

감도해석 및 순차적 선형계획법을 이용한 HDD 서스펜션의 형상 최적화 Optimization of HDD Suspension Shape Using Sensitivity Analysis and Sequential Linear Programing

황창호* · 김동욱* · 이종수** · 박영필** · 박노철***
C. H. Hwang, D. W. Kim, J. S. Lee, Y. P. Park, N. C. Park

Key Words: HDD(하드 디스크 드라이브), Suspension(서스펜션), Sensitivity analysis(감도해석), SLP(선형계획법)

Abstract

The main obstacle to high track density in HDD is the structural resonances of the suspension. The most critical mode is sway mode and second torsion mode, when a data is read and written. It is common fact that the effect of two modes is smaller when a thickness is bulky. But the stiffness of suspension is smaller, the slider can follow a disk better. Because these two fact are reciprocal, a compromise is needed. So we investigated another method to improve band width without changing of the thickness of suspension but with changing of the shape. In this paper, we use two method - Sensitivity analysis and SLP using ADS. And we obtained the optimized value close to target value.

1. 서론

하드 디스크 드라이브(hard disk drive)는 개인용 컴퓨터로부터 슈퍼 컴퓨터에 이르기까지 다양한 용량의 보조기억장치로 사용되고 있다. 현재 생산되고 있는 하드 디스크 드라이브의 자기 기록 밀도는 초기 시스템에 비하여 십만 배 이상이나 증가된 것으로 알려져 있다. 하드 디스크 드라이브의 데이터 저장 능력은 단위면적당 저장되는 데이터의 양에 의

해 결정되며 이를 향상시키기 위해서는 많은 기술적 문제들이 해결 되어야 한다.

그 중에서도 가장 심각한 문제는 VCM (voice coil motor), 액츄에이터 암(actuator arm), 서스펜션(suspension), 슬라이더(slides) 등으로 구성되는 트랙위치 제어 서보 루프의 밴드폭(band width)이 현재 800 Hz 정도로 제한되고 있다는 점이다. 따라서 서스펜션이 낮은 공진 주파수를 갖게 되면 액츄에이터 서보 시스템의 밴드폭이 제한되므로 하드 디스크 드라이브의 성능 향상, 특히 트랙 밀도 향상에 큰 장애가 된다.

하드 디스크 드라이브에서 서스펜션은 입출력헤드를 지지하는 가장 유연한 구조물이므로 서스펜션에 대한 연구는 트랙 밀도 개선에 있어서 매우 중요한 부분이다. 여기서 서스펜션은 관례적으로 로드빔(load beam)이라고 불리는 부분과 김벌(gombal) 또는 플렉서(flexure)라고 불리는 부분을 합쳐서 가리키는데 경우에 따라서는 김벌을 제외하고 로드빔만을

* 연세대학교 기계공학과 대학원
E-mail : h5c5h2@hanmail.net
Tel : (02)2123-2814 Fax : (02)364-6769

** 연세대학교 기계공학부
*** 연세대학교 정보지장 협동과정

서스펜션이라고 부르기도 한다.

이러한 서스펜션은 하드 디스크 드라이브의 작동 요구 조건을 충족시키기 위해 독특한 형상으로 설계되어야 하고, 이 형상이 동특성에 미치는 영향이 매우 중요하기 때문에 유한 요소 해석에 의한 정밀 해석과 최적설계가 필수적이다.

또한 서스펜션은 주파수 대역에 따라 여러 가지 모드가 생기게 되는데 그중 가장 피해야 할 모드인 스웨이(sway) 모드와 2차 비틀림(2nd torsion) 모드이다.

본 연구는 이러한 두 가지 모드에 대하여 트랙 제어 서보 루프의 주파수 대역과의 공진을 피하기 위해 서스펜션의 형상을 최적화 하는 데에 목적이 있다. 그 방법의 첫 번째로 감도해석(sensitivity analysis) 기법을 도입하여 유한 요소 해석을 수행하였으며 ANSYS를 사용하였다. 두 번째로는 최적화 프로그램인 ADS 프로그램을 이용하여 SLP(sequential linear program)방법을 사용하여 두가지 방법에 의한 최적해를 비교하는 과정을 수행하였다.

2. 감도해석 이론

동적인 외력을 받는 기계구조물을 설계하는 경우, 유한요소 해석을 통해 제작 전에 충분한 검토를 거쳐 만족할 만한 설계안을 구하는 것이 일반적인 설계과정이다. 그러나 동적으로 만족할만한 결과를 갖지 못하는 경우 설계변경과 해석을 시행착오적으로 반복하는 경우가 많은데, 이는 많은 시간이 소요될 뿐만 아니라, 체계적인 방법이라 할 수 없다. 이때 유용한 방법으로는 감도해석을 들 수 있다. 설계변수(Design variable)에 대한 목적변수(Modal parameter)의 변화를 계산함으로써 설계변경 후의 특성에 대한 예측이 가능하고, 계가 불확실한 요소를 포함하고 있는 경우, 그 오차가 계의 동특성에 어느 정도 민감하게 영향을 주는가를 파악하는 데에도 유용한 수단이다.

2.1 고유진동수의 감도

비감쇠 계의 고유치 문제는 다음과 같이 나타낼 수 있다

$$[K] - \lambda_r [M] \phi_r = 0 \quad (2.1)$$

여기에서, λ_r 은 r 번째 고유치를, ϕ_r 는 r 번째 고유 모드를 의미한다. 고유치 λ_r 의 설계변수 ζ_i 에 대한 감도를 구하면

$$\frac{\partial \lambda_r}{\partial \zeta_i} = \phi_r^T \left\{ \frac{\partial [K]}{\partial \zeta_i} - \lambda_r \frac{\partial [M]}{\partial \zeta_i} \right\} \phi_r \quad (2.2)$$

이 된다. 위 식으로부터 고유진동수 f_r 의 감도를 구하면 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial f_r}{\partial \zeta_i} &= \frac{1}{8\pi^2 f_r} \phi_r^T \frac{\partial [K]}{\partial \zeta_i} \phi_r \\ &\quad - \frac{f_r}{2} \phi_r^T \frac{\partial [M]}{\partial \zeta_i} \phi_r \end{aligned} \quad (2.3)$$

2.2 유한차분법에 의한 고유진동수의 감도

설계변수에 대한 고유진동수의 감도행렬을 구하기 위해서는 모델의 강성행렬, 질량행렬의 설계변수에 대한 미분값과 고유벡터가 필요하다. 그러나 모델의 구조가 복잡하거나 유한요소의 수가 많은 경우, 또는 행렬을 설계변수에 대해 합수화가 어려운 경우 적용이 쉽지 않다.

이러한 경우 특정 조건에서의 질량 및 강성행렬을 설계변수에 대한 차분의 형태로 근사화해서 위의 식 (1.3)에서 필요한 미분행렬을 구할 수 있다. 식 (1.3)으로부터 고유진동수를 차분의 형태로 표현하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{\Delta f_r}{\Delta \zeta_i} &= \frac{1}{8\pi^2 f_r} \phi_r^T \frac{\Delta [K]}{\Delta \zeta_i} \phi_r \\ &\quad - \frac{f_r}{2} \phi_r^T \frac{\Delta [M]}{\Delta \zeta_i} \phi_r \end{aligned} \quad (2.4)$$

이렇게 구해진 고유진동수에 대한 감도를 사용하게 되면 근사화의 한계상 한번의 계산만으로 목표치에 도달할 수 없기 때문에 반복계산을 통해 근접시킬 수 있다.

한편 임의의 계의 강성 및 질량 행렬을 구해서 계산하는 방법 외에, 실제적인 형상 등을 목적변수로 선택하여 설계변수에 대한 감도를 구하는 방법으로 효과적인 설계변경을 피할 수 있는데, 간단한 계산을 통해 원하는 결과를 빨리 얻을 수 있는 장점이 있는 반면에 결과에 대한 수렴성과 정확성은 다소 떨어진다. 이 방법을 자세히 설명하면 다음과 같다.

i) 구조 변경을 위해 설계변수 ζ_i ($i=1, 2, \dots, m$)

를 결정한다. 주로 대상계의 두께, 치수, 영율 등이 적당한 설계변수가 된다. 설계변수의 오차벡터 $\Delta \zeta$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$\Delta \zeta = [\Delta \zeta_1, \Delta \zeta_2, \dots, \Delta \zeta_m]^T \quad (2.5)$$

이때 특정 조건에서 설정된 설계변수 ζ_C 와 원하는 목적변수를 얻기 위해 유한요소해석에 입력되어야 할 목표 설계변수를 ζ_E 라 하면 오차벡터는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\Delta \zeta = \zeta_E - \zeta_C \quad (2.6)$$

ii) 만들어진 FE 모델로부터 목적변수벡터 θ 를 구한다.

$$\theta = [\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_s]^T \quad (2.7)$$

이때 원하는 목적변수의 목표치를 θ_E 라하고, 현재의 FE 모델로부터 구해진 값을 θ_C 라 하면, 오차벡터는 다음과 같이 표현된다.

$$\Delta\theta = \theta_E - \theta_C \quad (2.8)$$

iii) 유한차분법에 의한 감도행렬을 구하게 되며 설계변수에 대한 목적변수의 1계 감도는 다음과 같이 표현된다.

$$Z = \begin{bmatrix} \frac{\Delta\theta_1}{\Delta\zeta_1}, & \frac{\Delta\theta_1}{\Delta\zeta_2}, & \dots, & \frac{\Delta\theta_1}{\Delta\zeta_m} \\ \frac{\Delta\theta_2}{\Delta\zeta_1}, & \frac{\Delta\theta_2}{\Delta\zeta_2}, & \dots, & \frac{\Delta\theta_2}{\Delta\zeta_m} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \frac{\Delta\theta_s}{\Delta\zeta_1}, & \frac{\Delta\theta_s}{\Delta\zeta_2}, & \dots, & \frac{\Delta\theta_s}{\Delta\zeta_m} \end{bmatrix} \quad (2.9)$$

또한 구조변경에 따른 원하는 목적변수의 변화는 다음과 같다.

$$\Delta\theta = Z\Delta\zeta \quad (2.10)$$

iv) 식 (1.10)을 사용하여 모드 튜닝을 하게 되며, 목표치와 수정된 FE 모델로부터 구해진 값의 차이인 목적변수의 오차 벡터 $\Delta\theta$ 를 구한 후, 다음 식 (1.11)에 입력하여 계산하면 변경해야하는 설계변수의 크기 $\Delta\zeta$ 가 구해진다.

$$\Delta\zeta = Z^{-1}\Delta\theta, \quad s = m \quad (2.11)$$

일반적으로 목적변수의 개수 s 는 설계변수의 개수 m 과 같지 않다. 만약 s 가 m 보다 작으면, 최소자승법(least square method)을 사용하여 식 (1.11)을 구하게 된다. s 가 m 보다 크면, 의역행렬법(pseudo-inverse method)을 이용하여 식 (1.11)을 구하게 된다.

$$\Delta\zeta = Z^T(ZZ^T)^{-1}\Delta\theta, \quad s < m \quad (2.12)$$

$$\Delta\zeta = (Z^T Z)^{-1}Z^T\Delta\theta, \quad s > m \quad (2.13)$$

v) 위에서 구해진 새로운 설계변수의 변화를 기존의 설계변수에 추가하여 이를 새로운 설계치로 하는 유한요소해석을 하게 되는데, 목적변수의 변화폭이 설정된 수렴조건내에 포함될 때까지 이 모든 과정을 반복하게 된다.

$$\zeta_{i+1} = \zeta_i + \Delta\zeta \quad (2.14)$$

한편 설계변수의 변경량이 과도하게 되면 목표값으로 진행하지 못하고 발산할 우려가 있다. 그래서 다음과 같은 가중치(weighting factor) C_f 를 부여하여 설계변경량을 적절히 줄일 수 있다.

$$\Delta\zeta_i^* = C_f \cdot \Delta\zeta_i, \quad 0 < C_f \leq 1 \quad (2.15)$$

여기에서 $\Delta\zeta_i^*$ 는 수정된 설계오차변수벡터의 i 번째 행의 성분이 된다.

3. 형상최적화를 위한 모델링

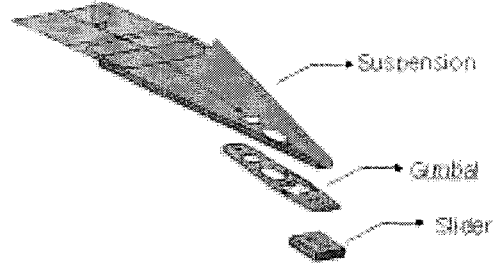


Fig.1 Type850 Suspension component FE model

본 연구에서는 Fig.1에서 보는 바와 같이 Hutchinson 사의 Type-850 서스펜션 시스템을 채택하였으며 유한 요소 해석을 위하여 ANSYS를 이용하였다. 총 2804개의 요소(element)와 3328개의 노드(node)로 모델링 하였으며 각 구성 요소의 물성치는 Table.1 과 같다.

Table.1 Component properties

구성요소	Element Type	Young's Modulus (Gpa)	Density (kg/m3)	Poisson Ratio
Loadbeam	shell63	193	7890	0.3
Gimbal	shell63	193	7890	0.3
Slider	solid73	393	4220	0.23

일반적으로 하드디스크 서스펜션에서 데이터를 읽고 기록하는 과정에서 가장 문제가 되는 모드는 Fig.2 와 같은 스웨이(sway) 모드와 2차비틀림(2nd torsion) 모드이다.

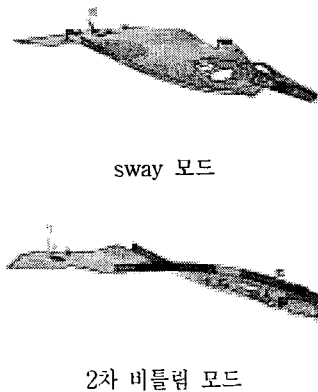


Fig.2 Sway mode & 2nd torsion mode

여기서 두께가 두꺼워야만 두 모드의 영향이 작아진다는 것은 다 알고 있는 사실이다. 그러나 suspension의 강성이 작아야지만 slider가 disk를 잘 추종할 수 있기에 이 두 가지가 서로 상반이 되어서 절충이 필요하다. 따라서 본 논문에서는 두께를 변화시키는 대신 Fig.3 과 같이 서스펜션의 형상을 설계 변수로 하여 두 모드의 주파수 대역폭을 키워 보고자 하였다. 서스펜션 형상 최적화를 위한 설계 변수는 각각 Fig.3 의 x_1, x_2, x_3, x_4 , 와 같으며 x_1 은 Bending region의 길이, x_2 은 서스펜션의 폭, x_3 은 Bending region에서 서스펜션 끝단 까지의 길이, x_4 는 Bending 각도로 결정하였다

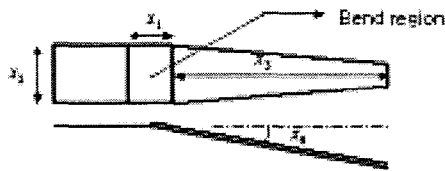


Fig.3 Suspension modeling for shape optimization

또한 두 개 모드의 주파수를 목적하는 특정값 ω_{sway}^{target} , ω_{2ndtor}^{target} 에 까지 증가시키기 위하여 목적함수를 아래와 같이 정의하고 목적함수 F 를 최소화시키는 방향으로 최적화를 수행하였다

$$F = (\omega_{sway} - \omega_{sway}^{target})^2 + (\omega_{2ndtor} - \omega_{2ndtor}^{target})^2 \quad (3.1)$$

4. 최적화 방법에 따른 결과

4.1 FEM을 이용한 감도분석 최적화

우선 최적화 수행 과정을 살펴보자. 먼저 초기값은 현재 사용되고 있는 실제 모델의 값을 그대로 사용하였다. 그리고 우리가 정한 각 variable에 대해 민감도를 구하기 위하여 모두 다섯 개의 다른 크기에 따른 유한요소해석을 수행하였다. 그리고 그 값을 위의 식(1.12)를 이용하여 최적화 값을 구하였다. 여기서 구한 새로운 variable의 값을 가지고 다시 유한요소해석을 하고 이 값을 초기값으로 다시 최적화를 구하는 과정을 되풀이하였다. Fig.4는 그 수행 과정에서 구해지는 민감도를 나타내는데 설계변수 중에서 대표적으로 x_1 에 해당하는 그래프이다.

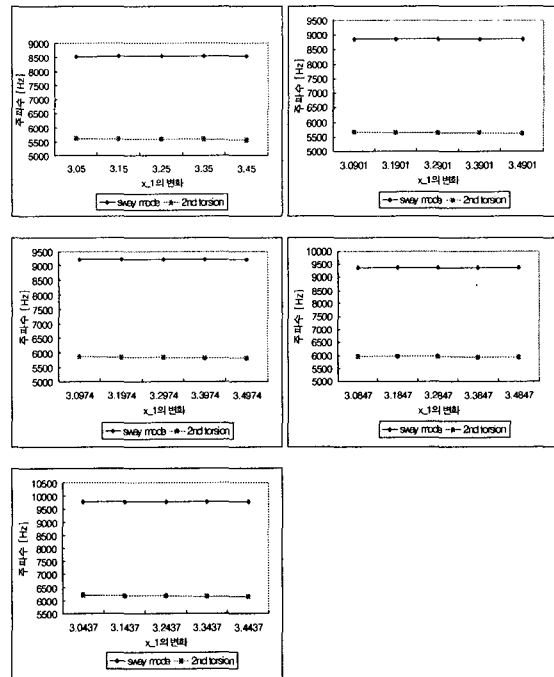


Fig.4 Sensitivity of x_1 for natural frequency

위의 과정을 통해 얻은 결과를 Table.2에 나타내었다.

Table.2 Model update Process in sensitivity analysis

	Initial	1	2	3	4	5	Target
X_1	3.25	3.2901	3.2974	3.2847	3.2437	3.1412	
X_2	5.8677	5.4065	5.1707	5.1744	5.0708	5.1242	
X_3	13.2998	13.795	12.132	11.843	11.164	10.482	
X_4	-9	-9.3228	-9.7013	-9.7422	-10.027	-10.262	
ω_{sway}	8548	8855.5	9226.3	9371.9	9783.2	9782.8	9830.2
ω_{2ndtor}	5590	5645.2	5838.1	5952.7	61806	6161.3	6428.5

Fig.5는 각각의 iteration에서의 공진주파수를 15% 증가된 값으로 잡은 target value에 대한 상대 오차이다.

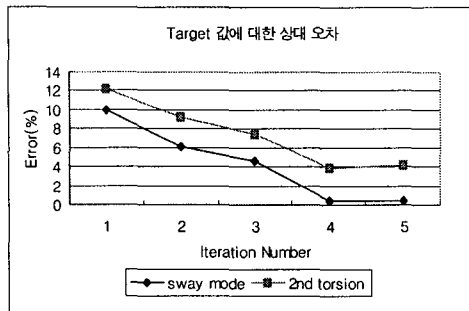


Fig.5 Relative error for target value in sensitivity analysis

위의 표에서 알 수 있듯이 5회 iteration 후의 에러값이 4회 iteration 후의 에러값보다 크기 때문에 4번째의 설계변수를 최적값으로 선정하였다.

4.2 ADS를 이용한 최적화

ADS(automated design synthesis) program 은 포트란 코드를 기반으로 하는 최적화 프로그램으로서 널리 이용되고 있다

LP 즉 선형계획법이라 함은 여러 변수에서 일차 함수를 극대화 또는 극소화하는 문제에 대한 특별한 유형의 해를 연구하는 것으로 일차 부등식들을 제한함수로 가진다. 그러나 본 논문에서는 제한함수가 없는, 목적함수를 최소화하는 것으로 한번의 계산으로 끝나지 않고 새로이 구한 값을 다시 초기값으로 하여 이 과정을 계속 되풀이하기에 SLP(Sequential Linear Programming)가 적용된다. 그 방법을 살펴보면 다음과 같다. 하나, 목적함수를 다음과 같이 잡는다.

$$\min F = (\omega_{sway} - \omega_{sway}^{target})^2 + (\omega_{2nd\ tor} - \omega_{2nd\ tor}^{target})^2 \quad (4.1)$$

여기서 우리는 ω_{sway}^{target} 의 값을 초기의 고유주파수의 15% 증가된 값으로 선정하였다.

둘, 위의 식에서 ω_{sway} 와 $\omega_{2nd\ tor}$ 값을 선형화 한다.

$$\omega_i = \omega_{i0} + \frac{\partial \omega_i}{\partial x_1} (x_1 - x_{10}) + \frac{\partial \omega_i}{\partial x_2} (x_2 - x_{20}) + \frac{\partial \omega_i}{\partial x_3} (x_3 - x_{30}) + \frac{\partial \omega_i}{\partial x_4} (x_4 - x_{40}) \quad (4.2)$$

여기서 ω_{i0} 는 각 mode의 초기 고유주파수이고, x_{i0} 는 각 설계변수의 초기값이다.

셋, 이제 식(4.2)를 식(4.1)에 대입하여 완전한 목적함수를 구한다. 그런 다음 이 식을 ADS program을 이용하여 최적해를 구한다.

넷, 구한 최적 설계변수를 가지고 유한요소해석을 통하여 두 모드에 대한 공진주파수를 구한다.

다섯, 새로이 구한 각 설계변수 값과 해당모드에 대한 주파수를 다시 초기값으로 사용하여 위의 과정을 목적하는 주파

수(ω_{sway}^{target} , $\omega_{2nd\ tor}^{target}$)에 가장 근접할 때까지 되풀이한다. Fig.6은 그 수행 과정에서 구해지는 민감도를 나타내는데 설계변수 중에서 대표적으로 x_2 에 해당하는 그래프이다.

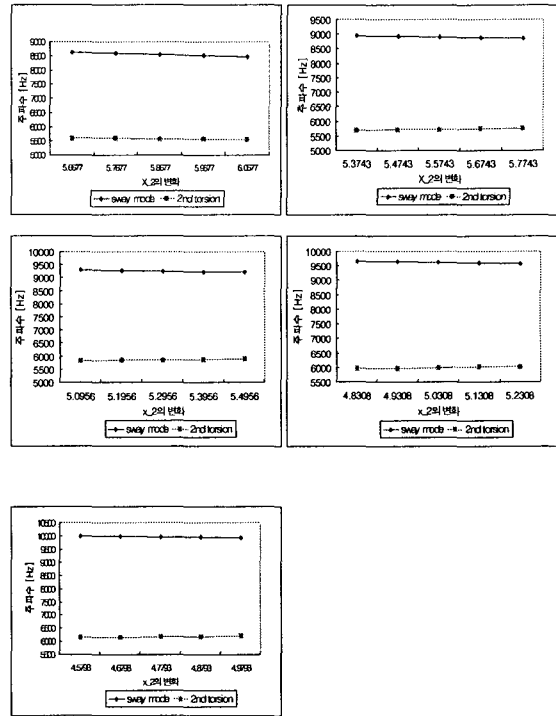


Fig.6 Sensitivity of x_2 for natural frequency

위의 과정에 의해 구하여진 결과 값을 Table.3에 나타내었다. 5회 iteration 후의 공진주파수를 FEM을 통해 구한 결과 스웨이 모드가 나타나지 않을 뿐만 아니라 전체 모드의 순서 자체도 변하여 4번째의 설계변수를 최적값으로 선정하였다.

Table.3 Model update Process in ADS

	Initial	1	2	3	4	Target
X_1	3.25	3.4125	3.5831	3.7623	3.5742	
X_2	5.8677	5.5743	5.2956	5.0308	4.7793	
X_3	13.2998	12.635	12.003	11.403	10.833	
X_4	-9	-9.45	-9.9225	-10.419	-10.94	
ω_{sway}	8548	8902.1	9263.3	9624.2	9984.8	9830.2
$\omega_{2nd\ tor}$	5590	5726.6	5859	5996.3	6170.7	6428.5

Fig.7은 각각의 iteration에서의 공진주파수를 15% 증가된 값으로 잡은 target value에 대한 상대 오차이다.

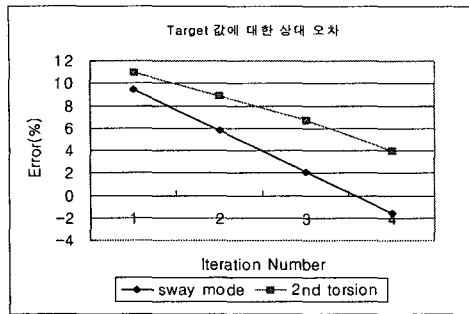


Fig.7 Relative error for target value in ADS

4.3 결과 비교분석

두 방법에 의해 구하여진 결과 값을 Table.4에 비교하였다.

Table.4 Comparing sensitivity analysis with ADS

	감도 해석	ADS	Error(%)
X_1	3.2437	3.5742	10.12
X_2	5.0708	4.7793	-5.75
X_3	11.164	10.833	-2.96
X_4	-10.027	-10.94	9.11
ω_{sway}	9783.2	9984.8	2.06
$\omega_{2nd tor}$	6180.6	6170.7	-0.16

위의 표에서 두 방법에 의한 결과 값에서 10%내외의 차이가 남을 보여주고 있다. 두 가지 모두 서스펜션의 폭과 길이가 줄어드는 방향으로, bending angle이 커지는 방향으로 최적값이 구해졌다. 그러나 bending region의 폭은 두 방법에서 차이를 보였다.

5. 결론

일반적으로 서스펜션의 동특성에 가장 큰 영향을 미치는 것은 서스펜션의 기하학적 형상인 것으로 알려져 있다. 본 논문에서는 서스펜션의 형상을 설계 변수로 하여 스웨이 모드와 2차 비틀림 모드에 대한 주파수 대역폭을 키워 보고자 하였다. 15%증가된 공진주파수를 target value로 잡고 감도 해석을 통하여 최적화를 수행하는 방법과 설계변수에 대한 1차 선형화작업을 통한 SLP방법(ADS)을 이용하는 두 가지 방법을 사용하였다. 그 결과 target value에 근접하는 값을 가지는 최적값을 구할 수 있었으며 감도해석 방법과 SLP방법 두가지 모두가 각각의 설계변수에 대하여 10% 이내의 상

대오차를 가지며 최적화 되었다. 이러한 서스펜션의 형상 최적화는 서보 시스템의 주파수대역 보다 증가시킴으로써 공진을 방지할 뿐만 아니라 하드디스크의 성능 향상은 물론 트랙 밀도의 증가에도 기여하여 고밀도 정보저장기기에 기여할 것으로 기대된다.

참고문헌

- (1) D. J. Lee, K. T. Lee, Y. P. Park, "Improve of dynamic characteristics and design for optical pick-up actuator", Ms thesis in mechanical engineering, Yonsei university, Korea, pp29-43
- (2) J, H, Lee, "Design dynamic analysis and control of milliactuator embeded suspension for dual-stage actuator system in hard disk drive", Ph. D thesis in mechanical engineering, Yonsei university, Korea, pp59-91
- (3) Vanhonacker Patric, "Differential and difference sensitivities of natural frequency and mode shape of mechanical structures", AIAA Journal, Vol.18, No.12, pp.1511-1514, December 1980
- (4) Raphael T. Haftka and zafer Güdal, Element of structural optimization, 3rd Ed, Kluwer Academic Publishers, 1992, pp71-113, pp159-206
- (5) 김정주, 전정일, 변용규, 정정주, 노광춘, 정태건, "고트랙 밀도 HDD 서스펜션의 동특성 해석", 대한 기계학회 추계 학술대회 논문집 A, 1996 pp746-751
- (6)이진구, "모달 튜닝을 이용한 하드디스크 액츄에이터의 동적 모델 개선", 연세대학교 석사학위논문, 2001, pp37-42