

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**AŞIRI DOLDURMALI AĞIR VASITA MOTORUNDA REED VALF
DENEYSEL UYGULAMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ali YALÇIN

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Otomotiv Programı**

TEMMUZ 2021

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**AŞIRI DOLDURMALI AĞIR VASITA MOTORUNDA REED VALF
DENEYSEL UYGULAMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Ali YALÇIN
(503171717)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Programı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Osman Akın KUTLAR

TEMMUZ 2021

İTÜ, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü'nün 503171717 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Ali YALÇIN, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "AŞIRI DOLDURMALI AĞIR VASITA MOTORUNDA REED VALF DENEYSEL UYGULAMASI" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Doç. Dr. Osman Akın KUTLAR**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Dr. Öğr. Üyesi Hikmet ARSLAN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç.Dr. Orkun ÖZENER
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **2 Haziran 2021**
Savunma Tarihi : **2 Temmuz 2021**





Eşime ve oğluma,



ÖNSÖZ

Bu tez çalışması, aşırı doldurmalı içten yanmalı dizel motorlarda reed valf uygulaması ile NO_x emisyonunu motor çıkışında azaltmak için gerçekleştirilmiştir.

Bu süreçte bana destek olup, yol gösteren tez danışmanım Doç. Dr. Osman Akın Kutlar'a teşekkür ederim.

Deneysel çalışmalarım boyunca desteğini esirgemeyip, tecrübeleriyle bana yol gösteren Ford Otosan'daki değerli ekip liderim Hüseyin Barkın Özener'e ve tüm Ford Otosan ailesine teşekkür ederim.

Beni yetiştiren, koşulsuz destekleyen ve hayatta her konuda arkamda duran, üzerimdeki emekleri sebebiyle haklarını ödeyemeyeceğim babam Mustafa Yalçın ve annem Seher Yalçın'a teşekkür ederim.

Hayat arkadaşım, yoldaşım, her durumda yanımda olan kıymetli eşim Betül Yalçın'a özellikle oğlumuz Göktuğ ile geçirebileceğimiz ortak zamanlardan feragat edip yüksek lisans tez sürecime ayırdığım vakitlerde gösterdiği destek ve hoşgörü için teşekkürü borç bilirim.

Temmuz 2021

Ali YALÇIN
(Makina Mühendisi)



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISATMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ	xv
ŞEKİL LİSTESİ	xvii
ÖZET	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
1.1 Tez Konusu ve Amaç	1
1.2 Literatür Araştırması	2
1.2.1 Dizel motorların tarihçesi.....	2
1.2.2 Dizel motorların temelleri	2
1.3 Dizel Motorlarda Hava Yolu Sistemleri.....	3
1.3.1 EGR sistemleri	4
1.3.1.1 Yüksek basınçlı EGR sistemi	5
1.3.1.2 Düşük basınçlı EGR sistemi	6
1.3.1.3 Hibrit EGR sistemi	8
1.3.1.4 Reed valfli EGR sistemi	8
2. DİZEL MOTORLARDA HAVAYI KİRLETİCİ GAZLAR: EGZOZ EMİSYONU	15
2.1 Azot Oksit (NO _x) Oluşumu	15
2.1.1 Zeldovich mekanizması	16
2.2 Kurum (Partikül Madde) Oluşumu	18
2.2.1 Dizel motorlarda partikül madde oluşumunu azaltma yöntemleri.....	20
2.3 Hidrokarbon (HC) Oluşumu.....	21
2.4 Karbonmonoksit (CO) Oluşumu	21
3. GELİŞEN EMİSYON KISITLAMALARI: “EU6’DAN EU7’YE GEÇİŞ” ..	23
3.1 Ağır Hizmet Araçları için Avrupa Emisyon Standartları Hakkında Genel Bilgiler.....	23
3.2 ACEA Organizasyonu Hakkında Genel Bilgiler	26
3.3 AB Yeşil Düzen: “European Green Deal”	27
3.4 EU6 Sonrası Emisyon Konseptleri.....	27
4. DİNAMOMETRE TESTLERİNDE VERİ TOPLAMA	33
4.1 NO _x Ölçümü	33
4.2 Hava ve Yakıt Debisi Ölçümü	34
4.3 Basınç ve Sıcaklık Ölçümü	35
5. DENEY DÜZENEGİ VE SONUÇLAR	37
5.1 Test Motoru	37
5.2 Deney Düzeneginin Kurulması ve Ölçüm Noktaları	37

5.2.1 Standart EU6 motor şeması.....	38
5.2.2 Reed valf ve iki yollu EGR sistemli test motoru şeması.....	39
5.3 Deney Kapsamı	40
5.3.1 Deney adımları	40
5.4 Deney Sonuçları	42
5.4.1 1000rpm 600 Nm (%24 Yüklü)	42
5.4.2 1000rpm 800 Nm (%32 Yüklü)	44
5.4.3 1000rpm 1000 Nm (%40 Yüklü)	46
5.4.4 1000rpm 1200 Nm (%48 Yüklü)	48
5.4.5 1000rpm 1400 Nm (%56 Yüklü)	50
5.4.6 1000rpm 1600 Nm (%64 Yüklü)	52
5.4.7 1000rpm 1800 Nm (%72 Yüklü)	54
5.4.8 Reed valf kullanılan deney motoru / standart motor kıyas.....	57
KAYNAKLAR.....	59
ÖZGEÇMİŞ	63



KISATMALAR

AB	: Avrupa Birliği
ACEA	: Avrupa Otomobil Ürecileri Birliği
AGVES	: Araç Emisyon Standartları Danışma Grubu
AFR	: Hava Yakıt Oranı
BG	: Beygir gücü
BTE	: Isıl Verim
CLOVE	: Aşırı Düşük Araç Emisyonları Konsorsiyumu
DME	: Dimetil Eter
DMC	: Dimetil Karbonat
DOC	: Dizel Oksidasyon Katalisti
DPF	: Dizel Partikül Filtresi
E-CAT	: Elektrikli Katalist
ECU	: Elektronik kontrol ünitesi
EGR	: Egzoz Gazı Resirkülasyonu
EU	: Euro standardı
FGT	: Sabit Geometrili turbo sistemi
HC	: Hidrokarbon
HFk	: Hava fazlalık katsayısı
MAF	: Kütlelel Hava Akışı
PN	: Partikül sayısı
PS	: Metrik beygir gücü
RDE	: Gerçek Sürüş Emisyonu
SCR	: Seçici Katalitik Redüksiyon
VGT	: Değişken Geometrili turbo sistemi



SEMBOLLER

P1	: Kompresör öncesi hava basıncı
P2	: Kompresör sonrası hava basıncı
P3	: Türbin girişindeki egzoz gaz basıncı
P4	: Türbin çıkışındaki egzoz basıncı
P_MAN	: Emme manifold basıncı
°C	: Santigrat derece





ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1: Alüminyum Reed valf [7]	12
Çizelge 1.2: Kompozit reed valf [7]	13
Çizelge 1.3: Yüksek debili kompozit reed valf [7].....	14
Çizelge 3.1: Ağır hizmet emisyon kısıtlamaları (sabit rejim) [15].....	24
Çizelge 3.2: Ağır hizmet emisyon kısıtlamaları (geçici rejim) [15].....	25





ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: Dizel motor zamanları [3]	3
Şekil 1.2: Yüksek basınçlı EGR sisteminde gaz akışı [5]	6
Şekil 1.3: EGR ve turboşarj sistemleri arasındaki performans ilişkisi [4].	7
Şekil 1.4: Yüksek ve düşük basınçlı EGR sistemleri karşılaştırması [4].	8
Şekil 1.5 : Ateşleme sıralaması, sıralı 6 silindirli örnek bir motor için [7].	9
Şekil 1.6: Manifold basıncı ve reed valf öncesi/sonrası basınç ölçümleri [7].	9
Şekil 1.7 : Reed valf çalışma(açma-kapama) durumları - egzoz ve emme manifold basınçları [7].	10
Şekil 1.8 : Reed valf kullanılan örnek bir motor şeması [7].	11
Şekil 1.9: Reed valf kullanılan bir sistemdeki egzoz basınç dalgaları [6].	12
Şekil 1.10 : Alüminyum reed valf [7].	13
Şekil 2.1 : NO kütlesel kesri [10]	17
Şekil 2.2: NO _x konsantrasyonu [10]	17
Şekil 2.3: Dizel yanmasında emisyon oluşumu [6]	18
Şekil 2.4 : Kurum oluşum basamakları [6]	19
Şekil 2.5 :D24 motoru için yapılan kurum ve NO _x kıyaslaması [14]	21
Şekil 3.1: Emisyon seviyelerine göre NO _x kısıtı.....	26
Şekil 3.2 : EU6 NO _x emisyon limitleri [18]	28
Şekil 3.3 : EU6 NO _x emisyon limitleri için çözüm önerisi [18].	28
Şekil 3.4 : EU6 sonrası olası NO _x emisyon limitleri [18]	29
Şekil 3.5 : EU6 sonrası NO _x emisyon limitleri için çözüm önerisi [18]	29
Şekil 3.6 : EU7 için olası NO _x emisyon limitleri [18].	30
Şekil 3.7 : EU7 için NO _x emisyon limitleri için çözüm önerisi [18].	30
Şekil 4.1 : AVL AMA i60 [19].	33
Şekil 4.2 : Hava debisi ölçümü [20]	34
Şekil 4.3 : Hava debisi ölçüm yöntemi [20]	34
Şekil 4.4: Kistler 4080BT [23]	35
Şekil 5.1 : EU6 motor şeması ve ölçüm noktaları	38
Şekil 5.2: EU6 motor şeması ve ölçüm noktaları	39
Şekil 5.3 : WHTC noktalarının motor haritasındaki yerleri [26].	41
Şekil 5.4 : 1000rpm 600Nm EGR valf pozisyonu.	43
Şekil 5.5 : 1000rpm 600Nm EGR oranı.	43
Şekil 5.6 : 1000rpm 600Nm NO _x değişimi.	43
Şekil 5.7 : 1000rpm 600Nm temiz hava miktarındaki değişim.	44
Şekil 5.8 : 1000rpm 600Nm turbo basıncı değişimi.	44
Şekil 5.9 : 1000rpm 800Nm EGR valf pozisyonu.	45
Şekil 5.10 : 1000rpm 800Nm EGR oranı.	45
Şekil 5.11 : 1000rpm 800Nm NO _x değişimi.	45
Şekil 5.12 : 1000rpm 800Nm temiz hava miktarındaki değişim.	46
Şekil 5.13 : 1000rpm 600Nm turbo basıncı değişimi.	46
Şekil 5.14 : 1000rpm 1000Nm EGR valf pozisyonu.	47
Şekil 5.15 : 1000rpm 1000Nm EGR oranı.	47

Şekil 5.16 : 1000rpm 1000Nm NO _x değişimi.	47
Şekil 5.17 : 1000rpm 1000Nm temiz hava miktarındaki değişim.	48
Şekil 5.18 : 1000rpm 1000Nm turbo basıncı değişimi.	48
Şekil 5.19 : 1000rpm 1200Nm EGR valf pozisyonu.	49
Şekil 5.20 : 1000rpm 1200Nm EGR oranı.	49
Şekil 5.21 : 1000rpm 1200Nm NO _x değişimi.	49
Şekil 5.22 : 1000rpm 1200Nm temiz hava miktarındaki değişim.	50
Şekil 5.23 : 1000rpm 1200Nm turbo basıncı değişimi.	50
Şekil 5.24 : 1000rpm 1400Nm EGR valf pozisyonu.	50
Şekil 5.25 : 1000rpm 1400Nm EGR oranı.	51
Şekil 5.26 : 1000rpm 1400Nm NO _x değişimi.	51
Şekil 5.27 1000rpm 1400Nm temiz hava miktarındaki değişim.	51
Şekil 5.28 : 1000rpm 1400Nm turbo basıncı değişimi.	52
Şekil 5.29 : 1000rpm 1600Nm EGR valf pozisyonu.	52
Şekil 5.30 : 1000rpm 1600Nm EGR oranı.	53
Şekil 5.31 : 1000rpm 1600Nm NO _x değişimi.	53
Şekil 5.32 : 1000rpm 1600Nm temiz hava miktarındaki değişim.	53
Şekil 5.33 : 1000rpm 1600Nm turbo basıncı değişimi.	54
Şekil 5.34 : 1000rpm 1800Nm EGR valf pozisyonu.	54
Şekil 5.35 : 1000rpm 1800Nm EGR oranı.	55
Şekil 5.36 : 1000rpm 1800Nm NO _x değişimi.	55
Şekil 5.37 : 1000rpm 1800Nm temiz hava miktarındaki değişim.	55
Şekil 5.38 : 1000rpm 1800Nm turbo basıncı değişimi.	56
Şekil 5.39 : 1000rpm 1800Nm reed valf egzoz basınç dalgaları.	56
Şekil 5.40 Reed valf kullanılan deney motoru ve standart motor EGR oranı ve P3-P2 farkı	58

AŞIRI DOLDURMALI AĞIR VASITA MOTORUNDA REED VALF DENEYSSEL UYGULAMASI

ÖZET

Bilindiği gibi dizel ağır vasıta motorları için emisyon kısıtlamaları yıldan yıla artmaktadır. 2016 yılından bu yana ülkemizde yürürlükte olan EU VI/6 emisyon kısıtlamaları EU 6-d ve EU 6-e olarak güncellenmiştir. EU6 sonrası emisyon kısıtlamalarının özellikle EU7 ve sonrası için artarak artacağı beklenmektedir. 2025 yılında EU7 standartlarının yürürlüğe girmesi beklenmektedir. NO_x gibi zehirli gazların yalnızca genel limitleri kısılmayacak aynı zamanda test yapılan çerçeve de genişletilecektir. Bu sayede, yapılan testler gerçek yol sürüşlerini daha çok kapsar hale getirilecektir. Örneğin soğuk çevrimde motor ısınmadan NO_x limitlenmesi gibi. EU7 sonrası için ise Avrupa Birliği Komisyonu tarafından açıklanan önce nötr sonra da sıfır karbon politikasının 2030 ve 2050 yıllarında devreye girmesi beklenmektedir.

EU6 emisyon seviyesine sahip bir motor ve egzoz sistemleri, yeniliğe gitmeden yalnızca kalibrasyon geliştirilmesiyle bir sonraki çok kısıtlı emisyon değerlerini sağlaması mümkün görülmemektedir. Hali hazırda Eu6-e emisyon standartlarını sağlayan Ford Otosan firmasına ait 12.7 litre ağır vasıta motorunda, EU6 sonrası (EU7) NO_x kısıtlamaların karşılanabilmesi için prototip fazda çalışmalar yapılmıştır.

NO_x emisyonunu azaltmanın en etkili yolu egzoz gazlarının bir kısmını tekrar manifolda beslenme prensibine dayalı EGR sisteminin kullanılmasıdır. Bu sirkülasyonun, valf zamanları ile ayarlanarak iç EGR sistemi, ya da egzoz sisteminden emme manifolduna borulama yapılarak harici EGR sistemi olarak endüstride kullanımı mevcuttur: yüksek basınçlı, düşük basınçlı, karma ve reed valf kullanılan EGR sistemleri gibi.

Yüksek basınçlı EGR sistemlerinde eğer sistemde harici bir EGR pompası yoksa -ki test motoru yüksek basınçlı EGR sistemine sahiptir ve EGR pompası yoktur- EGR akışı doğal olarak türbin girişindeki egzoz gaz basıncının, emme manifoldundaki gaz basıncından yüksek kalabildiği şartlarda elde edilebilir. Oysa motor haritasında her noktada bu fark pozitif oluşmaz ve EGR doğal olarak akamaz.

Tez kapsamında tam da bu soruna yönelik olarak, standart EU6 motora iki yönlü EGR ve reed valf (tek yönlü vana) montajı yapılmıştır. Reed valfin amacı, egzoz gazı sistemi ile temiz hava sistemi arasındaki bağlantıyı valf öncesi ve sonrası basınçtan bağımsız olarak açmak veya kapatmaktır.

Deney noktaları, ağır vasıta sertifikasyonu için gerekli olan WHTC testinde en sık durulan bölgeden türetilmiştir. Sonuç kısmında 1000 rpm motor hızı ve görece düşük motor momentlerinden tam yük bölgesine doğru EGR valf pozisyon taramalarını detaylıca paylaşılmıştır.

Tez kapsamında yapılan deneylerde, negatif basınç farkı bölgelerinde (Emme manifold basıncının egzoz basıncından yüksek olduğu) EGR akışını mümkün kılarak NO_x azaltma hedefine ulaşılmıştır ve bu tez EU6 sonrası motor ve egzoz sistemleri geliştirme projelerine ışık tutacaktır.



EXPERIMENTAL APPLICATION OF REED VALVE ON TURBOCHARGED HEAVY DUTY ENGINE

SUMMARY

As it is known, emission restrictions for diesel heavy duty engines are increasing from year to year. EU VI/6 emission restrictions in force in our country since 2016 have been updated as EU 6-d and EU 6-e. Post-EU6 emission restrictions are expected to increase, especially for EU7 and beyond. EU7 standards are expected to come into force in 2025. Not only will the general limits of toxic gases such as NO_x be reduced, but the testing framework will also be expanded. In this way, the tests will be made more inclusive of real road driving. For example, NO_x limitation in cold cycle without warming up the engine. For post EU7, it is expected that the neutral and then zero carbon policy announced by the European Union Commission will come into effect in 2030 and 2050.

Within the scope of this thesis, air path analysis of heavy-duty vehicle diesel engine was made. As mentioned above, studies aimed at reducing NO_x gas thrown into the atmosphere were planned without making any changes in the engine combustion chamber or on the fuel path, and the dual-way EGR and Reed Valve were integrated into the air path system. The reed valve does not have any control system on it and is designed to allow one-way flow to catch the pressure waves in the exhaust gas.

In this way, without using any extra control parts (such as the EGR pump), EGR has been obtained in different operating regimes of the engine with minimum cost increase and NO_x has been reduced. With the studies carried out within the scope of the thesis, steps have been taken to meet the future EU7 emission standards for the heavy vehicle diesel engine that currently meets the Eu6 emission standards.

An engine and exhaust systems with an EU6 emission level would not be able to achieve the next very restricted emission values by only improving calibration without innovation or adding new components. Prototype phase studies were carried out in order to meet the post-EU6 (EU7) NO_x restrictions on the 12.7-liter heavy vehicle engine of Ford Otosan, which currently meets the Eu6-e emission standards.

The most effective way to reduce NO_x emissions is to use the EGR system based on the principle of feeding some of the exhaust gases back to the manifold. This circulation is used in industry as an internal EGR system by adjusting the valve timings, or as an external EGR system by piping from the exhaust system to the intake manifold: EGR systems with high pressure, low pressure, mixed and reed valves.

In high pressure EGR systems, if there is no external EGR pump in the system – the test engine has a high pressure EGR system and no EGR pump – the EGR flow can naturally be obtained under conditions where the exhaust gas pressure at the turbine inlet can remain higher than the gas pressure in the intake manifold. However, this difference is not positive at every point on the engine map and the EGR flow cannot be obtained .

In this thesis, two-way EGR and reed valve (one-way valve) have been installed on the standard EU6 engine for exactly this problem. The purpose of the reed valve is to open or close the connection between the exhaust gas system and the clean air system, regardless of the pressure before and after the valve.

A reed valve is a valve system that allows gas flow in only one direction. When a pressure difference occurs in the system that may cause reverse flow, the valve closes and does not allow flow. Exhaust gas has a very pulsating, bumpy flow. Thanks to the reed valve, it is aimed to benefit from all of these pressure waves. Every time the exhaust gas pressure exceeds the manifold pressure, the valves open, resulting in a significant increase in the EGR rate. In cases where there is a negative pressure difference (where the manifold pressure is higher than the exhaust pressure), the valve closes and the EGR cooler also closes. Reed valve is generally installed in the system after the EGR cooler.

In the third part of the thesis, information is given about the history of emission restrictions from EU1 until today and possible emission restrictions after EU6. The workshops of ACEA and the European Union Commission were discussed and possible post-EU6 solutions were discussed.

For EU VI/6 emission restrictions, restrictions can be achieved by integrating DOC, DPF, SCR, urea injector, external fuel injector into the after-engine exhaust systems. Possible cold zone and very low working load restrictions in post-EU VI emission limits can be solved by adding 12V E-CAT (electrical catalyst) to the standard system. Since the exhaust gas will be very cold at very low loads, it cannot operate at full efficiency and NO_x limits cannot be achieved. NO_x conversion is facilitated in low load and cold cycles with an external 12V system. For EU VII / 7 and beyond, a low NO_x target is expected at all operating points. Therefore, improvements only to low load zones or constant speed zones will not be sufficient. The new constraints cannot be solved only with calibration improvements, and even the 12V E-CAT shown above will not be enough. There are approaches that foresee the use of double urea dosing system and both high pressure and low pressure EGR systems for the solution.

Since the NO_x restriction in the EU7 emission limits will increase much compared to the previous legislation, the reed valve, which is a low cost but effective system to be built on the standard EU6 engine, has been tested in this thesis.

In the 4th chapter of the thesis, the data collection systems used in the tests performed on the dynamometer and briefly their working principles are given. Such as NO_x emission measurement, air and fuel flow measurement, and pressure and temperature measurement.

In the 5th part of the thesis, test setup scheme, experiment scope, experiment steps and results are shared in detail.

Fixed geometry and two-line turbo system and reed valve were installed on the 6-cylinder heavy duty engine of Ford Otosan. The exhaust system consists of two lines, the exhaust line coming out of the cylinders 1-2-3 after the manifold and the exhaust line coming out of the cylinders 4-5-6. The exhaust gases come to the EGR cooler through a double line, and the cycle is completed as a single line over the reed valve and mixed with the clean air and enters the intake manifold.

The procedure to be done before the tests to be carried out after the assembly phase is to determine the volumetric efficiency of the test engine.

The electronically controlled EGR valve has been brought to the fully closed position from calibration and is physically blocked from where it is connected to the intake manifold. In this way, the maximum amount of clean air that the test engine can receive was determined. One of the most critical steps for the accuracy of the calculated EGR amount is to correctly determine the volumetric efficiency. For this reason, the EGR

valve was not only brought to a closed position on the controller, but also physical blocking was applied to prevent leaks. The amount of fresh air entering the engine during the test was subtracted from the predetermined maximum amount of clean air, and the amount of EGR gas at that point was determined.

In this experiment, steady state tests were carried out at different loads at constant engine speed. Approximately 15 different EGR positions were swept in each load. These are the points where there is no natural EGR flow in the standard engine. In other words, the points where the intake manifold pressure of the engine is higher than the turbine inlet pressure are the operating points.

The most frequently used points in the WHTC emission test were determined and included in the test. The engine torque range of 800Nm and 1800Nm was swept at 1000rpm engine speed. Improvements that can be made at these points will inevitably have a large impact on WHTC.

In the experiments conducted in the thesis, the target of NO_x reduction has been achieved by enabling EGR flow in negative pressure difference regions (where the intake manifold pressure is higher than the exhaust pressure), and the results of this thesis make a difference to the development projects of engine and exhaust systems after EU6.



1. GİRİŞ

Ağır vasıta ve motor üretimi yapan Ford Otosan A.Ş'nin Euro VII – NO_x ve CO₂ azaltma ve emisyon kısıtlamalarını sağlama çalışmaları kapsamında, daha önce deney ve testleri dinamometrede yapılmamış olan reed valf ve iki yollu EGR sistemi motora entegre edilmiştir. Yapılan sabit rejim testleriyle, yeni sistemin NO_x emisyonu üzerine etkisi incelenmiştir. Ayrıca tezin son kısımlarında emisyon standartlarındaki artan kısıtlamaları sağlayabilmek üzere yapılabilecek çalışmaların devamlılığı üzerine de tartışılmıştır.

1.1 Tez Konusu ve Amaç

Bilindiği gibi dizel ağır vasıta motorları için emisyon kısıtlamaları yıldan yıla artmaktadır. Bu kısıtlamaların içerisinde geçtiğimiz yıllara kıyasla en fazla değişim NO_x gazları için izin verilen limitlerdir.

Bu tez kapsamında ağır vasıta dizel motorun hava yolu incelemesi yapılmıştır. Özellikle yukarıda da belirtildiği gibi atmosfere atılan NO_x gazının düşürülmesine yönelik çalışmalar, motor yanma odasında ya da yakıt yolu üzerinde bir değişiklik yapmadan planlanmış ve çift yollu EGR ile reed valf, hava yolu sistemine entegre edilmiştir. Reed valf, üzerinde herhangi bir kontrol sistemi bulundurmamaktadır ve egzoz gazındaki basınç dalgalarını yakalamak üzere tek yönlü akışa müsaade edecek şekilde tasarlanmıştır.

Bu sayede hiçbir ekstra kontrol gerektiren parça kullanılmadan (EGR pompası gibi), minimum maliyet artışıyla motorun farklı çalışma rejimlerinde EGR elde edilmiş olup NO_x düşürülmüştür. Halihazırda Eu6 emisyon standartlarını sağlayan ağır vasıta dizel motoruna, tez kapsamında yapılan çalışmalar ile gelecekteki EU7 emisyon standartlarını sağlamaya yönelik adımlar atılmıştır.

1.2 Literatür Araştırması

1.2.1 Dizel Motorların Tarihçesi

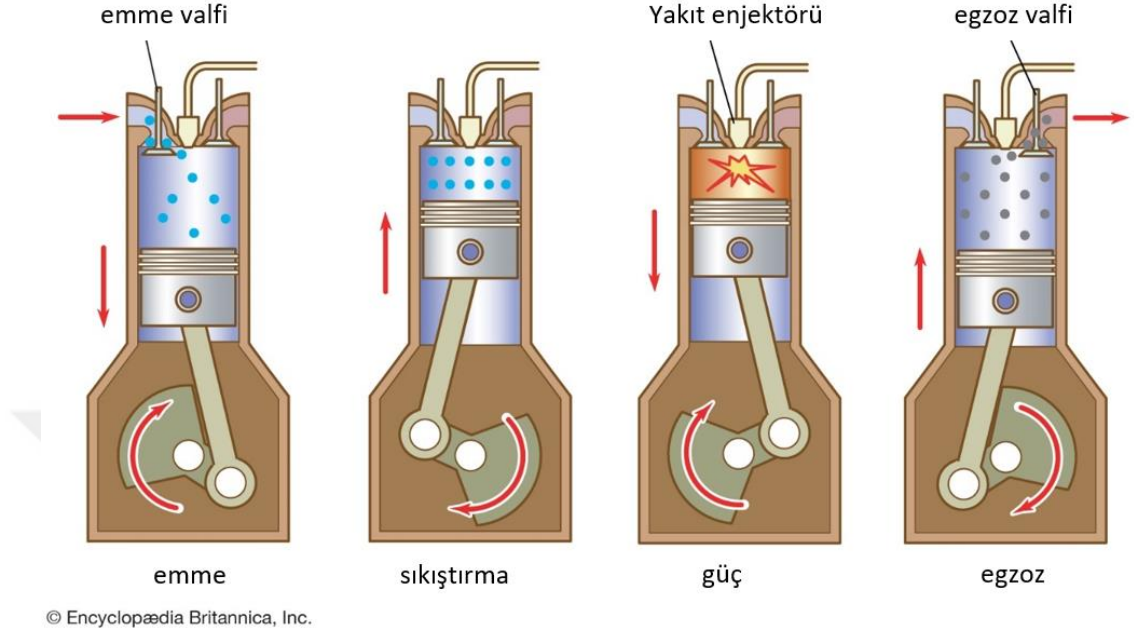
Rudolph Diesel 18 Mart 1858'de Paris'te Alman anne babanın çocuğu olarak dünyaya gelmiştir. Çocukluğunun savaflara denk gelmesiyle zorlu günler geçirmiş ve koruyucu anne babayla büyüdüğü Augsburg'a yerleşmiştir. Aldığı burslar ile "Polytechnikum München" ve sonrasında "Technische Hochschule" okullarında eğitim görmüştür. Çalışmalarını sürdürürken, buhar motorunun Carnot tarafından 1824'te formülize edilen ideal enerji dönüşüm döngüsüne göre aşırı enerji sarfettiğini görmüş ve bilindik manadaki dizel motorlar için ön çalışmalar yapmıştır. Rudolph Diesel, 1882 yılında Imperial Patent ofisine bir patent başvurusunda bulunmuştur. Şubat 1893'te 'Working Method and Design for Combustion Engines' için DRP 67207 patentini almıştır [1].

Modern dizel motorlar 19. yy başlarında Carnot tarafından öne sürülen içten yanma ilkeleriyle ortaya çıksa da Rudolph Diesel bu ilkeri patentli bir çevrime kendi adıyla anılacak olan dizel çevrimine uygulamıştır. Bu ilk motor, hava yakıt karışımının sıkıştırılmasıyla oluşan ısı kaynaklı, karışım kendiliğinden tutuşacak ve tam güç stroku esnasında sabit basınçta genişleyecek şekilde tasarlanmıştır. Ayrıca bu motor kömür tozuyla çalıştırılmış olup verimi artırmak amacıyla ise motorda 1500psi'lik sıkıştırma basıncı kullanılmıştır. Soğutma gereksinimleri karşılanmadığı için ise motor patlamıştır. Israrlı ve tutarlı geliştirme çalışmalarından sonra görece daha optimum değerlerde sıkıştırma basıncı kullanılmış, soğutma su ceketleri tasarımları motora entegre edilmiş ve motor sağlıklı çalışır hale getirilmiştir [2].

1.2.2 Dizel Motorların Temelleri

Dizel motorlarda yanma, havanın sıkıştırılması sonucu oluşan yüksek sıcaklık ve basınçta yakıt enjekte edilmesiyle kendiliğinden gerçekleşir. Mantık olarak dizel yakıtın kimyasal bağlarındaki enerji mekanik enerjiye çevirme üzerine çalışır. Yüksek sıcaklık ve basınçta genişlemek isteyen silindir içi gazları pistonu hareket ettirip krank milini dönmeye zorlar. Dört zamanlı bir dizel motoru ele almak gerekirse çevrimin tamamlanması için krank milinin iki tur dönmesi gerekmektedir. Emme zamanında valfler açılır ve silindire temiz hava beslenir. Sıkıştırma zamanında piston üst ölü noktaya hareket eder. Burada krank milinin ilk turu tamamlanmıştır. Piston sıkıştırma strokunda üst ölü noktaya yaklaşırken yakıt enjeksiyonu başlar ve yanma gerçekleşir. Güç strokunda ise, zaten sıkıştırılmış olan gazlar yakıt eklenip yanma olayı akabinde

genişler ve pistonu aşağı iterek krank milini hareket ettirir. Egzoz strokunda ise yanma sonu gazları, egzoz valfleri açılarak silindirden tahliye edilir. Krank mili ikinci turunu da tamamlamıştır ve bilindik manada dizel çevrimi gerçekleşmiş olur [2].



Şekil 1.1: Dizel motor zamanları [3].

1.3 Dizel Motorlarda Hava Yolu Sistemleri

Aşırı doldurmalı dizel motorlarda hava yolu sistemleri tasarımı ve kalibrasyonu aşırı önem arz etmektedir. Motora giren havanın yeteri kadar temiz olduğundan emin olmak gerekir ki bunun için hava filtresi kullanılır. Ayrıca turboşarjlı sistemlerde atmosferden alınan hava kompresörde basınçlandırılır, bu esnada havanın sıcaklığı artar. Ancak çalışma veriminin düşmemesi adına kompresörden çıkan hava yeteri kadar soğutulduktan sonra emme manifolduna beslenmelidir. Bunun temel nedeni birim hacimde soğuk havada daha fazla oksijen alınabilmesidir. Böylece soğuk hava, görece daha az yoğun sıcak havaya oranla daha fazla oksijen sağlar. Fazla oksijen verimli yanmaya ve daha fazla güç elde edilebilmesine olanak sağlar.

Hava filtesinden ve turbo sonrası soğutucudan geçen hava emme manifolduna gelir ve emme valfleri veya portlara yönlendirilerek silindirlere beslenir.

Dizel motorlardaki hava yolu sistem komponentleri aşağıdaki gibi listelenebilir.

- Hava filtresi (Hava kutusu)
- Kompresör
- Soğutma sistemi (Charge Air Cooler - Intercooler)
- Boğaz kelebeği (intake throttle valve)
- Türbin
- EGR valfi
- EGR soğutucusu
- Egzoz klapesi (exhaust throttle valve)

Bu tez kapsamında yalnızca EGR sistemleri detaylı anlatılacaktır.

1.3.1 EGR Sistemleri

Dünya üzerinde ulaşım sektöründe dizel araçların kullanımı oldukça yaygındır. Özellikle ağır ticari faaliyetlerde, uluslararası karayolu taşımacılığında dizel motorlu taşıtlar en büyük paya sahiptir. Dizel motorların yaydığı zararlı egzoz gazları başlıca CO₂, NO_x ve kurum parçacıkları içerir. Dünyadaki hareketlilik azalmayacağından, taşımacılık sektöründe kullanılan motorların veriminin artırılması küresel ısınmanın bir kaynağı olarak gösterilen CO₂ emisyonlarını azaltacaktır.

Dizel egzoz gazlarında bulunan zehirli azot oksitler ise günümüzde bir çok kısıtlamaya tabiidir. NO_x emisyonunu azaltmanın en etkili yolu egzoz gazlarının bir kısmını tekrar manifolda beslenme prensibine dayalı EGR sisteminin kullanılmasıdır. Bu sirkülasyonun, valf zamanları ile ayarlanarak iç EGR sistemi, ya da egzoz sisteminden emme manifolduna borulama yapılarak harici EGR sistemi olarak endüstride kullanımı mevcuttur. Yanma sonu gazları emme manifolduna geri beslendiğinde inert gaz görevi görür, yanma tepkimelerine katılmaz. Bunun sonucu olarak yanma hızı yavaşlar ve yanma sıcaklığı düşer. Ayrıca karışımında, ısı kapasitesindeki değişim de EGR gazının bir sonucu olarak gözlenecektir. CO₂ molekülleri sayesinde egzoz gazı havadan daha yüksek özgül ısı kapasitesine sahip olacaktır [4].

NO_x oluşumunu etkileyen parametreler aşağıdaki gibi ele alınır.

- Sıcaklık
- Zaman
- Hava/Yakıt oranı (veya HFK)

Dolayısıyla EGR kullanımı ile NO_x oluşumu ciddi ölçüde azaltılabilir.

EGR sistemlerinin otomotiv sektöründe özellikle ağır ticari sektörde farklı tarzda kullanımları mevcuttur:

- Yüksek Basınçlı EGR Sistemleri
- Düşük Basınçlı EGR Sistemleri
- Karma EGR Sistemleri
- Reed Valf Kullanılan EGR Sistemleri

1.3.1.1 Yüksek basınçlı EGR sistemi

Yüksek basınçlı EGR sistemleri dizel motorlarda en sık kullanılan EGR tipidir. Çalışma mantığı motorun doğası gereği oluşan türbin girişindeki basınç ile emme manifoldundaki basınç farkından yararlanarak, egzoz gazlarının egzoz manifoldundan emme manifolduna aktarılmasıdır. EGR oranını arttırmak için daha yüksek basınç farklarında çalışmak gerekir. Güncel emisyon standartlarını sağlayabilmek için genel olarak, motor hem tam yük bölgesinde hem de düşük yüklü bölgelerde EGR akışını koruyabilmelidir. Eğer motordaki turboşarj sisteminde sabit geometri türbin kullanılmışsa, EGR akışını ayarlayabilmek için "wastegate" tahliye sistemleri de kullanılır. Değişken geometri turboşarj sistemlerinde ise türbin basıncı daha kolay kontrol edilebilir [4].

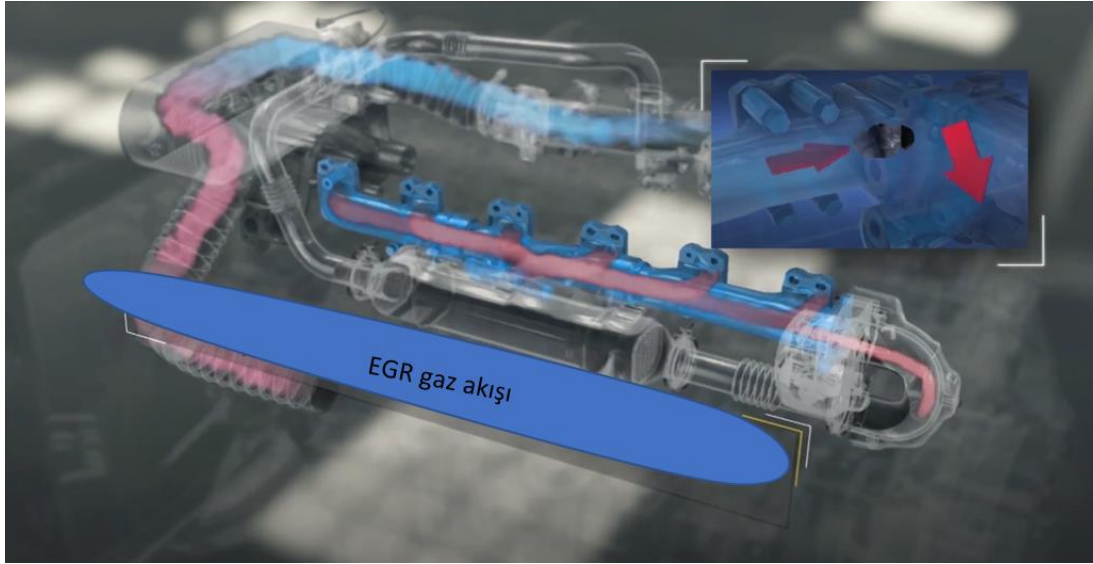
Yüksek basınçlı EGR sistemlerinde, EGR akışını sağlayabilmek için boğaz kelebeği kullanımına başvurulur. Bunun görevi, yüksek motor torklarında ya da yüksek hızlarda, kısılma kaybını göze alarak emisyon standartlarına uyabilmek için EGR akışını sağlamaktır. P3 (Türbin Giriş Basıncı) ve P2 (Emme Manifold Basıncı) arasındaki fark çok düşük olduğunda EGR akamayacağından, boğaz kelebeği açılarak P2 düşürülür ve EGR elde edilmiş olur [4].

Toparlayacak olursak, motorun P3 - P2 farkı EGR akıtmaya muktedir değilse aşağıdaki yöntemler [4] değerlendirilir:

- EGR valfi ve EGR soğutucusundaki kısılma kayıplarının azaltılması (kontrollü EGR cooler bypass)

- Egzoz gazının basınç dalgalarını yakalamak ve EGR geri akışına engel olmak adına bir check-valve kullanması
- Motorda ya da turbin sisteminde tasarımsal değişikliği ya da doğrudan parça değişimi ile P3-P2 farkını artıracak sistem oluşturma: VGT kullanımı gibi
- Emme manifold basıncını düşürebilmek için, verimsiz bir yol olsa dahi boğaz kelebeğinin kullanılması
- Sisteme EGR pompası eklenmesi

Yukarıdaki maddeler deneysel ve akademik çalışmalar için çözüm olsa da her ticari faaliyet için uygulanamazlar. Ticari kaygı sebebiyle maliyet, hazırdaki bir sisteme ekleme yapılması sebebiyle paketleme sorunları oluşabilir.



Şekil 1.2: Yüksek basınçlı EGR sisteminde gaz akışı [5].

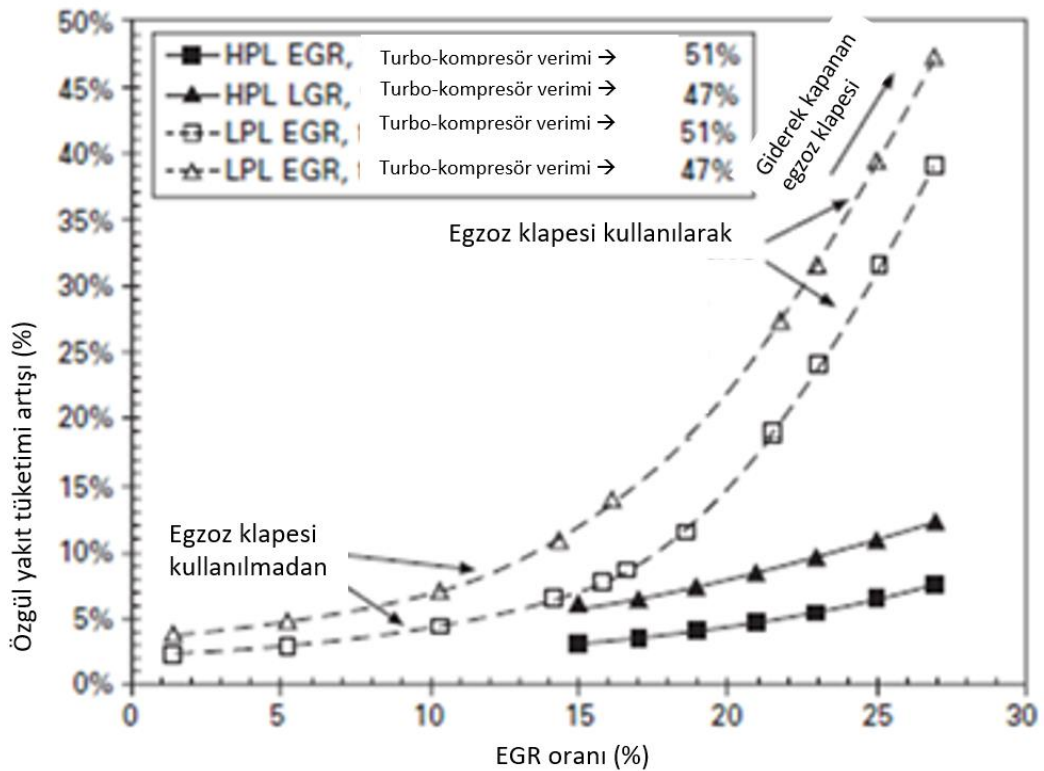
1.3.1.2 Düşük Basınçlı EGR sistemi

Düşük basınçlı EGR sistemi, türbin sonrası özellikle DPF sonrası bir belirlenen bir konum ile kompresör girişi arasındaki basınç farkı ile çalışır. Kompresörün kanatçıklarına zarar vermemesi ve parça dayanım limitlerinin korunması için EGR soğutucusu kullanımı şarttır. Bu EGR sisteminde beklenmedik basınç farkı artışı oluşması durumunda pompalama kaybında ciddi bir artış olacağından, EGR hattındaki kısılma kayıpları minimum tutulmalıdır. Beklenmedik durum kısaca egzoz klapesi (DPF'ten sonra) kapanması ya da emme manifoldu öncesi boğaz kelebeği kapanması olarak değerlendirilebilir. Düşük basınçlı sistemde doğal akışı sağlayabilmek için P4 (Türbin sonrası egzoz basıncı) ile P1 (Kompresör Giriş basıncı) arasında yeterli farkın

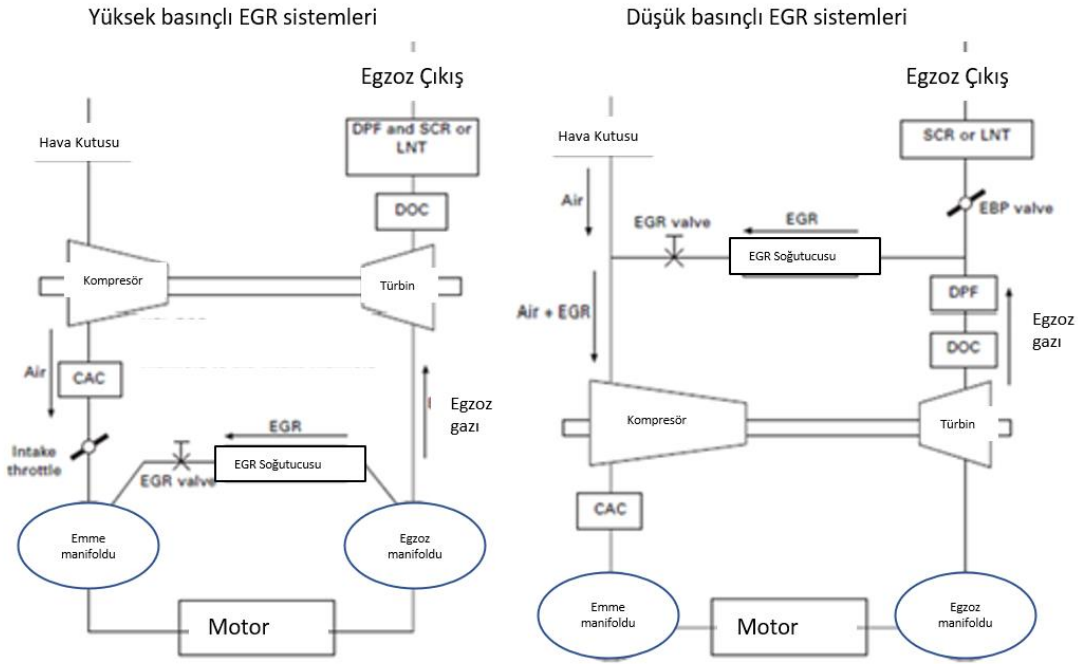
oluşması gerekmektedir. Ancak akışı sağlamak için artırılan P4, türbin çalışma noktasını etkileyeceği için (P3) optimum noktaya kalibre edilmeli ve beklenmedik geri basınç oluşumlarına imkan verilmemelidir. Bu kısıt değerlendirildiğinde, endüstrideki her dizel motor tipi için bu uygulamanın faydalı olmayacağı aşıkardır. Aşağıdaki durumlarda düşük basınçlı EGR sistemi kullanmanın sistem bütünsel ele alındığında daha faydalı olacağı bilinmektedir [4].

- EGR akışını sağlamak için sistemde doğal bir basınç farkı olması (ekstra pompalama kaybına gerek duyulmadan)
- Motor çalışma noktalarının turbo haritasında daha yüksek verimli noktalara kaydırılması
- Sisteme EGR pompası entegrasyonu (pompanın çekeceği güç, düşük basınçlı EGR sistemindeki daha düşük delta P sebebiyle düşük BSFC avantajı ile dengelenebilir)

Düşük basınçlı EGR sistemi düzeneğinde, daha büyük kompresör, daha yüksek kompresör çıkış sıcaklığı, soğutucuya düşen işin artması, görece çok daha uzun EGR borulama hattı ve ani rejim reğişikliğine verilen sistem cevabının yavaşlığı dikkate alındığında bir çok proje için kullanılamaz duruma gelmektedir.



Şekil 1.3: EGR ve turboşarj sistemleri arasındaki performans ilişkisi [4].



Aşırı doldurmalı EGR'li dizel motor sistemleri

Şekil 1.4: Yüksek ve düşük basınçlı EGR sistemleri karşılaştırması [4].

1.3.1.3 Hibrit EGR sistemi

Çok genel tabir ile yukarıda anlatılan iki EGR sisteminin tek sistemde birleştirilmiş halidir. Çeşitli motor çalışma noktalarında kontrollü olarak iki sistemden hangisinden daha çok verim alınacaksa o kullanılabilir. Böylelikle genel sistemde verim artırılması hedeflenir. Ancak maliyet, montaj ve kontrol zorluğu sebebiyle örneklerine daha az rastlanır [6].

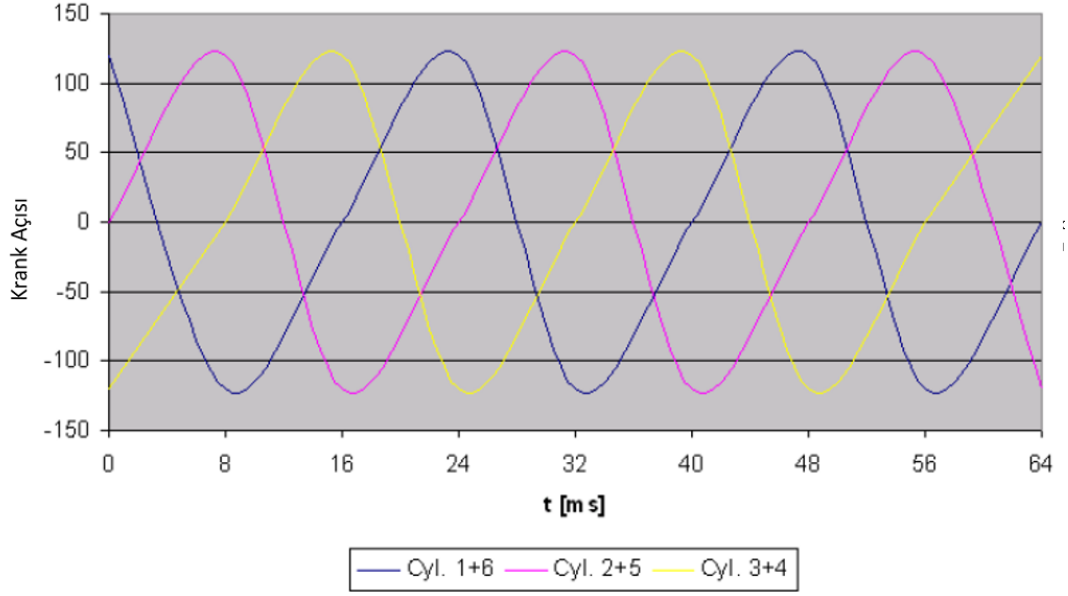
1.3.1.4 Reed valfli EGR sistemi

Bir motorun ateşleme sırasına bağlı olarak (Şekil 1.5) egzoz gazı genellikle titreşimli (darbeli) görünür. Buna karşılık emme manifold basıncının eğimi genellikle daha pürüzsüz, düzgündür. (Şekil 1.6).

Bu etki, egzoz gazı basıncı emme manifold basıncından daha yüksek olduğunda EGR'yi emme manifolduna beslemek için kullanılabilir.

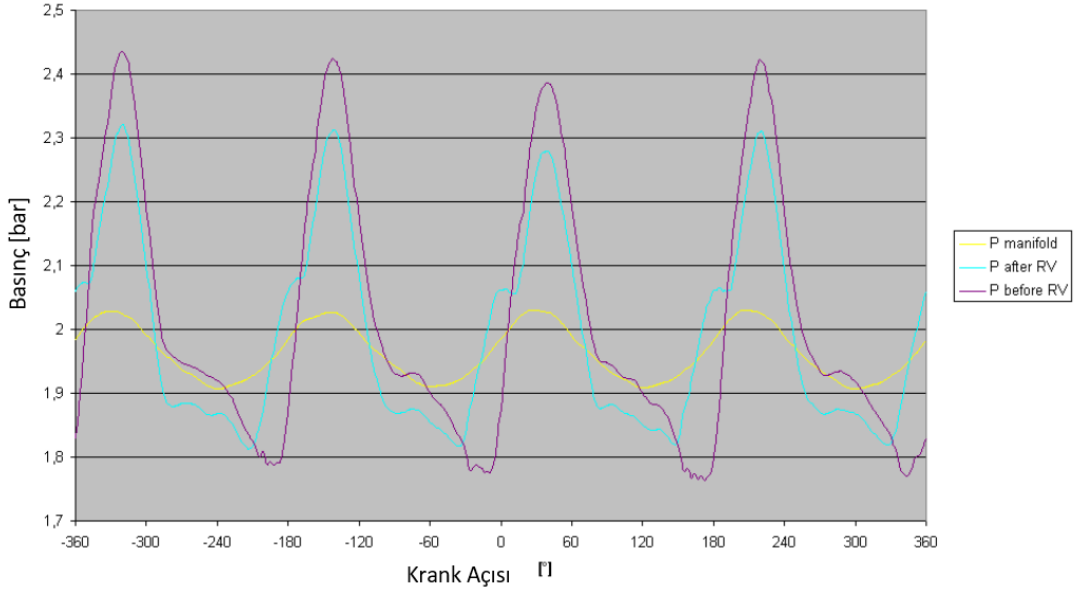
Basınç koşulları tersine döndüğünde, egzoz basıncı manifold basıncından daha düşük hale geldiğinde, turbo sonrası basınçlandırılmış hava egzoz kanalına kaçabilir. EGR sisteminde oluşabilecek bu olumsuz etkiden kesinlikle kaçınılacak şekilde dizayn ve kalibrasyon çalışması yapılmalıdır.

Ateşleme Sırası (1-5-3-6-2-4) Sıralı 6 silindir @ n=2500 rpm



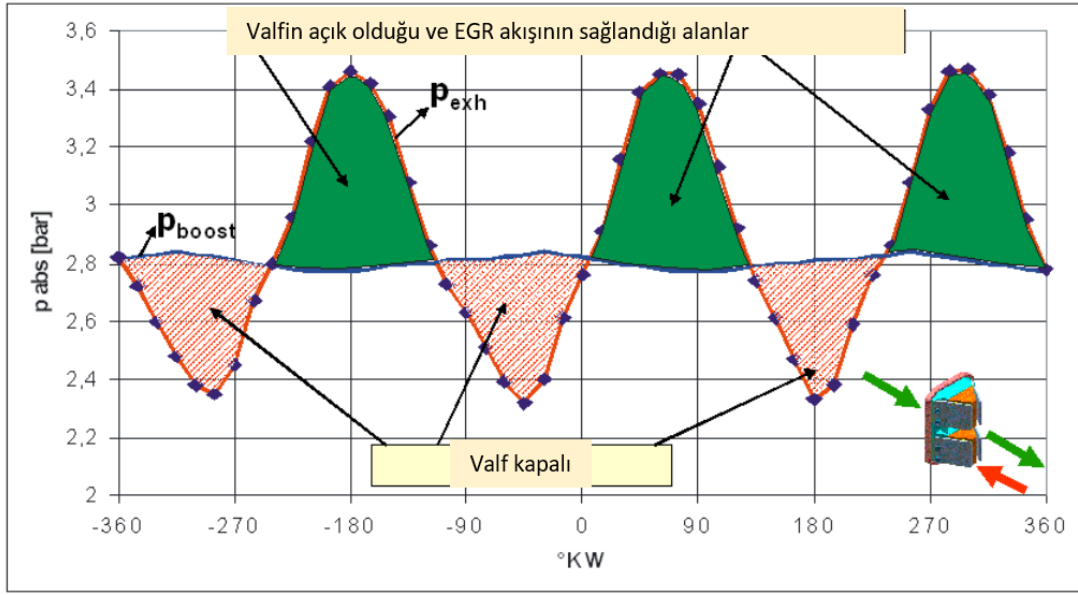
Şekil 1.5 : Ateşleme sıralaması, sıralı 6 silindirli örnek bir motor için [7].

Düşük basınç indikasyonu n=1450 rpm



Şekil 1.6: Manifold basıncı ve reed valf öncesi/sonrası basınç ölçümleri [7].

Reed valfin amacı, egzoz gazı sistemi ile temiz hava sistemi arasındaki bağlantıyı valf öncesi ve sonrası basınçtan bağımsız olarak açmak veya kapatmaktır (Şekil 4).

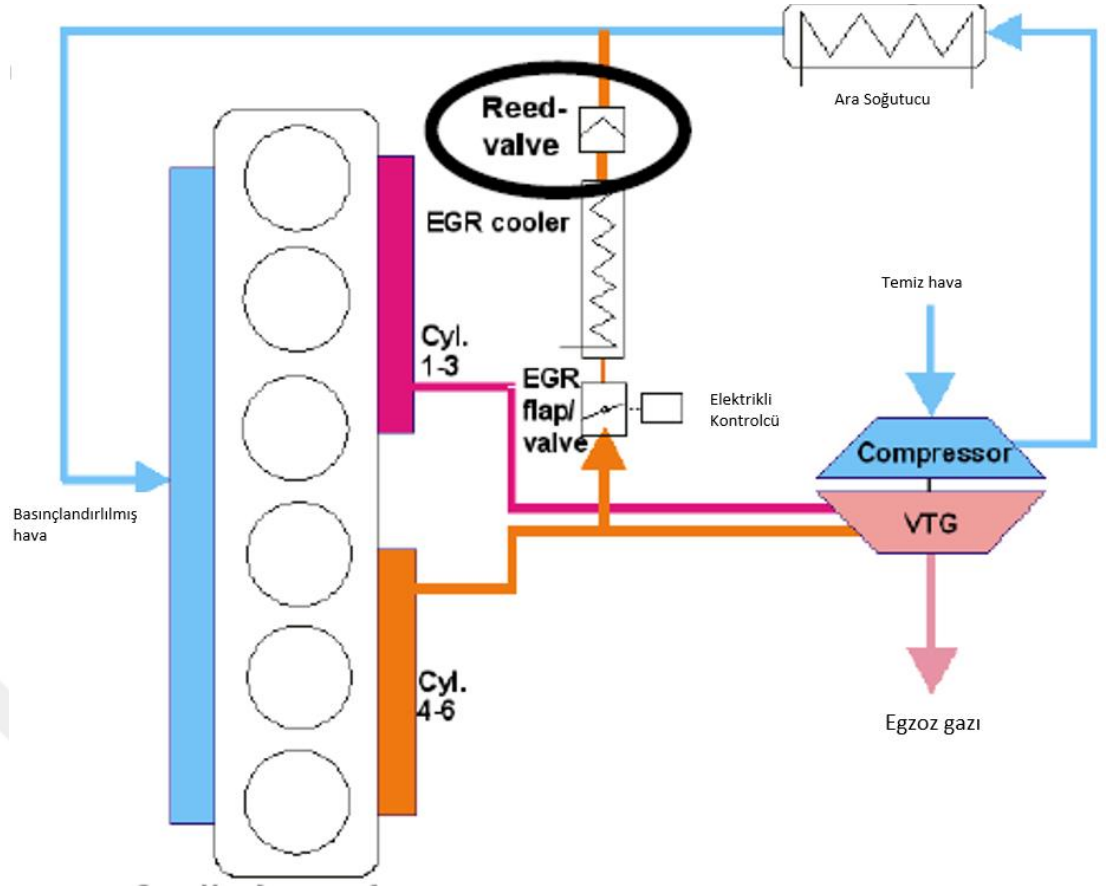


Şekil 1.7 : Reed valf çalışma(açma-kapama) durumları - egzoz ve emme manifold basınçları [7].

Reed valf sistemleri özelinde araştırma yapıldığında; Pierburg firmasının 1990'ların sonunda Euro 3 otobüs ve kamyon uygulamaları için reed valfi geliştirdiği görülmektedir. Bugün bu valfler Euro 4, Euro 5, Euro 6, Tier III, Tier IV veya US EPA 2007 ve sonrası emisyon seviyeli motorlara da uygulanmaktadır. 2000 yılında reed valfin alüminyum versiyonları seri üretime başladığından beri ve 2014 ortasından itibaren bu vanaların bir kompozit versiyonu, yaklaşık 3 litre ila 13 litre arasında değişen motor hacimlerinde çeşitli yol ve yol dışı uygulamalarda uygulanmaktadır [7].

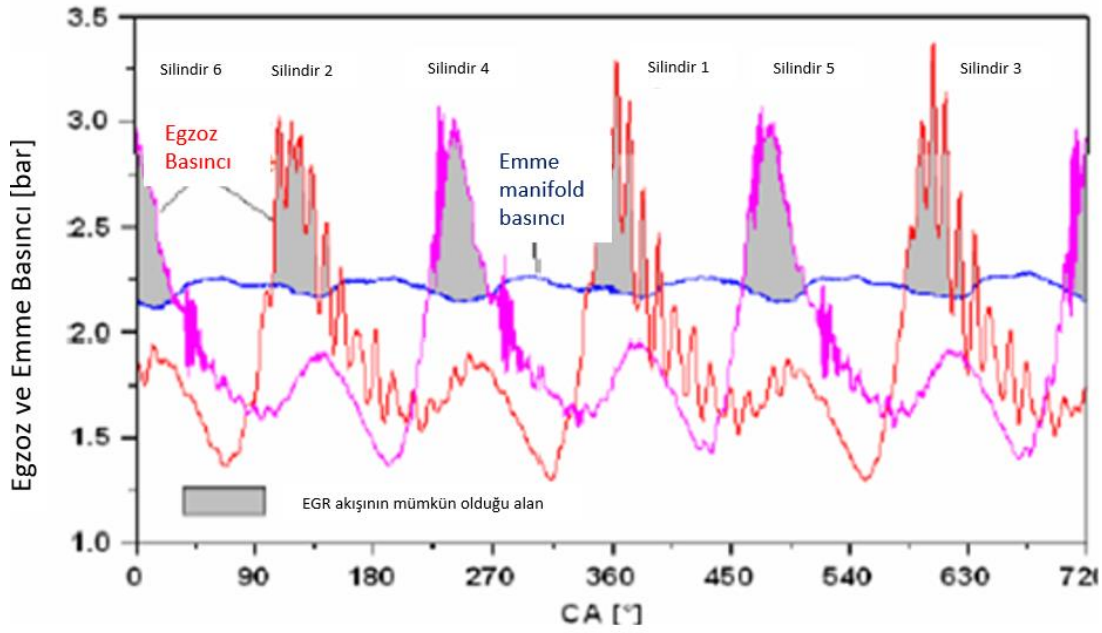
Örnek olarak:

- Kamyon
- Otobüs
- Tarım makineleri
- Orman makineleri
- İnşaat makineleri
- Jeneratör Setleri



Şekil 1.8 : Reed valf kullanılan örnek bir motor şeması [7].

Reed valf yani tek yönlü vana gaz akışını yalnızca bir yönde izin veren valf sistemidir. Sistemde ters akışa yol açabilecek basınç farkı oluştuğunda vana kapanarak akışa izin vermez. Egzoz gazı çok titreşimli, inişli çıkışlı bir akışa sahiptir. Reed valf sayesinde bu basınç dalgalarının tümünden faydalanmak hedeflenmiştir. Egzoz gazı basıncı, manifold basıncını her aştığında valfler açılır ve bu da EGR oranında önemli ölçüde bir artışa sebep olur. Negatif basınç farkı olduğu durumlarda (manifold basıncının egzoz basıncından yüksek olduğu) valf kapanır ve EGR soğutucusu da kapanır. Reed valf genel olarak EGR soğutucusundan sonra sisteme monte edilir. Deney düzeneğindeki konumu da ilerleyen bölümlerde kapsamlı ele alınmıştır [6].



Şekil 1.9: Reed valf kullanılan bir sistemdeki egzoz basınç dalgaları [6].

Reed valflerin malzemeleri genellikle alüminyumdan imal edilir, ancak 250° C'ye kadar dayanıklı olan plastik muhafazalı reed valfler Rheinmetall firması tarafından 2014 yılından beri seri olarak üretilmektedir [8].

1.3.1.4.1 Alüminyum Reed Valf Özellikleri

Çizelge 1.1: Alüminyum Reed valf [7].

Sızıntı Oranı	<0,2 kg / sa @ 50 mbar basınç farkı
Akış Hızı	maks. 180 ° C'de 200 kg / saat
Basınç Farkı	3.5 bar egzoz gazı basıncında 1 bar
Boyutlar (mm)	86 x 58.7 x 38.4
Ağırlık (g)	140
Çalışma Sıcaklığı	-40°C ila 250°C

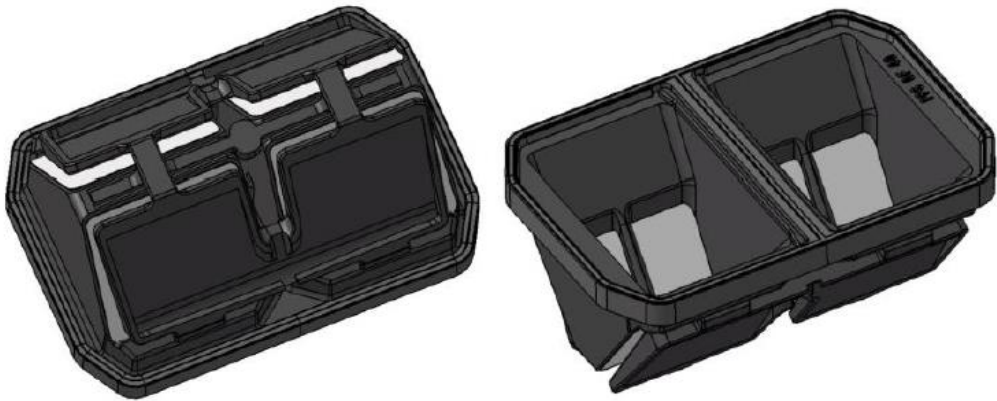


Şekil 1.10 : Alüminyum reed valf [7].

1.3.1.4.2 Kompozit Reed Valf Özellikleri

Çizelge 1.2 : Kompozit reed valf [7].

Sızıntı Oranı	<0,5 g/s (1,8kg /sa) @ 50 mbar basınç farkında
Akış Hızı	maks. 160 ° C'de 200 kg / saat
Basınç Farkı	3.5 bar egzoz gazı basıncında 1 bar
Boyutlar (mm)	86 x 58.7 x 38.4
Ağırlık (g)	70
Çalışma Sıcaklığı	-40°C ila 250°C



Şekil 1.11 : Kompozit reed valf [7].

1.3.1.4.3 Yüksek Debili Kompozit Reed Valf Özellikleri

Çizelge 1.3 : Yüksek debili kompozit reed valf [7].

Sızıntı Oranı	<1,0 g/s (3,6kg/sa) 50 mbar basınç farkında
Akış Hızı	maks. 160 ° C'de 400 kg / saat
Basınç Farkı	3.5 bar egzoz gazı basıncında 1 bar
Boyutlar (mm)	86 x 58.7 x 79.6
Ağırlık (g)	110
Çalışma Sıcaklığı	-40°C ila 250°C



Şekil 1.12 : Yüksek debili kompozit reed valf [7].

2. DİZEL MOTORLARDA HAVAYI KİRLLETİCİ GAZLAR: EGZOZ EMİSYONU

Dizel yakıtın yanması sırasında meydana çeşitli zehirli ve toksik olmayan gazlar gelir. Zehirli olmayan kısımlar su ve karbondioksittir. Su tamamen zararsız iken, CO₂ çevre üzerinde olumsuz etki bırakmaktadır. CO₂ küresel ısınmanın ana nedeni olarak bilinmektedir ve bu nedenle salınımının azaltılması gerekmektedir. Dizel yakıtlarda CO₂ salınım miktarı yakıt tüketimi ile doğrudan ilişkilidir. Yani CO₂ azaltmak için yakıt tüketimini azaltmak gerekir, daha verimli dizel motorlar gibi (>50% BTE).

Dizel motorlarda en temel ve problematik iki emisyon azot oksitler ve kurumdur.

2.1 Azot Oksit (NO_x) Oluşumu

Havanın yaklaşık 79%unu oluşturan azot gazı (N₂) iki atomlu bir moleküldür. Yüksek sıcaklıklarda (+1800K) N₂'den atomik duruma ayrılır (N). Tek nitrojen atomu reaktiftir ve N₂O, NO, N₂O₃, N₂O₅ ve N₂O₄ gibi farklı oksitler oluşturabilir. İnsan faaliyetleri sonucu taşıt egzozlarından salınan en yaygın NO_x formu NO'dur ve atmosferde kısa sürede NO₂'ye oksitlenir. Azot oksitler, NO ve NO₂, NO_x olarak adlandırılır. Dizel motor emisyonlarının yaklaşık 10% NO₂'dir ve bu NO_x formu NO'dan çok daha zehirlidir. Lokal konsantrasyonlar çok yükseldiğinde akciğerler için zararlıdır. Ayrıca asit yağmuruna katkıda bulunurlar ve hidrokarbonlarla kombinasyon halinde duman oluştururlar [6]. Fosil yakıtların yanmasından kaynaklı NO_x emisyonlarının ağırlıklı çoğunluğu NO, kalanı ise NO₂'dir, diğer formlar ise mühendislik hesaplamalarında ihmal edilebilecek mertebededirler.

NO_x oluşumunun ana kaynakları üç farklı mekanizma ile açıklanır [9]. NO_x oluşumu, yüksek oksijen konsantrasyonu ve yüksek yanma sıcaklıklarına sahip yanma bölgelerinde gerçekleşir. İçten yanmalı motorlarda NO_x oluşumu için en önemli mekanizma termal NO_x ve hızlı NO_x 'tir.

- Isıl azot oksit oluşumu (Zeldovich mekanizması) [10].
 - Alevin arkasındaki bölgede etkindir içten yanmalı motorlarda hakim olan mekanizmadır.
- Fenimore mekanizması [10].
 - Zengin karışımlarda etkindir
 - Motorlarda alev bölgesinde etkindir
 - Çok fakir ve çok düşük sıcaklıklarda N₂O oluşumu
- Yakıt kaynaklı NO [10].

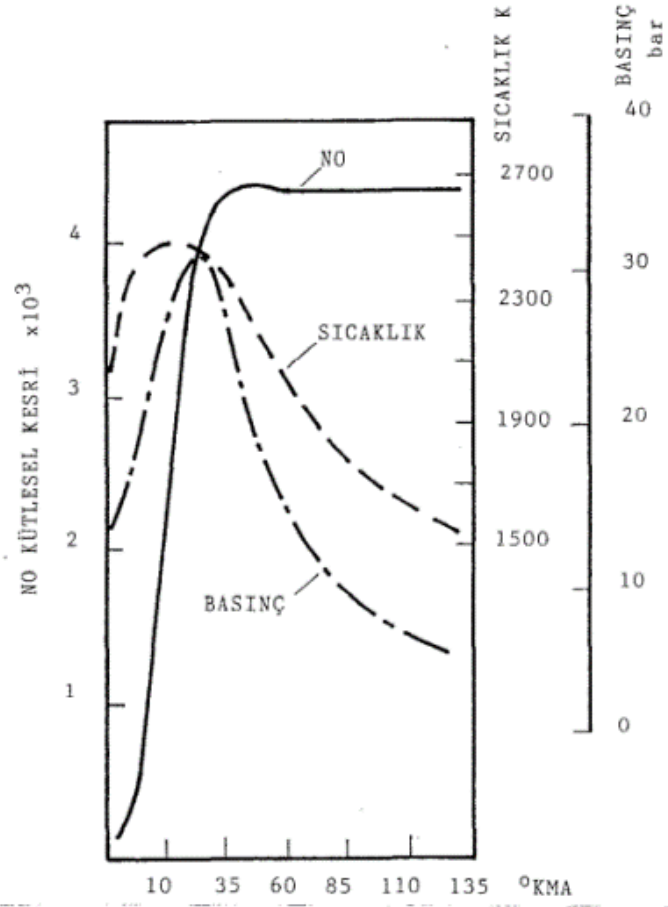
2.1.1 Zeldovich Mekanizması

Zeldovich ana reaksiyonu [10].

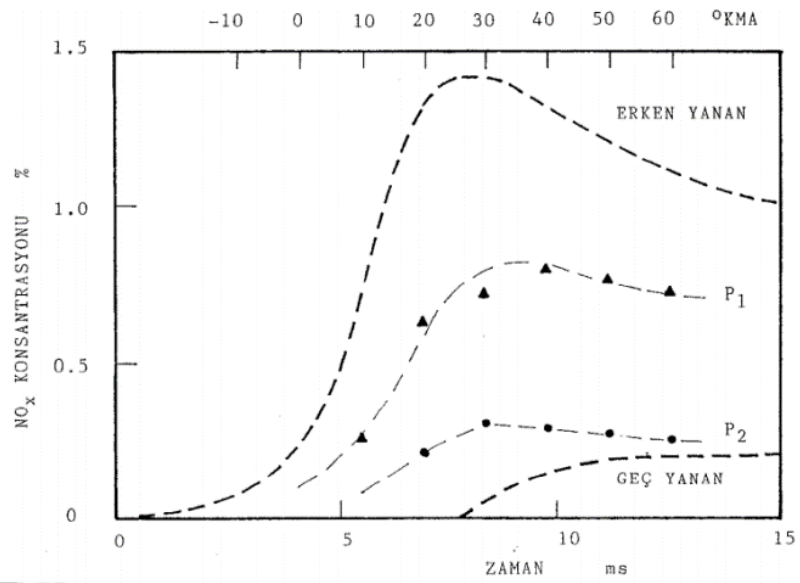


Zeldovich zincir reaksiyonları [10].





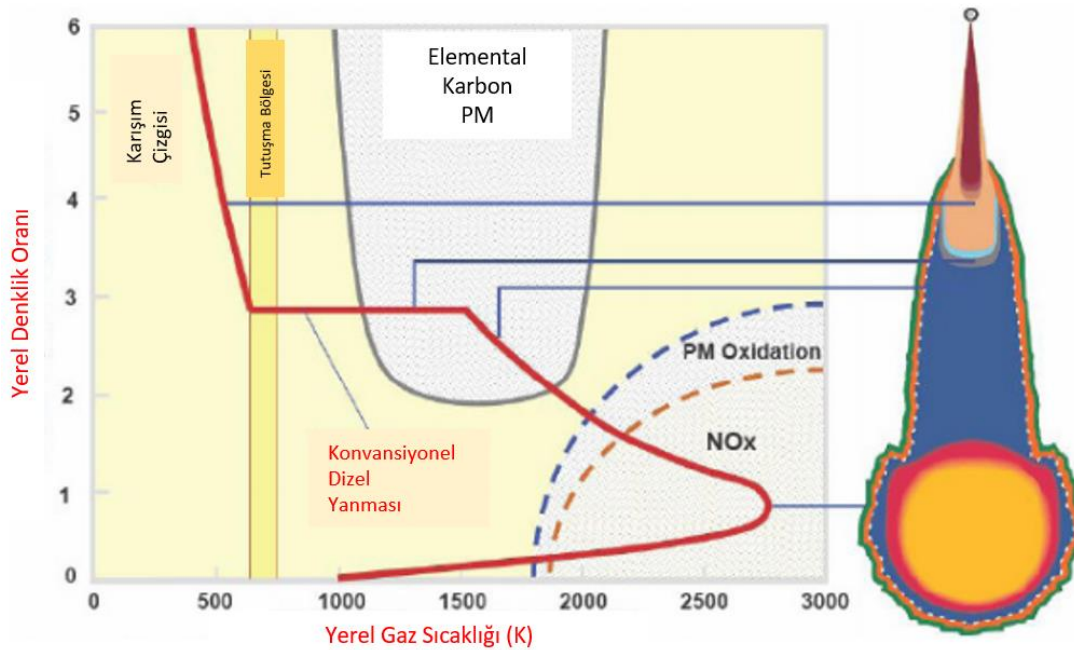
Şekil 2.1 : NO kütleli kesri [10].



Şekil 2.2: NO_x konsantrasyonu [10].

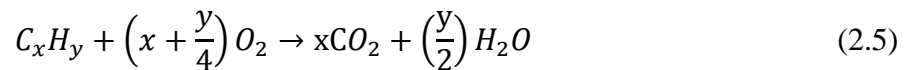
2.2 Kurum (Partikül Madde) Oluşumu

Dizel emisyonlarının en kritik öğelerinden olan partikül madde (kurum) genel olarak dizel motorlardaki is / siyah duman oluşumundan sorumludur. İnsan sağlığı üzerine etkileri hakkında araştırma çalışmaları devam etmektedir. Ancak eldeki bulgulara göre dizel emisyonlarındaki büyük zararlı maddelerden biri olarak kabul edilmiştir ve emisyon kısıtlamalarına dahil edilmiştir [11]. Yanma esnasında spreyn oksijen konsantrasyonunun düşük olduğu kısımlarında kurum oluştuğu görülebilir. Daha sonra yanma sırasında sıcaklık ve oksijen konsantrasyonu yükseldiğinde oluşan kurumun çoğu oksitlenir.



Şekil 2.3: Dizel yanmasında emisyon oluşumu [6].

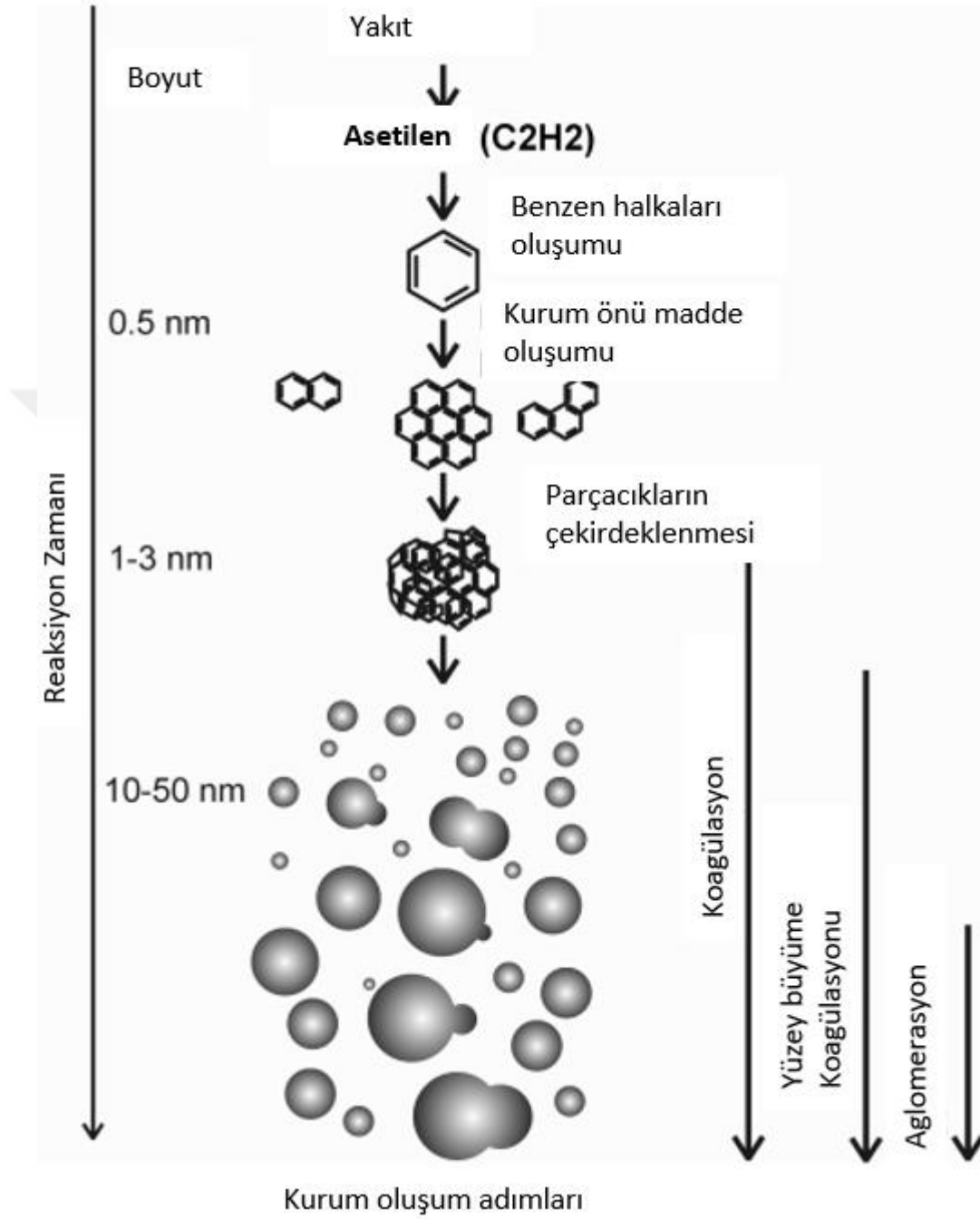
İdeal şartlar altında hidrokarbonların yanma reaksiyonları sonucu karbondioksit ve su açığa çıkar. Karışımdaki gaz oranları özellikle oksijen oranı oldukça önemlidir.



Bu koşullar altında mekanik iş ihtiyacının karşılanması için gerekli kimyasal enerji bulunur ve maksimum düzeyde ısı açığa çıkar.

Bilindik dizel motorlarda ise ideal koşullardan sapmalar olur. Karışımdaki oksijen miktarı yukarıdaki denkleme göre daha az kalıyorsa, CO₂ ve H₂O'ya ek olarak karbon

monoksit, hidtojen, hidrokarbonlar ve kurum gibi yanma sonu ürünleri ortaya çıkar [12].



Şekil 2.4 : Kurum oluşum basamakları [6].

2.2.1 Dizel Motorlarda Partikül Madde Oluşumunu Azaltma Yöntemleri

Dizel motorlarda yukarıda belirtilen sebeplerden dolayı kurum oluşumu kaçınılmazdır. Ancak, gerekli iyileştirmeler ile partikül madde oluşumu azaltılabilir. Bunlar hem tasarım aşamasında hem de kalibrasyon aşamasında yapılabilecek geliştirmelerdir.

Partikül madde azaltma yöntemleri [13] aşağıdaki gibi listelenebilir:

Egzoz sistemleri kapsamında:

- Dizel partikül filtresi (DPF)
- Dizel oksidasyon katalisti (DOC)

Bol oksijenli yakıt katkı maddeleri ile:

- Bio ethanol, n butanol
- DME (Dimetil Eter)
- DMC (Dimetil Karbonat)
- Biodizel

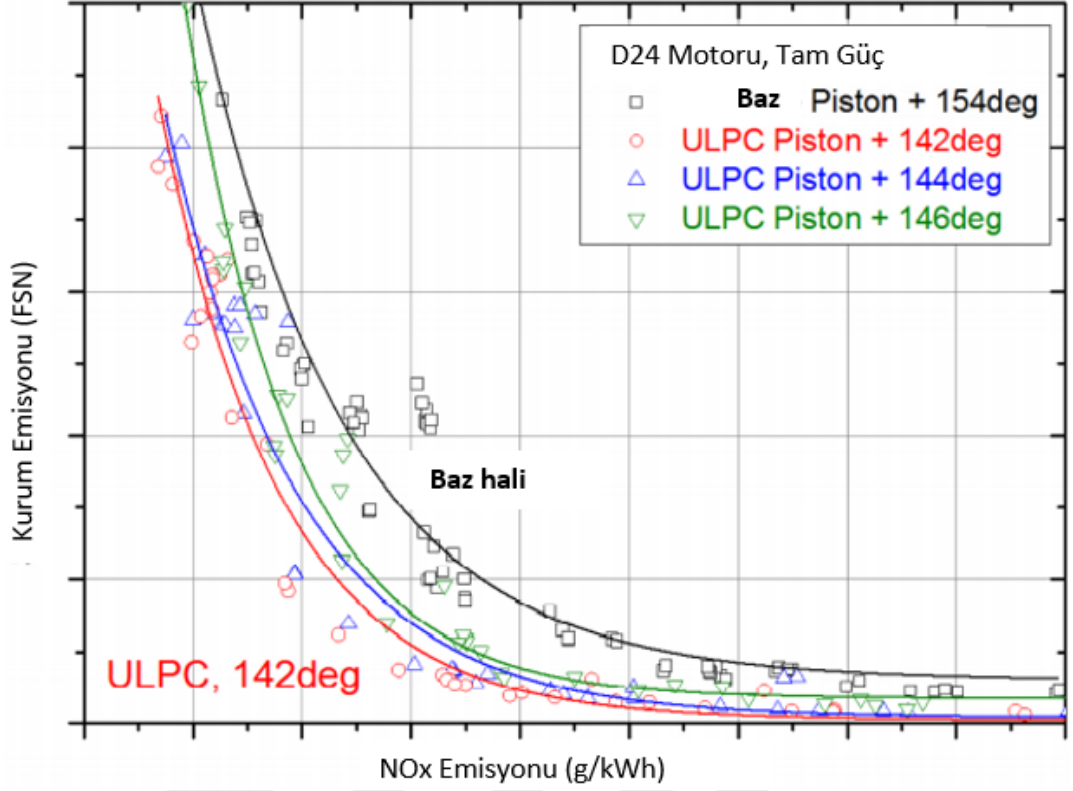
Yakıt enjeksiyon stratejileri ile (Kalibrasyonda iyileştirme):

- Enjeksiyon zamanlamasını avansa almak
- Optimum enjeksiyon basıncına gitmek
- Post enjeksiyon miktarını ve sayısını doğru ayarlamak

Diğer yöntemler:

- Yüksek turbo basıncı kullanmak
- Yanma odası tasarımını geliştirmek
- Kullanılan yağın kalitesini ve viskositesini optimum noktaya getirmek

Bu çalışmalar yapılırken unutulmamalıdır ki, NOx ve kurum oluşumu arasında bir bağlantı vardır ve herhangi biri en iyi noktaya getirildiğinde diğeri için durum tam tersi olmaktadır.



Şekil 2.5 :D24 motoru için yapılan kurum ve NO_x kıyaslaması [14].

2.3 Hidrokarbon (HC) Oluşumu

Dizel motorlar için HC oluşumu ve salınımı genellikle problem değildir. Yanma tamamlanamadığında ve oksijen eksikliğinde meydana gelir. Dizel yanması özellikle benzine göre fazla hava ile gerçekleştiğinden, yakıt neredeyse tamamen yanmaktadır. Güncel emisyon seviyeli dizel motorlarda yüksek EGR oranı kullanımı HC oluşumuna yol açabilmektedir ancak oluşan HC ve CO emisyonlarını ortadan kaldırmak için egzoz sisteminde dizel oksidasyon katalisti (DOC) kullanılmaktadır.

Hidrokarbon emisyonları için insan sağlığına son derece zararlı olduğu bilinmektedir ve kanserojen olduğundan şüphelenilmektedir. Ayrıca hava kirliliğinin nedenlerinden biridir [6].

2.4 Karbonmonoksit (CO) Oluşumu

Hidrokarbonların yanmasındaki bir ara adım ürünü olan CO, yanma devamında CO₂ ya dönüşür. Ancak bunun için 1200K sıcaklık ve ortamda yeterli oksijenin bulunması

gerekir. Oksijen eksikliği durumlarında ortaya çıkan CO insan sağlığı açısından son derece tehlikeli bir gaz olup lml etkilere sahiptir [6].



3. GELİŞEN EMİSYON KISITLAMALARI: “EU6’DAN EU7’YE GEÇİŞ”

3.1 Ağır Hizmet Araçları için Avrupa Emisyon Standartları Hakkında Genel Bilgiler

Ağır ticari vasıtlar için yönetmelikler, önce 8/77 / EEC [2871] sayılı “Direktif” ile tanıtılmış, sonrasında değişikliğe gidilmiştir. 2005 yılında, standartlar 05/55 / EC [1569] sayılı direktifle tekrar düzenlenip birleştirilmiştir. İlerleyen yıllarda ise uygulanması daha kolay hale getirilmek üzere direktifler yerini yönetmeliklere bıraktı.

Yıllar içerisindeki önemli noktalar [15] aşağıdaki gibi listelenebilir:

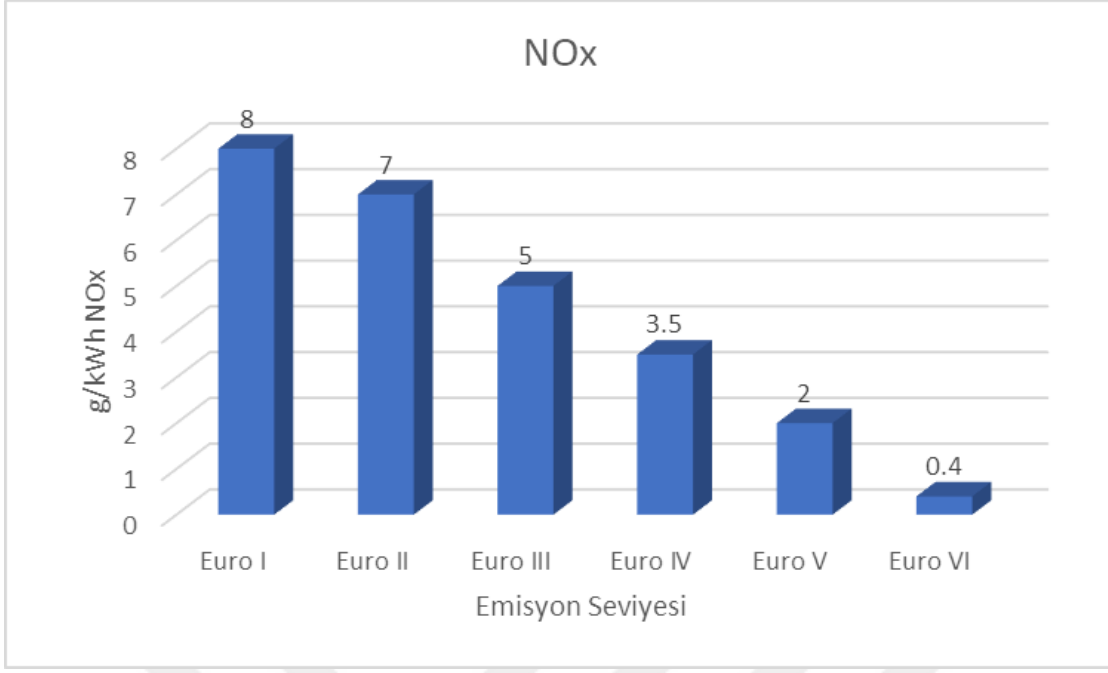
- EU I 1992 yılında yayımlandı, bunu takiben 1996’da EU II standartları yürürlüğe girdi. Bu standartlar hem kamyonlar için hem de otobüsler için geçerliydi ancak şehir içi otobüslerinde isteğe bağlı olarak uygulanıyordu.
- 1999’da Euro III standartlarını çalışıldı ve 2000’de yürürlüğe girdi.
- 2005 -2008 yıllarında EU IV / V standartlarını getiren direktif 1999/96 / EC [2870] paylaşıldı.
- Euro VI emisyon standartları, 595/2009 [3493] Tüzüğü ile tanıtıldı ve 2013 tarihinde devreye alındı. Euro VI emisyon gereklilikleri, partikül sayısı (PN) emisyon limitleri, OBD aksiyonları ve PEMS testi dahil olmak üzere bir çok yeni kısıtlama ile sunulmuştur.

Çizelge 3.1 : Ağır hizmet emisyon kısıtlamaları (sabit rejim) [15].

Emisyon Seviyesi	Tarih	Test	CO	HC	NO _x	PM	PN	İs	
			g/kWh				1/kWh	1/m	
Euro I	1992, ≤ 85 kW	ECE R-49	4.5	1.1	8	0.612			
	1992, > 85 kW		4.5	1.1	8	0.36			
Euro II	1996.10		4	1.1	7	0.25			
	1998.10		4	1.1	7	0.15			
Euro III	1999.10 EEV only		ESC & ELR	1.5	0.25	2	0.02		0.15
	2000.10			2.1	0.66	5	0.10		0.8
Euro IV	2005.10	1.5		0.46	3.5	0.02		0.5	
Euro V	2008.10	1.5		0.46	2	0.02		0.5	
Euro VI	2013.01	WHSC		1.5	0.13	0.4	0.01	8.0×10 ¹¹	

Çizelge 3.2 : Ağır hizmet emisyon kısıtlamaları (geçici rejim) [15].

Emisyon Seviyesi	Tarih	Test	CO	NMHC	CH4	NOx	PM	PN
			g/kWh					
Euro III	1999.10 EEV	ETC	3	0.4	0.65	2	0.02	
	2000.10		5.45	0.78	1.6	5	0.16	
Euro IV	2005.10		4	0.55	1.1	3.5	0.03	
Euro V	2008.10		4	0.55	1.1	2	0.03	
Euro VI	2013.01	WHTC	4	0.16	0.5	0.46	0.01	6.0×10 ¹¹ e



Şekil 3.1: Emisyon seviyelerine göre NO_x kısıtı [15].

3.2 ACEA Organizasyonu Hakkında Genel Bilgiler

Avrupa Otomobil Ürcileri Birliği (ACEA) Avrupa merkezli 16 büyük otomobil, kamyon, otobüs üreticisini temsil etmektedir. Bu nedenle EU7 gibi yeni gelecek olan emisyon kısıtlamalarında karar ve yönlendirme anlamında önde gelen bir kuruluştur. ACEA ve üye üretici firmalar, Araç Emisyon Standartları Danışma Grubu (AGVES) toplantılarına katılıp Avrupa Komisyonu tarafından yürütülen EU7 çalıştaylarına destek olup tavsiyelerde bulunmuştur [16].

ACEA'nın misyonu;

- Avrupa otomobil endüstrisinin ortak çıkarlarını ve politikalarını belirlemek
- Endüstriyel konularda hem Avrupa hem de küresel ölçekte oluşturulacak mevzuatlara katkıda bulunmak için tüm paydaşlar ile temasta kalmak
- Araçlarla ilgili yeni düzenlemelerde uzman bilgisi için portal görevi görür
- Güvenilir verilerle endüstrinin konumunu ortaya koymak
- Mobilite ve sürdürülebilirlik gibi konularda rekabet ve küresel zorluklarla alakalı çözümlere yönelik çalışmalar yapmak [17].

3.3 AB Yeşil Düzen: “European Green Deal”

Avrupa Komisyonu tarafından paylaşılan "Yeşil Düzen" anlaşması ACEA tarafından da onaylanmıştır. 2030 yılı ve 2050 yılları için kısıtlamaların artacağı, büyük yaptırımların getirileceği yeni İklim Planı özelikle CO₂ hedefi üzerine yoğunlaşsa da EU7 emisyon kısıtlamalarında NO_x için de ciddi kısıtlamalar geleceği öngörülmektedir. Avrupa Komisyonu, en genel tabir ile 2050 yılında karbon nötr bir Avrupa için böyle bir çalışma yapmıştır [16]. Bu yeşil düzen anlaşması ile alakalı stratejiyi ve kararlılığı gösteren sözler aşağıdaki gibidir:

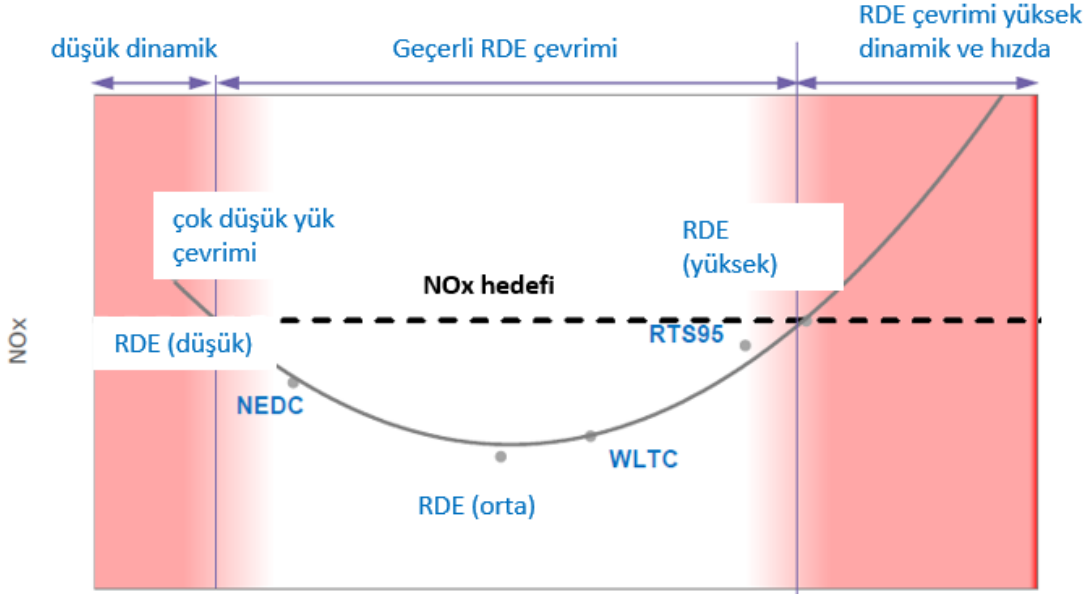
"Yeni büyüme stratejimiz Yeşil Düzen anlaşmasıdır. Bu, istihdam yaratırken emisyonları sıfırlamamıza yardımcı olacak" Ursula van der Leyen, Avrupa Komisyonu Başkanı.

"İnsanların refahını iyileştirmeye ve gelecek nesiller için sağlıklı bir gezegeni güvence altına almaya yardımcı olmak için yeşil ve kapsayıcı bir geçiş öneriyoruz." Frans Timmermans, Avrupa Komisyonu Başkan Yardımcısı

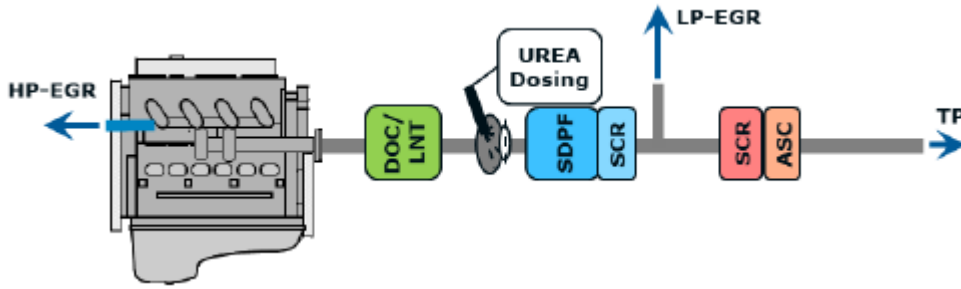
3.4 EU6 Sonrası Emisyon Konseptleri

Yukarıda bahsi geçen ACEA, AGVES ve CLOVE gibi oluşumlarda EU7 ve sonrası emisyon kısıtlamaları ve limitleri tartışılmaktadır. Bu çalıştayların çıktısı olarak da firmalar EU6 sonrası emisyon standartları için beklenti ve çözüm önerilerini paylaşmaktadırlar.

EU VI/6 emisyon kısıtlamaları için motor sonrası egzoz sistemlerine DOC , DPF , SCR, üre enjektörü, harici yakıt enjektörü entegre edilerek kısıtlamalar sağlanabilmektedir. (Şekil 3.2 ve Şekil 3.3)

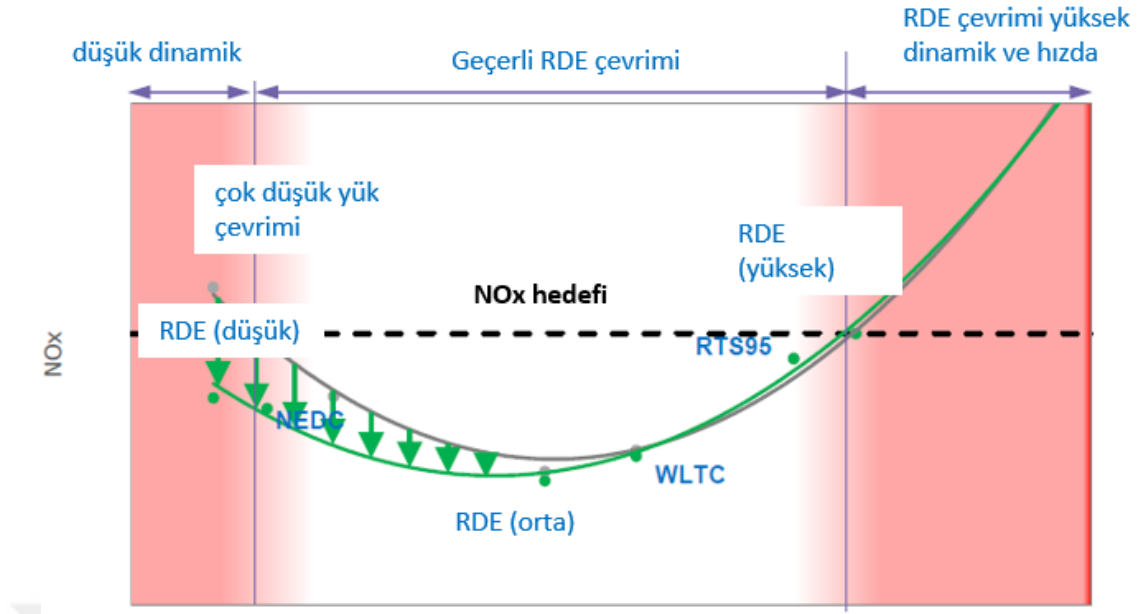


Şekil 3.2 : EU6 NO_x emisyon limitleri [18].

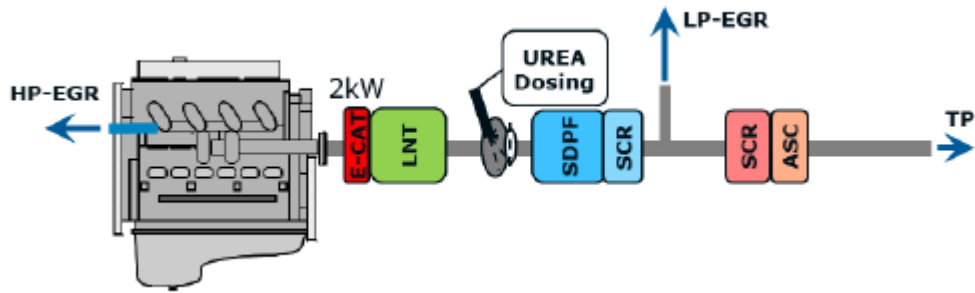


Şekil 3.3 : EU6 NO_x emisyon limitleri için çözüm önerisi [18].

EU VI sonrası emisyon limitlerinde olası soğuk bölge ve çok düşük çalışma yükü bölgesine getirilecek kısıtlamalar, standart sisteme 12V E-CAT (elektrikli katalist) eklenerek çözüme gidilebilir. Çok düşük yüklerde egzoz gazı da çok soğuk olacağından tam verimde çalışamaz ve NO_x limitleri sağlanamaz. Harici bir 12V sistem ile düşük yük ve soğuk çevrimlerde NO_x çevrimi kolaylaştırılır. (Şekil3.4 ve Şekil 3.5) Daha ileri ve maaliyeti yüksek opsiyonlardan biri ise 48V hafif hibrit sistem kurulmasıdır.



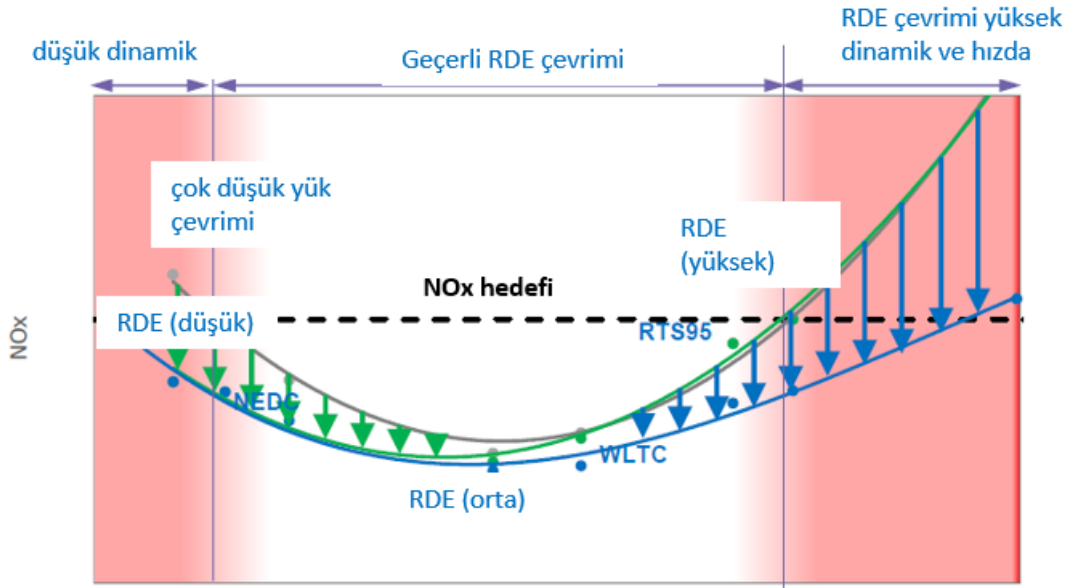
Şekil 3.4 : EU6 sonrası olası NO_x emisyon limitleri [18].



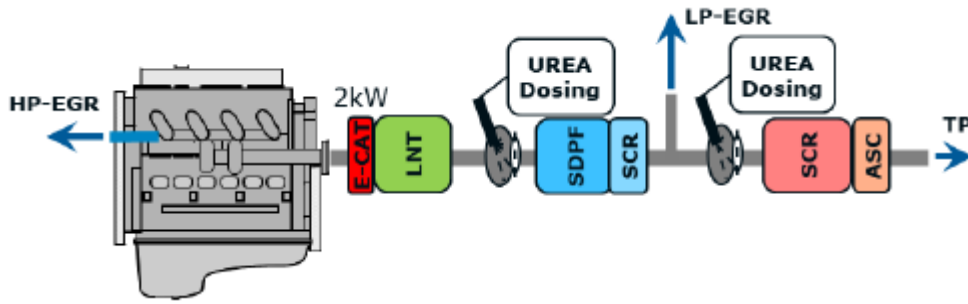
Şekil 3.5 : EU6 sonrası NO_x emisyon limitleri için çözüm önerisi [18].

EU VII / 7 ve sonrası için ise tüm çalışma noktalarında düşük NO_x hedefinin geleceği beklenmektedir. Dolayısıyla sadece düşük yük bölgelerine ya da sabit hız bölgelerine yapılacak iyileştirmeler yeterli olmayacaktır. Yeni kısıtlar yalnızca kalibrasyon iyileştirmeleri ile çözülemeyeceği gibi, bir üstte gösterilen 12V E-CAT dahi yeterli gelmeyecektir. Çözüm için çift üre dozlama sistemi ile hem yüksek basınçlı hem de düşük basınçlı EGR sistemlerinin kullanılacağını öngören yaklaşımlar mevcuttur. (Şekil3.6 ve Şekil 3.7)

EU7 emisyon limitlerinde NO_x kısıtlaması bir önceki mevzuata göre çok artacağından tez kapsamında da standart EU6 motora yapılacak düşük maliyetli ancak etkili bir sistem olan reed valf test edilmiştir.



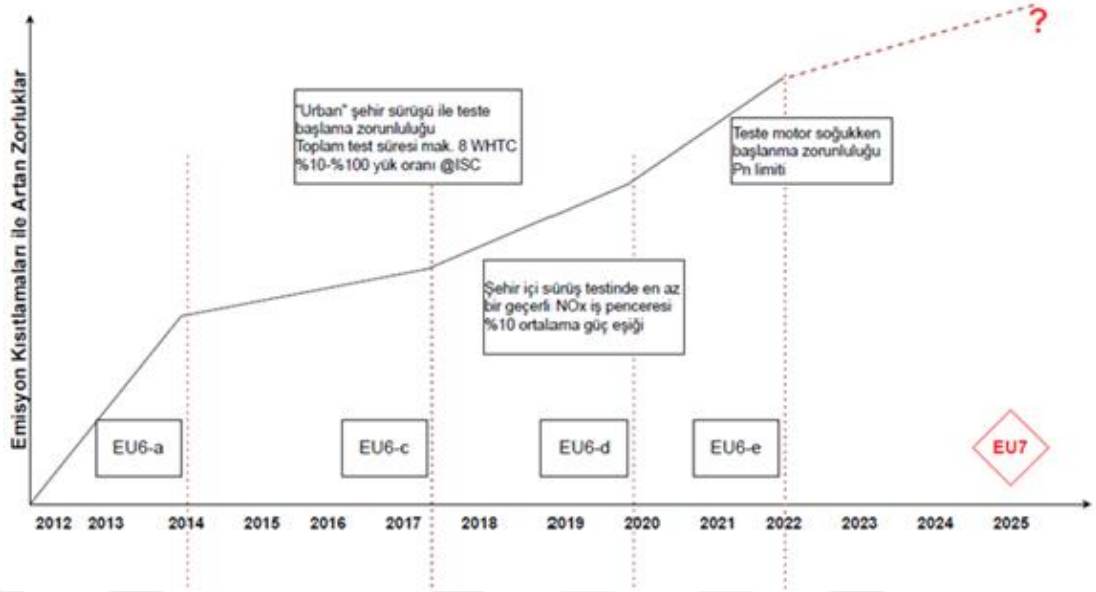
Şekil 3.6 : EU7 için olası NO_x emisyon limitleri [18].



Şekil 3.7 : EU7 için NO_x emisyon limitleri için çözüm önerisi [18].

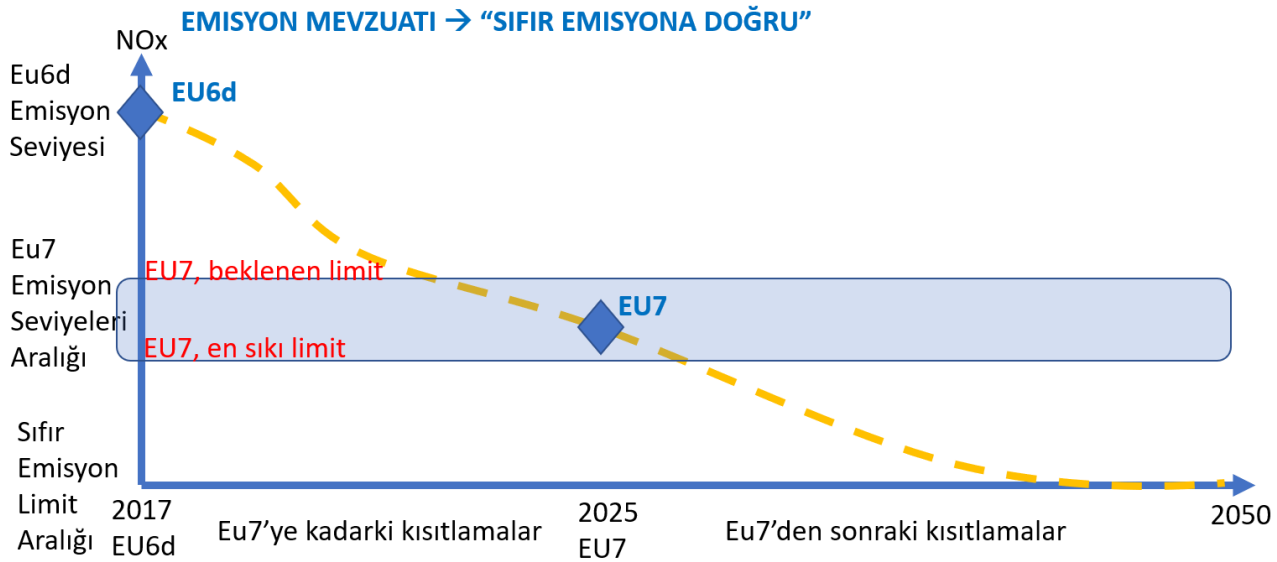
Taşıt üreticileri emisyon standartlarına uygun araç satmak zorunda olduklarından, yapılacak her yeni düzenleme, sisteme parça eklenmesi ya da kalibrasyon ve kontrol zorluğu maliyet artışına sebep olacaktır. Tüketici için ise alınacak ürünün hala cazip olabilmesi için, üreticiler emisyonu sağlayacak en uygun fiyatlı ve dayanıklı, sürdürülebilir çözümlere yönelirler.

Emisyon kısıtlamalarıyla artan zorluklar Şekil 3.7'de gösterilmiştir.



Şekil 3.8 : Emisyon kısıtlamalarıyla artan zorluklar

Eu7 için limitler ve çözüm önerileri daha kestirilebilir değişiklikler olmasına rağmen, Yeşil Anlaşma ile Avrupa Birliği üye ülkeleri ve anlaşmaya imza atan diğer ülkeler 2050 yılında sıfır emisyon bölgesi oluşturacaklardır. Şekil 3.9 EU6 ve sonrası yaklaşımı gösteren bir projeksiyondur.



Şekil 3.9 : Emisyon mevzuatı EU7 ve sonrası



4. DİNAMOMETRE TESTLERİNDE VERİ TOPLAMA

4.1 NO_x Ölçümü

Deneyleer yapılırken NO_x emisyon ölçümleri AVL AMA i60 model cihaz ile yapılmıştır. Cihaz birden fazla noktadan emisyon ölçümünü eş zamanlı yapabilmektedir. Örneğin motor geliştirme kalibrasyon testlerinde hem motor çıkış (turbo öncesi) hem de egzoz çıkış (DOC_ DPF-SCR sonrası) ölçüm alınmaktadır. Tez kapsamında yapılan deneylerde yalnızca motor çıkışından ölçüm alınmıştır.

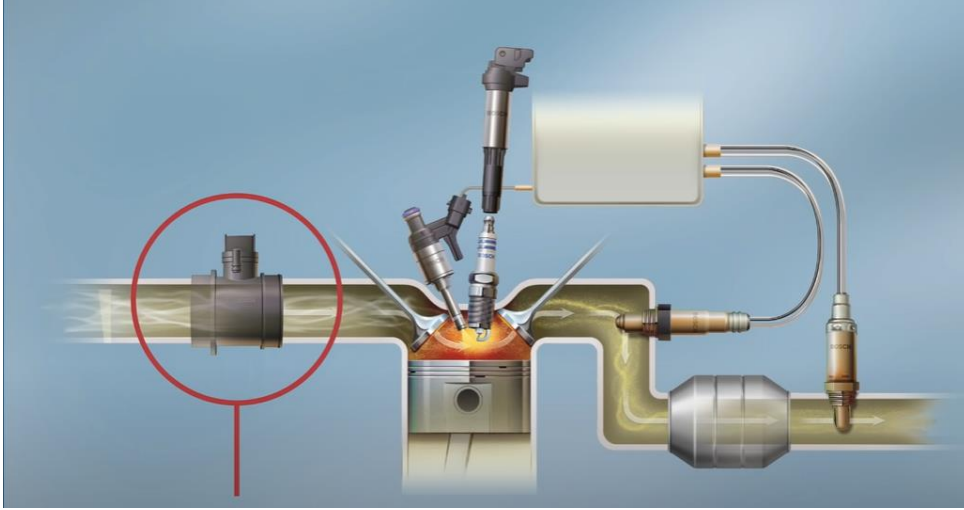


Şekil 4.1 : AVL AMA i60 [19].

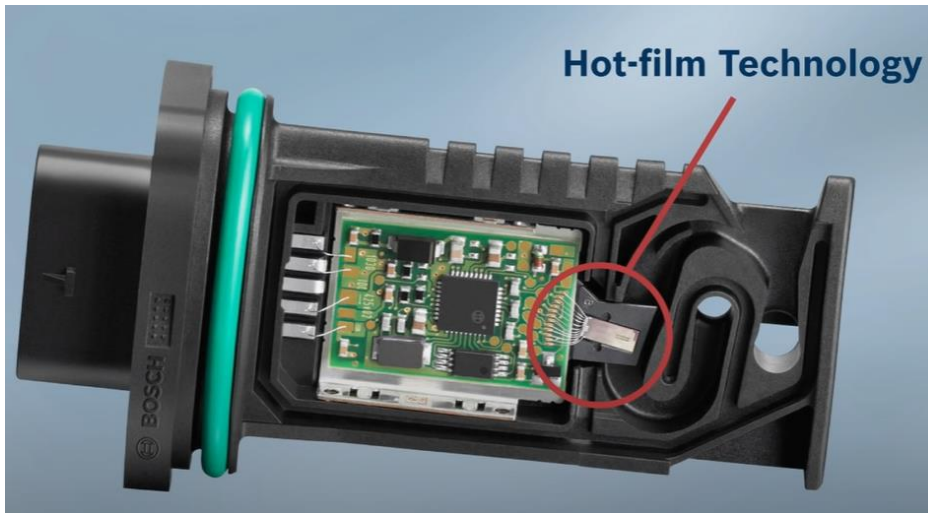
4.2 Hava ve Yakıt Debisi Ölçümü

Silindire alınan hava miktarı yanmayı doğrudan etkilediği için ölçüm yapılacak konum ve gaz akışının düzgünlüğü son derece önemlidir. Test motorunda kompresörden önce MAF sensörü ile temiz hava miktarı ölçümü yapılmıştır.

MAF sensörleri genellikle sıcak tel ya da sıcak film prensibine göre çalışır. Genel olarak bahsetmek gerekirse, bir MAF sensörünün iki algılama kablosu vardır. Biri elektrik akımıyla ısıtılırken, diğeri ısıtılmaz. Emme manifolduna girecek olan hava, ısıtılmış tel boyunca akarken soğur. İki kablo arasındaki sıcaklık farkı arttığında, sensör ısıtılmış tele giden akımı otomatik olarak artırır veya azaltır. Bu akım bilgisi motor kontrol ünitesine gönderilir ve akımın karşılığı olan hava miktarı belirlenmiş olur [24 - 25].



Şekil 4.2 : Hava debisi ölçümü [20].



Şekil 4.3 : Hava debisi ölçüm yöntemi [20].

4.3 Basınç ve Sıcaklık Ölçümü

Tez kapsamında yapılan deneylerde ve kurulan test düzeneğinde önceki bölümlerde belirtilen noktalardan gazların basınç ve sıcaklıkları ölçülmüştür. Piezorezistif 4080BT model Kistler marka sensörler ile alınan değerler, işlenerek kayıt bilgisayarına aktarılmıştır.



Şekil 4.4: Kistler 4080BT [23].

Deneylerde sıcaklık ölçümleri K tipi termokupllar ile yapılmıştır. Ayrıca şekil 4.3'te gösterilen Kistler 4080BT sensörüne ek PT1000 sensörü ile de aynı noktadan hem sıcaklık hem basınç ölçümü yapılabilmektedir.

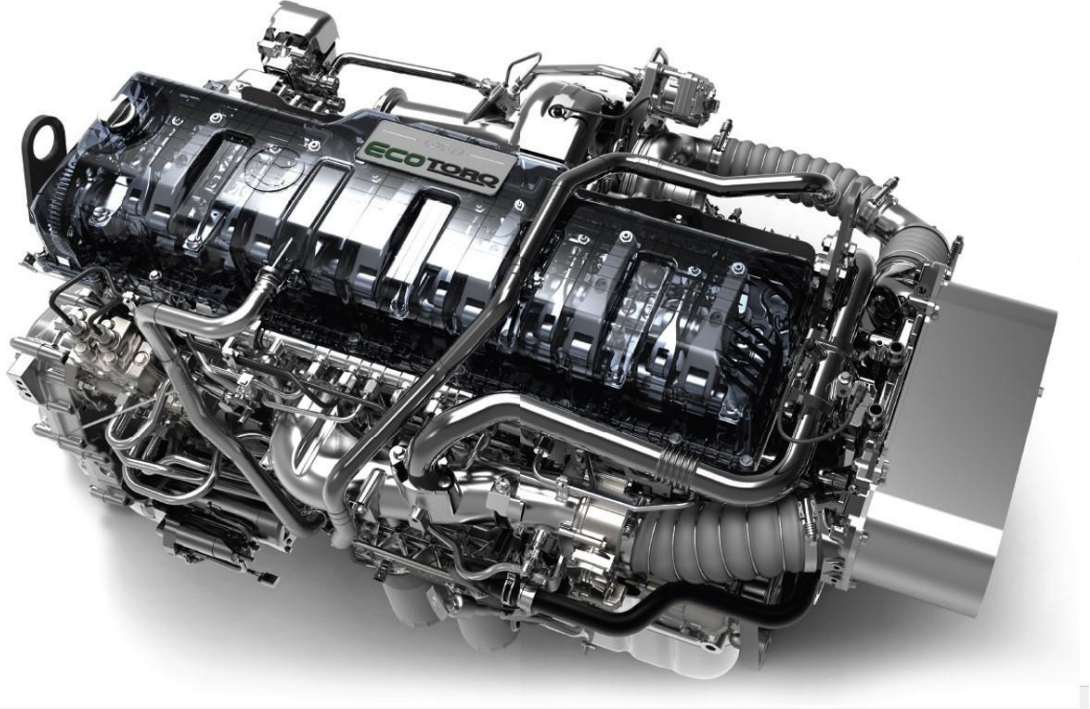


5. DENEY DÜZENEĐİ VE SONUÇLAR

5.1 Test Motoru

Tez kapsamındaki deneyler Ford Otosan firmasına ait 12.7L Ecotorq motoru üzerinde yapılmıştır.

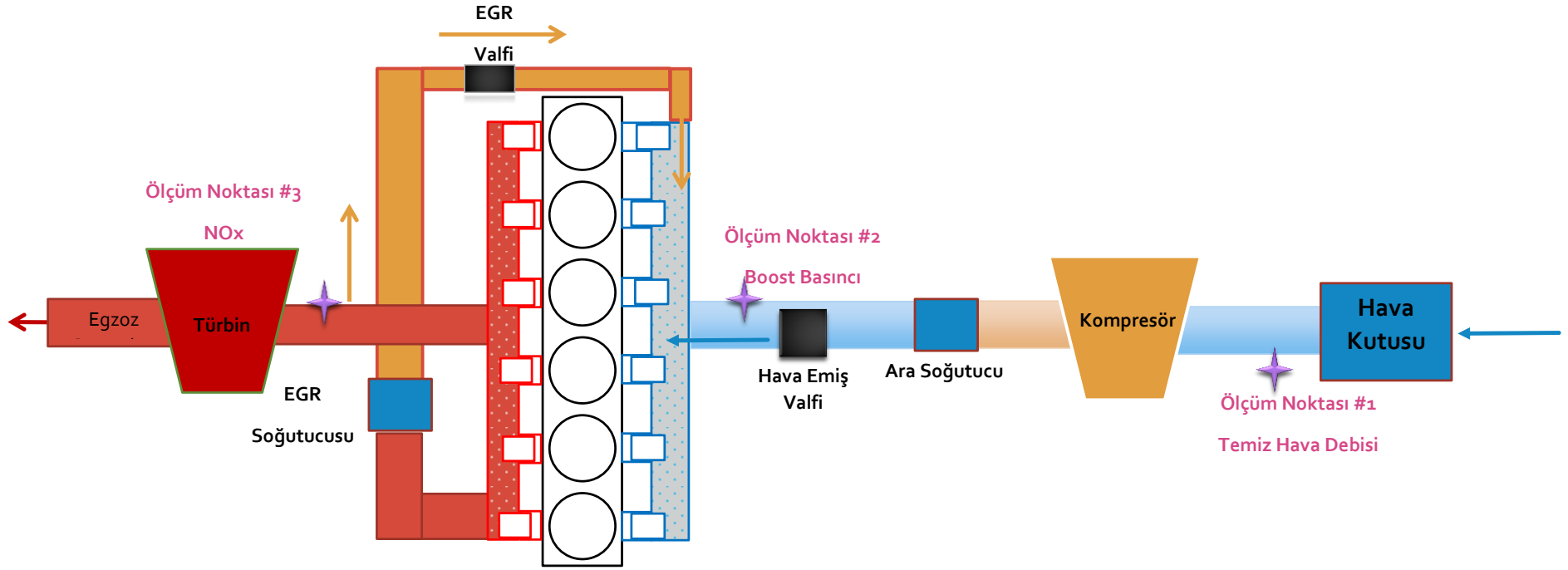
12740cc motor hacmine sahip Ecotorq motoru 2500Nm tork ve 500Ps güç üretmektedir. 50L yağ hacmine sahip olan Ecotorq 12.7L motoru 57L (intarder opsiyonuyla 77L) soğutma suyu ile sunulmuştur [21].



Şekil 5.1 : Ecotorq motoru [22]

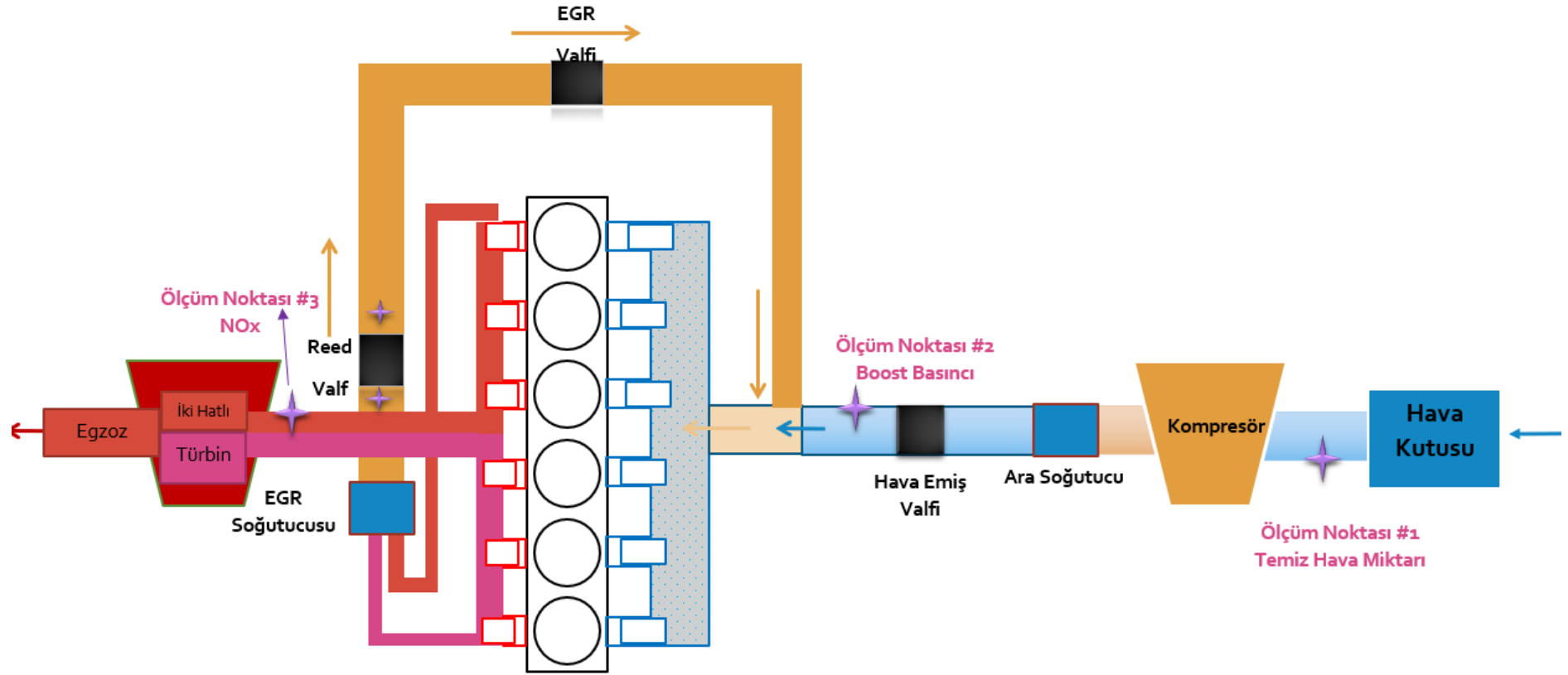
5.2 Deneş Düzeneğinin Kurulması ve Ölçüm Noktaları

5.2.1 Standart EU6 Motor Şeması



Şekil 5.1 : EU6 motor şeması ve ölçüm noktaları

5.2.2 Reed Valf ve İki Yollu EGR Sistemli Test Motoru Şeması



Şekil 5.2: EU6 motor şeması ve ölçüm noktaları

5.3 Deney Kapsamı

EGR gazı doğası gereği P3 yani Türbin giriş basıncı ile P_MAN yani Emme Manifold basınç farkı sayesinde kendiliğinden akar. Bir başka deyişle $P_3 > P_{MAN}$ koşulunun sağlandığı durumlarda EGR elde etmek daha basittir çünkü fiziki şartlar gereği gazlar yüksek basınçtan düşük basınca hareket etme eğilimindedir.

Ancak güncel ağır vasıta dizel motorlarında farklı çalışma rejimlerinde bu basınç farkı sağlanamayabilir. Yapılan turbo-kompresör seçimi ve kalibrasyon çalışması sonucu emme manifold basıncı, türbin giriş basıncından yüksek olabilir. Beklendiği gibi eğer bu ters basınç farkını yenecek bir EGR pompası da sistemde yok ise bilindik yöntemlerle EGR elde edilemez.

Kurulan deney düzeneğinde, egzoz gazı basınç dalgalarını yakalayarak tek yönlü akışa izin veren Reed valf sayesinde yukarıda bahsedilen negatif basınç farklarında dahi EGR elde edilmiştir.

5.3.1 Deney Adımları

Ford Otosan firmasına ait 6 silindirli ağır vasıta motoruna sabit geometrili ve iki hatlı turbo sistemi ile reed valf montajı yapılmıştır. Egzoz sistemi, manifoldtan sonra 1-2-3 nolu silindirlerden çıkan egzoz hattı ve 4-5-6 nolu silindirlerden çıkan egzoz hattı olmak üzere toplam iki hattan oluşur. Atık gazlar EGR soğutucusuna da yine çift hattan gelir ve reed valf üzerinden tek hat olarak çevrim tamamlanıp temiz havayla karışarak emme manifolduna girer.

Montaj aşamasından sonra yapılacak testlere geçmeden önce yapılacak işlem test motorunun volümetrik veriminin tayinidir.

Elektronik kontrollü EGR valfi hem kalibrasyondan tam kapalı pozisyona getirilmiş hem de emme manifolduna bağlandığı yerden fiziken körlenmiştir. Bu sayede deney motorunun alabileceği maksimum temiz hava miktarı belirlenmiştir. Sonraki bölümde deney sonuçları paylaşılırken hesaplanan EGR miktarının doğruluğu için en kritik adımlardan biri volümetrik verimi doğru tayin etmektir. Bu sebepten EGR valfi yalnızca kontrolcü üzerinden kapalı pozisyona getirilmemiş aynı zamanda sızıntılara

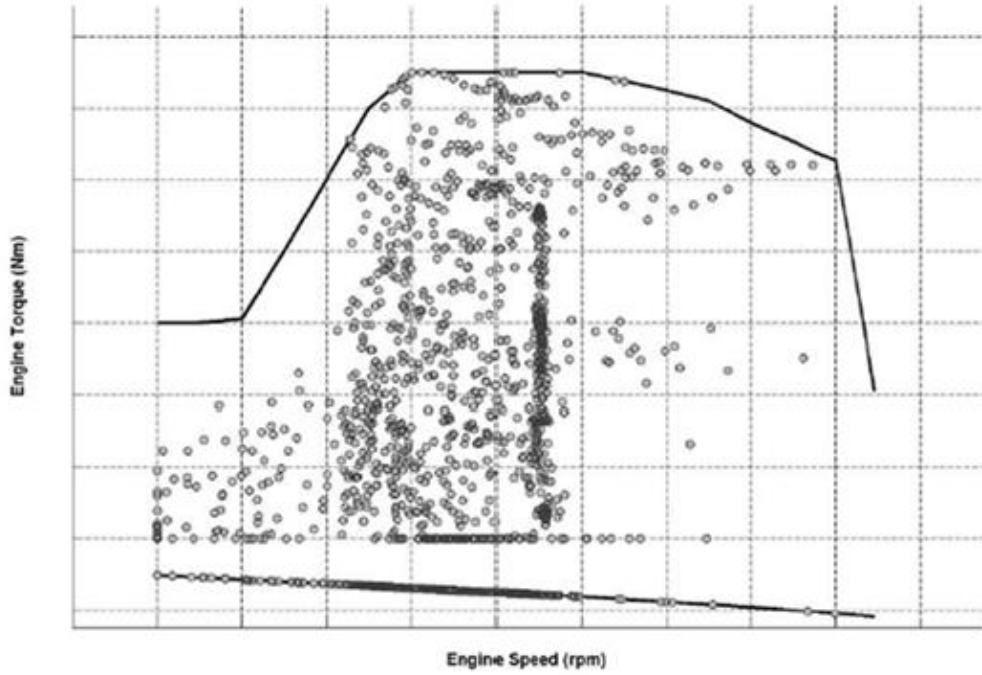
karşı önlem amacıyla fiziki körlere uygulaması yapılmıştır. Önceden belirlenmiş olan maksimum temiz hava miktarından, test esnasında motora giren temiz hava miktarı çıkarılarak o noktadaki EGR gazı miktarı tespit edilmiştir.

Kurulan test düzeneğinde gaz kaçak kontrolleri yapılmıştır. İlk adım olarak hattın bir ucundan duman basarak fark edilen noktalarda sızıntılar giderilmiş, contalar yenilenmiştir.

“Karbon Dengesi” metoduyla motora giren yakıt ve hava ile egzozdaki karbon miktarları kıyaslanmıştır ve test düzeneğinin güvenilir sonuç vereceğinden emin olunmuştur.

Deney kapsamında sabit motor hızında farklı yüklerde sabit rejim testleri yapılmıştır. Her yükte yaklaşık 15 farklı EGR pozisyonu taranmıştır. Bu noktalar standart motorda doğal EGR akışının olmadığı noktalardır. Yani motorun emme manifold basıncının, türbin giriş basıncından yüksek olduğu noktalar çalışma noktalarıdır.

WHTE emisyon testinde en yoğun olarak kullanılan noktalar belirlenmiş olup, deney kapsamına alınmıştır. 1000rpm motor hızında 800Nm ve 1800Nm motor momenti aralığı taranmıştır. Bu noktalarda yapılabilecek iyileştirmelerin WHTE üzerinde etkisi kaçınılmaz derecede fazla olacaktır.



Şekil 5.3 : WHTE noktalarının motor haritasındaki yerleri [26].

Yapılan testlerde, fiziksel olarak EGR akışı mümkün olmayan negatif basınç farkında, %25 mertebelerinde EGR akışı elde edilmiştir. Yapılan testler sonucunda hedeflendiği gibi reed valf kullanımını ile ters basınç farkı olan noktalarda dahi EGR akışı sağlanmıştır.

5.4 Denev Sonuçları

1000rpm motor hızında 600-800-1000-1200-1400-1600 ve 1800 Nm motor momentinde deney yapılmıştır. Her bir deney EGR valfi tam kapalı olan nokta ile başlamaktadır. Bu noktadaki,

- NOx
- Emme Manifoldundaki Temiz Hava Miktarı
- Turbo Basıncı

%100 olarak gösterilmiştir ve EGR valf pozisyonu %0'dan %100'e doğru gittikçe değişim oransal olarak grafiklere aktarılmıştır. EGR oranı ise, her noktadaki EGR gaz debisinin emme manifoldundaki toplam hava debisine oranı şeklinde yüzdesel olarak gösterilmiştir.

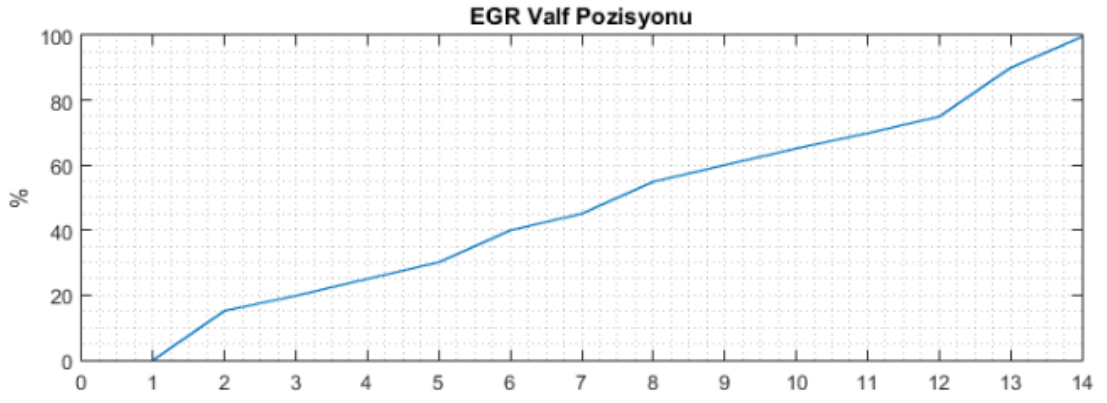
Turbo basıncının değişmesindeki temel sebep, EGR oranı arttıkça türbin üzerinden geçen egzoz debisinin azalmasıdır. Test motorunda değişken geometrili bir turbo kullanılmadığından debideki bu azalma kompanse edilememiştir ve turbo basıncında düşüş gözlenmiştir.

Benzer şekilde, alınan temiz hava miktarı da EGR oranının artmasıyla azalmıştır.

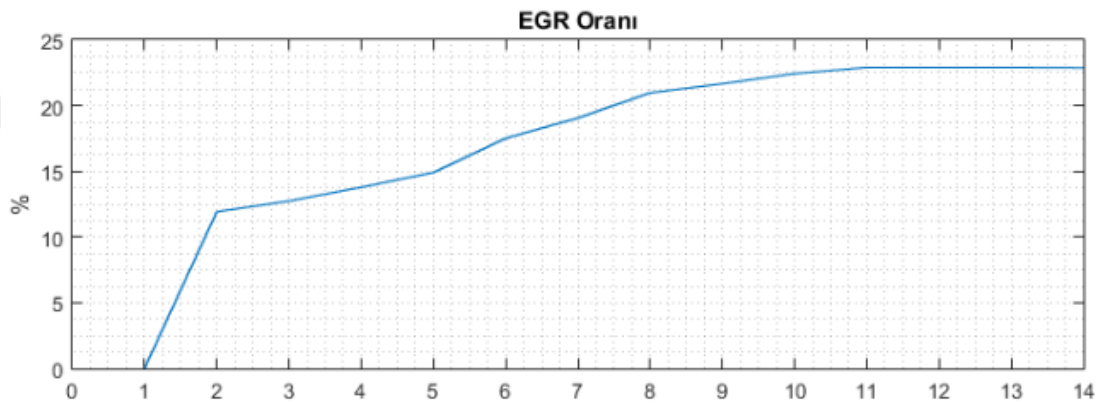
5.4.1 1000rpm 600 Nm (%24 Yüklü)

1000rpm 600Nm kısmi yükteki çalışmada 14 farklı EGR Valf pozisyonunda ölçüm alınmıştır. 0-70% EGR valfi açıklığında EGR oranının arttığı görülmektedir. Motor çıkış noktasından alınan NOx ölçümündeki düşüş EGR oranının arttığını göstermektedir.

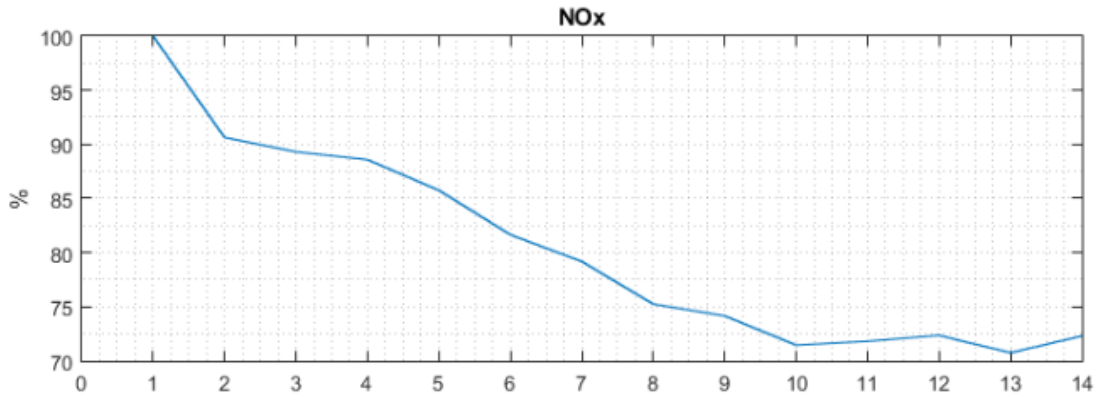
EGR valfinin %0 dan %70'e gelmesi durumunda, motor çıkış NOx %100 → %75'e düşüş olmuştur.



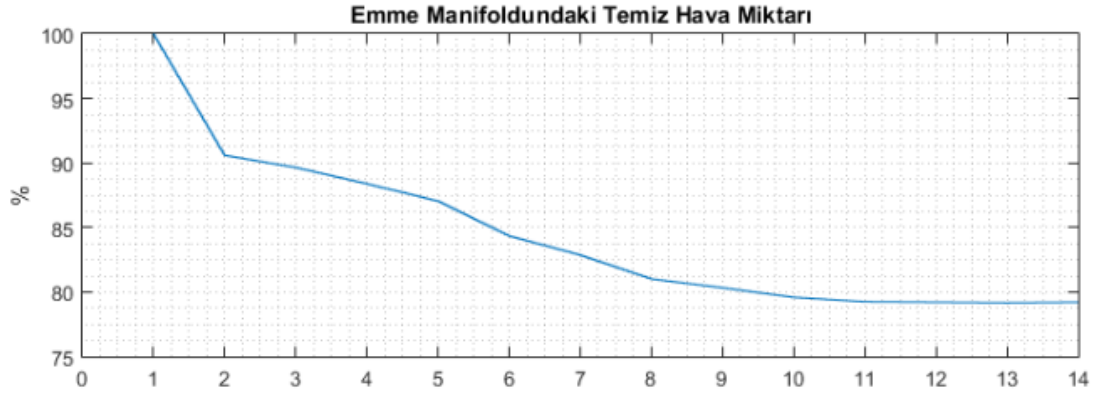
Şekil 5.4 : 1000rpm 600Nm EGR valf pozisyonu.



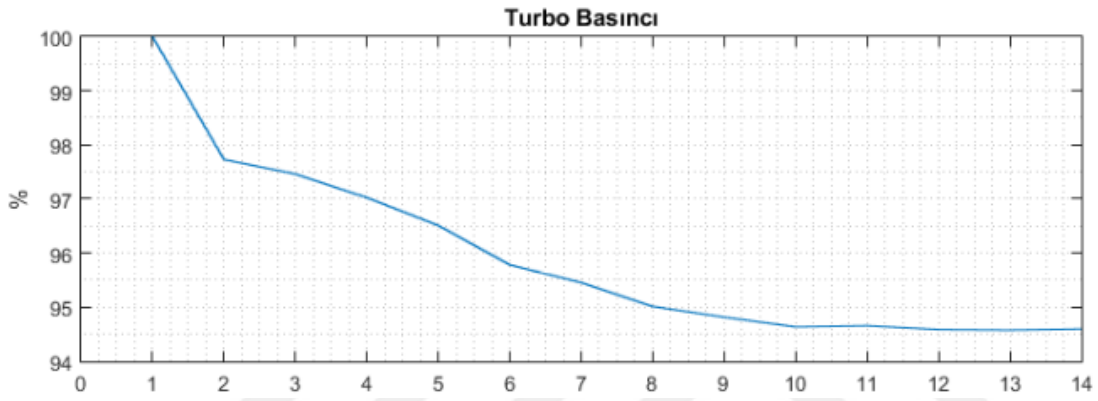
Şekil 5.5 : 1000rpm 600Nm EGR oranı.



Şekil 5.6 : 1000rpm 600Nm NO_x değişimi.



Şekil 5.7 : 1000rpm 600Nm temiz hava miktarındaki değişim.

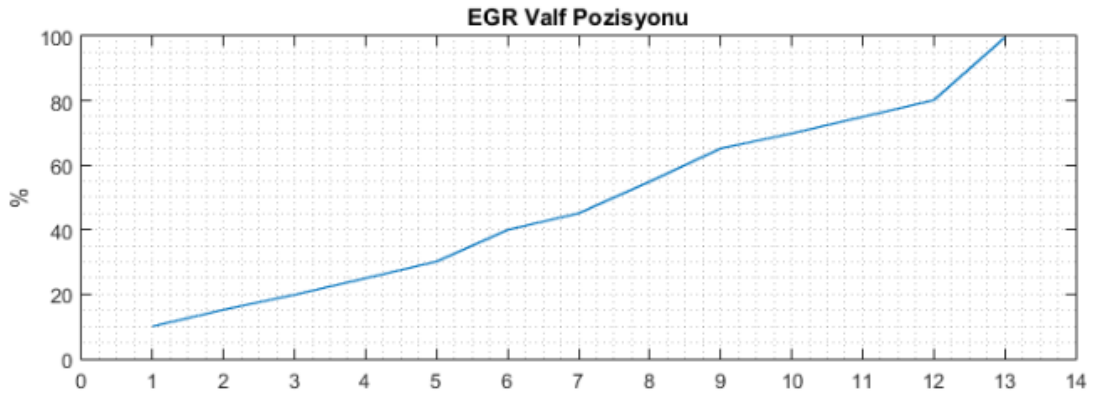


Şekil 5.8 : 1000rpm 600Nm turbo basıncı değişimi.

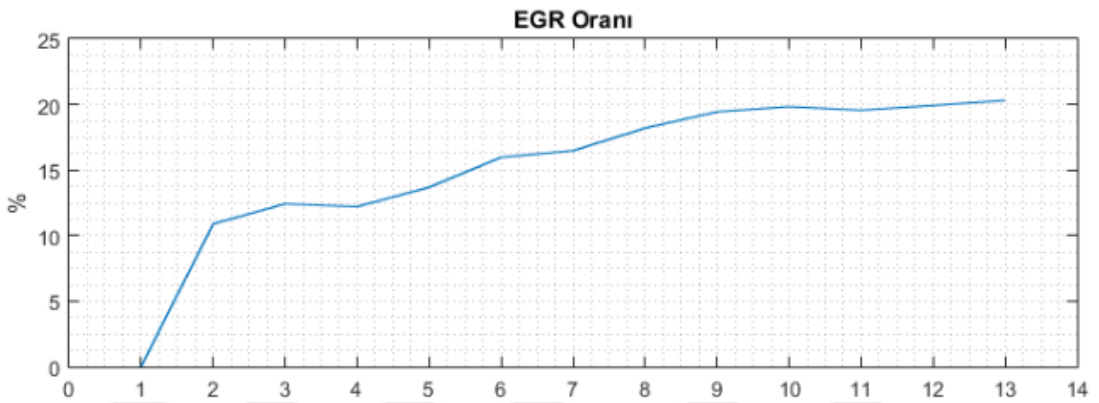
5.4.2 1000rpm 800 Nm (%32 Yüklü)

EGR oranı arttıkça, (%80'e kadar) türbin üzerinden geçen egzoz debisi azaldığı için, Turbo basıncının da 5% düştüğü görülmektedir. EGR valfi %80 ila %100 olması durumu, sistemde fiziksel olarak bir değişikliğe sebep olmamıştır.

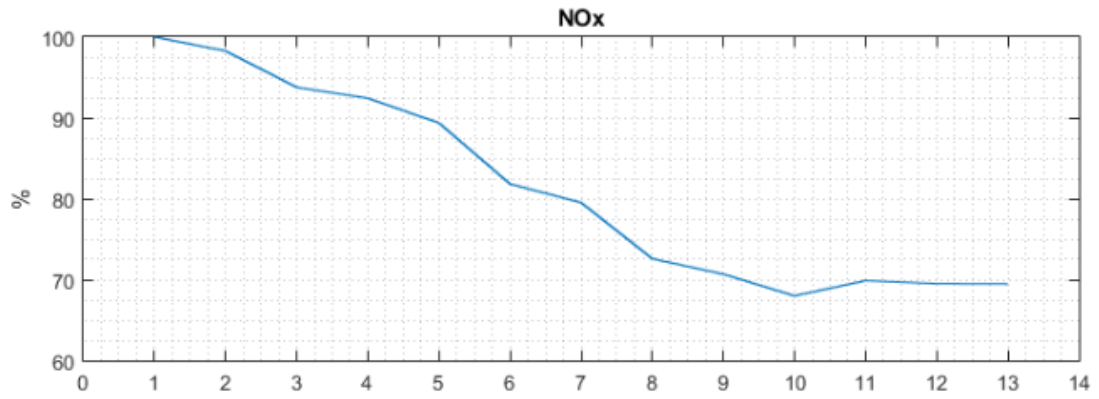
EGR valfinin %0'dan %80'e gelmesi durumunda, motor çıkış NOx ölçümünde %100'den %70'e düşüş olmuştur.



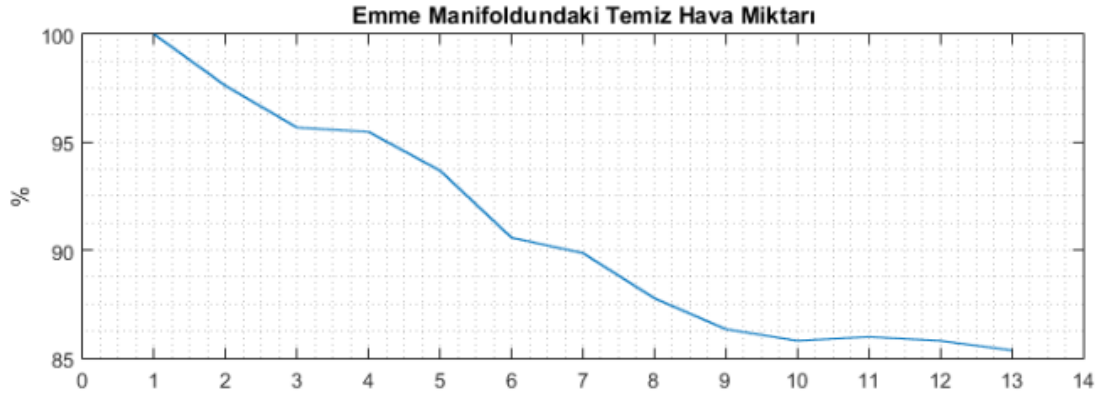
Şekil 5.9 : 1000rpm 800Nm EGR valf pozisyonu.



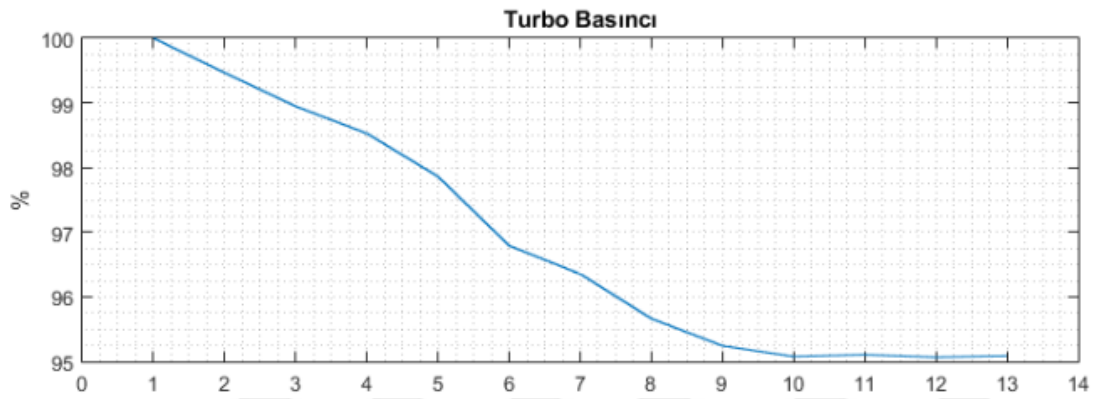
Şekil 5.10 : 1000rpm 800Nm EGR oranı.



Şekil 5.11 : 1000rpm 800Nm NO_x değişimi.



Şekil 5.12 : 1000rpm 800Nm temiz hava miktarındaki değişim.

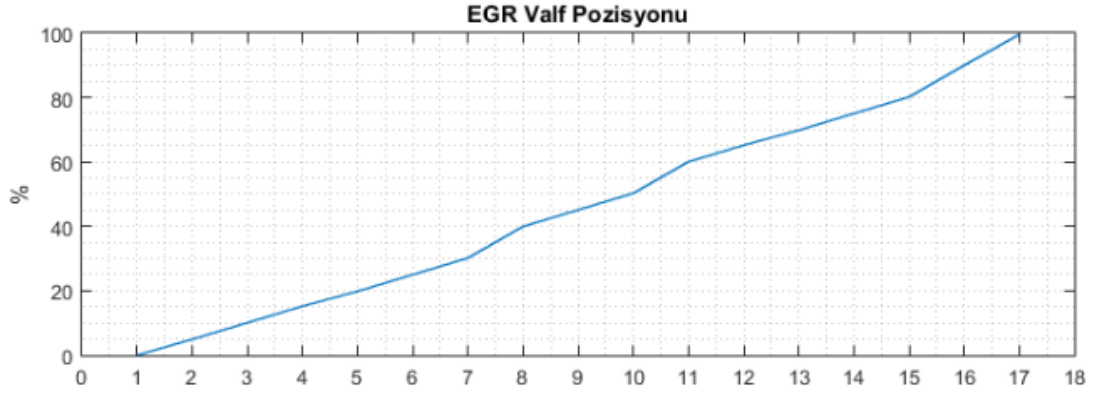


Şekil 5.13 : 1000rpm 600Nm turbo basıncı değişimi.

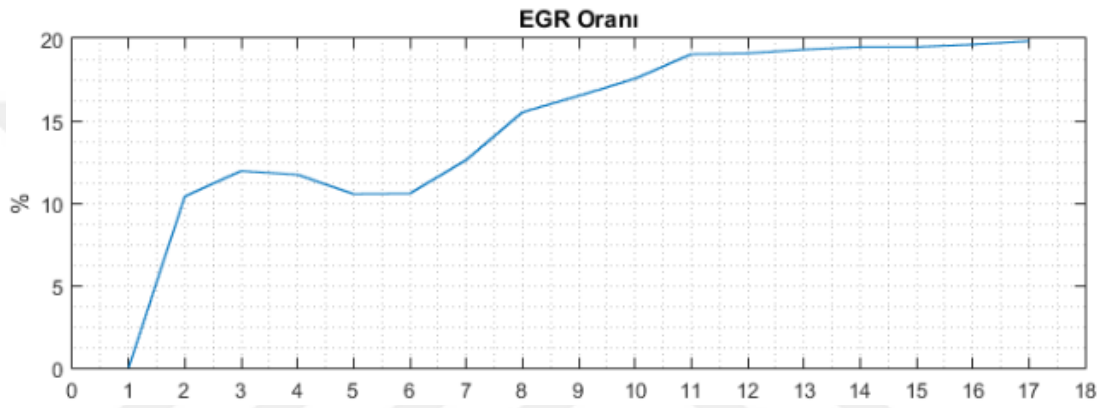
5.4.3 1000rpm 1000 Nm (%40 Yüklü)

Tüm grafiklerde EGR valf pozisyonununun %0 olduğu andaki NOx- Turbo Basıncı ve Temiz Hava Miktarı %100 olarak gösterilmiştir. Yapılan EGR valf pozisyon taramaları ile değişim göreceli olarak değerlendirilmektedir. Bu testin 4-5-6. noktaları, gaz kaçağı gözlenmiş olduğundan raporlarda değerlendirmeye alınmamıştır.

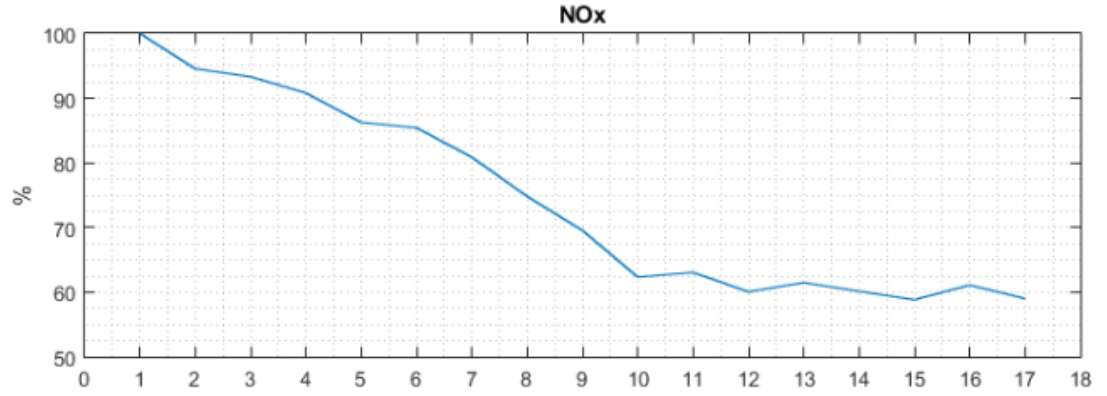
EGR valfi %0'dan %80'e gelmesi durumunda, motor çıkış NOx ölçümünde %100'den %60'a düşüş olmuştur.



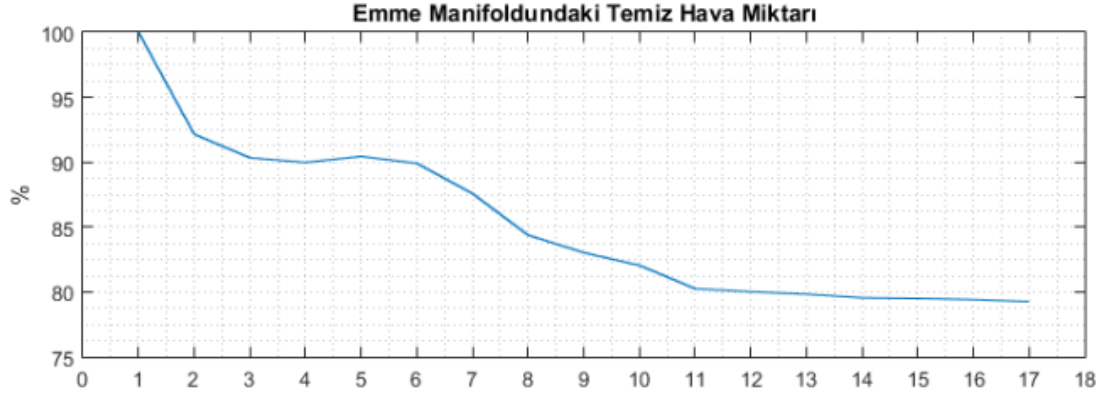
Şekil 5.14 : 1000rpm 1000Nm EGR valf pozisyonu.



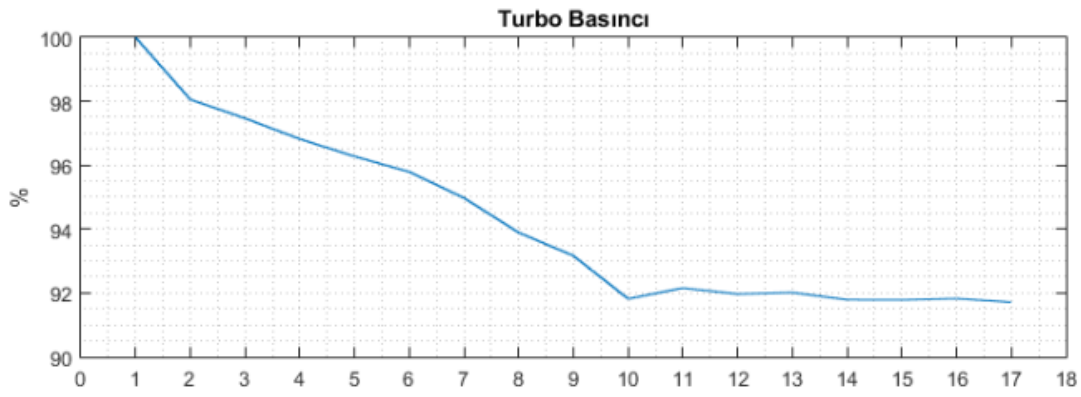
Şekil 5.15 : 1000rpm 1000Nm EGR oranı.



Şekil 5.16 : 1000rpm 1000Nm NO_x değişimi.



Şekil 5.17 : 1000rpm 1000Nm temiz hava miktarındaki değişim.

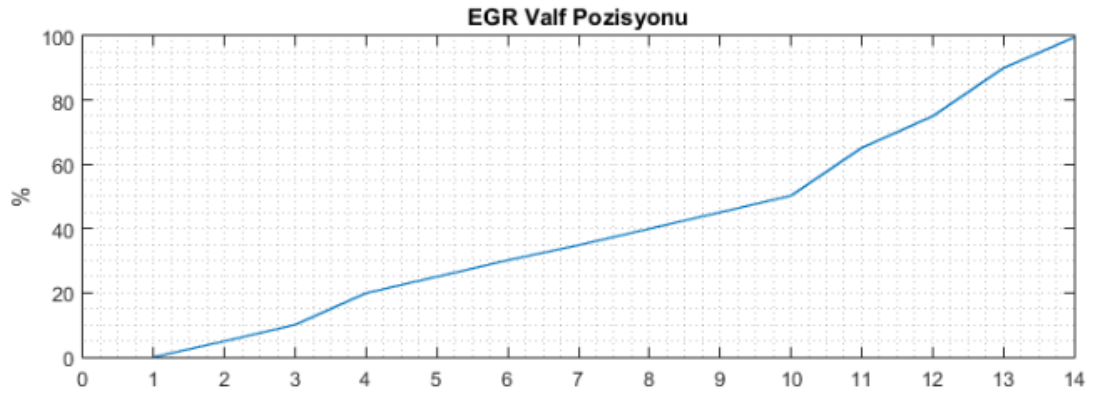


Şekil 5.18 : 1000rpm 1000Nm turbo basıncı değişimi.

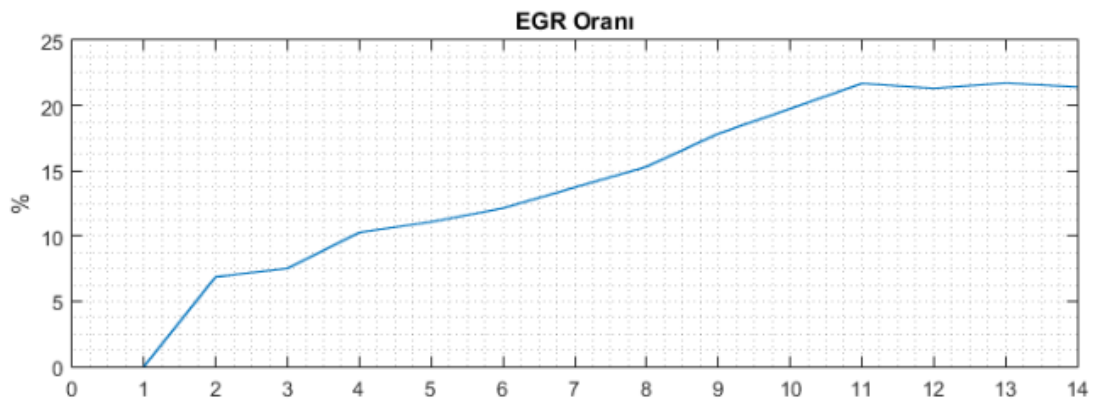
5.4.4 1000rpm 1200 Nm (%48 Yüklü)

Yapılan EGR valf pozisyon taramasında, %15 EGR oranına erişilmiştir. Bu hesaplamayı NOx ölçümü ve temiz hava debisindeki değişim desteklemektedir.

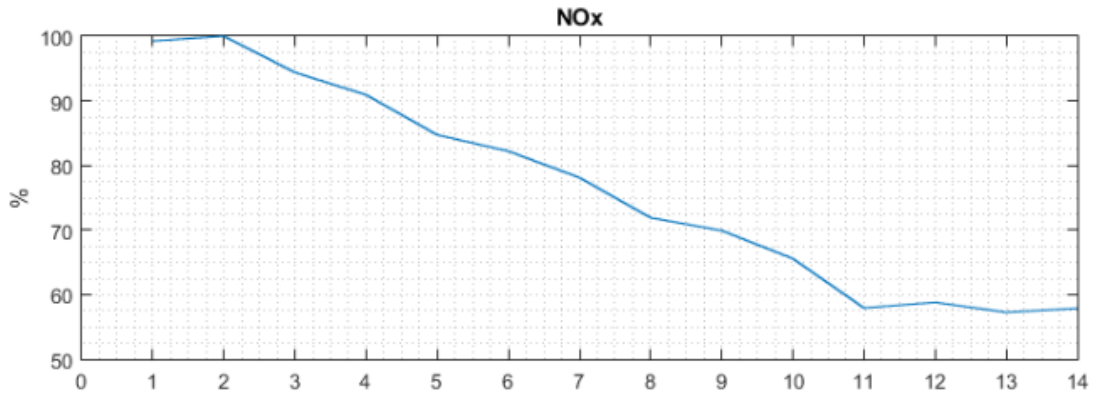
EGR valfi %0'dan %75'e gelmesi durumunda, motor çıkış NOx %100'den %60'ın altına düşmüştür.



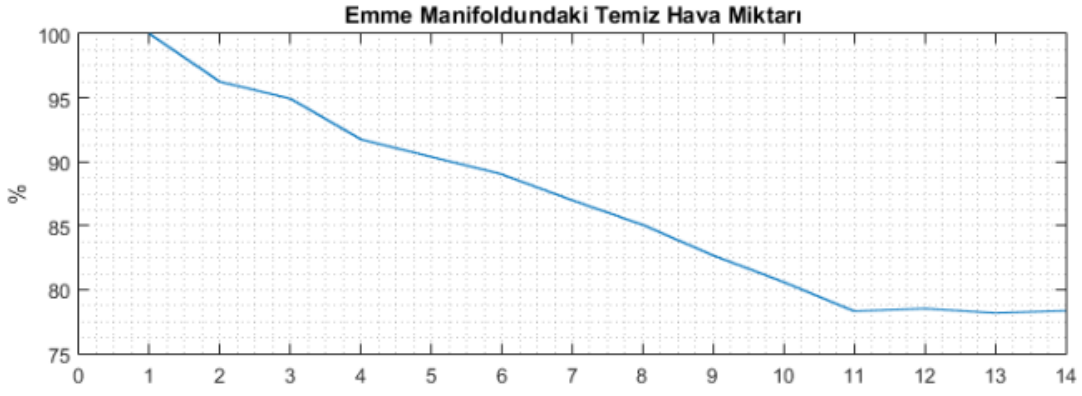
Şekil 5.19 : 1000rpm 1200Nm EGR valf pozisyonu.



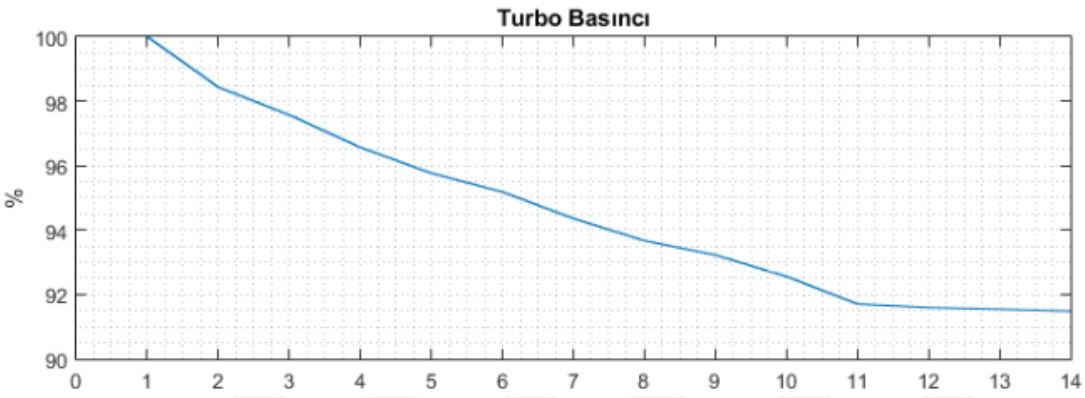
Şekil 5.20 : 1000rpm 1200Nm EGR oranı.



Şekil 5.21 : 1000rpm 1200Nm NO_x değişimi.



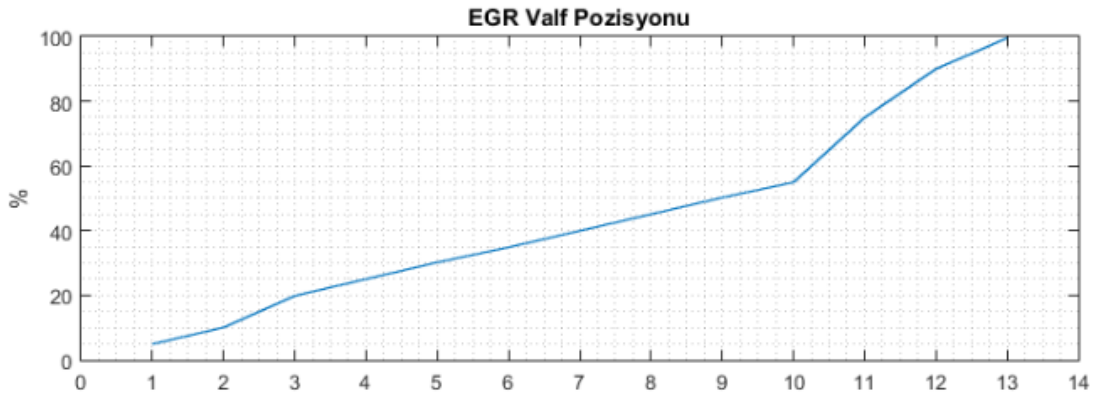
Şekil 5.22 : 1000rpm 1200Nm temiz hava miktarındaki değişim.



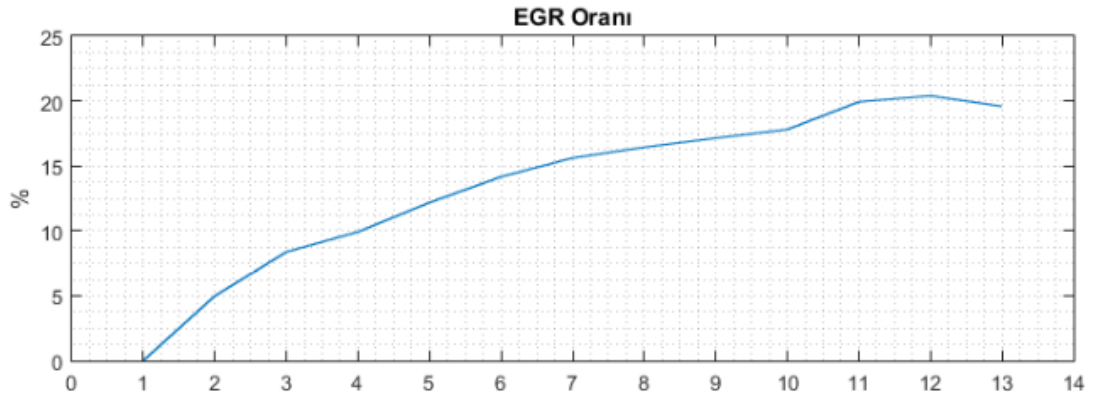
Şekil 5.23 : 1000rpm 1200Nm turbo basıncı değişimi.

5.4.5 1000rpm 1400 Nm (%56 Yüklü)

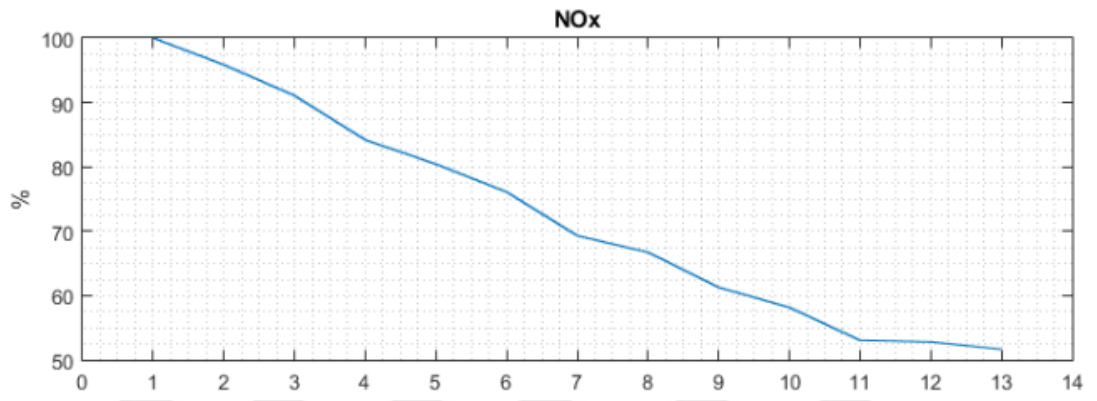
1000rpm 1400Nm kısmi yükteki EGR valfi taraması çalışmasında EGR kapalı durumundan %70'e erişilmesiyle NOx %50 azalmıştır.



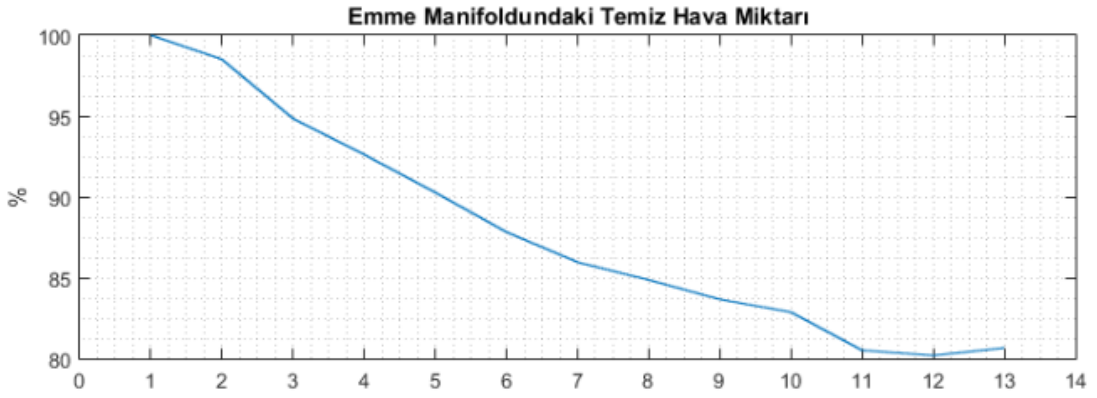
Şekil 5.24 : 1000rpm 1400Nm EGR valf pozisyonu.



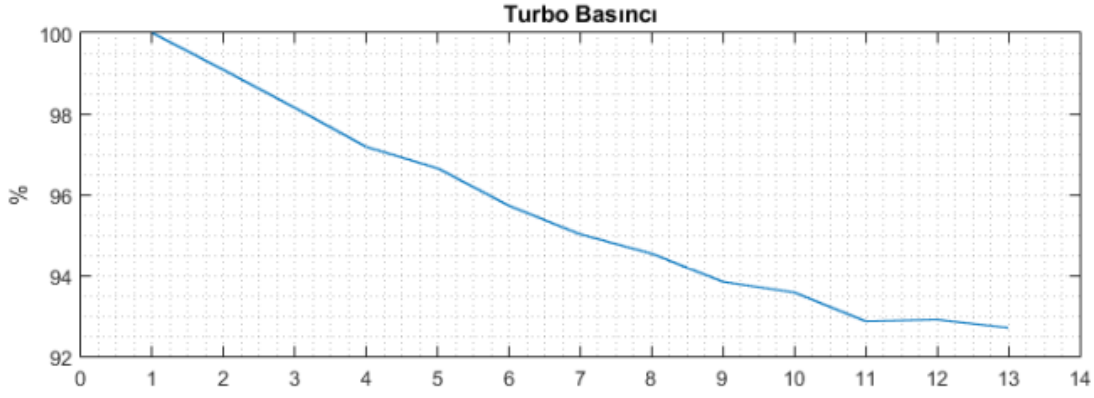
Şekil 5.25 : 1000rpm 1400Nm EGR oranı.



Şekil 5.26 : 1000rpm 1400Nm NO_x değişimi.



Şekil 5.27 1000rpm 1400Nm temiz hava miktarındaki değişim.

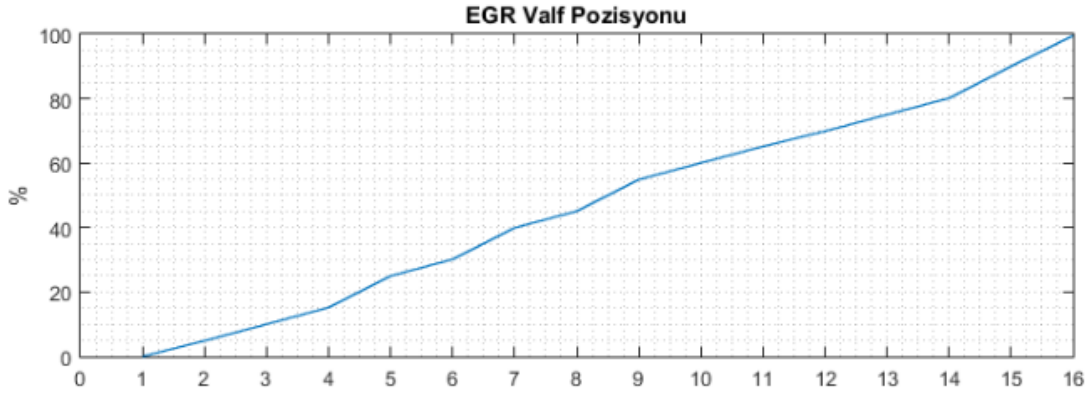


Şekil 5.28 : 1000rpm 1400Nm turbo basıncı değişimi.

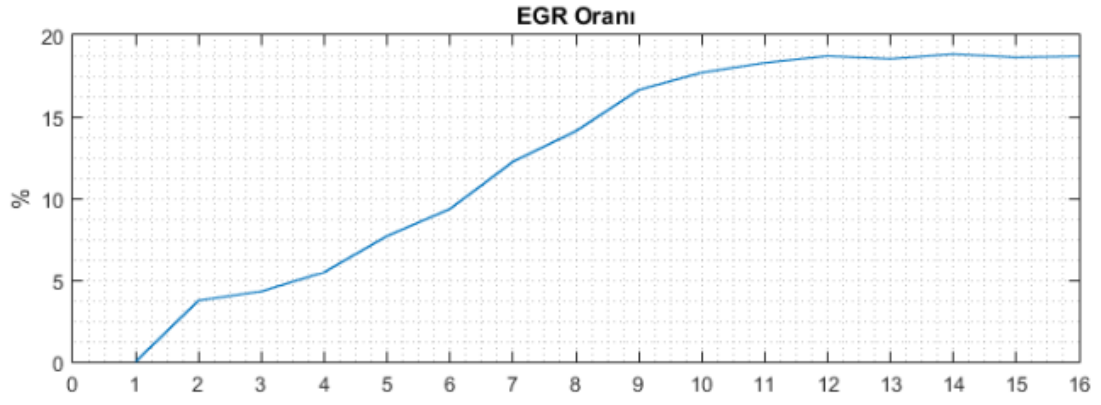
5.4.6 1000rpm 1600 Nm (%64 Yüklü)

Manifold basıncının Türbin giriş basıncından yüksek olduğu yani EGR doğal akışına zıt yönde bir basınç farkı olan noktalarda reed valf sayesinde %12 ye kadar EGR alınabilmektedir.

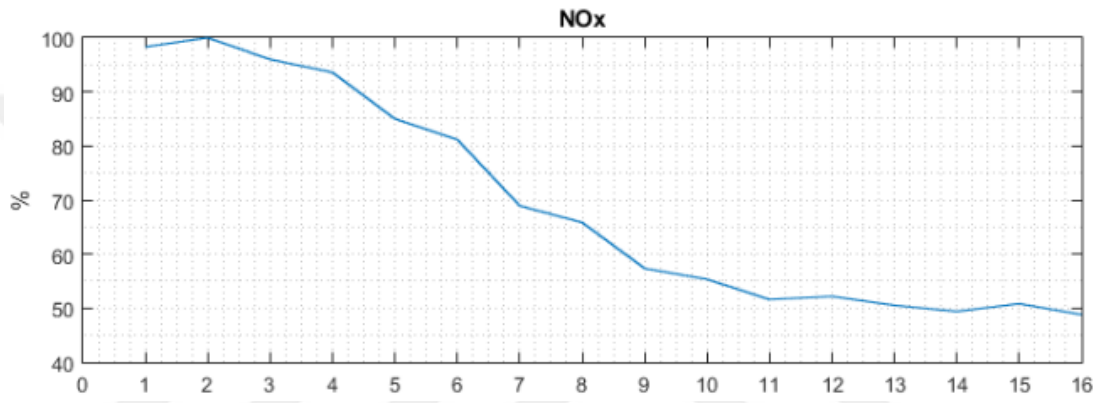
EGR valfi %0'dan %80'e gelmesi durumunda, motor çıkış NOx ölçümü %100'den %50'ye düşmüştür.



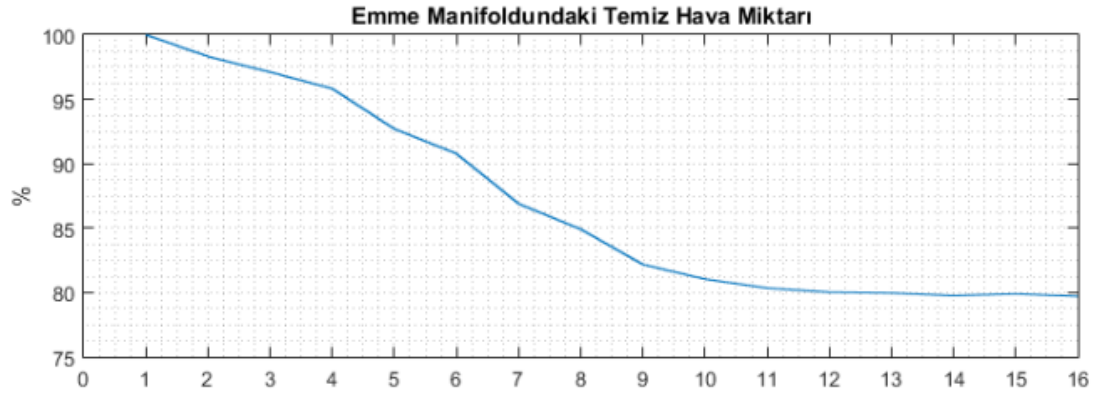
Şekil 5.29 : 1000rpm 1600Nm EGR valf pozisyonu.



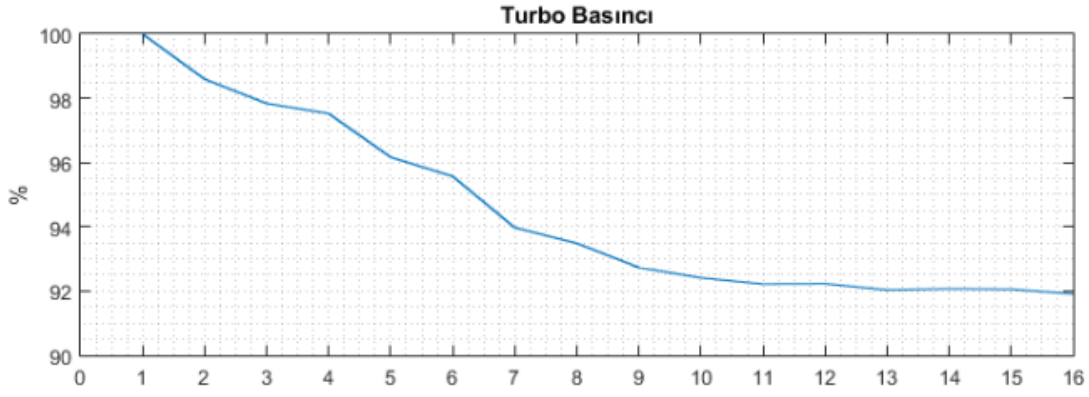
Şekil 5.30 : 1000rpm 1600Nm EGR oranı.



Şekil 5.31 1000rpm 1600Nm NO_x değişimi.



Şekil 5.32 : 1000rpm 1600Nm temiz hava miktarındaki değişim.

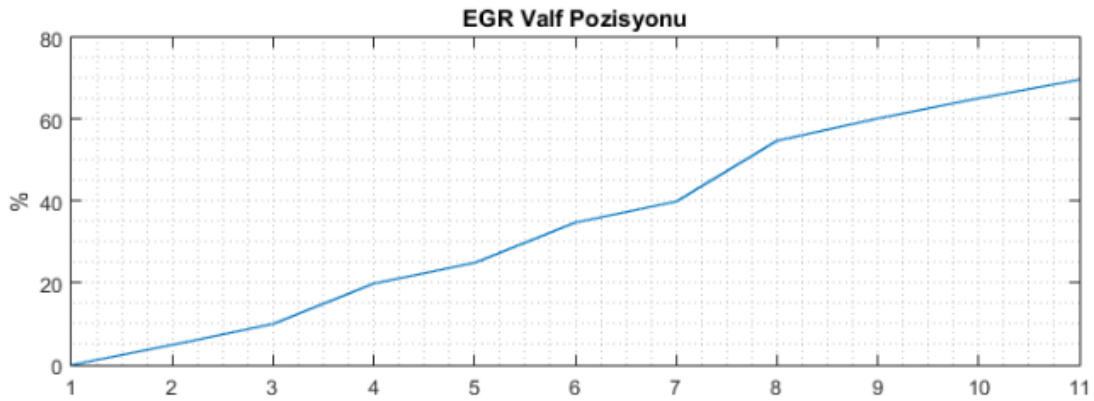


Şekil 5.33 : 1000rpm 1600Nm turbo basıncı değişimi.

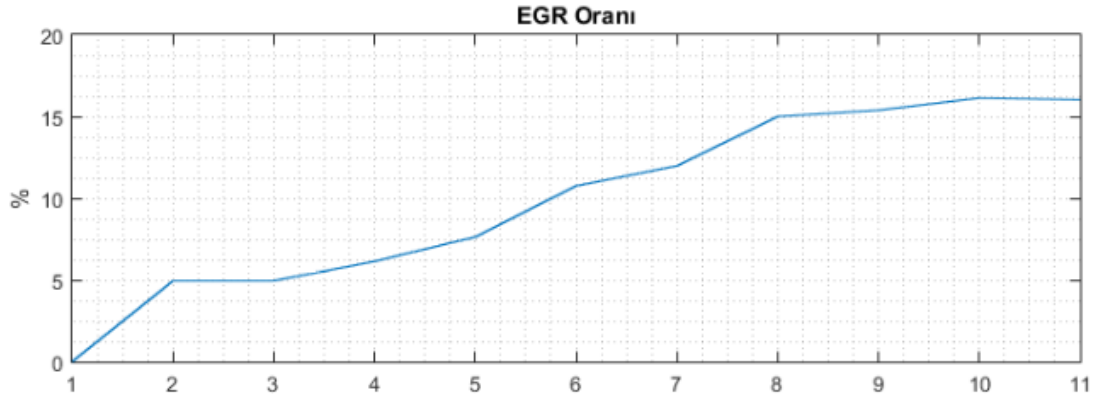
5.4.7 1000rpm 1800 Nm (%72 Yüklü)

AFR limitinden dolayı, tam yüke yakın kısımlarda EGR valf pozisyon taraması limitlendirilmiştir. NOx azaltmaya yönelik yapılan bu çalışmalarda motorun duman limitine bu denli yaklaşması farklı sorunlar doğurabileceğinden, testlerde minimum hava yakıt oranı 17 olarak belirlenmiştir.

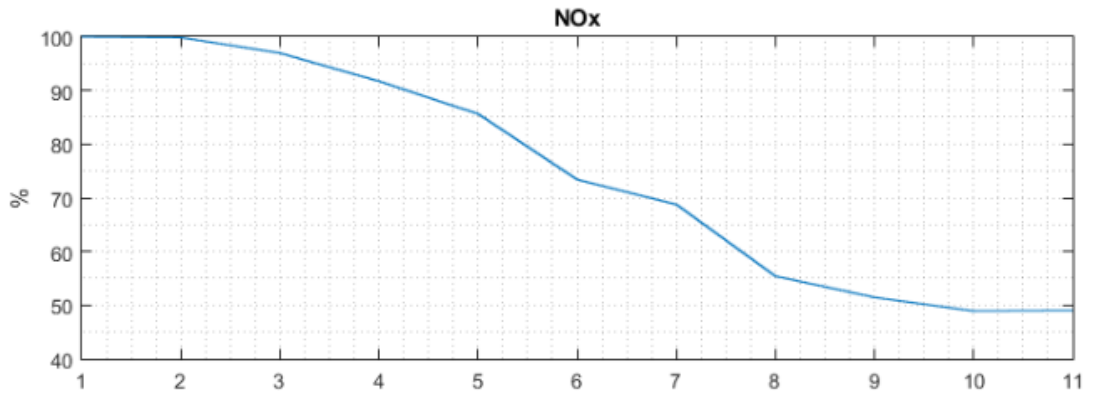
EGR valfi %0'dan %70'e gelmesi durumunda, motor çıkış NOx ölçümü %100'den %50'ye düşmüştür.



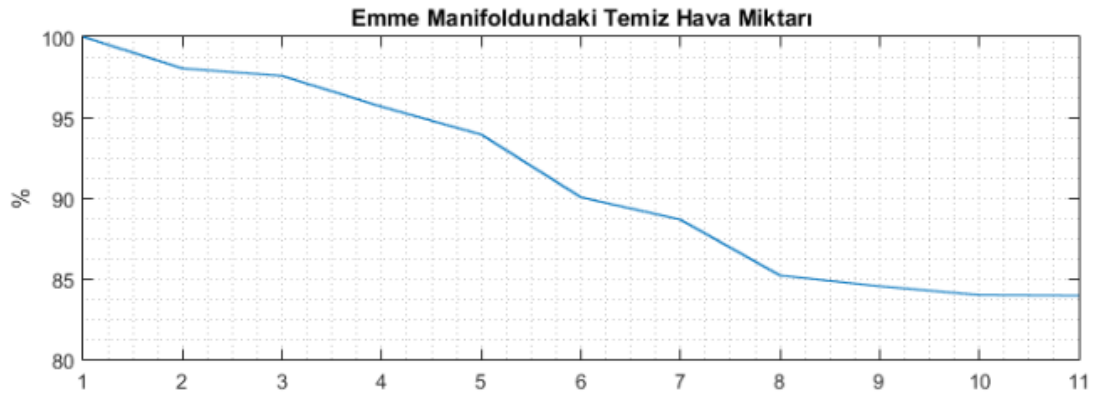
Şekil 5.34 : 1000rpm 1800Nm EGR valf pozisyonu.



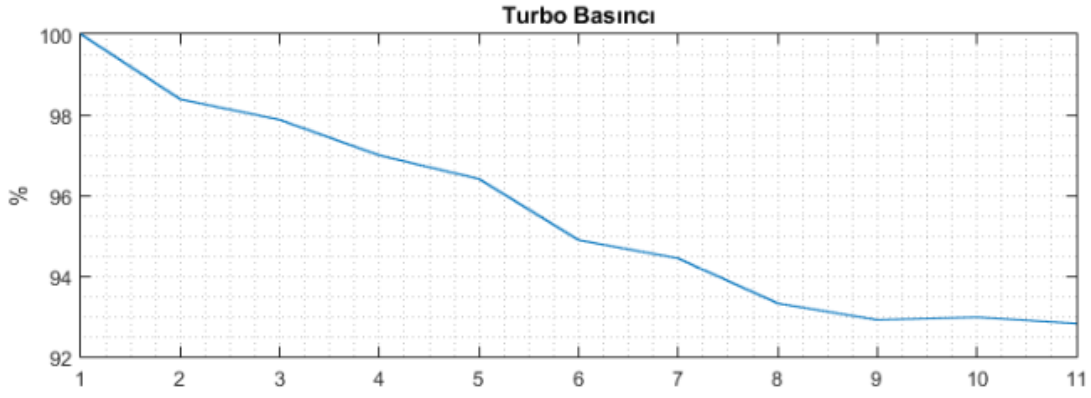
Şekil 5.35 : 1000rpm 1800Nm EGR oranı.



Şekil 5.36 : 1000rpm 1800Nm NO_x değişimi.

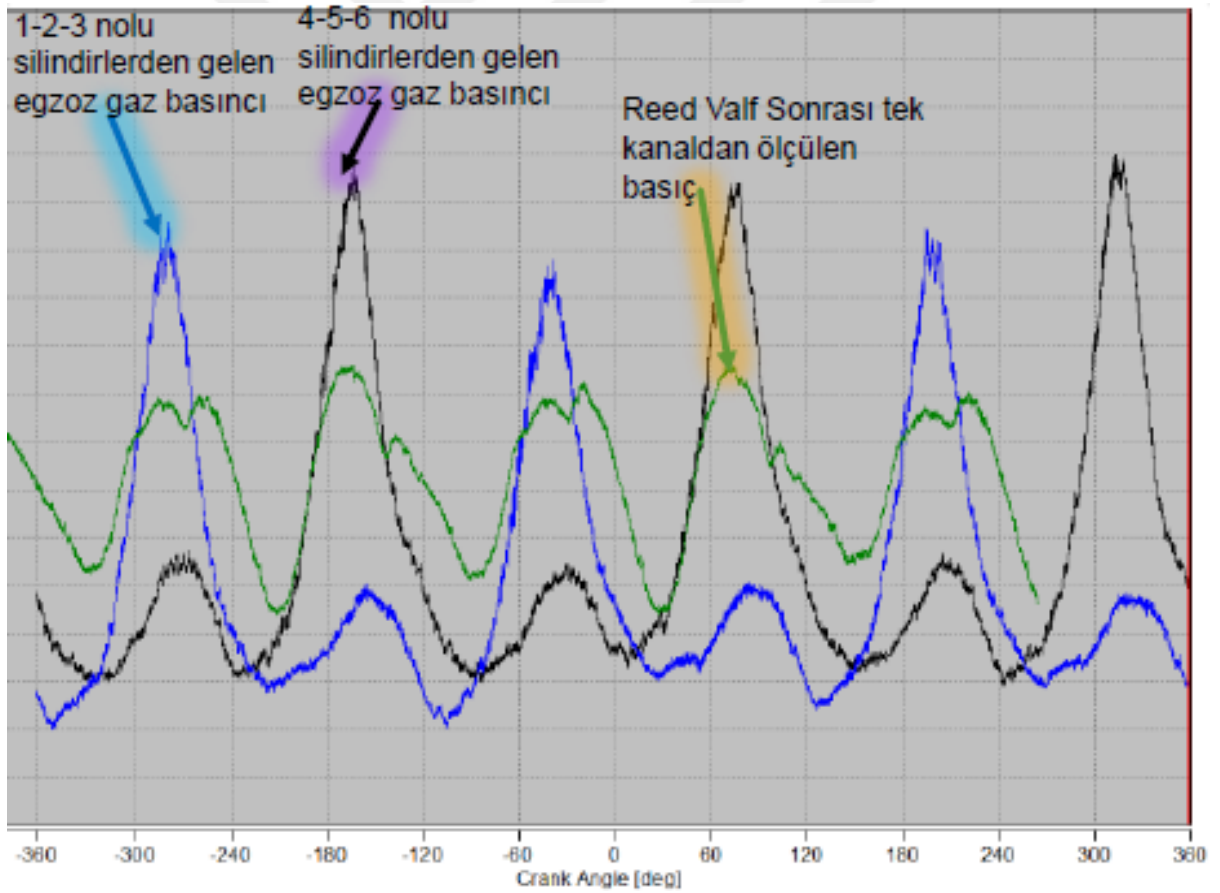


Şekil 5.37 : 1000rpm 1800Nm temiz hava miktarındaki değişim.



Şekil 5.38 : 1000rpm 1800Nm turbo basıncı değişimi.

Kullanılan reed valf sayesinde farklı silindir gruplarından gelen basınç dalgaları ve pikleri yakalanabilmiş olup EGR elde edilmiştir.



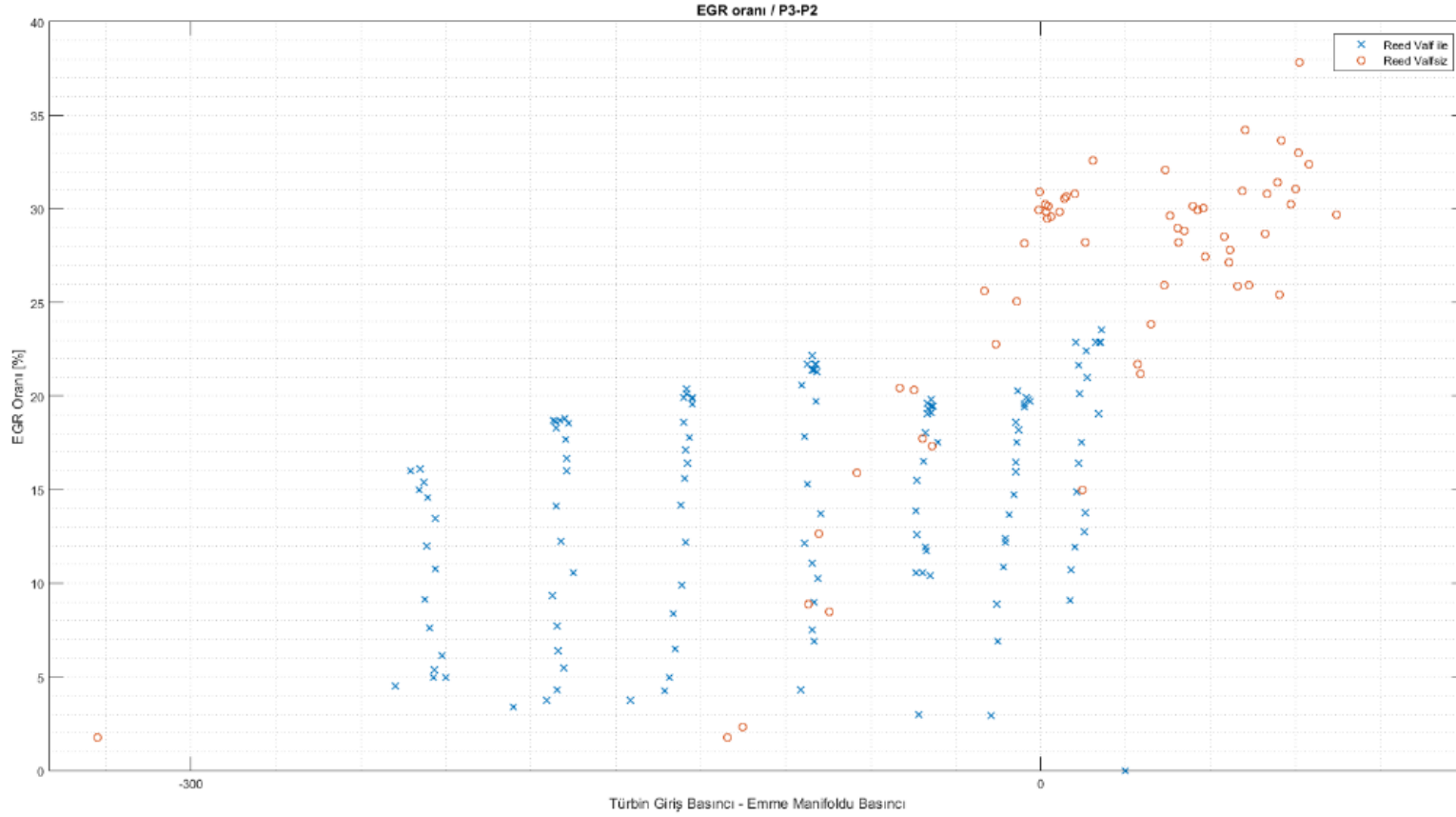
Şekil 5.39 : 1000rpm 1800Nm reed valf egzoz basınç dalgaları.

5.4.8 Reed Valf Kullanılan Deney Motoru / Standart Motor Kıyas

Reed valf kullanılmayan standart motor düzeneğinde EGR akışı sağlanabilmesi için ağırlıklı olarak basınç farkının pozitif olduğu kısımda kalınmıştır. Bunu elde edebilmek için kalibrasyon geliştirme fazlarında hava emiş valfi kullanılmıştır.

Reed valf kullanılan bir motorda ise, manifold basıncını düşürmeye gerek kalmadan, egzoz basınç dalgaları sönümlenmeden EGR elde edilmiştir.





Şekil 5.40 Reed valf kullanılan deney motoru ve standart motor EGR oranı ve P3-P2 farkı

KAYNAKLAR

- [1] **Mollenhauer, K., & Tschoeke, H.** (2010). *Handbook of diesel engines*. Springer.
- [2] **DOE fundamentals handbook** (1992). Washington, D.C.: U.S. Dept. of Energy.
- [3] **Url-1** < <https://www.britannica.com/technology/diesel-engine> >, erişim tarihi: 20.01.2021
- [4] **Xin, Q.** (2011). Diesel engine system design. Cambridge: Woodhead Publishing Limited.
- [5] **Ecotorq engine 3D [Video dosyası]**. < https://www.youtube.com/watch?v=A3DyayXcJNQ&ab_channel=FordTrucksRomania >, erişim tarihi: 23.02.2021
- [6] **Reifarth, S.** (2010). EGR-Systems for diesel engines (Master's thesis, Stockholm: Kungliga Tekniska högskolan, 2010). Stockholm: Skolan för industriell teknik och management, Kungliga Tekniska högskolan.
- [7] **Corbach, A.** (2016). *Reed Valves for Commercial Vehicles* [PDF]. KSPG Automotive Pierburg
- [8] **Url-2** < <https://www.rheinmetall-automotive.com/en/products/passenger-cars/emission-and-thermo-systems/exhaust-gas-recirculation/#c76658>>, erişim tarihi: 10.04.2021
- [9] **Hebbar, G. S.** (2014). NO_x From Diesel Engine Emission and Control Strategies [Review]. *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research*.
- [10] **Soruşbay, C.** (t.y). Egzoz Gazları Emisyonu. Erişim tarihi: 13.03.2021, < <https://web.itu.edu.tr/~sorusbay/EGE/EGE.htm>>
- [11] **Petrovic, V.** (2008). Particulate matters from diesel engine exhaust emission. *Thermal Science*, 12(2), 183-198. doi:10.2298/tsci0802183p
- [12] **Bockhorn, H** (1994). A Short Introduction to the Problem Structure of the Following Parts. In 1386282755 1012301062 H. Bockhorn (Author),

Soot formation in combustion mechanisms and models (pp. 6-10).
Berlin: Springer.

- [13] **Wang, X., Wang, Y., Bai, Y., Wang, P., & Zhao, Y.** (2019). An overview of physical and chemical features of diesel exhaust particles. *Journal of the Energy Institute*, 92(6), 1864-1888. doi:10.1016/j.joei.2018.11.006
- [14] **Yoo, D., Kim, D., Jung, W., Kim, N., & Lee, D.** (2013). Optimization of Diesel COMBUSTION system for Reducing PM to Meet TIER4-FINAL Emission regulation WITHOUT diesel particulate filter. *SAE Technical Paper Series*. doi:10.4271/2013-01-2538
- [15] **Url-3** < <https://dieselnet.com/standards/eu/hd.php> > Heavy-duty truck and Bus Engines. (t.y.). erişim tarihi: 23.05.2021
- [16] **Url-4** (2020). < <https://www.acea.be/publications/article/position-paper-views-on-proposals-for-potential-euro-7-emission-standard> > ACEA Position Paper: Views on proposals for Euro 7 emission standard erişim tarihi:20.02.2021
- [17] **Url-5** < <https://www.acea.be/about-acea/what-we-do> > ABOUT ACEA erişim tarihi: 23.02.2021
- [18] **Nahtigal, A., Mlakar, M., & Suffa, M.,** (2020) *Achieving Post Euro 6 Emissions Standards.*, < <https://www.avl.com/-/achieving-post-euro-6-emissions-standards> > erişim tarihi: 20.02.2021
- [19] **Url-6** < https://www.avl.com/testing-solutions-for-tractors/-/asset_publisher/gYjUpY19vEA8/content/avl-ama-i60-exhaust-measurement-system > AVL AMA i60 Exhaust measurement system erişim tarihi: 23.03.2021
- [20] **BoschAutoParts (Director).** (2015). *Replacing a mass air flow sensor on your car* [Video dosyası]. < https://www.youtube.com/watch?v=RFnfi25p3po&t=48s&ab_channel=BoschAutoParts > erişim tarihi:20.01.2021
- [21] **Url-6** < https://www.fordtrucks.com.tr/Uploads/Foy/f_max_eng_euro6d-Yw3y8HGt.pdf.> erişim tarihi: 13.02.2021
- [22] **Url-7** < <https://www.bastrucks.com/new-ford-trucks-engine-technical>> A newly developed ford engine, powering your business in an efficient way. Erişim tarihi: 01.02.2021
- [23] **Url-8** <<https://www.kistler.com/files/download/960-695e.pdf>> erişim tarihi: 24.05.2021

- [24] **Url-9** <<https://www.delphiautoparts.com/gbr/en/resource-center/making-sense-your-sensors-maf-sensor>> Making sense of Your SENSORS: Maf Sensor: Delphi auto parts. Erişim tarihi: 24.03.2021
- [25] **Glatzl, T., Cerimovic, S., Steiner, H., Talic, A., Beigelbeck, R., Jachimowicz, A., . . . Keplinger, F.** (2016). Hot-film and calorimetric thermal air flow sensors realized with printed board technology. *Journal of Sensors and Sensor Systems*, 5(2), 283-291. doi:10.5194/jsss-5-283-2016.
- [26] **Uygur, O.** (2018). (2012). *Aşırı Doldurmalı Ağır Hizmet Motorunun Hava Yolu Kontrolü ve Uygulaması* (Master Tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi.





ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad : ALİ YALÇIN



ÖĞRENİM DURUMU:

- **Yükseklisans** : 2021, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Otomotiv Programı
- **Lisans** : 2017, İstanbul Teknik Üniversitesi , Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM:

- 2021-... TOGG, Powertrain Sistem Mühendisi
- 2017-2021 FORD OTOSAN, Dizel Motor ve Egzoz Sistemleri Kalibrasyon ve Kontrol Mühendisi