





# Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi

Araştırma Makalesi

## Altı Silindirli Bir Dizel Motorun Turbo Şaft Hızının Motor Performansına Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi

 Suat SARIDEMİR<sup>a,\*</sup>,  Musab GÖKTAŞ<sup>b</sup>

<sup>a</sup> Makine Mühendisliği Bölümü, Mühendislik Fakültesi, Düzce Üniversitesi, Düzce, TÜRKİYE

<sup>b</sup> Üretim Direktörlüğü, BMC Power Motor ve Kontrol Sistemleri A.Ş., Sakarya, TÜRKİYE

\* Sorumlu yazarın e-posta adresi: suatsaridemir@duzce.edu.tr

DOI: 10.29130/dubited.1009237

### ÖZ

İçten yanmalı motorların icadı ile birlikte aynı hacimden daha fazla güç elde etmek, ortaya çıkan araştırma konularından biri olmuştur. Aşırı doldurma sistemlerinden biri olarak turboşarj, motorun yanma odasına gönderilen hava miktarını artırarak motordan daha fazla güç elde edilmesini amaçlamaktadır. Turboşarj kompleksi türbin ve kompresör olmak üzere 2 temel bileşenden oluşmaktadır. Yanma sonucu oluşan egzoz gazlarının enerjisini, motora giren havayı sıkıştırmak için kullanılan turboşarj sistemi, ortak bir şaft aracılığı ile motora giren havayı sıkıştırır. Basınçlanan ve sıkışan hava, yanma odasına iletilir ve böylece aynı hacme daha yoğun hava gönderilmiş olur. Bu çalışmada standart dizel yakıtı ile çalıştırılan, dört zamanlı, altı silindirli ve su soğutmalı dizel bir motorun, turbo tahliye basıncı ayarlanarak farklı turboşaft hızlarında motor performans değerleri ölçülmüştür. Motor tam yükte ve 1000, 1500 ve 1800 d/dak motor hızlarında iken farklı turboşaft hızlarının, motor gücüne, torkuna, silindir içi basınçlara, fren özgül yakıt tüketimine, egzoz manifold sıcaklığına ve emisyonlara (İs, NO<sub>x</sub>, CO ve HC) etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Yapılan çalışmada, motor tam yük ve 1500 d/dak'da iken turboşaft hızı artışının motor tork ve gücünü doğru orantılı olarak artırdığı görülmüştür. Turboşarj hızı arttıkça is, CO ve NO<sub>x</sub> emisyonları azalmış, HC emisyonu ise artmıştır. Motor tam yük ve 1500 d/dak'da iken tahliye basıncının 2,6 bar seviyesine ayarlanması, egzoz manifoldu sıcaklığını aşırı arttırmış ve güvenli bölgenin dışına çıkmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Turbo şaft hızı, Tahliye basıncı, Motor performansı

## Experimental Investigation of the Effect of Turbo Shaft Speed on Engine Performance of a Six Cylinder Diesel Engine

### ABSTRACT

Since the invention of internal combustion engines, obtaining more power from the same volume has been one of the emerging research topics. As one of the supercharging systems, the turbocharger aims to obtain more power from the engine by increasing the amount of air sent to the combustion chamber of the engine. The turbocharger assembly consists of two basic components, the turbine and the compressor. The turbocharger system uses the energy of combustion exhaust gases to compress the air entering the engine. Pressurized and compressed air is transmitted to the combustion chamber, so that denser air is sent to the same volume. In this study, engine performance values of a four-stroke, six-cylinder and water-cooled diesel engine, which is run with standard diesel fuel, were measured at different turboshaft speeds by adjusting the waste gate pressure. The effects of different

turboshaft speeds on engine power, torque, peak fire pressures, brake specific fuel consumption, exhaust manifold temperature and emissions (Soot, NO<sub>x</sub>, CO and HC) at full load and engine speeds of 1000, 1500 and 1800 rpm were experimentally investigated. In the study, it was observed that increase in the turboshaft speed increased in the engine torque and power when the engine was at full load and 1500 rpm. As the turbocharger speed increased, the soot, CO and NO<sub>x</sub> emissions decreased and the HC emissions increased. Adjusting waste gate pressure to 2.6 bar when the engine is at full load and 1500 rpm has increased the exhaust manifold temperature excessively and the safe zone has been exceeded.

*Keywords: Turbine shaft speed, Discharge pressure, Engine performance*

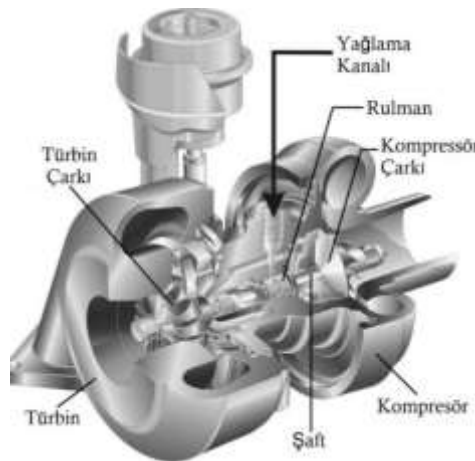
## I. GİRİŞ

Otomotiv üretimi için daha da kısıtlayıcı hale gelen emisyon mevzuatı, otomotiv teknolojisinin egzoz emisyonlarını azaltacak şekilde gelişmesini gerektirmektedir. Bu gereklilik, üreticilerin belirlenen hedeflerin içinde kalması için onları zorlamakta ve benzersiz çözümler sunmalarını talep etmektedir.

Araçlarda üretilen emisyon seviyelerinin düşürülmesine ve yakıt tüketiminin iyileştirilmesine alternatif bir çözüm olarak motor hacimlerinin küçültülmesi gelmektedir. Büyük muadillerine göre daha az yakıtla çalışan daha küçük motorların kullanılması, oluşan emisyon miktarını ve yakıt tüketimini doğru orantılı olarak azaltmaktadır. Ancak bu durumda motordan elde edilecek güç, motor hacmine bağlı olarak azalma gösterecektir. Bu amaçla, motorun hacmindeki düşüşle azalan motor gücünü geri kazanıp, daha düşük emisyon ve daha fazla güç elde edilebilmesi için 1909 ile 1915 yılları arasında Alfred Buechi [1] tarafından turboşarj sistemi keşfedilmiştir [1]. Turboşarj sayesinde motor gücünde kayda değer bir artış görülmektedir. Günümüzde özellikle dizel motorlu araçlara entegre edilen turboşarj sistemi aşağıdaki temel avantajları beraberinde getirmektedir [2]:

- Turboşarj, belirli bir güç çıkışı için motorun ağırlığını ve hacmini azaltmaktadır. Bu nedenle, turboşarjlı motorlar boyut olarak daha küçüktürler. Küçük motor boyutu motor ısı kayıplarının yanı sıra, sürtünme kayıplarında da azalma sağlamaktadır.
- Turboşarj sistemi, atıl egzoz gazı enerjisini kullanır ve bu sayede yakıt ekonomisi sağlar.
- Turboşarj, gaz ve partikül emisyonlarında azalma sağlamaktadır.
- Turboşarj, yüksek devirlerde motor gücü kaybını önlemektedir.

Tipik bir turboşarj tasarımı Şekil 1’de gösterilmiştir [3].



*Şekil 1. Turboşarj şematik resmi.*

Turboşarj, temel olarak egzoz gazı tahrikli bir türbin ve bir radyal hava kompresöründen oluşmaktadır. Türbin ve kompresör, ortak bir milin karşılıklı uçlarına monte edilir ve döküm bir muhafaza içinde bulunmaktadır. Kompresör çarkını ve türbin çarkını birleştirmek için bir mil somunu veya dişli mil yapısı kullanılmaktadır. Mil, rulman muhafazası içine yerleştirilmiştir ve bir rulman ile desteklenmiştir.

Ortalama bir turboşarj için bu rulman, 100.000 d/dak'dan daha yüksek dönme hızları için tasarlanmıştır. Turboşarjın sağlıklı çalışabilmesi için, metal aksamda dolaşan bir yağ sirkülasyonu mevcuttur. Bu yağ, rulman ve mil arasındaki boşluğu doldurur. Boşluğun yağ ile dolu olması turboşarjın mekanik verimliliği ve ömrü için oldukça önemlidir. Turboşarj sistemlerinin dizel motorlu araçlardaki kullanımının artmasıyla birlikte, sistemin verimini arttırmaya yönelik çalışmalarda hız kazanmıştır. Turboşarjın, yakıt tasarrufu ve emisyon alanında yapılan başlıca araştırmalardan olan Shahed ve Bauer'in çalışması, turboşarj ile birlikte bir dizel motorun %40 oranında küçültülmesinin yakıt tüketiminde %23 azalma sağladığını doğrulamıştır [4]. Daha az yakıt tüketimi aynı zamanda daha az CO2 emisyonu anlamına gelmektedir. Ayrıca Pakale ve Patel, turboşarjın nitrojen oksitleri önemli ölçüde azalttığını ve yakıt verimliliğini ile güç ilişkisini iyileştirdiğini deneysel olarak ispatlamışlardır [5].

Turboşarjlı sistemlerde temel bir problem olarak tanımlanan tepki süresine bağlı turbo gecikmesiyle ilgili de literatürde birçok çalışma mevcuttur. Weissbaeck'in çalışmasında, turbo gecikmesinin azaltılması, egzoz gazlarındaki enerjiyi mekanik enerjiye geri kazanmak için kullanılan turboşarjın türbin bileşeninin tasarımı ile ilişkilendirilmiştir. Çalışmada turbo gecikmesini azaltmak için birçok yöntem önerilmiş ve test edilmiştir, nihai olarak sonuçlar göstermektedir ki temelde en önemli iyileşme kütle atalet momentini azaltarak sağlanmıştır [6]. Marchant ve ark. tarafından yapılan çalışmada, turboşarj simülasyon modellerinden elde edilen fren ortalama efektif basıncı (BMEP) ve hacimsel verimliliği (VE) içerecek şekilde turboşarj şaft hızını ve motor performansını etkileyen veriler incelenmiştir. Motor 2500 d/dak hızda iken türbin şaft hızı %11 oranında artmış, bu hız artışı volümetrik verimi ve fren özgül yakıt tüketimini sırasıyla %3,6 ve %10 oranlarında arttırmıştır. Türbin hızının artması ile birlikte, tüm simülasyondaki motor gücü ve torkunda ortalama %8,5'lik bir artış kaydedilmiştir [7]. Hasler, mevcut tahliye kapaklı turboşarj dizaynlarını, akışın yeniden verilme yöntemi, akışın yeniden verilme açısı ve tahliye kapağı bypass kapasitesi bağlamında araştırmıştır. Çalışmaları sonucunda tahliye kapağı olan bir turboşarjın, olmayan bir turboşarja göre %6,5'lük bir türbin güç artış olduğu sonucuna ulaşmıştır [8]. Kharazmi ve arkadaşları, benzinli bir motorda hava fazlalık katsayısının ve turbo tahliye basıncının NO<sub>x</sub> emisyonu ve motor performansına etkilerini araştırmışlardır. Araştırma sonucunda, hava fazlalık katsayısının %20 oranında artması, motor gücünü %9 oranında arttırdığı ve yakıt tüketimini %7 oranında azalttığı belirtilmiştir [9]. Pesyridis ve ark., mekanik parçaların turboşarjlı dizel motor üzerindeki etkilerini incelemiştir. Simülasyonlar sonucunda mevcut sistemde önemli bir değişiklik yapılmadan alternatif bir egzoz enerjisi geri kazanım yöntemini sunmuşlardır [10]. Turboşarjın sağlayacağı yüksek güçler göz önüne alındığında, turboşarjlı dizel motorların farklı turboşaft hızlarının motor performansı üzerindeki etkileri hakkında literatürde bir boşluk olduğu görülmektedir. Bu doğrultuda yapılacak olan araştırmalar tanımlanan sistemin nasıl çalıştığının anlaşılmasına ve global bir sorun haline gelen emisyonun azaltılması için yapılacak olan potansiyel çalışmalara katkı sağlayacaktır.

Bu çalışmada, standart dizel yakıtı ile çalıştırılan, dört zamanlı, altı silindri ve su soğutmalı dizel bir motorun, turbo tahliye basıncı ayarlanarak farklı turboşaft hızlarında motor performans ve emisyon değerleri incelenmiştir.

## **II. MATERYAL VE METOD**

### **A. DENEY MOTORUNUN TEKNİK ÖZELLİKLERİ**

Deney motorunun teknik özellikleri Tablo 1'de verilmiştir.

*Tablo 1. Deney motorunun teknik özellikleri.*

Motor Hacmi	12800 cm <sup>3</sup>
Silindir Sayısı	6
Supap Sayısı	24

Piston apı	128 mm
Silindir Strok	166 mm
Sıkıştırma Oranı	17:1
Motor Gücü	600 Hp (1800 d/dak)
Motor Torku	2700 Nm (900-1400 d/dak)
Maksimum Devir	2700 d/dak
Emiş Sistemi	Turbo

Deneylerde 12,8 litre motor hacmine sahip, dört zamanlı, altı silindirli ve su soğutmalı dizel bir motor kullanılmıştır.

## B. EGZOZ EMİSYONU CİHAZININ TEKNİK ÖZELLİKLERİ

Emisyon ölçümleri AVL marka duman ölçer ve emisyon cihazı ile gerçekleştirilmiştir. Tüm ölçümler TSE13231 standartlarına uygun olarak gerçekleştirilmiştir. Deneyler esnasında is, NO<sub>x</sub>, CO ve HC emisyonları ölçülmüştür. Emisyon ölçüm cihazının teknik özellikleri Tablo 2’de verilmiştir.

*Tablo 2. Emisyon ölçüm cihazının teknik özellikleri.*

Özellik	NO <sub>x</sub> (ppm)	CO (%)	HC (ppm)	İs (%)
Emisyon Hassasiyeti	+ 10	0,01	+ 10	+ 1

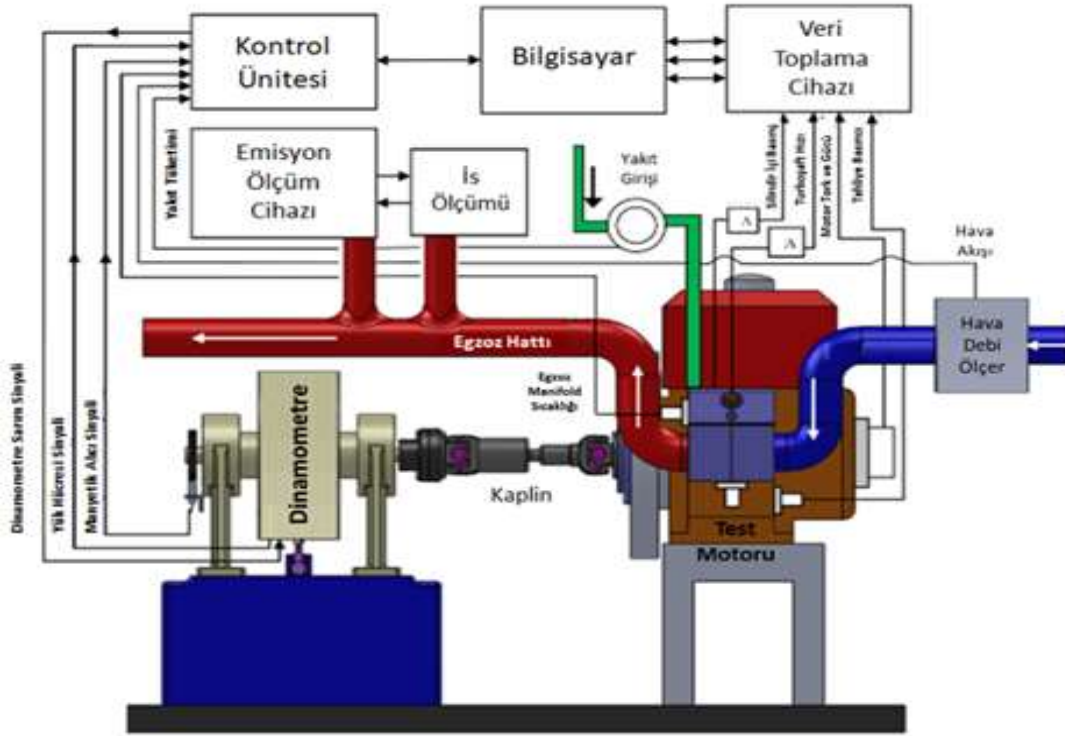
## C. MOTOR TEST DİNAMOMETRESİNİN TEKNİK ÖZELLİKLERİ

Deneylerde elektrikli bir dinamometre kullanılmıştır. Dinamometrenin teknik özellikleri Tablo 3’de verilmiştir.

*Tablo 3. Dinamometrenin teknik özellikleri.*

Motor Markası	Schneider
Maksimum Hız	5800 d/dak
Maksimum Güç (@ nominal hız)	590 Hp
Maksimum Tork (@ nominal hız)	3000 Nm

Deney düzeneği şematik olarak Şekil 2’de verilmiştir.



Şekil 2. Deney düzeneğinin şematik görünümü.

#### D. KULLANILAN SENSÖRLERİN TEKNİK ÖZELLİKLERİ

Silindir içi basınç değerleri, Kistler 6044A model bir yüksek sıcaklık silindir içi basınç sensörü kullanılmıştır. Turbo şaft hızının ölçümünde Micro Epsilon marka DZ 140 model hız ölçüm sensörü kullanılmıştır. Farklı noktalardan alınan sıcaklık ölçümlerinde K tipi termokupllar kullanılmıştır. Sensörlere ait teknik veriler Tablo 4’te verilmiştir.

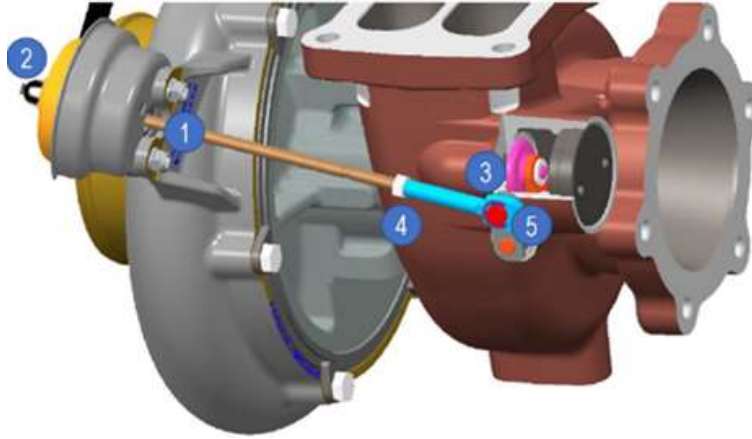
Tablo 4. Kullanılan Sensörlerin teknik özellikleri.

Sensör Adı	Çalışma Sıcaklığı (°C)	Ölçüm Aralığı	Hassasiyet
Micro Epsilon DZ140	-40	200	% ± 0,2
	+125	400 (d/dak)	(FSO)
Kistler 6044A	-20	0	≈ -30
	+350	300 (bar)	(pC/bar)
K tipi Termokupl	-200°	-200°	% 0,75
	+1350	+1350 (°C)	

#### E. KULLANILAN TURBOŞARJ SİSTEMİ

Günümüzde kullanılan aşırı doldurma sistemleri, turboşarj ve süperşarj olmak üzere iki ana grupta toplanabilir. Turboşarjlar kendi arasında tek kademeli, çift kademeli, tahliye kapaklı, tahliye kapaksız ve değişken geometri olarak farklı çeşitlere sahiptir. Bu çalışmada sabit geometriye sahip, tek kademeli ve tahliye kapaklı bir turboşarj kullanılacaktır. Turboşarj üreticisi PANKL şirkettir ve turboşarjın maksimum güvenli çalışma hızı 110.000 d/dak’dır. Tahliye kapaklı bir turboşarjda, turboşarj komlesinin kompresör çıkış hattına bağlı bir yay bulunmaktadır. Sıkıştırılan hava basıncı belli bir değerin üzerine çıktığında yay basılır ve türbin kısmında bulunan tahliye kapağı açılır. Bu sayede egzozdan çıkan

gazların bir kısmı türbini döndürmeden doğrudan tahliye edilir. Bu şekilde şaftın dönüş hızı sınırlandırılmış olur. Deney sırasında kullanılan turboşarj şematik olarak Şekil 3’de verilmiştir.



Şekil 3. Kullanılan Turboşarjın şematik resmi.

## F. KULLANILAN TURBOŞARJ SİSTEMİ

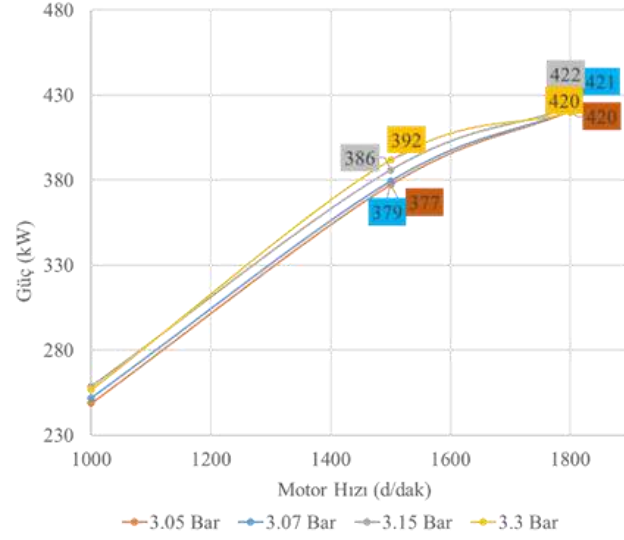
Deneylere motor soğutma suyu yaklaşık 90 °C’ye ve motor yağ sıcaklığı yaklaşık 100 °C’ye ulaşınca başlanmıştır. Deneyler motor tam yük altında 1000, 1500 ve 1800 d/dak hızlarında yapılmıştır. Deneyler esnasında turboşaft hızı, tahliye basınç ayarı yapılarak kontrol edilmiştir. Tahliye basınç ayarı, tahliye kapağına ön yükleme basıncı verilerek ayarlanmıştır. Tahliyeyi gerçekleştiren itici çubuğun ucunda sıkıştırılan bir yay bulunmaktadır. İlk olarak itici çubuğun diğer ucundaki somun gevşetilerek bu yayın boşa çıkması sağlanmıştır. Sonrasında yay tarafında bulunan girişten istenilen basınçta hava verilerek yayın sıkışması sağlanıp, somunun bu pozisyonda sıkılması ile ön yükleme ayarı yapılmıştır. Tahliye basınç ayarı, denenecek en düşük basınç olan 2,6 bar’a ayarlanarak ilk ölçümler alınmıştır. Akabinde motorun ısınma döngüsü tekrarlanarak, 3,05, 3,07, 3,15 ve 3,30 bar değerlerinde ölçümler tekrarlanmıştır.

## III. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

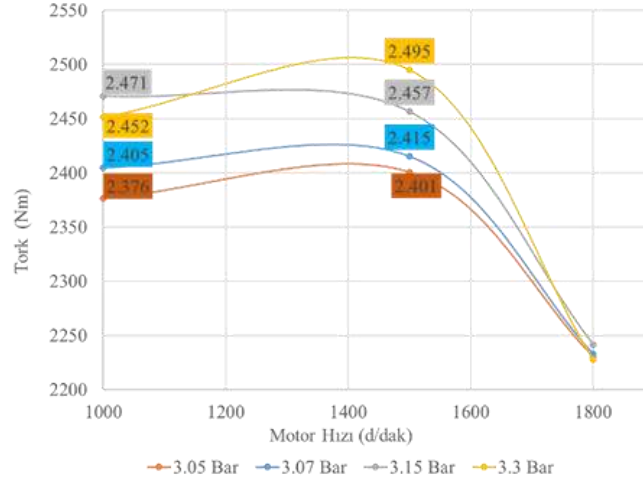
### A. PERFORMANS KARAKTERİSTİKLERİ

Şekil 4’te farklı tahliye basınçlarının motor hızına bağlı olarak motor gücüne ve torkuna olan etkisi verilmiştir. Motor tam yükte iken tahliye basınç artışının motor gücünü ve torkunu doğru orantılı olarak arttırdığı görülmüştür. Bu artış 1500 d/dak’da daha belirgin iken, 1800 d/dak’da tüm tahliye basınçları için birbirine yakın değerler elde edilmiştir. 1500 d/dak’da 392kW maksimum motor gücüne ve 2495 Nm torka, 3,3 bar tahliye basıncında erişilmiştir. 1800 d/dak’da 422kW maksimum motor gücüne 3,15 bar tahliye basıncında erişilmiştir. 1800 d/dak’da supap açılma sürelerinin kısalmasına bağlı olarak düşen volumetrik verim, tüm tahliye basınçlarında maksimum motor güçlerinin birbirine yakın çıkmasına neden olmuştur.

Tahliye basıncı arttıkça, turboşarjın kompresör kısmı daha hızlı dönerek motora gönderilen hava debisini artırmıştır. Tahliye basıncına bağlı olarak volumetrik verimin artması, yanma verimini arttırarak tam yanmayı sağlamıştır. Bu durum motor tarafından üretilen tork ve güç değerlerini, tahliye basıncı ile doğru orantılı olarak arttırmıştır. Motor devrine bağlı olarak püskürtülen yakıt miktarının artması, tüm tahliye basınçlarında devre bağlı olarak motor gücünü artırmıştır. Fakat motor devrine bağlı olarak volumetrik verimin düşmesi ve yanma için gerekli sürenin kısalması, tüm tahliye basınçlarında 1800 d/dak’da torkun düşmesine neden olmuştur.



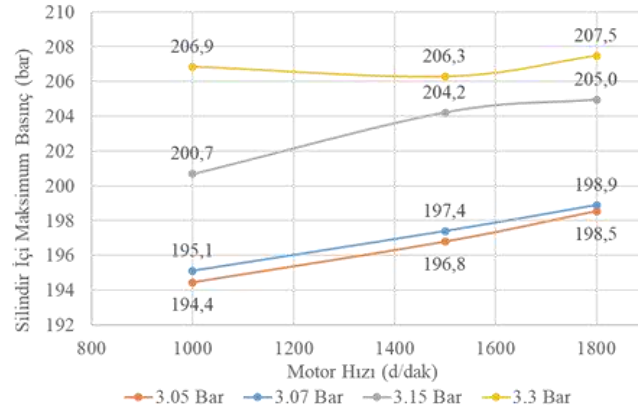
(a)



(b)

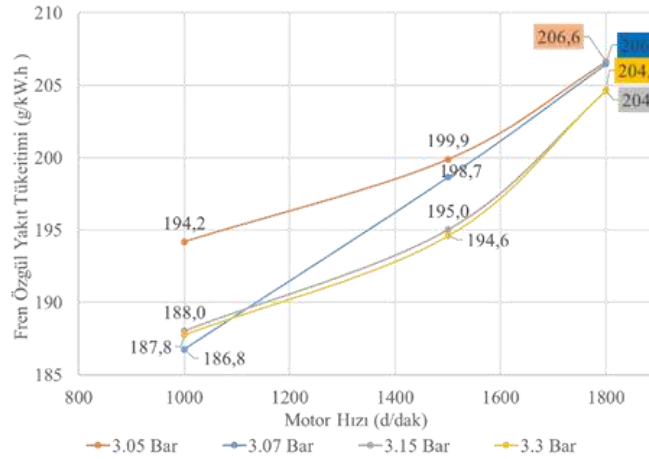
**Şekil 4.** Motor Hızına Bağlı olarak Tahliye Basıncının (a) Motor Gücüne ve (b) Motor Torkuna Etkisi.

Şekil 5'te farklı tahliye basınçlarının motor hızına bağlı olarak silindir içi maksimum basınç değerlerine olan etkisi verilmiştir. Motor için güvenli maksimum silindir içi basınç değeri 210 bar olarak öngörülmüştür. Silindir içi basınç değeri, silindir içine alınan hava miktarı ile doğru orantılıdır. Bu nedenle tahliye basıncına bağlı olarak silindir içi maksimum basınç değerleri artmıştır. Şekil 5'te, 1000 d/dak ve 1500 d/dak'da silindir içi basınç değerlerinin, tahliye basınç artışına ve motor devrine bağlı olarak arttığı görülmektedir. En yüksek silindir içi basınçlara 3,3 bar tahliye basıncında ulaşılmıştır. Bu durum en yüksek volumetrik verime 3,3 bar tahliye basıncında ulaşılmasından kaynaklanmıştır.



**Şekil 5.** Motor hızına bağlı olarak tahliye basıncının silindir içi basınca etkisi.

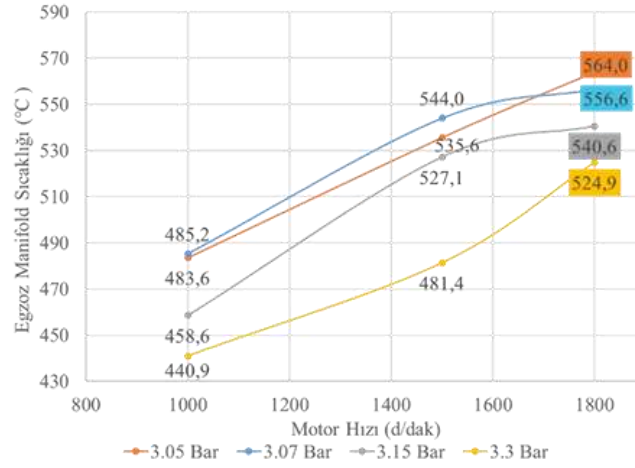
Şekil 6’da farklı tahliye basınçlarının motor hızına bağlı olarak özgül yakıt tüketimine etkisi verilmiştir. Özgül yakıt tüketimi, güç başına tüketilen yakıt miktarını ifade etmektedir. Şekil 6’da görüldüğü gibi, tahliye basıncı ve dolayısı ile turboşaft hızı arttıkça özgül yakıt tüketimi düşmektedir. 3,3 bar tahliye basıncında en büyük maksimum tork ve güç değerlerinin elde edilmesi, özgül yakıt tüketimini düşürmüştür. Silindire giren hava miktarı artışına bağlı olarak, yanma veriminin artması, güç başına tüketilen yakıt miktarını düşürmüştür.



**Şekil 6.** Motor hızına bağlı olarak tahliye basıncının özgül yakıt tüketimine etkisi.

Şekil 7’de farklı tahliye basınçlarının motor hızına bağlı olarak egzoz gazı sıcaklığına olan etkisi verilmiştir. Motorun egzoz manifoldu içerisine K tipi sıcaklık sensörleri yerleştirilerek yanma sonrası egzoz gazı sıcaklığı ölçülmüştür. Egzoz gazı sıcaklıklarının genel olarak tahliye basıncı arttıkça azaldığı görülmüştür. Bu durum yanma odasında yeterli oranda hava olması nedeni ile, püskürtülen yakıtın tamamının silindir içinde yanmasından kaynaklanmıştır. Püskürtülen yakıtın silindir içerisinde büyük oranda yanması, egzoz zamanı esnasında art yanma oranını düşürerek egzoz sıcaklığının da düşmesini sağlamıştır. Motor devrine bağlı olarak tüm tahliye basınçlarında püskürtülen yakıt miktarının artışı, egzoz sıcaklığını motor devrine bağlı olarak artırmıştır.





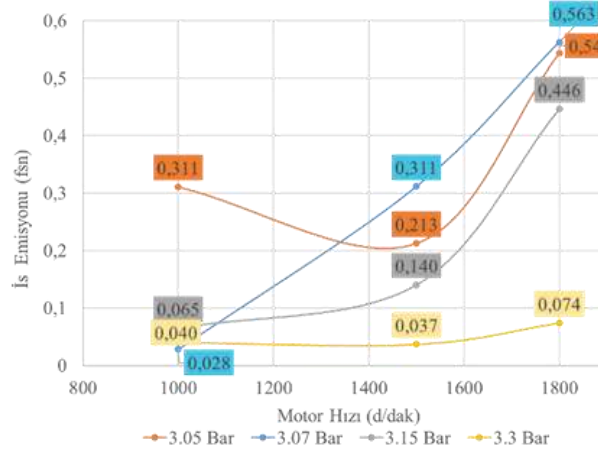
Şekil 7. Motor hızına bağlı olarak tahliye basıncının egzoz gazı (türbin giriş) sıcaklığına etkisi.

## B. EMİSYON DEĞİŞİMLERİ

İs emisyonu, eksik yanma ile ortaya çıkan yanmamış karbonun toplanmasıyla oluşan zerreciklerdir. İs, yanmaya katılmadan atılan yakıt olduğundan yakıt tüketimini olumsuz yönde etkilerken, silindir yüzeyi ve segmanlardaki aşınmayı hızlandırmaktadır. Ayrıca, supap oturma yüzeylerinde kalan is parçacıkları kompresyon kaçağına da sebep olabilmektedir.

Şekil 8’de farklı tahliye basınçlarının motor hızına bağlı olarak is emisyonuna etkisi verilmiştir. Dizel motorlarda silindir içerisine giren hava miktarı arttıkça yanma verimi de artmaktadır. Verimli yanma sonucunda ise is oluşumu daha az görülmektedir.

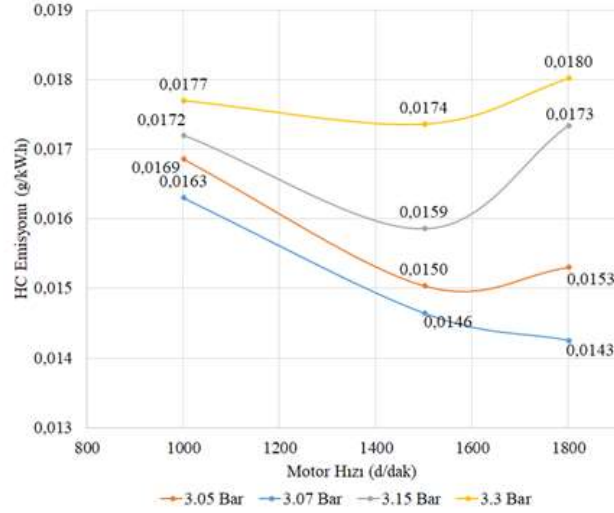
Yapılan ölçümler sonucu, tahliye basıncı arttıkça, is oluşumunun azaldığı görülmüştür.



Şekil 8. Motor hızına bağlı olarak tahliye basıncının is emisyonuna etkisi.

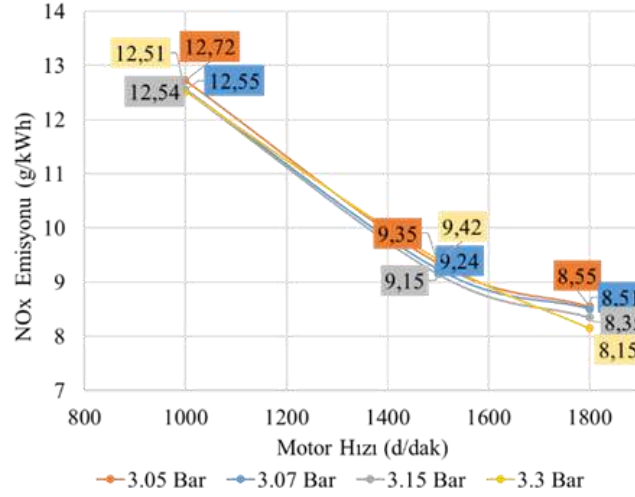
HC emisyonları, supap bindirmesi esnasındaki gaz kaçaqları, silindir iç cidarları üzerinde kalan yanmamış gazın egzoz çevrimi esnasında dışarı atılması, kötü yanma sonrasında yanmamış gazların mevcudiyeti, tüm alev cephesinin yanma odasının duvarlarına ulaşmasından önce alevin sönmesi ve yakıt hava karışımının çok zengin veya çok fakir olması gibi durumlardan dolayı yakıtın tutuşma sıcaklığına gelmemesi veya ortamda oksijenin yetersiz olmasından dolayı yanmanın tam gerçekleşmemesi nedeni ile oluşur [10].

Şekil 9’da farklı tahliye basınçlarının motor hızına bağlı olarak HC emisyonuna etkisi verilmiştir. Tahliye basıncının artması ile birlikte silindir içerisine giren daha fazla miktardaki hava, karışımı fakirleştirmiştir. Bu nedenle 3,3 bar tahliye basıncında, maksimum HC emisyonu ölçülmüştür. Motor devrinin artması ile yanma odasında oluşan türbülansın artması, yanma kalitesini artırarak HC emisyonlarını 1500 d/dak’a kadar düşürmüştür. 1500 d/dak’tan sonra yanma odasına püskürtülen yakıt miktarının artması, ve yanma için gerekli sürenin azalması tüm tahliye basınçları için 1800 d/dak’ta HC emisyonlarını artırmıştır.



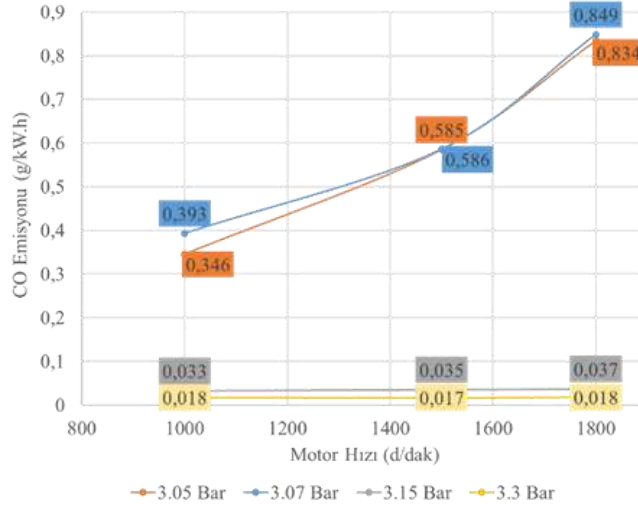
Şekil 9. Motor hızına bağlı olarak tahliye basıncının hc emisyonuna etkisi.

Azot ve oksijen gazlarının yüksek sıcaklıklarda değişik moleküllerinin birleşmesi ile NO, NO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>O, N<sub>2</sub>O<sub>3</sub> vb. gibi çeşitli gazlar ortaya çıkar ki bunların hepsine birden “Azot oksitler” denir ve NO<sub>x</sub> olarak ifade edilir. NO<sub>x</sub> emisyonlarını azaltmak için, yanma odası içindeki sıcaklığın 1800 °C’ye ulaşmasını önlemek ve yüksek sıcaklıklara ulaşılan süreleri kısa tutmak gerekmektedir. Ayrıca oksijen konsantrasyonu oranı da, NO<sub>x</sub> emisyonlarına etki eder. Şekil 10’da farklı tahliye basınçlarının motor hızına bağlı olarak NO<sub>x</sub> emisyonuna etkisi verilmiştir. Motor devrinin artışına bağlı olarak yüksek sıcaklıklara ulaşılan sürenin kısılması, tüm tahliye basınçlarında devir artışına bağlı olarak NO<sub>x</sub>’leri düşürmüştür. Şekil 10’da tüm tahliye basınçları için NO<sub>x</sub>’lerin birbirine çok yakın olduğu görülmektedir. Bu durum, düşük tahliye basınçlarında, havanın yetersiz olmasına nedeni ile oluşan zengin karışımdan dolayı, art yanmanın egzoz zamanına kaymasına ve bu nedenle egzoz sıcaklığının yüksek olmasına bağlıdır. Yüksek tahliye basınçlarında ise, yanmanın tam olması egzoz sıcaklığı artırmıştır. Tüm tahliye basınçlarında egzoz sıcaklıklarının yüksek olması, NO<sub>x</sub>’lerin birbirine yakın çıkmasına neden olmuştur. 1000 dev/dak’da yanma için gerekli sürenin yeterli olması, yanma verimini ve yanma sonu sıcaklığını artırmıştır. Motor devrinin artmasına bağlı olarak yanma süresinin kısılması tüm tahliye basınçlarında yanma sonu sıcaklıklarının ve NO<sub>x</sub>’leri düşürmüştür.



Şekil 10. Motor hızına bağlı olarak tahliye basıncının no<sub>x</sub> emisyonuna etkisi.

Egzoz gazları arasında CO'nun bulunmasının en önemli nedeni, yanma ortamındaki oksijenin yetersiz olması ve bu nedenle yakıtın okside olamaması veya kısmen okside olmasıdır. CO oluşumunu etkileyen en önemli faktörlerden biri hava fazlalık katsayısıdır. Şekil 11'de farklı tahliye basınçlarının motor hızına bağlı olarak CO emisyonuna etkisi verilmiştir. 3,15 bar ve 3,3 bar tahliye basınçlarında tüm devirlerde yeterli oksijenin olması, CO emisyonlarını düşürmüştür. 3,05 ve 3,07 bar tahliye basınçlarında oksijenin daha az oranda olması, yakıt içindeki karbonun CO<sub>2</sub>'ye dönüşümünü sınırladığından dolayı CO emisyonlarını artırmıştır.



Şekil 11. Motor hızına bağlı olarak tahliye basıncının co emisyonuna etkisi.

## IV. SONUC

Bu çalışmada, hava tahliyeli turboya sahip altı silindirli bir dizel motorun, tahliye basıncına bağlı olarak turboşaft hızının motor performansı ve emisyonlara olan etkisi araştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenmiştir.

- Tahliye basıncının düşmesi, egzoz sıcaklıklarını arttırmıştır. Motor devrinin artışına bağlı olarak püskürtülen yakıt miktarının artışı, egzoz sıcaklıklarını arttırmıştır.
- Tahliye basıncının motor tork ve güç değerlerine etkisi 1500 d/dak'da daha belirgin iken, 1000 ve 1800 d/dak'da değişimler minimum düzeyde kalmıştır. 1500 d/dak'da 392kW maksimum motor gücüne 3,3

bar tahliye basıncında erişilmiştir. 1800 d/dak'da 422kW maksimum motor gücüne 3,15 bar tahliye basıncında erişilmiştir. En büyük motor tork değerleri, 900-1400 d/dak arasında elde edilmiştir.

- 1400 d/dak'nın üzerinde üretilen tork miktarı önemli oranda düşüş göstermiştir. Farklı tahliye basınçlarında 1500 d/dak civarında üretilen torklar arasındaki fark daha fazla iken, 1800 d/dak'da fark azalmıştır. Motor maksimum tork değerine 1500 d/dak'da, 3,3 bar tahliye basıncında ulaşmıştır.
- Tahliye basınçlarına bağlı olarak silindir içi basınç değerlerinin değiştiği görülmüştür. 3,3 bar tahliye basıncında maksimum (207,5 bar) silindir içi basınca ulaşılmıştır.
- Tahliye basıncı arttıkça egzoz gazı sıcaklığının düştüğü görülmüştür. En düşük egzoz gazı sıcaklığı 3,3 bar da, en yüksek egzoz gazı sıcaklığı ise 3,05 bar da elde edilmiştir. 1800 d/dak'da en düşük egzoz gazı sıcaklığı 524,9 °C iken, en yüksek gaz sıcaklığı 564°C'dir.
- Tahliye basıncı arttıkça özgül yakıt tüketiminin azaldığı görülmüştür.
- Tahliye basıncı arttıkça is, NO<sub>x</sub> ve CO emisyonlarının azaldığı görülmüştür. Maksimum HC emisyonu ise 3,3 bar tahliye basıncında ölçülmüştür.

**TEŞEKKÜR:** Bu çalışma Düzce Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri tarafından desteklenmiştir. (Proje numarası: 2020.07.04.1133).

## **V. KAYNAKLAR**

- [1] M.P. Guerrier, P.A. Williams, A.R. Greig, M. Fry, A.J. Allnutt and J.N. Stewart, "The application of phosphorescent particle tracking (PPT) to the visualisation of gas flows in the cylinder of a 1.8 litre 4-valve engine," *SAE Transactions*, vol. 108, no. 3, pp. 1538-1553, 1999.
- [2] H. Hiereth and P. Prenninger, *Charging the internal combustion engine*, Newyork, USA: Springer Science & Business Media, 2007, pp. 60–101.
- [3] S. Shaaban, "Experimental investigation and extended simulation of turbocharger non-adiabatic performance," Ph.D dissertation, Department of Mechanical Engineering, University of Hanover, Hanover, 2004.
- [4] S. M. Shahed and K.H. Bauer, "Parametric studies of the impact of turbocharging on gasoline engine downsizing," *SAE International Journal of Engines*, vol. 2, no. 1, pp. 1347-1358, 2009.
- [5] P.N. Pakale and S.U. Patel, "Performance analysis of IC engine using supercharger and turbocharger-a review," *International Journal of Research in Engineering and Technology*, vol. 4, no. 2, pp. 17-22, 2015.
- [6] M. Weissbäck, Mike Howlett, N. Ausserhofer and S. Krapf, "The efficiency engine - cost-effective alternative to downsizing," *Auto Tech Review*, vol. 1, no. 2, pp. 33–36, 2011.
- [7] D. Marchant, A. Kusztelan, Y. Yao and Y. Wang, "Comparative study of turbine shaft speed for two alternative turbocharger types fitted to a light-duty CI engine," *Scientific Proceedings XXI International Scientific-Technical Conference*, 2013, pp. 63-67.
- [8] C. Hasler, "Optimisation of wastegate bypass flow reintroduction for increased turbine stage efficiency," *13th International Conference on Turbocharges and Turbocharging*, 2018, pp. 309-320.
- [9] S. Kharazmi, A. Hajilouy-Benisi and A. Mozafari, "Experimental investigation of waste gate effects on performance and NO<sub>x</sub> emissions in a turbocharged aftercooled CNG SI engine and its turbocharger," *SAE Technical Paper*, vol. 148, no. 1, pp. 7191-7202, 2015.
- [10] A. Teo Sheng Jye, A. Pesiridis and S. Rajoo, "Effects of mechanical turbo compounding on a turbocharged diesel engine," *SAE International and Copyrigh*, vol. 103, no. 1, pp. 1-10,2013.