

셸터시스템 내부 장비의 복합 소음 분석

Multiple noise analysis of the inside equipments in shelter system

†김상현‡·이병호*·이중*·강동석*

Sang-Hyun Kim, Byung-Ho Lee, Jeung Lee and Dong-Suk Kang

Key Words : Multiple noise(복합 소음), Shelter(셸터), Equipment noise(장비 소음)

ABSTRACT

Shelter system is applying to weapon systems as usage of performing specific mission with arranging several electronic equipments and operators. Recently the electronic equipments is changing from development products to COTS(Commercial on-the-shelf) for demonstrating high performance at low cost. As internal operators of shelter system conduct several missions for specific or long time in this the present situation, One of the most important element considering the best combat power is internal noise level. Therefore, I desire to analyze the features and foresee multiple noise level with test for conforming whether requirements of design is met or not in this research paper.

기 호 설 명

- P : 실효음압 (Pa)
- P_0 : 기준음압 (Pa) [20 μ Pa]
- L_p : 음압레벨 [dB]
- L_{eq} : 등가소음레벨 [dB(A)]
- L_1 : 기준거리 음의 강도 [dB]
- L_2 : 소음 산출거리 음의 강도 [dB]
- r_1 : 기준거리 [m]
- r_2 : 소음 산출거리 [m]
- f_i : 일정 소음레벨의 지속시간률
- L_i : 일정 소음레벨 [dB(A)]

1. 서 론

셸터시스템은 적용되는 시스템의 요구조건 특성
에 따라 각기 다르게 구현되나 일반적으로 특정 임
무를 수행할 수 있도록 워크스테이션, 전원공급장치,

통신장치 등이 탑재되며, 사람이 장시간 운용하는
환경을 위해 냉난방장치, 환풍기 등이 배치된다. 과
거 전자장비는 구성품의 역할별 일정한 성능과 기능
만 수행하는 개발품 형태로 제작되어 왔으나 최근에는
비용절감/고성능/다목적화로 변화되어가면서 방열
성능을 개선하기 위한 Convection Cooling 장치류
가 증가하여 소음문제가 대두되고 있다.

소음은 사람에게 스트레스를 미치고 심할 경우
청각 장애를 발생 시킬 수 있기 때문에 적절한 수준
을 넘지 않도록 적절한 배치/설계가 필요하며 무기
체계 규격(MIL-STD-1472)에도 아래 표와 그림과
같이 제한사항을 규정하고 있다.

Table 1 Permissible noise exposure limits⁽¹⁾

구분	내용	수준
Zone A	청력보호장비를 착용해야하는 최대 노출	105 dBA(24시간 이상), 120 dBA 이상
Zone B	가끔 노출되는 경우	110 dBA(8시간 이하), 120 dBA 이하
Zone C	가끔 노출되는 경우	85~110 dBA(8시간 이상), 75~85 dBA(16시간 이상)
Zone D	청력보호장비 착용	85~110 dBA(8시간 이하)
Zone E	청력보호장비 미착용	75~85 dBA(8시간 이하), 75 dBA 이하

† 김상현, LIG넥스원
E-mail : kimsh1207@lignex1.com
Tel : 010-4198-7081, Fax : 031-8026-7084
* 이병호, 이중, 강동석, LIG넥스원

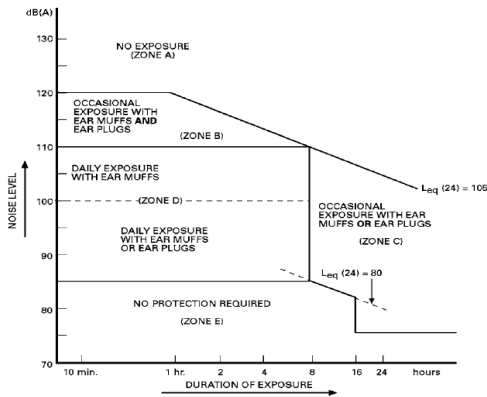


그림 1 Permissible noise exposure limits⁽¹⁾

본 논문에서는 셸터조립체 주요 구성 실제 장비가 제작되지 못하는 초기 설계시 내부 소음 수준을 분석하고 위치별 소음 수준 및 캐비닛조립체 전면도어의 소음 차폐효과에 대해 고찰하고자 한다.

2. 본 론

2.1 분석 대상 및 소음원

(1) 분석 대상

셸터시스템은 적용 체계마다 다양하나 본 논문은 감시정찰 임무를 수행하는 셸터시스템(이하 ‘셸터시스템’)의 한 예를 기준으로 분석하고자 한다.

(2) 소음원

셸터시스템은 그림 2와 같이 4명의 운용자가 탑승하여 장시간 감시정찰 임무를 수행하는 체계로 18,000 BTU/h 냉난방장치 2조를 탑재하여 내부로 에어덕트를 통해 공기조화를 시키고, 컴퓨터 및 통신장치들을 장착한 캐비닛조립체 3조, 콘솔 3조, 테이블 1조를 상호 연결하여 임무를 수행하는 시스템을 구성한다.



그림 2 Internal shape of shelter system

(3) 소음 차폐 적용방안

소음을 최소화할 위해 캐비닛조립체 측판에 일반적으로 많이 사용되는 그림 3과 같은 특성의 다공질 흡음재(폴리우레탄 재질)를 적용하며, 동일 흡음재가 적용된 천공이 없는 전면도어 적용 유무에 대한 그 효과를 확인한다.

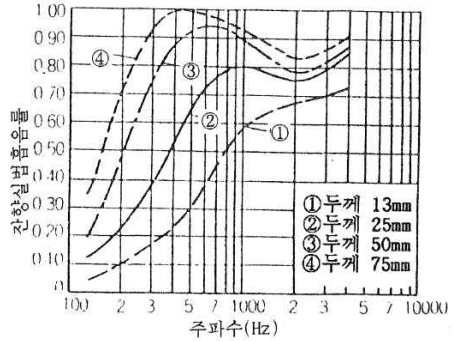


그림 3 Absorption characteristic of cellular material⁽²⁾

이러한 내부 구성품 중 Fan 또는 소음발생원을 내장하여 내부 소음에 영향을 미치는 인자는 다음 표와 같다.

Table 2 Internal Main noise sources of Shelter system

구분	캐비닛			환풍기	에어덕트
	#1	#2	#3		
워크스테이션	5조	2조	-	-	-
VME랙	2조	-	-	-	-
UPS	1조	-	-	-	-
데이터저장기	-	1조	-	-	-
백본스위치	-	1조	-	-	-
서버장치	-	-	3조	-	-
데이터처리장치	-	-	4조	-	-
Fan	-	-	-	3조	-
냉난방장치	-	-	-	-	2조

2.2 소음 수준 분석절차

셸터시스템은 다수의 내부 소음원이 동시에 소음을 발생시키기 때문에 복합소음 형태로 운용자에게 들리게 된다. 따라서, 각 소음원의 소음을 측정/확인하고 이 값과 수량을 고려하여 등가소음레벨을 산출하고 알고 싶은 지점까지 이격된 거리의 영향을 반영하여 최종 복합소음을 산출한다. 소음원에 대한 측정이 필요한 이유는 COTS 또는 기 개발장비 특

정상 소음규격을 제시하는 경우가 드물며 제시되더라도 개발하고자하는 시스템이 요구하는 전기적/운용적 요구성능에 따라 Fan의 RPM이 다르기 때문에 반드시 측정값을 확인하여 반영해야 한다.

2.3 복합소음 레벨 산출식

(1) 음압레벨 산출식

음압레벨은 음압을 데시벨 척도로 표시한 것이다. 레벨(level)이란 어떤 물리량의 기준량과의 비에 상용대수(log)를 취한 값이며 데시벨(decibel)은 레벨을 10배한 값을 뜻하며 dB로 나타낸다.⁽³⁾ 음압레벨은 L_p 또는 SPL로 나타내고 실효음압 $P(\text{Pa})$ 와 음압레벨 $L_p(\text{dB})$ 사이의 관계는 다음 식과 같다.⁽⁴⁾

$$L_p = 10 \text{Log}_{10} \left(\frac{P}{P_0} \right)^2$$

음압이 2배로 되면 음압레벨은 6dB 증가하며 10배로 되면 20dB 증가한다.

(2) 다수 소음원의 복합소음 산출식

L_{eq} 는 변동하는 소음 레벨의 에너지 평균치로 2개의 소음에너지가 같을 때, 두 소음의 심리적, 생리적 영향도 같다는 등에너지 가설에 입각하고 있다. 일반적으로 큰 쪽으로 변동하는 소음을 평가하는 평가량중의 하나로 변동하는 소음을 주어진 시간 동안 변동하지 않는 평균레벨의 크기로 환산하는 방법으로 기본식은 다음과 같다.⁽⁵⁾

$$L_{eq} = 10 \text{Log}_{10} \left(\sum_{i=1}^n f_i \times 10^{L_i/10} \right)$$

하지만 일반적인 무기체계의 소음시험 평가는 요구값에 대해 소음측정 최대값으로 평가한다. 즉, 전체 복합소음 측정을 통해 시간변화에 관계없이 일정하게 발생하는 최대 소음의 양을 적용하여 검토하기 때문에 지속시간률을 1로 설정하여 판단한다.

(3) 이격거리에 대한 소음 산출식

공기 중을 통해 전달되는 소음은 소음원으로부터 이격됨에 따라 자연적으로 약해진다. 이유는 음에너지가 구면파 형태로 확산되고 공기 등과 같은 저항성 매질로 인해 감쇠가 발생하기 때문이다. 따라서, 소음원에서 기준거리(r_1)상의 소음강도(L_1)와 이격된 거리(r_2)상의 소음강도(L_2) 관계식은 다음과 같다.

$$L_p = 10 \text{Log}_{10} \left(\frac{P}{P_0} \right)^2$$

음원이 구면파로 형성 / 전달되므로, 음향강도와 출력 사이의 관계식을 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$I = \frac{P}{4\pi r_i^2} \text{ 이므로, } L_2 = L_1 + 10 \times \text{Log}_{10} \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2$$

로 표현할 수 있다.

2.4 소음 측정 시험

(1) 워크스테이션

워크스테이션은 셸터시스템에 탑재하여 운용시 발생할 수 있는 최대 성능을 모사하기 위해 모의부하를 인가하여 동작시킨 상태에서 소음을 측정한다. 또한, 워크스테이션 단독, 랙조립체 장착시 전면도어 Open 및 Close 총 3개 Case를 측정하였다.

[단위 : dBA]

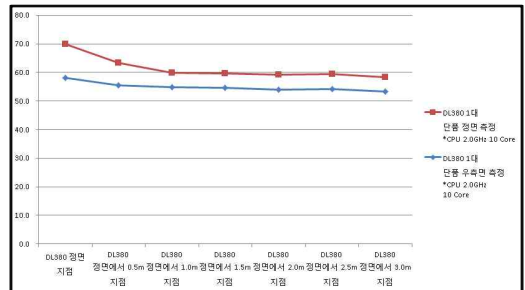


그림 4 Measurement results(workstation/1EA)

[단위 : dBA]

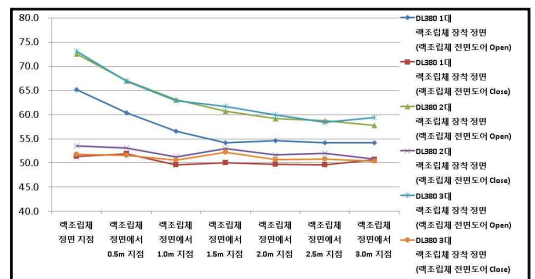


그림 5 Front measurement results of workstation with cabinet

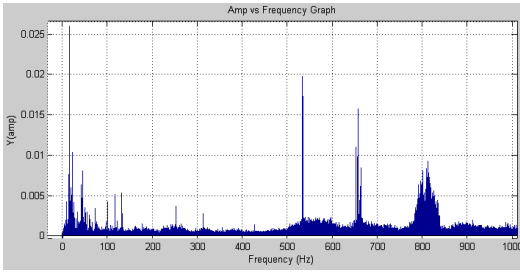


그림 6 Freq graph(without cabinet door)

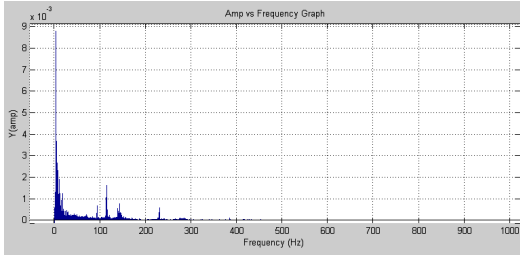


그림 7 Freq graph(with cabinet door)

(2) 환풍기

유사한 크기와 구조의 기본 골격구조의 셸터 내에 장착된 환풍기를 대상으로 측정하였다. 약조건을 고려하여 환풍기 Full RPM 상태에서 소음을 측정한다. 측정 Case는 환풍기 1조만 작동하여 모든 Door를 닫은 상태로 측정하였다.

[단위 : dBA]

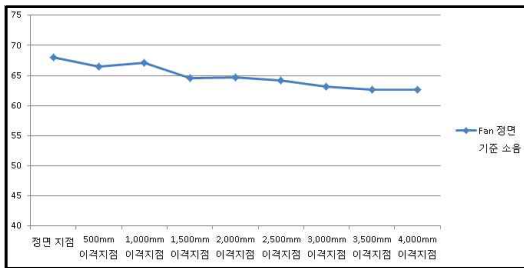


그림 8 Front measurement results(ventilator)

(3) 냉난방장치

냉난방장치는 18,000 BTU/h 균용제품으로 Room 구조의 챔버에 기계적 장착조건을 유사하게 반영하여 1조에 대한 소음을 측정하였다. 온도 설정 노브는 동작 중 다른 모드로 전환되지 않도록 제조사 추천 수준인 냉방 50% 지점 조건으로 풍향 세기 “강”, “약” 2가지 모드 / 배출구 에어덕트를 적용시

“강”에 대한 소음을 측정하였다.

[단위 : dBA]

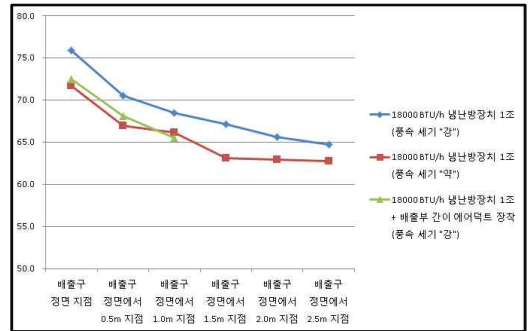


그림 9 Front measurement results(aircon)

(4) 기타 소음원

등가소음레벨 산출식의 특성상 고 소음원보다 작은 소음원이 추가될 경우에 전체 복합소음의 크기를 증가 시키는 영향이 미미하기 때문에 제조사 제시 소음값 또는 추정값을 적용하여 산출한다.

실제로 계산결과 다수소음원의 복합소음을 시뮬레이션하면 전체 복합소음 보다 10dB 이상 작은 소음원은 추가되어도 소음 증가에 영향이 없었으며, 전체 복합소음과 유사한 소음원(약 5dB 이하)은 수량이 1개 증가할수록 약 0.1dB 이상씩 증가하는 경향을 보였다.

2.5 소음계산식 보정 및 측정결과 분석

(1) 이격거리에 대한 소음 계산식 보정

① 워크스테이션 단품 계산식 보정

$$2) \text{ 보정 수식} : L_2 = L_1 + 4 \times \log_{10} \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2$$

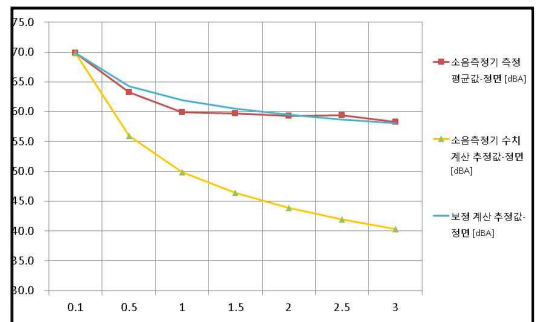


그림 10 Noise Correction results (workstation/1EA)

② 캐비닛조립체 장착 워크스테이션 계산식 보정

1) 보정 수식 (1대) : $L_2 = L_1 + 4 \times \text{Log}_{10}(\frac{r_1}{r_2})^2$

2) 보정 수식 (2대/3대) : $L_2 = L_1 + 5 \times \text{Log}_{10}(\frac{r_1}{r_2})^2$

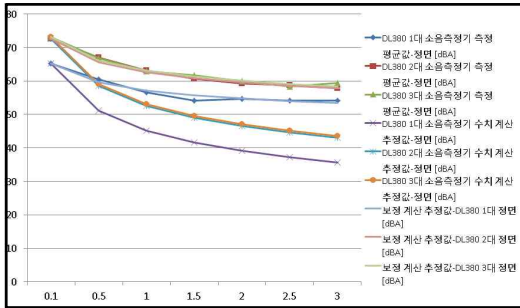


그림 11 Noise Correction results(cabinet)

③ 환풍기 계산식 보정

1) 보정 수식 : $L_2 = L_1 + 2 \times \text{Log}_{10}(\frac{r_1}{r_2})^2$

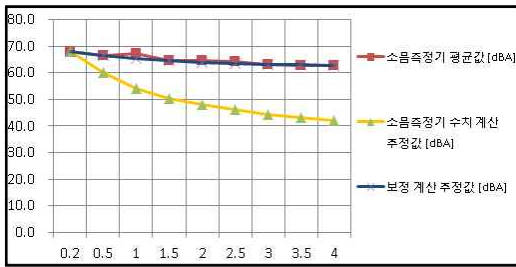


그림 12 Noise Correction results(ventilator)

④ 냉난방장치 계산식 보정

1) 보정 수식 (“강”) : $L_2 = L_1 + 4 \times \text{Log}_{10}(\frac{r_1}{r_2})^2$

2) 보정 수식 (“약”) : $L_2 = L_1 + 3.5 \times \text{Log}_{10}(\frac{r_1}{r_2})^2$

3) 보정 수식 (“강” + 간이 에어덕트)

: $L_2 = L_1 + 3.5 \times \text{Log}_{10}(\frac{r_1}{r_2})^2$

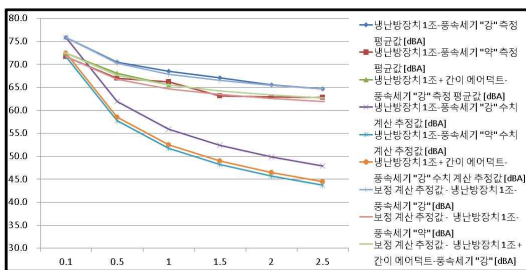


그림 13 Noise Correction results(aircon)

(2) 측정결과 분석

① 그림 4~5와 같이 워크스테이션 같은 랙형태의 장비를 단품 레벨에서 정면 기준 약 70dBa의 소음을 보이나 캐비닛조립체에 장착되면 측면 흡음재로 인해 65.2dBa, 흡음재를 적용한 전면도어까지 복합 적용시 51.4dBa로 감소됨을 알 수 있었다.

또한, 그림 6~7과 같이 전면도어 적용 유무에 대한 주파수 차폐 특성은 정면 기준에서 500~800Hz에서 발생하는 소음을 완전히 감소시켰으며, Fan에 의해 발생하는 저주파 소음도 그 크기를 50% 이하로 감소시켰다. 따라서, 다공성 흡음재와 천공이 없는 전면도어 조립체는 Fan이 장착된 장비의 소음 차폐에 효과적임을 알 수 있다.

② 그림 5에서는 캐비닛조립체에 장착된 소음원은 2대와 3대의 소음수준이 유사한 수준과 경향을 나타냄에 따라 동일한 수준의 소음원이 추가되더라도 전체 복합소음이 상승하는 효과는 매우 미미하다는 것을 시험결과와 복합소음 산출식을 통해 확인하였다.

③ 그림 10~13은 측정대상인 워크스테이션, 환풍기, 냉난방장치 모두 정면 소음의 측정값과 수치계산 추정값은 거리별 큰 편차를 보이고 있다. 이러한 현상은 앞서 언급된대로 수치계산 추정값은 음에너지가 반사효과가 없는 개방된 공간에서 이론적인 구면파 형태로 확산되는 가정에서 성립된 산출식이나 실제 소음원은 장비 특성상 특정 개구부를 통해 편방향으로 소음이 확산되며 일정한 밀폐공간 내의 음향 반사효과가 반영된 결과라 판단된다.

또한, 본 소음 측정은 최종적으로 셸터조립체라는 밀폐공간 내의 소음을 예측하는데 그 목적이 있기 때문에 방음시설 내에서만 측정하지 않고 3가지 경우의 환경에서 측정하였다. 이 결과 그림 11~14에서 보는바와 같이 워크스테이션과 같이 일정한 작업장(약 5m x 15m) 내에서 측정한 결과는 거리별 감소 기울기가 4~5로 보정되는 경향을 보이나 환풍기(기본셸터) / 냉난방장치(흡음처리된 챔버)와 같이 작은 밀폐공간에서 측정하였을 때 거리별 감소 기울기는 각각 2 / 3.5~4를 보인다.

④ 결론적으로, 본 소음 측정은 일정한 밀폐공간 내의 복합소음 산출에 그 목적이 있으므로 그 특성을 고려하고 보수적 검토를 위해 감소 기울기를 2

로 설정하여 예측한다.

2.6 복합소음 예측

실제 셸터시스템 내부 소음원은 각각의 이격거리를 가지고 있는데 1m 이내의 소음원은 동일지점에 있다고 가정하고 캐비닛조립체의 전면도어 유무에 대해 각각 산출한 결과 표 3~4와 같다.

Table 3 Multiple noise of cabinet (without door/airduct)

[단위 : dBA]

구분	캐비닛			환풍기	에어 덕트
	#1	#2	#3		
워크스테이션	69.9	69.9	-	-	-
VME랙	70.0	-	-	-	-
UPS	60.0	-	-	-	-
데이터저장기	-	55.0	-	-	-
백본스위치	-	70.0	-	-	-
서버장치	-	-	70.0	-	-
데이터처리장치	-	-	50.0	-	-
Fan	-	-	-	68.0	-
냉난방장치	-	-	-	-	68.5
그룹별 복합소음(정면)	78.4	77.8	74.8	72.8	71.5
전체 복합소음(1m 지점)	78.8				
전체 복합소음(2m 지점)	77.6				

Table 4 Multiple noise of cabinet (with door/airduct)

[단위 : dBA]

구분	캐비닛			환풍기	에어 덕트
	#1	#2	#3		
워크스테이션	51.8	51.8	-	-	-
VME랙	52.0	-	-	-	-
UPS	45.0	-	-	-	-
데이터저장기	-	45.0	-	-	-
백본스위치	-	52.0	-	-	-
서버장치	-	-	52.0	-	-
데이터처리장치	-	-	45.0	-	-
Fan	-	-	-	68.0	-
냉난방장치	-	-	-	-	65.5
그룹별 복합소음(정면)	60.4	56.9	57.8	72.8	68.5
전체 복합소음(1m 지점)	70.5				
전체 복합소음(2m 지점)	69.3				

여기서 그림 14와 같이 정면과 다른 수준과 경향을 보이는 캐비닛조립체 측면 소음의 특성을 반영하여 도식화하면 그림 15와 같다. 이는 소음원 자체가 측면으로 발생하는 개구부가 없을 뿐만 아니라 천공이 없는 흡음재가 적용된 캐비닛조립체 측판이 절대적으로 낮은 소음 수준을 발생시키기 때문이라 판단된다.

[단위 : dBA]

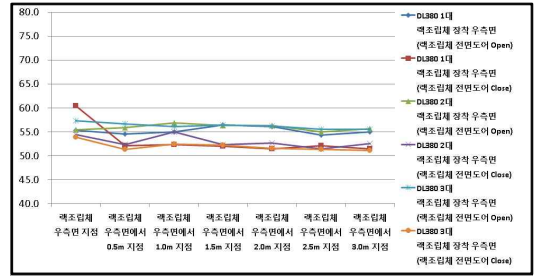


그림 14 Right measurement results of workstations with cabinet

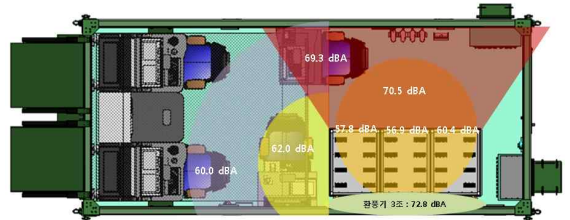


그림 15 Areal Multiple noise results (Table 3)

3. 결 론

본 논문에서는 소음원의 유사 또는 동일품목을 활용하여 이론적 소음 계산식을 시험 측정값과 비교/보정하여 전체적인 복합소음을 예측해보았다. 추후 유사체계 설계시 실장비가 제작되지 않은 시스템 설계 초기 단계에서 내부 소음의 수준을 예측하는데에 활용 가능할 것이라 판단된다. 또한 전체 시스템을 제작한 후 복합 소음 측정을 통해 추가 보완한다면 보다 더 신뢰성있는 결과를 얻을 수 있을 것이다.

참 고 문 헌

- (1) Departments and Agencies of the Department of Defense., 2012, MIL-STD-1472G HUMAN ENGINEERING, pp.152
- (2) Hong, S. M., 1995, HANDBOOK OF NOISE AND VIBRATION, pp.94
- (3~4) Hong, S. M., 1995, HANDBOOK OF NOISE AND VIBRATION, pp.8
- (5) Hong, S. M., 1995, HANDBOOK OF NOISE AND VIBRATION, pp.47