

탄성 회전체 베어링 계의 불균형 응답 저감을 위한 동흡진기 개발

유태규*, 배규현⁺, 김길환⁺, 홍성욱⁺⁺

(논문접수일 2011. 11. 13, 수정일 2011. 11. 24, 심사완료일 2011. 11. 28)

Development of Dynamic Vibration Absorber to Reduce Unbalance Response in Flexible Rotor-Bearing System

Tae-Gyu Yu*, Gyu-Hyun Bae⁺, Kil-Hwan Kim⁺, Seong-Wook Hong⁺⁺

Abstract

This paper presents a novel dynamic vibration absorber (DVA) to suppress the unbalance response of flexible rotor-bearing systems. The DVA unit consists of two DVAs, an adapter to place the DVAs and an adapter frame to locate the adapter. The essential feature of the proposed DVA unit is to place itself on any desirable location of the shaft without disassembling the rotor-bearing system under consideration. A simulation with a 3D element based commercial rotor dynamic software is made to test the possibility of the proposed DVA on the suppression of unbalance response in rotor-bearing systems. Experiments are performed to validate the proposed DVA unit. The simulation and experiments show that the proposed DVA unit is very effective to suppress the unbalance response in rotor-bearing system at designated rotational speeds of interest.

Key Words : Dynamic vibration absorber(동흡진기), Flexible rotor-bearing system(탄성 회전체 베어링 계), Unbalance response(불균형 응답), Operating rotational speed(운전회전속도)

1. 서론

회전체 시스템은 산업 현장에서 동력발생 및 전달장치 등 기계동력에 관련된 핵심 장치로 널리 이용되고 있다. 특히, 근래에는 생산성의 향상 및 에너지 효율을 증대하기 위하여 회전체 시스템을 고속에서 사용하는 경우가 많다. 그러나 회전체를 고속으로 운전하기 위해서는 탄성영역에서의 운전을 필요로 하게 되며 회전체에 큰 진동이 야기되어 설비에 고장이나 파손을 발생시키는 사례 또한 많이 보고되고 있다. 회전체가 운전 중

고장을 일으키는 경우 자체적인 고장에 의한 손실뿐만 아니라 생산차질이나 작업자의 부상 등의 2차적 손실을 입게 될 가능성이 매우 크다. 따라서 회전체의 안정적 운용은 매우 중요하게 취급되며, 이를 위해 회전체의 진동은 엄격히 통제되고 관리되고 있다^(1,2).

회전체에 진동을 일으키는 요인은 다양하게 나타나고 있으나 그 중에서도 불균형(unbalance)이 가장 중요한 요인이 되고 있다⁽¹⁻³⁾. 회전체에 발생하는 과도한 불균형 진동을 방지하기 위하여 회전체의 고유진동수와 운전속도가 일치하지 않도록 설

* 한빛솔루션, 금오공과대학교 대학원

+ 금오공과대학교 대학원

++ 교신저자, 금오공과대학교 기전공학과 (swhong@kumoh.ac.kr)

주소: 730-701 경북 구미시 양호동 1번지

계하고, 밸런싱을 통해 불균형을 최소화하는 방법이 기본적으로 적용된다. 또한 회전축에 감쇠기⁽³⁾를 장착하여 진동을 억제하는 방법 등도 사용되고 있으나 시스템의 특성, 규모에 따라 적용이 제한되는 문제점이 있다. 회전체에 부착하여 자동으로 밸런싱을 수행하는 장치도 상용화되어 연삭기 등 일부 회전체에 적용되고 있으나 고가이며 기 설치된 회전체에 적용하기 위해서는 회전체 계를 해체하여야 하는 단점이 있다⁽⁴⁻⁶⁾.

본 연구에서는 회전체에서 발생하는 불균형 진동을 억제하기 위하여 동흡진기를 이용하는 방법에 대해 논하였다. 회전체의 정속한 운전을 위해 밸런싱 작업이 선행되었다 해도 장시간 운전을 하게 되면 불균형이 발생하게 되고, 이로 인해 회전체 시스템 전체의 작동을 멈추고 다시 밸런싱을 수행하는 등의 대책이 필요하게 된다. 이와 같은 작업은 회전체의 작동을 멈추거나 필요에 따라서는 해체하여 작업하게 됨으로 인해 회전체 및 동력체계 전체를 차단하게 되며 결국 전체적으로 큰 손실을 주게 될 가능성이 있다. 본 연구에서는 기존에 설치된 회전체를 분리하지 않은 상태에서 불균형에 의한 진동을 흡진할 수 있는 동흡진기를 제안하였다.

일반적으로 동흡진기는 정지된 구조물에 부착되어, 부착된 위치에서의 진동을 흡수하는 목적으로 널리 사용되어 왔다. 특히 강제진동억제를 위한 고전적인 방법으로 널리 활용이 되어 왔으며 진동주파수가 일정한 경우 매우 효과적으로 진동을 억제할 수 있다는 점이 잘 알려져 있다⁽⁷⁾. 동흡진기는 기존의 시스템을 크게 변경하지 않고 손쉽게 적용할 수 있다는 편리성이 큰 장점이 되고 있다. 이와 같은 이유로 인해 최근까지도 다양한 연구결과가 발표되고 있다. 예컨대, 동흡진기의 설계나 새로운 개념개발⁽⁸⁻¹³⁾, 동작기계나 산업용장비에의 응용⁽¹⁴⁻¹⁶⁾을 비롯하여 실용적인 문제에 다양하게 활용되고 있으며, 근래에는 제어개념을 도입한 동흡진기 튜닝방법⁽¹⁷⁻²⁰⁾ 등에 대한 연구 또한 활발하다. 그러나 회전체의 불균형 응답을 억제하기 위해 동흡진기를 적용한 사례는 찾기 어렵다. 최근 저자들은 회전체의 정지부, 예컨대 베어링 하우징이나 받침(pedestal) 등에 동흡진기를 부착하는 방식으로 회전체 시스템에 응용하여 시뮬레이션과 실험을 통해 그 타당성을 검토하였다⁽²¹⁾. 이 방식의 경우 진동을 다소 억제하는 효과가 있지만, 회전체 지지부의 강성이 높은 경우에는, 탄성에 의해 실질적으로 크게 진동하는 축부분의 진동을 억제하는데 한계가 있어 응용에 어려움이 있음을 확인한 바 있다.

이러한 문제점을 해결하기 위하여 본 논문에서는 회전축 상에 동흡진기를 적용하는 방법을 제안하였다. 특히 본 연구에서는 회전체 시스템을 분해하지 않고 축에 부착할 수 있도록 동흡진기를 고안함으로써 그 실용성을 높일 수 있도록 하였다. 제안된 동흡진기의 유용성을 확인하기 위해 상용 유한요소 해석 프로그램을 이용하여 그 특성을 해석하였다. 특히, 동흡진기의 설치위치 및 회전속도 등에 따른 동흡진기의 진동억제 효과를 분

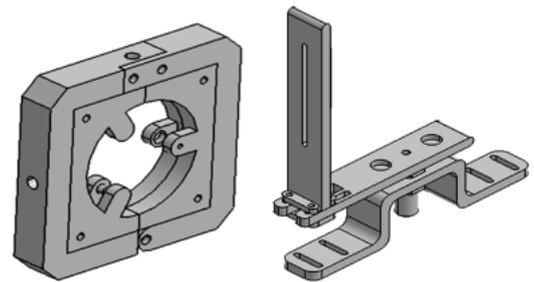
석하였다. 제안된 동흡진기의 실험적 검증을 위해 실험장치 및 동흡진기를 실제 제작하여 실험을 실시하였으며 우수한 결과를 얻을 수 있었다.

2. 회전체 용 동흡진기

회전체 시스템의 경우 축 상에 새로운 장치를 부착하는 경우 분해하여 새로 조립하거나 다시 제작해야 하는 문제점이 있다. 이러한 문제점을 해결하기 위하여 원하는 축 상에 동흡진기를 탈부착 할 수 있는 어댑터를 설계하였다. 제안한 시스템은 Fig. 1과 같다⁽²²⁾.

본 동흡진기 시스템은 회전축에 부착되는 어댑터와 어댑터의 지지를 위한 어댑터 프레임, 직접적인 진동 흡진을 위한 동흡진기로 구성된다. 어댑터는 Fig. 1(a)와 같이 축 상에 설치할 수 있도록 두 부분으로 분리되며 아래쪽에 회전조인트가 있고 위쪽을 볼트를 이용하여 결합하도록 되어있다. 어댑터와 축이 결합하는 부분의 경우 그림에서 볼 수 있는 것과 같이 내부의 축을 3부분에서 지지하는 방식으로 구성되며 지지부에는 소형의 베어링을 장착하여 마찰저항을 최소화하였다. 또한 축과 동흡진기의 베어링이 상시 접촉상태를 유지할 수 있도록 3개의 베어링 중 하나의 위치조절이 가능하게 하였다.

동흡진기는 어댑터의 상부와 우측면에 수직과 수평방향으로 설치된다. 동흡진기는 Fig. 1(b)와 같으며 아래쪽부분이 어댑터와 볼트로 연결된다. 질량체는 직사각형으로 되어있으며 이는 두개의 평행한 얇은 판에 결합되어 있고, 그 위치가 조절될 수 있다. 즉, 질량체 고정 부분에 위치 조절을 위한 슬릿을 만들었으며 질량체의 위치를 조정함에 따라 고유진동수를 변경하는 것이 가능하다.



(a) adapter and adapter frame



(b) dynamic vibration absorber

Fig. 1 Dynamic vibration absorber unit

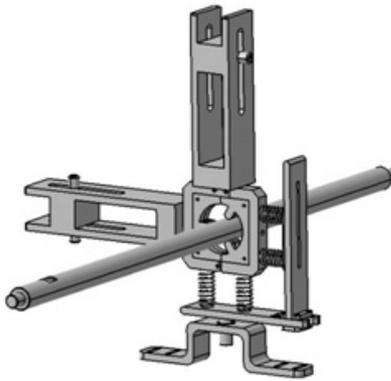


Fig. 2 Assembly of a DVA unit on a shaft



Fig. 3 Assembling procedure for the adapter on a shaft

어댑터를 자유상태로 두면 축과 함께 회전을 하게 된다. 이를 방지하기 위해 어댑터 고정 프레임을 두었으며, 스프링을 이용하여 어댑터프레임과 어댑터의 회전운동을 구속하기 위해 수직과 수평방향으로 4개의 스프링으로 운동을 억제하였다. 스프링의 강성은 회전운동을 억제할 수준에서 최소화하여 어댑터가 자유롭게 상하, 좌우로 진동할 수 있게 하였다. 이는 설치된 어댑터가 축의 진동 특성에 주는 영향을 최소화 하기 위해서이다. 또한, 어댑터 프레임은 축의 상하위치에 맞추어 적절히 설치될 수 있도록 상하좌우로 조절할 수 있게 구성되어 있다.

Fig. 2에는 회전축 상에 제안한 동흡진기 시스템을 모두 설치한 예를 보여주고 있다. 또한, 어댑터가 회전축 상에 체결되는 방법을 Fig. 3에 나타내었다.

3. 시뮬레이션

3.1 시뮬레이션 모델

제안된 동흡진기 시스템의 타당성을 검증하기 위해서 상용코드를 통하여 흡진효과를 검토하였다. Fig. 4는 어댑터를 장착한 시스템의 시뮬레이션을 위한 모델을 보여주고 있다. 본 모델은 실제 실험장치를 모형화 한 것이다. 회전체 양 끝단 지지부의 재질은 스틸(SM45C)을 사용하였고, 회전축의 직경(diameter)

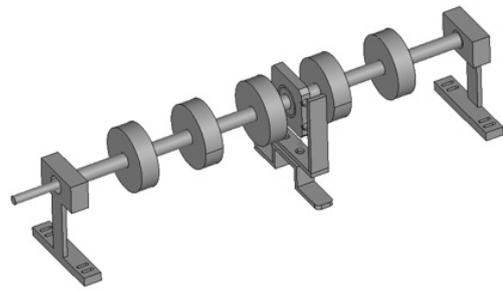


Fig. 4 Simulation model only with the adapter

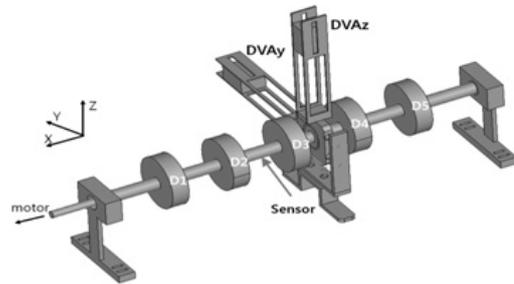


Fig. 5 Simulation model with a complete unit of dynamic vibration absorber

은 16mm이고, 전장은 450mm이다. 총 5개의 디스크를 동일 간격(55mm)으로 배치하였고, 볼베어링으로 양 끝단을 지지하였다.

축에 배치된 디스크의 재질로는, 양 끝에 배치된 디스크의 재질은 알루미늄(Al6061)으로, 나머지 디스크의 재질은 강재(SM45C)를 사용하였다. 또한 동흡진기 질량체의 재질도 강재(SM45C)로 하였으며 어댑터부분은 알루미늄(Al6061)이다. 어댑터 지지를 위한 코일 스프링의 강성은 19.6N/m이다.

Fig. 5는 동흡진기를 고려한 시뮬레이션 모델을 보여주고 있다. 어댑터의 수직과 수평방향으로 동흡진기가 설치되어 있다. 각각의 동흡진기는 회전진동의 수평과 수직에 대응하여 진동을 흡수하기 위한 것이다.

제안된 동흡진기는 외부로 드러나는 축 상의 임의 위치에 부착하는 것이 가능하다. 동흡진기 효과를 크게 하기 위해 상대적으로 진동이 큰 곳에서 제거하는 것이 가장 효과적이므로 진동이 가장 크게 발생하는 부분에 어댑터를 위치시켰다. 즉, 회전체의 1차 굽힘모드에 준하여 진동이 가장 크게 발생하게 되는 축 중심부에 가까운 위치를 선정하였다. 어댑터의 설치로 인한 동특성 변화를 고려하기 위해 어댑터만 설치한 경우와 동흡진기 유닛 전체를 설치한 경우에 대하여 시뮬레이션하여 비교하였다. 시뮬레이션으로 중앙디스크에 불균형이 설치된 상태에서 회전체의 불균형응답을 구하였다.

3.2 해석 결과

동흡진기 효과 분석을 위하여 세 번째 디스크 D3에 52.5 gcm의 불균형이 있다고 가정하고, 축의 응답을 계산하였다. 먼저 동흡진기의 고유진동수 변화에 따른 효과를 보기 위해 동흡진기의 질량위치를 끝단 0mm에서 20mm까지 5mm단위씩 이동하며 불균형 응답 해석을 수행하였다. Fig. 6은 동흡진기의 위치를 변경하며 동흡진기 설치 전과 설치 후의 응답을 비교하며 보여주고 있다.

동흡진기 설치 전후를 비교하면 설치 후 응답에 피크가 발생한 후 급격히 응답이 감소하는 것을 볼 수 있으며 응답이 최저가 되는 지점이 동흡진기 적용 주파수이다. 따라서 회전체 운전 속도에 동흡진기 적용주파수를 일치시키면 운전조건에서의 불균형 응답을 크게 감소시킬 수 있음을 볼 수 있다. 동흡진기 적용 주파수 이전에서 응답이 증가하는 이유는 동흡진기가 부착되어 회전체 시스템 상 추가로 한 개의 모드가 생기면서 응답이 증가하는 것으로 판단된다.

동흡진기를 설치하지 않은 위치에서의 응답을 살펴보기 위하

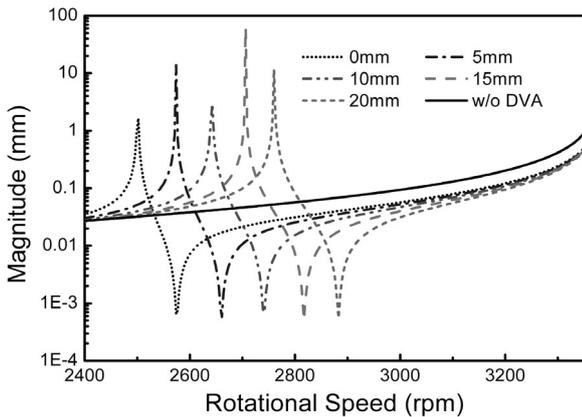


Fig. 6 Unbalance responses with and without dynamic vibration absorber when the mass location for DVA is shifted.

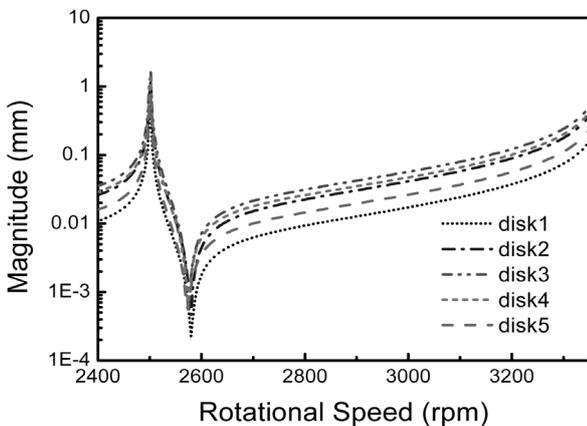


Fig. 7 Unbalance responses with the sensor location changed

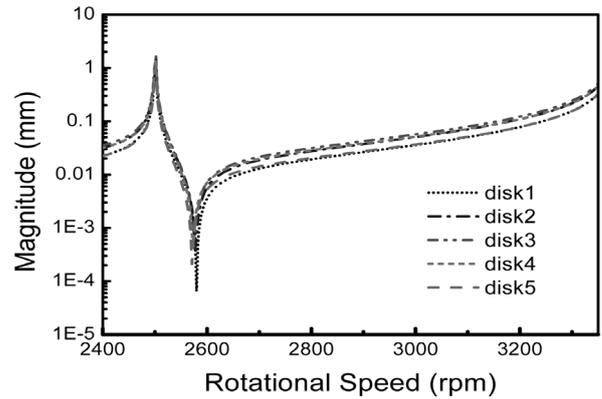


Fig. 8 Unbalance response with the unbalance location changed

여 축의 일정간격으로 진동응답을 비교하였다. Fig. 7에서 동흡진기를 중앙에 두고 센서의 위치만을 바꾼 경우의 응답을 비교하였다. 진동모드 효과로 인하여 응답의 크기는 다소 차이가 있으나 센서의 위치에 무관하게, 동흡진기를 설치한 경우 전체적으로 진동이 감소하고 있음을 볼 수 있다.

한편, 가진 위치의 변경에 의한 동흡진기 특성을 살펴보기 위하여 불균형이 부착된 위치를 변경하면서 그 응답특성을 확인하였다. Fig. 8은 불균형 위치를 변경하였을 때의 불균형 응답을 비교한 것이다. 불균형 위치에 따라 응답의 크기가 다소의 차이는 있으나 동일한 구간에서 응답이 줄어드는 모습을 확인할 수 있다. 이 역시 응답의 양상이 진동모드에 영향을 받게 되어 불균형의 위치에 무관하게 응답이 가장 크게 발생하는 위치의 진동을 저감하면 동일한 효과를 얻을 수 있음을 의미한다.

4. 실험 및 검토

4.1 실험장치

실험장치는 Fig. 9와 같이 구성되었다. 해석에서와 동일하게 어댑터에 수직방향과 수평방향으로 동흡진기를 설치하였다. 이와 같이 구성된 회전체 베어링 계를 회전시키기 위해서 AC 모터를 사용하였으며 헬리컬 커플링으로 회전축을 연결하였다.

Table 1 Experimental results of vibration reduction with the DVA frequency changed

Position (mm)	DVA frequency (Hz)	Without DVA (mm)	With DVA (mm)	Reduction rate (%)
0	43.5	0.035	0.0187	46.6
5	45.5	0.05	0.0268	46.4
10	47	0.069	0.0263	61.9
15	48	0.0796	0.0321	59.7
20	50	0.109	0.0468	57.1

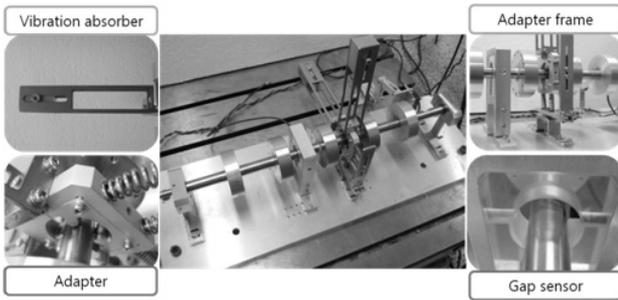


Fig. 9 Experimental setup and the main components

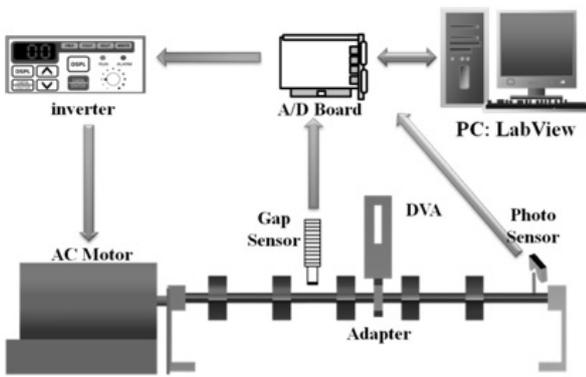


Fig. 10 Schematic diagram of the experimental setup

회전축의 진동을 측정하기 위해 비접촉 방식의 변위센서(gap sensor)를 사용하였다. 회전축을 감싸는 아크릴 지지대에 구멍을 뚫어 수평방향으로 변위센서를 고정하였다. 변위센서는 D2와 D3 사이에 수평으로 설치하였다. 또한 광학센서(photo sensor)를 회전체의 끝단에 설치하였으며, 광학센서와 마주보는 축 상에 반사판을 붙여 트리거 신호가 발생하도록 하였다.

광학센서는 축이 1회전 할 때 신호를 발생하여 회전체의 회전주기를 확인하는 기준으로 사용된다.

사용된 실험장치 및 측정을 위한 시스템을 Fig. 10에서 나타내었다. 측정 및 제어 시스템은 LabView 프로그램을 이용하였으며 AC모터의 속도 제어 및 변위센서의 전압 신호를 수집하였다. 데이터 샘플링개수가 회전속도에 동기화되어 자동으로 선택되도록 하였으며 한 회전당 50개의 샘플개수를 획득하도록 설정하였다. 측정은 순차적으로 운행 속도를 변화시키면서 응답이 안정화 되는 시간 이후에 10 초간 데이터를 획득한 후 평균하였다.

4.2 실험 결과 및 토의

동흡진기 설치 전과 설치 후의 응답을 Fig. 11에서 비교해서 보여주고 있다. 앞에서의 시뮬레이션에서 검토한 바와 마찬가지로, 동흡진기의 질량위치는 0mm에서 질량의 위치를 옮겨가면서 20mm까지, 5mm씩 위치를 변경하며 자체의 고유

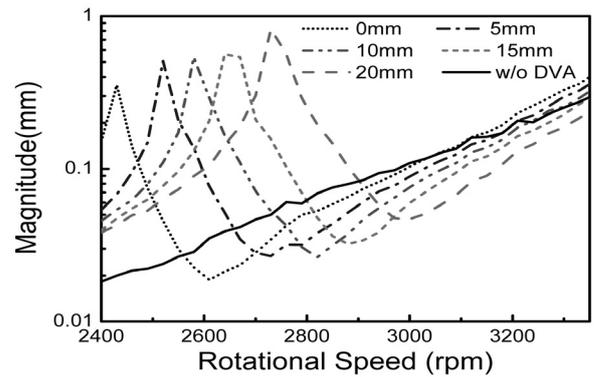


Fig. 11 Experimental unbalance responses with and without dynamic vibration absorber when the tuning frequency is changed

진동수를 변경하면서 불균형 응답을 구해 보았다.

시뮬레이션에서의 결과와 유사하게 낮은 회전속도에서 피크가 추가로 발생하게 되며 동흡진기의 적용주파수에서 불균형 응답이 확연히 줄어드는 것을 볼 수 있다. Table 1은 동흡진기 설치 전과 설치 후의 응답이 줄어드는 것을 동흡진기 적용주파수별 수치로 나타내고, 동흡진기가 부착되지 않은 경우와의 상대효과를 비교하였다. 동흡진기를 설치하여 46~62%의 진동 감소 효과를 얻을 수 있는 것을 확인할 수 있다.

시뮬레이션 보다 실험에서 진동감소율이 다소 낮게 나타나고 있는 원인을 몇 가지 추정해 볼 수 있다. 먼저 이론모델과 달리 실험장치에서는 내외부 감쇠의 영향이 나타나게 되어 응답감소가 제한적인 것으로 파악된다. 특히 모델링에서 고려하지 않았던 동흡진기 자체가 갖는 감쇠는 진동감쇠효율을 낮추게 되는 주요한 원인으로 추정된다. 또 다른 원인으로, 실험장치에서는 불균형 외에도 축의 초기힘 등 다른 요인이 동조응답에 영향을 미치고 있는 것으로 생각된다. 예를 들어, 축의 초기힘은 불균형 효과와 다른 특성을 보이는 일정수준의 동조응답을 발생 시킴으로 인해 응답감소를 제한할 수 있다.

한편 동흡진기의 역할이 일정속도로 운전되는 회전체를 목표로 하고 있으므로, 실용적 관점에서 해당되는 회전주파수와 동흡진기의 설정주파수를 적절히 실험적으로 맞추어 활용이 가능하다. 이때 설정주파수를 회전주파수에 정확히 맞추는 것 보다는 약간 위로 조정함으로써 동흡진기로 인한 추가적 공진주파수로부터 설정주파수를 이격시킴과 동시에 동흡진기 자체의 과도한 진동에 의한 비선형성을 회피하는 것이 바람직하다.

향후, 동흡진기의 질량을 증가시키거나 여러 개의 동흡진기를 동시에 사용하는 등, 흡진기의 효율성과 실용성을 확보하기 위한 연구가 추가로 진행될 예정이다.

5. 요약 및 결론

본 연구에서는 회전축 상에 동흡진기를 설치하여 불균형에

의한 탄성 회전체 진동을 저감하는 방법을 제안하였다. 기 설치된 회전체에 동흡진기를 탈·부착하기 위하여 분리가 가능한 어댑터 및 어댑터의 회전을 억제하기 위한 어댑터프레임을 제안하였다. 동흡진기는 어댑터의 상측에 1개, 수평측의 한곳 등 2개를 설치하여 좌우 및 상하진동을 흡수할 수 있도록 하였으며 질량체 이동을 통해 흡진하는 주파수를 변경할 수 있도록 하였다.

회전체의 회전효과를 고려할 수 있는 상용 유한요소 프로그램을 이용하여 동흡진기의 고유진동수에 따른 효과 및 설치위치, 불균형위치 등에 따른 효과를 검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 회전축 상에 동흡진기를 설치하는 방법이 진동저감에 효과적이다.
- (2) 탄성모드를 고려하여 가장 크게 진동하는 위치의 진동을 저감하면 전체적인 진동을 억제할 수 있다.
- (3) 선정된 위치의 진동을 억제하면 전체적으로 진동을 저감할 수 있다.
또한 제안된 방법에 대한 실험적 검증을 위해 실험장치를 구성하고 실험을 수행하였다. 실험결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.
- (4) 동흡진기 설치 후 최대 약 60%의 진동 감소효과가 나타나고 있어 제안한 방법이 효과적으로 진동을 감소시키는 것을 알 수 있다.
- (5) 실험결과가 시뮬레이션과 유사한 양상을 보이는 것을 확인하였다. 따라서 시뮬레이션을 통해 동흡진기의 평가 및 개선을 효과적으로 수행할 수 있다.

후 기

본 연구는 금오공과대학교 학술연구비 지원에 의해 연구되었으며 연구비 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Vance, J. M., 1987, *Rotordynamics of Turbomachinery*, John Wiley & Sons, New York.
- (2) Lee, C. W., 1993, *Vibrations of Rotors*, Kluwer Academic Publishers, The Netherlands.
- (3) Ehrich, F. F., 2004, *Handbook of Rotordynamics*, McGraw Hill, New York.
- (4) Moon, J. D., Kim, B. S., and Lee, S. H., 2006, "Development of the Active Balancing Device for High-speed Spindle System using Influence Coefficients," *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 46, pp. 978~987.
- (5) Rodrigues, D. J., Champneys, A. R., Friswell, M. I., and Wilson, R. E., 2011, "Experimental Investigation of a Single-plane Automatic Balancing Mechanism for a Rigid Rotor," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 330, pp. 385~403.
- (6) Schmitt Europe Ltd., n.d. viewed 10 October 2011, <<http://www.schmitteurope.com/balancers/index.html>>
- (7) Hartog, J. P. D., 1956, *Mechanical Vibrations*, McGraw-Hill, New York.
- (8) Jang, S. J., and Choi, Y. J., 2007, "Geometrical Design Method of Multi-degree-of-freedom Dynamic Vibration Absorbers," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 303, No. 1~2, pp. 343~356.
- (9) Liu, K., and Liu, J., 2005, "The Damped Dynamic Vibration Absorbers: Revisited and New Result," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 284, No. 3~5, pp. 1181~1189.
- (10) Ren, M. Z., 2001, "A Variant Design of Dynamic Vibration Absorber," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 245, No. 4, pp. 762~770.
- (11) Wu, S. T., Chen, Y. R., and Wang, S. S., 2011, "Two-degree-of-freedom Rotational-pendulum Vibration Absorbers," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 330, No. 6, pp. 1052~1064.
- (12) Viana, F. A. C., Kotinda, G. I., Rade, D. A., and Steffen, V. Jr., 2008, "Tuning Dynamic Vibration Absorbers by using Ant Colony Optimization," *Computers & Structures*, Vol. 86, No 13~14, pp 1539~1549.
- (13) Keye, S., Keimer, R., and Homann, S., 2009, "A Vibration Absorber with Variable Eigen-frequency for Turboprop Aircraft," *Aerospace Science and Technology*, Vol. 13, No. 4~5, pp. 165~171.
- (14) Tarnag, Y. S., Kao, J. Y., and Lee, E. C., 2000, "Chatter Suppression in Turning Operations with a Tuned Vibration Absorber," *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 105, No. 1~2, pp 55~60.
- (15) Duncan, G. S., Tummond, M. F., and Schmitz, T. L., 2005, "An Investigation of the Dynamic Absorber Effect in High-speed Machining," *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 45, No. 4~5, pp. 497~507.
- (16) Lim, S. Y., Kwon, Y. S., Park, S. R., and Hong, S. W., 2000, "Structural Vibration of Escalators: (II) Analysis and Countermeasure," *Trans. KSNVE*, Vol.

- 10, No. 5, pp. 830~837.
- (17) Mizuno, T., Moriya, M., and Araki, K., 1995, "Robust Disturbance Cancellation in an Active Dynamic Vibration Absorber System," *Control Engineering Practice*, Vol. 3, No. 6, pp. 773~781.
- (18) Nagaya, K., Kurusu, A., Ikai, S., and Shitani, Y., 1999, "Vibration Control of a Structure by using a Tunable Absorber and an Optimal Vibration Absorber under Auto-tuning Control," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 228, No. 4, pp. 773~792.
- (19) Wu, S. T., and Shao, Y. J., 2007, "Adaptive Vibration Control using a Virtual-vibration-absorber Controller," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 305, No. 4~5, pp. 891~903.
- (20) Wu, S. T., 2009, "Active Pendulum Vibration Absorbers with a Spinning Support," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 323, No. 1~2, pp. 1~16.
- (21) Yu, T. G., Hong, S. W., and Ji, C. J., 2009, "Unbalance Response Reduction using Dynamic Vibration Absorber," *Proceedings of the 2009 KSPE Spring Conference*, pp. 811~812.
- (22) Kim, K. H., and Hong, S. W., 2011, "Experimental Study on Unbalance Response Reduction using Dynamic Vibration Absorber," *Proceedings of the 2011 KSMTE Spring Conference*, pp. 523~524.