

저 잡음 수중 청음기의 설계 방안 연구

- I. 잡음 전달 특성 및 구조 변경 영향 -

Design and Evaluations of Underwater Hydrophone with Self Noise Suppressing Structures

- Part I. Noise Transfer Characteristics & Effects of Structure Modifications -

임종인*, 노용래**
(Jong-in Im*, Young-Rae Roh**)

요약

수중 청음기는 진동하는 물체 위에 설치되어 다양한 외부 잡음 원이 유입되는 환경에 노출되어 있다. 외부 잡음 원으로는 수중 청음기가 설치된 구조물 자체의 진동, 프로펠러 잡음, 그리고 유동 유체 잡음들이 있고, 이들 외부 잡음원은 실제 강도가 상당히 높아서 센서의 정확한 작동에 장애가 되고 있다. 본 연구에서는 외부 잡음에 무관한 고정밀도, 저 잡음 특성을 갖는 수중 청음기를 개발하기 위하여 유한 요소법(FEM)을 사용하여 잡음 전달 특성의 분석 및 air pocket과 음향 감쇠층의 다양한 조합으로 이루어진 개선된 구조의 수중 청음기를 설계하고, 내 잡음성 평가를 하였다. 그 결과 센서 측면 하단부에 잡음 원이 위치할 경우 가장 큰 잡음 신호로 작용하므로 구조를 변경한 결과 기존 수중 청음기에 비해 59% 이상 내 잡음성을 증진 시켰다.

ABSTRACT

The hydrophones is mounted in many applications on a vibrating surface and functions as an underwater acoustic signal receiver without sensing the vibrations from the mounting surface. However, their performance is usually degraded by the interference of exterior noises such as acoustic cavitation in water stream, host structural vibration in the hull, and propeller motions. This paper describes the design and evaluation of a self noise suppressing hydrophones which shows very poor sensitivity to the various external noise without sacrificing its receiver performance. To increase the acoustic insensitivity of the receiver to the external noises, first, effects of the external noise on the its receiver performance is simulated with finite element method(FEM). Second, the geometrical variations are implemented on the original structure that include additional air pockets and acoustic walls which work as acoustic shield or scatter of the noises. The results show that the effect of the external noise is the most significant when it is applied near to the bottom of the side wall of the hydrophones. The transverse noise induced by the outside water flow is isolated most effectively when a thin compliant (damping) layer combined with two air pockets is inserted to the circumference of the nose. Noise level is reduced about fifty nine percent of that of the original structure.

I. 서론

심해에서 사용되는 수중 청음기는 통상 수중 구조물의 앞부분에 부착되어 있어 외부로부터 입사하는 음향신호를 측정하는 역할을 하며 여러 가지 잡음 원과 진동 성분

이 유입되는 환경에 노출되어 있다. 수중 청음기에 영향을 주는 대표적인 환경적 요인으로 급격한 충격이나 해양의 수온 등 경계 조건의 변화를 들 수 있고, 외부로부터 유입되는 잡음 신호들은 선체의 진동, 프로펠러에 의한 잡음, 물속의 기포의 폭발에 의한 잡음, 센서 주위의 유동 잡음 등을 예로 들 수 있다[1]. 이들 잡음 신호들은 실제의 경우 음향 강도가 상당히 높아서 측정하고자 하는 음향신호를 가리는 경우가 많으며, 센서의 정확한 작동 및 수신된 음향신호의 정밀 처리에도 결정적인 장애가 되고

*포항 산업과학연구원 소재부품 기능세라믹팀
**경북대학교 전자공학과/센서기술연구센터
접수일자: 1996년 8월 8일

있다.

수중 청음기의 진동 소음 감소 방안으로 외부에서 발생된 잡음의 전달 경로를 차단하는 방법과 잔류 잡음 성분을 흡수시키는 음향 감쇠재를 삽입하는 방법 등을 생각해 볼 수 있다[1~3]. 그러나 이들 두 방법은 각각 장점과 단점을 갖고 있어 센서들의 적절한 조합과 최적화에 의해 센서의 내 잡음성이 실행되어야 한다. 그리고 음파에 대한 감도가 향상되도록 이들 요인들의 정확한 영향성 평가가 이루어져 다양한 외부 환경 요인에 의한 영향을 억제 또는 제거할 수 있는 방법 등에 대한 체계적인 연구가 필요하다.

본 연구에서는 이상에서 설명한 저잡음 수중 청음기를 개발하기 위하여 기존 수중 청음기의 잡음 전달 특성을 분석하고, 이를 바탕으로 저잡음 수중 청음기를 구성하는 센서의 구조를 변경함으로써 다양한 외부 잡음을 효과적으로 차폐 시킬 수 있는 고성능 저잡음 수중 청음기를 개발하고자 한다.

II. 유한 요소 모델링 및 수치 해석

심해에서 사용되는 수중 청음기는 압전 세라믹과 전편 추, 후면 추로 구성된 여러 개의 Tonpitz 트랜스듀서와 내부 및 외부 금속 케이스, 음향 윈도우, 음향 격리막 등으로 구성되어 있다[1].

본 연구의 대상인 수중 청음기의 수치 모델링은 ANSYS 5.0A를 사용하여 구성하였고, 약 12,000개의 노드와 약 9,000개의 요소로 형성되어 있다. 모델링 해석은 수중 청음기의 대칭성을 고려하여 1/4에 해당하는 모델을 구현하고, x 및 y 방향으로 대칭처리 하였다. 경계 조건으로 플랫폼에 볼트로 체결된 부분인 수중 청음기의 금속 케이스 상단은 모든 방향으로 변위가 구속된 조건을 취하였다.

그리고 외부 잡음원의 위치 변화에 따른 수중 청음기의 상대적인 출력 해석은 1000 Pa 압력이 0.5초 동안 step load로 인가되는 경우에 대해 과도 해석을 하였다[4]. 이때 잡음원의 작용 위치에 따라 하중 조건은 5개로 분리하였다. 또한 구조 변경한 수중 청음기의 잡음 전달 특성 해석시에는 하중 인가 조건 (1)과 (3)으로 한정하고, 하중 인가 시간도 0.01초로 변경하였다. 하중 조건을 전체 다섯 가지 중 특히 (1)과 (3)의 경우로 제한 한 것은 (1)의 경우는 z축 방향의 단일 하중이 작용하는 경우이나, (3)의 경우는 하중 성분을 벡터 분율로 나누는 조건들인 나머지 (1), (4), (5)의 조건들을 대표할 수 있기 때문이다. 그리고 외부 잡음을 나타내는 입력 펄스의 지속 시간을 줄이므로써 보다 광대역 주파수 응답을 얻기 위해서이다.

III. 결과 및 고찰

1. 잡음 전달 특성

기존 수중 청음기의 잡음 전달 특성 해석은 외부에서 작용하는 개별 잡음원에 대한 연구보다는 각각의 잡음원이 발생하여 수중 청음기에 도달하였다고 가정하여 도달된 잡음 성분이 작용하는 각 부위에 대한 Tonpitz의 반응 특성을 조사하여 잡음의 전달 장소에 따른 영향을 해석하고 있다. 잡음원이 작용하는 위치는 그림1과 같다. 하중 인가 조건 (1)은 수중 청음기가 고정된 위치의 선체 진동 신호가 센서로 전달되어 오는 경우를 표현한 것이다. 그리고 하중 인가 조건 (2)부터 (5)까지는 외부의 여러가지 잡음원들로부터 센서의 측면에 발생할 수 있는 유동 잡음의 작용 위치 변화를 나타낸 것이다. 특히 하중 조건 (2)는 센서 앞면의 음향 윈도우 측면에 잡음원이 존재하는 경우이다. 또한 센서의 음향 윈도우와 근접한 측면 하단부터 센서의 선체 고정부 근처인 측면 상단부까지 삼등분하여 하중조건 (3), (4), (5)를 선정하였다.

위에서 언급한 모든 하중 인가 조건에서 1000 Pa의 하중을 인가하여 과도 응답 해석한 결과에 의해 Tonpitz 트랜스듀서의 압전 소자에서 발생하는 전압을 계산하였다. 그리고 외부 잡음이 수중 청음기로 입력되는 위치에 따른 상대적인 잡음 감지 정도를 비교, 분석하여 최대 과도 응답 결과를 표 1에 나타내었다.

표 1. 외부 잡음원의 위치 변화에 따른 수중 청음기의 과도 응답 특성 변화

Table 1. Variations of hydrophone transient responses with the change of the external noise location(units: mV)

Load Case Tonpitz transducer	1	2	3	4	5
N1	0.0196	0.17	0.72	0.65	0.23
N2	0.0199	0.19	0.83	0.79	0.31
N3	0.0178	0.057	1.05	1.02	0.43

표 1에서 기술된 센서의 반응 값 N1은 수중 청음기의 중심에 위치한 Tonpitz 트랜스듀서의 출력 값이고, N2는 45도 방향의 두번째 Tonpitz 트랜스듀서의 출력 값이다. 그리고 N3는 가장 외곽에 위치한 Tonpitz 트랜스듀서의 출력 값을 나타낸다.

표 1에서 수중 청음기의 고정부 면에 수직하게 외부 진동이 전달되어 오는 하중조건 (1)의 경우 N1, N2, N3의 Tonpitz 트랜스듀서에서 발생한 출력의 최대값은 각각 1.96×10^{-2} , 1.99×10^{-2} , 1.78×10^{-2} mV 이다. 여기서 출력 전압의 절대값은 큰 의미를 갖지 않으며, 다른 하중 조건에 의해 각 위치에 따른 비교를 위해 상대적인 크기만이 중요시 된다. 또한 Tonpitz 트랜스듀서가 위치하지 않는 음향 윈도우의 가장자리, 즉 하중 조건 (2)에 해당하는 잡음에 대한 출력은 각각 0.17, 0.19, 0.57 mV로 하중 조건 (1)에 해당하는 잡음보다 훨씬 큰 출력 특성을 나타냈다. 그리고 수중 청음기의 측면에 작용하는 하중 조건들에 대한 N1, N2, N3의 Tonpitz 트랜스듀서 출력은 하중 조건 (3)을 적용할때 0.72, 0.83, 1.05 mV 이었고, 하중 조건

(4) 인가 시 0.65, 0.79, 1.02 mV이다. 또한 하중 조건 (5)을 적용할때는 0.23, 0.31, 0.43 mV로 나타났다.

이 결과로부터 동일한 음향 인텐시티의 잡음이 하중 조건 (1) 혹은 (2)와 같이 수중 청음기의 고정부 및 음향 윈도우의 가장자리에 작용하는 것보다는 수중 청음기의 측면에 작용할 경우 훨씬 큰 출력이 나타나고 있다. 하중 조건 (3)과 (4), 특히 하중 조건 (3)에 해당하는 잡음이 수중 청음기의 동작 특성에 상대적으로 큰 영향을 주는 것으로 나타났으므로, 이 부분에 대한 내잡음 특성을 개선하는 것이 가장 효율적일 것이다. 그러나 실제의 경우 외부 잡음 성분은 단일한 위치에만 의존하지 않고, 여러 잡음 성분들이 넓은 면적에 걸쳐 복합적으로 작용할 것이다. 따라서 내잡음 수중 청음기를 구현하기 위해서는 모든 경우에 대한 효율적인 잡음 차폐가 이루어져야 하나, 특히 수중 청음기 측면 잡음의 차폐가 상대적인 중요성을 갖고 있다고 결론 지워진다.

2. 구조 변경의 영향

수중 청음기의 잡음 전달 특성의 분석 결과를 기초로 하여 저잡음 특성을 갖는 수중 청음기를 설계하기 위하여 수중 청음기의 구조를 다양하게 변경하였다. 저잡음 특성을 갖는 센서 구조를 설계하는 방안으로는 첫째 잡음원을 제거하는 방법과, 두번째 잡음원에서 발생된 잡음 신호가 Tonpitz 트랜스듀서에 도달하지 못하도록 경로를 차단하는 방법, 마지막으로 Tonpitz 트랜스듀서 자체를 외부 잡음에 둔감하게 만드는 방법 등을 생각할 수 있다. 이 중 잡음원을 제거하는 방법은 현실적으로 실현 불가능하고, Tonpitz 트랜스듀서를 개조하지 않는 범위 내에서 잡음 경로를 차단하는 두번째 방법의 개발에 중점을

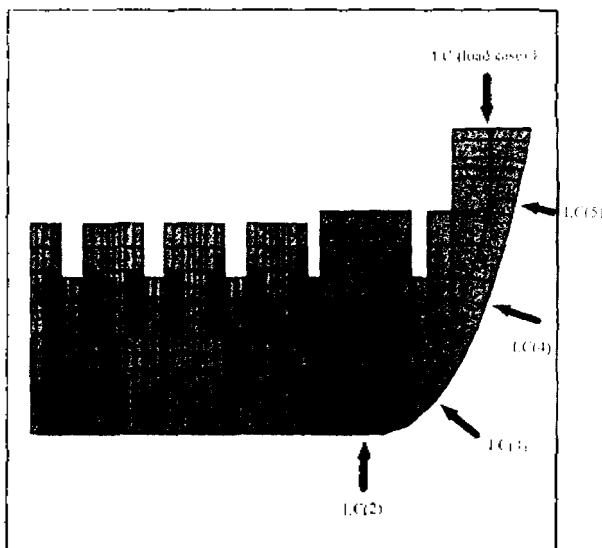


그림 1. 과도 응답 해석을 위한 유한 요소 모델의 하중 인가 위치
Fig 1. Applied load positions for transient response analysis in finite element model of hydrophone

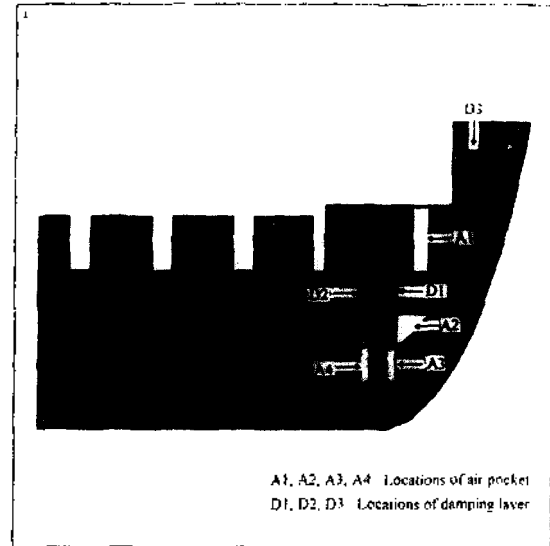


그림 2. 저 잡음 수중 청음기를 위한 구조 변경 위치
Fig 2. Structure modified positions for low noise hydrophone

표 2. 구조 변경한 수중 청음기 모델에 삽입된 층의 수
Table 2. Number of inserted layers in the structure modified hydrophones

모델 No.	Air Pockets				Damping Layer		
	1st	2nd	3rd	4th	1st	2nd	3rd
1	유						
2	유	유					
3	유	유			유		
4	유	유			유	유	
5	유	유	유(1층)				
6	유	유	유(1층)		유		
7	유	유	유(1층)		유	유	
8	유	유	유(2층)				
9	유	유	유(2층)		유		
10	유	유	유(2층)		유	유	
11	유	유	유(2층)	유(감쇠층)	유	유	
12	유	유	유(2층)	유(air)	유	유	
13	유	유	유(2층)	유	유	유	유
14	유(감쇠층)	유	유(2층)	유	유	유	유

두었다. 이 방법은 지금까지 여러 연구에서 가장 널리 사용되는 기술이기도 하다[1~3].

본 연구에서는 잡음원에서 발생된 여러 잡음 원으로부터 진동 형태로 전달되는 잡음 성분에 대하여서만 고려하였다. 잡음 원으로부터 발생된 잡음 신호가 Tonpitz 트랜스듀서로 전달되는 경로를 차단하기 위하여 음향 감쇠제 층을 삽입한다. 그리고 음향 임피던스 부정합을 일으키도록 구조를 변경하여 진동을 흡수 하거나 반사시키는 방법을 사용한다. 이러한 목적을 위해 원래의 수중 청음기 구조에 여러개의 air pocket과 음향 감쇠제 층을 삽입하였으며 이들 위치는 그림 2와 같이 선정하였다. 이들 air pocket과 음향 감쇠제 층의 개수 및 설치 위치를 표 2

와 같이 다양하게 조합하여 총 14개의 개선된 모델을 설정하였다. 여기서 설정된 모델의 내부 구조는 기존의 압전 Tonpitz 트랜스듀서의 형태를 유지하는 범위내에서 내부 및 외장 케이스를 변경한 것들이다.

앞에서 기술한 바와 같이 구조 변경한 수중 청음기의 수치 해석경우 하중 인가 조건 (1)과 (3)에 대해 과도 응답 해석을 행하였다.

각 조건에 의해 해석된 결과의 예로서 기존 수중 청음기와 구조 변경한 모델 No.13에 대한 하중 조건 (1)과 (3)을 인가하고 과도 응답 해석을 행한 결과를 그림 3부터 그림 6까지에 나타내었다. 기존 수중 청음기에서 해석한 결과 하중 조건 (1)의 경우 N1, N2, N3의 Tonpitz 트랜스듀서에 최고 출력 값이 약 0.04 mV 정도로 나타났으며 하중 조건 (3)을 인가하였을 경우는 N1, N2, N3 센서에서 최고 출력값이 각각 약 1.06 mV, 1.18 mV, 1.34 mV이었다. 그리고 구조 변경된 모델 No.13의 수중 청음기에서 해석한 결과 하중 조건 (1)의 경우 N1, N2, N3의 Tonpitz 트랜스듀서에 최고 출력 값이 약 0.009 mV 이었다. 그리고 하중 조건(3)을 인가하였을 경우는 N1, N2, N3 센서에서 최고 출력 값이 각각 약 0.46 mV, 0.51 mV, 0.6 mV 정도이다. 이 결과는 기존 수중 청음기의 출력 최고 값과 상대 비교하여 보면 하중 조건 (1)의 경우 24.5%에서 24.9%에 해당하며 하중 조건 (3)의 경우 43%에서 44.9%의 출력에 해당한다. 이는 앞에서 기술한 모델 No.13의 형태로 air pocket과 음향 감쇠체 층을 결합하여 수중 청음기를 구성할 경우 주위의 여러 잡음 원에 의해 하중 조건 (1) 및 (3)에 해당하는 위치에 잡음이 발생될 경우 기존 수중 청음기의 잡음 응답 특성을 각각 약 75% 및 55% 정도 감소시키는 효과가 있음을 의미한다.

하중 조건 (1)과 (3)의 외부 잡음 인가 시 기존 수중 청음기의 최고 출력을 100으로 하고, 구조 변경 모델에서의 최고 출력을 상대 비교한 결과를 그림 7과 8에 나타내었다. 두 그림에서 나타낸 것과 같이 구조 변경한 모델 No. 12와 No.13이 하중 조건 (1)과 (3) 두 경우에서 모두 체일 큰 감소를 보이고 있다.

그림 7에서 알 수 있듯이 하중 조건 (1)을 인가하였을 경우 구조 변경한 모든 모델들이 원래의 모델에 비해 외부 잡음에 대한 반응도가 최소 63% 이상 감소한 경향을 보이고 있다. 그리고 모델 No.3, 4, 6, 7, 9, 10, 11, 12는 24% 정도의 값으로 원래의 모델에 비해 76% 정도의 감소를 보인다. 이 결과로부터 하중 조건 (1)과 같은 platform 진동, 펄 진동, 프로펠라 진동 등의 잡음 성분이 전달되어 올 경우 air pocket만 설치 하는 것보다는 air pocket과 음향 감쇠 층을 조합하여 사용하는 것이 잡음의 전달을 차단하는데 훨씬 효율적임을 알 수 있다. 그리고 그림 8은 하중 조건 (3)에 해당하는 잡음이 인가될 경우 압전 소자에서 발생하는 전압의 응답 특성을 상대 비교한 것이다. 내부에 위치한 Tonpitz 트랜스듀서에 해당하는 N1과 N2는 구조 변경에 의해 동일한 경향성을 보이나, 외곽에 위

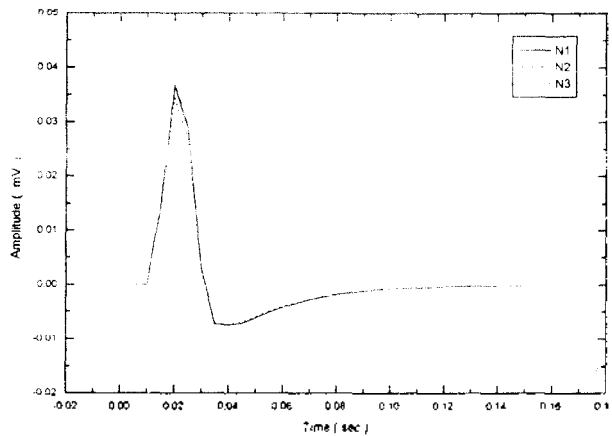


그림 3. 하중 조건 (1) 인가시 기존 수중 청음기(FE 모델 No.1)의 전압 응답

Fig 3. Piezoelectric voltage response of the original FE model in the Load case (1)

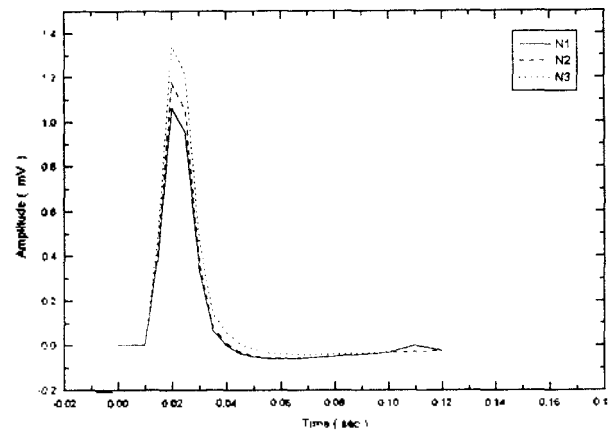


그림 4. 하중 조건 (3) 인가시 기존 수중 청음기(모델 No.1)의 전압 응답 특성

Fig 4. Piezoelectric voltage response of the original FE model in Load case (3)

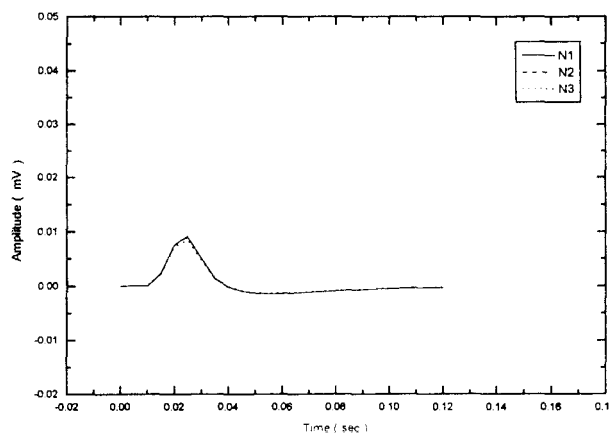


그림 5. 하중 조건 (1) 인가시 구조 변경한 모델 No.13의 전압 응답 특성

Fig 5. Piezoelectric voltage response of the modified FE model No.13 in the Load case (1)

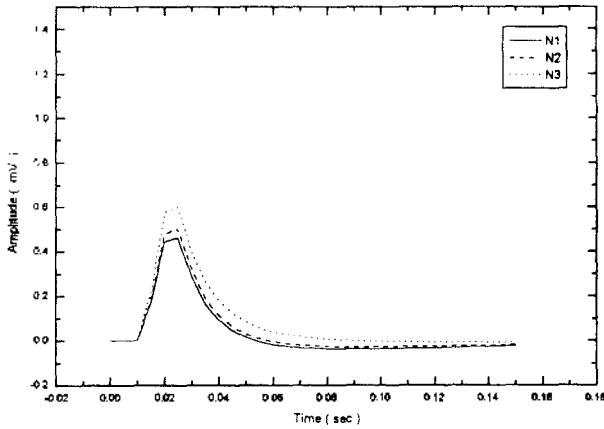


그림 6. 하중 조건 (3) 인가시 구조 변경한 모델 No.13의 전압 응답 특성

Fig. 6. Piezoelectric voltage response of the modified FE model No.13 in the Load case (3)

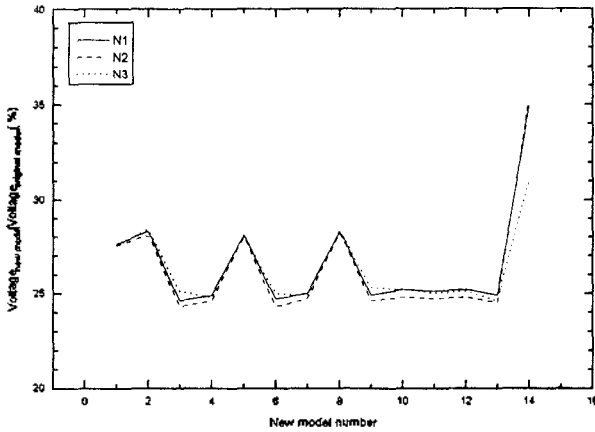


그림 7. 하중 조건 (1) 인가시 기존 모델에 대한 구조 변경한 모델들의 상대적인 전압 출력 특성

Fig. 7. Piezoelectric voltage response of the modified FE models relative to the original FE model in the load case (1)

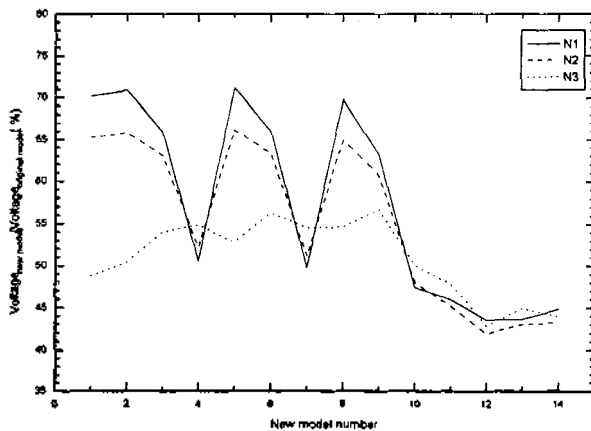


그림 8. 하중 조건 (3) 인가시 기존 모델에 대한 구조 변경한 모델들의 상대적인 전압 출력 특성

Fig. 8. Piezoelectric voltage response of the modified FE models relative to the original FE model in the load case (3)

치한 Tonpilz 트랜스듀서 N3는 약간 다른 경향을 보이고 있다. 그러나 종합하여 보면 전체적으로 구조 변경한 모델들이 원래 구조에 비해 외부 잡음에 대한 반응도가 최소 29% 이상 감소하였다. 특히 구조 변경한 모델 No.4, 7, 10, 11, 12, 13, 14에서 가장 좋은 특성을 보이고 있는데 최대 59%의 감소로 나타났다. 이들 구조 변경한 모델들은 air pocket과 이중의 음향 감쇠 층을 사용했다는 공통점을 가지고 있어 하나의 음향 감쇠 층을 사용한 경우보다 2중의 음향 감쇠 층을 사용하는 것이 훨씬 좋은 저잡음 수중 청음기를 제조할 수 있다는 것을 의미한다. 그러나 이들 구조 변경한 센서의 응답 특성 중 N3 센서만을 고려할 경우는 No.1, 2, 10, 11, 12, 13, 14 모델의 특성이 약간 양호하므로 하중 조건 (3)에 해당하는 잡음 원에 대해서는 구조 변경한 모델 중 No.10, 11, 12, 13, 14가 가장 효율적인 구조이다.

위에서 비교한 하중 조건 (1)과 (3)의 경우에 대한 Tonpilz 트랜스듀서의 전압 과도 응답 특성을 종합 비교하면 본 연구에서 고안한 모델 중 모델 10, 11, 12, 13들이 내 잡음 센서의 적합한 모델로 사용 가능하다. 이들 모델 모두는 3개의 air pocket과 2개 혹은 3개의 음향 감쇠층의 조합으로 이루어져 있다. 그러나 감쇠 층 중 3번째에 해당하는 것은 외장 케이스가 전체에 부착되는 사이에 위치하여야 하나 모델 구성 시 편의를 위해 외장 중간에 삽입한 것이므로 이중 가장 최적의 모델 하나를 선택한다면 모델 No.13을 선정하는 것이 타당하다

IV. 결 론

본 연구에서는 저 잡음 특성을 갖는 고성능 수중 청음기를 구현하기 위하여 FEM으로 과도 응답 해석을 하여 다양한 외부 잡음 전달 특성 분석 및 air pocket과 음향 감쇠층을 다양한 조합으로 구성되는 새로운 구조의 수중 청음기 모델을 고안하고, 이들에 대한 내 잡음성을 평가하였다. 이 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 외부 잡음 원이 센서의 고정부 혹은 음향 윈도우의 가장자리보다는 센서의 측면 하단부에 위치할 때 Tonpilz 트랜스듀서에 가장 큰 잡음 신호로 작용한다.
- (2) 저 잡음 수중 청음기를 구현하기 위하여 air pocket과 음향 감쇠층의 다양한 조합에 의해 구조 변경하는 14개의 모델을 고안하고, 잡음 응답 특성을 분석한 결과 효율적인 저 잡음 수중 청음기의 구조로서는 모델 No.10, 11, 12, 13 등이 판명되었다.
- (3) 하중 조건(1)과 (3)에 대한 이들 구조의 잡음 응답 특성이 각각 76%, 59%이상 개선되었다.

참 고 문 헌

1. P. R. Anderson, "Low noise transducer system," US Patent No. 5, 243, 566, 1993.

2. S. J. Zain, W. Thompson, Jr., and M. Kahn, "Construction and evaluation of a noise-suppressing hydrophone," J. Acoust. Soc. Am., Vol. 92(2), Pt. 1, pp. 642-645, 1993.
3. M. Kahn, "Noise suppressing hydrophone," US Patent No. 4, 928, 264, 1990.
4. R. Lerch, "Simulation of piezoelectric devices by two and three dimensional finite elements," IEEE Trans. Ultrason. Ferroelec. Freq. Contr., Vol. 37(2), pp. 233-247, 1990.

▲임 증 인(Jong-in Im)



1986년 2월: 한양대학교 무기재료과
(학사)
 1989년 2월: KAIST 재료공학과(석사)
 1989년~현재: RIST기능세라믹팀 주
 임연구원
 1991년 2월~8월: (미)Penn. State Univ.,
 MRL 객원연구원
 1995년~현재: 경북대학교 센서공학
 과 박사과정

※주관심분야: 음향 및 광 센서 설계, 유전 및 압전 재료
 응용 및 개발

▲노 용 래(Young-Rae Roh)

한국음향학회지 15권 5호 참조