

논문 2000-9-5-07

LIGA-like 공정으로 제작된 마이크로 터빈의 유한 요소 해석 오재근, 최범규, 김낙수

The Finite Element Analysis for a Micro Turbine Fabricated by LIGA-like Process

J. Oh, B. Choi, and N. Kim

요 약

LIGA-like 공정을 이용하여 고종형비를 갖는 초소형 니켈 터빈을 제작하기 위하여 블레이드에 대한 유한 요소 해석을 수행하여 안전한 운전 조건을 연구하였다. 이 해석으로부터 터빈의 입구와 출구의 압력 차이가 44kPa 정도일 때에 항복강도를 넘지 않도록 해야 하며 축의 외경과 터빈 날개의 내경 사이의 접촉에 의한 마찰계수와 최대 응력 사이의 관계는 약간 반비례하는 경향을 보였다. 즉, 터빈이 회전하는 상태에서 최대 응력은 접촉 마찰이 증가함에 따라 감소했다. 터빈과 같이 반복하중을 받는 부분은 취성이 강한 실리콘 보다는 금속으로 제작해야 하며 이를 위해서는 표면 미세 가공 보다 LIGA-like 공정으로 제작되어야 한다. 본 연구는 초소형 구조물에서 움직이는 부분과 고정된 부분의 접촉 문제를 갖는 여러 종류의 문제를 다루는 데에 이용될수 있다.

Abstract

The finite element analysis of a micro turbine was made to investigate safety margin of its operating condition for the high aspect ratio nickel micro turbine blades fabricated by conventional LIGA-like method. From our study, we found that the fabricated turbine could not exceed its yield strength even if the pressure difference between inlet and outlet of turbine blade was about 44kPa, and the correlation of friction coefficient and the maximum stress, caused by contact friction between outer diameter of shaft and inner diameter of turbine blade, was somewhat reciprocal. The maximum stress was decreased with the increasing contact friction, when turbine blade was in its state of rotation. By the results of our study, we conclude that it is possible to fabricate metal micro turbine more easily than surface micromachining technology and to operate with no risk of metal structure's damage, which is caused by yield strength, if the operating condition with the design of micro turbine itself are optimized. It is useful to adopt other applications which have the contact problems between a moving part and the fixed one in micro structures.

Key Words : Micro Turbine, Finite Element Analysis, LIGA-like, Stress

1. 서 론

서강대학교 산업기술연구소 (Applied Science Research
Institute, Sogang University)

<접수일자 : 2000년 5월 4일>

초소형 미세 장치의 구동을 위해 필요한 전압 공급원
으로써 마이크로 터빈(Micro Turbine)을 이용하는 방법
은 MEMS(Micro Electro Mechanical Systems) 분야에

서 연구되어 왔으며 초창기 마이크로 터빈에 관한 연구는 LIGA(Lithographie Galvanofornung Abformung) 기술을 이용하여 니켈(Nickel) 재질의 직경 $100\mu\text{m}$, 높이 $50\mu\text{m}$ 의 터빈 블레이드를 제작하였다. 그러나 실용성을 목표로 한 연구는 최근 MIT에서 발표한 초소형 가스 터빈에서와 같이 지름 1cm의 터빈 블레이드에서 발생시킬 수 있는 전력은 약 10~20W정도로써 거시적 관점에서의 터빈과 비교하여 단위 체적당 발전 용량은 발전소에서 발전을 위해 사용하는 터빈과 비교할만한 정도의 발전 용량을 갖게 된다.^[1] MIT에서 발표한 마이크로 터빈의 경우 SiC(Silicon Carbide)를 이용한 표면 미세가공(Surface Micromachining)방법과 웨이퍼 접합(Wafer Bonding)방법을 이용하여 만든 마이크로 터빈으로써 지름 4mm인 터빈 블레이드를 사용하였다. 그러나, 이와 같은 공정으로 만들어진 마이크로 터빈의 경우 복잡한 제조 공정(16단계의 Mask 단계, 9번의 Deep Silicon Etching 단계)을 거쳐 제작된다는 단점이 있다.^[2] 또한, 실리콘 계열의 재질은 비교적 높은 강성과 기존의 반도체 공정을 이용하므로 여러 가지 공정 방법이 알려져 있으나, 취성이 강하다는 단점으로 인해 마이크로 터빈과 같은 회전체 운동에서는 터빈 블레이드와 중심축 사이의 마찰(Friction)에 의한 마멸(Wear) 문제가 상존하게 된다. 따라서, 본 연구에서는 실리콘 재질의 마이크로 터빈이 갖는 문제점을 금속 재질(니켈)을 사용함으로써 극복하고자 한다. 제작에 앞서 시뮬레이션을 수행하여 터빈 블레이드의 형상 및 입출구 압력차에 따른 응력 분포를 구하였다. 유한 요소 해석에서는 마이크로 터빈의 회전에 따른 중심축의 외경과 터빈 블레이드의 내경 사이에서의 접촉에 의한 응력 분포를 구하고, 마찰 계수의 변화에 따른 응력 분포 및 최대 응력을 구하였으며 이 경우 니켈의 항복 강도(58MPa) 이상의 응력이 발생하지 않음을 유한 요소 해석을 통하여 연계 되었다. 실제 제작에서는 후막 포토레지스트를 전해 도금틀로 사용하여 금속(니켈)을 전해 도금하는 LIGA-like 기법으로써 터빈 블레이드를 형상화하였다.

2. 유한 요소 모델링을 이용한 마이크로 터빈의 시뮬레이션

실제 마이크로 터빈의 제작에 앞서서 구동시 터빈 블레이드와 축에 작용하는 응력 분포와 경향을 파악하기 위하여 마이크로 터빈의 형상을 모델링 한 후 요소

를 나누어 유한 요소 해석을 수행하였다. 본 유한 요소 해석에서는 상용 프로그램인 I-DEAS를 이용하였다.

2.1 마이크로 터빈의 모델링 및 요소 생성

유한 요소 해석을 위하여 먼저 마이크로 터빈의 형상을 모델링 하였다. I-DEAS의 Master Modeler 모듈을 이용하여 터빈 블레이드와 축을 2차원 평면으로 가정하여 모델링 한 후, Meshing 모듈을 이용하여 요소를 나누었다.

표 1. 유한 요소 모델의 Element와 node수

Table 1. Number of Elements and nodes of F.E.M model

	Element	Node
터빈 블레이드	302	378
축	94	109

블레이드의 외경은 $1,321\mu\text{m}$ 이며 터빈 블레이드 모델링 시 전체적인 형상은 터빈의 높이는 $50\mu\text{m}$ 이다. 또한, 터빈 블레이드의 내경과 중심축 사이의 공기 베어링 부분은 $100\mu\text{m}$ 이다.

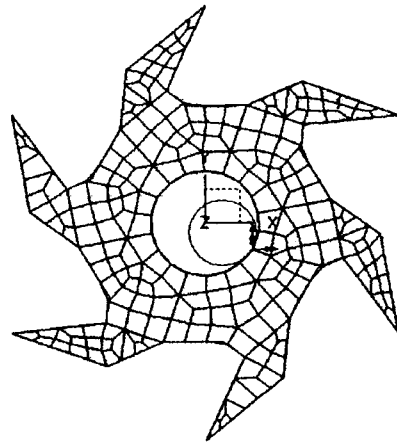


그림 1. 터빈의 형상 및 유한 요소 모델

Fig. 1. FEM meshes of the turbine

2.2 하중 조건의 설정

질소 기체에 의하여 마이크로 터빈에 작용하는 하중을 계산하였다. 터빈을 구동시키기 위하여 질소 기체는 터빈 블레이드에 직접 하중을 작용시킨다. 그러므로 그 하중을 구하기 위해서는 터빈의 입구 부분에서의 압력

과 출구 부분에서의 압력차를 이용하여 구할 수 있다. 식(1)에 의하여 터빈 블레이드에 작용하는 하중이 구해진다.

$$F = \Delta P \cdot A \quad (1)$$

(F : 유체의 하중, ΔP : 압력차, A : 단면적)

이로부터, 터빈의 입구 부분과 출구 부분의 속도를 결정하면 베르누이 방정식에 의해 식(2)와 같이 구해진다.^[3]

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \frac{1}{2} \rho (V_2^2 - V_1^2) \quad (2)$$

(ΔP : 압력차, ρ : 유체의 밀도, V_1 : 입구 속도, V_2 : 출구 속도)

압력차에 영향을 주는 인자는 질소 기체의 밀도(ρ), 질소 기체의 입구 속도(inlet velocity)와 출구 속도(outlet velocity)이다. 입구속도가 120m/sec로 일정하고, 출구 속도가 130m/sec에서 300m/sec까지 변화할 때, 질소 기체에 대한 압력차를 표 2에 도시하였다.^[4]

표 2. 질소 기체의 입출구 속도에 따른 압력차
Table 2. Pressure difference between the inlet and outlet velocity of Nitrogen gas

V_1 (m/sec) (inlet velocity)	V_2 (m/sec) (outlet velocity)	ΔP_{N_2} (kPa) ($\rho = 1.1650 \text{ kg/m}^3$)
120	130	1.456
	140	3.029
	150	4.718
	160	6.524
	170	8.446
	180	10.485
	190	12.640
	200	14.912
	250	28.018
	300	44.037

식(2)에서 볼 수 있듯이 입구 및 출구의 속도가 일정하면, 밀도가 증가함을 예상할 수 있으며, 표2에서 보는 바와 같이 밀도가 일정할 경우 압력차는 속도의 제곱에 비례하여 증가하는 것을 볼 수 있다. 본 시뮬레이션에서는 입구 속도 120m/sec, 출구 속도 300m/sec의 질소가 주입되는 터빈에서의 유체의 압력차 44kPa를 하중 조건으로 하여 유한 요소 해석을 수행하였다.

2.3 접촉점의 결정

그림 1과 같은 형상을 갖는 터빈이 정지해 있는 상태에서 작용 유체에 의해서 작동을 시작하게 되면, 축과 접하게 된다. 이 접하는 점에서 터빈 블레이드에 대하여 축에 의한 하중과 반력이 작용하기 때문에 이 점의 위치를 결정하는 것이 중요하다. 해석 시간의 단축을 위해서 터빈과 축을 평면으로 가정하고 접하는 점을 찾기 위해서 운동학적 해석을 하여 점의 위치를 결정하였다.

2.4 터빈 모델의 구조해석

터빈은 항상 구동하는 것이 아니라 정지와 회전을 반복하기 때문에 압력의 상태가 일정하지 않다. 일반적으로 초기에 회전을 시작할 때는 아무런 압력이 작용되지 않고 정지되어 있는 터빈에 유체가 공급된다. 이 유체에 의한 압력이 최초의 터빈 블레이드 작용할 때는 하나의 블레이드에만 작용하기 시작한다. 그후에는 모든 터빈 블레이드에 유체의 압력이 작용하기 시작한다. 이러한 점을 고려하여 터빈의 해석을 두 가지 상태일 때 모두를 고려하여 수행하였다. 첫째는 유체가 막 공급되어 블레이드 하나에 압력이 가해지는 회전 초기 상태와 둘째는 유체의 압력이 모든 블레이드에 작용하는 회전 중간 상태로 가정하였다.

2.4.1 회전 초기의 경계조건 및 해석

회전 초기 상태의 구조 해석시 경계조건은 중심축을 고정하고, 터빈에서 하나의 블레이드에 일정한 압력이 작용한다는 가정을 하고 44kPa의 압력을 가하여 해석을 수행하였다. 해석에 사용된 마이크로 터빈의 재료는 니켈(Ni)로 물성치는 표 3과 같다.^[5]

표 3. 니켈의 물성치

Table 3. Property of Nickel

	Young's Modulus (GPa)	Poisson's Ratio	Yield Strength (MPa)
Ni	180	0.31	58

해석시 터빈과 중심축 사이의 마찰을 고려하였는데, 본 논문에서는 마찰 계수가 충분히 작다고 할 수 있는 값인 0.3부터 충분히 크다고 할 수 있는 0.7까지 해석을 수행하였는데, 본 논문에서와 같이 마찰이 일어나는 두 접촉면 사이에 윤활기구가 단지 기체라면 금속과 금

속 사이의 건마찰 계수는 거시적인 관점에서 0.15~0.60 사이에 존재한다는 사실에 기인하고 있다. 그런데, 실제 시뮬레이션 결과 접촉면의 마찰 계수가 0.3보다 작을 경우 강체 운동이 일어나기 때문에 해석을 제대로 수행할 수 없으며, 미시적 관점(수 μm 범위)에서는 기체의 점성 영향이 매우 크게 되므로 본 논문에서는 상한을 0.7(거시적 관점에서 고무와 콘크리트 사이의 마찰 계수)로 설정하여 시뮬레이션을 수행하였다. 따라서, 마찰 계수를 0.3, 0.5 및 0.7로 변화시켜 수행하였다.

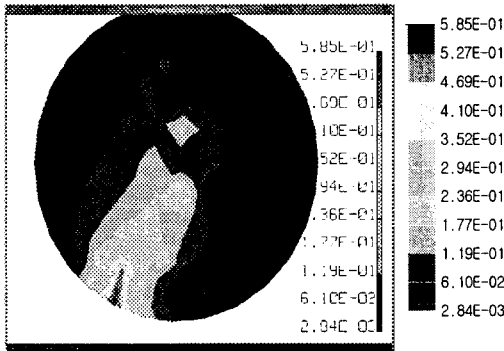


그림 2. 초기 상태에서 마찰 계수 0.3일 때의 중심축의 응력 분포

Fig. 2. Stress distribution of the shaft for the initial state ($\mu=0.3$)

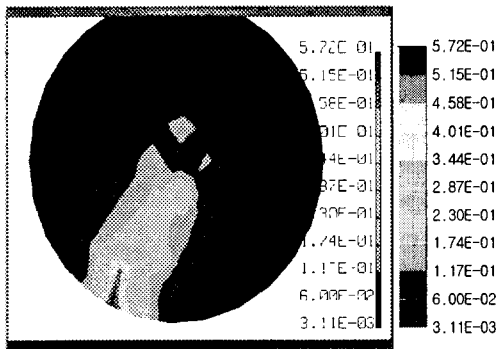


그림 3. 초기 상태에서 마찰 계수 0.5일 때의 중심축의 응력 분포

Fig. 3. Stress distribution of the shaft for the initial state ($\mu=0.5$)

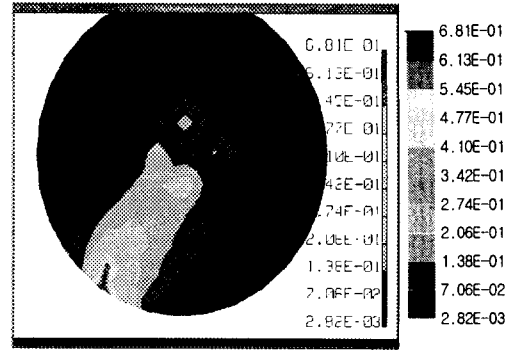


그림 4. 초기 상태에서 마찰 계수 0.7일 때의 중심축의 응력 분포

Fig. 4. Stress distribution of the shaft for the initial state ($\mu=0.7$)

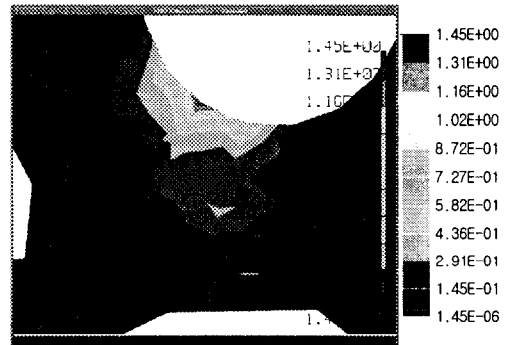


그림 5. 초기 상태에서 마찰 계수 0.3일 때의 터빈 블레이드의 응력 분포

Fig. 5. Stress distribution of the turbine blade for the initial state ($\mu=0.3$)

해석의 용이성을 위하여 각 마찰 상태에서 접촉점에서의 수직항력 즉, 반력과 그에 의한 마찰력을 구하여 중심축과 터빈 블레이드의 접촉점에 직접 작용하는 하중으로 가정하여 해석하였다. 결과로부터 터빈과 중심축 사이의 마찰 변화에 따른 응력값의 경향을 파악하였다. 그림 2, 그림 3, 그림 4는 각각의 마찰 계수에 따른 중심축의 응력 분포이며 그림 5, 그림 6, 그림 7은 터빈 블레이드 부분의 응력 분포이다.

각각의 결과를 보면 알 수 있듯이 니켈의 항복 강도(58MPa)에 비해 매우 낮은 응력 상태를 알 수 있다. 만약, 입출구 속도차가 표 2와 같으며 유체 손실이 없다면 이때의 터빈 블레이드의 속도는 3,500,000rpm이

되므로 초고속 회전을 한다고 볼 수 있다. 따라서, 이러한 회전 속도에서 터빈 블레이드와 중심축 사이의 마찰 계수에 의해 발생한 응력이 니켈의 항복 강도보다 낮다면, 이 구조는 고속 회전시 Wear 영향이 그리 크지 않다고 볼 수 있으며, 본 논문에서 구현하고자 하는 터빈 블레이드의 요구 조건 즉, 터빈 블레이드의 무게를 최대한 줄이면서 유체에 의해 압력을 받는 블레이드의 작용 면적을 넓힐 수 있는 구조에 적합하다고 할 수 있다. 만약 재질이 Si 계열과 같이 취성이 강한 물질이라면 실험결과, 약 1,000,000rpm 정도에서 Wear 문제가 심각하게 발생하지만 본 논문에서와 같이 재질이 니켈과 같은 금속이라면 3,500,000rpm에서도 항복 강도를 넘지 않음을 알 수 있다.^[6]

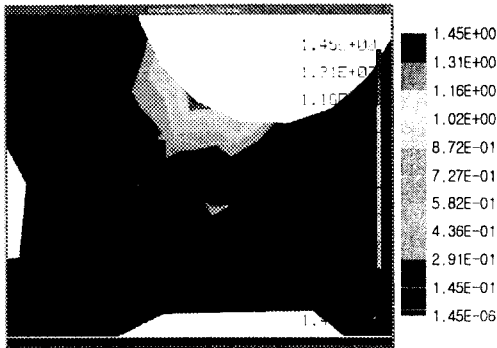


그림 6. 초기 상태에서 마찰 계수 0.5일 때의 터빈 블레이드의 응력 분포

Fig. 6. Stress distribution of the turbine blade for the initial state ($\mu=0.5$)

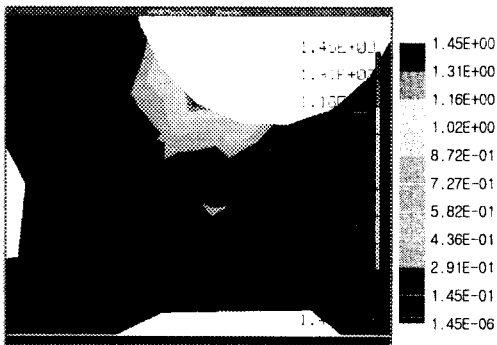


그림 7. 초기 상태에서 마찰 계수 0.7일 때의 터빈 블레이드의 응력 분포

Fig. 7. Stress distribution of the turbine blade for the initial state ($\mu=0.7$)

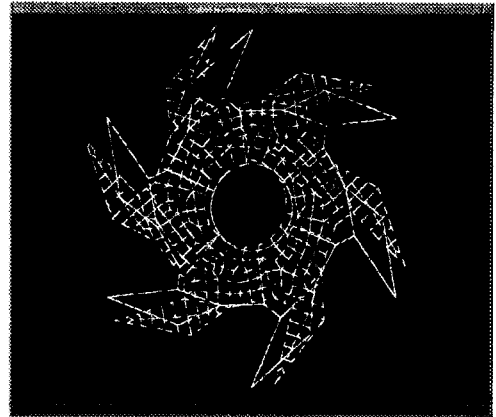


그림 8. 터빈에 가해지는 압력에 의한 위치 변화
Fig. 8. Displacements of the turbine due to the pressure

응력은 터빈 블레이드와 축이 접촉하는 점에서 가장 크게 나타남을 알 수 있다. 또한 각각의 마찰상태에서 응력 분포의 경향이 비슷하게 나타난다. 이를 통해 건 마찰에 의한 영향은 그리 크지 않음을 알 수 있다. 그림 8은 터빈에 가해지는 유체에 의한 토크에 의해서 움직인 터빈의 형상이다.

2.4.2 회전 중간의 경계조건 및 해석

위의 경우가 회전 초기에 유체의 압력이 한 날개에 집중하여 가해지는 것에 대한 중심축과 터빈 블레이드의 응력 분포를 나타낸 것이라면 회전 중간 즉, 압력차가 각 날개에 일정한 비율로 분산되는 경우에 대하여는 다음과 같은 해석을 시행하였다. 입구측 날개로부터 출구측으로 향하여 각 날개에 인가되는 압력차는 점점 감소하게 될 것이므로, 입구의 비율(5: 4: 3: 2: 1: 0)로 각 날개당 압력차를 분산하고 같은 방법으로 해석하였다. 이 해석은 각 날개가 받는 압력비 설정에 어려움이 있으므로 정확한 결과를 얻기보다는 회전 중에 중심축과 터빈 블레이드에 받는 최대 응력이 회전 초기보다 작다는 사실에 주안점을 두고 해석하였다. 그림 9, 그림 10, 그림 11은 회전 중간 상태에서의 각각의 마찰 계수에 따른 중심축의 응력 분포이다. 그림 12, 그림 13, 그림 14는 회전 중간 상태에서의 각각의 마찰 계수에 따른 터빈 블레이드의 응력 분포이다. 그림에서와 같이 마찰계수가 0.3, 0.5, 0.7일 경우 모두 비슷한 응력 분포를 보인다. 또한 마찰계수가 증가할수록 응력은 접촉점으로 점점 집중되고 있음을 알 수 있다.

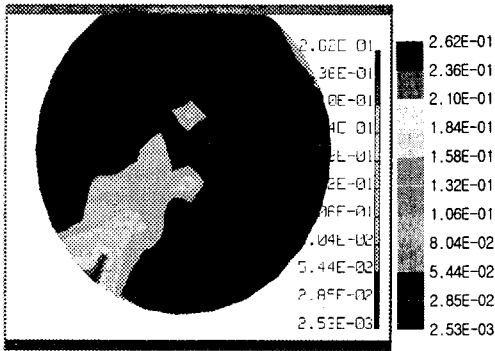


그림 9. 중간 상태에서 마찰 계수 0.3일 때의 중심축의 응력 분포
 Fig. 9. Stress distribution of the shaft for the intermediate state ($\mu=0.3$)

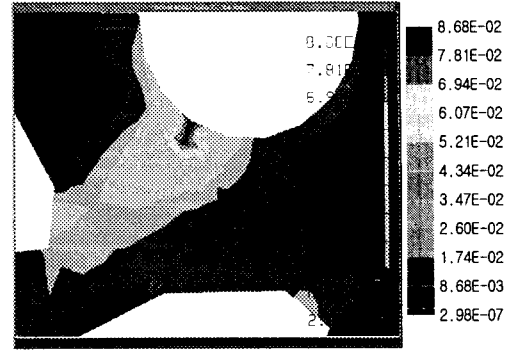


그림 12. 중간 상태에서 마찰 계수 0.3일 때의 터빈 블레이드의 응력 분포
 Fig. 12. Stress distribution of the turbine blade for the intermediate state ($\mu=0.3$)

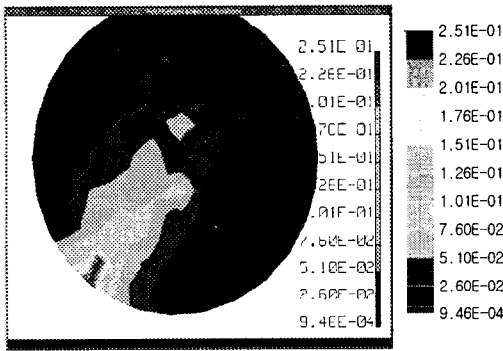


그림 10. 중간 상태에서 마찰 계수 0.5일 때의 중심축의 응력 분포
 Fig. 10. Stress distribution of the shaft for the intermediate state ($\mu=0.5$)

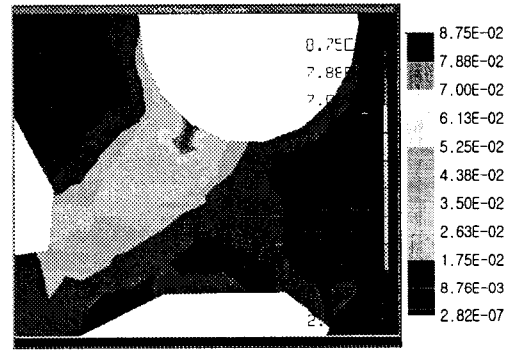


그림 13. 중간 상태에서 마찰 계수 0.5일 때의 터빈 블레이드의 응력 분포
 Fig. 13. Stress distribution of the turbine blade for the intermediate state ($\mu=0.5$)

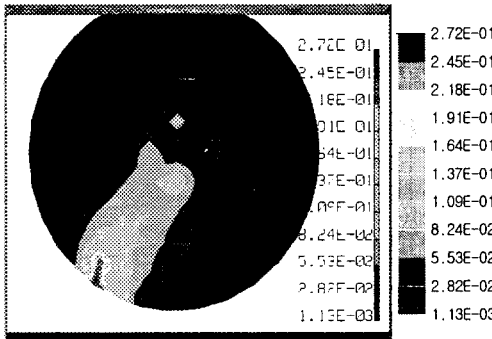


그림 11. 중간 상태에서 마찰 계수 0.7일 때의 중심축의 응력 분포
 Fig. 11. Stress distribution of the shaft for the intermediate state ($\mu=0.7$)

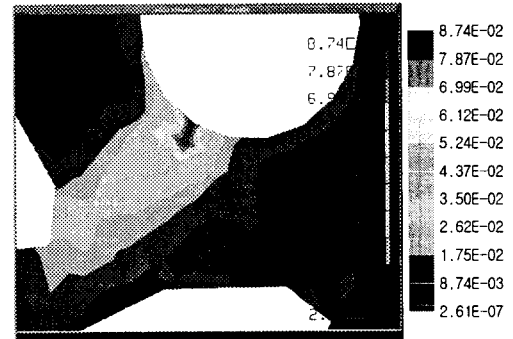


그림 14. 중간 상태에서 마찰 계수 0.7일 때의 터빈 블레이드의 응력 분포
 Fig. 14. Stress distribution of the turbine blade for the intermediate state ($\mu=0.7$)

초기 상태의 응력 분포와 비교해 보면 터빈 블레이드의 응력 분포가 중간 상태에서는 집중되지 않고 넓게 분포함을 알 수 있다. 또한 초기 상태의 최대 응력보다 중간 상태의 최대 응력이 작고 한 점에 집중되므로 초기상태에 주안점을 두어야 할 것으로 사료된다.

3. 제작 공정

마이크로 터빈의 제작을 위해 필요한 요건은 고종횡비(High Aspect Ratio)의 구조물을 만드는 것과 아울러 후막(Thick Film) 구조물을 만드는 것인데, 이러한 두 가지 요건을 충족시키면서 금속 재질의 구조물을 만드는 방법이 LIGA 방식이다. 그러나, LIGA 방식의 경우 후막 포토레지스트의 노광을 위해 방사광 가속기를 사용해야 한다는 제약이 있다. 따라서, 자외선 노광만으로도 원하는 정도의 후막 구조물을 만들 수 있는 공정 방법이 필요한데, 이러한 요구 조건을 충족시키는 공정이 LIGA-like 공정이다. LIGA-like 공정을 통해 일정 수준 이상의 고종횡비(약 10:1)를 얻을 수 있으며 비교적 두꺼운(~100 μm) 금속 구조물을 만들 수 있다.

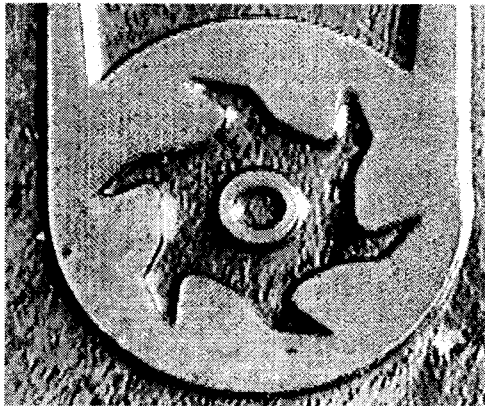


그림 15. 제작 도중의 터빈 블레이드
Fig. 15. Micro turbine to be fabricated

그림 15는 제작 도중 희생층을 제거하기 전 상태의 터빈 블레이드의 사진이다. 그림 16은 그림 15의 터빈 블레이드를 제작하기 위한 공정도를 나타낸다. 마이크로 터빈 블레이드의 제작을 위해 우선 p-type (100) 실리콘 기판 위에 그림 16-(a)와 같이 알루미늄희생층을 형성시키고 그림 16-(b)와 같이 희생층을 형상화 한 이후 그림 16-(c)와 같이 전해 도금을 위한 Cr/Au 기저층(Seed Layer)을 열증착(Thermal Evaporation)시킨다. 열증착시 도금 기저층과 기판 사이의 접착

(Adhesion)을 증가시키기 위해 Cr을 먼저 증착 시킨 후 Au을 증착 시킨다. 이 때, 기판을 200 $^{\circ}\text{C}$ 로 가열하여 열증착 시키면, 기판과 도금 기저층의 접착력은 더욱 증대된다.

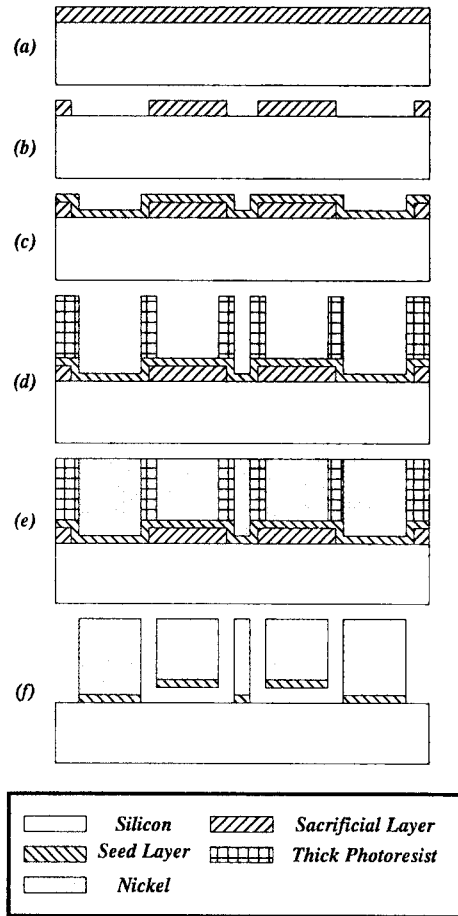


그림 16. 터빈 제작 공정 순서
Fig. 16. Fabrication sequence for the turbine

그림 16-(d)와 같이 후막 포토레지스트(AZ9260 혹은 AZ4620)를 전해 도금틀로 만든다. 후막 포토레지스트(AZ4620)를 이용하여 도금틀을 제작하기 위해 이중 코팅 작업을 수행한다. 첫 번째 코팅시 회전 속도는 500rpm에서 5초, 1750rpm에서 10초, 2000rpm에서 60초, 7000rpm에서 30초, 500rpm에서 5초의 순서로 포토레지스트 코팅 작업을 수행하고 1차 Soft bake는 95 $^{\circ}\text{C}$ 에서 4분 50초간 수행한다. 2차 코팅 작업은 1차 코팅 작업과 동일한 회전 속도로 수행하며 2차 Soft bake는 90 $^{\circ}\text{C}$ 에서 4분 50초간 수행한다. 노광은 7분동안 1800mJ/cm²의 광량으로 수행한다. 이후 현상 과정을 거

쳐 후막(30 μ m 이상) 포토레지스트 도금들을 제작한다. 도금틀 제작후 니켈 전해 도금을 하는데, 이 때의 전해 도금 용액의 성분 조성비는 표 4에 나타난 바와 같이 한다.

표 4와 같이 니켈 전해 도금을 위한 화학시약을 순수 (Deionized Water) 1,000ml에 혼합시킨 후, 마그네틱 바를 이용하여 24시간 교반시켜 충분히 용해시킨 다음 DC Power Supply를 이용하여 양극에는 순수한 니켈판을 연결하고 음극에는 도금 대상 기판을 연결하여 정전류 5~10mA/cm²를 흘려준다.

표 4. 니켈 전해 도금 용액의 성분 조성표
Table 4. Addition agents for nickel electro plating solutions

성분	조성
NiSO ₄ ·6H ₂ O	200(g/l)
NiCl ₂ ·6H ₂ O	5(g/l)
H ₃ BO ₃	25(g/l)
Saccharin	3~5(g/l)
DI Water	1000(ml)

터빈 블레이드를 나타내었다.

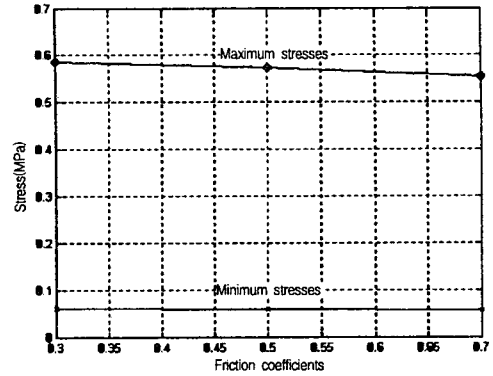


그림 18. 마찰계수에 따른 접촉점에서의 최대 응력과 최소 응력

Fig. 18. Maximum and minimum stresses of the contact point for friction coefficients

4. 결 론

본 논문에서는 초소형 발전기 제작을 위한 마이크로 터빈의 형상을 LIGA-Like 기법을 이용하여 니켈 구조물을 전해 도금한 결과와 제작한 터빈 블레이드와 같은 형상에 대한 유한 요소 해석을 수행하였으며 그 결과 다음과 같은 결론을 도출하였다. 첫째, 기본 모델을 설정하여 구조 해석을 수행한 결과 각 마찰 계수에 대하여 얻은 최대 응력은 니켈의 항복 강도보다 낮다. 둘째, 그림 18에서와 같이 마찰 계수가 증가할수록 응력 값은 소폭 감소하는 경향을 보이는데, 이것은 마찰 계수가 커질수록 터빈 블레이드의 운동을 방해하므로 유체의 속도가 작아져서 결과적으로 입구 및 출구의 압력차가 작아짐에 기인하는 것으로 판단된다. 셋째, 회전 초기의 터빈 블레이드에 작용하는 최대 응력이 작동중에 터빈 블레이드에 작용하는 최대 응력에 비해 상당히 크다. 이것은, 회전 초기에는 하나의 블레이드에 작용하는 유체 하중이 작동중에는 각 블레이드에 분배됨에 기인한 것이다. 해석 결과로부터 실리콘 계열의 재질이 갖는 마찰에 의한 마멸의 영향성이 니켈을 사용할 경우 상당히 감소함을 알 수 있다. 위의 결과로부터 향후 초소형 발전기 제작을 위해, 실제 작용하는 전자기장 및 유체의 하중 하에서의 더 정확한 구조 해석이 요구되며 그림 17과 같은 다양한 형상의 터빈 블레이드에 대한 실험 및 해석이 필요하다.

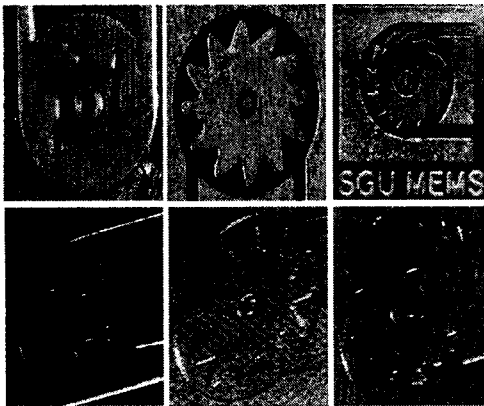


그림 17. 다양한 형상의 터빈 블레이드
Fig. 17. Diverse shapes of the turbine blades

이후, 그림 16-(e)와 같이 Au-Etchant을 이용하여 도금 기저층의 Au를 제거하고, CR-7을 이용하여 Cr을 제거한 후 HCl 혹은 BOE를 이용하여 알루미늄 희생층을 제거하고 도금틀로 사용한 후막 포토레지스트를 아세톤을 이용하여 제거하면 그림 16-(f)와 같이 터빈의 중심축과 외부가 바닥에 고착되고, 터빈 블레이드만 바닥에 붙지 않는 구조가 만들어진다. 그림 17에서는 여러 가지 형상의

감사의 글

이 논문은 1997년 한국학술진흥재단의 학술연구비에 의하여 지원되었습니다.

참 고 문 헌

- [1] A.H. Epstein, S.D. Senturia et al., "Power MEMS And Microengines", 1997 International Conference on Solid-State Sensors and Actuators, vol. 2, pp. 753-756, 1997.
- [2] Chuang-Chia Lin, Reza Ghodssi et al., "Fabrication and Characterization of a Micro Turbine/Bearing Rig", Twelfth IEEE International Conference on Micro Electro Mechanical Systems, pp. 529-540, 1999.
- [3] M.C. Potter, D.C. Wiggert, Mechanics of Fluid, Prentice Hall, pp. 95-101, 1991.
- [4] T.G. Weigele, "Micro-Turbo-Generator Design and Fabrication : A Preliminary Study", IEEE. Proc. of the 31th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Vol. 4, pp. 2308-2313, 1996.
- [5] T.G. Weigele, "The Impact of Design and Fabrication on the Dynamic Behavior of a Micro-Turbine", ASME, Proc. of the Micro Electro Mechanical Systems, pp. 287-293, 1996.
- [6] K.J. Gabriel, "In situ Friction and Wear Measurements in Integrated Polysilicon Mechanisms", Sensors and Actuators, A21-A23, pp. 184-188, 1990.

著 者 紹 介



오 재 군

1996년 서강대학교 전자공학과 졸업.
2000년 서강대학교 기계공학과 졸업(석사).
2000년 현재 서강대학교 기계공학과 박사학위 과정 재학중.
1996년-1998년 기아자동차 중앙기술 연구소 제어 기술부 연구원. 주

관심 분야 : Microfluidics, RF MEMS Micro Sensor 및 Actuator

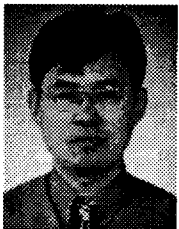


김 낙 수

1982년 서울대학교 기계설계학과 졸업.
1984년 동대학원 기계설계학과 졸업(석사).
1989년 U.C. Berkeley 기계공학과 졸업(공학박).
1989년-1990년 오퀴오 주립대

ERC 선임 연구원.

1990년-1995년 홍익대학교 기계 공학과 조교수. 1995년-현재 서강대학교 기계 공학과 부교수 주관심 분야 : 소성 가공, 가상 공정, 유한 요소 해석



최 범 규

1981년 서울대학교 기계공학과 졸업. 1983년 동대학원 기계설계학과 졸업(석사).
1992년 Univ. of Wisconsin 기계공학과 졸업(공학박).
1984년-1986년 KIST CAD/CAM 연구실 연구원. 1986년-1994년 펜

실바니아 주립대 연구 조교. 1992년-1994년 위스콘신 대학 CxRL 근무. 1994년-1997년 삼성전자 주식회사. 1997년-현재 서강대학교 기계공학과 조교수 주관심 분야 : 구조 해석, Micro Mirror, Sensor