

3차원 의료기기용 초음파진단기 프로브 개발

Development of a Ultrasound Probe for 3-D Ultrasonic Imaging

박종수* 김성래** 남윤수***
Park, Jong-Soo Kim, Seong-Rae Nam, Yoon-Su

Abstract

Three-dimensional ultrasonic probes being applied to the medical imaging can be grouped into three depending on the scanning methods, which are a mechanical type system, a free-hand system, and 2D phased arrays system. A mechanical type scanner uses a mechanically driven transducer to acquire series of 2D plane images. By integrating these images, a 3-D medical image can be constructed. A motor driving mechanism is a conventional choice for mechanically driving a transducer assembly which picks the raw ultrasonic images up.

In this paper we attempt to design a 3D ultrasonic probe which has a operating mechanism of s tilting 3-D scanning. The motion of a transducer assembly of the ultrasonic probe is analytically modelled. We propose a selection procedure for the diameter of a wire rope driving the transducer assembly and the size of torsional spring which gives an initial tension to wire ropes.

키워드 : 초음파진단기, 3차원 프로브, 피로한도
Keywords : *ultrasound, 3D probe, fatigue limit*

1. 서론

초음파 진단기는 비용이 저렴하여 질병 진단 시에 많이 쓰이고 있다. 심장 진료, 산부인과 진료에 널리 쓰여 왔으며 특히 근래에는 응용성이 좋고 인체에 해가 없다는 점 때문에 필수적인 영상 진단법으로 자리 잡았다. 또한 계속적인 영상 품질의 향상과 도플러 효과로 인한 혈류 정보의 유용성 때문에 초음파 진단법은 심장 치료에 있어 더욱 중요한 역할을 하게 되었고, 영상으로 진단 관

측하는 외과 진료에도 새로운 역할을 하게 되었다. 현재 사용하고 있는 시스템 중에서 B-scan mode는 인체의 단면을 2차원으로 실시간 진단을 할 수 있다. 또 다른 시도인 3차원 초음파 시스템 기술은 인간 장기를 3차원 표현으로 계산하고 가시화 하려는 것이다.

3차원 초음파 진단기술은 기존 초음파 시스템에 비하여 몇 가지 장점이 있다. 단면 뿐 아니라 B-scan mode에서 할 수 없었던 장기의 표면을 관찰할 수 있고, 체적을 측정할 수 있게 하는데 이 두 가지는 의료 진단에 있어서 매우 중요하다 [1-2].

3차원 초음파 진단기술은 특별하게 제작된 프로브에 의하여 구현 되는데 이 프로브는 크게 분류하여 기계식 스캐너, 프리핸드 스캐너, 2D 배열 스캐너로 나뉘어 진다.

3차원 초음파 진단기술에 사용되는 프로브 중

* 강원대학교 대학원 기계·메카트로닉스공학부, 박사과정
** (주) 메디슨 연구소, 선임연구원
*** 강원대학교 기계·메카트로닉스공학부 부교수, 공학박사

기계식 스캐너는 인체의 좁은 부분만을 재구성할 수 있고 값이 비싼 반면에 프리핸드 스캐너는 넓은 부분을 관찰할 수 있으나 재구성 알고리즘이 복잡하다. 기계식 스캐너와 프리핸드 스캐너는 엘리먼트가 1차원으로 배열된 범용의 transducer에 의해 생성된 2차원 초음파 영상을 합쳐 3차원 초음파 영상을 얻어낸다. 그러나 2D 배열 스캐너는 원형 또는 사각형의 2차원으로 배열된 transducer를 사용한다[3].

국내의 의료 기기용 초음파진단기의 3차원 프로브 개발 현황은 미미한 상태인데, 본 연구에서는 3차원 초음파 진단 기술에 사용되는 프로브 중 기계식 스캐너를 개발하기 위한 기구를 설계하려고 한다.

2. 연구 목표 및 방법

2.1 기계식 스캐너의 개요

기계식 프로브는 그 작동 방식에 따라 크게 3가지가 있다. 첫째 선형(linear)식은 transducer가 환자 피부에 대해서 선형적으로 병진 운동을 하면서 2차원 영상이 얻어진다. 둘째로 틸트(tilt)식은 transducer가 어떤 축에 대하여 흔들림 운동을 하면서 2차원 영상이 얻어진다. 마지막으로 회전(rotational)식은 임의의 고정 축에 대하여 최소 180° 이상의 각도로 transducer가 프로펠러처럼 회전 운동을 하면서 좁고 깊숙한 곳의 2차원 영상을 얻는다[1].

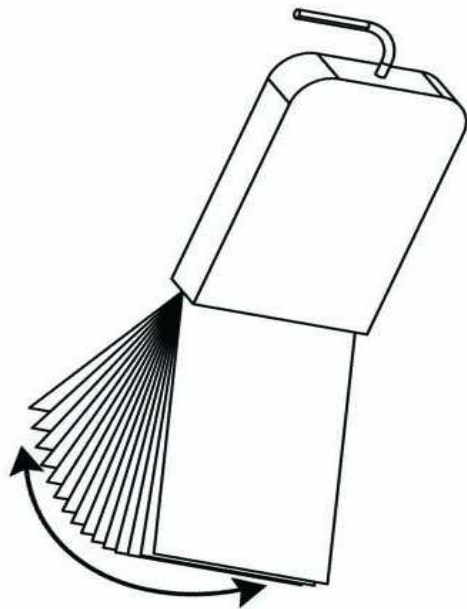


그림 1 틸트(tilt)식 프로브에서 transducer의 운동

환자의 가슴과 같이 평편한 부분에는 선형(linear)식이 쓰이고 복부와 같이 탄력이 있는 곡면에는 틸트(tilt)식이 사용되는데, 본 연구에서는 틸트(tilt)방식의 기계식 프로브를 설계하고자 한다. 틸트(tilt)식 프로브에서 transducer의 운동은 위에서 설명한 바와 같이 그림 1과 같다.

2.2 연구 목표

설계, 제작하고자 하는 3차원 프로브의 주요 구조부의 개념도를 그림 2에 나타내었다.

스텝모터의 회전을 벨트와 와이어로프 전동으로 감속시켜서 증가된 구동력으로 transducer 어셈블리에 흔들림 운동을 주는데 이 transducer 어셈블리 끝에 엘리먼트가 위치한다.

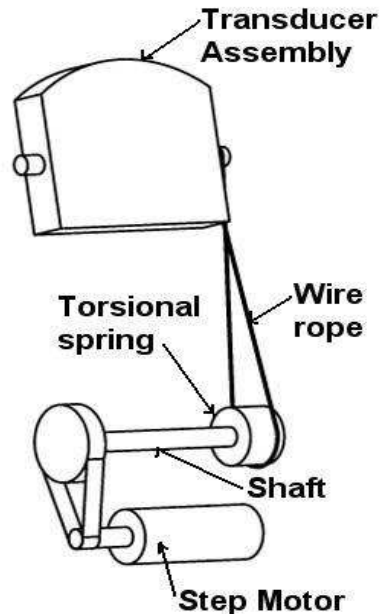


그림 2 프로브의 주요 구조

3차원 프로브 설계 및 제작에 있어서, 다음과 같은 기술적 사항을 해결하는 것을 목표로 한다.

- (1) transducer 어셈블리에 대한 간략한 운동 모델 제시
- (2) transducer 어셈블리를 조절하는 와이어로프에 대한 파단 시험
- (3) transducer 어셈블리의 운동을 조절하는 와이어로프에 걸리는 하중 및 수명 예측
- (4) 와이어로프의 인장을 유지해주기 위한 비틀림 스프링에 걸리는 하중 및 수명 예측

2.3 연구 방법

다음과 같은 절차로 transducer 어셈블리의 운동을 조절하는 와이어로프의 직경 및 비틀림 스프링의 규격을 선정한다.

step 1:

transducer 어셈블리부에 대하여 작동조건이 정해지면 (즉, 회전량 및 회전 속도), 상용 CAD 프로그램인 PRO/E를 이용하여 MOI(Moment Of Inertia)를 구하고, 운동 모델을 유도한 후 이들을 사용하여 와이어 양단에 걸리는 최대 인장력 차 (ΔT)를 구한다.

step 2:

transducer 어셈블리를 잡고 있는 와이어로프의 초기 인장력(T_0)을 고려하여 와이어로프에 걸리는 최대 인장력을 구한다.

step 3:

와이어로프 및 비틀림 스프링의 수명을 예측하기 위하여, 와이어로프 및 비틀림 스프링에 걸리는 하중을 S-N curve상의 피로 한도와 비교하여 견딜 수 있는 적정 하중을 예측한다.

step 4:

와이어로프 및 비틀림 스프링의 규격을 선정한다.

3. 연구 결과 및 고찰

3.1 Transducer 어셈블리의 운동 모델

모델링을 위하여 다음과 같이 기호를 정의하는데, 동력 전달부를 그림 3과 같이 단순화 시켜서 생각한다.

J : 회전부의 MOI

Ω : transducer 어셈블리의 회전각도

B : transducer 어셈블리 주위 유체와의 댐핑 계수

R ; transducer 어셈블리의 회전 반경

r ; 비틀림 스프링의 회전 반경

T : 와이어로프에 걸리는 인장력

K_θ : 비틀림 스프링의 스프링 상수

θ : 비틀림 스프링의 회전각도

ϕ : step motor의 회전각도

T_{SM} : Step motor의 회전력

N_1 : step motor와 비틀림 스프링 사이의 감속비

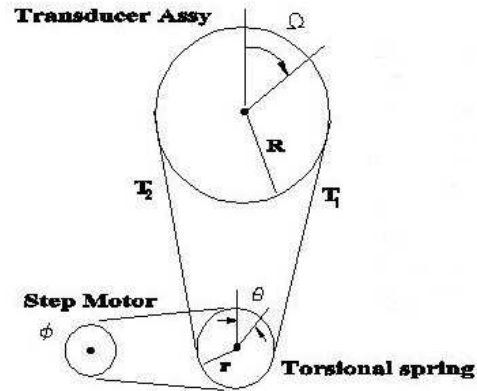


그림 3 모델링을 위한 기호의 정의

transducer 어셈블리에 대한 운동방정식은 식 (1)과 같다.

$$J\ddot{\Omega} + B\dot{\Omega} = R(T_1 - T_2) = R\Delta T \quad (1)$$

비틀림 스프링 어셈블리에 대한 운동방정식은 식 (2)와 같다.

$$N_1 T_{SM} = K_\theta \theta + r\Delta T \quad (2)$$

식 (1)을 사용하면 와이어 양 단의 장력 차 ΔT 를 구할 수 있다.

먼저 회전부인 transducer 어셈블리가 다음 식 (3)으로 주어진 원 운동을 한다고 가정하자.

$$\Omega(t) = \Omega_0 e^{j\omega t} = \Omega_0 (\cos\omega t + j\sin\omega t) \quad (3)$$

따라서

$$\begin{aligned} \Delta T &= \frac{J\ddot{\Omega} + B\dot{\Omega}}{R} \\ &= \frac{-J\Omega_0 \omega^2 e^{j\omega t} + jB\Omega_0 \omega e^{j\omega t}}{R} \\ &= \frac{-J\Omega_0 \omega^2 + jB\Omega_0 \omega}{R} e^{j\omega t} \end{aligned} \quad (4)$$

그러므로

$$\Delta T = \frac{\sqrt{(J\Omega_0 \omega^2)^2 + (B\Omega_0 \omega)^2}}{R} \quad (5)$$

식 (5)는 와이어로프 양 단의 최대 인장력의 차를 나타낸다. 이 값은 회전부의 최대진폭(Ω_0), 회전속도(ω), 회전부의 MOI, 댐핑 계수(B) 및 R 값에 따라 변한다. 따라서 와이어의 초기인장력 T_0 가 주어진다면 와이어로프에 걸리는 최대 인장력은 다음 식 (6)과 같이 유추할 수 있다.

$$T_{MAX} = T_0 + \Delta T$$

$$= T_0 + \frac{\sqrt{(J\Omega_0 \omega^2)^2 + (B\Omega_0 \omega)^2}}{R} \quad (6)$$

3.2 MOI의 계산

회전부와 동력 전달 부를 그림 4에 표시하였다.

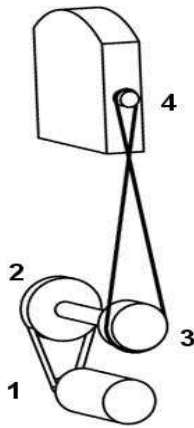


그림 4 프로브의 동력전달부

각 풀리 1, 2, 3, 4의 직경은 아래와 같다.

1의 직경 = 7.25 mm, 2의 직경 = 27.95 mm

3의 직경 = 13.3 mm, 4의 직경 = 34.0 mm

따라서, 1-2사이의 감속비 = 27.95/ 7.25

3-4사이의 감속비 = 34.0/ 13.3

그러므로, step motor에서 transducer 어셈블리까지의 총 감속비는 9.86가 된다.

회전부인 transducer 어셈블리에 대하여 그림 5와 같이 좌표계를 설정 한다. 그림의 방향으로 보았을 때 transducer 어셈블리의 회전축 상의 축 중심에서 축 방향을 x축, x축 상에서 위 엘리먼트 쪽으로 수직인 방향을 y축, x-y평면에 수직으로 나오는 방향을 z축으로 설정하였다.

transducer 어셈블리는 재료가 ABS resin, brass 및 엘리먼트 부분으로 구성되어 있는데, 각 부분의 물성치는 다음과 같이 적용한다.

ABS resin :

비중 = 1.03

밀도 $\rho = 1.03 \times 1000 \times 10^{-9} \text{ kg/mm}^3$

$= 1.03 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$

Brass :

비중 = 8.70

밀도 $\rho = 8.70 \times 1000 \times 10^{-9} \text{ kg/mm}^3$

$= 8.70 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$

엘리먼트 부분은 물성 치를 알 수 없으나 brass 이상의 비중을 갖지는 않을 것이라는 가정을 하고 안전도를 고려하여 brass와 같게 잡았다.

위의 물성 치를 상용 프로그램인 PRO/E에 입력하여 transducer 어셈블리에 대하여 표 1과 같은 데이터를 얻었다.

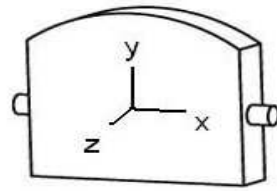


그림 5 transducer 어셈블리의 좌표계

표 1 transducer 어셈블리의 전체 물성치

체적	48044.194 mm ³						
질량	0.237 kg						
평균밀도	$4.93 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$						
x-y-z 좌표 축에 대한 center of gravity	x = -0.73664808 mm y = 8.8664737 mm z = 0 mm						
x-y-z 좌표 축에 대한 MOI	(단위 : kg · mm ²)						
	Ixx	Ixy	Ixz		46.39	-0.83	0.00
	Iyx	Iyy	Iyz	=	-0.83	77.50	0.00
	Izx	Izy	Izz		0.00	0.00	101.51

3.3 인장시험 결과

직경이 $\phi 0.4 \text{ mm}$ 그리고 $\phi 0.6 \text{ mm}$ 인 SUS304 소재의 두 와이어를 사용하여 인장시험을 수행 하였다. 그림 6은 직경 $\phi 0.4 \text{ mm}$ 와이어에 대한 3회 인장 시험 결과이다. 대략 120 - 145 N의 인장력에 의하여 와이어가 파단 됨을 알 수 있다. 또한, 직경이 $\phi 0.6 \text{ mm}$ 인 와이어에 대한 1회 인장 시험결과를 그림 7에 나타내었다. 직경이 $\phi 0.6 \text{ mm}$ 인 와

이어는 대략 335 N에서 파단 되었다. 이 인장시험 결과는 카탈로그 상의 SUS304 소재와 결과가 유사함을 알 수 있었다.

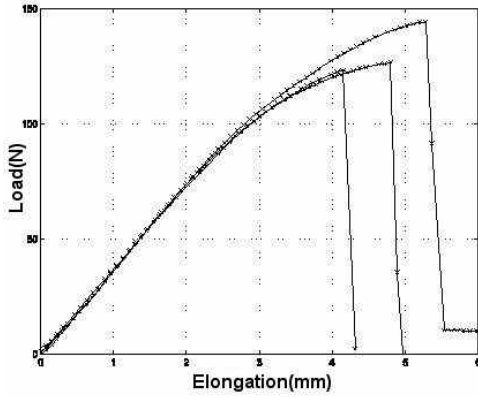


그림 6 SUS304(φ0.4mm) 와이어의 인장시험 결과

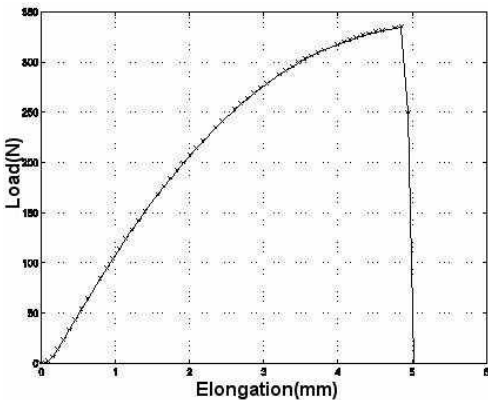


그림 7 SUS304(φ0.6mm) 와이어의 인장시험 결과

3.4 와이어로프의 직경 선정

transducer 어셈블리는 회전 속도가 빠를수록 좋으나 본 연구에서는 최대진폭 40°로 왕복하는데 10Hz의 속도로 작동하는 조건으로 설계한다. PRO/E에서 구한 MOI(moment of inertia)와 앞에서 유도한 운동 모델을 사용하여 와이어 양단에 걸리는 최대 인장력 차(ΔT)를 구할 수 있다.

transducer 어셈블리와 주위 유체 사이의 댐핑 계수는 알 수 없으므로 일단 무시한 상태에서 계산한다. 그러면 식 (5)는 다음과 같이 계산된다.

$$\Delta T = \frac{J\Omega_0 \omega^2}{R}$$

$$= \frac{(4.639 \times 10^{-5}) \times (2\pi/9) \times (2\pi \times 10)^2}{(34/2) \times 10^{-3}}$$

$$= 7.52 \text{ (N)}$$

따라서 (6)식에서 와이어의 초기인장력 T_0 를 고려하면 와이어로프에 걸리는 최대인장력을 구할 수 있다.

$$T_{MAX} = T_0 + \Delta T = T_0 + 7.52 \text{ (N)}$$

즉, 10Hz의 속도로 최대진폭 40°로 왕복하는데 와이어로프에 걸리는 최대인장력은 7.52 N에다가 와이어의 초기인장력과 댐핑으로 인한 인장력을 더한 값이 된다. 초기 인장력이 10N이 되도록 와이어로프를 장착하면 댐핑으로 인해 최대인장력은 17.52 N 보다는 크게 된다.

무한한 반복 횟수의 견디는 응력의 진폭인 피로 한도의 간편한 추정 법은 다음과 같이 알려져 있다[4].

극한강도 $\sigma_u \leq 1400 \text{ N/mm}^2$ 일 때

피로한도 $\sigma_e = 0.5 \sigma_u$ 이고,

극한강도 $\sigma_u > 1400 \text{ N/mm}^2$ 일 때

피로한도 $\sigma_e = 700 \text{ N/mm}^2$ 로 추정한다.

SUS304 소재의 극한강도 $\sigma_u = 1770 \text{ N/mm}^2$ 이므로 피로한도는 700 N/mm^2 가 된다.

그러므로 이에 상응하는 직경 0.4mm 와이어로프에 걸리는 인장력 T_e 는 다음과 같이 된다.

$$T_e = \left(\frac{\pi}{4} \times 0.4^2\right) \times 700 = 87.96 \text{ (N)}$$

위의 작동 조건에서 와이어로프에 걸리는 최대인장력은 댐핑의 영향으로 인해 17.52 N 보다는 다소 커지더라도 피로한도에 상응하는 인장력 87.96 N에는 미치지 못할 것으로 추정된다.

3.5 비틀림 스프링의 규격 선정

와이어로프의 이완 측은 늘어져 있게 되므로 transducer 어셈블리의 회전 방향이 바뀌면서 인장 측으로 전환되는 순간에 작동 지연이 존재한다. 이를 방지하기 위하여 그림 8과 같이 비틀림 스프링을 설치하여 와이어로프를 당겨준다.

비틀림 스프링 어셈블리의 구조를 그림 8에 표시하였다. 비틀림 스프링이 설치된 폴리에 31.9°의 홈을 양 쪽으로 내서 그 홈에 끼워진 비틀림 스프링이 반대 편 와이어로프에 연결되어 있고, 와이어로프의 초기장력에 의해 비틀림을 받는 구조이다.

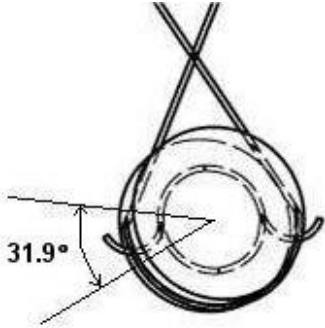


그림 8 비틀림 스프링 어셈블리의 구조

표 2 비틀림 스프링 사양서

선 지름(d)	φ0.8mm	φ1.0mm
소재	SUS304-WBP	SUS304-WBP
내경 (D)	φ6mm	φ6mm
감긴 수 (n)	4	4
arm각도	180°	180°
스프링 상수 (K_{θ})	0.6190 $N \cdot mm/deg$	1.4760 $N \cdot mm/deg$

비틀림 스프링에 가해지는 힘을 F라 하면

$$F = \frac{K_{\theta} \cdot \theta}{r} \quad (7)$$

스프링 상수 K_{θ} 는 제품 사양서 에서 구할 수 있다. 선 지름 d가 각각 φ0.8mm, φ1.0mm이고, 내경 D를 비롯한 나머지 사양이 같은 두 가지 비틀림 스프링의 스프링 상수를 표 2에 표시하였다.

비틀림 스프링에 걸리는 응력은 다음 (8)식으로 구할 수 있다[5].

$$\sigma = K_i \frac{32Fr}{\pi d^3} \quad (8)$$

여기서

$$K_i = \frac{4C^2 - C - 1}{4C(C-1)}, \quad C = \frac{D+d}{d} \text{ 이다.}$$

또한 비틀림 스프링의 피로한도 $\sigma_{te} = 537 \text{ N/mm}^2$ 로 추정한다[5].

이 피로한도에 상응하는 힘 F_c 를 구하기 위하여 피로한도 σ_{te} 를 (8)식의 σ 에 대입하여 정리하면 (9)식이 된다.

$$F_c = \frac{\pi d^3 \sigma_{te}}{32K_i r} \quad (9)$$

피로한도에 상응하는 힘 F_c 를 구하면 각각

선 지름 φ0.8mm 의 경우는 3.70 N,

φ1.0mm 의 경우는 7.08 N이 된다.

이 피로한도에 상응하는 힘 F_c 를 (7)식에 대입하여 비틀림 스프링에 가할 수 있는 비틀림 한도를 구하면 각각

선 지름 φ0.8mm 의 경우는 40°,

φ1.0mm 의 경우는 32°가 된다.

따라서 비틀림 스프링에 가해지는 힘이 피로한도에 상응하는 힘을 초과하지 않으려면 각각 선 지름 φ0.8mm 의 경우는 40°, φ1.0mm 의 경우는 32° 이내가 되도록 비틀림 각도를 제한하여야 한다.

4. 결론 및 향후 과제

본 연구를 통해서 다음과 같은 사항이 향후 연구되어야 할 것으로 판단된다.

첫째, 직경이 φ0.4mm 그리고 φ0.6mm인 SUS304 소재의 두 와이어로프는 transducer 어셈블리를 10Hz의 속도로 최대진폭 40°로 왕복하는 작동 조건에는 모두 피로한도를 만족시킨다. 그러나 향후 작동 조건을 변경할 시에는 본 연구에 제시한 방법대로 다시 계산해야한다.

둘째, 현재 설계 시 고려되고 있는 비틀림 스프링 중 선 지름 φ0.8mm는 40°, φ1.0mm 의 경우는 32° 이내가 되도록 비틀림 각도를 제한하였을 때 피로한도를 만족시킨다. 따라서 이 값을 초과하지 않도록 해야 하며 향후 비틀림 스프링을 변경 사용할 시에는 본 연구에 제시한 방법대로 다시 계산하여야한다.

후 기

본 연구는 교육인적자원부와 산업자원부의 출연
금 및 보조금으로 수행한 산학협력중심대학육성사
업의 연구결과입니다.

참 고 문 헌

- [1] Aaron Fenster, Donal B Downey, and H Neale Cardinal, "Three-dimensional ultrasound imaging", *Physics in Medicine and Biology*, Vol.46, pp. R67 -R99, 2001.
- [2] J. Sanches, J. S. Marques, F. Pinto, and P. J. Ferreira, "A 3D Ultrasound System for Medical Diagnosis", *1st Iberian Conference on Pattern Recognition and Image Analysis*, Paper ID 50, 2003.
- [3] Sverre Holm, "Medical Ultrasound Transducer and Beamforming", *15th Int. Congress on Acoustics*, pp.1-4, 1995.
- [4] J. A. Bannantine, J. J. Comer, and J. L. Handrock, *Fundamentals of Metal Fatigue Analysis*, 1st Edition, Prentice Hall, 1990.
- [5] J. E. Shigley, and C. R. Mischke, *Mechanical Engineering Design*, 5th Edition, McGraw-Hill, 1989.