

크리깅기법을 이용한 전륜 디스크 브레이크 모델의 스켈 저감 해석 Analysis of the Front Disk Brake Squeal Using Kriging Method

심현진* · 박상길** · 김흥섭*** · 오재웅†

Hyun-Jin Sim, Sang-Gil Park, Heung-Seob Kim and Jae-Eung Oh

(2008년 8월 5일 접수 ; 2008년 10월 6일 심사완료)

Key Words : Disk Brake(디스크 브레이크), Squeal Noise(스켈소음), Kriging(크리깅), Optimal Design(최적설계)

ABSTRACT

Disc brake noise is an important customer satisfaction and warranty issue for many manufacturers as indicated by technical literature regarding the subject coming from Motor Company. This research describes results of a study to assess disk brake squeal propensity using finite element methods and optimal technique(Kriging). In this study, finite element analysis has been performed to determine likely modes of brake squeal. This paper deals with friction-induced vibration of disc brake system under contact friction coefficient. A linear, finite element model to represent the floating caliper disc brake system is proposed. The complex eigen-values are used to investigate the dynamic stability and in order to verify simulations which are based on the FEM model. In this paper, Kriging from among the meta-modeling techniques is proposed for an optimal design scheme to reduce the brake squeal noise.

1. 서 론

브레이크는 자동차의 안전과 성능에서 가장 중요한 요소로서 자동차가 발전함에 따라 제동력과 신뢰성에 많은 초점을 맞추어 왔다. 하지만 승용차의 소음 및 진동문제에 대한 일반인들의 인지도가 점점 증가하고 있어 자동차의 쾌적성, 정숙성에 대한 중요성이 점점 높아지고 있다. 특히 차량 제동 시 브레이크에서 발생하는 소음은 제동 시 디스크와 패드의 접촉면 사이의 마찰로 인하여 진동이 발생하는데 이러한 진동으로 약 1 kHz에서 20 kHz의 주파수에서 발생하는 소음을 스켈 노이즈(squeal noise)이라고 한다. 현재 디스크 브레이크 스켈은 경험적 방법

에 의해 패드 형상 및 백 브레이크 등의 변화를 이용하여 저감시키고 있으나, 강비선형 문제로 근본적인 해결책을 제시하지 못하고 있는 실정이다. 이러한 스켈을 수학적으로 모델링하기 위한 연구가 많이 이루어지고 있지만, 아직까지도 연구가 미비한 실정이다. 많은 연구가 단순 모델인 빔이나 원판에 대해서 브레이크 스켈 메커니즘을 설명하고, 예측하는 방법을 제시하였다^(1,2). 이들 연구는 시간과 비용이 적게 들고 스켈을 발생시키는 여러 인자를 예측하는데 장점이 있으나, 실제 브레이크 모델의 형상을 고려하는 데 어려움이 따른다.

그래서 최근에는 유한요소해석을 이용한 스켈 연구가 많이 이루어지고 있다. 그리고 스켈을 저감할 수 있는 방안으로 마찰재의 마찰계수를 감소시킴으로써 발생 빈도를 낮출 수 있는 방법^(3,4)이 제시되고 있으나, 이 경우 제동성능이 감소는 문제점이 발생한다. 따라서, 디스크, 패드, 브레이크 등의 브레이크 부품의 동특성을 변경시킴으로써 브레이크에 필요한 제동성능에는 영향을 주지 않고, 스켈 현상의 발생

† 교신저자 : 정희원, 한양대학교 기계공학부
E-mail : jeoh@hanyang.ac.kr
Tel : (02)2220-0452, Fax : (02)2299-3153

* 정희원, 현대기아자동차 연구개발부

** 정희원, 한양대학교 대학원 기계공학과

*** 정희원, 인제대학교 기계자동차공학부

빈도를 저감하는 방법이 필요하다.

이 논문에서는 유한요소해석을 통하여 기하학적 불안정성에 기인한 디스크 브레이크 스켈을 해석하고, 실험 결과와의 비교를 통해 해석 모델을 검증하였다. 이 논문에서 브레이크 스켈 발생의 상대적인 가능성은 유한요소 모델의 복소고유치가 양의 실수부 일때, 기하학적인 불안정성에 기인한 브레이크 스켈 발생 가능성이 높다는 가정하에 연구를 진행하였다. 그리고 스켈에 가장 많은 영향을 주는 부분이라고 할 수 있는 로터의 유한요소모델에 크리깅 기법을 적용하여 스켈을 저감시킬 수 있는 로터 형상을 제안하고자 한다.

2. 모델링

2.1 브레이크 시스템의 운동방정식

브레이크 시스템의 각 부분의 연결조건과 디스크 패드 사이의 접촉결합관계에 따라 결합하면 다음과 같은 운동방정식을 얻을 수 있다.

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

식 (1)에서 $\{F\}$ 는 각 캘리퍼, 패드, 케리어의 연결에 의한 힘과, 디스크-패드와의 마찰조건에 의한 힘이다. 디스크-패드의 마찰조건에 의한 힘을 제외한 나머지는 경계면이 스프링으로 연결되어 있다면 운동방정식으로 표현 할 수 있다. 디스크-패드 부분은 마찰경계부를 스프링으로 연결하고 그 스프링의 강성은 패드-로터간의 접촉강성계수로 표현한다. 여기서 마찰력 μ 를 상수로 간주하면 디스크와 패드는 디스크에 접선방향으로 작용하는 마찰력이므로 접촉부분에 대하여 선형방정식으로 나타낼 수 있다. 위와 같은 관계로 힘을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\{F\} = [K_r]\{x\} \quad (2)$$

여기서 $[K_r]$ 는 각 요소간의 접촉강성행렬 (contact stiffness matrix)로 볼 수 있다. 이 행렬은 마찰조건으로 인해 비대칭 행렬이다.

식 (1)과 식 (2)를 이용하여 아래와 같이 나타낼 수 있다.

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

$[K_r]$ 가 비대칭 행렬이므로 $([K] + [K_r])$ 역시 비대칭행렬이다. 강성행렬이 비대칭인 경우 이 행렬은 고유치가 복소값을 가질 수 있고 이때 시스템의 불안정성이 나타난다.

마찰이 포함된 연성된 브레이크 시스템에 대한 운동방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{bmatrix} M_r & 0 & 0 \\ 0 & M_p & 0 \\ 0 & 0 & M_o \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_r \\ \ddot{x}_p \\ \ddot{x}_o \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{rr} & K_{rpN} + \mu K_{rpT} & K_{ro} \\ K_{rpN}^T + \mu K_{rpT} & K_{pp} & K_{po} \\ K_{ro}^T & K_{po}^T & K_{oo} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_r \\ x_p \\ x_o \end{bmatrix} = 0 \quad (4)$$

여기서 첨자 r , p 그리고 o 는 로터, 패드, 그리고 그 밖의 브레이크 시스템 구성요소이다. 그리고 여기서 M_r , M_p 그리고 M_o 는 로터, 패드, 그리고 그 외의 구성요소 대한 대칭 질량행렬이다. K_r , K_p 그리고 K_o 는 로터, 패드, 그리고 그 외의 구성요소 대한 대칭 강성행렬이다. K_{rpN} 은 패드와 로터의 접촉면의 수직변위 구속력 강성행렬이다. 이것은 전형적으로 로터와 패드내부의 재료 강성보다 매우 크다. K_{rpT} 는 패드-로터 접촉면의 접선의 마찰력 강성행렬이다. 이것은 잠재적인 K_{rpN} 이다. μ 는 패드-로터 접촉면의 마찰계수이다. 이것은 미끄럼 속도에 의해 표현된다. 만약 마찰이 모델에 $\mu > 0$ 과 시스템의 모드가 추가된다면 불안정하게 되며 시스템의 안정성은 마찰계수에 의해 좌우된다. 스켈 현상은 브레이크 패드의 마모, 온도, 그리고 습도와 같은 인자의 변화에 의한 것으로도 나타낼 수 있지만, 이 논문에서는 μ 에 의한 기하학적 브레이크 시스템 불안정성이 브레이크 스켈의 원인으로 나타내었다.

디스크에 압력이 가해져 접촉할 때 디스크의 두 모드는 진동수가 증가하면서 서로 다른 진동수로 분리되고 마찰력과 같은 비보존력에 의해 각 모드들이 서로 연성되어 복소 모드로 나타난다. 이 모드는 디스크 브레이크 시스템의 불안정한 거동을 일으키는 에너지의 전달을 야기시킬 수 있다. 이러한 모드 연성은 각 단품의 고유진동수와 관계가 있으며, 특히 디스크의 진동수와 밀접한 관계가 있다. 그러므로,

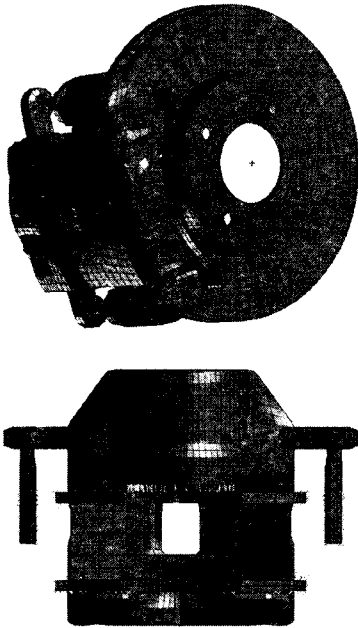


Fig. 1 Automotive brake system

Table 1 Comparison of natural frequency

| Component | Experiment | Simulation |
|---------------|------------|------------|
| Caliper | 2288 Hz | 2280 Hz |
| Carrier | 701.9 Hz | 701.8 Hz |
| Pad component | 2004 Hz | 2010.4 Hz |
| Rotor | 1096 Hz | 1060 Hz |

브레이크 시스템에서 불안정한 모드가 존재하면, 브레이크 스컬의 발생 가능성이 높다.

이 논문에서는 FEM을 통하여 브레이크 시스템의 해석을 진행하였으며, 각 부품의 모달 해석을 하기 위해 Lanczos법을 사용하였다. 각 부품의 시뮬레이션 결과와 실험결과의 고유진동수를 비교하여 각 부품의 모델을 검증하였다. Table 1은 각 부품의 모드 실험 결과와 모드해석 시뮬레이션 결과를 나타낸 것이다.

브레이크 시스템 모델은 브레이크 디스크와 캘리어가 볼트로 체결되어 있다. 패드와 캘리어의 접촉은 해당 접촉강성에 해당되는 스프링 요소를 통해 완성하였다. 다른 한쪽 패드 또한 스프링 요소를 통해 캘리어 내에 있는 피스톤과 연결하였다. 패드-캘리어의 접촉은 접촉면과 수직방향으로 제한하였다.

Table 2 Contact stiffness of component

| Component | Contact stiffness(N/m) |
|--------------------|---|
| Caliper - carrier | Rigid, slide (Y-direction free) |
| Pad - piston | 2.08×10^5 |
| Pad - carrier | 7.56×10^{-2} (Y-direction free) |
| Pad-caliper finger | 6.76×10^4 |
| Rotor pads | 1.5×10^{10} |

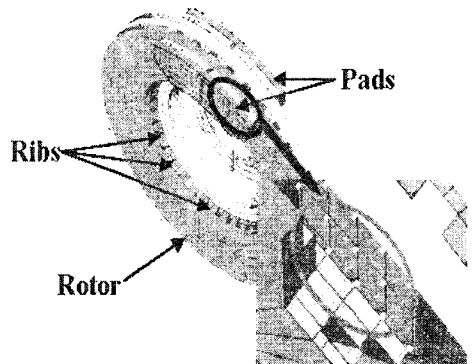


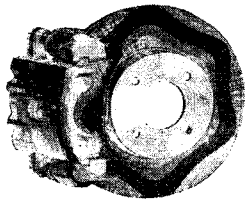
Fig. 2 Constraint of the rotor & pads section

캘리어는 차체에 있는 상태의 캘리어를 고려하기 위하여 미끄러짐을 구현할 수 있는 핀(pin)을 통해 캐리어와 접촉되도록 모델링하였다. 패드와 로터의 접촉은 패드에서 브레이크 디스크를 일반적으로 사용되는 수직 스프링 요소로써 모델링하였다. 모든 요소들은 로터와 패드가 접촉되는 부분에서, 복소고유치 해석에 대한 마찰조건에 해당되는 요소를 부여할 수 있도록 하였다.

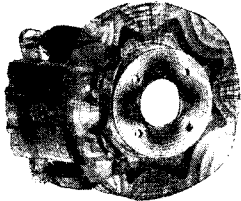
3. 복소고유치 해석결과

Fig. 3은 FEM을 이용한 디스크 브레이크 시스템의 복소고유치해석 결과이다. 여기서 4774, 9243, 14413 Hz는 로터의 면외방향에 대한 불안정 주파수 특성이다.

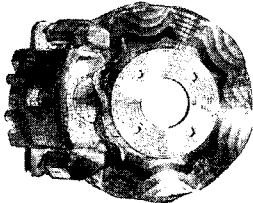
이 해석 결과는 Fig. 4에서 나타난 브레이크 다이내믹 실험을 통한 스컬 주파수와 일치한다. Table 3은 해석 결과와 실험 결과에서의 불안정한 진동 모드와 스컬 주파수를 비교하여 정리한 것이다. 마찰력과 같은 비보존력에 의해 각 모드들이 서로 연성



(a) 4774 Hz



(b) 9243 Hz



(c) 14413 Hz

Fig.3 Unstable out-of-plane mode shape

Table 3 Comparison of experimental and FEM

| Experiment-al squeal frequencies(Hz) | Squeal frequencies using FEM(Hz) |
|--------------------------------------|----------------------------------|
| 4750 | 4774 |
| 9550 | 9243 |
| 14250 | 14113 |

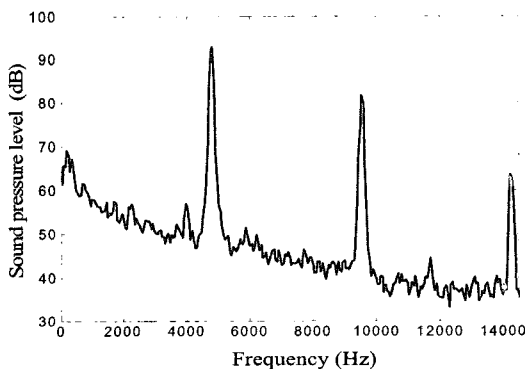


Fig. 4 Dynamometer test results(SPL) on front brake

되어 복소 모드가 나타날 때 그 모드는 디스크 브레이크 시스템의 불안정한 거동을 야기할 수 있다. 이러한 모드 연성은 페드-로터의 접촉조건에서 각 단품의 고유진동수와 관계가 있다.

특히 Fig. 3에서 보는 바와 같이 대부분 디스크 로터의 진동모드와 밀접한 관계가 있다. 그러므로 브레이크 로터의 형상 변경을 통한 불안정한 모드의 진동 변위를 억제한다면 스켈의 발생가능성을 줄일 수 있을 것이라고 판단된다.

4. 크리깅을 이용한 브레이크 로터의 형상 최적화⁽⁵⁾

4.1 브레이크 로터의 파라미터 해석

이 논문에서는 브레이크 스켈에 큰 영향을 미치는 인자들을 선택하기 위하여 로터의 형상 변경에 따른

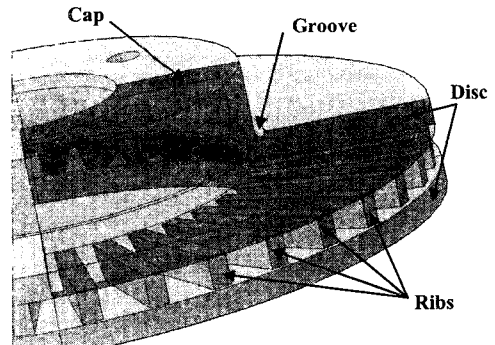


Fig. 5 Variation of rotor shape

Table 4 Variation case of rotor shape

| Variation of case | Variation of shape | Variation of degree |
|-------------------|--------------------|---------------------|
| Rib angle | | 0°, 8°, 16° |
| Rib thickness | | 4 mm, 6 mm, 8 mm |
| Disc thickness | | 7 mm, 8 mm, 9 mm |
| Groove depth | | 0 mm, 1.5 mm, 3 mm |
| Cap thickness | | 7 mm, 8 mm, 9 mm |

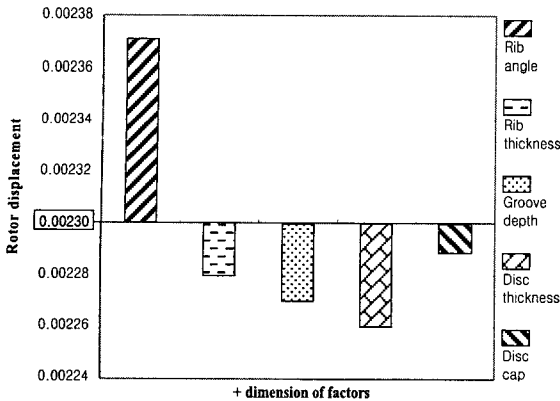


Fig. 6 Variation in displacement according to rotor dimension of factors

복소고유치 해석을 진행하였다. Table 4와 같이 형상을 변경하였다.

Fig. 6은 각 인자의 치수를 증가시킨 모델링을 통하여 브레이크 로터의 진동 변위를 비교한 결과이다. 기준 로터의 진동 변위보다 리브의 각도변화를 제외한 나머지 인자는 상대적으로 줄어든 것을 볼 수 있다.

그 중 디스크의 두께를 증가시킨 경우의 진동변위가 가장 크게 줄어든 것으로 나타났다. 리브의 각도를 크게 한 로터형상에 대한 진동변위는 기준 보다 더 크게 나타났다. 여기서 시뮬레이션을 통하여 진동변위의 증감에 따른 스킵의 성능 향상유무를 파악하였다. 리브의 각도, Cap부의 두께는 줄어들수록 브레이크 스킵에 유리하고, 디스크의 두께와 리브의 두께가 클 수록, 디스크와 Cap부 사이의 홈이 깊을 수록 스킵에 유리한 것으로 나타났다.

4.2 실험계획법을 이용한 최적 파라미터 추출

앞서 파라미터 해석을 수행하였던 결과에 따라 그 중 제일 영향이 크게 작용한 4가지 인자를 채택하였다.

Table 5에서 보는 바와 같이 설계변수는 4개, 수준수는 3개이므로 실험계획법에 근거한 실험을 설계하였다. 직교배열표에서 얻어지는 특성치는 디스크 로터의 복소고유치해석에서 얻어지는 디스크 로터의 복소고유치의 양의 실수부의 크기로 나타내었다. 이 논문에서는 로터의 형상최적화를 위해 $L_9(3^4)$ 직교배열표를 이용하였다. Table 6은 $L_9(3^4)$ 직교배열표를 나타내고 있다.

디스크 로터의 복소고유치 해석의 경우, 재료의

Table 5 Control factors for experimental design

| Level | A | B | C | D |
|-------|----------------|-----------|--------------|---------------|
| | Disc thickness | Rib angle | Groove depth | Rib thickness |
| -1 | 7 mm | 0° | 0 mm | 4 mm |
| 0 | 8 mm | 8° | 1.5 mm | 6 mm |
| 1 | 9 mm | 16° | 3 mm | 8 mm |

Table 6 $L_9(3^4)$ Orthogonal array

| No. | A | B | C | D |
|-----|----|----|----|----|
| 1 | -1 | -1 | -1 | -1 |
| 2 | -1 | 0 | 0 | 0 |
| 3 | -1 | 1 | 1 | 1 |
| 4 | 0 | -1 | 0 | 1 |
| 5 | 0 | 0 | 1 | -1 |
| 6 | 0 | 1 | -1 | 0 |
| 7 | 1 | -1 | 1 | 0 |
| 8 | 1 | 0 | -1 | 1 |
| 9 | 1 | 1 | 0 | -1 |

물성치를 변경한 시뮬레이션 결과는 불안정 요소라 할 수 있는 전 주파수대에 모든 양의 실수부가 동일한 방향으로 변화하는 반면에, 형상변경을 통한 특성치는 양의 실수부의 증감이 주파수대에 따라 각각 다르게 나타나기 때문에 복소고유치 전체를 기준으로 고려하는 데에는 문제가 있다. 따라서 이 논문에서는 시스템의 스킵발생 주파수를 관심 주파수대역으로 선정하고 각각 해당 주파수대역에서 복소고유치의 양의 실수부를 특성치로 선정하였다.

4.3 크리깅 기법을 이용한 최적 파라미터 추출

전산실험(computer experiments)은 여러 가지 입력값(input)을 갖는 컴퓨터 코드들(computer codes)의 수행이다. 많은 컴퓨터 실험의 특징은 결과값(output)이 “결정적”이라는 것이다. 즉, 같은 입력값을 갖는 코드는 동일한 관측값을 제공하는 것이다. 전산 실험을 수행하는 데에 있어 계산적으로 비용이 많이 들며, 실험의 일반적인 목적은 데이터에 대한 결과값에 대하여 계산적으로 비용이 덜 드는 예측값을 적합시키는 것이다. 따라서, 전산실험에서의 실험 설계와 분석의 목적은 확률과정의 실현값으로서 결

정적 결과값을 모형화하는 것이며, 효율적인 예측을 위해(입력값을 선택하는) 실험설계를 위한 통계적 기반을 제공하는 것이다. 컴퓨터 실험에서 관측값은 입력값의 여러 가지 선택에 따라 그 모형을 수행함으로써 반응함수로서 생성된다. 즉, 주어진 입력 변수에 대하여 수치적으로 미분연산자를 이용하여 반응변수에 대한 예측값을 얻을 수 있다. Sacks 등(1989)은 크리깅 모델의 모형을 다음과 같은 선형모델(linear model)과 잔차(departure)의 합으로 표현하였다. 즉,

$$y(\mathbf{x}) = f(\mathbf{x}) + \delta(\mathbf{x}) \quad (5)$$

여기서 $y(\mathbf{x})$ 는 우리가 알고자 하는 함수이며, $f(\mathbf{x})$ 는 주어진 실험데이터를 이용해서 얻어낼 수 있는 전체 설계 영역에서의 x 의 선형함수이고 반응표면(response surface)모델에서의 다항함수(polynomial function)와 비슷한 형태를 가지며, 설계공간(design space)에서 전역적인 모델이다. $\delta(\mathbf{x})$ 는 평균이 0, 분산이 σ^2 , 공분산이 0이 아닌 정규분포를 따르며, 크리깅 모델이 각 데이터 점들을 보간할 수 있도록 국소적인 변동을 만들어 내는 부분으로 응답모델의 불확실성을 나타내준다. 이를 통해 n 개의 추출된 데이터 점을 적절하게 보간해 줄 수 있는 것이다. 식(5)에서 $\delta(\mathbf{x})$ 의 공분산(covariance) 행렬은,

$$Cov[z(\mathbf{x}^i), z(\mathbf{x}^j)] = \sigma^2 \mathbf{R}[R(\mathbf{x}^i, \mathbf{x}^j)], \quad i, j = 1, \dots, n_s \quad (6)$$

으로 표현될 수 있으며, 이때 \mathbf{R} 은 상관행렬(correlation matrix)이고, $R(\mathbf{x}^i, \mathbf{x}^j)$ 은 n 개의 추출된 데이터 점들 중 두 점 \mathbf{x}^i 와 \mathbf{x}^j 사이에서의 상관함수(correlation function)이다.

수학적 함수에서의 최적화를 적용할 때와 같이 최적의 상관계수를 결정하기 위해 유전자 알고리즘을 적용하였고 목적함수를 최대화하도록 하였다. 선택과정에서는 (-1, 1)에서의 난수를 발생시킨 후, 우수한 형질의 염색체를 그대로 유전시키고, 나머지는 확률적으로 선택하도록 하였다. 이를 통해 최적의 상관계수는 Table 7과 같은 결과를 얻었다. Table 7에서 결정된 상관 함수의 계수를 이용하여 크리깅 산출식을 이용하여 브레이크 로터에서의 최적수준을 산출하면 Table 8과 같다.

Table 7 Optimal correlation parameter

| | A | B | C | D |
|-----------------------|--------|--------|--------|--------|
| Correlation parameter | 0.0357 | 0.1353 | 0.0823 | 0.0428 |

Table 8 Optimal level of the brake rotor system

| | A | B | C | D |
|-------|---------|---------|--------|--------|
| Level | -0.9988 | -1.0000 | 0.0083 | 0.1876 |

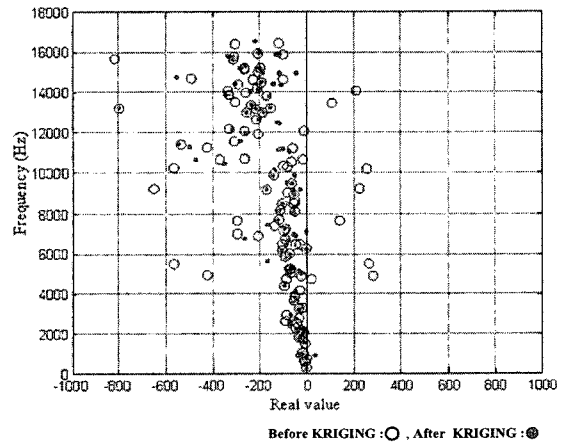


Fig. 10 Complex eigenvalues of the disk brake using Design optimization

4.4 최적화 확인 시뮬레이션

크리깅기법에 의해 얻어진 최적의 조합으로 모델링한 후 복소고유치 해석을 통하여 그 결과를 확인하여 보았다. Fig. 10에서 보는 바와 같이 9000 Hz, 14000 Hz 영역의 불안정성은 사라졌으며 900 Hz, 4000 Hz, 11100 Hz에서 불안정성이 발견되었으나 최적화 전의 복소고유치 해석의 해당 실수값 보다 현저히 줄어든 것을 확인할 수가 있었다. 따라서 로터 다이내모 실험을 통해 확인된 스컬 주파수인 4000 Hz, 9000 Hz, 14000 Hz의 불안정한 진동의 주파수 대역에서 FEM과 직교배열표 최적화 기법을 이용하여 스컬의 발생 가능성을 줄일 수 있었으며, 이로 인한 불안정한 스컬 발생 주파수를 저감시킬 수 있었다.

5. 결 론

디스크 브레이크의 스컬 저감을 위하여 유한요소

모델을 구성하였고, 복소고유치 해석이 수행되었다. 브레이크 모델의 검증을 하기 위하여 브레이크 다이 나모미터를 이용한 실험결과와 비교하여 타당성을 검토하였다. 또한 유한요소 모델을 통한 복소고유치 해석결과는 실험에 나타난 스켈발생 진동수를 포함하고 있었으며, 시뮬레이션상에서 스켈발생 주파수 영역의 모드형상을 확인한 결과 디스크 로터의 면의 변위의 영향이 매우 큰 것으로 나타났다. 이 논문에서는 브레이크 로터의 파라미터 해석을 통하여 인자를 결정하고, 특성함수를 정의하여 직교배열표와 크리깅기법을 이용함으로써 스켈을 저감할 수 있는 브레이크 로터의 형상의 치수 최적값을 제시하였다. 제시된 최적 모델의 복소고유치 해석을 통하여 최적값을 검증하였다.

참 고 문 헌

- (1) Mills, H. R., 1938, "Brake Squeak, Technical Report 9000 B", Institution of Automobile Engineers.
- (2) Lang, A. M. and Smales, H., 1993, "An Approach to the Solution of Disc Brake Vibration Problems, in: Braking of Road Vehicles. Automobile Division of the Institution of Mechanical Engineers", Mechanical Engineering Publications Limited, Suffolk, England, pp. 223~231.
- (3) North, M. R., 1972, "Disc Brake Squeal—a Theoretical Model", Technical Report 1972/5, Motor Industry Research Association, Warwickshire, England.
- (4) North, M. R., 1976, "Disc Brake Squeal, in: Braking of Road Vehicles, Automobile Division of the Institution of Mechanical Engineers", Mechanical Engineering Publications Limited, England, pp. 169~176.
- (5) Sim, H. J., Ryu, J. S., Jin, J. E., Cha, K. J. and Oh, J. E., 2005, "The Optimal Design for Noise Reduction of the Intake System in Automobile using DACE Model", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol, 15, No. 10, pp. 1123~1130.