



볼베어링 적용 Twin-scroll WGT의 가솔린 엔진 적용 성능에 대한 실험적 고찰

정재우^{*1)} · 김남호¹⁾ · 강우¹⁾ · 이상운¹⁾ · 정진은²⁾ · 장성식³⁾ · 김기용³⁾

자동차부품연구원 그린카파워시스템 연구본부 · 한국기술교육대학교 기계공학부¹⁾ · 계양정밀 기술연구소³⁾

An Experimental Investigation on the Performance of Twin-scroll WGT with Ball Bearing of Gasoline Engine

Jaewoo Chung^{*1)} · Namho Kim¹⁾ · Woo Kang¹⁾ · Sangwoon Lee¹⁾ · Jineun Chung²⁾ · Seongsik Jang³⁾ · Giyong Kim³⁾

¹⁾Green Car Power System R&D Division, Korea Automotive Technology Institute, 303 Pungse-ro, Pungse-myeon, Dongnam-gu, Cheonan-si, Chungnam 31214, Korea

²⁾Department of Mechanical Engineering, Korea University of Technology and Education, Chungnam 31253, Korea

³⁾R&D Center, Keyyang Precision Co., 63 Gongdan 4-gil, Gimcheon-si, Gyeongbuk 39537, Korea

(Received 26 April 2017 / Revised 5 July 2017 / Accepted 24 July 2017)

Abstract : In recent years, the demand for and the technical importance of turbochargers have increased as engineers have been coming up with ways to improve the efficiency and the response of the gasoline engine. In particular, technical interest in ball bearing turbochargers to enhance engine performance, low speed performance, and friction performance has grown. In this study, the performance characteristics and the effect of engine application on ball bearing turbochargers for gasoline engines were investigated. Friction and efficiency performance were evaluated through the gas bench, and the effect on the engine was compared with the performance of the journal bearing mounted turbocharger. Through these studies, the effect of improved frictional performance of ball bearing turbochargers for gasoline engines was presented concretely, as well as the application effects, such as improvements in torque and reactivity in the actual engine.

Key words : WGT(웨이트게이트형 터보과급기), Ball bearing system(볼베어링 시스템), Twin scroll(트윈스크롤), Gasoline engine(가솔린 엔진)

Nomenclature

$\dot{m}_{T, reduced}$: reduced turbine mass flow rate (kg/s K^{0.5}/kPa)
 \dot{m}_T : turbine mass flow rate (kg/s)
 N_T : corrected turbine speed (rpm)
 N : rotational speed (rpm)

P_c : compressor power (kW)
 $P_{c, correct}$: corrected compressor power (kW)
 P_{loss} : power loss (kW)
 P_t : turbine power (kW)
 $P_{t, is}$: isentropic turbine power (kW)
 p_{t3} : turbine inlet pressure (kPa)
 \dot{Q}_{loss} : heat loss (kW)
 T_{t3} : turbine inlet temperature (K)
 η_t : combined turbine efficiency

* A part of this paper was presented at the KSAE 2017 Spring Conference

*Corresponding author, E-mail: jwchung@katech.re.kr

1. 서론

최근 자동차의 연비 개선은 가장 중요한 기술적 과제가 되고 있다. 특히, 상대적으로 낮은 효율 성능을 가지는 가솔린엔진의 효율 향상을 위한 터보과급 다운사이징 기술¹⁻⁴⁾이 급속히 확대되고 있는 추세이다.

Arnolds 등¹⁾의 연구에서는 가솔린엔진과 디젤엔진에 터보과급기 장착 시의 효과를 검토하였으며, 터보 과급 적용을 통한 가솔린엔진 다운사이징 시 10% 이상의 CO₂ 저감 및 가속성 개선 효과가 있음을 제시한바 있다. 또한 Shahed와 Bauer²⁾는 퓨얼 컷(Fuel cut), 다운사이징 등이 연료소모에 미치는 영향도 등을 차량 성능 분석을 통하여 검토하였으며, 가솔린엔진의 40% 다운사이징 시 약 21%의 연료 소비 저감이 가능함을 제시하였다.

그러나, 터보과급기 장착 시 저 엔진 회전속도 구간은 배기 에너지 부족으로 터빈동력 제한과 압축기 출력 부족에 의한 반응성 지연인 터보랙 현상이 문제시 되고 있다. 따라서, 최근 터보과급 가솔린 엔진의 저속 성능 및 반응성 개선⁵⁾은 중요한 연구과제가 되고 있다.

일반적으로 터보과급기의 터빈 측에서 발생하는 동력은 압축기로 전달되는 과정에서 회전축계의 마찰을 수반한다. 따라서, 터빈 동력의 효율적 활용을 위해서는 터보과급기 축계, 특히 베어링의 마찰 손실 개선은 매우 중요하며 또한 효과적이다.

일반적인 양산용 과급기의 경우, 회전축의 지지를 위해 저널베어링(Journal bearing)을 사용하며, 축방향 힘의 불균형을 보상하기 위해 스러스트베어링(Thrust bearing)을 별도로 사용한다.

이러한 구조의 베어링 조합은 저널베어링에서의 마찰 손실과 함께, 압축기와 터빈 간 힘의 불균형에서 초래되는 스러스트 베어링의 마찰 손실이 부가되는 특성을 가진다.

이에 반하여, 최근 관심이 증가되고 있는 볼베어링은 저널베어링과 달리 점접촉에 의한 지지 구조와 별도의 스러스트 베어링이 필요 없기 때문에 마찰 성능 측면에서 상대적으로 우수한 것으로 알려져 있다. 그러나 볼베어링의 점접촉 지지는 상대적으로 높은 응력을 유발하여, 내구성 측면에서 불리

한 특성을 가진다.

상기 취약한 내구성에도 불구하고, 저마찰 성능에 기초 한 볼베어링의 터보과급기 적용과 개선은 지속적으로 증가되는 추세이다. 국외적으로는 이미 1980년대에 가솔린 엔진 반응성 향상을 위해 개발된 볼베어링 터보과급기의 성능 및 내구성에 대한 연구결과가 제시된 바 있으며,⁶⁾ 대형 디젤엔진 적용시에도 볼베어링 터보과급의 낮은 마찰 손실이 연료경제성 개선에 효과가 있음이 제시된 바 있다.⁷⁾ 국내의 경우는, 디젤 차량의 차대동력계 주행 모드 시험을 통하여 볼베어링 터보과급기 적용이 차량의 배기성능에 미치는 영향에 관한 연구결과가 제시⁸⁾된 바 있으나, 최근 관심이 증가되고 있는 가솔린 엔진에의 적용효과 및 단품벤치 상 성능 평가 결과 등에 대하여서는 구체적으로 제시된 바 없다.

이에 본 연구에서는 고성능 가솔린엔진 구현을 위해 개발이 진행 중인 가솔린엔진용 볼베어링 터보과급기의 가스 벤치 상 마찰성능 평가결과와 함께 정상 및 급부하 상태에서의 엔진 실험 결과를 제공하는 동시에 이의 특성 분석을 수행하였다.

이러한 기본적인 성능 특성의 분석결과는 볼베어링 터보과급기에 대한 이해도를 높임으로서 볼베어링 터보과급기의 설계 및 엔진 매칭을 위한 기초 자료로 활용될 수 있을 것으로 기대한다.

2. 실험 방법

본 연구에서는 일반적인 저널베어링 장착 과급기와 볼베어링 장착 과급기의 가솔린엔진 상 성능 특성 분석을 위하여, 가스 벤치 상의 마찰 평가 및 엔진 성능 평가 등을 수행하였다. 아래에 실험 방법 및 조건 등에 대하여 자세히 기술하였다.

2.1 대상과급기 및 대상 엔진

Table 1에 나타낸 제원표와 같이 대상 엔진은 2리터 급의 WGT(Waste Gate Turbocharger)형 터보과급 직분식 가솔린엔진이며, 실험에 사용된 터보과급기는 양산용 저널베어링 과급기와 볼 베어링 장착 시 제형 과급기의 두 종류이다.

볼베어링 적용 과급기의 경우, 축계의 재설계와 일부 제원의 변경이 수반되었으며, 터빈 측 A/R비

Table 1 Specifications of a test engine and turbochargers

Test engine		
Displacement vol.(l)	1.998	
Cylinder No.	4	
Type	Turbo-GDI (Electric controlled WGT)	
Max. Power (ps/rpm)	245 ps / 6,000 rpm	
Max. Torque (Nm)	350 Nm	
Test turbocharger		
	Base	Proto
Type	E-WGT / Twin scroll	
Bearing	Full floating journal bearing	Ball bearing

는 재설계시 약간 증가되어 저속 시의 반응성 개선 효과는 없는 것으로 간주되었다.

2.2 가스 벤치 상 성능 평가

두 가지 터보과급기는 엔진 장착 이전에 가스 벤치 상 효율 및 마찰 성능 평가 등이 수행되었다. 일반적으로 제조사의 과급기 성능 평가는 약 600 °C의 고온 터빈 입구 온도에서 수행되며, 이 경우 과급기 최대 회전속도의 1/2(약 90,000 rpm)이하 구간은 열 손실에 의한 왜곡으로 인하여 성능 제시가 불가능하다. 그러나 실제 엔진 운전은 낮은 과급기 회전속도 조건에서도 이루어지므로, 본 연구에서는 저온 가스 벤치(Cold gas test bench) 실험 방법^{9,10)}을 적용하여, 과급기 제조사 결과의 왜곡 보정과 측정 범위의 확장(최소 50,000 rpm까지)을 수행하였다.

아래에는 실험 시 결과로 제시되는 항목의 정의식을 제시하였으며, 식 (1)에는 터빈 효율, 식 (2)에는 터빈 수정 회전속도(Corrected turbine speed) 그리고 식 (3)에는 터빈 입구온도와 압력에 의하여 보정된 터빈 유량률 특성(Reduced mass flow rate) 관계식을 제시하였다.

$$\eta_t = \frac{P_{c,correct}}{P_{t,is}} \quad (1)$$

where,

η_t : combined turbine efficiency

$P_{c,correct}$: corrected compressor power (kW)

$P_{t,is}$: isentropic turbine power (kW)

$$N_T = \frac{N}{\sqrt{T_{t3}}} \quad (2)$$

where,

N_T : corrected turbine speed (rpm)

T_{t3} : turbine inlet temperature (K)

N : rotational speed (rpm)

$$\dot{m}_{T, reduced} = \frac{\dot{m}_T \times \sqrt{T_{t3}}}{p_{t3}} \quad (3)$$

where,

$\dot{m}_{T, reduced}$: reduced turbine mass flow rate
(kg/s K^{0.5}/kPa)

\dot{m}_T : turbine mass flow rate (kg/s)

p_{t3} : turbine inlet pressure (kPa)

한편 과급기 마찰 평가는 압축기 날개를 모두 제거하여 압축기 출력이 생성되는 않는 Zero power disc¹¹⁾를 사용한다.

과급기의 마찰 손실 출력, 압축기 출력, 터빈 출력과 열손실 간의 관계식은 식 (4)와 같이 표현된다. 그러나, Zero power disc의 사용은 압축기 출력을 생성하지 않으며($P_c \approx 0$), 열전달 방지를 위한 각종 유체 온도설정과 단열처리는 열손실을 억제($\dot{Q}_{loss} \approx 0$)하므로, 이때의 터빈 출력은 오직 마찰 손실을 극복하기 위하여 사용된다는 가정이 가능하다. 따라서 이때의 관계식은 식 (5)와 같이 제시된다.

$$P_{loss} = P_t - P_c - \dot{Q}_{loss} \quad (4)$$

where,

P_{loss} : power loss (kW)

P_t : turbine power (kW)

P_c : compressor power (kW)

\dot{Q}_{loss} : heat loss (kW)

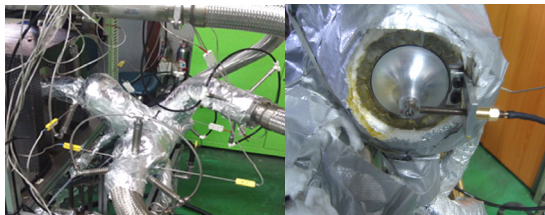
$$P_{loss} = P_t \quad (5)$$

상기의 모든 실험들에서는 과급기 내외부의 열전달에 의한 성능 왜곡을 방지하기 위하여, 외부의 단열처리 그리고 각종 유체의 온도를 가능한 동일하게 유지시키도록 실험 조건을 설정하였다.

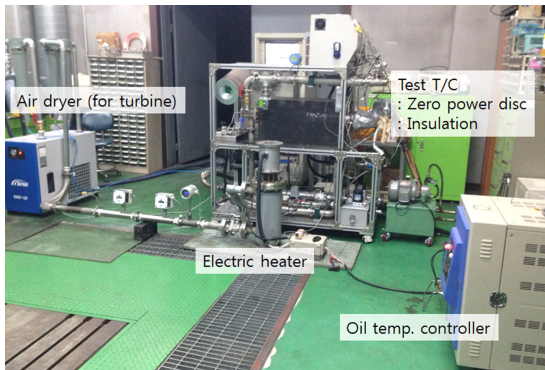
아래의 Table 2와 Photo. 1에는 실험 조건 및 실험에

Table 2 Specifications of a test engine and turbochargers

Conditions	Test type	
	Low speed performance (Cold gas test)	Friction test (Runaway test1)
Compressor inlet temperature (°C)	24	
Lubrication oil inlet temperature (°C)	40	40
Oil pressure (bar)	3.5	3.5
Turbine inlet temperature (°C)	40	40
Compressor speed (rpm)	50,60,70,80 (×1,000)	30~120 (×1,000)
Cooling water	None	
Insulation treatment	Ceramic wool	



(a) Turbocharger insulation (b) Zero power disc



(c) Turbocharger test bench

Photo. 1 Photographs of test bench and zero power disc

사용된 실험 장치 사진들을 제시하였다.

2.3 엔진 상 성능 평가

두 가지 시험 과급기를 실험 엔진에 교체 장착하여, 정상 운전 성능 및 과급기 작동 특성을 분석하였으며, 또한 일정 회전속도에서의 급부하 실험을 수행하여 반응성을 조사하였다.

실험 시 엔진 냉각수 온도는 80 °C를 유지하였으며, 흡입 공기량 측정과 스로틀, 압축기 및 터빈 전후의 압력과 온도 측정, 압축기 회전속도(PicoTune Co.)의 측정을 수행하였다. 압축기 후의 압력 측정은 Kistler사의 고반응 센서를 사용하였으며, 마찬가지로, 터빈 트윈스크롤(Twin scroll)에서의 맥동 현상 검토를 위해 고반응 압력 센서를 기통별 터빈 입구에 장착하였다.

상기의 센서 신호는 고속 데이터 취득 시스템(Gantner사 Q.bloxx)으로 저장하였다. 급가속 실험 시에는 스로틀 신호를 동력계로부터 입력받아 동기화하여, 동력계의 급부하 시작시기와 센서 신호 간의 시간차가 없도록 유의하였다. Fig. 1에는 장치 구성의 개략도를 제시하였다.

2.3.1 정상상태 엔진 실험

정상상태의 엔진 실험은 엔진동력계(HT-350, Horiba AC engine dynamometer) 상 주요한 엔진 작동 구간인 1,000 rpm에서 3,500 rpm 범위까지 수행되었으며, 각 회전속도에서 BMEP 1bar부터 최대 토크까지 실험이 수행되었다.

이때 연료 소모량 및 과급기의 작동 조건 분석을 위한 흡입 공기량, 각부의 온도, 압력 그리고 압축기의 회전속도를 측정하였다.

2.3.2 급부하 엔진 실험

급부하 실험은 Tip-in tests at constant speed¹²⁾라 지칭되는 동일 엔진 회전속도 상에서 갑작스러운 스로틀의 전개 시 과급 압력 및 토크의 추종성을 바탕으로 반응성을 평가하는 실험이다.

응답성 실험은 3가지의 고정 엔진 회전속도(1000, 1500, 2000 rpm) 조건에서 수행되었으며, 최소부하조건에서 0.1초 이내에 흡기 스로틀을 전부하까지 작동시켜 시간에 대한 토크와 과급 압력의 변화를 측정한다. 실험 시 엔진 안정화를 위해 전부하 지속 및 휴지 기간은 각각 최소 10초 이상으로 설정하였고, 각 회전속도에서 3회 반복 수행하였다.

응답성 실험 시 압력의 경우, 맥동 파형이 존재하므로, 3회 실험 결과의 평균 및 데이터 Smoothing 처리를 수행하였다.

실험 결과의 기준으로 사용되는 베이스 엔진의 최대토크와 과급 압력은 스로틀 100 % 작동 후 엔진

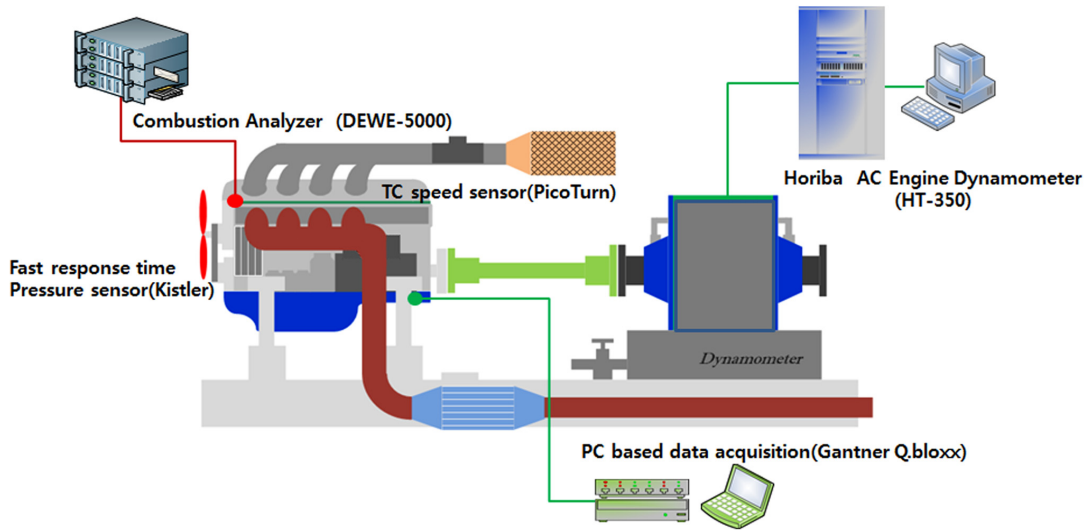
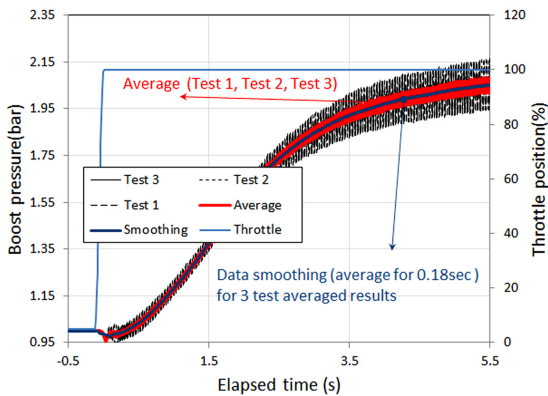
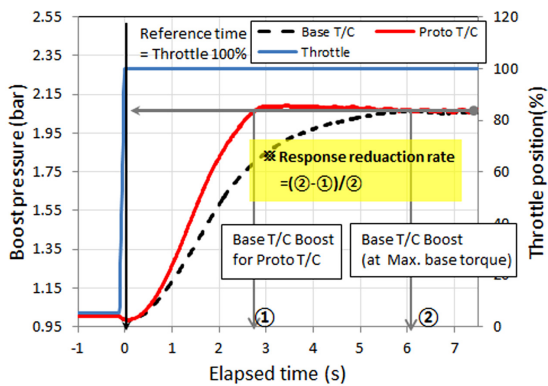


Fig. 1 Schematic of engine test system



(a) Example of data average and smoothing results



(b) Definitions of response reduction rate (for Max boost pressure)
Fig. 2 Examples of data smoothing and various definition for Tip-in tests in constant speed

작동이 안정화되는 7초에서 12초간의 평균값을 의미하며, 90 % 토크 및 90 % 과급 압력은 최대 토크의 90 % 그리고 그때의 과급 압력을 의미한다.

3. 실험결과 및 분석

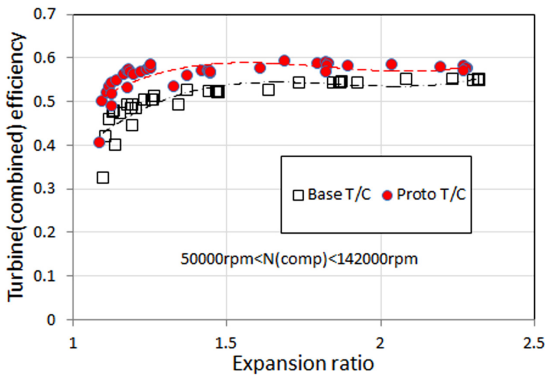
3.1 과급기 효율 및 마찰 손실 평가

과급기의 가스 벤치 상 성능 특성을 Fig. 3에 제시하였다. 성능 실험 결과는 엔진의 주 운전영역에 해당되는 압축기 회전속도 50,000 rpm에서 142,000 rpm 범위를 위주로 제시하였다.

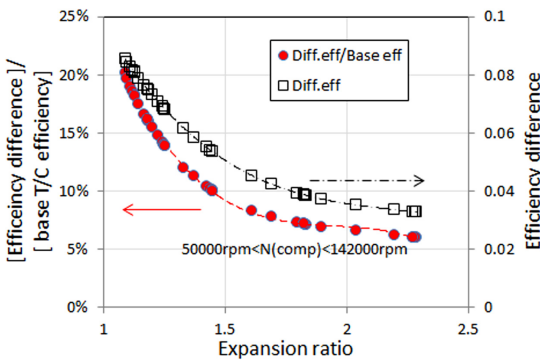
Fig. 3(a)의 터빈 효율은 두 과급기 모두 팽창비 1.5이하에서 급격히 낮아지고 있는 것을 볼 수 있으며, 볼베어링 장착 과급기의 경우, Fig. 3(b)로부터 약 10 % 정도의 효율 개선이 있음을 알 수 있다. 특히, 팽창비가 1.5 이하인 저속, 저 팽창비 구간에서는 이의 차이가 더욱 크게 나타나고 있음을 볼 수 있다.

한편 이러한 터빈 효율의 차이는 요구되는 압축기 출력에 대한 터빈 팽창비에 차이를 불러오며, Fig. 4에 나타난 바와 같이, 볼베어링 시제작 과급기의 경우, 좀 더 낮은 터빈 팽창비에서 요구 압축기 출력을 만족시킬 수 있음을 알 수 있다.

이는 기존의 연구¹³⁾에서 제시된 바와 같이, 터빈 팽창비 감소는 연료 소비 성능의 개선과 연계될 수 있으므로, 시제작 과급기의 경우, 높은 효율과 낮은



(a) Turbine combined efficiency



(b) Turbine combined efficiency improvement

Fig. 3 Comparisons of low speed turbine efficiency for test turbochargers

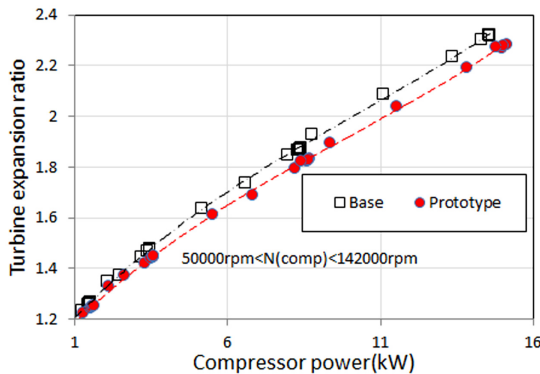


Fig. 4 Comparisons of turbine expansion ratio at required compressor power

팽창비 특성으로부터 좀 더 좋은 연료 소모 특성을 기대할 수 있음을 의미한다.

한편 Zero power disc를 이용한 마찰 출력 비교 결과는 아래 Fig. 5에 제시하였다. 교정 터빈 회전속도

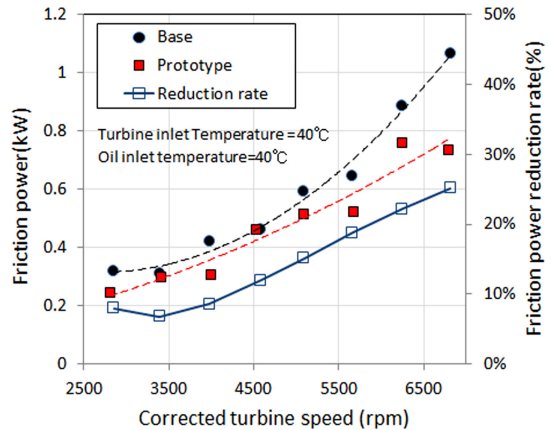


Fig. 5 Comparisons of friction power for test turbochargers

2,800 rpm에서 68,000 rpm(압축기 회전속도 50,000 rpm ~ 120,000 rpm)의 범위에서 볼베어링 시제작 과급기는 최대 25%의 마찰 손실 저감이 가능함을 확인할 수 있었으며, 평균적으로는 약 15% 이상 그리고 1.5 정도의 팽창비 조건(수정 터빈 회전속도 약 6,500 rpm)에서는 약 22% 정도의 마찰 손실 저감 효과가 제시되었다.

3.2 End-point 성능 평가

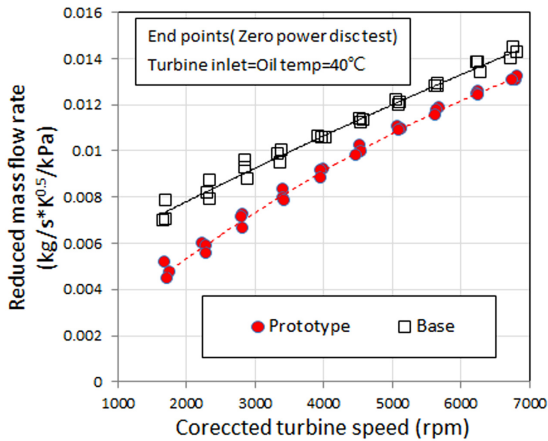
End point의 측정은 Zero power disc를 이용한 가스 벤치 상 실험을 통하여 평가가 가능하며, 터빈 구동을 위한 최소한의 터빈 입구 조건을 의미한다. 이는 가속성능 분석 및 과급기와 엔진 매칭 검토 등에 활용될 수 있다.¹¹⁾

Fig. 6에 제시한 바와 같이, 볼베어링 시제작 과급기의 경우, 좀 더 적은 터빈 입구 유량률 및 팽창비 조건에서 터빈의 구동이 가능함을 확인하였다. 특히, 낮은 터빈 수정 회전속도 조건에서 그 편차가 크게 나타남을 확인할 수 있다.

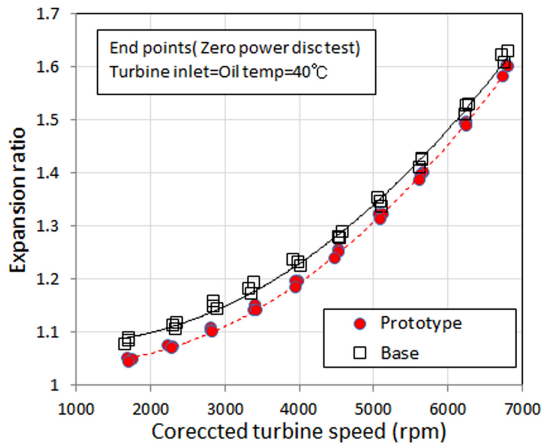
3.3 정상상태 엔진 성능 및 작동 특성

과급기 변경에 따른 전부하 토크 및 연료소비량 측정 결과를 Fig. 7에 제시하였으며, 이때의 과급기의 작동 상태는 Fig. 8에 제시하였다.

Fig. 7에 제시한 전부하 성능의 특성으로는 전반적으로 토크의 증가와 BSFC의 저감 특성이 제시되었다.



(a) Minimum turbine reduced mass flow rate



(b) Minimum turbine expansion ratio

Fig. 6 Minimum turbine expansion ratio

한편 Fig. 8(a)에 제시된 과급기 작동 상태에서부터, 압축기 회전속도는 15,000 rpm 이하의 구간에 존재하고 있음을 볼 수 있으며, 엔진 회전속도 1,500 rpm까지는 웨이트게이트(Waste gate)에서의 배기유량율의 바이패스는 없는 것을 볼 수 있다.

한편 이러한 특성에 기인하여, Fig. 8(a)와 (b)에 제시한 바와 같이, 엔진 회전속도 1,500 rpm을 경계로 하여, 그보다 낮은 1,250 rpm의 경우, 바이패스유량율이 없어 효율이 높은 시제작 과급기 장착 시에 상대적으로 높은 압축기 회전속도와 압축 압력비를 가지고 있음을 볼 수 있다.

반면에, 바이패스를 통한 과급압 제어가 본격적으로 수행되는 엔진 회전속도 1,500 rpm 이상 조건에

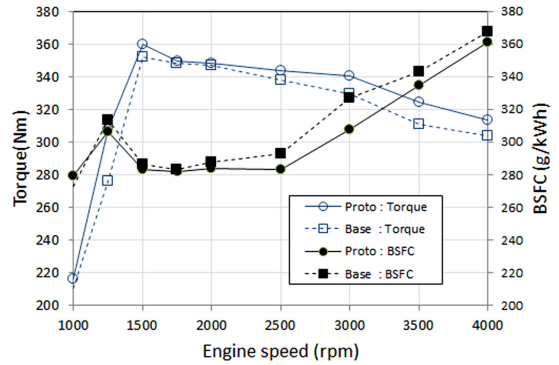
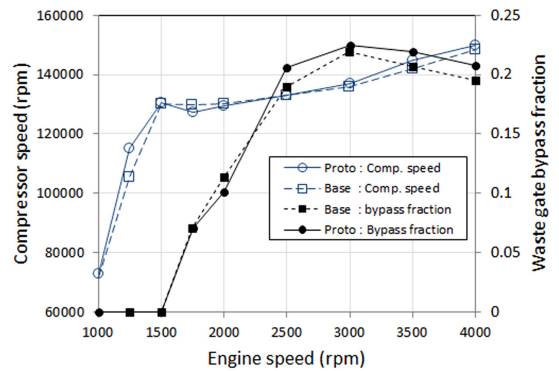
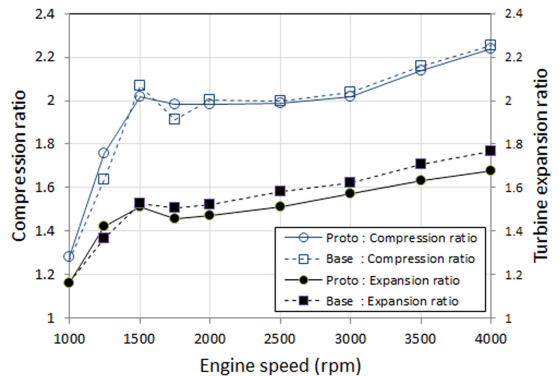


Fig. 7 Max torque and BSFC



(a) Compressor speed and waste gate bypass fraction

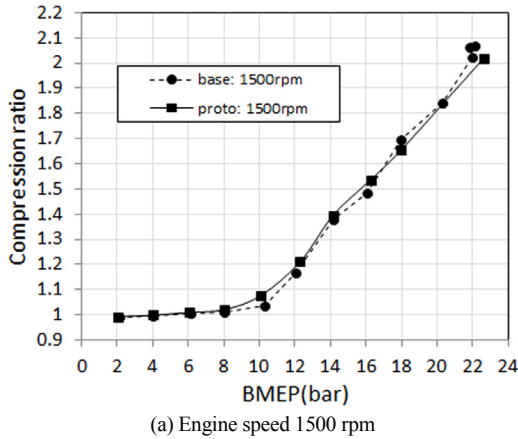


(b) Compression ratio and turbine expansion ratio

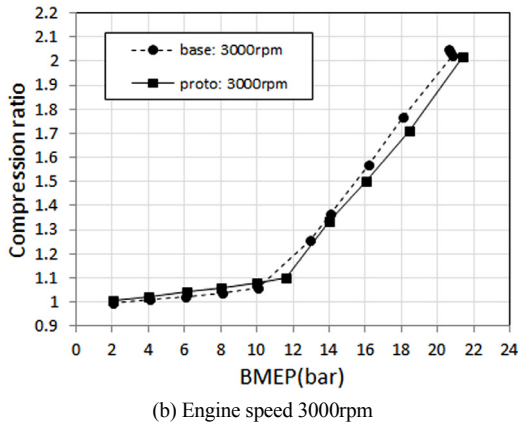
Fig. 8 Turbocharger operation conditions at WOT

서는 압축기 회전속도와 압축기의 압축 압력비는 거의 동일하나, 상대적으로 효율이 높은 시제작과급기의 터빈 팽창비가 상대적으로 낮으며, 팽창비는 대부분 1.8이하에 있음을 알 수 있다.

한편 이때 Fig. 8(a)에서 보이듯이 엔진의 과급압 제어에 따라 효율이 높은 시제작과급기는 잉여 출



(a) Engine speed 1500 rpm



(b) Engine speed 3000rpm

Fig. 9 Compression ratio according to BMEP

력의 제어를 위해 바이패스비율이 증가되는 것을 볼 수 있다.

이로부터 엔진 회전속도 1,500 rpm을 기준으로 그 이하의 경우는 과급 압력 상승 그리고 그 이상의 경우는 터빈 팽창비의 저감 등이 토크 및 BSFC 등 전부하 성능 변화의 주된 원인인 것으로 추정된다.

또한 Fig. 3의 벤치 상 과급기 성능 평가 결과와 엔진 실험에서의 팽창비 범위를 토대로, 과급기 저속 성능 개선과 볼베어링에 의한 성능 개선 효과가 특히 엔진의 저속 성능 개선에 매우 중요함을 알 수 있다.

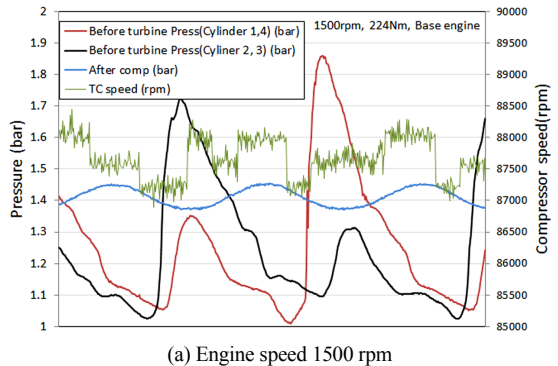
한편 동일 엔진 회전속도에서의 토크 증가 시, Fig. 9에 제시된 바와 같이, BMEP 8 ~ 10 bar의 자연 급기 한계 조건을 벗어나면서 과급압력은 급격히 증가되고 있음을 볼 수 있으며, 이에 따라 과급기의 활성화는 BMEP 10 bar 이상에서 고찰되어야 함을 알 수 있다.

3.4 배기 맥동 특성

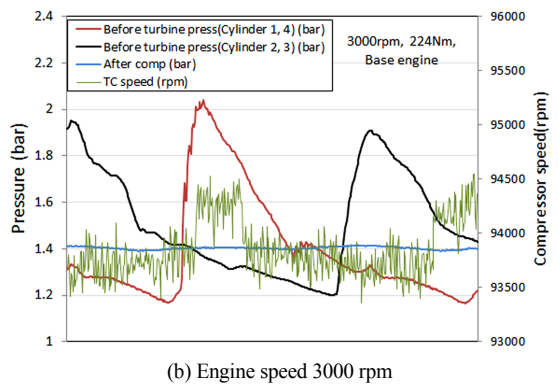
본 연구에 사용된 터보과급기는 배기 맥동의 효율적 활용을 위한 트윈스크롤형식의 배기관 구조를 가진다. 이러한 구조는 맥동 특성에 따른 터빈 효율 특성의 변화로 인하여, 정상상태의 효율 특성을 바탕으로 한 실제 엔진에서의 작동 특성 분석에 한계를 가진다.

따라서, 배기 맥동이 영향을 미치는 대략적 상황을 검토하였으며, BMEP 14 bar의 과급기 활성화 조건에서의 배기 맥동의 측정 결과를 아래의 Fig. 10에 제시하였다. 그림에서 제시된 바와 같이, 엔진 회전속도 1,500 rpm의 경우, 두 개 배기관 내의 맥동은 중복 특성을 제시하고 있으나, 3,000 rpm의 경우, 기통간 배기 맥동의 중복 현상은 나타나고 있지 않는 특성을 제시하였다.

이로부터, 저속 엔진 구간의 경우, 볼베어링에 의한 성능 개선뿐 아닌, 배기 맥동에 의한 성능 간섭 및 개선 또한 상대적으로 큰 특징이 있음을 확인할 수 있다.



(a) Engine speed 1500 rpm



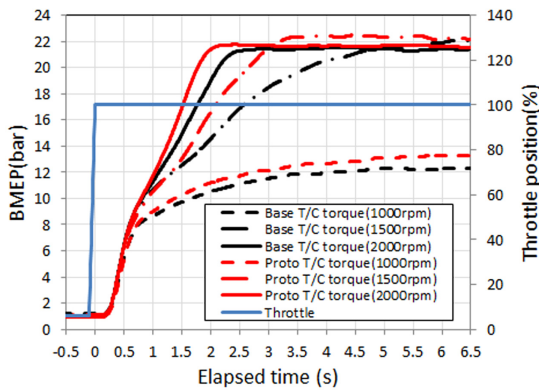
(b) Engine speed 3000 rpm

Fig. 10 Pressure pulsation at turbine inlet at different engine speed (Base engine, Torque=224 Nm(BMEP=14 bar))

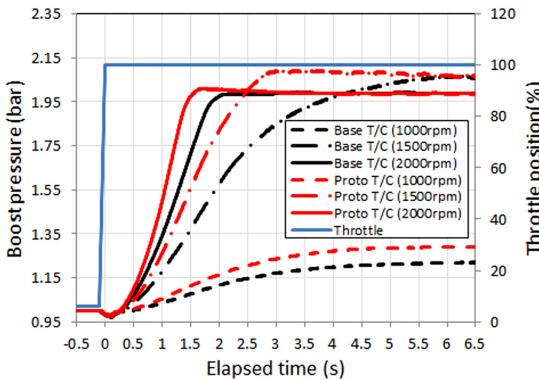
3.5 응답성 평가

고정 회전속도에서의 급부하 응답성 실험 시의 토크 및 과급 압력의 발달은 Fig. 11에 제시하였으며, 반응시간 저감율은 Table 3에 정리하여 제시하였다.

Fig. 11에 제시한 바와 같이, 스로틀이 100% 이후 BMEP 8 bar 부근까지의 약 0.6초 동안은 모두 동일한 반응 토크 증가 속도를 나타내고 있으며, 이후 엔



(a) BMEP



(b) Boost pressure

Fig. 11 Response test results (Tip-in test in constant speed)

Table 3 Delay time reduction rate

Engine speed	WOT (100%)		90% of WOT	
	Torque	Boost	Torque	Boost
rpm	Delay time reduction rate : (Base-Proto)/Base (%)			
1,000	59	59	23	27
1,500	48	52	28	36
2,000	24	49	16	25

진의 회전속도가 빨라짐에 따라, 토크 및 과급 압력 모두 응답성이 빨라지는 특징이 제시되었다.

또한 시제작 과급기 장착 시에 응답성이 개선되는 결과를 나타내었다.

최대 토크 기준 발생 엔진 회전속도인 1,500 rpm 을 기준으로 최대토크 도달 시의 지연시간은 약 48% 그리고 과급 압력 지연은 약 52% 정도 저감되는 결과를 제시하였다.¹⁴⁾

실제 볼베어링 과급기의 양산 등을 위해서는 서론에 제시한 바와 같이 내구성에 대한 추가적인 검토가 필요하며, 특히, 오일유량율의 매칭은 우선적으로 추진되어야 기술 검토 항목이다.

기존의 연구논문¹⁵⁾에서는 과도한 오일 유량율은 과 냉각에 의한 마찰 손실의 증가, 과도한 오일유량율은 내구성의 악화를 유발하고 있음을 제시한 바 있다. 따라서, 본 연구를 통한 볼베어링 터보과급기의 기본성능 분석과 함께 향후 효율 성능과 내구성의 최적조합을 위한 오일 유량율 매칭의 추가적인 연구 수행을 추진하고자 한다.

4. 결론

본 연구에서는 터보과급 가솔린 엔진용 볼베어링 Twin-scroll WGT의 성능 및 엔진 적용 실험 결과를 제공하였으며, 아래에 결과를 정리하였다.

- 1) 과급기 시험 벤치의 성능 실험 결과 Full floating journal bearing 대비 Ball bearing 장착 과급기의 경우, 팽창비 1.5를 기준으로 터빈 효율은 약 10% 개선 그리고 마찰손실은 약 22% 정도 저감되었다. 한편 효율 개선에 따라 요구 압축기 출력에 대한 터빈 팽창비의 저감 특성이 제시되었다.
- 2) 엔진 전부하 특성으로는 Ball bearing WGT 장착 시, Full floating journal bearing WGT 장착 시에 비하여, 엔진 회전속도 1,000 rpm에서 4,000 rpm까지의 대부분 조건에서 최대 토크 증가가 관찰되었으며, 엔진속도 1,500 rpm 이하의 경우는 과급 압력 증가 그리고 1,500 rpm 이상의 경우에는 터빈 팽창비 저감이 토크 성능 변화에 기여한 것으로 추정되었다.
- 3) 엔진의 대부분 운전조건에서 과급기 회전속도는 150,000 rpm 이하의 중저속 구간에 존재하고 있

었으며, 엔진 회전수 1,500 rpm 이하의 경우, 웨이스트 게이트를 통과하는 바이패스는 없으며, 회전속도의 증가에 따라 바이패스율은 증가하는 특성을 제시하였다.

- 4) 과급기의 활성은 엔진 BMEP 8 ~ 10 bar 사이에서 작되어, 이후 과급 압력은 증가하는 특성을 제시하였으며, 배기 맥동은 낮은 엔진 회전속도에서 상대적으로 크게 나타나는 경향을 제시하였다.
- 5) 엔진 적용 시의 반응성은 일정 회전속도(1000, 1,500, 2,000 rpm)에서의 급부하 실험을 통하여 수행되었으며, 모든 회전속도 및 과급기 조건에서 100 % 스로틀 열림 후 약 0.6초(BMEP 8bar 부근)까지는 동일한 반응속도를 제시하였으며, 이후 엔진 회전속도별 그리고 장착 과급기 별로 반응성에 차이를 제시하였다.
- 6) Ball bearing WGT 장착의 경우, Full floating journal bearing WGT 장착 시 대비 약 50 % 정도 (1,500 rpm, 최대 토크 및 과급압력 도달 기준)의 반응 시간 저감 성능을 제시하였다.

후 기

본 논문은 중소기업청에서 지원하는 2014년 World Class 300프로젝트 R&D 사업인 [고성능 가솔린 엔진의 저속성능 개선과 950 °C 이상 고배기온도 대응을 위한 과급기 기반 기술 개발] 사업 결과 중 일부로서, 관계기관에 감사의 뜻을 전합니다.

References

- 1) S. Arnolds, C. Balis, D. Jeckel, S. Larcher, P. Uhl and S. M. Shahed, "Advances in Turbocharging Technology and its Impact on Meeting Proposed California GHG Emission Regulations," SAE 2005-01-1852, 2005.
- 2) S. M. Shahed and K. H. Bauer, "Parametric Studies of the Impact of Turbocharging on Gasoline Engine Downsizing," SAE 2009-01-1472, 2009.
- 3) J. E. Chung and S. W. Lee, "Measurement of Inertia of Turbocharger Rotor in a Passenger Vehicle," Transactions of KSAE, Vol.24, No. 1, pp.33-38, 2016.
- 4) A. Darlington, D. Cieslar, N. Collings and K. Glover, "Assessing Boost-Assist Options for Turbocharged Engines Using 1-D Engine Simulation and Model Predictive Control," SAE 2012-01-1735, 2012.
- 5) S. Park, T. Matsumoto and N. Oda, "Numerical Analysis of Turbocharger Response Delay Mechanism," SAE 2010-01-1226, 2010.
- 6) M. Aida, T. Umaoka, T. Mitsui and Y. Ushijima, "Development of a Ball Bearing Turbocharger," SAE 900125, 1990.
- 7) R. C. Griffith, S. E. Slaughter and P. E. Mavrosakis, "Applying Ball Bearings to the Series Turbochargers for the Caterpillar® Heavy-Duty On-Highway Truck Engines," SAE 2007-01-4235, 2007.
- 8) M. D. Eom, M. S. Kim and D. S. Baik, "A Study on Performance Characteristics in Diesel Engine When Applied Ball Bearing Type Turbocharger," Transactions of KSAE, Vol.18, No.4, pp.74-78, 2010.
- 9) B. Lüddecke, D. Filsinger and M. Bargende, "On Wide Mapping of a Mixed Flow Turbine with Regard to Compressor Heat Flows during Turbocharger Testing," 10th International Conference on Turbochargers and Turbocharging of the IMechE, 2012.
- 10) T. Otobe, P. Grigoroadis, M. Sens and R. Berndt, "Method of Performance Measurement for Low Turbocharger Speeds," 9th International Conference on Turbochargers and Turbocharging of the IMechE, 2012.
- 11) N. A. Schorn, "The Radial Turbine for Small Turbocharger Applications : Evolution and Analytical Methods for Twin-Entry Turbine Turbochargers," SAE 2014-01-1647, 2014.
- 12) A. Lefebvre and S. Guilain, "Modelling and Measurement of the Transient Response of a Turbocharged SI Engine," SAE 2005-01-0691, 2005.
- 13) L. Zhong, M. Musial, R. Reese and G. Black, "EGR System Evaluation in Turbocharged Engines," SAE 2013-01-0936, 2013.
- 14) J. W. Chung, N. H. Kim, W. Kang, S. W. Lee, J. E. Chung, S. S. Jang and G. Y. Kim, "An

Experimental Investigation on the Performance of Twin-scroll WGT with Ball Bearing of Gasoline Engine,” KSAE Spring Conference Proceedings, p.26, 2017.

15) R. Vanhalelst, A. Kheir and J. Czajka, “A Systematic Analysis of the Friction Losses on Bearings of Modern Turbocharger,” Combustion Engines, Vol.164, No.1, pp.22-31, 2016.