

공기포일베어링에 지지된 터보제너레이터의 회전체동역학적 설계

Rotordynamic design of a turbogenerator supported by air foil bearings

김영철†·안국영*·박무룡*·박준영*·최범석*·이안성*
 Y.C.Kim, K.Y.An, M.R.Park, J.Y.Park, B.S.Choi and A.S.Lee

Key Words : Turbo-generator(터보발전기), Rotordynamics(회전체동역학), Air Foil Bearing(공기포일베어링)

ABSTRACT

This paper shows the rotordynamic characteristics of a turbo-generator for a BOP of a fuel cell system. The rotor-bearing system consists of magnetic shaft and compressor-turbine shaft, and the two shafts are connected by spline coupling and supported by oil free air foil bearing. Preliminary design according to several parameter is considered in detail. Static and dynamic characteristics of the AFB are estimated by the soft elasto-hydrodynamic analysis technique and the perturbation method. The results of the natural frequencies, mode shape, and unbalance response analysis are presented.

1. 서론

21세기 미래 발전기술의 방향은 고효율, 환경친화적, 분산형 발전형태로 전개될 것으로 전망되고 있다. 이를 달성할 수 있는 대표적인 기술이 MCFC, SOFC 등 연료전지를 이용한 분산발전 기술로서, 기존 발전시스템에 비해 발전효율을 10% 이상 증가시키고, CO₂ 배출량은 30% 이상 감소할 수 있는 것으로 알려져 있다.

일반적으로 연료전지 발전시스템은 연료전지 스택(stack)과 주변시스템(연료개질부, 연료/산화제 공급부, 냉각부, 전력변환부)로 구성된다. 이때 각각의 시스템은 독립적이지 아니라 전체 시스템의 열 및 에너지 효율 제고를 위하여 열적, 물질적으로 상호 연결되어 운전하게 되며, 따라서 각 시스템의 하드웨어 및 소프트웨어는 스택과 연동 가능하도록 개발되고 있다. 스택을 제외한 나머지 구성요소들을 통상 BOP(Balance of Plant)라 부르며, 이 BOP는 전체 시스템 가격의 70% 가량을 차지한다. 따라서 BOP 각 구성부품의 하드웨어를 대상으로 가격을 낮추고, 내구성을 높이며, 소형화/경량화를 달성하는 기술의 개발은 매우 중요하다.

Fig. 1은 MCFC 발전시스템의 구성도를 나타내고 있으며, 스택이외에도 개질기, 연소기, 압축기, 터보차저, 터보제너레이터 등의 BOP를 포함하고 있다. 특히 최근 국내에서도 한국기계연구원(KIMM)을 비롯하여 여러 기관에서 고속 터보기계인 터보제너레이터의 개발에 박차를 가하고 있다. 터보제너레이터는 고온 고속 환경에 적용할 수 있는 적절한 베어링 시스템을 필요로 하는데, 최근에는 보다 구조를 간단히 하고 고속에서 기계적 손실을 줄일 뿐 아니라 고온 환경에서 베어링 오일의 성능저하나 점화, 누수 등의 문제를 해결하면서 양질의 공기를 제공하며 작동유체를 직접 윤활제로 사용하는 공기포일베어링(Air Foil Bearing)을 장착하는 추세이다.

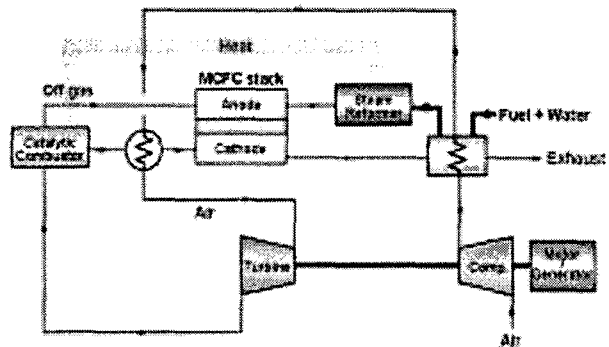
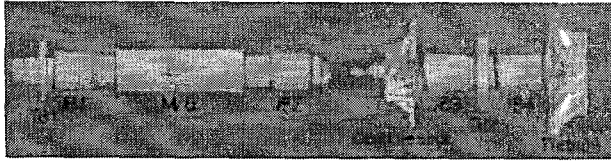


그림 1 MCFC 발전시스템 개략도

† 한국기계연구원 e-엔지니어링연구센터
 E-mail : kyc@kimm.re.kr
 Tel : (042) 868-7877, Fax : (042) 868-7440

* 한국기계연구원



(a) Motor & generator (b) compressor and turbine
Fig. 2 Lay out of the turbo-generator

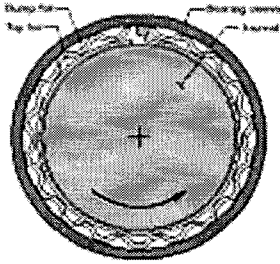


Fig. 3 Lay out of bump type air foil bearing

본 논문은 MCFC용 터보제너레이터를 개발하기 위한 구조설계의 한 단계로서 공기포일베어링 및 회전축계 설계검토를 수행한 내용을 소개하고자 한다. Fig. 2는 전체 축계 시스템을 보여주고 있는데, 좌측은 모터 및 제너레이터 축을 나타내고 우측은 압축기 및 터빈 축을 나타낸다. 두 축은 스플라인 커플링에 의해 연결되고 모두 에어포일베어링에 의해 지지된다. Fig. 3은 공기포일베어링의 개략도를 나타낸다. 본 연구에서 회전체 동역학적 해석은 유한요소법에 의해 수행되었으며, 베어링의 정적 및 동적해석은 유한차분법에 의해 수행되어졌다.

2. 예비 설계 검토

2.1 터보차저의 기본설계 검토

우선 터보차저의 정격회전속도와 압축기 임펠러 외경을 비교 검토함으로써 기본 설계사양을 검토하였다. 유량을 0.29kg/s, 압력비(pressure ratio)를 2.0으로 하였을 때 비속도(specific speed)에 따른 정격 회전속도, 압축기 외경 등을 계산하였다. 터빈휠의 소재는 Inconel, 압축기의 소재는 SUS로 하였으며, 터빈휠의 외경은 압축기휠의 외경과

Table 1. Comparison of wheel mass

압축기 비속도	Speed [RPM]	Wheel Dia. [mm]	Comp. Mass [kg]	Turb. Mass [kg]	Rotor Mass [kg]	gravity center [%]
0.7	49612.4	154.0	1.83	1.668	6.223	54.5
0.75	53156.2	145.2	1.49	1.406	5.414	53.5
0.8	56699.9	135.7	1.248	1.132	4.904	52.8
0.85	60243.6	131.3	1.133	1.050	4.704	52.7
0.9	63787.4	125.2	0.976	0.896	4.396	52.5

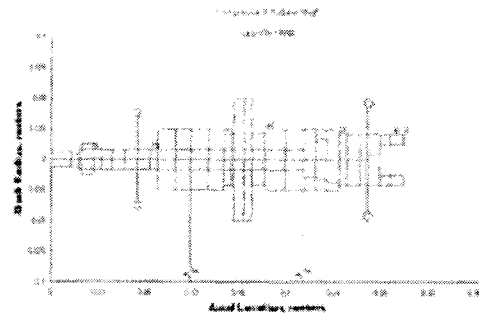


Fig. 4 Rotordynamic modeling of the turbocharger

Table 2. Comparison of separation margin

압축기 비속도	1st Critical [RPM]	2nd Critical [RPM]	3rd Critical [RPM]	4th Critical [RPM]	Separation (3rd-Rot.) [RPM]	Separation Margin [%]
0.7	4248.5	7152.4	76905.1	123698.8	27293	55
0.75	4721.3	7718.2	78480.8	126991.5	25324	48
0.8	5110.2	8155.6	79775.2	130251.9	23075	41
0.85	5292.1	8331.1	80309.7	132092.6	20066	33
0.9	5611.6	8653.6	81323.5	135342.8	17536	27

같은 것으로 가정하였다. Table 1은 비속도에 따른 압축기 및 터빈 휠의 기본설계 결과이다.

이 결과를 토대로 터보차저에 대한 위험속도 계산(베어링 강성을 1.75MN/m으로 가정)을 수행하였다. Fig. 4는 회전체동역학적 모델링을 나타내며, Table 2는 1~4차 위험속도와 분리여유를 나타낸다. 1,2차 위험속도는 강제모드를 나타내고 3차 위험속도는 1차 굽힘모드를 나타낸다. 비속도가 증가할수록 분리여유가 줄어드는 것을 알 수 있다.

따라서 기본사양 검토결과 유량을 0.3kg/s, 압력비 2.0, 회전수 50,000rpm으로 결정하였다.

2.2 조립방법 및 베어링직경 검토

다음으로 Table 3과 같이 터보차저에 대해 Tie-bolt 형태로 결합하는 방법과 일체로 가공하는 방법에 대해 비교해 보았다. 이 두가지 방법은 조립공차나 절차에 따라 달리 선택되어질 수 있다. Table 3에서 보는 바와 같이 일체로 하게 되면 공진점 분리여유를 83%까지 크게 할 수 있어 유리해 짐을 알 수 있다.

다음으로 Table 4와 같이 L/D를 1로 고정시키고 베어링 크기를 변화시켜가면서 분리여유를 비교하여 보았다. 일반적으로 베어링의 직경이 커지면 축경도 커지게 되며, 또한 베어링이 받을 수 있는 부하는 커지게 된다. 하지만 본 연구의 터보차저의 경우 Table 4의 3 경우 모두 충분한 하중을 견딜 수 있는 것으로 판단된다. 또한 Table 4의 결과를 비교했을 때 베어링 크기의 변화에 따른 공진점 향상 효과는 크게 없는 것으로 판단된다.

Table 3. Comparison of assembly procedure

	Tie-bolt	일체
1차공진점 (rpm)	4249	4252
2차공진점 (rpm)	7152	7166
3차공진점 (rpm)	76905	90930
공진점분리 (rpm)	27293	41318
공진점분리여유 (%)	55	83

Table 4. Comparison of bearing size

베어링직경(mm)	40	50	60
축길이 (mm)	275	299	322
회전체무게 (kg)	5.615	6.223	7.034
베어링간거리 (mm)	83.3	95.6	107.9
무차원하중	0.140	0.100	0.078
1차공진점 (rpm)	4314	4249	4164
2차공진점 (rpm)	7507	7152	6765
3차공진점 (rpm)	75997	76905	74927
공진점분리 (rpm)	26385	27293	25315
공진점분리여유 (%)	53	55	51

3. 공기포일베어링 해석

3.1 해석이론^[1]

범프포일베어링은 구조역학적인 거동과 공기역학 거동이 연성되어 있는 비선형적 탄성유체유회 거동을 가진다. Fig. 3의 베어링에 대해 공기유회활막에 대한 지배방정식은 레이놀즈방정식(Reynolds Equation)으로 표현한다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(PH \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial \xi} \left(PH \frac{\partial P}{\partial \xi} \right) = \Lambda \frac{\partial}{\partial \theta} (PH) + 2\Lambda \frac{\partial}{\partial \tau} (PH) \quad (1)$$

이때 무차원화된 유막 두께 H와 베어링수 Λ 는 각각 다음과 같이 정의되어진다.

$$H = 1 + \epsilon \cos(\theta - \phi) + U \quad (2)$$

$$\Lambda = \frac{6\mu\omega}{p_o} \left(\frac{R}{c} \right)^2 \quad (3)$$

Fig. 5는 단일 범프의 힘-변형 관계를 설명하기 위한 개략도이다. 범프의 수직 및 수평방향으로의 변형 u_i, v_i 는 다음과 같이 표현되어진다.

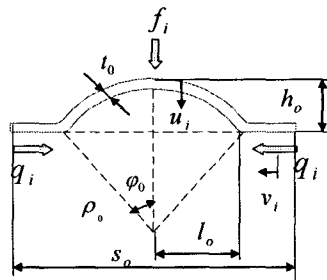


Fig. 5 Single Bump Configuration

$$U_i = (\alpha_{vp} + \alpha_{vf})P_i \quad (4)$$

$$V_i = (\alpha_{vp} + \alpha_{vf})P_i \quad (5)$$

식 (4)와 (5)에서 수직 및 수평방향 변형은 수직압력에 비례하는 컴플라이언스 조합으로 되어있음을 알 수 있다.

식 (1)과 (2), (3)을 풀어 베어링의 정적 및 동적 성능해석을 하기 위해 다음과 같이 압력, 공기막두께, 포일 변형에 대한 섭동식을 적용하였다.

$$P = P_o + P_x \Delta X + P_y \Delta Y + P_x \Delta \dot{X} + P_y \Delta \dot{Y} \quad (6)$$

$$H = H_o + H_x \Delta X + H_y \Delta Y + H_x \Delta \dot{X} + H_y \Delta \dot{Y} \quad (7)$$

$$U = U_o + U_x \Delta X + U_y \Delta Y + U_x \Delta \dot{X} + U_y \Delta \dot{Y} \quad (8)$$

정상상태 무차원 하중은 다음과 같이 구한다.

$$\begin{Bmatrix} W_x \\ W_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} W_x \\ 0 \end{Bmatrix} = - \int_{\xi} \int_{\theta} \begin{Bmatrix} (P_o - 1) \cos \theta \\ (P_o - 1) \sin \theta \end{Bmatrix} d\theta d\xi \quad (9)$$

무차원 강성계수는 다음과 같이 구한다.

$$\begin{Bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{Bmatrix} = - \int_{\xi} \int_{\theta} \begin{Bmatrix} P_x \cos \theta & P_y \cos \theta \\ P_x \sin \theta & P_y \sin \theta \end{Bmatrix} d\theta d\xi \quad (10)$$

무차원 감쇠계수는 다음과 같이 구한다.

$$\begin{Bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{Bmatrix} = - \int_{\xi} \int_{\theta} \begin{Bmatrix} P_x \cos \theta & P_y \cos \theta \\ P_x \sin \theta & P_y \sin \theta \end{Bmatrix} d\theta d\xi \quad (11)$$

3.2 해석결과

터보제너레이터에 장착될 공기포일베어링의 기본 사양은 Table 5와 같다. 범프와 하우징간의 마찰계수는 0.2로 가정하였으며, 소재는 SUS로 가정하였다. 베어링은 탐포일이 1개인 경우와 3개인 경우에 대해서 해석을 수행하였으며, 단일 범프형태를 가정하였다.

Fig. 6은 탐포일이 1개인 경우에 회전수에 따른 저널중심의 위치를 나타내고, Fig. 7은 최소유막두께를 나타낸다. 2000rpm에서 3.1 μ m의 최소유막두께를 확보하며 2800rpm 정도에서 충분히 부상함을 확인할 수 있다. Fig. 8과 9는 회전수에 따른 강성계수와 감쇠계수의 변화를 나타낸 것이다. 2000rpm이상의 고속에서는 K_{xx} (중력방향강성)보다 K_{yy} 의 값이 더 커지는 것을 볼 수 있다.

Fig. 10은 탐포일이 3개인 경우에 회전수에 따른 저널중심의 위치를 나타내고, Fig. 11은 최소유막두께를 나타낸다. 2000rpm에서 2.3 μ m의 최소유막두께를 확보하며 3500rpm

Table 5 Design Specification of the AFB

Bearing Parameter	Bump Parameters		
Diameter(mm)	50	Height(mm)	0.5
Axial Length(mm)	50	Half Length(mm)	1
Clearance(mm)	0.05	Thickness(mm)	0.05
Load(N)	20	Pitch(mm)	3

정도에서 충분히 부상함을 확인할 수 있다. Fig. 12와 13은 회전수에 따른 강성계수와 감쇠계수의 변화를 나타낸 것이다. 60000rpm이하에서 K_{xx} (중력방향강성)이 K_{yy} 보다 더 큰 것을 볼 수 있다.

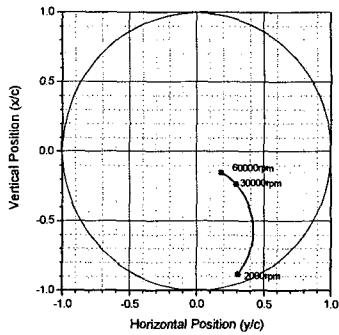


Fig. 6 Journal Locus for 1 Pad AFB

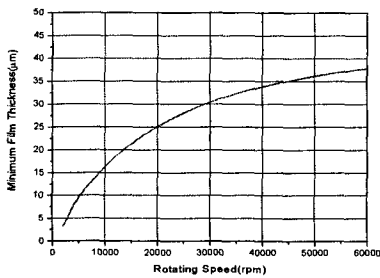


Fig. 7 Minimum Film Thickness for 1 Pad AFB

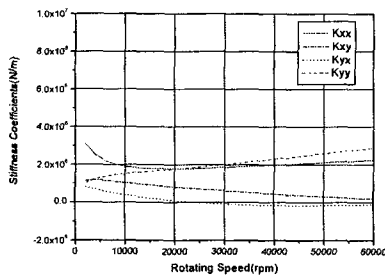


Fig. 8 Stiffness Coefficients for 1 Pad AFB

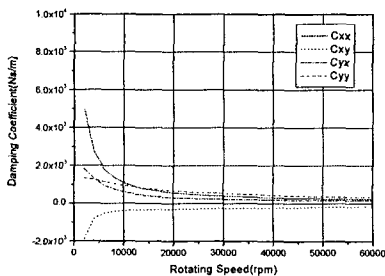


Fig. 9 Damping Coefficients for 1 Pad AFB

4. 터보제너레이터의 동역학 해석

4.1 터보차저의 회전체동역학

Fig. 4과 같이 유한요소모델링 되어진 터보차저에 대해 회전체동역학적 해석을 수행하였다. Fig. 10은 비감쇠 위험 속도선도를 나타낸 것인데, 공기포일베어링의 강성영역에서 고찰하면 10,000rpm 이하에서 2번의 위험속도를 거치게 됨을 확인할 수 있다. Fig. 11은 Table 2~4에 나타난 2개의 강제모드와 1차굽힘모드를 나타낸 것이다. Fig. 12는 각 회전수에 따른 감쇠고유진동수를 나타낸 Campbell Diagram이다. 10000rpm이하에서 발생하는 1,2차 고유진동수는 주로 공기포일베어링의 강성과 감쇠에 영향을 받으며, 3차고유진동수는 축계 구조에 영향을 받는다.

Fig. 13은 터보차저의 불평형응답을 예측한 선도이다. API에서는 위험속도에서 진동센서가 위치한 곳의 최대 허용 진동한계치를 다음과 같이 규정하고 있다.

$$L_v = 25.4 \sqrt{\frac{12,000}{N}} \quad (\mu m, pp) \quad (12)$$

즉, 50000rpm으로 구동될 때 12.4μm이하의 진동을 만족

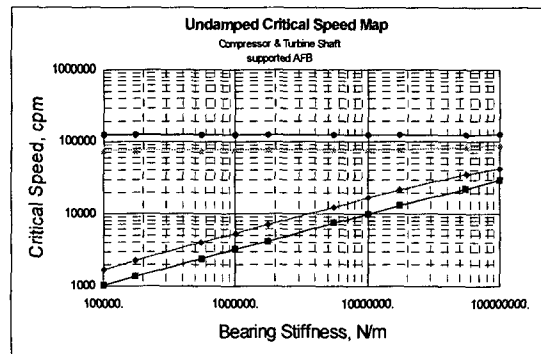
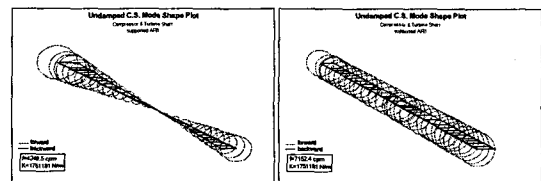
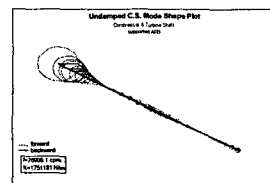


Fig. 10 UCS map of the turbocharger shaft



(a) 1st mode

(b) 2nd mode



(c) 3rd mode

Fig. 11 Mode shape of the turbocharger shaft

해야 한다. Fig. 13(a)는 G1등급의 잔류 불평형량 (0.594gmm)이 동위상으로 주어진다고 가정을 하였을 때 불평형응답을 나타낸 그림이며, 7100rpm 근처에서 병진모드가 가진되어 최고 1 μ m이하의 진동을 발생시킴을 확인할 수 있다. Fig. 13(b)는 G1등급의 잔류 불평형량이 역위상으로 주어진다고 가정을 하였을 때 불평형응답을 나타낸 그림이며, 4200rpm 근처에서 conical모드가 가진되어 최고 1.6 μ m이하의 진동을 발생시킴을 확인할 수 있다. 저차공진모드를 통과한 이후 50000rpm 근처에서는 안정적으로 운전하고 있음을 확인할 수 있다.

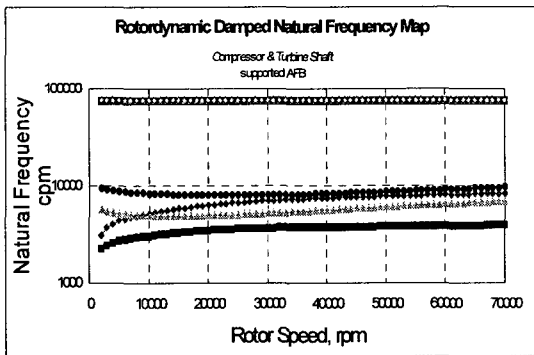
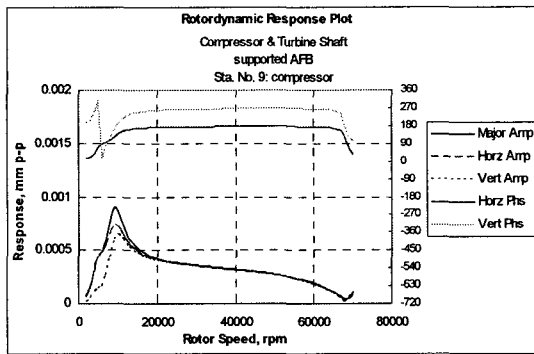
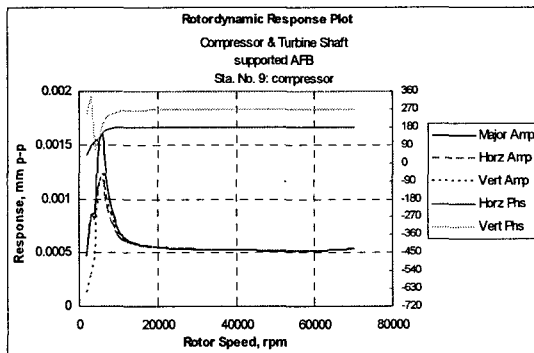


Fig. 12 Campbell Diagram of the turbocharger shaft



(a) in-phase unbalance



(b) out-of-phase unbalance

Fig. 13 Unbalance response of the turbocharger shaft

4.2 모터제너레이터의 회전체동역학

Fig. 14는 Fig. 2(a)에 나타난 모터제너레이터 축에 대해서 유한요소 모델링한 그림이다. 축은 동적강성을 향상시키기 위하여 중공축을 채택하였으며, 좌측에는 스톱스태퍼링 및 진동센싱부를 장착하고 있다.

Fig. 15는 비감쇠 위험속도선도를 나타낸 것인데, 공기포일베어링의 강성영역에서 고찰하면, 1.75e6N/m의 베어링 강성을 가정하였을 때 6522cpm과 9215cpm의 두 번의 강제 위험속도를 거친후, 95059cpm에서 굽힘모드를 만나

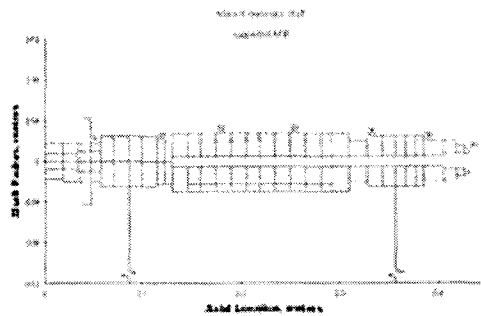


Fig. 14 Rotordynamic modeling of the motor shaft

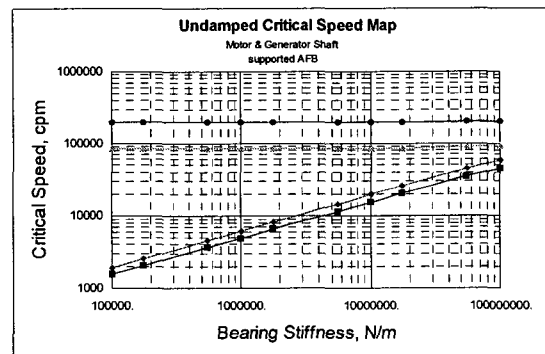
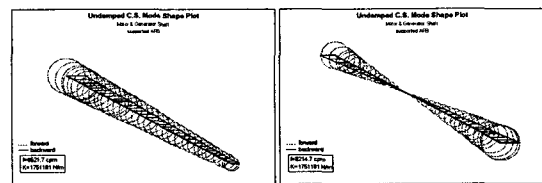
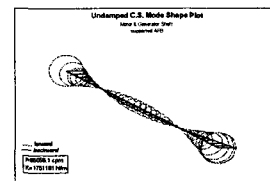


Fig. 15 UCS map of the motor shaft



(a) 1st mode

(b) 2nd mode



(c) 3rd mode

Fig. 16 Mode shape of the motor shaft

게 된다. Fig. 16은 이들 2개의 강제모드와 1차굽힘모드를 나타낸 것이다. Fig. 12는 각 회전수에 따른 감쇠고유진동수를 나타낸 Campbell Diagram이다. 역시, 10000rpm이하에서 발생하는 1,2차 고유진동수는 주로 공기포일베어링의 강성과 감쇠에 영향을 받으며, 3차고유진동수는 축계 구조에 영향을 받는다.

Fig. 13은 터보차저의 불평형응답을 예측한 선도이다. API의 기준에 따르면 50000rpm으로 구동될 때 12.4 μ m이하의 진동을 만족해야 한다. Fig. 18(a)는 G1등급의 잔류 불평형량(0.797gmm)이 동위상으로 주어진다고 가정을 하

였을 때 불평형응답을 나타낸 그림이며, 6500rpm근처에서 병진모드가 가진되어 최고 1 μ m이하의 진동을 발생시킴을 확인할 수 있다. Fig. 13(b)는 G1등급의 잔류 불평형량이 역위상으로 주어진다고 가정을 하였을 때 불평형응답을 나타낸 그림이며, 6500rpm근처에서 conical모드가 가진되어 최고 1.6 μ m이하의 진동을 발생시킴을 확인할 수 있다. 저차 공진모드를 통과한 이후 50000rpm까지 안정적으로 운전하고 있음을 확인할 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 터보제너레이터를 개발하기 위한 공기포일베어링 및 회전축계 설계검토를 수행한 내용을 소개하였다. 공기포일베어링의 정적, 동적 특성 해석을 수행하였으며, 이 결과를 이용하여 터보제너레이터에 대한 회전체 동역학적 설계를 검토하였다. 공기포일 베어링은 하중방향의 강성치가 그 수직방향에 비해 상당히 높ая, 저차에서 각 방향으로의 강제모드 공진을 일으킬 것으로 예상된다. 터보제너레이터는 2개의 강제모드를 통과한 후 1차 굽힘모드 이하에서 운전되도록 설계되었다.

후 기

본 연구는 전력산업연구개발사업의 일환으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사를 드립니다.

참 고 문 헌

- (1) 김영철, 이동현, 김경웅, 2006, "범프마찰을 고려한 공기포일베어링의 성능해석", 유체기계저널, 제9권 제1호, pp.47-55.
- (2) 김영철, 이동현, 김경웅, 2006, "범프포일 영향계수를 이용한 공기포일베어링 해석", 한국윤활학회, Vol. 22, No. 1, pp.40-46.
- (3) 김영철, 이동현, 김경웅, 2005, "공기포일베어링의 성능에 미치는 범프마찰효과", 한국윤활학회, Vol. 21, No. 6, pp.283-288.
- (4) 이동현, 김영철, 김경웅, 2005, "범프포일의 3차원 형상을 고려한 공기 포일저널베어링의 정특성해석", 한국윤활학회, Vol. 21, No. 6, pp.256-262.

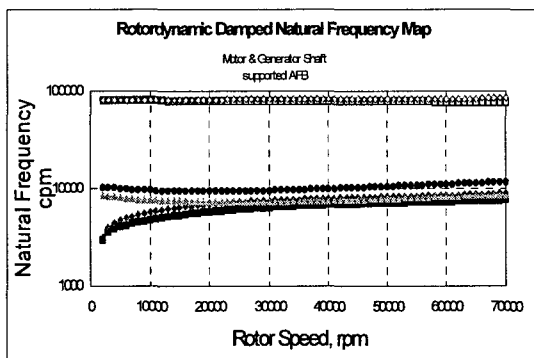
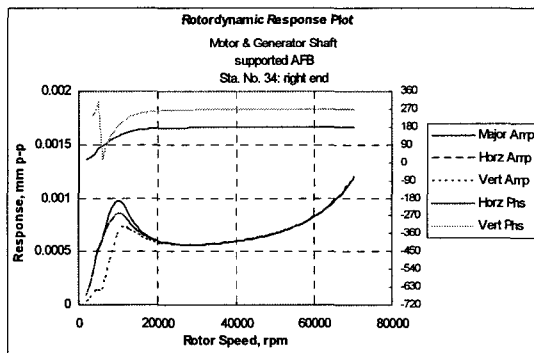
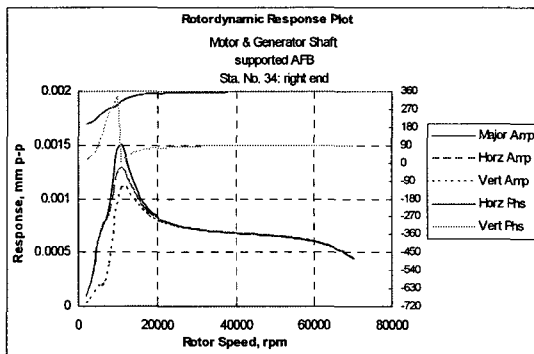


Fig. 17 Campbell Diagram of the motor shaft



(a) in-phase unbalance



(b) out-of-phase unbalance

Fig. 18 Unbalance response of the motor shaft