

터보차저용 터빈의 스핀 테스트를 위한 로터다이나믹 특성분석

김병옥** · 양성진** · 이명호***

Rotordynamic Characteristics Analysis of Turbocharger Turbine for Spin Test

Byung Ok Kim**, Sung Jin Yang**, Myung Ho Lee***

Key Words : Rotordynamics(회전체동역학), Spin Test(스핀 테스트), Separation margin(분리여유), Critical speed(위험속도), Campbell diagram(캠벨선도)

ABSTRACT

This paper deals with the detail rotordynamic analysis for the assembly rotor composed of turbine wheel, turbine shaft, connecting arbor, and flange & spindle in order to perform the spin test of turbocharger turbine. Prior to rotordynamic analysis, the 1st spin test was performed but the test was failed by excess vibration in the neighborhood rated speed. It is the reason for this fail that the separation margin between the rated speed and critical speed is not enough, confirmed by rotordynamic analysis results. Since then, the dimension of turbine shaft was modified and the critical speeds were again reviewed for modified assembly rotor. In results, the separation margin between the rated speed and critical speed is over 20% and then the 2nd spin test was performed successfully. In preparing spin test for turbine, compressor wheels and etc., the geometry design of connecting arbor and dimension of rough machining should be reviewed by considering rotordynamic results, and the separation margin should be enough for successful spin test.

1. 서론

내연기관의 엔진효율 및 출력 증강을 위한 과급방법 중에서 터보차저에 의한 과급이 널리 사용되고 있다⁽¹⁾. 최근 터보차저는 단위 중량 당 효율을 높이기 위하여 회전속도를 증가시키는 설계 경향⁽²⁾을 띄고 있으나, 고속 회전으로 인한 많은 운전 문제점을 내포하고 있다. 즉, 터보차저 터빈 및 압축기 휠의 원심강도와 지지 베어링의 불안정성 등이 대표적인 문제점으로 지적되고 있다. 지지베어링의 불안정성 문제는 안정성⁽³⁾이 높은 베어링을 적용하거나, 저널과 베어링에서 러빙(rubbing)이 발생되지 않는다면 불안정성을 감안한 운전이 이루어지고 있다. 그러나, 강도문제는 휠이 파손되면 전체 시스템에 치명적인 영향을 끼치기 때문에 반드시 사전 점검을 필요로 한다. 강도문제의 사전 점검 항목 중 스핀 테스트(spin test)는 정격속도 120%까지 회전시켜 재료의 원심강

도를 테스트하는 필수적인 시험항목으로 테스트가 통과되어야만 양산이 가능하다. 스핀 테스트를 위해서는 전용 장비⁽⁴⁾가 요구되나, 전용장비를 갖추었더라도 고속회전을 위한 지그(jig)설계 등 사전 설계해석을 고려하지 않으면 전용 장비에서도 진동으로 인해 정격속도의 120%까지 시험을 할 수 없는 경우가 흔히 있다. 이런 경우, 지그를 포함한 상세 로터다이나믹(rotordynamic) 해석을 수행하여 회전 신뢰성 문제점을 사전에 검토하고 테스트를 수행하여야 한다. 본 논문에서는 터보차저용 터빈의 스핀 테스트를 위한 설계해석 및 테스트 사례를 제시함으로써 향후 각종 터빈 및 압축기 휠의 스핀 테스트 애로사항 해결에 도움을 주고자 한다.

2. 해석모델

2.1. 테스트 대상 터빈

스핀 테스트 대상 터보차저용 터빈을 Fig. 1에 제시하였다. 축과 터빈 휠은 마찰용접으로 부착되며, 축은 황삭가공 후, 테스트가 끝나면 본품을 위한 정삭가공을 실시한다. 테스트 전 ISO G2.5⁽⁵⁾ 수준으로 강체밸런싱을 수행하여 불균

* 한국기계연구원 시스템다이나믹스연구실
** STX 종합기술원
*** STX Metal 주식회사
† 교신저자, E-mail : kbo2612@kimm.re.kr

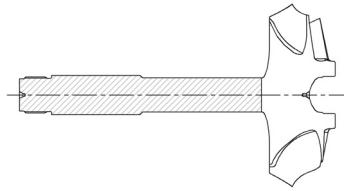


Fig. 1 Turbine shaft for spin test

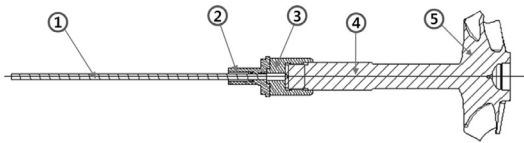


Fig. 2 Assembly of turbine shaft for spin test

① Spindle ② Flange ③ Arbor ④ Shaft ⑤ Turbine wheel

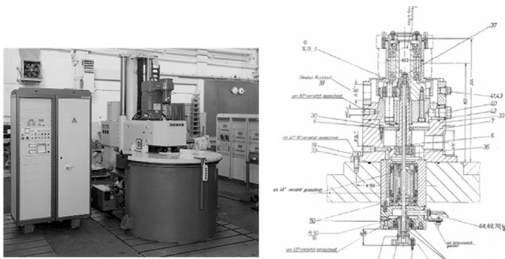


Fig. 3 Spin test facility (Schenk)

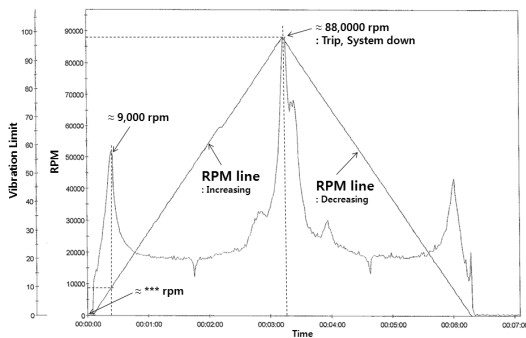


Fig. 4 Spin test result of the turbine system

형을 제거한다. 전용장비와 터빈 축을 연결시키는 아머(arbor)의 추가 가공이 요구되며, 아머에 대한 가공형상 및 설계기준은 정해져 있지 않으나, 가급적 가볍고 짧게 만드는 것이 로터다이나믹적으로 유리하다. 터빈 휠과 축, 연결아머, 전용장비의 스핀들과 플랜지 등의 조립도를 Fig. 2에 제시하였으며, Fig. 3에 스핀 테스트용 전용장비를 제시하였다.

2.2. 1차 스핀 테스트

Fig. 2에 제시한 터빈 조립체를 대상으로 1차 스핀 테스트를 수행하였다. 시험대상 터빈의 스핀 테스트 정격속도는 90,000rpm이며 스핀 테스트 결과를 Fig. 4에 제시하였다.

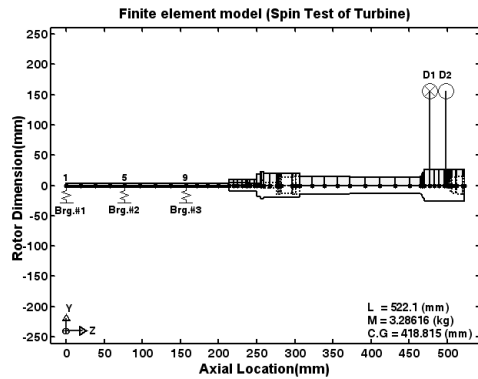


Fig. 5 FE model of turbine rotor system for spin test

매우 낮은 속도(100~200rpm)에서 흔들림이 관찰되었으며, 이후 9,000rpm에서 진폭이 최대로 상승하였다가 다시 낮아지고, 정격속도에 근접할수록 진동진폭이 급격히 상승하여 약 88,000rpm에서 시스템이 자동 트립(trip)되어 더 이상의 테스트가 불가능하였다. 과다 진동의 원인은 위험속도와의 공진으로 판단되어 조립체에 대한 상세 로터다이나믹 해석을 수행하여 공진여부를 판별하기로 하였다.

2.3. 로터 모델링

앞서 기술한 바와 같이, 1차 스핀 테스트에서 정격속도 근방으로 접근할수록 진동레벨이 급격히 높아져 스핀 테스트가 불가능함을 보였다. 이는 공진으로 인한 진폭증가가 예상되는 바 터빈 조립체에 대한 로터다이나믹 해석을 수행하여 위험속도를 파악하고자 한다. Fig. 2에 제시한 테스트 모델을 토대로 로터다이나믹 FE(finite element) 해석모델을 구축하였다. 로터-베어링 시스템을 개개의 빔(beam) 요소, 등가질량관성요소, 불균형 가진요소, 그리고 베어링 강성 및 감쇠요소 등으로 조합하였으며, Fig. 5에 해석모델을 제시하였다.

Brg. #1과 Brg. #2는 구름베어링으로 지지되며, Brg. #3은 lip seal 및 강제 오일윤활을 공급하는 부시(bush) 형태의 베어링으로 지지되어 있다.

3. 로터다이나믹 해석

로터다이나믹 FE 해석모델로부터 얻어진 식(1)의 운동방정식을 적용하여 위험속도 및 모드해석, 캠벨선도 및 불균형 응답해석을 수행하였다.

$$[M]\{\ddot{q}\} + ([C] + \Omega[G])\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{Q(t)\} \quad (1)$$

여기서, $[M]$, $[C]$, $[G]$, $[K]$, Ω 는 각각 관성, 감쇠, 자이로스코픽, 강성행렬, 회전속도, 그리고 $\{q\}$ 와 $\{Q(t)\}$ 는 일반화된 변위와 외력벡터를 나타낸다.

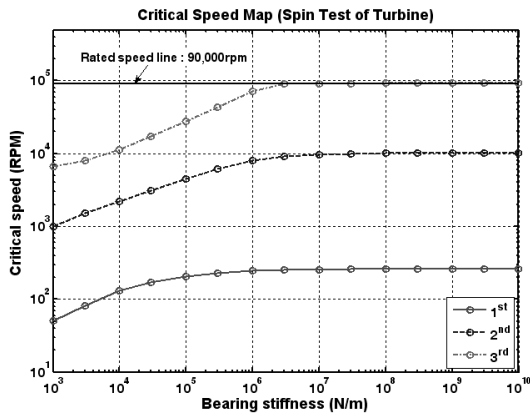


Fig. 6 Critical speed(1X) map of the turbine rotor system for spin test

3.1. 위험속도 선도

시스템의 감쇠와 연성효과를 고려하지 않은 상태에서 베어링의 지지위치와 강성에 따른 위험속도를 평가하는 방법으로 위험속도 선도가 사용된다. 베어링(Brg. #1, #2, #3) 강성에 따른 로터의 1, 2, 3차의 정선회(forward whirl, 1X) 위험속도 선도를 Fig. 6에 제시하였다. 위험속도 맵 해석결과, 베어링의 강성이 $3 \times 10^6 \text{N/m}$ 이상이면, 3차 굽힘 위험속도에서 정격속도와의 공진(resonance)이 발생될 것으로 추정되며, 베어링 강성을 증가시키더라도 위험속도는 거의 동일함을 알 수 있다.

3.2. 캠벨선도(Campbell diagram)

상기 위험속도 맵 결과에서 언급한 공진 가능성을 상세하게 고찰하기 위하여 회전속도에 따른 선회고유진동수 해석을 수행하여 캠벨선도를 작성하였다. 구름베어링의 강성은 반경방향 하중을 파악한 후 산출하여야 하나, 수직로터의 경우 반경방향 하중을 파악하는 데 애로사항이 있기 때문에 본 연구에서는 비교적 낮은 강성값인 $1 \times 10^7 \text{N/m}$ 으로 가정하였고, 감쇠는 10%로 설정하였다. Brg. #3의 부상 베어링은 스피들 축과의 반경방향 틈새가 0.5mm이상으로 베어링 역할 보다는 스피들의 과도한 진동을 제한하는 역할만 수행한다. 실제로 스피들 축은 고무재질로 제작된 lip seal에서 지지되고 있으며, 메이커에서 제공하는 lip seal부 강성과 감쇠는 각각 $5 \times 10^3 \text{N/m}$ 과 $1.5 \times 10^3 \text{N}\cdot\text{s/m}$ 이다. Fig. 7에 회전속도에 따른 정선회(forward) 고유진동수를 제시하였다. 회전속도와 동일한 가진력은 정선회 위험속도와 공진을 일으키기 때문에 1X-동기회전수선과 교차되는 곳이 정선회 위험속도이다. 본 시스템의 경우 1차, 2차, 3차 정선회 위험속도는 각각 166.5rpm, 9748rpm, 92361rpm으로 산출되었으며, 3차 정선회 위험속도의 경우 정격속도와의 분리여유가 2.6%로 매우 작음을 알 수 있다. 또한 Fig. 8에서 제시한 바와 같이 안정성 척도인 대수감쇠율(logarithmic decrement)⁽⁶⁾이 3차

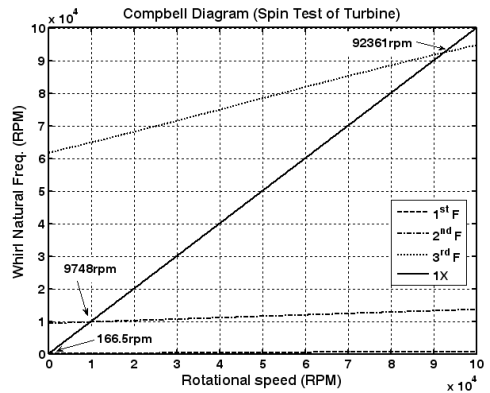


Fig. 7 Campbell diagram of the turbine system for spin test

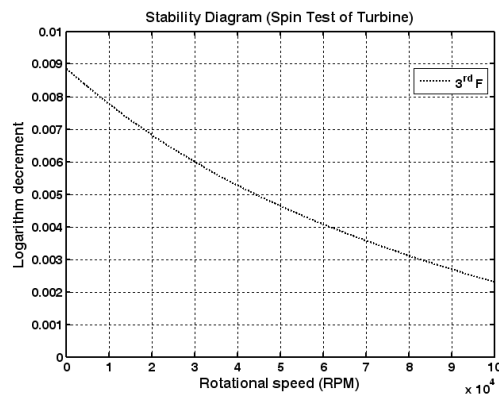


Fig. 8 Stability diagram of the turbine system for spin test

정선회 위험속도 근방에서 0.003 이하로 매우 낮아 진동억제 능력이 부족할 것으로 판단된다. 상기 사항을 종합적으로 검토해 볼 때, 정격속도 90,000rpm까지 과도한 진동으로 스피 테스트가 불가능할 것으로 판단되며, 이는 1차 스피 테스트의 결과를 반증하는 것이다.

3.3. 시스템 변경

언급한 바와 같이 현재 시스템으로는 스피 테스트가 불가능하기 때문에 시스템을 일부 수정하여 정격속도와 위험속도의 분리여유를 좀 더 크게 가져가는 것을 검토하였다. 전용장비의 스피들이나 플랜지는 변경이 불가능하므로 Fig. 2에 제시한 터빈 축 직경을 키우는 쪽으로 변경하였다(Fig. 9참고).

3.3.1 캠벨선도 및 모드해석

Fig. 9에 제시한 터빈을 토대로 선회고유진동수 해석을 다시 수행하여 Fig. 10에 캠벨선도를 제시하였다. 그 결과, 시스템의 1차, 2차, 3차 위험속도는 각각 161rpm, 9564rpm, 108660rpm으로 예측되었으며, 특히 3차 위험속도는 터빈 축 변경 전 모델보다 17.6%가 증가하였으며, 정격속도와의 분리여유도 20% 이상임을 알 수 있다. 추가로 각각의 위험

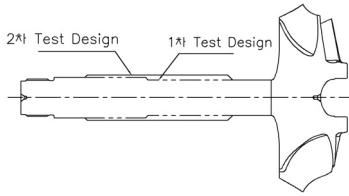


Fig. 9 Modification of turbine shaft

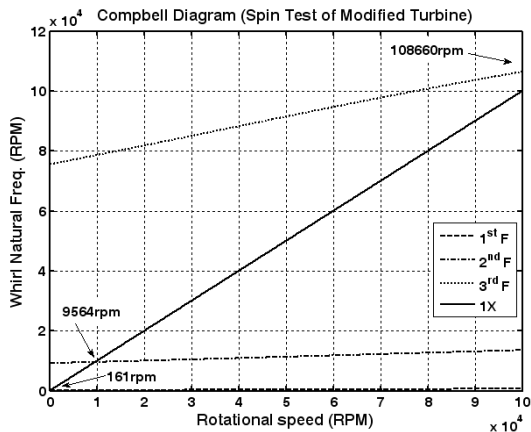


Fig. 10 Campbell diagram of the modified turbine system for spin test

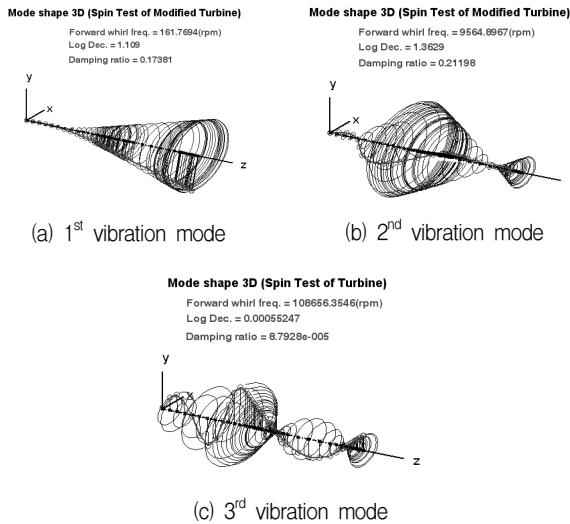


Fig. 11 Vibration mode of the modified turbine system for spin test

속도에서 시스템의 진동모드를 Fig. 11에 제시하여 진동양상을 예측하였다. 터빈축의 진동은 1차 위험속도에서 가장 큰 선회가 발생하며, 2, 3차로 갈수록 터빈축보다는 플랜지와 아버연결부에서 큰 선회가 발생함을 알 수 있다.

3.3.2 불균형 응답해석

정격속도와 위험속도의 분리여유는 20% 이상이지만 실제 진동치를 예측하기 위하여 불균형 응답해석을 수행하였다. 이를 위해 ISO G2.5 등급에 해당하는 불균형을 터빈축에 부

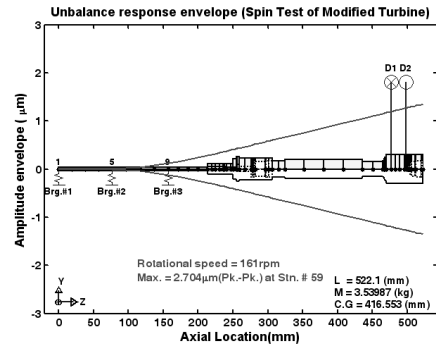


Fig. 12 Unbalance response envelope at 1st critical speed

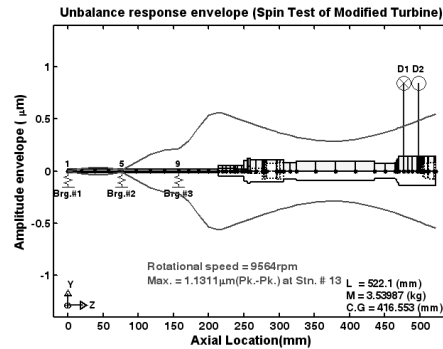


Fig. 13 Unbalance response envelope at 2nd critical speed

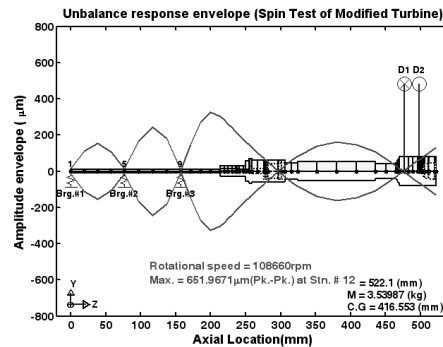


Fig. 14 Unbalance response envelope at 3rd critical speed

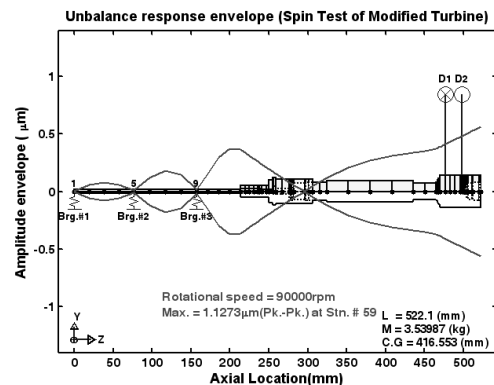


Fig. 15 Unbalance response envelope at rated speed



Fig. 16 Assembly of turbine system for spin test

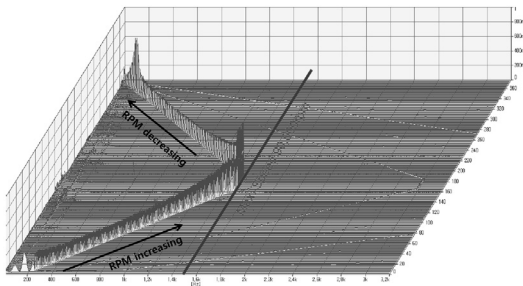


Fig. 17 Spin test result of the modified turbine system

가하여 불균형 응답해석을 수행하였다. 각 위험속도에서 시스템 전체의 진동응답을 Fig. 12-14에 각각 제시하였다.

1차와 2차 위험속도에서 진동응답은 매우 양호하나, 3차 위험속도에서는 매우 큰 진동응답이 예측된다. 그러나 Fig. 15에 제시한 것처럼 정격속도와 3차 위험속도는 분리여유가 크기 때문에 정격속도에서의 진동응답은 매우 양호할 것으로 예측된다.

3.3.3 2차 스피ن 테스트

터빈 축직경을 변경한 후, 2차 스피ن 테스트를 수행하였다. 1차 테스트와 조건은 동일하며, Fig. 16에 테스트를 위한 조립상태를 제시하였다. 2차 스피ن 테스트 결과, 1차 테스트와 비슷한 진동양상을 보였으나, 1차 때와는 달리 정격속도까지 무리없이 테스트를 완료하였으며 Fig. 17에 회전속도별 주파수 분석 그림을 제시하였다. 로터다이나믹 해석에서 예측한 바와 같이 정격속도가 3차 위험속도와의 분리여유가 컸기 때문에 정격속도까지 원활한 테스트가 될 수 있음을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 터보차저용 터빈의 스피ن 테스트를 수행하기 위하여 터빈, 터빈축, 연결아버, 플랜지 및 스피너들 조립체에 대한 상세 로터다이나믹 해석을 수행하였다. 1차 스피ن 테스트에서는 정격속도 근방에서 과도한 진동으로 인하여 테스트를 실패하였으며, 해석결과 위험속도와의 분리여유가 충분치 않음으로 인한 공진문제가 실패의 원인이었다. 이후 터빈축을 변경하였고, 변경한 모델에 대한 상세 로터다이나믹 해석을 수행하여 위험속도를 검토하였다. 그 결과 위험속도와의 분리여유가 20% 이상이었으며, 다시 2차 스피ن 테스트를 수행하여 성공적인 테스트를 수행하였다. 이상에서 언급한 결과를 토대로 다음의 결론을 도출하였다. 스피ن 테스트 준비시 연결아버의 형상설계 및 황삭가공 등은 반드시 사전에 로터다이나믹 해석결과를 피드백(feed back) 받아서 수행하여야 하며, 성공적인 스피ن 테스트를 위해서는 조립체의 위험속도와 정격속도의 분리여유가 충분하여야 한다.

참고문헌

- (1) 김기두 외, 2004, “중형 디젤엔진의 터보차저 과급 시스템 최적화에 관한 연구,” 한국박용기관학회지, Vol. 28, No. 7, pp. 1138-1144.
- (2) 양보석, 김용한, 석호일, 유광택, 2003, “과급기 축계의 진동해석,” 한국박용기관학회지, Vol. 27, No. 2, pp. 190-197.
- (3) 김병욱, 이안성, 2010, “터보차저의 로터다이나믹 해석모델 개발 및 진동응답 해석,” 유체기계공업학회, Vol. 13, No. 5, pp. 35-42.
- (4) Schenck, 2002, Balancing and diagnostic systems, Catalog 2002.
- (5) ISO 1940-1, 2003, Mechanical vibration-Balance quality requirement for rotors in a constant(rigid) state.
- (6) 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, No. 2, pp. 509-517.