

구분모드합성에 의한 드럼 브레이크 스컬 소음 해석 및 저감

Squeal Noise Analysis and Reduction of Drum Brake Using Component Mode Synthesis

김진호* · 배병주*** · 이시복† · 김태종**

Jin-Ho Kim, Byung-Ju Bae, Shi-Bok Lee and Tae-Jong Kim

(2004년 10월 15일 접수 : 2004년 12월 27일 심사완료)

Key Words : Drum Brake(드럼 브레이크), Squeal Noise(스컬 소음), Mode Model(모드 모델), Component Mode Synthesis(구분모드합성), Finite Element Method(유한요소법), Complex Eigen-value Analysis(복소수 고유치 해석)

ABSTRACT

Recent studies have dealt with brake squeal in terms of the coupled vibration of brake component parts. In this paper, we assemble the mode models derived from FE analysis of the individual components of the drum brake system into the system model by considering the friction interaction of the lining and drum at the interface. The validity of the component models are backed up by the experimental confirmation work. By scrutinizing the real parts of the complex eigen-values of the system, the unstable modes, which may be strong candidate sources of squeal noise, are identified. Mode participation factors are calculated to examine the modal coupling mechanism. The model predictions for the unstable frequencies pointed well the actual squeal noise frequencies measured through field test. Sensitivity analysis is also performed to identify parametric dependency trend of the unstable modes, which would indicate the direction for the squeal noise reduction design. Finally, reduction of the squeal noise tendency through shape modification is tried.

1. 서 론

다양한 차종, 특히, 트럭과 지게차와 같은 중장비 차량에 많이 사용되고 있는 드럼 브레이크는 기구학적 구조가 다른 디스크 브레이크와 마찬가지로 스컬 소음이 문제가 되는데, 이 스컬 소음은 0.5 kHz에서 15 kHz까지의 넓은 주파수 역에 분포한다.

일반적으로, 스컬 현상은 제동 말기의 저속에서 회

전체와 마찰재의 마찰력에 의한 에너지가 진동계에 유입되어 발생하는 동적 불안정 현상으로 인식되고 있다. 하지만 여러 가지 인자의 영향을 복합적으로 받기 때문에 아직까지 그 특성을 완전히 규명하는 일반 동역학 모델식은 아직 제시되지 못하고 있다. 다만 특정 구조에 대한 연구가 꾸준히 진행되어서, 일정한 성과를 거두고 있다.⁽¹⁾

드럼 브레이크 스컬 소음은 드럼과 라이닝의 마찰에 의해 드럼과 슈가 연성되어 발생하는 자려 진동 현상의 일종으로 알려져 있다. 이 개념에 기초하여 Miller,⁽²⁾ Okamura과 Nishiwaki,⁽³⁾ Chen과 Guan,⁽⁴⁾ Hulten,⁽⁵⁾ J. M. Lee,⁽⁶⁾ B. J. Ryu⁽⁷⁾ 등은 드럼과 슈를 단순화된 형상을 갖는 모델로 가정하여 드럼 브레이크를 구성하고 이의 안정성 해석을 통해 스컬 현상을 규명하고자 하였다. 이 이론 모델들은 스컬발생

† 책임저자: 정희원, 부산대학교 기계공학부

E-mail : sblee@pusan.ac.kr

Tel : (051) 510-2315, Fax : (051) 514-7640

* 부산대학교 대학원 기계설계공학과

** 정희원, 부산대학교 기계공학부

*** 정희원, 부산대학교 대학원 기계설계공학과

기구의 이해와 저감 방안 연구를 위한 기초 모델로서 유용하지만, 드럼과 슈의 복잡한 동적 구조를 크게 단순화하기 때문에 정확성이 부족하고, 실제 적용에 어려움이 따른다.

한편 최근에는 유한요소법을 이용하여 스컬 특성을 규명하고자 하는 노력이 이루어지고 있다.⁽⁸⁻¹¹⁾

이들은 브레이크계 전체의 질량과 강성행렬로 공간 모델을 구성하고 고유값 해석을 통해 안정성을 조사하고, 실험 검증을 통해 만족할만한 성과를 보여 주고 있다.

그러나 이 접근방법은 많은 계산 시간을 필요로 하고 드럼과 슈의 연성에 의한 스컬 메커니즘을 이해 하는데 부족한 점이 있어서, 민감도 해석등을 통한 체계적인 스컬 억제 구조 변경 연구를 하는데 효율적이지 못하다.

이 연구에서는 지게차 드럼 브레이크에 구분모드합성법(component mode synthesis, CMS)^(12,13)을 적용해서 자유도를 대폭 축소시킨 동역학 모델을 구축하고, 이 모델을 가지고 동적 안정성 해석을 통해 스컬 소음 특성을 규명하며, 스컬 억제를 위한 설계 방향을 아울러 제시하고자 한다.

먼저 드럼과 슈-라이닝 요소를 각각 유한요소해석을 통해 모드 모델을 구하고, 이것을 실제 실험 데이터에 근거하여 정확성을 개선한다. 이렇게 구해진 드럼과 슈-라이닝의 구분 모델을 드럼과 라이닝 경계부의 마찰 특성과 탄성 특성을 이용하여 합성해서 브레이크계의 전체 모델을 수립한다. 브레이크계의 슈를 고정시키는 피스톤과 조절기는 스프링 요소로 근사 시켰고, 기타 감쇠 효과는 무시하였다. 또한, 라이닝의 마찰계수는 일정하며, 드럼은 일정 속도로 시계 방향으로 회전한다고 가정하였다. 이렇게 합성된 전체 시스템모델의 고유값 해석을 통해 불안정한 스컬 발생 주파수를 추정하고 실험으로 측정된 스컬 주파수와 비교하여 모델의 정확성을 확인하였다.

마지막으로 스컬 억제를 위한 민감도 해석을 수행하고, 형상 변경을 통해 스컬 소음 억제에 유리한 구조를 제시하였다.

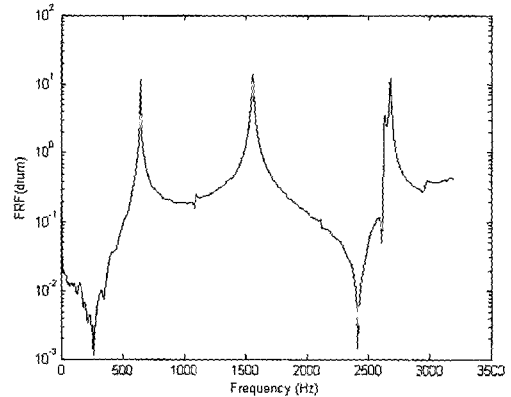
2. 드럼 브레이크 모델

2.1 드럼 및 슈-라이닝의 동특성 해석

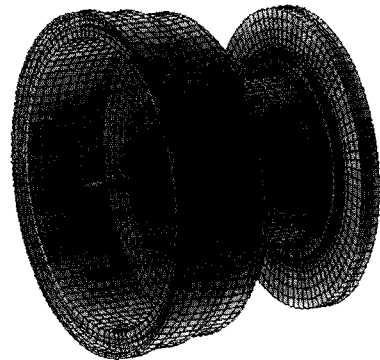
드럼과 슈-라이닝에 대해서 8절점 입체 요소를 사

용한 유한요소해석과 실험을 수행하였다. 자유-자유 경계조건에 대한 드럼 및 슈-라이닝의 해석 결과를 Fig. 1, 2와 Table 1, 2에 보여준다.

실제 브레이크 구조에서 슈-라이닝은 피스톤 및 조절기와 연결되어 있다. 이들을 스프링 요소 경계조건으로 근사 시킨 결과는 Fig. 3 그리고 Table 3과 같다.



(a) FRF from modal test



(b) Finite element model

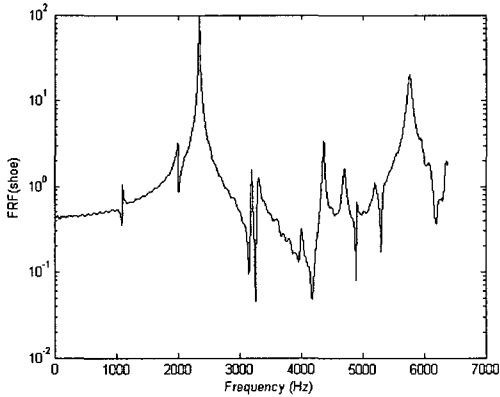
Fig. 1 Models of drum with free-free B.C

Table 1 Modal results of the drum with free-free B.C

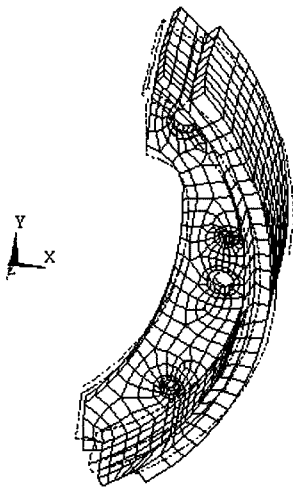
Mode	Exp. (Hz)	FEM (Hz)	Error (%)
1,2	648	651	+0.5
3,4	1050	1108	+5.5
5	1357	1356	-0.1
6,7	1560	1508	-3.3
8,9	2110	2097	-0.6
10	2124	2150	+1.2
11,12	2390	2520	+5.4
13,14	2480	2595	+4.6

2.2 모드 모델에 의한 구분모드합성

앞에서 구한 드럼과 슈-라이닝의 모드 모델을 구분 모드합성법을 이용하여 드럼 브레이크계의 전체 모델을 구하는 과정은 Fig. 4과 같다.



(a) FRF from modal test



(b) Finite Element model

Fig. 2 Models of Shoe-lining with free-free B.C

Table 2 Modal results of the shoe-lining with free-free B.C

Mode	Exp. (Hz)	FEM (Hz)	Error (%)
1	1112	1069	-3.9
2	2010	1891	-5.9
3	2350	2345	-0.2
4	3155	3101	-1.7
5	3845	3795	-1.3
6	4173	4393	+5
7	4250	4428	+4
8	5084	5296	+7

제동 중에 드럼 브레이크계는 슈에 부착된 라이닝이 제동력에 의해 드럼에 밀착되어 접촉상태에 있게 되는데, 이 때 드럼과 라이닝 사이를 접촉 마찰강성

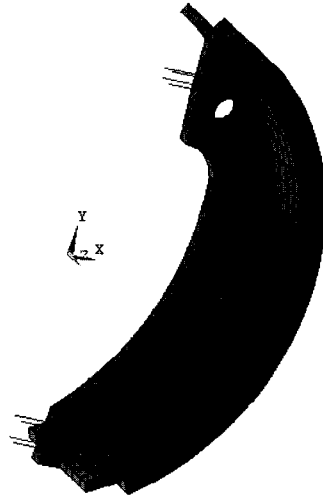


Fig. 3 FEM Model of shoe-lining with clamped-clamped B.C

Table 3 Modal results of the shoe-lining with clamped-clamped B.C

Mode	Natural frequency(Hz)
1	0
2	0
3	0.0004
4	290
5	1176
6	1363
7	1952
8	2469
9	3127

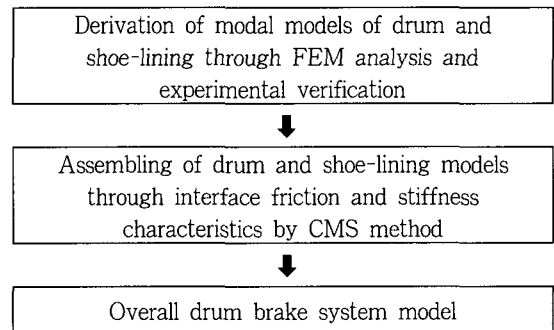


Fig. 4 CMS procedure of drum brake system model

(friction stiffness) k 로 Fig.5와 같이 모델 한다. 이 접촉 상태는 제동 종료시 까지 유지되는 것으로 가정한다. k_1 , k_2 는 피스톤 및 조절기의 강성을 나타낸다. Fig. 6은 드럼과 라이닝 사이의 접촉 요소를 나타내고, 힘 평형 조건으로부터 한 쌍의 절점에 작용하는 접촉강성행렬, $[K]$ 는 다음 식을 만족한다.

$$F_i = [K]n_i \quad (1)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k & 0 & -k & 0 \\ -\mu k & 0 & \mu k & 0 \\ -k & 0 & k & 0 \\ \mu k & 0 & -\mu k & 0 \end{bmatrix} \quad (2)$$

여기서, $\{f_i\} = \{f_1, f_2, f_3, f_4\}^T$ 는 힘 벡터, $\{n_i\} = \{n_1, n_2, n_3, n_4\}^T$ 는 변위 벡터, μ 는 마찰계수를 나타낸다.

드럼의 유한요소 모델 운동방정식은 다음과 같이 표현된다.

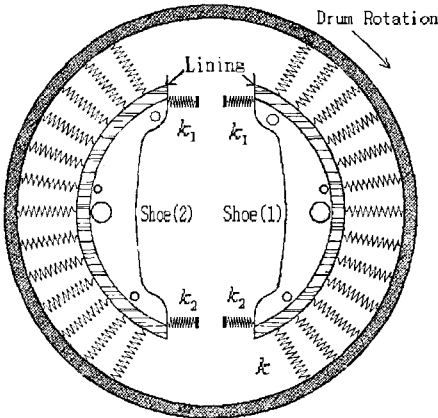


Fig. 5 Drum-shoe connected by spring

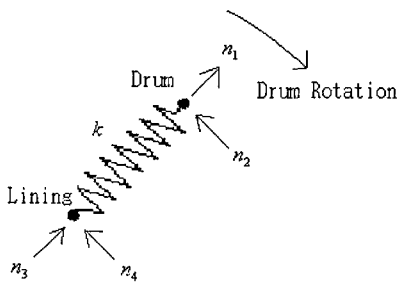


Fig. 6 Contact element between a drum node and a lining node

$$[M_d]_{N_d \times N_d} \{\ddot{x}_d\}_{N_d \times 1} + [K_d]_{N_d \times N_d} \{x_d\}_{N_d \times 1} = \{f_d\}_{N_d \times 1} \quad (3)$$

여기서, 하첨자 d 는 드럼을 가리킨다. N_d 는 드럼의 자유도 수를 나타내며, f_d 는 드럼에 작용하는 외력으로 라이닝과의 접촉 절점을 제외하고는 0이다.

모드 좌표계로의 좌표 변환을 고려하면,

$$\{x\}_{N_d \times 1} = [\Phi]_{N_d \times m_d} \{q\}_{m_d \times 1} \quad (4)$$

식 (3)을 다음과 같이 모드 좌표 방정식으로 바꾸어 쓸 수 있다.

$$[I]_{m_d \times m_d} \{\ddot{q}_d\}_{m_d \times 1} + [\omega_d^2] \{q_d\}_{m_d \times 1} = [\Phi_d]_{m_d \times n_d}^T \{f_d\}_{n_d \times 1} \quad (5)$$

여기서, 하첨자 m_d 는 드럼에서 고려된 모드 수이고, n_d 는 라이닝과 접촉하는 절점 수를 나타낸다. 같은 절차를 통해, 슈-라이닝의 모드 모델을 구해서 하첨자 S 로 표현하면 다음과 같다.

$$[I]_{m_s \times m_s} \{\ddot{q}_s\}_{m_s \times 1} + [\omega_s^2] \{q_s\}_{m_s \times 1} = [\Phi_s]_{m_s \times n_s}^T \{f_s\}_{n_s \times 1} \quad (6)$$

이제, 식 (5)와 식 (6)을 결합해서, 전체 드럼 브레이크계의 운동방정식을 얻는다.

$$\begin{bmatrix} I & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{q}_d \\ \ddot{q}_s \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \omega_d^2 & 0 \\ 0 & \omega_s^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_d \\ q_s \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi_d^T & 0 \\ 0 & \Phi_s^T \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} f_d \\ f_s \end{Bmatrix} \quad (7)$$

여기서, 외력 항은 접촉강성 $[K]$ 에 의해서 다음과 같이 발생한다.

$$\begin{Bmatrix} f_d \\ f_s \end{Bmatrix} = [K] \begin{Bmatrix} x_d \\ x_s \end{Bmatrix} = [K] \begin{bmatrix} \Phi_d & 0 \\ 0 & \Phi_s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_d \\ q_s \end{Bmatrix} \quad (8)$$

식 (8)을 식 (7)에 대입해서 전체 운동방정식을 구한다.

$$\begin{bmatrix} I & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{q}_d \\ \ddot{q}_s \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \omega_d^2 & 0 \\ 0 & \omega_s^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_d \\ q_s \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} \Phi_d^T & 0 \\ 0 & \Phi_s^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Phi_d & 0 \\ 0 & \Phi_s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_d \\ q_s \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (9)$$

3. 드럼 브레이크계의 안정성 해석

3.1 스켈 소음 측정

Fig. 7는 실제 브레이크 제동 시 측정된 스켈 소음 스펙트럼을 보여준다. 820, 1650, 2480, 2620, 3300 Hz 부근에서 스켈 주파수가 관찰되며, 특히, 821 Hz, 1650 Hz에서 소음레벨이 크다. 저주파수역에서 관찰되는 높은 소음은 엔진 등 환경에 의한 소음이다.

3.2 안정성 해석

식 (9)의 복소 고유값 해석을 통해서 브레이크계의 동적 안정성을 검토한다. 계의 고유값들 가운데 하나라도 실수 부가 양이 되면, 계가 불안정하게 된다. 일반적으로 식 (9)의 $[K]$ 는 마찰특성에 의해 비대칭행렬이 되고, 이러한 비대칭행렬은 양의 실수 부를 유발하기 쉬워서 스켈 소음의 원인이 된다.

Table 3에 주어진 파라미터를 사용해서 해석된 고유값의 실수부 분포를 Fig. 8에 보여준다. 양의 실수

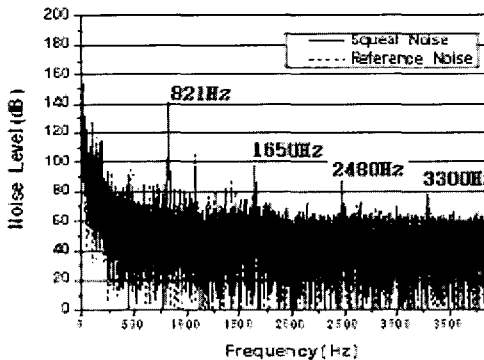


Fig. 7 Measured squeal noise spectrum

Table 3 Brake system parameter values

	Parameters	Value (SI unit)
Drum	E	120×10^9
	ρ	7200
Shoe	E	210×10^9
	ρ	7200
Lining	E	4×10^9
	ρ	2000
Contact stiffness	k_1	1×10^8
	k_2	6×10^8
	k	4.5×10^5
	μ	0.434

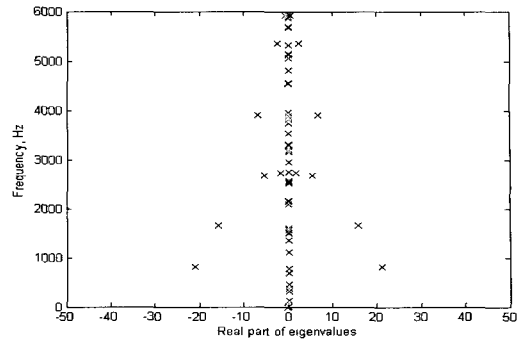


Fig. 8 Locations of the real parts of the eigenvalues

Table 4 Characteristic frequencies(Hz) of squeal and eigen-values with positive real part

Mode	실험	해석	오차(%)
1	821	821	0
2	1650	1664	0.8
3	2480	2669	7.6
4	—	2721	—
5	3300	3531	7
6	—	5351	—

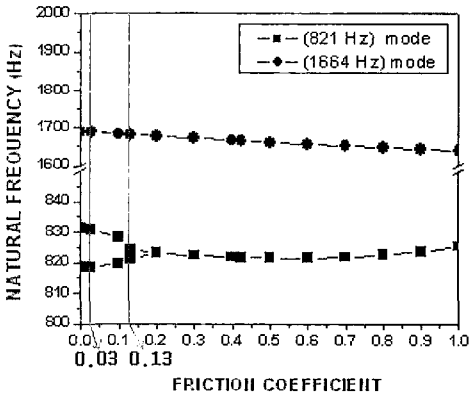
Table 5 Modal participation relevant to squeal noise

Squeal freq. (Hz)	Component	MP (%)	Mode number	MP (%)
821	Drum	60	2	73
			1	27
	Shoe	40	Shoe(1): 3	6
			Shoe(1): 4	40
			Shoe(2): 3	7
			Shoe(2): 4	38
Others	9			
1664	Drum	53	6	54
			7	46
	Shoe	47	Shoe(1): 5	12
			Shoe(1): 6	28
			Shoe(2): 5	43
			Shoe(2): 6	11
Others	6			
2669	Drum	86	14	53
			13	41
			Others	6
	Shoe	14	Shoe(1): 8	90
			Shoe(2): 8	6
			Others	4

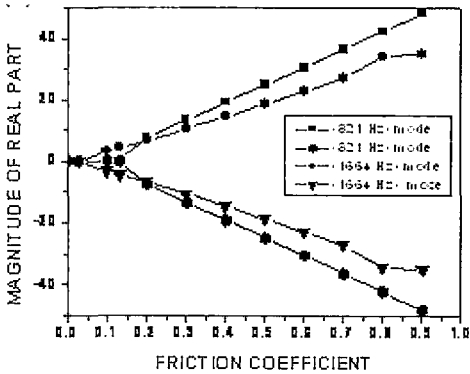
부가 존재하는 모드를 Table 4에 실험으로 확인된 스켈 주파수와 비교해 놓았다.

양의 실수부를 갖는 주파수는 821, 1664, 2669, 2721, 3531, 5351 Hz이며, 실험으로 측정된 스켈 주파수와 비교적 잘 일치하고 있다. 여기서 스켈 소음 발생을 주도하는 부품 모드를 파악하기 위해서 각 스켈 주파수에서 부품 모드의 모드참여 계수를 조사했다. Table 5에 그 결과를 보여준다.

821 Hz의 스켈은 드럼 플랜지부의 1, 2번째 굽힘 모드와 슈의 3, 4번째 모드의 합성으로 발생한다. 1664 Hz의 경우, 드럼의 6, 7번째 굽힘 모드와 슈 5, 6번째 모드, 2669 Hz의 경우, 13, 14번째 드럼 모드와 슈 8번째 모드가 관계된다. 이를 종합해 보면 스켈은 라이닝과 접촉하는 드럼 플랜지부의 모드 (1,2,6,7,13,14)와 많이 관련됨을 알 수 있다.



(a) Natural frequency



(b) Real part

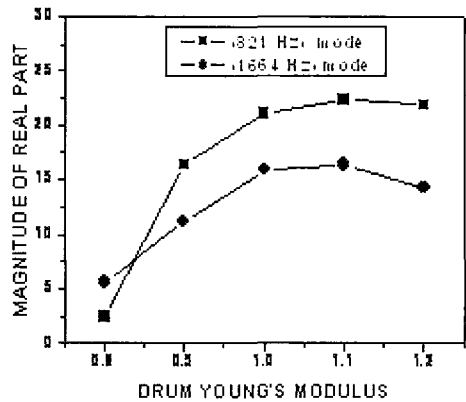
Fig. 9 Eigen-value variation of 821 Hz and 1664 Hz modes according to friction coefficient value

4. 스켈 소음 억제 방안

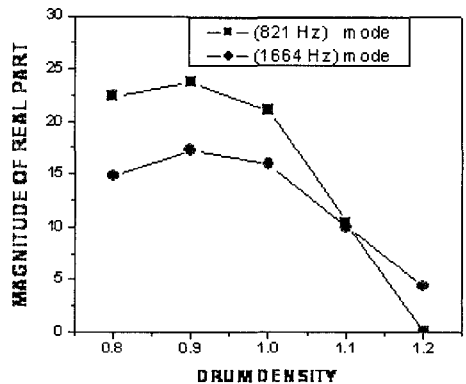
4.1 민감도 해석

앞에서 스켈 소음이 구조의 불안정 모드에 의한 것임을 확인했다. 불안정 모드를 안정화하는 방향으로 구조를 개선하면 스켈 소음 억제 효과를 기대 할 수 있을 것이다. 여기서 불안정모드를 지배하는 구조 파라미터를 찾아내기 위해 주요 파라미터에 대한 민감도 해석을 수행하였다. 소음 레벨이 비교적 큰 821 Hz, 1664 Hz의 두 스켈 주파수와 관련된 모드를 대상으로 하였다.

Fig. 9에 드럼과 라이닝의 접촉 마찰계수, 의 크기에 따라 고유진동수와 고유값의 실수부가 변하는 것을 보여준다. 마찰계수 증가에 따라 인접한 두 고유진동수가 일치하고 실수부의 양의 값이 커지는 것을



(a) Drum Young's modulus



(b) Drum density

Fig. 10 Squeal aptness vs. drum material property

확인할 수 있다. 마찰계수 0.03, 0.13에서 각각 두 모드와 관련된 고유진동수의 일치가 일어나는 것을 볼 수 있다. 본 연구 실험에 사용된 지게차 라이닝의 마찰계수는 0.434이다. 이 마찰계수 값은 위의 해석 결과에 비추어 스켈 소음을 유발하게 된다.

Fig. 10은 드럼의 탄성계수 및 밀도 변화에 따른 고유값의 양의 실수부 변화를 나타낸다.

탄성계수가 감소하면 821 Hz 모드와 1664 Hz 모드의 실수부 값이 감소가 두드러진다. 반대로, 밀도는 증가할수록 양의 실수부 값이 크게 감소한다.

Fig. 11은 슈의 탄성계수 및 밀도 변화에 따른 결과를 나타낸다. 탄성계수 변화는 821 Hz의 스켈 모드에는 영향이 적으며, 1664 Hz에 경우 탄성계수가 증가할수록 스켈에 유리하다. 밀도 변화는 두 스켈 주파수에 대해 감소할수록 스켈에 유리하게 된다.

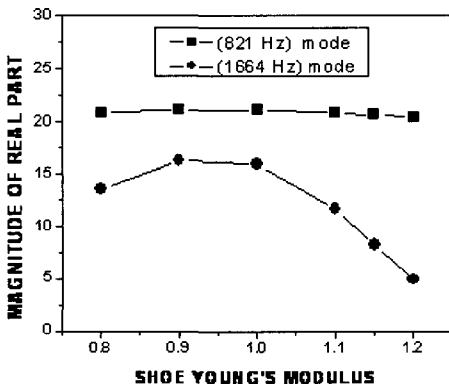
Fig. 12은 라이닝의 탄성계수 및 밀도 변화에 따른 결과를 나타낸다. 라이닝의 경우, 탄성계수 및 밀도

변화에 대해 대체로 둔감하다.

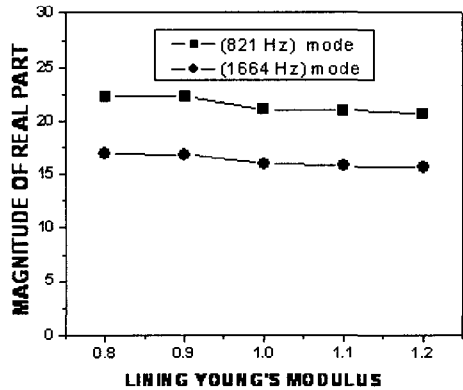
4.2 형상변경에 의한 스켈 억제 방안

앞에서 수행한 민감도 해석 결과를 바탕으로 현재의 브레이크 규격 및 성능에 비교적 영향이 적고, 보다 경제적인 수 있는 드럼과 슈의 형상 변경을 시도하였다.

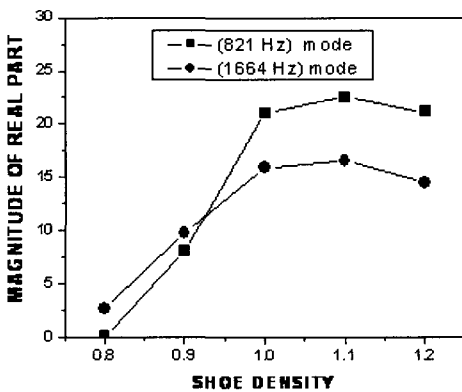
Fig. 13(a)는 드럼과 슈-라이닝의 형상 변경 부분이다. 드럼은 플랜지부의 두께, 슈는 웨브부의 두께 변경을 시도했다. Fig. 13(b)는 현재 드럼 두께를 기준으로 $-25\%(-5\text{ mm})\sim 25\%(5\text{ mm})$ 의 범위에서 두께를 변경할 경우 고유값의 실수부가 변화하는 것을 보여주고, (c)는 슈의 웨브 두께를 변경하는 경우를 보여준다. 드럼의 경우, 두께를 키울 경우에 전반적으로 스켈 모드의 실수 값이 감소하지만, 무게와 경제성을 고려하면 2mm 정도 두께를 줄이는 것이 좋을 것으로 판단된다. 슈의 경우도 웨브의 두께를



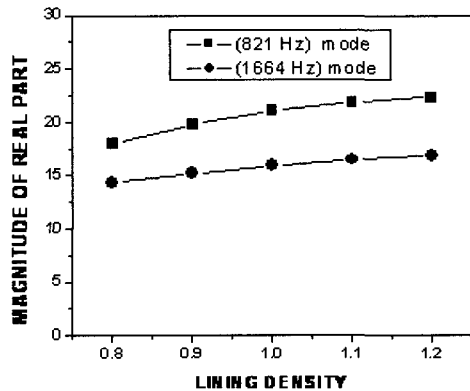
(a) Shoe Young's modulus



(a) Lining Young's modulus



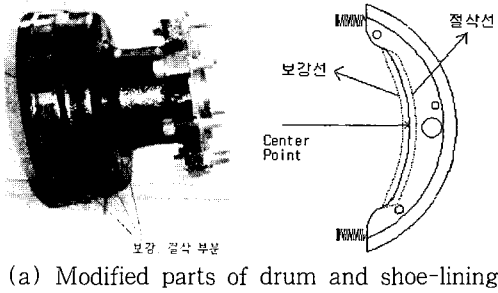
(b) Shoe density



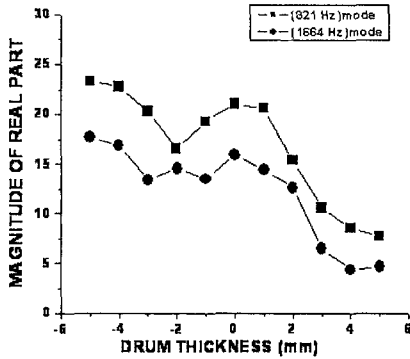
(b) Lining density

Fig. 11 Squeal aptness vs. shoe material property

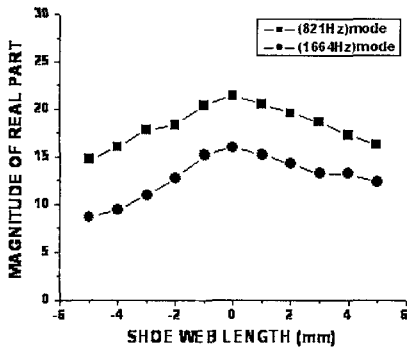
Fig. 12 Squeal aptness vs. lining material property



(a) Modified parts of drum and shoe-lining



(b) Drum modification



(c) Shoe modification

Fig. 13 Squeal aptness variation according to the modification of the component structure

줄이는 것이 효과적일 것으로 보인다.

Fig. 14는 드럼의 두께를 10%(2mm) 줄일 경우에, 슈의 웨브 두께 변경에 따른 고유값의 실수부 변화를 나타낸다. 슈의 웨브 두께가 20%(4mm) 감소할 때, 두 스켈 모드 억제에 가장 효과적일 것을 볼 수 있다.

Fig. 15는 기존 브레이크 구조의 고유값 실수부 값과 앞서 제시된 변경 구조에 대한 값을 비교한 것이다. 821 Hz 모드의 경우, 21.05에서 13.45로 36% 감소되었으며, 1664 Hz 모드는 15.89에서 5.04로 68% 감소됨을 예측할 수 있다.

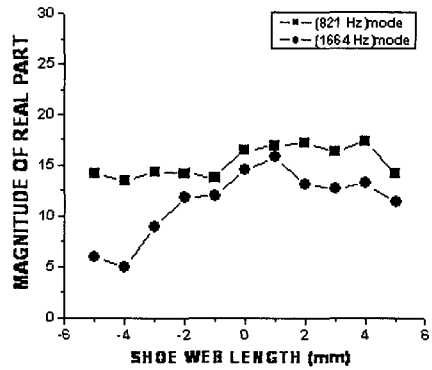


Fig. 14 Squeal aptness with the simultaneous modification of drum and shoe thickness

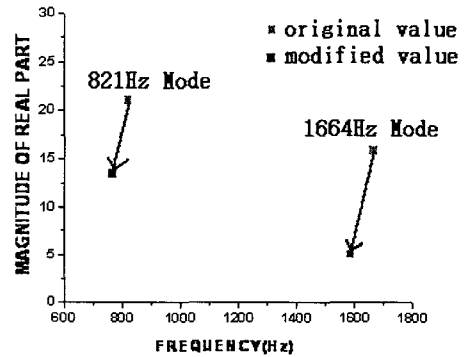


Fig. 15 Squeal aptness reduction by shape modification

5. 결론

이 연구에서는 구분 모드합성법을 이용해서 복잡한 드럼 브레이크계의 스켈 현상을 효율적으로 해석할 수 있는 저자유도 동역학 모델을 구축하고, 스켈 발생 특성을 규명했으며, 스켈 발생 억제 방안을 제시했다. 먼저 복소 고유값 해석을 통해 시스템 고유모드의 안정성을 분석하고 측정된 스켈 소음 주파수와 비교해서 스켈이 몇 개의 시스템 불안정 모드와 관련이 있음을 확인했다. 또한 모드참여계수 분석을 시행해서 라이닝과 접촉하는 드럼 플랜지부의 모드가 스켈과 관련이 큰 것을 확인했다. 다음으로 구조 파라미터의 민감도 해석과 형상변경 시뮬레이션을 통해서 드럼과 슈 웨브의 두께를 기존 값 보다 각각 2mm와 4mm 감소시키는 것이 스켈 억제에 효과가 있을 것으로 판단한다.

일반적으로 라이닝의 마찰 계수는 일정하지 않으

며, 제동 감속도, 압력, 온도 등 다양한 인자에 영향을 받는다. 추후, 이러한 인자가 고려된 향상된 모델에 대한 연구가 필요하며, 구분 모드 합성법에 의한 접근이 유용할 것으로 생각한다.

참고 문헌

- (1) Antti Papinniemi, Joseph C.S. Lai, Jiye Zhao, 2002, "Brake Squeal : A Literature Review," Applied Acoustics, Vol. 63, pp. 391~400.
- (2) Miller, N., 1976, "A Theory of Drum Brake Squeal," Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 190, pp. 28~36.
- (3) Okamura and Nishiwaki, 1989, "A Study on Brake Noise," JSME International Journal, Vol. 32, No. 2, pp. 206~214.
- (4) Chen, S. and Guan, D., 1991, "Theoretical and Experimental Study on Drum Brake Squeal," SAE Paper 912497, pp. 371~375.
- (5) Hulten, J., 1995, "Some Drum Brake Squeal Mechanism," SAE Paper 951280, pp. 1281~1292.
- (6) Lee, J. M., Woo, S. W., Kim, J. H. and Ahn, C. G., 2001, "A Study on the Squeal of a Drum Brake Which has Shoes of Non-Uniform Cross-Section," Journal of Sound and Vibration, Vol. 240, No. 5, pp. 789~808.
- (7) 류봉조, 류시웅, 2001, "Dynamic Stability of a Drum Brake Shoe under a Frictional Force", 한국소음진동공학회논문집, 제 11 권, 제 6 호, pp. 216~222.
- (8) M. Watany, S. Abouel-Seoud, A. Saad and I Abdel-Gawad, 1999, "Brake Squeal Generation," SAE Paper 1999-01-1735, pp. 2730~2739.
- (9) Rajesh Sommy and Shan Shih, 2002, "Predicting Drum Brake Noise Using Finite Element Methods," SAE Paper 2002-01-3139, pp. 77~82.
- (10) Hamabe, T., Yamazaki, I., Yamada, K., Matsui, H., Nakagawa, S. and Kawamura, M., 1999, "Study of a Method for Reducing Drum Brake Squeal," SAE Paper 1999-01-0144, pp. 523~529.
- (11) Nack, W. V., 1999, "Brake Squeal Analysis by Finite Elements," SAE Paper 1999-01-1736 pp. 2740~2747
- (12) Kisa, M., Brandon, J., Topcu, M., 1998, "Free Vibration Analysis of Cracked Beams by a Combination of Finite Elements and Component Mode Synthesis Methods," Computers and Structures 67 (1998) 215~223
- (13) Aoyama, Yuji. and Yagawa, Genki., 2001, "Component Mode Synthesis for Large-scale Structural Eigenanalysis," Computers and Structures 79 (2001) 605~615.