

적용환경을 고려한 Flextensional 변환기의 최적구조 설계

Optimal Structural Design of a Flextensional Transducer Considering the Working Environment

강국진¹, 노용래^{2,a}
(Kookjin Kang¹ and Yongrae Roh^{2,a})

Abstract

The performance of an acoustic transducer is determined by the effects of many design variables, and mostly the influences of these design variables are not linearly independent of each other. To achieve the optimal performance of an acoustic transducer, we must consider the cross-coupled effects of the design variables. In this study, the variation of the performances of underwater acoustic transducer in relation to its structural variables was analyzed. In addition, the new optimal design scheme of an acoustic transducer that could reflect not only individual but also all the cross-coupled effects of multiple structural variables, and could determine the detailed geometry of the transducer with great efficiency and rapidity was developed. The validation of the new optimal design scheme was verified by applying the optimal structure design of a flextensional transducer which are the most common use for high power underwater acoustic transducer. With the finite element analysis(FEA), we analyzed the variation of the resonance frequency, sound pressure, and working depth of a flextensional transducer in relation to its design variables. Through statistical multiple regression analysis of the results, we derived functional forms of the resonance frequency, sound pressure, and working depth in terms of the design variables. By applying the constrained optimization technique, Sequential Quadratic Programming Method of Phenichny and Danilin(SQP-PD), to the derived function, we designed and verified the optimal structure of the Class IV flextensional transducer that could provide the highest sound pressure level and highest working depth at a given operation frequency of 1 kHz.

Key Words : Optimal design, FEA, Flextensional transducer, Constrained optimization, Hydrostatic pressure

1. 서론

수중에서 사용하는 음향 변환기는 반력을 받쳐 주는 플랫폼(Platform)의 표면에 설치되어 주로 수중 음파의 송수신기로 작동하는 Tonpilz형과, 변환기가 잠겨진 상태에서 독자적으로 작동하는 flextensional 형의 두 가지로 크게 나눌 수 있다. Tonpilz형 변

환기는 두께방향의 진동을 이용하기 때문에 제작이 용이하고, 배열형에 적용하기 쉬우며 수십 kHz 대역에서 고출력 수중 음향 변환기로 주로 사용된다. 반면에 flextensional 변환기는 저주파 대역에서 부피와 무게는 크게 줄이면서 큰 부피 변위 진폭을 얻을 수 있기 때문에 3 kHz 이하의 저주파 대역에서 고출력 수중 음향 변환기로 주로 사용되고 있다. 이들 음향 변환기의 주요 성능 변수로 공진 주파수, 대역폭, 발생 음압 및 수중 사용 환경을 들 수 있고, 변환기의 성능들은 많은 설계변수들의 조합에 의해 결정되며, 이들 설계변수들의 영향은 서로 선형 독립적이지 않은 경우가 대부분이다[1,2]. 따라서 수중 음향 변환기의 최적 성능을

1. 한국섬유기계연구소 연구기획실
(경북 경산시 삼풍동 300)
2. 경북대학교 기계공학부
a. Corresponding Author : yryong@knu.ac.kr
접수일자 : 2008. 9. 5
1차 심사 : 2008. 11. 18
심사완료 : 2008. 11. 21

구현하기 위해서는 각 설계변수들의 개별영향 및 상호작용에 의한 영향을 동시에 고려하여야 한다.

본 연구에서는 대표적 고출력 수중 음향 변환기인 flextensional 변환기에 대하여 각 설계변수들의 개별영향 및 이들의 상호작용에 의한 영향을 반영하여 주어진 주파수에서 작동하며 최대 음압과 최대 사용 깊이를 구현할 수 있는 Class IV flextensional 변환기 설계변수들의 최적값을 찾고자 한다.

그동안 큰 수압의 영향을 받는 심해나 수중의 기포 폭발과 같은 수중 충격이 존재하는 다양한 환경에서 고출력 flextensional 변환기 개발에 대해 많은 연구가 진행되어 왔으나 대부분의 경우 구동자 재료를 바꿈으로써 높은 음압을 구현하고자 하였고[3,4], 정해진 공진 주파수와 재료에 대해서 높은 음압을 발생시킬 수 있는 flextensional 변환기 구조 설계에 대한 연구는 미미한 실정이다[5]. 수중 환경에서 사용하는 flextensional 변환기는 정수압에 의해서 응력이 발생되고, 재료들의 항복 응력값은 제한되어 있으므로 사용 깊이가 제한된다[5,6]. 보다 깊은 수중에서 사용 가능한 변환기를 구현하기 위해서 두꺼운 셸을 사용하거나[5], 발생하는 응력을 보상해줄 수 있는 필터를 사용하는 방안에 대한 연구는 있으나[6], 변환기의 설계변수들이 사용 깊이에 미치는 영향을 체계적으로 분석한 자료는 없는 실정이다. 따라서 본 연구에서는 flextensional 변환기의 주요 성능 변수로 공진 주파수, 음압 및 사용 깊이를 설정하였고, 정해진 주파수와 재료에 대해서 최대 음압과 최대 사용 깊이를 구현할 수 있는 변환기의 최적구조를 결정하고자 한다. 이러한 목적을 이루기 위해 우선 유한요소 해석을 통하여 설계변수들이 주요 성능 변수인 공진 주파수, 음압 및 사용 깊이에 미치는 영향을 파악하였다. 또한 최적화 계산 시간 단축을 위해 반응표면 계획법에 따른 유한요소 해석을 수행하였으며[7], 이 결과를 바탕으로 다중회귀분석법을 이용하여 변수들의 상호효과까지 고려한 공진 주파수, 발생 음압 및 사용 깊이를 설계변수들의 함수로 도출하였다[8]. 나아가 다중회귀분석에 의한 함수식과 제한 최적화 방법 중에서 수렴속도가 가장 빠르다고 알려진 SQP-PD법을 이용하여[9], 공진 주파수 1 kHz를 가지며 최대 음압과 최대 사용 깊이를 구현할 수 있는 flextensional 변환기의 최적구조를 결정하였다.

2. CLASS IV FLEXTENSIONAL 변환기 모델링

Flextensional 변환기는 그림 1에서 보듯이 사용

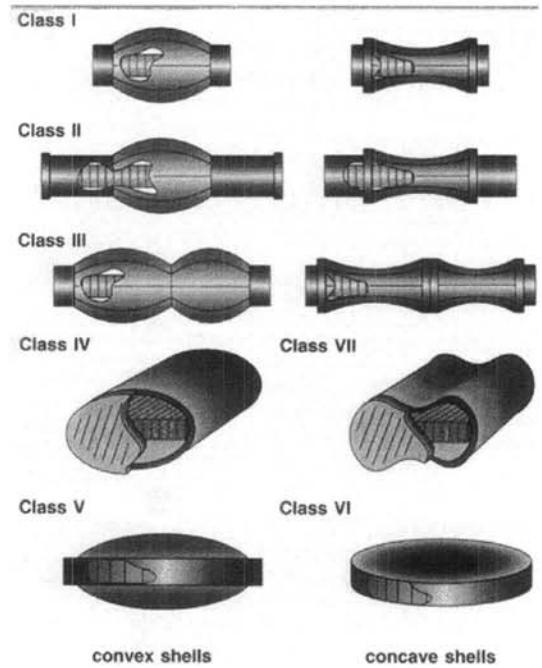


그림 1. Flextensional 변환기의 분류.

Fig. 1. Classification of the flextensional transducer.

되는 셸의 모양에 따라 대략 7종류로 나눌 수 있으며, 그 중 타원 모양의 셸을 사용하는 Class IV flextensional 변환기의 효율이 가장 좋다고 알려져 있다[5]. Flextensional 변환기는 세라믹 적층에 전계를 인가하면 세라믹 적층의 두께(장축) 방향으로 작은 변위가 발생된다. 이때 발생된 변위는 지레 효과에 의하여 상대적으로 유연한 타원형 셸에 전달되어 단축 방향으로 큰 변위를 발생시키기 때문에 사용하는 중심 주파수 대역에서 다른 변환기에 비하여 고출력을 가진다. 본 연구의 Class IV flextensional 변환기 해석 모델은 그림 2에서 보는 바와 같이 구조체, 물, 그리고 물과 구조체의 경계층(FSI)으로 이루어져있고, 상용 도구인 ANSYS를 이용하여 구성하였다. 모델 구성 시 원거리장 음압 계산을 위해서 물은 변환기의 단축 방향 표면에서 600 mm, 높이 방향으로는 끝 막음판 표면에서 600 mm이며, 약 25,000개의 절점과 22,000개의 요소로 형성되어 있다. 또한 변환기의 대칭성을 고려하여 1/8에 해당하는 모델을 구현하였고, x, y 및 z 방향으로 대칭처리 하였다. 경계 조건으로는 변환기의 모든 부분을 자유 상태로 가정하였고, 물의 최 외곽층에는 무한 경계조건을 적용하였다.

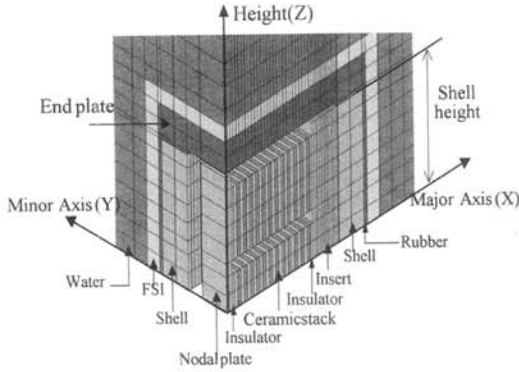


그림 2. Flextensional 변환기의 3D 모델.
Fig. 2. 3 dimensional model of the flextensional transducer.

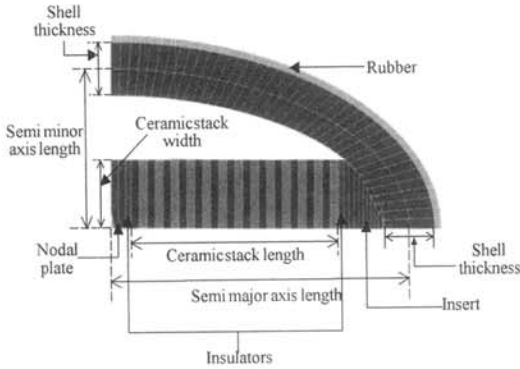


그림 3. Flextensional 변환기 평면도.
Fig. 3. Plane view of the flextensional transducer.

해석 시 변환기 설계변수 중에서 성능에 많은 영향을 미치는 5개의 설계변수를 설정하였다. 대신에 몰딩층 두께는 통상적으로 사용하는 5 mm로

고정시켰다[10]. 타원형 셀 내부에 위치하는 세라믹 적층 폭은 그림 3에서 보는 바와 같이 높은 음압을 발생시키기 위하여 셀과 접하도록 최대한 크게 하였다. 또한 설계변수들이 성능에 미치는 영향 정도와 성능을 설계변수들의 함수식으로 도출하기 위하여 설계변수들의 범위를 표 1과 같이 정하였으며, 변환기 구조에서 고정된 치수 및 재료 물성들을 표 2에 나타내었다. 공진 주파수 해석 시 물의 영향이 모두 포함된 모드해석을 하였으며, 음압의 상대적인 크기를 비교하기 위하여 세라믹 적층에 단위 길이 당 동일한 전압을 인가하고 조화해석을 행하여, 각각의 음압 크기를 구조체 표면에서

표 1. Flextensional 변환기의 설계변수들.

Table 1. Design variables of the flextensional transducer.

Design variables	Variation range
Semi major axis length (x_1)	150 ~ 250 mm
Shell thickness (x_2)	20 ~ 60 mm
Shell height (x_3)	142.5 ~ 205.0 mm
Minor axis length/major axis length (x_4)	0.3 ~ 0.5
Ceramic stack length/semi major axis length (x_5)	0.5 ~ 0.7

400 mm 떨어진 단축방향의 원거리에서 측정하여 비교하였다. 그리고 정수압에 의한 사용 깊이 해석 시에는 물이 없는 구조체만의 모델을 사용하였고, 그림 4와 같이 변환기 최 외곽에 사용 깊이에 해당하는 표면하중을 인가하고 정적해석을 행하여

표 2. 고정된 변환기 각 부품들의 규격 및 물성.

Table 2. Fixed dimensions and material properties of the parts in the transducer.

	Young's modulus (Pa)	Density (kg/m ³)	Poisson's ratio	Thickness (mm)	Yield stress (MPa)
Shell, Insert, Nodal plate	68.9E9	2,710	0.30		270.0
Rubber mold	3.0E7	1,100	0.49	5	4.0
Insulator	80.0E9	2,900	0.25		517.2
End plate	210.0E9	7,500	0.30	40	490.0
Ceramic stack		PZT-8			517.2

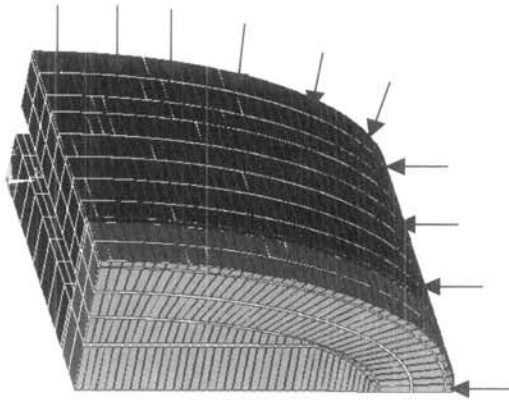


그림 4. 소성변형 해석 모델.
Fig. 4. Finite element model of an analysis of plastic strain.

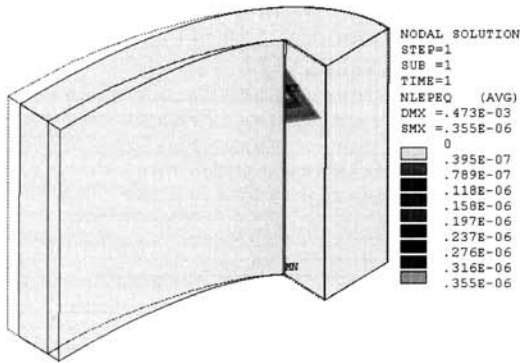


그림 5. 소성변형 발생 지점.
Fig. 5. Plastic strain occurrence point.

소성변형이 일어나는 깊이를 계산하였다. 소성변형 해석을 위해서 압전세라믹을 등가영율, 등가포아송비를 가지는 등방성 재료로 가정하였다. 변환기에서 소성변형이 처음으로 일어나는 지점은 셸과 세라믹 적층이 접하는 응력이 집중되는 부분이고, 이를 그림 5에 나타내었다. 구성된 변환기 기본구조의 유한요소 모델을 이용한 최적화 작업은 그림 6에 나타낸 과정을 통해 수행하였고, 본 연구에서 제시한 그림 6의 최적설계 알고리즘은 설계변수들의 개별영향 및 이들의 상호작용에 의한 영향을 반영하고 최적화 계산 시간을 단축할 수 있다.

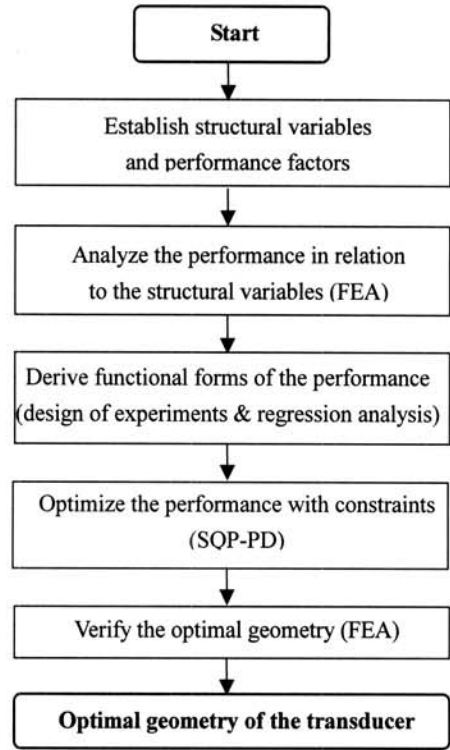


그림 6. Flextensional 변환기 최적설계 알고리즘.
Fig. 6. Optimal design algorithm for the flextensional transducer.

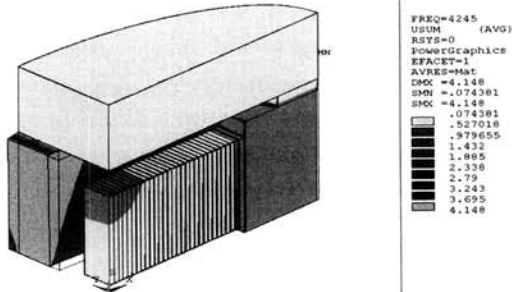
3. 성능 변화 해석

우선 본 연구에서 구성한 유한요소 모델의 타당성을 검증하기 위해서 실험적으로 제작되어진 참고문헌 (11)의 flextensional 변환기 치수를 본 연구의 모델에 대입하여 공진 주파수를 해석하였다. 참고문헌 (11)에서 제시한 변환기의 재질, 치수 및 공진 주파수를 표 3에 나타내었고, 본 모델에 대입하여 해석한 공진 주파수 결과를 그림 7에 나타내었다. 결과를 보면, 본 연구의 모델에 의한 해석 결과와(4,245 Hz와 2,946 Hz) 참고문헌 (11)의 결과가(4,260 Hz와 2,990 Hz) 1.5 % 이내의 오차를 가지면서 잘 일치함을 알 수 있다. 이와 더불어 표 1의 설계변수들의 범위에서 각각 중간값을 가지는 기본 모델을 구현하여 방사패턴을 해석하였는데, 일반적인 flextensional 변환기의 방사패턴과 동일한 무지향성의 방사패턴을 가졌다[12,13]. 이상의 결과들로부터 본 연구에서 제시한 유한요소 해석 모델의 타당성을 확인하였다.

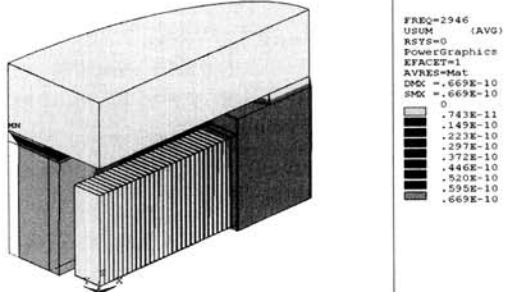
표 3. 참고문헌 (11)에 제시한 flextensional 변환기의 치수, 재질 및 공진 주파수.

Table 3. Dimensions, material properties, and resonance frequency of the flextensional transducer in reference (11).

Shell material	Aluminum
Semi major axis length	75 mm
Semi minor axis length	28 mm
Shell thickness	16 mm
Shell height	100 mm
Ceramic stack material	PZT-8
Ceramic stack dimensions	(100 mm × 20 mm × 40 mm)×2
Minor axis length /major axis length	28/75=0.373
Ceramic stack length/ semi major axis length	50/75=0.667
Ceramic stack height/ shell height	80/100=0.8
Resonance frequency (air)	4,260 Hz
Resonance frequency (water)	2,990 Hz



(a) In air



(b) In water

그림 7. 참고문헌 (11) flextensional 변환기의 진동모드.

Fig. 7. Mode shape of a flextensional transducer in reference (11).

다음으로 이상에서 구현한 기본모델을 이용하여 4가지 설계변수들이 고정되었을 때 남은 한 가지 설계변수의 변화에 따른 성능 변화를 해석하였다. 반 장축 길이 변화에 따른 성능 변화 결과를 그림 8과 9에, 셸 두께 변화에 따른 성능 변화 결과를 그림 10과 11에 나타내었고, 전체적인 결과를 종합하여 표 4에 나타내었다. 결과에서 보듯이 공진 주파수를 증가시키기 위해서 반 장축 길이, 셸 높이, 세라믹 적층/반 장축 길이는 감소하여야 하고, 반대로 셸 두께, 단축 길이/장축 길이는 증가하여야 한다. 이상의 해석 결과, flextensional 변환기의 주

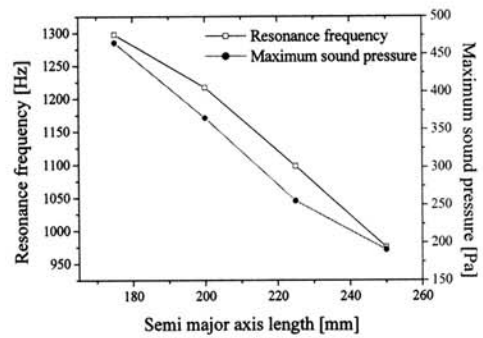


그림 8. 반 장축 길이에 따른 공진 주파수 및 최대 음압 변화.

Fig. 8. Variation of the resonance frequency and the maximum sound pressure in relation to the semi major axis length change.

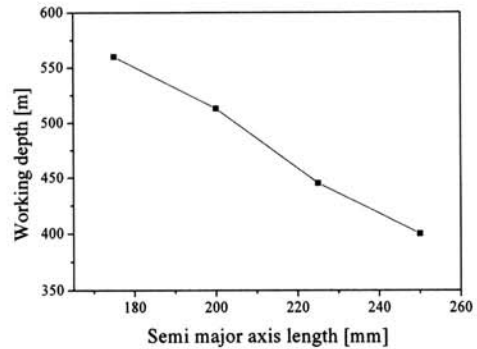


그림 9. 반 장축 길이에 따른 사용 깊이 변화.

Fig. 9. Variation of the working depth in relation to the semi major axis length change.

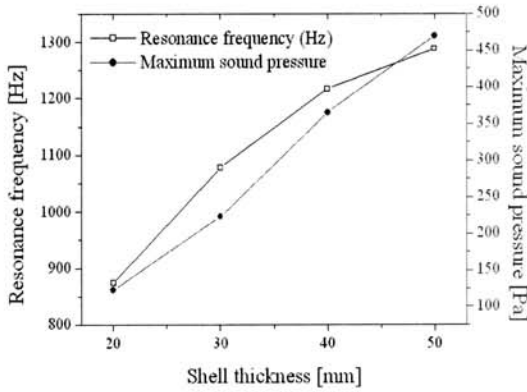


그림 10. 셸 두께에 따른 공진 주파수 및 최대 음압 변화.

Fig. 10. Variation of the resonance frequency and the maximum sound pressure in relation to the shell thickness change.

파수, 발생 음압 및 사용 깊이에 많은 영향을 미치는 설계변수는 셸 두께와 반 장축 길이임을 알 수 있고, 단축 길이/장축 길이는 공진 주파수에는 미미한 영향을 미치나 발생 음압 및 사용 깊이에 많은 영향을 미침을 알 수 있다. 앞서 언급한 바와 같이 본 연구의 목적은 공진 주파수 1 kHz를 만족 하면서 최대 음압과 최대 사용 깊이를 구현할 수 있는 flextensional 변환기의 최적구조를 결정하는 것이다. 그러나 이상의 개별 설계변수들의 영향만을 이용하여 변환기의 최적구조를 결정하는 데는

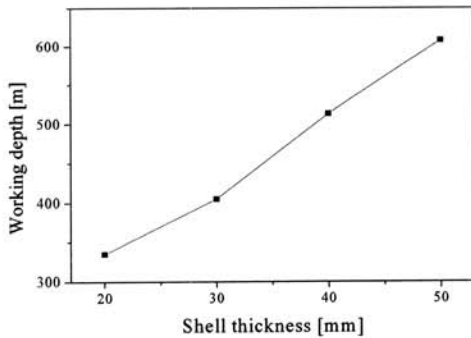


그림 11. 셸 두께에 따른 사용 깊이 변화.

Fig. 11. Variation of the working depth in relation to the shell thickness change.

표 4. 설계변수들에 따른 변환기 성능의 변화.

Table 4. Variation of the transducer performance in relation to design variables.

	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5
increase of f_r	↓	↑	↓	↑	↓
increase of P_r	↓	↑	↑	↑	↓
increase of P_{hydro}	↓	↑	↓	↑	↓

f_r =resonance frequency, P_r =sound pressure,

P_{hydro} =working depth.

한계가 따른다. 따라서 본 연구에서는 설계변수들의 개별영향 및 상호효과를 고려 할 수 있도록 반응표면 계획법에 따른 다중회귀분석을 수행하였다.

4. 회귀분석에 의한 성능의 함수화

본 연구에서는 최적화 계산 시간 단축을 위하여 변수들 간의 상관관계를 찾을 수 있는 통계적기법인 다중회귀분석을 수행하여[8], flextensional 변환기의 공진 주파수, 발생 음압 및 사용 깊이를 설계변수들의 함수로 도출하였다. 회귀분석 시 설계변수들의 상대적인 영향정도를 해석하기 위하여 표 1의 각 설계변수들에서 최저값을 -1, 중간값을 0, 최대값을 1로 표준화하였다. 또한 함수화를 이루기 위한 기초자료를 획득하기 위해서 반응표면 계획법에 의한 유한요소 해석을 행하였다[7]. 즉, 설계변수들의 값이 각각 ±1과 ±0.5로 구성되는 2×2^n 요인계획(n =설계변수 수) 반응표면 계획법에 의한 해석을 하였다. 그리고 개별 설계변수들의 영향은 3절에서 행한 19가지 결과를 이용하였다. 따라서 총 83개($2 \times 2^5 + 19$)의 경우를 해석하여 회귀분석에 사용될 기초자료로 확보하였다.

이상의 총 83개의 해석 결과에 대해 회귀분석을 수행하여 변환기의 공진 주파수, 발생 음압 및 사용 깊이를 함수화 하였다. 일반적으로 설계변수가 많은 경우 3차 이상의 회귀모형은 너무 복잡하므로 사용하지 않는다고 알려져 있다[8]. 따라서 본 연구에서는 2차 다항 회귀모형을 채택하였고, 상용 프로그램인 SAS를 이용한[14] 공진 주파수(f_r)의 회귀식을 식 (1)에 나타내었다.

$$\begin{aligned}
 f_r = & -14.63x_1^2 + \dots - 199.20x_1 + \dots \\
 & + 52.74x_1x_2 + \dots + 12.44x_1x_2x_4 + \dots \\
 & + 20.16x_1x_2x_3x_5 + \dots - 38.21x_1x_2x_3x_4x_5 \\
 & + 1200.85
 \end{aligned} \tag{1}$$

음압(P_r)에 대한 회귀식을 식 (2)에 나타내었다.

$$\begin{aligned}
 P_r = & 34.55x_1^2 + \dots - 186.50x_1 + \dots \\
 & - 93.01x_1x_2 + \dots - 4.87x_1x_2x_3 + \dots \\
 & + 2.11x_1x_2x_3x_5 + \dots - 1.87x_1x_2x_3x_4x_5 \\
 & + 353.91
 \end{aligned} \tag{2}$$

사용 깊이(P_{hydro})에 대한 회귀식을 식 (3)에 나타내었다.

$$\begin{aligned}
 P_{hydro} = & 30.57x_1^2 + \dots - 135.74x_1 + \dots \\
 & - 81.83x_1x_2 + \dots + 12.70x_1x_2x_3 + \dots \\
 & + 7.14x_1x_2x_3x_4 + \dots + 480.57
 \end{aligned} \tag{3}$$

식 (1)의 회귀식 결정계수는 0.995, 식 (2)의 회귀식 결정계수는 0.994, 식 (3)의 결정계수는 0.994로서 성능을 99 % 이상 정확히 표현할 수 있음을 알 수 있었다. 또한 단순히 유한요소법에만 의존하여 설계변수 각각에 대해서 최소한 5경우(-1, -0.5, 0, 0.5, 1)로 나누어 해석을 한다고 가정했을 때, $5^5(3,125)$ 경우에 대한 해석을 하여야 하고, 설계변수들의 상세한 최적 값을 찾기 위해서는 3,125경우보다 훨씬 많은 계산량이 요구된다. 그러나 본 연구의 반응표면계획법과 회귀분석을 이용한다면 83경우로 해석하여 성능들을 설계변수들의 함수로 충분히 표현 가능함을 알 수 있고, 도출된 함수식을 최적화기법에 적용함으로써 변환기 최적구조 설계 시 소요되는 시간을 획기적으로 단축할 수 있게 되었다.

5. FLEXTENSIONAL 변환기 최적설계

Flextensional 변환기의 주 용도는 저주파 대역에서 무지향성의 고풍력 음파를 발생시키는 것이다. 무지향성의 방사패턴을 가지기 위한 변환기의 최대 크기는 파장/3 이하여야 한다[15]. 따라서 본 연구에서 변환기의 사용 환경이 수중이기 때문에,

공진 주파수를 1 kHz로 가정했을 때 모델에서 보인 변환기 반 장축의 최대 크기는 250 mm 이하여야 한다. 또한 높이 방향의 설계변수는 셸의 높이인데, 셸의 최대 높이는 끝 막음판과 물딩 두께를 제외한 205 mm 이하여야 한다.

최적화 시 4절에서 구한 함수식 (1), (2) 및 (3)을 이용하였으며, 공진 주파수는 회귀분석에 의한 오차와 실제 제작 시의 오차를 고려하여 5 %의 여유를 둔 $950 \text{ Hz} \leq f_r \leq 1,050 \text{ Hz}$ 로 설정하였다. 따라서 본 연구의 목적함수는 발생 음압과 사용 깊이를 최대화하기 위해 식 (4)와 같이 표현할 수 있고, 제한 조건은 공진 주파수와 반 장축 방향의 최대 크기이므로 식 (5)와 같이 표현 할 수 있다.

$$\text{Minimize } \left| \frac{1}{P_r \times P_{hydro}} \right| \tag{4}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Subject to } & 950 \leq f_r \leq 1,050 \\
 & 200 + 50x_1 + 20 + 10x_2 + 5 \leq 250
 \end{aligned} \tag{5}$$

이상의 목적함수를 최적화하기 위해서 본 연구에서는 여러 가지 제한 최적화방법 중에서 수렴속도가 가장 빠르다고 알려진 SQP-PD법을 이용하였으며, 그 결과를 표 5에 나타내었다. 최적화 결과를 검증하기 위하여 표 5의 최적값을 가지는 변환기를 모델링하여 성능들을 유한요소 해석하였는데, 공진 주파수는 1,020 Hz, 최대 음압은 329.5 Pa, 최대 사용 깊이는 491 m로써 각각 2.9 %, 3.4 %, 3.3 %의 오차를 가지면서 일치하는 것을 확인하였다. 이상의 결과에 의해 본 연구에서 제시한 다중회귀분석과 최적화 기법을 이용한 flextensional 변환기 최적 설계법의 타당성이 입증되었다 할 수 있다. 또한 본 연구에서 제시한 최적 설계법은 단순히 유한요소법에만 의존하는 기존 설계법에 비해 계산시간의 단축과 높은 정확성을 가지는 매우 효율적인 설계법이다.

표 5. 최적화 결과.

Table 5. Results of optimization.

x_1 (mm)	x_2 (mm)	x_3 (mm)	x_4	x_5	f_r (Hz)	P_r (Pa)	P_{hydro} (m)
224.12	40.16	205.0	0.5	0.7	1,050	341.2	475

6. 결 론

본 연구에서는 수중 음향 변환기의 최적 설계법을 제시하였다. 제시된 설계법은 변환기의 성능에 미치는 설계변수들의 영향을 유한요소 해석을 통해 구한 다음, 통계적기법인 반응표면 계획법에 의한 해석과 다중회귀분석을 수행하여 변환기 성능을 설계변수들의 함수로 도출하였고, 제한 최적화 방법인 SQP-PD법을 이용하여 주어진 주파수에서 작동하며 최대 음압과 최대 사용 깊이를 구현하도록 하는 Class IV flextensional 변환기의 설계변수들을 최적구조를 구하였다. 또한 SQP-PD법에 의한 최적값을 유한요소 해석에 의한 값과 비교함으로써 최적값의 타당성을 검증하였다. 그 결과 공진 주파수 1 kHz를 가지며 최대 음압과 최대 사용 깊이를 가지는 flextensional 변환기를 최적설계하였고, 본 연구에서 제시한 설계법이 계산시간의 단축과 높은 정확성을 가짐을 확인하였다. 본 연구에서 제시한 설계법은 다중 설계변수들의 개별영향 뿐만 아니라 상호효과에 의한 영향을 충분히 반영할 수 있으며, 유사한 기능의 여타 음향 변환기 설계에 직접 응용이 가능할 것이다.

참고 문헌

- [1] K. J. Kang and Y. R. Roh, "Optimization of structural variables of a flextensional transducer by the statistical multiple regression analysis method", J. Acoust. Soc. Am., Vol. 114, No. 3, p. 1454, 2003.
- [2] 강국진, 노용래, "유한요소법을 이용한 Tonpilz 트랜스듀서의 최적구조 설계", 한국음향학회지, 22권, 8호, p. 637, 2003.
- [3] M. B. Moffett, A. E. Clark, M. Wun-Fogle, J. Linberg, J. P. Teter, and E. A. McLaughlin, "Characterization of terfenol-D for magnetostrictive transducers", J. Acoust. Soc. Am., Vol. 89, No. 3, p. 1448, 1991.
- [4] C. L. Hom and N. Shankar, "Modeling nonlinearity in electrostrictive sonar transducers", J. Acoust. Soc. Am., Vol. 104, No. 4, p. 1903, 1998.
- [5] J. R. Oswin and J. Dunn, "Frequency, power and depth performance of Class IV flextensional transducers", in: B. F. Hamonic and J. N. Decarpigny (Eds.), Power Sonics and Ultrasonic Transducers Design, Springer-Verlag, Berlin, 1988.
- [6] P. Dufourcq, J. Adda, M. Letiche, and E. Sernit, "Transducers for great depths", in: B. F. Hamonic, O. B. Wilson, and J. N. Decarpigny (Eds.), Power Transducers for Sonics and Ultrasonics, Springer-Verlag, Berlin, 1991.
- [7] R. O. Kuehl, "Design of Experiments: Statistical Principles of Research Design and Analysis", Duxbury Press, Pacific Grove, 2000.
- [8] R. J. Freund and W. J. Wilson, "Regression Analysis: Statistical Modeling of a Response Variable", Academic Press, San Diego, 1998.
- [9] A. D. Belegudu and T. R. Chandrupatla, "Optimization Concepts and Applications in Engineering", Prentice Hall, New Jersey, p. 141, 1999.
- [10] D. T. I. Francis, J. R. Oswin, and P. C. Macey, "Comparing FE/BE models with measurement: flextensional transducers", Proc. Inst. Acoustics, Vol. 18, No. 10, p. 31, 1996.
- [11] J. N. Petzing, J. R. Tyrer, and J. R. Oswin, "Improved interferometric techniques for measuring flextensional transducer vibration patterns underwater", J. of Sound and Vibration, Vol. 193, No. 4, p. 877, 1996.
- [12] S. C. Butler, J. L. Butler, A. L. Butler, and G. H. Cavanagh, "A low-frequency directional flextensional transducer and line array", J. Acoust. Soc. Am., Vol. 102, No. 1, p. 308, 1997.
- [13] K. D. Rolt, "History of the flextensional electroacoustic transducer", J. Acoust. Soc. Am., Vol. 87, No. 3, p. 1340, 1990.
- [14] SAS Institute Inc., 2000, Strategic Application Software, ver. 8.1, Cary, North Carolina.
- [15] L. L. Beranek, "Acoustics", American Institute of Physics, New York, p. 91, 1988.