



고속 회전기계의 베어링 설계

■ 김우정, 최상현 / (주)디엔엠테크놀로지

서론

최근 산업 경쟁력의 강화 측면에서 이해되던 생산성 향상이라는 과제는 지구온난화 및 전세계적인 환경문제와의 연관성 때문에 새로운 조명을 받게되었다. 즉 높은 생산성을 달성함으로써 에너지의 소비율을 줄여 환경에 미치는 영향을 줄인다는 것으로 회전기 관련 분야에서는 회전속도의 고속화와 더불어 종래에 여러 가지 기술적 이유로 인해 특정 영역에 한정될 수밖에 없었던 운전속도의 영역을 넓혀 다양한 형태의 출력을 가능하게 함으로써 운전시간 대비의 운영효율을 증진시키는 방향으로 나아가고 있다. 특히 운전 영역의 확대는 기존의 벨트나 기어 구동에서는 많은 문제를 야기시키기 때문에 모터 직결형태의 구동시스템이 주로 채용되는 계기가 되었다. 예를 들어 송풍기의 경우에는 송풍기 자체의 최고속도를 높여서 고효율의 운전이 가능하게 함은 물론이고 필요한 풍압 풍속에 따라 회전 속도를 조절 가능하게 함으로써 운전효율을 증대시키는 것이다. 이러한 경향은 공작기계에서도 볼 수 있으며 비교적 저속인 황삭에서 고급의 표면 품질을 요구하는 마무리 가공용 고속 가공을 하나의 기계에서 가능하게 하는 경향이 나타나고 있다. 이러한 신경향을 가능하게 하는 것은 고속 전동기 기술 등을 포함한 구동기술, 회전축 설계 및 해석 기술, 운전 효율을 극대화하기 위한 PDM 혹은 CIM 응용 소프트웨어 기술 등이며 특히 이

중에서 회전기 설계 기술에서 회전축의 지지를 담당하는 베어링 기술의 발달이 기여한 바가 크다.

이들 기술 중 회전축 설계 및 해석 기술의 확보를 위해서는 복합 구조로서 초고속 회전체에서의 강도 설계 및 수명 예측을 위한 정특성 해석 기술, 고유진동 해석을 통한 위험속도 예측 및 안정성 판별, 불평형 질량, 전자기력, 기어의 형상오차 등 외력에 의한 강제 진동 해석 등의 동특성 해석 기술, 고속 회전을 위한 각 베어링의 형상설계 및 동특성 해석 기술 등의 해석적인 기술이 필요하다. 특히, 설계하고자 하는 회전기계의 기능 및 조건에 맞는 베어링의 설계는 고속회전기의 기계적 설계에 있어서 가장 중요한 요소설계의 하나이다. 고속 회전축에 사용되는 주로 사용되는 베어링의 형식은 크게 유체베어링 (Fluid Film Bearing), 구름베어링 (Rolling Element Bearing), 자기부상베어링(Active Magnetic Bearing, 이하 AMB)등으로 나눌 수 있다.

본 논문에서는 축설계를 위한 기본적인 해석 예와 이들 베어링의 선택과 관련하여 고려하여야 할 사항에 대해 간단하게 언급하고자 한다.

축의 강도 설계 및 진동 해석

일반적인 축의 설계 절차는 그림1과 같이 힘의 정역학적 특성을 고려한 강도 설계, 고유진동 해석, 불평형 응답 등의 동특성 해석과 이에 따른 베어링 설계 등의 절차로 이루어진다. 이들 중 최근의 고속화와 함께 가

장 어려움을 겪고 있는 기계적인 문제는 원심력의 증가에 따른 강도 문제, 고용량화에 따른 열문제, 진동 및 위험속도 문제 등이다.

원심력은 축의 고속화와 함께 강도설계에 있어서 가장 중요한 문제의 하나이며 이는 주로 재질에 따른 축의 최대직경을 결정한다. 그림 2에서와 같이 고속 모터에 코어가 삽입된 경우에는 바깥면의 항복응력과 양측면 및 안쪽의 접촉력 상실에 의한 이탈 등의 문제가 축의 최대 회전수를 결정한다. 또한, 그림 3은 코어 지지물의 비대칭성으로 인해 굽힘 응력이 발생하여 열박음 부위에 항복응력이 발생한 경우이다. 이들 예에서와 같이 고속 회전축의 설계 시에 원심력에 의해 발생하는 각종 문제점들은 기본 형상 설계 후 유한 요소 해석에 의해 검토되어진다.

회전축의 진동 문제는 고속화가 진행될수록 큰 고려의 대상으로서 표 1과 같이 여러 가지 이유에 의해서

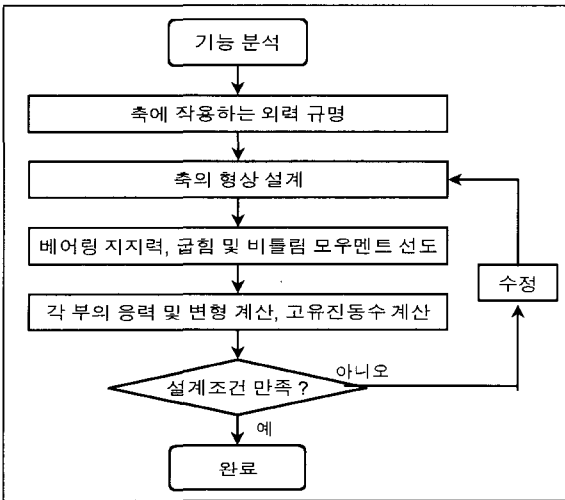


그림 1 회전축의 설계 절차

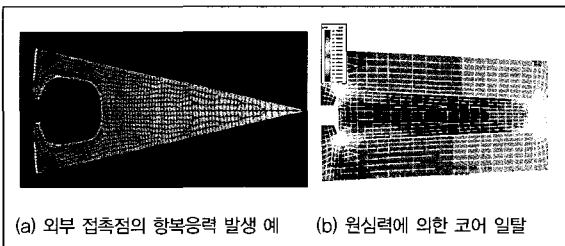


그림 2 코어 이탈 응력 해석



그림 3 열박음 접촉 부위의 응력 해석

발생하며 설계 초기의 단계에서 되도록 이들 원인에 대한 가능성을 고려하여 설계에 반영하여야 한다. 이를 위해서는 설계단계에 있어서 진동특성에 대한 해석이 필수적인데, 이를 위한 모델링 방법으로는 주로 전달행렬법에 의한 방법과 유한요소 모델링에 의한 방법이 주로 사용되어져 왔다. 전달행렬법은 계산시간이 빠르고 작은 메모리량을 필요로한다는 장점을 갖고 있고, 유한요소법은 고유진동 해석시 수렴성이 좋으며 기어, 벨트, 전자기력 등 부가적인 요소의 추가 모델링이 상대적으로 쉽다는 장점을 갖고 있으며 이들 방법을 사용한 전문적인 축해석용 S/W가 이미 많이 상용화되어 있다.

진동 해석에 있어서 가장 먼저 고려하여야 하는 것은 회전축의 위험속도이다. 이는 회전축의 고유진동수와 회전 속도가 같아지는 점으로써 불평형 질량 등 동기진동에 의해 공진을 일으키는 속도를 말한다. 이에 대한 정확한 해석을 위해서는 회전속도에 대한 고유진동 해석을 그래프로 그린 Campbell 선도를 이용하며 그 예가 그림 5에 주어져 있다. 또한, 이는 추후 제작된 제품의 진동 특성 규명에도 사용되어진다.

또한 불평형응답, 기어 형상오차에 대한 진동, 불평형 자기력에 의한 진동 등 조화 가진력에 대한 진동 특성의 예측을 위해서 강제 조화진동 해석이 필수적이다. 이를 통해 실제적인 원인에 의한 진동량을 정량적으로 예측 및 분석할 수 있는데 그림 6은 기어 형상오차에 의한 조화응답을 통해 실제 제품에서 발생한 기어 파손을 해석적으로 규명한 예이다.

표 1 회전체의 진동과 그 원인

원 인	특성 주파수	해 설
불평형 (Unbalance)	1/R(revolution)	운전속도가 시스템의 고유진동수와 일치할 때, 진동이 가장 심하며, 고유진동수를 넘는 순간에 진동체의 위상이 바뀐다. 일정속도에서는 일정한 진동을 유발한다.
축중심 어긋남 (Misalignment)	2/R, 1/R, 3/R	Misalignment의 형태와 원인은 다양하다.(각도 오차, 평행도 오차, 혹은 base 의 움직임 등등..) 축 방향의 진동성분이 반경방향의 진동성분만큼이나 중요하게 되며, 특히 기어 시스템에서 그러하다.
베어링 마모 - 저널 베어링 - 구름 베어링	첫 번째 고유진동수의 40-50% 다양특별하,운전속도의 고차배수)	마모, 송상 혹은 조립오차에 의해 넓어진 틈새는 베어링 유막으로하여금 회전축에 불안정한 힘을 작용하게 한다. 진동 level이 불안정하여, 갑자기 큰 진동을 유발할 수 있다. 진동이 손상된 베어링의 위치에 집중되어 나타난다. 진동축정이 불안정하고, 일반적으로 시간에 따라 증가한다.
비대칭 강성 (모터권선의 축 방향 slots)	2/R	고유진동수가 2/R 과 일치할 때 가장 커진다. 일정한 운전속도에서는 일정한 level을 유지한다. 큰 기계에서는 영향을 최소화하기 위해 보상 Groove를 사용한다.
굽은 축 (Bent rotor)	1/R, 2/R	커플링 근처에서 굽었다면, 2/R 축방향 진동이 쉽게 발견된다. 일정한 운전속도에서는 일정한 level을 유지
부품의 느슨함 (Component Looseness)	1/R, 운전속도의 배수	운전시작과 정지사이의 cycle에서 진동 level이 일치하지 않는다. 운전속도의 약수에 해당하는 주기(subharmonics)에서도 가끔 발생한다.
축중심 어긋남 비진원 저어널	1/R, 운전속도	저속에서 진동 level이 비정상적이고, 과도한 특성을 보인다. 일정 속도에서 일정한 진동 level을 보인다.
열적 비대칭	1/R	공기에 의한 축의 냉각이 불균일한 경우, 전기적 권선이 짧아졌거나, 혹은 부품이 불균일하게 결합된 경우에 발생한다. unbalance된 진동특성에 의해 축이 꺾일 수 있다.
기어 결함	기어속도의 배수의 고주파 진동	고주파 특성을 가지는 transducer를 사용해야 한다.
공 진	축이나 지지대의 공진주파수	축의 회전수가 시스템의 공진주파수를 지날 때, 진동이 커지고, 상변화가 일어난다. 축의 unbalance가 시스템의 비회전부에 대한 가장 흔한 진동요소로 작용한다. 전기기계에서는 고정자에 유기된 전자기력에 의해 2/R 의 비율로 진동 자극이 발생한다.
전기 자극 -Steady state -Transient	전기기계 시스템 주파수의 첫째, 둘째 주기에 서 빈번히 발생	터빈 블레이드축의 비틀림 진동 및 굽힘진동을 유발. 시스템에 연결된 network전류가 불균일하거나, 혹은 전기적 과도특성이 클 경우 지나치게 비정상적인 진동특성을 나타낼 수 있다.

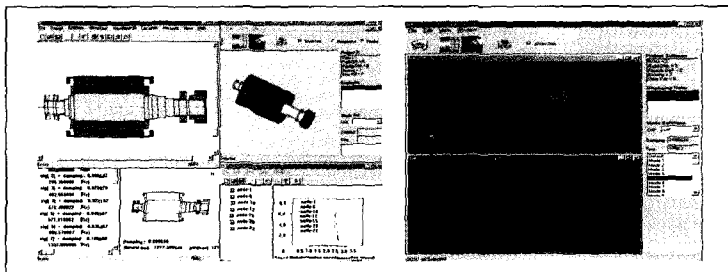


그림 4 회전축 해석 전용 S/W의 예

베어링 설계

최근 고속화에 있어서 가장 진보를 보이고 있는 분야인 공작기계 주축의 경우에는 세라믹 전동체를 사용한 구름베어링을 많이 사용하고 있으며, 터보기계류의 경우 증속기를 장착한 모델의 경우 오일을 윤활제로 한 동압베어링을, 모터가 장착된 직접 구동방식의 경우에는 자기베어

기획 시리즈 ②

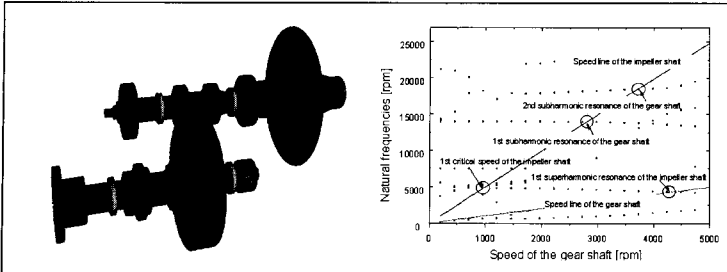


그림 5 위험속도 편별을 위한 고유진동 해석 예 (500kW터보블로워)

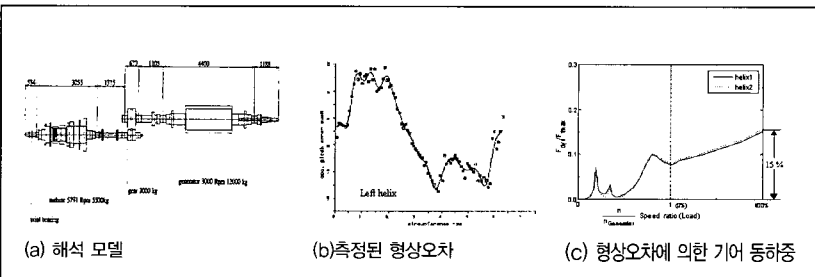


그림 6 초고속진동 해석 예 (200MW터빈발전기시스템)

링이나 공기를 매개로한 공기 동압 베어링을 주로 사용하고 있다. 이들 베어링의 선택은 주로 속도, 환경적 요인, 가격 등에 의해서 결정된다. 공작기계 주축의 경우에는 상대적으로 강한 강성을 요구하기 때문에 일반적으로 강성이 강한 구름 베어링을 사용하고 있으며, 증속기 타입의 터보 기계류의 경우 1차 위험속도를 지나 돌려야 하는 특징과 기어에 의한 큰 반경방향 힘으로 인하여 오일 유체 동압 베어링을 주로 사용하고 있다. 그렇지만 모터가 바로 장착된 최근의 고속 터보 기계에 있어서는 내부의 온도 증가 문제와 운전속도 영역의 제한 등의 이유로 인하여 오일을 사용할 수가 없어짐에 따라 공기베어링이나 자기부상베어링을 선호하고 있는 추세이다. 이들중 본 글에서는 지면 관계상 국내 고속 회전 기계에 있어서 최근 상대적으로 많은 개발이 진행되고 있는 구름베어링과 자기베어링에 대하여 간략하게 언급하고자 한다.

구름베어링

구름베어링은 크기가 표준화되어 있고 설치공간이 상대적으로 작다는 이점이 있으나 댐핑이 거의 없고 고속에서의 발열 불안정성 때문에 1980년대 후반까지 고

속 시스템에의 사용이 제한되어 왔으나 1980년대 후반에 들어와서 베어링 소재의 개선과 다양한 윤활/냉각방식의 개선을 통해 현재에는 많은 적용사례를 찾을 수 있다. 구름 베어링은 현재 종류나 크기가 매우 다양화되어 치과용 덴탈 스핀들에 들어가는 소형 베어링부터 원자로나 풍력 발전기 지지대 등에 들어가는 내경 17m에 이르는 초대형 베어링까지 있으며 그 적용처도 자동차, 공작기계, 의료기계, 산업용 터보기계, 항공기용 터빈 시스템, 컴퓨터 산업 등 전 산업분야에 이르게 되었다.

구름 베어링에 지지된 고속 회전축 시스템에서 해결해야 할 가장 큰 문제점은 고속에서의 강성 저하로 인한 회전축 시스템의 고

유진동수 저하와 발열의 증가이다. 이 문제점들은 공통의 원인을 가지고 있는데 그것은 전동체(Rolling Element, 볼 또는 롤러)의 공전 속도 증가로 인한 원심력의 증가로 인해 내외륜에 작용하는 접촉압력의 변화와 접촉각에 의한 자이로 모멘트의 발생과 회전속도에 의한 증가이다. 또한 발열로 인한 베어링 구성요소간의 역학적 상관 관계는 페루프를 이루고 있어, 어느 임계점 이상이 되면 발열 증가로 인한 접촉압력의 변화가 더 큰 발열을 일으킬 수 있다.

이러한 문제를 해결하기 위해 현재는 두 가지 형태의

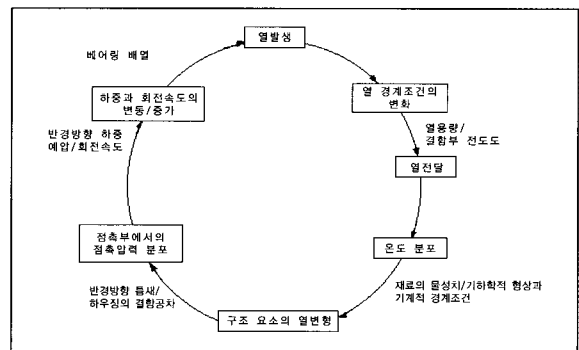


그림 7 베어링 - 축 시스템의 열적 페루프

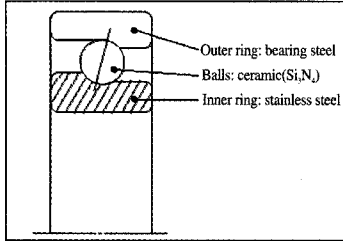


그림 8 고속용 베어링의 재질

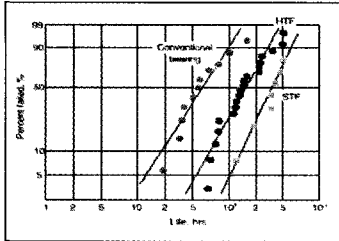


그림 9 재질에 따른 발열 변화 (NSK)

접근이 이루어지고 있다.

첫째는 베어링의 전동체 및 내외륜의 소재의 개선이며 그 방향은 경량화이다. 전동체는 기존의 베어링용 강재(鋼材)에서 질화규소(Si_3N_4)로 바뀌어 세라믹 베어링이라는 제품으로 사용되고 있다. 베어링용 세라믹스는 밀도가 베어링용 강재의 40%이하이기 때문에 원심력의 저하 효과가 크다. 또한 전동체 크기를 소형으로 하여 원심력을 줄이는 시도도 이루어지고 있다. 궤도륜도 열변형이 작은 소재를 사용하여 발열로 인한 악순환의 영향을 줄이려는 시도가 이루어지고 있다.

둘째로는 베어링의 윤활 방식의 개선이다. 윤활은 상대 운동하는 면간의 상대속도를 줄여 마찰을 저감시키는 역할 이외에도 윤활제의 순환을 통한 냉각효과 및 청정효과를 기대할 수 있으므로 이의 방법 선정은 고속 시스템에서 중요하다. 구름베어링-회전축 시스템에서 실제로 필요한 윤활제의 양은 대단히 작으며 그 이상의 윤활제의 공급은 오히려 발열의 증가를 일으키는 경우도 있다. 고속 회전축 시스템에서 주로 사용되는 구름 베어링의 윤활 방식은 다음과 같다.

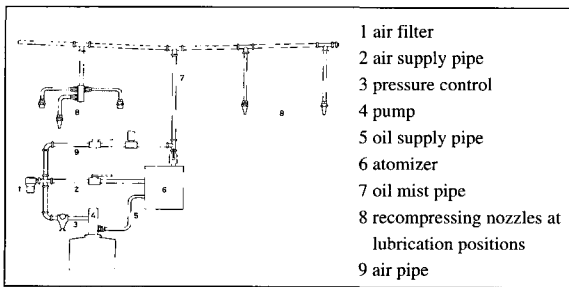


그림 10 Oil mist lubrication(FAG)

(1) Oil Mist Lubrication

윤활유를 atomizer를 이용하여 분무상태로 만들고 이를 가압된 공기를 이용하여 베어링에 설치된 노즐을 통해 필요한 위치에 분사시키는 윤활 방식이다.

(2) Oil Air Lubrication

오일 에어 윤활 방식은 Atomizer를 사용하지 않고 정량식 피스톤 분배기에 의해 작은 오일 방울을 만들고 이를 4-5 기압의 압축공기를 사용하여 베어링에 위치한 노즐까지 이송시키고 오일이 노즐을 통과하면서 확산되어 윤활을 수행하는 방식이다. 공급되는 공기는 오일을 운송하는 역할과 함께 베어링을 냉각시키는 역할을 수행한다. 현재 가장 많이 사용되고 있는 방식이다.

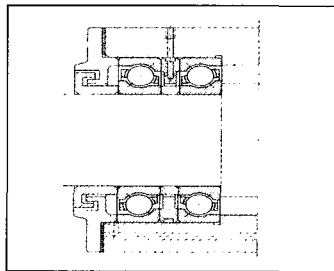


그림 11 오일 에어 윤활 (SKF)

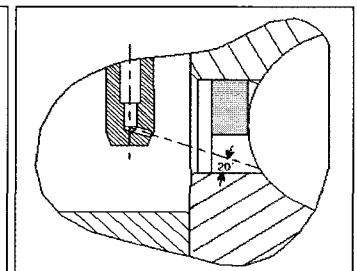


그림 12 오일 에어 노즐 (NSK)

(3) Oil Jet Lubrication

오일 제트 윤활은 항온으로 조절 가능한 냉각시스템을 갖추고 저점도 (대략 5 cSt 이하)의 오일을 분사시켜서 윤활을 수행시키는 것이다. 오일의 열용량이 공기에 비해 크므로 냉각 효과가 우수하다는 장점이 있으나 윤활제의 순환과 냉각에 에너지의 소모가 커서 사용 예는 많지 않다.

(4) Under-race Lubrication

오일 에어 윤활 방식으로는 윤활제의 효율적 공급이 어려운 초고속 시스템의 경우에 내륜을 특수 가공한 베어링을 사용하여 내륜 아래쪽에서 윤활제를 투입하는 윤활 방식이다. 고속에서 우수한 윤활 및 냉각효과를 얻을 수 있으나 설치공간이 크고 고가이어서 사용 예는 제한되어 있다.

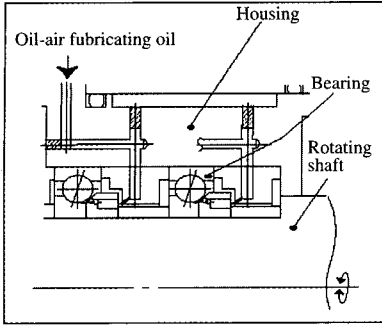


그림 13 Under-race 윤활 (NSK)

자기부상 베어링

지난 수십년 동안, 베어링 분야는 높은 기술적인 성과를 이룩하였으나, 많은 구성 요소들이 그 한계에 이르렀다. 이 결과,

관련 연구소들은 새로운 기술을 찾아야 할 필요성을 절실히 느끼게 되었는데, 고속회전기계의 성능을 향상시킬 수 있다고 생각되는 새로운 기술 중에서 가장 흥미로운 연구대상이 바로 자기베어링이다. 자기베어링은, 기계적인 접촉 없이 전자기력으로 회전체를 부상시키는 기계요소이다. 능동 자기베어링 시스템은 이미 1946년에 물리적인 실험을 위해 제작되었으며(Beams, Young and Moore, 1946), 그 후에도, 항공우주분야에서 에너지 저장시스템을 위해 제작되었다(Sabims, Denly and Schmitt, 1975), 그 후 현재까지 20년이 넘는 세월동안, 전자공학의 급속한 발달로 인해 자기베어링의 산업적인 응용범위가 크게 증가하였다. 특히 터보기계분야에 있어서 고속 모터 기술의 발달과 함께 눈부신 성장을 가져왔다.

자기베어링을 적용할 경우 다음과 같은 성능향상을 가져올 수가 있다. 자기베어링은 마찰이 없어 고속회전에 적합하며, 같은 성능을 지닌 동수압 베어링시스템에 비해 그 무게와 부피를 현저히 줄일 수 있다. 기존의 베어링이 위험속도에서 심한 불안정성을 갖는데 반해, 자기베어링은 능동적인 제어가 가능하기 때문에, 위험속도에서도 보다 안정된 성능을 구현할 수 있다. 오일과 같은 윤활제의 필요성이 없으므로 고온이나 진공에서도 동작이 가능하고, 마찰로 인한 손실이 적어 높은 효율을 얻을 수 있다. 또한 자기베어링은 축의 변위를 이용하여 제어하므로 측정된 변위로 운전상태의 진단 및 감시가 가능하다.

이러한 장점으로 인해 터보기계분야에서 자기베어링의 응용이 늘어나고 있는 추세이다. 그림은 독일 바덴(Warden)에 있는 고압 천연가스 팽창을 이용한 550kW급 터보 제네레이터와 핀란드 HST의 200kW급 터보블로워로 대용량 터보기계에 자기베어링을 적용한 예이다. 또한 미국의 드래퍼 실험실(Draper Lab.)과 일본의 고에이(Koei Co.)에서는 자기베어링을 대용량 가스 터빈에 적용하여 성공적인 결과를 얻었다. 특히 효율로 인한 비용절감과 안정적인 운전 결과는 앞으로 터보기계분야에서 자기베어링 적용의 가능성을 더욱 밝게 해주고 있다.

또한 터보기계뿐만이 아니라 내경연삭기주축, 밀링머신 주축 등 반경방향 힘을 상대적으로 덜 받는 공작기계 분야에 있어서도 자기베어링을 사용하는 예들이 늘어나고 있는 추세이다.

자기베어링의 단점으로는 가격과 큰 반경방향 힘에 대한 부적합성(물론 설계를 통해 일부는 극복할 수 있지만)이다. 고가의 제어장비와 센서 등이 필요하기 때문에 저가의 시스템에 적용하기는 불가능하기 때문이며 이는 최근 DSP의 발달 등으로 모터제어를 하나의 제어보드에서 수행하고자하는 노력 등을 통해 극복하고자 하지만 현재는 그 한계를 갖고있다.

자기베어링 기술을 고속회전기계에 적용하기 위해서는 다음과 같은 연구가 필요하다. 일반적으로 고속회전기계는 1차 베어링관련 힘모드를 넘어서 동작하는 연성축이므로 연성축의 정확한 수학적 모델을 도출하고 이를 실험적으로 식별할 수 있는 기술과 유한요소법 등을 이용한 연성축의 동적인 특성 해석 기술이 선행되어야 한다. 이러한 기술을 바탕으로 터보기계분야에 일반적으로 동작되는 고온, 진공 등의 극한 조건에서 견딜 수 있

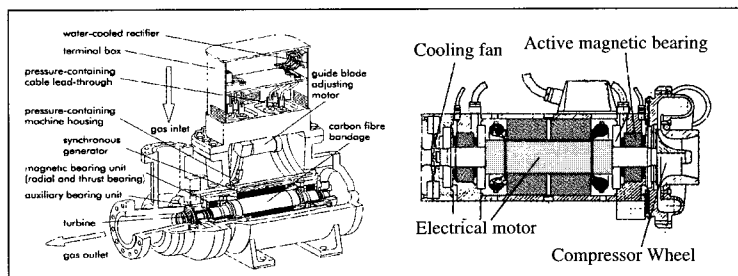


그림 14 자기베어링을 사용한 터보기계

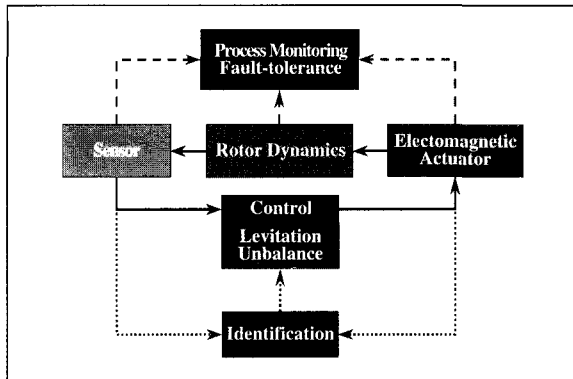


그림 15 자기부상베어링 구성시스템 기술선도

는 자기베어링의 설계기술과 고속 연성축의 특정 모드를 자기베어링을 이용하여 안정적으로 지지할 수 있는 제어 기술, 그리고 운전중인 터보기계의 동작 상태를 감시하고 진단할 수 있는 기술 등이 필요하다.

결론

고속회전기계의 설계에 있어서 고려하여야 하는 기계적인 문제점 및 베어링의 설계기술 동향에 대해 간단하게 설명을 하였다.

물론 이 이외에 열 및 냉각에 관련된 문제나 공차관리 문제 등 실제에 있어서 고려하여야 하는 사항은 너무도 많다. 따라서 실제 제품의 설계에 있어서는 기능을 고려한 시스템의 형상 설계를 바탕으로 해당 분야 전문가들의 설계참여가 필수적이며 베어링의 선택에 있어서도 여러 가지 조건을 고려한 전문가의 공학적 접근이 필요하다고 할 수 있다.

References

[1] D.C. Han, S.H. Choi, and Y.H. Lee, "Analysis of Vibration Characteristics for a Rotor-Bearing System Using Distributed Spring and Damper Model", International Journal of Rotating Machinery, Vol.1, No.3-4, pp.277-284, 1995
 [2] S.H. Choi et. al, "Dynamic Gear Loads due to Coupled Lateral, Torsional and Axial Vibrations in a Helical Geared System", ASME J. of

Vibration and Acoustics, Vol. 121, pp. 141-148, 1999

- [3] Yukio Ohura, Yoshiaki Katsuni, Sumio Sugita, "ROBUST Series High-Speed Precision Angular Contact Ball Bearings for Machine Tool Spindles, Motion and Control, No.9, pp. 7-14., October, 2000
 [4] J. M. De Mul and J. M. Vree, "Equilibrium and Associated Load Distribution in Ball and Roller Bearings Loaded in Five Degrees of Freedom and While Neglecting Friction-Part 1: General Theory and Application to Ball Bearings", ASME J. of Tribology, pp.142-148l, 1989.
 [5] S. K. Lee, M. Kiryu, K. Shinno and Y. Ito, "Thermal Behavior of Machine Tool Spindle System Based on the Thermal Closed-Loop Concept (Remedies for Thermal Deformation by Using the High-Speed Spindle Adapter)", J. of JSME.(C), Vol. 57., No. 538., pp.2085-2091, 1991.
 [6] Eschmann, Ball and Roller Bearings, Willey, 1985
 [7] Dong-Chul Han, I.B. Jang, and S.C. Jung "A Study on the PID Controlled Magnetic Bearing of a Rotor System" Proceedings of ASIA-PACIFIC Vibration Conference, pp.1020~1025, Kitakyushu, 1993.12.14~18
 [10] S. Jeon, H. J. Ahn, I. B. Chang, and D. C. Han, "A New Design of Cylindrical Capacitive Sensor for On-line Precision Control of AMB Spindle", IEEE Transactions on Instrumentation and measurement, Vol. 50 No. 3, Jun 2001, pp. 757-763.
 [11] J. A. Vazquez, E. H. Maslen, H. J. Ahn, and D. C. Han, "Model identification in a magnetically suspended rotor", Proceedings of ASME TURBOEXPO 2001 June 4-7, 2001, New Orleans, Louisiana, USA. (will be published in ASME Journal of turbo machinery).