

공기 포일 베어링으로 지지되는 무급유 터보 과급기 회전체 설계에 대한 연구

이용복* · 김태호* · 김창호* · 이남수**

Study on the *Oil-free* Turbocharger Supported by Air Foil Bearing

Yong-Bok Lee*, Tae-Ho Kim*, Chang-Ho Kim*, Nam-Soo Lee**

Key Words: Air foil bearing, oil-free turbocharger, rotordynamics

ABSTRACT

The feasibility study on supporting a turbocharger rotor on air foil bearing is investigated. Based on finite difference method and Newton-Raphson method, the static equilibrium position of a turbocharger rotor is predicted. And using finite difference method and perturbation method, dynamic characteristics of air foil bearings are calculated. Rotordynamic analysis is performed by finite element method, with collaboration of calculated stiffness and damping of foil bearing. The effect of compliance and clearance of bump foil bearing on the oil-free turbocharger is investigated in terms of rotordynamics. And the critical speeds, eccentricity ratio, vibration amplitude, and stability are considered. It is demonstrated that foil bearings offer a plausible replacement for oil-lubricated bearings in turbocharger.

1. 서론

터보 과급기(turbocharger)는 Fig. 1에 나타난 바와 같이 배기가스를 이용하여 엔진 연소실 내부에 공기의 질량을 증가시키기 위해 사용되며, 터빈에 의해 구동되는 압축기의 일종이다. 터보 과급기로 인해 증대된 공기량은 엔진의 출력을 증대시키게 된다. 이러한 용도로 사용되는 터보 과급기의 로터는 주로 오일 베어링으로 지지되고 있다. 이러한 형태의 오일 베어링은 현재 배기가스에 대한 규제가 강화되고 있기 때문에 적절하지 않을 수 있다. 왜냐하면 베어링부에서 누설된 오일이 압축기로 유입되어 엔진 내부에서 연소될 수 있기 때문이다. 또한 배기 가스가 고온이기 때문에

오일의 degradation이나 coking이 발생하기 쉽다.

이러한 문제점을 개선하기 위하여 터보 과급기에 공기 포일 베어링을 적용하려는 연구가 시작되고 있으며, 주로 고온에서 베어링 내마모성, 재료, 및 코팅에 대한 연구가 집중되어 있다. Dellacorte[1]는 800°C에서 사용될 수 있는 베어링 재료의 마찰 및 내마모성에 대해서 연구하였다. Benoy[2]는 500°C에서 사용되는 포일 베어링에 적용될 수 있는 고체 윤활 코팅에 대한 실험을 수행하였다. Dellacorte[3]는 PS304라는 새로운 고체 윤활 코팅을 개발하여 고온에서 우수한 마찰 및 내마모성 결과를 발표하였다. Fellenstein[4]은 700 °C에서 사용될 수 있는 모재에 대한 마찰 및 마모 특성을 실험하였다. 고온에서의 베어링 코팅 및 재료에 대한 기술에 대한 연구가 활발히 이루어지고 있으나, 터보 과급기 로터-베어링에 대한 회전체 설계에 대한 연구는 미비한 실정이다. Howard[5]가 최초로 터보 과급기에

* 한국과학기술연구원 트라이볼로지 연구센터

** 한양대학교 기계설계공학과

E-mail : lyb@kist.re.kr

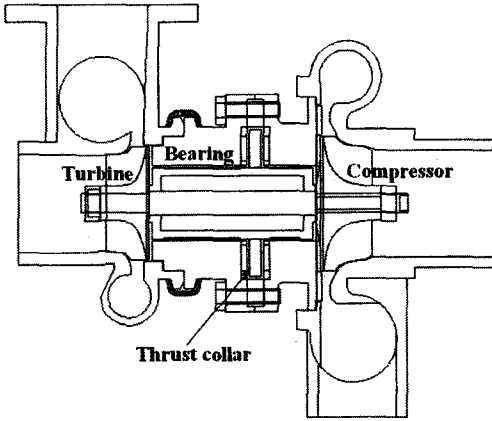


Fig. 1 Configuration of oil-free turbocharger

포일 베어링을 적용하기 위한 회전체 및 베어링 설계에 대한 연구를 발표하였으나, 베어링의 감쇠 계수를 실험에 의존하여 설계를 수행하였다.

본 논문에서는 Fig. 1과 같은 터보 과급기에 대한 회전체 및 베어링에 대한 설계 방법을 제시하고자 한다. 또한 섭동법을 통하여 구한 범프 포일 베어링의 강성은 물론, 감쇠 계수를 고려하여, 터보 과급기 로터-베어링 계에 대한 정적 평형 위치, 위험 속도, 안정성, 불균형 응답, 및 로터 응력에 대해서 고려하고자 한다.

2. 범프 포일 베어링 해석

2.1 범프 포일 베어링의 지배 방정식

범프 포일 베어링과 좌표계를 Fig. 2에 나타내었다. 범프 베어링 내의 공기 유막은 Navier-Stokes 방정식과 연속 방정식을 연립한 형태인 레이놀즈 방정식으로 표현되며, 식(1)과 같이 표현이 가능하다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial}{\partial x} (\rho h) \quad (1)$$

유막 두께는 편심과 Fig. 3에 나타난 범프의 변형에 의해서 변화하게 되며, 이는 식 (2)와 같이 표현이 가능하다.

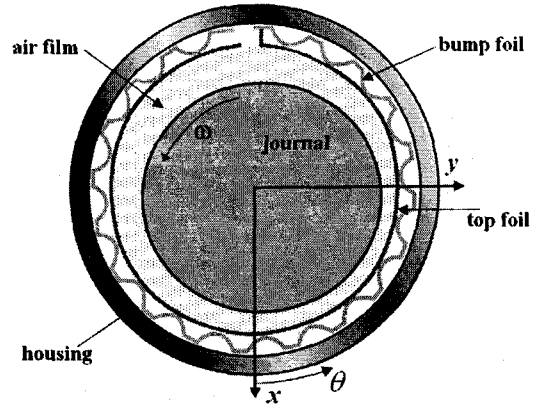


Fig. 2 Coordinate system for the bump bearing

$$h = C - x \cos \theta - y \sin \theta + K(p - p_a) \quad (2)$$

식 (2)에서 K 는 범프의 강성을 반영하는 상수이며, 다음과 같이 표현된다.

$$K = \left(\frac{\alpha C}{P_a} \right) \quad (3)$$

여기서, α 는 범프 베어링의 컴플라이언스이며, S , l_0 와 t 는 Fig. 3에 표시하였다.

$$\alpha = \frac{2 p_a S}{CE} \left(\frac{l_0}{t} \right)^3 (1 - \nu^2) \quad (4)$$

2.2 범프 베어링의 섭동법

정적 평형 위치로부터 저널의 운동이 작다고 가정하면, 압력과 유막 두께는 다음과 같이 1차 Taylor 급수

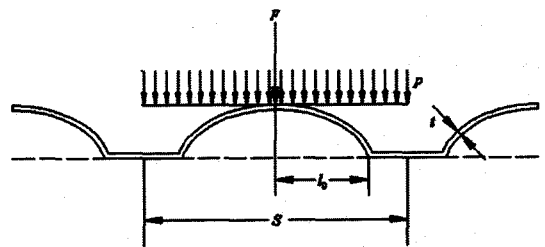


Fig. 3 Configuration of the bump foil

로 전개가 가능하다.

$$p = p_0 + \Delta p \quad (5)$$

$$h = h_0 + \Delta h \quad (6)$$

여기서, Δp 와 Δh 는 다음과 같이 된다.

$$\Delta p = p_x \Delta x + p_y \Delta y + p_x \Delta \dot{x} + p_y \Delta \dot{y} \quad (7)$$

$$\Delta h = h_x \Delta x + h_y \Delta y + h_x \Delta \dot{x} + h_y \Delta \dot{y} \quad (8)$$

Fig. 1에 나타난 좌표계에 대한 섭동된 유막 두께는 식 (2)를 이용하면 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$h_x = -\cos \theta + \alpha p_x \quad (9)$$

$$h_{\dot{x}} = \alpha p_{\dot{x}} \quad (10)$$

$$h_y = -\sin \theta + \alpha p_y \quad (11)$$

$$h_{\dot{y}} = \alpha p_{\dot{y}} \quad (12)$$

식 (5), (6), (7), 그리고 (8)을 식(1)에 대입한 후 무차원화하면, 다음과 같이 1개의 0차 방정식과 4개의 1차 방정식들을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\nabla \cdot (-\bar{p}_0 \bar{h}_0^3 \nabla \bar{p}_0 + \bar{\Lambda} \bar{p}_0 \bar{h}_0) = 0 \quad (13)$$

$$\nabla \cdot \left(\begin{array}{c} -\bar{p}_0 \bar{h}_0^3 \nabla \bar{p}_x - \bar{p}_x \bar{h}_0^3 \nabla \bar{p}_0 \\ -3 \bar{p}_0 \bar{h}_0^2 \bar{h}_x \nabla \bar{p}_0 + \bar{\Lambda} (\bar{p}_x \bar{h}_0 + \bar{p}_0 \bar{h}_x) \\ -2\Lambda \gamma (\bar{p}_x \bar{h}_0 + \bar{p}_0 \bar{h}_x) \end{array} \right) = 0 \quad (14)$$

$$\nabla \cdot \left(\begin{array}{c} -\bar{p}_0 \bar{h}_0^3 \nabla \bar{p}_y - \bar{p}_y \bar{h}_0^3 \nabla \bar{p}_0 \\ -3 \bar{p}_0 \bar{h}_0^2 \bar{h}_y \nabla \bar{p}_0 + \bar{\Lambda} (\bar{p}_y \bar{h}_0 + \bar{p}_0 \bar{h}_y) \\ +2\Lambda \gamma (\bar{p}_y \bar{h}_0 + \bar{p}_0 \bar{h}_y) \end{array} \right) = 0 \quad (15)$$

$$\nabla \cdot \left(\begin{array}{c} -\bar{p}_0 \bar{h}_0^3 \nabla \bar{p}_y - \bar{p}_y \bar{h}_0^3 \nabla \bar{p}_0 \\ -3 \bar{p}_0 \bar{h}_0^2 \bar{h}_y \nabla \bar{p}_0 + \bar{\Lambda} (\bar{p}_y \bar{h}_0 + \bar{p}_0 \bar{h}_y) \\ -2\Lambda \gamma (\bar{p}_y \bar{h}_0 + \bar{p}_0 \bar{h}_y) \end{array} \right) = 0 \quad (16)$$

$$\nabla \cdot \left(\begin{array}{c} -\bar{p}_0 \bar{h}_0^3 \nabla \bar{p}_y - \bar{p}_y \bar{h}_0^3 \nabla \bar{p}_0 \\ -3 \bar{p}_0 \bar{h}_0^2 \bar{h}_y \nabla \bar{p}_0 + \bar{\Lambda} (\bar{p}_y \bar{h}_0 + \bar{p}_0 \bar{h}_y) \\ +2\Lambda \gamma (\bar{p}_y \bar{h}_0 + \bar{p}_0 \bar{h}_y) \end{array} \right) = 0 \quad (17)$$

범프 포일 베어링에 발생하는 압력에 대한 경계 조건은 다음과 같다.

$$\text{at } \theta = \theta_1, \theta_1 + 2\pi \quad \bar{p}_x = \bar{p}_{\dot{x}} = \bar{p}_y = \bar{p}_{\dot{y}} = 0 \quad (18)$$

$$\text{at } \bar{z} = \pm \left(\frac{L}{D} \right) \quad \bar{p}_x = \bar{p}_{\dot{x}} = \bar{p}_y = \bar{p}_{\dot{y}} = 0 \quad (19)$$

범프 베어링에서는 유막 내에서 대기압보다 낮은 압력이 발생하면, 유막 압력이 대기압이 될 때까지 포일 하부의 대기압이 포일을 위로 상승시키기 때문에 대기압보다 낮은 압력은 발생하지 않는다. 그러므로 압력이 수렴된 후 대기압보다 낮은 압력은 대기압으로 설정하여, 유막력을 산정하였다.

2.3 범프 베어링의 유막력, 강성, 및 감쇠

유막에 관한 지배 방정식과 경계 조건을 이용하여 정적 압력 및 섭동된 압력 분포를 구할 수 있으며, 이를 통하여 하중지지능력, 강성, 및 감쇠 계수를 구할 수 있다.

$$\left\{ \begin{array}{c} \bar{F}_x \\ \bar{F}_y \end{array} \right\} = \int_{-(L/D)}^{+(L/D)} \int_{\theta_1}^{\theta_1+2\pi} (\bar{p}-1) \left\{ \begin{array}{c} \cos \theta \\ \sin \theta \end{array} \right\} d\theta d\bar{z} \quad (20)$$

무차원화된 하중과 작용각은 무차원화된 유막력을 통하여 아래와 같이 구할 수 있다.

$$\bar{W} = \frac{W}{p_a R^2} = \sqrt{\bar{F}_x^2 + \bar{F}_y^2} \quad (21)$$

$$\tan \phi_L = (\bar{F}_x / \bar{F}_y) \quad (22)$$

섭동된 압력을 구하면, 아래와 같이 강성과 감쇠 계수들을 구할 수 있다.

$$\left\{ \begin{array}{cc} \bar{K}_{xx} & \bar{K}_{xy} \\ \bar{K}_{yx} & \bar{K}_{yy} \end{array} \right\} = \int_{-(L/D)}^{+(L/D)} \int_{\theta_1}^{\theta_1+2\pi} \left\{ \begin{array}{cc} p_x \cos \theta & p_y \cos \theta \\ p_x \sin \theta & p_y \sin \theta \end{array} \right\} d\theta d\bar{z} \quad (23)$$

$$\left\{ \begin{array}{cc} \bar{C}_{xx} & \bar{C}_{xy} \\ \bar{C}_{yx} & \bar{C}_{yy} \end{array} \right\} = \int_{-(L/D)}^{+(L/D)} \int_{\theta_1}^{\theta_1+2\pi} \left\{ \begin{array}{cc} p_{\dot{x}} \cos \theta & p_{\dot{y}} \cos \theta \\ p_{\dot{x}} \sin \theta & p_{\dot{y}} \sin \theta \end{array} \right\} d\theta d\bar{z} \quad (24)$$

2.4 범프 베어링 해석 방법 및 평형 위치 해석

범프 베어링에서 발생하는 압력에 대한 압축성 레이놀즈 방정식은 편심률과 자세각이 주어지면 구할 수 있다. 레이놀즈 방정식은 유한 차분법으로 이산화한

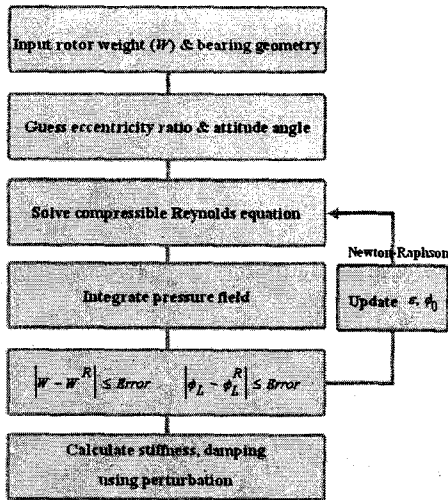


Fig. 4 Flowchart of the bearing analysis

후, 점연속 이완법(point successive relaxation method)을 이용하여 구하였다.

터보 과급기 로터에 대한 자중이 주어지면 로터의 평형 위치, 강성, 및 감쇠를 구할 수 있으며, 이에 대한 것을 Fig. 4에 나타내었다. 먼저 초기 편심률과 자세각을 가정 한 후 압력 분포를 구하였다. 구한 압력 분포를 이용하여 유막력과 작용각을 구한 후 이를 Newton-Raphson 방법을 이용하여 정적 평형 위치 즉 편심률과 자세각을 구하였다. 정적 평형 위치를 구한 후 섭동된 압력 분포를 구하였으며, 이를 이용하여 강성과 감쇠 계수를 계산하였다. 섭동된 압력 분포는 압축성 레이놀즈 방정식과 같은 방식으로 이산화한 후, 점연속 이완법(point successive relaxation method)을 이용하여 구하였다.

3. 무급유 터보 과급기 회전체 해석

Fig. 5에 나타낸 무급유 터보 과급기 회전체의 재료는 고온임을 감안하여 Inconel 718로 선정하였다. 회전체의 총 길이는 92mm이며, 총 질량은 170g이다. 무급유 터보 과급기 회전체는 유한 요소법을 이용하여 모델링하였으며, 17개의 축 요소, 3개의 디스크 요소와 2개의 베어링 요소로 나누어서 해석을 수행하였다. 범프 포일 베어링이 터보 과급기 회전체의 위험 속도, 평형 위치, 진동 크기, 및 안정성에 미치는 영향을 알

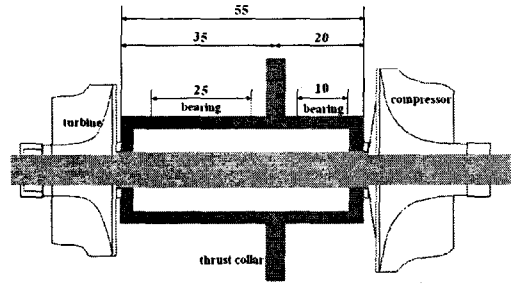


Fig. 5 Oil-free turbocharger rotor

아보기 위하여 총 9개의 베어링에 대한 해석을 수행하였으며, 각각 베어링에 변수 및 기호는 Table 1에 기재하였다.

3.1 범프 포일 베어링이 터보 과급기 위험 속도에 미치는 영향

베어링 해석과 터보 과급기 회전체에 대한 해석을 수행하여 Campbell diagram을 구한 후 터보 과급기에 대한 위험 속도를 구하였으며, 이를 Fig. 6에 나타내었다. 터보 과급기의 운전 속도가 대략 30,000 RPM에서 최대 210,000 RPM임을 감안하여 위험 속도가 운전 영역내에 존재하지 않도록 설계하였다. 범프 베어링의 강성이 터보 과급기 로터의 강성에 비해 작기 때문에 1차 굽힘 모드가 베어링 종류와는 무관하게 약 610,000 RPM정도에서 일정함을 알 수 있다. 이에 반해서, 1차와 2차 강제 모드는 주로 범프 베어링의 강성에 의존하기 때문에 베어링의 종류에 따라 많은 변화가 있음을 알 수 있다. 범프 컴플라이언스가 크고 베어링 틈

Table 1 Descriptions of bump foil bearing

Number	Symbol	Compliance	Clearance[mm]
1	A1	3	0.04
2	A2	3	0.07
3	A3	3	0.10
4	B1	5	0.04
5	B2	5	0.07
6	B3	5	0.10
7	C1	7	0.04
8	C2	7	0.07
9	C3	7	0.10

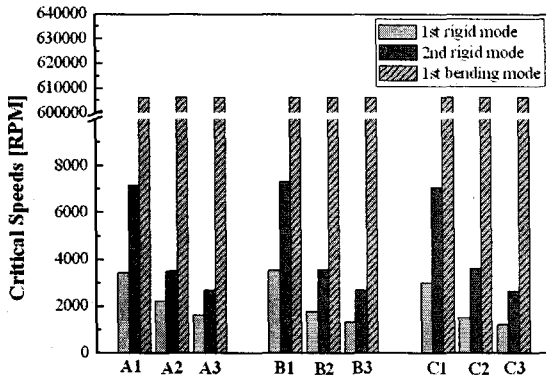


Fig. 6 Critical speeds of oil-free turbocharger

새가 클수록, 베어링의 강성이 감소하기 때문에 강제 모드의 위험 속도들은 감소함을 알 수 있다. 이러한 현상은 베어링 틈새에 더 지배적임을 알 수 있다.

3.2 범프 포일 베어링이 터보 과급기 평형 위치 및 진동 크기에 미치는 영향

터보 과급기는 운전 속도가 변화하기 때문에 특히 저속 영역에서 로터와 스테이터 사이에 접촉이 발생할 가능성이 있으며, 이를 대비하여 설계 시 저속 영역에서 평형 위치를 고려하는 것이 바람직하다. 또한 불균형 질량에 의한 진동 크기는 설계 시 고려해야 할 기본적인 사항이다. 이러한 것들을 고려하기 위하여, Fig. 7에 저속 부분에서의 평형 위치와 고속에서의 진동 크기를 나타내었다.

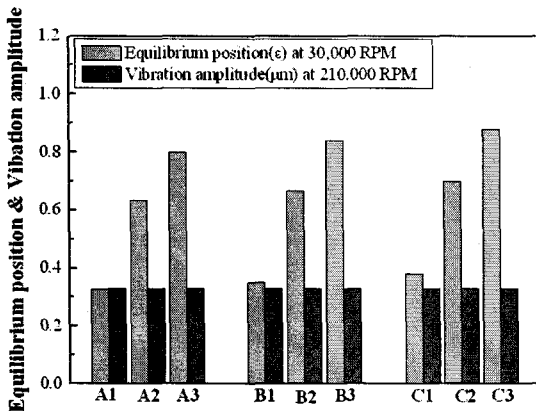


Fig. 7 Equilibrium position and vibration amplitude of oil-free turbocharger

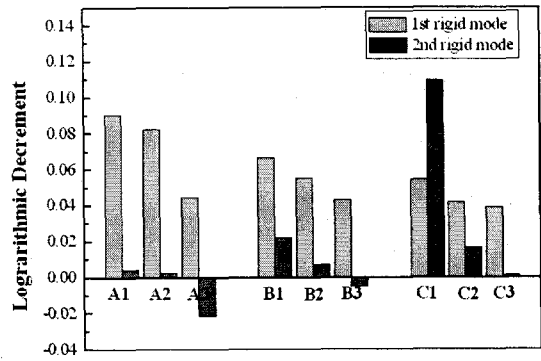


Fig. 8 Logarithmic decrement of oil-free turbocharger

범프 컴플라이언스가 크고 베어링 틈새가 클수록, 베어링의 강성이 감소하기 때문에 평형 상태에서의 편심률은 증가함을 알 수 있다. 이러한 경향은 터보 과급기의 위험 속도에 미치는 영향과 동일하다. 베어링의 종류에 따라 평형 상태와 변화함과는 달리, 진동 크기는 거의 동일함을 알 수 있다. 이러한 현상이 나타난 이유는 고속 영역, 즉 210,000 RPM은 Fig. 6에서 나타난 위험 속도들과는 많이 떨어져 있기 때문이다.

3.3 범프 포일 베어링이 터보 과급기 안정성에 미치는 영향

회전체의 안정성은 주어진 영역에서 운전할 수 있는 지를 나타내주는 지표이기 때문에 매우 중요한 설계 파라미터이며, 보통 대수 감쇠율로서 이를 표시하며 아래와 같이 표현된다.

$$\delta_i = \frac{2\pi \zeta_i}{\sqrt{1 - \zeta_i^2}} \quad (25)$$

여기서, δ_i 는 I번째 모드의 대수 감쇠율을, ζ_i 는 I번째 모드의 감쇠비를 나타낸다. 베어링 종류에 따른 대수감쇠율을 Fig. 8에 나타내었다. Fig. 6에 나타난 바와 같이 1차 위험 속도는 운전 속도보다 매우 높기 때문에, 2개의 강제 모드에 대한 대수 감쇠율을 나타내었다.

Fig. 8에 나타난 바와 같이 범프 컴플라이언스와 베어링 틈새에 많은 영향을 주고 있음을 알 수 있다. 컴플라이언스가 크고 베어링 틈새가 작을수록 터보 과급기의 안정성이 향상되고 있는데, 이는 컴플라이언스가

Table 2 Descriptions of bump foil bearing

Number	Resonance/ Vibration	Equilibrium Position	Stability
A1	○	○	X
A2	○	△	X
A3	○	X	X
B1	○	○	△
B2	○	△	X
B3	○	X	X
C1	○	○	○
C2	○	△	△
C3	○	X	X

크고 베어링 틈새가 작을수록 베어링의 감쇠가 증가하기 때문이다. 베어링 A3와 베어링 B3인 경우는 대수 감쇠율이 0보다 작은 음수이기 때문에 운전 도중에 발산할 우려가 있다.

3.4 터보 과급기에 적당한 범프 포일 베어링 선정

범프 포일 베어링의 컴플라이언스와 틈새가 터보 과급기 시스템의 공진, 진동 크기, 평형 위치, 및 안정성에 미치는 영향을 설계 관점에서 Table 2에 나타내었다. 공진과 진동 크기는 모든 베어링의 경우에 대해서 만족할 만한 수준으로 생각된다. 저속에서의 편심을 관점에서는 A1, B1, 및 C1 즉 틈새가 적은 베어링의 경우에 유막력이 많이 형성되기 때문에 좋은 결과를 나타내었다. 안정성면에서는 컴플라이언스가 가장 크고, 베어링 틈새가 가장 작은 C1 베어링이 가장 좋게 나타났으며, 그 다음으로 B1과 C2 베어링 순으로 나타났다. 다른 베어링들은 대수 감쇠율이 작거나 음수이기 때문에 터보 과급기에 적용이 적당하지 않을 것으로 사료된다.

공진, 진동 크기, 저속에서의 편심율, 및 안정성 모두를 고려할 때 9가지 베어링 중에서 컴플라이언스가 가장 크고, 베어링 틈새가 작은 C1 베어링이 터보 과급

기에 적용이 가능하리라고 사료된다.

4. 결론 및 토의

본 논문에서는 범프 포일 베어링의 강성과 감쇠를 섭동법으로 구한 후, 이를 기반으로 터보 과급기 시스템의 공진, 진동 크기, 및 안정성에 대한 설계를 검토하였다. 또한 범프 포일 베어링의 컴플라이언스와 틈새가 시스템의 성능에 어떠한 영향을 끼치는 지를 연구하였으며, 이를 토대로 터보 과급기에 적용이 가능한 베어링을 제시하였다.

본 논문에서는 회전체-베어링 시스템에 대한 해석을 기반으로 한 설계를 검토하였으나, 실제로 터보 과급기에 포일 베어링이 적용되기 위해서는 고온에서의 재료와 코팅 기술, 및 이와 관련한 내구성도 중요하며, 이에 대한 연구를 현재 수행 중에 있다.

참고문헌

- (1) Dellacorte, C., 1998, "Friction and Wear Characteristics of Candidate Foil Bearing Materials From 25 C to 800 C," NASA TM-107082.
- (2) Dellacorte, C., Fellenstein, J., A., Benoy, P., A., 1998, "Evaluation of Advanced Solid Lubricant Coatings for Foil Air Bearings Operating at 25 and 500 C", NASA TM-1998-206619.
- (3) Dellacorte, C., 2000, "The Evaluation of a Modified Chrome Oxide Based High Temperature Solid Lubricant Coating for Foil Gas Bearings," Tribology Transactions, Vol. 43, No. 43, pp. 257-262.
- (4) Fellenstein, J., A., 1995, "A New Tribological Test for Candidate Brush Seal Materials Evaluation", NASA TM-106753.
- (5) Howard, S., A., 1999, "Rotordynamics and Design Methods of an Oil-Free Turbocharger", NASA CR-1999-208689.