

터보차저 공급 오일 압력과 온도가 풀-플로팅 베어링의 동적 거동에 미치는 영향

이인범*[†] · 홍성기*

Effects of Oil Inlet Pressure and Temperature on the Dynamic Behaviors of a Full-Floating Ring Bearing Supported Turbocharger Rotor

In-Beom Lee*[†], Seong-Ki Hong*

Key Words : Turbocharger(터보차저), Floating Ring Bearing(플로팅 베어링), Journal Bearing(저어널 베어링), Tribology(트라이볼로지), Rotordynamics(회전체동역학), Oil Film(오일 유막), Oil Whirling(오일 휘둘림), Oil Whip(오일 휨)

ABSTRACT

In this paper, the effect of oil conditions in rotor dynamic behaviors of a FFRB (Fully-Floating Ring Bearing) is investigated. Through the characteristic of a FFRB has two films, it has several advantages such as less friction loss and better stability over a wide speed range. However, it is difficult to supply a oil to the inner film. Thus, turbocharger makers have been paid significant attention to the lubrication of a FFRB because of its importance. This work focuses on the influence of oil inlet pressure and temperature. The methodologies of computational simulation and experimental test were used to estimate the rotor dynamic behaviors. In experimental test, the single-scroll turbocharger for the 1.4L diesel engine was used. The results show that the oil inlet pressure and temperature will place considerable influence on the rotor response. Oil conditions affect RSR (Ring Speed Ratio) which is cause of sub-synchronous vibrations, which also cause of oil whirling and whip even a critical speed. At higher speed range, the phenomenon of self-excited vibrations which is cause of instability of fluid whirl is investigated through the orbit shapes that consist of small orbit and large amplitude orbit. It is shown that some performance of a FFRB can be controlled by the conditions of oil supply. Finally, it was revealed that the oil induced operating conditions will strongly affect the turbocharger rotor dynamics behaviors.

1. 서 론

오늘날 고속산업기계의 성장이 점점 고효율화로 흐름에 따라 회전기계의 속도가 점차 증가하고 있다. 특히, 자동차용 소형 터보차저의 경우 발전소나 중공업에서 사용되는 터보기계와는 달리 최대 300,000 rpm의 고속까지 회전하며 다양한 운전조건을 가진다. 이 운전조건에는 회전속도범위, 윤활유의 압력 및 온도변화 등이 포함된다. 산업용 터보기계가 일반적으로 3,000 rpm에서 20,000 rpm으로 낮은 회전속도에서 사용되는 것과는 확연한 차이를 보인다.

대부분의 자동차용 소형 터보차저는 높은 운전속도에 대응하기 위해 내측(inner oil film)과 외측(outer oil film)에 오일 유막을 갖는 풀-플로팅 베어링(full floating ring bearing)을 사용하고 있다. 이 베어링의 역사는 1910년대에 Leyland사에서 처음 사용되었고, 1920년대에 증기터빈용 베어링으로 사용되었다는 기록이 있다.⁽¹⁾ 풀-플로팅 베어링은 오일 유막 사이에 축과 같이 회전하는 링을 삽입한 형태로 내측 및 외측에 유막을 동시에 가짐으로 오염입자에 대한 내구성 및 열적 특성이 좋고 상대적으로 적은 기계손실과 유막에 의한 높은 감쇠력으로 고속 안정성을 동시에 만족시키며

* (주)계양정밀 기술연구소(Keyyang Precision Co., R&D center)

[†] 교신저자, E-mail : inbeoms@naver.com

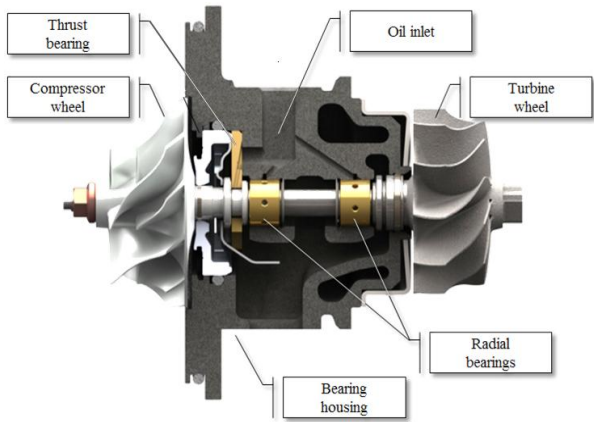


Fig. 1 Layout of the center housing and rotating assembly of an automotive turbocharger

생산비용 측면에서도 경쟁력을 갖는 특징이 있다. 이와 같이 하나의 베어링에 2개의 유막 층을 가짐으로 윤활유의 공급조건이 중요한 설계인자가 되며, 이에 따른 해결과제로 저어널과 베어링 링의 회전으로 발생하는 원심력에 의해 내측 유막으로 오일 공급이 어렵고, 오일 휘돌림(oil whirling), 오일 휩(oil whip)의 진동 및 소음 문제가 존재한다.⁽²⁻⁴⁾

본 연구를 통해 오일 공급 조건에 따른 풀-플로팅 베어링의 동적 거동 특성을 해석과 시험을 통해 확인하고 회전체의 내구성에 어떠한 영향을 미치는지 밝히고자 한다.

2. 터보차저 구성요소

2.1 CHRA의 구성

Fig. 1은 터보차저 핵심부품인 CHRA의 기본구성을 나타내고 있다. 일반적으로 축(shaft), 베어링(radial bearing), 스러스트 베어링(thrust bearing), 센터하우징(center housing), 컴프레서 휠(compressor wheel), 터빈 휠(turbine wheel) 등으로 구성되어 있다. 베어링의 윤활은 oil inlet을 통해 공급되는 윤활유를 통해 이루어지게 되며 윤활유는 저어널 베

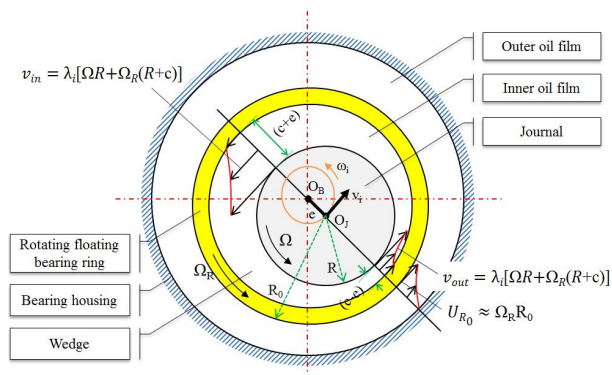


Fig. 2 Oil whirling model in the inner and outer bearing clearances

어링의 내측과 외측에 유막을 형성하여 각각 회전체의 강성 및 감쇠를 제공한다. 축 방향은 스러스트 베어링에 공급되는 윤활유를 통해 형성되는 유막을 통해 지지하게 된다.

2.1.1 풀-플로팅 베어링

풀-플로팅 베어링에 대한 최초의 연구는 Shaw & Nussdorfer에 의해 진행되었으며 베어링의 폭이 무한하다고 가정하여 정특성 해석을 진행하고 실험을 통해 마찰손실 저감효과를 밝혔다.⁽⁵⁾ Figs. 2와 3은 풀-플로팅 베어링의 개략적인 형상과 오일 유막의 흐름에 대해 나타내고 있다. 외측과 내측 유막을 동시에 가진 풀-플로팅 베어링은 두 윤활면을 통해 하나일 때보다 상대속도가 작아지므로 마찰손실을 줄일 수 있다. 또한, 내측 유막은 회전체의 강성을 증대시키는 역할을 하며 외측 유막은 회전체에 진동감쇠작용을 하여 안정성을 증대시킨다.⁽⁶⁾ 이 유막 간극(clearance) 및 형상을 설계하기 위해서는 오일 휘돌림 현상에 대한 이해가 필요하며 이로 인해 발생하는 자력진동(self-excited vibration)을 고려하여야 한다. 오일 휘돌림은 베어링의 간극에 있는 오일 유막의 유동에 의해 발생된다. 그러므로 회전체의 밸런싱 정도와는 상관없이 발생하는 현상이지만, 잔류불평형량(residual unbalance mass)이 큰 회전체의 경우에는 저어널의 잔류불평형량에 의한 휘돌림 반경이 커지므로 상대적으로 오일 휘돌림 유막 간극이 줄어들어 휘돌림 현상을 줄이는 것이 가능하다. 베어링 내에서 이루어지는 동적거동현상에 대해 간단히 설명하자면, 우선 저어널은 잔류불평형량에 의해 베어링 중심에서 베어링 간극(clearance)만큼 바깥으로 이동하려고 하면서 좁아지는 면에 고압의 오일 구간이 형성되고 반대로 넓어지는 면에는 저압의 오일 구간이 발생하게 된다. 결과적으로 저어널의 움직임에 의해 오일 압이 형성되어 축을 지지하는 힘이 발생하게 된다.^(7,8)

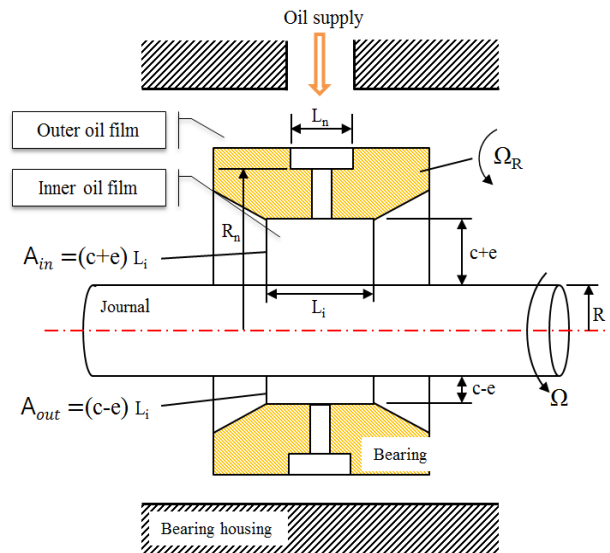


Fig. 3 Flow cross-sectional areas in the radial bearing

Fig. 2에서 웨지(wedge)방향으로 수렴되는 구간에 대해 오일의 체적유량은 식 (1.1)과 같이 표현된다.

$$\dot{Q}_{in} = v_{in} A_{in} = \lambda_i [\Omega R + \Omega_R (R + c)] (c + e) L_i \quad (1.1)$$

여기서, λ_i 는 오일의 원주방향 평균속도, c 는 베어링 내측 반경 간극, e 는 저어널의 편심량, L_i 는 베어링의 폭, R 은 저어널의 반경을 나타낸다. 식(1.1)과 유사하게 웨지에서 발산되는 구간에 대해 오일의 체적유량은 다음과 같이 표현된다.

$$\dot{Q}_{out} = v_{out} A_{out} = \lambda_i [\Omega R + \Omega_R (R + c)] (c - e) L_i \quad (1.2)$$

앞서 설명 했듯이, 웨지 수렴구간에서의 오일 압력은 발산구간보다 크다. 때문에 저어널은 압력이 낮은 구간으로 움직이게 된다. 이동위치는 저어널의 편심위치에서 직각방향으로, v_i 속도로 오일 흐름에 따라 이동하면서 무게 중심을 맞추고자 한다. 오일이 빠져나가는 방향은 오직 베어링 축 방향으로, 이 구간은 길이가 짧고 간극이 매우 작기에 체적유량 \dot{Q}_{ax} 는 매우 적은 구간이다. 이 짧은 시간동안 저어널은 w_i 의 속도로 회전하면서 중심이 이동하게 되고 웨지부분에 과급되는 오일 체적유량은 아래와 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} \Delta \dot{Q} &= \dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out} \approx 2RL_i e \lambda_i (\Omega + \Omega_R) \\ &= 2RL_i e \lambda_i \Omega (1 + RSR) \end{aligned} \quad (1.3)$$

식 (1.3)에서, $RSR = \Omega_R / \Omega$ 은 풀-플로팅 링의 회전속도 비를 나타낸다. 저어널의 휘돌림 현상으로 인해 빠져나가는 오일 체적유량은 식(1.4)와 같다.

$$\dot{Q}_w = v_i A_i = (e w_i) (2RL_i) = 2RL_i e w_i \quad (1.4)$$

여기서, A_i 는 저어널의 휘돌림 구간 면적, w_i 는 저어널의 휘돌림 속도를 나타낸다. 오일이 수렴되는 웨지구간에 대해 연속 방정식을 적용하면 유체 체적유량 관계식은 식 (1.5)와 같이 구할 수 있다.

$$\sum_i \dot{Q}_i = \Delta \dot{Q} - \dot{Q}_w - \dot{Q}_{ax} = 0 \quad (1.5)$$

따라서,

$$2RL_i e \lambda_i (\Omega + \Omega_R) = 2RL_i e w_i + \dot{Q}_{ax} \quad (1.6)$$

저어널의 휘돌림 속도는 다음과 같이 나타난다.^(5,9)

$$w_i = \lambda_i (\Omega + \Omega_R) - \frac{\dot{Q}_{ax}}{2RL_i e} \quad (1.7)$$

3. 터보차저 시험조건

3.1 로터 밸런싱

3.1.1 기준 및 필요성

회전기계의 무게 및 속도, 종류에 따라 허용 잔류불평형량이 정해지고 이는 회전기기 허용불균형량의 국제표준규격인 ISO1940-1:2003을 통해 최대 200,000 rpm의 회전속도까지 규격별로 'G' grade를 통해 분류되어 있다. 정해진 기준에 의해 회전기계는 밸런싱 작업이 진행되며 이는 회전체의 작동성능 및 수명, 소음문제와 직결된다. 터보차저의 로터(rotor) 및 휠(wheel) 생산 시, 밸런싱 작업을 생산 후 적용할 수도 있으며 생산 과정에 고정밀 가공을 통해 밸런싱 추가 작업 없이 진행할 수도 있다. 하지만, 대부분은 전자인 생산 후 추가 밸런싱 작업을 진행하고 있다. 이는 산업시장에 가장 중요한 열쇠인 생산비용과 직결되는 사항으로 생산 시 고정밀 가공을 진행하는 것 자체가 큰 비용을 요구하기 때문이다.

Figs. 4와 5는 잔류불평형량에 대한 이론적 형상을 보여주고 있다. 불평형량은 m_u , 불평형량까지의 반경은 r_u 로 표시할 때, 정적상태일 때 잔류불평형량은 아래와 같이 표현된다.

$$U = m_u r_u \quad (2.1)$$

식 (2.1)로 인해 로터는 새로운 무게중심 G가 생기고 이에 대한 잔류불평형량을 표현하면,

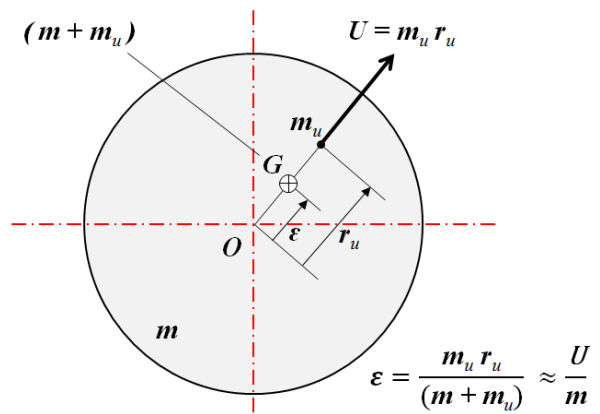


Fig. 4 Unbalanced radius ϵ of the unbalanced rotor component

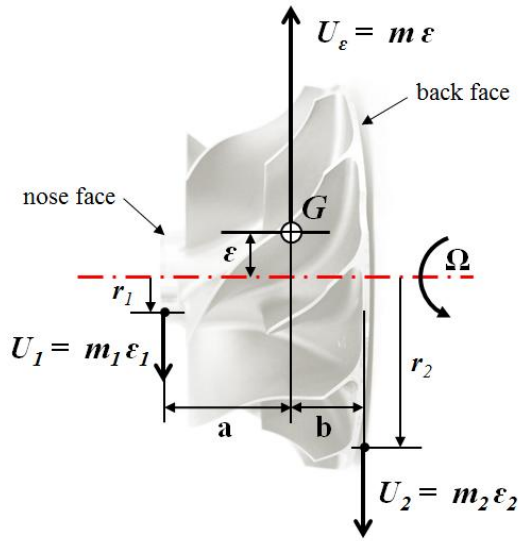


Fig. 5 Two-plane low-speed balancing of the compressor wheel

$$U = (m + m_u) \varepsilon \quad (2.2)$$

식 (2.2)와 같고 식 (2.1)과 대입하여 계산하면 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\varepsilon = \frac{m_u r_u}{(m + m_u)} \approx \frac{U}{m} \Rightarrow U \approx m \varepsilon \quad (2.3)$$

Fig. 5는 컴프레서 휠의 이면(two-plane) 밸런싱의 개략 형상을 나타내고 있다. 밸런싱 가공은 앞면(nose face)과 배면(back face)에서 이루어지고, 잔류불평형 벡터 U_ε 는 두 잔류불평형 벡터 U_1 과 U_2 를 이용하여 밸런싱 작업을 수행하게 된다. 여기서 U_ε 에 대한 잔류불평형 m 을 m_1 , m_2 로 표현하면 아래와 같다.⁽⁹⁾

$$m_1 = \frac{m \varepsilon b}{r_1(a+b)} = \frac{U_\varepsilon b}{r_1(a+b)} \quad (2.4)$$

$$m_2 = \frac{m \varepsilon a}{r_2(a+b)} = \frac{U_\varepsilon a}{r_2(a+b)} \quad (2.5)$$

3.1.2 종류 및 방법

터보차저의 밸런싱은 저속 밸런싱(low-speed balancing)과 고속 밸런싱(high-speed balancing)으로 구분할 수 있다. 저속밸런싱은 샵 밸런싱(shop balancing)이라고도 하며, 강체의 로터를 3,000 rpm에서 4,000 rpm사이에서 회전 시키며 로터 생산 시 발생된 초기 잔류불평형량을 Fig. 6(a)의 밸런싱 기계를 사용하여 줄이게 된다. 일반적으로 단품상태의 로터, 휠의 밸런싱을 수행하기에, 단품밸런싱(single part balancing)이라고 표현하기도 한다. 저속 밸런싱의 목

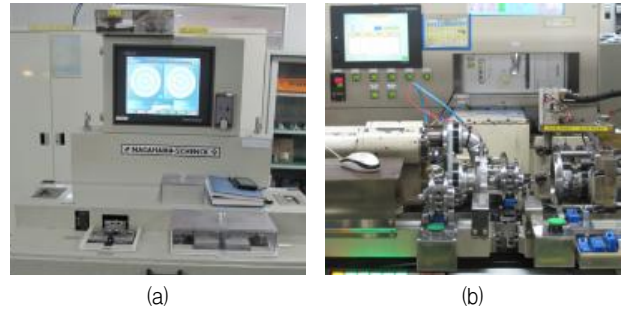


Fig. 6 (a) Low speed balancing (b) high speed balancing

적은 잔류불평형량에 의해 발생하는 진동을 최소화하여 저어널과 베어링 사이 접촉이나 마찰로 받을 수 있는 충격(damage)으로부터 베어링을 보호하는 것이다.⁽¹⁰⁾

Fig. 6(b)는 고속 밸런싱(high-speed balancing) 기계설비를 나타내고 있다. 이는 트림 밸런싱(trim balancing)이라고도 불리며, 일반적으로 첫 번째 위험 속도(critical speed)를 지난 후 터보차저 상태에서 밸런싱 작업을 수행한다. 이는 터보차저의 조립과정에서 발생할 수 있는 불평형량을 줄이기 위해 실시되며 특히 승용차의 경우 고속 회전 시 휘슬(whistle)소음을 제거하기 위해 진행된다.

시험에 사용된 터보차저는 위의 두 밸런싱 작업을 모두 수행하여 설계상 허용 잔류불평형량을 만족하는 시험품을 사용하여 진행하였다.

3.2 시험조건 및 계측

3.2.1 변위 센서(gap sensor)

터보차저 로터의 동적 거동특성을 확인하기 위해 Fig. 7과 같이 변위 센서를 컴프레서 축 끝단, 축의 중심과 터빈 축 끝단에 X, Y방향으로 부착하여 축의 움직임을 계측하였으며, 변위센서는 와전류(eddy current)방식인 AEC社의 PU-03A센서와 5503A컨버터를 이용하였다. 그리고 스피드 센서를 부착하여 로터의 회전속도를 확인하고 센터하우징 상단에 3축 가속도 센서를 부착하여 진동 값을 계측하였다.

3.2.2 가스 벤치 테스트(gas-bench test)

Fig. 8의 그림처럼 가스 벤치 설비를 통해 샤프트 모션 시험(shaft motion test)을 진행하였으며 터빈축 가스온도는 센서계측을 위해 150°C로 낮추어 진행하였다. 시험은 정상상태와 비정상상태로 나누어 진행하였으며, 정상상태의 경우 측정 범위는 30,000 rpm부터 해당 터보차저 최대속도인 205,000 rpm까지이며, 10,000 rpm씩 증가시키면서 로터 거동이 안정화 된 상태에서 계측을 진행하였고, 비정상상태의 경우 30,000 rpm에서 205,000 rpm까지 60초간 스윙

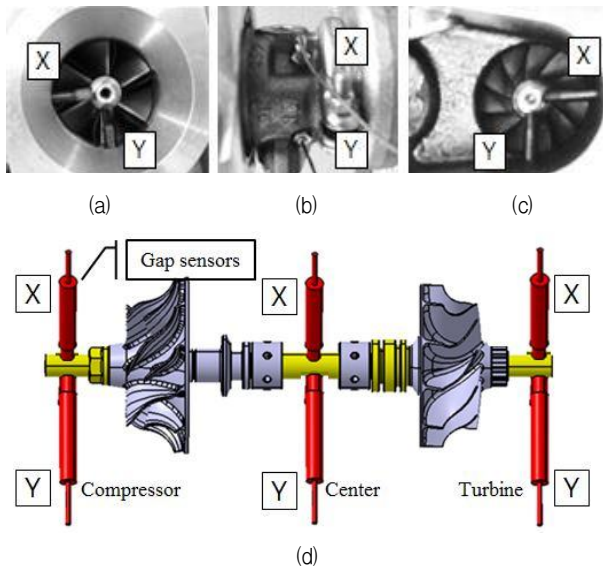


Fig. 7 Displacement transducer mounted in X, Y orthogonal configuration (a) Compressor side (b) Rotor center (c) Turbine side (d) 3D geometry

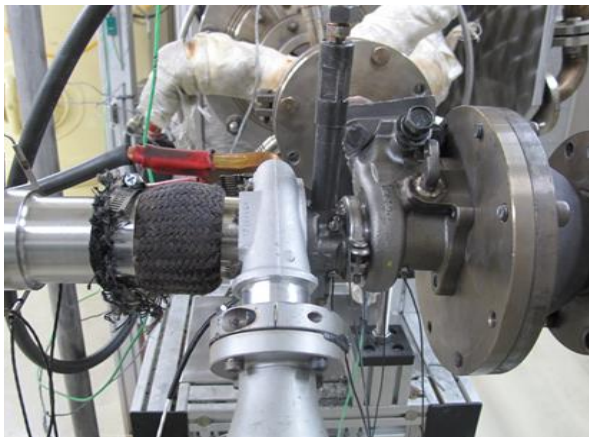


Fig. 8 Set up of a gas-bench (test bench)

Table 1 Oil inlet conditions for testing the shaft motion

Fixed Variables	Oil inlet pressure 300 kPa (± 5 kPa)	Oil inlet temperature 95°C (± 5 °C)
1	Temp.: 60°C (± 5 °C)	Pressure: 100 kPa (± 5 kPa)
2	Temp.: 80°C (± 5 °C)	Pressure: 200 kPa (± 5 kPa)
3	Temp.: 100°C (± 5 °C)	Pressure: 300 kPa (± 5 kPa)
4	Temp.: 120°C (± 5 °C)	Pressure: 400 kPa (± 5 kPa)
5		Pressure: 500 kPa (± 5 kPa)

(sweep)하여 데이터를 추출하였다. 시험 시 오일의 공급조건은 Table 1과 같다.

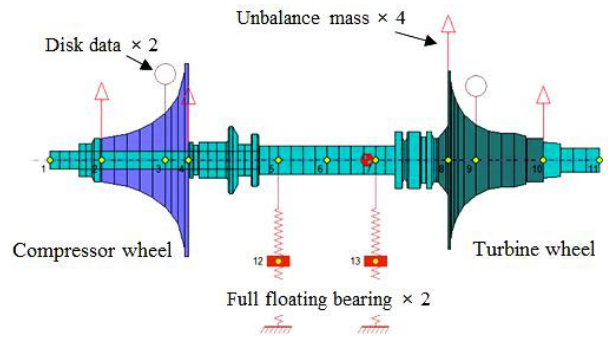


Fig. 9 Computational model of the turbocharger rotor

4. 수치해석 및 시험결과

4.1 수치해석

4.1.1 수치해석 조건

Fig. 9는 시험 시 결과를 예측하기 위한 회전체 해석 상용틀의 수치해석모델로 시험에 사용된 로터와 동일하다. 축과 베어링, 휠 등 각 부품의 재질정보 및 특성 값이 입력데이터로 들어가며 휠의 잔류불평형량 값이 들어가게 되며, 베어링의 강성 및 감쇠 값은 베어링 형상 정보를 이용하여 상용틀에서 자체적으로 계산되어 진행된다.

해석은 오일 입구 온도 95°C일 때의 결과로 상용틀 특성상 오일 압력 조건은 고려되지 않은 상태에서 진행하였다.

4.1.2 수치해석 결과

Fig. 10과 같이 Campbell diagram을 통해 해당 로터의 위험속도는 대략 90,000 rpm정도임을 확인하였으며, 샤프트모션 시험결과와 모드형상 비교를 위해 수치해석을 진행하였으며 결과는 Fig. 11과 같다. 모드형상은 30,000 rpm부터 80,000 rpm까지는 코니컬 모드(conical mode)로 잔류불평형량에 의해 오빗(orbit) 크기만 증가하며, 오일 휘돌림의 영향으로 일정한 패턴주기를 갖는 것으로 계산되었다. 1차 위험속도인 90,000rpm이상에서는 모드형상이 조금씩 바뀌어 150,000 rpm에서는 완벽한 실린더리컬(cylindrical mode) 형태를 보였다. 수치해석결과를 통해 모드형상은 1차 위험속도를 지나면서 코니컬에서 실린더리컬 모드로 서서히 변하는 것으로 계산되었다.

4.2 시험결과

4.2.1 진동성분 분석

Fig. 12는 가스벤치 상 오일 공급압력 500 kPa, 온도 95°C 일 때 30,000 rpm~205,000 rpm까지 60초간 스위프를 통해 계측한 시험결과를 contour map으로 나타낸 것이다. 이 그래프를 통해 자동차용 터보차저의 전반적인 진동성분을 파

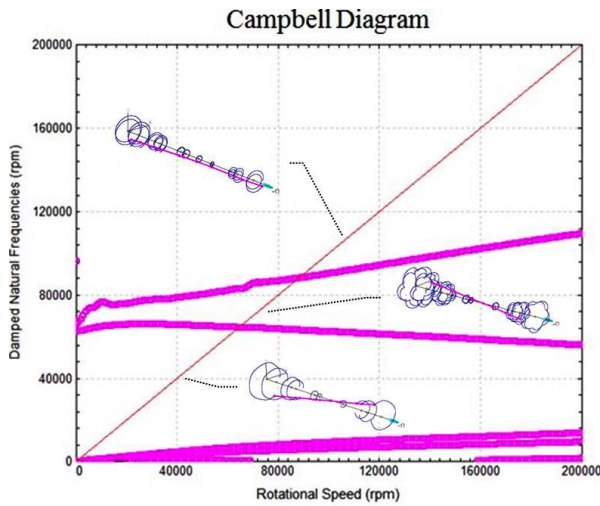


Fig. 10 Campbell diagram of the turbocharger rotor

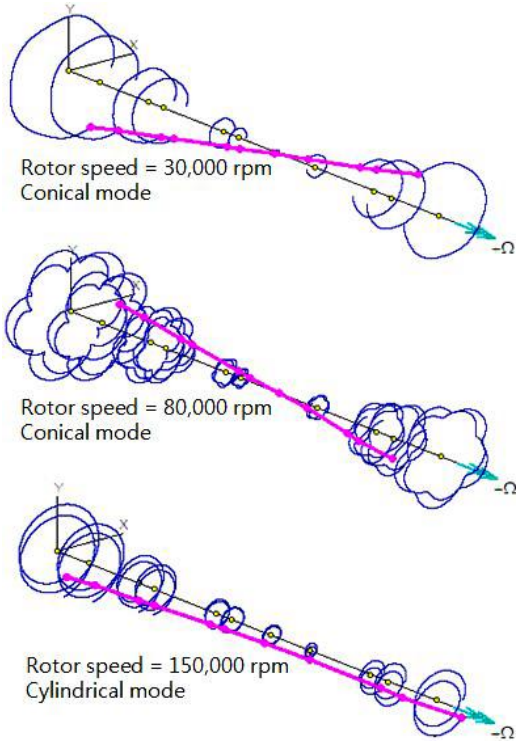


Fig. 11 Computed transient vibration modes of the rotor at various rotor speeds

약할 수 있다.

터보차저 로터의 잔류불평형량에 의해 발생하는 1차 선도 (1x synchronous; unbalance response)를 기준으로 진동주파수가 이보다 작은 영역을 아-동기화(sub-synchronous)라 하며 이 구간에는 오일에 의한 오일 휘돌림, 오일 휩 진동성분이 존재한다.⁽¹¹⁾ 이와 반대로 1차 선도를 넘어서는 영역은 초-동기화(super-synchronous)로 불리며, 이 구간에서는 터보차저의 부정결합(misalignment)으로 인한 2차 진동 및 휠의 날개통과주파수(BPF: Blade Passing Frequency)등의

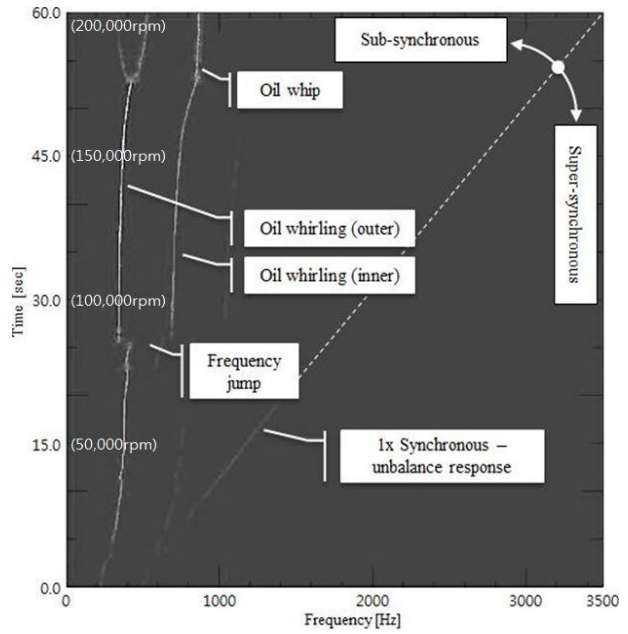


Fig. 12 Measured contour map at 500 kPa & 95°C oil

진동성분을 확인할 수 있다. 또한, 1차 선도의 크기 변화를 통해 개략적인 위험속도를 확인할 수 있다.

4.2.2 주파수 점프(frequency jump)

Fig. 13은 위험속도에 들어서면 폴-플로팅 베어링의 이중 유막로 인해 발생하는 특이 현상 중 하나인 오일 휘돌림 주파수 점프현상을 나타내고 있다. 기존 문헌을 통해 확인된 결과로 주파수 점프현상은 로터의 모드형상이 코니컬 모드에서 실린더리컬 모드로 변화하는 중간에 나타난다고 설명되어 있다.⁽⁹⁾ 내측 오일 휘돌림 주파수가 점프하면서 기존에는 계측되지 않았던 외측 오일 휘돌림 진동성분이 나타난다.

4.2.3 오일 휩

오일 휩은 최대회전속도 구간에서 발생하였으며 오일 휩 구간에 들어서면 터보차저의 회전속도가 증가하더라도 오일 휩 특성주파수는 더 이상 증가하지 않는다.^(12,13) 휩에서는 오일 휘돌림에 의한 자력진동(self-excited vibration)현상이

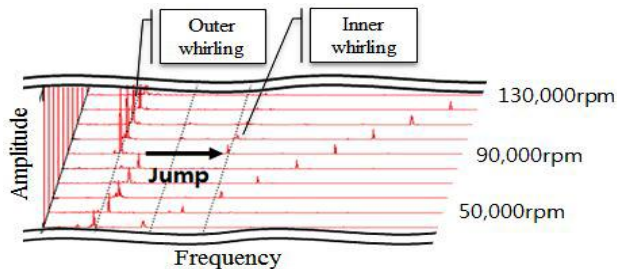


Fig. 13 The phenomenon of frequency jump where the conical vibration mode changes into the cylindrical mode

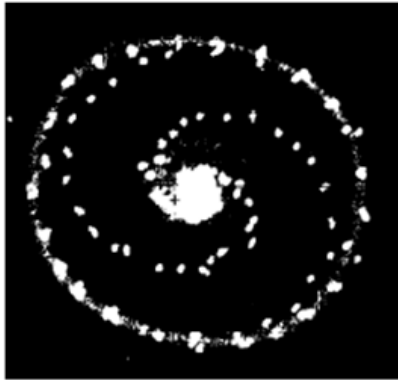


Fig. 14 Orbital shape during the transition between the instability threshold (small orbits in the middle of the journal) and limit cycle of self-excited fluid whirl vibration (large amplitude orbit)

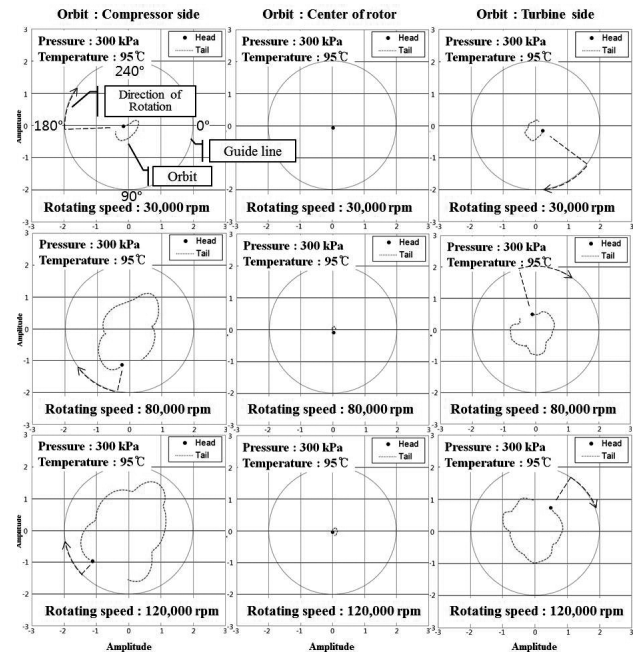
발생하며 로터의 불안정 한계속도와 오일 휘돌림에 의한 진동성분이 만나 Fig. 14과 같은 가운데 원과 외부 원이 같이 존재하는 궤적을 나타낸다. (14,15)

4.2.4 모드 및 오빗 궤적

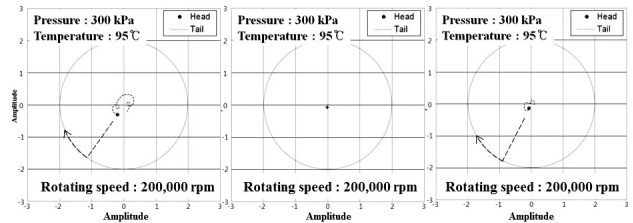
Fig. 15는 정상상태에서 동일시간대에 50~60개의 샘플링 값을 머리(head)와 꼬리(tail)로 분류하여 나타낸 시험결과이다. 또한, 로터의 모드 형상을 예측할 수 있도록 측정 위치, 회전속도에 따른 오빗 궤적 및 회전방향을 나타내고 있다. Fig. 15(a)를 통해 30,000 rpm~120,000 rpm까지는 컴프측과 터빈측이 같은 방향으로 회전하지만 로터의 중심위치를 기준으로 위상각이 거의 180° 가까이 차이를 보이며 전형적인 코니컬 모드 형상을 가지고 있는 것을 확인할 수 있다. 주파수 점프현상이 있을 때 오빗의 크기가 크게 증가하는 것을 확인하였지만 기존 문헌의 내용과 같이 바로 모드형상이 바뀌는 것이 아니라 Fig. 16과 같이 중간에 두 가지 형태가 공존하는 단계(Mixed mode)를 거친 후 최종적으로 실린더리컬 모드로 바뀌는 것을 확인하였다. 실린더리컬 모드에 들어서게 되면 오빗의 크기가 급격히 줄어들게 되며, Fig. 15(b)와 같이 컴프측과 터빈측의 회전 위상각이 로터의 중심을 기준으로 거의 같은 위상에서 같은 방향으로 회전하는 것을 확인할 수 있다. 이 결과는 앞서 수치해석을 통해 예측한 Fig. 11의 결과와 비교를 하면 더욱 쉽게 이해할 수 있다.

4.3 오일 휘돌림 진동 성분 분석

앞서 시험을 통해 확인하였던 진동성분들은 오일 공급 조건에 따라 나타나는 회전속도와 진동성분이 달라지게 된다. 터보차저의 오일 공급 조건은 자동차를 어느 지역에서 운전하는지와 공급 오일의 종류, 운전자의 운전습관 등에 따라 변화하므로 터보차저의 로터 베어링 시스템을 설계 시에는 반드시 이 사항들을 고려해야 한다. (16)



(a)



(b)

Fig. 15 Measured response orbits of the rotor at various rotor speeds (a) conical mode (b) cylindrical mode

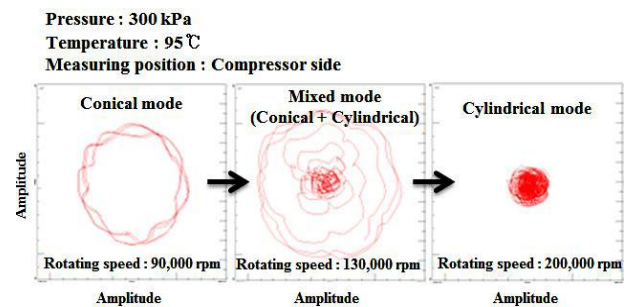


Fig. 16 Measured orbit shapes during the transition between the conical mode and cylindrical mode

4.3.1 베어링 내측 오일 휘돌림

Fig. 17은 오일 공급 압을 300 kPa로 고정하고 온도를 60°C, 80°C, 100°C, 120°C로 변화시켜가면서 내측 오일 휘돌림 진동성분의 변화를 나타낸 그래프이다. 휘돌림 주파수 성분은 시험으로 측정된 contour map에서 추출하였으며, 휘돌림 속도율(whirling speed ratio)은 휘돌림 주파수/터보차저 회전속도 주파수로 계산한 값이다. 이 결과를 통해 60,000 rpm에서 90,000 rpm사이에서 주파수 점프현상을

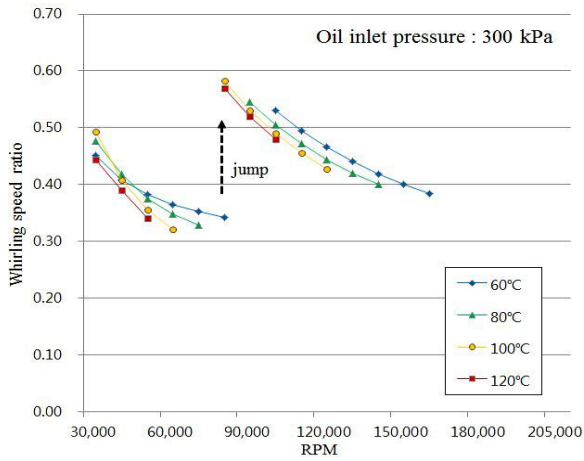


Fig. 17 Measured inner oil whirling speed ratio vs. rotor speed and oil inlet temperature

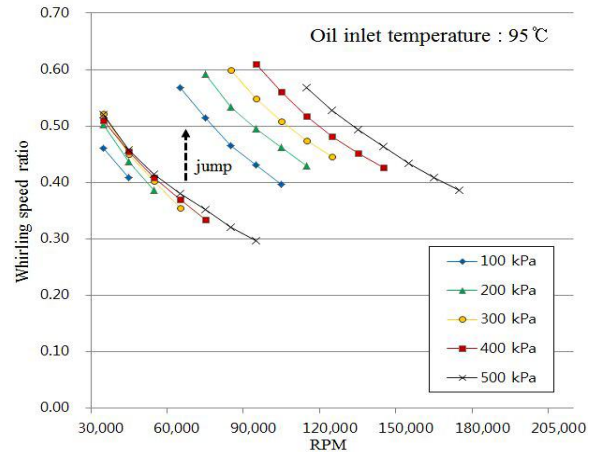


Fig. 19 Measured inner oil whirling speed ratio vs. rotor speed and oil inlet pressure

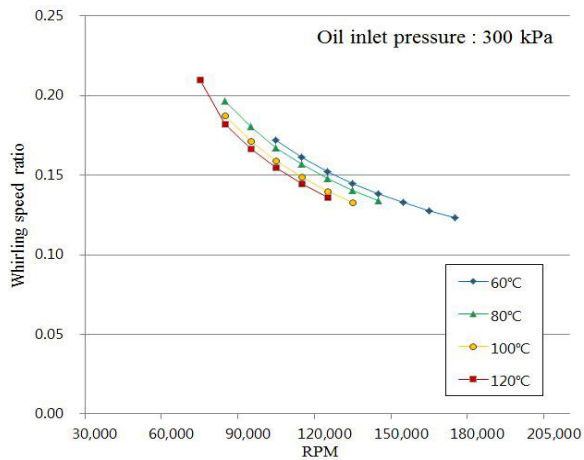


Fig. 18 Measured outer oil whirling speed ratio vs. rotor speed and oil inlet temperature

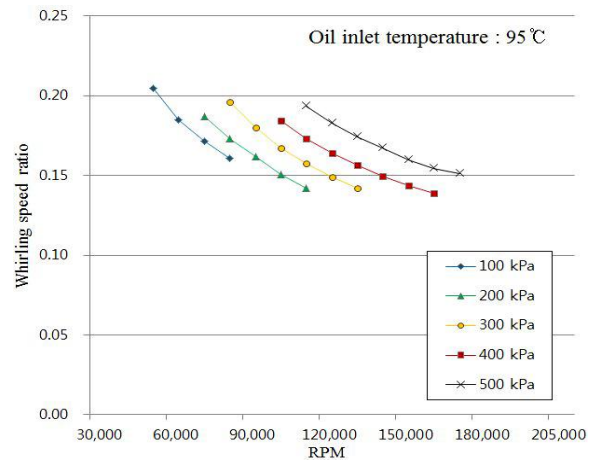


Fig. 20 Measured outer oil whirling speed ratio vs. rotor speed and oil inlet pressure

확인할 수 있으며 주파수 점프현상 또한 오일 공급 온도에 따라 발생하는 회전속도가 달라짐을 확인할 수 있다. 시험에서 사용된 오일은 SAE 10 W-30등급으로, 100°C일 때 동점성계수가 대략 $9.0 \times 10^{-3} \text{ kg/sec} \cdot \text{m}$ 이다. 온도 상승시 오일의 동점성계수는 떨어지므로 내측 오일에 의한 강성 및 감쇠효과가 낮아지므로 오일 온도가 높을수록 로터의 위험속도가 상대적으로 낮은 회전속도에서 발생할 것을 예측할 수 있으며, 시험결과에서도 위험속도와 거의 같은 회전속도에서 나타나는 주파수 점프현상이 온도가 높을수록 상대적으로 낮은 회전속도에서 발생하는 것을 알 수 있다. 모드 형상의 관점에서 보면 코니컬에서 실린더리컬 모드로 변화가 빨리 일어나며 최종적으로는 오일 휩 현상 또한 낮은 회전속도에서 나타나게 되므로 회전체의 안정성 관점으로 봤을 때는 오일 온도가 높을수록 그만큼 터보차저는 불안정하다는 것을 확인할 수 있다. 오일 휘돌림 차수 성분을 보면 대부분 주파수 점프현상 이후 1차 성분 대비 0.4x에서 0.5x사이에 분포하

고 있으며 상대적으로 온도 상승에 따라 조금씩 선형적으로 휘돌림 속도율(whirling speed ratio)이 상승하는 것을 확인하였다. 또한, 이 결과를 통해 베어링 내측과 외측 속도율 중간값을 통해 개략적인 플로팅 링의 RSR(ring speed ratio) 값을 예측가능하다.

Fig. 19는 95°C로 오일 온도를 일정하게 유지하고, 공급압력을 변화시켜가면서 내측 오일 휘돌림 진동성분의 변화를 나타낸 그래프이다. 주파수 점프현상은 오일 공급압력이 100 kPa에서 40,000 rpm, 200 kPa일 때 50,000 rpm, 300 kPa일 때 60,000 rpm, 400 kPa일 때 70,000 rpm, 500 kPa일 때 90,000 rpm으로 나타났다. 오일 공급압력이 커질수록 주파수점프가 상대적으로 높은 회전속도에 위치하게 되는 것을 확인할 수 있으며, 오일 휘돌림 속도율을 보면 주파수 점프가 일어나기 전에는 공급압력에 따른 변화가 크지 않았지만 이후에는 공급압력에 따른 차이가 5~10% 정도 관찰되었다. 터보차저의 안정성 측면에서 결과를 보면 오일 공

터보차저 공급 오일 압력과 온도가 풀-플로팅 베어링의 동적 거동에 미치는 영향

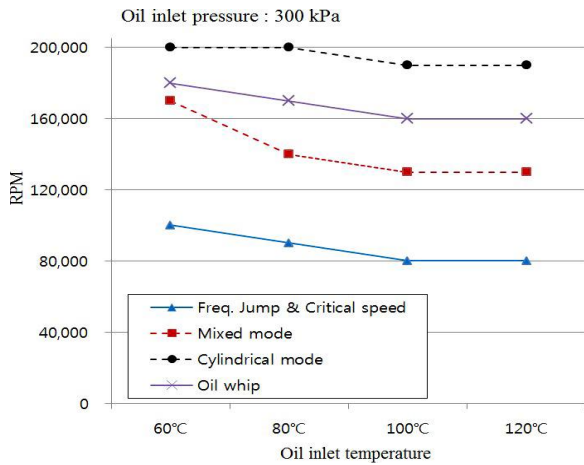


Fig. 21 Dynamic behaviors of a turbocharger rotor vs. rotor speed and oil inlet temperature

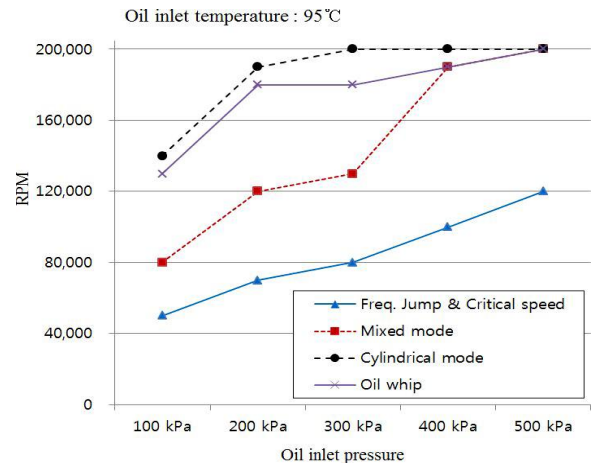


Fig. 23 Dynamic behaviors of a turbocharger rotor vs. rotor speed and oil inlet pressure

급압력이 높을수록 오일 휘돌림 구간이 끝나는 시점과 오일 휩 발생속도가 상대적으로 높아 안정적인 것을 확인할 수 있었지만, 공급압력이 높으면 오일 유량이 증가하여 이에 따른 마찰손실이 증가하여 성능이 불리해질 수 있다.

4.3.2 베어링 외측 오일 휘돌림

Figs. 18과 20은 외측 오일 휘돌림 진동성분을 나타낸 것으로 Figs. 17과 19 그래프에서 주파수 점프가 일어난 시점부터 외측 오일 휘돌림이 계측된 것을 확인할 수 있다. Fig. 18에서 온도에 따른 외측 오일 휘돌림 발생은 60°C일 때 100,000 rpm이었지만 120°C일 때 70,000 rpm으로 낮아졌으며, 오일 휩은 60°C일 때 180,000 rpm에서 120°C일 때 160,000 rpm으로 내려갔다. Fig. 20에서 압력 변화에 따른 외측 오일 휘돌림 발생은 100 kPa일 때 50,000 rpm, 500 kPa일 때 120,000 rpm이었으며, 오일휩은 100kPa일 때

130,000 rpm에서 500 kPa일 때 200,000 rpm으로 나타났다. 이 결과를 통해 외측 오일 유막에 대한 휘돌림 진동성분 또한 오일 공급조건에 따라 많은 영향을 받는 것을 확인할 수 있었다. Figs. 22와 24는 30,000 rpm~205,000 rpm까지 60초간 스윕한 결과를 나타낸 그래프로 외측 오일 진동은 내측보다 상대적으로 간극이 크기 때문에 큰 진동 진폭을 갖는 특징이 있으며 실린더리얼 모드에 진입 시 그 크기가 급격히 감소됨을 확인하였다.

4.4 동적 거동 특성 비교

Figs. 21과 23은 앞서 측정된 결과를 바탕으로 터보차저의 오일 공급 조건에 따른 동적 거동 특성을 비교한 그래프이다. Fig. 21의 온도에 따른 결과를 보면 상대적으로 오일 점성이 높아지는, 낮은 온도일수록 1차 위험속도를 나타내는

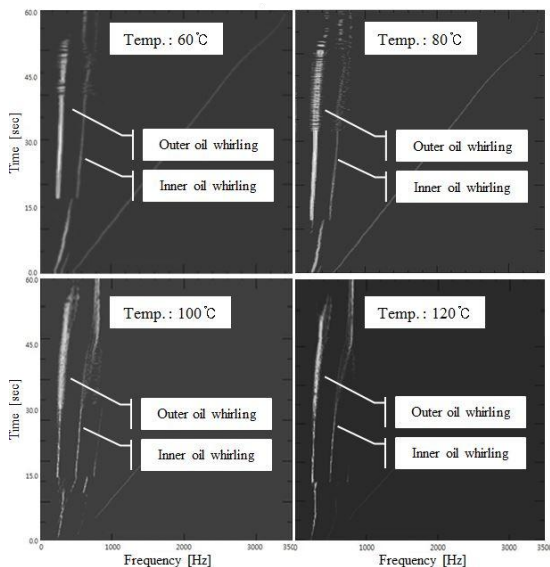


Fig. 22 Measured waterfall diagrams at 300kPa oil

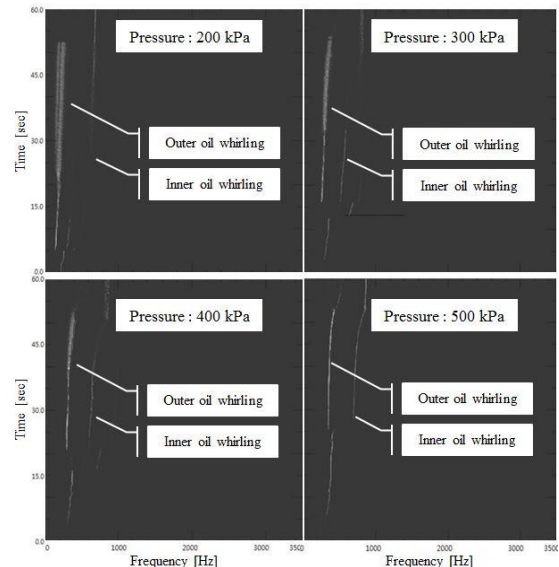


Fig. 24 Measured waterfall diagrams at 95°C oil

주파수 점프와 오일휩이 높은 회전속도에서 발생하여 비교적 넓은 범위에서 안정적인 운전속도 범위가 넓은 것을 확인할 수 있었다. Fig. 23와 같이 오일 공급압력 변화에 따른 결과는 온도변화보다 많은 차이를 보였다. 100 kPa~500 kPa까지 선형적으로 주파수 점프와 오일휩 발생 회전속도도 함께 증가하는 것을 확인할 수 있었다. 터보차저 회전체 설계 시 내구시험을 통해 저유압 및 무급유상태에 대한 여유를 확보하고 설계를 진행하지만, 100 kPa의 오일압 조건에서는 오일휩 발생 회전수가 너무 낮은 위치에 존재하여 고속에서 지속적으로 운전될 시 터보차저 로터에 심각한 손상을 초래하여 수명이 크게 단축될 수 있으며 실제 시험 시 최대회전속도 근처에서 터보차저에 심각한 손상이 발생되었다. 이처럼 풀-플로팅 베어링을 사용하는 터보차저 설계 시에는 윤활특성이 반드시 고려되어야 한다.

5. 결 론

자동차용 터보차저에서 오일 공급 조건이 풀-플로팅 베어링의 동적거동에 미치는 효과를 확인하였다. 공급 오일 온도와 압력 모두 동적 거동에 영향을 주었으며, 본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 오일 온도 변화조건에서 오일 온도는 점성과 관계되며, 온도가 상대적으로 낮을수록 위험속도가 높은 회전속도에서 나타나며 샤프트 모드형상이 코니컬에서 실린더리컬로 서서히 바뀌게 됨을 알 수 있었다. 주변효과로 내측 유막 주파수 점프현상이 발생되며, 이 현상이 일어나면서 외측 유막 진동성분이 나타나는 것을 확인하였다.
- 2) 오일 압력 변화조건은 온도 변화보다 터보차저에 많은 영향을 주는 것을 본 시험을 통해 확인할 수 있었다. 압력이 높을수록 위험속도와 주파수점프 현상, 실린더리컬 모드가 상대적으로 높은 회전속도에서 나타나는 것을 밝혔다. 특히 터보차저의 안정성과 관계되는 불안정 한계속도인 오일 휩 현상이 압력이 높을수록 상대적으로 높은 회전속도에서 발생되므로 안정성 측면으로 봤을 때는 오일 공급압력이 일정 값만큼 높을수록 회전체 거동에 안정적이라는 것 알 수 있었다. 하지만 압력이 높아지면 그만큼 오일 유량 증가에 의한 마찰손실이 많아지고, 반대로 오일압이 너무 낮으면 윤활 역할을 제대로 수행하지 못하며 불안정 한계구간이 너무 낮은 회전속도에 생기므로 터보차저의 안정성에 심각한 문제가 생기는 것을 확인하였다.

터보차저에서 풀-플로팅 베어링과 같이 오일을 윤활제로 사용하는 베어링 시스템을 설계 시에는 반드시 적절한 공급 방법 및 조건이 고려되어야 하며 이를 통해 터보차저의 안정성이 크게 변화될 수 있음을 확인하였다.

References

- (1) Rohde, S. M. and Ezzat, H. A., 1980, "Analysis of Dynamically Loaded Floating-Ring Bearings for Automotive Applications," ASME J. of Lub. Tech., Vol. 102, pp. 271~277.
- (2) Trippet, R. J. and Li, D. F., 1984, "High-Speed Floating-Ring Bearing Test and Analysis," ASLE Trans., Vol. 27, pp. 73~81.
- (3) Tsuruta, Y. and Tsuda, K., 1985, "Investigation into an Effect of Floating Bush Bearing, in Suppressing Oil-Whip at Higher Shaft Speed," JSLE, Vol. 30, pp. 838~845.
- (4) Kim, T. H. and Andres, L. S., 2009, "Thermohydrodynamic Model Predictions and Performance Measurements of Bump-Type Foil Bearing for Oil-Free Turbohaft Engines in Rotorcraft Propulsion Systems," J. Tribol., Vol. 132(1), 011701.
- (5) Shaw, M. C. and Nussdorfer, T. J., 1947, "An Analysis of the Full-Floating Journal Bearing," NACA report No. 866.
- (6) Tondl, A., 1966, "Some Problems of Rotor Dynamics," Chapman and Hall, London., pp. 155~160, 200~201.
- (7) Newkirk, B. L. and Taylor, H. D., 1925, "Shaft Whipping Due to Oil Action in Journal Bearings," Gen. Electric Rev., Vol. 28, No. 8, pp. 559~568.
- (8) Newkirk, B. L. and Grobel, L. P., 1934, "Oil-Film Whirl - A Non-Whirling Bearing," ASME Trans., Vol. 56, No. 8, pp. 607~615.
- (9) Hung, N. S., 2012, "Rotordynamics of Automotive Turbochargers," Springer, New York., pp. 204~208, 247~257.
- (10) Rieger, N. F., 1986, "Balancing of Rigid and Flexible Rotors," Shock and Vibration Information Center, U.S. Dept. of Defense.
- (11) Genta, G. and Repaci, A., 1987, "Circular Whirling and Unbalance Response of Nonlinear Rotors," Rotating Machinery Dynamics, ASME DE-V. 2, Boston, Massachusetts, pp. 441~448.
- (12) Hori, Y., 1959, "A Theory of Oil whip," ASME J. of Appl. Mech., Vol. 81, pp. 189~199.
- (13) Rao, J. S., Raju, R. J., and Reddy, K. B. V., 1970, "Experimental investigation of oil whip of flexible rotors," Tribology., Vol. 3, No. 2, pp. 100~103.
- (14) Adams, M. L. and Guo, J. S., 1996, "Simulations and experiments of the non-linear hysteresis loop for rotor-bearing instability," IMECHE conference Trans., Vol. 6, pp. 309~320.
- (15) Kim, T. H., Lee, Y. B., Kim, C. H., Kim, K. H., and Lee, N. S., 2002, "Rotordynamic Effects Due to Aerodynamic Instability in a Turbo-compressor with Air Foil Bearings," KFMA, Vol. 6, No. 2, pp. 62~69.
- (16) Lee, I. B. and Hong, S. K., 2014, "Effects of Oil Inlet Pressure and Temperature on the Dynamic Behaviors of a Full-Floating Ring Bearing Supported Turbocharger Rotor," Proceedings of 2014 KFMA, Vol. 2014, No. 11, pp. 317.