Journal of the Korea Academia-Industrial cooperation Society
Vol. 19, No. 7 pp. 9-15, 2018

https://doi.org/10.5762/KAIS.2018.19.7.9
ISSN 1975-4701 / eISSN 2288-4688

승용차용 터보과급기의 저널 베어링 마찰 손실 측정

정진은[1*], 전세훈[2]
[1]한국기술교육대학교 기계공학부, [2]한국기술교육대학교 대학원 기계공학과

Measurement of Journal Bearing Friction Loss of Turbocharger in a Passenger Vehicle

in-Eun Chung[1*], Se-Hun Jeon[2]
[1]Dept. of Mechanical Engineering, Korea Univ. of Technology and Education
[2]Dept. of Mechanical Engineering, Graduate School, Korea Univ. of Technology and Education

요 약 본 연구에서는 터보과급기의 성능을 저해하는 주요 인자 중 하나인 마찰손실에 대한 연구를 수행하였다. 실제 엔진에서 빈번하게 사용되는 저속 구간에서의 승용차용 터보과급기의 마찰손실 측정 장치를 개발하고, 저속 영역에서 작동하는 터보과급기의 마찰손실을 측정하였다. 플로팅 타입의 승용차용 터보과급기 저널 베어링를 실험 대상으로 선정하였으며, 마찰손실 측정 장치는 구동 모터, 오일 공급 시스템, 마그네틱 커플링으로 구성하였다. 실제 차량의 저속 운전 상황을 모사할 수 있도록 설계, 제작되었고, 터보과급기 회전속도, 오일 온도 및 압력을 실험 변수로 선정하였다. 또한, 마찰손실 측정 장치는 로드 셀을 사용하여 발생하는 마찰 토크를 직접 측정하여 마찰손실을 산출하였으며, 커플링을 통해 구동 모터의 동력을 터보과급기 축에 전달하고, 오일 온도 및 압력을 조절하였다. 오일 압력 3bar와 4bar로 오일을 공급하는 상태에서 오일 온도를 50°C에서 100°C까지 10°C 간격으로 변화시키면서 터보과급기를 회전수 30,000~90,000rpm으로 작동시켰다. 터보과급기 회전속도 증가할 때 마찰손실은 증가하였으며, 과급기 회전속도의 1.6 승에 비례함을 보였다. 오일 온도가 증가함에 따라 마찰손실은 감소하였으며, 오일 압력이 증가함에 따라 마찰손실은 증가하였다. 따라서 적절한 오일 온도와 압력을 유지하는 것이 필요하다.

Abstract The turbochargers, which are used widely in diesel and gasoline engines, are an effective device to reduce fuel consumption and emissions. On the other hand, turbo-lag is one of the main problems of a turbocharger. Bearing friction losses is a major cause of turbo lag and is particularly intense in the lower speed range of the engine. Current turbochargers are mostly equipped with floating bearings: two journal bearings and one thrust bearing. This study focused on the bearing friction at the lower speed range and the experimental equipment was established with a drive-motor, load-cell, magnetic coupling, and oil control system. Finally, the friction losses of turbochargerswere measured considering the influence of the rotating speed from 30,000rpm to 90,000rpm, oil temperature from 50 °C to 100 °C, and oil supply pressure of 3bar and 4bar. The friction power losses were increased exponentially to 1.6 when the turbocharger speed was increased. Friction torques decreased with increasing oil temperature and increased with increasing oil pressure. Therefore, the oil temperature and pressure must be maintained at appropriate levels.

Keywords : Friction loss, Journal bearing, Load cell, Thrust bearing, Turbocharger, Turbo lag

1. 서론

최근 강화되고 있는 배기가스 규제와 석유자원의 고갈로 인한 사회적 분위기의 영향으로 자동차 분야에서 터보과급기의 역할 비중이 높아지고 있다[1]. 터보과급기는 내연기관의 다운사이징을 실현하여 유해 배기가스

이 논문은 2017년도 한국기술교육대학교 교수 교육연구진흥과제 지원에 의하여 연구되었음.
*Corresponding Author : Jin-Eun Chung(Korea Univ. of Technology and Education)
Tel: +82-41-560-1152 email: jechung@koreatech.ac.kr
Received April 24, 2018 Revised (1st May 15, 2018 2nd May 29, 2018)
Accepted July 6, 2018 Published July 31, 2018

배출량과 연료소비량을 효과적으로 감소시키며, 엔진의 저속부터 전 부하까지 높은 토크를 발생시켜 운전성능을 향상시키고 있다. 현재 대부분의 디젤 엔진은 터보 과급기 시스템이 적용되어 있으며, 최근 가솔린 엔진까지 적용이 확산되고 있다[2].

터보과급기는 특성상 가속 상황에서 '터보 래그(turbo lag)' 이라는 반응 지연 현상이 나타난다. 터보과급기의 성능을 개선하기 위하여 터보 래그를 감소시키는 것이 필수적이다. 이러한 터보 래그 현상은 과급기 회전부의 축계 베어링 마찰손실에 큰 영향을 받는다[3]. 따라서 베어링의 마찰손실에 관한 많은 연구가 진행되었다[4, 5,6,7,8,9].

한편 Otobe[10]는 NEDC(New European Driving Cycle)에 근거하여 일반적으로 사용되는 엔진 운전영역에 대응하는 터보과급기 운전영역은 90,000rpm 미만의 저속임을 밝히고 있다. 또한 이러한 터보과급기 저속 운전 영역에서 베어링 마찰손실의 영향은 더욱 크게 나타난다[11,12].

터보과급기에서 베어링의 마찰손실 측정은 크게 세가지 방법을 이용하고 있다[13]. '열량 측정법'은 간접 마찰손실 측정 방법으로 터보과급기 내부에서 열전달이 없으며, 모든 손실이 오일로 흡수된다는 가정을 따라 오일에 흡수된 단위 시간당 열에너지를 측정하여 베어링 마찰손실을 산출한다. '기체 엔탈피 측정법'은 터보과급기 내부 단열 상태를 가정하여 터빈과 컴프레서를 통과하는 기체의 온도와 유량 등으로 동력을 산출하고 차이를 마찰손실로 계산한다[14]. '토크 측정법'은 직접 마찰손실 측정 방법으로 가장 정확하게 베어링 마찰손실을 분석할 수 있다[15].

본 연구에서는 실제 엔진에서 빈번하게 사용되는 중. 저속 작동 영역(엔진 회전수 1,500 ~ 2,500rpm)에서 사용되는 부하를 고려하여 터보과급기 회전수 30,000 ~ 90,000rpm에서 터보과급기의 베어링 마찰손실 측정 장치를 설계 제작하였다. 측정 장치는 구동 모터, 오일 공급 시스템, 마그네틱 커플링(magnetic coupling)으로 구성하였고, 회전속도, 오일 온도 및 압력을 실험 변수로 선정하였다. 또한, 마찰손실 측정은 로드셀(load cell)을 사용하여 발생하는 토크를 직접 측정하여 마찰손실을 산출하였다. 따라서 승용차용 터보과급기에 많이 사용되고 있는 플로팅 베어링(floating bearing) 타입의 저널 베어링(journal bearing)을 장착한 축계 시스템(shaft system)의 마찰손실을 측정하고 분석하였다.

2. 터보과급기 베어링

2.1 베어링

터보과급기는 외형적으로 터빈 하우징(turbine housing), 압축기 하우징(compressor housing), 및 센터하우징 회전체(Center Housing and Rotating Assembly)으로 구성된다. 여기서 센터하우징 회전체는 Fig. 1과 같이 센터하우징, 터빈과 압축기 휠(wheel), 축(shaft), 그리고 베어링(bearing)으로 이루어져 있다.

터보과급기 베어링에는 저널(journal) 베어링이 가장 일반적으로 사용되고 있다. 이러한 저널 베어링은 형태에 따라 풀 플로팅(full floating) 베어링, 세미 플로팅(semi floating) 베어링, 일체형 세미 플로팅 베어링 등으로 구별된다.

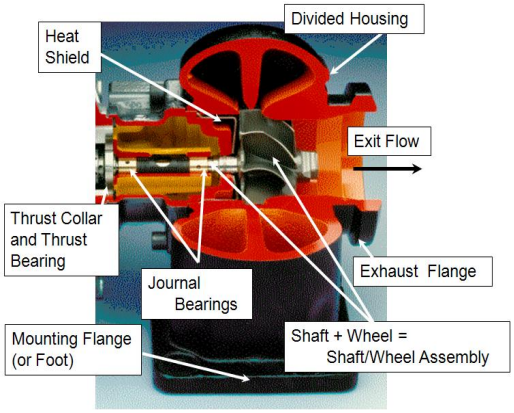

Fig. 1. Structures of turbocharger

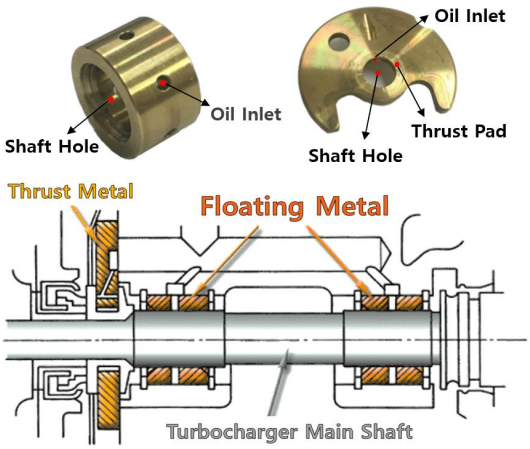

Fig. 2. Journal and thrust bearing of full floating type

센터하우징 회전체의 구조는 일체형 세미 플로팅 베어링과 볼 베어링용이 풀 플로팅 베어링, 세미 플로팅 베어링용보다 구조적으로 간단하며 부품 수도 적다. 고정 방식은 풀 플로팅 베어링의 경우 두 개의 베어링으로 구성되어 있어 안쪽으로 밀려들어오지 못하도록 링이나 베어링 사이의 스페이서로 고정되어 있다.

Fig. 2에서 보여주고 있는 풀 플로팅 저널 베어링은 현재 승용차용 터보과급기에 보편적으로 적용되고 있다. 저널 베어링은 축과 베어링의 안쪽 표면 사이의 inner oil film과 베어링 하우징과 베어링 바깥쪽 표면 사이의 outer oil film에 의해 댐핑과 탄성 효과가 작용하여 플로팅 베어링의 역할을 수행한다. 스러스트(thrust) 베어링은 컴프레서 휠과 터빈 휠 사이에서 발생하는 압력의 불균형에 의한 축력에 대응하기 위한 목적을 가지며, 이러한 불균형은 과도 구간에서 두드러지게 나타난다. 스러스트 베어링은 평평한 디스크 형상이며 shaft hole과 oil inlet으로 구성되어 있다.

3. 측정 장치 및 실험 조건

3.1 측정 장치

본 연구를 위해 개발한 터보과급기 베어링 마찰손실 측정 장치는 Fig. 3의 개략도와 같이 구동 모터, 오일 공급 시스템, 스러스트 로드 조절장치, 마그네틱 커플링(magnetic coupling)으로 구성되어 회전속도, 오일 온도 및 압력, 스러스트 로드를 실험 변수로 선정하여 실제 차량의 저속 운전 상황을 모사할 수 있도록 설계, 제작되었다.

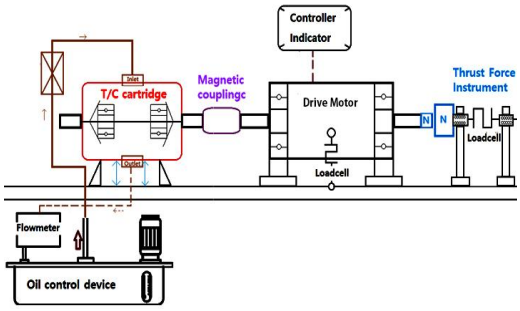

Fig. 3. Schematic of turbocharger bearing friction loss measuring device

3.1.1 마찰손실 측정방법

구동모터 하우징에서 발생하는 반력의 수직 하중을 로드 셀(load cell)로 측정하고, 다음 식(1)~(3)을 통해 마찰손실을 산출한다.

$P_{friction}$는 마찰 손실, τ는 마찰 토크, ω는 각속도, F는 로드 셀에서 측정되는 수직 하중, N은 회전수, L은 회전축 중심에서 로드 셀까지 거리를 나타낸다.

$$P_{friction} = \tau \cdot \omega \quad (1)$$
$$\tau = F \cdot L \quad (2)$$
$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot N \quad (3)$$

본 실험 장치의 마찰손실을 측정하는 로드 셀은 구동모터 하우징과 결합되어 있으며, 모터 샤프트는 커플링을 통해 측정 대상인 터보과급기 카트리지의 샤프트와 연결되어 기계적으로 동력을 전달하는 구조를 가지고 있다. 따라서 측정 대상에서 발생하는 마찰손실 값을 측정하기 위해서 구동모터의 마찰손실 값을 제외해야 하며, 다음 식(4), (5)에 측정대상의 마찰손실 산출식을 나타내었다.

$$P_{friction} = P_{CHRA} + P_{motor} \quad (4)$$
$$P_{CHRA} = P_{friction} - P_{motor} \quad (5)$$

$P_{friction}$는 측정장치 전체 마찰손실, P_{CHRA}는 측정대상 카트리지의 마찰동력 손실, P_{motor}는 구동모터의 마찰손실을 의미한다.

3.1.2 구동 모터 및 로드 셀 장치

본 연구의 목적은 저속 구간에서의 베어링의 마찰손실 측정으로 구동모터는 용량 1,000W, 속도 범위는 30,000rpm~100,000rpm의 제원을 갖도록 설계되었다. 또한, 에어 동압 베어링을 적용하여 일정 회전수 이상에서 마찰손실을 최소화하고 시스템 효율을 극대화하였다. Table 1에 구동 모터의 제원을 나타내었다.

마찰손실 동력은 로드 셀을 이용하여 측정하였다. 로드 셀은 고속 회전시스템에서 안정적인 측정을 가능하게 하였다. 모터 하우징은 회전축을 중심으로 자유 회전운동을 하며, 로드 셀은 하우징과 결합되어 모터 구동 반력의 하중을 측정한다. 측정된 하중 값은 중심축에서 로드 셀의 거리 값을 통해 토크로 계산되며, 최종적으로 마찰손실이 산출된다. Fig. 4에 모터, 로드 셀와 마그네틱 커플링 장착 모습을 보이고 있다.

Table 1. Specifications of high speed motor

	Max speed [rpm]	Range of Torque [N.m]	Output [W]	Bearing system
Drive motor	120,000	0.005 ~ 0.4	1,000	Air dynamic bearing

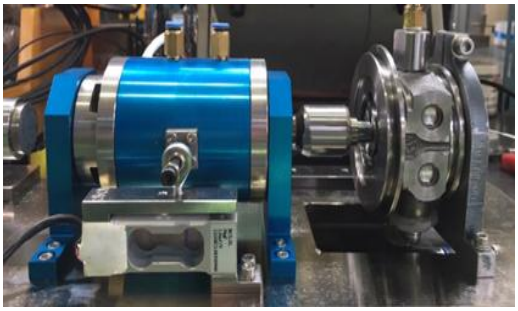

Fig. 4. Turbocharger bearing friction loss measuring device

3.2 실험 조건

터보과급기의 마찰손실 측정을 위한 실험은 저속 구간에서의 운전 상황을 반영할 수 있도록 회전속도, 오일 온도 및 압력 조건을 설정하여 실험을 진행하였다. 터보과급기가 부착된 엔진(2,000cc) 동력 실험 자료를 바탕으로 엔진의 저속 구간(1,500 ~ 2,500rpm)에서의 엔진 회전수, 부하 등에 따른 터보과급기 회전수, 오일 공급 압력 및 온도의 평균값과 최대, 최소값을 분석하여 선정된 결과를 Table 2에 표로 나타내었다.

Table 2. Measuring conditions for the bearing friction loss

Speed x10^3 [rpm]	Oil Pressure [bar]	Oil Temperature [℃]
30, 40, 50, 60, 70, 80, 90	3, 4	50, 60, 70, 80, 90, 100

터보과급기 윤활과 냉각을 위하여 SAE 5W30 엔진 오일을 사용하였다. 터보과급기 회전속도는 30,000~90,000 rpm까지 10,000 rpm 씩 측정하였으며, 공급 오일 온도는 50, 60, 70, 80, 90, 100°C 그리고 오일 압력은 절대 압력 3bar 및 4bar로 설정하였다.

4. 실험결과

4.1 구동 모터 마찰손실 측정

우선적으로 구동 모터에서 자체에서 발생하는 마찰손실 측정을 위하여 회전수에 따른 마찰 손실 측정 실험을 진행하였고 Table 3에 결과를 나타내었다. 구동 모터의 에어 동압 베어링 작동 구간인 30,000rpm에서 90,000rpm까지 10,000rpm 단위로 측정하였으며, 60,000rpm에서 부터 에어 동압 베어링의 특성으로 인해 마찰 손실은 발생하지 않았다. 실험에서 측정된 베어링 마찰 손실에서 이러한 구동모터의 마찰 손실을 차감하여 순수한 베어링 마찰 손실을 산출한다.

Table 3. Friction losses of the drive motor

Speed [rpm]	Load cell [kg]	Torque [N.m]	Power [W]
30,000	0.003	0.00171	5.36
40,000	0.004	0.00227	9.53
50,000	0.004	0.00227	11.90
60,000~90,000	0.0	0.0	0.0

4.2 베어링 마찰손실 측정

베어링 센터하우징 회전부의 마찰손실 측정은 선정된 실험 조건에 따라 진행하였다.

오일 압력 3bar에서 오일 온도 70°C와 오일 온도 80°C의 마찰손실을 Table 4와 5에서 보이고 있다. 같은 조건에서 3회 측정하여 평균을 취하였다. 변동계수(coefficient of variation)는 평균값에 대한 표준편차의 비로 정의하였다. 본 실험의 측정범위에서 변동계수가 13.3% 미만으로 90,000rpm까지 고속에서 각 부품의 불균형, 모터와 측정 대상 부품 사이의 정렬 불량 등을 고려할 때 실험 장치를 통한 마찰손실 측정 결과는 적절한 신뢰성을 확보하였다.

오일 온도와 압력이 같은 조건에서 Toyota 중앙연구소에서 측정한 결과[16]와 비교를 Fig. 5와 6에서 보이고 있다. Toyota에서 측정에 사용한 베어링은 풀 풀로팅 베어링으로 직경이 8.5mm으로 본 연구에서 사용한 베어링(Keyyang) 직경 7.5mm 보다 다소 크다. 베어링 마찰손실은 직경의 3승에 비례한다는 Petroff 관계[17]를 적용하면, 본 연구에서 사용한 베어링의 마찰손실은 Toyota에서 측정한 베어링 마찰손실의 0.687배가 된다

(그림의 중간 그래프). 이 직경을 차이를 고려하면 측정된 마찰손실량은 상당히 근접함을 알 수 있다. 또한 측정된 값에 대하여 거듭제곱 추세선 회귀분석을 하면 Toyota 실험결과와 동일하게 마찰손실은 베어링 축 회전수의 1.6승에 비례하는 결과를 보이고 있다. 따라서 본 연구에서 측정된 마찰손실은 Toyota에서 측정한 마찰손실과 정량적으로 잘 일치함을 보이고 있다.

Table 4. The average results of full floating bearing friction losses at oil pressure 3bar, temperature 70℃

Speed (rpm)	Load cell (kg)	Torque (Nm)	Friction (W)	Coefficient of variation (%)
30,000	0.0167	0.00947	24.4	4.225
40,000	0.0197	0.0112	37.3	3.685
50,000	0.0217	0.0123	52.6	3.268
60,000	0.0227	0.0129	81.0	2.547
70,000	0.0237	0.0135	98.6	2.440
80,000	0.0243	0.0139	115.9	2.373
90,000	0.0253	0.0144	135.7	2.279

Table 5. The average results of full floating bearing friction losses at oil pressure 3bar, temperature 80℃

Speed (rpm)	Load cell (kg)	Torque (Nm)	Friction (W)	Coefficient of variation (%)
30,000	0.0153	0.00871	22.0	9.362
40,000	0.017	0.00966	31.0	13.323
50,000	0.0193	0.0110	45.6	3.765
60,000	0.021	0.0119	75.0	4.762
70,000	0.0217	0.0123	90.3	5.329
80,000	0.022	0.0125	104.78	4.545
90,000	0.0223	0.0127	119.6	2.585

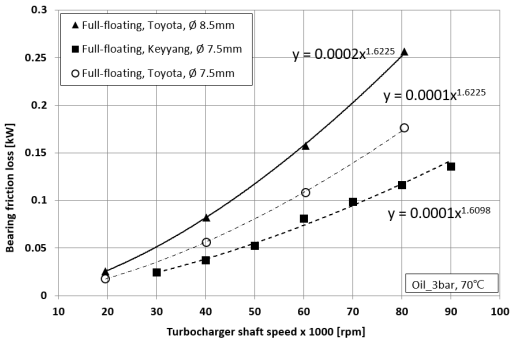

Fig. 5. Comparisons of the friction losses as a function of turbocharger speed at oil pressure 3 bar and temperature 70℃

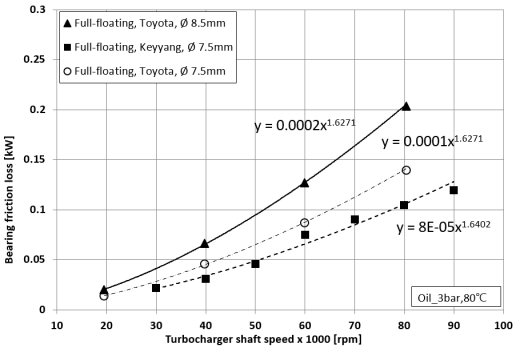

Fig. 6. Comparisons of the friction losses as a function of turbocharger speed at oil pressure 3 bar and temperature 80℃

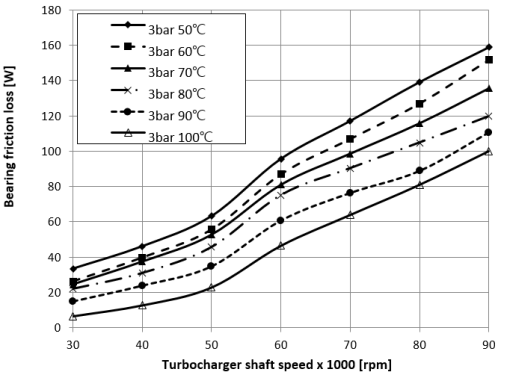

Fig. 7. Comparisons of the friction losses as a function of turbocharger speed at oil pressure 3 bar

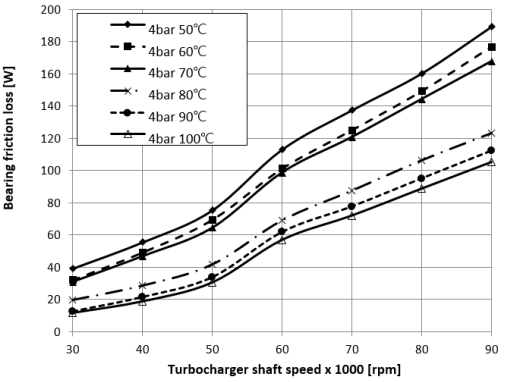

Fig. 8. Comparisons of the friction losses as a function of turbocharger speed at oil pressure 4 bar

Fig. 7과 8에서는 오일 압력 3bar와 4bar, 오일 온도 50°C에서 100°C 범위에서 축 회전수가 베어링 마찰손실에 미치는 결과를 비교하여 보여주고 있다. 터보과급기

회전수가 증가함에 따라 마찰손실 출력(W)이 증가함을 보이고 있다. 이것은 마찰손실은 회전속도의 제곱에 비례[18]한다는 일반적인 해석과 일치하고 있다. 마찰손실 출력은 오일 압력과 온도에 따라 일정한 경향을 보이고 있지는 않으나 종합적으로 거듭제곱 추세선 회귀 분석한 결과 마찰손실 출력은 실험을 수행한 오일 온도와 압력 범위 내에서 회전수의 1.5~1.8승에 비례하는 결과를 보이고 있다.

Fig. 9와 10에서는 오일 압력 3bar와 4bar에서 오일 온도가 베어링 마찰손실 토크에 미치는 영향을 비교하여 보여주고 있다. 오일 온도가 상승함에 따라 마찰손실 토크(Nm)이 감소함을 보이고 있다. 이것은 오일 온도와 오일 점성이 반비례 관계에 있어 이와 같은 결과를 초래함을 알 수 있다. 오일 압력은 증가함에 따라 마찰 손실 토크[Nm]는 약간 증가함을 보이고 있다. 따라서 마찰손실의 관점에서 터보과급기에 공급하는 오일은 적절한 압력을 유지하는 것이 필요함을 알 수 있다.

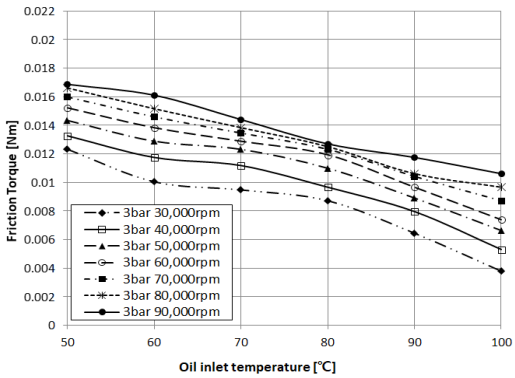

Fig. 9. Comparisons of the friction torque as a function of oil temperature at oil pressure 3 bar

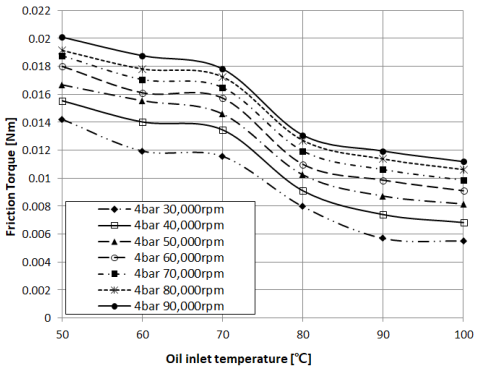

Fig. 10. Comparisons of the friction torque as a function of oil temperature at oil pressure 4 bar

5. 결론

저속 주행 작동 환경을 모사한 터보과급기 마찰손실 측정 장치를 설계 제작하여, 승용차용 플로팅 베어링 터보과급기의 마찰손실 측정 실험을 진행하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 터보과급기의 저속 및 과도 성능에 주요한 영향을 미치는 인자는 마찰손실이며, 실험적 방법을 통해 실제 주행 작동 환경을 모사한 터보과급기 마찰손실 측정 장치를 설계 제작하였다.
2) 구동 모터, 오일 공급 시스템을 통하여 실제 주행 작동 환경을 재현하였고, 회전수, 오일 온도 및 압력에 따른 마찰손실을 측정하였다.
3) 터보과급기 회전속도가 30,000 rpm에서 90,000 rpm으로 증가할 때 마찰손실 출력은 비례적으로 증가하였다. 추세선 회귀분석의 결과 회전속도의 1.6 승에 비례하여 증가함을 보였다.
4) 오일 온도가 증가함에 따라 마찰손실 토크는 감소하였다. 이것은 오일의 점성계수가 온도에 반비례하여 감소한 결과이다.
5) 오일 압력이 3bar에서 4bar로 증가하면 마찰손실 토크가 증가함을 보였다. 따라서 터보과급기에 공급하는 오일 압력은 적절하게 유지하여야 한다.
6) 본 연구를 통해 개발된 장치는 저속영역에서 터보과급기 베어링 마찰손실을 정확히 측정하므로 새롭게 개발한 볼베어링을 장착한 축계 시스템의 평가에 사용될 것이다.

References

[1] Namho Kim, Jaewoo Chung, Jungho Kang, Jubong Seo, Suyoung Kang, “Development of turbocharger performance test method using the turbocharger model“, Conference of KSAE, pp. 274-282, 11, 2011.

[2] E.G. Giakoumis, A.M. Dimaratos, C.D. Rakopoulos, “Experimental study of combustion noise radiation during transient turbocharged diesel engine operation”, Energy, pp. 4983 - 4995, 2011.
DOI: https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.05.043

[3] Norbert A. Schorn, “The Radial Turbine for Small Turbocharger Application: Evolution and Analytical Methods for Twin-Entry Turbine Turbochargers," SAE 2014 World Congress, 2014-01-1647, 2014.
DOI: https://doi.org/10.4271/2014-01-1647

[4] Deligant M, Podevin P, Lamquin T, Vidal F, Marchal A, “Experimental study of turbocharger's performances at low speeds”, In: Proceedings of the ASME 2010 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, pp. 1–8, 2010.
DOI: https://doi.org/10.1115/ICEF2010-35071

[5] M. Deligant, P. Podevin, and G. Descombes, “Computational Fluid Dynamics Calculation of Turbocharger's Bearing Losses,", SAE Int. J. Engines, vol. 3, Issue 2, pp. 103-114, 2010.
DOI: https://doi.org/10.4271/2010-01-1537

[6] M. Deligant, P. Podevin, G. Descombes, "Experimental identification of turbocharger mechanical friction lossess", Energy, vol. 39, Issue 1, pp. 388-394, 2012.
DOI: https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.12.049

[7] Yuji Iwakiri, Tsuyoshi Uesugi, "Measurement and Analysis of Turbocharger Bearing Losses", JSAE Annual Congress, 282-20135886, 2013.

[8] R. Vanhaelst, A. Kheir, and J. Czajka, " A systematic analysis of the friction losses on bearing of modern turbocharger," Combustion Engine, 164(1), pp. 22-31, 2016.

i [9] S. Marelli, S. Gandolfi, and M. Capobianco, "Experimental and Numerical Analysis of Mechanical Friction Losses in Automotive Turbochargers," SAE Technical Paper 2016-01-1026, 2016.
DOI: https://doi.org/10.4271/2016-01-1026

[10] Otobe T, “Method of performance measurement for low turbocharger speeds”, In: 15th Supercharging Conference, Dresden Germany, pp. 409–19, 2010.

[11] Scharf J, Schorn N, Smiljanowski V, Uhlmann T, Aymanns R, “Method for extended turbocharger mapping and turbocharger assessment”, In: 15th Supercharging Conference. Dresden, Germany.

[12] Deligant M, Podevin P, Lamquin T, Vidal F, Marchal A, “Experimental study of turbocharger's performances at low speeds”, In: Proceedings of the ASME 2010 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, pp. 1–8, 2010.
DOI: https://doi.org/10.1115/ICEF2010-35071

[13] Erik Sjoeberg, Friction Characterization Turbocharger Bearings, Master of Science Thesis, KTH Industrial Engineering and Management, Stockholm, Sweden, 2013

[14] P. Podevin, A. Clenci, G. Descombes, “Influence of the lubricating oil pressure and temperature on the performance at low speeds of a centrifugal compressor for an automotive engine”, Thermal Engineering, 31(2–3), pp. 194–201, 2011.
DOI: https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.08.033

[15] Deligant M., Podevin P., Descombes G., “Experimental identification of turbocharger mechanical friction losses“, Energy, vol.39, issue 1, pp 388-394, 2012.
DOI: https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.12.049

[16] Y. Iwakiri, T. Uesugi, " Measurement and Analysis of Turbocharger Bearing Losses," 2013 JSAE Annual Congress(Autumn), 20135886.

[17] J. Bennett, Friction in journal bearing, Durham thesis, Durham University, p. 17, 1981.

[18] Frederic P. Miller, Agnes F. Vandome, McBrewster John, Darcy-Weisbach Equation, VDM Publishing, 2010.

정 진 은(Jin-Eun Chung) [정회원]

- 1980년 2월 : 서울대학교 공과대학 기계공학과 (공학사)
- 1982년 2월 : 서울대학교 대학원 기계공학과 (공학석사)
- 1990년 8월 : 서울대학교 대학원 기계공학과 (공학박사)
- 1982년 3월 ~ 1991년 2월 : 한국과학기술연구원 (연구원)
- 1992년 3월 ~ 현재 : 한국기술교육대학교 기계공학부 교수

<관심분야>
열유체 시스템, 동력장치, 시스템 신뢰성

전 세 훈(Se-Hun Jeon) [준회원]

- 2016년 2월 : 한국기술교육대학교 기계공학부 (공학사)
- 2016년 3월 ~ 현재 : 한국기술교육대학교 대학원 기계공학과 (석사과정)

<관심분야>
열유체 시스템, 터보과급기, 시험평가