

중공 원통형 구조물의 전달소음 감소 방안 연구

이상원* · 이종길** · 조치영***

<국문초록>

수중을 운동하는 원통형 구조물의 끝단에서 앞쪽으로 전달되는 구조 소음은 배열 센서의 감도에 많은 영향을 미치게 된다. 이러한 전달 소음을 효과적으로 차단하고자 두 개의 소음차단 링을 직경이 500mm이고 길이가 840mm인 구조물의 원통 끝면에서 120mm, 240mm 지점에 각각 설치하고 소음 주파수별 저감 특성을 분석하였다. 두 개의 소음차단 링을 설치한 결과 센서가 받는 최대 용력이 약 10.1% 감소함을 알 수 있었다. 외부 소음 주파수를 100Hz에서 6kHz까지 입력하고 두 개의 소음차단 링의 존재 유무에 따른 소음저감 예측곡선을 6차 다항식을 이용하여 예측하였는데 주파수 4kHz~6kHz 대역에서는 소음차단 링의 설치로 인하여 약 20dB 내외의 소음 저감 효과가 있음을 알 수 있었다. 외부 음원 주파수가 각각 200Hz, 500Hz, 900Hz일 때 원통형 구조물의 표면에 발생하는 음압 레벨을 수치 해석한 결과 두 개의 소음 차단 링이 설치된 후에는 최고음압을 나타내는 부위가 점차 원통 우측 끝면으로 옮겨감을 알 수 있었다. 곡면 배열센서의 설치 특성은 원통 주위를 따라 배열되는 것을 생각한다면 이러한 형태의 소음차단 링은 매우 효과적으로 소음 감소를 이룰 수 있을 것으로 판단된다.

주제어: 중공 원통형 구조물, 전달 소음, 소음차단 링, 소음 저감

* 안동대학교 대학원 정밀기계공학과

** 교신저자 : 이종길(jlee@andong.ac.kr), 안동대학교 기계교육과 교수

*** 국방과학연구소(진해)

I. 서론

1. 연구의 필요성

중공 원통형 구조는 일반적으로 수중에서 고속으로 운항하는 운동체에 적합하다. 이러한 구조물이 고속으로 움직이기 위하여 각종 추진체를 장착하여 추진력을 발생시키는데 여기에는 진동과 소음이 발생되며 이러한 진동과 소음을 감소시키려는 노력이 많은 연구자들에 의해 연구(홍진숙, 신구균, 1994, 박지혜 외, 2008, 2009, 하태현, 이종길, 김원호, 2010)되어 왔다. 진동 차단 장치는 배플에서 가능하며(하태현, 이종길, 김원호, 2010) 특히 원통 표면을 타고 전파되는 소음을 효과적으로 차단하기 위한 방법(Blevins, 2001)이 필요하게 되었다. 이는 원통형 구조물의 끝단에서 주로 자체소음 형식으로 발생되며 효과적인 수동형 소음 감소 장치에 대한 연구의 필요성이 대두된다.

2. 연구의 목적

중공 원통형 수중 운동체가 기동할 때 보통 곡면배열 센서는 앞쪽에 설치되나 추진체의 동작으로 발생하는 구조전달 소음의 영향을 받게 된다. 수중 운동체에 사용되는 음향 센서(underwater acoustic sensor)는 그 특성과 신호처리 능력이 아무리 뛰어나다 하더라도 음향 센서에 미치는 S/N(신호 대 잡음)비가 작다면 그 시스템은 원하는 성능을 발휘하기가 어렵게 된다(홍진숙, 신구균, 1994, 이종길, 조치영, 2010). 따라서 본 연구에서는 이러한 구조 전달 소음을 효과적으로 차단할 수 있는 자체소음저감 링을 두 개 설치하여 이의 소음 차단 효과를 주파수별로 분석하는 것이 본 연구의 목적이다. 소음원은 주파수에 따라 입력하고 원통형 구조물의 표면에서 발생하는 음압(SPL, Sound Pressure Level)을 계산하여 소음 저감 변화 추이를 얻고자 하였다. 연구 방법은 유한요소법으로 시뮬레이션을 통해 소음을 예측하고 저감 방안을 도출하였다.

3. 선행 연구 조사

돔 구조체의 끝단에 배플이 부착된 수중 운동체에서 구조 진동에 따른 전달을 최소화하기 위하여 배플 부착 재료를 선정하고 이의 제진 특성을 분석한 연구(하태현, 이종길, 김원호, 2010)에서는 탄성계수와 밀도가 서로 다른 NBR(Acrylonitrile Butadiene Rubber), SBR(Styrene Butadiene Rubber), SR(Silicone Rubber), CR(Chloroprene Rubber) 등을 제진재로 선정하였고 제진 성능은 재료의 두께, 주파수에 따라 다르게 나타났고, 돔 구조체의 배플에 부착하는 재료의 물성치에 따라 다르게 나타났다. 주파

수가 440Hz일 때 재질 두께가 2mm인 경우 제진 효과는 NBR>SBR>SR>CR의 순이며 3mm의 두께인 경우 SBR>CR>NBR>SR의 순서로 나타났다. NBR는 두께가 2mm인 경우, SBR과 CR은 3mm인 경우, SR은 1mm인 경우 각각 제진 효과가 크게 나타났다(하태현, 이종길, 김원호, 2010).

곡면배열 음향 센서를 설계하기 위하여 유동유기 소음의 영향으로 인한 주파수 밀도 함수의 적분식의 주요 구성요소인 전달함수를 저파수 영역에서 수치해석 한 연구(박지혜 외, 2009)에서는 저파수 영역에서의 전달함수의 특성은 고정판의 두께와 밀도가 작아질수록 함수의 적분값은 적어지므로 소음의 영향이 줄어드는 것으로 나타났고 이들은 코코스(Corcoc) 벽면 압력과 전달함수의 곱에 따른 특성과 주파수 밀도 함수의 곱의 변화를 보였다. 또한 이들(박지혜 외, 2008)은 수중에서 UUV(Unmanned Underwater Vehicle)의 탄성층에 삽입된 하이드로폰이 외부 유입 소음의 영향을 받는 정도를 해석하였는데 x-방향의 파수인 kx 에 다른 전달함수의 특성은 탄성층의 두께가 커질수록 전달함수의 적분값이 적어져 소음의 영향은 줄어드는 것으로 나타났다. 또한 탄성층 및 고정판의 탄성계수, 밀도 등의 변화가 전달함수 값의 변화를 일으키는 지를 조사하였다(박지혜, 외, 2008).

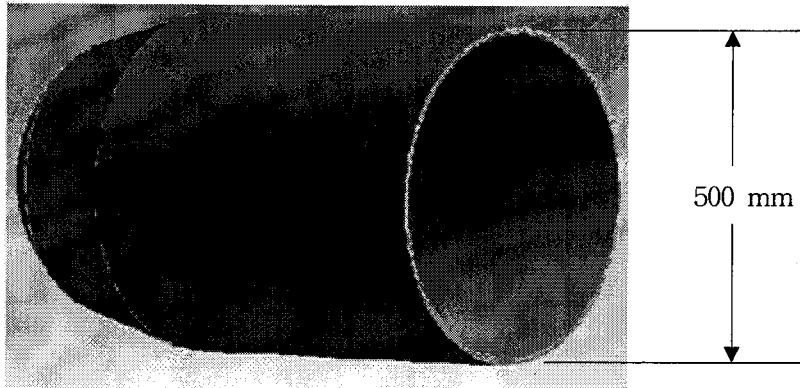
구조를 통해 전달되는 소음과 진동이 음향 센서의 성능을 저하시키는 요인이 되지 않도록 구조물로 타고 들어오는 진동파를 효과적으로 차단하기 위하여 CRP(Carbon Reinforced Plastic)와 SNORE 링(Self-NOise REduction Ring)을 설치하고 주파수에 따른 변위와 응력의 변화를 관찰한 연구(이종길, 조치영, 2010)에서는 주파수에 따른 CRP와 SNORE 링 부착 전후에서의 응력 감소율을 시뮬레이션 하였으며 12kHz와 15kHz 주변에서는 95% 이상의 감소율을 보였다. 음향 센서의 부착 위치에 따른 응력의 변화를 계산하였으며 중심부에서 가장 높게 나타났고 20mm, 40mm 떨어진 곳으로 이동할수록 응력의 크기가 낮게 나타났다.

두 개의 원형 실린더 사이에서 발생하는 유체 유기 진동을 실험적으로 조사한 연구가 있으며(Assi et al., 2006, Kumar & Gowda, 2006) 표면 와류법(vorticity method)을 이용하여 실린더 배열의 횡 유체 유기 진동을 시뮬레이션 한 연구(Lam et al., 2006)도 있다. 무한이 긴 다층 구조의 배플과 돛에 점 하이드로폰(point hydrophone)이 받는 응답을 이론과 실험으로 통하여 비교 분석한 연구(Ebenezer & Abraham, 1996, Ko & Sherman, 1979, Ebenezer & Abraham, 1996)도 있다.

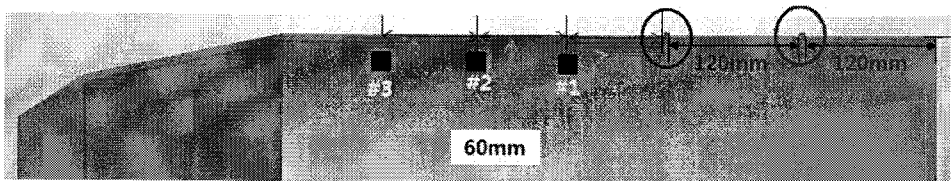
이러한 선행연구 조사에서는 두 개의 소음차단 링을 이용한 원통형 구조물의 소음 감소 방안을 다룬 연구결과는 찾기 어려웠다.

II. 중공 원통형 구조물의 전달 소음 모델링

곡면배열 음향센서가 수중을 운동하는 원통형 구조물에 설치되어 좋은 신호 감도를 유지하기 위하여 난류유동과 자체 소음에 의한 소음 차단이 필수적이다. 본 연구에서 사용된 수중 운동체 구조물은 [그림 1]과 같이 최대 직경이 500mm이고 길이가 840mm인 중공 원통형이다. [그림 1]에 사용한 모델링 재료는 알루미늄(Al 6061-밀도: $2,700\text{kg/m}^3$, 탄성 계수: 71GPa, 푸아송 비: 0.33)이며 두께가 8mm로 원통 전체에 걸쳐 일정하다.



[그림 1] 중공 원통형 구조물의 형상 및 모델링



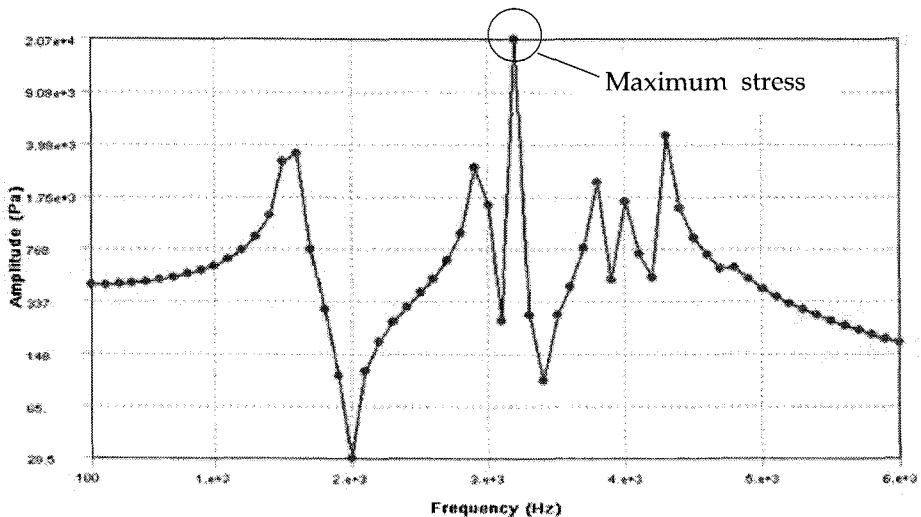
[그림 2] 센서 부착 위치(#1~#3)

[그림 2]에는 곡면 배열 센서(conformal sensor array)가 부착되는 위치의 일부를 나타낸 것으로 이러한 센서는 원통 주변으로 일정하게 배열된다. 센서의 크기나 개수는 배열 형상에 따라 달라지며 최적 빔 설계에 따라 위치가 바뀔 수 있다. [그림 2]의 센서 설치 부분은 [그림 1]의 운동체가 고속으로 수중에서 움직일 때 난류 벽면 압력을 직접 받는 부분이다. 수중에서 고속으로 운동하기 위하여 자체 추진을 하게 되는데 추진기에서 발생하는 캐비테이션과 구조 전달 소음 등은 [그림 2]의 센서에 직접적으

로 영향을 미친다(이종길, 조치영, 2010).

[그림 2]에서와 같이 자체 소음이 구조물을 타고 전파할 때 센서 #1~#3에 미치는 영향을 최소화하기 위한 방법으로 원형 부분에 삽입된 소음 차단 링(self-noise reduction ring, SNORE ring)을 설치할 수 있다. 이러한 차단링으로 널리 알려진 것이 CRP 재질(Carbon Reinforced Plastic, 밀도: $1,600\text{kg/m}^3$, 탄성 계수: 125GPa , 푸아송 비: 0.35)이다(이종길, 조치영, 2010). 따라서 본 논문에서는 [그림 2]에서와 같이 전달 소음 감소 방안으로 두 개의 링을 원통 끝면에서 120mm, 240mm 지점에 각각 설치하고 임의의 주파수에 의한 소음을 입력하였을 때 센서 #1~#3에서의 저감 특성을 상용 구조해석 S/W인 ANSYS와 SYSNOISE를 이용하여 분석 하였다.

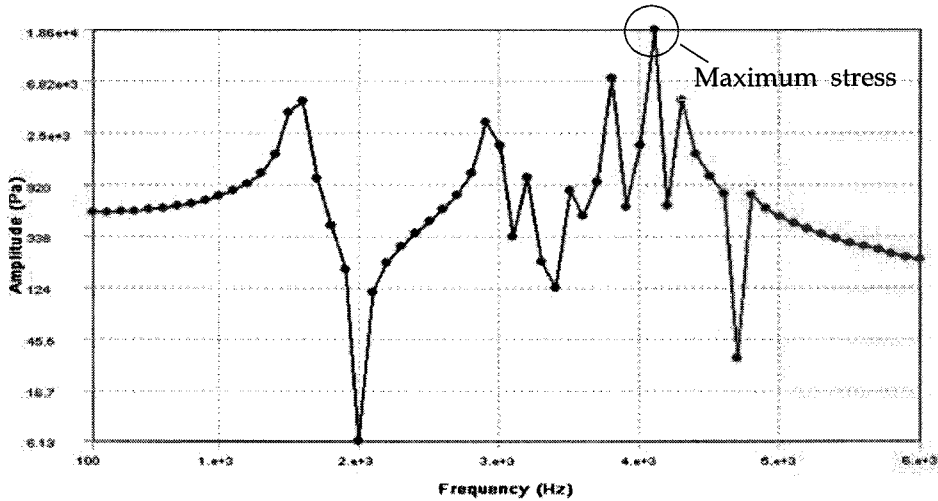
[그림 3]은 SNORE 링이 없을 때 입력 주파수에 따른 센서에서의 응력 변화를 나타낸 것으로 입력 주파수 범위는 100Hz~6kHz로 선정하였다. [그림 3]에서와 같이 최대 응력은 3.2kHz 부근에서 발생하였으며 크기는 2.07×10^4 Pa로 계산되었다. 나머지 주파수 대역에서는 4kPa이하로 나타났다. [그림 3]에서는 [그림 1]에서와 같은 원통 구조물에서 약 300mm 떨어진 지점의 센서(#1~#3)가 받는 최대 응력(maximum stress)을 알 수 있다.



[그림 3] SNORE 링이 없을 때 입력 주파수에 따른 센서에서의 응력 변화

[그림 4]는 [그림 2]의 원통 구조물의 끝단에서 120mm, 240mm 떨어진 곳에 두 개의 SNORE 링을 설치하였을 때 입력 주파수에 따른 센서에서의 응력 변화를 나타낸 것이다. 본 해석에 사용된 두 개 링의 크기는 각각 폭이 2mm, 높이가 5mm인 사각 형태이며 내부에는 공기가 채워져 있다. [그림 4]에서와 같이 최대 응력은 4.1kHz 부근에서 발생하였으며 크기는 1.86×10^4 Pa로 계산되었다. 나머지 주파수 대역에서는

6kPa이하로 나타났다. [그림 4]에서와 같이 두 개의 소음차단 링을 설치한 결과 센서가 받는 최대 응력이 약 10.1% 감소함을 알 수 있다. [그림 3]과 [그림 4]에서 주파수에 따른 응력의 크기가 바뀌는 것은 두 개의 소음차단 링을 설치하여 원통 구조물의 고유진동수가 바뀌는 것에서 기인한다고 볼 수 있다.



[그림 4] 두 개의 SNORE 링을 설치하였을 때 입력 주파수에 따른 센서에서의 응력 변화

[그림 3]과 [그림 4]의 결과를 통하여 두 개의 소음차단 링의 설치로 인한 센서 각 부분에서 받는 최대 응력을 감소시킴으로서 수중에서 탐지 성능을 증가 시킬 수 있음을 의미한다.

Ⅲ. 소음 감소 특성 시뮬레이션 및 결과 분석

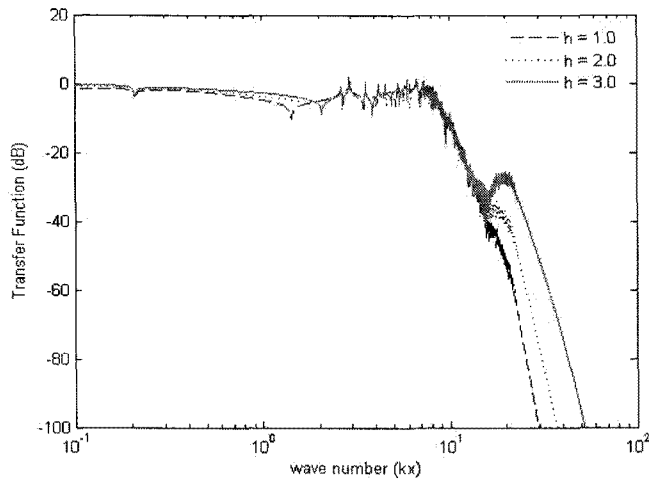
[그림 1] 및 [그림 2]에서와 같이 원통 구조물 표면에 부착된 배열 센서는 구조물이 수중 운동을 할 경우 구조물 표면에 난류유동소음이 발생하게 된다. 벽면압력 스펙트럼은 다음과 같은 주파수 밀도함수, $Q(\omega)$ 로 표현된다(박지혜 외, 2008).

$$Q(\omega) = 2\pi \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} P(k_x, k_y, \omega) \times S(k_x, k_y) A(k_x, k_y) \times T_z(k_x, k_y) dk_x dk_y \quad (1)$$

식 (1)에서 $P(k_x, k_y)$ 는 벽면 압력, $S(k_x, k_y)$ 는 하이드로폰 함수, $A(k_x, k_y)$ 는 배열

함수, $T_z(kx, ky)$ 는 전달함수이다. 식 (1)에서 주파수 밀도 함수 $Q(\omega)$ 는 $S(kx, ky)$, $A(kx, ky)$, $T(kx, ky)$ 의 함수에 의존하며 센서에 전달되는 소음을 감소시키기 위하여 전달함수 T 의 크기를 줄여야 한다. 즉, 소음 저감은 $Q(\omega)$ 값의 감소를 의미한다(박지혜 외, 2008).

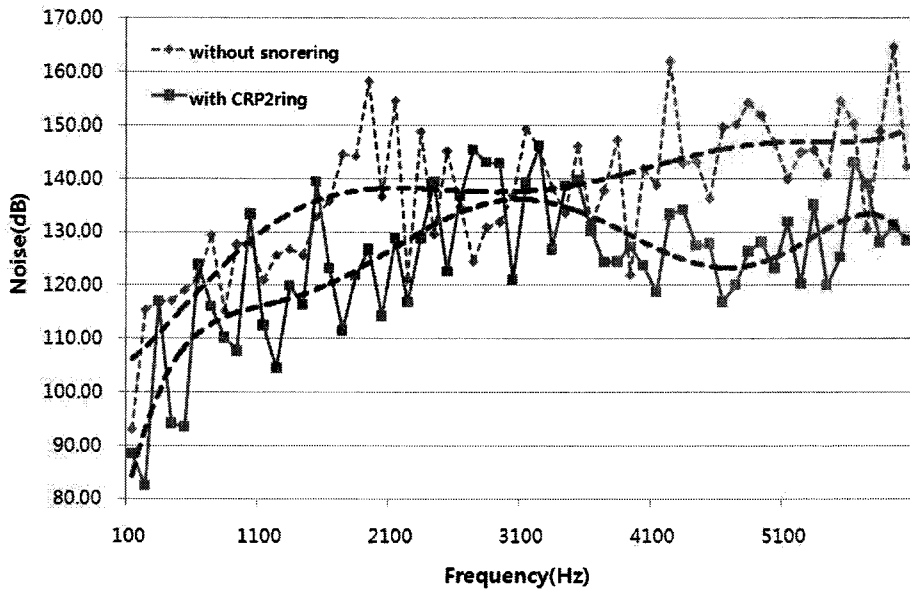
전달함수 $T(kx, ky)$ 의 변화를 센서가 설치된 위치, h 와 파수(wave number)에 따라 수치해석 한 결과를 [그림 5]에 나타내었다. [그림 5]에서와 같이 파수가 증가할수록 전달함수의 값은 감소하였으나 센서의 삽입 깊이가 깊을수록 전달함수의 값은 증가함을 알 수 있다. [그림 5]의 결과로 보아 [그림 2]에 설치된 센서는 고주파에서 효과적으로 소음저감을 이룰 수 있을 것이다.



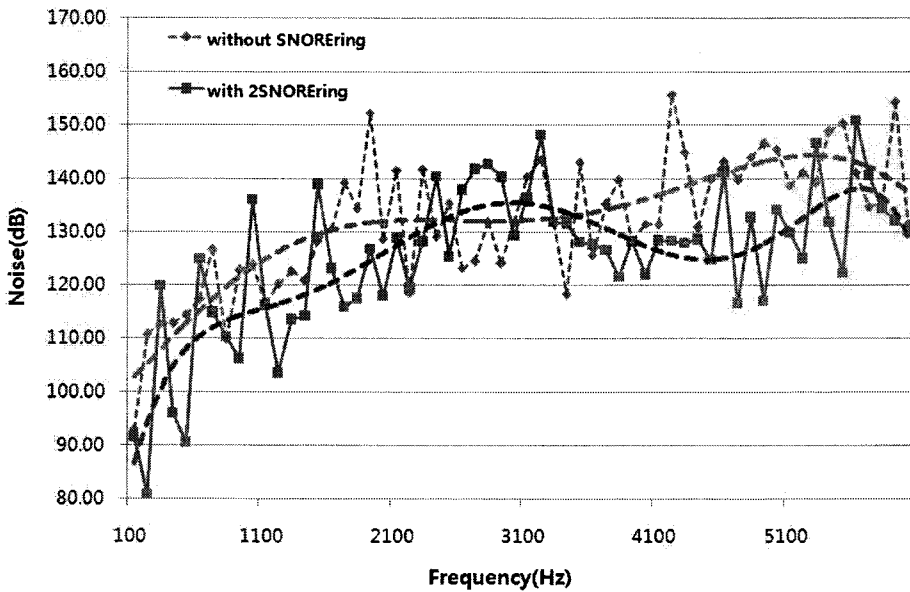
[그림 5] 외부 입력 주파수 3kHz에 따른 전달함수 $T(kx, ky)$ 의 변화

외부 소음 주파수를 100Hz에서 6kHz까지 입력하고 두 개의 소음차단 링의 존재 유무에 따른 소음저감 효과를 해석하였다. [그림 6]은 [그림 2]에서 센서 #1 위치에서 계산된 소음저감 효과를 보인 것이다. [그림 6]에서 점선으로 연결된 두 곡선은 주파수에 따른 소음 레벨을 6차 함수로 연결한 예측 곡선이다. 주파수 4kHz~6kHz 대역에서는 소음차단 링의 설치로 인하여 약 20dB 내외의 소음 저감 효과가 있음을 알 수 있다. 즉 100Hz에서부터 시작하여 고주파 영역으로 갈수록 소음저감효과가 커지며 이는 파수의 증가에 따라 전달함수의 값이 줄어드는 결과인 [그림 5]와 일치한다.

[그림 6]에서 3.1kHz 인근에서 소음저감 효과가 나타나지 않는 현상은 [그림 3]에서와 같이 3.1kHz 인근에서 최대응력이 발생하고 있는 현상과 동일한 것으로 해석된다. 따라서 6차 함수의 소음감소 예측곡선을 통하여 입력 주파수별 특성을 해석할 수 있다.

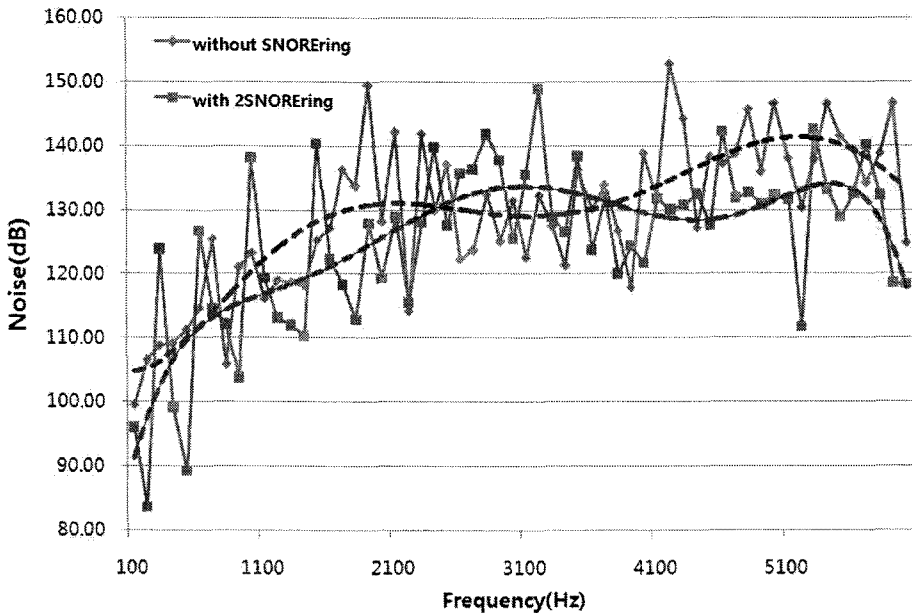


[그림 6] 센서 #1 위치에서 외부 입력 소음 주파수 100Hz~6kHz에 따른 소음저감 효과 분석(소음차단 링 설치 전과 후의 변화 비교)



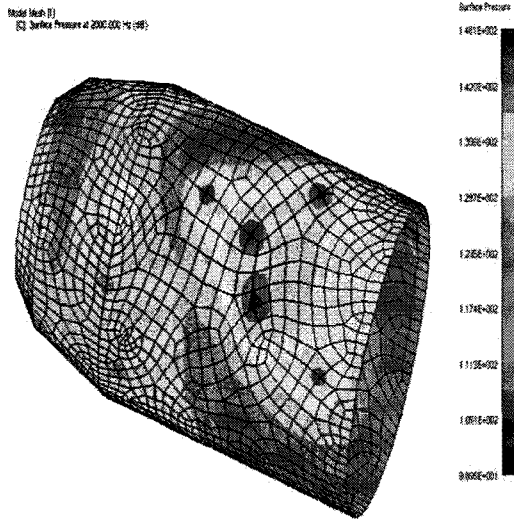
[그림 7] 센서 #2 위치에서 외부 입력 소음 주파수 100Hz~6kHz에 따른 소음저감 효과 분석(소음차단 링 설치 전과 후의 변화 비교)

[그림 7] 및 [그림 8]은 [그림 2]에서 각각 센서 #2, 센서 #3 위치에서 계산된 소음 저감 효과를 보인 것이다. [그림 7] 및 [그림 8]에서 점선으로 연결된 두 곡선은 [그림 6]과 마찬가지로 주파수에 따른 소음 레벨을 6차 함수로 연결한 예측 곡선이다. 센서 #1의 위치에서와 같이 센서 #2 및 센서 #3에서도 주파수 4kHz~6kHz 대역에서는 소음차단 링의 설치로 인하여 약 20dB 내외의 소음 저감 효과가 있음을 알 수 있다. 센서 #2와 #3는 3kHz 이후부터 고주파 영역으로 갈수록 소음저감효과가 커지고 있다. 특히 #1의 위치에서와 다르게 #2 및 #3에서는 3kHz 인근에서 오히려 소음차단 링의 효과가 없음을 볼 수 있다. 물론 [그림 7] 및 [그림 8]에서 3.1kHz 인근에서 소음저감 효과가 나타나지 않는 현상은 [그림 3]에서와 같이 3.1kHz 인근에서 최대응력이 발생하고 있는 현상과 동일한 것으로 해석되지만 그림에도 불구하고 6차 함수의 소음감소 예측곡선을 통하여 소음차단 링의 설치로 인하여 입력 주파수별 소음 특성을 해석할 수 있을 것이다.

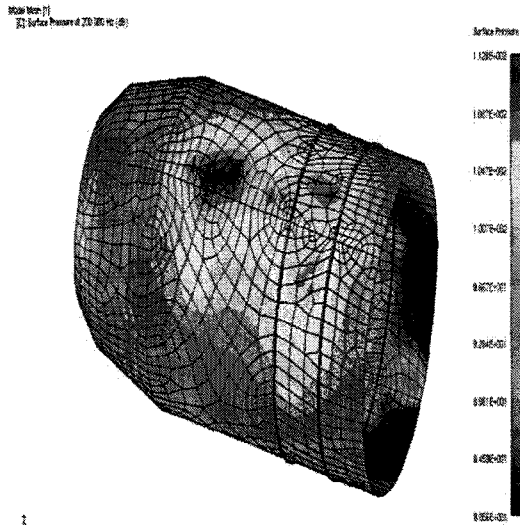


[그림 8] 센서 #3 위치에서 외부 입력 소음 주파수 100Hz~6kHz에 따른 소음저감 효과 분석(소음차단 링 설치 전과 후의 변화 비교)

[그림 9]~[그림 11]에는 외부 음원 주파수가 각각 200Hz, 500Hz, 900Hz일 때 원통형 구조물의 표면에 발생하는 음압 레벨(Sound Pressure Level, dB)을 수치 해석한 결과를 보인 것이다. [그림 9]는 200Hz 음원에 대하여 원통 구조물에 발생하는 음압을 보인 것인데 [그림 9]의 (a)와 같이 소음차단 링 부착 전에 원통 표면에 걸쳐 음압

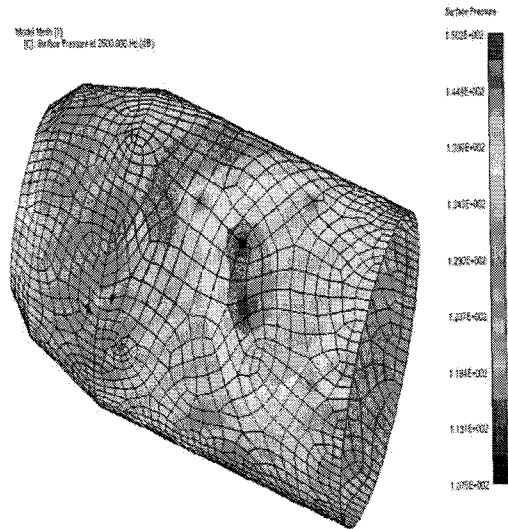


(a) 소음차단 링 부착 전의 음압 분포도(최대 음압: 116dB, 최소 음압: 83dB)

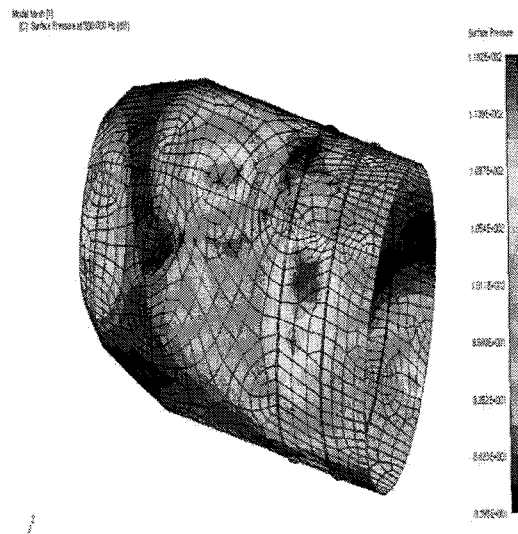


(b) 소음차단 링 부착 후의 음압 분포도(최대 음압: 112dB, 최소 음압: 80dB)

[그림 9] 외부 입력 소음 주파수 200Hz에서 원통형 구조물의 음압 분포 특성

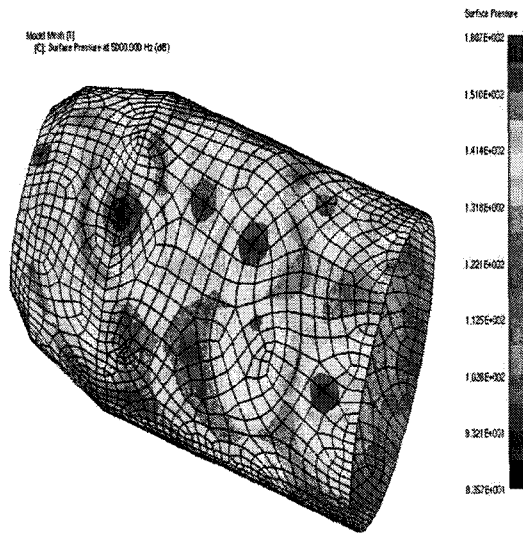


(a) 소음차단 링 부착 전의 음압 분포도(최대 음압: 119dB, 최소 음압: 98dB)

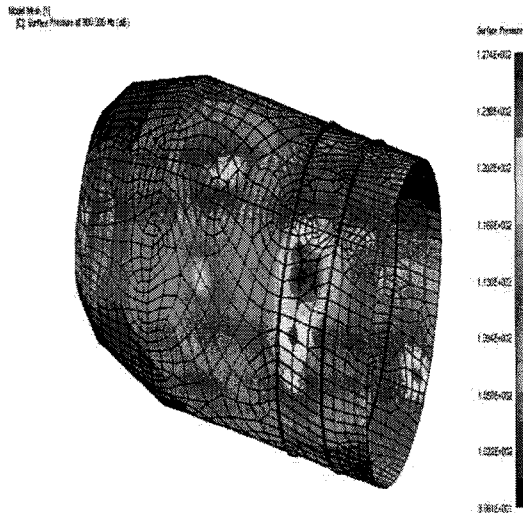


(b) 소음차단 링 부착 후의 음압 분포도(최대 음압: 118dB, 최소 음압: 84dB)

[그림 10] 외부 입력 소음 주파수 500Hz에서 원통형 구조물의 음압 분포 특성



(a) 소음차단 링 부착 전의 음압 분포도(최대 음압: 130dB, 최소 음압: 112dB)



(b) 소음차단 링 부착 후의 음압 분포도(최대 음압: 127dB, 최소 음압: 98dB)

[그림 11] 외부 입력 소음 주파수 900Hz에서 원통형 구조물의 음압 분포 특성

분포가 110dB 이상의 높은 음압이 유지되고 있으나 두 개의 소음 차단 링이 설치된 후에는 [그림 9]의 (b)와 같이 국부적인 고음압만 존재함을 알 수 있다. [그림 10]과 [그림 11]에서도 [그림 9]와 같은 특성을 유지하고 있으나 최고음압을 나타내는 부위가 점차 원통 우측 끝면으로 옮겨감을 알 수 있다. 원통 우측 끝면은 실제 센서가 부착되는 위치가 아니므로 이러한 현상이 발생하도록 소음차단 링의 설치 위치를 결정하는 것도 효과적인 방법일 것이다. 외부 입력 주파수를 200Hz, 500Hz, 900Hz를 선택한 것은 1kHz 이하의 저주파 진동이 음원으로 작용할 수 있으므로 서로 다른 경우의 주파수 3개를 임의로 선택하였다.

본 연구와 같은 형태의 원통 구조는 끝단이 막힌 구조를 생각할 수 있으나 실제의 응용에서는 원통 내부에 전자 장치를 삽입하는 구조이므로 폐쇄상태를 고려할 필요는 없다고 판단된다. 곡면 배열센서의 설치 특성은 원통 주위를 따라 배열되는 것을 생각한다면 이러한 형태의 소음차단 링은 매우 효과적으로 소음 감소를 이룰 수 있을 것으로 판단된다.

IV. 결론

수중을 운동하는 원통형 구조물에 설치되어 음향 탐지를 하는 곡면배열 센서는 좋은 신호 감도를 유지하기 위하여 난류유동과 자체 소음에 의한 소음 차단이 필수적이다. 특히 원통형 구조물의 끝단에서 앞쪽으로 전파되는 구조 소음진동은 센서의 감도에 많은 영향을 미치게 된다. 따라서 본 연구에서는 소음차단을 위한 두 개의 소음차단 링을 구조물의 중간에 설치하고 소음 주파수별 저감 특성을 분석하였다.

본 연구에 사용된 수중 운동체 구조물은 최대 직경이 500mm이고 길이가 840mm인 중공 원통형이다. 소음 차단링은 CRP 재질이며 사각형 채널 구조에 공기가 채워져 있고 원통 끝면에서 120mm, 240mm 지점에 각각 설치하고 임의의 주파수에 의한 소음을 입력하였을 때 센서에서의 저감 특성을 분석 하였다. 두 개의 소음차단 링을 설치한 결과 센서가 받는 최대 용력이 약 10.1% 감소함을 알 수 있었다.

외부 소음 주파수를 100Hz에서 6kHz까지 입력하고 두 개의 소음차단 링의 존재 유무에 따른 소음저감 예측곡선을 6차 다항식을 이용하여 예측하였는데 주파수 4kHz~6kHz 대역에서는 소음차단 링의 설치로 인하여 약 20dB 내외의 소음 저감 효과가 있음을 알 수 있었다. 100Hz에서부터 시작하여 고주파 영역으로 갈수록 소음저감효과가 커지며 이는 파수의 증가에 따라 전달함수의 값이 줄어드는 결과와 일치함을 확인하였다. 외부 음원 주파수가 각각 200Hz, 500Hz, 900Hz일 때 원통형 구조물의 표면에 발생하는 음압 레벨을 수치 해석한 결과 두 개의 소음 차단 링이 설치된 후에는 최고음압을 나타내는 부위가 점차 원통 우측 끝면으로 옮겨감을 알 수 있었

다. 원통 우측 끝면은 실제 센서가 부착되는 위치가 아니므로 이러한 현상이 발생하도록 소음차단 링의 설치 위치를 결정하는 것도 효과적인 방법일 것이다.

곡면 배열센서의 설치 특성은 원통 주위를 따라 배열되는 것을 생각한다면 이러한 형태의 소음차단 링은 매우 효과적으로 소음 감소를 이룰 수 있을 것으로 판단된다. 따라서 본 연구의 결과는 곡면배열 센서의 저소음화 설계에 충분히 활용할 수 있을 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 방위사업청과 국방과학연구소의 지원으로 수행되었으며, 이에 깊이
감사를 드립니다. 계약번호(UD070054AD)

참고 문헌

- 박지혜, 이종길, 신구균, 조치영(2008). 탄성층에 삽입된 음향 하이드로폰의 외부 유입소음
영향 연구. 대한공업교육학회지, **33(2)**, 282~296.
- 박지혜, 이종길, 신구균, 조치영(2009). 전달함수를 이용한 저파수 영역에서의 센서
유입 소음 특성 연구. 대한공업교육학회지, **34(1)**, 238~251.
- 이종길, 조치영(2010). CRP 재질 및 SNORE 링 부착에 따른 다층곡면 구조물의 진동차단 특
성 연구. 대한공업교육학회지, **35(2)**, 252~264.
- 하태현, 이종길, 김원호(2010). 돔 구조체 배플에 부착된 재료에 따른 제진 특성 연구. 대한공업
교육학회지, **35(1)**, 224~238.
- 홍진숙, 신구균(1994). 소음 차단링 성능 해석 연구, 국방과학연구소 Report, ATRC-519-941103.
- Assi, G. R. S., Meneghini, J. R., Aranha, J. A. P., Bearman, P. W., Casaprima,
E.(2006). **Experimental investigation of flow-induced vibration interference
between two circular cylinders.** *Journal of Fluids and Structures*, **22**, 819~827.
- Blevins, Robert D.(2001). Flow-induced vibration, Krieger Pub.Co., 221~225.
- Ebenezer, D. D., Abraham, P.(1996). **Effect of multilayer baffles and domes on
hydrophone response.** *Journal of Acoustical Society of America*, **99(4)**,
1883~1893.
- Ko, S.-H., Sherman, C. H.(1979). **Flexural wave baffling.** *Journal of Acoustical Society
of America*, **66(2)**, 566~570.
- Kumar, R. A, Gowda, B. H. L.(2006). **Flow-induced vibration of a square cylinder
without and with interface.** *Journal of Fluids and Structures*, **22**, 345~369.
- Lam, K., Jiang, G. D., Liu, Y., So, R. M. C.(2006). **Simulation of
cross-flow-induced vibration of cylinder arrays by surface vorticity
method.** *Journal of Fluids and Structures*, **22**, 1113~1131.

<Abstract>

Investigation of the Noise Reduction in the Hollow Cylinder Structure

Sang-won Lee* · Jongkil Lee** · Chi-yong Jo***

When the hollow cylinder structure moves in underwater with high speed structural can be propagated from the end of the structure to the front side. This noise can reduce the sensitivity of the conformal array which installed in the surface of the cylinder. To reduce this noise propagation it is suggested to install two self-reduction rings at the surrounding of the cylinder which is 500mm in diameter and 840mm in length. The places of the two noise reduction rings are 120mm and 240mm point from the end of the structure. Two noise reduction rings reduced 10.1% of maximum stress. When outside noise frequency applied to the structure from the 4kZ to 6kHz, 20dB noise reduction was calculated using 6 order polynomial equation. When outside noise frequency also applied to the structure with 200Hz, 500Hz, 900Hz, maximum sound pressure level point moved to the end of the structure. Most conformal sensors are fabricated at the front side of the structure. Based on the simulation results proposed two rings can be reduced noise propagation from the tail of the structure effectively.

Key words: Hollow cylinder structure, Noise propagation, Self-Noise reduction ring, Noise reduction

* Dept. of Precision Mechanical Engineering, Graduate School, Andong National University

** Correspondence : jlee@andong.ac.kr, Professor of Mechanical Engineering Education, College of Education, Andong National University

*** Agency for Defense Development, Chinhae