

임팩트 테스트를 이용한 초고속 회전체용 공기 포일 베어링의 동특성 계수 측정

박철훈*· 최상규* · 함상용*

Measurement of Dynamic Coefficients of Air Foil Bearing for High Speed Rotor by Using Impact Test

Cheol Hoon Park*, Sang Kyu Choi*, Sang Yong Ham*

Key Words : Micro turbine generator(마이크로 터빈 발전기), Air foil bearing(공기포일 베어링), Impact test(임팩트 테스트), High speed rotor(초고속 회전체)

ABSTRACT

MTG(Micro turbine generator) operating at 400,000 rpm is under development and the impact test rig to measure the dynamic stiffness and damping coefficient of air foil bearing for high speed rotor is presented in this study. The stiffness and damping coefficient of air foil bearing depending on the rotational speed can be measured easily and effectively by using the simple configuration of impact test rig which is composed of air gun, gap sensors and high speed motor. The estimation results of stiffness and damping coefficient using least square estimation method is presented as well.

1. 서 론

최근 이동형 로봇이나 소형 무인 장비 등과 같이 휴대용 전원을 필요로 하는 장비들이 많이 개발되고 있다. 그러나 현재 휴대용 전원으로 가장 많이 사용되고 있는 배터리의 경우 출력밀도는 높지만 에너지밀도가 낮아 연속사용 시간이 짧고 충전시간이 오래 걸리며 전원에 대한 접근이 어려운 곳에서는 충전이 불가능한 문제가 있다. 다른 형태의 휴대용전원인 연료전지는 에너지밀도는 높으나 출력밀도가 낮아 고출력이 요구되는 전기모터에는 사용이 어려운 단점이 있다. 이동형 로봇이나 로봇 복장의 경우 높은 에너지 밀도와 출력 밀도를 동시에 요구한다. 이에 따라 새로운 형태의 휴대용 전원 장치 개발에 대한 요구가 대두되었는데 마이크로 가스 터빈을 이용한 발전기가 이러한 요구를 만족시킬 수 있는 적합한 수단의 하나로 알려져 있으며 일본, 벨기에, 스위스, 미국 등에서는 꾸준히 연구가 계속되고 있다.⁽¹⁾⁽²⁾ 본 연구원에서는 출력밀도 500W급의 마이크로 가스터빈 발전기(Micro turbine generator, MTG)을 개발하고 있다. 싸이클 해석결

과 500W의 출력을 발생시키기 위해서는 전동(motoring) 모드로 자력유전속도(self-sustaining speed)인 20만 rpm까지 압축기의 속도를 증가시키고 그 이후 계속 속도를 증가시키다가 40만 rpm에서 정상상태 발전을 해야 한다.⁽³⁾ 40만 rpm이라는 초고속에서 회전체가 안정적으로 회전하기 위해서는 회전축과 베어링의 설계가 매우 중요하다. 가능한 한 운전범위 내에서는 시스템의 위험속도(critical speed)를 피해야하며 회전체 역학적으로 시스템이 안정하도록 베어링을 설계하여야 한다. MTG와 같이 큰 부하 상태에서 동작하는 고속용 회전체와 베어링을 개발하기 위해서는 설계단계에서 동작 속도 및 부하 조건에 대한 회전체 동역학적 위험속도 및 안정성 해석이 가능하여야한다. 이를 위해 회전체계의 동역학적 모델링을 정확하기 위해서는 회전속도에 대한 베어링의 강성(stiffness) 및 감쇠계수(damping coefficient) 등의 동특성 데이터가 필요하다. 이들을 얻기 위해서는 해석적 방법을 사용하여 예측하거나 실험 데이터를 이용하여 계산해내는 방법이 있다.⁽⁴⁾ 본 연구에서는 실험을 통한 베어링 동특성 측정 방법을 확립하여 베어링 설계/해석 기술을 확립하고자하는 목적으로, MTG용 공기포일 베어링의 동특성 데이터를 실험적으로 얻기 위한 한 가지 방법으로서 공기총을 사

* 한국기계연구원 나노융합·생산시스템연구본부

† 교신저자, E-mail : parkch@kimm.re.kr

용한 임팩트 테스트 방법을 소개하고 그 실험 결과를 제시한다.

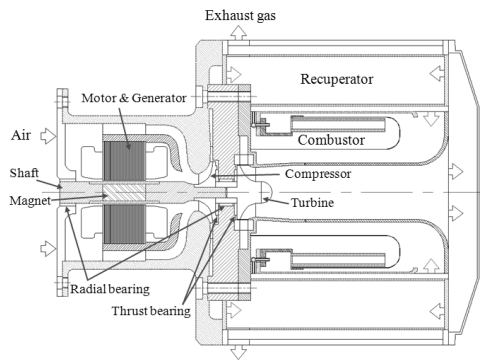
2. 마이크로 터빈 발전기의 구성 및 동작

Fig. 1의 구성도와 같이 예비 설계된 500W급 MTG는 모터&발전기, 원심형 압축기, 구심형 터빈, 연소기, 열교환기로 구성되어있다. 500W급 MTG는 부피 1,000 cm³의 휴대가 가능한 작은 크기를 가지도록 개발하는 것이 목표이기 때문에 압축기 및 터빈이 회전축에 직접 연결되어 회전하는 직결 구동방식으로 설계하였다. 회전축은 구조해석을 거쳐 외경이 8 mm로 설계되었으며 이를 지지하는 베어링은 반경방향(radial) 베어링과 추력방향(thrust) 베어링 모두 공기포일 베어링(air foil bearing)으로 선정하였다. 공기포일 베어링은 공기를 윤활제로 사용하여 회전축이 회전함에 따라 형성되는 베어링 주위 공기의 압력구배에 의해 스스로 회전축을 부양시키는 베어링으로서 경량이며 소형화가 가능하다. 또한 윤활제인 공기의 점성이 기름에 비해 매우 작기 때문에 점성마찰에 의한 동력손실이 적어 고속회전이 가능하며, 별

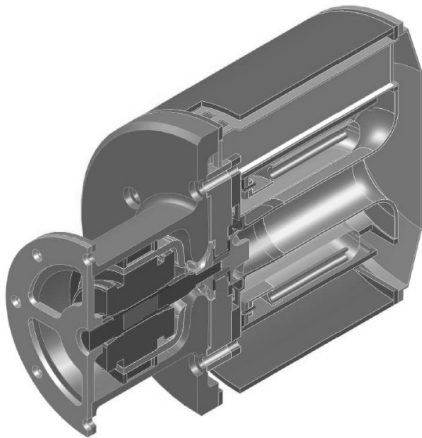
도의 윤활유 회수장치나 실링(sealing)이 필요없어 구조가 간단하며 가격이 저렴한 장점이 있다.

3. 회전체 구동용 초고속 모터

MTG의 회전체 동역학 해석을 정확히 하기 위해서는 회전 속도에 대한 베어링의 강성 및 감쇠계수가 필요하다. 40만 rpm에서 동작하는 회전체의 위험속도나 안정성 해석을 위해서는 40만 rpm에서의 강성 및 감쇠계수를 입력해야하는데 실험적으로 이를 측정하기 위해서는 40만 rpm으로 회전체를 회전시켜야하지만 현실적으로 이러한 고속으로 회전체를 회전시키기는 쉽지 않다. 또한, 현재는 MTG용 회전체와 베어링을 개발하는 초기 단계이기 때문에 예비 설계된 직경 8 mm인 회전체를 지지하는 공기포일 베어링을 제작하는 것도 쉽지 않다. 따라서 본 연구에서는 설계된 MTG용 모터, 회전체, 베어링의 제작이 완료되기 이전에 실험적인 베어링 동특성 측정 기법을 사전에 확립하기 위한 목적으로 제작이 용이하면서도 최대한 작은 크기의 공기포일 베어링으로 회전체를 지지하고 최대한 높은 속도를 달성할 수 있는 모터를 이용하여 공기포일 베어링의 실험적으로 동특성을 측정하고 이 실험 데이터를 이용하여 MTG용 회전체 동역학 해석에 이



(a)



(b)

Fig. 1 (a) Two-dimensional view and (b) cross-sectional view of preliminary layout of micro turbine generator

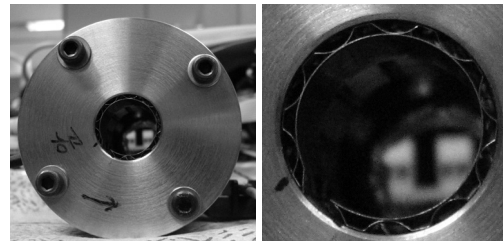


Fig. 2 Bump-type air foil bearing

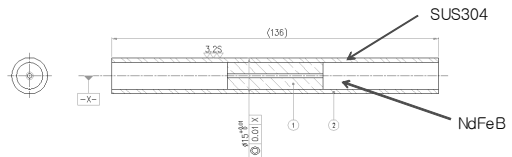


Fig. 3 Draft of high speed rotor



Fig. 4 High speed rotor and motor

용하고자 하였다. 제작한 초고속 모터는 25만 rpm급 3상 2극 12 슬롯 영구자석형 동기모터로서 회전체 슬리브 내부에 영구자석이 열박음되어 고정되어있으며 Fig. 2와 같은 범프형 공기 포일 저널 베어링을 사용한다.

실험 중 회전체는 무부하 상태에서 회전하므로 모든 회전 속도 범위에서 축방향 추력이 거의 발생하지 않기 때문에 쓰러스트 베어링은 장착되어 있지 않다. 임팩트 테스트를 수행하기 위해서는 외부에서 회전축에 충격(impact)을 가하고 센서가 모터의 고정자 외부에서 회전축의 진동을 측정해야 하므로 회전체의 부가적인 길이가 필요하다. 따라서 회전축은 모터 고정자보다 실험에 필요한 만큼 길게 설계 제작하였다. Fig 3과 Fig. 4에 실험에 사용하기 위해 제작한 초고속 회전체와 모터의 도면과 사진을 나타내었다. 회전축의 외경은 15 mm, 내경은 14 mm이며 SUS304 슬리브(sleeve)내에 NdFeB 모터용 자석을 열박음 하였다. 회전축 구조해석 결과 25만 rpm에서 약 10%의 응력여유를 가지고 회전할 수 있으며 모드 해석결과 약 24만 rpm에서 1차 굽힘 모드가 존재하는 것으로 해석되었다.

4. 공기총 임팩트 테스트용 실험 장치의 설계

초고속 회전체에 사용되는 베어링의 동특성을 임팩트 테스트 법으로 측정하기 어려운 점 중의 하나는 고속으로 회전하는 회전체에 임팩트를 주는 방법이다. 임팩트 효과를 정확히 주기 위해서는 타격물이 회전체에 임팩트를 가한 후 즉시 회전체와 분리되어야 하는데, 정지되어 있거나 수천 rpm이하의 저속으로 회전하는 회전체라면 임팩트 헤머 등을 사용하여 타격을 할 수 있지만, 고속으로 회전하는 회전체의 경우 거의 불가능하다.⁽⁵⁾⁽⁶⁾ 그래서 본 연구에서는 고속 회전체에 임팩트를 가하는 수단으로 시중에서 쉽게 구할 수 있는 BB탄을 사용하는 Fig. 5와 같은 장난감 공기총을 사용하기로 하였다. 장난감 공기총은 발사 속도를 조절하여 임팩트의 크기를 어느 정도 조절 가능할 뿐 아니라 플라스틱 재질의 탄환은 회전체와 충돌하여 임팩트만 가한 후 바로 튕겨나가기 때문에 효과적으로 임팩트를 가할 수 있는 매우 좋은 수단이다.⁽⁷⁾

Fig. 6에 공기총을 사용하여 회전축에 임팩트를 가할 수



Fig. 5 Air gun for impact test

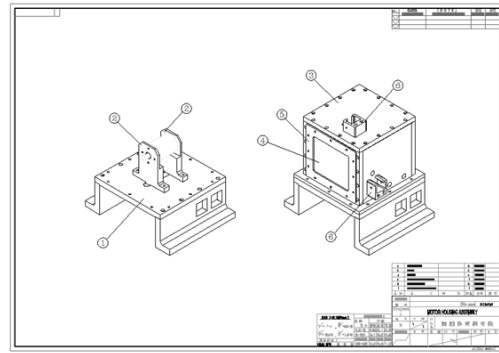


Fig. 6 Draft of Test rig for impact test

있는 실험 장치의 설계도를 나타내었다. 회전축의 한쪽 끝에 X축과 Y축의 진동을 측정할 수 있는 갭센서를 부착하고, 고속 회전체에 임팩트를 가할 때 회전체가 파괴되거나 BB탄이 튀어나가는 위험으로부터 보호하기 위하여 외부와 차단할 수 있는 케이스를 제작하였다. 케이스의 세 옆면은 내부를 관찰할 수 있도록 강화유리와 방탄필름을 사용하여 투명하게 처리하였다. 케이스의 윗면과 옆면에는 공기총을 고정하여 항상 일정한 위치와 방향으로 BB탄을 발사할 수 있도록 거치대를 부착하였다. 거치대가 설치되는 부분에는 공기총으로부터 발사되는 탄환이 통과할 수 있도록 구멍을 가공하였고, 발사된 총알이 회전체를 타격할 수 있도록 정렬되어 있다.

5. 임팩트 실험

5.1 공기총을 사용한 회전체 임팩트 실험

임팩트 실험장치를 Fig. 7과 같이 제작한 후 Fig. 8과 같이 임팩트 실험을 위한 구성을 하였다. 모터 고정 지그(jig)의 한쪽 끝에는 회전체의 X축, Y축 진동을 각각 측정하기 위

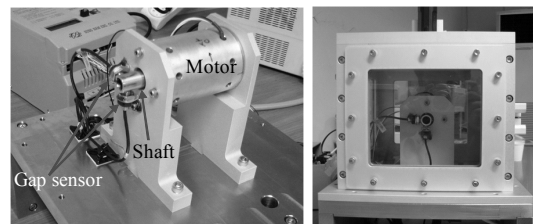


Fig. 7 Test rig for air gun impact test

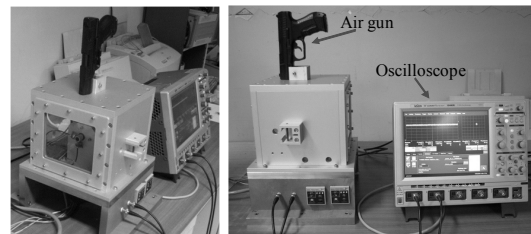


Fig. 8 Experimental setup for air gun impact test

한 캡센서가 부착되어있다. 캡센서는 분해능 0.6 μm , 주파수 응답 10kHz의 오므론(Omron)사의 E2CA센서를 사용하였다. Fig. 5의 공기총은 임팩트의 방향에 따라 윗면과 옆면에 부착해가며 실험을 진행하였다. 회전체의 진동 데이터는 디지털 오실로스코프를 이용하여 획득하였다. 실험에 사용된 오실로스코프는 시간영역 플롯뿐만아니라 동시에 orbit 플롯도 표시가 가능하여 회전축의 XY평면에서의 진동을 잘 관찰할 수 있다. 임팩트 테스트 순서는 아래와 같으며 이렇게 측정된 시간영역 진동 데이터를 바탕으로 최소자승추정법(Least square estimation method)를 이용하여 강성 및 감쇠계수를 계산한다.

- ① 캡센서의 출력을 오실로스코프의 채널 1과 2에 연결
- ② 채널 1의 레벨 트리거로 오실로스코프의 트리거 설정
- ③ 모터를 특정 회전속도로 구동시킨 후 회전속도 유지
- ④ 공기총을 발사하여 회전체에 임팩트 가함
- ⑤ 채널 1의 트리거에 의해 오실로스코프에 임팩트 순간부터 회전체의 진동이 캡쳐됨
- ⑥ 오실로스코프의 캡쳐된 화면과 시간 데이터를 저장
- ⑦ ③~⑥번을 12,000 rpm부터 12,000 rpm간격으로 132,000 rpm까지 반복 실험
- ⑧ 저장된 시간데이터를 사용하여 베어링의 강성 과 감쇠 계수 계산
- ⑨ ③~⑧번을 공기총 장착 구성을 상면, 측면 각각에 대해 수행

별도로 로드셀을 이용하여 공기총에 의한 충격력을 측정 한 결과에서는 약 12~13N으로 측정되었다. 이 가진력에 의해 회전속도에 따라 수십 μm 범위의 최대 변위가 발생되는 임팩트 응답을 볼 수 있었다. Fig. 9에 아래방향으로 임팩트를

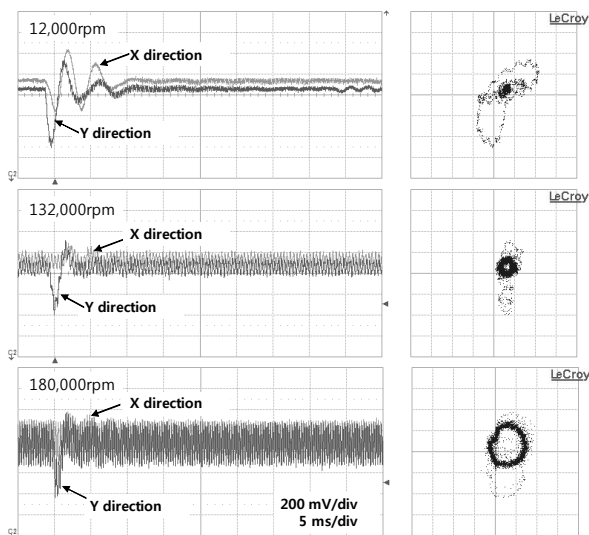


Fig. 9 Response of high speed rotor for air gun impact

가하는 경우에 대해 회전속도 12,000 rpm과 132,000 rpm에서의 오실로스코프 상에 표시된 X, Y방향 각각의 응답과 orbit 플롯을 나타내었다. 오실로스코프의 Y축 1V는 회전축의 변위 약 0.29 mm에 해당한다. 5만 rpm 이하의 상대적 저속에서는 임팩트에 의한 회전체의 진동을 명확하게 관찰할 수 있지만 회전속도가 증가 할수록 회전체의 불평형 응답이 커져서 회전속도에 동기되는 오차성분이 크게 섞이기 때문에 임팩트에 의한 회전체의 진동을 뚜렷히 관찰하기 어렵다. 회전속도가 12,000 rpm일 때 실시한 임팩트 실험의 경우 임팩트에 의한 회전체의 진동파형은 약 250 Hz 주기의 진동이 임팩트 후 약 3주기 내에 대부분이 감쇠되는 것으로 관찰되었다.

5.2 임팩트 실험 데이터의 신호처리

뒷 절에서 언급되는 최소자승추정법에서는 불평형 휘둘림 성분을 무시하게 된다. 회전속도에 따라 크기의 차이는 있지만 불평형 휘둘림 성분 등이 섞여있는 신호에서는 계산에 필요한 신호의 피크(peak)값을 정확히 추출해 낼 수가 없어 계산된 강성 및 감쇠계수에 오차가 포함되게 된다. 이러한 오차요인을 줄이기 위해서는 각각의 회전속도에서 측정된 회전체의 진동신호로부터 불필요한 오차성분을 제거하고 관심 있는 임팩트에 의한 진동 신호이외의 진동 주파수 성분들을 필터링 시켜서 제거하는 별도의 신호처리 과정이 필요하다. 측정된 진동신호는 크게 다음 3가지 주파수 성분을 가지고 있다.

- ① 임팩트에 의한 강체모드 주파수 진동
- ② 임팩트 및 회전에 의한 굽힘모드 주파수 진동
- ③ 불평형 응답에 의한 회전 주파수 진동

이 세 가지 중 회전속도에 대한 베어링의 강성과 감쇠계수를 계산하기 위해서는 측정된 진동신호로부터 임팩트에 의

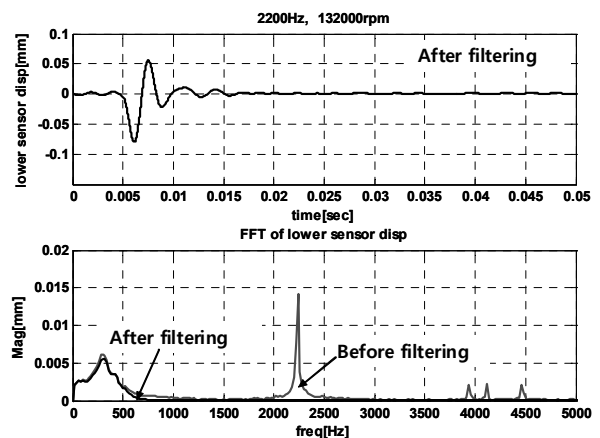


Fig. 10 Filtered data to extract the impact vibration only

한 굽힘모드 주파수 진동과 불평형 응답에 의한 회전 주파수 진동을 제거하여 임팩트에 의한 강체모드 주파수 진동만 뽑아내야한다. 임팩트에 의한 진동성분은 400 Hz이하의 저주파이기 때문에 상대적으로 고주파인 임팩트에 의한 굽힘모드 주파수 진동을 제거하기 위해서는 3,500 Hz이상의 주파수 성분을 제거하기 위한 저역통과필터(lowpass filter)를 사용한다. 불평형 응답에 의한 회전주파수 진동을 제거하기 위해서는 해당 주파수 성분만을 제거하기 위한 노치필터(notch filter)를 사용한다. Fig. 10에 Fig. 9의 132,000rpm에서의 Y방향 신호를 신호처리한 시간영역 데이터와 주파수영역에서 신호처리 전후의 FFT를 비교하여 나타내었다.

5.3 베어링의 강성 및 감쇠계수의 계산

각각의 회전속도에서 측정된 회전체 진동신호를 Fig. 10과 같이 신호처리한 후 최소자승추정법(Least square estimation method)을 이용하여 다음과 같이 베어링의 강성과 감쇠계수를 계산한다.⁽⁸⁾

2개의 베어링에 의해 대칭으로 지지되는 강체 회전체의 경우 다음과 같이 수평/수직방향의 운동방정식을 정적 평형 위치로 부터의 미소변위 x, y 에 대해 나타낼 수 있다.

$$2m\ddot{x} + 2(c_{xx}\dot{x} + k_{xx}x + c_{xy}\dot{y} + k_{xy}y) = 2m\omega^2 e \cos \omega t + 2F_x \quad (1)$$

$$2m\ddot{y} + 2(c_{yy}\dot{y} - k_{yx}x + c_{yy}\dot{y} + k_{yy}y) = 2m\omega^2 e \sin \omega t + 2F_y \quad (2)$$

여기서, $2m$ 은 회전체의 질량, ω 는 회전체의 각속도, e 는 편심량, $k_{xx}, k_{xy}, k_{yx}, k_{yy}$ 는 베어링의 강성계수, $c_{xx}, c_{xy}, c_{yx}, c_{yy}$ 는 베어링의 댐핑계수이다. (1)식의 $2F_x$ 는 x 방향의 임팩트이며 이때의 $x(t), y(t)$ 는 $2F_x$ 에 의한 x, y 방향의 변위이고, (2)식의 $2F_y$ 는 y 방향의 임팩트이며 이때의 $x(t), y(t)$ 는 $2F_y$ 에 의한 x, y 방향의 변위이다. $x(t)$ 는 식(3)과 같이 DC 성분이 제거된 푸리에시리즈로 나타낼 수 있으며, $y(t), F_x(t), F_y(t)$ 도 마찬가지로 나타낼 수 있다.

$$x(t) = \sum_{n=1}^N [x_n^c \cos(n\omega_0 t) + x_n^s \sin(n\omega_0 t)] \quad (3)$$

여기서, x_n^c, x_n^s 는 푸리에시리즈 n 차 코사인, 사인성분의 계수이다. 식(3)을 (1), (2)에 대입한 후 $\cos(n\omega_0 t)$ 와 $\sin(n\omega_0 t)$ 로 정리하면 식(4)와 (5)를 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} x_n^c & n\omega_0 x_n^s & y_n^c & n\omega_0 y_n^s & -F_{xn}^c & -F_{yn}^c \\ x_n^s & -n\omega_0 x_n^c & y_n^c & -n\omega_0 y_n^s & -F_{xn}^c & -F_{yn}^c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_{xx} \\ c_{xx} \\ k_{xy} \\ c_{xy} \\ b_x \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} mn^2 \omega_0^2 x_n^c \\ mn^2 \omega_0^2 x_n^s \end{bmatrix}_{n=1, \dots, N} \quad (4)$$

$$\begin{bmatrix} x_n^c & n\omega_0 x_n^s & y_n^c & n\omega_0 y_n^s & -F_{xn}^c & -F_{yn}^c \\ x_n^s & -n\omega_0 x_n^c & y_n^c & -n\omega_0 y_n^s & -F_{xn}^c & -F_{yn}^c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -k_{yx} \\ c_{yx} \\ k_{yy} \\ c_{yy} \\ 0 \\ b_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} mn^2 \omega_0^2 y_n^c \\ mn^2 \omega_0^2 y_n^s \end{bmatrix}_{n=1, \dots, N} \quad (5)$$

여기서, b_x, b_y 는 임팩트력의 측정 계인이며, 식(4), (5)에서 간략화를 위해 불평형력은 무시되었으나 앞절에서 언급한 바와 같이 불평형력에 의한 성분은 측정신호에서 제거하였으므로 결과에는 영향을 주지 않는다.⁽⁸⁾ 식(4)와 (5)는 각각 $2N$ 개의 방정식으로 구성되어있으며 식(6)과 같이 행렬 형태로 간단히 나타낼 수 있다.

$$W_F \Phi_F = C_F \quad (6)$$

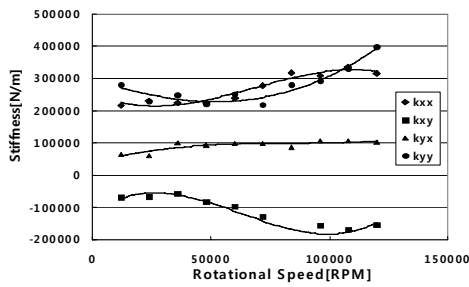
여기서, W_F 는 변위와 임팩트력의 푸리에계수로 구성된 $2N \times 6$ 행렬이고, Φ_F 는 추정하고자하는 강성계수, 댐핑계수로 구성된 6×1 벡터이며, C_F 는 변위의 푸리에계수로 구성된 $2N \times 1$ 벡터이다. 식(4)와 식(5)에 대해 각각 식(7)과 같은 최소자승추정식을 적용하면 강성계수와 댐핑계수를 얻을 수 있다.

$$\hat{\Phi}_F = (W_F^T W_F)^{-1} W_F^T C_F \quad (7)$$

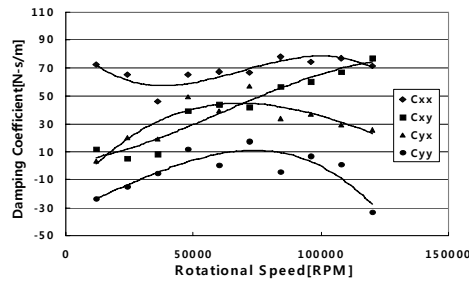
Fig. 11에 위의 방법에 의해 계산한 회전속도에 대한 강성과 감쇠계수를 추세선과 함께 나타내었으며 회전속도에 대해 일정한 경향성을 가지며 변화하는 것을 볼 수 있다.

6. 결 론

지금까지 공기충을 사용한 간단한 임팩트 실험 장비를 구성함으로써 초고속 회전체에 사용되는 공기포일 베어링의 강성과 감쇠계수를 효과적으로 측정할 수 있는 방법을 제시하였다. 전동모드로 20만 rpm까지 구동할 수 있는 MTG용 회전체와 공기포일 베어링을 제작한 후 본 논문에서 제시한



(a)



(b)

Fig. 11 (a) Stiffness and (b) damping coefficients calculated by using least square estimation method

방법과 동일한 절차를 거쳐 강성 및 감쇠계수를 구하고 그 보다 높은 회전속도에 대해서는 커브피팅(curve fitting)을 통해 강성 및 감쇠계수를 예측할 수 있다. 이렇게 얻은 결과를 사용하여 정격속도인 40만 rpm에서의 안정성과 불평형 응답 등을 예측할 수 있을 것으로 판단된다. 또한 기존의 섭동법 등의 해석적인 방법의 베어링 동특성 예측을 본 논문과 같은 실험을 통해 검증함으로써 베어링 설계/해석 기술을 확립하는데 기여할 수 있을 것으로 기대한다.

후 기

본 연구는 방위사업청 및 국방과학연구소 지원으로 수행

되는 차세대 군용전원특화연구센터 사업의 일환으로 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) Isomura, K., Tanaka, S., Togo, S. and Esashi, M., 2005, "Development of high-speed micro-gas bearings for three-dimensional micro-turbo machines," *Journal of Micromechanics and Microengineering*, Vol. 15, No. 9, pp. S222~S227.
- (2) Zwysig, C., Kolar, J. W., Thaler, W. and Vohrer, M., 2005, "Design of a 100W, 500000 rpm Permanent-Magnet Generator for Mesoscale Gas Turbines," *Industry Applications Conference*, Vol. 1, pp. 253~260.
- (3) 한상조, 박준영, 박무룡, 최범석, 2010, "초소형 가스 터빈 사이클 해석," *대한기계학회 충청지회 춘계학술대회*, pp. 357~358.
- (4) 류근, 이용복, 이병수, 김창호, 2004, "터보 방식으로 구동되는 마이크로 파워 시스템의 회전체 동역학적 특성에 관한 연구," *유체기계 연구개발 발표회 논문집*, Vol. 18, No. 2, pp. 109~115.
- (5) 이용복, 김태호, 김창호, 이남수, 최동훈, 2002, "범프 포일 베어링들의 동적 계수에 관한 실험적 연구," *윤활학회지*, pp. 42~48.
- (6) Qiu, Z. L. and Tieu, A. K., 1997, "Identification of sixteen force coefficients of two journal bearings from impulse responses," *Wear*, Vol. 212, No. 2, pp. 206~212.
- (7) 박철훈, 최상규, 함상용, 백선희, 2010, "250k rpm급 초고속 모터용 공기 포일 베어링의 동특성 측정," *한국정밀공학회 춘계학술대회*, pp. 777~778.
- (8) Burrows, C.R., and Sahinkaya, M.N., 1981, "Frequency-domain estimation of linearized oil-film coefficients," *ASME Journal of Lubrication Technology*, Vol. 104, No. 2, pp. 210~215.