

Brake Moan Noise 소거를 위한 Brake Pad 위상최적화의 GA적용

Topology Optimization of a Brake Pad to Avoid the Brake Moan Noise Using Genetic Algorithm

한상훈*, 윤덕현*, 이종수**, 유정훈**
Sanghoon Han, Deokhyun Yoon, Jongsoo Lee, Jeonghoon Yoo

ABSTRACT

Brake Moan is a loud and strong noise occurring at any vehicle speed over 2 mph as a low frequency in below 600Hz. In this study, we targeted to shift the unstable mode that causes the brake moan from the moan frequency range to sufficiently higher frequency range to avoid the moan phenomenon. We simulated the finite element model and found out the nodes in which the brake moan occurs the most and we regarded the boundary and its relationship between the brake pad and the rotor as a spring coefficient k . With the binary set of the spring coefficient k , we finally used genetic algorithm (GA) to get the optimal topology of the brake pad and its shape to avoid the brake moan. The final result remarkably shows that genetic algorithm can be used in topology optimization procedures requiring complex eigenvalue problems.

주요기술용어 : Genetic algorithm(유전 알고리즘), Topology optimization(위상 최적화), Analysis of variance(분산분석), Brake moan(브레이크 모운), Complex eigenvalue analysis(복소수 고유치 해석)

1. 서론

자동차 기술의 눈부신 발전은 이제 단순한 기계적 성능 향상을 위한 연구 개발이 아닌 인간의 감성까지 고려한 설계를 요구하고 있다. 인간의 감성을 고려할 때 자동차의 제동 시에 발생하는 소음은 운전자가 가장 밀접하게 느끼는 불필요한 주행 소음 중 하나이다. 이러한 소음은 자동차의 제동 시 브레이크 패드와 로터 사이의 마찰에

의한 진동으로 발생 하며 다음의 3가지로 분류할 수 있다.¹⁾

1) Brake-Grunt 는 2mph 이하의 저속에서 낮은 주파수 범위로 발생하며, 2) Brake-Moan은 2mph 보다 높은 속도의 주파수 범위 200-600 Hz대에서, 그리고 3) Brake-Squeal은 고속에서 2,000-20,000Hz대의 주파수 범위로 발생한다. 대부분의 자동차 소음은 이들 중 Brake-Moan이나 Brake-Squeal에 해당하며 이 영역대의 소음을 줄이기 위한 연구가 다양하게 이루어지고 있다.^{2,3)} 본 연구에서는 Brake-Moan의 원인이 되는 200

* 회원, 연세대학교 대학원 기계공학과

** 회원, 연세대학교 기계공학부

-600Hz사이 에 있는 시스템의 불안정 모드(Unstable mode)의 주파수를 Brake-Moan의 주파수 대역보다 높은 1kHz 이상으로 변환시킴으로써 Brake-Moan 현상을 소거하고자 한다. 그 방법으로 로터와 마찰을 일으키는 브레이크 패드의 위상/형상을 변형시키는 설계 방법을 제시하고자 한다.

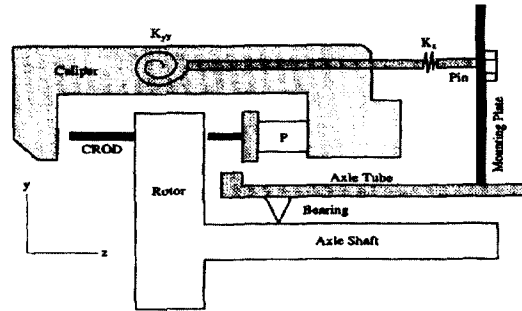
설계 방법으로는 최근 많은 분야에서 적용되고 있는 위상최적화(Topology Optimization)기법을 적용하였다. 최적화기법은 1960년대에 도입되었으며, 그 중 하나인 위상최적화 기법은 균질화법이 제시된 1988년부터 주목받기 시작하였다.⁴⁾ 위상최적화는 최적화과정에서 초기의 형상 설계가 없이도 적용시킬 수 있어 설계의 시작 단계에서 유용하게 쓰이고 있다. 또한 위상최적화 기법은 구조 분야에서 출발하여 정적인 문제, 고유치 문제, 진동 소음 문제 등 그 적용분야가 다양하며, 본 연구에서 다루게 되는 고유치 문제에서도 유용하게 활용될 수 있다.^{5,6)}

본 연구에서 다루는 브레이크 소음의 감소를 위한 패드 형상의 위상 변화는 접촉과 점탄성 효과를 고려해야 하는 비선형 문제로써 민감도의 계산을 요구하는 최적화 알고리즘을 적용하기에 어려움이 있다. 본 연구에서는 비선형 문제의 최적화에 적합한 유전 알고리즘(Genetic Algorithm, GA)을 적용한 위상 최적화의 효율성을 입증하고 복소수 진동모드 해석이 고려되는 설계 문제에 대한 위상최적화 기법의 적합성을 확인하는 것을 목표로 하였다.

2. 브레이크 시스템

2.1 브레이크 시스템의 원리

브레이크 시스템은 Fig. 1에서와 같이 회전하는 Rotor의 제동을 위해 CROD와 브레이크 패드에 유압으로 힘이 가해지면서 마찰에 의해 Rotor가 정지하게 되며¹⁾ 이러한 유압 브레이크 시스템은 자동차에 일반적으로 적용되고 있다. 본 연구에서는 유한요소해석(Finite Element Analysis,



- Caliper : Rigid
- Rotor : Rigid
- Mounting plate: Rigid
- Axle tube : Beams
- Axle shafts : Beams
- CROD K_x : Model of brake pad(Experimentally measure stiffness)
- K_{yy} : Torsion stiffness mounted caliper(Experimental)
- K_z : Friction stiffness pins(Experimental)

Fig. 1 Brake system

FEA)을 위해서 브레이크시스템을 간략화하여 힘이 가해지는 브레이크 패드와 로터를 중심으로 형상을 모델링하여 유한모델을 생성하였다.

2.2 브레이크 모델링

유한요소 모델의 해석을 위해서 이러한 해석에 폭넓게 사용되고 있는 상용프로그램인 MSC. NASTRAN을 사용하였고 브레이크 시스템에서 진동해석을 위해서 필요한 부분을 중심으로 모델을 간략화 하였다. 초기 브레이크 시스템의 모델은 Fig. 2와 같다. 브레이크 시스템 전체를 모델링한 이 모델은 총 26,000여개의 유한요소로

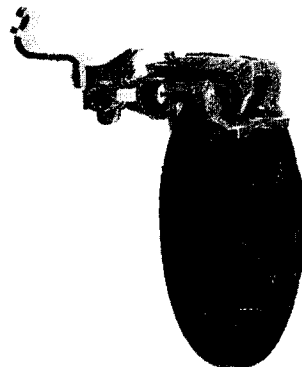


Fig. 2 Initial finite element model

이루어져 있으며, 35,000여개의 절점을 가지고 있다. 이러한 초기모델을 NASTRAN을 이용하여 진동해석을 수행할 경우, 해석시간이 866 MHz PC기준으로 9시간 정도 걸리므로, 해석시간을 줄일 수 있도록 해석을 위한 경계조건을 설정하여 간략하게 리모델링하는 것이 필요하다.

Fig. 3은 Fig. 2의 초기 모델을 간략화하여 5,000여개의 유한요소, 7,000여개의 절점들로 이루어진 유한 요소 모델을 보여주고 있다. 이 모델은 브레이크 시스템 중 해석결과에 큰 영향을 미치지 않는 브라켓, 볼트, 부상 등의 요소를 생략하고 그들과 연결되는 부분은 MASS로 처리함으로써 해석 시간을 2시간 정도로 단축하였다.

3. 유한요소 모델의 해석

3.1 초기 모델의 해석

본 연구에서는 MSC.NASTRAN을 이용하여 유한요소 모델의 해석을 수행하였으며 복소수

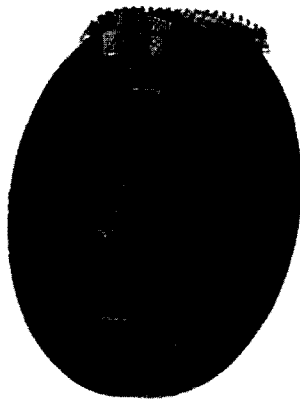


Fig. 3 Finite element model used for analysis

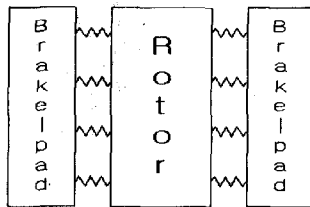


Fig. 4 Eigen-value case

고유치 문제(Complex Eigen-value)를 해석하기 위해서 SOL 107(The Hessenberg Method)을 사용하였다. 브레이크 패드와 로터 사이의 접촉력의 모델링은 Fig. 4에서 나타낸 바와 같이 유한 요소 모델에서 진동에 의한 마찰을 일으키는 브레이크 패드와 로터 사이의 노드점들을 모두 스프링 k로 연결하고 마찰특성을 DMIG 요소로 정의하여 해석을 수행하였다.^{1,2)}

Table 1은 Fig. 3에 나타낸 모델의 NASTRAN 해석 결과를 보여주고 있다. 감쇠계수(Damping Coefficient)가 음의 값을 가질 때 불안정 모드가 발생하며 이때의 모드 형상을 확인하여 Brake-Moan의 발생 주파수를 확인한다. 본 연구에서는 Brake-Moan의 원인이 되는 200-600Hz 대역의 불안정 모드의 주파수를 1kHz 이상의 고주파수대로 증가시켜 Brake-Moan을 소거하는 것이 목표이므로 유한요소 모델의 해석에서 나타난 불안정 모드인 8번 모드의 주파수 592Hz를 기준으로 이를 증가시키고자 하였다. 이 모드에서의 모드 형상은 Fig. 5와 같다.

3.2 NASTRAN 해석결과

본 연구에서의 위상 최적화는 두개의 포크(fork)에 의해 지지되는 바깥쪽 부분의 브레이크 패드를 대상으로 실시하였다. 초기모델에서 브레이크 패드의 위상최적화를 수행하기 위한 목적함수 F(x)를 선정하기 위하여 브레이크 패드를 Fig. 6와 같이 총 24개의 영역으로 나누어 이를

Table 1 Analysis result of the baseline model using NASTAN

COMPLEX EIGENVALUE SUMMARY						
ROOT NO.	EXTRACTION ORDER	EIGENVALUE		FREQUENCY	DAMPING	
		(REAL)	(IMAG)	(CYCLES)	COEFFICIENT	
1	2	-4.493984E-05	4.252632E-03	6.763354E-04	2.113482E-02	
2	1	-6.096536E-05	5.270782E-03	8.388710E-04	2.313333E-02	
3	3	-1.092498E+01	6.470639E+03	1.029834E+03	3.375784E-03	
4	4	1.603974E+02	7.161698E+03	1.139820E+03	-4.479311E-02	
5	5	-1.927396E+02	7.158179E+03	1.139260E+03	5.385156E-02	
6	6	-1.891512E+01	9.455368E+03	1.504869E+03	4.00927E-03	
7	7	-9.544571E+03	3.680402E+03	5.857541E+02	5.186701E+00	
8	8	-3.576238E+03	3.727222E+03	5.920311E+02	-1.780608E-01	
9	11	-3.154809E+01	1.698191E+04	2.702754E+03	3.715495E-03	
10	9	1.426908E+03	1.602540E+04	2.550522E+03	-1.780608E-01	

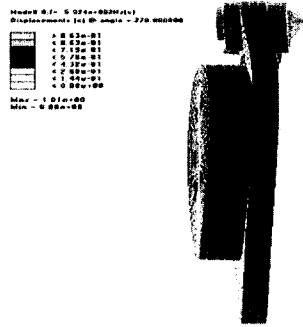


Fig. 5 Mode shape of the brake moan of the baseline model

k_{ij} 로 표시하고 이 값들을 해당 영역이 존재하는 경우를 1, 존재하지 않는 경우를 0으로 하여 해석 결과를 출력하였다.

Fig. 6에서 브레이크 패드에 연결된 스프링(k) 갯수는 총 107개이며 요소의 형상에 따라서 최소 4-6개의 스프링 개수를 포함하도록 세분화하였다. 이렇게 세분화한 브레이크 패드의 형상을 MSC.NASTRAN을 이용하여 고유진동해석을 하였으며 그 결과는 Table 2와 같다. 24개로 구성된

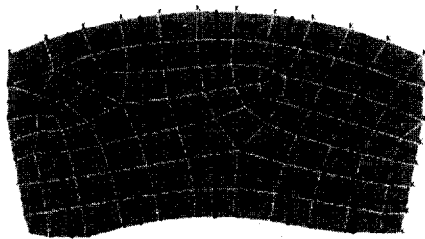


Fig. 6 Discretized brake-pad

Table 2 36 times analysis results using MSC.NASTRAN

	K11	K12	K13	K14	K21	K22	...	K24	Y
1	1	1	1	1	1	1	...	1	592.4
2	0	0	0	0	1	1	...	0	607.5
3	1	0	1	1	1	1	...	1	1200.5
4	1	1	1	1	0	0	...	0	666.4
5	1	1	0	1	1	1	...	1	457.7
.
.
36	1	1	1	1	0	1	...	0	659.4

영역 조합의 총 경우의 수는 2^{24} 이며 대략 1.67×10^7 개의 조합이 가능하다. 본 연구에서는 실험계획법에 의거하여 36개의 조합을 Table 2와 같이 구성하고 NASTRAN 출력결과에 의한 36번의 실험데이터를 회귀분석 프로그램 SAS에 적용하여 1차원의 방정식을 유도하였다.

4. 유전 알고리즘(Genetic Algorithm)

4.1 목적함수

목적함수는 앞서 언급하였듯이 24개의 설계 변수(Design Variable)로 이루어진 1차함수 $F(k)$ 로서 분산 분석 프로그램 SAS를 이용하여 구하였으며 그 결과는 Fig. 7과 같다. SAS를 통해서 83%의 정확도를 확인하였으며, 이를 이용하여 계수들을 1차함수에 대입하여 목적함수 $F(k)$ 를 구한 후 GA Program에 적용하여 최적의 해를 구하는 방법으로 진행하였다. SAS를 이용하여 구해진 함수 $F(k)$ 는 다음과 같다.

$$F(k) = -0.17k_{11} + 8.83k_{12} - 77.07k_{13} - 62.87k_{14} + 41.09k_{21} + 4.69k_{22} + 37.49k_{23} - 27.81k_{24} - 92.68k_{31} - 17.38k_{32} - 108.78k_{33} - 66.58k_{34} - 167.61k_{41} - 68.11k_{42} - 67.51k_{43} - 69.11k_{44} + 17.94k_{51} - 28.56k_{52} + 16.24k_{53} + 16.44k_{54} + 117.23k_{61} - 10.38k_{62} + 64.73k_{63} + 64.03k_{64} + 1085.9 \quad (1)$$

위 식에서 k_{ij} 는 Fig. 6에 표시된 바와 같다.

Analysis of Variance					
Source		Pr > F			
Model		0.0543			
Error					
Corrected Total					
Root MSE	133.47679	R-Square	0.8303		
Dependent Mean	654.90811	Adj R-Sq	0.4910		
Coeff Var	20.38100				
Parameter Estimates					
Variable	DF	Parameter Estimate	Standard Error	t Value	Pr > t
Intercept	1	1085.88127	188.65349	5.76	<.0001
k11	1	-0.16890	117.21990	-0.00	0.9989
k12	1	8.63010	117.21990	0.08	0.9412
k13	1	-77.06990	117.21990	-0.66	0.5233
k14	1	-62.86990	117.21990	-0.54	0.6015
k21	1	41.08712	117.62669	0.35	0.7329
k22	1	4.68712	117.62669	0.04	0.9689
k23	1	37.48712	117.62669	0.32	0.7554
k24	1	-27.81288	117.62669	-0.24	0.8171
k31	1	-92.67641	117.62669	-0.79	0.4460
k32	1	-17.37641	117.62669	-0.15	0.8850
k33	1	-108.77641	117.62669	-0.92	0.3733
k34	1	-66.57641	117.62669	-0.57	0.5818
k41	1	-167.60818	118.34493	-1.42	0.1821
k42	1	-68.10818	118.34493	-0.58	0.5758
k43	1	-67.50818	118.34493	-0.57	0.5789
k44	1	-69.10818	118.34493	-0.58	0.5701
k51	1	17.94042	117.62582	0.15	0.8813
k52	1	-28.55958	117.62582	-0.24	0.8123
k53	1	16.24042	117.62582	0.14	0.8925
k54	1	16.44042	117.62582	0.14	0.8912
k61	1	117.22503	117.62582	1.00	0.3306
k62	1	-10.37497	117.62582	-0.09	0.9312
k63	1	64.72503	117.62582	0.55	0.5922
k64	1	64.02503	117.62582	0.54	0.5962

Fig. 7 SAS output

Table 4 Analysis result of the optimized model using

NASTAN

COMPLEX EIGENVALUE SUMMARY

ROOT NO	EXTRACTION ORDER	EIGENVALUE (REAL)	EIGENVALUE (IMAG)	FREQUENCY (CYCLES)	DAMPING COEFFICIENT
1	1	-9.975002E-05	3.733916E-03	5.942712E-04	5.342317E-02
2	2	-1.596934E-03	3.236154E-03	5.245962E-04	9.66975E-01
3	4	3.749397E+02	6.579445E+03	1.047151E+03	-1.138575E-01
4	3	-4.180233E+02	6.585186E+03	1.048035E+03	1.28903E-01
5	5	-1.194172E+01	7.040366E+03	1.120513E+03	3.362346E-03
6	6	-1.633186E+01	9.460733E+03	1.505722E+03	3.975357E-03
7	11	-3.181402E+01	1.764618E+04	2.806477E+03	3.614536E-03
8	7	4.752404E+03	9.459122E+03	1.436817E+03	-1.082162E+00
9	9	2.370744E+03	1.593004E+04	2.536777E+03	-2.974764E-01
10	8	6.974115E+03	9.469158E+03	1.507033E+03	-1.065441E+00
11	10	-2.494685E+03	1.601302E+04	2.548552E+03	3.115920E-01
12	14	6.358940E+01	2.271846E+04	3.615750E+03	-7.358730E-03
13	15	-1.832823E+02	2.278174E+04	3.622644E+03	1.610442E-02

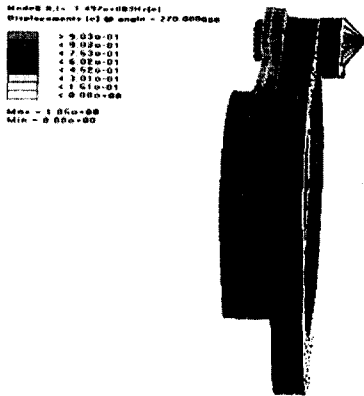


Fig. 10 Mode shape of the brake moan of the optimal model

다. 따라서 위의 결과는 브레이크 패드의 obshoe 부분에 힘을 전달하기 위해 부착하는 plate의 위상을 Fig. 9에 맞도록 최적화하거나 브레이크 패드 부분의 재질을 변화시킴으로서 현실화할 수 있다. 또한 Fig. 9에 표시되지 않은 부분의 스프링계수를 0으로 규정하는 것은 로터와의 마찰이 전혀 발생되지 않음을 의미하므로 실제의 상황과 일치되지 않는다. Table 5는 설계변수의 레벨을 1과 0.5로 하였을때의 NASTAN의 해석결과를 보여준다. 해석으로 나타난 불안정 모드의 주파수는 973Hz이며 1레벨을 1과 0으로 하였을때의 불

안정 모드 주파수 1497Hz보다는 감소하였으나 Table 1에 보여지는 기존의 주파수 592Hz보다는 높은 값을 나타내며 200-600Hz의 Brake-Moan 주파수 영역을 벗어나고 있음을 알 수 있다.

Table 5 Analysis result of the modified optimal model using NASTAN

COMPLEX EIGENVALUE SUMMARY

ROOT NO	EXTRACTION ORDER	EIGENVALUE (REAL)	EIGENVALUE (IMAG)	FREQUENCY (CYCLES)	DAMPING COEFFICIENT
1	1	-5.441233E-05	3.832807E-03	6.09783E-04	2.639442E-02
2	2	-7.616765E-03	2.352346E-03	3.744630E-04	6.64235E+00
3	5	-1.237811E+01	7.114673E+03	1.132335E+03	3.476600E-03
4	3	6.268266E+02	6.743237E+03	1.073224E+03	-1.659124E-01
5	4	-6.655806E+02	6.616263E+03	1.084845E+03	1.352913E-01
6	8	-1.784476E+01	9.465745E+03	1.506520E+03	3.770387E-03
7	6	-7.174739E+03	5.614103E+03	9.253431E+02	2.468047E+00
8	7	7.352404E+03	6.113327E+03	1.436817E+03	-1.082162E+00
9	11	-1.074472E+01	1.737309E+04	2.765998E+03	1.236511E-03
10	9	1.601252E+03	1.589082E+04	2.529102E+03	-2.015918E-01
11	10	-1.703590E+03	1.590177E+04	2.530346E+03	2.142642E-01

5. 결론

브레이크 시스템에서 로터와 브레이크 패드 사이의 진동을 일으키는 마찰을 해석하여 Moan Noise가 발생하는 불안정모드의 주파수를 Moan 발생 주파수 이상의 고주파수대로 변환시켜 Brake-Moan을 소거하는 방향으로 위상최적화를 수행하였다. 이 과정에서 최적화 알고리즘은 유전 알고리즘(GA algorithm)을 적용하였고, 해석 결과의 검증을 통해서 주파수 100Hz 이하 범위의 결과오차를 확인하였다. 이 연구를 통해서 복소수 고유치 해석을 수반하는 진동 문제의 최적화에서의 유전알고리즘의 적합성을 확인할 수 있었고, 브레이크 패드의 위상최적화를 통해서 Moan Noise를 소거시킬 수 있는 방법을 제시하였다.

참고 문헌

1) W. V. Nack, A. M. Joshi, "Friction Induced Vibration: Brake Moan," SAE 951095, pp.

- 127-133, 1995.
- 2) H. Misra, W. V. Nack, T. Kowalski, L. Komzick, E. Johnson, "Brake Analysis and NVH Optimization Using MSC.NASTRAN," MSC Worldwide Automotive Conference, #1699, 1999.
 - 3) L. Komzick, "Computational Analysis of Automobile Brakes," Proceeding ISATA, Dusseldorf, Germany, 1999.
 - 4) M. P. Bense, and N. Kikuchi, "Generating Optimal Topologies in Structural Design Using a Homogenization Method," Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol.71, pp.197-224, 1988.
 - 5) K. Suzuki, N. Kikuchi, "A Homogenization Method for Shape and Topology Optimization," Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol.93, pp.291-318, 1991.
 - 6) Z. D. Ma, N. Kikuchi, I. Hagiwara, "Structural Topology and Shape Optimization for a Frequency Response Problem," Computer Mechanics, Vol.13, pp.157-174, 1993.
 - 7) Z. Michalewicz, Genetic Algorithms & Data Structures, Prentice-Hall, 1996.
 - 8) C. Kane, M. Schoenauer, "Topological Optimum Design using Genetic Algorithms," Control and Cybernetics, Vol.25, No.5, pp. 1-25, 1996.
 - 9) 박성수, 박해영, C++로 구현한 유전자 알고리즘, 한울, pp.22-213, 2001.
 - 10) J-S. R. Jang, C. T. Sun, E. Mizutani, Neuro-Fuzzy and Soft Computing, Prentice-Hall, 1997.