

3-로브 베어링으로 지지된 중형 고속 터보차저 로터의 선형 및 비선형 동적 안정성 특성 규명

Identification of Linear and Nonlinear Dynamic Stability Characteristics of a Medium-size High-speed Turbocharger Rotor Supported by 3-lobe Bearings

이 안 성* · 김 병 옥*

An Sung Lee and Byung Ok Kim

(2011년 4월 4일 접수 ; 2011년 5월 23일 심사완료)

Key Words : Linear(선형), Nonlinear(비선형), Turbocharger(터보차저), Rotordynamic Stability(로터다이나믹 안정성), LogDec(대수감소율), Limit Cycle(한계 사이클)

ABSTRACT

In this study linear and nonlinear dynamic stability characteristics of a medium-size high-speed turbocharger, whose rotor is supported by two 3-lobe journal bearings, are analyzed to evaluate and identify the effects of its bearing design variables. The rotor has the rated speed of 40,500 rpm and maximum continuous speed of 45,000 rpm. At first, utilizing the linear stability analysis method, bearing designs of yielding stable or unstable LogDecs as small as possible are searched by manipulating with machined bearing clearances and preloads. As next, utilizing the nonlinear analysis method, limit cycles of the rotor responses at the rated and maximum continuous speeds are simulated to check their acceptances. Results have shown that for the turbocharger rotor-bearing system considered, the 3-lobe journal bearing design with a smaller machined clearance and a larger preload are preferred for the stable rotor responses. More importantly, since there exists a good correlation between the linear and nonlinear stability analysis results, it is concluded that firstly the linear stability analysis method may be applied to screen quickly the ranges of bearing designs for stable or least unstable solutions and then, lastly the nonlinear stability analysis method may be deployed to check an absolute motion stability in terms of the limit cycle.

1. 서 론

터보차저는 다소 간단하나 세련된 분류에 속하는 터보 기계로, 해상 및 육상 운송 시스템에서 주 동력원으로 사용되는 디젤과 가스 엔진에서 흔히 엔

진 부품으로써 발견된다. 그 주요 기능은 엔진의 동력 밀도를 증가시키는 것으로, 토출 가스의 에너지를 이용하여 엔진으로 유입되는 공기를 예-압축함으로써 달성된다. 터보차저는 간단하게 압축기 임펠러, 터빈 임펠러, 두 임펠러를 연결하는 공통 축, 축의 지지 베어링, 그리고 하우징으로 구성된다. 그러나 터보차저가 1차 선회 고유진동수의 2배 이상 보다 훨씬 높게 운전하고 사용자가 최대 엔진 출력과 최소 연료 소비를 위해 세계적 수준의 보다 높은

† 교신저자; 정회원, 한국기계연구원 시스템다이나믹스연구실
E-mail : aslee@kimm.re.kr

Tel : (042)868-7356, Fax : (042)868-7440

* 정회원, 한국기계연구원 시스템다이나믹스연구실

전체 효율을 요구하기 때문에 터보차저의 로터다이나믹 신뢰성과 공력 성능 설계는 매우 세련되어 있으며, 흔히, 도전적이다.

Johnson은⁽¹⁾ 600에서 13,000 kW 범위에 있는 2 - 4 사이클 엔진을 위한 1990년대 터보차저에 대한 시장 조사결과를 보고하고 향상된 전체 효율과 고신뢰성 등과 같은 일부 설계 목표를 설정한 바 있다. Pettinato와 DeChoudhury는⁽²⁾ 디젤 기관차를 위한 고속 터보차저의, 특히, 향상된 베어링 수명과 로터다이나믹 안정성을 위한 재설계를 연구하였다. 그들은 당초 3-축 그루브 베어링 설계로부터 3-로브 베어링 설계로 변경하여 두 저널 베어링을 재설계하였으며, 터보차저 로터-베어링 시스템의 안정성을 점검하기 위해 선형 LogDec(대수감소율) 평가기법을⁽³⁻⁵⁾ 사용하였다. 선형 평가에서는 베어링의 로터에 대한 지지 반력을 선형화된 강성과 감쇠 계수로 처리하는 수치해석 모델이 사용된다. Sahay와 LaRue는⁽⁶⁾ 로터-베어링 시스템의 선회 궤적, 즉, 한계 사이클(limit cycle)이 베어링 틈새 공간의 특정 %를 초과하지 않는다면 제한된 양의 베어링 불안정성을 갖는 상태에서도 터보차저가 만족스럽게 운전이 가능하다는 것을 보여주는 경험을 기술하였으며, 베어링 불안정성과 선회 궤적 크기의 정확한 예측이 내재된 비선형성과 복잡성으로 인해 손쉽지 않다고 거론하였다. San Andres 등은⁽⁷⁾ 자동차용 터보차저 로터-베어링 시스템의 비선형 동적응답, 즉, 한계 사이클 크기와 아동기(subsynchronous) 선회 주파수를 예측하기 위해서 완전한 베어링 지지 반력 자체(비선형성을 가짐)를 고려한 수치해석 모델과 시간-행진 수치적분 기법을 결합한 비선형 해석 기법을 적용하였다.

이 연구에서는 3-로브 베어링으로 지지되는 중형 고속 터보차저 로터의 선형 및 비선형 로터다이나믹 안정성 특성, 특히, 저널 베어링 설계 변수의 영향이 해석 규명된다. 로터는 정격속도 40,500 rpm과 최대 연속 운전속도 45,000 rpm을 갖는다. 먼저, 선형 안정성 해석기법을 사용하여, 안정적인 또는 가능한 한 최소의 불안정적인 LogDec을 제공하는 베어링 설계가 가공 베어링 틈새와 예압을 조정하여 찾아진다. 다음으로, 비선형 해석기법을 사용하여, 정격과 최대 연속 운전속도에서 로터 응답의 한계 사이클의 크기가, 특히, 조립 베어링 틈새에 대비

하여 점검하기 위해 시뮬레이션 예측된다.

2. 해석 모델 및 조건

Fig. 1은 디젤 엔진용 중형 1,500 kW급 터보차저 로터의 개략도와 등가 유한요소 로터다이나믹 모델을 중첩하여 보여준다. 전체 로터는 약 20 kg의 질량을 갖는다. Fig. 2는 로터를 지지하는 3-로브 저널 베어링의 도면을 보여주며, 주요 참고 설계변수 값은 가공 틈새: 50 μm 과 예압: 0.5이다. 윤활 오일은 점도지수 VI 120을 갖는 SAE 10W-50이며, 공급 온도는 40°C이다. 한편, 40,500 rpm에서 베어링의 전형적인 생성된 압력의 형상이 Fig. 3에 보여져 있으며, 모든 로브가 예압에 기인하여 서로 비슷한 크기의 압력을 생성할 수 있는 능력을 갖는 것이 관찰된다.

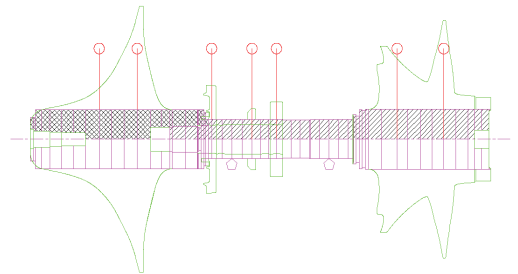


Fig. 1 Outline and equivalent FE rotordynamic analysis model of a medium-size 1,500 kW class turbocharger rotor for diesel engine applications

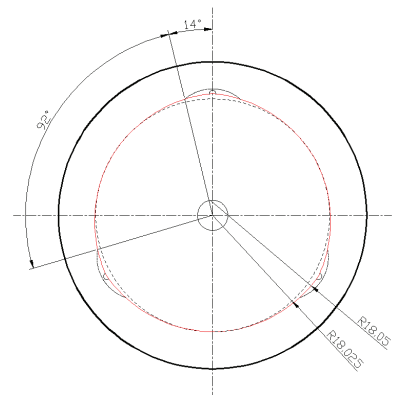


Fig. 2 Drawing of a supporting 3-lobe journal bearing

3 Lobe Bearing, Turbine Side for Turbo Charger with Load 205.5 N Down
 Bearing Dia. = 36 mm, Machined Clr. = 0.050 mm, Preload = 0.025 mm
 Rated Speed = 40500, Lubricant: SAE 10W-50

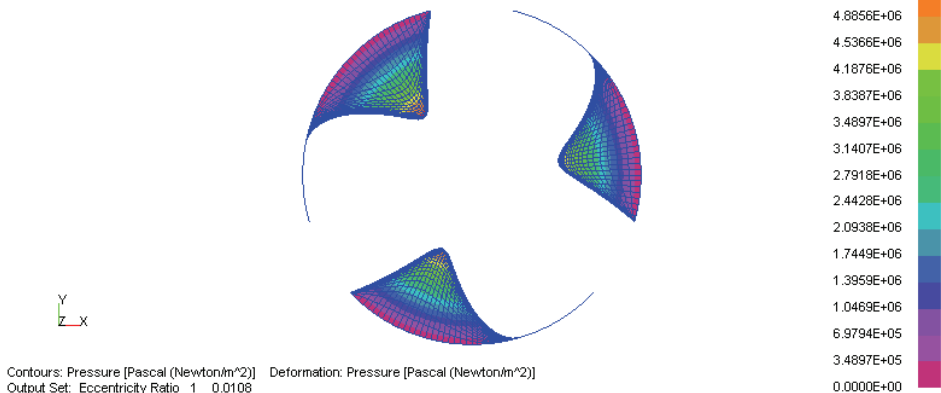


Fig. 3 Typical generated pressure file of the bearing at 40,500 rpm

3. 기본 해석결과

참고 베어링 설계에 대해, 베어링의 선형 동특성 계수를 적용하여 얻어진 로터-베어링 시스템의 캠벨 선도가 Fig. 4에 보여있다. 로터는 실질적으로 18,359 rpm에서 LogDec이 0.51인 한 개의 위험속도를 갖으며, 이는 인접한 다른 위험속도에서의 LogDec이 3.21이기 때문이다. 더하여, 정격속도 40,500 rpm에서, 로터는 1차 선회 고유진동수로 16,182 rpm을 갖는다, 따라서, 정격속도는 1차 선회 고유진동수의 2배보다도 더 높다.

총 G5.0의 불균형을 부가(30%는 압축기 임펠러에 그리고 70%는 터빈 임펠러에 부착)하여 계산된 로터-베어링 시스템의 불균형 응답이 Fig. 5에 보여있다. 정격속도에서 진동 수준은 그림에서 노드 번호 27과 39로 지명된 좌(압축기 측), 우(터빈 측) 베어링 위치에서 모두 1 μm(Pk.-Pk.)이하로 매우 경미하다. 그림에서 노드 번호 12와 49는 각각 압축기와 터빈 임펠러의 진동 응답을 나타낸다.

한편, 로터-베어링 시스템의 안정성 선도가 회전속도의 함수로써 Fig. 6에 보여있다. 1차 선회 고유진동수가 약 30,000 rpm에서 음의 LogDec값을 갖기 시작하고 정격속도에서 우려되는 비교적 높은 -0.41의 LogDec을 갖는 것으로 관찰된다.

이상으로부터, 로터-베어링 시스템의 위험속도 분리여유와 불균형 응답은 매우 만족스럽다. 그러나 선형 안정성 해석은 로터 시스템이 정격속도보다 매우 이른 속도에서 불안정 또는 만족스럽지 못한

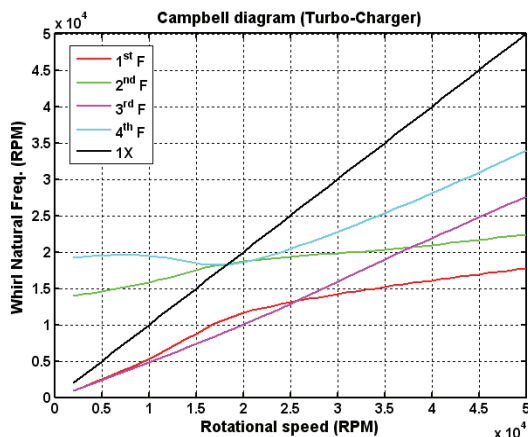


Fig. 4 Campbell diagram of the turbocharger rotor for the reference bearing design

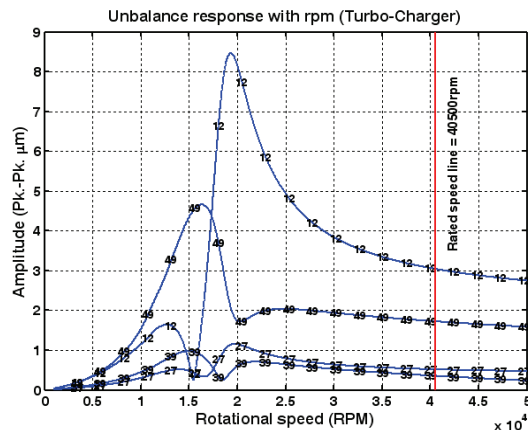


Fig. 5 Unbalance response of the turbocharger rotor for the reference bearing design

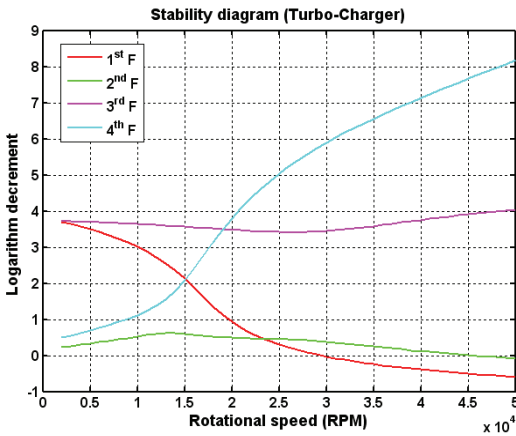


Fig. 6 Stability diagram of the turbocharger rotor for the reference bearing design

운전영역에 떨어질 수 있음을 보여준다. 그러므로, 선형 개념에서 로터 시스템을 보다 안정적으로 만들고자 하는 헌신적인 설계 노력과 함께 근본적으로 비선형 특성을 갖는 저널 베어링에 의해 지지된 로터의 거동을 예측하고 점검하는 비선형 해석 접근이 수행되어야 한다.

4. 집중 선형 안정성 해석결과

터보차저 로터-베어링 시스템의 집중적인 선형 안정성 해석이, 특히, 베어링 설계변수의 영향을 평가 규명하기 위해 수행되었다. 구체적으로, 안정적인 또는 가능한 한 최소의 불안정적인 LogDec을 제공하는 베어링 설계가 가공 베어링 틈새와 예압을 조정하여 찾아졌다.

정격속도에서 계산된 1차 선회 고유진동수의 LogDec값이 가공 베어링 틈새와 예압 그리고 참고를 위해 결과 조립 베어링 틈새와 함께 Table 1에 주어져 있다. Fig. 7에는 LogDec 안정성이 주어진 4개의 다른 가공 베어링 틈새 경우에 대해 예압의 함수로써 보여져 있다. 예압이 증가하고 가공 베어링 틈새가 감소함에 따라서 LogDec 안정성이 점차 향상되는 것이 인지될 수 있다. 일부 선호되는 결과 LogDec값은 동일한 높은 예압인 0.6에서 가공 베어링 틈새 45와 50 μm와 함께 각각 0.01과 -0.04이다. 가공 베어링 틈새 45 μm와 예압 0.6을 갖는 안정적인 경우에 대한, 로터 시스템의 안정성 선도가 Fig. 8에 보여져 있다. 회전속도가 정격속도로 증가

Table 1 LogDecs at 40,500 rpm of the turbocharger rotor, depending on the key bearing design variables

| Machined clearance (μm) | Preload | Assembled clearance (μm) | 1st LogDec |
|-------------------------|---------|--------------------------|------------|
| 50 | 0.500 | 25 | -0.41 |
| 60 | 0.417 | 35 | -1.03 |
| 60 | 0.333 | 40 | -1.43 |
| 60 | 0.250 | 45 | -1.78 |
| 50 | 0.300 | 35 | -1.39 |
| 55 | 0.364 | 35 | -1.20 |
| 65 | 0.461 | 35 | -0.90 |
| 70 | 0.500 | 35 | -0.79 |
| 60 | 0.500 | 30 | -0.62 |
| 60 | 0.167 | 50 | -2.06 |
| 50 | 0.600 | 20 | -0.04 |
| 50 | 0.400 | 30 | -0.90 |
| 45 | 0.300 | 31.5 | -1.27 |
| 45 | 0.400 | 27 | -0.76 |
| 45 | 0.500 | 22.5 | -0.29 |
| 45 | 0.600 | 18 | 0.01 |

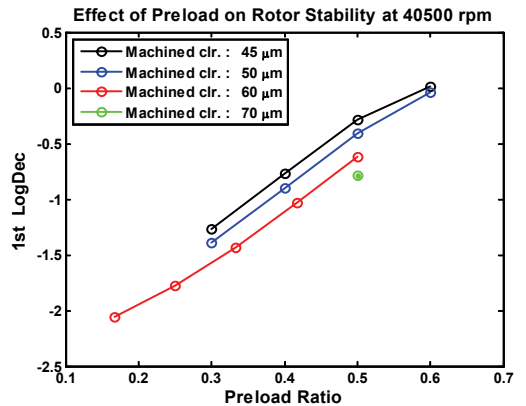


Fig. 7 LogDec stability vs. preload at different machined bearing clearances at the rated speed

함에 따라 1차 LogDec이 어느 정도 양의 값으로 유지되고 있다.

한편, Fig. 9에는 고정된 조립 베어링 틈새 35 μm에서 LogDec 안정성이 가공 베어링 틈새의 함수로써 보여져 있다. 고정된 조립 베어링 틈새에서는, 가공 베어링 틈새가 증가함에 따라 LogDec 안정성이 점차 향상된다.

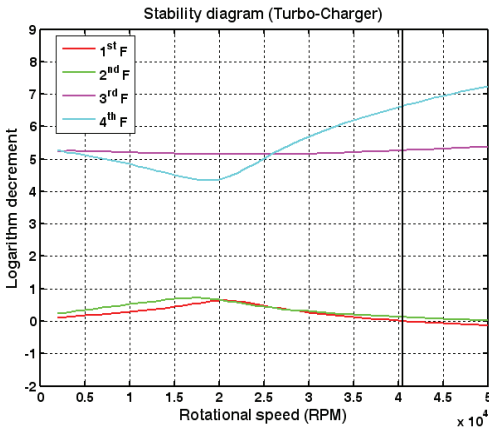


Fig. 8 Stability diagram of the turbocharger rotor for the stable case with a machined bearing clearance of 45 μm and a preload of 0.6

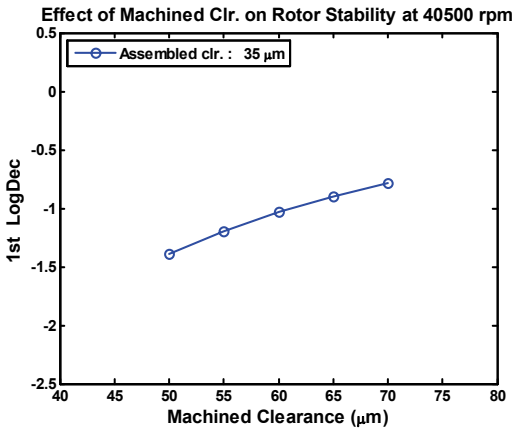


Fig. 9 LogDec stability vs. machined bearing clearance at a fixed assembled bearing clearance of 35 μm and at the rated speed

5. 비선형 안정성 해석결과

여기서는 앞서 언급된 비선형 해석기법을 사용하여, 정격과 최대 연속운전 속도에서 로터 응답의 한계 사이클이 전과 같이 동일한 가공 베어링 틈새와 예압의 조합 경우에 대해 시뮬레이션 예측되어서, 특히, 조립 베어링 틈새 대비 %로 비교 점검되었다.

■ 가공 베어링 틈새 45 μm 과 예압 0.5에 대한 해석결과(선형 해석에 의해 LogDec이 -0.29로 불안정한 것으로 예측된 경우):

- 총 G5.0의 불균형(30%는 압축기 임펠러 그리고 70%는 터빈 임펠러 부착)과 함께 정격속도 40,500 rpm에서 계산된 과도응답이 먼저 논의된다. 0로부터 반경 크기 약 60 μm 의 한계 사이클로 성장하는 터빈 임펠러 위치에서의 응답이 Fig. 10(a)에 보여져 있으며, 한계 사이클의 회전속도에 대한 주파수 비가 Fig. 10(b)에 나타나 있다. 주파수 비는 0.5보다 약간 작아서, 베어링 유도 불안정 즉 오일 휩을 지시한다. 압축기와 터빈 베어링 위치에서의 응답들이 Fig. 11(a, b)에 보여져 있다. 이들의 한계 사이클 크기는 조립 베어링 틈새 대비 각각 48.7과 63.2%이며, 그 주파수 비는 물론 터빈 임펠러 위치에서의 비와 동일하다. 눈에 띄는 것으로, 베어링 위치에서의 한계 사이클의 외형들이 3-로브 베어링의 내경 윤곽 형상을 닮았다는 것이 강조 언급된다.

- 총 G5.0의 불균형과 함께 최대 연속운전 속도 45,000 rpm에서 계산된 압축기와 터빈 베어링 위치에서의 응답이 Fig. 12(a, b)에 보여져 있다. 한계 사이클의 크기는 각각 53.6과 65.3%이다. 회전속도가 정격속도를 넘어 최대 연속운전 속도로 증가함에 따라, 시스템 불안정성이 어느 정도 증가하며 따라서 한계 사이클 또한 맞추어서 증가하나 크게 증가하지는 않는다.

- 마지막으로, 이제 총 G1.0의 불균형과 함께 다시 정격속도에서 계산된 압축기와 베어링 위치에서의 응답이 Fig. 13(a, b)에 보여져 있다. 한계 사이클의 크기는 각각 48.5와 63.2%로, 실질적으로, 총 G5.0의 불균형과 함께 얻어진 Fig. 11(a, b)의 크기와 동일하다. 그러므로, 시스템 불안정성이 충분히 클 때, 불균형의 양(G1.0과 G5.0)이 여기에서 고려된 터보차저 로터-베어링 시스템의 한계 사이클의 크기에 영향을 주지는 않는다.

■ 가공 베어링 틈새 45 μm 과 예압 0.6에 대한 해석결과(선형 해석에 의해 LogDec이 +0.01로 안정적인 것으로 예측된 경우):

- 총 G5.0의 불균형과 함께 정격속도에서 계산된 압축기와 터빈 베어링 위치에서의 응답이 Fig. 14(a, b)에 보여져 있다. Fig. 14에서 한계 사이클은 응답 자체가 실제로 매우 작기 때문에 관찰되지 않는다. 한계 사이클 또는 응답은 단지 그림 내의 4각 상자와 같이 줌-인 확대되었을 때만 보인다.

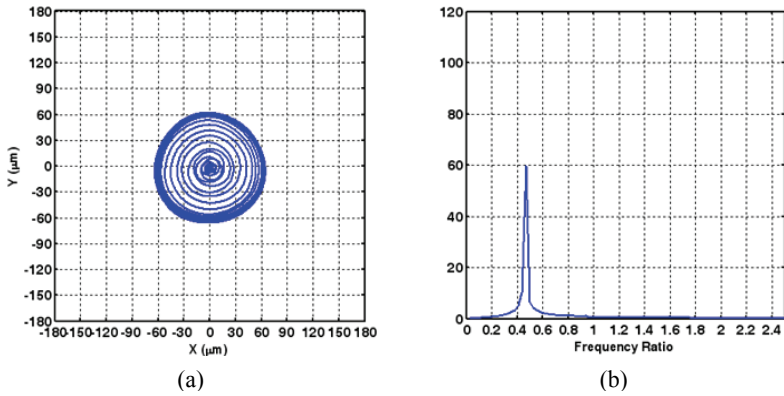


Fig. 10 (a) Transient response at the turbine impeller position at the rated speed with G5.0 unbalance and (b) frequency ratio of the limit cycle - the unstable case

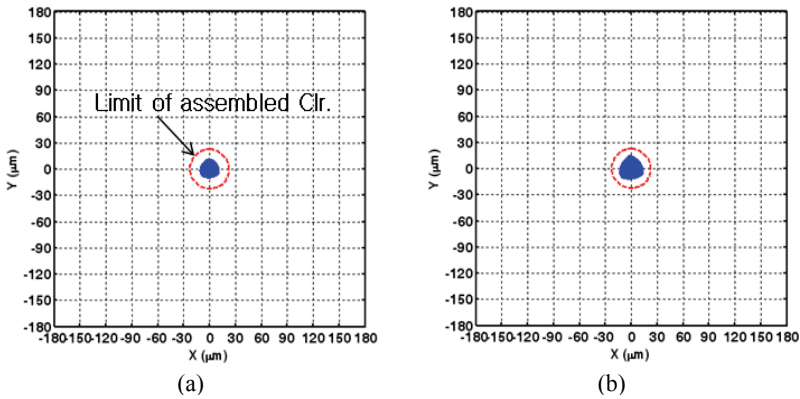


Fig. 11 Transient responses : (a) at the compressor bearing and (b) the turbine bearing positions at the rated speed with G5.0 unbalance - the unstable case

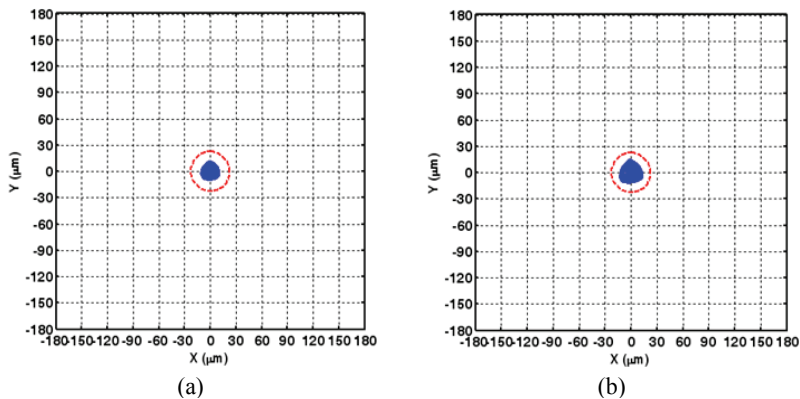


Fig. 12 Transient responses : (a) at the compressor bearing and (b) the turbine bearing positions at MCS with G5.0 unbalance - the unstable case

- Fig. 14(a, b)의 응답의 주파수 비가 Fig. 15(a, b)에 보여져 있다. 이제, 아동기 응답의 크기가 충분히 작

아서 동기(synchronous) 불균형 응답의 크기와 비교 할 정도가 되기 때문에, 아동기와 동기 응답 모두에

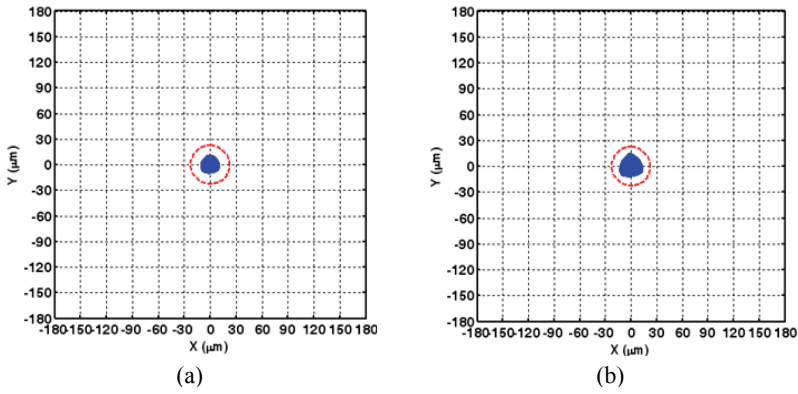


Fig. 13 Transient responses : (a) at the compressor bearing and (b) the turbine bearing positions at the rated speed but with G1.0 unbalance - the unstable case

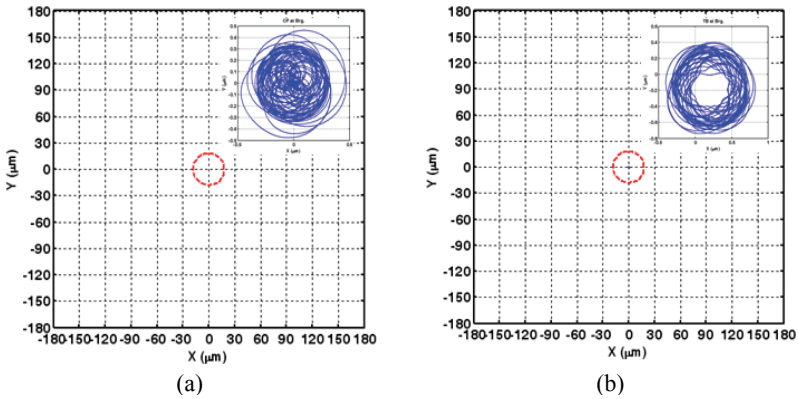


Fig. 14 Transient responses (a) at the compressor bearing and (b) the turbine bearing positions at the rated speed with G5.0 unbalance - the stable case

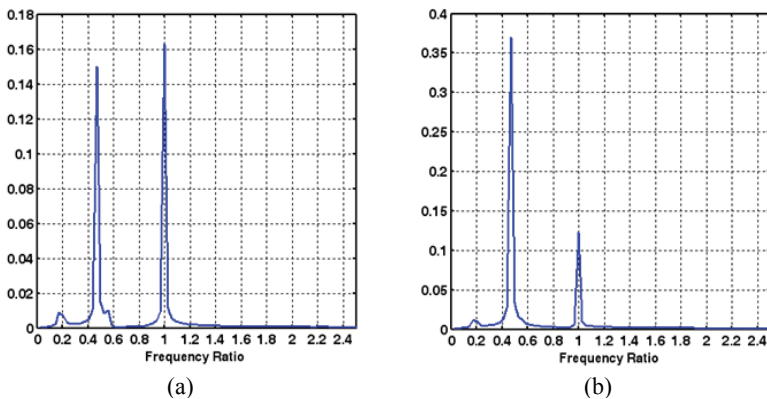


Fig. 15 Frequency ratios of the responses of Fig. 13 : (a) at the compressor bearing and (b) the turbine bearing positions at the rated speed with G5.0 unbalance - the stable case

해당하는 주파수 피크들이 관찰된다.
 이상으로부터 종합적으로, 선형과 비선형 안정성

해석결과들 사이에 매우 양호한 상관관계가 존재
 하는 것으로 정리될 수 있다. 그러므로, 먼저, 선형

안정성 해석기법이 안정적인 또는 최소한으로 불안정한 해의 도출을 위해 베어링 설계 범위를 신속하게 걸러내는 데 적용되고, 다음으로, 비선형 해석기법이 한계 사이클의 관점에서 절대 운동 안정성을 최종적으로 점검하기 위해 전개될 수 있다.

3. 결 론

이 연구에서는 두 개의 3-로브 베어링으로 지지되는 중형 고속 터보차저의 로터다이나믹 선형 및 비선형 안정성 특성을 해석하여, 저널 베어링 설계 변수의 영향을 평가 규명하였다.

고려된 터보차저 로터-베어링 시스템의 경우, 선형 안정성 해석기법을 통해서 보다 작은 가공 베어링 틈새와 보다 큰 예압, 예를 들면, 각각 $45\ \mu\text{m}$ 와 0.6 을 갖는 3-로브 저널 베어링 설계가 안정적인 응답특성을 위해 선호되는 것으로 해석되었다. 또한, 비선형 해석기법을 통해서 시스템의 선형 불안정성이 충분히 클 때, 한계 사이클의 크기가 부가된 불균형의 양(G1.0과 G5.0)에 의존하지 않음이 보여졌다. 보다 중요하게는, 선형과 비선형 안정성 해석 결과 사이에 매우 양호한 상관관계가 성립하는 것으로 밝혀졌기 때문에, 먼저 선형 안정성 해석기법이 안정적인 또는 최소한으로 불안정한 해의 도출을 위해 베어링 설계 범위를 신속하게 걸러내는 데 적용되고, 다음으로, 비선형 해석기법이 한계 사이클의 관점에서 절대 운동 안정성을 최종적으로 점검하기 위해 적용될 수 있는 것으로 결론된다.

참 고 문 헌

(1) Johnson, E. R., 1991, A Turbocharger for the

1990s, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 113, pp. 345~349.

(2) Pettinato, B. C. and DeChoudhury, P., 2003, Rotordynamic and Bearing Upgrade of a High-speed Turbocharger, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 125, pp. 95~101.

(3) Lund, J. W., 1974, Stability and Damped Critical Speeds of a Flexible Rotor in Fluid-film Bearings, ASME Journal of Engineering for Industry, Vol. 96, pp. 509~517.

(4) Lee, A. S. and Jeong, J., 1999, Rotordynamic Analysis of a Turbo-chiller with Varying Gear Loadings, Part I : A Driving Motor-Bull Gear Rotor-bearing System, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 9, No. 3, pp. 593~599.

(5) Lee, A. S. and Jeong, J., 1999, Rotordynamic Analysis of a Turbo-chiller with Varying Gear Loadings, Part II : A Driven High-speed Compressor Pinion-impeller Rotor-bearing System, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 9, No. 5, pp. 1042~1049.

(6) Sahay, S. N. and LaRue, G., 1996, Turbo-charger Rotordynamic Instability and Control, Proceedings of the 8th Workshop on Instability in Rotating Machinery, Texas A&M Univ., pp. 1~11.

(7) San Andres, L., Rivadeneira, J. C., Chinta, M., Gjikica, K. and LaRue, G., 2007, Nonlinear Rotordynamics of Automotive Turbochargers: Predictions and Comparisons to Test Data, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 129, pp. 488~493.