

**KIRIKKALE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNE ANABİLİM DALI
YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**DÖRT SİLİNDİRLİ – DÖRT ZAMANLI BENZİNLİ BİR MOTORDA
TİTREŞİMLERİN MODELLENMESİ VE DENEYSEL OLARAK
İNCELENMESİ**

FATİH CELLEK

ARALIK 2015

Makine Anabilim Dalında Fatih CELLEK tarafından hazırlanan **DÖRT SİLİNDİRLİ – DÖRT ZAMANLI BENZİNLİ BİR MOTORDA TİTREŞİMLERİN MODELLENMESİ VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ** adlı Yüksek Lisans Tezinin Anabilim Dalı standartlarına uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Ali ERİŞEN

Anabilim Dalı Başkanı

Bu tezi okuduğumu ve tezin **Yüksek Lisans Tezi** olarak bütün gereklilikleri yerine getirdiğini onaylarım.

Yrd. Doç. Dr. Hakan ARSLAN

Danışman

Jüri Üyeleri

Başkan : Prof. Dr. Sadettin ORHAN

Üye (Danışman) : Yrd. Doç. Dr. Hakan ARSLAN

Üye : Doç. Dr. Osman BİCAN

04/12 /2015

Bu tez ile Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Yüksek Lisans derecesini onaylamıştır.

Prof. Dr. Mustafa YİĞİTOĞLU
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü



Aileme

ÖZET

DÖRT SİLİNDİRLİ - DÖRT ZAMANLI BENZİNLİ BİR MOTORDA TİTREŞİMLERİN MODELLENMESİ VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

CELLEK, Fatih

Kırıkkale Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Hakan ARSLAN

Haziran 2015, 97 sayfa

Çalışmanın ilk kısmında, motorun hareketli temel parçaları olan, krank milinin, biyel kolunun ve pistonun konumları, hızları ve ivmeleri belirlenmiş ve krank açısı cinsinden denklemlerle tanımlanmışlardır. Elde edilen bu verilerle, sistem üzerinde oluşan kuvvetler belirlenerek etkileri incelenmiştir. Oluşan bu kuvvetlerden yararlanılarak da motor bloğunun y eksenindeki hareket denklemleri çıkarılmıştır.

Çalışmanın deneysel kısmında ise, gaz keleşi açıklığı ve krank devir sayısı değiştirilerek titreşim ölçümleri yapılmıştır. 5 farklı gaz keleş açıklığı değeriyle, 14 farklı devir sayısında motordan titreşim verileri alınmıştır. Diğer taraftan, motor test düzeneğinde yer alan yazılımla da motorun ürettiği güç ve tork değerleri belirlenmiş ve çizelgeler halinde raporlanmıştır.

Deneylerden elde edilen tork ve güç verileriyle, titreşim değerlerinin karelerinin ortalamasının karekökü (RMS) değerleri kıyaslanmış ve grafiklerle gösterimler yapılmıştır. Titreşim ve motor verileri arasında, ikinci derece polinom fonksiyonlarıyla bir ilişki çıkarılmaya çalışılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Benzinli Motor, Krank-Biyel Mekanizması, Dinamik Kuvvet Analizi, Motor Performansı, Motor Titreşimleri

ABSTRACT

MODELLING OF VIBRATIONS ON A FOUR CYLINDER – FOUR STROKE GASOLINE ENGINE AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION

CELLEK, Fatih

Kırıkkale University

Graduate School of Natural And Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering, M. Sc. Thesis

Adviser: Asst. Prof. Hakan ARSLAN

June 2015, 97 pages

In the first part of the study, the basic moving parts of the engine, crankshaft's, piston rod's and piston's position, velocity and acceleration were determined and defined by the equation in terms of crank angle. By the obtained these data, the effects were examined by determining the forces occurring on the system. Taking advantage of these forces, the equations of motions in the y-axis is achieved.

In the experimental section of the study, vibration measurements were done by varying throttle opening rate and rpm of the crankshaft. Measurement data were acquired with 5 different throttle rates and 14 different rpm value of crankshaft. On the other hand, Power and torque values generated by the engine were detected and reported with the tables by the software of the engine test setup.

With torque and force data obtained from the experiments, the root mean squares of vibration values (RMS) were compared and graphical representations were made. Between the vibrations and engine data, a relationship was tried to get with the second-degree polynomial functions.

Keywords: Gasoline Engine, Slider-Crank Mechanisms, Dynamic Force Analysis, Engine Performance, Engine Vibrations

TEŞEKKÜR

Bu çalıŐmayı hazırlarken yaptığım araŐtırmalar ve deneyler sırasında yardımlarını esirgemeyen, bilgi, tecrübe ve görüşlerinden yararlandığım değerli danışman hocam, Sayın Yrd. Doç. Dr. Hakan ARSLAN 'a, yaptığım deneyler esnasında gece gündüz fark etmeksizin yardımına koŐan hocam Sayın Yrd. Doç. Dr. Hayri YAMAN 'a, tezimin birçok aŐamasında maddi ve manevi yardımlarını gördüğüm çok kıymetli arkadaşlarım ArŐ. Gör. Ömer RESULOĞULLARI, ArŐ. Gör. Alemdar ONGUN ve ArŐ. Gör. Onur OKUR ' a teşekkür ederim.



İÇİNDEKİLER DİZİNİ

Sayfa

ÖZET	iv
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER DİZİNİ	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiii
SİMGELER DİZİNİ	xiv
KISALTMALAR DİZİNİ	xvii
1. GİRİŞ	1
1.1. Literatür Özeti	2
1.2. Amaç ve Kapsam	8
2. MATERYAL VE YÖNTEM	9
2.1 Kıvılcım Ateşlemeli Motorlar	9
2.1.1. Benzinli ve LPG' li Motorlar İçin İdeal Çevrim - Otto Çevrimi.....	9
2.1.2. Kıvılcım Ateşlemeli Motorlarda Alt Sistemler	11
2.1.2.1. Marş Sistemi.....	11
2.1.2.2. Ateşleme Sistemi	12
2.1.2.3. Şarj Sistemi	13
2.1.2.4. Yakıt Sistemi	14
2.1.2.5. Soğutma Sistemi	15
2.1.2.6. Yağlama Sistemi	16
2.2. Bujiyle Ateşlemeli Motorlarda Titreşim	17
2.2.1. Motor Titreşiminin Nedenleri.....	17
2.2.1.1. Atalet Kuvvetleri	18
2.2.1.2 Gaz Kuvvetleri.....	19
2.2.1.3 Diğer Kuvvetler	19
2.3. Titreşim Analizi	20
2.3.1. Zaman Tanım Bölgesi Analiz Teknikleri.....	21
2.3.1.1. Titreşim Genliği Ölçümü.....	21

2.3.1.2. Karelerin Ortalamasının Karekökü (RMS).....	22
2.3.1.3. Crest Faktörü	23
2.3.2. Frekans Tanım Bölgesi Analiz Teknikleri	24
2.3.3. Zaman / Frekans Analiz Teknikleri.....	25
2.3.3.1. Campbell Diyagramı	25
2.3.3.2. Kısa Zaman Fourier Dönüşümü (STFT).....	26
2.3.3.3. Dalgacık Analizi	27
2.4. Dört Silindirli Kıvılcım Ateşlemeli Motorlarda Titreşimin Kaynağı	
Olan Kuvvetlerin Belirlenmesi ve Kütle İndirgemeleri	29
2.4.1 Pistonun ve Krank Milinin Pozisyonları	29
2.4.2 Piston Üzerine Eden Kuvvetlerin Dinamik Analizi ve	
Kütle İndirgenmesi	30
2.4.2.1 Gaz Kuvvetlerinin İncelenmesi.....	31
2.4.3. Biyel Kolu Üzerine Eden Kuvvetlerin Analizi ve Kütle İndirgenmesi ...	39
2.4.4 Krank Mili Üzerine Eden Kuvvetlerin Analizi ve Kütle İndirgenmesi....	40
2.5. Her Bir Strok İçin Hareketlerin ve Kuvvetlerin Düşey Eksende İncelenmesi .	41
2.5.1. Emme Stroku: $0 \leq \theta \leq 75^0$ Arasında Hareketin ve	
Kuvvetlerin İncelenmesi	44
2.5.2. Emme Stroku: $75^0 \leq \theta \leq 180^0$ Arasında Hareketin ve	
Kuvvetlerin İncelenmesi	48
2.5.3. Sıkıştırma Stroku: $180^0 \leq \theta \leq 285^0$ Arasında Hareketin ve	
Kuvvetlerin İncelenmesi	48
2.5.4. Sıkıştırma Stroku: $285^0 \leq \theta \leq 360^0$ Arasında Hareketin ve	
Kuvvetlerin İncelenmesi	50
2.5.5. Genişleme Stroku: $360^0 \leq \theta \leq 435^0$ Arasında Hareketin ve	
Kuvvetlerin İncelenmesi	52
2.5.6. Genişleme Stroku: $435^0 \leq \theta \leq 540^0$ Arasında Hareketin ve	
Kuvvetlerin İncelenmesi	52
2.5.7. Genişleme Stroku: $540^0 \leq \theta \leq 645^0$ Arasında Hareketin ve	
Kuvvetlerin İncelenmesi	52
2.5.8. Egzoz Stroku: $645^0 \leq \theta \leq 720^0$ Arasında Hareketin ve	
Kuvvetlerin İncelenmesi	56
2.6. Motor Bloğunun Düşey Eksendeki Titreşiminin İncelenmesi	57
2.6.1. Blok Üzerine Etki Eden Kuvvetler.....	58

2.6.1.1. Gaz Kuvvetlerinin İncelenmesi	59
2.6.1.2. Krank Mili Yataklarına Gelen Kuvvetlerinin İncelenmesi.....	57
2.6.1.3. Yay ve Sönüm Kuvvetlerinin İncelenmesi.....	58
2.6.2. Motor Bloğunun Düşey Eksendeki Hareket Denkleminin Çıkarılması ..	59
3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....	66
3.1. Deney Düzeneği.....	66
3.1.1. Motor	66
3.1.2. Test Düzeneği Kontrol Yazılımı.....	68
3.1.3. Akselerometre (İvmeölçer)	69
3.1.4. Bağlantı Bloğu.....	67
3.1.5. Sinyal Şartlandırıcı.....	68
3.1.6. Daq Kartı (Data Acquisition Card / Veri Toplama Kartı)	68
3.1.7. Matlab R2011 Programı.....	69
3.2. Deneylein Yapılışı.....	70
4. DENEYSEL BULGULAR VE DEĞERLENDİRMELER	72
4.1. Titreşim Ölçümü Deney Sonuçları	72
4.1.1. Genlik – Zaman Grafikleri (a-t).....	72
4.1.2. Titreşim Genliği Rms Değerlerinin Belirlenmesi	78
4.1.3. Devir Sayısı - Genlik İlişkisinin İkinci Derece Denklemlerle İfade Edilmesi.....	79
4.2. Motor Performans Değerleri Ölçüm Sonuçları	80
4.3. Titreşim Ölçüm Sonuçlarının Performans Değerleriyle İlişkilendirilmesi.....	82
4.3.1. Titreşim Genliği – Güç İlişkisi	82
4.3.2. Titreşim Genliği – Tork İlişkisi	83
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	89
KAYNAKLAR	92
EKLER.....	101
EK-1	102

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>ŞEKİL</u>	<u>Sayfa</u>
2.1. Dört Zamanlı Kıvılcım Ateşlemeli Gerçek Benzin Motoru	9
2.2. İdeal Otto Çevrimi	9
2.3. İdeal Otto Çevriminin T-s Diyagramı	10
2.4. Marş Sistemi Çalışma Şeması	11
2.5. Klasik Ateşleme Sistemi Şeması	12
2.6. Şarj Sistemi Şeması	13
2.7. Yakıt Sistemi Şeması	14
2.8. Soğutma Sistemi Şeması	15
2.9. Yağlama Sistemi Şeması	16
2.10. Harmonik Titreşim Parametreleri	20
2.11. Gerçek Bir Titreşim Sinyalinin Zaman – Genlik Grafiği (t-x)	22
2.12. RMS Değerinin Grafik Üzerinde Gösterimi	23
2.13. t-x Grafiğinden Fourier Dönüşümü İle f-x Grafiği Elde Edilmesi	24
2.14. Gerçek Bir Titreşim Sinyalinin Frekans–Genlik Grafiği (f-x)	25
2.15. Gerçek Bir Sisteme Ait Campbell Diyagramı (Devir Sayısı-Frekans-Genlik)	26
2.16. Analiz Tekniklerinin Karşılaştırılması	28
2.17. Pistonun ve Krank Milinin Pozisyonları	30
2.18. Piston Üzerine Etki Eden Kuvvetler	31
2.19. Emme Strokunda Krank – Biyel – Piston Mekanizması	33
2.20. Gerçek Otto Çevrim Grafiği	34
2.21. Sıkıştırma Strokunda Herhangi Bir An İçin P-V Grafiği	35
2.22. Sıkıştırma Strokunda Krank – Biyel – Piston Mekanizması	35
2.23. Genişleme Strokunda Krank – Biyel – Piston Mekanizması	37
2.24. Genişleme Strokunda Herhangi Bir An İçin P-V Grafiği	37
2.25. Egzoz Strokunda Krank – Biyel – Piston Mekanizması	39
2.26. Biyel Kütlelerinin Dağıtılması	40
2.27. Biyel Üzerine Etki Eden Kuvvetler	41
2.28. Krank Mili Üzerine Etki Eden Kuvvetler	42
2.29. Krank Açısı – Piston Konumu Grafiği	43
2.30. Krank Açısı – Piston Hızı Grafiği	44

2.31. Krank Açısı – sign (Piston Hızı) Grafiği	44
2.32. Krank Açısı – Piston İvmesi Grafiği	45
2.33. Krank Açısı – sign (Piston İvmesi) Grafiği	46
2.34. $0 \leq \theta \leq 75^0$ Arasında Piston Üzerine Etki Eden Kuvvetler	47
2.35. $0 \leq \theta \leq 75^0$ Arasında Krank Mili Üzerine Etki Eden Kuvvetler	47
2.36. $75^0 \leq \theta \leq 180^0$ Arasında Piston Üzerine Etki Eden Kuvvetler	49
2.37. $75^0 \leq \theta \leq 180^0$ Arasında Krank Mili Üzerine Etki Eden Kuvvetler.....	49
2.38. $180^0 \leq \theta \leq 285^0$ Arasında Piston Üzerine Etki Eden Kuvvetleri	51
2.39. $180^0 \leq \theta \leq 285^0$ Arasında Krank Mili Üzerine Etki Eden Kuvvetler	51
2.40. $285^0 \leq \theta \leq 360^0$ Arasında Piston Üzerine Etki Eden Kuvvetler	53
2.41. $285^0 \leq \theta \leq 360^0$ Arasında Krank Mili Üzerine Etki Eden Kuvvetler	53
2.42. Motor Bloğunun Önden Görünümü.....	57
2.43. Motor Bloğunun Yandan Görünümü ve Blok Üzerine Etki Eden Kuvvetler.....	58
2.44. Pozitif Y Yönünde Titreşim Oluşturan Kuvvetler	63
2.45. Negatif Y Yönünde Titreşim Oluşturan Kuvvetler	64
3.1. Deneyde Kullanılan Motor	66
3.2. Motor Performans Grafiği	67
3.3. Motor Verileri Takip Ekranı	68
3.4. Akselerometre.....	70
3.5. Bağlantı Bloğu	70
3.6. Sinyal Koşullayıcı	71
3.7. DAQ Kartı	72
3.8. Titreşim Ölçüm Ekranı	72
3.9. Motor Test Düzeneği	73
3.10. Motor Bloğu Üzerinden Titreşim Ölçümü	74
3.11. Verilerin Takip Edildiği Bilgisayarlar	74
4.1. Gaz Kelebeği Kapalı İken İvme-Zaman (a-t) Grafiği	75
4.2. Gaz Kelebeği %10 Açık İken İvme-Zaman (a-t) Grafiği	76
4.3. Gaz Kelebeği %20 Açık İken İvme-Zaman (a-t) Grafiği	76
4.4. Gaz Kelebeği %30 Açık İken İvme-Zaman (a-t) Grafiği	77
4.5. Gaz Kelebeği %40 Açık İken İvme-Zaman (a-t) Grafiği	77
4.6. Gaz Kelebeği %50 Açık İken İvme-Zaman (a-t) Grafiği	78
4.7. Genlik(RMS) - Devir Sayısı Grafiği	79

4.8. % 10 Kelebek Açıklığı İçin Devir Sayısı – Genlik (RMS) Grafiği	80
4.9. % 10 Kelebek Açıklığı İçin Elde Edilen Parabolik Eğri	82
4.10. Farklı Gaz Kelebeği Açıklıklarında Güç – Devir Sayısı Grafiği	84
4.11. Farklı Gaz Kelebeği Açıklıklarında Tork– Devir Sayısı Grafiği	84
4.12. Farklı Gaz Kelebeği Açıklıklarında Titreşim Genliği – Güç Grafiği	86
4.13. Farklı Gaz Kelebeği Açıklıklarında Titreşim Genliği – Tork Grafiği	87



ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>ÇİZELGE</u>	<u>Sayfa</u>
3.1 Motorun Teknik Özellikleri.....	67
3.2 Motor Verileri Kayıt Raporu Örneği	69
4.1 Denklem Çözümü İçin Gerekli Veri Seti.....	81
4.2 Farklı Gaz Kelebeği Açıklıkları İçin Karakteristik Denklemler	82
4.3 Farklı Gaz Kelebeği Açıklıkları İçin Güç-Genlik Denklemler	86
4.4 Farklı Gaz Kelebeği Açıklıkları İçin Tork - Genlik Denklemler	88

SİMGELER DİZİNİ

T	Sıcaklık
s	Entropi
P	Basınç
V	Hacim
X	Genlik
P _k	Tepe Noktası
<i>f</i>	Frekans
T	Periyot
ω	Açısal Hız
t	Zaman
C	Crest Faktörü
y	Pistonun Konumu
\dot{y}	Pistonun Hızı
\ddot{y}	Pistonun İvmesi
s	Piston – Krank Dönme Merkezi Arası Mesafe
<i>l</i>	Biyel Boyu
r	Krank Dönme Dairesi Yarıçapı
θ	Krank Milinin Düşey Eksenle Yaptığı Aç
$\dot{\theta}$	Krank Milinin Açısal Hızı
$\ddot{\theta}$	Krank Milinin Açısal İvmesi

β	Biyelin Düşey Eksenle Yaptığı Aç
α	Krank Miliyle Biyel Arasındaki Dar Açının Tümleri
F_{ab}	A Uzunun B Uzununa Uyguladığı Kuvvet
F_{hd}	Hidrodinamik Sürtünme Kuvveti
F_{yan}	Pistona Etkiyen Yanal Kuvvet
F_g	Gaz Kuvveti
A_p	Piston Yüzey Alanı
A_{piston}	Piston Kesit Alanı
m_p	İndirgenen Kütlelerle Birlikte Piston Kütlesi
m_{bp}	Biyel – Piston Arası Bağlantı Elemanlarının Kütlesi
m_s	Piston Segmanlarının Kütlesi
m_{B1}	Biyelin Pistona İndirgenen Kütlesi
m_{B2}	Biyelin Kranka İndirgenen Kütlesi
D	Piston Çapı
h	Piston Yüksekliği
g	Yerçekimi İvmesi
F_g^{emme}	Emme Strokunda Gaz Kuvveti
$F_g^{sıkıştırma}$	Sıkıştırma Strokunda Gaz Kuvveti
$F_g^{genişleme}$	Genişleme Strokunda Gaz Kuvveti
F_g^{egzoz}	Egzoz Strokunda Gaz Kuvveti
V_y	Herhangi Bir Anda Silindir Hacmi
k	Gazlarda sabit basınçtaki özgül ısının ,sabit hacimdeki özgül ısıya oranı

a_n	Normal İvme
a_t	Teğetsel İvme
M	Moment
I	Atalet Momenti
F^t	Teğetsel Kuvvet
F_{yatak1}	Negatif y yönünde Etki Eden Yatak Kuvveti
F_{yatak2}	Pozitif y yönünde Etki Eden Yatak Kuvveti
K	Yay Katsayısı
$k_{eş}$	Eşdeğer Yay Katsayısı
c	Sönüm Katsayısı
$c_{eş}$	Eşdeğer Sönüm Katsayısı
M	Motor Bloğunun Toplam Kütlesi
\dot{Y}	Motor Bloğunun Hızı
\ddot{Y}	Motor Bloğunun İvmesi
r	Korelasyon Katsayısı
S_r	Hataların Karelerinin Toplamı
S_t	Hataların Ortalamadan Farkının Karelerinin Toplamı

KISALTMALAR DİZİNİ

AÖN	Alt Ölü Nokta
ÜÖN	Üst Ölü Nokta
KOK	Karelerin Ortalamasının Karekökü
RMS	Root Mean Square
FFT	Fast Fourier Transform
HFD	Hızlı Fourier Dönüşümü
KZFD	Kısa Zaman Fourier Dönüşümü
STFT	Short Time Fourier Transform

1. GİRİŞ

İçten yanmalı motorlar, hava ile karıştırılmış yakıtın silindir içerisine alınıp yakılması neticesinde oluşan ısı enerjisi, mekanik enerjiye çeviren makinelerdir. Genellikle krank, biyel ve piston vasıtasıyla mekanik enerjiye dönüşüm gerçekleşir. İçten yanmalı motorlara örnek olarak; gaz türbinleri, jet motorları, otto, dizel ve wankel motorları gösterilebilir.

Yanma sonucu oluşan ısı enerjisi, silindir bloğu içerisindeki gazların, sıcaklık ve basıncını artırır. Basıncı artan gazlar, piston üzerine bir kuvvet uygulayarak, pistonun hareket etmesini ve dolayısıyla da krank milinin dönmesini sağlarlar. Dönme hareketinin aktarma organlarına iletilmesiyle de aracın hareketi sağlanmış olur.[1]

Motorun çalışması sırasında, farklı kaynaklı ve değişken birçok kuvvet oluşmaktadır. Yanma sonrasında oluşan gazlar silindir içerisinde bir gaz basıncı oluşturmakta ve oluşan bu gaz basıncı, silindir yüzeyinde gaz kuvveti olarak etki etmektedir. Gaz kuvveti, piston hareketinin ana kaynağı olan kuvvettir. Ayrıca pistonun hareketi esnasında, piston yüzeyine silindir içerisinden bir sürtünme kuvveti de etki eder. Bu kuvvet, motorun ilk hareketi esnasında kuru sürtünmedir. Daha sonraki hareketlerde yağlama yağının da etkisiyle sürtünme kuvveti hidrodinamik sürtünme kuvveti halini alır.

Piston sürekli doğrusal hareket yaparken, krank dairesel ve biyel kolu ise hem doğrusal hem de dairesel hareket yapmaktadır. Bu sebepten dolayı sistem üzerinde sürekli değişken atalet ve merkezci kuvvetler etki etmektedir.

Krank-biyel mekanizmasına etki eden kuvvetler ve bunların momentleri krank açısına bağlı sürekli değişim gösterirler. Kuvvetler ve momentler dengelenmedikleri sürece, motor gövdesinde titreşime ve motorun devrilmesine neden olabilirler. Titreşim, bağlantı noktalarından motorun gövdesini taşıyan aksama geçerken aynı zamanda dengelenmemiş kuvvetlerin oluşturduğu titreşim güç kaybına neden olur [31].

1.1. Literatür Özeti

Öztürk ve Karabulut çalışmalarında; tek silindirli dört zamanlı bir dizel motorunun piston, biyel, krank ve bloğunun dinamik modelini oluşturarak krank milinin çevrimlik açısal hız değişimleri ve bloğun titreşimlerini incelemişlerdir. Oluşturulan dinamik model dört serbestlik dereceli olup sırasıyla krank milinin açısal hareketini, bloğun krank mili eksenini etrafındaki açısal hareketini, bloğun düşey ve yatay doğrultulardaki doğrusal hareketlerini kapsamaktadır. Analizde dört farklı motor yükü için deneysel olarak elde edilen gaz basınç profilleri kullanılmış ve krank milinin açısal hızındaki değişimlerin, motor yüküyle arttığını gözlemlemişlerdir. Motor bloğunun krank mili eksenini etrafındaki açısal titreşimlerinin gaz kuvvetlerinden, düşey ve yatay doğrultulardaki doğrusal titreşimlerinin ise piston kütlesi ve krank milinin balanssızlığından kaynaklandığı belirlenmiştir. Pistonun kütle ataletinden kaynaklanan düşey titreşimin azaltılması için kullanılan balans ağırlıklarının, yatay eksenindeki titreşimi arttırdığı anlaşılmıştır. Bu sebeple düşey eksenindeki titreşim genliğinin sıfırlanması yerine genliği yarıya indirecek balans ağırlıklarının kullanılmasının gerekli olduğu görülmüştür. [3]

Hoffmann tarafından dış kaynaklı titreşimlerin incelenmesine yönelik bir çalışmada; piston hareket mekanizmasının hareketlerinin doğru belirlenmesine ağırlık verilmiş ve mekanizma ile blok arasında tam bağımlı, yedi serbestlik dereceli bir model oluşturulmuştur. Çalışmada sürtünme kuvvetlerinin etkileri göz ardı edilmiş, yerçekimi etkisi dikkate alınmıştır. Ancak yerçekiminin de krank mili açısal hızında yarattığı değişimlerin önemsiz olduğu belirtilmiştir.[4]

Koruvatan, v.d. çalışmalarında; tüm silindirleriyle uyumlu olarak çalışan bir motorun, iki silindirinin devre dışı kalması durumunda, çalışmasının sağlıklı olarak devam edip etmediğini kontrol etmiştir. Bu amaçla, geçiş durumlarında motorun sarsıntılı çalışıp çalışmadığına ilişkin titreşim ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar kabul edilebilir standartlarda çıkmış ve %29 yakıt ekonomisi elde edilmiştir.[5]

Kurt yüksek lisans tez çalışmasında; tek silindirli, 4 zamanlı, pistonlu bir pancar motoru kullanmış ve motorun meydana getirdiği titreşimin karşı ağırlıklarda

yapılacak bir değişlikle azaltılıp-azaltılamayacağını incelemiştir. Bu çalışmalar sırasında elde edilecek verilerin, mekanik olarak hassas bir şekilde kaydedilmesinin zor olacağından, titreşimi hassas bir şekilde kaydetmek için bilgisayar desteğine başvurmuştur.[6]

Pramuhadi vd. çalışmalarında; benzinli bir motorun, 4 farklı hızda çalışmasını incelemiştir. Bu hızlarda ulaşılan genlik değerlerini grafiksel olarak ifade etmiş ve polinomsal regresyon metoduyla, titreşim karakteristiğini gösteren bir denklem bulmuştur. [7]

Ftoutou vd. çalışmalarında; yakıt enjeksiyon sorunu olan dizel bir motorda, titreşim kontrolüyle arıza tespiti yapılıp yapılamayacağı üzerine araştırmalarda bulunmuşlardır. Silindirlerden bir tanesindeki enjeksiyon basıncı kademeli olarak düşürülmüş ve bu silindir üzerinden titreşim sinyalleri ölçülmüş, zaman ve frekans ortamlarında analizleri yapılmıştır. [8]

Shoda vd. çalışmalarında; son yıllarda üretilen krank millerinin çok daha hafif malzemelerden üretilmelerinden dolayı, gemi motorlarında aksel, burulma ve bükülme titreşimlerinin daha fazla gözlenebildiğini belirtmişlerdir. Motor üzerinde, üç eksen de titreşim olduğundan analiz edilmeleri çok karışık olacaktır. Bu durumu çözebilmek için Building Block Approach yöntemini geliştirmişlerdir. Bu yöntemle titreşim değerleri azaltılmış ve gerçek değerlerle örtüşmüştür. [9]

Sitnik vd. çalışmalarında; 90 ve 120 hp lik iki dizel motoru incelemişlerdir. Araçlar tekerlekler üzerinde iken ve kriko ile kaldırılmış durumda iken hız cinsinden, düşey yönde titreşim ölçümleri yapılmıştır ve sonuçlar analiz edilmiştir. Ayrıca tahrik elemanları titreşiminin, araç gövdesi üzerine etkisi; motor gücü ve devir sayısı değiştirilerek gösterilmiştir. [10]

Wongchai vd yaptıkları çalışmada; hidrojen-dizel yakıt karışımının motor titreşimi üzerine etkilerini incelemişlerdir. Yakıt içerisindeki hidrojen yüzdesi ile motor titreşim genliği arasında bir bağıntı bulabilmek için ikinci dereceden polinom regresyon analizi yapmışlardır. Yapılan bu çalışma neticesinde; artan hidrojen miktarına karşılık, motor titreşim genliğinin azaldığı görülmüştür. [11]

Heidary vd. çalışmalarında; altı farklı oranda elde edilen dizel-biodizel karışımlarının titreşime etkisini incelemiştir. Elde edilen verilere göre, karışım içerisinde biodizel oranı arttıkça, ortalama titreşim genliğinin azaldığı tespit edilmiştir. [12]

Manieniyen ve Sivaprakasam çalışmalarında; bir motorda dizel yakıt ve mahua bitkisinden elde edilen biodizel yakıtı ayrı ayrı kullanmışlardır. Yapılan deneylerde, titreşim değerleri motorun üst, alt ve krank mili yataklarından ölçülmüş ve karşılaştırılmıştır. İvme cinsinden değerler karşılaştırıldığında, motorun üst kısmında en büyük ivme değeri biodizel yakıt kullanıldığında, diğer ölçüm noktalarında ise dizel yakıt kullanıldığında görülmüştür. Ayrıca motorda en büyük titreşim genliğinin, ateşleme sırasında oluşan yüksek basınçtan kaynaklandığı belirtilmiştir.[13]

Barelli vd. tarafından yapılan çalışmada; içten yanmalı motorlarda, motor yükü ve yanma frekansı ile bağlantılı olarak, en güçlü titreşim ve gürültü sinyallerinin silindirlerin üzerinden ölçülebildiğini tespit etmişlerdir.[14]

Charles çalışmasında; dizel motorlarda yanma ile ilgili sorunlar ile burulma titreşimleri arasındaki ilişkiyi incelemiştir. Bunun için, kutupsal koordinat sisteminde, anlık açısal hız dalga form grafiğini elde etmiştir. Bu grafikten faydalanılarak, hangi silindir içerisinde yanma olayından kaynaklı bir sorun olduğu anlaşılabilir.[15]

Köse çalışmasında, dönel makinelerin sağlığı ile ilgili ayrıntılı bilgi için titreşim analizinin önemine değinmiştir. Titreşim verilerinin tek başına anlam ifade edemeyeceğini, verilerin birbirleriyle etkileşimi ve neden sonuç ilişkisi ile analiz edilmesi gerektiğini ve her arızanın fiziksel özelliklerine göre farklı frekanslarda kendini göstereceğini vurgulamıştır.[17]

Erkaya yüksek lisans tez çalışmasında, döner eksanterli biyelin kullanıldığı krank-biyel mekanizmasının dinamik ve kinematik analizlerini yapmıştır. Öncelikle hareketli her bir uzva ait kinematik parametreleri belirlemiş ve sonra tahrik kuvvetiyle hareketli uzuvlardan kaynaklanan atalet kuvvetlerinin mekanizma üzerine etkilerini analitik olarak incelemiştir. Karşılaştırmak amacıyla, günümüzde içten yanmalı motorlarda kullanılan ve eksanterli krank – biyel mekanizmasıyla aynı strok

ve serbestlik derecesine sahip klasik krank-biyel mekanizmasının da kinematik ve dinamik analizlerini gerçekleştirmiştir. Tahrik kuvveti, atalet kuvvetleri ve bileşke kuvvetin etkisiyle eksanterli ve geleneksel krank-biyel mekanizmalarının krank milinde oluşan çıkış momenti değerlerini, krank kolunun açısall konumuna bağılı olarak elde etmiştir. Grafiklerde, yeni mekanizmanın moment eğrilerinin geleneksel krank-biyele göre daha yüksek değerlerde olduğu ve krank milindeki momentin büyük oranda yeni tasarlanan iletim hattıyla aktarılan kuvvetle oluştuğı sonucuna varmıştır. [44]

Öztürk doktora tez çalışmasında, tek silindirli dört zamanlı bir dizel motorun dinamik modellemesini yaparak; motorun hızlanma sürecinde sergilediğı davranışlar, motor bloğunun titreşimleri, takozlarda oluşan dinamik kuvvetler, sürtünme kuvvetlerinin açısall hız değişimlerine etkileri ile hareketli parçaların kütle atalet kuvvetlerinin krank milinin açısall hız değişimlerine ve motor blok titreşimlerine etkilerini incelemiştir. Bloğun düşey yöndeki titreşimlerinin doğrusal hareketli parçaların ataletinden, krank mili eksenini etrafındaki açısall titreşimlerinin çalışma gazı basıncının değişimlerinden kaynaklandığını tespit etmiştir. Biyel kütesinin üçte ikisi krank mili ve volandan oluşan dönel parçaların kütesine, diğerk kısmı piston kütesine katarak analiz yapıldığında, piston kütesinin sebep olduğu dikey blok titreşimlerini minimize etmek için piston kütesi kadar bir balans ağırlığının kullanılmasını gerekli görmektedir. Bu durumda bloğun yatay titreşimlerinde artış gözlemlenmiştir. Sürtünme kuvvetlerinin daha çok bloğun açısall titreşimlerinde etkili olduğunu görmüştür. Dönel hareketli parçaların kütle atalet momenti artarken krank milinin açısall hız değişimleri azalmakta ancak krank milinin açısall hızındaki çevrimlik değişimlerin volanın kütle atalet momenti ile lineer olarak azalmadığı sonucuna varmıştır. Ayrıca farklı sertlik ve sönümleme sabitleri için bağlantı takozlarında oluşan iletim kuvvetlerinin bloğun doğal frekans bölgelerinde aşırı arttığı sonucunu çıkarmıştır.[45]

Arı yüksek lisans tez çalışması kapsamında, Stage III emisyon düzenlemelerini karşılamak üzere tasarlanmış MR-1/V2 yanma odalı dizel motorun klasik ω tipi yanma odalı dizel motorla titreşim ve gürültü yönünden karşılaştırılmalarını yapmıştır. Bunun için farklı devir sayıları, farklı yükler ve farklı tahrik mekanizmalarıyla dört silindirli iki motorun titreşim ve ses gücü seviyelerini ölçmüş ve indikatör diyagramlarını

çıkartmıştır. Bu ölçümlerle hangi tasarımın hangi yönünün daha iyi olduğu, hangi frekans aralıklarında titreşimin ve gürültünün daha baskın olduğunu belirlemiştir. Elde edilen indikatör diyagramlarını MATLAB'da hazırladığı bir algoritmayla frekans eksenine dönüştürmüş ve hangi frekanslarda hangi basınçların daha etkin olduğunu incelemiştir. Deneylerde elde edilen indikatör diyagramları, titreşim ve ses gücü seviyelerini frekans eksenine dönüştürmüş Matlab'da hazırladığı bir algoritmayla 1/3 oktav bant aralığına çevrilerek gürültü ve titreşim transfer mekanizmalarını elde etmiştir. [47]

Yıldız yüksek lisans tez çalışmasında, eklem boşluklu ve esnek uzuvlu krank -biyel mekanizmasının kinematik ve dinamik analizini gerçekleştirmiş ve eklem boşluğundan kaynaklanan titreşimleri teorik, deneysel ve nümerik olarak incelemiştir. Eklem boşluğunu; kütesiz, sanal bir uzuv olarak modellemiştir. Bu sanal uzvun sisteme getirdiği ilave serbestlikleri, Lagrange denklemi ile tanımlamıştır. Yaptığı analizler sonucu, krank-biyel mekanizmasının dönen ve öteleme yapan kütlelerinin dengelenmesini sağlamıştır. Mekanizmanın dengelenmiş ve dengelenmemiş halleri için teorik ve deneysel çalışma gerçekleştirmiştir. Deneysel sistemde kullanılan mekanizmaların iki ekleminde yapay boşluklar oluşturmuştur. Mekanizmaların dinamik karakterini tanımlayan sarsma kuvveti ve momentinin, eklem boşluğundan nasıl etkilendiği araştırmıştır. Aynı zamanda mekanizmaların biyel uzvunun geometrik ölçülerini (özellikle kalınlığı) değiştirerek, uzuv esnekliğinin, mekanizmada oluşan darbe kuvvetlerini sönmemesi ve bunun neticesinde yatak titreşimlerine etkisini ADAMS programı üzerinde analiz etmiş ve deneysel olarak incelemiştir. Sonuçta; eklem boşluklu sistemlerde dengelemenin ve uzuv esnekliğinin mekanizmanın kinematik ve dinamik davranışlarına olan etkisini araştırmıştır.[52]

Türkmen yüksek lisans tez çalışmasında, bir dizel motorun çalışması sırasında oluşan kuvvetleri ve momentleri teorik hesaplamalarla ve Adams programı kullanarak hesaplamış ve grafiksel olarak ifade etmiştir. Deney motorunda kullanılan volan için düzgünlük katsayısını hesaplamış ve mevcut volanın çift mille dengelenmiş motorda kullanılması durumunda düzgünlük katsayısının durumunu incelemiştir. Standart motorun ile çift mille dengelenmiş motorun, ivme değerlerindeki artışı ve

azalışı incelemiş, çift mille dengelenmiş motorun standart motora göre daha dengeli olduğu sonucuna varmıştır.[56]

Yılmaz yüksek lisans tezinde, dört silindirli dizel motorun krank milinin dinamik analizini yapmıştır. Krank miline etki eden piston ağırlıkları dikkate alınarak krank milinin doğal frekans değerlerindeki modal analiz sonuçlarını incelemiş ve modal analiz üzerindeki kritik gerilme noktalarını belirleyerek raporlanmıştır.[57]

Müjdeci doktora tezinde, farklı yağ katkı maddelerinin etkinliğinin belirlenmesi için laboratuvar ortamında içten yanmalı motorda performans deneyleri ve aynı motorda sürtünmeyi önleme açısından herhangi bir değişikliğin olup olmadığını tespit etmek için deneysel çalışmalar yapmıştır. Deneysel çalışmada yağ sıcaklığı ve devir gibi parametreleri değiştirerek elde edilen güç, akım, gerilim gibi verileri göz önüne alıp yağ katkılarının sürtünmeyi önleme üzerinde oluşturdukları olumlu veya olumsuz etkinliği motor yakıt ekonomisi açısından araştırmıştır. Aynı zamanda motor performans deneyleri ile yağ katkılarının motorda moment, güç, yakıt sarfiyatı ve egzoz emisyonları açısından meydana getirdikleri değişiklikler de karşılaştırmıştır. Deneyler sonrasında yağ analizi gerçekleştirilerek aşınma elementlerini incelemiştir. Dışarıdan tahrik deney sonuçlarında özellikle elektrik motorunun çektiği güç verileri incelediğinde, güç eğrilerinin benzer seyir gösterdiği, performans deneylerinde elde edilen moment, güç, yakıt sarfiyatı ve egzoz emisyonları ortalama değerlerinin benzer sonuçlar gösterdiği; dolayısı ile genel olarak yağ kuvvetlendiricilerinin sürtünmenin azaltılması, aşınmanın önlenmesi ve yakıt sarfiyatının düşürülmesi üzerinde pozitif etkilerinin bulunmadığı gözlemlenmiştir. Deney sonuçlarında ticari yağ katkı maddelerinin gerek sürtünmeyi ve yakıt sarfiyatını azaltma, gerekse motor gücünü artırma yönünden üretici firmaların iddia ettiği değerlerde gerçekleşmediğini belirlemiştir.[58]

Kaya yüksek lisans tez çalışmasında, iki zamanlı benzinli bir motorun performansının analizi için Matlab programlama dilinin kullanılmasıyla bir bilgisayar programı geliştirmiştir. Simülasyon sonucunda silindir basınç ve sıcaklığı, ortalama indike ve efektif basınç, efektif güç, efektif moment ve ısıl verim gibi

karakteristik değerleri hesaplamış ve motor hızı veya krank mili açısına bağlı olarak grafiklerle göstermiştir. Sonuçlar test sonuçlarına uygun olduğunu tespit etmiştir.[59]

1.2. Amaç ve Kapsam

Tezin amacı, değişen devir sayıları ve değişen gaz kelebeği açıklıklarına bağlı olarak motor bloğunda dűşey ekseninde oluşan titreşim değerlerinin incelenmesi ve ayrıca titreşim- güç ve titreşim – tork ilişkisinin matematiksel olarak ortaya konulmasıdır.

Bu amaçla, çalışmanın ilk kısmında, motor bloğu üzerindeki aktif kuvvetler belirlenecek ve titreşim hareket denklemleri çıkarılacaktır. Deneysel kısımda ise; %10, %20, %30, %40 ve %50 gaz kelebeği açıklıklarında ve krank milinin 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2400, 2600, 2800, 3000, 3200, 3400, 3600, 3800, 4000 devir sayılarında çalışması sırasında, motor bloğunun üst kısmında dűşey ekseninde oluşan titreşim değerleri ölçülecektir. Motor sabit bir kelebek açıklığı değerinde iken, devir sayıları değiştirilecek ve değişimin titreşim verilerine etkisi incelenecektir. Ayrıca, bu değerlerin motorun güç ve tork değerleriyle olan bağlantısı irdelenecektir.

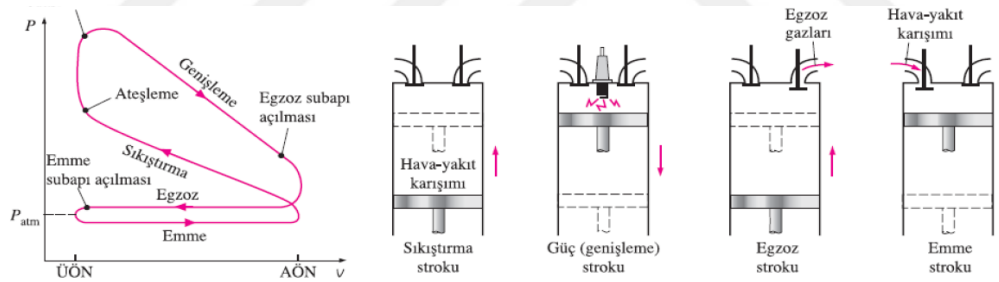
2. MATERYAL VE YÖNTEM

2.1 Kıvılcım Ateşlemeli Motorlar

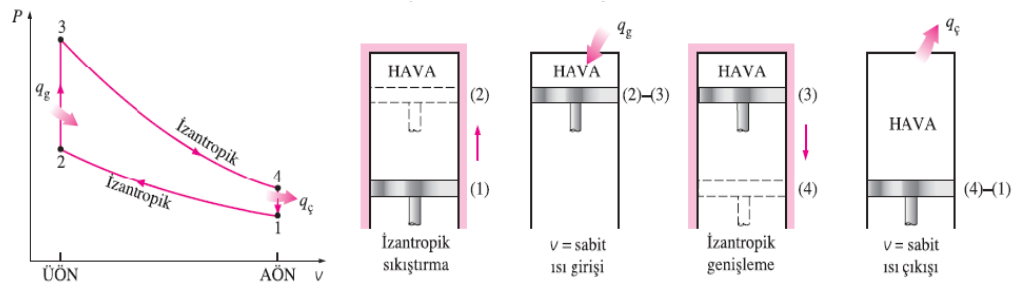
2.1.1. Benzinli ve LPG 'li Motorlar İçin İdeal Çevrim - Otto Çevrimi

Otto çevrimi; 1876 yılında ilk dört zamanlı motoru gerçekleştiren Nikolaus Otto'nun ismini taşımaktadır. Kıvılcım ateşlemeli pistonlu motorlar için ideal çevrimdir.

Dört zamanlı içten yanmalı motorlarda, piston; her çevrim için silindir içinde dört strok gerçekleştirir. Krank mili de pistonların hareketine bağlı olarak iki devir yapmış olur. Gerçekleşen dört strok sırasında, pistonun motor içerisindeki konumunu gösteren çizimler ve buji ateşlemeli motorların gerçek ve ideal çevrimler için diyagramları şekil 2.1 ve şekil 2.2 de verilmiştir.

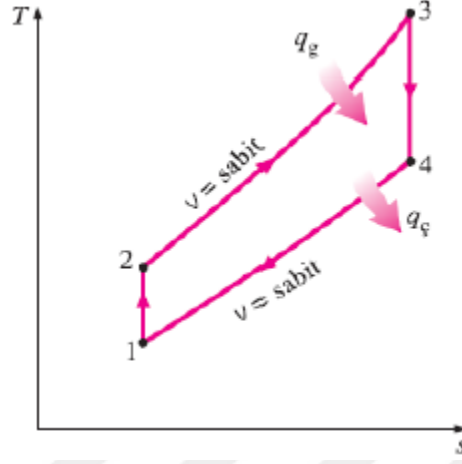


Şekil 2.1 Dört Zamanlı Kıvılcım Ateşlemeli Gerçek Benzin Motoru [38]



Şekil 2.2 İdeal Otto Çevrimi [38]

İdeal Otto çevriminin T - s diyagramı aşağıda verilmiştir.



Şekil 2.3 İdeal Otto Çevriminin T - s Diyagramı [38]

İlk durumda, supaplar kapalıyken piston alt ölü noktadadır (AÖN). Sıkıştırma stroku esnasında, piston yukarı hareket ederek yakıt-hava karışımını sıkıştırır. Piston üst ölü noktaya (ÜÖN) gelmeden hemen önce buji, karışımı ateşler ve yanma başlar. Bu sırada silindir içinde basınç ve sıcaklık artar. Basıncı yükselen gazlar pistonu aşağı doğru iter ve krank milinin dönmesi sağlanır. Bu strok genişleme strokudur. Bu şekilde ilk çevrim tamamlanmış olur. Genişleme stroku sonunda silindir içi, yanma sonunda kalan gazlarla doludur. Daha sonra piston tekrar harekete başlar ve yanma sonu gazlarını egzoz supabından dışarı atar. Bu egzoz strokudur. Piston yeniden aşağı yönde harekete geçer, emme supabı açılır ve taze yakıt – hava karışımı silindir içine alınır. Bu strok emme strokudur. Gerçek çevrimin çözümlenmesi zor olduğundan, hava standardı kabulleri yapılır ve ideal çevrim çözümlenmede kolaylık sağlar. Gerçek çevrime en yakın çevrim ideal Otto çevrimidir ve tersinir dört hal değişiminden oluşur. Şekil 2.1, 2.2 ve 2.3 incelendiğinde:

- 1 – 2: İzentropik sıkıştırma
- 2 – 3: Çevrime sabit hacimde ısı girişi
- 3 – 4: İzentropik genişleme
- 4 – 1: Çevrimden sabit hacimde ısı çıkışı

2.1.2. Kıvılcım Ateşlemeli Motorlarda Alt Sistemler

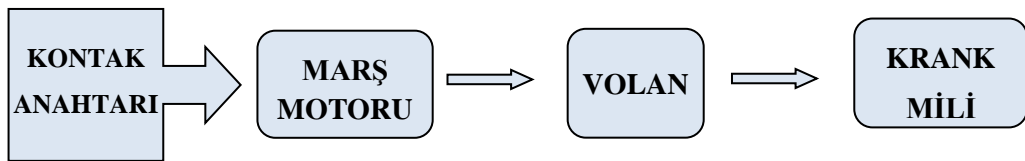
Motorların bir bütün halinde çalışması, çeşitli alt sistemler sayesinde olur. Bu sistemler; motorun ilk çalışmasından başlayarak; ilk hareketin verilmesi, gerekli elektrik kaynağının sağlanması, dolgunun hazırlanıp silindir içerisine alınması, silindir içerisine alınan dolgunun ateşlenmesi ve silindir içinde yanmış olan gazların dışarıya atılmasına kadar motorlara yardımcı olurlar. [40]

Motor içerisindeki alt sistemler 6 ana başlık altında incelenebilir. Bunlar :

- a) Marş Sistemi
- b) Ateşleme Sistemi
- c) Şarj Sistemi
- d) Yakıt Sistemi
- e) Soğutma Sistemi
- f) Yağlama Sistemi

2.1.2.1. Marş Sistemi

Motora ilk hareketini veren sistemdir. Temel elemanları; akü, kontak anahtarı, marş motoru, volan ve krank milidir. Sisteme ilk hareketin verilebilmesi için dışardan bir etkinin krank miline hareket kazandırması gerekmektedir. Bunu sağlayan motor alt elemanı marş motorudur. Aküden aldığı elektrik enerjisiyle çalışmaya başlayan marş motoru, ilk önce hareketi volana ileterek elektrik enerjisini mekanik enerjiye çevirir. Volan bu sayede dönmeye başlar ve bağlı olduğu krank milini harekete geçirerek motorun çalışmasını sağlar. Marş sisteminin şeması aşağıda verilmiştir.



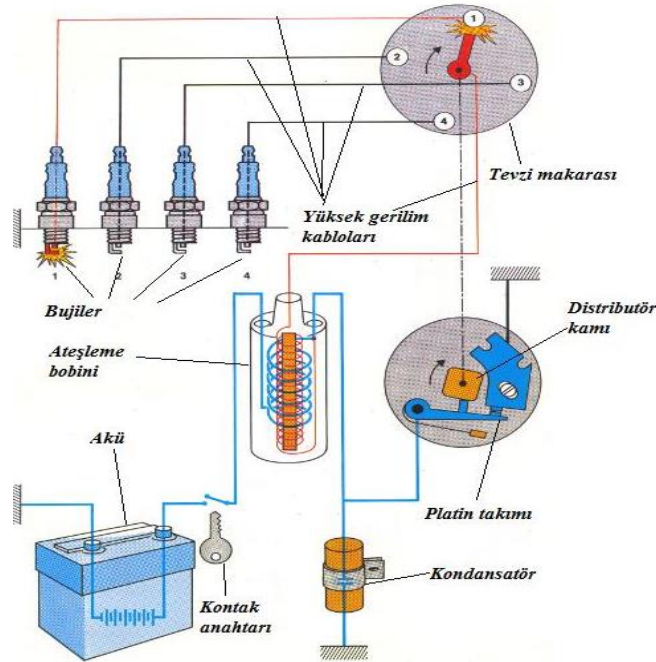
Şekil 2.4 Marş Sistemi Çalışma Şeması

Kontak anahtarı açıldığında, aküden marş motoruna elektrik akımı geçmeye başlar. Bu akım sayesinde marş motoru çalışır. Marş dişlileriyle, krank mili dişlilerinin birbirlerini kavramalarıyla da volan hareket kazanır. Volanın hareketi, üzerinde bulunduğu krank miline direkt olarak iletileceğinden krank mili de dönmeye başlar ve motorun çalışması için gerekli ilk hareket sisteme verilmiş olur.

Bir motoru çalıştırabilmek için gereken en az döndürme hızı, motorun yapısına ve çalışma koşullarına bağlı olarak değişir. Genellikle benzinli motorlar için 40–60 dev/dk.' dır. [40]

2.1.2.2. Ateşleme Sistemi

Benzinli veya LPG 'li motorlarda, emme zamanında silindir içerisine alınan, sıkıştırma stroku sonuna doğru da basıncı ve sıcaklığı yükseltlen yakıt-hava karışımını, tutuşturmak için gerekli kıvılcımı üreten sistem ateşleme sistemi olup, Klasik Ateşleme Sistemi Şeması Şekil 2.5 te görülmektedir.



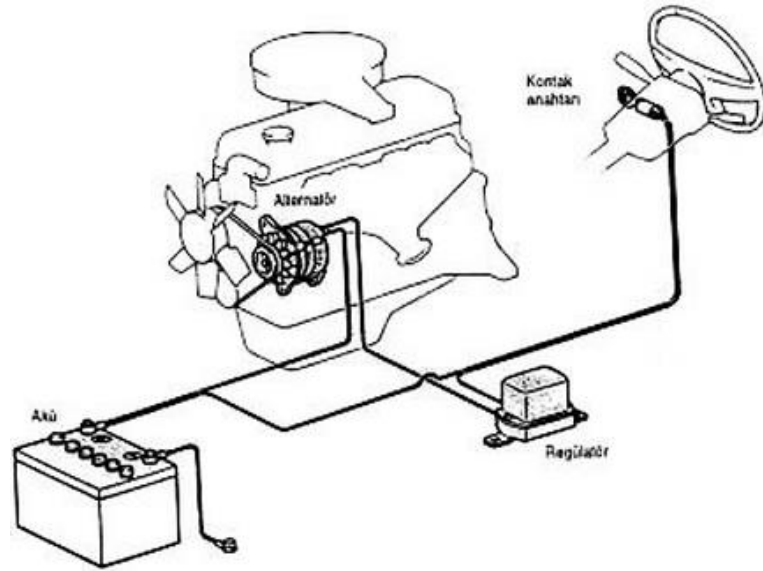
Şekil 2.5 Klasik Ateşleme Sistemi Şeması [61]

Sistemin temel parçaları; kontak anahtarı, akü, ateşleme bobini, distribütör ve bujilerdir.

Ateşleme sisteminin amacı, yüksek bir gerilim meydana getirmek ve silindirdeki yakıt-hava karışımını bu gerilimin oluşturduğu kıvılcım ile tutuşturmak. Ancak kıvılcımın belirli bir zamanda ve ilgili ateşleme sırası dâhilinde meydana getirilmesi gerekir. Ateşleme sistemi bu uygunluğu sağlayacak şekilde çalışır. [40]

2.1.2.3. Şarj Sistemi

Motorun çalışması sırasında üretilen mekanik enerjiyi elektrik enerjisine çeviren, üretilen elektrik enerjisini aküde depolayan ve araç içerisinde çalışmalarını için elektrik akımının gerektiği elemanlara elektrik akımı gönderen sisteme şarj sistemi denir. Sistemin temel parçaları; akü, kontak anahtarı, alternatör, regülatör ve vantilatör kayışıdır. Aşağıda Şekil 2.6 da şarj sisteminin elemanları verilmiştir.



Şekil 2.6 Şarj Sistemi Şeması [68]

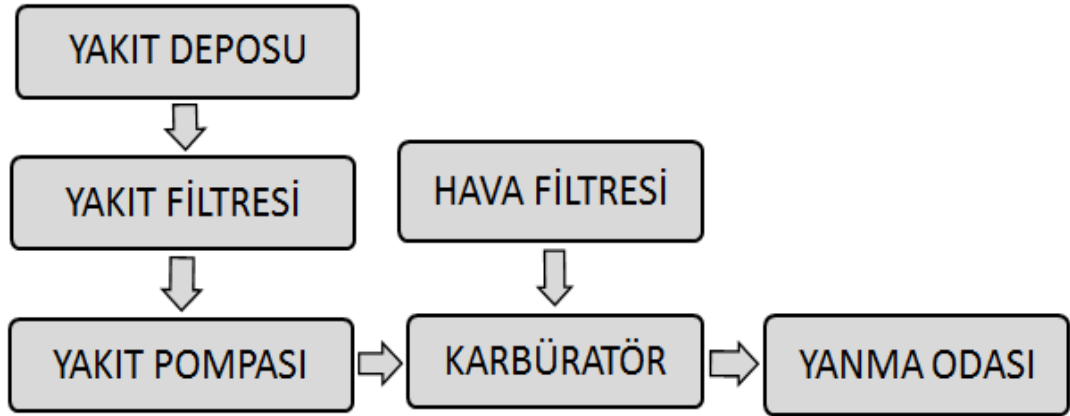
Sistemde vantilatör kayışı krank mili ve alternatör arasında bağlıdır. Motor çalışır durumdayken, krank miline bağlı vantilatör kayışından hareket alan alternatör,

dönmeye başlar ve elektrik üretimini de başlatır. Üretilen akımı, elektriğin gerektiği tüm elemanları gönderilir ve ihtiyaç bu üretimden karşılanır. Bu esnada akü akım yollamaz. Eğer şarj eksikliği varsa, üretilen bu elektrikten akü de şarj edilmiş olur.

2.1.2.4. Yakıt Sistemi

Motorun çalışması için gerekli olan yakıtı depolayan, yakıtın havayla en uygun şekilde karıştırılması işlemi yapan ve silindir içerisinde oluşacak yanmanın sorunsuz olmasını sağlayan sistemdir. Karbüratörlü motorlar için temel parçaları; yakıt deposu, yakıt pompası, karbüratör, yakıt filtresi ve hava filtresidir.

Karbüratörlü motorlardaki yakıt sisteminin şeması Şekil 2.7 de verilmiştir.

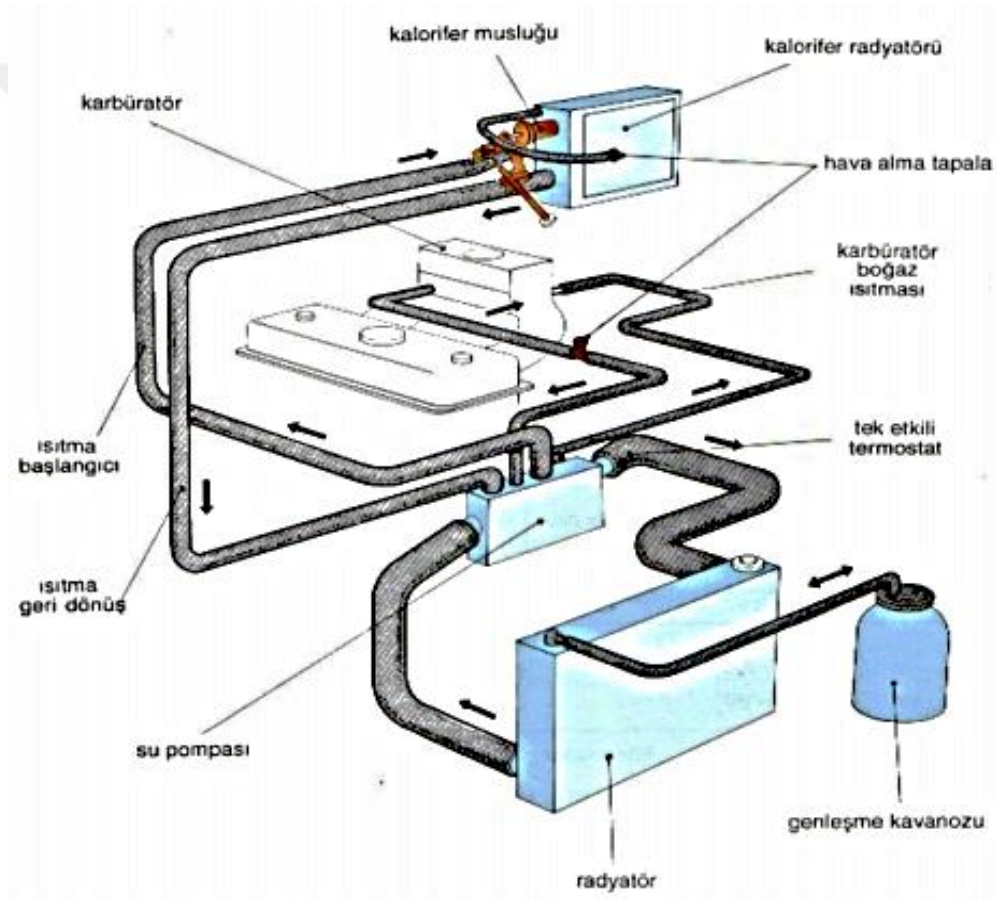


Şekil 2.7 Yakıt Sistemi Şeması

Motor çalıştığı sırada, yakıt deposundan gelen benzin karbüratöre girer. Hava filtresinden geçen hava karbüratöre gelir. Burada yakıt – hava karışımı sağlanır. Emme manifoldu tarafından karışım silindirlere iletilir.

2.1.2.5. Soğutma Sistemi

Motor parçalarının, bloğun ve motor yağının aşırı ısınmasını önleyerek, motorun en ideal sıcaklık aralıklarında çalışmasını sağlayan sistemdir. Su ile soğutmalı sistemlerin ana elemanları; radyatör, su pompası, soğutma fanı, termostat, ısı müşiri, takviye su kabıdır. Araçlarda bulunan kalorifer sistemi de, soğutma sistemine bağlı çalışır. Motorda ısınan su, araç içi ısıtılmasında kullanılır. Aşağıda soğutma sisteminin şeması görülmektedir.



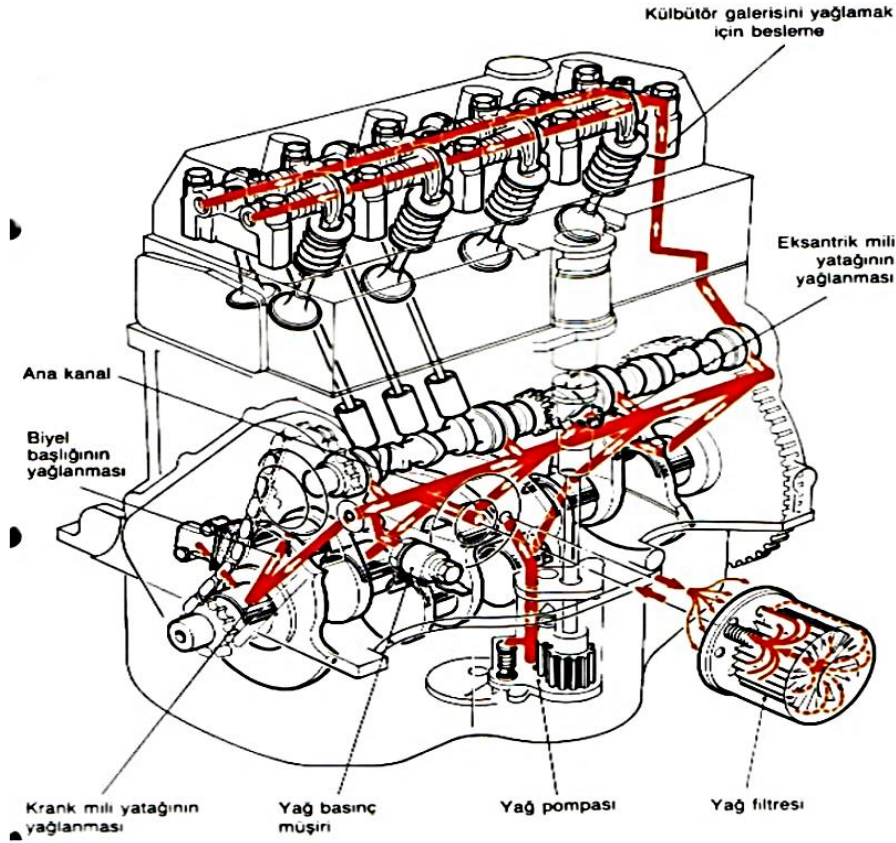
Şekil 2.8 Soğutma Sistemi Şeması [62]

Suyla soğutmalı motorlarda, motor çalışması sırasında üretilen ısı, soğutma suyu tarafından alınır ve radyatörde soğutulur. Su pompası ile su devridaim ettirilir. Isınan soğutma suyu radyatör içerisinde, radyatör fanının dönmesi ile birlikte ve aracın

hareketiyle birlikte doğal olarak içeri giren hava ile soğutulur. Soğuk bir motor çalıştırıldığı zaman, motorun çabuk ısıtılması amacıyla radyatöre giden kanal bir termostat ile kapatılır ve soğutma suyu sadece motorun su ceketleri içerisinde dolaştırılır. Motorun ısınması ile, termostat açılır ve soğutma suyunun radyatöre gitmesine izin verilir.

2.1.2.6. Yağlama Sistemi

Motor, birbiriyle temas halinde olan, birçok hareketli parçadan oluşur. Bu parçaların yağlanması sağlanarak, aşınmalarını önlenir, kolay hareket etmeleri sağlanır, parçalar soğutulur, temizlenir ve belirli sıcaklık aralıklarında kalmaları sağlanmış olur. Tüm bu işlemleri yapan motor alt sistemi, yağlama sistemidir. Sistemin temel elemanları; karter, yağ pompası, yağ filtresidir.



Şekil 2.9 Yağlama Sistemi Şeması [62]

Motor çalışmasıyla birlikte yağ pompası da devreye girer. Kartardan emilen yağ filtreden geçtikten sonra tüm motor parçalarına temas eder ve tekrar yağ kanallarından kartere döner.

2.2. Bujiyle Ateşlemeli Motorlarda Titreşim

İçten yanmalı pistonlu motorlarda; dönen, salınım yapan ve git –gel hareketli yani doğrusal hareketli parçaların hareketlerine bağlı olarak titreşim oluşur. Şasiye bağlanmış olan motor bloğu, hareketli parçaların atalet kuvvetleri ve gaz basınç kuvvetlerinin etkisi ile periyodik olarak titreşim hareketi yapar. Titreşimler, motor bağlantı elemanlarından şasiye ve volan-kavrama tertibatıyla güç aktarma organlarına aktarılır. Titreşimlerin şasi ve güç aktarma organlarına zarar vermesini engellemek farklı uygulamalar ile mümkündür. Yeterli dayanımı sağlayabilecek düzeyde hareketli parçaların kütlelerinin azaltılması, motor parçalarının balansının yapılması, motor takozlarının parametre ve yerleşiminin optimizasyonu titreşimlerin azaltılmasında etkili olan faktörlerdir. Ayrıca motor titreşimleri enerji kaybına ve gürültü oluşumuna da sebep olur. [2]

2.2.1. Motor Titreşiminin Nedenleri

Taşıtlardaki titreşimin iç ve dış kaynaklar olmak üzere iki temel kaynağı vardır. İç kaynaklar; motor, güç iletim sistemleri ve tekerleklerdir. Bu sistemlerin ve parçaların oluşturdukları titreşimler, yeni teknoloji araçlarda azaltılabilmekte ve yolcu ve araç parçaları üzerine zararları en aza indirilebilmektedir. Yolcu ve araç sağlığını bozucu etkide olan titreşimlerin esas kaynağı dış kaynaklı olanlardır. Genelde yol pürüzlülüğünün sebep olduğu bu titreşimlerin iyileştirilmesi ana problemi teşkil etmektedir. Yoldan gelen uyarılar, tekerleklerden gövdeye, amortisör üzerinden geçerler. Tekerlekler; düşey hareketlere ilaveten, yatayda ve açısız olarak da titreşim yaparlar. Yolcunun titreşimi asgari düzeyde hissetmesi için; yolcu ve taşıt gövdesi arasında da yay ve sönüm elemanlarından oluşan koltuk sistemi bulunmaktadır.

Motor bloğu içerisinde titreşimin ana sebebi krank – biyel mekanizması üzerinde oluşan kuvvetlerdir. Krank-biyel mekanizması, motorun çalışması sırasında, aşağıdaki kuvvetlerin etkisi altındadır:

- a) Silindirdeki gaz basıncının oluşturduğu gaz kuvveti
- b) Salınım yapan uzuvların atalet kuvvetleri
- c) Dönen parçaların merkezkaç kuvvetleri
- d) Pistona etki eden karter basıncı kuvveti
- e) Yerçekimi kuvveti (dinamik analizde genelde ihmal edilir) [44]

2.2.1.1. Atalet Kuvvetleri

Pistonlu motorlarda var olan doğrusal ve dñnel hareketler motor titreşimlerinin temel sebeplerindendir. Piston, biyel vasıtasıyla krank miline bağlıdır ve krank mili açısına gñre periyodik doğrusal hareketler yapar. Tek silindirli bir motorda, pistonun AÖN ve ÜÖN arasındaki periyodik hareketleri esnasında oluşan atalet kuvvetleri krank mili üzerinden bloğa akseder. Bu kuvvetler, şasiye esnek takozlarla sabitlenmiş bir motor bloğunu hareket ettirebilecek düzeydedir. Pistonun AÖN 'ya doğru ivmelenmesi esnasında oluşan atalet kuvveti motor bloğunu yukarıya doğru, pistonun ÜÖN 'ya doğru ivmelenmesi esnasında ise bloğu aşağıya doğru hareketlendirir. Pistonun bu alternatif hareketleri motor bloğunda titreşimlere sebep olur.

Motor içerisindeki temel parçalardan piston, sadece öteleme hareketi yapmaktadır. Krank mili ise sadece dairesel hareket yapmaktadır. Biyel kol ise, hem doğrusal hem de öteleme hareketi yapmaktadır. Bu parçalar üzerindeki atalet kuvvetleri, hareket şekillerine gñre farklılık göstermektedir. Öteleme hareketi yapan parçalarda hareket sırasında oluşan ivmenin tersi yönde bir atalet kuvveti etki eder. Dairesel hareket yapan parçalarda ise, dönme merkezine doğru oluşan normal ivmenin zıt yönünde bir atalet kuvveti etki eder. Bu kuvvet; kütleyi, dönme merkezinden dışarı doğru savuran kuvvettir ve merkezkaç kuvveti olarak da isimlendirilir.

2.2.1.2 Gaz Kuvvetleri

Silindir içerisinde yanma sonucu oluşan gaz basıncı piston üzerine etki ederek piston biyel krank mekanizmasının hareket etmesini sağlar. Yanma işleminin sonucunda oluşan gaz basınç kuvveti pistonu AÖN'ya doğru iter. Pistonun AÖN'ya doğru ilerlemesiyle birlikte silindir hacmi artar ve silindir içi gaz basıncı düşer. Egzoz supabının açılmasıyla birlikte basınç hızla atmosfer basıncına ulaşır. Emme zamanında silindir içi gaz basıncı atmosfer basıncına yakın değerlerde değişim gösterir. Sıkıştırma zamanında ise, silindir hacminin azalmasıyla birlikte silindir içi gaz basıncı artar. Silindir içerisinde oluşan bu basınç değişimlerinin yanında vuruş ve teklemeye gibi sorunların oluşturduğu basınç profili farklılıkları da mevcut olup bunların motor titreşimlerine etkileri göz ardı edilemez. Bu basınç değişimleri doğrusal ve dönel hareketli parçaların ivmelenme ve yavaşlamasında etkilidir. Bu ivmelenme ve yavaşlamalar hareketli parçaların periyodik hareketlerini etkilemekte ve ara salınmalar oluşturmaktadır. Basınç profilindeki ani değişimlerin krank milinin ve bloğun yapısal titreşimlerine de etkisi vardır. [2]

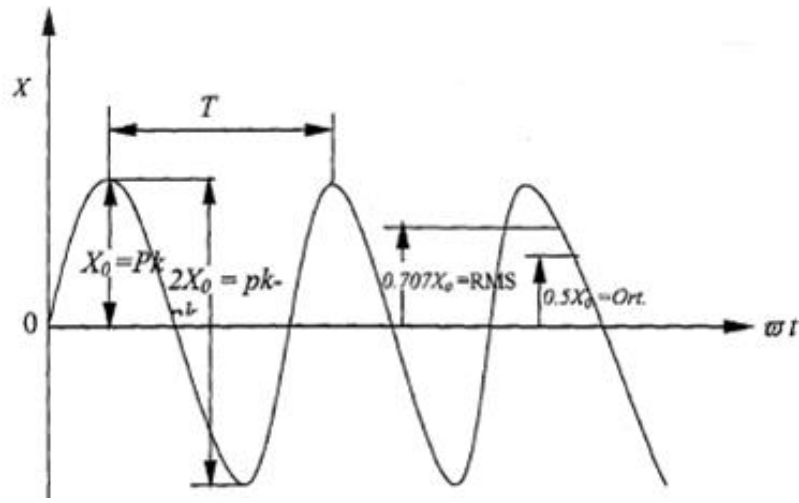
2.2.1.3 Diğer Kuvvetler

Motor bloğu üzerinde oluşan atalet kuvvetlerinin ve silindir içi gaz basınç kuvvetlerinin dışında sürtünme kuvvetleri, blok üzerindeki diğer hareketli parçaların atalet kuvvetleri, sıvı ve gaz akışkanların atalet kuvvetleri de motor titreşimlerine sebebiyet vermektedir. Fakat bu kuvvetlerin titreşimlere olan etkileri piston-biyel-krank mekanizmasının atalet kuvvetleri ile gaz basınç kuvvetlerinin etkilerinin yanında ihmal edilebilecek kadar küçük kalmaktadır.

2.3. Titreşim Analizi

Titreşim değerlerinin ölçümü ve analizi için çeşitli teknikler geliştirilmiştir. Bu teknikler sayesinde elde edilen veriler farklı amaçlar için değerlendirilebilir ve faydalı sonuçlar çıkarılabilir. Titreşim analiz tekniklerinin daha iyi anlaşılabilmesi için, öncelikle temel kavramların bilinmesi gerekmektedir.

Titreşim, cisimlerin denge konumları etrafında yaptıkları salınım hareketidir. Periyodik ve rastgele titreşim olarak sınıflandırılabilir. Düzenli aralıklarla kendini tekrarlayan titreşimlere periyodik titreşim denir. Periyodik titreşimde titreşimin değeri zamanın her anında bilinmektedir. Sinüs ve Kosinüs fonksiyonları şeklinde davranış sergileyen titreşimler harmonik titreşim olarak adlandırılır. Zamanın her anı için titreşimin değeri bilinmiyorsa bu titreşime rastgele titreşim denir. Harmonik titreşimde titreşim hareketi yapan cismin yer değişimi $x(t) = X_0 \cdot \sin(\omega t)$ ile ifade edilir. X_0 genlik değerini ifade etmektedir.



Şekil 2.10 Harmonik Titreşim Parametreleri [29]

Periyot: İki tepe nokta oluşması için geçen süre “ T ” ile gösterilir ve titreşimin periyodunu verir. Titreşim hareketinin bir tam tekrarı için geçen süredir.

Frekans: Hareketin bir saniye süre içerisinde, tekrarlanma sayısına frekans denir ve “ f ” ile gösterilir. $f = 1/T$ şeklinde ifade edilebilir. Birimi Hertz (Hz)’dir.

Açısal Hız: Dönen sistemlerin bir saniyede taradığı açıdır. ω ile gösterilir ve birimi rad/sn dir.

Faz: İki sinyalden birinin diğerine göre ne kadar önce yada sonra olduğunu gösteren farktır.

Rezonans: Titreşim hareketi yapan bir sistemde zorlama frekansının, sistemin doğal frekansına eşit olması haline denir. Rezonans durumunda sistemin genliği teorik olarak sonsuza gider, pratikte, titreşen yapıda tahrip edici etkiler ortaya çıkar.

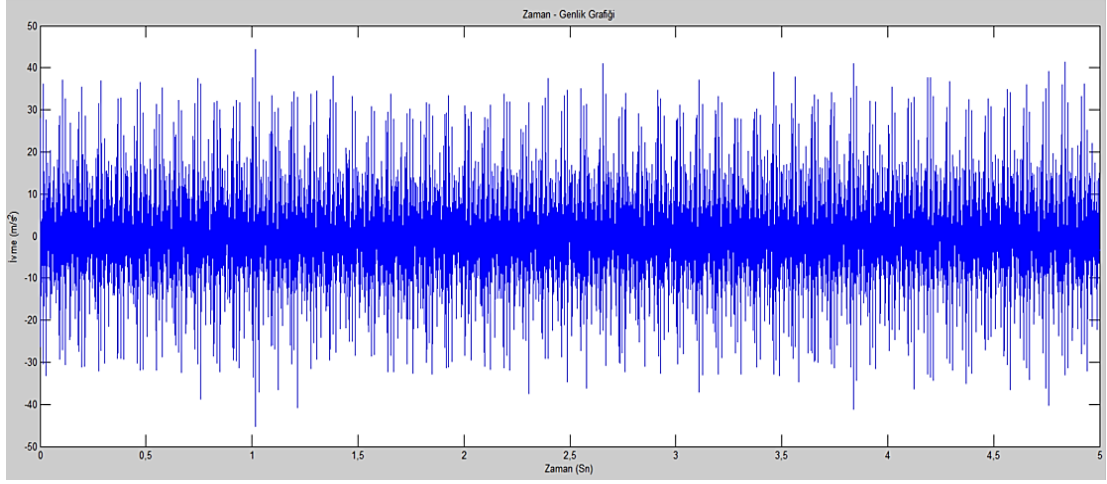
Yukarıda bahsedilen temel kavramlardan yararlanılarak, titreşim analizi üç farklı teknikle yapılabilir. Bunlar zaman bölgesi analizi, frekans bölgesi analizi ve zaman/frekans bölgesi analizleridir.

2.3.1. Zaman Tanım Bölgesi Analiz Teknikleri

Titreşim ölçümleri sırasında, genlikleri sürekli olarak değiştiğinden, zaman tanım bölgesi teknikleri; uzun süreli titreşim kayıtları tutulduğunda işe yarayan bir metottur. Tutulan kayıtlar neticesinde skaler değerler elde edilir. Genelde kestirimci bakım faaliyetlerinde kullanılır. Makinenin işletmeye alındığı zamanki titreşim ölçüm sonuçları veya standartlarda belirtilen değerler referans alınarak, sonraki ölçümlerle sürekli karşılaştırmalar yapma imkânı sunar.

2.3.1.1. Titreşim Genliği Ölçümü

Zaman bölgesinde elde edilebilecek en basit veri genlik değerleridir. Çizilen genlik-zaman ($x-t$) grafikleri sayesinde titreşimin karakteristiği belirlenebilir. Maksimum, minimum ve ortalama genlik değerlerinin belirlenmesine imkân sağlar. Genlik değerleri; deplasman, hız ve ivme olarak ölçülebilir.



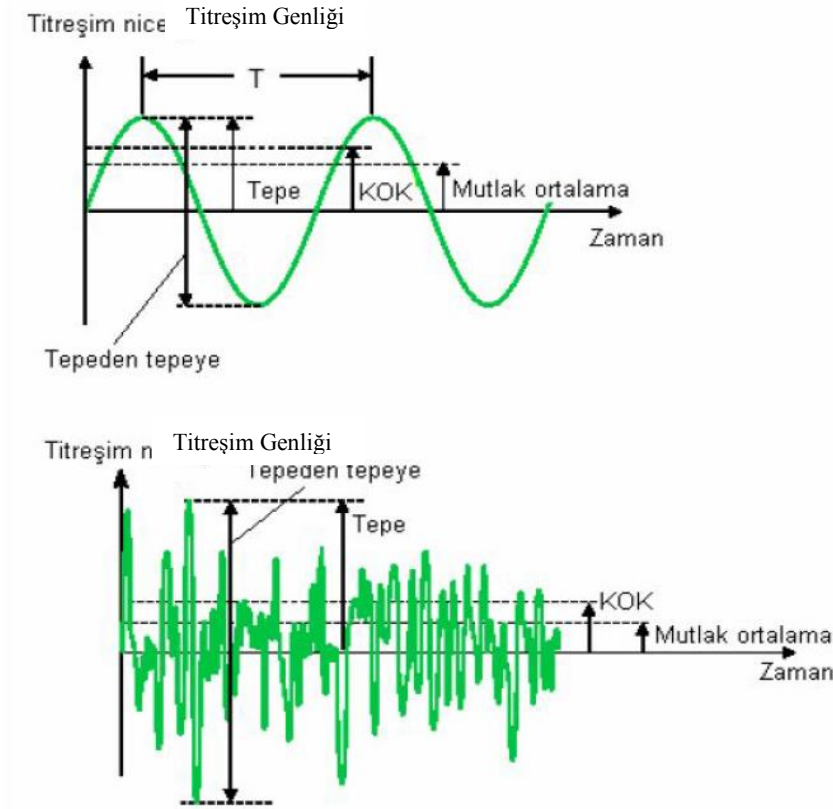
Şekil 2.11 Gerçek Bir Titreşim Sinyalinin Genlik–Zaman Grafiği (x-t)

2.3.1.2. Karelerin Ortalamasının Karekökü (RMS)

Karelerin Ortalamasının Karekökü (KOK); genliğin, belirli bir zaman aralığında aldığı değerlerin karelerinin ortalamasının karekökünün alınmasıyla bulunan değerdir.

$$X_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt} \quad (2.1)$$

Titreşim sinyalleri incelenirken titreşim seviyesini takip etmek yerine KOK değerini takip etmek birçok durumda daha iyi sonuçlar verecektir. Örneğin toplanmış sinyal içerisinde bir tane yüksek seviyeli darbe oluşabilir, bu durumda sinyalin titreşim genliği büyük olmasına karşın KOK değeri çok fazla değişmeyecektir. [24]



Şekil 2.12 RMS Değerinin Grafik Üzerinde Gösterimi [64]

2.3.1.3. Crest Faktörü

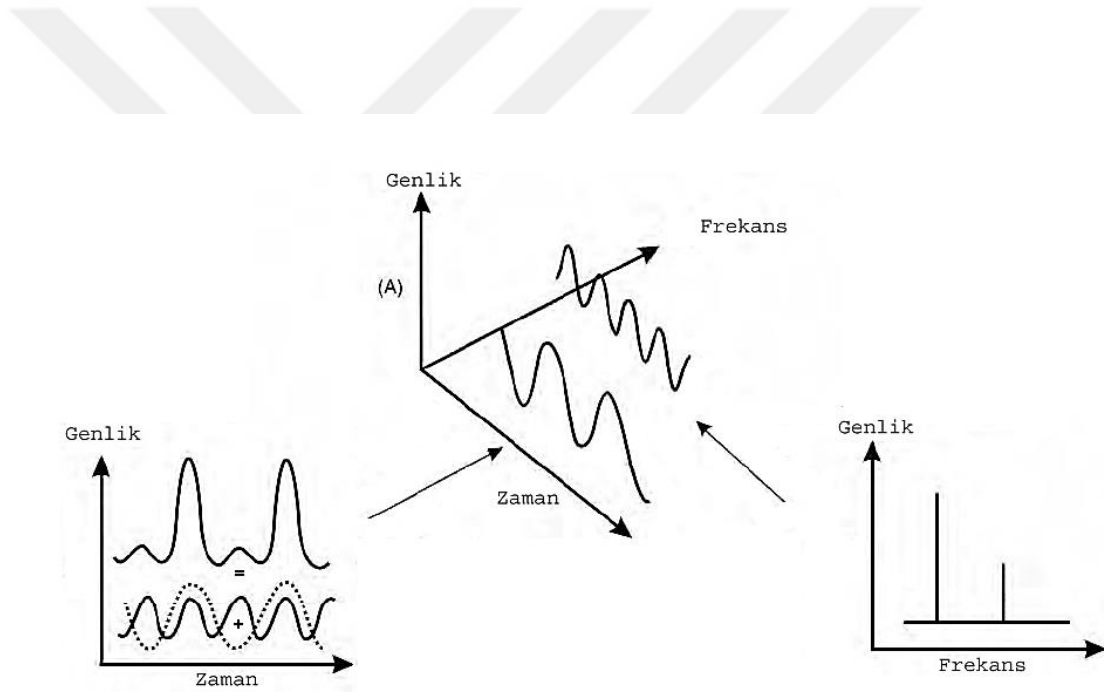
Crest faktörü; zaman sinyalindeki en büyük titreşim genliğinin RMS değerine oranıdır. Crest faktörünün amacı, zaman sinyalinde ne kadar darbe içeriği olduğunu tespit etmektir. Özellikle rulmanlarda oluşan noktasal hatalar periyodik sinyal içerisinde farklı periyotlarda oluşan darbeler şeklinde olduğundan Crest faktörü değeri zaman sinyalinin analizinde hızlı ve basit bir çözümleme tekniği olarak görülebilir. [24]

$$C = \frac{|X|_{\max}}{X_{RMS}} \quad (2.2)$$

Crest faktörü dışında, titreşim genliklerini istatistiksel olarak incelemek için başka metotlarda kullanılmaktadır. Bunlardan en çok karşılaşılanları Kurtosis ve Skewness faktördür.

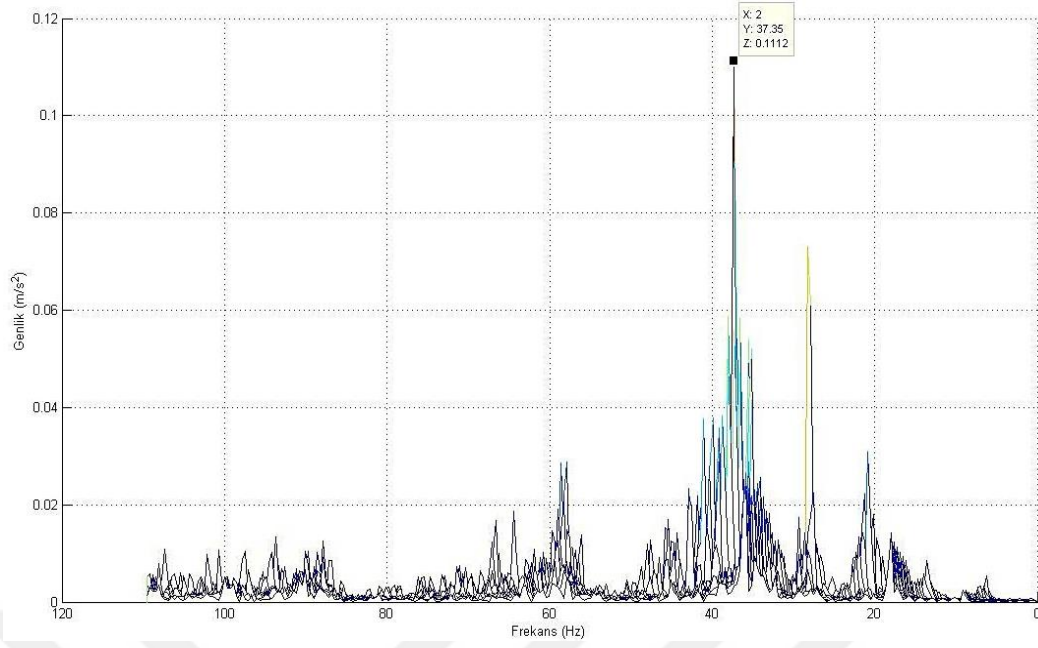
2.3.2. Frekans Tanım Bölgesi Analiz Teknikleri

Titreşim genlik ifadelerinin zaman tanım bölgesinden, frekans bölgesine aktarılması ve frekans değerlerinin incelenmesi tekniğidir. Bunun için, Genlik–Zaman grafikleriyle elde edilen değerler, Şekil 2.13 'te görüldüğü gibi FFT uygulanarak Genlik–Frekans grafiğine dönüştürülür.



Şekil 2.13 x-t Grafiğinden Fourier Dönüşümü İle x-f Grafiğinin Elde Edilmesi

Titreşim sinyalleri; zaman ortamından, frekans ortamına aktarılırken, onlarca farklı sinüs eğrileri toplamı şeklinde yazılabilir. Bu sinüs eğrileri farklı frekans değerlerine sahip olacağından, zaman domaininden frekans domainine geçilmiş ve $x-f$ grafiği oluşturulmuş olur. Yapılan bu işlemlere spektrum analizi, elde edilen $x-f$ grafiğine de spektrum grafiği denir.



Şekil 2.14. Gerçek Bir Titreşim Sinyalinin Genlik– Frekans Grafiği (x-f)

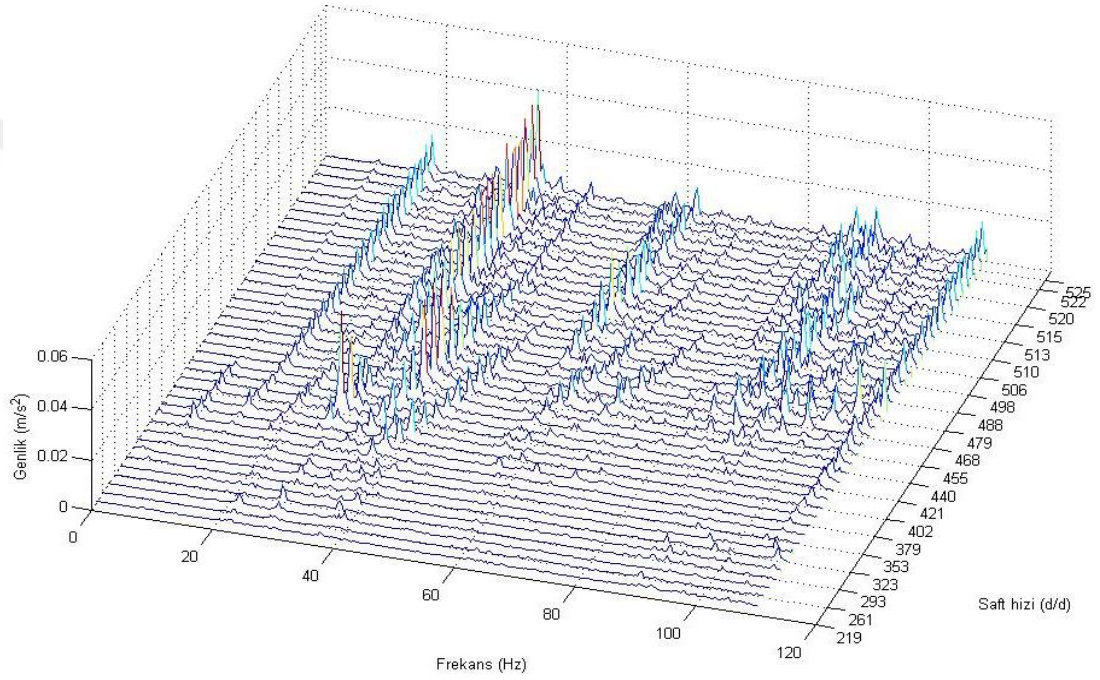
2.3.3. Zaman / Frekans Analiz Teknikleri

Zaman/frekans analizi teknikleri sinyalin frekans dağılımının zamana bağlı olarak gösterilmesi, dolayısıyla zaman tanım bölgesindeki bilgilerin de kaybolmamasını sağlar.

2.3.3.1. Campbell Diyagramı

Krank mili gibi dönel parçaların titreşim sinyalleri incelendiğinde spektrumun milin dönüş hızı ile değiştiği görülebilir. Bunun sebebi sinyal içerisinde doğal frekanslar gibi milin dönüş hızından bağımsız bileşenlerin yanı sıra rulman karakteristik frekansları gibi milin dönüş hızına bağlı frekans bileşenlerinin bulunmasıdır. Bu değişimi gözlemenin en iyi yolu üç boyutlu spektral harita oluşturulmasıdır. Bu tip haritalara şelale diyagramı veya ardışık grafikleme adı verilir. Böyle bir grafikte üçüncü eksen; shaft dönüş hızı veya zaman olabilir. [24]

Üçüncü eksen devir/dakika biriminde şaft dönüş hızı olduğunda bu tip grafikler bazen Campbell Diyagramı olarak adlandırılırlar. Campbell diyagramının tam tanımı dikey eksen frekans (Hz), şaft dönüş hızı (d/d) ve spektral genlikler ilgili koordinatlarda çizilmiş orantılı daireler (veya kareler) şeklindedir. Böylece hıza bağımlı ve frekansla değişen bileşenler ve harmonikler bir arada görülebilir. Ayrıca bu diyagramların incelenmesiyle makina bileşenlerinin oluşturduğu titreşimlerin hangi çalışma hızlarında rezonansa sebep olacağı da görülebilir.



Şekil 2.15 Gerçek Bir Sisteme Ait Campbell Diyagramı
(Devir Sayısı-Frekans-Genlik)

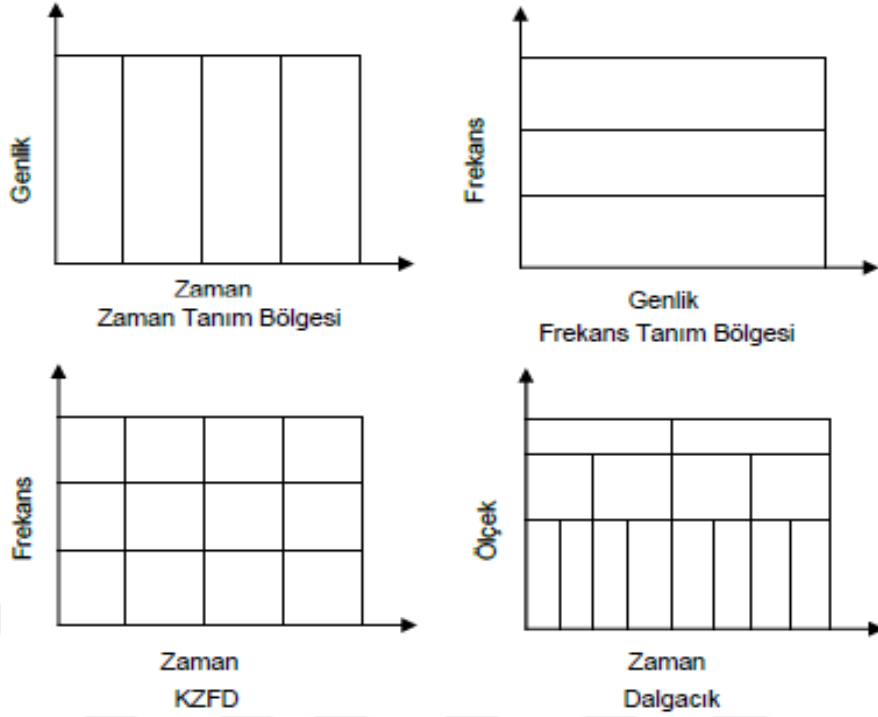
2.3.3.2. Kısa Zaman Fourier Dönüşümü (STFT)

Bu yöntem Fourier dönüşümünün sürekli sinyallerde de uygulanabilmesi için geliştirilmiştir. Fourier dönüşümü sürekli sinyallerde zaman bilgisini yok eder. Bu sorunun üstesinden gelebilmek için, dönüşümü yapılacak olan sinyal önce konumu $t = \tau$ da olan bir pencere fonksiyonu ile çarpılır. İşlemin geri kalanının Fourier dönüşümünden farkı yoktur. Yani karmaşık üstel ifadenin karşılığı olan sin ve cos

bileşenleri f frekansı için giriş sinyali ile tüm zamanlarda çarpılır. Bu çarpım işleminin sonucu büyük çıkarsa (sinyaller ilişkili ise) f frekansı o sinyal içerisinde yakalanmış olur. Bu frekans, sinyalin hâkim frekansı olarak isimlendirilir. Eğer sonuç küçük veya sıfır çıkarsa f frekansı sinyal içerisinde kısa bir aralık sürmüştür veya hiç yoktur. Sonuçta dönüşüm frekansın bir fonksiyonu olduğundan, sinyal üzerindeki tüm frekanslar ayrıştırılabilir hale gelirler. Kısa Zamanlı Fourier dönüşümünde tek fark bu işlemin zaman ekseninde kayarak ilerleyen pencerelerin içerisinde gerçekleşiyor olmasıdır. Bu işlemin zaman pencerelerinde gerçekleşiyor olması bize kısmen zaman bilgisi (zaman aralığı bilgisi) sağlasa da frekans çözünürlüğü kazanılan zaman çözünürlüğü ile ters orantılı olarak azalmaktadır. Bunun sebebi dönüşüm sırasında alınan integralin tüm sinyal için değil, sadece pencere içerisinde kapsamasıdır. Yani sinyalin genelinden gelecek frekans bilgisinden yoksun bir şekilde bölgesel olarak işlem yapılmaktadır. [60]

2.3.3.3. Dalgacık Analizi

Dalgacık analizinde belirli bir zaman diliminde ortalaması sıfır olan daha önce tasarlanmış bir dalgacık kullanılır. Bu dalgacık Fourier analizindeki sinüs dalgası gibi düşünülebilir, fakat dalgacık sinüsün aksine belirli bir zaman aralığında gerçekleşir. Fourier analizi zaman sinyalinin çeşitli frekanslardaki sinüslere ayrılması şeklindedir. Benzer şekilde dalgacık analizi de sinyalin seçilen orijinal dalgacığın ötelenmiş ve ölçeklenmiş şekillerine ayrıştırılması anlamına gelir. Aşağıdaki grafiklerde; zaman, frekans ve zaman/frekans analiz tekniklerinin zaman ve frekans eksenlerindeki çözünürlüğü görülmektedir. KZFD'de zaman ve frekans eksenlerindeki pencere boyutu aynı kalmaktadır, buna karşın dalgacık analizinde zaman ve ölçek eksenlerindeki pencere boyutları değişmektedir. Dalgacık analizinde frekans eksenini yerine ölçek eksenini kullanılmaktadır. Bu ölçek kullanılan orijinal dalgacığın değiştirilen boyutunu ifade etmektedir ve karşılık gelen frekanslar hesaplanabilir. [24]



Şekil 2.16. Analiz Tekniklerinin Karşılaştırılması [24]

2.4. Dört Silindirli Motorlarda Titreşimin Kaynağı Olan Kuvvetlerin Belirlenmesi ve Kütle İndirgemeleri

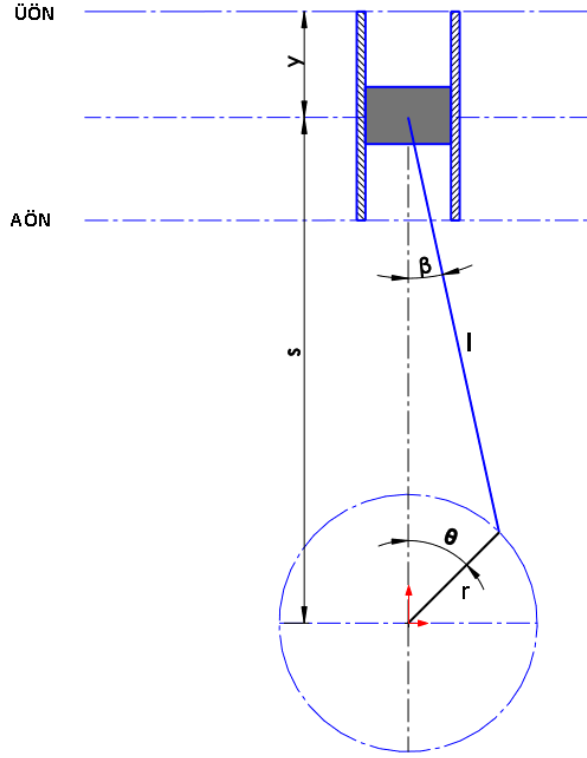
2.4.1 Pistonun ve Krank Milinin Pozisyonları

Motorun her bir çevriminde etki eden tüm kuvvetler, yön ve büyüklük bakımından sürekli değişmektedir. Bu sebepten dolayı, bütün kuvvetlerin ve yer değiştirme ifadelerinin krank açısına bağlı olarak yazılmaları gerekmektedir.

Sistem üzerindeki kuvvetleri incelemeye başlamadan önce, krank milinin ve pistonun konumları hakkında bilgi sahibi olunması gerekmektedir. Bu tez çalışmasında tüm hareket ve kuvvet ifadeleri krank milinin θ açısının fonksiyonu olarak ifade edileceğinden dolayı, aşağıda elde edilen eşitliklerde ana değişkenimiz θ olacaktır.

Yapılacak olan tüm işlemlerde; krank milinin saat yönünde döndüğü ve piston hareketinin başlangıç noktası, üst ölü nokta olduğu kabul edilmiştir.

Şekil 2.17 'de pistonun genişleme veya emme strokunda ki pozisyonu incelenmiş, buradan elde edilen geometrik ve trigonometrik eşitlikler diğer stroklardaki hareketlerin incelenmeleri için de referans oluşturmuştur.



Şekil 2.17. Pistonun ve Krank Milinin Pozisyonları

$$y + s = l + r \Rightarrow y = l + r - s \quad (2.3)$$

$$l \cdot \sin \beta = r \cdot \sin \theta \Rightarrow \sin \beta = \frac{r \cdot \sin \theta}{l} \quad (2.4)$$

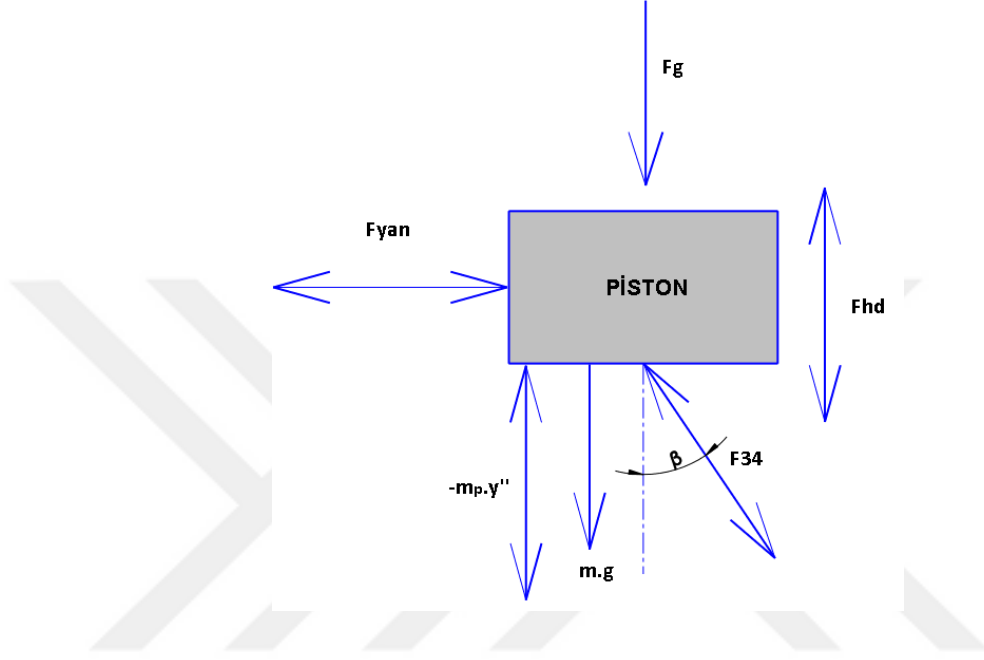
$$l \cdot \cos \beta + r \cdot \cos \theta = s \Rightarrow \cos \beta = \frac{s - r \cdot \cos \theta}{l} = \frac{\sqrt{l^2 - r^2 \cdot \sin^2 \theta}}{l} \quad (2.5)$$

$$(s - r \cdot \cos \theta)^2 = l^2 - r^2 \cdot \sin^2 \theta \Rightarrow s = \sqrt{l^2 - r^2 \cdot \sin^2 \theta} + r \cdot \cos \theta \quad (2.6)$$

$$y = l + r - \sqrt{l^2 - r^2 \cdot \sin^2 \theta} - r \cdot \cos \theta \quad (2.7)$$

2.4.2 Piston Üzerine Eden Kuvvetlerin Dinamik Analizi ve Kütle İndirgenmesi

Piston üzerine etki eden kuvvetler Şekil 2.18 'de görülmektedir. Piston üzerine etki eden F_{34} , F_{hd} , F_{yan} , $m_p \cdot \ddot{y}$ kuvvetlerinin yönleri ve büyüklükleri sürekli değiştiğinden, kuvvet vektörleri çift taraflı oklar ile gösterilmiştir.



Şekil 2.18. Piston Üzerine Etki Eden Kuvvetler

Aşağıda yapılan işlemler vektörel toplam olarak yapılmış ve piston üzerinde etkili olan kuvvetler irdelenmiştir. Genel kuvvet eşitlikleri yazıldığında;

$$\Sigma \overrightarrow{F_x} = 0 \quad (2.8)$$

$$\vec{F}_{yan} + \vec{F}_{34} \cdot \sin\beta = 0 \quad (2.9)$$

$$\Sigma \overrightarrow{F_y} = 0 \quad (2.10)$$

$$\vec{F}_g - \overrightarrow{m_p \cdot \ddot{y}} + \vec{F}_{hd} + \vec{F}_{34} \cdot \cos\beta + \overrightarrow{m_p \cdot \ddot{y}} = 0 \quad (2.11)$$

Bu denklemde yer alan F_{hd} ifadesi hidrodinamik sürtünme kuvvetidir ve aşağıdaki eşitlikle hesaplanır;

$$\vec{F}_{hd} = \mu \cdot A_p \cdot \vec{y} \quad (2.12)$$

Eşitlikte yer alan A_p , piston yüzey alanını gösterir ve şu şekilde elde edilir:

$$A_p = \pi \cdot D \cdot h \quad (2.13)$$

İşlemlerde piston kütlesi olarak kullandığımız ' m_p ' değeri aşağıdaki eşitlikle belirlenir;

$$m_p = m_{piston} + m_{bp} + m_s + m_{B1} \quad (2.14)$$

Bu eşitlikte yer alan;

m_{piston} ; pistonun gerçek kütlesi

m_{bp} ; biyel ile piston arasındaki bağlantı elemanlarının toplam kütlesi

m_s ; piston üzerindeki segmanların kütlesi

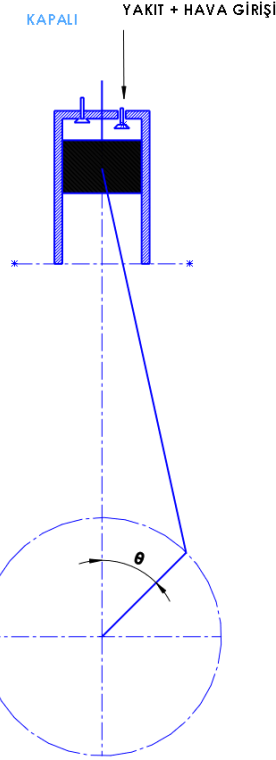
m_{B1} ; biyelin pistona indirgenen kütlesidir.

2.4.2.1 Gaz Kuvvetlerinin İncelenmesi

2.11 denkleminde bulunan \vec{F}_g kuvveti, silindir içerisindeki gazların basıncından kaynaklanan kuvvetlerin genel ifadesidir. Silindirdeki gaz basınçları, tüm yüzeylerde etkin olduğundan, hem piston üzerine hem de motor bloğu üzerine gaz kuvveti tesir etmektedir. Bu kuvvet, pistonun hareketine sebep olduğu gibi, blok üzerinde de titreşime sebebiyet vermektedir.

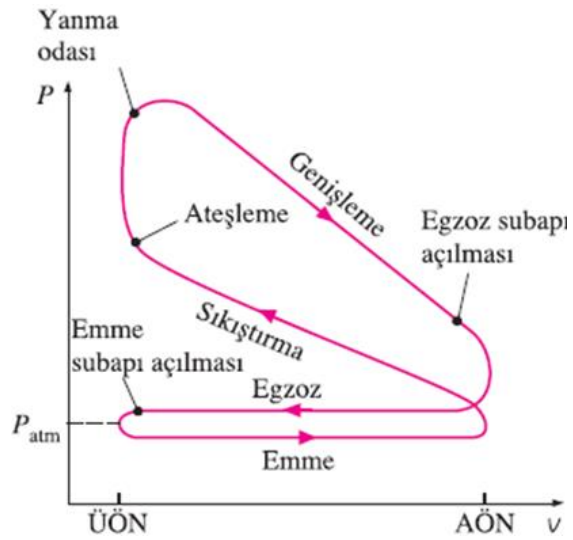
Silindir içerisinde her evrede farklı bir basınç değerine ulaşıldığından, gaz kuvveti de stroka göre değişiklik göstermektedir.

Emme strokunda, emme valfi açılır ve silindir içerisine yaklaşık 1 Atm basınçta yakıt-hava karışımı alınmaya başlanır. Pistonun vakum etkisiyle karışım emilirken, piston aşağı yönde harekete geçer. Emilme, teorik olarak, krank açısı $\theta = \pi$ olana kadar devam eder.



Şekil 2.19. Emme Strokunda Krank – Biyel – Piston Mekanizması

Şekil 2.20 'de gerçek Otto Çevrim grafiği verilmiştir. Grafiğin emme bölgesinde, emme valfi açık olduğundan, silindir içi basıncın silindir dışındaki atmosfer basıncına hemen hemen eşit olduğu görülmektedir.



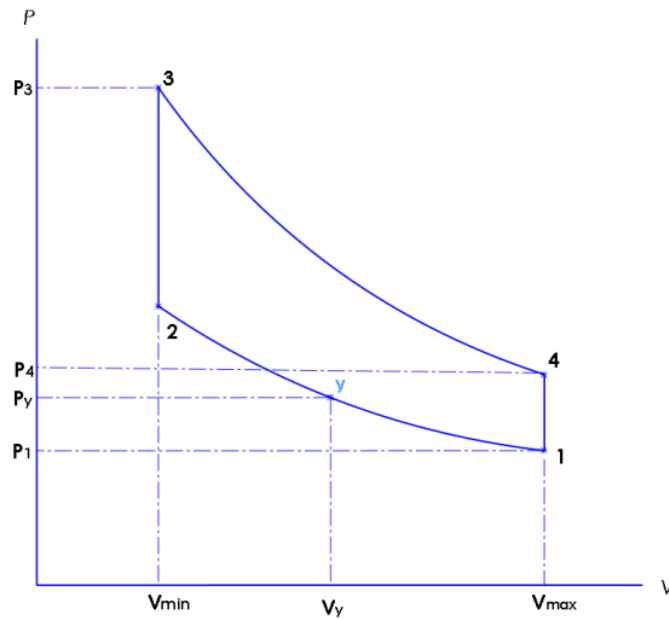
Şekil 2.20. Gerçek Otto Çevrim Grafiği [38]

Piston, emme bölgesinde herhangi bir y noktasında iken, etkiyen gaz kuvveti;

$$F_g^{emme} = P_y \cdot A_{piston} \quad (2.15)$$

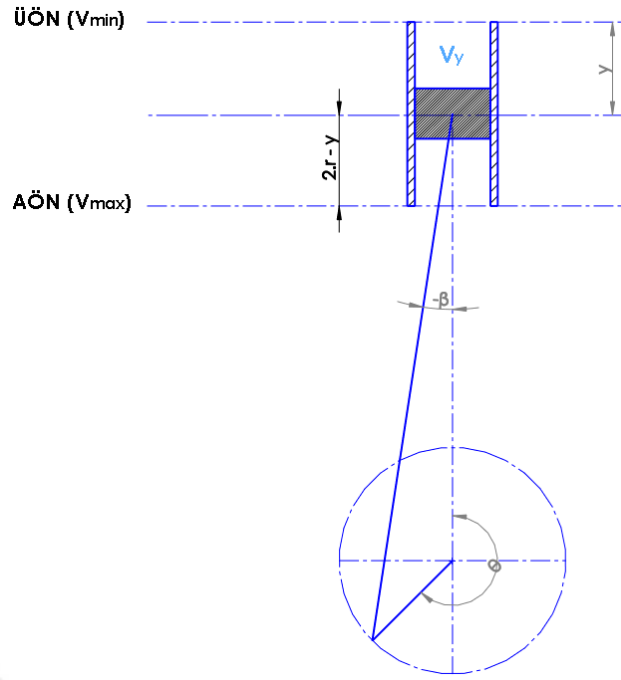
Emme ve egzoz bölgesi hesaplamalarında P_y basıncı $1 \text{ atm} = 101325 \text{ N/m}^2$ olarak kabul edilmiştir. A_{piston} ise piston kesit alanını ifade etmektedir.

Sıkıştırma işleminde oluşan gaz kuvveti hesaplanırken gerçek çevrimin yanında, ideal çevrimin özelliklerinden de faydalanılmıştır. Sıkıştırma sırasında; sistemin adyabatik olduğu ve sıkıştırma işleminin İzentropik sıkıştırma olduğu varsayımları yapılmıştır.



Şekil 2.21. Sıkıştırma Strokunda Herhangi Bir An İçin P-V Grafiği

Şekil 2.21' de $\pi \leq \theta \leq 2\pi$ arasında piston herhangi bir y noktasında iken, silindirin hacmi V_y ;



Şekil 2.22. Sıkıştırma Strokunda Krank – Biyel – Piston Mekanizması

$$V_y = V_{max} - (2r - y) \cdot \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4}\right) \quad (2.16)$$

Bu denklem düzenlenirse,

$$V_y = V_{max} + \left(l - r - \sqrt{l^2 - r^2 \cdot \sin^2 \theta} - r \cdot \cos \theta \right) \cdot \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4}\right) \quad (2.17)$$

Şekil 2.21 'deki grafikte, 1 – 2 noktaları arasında piston hareket ettiğinde, sıcaklığın 25 °C dan 375 °C ' a çıktığı kabul edilmiş olup ortalama sıcaklık 200 °C olacaktır.

Piston y noktasında iken silindir içi basıncın bulunabilmesi için;

200 °C 'de, hava için $k = 1,389$ olarak Tablo A-2E den seçilir. [38]

$$P_y = P_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_y}\right)^k \quad (\text{İzentropik sıkıştırma}) \quad (2.18)$$

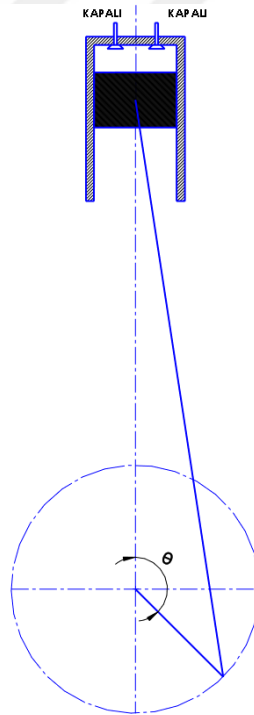
Şekil 2.21'de y noktasındaki basınç ifadesi kullanılarak, sıkıştırma stroku esnasındaki gaz kuvveti bulunabilir.

$$F_g = P_y \cdot A_{piston} \quad (2.19)$$

$$F_g = \left(P_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k \right) \cdot A_{piston} \quad (2.20)$$

$$F_g^{sıkıştırma} = P_{min} \cdot A_{piston} \left[\left(\frac{V_{max}}{V_{max} + \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} \right) \cdot (1 - r - \sqrt{l^2 - r^2} \cdot \sin^2 \theta - r \cdot \cos \theta)} \right)^{k=1,389} \right] \quad (2.21)$$

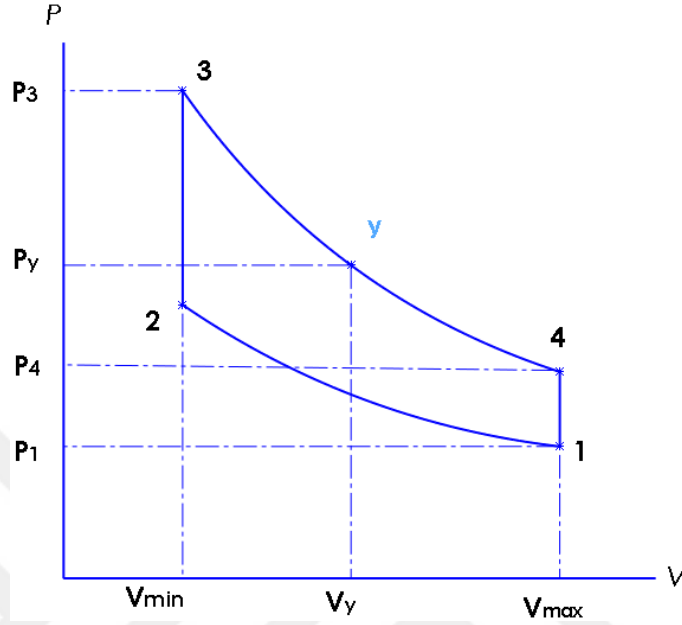
Sıkıştırma işleminin sonunda, emme ve egzoz supapları kapalı durumdadırlar. Piston üst ölü noktaya (ÜÖN) ulaşınca, bujiden gelen kıvılcım sayesinde ateşleme sağlanır ve silindir içerisindeki yakıt-hava karışımı yanmaya başlar. Yanma ürünü gazlar, sistemin sahip olabileceği en yüksek basınç değerine ulaşır ve pistonu aşağı doğru iter.



Şekil 2.23. Genişleme Strokunda Krank – Biyel – Piston Mekanizması

Genişleme esnasında hareket, genel olarak emme strokundaki hareketin aynısıdır. Piston ve krank mili üzerine etkileyen kuvvetlere baktığımızda ise genişleme stroku ile

emme stroku aynı sonuçları vermektedir. Tek fark, yanma sonrası oluşan ve piston üzerine etki eden gaz kuvvetleridir.



Şekil 2.24. Herhangi Bir An İçin P-V Grafiği (Genişleme Strokunda)

Şekil 2.24 ‘teki grafikte; 3 noktasından 4 noktasına doğru piston hareket ettiğinde, sıcaklığın yaklaşık olarak 1600 °C dan 600 °C ’ a indiği kabul edilmiş ve ortalama sıcaklık 1100 °C olarak alınmıştır. Piston y noktasında iken silindir içi basıncın bulunabilmesi için;

1100 °C ‘de $k = 1,312$ Tablo A-2E den seçilir. [38]

Genişleme strokunda herhangi bir y noktası için silindir içi hacim;

$$V_y = V_{min} + y \cdot \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4}\right) \quad (2.22)$$

$$V_y = V_{min} + (l + r - \sqrt{l^2 - r^2 \cdot \sin^2 \theta} - r \cdot \cos \theta) \cdot \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4}\right) \quad (2.23)$$

Şekil 2.24 ‘de y noktasındaki basınç ifadesi;

$$P_y = P_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_y}\right)^k \quad (\text{İzentropik genişleme}) \quad (2.24)$$

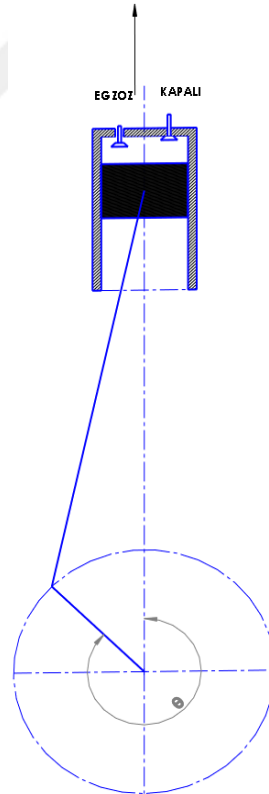
y noktasındaki basınç ifadesi kullanılarak, genişleme stroku esnasındaki gaz kuvveti bulunabilir;

$$F_g = P_y \cdot A_{piston} \quad (2.25)$$

$$F_g = \left[P_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_y} \right)^k \right] \cdot A_{piston} \quad (2.26)$$

$$F_g^{genişleme} = P_{max} \cdot A_{piston} \left(\frac{V_{min}}{V_{min} + \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} \right) \cdot (1 + r - \sqrt{l^2 - r^2 \cdot \sin^2 \theta} - r \cdot \cos \theta)} \right)^{1,312} \quad (2.27)$$

Egzoz stroku sırasında ise egzoz valfi açılır ve silindir içi basınç yaklaşık olarak atmosfer basıncına eşit olur. Egzoz işlemi, teorik olarak $\theta=4\pi$ olana kadar devam eder.



Şekil 2.25. Egzoz Strokunda Krank – Biyel – Piston Mekanizması

Egzoz işlemleri, genel olarak sıkıştırma strokundaki hareketin aynısıdır. Piston ve krank mili üzerine etkiyen kuvvetlere baktığımızda ise de, egzoz stroku ile sıkıştırma stroku aynı sonuçları vermektedir. Tek fark, silindir içerisinde piston üzerine etki eden gaz kuvvetidir. Burada $P_y = 1 \text{ atm}$ kabul edilir.

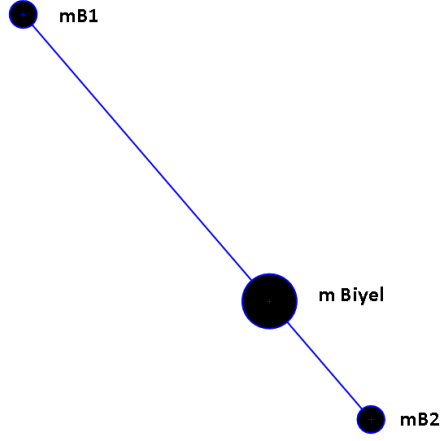
$$F_g^{egzoz} = P_y \cdot A_{piston} \quad (2.28)$$

2.4.3. Biyel Kolu Üzerine Eden Kuvvetlerin Analizi ve Kütle İndirgenmesi

Biyel kolu, hem öteleme hem de açısal hareket yapan bir uzuvdur. Bu özelliği sebebiyle hareketini incelemek pek kolay değildir. Yapılacak işlemlere pratiklik katmak amacıyla kütle indirgenmesi yolu seçilmiş ve işlem yükü bu şekilde hafifletilmiştir. Biyelin piston üzerine indirgenmiş kütlesi, pistonla birlikte doğrusal hareket yaparken, krank üzerindeki kısmı ise, krank miliyle beraber dairesel hareket yapacaktır. Bu şekilde biyelin hareketi diğer iki uzvun yaptığı hareket üzerinden incelenmiştir

Biyelin piston pimi eksenine üzerine dağıtılmış olan kısmının kütlesi (m_{B1}), biyel kütlesinin yaklaşık olarak %30'una tekabül etmektedir. [2]

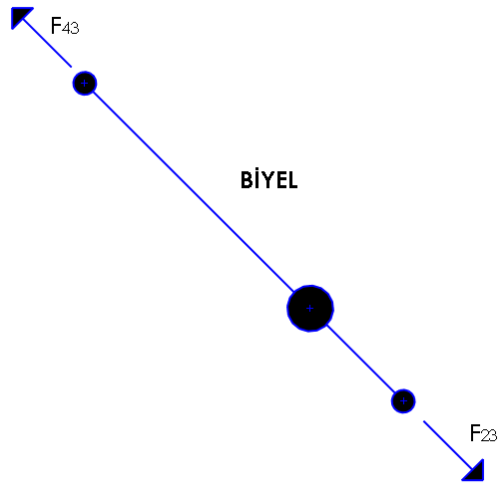
m_{B1} kütlesi piston kütlesi hesaplanırken kullanılmış ve etkisi piston üzerinde incelenmiştir. m_{B2} ifadesi ise biyel kolunun, krank mili üzerine indirgenen kütlesi olarak değerlendirilmiştir. Etkisi krank hareketi içerisine dahil edilmiş ve orada kullanılmıştır. Hesaplamalarda, biyel kolunun kütlesi diğer uzuvlara dağıtıldığından, biyel için kütesizmiş gibi işlemler yapılmıştır.



Şekil 2.26. Biyel Kütlesinin Dağıtılması

Biyel bir tarafta pistona diğer tarafta ise krank mili üzerine, bağlantı elemanlarıyla monte edilmiştir. Üzerine etkiyen kuvvetler, beraber hareket ettiği diğer uzuvlardan kaynaklı tepki kuvvetleridir.

Yukarıda açıklandığı gibi, biyel kütlesi yokmuş gibi kabul edildiğinden, üzerine etki eden kuvvetler statik kuvvet analiziyle aşağıda Şekil 2.27' de gösterilmiştir. Kuvvet yönleri temsili olarak verilmiştir.



Şekil 2.27. Biyel Üzerine Etki Eden Kuvvetler

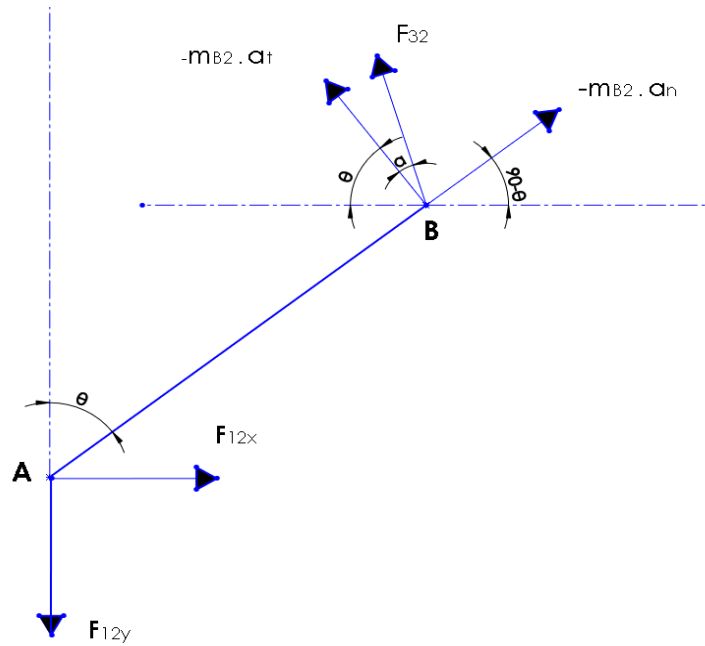
$$\Sigma \vec{F} = 0 \Rightarrow \vec{F}_{43} + \vec{F}_{23} = 0 \quad (2.29)$$

eşitliği elde edilir. Bu ifade düzenlenirse 2.30 eşitliği bulunur;

$$\vec{F}_{43} = -\vec{F}_{32} \quad (2.30)$$

2.4.4 Krank Mili Üzerine Eden Kuvvetlerin Analizi ve Kütle İndirgenmesi

Krank mili, dengelemeyi sağlamak için krank-biyel muylusuna ters yönde denge ağırlıklarıyla birlikte üretilir. Krank kütlesi ve dönme eksenine simetrik olan dengeleme kütlelerinin ataleti birbirlerini dengeleyeceğinden, bu kütlelerden bir atalet kuvveti krank miline etki etmez. Yapılacak diğer işlemlerde ise krank üzerinde simetrik olmayan kütle olmadığı varsayılmıştır. Bu kabulden yola çıkarak, krank mili üzerinde, kütle olarak, sadece biyel kolunun kranka indirgenmiş kısmı olan (m_{B2}) kütlesi kalır. Krank mili üzerine etki eden kuvvetler, temsili olarak Şekil 2.28'de gösterilmiştir.



Şekil 2.28. Krank Mili Üzerine Etki Eden Kuvvetler

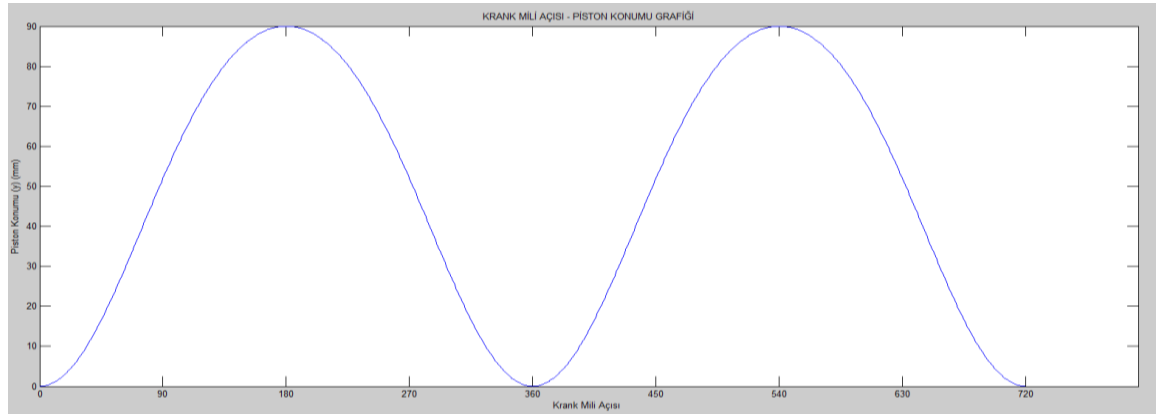
A noktasında krank dönme merkezinin tepki kuvvetleri, B de ise; m_{B2} kütesinin atalet kuvveti ve biyel kolunun krank üzerindeki tepki kuvveti, etkin kuvvetler olarak değerlendirileceklerdir.

2.5. Her Bir Strok İçin Hareketlerin ve Kuvvetlerin Düşey Eksende İncelenmesi

Bölüm 2.5'te, pistonun ve sistemin diğer elemanlarının konum analizi yapılmıştır. Konumun sürekli değişmesi, pistonun hızında ve ivmesinde; yön ve büyüklük bakımından değişimlere yol açmaktadır. Hızda ve ivmede oluşan bu değişimler, sistem üzerine etki eden kuvvetlerde de değişikliklere yol açtığından, önce bu parametrelerin incelenmesi gerekmektedir.

2.57 denkleminde pistonun, krank açısına bağlı konum denklemi verilmiştir. Şekil 2.29'da denklemin grafiği görülmektedir.

$$y = l + r - \sqrt{l^2 - r^2 \cdot \sin^2 \theta} - r \cdot \cos \theta \quad (2.57)$$



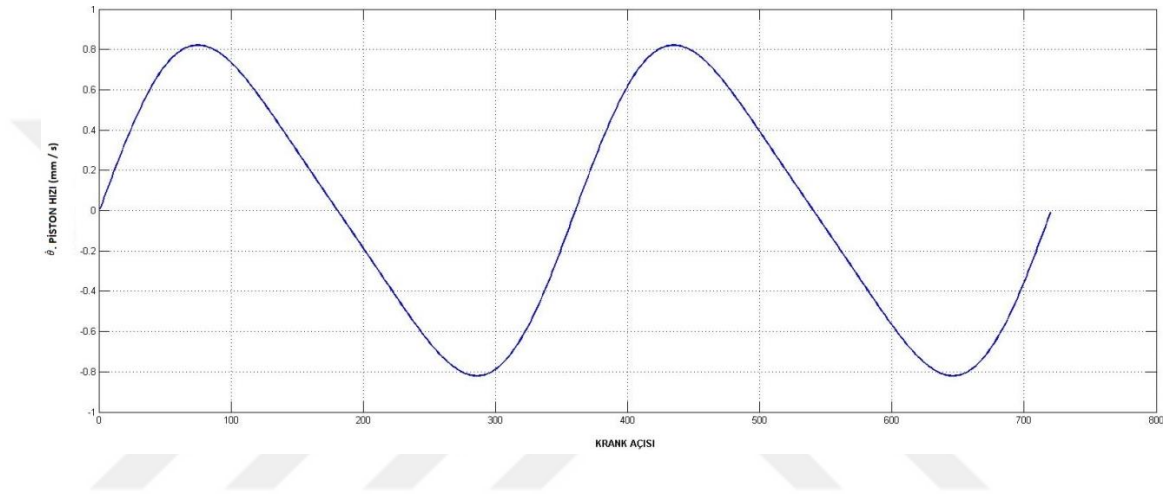
Şekil 2.29. Krank Açısı – Piston Konumu Grafiği

Krank açısı 0° iken piston ÜÖN 'da bulunmaktadır. Krank açısına bağlı olarak, pistonun konumu da değişmekte ve krank açısı 180° iken piston AÖN 'ya gelmektedir.

Piston konum denkleminin zamana göre birinci türevi alınır; pistonun hızı \dot{y} ifadesini θ 'nın fonksiyonu olarak yazabilmek mümkün olacaktır.

$$\dot{y} = \frac{dy}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \dot{\theta} \cdot \left(\frac{r^2 \cdot \sin\theta \cdot \cos\theta}{\sqrt{l^2 - r^2 \cdot \sin^2\theta}} + r \cdot \sin\theta \right) \quad (2.58)$$

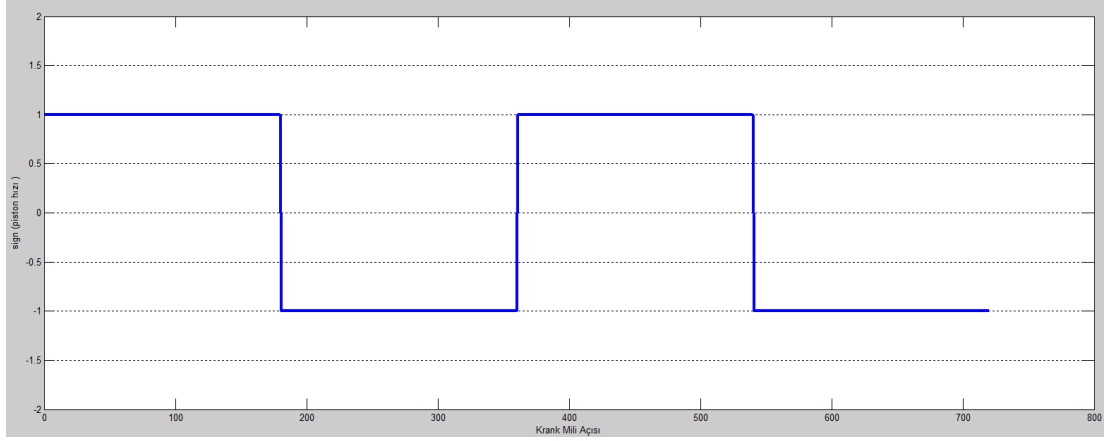
Bu ifadede yer alan $\dot{\theta}$ krank açısal hızının sabit bir değerde olduğu varsayılırsa şekil 2.30'daki grafik elde edilebilir.



Şekil 2.30. Krank Açısı – Piston Hızı Grafiği

Krank açısı 0^0 iken piston hızı 0 'dır. Krank açısı 75^0 ve 435^0 olduğunda piston pozitif yönde, 285^0 ve 645^0 iken negatif yönde maksimum hıza ulaşmaktadır.

Piston hızı ifadesinin, işaret fonksiyonunun grafiği çizdirilirse, hız ifadesinin işaret incelemesi daha kolay yapılabilir.

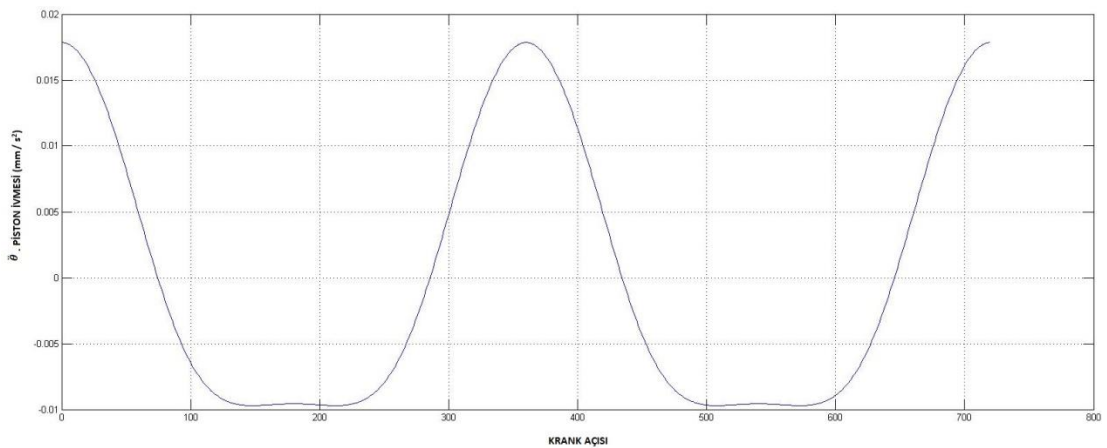


Şekil 2.31. Krank Açısı – sign (Piston Hızı) Grafiği

Piston hızının işaret incelemesi, pistonu etkileyen hidrodinamik sürtünme kuvvetinin yönünün belirlenmesinde fayda sağlayacaktır. Krank açısı $0^{\circ} - 180^{\circ}$ ve $360^{\circ} - 540^{\circ}$ arasında hız ifadesi pozitif, $180^{\circ} - 360^{\circ}$ ve $540^{\circ} - 720^{\circ}$ arasında negatif yöndedir. Denklem 2.57'nin zamana göre ikinci türevi alınırsa; pistonun ivmesi \ddot{y} , θ 'nın fonksiyonu olarak elde edilebilir.

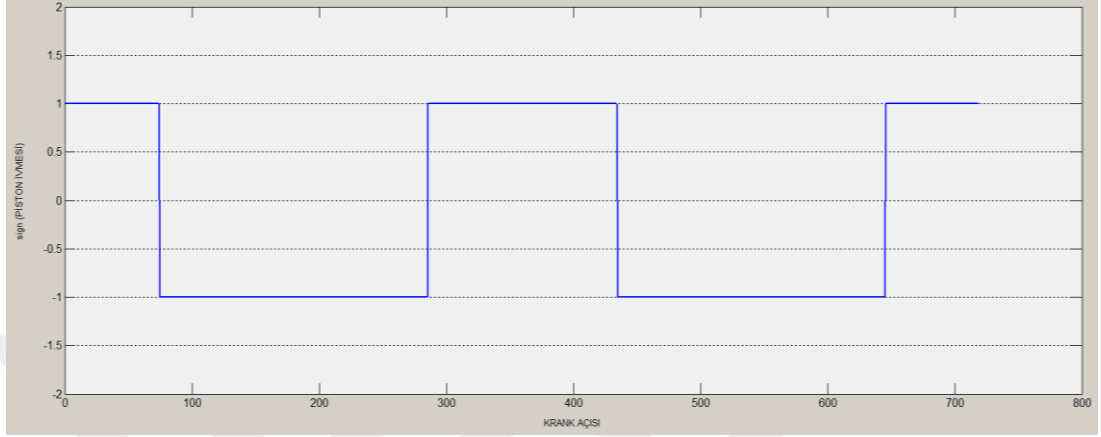
$$\ddot{y} = \frac{d^2y}{d\theta^2} \cdot \frac{d^2\theta}{dt^2} = \ddot{\theta} \cdot \left(\frac{r^2 \cdot \cos^2\theta - r^2 \cdot \sin^2\theta}{\sqrt{l^2 - r^2 \cdot \sin^2\theta}} + \frac{r^4 \sin^2\theta \cos^2\theta}{(l^2 - r^2 \cdot \sin^2\theta)^3} + r \cdot \cos\theta \right) \quad (2.59)$$

Denklem 2.59'daki , $\ddot{\theta}$ krank ivmesi sabit bir değer kabul edildiğinde Şekil 2.32'deki krank açısı – piston ivmesi grafiği elde edilir.



Şekil 2.32. Krank Açısı – Piston İvmesi Grafiği

Piston ÜÖN’da iken, en büyük ivme değerlerine ulaştığı Şekil 2.32’de görülmektedir. Krank açısı $135^0 - 225^0$ ve $485^0 - 595^0$ aralıklarında ise minimum ivme değerlerine ulaşmaktadır. İvme ifadelerinin işaret fonksiyonu çizilirse;



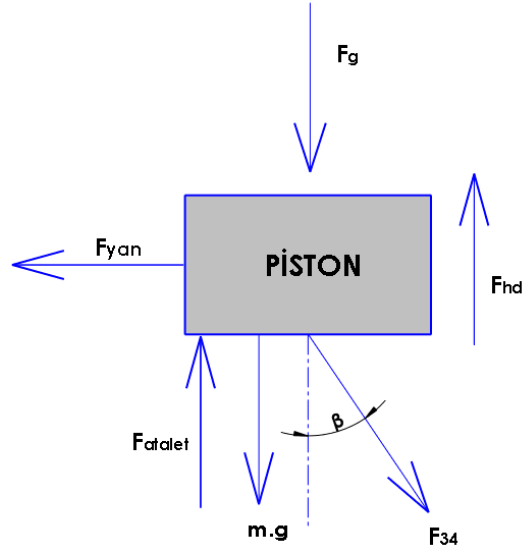
Şekil 2.33. Krank Açısı – sign (Piston İvmesi) Grafiği

Piston ivme değerlerinin işaret incelemesi, pistonu etki eden atalet kuvvetinin yönünün belirlenmesinde kolaylık sağlayacaktır. Krank açısı $0^0 - 75^0$, $285^0 - 435^0$ ve $645^0 - 720^0$ aralıklarında iken; ivme ifadeleri pozitif, diğer bölgelerde ise negatiftir.

Tüm işaretler göz önüne alındığında, kuvvet analizi için sistemin; $0^0 - 75^0$, $75^0 - 180^0$, $180^0 - 285^0$, $285^0 - 360^0$ arasında incelenmesinin gerekli olacağı sonucu çıkarılmıştır. 360^0 ile 720^0 arası ise, ilk çevrimin simetriği olduğundan yine aynı sonuçlar elde edilecektir. Tek fark değişen stroklardan kaynaklı gaz kuvveti farklılığı olacaktır.

2.5.1. Emme Stroku: $0^0 \leq \theta \leq 75^0$ Arasında Hareketin ve Kuvvetlerin İncelenmesi

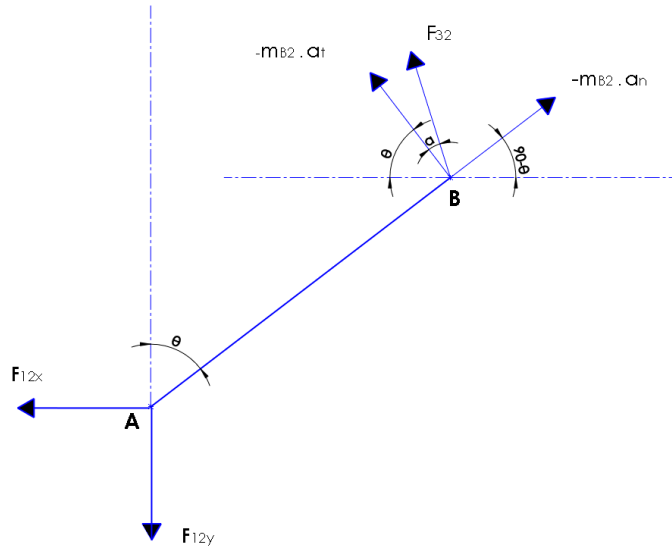
Emme stroku sırasında, başlangıç anından $\theta = 75^0$ oluncaya kadar piston üzerinde etkin olan tüm kuvvetler Şekil 2.34’te gösterilmiştir. Hareketi sadece düşey ekseninde incelediğimizden, bu ekseninde toplam kuvvet eşitliği yazıldığında Denklem 2.60 elde edilir. Bu kısımda ve ilerleyen bölümlerde, tüm denge denklemleri yazılırken D’alembert prensibinden faydalanılmıştır.



Şekil 2.34. : $0 \leq \theta \leq 75$ Arasında Piston Üzerine Etki Eden Kuvvetler

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow -F_g^{emme} + m_p \cdot \ddot{y} + F_{hd} - F_{34} \cdot \cos\beta - m \cdot g = 0 \quad (2.60)$$

Piston üzerine etki eden F_{34} kuvveti biyel aracılığıyla krank mili üzerine iletilir. Krank üzerine F_{32} kuvveti olarak tesir etmektedir.



Şekil 2.35. $0 \leq \theta \leq 75$ Arasında Krank Mili Üzerine Etki Eden Kuvvetler

y ekseninde D'alembert prensibine göre eşitlik yazılırsa;

$$\Sigma F_y = 0$$

$$-F_{12}^y + (-m_{B2} \cdot a_n) \cdot \sin(90 - \theta) + F_{32} \cdot \sin(\alpha + \theta) + (-m_{B2} \cdot a_t) \cdot \sin(\theta) = 0 \quad (2.61)$$

Bu işlem düzenlenirse;

$$F_{12}^y = -(m_{B2} \cdot a_n) \cdot \cos(\theta) + F_{32} \cdot \cos(\beta) - (m_{B2} \cdot a_t) \cdot \sin(\theta) \quad (2.62)$$

$$F_{12}^y = F_{32} \cdot \frac{\sqrt{l^2 - r^2} \cdot \sin^2 \theta}{l} - m_{B2} \cdot \ddot{\theta} \cdot r \cdot \sin(\theta) - m_{B2} \cdot \dot{\theta}^2 \cdot r \cdot \cos(\theta) \quad (2.63)$$

Burada F_{32} değeri ; $F_{32} = -F_{34}$ ve Denklem 2.60'dan faydalanarak bulunabilir.

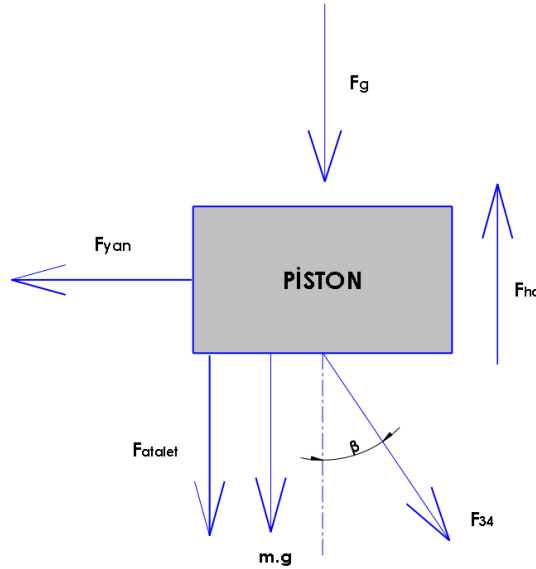
$$F_{32} = \frac{F_g^{emme} - m_p \cdot \ddot{y} - \mu A_p \cdot \dot{y} + m \cdot g}{\frac{\sqrt{l^2 - r^2} \cdot \sin^2 \theta}{l}} \quad (2.64)$$

Denklem 2.63 düzenlendiğinde;

$$F_{12}^y = F_g^{emme} - m_p \cdot \ddot{y} - \mu A_p \cdot \dot{y} + m_p \cdot g - m_{B2} \cdot \ddot{\theta} \cdot r \cdot \sin(\theta) - m_{B2} \cdot \dot{\theta}^2 \cdot r \cdot \cos(\theta) \quad (2.65)$$

2.5.2. Emme Stroku: $75^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ Arasında Hareketin ve Kuvvetlerin İncelenmesi

Emme evresinde, $\theta=75^\circ$ 'yi geçtikten sonra, atalet kuvveti yön değiştirmektedir. Piston, Şekil 2.36'da gösterilen kuvvetler ile $\theta=180^\circ$ oluncaya kadar hareketine devam eder.

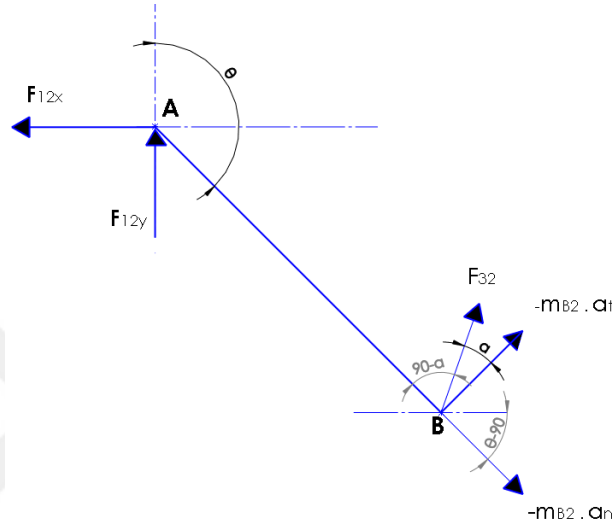


Şekil 2.36. $75^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ Arasında Piston Üzerine Etki Eden Kuvvetler

y ekseninde D'alembert ilkesi uygulanırsa $\Sigma F_y = 0 \Rightarrow$

$$-F_g^{emme} - m_p \cdot \ddot{y} + F_{hd} - F_{34} \cdot \cos\beta - m \cdot g = 0 \quad (2.66)$$

Krank mili üzerindeki kuvvetlerde herhangi bir değişme olmaz. Sadece F_{32} kuvveti büyüklüğünde değişme görülür. Bununun sebebi 2.66 denkleminde görülen atalet kuvvetinin yön değiştirmesidir.



Şekil 2.37. $75^0 \leq \theta \leq 180^0$ Arasında Krank Mili Üzerine Etki Eden Kuvvetler

y ekseninde D'alembert ilkesi uygulanırsa $\Sigma F_y = 0 \Rightarrow$

$$F_{12}^y - (-m_{B2} \cdot a_n) \cdot \sin(\theta - 90) + F_{32} \cdot \sin(180 + \alpha - \theta) + (-m_{B2} \cdot a_t) \cdot \sin(180 - \theta) = 0 \quad (2.67)$$

Bu işlem düzenlenirse;

$$F_{12}^y = (m_{B2} \cdot a_n) \cdot \cos(\theta) + F_{32} \cdot \cos(\beta) - (m_{B2} \cdot a_t) \cdot \sin(\theta) \quad (2.68)$$

$$F_{12}^y = F_{32} \cdot \frac{\sqrt{l^2 - r^2} \cdot \sin^2\theta}{l} - m_{B2} \cdot \ddot{\theta} \cdot r \cdot \sin(\theta) + m_{B2} \cdot \dot{\theta}^2 \cdot r \cdot \cos(\theta) \quad (2.69)$$

F_{32} değeri; Denklem 2.66'dan faydalanarak bulunabilir.

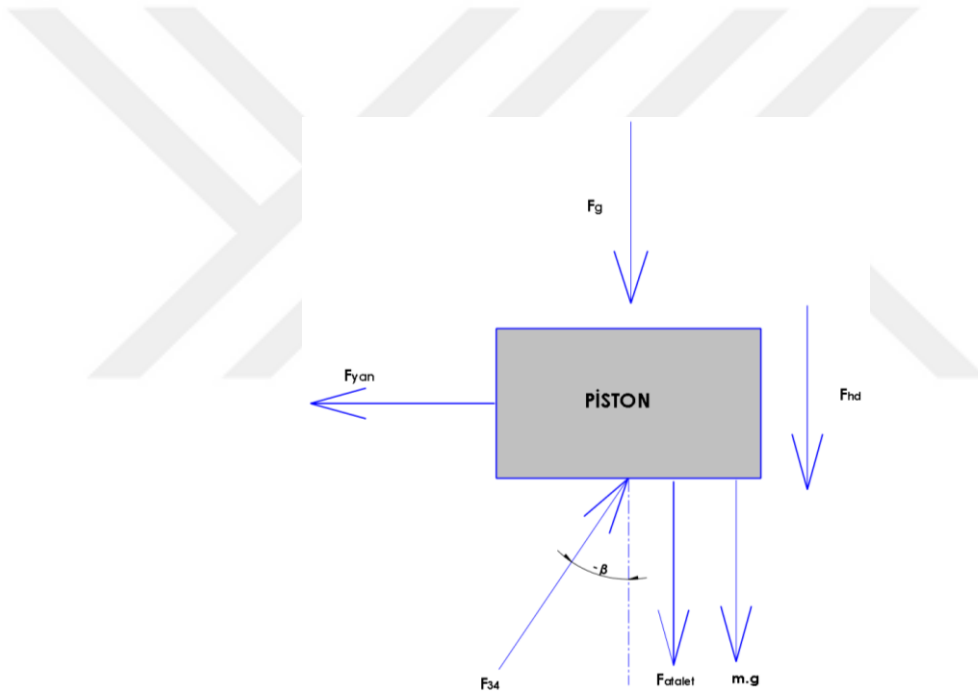
$$F_{32} = \frac{F_g^{emme} + m_p \cdot \ddot{y} - \mu \cdot A_p \cdot \dot{y} + m \cdot g}{\frac{\sqrt{l^2 - r^2} \cdot \sin^2\theta}{l}} \quad (2.70)$$

Denklem 2.69 düzenlendiğinde;

$$F_{12}^y = F_g^{emme} + m_p \cdot \ddot{y} - \mu \cdot A_p \cdot \dot{y} + m_p \cdot g - m_{B2} \cdot \ddot{\theta} \cdot r \cdot \sin(\theta) + m_{B2} \cdot \dot{\theta}^2 \cdot r \cdot \cos(\theta) \quad (2.71)$$

2.5.3. Sıkıştırma Stroku: $180^\circ \leq \theta \leq 285^\circ$ Arasında Hareketin ve Kuvvetlerin İncelenmesi

$\theta = 180^\circ$ değerine ulaştıktan sonra, emme valfi kapanır ve piston kapalı bir sistemde hareket ediyormuş gibi, dolguyu sıkıştırmaya başlar. Silindir içerisindeki basınç değerlerinde hızlı bir yükseliş olur. Sıkıştırma işleminin bu bölümü, $\theta = 285^\circ$ değerini alıncaya kadar devam eder. Piston üzerindeki kuvvetler Şekil 2.38’de gösterilmiştir.

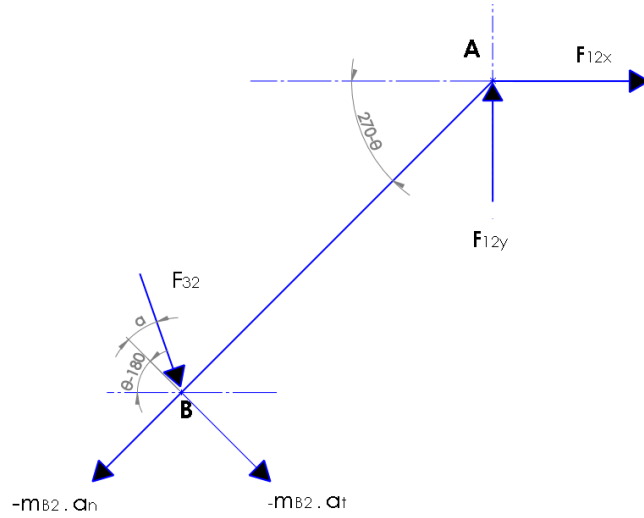


Şekil 2.38. $180^\circ \leq \theta \leq 285^\circ$ Arasında Piston Üzerine Etki Eden Kuvvetler

y ekseninde D’alembert ilkesi uygulanırsa $\Sigma F_y = 0 \Rightarrow$

$$-F_g^{sıkıştırma} - m_p \cdot \ddot{y} - F_{hd} + F_{34} \cdot \cos(-\beta) - m \cdot g = 0 \quad (2.72)$$

Krank mili üzerindeki kuvvetlere bakıldığında;



Şekil 2.39. $180^0 \leq \theta \leq 285^0$ Arasında Krank Mili Üzerine Etki Eden Kuvvetler

y ekseninde D'alembert ilkesi uygulanırsa $\Sigma F_y = 0 \Rightarrow$

$$F_{12}^y - (-m_{B2} \cdot a_n) \cdot \sin(270 - \theta) - F_{32} \cdot \sin(\alpha + \theta - 180) - (-m_{B2} \cdot a_t) \cdot \sin(\theta - 180) = 0 \quad (2.73)$$

Bu işlem düzenlenirse;

$$F_{12}^y + (-m_{B2} \cdot a_n) \cdot \cos(\theta) - F_{32} \cdot \cos\beta + (-m_{B2} \cdot a_t) \cdot \sin(\theta) = 0 \quad (2.74)$$

$$F_{12}^y = F_{32} \cdot \frac{\sqrt{l^2 - r^2} \cdot \sin^2\theta}{l} + m_{B2} \cdot \ddot{\theta} \cdot r \cdot \sin(\theta) + m_{B2} \cdot \dot{\theta}^2 \cdot r \cdot \cos(\theta) \quad (2.75)$$

F_{32} değeri; Denklem 2.72'den faydalanarak bulunabilir.

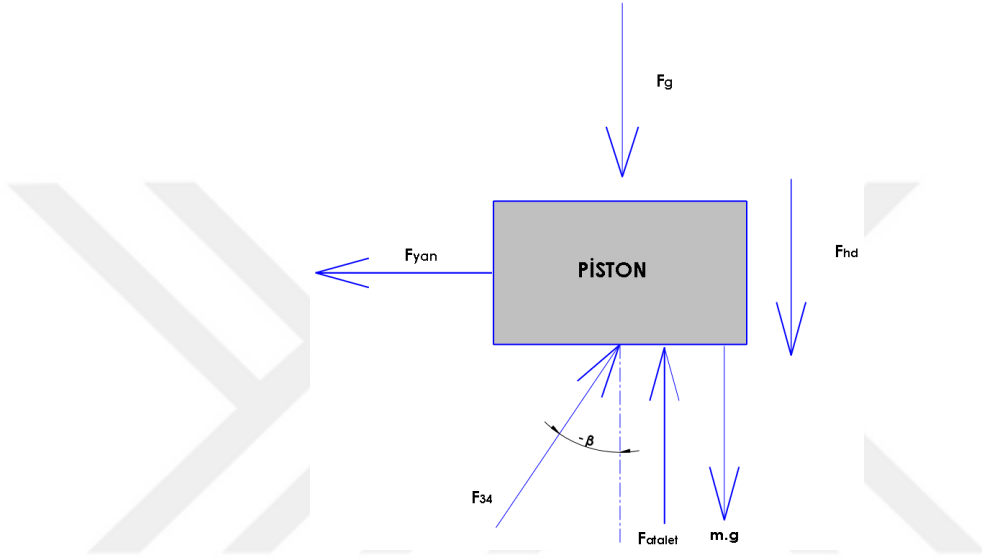
$$F_{32} = \frac{-F_g^{sıkıştırma} - m_p \cdot \ddot{y} - \mu A_p \cdot \dot{y} - m \cdot g}{\frac{\sqrt{l^2 - r^2} \cdot \sin^2\theta}{l}} \quad (2.76)$$

Denklem 2.75 düzenlendiğinde;

$$F_{12}^y = -F_g^{sıkıştırma} - m_p \cdot \ddot{y} - \mu \cdot A_p \cdot \dot{y} - m \cdot g + m_{B2} \cdot \ddot{\theta} \cdot r \cdot \sin(\theta) + m_{B2} \cdot \dot{\theta}^2 \cdot r \cdot \cos(\theta) \quad (2.77)$$

2.5.4. Sıkıştırma Stroku: $285^{\circ} \leq \theta \leq 360^{\circ}$ Arasında Hareketin ve Kuvvetlerin İncelenmesi

Krank açısı $\theta=285^{\circ}$ 'yi geçtikten sonra, atalet kuvveti ivmenin yönüne bağlı olarak tekrar yön değiştirmektedir. Piston, $\theta=360^{\circ}$ kadar Şekil 2.40'daki kuvvetler etkisinde hareketine devam eder.

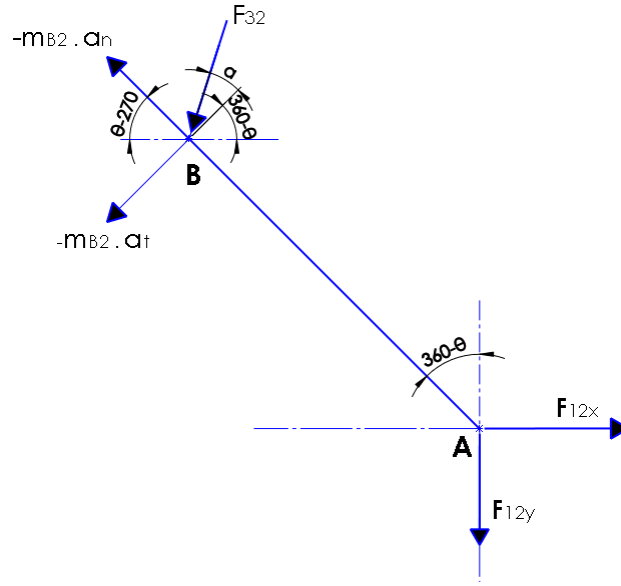


Şekil 2.40. $285^{\circ} \leq \theta \leq 360^{\circ}$ Arasında Piston Üzerine Etki Eden Kuvvetler

y ekseninde D'alembert ilkesi uygulanırsa $\Sigma F_y = 0 \Rightarrow$

$$-F_g^{sıkıştırma} + m_p \cdot \ddot{y} - F_{hd} + F_{34} \cdot \cos(-\beta) - m \cdot g = 0 \quad (2.78)$$

Krank mili üzerindeki kuvvetler;



Şekil 2.41. $285^0 \leq \theta \leq 360^0$ Arasında Krank Mili Üzerine Etki Eden Kuvvetler

y ekseninde D'alembert ilkesi uygulanırsa

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow$$

$$-F_{12}^y + (-m_{B2} \cdot a_n) \cdot \sin(\theta - 270) - F_{32} \cdot \sin(\alpha + 360 - \theta) - (-m_{B2} \cdot a_t) \cdot \sin(360 - \theta) = 0$$

(2.79)

Eşitlik düzenlenirse;

$$-F_{12}^y + (-m_{B2} \cdot a_n) \cdot \cos(\theta) - F_{32} \cdot \cos\beta + (-m_{B2} \cdot a_t) \cdot \sin(\theta) = 0 \quad (2.80)$$

$$F_{12}^y = -F_{32} \cdot \frac{\sqrt{l^2 - r^2} \cdot \sin^2\theta}{l} - m_{B2} \cdot \ddot{\theta} \cdot r \cdot \sin(\theta) - m_{B2} \cdot \dot{\theta}^2 \cdot r \cdot \cos(\theta) \quad (2.81)$$

F_{32} değeri; Denklem 2.78'den faydalanarak bulunabilir.

$$F_{32} = \frac{-F_g^{sıkıştırma} + m_p \cdot \ddot{y} - \mu A_p \cdot \dot{y} - m \cdot g}{\frac{\sqrt{l^2 - r^2} \cdot \sin^2\theta}{l}} \quad (2.82)$$

Denklem 2.81 düzenlendiğinde;

$$F_{12}^y = -F_g^{sıkıştırma} + m_p \cdot \ddot{y} - \mu A_p \cdot \dot{y} - m \cdot g - m_{B2} \cdot \ddot{\theta} \cdot r \cdot \sin(\theta) - m_{B2} \cdot \dot{\theta}^2 \cdot r \cdot \cos(\theta) \quad (2.83)$$

2.5.5. Genişleme Stroku: $360^{\circ} \leq \theta \leq 435^{\circ}$ Arasında Hareketin ve Kuvvetlerin İncelenmesi

Genişleme stroku ile birlikte, sistem ikinci çevrime başlar. İkinci çevrim ; ilk çevrimin açısız ve doğrusal pozisyonlar, uygulanan kuvvetler açısından aynıdır. Tek fark gaz kuvvetinin değışiklik göstermesidir.

Genişleme strokunun $360^{\circ} \leq \theta \leq 435^{\circ}$ dereceler arasındaki kısmı, emme strokunun $0^{\circ} \leq \theta \leq 75^{\circ}$ arasındaki kısmının aynıdır. Sadece gaz kuvvetinin değıştirilmesiyle, bu bölgeye ait denklemler elde edilebilir.

Düşey ekseninde , piston üzerindeki toplam kuvvet ifadesi denklem 2.60'dan bulunabilir.

$$-F_g^{genişleme} + m_p \cdot \ddot{y} + F_{hd} - F_{34} \cdot \cos\beta - m \cdot g = 0 \quad (2.84)$$

Krank mili üzerindeki kuvvet ifadelerinden, yataklardan gelen kuvvet

$$F_{12}^y = F_g^{genişleme} - m_p \cdot \ddot{y} - \mu \cdot A_p \cdot \dot{y} + m_p \cdot g - m_{B2} \cdot \ddot{\theta} \cdot r \cdot \sin(\theta) - m_{B2} \cdot \dot{\theta}^2 \cdot r \cdot \cos(\theta) \quad (2.85)$$

2.5.6. Genişleme Stroku: $435^{\circ} \leq \theta \leq 540^{\circ}$ Arasında Hareketin ve Kuvvetlerin İncelenmesi

Genişleme strokunun bu kısmında hareket, $75^{\circ} \leq \theta \leq 180^{\circ}$ arasındaki emme stroku hareketinin aynıdır. Sadece gaz kuvvetinde değışme olmaktadır.

Piston üzerindeki kuvvet eşitliği ;

$$-F_g^{genişleme} - m_p \cdot \ddot{y} + F_{hd} - F_{34} \cdot \cos\beta - m \cdot g = 0 \quad (2.86)$$

Krank mili üzerindeki, yataklardan gelen kuvvet;

$$F_{12}^y = F_g^{genişleme} + m_p \cdot \ddot{y} - \mu \cdot A_p \cdot \dot{y} + m_p \cdot g - m_{B2} \cdot \ddot{\theta} \cdot r \cdot \sin(\theta) + m_{B2} \cdot \dot{\theta}^2 \cdot r \cdot \cos(\theta) \quad (2.87)$$

2.5.7. Egzoz Stroku : $540^0 \leq \theta \leq 645^0$ Arasında Hareketin ve Kuvvetlerin İncelenmesi

Egzoz strokunun bu bölgedeki kısmı, sıkıştırma strokunun $180^0 \leq \theta \leq 285^0$ arasındaki kısmının aynısıdır. Sadece gaz kuvvetinin değiştirilmesiyle, bu bölgeye ait denklemler elde edilebilir. Piston üzerindeki kuvvet eşitliği ;

$$-F_g^{egzoz} - m_p \cdot \ddot{y} - F_{hd} + F_{34} \cdot \cos\beta - m \cdot g = 0 \quad (2.88)$$

Krank mili üzerindeki, yataklardan gelen kuvvet;

$$F_{12}^y = -F_g^{egzoz} - m_p \cdot \ddot{y} - \mu \cdot A_p \cdot \dot{y} - m_p \cdot g + m_{B2} \cdot \ddot{\theta} \cdot r \cdot \sin(\theta) + m_{B2} \cdot \dot{\theta}^2 \cdot r \cdot \cos(\theta) \quad (2.89)$$

2.5.8. Egzoz Stroku: $645^0 \leq \theta \leq 720^0$ Arasında Hareketin ve Kuvvetlerin İncelenmesi

Bu kısımdaki hareket denklemleri, sıkıştırma strokunun $285^0 \leq \theta \leq 360^0$ arasındaki hareketinin aynısıdır. Sadece gaz kuvveti farklılık göstermektedir.

Piston üzerindeki kuvvet eşitliği;

$$-F_g^{egzoz} + m_p \cdot \ddot{y} - F_{hd} + F_{34} \cdot \cos\beta - m \cdot g = 0 \quad (2.90)$$

Krank mili yataklarından gelen kuvvet;

$$F_{12}^y = -F_g^{egzoz} + m_p \cdot \ddot{y} - \mu \cdot A_p \cdot \dot{y} - m_p \cdot g - m_{B2} \cdot \ddot{\theta} \cdot r \cdot \sin(\theta) - m_{B2} \cdot \dot{\theta}^2 \cdot r \cdot \cos(\theta) \quad (2.91)$$

2.6.1. Blok Üzerine Etki Eden Kuvvetler

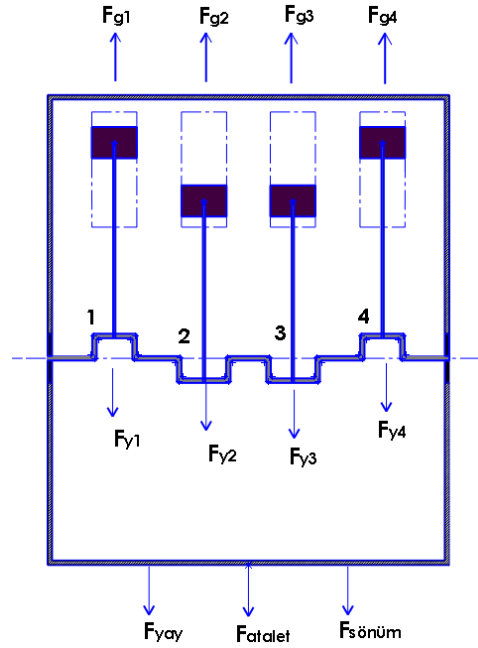
Şekil 2.43'te motor bloğunun yandan görünüşü verilmiştir. Blok üzerine y ekseninde etki eden ve yönleri temsili olarak verilmiş kuvvet vektörleri görülmektedir.

Motor üst kapağına, silindirler içerisindeki gaz basınçlarının sonucunda oluşan, 4 farklı gaz kuvveti etki etmektedir. Bu kuvvetlerin bileşkesi sistemi titreşime zorlamaktadır.

Krank mili üzerine, muylulardan 4 kuvvet etki etmektedir. Bu kuvvetlerin bileşkesi, krank ana yataklarına iletilmekte ve bu kuvvet de blok titreşimi üzerinde etkili olmaktadır.

Bloğu platforma bağlayan 3 adet takoz sebebiyle, blok 3 adet yay ve 3 adet sönümleyici etkisinde gibi davranacaktır. Bu sebeple de 3 adet yay kuvveti ve 3 adet sönümleme kuvveti sistem üzerinde etkindir.

Bu kuvvetlerin dışında ise, atalet kuvveti hareket denklemi oluşturulurken kullanılacak diğer bir kuvvettir.



Şekil 2.43. Motor Bloğunun Yandan Görünümü ve Blok Üzerine Etki Eden Kuvvetler

2.6.1.1. Bileşke Gaz Kuvvetinin Belirlenmesi

Motorun çalışması esnasında herhangi bir anda, 4 piston da farklı stroklarda bulunurlar. Örneğin ilk piston genişleme strokundaydı, ikincisi egzoz, üçüncüsü sıkıştırma ve dördüncü piston emme strokundaydı. Bu sebeple, bloğa etkiyen bileşke gaz kuvveti, her zaman 4 gaz kuvvetinin vektörel toplamı şeklinde ifade edilir.

Gaz kuvvetleri bölüm 2.4'te hesaplanmıştı. Sıkıştırma strokunda etkiyen gaz kuvveti 2.21 denkleminde, genişleme strokundaki gaz kuvveti 2.27 denkleminde, emme ve egzoz stroklarındaki gaz kuvvetleri aynı kabul edildiğinden 2.15 denklemlerinde elde edilebilirler.

$$\vec{F}_{gaz} = \sum \vec{F}_g = \vec{F}_{g1} + \vec{F}_{g2} + \vec{F}_{g3} + \vec{F}_{g4} \quad (2.92)$$

$$\vec{F}_{gaz} = \sum \vec{F}_g = \vec{F}_{genişleme} + \vec{F}_{egzoz} + \vec{F}_{sıkıştırma} + \vec{F}_{emme} \quad (2.93)$$

Emme ve egzoz stroklarındaki gaz kuvvetleri 2.15 denkleminde $F_g = P_{atm} \cdot A_{piston}$ olarak belirlenmişti. Emme ve egzoz valfleri açık iken; silindir içi basınç dış ortam basıncına hemen hemen eşit olmaktadır. Motor bloğu üzerine etkiyen gaz basınç kuvvetleri, bu sebeple birbirlerini dengeleyecek ve blok üzerine etkiyen net gaz kuvveti '0' olacaktır. Buradan özetle, emme ve egzoz stroklarında motor bloğuna gaz kuvveti etki etmemektedir.

Bu bilgiyi kullanarak denklem 2.92 tekrar düzenlenirse;

$$\vec{F}_{gaz} = \sum \vec{F}_g = \vec{F}_{g1} + \vec{F}_{g3} = \vec{F}_{genişleme} + \vec{F}_{sıkıştırma} \quad (2.94)$$

Genişleme ve sıkıştırma stroku gaz kuvvetlerinin detaylı ifadelerinde, krank açısı değerleri arasında 180° fark olduğu da dikkate alınıp denklem tekrar yazıldığında denklem 2.95 elde edilir.

$$F_{gaz} = P_{max} \cdot A_{piston} \cdot \left(\frac{V_{min}}{V_{min} + \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4}\right) \cdot (l+r - \sqrt{l^2 - r^2 \cdot \sin^2 \theta} - r \cdot \cos \theta)} \right)^{1,312} + P_{min} \cdot A_{piston} \cdot \left(\frac{V_{max}}{V_{max} + \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4}\right) \cdot (l-r - \sqrt{l^2 - r^2 \cdot \sin^2(\theta+\pi)} - r \cdot \cos(\theta+\pi))} \right)^{1,389} \quad (2.95)$$

2.6.1.2. Krank Mili Yataklarına Gelen Kuvvetlerinin Belirlenmesi

Krank mili ve biyel - piston grubunun pozisyonları Şekil 2.43'te görülmektedir. 1-3-4-2 ateşleme sırasıyla çalışan motorlarda tüm çalışma süresi boyunca; 1 ile 4 numaralı biyel kolları ve 2 ile 3 numaralı biyel kolları senkronize hareket etmektedirler ve bu iki grup arasında 180° fark olacak şekilde krank üzerinde konum alırlar. Hareket esnasında, 4 krank muylusuna 4 ayrı F_{21}^y kuvveti etki etmektedir. Bu kuvvetlerin bileşkesi, iki ana krank yatağına F_{yatak} kuvveti olarak tesir etmekte ve blok titreşimine sebep olmaktadır.

Aşağıda yapılacak olan işlemlerde, açısal konumlarda, 1 no'lu krank muylusu referans alınmıştır. Herhangi bir anda, tüm pistonlar farklı stroklarda bulunacağından, sadece referans alınan pistonun ilk strokundaki kuvvetler incelenirse, sistem üzerindeki tüm ihtimaller göz önüne alınmış olur. Bunun için, bütün açısal durumlar irdelenerek genel bir kuvvet ifadesi elde edilmesi amaçlanmıştır.

Eğer 1 no'lu krank muylusu $0 \leq \theta \leq 75^\circ$ arasında ise;

1 ile 4 no'lu muylular; 2.65 ve 2.85 denklemlerinde bulunmuş olan F_{12}^y kuvvetlerinin tepki kuvveti olan F_{21}^y kuvvetlerine, 2 ile 3 no'lu muylular ise 2.77 ve 2.89 denklemlerinde bulunmuş olan F_{12}^y kuvvetlerinin tepki kuvveti olan F_{21}^y kuvvetlerine maruz kalırlar. Bu kuvvetlerle oluşan bileşke yatak kuvveti;

$$\vec{\Sigma F}_{yatak} = F_{21}^{y1} + F_{21}^{y2} + F_{21}^{y3} + F_{21}^{y4} \quad (2.96)$$

$$\Sigma F_{yatak1} =$$

$$(-F_g^{emme} + m_p \cdot \ddot{y} + \mu A_p \cdot \dot{y} - m_p \cdot g + m_{B2} \cdot \ddot{\theta} \cdot r \cdot \sin(\theta) + m_{B2} \cdot \dot{\theta}^2 \cdot r \cdot \cos(\theta)) -$$

$$(F_g^{sıkıştırma} + m_p \cdot \ddot{y} + \mu A_p \cdot \dot{y} + m_p \cdot g - m_{B2} \cdot \ddot{\theta} \cdot r \cdot \sin(\theta) - m_{B2} \cdot \dot{\theta}^2 \cdot r \cdot \cos(\theta)) -$$

$$(F_g^{egzoz} + m_p \cdot \ddot{y} + \mu A_p \cdot \dot{y} + m_p \cdot g - m_{B2} \cdot \ddot{\theta} \cdot r \cdot \sin(\theta) - m_{B2} \cdot \dot{\theta}^2 \cdot r \cdot \cos(\theta)) +$$

$$(-F_g^{genişleme} + m_p \cdot \ddot{y} + \mu A_p \cdot \dot{y} - m_p \cdot g + m_{B2} \cdot \ddot{\theta} \cdot r \cdot \sin(\theta) + m_{B2} \cdot \dot{\theta}^2 \cdot r \cdot \cos(\theta))$$

$$(2.97)$$

İşlemler düzenlenirse yataklara gelen toplam kuvvet ;

$$\begin{aligned} \Sigma F_{yatak1} = & 4. m_{B2} . \ddot{\theta} . r . \sin(\theta) + 4. m_{B2} . \dot{\theta}^2 . r . \cos(\theta) - 4. m_p . g \\ & - (F_g^{emme} + F_g^{sıkıştırma} + F_g^{egzoz} + F_g^{genişleme}) \end{aligned} \quad (2.98)$$

1 no'lu krank muylusu $75^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ arasında ise;

1 ile 4 no'lu muylular; 2.71 ve 2.87 denklemlerinde bulunmuş olan F_{12}^y kuvvetlerine tepki kuvveti olan F_{21}^y kuvvetlerine, 2 ile 3 no'lu muylular ise 2.83 ve 2.91 denklemlerinde bulunmuş olan F_{12}^y kuvvetlerinin tepki kuvveti olan F_{21}^y kuvvetlerine maruz kalırlar. Bu kuvvetlerle oluşan bileşke yatak kuvveti;

$$\begin{aligned} \Sigma F_{yatak2} = & \\ & -(-F_g^{emme} - m_p . \ddot{y} + \mu A_p . \dot{y} - m_p . g + m_{B2} . \ddot{\theta} . r . \sin(\theta) - m_{B2} . \dot{\theta}^2 . r . \cos(\theta)) + \\ & (F_g^{sıkıştırma} - m_p . \ddot{y} + \mu A_p . \dot{y} + m_p . g + m_{B2} . \ddot{\theta} . r . \sin(\theta) + m_{B2} . \dot{\theta}^2 . r . \cos(\theta)) + \\ & (F_g^{egzoz} - m_p . \ddot{y} + \mu A_p . \dot{y} + m_p . g + m_{B2} . \ddot{\theta} . r . \sin(\theta) + m_{B2} . \dot{\theta}^2 . r . \cos(\theta)) - \\ & (-F_g^{genişleme} - m_p . \ddot{y} + \mu A_p . \dot{y} - m_p . g + m_{B2} . \ddot{\theta} . r . \sin(\theta) - m_{B2} . \dot{\theta}^2 . r . \cos(\theta)) \end{aligned} \quad (2.99)$$

Bu işlemden, yataklara gelen toplam kuvvet;

$$\begin{aligned} \Sigma F_{yatak2} = & F_g^{emme} + F_g^{sıkıştırma} + F_g^{egzoz} + F_g^{genişleme} + 4. m_p . g \\ & + 4. m_{B2} . \dot{\theta}^2 . r . \cos(\theta) \end{aligned} \quad (2.100)$$

2.6.1.3. Yay ve Sönüm Kuvvetlerinin Belirlenmesi

Sistem üzerinde yay ve sönümleme elemanı olarak kauçuk takozun görev yaptığı yukarıda belirtilmişti. Bu yay ve sönüm elemanlarının tümü bir arada düşünüldüğünde, birbiriyle paralel olarak bağlanmış 3 adet yay ve 3 adet sönümleyici gibi davrandığı anlaşılmaktadır.

Paralel bağlı yaylar için eşdeğer yay katsayısı;

$$k_{eş} = \sum_i^n k_i$$

$$k_{eş} = k_1 + k_2 + k_3 = K \quad (2.101)$$

Blok Y kadar hareket ettiğinde oluşacak yay kuvveti;

$$F_{yay} = K \cdot Y \quad (2.102)$$

Paralel bağlı sönümleyiciler için eşdeğer sönümleme katsayısı;

$$c_{eş} = \sum_i^n c_i$$

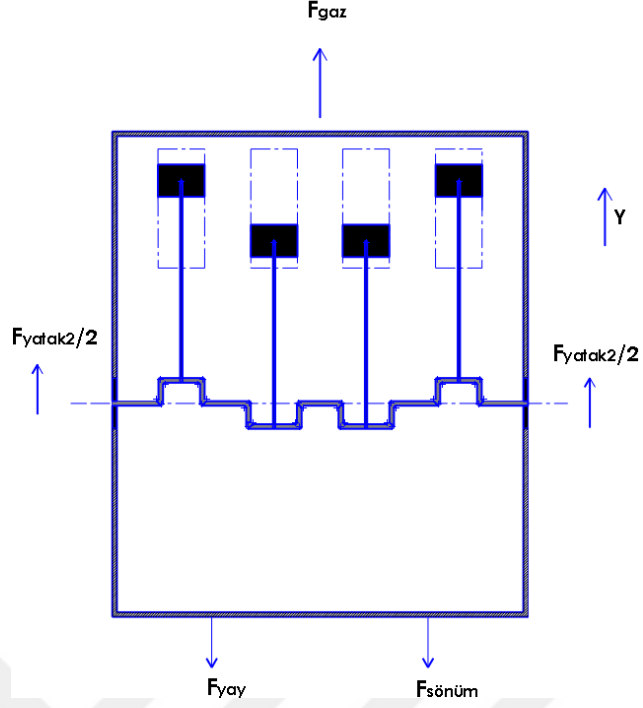
$$c_{eş} = c_1 + c_2 + c_3 = C \quad (2.103)$$

Katsayısı c olan sönümleyicide oluşacak sönümleme kuvveti;

$$F_{sönüm} = C \cdot \dot{Y} \quad (2.104)$$

2.6.2. Motor Bloğunun Düşey Eksendeki Hareket Denklemine Çıkarılması

M kütleli motor bloğu üzerine etki eden tüm kuvvetler yukarıda çıkarılmıştır. Yapılan hesaplamalarda F_{yatak2} kuvvetinin sonucunun pozitif, F_{yatak1} 'in ise negatif olduğu görülmüştür. Bu sonuca göre, yataklara gelen kuvvetlerden, denklem 2.100'de hesaplanan, F_{yatak2} kuvveti bloğun yukarı yönlü hareketi sırasında etki etmektedir.



Şekil 2.44. Pozitif Y Yönünde Titreşim Oluşturan Kuvvetler

$$\Sigma F = M \cdot \ddot{Y} \quad (2.105)$$

$$F_{gaz} + F_{yatak2} - F_{yay} - F_{sönüm} = M \cdot \ddot{Y} \quad (2.106)$$

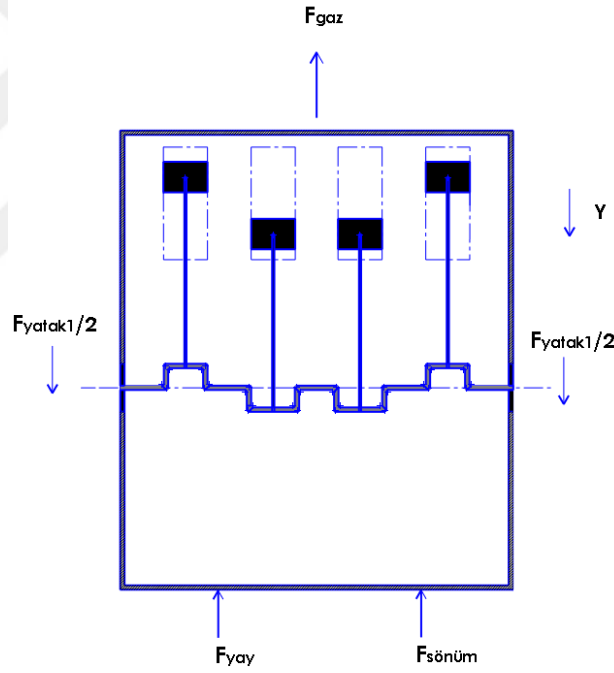
$$F_g^{genişleme} + F_g^{sıkıştırma} + F_g^{emme} + F_g^{sıkıştırma} + F_g^{egzoz} + F_g^{genişleme} + 4 \cdot m_p \cdot g + 4 \cdot m_{B2} \cdot \dot{\theta}^2 \cdot r \cdot \cos(\theta) - k \cdot Y - c \cdot \dot{Y} = M \cdot \ddot{Y} \quad (2.107)$$

$$M \cdot \ddot{Y} + C \cdot \dot{Y} + K \cdot Y = 2 \cdot F_g^{genişleme} + 2 \cdot F_g^{sıkıştırma} + F_g^{emme} + F_g^{egzoz} + 4 \cdot m_p \cdot g + 4 \cdot m_{B2} \cdot \dot{\theta}^2 \cdot r \cdot \cos(\theta) \quad (2.108)$$

Denklem 2.108 detaylı şekilde yazıldığında, motor bloğunun hareket denklemlerinden birincisi bulunmuş olur. Denklem daha kullanışlı olması açısından da $A(\theta)$ olarak ifade edilmiştir.

$$\begin{aligned}
M.\ddot{Y} + C.\dot{Y} + K.Y = & 2.P_{\max}.A_{\text{piston}} \left(\frac{V_{\min}}{V_{\min} + \left(\frac{\pi.D^2}{4}\right).(1+r-\sqrt{l^2-r^2.\sin^2\theta} - r.\cos\theta)} \right)^{1,312} + \\
& 2.P_{\min}.A_{\text{piston}} \left(\frac{V_{\max}}{V_{\max} + \left(\frac{\pi.D^2}{4}\right).(1-r-\sqrt{l^2-r^2.\sin^2(\theta+\pi)} - r.\cos(\theta+\pi))} \right)^{1,389} + \\
& 2.P_{\text{atm}}.A_{\text{piston}} + 4.m_p.g + 4.m_{B2}.\dot{\theta}^2.r.\cos(\theta) = A(\theta)
\end{aligned} \tag{2.109}$$

Yine aynı şekilde, denklem 2.98' de çıkarılan F_{yatak1} kuvveti ise, motor bloğunun aşağı yönde hareketi sırasında etkin yatak kuvvetidir. Bu ve diğer kuvvetlerden elde edilecek ifade, y ekseninde negatif yönde, motor bloğunun yapacağı titreşim hareketinin denklemini verecektir.



Şekil 2.45. Negatif Y Yönünde Titreşim Oluşturan Kuvvetler

$$\Sigma F = M.\ddot{Y} \tag{2.110}$$

$$F_{\text{gaz}} - F_{\text{yatak1}} + F_{\text{yay}} + F_{\text{sönüm}} = M.(-\ddot{Y}) \tag{2.111}$$

$$F_g^{genişleme} + F_g^{sıkıştırma} - \left(4 \cdot m_{B2} \cdot \ddot{\theta} \cdot r \cdot \sin(\theta) + 4 \cdot m_{B2} \cdot \dot{\theta}^2 \cdot r \cdot \cos(\theta) - 4 \cdot m_p \cdot g - \right. \\ \left. (F_g^{emme} + F_g^{sıkıştırma} + F_g^{egzoz} + F_g^{genişleme}) \right) + K \cdot Y + C \cdot \dot{Y} = -M \cdot \ddot{Y} \quad (2.112)$$

$$M \cdot \ddot{Y} + C \cdot \dot{Y} + K \cdot Y = 4 \cdot m_{B2} \cdot \ddot{\theta} \cdot r \cdot \sin(\theta) + 4 \cdot m_{B2} \cdot \dot{\theta}^2 \cdot r \cdot \cos(\theta) - 2 \cdot F_g^{genişleme} - \\ 2 \cdot F_g^{sıkıştırma} - F_g^{emme} - F_g^{egzoz} - 4 \cdot m_p \cdot g \quad (2.113)$$

Denklemin sağ tarafı θ 'nın fonksiyonu olarak yazılıp, gösterim kolaylığı sağlaması açısından da $B(\theta)$ olarak yazıldığında ;

$$M \cdot \ddot{Y} + C \cdot \dot{Y} + K \cdot Y = 4 \cdot m_{B2} \cdot \ddot{\theta} \cdot r \cdot \sin(\theta) + 4 \cdot m_{B2} \cdot \dot{\theta}^2 \cdot r \cdot \cos(\theta) - \\ 2 \cdot P_{max} \cdot A_{piston} \left(\frac{V_{min}}{V_{min} + \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} \right) \cdot (l+r - \sqrt{l^2 - r^2 \cdot \sin^2 \theta} - r \cdot \cos \theta)} \right)^{1,312} - \\ 2 \cdot P_{min} \cdot A_{piston} \left(\frac{V_{max}}{V_{max} + \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} \right) \cdot (l-r - \sqrt{l^2 - r^2 \cdot \sin^2(\theta+\pi)} - r \cdot \cos(\theta+\pi))} \right)^{1,389} - \\ 2 \cdot P_{atm} \cdot A_{piston} - 4 \cdot m_p \cdot g = B(\theta) \quad (2.114)$$

Bölüm 2.6'da krank mili; $0^\circ - 75^\circ$ arasında iken bloğun aşağı yönde, $75^\circ - 180^\circ$ arasında iken ise bloğun yukarı yönde harekette olduğu tespit edilmişti. Ayrıca bu hareketin her 180° de bir tekrarlandığı belirlenmişti.

Denklemler 2.109 ve Denklem 2.114' te bloğun, yukarı ve aşağı yönlü titreşim hareketleri sırasındaki hareket denklemleri belirlenmiştir. Bu iki eşitliği tek bir denklemlerle ifade edebilmek için Heaviside birim basamak fonksiyonundan faydalanmak gerekecektir. Bu bilgiler kullanılarak hareketin genelini ifade eden hareket denklemi denklem 2.115 olarak belirlenmiştir.

$$M\ddot{Y} + C\dot{Y} + KY = \sum_{i=0}^n \left\{ \left[u(\theta + i \cdot \pi) - u\left(\theta + i \cdot \pi - \frac{5 \cdot \pi}{12}\right) \right] \cdot [B(\theta)] \right. \\ \left. + \left[u\left(\theta + i \cdot \pi - \frac{5 \cdot \pi}{12}\right) - u(\theta + i \cdot \pi - \pi) \right] \cdot [A(\theta)] \right\} \quad (2.115)$$

3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

3.1. Deney Düzenegi

3.1.1. Motor

Motor titreşim verilerinin elde edilmesi amacıyla deneylerimizde, şekil 3.1’de görülen Honda L13A i-DSI motor kullanılmıştır. 4 silindirli ve yaklaşık 1.4 lt hacimli L13A i-DSI tip motor, Honda Jazz ve City modellerinde kullanılmaktadır.



Şekil 3.1 Deneyde Kullanılan Motor [67]

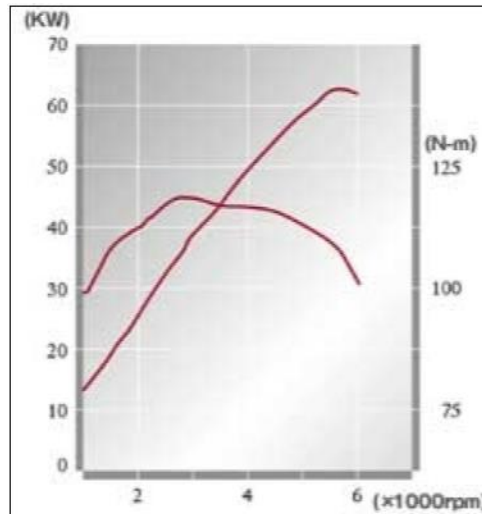
Test motoru; deney düzeneginin diğ er parçaları olan dinamometre, radyatör, fan, soğutma suyu tankı, yakıt tankı, yakıt, egzoz ve soğutma tesisatları, akü, sensörler vd. birlikte bir platform üzerinde zemine sabitlenerek çalıştırılmaktadır. Motor platform üzerine, motor titreşimini azaltmak amacıyla 3 adet kauçuk takoz ile birlikte monte edilmiştir.

Fabrika verilerine göre, motora ait teknik özellikler, Çizelge 3.1’de verilmiştir.

Çizelge 3.1 Motorun Teknik Özellikleri [65,66]

Deney Motorunun Teknik Özellikleri	
Motor:	Enlemesine yerleştirilmiş dört silindirli sekiz supaplı benzinli motor
Motor Hacmi:	1339 cc
Silindir Çapı:	73.0 mm
Strok Uzunluğu:	80.0 mm
Sıkıştırma Oranı:	10.8: 1
Motor Gücü:	5700 d/d’de 83 HP (63 kW)
Maksimum Tork:	2800 d/d’de 119 N.m
Piston Boyu:	45 mm
Piston Ağırlığı:	254 gr
Biyel Kolu Uzunluğu :	149 mm
Biyel Ağırlığı:	449 gr
Motor Toplam Ağırlığı:	285 kg

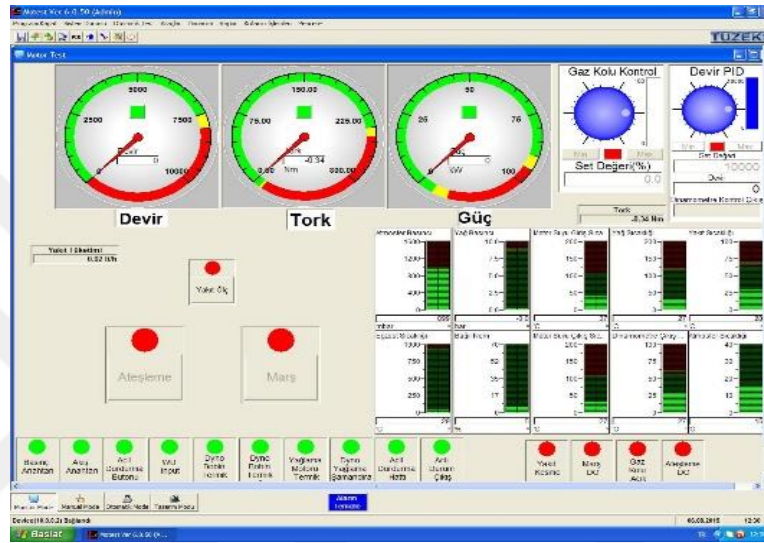
Test motorunun ürettiği maksimum gücün ve torkun belirlenmesinde kullanılan motor performans grafikleri Şekil 3.2’de verilmiştir.



Şekil 3.2 Motor Performans Grafiği [66]

3.1.2. Test Düzeneği Kontrol Yazılımı

Motor test düzeneği, Tuzeks firması tarafından geliştirilen MOTEST 6.0.50 isimli bir yazılım ile bilgisayar yardımıyla kontrol edilebilmektedir. Bu sistem, motorun ilk çalışması ile birlikte faaliyete geçmekte ve motor ait birçok veri, ekran üzerinden anlık takip edilebilmektedir.



Şekil 3.3 Motor Verileri Takip Ekranı

Ekrandan gözlenebilen tüm değerler yarım saniyede bir kayıt altına alınmaktadır. Ayrıca yazılım üzerinde değişiklikler yapılarak motorun çalışma şartları değiştirilebilmektedir.

Çizelge 3.2 Motor Verileri Kayıt Raporu Örneği

Tarih	Zaman	Motor Seri No	Devir	Tork (Nm)	Güç (kW)	Yakıt Tüketimi (lt/h)	Yakıt Sıcaklığı (°C)	Yağ Basıncı (bar)	Yağ Sıcaklığı (°C)	Motor Suyu Giriş Sıcaklığı (°C)	Motor Suyu Çıkış Sıcaklığı (°C)	Egzost Sıcaklığı (°C)	Dinamometre Çıkış Suyu Sıcaklığı (°C)	Dinamometre Kontrol Çıkış	Gaz Kolu Kontrol (%)	Sistem Mod
26.12.2014	16:10:13:785	1	1358	25,52	4	0,02	17	4,7	22	64	51	35	16	1,42	4,6	1
26.12.2014	16:10:14:285	1	1347	25,53	4	0,00	17	4,8	22	64	51	35	16	1,41	4,6	1
26.12.2014	16:10:14:785	1	1347	25,55	4	0,03	17	4,8	22	64	51	35	16	1,42	4,6	1
26.12.2014	16:10:15:285	1	1340	25,57	4	0,02	17	4,7	22	64	51	35	16	1,41	4,5	1
26.12.2014	16:10:15:785	1	1342	25,58	4	0,03	17	4,8	22	64	52	35	16	1,42	4,5	1
26.12.2014	16:10:16:281	1	1336	25,57	4	4,71	17	4,7	22	64	52	35	16	1,42	4,5	1
26.12.2014	16:10:16:781	1	1338	25,55	4	13,95	17	4,8	22	64	52	35	16	1,43	4,5	1
26.12.2014	16:10:17:281	1	1330	25,54	4	13,92	17	4,8	22	64	52	35	16	1,46	4,5	1
26.12.2014	16:10:17:781	1	1319	25,59	4	0,02	17	4,7	22	64	52	35	16	1,50	4,4	1
26.12.2014	16:10:18:281	1	1306	25,79	4	0,00	17	4,7	22	64	52	35	16	1,52	4,4	1
26.12.2014	16:10:18:781	1	1283	26,16	4	0,00	17	4,7	22	64	52	35	16	1,48	4,4	1
26.12.2014	16:10:19:281	1	1256	26,59	3	0,01	17	4,7	22	64	52	35	16	1,45	4,4	1
26.12.2014	16:10:19:781	1	1249	26,93	4	0,00	17	4,8	22	64	52	35	16	1,42	4,4	1
26.12.2014	16:10:20:281	1	1249	27,09	4	0,02	17	4,8	22	64	52	35	16	1,38	4,4	1
26.12.2014	16:10:20:781	1	1266	26,97	4	0,01	17	4,8	22	64	52	35	16	1,35	4,4	1
26.12.2014	16:10:21:281	1	1274	26,55	4	0,02	17	4,8	22	64	52	35	16	1,32	4,4	1
26.12.2014	16:10:21:781	1	1299	25,92	4	0,01	17	5,0	22	65	52	35	16	1,28	4,4	1
26.12.2014	16:10:22:281	1	1314	25,20	3	0,01	17	5,2	22	65	52	35	16	1,25	4,4	1
26.12.2014	16:10:22:781	1	1333	24,43	3	-0,01	17	5,2	22	65	52	35	16	1,22	4,4	1
26.12.2014	16:10:23:281	1	1372	23,64	3	0,02	17	5,3	22	65	52	35	16	1,18	4,4	1
26.12.2014	16:10:23:781	1	1396	22,81	3	0,02	17	5,4	22	65	52	35	16	1,15	4,4	1
26.12.2014	16:10:24:281	1	1429	21,96	3	0,01	17	5,6	22	65	52	35	16	1,12	4,4	1
26.12.2014	16:10:24:781	1	1457	21,08	3	0,00	17	5,5	22	65	52	35	16	1,08	4,4	1
26.12.2014	16:10:25:281	1	1488	20,19	3	0,01	17	5,5	22	65	52	35	16	1,07	4,4	1
26.12.2014	16:10:25:781	1	1520	19,29	3	0,01	17	5,6	22	65	52	35	16	1,10	4,4	1
26.12.2014	16:10:26:281	1	1547	18,51	3	0,03	17	5,5	22	65	52	35	16	1,13	4,4	1
26.12.2014	16:10:26:781	1	1561	17,97	3	0,03	17	5,5	22	65	52	35	16	1,15	4,4	1
26.12.2014	16:10:27:281	1	1564	17,68	3	0,01	17	5,4	22	65	52	35	16	1,15	4,4	1
26.12.2014	16:10:27:781	1	1561	17,63	3	0,00	17	5,5	22	65	52	35	16	1,14	4,4	1
26.12.2014	16:10:28:281	1	1559	17,76	3	0,00	17	5,5	22	65	52	35	16	1,14	4,4	1
26.12.2014	16:10:28:781	1	1564	17,93	3	0,01	17	5,4	22	65	52	35	16	1,14	4,4	1
26.12.2014	16:10:29:281	1	1557	18,05	3	1,54	17	5,5	22	65	52	35	16	1,14	4,4	1
26.12.2014	16:10:29:781	1	1561	18,08	3	9,14	17	5,4	22	65	52	35	16	1,13	4,4	1
26.12.2014	16:10:30:281	1	1561	18,03	3	9,14	17	5,5	22	65	52	35	16	1,13	4,4	1
26.12.2014	16:10:30:781	1	1561	17,96	3	-0,01	17	5,3	22	65	52	35	16	1,13	4,4	1
26.12.2014	16:10:31:281	1	1566	17,92	3	0,01	17	5,4	22	65	52	35	16	1,14	4,4	1
26.12.2014	16:10:31:781	1	1561	17,89	3	0,00	17	5,5	22	65	52	35	16	1,13	4,4	1
26.12.2014	16:10:32:281	1	1556	17,86	3	0,03	17	5,5	22	65	52	35	16	1,12	4,4	1
26.12.2014	16:10:32:781	1	1552	17,83	3	0,04	17	5,5	22	65	52	35	16	1,12	4,4	1
26.12.2014	16:10:33:281	1	1572	17,80	3	0,01	17	5,5	22	65	52	35	16	1,14	4,4	1
26.12.2014	16:10:33:781	1	1571	17,77	3	0,02	17	5,5	22	65	53	35	16	1,13	4,4	1
26.12.2014	16:10:34:281	1	1575	17,76	3	0,00	17	5,4	22	65	53	35	16	1,13	4,4	1
26.12.2014	16:10:34:781	1	1588	17,76	3	0,04	17	5,6	22	65	53	35	16	1,14	4,4	1
26.12.2014	16:10:35:281	1	1568	17,76	3	0,04	17	5,4	22	65	53	35	16	1,13	4,4	1

3.1.3. Akselerometre (İvmeölçer)

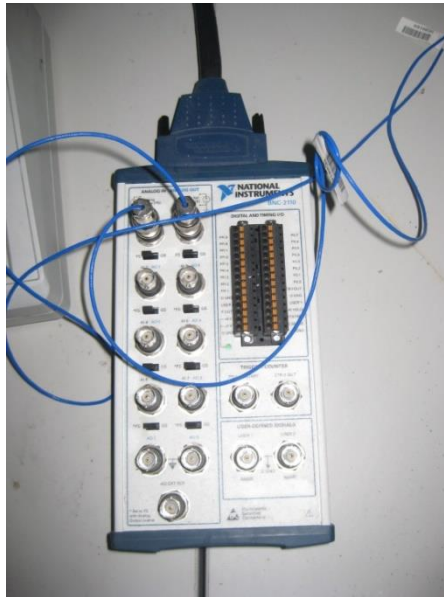
Düzenlediğimizde PCB marka 352 c18 akselerometre kullanılmıştır. Maksimum ölçebileceği frekans değeri 18 kHz olan bu cihaz, 1,02 mV / (m/s²) hassasiyete sahip olup 4900 m/s² ye kadar ivme değeri ölçebilmektedir. Titreşimin oluşturduğu basınca bağlı olarak elektrik sinyalleri üretir. İvmeölçer, Şekil 3.4 'te görüldüğü gibi motor titreşimlerini ölçmek üzere motor bloğunun üst kısmına, ilk piston üzerine yakın bir bölgeye yerleştirilmiştir.



Şekil 3.4 Akselerometre

3.1.4. Bağlantı Bloğu

Çalışmalarda National Instruments marka BNC-2110 bağlantı bloğundan faydalanılmıştır. Bağlantı bloğu; sinyal şartlandırıcıyla akselerometre arasındaki bağlantıyı sağlar.



Şekil 3.5 Bağlantı Bloğu

3.1.5. Sinyal Koşullayıcı

Bağlantı bloğuyla bilgisayar DAQ kartı arasındaki bağlantıyı sinyal koşullayıcı sağlamaktadır. İvme alıcısından gelen elektrik sinyalleri, sinyal koşullayıcıda taşınabilir bir voltaj sinyaline (Analog sinyal) çevrilmekte ve filtreleme işlemi yapılmaktadır. Yapılan deneylerde, Şekil 3.6'da görüldüğü gibi PCB 482 A 16 sinyal koşullayıcı kullanılmıştır. Cihazın sinyalleri x1, x10 ve x100 katlarına yükseltebilme özelliği bulunmaktadır.



Şekil 3.6 Sinyal Koşullayıcı

3.1.6. DAQ Kartı (Data Acquisition Card / Veri Toplama Kartı)

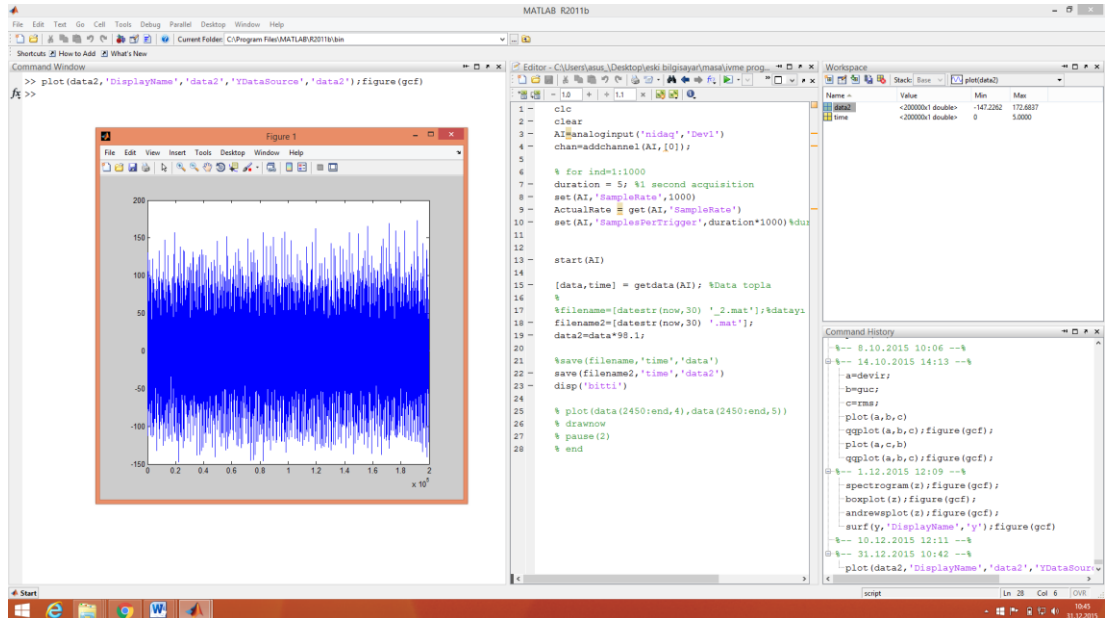
Titreşim sensörüyle elde edilen verilerin, bilgisayar ortamına aktarılmasını ve bilgisayarda işlenebilir hale getirilmesini sağlayan kartlardır. A/D veri toplama kontrol kartına elektrik sinyali (analog) olarak gelen ölçüm değerleri, veri toplama kontrol kartına aktarılmakta ve bilgisayar yazılımı vasıtasıyla ivme değerlerine dönüştürülmektedir. Deneylerde kullanılan bilgisayarda ana kartına takılı, çevrim hızı 1 MS/s olan 16-Bitlik National Instruments marka PCI M series 6281 DAQ kartı kullanılmıştır. (Şekil 3.7)



Şekil 3.7 DAQ Kartı

3.1.7. MATLAB R2011 Programı

Matlab'ın Data Acquisition Toolbox'ı kullanılarak, sensör tarafından alınan (ivme) titreşim değerleri, Şekil 3.8'de görüldüğü üzere, hem grafiksel hem de sayısal değerler cinsinden ekranda eş zamanlı görüntülenmiş ve kaydedilmiştir.



Şekil 3.8 Titreşim Ölçüm Ekranı

3.2. DeneYlerin Yapılışı

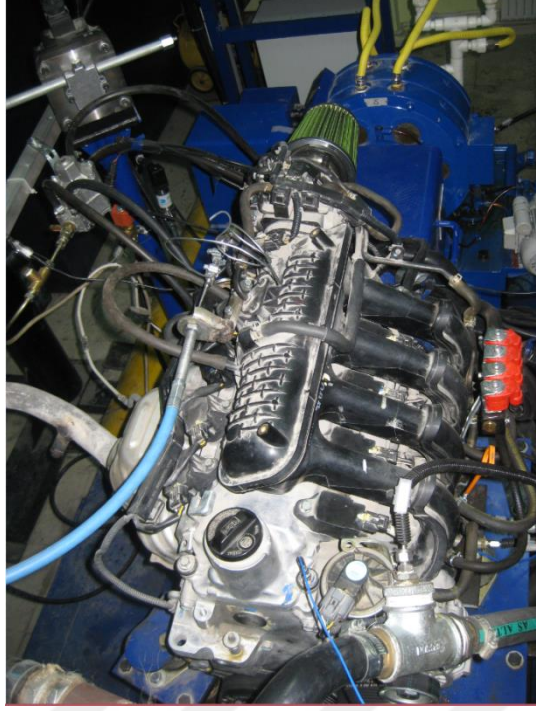
DeneYlerin yapıldığı motor test düzeneğı; benzinli bir motor , motora volandan bağı bir dinamometre, tüm sistemin elektriksel kontrolünün yapıldığı kontrol paneli ve motor verilerinin takip edilip kayıt altına alındığı, motor çalışma şartlarının ayarlanabildiğı ve MOTEST yazılımının bulunduğı bilgisayardan oluşmaktadır.

Motor test dinamometresi, elektrikli bir dinamometre olup Eddy-Current manyetik alan prensibi ile çalışmakta ve bu prensip ışığında motor test düzeneğinden motor performans verileri elde edilebilmektedir. Yüksek doğruluklu akım bobinleri kullanılması sebebiyle dinamometre, kontrol ünitesi tarafından ayarlanan devir veya tork değeri hızla yakalanıp sabit tutulabilmektedir.



Şekil 3.9 Motor Test Düzeneğı

Test Düzeneğı üzerinden titreşim değeri alabilmek için, Şekil 3.10'da görüldüğü gibi, motor bloğunun üst kısmına , ilk pistonu yakın bir noktaya titreşim ölçüm sensörü yerleştirilmiştir. Sensör diğer bağlantıları ile birlikte ikinci bir bilgisayara bağlanmış ve Şekil 3.11 'de görüldüğü şekilde titreşim ölçümleri bu bilgisayardan kontrol edilip kaydedilmiştir.



Şekil 3.10 Motor Bloğu Üzerinden Titreşim Ölçümü



Şekil 3.11 Verilerin Takip Edildiği Bilgisayarlar

4. DENEYSEL BULGULAR VE DEĞERLENDİRMELER

4.1. Titreşim Ölçümü Deneysel Sonuçları

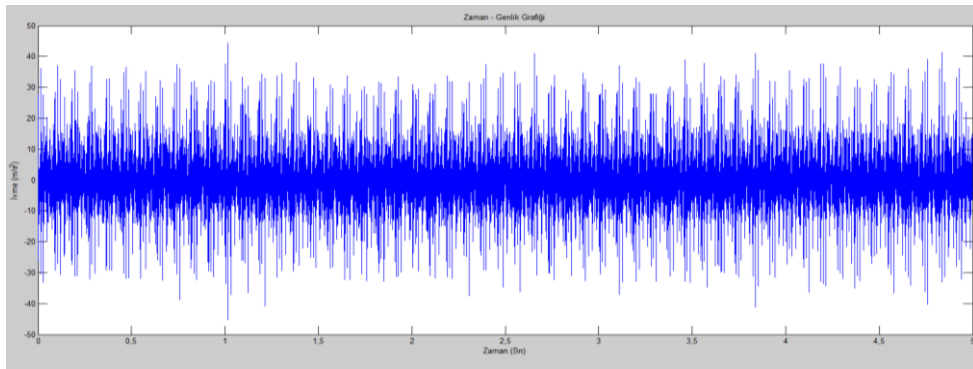
Motor bloğunun düşey eksenindeki titreşimini incelemek amacıyla ölçümler, bloğun üst kapağına yerleştirilen titreşim sensörüyle alınmıştır. Titreşim genliği ifadeleri m/s^2 birimiyle ivme cinsinden belirlenmiş ve ölçümler her bir deney için 5 sn sürmüştür.

Ölçümler alınırken temel prensip, gaz kelebeği açıklığı sabit iken krank mili devir sayısını değiştirmek şeklinde olmuştur. Deneyler; %10, %20, %30, %40 ve %50 olmak üzere 5 ayrı gaz kelebeği açıklığında yapılmıştır. Her bir değer için; 1400 d/d dan başlayarak, 200 d/d artışlarla 4000 d/d' ya kadar krank mili hızlarında ayrı ayrı ölçümler alınmıştır. Bunun dışında, gaz kelebeği kapalı iken yani motor boşta çalışırken de bir ölçüm alınmış ve toplamda 71 defa deney yapılmıştır.

Ölçüm sonuçlarından, öncelikle Genlik- Zaman grafikleri oluşturulmuştur.

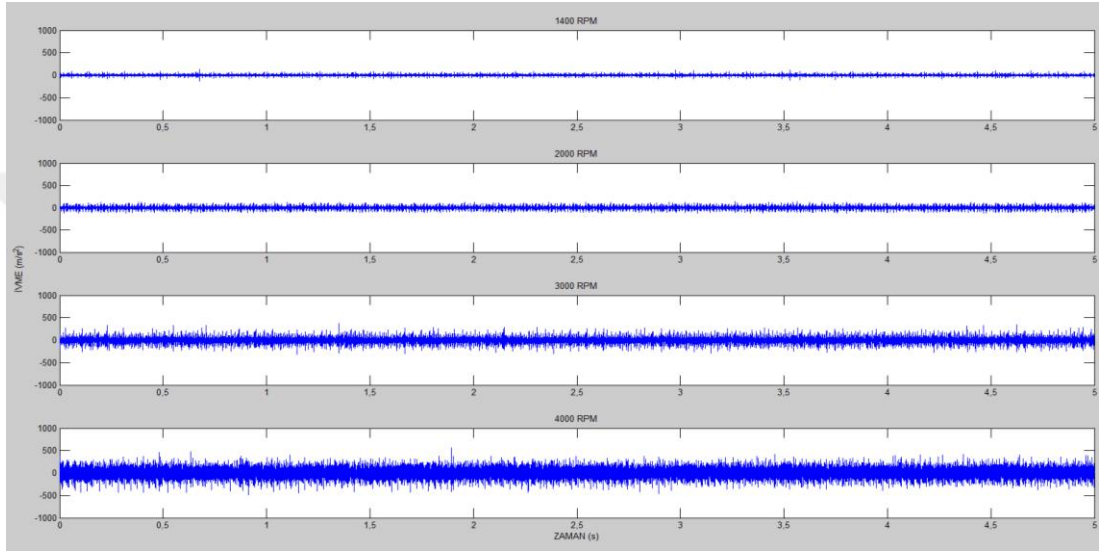
4.1.1. Genlik – Zaman Grafikleri (a-t)

Motor boşta çalışırken, devir sayısı kontrol edilmeksizin Şekil 4.1 deki grafik elde edilmiştir. Bu grafikten motora herhangi bir yükleme yapılmadığındaki durum gözlemlenebilir.

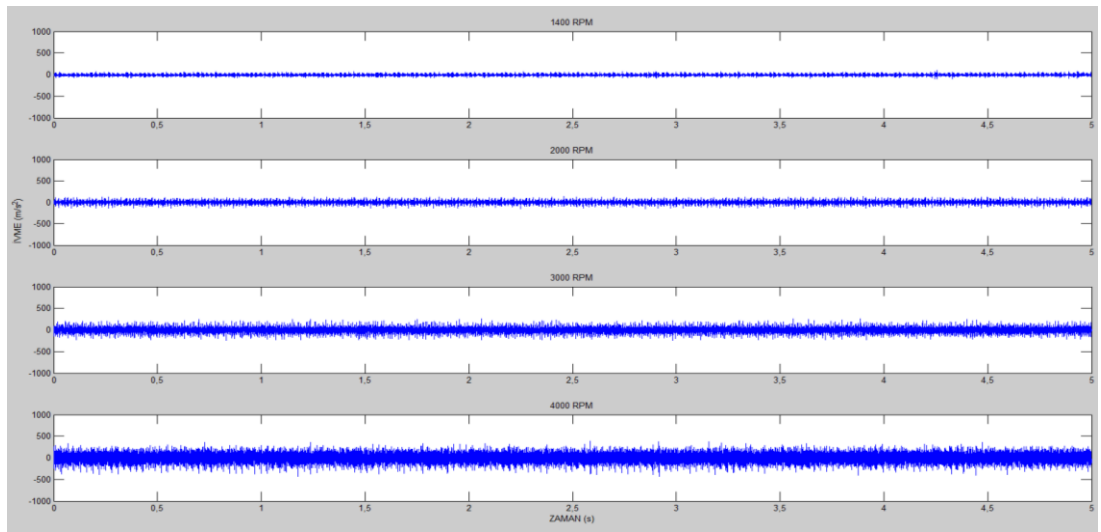


Şekil 4.1 Gaz Kelebeği Kapalı İken İvme-Zaman (a-t) Grafiki

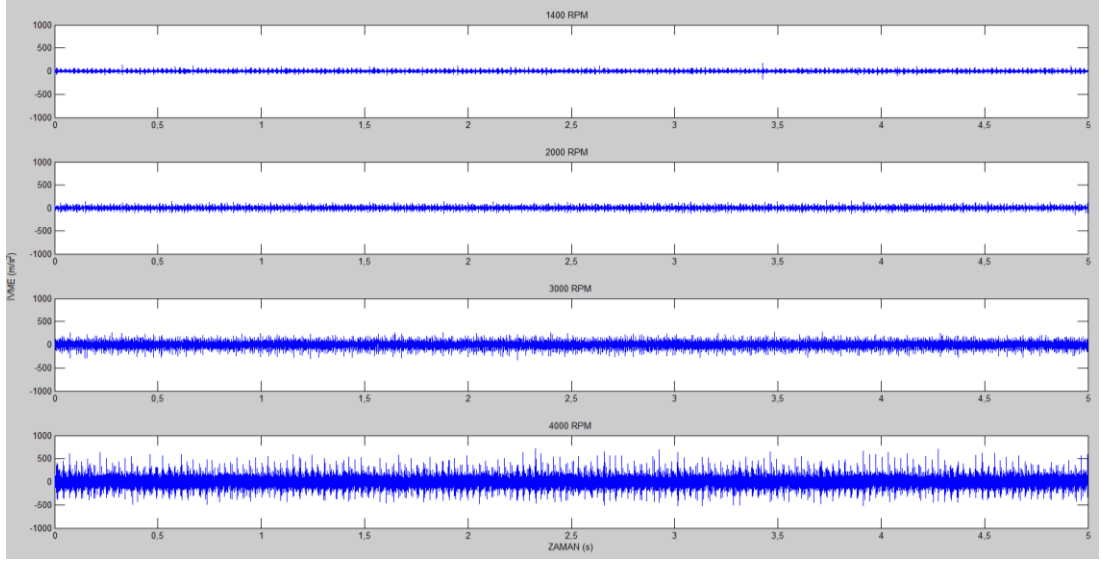
Kelebek açıklığının belirli bir değere sabitlenip, krank hızının kademeli olarak artırılmasıyla elde edilen grafikler Şekil 4.2 – Şekil 4.6 ile aşağıda verilmiştir. Her bir kelebek açıklığı için krank hızı; 1400 d/d ‘den 4000 d/d ‘ye kadar 200’ er artırılmış ve her biri için ayrı ayrı grafikler elde edilmiştir. Daha kolay kıyaslama yapılabilmesi için, tek bir grafik üzerinde 1400 d/d, 2000d/d, 3000 d/d, 4000d/d hızlarındaki sonuçlar gösterilmiştir.



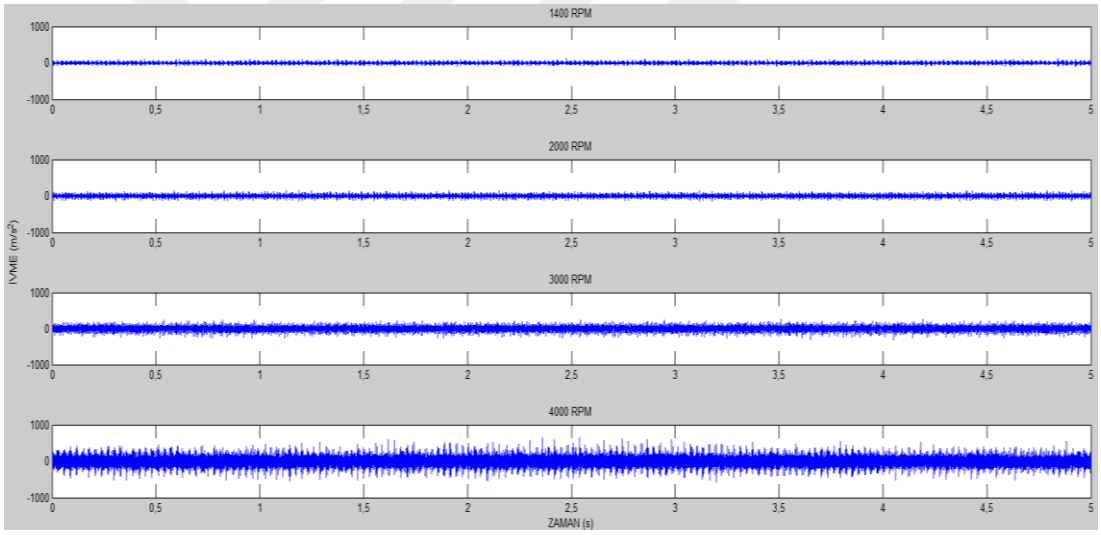
Şekil 4.2 Gaz Kelebeği %10 Açık İken İvme-Zaman (a-t) Grafiği



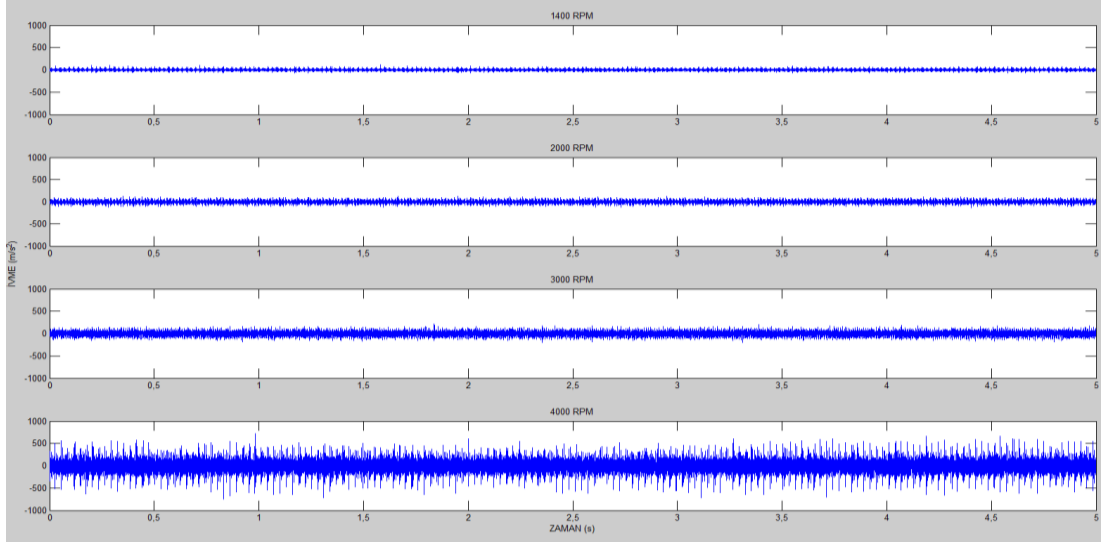
Şekil 4.3 Gaz Kelebeği %20 Açık İken İvme-Zaman (a-t) Grafiği



Şekil 4.4 Gaz Kelebeği %30 Açık İken İvme-Zaman (a-t) Grafiği



Şekil 4.5 Gaz Kelebeği %40 Açık İken İvme-Zaman (a-t) Grafiği



Şekil 4.6 Gaz Kelebeği %50 Açık İken İvme-Zaman (a-t) Grafiği

Yukarıda elde edilen 5 farklı grafikte gaz kelebeği açıklık oranları sabit tutulurken , devir sayıları artırılmıştır. Tüm grafiklerde açık olarak görülmektedir ki; artan devir sayısı ile paralel olarak titreşim genlik değerlerinin de arttığı görülmektedir.

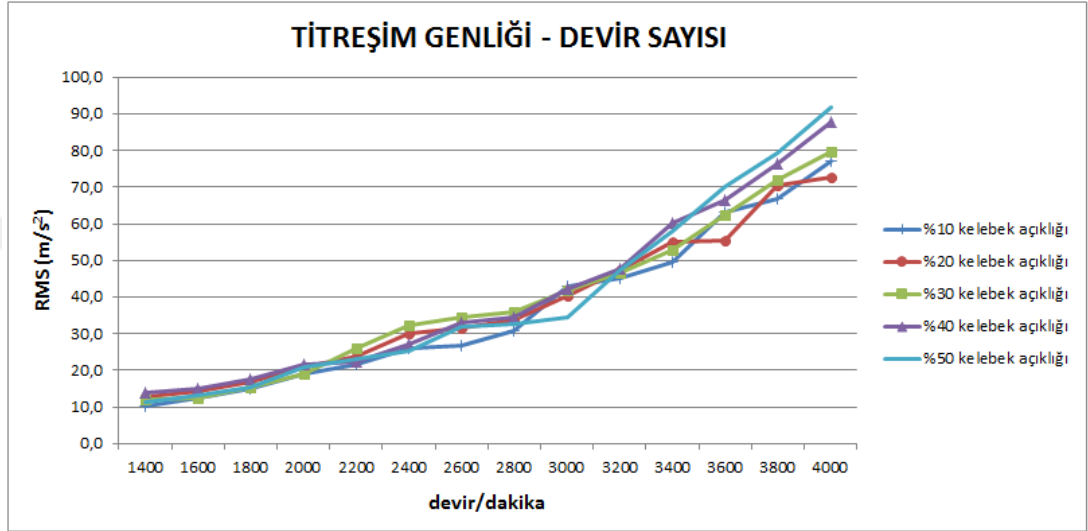
4.1.2. Titreşim Genliği RMS Değerlerinin Belirlenmesi

Devir sayısının değişimiyle elde edilen Genlik-Zaman grafikleri Bölüm 4.1.1 ‘de gösterilmişti. Grafiklerde sinyaller incelenirken titreşim seviyesi yerine RMS değerini belirlemek; hem grafik için karakteristik bir sayısal değer bulmaya yarayacak hemde motor performans değerleriyle titreşim ilişkisini kurmada kolaylık sağlayacaktır.

Motor boşa çalışırken yapılan ölçümlerde, RMS değeri $5,7893 \text{ m/s}^2$ olarak ölçülmüştür. Bu değer, farklı şartlar altında alınan, diğer ölçümler için referans değer olmuştur.

MOTEST programı sayesinde, çizelgeler halinde elde edilen veriler kullanılarak devir sayısı – RMS grafiği çizdirildiğinde, Şekil 4.7 ‘de yer alan grafik elde edilmiş olacaktır. Grafiğin geneline bakıldığında, gaz kelebeği açıklık oranına bağlı olmaksızın devir sayısı artırıldıkça, genlik değerlerinde de artış gözlenmektedir.

Devir sayısı sabit bir değerde tutulup, gaz kelebeği açıklığı değiştirildiğinde ise kesin bir yargıya varmak mümkün olmamaktadır.Örneğin, 2200 d/d da maksimum genlik değeri; kelebek açıklığı %30 'da iken gözlenirken; 3200 d/d da maksimum genlik %40 kelebek açıklık oranında gözlenmektedir. Bu sonuçlara bakılarak grafiğin geneli için yorum yapılamamaktadır.

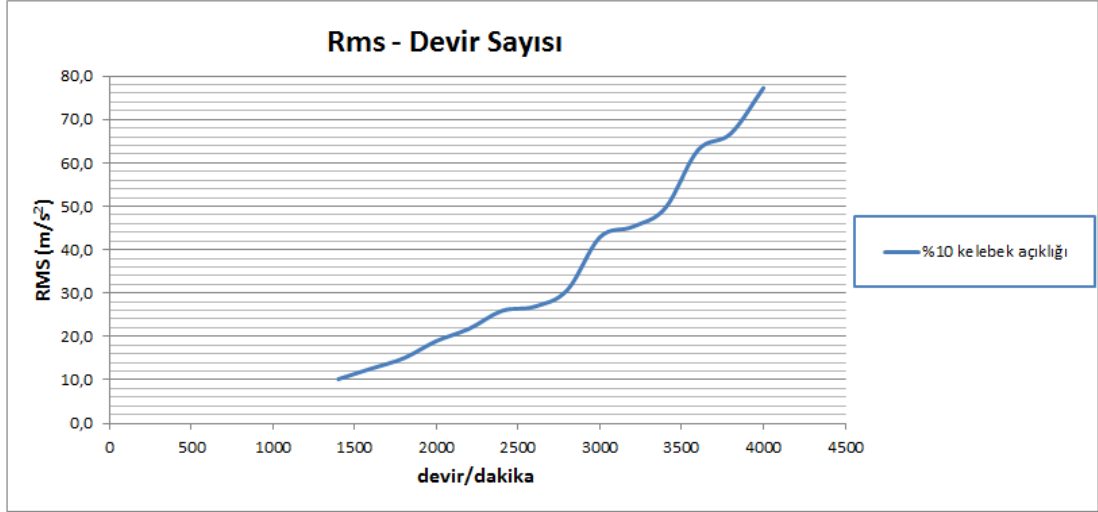


Şekil 4.7 Genlik (RMS) - Devir Sayısı Grafiği

4.1.3. Devir Sayısı - Genlik İlişkisinin İkinci Derece Denklemlerle İfade Edilmesi

Şekil 4.7 'deki grafikte elde edilen eğrilerin parabole yakın eğriler olduğu kolaylıkla görülebilmektedir. Bu eğrilerin, yaklaşık olarak temsil eden, denklemleri elde edilirse, her bir gaz kelebeği açıklığı için karakteristik denklemler bulunmuş olacaktır. Bu denklemler sayesinde herhangi bir devir sayısında titreşimin genliğinin ne kadarı olacağı yaklaşık olarak bulunabilir.

Bu eğrilerin denklemlerini bulmak için polinomsal regresyon metodu uygulanmıştır. Bu metodun uygulanması ilk olarak, aşağıdaki grafiği verilen, % 10 gaz kelebeği açıklığı için incelenecektir.



Şekil 4.8 % 10 Kelebek Açıklığı İçin Genlik (RMS) - Devir Sayısı Grafiği

Eğrinin denklemini elde edebilmek için öncelikle Eşitlik 4.1' deki hata fonksiyonu tanımlanmıştır.

$$y = a_0 + a_1 \cdot x + a_2 \cdot x^2 + e \Rightarrow e = y - a_0 - a_1 \cdot x_i - a_2 \cdot x_i^2 \quad (4.1)$$

Hataların karelerinin toplamı S_r fonksiyonu olarak tanımlanırsa;

$$S_r = \sum_1^n e_i^2 = \sum_1^n (y - a_0 - a_1 \cdot x_i - a_2 \cdot x_i^2)^2 \quad (4.2)$$

S_r fonksiyonunu katsayılara göre türevleri alınırsa bilinmeyen 3 katsayıyı bulabilmek için 3 tane denklem elde edilecektir.

$$\frac{dS_r}{da_0} = 0 \Rightarrow -2 \sum_1^n (y - a_0 - a_1 \cdot x_i - a_2 \cdot x_i^2) = 0 \quad (4.3)$$

$$n \cdot a_0 + a_1 \cdot \sum_1^n x_i + a_2 \cdot \sum_1^n x_i^2 = \sum_1^n y_i \quad (4.4)$$

$$\frac{dS_r}{da_1} = 0 \Rightarrow -2 \sum_1^n (y - a_0 - a_1 \cdot x_i - a_2 \cdot x_i^2) \cdot x_i = 0 \quad (4.5)$$

$$a_0 \cdot \sum_1^n x_i + a_1 \cdot \sum_1^n x_i^2 + a_2 \cdot \sum_1^n x_i^3 = \sum_1^n x_i \cdot y_i \quad (4.6)$$

$$\frac{dS_r}{da_2} = 0 \Rightarrow -2 \sum_1^n (y - a_0 - a_1 \cdot x_i - a_2 \cdot x_i^2) \cdot x_i^2 = 0 \quad (4.7)$$

$$a_0 \cdot \sum_1^n x_i^2 + a_1 \cdot \sum_1^n x_i^3 + a_2 \cdot \sum_1^n x_i^4 = \sum_1^n x_i^2 \cdot y_i \quad (4.8)$$

4.4, 4.6 ve 4.8 denklemlerinde yer alan ve çözüm için gerekli olan toplam ifadeleri aşağıdaki tabloda vermiştir.

Çizelge 4.1 Çözüm İçin Gerekli Veri Seti

i	x_i	y_i	$x_i \cdot y_i$	x_i^2	x_i^3	x_i^4	$x_i^2 \cdot y_i$
1	1400	10,1770	14247,8	1960000	2744000000	3,8416E+12	19946920
2	1600	12,5982	20157,12	2560000	4096000000	6,5536E+12	32251392
3	1800	14,9966	26993,88	3240000	5832000000	1,04976E+13	48588984
4	2000	18,9688	37937,6	4000000	8000000000	1,6E+13	75875200
5	2200	21,7893	47936,46	4840000	10648000000	2,34256E+13	105460212
6	2400	25,9074	62177,76	5760000	13824000000	3,31776E+13	149226624
7	2600	26,8903	69914,78	6760000	17576000000	4,56976E+13	181778428
8	2800	30,6864	85921,92	7840000	21952000000	6,14656E+13	240581376
9	3000	42,8935	128680,5	9000000	27000000000	8,1E+13	386041500
10	3200	45,2915	144932,8	10240000	32768000000	1,04858E+14	463784960
11	3400	49,6096	168672,64	11560000	39304000000	1,33634E+14	573486976
12	3600	62,9861	226749,96	12960000	46656000000	1,67962E+14	816299856
13	3800	66,7607	253690,66	14440000	54872000000	2,08514E+14	964024508
14	4000	77,2631	309052,4	16000000	64000000000	2,56E+14	1236209600
Σ	37800	506,8185	1597066,28	111160000	3,49272E+11	1,15263E+15	5293556536

$$14 \cdot a_0 + 37800 \cdot a_1 + 111160000 = 506,8185 \quad (4.9)$$

$$37800 \cdot a_0 + 111160000 \cdot a_1 + 3,49272 \cdot 10^{11} \cdot a_2 = 1597066,28 \quad (4.10)$$

$$111160000 \cdot a_0 + 3,49272 \cdot 10^{11} \cdot a_1 + 1,15263 \cdot 10^{15} \cdot a_2 = 5293556536 \quad (4.11)$$

Yukarıdaki 3 denklem beraber çözüldüğünde katsayı ifadeleri elde edilir.

$$a_0 = 17,773, \quad a_1 = -0,0151, \quad a_2 = 7 \cdot 10^{-6}$$

Katsayılar denklemde yerlerine yazılırsa, eğrinin yaklaşık denklemi elde edilmiş olur.

$$7 \cdot 10^{-6} \cdot x^2 - 0,0151 \cdot x + 17,773 = 0 \quad (4.12)$$

Denklemin korelasyon katsayısını (r) bulmak için öncelikle S_t , değerinin bulunması gerekir.

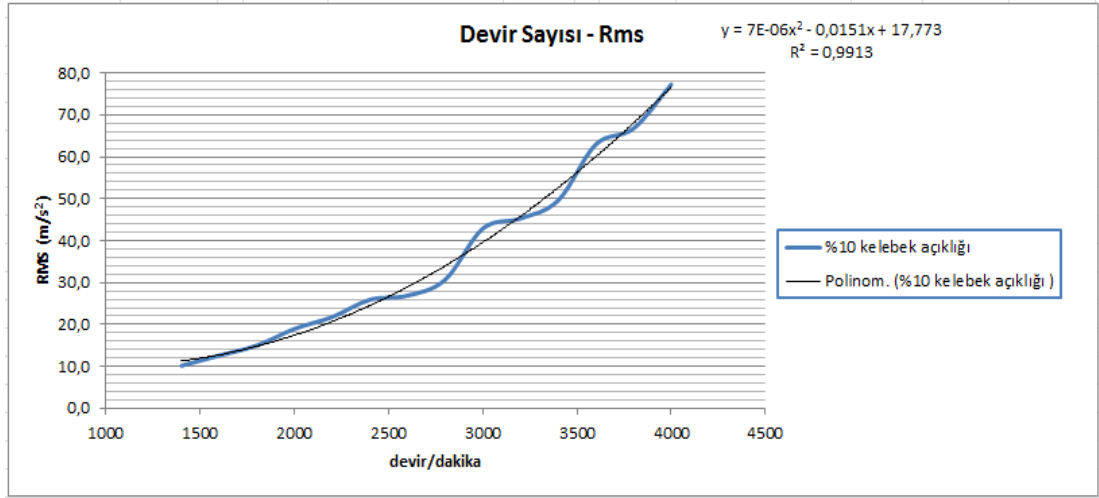
$$S_t = \sum_{1}^n (y - y_{ort})^2 = 6056,32 \quad (4.13)$$

Korelasyon katsayısı şu ifadeyle bulunur;

$$r^2 = \frac{S_t - S_r}{S_t} = \frac{6056,32 - 52,69}{6056,32} = 0,9913 \quad (4.14)$$

$r = 0,9956$ olarak bulunur.

Bulunan denklem ve denklemin oluşturacağı eğri grafik üzerine yerleştirilip Şekil 4.9'daki grafikte verilmiştir.



Şekil 4.9 % 10 Kelebek Açıklığı İçin Elde Edilen Parabolik Eğri

% 10 kelebek açıklığı için yapılan eğri uydurma işlemleri diğer kelebek açıklık oranları için de yapılmış ve herbiri için karakteristik denklemler bulunmuştur.

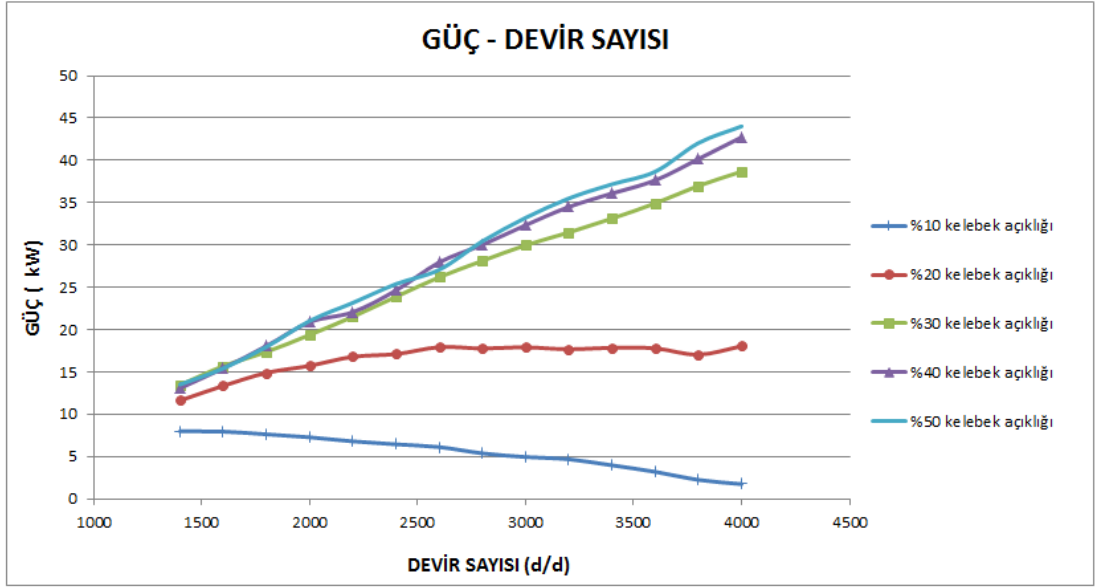
Çizelge 4.2 Farklı Gaz Kelebeği Açıklıkları İçin Karakteristik Denklemler

<u>KELEBEK AÇIKLIK ORANI</u>	<u>DENKLEM</u>
%10	$7.10^{-6}.x^2 - 0,0151.x + 17,773$ $r^2 = 0,9913$
%20	$6.10^{-6}.x^2 - 0,0069.x + 11,545$ $r^2 = 0,9893$
%30	$6.10^{-6}.x^2 - 0,0072.x + 10,051$ $r^2 = 0,9897$
%40	$1.10^{-5}.x^2 - 0,0269.x + 32,887$ $r^2 = 0,9962$
%50	$1.10^{-5}.x^2 - 0,0365.x + 41,334$ $r^2 = 0,9873$

4.2. Motor Performans Değerleri Ölçüm Sonuçları

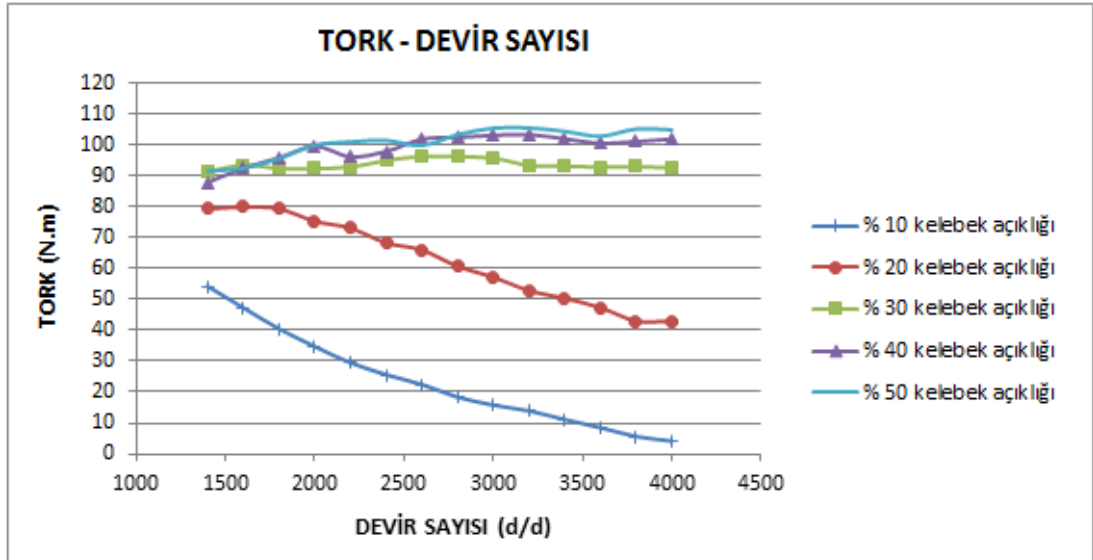
Motor test düzeneği üzerinde yer alan sensörler vasıtasıyla alınan değerler, Motest 6.0.50 programı tarafından yarım saniyede bir kaydedilmiştir. Her bir devir sayısı için 10 d/d hata toleransı olacak şekilde, 100 adet verinin ortalamaları belirlenmiştir. Örnek olarak 1400 d/d için ; 1390 ve 1410 d/d aralıklarındaki değerlerden 100 tanesinin ortalaması ve motor performans değerleri olarak da güç ve tork değerleri alınmıştır.

Deneyle esnasında, önce gaz kelebeği açıklığı sabit tutulup devir sayısı artırılmış ardından da devir sayısı sabit iken kelebek açıklık oranı artırılmıştır. Bu şekilde yapılan deneyler neticesinde; Şekil 4.10'da Güç – Devir sayısı grafiği ve Şekil 4.11'de Tork – Devir sayısı grafikleri elde edilmiştir.



Şekil 4.10 Farklı Gaz Kelebeği Açıklıklarında Güç (kW) – Devir Sayısı (d/d) Grafiği

Şekil 4.10'daki grafiğin geneline bakıldığında, kelebek açıklık oranı ve devir sayısındaki artışın, beklendiği şekilde güç değerini de artırdığı görülmektedir. %20 kelebek açıklık oranında, 2800 d/d'dan sonra eğrinin yatay bir seyir izlediği görülmekte ve %10'da ise artan devir sayısı, güç üretimini olumsuz etkilemektedir.



Şekil 4.11 Farklı Gaz Kelebeği Açıklıklarında Tork (N.m) – Devir Sayısı (d/d) Grafiği

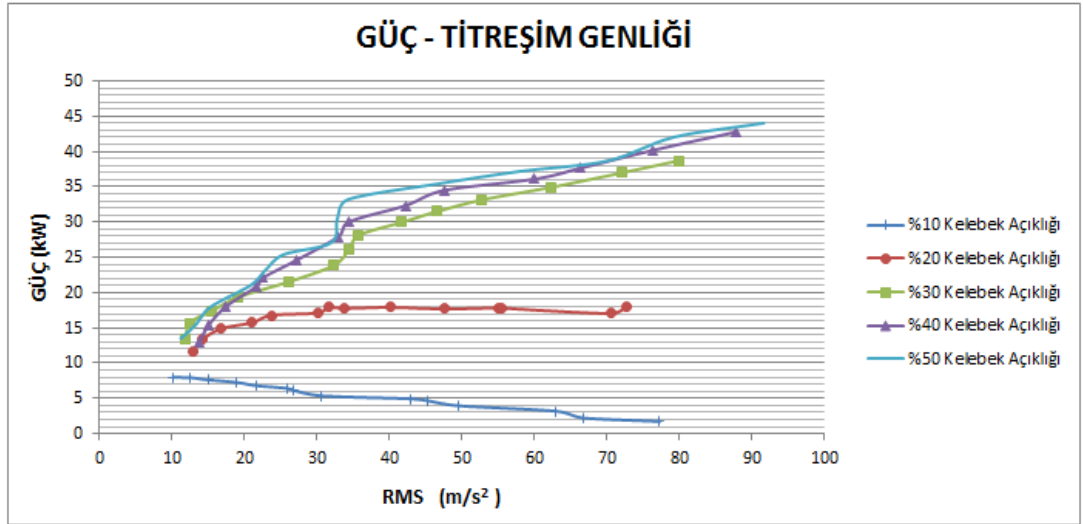
Şekil 4.11’de gaz kelebeği açıklık oranındaki artışın, sabit devirde, tork değerinde artış sağladığı gözlenebilmektedir. Devir sayısındaki artış, % 30 gaz kelebeği açıklık oranı altındaki değerlerde, üretilen torku düşürmektedir. %30 ve sonrası değerler içinse 2800 d/d ‘e kadar artışın olduğu ve bu değerden sonra 4000 d/d’ ye kadar hemen hemen yatay bir seyir izledikleri görülmektedir. Ayrıca, kelebek açıklık oranı arttıkça eğriler birbirlerine yaklaşmakta, yani üretilen tork değerleri birbirine yakın değerler almaktadır. Motorun tam yükte üreteceği maksimum tork değerinin 2800 d/d ‘da 119 N.m olduğu da düşünüldüğünde, bu durumun %50 sonrası kelebek açıklıklarında da aynı şekilde devam edeceği tahmin edilebilir.

Güç ve tork grafiklerinin her ikisinde de, %30 gaz kelebeği açıklık oranının kritik bir eşik olduğu tespit edilmiştir. Bu orana ulaşıldıktan sonra, performans eğrilerinin kararlı bir hal aldığı sonucuna varılmıştır.

4.3. Titreşim Ölçüm Sonuçlarının Performans Değerleriyle İlişkilendirilmesi

4.3.1. Titreşim Genliği - Güç İlişkisi

Test düzeneğinden alınan değerlerle oluşturulmuş, güç - titreşim genliği grafiği Şekil 4.12’de verilmiştir. Grafiğin büyük bir bölümünde, üretilen güce karşılık oluşan titreşim değerlerinin arttığı görülmektedir. Bölüm 4.2’de üzerinde durulan, %30 gaz kelebeği açıklık oranı altındaki değerlerde oluşan, genele aykırı durum burada da gözlemlenmiştir. Şekil 4.10’da yer alan grafikte beraber değerlendirildiğinde durumu incelemek daha fazla anlam kazanacaktır. Gaz kelebeği açıklık oranı %10’da iken, devir sayısı artırıldıkça, üretilen güç değeri düşmektedir. Düşen güç üretimi de titreşim genliğinde artışa sebep olmuştur. %20’de ise; güç üretimi, önce düzenli artış göstermiş ardından hemen hemen sabit bir değerde kalmıştır. Titreşim genlik değeri ise bu noktadan itibaren hızla yükselmiştir. Buradaki yükselişin, devir sayısının artmasıyla ilişkili olduğu görülmüştür.



Şekil 4.12 Farklı Gaz Kelebeği Açıklıklarında Güç– Titreşim Genliği Grafliği

Bölüm 4.1’ de kullanılan polinom regresyon metodu, bu bölümde güç ve titreşim genliği değerleri arasında matematiksel bir ilişki kurabilmek için tekrar kullanılmıştır. Her bir kelebek açıklığında elde edilen denklemler aşağıdaki tabloda verilmiştir;

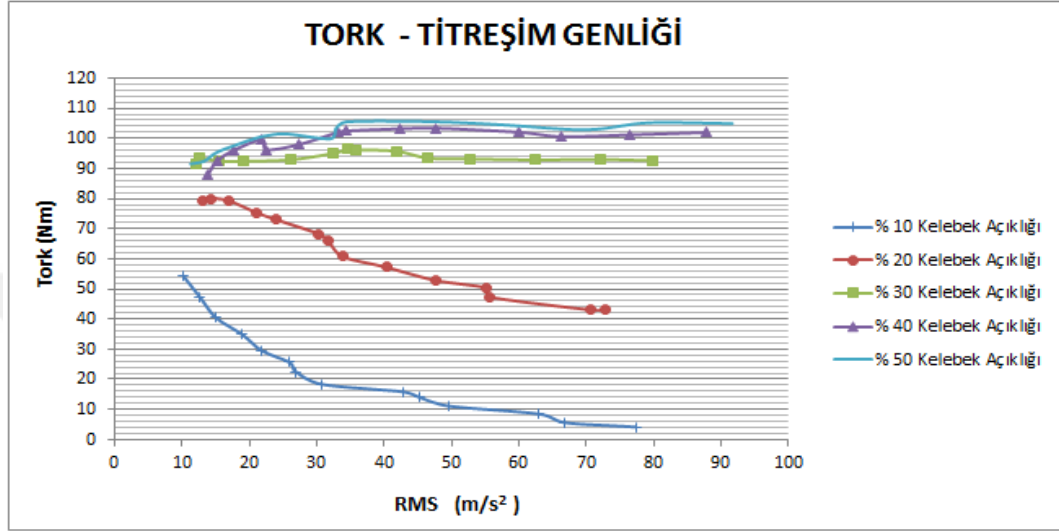
Çizelge 4.3 Farklı Gaz Kelebeği Açıklıkları İçin Güç - Genlik Denklemleri

<u>KELEBEK AÇIKLIK ORANI</u>	<u>DENKLEM</u>
%10	$y = 0,0003.x^2 - 0,1176.x + 9,2496$ $R^2 = 0,9879$
%20	$y = -0,0035.x^2 + 0,3633.x + 9,1405$ $R^2 = 0,8434$
%30	$y = -0,0038.x^2 + 0,6976.x + 6,8128$ $R^2 = 0,9898$
%40	$y = -0,0053.x^2 + 0,8853.x + 3,8841$ $R^2 = 0,9823$
%50	$y = -0,0052.x^2 + 0,8749.x + 5,6022$ $R^2 = 0,9723$

4.3.2. Titreşim Genliği - Tork İlişkisi

Deneylerden elde edilen tork ölçüm sonuçları ve titreşim genlik değerleri arasındaki ilişki Şekil 4.13’teki grafikte gösterilmiştir. Grafiğe göre, %10 ve %20 gaz kelebeği açıklık oranında yapılan ölçümlerde, tork değeri yükseldikçe titreşim genliğinin

azaldığı görülmüştür. %30 ve sonrasında sistem daha kararlı bir hale gelmiş ve benzer davranışlar göstermiştir. Tork ve Rms değerleri bir müddet artmış ardından tork değerleri sabit kalırken titreşim genlikleri büyük artışlar göstermiştir. Şekil 4.11'deki grafiğe göre, bu artışlar devir sayısının artışıyla paralellik göstermektedir.



Şekil 4.13 Farklı Gaz Kelebeği Açıklıklarında Titreşim Genliği – Tork Grafiği

Tork – titreşim genliği arasında grafik 4.13'ten yararlanılarak polinom regresyon ile ikinci dereceden denklemler belirlenmiştir. Çizelge 4.4' de bu denklemler verilmiştir;

Çizelge 4.4 Farklı Gaz Kelebeği Açıklıkları İçin Tork - Genlik Denklemleri

<u>KELEBEK AÇIKLIK ORANI</u>	<u>DENKLEM</u>
%10	$y = 0,0144.x^2 - 1,8734.x + 66,471$ $R^2 = 0,9608$
%20	$y = 0,0061.x^2 - 1,1916.x + 96,401$ $R^2 = 0,9866$
%30	$y = -0,0024.x^2 + 0,2102.x + 90,113$ $R^2 = 0,4529$
%40	$y = -0,0056.x^2 + 0,662.x + 84,469$ $R^2 = 0,7567$
%50	$y = -0,0047.x^2 + 0,5926.x + 87,785$ $R^2 = 0,8054$

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Çalışmanın ilk kısmı olan Bölüm 2.4’te, öncelikle sistemin hareketli parçaları olan krank mili ve pistonun konum, hız ve ivmeleri belirlenmiştir. Bu verilerin değişken durumları göz önüne alınarak, düşey ekseninde oluşan kuvvetler ve değişen stroklara göre de tüm gaz basınçları ve dolayısıyla da tüm gaz kuvvetleri elde edilmiş ve elde edilen bu kuvvetlerin motor bloğu üzerine etkileri incelenmiştir.

Daha sonra, 4 adet krank-biyel-piston mekanizmasının krank yataklarında oluşturacakları sarsma kuvvetleri belirlenmiştir. Krank mili yatakları, motor bloğunun bir parçası olduğundan, sarsma kuvvetleri bloğa direkt iletilir ve motor bloğu titreşimine sebebiyet verir. Blok üzerinde etkili olan diğer kuvvetler; yay, sönüm, atalet ve gaz kuvvetleri belirlenmiş, D’Alembert prensibine göre kuvvet eşitliği yazılıp titreşim hareket denklemleri elde edilmiştir. Bu kuvvetler belirlenen açı aralıklarında yön değiştirirler ve bloğun titreşim yönünde de değişikliğe sebep olurlar. Bu sebeple, motor bloğunun hareket denklemleri, yukarı ve aşağı yön için olmak üzere iki adet yazılmış ve hareket, Heaviside birim basamak fonksiyonu ile ifade edilmiştir.

Deneysel kısmın ilk bölümünde, motor titreşim genlikleri ölçülmüş ve Genlik – Zaman grafikleri oluşturulmuştur. Genel olarak titreşim genlik değerlerinin, kelebek açıklığı ve devir sayısının artışıyla beraber artış gösterdiği tespit edilmiştir. Motor rölanti durumunda çalışırken RMS değeri en düşük, % 50 gaz kelebeği açıklığı ve 4000 d/d şartlarında çalışırken ise en yüksek değerine ulaşmaktadır.

RMS–Devir sayısı grafiklerine bakıldığında, devir sayısı artışıyla genlik değerlerinin parabolik olarak arttığı belirlenmiştir. Bulunan parabolik eğrilerin; en küçük karelerle polinomsal regresyon metoduyla, yaklaşık denklemleri çıkarılmış, genlik değerinin devir sayısının fonksiyonu cinsinden ifadesi sağlanmıştır.

Deneysel çalışmanın ikinci kısmında, motor performans değerleri olan güç ve tork ölçümleri yapılmıştır. Elde edilen tork ve güç grafiklerinde %30 gaz kelebeği açıklığı altında motorun düzensiz ve verimsiz davranışlar gösterdiği tespit edilmiştir.

Kelebek açıklığı %10 'da iken, artan devir sayısı tork ve güç üretimini azaltmakta, %20 'de ise; devir sayısı artışıyla güç üretimi 2600 d/d' ya kadar artmış ve sonra hemen hemen sabit kalmıştır. Tork değerleri ise, 1800 d/d'ya kadar sabit kalmış sonra giderek azalmıştır.

%30 kelebek açıklık oranında ise motor belirli bir eğilim yakalamış, kelebek açıklığı ve devir sayısı artışlarına karşın, bu eğilim bozulmamıştır. Motor performans grafiğinde yer alan tam yük eğrileriyle benzerlikler gösterdiği tespit edilmiştir.

Performans ile titreşim arasındaki ilişkiyi incelemek için Güç – RMS ve Tork – RMS grafikleri çizilmiştir. %10 kelebek açıklık oranında, devir sayısı artışıyla güç değeri azalmaktadır. Düşen güç üretimine karşılık, titreşimin genliği artmaktadır. Bu sonuç, beklenenin aksi bir durumdur. %20 gaz kelebeği açıklık oranındaysa; güç üretimi ve titreşim genlik değerleri, 17,8 kW ve 32 m/s² değerlerine ulaşmaya kadar düzenli olarak artmış, ardından güç değerleri hemen hemen sabit kalırken, titreşim genlik değerlerinin artmaya devam ettiği tespit edilmiştir. %30 ve sonrasında ise eğrilerin parabolik olduğu ve güç üretimi arttıkça oluşan titreşiminde arttığı görülmüştür. Yapılan polinom regresyon metoduyla eğrilerin denklemleri çıkarılmış ve yüksek korelasyon katsayılarına sahip oldukları görülmüştür. Bu sebeple, güç ve genlik ifadeleri arasında, ikinci derece denklemlerle ilişki kurulabileceği gösterilmiştir.

Tork ve titreşim ilişkisine bakıldığında, %30 gaz kelebeği açıklık oranının altındaki değerlerde, tork değeri azaldıkça oluşan titreşimin genliği artmaktadır. %30 ve sonrası için ise, devir sayısı ortalama 2800 d/d oluncaya kadar ,tork değerleri titreşim genlik değerleriyle beraber artmış ve sonra tork değerleri sabit iken, genlik artmıştır. Tam yük altındaki performans grafiğine bakılırsa, 2800 d/d'da motor maksimum tork değerine ulaşmıştır. Deneyle elde edilen sonuç ise grafikte paralellik göstermektedir. %30 kelebek açıklığında maksimum 96 Nm, %40'da 103 Nm ve %50'de 105 Nm değerlerine ulaşılmıştır. Motorun tam yükte 119 Nm tork ürettiği düşünüldüğünde, %50 ve sonrasında elde edilecek grafiklerin benzer şekilde olacağını öngörülmektedir. Ayrıca tork ve titreşim arasındaki ilişki ikinci derece denklemlerle ifade edilmiştir. %30 kelebek açıklığı ve sonrası göz önüne alındığında, denklemlerin korelasyon katsayısı kelebek açıklığı ile birlikte artmıştır. Tam yük altında ise korelasyon katsayısının 1'e çok yakın bir değer alması beklenmektedir.

Görüldüğü üzere, titreşim değerleri oldukça yüksek çıkmıştır. Bunun en büyük sebebi; laboratuvar ortamında, test motorunun bağlı olduğu platformun ve özellikle de sönümleyici görevi yapan kauçuk takozların titreşimi yeteri kadar sönümlememeleridir.

Bundan sonra yapılacak çalışmalarda, elde edilen hareket denklemlerinden ve deneysel olarak elde edilen genlik değerlerinden faydalanılarak, sönüm oranı yükseltip, genlikler düşürülebilir. Gerçek araçlarda, bloktan gelen titreşim, motor kulağı veya motor takozu denilen parçalar ile sağlanır. Motor kulağı, blok titreşimini şasiye ileten parçadır. Tasarımı, malzeme seçimi ve imalatı sırasında en iyi sönüm oranına ulaşırsa araç içine iletilen titreşim azalacak ve yolcu konforu açısından fayda sağlayacaktır.

Bunun dışında, motor üreticileri tarafından belirlenen performans grafiklerine benzer olarak titreşim performans grafikleri oluşturulabilir. Bu sayede, araç için kestirimci bakım yapma imkanı olabilir.

KAYNAKLAR

- [1] Pulkrabek, W., Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine, John Wiley & Sons, New York, ABD, 2001.
- [2] Çetinkaya, S., Motor Dinamiği , Nobel Yayın Dağıtım, Ankara , 1999
- [3] Karabulut, H., Öztürk, E., Çınar, C., “Tek Silindirli Dört Zamanlı Bir Dizel Motorunun Dinamik Modeli ve Titreşimlerinin İncelenmesi”, J. Fac. Eng., Arch. Gazi University, 26(1), 173-183, (2011).
- [4] Hoffmann, D.M.W., In-line Internal Combustion Engine Dynamics and Vibration, Ph. D. Thesis, The University of Michigan, 1999.
- [5] Koruvatan, T., Değirmenci, E., Aytaç, A., “ Karbüratörlü Bir Motorda Yapılan Silindir Pasifleştirme Çalışmasında, Motor Titreşimlerinin Deneysel Olarak İncelenmesi” , Journal of Polytechnic Vol: 16 No: 1 pp.1-7, 2013
- [6] Kurt, A., Motorlarda Titreşim Problemlerinin İncelenmesi ve Çözümü (E89G tipi pancar motorunda uygulaması), Yüksek Lisans Tezi, Anadolu Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 1989.
- [7] G. Pramuhadi, M. Yamin, and S. Khoirunnisa, "Machine Vibration Analysis for Determining Optimum Operational Engine Speed," International Journal of Engineering & Technology, vol. 10, 2010.
- [8] E. Ftoutou, M. Chouchane, N. Besbès, and R. Ouali, "Injection Fault Detection of a Diesel Engine by Vibration Analysis," ed: ICAMEM, 2006.
- [9] K. Shoda, "Vibration Analysis of Main Engine Shaft System by Building Block Approach," Bulletin of the MESJ, vol. 23, 1995.

- [10] L. Sitnik, M. Magdziak-Tokłowicz, and R. Wróbel, "Comparative Analysis of the Vibrations of a Different Kind of Engine Mounted in the Same New Motor Vehicles," *Journal of KONES*, vol. 18, pp. 443-448, 2011.
- [11] Wongchai, B., Visuwan, P., Chuepeng, S. "The Vibration Analysis of Diesel Engine With Hydrogen-Diesel Dual Fuel." *American Journal of Applied Sciences* 10(1):8-14,2013.
- [12] B. Heidary, S. Hassan-Beygi, B. Ghobadian, and A. Taghizadeh, "Vibration Analysis of a Small Diesel Engine Using Diesel-Biodiesel Fuel Blends, " *Agricultural Engineering International: CIGR Journal*, vol. 15, pp. 117-126, 2013.
- [13] Wongchai, B., P. Visuwan, and S. Chuepeng, "The Vibration Analysis of Diesel Engine with Hydrogen-Diesel Dual Fuel." *American Journal of Applied Sciences*, 10(1) , 2013.
- [14] Barelli, L.,Bidini, G.,Buratti, C., Mariani, R., Diagnosis of Internal Combustion Engine through Vibration and Acoustic Pressure Non-intrusive Measurements. *Applied Thermal Engineering*, 29(8): p. 1707-1713, 2009.
- [15] Charles, P., Detecting the Crankshaft Torsional Vibration of Diesel Engines for Combustion Related Diagnosis. *Journal of Sound and Vibration*, 321.3: 1171-1185 , 2009.
- [16] S. Orhan, N. Aktürk, and V. Çelik, "Bir Santrifüj Pompa Rulmanlarının Çalışabilirliğinin Titreşim Analizi ile Belirlenmesi," *GÜ Fen Bilimleri Dergisi*, vol. 16, pp. 543-552, 2003.
- [17] Köse,R.K.,"Makine Arızalarının Belirlenmesinde Titreşim Analizi" , *Otomasyon*, 130: 88-90 (2003)

- [18] Açıklık, S., "Sürekli Form Baskı Makinesinin Titreşim Sinyali Yardımıyla Kestirimci Bakımının Yapılması " Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniv .Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2008
- [19] Çağlayan, H., "Değişik Tip Pompalarda Titreşim Ölçümü ve Analizi ile Arıza Tanımı" Vibratek Teknik Bülten 25, Ankara, 2-8 (2008)
- [20] Orhan. S. , "Dönen Makinalarda Oluşan Arızalar ve Titreşim İlişkisi" Teknoloji, 6 (3-4):41-48 (2003)
- [21] Arslan, H. ve Aktürk, N. "Açısal Temaslı Bilyalı Rulmanlarda Bilya Titreşimlerinin İncelenmesi," Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi, 19 (3)305-312 (2004)
- [22] Orhan, S. , Aktürk, N. "Aktarma Organı Dişlilerinde Oluşan Fiziksel Hataların Titreşim Analizi ile Belirlenmesi " ,Gazi Üniversitesi Müh. Mim. Fak. Dergisi, 18(3): 97 -106 (2003)
- [23] Aktürk, N., "Application of Vibration Monitoring to Rotating Machinery " , Journal of the Institute of Science and Technology , 10 (3): 419-432 (1997)
- [24] Karaçay, T., "Açısal Temaslı Rulmanlarla Yataklanmış Şaftların Dinamiği ve Rulman Hatalarının Deneysel Analizi "Doktora Tezi ,Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü , Ankara, (2006)
- [25] Yalçı, A., "Kanatçıklı Rotorlarda Titreşim Analizi "Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü , Ankara, 2002
- [26] Aktürk .N., Üzkurt. İ. Ve Yüksel. Ş., " Titreşim Analiziyle Rulmanların Çalışabilirlik Durumların Belirlenmesi " , Mühendis ve Makine Dergisi , 503 :28-33 (2000)
- [27] Orhan , S. , Aktürk ,N., Arslan, H., "Titreşim Analiziyle Rulman Arızalarının Belirlenmesi", Gazi Üniversitesi Müh. Mim. Fak. Dergisi, 18 (2):39-48 (2003)

- [28] Arslan, H., “ Şaft Rulman Sistemindeki Bilyalı Rulman Hasarlarının Titreşim Analizi Metoduyla Tespiti” Doktora Tezi, Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü , Kırıkkale,2003
- [29] Orhan, S., “ Rulmanlarla Yataklanmış Dinamik Sistemlerin Titreşim Analizi İle Kestirimci Bakımı” Doktora Tezi, Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü , Kırıkkale , 2002
- [30] Deniz, O., İçten Yanmalı Motorlar Ders Notları, Y.T.Ü, İstanbul, 2008.
- [31] Sandalcı, T., Motor Dinamiği Ders Notları, Y.T.Ü, İstanbul, 2007.
- [32] Ünsal, V., “ İçten Yanmalı Motorlarda Gerçek Zamanlı Arıza Teşhisi’ Yüksek Lisans Tezi , Karabük Üniversitesi fen Bilimleri Enstitüsü , Karabük , 2008
- [33] Güler, Y.,“İçten Yanmalı Motorlarda LPG’nin Yakıt Olarak Kullanımı” Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul ,2006
- [34] Yalçın, E., “ İçten Yanmalı Motorlarda Turbo Aşırı Doldurma Grubunun Termodinamik Modellenmesi” Yüksek Lisans Tezi , Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü , İstanbul , 2011
- [35] Can, İ., “LPG İle Çalışan Benzinli Bir Motora Kademeli Dolgu Yapılmasının Performans Üzerine Etkisindeki Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi” Doktora Tezi , Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü , Elazığ , 2009
- [36] Özertaş, Z., “LPG’ye Hidrojen İlavesinin Buji İle Ateşlemeli Bir Motorun Performans ve Emisyonlarına Etkisi” Yüksek Lisans Tezi , Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü , Ankara , 2014
- [37] Aydın, F., “Sıralı Gaz Fazı Lpg Enjeksiyon Sisteminin Deneysel Olarak İncelenmesi” Yüksek Lisans Tezi, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya , 2006

- [38] Çengel, Y., Boles, M., Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, McGraw-Hill & Literatür , İstanbul, Türkiye, 1996.
- [39] Öztuna, M., Öztuna, A. , Motor Teknolojisi, Çaba , Ankara, Türkiye, 1980.
- [40] Ünsal, V., “İçten Yanmalı Motorlarda Gerçek Zamanlı Olarak Arıza Teşhisi” Yüksek Lisans Tezi, Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü , Karabük, 2008
- [41] Karaaslan, E., “Benzin Katkı Maddelerinin Motor Performansı ve Egzoz Emisyonlarına Etkilerinin Deneysel Olarak Belirlenmesi” Yüksek Lisans Tezi , Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü , Ankara , 2012
- [42] Balki, M., “Buji Ateşlemeli Motorda Farklı Sıkıştırma Oranlarında LPG Kullanımının Performans ve Emisyonlara Etkisi” Yüksek Lisans Tezi , Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü , Karabük , 2005
- [43] Uyaroğlu, A., “ İçten Yanmalı Motorlarda Kullanılan Pistonlarda Meydana Gelen Arızaların Analizi ” Yüksek Lisans Tezi , Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü , Ankara , 2008
- [44] Erkaya, S., “Eksanterli Krank-Biyel Mekanizmasının Dinamik Analizi” Yüksek Lisans Tezi , Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü , Kayseri , 2004
- [45] Öztürk, E., “ İçten Yanmalı Motorlarda Titreşimlerin İncelenmesi ” Doktora Tezi , Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü , Ankara , 2011
- [46] Şimşek, A., “ Bir İş Makinası Kabininin Modal Analizi ” Yüksek Lisans Tezi , Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü , Sakarya , 2010
- [47] Arı, Ş., “ Yanma Odası Tasarımının Dizel Motor Gürültüsüne Etkilerinin İncelenmesi ” Yüksek Lisans Tezi , İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü , İstanbul , 2011

- [48] Çetinus, O., “ Mekanik Sistemlerde Farklı Modellerle Aktif Titreşim Kontrolü ”Yüksek Lisans Tezi , Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sivas , 2009
- [49] Baykara, İ., “Titreşim Analizi İle Şanzımanlarda Arıza Teşhisi ve Kestirimci Bakım ” Yüksek Lisans Tezi , Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü , Zonguldak , 2009
- [50] Karahan, M.,F., “Titreşim Analizi İle Makinalarda Arıza Teşhisi” Yüksek Lisans Tezi , Celal Bayar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü , Manisa , 2005
- [51] Karadayı ,H.,M., “Titreşim Analizi İle Pompalarda Arıza Tespiti ve Kestirimci bakım Uygulamaları” Yüksek Lisans Tezi , Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü , Balıkesir , 2011
- [52] Yıldız, E., “Esnek Uzunlu ve Eklem Boşluklu Düzlemsel Krank-Biyel Mekanizmasının Kinematik, Dinamik Analizi ve Titreşim Karakteristiğinin İncelenmesi ” Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü , Kayseri , 2010
- [53] Korkmaz, F., C., “Gemi Ana Makine ve Sevk Sistemlerinin Titreşim Analizi” Yüksek Lisans Tezi , Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü İstanbul , 2012
- [54] Durak, Ş., “Gemilerde Ortaya Çıkan Yerel Titreşim Problemlerinin Deneysel Analizi” Yüksek Lisans Tezi , Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü , Gebze , 2009
- [55] Uçun, İ., “ Mermer Kesme Disklerinin Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Gerilme ve Titreşim Analizi” Yüksek Lisans Tezi, Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Afyon , 2004

- [56] Türkmen, C., “Tek Silindirli Bir Dizel Motorda Kuvvetlerin Analizi ve Titreşim Ölçümleri” Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul , 2010
- [57] Yılmaz, C., “95 HP 1.3 Multijet Dört Silindirli Dizel Motora Ait Krank Milinin Dinamik Analizi” Yüksek Lisans Tezi , Bülent Ecevit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü , Zonguldak , 2013
- [58] Müjdecı, S., “İçten Yanmalı Motorda Ticari Yağ Katkı Maddelerinin Sürtünme, Aşınma ve Motor Performansına Etkilerinin Deneysel Olarak Araştırılması ” Doktora Tezi , Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul , 2009
- [59] Kaya ,G., “ İki Zamanlı Benzinli Bir Motorun Performansının Bilgisayar Simülasyonu Yardımı İle Analizi” Yüksek Lisans Tezi , Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara , 2010
- [60] Ağaoğlu, A, “Sayısal Süzgeç Tasarımı ve Uygulamaları” Yüksek Lisans Tezi, Başkent Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2008
- [61] MEGEP Benzinli Motorlarda Yakıt ve Ateşleme Sistemleri,
http://megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/moduller_pdf/Benzinli%20Motorlarda%20Yak%C4%B1t%20Ve%20Ate%C5%9Fleme%20Sistemleri.pdf
(Erişim Tarihi: 12.04.2015)
- [62] MEGEP Motor Donanımları,
http://megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/moduller_pdf/Motor%20Donan%C4%B1mlar%C4%B1.pdf (Erişim Tarihi: 21.04.2015)
- [63] Yıldız Otomotiv Özel Honda Servisi,
<http://www.hondaservisiistanbul.com/hizmetlerimiz/honda-sogutma-sistemi.html> (Erişim Tarihi: 11.02.2015)

- [64] Anonim, Brüel & Kjaer Sound and Vibration, Mesurament A/S Indroduction to Shock & Vibration. 36 ., Denmark , 1998
- [65] Wikipedia ,
http://en.wikipedia.org/wiki/Honda_L_engine (Erişim Tarihi :03.01.2015)
- [66] Honda Worlwide ; <http://world.honda.com/Fit-Jazz/history/index.html>
(Erişim Tarihi :17.04.2015)
- [67] Trade me Motors ;
<http://www.trademe.co.nz/motors/car-parts-accessories/honda/engines/auction-877441671.htm> (Erişim Tarihi :05.05.2015)
- [68] Otomotiv Bilgisi ;
<http://www.otomotivbilgisi.com/sarj-sisteminin-gorevleri-202.html>
(Erişim Tarihi :22.09.2015)



EKLER

Ek -1 İdeal Gazlar İçin Özgül Isı Değerleri

TABLE A-2E

Ideal-gas specific heats of various common gases (*Continued*)
(b) At various temperatures

Temp., °F	c_p Btu/lbm · R	c_v Btu/lbm · R	k	c_p Btu/lbm · R	c_v Btu/lbm · R	k	c_p Btu/lbm · R	c_v Btu/lbm · R	k
	<i>Air</i>			<i>Carbon dioxide, CO₂</i>			<i>Carbon monoxide, CO</i>		
40	0.240	0.171	1.401	0.195	0.150	1.300	0.248	0.177	1.400
100	0.240	0.172	1.400	0.205	0.160	1.283	0.249	0.178	1.399
200	0.241	0.173	1.397	0.217	0.172	1.262	0.249	0.179	1.397
300	0.243	0.174	1.394	0.229	0.184	1.246	0.251	0.180	1.394
400	0.245	0.176	1.389	0.239	0.193	1.233	0.253	0.182	1.389
500	0.248	0.179	1.383	0.247	0.202	1.223	0.256	0.185	1.384
600	0.250	0.182	1.377	0.255	0.210	1.215	0.259	0.188	1.377
700	0.254	0.185	1.371	0.262	0.217	1.208	0.262	0.191	1.371
800	0.257	0.188	1.365	0.269	0.224	1.202	0.266	0.195	1.364
900	0.259	0.191	1.358	0.275	0.230	1.197	0.269	0.198	1.357
1000	0.263	0.195	1.353	0.280	0.235	1.192	0.273	0.202	1.351
1500	0.276	0.208	1.330	0.298	0.253	1.178	0.287	0.216	1.328
2000	0.286	0.217	1.312	0.312	0.267	1.169	0.297	0.226	1.314
	<i>Hydrogen, H₂</i>			<i>Nitrogen, N₂</i>			<i>Oxygen, O₂</i>		
40	3.397	2.412	1.409	0.248	0.177	1.400	0.219	0.156	1.397
100	3.426	2.441	1.404	0.248	0.178	1.399	0.220	0.158	1.394
200	3.451	2.466	1.399	0.249	0.178	1.398	0.223	0.161	1.387
300	3.461	2.476	1.398	0.250	0.179	1.396	0.226	0.164	1.378
400	3.466	2.480	1.397	0.251	0.180	1.393	0.230	0.168	1.368
500	3.469	2.484	1.397	0.254	0.183	1.388	0.235	0.173	1.360
600	3.473	2.488	1.396	0.256	0.185	1.383	0.239	0.177	1.352
700	3.477	2.492	1.395	0.260	0.189	1.377	0.242	0.181	1.344
800	3.494	2.509	1.393	0.262	0.191	1.371	0.246	0.184	1.337
900	3.502	2.519	1.392	0.265	0.194	1.364	0.249	0.187	1.331
1000	3.513	2.528	1.390	0.269	0.198	1.359	0.252	0.190	1.326
1500	3.618	2.633	1.374	0.283	0.212	1.334	0.263	0.201	1.309
2000	3.758	2.773	1.355	0.293	0.222	1.319	0.270	0.208	1.298

Note: The unit Btu/lbm · R is equivalent to Btu/lbm · °F.

Source: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4th ed. (New York: McGraw-Hill, 1983), p. 830, Table A-4. Originally published in *Tables of Properties of Gases*, NBS Circular 564, 1955.