

터보 방식으로 구동되는 마이크로 파워 시스템의 회전체 동역학적 특성에 관한 연구

류근* · 이용복* · 이병수* · 김창호*

A Study on the Rotordynamic Characteristics of the Micro Turbo Generator

Keun Ryu*, Yong-Bok Lee*, Byoung-Su Lee*, Chang-Ho Kim*

Key Words: Micro Turbo Generator (터보 방식의 마이크로 파워 시스템), Brayton Cycle (브레이턴 사이클), Air Foil Bearing (공기 포일 베어링), Dynamic Stability(동적 안정성)

ABSTRACT

The micro turbo generator is new portable power source based on the Brayton cycle, which consists of a compressor, a turbine, a generator, and a combustion chamber. In this paper, the thermodynamic analysis was performed to find the required condition for hundreds watts power in the micro turbo generator, and also the rotordynamic stability was predicted using the numerical analysis of air foil bearings which support the micro turbo generator. By experimental works, the rotordynamic stability of the micro turbo generator with foil bearings was verified. While various transient dynamic situation, the micro turbo generator had stable performances. From the result, it was demonstrated that air foil bearings could be adapted to the micro turbo generator as a excellent lubrication element.

1. 서론

현재 널리 사용되고 있는 화학 에너지 형태의 전지(battery)는 성능 및 크기의 한계로 적용상에 많은 제한을 갖는다. 이와 같은 문제는 향후 수요가 급증할 것으로 예상되는 IT 관련기기, 무인 항공기(UAVs, MAVs)나 모바일 로봇, 그리고 위험지역 작업용 군수 로봇 등의 실용화에 큰 장애가 되고 있다. 이러한 시스템들은 고효율의 에너지원이 필수적이며, 이를 충족시키기 위해 터보 방식으로 구동되는 마이크로 파워 시스템에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.

터보 방식으로 구동되는 마이크로 파워 시스템이 성공적으로 개발되기 위해서는 여러 해결하여야 할 핵심 요소 기술들이 있다. 먼저 마이크로 파워 시스템의 용도와 개념을 설정하고 압축기 및 터빈에 대한 브레이턴 사이클(Brayton cycle)의 해석을 통해 연소기의 설계를 수행한다. 초소형 연소기의 경우 기존의 내연기관과 달리 그 형상이 매우 작아 연료 공기의 혼합 및 안정적인 화염 유지가 엔진의 효율과 밀접한 관계를 가지며, 이에 대한 적극적인 연구가 현재 여러 곳에서 이루어지고 있다. 또한 마이크로 파워 시스템은 크기가 기존의 가스 터빈과 같은 에너지원에 비해 매우 작은 관계로 충분한 압축비를 얻기 위해서는 매우 고속의 회전이 필요하다.

* 한국과학기술연구원 트라이볼로지 연구센터
책임저자 : lyb@kist.re.kr

Kang⁽¹⁾은 마이크로 가스 터빈 엔진의 터빈과 압축기

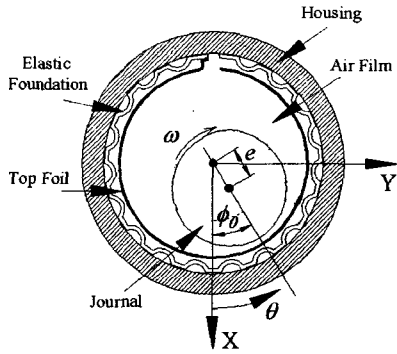


Fig. 1 Foil journal bearing

를 세라믹 계열의 소재로 제작하는 연구를 진행하였다. 이러한 방식으로 제작한 회전체는 볼베어링으로 지지되어 실험되었는데, 이로 인해 고속에서의 회전이 불가능하였을 뿐 아니라, 고속 회전시 베어링이 파괴되는 문제점이 제기되었다. Ehrich⁽²⁾, Epstein⁽³⁾ 등이 제작·연구 중이 마이크로 가스 터빈 엔진은 가공 방법의 한계로 인해 로터의 형상비(L/D ratio)가 매우 작은 값으로 제한되는데, 이런 경우 베어링의 하중 지지력 및 안정성이 기존의 베어링에 비해 현저히 떨어진다. 또한 고속으로 회전하는 압축기로부터 발생하는 축방향 하중은 회전축 자중에 의한 하중과 더불어 회전축의 안정적인 부상 및 회전에 가장 큰 어려움으로 작용한다. 그리고 연소기에서 발생된 고온·고압의 연소 가스는 시스템을 구성하는 소재의 강도나 내구성뿐 아니라 회전체의 안정성에도 영향을 주게 된다. 이러한 문제점에도 불구하고 지금까지 마이크로 터보기계에는 외부가압 공기 베어링⁽³⁾이나 공기동압 헤링본 그루브 베어링⁽⁴⁾ 등이 적용되어 왔다.

한편, 공기 포일 베어링은 공기 동압 베어링으로서 회전축과의 마찰이 거의 없기 때문에 동력 손실이 매우 작아 매우 고속의 회전속도에서도 회전축을 지지할 수 있을 뿐 아니라⁽⁵⁾, 기존의 공기 베어링과 달리 베어링 내부에 있는 범프 포일과 같은 탄성체가 회전축을 지지하기 때문에 하중지지능력이나 강성, 감쇠력이 뛰어나다. 또한 고온 내구성의 코팅제를 적용하였을 때, 700~800℃ 이상의 고온에서도 그 신뢰성을 유지할 수 있다.⁽⁶⁾ 그리고 공기 포일 베어링에 사용되는 윤활제는 공기이기 때문에 별도의 윤활 시스템이 필요하지 않으므로, 시스템 전체의 크기와 질량을 크게 줄이는 효과가 있다. 또한 이러한 장점 외에도 열팽창에 의한 베

어링의 간극 변화, 고속 운전에 의한 회전체의 팽창 및 불순물에 대한 시스템의 손상에 대한 고려를 별도로 할 필요가 적어진다.⁽⁷⁾

따라서, 본 논문에서는 공기 포일 베어링을 적용한 터보 방식으로 구동되는 마이크로 파워 시스템의 회전체 동역학적 안정성을 예측하고, 실험을 통해 그 구동 특성을 검토해 보았다.

2. 마이크로 파워 시스템의 구조

마이크로 파워 시스템은 크게 연료와 공기를 혼합하여 연소시켜 고온·고압 가스를 얻는 연소기 부분과 연소기 내부로 압축 공기를 공급하는 압축기, 출력을 얻어내는 터빈, 전기적 에너지를 얻기 위한 제너레이터(generator), 그리고 회전축을 지지하기 위한 공기 포일 베어링으로 구성되며 열역학적 기본 사이클은 브레이턴 사이클(Brayton cycle)을 따른다.

회전축은 관성을 최소화하기 위해 중공축으로 이루어져 있으며, 고온의 작동환경에서 운전되기 때문에 Inconel 소재로 제작된다. 이러한 회전축은 두개의 공기 포일 저널 베어링과 두개의 공기 포일 스톱스트 베어링에 의해 지지된다. 마이크로 파워 시스템에 적용되는 공기 포일 베어링은 내열, 내마모, 저마찰 특성의 하이브리드 타입의 고체 윤활제를 티타늄, 실리콘 계열의 줄-젤 형태의 바인더를 사용하여 코팅된 담포일을 포함하고 있다.

3. 브레이턴 사이클 해석

브레이턴 사이클은 가스 터빈의 기본 사이클로서, 대기로부터 흡입한 공기를 압축기로 압축하여 연소기로 보내고, 여기서 연료가 분사되어 정압하에서 연소시킨다. 연소실에서 연소된 고온·고압의 연소 가스는 터빈에서 팽창하여 일을 하고, 이 발생일의 일부는 압

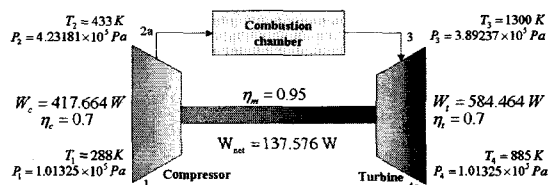


Fig. 2 Target Cycle of Micro Power System

Table 1 Operating Condition of Micro Power System

Power	100 W
Electric Efficiency	0.7
Net Power	143 W
Compressor Efficiency	0.7
Turbine Efficiency	0.7
Mass Flow Rate	2.0 g/s
Pressure Efficiency in Combustor	0.92
Mechanical Efficiency	0.95
Compressor inlet Temperature	288 K

축기를 구동하기 위하여 사용되고 나머지는 유효일로 사용된다.⁽⁸⁾

브레이턴 사이클을 따르는 시스템의 설계할 때는 우선 터빈 입구의 온도(1300 K)를 설정한다. 이 설정된 터빈 입구의 온도를 이용하여 압축기에서 압축된 공기의 압력(4.23181×10^5 Pa)을 구한 후, 온도와 압력의 관계를 통해 압축기에 의해 압축된 공기의 온도(433 K)를 계산한다. 압축공기의 온도에서 압축기의 일(417.664 Watts)을 알 수 있으며 이를 통해 터빈 입구의 압력(3.89237×10^5 Pa)과 터빈 출구의 온도(885 K)를 구한 후 터빈의 일(584.464 Watts)을 계산한다. 이렇게 구한 터빈과 압축기의 유효 출력을 통해 전체 시스템의 유효출력(137.576 Watts)을 알 수 있다. 터빈 입구의 온도가 낮을수록 시스템이 하는 일의 양은 작게 되는데, 시스템의 기계적 효율을 95 % 로 가정하였을 경우 터보 방식으로 구동되는 마이크로 파워 시스템이 100 와트 이상의 출력을 내기 위해서는 터빈 입구 온도가 1300 K이상이 되어야 함을 알 수 있다. Table 1은 이러한 마이크로 파워 시스템의 작동 조건을 나타내고 있다.

4. 공기 포일 베어링의 해석

공기 포일 베어링 내의 공기 필름의 윤회 이론은 공기 분자의 평균 자유 비행 거리(molecular mean free path)와 공기 필름 두께의 비로 정의되는 Knudsen number(Kn)에 따라 세 개의 범주로 분류될 수 있다. Kn 가 0.01 보다 작으면 공기는 연속체(continuum)으로 간주할 수 있으며, 0.01 보다 크고 10 보다 작으면 희박 기체(rarefied gas), 10 보다 크면 자유 분자(free molecular)로 간주하여 해석을 수행하여야 한다. 본 연구의 대상이 되는 마이크로 파워 시스템의 경우 운전 온도가 높고, 큰 편심을 가지는 상태에서 운전되기 때

문에 공기를 희박 기체로 간주하여 해석을 수행하였다. 일반적으로 희박 기체에 대한 공기 필름의 거동은 다음과 같은 수정 레이놀즈 방정식으로 표현된다.⁽⁹⁾

$$\nabla \cdot \left(-\frac{1}{12\mu} \phi^p ph^3 \nabla p + \frac{U}{2} ph \right) + \frac{\partial}{\partial t} (ph) = 0 \quad (1)$$

여기서, ϕ^p 는 희박 상수를 나타내며 다음과 같이 정의된다.⁽¹⁰⁾

$$\phi^p = 1 + 6 \frac{\lambda}{h} \quad (2)$$

공기 포일 베어링에서 범프는 공기 필름에서 발생하는 압력에 의해 변형을 하며, 베어링 하우스 표면 및 탑 포일과의 마찰에 의해 감쇠력을 발생시킨다. 베어링 하우스 정 위에 있는 범프 포일의 강성과 감쇠가 베어링 표면에 따라 일정하며, 변형은 힘이 가해지는 위치에 발생한다는 가정을 적용하면 범프의 탄성 파운데이션 모델은 다음과 같이 얻어진다.

$$p - p_0 = k_e w + c_e \frac{dw}{dt} \quad (3)$$

기존의 공기 베어링과는 달리 공기 포일 베어링은 압력에 의해서 범프가 변형하기 때문에, 공기 포일 베어링의 필름 두께는 탄성 파운데이션의 변형을 포함하고 있으며 이는 다음과 같은 식으로 표현된다.

$$h = c - e \cos(\theta - \phi_0) + w \quad (4)$$

공기 포일 베어링의 정특성 및 동특성 해석을 위하여 정하중 평형점에 대한 섭동법(perturbation method)을 사용하였으며, 이는 각각의 변수들을 섭동시킨 후 지배 방정식에 대입하여 구할 수 있다. 공기 포일 베어링의 정특성은 베어링 필름 내의 정압을 구한 후 이를 면적에 대하여 적분하면 구할 수 있으며, 이는 다음과 같은 식으로 표현된다.

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \frac{1}{p_a R^2} \begin{bmatrix} f_x \\ f_y \end{bmatrix} = \int_{-1/2}^{1/2} \int_0^{2\pi} (P-1) \begin{bmatrix} \cos\theta \\ \sin\theta \end{bmatrix} d\theta dZ \quad (5)$$

공기 포일 베어링의 동특성인 강성 및 감쇠 계수는

섭동된 압력을 면적에 대하여 적분하면 구할 수 있으며, 이는 아래와 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} &= \frac{c}{p_a R^2} \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \\ &= \int_{-1/2}^{1/2} \int_0^{2\pi} \begin{bmatrix} P_x \cos\theta & P_y \cos\theta \\ P_x \sin\theta & P_y \sin\theta \end{bmatrix} d\theta dZ \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} &= \frac{c\omega}{p_a R^2} \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix} \\ &= \int_{-1/2}^{1/2} \int_0^{2\pi} \begin{bmatrix} P_x \cos\theta & P_y \cos\theta \\ P_x \sin\theta & P_y \sin\theta \end{bmatrix} d\theta dZ \end{aligned} \quad (7)$$

공기 포일 베어링 내에서의 압력장을 계산하기 위해 유한 차분법을 사용하였으며, 본 연구에서는 수렴의 안정성이 우수한 점연속 이완법⁽¹¹⁾⁽¹²⁾(point successive relaxation method)을 이용하였다. 이러한 압력 분포를 이용하여 유막력과 작용각을 구한 후, 이를 Newton-Raphson 방법을 이용하여 정적 평형 위치를 구하였다. 이렇게 얻은 평형 위치로부터 지지력과 자세각을 계산한 후에, 섭동된 압력 분포를 계산한다. 마지막으로 섭동된 압력 분포로부터 베어링 시스템의 동적 계수인 강성 계수와 감쇠 계수를 구하게 된다.

5. 마이크로 파워 시스템 실험 장치

공기 포일 베어링으로 지지되는 마이크로 파워 시스템의 운전 특성을 파악하기 위해 실험 장치를 설계·제작하였다. Fig. 3은 이러한 마이크로 파워 시스템 실험 장치를 나타내고 있다. 이 실험 장치는 회전축과 이를 지지하는 두 개의 포일 저널 베어링과 두 개의 포일 스러스트 베어링으로 구성되어 있다. 회전축의 중앙부에는

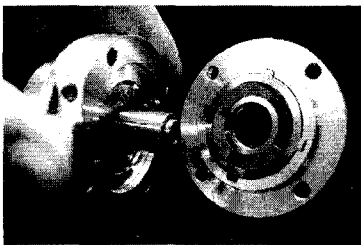
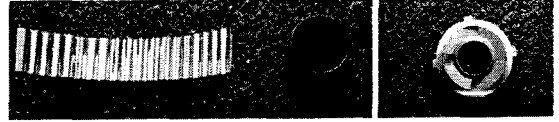


Fig. 3 Test rig of Micro Power System



(a) (b)

Fig. 4 Foil bearings : (a) journal bearing (b) thrust bearing

축방향 하중을 지지하며 공기 포일 스러스트 베어링으로 운할되는 스러스트 칼라(thrust collar)가 위치하는데, 이 스러스트 칼라의 외경부에는 회전축의 구동력을 부가하는 충동식 터빈이 있다. 또한 각 끝단에는 압축기와 터빈이 위치할 것을 모사하여 디스크를 설치하였다. 이렇게 제작된 회전축의 전체 길이는 26 mm이고, 중량은 14.74 g이다.

Fig. 4와 같이 범프 형태의 공기 포일 베어링을 제작하여 실험 장치에 적용하였다. 공기 포일 저널 베어링의 지름과 길이는 각각 7 mm로서, L/D=1의 값을 가진다. 공기 포일 스러스트 베어링은 내경이 10 mm이고 외경이 15 mm이다.

6. 회전체 동역학적 해석

앞 절에서 설계·제작한 마이크로 파워 시스템 실험 장치의 회전체 동역학적 해석을 유한요소법을 이용하여 수행하였다. Fig. 5는 회전 속도에 따른 고유진동수를 나타내는 Campbell Diagram을 나타낸 것이다. 두 개의 강체 모드(translatory and conical mode)는 각각 10,100 rpm 및 12,300 rpm에서 나타났으며, 굽힘모드는 1,000,000 rpm 이상에서 발생함을 알 수 있다. 이를

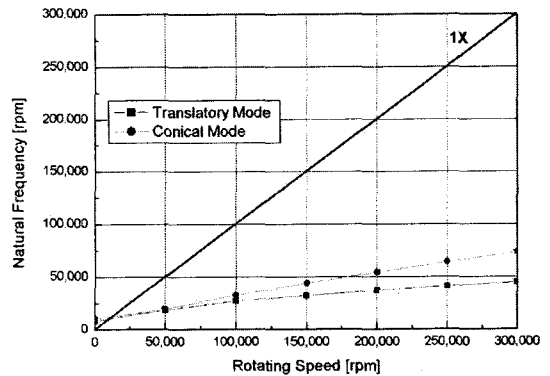


Fig. 5 Campbell diagram of MPS test rig

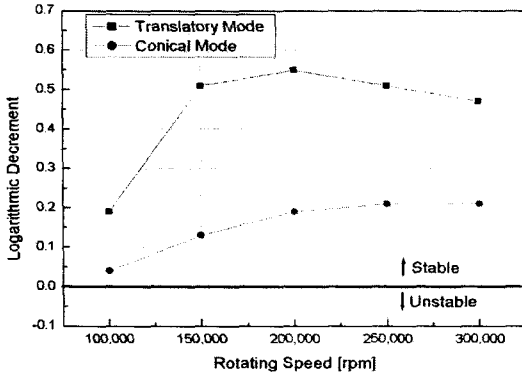


Fig. 6 Logarithmic decrement versus rotating speed

통해 이 실험 장치는 구동 중에 어떠한 공진도 발생하지 않음을 예측할 수 있었다.

Fig. 6은 2개의 강제 모드에 대한 운전 영역에서의 대수 감쇠율(Logarithmic decrement)을 회전속도에 따라 나타낸 것이다. 회전체의 안정성은 주어진 영역에서 운전할 수 있는지를 나타내주는 지표이기 때문에 매우 중요한 설계 파라미터이며, 보통 대수 감쇠율로서 이를 표시하며 아래와 같이 표현된다.

$$\delta_i = \frac{2\pi \zeta_i}{\sqrt{1 - \zeta_i^2}} \quad (8)$$

여기서, δ_i 는 I번째 모드의 대수 감쇠율을, ζ_i 는 I번째 모드의 감쇠비를 나타낸다. 이러한 대수 감쇠율은 일반적으로 공기 포일 베어링이 오일로 윤활되는 베어

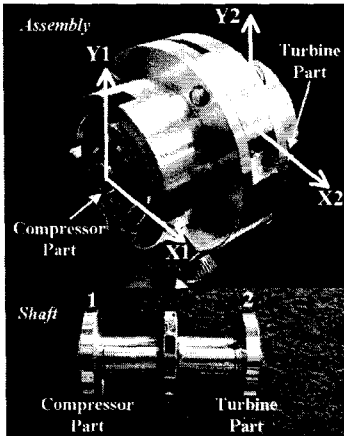


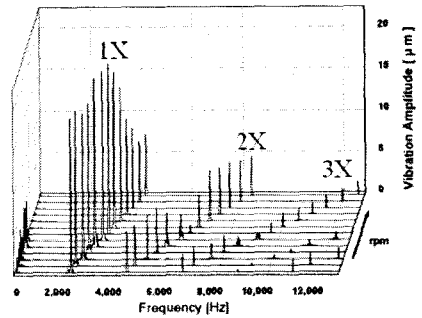
Fig. 7 Detected point at test rig

링에 비해 감쇠계수가 작음에 따라 발생할 수 있는 시스템의 불안정성을 예측하기 위함이다. Fig. 6에 나타난 바와 같이 두개의 강제 모드 모두에 대해서 전 회전 속도 영역에서 대수 감쇠율이 0보다 큰 값을 가지는 것을 알 수 있다. 이는 회전체 시스템이 동역학적으로 안정하며, 외란에 민감하지 않음을 의미한다.

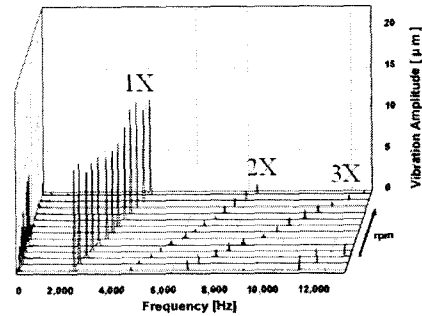
7. 실험 결과 및 고찰

앞 절에서의 회전체 동역학적 해석을 통해 공기 포일 베어링으로 지지되는 마이크로 파워 시스템은 충분한 안정성이 확보되었음을 예측할 수 있었다. 이러한 동적 안정성을 확인하기 위해 마이크로 파워 시스템 실험 장치를 다양한 자세에서 구동시켜 보았다. 이와 같은 실험을 통해, 마이크로 파워 시스템이 적용될 초소형 무인 항공기나 위험작업 모바일 로봇과 같이 다양한 동적 상태에서 작동되는 시스템에 적용되었을 때의 안정성을 검증할 수 있다.

회전체의 진동은 회전축의 양 끝단에 위치한 디스크의 수직과 수평 방향에 Fiber Optic 변위센서를 설치하여

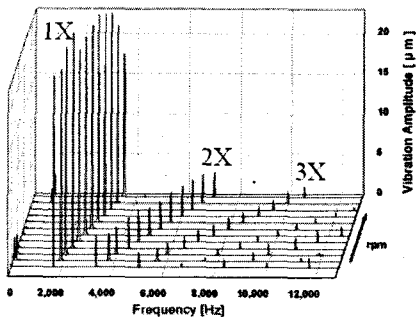


(a) Compressor part (X1) waterfall plot

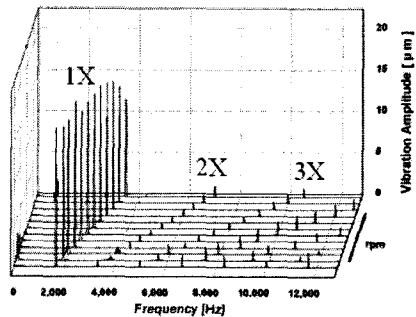


(b) Turbine part (X2) waterfall plot

Figure 8. Waterfall plot for horizontal operation



(a) Compressor part (X1) waterfall



(b) Turbine part (X2) waterfall plot

Figure 9. Waterfall plot for vertical operation

측정하였다. Fig. 7은 센서에 의해 측정된 실험 장치의 위치를 나타내고 있다.

Fig. 8과 9는 각각 실험장치를 일반적인 수평 자세에서 시스템을 구동시켰을 때와 수직 방향으로 세워서 구동시켰을 경우의 회전속도에 따른 스펙트럼을 나타낸 것이다. 일반적인 수평방향으로 구동될 때는 공기 포일 저널 베어링에 의해 대부분의 회전축이 지지되는 반면, 수직 방향으로 세워서 구동될 때는 공기 포일 스톱베어링이 대부분의 회전축 지지를 담당하게 된다. Fig. 7과 8에서 볼 수 있듯이, 각각의 경우 모두 회전주파수가 지배적으로 나타났으며, 그 외의 주파수 성분은 매우 작게 나타남을 확인할 수 있었다. 그리고 그 진동의 크기도 5~20 μm 인 것을 볼 수 있었다. 이를 통해 공기 포일 베어링은 다양한 동적 조건에서 마이크로 파워 시스템을 안정적으로 지지함을 알 수 있었다.

8. 결론

본 논문에서는 공기 포일 베어링 기술을 적용한 수백 와트급의 터보 방식으로 구동되는 마이크로 파워 시스

템의 구동 특성에 대해 살펴 보았다. 마이크로 파워 시스템이 수백 와트급의 출력을 내기 위한 열역학적 해석을 수행하였고, 회전축을 지지하는 공기 포일 베어링의 수치 해석을 통해 베어링 요소를 포함한 회전체의 임계속도와 안정성을 예측하였다. 그리고 마이크로 파워 시스템 실험 장치를 통해 구동 특성과 안정성을 검증하였다.

한편, 현재 이러한 선행 실험결과를 바탕으로 800,000 rpm 이상의 회전 구동이 가능하며, 이를 통해 전기적 에너지를 얻어낼 수 있는 실험 장치를 설계·제작중에 있다.

후 기

본 연구는 과학기술부가 지원하는 핵심연구개발사업 중 첨단기계류·부품개발사업의 일환으로 지원되어 수행하였습니다. 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Sangkyun Kang, 2002, "Fabrication of Ceramic Components for Micro Gas Turbine Engines", Ph.D.thesis, Stanford University, Stanford, CA
- (2) F. F. Ehrich and S. A. Jacobson, 2003, "Development of High-Speed Gas Bearings for High-Power Density Microdevices", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 125, pp. 141-148.
- (3) Alan H. Epstein, 2004, "Millimeter-scale, Micro-Electro-Mechanical Systems Gas Turbine Engines", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 126, pp. 205-226
- (4) K. Isomura *et al.*, 2002, "Component development of micromachined gas turbine generators", Power MEMS 2002 Technical Digest, pp. 32-35
- (5) Mohawk Innovative Technology Inc. Development Newsletter, 2003, "Mesoscopic Turbojet Simulator Tested at Speeds Above 700,000 rpm on Air Foil Bearings", Vol. 17, pp. 1-4.
- (6) DellaCorte, C., 1998, "The Evaluation of a Modified Chrome Oxide Based High Temperature Solid Lubricant Coating for Foil Gas Bearings", NASA/TM.1998-208660.

- (7) Heshmat, H., 1994, "Advancements in the Performance of Aerodynamic Foil Journal Bearings High Speed and Load Capacity," ASME J. of Trib., Vol. 116, pp. 287~295.
- (8) Norbert Muller and Luc G. Frechette, 2002, "Performance Analysis of Brayton and Rankine Cycle Microsystems for Portable Power Generation", Proceedings of IMECE 2002, IMECE 2002-39628
- (9) 이남수, 2003, "범프 형태를 갖는 공기 포일 베어링의 성능 해석 및 안정성에 관한 연구", 한양대학교 기계설계학과 대학원, 박사학위논문
- (10) Fukui, S. and Kaneko, R., 1990, " A Database for Interpolation of Poiseuille Flow Rates for High Knudsen Number Lubrication Problems," Journal of Tribology, Vol. 112, pp. 78-83
- (11) Hoffmann, K.A, 1989, Computational Fluid Dynamics for Engineers, Engineering Education System.
- (12) Kawabata, N., 1987, "Numerical Analysis of Reynolds Equation for Gas Lubrication in a High Bearing Number Region," JSME International Journal, Vol. 30, pp. 836-842