



• 특집 • 방산제품 설계 및 실험 III

## 방열 성능을 고려한 함정 탑재 장비의 구조 소음 저감 설계

# The Reduction Design for Structure Borne Noise of Electronic Cabinet on Shipboard Considering Cooling Performance

이영민<sup>1,#</sup>, 박정훈<sup>1</sup>, 전관수<sup>1</sup>, 김병준<sup>1</sup>, 곽철현<sup>2</sup>

Young Min Lee<sup>1,#</sup>, Jeong Hoon Park<sup>1</sup>, Kwan Soo Jeon<sup>1</sup>, Byung Jun Kim<sup>1</sup>, and Chul Hyun Kwak<sup>2</sup>

<sup>1</sup> LIG 넥스원 기계연구소 (Mechanical Engineering R&D Lab, LIG Nex1 Co., Ltd.)

<sup>2</sup> 국방과학연구소 (Agency for Defense Development)

# Corresponding Author / E-mail: leeyoungmin77@lignex1.com, TEL: +82-31-8026-4880

KEYWORDS: Structure borne noise (구조소음), Experimental method (실험적 방법), Cooling performance (방열 성능)

*An air cooling system using an axial flow fan is generally applied in an electronic cabinet on shipboard. However, cases that apply a water cooling system or a mixture of water cooling and an air cooling system are gradually increased by applying the high-performance SBC (Single Board Computer) or DSP (Digital Signal Process), which has a high heating value. In this study, a structure borne noise reduction design for an electronic cabinet that applied a mixture of air and water cooling system was performed. First, the cooling system design was performed using a numerical analysis to secure a thermal stability, and then an electronic cabinet was produced. Next, considering the cooling performance, the reduction design for structure borne noise that causes an underwater radiated noise was performed using the experimental approach. The electronic cabinet, which has a thermal stability and meets the structure borne noise specifications, was finally developed.*

Manuscript received: July 31, 2017 / Revised: August 24, 2017 / Accepted: September 25, 2017

### 1. 서론

최근 함정에 탑재되는 전자캐비닛은 전보다 많은 신호를 수집하고 처리하기 위하여 고성능의 SBC (Single Board Computer) 나 DSP (Digital Signal Processor) 보드가 적용되고 있다. 하지만 이러한 고성능 보드의 적용은 필연적으로 전자캐비닛의 발열량 증대로 이어지고 있으며 이러한 발열량을 해결하기 위하여 고성능/고효율의 냉각장치가 요구되고 있다.

현재 함정에 탑재되는 전자캐비닛의 냉각장치는 축류 팬(Axial Flow Fan)을 이용한 공랭식(Air Cooling Type)이 주를 이루고 있다. 하지만 공랭식의 냉각장치로 원하는 방열 성능을 얻기가 어려운 경우, 수냉식(Water Cooling Type) 냉각 장치를 적용하기도 한다. 특별한 경우에는 냉각수 공급 이상, 수냉식 냉각장치의

고장과 같은 긴급상황에 대비하여 공랭식 냉각방식으로 전환이 가능한 공랭식과 수냉식을 복합한 냉각 장치를 요구하기도 한다.

상기의 냉각장치 중에서 공랭식 및 복합식 냉각장치의 경우, 축류 팬의 회전에 의해 공기전달소음(Airborne Noise)과 구조전달소음(Structureborne Noise)이 발생된다. 이 중, 구조전달소음(이하 구조소음)은 함정의 수중방사소음(Underwater Radiated Noise)을 야기시켜 함정의 스텔스 성능을 저하시키는 주요 원인 중 하나이며 수중에서 운용되는 함정의 경우에는 이러한 구조소음을 엄격하게 제한하고 있다. 근래에는 수상함에 탑재되는 장비의 경우에도 스텔스 성능을 요하는 함정에서는 구조소음의 수준을 제한하는 경우가 늘어가고 있으며 이러한 수중방사소음 저감을 위해 과거에서 현재까지 활발한 연구가 진행되고 있다.<sup>1-4</sup>

본 연구에서는 공랭식과 수냉식 냉각장치가 복합적으로 적용된



Fig. 1 Configuration of an electronic cabinet

Table 1 Thermal analysis conditions

|   |                  |
|---|------------------|
| Max. heating value                        | 4.35 kW          |
| Efficiency of a heat exchanger            | 0.686            |
| Axial flow fan                            | Fan(A) : Table 5 |
| Temperature of cooling water              | 24°C, 7°C        |
| Ambient temperature                       | 50°C, 20°C       |
| Max. allowable temperature of a DSP board | 105°C            |

Table 2 Results of thermal analysis

| Analysis conditions         | Analysis case |      |      |
|-----------------------------|---------------|------|------|
|                             | TA1           | TA2  | TA3  |
| In Ambient temp. (°C)       | 50.0          |      |      |
| In Cooling water temp. (°C) | 24.0          | 7.0  | 24.0 |
| Out Maximum temp. (°C)      | 95.0          | 80.4 | 90.2 |

전자캐비닛의 방열 및 구조소음저감 설계를 수행하였다. 전자캐비닛의 방열 설계에는 상용 프로그램을 활용한 해석적 방법을 적용하였다. 구조소음의 경우, 캐비닛이 여러 부품으로 구성되어 있어 소음이 전달되는 경로가 다양하고 복잡함을 감안하면 해석적 방법을 적용한 설계가 어렵다고 판단하여 소음원(팬)에 대한 기본적인 저감방안을 적용하여 캐비닛을 설계 및 제작하였다. 이후, 성능시험을 수행하여 보완 사항을 확인하고 설계 개선하는 과정을 통해 방열 성능 및 소음성능을 만족하는 전자캐비닛을 개발하였다.

2. 열해석

Fig. 1에는 전자캐비닛 형상을 나타내었다. 전자캐비닛의 내부는 8개의 신호처리모듈과 중앙에 4개의 팬조립체 구성되어 있으며 캐비닛의 후면에는 수냉식 냉각장치가 설치되어 있다. 전자캐비닛 모사구조물을 이용한 수냉식 열교환기 성능시험 결과에 따라 열교환기의 효율 및 송풍량이 결정되었으며 이를 이용하여 전자캐비닛 열해석을 수행하였다.

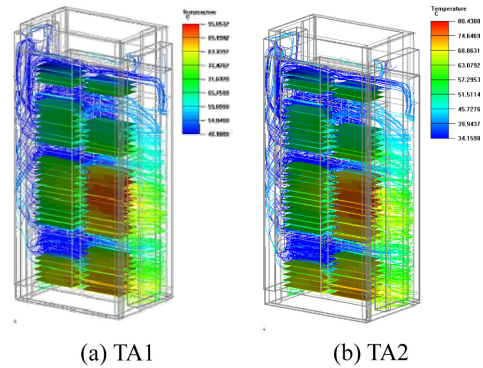


Fig. 2 Temperature distribution

2.1 열해석 조건

상용 프로그램인 Ansys ICEPAK을 활용하였으며 보드 레벨에서의 정상상태(Steady State) 열해석을 수행하였다. Table 1에는 해석 조건을 나타내었다. 대기/냉각수 온도의 영향성 및 환경시험온도에서의 열적 안전성 확인을 위해 해석조건을 선정하였으며 시스템의 허용온도는 DSP 보드의 최고 허용 온도를 기준으로 설정하였다.

2.2 열해석 결과

Fig. 2와 Table 2에는 해석결과를 나타내었다. 해석결과, 환경시험조건(50°C)에서도 전자캐비닛의 열적 안정성을 확보할 수 있을 것이라 판단하였고 해석에 적용된 캐비닛의 발열량이 보수적으로 예측된 수치임을 감안하면 실제로 캐비닛의 허용온도 대비 온도 마진은 더 커질 것으로 판단하였다. 또한, 주변 온도 변화에 의한 전자캐비닛의 온도 상승폭이 크지 않음을 알 수 있다.

3. 1차 성능시험

1차 성능시험의 경우, 전자캐비닛을 구성하는 8개의 신호처리 모듈 중, 주 발열원인 DSP 보드가 적용된 4개의 모듈만 적용된 상태에서 수행되었으며 캐비닛의 모든 발열원이 적용되지는 못하였다. 하지만 주요 발열원이 모두 적용된 만큼 DSP 보드 및 캐비닛의 방열성능을 확인하기에는 큰 문제가 없을 것이라 판단하였다. 또한, 소음원인 팬 조립체의 경우에 모두 적용되었기 때문에 캐비닛의 구조소음 평가에 문제가 없을 것이라 판단하였다.

3.1 온도시험

3.1.1 온도시험 조건

캐비닛 내부의 온도측정 위치를 Fig. 3에 나타내었다. 상온에서 전자캐비닛의 열적 안전성을 확인하기 위해 시험조건을 설정하였고 이를 Table 3에 나타내었다.

3.1.2 온도시험 결과

Table 4에는 측정된 온도를 나타내었다. 캐비닛 내부 온도 및

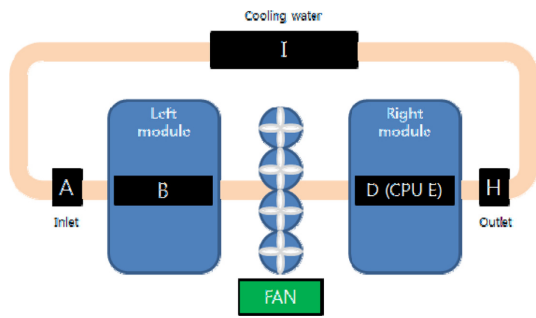


Fig. 3 Location of temperature measurement on a electronic cabinet

Table 3 Temperature test conditions

|                              |                  |
|------------------------------|------------------|
| Ambient temperature          | 28°C             |
| Temperature of cooling water | 16°C             |
| Axial flow fan               | Fan(A) : Table 5 |

Table 4 Measured temperature for each point

| Temperature at the measuring points, °C |      |      |      |      |    |
|---|------|------|------|------|----|
| A                                       | B    | D    | E    | H    | I  |
| 36.9                                    | 45.4 | 60.5 | 75.0 | 61.8 | 16 |

DSP 보드 CPU(E)의 지속적인 온도 상승으로 정상상태(Steady State)의 측정결과를 얻을 수는 없었으나 캐비닛 설계 개선을 위한 의미 있는 데이터를 확인할 수 있었다. 검토 결과, 캐비닛의 문제점은 두 가지이며 첫째는 DSP 보드의 열교환 성능 부족이며 둘째는 송풍량의 부족이다.

위치 B와 D의 온도는 각각 좌/우측 DSP 보드의 히트 파이프(Heat Pipe)에서 측정된 온도이며 위치 E의 온도는 우측 DSP 보드의 CPU 인접 온도이다. D(Heat Pipe) - E(CPU) 간 온도편차는 14.5°C인데 측정위치 E의 위치가 CPU 인접위치 온도라는 것을 감안하면 히트 파이프와 CPU의 온도편차는 더 클 것이라 추정할 수 있다. 이는 제작된 DSP 보드의 방열 성능이 비효율적임을 보여주는 것이다. 또한, 전자캐비닛 모사구조물을 이용한 수냉식 열교환기 성능시험 결과와 비교하면, 모듈로 유입되는 공기 온도(A)가 높고 A(Inlet) - H(Outlet)의 온도 편차가 큰데 이는 송풍량이 부족하다 추정할 수 있다.

### 3.2 구조소음시험

#### 3.2.1 구조소음시험 조건

구조소음 측정위치를 Fig. 4에 나타내었다. 구조소음원인 팬의 소음규격 미충족에 대비하여 3종의 팬을 준비하여 소음시험을 수행하였다. Fig. 5에는 중앙 팬조립체의 형상을 나타내었다. 팬의 진동 저감을 위해 팬 고정판과 하부판 사이에 탄성마운트(Elastic Mount)를 적용하였다. 팬의 사양은 Table 5에 나타내었다. 소음 시험을 위해서는 전자캐비닛 외부의 탄성마운트를 시험치구에 고정해야 하지만 본 시험의 경우, 소음 수준 및 팬의 종류에 따른

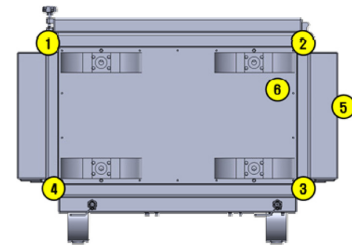


Fig. 4 Location of structure borne noise measurement on electronic cabinet

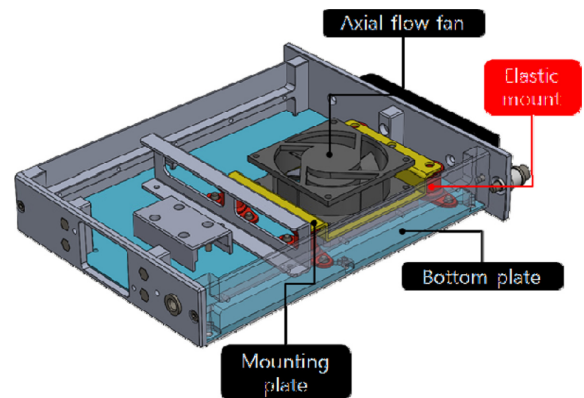


Fig. 5 Configuration of center fan assembly

경향성을 파악하는 것이 주요 목적으로 이동용 치구에 캐비닛이 올려진 상태로 소음시험을 수행하였다. 시험규격은 다음과 같다.<sup>5</sup>

- Test standard : MiL-STD-740-2 Type III
- Limit : 40 dB + 3 dB(1/3 Octave, NarrowBand)
- Evaluation method : Energetic average

#### 3.2.2 구조소음시험 결과

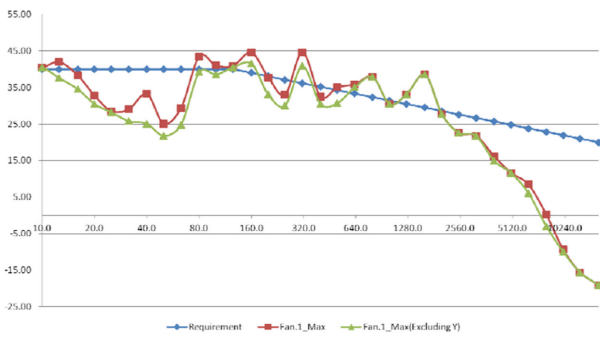
Fig. 6에는 소음시험결과를 나타내었다. 기적용된 팬(A)과 비교시, 팬(B)는 전반적으로 약간 높은 수준을 보였으며 모두 일부 주파수 영역에서 소음규격을 초과함을 확인할 수 있었다. 팬(C)는 구조소음 고려 시 적용이 불가능하다고 판단할 수 있었다.

### 3.3 전자캐비닛 보완방안 검토 및 보완시험

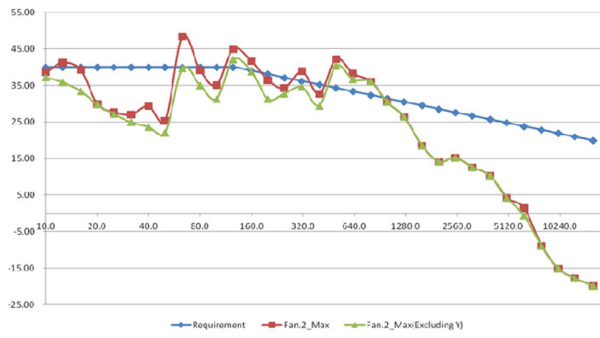
#### 3.3.1 전자캐비닛 보완방안 검토

1차 성능시험에서 확인된 보완 사항에 대하여 개선 방안을 검토하였으며 방열 성능을 우선적으로 만족할 수 있는 설계 보완에 중점을 두었다.

첫째, DSP 보드의 방열 성능 개선이다. 기존 연구<sup>6</sup>에 따르면 히트 싱크(Heat Sink) - 히트 파이프(Heat Pipe) - 전도판(Base Metal) 간 온도차는 약 5.0°C 이하로 온도차가 적음을 알 수 있는데 DSP 보드의 경우는 14.5°C 이상으로 온도차가 크다. 이는 상기의 열전달 경로에서 열교환이 잘 이루어지지 않음을 의미하며 이와 같은



(a) Fan(A)



(b) Fan(B)



(c) Fan(C)

Fig. 6 Structure borne noise level for Fan(A), Fan(B), Fan(C)

Table 5 Specification of axial flow fan

| Specification                | Fan(A) | Fan(B) | Fan(C) |
|------------------------------|--------|--------|--------|
| Nominal voltage (VDC)        | 12     | 12     | 12     |
| Speed (rpm)                  | 4200   | 4500   | 4800   |
| Power consumption (W)        | 4.0    | 5.64   | 38.9   |
| Air flow (m <sup>3</sup> /h) | 67     | 103.2  | 370.2  |
| Sound pressure level (dB(A)) | 43     | 46     | 64     |

문제점 개선을 위해 DSP 보드에 대한 단독 온도시험을 수행하였다.

둘째, 송풍량 증가이다. 이를 위해 팬 변경 및 유로의 확대를 통해 송풍량을 개선하기로 하였다. 송풍량 증대를 위해 중앙 팬

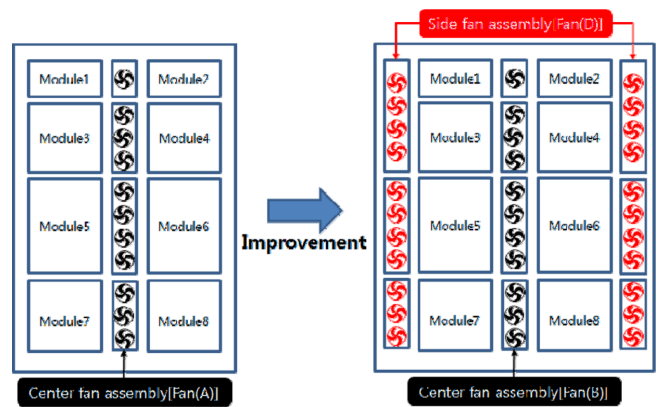


Fig. 7 Improvement cooling system

Table 6 Specification of Fan(D)

| Specification                | Value |
|------------------------------|-------|
| Nominal voltage (VDC)        | 12    |
| Speed (rpm)                  | 4400  |
| Power consumption (W)        | 3.5   |
| Air flow (m <sup>3</sup> /h) | 83    |
| Sound pressure level (dB(A)) | 42    |

조립체의 팬은 기존 Fan(A)에서 Fan(B)로 변경을 하였으며 측면에는 Fan(D)가 적용된 팬조립체를 적용하였다. Table 6에는 추가된 Fan(D)의 사양을 나타내었으며 Fig. 7에는 개선 전/후의 냉각 시스템의 개략적인 형상을 나타내었다. 또한, 유로 저항 감소를 위해 DSP 보드 사이 및 수냉식 열교환기 입구 및 출구의 유로 크기를 가능한 최대 크기로 확대하였다.

### 3.3.2 구성품 단위 온도시험

Fig. 8에는 DSP 보드의 형상을 나타내었다. CPU용 히트 싱크와 Non CPU Chip용 히트 싱크가 구분되어 있다. 상온에서 CPU의 부하는 50%이며 자연대류(Natural Convection)와 강제대류(Forced Convection) 상태의 온도를 측정하였다.

Table 7에는 구성품 단위 시험결과를 나타내었다. 강제대류상태의 ΔT가 증가한 것을 고려하면 히트 파이프로 열전도가 잘 이루어지지 않음을 알 수 있다.

히트 파이프 - 전도판 - CPU의 열전달 경로 중, 문제가 되는 경로를 확인하기 위해 추가적인 온도시험을 수행하였다. 상온, 자연대류상태에서 CPU와 전도판 사이에 현재 적용되어 있는 방열패드(Thermal Pad) 이외에 방열그리스(Thermal Grease)를 적용하여 온도시험을 수행하였으며 시험결과를 Table 8에 나타내었다. 전도판 - CPU 경로에서 열전달이 잘 이루어지지 않으며 이는 방열패드에서 기인한 문제임을 확인할 수 있었다. 시험 결과를 바탕으로 진동 및 충격시험 등을 고려하여 방열 패드 적용을 결정하였으며 기 적용된 방열패드보다 더 좋은 열전달 성능을 보이는 제품으로 방열패드로 교체하였다.

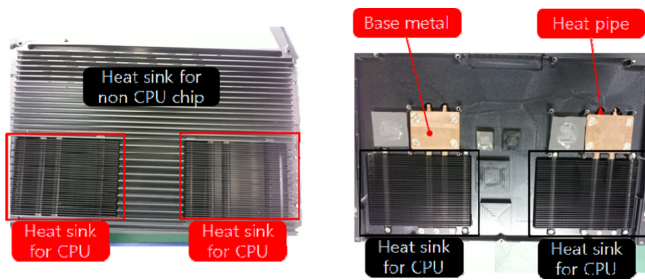


Fig. 8 Inner and outer configuration of heat sink

Table 7 Temperature test result for DSP board

| Case               | Temperature (°C) |           |    |
|--------------------|------------------|-----------|----|
|                    | CPU              | Heat pipe | Δt |
| Natural convection | 92               | 56        | 36 |
| Forced convection  | 79               | 36        | 43 |

Table 8 Temperature test result for DSP board

| Case   | Temperature (°C) |            |           |    |
|--------|------------------|------------|-----------|----|
|        | CPU              | Base metal | Heat pipe | Δt |
| Pad    | 87               | 54         | 53        | 34 |
| Grease | 66               | 54         | 53        | 13 |

## 4. 2차 성능시험

### 4.1 온도시험

#### 4.1.1 온도시험 조건

Table 9에는 온도시험 조건을 나타내었다. 측면팬조립체 추가에 따른 구조소음수준 증가를 고려하여 측면 팬조립체의 운용 수량 및 측면팬의 회전수(rpm)를 감소시킬 수 있는 온도 마진을 확인하기 위하여 팬 가동 수량에 따라 운용모드를 구분하여 온도시험을 수행하였다. Table 10에는 운용모드별 측면 팬조립체 가동 수량을 나타내었다. 상온에서 시스템의 허용온도는 개선된 DSP 보드의 최고 허용 온도(80°C)를 시스템의 한계 온도로 설정하였다.

#### 4.1.2 온도시험 결과

Table 11에는 온도시험결과를 나타내었다. 시험결과, 방열 성능이 개선되었음을 확인할 수 있었으며 측면 팬조립체의 운용 수량을 감소시킨 T5 조건에서도 온도 마진은 10°C 정도로 측면 팬 조립체의 운용 수량 감소나 회전수 감소를 통한 구조소음의 개선 가능성도 확인할 수 있었다.

## 4.2 구조소음시험

### 4.2.1 구조소음시험 조건

온도시험과 연관성을 위해 팬의 가동 모드는 온도시험의 팬 운용모드(Table 10) I, II, IV조건에 대한 소음시험을 수행하였다.

Table 9 Temperature test conditions

| Case | Fan operation mode | Cooling water temp. (°C) | Cooling water flow (L/h) |
|------|--------------------|--------------------------|--------------------------|
| T1   | I                  | 24.0                     | 300                      |
| T2   | I                  | 16.0                     |                          |
| T3   | III                | 16.0                     |                          |
| T4   | I                  | 27.0                     |                          |
| T5   | II                 | 24.0                     |                          |

Table 10 Fan operation mode

| Fan operation mode | Left fan assembly | Center fan assembly | Right fan assembly |
|--------------------|-------------------|---------------------|--------------------|
|                    | Fan(D)            | Fan(B)              | Fan(D)             |
| I                  | 11 EA             | 11 EA               | 11 EA              |
| II                 | 8 EA              | 11 EA               | 8 EA               |
| III                | 7 EA              | 11 EA               | 7 EA               |
| IV                 | 0 EA              | 11 EA               | 0 EA               |

Table 11 Temperature test results (DSP board)

| Case | Fan operation mode | Cooling water temp. (°C) | Temp. for DSP board (°C) |
|------|--------------------|--------------------------|--------------------------|
| T1   | I                  | 24.0                     | 67.0                     |
| T2   | I                  | 16.0                     | 60.0                     |
| T3   | III                | 16.0                     | Fail                     |
| T4   | I                  | 27.0                     | 71.5                     |
| T5   | II                 | 24.0                     | 70.0                     |

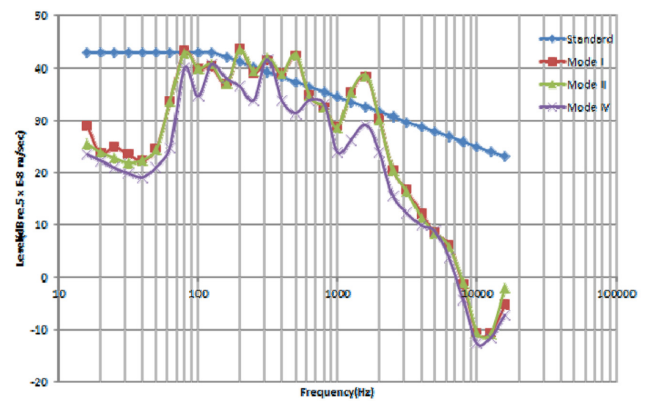


Fig. 9 Structure borne noise test results

### 4.2.2 구조소음시험 결과

Fig. 9에는 소음시험결과를 나타내었다. 소음규격을 만족하기 위해서는 측면 팬조립체의 운용을 중단해야 하지만 이는 전자캐비닛의 방열 성능 때문에 불가하다. 측면 팬조립체가 운용되었을 경우에는 전반적으로 200-1600 Hz 대역에서 소음규격을 초과하였으며 운용모드 I과 II 비교시 운용되는 팬의 수량 변화에 따른 구조소음

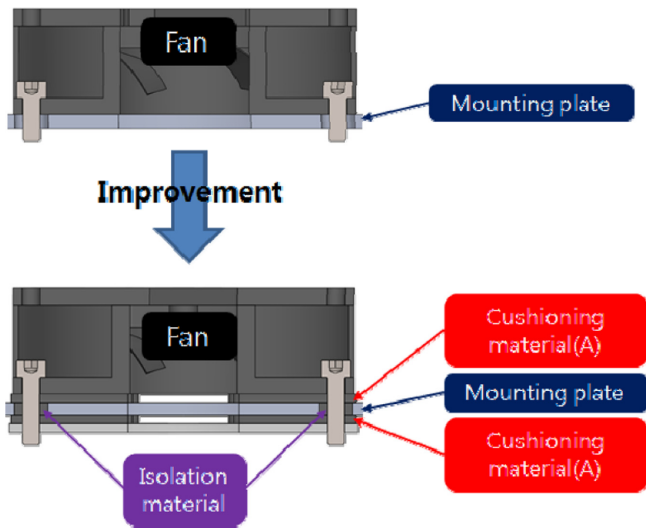


Fig. 10 Design improvement for side fan assembly

개선효과는 미미함을 알 수 있다. 따라서 캐비닛의 구조소음 저감을 위해서는 팬의 수를 줄이기 보다는 팬에서 발생하는 소음의 크기를 줄이는 것이 구조소음 저감에 더 효과적일 것이라 판단하였다.

4.3 전자캐비닛 보원방안 검토 및 보원시험

4.3.1 전자캐비닛 보원방안 검토

2차 성능시험 결과를 바탕으로 개선 방안을 검토하였다. 측면 팬조립체의 운용을 중단하였을 경우, 315 Hz를 제외하면 소음규격을 만족하는데 이는 200-1600 Hz 대역에서 발생하는 구조전달 소음이 측면 팬조립체에서 기인함을 추정할 수 있다. 따라서 측면 팬조립체에서 전달되는 진동을 감쇠시킬 수 있도록 팬조립체의 구조 개선이 필요함을 알 수 있다.

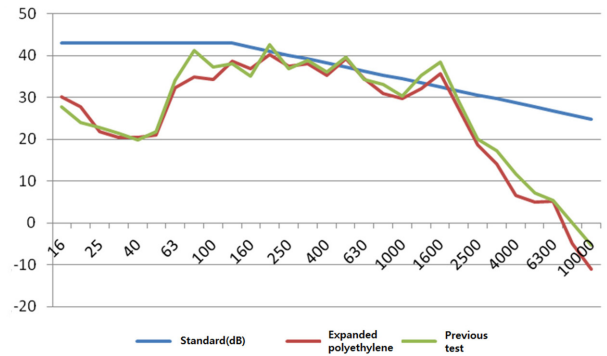
Fig. 10에는 개선된 측면 팬조립체의 형상을 나타내었다. 팬의 진동 감쇠를 위해 팬과 고정판 사이에 완충재(Cushioning Material)를 적용하였다.<sup>7</sup>

4.3.2 캐비닛 단위 구조소음시험

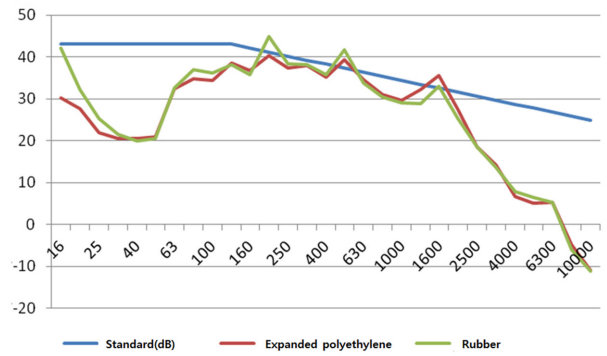
개선된 전자캐비닛에 대한 캐비닛 단위 구조소음시험 결과를 Fig. 11에 나타내었다. 기존 시험 대비 63-1600 Hz 영역에서 구조 전달소음이 감소하였으며 상대적으로 고무(Rubber)계열은 500 Hz 초과, 발포 폴리에틸렌(Expanded Polyethylene)계열은 500 Hz 이하 주파수에서 좋은 특성을 보였다. 하지만 완충재 적용에도 200, 500, 1600 Hz에서 소음시험규격을 초과하였으며 이에 해당 주파수를 개선을 위한 목표 주파수로 설정하고 측면 팬조립체의 최적화를 위해 구성품 단위 소음시험을 수행하였다.

4.3.3 구성품 단위 구조소음시험

Fig. 12에는 구성품 단위 구조소음시험을 위한 설치 형상을 나타내었다. 구성품 단위 구조소음시험은 고정판 재질, 구동전압 및 완충재 조합에 따른 특성을 확인하기 위한 시험이며 이를 고려한



(a) Expanded polyethylene



(b) Rubber

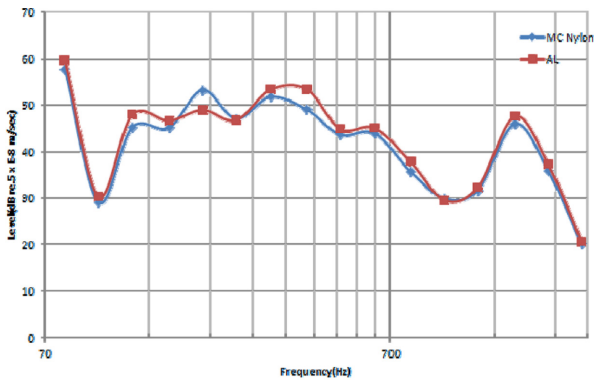
Fig. 11 Noise test result



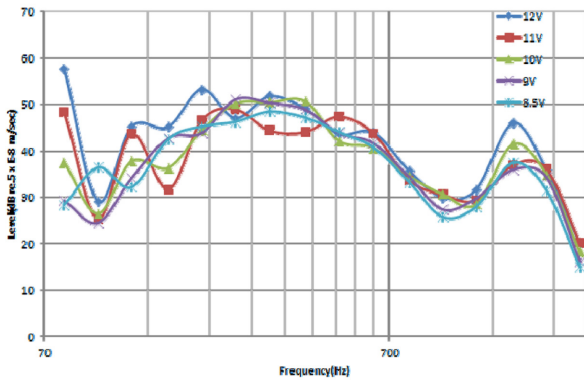
Fig. 12 Equipment composition for structure borne noise test of side fan assembly

시험조건 및 완충재 조합을 각각 Tables 12와 13에 나타내었다.

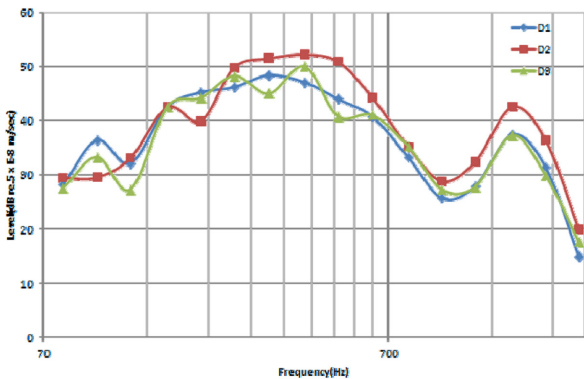
Fig. 13에는 시험결과를 나타내었다. 고정판 재질에 따른 특성은 거의 유사함을 알 수 있다. 구동전압의 경우, 8.5 V까지 감소 시에 200과 1600 Hz 소음이 큰 폭으로 감소하는 반면 500 Hz의 경우 차이가 없음을 알 수 있다. 8.5 V는 측면 팬조립체 운용



(a) Mounting plate material



(b) Driving voltage



(c) Combination of cushioning material

Fig. 13 Noise test result

모드 II (Table 10 참고)에 해당하는 공기 유량을 제공할 것으로 추정되기 때문에 그 미만으로 전압을 낮추는 것은 전자캐비닛의 냉각성을 고려할 때 불가하다. 완충재의 경우, 고정판 전면에 고무 계열, 고정판의 후면에 고무, 발포 폴리에틸렌 계열을 이중 적용하였을 때 상대적으로 좋은 특성을 보였다. 구성품 단위 시험결과를 토대로 측면 팬조립체의 고정판(AL), 구동전압(8.5 V), 완충재(Table 13의 D3 조건)를 최적화하였다.

4.4 캐비닛 단위 확인시험

구성품 단위 구조소음시험결과를 적용하여 보완된 전자캐비닛을 이용하여 확인시험을 수행하였다.

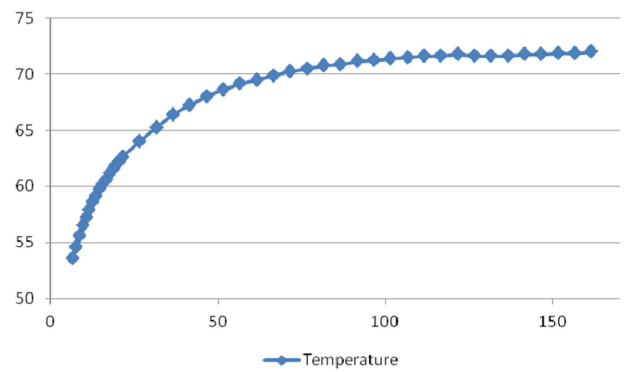


Fig. 14 Temperature test result

Table 12 Test conditions for side fan assembly

|                                    |                      |
|------------------------------------|----------------------|
| Material of a mounting plate       | MC nylon, AL         |
| Driving voltage                    | 12, 11, 10, 9, 8.5 V |
| Combination of cushioning material | Table 13             |

Table 13 Combination of cushioning material

| Case | Front of a mounting plate | Rear I of a mounting plate | Rear II of a mounting plate |
|------|---------------------------|----------------------------|-----------------------------|
| D1   | Rubber                    | Rubber                     | -                           |
| D2   | Expanded polyethylene     | Expanded polyethylene      | -                           |
| D3   | Rubber                    | Rubber                     | Expanded polyethylene       |

Table 14 Temperature test conditions for a cabinet

|                                      |         |
|--------------------------------------|---------|
| Driving voltage of side fan assembly | 8.5 V   |
| Ambient temperature                  | 25°C    |
| Cooling water temperature            | 24°C    |
| Cooling water flow                   | 300 L/h |
| Max. heating value                   | 4.5 kW  |

4.4.1 온도시험

온도시험 조건은 Table14에 나타내었다. 1차 및 2차 성능시험과 구성품 단위 보완시험을 통하여 도출된 보완 사항이 반영되었으며 주 발열원인 DSP 보드의 부하는 100%, 시스템의 허용온도는 DSP 보드의 최고 허용 온도 80°C이다.

Fig. 14에는 시험결과를 나타내었다. 약 73°C 부근에서 수렴할 것으로 예측되며 환경시험 외기온도가 50°C임을 감안하면 약 5-6°C 상승할 것으로 예상(Table 2 참고)된다. 하지만 환경시험 시, 냉각수 온도가 23°C로, DSP 보드의 부하가 실제 사용되는 부하(일반적으로 50-60% 부하가 적용됨)로 낮아짐을 감안하면 DSP 보드의 온도는 80°C 이하로 유지되어 환경시험 조건에서도 열적 안전성은 확보될 수 있을 것이라 판단된다.

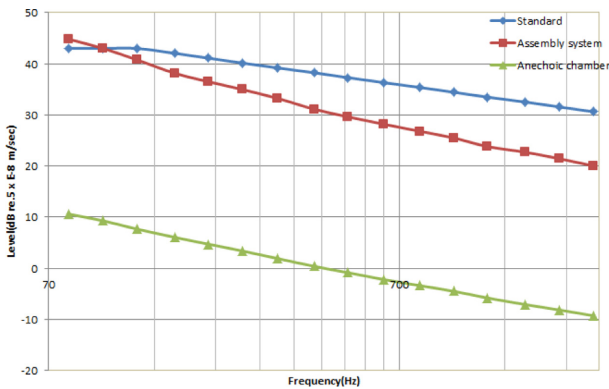


Fig. 15 Ambient noise

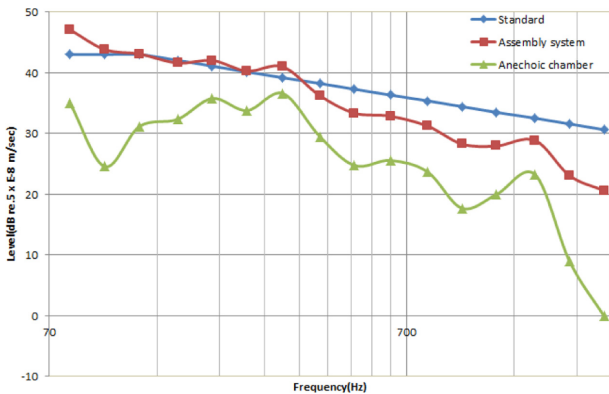


Fig. 16 Structure borne noise test result

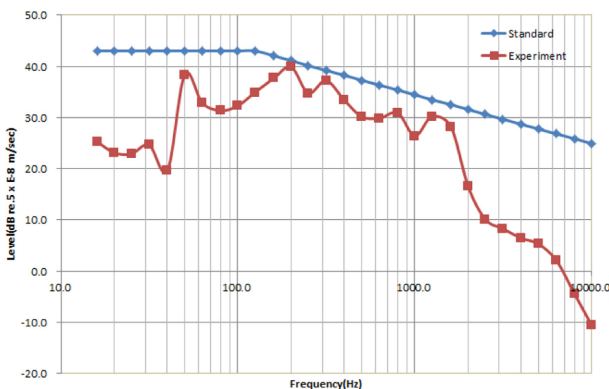


Fig. 17 Final structure borne noise test result for an electronic cabinet

4.4.2 구조소음시험

소음시험치구를 적용하여 시스템조립실에서 구조소음시험을 수행하였다. 무반향 챔버(Anechoic Chamber) 대비 배경소음의 수준이 높기 때문에 시스템조립실과 무반향 챔버에서 측정된 배경소음과 시스템조립실의 시험값을 이용하여 무반향 챔버의 시험값으로 변환하여 소음수준을 평가하였다.<sup>8</sup>

Figs. 15와 16에는 배경소음 및 최종 보완 시험결과를 나타내었다. 변환된 결과는 소음규격을 만족함을 알 수 있다.

5. 3차 성능시험

5.1 온도시험

온도시험의 경우, 시험장소에 따른 결과차이가 크지 않으며 대기 온도차에 따른 결과를 열해석이나 기수행된 성능시험 결과로부터 충분히 예측가능하다 판단하여 3차 성능시험 시, 수행하지 않았다.

5.2 구조소음시험

5.2.1 시험조건

최종 설계 개선된 전자캐비닛과 시험치구를 이용하여 무반향 챔버에서 3차 성능시험을 수행하였다. 시험조건은 4.4.2와 동일하다.

5.2.2 시험결과

Fig. 17에는 시험결과를 나타내었다. 시험결과로부터 개선 목표 주파수인 200-1600 Hz 영역의 측정값이 구조소음시험 규격을 만족함을 알 수 있었으며 개선된 전자캐비닛이 소음규격을 만족함을 확인할 수 있었다.

6. 결론

본 연구에서는 방열 성능을 고려한 합성 탑재장비인 전자캐비닛의 구조소음저감설계를 수행하였다.

전자캐비닛 제작에 앞서 캐비닛에 대한 열해석을 수행하였으며 그 결과, 환경시험조건(대기온도 50°C)에서도 캐비닛의 열적 안전성을 확보할 수 있을 것이라 판단할 수 있었고 대기온도 변화에 큰 영향을 받지 않는 냉각시스템의 특성을 확인할 수 있었다. 이러한 해석결과를 바탕으로 전자캐비닛을 제작하였고, 제작된 캐비닛의 성능확인을 위하여 총 3차의 성능시험을 수행하였다.

1차 성능시험 중 온도시험 결과 캐비닛의 방열 성능이 목표 수준을 만족하지 못함을 확인하였고, 이는 적용된 DSP 보드의 방열 패드 열전달 성능부족 때문인 것으로 원인을 파악하여 더 높은 열전달 성능을 가지는 방열패드로 교체하였다. 또한, 송풍량을 증대시키기 위하여 송풍 유로의 크기를 증대하였고, 냉각시스템에 측면 팬조립체를 추가하였다. 또한, 구조소음시험에서 확인된 결과를 적용하여 중앙 팬조립체의 송풍기를 변경하였다. 1차 성능시험을 통해 보완된 전자캐비닛을 이용하여 2차 성능시험을 수행하였고, 냉각시스템 측면 팬조립체 운용모드에 따른 방열 성능 평가 결과 운용 수량을 일정량 줄일 수 있는 온도 여유가 있음을 확인하였다. 하지만 구조소음시험 결과, 측면 팬조립체 운용시에는 구조소음 규격을 만족하는 조건을 확인할 수 없어 측면 팬조립체 진동감쇠를 위한 설계보완이 필요함을 확인할 수 있었다. 보완



설계를 적용하여 캐비닛 단위 구조소음시험을 수행한 결과, 구조소음규격 만족을 위한 개선주파수를 파악할 수 있었으며 고정판 재질, 완충재 재질 및 조합, 구동전압 등 다양한 조건에 대한 구성품 단위 구조소음시험을 통하여 개선 목표 주파수의 구조소음 개선을 위한 최적화를 수행하였다.

2차 성능시험을 통해 최종 설계 보완된 전자캐비닛을 활용하여 3차 성능시험을 수행한 결과, 구조소음규격을 만족함을 확인하였고, 열적 안정성을 가지며 구조소음규격을 만족하는 전자캐비닛을 설계할 수 있었다.

## REFERENCES

1. Han, J. H. and Jung, W. J., "Prediction of the Radiated Noise of a Structure Excited by Harmonic Force Using the Doubly Asymptotic Approximation," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 27, No. 1, pp. 51-56, 2017.
2. Han, H. S. and Lee, K. H., "Estimation of the Underwater Radiated Noise of a Naval Vessel Using Hull Vibration," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 23, No. 5, pp. 394-400, 2013.
3. Hattori, K., Nakamachi, K., and Sanada, M., "Prediction of Underwater Sound Radiated from Ship's Hull by Using Statistical Energy Analysis," Internoise-85, pp. 645-648, 1985.
4. Han, H. S., Lee, K. H., Park, S. H., and Wi, Y. H., "Development of the Anti-Vibration Base for the Onboard Equipment of the Naval Vessel Using Sandwich Panel," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 26, No. 4, pp. 365-374, 2016.
5. MIL-STD-740-2, "Structureborne Vibratory Acceleration Measurements and Acceptance Criteria of Shipboard Equipment," 1986.
6. Hwang, S. H. and Lee, Y. L., "Study on Thermal Performance of Multiple LED Packages with Heat Pipe," Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers-B, Vol. 35, No. 6, pp. 569-575, 2011.
7. Han, H. S. and Choi, K. Y., "Analysis of Reducing Tonal Noise of the Gas Turbine Generator in Order to Reduce Underwater Radiated Noise of Naval Vessel," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 19, No. 12, pp. 1329-1337, 2009.
8. Kim, B. S., Kim, M. G., Byun, D. W., Lee, S. M., and Lee, S. H., "A Study on the Structure Improvement of Bracket Housing for Structural Noise and Vibration Reduction in Hydraulic Breaker," J. Korean Soc. Precis. Eng., Vol. 23, No. 11, pp. 108-115, 2006.