

유동/구조 연성해석기법을 이용한 Foil Bearing의 변형 및 유동 특성 해석

김영규* · 허남건**

An Analysis of the Flow Characteristics and Deformation of a Multileaf Foil Bearing by Using the Fluid/Structure Interaction Method

Y. Kim* and N. Hur**

Key Words : Fluid/Solid Interaction(유동 구조 연성기법), CFD(전산유체), FEM(유한요소법), Foil Bearing(포일 베어링)

Abstract

As machines become smaller and faster multileaf foil bearings are used to overcome the problems with heat, friction and wear. Systems with foil bearings do not need a separate system for lubrication. These bearings are self acting and are therefore green systems. Until now, there have been many studies on the structural and dynamical performances. Therefore the object of the present study is to predict the flow and structural characteristics by using the Fluid/Structure interaction method. The increase in RPM led to the increase in pressure, temperature difference, maximum velocity, Mach number, shear stress and torque. In the case of 90,000 RPM effects such as choking led to a non-linearity in the system. Also the effect of eccentricity ratio was observed and showed that eccentricity increased the maximum pressure and the density difference while decreasing the shear stress and torque.

1. 서론

산업과 기술이 발달함에 따라 기계들은 점점 고속화, 경량화, 소형화 되어가고 있다. 특히 장시간 고속으로 회전하는 기계와 같은 경우 기존의 Rolling Element Bearing은 한계가 있어 새로운 개념의 베어링이 필요하였다. 기존의 베어링을 높은 회전속도에서 사용하려면 마찰력을 최소화 열배 줄여야 하고 이때 발생하는 엄청난 양의 열도 견딜 수 있어야 한다. 또한 액체 윤활제를 사용할 시 끓음을 고려해야 하고 장기간 사용 시 윤활유의 변질과 오염 등의 이유로 재정비를 해야 할 것이다.

이런 성능, 내구성, 정비에 대한 문제들을 해결하기 위해 Foil Bearing이 개발되었다. Foil Bearing은 Rotor와 Casing 사이에 얇은 판어 정지 시 Casing에 고정되어 있는 Foil은 Rotor와 접촉해 있는 상태가 되지만 고속으로 회전할 때 점성 응력에 의해 Foil이 Rotor와 떨어지게 되며 물리적인 접촉이 없기 때문에 마찰과 마모를 급격하게 줄임으로서 기존 베어링의 문제점을 해결할 수 있었다. Foil Bearing이 1970년대에 처음으로 상용화된 이후 주로 냉각과 보온 그리고 기압 조절 등을 위해 항공기에 쓰이는 Air Cycle Machines에 사용되어왔지만 기술이 발달하고 데이터베이스가 축적되면서 자동차나 트럭용 Turbochargers와 소형 Gas Turbines 등에도 적용되고 그 성능이 여러 차례 입증된 바 있다.

본 연구는 유동/구조 연성해석기법을 사용하여 그림 1과 같은 Foil Bearing의 변형 및 유동 특성을 수치적으로 계산하여 Rotor의

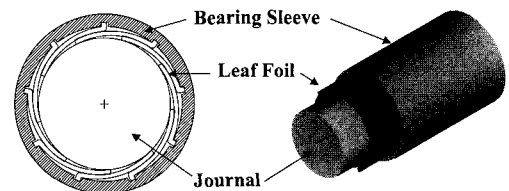


Fig. 1 First generation multileaf foil bearing.

회전 속도와 Rotor의 편심율에 대한 영향을 알아보았다. 기존의 연구는 주로 구조나 동역학적인 측면이 중심이었고 또한 수치적으로 유동 계산한 연구를 보면 반경 방향으로서는 1차원으로 고려하여 문제를 단순화시켰다. 그렇지만 실제로 Rotor는 고속으로 회전하고 Foil은 정지해 있는 상태이고 반경방향으로 속도구배가 존재하기에 원주방향과 반경방향에 대한 2차원 계산을 하였다. 온도, 밀도, Foil의 마찰력 등을 고려하여 실제와 보다 가깝게 모델링하여 수치해석하였다.

2. 수치해석

본 연구는 상용 코드인 STAR-CD와 ABAQUS를 사용하여 수치해석 하였다. STAR-CD를 사용하여 압축성 유동해석을 수행했는데 계산 격자는 그림 2(b)와 같이 원주방향으로 3600개와 반경 방향으로 40개를 사용하여 총 144000개의 2차원 격자를 사용하였다. 회전자는 단열면이라고 가정하고 날개면은 70°의 등

* 서강대학교 기계공학과 대학원, silvercdx@daum.net

** 서강대학교 기계공학과, nhur@ccs.sogang.ac.kr

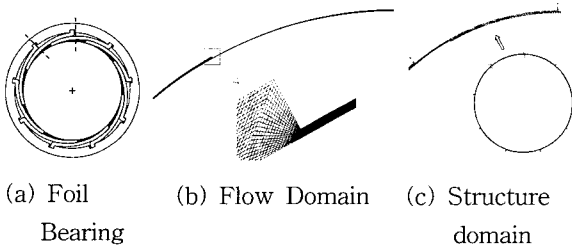


Fig. 2 Computational Domain

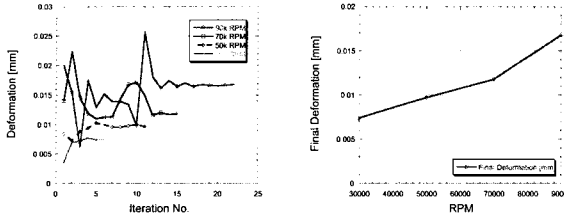


Fig. 3 Convergence history and the Final Deformation.

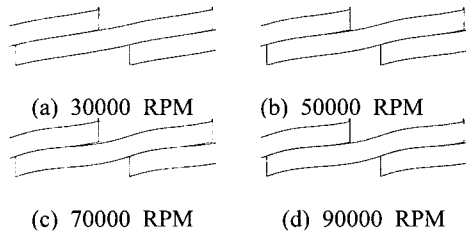


Fig. 4 Foil deformation for various rotational speeds (Scaled 1/20th Tangentially).

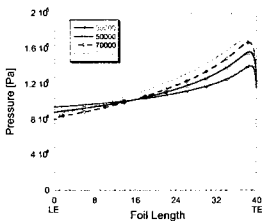


Fig. 5 Static Pressure acting on the Foil.

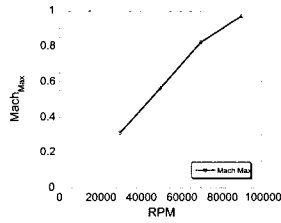


Fig. 6 Maximum Mach number

은 경계조건을 주었다. 구조해석은 ABAQUS를 사용하였고 그림 2(c)와 같이 각 날개마다 341개의 요소를 사용하여 총 3069개의 요소를 사용하였다. 경계조건으로는 날개 아래면에 압력이 작용하고 날개간의 마찰을 고려하여 마찰계수는 0.4로 주어졌고 탄성계수와 포아송비는 각각 200GPa와 0.3을 주었다. 유동 해석 시간은 본 연구실에서 보유중인 P-III 850 MHz Linux Cluster System의 CPU 6개를 사용하여 10분에서 30분 소요되었고 구조해석은 P-IV 1.5GHz PC에서 약 20분정도 소요되었다. 유동 해석과 구조 해석을 하면서 날개에 작용하는 압력과 변형값을 교환하기 위하여 유동/구조 연성기법을 사용했는데 자세한 내용은 참고논문 [7]과 [8]에 설명되어있다. 포일 베어링의 유동/구조 특성을 살펴보기 위하여 편심되지 않은 경우 회전속도는 30,000 RPM에서 90,000 RPM까지, 편심율은 0부터 0.5까지 변화시키면서 계산을 하였다. 편심율의 정의는 축이 편심된 거리와 케이싱과 회전자 사이의 간격에서 날개 두개의 두께를 뺀 거리의 비이다. 편심된 상태의 운전은 실제 모터의 동적 안정

성과 관련 있기 때문에 상당히 중요하게 된다.

3. 결과

그림 3(a)에는 각 RPM에 대하여 유동/구조해석을 반복 계산하면서 Foil의 끝단 위치를 나타낸 것이다. 처음에 Foil의 끝단이 Rotor와 접촉한 상태에서 계산을 시작하지 않고 어떤 임의의 위치에 있다고 가정하였다. 반복계산을 하면서 점차 수렴 하는 것을 볼 수 있고 회전 속도가 증가할수록 반복계산수가 증가하는 것도 볼 수 있다. 그림 3(b)는 각 회전 속도에 대해서 최종적으로 수렴한 위치를 나타낸 것인데 70,000 RPM까지는 변형률이 선형적으로 증가하다가 90,000 RPM에서는 변형이 급격히 증가한 것을 볼 수 있다. 이 이유는 90,000 RPM에서 발생하는 높은 압력과 Choking 현상에 의한 것으로 뒤에서 설명하였다. Foil 전체의 변형을 그림 4에 나타내었다. Foil이 Sleeve와 고정되어있는 부분은 어떠한 변형도 일어나지 않는다. 30,000 RPM에서 Foil의 변형은 거의 직선 형태로 나타나고 있지만 회전수가 증가할수록 압력의 증가에 의해 변형은 직선이 아닌 곡선 형태로 나타나고 있다.

원주방향의 유동특성을 살펴보기 위하여 70000 RPM시 편심 없는 경우 Rotor와 Blade 사이의 유동을 알아보았다. 그림 5에는 Foil에 작용하는 압력을 나타낸 그림이다. 가로 축은 유체와 접하고 있는 Foil의 길이로 무차원한 거리이고 LE는 Foil이 유체와 처음으로 접하는 부분, TE는 Foil이 끝나는 부분이다. 일반적으로 회전속도가 증가할수록 Blade의 끝단에서 압력도 증가하는 것을 볼 수 있고 LE에서 TE로 갈수록 Foil과 Rotor 사이의 단면적이 줄어들기 때문에 작용하는 압력이 증가하는 것을 볼 수 있다. 또한 최대 압력은 Foil의 끝단에서 작용하는 것이 아니라 약간 안쪽에 작용하는 것을 볼 수 있다.

전체적으로 Foil 근처에서는 유동이 거의 없고 회전하는 Rotor 근처에서 속도가 높다. 그리고 유체가 Foil의 끝단을 통과할 때 속도가 급격히 증가한다. 급격한 팽창에 의해 유체가 분사되는데 이 제트 유동 영역은 회전 속도의 증가에 따라 커진다. 그림 6에는 회전속도에 따른 마하수를 나타낸 그래프이다. 70,000 RPM까지는 속도가 Rotor의 회전 속도에 따라 선형적으로 증가하는 것을 볼 수 있는데 90,000 RPM에서는 그 증가율이 줄어든 것을 볼 수 있다. 만약 이 시스템이 90,000 RPM까지 선형적인 시스템이었다면 90,000 RPM에서는 최고 마하 수가 1.0을 넘어야 한다. 그러나 일반적으로 마하 수가 1.0을 넘으려면 로켓 노즐과 같은 축소 확대 노즐이 있어야 한다. 그러나 여기에서는 급팽창하는 형상이기 때문에 Choking 현상이 일어나도 확대 노즐이 없어 마하수가 1.0을 넘지 못하는 대신 그림 9에서처럼 Foil의 변형이 증가되면서 비선형 시스템이 되는 것이다.

원주방향의 유동장의 특징은 축소되는 부분과 축소된 부분에서 급확대되는 부분으로 나눌 수 있다. 그림 7은 70,000 RPM으로 회전하는 경우 여러 지점에서 속도 분포를 나타낸 그림이다. 가로 축은 Rotor의 속도로 무차원하였고 세로축은 Foil과 Rotor의 거리로 무차원하였다. 그림 (a) ~ (c)를 살펴보면 Rotor 근처에서 속도가 높고 정지해 있는 Foil 근처에서는 속도가 없는 전형적인 Couette 유동 특성을 볼 수 있다. 그림 5에서 70,000 RPM의 압력 분포를 살펴보면 Foil의 끝단 근처 외에는 압력이 서서히 증가하는 것을 볼 수 있다. 따라서 그림 7 (a) ~ (c) 사이에는 압력에 의한 유동 보다는 회전하는 Rotor에 의한 영향이 지배적인 것을 볼 수 있다. 그러나 Foil의 끝단 근처에서 압력이 급격히 떨어지는 것을 볼 수 있는데 이 부분에서는 Couette 유동뿐만 아니라 Poiseuille 유동 특성을 볼 수 있다. 그림 (c) ~ (e)를 보면 압력 차이에 의해 Foil 근처에서도 속도가 점차 증가하는 것을 볼 수 있고

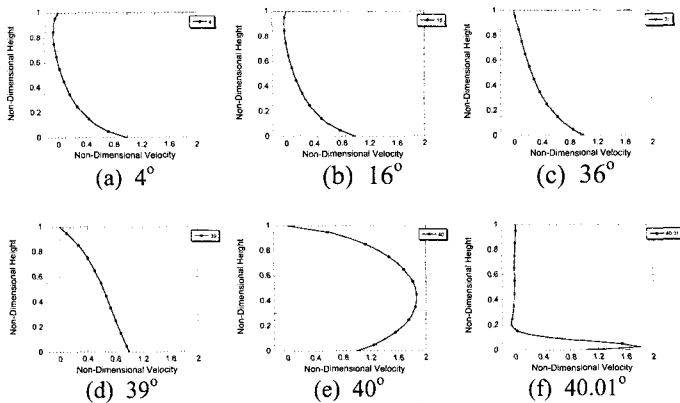


Fig. 7 Velocity profiles at various positions.

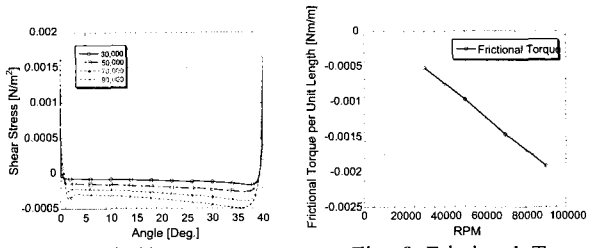


Fig. 8 Shear stress

Fig. 9 Frictional Torque

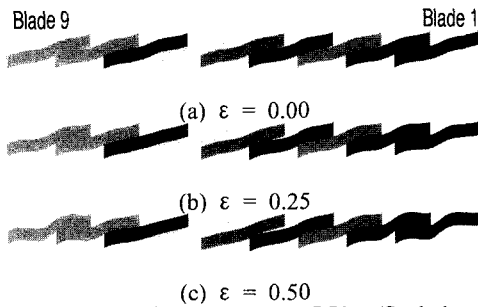


Fig. 10 Final Deformations at 70,000 RPM (Scaled 1/50th Tangentially).

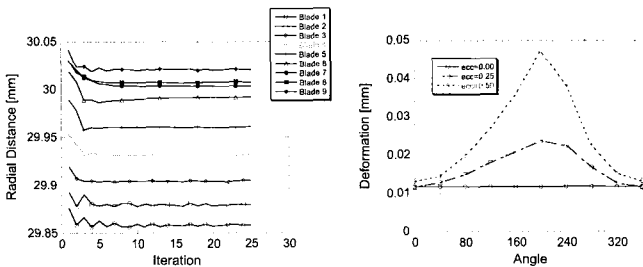


Fig. 11 Convergence History

Fig. 12 Final Deformation

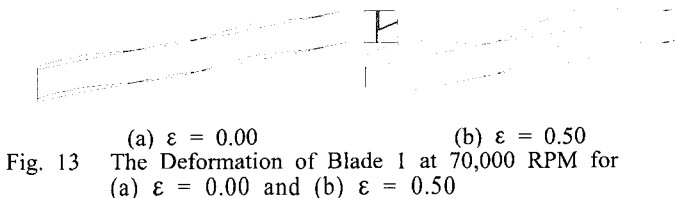


Fig. 13 The Deformation of Blade 1 at 70,000 RPM for (a) $\epsilon = 0.00$ and (b) $\epsilon = 0.50$

특히 Foil의 끝단인 (e)의 경우에는 유체 속도가 거의 Rotor의 회전 속도의 두 배까지 증가하는 것을 볼 수 있다. 그리고 다시 끝단을 지나가게 되면 그림 (f)와 같이 큰 운동량 때문에 Rotor 글머에서 제트유동이 있는 것을 볼 수 있고 나머지 부분에서는 속도가 거의 없는 것을 볼 수가 있다. 다시 그림 (a)를 보면 강한 제트 유동이 소멸된 것을 볼 수 있고 또한 Foil 근처에서는 역류가 존재하는 것을 확인할 수 있다.

그림 8에는 회전속도에 따라 Rotor에 작용하는 전단응력을 나타낸 그림이다. 전체적으로 전단응력이 회전방향과 반대방향으로 작용하는 것을 볼 수 있다. 그렇지만 Foil 끝단 근처인 0도와 40도 근처에서는 그림 7에서도 볼 수 있듯이 Poiseuille 유동에 의해 유체 속도가 Rotor 속도를 넘고 속도 구배가 바뀌기 때문에 이 부분에서는 유체가 오히려 Rotor를 밀어주는 것을 볼 수 있다. 또한 회전 속도가 증가할수록 전체적으로 Rotor에 작용하는 응력이 증가하는 것을 볼 수 있다. Rotor 작용하는 토크를 알아보기 위하여 전단응력을 원주방향으로 적분하여 그림 9에 나타내었는데 회전 속도가 증가함에 따라 토크도 선형적으로 증가한다.

편심율에 대한 영향을 보기 위해 회전 속도를 70,000 RPM일 때 회전 축을 0.02815mm($\epsilon=0.25$)와 0.05630mm($\epsilon=0.50$) 이동해서 계산을 하였다. 이때 Foil 9개의 변형을 그림 10에 나타내었다. Rotor를 편심시켰을 때 Rotor와 가장 가까운 Foil을 Blade 1이라고 지정하였고 반시계방향으로 번호 수가 증가한다. 편심율이 증가할수록 Blade 1과 Blade 9의 변형량이 증가하는 것을 볼 수 있다. 또한 Rotor와 가장 멀리 떨어져있는 Blade 5와 6은 변형이 거의 없는 것을 볼 수 있고 특히 Blade 5는 다른 Blade와 거의 접촉하지 않는 것을 볼 수 있다. 편심율이 0.5인 경우 수렴하는 과정을 그림 11에 나타내었다. 각 Blade의 수렴 과정을 보기 쉽게 하기 위하여 Blade 2에는 0.02, Blade 3은 0.04 등을 더하여 나타내었다. Rotor와 멀리 떨어져있는 Foil들은 거의 5번 이내로 수렴한 것을 볼 수 있고 Rotor와 가까운 Blade들은 진동을 하면서 서서히 수렴하는 것을 볼 수 있다. 각 편심율에 대하여 Foil 9개의 끝단 위치를 그림 13에 나타내었다. 편심 되어도 Rotor와 가장 가까운 Blade 1은 편심이 되진 않은 경우와 변형량이 비슷한 것으로 나타났다. 그리고 초기 응력이 없기 때문에 나머지 Blade들은 축으로부터 더 멀어지는 것을 볼 수 있다. 그러나 편심율이 0.5인 경우 Blade 1은 편심되지 않은 경우보다 Rotor에서 더 멀리 떨어져 있는 것을 볼 수 있다. 그림 13에서 편심율이 없는 경우 변형을 한 후에 Foil의 끝단이 원주 방향으로 거의 변하지 않는 것을 볼 수 있다. 그러나 편심율이 0.5인 경우 비교적 큰 변형이 일어나고 있고 Foil의 원주 방향의 길이는 약간 짧아진 것을 볼 수 있다. 본 연구에서 사용된 Foil은 인장이 지배적인 경우이지만 편심율이 0.5인 경우에는 인장만 계속 일어나지 못하고 Foil이 서로 미끄러져 원주방향으로는 짧아지는 것을 확대된 그림에서 볼 수 있다. 편심율이 0.5인 경우 밖의 Casing과는 아직 접촉을 이루지 못하는 상황이지만 편심율을 계속 증가시키면 Blade 1의 끝단과 Rotor와의 거리는 급격하게 줄어들 것이다.

그림 14에는 Foil에 작용하는 압력을 나타낸 그림이다. 편심되지 않은 경우에는 압력이 주기적으로 바뀌는 것을 볼 수 있지만 편심된 경우에는 각 Foil에 작용하는 Peak 값이 Cosine 형태로 나타나고 있고 Foil 끝단 근처에서 압력의 편차가 줄어들었다가 다시 증가하는 것을 볼 수 있다.

그림 15은 Rotor에 작용하는 전단응력을 나타낸 그림이다. 전체적으로 회전 방향과는 반대 방향으로 전단응력이 작용하는 것을 볼 수 있다. 그러나 편심율이 증가하면서 전체적으로 전단응력의 크기는 줄어드는 것을 볼 수 있고 Foil과 거리가 먼 Rotor 부분은 전단응력이 상당히 감소된 것을 볼 수 있다. 편심율에 따른 토크를 그림 29에 나타내었다. 편심율이 증가함에 따라 토크는 약간 감소하는 것을 볼 수 있다. 이처럼 편심율이 증가해도 전단응력이나 토크가 약간 줄어드는 이유는 Rotor와 떨어진 Foil들이 받는 압력의 감소와 이 근처에서의 비교적 고른 속도 분포 때문이다.

Foil Bearing은 편심을 허용하는 장치다. 반경방향으로 힘을 받으면 마찰력이 급격히 증가하지는 않는 대신 Foil이 변형되어 축을 다시 중심으로 밀어내는 반발력이 발생하게 되는데 편심율과

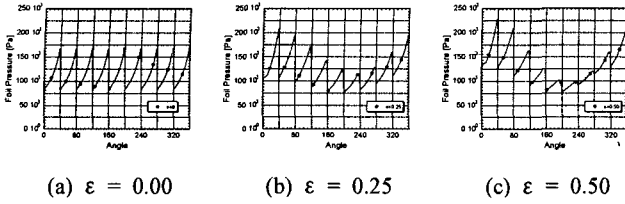


Fig. 14 Pressure acting on the Foil for various eccentricity ratios at 70,000 RPM.

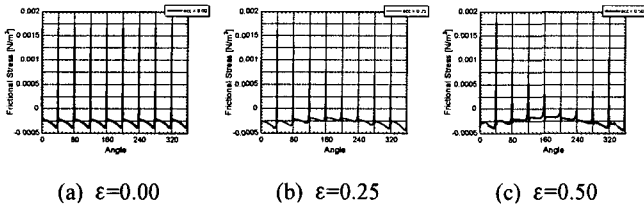


Fig. 15 Shear stresses acting on the rotor at 70,000 RPM for various eccentricity ratios.

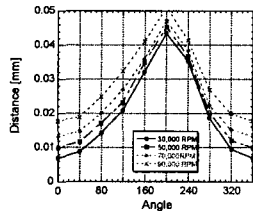


Fig. 16 Final Deformations for various RPMs at $\epsilon = 0.50$.

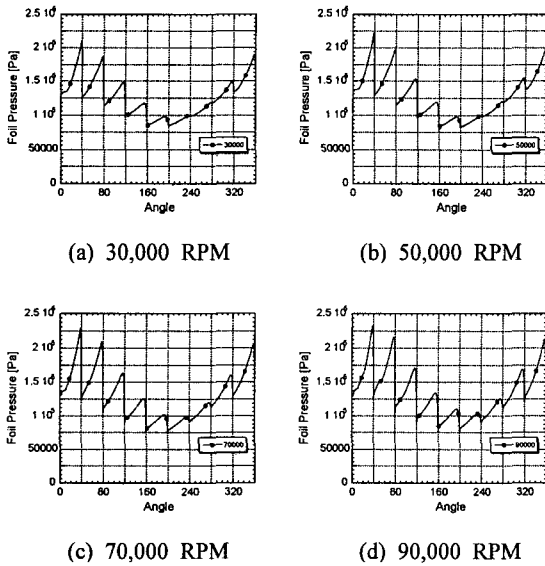


Fig. 17 Pressure acting on the Foil at $\epsilon = 0.50$.

회전속도가 증가할수록 이 반발력은 증가하는 것은 이미 여러 차례 발표된 바 있다. 편심율이 0.25와 0.50일 때 하중 지지능력은 각각 25.25 N/m와 39.77 N/m인 것으로 나타났다. 또한 Rotor가 위쪽으로 편심되었을 때 즉, Blade 1 쪽으로 옮겨졌을 때 그 반발력의 방향은 아래로 작용하는 것이 아니라 Rotor가 회전하기 때문에 이 방향은 틀어지게 된다. 편심율이 0.25와 0.50일 때 이 방향은 Blade 1로부터 각각 172.17°와 164.38°로 나타났는데 Rotor가 고속으로 회전하면서 생기는 운동량 때문인 것이다. 만약에 자중에 의한 축의 편심인 경우 반발력에 의해 축이 진동하고 진폭하면서 Foil이나 다른 장치에 치명적인 영향을 줄 수 있을 것이다.

편심율을 0.5로 고정시키고 회전 속도에 대한 영향을 계산하였

다. 그림 16에는 최종적으로 Foil 9개의 끝단 위치를 나타낸 그림이다. 회전 속도가 증가할수록 Rotor로부터 떨어지는 것을 확인할 수 있고 160°와 240° 사이에 있는 Blade들은 30,000 RPM과 50,000 RPM인 경우 압력이 충분한 힘을 내지 못하고 상대적으로 이 부분에서는 변형이 줄어든 것을 볼 수 있다. 그림 17에는 각각의 경우 Foil에 작용하는 압력을 나타낸 그림인데 30,000 RPM과 50,000인 경우 80°와 120° 사이에 있는 Blade들은 Peak 값을 내지 못하는 것을 볼 수 있다. 또한 전체적으로 회전 속도가 증가할수록 압력의 편차가 증가하는 것을 볼 수 있다. 전단응력, 토크, 하중 능력 그래프는 편심된 경우와 비슷하게 나타났는데 회전 속도가 증가할수록 이 값들이 증가하는 것으로 나타났다.

4. 결론

본 연구에서는 유동/구조연성해석기법에 의해 Foil Bearing에서 Foil과 Rotor 사이의 유동과 편심율이 미치는 영향에 대해서 알아보았다. Foil에 작용하는 압력, Foil과 Rotor 사이의 유동 특성, Rotor에 작용하는 전단응력과 토크를 계산하였고 Rotor의 회전 속도를 70,000 RPM으로 고정시키고 편심율에 대한 영향을 파악하였다. 마지막으로 편심율을 0.5로 고정시키고 회전 속도에 대해 수치해석하였다. 일반적으로 편심되지 않는 경우 Foil Bearing 시스템은 회전 속도에 대해 최고/최저 압력, 최고 속도와 마하수, 밀도 선형적으로 증가하지만 90,000 RPM인 경우 Choking 현상에 의한 압력상승과 극심한 압력 강하로 Foil Bearing 시스템이 비선형적으로 변한다. 또한 70,000 RPM의 경우 원주방향의 유동 특성을 관찰하였는데 전체적으로는 Couette 유동 특성으로 보이고 있지만 Foil 끝단 근처에서는 Pousuille 유동 특성도 관찰되었다. Rotor가 편심된 경우 변형율, 압력 편차, 밀도 편차 등이 증가하는 것을 볼 수 있었고 각 Foil의 끝단에 작용하는 최고 압력이 Cosine 곡선을 그리는 것으로 나타났다. 회전 속도의 증가에 따라 전단응력과 마찰에 의한 토크는 증가하는 것을 볼 수 있었지만 편심율이 증가할수록 전단응력이나 마찰 토크는 줄어드는 것을 볼 수 있었다.

참고문헌

- [1] DellaCorte, C. and Valco, M.J., 2000, "Load Capacity Estimation of Foil Air Journal Bearings for Oil-Free Turbomachinery Applications," NASA/TM-2000-209782.
- [2] Heshmat, C.A. and Heshmat, H., 1995, "An Analysis of Gas-Lubricated Multileaf Foil Journal Bearings With Backing Springs," Journal of Tribology - Transaction of the ASME, vol. 117 N. 3, pp. 437-443.
- [3] Heshmat, H., Ming, C.H. and Walton, J.F., 2000, "On the Performance of Hybrid Foil-Magnetic Bearings," Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 122, pp. 73-81.
- [4] Arakere, K.N. and Nelson, H.D., 1992, "An Analysis of Gas-lubricated Foil-Journal Bearings," Tribology Transactions, vol. 35, pp. 1-10.
- [5] Reddy, D.S.K. and Prabhu, B.S., 1996, "Analysis of aerodynamic multileaf foil journal bearings," Wear, vol. 209, pp. 115-122.
- [6] Peng, J.P. and Carpino, M., 1997, "Finite Element Approach to the Prediction of Foil Bearing Rotor Dynamic Coefficients," Journal of Tribology, vol. 119, pp. 85-90.
- [7] Kim, W. and Hur, N., 1999, "A Numerical Simulation of an Oil Fence Deformation by Fluid-Solid Interaction Method," STAR-CD User's Conference, pp.128-136.
- [8] Won, C.S., Hur, N. and Lee, C.S., 2001, "A Flow/Structure Interaction Analysis for the Design of Medical CSF-Flow Control Valve," Journal of Computational Fluids Engineering, pp. 40-46.