한국소음진동공학회 2011년 추계학술대회논문집, pp.271~276

건설중장비 제품개발 초기 단계에서의 라디에이터 진동 설계

Design for Vibration of Radiator at the Early Stage of Product Development Process in Construction Equipment

강현석† · 김성환* · 강종민**

Hyunseok Kang, Sunghwan Kim and Jongmin Kang

Key Words : Product Development Process(제품개발 프로세스), Design for Vibration of Radiator(라디에이터 진동 설계), Attachment(작업장치), Random Vibration(불규칙 진동), Working Mode(작업모드)

ABSTRACT

The working conditions of construction equipments such as excavators, wheel loaders and haulers are very tough and severe in fact. To design main components of construction equipment under the severe environment, it's important for engineers to consider design for vibration durability point of view at the early stage of product development process. Radiator as a cooling unit of construction equipment is one of critical components to apply design for vibration.

We present a design for vibration process and methodology on the radiator system in construction equipment industries. From the natural frequency and the random vibration analysis based on field vibration test data, we could find current status of radiator layout design to develop and made best layout specification of radiator design to decide for product development process at the early stage.

1. 서　론

굴삭기, 휠로더, 굴절식 험지 트럭 등과 같은 건설중장비들은 아직 개발이 진행되지 않은 건설 현장과 각종 건설용 골재 등을 채취하는 채석장과 같은 매우 험한 지역에서 개발 작업을 수행하는 중장비이다. 따라서 건설중장비 작업의 특성상 과도한 작업 하중이 발생하는 것은 필연적이라 할 수 있다. 이러한 건설중장비 제품개발에 있어 개발 초기 단계에서부터 높은 하중이 작용하는 것을 고려하여 설계 반영 및 내구성 검증 시험 등에 적용해야 한다 (1).

이와 같이 건설중장비를 구성하고 있는 주요 부품들은 건설중장비의 작업 중에 발생하는 높은 하중으로부터 충분한 강도 등의 안정성을 확보하는 것이 매우 중요하다. 즉, 건설중장비 주요 부품 설계의 핵심성능인자(KPI; Key Performance Index)로는 충분한 강도 및 내구성능 확보라고 할 수 있다.

특히, 굴삭기는 작업장치라는 장치를 통해서 굴삭 및 상차, 암반 긁기, 평탄작업 등의 다양한 작업을 수행할 수 있는 건설중장비이다. 또한 굴삭기는 특수한 목적을 위해서 다양한 작업장치를 설치할 수 있는데, 대표적으로는 굴삭과 상차를 위한 버켓, 삼림용 작업장치, 건물 파쇄장치 및 폐기물 작업장치 등과 같이 다양한 작업장치를 운용할 수 있다.

굴삭기 주요 부품 중 냉각장치인 라디에이터는 굴삭기 상부프레임에 설치되어 있고, 작업장치로부터 발생되는 높은 하중에 그대로 노출되어 있어 제품개발 초기 단계부터 반드시 동적 안정성을 확보해야 되는 매우 중요한 핵심부품이다. 이 연구는 제품개발 초기단계에 라디에이터 레이아웃을 결정하기 적용하는 진동설계에 관한 것이다.

† 교신저자; 정회원, Noise, vibration and cooling, VPD, Volvo CE
E-mail : Hyunseok.kang@volvo.com
Tel : 055-260-7853, Fax : 055-260-7080
* Noise vibration, and cooling, VPD, Volvo CE
** AE, Volvo CE

2. 제품개발 및 해석 프로세스

2.1 제품개발 프로세스

일반적인 건설중장비 제품개발 프로세스를 Fig. 1 에 나타내었다. 제품개발 프로세스에서 가장 중요한 부분은 마켓의 요구 사항을 반영하는 부분이다. 제품개발 프로세스는 이러한 마켓의 요구사항을 반영하여 제품의 기본 개념을 설정하는 단계인 개념설계, 제품을 생산하기 위한 상세설계, 시작품 및 양산품의 검증시험의 프로세스를 따른다.

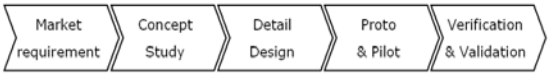


Fig. 1 Global product development process

2.1 해석 프로세스

제품개발 초기 단계에 적용해야 할 라디에이터 진동설계를 위해서 도입한 해석 프로세스를 Fig. 2 에 나타내었다.

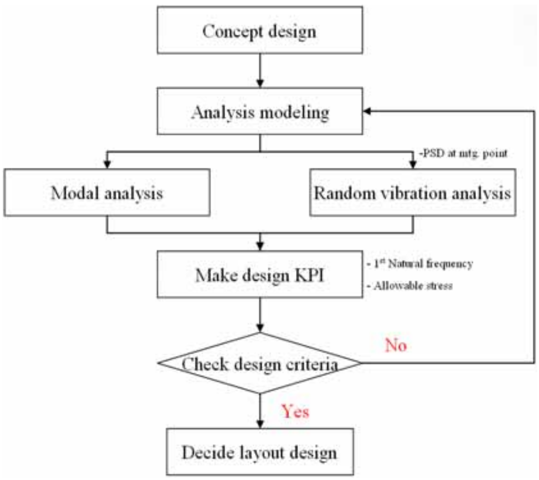


Fig. 2 Analysis Process

이 연구에서는 개념설계로부터 단순화한 해석 모델을 만들어 고유진동 해석과 굴삭기의 대표작업에 대한 시험 입력을 기초로 한 랜덤진동 해석[(2)~(4)]을 수행하고 그 결과를 토대로 한 KPI 와 진동설계 목표를 정의한 후 최적의 진동설계 사양을 결정하는 해석 프로세스를 작성했다.

3. 해석 모델

3.1 해석 프로세스

이 연구에서 적용할 기본 해석 모델을 Fig. 3 에 나타내었다. 해석 모델은 라디에이터 프레임과 이를 지지하는 2 개의 지지대(Stay bar), 3 개의 탱크 모델 그리고 크로스 바(Cross bar)로 구성된다. 또한 라디에이터 프레임 하단 부분을 지지해주는 4 개의 보강재(Gusset)가 설치되어있다. 이 기본 해석 모델을 기준으로 하여 설계 개선을 진행하였다.

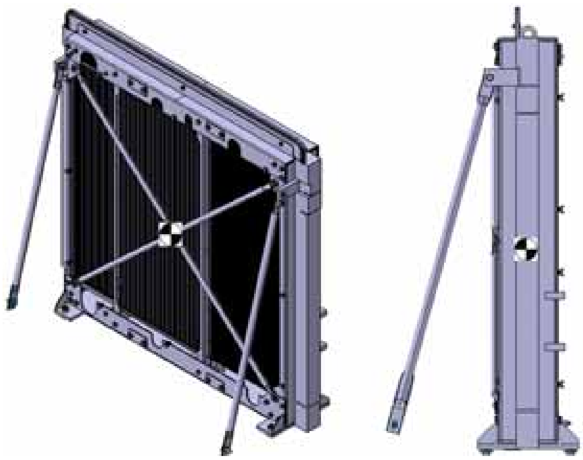


Fig. 3 Baseline model

3.2 고유진동 해석 결과

우선 해석 대상으로 한 라디에이터 기본 해석 모델에 대한 시스템의 동특성을 파악하기 위해 고유진동 해석을 수행하였다.

기본 해석 모델의 고유진동 해석에 적용한 경계조건으로는 다음과 같다.

1) 경계조건:
- 지지대의 하단 부분 (볼트 체결부)
- 라디에이터 프레임 하단 부분 (볼트 체결부)

2) 접촉조건: 지지대 및 탱크와 라디에이터 프레임이 결합되는 부분

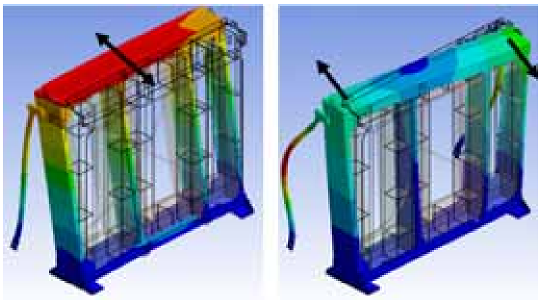
이 연구에서는 ANSYS WB R13 을 사용하여 고유진동 해석 및 랜덤진동 해석을 수행하였다.

Table 1 에 7 차까지의 고유진동수를 나타내

었고, Fig. 4 에 주요 고유 모드로 판단되는 굽힘 모드 및 비틀림 모드를 나타내었다. 두 고유 모드의 경우 라디에이터 단독의 거동은 없고 지지대와 라디에이터의 연성 거동임을 알 수 있다.

Table 1 Natural frequencies of baseline model

Order	Natural freq. (Hz)
1	57.72
2	67.61
3	79.69
4	94.13
5	95.19
6	102.62
7	111.15



(a) Bending mode (1st) (b) Twisting mode (7th)
Fig. 4 Natural mode

3.3 랜덤진동 해석 결과

(1) 장비 진동 데이터

랜덤진동 해석에 적용한 장비의 진동 데이터는 이 모델 이전 장비에서 취득한 진동 시험 데이터를 그대로 적용하였다.

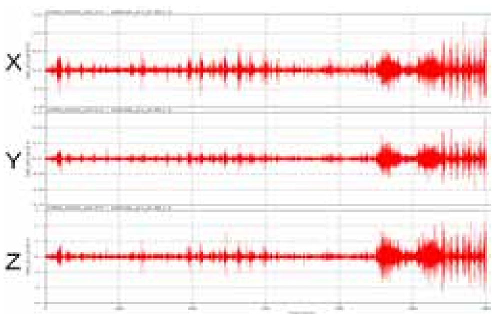


Fig. 5 Vibration test data at mounting point

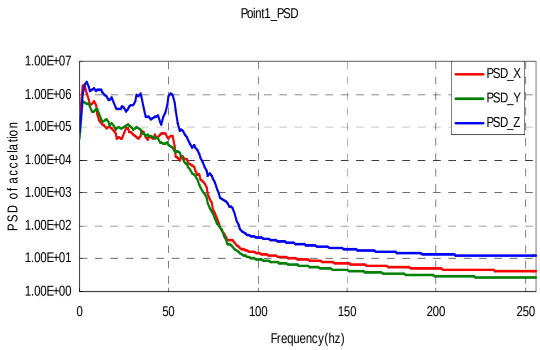


Fig. 6 PSD input data at mounting point

Fig. 5 는 굴삭기의 대표적인 작업모드의 조합으로 라디에이터 하단 고정부에서 계측된 진동 신호이다. 여기서 단위는 g 이고, X, Y, Z 의 의미는 굴삭기 운전자 기준으로 전후, 좌우 그리고 상하방향을 의미한다. 최대진동이 발생한 방향은 Z 방향으로 RMS 레벨은 0.45g 수준이었다. Fig. 6 은 랜덤 해석 입력으로 적용한 파워 스펙트럼 밀도(PSD; Power Spectrum Density) 그래프를 나타낸다.

(2) 랜덤진동 해석

Fig. 6 의 PSD 를 입력으로 하여 모드중첩법에 의한 랜덤진동 해석한 결과를 Fig. 7 에 나타내었다.

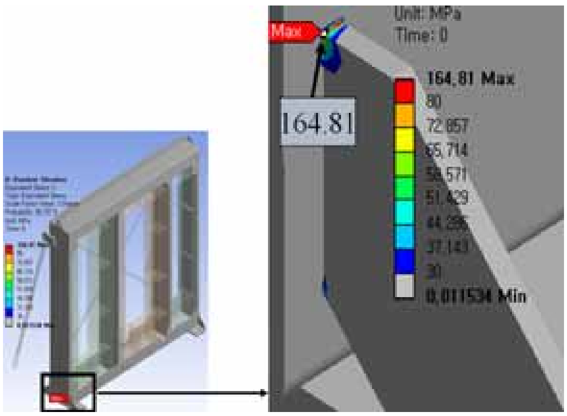


Fig. 7 Max. equivalent stress by random vibration analysis

기본 해석 모델의 랜덤진동 해석을 수행한 경우, 3 시그마 확률 분포(99.737%)를 고려했을 때, 왼쪽 하단부 보강재 부분에서 최대 응력

Table 2 Natural frequency and equivalent stress for each design model

Natural frequency (hz)									
Order	**A1**	**A2**	**A3**	**B1**	**B2**	**B3**	**C1**	**C2**	**C3**
1	58.39	57.72	56.74	61.33	60.77	59.69	57.64	57.27	56.73
2	67.62	67.61	67.61	94.35	94.31	94.19	94.40	94.35	94.28
3	79.71	79.69	79.67	95.25	95.15	94.92	95.34	95.24	95.11
4	94.21	94.13	93.96	102.51	101.77	100.67	103.80	102.96	101.87
5	95.29	95.19	95.01	117.16	117.14	114.31	126.02	125.80	125.39
6	103.39	102.62	101.57	124.87	124.33	123.15	133.54	133.56	133.53
7	111.70	111.15	110.35	133.49	133.51	133.47	147.41	147.10	146.73
Equivalent stress (MPa)									
Max	106.81	164.81	261.17	83.375	114.65	164.04	98.293	138.51	161.23

(Von Mises stress)이 발생하였고 진동설계 기준 이상의 수준으로 판단되어 개선이 필요한 상태로 보인다.

이는 라디에이터 프레임의 굽힘 및 비틀림 모드에 의한 영향이라고 판단되고, 이 결과로부터 최대 응력이 발생하는 지점을 관심부분으로 정했으며 그 위치는 Fig. 7 의 왼쪽에서 나타나 있듯이 라디에이터 프레임에 설치된 보강재의 상단 부위이다.

4. 진동 설계 개선

4.1 목적 함수 및 타겟 설정

기본 해석 모델에 대한 고유진동 해석과 랜덤진동 해석 결과를 토대로 하여 다음과 같은 KPI 를 정의하였다.

1) 굽힘 모드의 진동수 레벨
2) 랜덤진동에 의한 최대등가응력 레벨

위 두 개의 KPI 를 만족하기 위한 목적함수와 설계 목표를 아래와 같이 설정하였다.

- Obj. func.=[Freq@bending mode]*w_1 + [σ_{eq}]* w_2
- Design target=Objective func. 50% improvement

우선, 목적함수를 구하기 위해서 기본 해석 모델의 굽힘 모드 진동수 레벨 및 최대등가응력 레벨을 이용하여 정규화시키고, 두 KPI 에 대한 가중치($w_{1,2}$)를 적용한 목적함수를 설정하였다.

이와 같이 기본 해석 모델의 목적함수 수준은 1 로 설정될 수 있고, 설계 타겟의 수준은 1.5 이상의 레벨이 나오도록 목표를 설정하여 개선안 도출에 관한 연구를 진행하였다.

4.2 설계 제약 조건

기본 해석 모델의 라디에이터 프레임은 설계변수에서 제외하고, 그 외 KPI 에 영향을 줄 수 있는 설계변수로 두 가지를 선택하였다.

Fig. 8 에 잘 나타나 있듯이 첫 번째 설계변수는 지지대 높이의 변화와 두 번째는 라디에이터 프레임 하단부 보강재의 높이로 설정하였다.

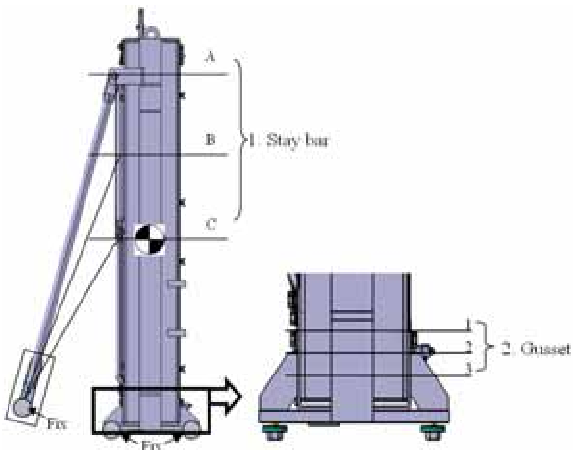


Fig. 8 Improvement model setting

설계 제약 조건으로는 지지대의 경우, 라디에이터전체의 무게중심 상단부에 위치하는 것

과 보강재의 경우, 높일 수 있는 높이 범위가 제한이 되어 있다. 그 외 지지대가 상부프레임에 고정되는 고정부는 그대로 변화가 없다고 가정하여 그대로 유지하였다. Fig. 8 에서 기호의 의미는 두 설계변수의 높이를 설정하는 기호로, A, B, C 는 지지대의 높이, 1, 2, 3 은 보강재 높이에 따른 위치를 나타내며 조합하면 총 9 개의 설계변수에 대한 해석 모델을 설정할 수 있었다.

4.3 설계변수 조합에 대한 해석 결과

4.2 절에서 구성한 해석계획을 토대로 하여 총 9 개의 모델을 만들어 고유진동 해석과 랜덤진동 해석을 수행하였다. Table 2 에 그 결과를 정리하였고, Table 2 상단에 있는 기호의 의미는 Fig. 8 에서 정의한 설계사양을 나타내는 것이다. Table 3 과 Table 4 는 기본 해석 모델을 기준으로 굽힘 모드의 고유진동수와 랜덤진동 해석으로부터 구한 최대등가응력에 대한 정규화 레벨을 정리한 결과이다.

Table 3 Normalized natural frequency

Natural frequency (hz)		Height of gusset		
		1	2	3
Length of Stay-bar	A	1.01	1.00	0.98
	B	1.06	1.05	1.03
	C	1.00	0.99	0.98

Table 4 Normalized max. σ_{eq}

Max. σ_{eq} (MPa)		Height of gusset		
		1	2	3
Length of Stay-bar	A	1.54	1.00	0.63
	B	1.98	1.43	1.00
	C	1.68	1.19	1.02

기본 해석 모델을 기준으로 각 해석 모델의 고유진동수와 최대등가응력을 정규화시키면 설계변수에 대한 각 해석 모델의 KPI 가 정규화된 수치로 표현된다. 이 경우 두 개의 KPI 중에서 랜덤진동에 의한 최대등가응력에서 변동폭이 더 크다는 것을 알 수 있다. 이 결과로부터 고유진동수의 변화에 따른 랜덤진동에 의한 최대 등가 응력의 변화를 동시에 파악할 수 있었다. 결과적으로 볼 때, 두 설계변수 모두 B1 조건(지지대: 중간, 보강재: 상단)에서 가장 좋은 성능을 보였다.

Table 3 과 Table 4 의 결과를 이용하여 4.1 에서 정의한 목적함수를 계산하였다. 이 결과를 Table 5 및 Fig. 9 에 나타내었다. 여기서 적용한 가중치로는 고유진동수 가중치인 w_1=0.4 그리고 최대등가응력 가중치 w_2=0.6 으로 설정하였다.

Table 5 Objective function

[Freq]*w_1 + [σ_{eq}]*w_2		Height of gusset		
		1	2	3
Height of Stay-bar	A	1.33	1.00	0.77
	B	1.61	1.28	1.02
	C	1.41	1.11	1.01

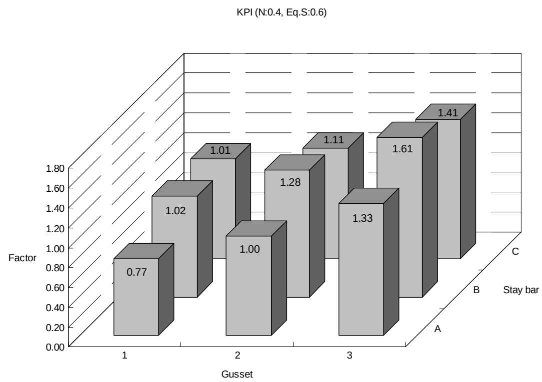


Fig. 9 Objective function graph

Table 5 와 Fig. 9 에서 잘 알 수 있듯이 B1 조건(지지대: 중간, 보강재: 상단)에서 가장 높은 성능을 보였다. 그 수준은 1.61 으로서 4.1 절에 설정했던 설계 목표를 만족하는 수준의 결과이다.

이와 같이 두 설계변수의 변화에 따른 해석계획을 수립하여 해석을 수행한 결과 최종 설계 목표로 했던 수준을 달성할 수 있었다.

5. 결 론

이 연구는 건설중장비 제품개발 초기단계에서 적용해야 하는 핵심 컴포넌트들의 레이아웃을 결정하는데 필요한 진동해석 프로세스를 제안하기 위한 것이다. 특히 건설중장비 주요부품 중의 하나인 라디에이터의 레이아웃 설계를 결정하기 위한 진동설계에 관한 것이다.

우선, 기본 해석 모델에 대한 고유진동해석과 진동시험 데이터를 적용한 랜덤진동 해석을 수행하였고, 그 결과를 기초로 해서 설계 KPI, 목적함수 및 설계 목표를 설정하였다. 라디에이터 프레임을 지지하는 지지대와 보강재를 설계변수로 지정하였고, 라디에이터 레이아웃이 허용하는 범위 내에서의 설계변수를 조합하여 총 9 개의 진동해석 모델로 구성되는 해석계획을 수립하였다.

해석계획에 의한 진동해석을 수행하여 KPI 및 목적함수의 레벨을 추출할 수 있었고, 그 중에서 설계 목표를 만족하는 사양을 선정할 수 있었다.

참 고 문 헌

(1) H. S. Kang, J. M. Kang, A. K. Jung and J. O. Lee: “Random Vibration Analysis of Handrail for Construction Equipment.” KSNVE pp.586~587, 2010.

(2) D. S. Steinberg, “Vibration Analysis for Electronic Equipment,” John Wiley & Sons Inc., 2000.

(3) D. J. Segalman, G. M. Reese, R. V. Field, C. W. G. Fulcher: “Estimating the Probability Distribution of von Mises Stress for Structures Undergoing Random Excitation.” ASME Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 122, S.42-48

(4) M. K. Santhosh, “Analyzing Random vibration Fatigue,” AMSYS Advantage Volume II, Issue 3, 2008