

복소고유치해석에서 모드기여도 인자를 이용한 저주파 스켈소음 저감[§]

박정민* · 김현수** · 윤문영** · 부광석*** · 김흥섭***†

* 인제대학교 수송기계부품기술혁신센터, ** 인제대학교 기계공학과 대학원, *** 인제대학교 고안전차량핵심기술연구소

Low Frequency Squeal Noise Reduction using Mode Participation Factor in Complex Eigenvalue Analysis

Jeong Min Park*, Hyun Soo Kim**, Moon Young Yoon**,
Kwang Seok Boo** and Heung Seob Kim***†

* Regional Innovation Center for Automotive Parts, Inje Univ.,

** Graduate School of Mechanical Engineering, Inje Univ.,

*** High Safety Vehicle Core Technology Research Center, Inje Univ.

(Received July 10, 2012 ; Revised November 22, 2012 ; Accepted December 6, 2012)

Key Words: Squeal Noise(스켈 소음), Complex Eigenvalue(복소고유치) Linking Index(영향인자), Mode Coupling(모드 연성), Mode Participation Factor(모드 기여도 인자)

초록: 본 논문에서는 상용 프로그램 ABAQUS를 이용하여 브레이크 시스템의 불안정 모드를 알아보기 위한 복소고유치해석을 수행하였다. 또한 전체 시스템의 불안정 복소 고유모드에서 가장 진동에너지가 큰 부품을 알아보기 위한 기여도해석과 전체 복소 고유모드와 해당 부품의 부품모드간의 기여도해석을 통해 모드 연성의 가능성이 높은 모드를 알아보았다. 본 연구에서는 디스크 로터의 2차 굽힘모드와 토크멤버의 3차 축방향 횡모드의 연성에 의해 1.4kHz의 불안정 모드가 발생하는 것을 알 수 있었다. 이러한 모드 연성을 차단하기 위해 불안정성을 유발하는 토크멤버에서 해당모드의 주파수 변화에 대한 감도 해석을 실시하였다. 감도 해석 결과를 토대로 질량 가중에 의한 구조물 동특성 변경을 수행한 결과 저주파 영역에서 불안정 모드가 발생하지 않아 본 연구에서 제시된 저감방법의 유효성을 확인할 수 있었다.

Abstract: In this study, a complex eigenvalue analysis is implemented to verify the unstable mode of a brake system using ABAQUS software. The component participation factors and component modal participation factors are used to analyze the total contributions from each component and each component mode to a particular unstable system mode. This study shows that the 1.4-kHz unstable system mode comes from mode coupling between the 2nd nodal diametric mode and 3rd lateral axial mode (LAM) in the baseline model. A sensitivity analysis with a linking index is performed to prevent the mode coupling of the component modes. This linking index analysis shows the optimum mass loading position to move away the natural frequency of the 3rd LAM, which contributes to the unstable mode. Finally, a complex eigenvalue analysis is implemented with mass loading in the tie bar position, and no unstable system mode is generated in the low-frequency range (below 2 kHz).

- 기호설명 -

SMPF : 시스템 도달 기여도 인자(System modal participation factor)

CPF : 단품 기여도 인자(Component participation factor)

CMPF : 단품 모드 기여도 인자(Component mode participation factor)

1. 서론

제동 시에 발생하는 브레이크 소음은 불쾌감과 불안감을 느끼게 한다. 제동시 소음은 주파수 대역에 따라 저더(judder), 그론(groan) 스켈(squeal) 등으로 구분된다. 이중 스켈 소음은 제동 말기의 저속에서 발생하는 1kHz에서 수십kHz까지의 소음을 말한다.

일반적으로 스켈 소음을 주파수 영역에 의해

§ 이 논문은 대한기계학회 2012년도 경남지회 춘계 학술대회(2012. 5. 11., 창원대) 발표논문임

† Corresponding Author, mechhsk@inje.ac.kr

© 2013 The Korean Society of Mechanical Engineers

저주파 스켈(low frequency squeal, 1~6.5kHz), 고주파 스켈(high frequency squeal, 7~16kHz)으로 구분된다. 스켈 소음 현상은 회전체인 디스크(disc)와 마찰재의 마찰력에 의해 브레이크 시스템의 자력진동(self-excited vibration)과 브레이크 공진계의 기하학적 불안정(geometric induced instability)이 대표적인 원인인 것으로 알려져 있다.^(1,2)

스켈은 오랜 기간 동안 수많은 연구가 진행되었음에도 불구하고 예측하기 어려운 문제 중 하나이다. 특히 브레이크 설계단계에서 스켈 노이즈를 예측하고 스켈 저감을 위한 영향도 분석을 통한 강건 최적 설계 방안을 제시하는 연구는 미진한 실정이다. 본 논문에서는 Fig. 1과 같이 각 단계별로 실험과 해석을 비교 분석을 통하여 검증하였다.⁽³⁾

첫째로 복소 고유치 해석의 신뢰도를 높이기 위하여 각 부품의 실험적 모달 결과와 유한 요소 모델의 해석적 결과간의 MAC(mode assurance criteria)을 비교하여 물성치를 튜닝하는 모드 해석을 수행하였다.

둘째로 복소 고유치 해석을 이용하여 불안정 영역의 모드기여도해석을 실시하고, 이것을 이용하여 불안정성을 유발하여 스켈 소음을 발생시키는 저주파 영역의 모드와 부품을 분석하였다. 이러한 분석 과정을 통해 부품 모드간의 공진에 의해 특정 주파수에서 불안정성이 발생한다는 사실을 확인 하였다.

셋째로 선정된 저주파 영역에서 부품간의 공진을 회피 하여 저주파 스켈을 저감 시키는 방안으로 영향인자를 이용한 감도해석을 통해 합리적인 구조물 동특성 변경 방안(structural dynamics modification, SDM)을 제안하였다.

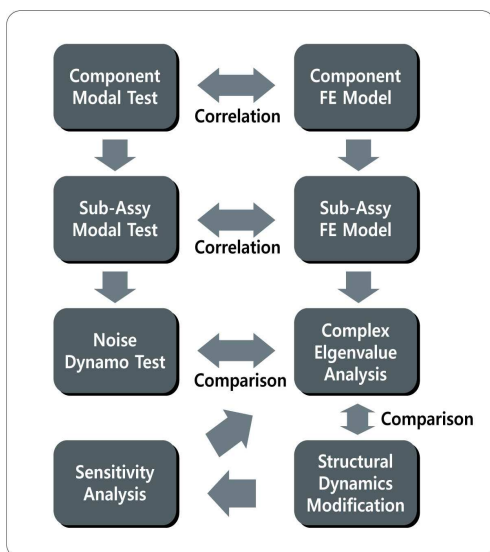


Fig. 1 Study flow for analysis

2. 본 론

2.1 브레이크 시스템의 불안정성 해석

2.1.1 브레이크 시스템의 모드해석⁽³⁾

일반적인 비감쇄 진동시스템은 다음과 같이 표현된다.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \quad (1)$$

여기서 [M], [K]는 질량, 강성행렬을 나타낸다.

브레이크 시스템의 디스크/패드간의 접촉마찰에 의한 마찰력(friction force)을 고려하여 식 (2)와 같이 나타낸다.

$$\{F\} = \mu\{N\} = \mu[K_f]\{x\} \quad (2)$$

여기서 는 마찰에 의한 강성행렬이다. 브레이크 시스템의 지배방정식은 다음과 같이 나타낸다.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K - \mu K_f]\{x\} = 0 \quad (3)$$

식 (3)에서 마찰력으로 인해 이 비대칭 행렬이 되어, 식 (3)의 복소고유치해석(complex eigenvalue analysis)을 통해 구한 고유치(eigenvalue)의 실수부에 양(positive)의 값이 존재 하면 시스템이 불안정하게 된다.

2.1.2 실험적 모드해석

단품에 대해 자유단 경계조건(free-free condition)으로 실험적 모드해석을 통하여 단품단위의 모드형상과 고유진동수, FRF(frequency response function)를 측정하여 해석적 결과와 MAC값을 비교하였다. 일반적으로 단품에 대한 실험적 모드해석과 단품 정규모드해석 간의 고유진동수는 3% 이내로, MAC값은 0.7 이상의 값이 나오도록 해석모델을 수정 하였다.

2.2 브레이크 시스템의 복소고유치 해석

2.2.1 유한요소 모델

유한요소해석 모델은 디스크, 패드, 캘리퍼, 토크 멤버, 피스톤, 너클, 가이드 로드, 베어링, 라이너, 샤프트의 총 11개의 부품으로 구성하였다. 각 구성품 사이의 접촉 및 연결구조 등의 경계조건은 ABAQUS 6.10을 이용하여 구성하였으며 피스톤엔 압력을 주고 디스크 회전을 주어 스켈

소음 시험조건에 맞게 구성하였다. 만들어진 유한요소모델의 요소는 일반적으로 육면체로 구성하였으며 구면인 구성품은 부분 5면체를 이용하였다. 구성되어진 유한 요소 해석 모델의 총 노드(node)는 312,662개, 요소(element)는 99,786개이다.

2.2.2 복소고유치 해석의 결과

유한요소 모델의 초기 마찰계수 값은 $\mu=0.6$ 을 기준으로 튜닝을 실시하였다. 초기조건 시험에서 대상(Target) 모드 및 주파수는 Table 1에 나타내었다. Fig. 2은 복소고유치 해석 결과를 나타낸다.

2.2.3 모드기여도 분석을 통한 공진모드 분석

복소 고유치 해석을 통하여 나타내어진 불안정 모드를 3가지 모드기여도를 이용하여 공진에 기여하는 단품 및 단품모드를 분석하였다.^(4~7)

Table 1 Target unstable mode

No.	Mode	Eigenvalue	Frequency (Hz)
1	21	62.659	1473.8
2	51	169.35	3936.6
3	68	398.01	5230.3
4	88	74.526	6733.5

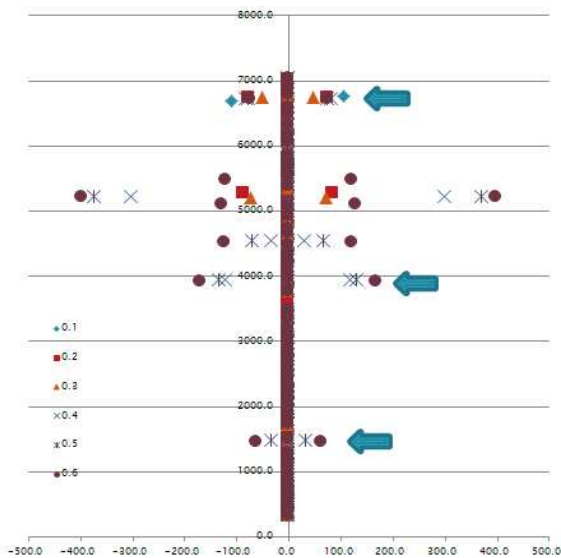


Fig. 2 Complex eigenvalue analysis of base line

① CPF, CMPF 모드기여도 분석

CPF(component participation factors)는 j차 시스템의 불안정 모드에 대해 각각의 구성품들이 불안정성에 기여한 정도를 나타내는 인자이다. Table 2은 Table 1에서 제시한 바와 같이 목적하는 불안정 모드인 MODE 21의 CPF, CMPF (component modal participation factors)를 나타낸 것이다.

불안정 모드 중 하나인 MODE 51번의 CPF와 CMPF를 Table 3에 나타내었다.

불안정 주파수의 CPF와 CMPF를 정리해 보면 주파수 수가 높아지면서 각 구성품의 기여 비율은 달라지는 것을 알 수 있다. 하지만 토크멤버는 모든 불안정 모드 주파수 영역에서 높은 영향을 미치며 그 중에서도 특히 3차 LAM(3th Lateral mode in axial direction)모드는 불안정 모드에 크게 기여하는 것을 알 수 있다. 그리고 CMPF를 통해 부품모드간의 공진에 의해 특정 주파수에 불안정성을 발생한다는 사실을 확인할 수 있다.

Table 2 CPF and CMPF of unstable mode 21

Component	CPF	Component Mode	CMPF
T/M	56.9 %	2 nd LAM	5 %
		3 th LAM	48 %
		3 th LRM	8 %
		Other	39%
DISC	8.5 %	2ND	69 %
		Other	31 %
Other	34.6 %		

Table 3 CPF and CMPF of unstable mode 51

Component	CPF	Component mode	CMPF
DISC	33.2 %	4ND	71 %
		2R	11 %
		1NC2ND	4 %
		Other	14 %
T/M	17.5 %	3 th LAM	40 %
		3 th LRM	7 %
		Other	53 %
Other	49.3 %		

② SMPF 모드기여도 분석

SMPF(system modal participation factor)는 j차 시스템의 불안정 모드에 대해 i차 시스템의 정규모드가 기여한 정도를 나타내는 인자이다. 불안정 모드의 SMPF 인자 분석을 통해 특정 모드가 어느 정도 스켈 영향도(squeal propensity)를 가지는 것에 대한 분기지점(bifurcation zone) 분석을 수행하여, 공진 회피 설계를 위한 목적하는 특정모드를 결정 하였다.

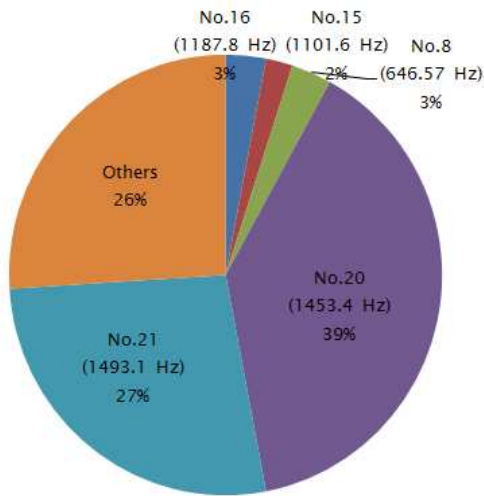
Fig. 3, Fig. 4에는 불안정 모드의 SMPF 결과를 나타낸 것이다. 가장 기여도가 높은 모드의 마찰 계수를 증가시키면서 분기지점을 살펴보면, 마찰 계수가 증가 할수록 복소 고유치 값의 실수부가 양의 값, 음의 값을 가지는 것으로 분리되면서 불안정 모드가 유발 되는 것을 볼 수 있다. 가장 지배적인 시스템 정규모드가 모드연성 되어 불안정성을 가진다는 것을 알 수 있다.

2.3 동적구조변경에 의한 스켈 소음 저감

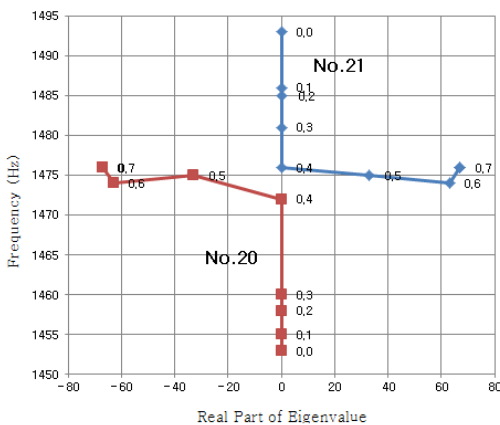
일반적인 감도해석은 특정모드 주파수의 변동을 가져오지만, 목적하지 않은 모드의 주파수의 변화도 가져오게 된다. 이러한 문제점을 최소화 하기 위한 방안으로 영향인자(linking index)를 활용한 SDM을 실시하였다. 모드기여도해석을 통해 불안정성을 유발하여 공진을 가져오는 부품에 대한 공진회피 설계를 위한 데이터를 수집하였고 문제시되는 토크멤버의 질량부가(mass loading)에 따른 감도해석을 수행하였다.

2.3.1 감도해석(sensitivity analysis)⁽⁸⁾

질량부가에 따른 복소고유치 해석의 결과에 따라 복소 고유치 해석을 통하여 질량 부가의 성격을 파악하였다. 기본 조건은 $\mu=0.6$ 으로 정하였고

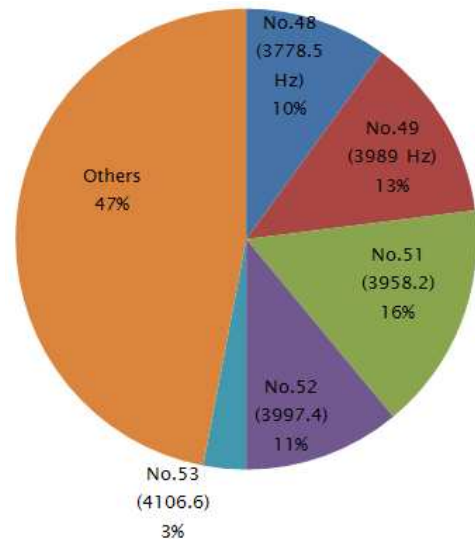


(a) SMPF of unstable mode 21

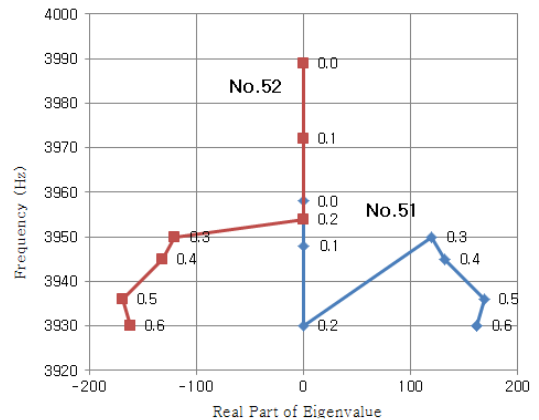


(b) Bifurcation zone of target 1

Fig. 3 SMPF of unstable mode 21



(a) SMPF of unstable mode 51



(b) Bifurcation zone of target 2

Fig. 4 SMPF of unstable mode 51

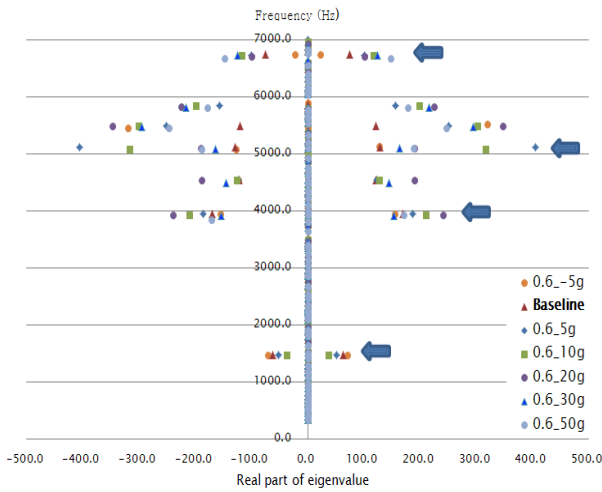


Fig. 5 Results of complex eigenvalue analysis for TM modification

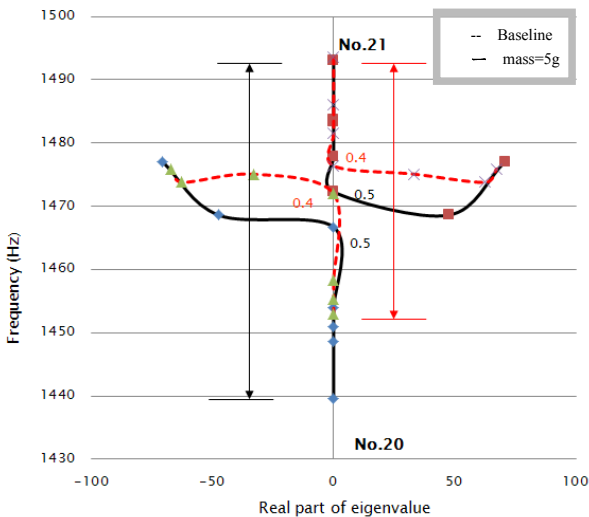


Fig. 6 Bifurcation zone due to friction value for unstable mode 21

기본모델(baseline)과 -5g, 5g, 10g, 20g, 30, 50g으로 7가지의 복소 고유치 해석을 수행하였다. Fig. 5는 질량부가에 따른 복소 고유치 값을 나타낸다. Fig. 5을 살펴보면 앞서 1~4차까지의 불안정 모드 중 질량 부가 20g이상의 질량을 추가했을 때 저주파 영역의 주파수 대역인 1차 불안정 모드가 사라진 것을 볼 수 있다. 질량 부가에 의해 토크멤버의 동특성이 변화하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 6은 1차 불안정 모드(1.4kHz)에 대한 분기 지점 분석을 나타내었다. 기본모델의 공진 주파수 간격(frequency separation)이 질량 5g을 추가한 구조 변경의 경우가 더 넓게 나타난다는 것을 알

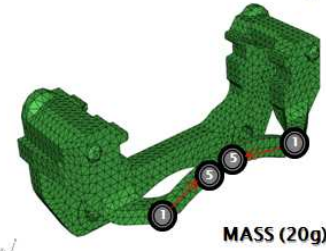


Fig. 7 Mass loading position of torque member

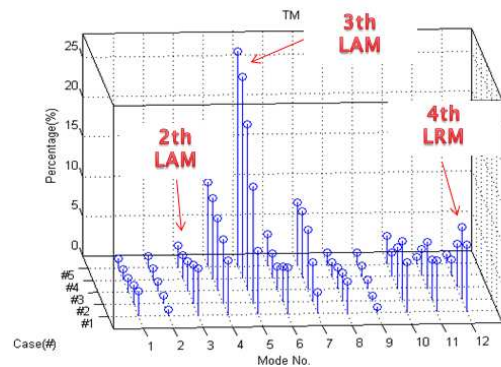


Fig. 8 Change of natural frequency due to mass loading

수 있었다. 이는 모드 연성 간격을 더 넓게 하여 연성이 일어나지 않도록 변화하고 있다는 의미이다.

2.3.2 영향인자(Linking Index)

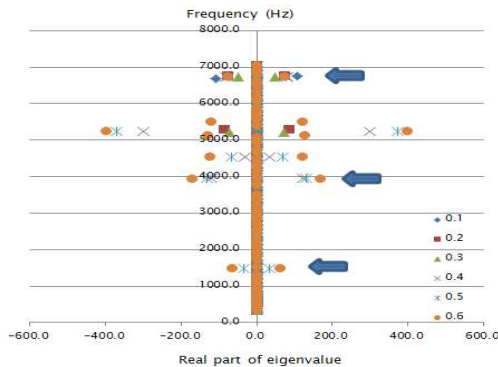
본 논문에서 사용된 i 번째 지점에서 j, k 차 모드간의 영향인자⁽⁹⁾는 다음과 같다.

$$j,k\gamma_i = \frac{\{u_j\}_i \{u_k\}_i}{\|u_j\| \|u_k\|} \quad (4)$$

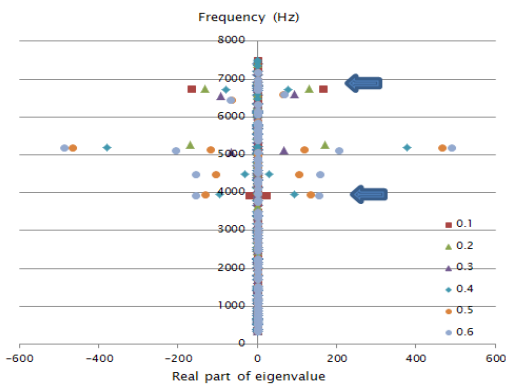
모드 기여도 분석을 통해 CPF에 가장 기여도가 높은 구성품은 토크 멤버로 나타났다. 본 논문에서의 토크 멤버의 티바(tie bar) 부분을 Fig. 7과 같이 5등분하여 각각의 위치에 질량 20g을 추가하면서 모드 해석을 수행 하였다.

이러한 토크 멤버 해석을 통해 추가 질량 위치에 따른 토크 멤버의 고유 진동수, 특히 불안정 모드에 지배적인 영향을 미치는 토크멤버 단품모드(3ND LAM)의 변화에 대해 해석해 보았다.

모드기여도 분석을 통해 토크멤버의 3차 LAM 모드와 디스크의 2ND(2nd nodal diametric mode), 4ND(4th nodal diametric mode) 모드가 불안정성에 기여하는 주요 모드인 것을 확인하였다. 또한 감도해석을 이용한 영향 인자(linking Index) 분석을



(a) Result of complex eigenvalue analysis for baseline

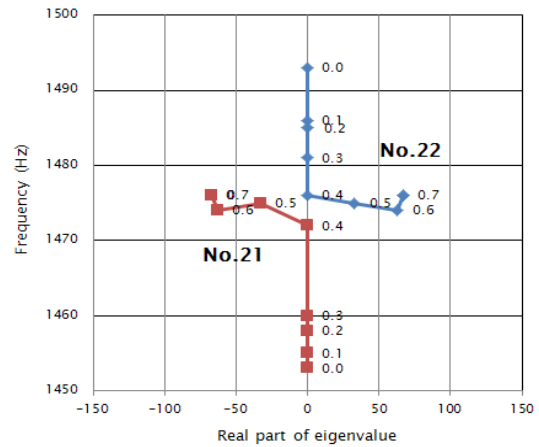


(b) Result of complex eigenvalue analysis for mass loading (20g)

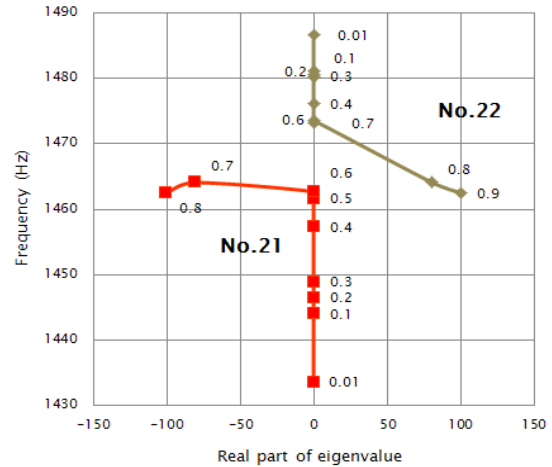
Fig. 9 Squeal noise reduction with SDM

통하여 Fig. 7의 ⑤위치에 질량 부가를 실시하면 MODE 5가 가장 크게 변화하며 모드 형상이 불안정 모드에 크게 기여하는 3차 LAM 임을 Fig. 8을 통해 알 수 있었다.

토크멤버의 ⑤위치에 질량 20g의 부가하고 마찰 계수를 $\mu=0.1\sim0.6$ 까지 ABAQUS를 이용하여 복소 고유치 해석을 수행하였고 그 결과를 Fig. 9에 나타내었다. 해석결과 4kHz 이하에서 마찰계수에 상관없이 모든 불안정 모드가 사라진 것을 볼 수 있다. 그리고 4.5kHz 이상에서 기준모델의 실수부의 값보다 커진 것을 볼 있으나 그 크기는 크지 않았다. 목표하는 특정 주파수인 3차 LAM 모드 주파수의 변동을 가져오면서, 목적하지 않은 모드의 주파수의 변화를 가져오지 않은 것이다. Fig. 10의 분기지점 분석에서 목표로 하는 1차 불안정 모드의 경우 구조 변경 전에는 불안정 상태가 마찰 계수 0.4에서 발생하여, 실제 상황에서 스켈 소음이 발생할 가능성이 높다. 그러나 구조 변경 후에는 마찰계수 0.6 이상에서 불안정 상태로 되어 실제 상황에서 스켈 소음 발생이 용이하지 않음을 볼 수 있다.



(a) Before SDM (target 1)



(a) After SDM (target 1)

Fig. 10 SDM effects of target 1

3. 결론

본 논문에서는 복소 고유치 해석을 통한 모드 기여도 인자를 이용하여 불안정성을 유발하는 구성품의 모드를 확인하고, 기여도가 높은 구성품의 불안정성을 없애기 위한 방법으로 감도해석을 실시하였다. 감도해석을 통해 목적 주파수를 변경시켜 불안정성을 완화 시키면서, 목적하지 않는 주파수의 변화를 최소화하는 영향인자를 이용하여 구조물 동특성 변경을 통한 저주파 스켈 소음 저감에 관한 연구를 수행하였다. 이러한 연구를 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

첫째로, 복소 고유치 해석을 통해한 모드 기여도 인자를 파악하여 불안정성에 기여하는 단품 및 단품 모드에 대한 파악이 가능 하였다.

둘째로, 불안정성 모드 기여도가 높은 토크멤

버의 공진회피를 위한 질량 부가위치를 영향인자를 이용하여 결정하였고, 이를 구조물에 적용한 결과 목적하는 저주파 스켈 소음을 유발하는 불안정 모드의 제거가 가능함을 알 수 있었다.

셋째로, 본 연구에서 제안한 모드기여도 인자를 이용한 영향인자 감도해석이 저주파 스켈 소음 저감에 효과적임을 확인할 수 있었다.

후 기

본 연구는 교육과학기술부와 한국연구재단의 지역혁신인력양성사업으로 수행된 연구결과임

참고문헌

- (1) Chen F., Quaglia R. L. and Tan C. A., 2003, "On Automotive Disc Brake Squeal Part I: Mechanism and Cause," SAE 2003-01-0683.
- (2) Dessouki, O., Drake G., Lowe B. and Chang, W. K., 2003, "Disc Brake Squeal: Diagnosis and Prevention," SAE 2003-01-1618.
- (3) Han, J. H., Kim, J. T., Park, K. H. and Son, M. H., 2007, "A Study on Sensitivity of Generalized Frictional Stiffness Matrix to Reduce Squeal Noise," SAE 2007-01-2171.
- (4) Lee, L., Xu, K., Malott, B., Matsuzaki M. and Lou, G., 2002, "A Systematic Approach to Brake Squeal Simulation Using MacNeal Method," SAE 2002-01-2610.
- (5) Kung, S. W., Saligrama, V. C. and Riehle, M. A., 2000, "Modal Participation Analysis for Identifying Brake Squeal Mechanism," SAE 2000-01-2764.
- (6) Shaw, P. C., Riehle, M. A. and Kung, S. W., 2003, "Mechanical Properties of Friction Materials and the Effect on Brake System Stability," SAE 2003-01-1619.
- (7) Lee, J., K., Lim, H., S., Kim, H., Y. and Baek, J., W., 2009, "The Prediction of Brake Corner Module Squeal Noise Using Participation Factor Analysis", *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, 33th, No. 10, pp.1074~1080.
- (8) Chung, C. H. and Donely, M., 2003, "Mode Coupling Phenomenon of Brake Squeal Dynamics," SAE 2003-01-1624.
- (9) Goto, Y., Saomoto, H. and Sugiura, N., 2010, "Structural Design Technology for Brake Squeal Reduction Using Sensitivity Analysis," SAE 2010-01-1691.