

함정탑재 펌프류 장비의 공기음/고체음 저감 사례 연구

Case study on the reduction of airborne and structure-borne noise of a shipboard pump

김상렬† · 김현실* · 김봉기* · 김재승* · 강현주*

SangRyul Kim, Hyun-Sil Kim, Bong-Ki Kim, Jae-Seung Kim, and Hyun-Ju Kang,

Key Words : Pump(펌프), Airborne noise(공기음), Structure-borne noise(고체음)

ABSTRACT

The reduction of airborne and structure-borne noise of a shipboard pump for a naval ship is very important because the noise levels of the pump must not exceed criteria such as MIL-STD. In this paper, several practical examples of reducing the noise levels are presented. The examples show that the inadequate rotor-balancing and shaft-alignment results in the increase of the structure-borne noise on all lower mounts. It is also found that the unequal loading on mounts can cause the dramatically increasing the noise levels on certain local positions. Since the piping system arrangement such as valve location, flexible joint, and elbow location affects on the noise measurement, care must be taken to minimize the unnecessary noise from the piping system.

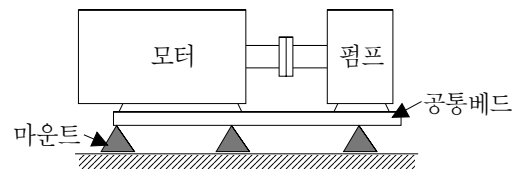
1. 서론

펌프는 선박에 설치되는 보조기기 중의 하나로 매우 중요한 기능을 담당하고 있을 뿐만 아니라 가장 많은 수량이 설치된다. 따라서 디젤엔진, 팬 등과 더불어 선박 내 소음/진동을 야기하는 주요 원인 중의 하나이다. 선박의 소음/진동문제는 승조원의 근무환경 및 탑승객의 안락함을 저해하기 때문에 최근 선박의 고급화 추세에 따라 이를 개선하기 위한 많은 조치들이 적용되고 있다. 특히 선박의 실내 소음/진동뿐만 아니라 수중방사소음이 매우 중요한 함정의 경우 탑재 장비들의 높은 소음/진동 레벨은 상대방에게 노출될 가능성을 높이기 때문에 모든 개별장비에 대한 소음/진동(공기음/고체음)레벨을 엄격히 규제하고 있으며 그 허용치를 참고문헌 1-3과 같이 정하여 사용하고 있다.

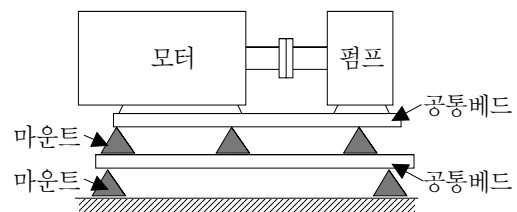
함정탑재 장비의 공기음은 장비가 설치되는 장소에 따라 최대 허용치가 결정되며 장비의 음향파워[1] 혹은 표면에서 1 m 떨어진 지점에서의 음압레벨[2]로 주어진다. 고체음은 장비 하단에서의 가속도레벨로 정의되며 장비의

종류(예를 들면 왕복동압축기나 내연기관, 펌프, 팬 등)와 장비의 장착상태(예를 들면 절연마운트 장착유무, 해수와의 접촉유무 등)에 따라 최대허용치가 결정된다.[1,3] 펌프의 경우 공기음은 Grade D, 고체음은 Type II에 해당된다.

본 논문에서는 함정탑재 펌프류 장비의 공기음/고체음 저감 사례들을 기술하고 펌프 공기음/고체음 저감 방안과 측정시 고려해야 할 점을 설명하고자 한다.



(a) 단일 마운트 구조



(b) 이중 마운트 구조

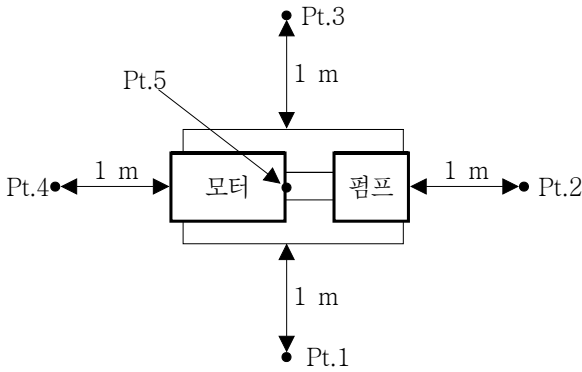
그림 1 일반적인 펌프의 구성

† 한국기계연구원 음향소음팀
E-mail : srkim@kimm.re.kr
Tel : (042) 868-7466, Fax : (042) 868-7440

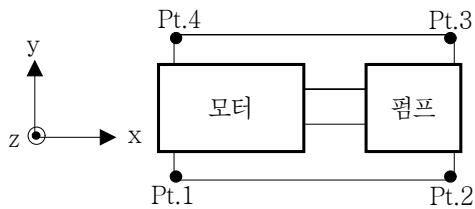
* 한국기계연구원 음향소음팀

표 1 대상펌프의 사양

펌프	형식	모터		유량 m ³ /h	중량 kg
		회전수 rpm	동력 kW		
A-1	기어펌프	1200	15	16.4	594
A-2	기어펌프	1200	15	16.4	594
B	원심펌프	1800	11	45.4	424
C	기어펌프	1200	11	11.4	333
D	원심펌프	3600	3.7	6	149
펌프	마운트 개수		크기(W × L × H) mm		
	상부	하부			
A-1	8	4	490 × 1210 × 885		
A-2	8	4	490 × 1210 × 885		
B	6	4	460 × 1185 × 820		
C	6	4	430 × 1090 × 790		
D	6	4	395 × 813 × 537		



단, Pt.5는 장비 상부로부터 위로 1 m 떨어져 있다.
(a) 공기음 측정위치



(b) 고체음 측정위치

그림 2 펌프의 공기음/고체음 측정위치(Top view)

2. 펌프의 구성

일반적으로 펌프류 장비는 그림 1과 같이 공동베드위에 펌프와 모터가 커플링으로 연결(혹은 커플링 없이 직접

연결)되어 설치되는 형태를 가진다. 공동베드 하단에 설치되는 절연마운트(resilient mount)의 형태는 단일 마운트 구조(그림 1(a) 참조)이거나 보다 많은 고체음 저감 및 충격으로부터의 장비보호를 위한 이중 마운트 구조(그림 1(b) 참조)로 제작된다.

3. 공기음/고체음 저감사례

3.1 펌프의 사양 및 공기음/고체음 측정위치

대상 펌프는 총 5대로 모두 이중 마운트 구조로 되어 있으며 각각의 사양은 표 1과 같다. 공기음은 그림 2(a)와 같이 장비 표면에서 1 m 떨어진 지점에서 측정(음향파위를 측정하는 경우 가상적인 측정표면의 상부 모서리 4지점이 추가)하였으며, 고체음은 그림 2(b)와 같이 맨 밑에 위치한 모든 절연마운트의 상단에서 가속도를 3축으로 계측하였다.

3.2 공기음 저감 사례

그림 3~4은 펌프 A의 초기 공기음 측정결과를 보여주고 있다. 그림에서 모든 측정지점에서의 공기음 레벨은 1 ~ 4 kHz 주파수 영역에서 허용치를 초과하고 있다. 또한 Pt.4를 제외한 모든 지점에서의 공기음은 2 kHz 영역 성분이 가장 크며, 2 kHz 영역의 성분은 Pt.4에서 가장 낮다. 따라서 전체 공기음에 대한 모터의 기여도가 펌프에 비하여 낮을 것으로 판단하여 모터소음 저감대책[4]은 적용하지 않았다. 펌프 내부의 기어를 연마하여 기어 맞물림을 유연하게 하였는데 그 결과가 그림 5~6에 나타나 있다. 그림에서 고주파수 성분의 공기음이 줄어들었음을 확인할 수 있다.

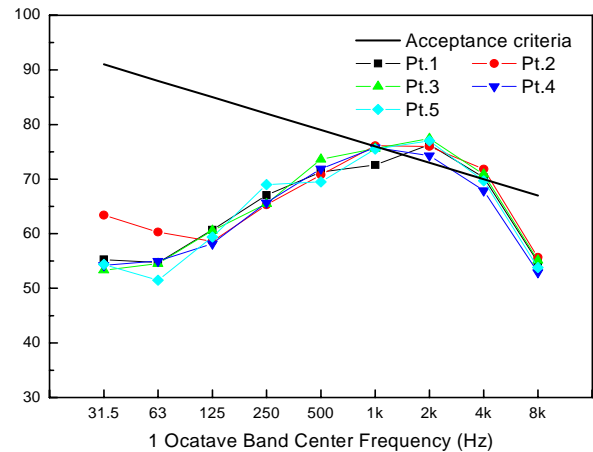


그림 3 펌프 A-1의 초기 공기음 레벨

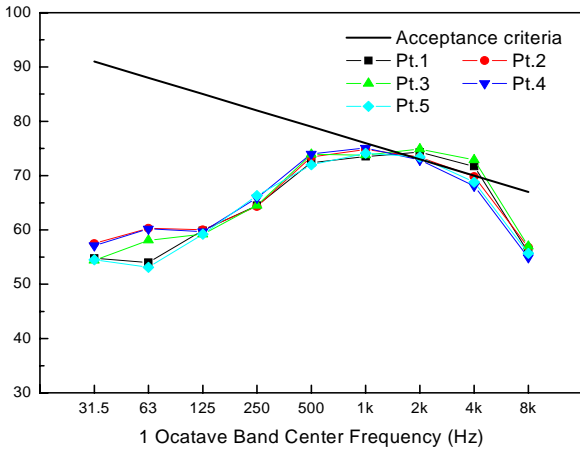


그림 4 펌프 A-2의 초기 공기음 레벨

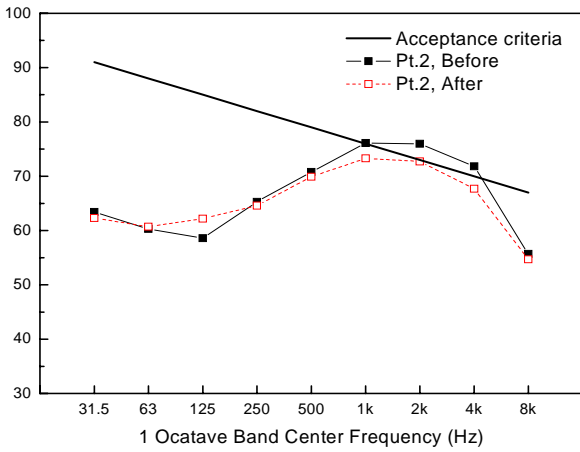


그림 5 펌프 A-1의 공기음 레벨 변화(Pt.2)

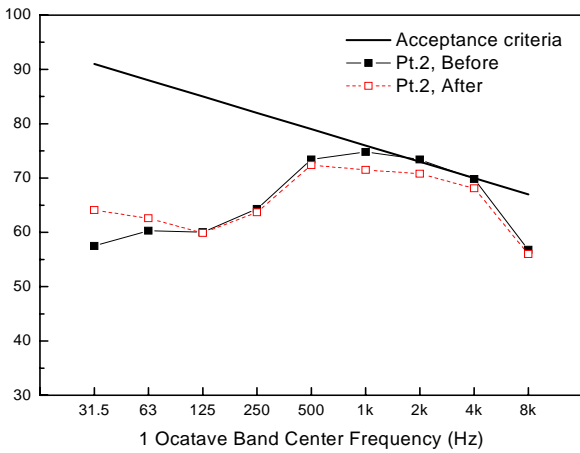


그림 6 펌프 A-2의 공기음 레벨 변화(Pt.2)

3.3 고체음 저감 사례

대상펌프들이 이중 탄성마운트 구조로 되어 있기 때문에 초기 고체음 레벨은 고주파수 영역에서는 기준을 만

족하고 있으나 모터/펌프의 회전 주파수 성분은 위치나 측정방향에 따라 기준을 초과하고 있다.(예를 들면 펌프 A-1과 B의 초기 고체음 레벨인 그림 7~8 참조) 장비의 회전 주파수에서 고체음 감소를 위하여 먼저 펌프의 로터부위 밸런싱(balancing)과 축간 얼라인(alignment) 및 센터링(centering) 작업을 다시 수행하였다. 그림 9~10은 펌프 A-1과 B의 작업 전/후의 고체음 변화를 보여주고 있다. 그림에서 밸런싱 등 작업 후 회전 주파수에서의 고체음 레벨이 현격히 저감되었음을 확인할 수 있다. 펌프 C의 경우에도 동일한 효과를 얻었는데 그림 11이 그 결과이다.

펌프 D의 경우는 회전주파수뿐만 아니라 회전주파수의 2배에 해당하는 주파수에서의 고체음 레벨도 기준을 초과하였다. 또한 회전주파수 성분보다 2배의 회전주파수 성분이 더 큰 레벨을 보임으로 인하여 로터밸런싱 작업과 더불어 펌프 블레이드의 직경을 1mm 줄여 다시 제작하였다. 그 결과가 그림 12에 나타나 있다. 그림에서 블레이드 직경 축소후 기준을 초과하였던 주파수 성분들이 줄어들어 볼 수 있다.

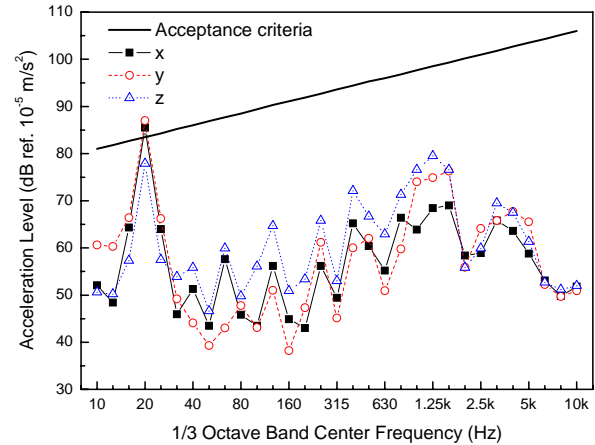


그림 7 펌프 A-1의 초기 고체음 레벨(Pt.3)

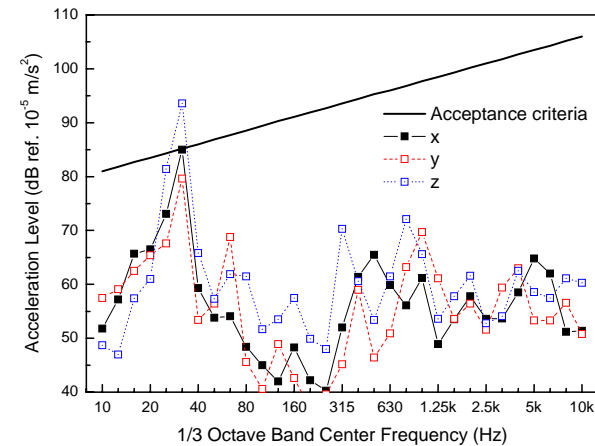


그림 8 펌프 B의 초기 고체음 레벨(Pt.1)

펌프 A-2의 경우 밸런싱 작업 후에도 회전 주파수에서 여전히 고체음 레벨이 기준을 초과하였다. 이는 펌프의 입출구단에 연결되는 파이프의 인접구간에 밸브 및 엘보 등이 존재함으로 인하여 유체의 유동을 방해하는 것에 기인한 것에 그 원인이 있는 것으로 판단되었다. 그림 13은 토출파이프를 펌프의 입출구단과 일직선이 되게 설치하고, 파이프의 회전반경을 크게 하여 토출된 유체유동에 영향을 가능한 한 작게 주도록 하여 측정된 결과를 보여주고 있다. 그림에서 토출 파이프시스템을 수정한 후 고체음 레벨이 감소하고 있음을 볼 수 있다.

그림 14는 펌프 B에 설치된 입출구 배관의 형태에 따른 변화를 보여주고 있다. 여기서 입출구 배관은 고무호스로 되어 있으나 일정한 지지구조 없이 장비에 매달려 있는 형태로 체결 되어 있어 배관 및 배관내 유체의 무게가 장비의 펌프 쪽에 실리는 상황이다. 이러한 상황에서 배관의 위치(방향)를 다소 변경함에 따라 각 측정점에서의 고체음 레벨은 급격히 변화하였는데 그림 14(a)의 초기상태에서 배관을 3 cm 모터쪽으로 이동하였을 경우(그림 14(b)) pt.1과 2에서 31.5 Hz 성분이 다소 줄어든 반면 pt.3과 4에서는 오히려 증가하고 있음을 볼 수 있다.(Pt.3에서 약 30 dB 증가됨) 이는 장비의 마운트에 일정한 중량이 가해지는 것이 아니라 마운트 위치에 따라 불균일한 중량이 가해짐으로 인해 발생된 것으로 판단된다. 따라서 장비 설치시 배관무게 등이 추가적으로 장비에 가해지지 않도록 주의해야 한다.

4. 결론

본 논문에서는 함정탑재용 펌프들의 공기음/고체음 저감 사례를 소개하였다. 저감사례를 통하여 기어펌프의 기어 맞물림이 유연하도록 하는 것이 공기음 저감에 효과가 있음을 확인할 수 있었으며 고체음의 경우 로터밸런싱, 축 얼라인과 센터링 작업은 우선적으로 수행되어야 할 사항을 확인할 수 있었다. 또한 실제 측정시 입출구 배관의 배치는 공기음(참고문헌 3 참조)뿐만 아니라 고체음에도 영향을 줄 수 있기 때문에 입출구 배관은 최대한 영향이 없도록 설치하여야 한다.

후 기

본 연구는 산자부에서 지원하는 선박 안전성 및 성능 고도화 핵심기술 개발사업 연구결과의 일부임을 밝힌

니다.

참 고 문 헌

- (1) MIL-STD-740B(SHIP), 1965, Airborne and structure-borne noise measurements and acceptance criteria of shipboard equipment.
- (2) MIL-STD-740-1(SH), 1986, Airborne sound measurements and acceptance criteria of shipboard equipment.
- (3) MIL-STD-740-2(SH), 1986, Structure-borne vibratory acceleration measurements and acceptance criteria of shipboard equipment.
- (4) 김현실, 김재승, 강현주, 김봉기, 김상렬, 2002, “함정용 펌프의 공기음 및 고체음 저감”, 2002년도 춘계학술대회논문집, 한국소음진동공학회, pp 942 ~ 947.

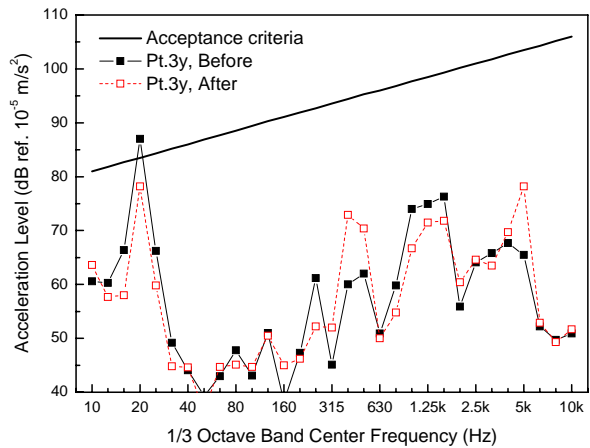


그림 9 펌프 A-1의 고체음 레벨 변화

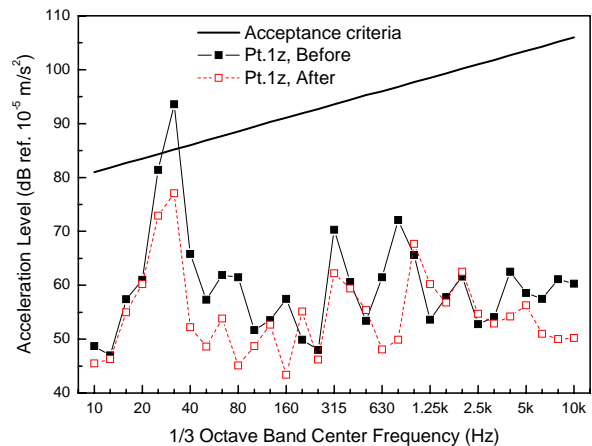


그림 10 펌프 B의 고체음 레벨 변화

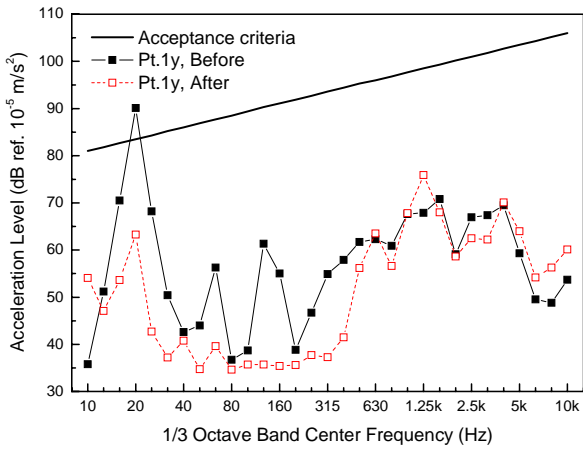
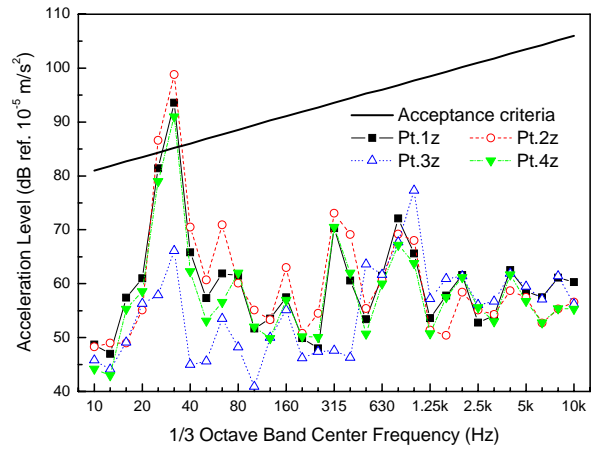


그림 11 펌프 C의 고체음 레벨 변화



(a) 초기 형태

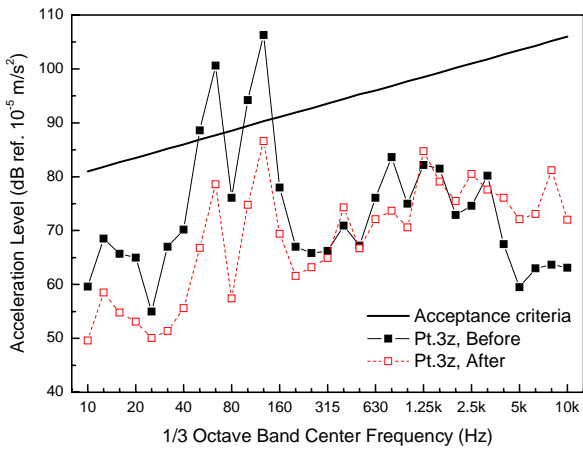
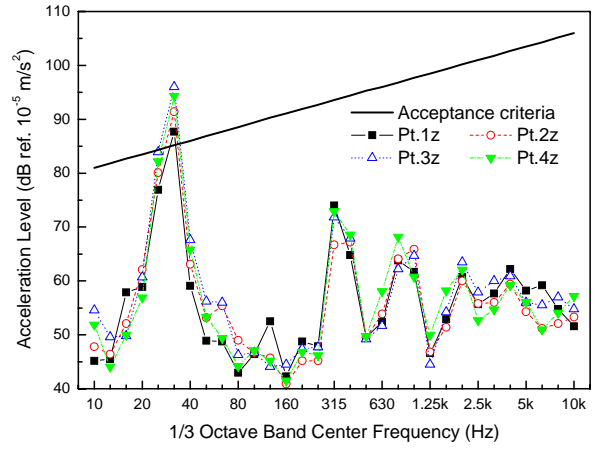


그림 12 펌프 D의 고체음 레벨 변화



(b) 토출배관을 모터쪽으로 30mm 이동

그림 14 펌프 B의 배관설치 형태에 따른 고체음 레벨 변화

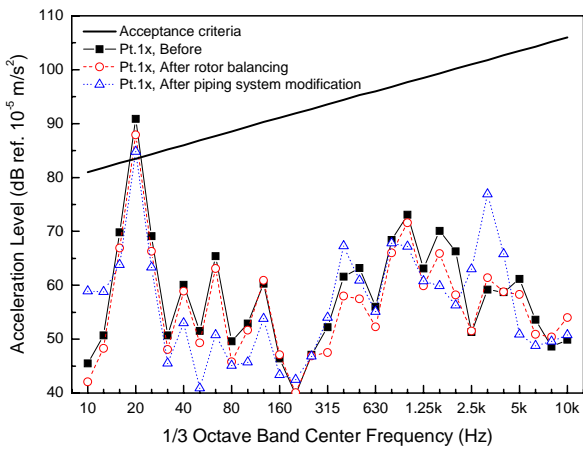


그림 13 펌프 A-2의 고체음 레벨 변화