engineering, Vol.16, No.8, pp.830-839, 2006.
 - 14) W. Chen, J. K. Allen, K. L. Tsui and F. Mistree, “A Procedure for Robust Design: Minimizing Variations Caused by Noise Factors and Control Factors,” ASME Journal of Mechanical Design, Vol.118, No.4, pp.478-485, 1996.
 - 15) iSIGHT Reference Guide - Version 9.0, Enginuous Software, Inc., pp.257-310, 2004.