



**OTTO ÇEVİRİMİ İLE ÇALIŞAN BUJİ ATEŞLEMELİ BİR MOTORUN
ATKINSON ÇEVİRİMİNE DÖNÜŞTÜRÜLMESİ VE TESTLERİ**

HALİL ERDİ GÜLCAN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

TEMMUZ 2018

Halil Erdi GÜLCAN tarafından hazırlanan “OTTO ÇEVİRİMİ İLE ÇALIŞAN BUJİ ATEŞLEMELİ BİR MOTORUN ATKINSON ÇEVİRİMİNE DÖNÜŞTÜRÜLMESİ VE TESTLERİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Can ÇINAR

Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

Başkan: Prof. Dr. Murat CİNİVİZ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Selçuk Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

Üye: Doç. Dr. Tolga TOPGÜL

Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

Tez Savunma Tarihi: 05/07/2018

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....
Prof. Dr. Sena YAŞYERLİ
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Halil Erdi GÜLCAN

05/07/2018

OTTO ÇEVİRİMİ İLE ÇALIŞAN BUJİ ATEŞLEMELİ BİR MOTORUN ATKINSON ÇEVİRİMİNE DÖNÜŞTÜRÜLMESİ VE TESTLERİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Halil Erdi GÜLCAN

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Temmuz 2018

ÖZET

Bu çalışmada, tek silindirli, dört zamanlı, Otto çevrimine göre çalışan buji ile ateşlemeli bir motorun emme supabı kapanma zamanı geciktirilerek ve sıkıştırma oranı artırılarak Atkinson çevrimine dönüşümü gerçekleştirilmiştir. Motorda emme supabı kapanma zamanlamasını değiştirmek için dairesel yay eğrisi kullanılarak yeni bir kam mili tasarlanmış ve imal edilmiştir. Emme supabı açılma zamanlaması sabit kalmak üzere, kapanma zamanlaması orijinal değere göre 20° krank mili açısı (KMA) geciktirilmiştir. Atkinson çevrimi çalışma şartlarında motorun sıkıştırma oranı 8,5'ten 9,5'e çıkarılmıştır. Tam gaz kelebek açıklığında, 1400 – 3400 d/d devir aralığında yapılan deneylerde, motor devrine bağlı olarak moment, güç, özgül yakıt tüketimi, termik verim, CO ve HC emisyonlarının değişimi incelenmiştir. Deneyler standart motor için Otto çevrimi (Otto), 8,5 sıkıştırma oranında emme supabının 20° KMA geç kapatılması (Atkinson ESGK) ve 9,5 sıkıştırma oranında emme supabının 20° KMA geç kapatılması (Atkinson ESGK+SO) olmak üzere üç farklı çalışma şartında yapılmıştır. Deney sonuçları incelendiğinde, Atkinson çevrimi çalışma şartlarında düşük devirlerde, geç emme supabı kapanmasına bağlı olarak moment, güç, özgül yakıt tüketimi, termik verim, CO ve HC emisyonlarının kötüleştiği görülmüştür. Yüksek devirlerde Atkinson çevrimi çalışma şartlarında ise özellikle sıkıştırma oranının artırılması ile Otto çevrimine oranla moment, güç, termik verimin arttığı, özgül yakıt tüketimi, CO ve HC emisyonlarının iyileştiği görülmüştür. 3400 d/d motor devrinde yapılan deneylerde Atkinson (ESGK + SO) çevrimli motorun Otto çevrimli motora göre motor momenti ve motor gücünün % 6,7, termik verimin % 12,8 arttığı, özgül yakıt tüketiminin % 12,7 iyileştiği, CO emisyonlarının % 26,5 ve HC emisyonlarının % 27,6 azaldığı görülmüştür.

Bilim Kodu : 93003

Anahtar Kelimeler : Atkinson çevrimi, sıkıştırma oranı, supap zamanlaması, motor performansı, egzoz emisyonları

Sayfa Adedi : 73

Danışman : Prof. Dr. Can ÇINAR

CONVERSION OF OTTO CYCLE SPARK IGNITION ENGINE TO ATKINSON CYCLE AND TESTS

(M.Sc. Thesis)

Halil Erdi GÜLCAN

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

July 2018

ABSTRACT

In this study, a single-cylinder, four-stroke, spark ignition engine was converted to Atkinson cycle engine by using the method of late intake valve closing (LIVC) and increasing the compression ratio. A new camshaft was designed and manufactured by using a circular arc curve in order to change the intake valve closing timing of the engine. The intake valve closing timing of the Atkinson cycle engine was delayed by 20 ° crankshaft angle (CA). The intake valve opening and closing timings of the Otto cycle engine were not changed. Compression ratio of Atkinson cycle engine was increased from 8.5 to 9.5. The experiments were conducted at 1400 - 3400 rpm engine speed range at wide open throttle. In the tests, the variation of engine torque, power, specific fuel consumption, thermal efficiency, HC and CO emissions with engine speed were investigated. Experiments were carried out in three different operating conditions: Otto cycle for standard engine (Otto), late closing of the intake valve at 20 ° CA (Atkinson LIVC) at 8.5 compression ratio and late closing of the intake valve at 20 ° CA at 9.5 compression ratio (Atkinson LIVC + CR). It was seen that engine torque, power, specific fuel consumption, thermal efficiency, CO and HC emissions deteriorated at Atkinson cycle conditions at low engine speeds due to the late intake valve closing. On the other hand, it was seen that engine torque, power and thermal efficiency increased and specific fuel consumption, CO, HC emissions improved compared to Otto cycle engine thanks to increased compression ratio at Atkinson cycle conditions at high engine speeds. The motor torque and motor power of the Atkinson (LIVC + CR) cycle engine increased by 6.7 % and the thermal efficiency increased by 12.8 % compared to the Otto cycle engine at 3400 rpm engine speeds. In addition, Atkinson (LIVC + CR) cycle engine fuel consumption, CO and HC emissions decreased by 12.7%, 26.5% and 27.6%, respectively.

Science Code : 93003

Key Words : Atkinson cycle, compression ratio, valve timing, engine performance, exhaust emission

Page Number : 73

Supervisor : Prof. Dr. Can ÇINAR

TEŞEKKÜR

Bu tezin hazırlanmasında her türlü destek ve yardımını esirgemeyen, değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren danışman Hocam Sayın Prof. Dr. Can ÇINAR'a, imalat aşamasında yardım eden değerli Hocam Doç. Dr. Melih OKUR'a, manevi desteğini hiçbir zaman esirgemeyen değerli Hocam Prof. Dr. Murat CİNİVİZ'e, deneyler sırasında yardımcı olan değerli arkadaşlarıma ve her zaman maddi manevi desteklerini esirgemeyip yanımda olan aileme teşekkürü bir borç bilirim.



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	x
RESİMLERİN LİSTESİ	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xiii
1. GİRİŞ.....	1
2. ATKINSON ÇEVİRİMİ	5
2.1. Atkinson Çevriminin Tarihçesi	5
2.2. Atkinson Çevrimi Uygulama Yöntemleri	5
2.2.1. Krank mekanizması ile uygulanan geleneksel yöntem	6
2.2.2. Değişken supap zamanlama sistemleri ile Atkinson çevriminin uygulanması	7
2.3. İçten Yanmalı Motor Çevrimleri	13
2.3.1. Otto çevrimi	14
2.3.2. Miller çevrimi	16
2.3.3. Atkinson çevrimi	18
2.3.4. Atkinson çevrimi ile Otto çevriminin karşılaştırılması	21
3. LİTERATÜR ÖZETLERİ.....	23
4. MATERYAL VE METOT.....	37
4.1. Deney Motoru	37
4.2. Kam Mekanizmasının Tasarımı ve İmalatı.....	38

	Sayfa
4.2.1. Dairesel yay eğrisi ile kam profillerinin elde edilmesi	42
4.2.2. Kamların imalatı	44
4.3. Sıkıştırma Oranının Değiştirilmesi.....	45
4.3.1. Sıkıştırma oranı hesabı	46
4.3.2. Motor silindir kapağı modifikasyonu	47
4.4. Deneylerde Kullanılan Ölçü Aletleri.....	49
4.4.1. Dinamometre	49
4.4.2. Egzoz emisyon cihazı	50
4.4.3. Hassas terazi	51
4.5. Deneylerde Yapılan Ölçüm ve Hesaplamalar.....	52
4.5.1. Motor momenti.....	52
4.5.2. Efektif motor gücü	53
4.5.3. Fren özgül yakıt tüketimi.....	53
4.5.4. Termik verim.....	54
5. DENEY SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ	55
5.1. Motor Momenti.....	55
5.2. Motor Gücü	56
5.3. Özgül Yakıt Tüketimi	57
5.4. Termik Verim	58
5.5. Karbonmonoksit Emisyonları	60
5.6. Hidrokarbon Emisyonları.....	61
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	63
KAYNAKLAR	67
ÖZGEÇMİŞ	73

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.1. Deney motorunun teknik özellikleri	38
Çizelge 4.2. Bosch BEA 350 egzoz gaz analiz cihazının teknik özellikleri	50
Çizelge 4.3. Deneylere ait motor özellikleri	52



ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. James Atkinson tarafından patenti alınan Atkinson motoru.....	5
Şekil 2.2. Geleneksel Atkinson çevriminin dört zaman prensibi.....	6
Şekil 2.3. Buji ateşlemeli bir motorun supap zaman ayar diyagramı	8
Şekil 2.4. Buji ile ateşlemeli bir motorun gerçek P–V diyagramı	9
Şekil 2.5. ESGK sisteminin P–V diyagramı	10
Şekil 2.6. ESEK sisteminin P–V diyagramı.....	11
Şekil 2.7. ESGA sisteminin P–V diyagramı	11
Şekil 2.8. ESEA sisteminin P–V diyagramı.....	12
Şekil 2.9. VVT supap zaman ayar diyagramı	13
Şekil 2.10. Otto çevriminin P–V diyagramı.....	15
Şekil 2.11. Miller çevriminin P–V ve T–S diyagramları	17
Şekil 2.12. Atkinson çevriminin P–V ve T–S diyagramları	18
Şekil 2.13. Atkinson ve Otto çevrimlerinin P–V ve T–S diyagramlarının karşılaştırılması	22
Şekil 3.1. Sıkıştırma oranına bağlı olarak indike ve efektif özgül yakıt tüketim değişimi.....	24
Şekil 3.2. Otto ve Atkinson motorlarının özgül yakıt tüketimlerinin karşılaştırması.....	25
Şekil 3.3. Otto ve Atkinson motorlarının termik verimlerinin karşılaştırması	25
Şekil 3.4. Otto ve Atkinson çevrimli motorların indike verimleri	26
Şekil 3.5. Değişken sıkıştırma oranlı alternatif krank mili mekanizması	28
Şekil 3.6. Standart ve değişken emme supabı kapanma zamanı için özgül yakıt tüketim değerlerinin karşılaştırması.....	33
Şekil 4.1. Deney düzeneğinin şematik görünümü	37
Şekil 4.2. Supabın kam dönüş açısına göre yer değiştirme grafiği.....	39

Şekil	Sayfa
Şekil 4.3. Dairesel yay eğrisi kamının temel geometrik tasarım parametreleri	40
Şekil 4.4. Fourier serisi ile fit edilen kam profilleri.....	43
Şekil 4.5. Supap zamanlaması 123° ve 133° kam açısı olan kam profillerinin supap kalkma miktarları.....	43
Şekil 4.6. Emme supabı kapanma zamanlarının değişimi	45
Şekil 5.1. Motor devrine bağlı olarak moment değişimi	56
Şekil 5.2. Motor devrine bağlı olarak motor gücü değişimi	57
Şekil 5.3. Motor devrine bağlı olarak özgül yakıt tüketimi değişimi	58
Şekil 5.4. Motor devrine bağlı olarak termik verim değişimi.....	59
Şekil 5.5. Motor devrine bağlı olarak CO emisyon değişimi	61
Şekil 5.6. Motor devrine bağlı olarak HC emisyon değişimi	62

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 4.1. Deney motoru.....	38
Resim 4.2. Deney motorunun orijinal kam mili	42
Resim 4.3. İmal edilen kam profilleri.....	44
Resim 4.4. Supap zamanlaması ayarlanabilir kam mili	44
Resim 4.5. Deney motorunun silindir kapağı.....	48
Resim 4.6. Silindir kapağından talaş kaldırması.....	48
Resim 4.7. Üniversal freze tezgahında işlenen silindir kapağı	49
Resim 4.8. Test düzeneği kontrol paneli	49
Resim 4.9. DC elektrikli dinamometre	50
Resim 4.10. Egzoz emisyon cihazı	51
Resim 4.11. Hassas terazi	51

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılan bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
B	Yakıt tüketimi, g/h
b_e	Özgül yakıt tüketimi, g/kWh
b_2	Kam profili merkezi ile kam tepesi daire merkezi arası uzaklık, mm
D	Silindir çapı, mm
F	Kuvvet, N
h	Supap kalkma miktarı, mm
l	Moment kol uzunluğu, m
L_{Ayo}	Atkinson çevrimi yanma odası boyu, mm
L_k	Kurs boyu, mm
L_{Oyo}	Otto çevrimi yanma odası boyu, mm
M	Moment, Nm
n	Devir, d/d
P	Basınç, kPa
P_e	Efektif motor gücü, kW
r_2	Kam tepesi yarıçapı, mm
T	Sıcaklık, °C
V	Hacim, cm ³
V_{Ayo}	Atkinson çevrimi yanma odası hacmi, cm ³
V_k	Kurs hacmi, cm ³
V_{Oyo}	Otto çevrimi yanma odası hacmi, cm ³
q_{gir}	Sisteme giren ısı, kJ

Simgeler**Açıklamalar** $q_{çık}$

Sistemden atılan ısı, kJ

 ε

Sıkıştırma oranı

 ε_A

Atkinson çevrimi sıkıştırma oranı

 W_{net}

Net iş, kJ

Kısaltmalar**Açıklamalar****AÖN**

Alt Ölü Nokta

Atm

Atmosfer

CO

Karbonmonoksit

CO₂

Karbondioksit

CNG

Sıkıştırılmış doğal gaz

EgA

Egzoz supabı açılması

EgK

Egzoz supabı kapanması

EmA

Emme supabı açılması

EmK

Emme supabı kapaması

ESEA

Emme supabının erken açılması

ESEK

Emme supabının erken kapanması

ESGA

Emme supabının geç açılması

ESGK

Emme supabının geç kapanması

GDI

Direkt benzin enjeksiyonu

HC

Hidrokarbon

HCCI

Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşleme

IMEP

İndike ortalama efektif basınç

KMA

Krank mili açısı

LPG

Sıvılaştırılmış petrol gazı

Kısaltmalar**Açıklamalar****NO_x**

Azot oksit

ÖYT

Özgöl yakıt tüketimi

ÜÖN

Üst ölü nokta

VVT

Değişken supap zamanlaması



1. GİRİŞ

Fosil yakıt kaynaklarının sınırlı ömrü, enerji gereksiniminin her geçen gün artması ve ağır emisyon standartları nedeniyle günümüzde enerji tasarrufu ve temiz çevre önemli bir unsur haline gelmiştir [1].

Dünya genelinde faaliyet gösteren taşıt sayısı 2000 yılından itibaren yıllık 35,6 milyonluk bir artış göstermiş ve 2016 yılında toplam taşıt sayısı 1,32 milyarın üzerine çıkmıştır [2]. Taşıt sayısının her geçen yıl giderek artması, büyük miktarda enerji tüketimine neden olmakta ve çok miktarda zararlı egzoz gazlarını çevreye yayarak, doğayı ve insan sağlığını olumsuz yönde etkilemektedir. Bu nedenle gelişmiş ülkelerin birçoğunda sıfır emisyon planları yapılmakta ve bu durum otomobil sektörünün geleceğini doğrudan etkilemektedir. İçten yanmalı motorlarda emisyon standartlarının yerine getirilmesi, yakıt tüketiminin iyileştirilmesi ve taşıt performansının artırılması hayati öneme sahiptir. Bu nedenle, otomobil üreticileri, araştırma ve geliştirme birimleri ve bilim insanları içten yanmalı motorlarda performansı arttırmak, yakıt tüketimini ve zararlı egzoz emisyonlarını azaltmak amacıyla birçok çalışma yapmaktadır. Son yıllarda içten yanmalı motorlar üzerinde yapılan çalışmalar, alternatif yanma sistemleri, yakıt püskürtme sistemleri, elektronik kontrol, alternatif yakıtlar, değişken supap zamanlaması ve değişken sıkıştırma oranının uygulanması ile alternatif motor çevrimleri (Atkinson ve Miller çevrimi) üzerinde odaklanmaktadır [3,4].

İçten yanmalı motorlarda alternatif yakıt çalışmaları etanol, metanol ve biyodizel üzerinde yoğunlaşmış olup, bu yakıtların sürdürülebilirlik, motor performansı ve yakıt ekonomisi bakımından geliştirilme çalışmaları devam etmektedir. Bunların dışında, zararlı egzoz gazlarının azaltılması ve yakıt ekonomisi için gelecek vaat eden homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli motorların da (HCCI) üzerinde çalışmalar sürmektedir [5]. Geleneksel buji ile ateşlemeli bir motor ile sıkıştırma ile ateşlemeli motorun avantajlarına sahip olan HCCI motorlar, silindir içerisindeki taze hava/yakıt karışımının homojen olarak karışmasını sağlamaktadır. Silindir içerisindeki homojen karışım sayesinde yanma, eş zamanlı olarak her bir noktada gelişmektedir. Her bir noktada gelişen eş zamanlı yanma ile silindir içerisinde yüksek sıcaklık bölgeleri oluşmamaktadır. Bu durum, NO_x ve is emisyonlarının oluşmasını en aza indirmektedir. Ancak HCCI motorlarda, özellikle düşük

devirlerde yüksek miktarda HC ve CO emisyonlarının oluşması büyük bir dezavantajdır [6].

İçten yanmalı motorlarda, performansı arttırmak, yakıt tüketimini iyileştirmek ve zararlı egzoz emisyonlarını azaltmak için üzerinde çalışılan diğer önemli konu ise sıkıştırma oranının ve supap zamanlamasının değiştirilmesidir. Supap zamanlaması ve sıkıştırma oranının değişimi motor performansını ve egzoz emisyonlarını doğrudan etkilemektedir. Sıkıştırma oranının belli bir miktar artırılması silindir içi maksimum sıcaklığı ve basıncı arttırmaktadır. Ancak sıkıştırma oranının aşırı derecede artırılması, yanmanın kötüleşmesine ve vuruntu oluşmasına sebep olmaktadır [7].

İçten yanmalı motorlarda Atkinson ve Miller çevrimi gibi alternatif çevrimler kullanılarak motor performansı ve veriminin artırılması, emisyonların iyileştirilmesi hedeflenmektedir. Atkinson çevrimi, Otto çevrimindeki dört zaman prensibini kullanarak piston ile krank mili arasındaki bağlantının değiştirilmesi ile farklı bir teknik olarak geliştirilmiştir [8]. Atkinson çevriminin verimlilik vaat eden çalışma tekniği günümüzde farklı bir yöntem ile içten yanmalı motorlarda uygulanmaktadır. Değişken supap zamanlaması prensibine dayalı olan ve özellikle hibrit taşıtlarda yaygın olarak kullanılan bu sistem Atkinson çevrimi olarak adlandırılmaktadır.

Toyota firmasının ülkemizde de satışa sunulan CH-R, Yaris, Auris, RAV-4 ve Prius modelleri, Ford Fusion, Chevrolet Tahoe, Lexus RX 450h, Mercury Mariner, Mazda Tribute gibi birçok hibrit taşıtta Atkinson çevrimine göre çalışan içten yanmalı motorlar tercih edilmektedir [9]. Atkinson çevrimli motorlar özellikle yüksek termik verimliliği nedeniyle hibrit taşıtlarda yaygın olarak kullanılmaktadır [10].

Otto çevrimine göre çalışan buji ile ateşlemeli motorlarda güç kaybının büyük bir kısmı, pompalama kaybı olarak bildiğimiz taze hava/yakıt karışımının sıkıştırılması sırasında ihtiyaç duyulan enerji nedeniyle olmaktadır. İçten yanmalı motorlarda sıkıştırma zamanında harcanan işin azaltılması için pompalama kayıplarının azaltılması gerekmektedir. Bu durum motor verimliliğinin de artmasına neden olmaktadır. Bu amaçla, Atkinson çevrimli motorlarda, özellikle kısmi yüklerde pompalama kayıplarını ve sıkıştırma işini azaltmak için emme supabının geç kapatılması (ESGK) yöntemi kullanılmaktadır. Atkinson çevrimli motor ile Otto çevrimli motor arasındaki temel fark,

Atkinson çevrimli motorun sıkıştırma ve genişleme zamanlarında pistonun almış olduğu yol farklı iken, Otto çevrimli motorda aynı olmasıdır. Sıkıştırma zamanı başlangıcında, AÖN'dan yaklaşık 40°-60° KMA sonra Otto çevrimli motorlarda emme supabı kapanırken, Atkinson çevrimli motorlarda emme supabı daha geç kapanmakta böylece etkin sıkıştırma oranı azalmaktadır. Bu durum yanma sonu basıncının ve sıcaklığının da azalmasına neden olmaktadır. Genişleme oranı ise değişmediğinden sıkıştırma oranından daha büyük olmaktadır. Pompalama kayıpları, emme supabının geç kapanması nedeniyle azaldığından net iş alanı daha büyük olmakta ve termik verimde artış sağlanmaktadır. Silindir içi maksimum sıcaklığının ve basıncının düşük olmasına rağmen veriminin yüksek olması nedeniyle Atkinson çevrimine göre çalışan içten yanmalı motorlar genellikle hibrit taşıtlarda kullanılmaktadır. Atkinson çevrimli motorlarda, genişleme oranının sıkıştırma oranından büyük olması nedeniyle yanma sonu basınç ve sıcaklığından maksimum şekilde faydalanmamıza imkân sağlamaktadır [11].

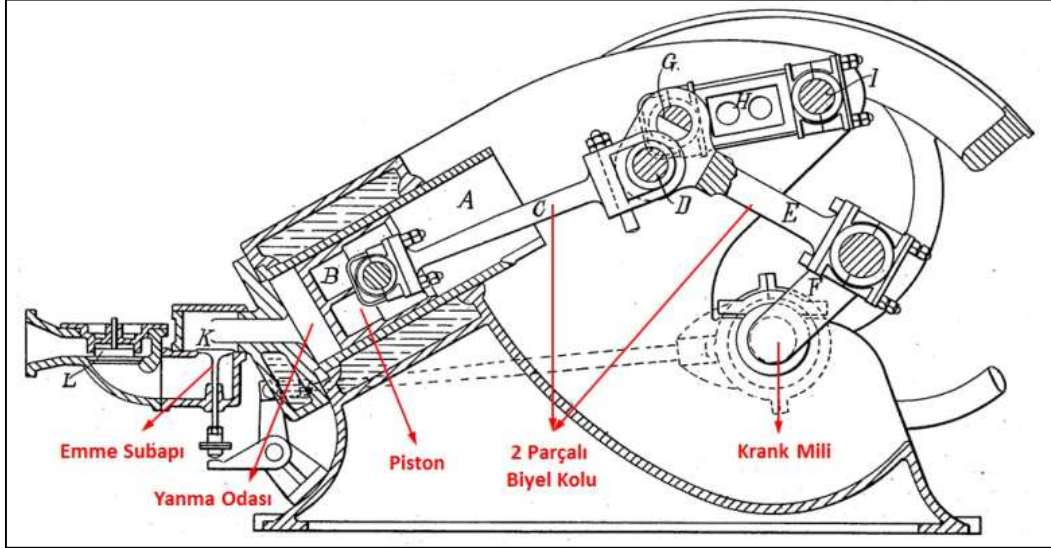
Bu çalışmada, tek silindirli, dört zamanlı ve Otto çevrimine göre çalışan buji ile ateşlemeli bir motorda emme supabının geç kapanması (ESGK) yöntemi kullanılarak ve sıkıştırma oranı arttırılarak Atkinson çevrimine dönüşümü gerçekleştirilmiştir. Emme supabı kapanma zamanlamasının geciktirilmesi için dairesel yay eğrisi kullanılarak, 133° kam açılı supap açık kalma zamanına sahip yeni bir emme kamı tasarlanmıştır. Motorun Otto çevrimi ve Atkinson çevrimi çalışma şartlarında, tam gaz kelebek açıklığında ve 1400-3400 d/d motor devri aralığında performans ve emisyon testleri yapılmıştır. Deneylerde motor devrine bağlı olarak moment, güç, özgül yakıt tüketimi, termik verim, HC ve CO emisyonlarının değişimi incelenmiştir.



2. ATKINSON ÇEVİRİMİ

2.1. Atkinson Çevriminin Tarihçesi

İçten yanmalı motorlarda Atkinson çevrimi ilk defa 1882 yılında İngiliz mühendis James Atkinson tarafından uygulanmış ve 1887 yılında patenti alınmıştır (Şekil 2.1) [8]. James Atkinson, genişleme kursu sıkıştırma kursundan daha büyük olan üç farklı motor (Atkinson çevrimli motor, Atkinson diferansiyel motor ve Atkinson utilite motor) tasarlamıştır. Bu motorların ortak özellikleri sıkıştırma ve genişleme kurs boylarının birbirinden farklı olmasıdır. Atkinson çevrimi, iş zamanında elde edilen güçten maksimum verim sağlamak için tasarlanmıştır. Patenti alınan bu motordan 1887 – 1893 yılları arasında bir İngiliz petrol şirketi tarafından yaklaşık 1000 adet üretilmiştir. Ancak Atkinson çevrimli motorların karmaşık krank mili yapısı, hacimlerinin büyük olması ve Otto çevrimli motorlara göre maliyetinin yüksek olması nedeniyle üretimleri devam etmemiştir [12].



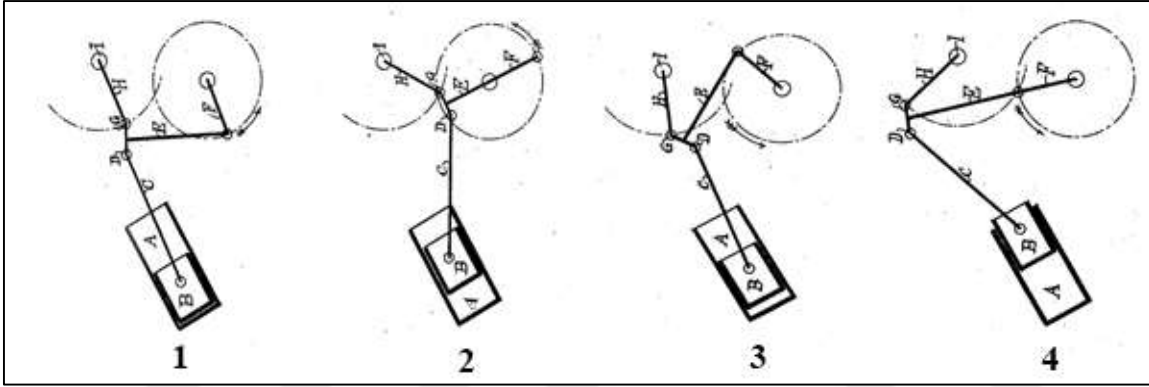
Şekil 2.1. James Atkinson tarafından patenti alınan Atkinson motoru [8]

2.2. Atkinson Çevrimi Uygulama Yöntemleri

Atkinson çevrimli motorlar, James Atkinson'un 1882 yılında ortaya koyduğu krank mekanizması ile uygulanan geleneksel yöntem ve günümüzde uygulanan değişken supap zamanlaması mekanizmaları ile uygulanan yöntem olmak üzere iki gruba ayrılmaktadır.

2.2.1. Krank mekanizması ile uygulanan geleneksel yöntem

James Atkinson tarafından tasarlanan geleneksel Atkinson motoru temel olarak Otto motoruna benzer olup, dört zaman prensibine göre çalışmaktadır. James Atkinson, Otto motorundan farklı olarak pistonun doğrusal hareketini dairesel harekete çevirerek krank miline ileten piston kolunun tasarımını değiştirmiştir. Geleneksel Atkinson motoru birbirine mafsalla bağlanmış iki piston kolundan oluşmaktadır (Şekil 2.2) [13]. Geleneksel Atkinson motorunda dört zaman çevrimi krank milinin bir turunda gerçekleşmektedir. [12]. Şekil 2.2’de geleneksel Atkinson çevrimli motorun dört zaman prensibi gösterilmiştir.



Şekil 2.2. Geleneksel Atkinson çevriminin dört zaman prensibi [8]

Şekil 2.2’de görüldüğü gibi Atkinson motorunun iki parçalı piston kolu sayesinde piston, sıkıştırma ve genişleme zamanlarında farklı kurs boylarında hareket etmektedir. Otto motorundan farklı olarak pistonun alt ölü noktası değişmektedir. Piston sıkıştırma zamanında silindir içerisinde daha kısa bir kurs boyunda hareket ederken, genişleme zamanında daha uzun bir genişleme için daha uzun bir kurs boyunda hareket etmektedir. Genişleme kursunun sıkıştırma kursundan büyük olması ile elde edilen çıkış gücünden maksimum şekilde faydalanılmaktadır [13]. Fakat geleneksel Atkinson çevrimli motorlarda sıkıştırma kurs boyunun küçük olması çıkış gücünün ve momentinin azalmasına neden olmaktadır.

2.2.2. Değişken supap zamanlama sistemleri ile Atkinson çevriminin uygulanması

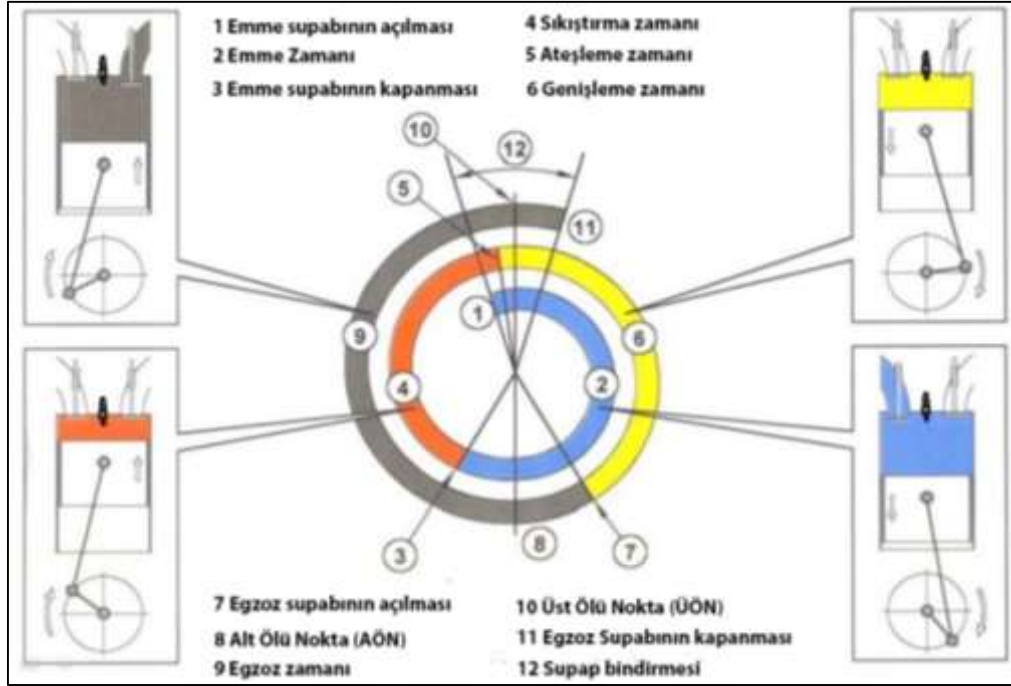
Sanayileşmenin ve motorlu taşıt sayısının her geçen gün artması, çevreye salınan zararlı egzoz emisyonlarının artmasına neden olmaktadır. Bu durum insan sağlığını ve doğayı olumsuz yönde etkilemektedir [14].

Otomobil firmaları tarafından, içten yanmalı motorlarda emisyon değerlerini azaltmak, yakıt ekonomisini iyileştirmek, her devirde elde edilen maksimum güç ve momenti arttırmak için birçok çalışma yapılmakta ve bu çalışmaların başında değişken supap zamanlaması mekanizmaları gelmektedir [15]. Değişken supap zamanlaması sistemleri, taşıtın yük ve hız durumuna göre emme ve egzoz supaplarının açılma-kapanma zamanları ile supap kalkma miktarını değiştirerek motor performansını arttırmakta ve zararlı egzoz gazlarının azalmasını sağlamaktadır.

Değişken supap zamanlaması sistemleri, özellikle emme supabının açık kalma süresine ve kalkma miktarına müdahale ederek motor performansını, yakıt tüketimini ve emisyon değerlerini iyileştirmektedir [16].

Supap zamanlaması ve supap ayar diyagramı

İçten yanmalı bir motorda, emme ve egzoz supaplarının açılma-kapanma zamanları, açık kalma süreleri ve supap kalkma miktarları motor performansını doğrudan etkilemektedir. Emme supabı, emme zamanında silindir içerisine taze dolgunun girmesini sağlarken, egzoz supabı egzoz zamanı boyunca silindir içerisindeki yanmış gazların silindir dışarısına atılmasını sağlamaktadır. Emme zamanında silindir içerisine alınan taze hava/yakıt karışımı ve egzoz zamanında silindirden atılan yanmış gazlar akış halinde olmaları sebebiyle bir kinetik enerjiye sahiptirler. Bu akış halindeki gazların kinetik enerjisinden dolayı supapların açılma ve kapanma zamanları pistonun alt ve üst ölü noktalarından önce ve sonra olmaktadır [17]. Bu durum, Şekil 2.3’de buji ile ateşlemeli bir motorun gerçek supap zaman ayar diyagramı üzerinde görülmektedir.



Şekil 2.3. Buji ile ateşlemeli bir motorun supap zaman ayar diyagramı [5]

Buji ile ateşlemeli bir motorda emme supabı genellikle ÜÖN'dan $10^\circ - 20^\circ$ KMA önce açılırken, AÖN'dan $40^\circ - 60^\circ$ KMA sonra kapanmaktadır. Emme zamanı teorik olarak 180° KMA sürerken, gerçekte $240^\circ - 260^\circ$ KMA sürmektedir. Pistonun ÜÖN'dan AÖN'ya hareketi sırasında emme supabının açılması ile silindir içerisindeki basınç azalmaktadır. Oluşan basınç farkı sayesinde buji ile ateşlemeli bir motorda silindir içerisine taze hava/yakıt karışımı alınmaktadır.

Egzoz supabı ise genişleme zamanı bitimine doğru AÖN'dan $40^\circ - 60^\circ$ KMA önce açılırken, ÜÖN'dan $15^\circ - 30^\circ$ KMA sonra kapanmaktadır. Piston AÖN'ya varmadan önce egzoz supabının açılması ile birlikte silindir ile egzoz manifoldu arasında basınç farkı oluşmaktadır. Bu basınç farkı sayesinde silindir içerisindeki yanmış gazlar egzoz manifoldu aracılığıyla dışarı atılmaktadır [18].

Değişken supap zamanlama stratejileri

İçten yanmalı bir motorda, kam mili mekanizması, krank milinden aldığı hareketle emme ve egzoz supaplarının açılmasını, açık ve kapalı kalma sürelerini ayarlamaktadır [19]. Günümüzde, buji ile ateşlemeli motorlarda özellikle özgül yakıt tüketimini ve zararlı egzoz

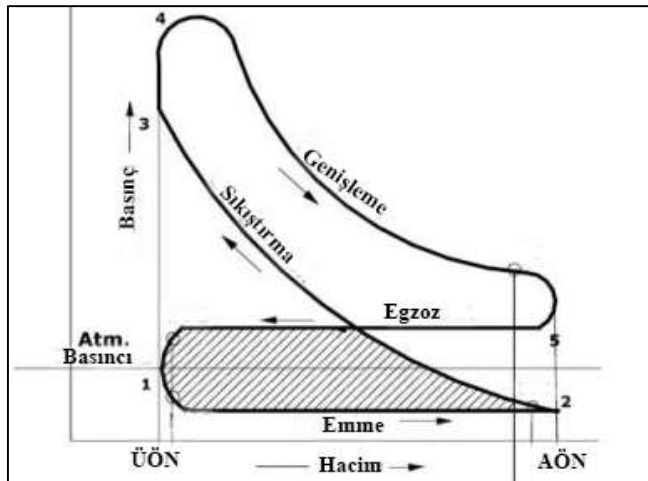
gazlarını azaltmak ve her devirde daha yüksek moment elde etmek için değişken supap zamanlaması sistemleri kullanılmaktadır.

Bu yöntemler temel olarak,

- Emme supabının geç kapanması (ESGK),
- Emme supabının erken kapanması (ESEK),
- Emme supabının geç açılması (ESGA),
- Emme supabının erken açılması (ESEA) sistemleri olarak sınıflandırılmaktadır.

Emme supabının geç kapanması (ESGK)

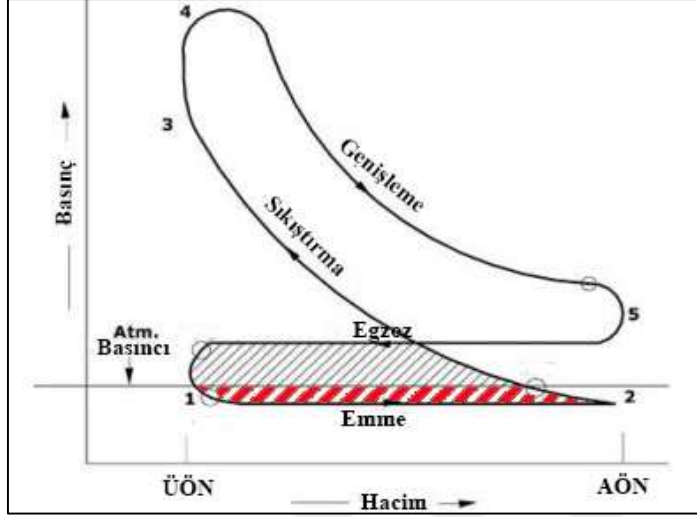
Bu sistemde emme supabının kapanması, sıkıştırma zamanı sonuna doğru geciktirilmektedir. Geleneksel buji ile ateşlemeli bir motorda, emme zamanı boyunca silindir içerisine taze hava/yakıt karışımı alınmaktadır. Sıkıştırma zamanı başlangıcında ise, emme supabı kapanır ve silindir içerisindeki taze hava/yakıt karışımı sıkıştırılır. Silindir içerisinde sıkıştırılan taze hava/yakıt karışımının basıncı atmosferik basınçtan oldukça büyüktür [19-21]. Şekil 2.4’de buji ile ateşlemeli bir motorun gerçek P-V diyagramı gösterilmiştir.



Şekil 2.4. Buji ile ateşlemeli bir motorun gerçek P-V diyagramı [19]

ESGK sisteminde geleneksel yöntemden farklı olarak emme supabı, sıkıştırma zamanı sırasında bir miktar daha açık kalır. Böylece, silindir içerisindeki taze hava/yakıt karışımının bir kısmı emme manifolduna geri gönderilir. Bu durum silindir içerisindeki

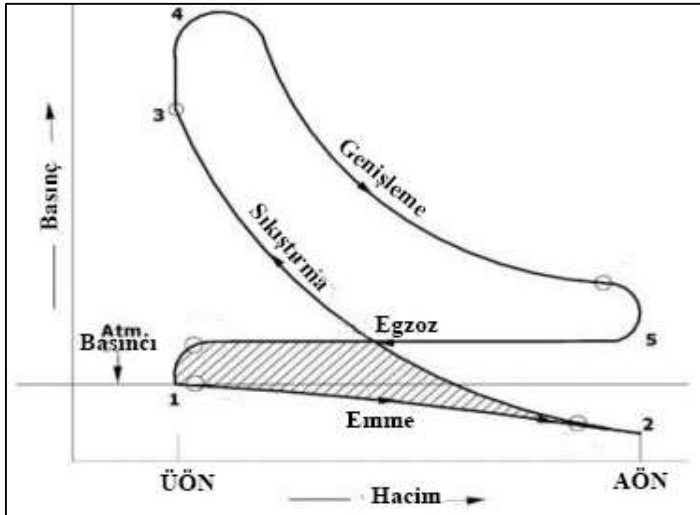
etkin sıkıştırma oranının azalmasına neden olmaktadır. Sıkıştırma oranının azalması, silindir içi maksimum basınç ve sıcaklığının azalmasını, aynı zamanda sıkıştırma sırasında piston üzerine etkiyen kuvvetin de azalmasını sağlayarak pompalama kayıplarının azalmasını sağlamaktadır (Şekil 2.5) [19-21].



Şekil 2.5. ESGK sisteminin P-V diyagramı [19]

Emme supabının erken kapanması (ESEK)

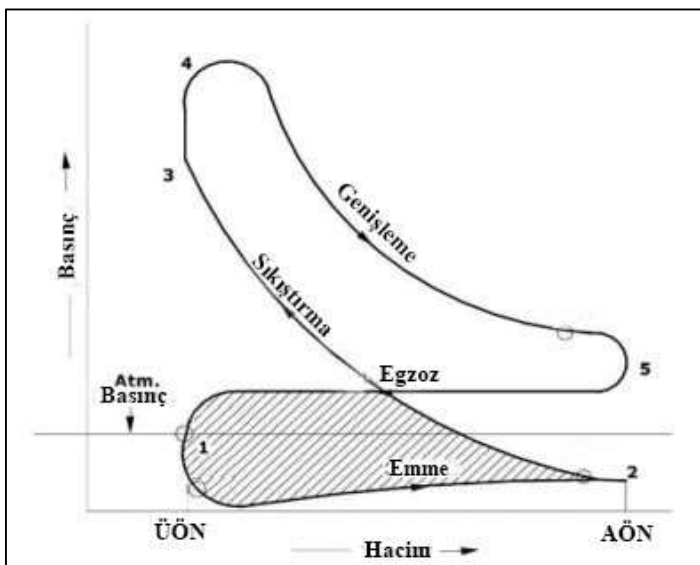
ESEK sistemi, istenilen miktarda taze hava/yakıt karışımının silindir içerisine alındığı zaman, supapların emme zamanı sonlarına doğru erken kapatılması esasına dayanmaktadır. Bu sistemde, düşük yük ve hız koşulları gerektiği zaman, taze hava/yakıt karışımının emme manifoldundan emilmesi için, emme kursunun yalnızca belli bir kısmı kullanılır. Bu kısmi emme kursu ile silindir içerisine alınan taze hava/yakıt karışımı azalmaktadır. Silindir içerisine alınan sınırlı miktardaki taze hava/yakıt karışımı nedeniyle pompalama kayıpları Otto çevrimli motora göre azalmaktadır. Şekil 2.6'da ESEK sisteminin P-V diyagramı gösterilmiştir [19-22].



Şekil 2.6. ESEK sisteminin P-V diyagramı [19]

Emme supabının geç açılması (ESGA)

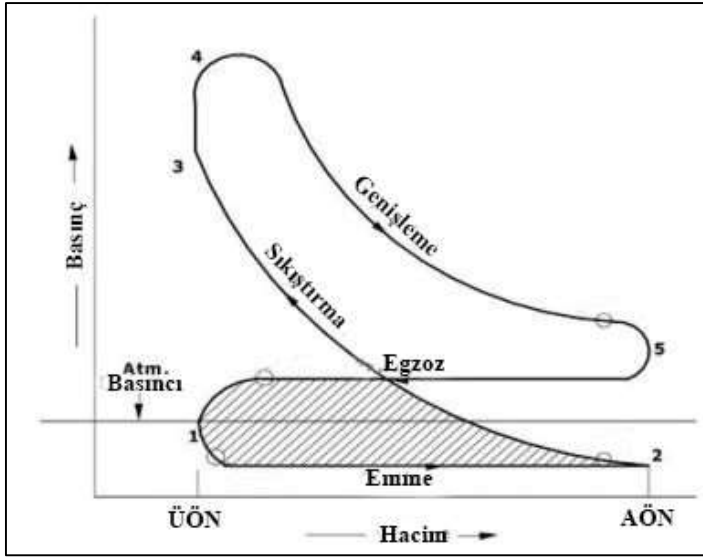
ESGA sisteminde emme supabı piston ÜÖN'dan AÖN'ya hareket ettikten sonra açılmaktadır. Bu sistem, genişleme sonu basıncının, anlık olarak atmosfer basıncının altına düşmesine neden olmaktadır. Pompalama kayıpları, emme zamanı başlangıcında, silindir içerisindeki basıncın azalması nedeniyle artmaktadır [19, 23]. Şekil 2.7'de Otto çevrimli motora göre pompalama kayıpları daha fazla olan ESGA sisteminin P-V diyagramı görülmektedir.



Şekil 2.7. ESGA sistemi P-V diyagramı [19]

Emme supabının erken açılması (ESEA)

Buji ile ateşlemeli bir motorda, emme supabının açılması ÜÖN'dan yaklaşık 10° KMA önce gerçekleşmektedir. ESEA sisteminde ise, emme supabı ÜÖN'dan çok daha önce açılmaktadır. Bu durumda, egzoz zamanının sona ermesinden önce açılan emme supabı, supap bindirmesini arttırmaktadır. Supap bindirmesinin artması ile silindir içerisinde yanmış gazların bir kısmı basınç eğiliminden dolayı emme manifolduna yönelmektedir. Emme manifolduna geri akış, NO_x emisyonlarının azalmasına yardımcı olan EGR sistemi için de kullanılmaktadır [19]. Şekil 2.8'de ESEA sisteminin P-V diyagramı görülmektedir.

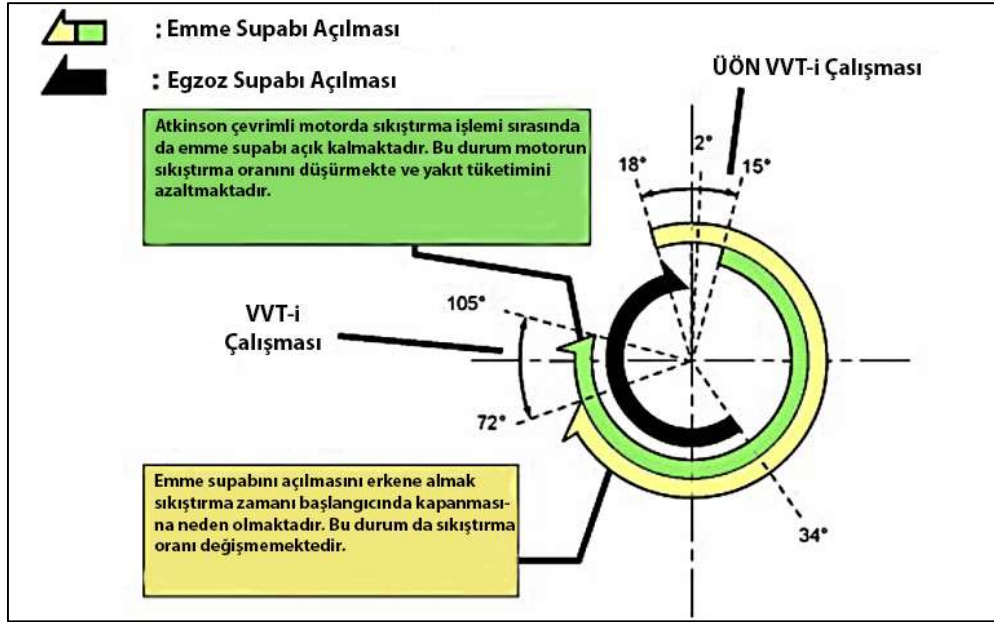


Şekil 2.8. ESEA sisteminin P-V diyagramı [19]

Ayrıca ESEA sistemi, egzoz gazlarının düşük basınçlı emme sistemi ile daha uzun süre temas halinde olmasını sağlar. Böylece, emme manifoldu içerisindeki egzoz gazları daha düşük bir sıcaklıkta silindire geri gönderilir. Bu durum NO_x emisyonlarında azalma sağlamaktadır [19].

Günümüzde, hibrit taşıtlarda kullanılan buji ile ateşlemeli motorlarda değişken supap zamanlaması sistemleri ile Atkinson çevrimi uygulanmaktadır. Atkinson çevrimi ile Otto çevrimi arasındaki temel fark Atkinson çevriminin genişleme oranının sıkıştırma oranından daha büyük olmasıdır. Atkinson çevriminde emme supabı açılma zamanı değişmezken kapanma zamanı geciktirilmektedir. Bu gecikme sonucu emme supabı sıkıştırma başlangıcında kapanmamakta, sıkıştırma işlemi boyunca belli bir miktar daha açık

kalmaktadır. Bu sırada silindir içerisindeki dolgunun bir kısmı emme manifolduna geri gönderilmekte ve etkin sıkıştırma oranında azalma meydana gelmektedir. Genişleme oranı değişmediği için sıkıştırma oranından daha büyük olmakta ve yanma sonucunda oluşan ısı enerjisinden maksimum şekilde yararlanılmaktadır. Şekil 2.9’da değişken supap zamanlamasına sahip bir motorun supap ayar diyagramı görülmektedir.



Şekil 2.9. VVT supap zaman ayar diyagramı [24]

Şekil 2.9’da görüldüğü gibi emme supabı açılma zamanı ÜÖN’den 15 ° KMA sonraya kaydırılarak kapanma zamanı rötara alınmış ve sıkıştırma işlemi sırasında emme supabının bir miktar daha açık kalması sağlanmıştır. Atkinson çevrimi uygulamasında ise tıpkı VVT de olduğu gibi emme supabı kapanma zamanı rötara alınmakta ancak emme supabı açılma zamanı değiştirilmemektedir. Sıkıştırma sırasında bir miktar açık kalan emme supabı, silindir içerisindeki etkin sıkıştırma oranının düşmesini ve NO_x emisyonlarının azalmasını sağlamaktadır. Aynı zamanda içeri alınan dolgunun bir kısmı tekrar emme manifolduna gönderildiğinden yakıt tüketiminin azalmasını neden olmaktadır [24].

2.3. İçten Yanmalı Motor Çevrimleri

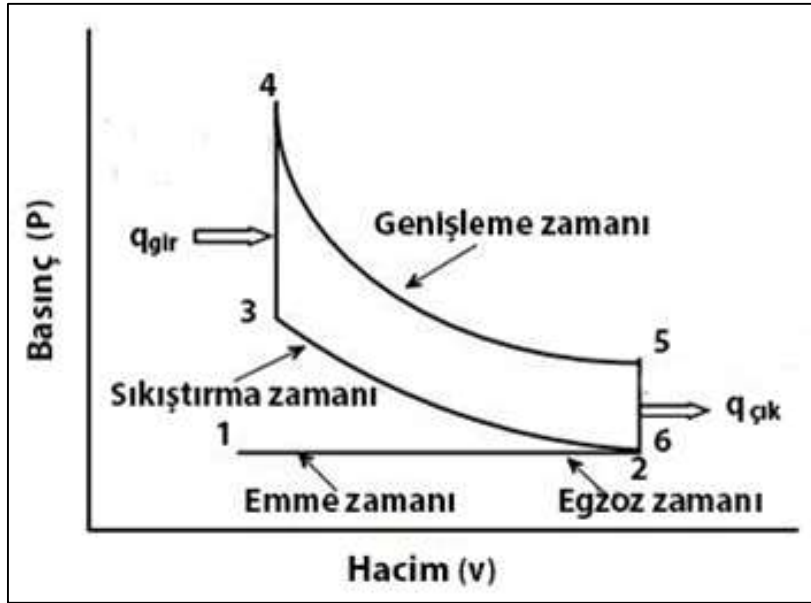
İçten yanmalı motorlar Otto, Dizel ve Karma olmak üzere üç temel termodinamik çevrime göre çalışmaktadır [25]. Bu çevrimlerin gerçekleşmesi sırasında oluşan olayların çokluğu ve karmaşıklığını kolaylaştırabilmek için bazı kabuller yapılmaktadır. Bu karmaşıklığı

aşmak için ilk adımda ideal çevrim kabulü gelmektedir [26]. Gerçek çevrimde silindir içerisine alınan dolgu bir önceki çevrimden kalan art gazlar ile karışmaktadır. Bu karışım içeri alınan dolgunun (hava ya da hava/yakıt karışımı) sıcaklığını arttırmaktadır. İdeal çevrimde ise silindir içerisindeki çalışma maddesinin fiziksel ve kimyasal özellikleri hep aynı kalmaktadır [25]. İçten yanmalı motorlarda mekanik enerjinin elde edilebilmesi için silindir içerisine alınan yakıtın kimyasal reaksiyona sokularak ısı enerjisi elde edilmektedir. Silindir içerisinde yanma sonucu oluşan ısı enerjisi, piston üzerinde basınç uygulayarak pistonun doğrusal hareket yapmasını sağlamaktadır. Bu sayede ısı enerjisinin mekanik enerjiye dönüşümü gerçekleşmektedir [27]. Buji ile ateşlemeli bir motorda emme zamanında silindir içerisine taze hava/yakıt karışımı uygun oranlarda alınır. Piston AÖN'dan ÜÖN'ya hareket ederken emme supabı kapanır ve sıkıştırma işlemi başlar. Sıkıştırma işlemi ÜÖN civarında biter ve iş zamanında buji elektrotları arasından yüksek voltajlı elektrik akımı geçirilerek silindir içerisindeki karışım tutuşturulur. Yanma sonucu oluşan yüksek basınç pistonu AÖN'ya doğru iterek pistonun iş yapmasını sağlar. Piston AÖN'ya ulaştığı zaman egzoz supabı açılır. Egzoz zamanında piston AÖN'dan ÜÖN'ya hareket eder ve silindir içerisindeki art gazların egzoz manifoldu vasıtasıyla dışarı atılmasını sağlar. Sıkıştırma ile ateşlemeli motorlarda ise emme zamanında silindir içerisine sadece hava alınır. İçeri alınan havanın basıncı ve sıcaklığı pistonun ÜÖN'ya hareket etmesiyle artar. Sıkıştırma sonunda sıcaklığı ve basıncı maksimum seviyeye ulaşan havanın üzerine bir enjektör vasıtasıyla yakıt püskürtülür ve yanma meydana gelir [25].

İçten yanmalı motorlarda sıkıştırma oranının artması, yanma sonu sıcaklığı, basıncı ve termik veriminin artmasını sağlamaktadır. Ancak buji ile ateşlemeli motorlarda yakıtın tutuşmaya karşı gösterdiği direnç sınırlı olduğundan sıkıştırma oranı belli bir değerin üzerine çıkarılamamaktadır.

2.3.1. Otto çevrimi

Buji ile ateşlemeli motorlar ideal Otto çevrimine göre çalışmaktadır. Otto çevrimi ilk defa 1876 yılında dört zamanlı motoru geliştiren Nikolaus Otto'nun ismiyle anılır. Buji ile ateşlemeli motorlar iki zamanlı ve dört zamanlı olmak üzere iki sınıfa ayrılmaktadır [28]. Otto çevriminin basınç-hacim diyagramı Şekil 2.10'da gösterilmiştir.



Şekil 2.10. Otto çevriminin P-V diyagramı [29]

Teorik Otto çevriminde sıkıştırma ve genişleme işlemleri adyabatik olarak gerçekleşirken, iş ve egzoz işlemleri sabit hacimde gerçekleşmektedir. Şekil 2.10'da görüldüğü gibi, 1-2 arasında silindir içerisine alınan hava-yakıt karışımı, 2-3 arasında adyabatik olarak sıkıştırılır. Gerçek çevrimde, sıkıştırma esnasında silindir cidarlarında bir miktar ısı kaybı meydana gelir. Sıkıştırma işlemi sonunda silindir içerisindeki hava-yakıt karışımının sıcaklığı ve basıncı artar. 3-4 aralığında sabit hacimde sisteme ısı verilir. 4 noktasında basınç ve sıcaklık maksimum seviyeye ulaşır. Çevrime 3-4 aralığında ısı verilmesi teorikte sabit hacimde olurken, gerçek çevrimde motor devri ve krank mili açısına göre ısı verilmekte ve yanma belli bir zaman almaktadır [29].

Gerçek çevrimde ısı sisteme sabit hacimde verilemediği için maksimum sıcaklık ve basınç teorik çevrime göre daha düşük olmaktadır. Maksimum basınç ve sıcaklık elde edildikten sonra pistonun ÜÖN'dan AÖN'ya hareketi ile 4-5 arasında adyabatik genişleme meydana gelir. Gerçek çevrimde ise genişleme sırasında ısı kaybı olur ve net iş alanı azalır. 4-5 arasında meydana gelen genişleme ile iş elde edilmiş olur. Piston AÖN'ya geldiğinde genişleme zamanı sona erer. 6-1 arasında piston AÖN'dan ÜÖN'ya hareket ederek silindir içerisinde bulunan yanmış gazları basınç farkından dolayı egzoz manifolduna gönderir. Teorik Otto çevriminde sistemden ısı atılmasının sabit hacimde olduğu kabul edilir ve silindir içerisinde yanmış gaz kalmadığı varsayılır. Ancak gerçekte egzoz zamanında, silindir içerisinde bir önceki çevrimden kalan yanmış gazlar bulunmaktadır.

Şekil 2.10'da görüldüğü gibi 3-4 arasında sisteme verilen ısı,

$$Q_{gir} = mC_v (T_4 - T_3) \quad (2.1)$$

olur. 5-6 arasında sistemden atılan ısı,

$$Q_{cik} = mC_v (T_5 - T_6) \quad (2.2)$$

olur. Çevrimin net işi, çevrime verilen ısı ile çevrimden atılan ısıнын farkına eşittir;

$$W_{net} = mC_v (T_4 - T_3) - mC_v (T_5 - T_6) \quad (2.3)$$

Isı ve sürtünme kayıpları ihmal edildiğinde verim,

$$\eta_t = \frac{W_{net}}{Q_{gir}} = \frac{Q_{gir} - Q_{cik}}{Q_{gir}} = 1 - \frac{Q_{cik}}{Q_{gir}} \quad (2.4)$$

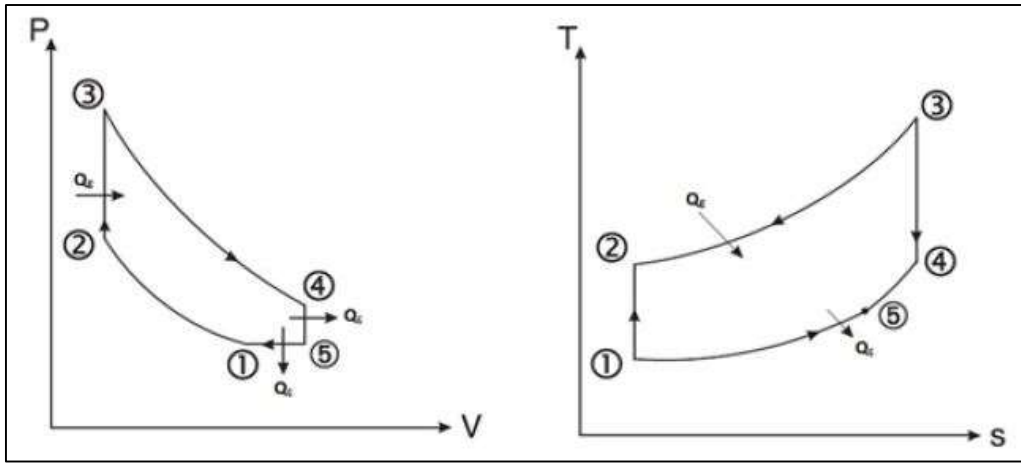
olarak elde edilir.

2.3.2. Miller çevrimi

Miller çevrimi, Atkinson çevriminin modern bir modifikasyonudur ve genişleme oranı sıkıştırma oranından daha büyüktür [25]. Şekil 2.11'de Miller çevriminin P-V ve T-S diyagramları görülmektedir.

Miller çevrimi de Otto çevrimindeki gibi emme, sıkıştırma, iş ve egzoz zamanlarından oluşur. Miller çevrimli motorlarda piston ÜÖN'da iken emme supabı açılır ve piston AÖN'ya ilerledikçe hacim büyüyeceğinden basınçta bir azalma meydana gelir. Basıncın azalması ile silindir içerisinde vakum oluşur. Vakum etkisiyle emme manifoldunda bulunan taze hava-yakıt karışımı silindir içerisine dolar. Pistonun AÖN'dan ÜÖN'ya hareket etmesi ile sıkıştırma zamanı başlar. Otto çevriminde sıkıştırma zamanında emme supapları kapanır, ancak Miller çevriminde belli bir süre sonra emme supabı kapanır. Emme supaplarının geç kapanması silindir içerisindeki dolgunun hacminin küçülmesine

neden olur. Bu durum etkin sıkıştırma oranının azalmasına neden olur. Sıkıştırma zamanı sonunda piston ÜÖN'ya gelir ve buji elektrotlarından karışımın yanması için kıvılcım ateşlenir. Bujinin ateşlenmesi ile yanma başlar ve silindir içerisindeki karışımın oluşturduğu basınç sayesinde piston AÖN'ya doğru hareket ederek iş zamanı tamamlanır. Piston AÖN'ya ulaştığı zaman silindir içerisindeki basınç azalır ve egzoz supapları açılır. Piston, tekrar AÖN'dan ÜÖN'ya hareket ederek silindir içerisinde bulunan yanmış gazlar egzoz manifoldu vasıtasıyla dışarı atılır. Piston ÜÖN'ya geldiğinde egzoz supabı kapanır ve emme supabı açılır. Böylece çevrim yeniden başlar [30,31].



Şekil 2.11. Miller çevriminin P-V ve T-S diyagramları [32]

Miller çevriminde sıkıştırma ve genişleme işlemleri adyabatiktir. Sisteme ısı sabit hacimde verilirken, sistemden sabit hacim ve sabit basınçta atılmaktadır. Şekil 2.11'de görüldüğü gibi 2-3 arasında, sabit hacimde sisteme verilen ısı,

$$Q_{gir} = mC_v (T_3 - T_2) \quad (2.5)$$

olur. 4-5 arasında, sabit hacimde sistemden atılan ısı,

$$Q_{cik} = mC_v (T_4 - T_5) \quad (2.6)$$

olarak elde edilir. 5-6 noktaları arasında sabit basınçta sistemden ısı çekilmesi,

$$Q_{cik} = mC_p (T_5 - T_1) \quad (2.7)$$

şeklinde olur. Isı kaybı ve sürtünmeler ihmal edildiğinde verim;

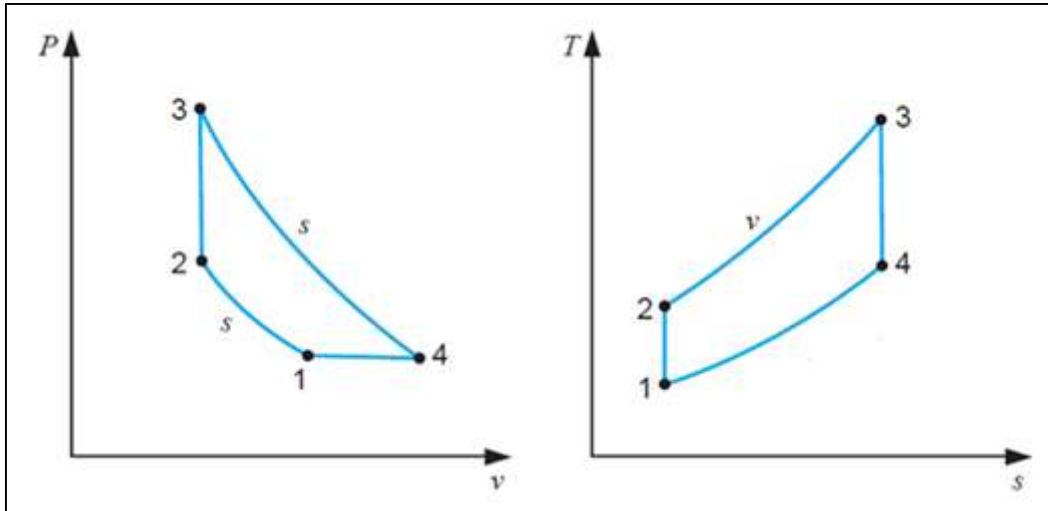
$$\eta_t = \frac{W_{net}}{q_{gir}} = \frac{q_{gir} - q_{cik}}{q_{gir}} = 1 - \frac{q_{cik}}{q_{gir}} \quad (2.8)$$

$$\eta_t = \frac{C_v(T_3 - T_2) - C_v(T_4 - T_5) - C_p(T_5 - T_1)}{C_v(T_3 - T_2)} \quad (2.9)$$

olarak hesaplanır.

2.3.3. Atkinson çevrimi

Atkinson çevrimi Otto çevrimine oldukça benzerdir ve dört zamandan oluşmaktadır. Atkinson çevrimi ile Otto çevrimi arasındaki temel fark Otto çevriminde genişleme sonunda ısı atılma işlemi sabit hacimde gerçekleşirken Atkinson çevriminde sabit basınçta gerçekleşmektedir [32]. Sıkıştırma zamanı başlarında Atkinson çevriminin emme supabı Otto çevrimli motora göre daha uzun süre açık kalmakta ve içerideki dolgunun bir kısmı emme manifolduna geri gönderilmektedir.



Şekil 2.12. Atkinson çevriminin P-V ve T-S diyagramı [27]

Şekil 2.12’de Atkinson çevriminin P-V ve T-S diyagramları verilmiştir. Burada gerçekleşen işlemler;

- 1-2 noktaları arası; adyabatik sıkıştırma
- 2-3 noktaları arası; sabit hacimde ısı girişi
- 3-4 noktaları arası; adyabatik genişleme
- 4-1 noktaları arası; sabit basınçta ısı çekilmesinden oluşmaktadır [33].

Atkinson çevriminde kurs hacmi, silindir alanı ve kurs boyunun çarpımı ile hesaplanır;

$$V_k = \frac{\pi D^2}{4} L_k \quad (2.10)$$

Kurs hacmi ile yanma odası hacmi toplamı, toplam silindir hacmine eşittir;

$$V_s = V_k + V_{yo} \quad (2.11)$$

Sıkıştırma oranı, silindir hacminin yanma odası hacmine oranı ile bulunur;

$$r_c = \frac{V_k + V_{yo}}{V_{yo}} \quad (2.12)$$

Şekil 2.12’de P-V diyagramında 1-2 arası adyabatik sıkıştırma işlemidir. 2 noktasındaki basınç ve sıcaklık,

$$P_2 = P_1 r_c^k \quad (2.13)$$

$$T_2 = T_1 r_c^{k-1} \quad (2.14)$$

olur. Adyabatik sıkıştırma işi;

$$-W = \Delta U_{1-2} \quad (2.15)$$

$$W = \frac{P_1 V_1 - P_2 V_2}{k-1} = \frac{mR(T_1 - T_2)}{k-1} \quad (2.16)$$

şeklinde hesaplanır. Şekil 2.12’de 2–3 arası sabit hacimde ısı giriştir. 3 noktasındaki basınç ve sıcaklık,

$$P_3 = P_2 \frac{T_3}{T_2} \quad (2.17)$$

$$T_3 = T_2 \frac{P_3}{P_2} \quad (2.18)$$

olarak hesaplanır. 2-3 arasında hacim değişimi olmadığı için $W=0$ ’dır. Çevrime verilen ısı;

$$Q_{gir} = Q_{2-3} = mC_v (T_3 - T_2) \quad (2.19)$$

şeklinde elde edilir. İdeal gaz denkleminde, 3-4 arasındaki adyabatik genişleme işlemi sonunda basınç ve sıcaklık,

$$P_4 = P_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^k \quad (2.20)$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1} \quad (2.21)$$

olarak hesaplanır. Genişleme işi,

$$W = \frac{P_3 V_3 - P_4 V_4}{k-1} = \frac{mR(T_3 - T_4)}{k-1} \quad (2.22)$$

şeklinde ifade edilir. 4-1 noktaları arasında, sabit basınçta çevrimden atılan ısı,

$$Q_{çık} = Q_{4-1} = mC_p (T_4 - T_1) \quad (2.23)$$

şeklinde yazılabilir. Çevrimin net indike işi, adyabatik işlerin farkına eşittir;

$$W_{net} = W_{3-4} - W_{1-2} \quad (2.24)$$

Çevrimin net ısı transferi, çevrime giren ısı ile çevrimden atılan ısıların farkına eşittir;

$$Q_{net} = Q_{2-3} - Q_{4-1} = mC_v (T_3 - T_2) - mC_p (T_4 - T_1) \quad (2.25)$$

Aynı zamanda çevrimin net ısısı, çevrimin net işine eşittir. Atkinson çevriminin termik verimi, çevrimin net ısısının çevrime verilen toplam ısıya oranı olarak tanımlanmaktadır.

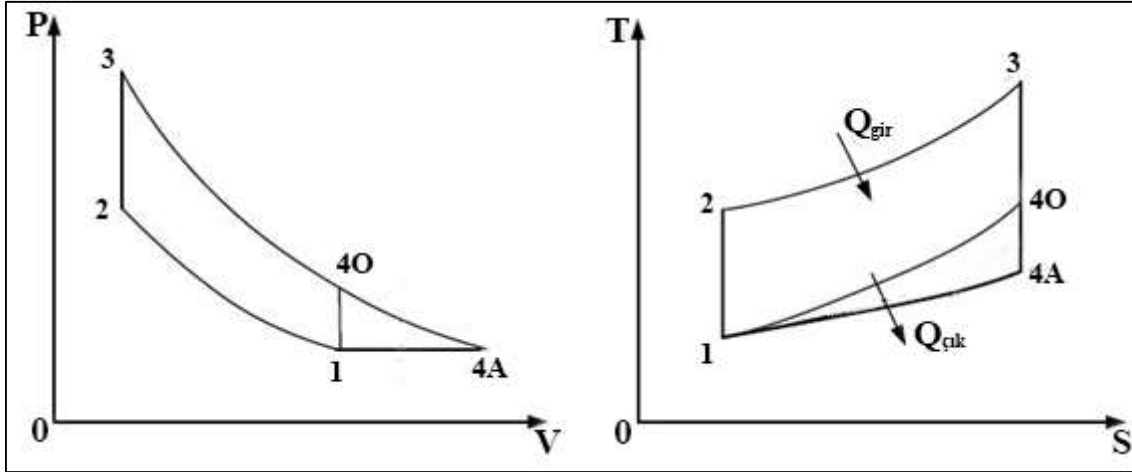
Termik verim;

$$\eta_t = \frac{W_{net}}{q_{gir}} = \frac{q_{gir} - q_{cik}}{q_{gir}} = 1 - \frac{q_{cik}}{q_{gir}} = 1 - k \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (2.26)$$

şeklinde hesaplanmaktadır [32,34].

2.3.4. Atkinson çevrimi ile Otto çevriminin karşılaştırılması

Şekil 2.13'de Atkinson ve Otto çevrimlerinin P-V ve T-S diyagramlarının karşılaştırılması görülmektedir. 1-2-3-4A-1 Atkinson çevrimini, 1-2-3-4O-1 Otto çevrimini, oluşturmaktadır. Otto çevriminde sıkıştırma kurs boyu, genişleme kurs boyuna eşittir ve iş zamanı sonunda silindir içerisindeki basınç atmosferik basınçtan daha yüksektir. Atkinson çevriminde ise genişleme zamanı kurs boyu, sıkıştırma zamanı kurs boyundan daha büyüktür ve genişleme sonucunda basınç atmosferik basınç ile eşitlenmektedir. Şekil 2.13'de P-V diyagramında görüldüğü gibi Atkinson ve Otto çevrimlerinin maksimum basıncı 3 noktası, sıkıştırma sonu basıncı ise 2 noktasıdır. T-S diyagramında ise 3 noktası her iki çevrim için maksimum sıcaklığı göstermektedir [35,36].



Şekil 2.13. Atkinson ve Otto çevrimlerinin P-V ve T-S diyagramlarının karşılaştırılması [36]

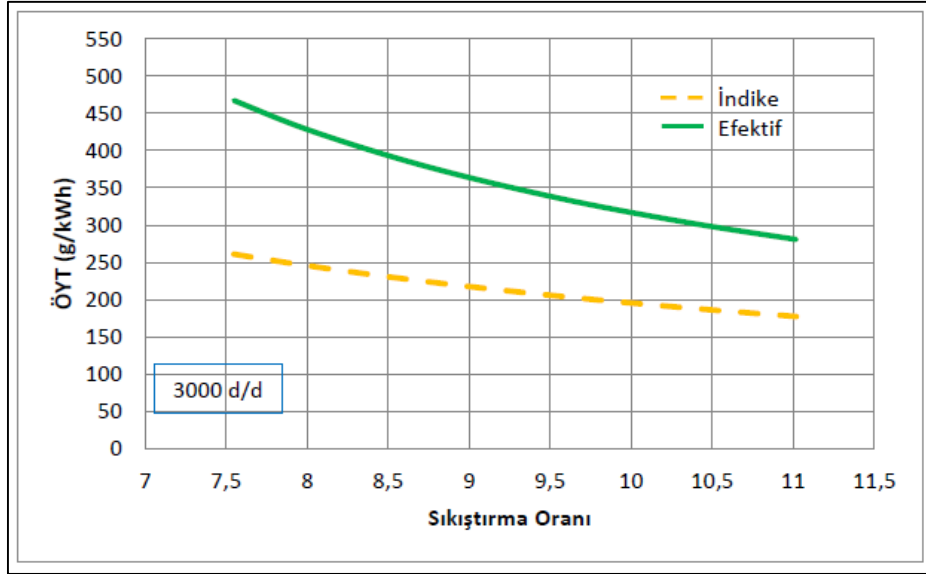
Atkinson ve Otto çevrimleri için maksimum basınç ve sıcaklıklar ile ısı girişlerini aynı alındığı zaman, Atkinson çevriminin sıkıştırma oranı Otto çevrimi ile aynı olmakta, genişleme oranı ise Otto çevriminden büyük olmaktadır. Bu durumda Şekil 2.13’de görüldüğü gibi Atkinson çevriminin net iş alanı Otto çevriminden daha büyük olmaktadır. Bu nedenle Atkinson çevriminin termik verimi Otto çevriminden daha yüksektir. Ancak aşırı genişlemeli ve genişleme sonu basıncı atmosferik basınca eşit olan Atkinson çevriminde, daha uzun bir genişleme kursu piston sürtünmesini ve motor ağırlığını arttırmaktadır. Genişleme kursu sonunda silindir içi basınç atmosferik basınca eşit olacağından silindir içerisindeki art gazların dışarı atılması daha fazla pompalama kaybına neden olacaktır [37-39].

3. LİTERATÜR ÖZETLERİ

Yüksek verimlilik ve düşük yakıt tüketimiyle gelecek vaat eden Atkinson çevrimli motorlar üzerinde özellikle son yıllarda başta hibrit taşıtlarda kullanımı olmak üzere çok sayıda çalışma yapılmaktadır. Bu çalışmalardan bazıları aşağıda verilmiştir.

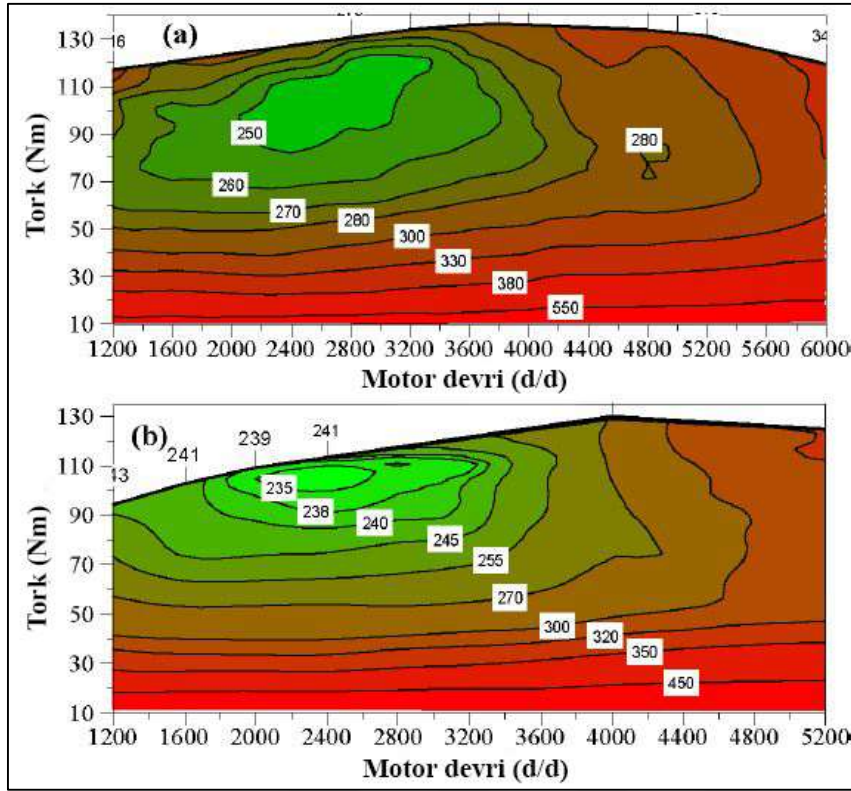
Chen ve arkadaşları tarafından (2009), Atkinson çevrimine göre çalışan içten yanmalı bir motor ile Otto çevrimli motorun performansları mukayese edilmiştir. Ayrıca, her iki çevrim için emme ve egzoz zamanlarında meydana gelen pompalama kayıplarının, silindir içerisine alınan hava/yakıt oranının ve yanma sonucu açığa çıkan ısı enerjisinin sıkıştırma oranı ile değişimi incelenmiştir. Yapılan çalışmada 7,5 sıkıştırma oranı ve 13 genişleme oranına sahip Atkinson çevrimli Prius motoru kullanılırken, karşılaştırma için sıkıştırma ve genişleme oranı 10,4 olan Otto çevrimli Toyota Camry motoru kullanılmıştır. 3000 d/d ve 6000 d/d olmak üzere iki farklı motor devrinde yapılan çalışmada, Atkinson çevrimli motorun termik verimi ve özgül yakıt tüketiminin Otto çevrimli motora göre daha iyi olduğu gözlenmiştir. Atkinson çevrimli motorda Otto çevrimli motora göre 6000 d/d motor devrinde yakıt tüketimi yaklaşık % 43 oranında iyileşirken, 3000 d/d motor devrinde % 58,9 iyileşme gözlenmiştir [11].

Özdemir tarafından (2015), tek silindirli, dört zamanlı, buji ile ateşlemeli bir motorda Atkinson çevriminin termodinamik analizi gerçekleştirilmiştir. Çevrimin performans eğrileri termodinamik eşitlikleri türetildikten sonra FORTRAN programlama dili kullanılarak 1° KMA aralıklarla analizler yapılmıştır. 3000 d/d sabit motor devrinde gerçekleştirilen analizde, sıkıştırma oranı değiştirilerek silindir içi basınç ve sıcaklık değişimleri ile güç, moment, termik verim ve özgül yakıt tüketimi gibi parametreler elde edilmiştir. Yapılan analizler sonucunda, Atkinson çevrimine göre çalışan motorda sıkıştırma oranının artmasıyla güç, moment ve termik verimde artma, özgül yakıt tüketiminde azalma gözlenmiştir. Şekil 3.1’de görüldüğü gibi, sıkıştırma oranının 7,5’den 11’e yükselmesi ile birlikte Atkinson çevriminde özgül yakıt tüketimi % 32 oranında azalmıştır [32].

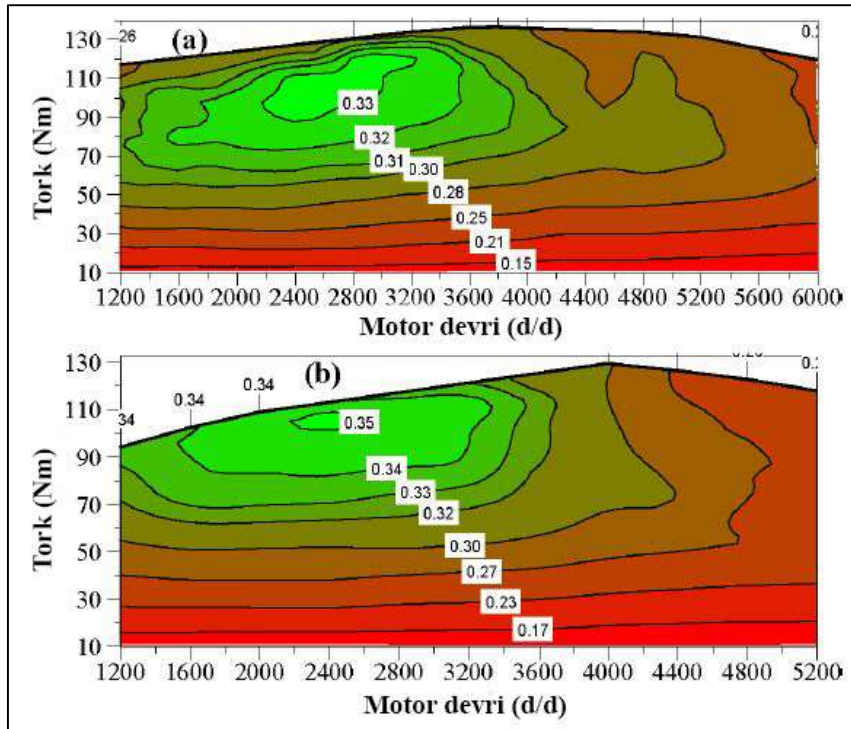


Şekil 3.1. Sıkıştırma oranına bağlı olarak indike ve efektif özgül yakıt tüketim değişimi [32]

Feng ve arkadaşları (2016) tarafından yapılan çalışmada, benzinli bir Otto motorunun Atkinson çevrimine dönüşümü teorik ve deneysel olarak araştırılmıştır. Bu çalışma için 75 kW gücünde, dört silindirli, dört zamanlı, su soğutmalı, buji ile ateşlemeli bir motor kullanılmıştır. İlk olarak Atkinson çevrimli motorda etkin sıkıştırma oranındaki azalmaya bağlı olarak meydana gelen performans kötüleşmesini telafi etmek için yeni bir piston tasarımı ile sıkıştırma oranı 10,5 den 13'e yükseltilmiştir. Daha sonra hem emme hem de egzoz kam milleri Atkinson çevrimli motorunun gereksinimlerini karşılayabilmek için AVL EXCITE yazılımı kullanılarak yeniden tasarlanmıştır. Ayrıca motor performans parametrelerini hesaplamak için tek boyutlu motor performans simülasyon yazılımı GT-Power kullanılmıştır. Deneysel ve simülasyon sonucu elde edilen özgül yakıt tüketimi ve termik verim eğrileri Şekil 3.2 ve Şekil 3.3'de gösterilmiştir [40].



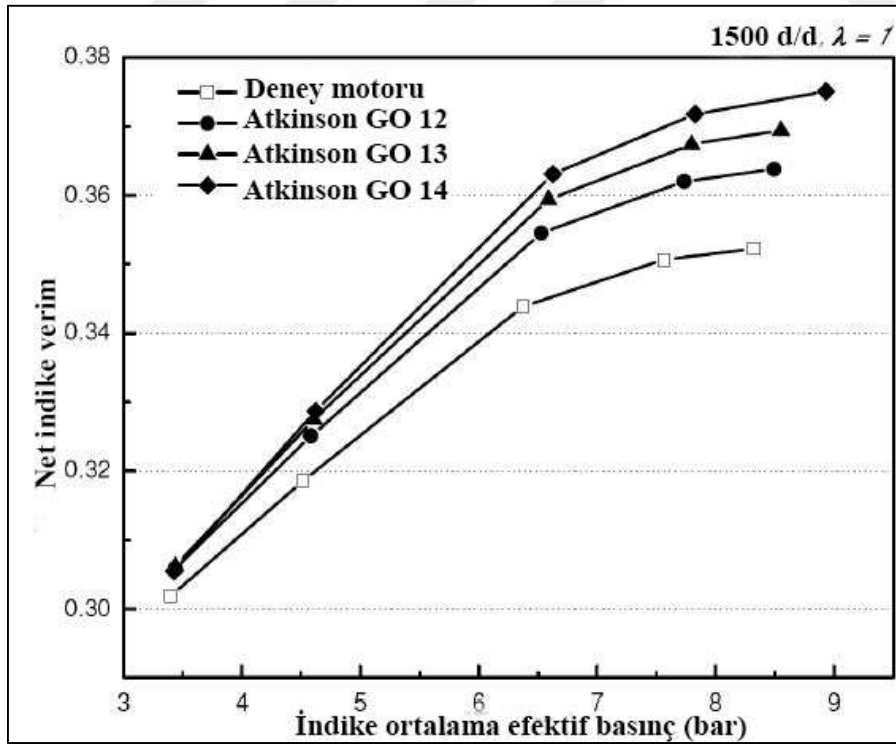
Şekil 3.2. Otto (a) ve Atkinson (b) motorların özgül yakıt tüketimlerinin karşılaştırması [40]



Şekil 3.3. Otto (a) ve Atkinson (b) motorların termik verimlerinin karşılaştırması [40]

Şekil 3.2 ve Şekil 3.3’de görüldüğü gibi, deneyler sonucunda Atkinson çevrimli motorun özgül yakıt tüketiminin Otto çevrimli motora göre daha düşük, termik verimin ise daha yüksek olduğu gözlenmiştir [40].

Chongming ve arkadaşları (2012) tarafından buji ile ateşlemeli bir motorda farklı genişleme oranlarında Atkinson çevrimleri karşılaştırılmıştır. Çalışmada sıkıştırma oranları aynı, genişleme oranları birbirinden farklı olan Atkinson çevrimleri ile sıkıştırma ve genişleme oranı aynı olan Otto çevrimine göre çalışan deney motoru kıyaslanmıştır. Farklı genişleme oranlarına sahip Atkinson çevrimlerinde ve deney motorunda aynı sıkıştırma oranı kullanılmıştır. Çalışma genişleme oranının motor performansı ve emisyonlar üzerindeki etkilerini incelemek amacıyla gerçekleştirilmiştir. Deneyler 1500 d/d motor devrinde ve stokiyometrik hava/yakıt oranında yapılmıştır. Deneyler sonucunda, ortalama efektif basıncın artması ile motorun indike veriminin arttığı, Atkinson çevrimlerinde genişleme oranının artması ile verimin daha da arttığı gözlenmiştir. Şekil 3.4’de deney motoru ile farklı genişleme oranlarına sahip Atkinson çevrimlerinde indike verim karşılaştırmaları görülmektedir [41].



Şekil 3.4. Otto ve Atkinson çevrimli motorların indike verimleri [41]

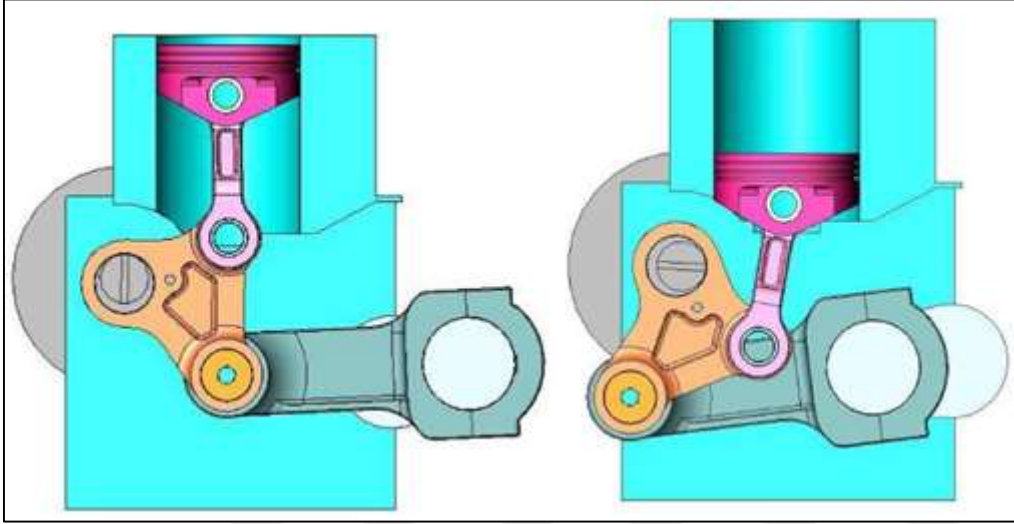
Boretti ve Scalzo (2011) tarafından yapılan çalışmada, değişken sıkıştırma oranlı, turbo GDI bir motorda Atkinson çevriminin motor performansına etkileri araştırılmıştır. Çalışmada, sıkıştırma oranını değiştirebilmek için yeni bir krank mekanizması tasarımı yapılmıştır. Tasarlanan krank mekanizması sayesinde tam yük ve değişik hız koşullarında yakıt verimliliğinin oldukça iyi olduğu ve maksimum çıkış gücünün arttığı gözlenmiştir. Simülasyon sonuçlarına bakıldığında, motor maksimum gücünün % 10, fren termik veriminin ise % 3,3 arttığı gözlenmiştir. Atkinson çevriminin uygulanması ile düşük ve orta yüklerde motor performansı artmıştır [42].

Li ve arkadaşları (2018) tarafından yapılan çalışmada, yeni bir supap mekanizması tasarlanarak motor performansı ve verimlilik iyileştirmeleri incelenmiştir. Bu çalışmada, hidrolik tahrikli supap mekanizmasının (HAVT) sunduğu esnekliği kullanarak, değişken Otto-Atkinson çevrimli (VOAC) tek silindirli bir motora adapte edilmiştir. Deneylerde, değişken Otto-Atkinson çevrimli test motoru kısmi yüklerde Atkinson çevrimini gerçekleştirirken, daha yüksek performans elde etmek için tam yük çalışma şartlarında Otto çevrimini gerçekleştirmektedir. Tek silindirli motor GT-Suite kullanılarak modellenmiş ve deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Deney sonuçlarına bakıldığı zaman tam yük çalışma şartlarında motor çıkış gücünün ortalama %13,5 iyileştiği, kısmi yük şartlarında özgül yakıt tüketiminin ortalama 16 g/kWh azaldığı görülmüştür [43].

Neher ve arkadaşları (2015) tarafından yapılan çalışmada, doğal emişli bir motorda, tam yükte emme supabı geç kapanma (Atkinson ve Miller çevrimleri) uygulaması yapılmıştır. Bu çalışmada, motor verimliliği, NO_x emisyonları ve ortalama efektif basınç gibi faktörleri iyileştiren alternatif bir motor tasarımı incelenmiştir. Analizlerde tek boyutlu CFD modeli kullanılmıştır. Atkinson çevrimli motorun emme supabı Miller çevrimli motora göre daha geç kapanırken, sıkıştırma oranları ise sırasıyla 13,18 ve 13,35 olarak alınmıştır. Analiz sonuçlarına göre Miller çevriminin Atkinson çevrimine göre % 0,53 daha verimli olduğu görülmüştür [14].

Boretti ve arkadaşları (2011) yapmış olduğu çalışmada, hafif ticari taşıtlarda yakıt tüketimini iyileştirmek için alternatif bir krank mili mekanizması geliştirmişlerdir. Şekil 3.5’de tasarlanan alternatif krank mili mekanizması görülmektedir. Tasarlanan krank mekanizması sayesinde motorun sıkıştırma oranı değiştirilebilmekte ve böylece Atkinson çevrimi etkisi oluşturulmaktadır. Aynı zamanda genişleme oranını da değiştirerek

sıkıştırma oranı ile arasında farklılık oluşturmaktadır. Kurs boyu ve silindir hacminin maksimumdan minimuma oranı, taşıtın yol ve yük şartına göre değişmektedir. Yapılan çalışma neticesinde, benzinli hafif ticari taşıtların yakıt tüketiminde önemli bir gelişim gösterdiği, yeni nesil benzinli taşıtın yakıt tüketimi ve CO₂ salınımının dizel motoruna yakın olduğu gözlenmiştir [44].



Şekil 3.5. Değişken sıkıştırma oranlı alternatif krank mili mekanizması [44]

Hou tarafından yapılan çalışmada (2007), ısı transferinin net çıkış gücü üzerindeki etkileri ve hava standart Atkinson çevriminin termik verimi incelenmiştir. Buna ek olarak, hava standart Atkinson ve Otto çevrimlerinin ısı iletimi ile ilgili performanslarının karşılaştırılması da tartışılmıştır. Sıkıştırma ve genişleme işlemlerinin adyabatik ve tersinir olduğu, silindir duvarlarında meydana gelen ısı kaybının göz ardı edildiği varsayılmıştır. Silindir duvarı içerisindeki ısı kaybının ise yalnızca yanma sırasında olduğu ve hem çalışma maddesinin hem de silindir duvarının ortalama sıcaklığı ile orantılı olduğu varsayılmıştır. Analiz sonuçlarına göre, ısı transferinin artışı, maksimum güce, motor performansına ve termik verime büyük ölçüde etki etmektedir. Ayrıca, iş zamanında silindir duvarlarındaki ısı transferinin artması maksimum sıcaklığı ve basıncı da önemli ölçüde düşürmektedir. Aynı çalışma şartlarında Atkinson çevrimli motorun Otto çevrimli motora göre güç çıkışı ve termik veriminin daha iyi olduğu gözlenmiştir [45].

Pertl ve arkadaşları (2015) tarafından küçük içten yanmalı motorlarda Atkinson çevriminin deneysel araştırılması gerçekleştirilmiştir. Önceki çalışmalarda Atkinson çevrimli

motorların verimlerinin %48 e kadar arttığını gözlemlenmiş ve deneyler tek boyutlu CFD simülasyonuna dayandırılmıştır. Simülasyon sonuçlarını doğrulamak için Atkinson prensibi ile çalışan prototip bir motor tasarlanmış ve deneysel olarak test edilmiştir. Ayrıca, tasarlanan motorda kısmi yük davranışları ve supap zamanlaması uygulaması da test edilmiştir. Deney sonuçlarında, tam yükte verimliliğin yüksek olduğu ancak yüksek devirlerde efektif verimin düştüğü gözlemlenmiştir [46].

Miklanek ve arkadaşları (2012), yakıt tüketimini iyileştirmek için silindir içerisine alınacak karışımı ısıtarak, Atkinson ve Miller çevrimli motorlarda kısmi yük şartlarında çalışma yapmışlardır. Çalışmada, Atkinson çevrimini uygulamak için emme supabı geç kapanması (ESGK), Miller çevrimini uygulamak için emme supabı erken kapanması (ESEK) yöntemi kullanılmıştır. Her iki çevrimde meydana gelen yakıt tüketimini ve silindir basınçlarını hesaplamak için tek boyutlu kod kullanılmıştır. Sayısal simülasyonlar iki farklı motor devrinde gerçekleştirilmiştir. Buji ile ateşlemeli motorda, türbülanslı alev modeli yanma hesaplamaları için kullanılmıştır. Otto çevrimine göre çalışan buji ile ateşlemeli motorda gerçekleştirilen deneylerden elde edilen veriler, motor modelinin doğrulanması ve yanmanın öngörülen modeli için kullanılmıştır. Deneylerden elde edilen verilere göre, özellikle Miller çevrimi uygulamasının yakıt ekonomisinin Otto motoruna göre daha iyi olduğu gözlenmiştir [47].

Hou ve Lin tarafından (2012), ısı kaybının hava standart Atkinson çevrimli bir motorun üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Bu çalışma, yakıtın enerji yüzdesi, sürtünme ve çalışma maddesinin değişken sıcaklık ile karakterize edilen ısı kaybının Atkinson çevrim performansına etkisini araştırmayı amaçlamaktadır. Yakıtın kimyasal enerjisi ile ısı kaybı arasındaki gerçekçi ve kesin bir ilişki elde edilen sıcaklıktan türetilmiştir. Maksimum çevrim sıcaklığının artması ile termik verim ve güç çıkışında artış sağlanmıştır. Çalışma maddesinin sıcaklığının motor performansı üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu gözlenmiştir. Sürtünme kaybının performans üzerinde olumsuz etki yaptığı, sürtünmenin artmasının Atkinson çevriminin güç çıkışını ve termik verimini olumsuz etkilediği görülmüştür [48].

Manivannan tarafından (2011), dört zamanlı, tek silindirli, buji ile ateşlemeli, aşırı genişlemeli ve fakir karışımla çalışan bir motorun egzoz emisyonları ve motor performansı sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Isı kaybının ve silindir içi sürtünmenin

performansa ve egzoz emisyonlarına etkisi araştırılmıştır. Bu çalışmada genişleme oranı sıkıştırma oranından 1,5 kat fazla alınmıştır. Deney sonuçlarına göre, aşırı genişlemeli motor, fakir karışimli motor ile karşılaştırıldığında performansının ve egzoz emisyonlarının daha iyi olduğu gözlenmiştir. Motorun termik verimi yaklaşık % 18 artarken, yakıt tüketiminde yaklaşık % 17'lik bir iyileşme, emisyon değerlerinde ise % 50 oranında bir azalma görülmüştür [49].

Benajes ve arkadaşları (2009), yapmış oldukları çalışmada dizel motorunda Atkinson çevriminin verimliliğini araştırmışlardır. Çalışmada değişken supap zamanlaması ile emme supabının kapanması geciktirilmiş, silindir içerisine alınan oksijen yoğunluğu ise içeri sürülen egzoz gazı miktarına göre değiştirilmiştir. Dizel çevrimi ile Atkinson çevriminin karşılaştırıldığı çalışmada her iki çevrimin egzoz emisyonları, yanma süreci ve termik verimleri üzerinde analizler yapılmıştır. Çalışmada supapların geç kapatılması nedeniyle sıkıştırma oranında azalma meydana geldiği ve neticesinde içeri alınan yakıtın tamamen yakılmadığı gözlenmiştir. Sıkıştırma oranının azalması ile silindir içi maksimum sıcaklığın düştüğü ve bu nedenle azot oksit emisyonlarının azaldığı saptanmıştır. Tam yanma gerçekleşmediğinden dolayı is emisyonlarının da arttığı vurgulanmıştır [50].

Chen ve arkadaşları (2006) yapmış oldukları çalışmada, sürtünme, ısı transferi ve özgül ısıların değişiminin Atkinson çevriminin performansı üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Analizlerde sonlu zaman termodinamiği kullanılmıştır. Güç çıkışı – sıkıştırma oranı, güç çıkışı – termik verim ve sıkıştırma oranı – termik verim arasındaki ilişki sayısal örnekler ile detaylandırılmıştır. Ayrıca çalışma maddesinin özgül ısının sıcaklıkla değişimi ve sürtünme gibi kayıplar tersinmez Atkinson çevrimi üzerindeki performans etkileri analiz edilmiştir. Analizler sonucunda çalışma maddesinin özgül ısının değişiminin çevrim üzerindeki etkisinin çok önemli olduğu vurgulanmıştır [51].

Rashidi ve arkadaşları (2012) tarafından yapılan çalışmada, silindir içi ısı transferinin net çıkış gücü üzerindeki etkisi araştırılmış ve hava standart karma çevrim ile Atkinson çevriminin ısı verimleri analiz edilmiştir. Ayrıca, hava standart karma çevrim ve Atkinson çevriminin ısı transfer performansı mukayese edilmiştir. Yapılan çalışmada sıkıştırma ve genişleme esnasında meydana gelen kayıpların göz ardı edildiği ve tersinir olduğu kabul edilmiştir. Isı kaybının yalnızca yanma sırasında olduğu kabul edilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda, ısı transfer büyüklüğünün maksimum net iş çıkışına ve motor verimine önemli

derecede etki ettiği görölmüştür. Atkinson çevriminin net çıkış gücünü sağlayan sıkıştırma oranının aynı çalışma koşullarındaki karma çevrim ile karşılaştırıldığında daha düşük olduğu gözlenmiştir [52].

Sher ve Kohany (2002) yapmış oldukları çalışmada, maksimum motor momenti için değişken supap zamanlamasının, motor gücü ve özgül yakıt tüketimi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Motor gücü, motor verimi ve yakıt tüketimi gibi performans karakteristiklerini belirleyen parametreler hesaplamalar sonucu elde edilmiştir. Supap ve ateşleme zamanı optimize edildiğinde, motorun yükünü ve hızını doğrudan etkilediği saptanmıştır. Motor gücünde % 6, fren özgül yakıt tüketiminde % 13'lük bir iyileşme olduğu gözlenmiştir. Standart çalışan bir motora göre maksimum motor torkunun daha düşük devirlerde gerçekleştiği saptanmıştır [53].

Dinler (2010) yapmış olduğu çalışmada, içten yanmalı motorlarda Otto, Dizel, Karma, Atkinson ve Miller çevrimlerinin sonlu zaman termodinamiği ile analizlerini yaparak bu çevrimleri birbiri ile mukayese etmiştir. Isı transferi, sürtünme gibi parametrelerin etkisi hesaplamalarda kullanılırken, analizlerde değişken özgül ısılar da dikkate alınmıştır. Dikkate alınan parametrelerin çevrim verimini nasıl etkilediği incelenmiştir. Analizlerde belli devir aralıklarında değerler elde edilmiş ve grafikler ile gösterilmiştir. Elde edilen değerler neticesinde ısı ve sürtünme kayıplarının güç ve motor verimini etkilediği görölmüştür [54].

Demirci (2013) tarafından, Otto çevrimli, dört zamanlı, buji ile ateşlemeli, tek silindirli, hava soğutmalı bir motorun Miller çevrimine dönüşümü için emme ve egzoz kam profilleri yeniden tasarlanmıştır. İmal edilen kam milleri, emme supabının açılma zamanını rötora alacak şekilde motora adapte edilmiştir. Deneyler 1700-3200 d/d motor devir aralığında tam yükte gerçekleştirilmiştir. Motor devrine bağlı motor gücü, motor momenti, fren özgül yakıt tüketimi, egzoz emisyonları, egzoz gazı sıcaklığı ve motor termik verimi incelenmiştir. Hem standart Otto çevrimi hem de Miller çevrimi için iki farklı yakıt (benzin ve hacimsel olarak % 10 metil tersiyer bütıl eter + % 90 benzin) kullanılmış ve birbirleri ile mukayese edilmiştir. Motor performansı açısından iki yakıt türünde de benzer sonuçlar elde edilirken, emisyon değerlerinde hacimsel olarak % 10 metil tersiyer bütıl eter + % 90 benzin içeren yakıtın daha iyi olduğu anlaşılmıştır. Düşük motor devirlerinde her iki

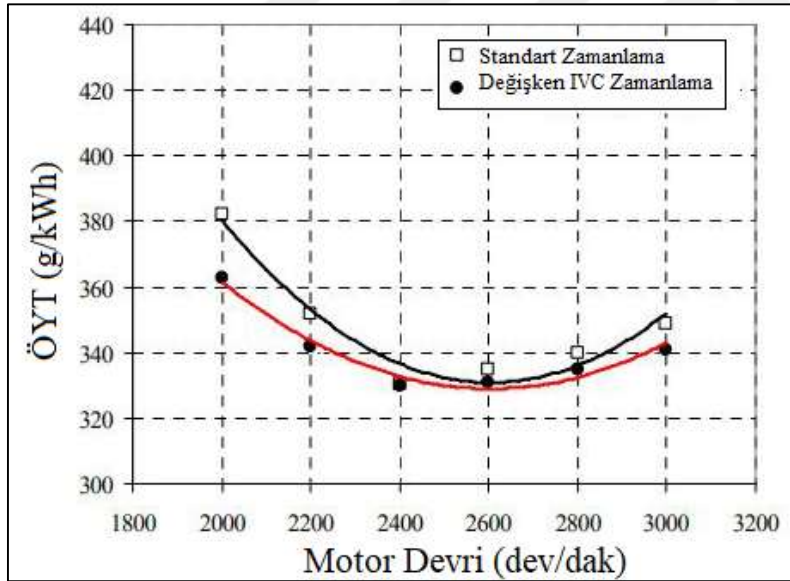
çevrimde motor performansında kötüleşme olurken, yüksek devirlerde ise performans ve emisyon değerlerinde iyileşme olduğu gözlenmiştir [55].

Oh ve arkadaşları (2018) tarafından yapılan çalışmada, buji ile ateşlemeli motorun termik verimliliğin artırılmasında supap zamanlamasının ve kurs/çap oranının etkisi incelenmiştir. Yapılan deneylerde, tek silindirli, direkt püskürtmeli, buji ile ateşlemeli motorun üç farklı kurs/çap oranı (1,0, 1,20 ve 1,47) alınmıştır. Buna ek olarak supap zamanlamasının kontrolü için, değişken supap zamanlama modülü ve geç emme supabı kapaması (Atkinson çevrimi) yöntemi uygulanmıştır. İlk olarak, her bir değişkenin çeşitli yük koşullarında kurs/çap oranı üzerindeki etkisini anlamak için, emme ve egzoz supap zamanlaması ile yakıt püskürtmenin başlama zamanı değişkenlerine dayalı analiz yapılmıştır. Bu değişkenler arasındaki karşılıklı etki göz önünde bulundurularak, her bir motorun istenilen termik verimini elde etmek için motor tasarımı yapılmıştır. Deney sonuçlarına bakıldığında, kısmi yük çalışmasında (ortalama efektif basınç 4,5 bar), verimlilik değerinin kurs/çap oranı $1,2 > 1,0 > 1,47$ mertebesine göre değiştiği, kurs/çap oranı 1,47 olan motorun pompalama kayıplarının arttığı ve daha fazla soğutma gerektiği vurgulanmıştır. Bununla birlikte, ortalama efektif basıncın 6,5 bar olduğu durumda, kurs/çap oranı 1,0 olan motorda vuruntu oluşumu meydana geldiği, egzoz emisyonlarının arttığı ve daha yavaş yanma oluştuğu gözlenmiştir. Sonuç olarak, ortalama efektif basıncın 6,5 bar olduğu durumda, özgül yakıt tüketiminin (ÖYT) en iyi değerleri kurs/çap oranı $1,20 > 1,47 > 1,00$ olduğu görülmüştür. Kurs/çap oranı 1,20 için özgül yakıt tüketimi 219,48 g/kWh, kurs/çap oranı 1,47 için 221,91 g/kWh ve kurs/çap oranı 1,0 için 222,51 g/kWh olarak elde edilmiştir [56].

Chandras ve arkadaşları (2018) tarafından yapılan çalışmada, kısmi yük çalışma koşulları altında, erken ve geç emme supabı kapanmasının binek araçlarda yakıt tüketimi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Çalışmada erken ve geç emme supabı kapanma yöntemini uygulamak için dört silindirli, dört zamanlı, su soğutmalı, 2,5 litre benzinli bir motor kullanılmıştır. Geç emme supabı kapanma yöntemi çalışma şartlarında, kısmi yüklerde gerçekleştirilen simülasyonda iki farklı supap kalkma miktarına sahip emme supabı incelenmiştir. Simülasyon için GT Power yazılımı kullanılmıştır. Ayrıca, emme supabı kapanma zamanı standart olan çevrim ile geç emme supabı kapanma zamanı uygulanan çevrimin simülasyon sonuçları mukayese edilmiştir. Simülasyon sonuçlarına bakıldığı zaman, emme

supabının geç kapanması ile manifolddaki hava akışını azalttığı ve böylece yakıt tüketiminde azalma meydana geldiği görülmüştür [57].

Çınar ve Akgün (2007) tarafından yapılan çalışmada, buji ile ateşlemeli bir motorda emme supabı kapanma zamanı değişiminin motor performansı ve egzoz emisyonları üzerindeki etkileri incelenmiştir. Çalışmada, özel bir tasarım yapılarak emme supabı kapanma zamanı kontrol edilmiştir. Çalışmada egzoz supabının açılma ve kapanma zamanları ile emme supabının açılma zamanı değiştirilmemiştir. Deneylerde, tek silindirli, dört zamanlı, buji ile ateşlemeli bir motor kullanılmıştır. Farklı emme supabı kapanma zamanlarında, motor devrine bağlı olarak motor performans parametreleri ve egzoz emisyonları ölçülmüştür. Değişken supap mekanizması ile özellikle düşük devirlerde motor performansında artış meydana gelmiştir. Özgül yakıt tüketimi ise hem düşük hem yüksek devirlerde iyileşme göstermiştir. Şekil 3.5’de değişken supap zamanlaması ve standart zamanlama ile elde edilen özgül yakıt tüketimi gösterilmiştir [58].



Şekil 3.6. Standart ve değişken emme supabı kapanma zamanı için özgül yakıt tüketim değerlerinin karşılaştırması [58]

Wan ve Du (2013) yapmış oldukları çalışmada, aşırı genişlemeli ve yüksek sıkıştırma oranına sahip motorda Atkinson ve Miller çevrimlerinin motor performansına etkileri incelenmiştir. Geleneksel buji ile ateşlemeli Otto çevrimli motor ile Atkinson ve Miller çevrimli motorlar mukayese edilmiştir. Atkinson çevrimi için emme supabı geç kapanma yöntemi, Miller çevrimi için emme supabı erken kapanma yöntemi kullanılmıştır. Deneyler

Atkinson çevrimi için tam yükte yapılırken, Miller çevrimi için kısmi yükte gerçekleştirilmiştir. Miller çevrimi çalışma şartlarında kısmi yükte gerçekleştirilen deneylerde, emme supabı erken kapanması nedeniyle etkin sıkıştırma oranında azalma gerçekleşmiştir. Ancak emme supabının erken kapanması sayesinde pompalama kayıplarında azalma sağlanmıştır. Bu durum ayrıca özgül yakıt tüketiminde yaklaşık % 11'lik bir azalmada sağlamıştır. Atkinson çevrimi çalışma şartlarında tam yükte gerçekleştirilen deneylerde, emme supabı geç kapanması nedeniyle silindir içi maksimum basınç ve sıcaklığın azaldığı gözlenmiştir. Silindir içi maksimum sıcaklık ve basıncın Otto çevrimli motorun basınç ve sıcaklığından düşük olmasına rağmen, geç emme supabı kapanması sayesinde özgül yakıt tüketiminde yaklaşık % 5,7'lik bir iyileşme sağlanmıştır [59].

Ferrey ve arkadaşları (2014) tarafından yapılan çalışmada, değişken supap zamanlaması ve yüksek genişleme oranına sahip buji ile ateşlemeli benzinli bir motorda sıkıştırma oranı değişiminin etkisi incelenmiştir. Çalışmada, Atkinson/Miller çevrimlerinin kullanımı ile değişken supap zamanlaması stratejileri ve sıkıştırma oranının artırılmasının termodinamik sonuçları tartışılmıştır. Erken veya geç emme supabı kapanma stratejileri ile kullanılan yüksek sıkıştırma oranlı yanma odası geometrilerinin üç boyutlu yanma simülasyonları, IFP-C3D yazılımı ile gerçekleştirilmiştir. Simülasyon sonuçlarına göre, kısmi yüklerde, 10,5 ve 18-20 sıkıştırma oranı arasında, yaklaşık % 13'lük verim artışı gözlenmiştir. Buna ek olarak sıkıştırma oranı 23 alınarak tek silindirli bir motorda yakıt tüketimi incelenmiş ve sıkıştırma oranı 10,5 olan motorun yakıt tüketiminin % 12 iyileştiği görülmüştür [60].

Cordier ve arkadaşları (2016) tarafından yapılan çalışmada, yüksek sıkıştırma oranı ve Atkinson çevrimi çalışma şartlarında, buji ile ateşlemeli motorun performansının artırılması araştırılmıştır. Ayrıca silindir içi türbülans seviyesi, sürtünme, hava/yakıt oranı ve yanma veriminin performans üzerindeki etkisi tartışılmıştır. Tek silindirli buji ile ateşlemeli motoru optimize etmek için üç boyutlu simülasyon uygulanmıştır. Sıkıştırma oranı Otto çevrimi için 10,5, Atkinson çevrimi için 12 ve 16 olarak belirlenirken, Atkinson çevrimi için emme supabı kapanma zamanı 30 ° ve 60 ° KMA rötora alınmıştır. Sıkıştırma oranının artırılması ve geç emme supabı kapanması nedeniyle silindir içi sürtünme ve pompalama kayıplarında % 40 azalma sağlanmıştır. Özgül yakıt tüketimleri değerlendirildiğinde, emme supabı kapanma zamanı 30 ° KMA rötora alınan Atkinson

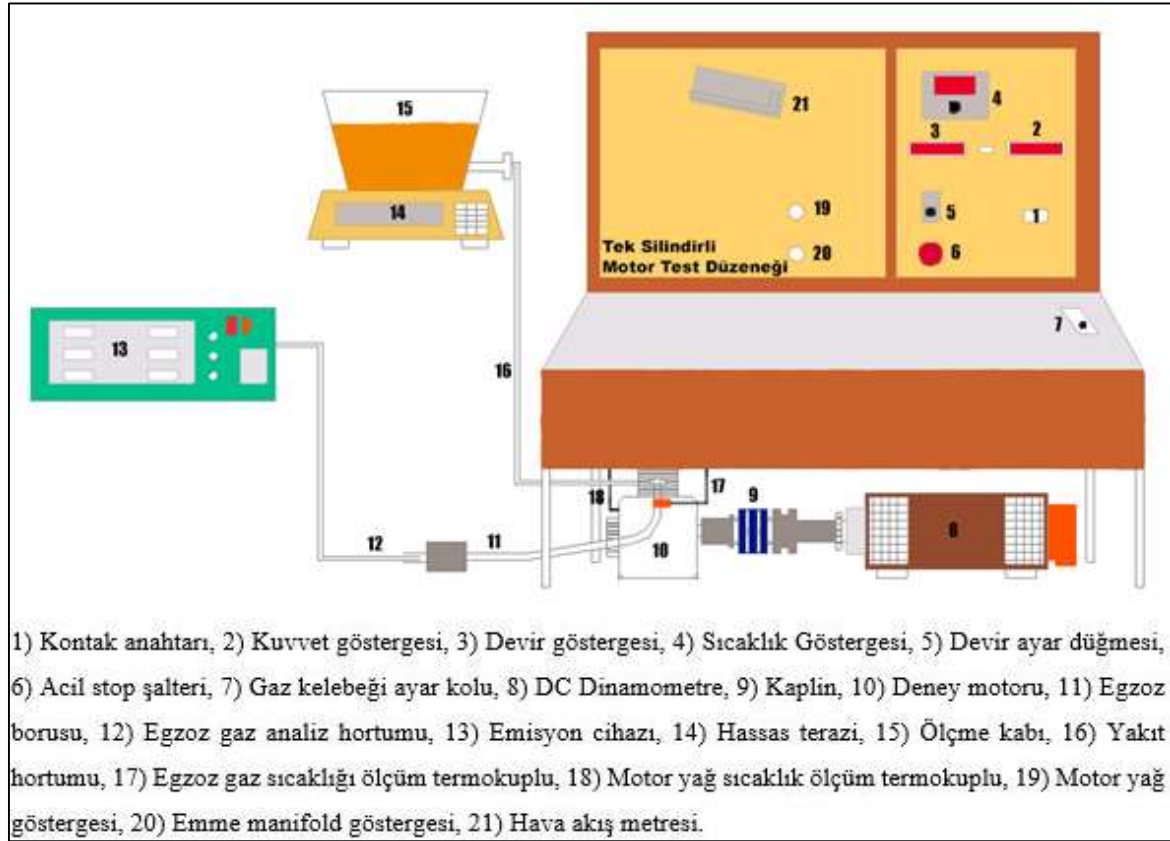
Çevrimli motorun Otto evrimli motora göre özgül yakıt tüketimi yaklaşık % 10,2, 30 ° KMA rötora alınan Atkinson evrimli motorun ise yaklaşık % 28,8'lik iyileşme gözlenmiştir [61].

Holst ve Solbreck (2014) tarafından yapılan çalışmada, genişleme kurs boyunun yakıt tüketimi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Sayısal ve deneysel olarak gerçekleştirilen çalışmada, sayısal çalışma için GT-Power simülasyon yazılımı, deneysel çalışma için dört zamanlı, dört silindirli, su soğutmalı, aşırı doldurmalı, buji ile ateşlemeli 2 litrelik Volvo motoru kullanılmıştır. Aşırı doldurmalı Volvo motorunu Atkinson çevrimine dönüştürmek için emme supabı geç kapanma yöntemi kullanılmıştır. Emme supabı kapanması 60° ve 100° KMA rötora alınmıştır. Sayısal sonuçlara göre emme supabı geç kapanması sayesinde özgül yakıt tüketiminde yaklaşık % 8'lik bir azalma gözlenmiştir. Deneysel olarak elde edilen sonuçlara göre özgül yakıt tüketiminde yaklaşık % 6'lık azalma gözlenmiştir [62].



4. MATERYAL VE METOT

Deneyler Gazi Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü İçten Yanmalı Motorlar Laboratuvarı'nda yapılmıştır. Deney düzeneğinin şematik görünümü Şekil 4.1'de verilmiştir.



Şekil 4.1. Deney düzeneğinin şematik görünümü

4.1. Deney Motoru

Deneylerde, dört zamanlı, buji ile ateşlemeli, tek silindirli, hava soğutmalı ve üstten kamlı Lombardini LGA 340 marka motor kullanılmıştır. Deney motorunun teknik özellikleri Çizelge 4.1'de, görünümü ise Resim 4.1'de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Deney motorunun teknik özellikleri

Markası	Lombardini LGA 340 OHC	
Motor tipi	Dört zamanlı, buji ile ateşlemeli	
Silindir sayısı	1	
Silindir çapı [mm]	82	
Kurs boyu [mm]	64	
Ateşleme	Elektronik	
Soğutma sistemi	Hava soğutmalı	
Maksimum motor gücü [kW]	8,1 (3800 d/d)	
Maksimum motor torku [Nm]	23,7 (2600 d/d)	
Sıkıştırma Oranı	8,5:1	
Supap kalkma miktarı [mm]	7	
Supap zamanlaması	Emme supabı açılması (EmA)	14 ° önce ÜÖN
	Emme supabı kapanması (EmK)	52 ° sonra AÖN
	Egzoz supabı açılması (EgA)	50 ° önce AÖN
	Egzoz supabı kapanması (EgK)	14 ° sonra ÜÖN

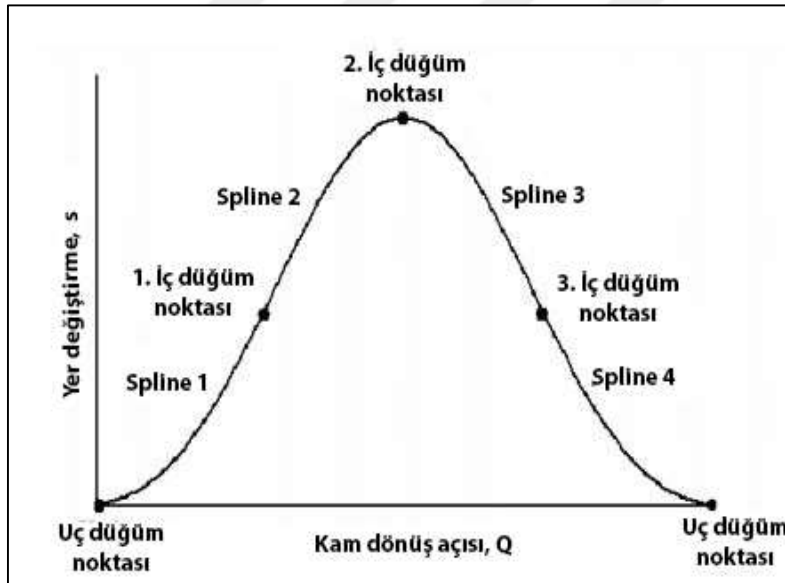


Resim 4.1. Deney motoru

4.2. Kam Mekanizmasının Tasarımı ve İmalatı

İçten yanmalı motorlarda kullanılan kamlar, supapların açılma, açık kalma, kapanma ve kapalı kalma süresini belirlerken motorun performansına, yakıt tüketimine ve emisyonlara önemli derecede etki etmektedir [55].

İçten yanmalı motorlarda kam tasarımında, spline fonksiyonları, dairesel yay eğrileri ve fourier serileri yaygın olarak kullanılmaktadır. Klasik spline yöntemi ile kam profili tasarlanırken, supabın açık kalma süresi eşit aralıklarla belli sayıda düğüm noktasına bölünmekte ve bu düğüm noktaları ile supabın yer değiştirmesi kam açısı ile ifade edilmektedir. Şekil 4.2’de kam dönüş açısına göre supap yer değiştirme miktarı gösterilmiş olup kam profili üç düğüm noktasından oluşmaktadır. Bu düğüm noktaları arasında kalan her bir spline fonksiyonu hareket denklemini oluşturmaktadır. Bu fonksiyonların sırasıyla birinci, ikinci ve üçüncü mertebeden türevleri alınarak supabın hız, ivme ve sıçrama değerleri elde edilmektedir [63,64].



Şekil 4.2. Supabın kam dönüş açısına göre yer değiştirme grafiği [65]

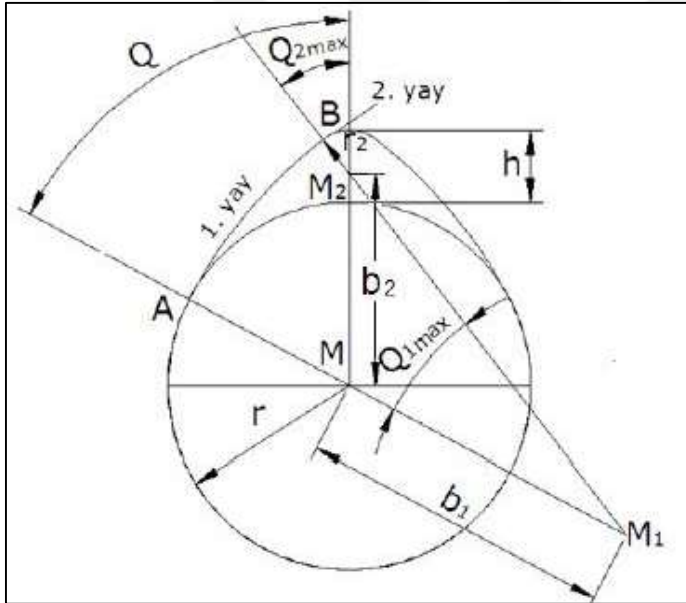
Kam açısını (Q) başlangıçta Q=0 kabul edersek, parçaların genel ifadesi;

$$s(Q) = a \left(\frac{Q-y}{x-y} \right)^5 + b \left(\frac{Q-y}{x-y} \right)^5 + c \left(\frac{Q-y}{x-y} \right)^5 + \dots y \leq Q \leq x \quad (4.1)$$

şeklinde spline polinomu ile yazılabilir. Burada,
 y , supabın açıldığı kam açısını,
 x , supabın kapandığı kam açısını
göstermektedir [64].

Bu polinomların kapsadığı, a , b , c katsayılarını belirlemek için düzgünlük, interpolasyon ve sınır şartı eşitliklerinin belirlenmesi gerekmektedir [65].

Dairesel yay eğrisi yöntemi içten yanmalı motorlarda kullanılan diğer bir kam profili elde etme yöntemi olup, düz tablalı supap iticilerine sahip motorlarda iyi sonuç vermektedir. Bu iticilerin hareketi basit bir harmonik denklemle ifade edilmektedir [52]. Şekil 4.3'de harmonik daire yayının temel geometrik tasarım parametreleri görülmektedir.



Şekil 4.3. Dairesel yay eğrisi kamının temel geometrik tasarım parametreleri [64]

Kam tepesi yarıçapı r_2 ,

$$r_2 = r + h - b_2 \quad (4.2)$$

eşitliği ile hesaplanmaktadır.

Merkez aralığı b_1 ise,

$$b_1 = \frac{b_2^2 - (r - r_2)^2}{2(r - r_2 - b_2 \cos Q)} \quad (4.3)$$

eşitliği ile hesaplanmaktadır. Q_2 ve Q_1 açıları,

$$\sin Q = \frac{b_2 \sin Q}{b_1 + r - r_2} \quad (4.4)$$

$$Q_2 = Q - Q_1 \quad (4.5)$$

şeklinde hesaplanmaktadır.

Bu eşitliklerde,

Q , Supap açık kalma süresini,
 Q_1 , 1. daire yayının maksimum açısını,
 Q_2 , 2. daire yayının maksimum açısını,
 b_2 , Merkez aralığını
göstermektedir [64].

Günümüzde Otto çevrimli bir motorun Atkinson çevrimli bir motora dönüştürülmesi için kullanılan en uygun yöntem sıkıştırma zamanı başlangıcında emme supabının açık kalma süresini uzatarak (ESGK) etkin sıkıştırma oranını düşürmektir.

Bu çalışmada, teknik özellikleri Çizelge 4.1’de verilen tek silindirli, hava soğutmalı, buji ile ateşlemeli motorun Atkinson çevrimine dönüşümü gerçekleştirmek için emme supabının geç kapatılması (ESGK) yöntemi kullanılmıştır. Emme supap zamanlamasını değiştirmek için özel bir kam mili kullanılmıştır. Resim 4.2’de görülen motorun orijinal kam mili üzerinden 1° KMA aralıklarla kam profili ölçülmüş, elde edilen değerler (temel daire çapı, supap kalkma miktarı, kam açısı) fourier serisi ile fit edilmiştir. Fit edilen değerlere göre dairesel yay eğrisi metodu kullanılarak yeni kam tasarımı yapılmıştır.



Resim 4.2. Deney motorunun orijinal kam mili

4.2.1. Dairesel yay eğrisi ile kam profillerinin elde edilmesi

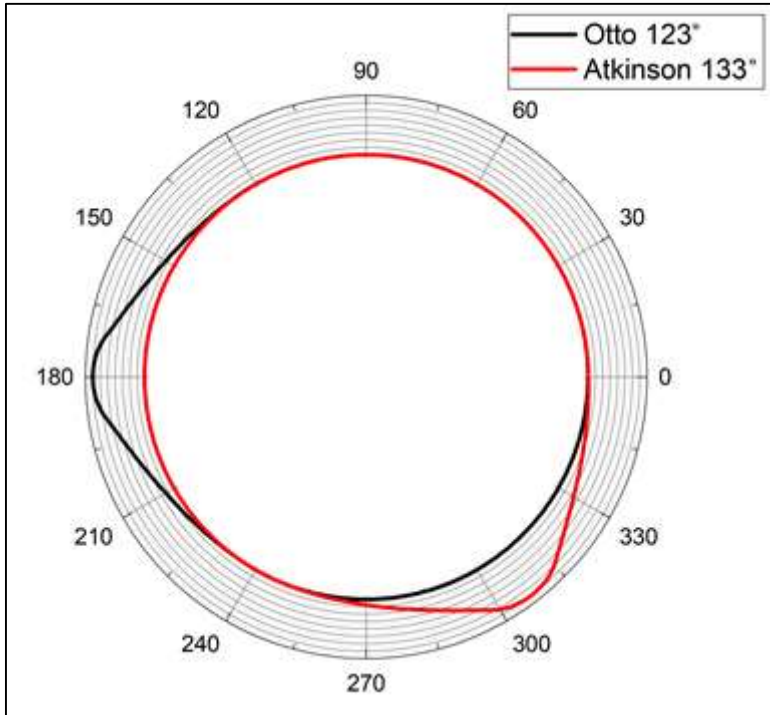
Bu çalışmada, daireSEL yay eğrisi kullanılarak iki farklı kam profili geometrik modeli elde edilmiştir. Elde edilen kam profillerinin temel daire çapı 30 mm ve supap kalkma miktarı 7 mm olup orijinal kam mili ile aynıdır. Supap açık kalma süreleri sırasıyla 123° ve 133° kam açısıdır. Dairesel yay eğrisi yöntemiyle elde edilen yeni kam profilleri (123° ve 133°) sırasıyla fourier serisi ile ekstrapole edilmiştir. Fourier serisinin genel ifadesi Eş. 4.6'da verilmiştir.

$$f(x) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^n (a_k \cos kx + b_k \sin kx) \quad (4.6)$$

Bu eşitliğin kullanılabilmesi için a_k ve b_k katsayılarının belirlenmesi gerekmektedir. Bu katsayılar belirlendikten sonra fourier dönüşümü ile kamın hareket denklemini veren Eş. 4.7 elde edilmiştir [63].

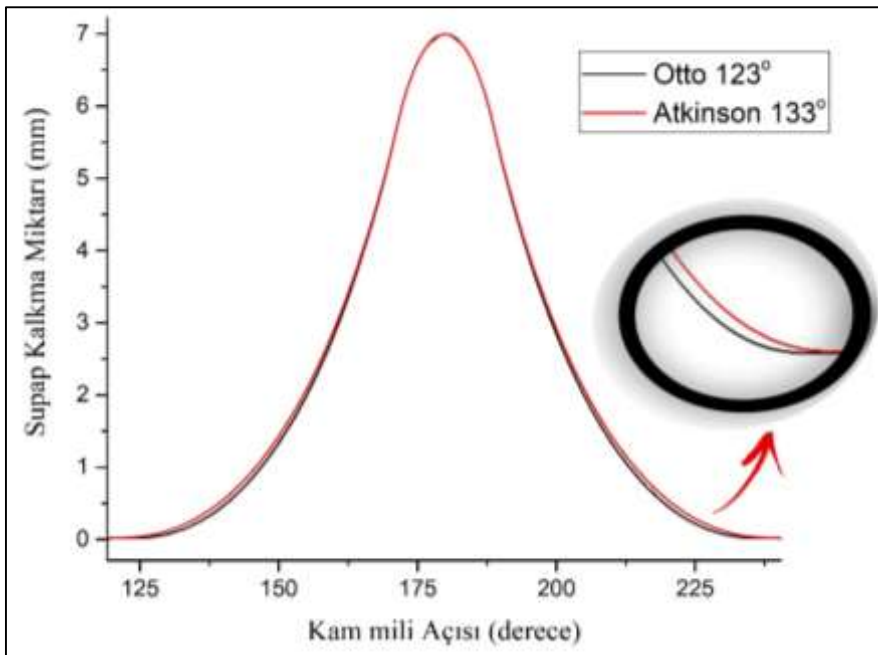
$$f(I) = \frac{a_0}{2} + a_1 \cos(T_{(I)}) + b_1 \sin(T_{(I)}) + a_2 \cos(2T_{(I)}) + b_2 \sin(2T_{(I)}) + \dots \quad (4.7)$$

Şekil 4.4'de daireSEL yay eğrisi ile geometrik modeli oluşturulan kam profillerinin fourier serisi ile fit edilmiş profilleri görülmektedir. Atkinson çevrimi için tasarlanan kam profillerinin açık kalma zamanları egzoz kamı için 123° kam açısı ve emme kamı için 133° kam açısıdır.



Şekil 4.4. Fourier serisi ile fit edilen kam profilleri

Şekil 4.5'te fourier serisi ile fit edilen 123° ve 133° kam açısı açık kalma süresine sahip kam profillerinin krank açısına göre supap kalkma miktarı ve açık kalma süresinin karşılaştırılması gösterilmiştir.



Şekil 4.5. Supap zamanlaması 123° ve 133° kam açısı olan kam profillerinin supap kalkma miktarları

4.2.2. Kamların imalatı

Tek silindirli, dört zamanlı, buji ile ateşlemeli, Otto çevrimli deney motorunun Atkinson çevrimine dönüşümü için dairesel yay eğrisi ve fourier serisi kullanılarak tasarımı yapılan 123° ve 133° kam açısı supap açık kalma süresine sahip kamlar imal edilmiştir. Resim 4.3’de görülen 123° ve 133° kam açısı supap açık kalma süresine sahip kamlar SOLIDWORKS programı ile tasarlanıp “dwg” formatında AUTOCAD ortamına aktarılmıştır. Krank mili, aks mili, dişli ve çark yapımında kullanılan, karbon miktarı bakımından sertleştirilmeye uygun ve ıslah işlemi sonunda belirli yükler altında tokluk özelliği gösteren Ç4140 ıslah çeliği, malzeme olarak kam mili tasarımında tercih edilmiş ve CNC tel erezyon tezgâhında imal edilmiştir.



Resim 4.3. İmal edilen kam profilleri

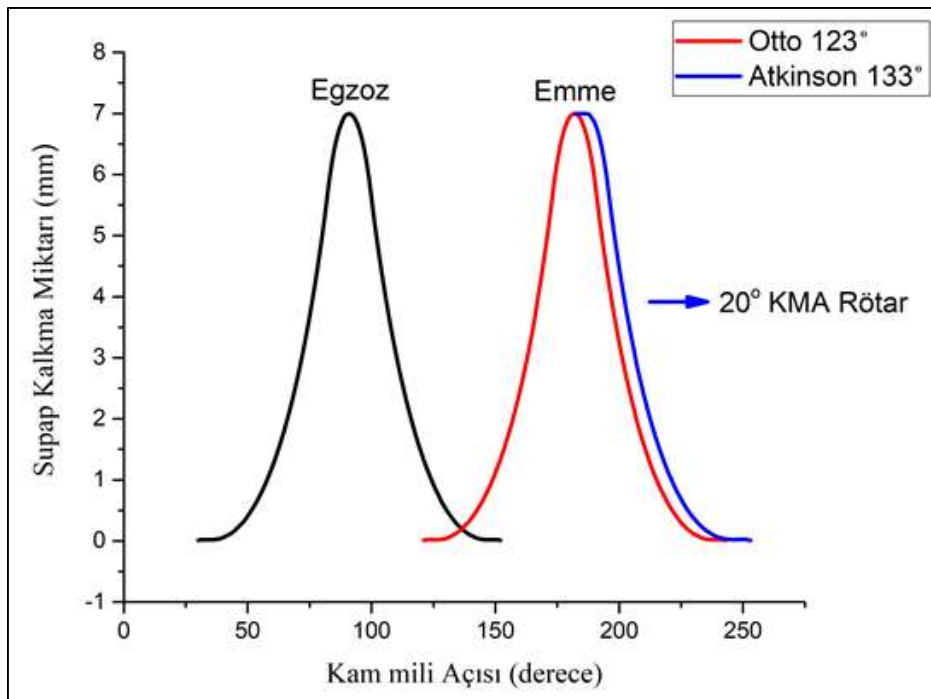
CNC tel erezyon tezgâhında imal edilen kamların ayarlanabilir kam miline montajı için, mile geçen orta kısmına M20x1 diş açılmıştır. İmal edilen kam millerinin ayarlanabilir kam miline montajı için kontra somunlar kullanılmıştır [55]. Resim 4.4’de supap zamanlamasını ayarlamak için kullanılan ayarlanabilir kam mili mekanizması gösterilmiştir.



Resim 4.4. Supap zamanlaması ayarlanabilir kam mili [55]

Tek silindirli, buji ile ateşlemeli, Otto çevrimli motorun Atkinson çevrimine dönüşümü için emme supabı kapanması 20° KMA rötara alınmıştır. Tel erezyon yöntemi ile imal edilen, farklı supap açılma zamanlarına sahip kam profillerinin yüzey pürüzlülüğü TIME TR - 200 marka pürüzlülük ölçüm cihazı kullanılarak $\pm 0,4 \mu\text{m}$ ölçülmüştür.

Şekil 4.6'da emme supaplarının kapanma zamanlarının değişimi gösterilmiştir. Her iki emme supabının açılma zamanı aynı iken, Atkinson çevrimli motorun kapanma zamanı 20° KMA sonradır.



Şekil 4.6. Emme supabı kapanma zamanlarının değişimi

4.3. Sıkıştırma Oranının Değiştirilmesi

Atkinson çevrimine dönüşümü gerçekleştirilen motorun emme supabının geç kapatılmasıyla etkin sıkıştırma oranında meydana gelen azalmaya bağlı olarak performansındaki kötüleşmeyi iyileştirmek amacıyla silindir kapağı yeniden tasarlanarak geometrik sıkıştırma oranı 8,5'den 9,5'e yükseltilmiştir.

4.3.1. Sıkıştırma oranı hesabı

Çizelge 4.1’de teknik özellikleri verilen buji ateşlemeli motorun kurs hacmi (V_k); silindir Çapı (D) ve kurs boyu (L_k) cinsinden,

$$V_k = \frac{\pi D^2}{4} L_k \quad (4.3)$$

$$V_k = \frac{\pi (8,2)^2}{4} (6,4) = 337 \text{ cm}^3$$

olarak hesaplanmıştır.

Sıkıştırma oranı 8,5 olan buji ateşlemeli Otto çevrimli motorun yanma odası hacmi V_{Oyo} ; kurs hacmi (V_k) ve sıkıştırma oranı (ε) kullanılarak,

$$\varepsilon = \frac{V_k + V_{Oyo}}{V_{Oyo}} \quad (4.4)$$

$$V_{Oyo} = \frac{V_k}{\varepsilon - 1} = \frac{337}{7,5} = 44,9 \text{ cm}^3$$

elde edilmiştir. Atkinson çevrimine dönüştürülen Otto çevrimli motorun yanma odası yüksekliği (L_{Oyo});

$$L_{Oyo} = \frac{4V_{Oyo}}{\pi D^2} \quad (4.5)$$

$$L_{Oyo} = \frac{4(44,9)}{\pi (8,2)^2} = 0,85 \text{ cm} = 8,5 \text{ mm}$$

olarak elde edilmiştir.

Otto çevrimine göre çalışan buji ile ateşlemeli motorun silindir kapağı silindirik bir yapıya, piston tepesi ise düzgün bir geometriye sahiptir. Atkinson çevrimine dönüşümü gerçekleştirilmiş motorun yanma odası yüksekliği 1 mm küçültülerek elde edilen yanma odası hacmi (V_{Ayo});

$$L_{Ayo} = L_{Oyo} - 1 \quad (4.6)$$

$$L_{Ayo} = 0,85 - 0,1 = 0,75 \text{ cm} = 7,5 \text{ mm}$$

$$V_{Ayo} = \frac{\pi D^2}{4} L_{Ayo} \quad (4.7)$$

$$V_{Ayo} = \frac{\pi (8,2)^2}{4} (0,75) = 39,6 \text{ cm}^3$$

olarak elde edilmiştir. Atkinson çevrimli motorun sıkıştırma oranı (ε_A);

$$\varepsilon_A = \frac{V_k + V_{Ayo}}{V_{Ayo}} \quad (4.8)$$

$$\varepsilon_A = \frac{337 + 39,6}{39,6} = 9,5$$

olarak hesaplanmıştır.

4.3.2. Motor silindir kapağı modifikasyonu

Atkinson çevrimine dönüştürülen motorun sıkıştırma oranı 8,5'den 9,5'e yükseltilmesi için, silindir kapağı üst yüzeyinden universal freze tezgâhında 1 mm talaş kaldırılarak yanma odası yüksekliği küçültülmüştür. Resim 4.5'de freze tezgahında işlenecek silindir kapağı görülmektedir.



Resim 4.5. Deney motorunun silindir kapağı

Resim 4.6’da üniversal freze tezgâhında işlenen silindir kapağı görülmektedir.



Resim 4.6. Silindir kapağından talaş kaldırılması

Resim 4.7’de üniversal freze tezgahında işlenen ve sıkıştırma oranı 9,5’e yükseltile motorun silindir kapağı görülmektedir.

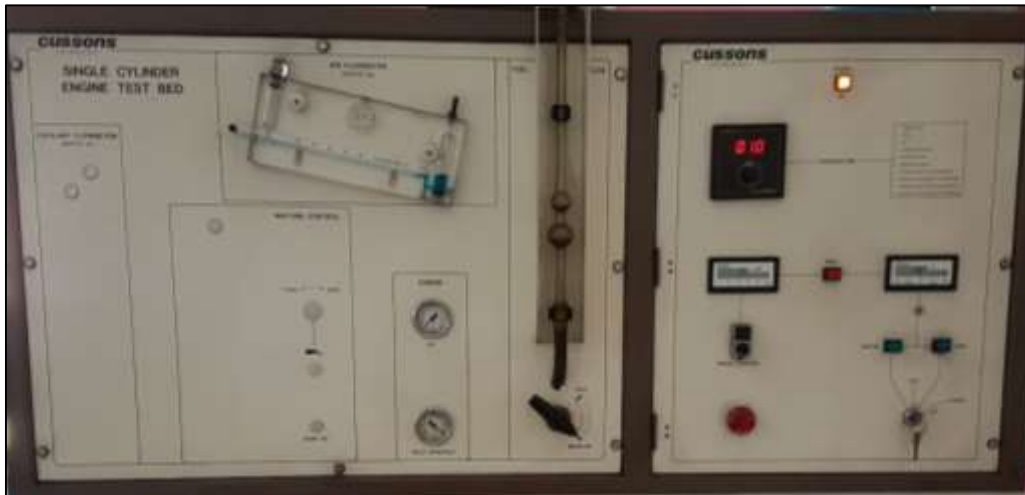


Resim 4.7. Üiversal freze tezgahında işlenen silindir kapağı

4.4. Deneylerde Kullanılan Ölçü Aletleri

4.4.1. Dinamometre

Deney motorunun testleri, Gazi Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü İçten Yanmalı Motorlar Laboratuvarı'nda bulunan Cussons P8160 marka tek silindirli motor test düzeneğinde yapılmıştır. Resim 4.8'de dinamometre kontrol paneli ve Resim 4.9'da DC dinamometre görülmektedir.



Resim 4.8. Test düzeneği kontrol paneli



Resim 4.9. DC elektrikli dinamometre

DC elektrikli dinamometre, maksimum 10 kW gücü 4000 d/d devirde absorbe edebilmektedir. Motor hızı dişli teker ve manyetik sensör ile ölçülmektedir. Yük ve hız kontrolü ise mikroişlemci kontrollü tristör sürücü devresi ile gerçekleştirilmektedir. Devir kontrolü, kontrol panelinde bulunan potansiyometre ile yapılmaktadır. Motor yağı, emme havası sıcaklığı ve egzoz gaz sıcaklığını ölçmek için K tipi termokupllar kullanılmıştır.

4.4.2. Egzoz emisyon cihazı

Deneylerde, egzoz emisyonlarını ölçmek için Bosch BEA 350 marka egzoz emisyon cihazı kullanılmıştır (Resim 4.10). Deneylerde kullanılan bu cihaz CO, CO₂, HC, O₂, NO emisyonlarını ve hava/yakıt oranını ölçmektedir. Çizelge 4.2’de deneylerde kullanılan egzoz emisyon cihazının teknik özellikleri verilmiştir.

Çizelge 4.2. Bosch BEA 350 egzoz gaz analiz cihazının teknik özellikleri

Parametre	Ölçüm aralığı	Hassasiyet
CO	0,000 – 10,00 (%)	0,001
CO ₂	0,000 – 18,00 (%)	0,01
HC	0 – 9999 (ppm)	1
O ₂	0,000 – 22,00 (%)	0,01
Lamda	0,5 – 9,999	0,001
NO	0 – 5000 (ppm)	1



Resim 4.10. Egzoz emisyon cihazı

4.4.3. Hassas terazi

Deneyslerde yakıt tüketim miktarını ölçmek için 4000 g'a kadar ölçüm yapabilen, 0,01 gram hassasiyetine sahip RADWAG PS 4500/C' marka hassas terazi kullanılmıştır. Deneyslerde kullanılan hassas terazi ve yakıt kabı Resim 4.11'de görölmektedir.



Resim 4.11. Hassas terazi ve yakıt kabı

4.5. Deneyde Yapılan Ölçüm ve Hesaplamalar

Otto ve Atkinson çevrimi çalışma şartlarında yapılan deneyler, tam gaz kelebek açıklığında, 1400 – 3400 d/d motor devri aralığında 400 d/d devir aralıklarla yapılmıştır. Öncelikle standart Otto çevrimli buji ile ateşlemeli motorun belirtilen devir aralıklarındaki motor momenti, motor gücü, yağ sıcaklığı, egzoz gazı sıcaklığı, egzoz emisyonları (CO ve HC) ve yakıt tüketimi ölçülmüştür. Motor sıcaklığını belirli seviyede tutmak için soğutucu fan kullanılmıştır. Standart Otto çevrimli motorun deneyleri tamamlandıktan sonra ayarlanabilir kam miline 133° kam açısı supap açık kalma zamanına sahip kam profili monte edilmiş ve aynı devir aralıklarında deneyleri yapılmıştır (Atkinson ESGK). Sıkıştırma oranı 8,5 olan Otto çevrimli motorun sıkıştırma oranı 9,5'e çıkartılarak aynı kam profilinde (133° kam açısı) ve aynı devir aralıklarında (1400 – 3400 d/d) deneyleri yapılmıştır (Atkinson ESGK+SO). Deneylerde yakıt olarak kurşunsuz benzin kullanılmıştır. Üç farklı çalışma durumunda yapılan deneylere ait motor özellikleri Çizelge 4.2'de verilmiştir.

Çizelge 4.3. Deneylere ait motor özellikleri

Deney	Otto	Atkinson ESGK	Atkinson ESGK+SO
Sıkıştırma Oranı	8,5	8,5	9,5
Supap kalkma miktarı [mm]	7		
Emme supabı açılması (EmA)	14 ° önce ÜÖN		
Emme supabı kapanması (EmK)	52 ° sonra AÖN	72 ° sonra AÖN	
Egzoz supabı açılması (EgA)	50 ° önce AÖN		
Egzoz supabı kapanması (EgK)	14 ° sonra ÜÖN		

4.5.1. Motor momenti

Deneylerde ölçüm yapılan her bir devir için motor momenti hesaplanmıştır (Eş. 4.9). Hesaplamalarda moment kol uzunluğu 0,25 m, kuvvet değeri için hesaplanacak devirde gösterge panelinde yazan değer alınmıştır.

$$M = F.l \quad (4.9)$$

burada, M : *Moment (Nm)*, F : *Kuvvet (N)* ve l : *Moment kol uzunluğu (m)*'dir.

Örneğin, 1400 d/d motor devrinde Otto çevrimli motorun standart deneyinde dinamometre kontrol panelinde okunan kuvvet değeri 63,6 N'dur. Bu değer Eş. 4.9'da yerine yazıldığında,

$$M = 63,6 \times 0,25 = 15,9 \text{ Nm}$$

olarak elde edilmiştir.

4.5.2. Efektif motor gücü

Efektif motor gücü moment ve motor devrinin bir fonksiyonu olarak Eş. 4.10'a göre hesaplanmıştır.

$$P_e = \frac{2\pi nM}{60 \times 1000} \quad (4.10)$$

burada, P_e : *Efektif motor gücü (kW)*, n : *Motor devri (d/d)*'dir.

Örnek olarak, 1400 d/d motor devrinde Otto çevrimli motorun standart deneyinde moment değeri 15,9 Nm olarak hesaplanmıştır. Bu değeri Eş. 4.10'da yerine yazarsak,

$$P_e = \frac{2 \times \pi \times 1400 \times 15,9}{60 \times 1000} = 2,331 \text{ kW}$$

olarak elde edilir.

4.5.3. Fren özgül yakıt tüketimi

Özgül yakıt tüketimi motorun üretmiş olduğu birim güç başına tüketilen yakıt miktarı şeklinde ifade edilmektedir. Özgül yakıt tüketiminin hesaplanması için öncelikle yakıtın 1 saatte tüketim miktarı hesaplanmaktadır.

$$b_e = \frac{B}{P_e} 1000 \quad (4.11)$$

burada, b_e : Özgöl yakıt tüketimi (g/kWh) ve B : Yakıt tüketimi (g/h)'dir.

Örnek olarak, 1400 d/d motor devrinde Otto çevrimli motorun standart deneyi için 60 saniye süre ile yapılan ölçümlerde yakıt tüketimi 13,7 g olarak bulunmuştur. Bir saatteki yakıt tüketim miktarı ise 822 g olarak hesaplanmıştır. Aynı devirde elde edilen motor gücü de Eş. 4.11'de yerine yazılarak özgül yakıt tüketimi,

$$b_e = \frac{822}{2331} 1000 = 352,638 \text{ g / kWh}$$

olarak elde edilmiştir.

4.5.4. Termik verim

Termik verim, motorun efektif çıkış gücünün motora verilen ısı enerjisine oranı şeklinde hesaplanmaktadır.

$$\eta = \frac{P_e}{Q_{gir}} \quad (4.12)$$

burada, η : Termik verim (%) ve Q_{gir} : Motora verilen ısı enerjisi'dir.

Örnek olarak, 1400 d/d devirde Otto çevrimli standart motor için yapılan deneylerde Eş. 4.10 ve 4.11'de motor gücü ile yakıt tüketimi hesaplanmıştır. Yakıtın alt ısı değeri olan $H_u = 44000 \text{ kJ / kg}$ ve hesaplamalar sonucunda elde edilen değerleri Eş. 4.12'de yerine yazarak termik verim,

$$\eta = \frac{2,331}{0,822 \times 44000} 3600 = \%23,2$$

olarak hesaplanmıştır.

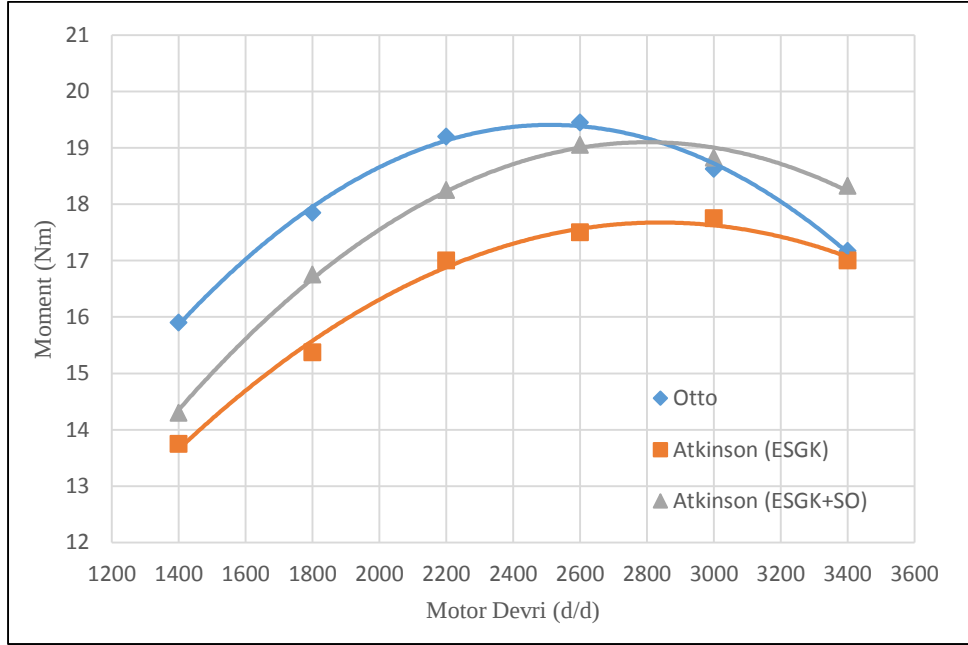
5. DENEY SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ

Deneyler, tam gaz kelebek açıklığında, 1400 – 3400 d/d motor devri aralığında gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada, Otto ve Atkinson çevrimleri için motor devrine bağlı olarak, moment, güç, özgül yakıt tüketimi, termik verim, HC ve CO egzoz emisyonlarının değişimleri incelenmiştir. Deneylerde yakıt olarak kurşunsuz benzin kullanılmıştır. Grafiklerde gösterilen noktalar deney sonucu elde edilen değerleri göstermektedir.

5.1. Motor Momenti

Şekil 5.1’de Otto, Atkinson (ESGK) ve Atkinson (ESGK + SO) çevrimlerinin 1400 – 3400 d/d motor devri aralığında moment değişimleri gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi Otto çevrimine göre çalışan motorun deneylerinde maksimum motor momenti 2600 d/d motor devrinde 19,45 Nm olarak elde edilmiştir. Bu devrin üzerindeki devirlerde silindir içerisine çevrim başına alınan hava-yakıt karışımının azalması ve sürtünmelerin artması momentin azalmasına neden olmaktadır. Emme supabı açılma zamanı Otto çevrimi ile aynı, kapanma zamanı rötara alınarak (ESGK) uygulanan Atkinson çevrimleri için yapılan deneylerde elde edilen moment değeri Otto çevrimi ile elde edilen momentin altında kalmaktadır. Atkinson (ESGK) çevrimli motorun 2600 d/d motor devrindeki momenti 17,5 Nm olarak elde edilirken, Otto çevrimine kıyasla % 10 azalma göstermiştir. Atkinson (ESGK + SO) çevrimli motorun moment değerleri, özellikle düşük devirlerde Otto çevrimli motorun moment eğrisinin altında kalırken, yüksek devirlerde ise üzerine çıkmıştır. Sıkıştırma oranının artırılması ile birlikte Atkinson (ESGK + SO) çevrimli motorun moment değerlerinin arttığı gözlenmiştir. Atkinson (ESGK + SO) çevrimli motorun maksimum momenti 2600 d/d motor devrinde 19,05 Nm olarak elde edilmiştir. Bu değer, Otto çevriminin maksimum momentine kıyasla % 2,05 azalırken, Atkinson (ESGK) çevrimli motorun maksimum momentine göre % 8,14 artış göstermiştir. 3400 d/d motor devrinde yapılan deneylerde Otto çevrimi için elde edilen moment 17,175 Nm iken, Atkinson (ESGK) çevrimli motorun moment değeri % 1,02 azalarak 17 Nm, Atkinson (ESGK + SO) çevrimli motorun moment değeri % 6,7 artarak 18,325 Nm olmaktadır. Atkinson çevrimli motorun emme supabı kapanma zamanı geciktirilmesi nedeniyle içeri alınan dolgunun bir kısmı sıkıştırma zamanı sırasında tekrar emme manifolduna gönderilmekte, bu durum ise

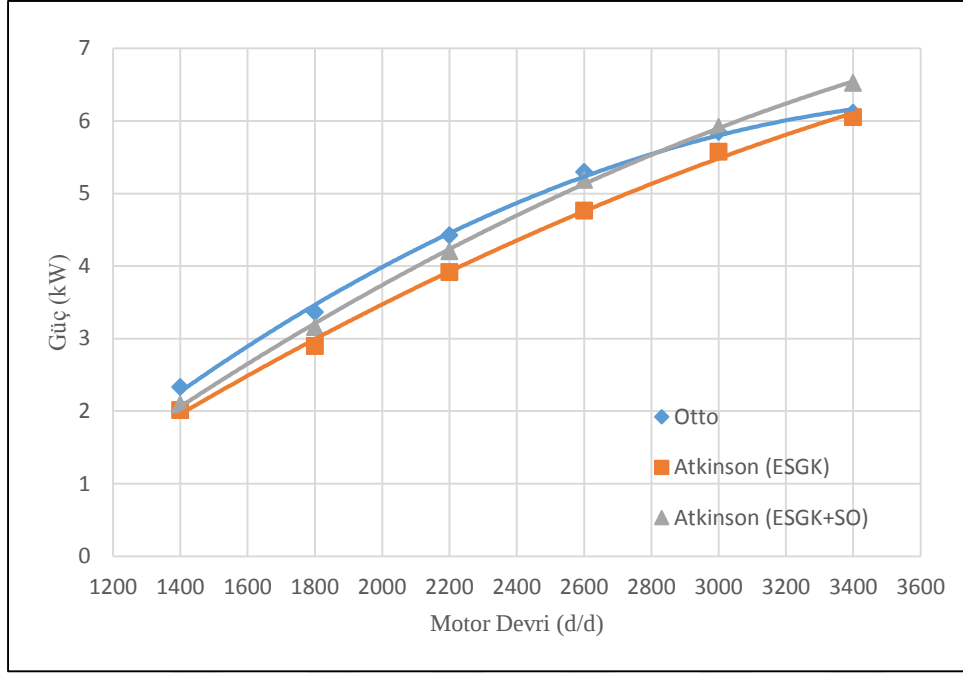
etkin sıkıştırma oranının azalmasına neden olmaktadır. Etkin sıkıştırma oranının azalması, silindir içi maksimum basınç ve sıcaklığın azalmasına ve aynı zamanda motor güç ve tork değerlerinin düşmesine neden olmaktadır.



Şekil 5.1. Motor devrine bağlı olarak moment değişimi

5.2. Motor Gücü

Şekil 5.2’de Otto, Atkinson (ESGK) ve Atkinson (ESGK + SO) çevrimleri için, 1400-3400 d/d motor devri aralığında yapılan deneylerde motor gücü değişimleri görülmektedir. Şekil 5.2’de görüldüğü gibi motor devri arttıkça her bir çevrimin efektif gücü de artmaktadır. Otto çevrimli motorun maksimum efektif gücü 3400 d/d motor devrinde 6,11 kW olarak ölçülmüştür. Aynı devirde Atkinson (ESGK) çevrimli motorun efektif gücü %1,02 azalarak 6,05 kW, sıkıştırma oranı artırılan Atkinson (ESGK+SO) çevrimli motorun efektif gücü ise % 6,69 artarak 6,52 kW olarak ölçülmüştür. Atkinson (ESGK) çevrimli motorun Otto çevrimli motordan efektif gücünün düşük olmasının nedeni, geç emme supabı kapanma (ESGK) yönteminin kullanılmasıdır. ESGK yöntemi ile motorun etkin sıkıştırma oranı azalmakta bu durum efektif motor gücünün azalmasına neden olmaktadır. Atkinson çevrimli motorun sıkıştırma oranı artırılmasıyla güçte de artma gerçekleşmiştir.

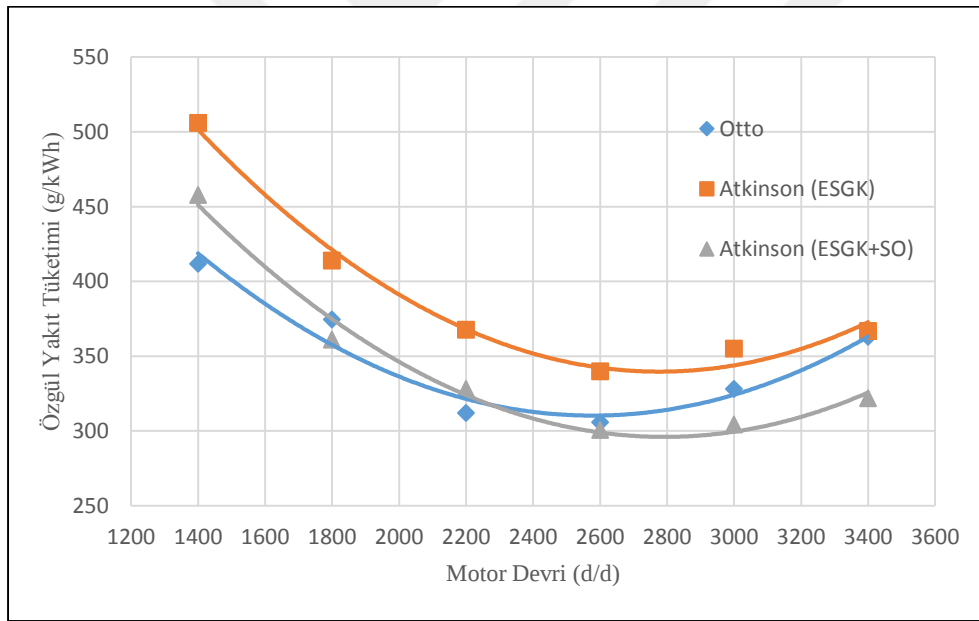


Şekil 5.2. Motor devrine bağlı olarak motor gücü değişimi

5.3. Özgül Yakıt Tüketimi

Şekil 5.3’de Otto, Atkinson (ESGK) ve Atkinson (ESGK + SO) çevrimleri için, 1400-3400 d/d motor devri aralığında yapılan deneylerde özgül yakıt tüketimi değişimleri görülmektedir. Otto çevrimi için 1400 d/d motor devrinde özgül yakıt tüketimi 411,81 g/kWh olarak hesaplanmıştır. Aynı devirde Atkinson (ESGK) çevriminin özgül yakıt tüketimi % 22,86 artarak 505,97 g/kWh, Atkinson (ESGK + SO) çevriminin ise Otto çevrimine göre özgül yakıt tüketimi % 11,19 artarak 457,89 g/kWh olarak ölçülmüştür. Minimum özgül yakıt tüketimi Otto çevrimi için 2600 d/d motor devrinde 305,9 g/kWh olarak hesaplanmıştır. Atkinson (ESGK) çevrimli motorun minimum özgül yakıt tüketimi 2600 d/d motor devrinde % 11,14 artarak 339,98 g/kWh, Atkinson (ESGK + SO) çevrimli motorun özgül yakıt tüketimi % 1,7 azalarak 300,75 g/kWh olarak elde edilmiştir. Feng ve arkadaşları [40] tarafından dört silindirli, dört zamanlı, su soğutmalı, Otto çevrimine göre çalışan buji ile ateşlemeli bir motorun Atkinson çevrimine dönüşümü incelenmiştir. GT-Power simülasyon yazılımında yapılan çalışmada Otto çevrimli motorun özgül yakıt tüketimi 250 g/kWh iken, sıkıştırma oranı 2,5 arttırılan Atkinson çevrimli motorun özgül yakıt tüketimi 235 g/kWh olarak ölçülmüştür. Sıkıştırma oranının 2,5 arttırılması ve geç emme supabı kapanma yönteminin kullanılması ile yakıt tüketiminde % 6’lık bir iyileşme gerçekleşmiştir. Tek silindirli, hava soğutmalı, Atkinson çevrimine dönüştürülen motor

üzerinde yapılan deneylerde de benzer sonuçlar elde edilmiştir. Motor devrinin artmasıyla özgül yakıt tüketimi önce azalmakta, daha sonra silindir içi sürtünmelerin artması ve içeri alınan dolgu miktarının değişmesi nedeniyle özgül yakıt tüketimi artışa geçmektedir. Düşük motor devirlerinde Atkinson (ESGK) ve Atkinson (ESGK + SO) çevrimleri için geç emme supabı kapanması nedeni ile silindire alınan dolgu miktarının bir kısmı emme manifolduna geri dönmekte ve buna bağlı olarak silindir içi maksimum sıcaklık ve basınçta düşüş meydana gelmektedir. Maksimum basınç ve sıcaklığın düşmesi faydalı işin azalmasına ve özgül yakıt tüketiminin artmasına neden olmaktadır. Yüksek motor devirlerinde ise çevrim başına ısı kayıplarının azalması ve nispeten daha iyi bir yanma gerçekleşmesinden dolayı sıkıştırma oranı 9,5 olan Atkinson (ESGK + SO) çevrimli motorun yakıt tüketimi Otto ve Atkinson (ESGK) çevrimli motorların yakıt tüketiminden daha iyidir.

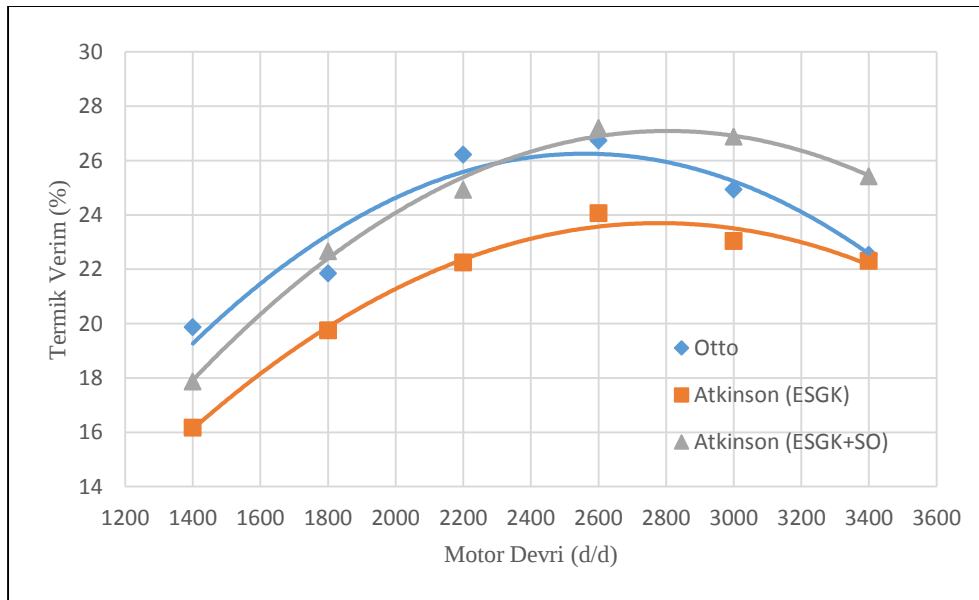


Şekil 5.3. Motor devrine bağlı olarak özgül yakıt tüketimi değişimi

5.4. Termik Verim

Şekil 5.4'de Otto, Atkinson (ESGK) ve Atkinson (ESGK + SO) çevrimleri için, 1400-3400 d/d motor devri aralığında yapılan deneylerde fren termik verim değişimleri görülmektedir. 1400 d/d motor devrinde yapılan deneylerde Otto çevrimi için elde edilen termik verim % 19,86 iken, Atkinson (ESGK) çevrimli motorun aynı devirde termik verimi % 16,17 olarak hesaplanmıştır. Atkinson (ESGK + SO) çevrimli motorun termik verimi ise aynı devirde %

17,86 olarak hesaplanmıştır. Atkinson çevrimli motorlar için, deneysel olarak elde edilen termik verim özellikle düşük devirlerde Otto çevrimli motorun termik veriminin altında kalmaktadır. Atkinson çevrimli motorlarda etkin sıkıştırmanın ve motor gücünün azalması nedeniyle termik verimde azalma meydana gelmiştir. Sıkıştırma oranı arttırılan Atkinson çevriminin yüksek devirlerde termik veriminin her iki çevrimden de daha iyi olduğu görülmektedir. Bunun nedeni, Atkinson çevrimli motorun genişleme oranının sıkıştırma oranından büyük olmasıyla elde edilen güçten maksimum şekilde faydalanılmasıdır. Otto çevrimli motorda maksimum termik verim 2600 d/d motor devrinde % 26,74 olarak hesaplanmıştır. Atkinson (ESGK) çevrimli motorun maksimum termik verimi 2600 d/d motor devrinde % 11 azalarak % 24,06, sıkıştırma oranının arttırılmasıyla Atkinson (ESGK + SO) çevriminin termik verimi % 1,7 artarak % 27,2 olarak hesaplanmıştır. Matsuo ve arkadaşları [68] tarafından yapılan çalışmada, dört silindirli, 1,8 litre dördüncü nesil Toyota Prius motorunda Atkinson çevrimi (geç emme supabı kapanması) uygulanarak, termik verimde benzer sonuçlar elde edilmiştir. Çalışmada, ESTEC 2ZR-FXE motorunun bir önceki versiyonunda emme supabının kapanması geciktirilmiş ve ek olarak emme supabı açılma zamanı rötara alınmıştır. Termik verim sonuçlarına bakıldığında, Toyota'nın dördüncü nesil motorunun termik verimi eski motora göre yaklaşık % 3,9 artış göstermiştir.

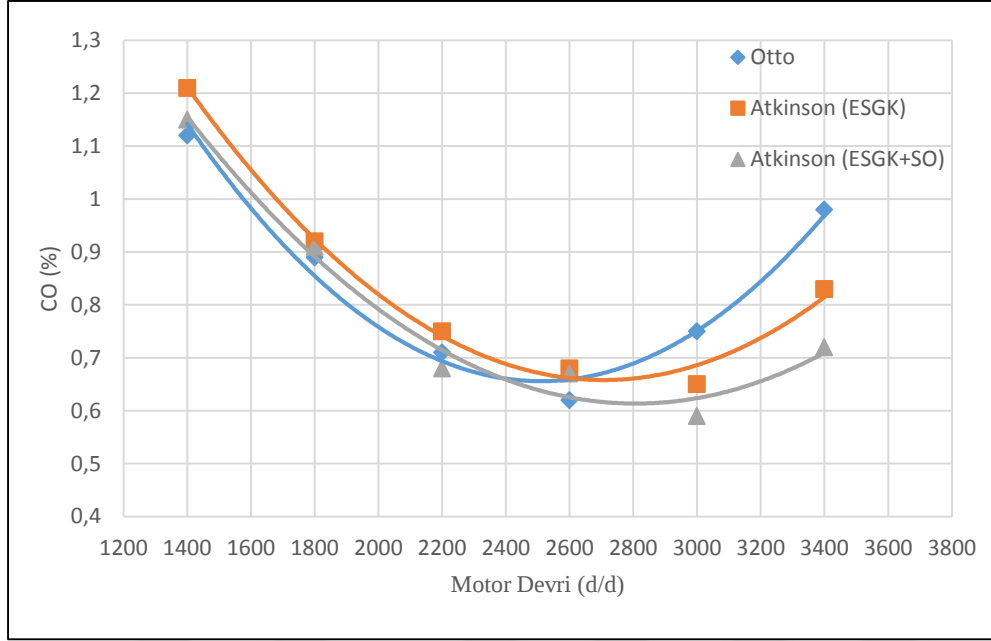


Şekil 5.4. Motor devrine bağlı olarak termik verim değişimi

5.5. Karbonmonoksit Emisyonları

Şekil 5.5’de Otto, Atkinson (ESGK) ve Atkinson (ESGK + SO) çevrimleri için, 1400-3400 d/d motor devri aralığında yapılan deneylerde CO emisyonları değişimi görülmektedir. Otto çevrimli motorun 1400 d/d motor devrinde CO emisyonu % 1,12 ölçülmüştür. Aynı devirde, Atkinson (ESGK) çevrimi için CO emisyonu % 1,21, Atkinson (ESGK+SO) çevrimi için CO emisyonu ise % 1,15 olarak ölçülmüştür. Her bir çevrimin CO emisyon değeri, motor devrinin artması ile azalmakta, minimum noktadan sonra ise artışa geçmektedir. Otto çevrimli motorun minimum CO emisyon değeri 2600 d/d motor devrinde % 0,62 olarak ölçülmüştür. Atkinson (ESGK) çevrimli motorun minimum CO emisyon değeri 3000 d/d motor devrinde % 0,65 olarak ölçülürken, aynı devirde sıkıştırma oranının artırılması ile Atkinson (ESGK + SO) çevrimli motorun minimum CO emisyon değeri % 0,59 olarak ölçülmüştür. 3400 d/d motor devrinde CO emisyonu Otto çevrimi için % 0,98 olarak ölçülmüştür. Aynı motor devrinde Otto çevrimine kıyasla, Atkinson (ESGK) çevrimi için CO emisyonu % 15,3 azalarak % 0,83 olarak ölçülürken, Atkinson (ESGK + SO) çevrimi CO emisyonu ise % 26,53 azalarak % 0,72 ölçülmüştür. Manivannan [49] tarafından, dört zamanlı, tek silindirli, buji ile ateşlemeli, fakir karışimli, aşırı genişlemeli bir motorda yapılan deneylerde, CO emisyonları için benzer sonuçlar elde edilmiştir. Genişlemenin sıkıştırmaya oranı 1,5 kat olan motorun CO emisyonu, hava/yakıt oranının 17’den 20’ye çıkartılması ile yaklaşık % 11,5’lik bir azalma gerçekleşmiştir. Şekil 5.5’de görüldüğü gibi düşük devirlerde her bir çevrimin CO oranı gaz sıcaklığının düşük, silindir içi akış hareketinin yeteri kadar olmamasından dolayı yüksek iken, motor devrinin artması ve silindir içi yanmanın iyileşmesi ile CO emisyonu düşüş göstermiştir. Yüksek devirlerde ise CO emisyonu artış göstermiştir.

Yanma işlemi sırasında yakıtın tam olarak yakılamaması, silindir içi zengin karışım bölgelerinin olması ve CO₂’ye dönüşüm süresinin kısa olmasından dolayı CO emisyonu artış göstermektedir [67].

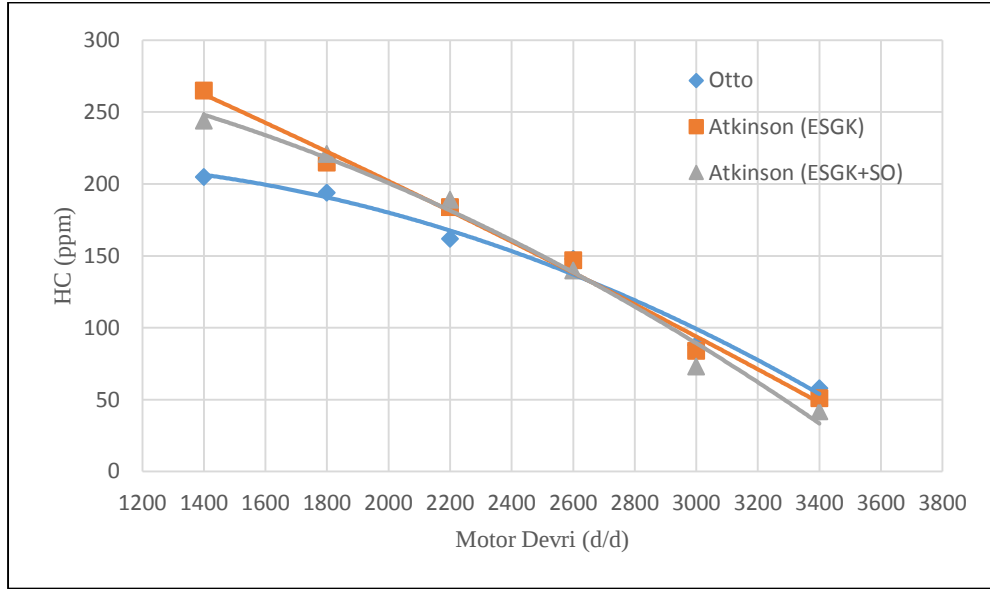


Şekil 5.5. Motor devrine bağlı olarak CO emisyon değişimi

5.6. Hidrokarbon Emisyonları

Şekil 5.6’da Otto, Atkinson (ESGK) ve Atkinson (ESGK + SO) çevrimleri için, 1400-3400 d/d motor devri aralığında benzin yakıtı ile yapılan deneylerde HC emisyonları değişimi görülmektedir. Otto çevrimli motorun 1400 d/d motor devrinde HC emisyonu 205 ppm olarak ölçülmüştür. Aynı devirde, Atkinson (ESGK) çevrimi için HC emisyonu 265 ppm, Atkinson (ESGK+SO) çevrimi için ise HC emisyonu 244 ppm olarak ölçülmüştür. Düşük motor devirlerinde, Otto çevrimli motorun HC emisyon değeri diğer iki çevrimden daha iyidir. Bunun nedeni, Atkinson çevrimli motorda geç emme supabı kapanması nedeniyle etkin sıkıştırma oranı azalmakta, bu durum ise silindir içi maksimum sıcaklık ve basıncın azalmasına neden olmaktadır. Atkinson çevrimli motorlarda maksimum sıcaklık ve basıncın düşmesi eksik yanmaya neden olmakta bu durum ise HC emisyon oluşumunu arttırmaktadır. Motor devrinin artması ile birlikte, silindir içi homojen karışımın oluşması, birim zamanda silindire alınan dolgunun maksimum olması ve silindir içi elde edilen güçten maksimum şekilde yararlanılması ile HC emisyon değeri düşüş göstermiştir. Otto çevrimli motorun minimum HC emisyon değeri 3400 d/d motor devrinde 58 ppm olarak ölçülmüştür. Atkinson (ESGK) çevrimli motorun minimum HC emisyon değeri 3400 d/d motor devrinde Otto çevrimli motora kıyasla % 12,1 azalarak 51 ppm olarak ölçülürken,

aynı devirde Atkinson (ESGK + SO) çevrimli motorun minimum HC emisyon değeri % 27,6 azalarak 42 ppm olarak ölçülmüştür.



Şekil 5.6. Motor devrine bağlı olarak HC emisyon değişimi

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, tek silindirli, dört zamanlı ve Otto çevrimine göre çalışan buji ile ateşlemeli bir motorun emme supabı geç kapanma (ESGK) yöntemi kullanılarak ve sıkıştırma oranı arttırılarak Atkinson çevrimine dönüşümü gerçekleştirilmiştir. Emme supabı kapanma zamanlamasının geciktirilmesi için dairesel yay eğrisi kullanılarak, 133° kam açısı supap açık kalma zamanına sahip yeni bir emme kamı tasarlanmıştır. Motorun Otto çevrimi ve Atkinson çevrimi çalışma şartlarında, tam gaz kelebek açıklığında ve 1400-3400 d/d motor devir aralığında performans ve emisyon testleri yapılmıştır. Deneylerde motor devrine bağlı olarak moment, güç, özgül yakıt tüketimi, termik verim, HC ve CO emisyonlarının değişimi incelenmiştir.

Deneylerde elde edilen sonuçlara bakıldığında, Atkinson çevrimi çalışma şartlarında düşük devirlerde emme supabının geç kapanmasına bağlı olarak, moment, güç, özgül yakıt tüketimi ve termik verimin Otto çevrimine göre daha düşük olduğu, HC ve CO emisyonlarının ise kötüleştiği görülmüştür. Düşük devirlerde, Atkinson çevrimi çalışma şartlarında emme supabının normalden daha uzun süre açık kalması ve silindir içerisine alınan karışımın hızının düşük olması nedeniyle sıkıştırma zamanı silindir içerisinde bulunan karışımın bir kısmı piston tarafından emme manifolduna geri gönderilmektedir. Bu durum, motor gücünün ve motor momentinin de azalmasına neden olmaktadır. 1400 d/d motor devrinde yapılan deneylerde, Atkinson (ESGK) çevrimli motorun Otto çevrimine göre motor momentinde ve gücünde % 13,5'lik bir azalma meydana gelmiştir. Sıkıştırma oranının arttırılması ile Atkinson (ESGK + SO) çevrimli motorun Otto çevrimli motora göre motor momentini ve gücünün yaklaşık % 10 azaldığı, Atkinson (ESGK) çevrimli motora göre motor momentinin ve gücünün % 4 arttığı gözlenmiştir. 1400 d/d motor devrinde, Otto çevrimi çalışma şartlarında yakıt tüketimi 411,81 g/kWh olarak ölçülürken, Atkinson (ESGK) çevrimli motorun Otto çevrimli motora göre özgül yakıt tüketimi % 22,86, Atkinson (ESGK + SO) çevrimli motorun Otto çevrimli motora göre özgül yakıt tüketimi % 11,2 oranında artış göstermiştir. Aynı devirde yapılan deneylerde Otto çevrimi için termik verim % 19,86 iken, Atkinson (ESGK) ve Atkinson (ESGK + SO) çevrimli motorların Otto çevrimli motora göre termik verimleri sırasıyla % 18,5 ve % 10'luk azalma göstermiştir. HC ve CO emisyonları incelendiğinde ise Otto çevrimli motorun 1400 d/d motor devrinde CO emisyonu % 1,12, HC emisyonu ise 205 ppm olarak

ölçülmüştür. Aynı devirde Atkinson (ESGK) çevrimi için ölçülen CO emisyonu Otto çevrimine göre yaklaşık % 8, HC emisyonu ise % 29,26 artmıştır. Sıkıştırma oranının artırılması ile aynı devirde Atkinson (ESGK + SO) çevrimli motorun Otto çevrimli motora göre CO emisyonu % 2,67, HC emisyonu ise % 19 artış göstermiştir.

Otto çevrimli motorun maksimum momenti 2600 d/d motor devrinde 19,45 Nm olarak elde edilmiştir. Aynı devirde Atkinson (ESGK) çevrimli motorun momenti ise Otto çevrimli motora göre % 10 azalma göstermiştir. Sıkıştırma oranının artırılması ile Atkinson (ESGK + SO) çevrimli motorun momenti Otto çevrimli motora göre yaklaşık % 2 azalırken, Atkinson (ESGK) çevrimli motora göre yaklaşık % 8 artış göstermiştir. Yakıt tüketimlerine bakıldığı zaman, Otto çevrimli motorun minimum özgül yakıt tüketimi 2600 d/d motor devrinde 305,9 g/kWh olarak ölçülmüştür. Atkinson (ESGK) çevrimli motorun minimum özgül yakıt tüketimi 2600 d/d motor devrinde Otto çevrimli motora göre % 11,14 artmıştır. Sıkıştırma oranının artırılmasıyla Atkinson (ESGK + SO) çevrimli motorun minimum özgül yakıt tüketimi aynı devirde Otto çevrimli motora göre % 1,7 iyileşme gösterirken, Atkinson (ESGK) çevrimli motora göre yaklaşık % 13'lük bir iyileşme göstermiştir. Otto çevrimli motorda maksimum termik verim 2600 d/d motor devrinde % 26,74 olarak elde edilmiştir. Aynı devirde Atkinson (ESGK) çevrimli motorun Otto çevrimli motora göre termik verimi yaklaşık % 11 azalmıştır. Sıkıştırma oranının artırılması ile Atkinson (ESGK + SO) çevrimli motorun Otto çevrimli motora göre termik verimi % 1,7, Atkinson (ESGK) çevrimli motora göre % 13,05 artış göstermiştir.

Yüksek devirlerde Atkinson çevrimi çalışma şartlarında, özellikle sıkıştırma oranının artırılması ile Otto çevrimine oranla motor momenti, motor gücü ve termik verimin arttığı, özgül yakıt tüketimi, HC ve CO emisyonlarının iyileştiği gözlenmiştir. 3400 d/d motor devrinde yapılan deneylerde, Otto çevrimi için motor momenti 17,175 Nm elde edilmiştir. Atkinson (ESGK) çevrimli motorun aynı devirde Otto çevrimli motora göre motor momenti yaklaşık % 1 azalırken, sıkıştırma oranının artırılması ile Atkinson (ESGK + SO) çevrimli motorun Otto çevrimli motora göre momenti % 6,7 artmıştır. Otto çevrimli motorun 3400 d/d motor devrinde motor gücü 6,11 kW olarak elde edilmiştir. Aynı devirde Atkinson (ESGK) çevrimli motorun Otto çevrimli motora göre motor gücü yaklaşık % 1 azalırken, sıkıştırma oranının artırılması ile Atkinson (ESGK + SO) çevrimli motorun Otto çevrimli motora göre yaklaşık % 6,7'lik bir artış göstermiştir. 3400 d/d motor devrinde Atkinson (ESGK + SO) ve Otto çevrimli motorlar termik verim, özgül yakıt tüketimi, CO

ve HC emisyonları karşılaştırıldığında, Atkinson (ESGK + SO) çevrimli motorun termik veriminin yaklaşık % 12,8 arttığı, özgül yakıt tüketiminin yaklaşık % 12,7 iyileştiği, CO emisyonunun % 26,5 ve HC emisyonunun % 27,6 azaldığı görülmüştür.

Atkinson çevrimi çalışma şartlarında, emme supabının sıkıştırma zamanı sırasında bir miktar daha açık kalması nedeniyle silindir içerisindeki dolgunun bir kısmı emme manifolduna geri gönderilmekte ve bu durum efektif motor gücünün azalmasına neden olmaktadır. Atkinson çevrimi motorda sıkıştırma oranının arttırılması ile motor performansı ve emisyonlarında iyileşme görülmektedir. Bu nedenle Otto çevrimine göre daha yüksek sıkıştırma oranlarına sahip motorlarda Atkinson çevriminin kullanılması daha uygun olacaktır.



KAYNAKLAR

1. Fu, J., Liu, J., Feng, R., Yang, Y. Wang, L., and Wang, Y. (2013). Energy and exergy analysis on gasoline engine based on mapping characteristics experiment. *Applied Energy*, 102(13), 622-630.
2. İnternet: Sousanis, John. World Vehicle Population. <http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fwww.wardsauto.com%2Fnews-analysis%2Fworld-vehicle-population-tops-1-billion-units&date=2018-06-20>, Son Erişim Tarihi: 20.06.2018.
3. Fu, J., Liu, J., Wang, Y., Deng, B., Yang, Y., Feng, R., and Yang, J., (2014). A comparative study on various turbocharging approaches based on IC engine exhaust gas energy recovery. *Applied Energy*, 113(1), 248-257.
4. Fu, J., Liu, J., Yang, Y., Ren, C., and Zhu, G. (2013), A New approach for exhaust energy recovery of internal combustion engine: steam turbocharging. *Applied Thermal Engineering*, 52(1), 150-159.
5. Erduranlı, P. (2003). *Buji ile ateşlemeli tek silindirli değişken sıkıştırma oranlı bir motorun teorik simülasyonu*, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
6. Akcan, N. (2013). *Ön karışımli MTBE dolgusunun HCCI-DI motorda performans ve egzoz emisyonlarına etkilerinin incelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
7. Sekmen, Y., Sekmen, P. ve Salman, M. S. (2007). Buji ateşlemeli bir motorda sıkıştırma oranının motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkisi, *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 22(4), 745-751.
8. İnternet: Atkinson Cycle Engine. URL: <http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fwww.aqpl43.dsl.pipex.com%2FMUSEUM%2FPOWER%2FunusualICeng%2Fatkinson%2Fatkinson.htm%3Fshowpage%3Dtrue&date=2018-07-26>, Son Erişim Tarihi: 26.07.2018.
9. İnternet: Seamen, G. Hybrid Cars. URL: http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Feartheasy.com%2Fmove_hybrid_cars.html%23b&date=2014-12-26, Son Erişim Tarihi: 08.01.2018.
10. İnternet: Dovat, Francois. What is the difference between the Atkinson and Otto cycles? Why is the Atkinson engine used in hybrid cars? URL: <http://www.webcitation.org/query?url=https%3A%2F%2Fwww.quora.com%2FWhat-is-the-difference-between-the-Atkinson-and-Otto-cycles-Why-is-the-Atkinson-engine-used-in-hybrid-cars-1&date=2018-06-20>, Son Erişim Tarihi: 20.06.2018.
11. İnternet: Chen, Josh; Chinn, James; Wan, Kevin; Yang, Brandon. Internal Combustion Engine: Atkinson Cycle. URL: http://www.webcitation.org/query?url=https%3A%2F%2Fbrandonyangcad.weebly.com%2Fuploads%2F1%2F8%2F3%2F2%2F18324641%2Fatkinson_cycle_report.pdf&date=2018-06-20, Son Erişim Tarihi: 20.06.2018.

12. İnternet: Atkinson Cycle Engine History. URL: <http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fwww.wikizero.net%2Findex.php%3Fq%3DaHR0cHM6Ly9lb3VkaWEub3JnL3dpa2kvQXRraW5zb25fY3ljbGU&date=2018-06-20>, Son Erişim Tarihi: 20.06.2018.
13. Üst, Y. (2009). A comparative performance analysis and optimization of the irreversible Atkinson cycle under maximum power density and maximum power conditions. *International Journal of Thermophysics*, 30(3), 1001-1003.
14. Deinert, M., Kettner, M., Klaissle, M., Neher, D., Olavarria, B., G., Scholl, F., and Schwarz, D. (2015). Miller/Atkinson valve timing as full load concept for a naturally aspirated cogeneration engine. *SAE Technical Papers*, 2015(32), 713.
15. Kobayashi, H., Koike, K., and Nagaya, K. (2006). Valve timing and valve lift control mechanism for engines. *Mechatronics The Science of Intelligent Machines*, 16(2), 121-129.
16. Bayrakçeken, H. ve Demirtaş V. (2010). Değişken supap zamanlamalı sistemlerin incelenmesi, *Taşıt Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 1(2), 40-56.
17. Barkan, P. and Dresner, T. (1989). A Review and classification of variable valve timing mechanisms, *SAE Technical Papers*, (1), 759-765.
18. Gün F. ve Koca, A. (2006), Değişken supap zamanlamasının motor performansına etkilerinin deneysel incelenmesi, *Politeknik Dergisi*, 9(4), 271-277.
19. Gordon, B., Hong, H. and Parvate-Patil, G. (2014). Review and analysis of variable valve timing strategies - eight ways to approach, *Journal of Automobile Engineering*, 218(10), 1179-1200.
20. Yao M., Wang, H., Reitz R. Zhang, X. and Zheng, Z. (2016). Effects of late intake valve closing (LIVC) and rebreathing valve strategies on diesel engine performance and emissions at low loads, *Applied Thermal Engineering*, 98 (5), 310-319.
21. İnternet: Intake Valve Closing Strategies, URL: <http://www.webcitation.org/query?url=https%3A%2F%2Fwww.mechadyne-int.com%2Freference%2Fthrottle-less-operation%2Fintake-valve-closing-strategies%2F&date=2018-06-20>, Son Erişim Tarihi: 20.06.2018.
22. McGhee, M., J., Law, T., Pegg, I., Shayler, P., J. and Zammit, J., P. (2015). The effects of early inlet valve closing and cylinder disablement on fuel economy and emissions of a direct injection diesel engine, *Energy*, 79(1), 100-110.
23. İnternet: UniAir Fully-variable Valve Control System. Schaeffler. URL: <http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fm.schaeffler.com%2Fcontent.mobile.products%2Fen%2Fproducts%2Fautomotive%2Fengine%2Funi-air%2Funi-air-info.html&date=2018-06-20>, Son Erişim Tarihi: 20.06.2018.

24. İnternet: Toyota Motor Company: Hybrid System. URL: <http://www.webcitation.org/query?url=https%3A%2F%2Fwww.nfpa.org%2F-%2Fmedia%2FFiles%2FTraining%2FAFV%2FEmergency-Response-uides%2FToyota%2F2--Toyota-Prius-HEV-ERG-2nd-Gen.ashx%3Fla%3Den&date=2018-07-26>, Son Erişim Tarihi: 26.07.2018.
25. Pulkrabek, W.W. (2004). *Engineering fundamentals of the internal combustion engine* (Second edition). Upper Saddle River, NJ, United States, Pearson Education US, 1-369.
26. Sürmen, A., Borat, O. ve Öz, İ. H. (2008). *İçten Yanmalı Motorlar*. Türkiye: Birsen Yayınevi, 45-52.
27. Şengül, H. İ. (2014). *Motorlar ve Termodinamik Esaslar*. (1.Baskı). Türkiye: Umuttepe Yayınları, 35, 72.
28. Çengel, Y. A. ve Boles, M. A. *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*. (çev. A. Pınarbaşı). Literatür Yayıncılık, (Eserin orijinali 1882’de yayınlandı), 411-421.
29. Ghosh, T. K., and Prelas, M. A. (2009). Thermodynamic cycles. *Energy Resources and Systems*, 1(4), 1-99.
30. Heywood, J. B. (1988). *Internal combustion engine Fundamentals*. (First edition). McGraw-Hill Education, 161-193.
31. Puzinauskas P. V., Wu C., and Tsai J. S. (2003). Performance analysis and optimization of a supercharged Miller cycle Otto engine. *Applied Thermal Engineering*, 23(5), 511–521.
32. Özdemir, A. O. (2015). *İçten yanmalı bir motorda Atkinson çevriminin performans analizi*, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 1-23.
33. Chen, L., Ge, Y. and Sun, F. (2010). Finite time thermodynamic modeling and analysis for an irreversible Atkinson cycle. *Thermal Science*, 14(4), 888.
34. İnternet: Sundararajan, T., Shet, U., S., P., Mallikarjuna, J., M. Gas Power Cycles. Indian Institute of Technology Madras. URL: http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fnptel.ac.in%2Fcourses%2F112106133%2FModule_4%2F9_Atkinson_cycle.pdf&date=2018-06-20, Son Erişim Tarihi: 20.06.2018.
35. Hou, S., S. (2007). Comparison of performances of air standard Atkinson and Otto cycles with heat transfer considerations. *Energy Conversion and Management*, 48(5), 1683-1690.
36. Zhao, J. (2017). Research and application of over-expansion cycle (Atkinson and Miller) engines – A review. *Applied Energy*, 185 (1), 300–319.
37. Daniel R, Wang C., and Xu H. (2012). Research of the Atkinson cycle in the spark ignition engine. *SAE Technical Papers*, 2012(1), 390.

38. Abis A., Pertl P., Schmidt S., and Trattner A. (2012). Expansion to higher efficiency - investigations of the Atkinson cycle in small combustion engines. *SAE Technical Papers*, 2012(32), 59.
39. İnternet: Miller R. Supercharge And Internally Cooling For High Output. URL: http://www.webcitation.org/query?url=https%3A%2F%2Fen.wikipedia.org%2Fwiki%2FTalk%253AMiller_cycle&date=2018-06-20, Son Erişim Tarihi: 20.06.2018.
40. Feng, R., Fu, J., Li, Y., Yang, J., Zhang, D., and Zheng, G. (2016). Investigations of Atkinson cycle converted from conventional Otto cycle gasoline engine. *SAE Technical Papers*, 2016(1), 680.
41. Wang, C., Daniel, R., and Xu, H. (2012). Research of the Atkinson cycle in the spark ignition engine. *SAE Technical Papers*, 2012(1), 390.
42. Boretti, A., and Scalzo, J. (2011). Exploring the advantages of Atkinson effects in variable compression ratio turbo GDI engines. *SAE Technical Papers*, 2011(1), 367.
43. Devaud, G., Khajepour, A., and Li, Y. (2018). Realization of variable Otto-Atkinson cycle using variable timing hydraulic actuated valve train for performance and efficiency improvements in unthrottled gasoline engines. *Applied Energy*, 222(1), 199–215.
44. Boretti, A., Masudi, H., and Scalzo, J. (2011). Alternative crankshaft mechanisms and kinetic energy recovery systems for improved fuel economy of light duty vehicles. *SAE Technical Papers*, 2011(1), 2191.
45. Hou, S. (2007). Comparison of performances of air standard Atkinson and Otto cycles with heat transfer considerations. *Energy Conversion and Management*, 48(5), 1683–1690.
46. Kirchberger, R., Lang, M., Pertl, P., Schmidt, S., Stelzl, R., and Trattner, A. (2015). Expansion to higher efficiency – experimental investigations of the Atkinson cycle in small combustion engines. *SAE Technical Papers*, 2015(32), 809.
47. Gotfryd, O., Klir, V., Miklanek, L., and Vitek, O. (2012). Study of unconventional cycles (Atkinson and Miller) with mixture heating as a means for the fuel economy improvement of a throttled SI engine at part load. *SAE Technical Papers*, 2012(1), 1678.
48. Hou, S., and Lin, J. (2007). Influence of heat loss on the performance of an air-standard Atkinson cycle. *Applied Energy*, 84(9), 904–920.
49. Manivannan, A. (2011). Numerical and experimental study of extended expansion concept applied to lean burn spark ignition engine. *International Journal of Engineering*, 9(2), 1584-2665.
50. Benajes, J., Molina, S., Novella, R., and Serrano, J. R. (2009). Potential of Atkinson cycle combined with EGR for pollutant control in a HD diesel engine. *Energy Conversion and Management*, 50(1), 174-183.

51. Chen, L., Ge, Y., Sun, F., and Wu, C. (2006). Performance of an Atkinson cycle with heat transfer, friction and variable specific-heats of the working fluid. *Applied Energy*, 83(11), 1210-1221.
52. Rashidi, M. M. and Hajipour, A. (2012). Comparison of performances of air standard Atkinson and dual cycles with heat transfer considerations. *International Journal Advanced Design and Manufacturing Technology*, 6(3), 57-62.
53. Kohany, T. B. and Sher, E. (2002). Optimization of variable valve timing for maximizing performance of an unthrottled SI engine; a theoretical study. *Energy*, 27(8), 757-775.
54. Dinler, A., F. (2010). *Isı Makinaları Çevrimlerinin Performans Analizleri*, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 4-10.
55. Demirci, O., K. (2013). *Buji İle Ateşlemeli Bir Motorda Miller Çevrimi Uygulaması, Performans Ve Emisyon Karakteristiklerinin İncelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 5-11.
56. Cho, S., Min, K., Lee, B., Oh, S., Seol, E., Shin, W., Song, C., Song, H., Son, J., And Woo, S. H. (2018). An experimental study on the effect of stroke-to-bore ratio of Atkinson DISI engines with variable valve timing. *SAE Technical Papers*, 2018(1), 1419.
57. Chandras, P., McCarthy, J., Stretch, D., and Smith, B. (2018). Effect of intake valve profile modulation on passenger car fuel consumption. *SAE Technical Papers*, 2018(1), 379.
58. Akgün, F., and Cınar, C. (2007). Effect of intake valve closing time on engine performance and exhaust emissions in a spark ignition engine. *Politeknik Dergisi*, 10(4), 371-375.
59. Du, A., and Wan, Y. (2013). Reducing part load pumping loss and improving thermal efficiency through high compression ratio over-expanded cycle. *SAE Technical Papers*, 2013(1), 1744.
60. Collee, V., Constensou, C., Ferrey, P., and Miehe, Y. (2014). Potential of a variable compression ratio gasoline SI engine with very high expansion ratio and variable valve actuation. *SAE International Journal Engines*, 7(1), 468-487.
61. Cordier, M., Laget, O., Duffour, F., Gautrot, X., Francqueville, L. (2016). Increasing modern spark ignition engine efficiency: A comprehension study of high CR and Atkinson cycle. *SAE Technical Paper*, 2016(1), 2172.
62. Holst, F., Solbreck, M. (2014). *Numerical and Experimental Investigation of The Atkinson Cycle on a 2.0 Liter 4-cylinder Turbocharged SI-Engine*. Master's Thesis, Chalmers University of Technology, Göteborg, 1-68.
63. Guang, L., Ji-Fei, C. and Rui-Ming, F. (2013). Cam curve synthesis method based on classical splines. *Applied Mechanics and Materials*, 312(1), 69-73.

64. Grohe, H. (2000). *Otto ve Dizel Motorları* (çev. B. Kuşhan). Bilim Teknik Yayınevi. (Eserin orijinali 1999'da yayımlandı), 189-199.
65. Sarıdemir, S. (2011). Klasik spline yöntemi ile tasarlanan kam profillerinin incelenmesi. *Politeknik Dergisi*, 14(4), 257-262.
66. Karabulut, H., Sarıdemir, S. (2009). Farklı supap açık kalma süreleri ve kursları için klasik spline yöntemi ile elde edilen kam profillerinin karşılaştırılması. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 24(3), 509-515.
67. Yücesu, H., S., Okur, M. ve Topgül, T. (2005). Buji ateşlemeli bir motorda çalışma parametrelerinin egzoz emisyonlarına etkilerinin deneysel olarak incelenmesi. *Politeknik dergisi*, 8(1), 43-47.
68. Matsuo, S., Ikeda, E., Ito, Y., and Nishiura, H. (2016). The new Toyota Inline 4 cylinder 1.8L ESTEC 2ZR-FXE gasoline engine for hybrid car. *SAE Technical Paper*, 2016(1), 684.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : GÜLCAN, Halil Erdi
Uyruğu : T.C.
Doğum tarihi ve yeri : 01.01.1992, Çorum
Medeni hali : Bekar
Telefon : 0(538) 782 2709
e-mail : halilerdigulcan@gmail.com



Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Yüksek Lisans	Gazi Üniversitesi/ Otomotiv Mühendisliği	Devam ediyor
Lisans	Süleyman Demirel Üniversitesi/ Otomotiv Mühendisliği	2015
Lise	Alanya Lisesi	2010

İş Deneyimi

-

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

-

Hobiler

Yüzme, futbol, masa tenisi, sinema



GAZİ GELECEKTİR..