

지게차 진동저감을 위한 최적설계

(*이동일* · 최형우* · 박근배** · 이승구*)

Dynamic Response Optimization for Vibration Reduction Of the Fork-Lift Truck.

(Dong-Il Lee, Hyeong-Woo Choi, Keun-Bae Park, Seung-Kuh Lee)

Key-Words ; Fork-Lift Truck(지게차), Design Optimization(설계 최적화)
Finite Element Analysis(유한요소해석), Vibration Analysis(진동해석)
Fourier Series(푸리에 급수), Objective Function(목적함수)

ABSTRACT

The vibration analysis of the automobiles has been a good subject for the engineers seeking solutions for more comfortable life. In the area of industrial vehicles, however, the seriousness of the vibration annoyance has not been considered so much. In this paper, a finite element model was built which was good for the low-frequency system(of fork-lift truck), and a forced vibration analysis was obtained for the component of 2n of harmonic orders from engine excitation to this model. Finally, a design optimization upon dynamic responses was made to minimize the vibration acceleration level at selected points representing the vibration level of the whole system.

1. 서론

일반적으로 엔진과 같은 가진원을 갖고 있는 차량에 있어서 엔진의 가진력은 어떠한 형태로든 운전자에게 전달되어 승차감의 저하는 물론 차량자체의 성능 저하를 초래할 수 있는 근원이 되고, 이러한 문제점을 해결하기 위하여 많은 연구가 진행되어 왔으며, 특히 자동차 분야^[1,2]에서의 연구성과는 많은 진전을 이룬 것으로 보인다.

하지만, 산업용차량(지게차, 스키드러더 등)의 경우, 진동 문제의 심각성과 개선에 필요한 노력은 잘 인식되지 않았다. 지금까지의 산업용 차량에 대한 인식은 차량 자체의 동작 특성과 이에 따른 성능의 효율성이 요구되었으나, 산업의 고도화와 환경 친화적 제품의 요구측면에서 산업 차량의 품질평가 및 제품 경쟁력 향상의 일환으로 자체와의 접촉을 통해 운전자가 느끼는 차의 진동은 중요한

고려사항이 되었고, 저진동·저소음 산업용 차량^[3]에 대한 요구가 증대되고 있다.

산업용 차량, 특히, 본 연구에서 다루고자 하는 지게차는 일반 자동차와는 대별되는 동력 전달장치를 갖고 있으며, 이에 대한 세부 설명은 본론부에서 다루고자 하고, 본 연구에서는 지게차 전체 시스템(이하, 시스템이라 칭함)의 실험적인 모우드 해석과정을 통해 완성된 동력학적 모델과 유한요소 해석을 통하여 완성된 유한요소 모델간의 모델 튜닝 과정을 통해서 실제 엔진으로부터의 가진력을 고려할때 100Hz이하의 저주파수 특성에 타당한 유한요소 모델을 완성했다. 이와같이 완성된 모델에 대한 강제 진동 해석을 수행하기 위해서 무부하 공회전일때의 엔진 가진력을 푸리에 급수를 통해서 주파수 성분별 가진력으로 고려하여 해석을 수행했으며, 시스템의 진동수준을 대표하는 지점으로 여겨질수 있는 다섯 지점(Fig.2의 *표시된 지점)에서의 진동 가속도값의 최소화를 위한 설계 최적화과정을 상용컴퓨터코드인 MSC/NASTRAN의

* 대우중공업(주) 중앙연구소 기계기술실

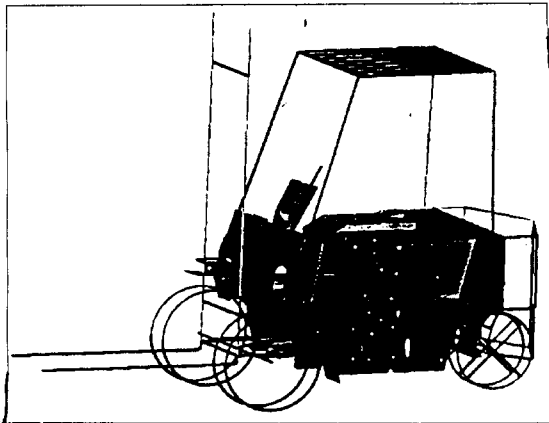
** 대우중공업(주) 산자연구개발실

SOL111과 SOL200^[4]을 이용하여 해석하였다.

2. 본 론

2-1. 시스템 설명

본 연구의 대상은 디젤 엔진을 갖는 지게차 시스템으로서, 승용차에서의 차체에 해당하는 후레임(Frame)과 승용차의 데쉬보드에 대응하는 카울(Cowl), 화물의 운반 및 하역 작업시 엔진으로부터의 유압을 이용하여 상하 방향 운동을 하는 포크부(Fork & Mast) 구조물과 이에 상응하는 반력을 제공하기 위한 균형추(Counter Weight)와 운전자 보호를 위한 덮개(Overhead Guard)로 구성되어 있고, Fig.[1]은 이러한 시스템의 전체적인 모습을 나타낸다. 그리고 엔진과 변속기, 앞차축이 일체형으로 구성된 형태(Trans-Axle Type)의 동력 전달 장치를 갖고 있으며, 이는 엔진쪽의 2점지지 엔진 마운트를 통한 후레임부의 마운팅과 앞차축쪽의 양 지지점에서의 후레임 전면부에 체결식으로 구성되어 있어 일반적인 4점지지 형태의 엔진 마운트와는 그 차이가 대별되며, 엔진으로부터의 가진력이 후레임에 크게 전달되는 양상을 보이고 있다. 한편, 승용차의 경우 주행중 발생할 수 있는 여러 외란에 대한 주행 안정성과 승차감의 개선을 위한 목적으로 독립된 서스펜션 시스템을 갖고 있으나, 본 시스템의 경우 주행속도가 비교적 느리고, 작업 조건 역시 대개는 정지 상태로 서스펜션이 없으며, 타이어도 일반 차량보다 딱딱하다.



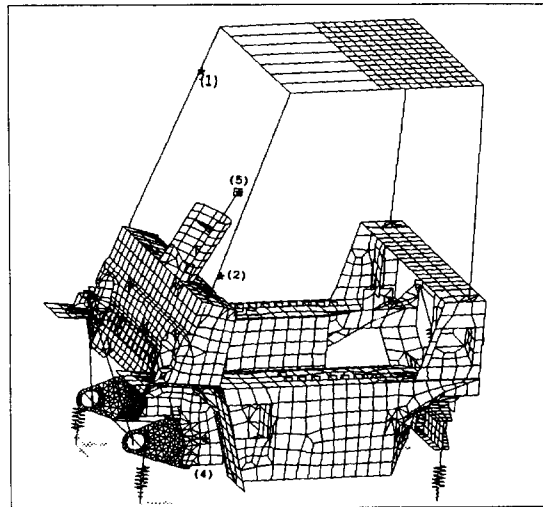
[Fig.1] Configuration of the System

2-2. 시스템 모델링

앞 절에서 논의된 시스템에 대한 모델링을 위하여, 본 절에서는 [표1]에서 보는바와 같이 4,019개의 유한요소와 3,503개의 질점을 갖는 유한요소로 모델링하였고, Fig.[2]는 이를 보여주고 있다.

[표1] Finite Elements

Element	Beam	Thin shell	Spring	Lumped mass	Rigid
4,019	364	3,607	17	29	2



[Fig.2] Finite Element Model of the System

모델링시 고려된 사항으로서, 동력 전달장치(Power-Train)는 시험을 통해서 구한 질량 및 관성 모멘트와 등가의 성질을 가질수 있는 튜브형상의 이상화된 빔으로 모델링하였고, 포크부 구조물 및 균형추 역시, 등가 질량 및 모멘트를 갖는 집중 질량(Lumped mass)으로 고려하였다. 그리고 선형화된 3축 스프링으로 모델링한 타이어로 지지되는 경계조건으로 가정 하였다.

2-3. 진동해석 및 최적화

2-3-1. 자유진동 해석

본 절에서는 시스템의 동특성을 파악하기 위하여 식[1]에서 보는바와 같은 시스템 지배 방정식으로부터,

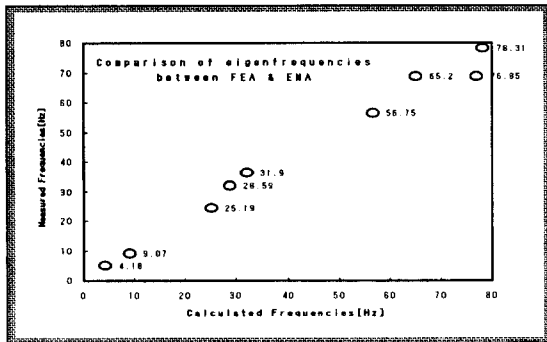
$$[M]\{\ddot{q}\} + [K]\{q\} = \{F\} \quad (1)$$

$\{F\} = \{\bar{F}\} e^{j\omega t}$ 일때의 정상해를 $\{q\} = \{\bar{Q}\} e^{j\omega t}$ 라 하고, 이를 식[1]에 대입하여 정리한후, $\{\bar{F}\} = \{0\}$ 로 가정하면 다음과 같은 고유치 문제를 얻는다.

$$\{-\omega^2[M] + [K]\}\{\bar{Q}\} = \{0\} \quad (2)$$

윗식[2]를 풀면 고유치, ω , 및 고유벡터, $\{\phi_r\}$ 를 구하게된다.

본 연구에서는 이상과 같은 배경을 이용, 시스템의 144개 측정점에서 432개의 자유도를 갖는 시스템으로 고려하여 주파수 응답함수를 측정, 모달 변수들을 추출한 모우드 해석 결과와 Fig.[2]에서 보는 바와 같은 유한요소 모델에 범용 구조해석 프로그램(MSC/NASTRAN)을 이용한 자유진동 해석 결과를 두 모델에서 구한 고유진동수 및 모우드 형상을 비교^[5]하여 모델간의 동력학적 상관성(Correlation)^[6]을 나타내기 위하여 [표2]와 Fig.[3]에 각각 고유 진동수 해석 결과를 나타냈다.



[Fig.3] Comparison of Eigenfrequencies

[표2] Eigenfrequencies [단위:Hz]

FEA	4.18	9.07	25.19	28.59	31.9	56.75	65.2	76.85	78.31
EMA	5.23	9.06	24.28	31.84	36.32	56.32	68.55	68.86	78.34

이와같은 해석 결과를 통해서 시스템의 강제모우드(Rigid body mode)에 대한 영향보다는 국부적인 유연모드(Locally flexible mode)의 영향이 본 시스템에서의 진동 저감을 위한 방안으로 파악될 수 있었으며, 이러한 모우드의 영향을 감소시키기 위하여 시스템의 강성을 증대시키는 방안을 고려

하게 되었다.

2-3-2. 강제진동 해석

시스템 강제진동 해석을 위해서 시스템 가진함수의 정의를 필요로 한다. 앞장에서 언급한 바와 같이 본 시스템은 엔진이라는 가장 근원적인 가진원을 갖고 있다. 엔진으로부터의 가진력을 정확하게 정의하기 위해서 고려해야 할 요인들은 여러 문헌을 통해서 알 수 있듯이 가스 폭발압력 곡선과 엔진의 관성 및 질량 등의 성분을 고려할 때, 수직력, 모멘트 성분, 토오크 성분 등으로 대별되며, 이러한 개개의 힘성분에 대한 고찰은 문헌[7]에 잘 나타나 있다.

본 연구에서 고려하는 가진력은 4기통 직렬형 디젤 엔진임을 생각하면, 짝수의 조화 성분(Harmonic order component)을 고려해야 될 것이다. 그래서 본 절에서는 전체 가진력 $F(t)$ 를 아래와 같이 나타 낼 수 있고,

$$F(t) = \frac{a_0}{2} + a_1 \cos \omega_1 t + a_2 \cos \omega_2 t + \dots + b_1 \sin \omega_1 t + b_2 \sin \omega_2 t + \dots$$

지수함수식(3)을 이용한 푸리에 급수^[8]를 이용하면

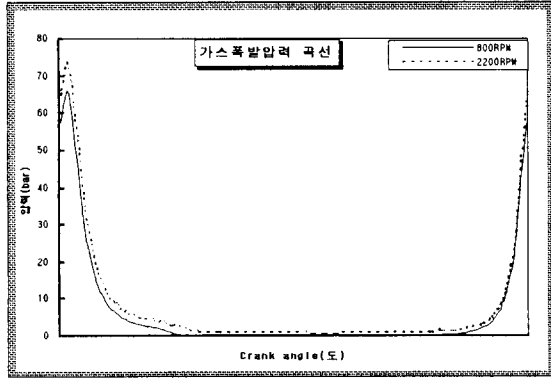
$$\begin{aligned} \cos \omega_n t &= \frac{1}{2}(e^{j\omega_n t} + e^{-j\omega_n t}) \\ \sin \omega_n t &= -\frac{j}{2}(e^{j\omega_n t} - e^{-j\omega_n t}) \end{aligned} \quad (3)$$

다음과 같이 식(4)로 정의할 수 있다..

$$\begin{aligned} F(t) &= \frac{1}{2} a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} [C_n e^{j\omega_n t} + C_n^* e^{-j\omega_n t}] \\ &= \sum_{n=-\infty}^{\infty} C_n e^{j\omega_n t} \end{aligned} \quad (4)$$

여기서, $C_n = \frac{1}{2}(a_n - j b_n)$, $C_0 = \frac{1}{2} a_0$ 이고, $\omega_n = n\omega_1$, C_n^* 는 공액 복소수, ω_1 는 기본 주파수(Fundamental frequency)를 나타낸다. 이때 언급한 바와 같이 $n = 2, 4, 6, \dots$ 를 갖는 조화 성분을 고려하면, 식(4)에서 보는바와 같이 전체 가진력 $F(t)$ 를 푸리에 급수(Fourier series)를 이용하여 주파수 성분별 급수의 계수값(Fourier Spectrum)을 결정할 수 있고, Fig.[4]는 엔진의 한

사이클(720°)에 해당하는 폭발압력 곡선의 한 예를 보여주고 있다.



[Fig 4] Gas Pressure Curve at some rpm

식(2)로부터 구한 고유벡터 행렬을 $[\phi]$ 라고 할 때, 식(5)의 좌표 변환식과 직교조건을 이용하면 모달 좌표로 변환된 비연계(Uncoupled) 방정식(6)을 얻게 되고,

$$\{q\} = [\phi]\{\xi\} \quad (5)$$

$$[m]\{\ddot{\xi}\} + [k]\{\xi\} = \{p\} \quad (6)$$

이때, $\{q\}$ 는 식(5)에서 $\{\xi\}$ 를 구한후, 다시 식(5)에 대입하여 결정할 수 있다. 이상과 같은 일련의 과정은 복잡한 문제에서 컴퓨터의 도움을 받아서 이루어지는데, 본연구에서는 NASTRAN의 SOL111를 이용하여 앞서 정의한 가진함수중 공회전 엔진 가진력을 유한요소 모델중 집중 질량으로 모델링된 엔진의 요소에 적용시켜서 시스템의 진동수준을 대표할 수 있는 다섯 지점(질점)에서 주파수 성분($n = 2, 4, 6, \dots$)별 가속도 응답값을 계산하였다. Fig.[5]에서 Proto로 표시된 응답값은 식(4)에서 $n=2$ 일때만을 고려한 가진력에 따른 가속도 응답값을 나타내고 있으며, 다음절에서 언급한 바와 같이 설계최적화후의 가속도 응답값과의 비교를 나타낸다.

2-3-3. 설계 최적화

앞절에서 정의한 가진함수를 적용하여 시스템 동적 응답에 대한 응답성분의 최소화를 구현하기 위해서 최적 설계 변수값을 본 논문에서는 셀 요소의 두께를 변수로 고려하였고, 각 설계 변수별

한계값은 표[3]과 같다.

여기서, 한계값은 시스템의 정적조건 및 설계시 고려해야 할 많은 요인들을 만족키 위한 값을 선정하였다.

[표3]Design Values & Initial Value [단위:mm]

설계변수	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6	
초기값	4.5	6	9	12	19	25	
한계값	하한값	4.5	4.5	9	9	12	25
	상한값	6	9	16	16	25	32

최적화 설계를 위한 목적함수를 $r(x_i)$ 라 하고, 정의된 가진력 $F(t)$ 의 성분중 시스템에 가장 지배적인 가진력으로 생각되는 기본 주파수 성분의 2배수 성분($n = 2$)에 대하여 유한 요소 모델중 시스템의 진동 수준을 대표하고 운전자의 신체와 접촉이 고려되는 다섯 지점에서 가속도 응답값의 각각에 대한 RMS(Root Mean Square)값의 합을 고려하였다. 이와같이 정의된 목적함수 $r(x_i)$ 는 식 [7]와 같이 간단하게 나타낼 수 있다

$$r(x_i) = \sum_{k=1}^5 \left\{ \sqrt{\sum_{j=1}^3 a_j^2} \right\}_k \quad (7)$$

여기서, $i=1,2,3,4,5,6$, j 는 가속도 성분, k 는 시스템 유한요소 모델중 관심있게 고려되고 있는 질점을 나타낸다.

그러므로 최적화 과정은 다음 식(8)과 같이 간단히 표현할 수 있으며,

$$\text{Minimize } [r(x_i)] \quad (8)$$

이때 구속 조건으로는 시스템 전체의 질량값에 대한 변화율을 사용하였다.

이상과 같이 정의된 함수에 대하여 최적화 과정은 설계 민감도 계수라고 불리는 아래와 같은 식(9)에 의하여 민감도 해석이 수행되어지고,

$$\lambda_{ij} = \frac{\partial r_j}{\partial x_i} \quad (9)$$

이에따른 수치적인 최적화^[9]가 최적인자(optimizer)에 의하여 수행되어졌다.

[표4]는 MSC/NASTRAN을 이용하여 해석을 수행한 결과를 나타내고 있으며, 여기서, 변경후의 설계변수는 수치적인 결과로 계산되는 값이며, 실제 설계 적용시 이와같은 두께를 갖는 판을 구입 또는 제작하기에는 문제점이 많으므로 설계 적용안으로 고려한 값의 변수값을 적용하는 것이 오히려 생산 및 제작에 도움을 주는 방안으로 생각되어,

[표4] Optimal Values [단위:mm]

설계변수	x1	x2	x3	x4	x5	x6
변경 전	4.5	6	9	12	19	25
변경 후	6	4.5	9.76	14.73	12	25
설계적용안	6	4.5	9	12	12	25

Fig.[5]에서 보는 바와 같이 설계 적용안의 변수값을 적용한후 최초 모델(Proto)과의 응답 결과를 각각의 병진자유도에 대하여 비교하였다. 그림에서 알 수 있듯이 관심을 갖고있는 부위에서의 진동 가속도값이 많이 저감된 것을 알 수 있다

이와같은 설계 최적화 과정을 통해서, 설계개선 방향은 수치적인 값으로 개개의 설계 변수값이 계산되어지나, 이 값을 실제 설계시 반영하여 제작하기에는 많은 제약 조건이 있음을 앞서서 언급했다. 그래서 본과제에서는 몇번의 설계 최적화 과정을 반복적으로 수행하면서, 진동 수준을 저감시키기 위한 개개의 설계변수들의 경향이 존재함을 알 수 있었고, 이러한 경향의 설계 반영도 큰 의미를 갖고 있다고 할 수 있다. 즉, 본 시스템의 경우 관심 있는 부위(다섯 지점)에서의 진동수준을 저감 하기 위하여 변수로 사용하고 있는 6개의 변수(여기서는 두께)들 중에서 정적 해석 결과와 전체 지게차의 질량 조건을 만족하는 범위내에서 x_1, x_3, x_4 의 설계변수는 크게, x_2, x_5, x_6 의 설계변수는 작게하는 방향으로 설계 개선을 도모하는 것이 시스템의 진동저감에 많은 도움이 될것으로 파악되었다.

3. 결론 및 고찰

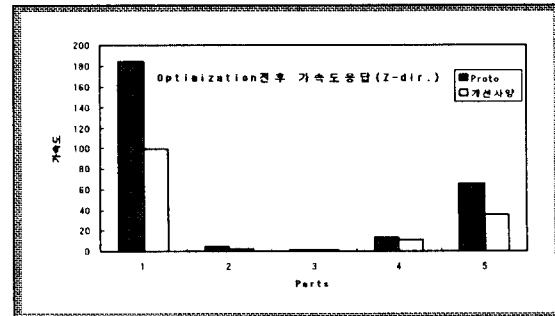
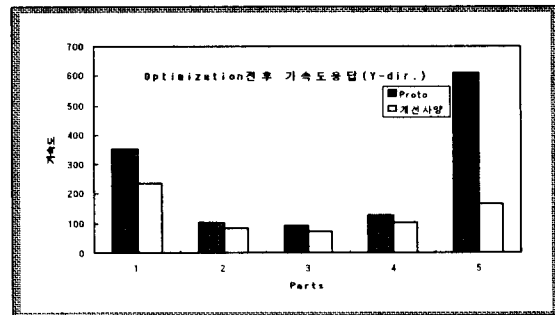
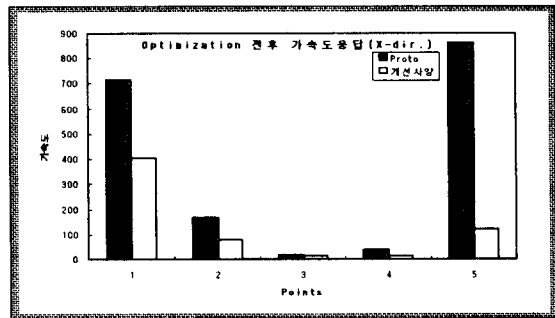
이상과 같은 연구의 결론으로서 다음과 같은 몇 가지를 고찰하여 보았다.

1) 본 연구의 결과로서 얻어진 시스템 유한요소 모델의 완성은 구조개선시 시스템의 동특성 파악

과 구조물 진동 문제 해결에 있어서 설계자에게 많은 도움을 줄 수 있다.

2) 본 해석 결과를 볼 때, 변수 x_1, x_3, x_4 는 시스템의 전면부에 해당하는 곳으로 이곳의 두께를 증대시키는 것은 관심부위의 위치를 고려할 때, 강성을 증대시키는 것으로 여겨지며 이는 타당성 있는 결과로 고려될 수 있다.

3) 이상과 같은 해석의 결과를 검증하기 위하여 설계개선안으로 고려된 내용의 적용과 시험을 통한 개선안의 보완이 필요하며, 향후 과정으로서 관심있는 가진력(가속도 응답이 가장 큰 엔진 r.p.m.)에 대한 사항의 고려도 필요하다.



[Fig.5] Optimization 전·후 가속도 응답 비교

4. 참고 문헌

- (1) 임홍재, 이상범, "저진동 차체의 필라 설계 및 최적화 기법", 한국 소음진동 공학회, Vol 5, No.3, pp395-402, 1995
- (2) 이재환, 이광한, "연속법에 의한 설계민감도를 이용한 판구조물의 조화진동 저감", 한국 소음 진동 공학회, Vol.6, No.1, pp27-34, 1996
- (3) 김덕신, 장한기, 이성호, "지게차의 소음 저감 연구", 한국소음진동공학회, 95추계학술대회 논문집, pp 99-103, 1995
- (4) Gregory J.Moore, *MSC/NASTRAN Design Sensitivity & Optimization Users' Guide*, MSC, 1994
- (5) D.J. Ewins, *Modal Testing: Theory and Practice*, RSP, 1984
- (6) Brughmans M., Leuridan J., Blauwkamp K., "The application of FEM-EMA correlation and Validation Techniques on a Body-In-White", The MSC 1993 World Users' Conf., Proc., paper No.6, May, 1993
- (7) 한국과학기술원, *차량 엔진 마운트계 설계의 최적화 (최종보고서)*, 대우중공업(주), 1995
- (8) W.T.Thomson, *Theory of Vibration With Applications*, Prentice-Hill, 1981
- (9) Vanderplaats, G.N., *Numerical Optimization Techniques for Engineering Design With Applications*, McGraw Hill, 1984