İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DİZEL MOTORLARDA EGR AKIŞININ MODELLENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Müh. Didem AYDIN

Anabilim Dalı : ELEKTRİK MÜHENDİSLİĞİ

Programı : KONTROL VE OTOMASYON MÜHENDİSLİĞİ

EYLÜL 2008

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DİZEL MOTORLARDA EGR AKIŞININ MODELLENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Müh. Didem AYDIN
(504051101)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 15 Eylül 2008
Tezin Savunulduğu Tarih : 25 Eylül 2008

Tez Danışmanı : **Prof.Dr. Metin GÖKAŞAN**
Diğer Jüri Üyeleri **Prof.Dr. Ata MUĞAN**
Prof.Dr. Hakan TEMELTAŞ

EYLÜL 2008

ÖNSÖZ

Tüm yaşantım boyunca bana her konuda destek olan ve mutluluğum için hiçbir fedakarlıktan kaçınmayan aileme, bu çalışma sırasında beni yönlendiren ve katkılarını hiçbir zaman esirgemeyen değerli hocam Prof. Dr. Metin GÖKAŞAN'a, karşılaştığım sorunları aşmamda bana büyük yardımlarda bulunan Prof. Dr. Ata MUĞAN'a teşekkürü bir borç bilirim.

Mayıs 2008

Didem AYDIN
Kontrol Mühendisi

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR v
TABLO LİSTESİ vı
ŞEKİL LİSTESİ vıı
SEMBOL LİSTESİ ıx
ÖZET x
SUMMARY xı

1. GİRİŞ 1

2. TERMODİNAMİK SİSTEMLER 4
2.1. Termodinamik Özellikler 4
2.2. Termodinamiğin Birinci Kanunu 6
2.2.1. İş 6
2.2.2. Entalpi ve İç Enerji 8
2.2.3. Termodinamik Sabitler 9
2.3. Termodinamiğin İkinci Kanunu 11
2.3.1. Geri Döndürülebilen Sistemler 11
2.3.2. Geri Döndürülemeyen Sistemler 12
2.3.3. Entropi 13
2.4. İzantropik Akış Denklemi 14

3. DİZEL MOTORU VE ÇALIŞMA PRENSİBİ 21
3.1. Tanımlamalar 21
3.1.1 Pistonlu Motorlara Genel Bir Bakış 21
3.2. Dizel Çevrimi 22
3.3. Dizel Motor Ekipmanları 27
3.3.1. Turbo Alt Sistemi 27
3.3.2. Egr Alt Sistemi 28
3.4. Dizel Motoru Kontrolü 30
3.4.1. Hava Sistemi Kontrolü ve Kalibrasyonu 31
3.4.2. Yakıt Sistemi Kontrolü ve Kalibrasyonu 35
3.5. Dinamometre Çalışma Prensibi 36
3.5.1. Durağan Rejim Testleri ve Kalibrasyonu 37
3.5.2. Geçici Rejim Testleri 38

4. EGR AKIŞININ MODELLENMESİ 40
4.1. Manifoldlardaki Dinamikler 41
4.2. Valf Kütle Akışları 44
4.3. Silindirlere Emilen Hava Miktarı 45

5. MODEL PARAMETRELERİNİN BELİRLENMESİ **47**
5.1. Motor Haritalama Testi 47
5.2. Volümetrik Verim Polinomunun Tanımlaması 48
5.3. EGR Valfinin Etkin Alanı Polinomunun Tanımlaması 50

6. EGR AKIŞININ MATLAB SİMULİNK YARDIMIYLA BENZETİMİ **52**
6.1. Modelleme Yöntemleri 52
6.2. Manifold Dinamiklerinin Benzetimi 54
6.3. EGR Akışının Benzetimi 57
6.4. Silindirlere Emilen Hava Miktarının Benzetimi 60

7. SONUÇLAR **62**

KAYNAKLAR **64**

ÖZGEÇMİŞ **66**

KISALTMALAR

EGR	: Egzoz Gazı Resirkülasyonu(Devridaimi)
NO_x	: Nitrojen Oksit
HC	: Hidrokarbon
CO	: Karbon Monoksit
NEDC	: New European Driving Cycle
AÖN	: Alt Ölü Nokta
ÜÖN	: Üst Ölü Nokta
ECU	: Electronic Control Unit
PM	: Particulate Matter
DoE	: Design of Experiment
OEB	: Ortalama Efektif Basınç
EVP	: EGR Valf Pozisyonu

TABLO LİSTESİ

Sayfa No

Tablo 4.1 Kontrol İşaretlerinin Yakıt Tüketimi ve Emisyonlara Etkisi 37

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 1.1 : Yanma Döngüsü [14] 1
Şekil 1.2 : Yasal Limitler ve NOX-PM Etkileşimi [18] 2
Şekil 2.1 : Sabit Hacimli Kapalı Sistem [7] 4
Şekil 2.2 : Değişken Hacimli Kapalı Sistem [7] 5
Şekil 2.3 : Açık Sistem [7] 5
Şekil 2.4 : Pistonun Yaptığı İş [7] 7
Şekil 2.5 : Hacim Değişiminin Sebep Olduğu Mekanik İş [3] 7
Şekil 2.6 : Basınç Değişiminin Sebep Olduğu Mekanik İş [3] 8
Şekil 2.7 : Sürtünmeli Sistem [7] 12
Şekil 2.8 : Sıcaklık Farkının Sebep Olduğu Isı Transferi [7] 12
Şekil 2.9 : Sıkıştırılabilir Akışlar [22] 14
Şekil 2.10 : İzantropik Akış Dinamiği [7] 17
Şekil 3.1 : Öteleme Pistonlu Motorun İlke Şeması [9] 22
Şekil 3.2 : Dizel Çevrimi P-V Diyagramı 23
Şekil 3.3 : Kam Şaftı 24
Şekil 3.4 : Dizel Motorunun Dört Stroku 24
Şekil 3.5 : İdealleştirilmiş Dizel Çevrimi 25
Şekil 3.6 : Dizel Motor Ekipmanları [14] 27
Şekil 3.7 : Kompresör Türbin Ünitesi [14] 28
Şekil 3.8 : EGR Sistemi 29
Şekil 3.9 : Giriş Manifoldu ve Enjektörler [14] 29
Şekil 3.10 : Motor Kontrolü Şeması [20] 31
Şekil 3.11 : Kalibrasyon Haritası 32
Şekil 3.12 : EGR Valf Pozisyonun MAF Kütle Akışına Etkisi 33
Şekil 3.13 : VGT Pozisyonun MAF Kütle Akışına Etkisi 34
Şekil 3.14 : VGT Pozisyonun MAP Basıncına Etkisi 34
Şekil 3.15 : Dinamometre 36
Şekil 3.16 : NEDC Hız Profili 38
Şekil 3.17 : NOx Bazlı Minimap Grafiği 39
Şekil 4.1 : Manifoldlarda Girişler, Çıkışlar ve Durumlar [8] 41
Şekil 4.2 : Dizel Motor Sistemi Şeması [13] 42
Şekil 5.1 : Motor Haritalama Testi 47
Şekil 5.2 : Kestirilen ve Hesaplanan Volümetrik Verim 49
Şekil 5.3 : Volümetrik Verim Regresyon Grafiği 49
Şekil 5.4 : Kestirilen ve Hesaplanan EGR Valfi Etkin Alanı 51
Şekil 5.5 : EGR Valfi Etkin Alanı Regresyon Grafiği 51
Şekil 6.1 : Olay Tabanlı Modelleme ile Zaman Değişkeninin Bulunması 53
Şekil 6.2 : Giriş Manifoldu Dinamiklerinin Simulink Blok Diyagramı Benzetimi 54
Şekil 6.3 : Modellenen ve Ölçülen Giriş Manifoldu Basıncı 55
Şekil 6.4 : Modellenen Giriş Manifoldu Sıcaklığı 55

Şekil 6.5 : Egzoz Manifoldu Dinamiklerinin Simulink Blok Diyagrami Benzetimi 56
Şekil 6.6 : Modellenen ve Ölçülen Egzoz Manifoldu Basıncı..... 56
Şekil 6.7 : Modellenen Egzoz Manifoldu Sıcaklığı..... 57
Şekil 6.8 : EGR Akışının Simulink Blok Diyagramı Benzetimi 57
Şekil 6.9 : EGR Akış Denkleminin Kurulması..... 58
Şekil 6.10: Modellenen Etkin Alan 58
Şekil 6.11: Modellenen EGR Akışı 59
Şekil 6.12: Valf Pozisyonuna Göre Modellenen EGR Akişi Grafiği 59
Şekil 6.13: Modellenen EGR Akışının NOx Emisyonlarına Etkisi..... 60
Şekil 6.14: Silindirlere Emilen Havanın Simulink Blok Diyagramı Benzetimi..... 60
Şekil 6.15: Modellenen Volümetrik Verim 61
Şekil 6.16: Modellenen Silindirlere Emilen Hava Miktarı..... 61

SEMBOL LİSTESİ

F	: Kuvvet
A	: Alan
V	: Hacim
q	: Termal (ısıl) enerji
w	: Mekanik iş
u	: İç enerji
p	: Basınç
h	: Entalpi
V	: Hacim
$\mathbf{c_v}$	: Sabit hacimde spesifik ısı katsayısı
$\mathbf{c_p}$	: Sabit basınçta spesifik ısı katsayısı
R	: Gaz sabiti
γ	: Adyabatik katsayı
s	: Entropi
T	: Sıcaklık
M	: Mah sayısı
a	: Ses hızı
m	: Kütle
d	: Özkütle
ω	: Açısal hız

DİZEL MOTORLARDA EGR AKIŞININ MODELLENMESİ

ÖZET

Dizel motorlarında daha yüksek performansa ulaşabilmek ve yasal emisyon limitlerini sağlayabilmek için kullanılan sistemler ve kontrol teknolojileri gün geçtikçe karmaşıklaşmaktadır. Bu amaçlar için kullanılan ana sistemler hava ve yakıt sistemleri olarak gruplandırılabilir. Hava sistemi silindirlere emilen oksijenin miktarını ve kompozisyonunu belirlerken, yakıt sistemi silindirlere püskürtülecek yakıtın miktarını, zamanını ve basıncını belirler. Silindirlere emilen oksijen gazı sıkıştırılarak yüksek sıcaklıklara getirilir ve yakıtın bu noktada püskürtülmesiyle patlama meydana gelir. Dizel motorlarının kontrolünde, hava ve yakıt sistemine ait parametreler optimize edilerek istenilen tork, emisyon seviyeleri…vb başarım kriterlerinin sağlanması hedeflenir.

NO_x (Nitrojen oksit) yayılımı dizel motorlarında aşılmaya çalışılan önemli bir engeldir. Bu engeli aşmak için EGR (Egzoz Gazı Devirdaimi) Sisteminin kullanılması otomotiv sektöründe ve literatürde kabul görmüş yaygın bir yöntemdir. EGR Sistemi, egzoz gazının soğutulması amacıyla kullanılan EGR soğutucusundan ve istenilen miktarda egzoz gazının silindir içine yönlendirilmesi için kullanılan EGR valfinden oluşur.

Yanma sırasında silindirlerde meydana gelen patlamalar sonucunda çok yüksek sıcaklıklara ulaşılır. Silindir içi sıcaklık 2000K'i geçtiğinde atmosferden alınan havanın içerisindeki nitrojen gazı (N_2) oksidasyona uğrayarak NO_x oluşumuna sebep olur. EGR valfinin pozisyonu kontrol edilerek bir miktar egzoz gazının silindir içine tekrar yönlendirilmesi amaçlanır. EGR akışı sağlandığında silindirlerde daha az oksijenle yakıt birleşeceğinden silindir içi maksimum sıcaklık seviyesi düşecektir. Ancak yapılan çalışmalardan anlaşılmıştır ki, EGR valf pozisyonunu değiştirerek istenilen miktarda EGR akışını sağlamak her zaman mümkün olamamaktadır. Silindir girişi ile çıkışı arasındaki basınç oranı, silindir çıkışı sıcaklığı...vb EGR akışını etkileyen önemli faktörlerdendir. Bu çalışmada, model-tabanlı tekniklerle EGR akışının fiziksel denklemlerle ifade edilip, termodinamik koşulların ve manifold dinamiklerinin EGR akışına etkisi incelenecektir. Böylelikle hava sisteminde NO_x emisyonlarının optimizasyonu için harcanan çaba ve zaman önemli miktarda azaltılabilecektir.

MODELING OF EGR FLOW ON A DIESEL ENGINE

SUMMARY

In order to reach higher performance and satisfy the stringent emission limits, the systems and control technologies integrated into diesel engines are getting complicated. The main systems used for these purposes can be grouped ad fuel system and the air system. While the air system determines the amount and the concentration of the air inducted into the cylinders, the fuel system controls the amount, the timing and the pressure of the fuel injected into the cylinders. The air inducted into the cylinders is compressed, thus the temperature is increased. Injection of fuel into the combustion chamber at this point starts the combustion. In diesel engine control, the parameters belonging to the air and fuel system are achieved to be optimized to satisfy the criteria such as torque production, emission…etc

NO_x emissions are one of the major problems faced in diesel engines. Usage of EGR (Exhaust Gas Recirculation) to overcome this obstacle is a widely accepted technique in both automotive industry and literature. EGR system consists of an EGR cooler to cool down the exhaust gases, and an EGR valve to guide certain amount of exhaust gases back into the cylinders.

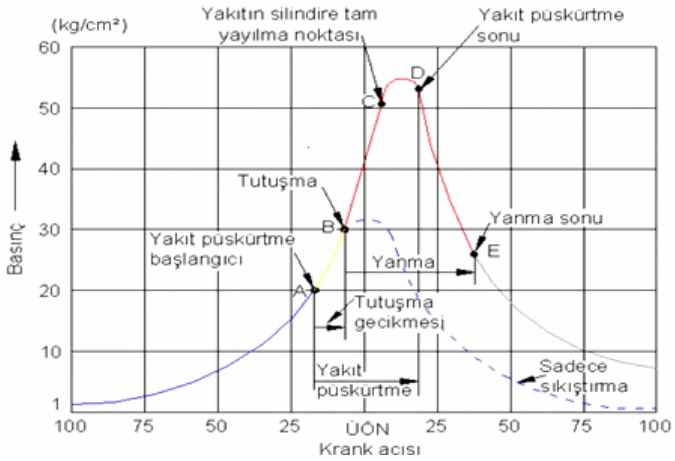
During the combustion process very high temperatures are reached in the cylinders. When peak combustion temperature exceeds 2000K, nitrogen gases, aspirated into cylinders from atmosphere, oxidate and form NO_x. Depending on the engine operating conditions, by controlling the EGR valve position certain amount of exhaust gases are guided back into the cylinders, so that less oxygen combines with fuel in the cylinders and lower peak combustion temperatures are reached.

However, it has been understood that controlling the EGR valve position is not always enough to obtain the desired EGR flow. The pressure ratio between the cylinder input and the output, the temperature at the cylinder output…etc are among the major factors that effect the EGR flow at different engine working conditions. In this work model-based techniques will be used to investigate the effects of thermodynamic conditions and manifold dynamics on EGR flow. Likewise, the time and the effort spent for the optimization of NO_x emissions can be reduced by a great amount.

1.GİRİŞ

Otomotiv sektöründeki yoğun rekabet ve yasal emisyon limitlerinin gittikçe düşmesi motor geliştirme sürecinin daha sistematik olmasını zorunlu kılmaktadır. Emisyon testlerinden geçmek, motor ekipmanlarına zarar verebilecek fiziksel limitleri aşmamak, yakıt ekonomisi, sürüş ve performans kalitesi gibi müşteri beklentilerini karşılayabilmek için dinamometrede bir çok test yapılmaktadır. Tüm bu beklentileri karşılamak üzere dizel motorlarda daha karmaşık ekipmanlar ve kontrol yöntemleri kullanılmaktadır.

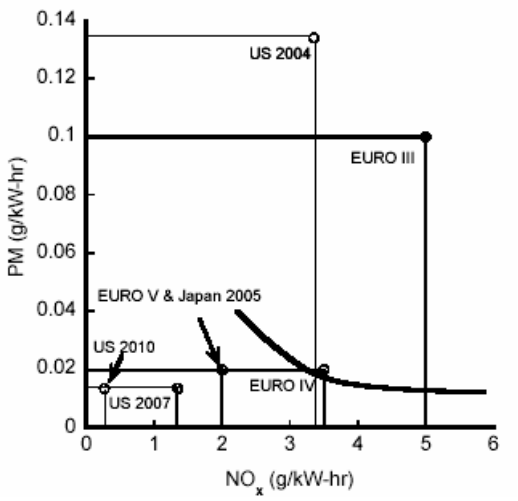
Nitrojen oksit (NO_x) ve partikül (PM) dizel motorlardan yayılan ve zararlı etkileri son derece büyük olan zehirli gazlardır. Kullanılan farklı yöntemlerle NO_x ve partikül emisyonlarının azaltılmasında kayda değer başarılar elde edilmiş olsa da önümüzdeki yıllar için açıklanan yasal emisyon limitleri farklı teknolojilerin kullanılmasını gerektirmektedir.



Şekil 1.1 : Yanma Döngüsü [14]

Egzoz gazı devirdaimi (EGR) dizel motorlarında NO_x oluşumunu azaltmak için kullanılan en temel tekniklerden birisidir. Nitrojen oksit, silindirlerde meydana gelen patlama sonucu oluşan yüksek sıcaklıklarda (> 2000K) atmosferdeki N_2 gazının oksidasyona uğramasıyla oluşur. (Şekil 1.1) Silindirlerden çıkan egzoz gazının bir kısmı EGR valfi aracılığıyla tekrar silindirlere gönderilmek üzere giriş manifolduna iletilir. EGR silindirlerdeki yanmayı etkiler. Bilindiği gibi, dizel motorlarında,

silindirlere atmosferden emilen oksijen gazı sıkıştırılarak yüksek sıcaklıklara getirilir ve yakıtın bu noktada püskürtülmesiyle patlama meydana gelir. EGR silindirlere giden oksijen miktarını yanmada görev almayacak olan egzoz gazlarıyla (CO_2, su buharı…) seyrelterek, silindir içine daha az oksijen gitmesine neden olur. Böylelikle silindirlerde daha az yanma olur ve silindir içinde ulaşılan maksimum sıcaklık seviyesi ve buna bağlı olarak da NO_x yayılımı düşer.



Şekil 1.2 : Yasal Limitler ve NOX-PM Etkileşimi [18]

Yakıtta karbon, hidrojen, oksijen, nitrojen gibi maddeler bulunur. Yanma sırasında bu maddelerin tamamı yanamaz. Silindirlerde meydana gelen yanmada belirli yakıtların tamamen yanmaması partikül oluşumuna sebep olur. Nox'u azaltmak için yanma kalitesi bir miktar düşürüldüğünden partikül (PM) miktarı arttırılmış olur. Bu durum NO_x - PM etkileşimi olarak bilinir. Şekil 1.2'de yasal limitlerin yıllar bazında aşağı çekilmesi ve NO_x ile partikül arasındaki ters orantının eğrisi görülmektedir.

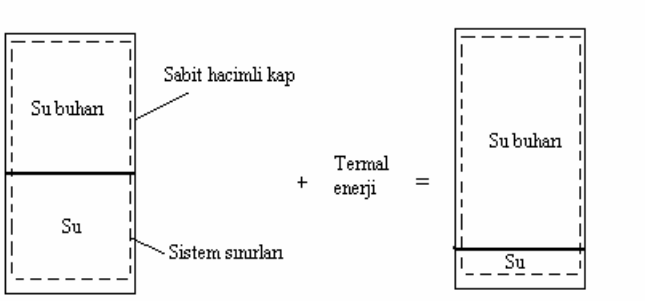
Genellikle kullanılan kontrol stratejisinde EGR valfi atmosferden silindirlere aktarılan hava miktarını istenen seviyeye getirecek şekilde çalışır. Yukarıda açıklandığı gibi EGR valfi aracılığıyla egzoz gazının giriş manifolduna iletilmesi, temiz hava miktarını düşürür. Farklı çalışma koşullarında istenilen miktarda temiz havayı sağlamak için EGR valfi pozisyonu 0 ile 5.25 mm arasında değişir. Valfin açıklığına bağlı olarak EGR akışı elde edilir. Ancak EGR akışını sağlamak için sadece EGR valfi pozisyonunu arttırmak her zaman yeterli olmaz. EGR akışı egzoz ve giriş manifoldundaki termodinamik koşullara bağlı olarak farklı dinamikler gösterir.

İkinci bölümde termodinamik sistemlerin temel özellikleri açıklandıktan sonra üçüncü bölümde termodinamik bir sistem olarak dizel motorlarının çalışma prensibi, komponentleri, hava sistemine ait kontrol yöntemleri anlatılacaktır. Dördüncü bölümde EGR akışının modellenmesinde kullanılacak dinamik denklemler çıkartıldıktan sonra beşinci bölümde bu denklemlerde karşımıza çıkan model parametrelerinin tanımlaması yapılacaktır. Altıncı bölümde MATLAB Simulink yardımıyla EGR Akışının benzetimi anlatıldıktan sonra yedinci bölümde sonuçlar tartışılacaktır.

2 TERMODİNAMİK SİSTEMLER

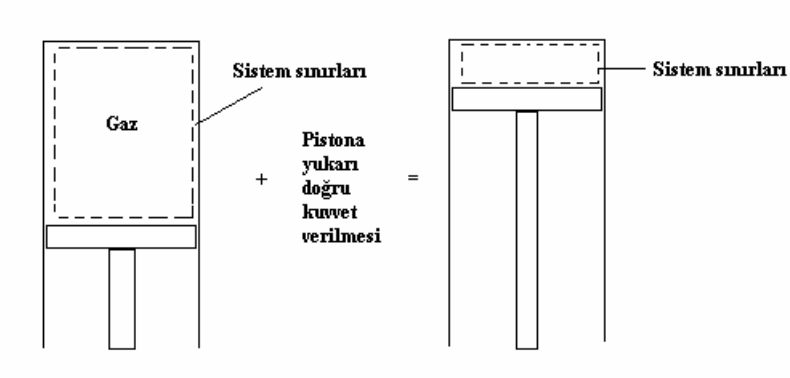
2.1 Termodinamik Özellikler

Mekanikte serbest kütle üzerine etkiyen kuvvetlerin sebep olduğu hareketlerin analizine benzer olarak, termodinamik sistemlerde enerjinin dönüşümünün veya enerji transferlerinin belli bir hacimdeki maddenin termodinamik durumlarında meydana getirdiği değişiklikler incelenir. Sistem sınırlarının dışına çevre denir. Sistem sınırları belirlendikten sonra, sistemdeki iş maddesinin uğradığı değişimler yada sistem sınırlarından geçen iş maddesinin sistemin termodinamik durumlarında yarattığı değişimler tanımlanır.



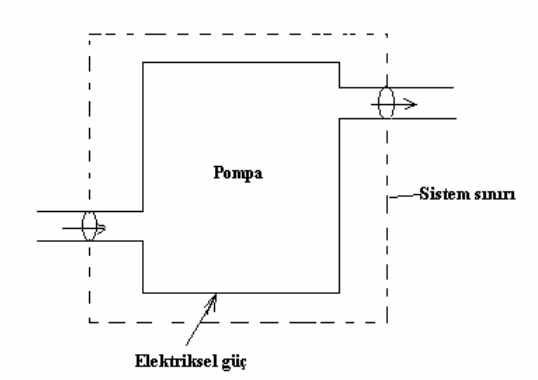
Şekil 2.1 : Sabit Hacimli Kapalı Sistem [7]

Kapalı, açık ve izole sistemler olmak üzere üç çeşit termodinamik sistemden söz edilebilir. Kapalı sistemlerde sistem sınırlarında herhangi bir kütle geçişi olmaz. Şekil 2.1'de şematize edilen kapalı bir kaptaki su ve su buharının oluşturduğu sistem kapalı bir sistemdir. Sisteme dışarıdan termal enerji eklenecek olursa kabın hacmi sabit olduğundan, sistemdeki su buharı miktarı artarken su miktarı azalarak sistem yeniden dengeye ulaşır. Şekil 2.2'de gösterilen piston silindir sistemi de kapalı sistemlere örnek verilebilir. Dışarıdan bir kuvvetle piston yukarı itilirse sistemin hacmi azalır. Sistem sınırlarında bir kütle geçişi yoktur.



Şekil 2.2 : Değişken Hacimli Kapalı Sistem [7]

Açık sistemlerde ise sistem sınırlarında kütle geçişi olur. Açık sitemlerin hacmi genellikle sabittir. Şekil 2.3'de verilen su pompası açık sistemlere örnek gösterilebilir. İş maddesi sisteme sınırları dışından girer ve daha yüksek basınçta yine sınırlarından sistem dışına çıkar. Aynı zamanda sistemi çalıştırmak için dışarıdan elektrik enerjisi sağlanır.



Şekil 2.3 : Açık Sistem [7]

İzole sistemler ise çevrelerinden yalıtılmış sistemlerdir. Sistem sınırlarından herhangi bir enerji geçişi olmaz.

Termodinamik bir sistemin durumunu belirtmek için sistemin basıncı ve sıcaklığı gibi özelliklerinden faydalanılır. Bu değerlerin sistemin sınırları içinde aynı olduğu varsayılır. Basınç, sıcaklık, özkütle, iç enerji, entalpi ve entropi önemli termodinamik özelliklerdendir. Sistem sınırlarındaki enerji transferlerinin veya sistem içerisindeki enerji dönüşümlerinin sistem özelliklerinde meydana getirdiği değişiklikleri incelemek termodinamiğin ana konusudur.

2.2 Termodinamiğin Birinci Kanunu

Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin korunumu prensibine dayanır. Mekanikte yalnızca potansiyel ve kinetik enerjinin korunumu incelenirken, termodinamikte enerjinin korunumu yasası ısıl ve diğer biçimdeki enerjilerin korunumunu da kapsar. Bu yasaya göre bir enerji dönüşümü söz konusu olduğunda, enerjinin biçimi değişse de dönüşümden önce ve sonra aynı toplam enerji var olmalıdır. Örneğin dizel motorunda, silindirlerin içinde meydana gelen patlama sonucunda oluşan ısıl enerjinin bir kısmı egzoz borusundan atılırken, bir kısmı aracın hareket etmesini sağlayan mekanik enerjiye dönüşür, bir diğer kısmı da soğutma sistemi aracılığıyla havaya karışır.

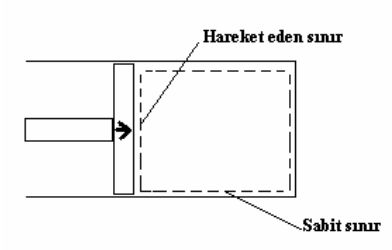
Enerji dönüşümünden başka sistem sınırlarında oluşan enerji transferleri, ısı transferi veya iş gücü transferi olmak üzere iki şekilde olabilir. İki ortam arasındaki sıcaklık farkı ısı transferine sebep olurken, bir kuvvetin etkimesiyle iş gücü transferi olur.
Sabit kütledeki bir sisteme eklenen termal enerji dq, sistemin enerjisini arttırabileceği gibi mekanik işe de dönüşebilir. Bu durum,

$$dq = du + dw \tag{2.1}$$

denklemiyle ifade edilir ve termodinamiğin birinci yasasını oluşturur.
dq, termal enerjinin diferansiyel değişimidir. Eğer sisteme dışarıdan enerji ekleniyorsa termal enerji pozitiftir.
du, iç enerjinin diferansiyel değişimidir. Sisteme eklenen iç enerji pozitiftir.
dw, mekanik işteki diferansiyel değişimdir. Sisteme eklenen mekanik iş negatiftir.
Birinci termodinamik yasasının integrali alınarak durum değişimleri sırasındaki enerji miktarları hesaplanır.

2.2.1 İş

Sistemin yaptığı iş pozitif, sisteme yapılan iş negatif kabul edilir. Pozitif iş sistemin enerjisinin azalmasına sebep olur. Mekanik iş sistem sınırının bir kısmının veya tamamının yaptığı iştir. Şekil 2.4'deki piston silindir sisteminde pistonun hareketi sistemin sınırının bir kısmının yaptığı mekanik işe örnektir.



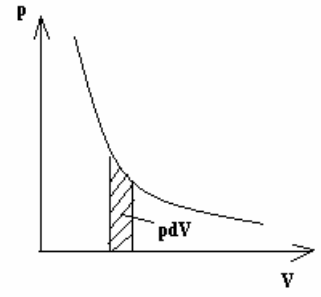
Şekil 2.4 : Pistonun Yaptığı İş [7]

Bir sisteme mekanik işin aktarılması veya sistemin mekanik iş yapması için sistemin ya hacminde yada basıncında bir değişiklik olmalıdır. Dizel motorlarında sıkıştırılmış gazın genişlemesi, hacim değişikliği ile sistemin iş yapmasına örnektir. Diferansiyel mekanik iş, pistona uygulanan F kuvvetine ve pistonun diferansiyel strokuna bağlıdır.

$$dW_v = Fds = pAds \qquad \textbf{(2.2)}$$

Burada A silindirin kesit alanı, p basıncı olmak üzere yukarıdaki denklem daha genel olarak,

$$dW_v = pdV \qquad \textbf{(2.2a)}$$

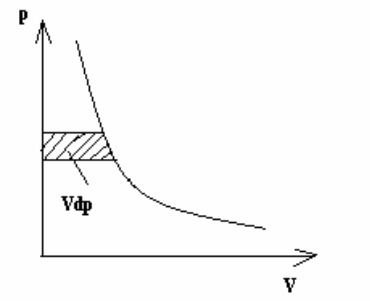


Şekil 2.5 : Hacim Değişiminin Sebep Olduğu Mekanik İş [3]

şeklinde ifade edilir. Şekil 2.5 de integrasyonu gösterilen dW_v ile belirtilen iş, silindirdeki gazın genişlemesiyle mekanik sistemin kazandığı kinetik enerji olarak düşünülmelidir. Sıkıştırma ($dV<0$) ile sisteme eklenen mekanik enerji negatiftir ($dW_v < 0$). Genişleme ($dV>0$) ile sistemin yaptığı mekanik iş ise pozitif ($dW_v >0$) olacaktır.

Türbinlerde iki farklı basınçtaki bölgeler arasındaki gaz akışı ise basınç farkından doğan kinetik enerji aktarımına örnektir.

$$dW_p = -Vdp \qquad \textbf{(2.3)}$$



Şekil 2.6 : Basınç Değişiminin Sebep Olduğu Mekanik İş [3]

Şekil 2.6'daki gibi hesaplanabilen dW_p enerjisi sistemin kaybettiği potansiyel enerjidir. Şekilden de görülebileceği gibi basınç değişimi negatif olduğunda sistemin yaptığı mekanik iş pozitif.

2.2.2 Entalpi ve İç Enerji

Gazların durumunu betimlemede birçok durum değişkenleri kullanılabilir. Bunlardan sıkça kullanılanlar,

u : Belli bir sıcaklıkta atomların hareketlerinin sağladığı termodinamik enerjiyi temsil eden gazın iç enerjisidir.

pV : Gazın iç enerjisine bağlı olarak basınç ve hacminin değerine göre belirlenen gazın durumu.

Bir gazın durumundaki değişiklik hacminin ve /veya basıncının değişmesiyle olur Bu değişim, matematiksel olarak,

$$d(pV) = pdV + Vdp \qquad \textbf{(2.4)}$$

denklemiyle ifade edilir.

Burada,

pdV, hacim değişikliğinin sağladığı kinetik enerjiyi

Vdp, basınç değişikliğinin sağladığı potansiyel enerjiyi gösterir.

Entalpi ise yine durum değişkenleri cinsinden ifade edilen bir başka durum değişkenidir.

$$h = u + pV \quad \textbf{(2.5)}$$

Entalpinin diferansiyeli alınır,

$$dh = du + pdV + Vdp \quad \textbf{(2.6)}$$

Termodinamiğin birinci yasası bu denklemde yerine yazılırsa, termal(ısı) enerji için,

$$dq = dh - Vdp = du + pdV \quad \textbf{(2.7)}$$

eşitliği yazılabilir.

Sabit basınçta (izobarik) hacim artışıyla oluşan genişleme durumunda, $dW_v = pdV$ ve Vdp=0 olduğundan, dq = dh dır.

Bu durumda yukarıdaki denklem $dq = du + pdV$ şeklinde kullanılabilir.

Sabit hacimde basınç düştüğünde ise $dW_v = -Vdp$ (dq = du) ye eşit olacağından (2.1) denklemi $dq = dh - Vdp$ şeklinde kullanılabilir.

2.2.3 Termodinamik Sabitler

2.2.3.1 Spesifik Isı Katsayısı

Sabit hacimde Isı Enerjisi Girişi

Sabit kütledeki gazın, sabit hacimde ısı enerjisi arttırılırsa sıcaklığında da bir artış görülür. Sabit hacimde spesifik ısı katsayısı

$$c_v = \frac{1}{m}\left(\frac{dq}{dT}\right)_V \quad \textbf{(2.8)}$$

şeklinde tanımlanır.

İç enerjinin diferansiyeli,

$$du = \left(\frac{\partial u}{\partial V}\right)_T dV + \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_V dT \quad \textbf{(2.9)}$$

olur. Termodinamiğin birinci yasası bu denklemde yerine yazılırsa,

$$dq = \left(\frac{\partial u}{\partial V}\right)_T dV + \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_V dT + pdV$$
$$= \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_V dT + \left(\left(\frac{\partial u}{\partial V}\right)_T + p\right)dV \quad \textbf{(2.10)}$$
$$= \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_V dT$$

Sabit hacimde dV = 0 olacağından,

$$\left(\frac{dq}{dT}\right)_V = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_V \quad \textbf{(2.11)}$$

$$c_v = \frac{1}{m}\left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_V \quad \textbf{(2.12)}$$

eşitliği elde edilir. Böylelikle sabit hacimde sisteme eklenen termal(ısı) enerjisinin (dq) gazın iç enerjisindeki artışa (du) eşit olduğu ispatlanmış olur.

Sabit basınçta Isı Enerjisi Girişi

Sabit kütledeki gazın, sabit basınçta ısı enerjisi arttırılırsa sıcaklığı da artar. Sabit basınçta, spesifik ısı katsayısı

$$c_p = \frac{1}{m}\left(\frac{dq}{dT}\right)_p \quad \textbf{(2.13)}$$

şeklinde tanımlanır.

Entalpinin diferansiyeli alinarak 2.14'deki denklem yazılabilir.

$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p dT + \left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T dp \quad \textbf{(2.14)}$$

dq = du + pdV denklemi yukarıdaki denklemde yerine yazılırsa, dp=0 olduğu da göz önüne alınarak,

$$dq = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p dT + \left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T dp - Vdp, \quad \textbf{(2.15)}$$
$$= \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p dT + \left(\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T - V\right)dp$$
$$= \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p dT$$

2.13 denklemi 2.15 denklemi sonucunda elde edilen ifadede yerine yazılırsa,

$$\left(\frac{dq}{dT}\right)_p = \left(\frac{dh}{dT}\right)_p$$
$$c_p = \frac{1}{m}\left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p \quad \textbf{(2.16)}$$

eşitliğine ulaşılır. Bu ifadeden, sabit basınçta eklenen termal(ısı) enerjinin gazın iç enerjisini artırmakla beraber sistemin entalpisini de arttırdığı anlaşılmaktadır. Denilebilir ki, dq daki artış, pdV kadar iş oluşmasına sebep olur.

2.2.3.2 Gaz Sabiti ve Adyabatik Katsayı

Entalpinin tanımında kullanılan denklem aracılığıyla c_p ve c_v arasındaki eşitlik bulunabilir.

$$h = u + pV$$
$$dh = du + d(pV)$$
$$mc_p dT = mc_v dT + mRdT$$
$$c_P = c_v + R \quad \textbf{(2.17)}$$

İdeal gaz sabiti R, c_p ile c_v nin farkına eşittir.

c_p ile c_v nin oranına ise adyabatik katsayı denilir.

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad \textbf{(2.18)}$$

Hava için bu oran $\gamma_{hava} = \frac{3.5}{2.5} = 1.4$ dür.

2.3 Termodinamiğin İkinci Kanunu

2.3.1 Geri Döndürülebilen Sistemler

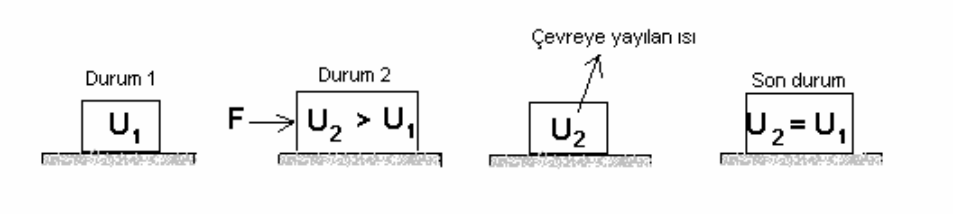
İkinci yasanın anlaşılması için sistemlerin geri döndürülebilirliği konusu anlaşılmalıdır.

Geri döndürülebilen sistemler,

- Sistemde meydana gelen durum değişikliklerinin ilk haline dönebildiği,
- Başlangıç durumuna dönen sistemin o durumda kalmak için dışarıdan enerjiye ihtiyaç duymadığı,

- Kapalı bir sistemde, ilk haline döndüğünde kalıcı bir durum değişikliğine sebep olmayan

sistemlerdir.



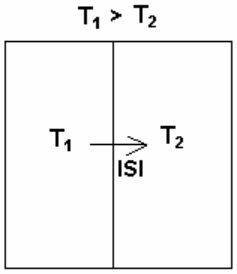
Şekil 2.7 : Sürtünmeli Sistem [7]

Sürtünmeli bir ortamda bir bloğun yatay düzlemde itildiğini düşünelim. Sürtünmeyi yenmeye yetecek kadar bir kuvvetle blok itilirse, dışarıdan yapılan bu kuvvetle, sürtünmenin etkisiyle blok ısınır ve iç enerjisi artar. Kuvvet kaldırıldığında, meydana çıkan ısı çevreye yayılır ve blok ilk sıcaklığına (çevresiyle aynı sıcaklığa) dönerek termal dengeye ulaşır. Bloğun iç enerjisinde bir değişim olmadan dışarıdan uygulanan kuvvete eşdeğer miktarda ısı çevreye yayılmıştır.

2.3.2 Geri Döndürülemeyen Sistemler

Geri döndürülemeyen sistemlerde,

- enerji tek yönde hareket eder.
- dışarıdan enerjiye ihtiyaç duyulur.
- Başlangıç durumuna geri dönülemez.



Şekil 2.8 : Sıcaklık Farkının Sebep Olduğu Isı Transferi [7]

Şekil 2.8'deki gibi T_1 sıcaklığındaki bir blokla T_2 sıcaklığındaki bir bloğu yan yana koyduğumuzu düşünelim. Isı daha sıcak olan bloktan diğerine aktarılacaktır. Bu prosesin tersinin olması için dışarıdan iş yapılması gerekir ve bu da, buzdolaplarında olduğu gibi, çevre koşullarını değiştirir. Bu nedenle farklı sıcaklıklardaki ısı transferlerinin görüldüğü sistemler geri döndürülemeyen sistemlere örnektir.

2.3.3 Entropi

Enerjinin yok edilemeyeceğini ve yaratılamayacağını (sadece korunacağını) belirten termodinamiğin birinci yasası enerjinin hangi biçimde dağıldığı hakkında bilgi vermez.

Termodinamiğin ikinci yasası ise enerji dönüşümleri hakkında kantitatif (sayısal) analiz yapmayı mümkün kılar. Enerjinin korunduğunu belirten birinci yasaya göre tüm ısıl enerji herhangi bir kayba uğramadan tümüyle faydalı mekanik enerjiye dönüşmelidir. Ancak tüm sistemler de olduğu gibi enerji dönüşümü sırasında ısıl ve başka türden kayıplar oluşur. Kantitatif analizle enerji dönüşümü sonucunda elde edilebilen faydalı enerjinin sınırı ve yönü belirlenir. Örneğin, içinde buzlu su bulunan bir bardak normal sıcaklıklardaki bir odaya konduğunda, odadaki havadan buzlu suya ısı akışı olur, ancak buzlu sudan çevresine bir ısı akışı olmaz.
Entropi,

$$s = \frac{q}{T} \tag{2.19}$$

olarak tanımlanır.

Farklı sıcaklıklardaki iki blok örneğinde, bloklar arasındaki ısı transferi sonucunda sistemin entropisindeki değişim,

$$\Delta S = \frac{q_2}{T_2} - \frac{q_1}{T_1} \tag{2.20}$$

olur.

2.20 deki denklemden anlaşılabileceği gibi başlangıçta sistemlerin ısı enerjileri aynı olasa bile ($q_1 = q_2$) geri döndürülemeyen sistemlerde entropi değişimi her zaman pozitiftir $\Delta S > 0$. Geri döndürülebilen sistemlerde ise $\Delta S = 0$ olacaktır.

Fark şeklinde yazdığımız entropi denklemi diferansiyel formda,

$$ds = \frac{dq}{T} \tag{2.21}$$

2.21 denklemindeki gibi olur. Termodinamiğin ikinci yasası olarak bilinen bu denklem, ısı transferinin(dq) sıcaklığa bölünmesiyle entopideki değişimin hesaplanabileceğini belirtir.

Termodinamiğin birinci yasası incelenirken sabit basınç ve sabit hacimler için bulunan (2.7) denklemi termodinamiğin ikinci yasasını ifade etmekte kullanılırsa sabit basınçta oluşan durum değişiklikleri için ,

$$\begin{aligned} dq &= du + pdV \\ du &= c_v dT \\ dq &= c_v dT + \frac{RT}{V} dV \\ ds &= c_v \frac{dT}{T} + R\frac{dV}{V} \end{aligned} \qquad \textbf{(2.22)}$$

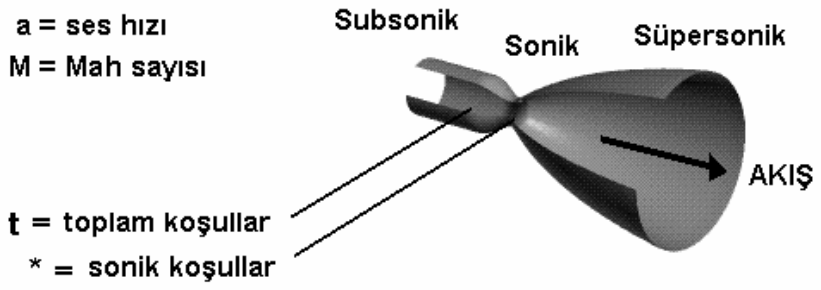
sabit hacimde gerçekleşen durum değişiklikleri için,

$$\begin{aligned} dq &= dh - Vdp \\ dh &= c_p dT \\ dq &= c_p dT - \frac{RT}{p} dp \\ ds &= c_p \frac{dT}{T} - R\frac{dp}{p} \end{aligned} \qquad \textbf{(2.23)}$$

ifadeleri bulunur.

2.4 İzantropik Akış Denklemi

Eğer bir akışkanın geçtiği alan yavaşça daraltılıp, tekrar yavaşça genişletilirse akış tekrar önceki değerine döner. Bu nedenle değişken alanlı akışlar geri döndürülebilir akışlar olarak incelenir.



Şekil 2.9 : Sıkıştırılabilir Akışlar [22]

Dizel motorlarında EGR (Egzoz gazı devridaimi) valfi EGR tüpünden geçen gazın akışı için Şekil 2.9'da gösterildiği gibi değişen alan oluşturur. Bir tüpün içerisinden geçmeye zorlanan gaz molekülleri tüpün çeperleri tarafından itilir. Gazın hızı ses hızına ulaşmadığı sürece özkütlesi değişmez. Ancak gazın hızı ses hızına yaklaştıkça gazın sıkıştırılmasının etkileri önem kazanır ve gazın özkütlesinde önemli değişiklikler gözlemlenir.

Termodinamiğin ikinci yasasına göre geri döndürülebilen akışlar sabit entropiye sahiptir. Bu nedenle, bu tip akışlara izantropik (aynı entropide) akış denir. $p = dRT$ şeklinde ifade edilebilen ideal gaz denkleminden gazın özkütlesindeki (d) değişikliğin basınç değişiminden kaynaklandığı görülür.

Daha önce elde edilen (2.17) ve (2.18) denklemleri kullanılarak

$$\frac{c_p}{R} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \tag{2.24}$$

eşitliği elde edilir. Gazın entropisi

$$dS = c_p \frac{dT}{T} - R\frac{dp}{p} \tag{2.25}$$

denklemiyle ifade edilir. İzantropik proseslerde entropi sabit olduğundan (dS = 0),

$$c_p \frac{dT}{T} = R\frac{dp}{p} \tag{2.26}$$

olur. İdeal gaz denklemi (2.26)'da yerine yazılırsa, $\frac{RT}{p} = \frac{1}{d}$ ve $dT = \frac{1}{R} d\left(\frac{p}{d}\right)$ eşitlikleri de kullanılarak,

$$\left(\frac{c_p}{R}\right)\left(\frac{dp}{d} - p\frac{d(d)}{d^2}\right) = \frac{dp}{d} \tag{2.27}$$

elde edilir. (2.27) denklemi

$$\left(\frac{c_p}{R} - 1\right)\frac{dp}{p} = \frac{c_p}{R}\frac{d(d)}{d} \tag{2.28}$$

şeklinde düzenlenip. (2.24) de bulunan eşitlik yerine konur ve elde edilen ifadenin integrali alınırsa,

$$\left(\frac{1}{\gamma-1}\right)\frac{dp}{p}=\frac{\gamma}{\gamma-1}\frac{d(d)}{d}$$
$$\int\frac{dp}{p}=\int\gamma\frac{d(d)}{d} \qquad \textbf{(2.29)}$$
$$\left(\frac{p}{d^{\gamma}}\right)=sabit$$

olması gerektiği sonucuna varılır. Buradaki sabit, akışın durgun olduğu, tüpün kesit alanı daralmadan önceki bölgede (Şekil 2.9'da toplam koşullar olarak gösterilen bölgede), gazın toplam basıncı ve özkütlesi kullanılarak değerlendirilir.

$$\frac{p}{d^{\gamma}}=\frac{p_t}{d_t{}^{\gamma}}$$
$$\frac{p}{p_t}=\left(\frac{d}{d_t}\right)^{\gamma} \qquad \textbf{(2.30)}$$

$p = dRT$ denklemi kullanılarak toplam sıcaklık için de benzer bir ifade yazılabilir.

$$\left(\frac{dT}{d_tT_t}\right)=\left(\frac{d}{d_t}\right)^{\gamma}$$
$$\frac{T}{T_t}=\left(\frac{d}{d_t}\right)^{\gamma-1} \qquad \textbf{(2.31)}$$

Basınç ve sıcaklık için bulunan (2.30) ve (2.31) denklemleri birleştirilirse,

$$\frac{p}{p_t}=\left(\frac{T}{T_t}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \qquad \textbf{(2.32)}$$

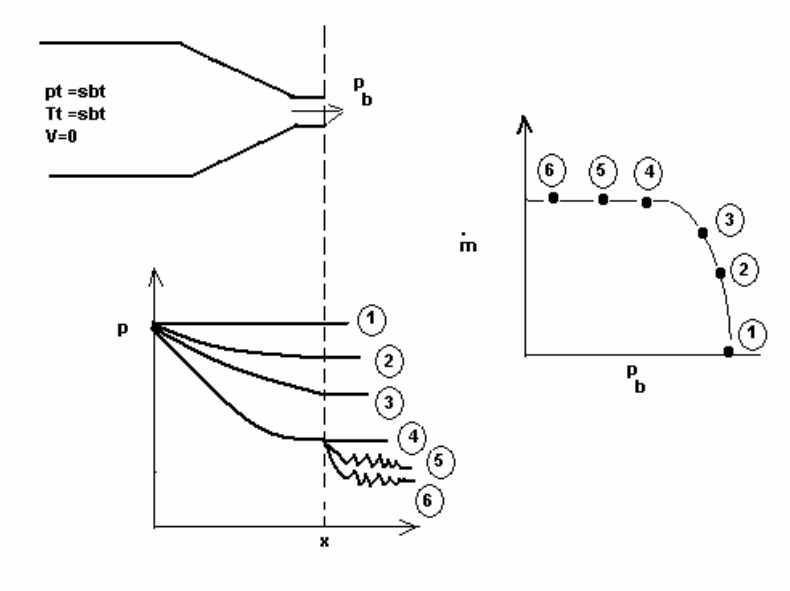
elde edilir.

Sıkıştırılabilir akışlarda akış hızının(v) ses hızına(a) oranına Mah sayısı(M) denir.

$$M=\frac{v}{a} \qquad \textbf{(2.33)}$$

Ses hızından küçük hızlarda (M<1) akış subsonik olarak nitelendirilir Subsonik koşullarda akış düzenlidir. Süpersonik koşullarda ise ses hızından büyük hızlara ulaşıldığından (M>1) akışta bozulmalar oluşur.Ses hızından daha düşük bir hızla uçan bir uçağın, havaya gönderdiği dalgalar ilerideki havanın kendini gelen havaya

uyarlaması için bir sinyal niteliği taşır. Bu nedenle subsonik koşullarda kanatların üzerinde düzenli hava akışı olur. Süpersonik koşullarda ise, uçak gönderdiği dalgalardan daha hızlı gittiğinden ilerdeki havanın koşullarını ayarlaması için yeterli zaman kalmadığından hava kanadın üzerinde kendini ayarlamaya çalışır ve akıştaki bu ani değişim uçakta şok dalgası olarak hissedilir.



Şekil 2.10 : İzantropik Akışın Dinamiği [7]

Şekil 2.10 da daraltılmış alanın çıkışındaki basınç karşı basınç(p_b), bir kesitten ya da kanaldan birim zamanda akan kütle miktarı (kütle debisi) $\dot{m}$ ile gösterilmiştir. Akışın meydana gelmesi için toplam basınçla karşı basınç arasında belli bir basınç farkı olmalıdır. 1 numaralı eğriyle gösterildiği gibi karşı basıncın toplam basınca eşit olduğu durumlarda akış($\dot{m}$) olmaz. Karşı basınç toplam basınçtan daha düşük olduğunda (iki den altıya kadar numaralandırılmış olan eğriler) akış sağlanır. Basınç farkının az olduğu bu koşullarda akışlar subsoniktir. Akışın gerçekleştiği kesit alanın daraltılması, hızın artmasına ve karşı basıncın düşmesine sebep olur. Karşı basınç yeteri kadar düşürülürse Şekil 2.10'da dördüncü eğri ile gösterilen sonik koşullara ulaşılır. Sonik koşullarda akış hızı maksimum değerini alır. Akış miktarı da olabileceği en büyük değerdedir. Akışın limit değerine ulaştığı bu duruma akışın doyması denir.

Karşı basınçtaki değişimler akışın durgun olduğu kanala (alanın daraltıldığı bölgenin gerisine) ses hızında dalgalar gönderir. Kanal karşı basıncın ne olduğunu bu dalgalar sayesinde bilir. Eğer karşı basınç limit değerinin de altına düşürülerek akış ses hızına ulaşılırsa dalgalar kanallara ulaşamaz. Basınçtaki bu değişim kanallarda

bilinemediğinden akış miktarı sabit kalır. Bu sebeple yukarıdaki eğride dört, beş ve altıncı noktalardaki akış miktarları aynıdır.

Ses hızı (2.34) de tanımlanmıştır.

$$a^2 = \gamma RT \tag{2.34}$$

Gazın entalpisi, $h = c_p T$ olacağından, enerjinin korunumu yasasından

$$h_t = h + \frac{v^2}{2} \tag{2.35}$$

yazılabilir. (2.33) ve (2.17) denklemleri (2.35) de yerine yazılırsa,

$$\begin{aligned} c_p T_t &= c_p T + \frac{M^2 \gamma RT}{2} \\ \frac{T_t}{T} &= 1 + \frac{M^2 \gamma R}{2c_p} \end{aligned} \tag{2.36}$$

$\frac{c_p}{R} = \frac{\gamma}{\gamma - 1}$ eşitliği de yukarıdaki denklemde yerine konularak,

$$\frac{T_t}{T} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \tag{2.37}$$

ifadesi bulunur.

(2.32) denkleminden ise basınç oranları için,

$$\frac{p_t}{p} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \tag{2.38}$$

bulunur. Bu denklem M = 1 için çözülürse hızın ses sınırında ulaştığı sonik durumda karşı basıncın toplam basınca oranının kritik değeri elde edilir.

$$\left(\frac{p}{p_t}\right)_{kritik} = \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \tag{2.39}$$

$\gamma = 1.4$ için $\left(p / p_t\right)_{kritik} = 0.5283$ dür.

Termodinamikte, belirli bir alandan birim zamanda akan kütle akış miktarı($\dot{m}$),

$$\dot{m} = dvA \tag{2.40}$$

ile belirtilir. (2.40) denklemine göre belirli bir özkütle (d) ve alan (A) için hızı arttırarak birim zamandaki akış miktarı istenildiği gibi arttırılabilir. Ancak yukarıda açıklandığı gibi akışkanlarda sıkıştırma etkilerinden ötürü hız arttığında özkütle sabit kalmaz ve akış miktarı süpersonik koşullarda limit değerine ulaşır. Bu nedenle yüksek hızlarda görülen etkileri içerecek şekilde (2.40) denklemi genişletilmelidir.

Hızı, ses hızı cinsinden (2.33) deki şekliyle kullanıp, ses hızı (2.34) denklemindeki gibi kullanılırsa,

$$\dot{m} = dMA\sqrt{\gamma RT} \tag{2.41}$$

yazılabilir. $\mathrm{d} = \dfrac{p}{RT}$ yukarıda yerine yazılırsa, (2.41) denklemi,

$$\dot{m} = MA\sqrt{\frac{\gamma}{R}}\frac{p}{\sqrt{T}} \tag{2.42}$$

şeklinde düzenlenebilir. (2.32) denkleminden p için elde edilebilen eşitlik (2.42) de yerine konursa,

$$\dot{m} = \frac{Ap_t}{\sqrt{T_t}}\sqrt{\frac{\gamma}{R}}M\left(\frac{T}{T_t}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \tag{2.43}$$

bulunur. Bu denklemde T/T_t için (2.32) deki ifade yerine yazılarak,

$$\dot{m} = \frac{Ap_t}{\sqrt{T_t}}\sqrt{\frac{\gamma}{R}}M\left(\frac{p}{p_t}\right)^{\frac{(\gamma+1)}{2\gamma}} \tag{2.44}$$

denklemi elde edilir. Burada M Mah sayısını basınç oranları cinsinden ifade edecek şekilde (2.38) den düzenlersek,

$$M = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1}\left(\left(\frac{p}{p_t}\right)^{\frac{-(\gamma-1)}{\gamma}} - 1\right)} \tag{2.45}$$

olduğu bulunur ve kütle akış miktarı için son olarak,

$$\dot{m} = A\frac{p_t}{\sqrt{RT_t}}\sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1}\left(\frac{p}{p_t}^{\frac{2}{\gamma}} - \frac{p}{p_t}^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}\right)} \qquad \textbf{(2.46)}$$

denklemine ulaşılır.

(2.43) denkleminde T/T_t için **(**2.37) de bulunan ifade yazılır ve akış denkleminin diğer parametreler sabitken M Mah sayısına göre türevi alınırsa, $\dot{m}$ birim zamandaki akış miktarının M=1 için maksimum değerine ulaştığı gösterilebilir.

3 DİZEL MOTORU VE ÇALIŞMA PRENSİBİ

3.1 Tanımlamalar

Termodinamiğin iki önemli uygulama alanı güç üretimi ve soğutmadır. Gerek güç üretimi gerek soğutma bir termodinamik çevrime göre çalışan sistemler tarafından gerçekleştirilir. Net güç üreten sistemlerin dayandıkları termodinamik çevrimler *güç çevrimleri* diye bilinir.

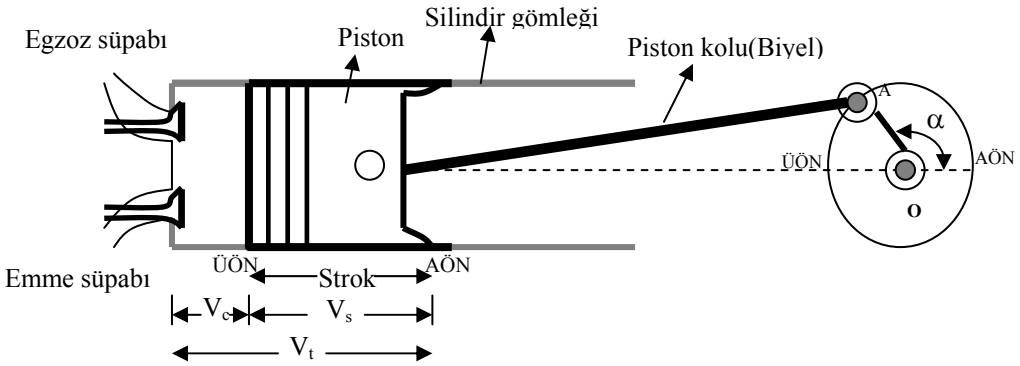
2. Bölümde anlatıldığı gibi termodinamik sistemleri açık ve kapalı çevrimler olarak sınıflandırmak mümkündür. Kapalı çevrimlerde, çevrimde dolaşan akışkan (iş maddesi) çevrimin sonunda ilk haline döner ve dolaşımda kalır. Açık çevrimlerde, akışkan dolaşımda kalmak yerine her çevrim sonunda yenilenir. Dizel motorları örnek alınırsa, çevrim sonunda atılan yanma sonu gazlarının yerini, taze yakıt hava karışımı alır. Böylece motorda mekanik bir çevrim gerçekleşse de, çevrimde dolaşan akışkan tam bir termodinamik çevrimden geçmez.

Isı makineleri, ısının akışkana nasıl verildiğine bağlı olarak içten yanmalı veya dıştan yanmalıdırlar. Dıştan yanmalı motorlarda akışkana verilen enerji, kazan, nükleer reaktör veya güneş gibi bir dış kaynaktan sağlanır. İçten yanmalı motorlardaysa enerji sistem sınırları içinde yakıtın yanmasıyla akışkana verilir.

3.1.1 Pistonlu Motorlara Genel Bir Bakış

Pistonlu bir motorun genel görünümü Şekil 3.1'de verilmiştir. Bu motorlarda, termodinamik çevrimin kontrol hacmi, bir silindirdir. Silindirin bir tarafı silindir kafası denilen sabit bir cidarla kapatılmıştır. Silindirin diğer tarafında, bir krank-biyel düzeneği aracılığıyla iki sınır nokta arasında hareket ettirilen piston bulunur. Bu konumlar **üst ölü nokta** (ÜÖN) ve **alt ölü nokta** (AÖN) diye bilinir. Piston üst ölü noktadayken, silindir içindeki hacim en küçük değerindedir. Piston alt ölü noktadayken, silindir içindeki hacim en büyük değerinde olur. ÜÖN ile AÖN arasındaki uzunluk, pistonun bir yönde gidebileceği en uzun aralıktır ve motorun **stroku** olarak bilinir.

Bilindiği gibi dizel motoru oksijen içeren bir gazın (genellikle bu atmosferik havadır) sıkıştırılarak yüksek basınç ve sıcaklığa ulaşması ve silindir içine püskürtülen yakıtın bu sayede alev alması ve patlaması prensibi ile çalışan bir motordur.



Şekil 3.1 : Öteleme Pistonlu Motorun İlke Şeması [9]

Piston ÜÖN'dayken silindirin içindeki hacim ölü hacim diye bilinir. Piston AÖN'dan ÜÖN'ya giderken taranan silindir hacmi strok(V_s) hacmidir. Silindir içindeki en büyük hacmin en küçük hacme oranı (V_t/V_c) motorun sıkıştırma oranıdır.

Hava yakıt karışımı silindire **emme süpabından** girer ve yanma sonu gazları **egzoz süpabından** dışarı atıllır.

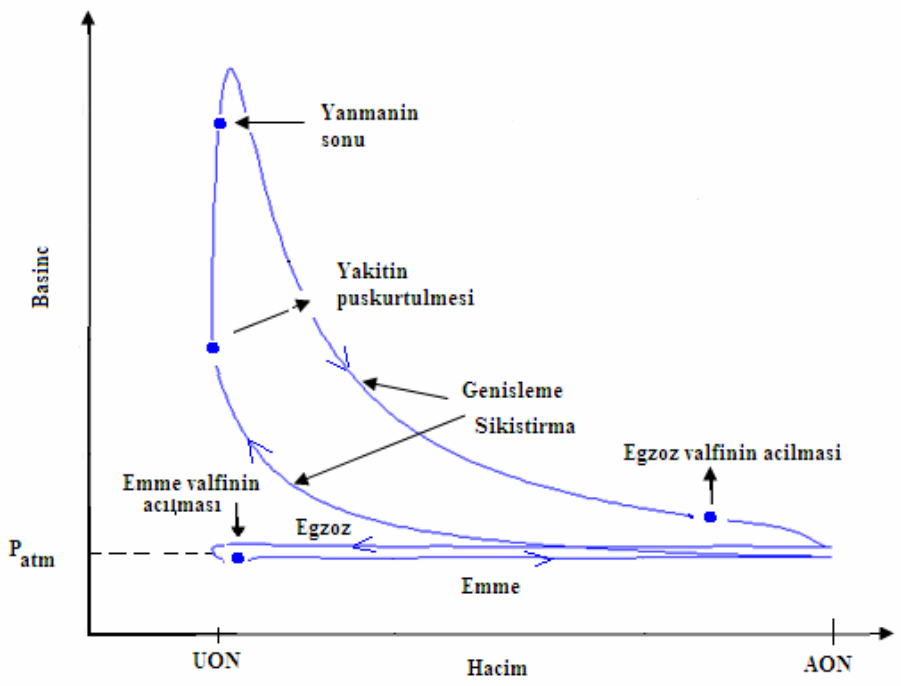
Dizel motorunda amaç yakıttaki kimyasal enerjiden mekanik güç elde etmektir. Bu enerji yakıtın yanmasıyla açığa çıkar. İstenen gücü elde etmeyi mümkün kılan yanmadan önceki yakıt - hava karışımı ve yanma sonrasında oluşan gaz karışımıyla (iş maddesi veya dolgu) motorun mekanik komponentleri arasındaki iş transferidir. Bu karışımdan ne kadar verimle ne miktarda enerji elde edilebileceğini belirleyen ortalama efektif basınçtır (OEB). Ortalama efektif basınç, çevrim sırasında motordan elde edilen net işi saglamak için pistona bir strok boyunca uygulanması gereken basınçtır.

3.2 Dizel Çevrimi

Dizel çevrimi sıkıştırma ateşlemeli motorlar için ideal çevrimdir. 1890'li yıllarda Rudolph Diesel tarafından geliştirilen sıkıştırma ateşlemeli motor yanmanın başlatılması açısından benzinli motordan ayrılır. Benzin motorlarında yakıt hava karışımı, yakıtın tutuşma sıcaklığının altında bir sıcaklığa kadar sıkıştırılır ve yanma işlemi bujide oluşturulan bir kıvılcımla başlatılır. Dizel motorlarında hava, yakıtın tutuşma sıcaklığının üzerindeki bir sıcaklığa sıkıştırılır ve püskürtülen yakıtın sıcak

havayla teması sonucu yanma başlar. Benzin motorlarında hava yakıt karışımı sıkıştırıldığından sıkıştırma oranı kendiliğinden tutuşma veya vuruntu ile sınırlıdır. Dizel motorlarında sadece hava sıkıştırıldığından yakıtın kendiliğinden tutuşması söz konusu değildir. Bu nedenle dizel motorları çok daha yüksek sıkıştırma oranlarında (genellikle 12 ile 24 arasında) çalışabilirler. Vuruntu sorununun olmamasının başka yararları da vardır. Çevre açısından benzine getirilen kısıtlamalar bu motorda sorun yaratmaz, çünkü dizel motorlarında daha az damıtılmış (ve daha ucuz) yakıtlar kullanılabilir.

Piston her termodinamik çevrim için silindir içinde dört strok (iki mekanik çevrim) yapar. Bu sırada krank mili de iki devir yapmış olur. Bu motorlar dört zamanlı içten yanmalı motorlar diye bilinirler.



Şekil 3.2 : Dizel Çevrimi P-V Diyagramı

Emme zamanı(stroku) denilen birinci zamanda piston tepe noktadan aşağıya inerken, emme valfleri açılarak silindir içine taze hava girişi sağlanır. Emme zamanının sonlarına doğru emme valfleri kapanır. Daha sonra sıkıştırma zamanında, piston yukarı hareket ederek silindirdeki havayı sıkıştırır. Bu sıkışmanın doğurduğu yüksek basınçla havanın sıcaklığı artar. Üçüncü zaman olan güç veya genişleme zamanında silindir içinde sıkıştırılarak aşırı derecede ısıtılan havaya püskürtülen yakıt alev alır ve patlama gerçekleşir. Hava – yakıt karışımının yanmasıyla sıcaklığı ve basıncı daha da artan iş maddesi, pistonu aşağıya doğru iter, krank milinin dönmesini sağlar

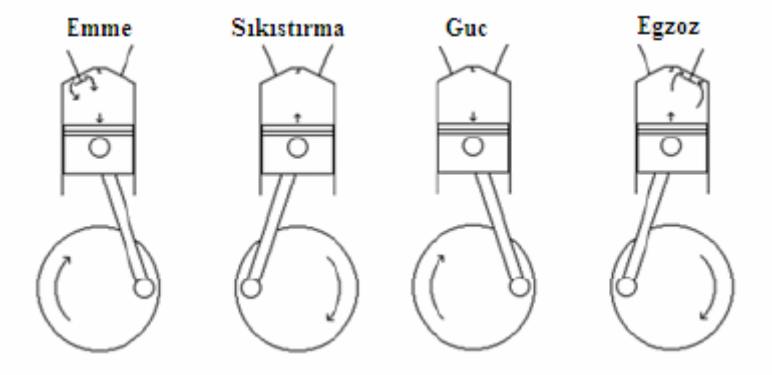
ve yararlı iş elde edilir. Güç zamanında elde edilen güç , sıkıştırma zamanında pistonun yaptığı işin yaklaşık 5 katıdır. Genişleme strokunun sonunda piston en alt konumdadır, birinci mekanik çevrim tamamlanmıştır ve silindir yanma sonu gazlarıyla doludur. Daha sonra egzoz zamanında, piston yeniden yukarı doğru hareket eder, egzoz valfleri açılarak yanma sonucunda silindirde oluşan atık gazlar silindir dışına atılır. Silindir en üst konuma yaklaşmadan hemen önce egzoz valfi kapanır. Taze havayı silindire doldurmak üzere emme valfleri açılararak çevrimi yeniden başlatır.



Şekil 3.3 : Kam Şaftı

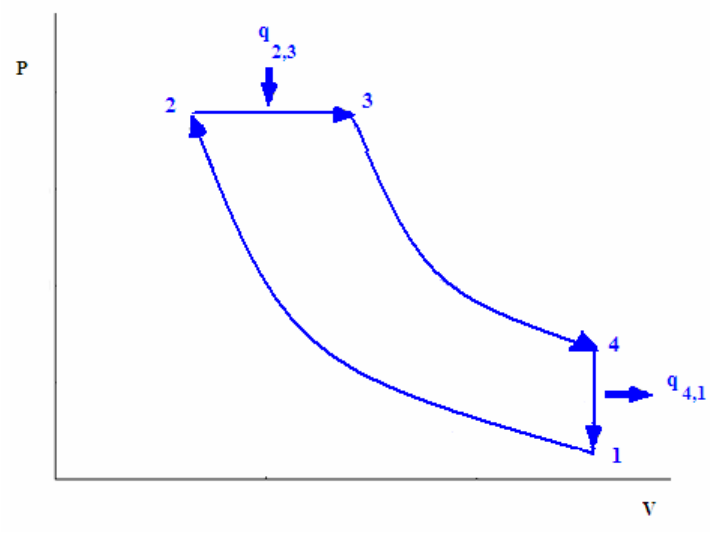
Çevrim zamanlarının oluşmasında etkin olan emme ve egzoz valflerinin açılma ve kapanma hareketleri, Şekil 3.3'deki gibi kranktaki döndürme kuvvetinin zincir veya kayış aracılığıyla aktarıldığı kam şaftı üzerinden sağlanır.

Dizel çevrimi kapalı bir sistem olan piston- silindir düzeneğinde gerçekleşir. Şekil 3.2'de P-V (Basınç - Hacim) diyagramı verilen dört zamanlı motor çevriminin termodinamik çözümlemesi yapılırken çevrimde dolaşan gazların hal değişimleri incelenir.



Şekil 3.4 : Dizel Motorunun Dört Stroku

Şekil 3.4'de dört strok sırasında pistonun silindir içindeki konumunu gösteren çizimler gösterilmiştir. Silindir içine yakit püskürtülmesi işlemi, piston üst ölü noktaya yaklaşırken başlar ve genişleme strokunun ilk bölümünde devam eder. Bu nedenle yanma benzinli motorlara göre daha uzun bir sürede gerçekleşir. Sürenin uzunluğundan dolayı, Dizel çevrimindeki yanma işlemi, sisteme sabit basınçta(isobarik) ısı verilmesi şeklinde düşünülür. (dp = 0) Bu yaklaşımdan dolayı dizel motoru çevrimi Şekil 3.5'deki gibi basitleştirilebilir.



Şekil 3.5 : İdealleştirilmiş Dizel Çevrimi

1 → 2 : İzantropik şıkıştırma, dq =0:

Dizel çevriminin şıkıştırma strokunda meydana gelen hal değişimi sisteme ısı transferinin olmadığı izantropik şıkıştırma prosesine örnektir. İkinci bölümde açıklanan termodinamiğin birinci yasası kullanılarak izantropik şıkıştırma, 3.1' de verilen denklemlerle ifade edilebilir.

$$dq = du + d\omega = 0 \qquad \textbf{(3.1a)}$$

$$q_{1,2} = 0 \qquad \textbf{(3.1b)}$$

$$d\omega = -du = -mc_v dT \qquad \textbf{(3.1c)}$$

$$\omega_{1,2} = -mc_v(T_2 - T_1) \qquad \textbf{(3.1d)}$$

Negatif çıkan mekanik iş $\omega_{1,2}$ gazı şıkıştırmak için kullanılır.

2 → 3 Çevrime sabit basınçta ısı geçişi, dp = 0:

Yakıtın silindirlere püskürtülmesiyle başlayan yanma olayı sırasında sisteme ısı geçişi sağlanır.

$$dq = dh - Vdp = mc_p dT \quad \textbf{(3.2.a)}$$

$$q_{2,3} = mc_p\left(T_3 - T_2\right) \quad \textbf{(3.2.b)}$$

$$d\omega = pdV = mRdT \quad \textbf{(3.2.c)}$$

$$\omega_{2,3} = mR\left(T_3 - T_2\right) \quad \textbf{(3.2.d)}$$

Bu proses sırasında yanma olayı $q_{2,3}$ ısı enerjisini üretir ve $\omega_{2,3}$ kadar kinetik enerji açığa çıkar.

3→4 İzantropik genişleme, dq=0:

Genişleme(güç) strokunda silindir içindeki gazın uğradığı hal değişimi izantropik genişlemeye örnektir.

$$q_{3,4} = 0 \quad \textbf{(3.3.a)}$$

$$d\omega = -du = -mc_v dT \quad \textbf{(3.3.b)}$$

$$\omega_{3,4} = -mc_v\left(T_4 - T_3\right) \quad \textbf{(3.3.c)}$$

$T_4<T_3$ olduğundan elde edilen iş pozitiftir.

4→1 Sabit hacimde ısı kaybı, dV=0:

$$d\omega = pdV = 0 \quad \textbf{(3.4.a)}$$

$$\omega_{4,1} = \int_4^1 PdV = 0 \quad \textbf{(3.4.b)}$$

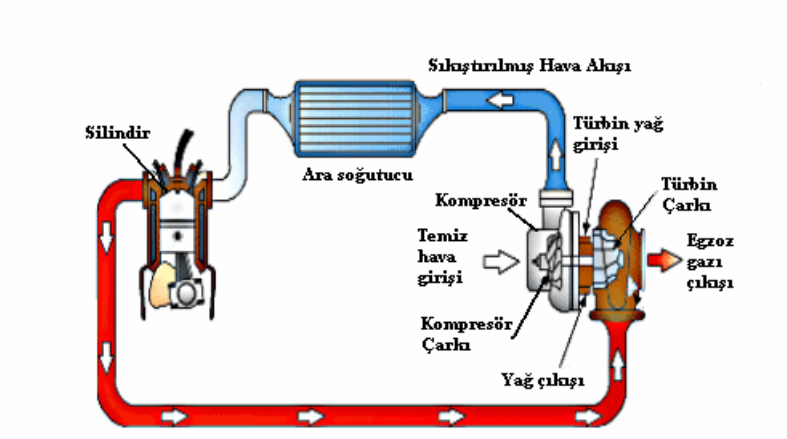
$$dq = du + d\omega = mc_v dT \quad \textbf{(3.4.c)}$$

$$q_{4,1} = mc_v \int_4^1 dT = mc_v (T_1 - T_4) \qquad \textbf{(3.4.d)}$$

$q_{4,1}$ ile belirtilen ısı kaybı gaz değişimi sırasında gerçekleşir. Yanmış gazlar egzoza atılırken silindirler soğuk hava ile doldurulmaktadır. $T_1<T_4$ olduğundan $q_{4,1}$ negatiftir.

3.3 Dizel Motor Ekipmanları

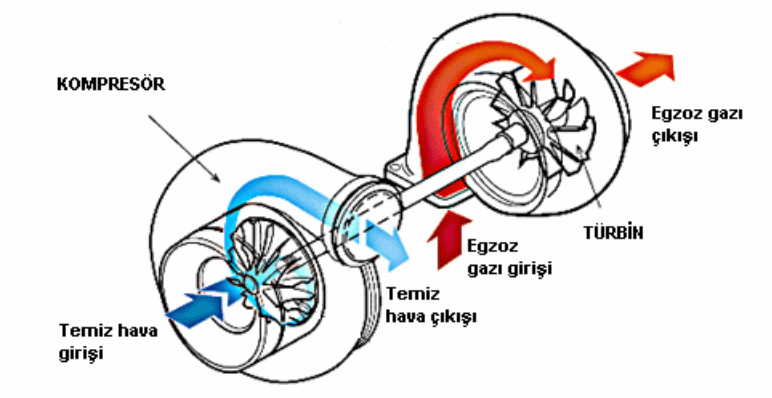
Şematiği Şekil 3.6 de görülen motorun ana ekipmanları motor bloğu, EGR sistemi, yakıt sistemi ve turbin / kompresör üniteleridir.



Şekil 3.6 : Dizel Motor Ekipmanları [14]

3.3.1 Turbo Alt Sistemi

Yanmanın meydana geldiği silindirlerdeki hava yakıt karışımı her zaman zayıftır. Bu nedenle atmosfer basıncında, sabit hacimli silindirlerde yanma sonucu elde edilebilecek güç benzinli motorlarla kıyaslandığında daha azdır. Modern dizel motorlarında performansı arttırabilmek için turbin (turbo) kullanılmaktadır. Şekil 3.7'de gösterildiği gibi aynı şaft üzerinde aralarındaki güç dengesiyle dönen turbo ve kompresör, silindirlerden çıkan egzoz gazının enerjisinden faydalanarak atmosferden alınan havayı sıkıştırır ve böylece giriş manifolduna daha yüksek basınçta ve daha fazla miktarda hava gönderilmesini sağlar. Böylece aynı hacimde daha fazla hava ve yakıt karışımı elde edilerek daha yüksek mekanik güce ulaşılır.



Şekil 3.7 : Kompresör Türbin Ünitesi [14]

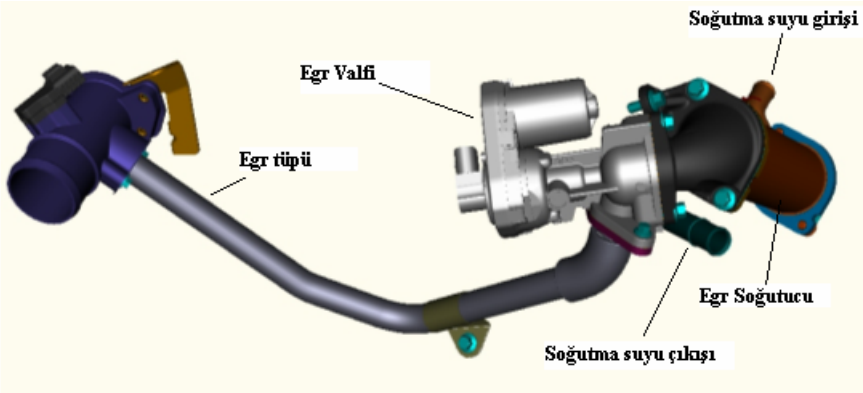
Turbo kanatçıkları kapatıldığında egzoz gazlarına uygulanan karşı basınç artar. Bu durumda türbin kompresörü daha hızlı döndürerek atmosferden alınan havanın basıncını arttırır. Turbo kanatçıkları açıldığında daha fazla egzoz gazının egzoz borusundan dışarı atılması sağlanır.

Silindirlere aktarılan havanın özkütlesini arttırmak için kullanılan bir başka ekipman ara soğutucudur (intercooler). Sıkışmanın da etkisiyle sıcaklığı artan havanın sıcaklığını düşürmek için soğutucu kullanılır. Kompresörün basıncını yükselttiği hava radyatöre benzeyen peteklerin içerisinden geçirilerek ara soğutucuda, soğutulduktan sonra motora gönderilir. Hava soğukken moleküller arası boşluk daha az olacağından birim hacimdeki molekül miktarı fazla olacaktır. Silindirlere gönderilen hava soğuk olduğunda silindirin içine daha fazla oksijen girişi olur ve bu sayede volümetrik verim (silindir hacminin mekanik güç elde edilmesinde ne kadar verimle kullanıldığını belirten terim) arttırılarak daha fazla güç elde edilebilir.

3.3.2 Egr Alt Sistemi

Egzoz manifoldundan giriş manifolduna geribesleme sağlayan bir diğer sistem ise Şekil 3.8 görülen EGR (Egzoz gazı resirkülasyonu) sistemidir. Yanma sırasında silindir içindeki sıcaklık 2000 K'nin üstüne çıktığında atmosferde bulunan nitrojen gazı oksidasyona uğrayarak mono nitrojen oksit olarak bilinen NO_x (NO ve NO2) oluşumuna sebep olur. NO_x oldukça zehirli bir gaz olup emisyon regülasyonlarının sağlanabilmesi için belirli bir yasal limitin altında tutulması gerekmektedir. EGR sistemi dizel motorlarında NO_x oluşumunu azaltmak için kullanılır. Egzozdaki yanmış gazlar egzoz valfi aracılığıyla giriş manifolduna iletilerek silindirlere aktarılan oksijen miktarı seyreltilir. Böylece silindirde meydana gelecek yanma

bilinçli olarak azaltılarak, yanma sonucunda ulaşılan maksimum yanma sıcaklığı düşürülür ve NOx oluşumu azaltılır.

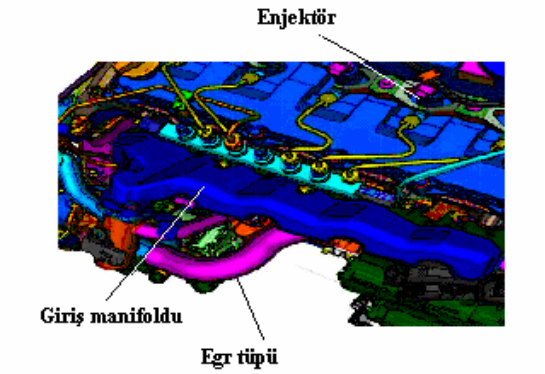


Şekil 3.8 : EGR Sistemi

EGR valfinin açıklığı değiştirilerek giriş manifolduna gönderilmek istenen egzoz gazı miktarı belirlenir. EGR kullanımı giriş manifoldundaki oksijen miktarını seyrelttiği için aynı zamanda motordan elde edilen torkun düşmesine sebep olur. Bu nedenle valfin ne kadar açılması gerektigi hem emisyonların azaltılması hem de tork veriminin düşmemesi arasında bir uzlaşım yapılarak ayarlanmaktadır. Genellikle EGR ile giriş manifoldundaki yanmış gazlarin oranı % 0 ile % 40 arasinda değişir.

EGR valfinden önce gelen EGR soğutucusu, çok yüksek sıcaklıktaki egzoz gazının sıcaklığını giriş manifolduna göndermeden önce hem soğutma hem de gazın özkütlesini arttırma işlevi görür. Silindiri soğutma amaçlı kullanılan motor soğutma suyu daha sonra EGR soğutucusunun soğutma suyu olarak kullanılır.

Şekil 3.9'da görüldüğü gibi, giriş manifoldu kompresörden gelen taze havayla, EGR yolundan gelen egzoz gazı karışımını silindirlere iletir.



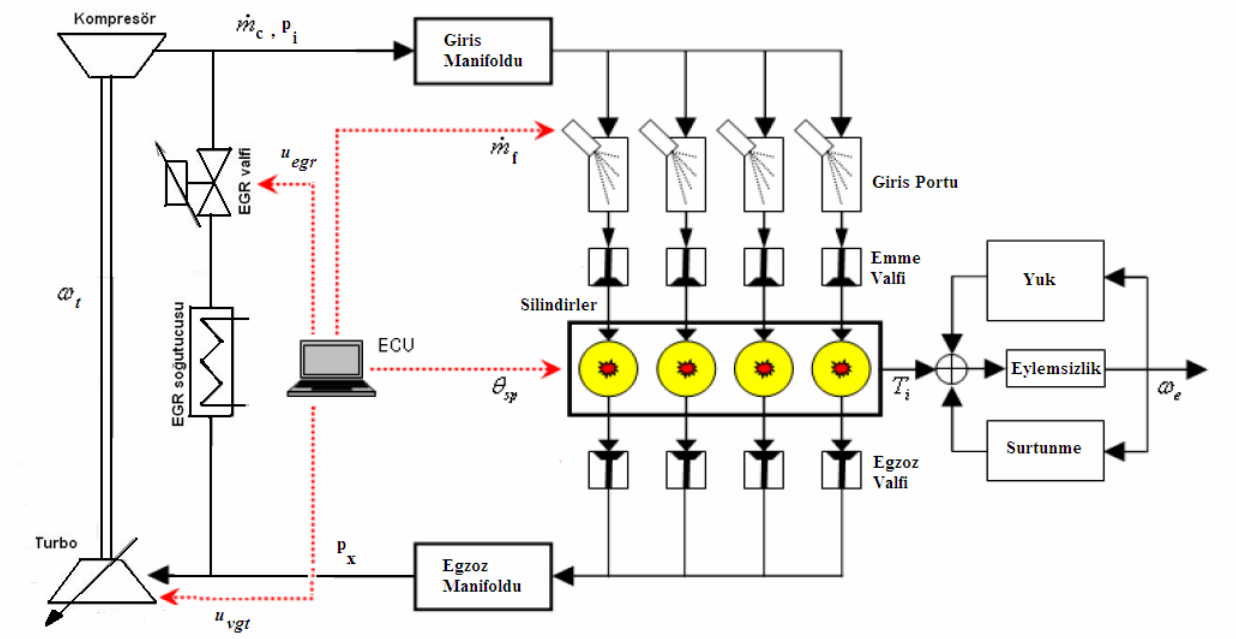
Şekil 3.9 : Giriş Manifoldu ve Enjektörler [14]

Dizel motorlarında silindir içinde sadece hava sıkıştırılır. Patlama zamanından kısa bir süre önce silindirlere yakıt tankından enjektörler aracılığıyla yakıt püskürtülür. Silindirlerde meydana gelen yanma sonunda oluşan gazlar egzoz manifolduna atıldıktan sonra türbine ve egzoz çıkışına aktarılır.

3.4 Dizel Motoru Kontrolü

Motor modelini oluşturan başlıca alt sistemler şöyle sıralanabilir: silindirlere ne kadar hava emileceğini belirleyen hava sistemi, silindirlere ne kadar yakıt püskürtüleceğini belirleyen yakıt sistemi, silindirdeki hava ve yakıt karışımının yanmasıyla üretilen torku belirleyen tork sistemi, motorun hızını belirleyen eylemsizlik sistemi, silindirden çıkan zehirli gazların oluşturduğu emisyon sistemi ve bu gazların oluşturduğu kirliliği azaltmak için kullanılan katalistleri, sensörleri, filtreleri…vb modelleyen kirlilik azaltma sistemi.

Dizel kontrolünde ana amaç, emisyon yasalarının getirdiği kısıtlamalar altında belirli egzoz gazı ve gürültü seviyesini aşmadan minimum yakıt tüketimi ile gereken motor torkunu sağlamaktır. Bunu yerine getirmek için motorun tüm alt sistemleri durağan ve dinamik çalışma koşullarında istenen performans kriterlerini saglayacak şekilde optimize edilmelidir. Dizel motorlarda bulunan ECU'ya (Elektronik Kontrol Ünitesi) motorun çalışmasıyla ilgili algoritmalar ve kalibrasyon tabloları kaydedilir. Kalibrasyon tablolarinda motorun calisma noktasi hiz ve torka gore belirlenir. Yakıtın($\dot{m}_f$) pistonların içine enjeksiyonunun başlama zamanının kontrolü, emisyonların azaltılması ve motor veriminin (yakıt ekonomisi) artırılması gibi kontrol stratejileri ECU aracılığıyla gerçekleştirilir. (Şekil 3.10)



Şekil 3.10 : Motor Kontrolü Şeması [20]

3.4.1 Hava Sistemi Kontrolü ve Kalibrasyonu

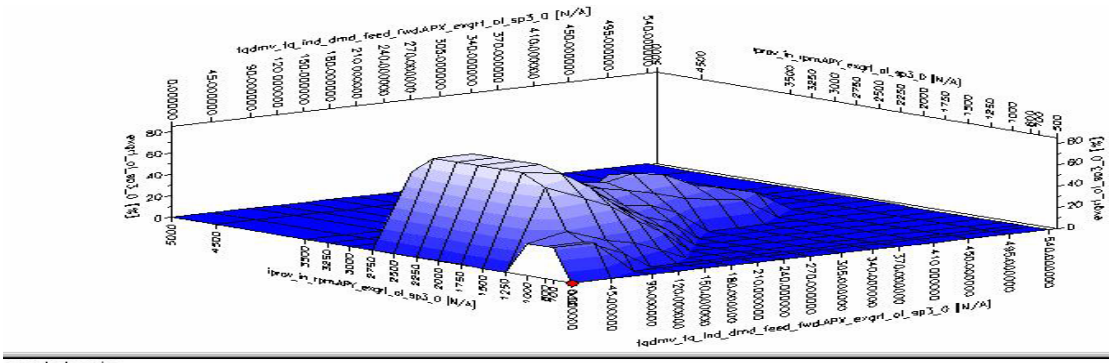
Dizel motorunda hava sistemi turbo/kompresor ünitesi ile EGR sisteminden oluşur. Atmosferden alınan hava kompresörde sıkıştırılarak yüksek basınçlara ulaştırılarak giriş manifoldundan silindir içine iletilir. Silindirlere püskürtülen yakıtla yanan hava-yakıt karışımı egzoz gazı olarak silindir dışına atılır. Turbo yüksek sıcaklık ve basınçtaki egzoz gazının gücüyle ve kanatçıklarının açıklığıyla da orantılı olarak döner ve ortak bir şaftla bağlı olduğu kompresörü de döndürerek temiz havanın sıkıştırılmasına yardım eder.

Turbin ve kompresörden başka, EGR valfi de egzoz manifoldundan giriş manifolduna geri besleme yolu oluşturur. EGR valfi egzoz ile giriş manifoldlarının arasındaki basınç oranına ve valf açıklığına bağlı olarak belli bir miktarda egzoz gazının tekrar silindir içine girmesini sağlar. ECU ünitesinde hava sistemi açısından, atmosferden alınarak kompresörde sıkıştırılıp basıncı arttırılarak silindirlere gönderilen kütle hava akışı $\dot{m}_c$ (EGR valf pozisyonu ile kontrol edilir) ve giriş manifoldundaki havanın basıncı p_i (turbo kanatçıklarının pozisyonu ile kontrol edilir) olmak üzere iki parametre kontrol edilir. Bu değişkenler silindir içinde meydana gelecek yanmayı dolayısıyla motorun çıktılarını (emisyon, tork, yakıt tuketimi, gurultu...) doğrudan etkileyen önemli parametrelerdir.

Bu çalışmanın konusu olan EGR sistemi hava sisteminin bir parçasıdır. Dizel motorlarda EGR sistemi, genellikle egzoz tarafındaki yüksek basınçtan (p_x) hava

tarafındaki yüksek basınca (p_i) doğrudur. EGR kütle akışı, ikinci bölümde anlatılan izantropik akış denkleminde bulunduğu gibi, EGR valfinin açıklığının yanısıra, valften önceki basınç ve sıcaklığa da bağlıdır.

Kullanılan kontrol stratejisi gereği EGR valfi kompresörden gelen kütle hava akışını ($\dot{m}_c$) geri besleme olarak sensörden alır ve kalibrasyon haritasından istenilen kütle hava akışını okuyarak PI kontrolörüyle hatayı sıfırlayacak şekilde valf pozisyonunu ayarlar. Valfin açılması, egzoz gazlarının giriş manifolduna aktarılmasını sağlarken dolaylı olarak da giriş manifoldundaki taze hava miktarını $\dot{m}_c$ azaltır.



very hot region
Range - Min: -100 Max: 100
X: tqdmv_tq_ind_dmd_feed_fwd.APX_exgrt_ol_sp3_0 [N/A] Y: iprov_in_rpm.APY_exgrt_ol_sp3_0 [N/A] Z: exgrt_ol_sp3_0 [%]

Y \ X	0.000...	45.00...	90.00...	120.0...	150.0...	180.0...	210.0...	240.0...	270.0...	305.0...	3
500	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	
700	30.0	30.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	
800	30.0	30.0	15.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	
1000	30.0	37.0	24.6	19.8	10.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	
1250	0.0	74.0	59.9	50.3	33.9	19.4	0.0	0.0	0.0	0.0	
1500	0.0	85.0	80.3	65.0	45.0	28.4	15.8	0.0	0.0	0.0	
1750	0.0	85.0	85.0	70.0	55.0	37.4	24.9	17.0	0.0	0.0	
2000	0.0	85.0	85.0	70.0	55.0	46.3	32.8	30.0	20.0	0.0	
2250	0.0	85.0	85.0	70.0	57.0	50.0	45.0	40.0	35.0	27.0	
2500	0.0	85.0	85.0	70.0	57.0	53.0	47.1	44.1	50.0	46.3	
2750	0.0	69.0	64.4	54.9	50.3	44.8	31.6	30.7	45.8	40.2	
3000	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	
3250	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	

Şekil 3.11 : Kalibrasyon Haritası

ECU içerisine gömülen üç boyutlu haritalarda motorun limit değerleri içindeki (çıkılabilecek maksimum hız ve torka göre) çalışma bölgeleri, tork(x) ve hız (y) eksenler olmak üzere, belirli aralıklara bölünmüştür. Belirli bir çalışma bölgesinde (tork ve hız değerinde) motora ne kadar havanın pompalanacağı ($\dot{m}_c$) ve giriş manifoldu basıncının (p_i) ne olacağı dinamometrede yapılan testlerle belirlendikten sonra Şekil 3.11 de örnek olarak gösterilen kalibrasyon haritalarına (z eksenini oluşturacak şekilde) kalibrasyon mühendisleri tarafından kaydedilir.

Tork ve hız için tablodaki ayrık değerlerinin arasında bir çalışma bölgesine gelindiğinde ise z eksenleri interpolasyonla hesaplanır. Bu şekilde yapılan kalibrasyonlarla, tüm hız ve torklarda sürücünün beklediği performansı sağlayacak şekilde silindirlere yeterli miktarda havanın gitmesi, emisyon testlerinden

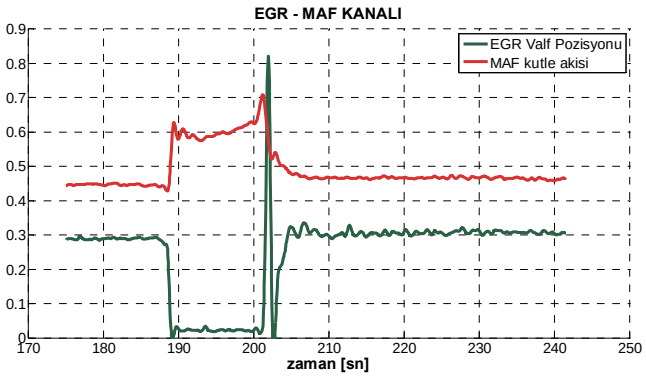
geçebilmek için NO_x miktarını azaltacak şekilde egzoz gazı resirkülasyonunun sağlanması gibi stratejiler gerçekleştirilir.

EGR ile NO_x emisyonları kalibre edilirken dinamometrede maf haritası optimize edilir. Eger bir çalışma noktasında NO_x yayılımı azaltılmak isteniyorsa maf haritasının o noktadaki değeri düşürülür. Maf kontrolünü saglayan EGR valfi daha düşük olan bu değeri yakalamak için daha çok açılacağından daha fazla egzoz gazı devridaimi sağlanmış ve böylece NO_x miktarı da azaltılmış olacaktır.

EGR sisteminin kütle hava akışını sağlamak için EGR valfi pozisyonunu değiştirmesi gibi, turbo sistemi de giriş manifoldundaki havanın basıncını (kütle hava basıncı p_i) yine kalibrasyon haritalarında belirlenen değerlere getirmek için turbo kanatçıklarının pozisyonunu değiştirir. Ancak [12] ve [13]'de de açıklandığı gibi özellikle düşük hızlarda hava sisteminin ana üniteleri olan EGR ve Turbo birbirine akuple dinamikler gösterir.

EGR - Kütle Hava Akışı (Maf) Kanalı

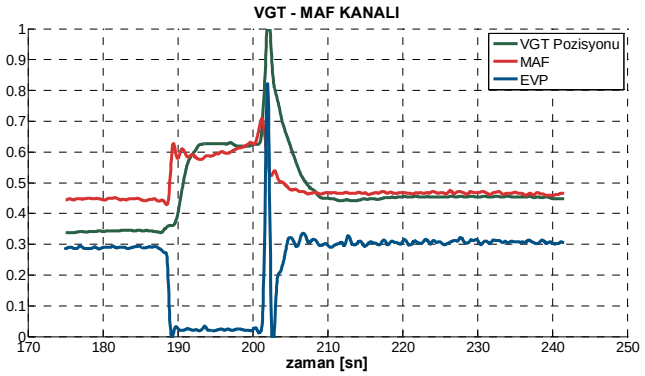
EGR valfinin (maksimum açıklıga göre normalize edilmiş) kütle hava akışına ($\dot{m}_c$) etkisini görmek için Şekil 3.12'deki gibi valf pozisyonuna basamak işareti uygulanıp kütle hava akışındaki değişim gözlenebilir.



Şekil 3.12 : EGR Valf Pozisyonun MAF Kütle Akışına Etkisi

Turbo- Kütle Hava Akışı (Maf) Kanalı

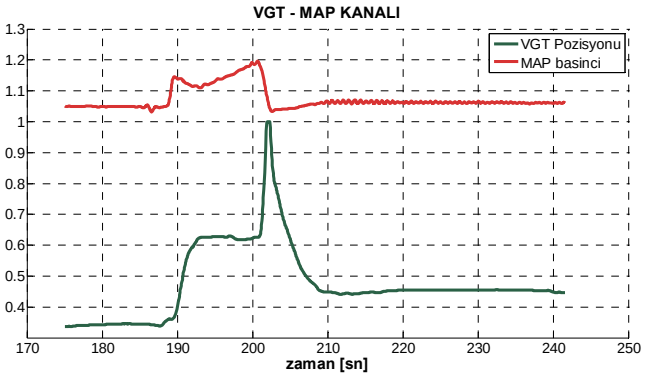
Turbo kanatçıklarının kapatılması egzoz gazlarının akışını kısıtladığından egzoz basıncını artırır. Bu da EGR akışını artırarak, kütle hava akışının düşmesine sebep olur. Ancak, EGR valfi tamamen kapalıyken turbo kanatçıkları kapatılırsa (Şekil 3.13'de iki yüzüncü saniyede görülebileceği gibi), egzoz gazları sadece turbo üzerinden geçeceğinden turbonun hızını arttırır. Daha hızlı dönen turbo kütle hava akışını artırır. O halde, EGR valfi pozisyonuna (EVP) göre, turbo – kütle hava akışı kanalındaki sürekli hal kazancı işaret değişimi gösterir.



Şekil 3.13 : VGT Pozisyonun MAF Kütle Akışına Etkisi

Turbo - Kütle Hava Basıncı (Map) Kanalı

Turbo pozisyonunu arttırmak kanatçıkları kapatmak anlamına gelir. Turbo kanatçıkları kapatılarak yüksek basınç ve sıcaklıkta akan egzoz gazlarına karşı daha çok karşı basınç üretilir. Böylelikle turbin hızlanarak kompresörün havayı daha çok sıkıştırılmasını sağlar ve kütle hava basıncını arttırır. Şekil 3.14'de turbo pozisyonundaki basamak değişiminin atmosfer basıncına göre normalize edilmiş kütle hava basıncına etkisi görülmektedir.



Şekil 3.14 : VGT Pozisyonun MAP Basıncına Etkisi

EGR - Kütle Hava Basıncı (Map) Kanalı

EGR valfinin açılması yüksek basınçtaki egzoz gazının bir kısmının giriş manifolduna resirkülasyonunu sağladığından kütle hava basıncının bir miktar artırır. Ancak bu durumda daha az egzoz gazı turbini döndüreceğinden turbin yavaşlar ve sonuç olarak kütle hava basıncı başlangıçtan daha düşük bir seviyeye gelir. Denilebilir ki, EGR-kütle hava basıncı etkileşimi minimum fazlı olmayan davranış gösterir.

Bir çalışma bölgesinde, sözgelimi araç hızı 1750 1/dak, torku 75 Nm iken, EGR valfi bu nokta için kalibrasyon tablosundan okuduğu kütle hava akışını sağlamaya çalışırken, turbo da benzer şekilde kütle hava basıncını istenilen değerine getirmeye çalışır. Ancak yukarıda anlatıldığı gibi bir eyleyicinin konumu diğer eyleyicinin kontrol ettiği kanalı etkilemektedir. Buna rağmen iki sistemin kontrolü birbirinden tamamen bağımsız kabul edilerek gerçekleştirilmektedir.

Ayrıca EGR valfinin kütle hava akışını değiştirmesi, egzoz gazlarının turboda basınç artışına sebep olup, türbin şaftının eylemsizliğini yenerek kütle hava basıncını değiştirmesine göre daha hızlı bir prosestir. Kütle hava akışını tutturmak için belli bir konum alan EGR valfi pozisyonunda turbonun kütle hava akışını yakalaması her zaman mümkün olmayabilir. Bunun tam tersi de yine karşılaşılabilen bir durumdur.
Sayılan bu sebeplerden ötürü EGR ve turbonun koordineli kontrolü [11], kontrol edilen değişkenlerin seçiminde yapılan değişikliklere dayalı strateji değişiklikleri [2] denenen yöntemlerdendir.

3.4.2 Yakıt Sistemi Kontrolü ve Kalibrasyonu

Hava sistemi silindirlere giden ve silindirlerden çıkan gazın dolaşımını kontrol ederken, yakıt sistemi silindirlere püskürtülen yakıtın miktarını, enjeksiyon zamanını ve enjeksiyon basıncını kontrol eder. Yakıt sistemi hava sistemine göre oldukça hızlıdır. Yakıt sistemine ait parametrelerin kontrolü oldukça hızlı gerçekleştirilebilmektedir.

Yakıt sisteminin çıktıları tork ve emisyonlardır. Istenilen torkun elde edilmesi için silindirlere belli miktarda yakıt püskürtülmelidir. Ana enjeksiyon miktarı kalibre edilmesi gereken motora ait önemli parametrelerdendir.

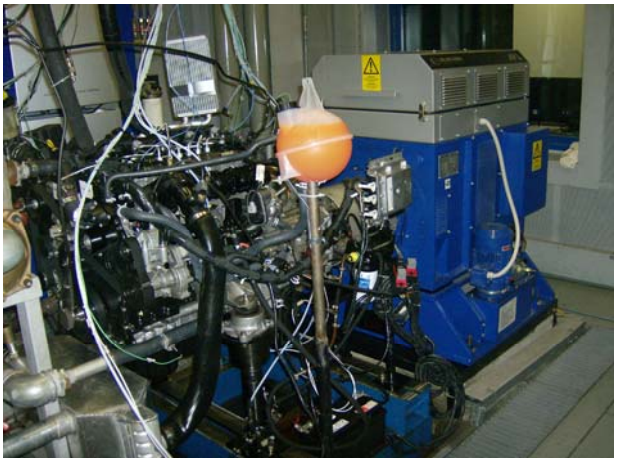
Benzinli motorlarda hava ve yakıtın homojen karışımı silindir içinde şıkıştırılırken, dizel motorlarında sadece havanın şıkıştırıldığı ve yakıtın çok yüksek sıcaklıklarda püskürtüldüğünden daha önce bahsedilmişti. Dizel motorlarında yanma sırasında silindir içindeki karışım heterojendir. Yakıtça zengin bölgelerde daha az oksijen olacağından tamamlanmamış yanma sonucu silindir içinde partikül oluşur. Diğer emisyon çıktılarından olan HC ve CO ise yakıtın tam olarak yanamamasından kaynaklanır. Dizel motorlarında hava yakıt karışımının zayıf olması HC ve CO emisyonlarının benzinli motorlara kıyasla daha düşük olmasını sağlar.

Enjeksiyon basıncı yakıt sisteminde kalibre edilen bir diğer parametredir. Enjeksiyon basıncının artması silindir içine enjekte edilen yakıtın silindir içine daha etkili bir şekilde dağılmasını ve yanmanın daha dengeli gerçekleşmesini sağlar. Bunun sonucunda da partikül oluşumu azalır.

Enjeksiyon zamanı, güç (genişleme) strokundan önce piston tepe noktasına gelmeden kaç krank açısı önce veya tepe noktasını kaç krank açısı geçtikten sonra enjeksiyonun başlatılacağını belirtir. Enjeksiyon zamanının geciktirilmesi yanmayı kötüleştirici etki yapacağından NO_x emisyonlarını iyileştirip, PM (partikül) oluşumuna sebep olacakken, erken enjeksiyon yanmanın verimini arttırarak PM oluşumunu azaltıp, NO_x oluşumunu arttıracaktır.

3.5 Dinamometre Çalışma Prensibi

Şekil 3.15'de görülen dinamometre hem generatör hem de elektrik motoru olarak görev yaparak motoru çalıştırılmak istenilen tork, hız ve ya pedal konumuna getirir.



Şekil 3.15 : Dinamometre

Deney motoruna yol vermek için dinamometre , elektrik motoru olarak çalıştırılır. Yol verildikten sonra dinamometre generatör olarak çalışır [9].

Dinamometrede durağan rejim ve gecici rejim testleri yapilabilmektedir.

3.5.1 Durağan Rejim Testleri ve Kalibrasyonu

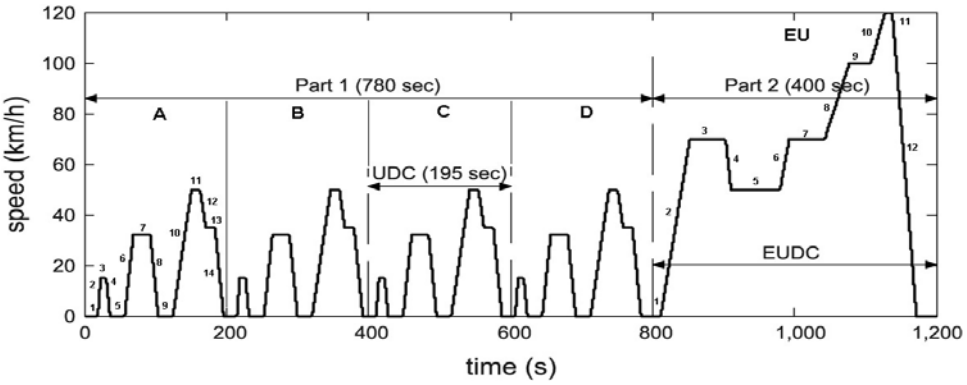
Motorda durağan rejim sabit bir hız ve tork değeri ile belirlenmiş çalışma noktalarını temsilen kullanılan bir terimdir. Durağan rejimde kalibrasyon yapılacağında dinamometre kontrolünde gidilmek istenilen sabit çalışma noktasına gidilir. Bu noktada motor parametrelerinin(kütle hava akışı, giriş manifoldu basıncı, püskürtülen yakıtın basıncı, püskürtülen yakıt miktarı -ön ve ana olmak üzere iki parametre-, ve bu enjeksiyonların başlama zamanı) aldiği değerler haritalardan okunan baz değerlerdir. Daha sonra bu baz noktalar etrafında sistem parametreleri değiştirilerek elde edilen çıkışlar gözlenir. Bu yöntem sistematik deney yöntemi(DoE) olarak bilinir.

Tablo 4.1 Kontrol İşaretlerinin Yakıt Tüketimi ve Emisyonlara Etkisi

KONTROL İŞARETİ	ETKİSİ
Erken enjeksiyon başlangıcı	Yakıt tüketiminde azalma Parçacık oluşumunda azalma
Yüksek ortak yakıt yolu basıncı	NO_x salımında artma PM oluşumunda azalma
Ön enjeksiyon	Düşük gürültü
Daha küçük VGT alanı	Yakıt tüketiminde azalma Yüksek NO_x salımı
EGR artması	NO_x salımında azalma PM artma tehlikesi Gürültüde azalma Yakıt tüketiminin çok az artması ya da aynı kalması

Yukarıdaki Tablo-1'de motor parametrelerinin çıkışa etkisi özetlenmiştir. Tablodan da görülebileceği gibi hemen hemen her girişin ilgilenilen çıkışlar üzerinde bir iyileştirici bir de kötüleştirici etkisi vardır ve bu nedenle açık bir şekilde kontrol hedefi belirtmek oldukça zordur.

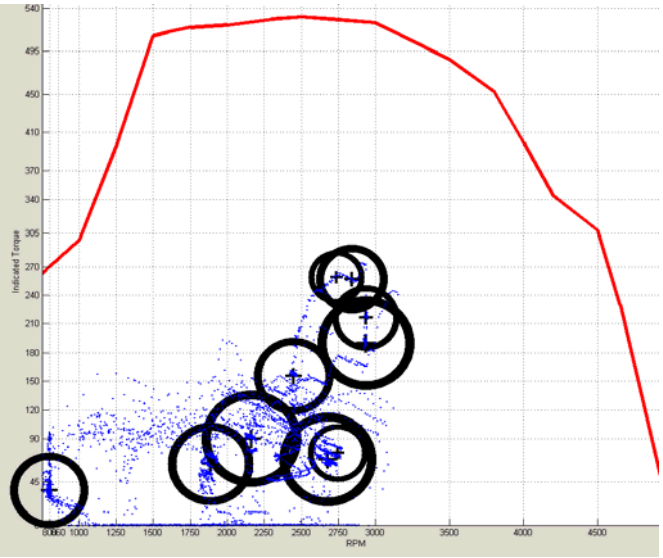
3.5.2 Geçici Rejim Testleri



Şekil 3.16 : NEDC Hız Profili

Emisyon testlerinde araç belli bir hız profilini izleyecek şekilde sürülerek test sırasında oluşan NO_x, CO (Karbon Monoksit), HC (Hidrokarbon), PM miktarları emisyon cihazları tarafından ölçülür. Avrupa da kullanılan NEDC (New European Driving Cycle) ı profili Şekil 3.16'da görülebilir.

Emisyon limitlerini sağlaması için motor kalibrasyonları yapılırken bu test çevriminde koşturulan motorun geçtiği hız ve torklar Şekil 3.17'de mavi noktalarla gösterilmiştir. Motorun çalıştığı en küçük hız ve tork değerlerinden başlayarak belli bir Δhız ve Δtork aralıklarının belirlediği alan içerisindeki emisyon konsantrasyonları toplanır. Bu işlem sonunda birbirine yakın hız ve torklarda emisyon seviyeleri kümelendirilmiş olur. Şekil 3.17'de siyah yuvarlaklar ile çizilen dairelerin çapı o kümedeki emisyon konsantrasyonlarının miktarı ile doğru



Şekil 3.17 : NO_x Bazlı Minimap Grafiği

orantılıdır. Dairelerin ortasındaki artı işaretinin karşı geldiği hız ve tork değerleri hangi emisyon için bu hesaplama yapılmışsa, o emisyon için dinamometrede çalışılması gereken önemli çalışma noktalarını simgeler. Baz alınacak bu noktalar daha sonra haritaların(map) kalibrasyonununda kullanılacağından bu noktalara minimap noktaları denir. Özetle geçici rejim kalibrasyonları yapılırken optimize edilmesi gereken durağan rejim noktaları bulunmaktadır.

4. EGR AKIŞININ MODELLENMESİ

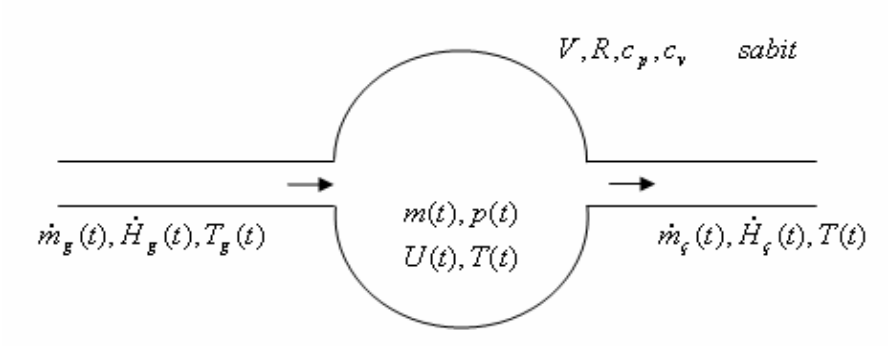
Hava sisteminin kontrolünde önemli rol oynayan EGR Sistemi silindirlere gönderilen taze hava miktarını (maf) geribesleme işareti olarak alarak kalibrasyon haritalari ile belirlenen, istenilen hava akışını tutturmak için pnömatik bir valfin pozisyonunu ayarlar. Dinamometrede kalibrasyon çalışmaları durağan rejim için yapılmaktadır. Motor belli bir hız ve tork değerine getirilerek o çalışma noktasında ölçülen NO_x, PM, yakıt tüketimi, gürültü indeksi, tork...vb gibi motor çıktılarına bakılır. Örneğin NO_x emisyonları düzeltilmek isteniyorsa istenilen maf değerlerinin kaydedildiği maf haritasında o çalışma noktasına denk gelen bölgeki maf değeri düşürülür. Mafı düşürmek için EGR valfi biraz daha açılacak ve egzoz gazlarının giriş manifolduna akışını arttırarak NO_x emisyonlarını arttıracaktır. Bu işlem yapıldıktan sonra diğer çıkışlarda meydana gelen değişimler de gözlemlenmeli ve istenmeyen bir sonuç doğurmadığından emin olunmalıdır.

Tork ve hız eksenlerinin yaklaşık 16 x 16 'lık bir tablo oluşturduğu düşünülürse sadece tek bir haritanın kalibrasyonunun yapılmasının bile ne kadar zahmetli olduğu anlaşılabilir. Oysa, ECU de kayıtlı bunun gibi binlerce harita vardır. Bir başka zorluk da motor çalışması sırasında sabit hız ve tork da kalmadığından çalışma noktaları arasındaki geçişlerin (geçici rejim) sürüş kalitesini bozmayacak ve performans düşüşüne sebep olmayacak şekilde pürüzsüz yüzeylerle sağlanabilmesindedir. Emisyon regulasyonlarında motorun tabi tutulduğu test de durağan rejimde değil de aracın belli bir hız profilinde sürülmesini gerektiren geçici rejimleri içerecek şekilde tanımlanmıştır.

Bu sebeplerden ötürü fiziksel denklemler yardımıyla motor modeli elde edilebilirse motor geliştirme süresinde önemli ölçüde azalma sağlanabileceği gibi daha etkili motor kontrol algoritmaları da geliştirilebilir.

4.1 Manifoldlardaki Dinamikler

EGR akışı manifoldlardaki dinamiklere bağlı olarak farklı karakteristikler gösterir. Bu nedenle EGR sisteminin modellenebilmesi için manifoldlardaki dinamiklerin de modellenmesi gerekir. Manifoldlar birinci bölümde anlatılan termodinamik sistemlerden açık sistemler gibi düşünülür.



Şekil 4.1: Manifoldlarda Girişler, Çıkışlar ve Durumlar [8]

Açık sistemlerde kontrol hacmi (giriş ve egzoz manifoldu hacimleri), Sekil 4.1'de gösterildigi gibi içerisinde tüm termodinamik durumların (basınç, sıcaklık, bileşim…v.b.) aynı kabul edildiği sabit hacimlerdir.

Şekil 4.1'de ***g*** alt indisi girişleri, ***ç*** alt indisi çıkışları ifade etmektedir. Manifoldlarda, kütle değişimi($\dot{m}$), enthalpi değişimi($\dot{h}$) ve sıcaklık($\dot{T}$), sistem sınırlarındaki giriş ve çıkış değişkenlerini oluşturur. Bu hacimler içerisinde kütle ve ısı enerjisi biriktirilir. Eğer manifold çeperlerinde ısı ve kütle kaybının olmadığı ve akış sırasında potansiyel ve kinetik enerji değişiminin önemsiz olduğu varsayılırsa, enerji ve kütle denge yasası manifoldlar için birbirine bağlı (akuple) iki diferansiyel denklemle ifade edilebilir.

$$\frac{d}{dt}m(t) = \dot{m}_g(t) - \dot{m}_ç(t) \qquad \textbf{(4.1)}$$

$$\frac{d}{dt}U(t) = \dot{H}_g(t) - \dot{H}_ç(t) \qquad \textbf{(4.2)}$$

Yukarida bir kesitten birim zamanda akan kütle miktarı olarak bilinen kütle debisi $\dot{m}$ ile gösterilmiştir.

4.1 ve 4.2'deki denklemleri, ikinci bölümde ayrıntılı olarak incelenen ve aşağıda özet olarak tekrar yazılan ideal gaz yasası ve kalorik eşitlikler birbirine bağlar.

$$p(t) \cdot V = m(t) \cdot R \cdot T(t) \qquad \textbf{(4.3.a)}$$

$$U(t) = c_v \cdot T(t) \cdot m(t) \qquad \textbf{(4.3.b)}$$

$$\dot{H}_g(t) = c_p \cdot T_g(t) \cdot \dot{m}_g(t) \qquad \textbf{(4.3.c)}$$

$$\dot{H}_ç(t) = c_p \cdot T(t) \cdot \dot{m}_ç(t) \qquad \textbf{(4.3.d)}$$

(4.3.a..d) de verilen eşitlikler (4.1) ve (4.2) diferansiyel denklemlerinde yerine konulmalıdır.

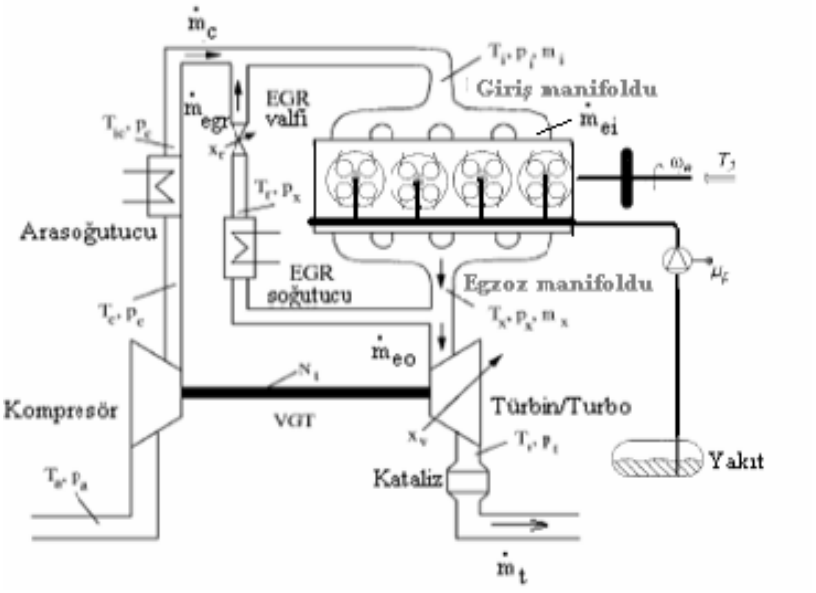
$$\frac{d}{dt} c_v T m(t) = c_p T_g \dot{m}_g(t) - c_p T \dot{m}_ç(t) \qquad \textbf{(4.4)}$$

$$\frac{dm(t)}{dt} = \frac{c_p}{c_v T}(T_g \dot{m}_g(t) - T \dot{m}_ç(t)) \qquad \textbf{(4.5)}$$

4.5 denkleminde ideal gaz denklemi kullanılırsa, bir kontrol hacmi içerisindeki basınca ait durum denklemi

$$\frac{d}{dt} p(t) = \frac{c_p \cdot R}{c_v V}\left[\dot{m}_g(t) \cdot T_g(t) - \dot{m}_{out}(t) \cdot T(t)\right] \qquad \textbf{(4.6)}$$

şeklinde elde edilir.



Şekil 4.2 : Dizel Motor Sistemi Şeması [13]

Giriş manifolduna EGR sisteminden ve kompresörden giriş olduğu, ve silindirlere giden havanın giriş manifoldunun çıkışını oluşturduğu Şekil 4.2'de görülmektedir. Şekildeki semboller kullanılarak (4.6) denklemi giriş manifoldu için,

$$\frac{d}{dt} p_i(t) = \frac{\gamma \cdot R}{V_i}\left[\dot{m}_c T_{ic} + \dot{m}_{egr} T_r - \dot{m}_{ei} T_i\right] \quad \textbf{(4.7)}$$

gibi elde edilir.

Burada,

γ ve R bilinen gaz sabitleridir

$\dot{m}_c$: birim zamanda kompresörden gelen hava miktarı (g/sn)

T_{ic} : intercooler tarafından sabit tutulan kompresör çıkış sıcaklığı

$\dot{m}_{egr}$: birim zamanda akan egr miktarı (g/sn)

T_r : EGR soğutucusundan sonra gelen EGR valfi çıkışındaki sıcaklık

m_{ei} : birim zamanda silindirlere emilen hava miktarı (g/sn)

T_i, p_i,V_i sırasıyla giriş manifoldu sıcaklığı(K), basıncı(kPa) ve hacmini(dm^3) gösterir.

Benzer şekilde silindir çıkışının egzoz manifoldunun girişini; egr ve türbin sistemlerinin ise egzoz manifoldundan çıkışları oluşturduğu göz önüne alınarak egzoz manifoldu basıncı için 4.6 denklemiyle analojik olarak,

$$\frac{d}{dt} p_x(t) = \frac{\gamma \cdot R}{V_x}\left[\dot{m}_{eo} T_e - \dot{m}_{egr} T_x - \dot{m}_t T_x\right] \quad \textbf{(4.8)}$$

diferansiyel denklemi kurulabilir.

Burada,

p_x : egzoz manifoldu basıncını,

T_x : egzoz manifoldu sıcaklığını,

V_x : egzoz manifoldu hacmini,

$\dot{m}_t$: birim zamanda türbinden geçen hava miktarını,

$\dot{m}_{eo}$: birim zamanda silindirlerden çıkan hava miktarını belirtmektedir.

Kapalı sistemlerde sistemin kütlesi sabit kalırken, açık sistemlerde kontrol hacmi sınırlarından kütle geçişi olduğu için, kontrol hacmine giren ve kontrol hacminden

çıkan kütleler aracılığıyla kontrol hacimlerindeki kütle değişimleri 4.1 de verilen kütlenin korunumu yasası ile hesaplanır.

Kütlenin korunumu ilkesine göre, bir kontrol hacmine giren toplam kütleden kontrol hacminden çıkan toplam kütle çıkartıldığında, birim zamanda kontrol hacmi içindeki toplam kütle değişimi elde edilir.

Giriş manifolduna kompresör ve egr sistemlerinden giriş olduğu ve giriş manifoldu çıkışının silindirler olduğu daha önce anlatılmıştı. Bu durumda giriş manifoldundaki kütlenin değişimini,

$$\frac{dm_i(t)}{dt} = \dot{m}_c + \dot{m}_{egr} - \dot{m}_{ei} \tag{4.9}$$

denklemi ile ifade etmek mümkündür.

Diğer kontrol hacmini oluşturan egzoz manifolduna, silindir çıkışı giriş olurken egr ve türbin sistemi çıkış olmaktadır. Egzoz manifoldundaki kütle değişimine ait diferansiyel denklem 4.10 daki gibidir.

$$\frac{dm_x(t)}{dt} = \dot{m}_{eo} - \dot{m}_{egr} - \dot{m}_t \tag{4.10}$$

Manifoldlarda, sıcaklığın değişimi basıncın değişimine kıyaslandığında oldukça yavaştır. Bu nedenle manifoldlardaki termodinamik koşulları betimlemek açısından önemli olan sıcaklıklar, basınç ve kütle için yukarıda bulunan diferansiyel denklemlerin çözümünden ve ideal gaz yasasından bulunur.

$$T_i = \frac{V_i p_i}{m_i R} \tag{4.11}$$

$$T_x = \frac{V_x p_x}{m_x R} \tag{4.12}$$

4.2 Valf Kütle Akışları

Dizel motorunda valf aracılığıyla değişken alanlı akışın oluşması, silindir çıkışındaki egzoz gazını tekrar silindir girişine yönlendiren EGR valfi ve kompresörden giriş manifolduna gelen temiz hava miktarını azaltmak için kullanılabilen throttle valfi olmak üzere iki yerde görülür.

Bölüm 2.4'de izantropik akış denklemi (2.46) daki gibi elde edilmişti. Bu denklem Şekil 4.2'deki sembollerle yeniden (4.13) deki gibi ifade edilmiştir.

$$\dot{m}_{egr} = A_r(x_r) \cdot \frac{p_x(t)}{\sqrt{R \cdot T_x(t)}} \cdot \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma - 1}\left(\frac{p_i}{p_x}^{\frac{2}{\gamma}} - \frac{p_i}{p_x}^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right)} \qquad \textbf{(4.13)}$$

Burada,

x_r, maksimum valf açıklığına (5.25 mm) göre normalize edilmiş egr valfi pozisyonunu,

$A_r(x_r)$, valfin normalize açıklığıyla orantılı olarak test datasından polinom olarak belirlenen etkin alan fonksiyonunu göstermektedir.

Etkin alan fonksiyonunun valf pozisyonuna göre nasıl belirlendiği beşinci bölümde anlatılacaktır.

(2.38) de gösterildiği gibi valfdeki akışın sonik koşullara ulaştığı kritik basınç oranı (giriş ve egzoz manifoldu basınçları oranı) 0.5283 dür. Ayrıca basınç farkından dolayı akış meydana geldiğinden p_i/p_x birden büyük olursa giriş manifoldu basıncı egzoz manifoldu basıncından büyük olacağından akış tersine döner ve giriş manifoldundaki temiz hava egzoz manifolduna akar. Bu durum sürücünün ayağını pedaldan çektiği, emisyonlarda değerlendirilmeyen durumlarda oluşur ve bu çalışmada yapılan modellemenin amacının dışındadır. Bu nedenle basınç oranı,

$$\frac{p_i}{p_x} = \min\left[\max\left(\frac{p_i}{p_x}, \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\gamma/\gamma+1} \right), 1 \right] \qquad \textbf{(4.14)}$$

şeklinde modellenmiştir.

4.3 Silindirlere Emilen Hava Miktarı

Hava sistemi açısından bakıldığında dizel motoru hızıyla orantılı olarak belli bir hacimde hava pompalayan volümetrik pompa olarak düşünülebilir. Emme zamanında silindir içine emilen hava miktarı çevrim sırasında elde edilebilecek işi belirleyen en önemli faktördür. Atmosferden alınarak silindirlere iletilen gazın basıncı aerodinamik sürtünmeler sebebiyle atmosferden düşüktür. Sıcaklığı ise, atmosfer sıcaklığından yüksektir. Bu nedenle silindir içine giren gazın yoğunluğu atmosfer koşullarındaki gazın yoğunluğundan düşüktür. Emme zamanının sonunda silindir içindeki gazın ağırlığının, aynı hacimde atmosfer şartlarındaki gazın ağırlığına

oranına volümetrik verim denir. Temiz hava emilimini sağlayan hava filtresinin kirlilik durumunu göz önüne almak için atmosfer şartları yerine giriş manifoldundaki şartların alınması genellikle daha çok tercih edilmektedir.

Volümetrik verim (η_v) emme zamanında emme valfinin açılmasından kapanmasına kadar geçen sürede silindirlerin ne kadar havayla doldurulabileceğini ifade eder. Alabileceği hava miktarı sabit olan giriş manifoldunun ne kadar hava ile doldurulduğunu böylece ne kadar verimli kullanıldığını belirtir. Beşinci bölümde görüleceği gibi genellikle giriş manifoldu basıncına (p_i) na ve hıza (N) bağlı bir polinom yaklaşıklığıyla ifade edilir ve 0 ile 1 arasında değişen değerler alabilmektedir. V_d silindirlerin toplam hacmi, N 1/dak cinsinden hız, ρ özkütle, $\dot{m}_{ei}$ compresor ve EGR dan silindirlere gönderilen debisel akışlarin toplamı olmak üzere volümetrik verim giriş manifoldu koşullarında silindir girişindeki havanın kütlesinin silindir içindeki havanın kütlesine oranıdır.

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{ei} \cdot 120}{\rho \cdot V_d \cdot N} \qquad \textbf{(4.15)}$$

Volümetrik verimin 4.15'de verilen tanımından giriş manifoldundan silindirlere aktarılan kütle akış miktarını hesaplamak mümkündür.

$$\dot{m}_{ei}(t) = \eta_v \frac{m_i}{V_i} \cdot \frac{N}{60} \frac{V_d}{2} \qquad \textbf{(4.16)}$$

İdeal gaz denklemini 4.16'da kullanarak hız - özkütle denklemi adıyla bilinen silindirlere emilen hava miktarına ulaşılır.

$$\dot{m}_{ei} = \eta_v \frac{p_i \cdot N \cdot V_d}{120 \cdot R \cdot T_i} \qquad \textbf{(4.17)}$$

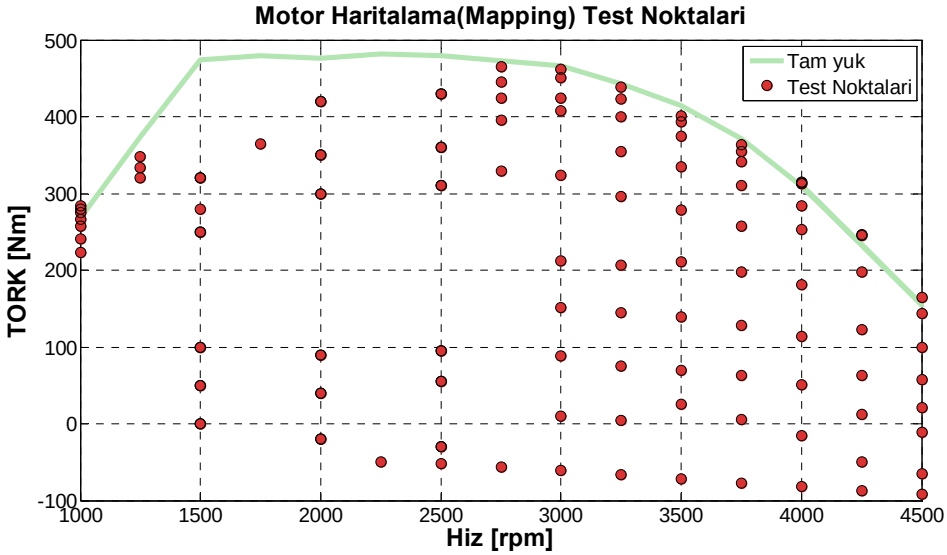
5. MODEL PARAMETRELERİNİN BELİRLENMESİ

Dördüncü bölümden, EGR akışının modellenmesi için manifoldlardaki basınçların, sıcaklıkların ve silindirlere emilen hava miktarının bilinmesi gerektiği sonucuna varılmıştır. Bu denklemleri simulasyonda kullanabilmek için iki bilinmeyen parametre vardır. Bunlar; volümetrik verim ve EGR valfinin etkin alanıdır.

Literatürde volümetrik verim giriş manifoldu basıncı ve motor hızı cinsinden bir polinom yaklaşıklığı ile ifade edilegelmektedir [8,11]. Etkin alan ise, EGR valf pozisyonunun değişimi EGR kanalı içinde değişken alan oluşturduğundan, EGR valf pozisyonuna göre ifade edilir [11,13].

5.1 Motor Haritalama Testi

Literatürde kabul görmüş yaygın bir yöntem bilinmeyen parametrelerin tanımlaması için motorun karakteristiğini ifade edebilecek deneysel testlerin yapılması yönündedir.



Şekil 5.1: Motor Haritalama Testi

Motorda çalışma noktalarının hız ve tork cinsinden belirlendiğinden bahsedilmişti. Haritalama(mapping) testi olarak bilinen durağan rejim testinde hız ve tork motorun limitleri içerisinde belli aralıklarla taranır. Hız ve tork ayarlanıp sistemin durağan

rejime oturması için yaklaşık bir dakika bekledikten sonra gidilen her bir çalışma noktasında dinamometrenin ölçüm cihazlarıyla kayıt alınır. Şekil 5.1 de motor karakteristiğini tasfir edebilmek için motorda yapılan testlerde taranan çalışma noktaları ve tam yükte torkun üst sınırlarının belirlendiği güç eğrisi testi verileri çizilmiştir.

Bu bölümde Şekil 5.1'de gösterilen 178 çalışma noktasına ait haritalama verileriye bilinmeyen model parametrelerinin regresyon yöntemleriyle tanımlaması anlatılacaktır.

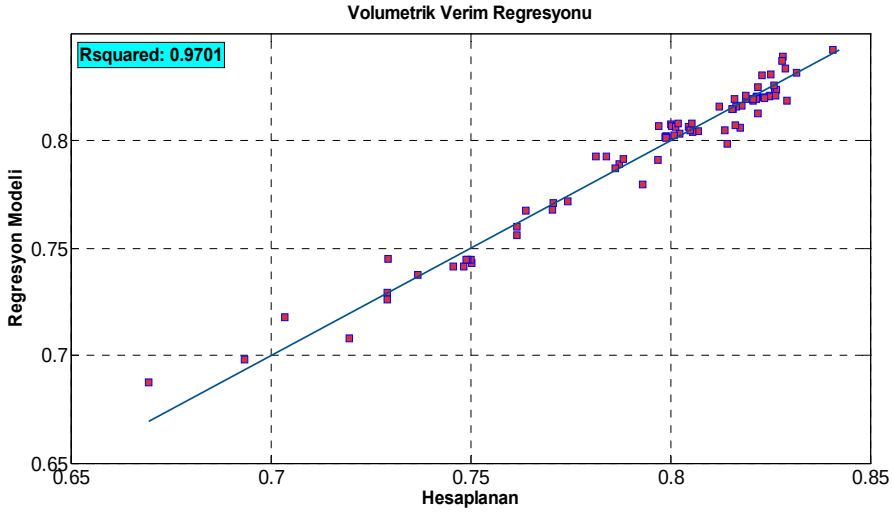
5.2 Volümetrik Verim Polinomunun Tanımlaması

Dördüncü bölümde volümetrik verimin,

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{ei} \cdot T_i \cdot R \cdot 120}{p_i \cdot V_d \cdot N} \qquad \textbf{(5.1)}$$

denklemiyle hesaplanabileceği bulunmuştu. Bu bölümde regresyon yöntemiyle, volümetrik verimin giriş manifoldu basıncı (p_i) ve motor hızı(N) ile orantılı polinomsal ifadesi elde edilmeye çalışılacaktır.

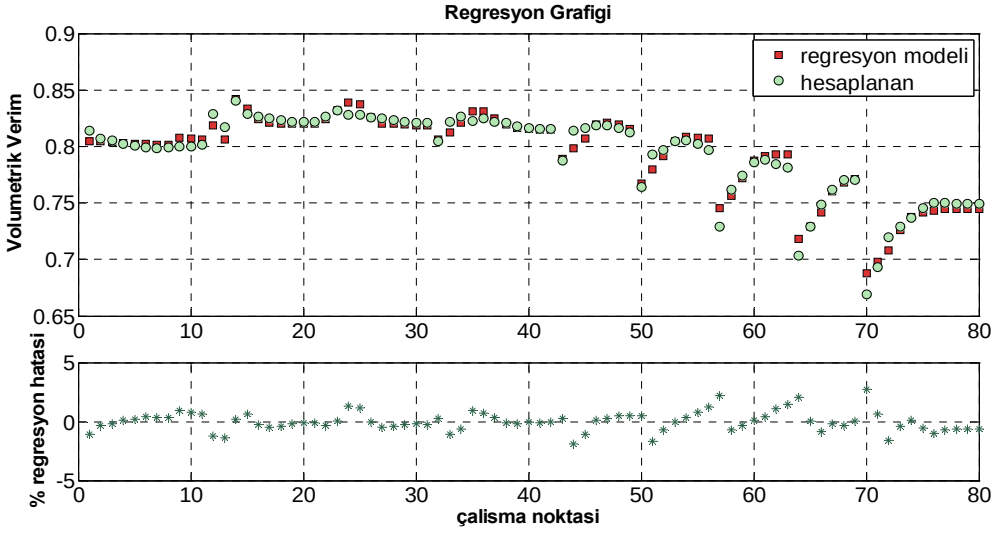
Motor haritalama testlerinde test yapılan çalışma bölgelerinin her birinde manifoldlardaki sıcaklıklar ve basınçlar, motor hızı, emisyonlar ölçülerek kaydedilmektedir. 5.1 deki denklemden volümetrik verimin hesaplanabilmesi için tek bilinmeyen silindirlere giden toplam hava miktarıdır. Dinamometre de kompresörden gelen hava miktarı ölçülürken, EGR akış miktarı ölçülmemektedir. Silindirlere giden hava kompresörden ve EGR'dan gelen havanın toplamıdır. Bu nedenle alınan test noktaları içerisinden EGR valfinin tümüyle kapalı olduğu (silindire giden havanın tümünün kompresörden geldiği) noktalar kullanılarak regresyon yapılmıştır.



Şekil 5.2 : Kestirilen ve Hesaplanan Volümetrik Verim

Polinom atamasında regresyon yöntemi olarak MATLAB in İstatiksel Araç Kütüphanesinin bir fonksiyonu olan regstats kullanılmıştır. 5.1 den hesaplanan volümetrik verim regresyon yapılmak istenilen yüzeyi ($y = f(x_1,x_2)$) oluşturur. p_i ve N değerleri parametre olarak seçilen x lerdir. Bu parametrelerin en çok ikinci dereceden ifadelerinin kullanılması hesap işlemini daha karmaşıklaştırmadan başarılı bir regresyon sonucu elde etmeyi mümkün kılmıştır. Bu giriş parametreleri ile (y,x ve model derecesi) çalıştırılan regstats fonksiyonu polinom katsayılarını ve yapılan kestirimin hesaplanan değeri ifade edebilmekteki başarımı (Şekil 5.2'de Rsquared değeri ile gösterilmiştir) döndürür. Sonuçta elde edilen polinom;

$\eta_v(p_i,N) = 6.7045e\text{-}1 + 1.6983e\text{-}4 * N - 4.2618e\text{-}8* N^2 + 6.8551e\text{-}4* p_i$ şeklindedir.



Şekil 5.3 : Volümetrik Verim Regresyon Grafiği

Şekil 5.3 de hesaplanan ve regresyon modeli kullanılarak bulunan volümetrik verim değerleri ve yüzde hata değeri çizdirilmiştir. Şekilden görülebilceği gibi regresyon hatası yüzde beşin altındadır.

5.3 EGR Valfinin Etkin Alanı Polinomunun Tanımlaması

Dördüncü bölümde EGR akışını modellemek için elde edilen denklem, etkin alan hesaplanan değişken olacak şekilde düzenlenirse,

$$A_r = \frac{\dot{m}_{egr}\sqrt{R \cdot T_x}}{p_x \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma - 1}\left(\frac{p_i}{p_x}^{\frac{2}{\gamma}} - \frac{p_i}{p_x}^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}\right)}} \qquad \textbf{(5.2)}$$

ifadesi bulunur. 5.2 denklemini kullanarak etkin alanın hesaplanarak, polinom kestiriminde kullanılabilmesi için $\dot{m}_{egr}$ ile belirtilen ve testler sırasında ölçülmeyen EGR akışı miktarı bilinmelidir. EGR akışını bulmak için; volümetrik verim polinomu hız- özkütle denkleminde yerine konularak, EGR valfinin açık olduğu noktalar dahil olacak şekilde silindire giden hava miktarı hesaplanır ve bulunan silindire giden hava miktarından kompresörden gelen hava miktarı çıkartılır. [13]

$$\dot{m}_{egr} = \dot{m}_{ei} - \dot{m}_c \qquad \textbf{(5.3)}$$

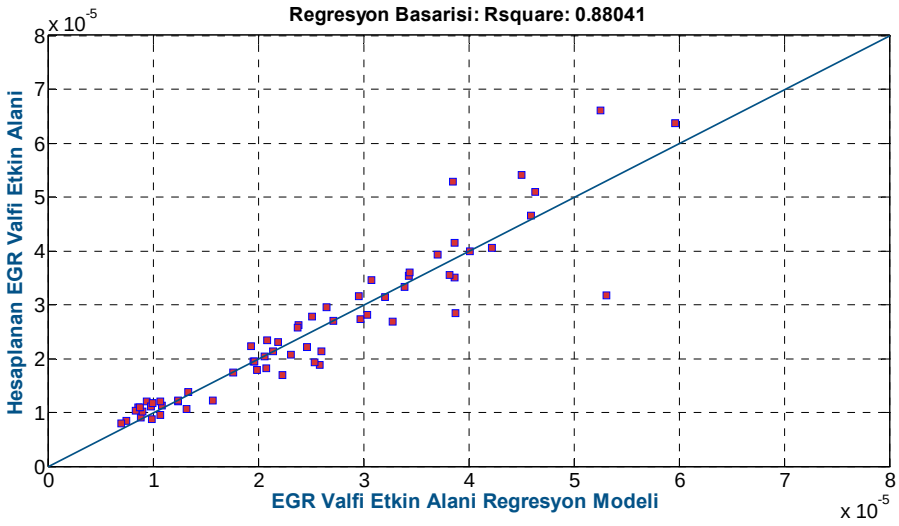
EGR Valfinin pozisyonunun değişimi EGR tüpü içerisindeki akış için değişken alan üretir. Bu nedenle [11 ve 13] de tavsiye edildiği gibi EGR valfinin etkin alanı normalize edilmiş EGR valf pozisyonun ikinci dereceden polinomu olarak kestirilmiştir. Valf kapalıyken EGR akışı olmayacağından $A_r(x_r) = c_1 x_r + c_2 x_r^2$ şeklinde modellenmelidir.

Yine regstats fonksiyonu ile bulunan c_1 ve c_2 katsayıları sırasıyla;

$c_1 =$ 1.4257e-04 ve

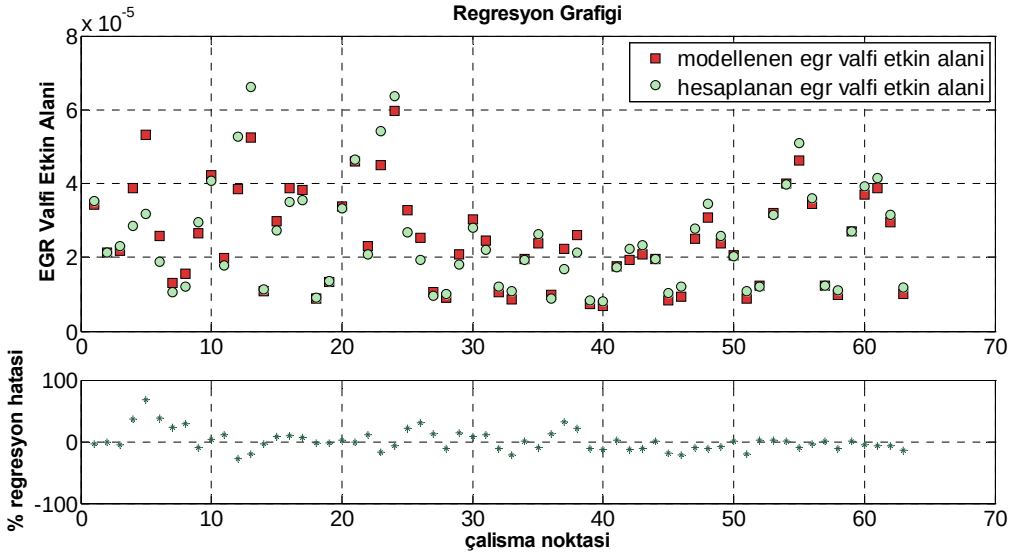
$c_2 =$ - 5.2118e-05 'dır.

Şekil 4.9 da regresyon yöntemiyle bulunan etkin alan ile 5.2 denklemi aracılığıyla hesaplanan etkin alan değerleri çizdirilmiştir. Rsquare değeri olarak bulunan 0.88 değeri kestirimin hesaplanan etkin alan değerini % 88 başarı ile ifade edebildiğini göstermektedir.



Şekil 5.4 : Kestirilen ve Hesaplanan EGR Valfi Etkin Alanı

Şekil 5.5 de çalışma noktaları x ekseni olacak şekilde hesaplanan ve regresyon yöntemiyle elde edilen EGR valfi etkin alanı üst üste çizdirilmiştir. Alt grafikte ise kestirimin hesaplanan değere göre yüzde hatası gösterilmektedir.



Şekil 5.5 : EGR Valfi Etkin Alanı Regresyon Grafiği

Regresyon da haritalama testinde alınan veriler içerisinden, EGR akışının meydana geldiği, (EGR valfinin açık ve EGR valfi üzerindeki basınç oranının $-p_i/p_x$ 0.5285 ile 0.95 arasında olduğu) veriler kullanılmıştır.

6. EGR AKIŞININ MATLAB SİMULİNK YARDIMIYLA BENZETİMİ

6.1 Modelleme Yöntemleri

Literatürde motor modelleme yöntemleri olarak Ortalama Değer Modelleme Yöntemi ile Olay Tabanlı Modelleme Yöntemi yaygın olarak kullanılmaktadır. Her iki yöntem de fiziksel tabanlı olup manifoldları termodinamik kontrol hacimleri olarak kullanmaktadır. Enerji ve kütlenin korunumu yasalarından elde edilen diferansiyel denklemlerle motor dinamikleri tasvir edilir.

Ortalama Değer Modelleme Yönteminde motor dinamikleri tanımlanırken zaman bağımsız değişken olarak kullanılır. Motor dinamiğinde görülen değişimler bir motor çevrimi boyunca ortalaması alınarak hesaplanır. Bu nedenle üçüncü bölümde anlatılan dizel çevrimi boyunca silindir içinde meydana gelen gaz değişimleri, yanma prosesinin etkileri Ortalama Değer Yönteminde dikkate alınmaz. Olay Tabanlı (Krank Açısı Çözümlü) Modellemede ise motor dinamikleri krank açısı serbest değişken olacak şekilde çözümlenir. Bu sayede motordaki dinamikler 1^{o}Krank Açisi çözünürlüğe kadar incelenebilir.

Bu sebeplerden ötürü, Ortalama Değer Modelleri motor davranışının genel olarak yakalanması istenildiğinde, daha az hesaplama karmaşıklığı gerektiren gerçek zamanlı uygulamalarda tercih edilir.

[13]'de açıklandığı gibi, iki modelleme arasında geçiş yapmak mümkündür. Bunun için zaman serbest değişkeninden krank açısına geçmek ve zaman domeninde g/sn olarak kullanılan $\dot{m}$ kütle akışlarını g/st cinsinden yazmak gerekir.

Zaman domeninde serbest değişken olan zaman t [s] ile, krank şaftı hızı ω_e [st/s] ile, krank şaftı pozisyonu φ[st] ile gösterilsin. Burada st strok için kullanılan kısaltmadır. Bu durumda,

$$\dot{t} = \frac{dt}{dt} = 1 \qquad \textbf{(6.1)}$$

$$\dot{\varphi} = \frac{d\varphi(t)}{dt} = \omega_e(t) \tag{6.2}$$

denlemleri yazılabilir.

Bağımsız değişkeni φ[st] strok a çevirmek için aynı denklemler,

$$t'(\varphi) = \frac{dt(\varphi)}{d\varphi} = \frac{dt}{dt}\frac{dt}{d\varphi} = \frac{1}{\omega_e(\varphi)} \tag{6.3}$$

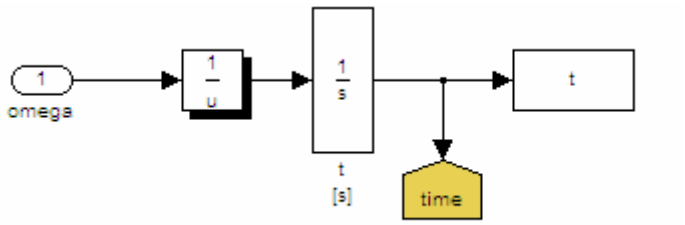
$$\varphi' = \frac{d\varphi}{d\varphi} = \frac{d\varphi}{dt}\frac{dt}{d\varphi} = 1 \tag{6.4}$$

şeklinde yazılır.

Matlab Simulinkte yapılan benzetimde giriş olarak kullanılan motor hızından krank şaftı hızı;

$$\omega_e = N \cdot \frac{n_s}{120} \tag{6.5}$$

denklemiyle bulunarak Şekil 6.1'deki gibi açısal hızın integrali alınarak zaman değişkeni türetilmiştir (N :motor hızı [rpm], n_s: silindir sayısıdır).



Şekil 6.1 : Olay Tabanlı Modelleme ile Zaman Değişkeninin Bulunması

Zaman domeninden olay tabanlı modellemeye geçilirken yapılması gereken bir diğer değişiklik zaman domeninde g/sn biriminde olan kütlesel akışların olay tabanlı modellemede g/st birimine çevrilmesindedir. Bu çevrim işleminde,

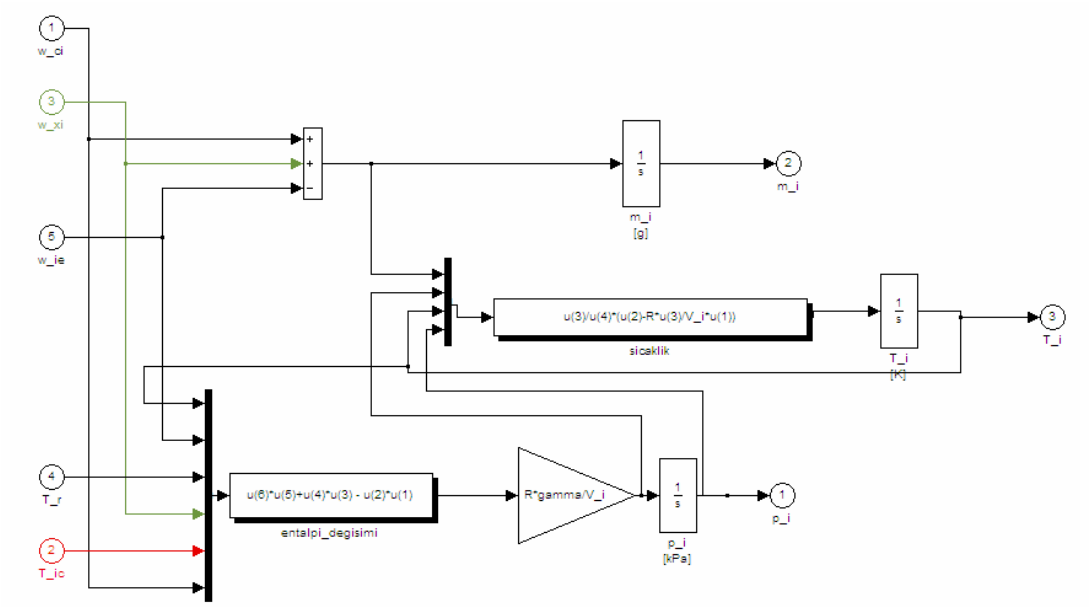
$$\dot{m}_{st} = \frac{\dot{m}}{\omega_e} \tag{6.6}$$

denklemindeki gibi, zaman domenindeki akışlar açısal hıza bölünür.

[13]'de belirtildiği gibi olay tabanlı modellemede silindirde meydana gelen akışlar, (silindirlere emme zamanında temiz hava emilmesi, egzoz zamanında yanma sonu gazlarının silindir dışına atılması...vb) motor çevrimine bağlı olarak bulunduğundan, bu çalışmada olduğu gibi, akışlara dair detaylı modelleme yapılıyorsa olay tabanlı modelleme tercih edilmelidir.

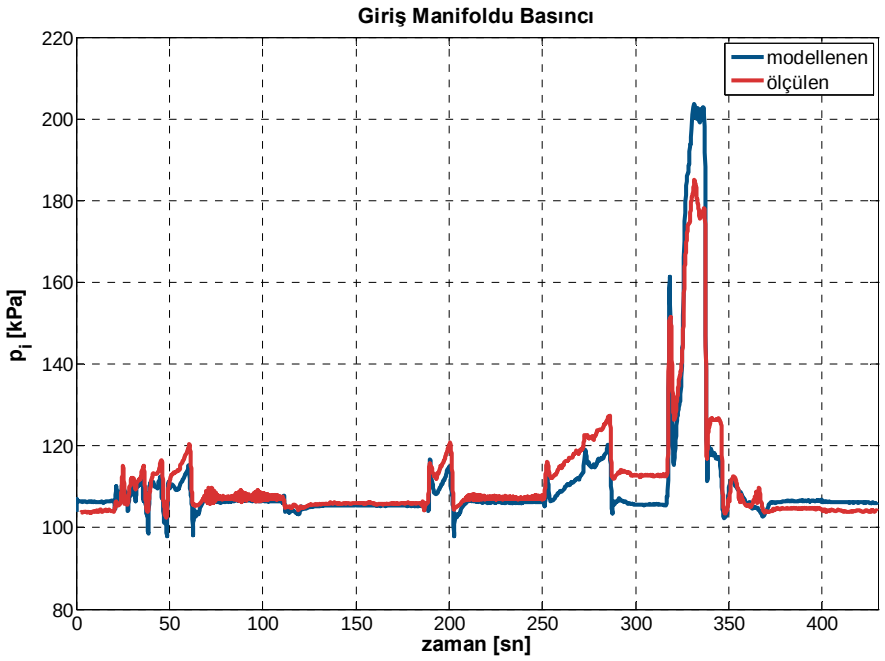
6.2 Manifold Dinamiklerinin Benzetimi

Bu bölümün başında anlatılan dönüşümler yapılarak manifold basınçları için dördüncü bölümde bulunan diferansiyel denklem yapısı MATLAB Simulink te kurulmuştur. Model Şekil 3.16'da profili verilen NEDC çevriminin ikinci fazı olan son 430 saniyesine ait test verileri giriş alınarak koşturulmuştur. Çevrim boyunca kaydedilmiş test verilerinden motor hızı (N [rpm]), püskürtülen yakıt miktarı ($\dot{m}_f$ [mg/st]), normalize edilmiş EGR valf pozisyonu (x_r [-]) modele beslenen girişleri oluşturmaktadır.



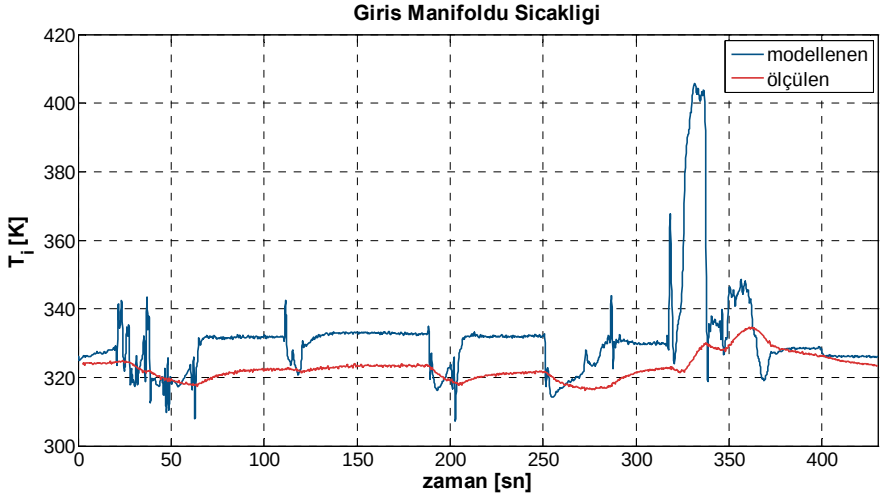
Şekil 6.2 : Giriş Manifoldu Dinamiklerinin Simulink Blok Diyagramı Benzetimi

Şekil 6.2 de Giriş Manifoldu için MATLAB Simulinkte kurulan simulasyon blok diyagramı gösterilmektedir. Dördüncü bölümde anlatıldığı gibi basınç ve kütle değişimine ait diferansiyel denklemlerinin çözümü ile ideal gaz yasasından giriş manifoldu sıcaklığı türetilmektedir.



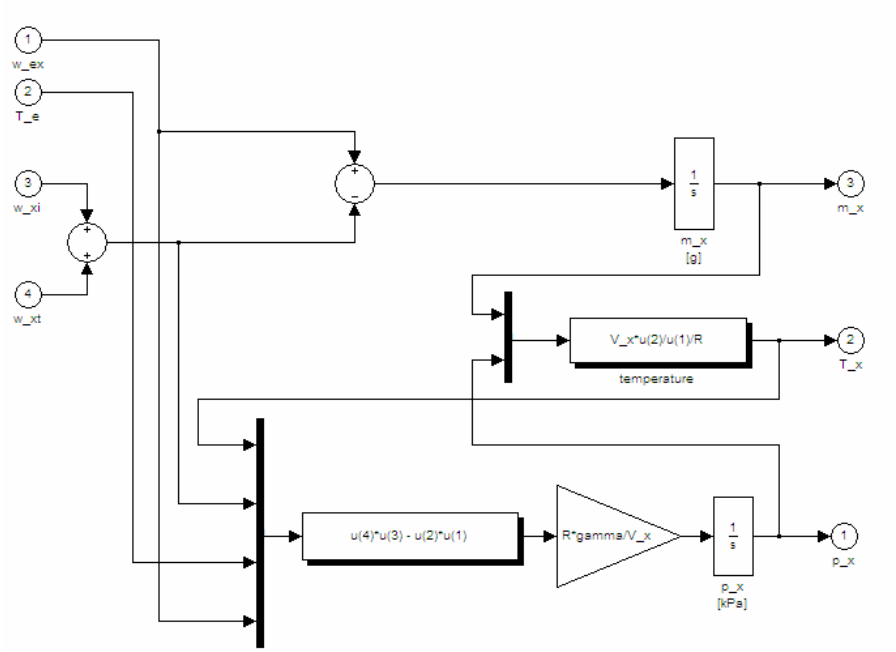
Şekil 6.3 : Modellenen ve Ölçülen Giriş Manifoldu Basıncı

Şekil 6.3'de modellenen ve ölçülen giriş manifoldu basınçları çizdirilmiştir. Şekil 6.4'de modellenen giriş manifoldu sıcaklığı çizdirilmiştir.

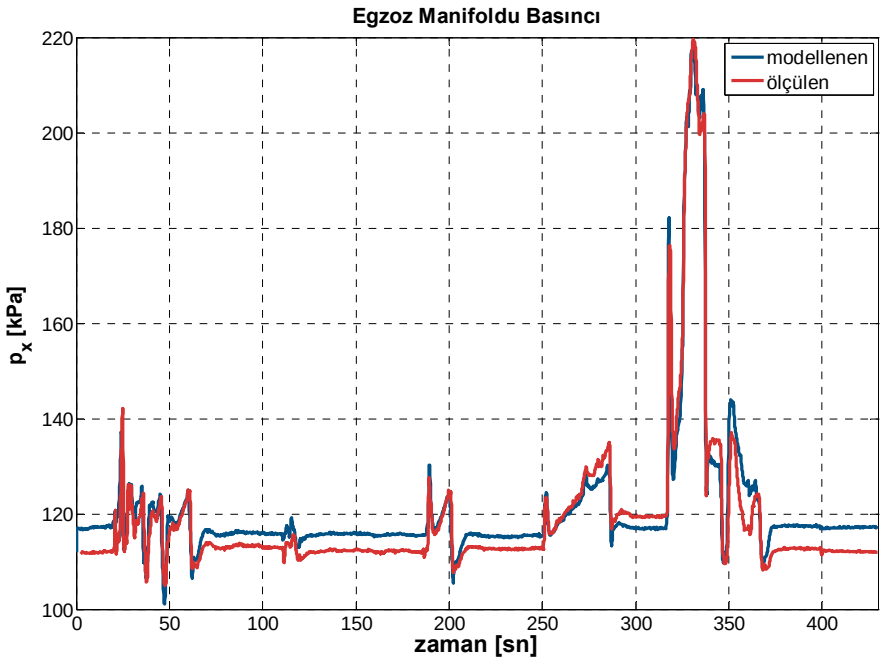


Şekil 6.4 : Modellenen Giriş Manifoldu Sıcaklığı

Giriş manifoldundaki gibi egzoz manifolduna ait dinamiklerin denklemleri bölüm dörtte verilmişti. Şekil 6.5'de simulasyon için MATLAB Simulinkte kurulan blok diyagramı görülmektedir.

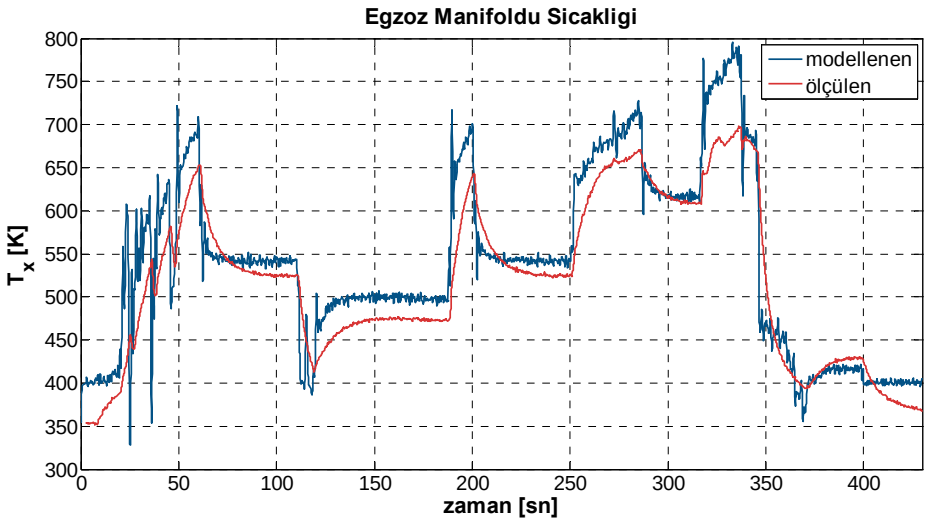


Şekil 6.5 : Egzoz Manifoldu Dinamiklerinin Simulink Blok Diyagrami Benzetimi



Şekil 6.6 : Modellenen ve Ölçülen Egzoz Manifoldu Basıncı

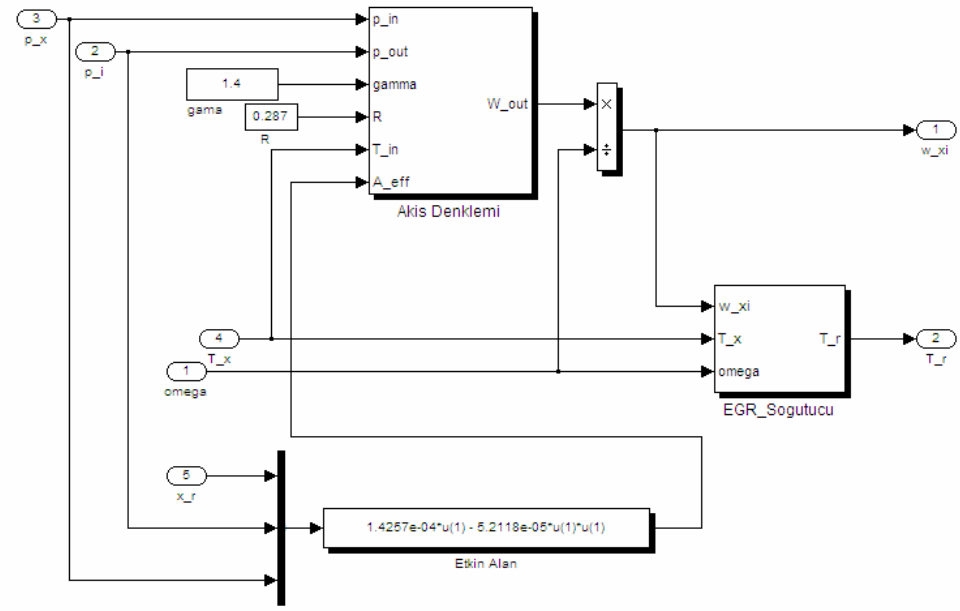
Şekil 6.6 ve Şekil 6.7 de sırasıyla egzoz manifoldundaki önemli parametreler olan basınç ve sıcaklığa ait elde edilen simulasyon sonuçları gösterilmektedir.



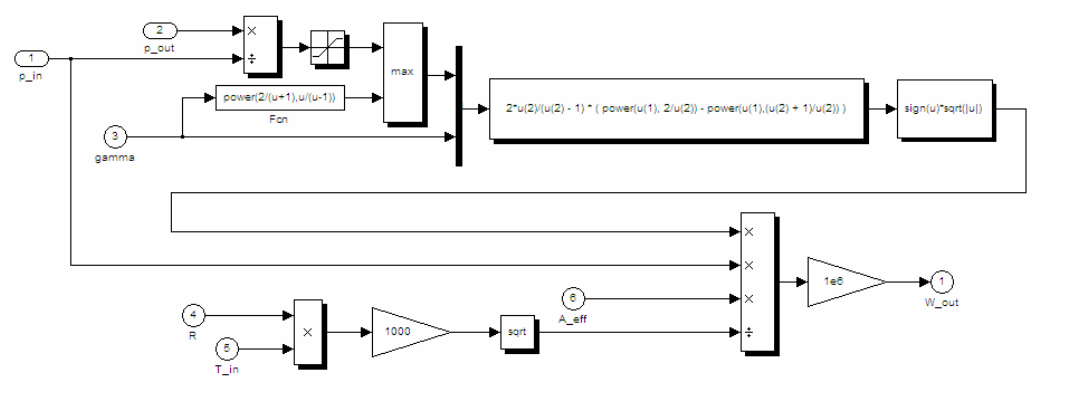
Şekil 6.7 : Modellenen Egzoz Manifoldu Sıcaklığı

6.3 EGR Akışının Benzetimi

Dördüncü bölümde 4.13 denklemi ile verilen EGR akışı Şekil 6.8 ve Şekil 6.9 da gösterildiği gibi MATLAB Simulink de modellenmiştir.

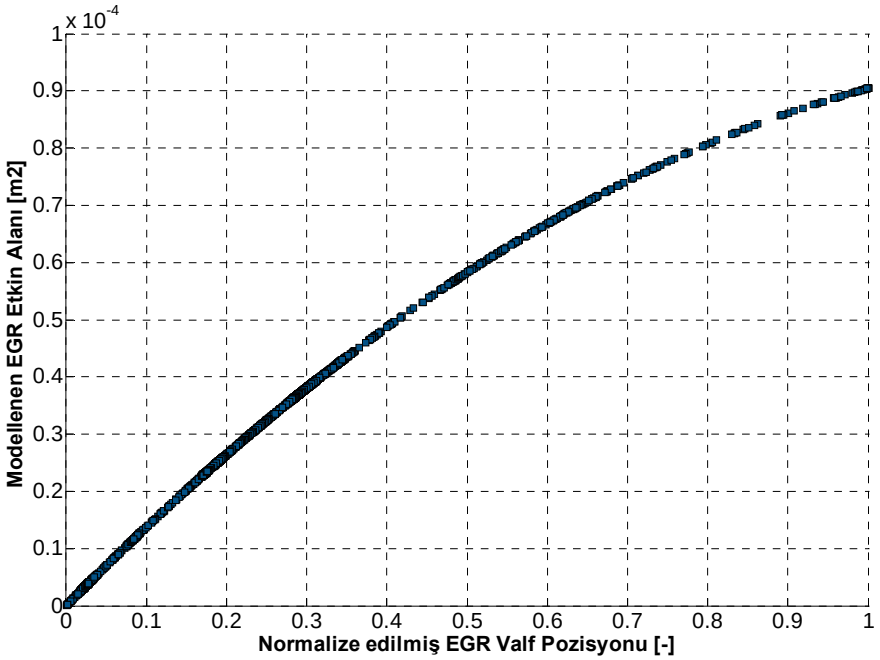


Şekil 6.8 : EGR Akışının Simulink Blok Diyagramı Benzetimi



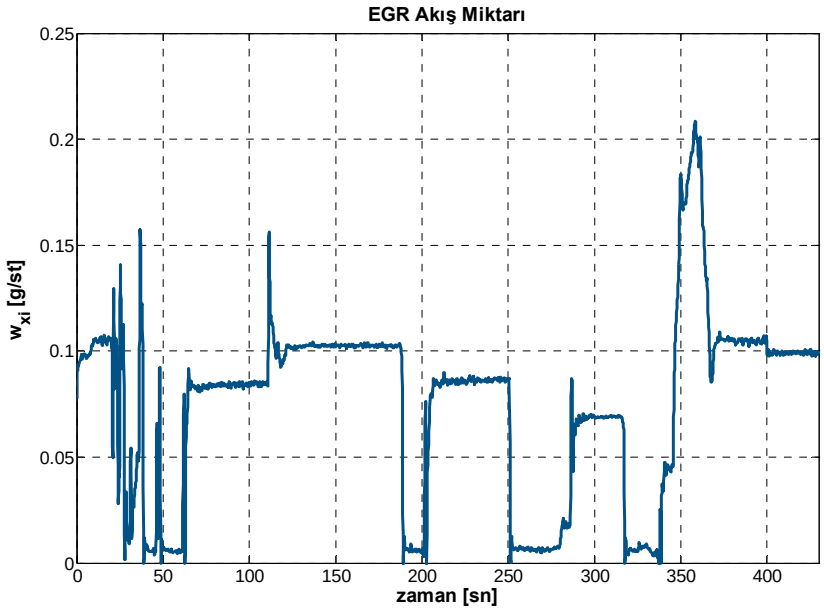
Şekil 6.9 : EGR Akış Denkleminin Kurulması

Elde edilen model çıktışından normalize edilmiş valf pozisyonuna karsılık EGR etkin alanı Şekil 6.10'da görülebilir. Valf pozisyonunun ikinci dereceye kadar polinomsal ifadesi kullanıldığından beklenildiği gibi etkin alan ikinci dereceden bir eğri şeklindedir.



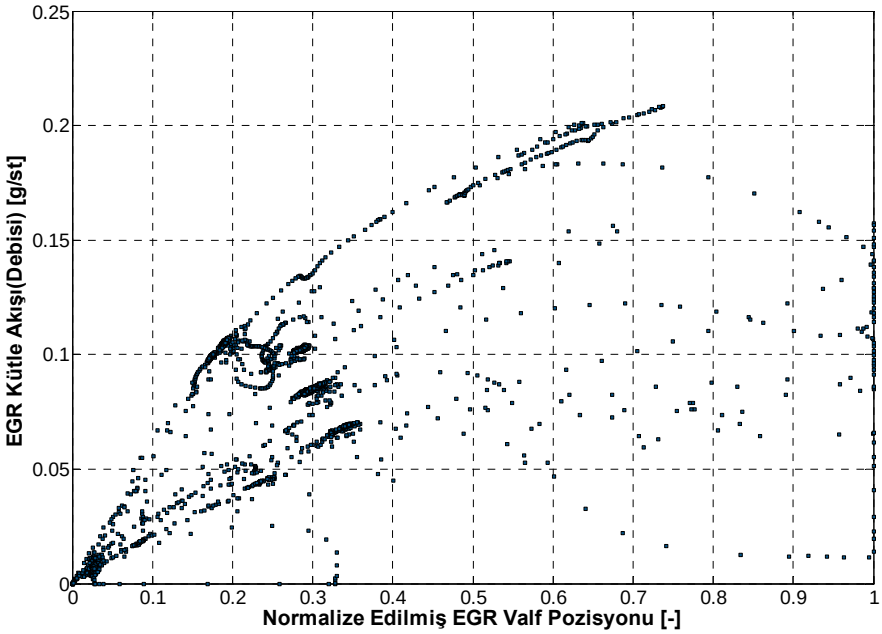
Şekil 6.10 : Modellenen Etkin Alan

NEDC çevrimi boyunca kurulan simulasyon modeli ile kestirilen EGR akışı miktarı Şekil 6.11'de görülmektedir.



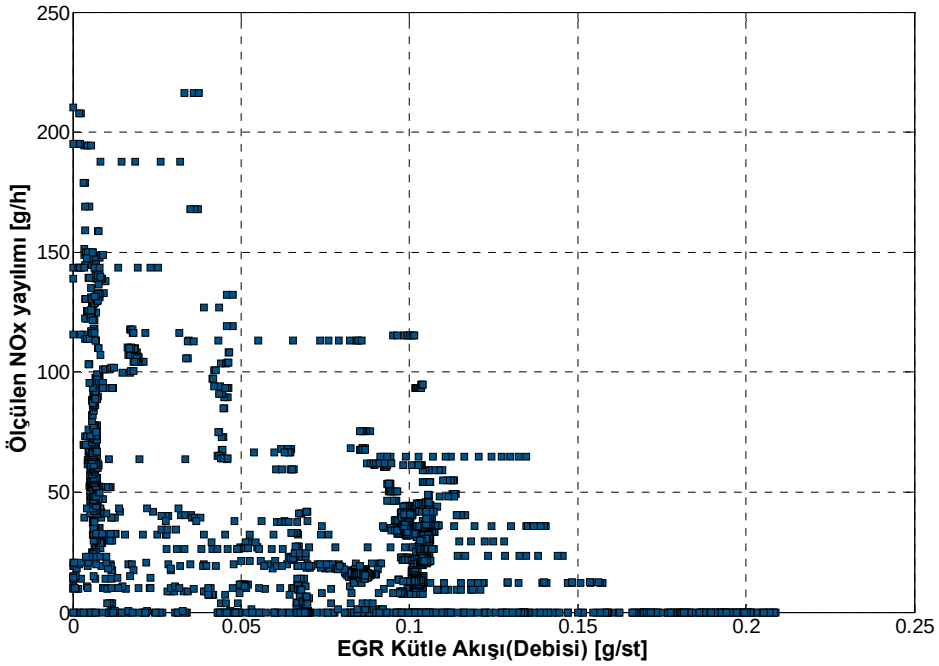
Şekil 6.11 : Modellenen EGR Akışı

Üçüncü bölümde NO_x emisyonlarını düzeltmek için dinamometrede yapılan testlerde EGR valf pozisyonunu açacak şekilde kalibrasyon haritalarının kalibre edildiğinden bahsedilmişti. Ancak EGR valfinin açılması ne miktarda egzoz gazının giriş manifolduna aktarılacağı hakkında bir fikir verememektedir. Şekil 6.12'den de anlaşılabileceği gibi EGR akış miktarı egzoz ve giriş manifoldu arasındaki basınç farkına göre oldukça farklı karakteristik göstermektedir.



Şekil 6.12 : Valf Pozisyonuna Göre Modellenen EGR Akışı Grafiği

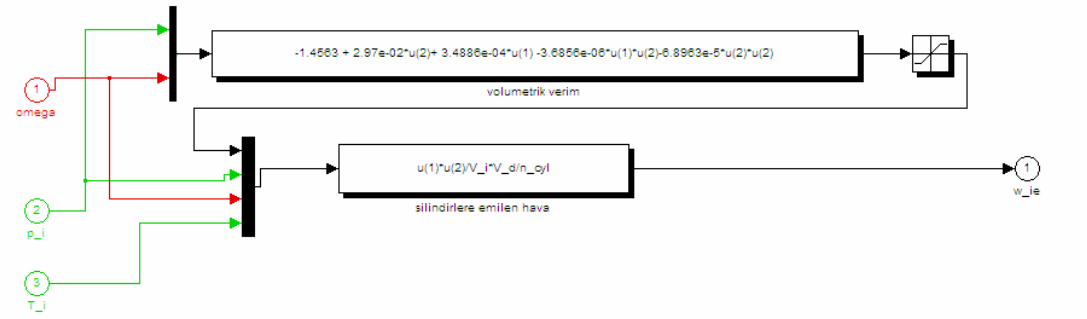
Kurulan modelin beklenen şekilde davrandığını test etmek için, modellenen EGR akışına karşılık kullanılan NEDC testi sırasında ölçülen NO_x [g/h] değerleri Şekil 6.13'de çizdirilmiştir. NO_x emisyonlarını düşürmek amaçlı kullanılan EGR sisteminden beklenen davranış şekilde de görüldüğü gibi EGR akışı arttıkça NO_x miktarının düşmesi yönündedir.



Şekil 6.13 : Modellenen EGR Akışının NO_x Emisyonlarına Etkisi

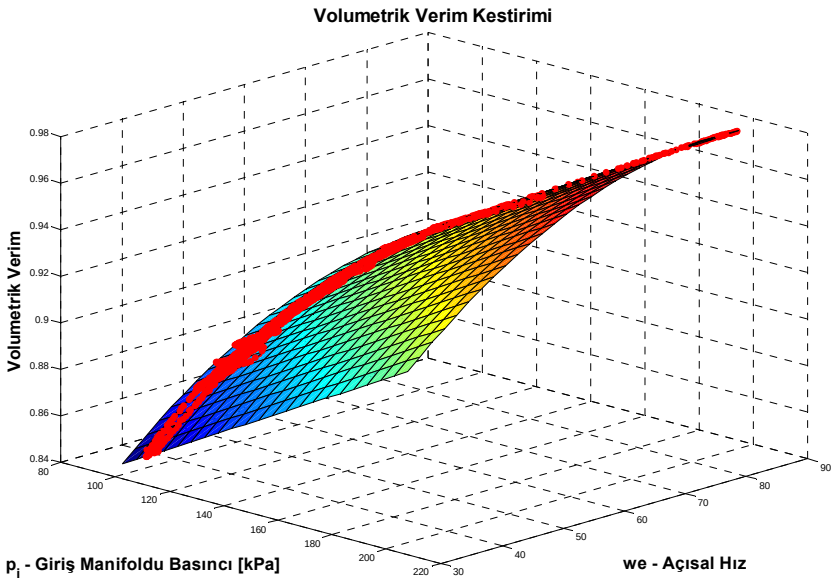
6.4 Silindirlere Emilen Hava Miktarının Benzetimi

Silindirlere emilen hava miktarını modellemek için 4.3. Bölümde 4.17 denklemi ile ifade edilen yapı Şekil 6.14 deki gibi kurulmuştur.



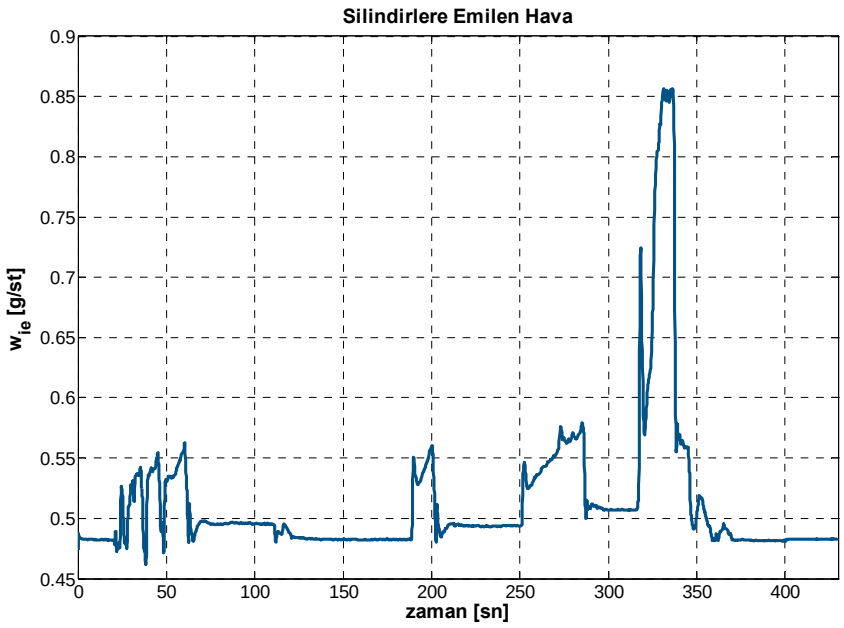
Şekil 6.14 : Silindirlere Emilen Havanın Simulink Blok Diyagramı Benzetimi

Üçüncü bölümde volümetrik verimin manifold basıncı ve motor hızına bağlı bir polinomla tanımlaması yapılmıştı. Modelleme sonucunda elde edilen giriş manifoldu basıncı ve krank açısının oluşturduğu volümetrik verime ait yüzey Şekil 6.15 de görülmektedir. Yüzey üzerindeki kırmızı noktalar simulasyon sonucunda elde edilmiş volümetrik verim değerlerini göstermektedir.



Şekil 6.15 : Modellenen Volümetrik Verim

Şekil 6.16 ise NEDC çevrimi boyunca kurulan simulasyon ile tahmin edilen silindirlere emilen hava miktarı çizilmiştir.



Şekil 6.16 : Modellenen Silindirlere Emilen Hava Miktarı

7. SONUÇLAR

Gittikçe zorlaşan yasal limitlerin sağlanabilmesi, performansın artırılması gibi amaçlarla motora entegre edilen sistemler motor kontrolüne serbest parametre ekleyerek kalibrasyon yükünü de oldukça arttırmıştır. Ayrıca üçüncü bölümde görüldüğü gibi bu parametrelerden bazıları birbirleriyle akuple davranış gösterdiğinden her zaman istenildiği gibi kontrol yapmak mümkün olamamaktadır.

Bu çalışmada dizel motorlarında hava sisteminin bir alt parçası olan EGR sisteminin modellenmesi hedeflenmiştir. Oldukça non-lineer bir dinamiğe sahip olan motorlarda EGR sistemi açısından bakıldığında EGR valfinini dinamikleri de sisteme non-lineerlik katmaktadır. EGR akışını modellerken karşımıza çıkan volümetrik verim ve EGR valfi etkin alanı bilinmeyen parametreleri oluşturmaktadır. Bu parametreler literatürde tavsiye edilen yaklaşımlarla tanımlanmıştır. Dördüncü bölümde EGR akışında önemli etkileri olan giriş ve egzoz manifoldlarına ait dinamik denklemler çıkartılarak, EGR akışının izantropik akış denklemi şeklinde ifade edilmesi sağlanmıştır. Silindirlere emilen hava miktarı da yine dördüncü bölümdeki gibi hız-özkütle denklemiyle modellenmiştir.

Altıncı bölümde daha önce çıkarılan modellerin krank açısı domeninde MATLAB Simulinkte benzetimi yapılmıştır. NEDC çevrimi kullanılarak yapılan simulasyon sonuçlarının motordan beklenilen davranışları gösterdigi sonucuna varılmıştır. Ölçüm sonuçları ile modellenen manifold dinamikleri birbirleriyle çok benzerlik göstermektedir.

KAYNAKLAR

[1] **Heywood, John B.,** 1988. Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, New York.

[2] V**an Nieuwstadt, M.J., Kolmanovsky, I.V., Moraal, P.E.,** 2000. Coordinated EGR-VGT Control for Diesel Engines: an Experimental Comparison, SAE 2000 World Congress, Detroit, Michigan, USA, Mar 6-9.

[3] **Kiencke, U., Nielsen, L.**, 2005. Automotive Control Systems For Engine, Driveline and Vehicle, Second Edition.Springer- Verlag, Berlin.

[4] **Guzzella L., Amstutz A.,** 1998. Control of Diesel Engines, *IEEE Control Sysyems Magazine*, 18:53–71.

[5] **Wahlström, J., Eriksson, L.,** 2006. Modeling of a Diesel Engine with VGT and EGR including Oxygen Mass Fraction., Linköping University Department of Electrical Engineering Technical Report, LiTH-ISY-R-2747, Linkoping, Sweden.

[6] **Jung, M.,** 2003. Mean-Value Modelling and Robust Control of the Airpath of a Turbocharged Diesel Engine. *PhD thesis*, University of Cambridge.

[7] **Haberman, W.L., John, J.E.A.**, 1989. Engineering Thermodynamics with Heat Transfer, Second Edition, Allyn and Bacon, Massachusetts, USA.

[8] **Guzzella, L., Onder, C.H.,** 2004. Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems, Springer-Verlag.

[9] **Öz, İ.H, Borat, O., Sürmen, A.,** 2003. İçten Yanmalı Motorlar. Birsen Yayınevi, İstanbul.

[10] **Zhu, J., Lee, K.,** 2005. Effects of Exhaust Gas Recirculation on Particulate Morphology for a Light-Duty Diesel Engine. 2005 SAE World Congress, Detroit, Michigan, April 11-14.

[11] **Guzzella, L., Glattfelder, A. H., Ammann, M., Fekete, N. P.** 2003. Model-Based Control of the VGT and EGR in a TC CR Diesel Engine Theory and Passenger Car Implementation. *2003 SAE World Congress*, Detroit, Michigan. Mar 3-6.

[12] **Kolmanovsky, I., Stefanopoulou, A., Moraal, P., van Nieuwstadt, M.** 1997 . Issues in modeling and control of intake flow in variable geometry turbocharged engines. *Proceedings of 18th IFIP Conference on System Modeling and Optimization*, Detroit.

[13] **Christen,U., Vantine, K.J., Collings, N.** 2001. Event-Based Mean-Value Modeling of DI Diesel Engines for Controller Design . *2003 SAE World Congress*, Detroit, Michigan. Mar 5-8.

[14] **Ford-Otosan Motor Kalibrasyon Ekibi**, 2008, Ford Otosan Eğitim Dökümanı

[15] **Kolmanovsky, I., Moraal P. E., van Nieuwstadti M. J., Criddle, M., Wood, P.** 1997 Modeling and identification of the 2.0 liter turbocharged PUMA diesel engine – Part I: Steady state, fixed geometry turbocharger. Technical Report **SR-97-0039**, Ford Research Laboratories, 1997.

[16] **Kolmanovsky, I., Moraal P. E., van Nieuwstadti M. J., Criddle, M., Wood, P.** 1998 Modeling and identification of the 2.0 liter turbocharged PUMA diesel engine – Part II: VNT, steady state and dynamic. Technical Report **SR-98-0087**, Ford Research Laboratories,1998.

[17] **Wahlsröm, J.,** 2006 Control of EGR and VGT for Emission Control and Pumping Work Minimization in Diesel Engines, *Master's thesis*, Department of Electrical Engineering, Linköping University, Linköping, Sweden.

[18] **Agrawal, A.K., Singh, S.K., Sinhai, S., Shuklai, M.K.,** 2004. Effect of EGR on the exhaust gas temperature and exhaust opacity in compression ignition engines, *Sadhana*, 29: 275-284

[19] **Chauvin, J. , Corde1, G. , Petit, N., Rouchon, P.**, 2007. Airpath Strategy for Experimental Transient Control of a Diesel HCCI Engine, *IFP International Conference on Oil &Gas Science and Technology*, France, 62,483-491

[20] **Lee, B.,** 2005. Methodology For Rapid Static And Dynamic Model-Based Engine Calibration And Optimization, PhD Thesis, The Ohio State University

[21] **Gschweitl, K. Piock, W. Pfluegl, H. Lick, P., Stuhler, H., Kruse,T. Stuber, A.,** 2002. Automated Model-Based GDI Engine Calibration Adaptive Online DoE Approach *SAE 2002 World Congress,* Detroit, Michigan. Mar 4-7.

[22] **Url-1** <*http://exploration.grc.nasa.gov*>, accessed at 17.04.2008.

ÖZGEÇMİŞ

Didem Aydın 1 Şubat 1983 tarihinde Karamürsel'de doğdu. İlk ve orta öğrenimini İstanbul'da tamamladı. 2001 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Kontrol Mühendisliği bölümünde lisans öğrenimine başladı ve 2005 yılında mezun oldu. 2005 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kontrol ve Otomasyon Mühendisliği Programında lisansüstü öğrenimine başladı.