

DOI <http://dx.doi.org/10.9725/kstle.2015.31.6.302>

플로팅 링 베어링으로 지지된 터보차저 로터의 안정성 해석

이동현[†] · 김영철 · 김병욱

한국기계연구원 시스템다이나믹스 연구실

Stability Analysis of Floating Ring Bearing Supported Turbocharger

Donghyun Lee[†], Youngcheol Kim and Byungok Kim

Dept. of System Dynamics, Korea Institute of Machinery and Materials

(Received September 25, 2015; Revised November 7, 2015; Accepted November 8, 2015)

Abstract – The use of turbocharger in internal combustion engines has increased as it is a key components for improving system efficiency without increasing engine size. Because of increasing demand, many studies have evaluated rotordynamic performance so as to increase rotation speed. This paper presents a linear and nonlinear analysis model for a turbocharger rotor supported by a floating ring bearing. We constructed rotor model by using the finite element method and approximated bearings as being infinitely short. In the linear model, we considered fluid film force as stiffness and damping element. In nonlinear analysis, calculation of the fluid film force involved solving the time dependent Reynolds equation. We verified the developed model by comparing the results to those of previous research. The analysis results show that there are four unstable modes, which are rigid body modes combining ring and rotor motion. As the rotating speed increases, the logarithmic decrement shows that certain unstable modes goes into the stable area or the stable mode goes into the unstable area. These unstable modes appear as sub-synchronous vibrations in nonlinear analysis. In nonlinear analysis frequency jump phenomenon demonstrated in several experimental studies appears. The analysis results also showed that frequency jump phenomenon occurs when the vibration mode changes and the sequence of unstable mode matches the linear analysis result. However, the natural frequency predicted using linear analysis differs from those obtained using nonlinear analysis.

Keywords – floating ring bearing(플로팅 링 베어링), turbocharger(터보차저), Instability(불 안정성)

Nomenclature

C	: Damping matrix	J	: Gyroscopic matrix
c_i	: Clearance of inner bearing (mm)	K	: Stiffness matrix
c_o	: Clearance of outer bearing (μm)	L_i	: Bearing length of inner bearing (mm)
F	: Force matrix	L_o	: Bearing length of outer bearing (mm)
f	: Applied force (N)	M	: Mass matrix
h_i	: Film thickness of inner bearing (mm)	p_i	: Pressure in inner film (Pa)
h_o	: Film thickness of outer bearing (mm)	p_o	: Pressure in outer film (Pa)
		Q	: Displacement vector
		r_i	: Diameter of inner bearing (mm)
		r_o	: Diameter of outer bearing (mm)
		x_r, y_r	: Ring displacement (mm)
		\bar{x}_r, \bar{y}_r	: Relative displacement of journal and ring

[†]Corresponding author : donghyun2@kimm.re.kr
Tel: +82-42-868-7662, Fax: +82-42-868-7440

- T_i : Friction torque on inner surface (Nm)
- T_o : Friction torque on outer surface (Nm)
- t : Time (sec)
- z : Longitudinal coordinate of bearing
- e : Eccentricity ratio
- Ω : Ring rotating speed (rpm)
- Ω_s : Shaft rotating speed (rpm)
- θ : Angular coordinate of bearing

1. 서 론

내연 기관에 적용되는 터보차저는 연소시 배출되는 배기가스를 이용하여 터빈을 회전시키고 이를 동력원으로 회전축과 연결된 압축기를 통해 내연기관에 공급되는 공기의 압축비를 증가시켜 출력을 향상시키는 역할을 한다. 이중, 자동차용 내연 기관에 적용되는 소형 터보차저는 연비 규제 강화와 엔진 동력 향상 요구에 대응하기 위해, 최근 회전 속도를 최대 200,000 rpm 이상에서 운전 되도록 설계되고 있다. 이렇게 고속에서 운전 되는 터보차저는 적은 마찰 손실과 높은 동적 안정성에 대한 요구로 플로팅 링 베어링이 많이 적용되고 있다[1].

플로팅 링 베어링은 Fig. 1과 같이 회전축을 지지하는 윤활막 사이에 회전축을 따라 회전하는 링을 삽입한 구조로 동역학적으로 회전축이 2개의 윤활막으로 지지되는 형태를 가진다. 그러나, 유체 윤활 베어링이라면 필연적으로 발생하는 안정성 문제로 인해 플로팅 링 베어링으로 지지되는 터보차저에서도 불안정성으로 인한 여러 가지 현상들이 많이 관찰되어 왔으며, 이에 대한 많은 연구들이 진행 되어 왔다[2-4]. 또한, 일반적인 다른 회전기계 시스템과 다르게 터보차저에서는 회전속도가 변함에 따라 기존에 나타나던 진동 주파수가 없어지거나, 새로운 주파수가 나타나는 Jump현상들이 관찰 되었으며, 이러한

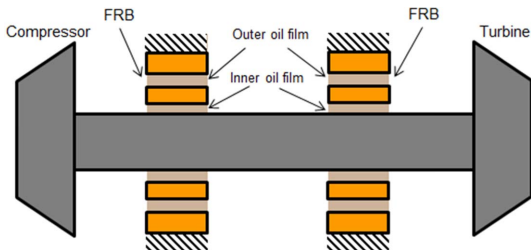


Fig. 1. Schematic diagram of turbocharger.

현상은 윤활유 공급 압력이나 온도에 따라 달라짐이 관찰되기도 하였다[5].

플로팅 링 베어링의 안정성에 관한 이론적 연구는 주로 베어링에 의해 회전축에 작용하는 유막력을 선형 강성, 감쇠 요소들로 근사화 시켜 해석하는 선형 해석 이론들이 초기에 사용되었다[6]. 그러나 이러한 선형 해석 모델은 유체 베어링의 비선형성으로 인해 나타나는 Limit cycle 현상이나 Jump현상 등을 해석적으로 구현할 수 없는 단점을 가지고 있다. 이후, 이러한 단점을 보완 하기 위해 비선형 해석 모델을 통하여 회전축의 거동을 예측하거나[7-8], 외부 엔진 진동에 의한 회전축 진동에 대한 영향을 예측하는 연구들이 수행 되었다[9].

본 연구는 이러한 이론적 연구들의 연장으로 플로팅 링 베어링으로 지지된 터보차저 로터의 선형 및 비선형 해석 모델을 통하여, 유체 베어링의 불안정성으로 인해 나타나는 진동 특성에 대해 예측 하고 선형, 비선형 해석 모델을 통한 결과 비교를 통해 각 해석 모델에 대해 고찰하고자 한다.

2. 연구방법 및 내용

2-1. 터보차저 로터 해석 모델

플로팅 링으로 지지된 터보차저 로터의 운동방정식은 식 (1)과 같은 형태를 가지며, 시스템의 질량(M), 자이로스코픽(J) 및 강성(K) 행렬로 구성된다. 해석에 사용된 로터는 Fig. 2와 같이 각 노드에서 집중 질량을 가지는 요소들이 강성 요소들로 연결된 형태로 모델링 하였으며, 강성 요소에 대한 행렬은 Euler 보 이론으로부터 유도하였다[10]. 로터의 각 노드는 수직, 수평방향 변위와 회전의 4개 자유도를 가진다.

$$[M]\{\ddot{Q}\} + \Omega[J]\{\dot{Q}\} = [C]\{\dot{Q}\} + [K]\{Q\} = \{F\} \quad (1)$$

2-2. 플로팅 링 베어링 해석 모델

본 연구에서 플로팅 링 베어링은 하기와 같은 가정

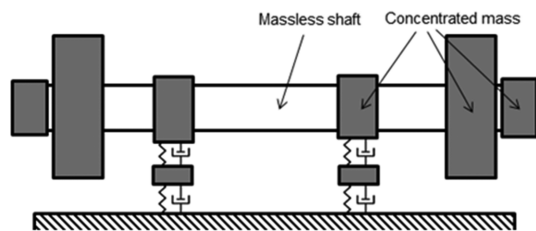


Fig. 2. Modeling of turbocharger.

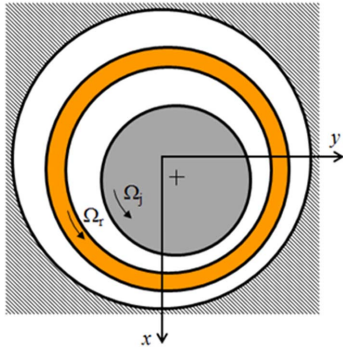


Fig. 3. Coordinate system of floating ring bearing.

들을 사용하여 해석을 수행 하였다.

- 베어링은 무한 소폭 베어링이다.
- 윤활유의 점도는 온도만의 함수이며, 내 외측 유막에서 모두 동일하다.
- 회전축과 베어링의 열 변형은 무시한다.

상기의 가정들은 플로팅 링 베어링에서 발생하는 윤활 현상을 단순화시킨 가정들로서, 좀 더 정확한 해석을 위해서는 유한 폭 베어링 이론의 적용과 윤활유와 주변 부품들의 온도, 열 변형등에 대한 고려가 해석에 반영되는 것이 필요하다.

Fig. 3과 같은 좌표계에서 플로팅 링 베어링의 내측 유막과 외측 유막에 대한 지배 방정식은 하기와 같이 표현이 된다[11].

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h_i^3}{12\mu} \frac{\partial p_i}{\partial z} \right) = \left(\frac{\Omega_i + \Omega_r}{2} \right) \frac{\partial h_i}{\partial \theta_i} + \frac{\partial h_i}{\partial t} \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h_o^3}{12\mu} \frac{\partial p_o}{\partial z} \right) = \frac{\Omega_o}{2} \frac{\partial h_o}{\partial \theta_o} + \frac{\partial h_o}{\partial t} \quad (3)$$

상기 식에서 링의 회전속도 Ω_r 은 링의 내측과 외측에 작용하는 마찰 토크가 같아지는 속도에서 결정이 되며 내측과 외측에서 작용하는 마찰 토크는 아래 식들과 같다[1].

$$T_i = 2\pi \frac{\mu r_i^3 L_i (\Omega_j - \Omega_r)}{c_i \sqrt{1 - \varepsilon_i^2}} + \frac{(\bar{x}_i f_{iy} - \bar{y}_i f_{ix})}{2} \quad (4)$$

$$T_o = 2\pi \frac{\mu r_o^3 L_o \Omega_r}{c_o \sqrt{1 - \varepsilon_o^2}} + \frac{(x_r f_{oy} - y_r f_{ox})}{2} \quad (5)$$

본 연구에서 베어링에 의한 유막력은 선형 해석과 비선형 해석에 따라 다른 방법으로 모델링 하였다. 선

Table 1. Bearing parameters

	Unit	Comp. bearing	Turb. bearing
Ring mass	g	7.2	7.2
Inner radius	mm	5.5	5.5
Outer radius	mm	8	8
Inner length	mm	6.5	6.5
Outer length	mm	9	9
Inner clearance	μm	34	34
Outer clearance	μm	74	74
Viscosity	Pa·s	6.4×10^{-3}	4.9×10^{-3}

형 해석에서 유막력은 강성, 감쇠요소로 모델링 되며, 식 (2), (3)의 지배 방정식으로부터 섭동법을 사용하여 계산된다[11]. 베어링에 대한 강성 감쇠 요소는 식 (1)의 전체 시스템에 대한 강성, 감쇠 요소에 포함되어 지배 방정식이 구성된다. 이러한 선형 해석 모델을 통해 각 회전 속도별로 나타나는 여러 진동 모드들의 고유 진동수 변화와 감쇠력에 대한 결과를 얻을 수가 있다. 비선형 해석 모델에서 유막력은 식 (2), (3)을 통해 시간의 함수로 주어지는 내측, 외측의 유막 압력을 적분하여 식 (1)의 외력항(F)에 포함시켜 로터의 전체 운동방정식을 계산하게 된다[12]. 비선형 해석에 대한 결과로 로터 각 노드에서의 진동이 시간의 함수로 결정 된다. 본 연구에서 사용된 베어링에 대한 변수는 Table 1과 같다.

3. 해석결과

3-1. 해석 모델 검증

본 연구에 사용된 해석 모델 검증을 위해 기존 연구 [9]를 통해 발표된 결과와 동일한 조건에서 해석을 수행하여 결과를 비교 하였다. Fig. 4의 왼쪽은 본 연구에서 사용한 해석 모델을 통해 계산된 회전축 중심과

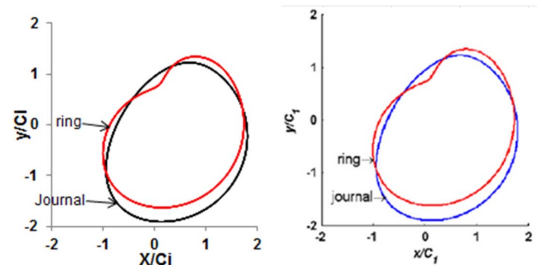


Fig. 4. Comparison of ring and journal loci with previous research (Left: current research, right: results from [9]).

링 중심의 변위이고 오른쪽은 기존 연구를 통해 발표된 결과이다. Fig. 4의 수직 축과 수평 축은 모두 내측 저널 베어링의 간극(C)으로 무차원화 되었으며, 해석에서 사용된 변수는 참고문헌[9]에 기술되어 있다.

해석 결과를 통해 볼 수 있듯이 본 연구의 해석 모델을 통한 결과와 기존 연구 결과가 일치함을 확인할 수 있었다.

3-2. 선형 해석 결과

Fig. 5는 선형 해석 모델을 통해 계산된 회전 속도에 따른 고유 진동수 변화(Campbell diagram)와 모드의 안정성을 나타내는 Logarithmic decrement이다. 고유 진동수는 불안정 현상과 관계 있는 Logarithmic decrement가 음수가 되는 모드만 표시하였다. 불안정 모드들은 Fig. 5(a)에서 볼 수 있듯이 모두 4가지가 나타났으며, 모두 회전방향과 진동 방향이 동일한 Forward 모드로 관찰되었다. 회전 속도가 낮을 때는 Fig. 5(b)에서 나타나듯이 Mode 1이 불안정 영역에 존재하며, 회전속도가 증가함에 따라 Mode 2~4가 안정영역에서 불안정 영역으로 이동하는 것을 확인할 수 있다. 이러한 불안정 모드들의 고유 진동수는 모두

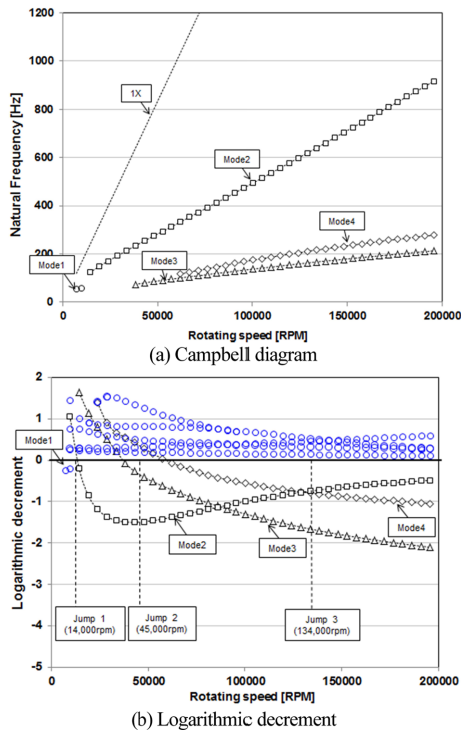


Fig. 5. Campbell diagram and logarithmic decrement.

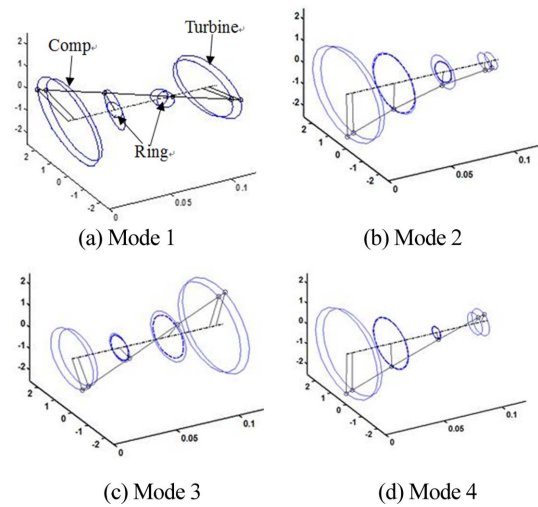


Fig. 6. Mode shape of unstable modes (All modes are forward mode).

회전속도 성분(1X) 보다 작은 주파수 영역에서 존재하며 회전속도에 따라 고유진동수의 크기 또한 변화하는 것을 확인할 수가 있다.

Fig. 6은 불안정 영역에 존재하는 4가지 모드의 모드 모양을 나타내며, 불안정 모드들은 링과 회전축 운동이 서로 조합된 병진모드(Mode2)와 코니컬 모드(Mode 1, 3, 4)로 구성된 강제 모드들인 것을 볼 수가 있다.

3-3. 비선형 해석 결과

Fig. 7은 비선형 해석모델을 통해 계산된 회전축 Compressor 끝 단의 수직방향 진동에 대한 Waterfall 선도이다. 해석은 로터에 불 평형 질량이 없는 이상적인 경우를 가정하여 수행하였으며, 그래프 상의 진동은 내측과 외측 간극의 합으로 무 차원화 된 결과이다. Fig. 7(a)는 3차원 좌표계로 나타낸 그림이고 Fig. 7(b)는 Fig. 7(a)를 수직 축 상에서 바라본 그림이다.

해석 결과 모든 회전 속도에서 불안정성으로 인해 1X성분 아래서 나타나는 Sub-synchronous 진동이 관찰 되었다. 또한, 기존에 많은 실험에서 보고가 되었던 특정 회전속도에서 새로운 주파수 성분이 나타나거나 기존 주파수 성분이 없어지는 Jump현상 등이 관찰 되었다[5,9]. 이러한 Jump현상은 Fig. 7(b)에서 볼 수 있듯이 3번에 걸쳐 나타났으며, 선형 해석을 통해 예측된 4가지 불안정 모드와 매칭시켜 Fig. 7(b)에 표시 하였다. 이와 관련하여 Fig. 8은 여러 회전 속도에 대

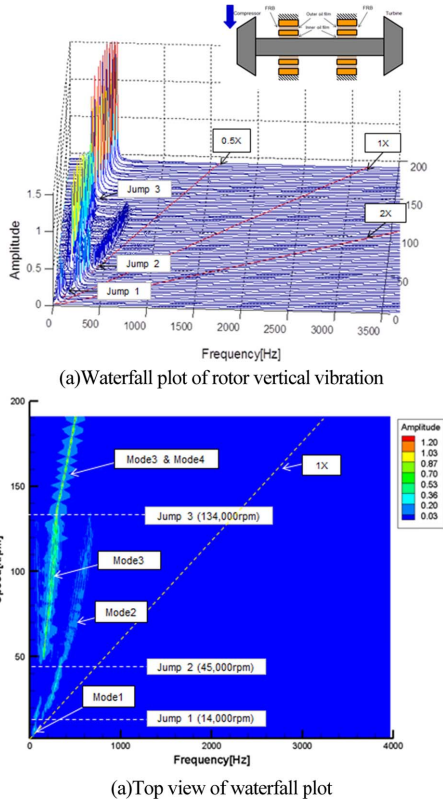


Fig. 7. Waterfall plot predicted from nonlinear analysis.

해 Turbine과 Compressor 끝단 진동을 시간에 대해 나타낸 그래프이다. 회전 속도가 Jump 1이 생기는 14,000rpm 이하에서는 Fig. 8(a)에서 볼 수 있듯이 Compressor와 Turbine 끝단의 진동 위상이 반대가 되는 코니컬 모드이며, 이는 선형 해석에서 나타난 Mode 1과 일치한다. 회전속도가 Jump 1이 나타나는 14,000 rpm 이상이 되면 새로운 진동 모드가 나타났으며 이는 Fig. 8(b)에서 볼 수 있듯이 Compressor와 Turbine 끝 단이 동일한 위상으로 진동하는 병진 모드이며, 선형 해석상의 Mode 2와 동일함을 알 수 있다. Jump 2가 나타나는 45,000 rpm 이상에서는 Fig. 8(c)와 같이 Mode 2와 Mode 3이 함께 나타났으며, Jump 3이 나타나는 134,000 rpm 이상에서는 Mode 3과 Mode 4가 함께 나타나는 것을 볼 수 있다. 상기의 결과를 통해 Jump현상은 불안정성으로 나타나는 진동모드가 바뀌거나 사라질 때 나타나는 현상임을 알 수가 있다.

비선형 해석에서 불안정 모드가 나타나는 순서는 선형 해석에서 각 모드의 안정성을 나타내는 Logarithmic decrement와 매칭 시킬 수 있다. 선형해석 결과 회전속도가 10,000 rpm 이하에서는 Mode 1만 불안정 영역에 있으며, 회전속도가 증가함에 따라 Mode 1은 안정하게 되며, Mode 2가 불안정 하게 된다. 이는 비선

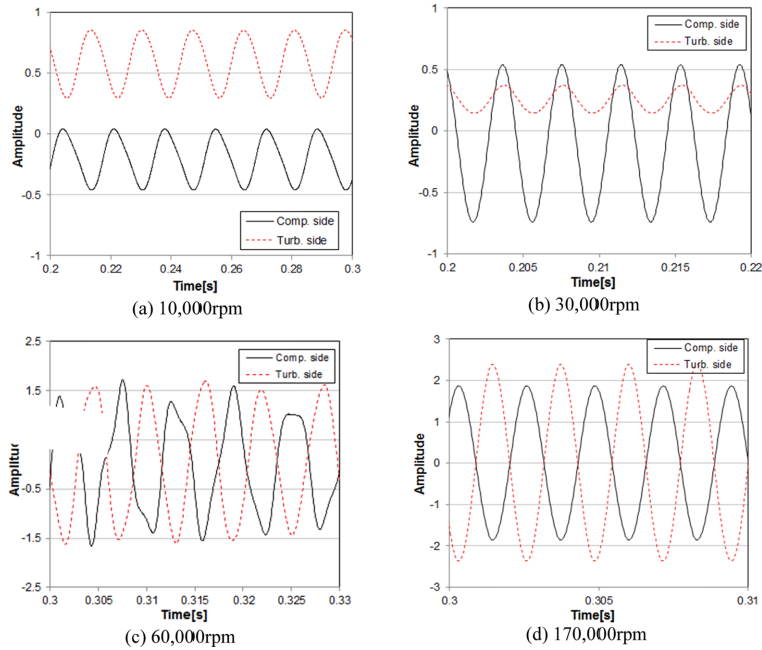


Fig. 8. Rotor vibration at various rotating speed.

Table 2. Predicted natural frequency

Mode	Linear analysis [Hz]	Nonlinear analysis [Hz]
1 (@10,000 rpm)	61	58
2 (@30,000 rpm)	192	255
3 (@60,000 rpm)	158	110

형 해석에서 회전속도가 14,000 rpm 이하에서 Mode 1이 나타나다가 회전속도가 증가함에 따라 Mode 1은 사라지고 Mode 2가 나타나는 현상과 일치하였다. 선형 해석에서 회전 속도가 증가함에 따라 안정 영역으로 불안정 영역으로 이동한 Mode 3, 4도 비선형 해석에서 회전속도가 증가함에 따라 나타나는 것을 확인할 수 있다. 그러나, Fig. 7(b)에 비선형 해석에서 Jump 현상이 나타나는 회전속도를 표기한 결과에서 볼 수 있듯이 선형 해석에서 불안정 영역에 있는 모든 모드들이 모두 비선형 해석에서 나타나지는 않았다. 또한 각 모드의 고유 진동수는 Table 2와 같이 선형해석과 비선형 해석 결과가 차이가 나는 것을 확인할 수 있었다. 이러한 현상들은 모두 유막력의 비선형성에 기인한 결과로 판단된다.

이러한 해석 결과들은 해석 모델의 추가 검증을 위해 실험 결과와의 비교를 수행할 예정이다.

4. 결 론

본 연구에서는 플로팅 링 베어링으로 지지된 터보차저 로터의 선형, 비선형 해석 모델을 통해 불안정성으로 인해 나타나는 Sub-synchronous 진동 현상에 대해 고찰하였다. 선형 해석을 통해 불안정성을 가지는 진동 모드는 모두 4가지가 예측 되었으며, 로터와 링의 운동이 조합된 강체 모드인 것으로 나타났다. 비선형 해석을 통해 불안정성을 가지는 모드들이 회전 속도별로 서로 다른 조합으로 나타나는 것을 볼 수 있었고, 기존의 여러 실험 연구들을 통해 보고된 Jump 현상은 진동 모드가 바뀌거나 없어질 때 나타나는 현상임을 이론적으로 확인할 수가 있었다. 이러한 불안정 모드들이 나타나는 순서는 선형 해석을 통해서도 예측이 가능함을 확인할 수가 있었다.

Acknowledgements

본 연구는 한국기계연구원 기관 주요 사업 “200 krpm 이상에서 운전되는 터보차저의 동적 안정성 향상 기술” 과제를 통해 수행되었습니다.

References

- [1] Rohde, S. M., Ezzat, H. A., “Analysis of dynamically loaded floating-ring bearings for automotive applications”, *J. of Lub. Tech.*, Vol. 102, pp. 271-277, 1980.
- [2] Orcutt, F., Ng, C., “Steady-state and dynamic properties of the floating-ring journal bearing”, *J. of Lub. Tech.*, Vol. 90, pp. 243-253, 1968.
- [3] Tanaka, M., Hori, Y., “Stability characteristics of floating bush bearings”, *J. of Lub. Tech.*, Vol. 93, pp. 248-259, 1972.
- [4] Li, C. H., Rohde, S. M., “On the steady state and dynamic performance characteristics of floating ring bearings”, *J. of Lub. Tech.*, Vol. 103, pp. 389-397, 1981.
- [5] Schweizer, B., Sievert, M. “Nonlinear oscillations of automotive turbocharger turbines”, *J. of Sound and Vibration*, Vol. 321, pp. 955-975, 2009.
- [6] Nakagawa, E., Aoki, H., “Unbalance vibration of a rotor-bearing system supported by floating-ring journal bearings”, *Bulletin of JSME*, Vol. 16, pp. 503-512, 1973.
- [7] Li, C. H., “Dynamics of rotor bearing systems supported by floating ring bearings”, *J. of Lub. Tech.*, Vol. 104, pp. 469-476, 1982.
- [8] Childs, D., Moes, H., VanLeeuwen, H., “Journal bearing impedance descriptions for rotordynamic applications”, *J. of Lub. Tech.*, Vol. 99, pp. 198-210, 1977.
- [9] Tian, L., Wang, W. J., Peng, Z. J. “Dynamic behaviours of a full floating ring bearing supported turbocharger rotor with engine excitation”, *J. of Sound and Vibration*, Vol. 330, pp. 4851-4874, 2011.
- [10] Chen, W. J., *Introduction to Dynamics of Rotor Bearing Systems*, Chap. 5, Eigen Technologies, USA, 2007.
- [11] Hamrock, B. J., *Fundamentals of fluid film lubrication*, Chap.10, McGraw Hill, USA, 1994.
- [12] Lee, D., Kim, Y., Kim, K., “The dynamic performance analysis of foil journal bearings considering coulomb friction: Rotating unbalance response”, *J. Korean Soc. Tribol. Lubr. Eng.*, Vol. 23, No. 5, pp. 219-227, 2007.