

AFB으로 지지된 탄성회전체의 위험속도 통과시험

°이 영섭*, 염 병용*, 김 진형*, 김 명섭*

A test on passing through bending critical speed of Flexible Rotor supported by AFB

Young-Seob Lee, Byung-Yong Yum, Jin-Hyoung Kim
Myung-Seop Kim

ABSTRACT

A flexible rotor was smoothly passed through its bending critical speed, which is supported by AFB. Then, maximum magnitude of the rotor vibration at the middle point was 25 μ m. The test rig was largely consisted of air turbine, multi-leaf type air foil bearing and flexible rotor and its bending critical speed was 32,600 rpm. And the balancing system and method for field balancing of the flexible rotor were developed successfully.

1. 서론

최근 개발되고 있는 고속회전 기계들은 무게 절감과 성능 개선을 위하여 그 크기가 소형화되고 높은 회전수를 갖는 경향이 있으며, 이로 인하여 기계의 운전속도가 회전체의 1차 굽힘 위험속도(Critical Speed) 이상에서 운전하는 경우가 빈번히 발생되어 위험속도를 통과하는 고속회전체에 대한 연구가 필요해 지고 있다.

그리고 회전기계에서 중요 구성품 중에 하나인 베어링에 있어 최근 관심이 증가되고 있는 AFB(Air Foil Bearing)은 약 40,000 rpm 이상으로 회전하는 10kg 내외의 고속회전체에 사용이 가능한 것으로 알려졌으며, 회전체와의 접촉이 없어 윤활시스템이 필요 없으며, 구조가 간단하여 제작이 용이하고 대량 생산이 가능하다는 장점으로 인해 터보기기를 비롯한 여러 고속회전기계 분야에 광범위하게 사용될 것으로 예상되고 있다.

이러한 고속회전체에 대한 최근 개발 경향들을 반영하여 고속 탄성회전체(Flexible Rotor)에 개발

중인 AFB를 장착하여 회전체의 1차 굽힘 위험속도를 안정하게 통과하는지 알아보고, 이를 위한 밸런싱 방법과 시스템을 개발하고자 탄성회전체와 AFB으로 구성된 시험리그를 제작하여 굽힘위험속도를 통과하는 시험을 수행하였다.

2. 시험리그

Figure 1은 위험속도 통과 시험을 위하여 탄성회전체와 AFB으로 구성된 시험기로 압축공기를 이용하여 구동되도록 설계되었으며, 유량조절 밸브를 이용하여 회전속도를 제어하게 된다. 회전체의 전체 길이는 520mm이고, 무게는 6.58kg이며,

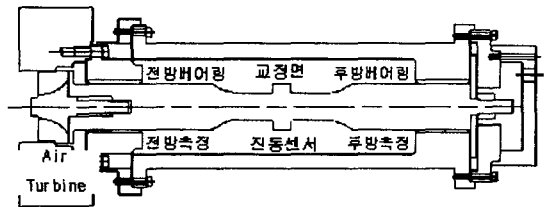


Figure 1 위험속도 통과를 위한 AFB 시험기

* : 삼성테크윈 파워시스템 연구소

시험에 사용된 AFB는 Multi-leaf Type AFB으로 직경 50mm에 길이는 55mm이다.

3. 위험속도 해석

회전체의 위험속도 통과에 따른 안전을 고려하여 낮은 속도에 회전체의 1차 굽힘 위험속도가 위치하도록 회전체를 설계하였으며, 전방과 후방베어링은 AFB의 감쇠효과(Damping Effect)를 고찰하기 위하여 1차 굽힘 모드 1의 절점(Nodal Point)에서 멀리 떨어진 곳에 위치하도록 하였다. AFB으로 지지된 탄성회전체에 대한 위험속도 해석결과는 다음과 같다. Figure 2와 3은 AFB의 강성계수와 관계 깊은 강체 모드(Rigid Body Mode)로 10,000rpm 이하에 위치하며, Figure 4는 회전체의 1차 굽힘 모드로 약 32,900 rpm에 위치하는 것으로 계산되었다.

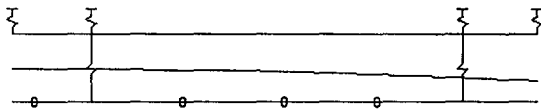


Fig. Mode shape, n = 6778, RPM

Figure 2 회전체의 강체 모드 1

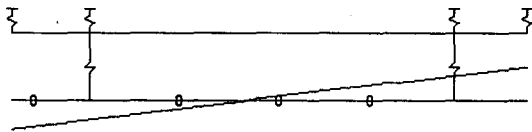


Fig. Mode shape, n = 8137, RPM

Figure 3 회전체의 강체 모드 2

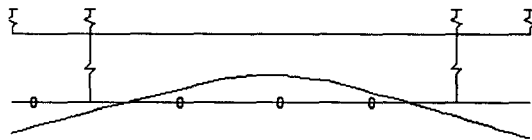


Fig. Mode shape, n = 32925, RPM

Figure 4 회전체의 굽힘모우드

Figure 4에서 보면 알 수 있듯이 센서와 교정면이 회전체 진동에 제일 민감한 부분에 위치하여 진동 측정과 밸런싱의 효과를 명확하게 확인할 수 있을 것으로 생각된다.

4. 시험준비

4.1 Runout 측정 및 보상

시험에서 회전체 진동을 측정하기 위하여 변위센서를 이용하였으며, 진동측정의 오차를 줄이기 위하여 측정부위의 기계적 및 전기적 런아웃(Mechanical and Electrical Runout)을 최소화하는 작업을 수행하였다. 가공된 회전체 축을 V-블럭 위에 올려진 상태에서 7곳에서 다이얼 게이지를 이용하여 동심도(기계적 런아웃)를 측정하였으며, 그 크기는 직경으로 1/100mm 이하로 매우 가공이 잘 되었다. 그리고 변위센서를 이용하여 진동 측정이 이루어지는 3곳에서 런아웃을 측정하였으며, 그 결과를 Figure 5에 나타내었다. 시험 중 정확한 영향계수(Influence Coefficient)와 교정량(Correction Weight)을 얻기 위하여 변위센서를 이용하여 측정된 런아웃을 진동신호의 회전속도 성분에서 제거하였다.

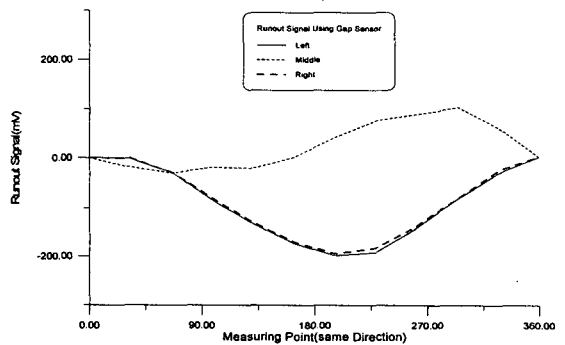


Figure 5 변위센서를 이용하여 측정된 런아웃

4.2 저속에서의 밸런싱

회전체의 굽힘 위험속도를 통과하는 밸런싱(Field Balancing)을 하기에 앞서 회전체가 가지고 있는 초기 불균형량(Initial Unbalance)을 제거하기 위하여 회전체에 대한 저속에서의 밸런싱(Low Speed Balancing)이 수행되었으며, 이를 위한 교정면을 Figure 6에 나타내었다.

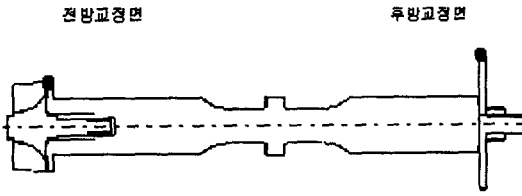


Figure 6 저속에서의 밸런싱을 위한 교정면

표 2 저속에서의 밸런싱 결과

	교정면	
	전방	후방
밸런싱 전	14.4 g-mm 325도	15.0 g-mm 272도
밸런싱 후	1.2 g-mm 160도	0.4 g-mm 290도

4.3 진동 측정

회전체의 진동 측정은 변위센서를 이용하여 Figure 1에서 보는 바와 같이 모두 3곳(전방, 축중심부, 후방)에서 이루어졌으며, 밸런싱을 위한 기준 위상신호는 광센서(Optic Sensor)를 이용하여 측정되었다. 측정된 진동신호와 위상신호는 모두 테이프 레코더에 기록되었으며, 진동 모니터링과 밸런싱을 위하여 주파수 분석기(FFT Analyzer)에 입력되어 진동신호의 회전속도 크기와 위상이 분석되었다.

4.4 Field Balancing 방법

시험에 사용된 Field Balancing 방법은 현장에서 사용하기 편한 영향계수법(Influence Coefficient Method)을 이용하였으며, 축중심에서의 진동 측정과 축중심부 측면에서 밸런싱을 수행하는 1면 밸런싱(Single Plane Balancing Method)을 이용하였다.

4.5 불균형량 교정

영향계수를 얻기 위한 Trial Weight와 회전체의 불균형량을 보상하기 위한 교정은 축중심부에 위치한 교정면에 금속박판을 용접하여 정확한 질량을 부착하였으며, 부착 가능한 최소 금속판의 무게는 약 0.01g 정도이었다.



Figure 7 축중심부에서의 진동측정과 교정면

5. 시험내용

AFB으로 지지된 탄성회전체의 굽힘 위험속도를 통과하기 위한 시험내용은 다음과 같다.

5.1 초기구동시험

Figure 8은 초기구동시험에서 측정된 진동신호로 회전속도 증가에 따라 진동이 증가됨을 알 수 있으며, 밸런싱을 위한 초기진동신호로 이용되었다. 영향계수를 측정하기 위해서 Trial Weight 0.12g을 반경 20mm, 180도에 붙여 진동을 측정하였으며, 28,000rpm에서의 진동신호를 이용하여 영향계수와 불균형량을 계산하였다. 이로부터 계산된 회전체의 불균형량은 0.41g 250도 이었으며, 계산된 불균형량을 보상하기 위하여 0.23g을 70도에 부착하여, 진동을 측정하였다.

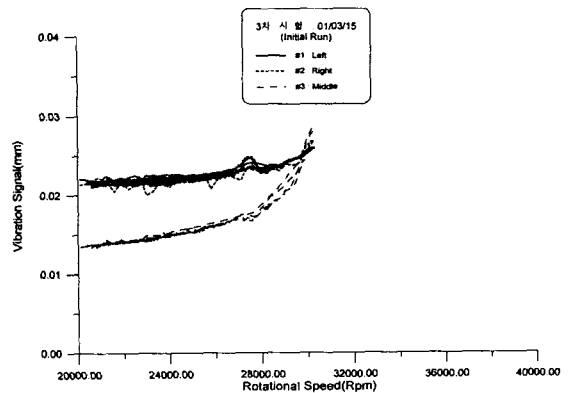


Figure 8 초기 구동시험 결과

5.2 1차 밸런싱

Figure 9는 1차 밸런싱을 한 후, 측정된 진동 신호로 약 31,500rpm부터 진동이 갑자기 증가하는 현상으로부터 고품 위험속도에 상당히 근접해 있음을 알 수 있다. 진동을 더 줄이기 위하여 29,000rpm에서의 진동신호를 이용하여 영향계수와 불균형량을 다시 계산하였으며, 이때 계산된 불균형량은 0.20g, 234도이었다. 이 결과로부터 불균형량을 보정하기 위하여 0.11g을 53도에 부착하였다.

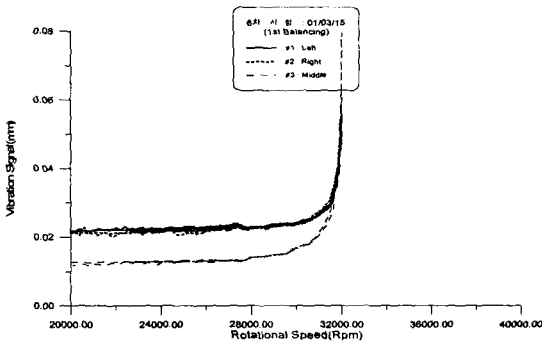


Figure 9 1차 밸런싱 결과

5.3 2차 밸런싱

Figure 10은 2차 밸런싱 후, 측정된 진동 신호로 최대 32,200rpm 까지 운전되었으며, 그 크기가 약 40 μ m 정도가 되었다. 진동을 더 줄이기 위하여 31,000rpm에서의 진동신호를 이용하여 영향계수와 불균형량을 계산하였으며, 계산된 불균형량은 0.21g, 218도이었다. 이 계산결과로부터 불균형량을 보정하기 위하여 0.11g을 37도에 부착하였다.

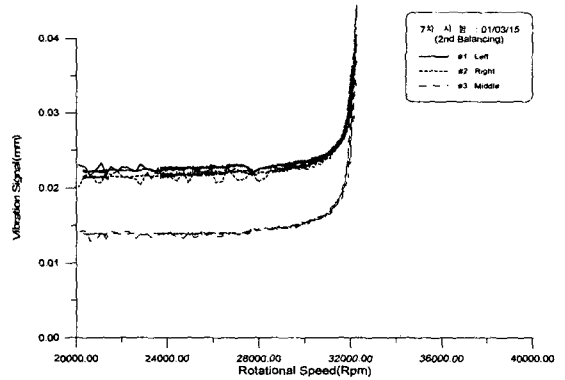


Figure 10 2차 밸런싱 결과

5.4 최종진동 신호

Figure 11은 3차 밸런싱(최종) 후 측정된 진동 신호로 안정하게 고품 위험속도를 통과하였으며, Figure 12는 측정된 축중심의 진동신호에서 런아웃을 제거한 신호로 최대 진동의 크기는 약 25 μ m 정도로 불균형량에 의한 응답곡선을 명확하게 보여 주고 있다. 그리고 최대 진동이 나타내는 속도는 32,600rpm으로 계산으로 구한 32,900rpm과 거의 일치하는 것을 알 수 있다.

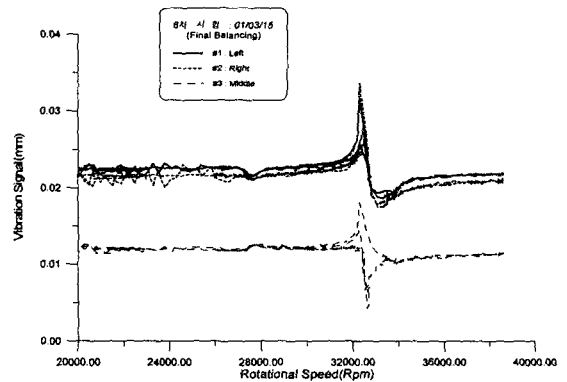


Figure 11 최종 밸런싱 결과

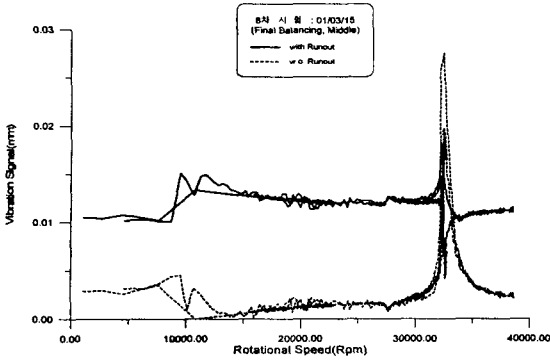


Figure 12 런아웃을 제거한 최종 밸런싱 결과

Figure 13은 전체 밸런싱과정을 1개의 그래프로 나타낸 것으로 축중심부에서 측정된 진동신호에서 런아웃을 제거한 진동신호를 나타낸다. 그림에서 보면 알 수 있듯이 밸런싱을 통하여 불균형량에 의한 진동의 크기를 줄일 수 있었으며, 안전하게 급힘 위험속도를 통과할 수 있었다. 영향계수를 이용하여 계산되었던 초기 불균형량은 0.41g, 250도로 최종적으로 교정된 0.437g, 58도와 비교하였을 때 상당히 정확히 계산됨을 알 수 있다.

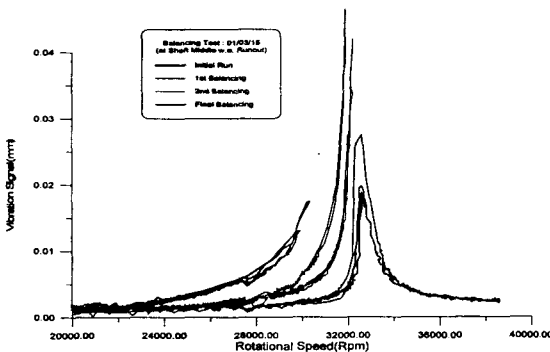


Figure 13 런아웃을 제거한 초기 구동과 밸런싱 결과

5.5 AFB 감쇠계수

회전체의 급힘 위험속도를 통과하는 시험과 회전체에 대한 불균형응답 해석을 통하여 사용된 AFB에 대한 감쇠계수를 추정하였다. AFB의 감쇠계수는 측정된 진동신호로부터 감쇠비(Damping Ratio)를 구하여 표 3에 나타내었으며, 같은 감쇠

비가 나오도록 하는 감쇠계수를 회전체 불균형응답 해석을 통하여 구하였다. 여기서 전방과 후방배어링의 감쇠계수를 동일한 것으로 가정하였다.

표 3 감쇠계수 변화에 따른 감쇠비의 변화

감쇠계수	감쇠비, ζ
축경	0.0089
200 N/m/sec	0.0050
250 N/m/sec	0.0061
300 N/m/sec	0.0072
400 N/m/sec	0.0094
600 N/m/sec	0.0137

위의 표에서 보는 바와 같이 위험속도를 통과할 때, 사용된 AFB의 감쇠계수는 약 300 ~ 400 N/m/sec 정도로 예상된다.

6. 결론

AFB으로 지지된 탄성회전체의 1차 급힘 위험속도를 통과하는 시험으로부터 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. AFB으로 지지된 탄성회전체에 대해 3번의 밸런싱을 수행하여 1차 급힘위험속도를 안정하게 통과할 수 있었으며, 이 때 측정된 최대 진동은 축중심부에서 약 25 μm 이었다.
2. 시험 후 사용된 AFB에 대한 분해 검사결과 아무런 이상이 없었으며, 계속적인 사용이 가능하였다. 이로부터 개발된 AFB은 탄성회전체의 1차 급힘 위험속도를 통과하는 회전체에 적용이 가능할 것으로 생각된다.
3. 시험을 통하여 위험속도를 통과할 때 사용된 AFB의 감쇠계수를 추정할 수 있었으며, 그 크기는 300~400 N/m/sec 정도이었다.
4. 회전체 밸런싱에서 사용된 영향계수법은 본 시험에 적절한 밸런싱 방법이라 생각되며, 주파수 분석기를 통하여 나온 진동신호의 크기와 위상으로 부터 정확한 불균형량의 크기와 위상을 구할 수 있는 방법을 개발하였다.

후기

본 연구는 과학기술부가 지원하는 국가지정연구실 (NRL)의 일환으로 수행된 결과로, 이에 관계자 여러분들께 감사 드립니다.

참고문헌

1. Rao, J. S., *Rotordynamics*, New York: John Wiley & Sons, 1983.
2. Vance, J. M., *Rotordynamics of Turbomachinery*, New York: John Wiley & Sons, 1988.
3. Goodwin, M. J., *Dynamics of Rotor-Bearing Systems*, London: Unwin Hyman Ltd., 1989.
4. Ehrich, F. F., *Handbook of Rotordynamics*, McGraw-Hill, 1992.
5. ISO Standard Handbook.4, ISO, 1945.
3. Darlow, M. S., *Balancing of High Speed Machinery*, Springer-Verlag, New York Inc. 1989.
7. Lee, C. W., *Vibration Analysis of Rotors*, Kluwer Academic Publishers, 1993.