

초소형 가스 터빈 제너레이터용 스러스트 베어링의 설계 및 타당성에 관한 연구

이용복[†] · 곽현덕 · 김창호 · 장건희*

한국과학기술연구원 트라이볼로지 연구센터
*한양대학교 정밀기계공학과

Feasibility Study on Design of Thrust Bearing for Micro Gas Turbine Generator

Y.B. Lee[†], H.D. Kwak, C.H. Kim and G.H. Jang*

Tribology Research Center, Korea Institute of Science and Technology
*Department of Precision Mechanical Engineering, Hanyang University

Abstract – Feasibility study of gas-lubricated bearing in micro gas turbine was performed. Based on Reynolds equation, finite difference method with coupled boundary was developed to analyze bearing characteristics, such as load capacity, mass flow rates and stiffness. By the bearing force and mass flow rates analysis with the variation of supply pressure, bearing clearance and capillary radius, acceptable range of design parameters were suggested in terms of load capacity and stiffness of bearings. Additionally, coupled boundary effect on pressure distribution was investigated and it is stated that coupling could reduce an excitation force due to narrow pressure distribution.

Keywords – micro gas turbine, L/D ratio, gas bearing, load capacity, stiffness.

1. 서 론

최근, MEMS(Micro Electro Mechanical System) 및 MST(Micro System Technology) 기술은 크게 화학공정을 기반으로 하는 에칭(부식) 기술과 5축 가공이 가능한 초소형 밀리 가공기를 기반으로 하는 기계 가공 기술로 나눌 수 있으며, 단순히 정적 구조물을 가공하는 데에서 벗어나 일체화 된 초소형 시스템을 설계하고 제작하는 것으로 영역을 확대하고 있다.

그 중 Power MEMS 기술은 크게 두 부류로 나눌 수 있는데 하나는 고출력(output) 발생이 가능한 대 변위 액츄에이터(actuator), 고속의 초소형 터빈, 초소형 열 교환기 등이 있으며, 또 다른 하나는 에너지 발생 장치인 초소형 제너레이터(generator), 마이크로 연료전

지(fuel cell), 그리고 마이크로 스러스트(thrust)등을 들 수 있다[1]. 그 가운데 초소형 가스 터빈 엔진(Micro Gas Turbine)은 여러 Power MEMS 가운데 가장 효율 높고 또한 에너지 밀도가 현재의 리튬 이온 전지에 비하여 10배 이상 우수하여, 미래에 실현 가능성을 한층 더 높이고 있다. 현재 미국의 MIT Microsystems Technology Laboratory에서는 DARPA의 지원 아래 연구를 수행 중이며, 또한 일본에서는 정부 주도로 현재 Tohoku 대학에서 연구를 진행 중에 있다.

이처럼 높은 에너지 밀도를 가지는 초소형 가스 터빈 엔진이 성공적으로 개발될 경우, 로봇이나 군사용 UAV(Unmanned Air Vehicle), 또는 여러 소형 시스템의 전력 공급 장치로 사용될 수 있으며, 특히 회전자 요소의 지지 및 윤활 기술은 Micro Tribology의 핵심 기술로 활용 가능하다.

현재 동 분야에 선두 그룹인 미국 MIT의 연구 현황

[†]주저자 · 책임저자 : lyb@kist.re.kr

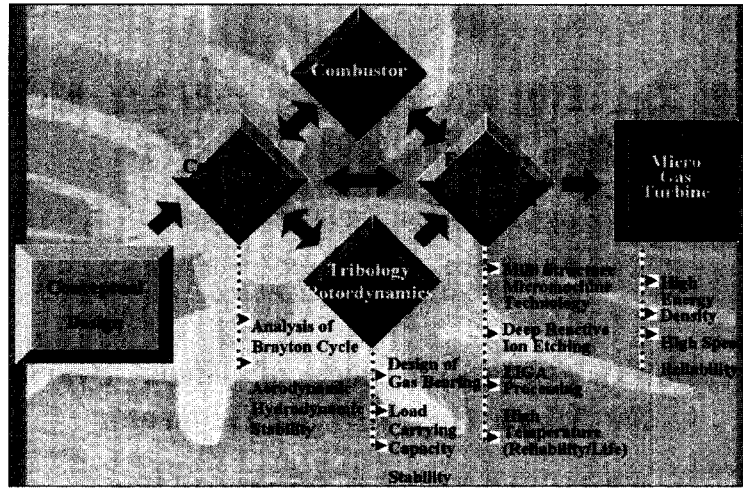


Fig. 1. Technologies for micro gas turbine.

을 보면 출력 10 W의 터빈을 실제 수소 혹은 메탄 연료를 이용하여 1,000,000 rpm이상의 고속에서 운전한 경험이 있으며, 최종 목표를 2,400,000 rpm으로 설정하여 그 연구에 박차를 가하고 있다[2, 3]. 한편 일본의 Tohoku 대학의 Esashi와 Tanaka는 micro-reaction-sintering process를 이용한 마이크로 터빈 로터(micro-turbine rotor)의 가공 및 마이크로 5축 밀링 가공을 연구 중에 있으며, 이미 10,000 rpm 정도의 속도로 터빈을 구동한 바 있다[4].

Power MEMS-초소형 가스 터빈의 엔진이 성공하기 위하여는 여러 해결하여야 할 핵심 요소 기술들이 있는데, 이를 살펴 보면 Fig. 1과 같다.

먼저 초소형 가스 터빈의 용도와 개념을 설정하고 압축기 및 터빈에 대한 브레이턴 사이클(Brayton cycle)의 해석을 통한 터보 기계의 설계 후, 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[5]. 한편, 초소형 가스 터빈은 크기가 기존의 가스 터빈에 비해 매우 작은 관계로 충분한 압축비를 얻기 위해서는 매우 고속의 회전이 필요하다. 이를 위해서는 로터의 안정성이 필수적이며, 따라서 베어링의 선정 및 설계가 매우 중요하다. 특히, 가공방법의 한계로 인해 로터의 형상비(L/D ratio)가 매우 작은 값으로 제한되며, 이런 경우 베어링의 하중 지지력 및 안정성이 기존의 베어링에 비해 현저히 떨어진다. 또

한, 고속 회전하는 압축기로부터 발생하는 축방향 하중은 로터 지중에 의한 하중과 더불어 로터의 안정적인 부상 및 회전에 가장 큰 어려움으로 작용한다[2]. 따라서, 초소형 가스 터빈의 성공적인 개발을 위해선, 베어링 요소의 정확한 해석 및 설계 기술이 필수적이며, 특히 축방향 하중을 지지하기 위한 슬러스트 베어링의 설계가 매우 중요하다. 이에, 본 논문에서는 초소형 가스 터빈에 사용될 수 있는 슬러스트 가스 베어링의 해석 방법을 개발하였으며, 아울러 설계 인자에 따른 베어링의 특성을 연구하였다.

2. Micro Gas Turbine의 구조

초소형 가스 터빈은 크게 연료와 공기를 혼합하여 연소시켜 고온 고압의 가스를 얻는 연소기 부분과 연소기 내부로 압축 공기를 공급하는 압축기 및 기연 가스를 이용하여 출력을 얻어내는 터빈으로 구성되는 터보 기계 부분으로 구성되며, 열역학적 기본 사이클은 브레이턴 사이클을 따른다. 연소기 부분은 연료 및 공기의 공급을 위한 인젝터, 점화장치, 연소실 등으로 구성된다. 또한, 터보 기계 부분은 공기의 압축을 위한 압축기와, 구동을 위한 터빈, 압축기와 터빈에서의 유동을 제어하기 위한 가이드 베인 및 로터의 축방향 및 반경방향 하중을 지지하기 위한 가스 베어링으로 구성되어 있다. Fig. 2는 초소형 가스 터빈의 단면을 나타낸다. 현재까지, MIT나 Tohoku 대학에서 개발중인 초소형 가스 터빈의 경우, 로터가 터빈만으로 구성된 구

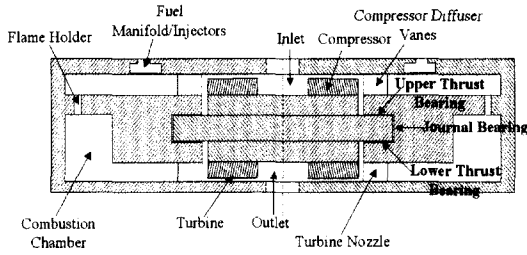


Fig. 2. Cut-away view of micro gas turbine.

조에 국한하여 실험이 진행되어 왔다. 그러나, 본 논문 에 적용된 시스템은 압축기와 터빈이 단일 로터의 상 하면에 일체형으로 위치하고 있는 구조로써 단일 터빈 만으로 구성된 구조에 비해 압축기의 영향 및 베어링 면적 등의 감소로 인해 베어링 설계의 중요성이 부각 된다. 로터의 회전 및 지지를 위해서는 3개의 가스 베 어링이 사용되었는데, 로터의 축방향 하중을 지지하기 위한 1쌍의 스러스트 베어링과(upper and lower thrust bearings) 반경방향 하중을 지지하기 위한 저널 베어링(journal bearing)으로 구성되어 있다. 일반적인 회전기 시스템의 경우 저널 베어링과 스러스트 베어링 은 서로 독립적으로 위치하고 있어, 각 베어링 틈새내 의 상호 작용을 고려할 필요가 없으나, Fig. 2에 나타 난 초소형 가스 터빈 시스템의 경우 1쌍의 스러스트 베어링의 바깥 경계가 저널 베어링의 경계와 맞닿아 있는 것을 알 수 있다. 이와 같이 저널 베어링과 스러 스톱 베어링이 연성(coupled)되어 있을 경우, 각 베어 링 틈새 내에서 유동의 상호 작용에 따른 베어링의 특 성 변화가 있을 것으로 예상된다. 이에 Lee등[6]은 저 널 베어링과 스러스트 베어링을 연성 경계조건(coupled boundary)을 통하여 해석하였으며, 그 결과 하중 지지 력의 큰 차이가 나타남을 제시한 바 있다.

3. Micro Gas Turbine 베어링의 해석

3-1. 레이놀즈 방정식을 이용한 수치 해석

초소형 가스 터빈의 로터는 1,000,000 rpm 이상의 고속으로 회전하나, 그 크기가 수 밀리미터 정도로 매우 작기 때문에 베어링 틈새내의 유동은 층류이다. 따 라서, 베어링의 해석을 위한 지배 방정식으로 레이놀 즈 방정식을 사용할 수 있다. 일반적으로 압축성 유동 을 고려한 레이놀즈 방정식은 다음과 같이 무차원화 된 식으로 표현될 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(PH^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial \zeta} \left(PH^3 \frac{\partial P}{\partial \zeta} \right) = \Lambda \frac{\partial (PH)}{\partial \theta} \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial \eta} \left(\eta PH^3 \frac{\partial P}{\partial \eta} \right) + \frac{1}{\eta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(PH^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) = \Lambda \frac{\partial (PH)}{\partial \theta} \tag{2}$$

여기서, 식(1) 및 식(2)는 각각 저널 베어링 및 스러 스톱 베어링에 상응하는 레이놀즈 방정식이다.

본 논문에서는 Lee등이 가스 베어링의 해석에 사용 한 유한 차분법(Finite Difference Method)[6]을 적용 하였으며, 절점(grid point)은 원주 방향, 반경 방향 및 길이 방향으로 각각 121, 37, 29개를 선정하였다. 한 편, 레이놀즈 방정식을 임의의 절점에서의 제어 표면 에 대하여 적분하여 중앙 차분식을 적용하면 식(3) 및 (4)와 같은 대수 방정식을 얻을 수 있으며, 이 식들의 반복 계산을 통해 각 절점에서의 압력을 계산할 수 있다.

$$(A_1 + A_2 + A_3 + A_4)P_{i,j} = A_1 P_{i+1,j} + A_2 P_{i,j+1} + A_3 P_{i-1,j} + A_4 P_{i,j-1} - A_5 + A_6 + Q_{s,i} \tag{3}$$

$$(B_1 + B_2 + B_3 + B_4)P_{i,k} = B_1 P_{i+1,k} + B_2 P_{i,k+1} + B_3 P_{i-1,k} + B_4 P_{i,k-1} - B_5 + B_6 + Q_{s,i,k} \tag{4}$$

여기서, 계수 A, B는 [A1-A12]에 주어져 있다. 한 편, 공급 유량(Q_s)은 급기공이 위치한 절점에서 [A13 and A14]와 같이 주어지며, 나머지 부분에서는 0으로 계산된다.

3-2. 저널 및 스러스트 베어링의 연성 경계조건

Fig. 3는 스러스트 베어링과 저널 베어링의 연성 경 계를 도식적으로 나타내고 있다. 스러스트 베어링과 저 널 베어링의 연성은 연성 경계(coupled boundary)내의 제어 체적에 유량의 연속 조건을 적용하여 이루어질 수 있다. 각 베어링 틈새 내에서 원주 방향의 유동이 반경 방향 및 길이 방향의 유동에 비하여 상대적으로

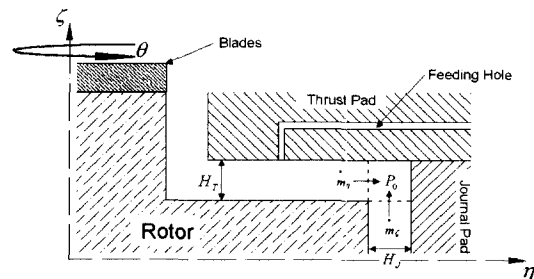


Fig. 3. Schematics of coupled control volume.

작은 값을 가진다는 가정과 연성 경계 내에서 압력 강하는 일어나지 않는다는 가정[4]을 적용하게 되면 연성 경계에서의 유량 연속 조건은 식(5)와 같이 표현될 수 있다.

$$\dot{m}_\zeta + \dot{m}_\eta = 0 \quad (5)$$

여기서, 각 유량은 다음과 같이 정의된다.

$$\dot{m}_\zeta = -\rho \frac{H_j^3}{12\mu} \frac{\partial P_j}{\partial \zeta} = \frac{P_j(i,j)H_j^3(i,j)}{12\mu RT} \frac{\partial P_j}{\partial \zeta} \quad (6)$$

$$\dot{m}_\eta = -\rho \frac{H_j^3}{12\mu} \frac{\partial P_T}{\partial \eta} = -\frac{P_T(i,k)H_j^3(i,k)}{12\mu RT} \frac{\partial P_T}{\partial \eta} \quad (7)$$

식(6)과 식(7)을 식(5)에 대입하여 정리하면 다음과 같은 관계를 얻을 수 있다.

$$H_j^3(i,k) \frac{\partial P_T}{\partial \eta} + H_j^3(i,j) \frac{\partial P_j}{\partial \zeta} = 0 \quad (8)$$

식(8)의 압력 구배를 중앙 차분식을 적용하여 이산화[A15-A16]하고, 연성 경계에서의 압력강하는 없다는 가정을 적용하면, 식(9)와 같이 연성된 절점에서의 압력을 구할 수 있다.

$$P_o = \frac{1}{H_j^3(i,k) + H_j^3(i,j)} \cdot \left[\frac{H_j^3(i,k)}{\Delta \eta} P_T(i, k_{end}-1) + \frac{H_j^3(i,j)}{\Delta \zeta} P_j(i, j_{end}-1) \right] \quad (9)$$

4. 베어링의 설계 및 해석 결과

4-1. 설계 사양

실제 초소형 가스 터빈 시스템은 로터의 직경이 5밀리미터, 전체 시스템의 크기가 40밀리미터 정도로 매우 작은 값을 가진다. 한편, 본 시스템에 적용되는 베어링의 성공적인 개발을 위해선 베어링의 하중지지능력, 강성 및 감쇠 계수 그리고 안정성의 예측이 필수적이며 이를 위하여는 실험이 불가피하다. 그러나, 베어링의 성능 실험을 실제 크기의 로터로 수행하는 것은 제작상의 오차, 조립 및 측정 등의 문제로 인해 매우 어렵다. 따라서, 본 연구에서는 2:1의 크기로 scaled-up 모델을 제작하였으며, 베어링의 설계 및 해석은 scaled-up 모델을 기본으로 하여 수행되었다.

Table 1은 scaled-up 모델의 주요 치수 및 사양을 보이고 있다. 실제 시스템과 동일한 DN값(Diameter to Number of revolution)을 유지하도록 회전속도는

Table 1. Properties of rotor and bearing

Rotational speed	670,000 rpm
Diameter of rotor	10 mm
Diameter of journal bearing	12 mm
Length of journal bearing	1 mm
Outer radius of thrust bearing	6 mm
Inner radius of thrust bearing	5 mm
Material of rotor	INCONEL718

670,000 rpm으로 설정되었으며, 로터 및 저널 베어링의 직경은 각각 10, 12밀리미터이다. 한편, 저널 베어링의 길이는 1밀리미터 정도의 값을 가지는데, 저널 베어링의 길이 대 직경비(L/D ratio)를 계산해 보면 0.083 정도의 값을 가지게 된다. 이는 실제 MEMS 가공방법의 한계에서 기인하는 베어링의 형상비의 제약과 관계가 있다. 한편, scaled-up 모델이 사용되는 로터는 INCONEL 718을 소재로 하여 5축 정밀 밀링 머신에서 가공하였다.

베어링의 주된 설계 변수로는 외경 및 내경, 틈새(clearance), 급기공의 직경, 개수 및 위치, 급기압 등이 있다. 그러나, 베어링의 외경 및 내경의 선정은 전체 시스템의 크기 제한, 압축기 및 터빈 설계와의 연계성 등의 문제로 인해 제한되어 있으며, 급기압 역시 압축기의 압력 한계 등으로 인해 변경이 어렵다. 따라서, 본 연구에서는 베어링의 틈새 및 급기공의 직경, 개수에 따른 하중지지능력 및 강성 해석을 수행하였으며, 아울러 연성경계조건의 영향을 고찰하였다.

4-2. 해석 결과

Fig. 4는 급기공이 4개, 베어링 틈새가 10μ일 때 공급압력을 변화시키며 스러스트 베어링에 발생하는 힘을 축방향 편심율에 따라 도식한 결과를 보이고 있으며, Fig. 5는 이 때 급기공을 통해 베어링으로 유입되는 유량을 도식한 것이다. 쉽게 예상할 수 있듯이 각 편심율에서 힘은 공급압력에 따라 선형적으로 증가하는 것을 알 수 있으며, 이것으로부터 베어링의 하중지지능력은 공급압력에 따라 선형적으로 증가한다는 것을 알 수 있다. 또한, 급기압이 4 bar일 때, 편심율에 따라 베어링에 발생하는 힘은 0.02-0.14 N 정도의 값을 가지는데, 이는 대략 2-14 gram 정도의 하중을 지지할 수 있는 크기로 로터의 중량이 1 gram 미만인 것을 고려할 때, 충분한 여유를 가지는 값이다. 한편, Fig. 5에서 볼 수 있듯이 베어링으로 유입되는 유량은

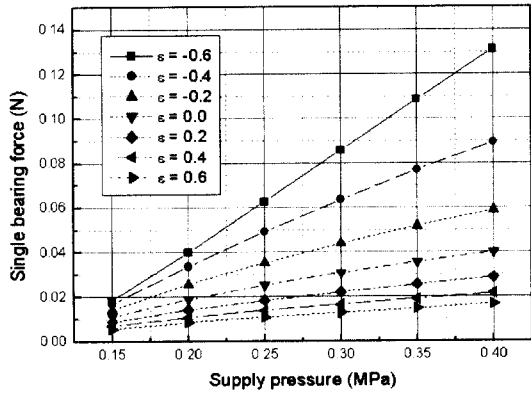


Fig. 4. Bearing force vs. supply pressure of single thrust bearing (with four capillaries, capillary radius = 50 μm , clearance = 10 μm).

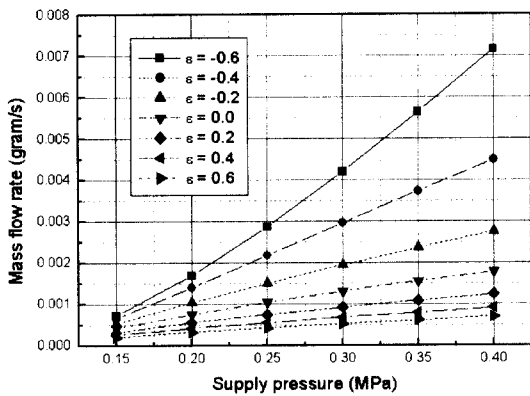


Fig. 5. Mass flow rate vs. supply pressure of single thrust bearing (with four capillaries, capillary radius = 50 μm , clearance = 10 μm).

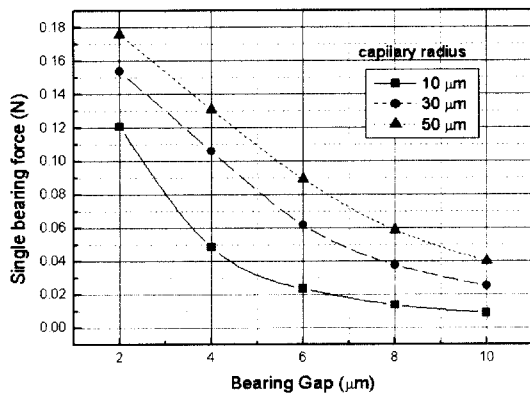


Fig. 6. Single bearing force vs. bearing gap of thrust bearing (with four capillaries, supply press = 0.4 MPa, axial eccentricity ratio = 0).

급기압 0.4 MPa, 축방향 편심율이 -0.6일 때 초당 0.008 gram의 최대값을 보이고 있다. 이는 초소형 가스 터빈의 전체 유량 0.002 kg/s의 0.4%정도에 상응하는 값으로 압축기에서 압축되어 연소실로 유입되는 유량의 일부를 로터를 지지하기 위해 사용해도 전체 시스템의 성능에 크게 영향을 미치지 않을 것으로 예상된다.

Fig. 6는 스러스트 베어링에 발생하는 힘과 베어링 틈새와의 관계를 급기공의 크기에 따라 계산한 결과를 나타내고 있으며, 베어링의 틈새가 커질수록, 또한 급기공의 반경이 작아질수록 하중지지능력이 감소하는 경향을 보이고 있다. 그림에서 볼 수 있는 바와 같이 모든 곡선의 기울기가 베어링 틈새의 증가에 따라 완만해지는 것을 볼 수 있는데, 이는 베어링의 강성이 틈새에 따라 변화하는 것을 의미한다. 일반적으로 베어링의 강성은 부하 하중에 따른 베어링의 변위로 표현될 수 있으며, 이는 Fig. 6에서 곡선의 기울기로 대별된다. 따라서, 베어링 틈새가 작을수록 강성이 증가한다고 말할 수 있다. 또한, 급기공의 반경이 작을수록 기울기의 크기가 큰 경향을 보이고 있으며, 이는 틈새에 따른 베어링 강성의 변화가 급기공의 반경이 작을수록 민감하다는 것을 의미한다. 한편, 일반적으로 로터-베어링 시스템의 고유 진동수(natural frequency)는 베어링의 강성이 클수록 증가하는데, 초소형 가스 터빈의 운전속도가 매우 고속인 것을 감안한다면 공진에 따른 불안정성을 회피하기 위해서 베어링이 높은 강성을 가지도록 설계하는 것이 바람직하다고 할 수 있다.

한편, Fig. 6에서 곡선의 기울기는 베어링의 틈새가 대략 6 μm 보다 커질 때 완만해지는 것을 볼 수 있으며, 하중지지능력 역시 크게 취약해지는 것을 알 수 있다. 따라서, 본 논문에 적용된 scaled-up 모델의 경우 스러스트 베어링의 틈새가 최대 6 μm 를 넘지 않는 것이 바람직하다고 말할 수 있다.

Fig. 7, 8 및 9는 축방향 편심율에 따른 베어링의 하중지지능력을 나타낸 것이다. 급기공의 반경 및 베어링 틈새에 관계없이 편심율이 증가할수록 하중지지능력이 감소하며, 편심율이 감소할수록 하중지지능력이 증가하는 것을 알 수 있다. 이는 편심율이 0일 때를 기준으로 하여 음의 편심율은 틈새의 감소, 양의 편심율은 틈새의 증가를 의미하게 때문에 일어나는 현상이다. 그러나, 그 경향은 급기공의 반경에 따라 크게 다르다. 급기공의 반경이 50 μm 일 경우 평균적인 곡선의 기울기가 완만한 반면에 급기공의 반경이 30, 10 μm 로 감소할수록 평균적인 곡선의 기울기가 커지

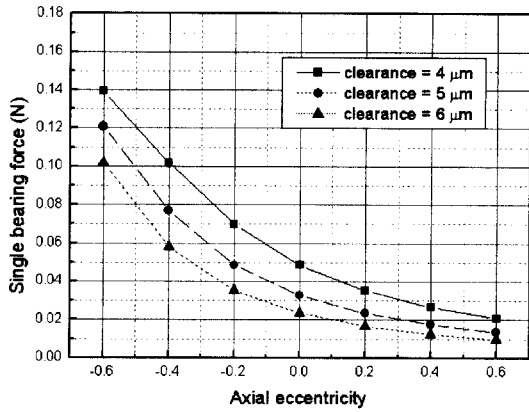


Fig. 7. Single bearing force vs. axial eccentricity of thrust bearing (with four capillaries, capillary radius = 10 μm, supply pressure = 0.4 MPa).

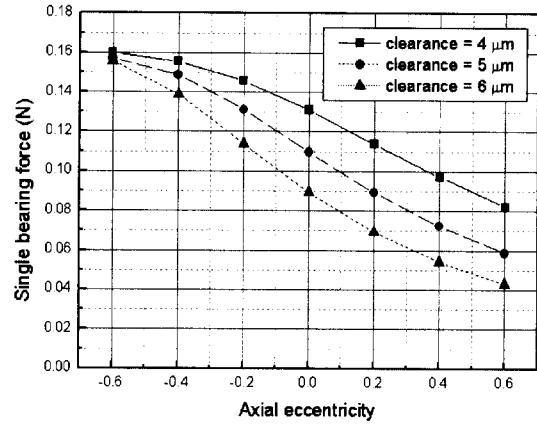


Fig. 9. Single bearing force vs. axial eccentricity of thrust bearing (with four capillaries, capillary radius = 50 μm, supply pressure = 0.4 MPa).

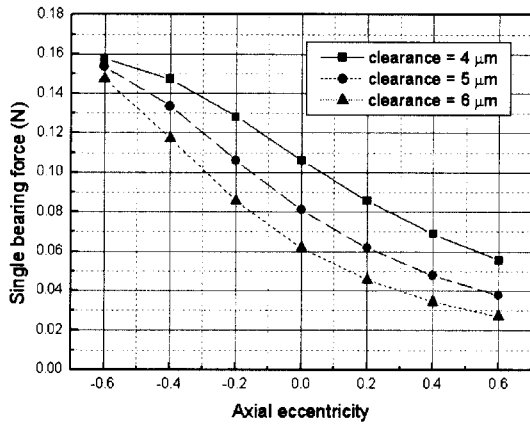


Fig. 8. Single bearing force vs. axial eccentricity of thrust bearing (with four capillaries, capillary radius = 30 μm, supply pressure = 0.4 MPa).

는 것을 알 수 있으며, 이는 베어링의 강성이 급기공의 크기에 따라 변화하는 것을 의미한다. 따라서, 급기공의 크기가 작을수록 전체적인 베어링의 강성은 큰 값을 가진다고 말할 수 있다. 한편, 하중지지능력의 경우 급기공의 반경이 커질수록 더 큰 값을 나타내고 있으며, 동시에 그 변화폭도 작다. 결과적으로 급기공 반경에 따라 베어링의 강성은 반비례, 하중지지능력은 비례관계에 있다고 말할 수 있다.

Fig. 10은 Fig. 7, 8, 9에서 각 곡선의 기울기를 계산하여 도시한 것이다. 앞서 기술한 바와 같이 기울기는 베어링의 강성으로 대별된다고 말할 수 있으므로, Fig. 10은 베어링 틈새 및 축방향 편심율에 따른 베어링의 강성 분포를 나타낸다고 할 수 있다. 먼저 급기공의 반경이 10 μm인 경우를 살펴보면, 축방향 편심율이 0보다 작을 경우 각 베어링 틈새에서 편심율의 변

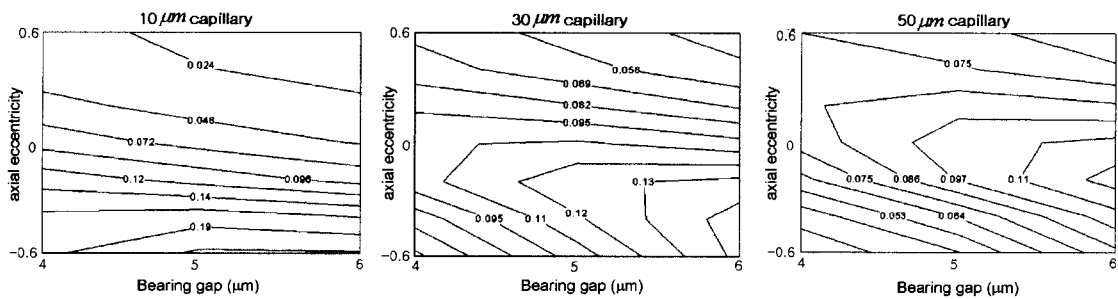


Fig. 10. Slope contour of single bearing force vs. axial eccentricity curves (with four capillaries, supply pressure = 0.4 MPa).

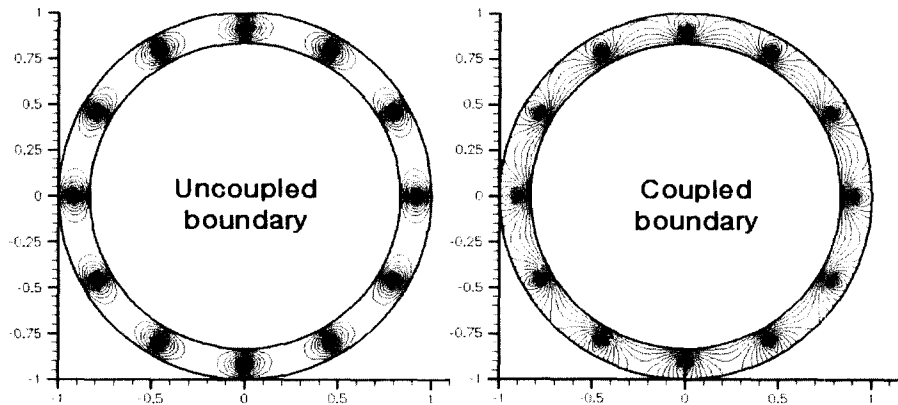


Fig. 11. Pressure distribution of thrust bearing (with twelve capillaries, supply pressure = 0.4 MPa).

화에 따른 강성의 변화는 축방향 편심율이 0보다 큰 경우에 비해 민감한 것을 알 수 있다. 또한, 동일한 축방향 편심율에서는 베어링의 설계 특성의 변화에 따른 강성의 변화는 거의 없는 것을 알 수 있다. 그러나, 급기공의 반경이 30, 50 μm 인 경우의 베어링 강성은 축방향 편심율이 대략 0보다 작은 범위에서는 베어링 설계 특성의 변화에 따라 민감하게 변화하며, 0보다 큰 범위에서는 상대적으로 변화량이 작아지는 것을 알 수 있다. 한편, 각 급기공의 반경에 따른 베어링의 최대 강성은 10 μm 일 때 0.19, 30 μm 일 때 0.13, 50 μm 일 때 0.11로 크게 차이를 보이고 있으며, 최대 강성을 보이는 베어링 특성과 축방향 편심율의 위치도 달라진다.

앞서 살펴본 바와 같이 급기공의 반경은 베어링의 하중지지능력 및 강성에 큰 영향을 미친다. 베어링의 하중지지능력 측면에서는 큰 급기공 반경이, 강성 측면에서는 작은 급기공 반경이 유리한 것을 알 수 있었으며, 초소형 가스 터빈에 사용되는 베어링의 설계시 이 영향을 충분히 고려해야 될 것으로 사료된다.

4.3. 연성 경계에 따른 압력 분포의 차이

본 연구에서 초소형 가스 터빈의 로터를 지지하기 위한 베어링은 스러스트 베어링과 저널 베어링이 연성(coupled) 되어 있는 구조로 되어있다. 따라서, 각 베어링 특성에 대해 유동의 상호작용으로 인해 베어링의 특성이 비연성(uncoupled)일 경우와 달라질 것으로 예상된다.

Fig. 11은 각각 비연성(uncoupled) 되었을 때와 연성(coupled) 되었을 경우의 스러스트 베어링의 압력분

포를 보이고 있다. 먼저 비연성 되었을 경우, 베어링내의 압력은 대부분 급기공과 가까운 영역에서만 형성되고, 대부분의 베어링 표면에서는 잘 형성되지 않는 것을 볼 수 있는데, 이는 베어링의 형상비가 매우 작아 일어나는 현상이다. 이 경우, 로터는 회전에 따라 주기적으로 베어링 표면의 고압부와 저압부를 통과하게 되며, 결과적으로 고압부와 저압부의 압력차이는 로터를 축방향으로 가진하는 가진력(excitation force)으로 작용할 수 있다. 그러나, 스러스트 베어링과 저널 베어링이 연성되어 있을 경우를 보면, 압력이 비연성 되었을 경우에 비해 베어링 표면을 따라 비교적 균일하게 분포하고 있다. 결과적으로, 스러스트 베어링과 저널 베어링의 연성은 베어링 표면에 분포하는 평균 압력의 상승에 따른 하중지지능력의 증가와 스러스트 베어링에 의한 축방향 가진력의 감소 효과를 가져올 것으로 예상된다.

5. 결 론

본 연구에서는 초소형 가스 터빈에 적용하기 위한 가스 베어링의 scaled-up 모델에 관하여 고찰하였다. 레이놀즈 방정식에 기초한 유한 차분법을 이용하여 스러스트 베어링과 저널 베어링의 연성을 고려한 해석을 수행하였다. 해석 결과 스러스트 베어링의 하중지지능력 및 소요 유량은 급기압에 따라 선형적으로 증가하며, 하중지지능력 및 소요 유량 모두 적절한 범위 내에 있는 것을 확인하였다. 또한, 베어링 설계 특성에 따른 하중지지능력의 변화를 고찰함으로써 적절한 베어링의 설계 특성을 제시하였으며, 아울러 여러 가지

급기공 반경에 대하여 축방향 편심율에 따른 하중지지 능력의 변화 곡선으로부터 베어링의 하중지지능력과 강성과의 관계를 확인하였다. 그 결과, 스러스트 베어링의 하중지지능력과 강성은 서로 반비례 관계에 있음을 알 수 있었다. 또한, 스러스트 베어링과 저널 베어링의 연성을 고려할 경우 베어링 표면의 불균일한 압력 분포에 의한 가진 효과를 감소시킬 수 있다는 것을 확인하였다.

후 기

본 논문은 과학기술부가 지원하는 특정연구개발사업 중 중점국가연구개발사업(기계설비요소기술개발)으로 지원되어 수행하였습니다. 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

1. S. Tanaka, 2000, "Power-croelectromechanical Systems (Power MEMS)," Sixth International Micromachine Symposium, pp. 91-97.
2. Orr, D.J., 2000, "Macro-Scale Investigation of High Speed Gas Bearings for MEMS Devices," Ph. D. Thesis, Dept. of Aeronautics and Astronautics, Massachusetts Institute of Techonology.
3. Piekos, E.S. and Breuer, K.S., 1999, "Pseudospectral Orbit Simulation of Nonideal Gas-Lubricated Journal Bearing for Microfabricated Turbomachines," Journal of Tribology, Vol. 121, pp. 604-609.
4. Tanaka, *et al.*, 2000, "Air-turbine-driven Micro-polarization Modulator for Fourier Transform Infrared Spectroscopy," 17th Sensor Symposium, pp.29-32.
5. Ian A. waitz, Guatam Guaba and Yang-Sheng Tzeng, 1998, "Combustors for Micro Gas Turbine Engines," Journal of Fluids Eng., Vol. 120, pp. 109-117.
6. Y.B. Lee, H.D. Kwak, C.H. Kim and G.H. Jang, 2001, "Analysis of Gas-lubricated Bearings for Micro Gas Turbine with Coupled Boundary Effects," STLE Tribology Transactions, October, Vol. 44, No. 4, pp. 685-691

APPENDIX

Nomenclature

- A_0 = reference curtain area of feeding hole, m^2 ; $A_0 = 2\pi \cdot r_s \cdot h_0$
 C = radial clearance, m

- C_d = discharge coefficient
 D = diameter of journal and outer diameter of thrust bearing, m
 d = inner diameter of thrust bearing, m
 h = film thickness, m; $H_J = h/C$, $H_T = h_T/h_0$
 h_0 = reference film thickness of thrust bearing, m
 $\dot{\cdot}$ = mass flow rate, kg/s
 p, P = pressure, Pa; $P = p/p_a$
 p_a = ambient pressure, Pa
 p_s, P_s = supply pressure, Pa; $P_s = p/p_a$
 p_0, P_0 = pressure at coupled boundary, Pa; $P_0 = p_0/p_a$
 R = gas constant, J/kg K
 r_s = radius of feeding hole, m
 T = absolute temperature, K
 Γ_s = dimensionless feeding parameter,
 $\Gamma_s = (12\mu \cdot C_d \cdot A_0 \cdot \sqrt{RT})/p_a h_0^3$
 $\Lambda, \underline{\Lambda}$ = bearing number,
 $\Lambda = (6\mu\omega/p_a) \cdot (D/2C)^2$, $\underline{\Lambda} = \hat{\Lambda}i$
 μ = viscosity of gas, Ns/m²
 ε = axial eccentricity ratio
 K = adiabatic number
 ω = angular velocity, rad/s
 θ = angular coordinates of journal and thrust bearings
 ζ = longitudinal coordinates of journal bearing
 η = radial coordinates of thrust bearing

Subscript

- i = arbitrary grid point number on θ axis
 j = arbitrary grid point number on ζ axis
 k = arbitrary grid point number on η axis
 J = journal bearing
 T = thrust bearing

Coefficients

$$A_1 = \frac{P_{i+1/2,j}}{2\Delta\theta_{i+1}} (H_{J,i+1/2,j+}^3 \cdot \Delta\zeta_{j+1} + H_{J,i+1/2,j}^3 \cdot \Delta\zeta_j) \quad (A1)$$

$$A_2 = \frac{P_{i,j+1/2}}{2\Delta\zeta_{j+1}} (H_{J,i+j+1/2}^3 \cdot \Delta\theta_{i+1} + H_{J,i-j+1/2}^3 \cdot \Delta\theta_i) \quad (A2)$$

$$A_3 = \frac{P_{i-1/2,j}}{2\Delta\theta_i} (H_{J,i-1/2,j+}^3 \cdot \Delta\zeta_{j+1} + H_{J,i-1/2,j}^3 \cdot \Delta\zeta_j) \quad (A3)$$

$$A_4 = \frac{P_{i,j-1/2}}{2\Delta\zeta_i} (H_{j,i+j-1/2}^3 \cdot \Delta\theta_{i+1} + H_{j,i-j-1/2}^3 \cdot \Delta\theta_i) \quad (A4)$$

$$A_5 = \frac{\Lambda \cdot P_{i+1/2,j}}{2} (H_{j,i+1/2,j+}^3 \cdot \Delta\zeta_{j+1} + H_{j,i+1/2,j-} \cdot \Delta\zeta_j) \quad (A5)$$

$$A_6 = \frac{\Lambda \cdot P_{i-1/2,j}}{2} (H_{j,i-1/2,j+} \cdot \Delta\zeta_{j+1} + H_{j,i-1/2,j-} \cdot \Delta\zeta_j) \quad (A6)$$

$$B_1 = \frac{P_{i+1/2,k} H_{T,i+1/2,k}^3}{\eta_k \Delta\theta_{i+1}} \left(\frac{\Delta\eta_k + \Delta\eta_{k+1}}{2} \right) \quad (A7)$$

$$B_2 = \frac{P_{i,k+1/2} H_{T,i,k+1/2}^3}{\Delta\eta_{k+1}} \left(\frac{\Delta\theta_i + \Delta\theta_{i+1}}{2} \right) \cdot \left(\eta_k + \frac{\Delta\eta_{k+1}}{2} \right) \quad (A8)$$

$$B_3 = \frac{P_{i-1/2,k} H_{T,i-1/2,k}^3}{\eta_k \Delta\theta_i} \left(\frac{\Delta\eta_k + \Delta\eta_{k+1}}{2} \right) \quad (A9)$$

$$B_4 = \frac{P_{i,k-1/2} H_{T,i,k-1/2}^3}{\Delta\eta_k} \left(\frac{\Delta\theta_i + \Delta\theta_{i+1}}{2} \right) \cdot \left(\eta_k - \frac{\Delta\eta_k}{2} \right) \quad (A10)$$

$$B_5 = \Lambda \eta_k H_{T,i+1/2,k} P_{i+1/2,k} \left(\frac{\Delta\eta_k + \Delta\eta_{k+1}}{2} \right) \quad (A11)$$

$$B_6 = \Lambda \eta_k H_{T,i-1/2,k} P_{i+1/2,k} \left(\frac{\Delta\eta_k + \Delta\eta_{k+1}}{2} \right) \quad (A12)$$

Supply Flow Rate

$$Q_s = \Gamma_s \cdot P_s \cdot H \cdot \left(\frac{2\kappa}{\kappa+1} \right)^{1/2} \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{1/(\kappa-1)}, \quad \frac{P}{P_s} \leq \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\kappa/(\kappa-1)} \quad (A13)$$

$$Q_s = \Gamma_s \cdot P_s \cdot H \cdot \left(\frac{2\kappa}{\kappa-1} \right)^{1/2} \left[\left(\frac{P}{P_s} \right)^{2\kappa} - \left(\frac{P}{P_s} \right)^{(\kappa+1)/\kappa} \right]^{1/2},$$

$$\frac{P}{P_s} > \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\kappa/(\kappa-1)} \quad (A14)$$

Pressure Gradients

$$\frac{\partial P_T}{\partial \eta} = \frac{P_T(i, k_{end}) - P_T(i, k_{end} - 1)}{\Delta\eta_k} \quad (A15)$$

$$\frac{\partial P_J}{\partial \zeta} = \frac{P_J(i, j_{end}) - P_J(i, j_{end} - 1)}{\Delta\zeta_j} \quad (A16)$$