

MAC을 이용한 회전축계 시스템의 모드정렬 방법

A Mode Sorting Method Using the MAC of a Rotor-bearing System

임종혁*, 김민성*, 이규호**, 박철준**, 정진태†
Jonghyuk Lim, Minsung Kim, Kyuho Lee, Chuljun Park and Jintai Chung

(Received February 23, 2015 ; Revised April 8, 2015 ; Accepted April 8, 2015)

Key Words : Modal Assurance Criterion(모드평가기준), Campbell Diagram(캠벨선도), Mode Vector(모드벡터), Natural Frequency(고유진동수), Rotor(회전체), Journal Bearing(저널베어링)

ABSTRACT

This paper presents a sorting method of mode vectors and natural frequencies about a rotor-journal bearing system. The rotor is solved by the finite element method, the bearing stiffness and damping coefficient are solved by the finite difference method. At any rotation speed section through the eigenvalue analysis of the system, mode vectors and natural frequencies not sorted are confirmed via the Campbell diagram and the MAC(modal assurance criterion). To sort mode vectors and natural frequencies of the section, a mode sorting method is presented through a method of rearranging the MAC of the mode vectors. Finally, the mode vectors and the natural frequencies are sorted by using the presented method, these are verified through the MAC.

기 호 설 명

- B : 베어링 감쇠
- c : 베어링 간극
- D : 베어링 직경
- h : 베어링 유막두께
- K : 베어링 강성
- p : 유막압력
- R : 베어링 반경
- W : 축하중
- λ : 고유진동수
- μ : 유막점성계수
- Ω : 회전속도
- ψ : 모드벡터

- M : 질량행렬
- G : 자이로스콕픽 행렬
- K : 강성행렬

1. 서 론

현대 기술이 발전함에 따라 산업체에서 사용되는 대부분의 대형 회전기계들은 고속 운전에 따른 고출력, 경량화 그리고 경제적 차원에서의 설계비용 절감을 목표로 하고 있다. 이러한 이유로 고속운전에 따른 고출력 및 경량화의 목표달성을 위해 설계단계에서의 회전축계 시스템의 정확한 동특성 해석이 요구되고 있다.

대형 회전축계 시스템의 개선된 설계를 위해 회전축(rotor)과 그것을 지지하는 저널베어링에 대한

† Corresponding Author ; Member, Hanyang University
E-mail : jchung@hanyang.ac.kr
Tel :+82-31-400-5287, Fax :+82-31-406-6964
* Hanyang University
** Hyosung Corporation

‡ Recommended by Editor Heung Soo Kim
© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

정확한 동특성 분석이 수행되어야 한다. 회전축은 회전속도에 따라 고유진동수가 변하는 특성을 갖고 있다. 이러한 회전축을 지지하는 저널베어링은 회전 속도에 따라 유막압력이 비선형적으로 변하는 특성이 있으며, 이에 상응하는 베어링 강성 및 감쇠도 비선형적으로 변하는 특성을 갖고 있다. 그 결과 저널베어링이 있는 회전축계 시스템의 고유진동수는 비선형적으로 변하는 특성이 나타난다.

이러한 회전축계 시스템의 동특성을 보다 쉽게 파악하기 위한 노력의 일환으로 회전속도에 따른 고유진동수의 변화를 나타낸 캠벨선도(Campbell diagram)가 있다. 캠벨선도는 구동속도의 배수성분과 연관되는 고유모드의 위치를 확인할 수 있으며, 구동속도 범위에 대한 공진여부를 관찰할 수 있어 유용하게 활용되고 있다. 하지만 수치적으로 고유진동수를 계산하는 과정에서 고유진동수의 오정렬 문제로 인하여 두 개의 고유진동수 선도의 교차지점에서 고유진동수가 급격하게 변하는 양상의 캠벨선도가 산출되며 각 고유진동수에 해당하는 고유모드가 바뀐 결과가 나오게 된다. 이러한 이유로 오정렬된 고유진동수와 고유모드 결과가 산출될 수 있기 때문에 고유진동수와 고유모드를 정렬하는 방법을 적용하여 정확한 해석을 수행해야 한다.

이 연구에서는 고유모드들 사이의 유사성을 정량적으로 나타낼 수 있는 방법인 MAC(modal assurance criterion)을 사용하였다. MAC은 실험으로 얻어진 고유모드의 유사성을 확인하기 위해 사용되기도 하고, 실험으로 구한 고유모드와 이론으로 구한 고유모드의 유사성을 확인하기 위해 사용되기도 한다. MAC은 그 사용분야가 다양하여 많은 부분에 적용되고 있으며 MAC과 유사한 방법들이 연구되고 있다. MAC은 1970년대에 처음으로 제안되었다. 1980년 초에는 시뮬레이션 결과와 이론적인 모드형상을 비교하는데 사용되었다⁽¹⁾. MAC에 대한 민감도 개선을 위해 고유벡터의 역행렬을 취하여 IMAC(inverse MAC)을 제안하였다⁽²⁾. 질량분포가 일정하지 않은 mass-spring 시스템과 연속적인 빔에서의 MAC을 통해 고유모드의 변화를 연구하였고⁽³⁾, 균열이 있는 판과 트러스 구조물의 모드 비어링(mode veering)과 모드 교차(mode crossing) 현상에 대해서 MAC을 이용하여 실험과 이론으로 얻어진 모드형상을 고찰하였다^(4,5). 또한 탄성체구의 공기 중에서 모드형상과 수중에서의 모드형상

이 일치하고 탄성체구의 모드형상은 수중에서 보존되지 않는 것을 MAC의 비교를 통해 규명하였다⁽⁶⁾.

캠벨선도의 모드정렬에 대한 연구로는 NC2O(normalized cross complex orthogonality)를 이용하여 모드 비어링과 모드 교차가 일어나는 구간에서의 모드의 유사성을 평가하고, 모드 교차 구간에서 나타나는 오정렬된 모드를 정렬한 것이 있다⁽⁷⁾. 하지만 이 연구에서 사용한 MAC과 비교하여 모드의 유사성을 평가하는 방법이 복잡한 특징이 있다.

이 연구에서는 저널베어링으로 지지되어 있는 회전체를 대상으로 이론모형을 수립하였다. 유한요소법을 이용하여 회전축을 해석하였고, 그것을 지지하고 있는 저널베어링의 강성 및 감쇠력을 유한차분법으로 계산하였다. 수립된 모델을 이용하여 회전속도에 따른 고유진동수 및 고유벡터를 계산하고, 모드들이 오정렬되는 구간을 캠벨선도와 MAC을 통해 분석하였다. 모드 오정렬 문제를 해결하기 위해 MAC을 이용하여 모드정렬 방법을 제시하였고, MAC을 이용하여 그 결과를 분석하였다.

2. 이론모델 수립

2.1 축계의 유한요소 해석 모델

실제 전동기에 사용되는 회전축은 부재의 길이에 대한 상대적인 두께비가 크므로 두께 방향으로의 전단변형을 고려할 수 있는 티모센코 빔(Timoshenko beam)을 사용하여 모델링 하였다. Fig. 1은 이 연구에서 사용된 전동기의 유한요소 해석 모델을 나타낸다. 해석모델은 축 요소 73개, 디스크 요소 11개로 되어있고, 그것을 지지하는 두 개의 저널베어링은 13번, 61번 절점에 위치한다. 수립된 유한요소 모델의 운동방정식은 식 (1)과 같다.

$$M\ddot{q} + G(\Omega)\dot{q} + Kq = 0 \tag{1}$$

여기서 자이로스코픽 행렬과 강성행렬은 축의 회전

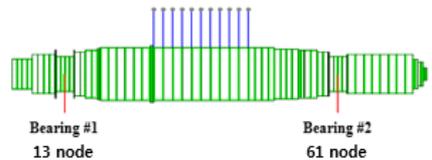


Fig. 1 Analytical model for the electric motor

속도에 따라 저널베어링의 강성 및 감쇠값이 계산되어 적용된다.

2.2 저널베어링의 강성 및 감쇠 계산

전동기를 지지하고 있는 저널베어링에 대한 동특성 분석을 통해 베어링의 강성과 감쇠를 계산하였다. 저널베어링은 고정된 베어링 메탈과 회전체 표면 사이의 썸머펠트 효과에 의한 윤활유 흐름변화로 인하여 압력이 발생하게 된다. 이러한 압력은 베어링 표면적에 대한 적분을 통해 반력으로 작용하는 베어링 강성과 감쇠로 계산될 수 있다. 이 연구에서 사용된 저널베어링의 구조는 Fig. 2에 나타내었다. 저널베어링의 유막압력에 대한 수치적 계산을 위해 레이놀즈 방정식을 이용하여 유막압력에 대한 지배방정식을 나타내었다. 식 (2)에서 볼 수 있듯이 레이놀즈 방정식은 압력에 대한 2계도 미분방정식으로 구성되어 있다. 압력에 상당하는 베어링 강성과 감쇠항을 도출하기 위하여 섭동법을 적용하여 선형화된 레이놀즈 방정식을 유도하였다. 선형화된 레이놀즈 방정식의 해인 유막압력의 수치적 계산을 위해 유한

차분법을 사용하였다. 계산된 유막압력의 베어링 표면에 대한 적분을 통하여 그에 상당하는 베어링 강성과 감쇠를 계산하였다. 저널베어링의 강성과 감쇠의 계산을 위해 사용된 베어링 파라미터는 Table 1에 나타내었다.

$$\frac{\partial}{\partial \Theta} \left[\frac{h^3}{R^2} \frac{\partial p}{\partial \Theta} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right] = 6\mu\Omega \frac{\partial h}{\partial \Theta} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (2)$$

저널베어링의 강성 및 감쇠 해석결과는 Fig. 3과 Fig. 4에 나타내었다. 가로축은 저널베어링의 특성을 나타내는 무차원수들의 조합으로 이루어진 썸머펠트 수(Sommerfelt number)이다. 식 (3)에서 정의하였듯이 썸머펠트 수를 통해 해당 회전속도에 대한 무차원 베어링 강성과 감쇠값을 구할 수 있다. 세로축은

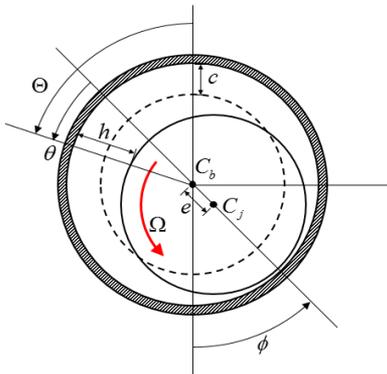


Fig. 2 Geometry of the plain journal bearing

Table 1 Journal bearing parameter

Item	Unit	Value
Journal radius	mm	40
Bearing radius	mm	39.9
Axial length	mm	42
Clearance	mm	0.142
Oil viscosity	Pa·s	0.03635
Right bearing load	N	1816.9
Left bearing load	N	1981

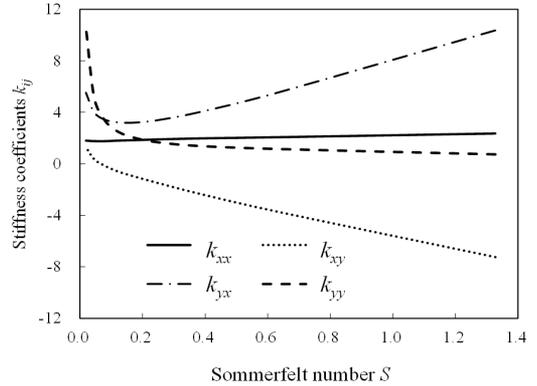


Fig. 3 Dimensionless stiffness coefficients with the Sommerfelt number

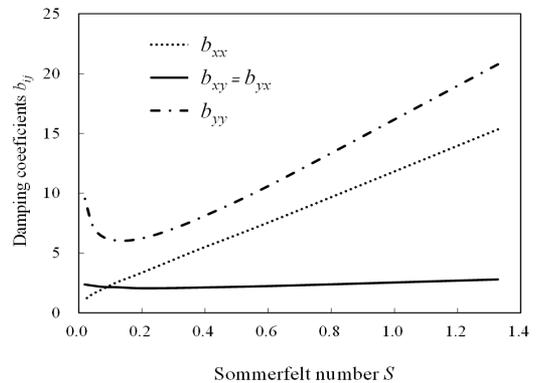


Fig. 4 Dimensionless damping coefficients with the Sommerfelt number

각각 무차원 베어링 강성 및 감쇠 그래프에 대한 수치를 나타낸다. 베어링 강성은 베어링 간극과 축하중을 이용하여 무차원화된 식 (4)로 나타내었고, 베어링 감쇠는 베어링 간극과 베어링 하중, 회전속도를 이용하여 무차원화된 식 (5)로 나타내었다.

$$S = \frac{\mu \Omega L D}{W} \left(\frac{R}{c} \right)^2 \quad (3)$$

$$k_{ij} = \frac{c}{W} K_{ij} \quad (4)$$

$$b_{ij} = \frac{c \Omega}{W} B_{ij} \quad (5)$$

2.3 캠벨선도 계산

저널베어링으로 지지된 회전체는 회전속도에 따라 강성과 감쇠가 변하고, 이러한 특성으로 인하여 회전체의 고유진동수 및 고유모드도 변하게 된다. 따라서 지정된 범위 내에서 회전속도에 따라 변화하는 고유진동수를 해석한다. 회전속도에 따른 고유진동수를 나타낸 캠벨선도를 산출하기 위해서 식 (1)을 이용하여 회전속도에 따른 일반화된 고유값 문제 (generalized eigenvalue problem)를 계산하였다. 이 연구에서는 해석모델의 회전속도를 1100 RPM부터 5380 RPM으로 정의하였다. 정의된 회전속도의 변화량은 100 RPM 단위로 이산화하여 고유진동수와 고유벡터를 구하여 식 (6)에 나타난 것처럼 오름차순 정렬을 통해 낮은 고유진동수부터 정렬하였다. 캠벨선도 산출결과는 Fig. 5에 나타냈듯이 회전속도에 종속되어 있는 베어링 강성 및 감쇠의 비선형적인 변화에 의해 고유진동수 또한 비선형적으로 변하는

것을 확인할 수 있다.

$$\begin{aligned} \Omega_1 < \Omega_2 < \dots < \Omega_i \\ \lambda_1^i < \lambda_2^i < \dots < \lambda_p^i \\ \psi_1^i, \psi_2^i, \dots, \psi_p^i \end{aligned} \quad (6)$$

여기서 λ_p^i 는 회전속도 Ω_i 에 해당하는 p 번째 고유진동수, ψ_p^i 는 p 번째 모드벡터이다.

3. 모드정렬 규명

3.1 캠벨선도를 통한 모드정렬 문제파악

수치적으로 회전체의 모드해석을 수행하는 경우 고유진동수를 오름차순으로 정렬하고 그에 따른 모드벡터도 같은 방법으로 정렬한다. 하지만 이러한 방법을 사용해서 산출된 결과를 이용하여 캠벨선도에 나타내면 고유진동수가 교차하는 부분에서 고유진동수 선도의 기울기가 급격하게 바뀌는 것을 확인할 수 있다. 고유진동수 선도가 교차하는 부분을 확인하기 위해서 2400 RPM과 2700 RPM의 5번째 모드부터 8번째 모드까지의 캠벨선도를 Fig. 6에 나타내었다. 확대된 캠벨선도에서 나타냈듯이 7, 8번째 고유진동수 선도가 교차하는 지점에서 고유진동수가 급격히 변화하는 양상을 관찰할 수 있다. 하지만 Fig. 7에서 볼 수 있듯이 회전속도 간격을 100 RPM으로 해석한 경우와 5 RPM으로 해석한 경우를 비교해보면, 간격이 좁은 경우에는 두 개의 선도가 일치하는 쪽으로 접근하는 것을 볼 수 있다. 이러한 경우는 모드해석을 위한 수치해석 중에 발생하는 고유

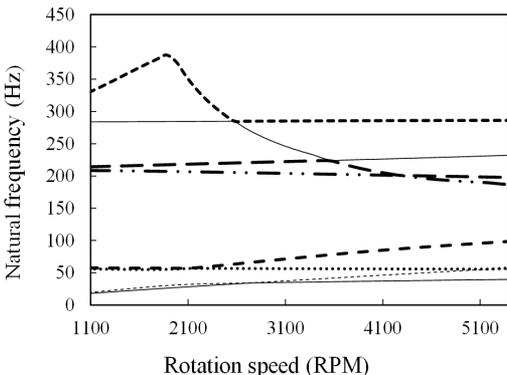


Fig. 5 Campbell diagram from 1100 RPM to 5380 RPM

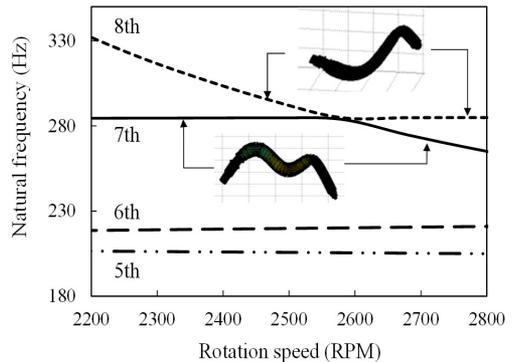
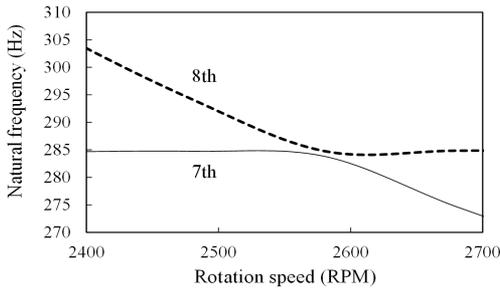
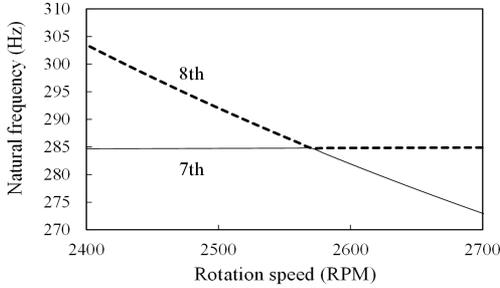


Fig. 6 Magnified Campbell diagram from 2400 RPM to 2700 RPM



(a)



(b)

Fig. 7 Magnified Campbell diagram: (a) when $\Delta\Omega = 100$ RPM and (b) when $\Delta\Omega = 5$ RPM

진동수 오름차순 정렬로 인해 나타나는 문제점으로 판단할 수 있다.

3.2 MAC을 이용한 모드정렬 분석

앞서 획득한 캠벨선도의 모드정렬을 규명하기 위하여 고유모드의 유사성을 정량적으로 확인할 수 있는 방법인 MAC을 사용하였다.

일반적으로 MAC은 식 (7)을 이용하여 계산된다. 계산된 MAC값이 0에 가까울수록 비교된 모드형상 간의 유사성이 낮고 1에 가까울수록 유사성이 크다고 할 수 있다. 식 (7)에서 $\{\psi\}_r, \{\psi\}_s$ 은 r 번째, s 번째 복소 모드벡터이고 $\{\bar{\psi}\}_r, \{\bar{\psi}\}_s$ 은 r 번째, s 번째 켈레복소 모드벡터이다.

$$MAC(\{\psi\}_r, \{\psi\}_s) = \frac{|\{\bar{\psi}\}_r^T \{\psi\}_s|^2}{(\{\bar{\psi}\}_r^T \{\psi\}_r)(\{\bar{\psi}\}_s^T \{\psi\}_s)} \quad (7)$$

MAC을 이용하여 모드들의 오정렬을 규명하기 위해 모드정렬 문제가 없는 2400 RPM과 2500 RPM의 모드벡터들과 모드정렬 문제가 있는 2500 RPM과 2600 RPM의 모드벡터들을 이용하여 MAC

Table 2 MAC value for 2400 RPM and 2500 RPM

Mode number		2500 RPM			
		5	6	7	8
2400 RPM	5	1.00	0.31	0.68	0.02
	6	0.30	1.00	0.19	0.04
	7	0.67	0.19	1.00	0.01
	8	0.01	0.03	0.01	1.00

Table 3 MAC value for 2500 RPM and 2600 RPM

Mode number		2600 RPM			
		5	6	7	8
2500 RPM	5	1.00	0.31	0.02	0.68
	6	0.30	1.00	0.05	0.02
	7	0.67	0.20	0.01	1.00
	8	0.02	0.04	1.00	0.01

값을 비교하였다. Table 2에서 보듯이 고유진동수 선도의 교차가 나타나지 않는 2400 RPM과 2500 RPM에서는 대각항의 MAC값이 1로 산출되는 것을 볼 수 있다. 이러한 결과는 5번째부터 8번째까지의 각각의 모드들이 회전속도가 변하여도 모드형상은 변하지 않는 것으로 해석할 수 있다. 하지만 모드정렬 문제가 나타난 Table 3에 계산된 MAC 값은 2500 RPM의 7번째 고유모드와 2600 RPM의 7번째 고유모드 그리고 2500 RPM의 8번째 고유모드와 2600 RPM의 8번째 고유모드의 유사성이 매우 작음을 볼 수 있다. 또한 2500 RPM의 7번째 고유모드와 2600 RPM의 8번째 고유모드의 유사성이 매우 높게 나온 것을 확인할 수 있다. 이것은 고유진동수의 오름차순 정렬문제로 인한 모드의 오정렬로 나타나는 오류로 판단할 수 있다.

4. 모드정렬 방법

앞서 계산된 MAC 표를 보면 유사성이 낮은 모드벡터와 유사성이 높은 모드벡터들을 찾을 수 있다. 이 연구에서는 이러한 관계를 이용하여 MAC 값의 허용치를 지정하여 유사성이 큰 모드벡터와 작은 모드벡터들을 분류하고 큰 모드벡터와 유사성이 작은 모드벡터들을 교환하는 방법을 사용하였다. MAC 값을 이용하여 모드벡터와 고유진동수의 순서

를 정렬하는 방법은 다음과 같다.

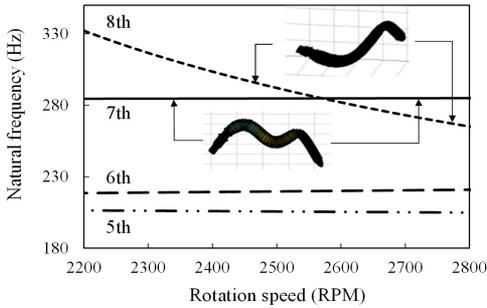
- (1) 회전속도 Ω_i 에 해당하는 모드벡터와 Ω_{i+1} 에 해당하는 모드벡터 ψ_p^i, ψ_q^{i+1} 을 계산한다.
- (2) ψ_p^i, ψ_q^{i+1} 를 이용하여 MAC 표를 구성한다.($p, q=1, 2, 3, \dots$, 모드번호)
- (3) MAC 표의 대각항 값을 허용값과 비교하여 허용값보다 작으면 ψ_q^{i+1} 를 제외한 모드벡터들과 ψ_p^i 의 MAC값을 계산하여 허용값을 만족하는 ψ_k^{i+1} 를 구한다.

Table 4 MAC value of sorted mode vectors for 2500 RPM and 2600 RPM

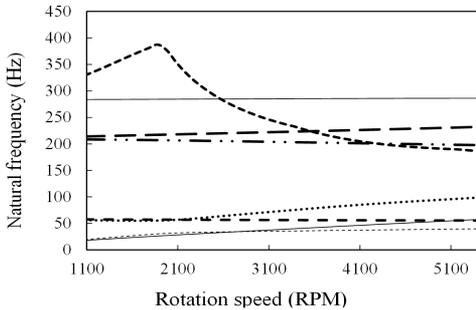
Mode number		2600 RPM			
		5	6	7	8
2500 RPM	5	1.00	0.31	0.02	0.68
	6	0.30	1.00	0.05	0.20
	7	0.67	0.20	1.00	0.01
	8	0.02	0.04	0.01	1.00

- (4) Forward 모드와 Backward 모드를 구분하여 $\psi_k^{i+1}, \lambda_k^{i+1}$ 과 $\psi_p^{i+1}, \lambda_q^{i+1}$ 의 순서를 교환한다.

위와 같은 방법을 적용한 예시로 Fig. 6을 이용하여 설명하면 다음과 같다. 먼저 회전속도 2500 RPM에 해당하는 모드벡터들을 구하고 다음 회전속도인 2600 RPM에 해당하는 모드벡터들을 구한다. 다음으로 각 회전속도에 해당하는 모드벡터들을 계산하여 MAC 표를 구성한다. 구성된 표에서 대각항의 MAC값이 허용값 아래로 산출되면 2600 RPM의 각각의 고유모드들을 2500 RPM의 모드와의 MAC값을 계속해서 비교한다. MAC값이 허용값 이상으로 산출되면 2600 RPM의 고유모드 순서를 교환한다. 해당모델에서 사용한 허용값은 0.9이다. 이러한 방법을 이용하여 MAC 값을 계산해보면 Table 4와 같이 모드형상의 유사성이 높은 대각항의 MAC 값이 1로 바뀌어 있는 것을 확인할 수 있다. 또한 모드벡터와 같은 순서로 정렬된 고유진동수를 이용하여 캠벨선도를 그려보면 Fig. 8과 같은 결과를 얻을 수

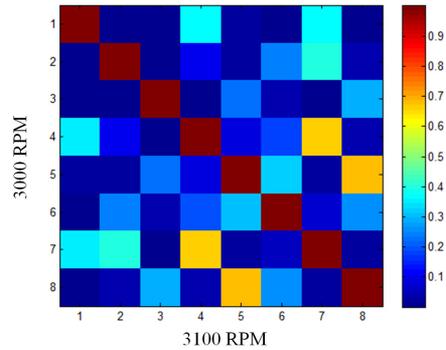


(a)

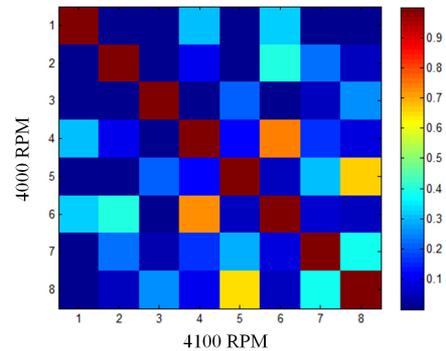


(b)

Fig. 8 Campbell diagram with sorted natural frequencies: (a) magnified Campbell diagram from 2200 RPM to 2800 RPM and (b) Campbell diagram from 1100 RPM to 5380 RPM



(a)



(b)

Fig. 9 MAC value for (a) 3000 RPM and 3100 RPM (b) 4000 RPM and 4100 RPM

있다. Fig. 8(a)에서 보듯이 7번째 고유진동수 선도와 8번째 고유진동수 선도가 교차하는 부분에서 고유진동수 선도가 급격하게 바뀌는 부분이 없었고 서로 교차하는 것을 확인할 수 있다. 또한 위와 같은 방법을 통해 1100 RPM에서부터 5380 RPM까지 회전속도를 증가시키며 캠벨선도에 나타내면 Fig. 8(b)와 같이 고유진동수 선도가 교차하는 부분에서의 오정렬 문제가 해결된 것을 확인할 수 있다.

정렬된 모드의 검증을 위해 특정 회전속도에서 1번째 모드부터 8번째 모드까지의 MAC 값을 계산하였다. 먼저 Fig. 9(a)에 나타난 것처럼 3000 RPM과 3100 RPM의 MAC 값을 보면 고유모드의 유사성이 있는 대각항에 있는 값들은 대부분 1에 가까운 수치로 계산된 것을 볼 수 있다. 또한 유사성이 없는 모드들은 대부분 0에 가까운 수치로 계산된 것을 확인할 수 있다. 마찬가지로 Fig. 9(b)에 나타난 4000 RPM과 4100 RPM의 MAC 값도 비슷한 경향을 보이는 것을 확인할 수 있다.

5. 결 론

이 연구에서는 저널베어링으로 지지된 회전체의 모드들의 오정렬을 규명하고 고유진동수와 고유모드를 MAC을 이용하여 정렬하였다. 이를 위해 캠벨선도를 이용하여 모드가 오정렬되는 구간을 분석하였고, 각 회전속도에서의 모드벡터들의 유사성을 MAC을 통해 판별하였다. 그 결과 모드정렬 문제는 수치적으로 고유진동수를 구하는 과정에서 고유진동수의 오름차순 정렬로 인하여 고유진동수가 교차되는 구간에서 오정렬이 있는 것으로 확인되었다. 이러한 문제를 해결하기 위해 MAC 값의 비교를 통해 유사성이 높은 모드들과 작은 모드들의 순서를 바꿔주었고, 그 결과 정렬된 고유진동수 및 고유벡터를 구할 수 있었다. 또한 정렬된 고유진동수들을 이용하여 캠벨선도를 산출하였다.

이 연구의 결과를 통해 저널베어링에 지지된 회전체의 모드해석에 있어서 기존의 방식보다 정확한 해석이 가능할 것으로 판단되며, 다른 분야의 모드해석에도 응용될 수 있을 것이라 사료된다. 하지만 본 연구에서는 모드 비어링 현상이 없는 모델을 대상으로 하였고, 비어링 현상이 나타나게 되면 MAC

값을 이용한 모드정렬이 어렵기 때문에 추가적인 연구를 통해 새로운 방법이 제시되어야 할 것으로 사료된다.

References

- (1) Allemang, R. J. and Brown, D. L., 1983, A Correlation Coefficient for Modal Vector Analysis, Proceedings 1st IMAC, pp. 110~116.
- (2) Mitchell, L. D., 1998, Increasing the Sensitivity of the Modal Assurance Criteria to Small Mode Shape Changes: The IMAC, Proceedings of the 16th IMAC, pp. 64~69.
- (3) Rigner, L., 1998, Modal Assurance Criteria Value for Two Orthogonal Modal Vectors, Proceedings of the 16th IMAC, pp. 1320~1325.
- (4) Saito, A., Castanier, M. P. and Pierre, C., 2009, Estimation and Veering Analysis of Nonlinear Resonant Frequencies of Cracked Plates, Journal of Sound and Vibration, Vol. 326, No. 3-5, pp. 725~739.
- (5) Jonathan, L. du B., Sondipon, A. and Lieven, N. A. J., 2009, Eigenvalue Curve Veering in Stressed Structures : An Experimental Study, Journal of Sound and Vibration, Vol. 322, No. 4-5, pp. 1117~1124.
- (6) Kim, K. J. and Oh, S. Y., 2000, Modelling Technique and Modal Analysis of Submerged Structures Using Finite Element Method and Boundary Element Method, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 10, No. 2, pp. 319~324.
- (7) Mogenier, G., et al., 2014, A Criterion for Mode Shape Tracking: Application to Campbell Diagrams, Journal of Vibration and Control, Vol. 20, No. 2, pp. 179~190.



Jonghyuk Lim received his B.S. and M.S. degrees in mechanical engineering from Hanyang University, Korea in 2012. Currently he is a Ph.D. candidate in the Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Korea.

His research interests are large deformation multi-body dynamics.



Minsung Kim received his B.S. and M.S. degrees in mechanical engineering from Hanyang University, Korea in 2011. Currently he is a Ph.D. candidate in the Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Korea.

His research interests are belt-pulley dynamics.



Chuljun Park received his B.S. and M.S. degrees in mechanical engineering from Hanyang University, Korea in 2008. He is currently a member of Core Technology Team, Hyosung Corporation, Korea. His research field are

vibration and noise of transformers.



Kyuho Lee received his B.S. and M.S. degrees in mechanical engineering from Hanyang University, Korea in 2007 and a Ph.D. degree from same University in 2012. He is currently a member of Core Technology Team,

Hyosung Corporation, Korea. His research field are vibration and noise of transformers.



Jintai Chung received his B.S. and M.S. degrees in mechanical engineering from Seoul National University, Seoul, Korea in 1984 and 1986, respectively, and a Ph.D. degree in mechanical engineering from the University of

Michigan, Ann Arbor, USA in 1992. He is now a professor in the Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Korea. His research fields are structural dynamics, vibration and noise.