T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ÜÇ KADEMELİ TEK ETKİLİ PİSTONLU KOMPRESÖRÜN DİNAMİK ANALİZİ

SİNAN PİŞİRİCİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ENERJİ PROGRAMI

DANIŞMAN
DOÇ. DR. SEMİH SEZER

İSTANBUL, 2017

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ÜÇ KADEMELİ TEK ETKİLİ PİSTONLU KOMPRESÖRÜN DİNAMİK ANALİZİ

Sinan PİŞİRİCİ tarafından hazırlanan tez çalışması 20.12.2017 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Semih SEZER

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Semih SEZER

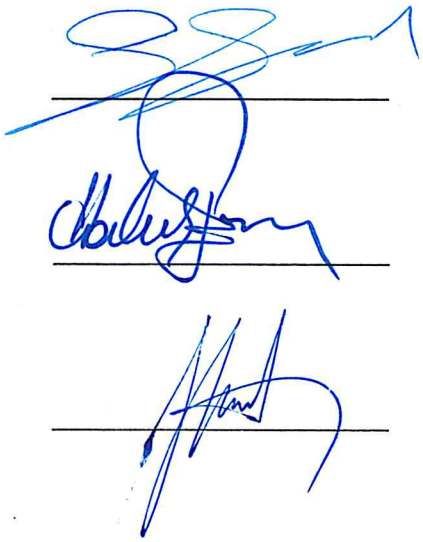
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Haluk EROL

İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Hasan Hüseyin ERDEM

Yıldız Teknik Üniversitesi



ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tez çalışmasını yöneten, olumlu eleştiri ve önerileri ile çalışmama katkıda bulunan değerli hocam Sn. Doç. Dr. Semih SEZER'e teşekkür ederim.

Tez çalışması DALGAKIRAN KOMPRESÖR tarafından sağlanan yazılım ve ekipmanlar ile Dalgakıran marka kompresör üzerindeki çalışmalar ile tamamlanmıştır. Çalışmalarım sırasında tüm kolaylığı gösteren Ar-Ge Yöneticimiz ve çalışma sırasında desteklerini esirgemeyen, bilgi birikiminden çokça faydalandığım değerli ustalarım ve çalışma arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Son olarak tüm hayatım boyunca beni destekleyen ve yanımda olan aileme, çalışma sırasında yaptığı fedakarlıklar ve beni sürekli cesaretlendirerek çalışmayı bitirmemde büyük pay sahibi olan değerli eşime teşekkür ederim.

Aralık, 2017

Sinan PİŞİRİCİ

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ vi

KISALTMA LİSTESİ x

ŞEKİL LİSTESİ xi

ÇİZELGE LİSTESİ xiii

ÖZET xiv

ABSTRACT xvi

BÖLÜM 1

GİRİŞ 1

1.1 Literatür Özeti 1
1.2 Tezin Amacı 3
1.3 Hipotez 4

BÖLÜM 2

TEK SİLİNDİRLİ KRANK-BİYEL MEKANİZMASININ DİNAMİĞİ 6

2.1 Tek Pistonlu Krank Biyel Mekanizmasının Kinematiği 6
2.2 Yataklara Gelen Dinamik Yüklerin Tayini 8
2.3 Optimum Karşı Ağırlık Hesabı 15

BÖLÜM 3

W FORM ÜÇ SİLİNDİRLİ KRANK-BİYEL MEKANİZMASININ DİNAMİĞİ 18

3.1 W Tip Üç Pistonlu Krank-Biyel Mekanizmasının Kinematiği 18
3.2 Yataklara Gelen Dinamik Yüklerin Tayini 20
3.3 Optimum Karşı Ağırlık Hesabı 24

BÖLÜM 4

DİNAMİK MATEMATİK MODELİN OLUŞTURULMASI VE ÇÖZÜMÜ 27

4.1 P-V Diyagramlarının Matematik Modeli 28
4.1.1 1. Kademe Silindir İç Basınç Modeli 33
4.1.2 2. Kademe Silindir İç Basınç Modeli 34
4.1.3 3. Kademe Silindir İç Basınç Modeli 35
4.2 Kompresör Moment İhtiyacının Matematik Modeli 35
4.3 Elektrik Motorunun Matematik Modeli 37
4.4 Makine Hareket Denkleminin Elde Edilmesi 39
4.5 Hareket Denkleminin Zamana Bağlı Çözümü 41
4.5.1 Makine Açısal Hızının Zamana Bağlı Değişimi ve Düzgünsüzlük Katsayısı 43
4.5.2 Kademelerin P-V Diyagramları 45
4.5.3 Makine Momentinin Zamana Bağlı Değişimi 49
4.5.4 Yataklara Gelen Dinamik Yüklerin Krank Mili Açısına Göre Değişimi ve Optimum Karşı Ağırlık Hesabı 50

BÖLÜM 5

DENEYSEL ÇALIŞMALAR VE MATEMATİK MODEL İLE DENEY SONUÇLARININ KARŞILAŞTIRILMASI 53

5.1 Deney Düzeneğinin Oluşturulması 53
5.2 Kademelerin Basınç Ölçümleri ve P-V Diyagramlarının Elde Edilmesi 59
5.3 Açısal Hız ve Moment Ölçümleri 64
5.4 P-V Diyagramlarının Karşılaştırılması 65
5.5 Moment ve Açısal Hız Grafiklerinin Karşılaştırılması 68

BÖLÜM 6

SONUÇ VE ÖNERİLER 71

KAYNAKLAR 73

EK-A

MATLAB KODLARI 75

ÖZGEÇMİŞ 86

SİMGE LİSTESİ

A	Piston alanı
A_1	1. kademe piston alanı
A_2	2. kademe piston alanı
A_3	3. kademe piston alanı
D	Piston çapı
D_1	1. kademe piston çapı
D_2	2. kademe piston çapı
D_3	3. kademe piston çapı
F_{b1}	1.piston basınç kuvveti (y yönünde)
F_{b2}	2.piston basınç kuvveti (y yönünde)
F_{b3}	3.piston basınç kuvveti (y yönünde)
F_{p1x}	1.kademe pistonun x yönündeki atalet kuvveti
F_{p1y}	1.kademe pistonun y yönündeki atalet kuvveti
F_{p2x}	2.kademe pistonun x yönündeki atalet kuvveti
F_{p2y}	2.kademe pistonun y yönündeki atalet kuvveti
F_{p3x}	3.kademe pistonun x yönündeki atalet kuvveti
F_{p3y}	3.kademe pistonun y yönündeki atalet kuvveti
F_{s1}	1.kademe silindir yüzey kuvveti
F_{s2}	2.kademe silindir yüzey kuvveti
F_{s3}	3.kademe silindir yüzey kuvveti
h_k	Krank milinin dönme eksenine göre ağırlık merkezi yüksekliği (krank ağırlığı ile birlikte)
h_b	Biyel kolunun alt delik merkezine göre ağırlık merkezi yüksekliği
h_{b1}	1.kademe biyel kolunun alt delik merkezine göre ağırlık merkezi yüksekliği
h_{b2}	2.kademe biyel kolunun alt delik merkezine göre ağırlık merkezi yüksekliği
h_{b3}	3.kademe biyel kolunun alt delik merkezine göre ağırlık merkezi yüksekliği
J_1	1.kademe mile indirgenmiş atalet momenti
J_2	2.kademe mile indirgenmiş atalet momenti
J_3	3.kademe mile indirgenmiş atalet momenti
J_k	Krank milinin atalet momenti
J_m	Motorun atalet momenti
J_T	Sistemin toplam kütlesel atalet momenti
J_v	Volan ve kaplinin toplam atalet momenti

K_{p1} 1.kademe piston hızının krank mili açısal hızına oranı
K_{p2} 2.kademe piston hızının krank mili açısal hızına oranı
K_{p3} 3.kademe piston hızının krank mili açısal hızına oranı
l Biyel kolu merkez mesafesi
l_1 1.kademe biyel kolu uzunluğu
l_2 2.kademe biyel kolu uzunluğu
l_3 3.kademe biyel kolu uzunluğu
m_p Piston, piston pimi ve segmanların toplam kütlesi
m_k Krank mili kütlesi (krank ağırlığı ile birlikte)
m_b Biyel kolu kütlesi
m_{bk} Biyel kolunun krank miline düşen kütlesi (rulmanlar ile birlikte)
m_{bp} Biyel kolunun pistona düşen kütlesi (rulmanlar ile birlikte)
m_{p1} 1.kademe piston, piston pimi ve segmanların toplam kütlesi
m_{p2} 2.kademe piston, piston pimi ve segmanların toplam kütlesi
m_{p3} 3.kademe piston, piston pimi ve segmanların toplam kütlesi
m_{b1} 1.kademe biyel kolu kütlesi
m_{b2} 2.kademe biyel kolu kütlesi
m_{b3} 3.kademe biyel kolu kütlesi
m_{bk1} 1.kademe biyel kolunun krank miline düşen kütlesi (rulmanlar ile birlikte)
m_{bk2} 2.kademe biyel kolunun krank miline düşen kütlesi (rulmanlar ile birlikte)
m_{bk3} 3.kademe biyel kolunun krank miline düşen kütlesi (rulmanlar ile birlikte)
m_{bp1} 1.kademe biyel kolunun pistona düşen kütlesi (rulmanlar ile birlikte)
m_{bp2} 2.kademe biyel kolunun pistona düşen kütlesi (rulmanlar ile birlikte)
m_{bp3} 3.kademe biyel kolunun pistona düşen kütlesi (rulmanlar ile birlikte)
n_1 1. kademe politropik üs
n_2 2. kademe politropik üs
n_3 3. kademe politropik üs
n Nominal motor devri
P_3 Çevrimin 3 noktasındaki kademe çıkış basıncı
P_{3-4} Çevrim 3-4 arasında iken basıncın krank mili açısına bağlı değişimi
P_i Kademe giriş basıncı
P_o Kademe çıkış basıncı
P_{4-1} Çevrim 4-1 arasında iken basıncın krank mili açısına bağlı değişimi
P_1 Çevrimin 1 noktasındaki kademe çıkış basıncı
P_{1-2} Çevrim 1-2 arasında iken silindir iç basıncının krank mili açısına bağlı değişimi
P_{2-3} Çevrim 2-3 arasında iken basıncın krank mili açısına bağlı değişimi
P_c: Silindir iç basıncı
$P_{(3-4)1}$ Çevrim 3-4 arasında iken 1 kademe silindir iç basıncının krank mili açısına bağlı değişimi
$P_{(4-1)1}$ Çevrim 4-1 arasında iken 1 kademe silindir iç basıncının krank mili açısına bağlı değişimi
$P_{(1-2)1}$ Çevrim 1-2 arasında iken 1 kademe silindir iç basıncının krank mili açısına bağlı değişimi
$P_{(2-3)1}$ Çevrim 2-3 arasında iken 1 kademe silindir iç basıncının krank mili açısına bağlı değişimi
P_{i1} 1. kademe emiş basıncı

P_{i1} 1.kademe emiş basıncı
$P_{(3-4)2}$ Çevrim 3-4 arasında iken 2. kademe silindir iç basıncının krank mili açısına bağlı değişimi
$P_{(4-1)2}$ Çevrim 4-1 arasında iken 2. kademe silindir iç basıncının krank mili açısına bağlı değişimi
$P_{(1-2)2}$ Çevrim 1-2 arasında iken 2. kademe silindir iç basıncının krank mili açısına bağlı değişimi
$P_{(2-3)2}$ Çevrim 2-3 arasında iken 2. kademe silindir iç basıncının krank mili açısına bağlı değişimi
P_{i2} 2. kademe emiş basıncı
P_{i2} 2.kademe emiş basıncı
$P_{(3-4)3}$ Çevrim 3-4 arasında iken 3. kademe silindir iç basıncının krank mili açısına bağlı değişimi
$P_{(4-1)3}$ Çevrim 4-1 arasında iken 3. kademe silindir iç basıncının krank mili açısına bağlı değişimi
$P_{(1-2)3}$ Çevrim 1-2 arasında iken 3. kademe silindir iç basıncının krank mili açısına bağlı değişimi
$P_{(2-3)3}$ Çevrim 2-3 arasında iken 3. kademe silindir iç basıncının krank mili açısına bağlı değişimi
P_{i3} 3. kademe emiş basıncı
P_{o3} 3. kademe çıkış basıncı
r Krank eksantrik yarıçapı
V_3 Kademe içerisindeki ölü hacim bölgesi
V_{3-4} Çevrim 3-4 arasında iken piston üzerinde kalan hacmin krank mili açısına göre değişimi
V_1 Piston 1 konumunda iken silindir içi hacim (toplam silindir hacmi)
V_{1-2} Çevrim 1-2 arasında iken piston üzerinde kalan hacmin krank mili açısına göre değişimi
$V_{3(1)}$ 1. Kademe içerisindeki ölü hacim
$V_{1(1)}$ 1. Silindir toplam hacmi (ölü hacim ile birlikte)
$V_{3(2)}$ 2. Kademe içerisindeki ölü hacim
$V_{1(2)}$ 2. Silindir toplam hacmi (ölü hacim ile birlikte)
$V_{3(3)}$ 3. Kademe içerisindeki ölü hacim
$V_{1(3)}$ 3. Silindir toplam hacmi (ölü hacim ile birlikte)
x_p Piston konumu
x_{p1} 1.kademe pistonun konumu
x_{p2} 2.kademe pistonun konumu
x_{p3} 3.kademe pistonun konumu
$\dot{x}_{p1}$ 1.kademe pistonun hızı
$\dot{x}_{p2}$ 2.kademe pistonun hızı
$\dot{x}_{p3}$ 3.kademe pistonun hızı
$\ddot{x}_{p1}$ 1.kademe pistonun ivmesi
$\ddot{x}_{p2}$ 2.kademe pistonun ivmesi
$\ddot{x}_{p3}$ 3.kademe pistonun ivmesi

wt	Krank açısı
θ	Biyel kolunun piston hareket ekseni ile yaptığı açı
φ	Silindirler arası açı
$\dot{q}$	Açısal hız
$\ddot{q}$	Açısal ivme
τ_m	Motor momenti
τ_k	Kompresör moment ihtiyacı
β_1	1.kademe biyel kolu açısı
β_2	2.kademe biyel kolu açısı
β_3	3.kademe biyel kolu açısı
τ_{k1}	1.kademe moment ihtiyacı
τ_{k1}	2.kademe moment ihtiyacı
τ_{k3}	3.kademe moment ihtiyacı
w_{max}	Maksimum Açısal Hız
w_{min}	Minimum Açısal Hız
δ	Düzgünsüzlük Katsayısı

KISALTMA LİSTESİ

AÖN	Alt Ölü Nokta
P-V	Basınç-Hacim
rpm	Dakikadaki Devir Sayısı
sn	Saniye
ÜÖN	Üst Ölü Nokta

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 Kademeli sıkıştırma 2
Şekil 1.2 W tip pistonlu kompresör 3
Şekil 1.3 W 166 tip üç kademeli pistonlu kompresör 4
Şekil 2.1 Krank Biyel Mekanizması [6] 6
Şekil 2.2 Dalgakıran DKT100 kompresör 9
Şekil 2.3 Tek Silindirli Kompresör 11
Şekil 2.4 Tek Silindirli Kompresöre Ait Krank Mili 12
Şekil 2.5 Tek Silindirli Kompresöre Ait Biyel Kolu Ağırlık Merkezi 13
Şekil 2.6 Biyel kolunun indirgenmiş kütleleri [7] 13
Şekil 2.7 Tek Silindirli Kompresör için Dengelenmemiş Dinamik Yüklerin Değişimi 16
Şekil 2.8 Tek Silindirli Kompresörün Dengeleme Sonrası Dinamik Yüklerinin Değişimi . 17
Şekil 3.1 Üç kademeli pistonlu kompresör kesiti 18
Şekil 3.2 Üç kademeli pistonlu kompresöre ait krank mili ve ağırlık merkezi konumu .. 20
Şekil 3.3 Üç kademeli pistonlu kompresöre ait biyel kolu ve ağırlık merkezi konumu .. 21
Şekil 3.4 Biyel kolunun indirgenmiş kütleleri [7] 21
Şekil 3.5 Dengelenmemiş üç kademeli pistonlu kompresöre ait dinamik yükler 25
Şekil 3.6 Dengelenmiş üç kademeli pistonlu kompresöre ait dinamik yükler 26
Şekil 4.1 P-V Diyagramı 28
Şekil 4.2 Piston üstündeki ölü hacim bölgesi 30
Şekil 4.3 Silindir içi $V4$ Hacmi 30
Şekil 4.4 Silindir içi $V1$ Hacmi 31
Şekil 4.5 Silindir içi $V2$ Hacmi 32
Şekil 4.6 Silindir Yüzey Kuvveti ve Moment 36
Şekil 4.7 Elektrik Motoru Moment Eğrisi 38
Şekil 4.8 Matlab'de çizdirilen moment eğrisi 39
Şekil 4.9 Makine kalkışı açısal hız değişimi 43
Şekil 4.10 Volan ataleti 0,3 kg*m^2 için açısal hız değişimi 44
Şekil 4.11 Volan ataleti 0,8 kg*m^2 için açısal hız değişimi 45
Şekil 4.12 1. kademe silindir iç basınç değişimi 46
Şekil 4.13 2. kademe silindir iç basınç değişimi 47
Şekil 4.14 3. kademe silindir iç basınç değişimi 48
Şekil 4.15 Kademelerin basınç değişimi 49
Şekil 4.16 Makine Moment Eğrisi 49

Şekil 4.17 Yataklara gelen dinamik yüklerin karşı ağırlık ataletine göre değişimi 50
Şekil 4.18 Krank mili ataleti -433kgmm için dinamik kuvvet değişimi 51
Şekil 4.19 Krank mili ataleti -350kgmm için dinamik kuvvet değişimi 51
Şekil 4.20 Krank mili ataleti -550kgmm için dinamik kuvvet değişimi 52
Şekil 5.1 Basınç transmitteri 54
Şekil 5.2 Birinci kademe transmitter montajı 55
Şekil 5.3 İkinci kademe transmitter montajı 55
Şekil 5.4 Üçüncü kademe transmitter montajı 56
Şekil 5.5 Torkmetre 56
Şekil 5.6 Torkmetre montajı 58
Şekil 5.7 DEWESoftX2 yazılımı 59
Şekil 5.8 Birinci kademe silindir iç basınç ölçümü 60
Şekil 5.9 İkinci kademe silindir iç basınç ölçümü 61
Şekil 5.10 Üçüncü kademe silindir iç basınç ölçümü 62
Şekil 5.11 Kademe basınçlarının eş zamanlı ölçüm sonuçları 63
Şekil 5.12 Açısal Hız Değişimi ölçümü 64
Şekil 5.13 Makine moment eğrisi ölçümü 65
Şekil 5.14 Birinci kademe silindir iç basıncı karşılaştırması 66
Şekil 5.15 İkinci kademe silindir iç basıncı karşılaştırması 67
Şekil 5.16 Üçüncü kademe silindir iç basıncı karşılaştırması 68
Şekil 5.17 Moment eğrisi karşılaştırması 69
Şekil 5.18 Açısal hız karşılaştırması 70

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 DKT 100 Kompresöre ait teknik özellikler 9
Çizelge 2.2 DKT 100 Kompresörün fiziksel özellikleri 10
Çizelge 4.1 Elektrik Motoru Özellikleri 37
Çizelge 4.2 W 166 tip kompresöre ait teknik özellikler 41
Çizelge 4.3 W 166 tip kompresörün kademelerinin fiziksel özellikleri 42
Çizelge 4.4 W 166 tip kompresörün genel fiziksel özellikleri 42
Çizelge 5.1 Basınç transmitterleri teknik özellikleri 54
Çizelge 5.2 Torkmetre teknik özellikleri 57
Çizelge 5.3 DEWE43 teknik özellikler 58

ÖZET

ÜÇ KADEMELİ TEK ETKİLİ PİSTONLU KOMPRESÖRÜN DİNAMİK ANALİZİ

Sinan PİŞİRİCİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Semih SEZER

Kompresörler sanayinin her alanın oldukça yaygın bir şekilde kullanılmakta ve kullanım oranları da her yıl giderek artış göstermektedir. Pistonlu kompresörler, kompresörlerin çok eski bir üyesi olup halen birçok avantajı sayesinde farklı sektörlerde yoğun olarak kullanılmaya devam ediliyor. Pistonlu kompresör tasarımcılarının ana çalışma konularından biri titreşim, diğeri ise termodinamik hesaplamalardır. Krank-biyel mekanizmasına sahip her makinede olduğu gibi pistonlu kompresörlerde de dinamik yüklerin titreşim üzerindeki etkisi oldukça yüksektir. Bununla birlikte kompresörün daha stabil çalışması için kademelerdeki eşit güç dengesinin kurulması da hayli önem taşır.

Bu çalışmada herhangi bir üç kademeli pistonlu kompresör için her kademe içerisindeki basınç diyagramlarının modellenmesi gerçekleştirilmiştir. Oluşturulan model sayesinde krankmili açısının değişimine bağlı olarak silindir iç basınç değişimleri anlık olarak izlenebilmektedir. Bununla birlikte makinenin hareket denklemi elde edilmiştir. Kompresör moment ihtiyacı krank mili açısına ve motorun moment eğrisi de krank mili açısal hızına bağlı olarak modellenmiştir. Bu model makinenin hareket denklemi ile birlikte çözülerek makinenin açısal hız ve moment eğrisinin makinenin kalkışından itibaren elde edilmesi sağlanmıştır.

Bu çalışmalar sayesinde herhangi bir üç kademeli pistonlu kompresörün fiziksel parametreleri modele girilerek makinenin bu veriler elde edilebilir. Ancak deneysel çalışmalar ile elde edilen modelin doğrulanması gerekmektedir. Bu bağlamda üç kademeli pistonlu bir kompresör kullanılarak bir test düzeneği oluşturulmuştur. Kompresörün üç kademesine uygun basınç transmitterleri montajı gerçekleştirilmiştir. Bununla birlikte kompresör ile motor arasına moment ve açısal hız değerlerinin ölçümünün yapılabileceği torkmetre montajı yapılmıştır. Açısal hız, moment ve silindir iç basınç değişimleri veri toplama cihazı ile eş zamanlı olarak ölçülmüştür. Bu sayede modelden elde edilen çıktılar ile deney sonuçları karşılaştırılmış, modelin doğrulanması yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Pistonlu kompresörler, makine dinamiği, P-V Diyagramları, moment ölçümleri, hareket denklemi,silindir iç basınç ölçümleri

ABSTRACT

DYNAMIC ANALYSIS OF A THREE STAGE SINGLE ACTING RECIPROCATING COMPRESSOR

Sinan PİŞİRİCİ

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Assoc. Prof. Semih SEZER

Compressors are widely used in every field of the industry and usage rates are increasing every year. Piston compressors are a very old member of compressors and still continue to be used extensively in different sectors thanks to its many advantages. One of the main works of piston compressor designers is vibration and the other is thermodynamic calculations. As with any machine with a crank mechanism, the effect of dynamic loads on the vibration of reciprocating compressors is quite high. However, it is also important to establish equal power balances on the stage for more stable operation of the compressor.

In this study, the pressure diagrams for each stage were modeled for any three-stage piston compressor. Thanks to the model created, cylinder internal pressure changes can be monitored instantaneously depending on the change of crankshaft angle. The equation of motion of the machine was obtained. The compressor torque requirement is modeled at the crankshaft angle and the motor torque curve is also dependent on the crankshaft angular velocity. This model is solved together with the equation of motion of the machine to obtain the angular velocity and torque curve of the machine from the start of the machine.

By means of these studies, any three-stage piston compressor can be modeled with physical parameters to obtain this data. However, it is necessary to verify the model obtained by experimental studies. In this context, a test system was created using a three stage piston compressor. Pressure transducers fitted to the three stages of the compressor have been installed. However, a torque meter has been installed between the compressor and the motor to measure torque and angular speed values. Angular velocity, torque and cylinder internal pressure changes were measured simultaneously with the data acquisition device. Experimental results were compared with the outputs obtained from this model, and the model was verified.

Keywords: Reciprocating compressors, machine dynamics, P-V Diagrams, torque measurements, equation of motion, internal cylinder pressure measurements

BÖLÜM 1

GİRİŞ

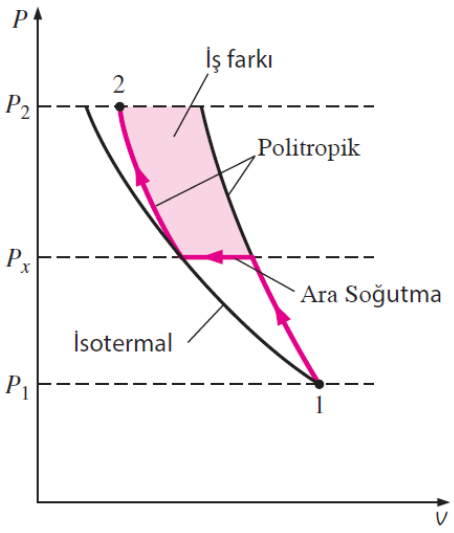
1.1 Literatür Özeti

Pistonlu makinelerin dinamiği ile ilgili yapılan çalışmaların geçmişi çok eskiye dayanmaktadır. Yıllar içerisinde pistonlu makineler birçok aşama kaydetse de temelde teorik hesaplama yöntemlerinde çok büyük değişimler bulunmamaktadır. Bu çalışmaların büyük çoğunluğunu otomotiv sektöründeki çalışmalar oluşturmaktadır. Temelde krank-biyel mekanizması tüm pistonlu makineler için aynı olduğundan bu hesaplamalar küçük değişimler ile pistonlu kompresörlere uyarlanabilir. Pistonlu kompresör dinamiğinin anlaşılması ve matematik modelinin ortaya konulması için öncelikle piston kinematiğinin anlaşılması gerekmektedir. Bu bağlamda tek pistonlu krank biyel mekanizması için elde edilmiş konum, hız, ivme denklemlerinden faydalanılacaktır [1]. Pistonun konum, hız ve ivmesinin krank mili açısına bağlı olarak elde edilmesi pistondan kaynaklanan atalet kuvvetlerinin hesaplanmasına olanak sağlamıştır. Pistonlu makinelerin icadından itibaren en önemli problemlerden birisi bu kuvvetlerin dengelenmesidir. Pistonlu motor ve kompresörlerde krank miline entegre uygun bir karşı ağırlık ile bu kuvvetlerin dengelenmesine çalışılmaktadır. [2] Tabiki doğrusal hareket eden bir kütlenin oluşturduğu atalet kuvvetlerinin dönel hareket eden kütle ile tamemen dengelenmesi mümkün değildir. Dolayısıyla bu karşı ağırlık kütlesinin dizaynında da bir optimizasyon söz konusudur. Karşı ağırlık olmadan ve uygun karşı ağırlık dizaynı yapıldıktan sonra elde edilen dinamik yük değişim grafiği ile karşılaştırılması yapılarak dinamik yüklerin değişiminin ne kadar azaltıldığı izlenebilir. [3]

Pistonlu kompresör ve motorlarda yataklara ve sisteme etki eden bir diğer kuvvet ise basınç kuvvetleridir. Kompresörlerde basınç kuvvetleri piston hareketi ile değişerek bir turda yataklara farklı değerlerde olacak şekilde iletilir. Bu basınç değişimlerinin piston hareketine bağlı olarak değişen silindir iç hacmine göre çizilmesi ile silindir içi P-V eğrisi elde edilir. Bu grafiğin deneysel olarak elde edilmesi konusunda yapılan bir çalışma P-V eğrisindeki valf kayıplarının mertebelerini ortaya koymuştur. [4]

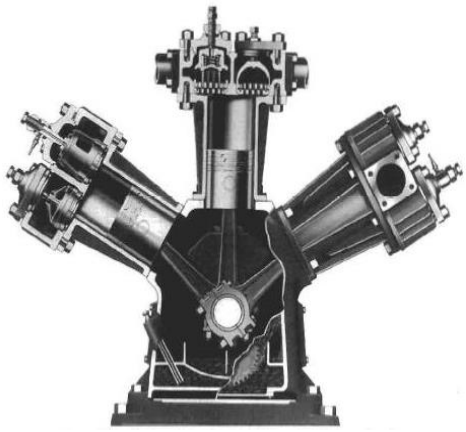
P-V diyagramları aynı zamanda kompresörün moment eğrisinin oluşturulması için de gereklidir. Silindir içi basınç değişiminin krank açısına bağlı denklemleri kullanılarak kompresörün anlık moment ihtiyacı belirlenebilir [1].

Kompresörlerde sıkıştırma işinin azaltılması için sıkıştırma işlemi birkaç kademede gerçekleştirilebilir.



Şekil 1.1 Kademeli sıkıştırma

Kademeli sıkıştırma işleminde kademe sayısı arttıkça enerji tüketim miktarı azalır. Ancak aynı şekilde kademe sayısı arttıkça enerji tüketim miktarının azalması da azalma eğilimindedir. Bu sebeple kompresör sektöründe 8-10bar mertebelerine kadar tek kademe ile, 30-35 bar'a kadar iki kademe ile, 80-100bar sıkıştırma basınçlarına kadar üç kademe ile sıkıştırma işlemi gerçekleştirilir. Üç kademeli sıkıştırma işlemi yapan pistonlu kompresörler farklı tip yerleşimler söz konusu olabilir. Silindir dizilişlerinin W tip olduğu kompresörler endüstride sıkça kullanılmaktadır.



Şekil 1.2 W tip pistonlu kompresör

1.2 Tezin Amacı

Pistonlu makineler, dinamik kuvvetlerinin dengelenmesinin en zor ve çoğunlukla tamamen dengelemenin mümkün olmadığı makinelerdir. Bununla birlikte kullanım amaçları açısından birçok sektörde yoğunlukla kullanılmaktalardır. Pistonlu kompresörler de bu bağlamda kompresör sektöründe kendine özgü avantajları sebebiyle yaygın olarak kullanılmaktadır. Pistonlu kompresör tasarımcılarının en çok üzerinde durdukları konuların başında ise dinamik kuvvetlerin minimize edilmesi konusu gelmektedir. Makine titreşim ve akustiğini olumsuz yönde etkileyen bu dengesizlik kuvvetlerinin azaltılması konusu, kademeli pistonlu kompresörlerin en önemli tasarım kriterlerinden biri olan her kademede eşit iş gücü kriteri ile birlikte gerçekleştirilecek tasarımlar titreşim ve akustik performansı ile enerji verimliliği konusunda daha üst düzey makinelerin üretilmesi için gereklidir. Bu şekilde bir pistonlu kompresör tasarımı yapılabilmesi için üç kademeli pistonlu kompresörün iç dinamiklerinin çok iyi anlaşılması gerekmektedir. Silindir iç basınçlarının değişimi, makinenin moment eğrisi ve açısal hız değişimleri makine performansının belirlenmesi açısından oldukça önemlidir. [5] Bu verilerin her makine için parametrik olarak ortaya konulduğu bir model ile makine iyileştirme çalışmaları konusunda değerli bir çalışma olacaktır. Bu amaçla üç kademeli pistonlu bir kompresör için tüm tasarım parametrelerini içinde bulunduracak yeni bir matematik model ile kompresörün çalışma performans verileri net olarak ortaya konularak optimum tasarıma ulaşmak için faydalı bir model elde edilecektir.

1.3 Hipotez

Pistonlu kompresörlerde dinamik yüklerin ve hız dalgalanmalarının azaltılması kompresörün titreşim seviyelerinin azaltılmasını sağlayacaktır. Düşük titreşim seviyeleri, titreşim kaynaklı olası hasarları ve kompresör ömrünü olumlu yönde etkilemektedir. Bununla birlikte titreşim seviyelerinin düşürülmesi, makinenin gürültü düzeyinin de düşürülmesi anlamına gelmektedir.

Tek silindirli kompresörlerde yapılan birçok çalışma bu konuda yerleşik bir bakış açısı ile problemin çözümü konusunda etkin fikirler vermektedir. Ancak üç kademeli w tip pistonlu kompresörlerde dinamik yüklerin tayini ve açısal hız değişimlerinin ortaya konulması için daha kapsamlı bir çalışma gerekmektedir. Yapılan çalışma ile w tip 3 kademeli pistonlu bir kompresör için parametrik çalışma ile matematik model oluşturulmuştur. Bu model ileride yapılacak tasarımlar için yol gösterici olacaktır.



Şekil 1.3 W 166 tip üç kademeli pistonlu kompresör

Matematik modelin oluşturulması için öncelikle literatürde tek silindirli yapı için yapılan çalışmalar referans alınarak w tip kompresöre indirgenmiştir. Her bir piston için konum, hız, ivme denklemleri elde edilmiş, yapılan parametrik çalışma ile dinamik yüklerin

matematik modeli oluşturulmuştur. Bu model kullanılarak karmaşık görünen hareketli parçalar için optimum karşı ağırlık tasarımını veren tek bir denkleme indirgenmiştir.

Makine hız değişiminin ve moment eğrisinin titreşim ve özgül güç tüketimine etkisi azımsanmayacak ölçüdedir. Bu bağlamda makine hız değişiminin ve moment eğrisinin elde edilmesi amacıyla makinenin hareket denklemi parametrik olarak elde edilmiştir. Oluşturulan model MATLAB yazılımı ile çözülerek, modelin çıktıları ileride tasarlanacak her yeni makine için ayrı ayrı elde edilebilir bir şekilde parametrik olarak ortaya konulmuştur. Bu sayede elde edilen veriler w tip üç kademeli pistonlu kompresörün dinamik yapısını büyük ölçüde ortaya çıkarmaktadır.

Matematik modelin çözülmesi ile model doğrulama çalışmaları yapılmıştır. Bu çalışmalarda krank açısına bağlı olarak eş zamanlı alınan ölçümlerde kademe basınçları, açısal hız ve moment değerleri ölçülerek modelin doğrulaması yapılmış, gerekli değişiklikler ile modelin çıktılarının gerçeğe yakın değerler vermesi sağlanmıştır.

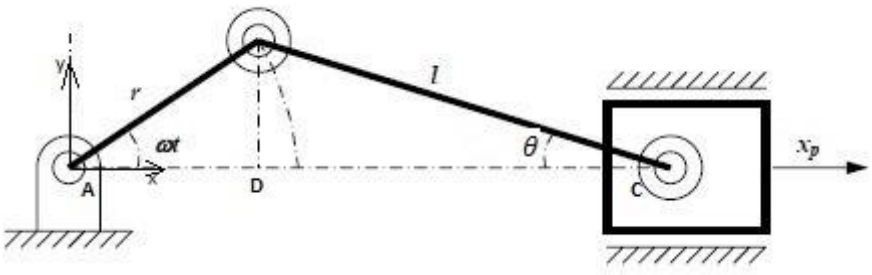
Bu çalışmanın ileride daha verimli, daha sessiz ve daha güvenilir pistonlu kompresörler tasarlanmasına ışık tutması hedeflenmektedir.

BÖLÜM 2

TEK SİLİNDİRLİ KRANK-BİYEL MEKANİZMASININ DİNAMİĞİ

2.1 Tek Pistonlu Krank Biyel Mekanizmasının Kinematiği

Pistonlu bir makinenin piston konumunun, hızının ve ivmesinin denklemlerle ifade edilmesi makine atalet kuvvetlerinin hesaplanabilmesi için önem arzetmektedir. Öncelikle pistonun krank mili dönme eksenine göre konum denklemi elde edilecektir.



Şekil 2.1 Krank Biyel Mekanizması [6]

C noktası piston piminin biyel kolu ile bağlandığı noktadır. Piston konumu bu nokta referans alınarak ifade edilecektir. Burada piston pim yuvasının krank mili dönme eksenine göre konumu AC mesafesi olarak gösterilmiştir. Krank milinin sabit açısal hız ile döndüğü varsayılmıştır.

$|AC|$ mesafesi aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$|AC| = |AD| + |DC| \tag{2.1}$$

Burada $|AD|$ ve $|DC|$ mesafeleri aşağıdaki gibi ifade edilebilir;

$$|AD| = r - r * cos wt \tag{2.2}$$

$$|DC| = l - l * cos\theta \tag{2.3}$$

Biyel kolu açısı ile krank mili açısı arasındaki ilişki;

$$sin\theta = \frac{r}{l} * sinwt \tag{2.4}$$

şeklinde yazılabilir. Buradan $cos\theta$,

$$cos\theta = \sqrt{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} * sin^2 wt\right)} \tag{2.5}$$

olarak elde edilebilir. Elde edilen değerler yerlerine yazıldığında piston konumunun krank açısın bağlı denklemi aşağıdaki gibi elde edilir.

$$x_p = r * (1 - cos wt) + l * \left[1 - \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} * sin^2 wt}\right] \tag{2.6}$$

Bu denklemin türevinin daha kolay alınabilmesi ve daha sonraki işlemlerde oluşturulacak diferansiyel denklemin çözümünün kolaylaştırılması için basitleştirilmesi gerekmektedir. Denklemi basitleştirmek için faydalanılacak bilgi karekök içerisindeki $\left\{\frac{r^2}{l^2} * sin^2 wt\right\}$ ifadesinin 1'den çok küçük olduğu varsayımıdır. Bu durumda;

$\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} * sin^2 wt}$ ifadesi seriye açılırsa;

$$\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} * sin^2 wt} \cong 1 - \frac{\frac{r^2}{l^2} * sin^2 wt}{2} \tag{2.7}$$

şeklinde ifade edilebilir. Bu ifade piston konum denkleminde yerine yazılırsa;

$$x_p = r * (1 - cos wt) + \frac{l * r^2}{2l^2} * sin^2 wt \tag{2.8}$$

olarak bulunur.

Daha sonra buradan;

$$sin^2 wt = 1 - \frac{cos 2wt}{2} \tag{2.9}$$

açılımı yapılarak;

$$x_p = \left[r + \frac{r^2}{4l}\right] - \left[r * coswt + \frac{r}{4l} * cos2wt\right] \quad (2.10)$$

olarak elde edilir. Piston konum denkleminin bu ifadesi ile türevi daha basit bir şekilde alınabilir ve bu sayede makine hareket denkleminde diferansiyel denklemin çözümü kolaylaşacaktır.

Konum denkleminin zamana göre türevi alınırsa piston hızının krank mili açısına göre değişimi aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\dot{x}_p = -r * w * \left[sinwt + \frac{r}{2l} * sin2wt\right] \quad (2.11)$$

Hız denkleminin zamana göre türevi alınırsa piston ivmesinin krank mili açısına göre değişimi aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\dot{x}_p = -r * \alpha * \left[sinwt + \frac{r}{2l} * sin2wt\right] - r * w^2 * \left[coswt + \frac{r}{l} * cos2wt\right] \quad (2.12)$$

Sabit açısal hız varsayımı ile açısal ivme 0 olacağından;

$$\ddot{x}_p = -r * w^2 * \left[coswt + \frac{r}{l} * cos2wt\right] \quad (2.13)$$

olarak elde edilir.

Elde edilen konum, hız ve ivme denklemleri tek silindirli pistonlu kompresörler için dinamik tasarım kriterlerini belirlemede oldukça önemlidir.

Elde edilen bu denklemler ile yataklara gelen dinamik yüklerin tayini yapılabilir.

2.2 Yataklara Gelen Dinamik Yüklerin Tayini

Pistonlu kompresörlerde lineer hareket sebebiyle yüksek dinamik yükler oluşmaktadır. Bu yükler temelde lineer hareket eden ekipmanların kütlesine ve piston ivmesine bağlıdır.

Oluşan dinamik yükler makinenin yatak tasarımları için belirleyici bir parametredir. Ayrıca oluşan bu yüklerin makine titreşim performansına oldukça büyük bir etkisi vardır. Bu sebeple yataklara gelen dinamik yükler hesaplanmalı ve bu yüklerden etkilenecek komponentlerin tasarımında gerekli önlemler alınmalıdır.

Tek silindirli pistonlu kompresörde dinamik yüklerin hesaplanması için Dalgakıran DKT100 modeli kompresör kullanılmıştır.



Şekil 2.2 Dalgakıran DKT100 kompresör

Çizelge 2.1 DKT 100 Kompresöre ait teknik özellikler

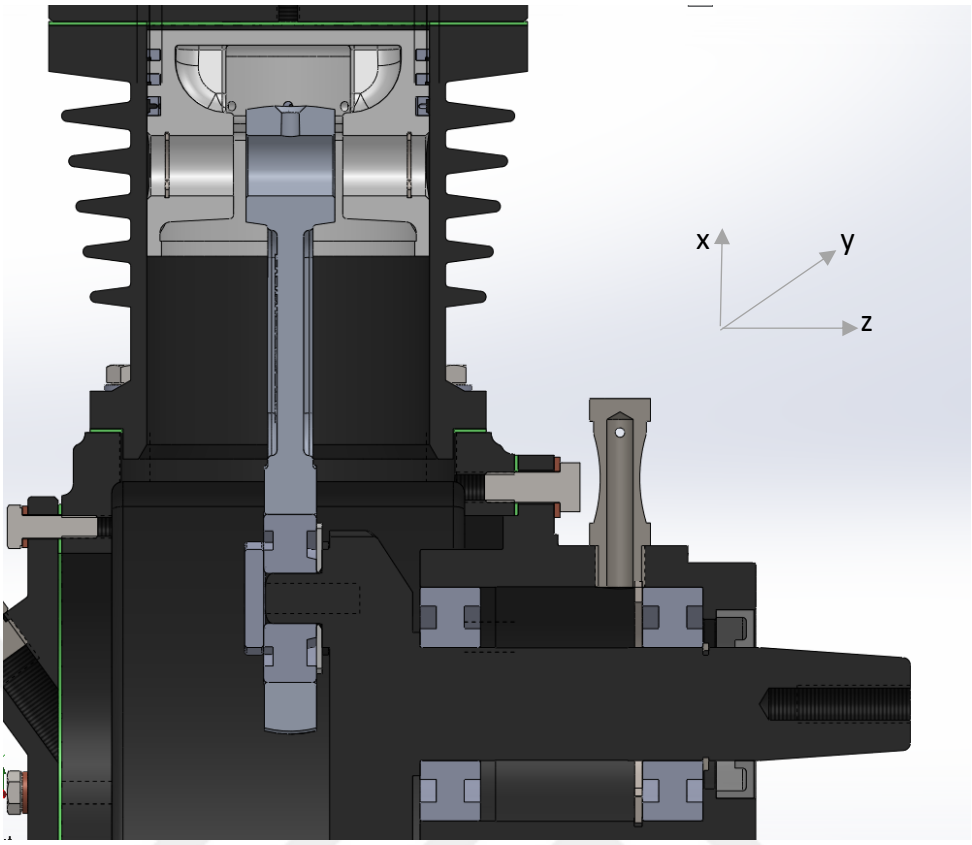
Frekans ve Voltaj Değerleri	Hz	50
	V	400
Nominal Çalışma Basıncında Giriş Debisi (Deplasman)	l/min	2767
Maksimum Çalışma Basıncı	bar	8
Silindir Sayısı	#	1
Silindir Çapı	mm	75
Strok	mm	58
Ortalama Piston Hızı	m/s	1.5
Şaft Gücü	kW	0.95
Nominal Çalışma Basıncında Kompresör Devri	rpm	750
Nominal Çalışma Basıncındaki Maksimum Güç	kW	29.7
Minimum Ortam Sıcaklığı	°C	0

Çizelge 2.1 DKT 100 Kompresöre ait teknik özellikler (devamı)

Maksimum Ortam Sıcaklığı	˚C	+ 45
Emiş Sıcaklığına Bağlı Hava Çıkış Sıcaklık Artışı	˚C	≤ 15
Kompresör Ağırlığı (yaklaşık)	kg	93
Kompresör Boyutları (B x E x Y)	mm	1202x426x894

Çizelge 2.2 DKT 100 Kompresörün fiziksel özellikleri

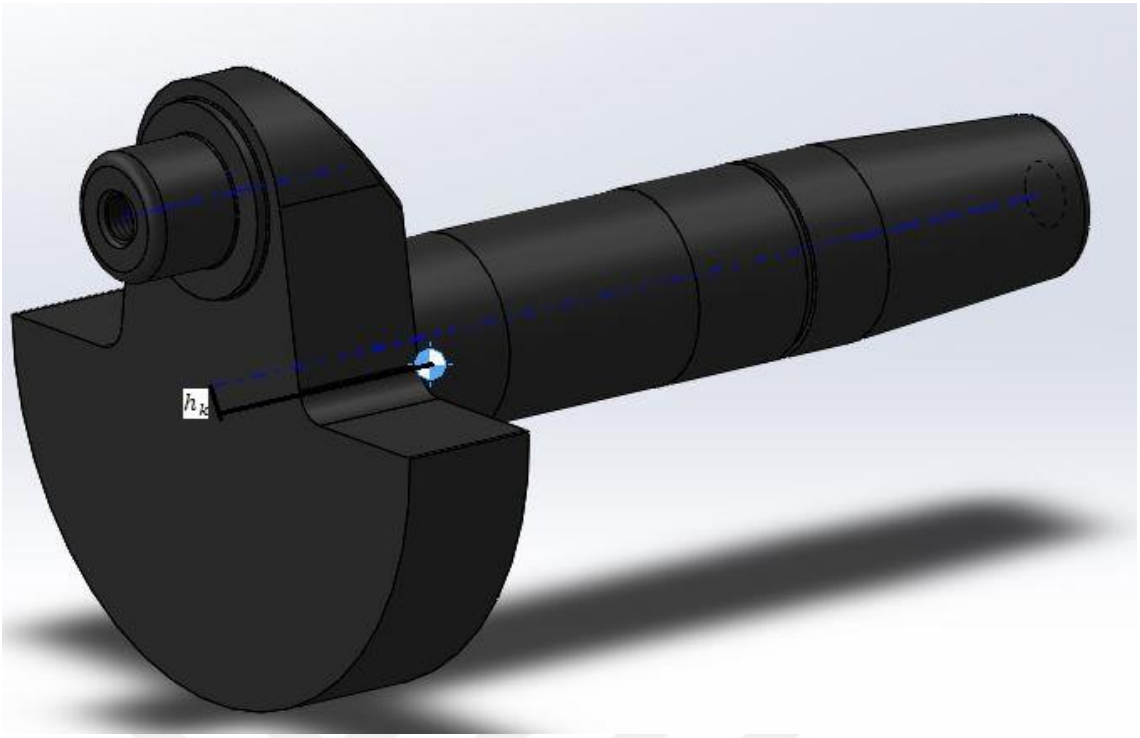
Strok Mesafesi [mm]	58
Biyel Uzunluğu [mm]	115
Krank Ağırlığı [kg]	1.5
Krank Ağırlık Merkezi Yüksekliği [mm]	-8.2
Krank Atalet Momenti [kg*m^2]	0.001
Motor Atalet Momenti [kg*m^2]	0.002
Volan Atalet Momenti [kg*m^2]	0.096
Aktarma Oranı	0.25
Nominal Motor Devri [rpm]	3000



Şekil 2.3 Tek Silindirli Kompresör

Şekilde iki ana yataktan merkezlenmiş tek silindirli pistonlu kompresör görülmektedir. Piston dinamiğinden kaynaklanan dinamik yükler bu yataklar tarafından taşınmaktadır.

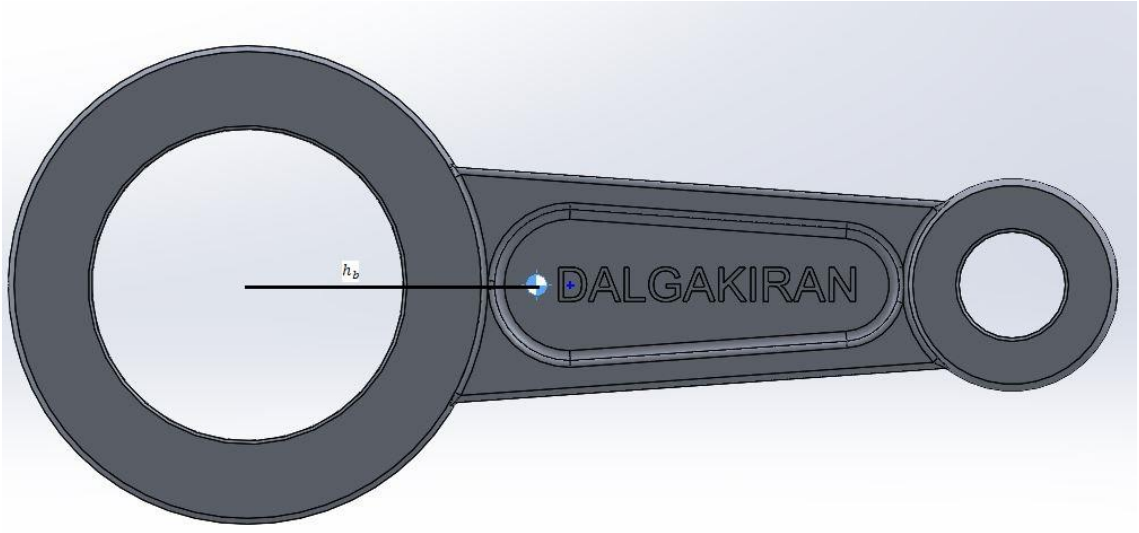
Yataklara gelen dinamik yüklerin belirlenmesinde krank miline ait parametreler, krank mili kütlesi ve krank milinin ağırlık merkezinin dönme merkezine olan mesafesidir.



Şekil 2.4 Tek Silindirli Kompresöre Ait Krank Mili

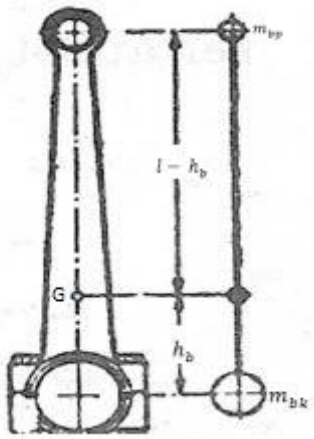
Kompresöre ait krank milinde harici bir karşı ağırlık kullanılmamakta krank mili tek parça olarak imal edilmektedir. Piston atalet kuvvetlerinin dengelenmesi krank milinin ağırlık merkezini aşağıya çeken, karşı ağırlık bölgesinin çapının artırılması ile gerçekleştirilir. Piston atalet kuvvetinin dengelenmesi krank milinden kaynaklı rotasyonal hareketin oluşturduğu merkezkaç kuvveti kullanılır. Bu kuvvetin hesaplanması için gerekli bilgi krank mili atalet kuvvetinin dönme eksenine olan mesafesi h_k ve krank milinin toplam kütlesidir.

Mekanizmada rotasyonal ve lineer hareket eden biyel kolunun ağırlık merkezinin konumu ve kütlesi dinamik kuvvetlerin tayini konusunda yeterli veriyi sağlamaktadır.



Şekil 2.5 Tek Silindirli Kompresöre Ait Biyel Kolu Ağırlık Merkezi

Biyel kolunun mekanizma içerisinde hareketinin oluşturduğu dinamik yüklerin modellenmesini basitleştirmek amacıyla biyel kolunun kütlesinin krank mili eksantrik yarıçapı eksenine ve pim eksenine olmak üzere indirgenmesi gerekmektedir.



Şekil 2.6 Biyel kolunun indirgenmiş kütleleri [7]

Biyel kolu kütlesinin pistona ve krank miline düşen kısımları ağırlık merkezinin konumuna göre aşağıdaki gibi tayin edilir [8].

$$m_b = m_{bk} + m_{bp} \tag{2.14}$$

$$m_{bp} = \frac{h_b}{l} * m_b \;\; l - \; h_b \tag{2.15}$$

$$m_{bk} = m_b - m_{bp} \tag{2.16}$$

Biyel kolu kütlesinin krank mili eksantirik eksenine ve piston pim eksenine olmak üzere indirgeme işleminden sonra dinamik yüklerin hesaplamasına geçilir. Yataklara etkiyen dinamik yükler, piston ve pistona düşen biyel kolu ağırlığının atalet kuvvetleri ile krank ağırlığı ve krank milinin oluşturduğu atalet kuvvetlerinin bileşkesinden meydana gelmektedir.

Lineer hareket eden ekipmanlardan piston ve pistona düşen biyel kolundan kaynaklı atalet kuvveti şu şekilde yazılabilir;

$$F_p = -(m_{bp} + m_p) * \ddot{x}_p \tag{2.17}$$

İvme denklemi burada yerine yazılırsa;

$$F_p = (m_{bp} + m_p) * -r * w^2 * \left[coswt + \frac{r}{l} * cos2wt\right] \tag{2.18}$$

olarak elde edilebilir. Bu denklem lineer hareket kaynaklı dinamik kuvvetlerin krank mili açısına bağlı ifadesidir. Bu kuvvet pistonun sadece lineer hareket etmesi sebebiyle x yönündedir, y bileşeni mevcut değildir.

Rotasyonal hareket kaynaklı kuvvetler krank mili ve karşı ağırlık ile biyel kolunun krank miline düşen kütlesinin atalet kuvvetlerinden meydana gelmektedir. Bu kuvvetlerin yine krank mili açısına bağlı olarak hem x, hem de y bileşeni mevcuttur ve x ve y bileşenleri aşağıdaki gibi ifade edilebilir;

$$F_{kx} = (m_k * h_k + m_{bk} * r) * w^2 * coswt \tag{2.19}$$

$$F_{ky} = (m_k * h_k + m_{bk} * r) * w^2 * sinwt \tag{2.20}$$

Rotasyonal hareketten kaynaklı dinamik kuvvetlerin değişimi bu şekildedir. Yataklara gelen dinamik yüklerin belirlenmesi için bu kuvvetlerin x ve y bileşenleri olarak ayrı ayrı toplanması gerekmektedir [9].

x yönündeki toplam kuvvet;

$$F_{dx} = F_p + F_{kx} \tag{2.21}$$

$$F_{dx} = (m_{bp} + m_p) * -r * w^2 * \left[coswt + \frac{r}{l} * cos2wt\right] + (m_k * h_k + m_{bk} * r) * w^2 * coswt \tag{2.21}$$

olarak elde edilir.

Piston ataletinin y yönünde bir bileşkesi olmadığından;

$$F_{dy} = F_{ky} \tag{2.22}$$

$$F_{dy} = (m_k * h_k + m_{bk} * r) * w^2 * sinwt \tag{2.22}$$

olarak bulunur.

Bu kuvvetlerin bileşkesi yataklara gelen dinamik kuvvetleri verecektir.

$$F_{dt} = \sqrt{F_{dx}^2 + F_{dy}^2} \tag{2.23}$$

$$F_{dt} = \left[\left[(m_{bp} + m_p) * -r * w^2 * \left[coswt + \frac{r}{l} * cos2wt\right] + (m_k * h_k + m_{bk} * r) * w^2 * coswt\right]^2 + [(m_k * h_k + m_{bk} * r) * w^2 * sinwt]^2\right]^{0.5} \tag{2.23}$$

şeklinde elde edilir. Bu ifade krank mili açısına bağlı olarak yataklara etkiyen dinamik kuvvetleri verecektir.

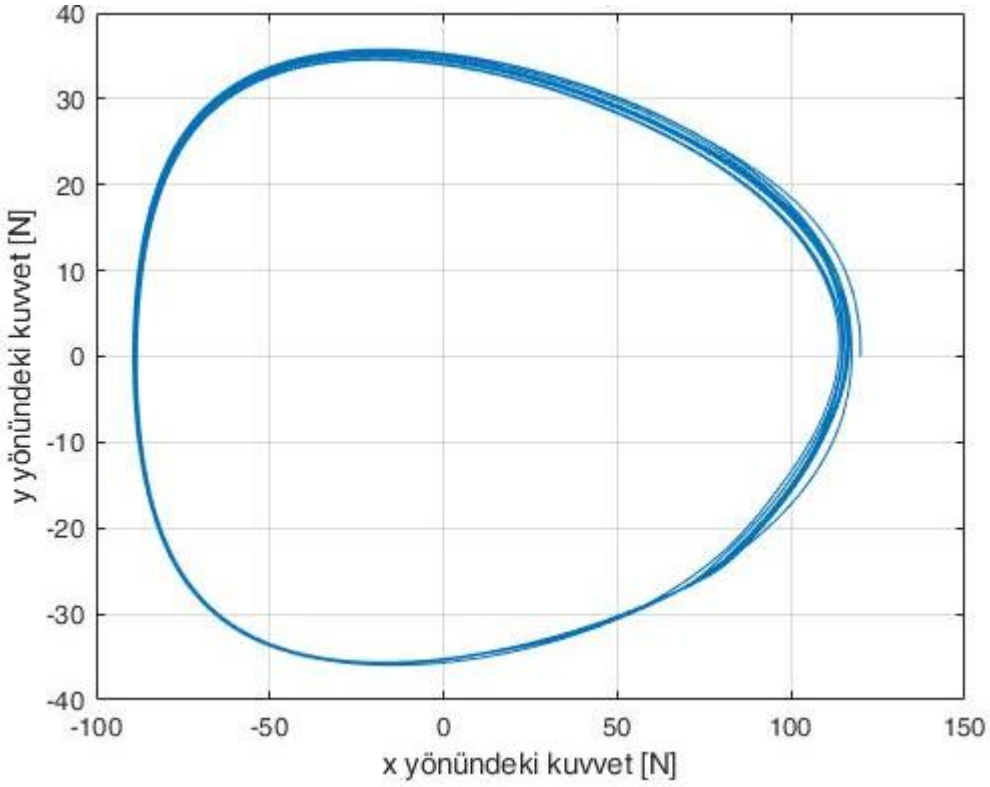
2.3 Optimum Karşı Ağırlık Hesabı

Pistonlu makinelerde titreşim ve gürültü seviyelerinin minimize edilmesi makinenin dinamik kuvvetlerinin minimize edilmesine bağlıdır. Bu kuvvetlerin azaltılmasındaki temel zorluk lineer hareket yapan piston grubunun rotasyonel hareket eden krank mili karşı ağırlığı ile dengelenmek zorunda olmasıdır. Dolayısıyla bu yüklerin tamamen dengelenmesi mümkün değildir. Bu sebeple hesaplamalarda bir optimizasyon söz konusudur.

Optimum karşı ağırlık hesabı yapılırken temel kriter yukarıda hesaplanan dinamik yükleri minimum yapacak tasarımın elde edilmesidir [10]. Yukarıda da ifade edildiği gibi bu dinamik kuvvetler tamamen dengelenemez. Bu sebeple öncelikle dengesizlik kuvvetlerinin oluşumuna sebep olan lineer hareket eden parçaların tasarımının optimizasyonudur [11]. Piston ve pistona bağlı ekipmanlar (pim, rulman, segman vs.) ile biyel kolu ağırlıklarının mümkün olduğunca azaltılması dinamik kuvvetlerin düşürülmesine doğrudan etki edecektir. Bu şekilde yapılacak tasarımdan sonra bu kuvvetlerin dengelenmesi için optimum karşı ağırlık hesabı yapılmalıdır. Dönel hareket

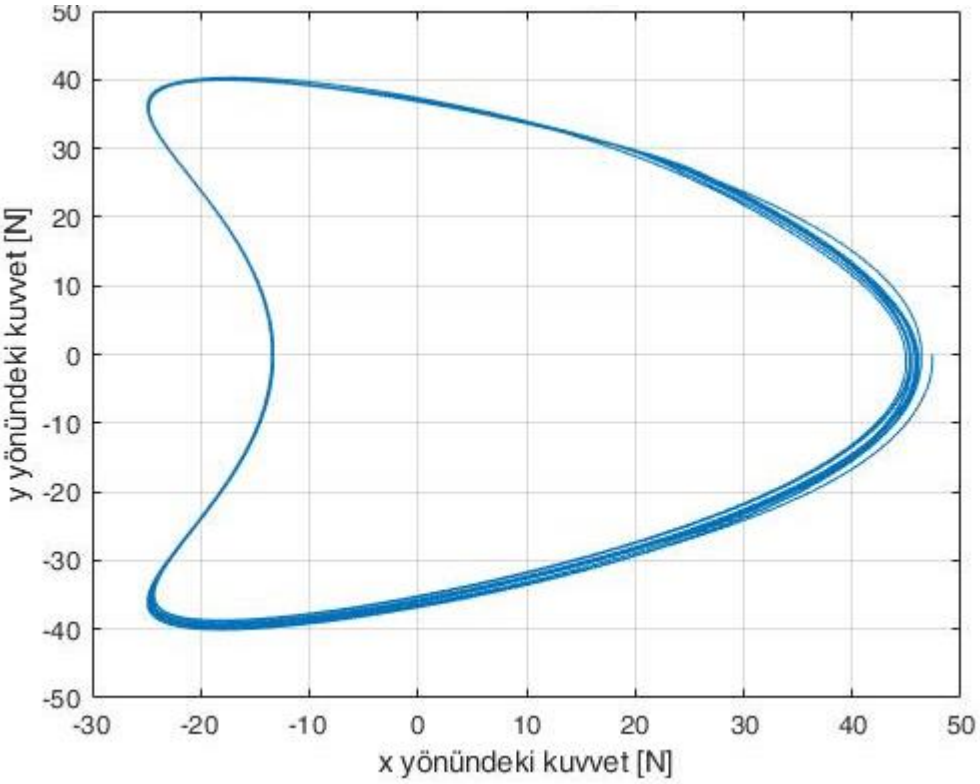
yapan krank mili ve karşı ağırlığın birlikte montajının ağırlığı ile ağırlık merkezi konumunun çarpımlarının minimum dinamik yük denkleminin maksimum değerini minimize etmesi gerekmektedir [12]. Bir başka deyişle yapılacak krank mili ve buna bağlı karşı ağırlık tasarımının dinamik yük denkleminde herhangi bir krank açısında oluşan maksimum değerini en düşük seviyeye çekmesi gerekmektedir.

Dinamik yüklerin bileşkesinin denkleminin dinamik dengelenmesi yapılmamış bir tasarım için krank mili açısına bağlı olarak çizdirilen grafiği aşağıdaki gibidir.



Şekil 2.7 Tek Silindirli Kompresör için Dengelenmemiş Dinamik Yüklerin Değişimi

Burada maksimum bileşke dinamik yük değeri yaklaşık 120 N olarak gözlenmektedir. Dinamik yüklerin maksimum değerini minimum yapacak krank mili ve karşı ağırlık dizaynı ile elde edilen grafik de aşağıdaki gibidir.



Şekil 2.8 Tek Silindirli Kompresörün Dengeleme Sonrası Dinamik Yüklerinin Değişimi

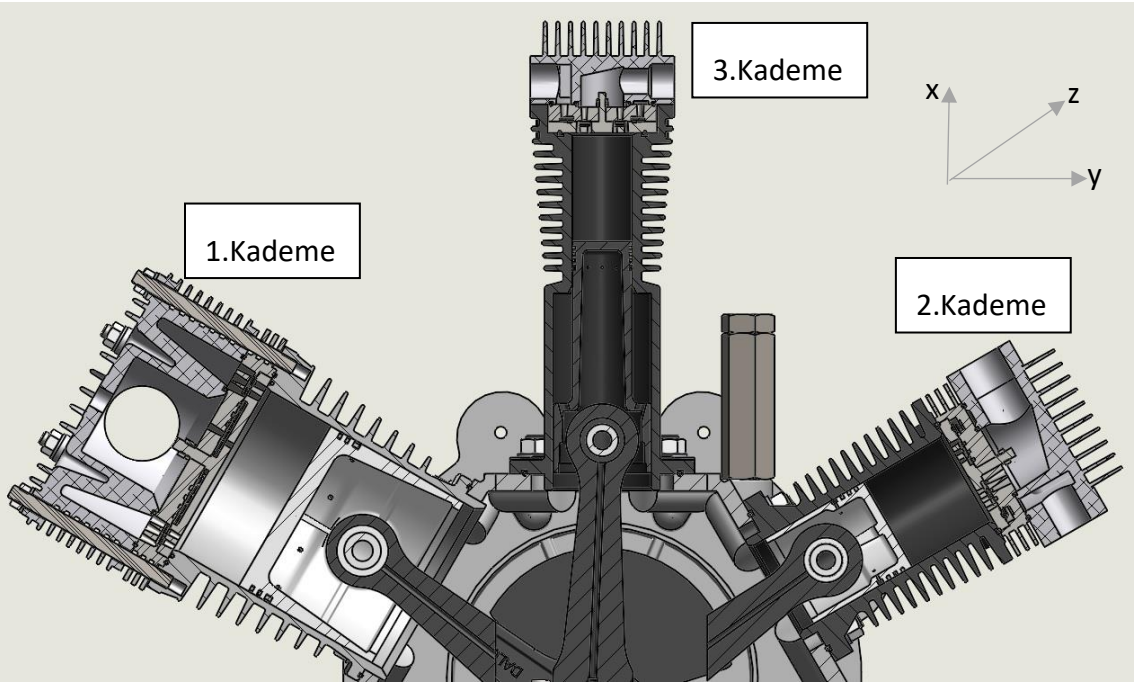
Burada iyi bir krank mili tasarımı ile 120 N olarak gözlenen maksimum dinamik yük değeri 47 N değerine kadar düşürüldüğü gözlenmektedir. Bu değer makinenin titreşim performansını olumlu yönde oldukça etkilemektedir [13]. Tek silindirli pistonlu makinelerde karşı ağırlık dengelemesi bu şekilde yapılmaktadır.

BÖLÜM 3

W FORM ÜÇ SİLİNDİRLİ KRANK-BİYEL MEKANİZMASININ DİNAMİĞİ

Tek silindirli kompresörlerde daha basit olarak gözlenen dinamik yüklerin değişiminin, 3 kademeli, dolayısıyla her kademedeki hareketli ekipmanlarının kütle ve ağırlık merkezi bilgilerinin farklı olduğu bir yapı için hesaplanması gerekmektedir. Bu amaçla tek silindirli kompresörde yapılan işlemlerin her bir kademe için ayrı ayrı hesaplanıp x ve y bileşkelerine göre ayrı ayrı toplanmaları gerekmektedir. Bu hesaplamalar öncelikle her bir pistonun konum, hız ve ivme denklemlerinin elde edilmesiyle başlanır.

3.1 W Tip Üç Pistonlu Krank-Biyel Mekanizmasının Kinematiği



Şekil 3.1 Üç kademeli pistonlu kompresör kesiti

Şekilde görülen üç kademeli pistonlu kompresör kesidi W form bir yapıya sahiptir. Bitel kolları krank miline tek bir eksantrik eksende bağlıdır. Dolayısıyla makinenin dönüş yönüne göre sırasıyla 1.kademe, 3.kademe, 2.kademe şeklinde sıkıştırma işlemi gerçekleşmektedir.

Üç kademeli W tip pistonlu kompresörün kinematik özelliklerinin ortaya konulması için her bir pistonun konum, hız ve ivme denklemleri elde edilecektir. Denklemlerin çıkarılışına başlanmadan önce 3.kademe pistonun üst ölü noktada (ÜÖN) olması durumunda krank mili dönme açısının 0° olduğu kabulü yapılmaktadır. Bu durumda 1.kademe pistonun konumu krank mili açısından silindirler arası açı kadar ileride, 2.kademe pistonun silindirler arası açı kadar geride olduğu görülmektedir. Bu şekilde 1, 2, ve 3.kademe pistonların konumları, φ silindirler arası açı olmak üzere aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$x_{p1} = \left[r + \frac{r^2}{4l_1}\right] - \left[r * cos(wt + \varphi) + \frac{r}{4l_1} * cos2(wt + \varphi)\right] \quad (3.1)$$

$$x_{p2} = \left[r + \frac{r^2}{4l_2}\right] - \left[r * cos(wt - \varphi) + \frac{r}{4l_2} * cos2(wt - \varphi)\right] \quad (3.2)$$

$$x_{p3} = \left[r + \frac{r^2}{4l_3}\right] - \left[r * coswt + \frac{r}{4l_3} * cos2wt\right] \quad (3.3)$$

Konum denklemlerinin zamana göre türevi alınırsa piston hızlarının krank mili açısına göre değişimi aşağıdaki gibi elde edilebilir.

$$\dot{x}_{p1} = -r * w * \left[sin(wt + \varphi) + \frac{r}{2l} * sin2(wt + \varphi)\right] \quad (3.4)$$

$$\dot{x}_{p2} = -r * w * \left[sin(wt - \varphi) + \frac{r}{2l} * sin2(wt - \varphi)\right] \quad (3.5)$$

$$\dot{x}_{p3} = -r * w * \left[sinwt + \frac{r}{2l} * sin2wt\right] \quad (3.6)$$

Elde edilen hız denklemlerinin zamana göre türevi alınırsa piston ivmesinin krank mili açısına göre değişimi sabit açısal hız varsayımı ile aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\ddot{x}_{p1} = -r * w^2 * \left[coswt + \frac{r}{l} * cos2wt\right] \quad (3.7)$$

$$\ddot{x}_{p2} = -r * w^2 * \left[coswt + \frac{r}{l} * cos2wt\right] \quad (3.8)$$

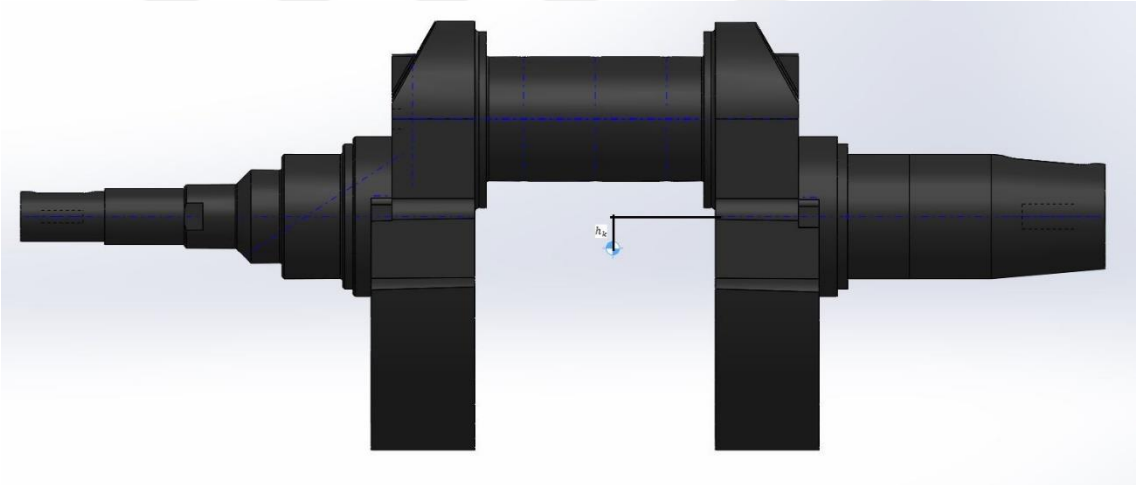
$$\ddot{x}_{p3} = -r * w^2 * \left[coswt + \frac{r}{l} * cos2wt\right] \quad (3.9)$$

Elde edilen bu denklemler ile yataklara gelen dinamik yüklerin tayini yapılabilir.

3.2 Yataklara Gelen Dinamik Yüklerin Tayini

Üç kademeli pistonlu kompresörlerde oluşan dinamik yükler makinenin yatak tasarımları için belirleyici bir parametredir. Ayrıca oluşan bu yüklerin makine titreşim performansına oldukça büyük bir etkisi vardır. Bu sebeple yataklara gelen dinamik yükler hesaplanmalı ve bu yüklerden etkilenecek komponentlerin tasarımında gerekli önlemler alınmalıdır.

Üç kademeli pistonlu kompresörlerde yataklara gelen dinamik yüklerin tayini için, krank mili açısının değişimine bağlı olarak her bir pistonun oluşturduğu atalet kuvvetlerinin x ve y eksenlerindeki bileşkelerinin ayrı ayrı toplanması gerekmektedir. Ayrıca yine tek kademeli pistonlu kompresörde olduğu gibi krank milinin ağırlığı ve ağırlık merkezi bilgisi de dinamik kuvvetlerin hesaplanmasında önemli yer tutmaktadır.



Şekil 3.2 Üç kademeli pistonlu kompresöre ait krank mili ve ağırlık merkezi konumu

Üzerinde çalışma yapılacak üç kademeli pistonlu kompresöre ait krank milinde harici bir karşı ağırlık kullanılmamakta krank mili tek parça olarak imal edilmektedir. Tek kademeli pistonlu kompresörlerde olduğu gibi pistonlardan kaynaklı atalet kuvvetlerinin dengelenmesi krank milinin ağırlık merkezini aşağıya çeken, karşı ağırlık bölgesinin çapının artırılması ile gerçekleştirilir. Piston atalet kuvvetinin dengelenmesi krank

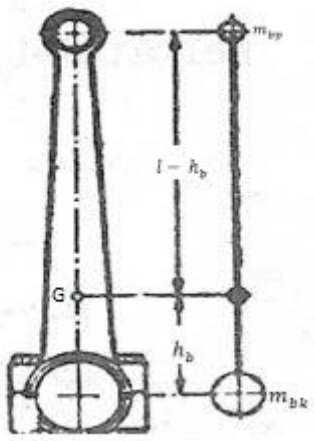
milinden kaynaklı rotasyonal hareketin oluşturduğu merkezkaç kuvveti kullanılır. Bu kuvvetin hesaplanması için gerekli bilgi krank mili atalet kuvvetinin dönme eksenine olan mesafesi h_k ve krank milinin toplam kütlesidir.

Tek kademeli kompresörde olduğu gibi burada da biyel kollarının kütleleri ve kütle merkezinin konumları dinamik kuvvetlerin hesaplanabilmesi için gereklidir.



Şekil 3.3 Üç kademeli pistonlu kompresöre ait biyel kolu ve ağırlık merkezi konumu

Biyel kolunun mekanizma içerisinde hareketinin oluşturduğu dinamik yüklerin modellenmesini basitleştirmek amacıyla biyel kolunun kütlesinin krank mili eksantrik yarıçapı eksenine ve pim eksenine olmak üzere indirgenmesi gerekmektedir.



Şekil 3.4 Biyel kolunun indirgenmiş kütleleri [7]

Kademelerdeki biyel kollarının kütle merkezinin konumuna göre piston pim ekseni ve krank mili eksantrik eksenine düşen kütleleri aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$m_{bp1} = \frac{h_{b1}}{l_1} * m_{b1} \quad (3.10)$$

$$m_{bk1} = m_{b1} - m_{bp1} \quad (3.11)$$

$$m_{bp2} = \frac{h_{b2}}{l_2} * m_{b2} \quad (3.12)$$

$$m_{bk2} = m_{b2} - m_{bp2} \quad (3.13)$$

$$m_{bp3} = \frac{h_{b3}}{l_3} * m_{b3} \quad (3.14)$$

$$m_{bk3} = m_{b3} - m_{bp3} \quad (3.15)$$

Üç biyel kolunun ayrı ayrı piston pim eksenine ve krank mili eksantrik eksenine düşen kütleleri bu şekilde bulunur. Dinamik yükler hesaplanırken biyel kollarının pistona düşen kütleleri kademelerin piston kütlelerine eklenece krank miline düşen kütleleri ise krank milinin eksantrik ekseninde bulunan fazladan bir kütle gibi atalet kuvveti hesaplarında yerini alacaktır.

Yataklara etkiyen dinamik yükler tek silindirli kompresörlerde olduğu gibi, piston ve pistona düşen biyel kolu ağırlığının atalet kuvvetleri ile krank ağırlığı ve krank milinin oluşturduğu atalet kuvvetlerinin bileşkesinden meydana gelmektedir.

Burada piston ve pistona düşen biyel kolunun lineer hareketinden meydana gelen atalet kuvveti tek silindirli kompresörde aşağıdaki gibi olduğu daha önce belirtilmişti.

$$F_p = -(m_{bp} + m_p) * \ddot{x}_p \quad (3.16)$$

Tek silindirli modellerde silindir dikey çalıştığından kuvvet sadece x yönündeydi. Üç kademeli w tip kompresör için 1. ve 2.kademelerin yatay eksene silindir açısına bağlı olarak çapraz çalışması sebebiyle x ve y yönünde kuvvetler oluşmaktadır. Bu kuvvetler aşağıdaki gibi elde edilebilir.

1.kademe pistonun atalet kuvveti;

$$F_{p1} = (m_{bp1} + m_{p1}) * -r * w^2 * \left[cos(wt + \varphi) + \frac{r}{l} * cos2(wt + \varphi)\right] \quad (3.17)$$

Şeklindedir. Bu kuvvet 1.kademe silindirin montajı yönündedir ve x ve y bileşenleri mevcuttur, aşağıdaki gibi elde edilir:

$$F_{p1x} = \left(m_{bp1} + m_{p1}\right) * -r * w^2 * \left[\cos(wt + \varphi) + \frac{r}{l} * cos2(wt + \varphi)\right] * cos\varphi \quad (3.18)$$

$$F_{p1y} = \left(m_{bp1} + m_{p1}\right) * -r * w^2 * \left[\cos(wt + \varphi) + \frac{r}{l} * cos2(wt + \varphi)\right] * sin\varphi \quad (3.19)$$

2.kademe pistonun atalet kuvveti;

$$F_{p2} = (m_{bp2} + m_{p2}) * -r * w^2 * \left[cos(wt - \varphi) + \frac{r}{l} * cos2(wt - \varphi)\right] \quad (3.20)$$

şeklindedir. Bu kuvvetin de x ve y bileşenleri mevcuttur ve aşağıdaki gibi elde edilir.

$$F_{p2x} = \left(m_{bp2} + m_{p2}\right) * -r * w^2 * \left[\cos(wt - \varphi) + \frac{r}{l} * cos2(wt - \varphi)\right] * cos\varphi \quad (3.21)$$

$$F_{p2y} = \left(m_{bp2} + m_{p2}\right) * -r * w^2 * \left[\cos(wt - \varphi) + \frac{r}{l} * cos2(wt - \varphi)\right] * -sin\varphi \quad (3.22)$$

3.kademe pistonun atalet kuvveti;

Piston dikey konumlandırılmış olduğundan sadece x bileşeni mevcuttur ve aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$F_{p3x} = F_{p3}$$

$$= \left(m_{bp2} + m_{p2}\right) * -r * w^2 * \left[cos\, wt + \frac{r}{l} * cos2wt\right] \quad (3.23)$$

$$F_{p3y} = 0 \quad (3.24)$$

şeklindedir.

Bu kuvvetleri dengeleyecek olan krank milinin rotasyonal hareketinin oluşturduğu atalet kuvvetinin yine hem x, hem de y bileşeni mevcuttur. Bu kuvvetler tek silindirli kompresörlerde olduğu gibi krank mili açısına bağlı olarak aşağıdaki gibi elde edilebilir:

$$F_{kx} = (m_k * h_k + m_{bk} * r) * w^2 * coswt \quad (3.25)$$

$$F_{ky} = (m_k * h_k + m_{bk} * r) * w^2 * sinwt \quad (3.26)$$

Ana yataklara gelen dinamik yükler x ve y yönünde olmak üzere ayrı ayrı toplanarak elde edilir.

X yönündeki toplam kuvvet:

$$F_{dx} = F_{p1x} + F_{p2x} + F_{p3x} + F_{kx} \quad (3.27)$$

$$F_{dx} = (m_{bp1} + m_{p1}) * -r * w^2 * \left[\cos(wt + \varphi) + \frac{r}{l} * cos2(wt + \varphi)\right] * cos\varphi + (m_{bp2} + m_{p2}) * -r * w^2 * \left[\cos(wt - \varphi) + \frac{r}{l} * cos2(wt - \varphi)\right] * cos\varphi + (m_{bp2} + m_{p2}) * -r * w^2 * \left[\cos wt + \frac{r}{l} * cos2wt\right] + (m_k * h_k + m_{bk} * r) * w^2 * coswt \quad (3.28)$$

Y yönündeki toplam kuvvet:

$$F_{dy} = F_{p1y} + F_{p2y} + F_{p3y} + F_{ky}$$

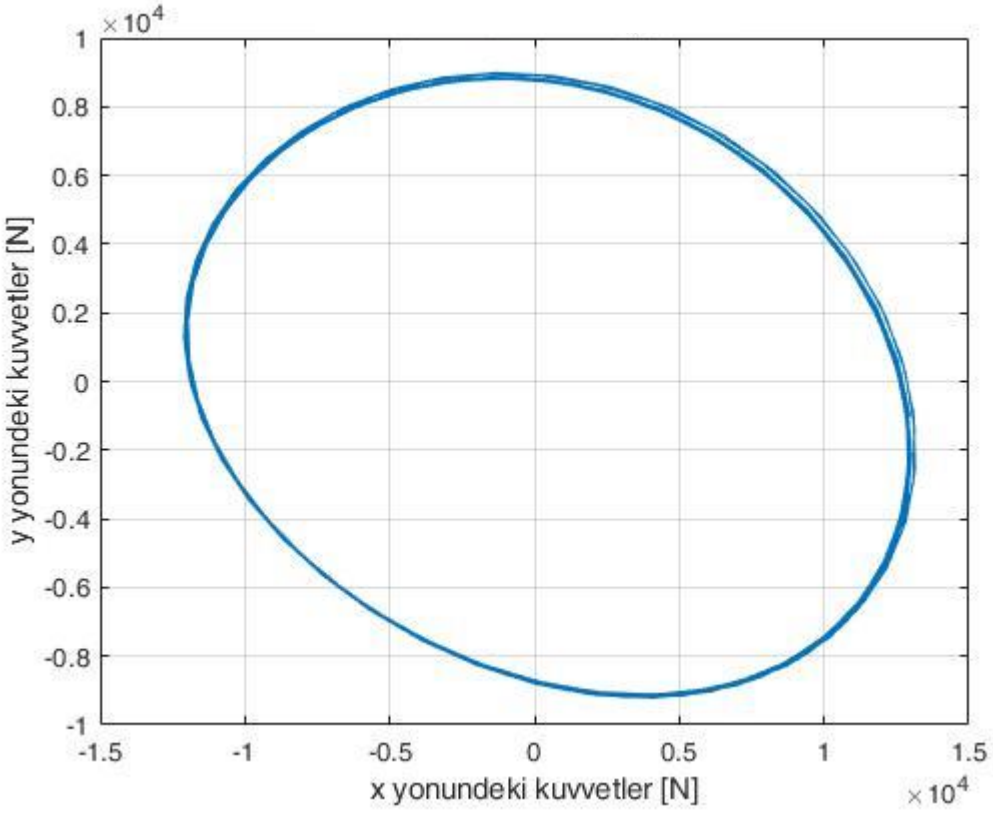
$$F_{dy} = (m_{bp1} + m_{p1}) * -r * w^2 * \left[\cos(wt + \varphi) + \frac{r}{l} * cos2(wt + \varphi)\right] * sin\varphi + (m_{bp2} + m_{p2}) * -r * w^2 * \left[\cos(wt - \varphi) + \frac{r}{l} * cos2(wt - \varphi)\right] * -sin\varphi + 0 + (m_k * h_k + m_{bk} * r) * w^2 * sinwt \quad (3.29)$$

olarak bulunur. Bu kuvvetlerin bileşkesi yataklara gelen dinamik kuvvetleri verecektir.

$$F_{dt} = \sqrt{F_{dx}^2 + F_{dy}^2} \quad (3.30)$$

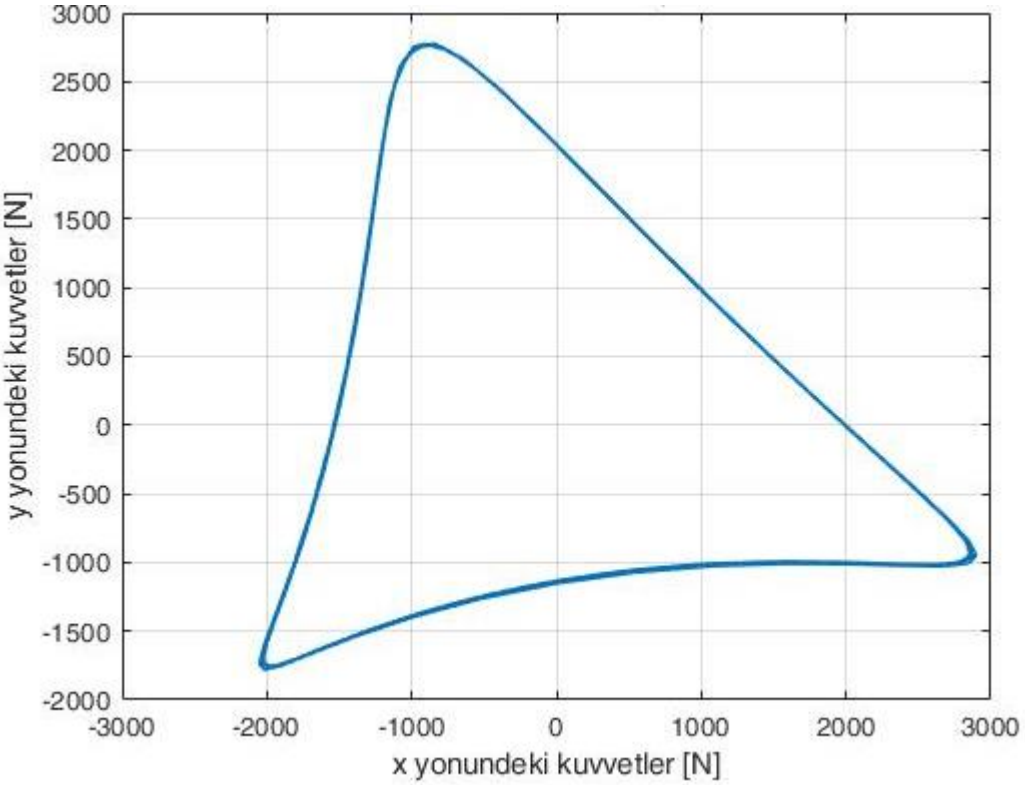
3.3 Optimum Karşı Ağırlık Hesabı

Tek silindirli kompresörlerde olduğu gibi titreşim seviyelerinin minimize edilmesi dinamik yüklerin minimize edilmesi ile mümkündür. Dinamik kuvvetleri minimum yapılabilmesi için öncelikle lineer hareket eden ekipmanlarının kütlelerinin azaltılması gerekmektedir. lineer hareket eden ekipmanların kütlesini ne kadar az olursa dengelenmesi gereken atalet kuvvetleri de o kadar az olacaktır. Sonrasında optimum krank mili dizaynı ile yukarıda elde edilen dinamik yüklerin bir turdaki değerlerinden maksimum değeri en düşük seviyeye çekilmelidir. Aşağıda dinamik dengeleme işlemi yapılmamış, ağırlık merkezi dönme merkezinde bulunan krank mili ile elde edilmiş üç kademeli pistonlu kompresöre dinamik kuvvetler grafiği verilmiştir.



Şekil 3.5 Dengelenmemiş üç kademeli pistonlu kompresöre ait dinamik yükler

Burada maksimum bileşke dinamik yük değeri yaklaşık 13456 N olarak gözlenmektedir. Optimum bir krank mili tasarımı çalışması ile dinamik yüklerin maksimum değerini minimum yapacak krank mili ve karşı ağırlık dizaynı ile elde edilen grafik de aşağıda verilmiştir.



Şekil 3.6 Dengelenmiş üç kademeli pistonlu kompresöre ait dinamik yükler

Burada iyi bir krank mili tasarımı ile 13456 N olarak gözlenen maksimum dinamik yük değeri 3056 N değerine kadar düşürüldüğü gözlenmektedir. Bu değer makinenin titreşim performansını olumlu yönde oldukça etkilemektedir. Üç silindirli pistonlu makinelerde karşı ağırlık dengelemesi bu şekilde yapılmaktadır.

BÖLÜM 4

DİNAMİK MATEMATİK MODELİN OLUŞTURULMASI VE ÇÖZÜMÜ

Makinenin dinamik davranışlarının incelenmesi için makine hareket denkleminin elde edilerek çözülmesi gerekmektedir. Bu sayede makinenin silindir iç basınçları, moment eğrisi, açısal hızındaki değişimleri gibi makinenin performansını etkileyen özelliklerinin belirlenmesi sağlanacaktır.

Makinenin dinamik modellenmesi için makinenin hareket denkleminin elde edilerek çözümü gerekmektedir. Makinenin hareket denklemi genel ifadesi ile şu şekildedir:

$$J_T * \ddot{q} + \frac{1}{2} * \frac{dJ_T}{dq} * \dot{q}^2 = \tau_m - \tau_k \quad (4.1)$$

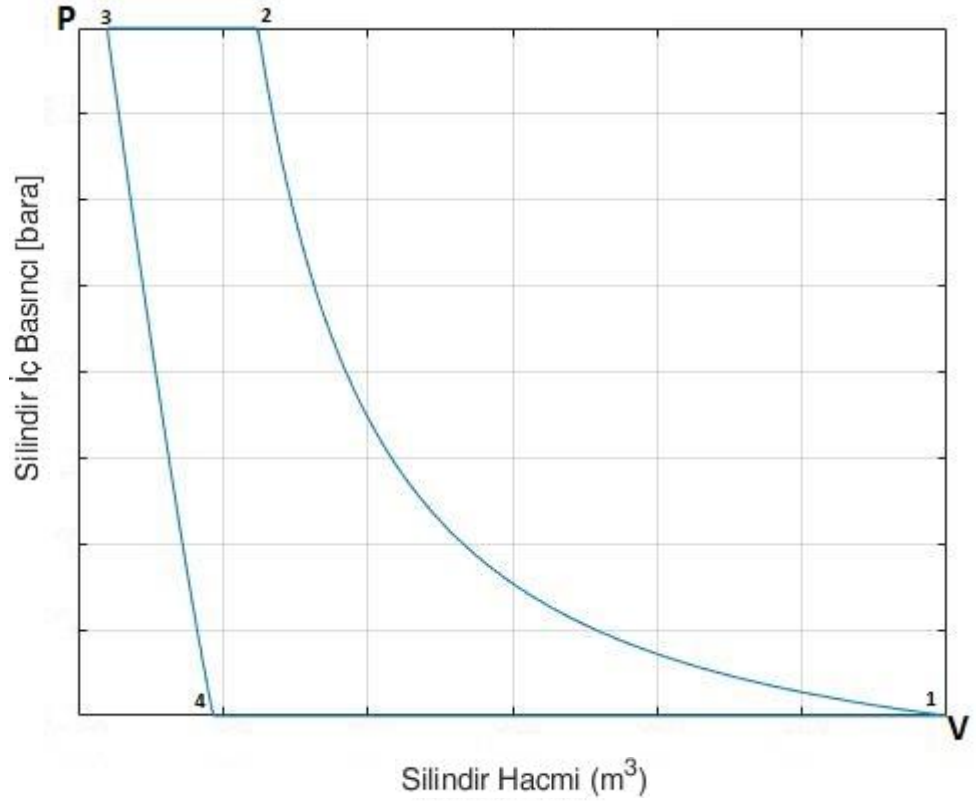
J_T, makinenin toplam atalet momentini ifade etmekte ve krank mili açısına bağlı olarak değişmektedir.

τ_k, makinenin elektrik motorunun açısal hıza bağlı olarak moment değişimini ifade etmektedir. Üretici tarafından sağlanan grafik vasıtasıyla denklem oluşturularak modele gömülecektir.

τ_k, kompresörün moment ihtiyacının krank mili açısına bağlı olarak değişimini ifade etmektedir. Bu ifadenin modellenebilmesi için öncelikle üç kademe silindiri içerisindeki basınç değişiminin krank mili açısına bağlı olarak modellenmesi gerekmektedir.

4.1 P-V Diyagramlarının Matematik Modeli

P-V Diyagramı her kademe silindiri içerisindeki basıncın silindir içi hacmine bağlı olarak bir turdaki çevrimini gösterir. Silindir iç basınçlarının ayrı ayrı modellenmesi hareket denkleminin çözümü için en önemli parametrelerden biridir.



Şekil 4.1 P-V Diyagramı

Yukarıda tek kademeli bir kompresöre ait sıkıştırma işleminin teorik P-V diyagramı görülmektedir. Valf kayıpları ihmal edilerek elde edilen bu grafik krank mili açısına bağlı olan silindir iç basıncına bağlı olarak çizdirilmiştir. 1 noktasından itibaren piston alt ölü noktada (AÖN) iken emiş basıncında olan silindir iç basıncı, pistonun yukarıya doğru hareketiyle silindir içerisindeki hava politropik olarak sıkıştırılmaya başlanır (1-2). Silindir iç basıncı kademe çıkış basıncına ulaştığında basma valfi açılır ve çıkış basıncındaki hava sabit basınçta piston ÜÖN'ya ulaşana kadar silindir dışına süpürülür (2-3). Bu aşamadan sonra piston hareketi aşağıya yönlenmeye başladığı andan itibaren emişe geçilir (3).

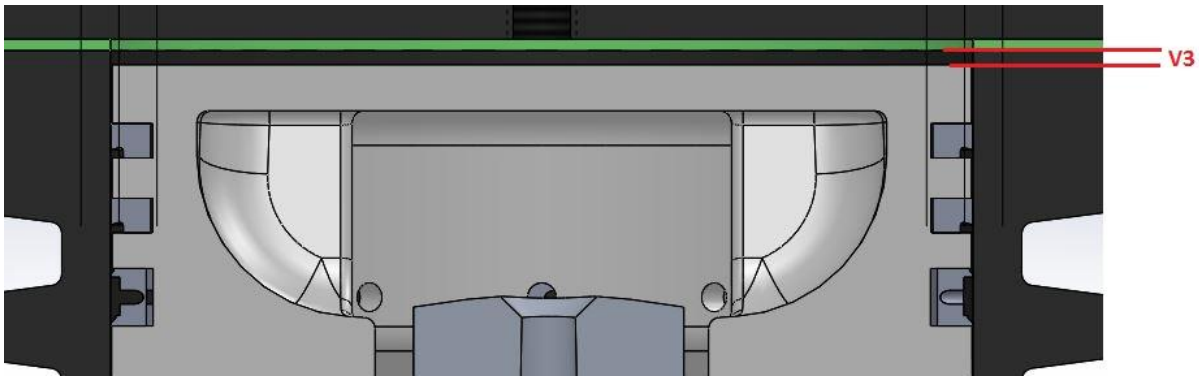
Piston ÜÖN'da iken, piston ile valf arasında ve valf içerisinde kalan hacim, ölü hacim olarak adlandırılır. Ölü hacim bölgesinde dışarı atılamayan kademe basıncında hava

bulunmaktadır. Piston ÜÖN'den AÖN'ye hareketine başladığında emiş valfi henüz açılmamaktadır. Ölü hacim bölgesindeki basınçlı hava emiş kademe emiş basıncına ulaşana kadar emme valfi açılmaz. Buradaki basınçlı hava piston hareketi ile genleşerek emiş basıncına ulaşır (3-4). Bu esnada emiş valfi açılarak (4) piston hareketi ile birlikte sabit basınçta emişe devam eder (4-1) [14].

Üç kademeli w formunda pistonlu kompresörde aynı anda üç farklı çevrim birden gerçekleşmektedir. Kademelerde 1.kademenin ürettiği basınçlı havayı 2.kademe, 2.kademenin ürettiği basınçlı havayı aynı anda 3.kademe emmektedir. Aradaki bağlantı borularından ve ara soğutucudan kaynaklı basınç kayıpları sabit olarak modele eklenmiştir. 1. kademenin çıkış basıncından ara kademedeki basınç kaybı çıkarılıp bu değer 2. kademenin giriş basıncı olarak alınır, 2. kademenin çıkış basıncından ara kademedeki basınç kaybı çıkarılıp bu değer de 3. kademenin giriş basıncı olarak kabul edilmektedir. Ayrıca silindirlerin konumları w şeklinde olduğundan çevrimler arasında belirli bir faz farkı bulunmaktadır. Bu faz farkı silindirler arası açı kadardır [15].

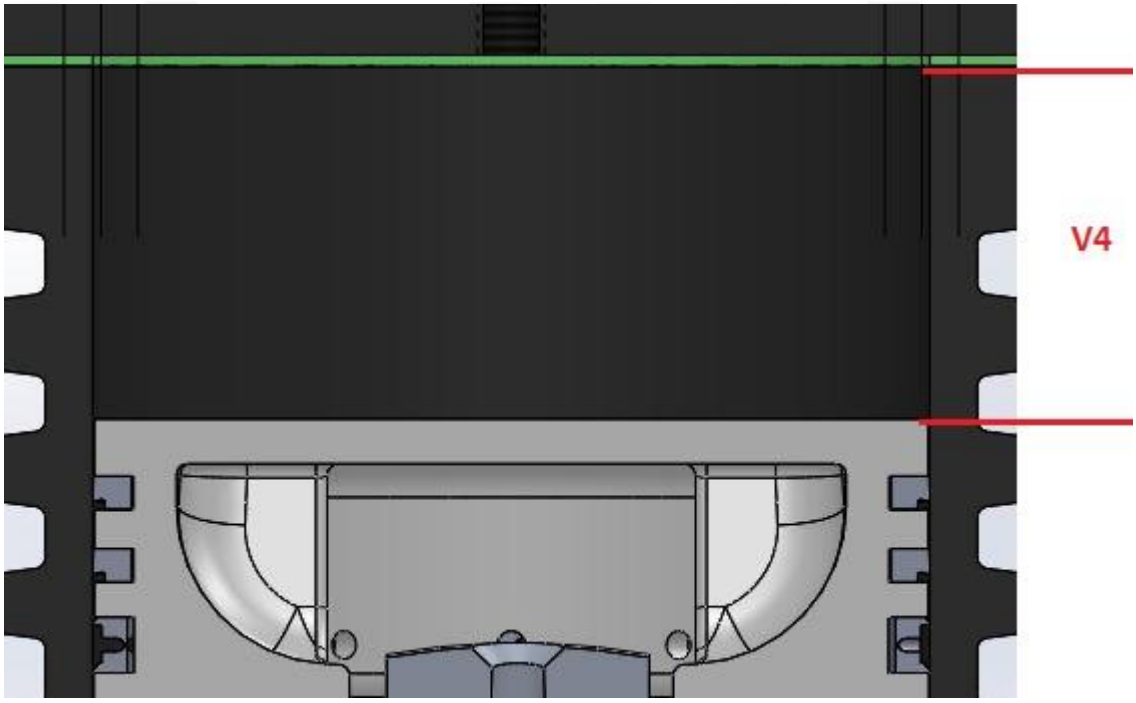
Bu varsayımlar ile kademelerin iç basınç denklemleri her kademe için krank açısına bağlı olarak yazılabilir. Denklemleri her kademe için 4 ayrı parçalı fonksiyon olarak yazılarak MATLAB yazılımında if-else komutları ile modellemesi yapılmıştır. Yukarıda P-V diyagramında belirtildiği gibi her kademe için 1-2, 2-3, 3-4, 4-1 bölgeleri ayrı ayrı denklemlerle ifade edilmiştir.

Sayısal modellemeye başlamadan önce makinenin çalışmaya başladığı konumun belirlenmesi gerekmektedir. Makine çalışmaya başladığında bu konumdan başlayacak, çevrimler krank mili bu konumdayken olduğu değerden itibaren başlayacaktır. 3. kademe piston (dikey piston) ÜÖN'deki konumunda iken krank açısının "0°" olduğu kabulü yapılmıştır. Bu kabul ile çevrim 3.kademenin çevrimin 3 numaralı bölgesinde iken, 3.kademe pistonun emişe geçmeye başladığında başlar. Piston burada ÜÖN'de iken "V_3" ile ifade edilen ölü hacim, kademe çıkış basıncındaki hava ile doludur.



Şekil 4.2 Piston üstündeki ölü hacim bölgesi

Dolayısıyla piston emişe geçtiğinde buradaki hava genleşerek piston hareketi ile emiş basıncına ulaşır.



Şekil 4.3 Silindir içi V_4 Hacmi

Çevrimin (3-4) arası bölgesinin basınç değişiminin denklemi aşağıdaki gibi ifade edilir [14].

$$\frac{P_3}{P_{3-4}} = \left(\frac{V_{3-4}}{V_3}\right)^n \tag{4.2}$$

$$P_3 = P_o \tag{4.3}$$

$$P_{3-4} = P_3 * \left(\frac{V_3}{V_{3-4}}\right)^n \tag{4.4}$$

Bu denklemde bilinmeyen V_{3-4} ifadesinin krank mili açısına göre yazılması gerekmektedir. Aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$A = \frac{\pi * D^2}{4} \tag{4.5}$$

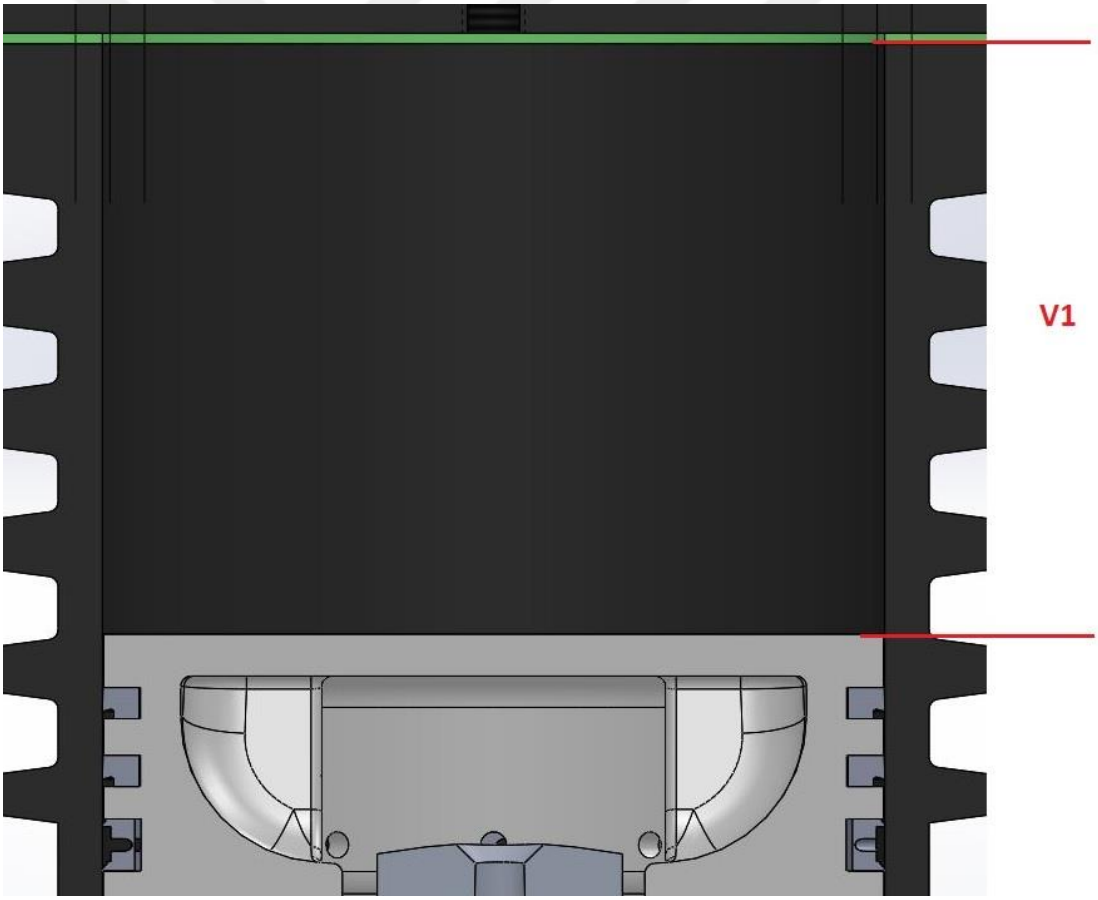
$$V_{3-4} = (2 * r - x_p) * A + V_3 \tag{4.6}$$

Buradan (3-4) arası basınç değişimi krank mili açısına bağlı olarak aşağıdaki gibidir:

$$P_{3-4} = P_o * \left(\frac{V_3}{(2*r-x_p)*A+V_3}\right)^n \tag{4.7}$$

Silindir iç basıncı bu noktadan sonra (4) emiş basıncına ulaşır.

Silindir iç basıncı emiş basıncına ulaştıktan sonra bu basınçla emişe devam eder (4-1). Piston AÖN'ye ulaşır emme valfi kapanır ve pistonun yukarı yönlü hareketi başlar (1).



Şekil 4.4 Silindir içi V_1 Hacmi

Bu bölümde silindir iç basınç değişimi aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\frac{P_1}{P_{1-2}} = \left(\frac{V_{1-2}}{V_1}\right)^n \tag{4.8}$$

$$P_1 : P_i \tag{4.9}$$

$$P_{1-2} = P_1 * \left(\frac{V_1}{V_{1-2}}\right)^n \tag{4.10}$$

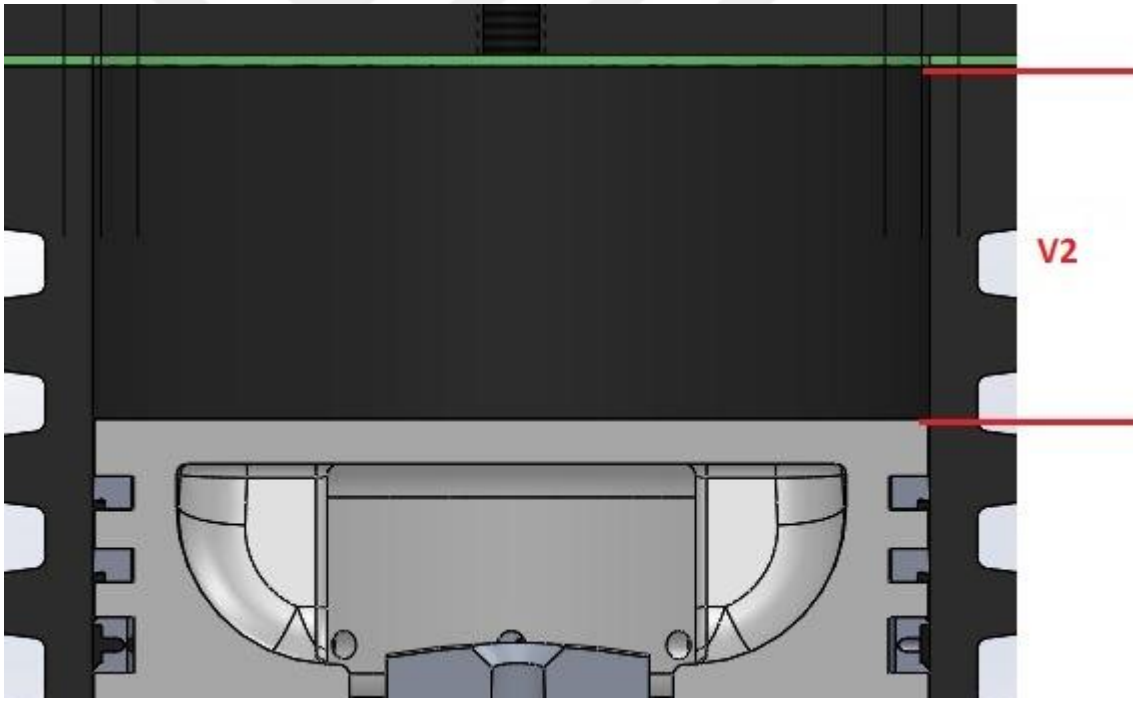
Bu denklemde bilinmeyen V_{1-2}, silindir iç hacminin krank mili açısına bağlı değişimi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$V_{1-2} = (2 * r - x_p) * A + V_3 \tag{4.11}$$

$$P_{1-2} = P_i * \left(\frac{V_1}{(2*r-x_p)*A+V_3}\right)^n \tag{4.12}$$

Silindir iç basıncı kademe çıkış basıncına ulaştıktan sonra (2) basma valfi açılır ve piston ÜÖN'ye gelene kadar silindir iç basıncı sabit kademe çıkış basıncında bulunur.

$$P_{2-3} = P_o \tag{4.13}$$



Şekil 4.5 Silindir içi V_2 Hacmi

Silindir iç basıncının krank mili açısı ve valflerin durumuna göre değişen 4 farklı durum için 4 farklı denklem elde edilmiştir (P_{3-4}, P_{4-1}, P_{1-2}, P_{2-3}). Bu denklemler bir çevrimi tamamlayacak şekilde parçalı fonksiyon olarak ifade edilir.

Çevrimin 3-4 ve 4-1 arası bölgesi emme bölgesi, 1-2 ve 2-3 bölgeleri basma bölgeleridir. Krank açısının mod2π'ye göre değerinin π'den küçük olduğu durumlarda 3-4 ve 4-1 denklemleri geçerlidir. Burada silindir iç basıncının emiş basıncına ulaşana kadar olan kısmı 3-4 bölgesini, emiş basıncına ulaştıktan sonraki kısmı ise 4-1 bölgesini ifade etmektedir.

Bununla beraber 1-2 ve 2-3 bölgelerinin de krank açısının mod2π'ye göre π ile 2π arasında olduğu durumlarda geçerli olduğu görülmektedir. Burada da silindir iç basıncının çıkış basıncına ulaşana kadar olan kısmı 1-2 bölgesini, çıkış basıncına ulaştıktan sonraki kısmı ise 2-3 bölgesini ifade etmektedir.

Denklemler şu şekilde ifade edilebilir.

P_c: Silindir iç basıncı

$$P_c = \begin{cases} P_{3-4}, & (wt)_{mod2\pi} < \pi; & P_{3-4} > P_i \\ P_{4-1}, & (wt)_{mod2\pi} < \pi; & P_{3-4} \leq P_i \\ P_{1-2}, & \pi < (wt)_{mod2\pi} < 2\pi; & P_{1-2} < P_o \\ P_{2-3}, & \pi < (wt)_{mod2\pi} < 2\pi; & P_{1-2} \geq P_o \end{cases}$$

Silindir iç basıncı bu şekliyle MATLAB yazılımında if-else komutlarıyla ifade edilerek modele eklenmiştir. Yapılan silindir iç basınç modeli her bir kademeye ayrı ayrı uygulanmalıdır.

4.1.1 1. Kademe Silindir İç Basınç Modeli

Silindir iç basıncı 1.kademe için modellenirken referans alınan krank mili açısından silindirler arası açı kadar geride olduğu hesaba katılmalıdır. 1.kademenin silindir iç basınç modeli aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$P_{c1} = \begin{cases} P_{(3-4)1}, & (wt-\varphi)_{mod2\pi} < \pi; & P_{(3-4)1} > P_{i1} \\ P_{(4-1)1}, & (wt-\varphi)_{mod2\pi} < \pi; & P_{(3-4)1} \leq P_{i1} \\ P_{(1-2)1}, & \pi < (wt-\varphi)_{mod2\pi} < 2\pi; & P_{(1-2)1} < P_{o1} \\ P_{(2-3)1}, & \pi < (wt-\varphi)_{mod2\pi} < 2\pi; & P_{(1-2)1} \geq P_{o1} \end{cases} \quad (4.14)$$

Burada;

$$A_1 = \frac{\pi * {D_1}^2}{4} \quad (4.15)$$

Ve daha önceden elde edildiği gibi;

$$P_{(3-4)1} = P_{o1} * \left(\frac{V_{3(1)}}{(2*r-x_{p1})*A_1+V_{3(1)}}\right)^{n_1} \quad (4.16)$$

$$P_{(4-1)1} = P_{i1} \quad (4.17)$$

$$P_{(1-2)1} = P_{i1} * \left(\frac{V_{1(1)}}{(2*r-x_{p1})*A_1+V_{3(1)}}\right)^{n_1} \quad (4.18)$$

$$P_{(2-3)1} = P_{o1} \quad (4.19)$$

olarak yazılır.

4.1.2 2. Kademe Silindir İç Basınç Modeli

Silindir iç basıncı 2.kademe için modellenirken referans alınan krank mili açısından silindirler arası açı kadar ileride olduğu hesaba katılmalıdır. 2.kademenin silindir iç basınç modeli aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$P_{c2} = \begin{cases} P_{(3-4)2}, & (wt+\varphi)_{mod2\pi} < \pi; & P_{(3-4)2} > P_{i2} \\ P_{(4-1)2}, & (wt+\varphi)_{mod2\pi} < \pi; & P_{(3-4)2} \leq P_{i2} \\ P_{(1-2)2}, & \pi < (wt+\varphi)_{mod2\pi} < 2\pi; & P_{(1-2)2} < P_{o2} \\ P_{(2-3)2}, & \pi < (wt+\varphi)_{mod2\pi} < 2\pi; & P_{(1-2)2} \geq P_{o2} \end{cases} \quad (4.20)$$

Burada;

$$A_2 = \frac{\pi*{D_2}^2}{4} \quad (4.21)$$

$$P_{(3-4)2} = P_{o2} * \left(\frac{V_{3(2)}}{(2*r-x_{p2})*A_2+V_{3(2)}}\right)^{n_2} \quad (4.22)$$

$$P_{(4-1)2} = P_{i2} \quad (4.23)$$

$$P_{(1-2)2} = P_{i2} * \left(\frac{V_{2(2)}}{(2*r-x_{p2})*A_2+V_{3(2)}}\right)^{n_2} \quad (4.24)$$

$$P_{(2-3)2} = P_{o2} \quad (4.25)$$

olarak ifade edilebilir.

4.1.3 3. Kademe Silindir İç Basınç Modeli

Silindir iç basıncı 3.kademe için modellenirken referans alınan krank mili açısıyla aynı olduğu hesaba katılmalıdır. 3.kademenin silindir iç basınç modeli aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$P_{c3} = \begin{cases} P_{(3-4)3}, & (wt)_{mod2\pi} < \pi; \quad P_{(3-4)3} > P_{i3} \\ P_{(4-1)3}, & (wt)_{mod2\pi} < \pi; \quad P_{(3-4)3} \leq P_{i3} \\ P_{(1-2)3}, & \pi < (wt)_{mod2\pi} < 2\pi; \quad P_{(1-2)3} < P_{o3} \\ P_{(2-3)3}, & \pi < (wt)_{mod2\pi} < 2\pi; \quad P_{(1-2)3} \geq P_{o3} \end{cases} \tag{4.26}$$

Burada;

$$A_3 = \frac{\pi * {D_3}^2}{4} \tag{4.27}$$

$$P_{(3-4)3} = P_{o3} * \left(\frac{V_{3(3)}}{(2*r-x_{p3})*A_3+V_{3(3)}} \right)^{n_3} \tag{4.28}$$

$$P_{(4-1)3} = P_{i3} \tag{4.29}$$

$$P_{(1-2)3} = P_{i3} * \left(\frac{V_{3(3)}}{(2*r-x_{p3})*A_3+V_{3(3)}} \right)^{n_3} \tag{4.30}$$

$$P_{(2-3)3} = P_{o3} \tag{4.31}$$

olarak ifade edilebilir.

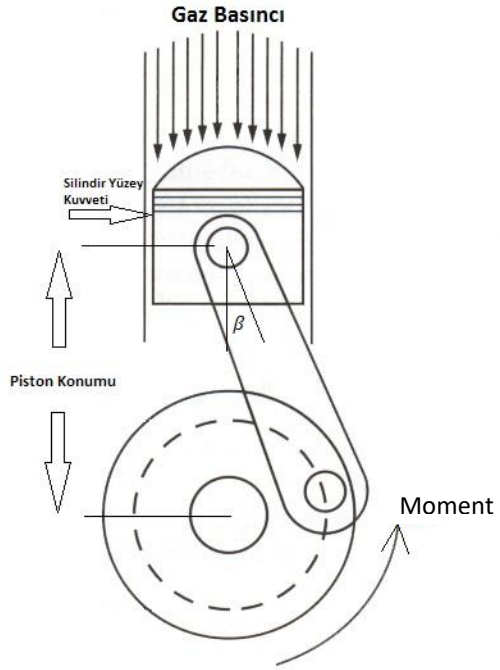
P_{c1}, P_{c2} ve P_{c3} silindir iç basınçların krank mili açısına bağlı olarak bu şekilde modellenmiş olur.

4.2 Kompresör Moment İhtiyacının Matematik Modeli

Kademelerdeki silindir iç basınçlarının krank mili açısına göre modeli oluşturulduktan sonra bu basınç değerlerinin kompresörün moment ihtiyacını modellemede nasıl kullanılacağı incelenmiştir [17].

Denklemdeki τ_k terimi kompresörün nominal basınçta çalışması esnasında ihtiyaç duyduğu moment değerinin krank mili açısına bağlı olarak değişimini ifade etmektedir.

Gaz basınç kuvveti dönme eksenine dikey bulunduğundan herhangi bir moment etkisi oluşturmaz. Moment etkisini oluşturan gaz basınç kuvvetinin yanal bileşeni silindir yüzey kuvvetidir. Silindir yüzey kuvveti piston konumundan etki etmektedir.



Şekil 4.6 Silindir Yüzey Kuvveti ve Moment

Kademeler için moment etkisinin hesaplanabilmesi için piston yüzeyindeki basınç kuvvetleri hesaplanmalıdır. Kademelerdeki basınç kuvvetleri:

$$F_{b1} = -(P_{c1} - 1) * A_1 \tag{4.32}$$

$$F_{b2} = -(P_{c2} - 2) * A_2 \tag{4.33}$$

$$F_{b3} = -(P_{c3} - 3) * A_3 \tag{4.34}$$

olarak ifade edilir.

Buradan silindir yüzey kuvvetinin elde edilebilmesi için biyel kolunun dikey eksenle yaptığı açının değişiminin krank mili açısına bağlı olarak yazılması gerekmektedir. Üç kademede bulunan biyel kollarının dikey eksenle yaptığı β açısı aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{r}{l_1} * \sin(wt + \varphi)\right) \tag{4.35}$$

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{r}{l_2} * \sin(wt - \varphi)\right) \tag{4.36}$$

$$\beta_3 = \arcsin\left(\frac{r}{l_3} * \sin(wt)\right) \tag{4.37}$$

Gaz basınç kuvvetinin iki tepki bileşeni vardır. Birisi biyel koluna gelen kuvvet, diğeri ise silindir yüzey kuvvetidir. Buradan kademelerin silindir yüzey kuvvetleri biyel kolu açılarına bağlı olarak aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$F_{s1} = F_{b1} * tan\beta_1 \tag{4.38}$$

$$F_{s2} = F_{b2} * tan\beta_2 \tag{4.39}$$

$$F_{s3} = F_{b3} * tan\beta_3 \tag{4.40}$$

Silindir yüzey kuvvetlerinin etki ettiği nokta pistonun pim eksenindedir. Bu kuvvet bu noktadan krank yatağına olan mesafe ile çarpıldığında her bir kademe için moment ihtiyacı krank mili açısına bağlı olarak elde edilir.

$$\tau_{k1} = F_{s1} * (x_{p1} + l_1 - r) \tag{4.41}$$

$$\tau_{k2} = F_{s2} * (x_{p2} + l_2 - r) \tag{4.42}$$

$$\tau_{k3} = F_{s3} * (x_{p3} + l_3 - r) \tag{4.43}$$

Makinenin toplam moment ihtiyacı üç kademeden ayrı ayrı gelen moment değerlerinin toplamına eşittir.

$$\tau_k = \tau_{k1} + \tau_{k2} + \tau_{k3} \tag{4.44}$$

Bu şekilde makine moment ihtiyacı krank mili açısına ve kademe basınçlarına bağlı olarak elde edilmiştir.

4.3 Elektrik Motorunun Matematik Modeli

Makine hareket denkleminin çözümü için elektrik motorunun açısal hız değişimine göre moment eğrisine ihtiyaç duyulmaktadır. Denklemdeki τ_m terimi motorun açısal hızdaki değişimlerine göre moment çıkış değişimini ifade etmektedir. Bu veri motor üreticisinin moment-açısal hız eğrisinden elde edilir. Aşağıda makinede kullanılmakta olan 30kW WEG marka motora ait moment teknik detaylar gösterilmektedir.

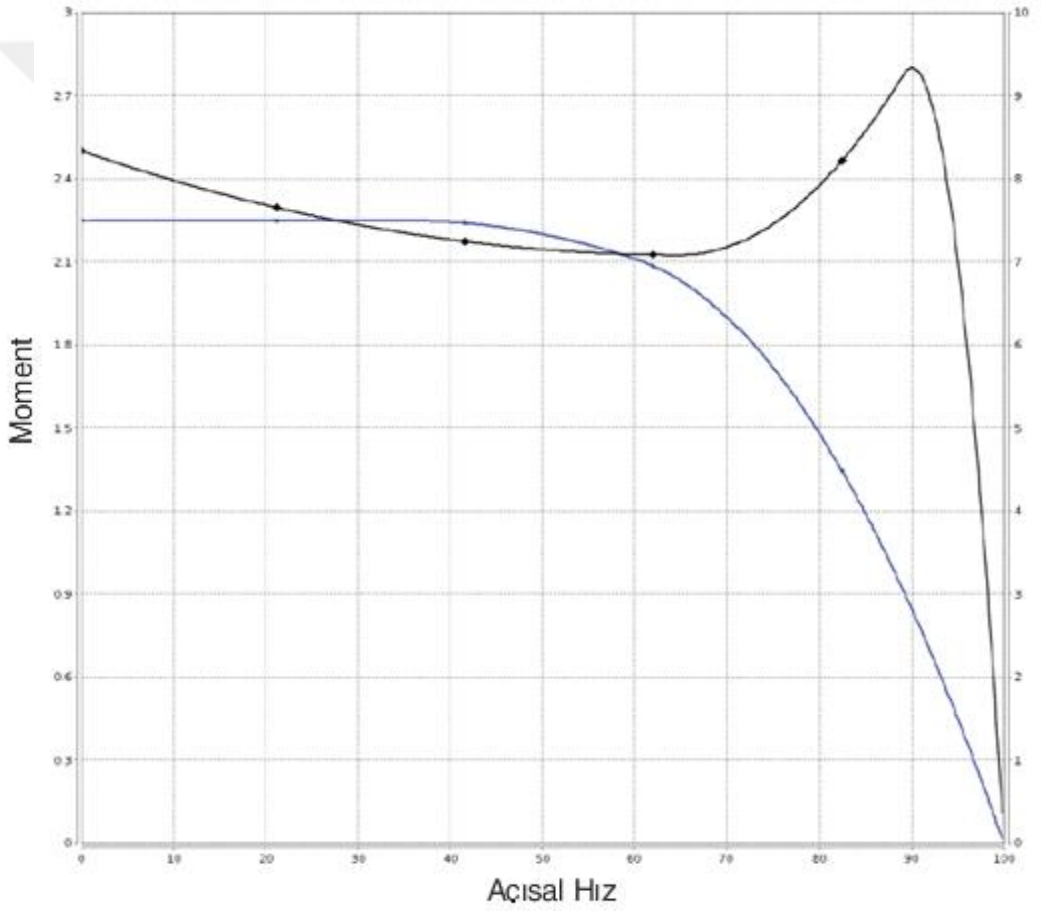
Çizelge 4.1 Elektrik Motoru Özellikleri

Gövde	200L	Yüksüz Akım	27.0/15.7 A
Çıkış gücü	30 kW	Tork	19.7 kgfm

Çizelge 4.1 Elektrik Motoru Özellikleri (devamı)

Pol sayısı	4	Atalet Momenti (J)	0.3202 kgm²
Frekans	50 Hz	Bağlantı	B35T
Hız	1480 rpm	Ses seviyesi	63.0 dB(A)
Voltaj	400/690 V	Yaklaşık ağırlık	256 kg
Akım	57.1/33.1 A	Emniyet katsayısı	1.15

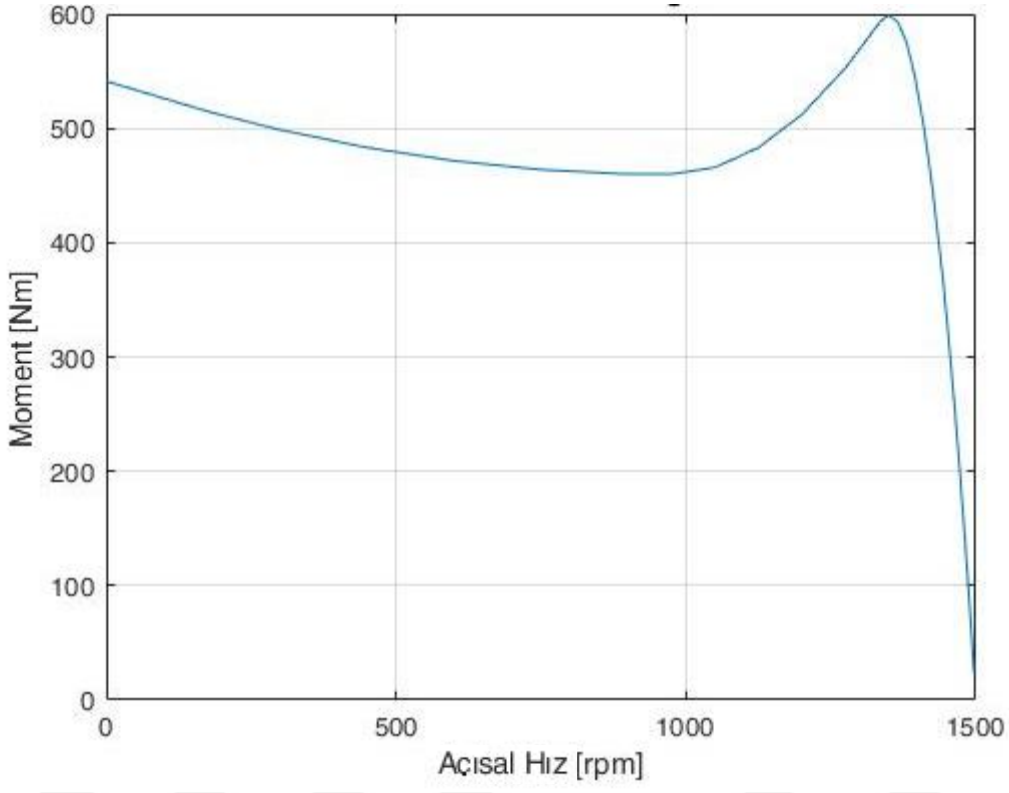
Motorun açısal hız değişimlerine göre moment eğrisi motor üreticisinin datalarından elde edilir.



Şekil 4.7 Elektrik Motoru Moment Eğrisi

Elektrik motoru üreticisinden alınan bu değerlerin matematiksel olarak modellenerek hareket denklemine yazılabilmesi sayısal bir denklem formuna getirilmesi gerekmektedir. Bu amaçla grafikten okunan değerler MATLAB yazılımında çizdirilerek

“curve fitting” metodu ile açısal hıza bağlı bir polinom olarak ifade edilmiştir. Aşağıda MATLAB yazılımında çizdirilen elektrik motorunun açısal hıza bağlı değişiminin grafiği görülmektedir.



Şekil 4.8 Matlab’de çizdirilen moment eğrisi

"$\dot{q}$" açısal hızına bağlı τ_m denklemi elde edilerek hareket denklemine aynen yazılır.

4.4 Makine Hareket Denkleminin Elde Edilmesi

Makine hareket denkleminin aşağıdaki gibi olduğu daha önce ifade edilmişti.

$$J_T * \ddot{q} + \frac{1}{2} * \frac{dJ_T}{dq} * \dot{q}^2 = \tau_m - \tau_k \tag{4.45}$$

Burada sistemin toplam atalet momenti J_T kademelerin indirgenmiş atalet momentleri ile elektrik motoru, volan ve krank milinin atalet momentlerinin toplamına eşittir ve aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$J_T = J_1 + J_2 + J_3 + J_m + J_v + J_k \tag{4.46}$$

Kademelerin mile indirgenmiş atalet momentleri aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$J_1 = \left(m_{bp1} + m_{p1}\right) * {K_{p1}}^2 \tag{4.47}$$

$$J_2 = \left(m_{bp2} + m_{p2}\right) * {K_{p2}}^2 \quad (4.48)$$

$$J_3 = \left(m_{bp3} + m_{p3}\right) * {K_{p3}}^2 \quad (4.49)$$

Burada K_p piston hızının krank mili açısal hızına oranını ifade etmektedir.

$$K_{p1} = \frac{\dot{x}_{p1}}{\dot{q}}$$

$$= \frac{-r*\dot{q}*\left[sin(q+\varphi)+\frac{r}{2l}*sin2(q+\varphi)\right]}{\dot{q}} = -r*\left[sin(q+\varphi)+\frac{r}{2l_1}*sin2(q+\varphi)\right] \quad (4.50)$$

$$K_{p2} = \frac{\dot{x}_{p2}}{\dot{q}}$$

$$= \frac{-r*\dot{q}*\left[sin(q-\varphi)+\frac{r}{2l}*sin2(q-\varphi)\right]}{\dot{q}} = -r*\left[sin(q-\varphi)+\frac{r}{2l_2}*sin2(q-\varphi)\right] \quad (4.51)$$

$$K_{p3} = \frac{\dot{x}_{p3}}{\dot{q}}$$

$$K_{p3} = \frac{-r*\dot{q}*\left[sinq+\frac{r}{2l}*sin2q\right]}{\dot{q}} = -r*\left[sinq+\frac{r}{2l_3}*sin2q\right] \quad (4.52)$$

olarak yazılabilir.

Sistemin toplam atalet momentleri elde edildikten sonra hareket denklemi ifadesindeki $\frac{dJ_T}{dq}$ ifadesi aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\frac{dJ_T}{dq} = 2*\left[K_{p1}*\left(m_{bp1}+m_{p1}\right)*\frac{dK_{p1}}{dq} + K_{p2}*\left(m_{bp2}+m_{p2}\right)*\frac{dK_{p2}}{dq} + K_{p3}*\left(m_{bp3}+m_{p3}\right)*\frac{dK_{p3}}{dq}\right] \quad (4.53)$$

Burada K_p ifadelerinin q terimine göre türevleri aşağıdaki gibi yazılır.

$$\frac{dK_{p1}}{dq} = -r*\left[cos(q+\varphi)+\frac{r}{l_1}*sin2(q+\varphi)\right] \quad (4.54)$$

$$\frac{dK_{p2}}{dq} = -r*\left[cos(q-\varphi)+\frac{r}{l_2}*sin2(q-\varphi)\right] \quad (4.55)$$

$$\frac{dK_{p3}}{dq} = -r*\left[\cos q+\frac{r}{l_3}*\sin 2q\right] \quad (4.56)$$

Son olarak hareket denklemi tüm bu ifadeler yerlerine yazılarak elde edilir.

$$J_T(q)*\ddot{q}+\frac{1}{2}*\frac{dJ_T}{dq}(q)*\dot{q}^2 = \tau_m(\dot{q}) - \tau_k(q) \quad (4.57)$$

4.5 Hareket Denkleminin Zamana Bağlı Çözümü

Oluşturulan hareket denkleminin çözümü için Dalgakıran marka Wave serisinin W166 tip kompresörün fiziksel parametreleri kullanılmıştır. Wave serisi kompresörler gemilerde marş motorunun yerine ana motora ilk hareketi sağlamak için ihtiyaç duyulan basınçlı havanın üretilmesinde kullanılmaktadırlar. Atmosferik havadan emiş yaparak üç kademe ile 40 basınca ulaşırlar.

Kompresöre ait teknik ve fiziksel özellikler aşağıdaki gibidir.

Çizelge 4.2 W 166 tip kompresöre ait teknik özellikler

Frekans ve Voltaj Değerleri	Hz	50
	V	400
Nominal Çalışma Basıncında Giriş Debisi (Deplasman)	l/min	2767
Maksimum Çalışma Basıncı	bar	40
Silindir Sayısı	#	3
Silindir Çapı (Kademe-1)	mm	160
Silindir Çapı (Kademe-2)	mm	85
Silindir Çapı (Kademe-3)	mm	52
Strok	mm	94
Ortalama Piston Hızı	m/s	4.6
Şaft Gücü	kW	27.4
Minimum Çalışma Basıncı	bar	12
Nominal Çalışma Basıncında Kompresör Devri	rpm	1465
Nominal Çalışma Basıncındaki Maksimum Güç	kW	29.7
Minimum Ortam Sıcaklığı	°C	0
Maksimum Ortam Sıcaklığı	°C	+ 55
Emiş Sıcaklığına Bağlı Hava Çıkış Sıcaklık Artışı	°C	≤ 15
Yağ Miktarı	l	15
Basınçlı Hava Çıkışı	G	1"
Ses Seviyesi (ISO 2151, ± 3dB (A))	dB (A)	83
Kompresör Ağırlığı (yaklaşık)	kg	630
Kompresör Boyutları (B x E x Y)	mm	1580x1175x1100

Çizelge 4.3 W 166 tip kompresörün kademelerinin fiziksel özellikleri

	1. kademe	2.kademe	3.kademe
Kademe Giriş Basıncı [bar]	1	3.45	11.9
Kademe Çıkış Basıncı [bar]	3.45	11.9	41
Piston Çapı [mm]	160	85	52
Piston Ağırlığı [kg]	1.86	0.51	1.92
Piston, Pim, Rulman ve Segmanların Toplam Ağırlığı [kg]	2.725	0.918	2.288
Biyel Kolu Ağırlığı [kg]	2.48	2.48	2.48
Biyel Kolu Krank mili Bağlantısı Kep Ağırlığı(biyel-krank)[kg]	0.08	0.08	0.08
Biyel Kolu Ağırlık Merkezi Yüksekliği [mm]	91.6	91.6	91.6
Ölü Hacmin Silindir Hacmine Oranı	0.025	0.025	0.025
Politropik Üs	1.28	1.28	1.28

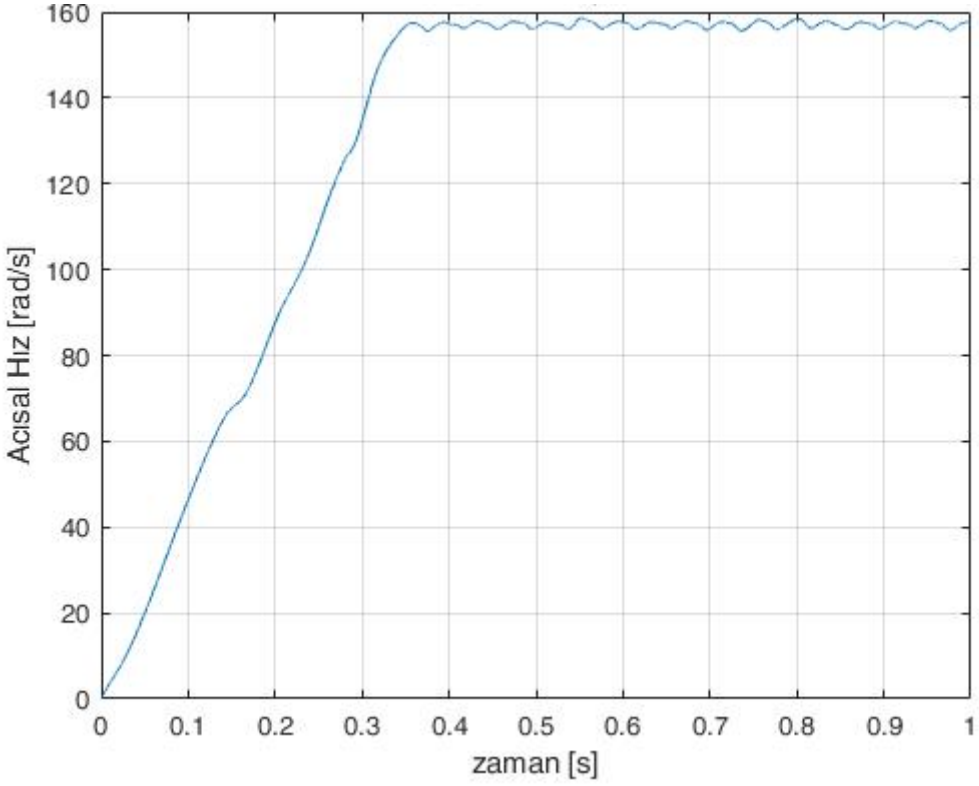
Çizelge 4.4 W 166 tip kompresörün genel fiziksel özellikleri

Strok Mesafesi [mm]	94
Biyel Uzunluğu [mm]	252
Silindirler Arası Açı[deg]	60
Krank Ağırlığı [kg]	28.42
Krank Ağırlık Merkezi Yüksekliği [mm]	-15.38
Krank Atalet Momenti [kg*m^2]	0.095
Motor Atalet Momenti [kg*m^2]	0.3034
Volan Atalet Momenti [kg*m^2]	0.6
Aktarma Oranı	1
Nominal Motor Devri [rpm]	1500

Yukarıda verilen giriş parametreleri ile W 166 tip pistonlu kompresörün hareket denkleminin MATLAB programında çözümü yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar şu şekildedir.

4.5.1 Makine Açısal Hızının Zamana Bağlı Değişimi ve Düzgünsüzlük Katsayısı

Makine açısal hızının zamana bağlı değişim grafiği makine hareket denklemi 0-2sn arasında çözdürülerek aşağıdaki gibi elde edilmiştir.



Şekil 4.9 Makine kalkışı açısal hız değişimi

Makine 0. sn'de 3.kademe piston ÜÖN'de iken çalışmaya başlamakta, yaklaşık 0,35sn sonra nominal çalışma hızına ulaşmaktadır. Bu süre makinenin toplam kütlesel atalet momentinin artmasına bağlı olarak artmakta, azaldıkça azalmaktadır. Makine sürekli rejime ulaştığı andan itibaren açısal hızı makine basınç yükünün durumuna göre değişmektedir. Bu açısal hız değişimi volan ataleti ile ters orantılıdır. Volan atalet momenti büyütüldüğünde bu değişim düşmektedir. Açısal hız değişiminin maksimum ve minimum arasındaki farkının nominal açısal hıza oranı düzgünsüzlük katsayısı olarak ifade edilir [16]. Makine üzerindeki 0,6 kg*m^2 atalete sahip volan ile elde edilen değerlere göre makinenin düzgünsüzlük katsayısı aşağıdaki gibi ifade edilir.

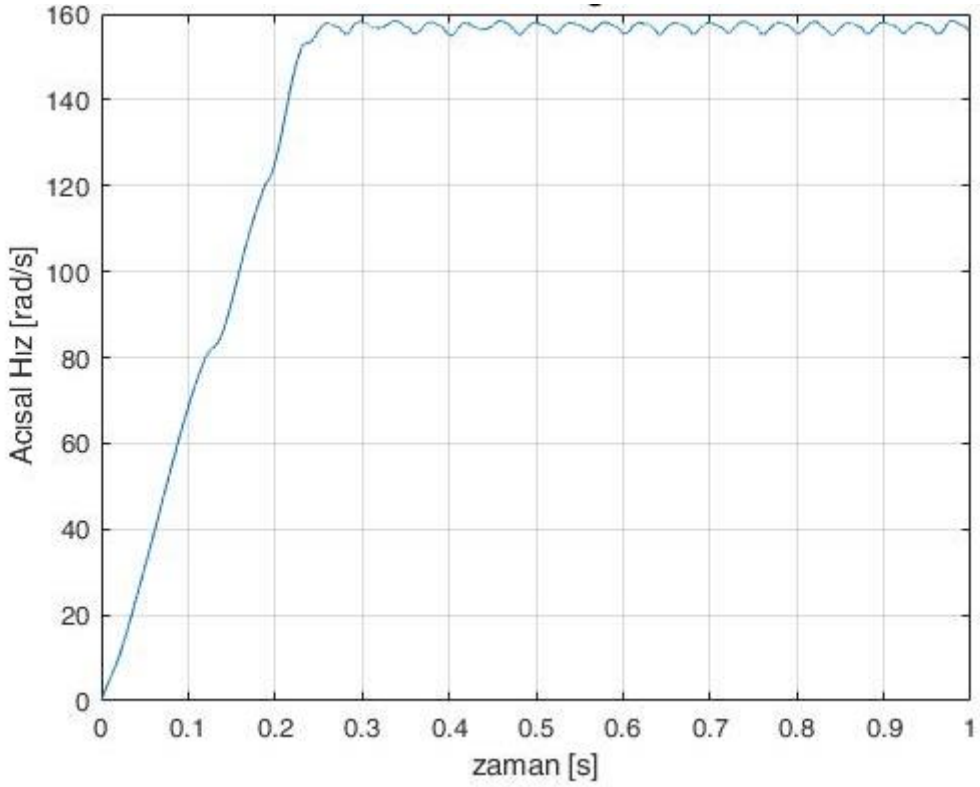
$$\delta = \frac{w_{max} - w_{min}}{w_{nom}} \tag{4.58}$$

$$w_{nom} = \frac{\pi * n}{30} = \frac{\pi * 1500}{30} = 157{,}08\ rad/s \tag{4.59}$$

$$\delta = \frac{158,4-156,9}{157,1} = 0,009 \quad (4.60)$$

olarak elde edilir.

Aynı model kullanılarak 0,3 kg*m^2 ve 0,8 kg*m^2 ataletli volanlar kullanılarak makine hareket denklemi çözdürülmüş ve aşağıdaki hız grafikleri elde edilmiştir.

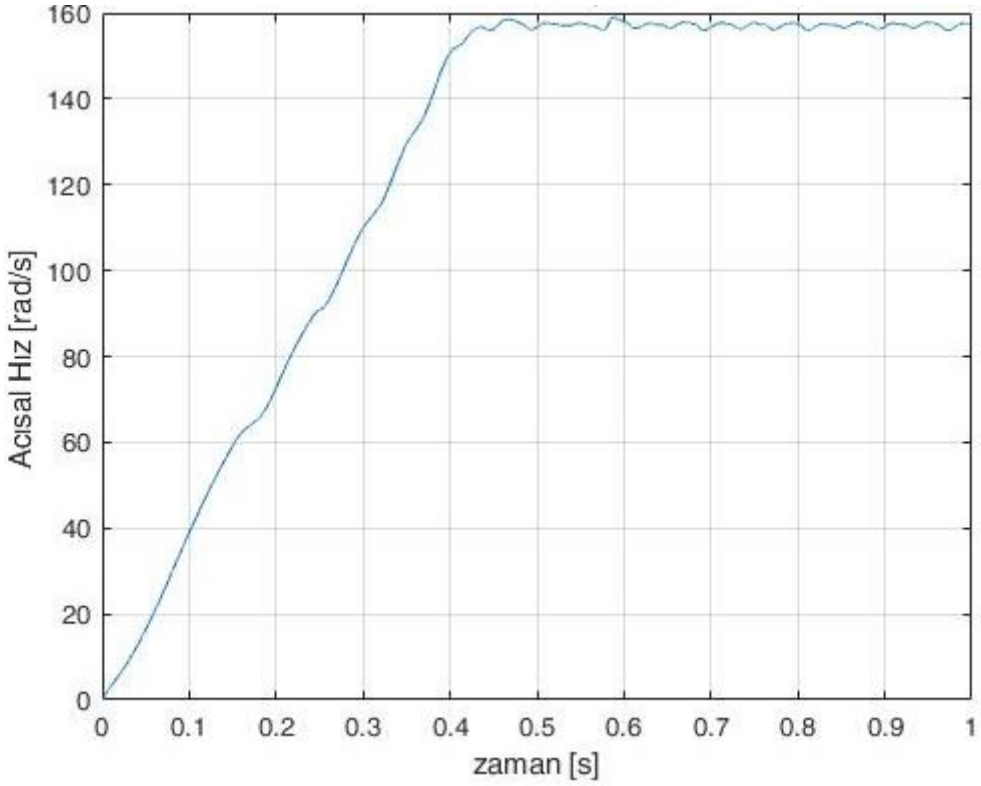


Şekil 4.10 Volan ataleti 0,3 kg*m^2 için açısal hız değişimi

Volan ataleti 0,3 kg*m^2 için makinenin nominal hıza ulaşma süresi yaklaşık 0,24sn olarak görülmektedir. Volan ataletinin düşürülmesi makine kalkış hızının artmasına sebep olmuş, makine daha kısa sürede nominal hıza ulaşmıştır.

Aynı şekilde makine üzerindeki 0,3 kg*m^2 atalete sahip volan ile elde edilen değerlere göre makinenin düzgünsüzlük katsayısı aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\delta = \frac{158,4-155,6}{157,1} = 0,018 \quad (4.61)$$



Şekil 4.11 Volan ataleti 0,8 kg*m^2 için açısal hız değişimi

Volan ataleti 0,8 kg*m^2 için makinenin nominal hıza ulaşma süresi yaklaşık 0,43sn olarak görülmektedir. Volan ataletinin düşürülmesi makine kalkış hızının artmasına sebep olmuş, makine daha kısa sürede nominal hıza ulaşmıştır.

Aynı şekilde makine üzerindeki 0,8 kg*m^2 atalete sahip volan ile elde edilen değerlere göre makinenin düzgünsüzlük katsayısı aşağıdaki gibi ifade edilir.

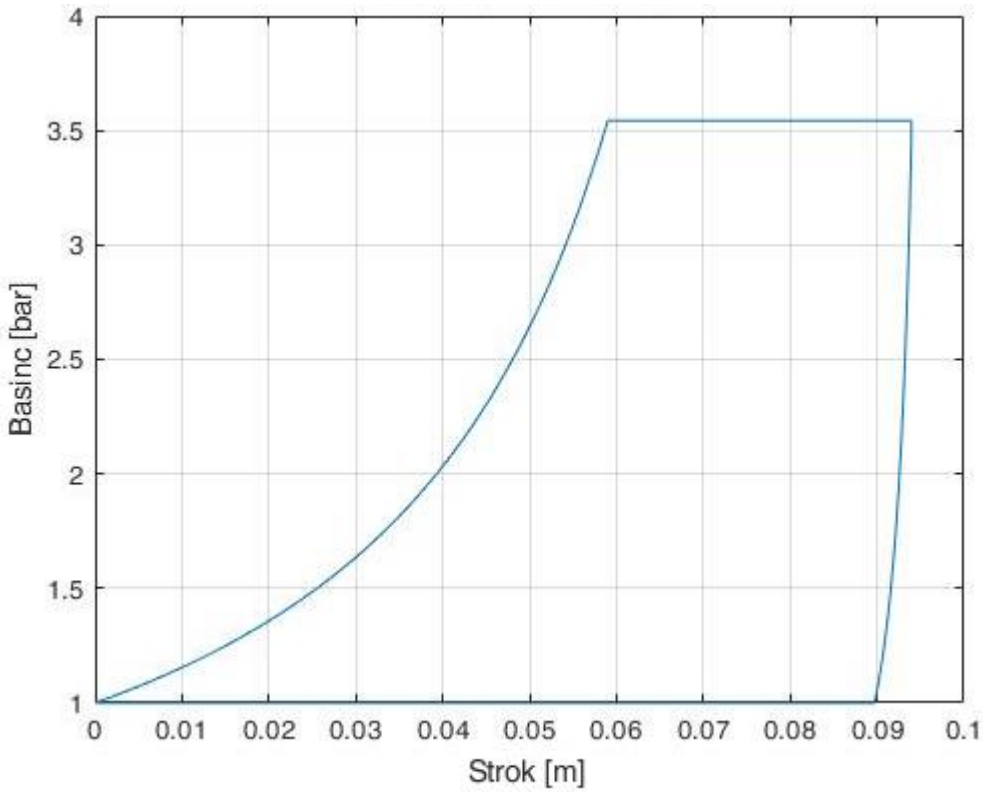
$$\delta = \frac{157,6-156,4}{157,1} = 0,007 \tag{4.62}$$

Düzgünsüzlük katsayısı makinenin sabit hızlı çalışmaya ne kadar yakın olduğunu ifade eden bir değerdir. Bu değerin düşürülmesi makine titreşim performansını olumlu yönde etkiler. Ayrıca makinenin çektiği akımların piklerini düşürme yönünde etkisi vardır.

4.5.2 Kademelerin P-V Diyagramları

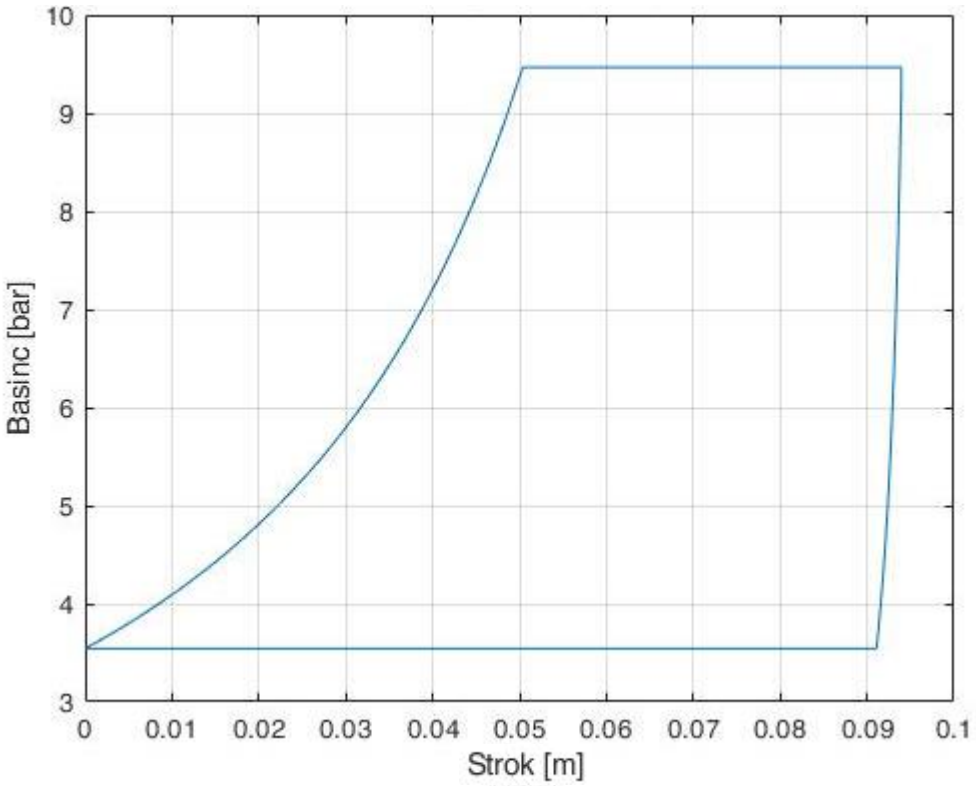
Kademelerdeki silindir iç basınçları krank açısına bağlı olarak sürekli değişmektedir. Her kademenin basınç çevrimi farklıdır. Silindir iç basıncının krank mili açısına bağlı olarak modellenmesi daha önce yapılmıştı. Bu çerçevede MATLAB yazılımında bu modelin

çalıştırılması ile silindir iç basınçlarının makinenin çalışmaya başlamasından itibaren değişimleri her kademe için ayrı ayrı gözlenebilmiştir.



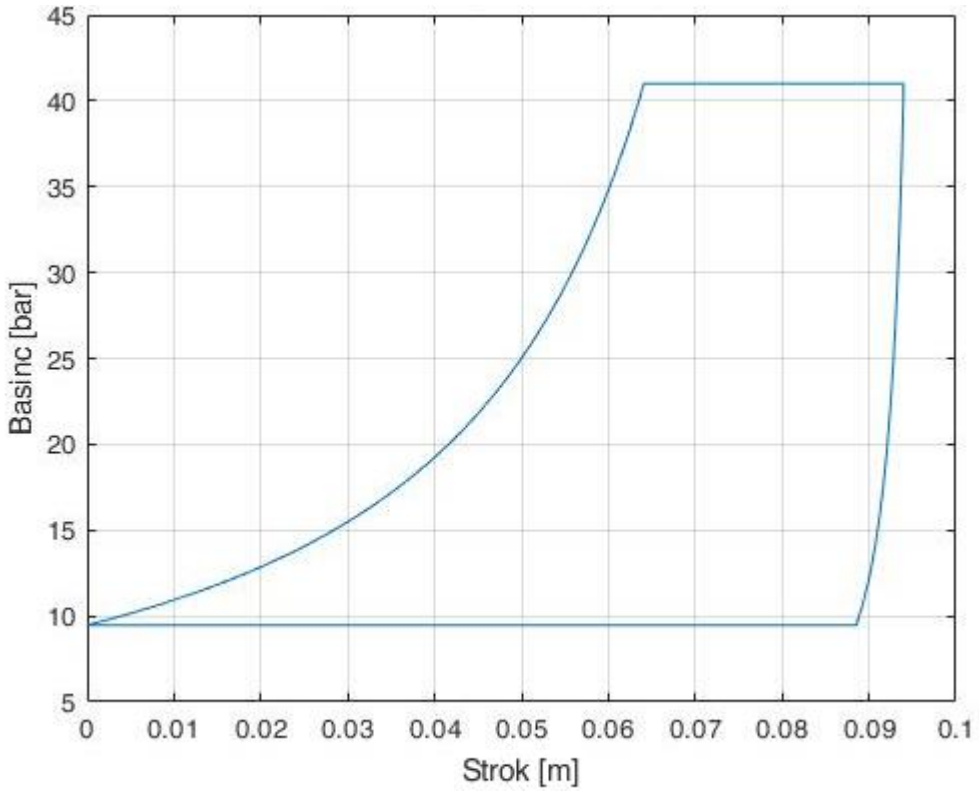
Şekil 4.12 1. kademe silindir iç basınç değişimi

Birinci kademenin silindir iç basınç değişiminde sıkıştırma işlemi başladıktan sonra silindir iç basıncı kademe çıkış basıncına yaklaşık 59mm strok mesafesinde ulaşmaktadır. Bu noktadan sonra basma valfi açılır ve valf açıldıktan sonra sabit basınç ile pistonun üst ölü noktaya kadar ilerlediği görülmektedir. Pistonun aşağıya hareketinin başlamasıyla ölü hacimde bulunan kademe basıncındaki hava emiş basıncına 89 mm strok mesafesinde ulaşır ve bu aşamadan sonra emiş valfi açılarak silindir içerisine hava emişi başlar.



Şekil 4.13 2. kademe silindir iç basınç değişimi

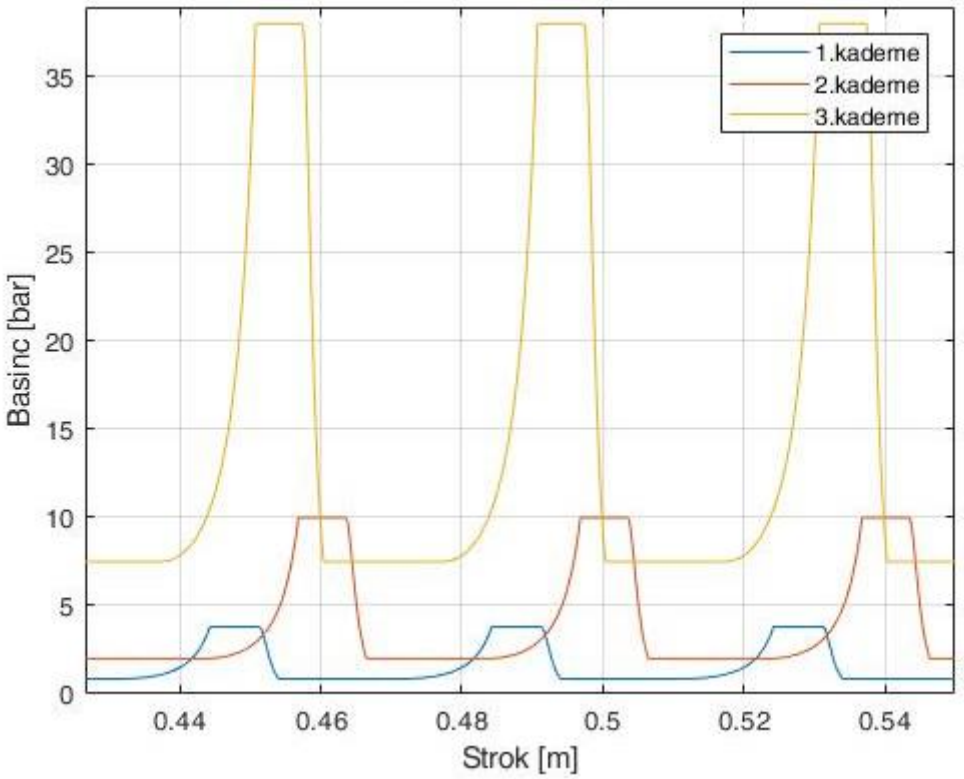
Birinci kademe silindirden çıkan yaklaşık 3,5bar basınçlı hava 2.kademe silindir içerisinde sıkıştırılmaya başlar. Kademe çıkış basıncına yaklaşık 50mm strok mesafesinde ulaşarak bu aşamadan basma valfi açılır ve içerideki basınçlı hava sabit basınçta 3.kademeye iletilir. Piston emişe geçtiğinde 2.kademe çıkış basıncında bulunan ölü hacimdeki hava 1.kademe emiş basıncı olan 3,5bar basınca yaklaşık 91mm strok mesafesinde genleşir ve bu aşamada emiş valfi açılarak 1.kademenin üretmiş olduğu 3,5bar hava 2.kademe silindirin içerisine alınır.



Şekil 4.14 3. kademe silindir iç basınç değişimi

2.kademe silindirden çıkan yaklaşık 9,5bar basınçlı hava 3.kademe silindir içerisinde sıkıştırılmaya başlar. Kademe çıkış basıncına yaklaşık 64mm strok mesafesinde ulaşarak bu aşamada basma valfi açılır ve içerideki basınçlı hava sabit basınçta çıkış portuna iletilir. Piston emişe geçtiğinde çıkış basıncında bulunan ölü hacimdeki hava 2.kademe emiş basıncı olan 9,5bar basınca yaklaşık 89mm strok mesafesinde genleşir ve bu aşamada emiş valfi açılarak 2.kademenin üretmiş olduğu 9,5bar hava 3.kademe silindirin içerisine alınır.

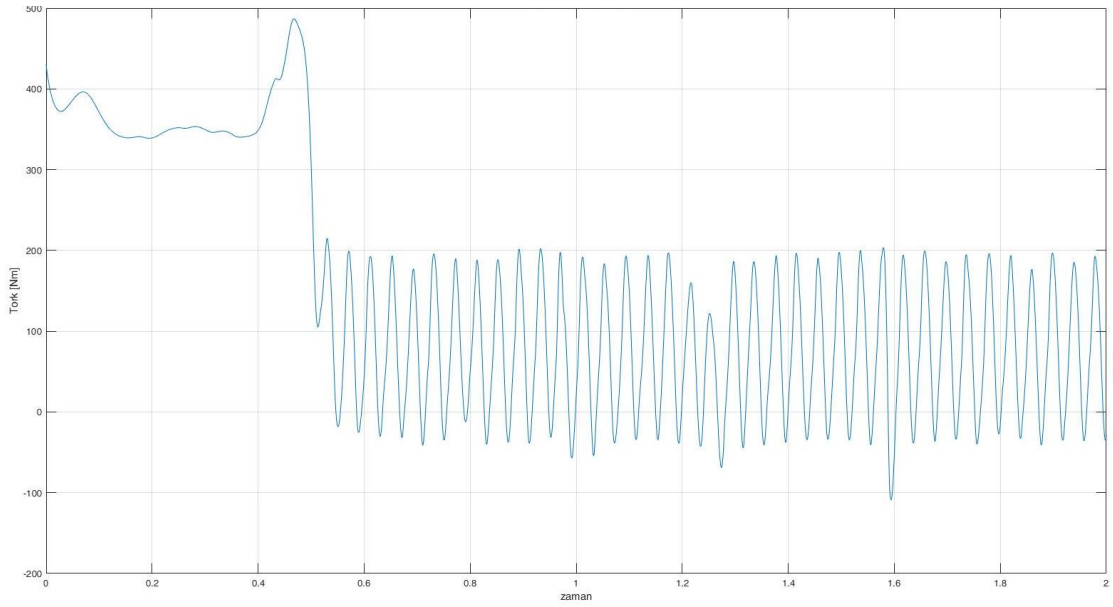
Üç kademenin P-V eğrisi tek grafikte aşağıdaki gibi elde edilmiştir.



Şekil 4.15 Kademelerin basınç değişimi

4.5.3 Makine Momentinin Zamana Bağlı Değişimi

Makine sisteminin moment eğrisinin zamana bağlı değişim eğrisi çözülen hareket denkleminden aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

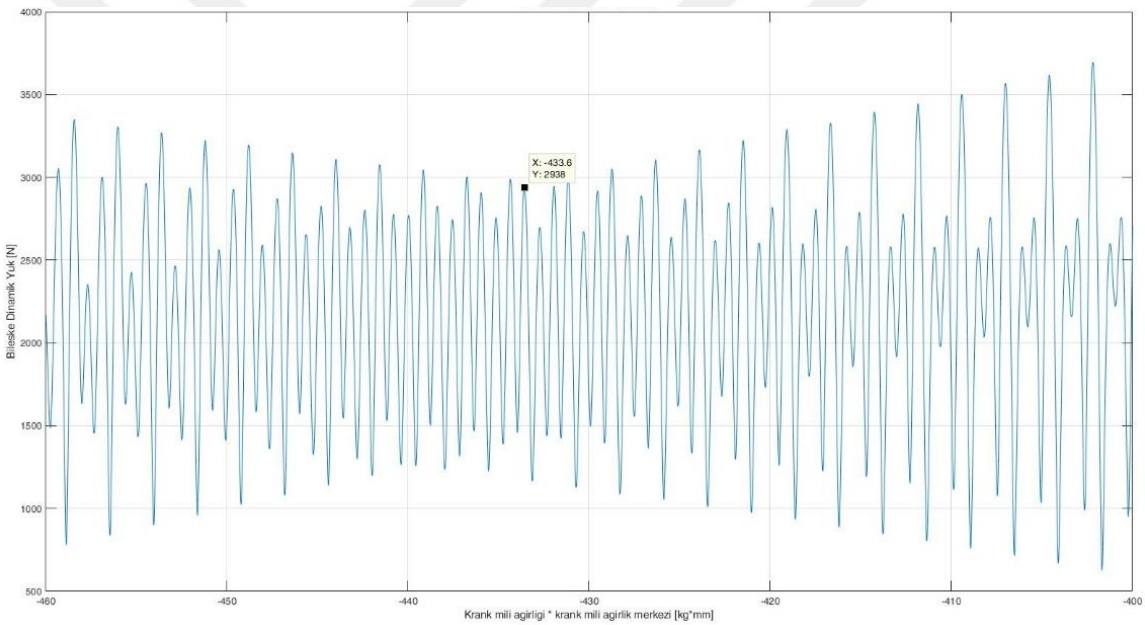


Şekil 4.16 Makine Moment Eğrisi

Makinenin kalkışı esnasında moment ihtiyacının yüksek olduğu gözlenmektedir. Makinenin nominal hıza ulaştığı 0,5 sn. sonra makine sürekli rejime girdiği andan itibaren moment eğrisi krank açısına bağlı olarak pistonların emme ve basma konumlarına göre azalıp artarak devam etmektedir.

4.5.4 Yataklara Gelen Dinamik Yüklerin Krank Mili Açısına Göre Değişimi ve Optimum Karşı Ağırlık Hesabı

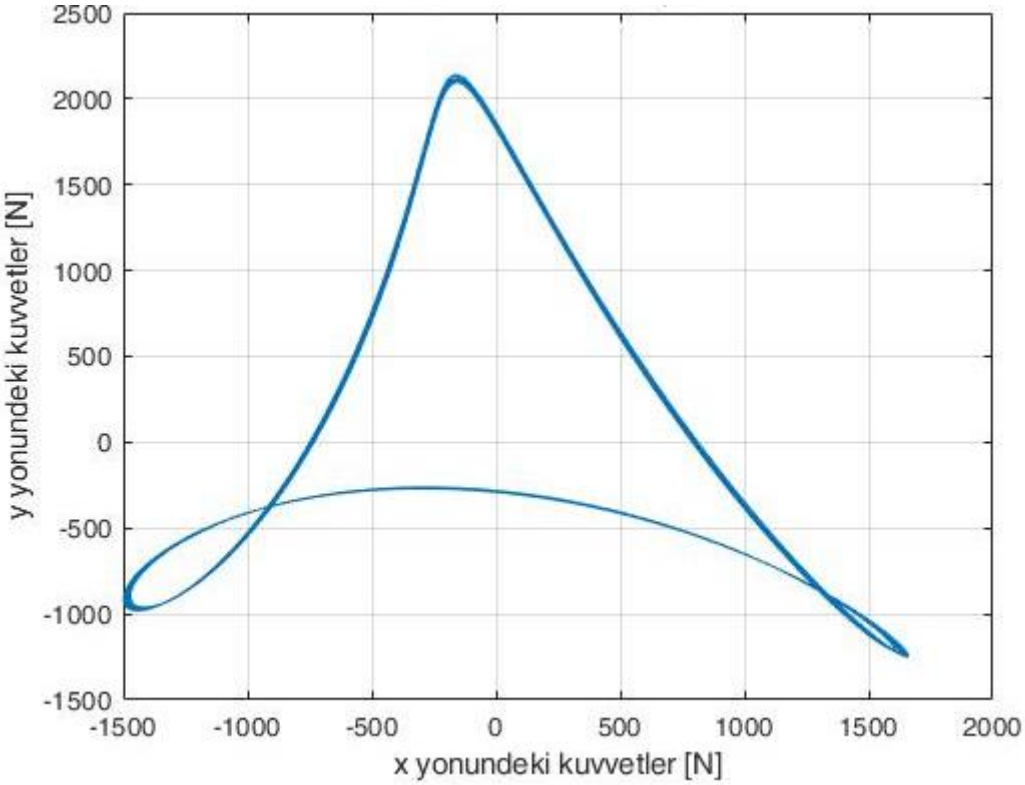
Makine hareket denklemi modeli çözüldükten sonra elde edilen zamana bağlı açı ve açısal hız değişimleri kullanılarak dinamik yük denklemleri elde edilir. Dinamik yüklerin krank mili ağırlık merkezi ile krank mili ağırlığının çarpımına $(m_k * h_k)$ göre değişim grafiği çizdirilerek dinamik yüklerin minimum olduğu değer elde edilmiştir.



Şekil 4.17 Yataklara gelen dinamik yüklerin karşı ağırlık ataletine göre değişimi

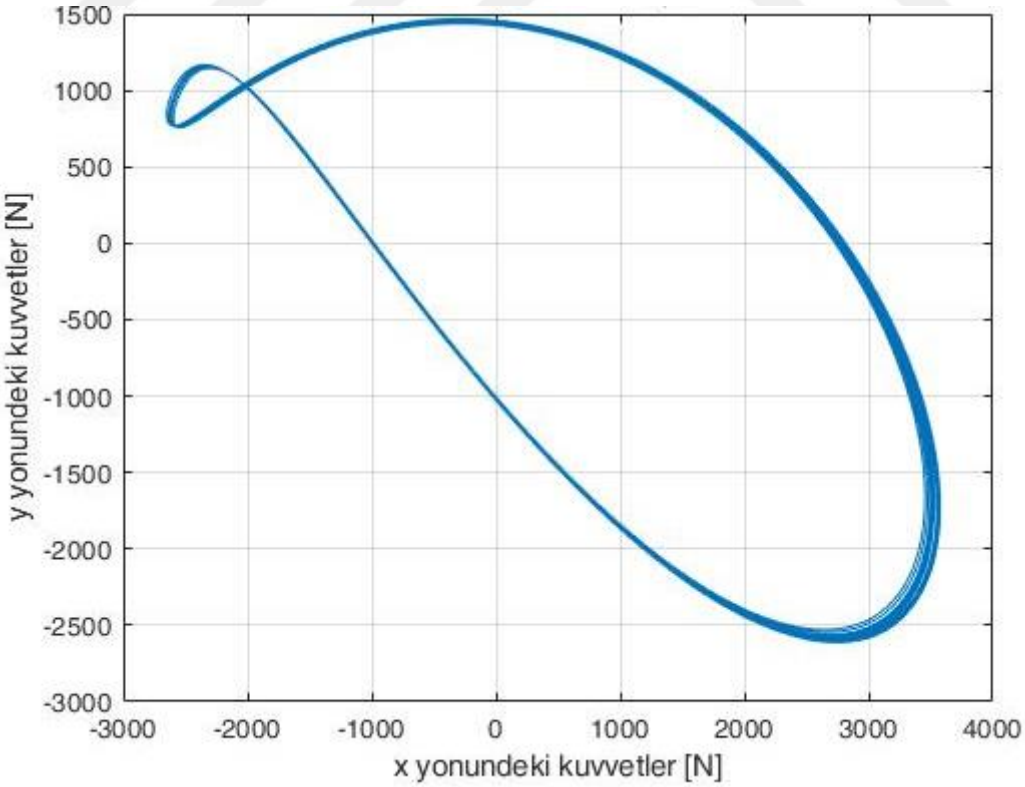
Dinamik yüklerin bileşkesinin maksimum değeri ile krank mili ağırlığı ve krank mili ağırlık merkezinin çarpımının değişimine göre grafiği şekildeki gibidir. Grafikten de görüldüğü gibi yaklaşık olarak -433 kgmm değerinde dinamik yüklerin pikleri minimum olmaktadır.

Krank mili ağırlık merkezi ile krank mili ağırlığının çarpımı -433 kgmm olan krank mili modelde çözdürüldüğünde dinamik yüklerin değişimi aşağıdaki gibi olmaktadır.



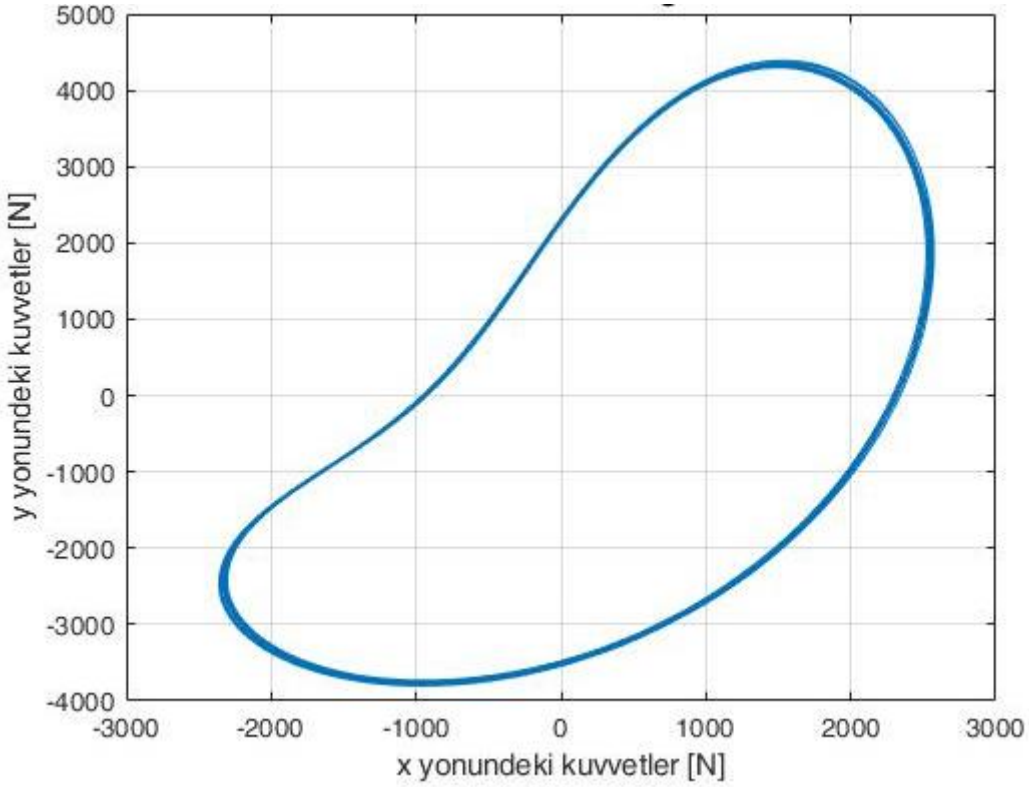
Şekil 4.18 Krank mili ataleti -433kgmm için dinamik kuvvet değişimi

Maksimum bileşke dinamik kuvvet değeri 2144N olarak gözlenmiştir.



Şekil 4.19 Krank mili ataleti -350kgmm için dinamik kuvvet değişimi

Krank mili ataleti -350 kgmm değerine düşürüldüğünde maksimum dinamik yük değeri 4118 N değerine yükseldiği gözlenmiştir.



Şekil 4.20 Krank mili ataleti -550kgmm için dinamik kuvvet değişimi

Krank mili ataleti -550 kgmm değerine yükseldiğinde maksimum dinamik yük değerinin 4680 N değerine yükseldiği gözlenmiştir.

Bu şekilde tasarlanacak olan krank mili dizaynı ile minimum dinamik yükler elde edilecek, optimum karşı ağırlık tasarımı yapılmış olacaktır.

BÖLÜM 5

DENEYSEL ÇALIŞMALAR VE MATEMATİK MODEL İLE DENEY SONUÇLARININ KARŞILAŞTIRILMASI

Buraya kadar yapılan çalışmalarda üç kademeli pistonlu kompresörün dinamik matematik modeli oluşturulmuş ve çözülmüştür. Kademelerin P-V diyagramları, makinenin moment eğrisi ve açısal hız değişim grafikleri elde edilmiştir. Elde edilen bu verilerin deneysel olarak elde edilmesi ve varsa modelde iyileştirme çalışmaları yapılması için bir deney düzeneği oluşturulmuştur.

5.1 Deney Düzeneğinin Oluşturulması

P-V diyagramlarının elde edilmesi amacıyla kademelerin silindir iç basınçlarının basma valflerinin klepelerinin altından, ölü hacim bölgesinden, basınç ölçümleri yapılacaktır [18]. Deney için tercih edilecek basınç transmitterinin ölçüm hassasiyetinin yüksek hassasiyete sahip olması gerekmektedir. Buna ek olarak ölçüm yapılacak bölgedeki hava çıkış sıcaklığının 180° olması sebebiyle bu sıcaklıkta yüksek doğruluğa sahip olması gerekmektedir.

Basınç ölçümleri valfin basma bölgesindeki ölü hacim bölgesinden alınacağından buraya monte edilecek basınç trasmitteri için ciddi bir yer problemi mevcuttur. Transmitterin uygun şekilde bağlanabilmesi için bağlantı ölçüsü çapının M6'yı geçmemesi gerekmektedir.

Araştırmalar sonucunda tüm bu şartları sağlayan KELLER PAA-M5 HB tip basınç transmitterlerinin kullanılmasına karar verilmiştir. Bu transmitterlerden 1.kademe için

10bar, 2.kademe için 30bar, 3.kademe için 50bar ölçüm opsiyonlu transmitterler kullanılmıştır.



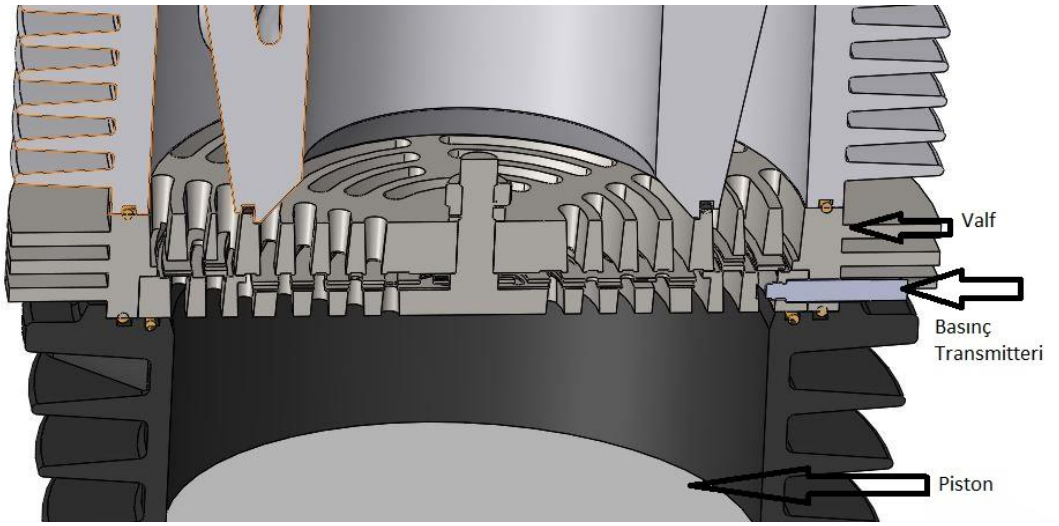
Şekil 5.1 Basınç transmitteri

Birinci kademe için 10 bar, ikinci kademe için 30 bar, üçüncü kademe için 50 bar ölçüm yapabilen transmitter modelleri tercih edilmiştir. Basınç transmitterlerinin teknik özellikleri aşağıdaki gibidir.

Çizelge 5.1 Basınç transmitterleri teknik özellikleri

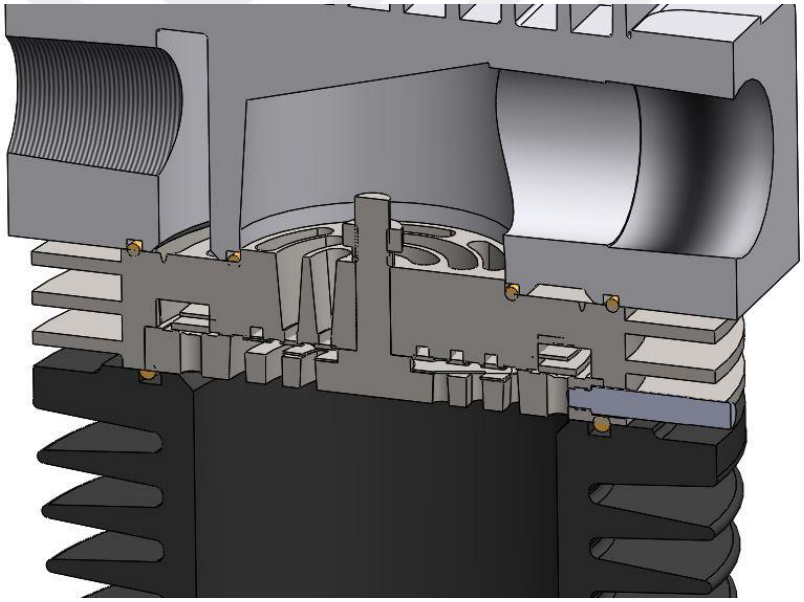
Çalışma sıcaklığı aralığı	-40°C - 200°C
Besleme voltajı	13 - 32V
Çıkış sinyali	0 - 10V
Bağlantı çapı	M6
Sinyal kablosu bağlantı çapı	M12*1,5
Sinyal ölçüm aralığı	0-50kHz
Hassasiyet	±0,1 %FS
Ölçüm basıncı	10-30-50bar

Kademelerde valf tasarımlarına göre transmitterlerin montaj edileceği yerler belirlenmiştir.



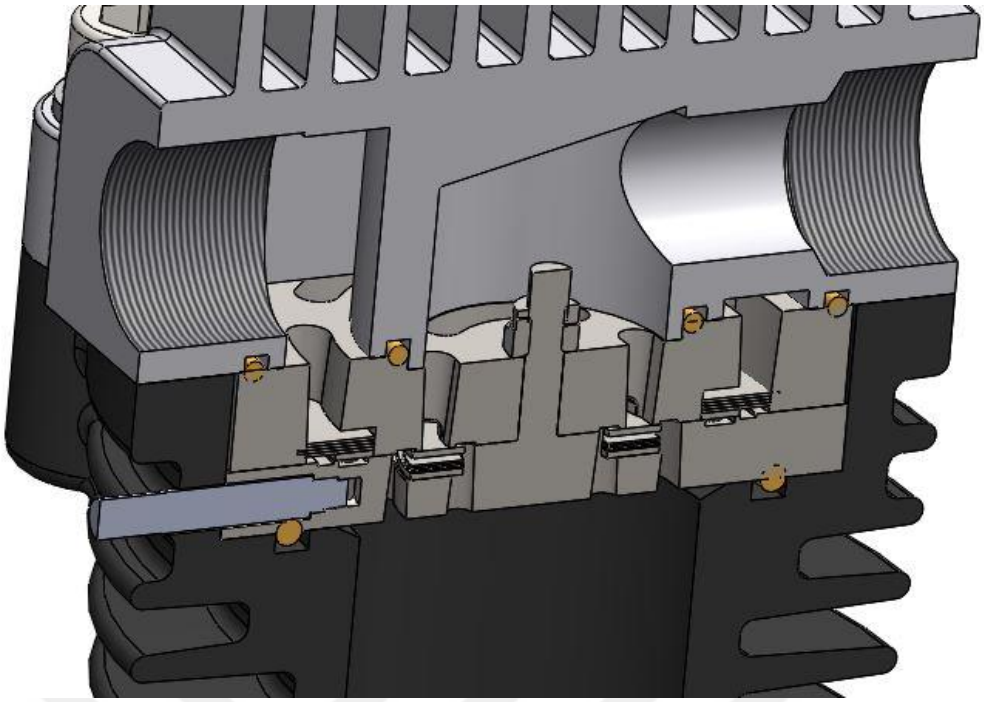
Şekil 5.2 Birinci kademe transmitter montajı

Transmitter montajı şekilde görüldüğü gibi çok dar bir alana basma valf klepesinin altına monte edilmiştir.



Şekil 5.3 İkinci kademe transmitter montajı

Aynı şekilde ikinci kademeye de basma valfki klepesi altına montaj gerçekleştirilmiştir.



Şekil 5.4 Üçüncü kademe transmitter montajı

Üçüncü kademede de aynı şekilde basma valfi klepesi altına montaj yapılmıştır. Burada valf çıkışı slotlu değil, deliklidir. İki delik arası boşaltılarak valfde slot oluşturulmuş, montaj bu şekilde gerçekleştirilmiştir.

Makine moment eğrisinin ve açısal hız değişimlerinin ölçümü amacıyla içerisinde encoder bulunan BURSTER markasının 8661 modeli torkmetre kullanılmıştır.



Şekil 5.5 Torkmetre

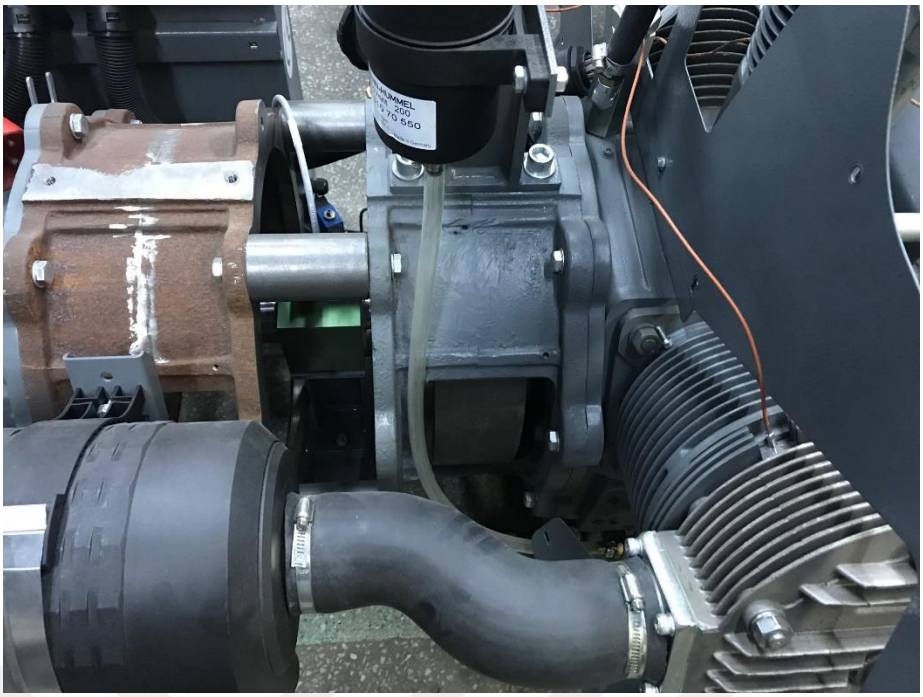
Torkmetrenin teknik özellikleri aşağıdaki gibidir.

Çizelge 5.2 Torkmetre teknik özellikleri

Ölçüm aralığı	0 - 1000Nm
Hassasiyet	±0,05 %FS
Çıkış sinyali	0 - 10V
Sinyal ölçüm aralığı	0-25kHz
Mil çapı	45mm
Açısal ölçüm aralığı	0,088°
Güç	2W

Torkmetre makinenin kafa grubu ve motoru arasına montajlanacak iki adet esnek kaplin vasıtasıyla direk akuple olarak bağlantısı gerçekleştirilecektir.

Torkmetrenin makineye montajı yapılmadan önce oluşturulacak test düzeneği için rijit bir şase tasarımı yapılmıştır. Yapılan tasarım üretime alınmış, kaynak işlemleri tamamlandıktan sonra kafa grubu, torkmetre ve motorun bağlandığı yüzeyler şasenin frezeye bağlanması suretiyle hassas olarak işlenmiştir. Bu işlemin amacı torkmetre bağlantısındaki mil kaçıklıkların oluşmasının önüne geçilmesidir. Aynı amaçla motor ve kafa grubu arasına torkmetre montajı yapıldıktan sonra, motor ve kafa grubu 2 adet rijit bell housing ile birbirlerine rijit olarak bağlanmıştır. Bu iki işlem sayesinde torkmetre bağlantısından kaynaklı mil eksen kaçıklıkları yaşanmayacak, ölçüm hassasiyeti artırılmış olacaktır.



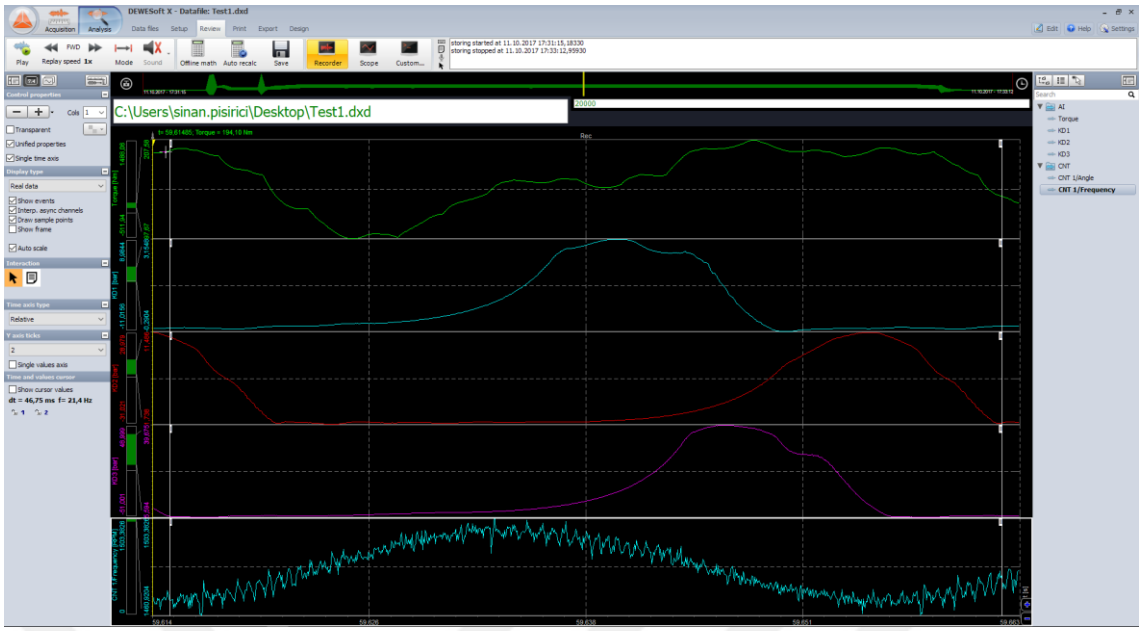
Şekil 5.6 Torkmetre montajı

Basınç transmitterlerinin ve torkmetrenin montajı yapıldıktan sonra test düzeneği ölçüm alınmaya hazırdır. Basınç, moment ve açısal hız ölçümleri DEWESOFT'un DEWE43 model veri toplama cihazı ile 20kHz örnekleme frekansında gerçekleştirilmiştir.

Çizelge 5.3 DEWE43 teknik özellikler

Kanal sayısı	8
Örnekleme hızı	20kS/sec
Giriş aralığı	±10V, ±1V, ±100mV, ±10mV
Sensör beslemesi	12V, 400mA
Hassasiyet	±0,05 %FS
Besleme voltajı	6 - 36V
Counter input sayısı	8
Güç	11W
Ağırlık	720g

Alınan ölçümler test esnasında DEWESoftX2 yazılımı ile gözlenmiş, kayıt altına alınmıştır.



Şekil 5.7 DEWESoftX2 yazılımı

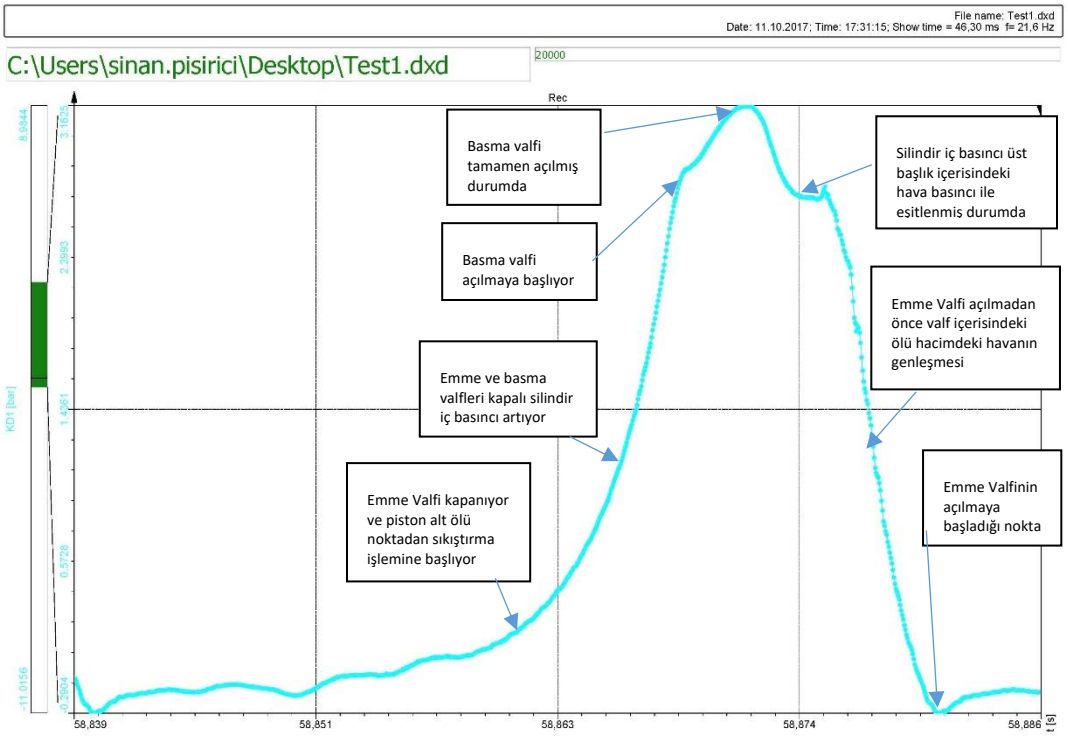
Test esnasında herhangi bir problem ile karşılaşılmamış, yazılımda gerekli template oluşturulduktan sonra test çıktıları kayıt altına alınmıştır.

5.2 Kademelerin Basınç Ölçümleri ve P-V Diyagramlarının Elde Edilmesi

Kademelerin basınç verileri her bir kademe için ayrı ayrı eş zamanlı olarak ölçülmüştür.

Makinenin dönüş yönüne göre önce 1.kademe silindir iç basıncı yükselmekte, sonrasında dikey olarak montajlı 3.kademe basıncı yükselmekte ve son olarak 2.kademe basıncı yükselmektedir. Silindir iç basınçlarının pik noktaları arasındaki zaman farkı krank milinin silindirler arası açıyı dönme süresi kadardır ve eşittir.

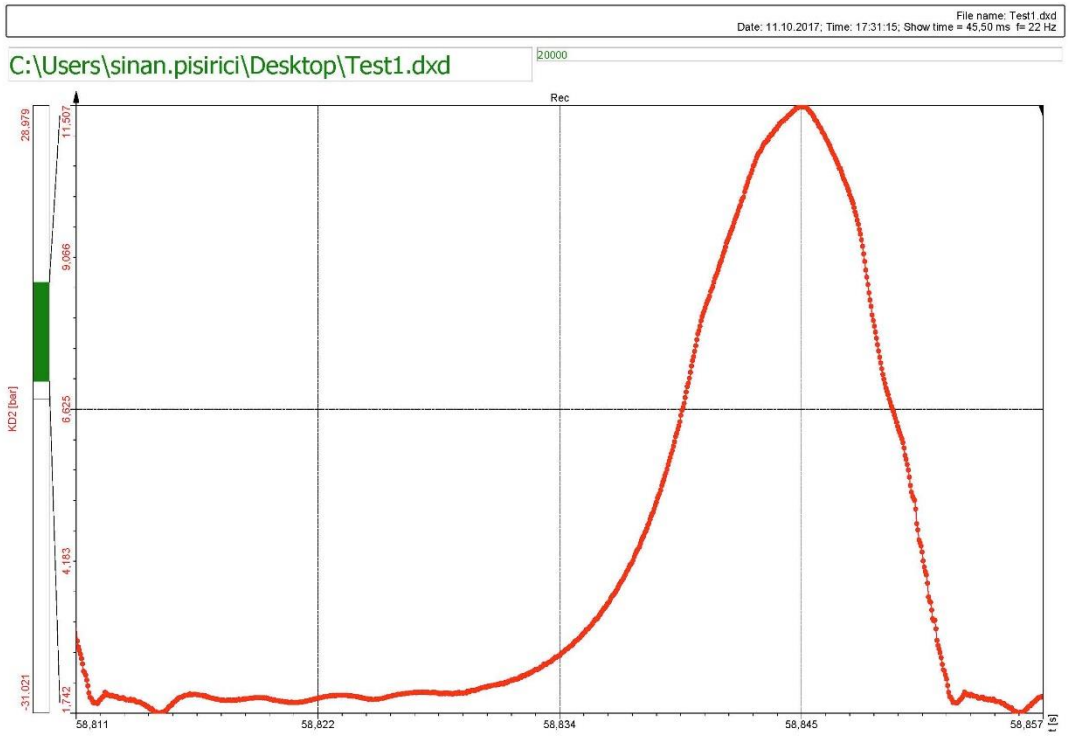
Öncelikle 1.kademe silindir iç basıncı incelenecek olursa;



Şekil 5.8 Birinci kademe silindir iç basınç ölçümü

Basma valfi 3,80 bar mertebelerinde açılmaya başladığı ve 4,15 bar basınca ulaştığında tamamen açılarak bu basınçtan sonra silindir iç basıncının üst başlık içerisindeki basınca düşüşü gözlenmiştir. Silindir iç basıncı üst başlık üzerindeki 3,63 bar hava basıncına eşitlendikten bir süre sonra piston üst ölü noktaya ulaşır ve 1.kademe emişe geçer. Bu aşamada emiş valfi hemen açılmaz. Valfler arasındaki ölü hacimde bulunan 3,63 bar hava piston hareketiyle genişlemeye başlar. Silindir iç basıncı emiş basıncının emme valfi yay kuvvetinin oluşturduğu basınç kadar düşerek 0,72 bar seviyesine indiğinde emme valfi açılır ve silindir içi emiş basıncı olan 1,01bar ile dolmaya devam eder. Piston AÖN'ye ulaştığında artık silindir içi emiş basıncındaki hava ile tamamen doludur. Bu noktada pistonun ÜÖN'ye hareketi başladığında sıkıştırma işlemi başlar, basma valfi silindir iç basıncı 3,80 bar seviyesine ulaşana kadar kapalıdır. Çevrim bu şekilde devam eder.

2.kademe silindir iç basınç değişimi aşağıdaki gibi gözlenmiştir.



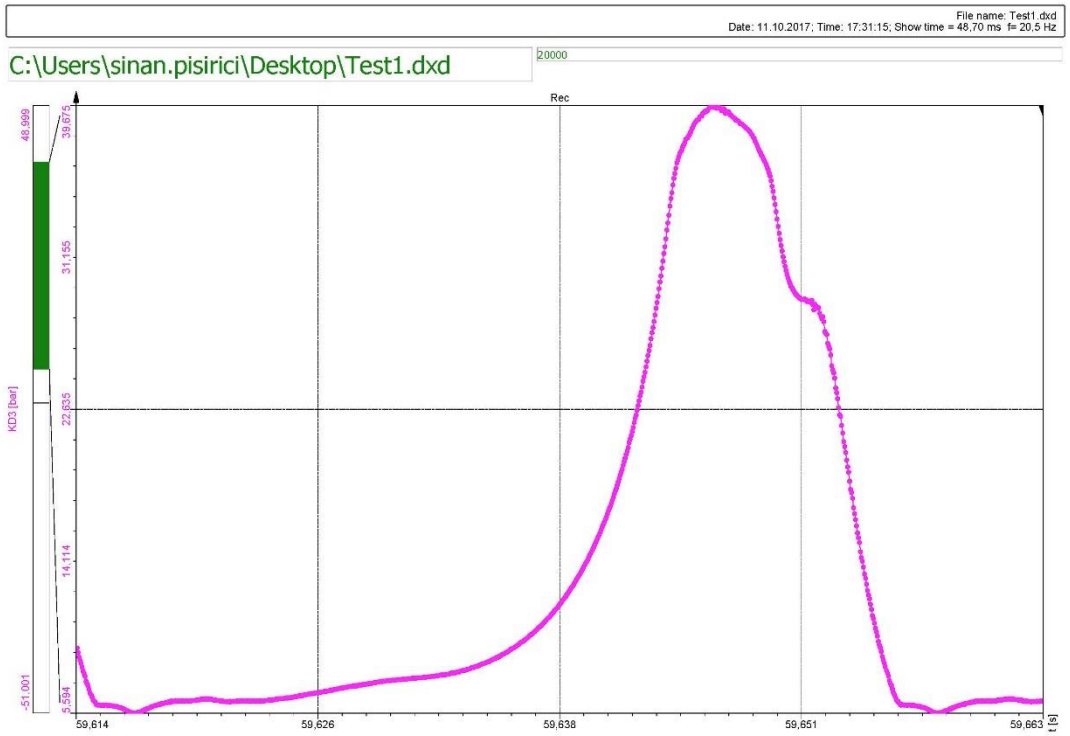
Şekil 5.9 İkinci kademe silindir iç basınç ölçümü

İkinci kademe silindir iç basıncında elde edilen grafiğin 1.kademe grafiğine oranla daha yumuşak olmasının sebebi 2.kademenin ara soğutucu radyatörleri içerisindeki sabit hacimli bölgeden emiş yapıyor olmasından kaynaklanmaktadır. Ancak krank milinin konumuna bakılarak emme ve basma valflerinin açılıp kapandığı bölgeler görülmektedir.

Bu grafikte basma valfi 10,90 bar mertebelerinde açılmaya başladığı ve 11,50 bar basınca ulaştığında tamamen açılarak bu basınçtan sonra silindir iç basıncının üst başlık içerisindeki basınca düşüşü gözlenmiştir. Aynı 1.kademede olduğu gibi silindir iç basıncı üst başlık üzerindeki 9,90 bar hava basıncına eşitlendikten sonra piston üst ölü noktaya ulaşır ve 2.kademe emişe geçer. Burada pistonun emişe geçme süresi içerisinde 1.kademede olduğu gibi bir sabit basınç bölgesinin oluşmadığı gözlenmektedir. 2.kademe basma valfinin 1.kademeye göre daha sert olması silindir iç basıncının üst başlık basıncına daha geç ulaşmasına sebep olmaktadır. Bu durum da piston üst ölü noktaya ulaştığında silindir içi basıncının hala üst başlık basıncına ulaşamamasına sebep olmaktadır.

Bu aşamadan sonra aynı 1.kademede olduğu gibi hemen açılmaz. Valfler arasındaki ölü hacimde bulunan 9,90 bar hava piston hareketiyle genişlemeye başlar. Silindir iç basıncı emiş basıncının emme valfi yay kuvvetinin oluşturduğu basınç kadar düşerek 2,7 bar seviyesine kadar düşer. Bu noktadan sonra emme valfi açılır ve silindir içi emiş basıncı olan 3,1 bar hava ile dolmaya devam eder. Piston alt ölü noktaya ulaştığında artık silindir içi emiş basıncındaki hava ile tamamen doludur. Bu noktada pistonun ÜÖN' ya hareketi başladığında sıkıştırma işlemi başlar, basma valfi silindir iç basıncı 10,90 bar seviyesine ulaşana kadar kapalıdır. 2. kademe için çevrim bu şekilde devam eder.

Son olarak 3.kademe silindir iç basıncı aşağıdaki gibi gözlenmiştir.

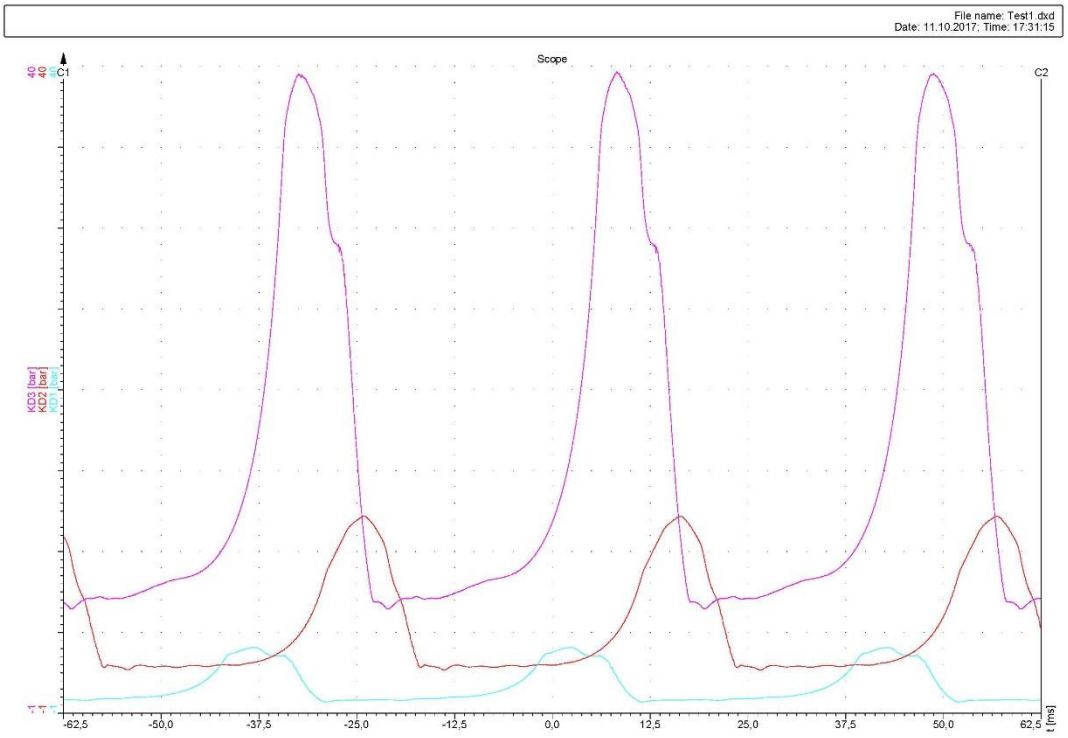


Şekil 5.10 Üçüncü kademe silindir iç basınç ölçümü

3.kademeye ait PV diyagramının yukarıdaki görülmektedir. Bu grafikte basma valfi 36,1 bar mertebelerinde açılmaya başladığı ve 39.2 bar basınca ulaştığında tamamen açılarak bu basınçtan sonra silindir iç basıncının üst başlık içerisindeki basınca düşüşü gözlenmiştir. Diğer kademelerde olduğu gibi silindir iç basıncı üst başlık üzerindeki 29,90 bar hava basıncına eşitlendikten sonra piston üst ölü noktaya ulaşır ve 3.kademe emişe geçer. Bu aşamadan sonra aynı diğer kademelerde olduğu gibi emme valfi hemen

açılmaz. Aynı şekilde 3.kademe valfleri arasındaki ölü hacimde bulunan 29,90 bar hava piston hareketiyle genişlemeye başlar. Silindir iç basıncı 3.kademe emiş basıncının emme valfi yay kuvvetinin oluşturduğu basınç kadar düşerek 5,6 bar seviyesine kadar düşer. Bu noktadan sonra emme valfi açılır ve silindir içi emiş basıncı olan 7,6 bar hava ile dolmaya devam eder. Piston AÖN'ye ulaştığında artık silindir içi emiş basıncındaki hava ile tamamen doludur. Bu noktada pistonun ÜÖN' ya hareketi başladığında sıkıştırma işlemi başlar, basma valfi silindir iç basıncı 39,2 bar seviyesine ulaşana kadar kapalıdır. Çevrim bu şekilde devam eder.

Bu üç çevrimi zamana bağlı olarak üst üste görüntülediğimizde aşağıdaki gibi bir grafik elde edilir.



Şekil 5.11 Kademe basınçlarının eş zamanlı ölçüm sonuçları

Yukarıdaki grafikten de anlaşılacağı gibi kademeler arasında basınç kayıpları yaşanmaktadır. 1. kademe çıkış basıncı 3,63 bar mertebelerinde iken 2.kademe emiş basıncı 3,1 bar olarak gözlenmiştir. Aynı şekilde 2. kademe çıkış basıncı 9,9 bar olarak görülürken 3.kademe emiş basıncı 7,6 bar olarak gözlenmiştir. Bu durumun ana sebebi emme valfi yay kuvvetleridir. Örneğin 2.kademe emişe geçtiğinde silindir başlığı içerisindeki 3,63 bar basınçtaki hava silindir iç basıncı 3.1bar basınca düştüğünde emme

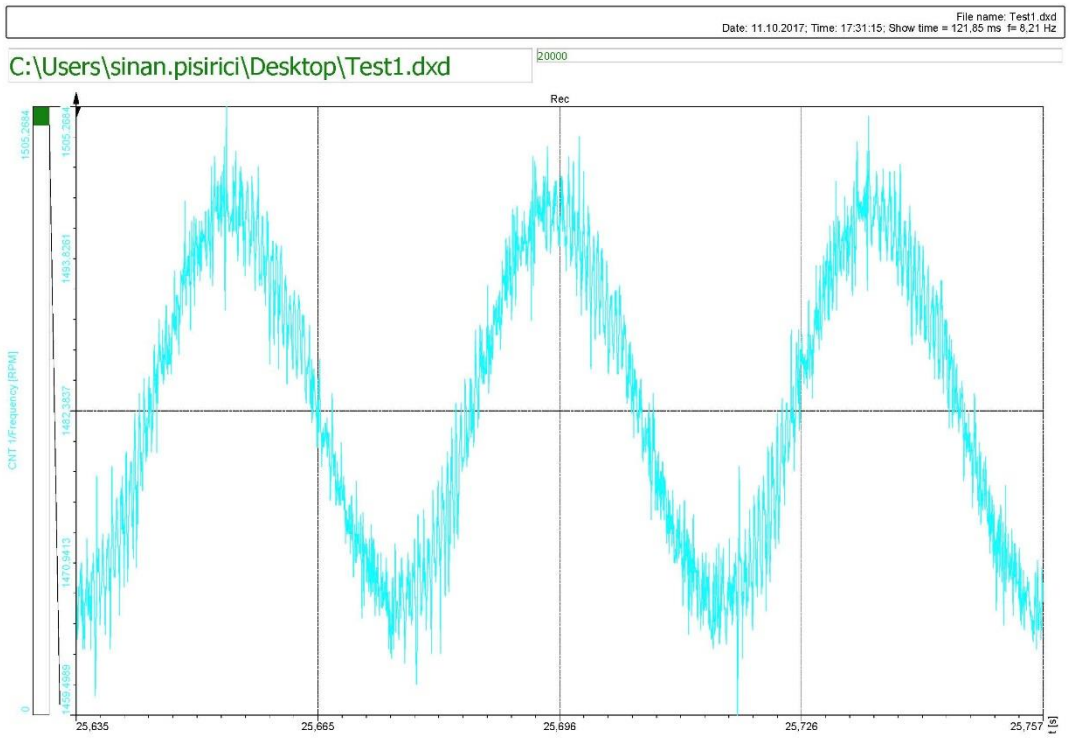
valf yay kuvvetlerini ancak yenebilmekte, bu aşamadan itibaren emiş valfi açılarak emme işlemi gerçekleşmeye başlanmaktadır. Aynı durum 1. ve 3. kademelerin emişe geçtiğinde de yaşanmaktadır.

Burada gözlenen basınç düşümleri, kademelerdeki sıkıştırma oranlarının artmasına sebep olmaktadır. Sıkıştırma oranlarının artması da kademelerdeki hava çıkış sıcaklıklarının yükselmesine ve kademelerde harcanan enerji miktarlarında artışa sebep olmaktadır.

5.3 Açısal Hız ve Moment Ölçümleri

Makinenin açısal hız değişimlerinin ve moment eğrisinin elde edilmesi amacıyla kafa grubu ve motor arasına montajı yapılan torkmetre ile ölçümler gerçekleştirilmiştir.

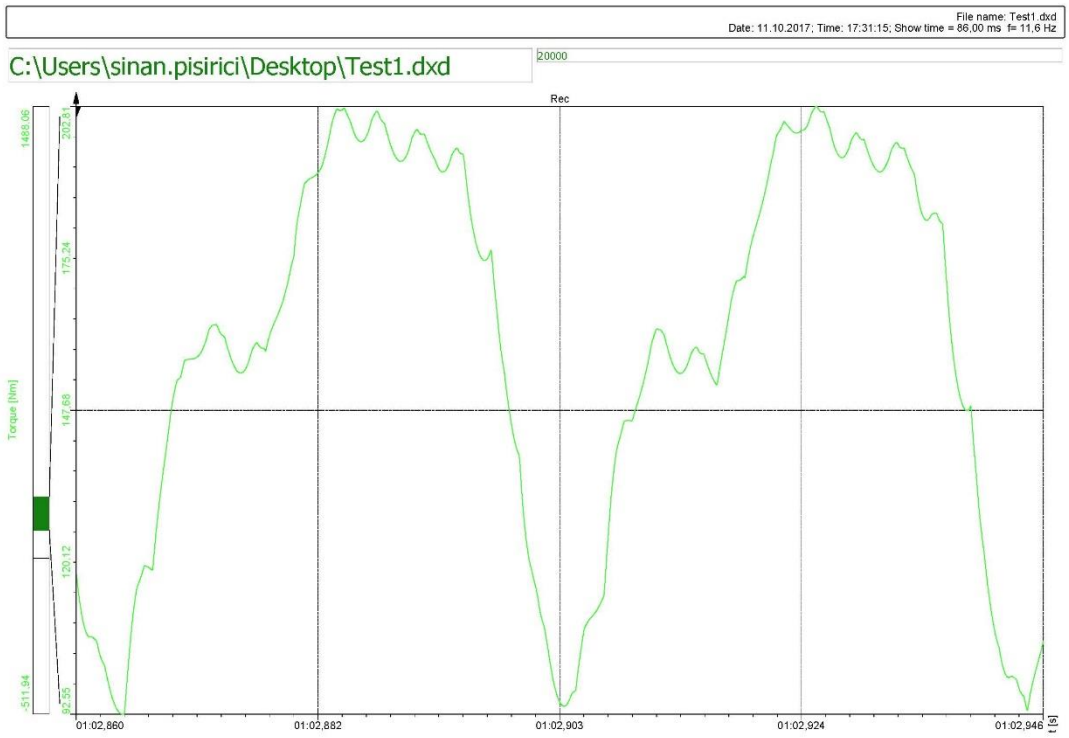
Elde edilen açısal hız değişim grafiği aşağıdaki gibidir.



Şekil 5.12 Açısal Hız Değişimi ölçümü

Makinenin nominal basınçta çalışırken elde edilen açısal hız değişimi incelendiğinde maksimum değerin 1500 rpm, minimum değerin 1465 rpm olduğu gözlenmektedir.

Makinenin nominal basınçta çalışırken alınan moment ölçümü aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

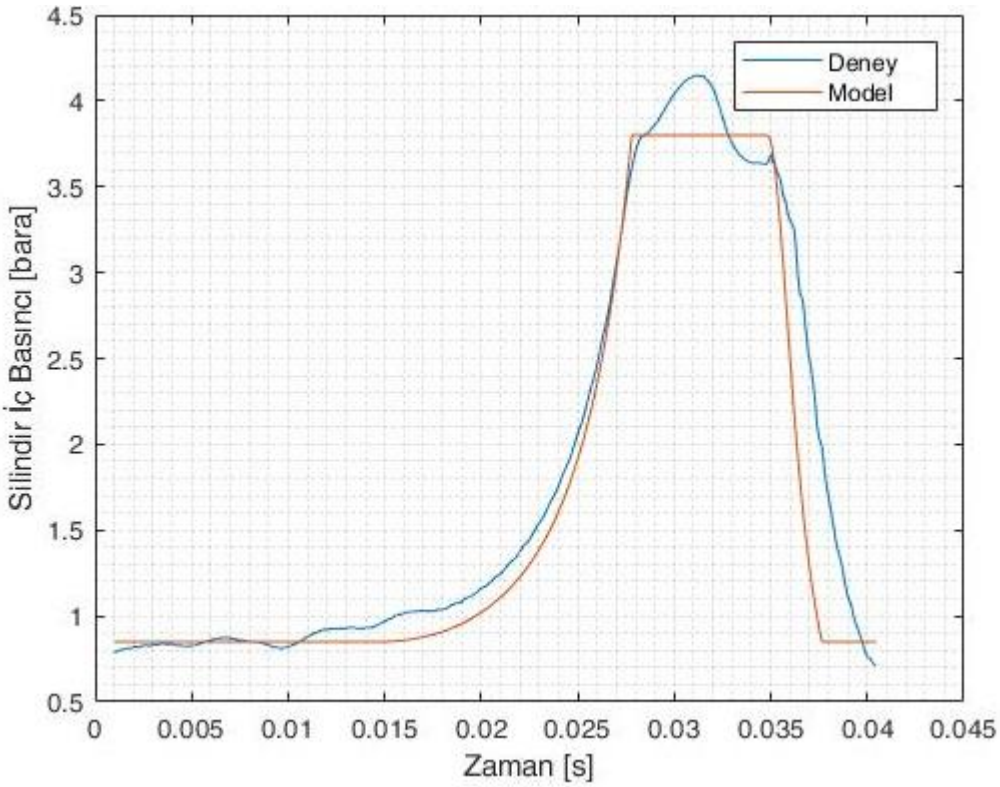


Şekil 5.13 Makine moment eğrisi ölçümü

Buraya kadar yapılan çalışmalarda makinenin matematik modeli oluşturularak makine hareket denklemi çözülmüş, elde edilen açısal hız, moment ve P-V grafikleri incelenmiştir. sonrasında test düzeneğinde yapılan çalışmalar ile elde edilen bu grafikler olarak elde edilmiştir. Bu bölümde elde edilen deneysel ve teorik sonuçların karşılaştırması yapılarak modelde yapılacak iyileştirmeler ile modelin deneysel sonuçlar ile tutarlı olduğu gözlenecektir.

5.4 P-V Diyagramlarının Karşılaştırılması

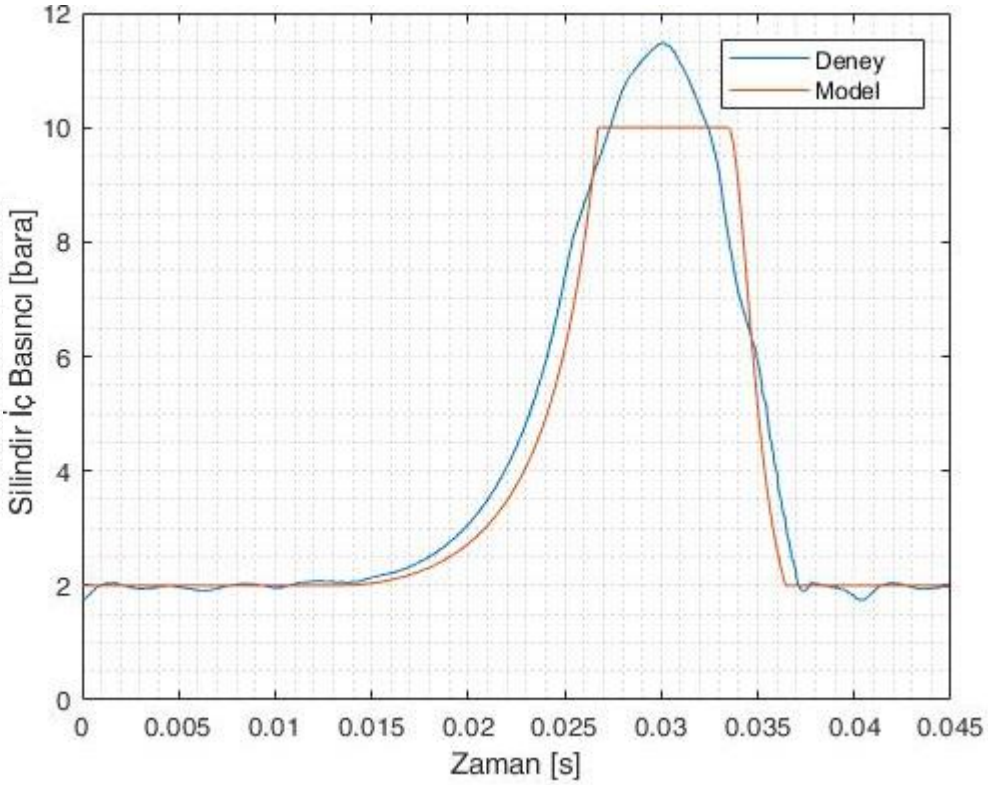
Teorik P-V diyagramları ile test sonuçları ile elde edilen P-V diyagramları aşağıdaki gibi elde edilmiştir.



Şekil 5.14 Birinci kademe silindir iç basıncı karşılaştırması

Birinci kademe silindir iç basınç grafiğinde model ile deneysel sonuçlar arasında gözlenen ilk farklılık emiş basıncının 1 bara'nın altına düştüğüdür. Bu düşüş kompresöre hava girişinde bulunan emiş filtresindeki basınç kaybından kaynaklanmaktadır. Bununla birlikte valfin açılma basıncının teorik hesaplardan bir miktar daha fazla olduğu gözlenmektedir. Silindir iç basıncının kadame basıncıyla birlikte basma valfi üzerinde bulunan yay kuvvetini de yenmesi gerekmektedir. Bu sebeple kademe çıkış basıncının teorik olarak hesaplanan değerin üzerinde olduğu görülmüştür.

Emişteki yaklaşık 0.3 bar'lık basınç kaybı modele eklenmiştir. Ayrıca kademe çıkış basıncındaki 0,3 bar seviyesindeki fark modeldeki kademe çıkış basıncına eklenerek birinci kademe çıkış basıncı 3,8 bar olarak modellenmiştir.

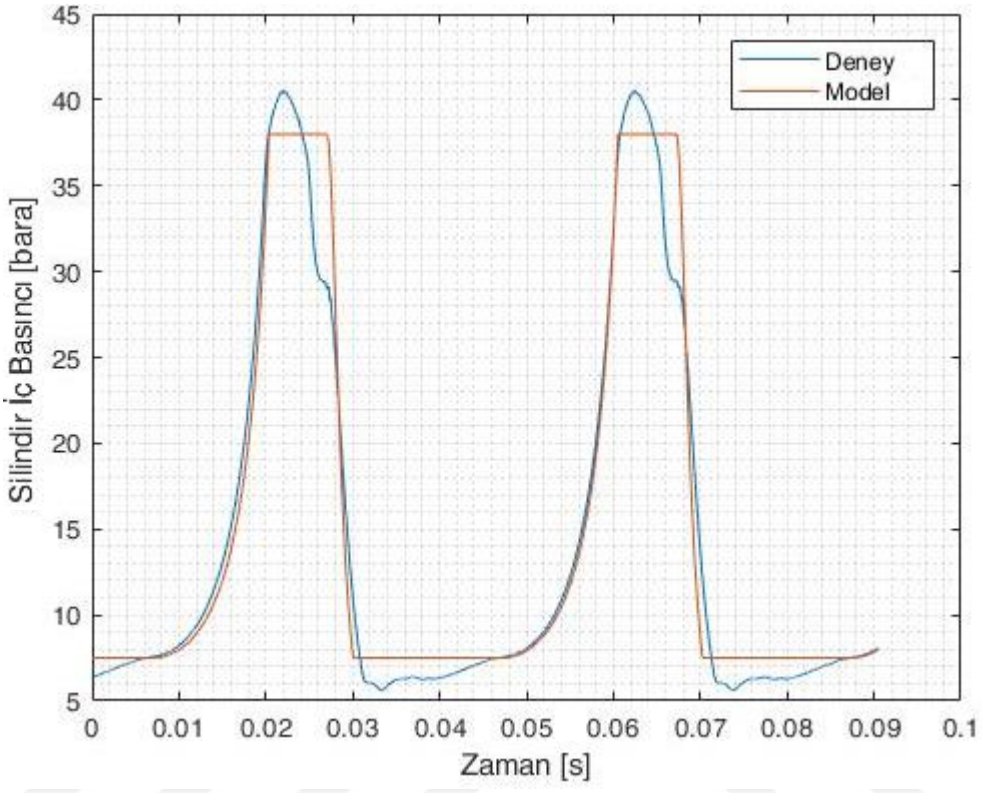


Şekil 5.15 İkinci kademe silindir iç basıncı karşılaştırması

İkinci kademe silindir iç basınç model kurgusu yapılırken, birinci kademenin çıkış basıncının ikinci kademenin giriş basıncı olacağı düşünülmüştür. Ancak da ara soğutucu ve boru bağlantılarındaki basınç kayıpları ile kademelerin emme ve basma zamanlarının eş zamanlı olmamasından kaynaklı olarak ikinci kademe giriş basıncının düştüğü gözlenmektedir. Çıkış basıncındaki basınç yükselmesinin de aynı sebeple olduğu düşünülmektedir. Emiş basıncı deneysel verilerde elde edilen şekilde modele girilerek bu şekilde bir grafik elde edilmiştir.

Grafikten de görüldüğü gibi giriş basıncıındaki farklılığın modele eklenmesiyle P-V modeli ile deneysel sonuçların büyük ölçüde örtüştüğü görülmüştür. Çıkış basıncındaki artış valf yayı kaynaklı olabileceği gibi yine makinenin emme ve basma zamanlarının farklı olmasından yani ikinci kademe basınçlı hava üretirken üçüncü kademenin emişte olmamasından dolayı ikinci kademenin ürettiği hava ara soğutucu iç hacmine gönderilmektedir bu da ikinci kademe çıkış basıncının hesaplanandan daha yüksek değerlere pik yapmasına sebep olmaktadır.

Diğer iki kademe de gözlendiği gibi giriş basıncının ikinci kademenin çıkış basıncından daha düşük olduğu gözlenmektedir. Giriş basıncı düzeltmesi ile elde edilen grafik aşağıdaki gibidir.

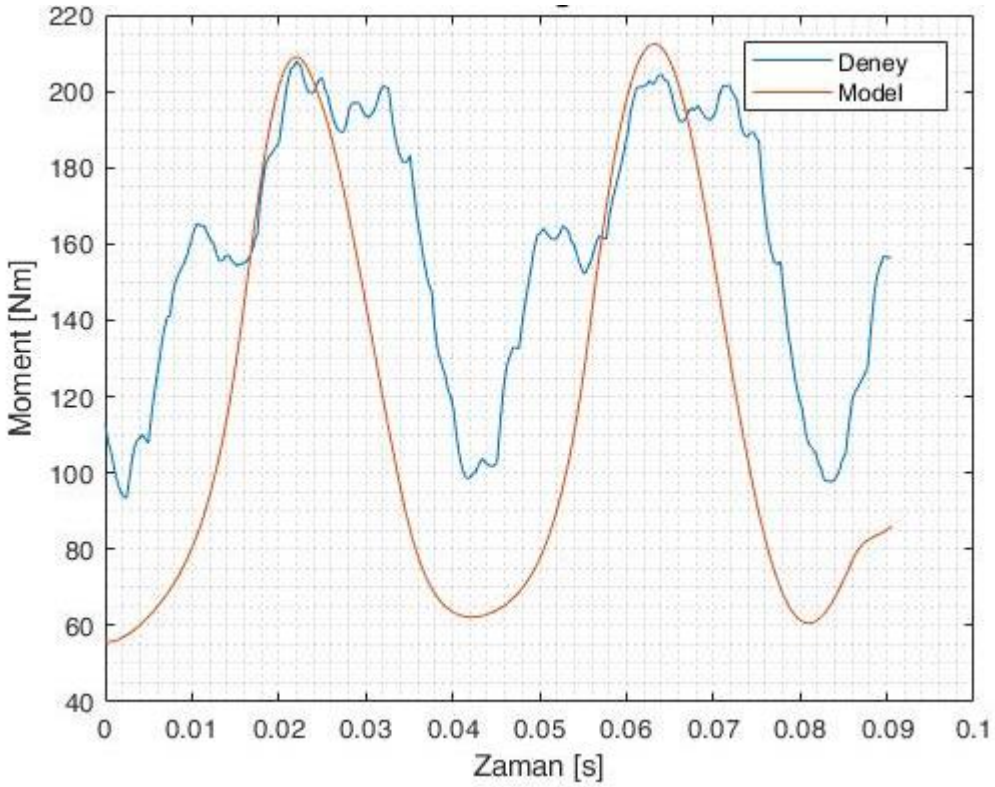


Şekil 5.16 Üçüncü kademe silindir iç basıncı karşılaştırması

Yapılan model düzeltmesi ile deney sonuçları ve model çıktıları daha tutarlı gözükmektedir. Emme ve basma bölgelerindeki ekstra pik ve düşümlerin valf yayı kaynaklı olduğu düşünülmektedir.

5.5 Moment ve Açısal Hız Grafiklerinin Karşılaştırılması

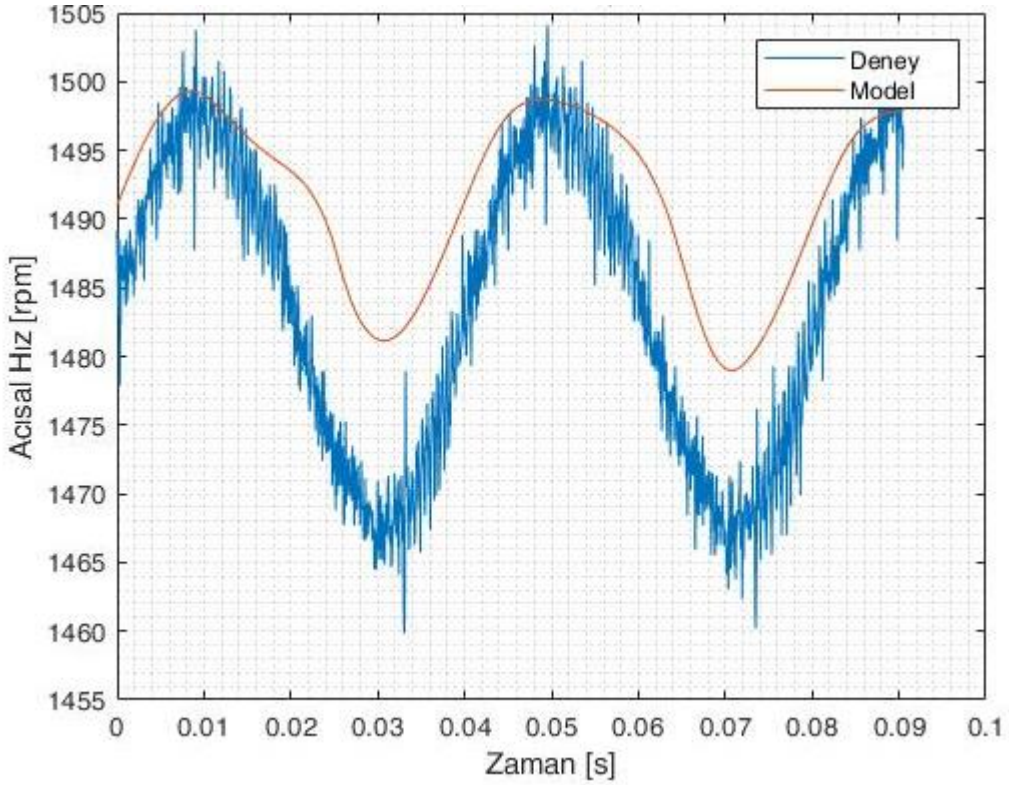
Elde edilen moment eğrisi ile deneysel çıktıların karşılaştırılması aşağıdaki gibidir.



Şekil 5.17 Moment eğrisi karşılaştırması

Yukarıda elde edilen P-V diyagramları ile oluşturulan moment eğrisinin pik değerleri model ile paralellik göstermektedir. Ek olarak minimum değerlerin deneysel verilerde daha yüksek olmasının sebebi sürtünme momentleridir. Sürtünme momentleri modellenmediğinden modelde elde edilen minimum moment değerleri deneysel verilerden daha düşük gözükmektedir.

Açısal hız değişimlerinin karşılaştırmalı grafiği aşağıdaki gibi gözlenmiştir.



Şekil 5.18 Açısal hız karşılaştırması

P-V diyagramlarında modelde yapılan iyileştirmeler ile açısal hız değişimi bu şekilde elde edilmiştir. Pik noktalarında tutarlılık gözlenmiş, minimum noktalarında deneysel sonuçlarda daha düşük değerler gözlenmiştir. Bunun sebebinin modele eklenmeyen sürtünme momentlerinin olduğu düşünülmektedir. Sürtünme momentleri makine yüküne ek olarak gelen bir yük oluşturur, bu durum hem minimum moment değerlerinin yükselmesine hem de bu sebeple minimum açısal hız değerlerinin azalmasına neden olmaktadır.

BÖLÜM 6

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada üç kademeli pistonlu bir kompresör için dinamik yükler, kademelerin P-V diyagramları, açısal hız değişimi ve moment eğrileri modellenmiştir. Dinamik yüklerin modellenip hesaplanması sayesinde minimum dinamik yük değerlerini verecek optimum krank mili ve karşı ağırlık dizaynı yapılabilmektedir. Bu sayede makine titreşim ve gürültü performansında iyileşme gözlenmektedir.

Çalışmada üç kademeli W tip tek etkili pistonlu kompresöre ait 3 farklı krank ağırlığı ile dinamik yüklerin incelenmesi yapılmıştır. Burada optimum karşı ağırlık ile dinamik yüklerin minimum olacak şekilde elde edilmesi sağlanmıştır. Bu çalışma ile düşürülen dinamik yük değerleri sayesinde makine titreşim ve gürültü performansı artırılmıştır. Ayrıca yataklara gelen yükler azaltılarak yatak ömürlerinin artırılması sağlanmıştır.

Kademelerin P-V diyagramları modellenmiş, valf içlerine basma klepesi altına yerleştirilen hassas basınç transmitterleri sayesinde deneysel olarak P-V diyagramları elde edilmiştir. Elde edilen teorik ve deneysel sonuçlar üstüste çizdirilerek farklılıklar incelenmiş, sebepleri ortaya konularak modelde iyileştirme çalışmaları yapılmış ve model ile deneysel sonuçların birbirine yakınsaması sağlanmıştır. Bu sayede bundan sonra tasarlanacak tüm kademeli kompresörler için kullanılabilecek doğruluğu yüksek bir sayısal model elde edilmiştir. P-V diyagram modellerine valf mekaniği eklenmediğinden valf kaynaklı pik ve düşüşler modelde gözlenememektedir. Bundan sonra yapılacak çalışmalarda modele valf modeli de gömülebilirse çok daha iyi sonuçlar elde edilebilir.

Makine hareket denkleminin parametrik olarak elde edilmesi sayesinde bundan sonra tasarımı gerçekleştirilecek tüm tek veya çok kademeli pistonlu kompresörler için hareket denklemi çözülebilir. Bu sayede açısal hız değişimi zamana bağlı olarak çözümlenebilir. Açısal hız değişiminin gözlenmesi ile makine düzgünsüzlük katsayısı hesaplanmış, makine üzerindeki volan ataletinin yeterliliği konusunda bilgi sahibi olunabilmiştir.

Çalışmada yine üç kademeli W tip tek etkili pistonlu kompresöre ait 3 farklı volan ile hareket denklemi çözdürülerek açısal hız değişimleri ve düzgünsüzlük katsayısı hesaplanmıştır. Düzgünsüzlük katsayısının düşürülmesi makine titreşim ve akustik performansının artıracaktır. Aynı şekilde volan ataletinin artırılmasının makinenin nominal çalışma hızına gelme süresini artırdığı gözlenmiştir. Yapılan optimizasyon çalışması ile istenilen düzgünsüzlük katsayısı değeri için gerekli volan ataleti belirlenmiştir.

P-V diyagramlarının doğru şekilde modellenmesi ve makinenin fiziksel özelliklerinin parametrik olarak modele eklenebilmesi sayesinde makine moment eğrisi elde edilmiş. Yapılan deneysel çalışma ile elde edilen moment değerleri ile karşılaştırılmıştır. P-V diyagramlarındaki model iyileştirmeleri sayesinde moment pik değerleri tutarlılık göstermiş, minimum moment değerlerinde ise ufark farklılıklar gözlenmiştir. Bunun sebebinin modele eklenmeyen sürtünme momentleri olduğu düşünülmüştür. Bundan sonraki çalışmalarda moment modeline sürtünme momentinin eklenmesi sonuçların daha da iyileşmesini sağlayacaktır. Ancak yine de modelde elde edilen moment eğrisi makine tasarımı için oldukça önemlidir. Millerdeki burulma momentleri, kaplin seçimleri, bellhousing tasarımı gibi konularda makine moment eğrisi gereklidir. Bu model sayesinde parametrik olarak her pistonlu kompresör için moment eğrisi elde edilebilir durumdadır.

Sonuç olarak yapılan tüm bu çalışmalar bundan sonraki tasarımı gerçekleştirilecek pistonlu kompresörler için önemli bir kilometretaşı oluşturmaktadır.

KAYNAKLAR

[1] Shigley, J.E., Vicker, J.J., (1981). Theory of Machines and Mechanisms, International Edition, Mc Graw-Hill Book Co., Singapore.

[2] Brown, R.N., (1997). Compressors Selection and Sizing, Second Edition, Gulf Professional Publishing, Houston.

[3] Kurtuluş, T., (2007). Hermetik Pistonlu Kompresörlerde Pistonun İkincil Hareketinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul

[4] Bhakta A. Et Al., (2012). "A Valve Design Methodology for Improved Reciprocating Compressor Performance" International Compressor Engineering Conference, 1252: 1-8.

[5] Hartl, M., Meyer, F., Schneider, S., (2001). "Oil-free low-vibration piston compressor in railway applications", International Conference on Compressors and Their Systems, 9-12 September 2011, London.

[6] Olgun, M., (2010). Tek Silindirli Bir Dizel Motorun Atalet Kuvvetlerinin Analizi ve Dengeleme Hesaplamaları, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul

[7] Şahin, İ., (2001). Taşıtlarda Kullanılan İçten Yanmalı Motorların Dinamik Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul

[8] Sidney, H.A., (1974). Introduction to Pyhsical Metallurgy, Second Edition, Mc Graw-Hill Book Co., New York.

[9] Lee, F.Y., Huang Y.C., (2012). "Dynamic Balancing Modal Analysis and Vibration Suppressing Design for Reciprocating Compressor Crankshaft" Applied Mechanics and Materials, 157: 996-999.

[10] Lin, D.Y., Huang Y.C., (2014). "Dynamic Motion and Modal Analysis Simulation fort he Balance Mass of the Crankshaft of a Two-cylinder Reciprocating Air Compressor" Applied Mechanics and Materials, 511: 696-699.

[11] Solmaz, H., (2014). Dört Silindirli Dört Zamanlı bir Dizel Motorunun Dinamik Modeli ve Titreşimlerinin İncelenmesi, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara

[12] Hanlon, P.C., (2001). Compressor Handbook, Mc Graw-Hill Book Co., New York.

[13] Bloch, H.P., (2006). A Practical Guide to Compressor Technology, Wiley Interscience Publication, New Jersey.

[14] Boles, M.A., Çengel Y.A., (2006). Thermodynamics and Engineering Approach, Fifth Edition, Mc Graw-Hill Book Co., New York.

[15] Chappell, J.S., (2011). A Transient Fluid and Thermodynamic Model of a Compressed Air System, Yüksek Lisans Tezi, The University of Alabama Department of Mechanical Engineering, Alabama

[16] Çakmak S., (1993). Volan ve Volan Hesapları, Yıldız Teknik Üniversitesi Yayın Komistonu, İstanbul.

[17] Real, M.A., Pereira E.A.G., (2010). "Using PV Diagram Synchronized with the Valve Functioning to Increase the Efficiency on the Reciprocating Hermetic Compressors" International Compressor Engineerinf Conference, 1225: 1-8.

[18] Elhaj, M., Gu F., (2008). "Numerical simulation and experimental study of a two-stage reciprocating compressor for condition monitoring" Mechanical Systems and Signal Processing, 22: 374-389.

EK-A

MATLAB KODLARI

Dinamik Model Kodları

```
%Üç Kademeli Pistonlu Kompresör Dinamik Hesaplamalar
clc
clear all
close all

%Girilmesi Gereken Değerler

pi1=0.85;        %1. kademe giriş basıncı [bar]
po3=38;       %3. kademe çıkış basıncı [bar]
Dp1=160;      %1. kademe piston çapı   [mm]
Dp2=85;       %2. kademe piston çapı   [mm]
Dp3=52;       %3. kademe piston çapı   [mm]
s=94;         %strok mesafesi [mm]
l1=252;       %1. kademe biyel uzunluğu [mm]
l2=252;       %2. kademe biyel uzunluğu [mm]
l3=252;       %3. kademe biyel uzunluğu [mm]
uk=1;         %aktarma oranı
rm=1500;      %nominal motor devri [rpm]
sa=110;        %silindirler arası açı[deg]
mp1=1.86+0.55+0.135+0.18;   %1. kademe piston+pim+rulman&burc+segman
ağırlığı [kg]
mp2=0.51+0.23+0.098+0.08;   %2. kademe piston+pim+rulman&burc+segman
ağırlığı [kg]
mp3=1.92+0.23+0.098+0.04;   %3. kademe piston+pim+rulman&burc+segman
ağırlığı [kg]
mk=28.42;     %krank ağırlığı [kg]
mb1=2.48;     %1. kademe biyel ağırlığı [kg]
mb2=2.48;     %2. kademe biyel ağırlığı [kg]
mb3=2.48;     %3. kademe biyel ağırlığı [kg]
mr1=0.08;     %1. kademe rulman & kep ağırlığı(biyel-krank)[kg]
mr2=0.08;     %2. kademe rulman & kep ağırlığı(biyel-krank)[kg]
mr3=0.08;     %3. kademe rulman & kep ağırlığı(biyel-krank)[kg]
h1=91.6;      %1. kademe biyel ağırlık merkezi yüksekliği [mm]
h2=91.6;      %2. kademe biyel ağırlık merkezi yüksekliği [mm]
h3=91.6;      %3. kademe biyel ağırlık merkezi yüksekliği [mm]
hk=-15.38;    %krank ağırlık merkezi yüksekliği [mm]
j0=0.095;     %krank atalet momenti [kg*m^2]
jm=0.3034;    %motor atalet momenti [kg*m^2]
```

```
jv=0.60;      %volan atalet momenti [kg*m^2]
c1=0.025;     %1. kademe ölü hacmin silindir hacmine oranı
c2=0.025;     %2. kademe ölü hacmin silindir hacmine oranı
c3=0.025;     %3. kademe ölü hacmin silindir hacmine oranı
n11=1.28;     %1. kademe polytropik üs (genlesme)
n12=1.28;     %1. kademe polytropik üs (sıkıştırma)
n21=1.28;     %2. kademe polytropik üs (genlesme)
n22=1.28;     %2. kademe polytropik üs (sıkıştırma)
n31=1.28;     %3. kademe polytropik üs (genlesme)
n32=1.28;     %3. kademe polytropik üs (sıkıştırma)
T11=25;       %1. Kademe Hava Emiş Sıcaklığı [°C]
T12=45;       %2. Kademe Hava Emiş Sıcaklığı [°C]
T13=45;       %3. Kademe Hava Emiş Sıcaklığı [°C]
R=0.287;      %Gaz Sabiti
dP1=0;        %1. ile 2. kademe arası basınç düşümü  [bar]
dP2=0;        %2. ile 3. kademe arası basınç düşümü  [bar]

%Motor Datası

  p(1) = 1.1562e-15;
  p(2) = -9.4009e-13;
  p(3) = 3.272e-10;
  p(4) = -6.3746e-08;
  p(5) = 7.6257e-06;
  p(6) = -0.00057756;
  p(7) = 0.027501;
  p(8) = -0.78707;
  p(9) = 12.17;
  p(10) = -78.022;
  p(11) = 541.14;

%Hesaplanan Veriler

po1=3.8;                          %1. kademe çıkış basıncı [bar]
pi2=2.0;                          %2. kademe giriş basıncı [bar]
po2=10.0;                         %2. kademe çıkış basıncı [bar]
pi3=7.5;                          %3. kademe giriş basıncı [bar]

imb1=(h1/l1)*mb1;                             %1. kademe biyel
ağırlığı(pistona düşen)[kg]
imb2=(h2/l2)*mb2;                             %2. kademe biyel
ağırlığı(pistona düşen)[kg]
imb3=(h2/l3)*mb3;                             %3. kademe biyel
ağırlığı(pistona düşen)[kg]
imk1=mb1*((l1-h1)/l1)+mr1;                    %1. kademe biyel
ağırlığı(krank miline düşen) [kg]
imk2=mb2*((l2-h2)/l2)+mr2;                    %2. kademe biyel
ağırlığı(krank miline düşen) [kg]
imk3=mb3*((l3-h3)/l3)+mr3;                    %3. kademe biyel
ağırlığı(krank miline düşen) [kg]
kr=s/2000;                                    %krank eksantrik yarıçapı
[m]
w0=pi*(rm*uk/30);                             %nominal açısal hız
[rad/s]
lb1=l1/1000;                                  %1. kademe biyel uzunluğu
[m]
lb2=l2/1000;                                  %2. kademe biyel uzunluğu
[m]
```

```
lb3=l3/1000;                                    %3. kademe biyel uzunluğu
[m]
rl1=kr/lb1;                                     %1. kademe r/L oranı
rl2=kr/lb2;                                     %2. kademe r/L oranı
rl3=kr/lb2;                                     %3. kademe r/L oranı
cc1=c1/((pi1/po1)^(1/n11));                     %1. kademe boyutsuz sayı
cc2=c2/((pi2/po2)^(1/n21));                     %2. kademe boyutsuz sayı
cc3=c3/((pi3/po3)^(1/n31));                     %3. kademe boyutsuz sayı
ve1=1-(((po1/pi1)^(1/n11))-1)*c1;               %1. kademe hacimsel verim
ve2=1-(((po2/pi2)^(1/n21))-1)*c2;               %2. kademe hacimsel verim
ve3=1-(((po3/pi3)^(1/n31))-1)*c3;               %3. kademe hacimsel verim
T21=(T11+273)*((po1/pi1)^((n12-1)/n12))-273;             %1. kademe
hava çıkış sıcaklığı[°C]
T22=(T12+273)*((po2/pi2)^((n22-1)/n22))-273;             %2. kademe
hava çıkış sıcaklığı[°C]
T23=(T13+273)*((po3/pi3)^((n32-1)/n32))-273;             %3. kademe
hava çıkış sıcaklığı[°C]
dV=(pi*Dp1^2)/4*rm*uk*s*(10^-6);                         %hava debisi
[L/dk]
dm=(pi1*100*dV/60000)/(R*(T11+273));                     %kütlesel
hava debisi[kg/s]
E1=dm*(n12*R*(T11+273))/(n12-1)*((po1/pi1)^((n12-1)/n12)-1)
E2=dm*(n22*R*(T12+273))/(n22-1)*((po2/pi2)^((n22-1)/n22)-1)
E3=dm*(n32*R*(T13+273))/(n32-1)*((po3/pi3)^((n32-1)/n32)-1)
E=E1+E2+E3;
% Ana Hareket Denklemi Çözümü

% da(2)=(m1*kp*dkp*da(1)^2+(moment-mmoment))/jt; (Ana Hareket
Denklemi)
[t,a]= ode45(@examp3,[0:0.00005:1],[0 0]);

        for k=1:length(a)

        %Konum Hız ve İvme Analizi

        m=a(:,1);
        l=a(:,2);
        s1=m+degtorad(sa/2);      %1.silindir açısı[rad]
        s2=m-degtorad(sa/2);      %2.silindir açısı[rad]
        s3=m;                     %3.silindir açısı[rad]
        ka1(k)=lb1-(kr^2/4/lb1)+kr*(cos(s1(k))+kr/4/lb1*cos(s1(k)*2))-
lb1+kr;  %1.piston konum analizi [m]
        ka2(k)=lb2-(kr^2/4/lb2)+kr*(cos(s2(k))+kr/4/lb2*cos(s2(k)*2))-
lb2+kr;  %2.piston konum analizi [m]
        ka3(k)=lb3-(kr^2/4/lb3)+kr*(cos(s3(k))+kr/4/lb3*cos(s3(k)*2))-
lb3+kr;  %3.piston konum analizi [m]
        ha1(k)=(-kr*l(k))*((sin(s1(k))+(0.5*rl1*sin(s1(k)*2))));
%1.piston hız analizi [m/s]
        ha2(k)=(-kr*l(k))*((sin(s2(k))+(0.5*rl2*sin(s2(k)*2))));
%2.piston hız analizi [m/s]
        ha3(k)=(-kr*l(k))*((sin(s3(k))+(0.5*rl3*sin(s3(k)*2))));
%3.piston hız analizi [m/s]
        ia1(k)=(-kr*l(k)^2)*((cos(s1(k))+(rl1*cos(s1(k)*2))));
%1.piston ivme analizi [m/s^2]
        ia2(k)=(-kr*l(k)^2)*((cos(s2(k))+(rl2*cos(s2(k)*2))));
%2.piston ivme analizi [m/s^2]
        ia3(k)=(-kr*l(k)^2)*((cos(s3(k))+(rl3*cos(s3(k)*2))));
%3.piston ivme analizi [m/s^2]
```

```
%       Karşı Ağırlık Tayini

%         minmh ile max mh arasında z'yi minimum yapan değer mh olarak
kabul edilir.
%         minmh=-460;
%         maxmh=-400;
%         mh=minmh:(maxmh-minmh)/(length(a)-1):maxmh;
%         mh=-433;
        mh=mk*hk;

        %Silindir Ic Basinci

        d11(k)=po1*(c1/((2*kr-ka1(k))/(2*kr)+c1))^(n11);
        d12(k)=pi1/((((2*kr)-ka1(k))/(2*kr))^(n12));

        d21(k)=po2*(c2/((2*kr-ka2(k))/(2*kr)+c2))^(n21);
        d22(k)=pi2/((((2*kr)-ka2(k))/(2*kr))^(n22));

        d31(k)=po3*(c3/((2*kr-ka3(k))/(2*kr)+c3))^(n31);
        d32(k)=pi3/((((2*kr)-ka3(k))/(2*kr))^(n32));

        %1. Silindir Ic Basinci

        if (mod((s1(k)),2*pi))<=pi
            if d11(k)>=pi1
                sib1(k)=d11(k);
            else
                sib1(k)=pi1;
            end
        elseif d12(k)<po1
            sib1(k)=d12(k);
        else
            sib1(k)=po1;
        end

        %2. Silindir Ic Basinci

        if (mod((s2(k)),2*pi))<=pi
            if d21(k)>=pi2
                sib2(k)=d21(k);
            else
                sib2(k)=pi2;
            end
        elseif d22(k)<po2
            sib2(k)=d22(k);
        else
            sib2(k)=po2;
        end

        %3. Silindir Ic Basinci

        if (mod((s3(k)),2*pi))<=pi
            if d31(k)>=pi3
                sib3(k)=d31(k);
            else
                sib3(k)=pi3;
            end
        elseif d32(k)<po3
```

```
            sib3(k)=d32(k);
        else
            sib3(k)=po3;
        end


%       Boyutsuz Sayılar & Atalet Momentleri

        kp1(k)=-kr*(sin(s1(k))+0.5*rl1*sin(2*s1(k)));
        kp2(k)=-kr*(sin(s2(k))+0.5*rl2*sin(2*s2(k)));
        kp3(k)=-kr*(sin(s3(k))+0.5*rl3*sin(2*s3(k)));

        dkp1(k)=-kr*(cos(s1(k))+rl1*cos(2*s1(k)));
        dkp2(k)=-kr*(cos(s2(k))+rl2*cos(2*s2(k)));
        dkp3(k)=-kr*(cos(s3(k))+rl3*cos(2*s3(k)));

        jmech1(k)=(mp1+imb1)*kp1(k)^2;                              %1.
kademe mile indirgenmis atalet momenti [kg*m^2]
        jmech2(k)=(mp2+imb2)*kp2(k)^2;                              %2.
kademe mile indirgenmis atalet momenti [kg*m^2]
        jmech3(k)=(mp3+imb3)*kp3(k)^2;                              %3.
kademe mile indirgenmis atalet momenti [kg*m^2]
        jt(k)=jm+jmech1(k)+jmech2(k)+jmech3(k)+jv+j0;
%Sistemin toplam atalet momenti [kg*m^2]
        djt(k)=(2*(mp1+imb1)*(-
kr*(sin(m(k)+degtorad(sa/2))+0.5*rl1*sin(2*(m(k)+degtorad(sa/2)))))*(-
kr*(cos((m(k)+degtorad(sa/2)))+rl1*cos(2*(m(k)+degtorad(sa/2))))))+(2*
(mp2+imb2)*(-kr*(sin(m(k)-degtorad(sa/2))+0.5*rl2*sin(2*(m(k)-
degtorad(sa/2)))))*(-kr*(cos((m(k)-degtorad(sa/2)))+rl2*cos(2*(m(k)-
degtorad(sa/2))))))+(2*(mp3+imb3)*(-
kr*(sin(m(k))+0.5*rl3*sin(2*(m(k)))))*(-
kr*(cos((m(k)))+rl3*cos(2*(m(k))))));

%       Piston Kuvveti & Biyel Acisi & Silindir Yuzey Kuvveti & Moment

        pk1(k)=(sib1(k)-1)*10^5*pi*(Dp1/1000)^2/4*-1;     %N
        pk2(k)=(sib2(k)-1)*10^5*pi*(Dp2/1000)^2/4*-1;     %N
        pk3(k)=(sib3(k)-1)*10^5*pi*(Dp3/1000)^2/4*-1;     %N
        ba1(k)= asin((rl1*sin(s1(k))));                   %rad
        ba2(k)= asin((rl2*sin(s2(k))));                   %rad
        ba3(k)= asin((rl3*sin(s3(k))));                   %rad
        syk1(k)=pk1(k)*tan(ba1(k));                       %N
        syk2(k)=pk2(k)*tan(ba2(k));                       %N
        syk3(k)=pk3(k)*tan(ba3(k));                       %N
        moment1(k)=syk1(k)*(ka1(k)+lb1-kr);                 %Nm
        moment2(k)=syk2(k)*(ka2(k)+lb2-kr);                 %Nm
        moment3(k)=syk3(k)*(ka3(k)+lb3-kr);                 %Nm
        e(k)=(moment1(k)+moment2(k)+moment3(k))*l(k);           %Toplam
enerji [J]
        mmoment(k)=(p(1)*l(k).^10 +p(2)*l(k).^9+p(3)*l(k).^8 +
p(4)*l(k).^7 + p(5)*l(k).^6 + p(6)*l(k).^5 +
p(7)*l(k).^4+p(8)*l(k).^3+p(9)*l(k).^2 + p(10)*l(k) + p(11));   %Motor
Momentu[Nm]
        e2(k)=mmoment(k)*l(k);

%       Krank Ataleti & Piston Ataleti
```

```
        kra(k)=((mh/1000)+((imk1+imk2+imk3)*kr))*(l(k)^2);
%krank ataleti radyal[N]
        pa1(k)=(mp1+imb1)*-ia1(k);
%1. kademe piston ataleti [N]
        pa2(k)=(mp2+imb2)*-ia2(k);
%2. kademe piston ataleti [N]
        pa3(k)=(mp3+imb3)*-ia3(k);
%3. kademe piston ataleti [N]
        x(k)=kra(k)*cos(m(k))+pa1(k)*cos(-
degtorad(sa/2))+pa2(k)*cos(+degtorad(sa/2))+ pa3(k);          %x
yönündeki atalet kuvvetleri [N]
        y(k)=kra(k)*sin(m(k))+pa1(k)*sin(-
degtorad(sa/2))+pa2(k)*sin(+degtorad(sa/2));                  %y
yönündeki atalet kuvvetleri [N]
        z(k)=(x(k)^2+y(k)^2)^(0.5);
%bileşke atalet kuvveti [N]
        end


    figure(1)
    plot(t,l);
    title('Acisal Hiz Degisimi');
    xlabel('zaman');
    ylabel('Acisal Hiz [rad/s]');
    hold on
    grid on

    figure(2)
    plot(t,sib1);
    title('1.Kademe Silindir Ic Basinci');
    xlabel('Strok');
    ylabel('Basinc [bar]');
    hold on
    grid on

    figure(3)
    plot(t,sib2);
    title('2.Kademe Silindir Ic Basinci');
    xlabel('Strok');
    ylabel('Basinc [bar]');
    hold on
    grid on

    figure(4)
    plot(t,sib3);
    title('3.Kademe Silindir Ic Basinci');
    xlabel('Strok');
    ylabel('Basinc [bar]');
    hold on
    grid on

    figure(5)
    plot(t,mmoment);
    title('Sistem Moment Eğrisi');
    xlabel('zaman');
    ylabel('Moment [Nm]');
    hold on
    grid on
```

```
    figure(6)
    plot(mh,z);
    title('Dinamik Yuklerin Bileskesi');
    xlabel('Krank mili agirligi * krank mili agirlik merkezi
[kg*mm]');
    ylabel('Bileske Dinamik Yuk [N]');
    hold on
    grid on

    figure(7)
    plot(x,y);
    title('Dinamik Yuklerin Degisimi');
    xlabel('x yonundeki kuvvetler [N]');
    ylabel('y yonundeki kuvvetler [N]');
    hold on
    grid on
```

Diferansiyel Denklemin Fonksiyon Kodları

```
function da=examp3(t,a)


%Girilmesi Gereken Değerler

pi1=0.85;       %1. kademe giriş basıncı [bar]
po1=3.8;       %1. kademe çıkış basıncı [bar]
pi2=2.0;       %2. kademe giriş basıncı [bar]
po2=10.0;       %2. kademe çıkış basıncı [bar]
pi3=7.5;       %3. kademe giriş basıncı [bar]
po3=38;       %3. kademe çıkış basıncı [bar]
Dp1=160;       %1. kademe piston çapı   [mm]
Dp2=85;       %2. kademe piston çapı   [mm]
Dp3=52;       %3. kademe piston çapı   [mm]
s=94;         %strok mesafesi [mm]
l1=252;       %1. kademe biyel uzunluğu [mm]
l2=252;       %2. kademe biyel uzunluğu [mm]
l3=252;       %3. kademe biyel uzunluğu [mm]
uk=1;         %aktarma oranı
rm=1500;      %nominal motor devri [rpm]
sa=120;        %silindirler arası açı[deg]
mp1=1.86+0.55+0.135+0.18;   %1. kademe piston+pim+rulman&burc+segman
ağırlığı [kg]
mp2=0.51+0.23+0.098+0.08;   %2. kademe piston+pim+rulman&burc+segman
ağırlığı [kg]
mp3=1.92+0.23+0.098+0.04;   %3. kademe piston+pim+rulman&burc+segman
ağırlığı [kg]
mk=24.42;      %krank ağırlığı [kg]
mb1=2.48;     %1. kademe biyel ağırlığı [kg]
mb2=2.48;     %2. kademe biyel ağırlığı [kg]
mb3=2.48;     %3. kademe biyel ağırlığı [kg]
mr1=0.08;    %1. kademe rulman & kep ağırlığı(biyel-krank)[kg]
mr2=0.08;    %2. kademe rulman & kep ağırlığı(biyel-krank)[kg]
mr3=0.08;    %3. kademe rulman & kep ağırlığı(biyel-krank)[kg]
h1=91.6;     %1. kademe biyel ağırlık merkezi yüksekliği [mm]
h2=91.6;     %2. kademe biyel ağırlık merkezi yüksekliği [mm]
h3=91.6;     %3. kademe biyel ağırlık merkezi yüksekliği [mm]
hk=-15.38;  %krank ağırlık merkezi yüksekliği [mm]
j0=0.095;    %krank atalet momenti [kg*m^2]
jm=0.3034;  %motor atalet momenti [kg*m^2]
```

```
jv=0.60;     %volan atalet momenti [kg*m^2]
c1=0.025;    %1. kademe ölü hacmin silindir hacmine oranı
c2=0.025;    %2. kademe ölü hacmin silindir hacmine oranı
c3=0.025;    %3. kademe ölü hacmin silindir hacmine oranı
n11=1.28;    %1. kademe polytropik üs (genlesme)
n12=1.28;    %1. kademe polytropik üs (sıkıştırma)
n21=1.28;    %2. kademe polytropik üs (genlesme)
n22=1.28;    %2. kademe polytropik üs (sıkıştırma)
n31=1.28;    %3. kademe polytropik üs (genlesme)
n32=1.28;    %3. kademe polytropik üs (sıkıştırma)

%Motor Datası

  p(1) = 1.1562e-15;
  p(2) = -9.4009e-13;
  p(3) = 3.272e-10;
  p(4) = -6.3746e-08;
  p(5) = 7.6257e-06;
  p(6) = -0.00057756;
  p(7) = 0.027501;
  p(8) = -0.78707;
  p(9) = 12.17;
  p(10) = -78.022;
  p(11) = 541.14;


%Hesaplanan Veriler

imb1=(h1/l1)*mb1;                          %1. kademe biyel
ağırlığı(pistona düşen)[kg]
imb2=(h2/l2)*mb2;                          %2. kademe biyel
ağırlığı(pistona düşen)[kg]
imb3=(h2/l3)*mb3;                          %3. kademe biyel
ağırlığı(pistona düşen)[kg]
imk1=mb1*((l1-h1)/l1)+mr1;                 %1. kademe biyel
ağırlığı(krank miline düşen) [kg]
imk2=mb2*((l2-h2)/l2)+mr2;                 %2. kademe biyel
ağırlığı(krank miline düşen) [kg]
imk3=mb3*((l3-h3)/l3)+mr3;                 %3. kademe biyel
ağırlığı(krank miline düşen) [kg]
kr=s/2000;                                 %krank eksantrik yarıçapı
[m]
w0=pi*(rm*uk/30);                          %nominal açısal hız
[rad/s]
lb1=l1/1000;                               %1. kademe biyel uzunluğu
[m]
lb2=l2/1000;                               %2. kademe biyel uzunluğu
[m]
lb3=l3/1000;                               %3. kademe biyel uzunluğu
[m]
rl1=kr/lb1;                                %1. kademe r/L oranı
rl2=kr/lb2;                                %2. kademe r/L oranı
rl3=kr/lb2;                                %3. kademe r/L oranı
cc1=c1/((pi1/po1)^(1/n11));                %1. kademe boyutsuz sayı
cc2=c2/((pi2/po2)^(1/n21));                %2. kademe boyutsuz sayı
cc3=c3/((pi3/po3)^(1/n31));                %3. kademe boyutsuz sayı
ve1=1-(((po1/pi1)^(1/n11))-1)*cc1;         %1. kademe hacimsel verim
ve2=1-(((po2/pi2)^(1/n21))-1)*cc2;         %2. kademe hacimsel verim
ve3=1-(((po3/pi3)^(1/n31))-1)*cc3;         %3. kademe hacimsel verim
```

```
% da(2)=(m1*kp*dkp*da(1)^2+(moment-mmoment))/jt


da=zeros(2,1);

da(1)= a(2);

        ka1=lb1-
(kr^2/4/lb1)+kr*(cos(a(1)+degtorad(sa/2))+kr/4/lb1*cos((a(1)+degtorad(
sa/2))*2))-lb1+kr;     %m
        ka2=lb2-(kr^2/4/lb2)+kr*(cos(a(1)-
degtorad(sa/2))+kr/4/lb2*cos(a(1)-degtorad(sa/2)*2))-lb2+kr;       %m
        ka3=lb3-(kr^2/4/lb3)+kr*(cos(a(1))+kr/4/lb3*cos(a(1)*2))-
lb3+kr;                                          %m

        d11=po1*(c1/((2*kr-ka1)/(2*kr)+c1))^(n11);
        d12=pi1/((((2*kr)-ka1)/(2*kr))^(n12));

        d21=po2*(c2/((2*kr-ka2)/(2*kr)+c2))^(n21);
        d22=pi2/((((2*kr)-ka2)/(2*kr))^(n22));

        d31=po3*(c3/((2*kr-ka3)/(2*kr)+c3))^(n31);
        d32=pi3/((((2*kr)-ka3)/(2*kr))^(n32));


        if mod(a(1)+degtorad(sa/2),2*pi)<=pi
            if d11>=pi1
                sib1=d11;
            else
                sib1=pi1;
            end
        elseif d12<po1
            sib1=d12;
        else
            sib1=po1;
        end

        if (mod((a(1)-degtorad(sa/2)),2*pi)<=pi)
            if d21>=pi2
                sib2=d21;
            else
                sib2=pi2;
            end
        elseif d22<po2
            sib2=d22;
        else
            sib2=po2;
        end

        if mod(a(1),2*pi)<=pi
            if d31>=pi3
                sib3=d31;
            else
                sib3=pi3;
            end
        elseif d32<po3
```

```
            sib3=d32;
        else
            sib3=po3;
        end

        jt=jm+((mp1+imb1)*(-
kr*(sin(a(1)+degtorad(sa/2))+0.5*rl1*sin(2*(a(1)+degtorad(sa/2)))))^2)
+((mp2+imb2)*(-kr*(sin(a(1)-degtorad(sa/2))+0.5*rl2*sin(2*(a(1)-
degtorad(sa/2)))))^2)+((mp3+imb3)*(-
kr*(sin(a(1))+0.5*rl3*sin(2*(a(1)))))^2)+jv+j0;

        djt=(2*(mp1+imb1)*(-
kr*(sin(a(1)+degtorad(sa/2))+0.5*rl1*sin(2*(a(1)+degtorad(sa/2)))))*(-
kr*(cos((a(1)+degtorad(sa/2)))+rl1*cos(2*(a(1)+degtorad(sa/2))))))+(2*
(mp2+imb2)*(-kr*(sin(a(1)-degtorad(sa/2))+0.5*rl2*sin(2*(a(1)-
degtorad(sa/2)))))*(-kr*(cos((a(1)-degtorad(sa/2)))+rl2*cos(2*(a(1)-
degtorad(sa/2))))))+(2*(mp3+imb3)*(-
kr*(sin(a(1))+0.5*rl3*sin(2*(a(1)))))*(-
kr*(cos((a(1)))+rl3*cos(2*(a(1))))));

        mmoment=(p(1)*da(1).^10 +p(2)*da(1).^9+p(3)*da(1).^8 +
p(4)*da(1).^7 +p(5)*da(1).^6
+p(6)*da(1).^5+p(7)*da(1).^4+p(8)*da(1).^3+p(9)*da(1).^2+p(10)*da(1) +
p(11));

        moment1=(((sib1-1)*10^5*pi1*(Dp1/1000)^2/4*-
1)*tan(asin((rl1*sin((a(1)+degtorad(sa/2)))))))*((lb1-
(kr^2/4/lb1)+kr*(cos((a(1)+degtorad(sa/2)))+kr/4/lb1*cos((a(1)+degtora
d(sa/2))*2))-lb1+kr)+kr);                    %Nm
        moment2=(((sib2-1)*10^5*pi2*(Dp2/1000)^2/4*-
1)*tan(asin((rl2*sin((a(1)-degtorad(sa/2)))))))*((lb1-
(kr^2/4/lb2)+kr*(cos((a(1)-degtorad(sa/2)))+kr/4/lb2*cos((a(1)-
degtorad(sa/2))*2))-lb2+kr)+kr);
        moment3=(((sib3-1)*10^5*pi3*(Dp3/1000)^2/4*-
1)*tan(asin((rl3*sin((a(1)))))))*((lb3-
(kr^2/4/lb3)+kr*(cos((a(1)))+kr/4/lb3*cos((a(1))*2))-lb3+kr)+kr);


da(2)=(-(0.5*djt*da(1)^2+(moment1+moment2+moment3))+mmoment)/jt;
```

Elektrik Motor Modeli Kodları

```
clc
clear
rs=[0 12 20 30 40 50 60 65 70 75 80 85 89 90 91 92 93 94 95 96 96.2
96.4 96.6 96.8 97 97.2 97.4 97.6 97.8 98 98.2 98.4 98.6 98.8 99 99.2
99.4 99.6 99.8];                                %Nominal hıza göre
motor hızı oranı
rt=[2.8 2.66 2.58 2.5 2.44 2.4 2.38 2.38 2.41 2.5 2.65 2.86 3.07 3.1
3.07 2.98 2.82 2.60 2.32 1.98 1.91 1.83 1.75 1.67 1.58 1.49 1.4 1.31
1.21 1.12 1.02 0.91 0.81 0.7 0.59 0.48 0.36 0.24 0.12];   %Nominal
momenta göre motor momentu oranı


uk=1;
rm=1500;
```

```
mw=rs*uk*rm/100;           %Motor Hızı Değişimi[rad]
mt=rt*19.7/uk*9.81;              %Motor Momentu Değişimi[Nm]

figure(11)
plot(mw,mt)
title('Elektrik Motoru Moment Egrisi');
xlabel('Acisal Hiz [rpm]');
ylabel('Moment [Nm]');
hold on
grid on
```

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Sinan PİŞİRİCİ

Doğum Tarihi ve Yeri : 21.10.1989 , BAKIRKÖY

Yabancı Dili : İngilizce

E-posta : sinanpisirici@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Enerji Programı	Yıldız Teknik Üni.	2017
Lisans	Makine Müh.	İstanbul Teknik Üni.	2013
Lise	Sayısal	Beşiktaş Ata.And.Lis.	2007

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2014-Devam ediyor	Dalgakıran Kompresör	Ar-Ge Müh.

YAYINLAR

Makale

1. Sezer, S., **Pişirici, S.**, (2017). “W Tip Üç Kademeli Pistonlu Kompresörün P-V Diyagramının Teorik ve Deneysel İncelenmesi” Makinetek, 241: 90-94.