

**95 HP 1.3 MULTİJET DÖRT SİLİNDİRLİ DİZEL MOTORA AİT KRANK MİLİNİN
DİNAMİK ANALİZİ**

Ahmet YILMAZ

**Bülent Ecevit Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalında
Yüksek Lisans Tezi
Olarak Hazırlanmıştır**

ZONGULDAK

Mayıs 2013

KABUL:

Ahmet YILMAZ tarafından hazırlanan “95 HP 1.3 MULTİJET DÖRT SİLİNDİRLİ DİZEL MOTORA AİT KRANK MİLİNİN DİNAMİK ANALİZİ” başlıklı bu çalışma jürimiz tarafından değerlendirilerek, Bülent Ecevit Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans Tezi olarak oybirliği ile kabul edilmiştir.
27/05/2013

Başkan: Yrd. Doç. Dr. Sadri ŞENSOY (BEÜ)


.....

Üye : Doç. Dr. Ertan ÖZTÜRK (BEÜ)


.....

Üye : Yrd. Doç. Dr. Fatmagül KOLTUK (BEÜ)


.....

ONAY:

Yukarıdaki imzaların, adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylarım .../.../2013



Prof. Dr. Özden ÖZEL GÜVEN
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”


Ahmet YILMAZ

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

95 HP 1.3 MULTİJET DÖRT SİLİNDİRLİ DİZEL MOTORA AİT KRANK MİLİNİN DİNAMİK ANALİZİ

Ahmet YILMAZ

Bülent Ecevit Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Sadri ŞENSOY

Mayıs 2013, 89 sayfa

Bu tez çalışmasında GGG60 malzemedен imal edilmiş 95HP 1.3 multijet dört silindirli dizel motorun krank milinin dinamik analizi yapılmıştır. Analiz aşamasında; 4 silindirli krank milinin ANSYS yazılımı aracılığıyla simülasyonu hazırlanmış ve kritik noktaların detaylı mesh'lemesi yapılmıştır.

İçten yanmalı motorlar, yanma sonucu oluşan enerjiyi mekanik enerjiye çeviren ekipmanlardır. Krank milleri içten yanmalı motorların en önemli hareketli parçalarından bir tanesidir. Krank milleri yapısı itibariyle karmaşık bir yapıya sahiptir. Krank millerinin vibrasyon performansı motor verimini direkt olarak etkilemektedir. Krank millerinin vibrasyon değerinin tespiti ise; krank milinin karmaşık geometri de olması nedeniyle hesaplanması zordur. Bu çalışma da, krank miline etki eden piston ağırlıkları dikkate alınarak krank milinin doğal frekans değerlerindeki modal analizi incelenmiştir.

ÖZET (devam ediyor)

Son olarak, yapılan model analiz üzerindeki kritik gerilme noktaları belirlenerek raporlanmış ve sonuçlar yorumlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Krank mili, Multijet, Dinamik analiz, Sonlu eleman metodu

Bilim Kodu: 625.02.00

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

THE CRANKSHAFT DYNAMIC ANALYSIS OF 95 HP 1.3 MULTIJET DIESEL ENGINE WITH FOUR CYLINDER

Ahmet YILMAZ

**Bülent Ecevit University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering**

Thesis Advisor: Asst. Prof. Sadri ŞENSOY

May 2013, 89 pages

In this thesis, dynamic analysis of four cylinder 1.3. multijet engine's crankshaft which were manufactured by GGG60 material. The finite element analysis (FEM) software ANSYS was used to do the modal analysis and the detailed of the critical points were meshed by ANSYS.

Internal combustion engines are converting the chemical energy of the fuel to mechanical energy. Crankshaft is also one of the most important moving parts in internal combustion engine. Crankshaft is a complicated continuous elastomer. The vibration performance of crankshaft has important effect to engine by directly. The calculation of crankshaft vibration performance is difficult because of the complexity of crankshaft structure. In this study, Main analysis parameters of crankshaft were added to piston weight on the crankshaft.

ABSTRACT (continued)

At least, the critical points were observed on the dynamic analysis model of crankshaft to reported and interpreted in this study.

Keywords: Crankshaft, Multijet, Dynamic analysis, Finite element method

Science Code: 625.02.00

TEŞEKKÜR

Bu tez alıőmasını hazırlamamda bana yol gsteren ve her aőamada büyük yardımlarını grdgm hocam Yrd. Doç. Dr. Sadri ŞENSOY'a ncelikle Őükranlarımı sunarım. Bu alıőma sırasında bana yardımlarını esirgemeyen değerli arkadaőım Makine Mühendisi Yavuz TOKLUCU' ya teşekkür ederim. Ayrıca, bu çalışmanın hazırlanma sürecinde maddi ve manevi desteklerini sürekli hissettiğim babam Fahri YILMAZ'a, eőim Sevcan YILMAZ'a, kızım Begüm Sude YILMAZ' a teőekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL	i
ÖZET	iii
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR	vii
İÇİNDEKİLER.....	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xiii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xvii
BÖLÜM 1 MOTORLAR	1
1.1 İÇTEN YANMALI MOTORLAR	2
1.2 İÇTEN YANMALI MOTORLARIN GENEL ÇEVİRİMİ	10
1.3 DİZEL MOTORLAR.....	13
1.3.1 Dizel Motorların Çalışma Prensibi.....	14
1.3.1.1 Emme Zamanı	15
1.3.1.2 Sıkıştırma Zamanı	15
1.3.1.3 Yanma ve Genişleme Zamanı	15
1.3.1.4 Egzoz Zamanı.....	16
1.4 KRANK-BİYEL MEKANİZMASI.....	17
1.5 GENEL YANMA TEORİSİ.....	22
1.5.1 Dizel Motorlarında Yanma.....	24
1.5.2 İdeal Yanma Prosesi.....	25
1.5.3 Gerçek Yanma Prosesi	25
1.6 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	26
BÖLÜM 2 KRANK MİLLERİ	31
2.1 İÇTEN YANMALI BİR MOTORA AİT KRANK MİLİNİN İNCELENMESİ.....	31

İÇİNDEKİLER (devam ediyor)

	<u>Sayfa</u>
2.2 İÇTEN YANMALI MOTORLARDA KRANK MİLİ DİZAYNI	32
2.3 KRANK MİLİ ÜRETİM AŞAMALARI.....	33
2.3.1 Dövme	33
2.3.2 Döküm.....	36
BÖLÜM 3 KRANK MİLİ SİSTEMLERİNİN KUVVET VE STRES ANALİZİ	41
3.1 KRANK MİLİ SİSTEMLERİNDE KUVVET ANALİZİ.....	41
3.1.1 Basınç Kuvvetleri.....	41
3.1.2 Eylemsizlik Kuvvetleri.....	42
3.1.2.1 Bağlantı Rotundaki Eylemsizlik Kuvveti.....	42
3.1.2.2 Dönen Parçalardaki Eylemsizlik Kuvveti	44
3.1.2.2 İleri - Geri Hareketi Yapan Parçaların Eylemsizlik Kuvveti	45
3.2 KRANK DİZİSİNDEKİ KUVVET BÖLÜNMESİ VE ANA YATAKLARDAKİ KUVVETLER	45
BÖLÜM 4 KRANK MİLİ STRES ANALİZİ – SONLU ELEMANLAR VE KLASİK ANALİZ TEKNİKLERİNİN İNCELENMESİ.....	49
4.1 METOTLARIN HİYERARŞİSİ.....	49
4.2 ANALİZ METODLARI	51
4.2.1 Parametrik CAD Metodu (Seviye 1).....	51
4.2.2 Detaylı Klasik Stres Analiz Metodu (Seviye 2).....	52
4.2.3 Statik Olarak Belirli Yükler Kullanılarak Yapılan Sonlu Elemanlar Analizi (Seviye 3)	55
4.2.4 Geliştirilmiş Yükleme Koşulları Kullanan Sonlu Elemanlar Metodu (Seviye 4)...	55
4.2.5 Üç Boyutlu Titreşim Stresleri (Seviye 5).....	57
4.3 UYGULAMALAR	57
4.3.1 Dizayn Optimizasyonu	57
4.3.2 Bir Sonlu Elemanlar Metodu Kullanım Örneği	57
BÖLÜM 5 4 SİLİNDİRLİ DİZEL MOTORUN KRANK MİLİNİN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİYLE DİNAMİK ANALİZİ	59

İÇİNDEKİLER (devam ediyor)

	<u>Sayfa</u>
5.1 KRANK KOLU STRES ANALİZİ	59
5.1.1 Krank Kolu Modeli	59
5.1.2 Sınır Koşulları	61
5.1.3 Krank Mili Dizayn Hesapları	63
5.1 KRANK MİLİ MODEL FORMÜLASYONU	65
5.2.1 Sonlu Elemanlar Metodunun Yapısal Dinamik Özellikleri	65
5.2.2 Krank Mili Modeli	69
5.2.3 Sınır Koşulları	70
5.2.4 Analiz	71
BÖLÜM 6 SONUÇLAR.....	77
KAYNAKLAR.....	85
ÖZGEÇMİŞ	89

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>No</u>		<u>Sayfa</u>
1.1	Bir içten yanmalı pistonlu motorun şematik şekli	2
1.2	4 stroklu bir benzinli motorun indikatör (P-V) diyagramı.....	4
1.3	4 stroklu benzinli motor çevriminin P-V diyagramı	5
1.4	Aşırı doldurmalı 4 stroklu bir aşırı doldurmalı motorun P-V diyagramı.....	6
1.5	Bir pistonlu motorda moment ve gücün devir sayısına göre değişimi	9
1.6	Genel çevrim.....	10
1.7	Krank mili açısına bağlı olarak motor basıncı değişimi	16
1.8	Krank-Biyel mekanizması	18
1.9	Krankın dönme eksenine göre pistonun konumu	20
1.10	Krankın dönme eksenine göre pistonun hızı.....	21
1.11	Krankın dönme eksenine göre pistonun ivmesi	22
2.1	Krank mili ve parçaları	31
2.2	Çift silindirli bir krank miline ait dövme yöntemi üretim süreçleri.....	34
2.3	Dövme prosesi akış şeması.	35
2.4	Döküm kalıbı.	36
2.5	Döküm prosesi akış şeması.....	39
3.1	Krank miline etki eden kuvvetler.....	46
3.2	Ana yataklardaki kuvvetler	47
4.1	Çeşitli analiz seviyeleri arasındaki bilgi akışı.....	50
4.2	Krank kolu için rijitlik metodu	52
4.3	Burulma yük paketi.....	53
4.4	Düzlem içi yük paketi	53
4.5	Düzlem dışı bükülme momenti.....	54
4.6	Krank kolu burulma titreşim sonuçları	54
4.7	Yük paylaşım hesaplamalarının karşılaştırması	56
4.8	Volan dönme rezonansında krank pimi stresleri.....	56
5.1	Krank mili şekli	59

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam ediyor)

<u>No</u>		<u>Sayfa</u>
5.2	Krank mili sonlu eleman ağı.....	60
5.3	Krank pimindeki yük dağılımı.....	61
5.4	Krank milinin 3D varlık modeli.....	70
5.5	Bağlantı noktaları.....	70
5.6	Krank mili sonlu eleman ağı.....	71
5.7	Modal Analiz sonucu belirlenen ilk on mod değeri.....	71
5.8	Krank milinin 1. mod değerinde toplam deformasyon oluşumu.....	72
5.9	Krank milinin 2. mod değerinde toplam deformasyon oluşumu.....	72
5.10	Krank milinin 3. mod değerinde toplam deformasyon oluşumu.....	73
5.11	Krank milinin 4. mod değerinde toplam deformasyon oluşumu.....	73
5.12	Krank milinin 5. mod değerinde toplam deformasyon oluşumu.....	73
5.13	Krank milinin 6. mod değerinde toplam deformasyon oluşumu.....	74
5.14	Krank milinin 7. mod değerinde toplam deformasyon oluşumu.....	74
5.15	Krank milinin 8. mod değerinde toplam deformasyon oluşumu.....	74
5.16	Krank milinin 9. mod değerinde toplam deformasyon oluşumu.....	75
5.17	Krank milinin 10. mod değerinde toplam deformasyon oluşumu.....	75

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>No</u>		<u>Sayfa</u>
2.1	Krank mili malzemeleri.	37
5.1	Krank kolu simülasyonunda kullanılan ölçüler.	60
5.2	GGG60 malzemesi fiziksel değerleri.	60
5.3	Teknik parametreler.	63
5.4	Krank mili başlıca parametreleri.	69
5.5	İlk on mod parametreleri.	72
6.1	X yönündeki etkin mod.	78
6.2	Y yönündeki etkin mod.	79
6.3	Z yönündeki etkin mod.	80
6.4	ROTX yönündeki etkin mod.	81
6.5	ROTY yönündeki etkin mod.	82
6.6	ROTZ yönündeki etkin mod.	83

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

- b_e : Efektif özgül yakıt tüketimi
 b_i : İndike özgül yakıt tüketimi [g/kW saat]
cm : Santimetre
D : Piston çapı [mm]
 G_y : Saatteki yakıt tüketimi [kg/saat]
 H_u : Yakıtın alt ısıl değeri
I : Kütleli atalet momenti
i : Silindir sayısı
 k_1 : Sıkıştırma adyabatik üssü
 k_2 : Genişleme adyabatik üssü
l : 1 kg yakıtın yanması için gerekli gerçek hava miktarı [kg Hava/kg Yakıt]
L : 1 kg yakıtın yanması için gerekli gerçek hava miktarı [kmol Hava/kg Yakıt]
 l_0 : 1 kg yakıtın yanması için gerekli teorik hava miktarı [kg Hava/kg Yakıt]
 L_0 : 1 kg yakıtın yanması için gerekli teorik hava miktarı [kmol Hava/kg Yakıt]
m : Metre
m : Vibe katsayısı
 m_1 : Taze dolgu miktarı [kg/1 kg yakıt]
 M_1 : Taze dolgu miktarı [kmol/1 kg yakıt]
 M_2 : Sıvı yakıtın yanma ürün miktarı [kmol/1kg yakıt]
 M_e : Döndürme momenti [Nm]
MPa : Megapascal
 m_y : Yakıtın mol kütlesi [kg/mol]
N : Newton
n : Nominal devir sayısı [devir/dakika]
 n_{ak} : Krank milinin yorulmada akma mukavemetine göre güvenlik katsayıları
 n_1 : Sıkıştırma politrop üssü
 n_2 : Genişleme politrop üssü

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam ediyor)

- N_e : Efektif güç
 N_i : İndike güç [kW]
 n_σ : Krank milinin yorulmada eğilme mukavemetine göre güvenlik katsayıları
 P : Toplam kuvvet
 p_0 : Atmosfer basıncı
 P_j : Atalet kuvveti
 P_z : Gaz basınç kuvveti [MN]
 p'_i : Teorik indike basınç
 P_0 : Çevre gaz basıncı
 P_a : Emme sonu gaz basıncı [MPa]
 P_b : Genişleme sonu basıncı
 P_c : Sıkıştırma sonu gaz basıncı
 p_e : Ortalama efektif basınç
 p_i : Ortalama indike basınç
 p_m : Ortalama mekanik basınç
 P_r : Artık gaz basıncı
 P_z : Yanma sonu gaz basıncı
 R_m : Krankın biyel muylu merkezindeki parçaların kütlesi
 s : Saniye
 S : Piston stroku [m]
 S : Piston stroku [mm]
 T : Krank milini döndüren teğetsel kuvvet
 T_0 : Çevre gaz sıcaklığı
 T_a : Emme sonu gaz sıcaklığı [K]
 T_c : Sıkıştırma sonu gaz sıcaklığı
 T_r : Artık gaz sıcaklığı
 V_h : Silindir strok hacmi [dm³]
 α : Krank mili açısı
 α : Sabit hacimde basınç artış oranı
 α_z : Teorik yanma süresi [°KMA]
 β : Emme portu hava giriş katsayısı

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam ediyor)

- γ_r : Artık gaz katsayısı
 δ : Art genişleme oranı
 Δp_i : Pompalama kayıplarının ortalama basıncı
 ΔT : Emme havasının motor çeperlerinden aldığı ısıdan kaynaklanan sıcaklık artışı
 ε : Poission oranı
 ε : Sıkıştırma oranı
 ε_{in} : Emme portu direnç katsayısı
 η_v : Volümetrik verim
 λ : Hava fazlalık katsayısı
 λ_b : Biyel etkinliği
 ρ : Sabit basınçta hacim artış oranı
 ρ_c : Taze dolgu yoğunluğu [kg/m³]
 σ_a : Gerilme genliği
 σ_c : Maximum gerilme (krank mili yataklarındaki)
 σ_j : Maximum gerilme (anayataktaki)
 σ_m : Ana gerilme
 σ_T : Burulma nedeniyle oluşan genlik
 σ_{TBN} : Nominal eğilme genliği
 σ_{TQN} : Nominal kopma gerilmesi
 φ : Basınç açısı
 ω : Krank mili açısal hızı [rad/sn]

KISALTMALAR

- AÖN : Alt ölü nokta
d/d : Devir/Dakika
FEM : Sonlu Elemanlar Yöntemi
ÜÖN : Üst ölü nokta

BÖLÜM 1

MOTORLAR

Yanma sonucu oluşan enerjiyi mekanik işe dönüştüren makinelere motor denir. Dönüştürülen enerji türüne göre motorlar Isı (Termik), Elektrik, Nükleer veya Hidrolik olarak adlandırılmaktadır. Motorların ana girdisi olan yakıtların kimyasal enerjisi, yanma veya oksidasyon sonucu önce ısı enerjisine dönüşmekte ve bunun sonucunda gazların basıncı ve sıcaklığı hızla yükselmekte ve bu gazların genişlemesi ile mekanik iş elde edilmektedir. Buna göre; mekanik iş iki kademe de elde edilmektedir.

Yanma veya oksidasyon sonucu öncelikli olarak ısı enerjisi elde edilmektedir. Isı enerjisinin elde edilmiş yerine göre motorlar Dıştan Yanmalı Motorlar ve İçten Yanmalı Motorlar olmak üzere iki ana gruba ayrılmaktadır.

Günümüzde yaygın olarak kullanılan motorları içten yanmalı pistonlu motorlardır. 1800'lü yılların sonlarına doğru kullanılmaya başlayan ve günümüzün de en çok tercih edilen tipi olan pistonlu tip içten yanmalı motorlar, hızla gelişmiş ve gelişimini de devam ettirmektedir. Pistonlu içten yanmalı motorlardaki teknolojik gelişmelere rağmen, bu motorların temel çalışma prensipleri değişmemiştir.

Otomotiv sektöründe kullanılan pistonlu içten yanmalı motorlar; Otto çevrimi, Dizel çevrimi (Diesel), karma çevrime (Seiliger) göre çalışmaktadırlar. İçten yanmalı motorlar, kullanım amacı ve yerlerine göre bu türlerden birisi tercih edilerek belirlenmektedir.

Günümüz de pistonlu içten yanmalı motorların dizaynında; taşıt hızlarının ve güçlerinin artırılması, yakıt tüketiminin azaltılması, bu amaçla parçaların ağırlığının azaltılması ve daha dayanıklı malzemelerin kullanılması, ön planda tutulmaktadır. Teknolojinin gelişmesine paralel olarak son yıllarda farklı yakıt türleri kullanılması amacıyla yapılan çalışmalar ile birlikte motorlar sürekli olarak gelişim göstermektedirler.

Kullanılan yakıt türüne göre motorlar; benzinli ve dizel motorlar olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Benzinli motorlar, 4-stroklı ve 2-stroklı olarak sınıflandırılmaktadır. Bu tip motorlar da yanma, yakıt-hava karışımının, ateşleme sistemi tarafından yanması ile başlamaktadır. Ateşleme sisteminde yer alan her bir silindir için kısa süreli yüksek gerilim üretilmekte ve genellikle elektronik sistem ile yüksek gerilim ateşleme sırası gelen silindirin bujisine gönderilmektedir. Motorun yağlanması ise krank milinden veya kam milinden hareketini alan dişli yağ pompası ile sağlanmaktadır. Motor yağı alt karter de toplanmakta ve yağlama pompası tarafından karter haznesinden emilmektedir.

Dizel motorlar, 4-stroklı ve 2-stroklı olarak sınıflandırılmaktadır. Dört stroklı dizel motorlar genellikle büyük, küçük ve orta güç isteyen ağır yük taşıtların tahrikinde kullanılmaktadır. Dizel motorlar da benzinli motorlardan farklı olarak karbüratör ve buji yerine püskürtme pompası ve püskürtme enjektörleri bulunmaktadır. Tahrikini dişli ile krank milinden alan yakıt püskürtme pompası, dizayn değerlerine göre belirlenen miktardaki yakıtı, püskürtme sırası gelen silindirin enjektörüne pompalamaktadır. Yakıt sırasıyla yüksek basınçla enjektör deliklerinden her bir silindir içine püskürtülür. Bazı dizel motorlarda ilk tutuşma kolaylığını sağlamak amacıyla ısıtma bujisi de kullanılmaktadır. Motorun yağlanması ve soğutulması benzinli motorlarda olduğu gibidir.

Motor çevrimlerinin analizinde iş, indike basınç, moment – güç ve volumetrik verim gibi tanımlarından söz etmek gerekmektedir.

İş, bir motorun ürünüdür. İş, içten yanmalı pistonlu motorlarda yanma odasında yanan yakıtın yanması sonucunda oluşan gazların basıncının pistona etkisi ile oluşmaktadır. İçten yanmalı pistonlu bir motorda hareket eden piston yüzeyine etki eden gaz basınç kuvveti işi ifade etmektedir.

$$L = \int F \cdot dx = \int P \cdot A_p \cdot dx \quad (1.1)$$

Burada:

P : Yanma odasındaki gazların basıncı

A_p : Basıncın etki ettiği alan (piston alanı)

x = Piston hareket mesafesi

ve

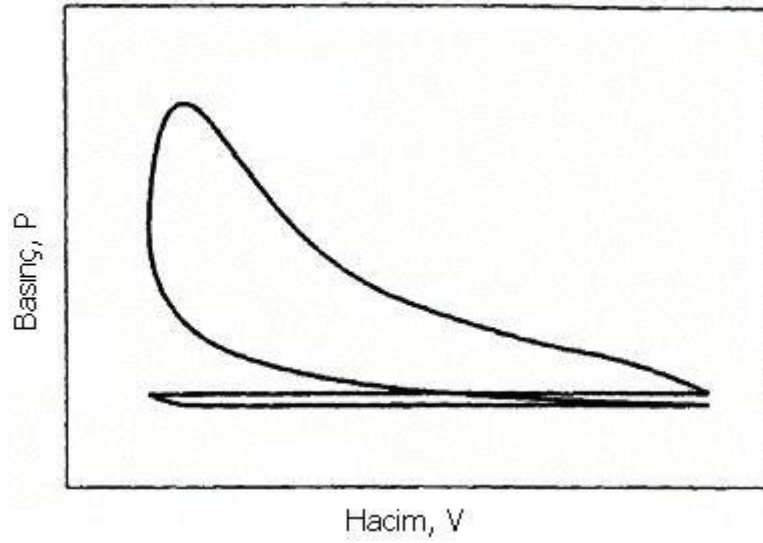
$$A_p \cdot dx = dV \text{ 'dir.}$$

Burada dV pistonun hareketi esnasında taradığı hacimdir.

Buna göre:

$$L = \int P \cdot dV \quad (1.2)$$

Yukarıdaki denkleme göre; iş, basınç ve hacime bağlı olarak yazılabilir.

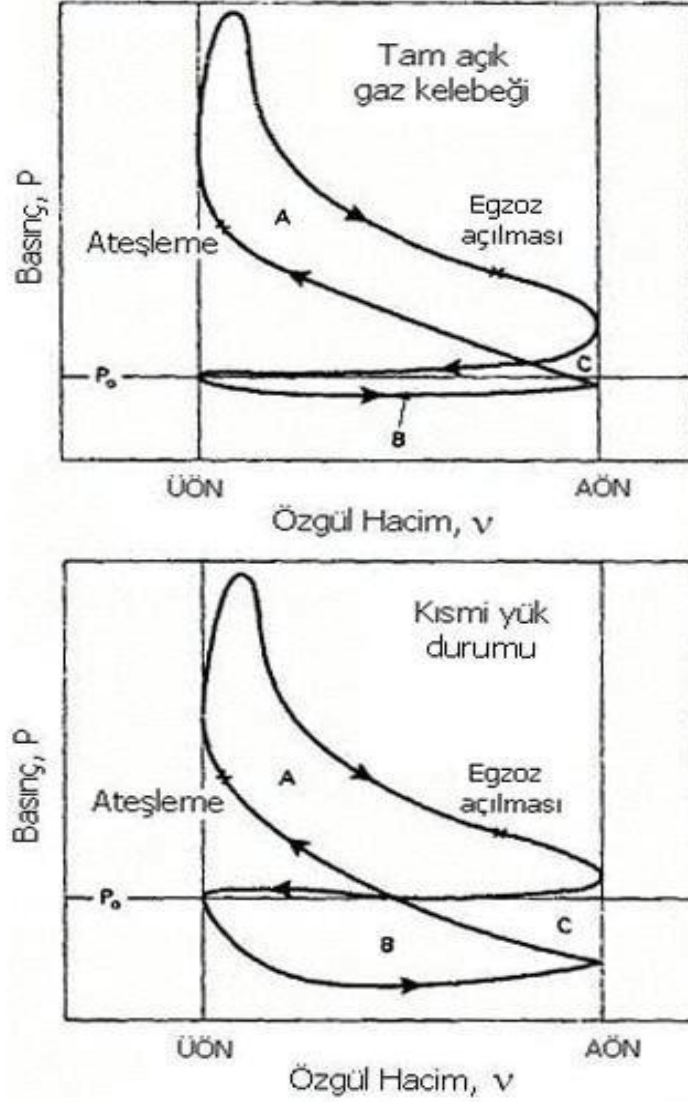


Şekil 1.2 4 stroklu bir benzinli motorun indikatör (P-V) diyagramı (Deniz 2008).

Şekil 1.2 de bir benzinli motorun indikatör diyagramında, 720° KMA (krank mili açısı) için piston basıncının yanma odası hacmine göre dağılımını ifade edilmektedir.

İçten yanmalı motorlar birden çok silindire sahip olduklarından analizlerinin bir silindirdeki birim kütleye göre yapması gerekmektedir. Bu durum da hacim V , özgül hacim v ve iş de özgül iş olarak aldığımızda:

$\omega = W / m v = V / m$ ve $\omega = \int P \cdot dv$ olur. Özgül iş ω , P-V diyagramında eğri altında kalan alandır (Şekil 1.2).



Şekil 1.3 4 stroklu benzinli motor çevriminin P-V diyagramı (Deniz 2008).

Silindir içi gaz basıncı P için şekil 1.3 'de gösterilen alanlar işi ifade etmektedir. Bu işe indike iş denilmektedir. İndike iş değeri, mekanik sürtünmeler ve ek donanımların tüketimlerinden dolayı direkt krank milinden alınamamaktadır. Ek donanımlardan olan yakıt pompası, turbo şarj, klima, alternatör gibi donanımlar motordan elde edilen işi kullanmaktadırlar. Motordan alınabilen gerçek iş ise efektif işidir.

$$\omega_e = \omega_i - \omega_f \quad (1.3)$$

Burada:

ω_b : Efektif iş

ω_i : Yanma odasında elde edilen indike özgül iş

ω_k : sürtünme ve ek tüketimlerden dolayı kaybolan iş

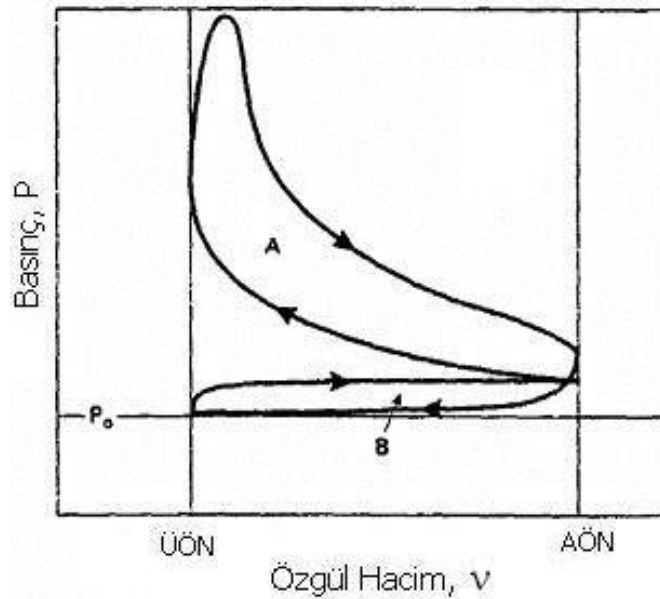
Şekil 1.3'de üst kapalı alan, sıkıştırma ve işin elde edildiği genişleme stroklarını ifade etmektedir. Burada elde edilen iş, toplam indike iş 'dir (şekil 1.3 'da A ve C alanları). Alt kapalı alan ise, emme ve egzoz stroklarını ifade etmektedir. B ve C alanları motorun emme strokundan oluşan kayıp iş alanları olup emme işi olarak ifade edilmektedir.

Net indike iş:

$$\omega_{net} = \omega_{top} - \omega_{emme} \quad (1.4)$$

Emme işi, aşırı doldurma sistemine sahip olmayan motorlarda negatif değer ile ifade edilmektedir:

$$\omega_{net} = (A \text{ alanı}) - (B \text{ alanı})$$



Şekil 1.4 Aşırı doldurmalı 4 stroklu bir aşırı doldurmalı motorun P-V diyagramı (Deniz 2008).

Bu tip motorlarda emme basıncı ise, egzoz basıncından daha büyük değerler aldığından pozitif bir emme basıncının oluşmasını sağlamaktadır:

$$\omega_{net} = (A \text{ alanı}) + (B \text{ alanı})$$

Bu sistem net işin artmasını sağlarken sürtünmelerle oluşan kayıpların artmasına da neden olmaktadır. Krank milinden alınabilen efektif işin, indike işe oranı mekanik verimi ifade etmektedir.

$$\eta_m = \omega_e / \omega_i = W_e / W_i \quad (1.5)$$

Günümüz teknolojisine sahip motorlarda mekanik verim η_m , %75 ile % 95 arasında gerçekleşmektedir. Motor hızının düşmesi ve krank milinden alınan işin azalmasıyla birlikte mekanik verim de azalmaktadır.

Ortalama indike basınç, Şekil 1.4 'deki gibi silindir içindeki basınç, çevrim boyunca değişik değerler almaktadır. Buna göre ortalama yâda ortalama efektif basınç (P_{em}) :

$$\omega = P_{im} \cdot \Delta v \text{ ya da } P_{im} = \omega / \Delta v = W / V_h$$

$$\Delta v = v_{AÖN} - v_{ÜÖN} \quad (1.6)$$

Burada:

W : Çevrim başına iş

ω : Bir çevrimdeki özgül hacim

V_h : Strok hacmi

İçten yanmalı motorlar da ortalama efektif basınç, motorların karşılaştırılmasında önemli bir parametredir. Karşılaştırma için moment kullanılırsa büyük motorun momenti her zaman daha büyüktür. Güç kullanılırsa hız önemli bir parametre olmaktadır. Efektif işin strok hacmine oranı ortalama efektif basıncı verir:

$$P_{em} = \omega_e / V_H \quad (1.7)$$

Günümüz de benzinli motorlarda $P_{em} = (850 \text{ ile } 1050) \text{ kPa}$ aralığında; dizel motorlarda ise genellikle, 700 kPa ile 900 kPa aralığında değerler almaktadır. Aşırı doldurmalı motorlarda bu değer 1000 kPa ile 1200 kPa aralığında değişmektedir.

Moment ve Güç ise; Moment, motorun iş yapabilme yeteneğini olup belirli bir moment kolu uzaklığından etkiyen kuvvetin etkisi olarak ifade edilmektedir. Buna göre:

$$2. \pi. M = W_e = P_{em} \cdot V_H / i \quad (1.8)$$

Burada:

W_e : Efektif iş

V_h : Strok hacmi

i : bir çevriminin tamamlanması için gereken dönüş sayısı.

Örneğin: 4 stroklu bir motorda bir çevrim için motor iki dönüş yapmaktadır ($i=2$):

$$2.2. \pi. M = W_e = P_{em} \cdot V_H$$

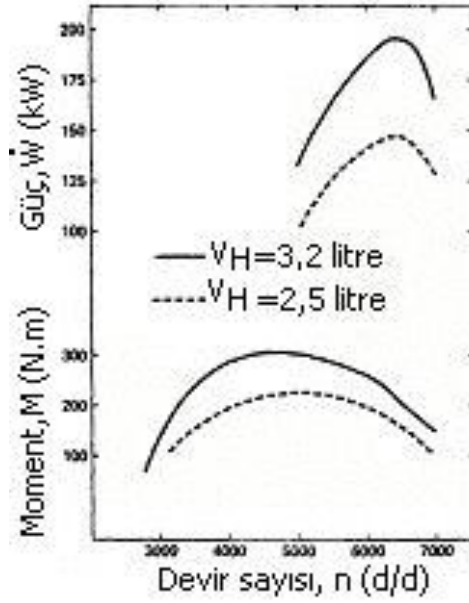
$$M = P_{em} \cdot V_H / 4. \pi$$

2 stroklu bir motorda her dönüş için sadece bir çevrim yapılmaktadır ($i=1$):

$$2. \pi. M = W_e = P_{em} \cdot V_H$$

$$M = P_{em} \cdot V_H / 2. \pi$$

Günümüz benzinli ve dizel motorlarında 4000 – 6000 d/d için maksimum 200 – 300 N.m arasında momentler elde edilmektedir.



Şekil 1.5 Bir pistonlu motorda moment ve gücün devir sayısına göre değişimi (Deniz 2008).

Güç ise, birim zamanda motorun yaptığı iş olarak ifade edilmektedir. i = bir çevriminin tamamlanması için gereken dönüş sayısı ve n = motor devir sayısı ise:

$$W = W \cdot n / i$$

$$W = 2 \cdot \pi \cdot M \cdot n / i$$

$$W = (1/2 \cdot i) P_{im} \cdot A_p \cdot U_p$$

$$W = P_{im} \cdot A_p \cdot U_p / 4 \quad \text{4-stroklı motor} \quad (1.9)$$

$$W = P_{im} \cdot A_p \cdot U_p / 2 \quad \text{2-stroklı motor} \quad (1.10)$$

Burada:

W = çevrim başına iş

A_p = piston alanı

U_p = Ortalama piston hızı ($U_p = 2 \cdot S \cdot n$; S :strok, n :devir sayısı)

Güç; efektif güç, indike güç, emme gücü ve sürtünme gücü olarak da tanımlanmaktadır.

Ayrıca:

$$W_e = \eta_m \cdot W_i \quad (1.11)$$

$$V_H = V_{\max} - V_{\min} \quad (1.12)$$

V_{\max} ; İş gazın alabildiği maksimum hacim (Piston AÖN'da)

V_{\min} ; İş gazın alabildiği minimum hacim (Piston ÜÖN'da)

V_H -;Piston strok hacmi

Çevrim işine (L_ζ) karşı gelen diagram alanı tabanı ($V_{\max} - V_{\min}$) olan bir dikdörtgen ile değiştirildiğinde dikdörtgenin yüksekliği,

$$P_\zeta = \frac{L_\zeta}{V_{\max} V_{\min}} \quad (\text{kg/m}^2) ; (\text{kN/m}^2) \quad (1.13)$$

P_ζ - özgül işi ifade eder yani birim hacim işidir.

Yukarıdaki denkleme göre özgül iş (P_ζ) birimi basınca eşittir. Bu basınç silindir hacmi V_{\max} 'tan V_{\min} 'e kadar değişimi esnasındaki sürede pistonu etki etmektedir. Bu özgül işe çevrimin ortalama indike basıncı denir ve P_{oi} ile ifade edilir. Bir çevrimin (ideal çevrim) verimliliği termik verimle tarif edilir.

$$\eta = \frac{L_\zeta}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad (1.14)$$

η_t = Termik verim

L_ζ = İşe dönüşmüş olan ısı

Q_1 = Çevrime sokulan ısı

Şekil 1.6'da çevrimin P-V ve T-S diyagramları görülmektedir. Bu çevrimde ısı girdisi art arda iki ayrı süreçte gerçekleşmektedir:

(1-2) - İzentropik (Adiyabatik) sıkıştırma

(2-3') - Sabit hacimde ısı sokumu (Q_1')

(3'-3) - Sabit basınçta ısı sokumu (Q_1'')

(3-4'') - İzentropik (Adiyabatik) genişleme

(4''-1'') - Sabit hacimde (Q2') ısısı dışarıya alınıyor.

(1''-1) - Sabit basınçta (Q2'') ısısı dışarıya alınıyor.

Pratik olarak uygulanan çevrimlerin basınç, hacim ve sıcaklık değişimi aşağıdaki koşullara bağlıdır (Deniz 2008);

- En düşük basınç (P_{min}) ancak ortam basıncı kadar olabilir ki silindir içindeki gazlar dış ortama atılabilsin.
- Maksimum basınç (P_{max}) malzeme ve teknolojinin gelişmesine bağlıdır, malzemenin mukavemeti , özgül ağırlığı gibi.
- Minimum hacim (V_{min}) ise sıkıştırma sonu basınç ve sıcaklıkların artma hızı ile sınırlandırılmıştır. Aynı zamanda gerçek çevrimlerde yüksek sıkıştırma oranlarında kayıplar arttığından minimum hacmi ise sınırlandırılmış olmaktadır.
- Bunun dışında hava-yakıt karışımı bir arada sıkıştıran motorlarda çok küçük hacimleri istemeyiz, çünkü bu durumda yakıt kendi kendine tutuşma sıcaklığına erişir ve istenmeyen bir anda yanma olabilir.

Bu diyagramlara göre maksimum çalışma hacmi 4' noktasına kadar olmakta ve bu durum da silindirdeki genişleme P_{min} basıncına kadar gerçekleşmektedir. Böylece çevrimin termik verimi artmakta, fakat hacmin büyümesi ile çevrimin ortalama indike basıncı hızla azalmaktadır.

Çevrimlerde gerçek süreçlerdeki sürtünme kayıpları V_{max} ile V_{min} arasındaki fark arttıkça artmakta ve hacim büyümesinden kazanılan iş bunu karşılayamamaktadır. Bu durum silindir hacminin (strokun) büyümesinin gereksiz olduğunu göstermektedir.

İçten yanmalı pistonlu motorlar da çevrim süreci 123'341 şeklinde gerçekleşmekte ve genişleme 4 noktasında tamamlanmaktadır. Ortalama indike basıncı arttırabilmek için genişleme strokunu 4''' noktasında bitirilip sıkıştırma başlangıcı 1' noktasında gerçekleştirip sıkıştırma başlangıcı basıncını ortam basıncından daha yüksek elde edilebilir. Gerçek içten yanmalı motorlarda ise bu önceden havayı sıkıştırarak silindire vermekle gerçekleşebilmektedir.

Ortalama indike basıncı yükseltmek amacı ile V_{max} değerini küçültmek neticesinde, çevrimin termik verimi (T-S) diyagramından 144''1'' alanı ile orantılı olarak düşmektedir. Bu aslında tam genişleme olmamasından kaynaklanmaktadır. Eksik genişlemeden dolayı meydana gelen ısı kaybını önleyebilmek için, bu ısıyı, başka bir makinede tam genişleme yaparak geri kazanabilmektedir. Bu tip makinelerde V_{max} artması ile kayıplar meydana gelmemekte, bu yüzden de böyle bir sistemin termik verimi aynı V_{max} genişlemeli içten yanmalı pistonlu bir motordan daha yüksek olmaktadır (Deniz 2008).

1.3 DİZEL MOTORLAR

Dizel motorlar, yakıtın hava ile sıkıştırılarak yüksek basınç ve sıcaklık altında yanması ve patlaması prensibi ile çalışan bir motorlardır.

Bu olay dizel çevrimi olarak bilinmekte ve 1892 'de Alman Mühendis Rudolf Dizel tarafından bulunarak ve 23 Şubat 1893 'de patenti alınmıştır.

Dizel motorlar da egzoz gazının silindirin dışına atılması ve taze havanın yanma odasına verilmesi sübaplar vasıtası ile gerçekleşmektedir. Dizel motorun yanma işlemini gerçekleştirebilmesi için motora fazladan hava sevk ederek yanma odasında yüksek basınç oluşturmaya çalışan turbo şarjların kullanılması gerekmektedir. Bu arada soğutucu kullanılarak alınan havanın turbo şarjler ile sıkıştırılmadan sonra soğutulması verimi arttırmaktadır. Çok soğuk havalarda, dizel yakıt koyulaşır, viskozitesi artar ve jel veya balmumu kristal bir yapı almaktadır. Bu şartlar da yakıtın silindirin içine alınması verimli bir yol değildir ve yakıt enjektörü için zorluk oluşturabilmektedir. Günümüz dizel teknolojisinde bu zorluğu yenmek için yeni önlemler geliştirilmiştir. Yakıt hattı ve yakıt filtresini elektrikle ısıtmaktır. Manifold içindeki az sayıda rezistans teli kullanılan ısıtıcılar, motor çalışma sıcaklığına gelinceye dek giriş havasını ısıtır. Motor blok ısıtıcıları (motor bloğu içindeki rezistanslı ısıtıcılar), soğuk havalarda motor aşınmasını ve çalıştırma zamanını azaltmak için, uzun periyotlu motor kapatıldığında kullanılmaktadır.

Bir dizel motor sisteminin en önemli parçası hız kontrol ünitesidir, yakıt dağıtım oranını kontrolü ile motorun hızını sınırlayan ünitedir. İlk zamanlar da hız kontrol üniteleri motordan bir vites sistemi ile yönlendirilirdi (ve böylece sadece motor hızına lineer olarak yakıt sağlanırdı). Gelişen teknoloji ile birlikte modern elektronik kontrollü motorlar (ECM)

Elektronik Kontrol Modülü veya Elektronik Kontrol Ünitesi (ECU) yoluyla bunu başarmışlardır. ECM/ECU bir sensör den motor hız sinyali alır ve daha sonra ECM/ECU içinde başvurulmak üzere depolanan bu sinyallerin algoritmalarını kullanmaktadır. Bu motor hızına göre elektrik ve hidrolik valfler sayesinde yakıt miktarı ve zamanlamayı kontrol etmektedir (Çakır 2007).

Yakıtın pistonların içine enjeksiyonunun başlama zamanının kontrol edilmesi emisyonların minimize edilmesi ve motor veriminin maksimize edilmesi için en önemli unsurdur. Silindir içine bu yakıt enjeksiyonu başlamasının tam zamanlaması günümüz modern motorlarında elektronik olarak kontrol edilmektedir. Zamanlama, genellikle Üst Ölü Noktanın (TDC) önündeki pistonun krank ünitesi açısı ile ölçülür. Örneğin, piston Üst Ölü Noktadan 10 derece önde olduğu zaman eğer ECM/ECU yakıt enjeksiyonuna başlarsa, enjeksiyon başlama veya zamanlama 10 derece BTDC (Before Top Dead Center) 'dir denir. Optimal zamanlama hız ve yük kadar motor dizaynına da bağlıdır (Çakır 2007).

Dizel motorlarda yakıt püskürtülmesi, indirekt ve direkt olarak iki tip olarak sınıflandırılmaktadır. İndirekt püskürtme de, yakıt dizel motorda yanma odası dışında, ön oda olarak adlandırılan yere verilir. Yanma başladığında yanma odasının içine yayılır. Bu tipte motordaki aşırı gürültü ve titreşim azaltılır, ancak ısı kaybı artar ve motor verimi düşüktür. Direkt püskürtme de ise günümüz dizel motorlar teknolojilerinde kullanılır. Burada motordaki yanma odasına yakıt direkt olarak püskürtülür.

1.3.1 Dizel Motorların Çalışma Prensipleri

Pistonlu dört zamanlı dizel motorunun çalışması sırasında çevrimde meydana gelen olaylar, dört zamanlı benzin motorunda olduğu gibi (Çakır 2007),

- Emme zamanı,
 - Sıkıştırma zamanı,
 - Yanma ve genişleme zamanı,
 - Egzoz zamanı,
- şeklinde dir.

1.3.1.1 Emme Zamanı

Pistonun ÜÖN'den AÖN'ye doğru hareketi sırasında silindirlere yalnızca hava girişi olmaktadır. Bu süre içerisinde silindirler içinde bulunan basınç 0.085 – 0.095 MPa'dır. Silindirlere daha fazla hava girebilmesi için emme supabının açılması üst ölü noktadan önce yapılmaktadır. Emme supabı kapanması ise geç yapılmaktadır. Toplam emme olayı dönme sayısına bağlı olarak benzinli motorlar da olduğu gibi 220 – 260° KMA'nda meydana gelmektedir.

1.3.1.2 Sıkıştırma Zamanı

Emme zamanında silindir içine giren hava, pistonu AÖN'den ÜÖN'ye doğru hareketi ile sıkıştırılmaktadır. Sıkıştırma sonunda basınç 3,0 – 5,0 MPa, sıcaklık 900- 1200K olmaktadır.

1.3.1.3 Yanma ve Genişleme Zamanı

Dizel motorların çevriminde bu zamanda iş elde edilmektedir. Bu nedenle piston üst ölü noktaya gelmeden önce enjektörden silindirdeki sıkıştırılmış hava içerisine yakıt püskürtülmektedir. Bu erken püskürtmeye, püskürtme avansı (PA) denir ve püskürtme avansı açısı $\alpha_{PA} = 10-20^\circ$ KMA'dır. Enjektörden püskürtülen yakıt, sıkıştırma sonunda, 900 – 1200 K sıcaklıkta tutuşur. Bu gecikmeye tutuşma gecikmesi (TG) denilmektedir. Tutuşma gecikmesi süresince yakıt, tutuşarak önce sabit hacimde yanar ve püskürtme devam ettikçe sabit basınçta yanma devam eder. Ancak dönme sayısı 2500 – 3000 hatta 4500 d/d üstünde olan motorlarda genişleme zamanı sonunda yakıtın önemli bir kısmı sabit hacimde, geri kalan kısmı ise sabit basınçta yakılacak şekilde püskürtülür. Dizel motorlarda yanma, benzinli motorlarda olduğu gibi önceden karışmış homojen bir karışımın yanması gibi olmayıp heterojen bir karışımın yanması şeklinde gerçekleşmektedir. Bu nedenle yanma hızı daha düşüktür ve 1 kg yakıtın yanması için daha çok havaya (20– 30 kg) ihtiyaç bulunmaktadır. Dizel motorunun gücünü değiştirmek, yalnızca püskürtülen yakıt miktarını değiştirmekle mümkündür. Emilen hava miktarı değişmediğinden güç azaldığında birim yakıt kütlesi başına düşen hava miktarı artacaktır.

Yanma sırasında maksimum basınç;

Direkt püskürtmeli motorlarda $P_{\max} = 7,0 - 10,0$ MPa

Ön yanma odalı motorlarda $P_{\max} = 4,0 - 8,0$ Mpa

Maksimum sıcaklık $T = 1700 - 2100$ K

olmaktadır. Yanma olayı egzoz supabı açılmadan önce tamamlanmalı ve maksimum basıncın ÜÖN'dan $12 - 15^\circ$ KMA kadar sonra meydana gelmesi sağlanmalıdır.

1.3.1.4 Egzoz Zamanı

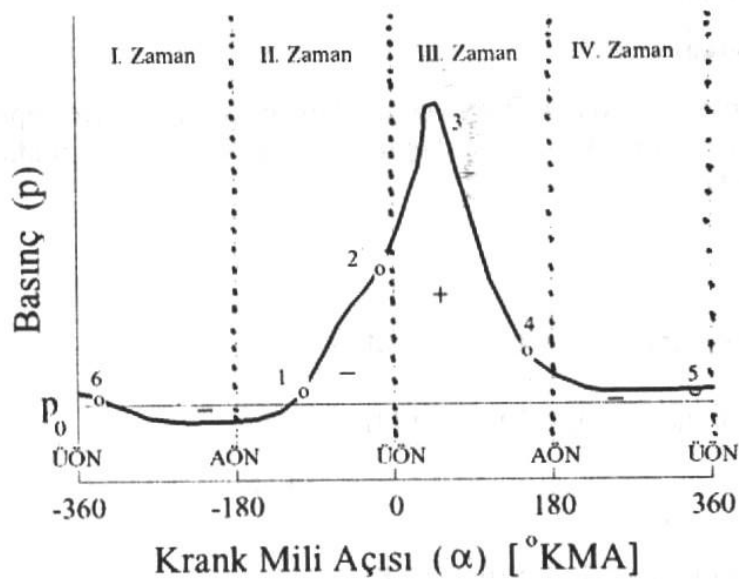
Genişleme sonunda piston AÖN' ya gelmeden egzoz supabı açılmakta ve ÜÖN'den sonra kapanmaktadır.

Egzoz supabının açılması anında,

Basınç $P = 0,4 - 0,5$ MPa

Sıcaklık $T = 1000 - 1100$ K dir.

Motorlardaki çevrim olayları genellikle basınç - hacim (p - V) diyagramında gösterilir. Ayrıca motor basıncının değişimi krank mili açısına bağlı olarak da gösterilebilir. Bu şekilde açılmış diyagramlara p - α diyagramı denir (Şekil 1.7).

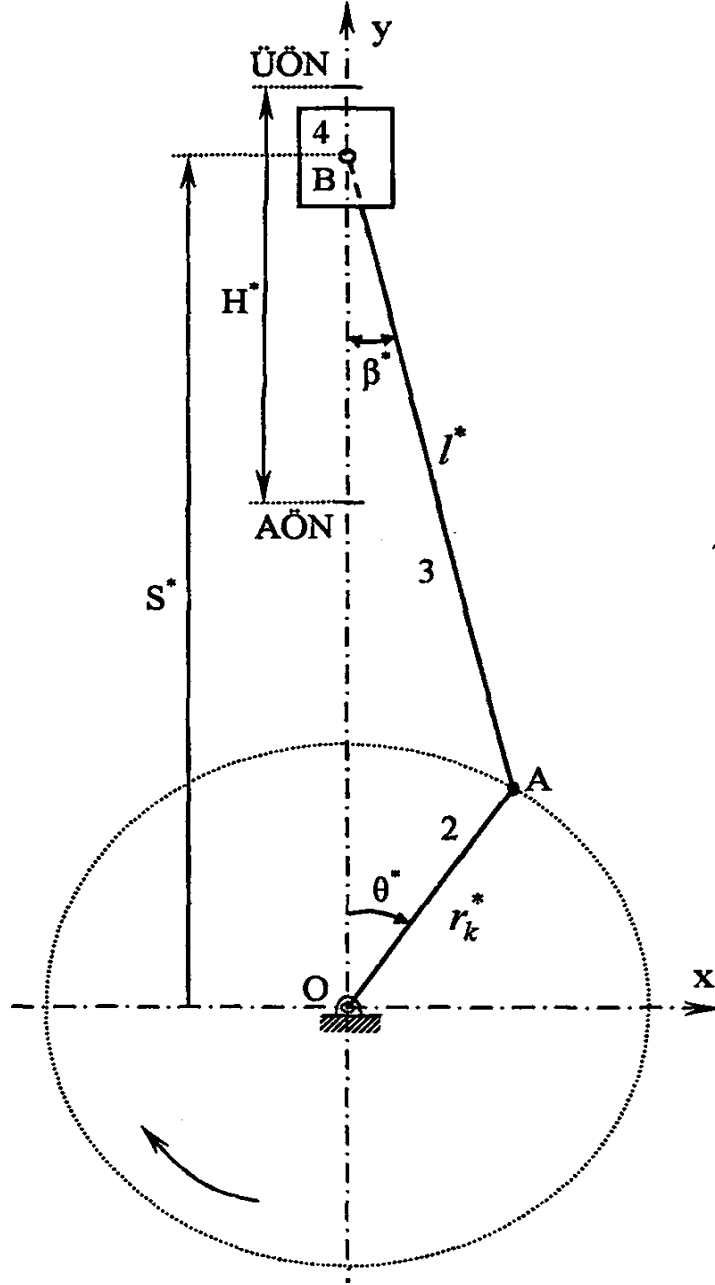


Şekil 1.7 Krank mili açısına bağlı olarak motor basıncı değişimi (Çetinkaya 1999).

1.4 KRANK-BİYEL MEKANİZMASI

Krank-biyel mekanizması olarak da nitelendirilen mekanizma literatürde eş merkezli krank-biyel mekanizma olarak da adlandırılmaktadır. Krank-biyel mekanizmasının basite indirgenmiş haliyle kinematik analizler yapılabilmektedir.

Motorun çalışması esnasında piston, ÜÖN ve AÖN arasında, hızlanan ve yavaşlayan olmak üzere farklı hız karakteristiklerine sahiptir. Buna karşın krank mili yaklaşık olarak sabit bir açısal hızla dönmektedir. Biyel kolunun hareketi ise, piston ve krankın hareketleri arasında yer almaktadır. Biyel kolunun pistonu bağı olan küçükbaşı pistonun hareketine benzer doğrusal bir hareket yaparken, krank muylusuna bağı büyük başı krankın hareketine benzer dairesel bir hareket yapmaktadır (Çetinkaya 1999). Pistonun krank milinin dönme eksenine göre herhangi bir andaki uzaklığı, pistonun konumu olarak adlandırılmaktadır. Pistonun konumu, y eksenini doğrultusunda gerçekleşmekte ve krank açısının fonksiyonu olarak tanımlanmaktadır.



Şekil 1.8 Krank-Biyel mekanizması (Çetinkaya 1999).

Pistonun konumu;

$$S^* = r_k^* \cdot \cos\theta^* + l^* \cos\beta^* \quad (1.15)$$

β^* açısı,biyel kolunun y eksenine yaptığı açıdır ve θ^* açısına bağlı olarak tanımlanması gerekmektedir.

$$l^* \cdot \sin\beta^* = r_k^* \cdot \sin\theta^*$$

$$\sin\beta^* = \frac{r_k^* \cdot \sin\theta^*}{l^*}$$

$\cos^2\beta^* + \sin^2\beta^* = 1$ dönüşümü uygulandığında;

$$\cos\beta^* = \sqrt{1 - \left[\frac{r_k^* \cdot \sin\theta^*}{l^*} \right]^2}$$

Mac Laurin dizisine göre aşağıdaki yazılabilir;

$$x = \left[\frac{r_k^* \cdot \sin\theta^*}{l^*} \right]^2 \text{ ve}$$

$$y = 1 - \frac{1}{2}x - \frac{1}{2.4}x^2 - \dots$$

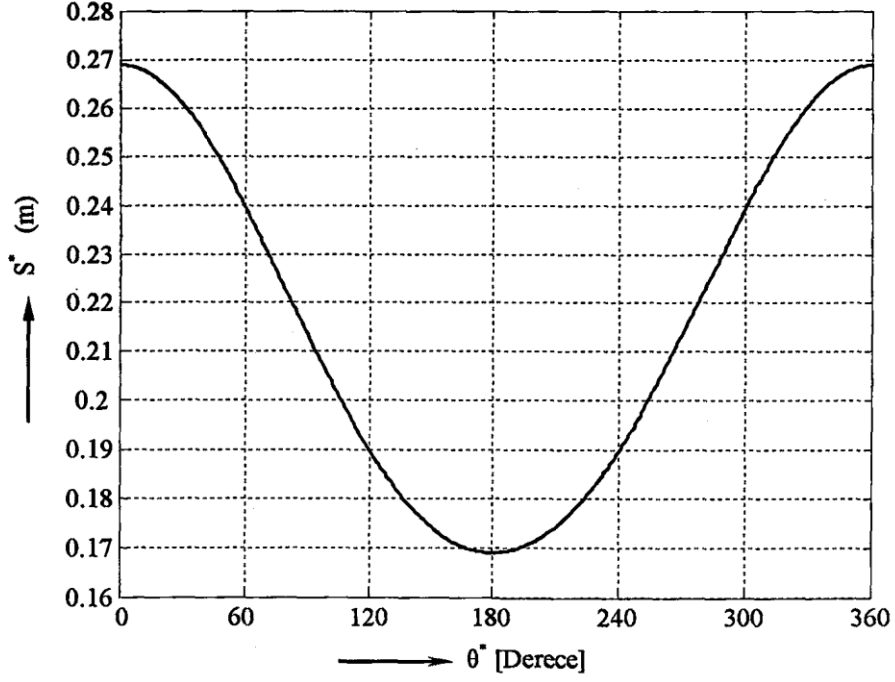
X ve y değerleri denklemde yerine konulduğunda;

$$y = 1 - \frac{1}{2} \left[\frac{r_k^* \cdot \sin\theta^*}{l^*} \right]^2 - \frac{1}{2.4} \left[\frac{r_k^* \cdot \sin\theta^*}{l^*} \right]^4 - \dots$$

olur.

Pistonun konumu da yaklaşık olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir;

$$S^* = r_k^* \cdot \cos\theta^* + \left[\frac{2 \cdot l^{*2} - r_k^{*2} \cdot \sin^2\theta^*}{2 \cdot l^*} \right] \quad (1.16)$$



Şekil 1.9 Krankın dönme eksenine göre pistonun konumu (Su 2004).

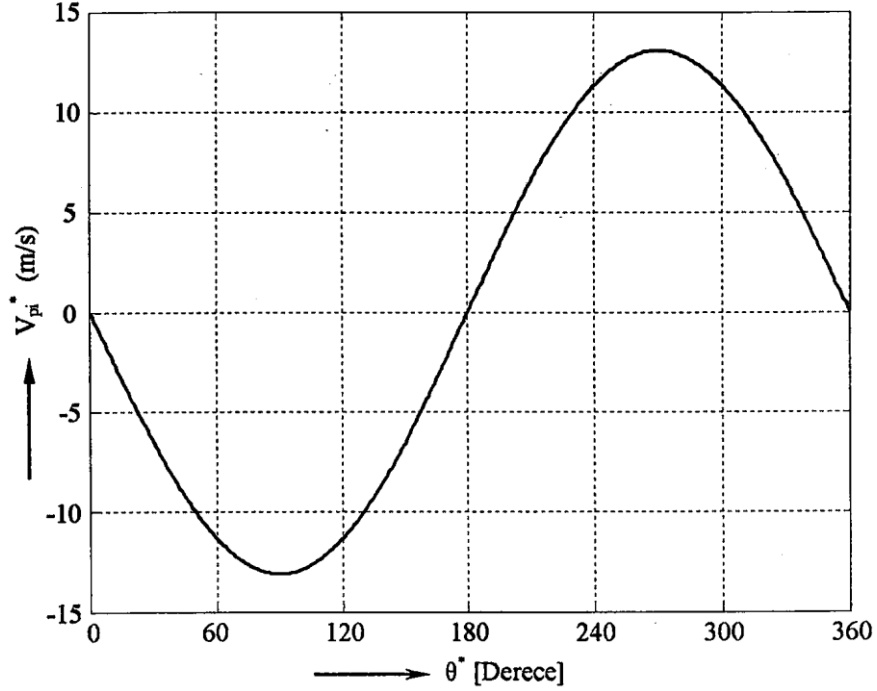
Pistonun hızı fonksiyonu; krankın açısal hızının sabit olduğu kabulüne dayanarak zincir kuralıyla pistonun konumunun krank-muylu açısına göre diferansiyelinin alınmasıyla, bu açının fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi elde edilebilmektedir;

$$V_{pi}^* = \frac{dS^*}{d\theta^*} \cdot \frac{d\theta^*}{dt} \quad (1.17)$$

Bu arada; $\frac{dq^*}{dt} = \omega_{21}^*$ krank milinin açısal hızıdır ve krank milinin devir sayısına bağlı olarak elde edilmektedir. Krank milinin devir sayısı ise çalışma şartlarına göre farklı aralıklarda yer alır.

$$V_{pi}^* = \frac{d}{d\theta^*} \left[r_k^* \cdot \cos\theta^* + \left[\frac{2 \cdot l^{*2} - r_k^{*2} \cdot \sin^2\theta^*}{2 \cdot l^*} \right] \right] \cdot \omega_{21}^*$$

$$V_{pi}^* = -r_k^* \cdot \omega_{21}^* \cdot \left[\sin\theta^* + \left[\frac{r_k^* \cdot \sin\theta^* \cdot \cos\theta^*}{l^*} \right] \right] \quad (1.18)$$



Şekil 1.10 Krankın dönme eksenine göre pistonun hızı (Su 2004).

Pistonun ivmesi ise; pistonun hızının krank muylu açısına göre diferansiyelinin alınması neticesinde elde edilir.

$$a_{pi}^* = \frac{dV_{pi}^*}{d\theta^*} \cdot \frac{d\theta^*}{dt}$$

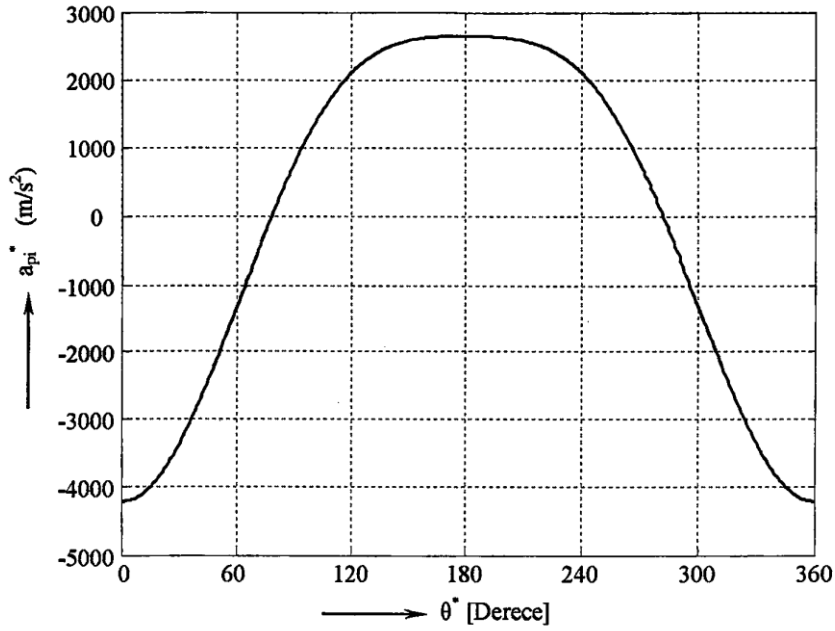
$$\frac{d\theta^*}{dt} = \omega_{21}^*$$

$$a_{pi}^* = \frac{d}{d\theta^*} \left[-r_k^* \cdot \sin\theta^* - \left[\frac{r_k^{*2} \cdot \sin\theta^* \cdot \cos\theta^*}{l^*} \right] \right] \cdot \omega_{21}^{*2}$$

$$a_{pi}^* = \omega_{21}^{*2} \cdot \left[-r_k^* \cdot \cos\theta^* - \left[\frac{r_k^{*2} \cdot \cos^2\theta^* - \sin^2\theta^*}{l^*} \right] \right]$$

$$\cos^2\theta^* - \sin^2\theta^* = \cos 2\theta^*$$

$$a_{pi}^* = -r_k^* \cdot \omega_{21}^{*2} \cdot \left[\cos\theta^* + \frac{r_k^*}{l^*} \cdot \cos 2\theta^* \right] \quad (1.19)$$

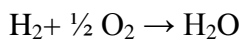
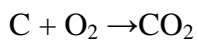


Şekil 1.11 Krankın dönme eksenine göre pistonun ivmesi (Su 2004).

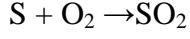
1.5 GENEL YANMA TEORİSİ

Sıcaklık ve basınç değişimi ile meydana gelen fiziksel sonuç, içten yanmalı motorların analizinde yanma teorisinde ön plana çıkmakta ve yanma ürünlerinin tam bir kontrolü amaçlandığında önem kazanmaktadır.

Motorlarda kullanılan yakıtlar C_nH_m kapalı formülü ile verilen bir molekül yapısına sahiptir. Tam yanma halinde yakıtın bileşiminde bulunan karbon ve hidrojenin tamamı yanmanın son kademesine kadar gider. Bunların yanmasında (Gencay 1990);



bağıntıları geçerlidir. Bazı durumlar da yakıtın bileşiminde az da olsa kükürt ve oksijen bulunur. Yakıtın bileşiminde bulunan oksijen, yanmaya katılır ve oksijen ihtiyacını azaltır. Kükürdün yanması;



denkleminin uygun olarak meydana gelir (Gencay 1990).

Yanmaya kimyasal yaklaşım halinde sıvı ve katı yakıtlar elemanter analiz ile bulunmuş olan ağırlık yüzdeleri cinsinden belirtilir. 1 kg yakıt içerisinde bulunan ve değeri kg cinsinden verilmiş bulunan bileşenlere yakıtın ağırlık bileşenleri adı verilir.

1 kg yakıtı tam olarak yakmak için gereken minimum oksijen miktarı;

$$O_{\min} = \frac{8}{3} C\sigma \quad (1.20)$$

olarak bulunur.

Bu denkleminde;

$$\sigma = 1 + \frac{3}{c} \left(h - \frac{o-s}{8} \right) \quad (1.21)$$

olup Mollier tarafından yakıtın asal sayısı olarak adlandırılmıştır. Motorlarda yakıtın yakılması için hava kullanıldığından 1 kg yakıtın tam olarak yanması için gerekli olan minimum hava miktarı (%23 oksijen + %77 azot ağırlık bileşeni kabulü ile);

$$L_{\min} = \frac{O_{\min}}{0,23} \quad (1.22)$$

olarak bulunur.

Motorlarda 1 kg yakıtı yakmak için hangi oranda fazla hava kullanıldığı hava fazlalık katsayısı ile ifade edilir. Buna göre fazlalık katsayısı (Gencay 1990);

$$\lambda = \frac{L}{L_{\min}} \quad \text{cc} \quad (1.23)$$

1.5.1 Dizel Motorlarında Yanma

Dizel motorlarında yanma olayı, yanma odasına yakıtın püskürtülme olayının başladığı andan, yanma ürünlerinin dışarıya atıldığı egzoz zamanı başlangıcına kadar geçen süre içerisindeki karmaşık fiziksel ve kimyasal olayları kapsamaktadır. Dizel motorlarından yanma odası içinde homojen karışım yoktur. Yüksek sıcaklık ve basınçtaki ortama püskürtülen yakıtın buharlaşmaya başlaması ile birlikte reaksiyonlar da oluşmaya başlamaktadır. Ancak başlangıçta, bu reaksiyonların hızları çok düşük olduğundan, basınçta belirgin bir artış görülmez (Raşidova 2003). Fakat bu reaksiyonun hızı temel yanma prosesi teorilerinden beklenen oranla çok düşük olduğundan görülebilir bir alev veya algılanabilir bir basınç artımının ortaya çıkması için tutuşma gecikmesi (T.G) adı verilen bir zaman periyodunun geçmesi gerekmektedir (Gencay 1990). Dizel motorlarında yanmanın tutuşma gecikmesinden sonraki aşamasında, benzin motorlarında olduğu gibi yanmış bölgeden yanan bölgeye enerji ile kütle iletimi sonucunda yanmanın belli bir yön ve hızda gerçekleşmesi söz konusu değildir. Dizel motorunda yanma olayını etkileyen ve yanmayı devam ettiren, yanma bölgesindeki sıcaklık, basınç, karışım oranı ve oksijen miktarını belirleyen yerel koşullardır. Ancak yanmanın gelişimi yerel koşullara bağlı olmakla birlikte, komşu bölgelerden olan ısı ve kütle iletimi ve yanma odasındaki hava hareketleri de bu gelişime etki etmektedir. Pistonun ÜÖN'ya yakın bir konumunda yanma odasına sıvı halde püskürtülen yakıt demetini oluşturan damlacıklar ısınır ve buharlaşmaya başlar. Havanın karşı basıncı tarafından frenlenen demette, damlacıklar yavaşlar ve küçük damlacıklar demetin dış kısmına doğru yönelir. Tutuşma için gerekli hava yakıt oranı sağlandığında ilk yanma burada başlar (Raşidova 2003). Dizel motorlarında T.G'nin varlığı basınç ve yanma kanunlarının seyri bakımından ideal ve gerçek yanma prosesleri arasında çok büyük farklılıklar doğurmakta ve ideal proseslere göre kurulan modellerin pratikte kullanılamaz hale gelmesine sebep olmaktadır. Bununla birlikte olayın temel kavramlarına ışık tutması nedeniyle gerçek prosesden önce ideal prosesin incelenmesinde fayda görülmektedir (Gencay 1990).

1.5.2 İdeal Yanma Prosesi

Bir dizel motorunun yanma prosesi ideal olarak tasarlandığında yanmanın sonsuz bir reaksiyon hızı ile kusursuz bir difüzyon yanması oluşturması beklenir. Burada karışım teşkilinin yakıtın girme anında sonsuz küçük bir zaman diliminde gerçekleştiği ve her an giren yakıtın en küçük parçacığının yine sonsuz küçük bir zaman diliminde tam olarak yandığı düşünülür. Bu ideal yanma prosesi gerçek prosesten daima daha yüksek bir basınç çevrimi verir (Gencay 1990).

1.5.3 Gerçek Yanma Prosesi

Dizel motorlarında gerçek yanma prosesi silindirdeki heterojen ortam nedeniyle benzin motorlarında olduğu kadar kesin doğru matematik modellere oturtulmamış olup daima yarı ampirik ifadeler ve deneysel verilere ihtiyaç doğmuştur. Yanma sırasındaki temel fazlar ve bunların sonucunda ulaşılabilecek limit termodinamik değerler ayrı ayrı ele alındığında yeterli teorik sonuçlara ulaşılabilmekte, fakat bir bütün olarak yanma esnasında zamana bağlı değişimleri ve ilk oluşum noktalarının yüksek doğrulukla tespiti problem olmaya devam etmektedir. İncelemelerde genellikle deneysel yanma fotoğrafları ve ölçülen silindir basıncı diyagramları kullanılmaktadır (Gencay 1990).

Sıvı yakıt, sıkıştırma periyodunun sonuna doğru yanma odasının tamamına veya bir kısmına yönlendirilerek püskürtülür. Yakıtın ufalanarak atomizasyonu, hava ile karışımı, buharlaşarak yayılmaya başlaması ve gaz fazına geçerek zincir kimyasal reaksiyonlar ile yanıp yanma ürünleri ve ısı enerjisine dönüşümü gibi bütün karmaşık olaylar için eğer verimli bir motor amaçlanıyorsa, son derece kısa bir zaman dilimi elde edilmelidir (Erkaya 2004).

Püskürtmenin başlangıç anından itibaren yanma olayı dört ana bölüme ayrılabilir.

1. Tutuşma gecikmesi
2. Kontrolsüz Yanma (çok hızlı patlama yanması)
3. Kontrollü Yanma (daha yavaş difüzyon yanması)
4. Art Yanma (çok yavaş bir yanma)

1.6 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

İçten yanmalı motorların modellenmesi konusunda son yıllarda iki simülasyon teknolojisi ön plana çıkmaktadır. Bunlar (Yılmaz 2008);

- Termodinamik ve akışkanlar dinamiği simülasyon teknolojisi; motorlarda yanma ve gaz değişimini inceleyerek motorun yakıt emisyon optimizasyonunun sağlanması ve geliştirilmesi amacıyla yapılmaktadır.

- Mekanik simülasyonlar; motor parametreleri üzerinde motor aksamalarının etkisini araştırmak ve motorun ses, vibrasyon ve dayanım parametrelerini incelemek amacıyla yapılmaktadır.

Bu çalışma da; içten yanmalı motorlar da krank milinin tasarım parametrelerinin tespit edilmesi, incelenmesi ve numune krank milinin bilgisayar yazılımları kullanılarak modellenmesi ve analiz edilmesi, analiz neticesinde krank milinde belirlenen 10 mod değerindeki hasar risklerinin ortaya çıkartılması amaçlanmıştır.

Kıraç (1998), içten yanmalı tek silindirli iki stroklu küçük bir benzinli motorda eksantrik krank-biyel mekanizması uygulamasının motor performansı üzerine etkilerini incelemiştir. Orijinal mekanizmada pistonun hareket eksenini ile krankın dönme eksenini çakışık iken bu mekanizmada; bu faktör ortadan kaldırılmış ve ilaveten silindir eksenini belirli açı değerinde döndürülerek mekanizmanın kinematik, dinamik ve termodinamik analizleri gerçekleştirilmiştir (Kıraç 1998).

Metallidis ve Natsiavas (2003), krank milinde burulma esnekline sahip, öteleme hareketi yapan tek ve çok silindirli makinelerin dinamik modelleri üzerine çalışma gerçekleştirmiştir. Yapılan bu çalışmada, sistemdeki atalet momenti de dikkate alınmıştır. Bunlara ilaveten hem tahrik hem de direnç momentleri krank mili hareketinin fonksiyonu olarak ifade edilmiştir. Çalışmada sistem parametrelerinin sistem dinamiği üzerine nasıl bir etkide bulunduğu açıklanmıştır.

Şahin (2001), içten yanmalı motorlarda kullanılan krank-biyel mekanizmasının kinematik ve dinamik analizini gerçekleştirmiştir. Ford Escort motoruna ait krank biyel mekanizmasının referans alınması suretiyle gerçekleştirilen çalışmada, öncelikle motorun teknik verileri

dahilinde hareketli uzuvlara ait kinematik parametreler belirlenmiş ve daha sonra mekanizmada meydana gelen kuvvetler irdelenmiştir. Bu inceleme için dönme ve öteleme merkezlerindeki kütle değerleri, statik kütle indirgeme kurallarına göre belirlenmiştir.

Jian Meng vd. (2011) sonlu elemanlar metodunu kullanarak 4 silindiri motora ait krank milinin stres ve deneysel modal analizini gerçekleştirmişlerdir. Üç boyutlu model oluşturmak amacıyla Pro/Engineer programı kullanılmıştır. ANSYS programı kullanılarak sonlu elemanlar metodu ile vibrasyon, burulma ve gerilme analizleri yapılmıştır. Bu sayede krank mili üzerinde eksenler arasında meydana gelen maksimum deformasyon, maksimum stres noktaları ve tehlikeli bölgelerin tespiti yapılmıştır. Frekans ve vibrasyon arasındaki ilişki deneysel modal analiz gerçekleştirilerek ortaya konmuştur. Bu çalışmada motor tasarımının optimizasyon değerlerini tespit edilerek teorik temeli oluşturmayı amaçlamışlardır.

Bengisu vd. (1986), mafsal boşluklarının mevcut olduğu dört-çubuk mekanizmasını referans olarak bu boşlukların mekanizmanın dinamiği üzerine etkilerini teorik ve deneysel olarak incelemiştir.

Çınar vd. (2009), 4 silindiri, 4 zamanlı, buji ile ateşlemeli 1699 cc hacmindeki bir motora ait krank milinde hasar analizini incelemiştir. Bazı karakterizasyon ve kırık yüzey analizleri yapılarak hasar nedenleri tespit edilmiş aynı zamanda mikroyapı ve kimyasal analizleri yapılmıştır. Krank milindeki yüksek gerilim bölgelerini belirlemek amacıyla sonlu elemanlar yöntemi ile analiz yapılmıştır.

Chatterley (1998), krank millerinin üretim metotlarını incelemiştir. Yapmış olduğu çalışmada dövme ve döküm krank mili üretim yöntemlerini inceleyerek farklılıkları ortaya koymuştur.

Xiao-li ve Yuan-jun (2010), tek silindiri motora ait parametrik dizayn modeli oluşturarak Pro/E ve ADAMS programlarını kullanarak krank milinin dinamik analizini yapmışlardır. Bu çalışmada krank mili tasarımının ana parametrelerini belirleyerek bunların krank mili üzerindeki etkilerinin tespitini yapmışlardır.

Rajendran ve Narasimhan (1997), eylemsizlikteki değişimin burulma ve bükülme titreşimleri altındaki krank millerinin serbest titreşim karakterlerine etkisini incelediler. Çalışmalarında tek silindiri motor krank milinin geometrisini araştırdılar. Analizde, eylemsizlikteki

değişimden dolayı oluşan parametrik uyarımlar ve buna bağlı rijitlik dikkate alınmamıştır. Serbest titreşim karakteristiklerini krank milinin sahte statik durumda hesapladılar ve yaklaşımı sadece yüksek dereceli kritik hızların çalışma hızı aralığında bulunduğu küçük motorlar için doğruladılar.

Brusa vd. (1997), sistemin krank açısına bağlı olarak değişen parametresini göz önünde bulundurarak krank milinin burulma titreşimleri üzerinde çalıştılar. Hem serbest hem de dışardan uyarımlar verilen tepkilerle ilgilenmişlerdir. Periyodik katsayılara sahip lineer diferansiyel diferansiyel denklemlerden oluşan matematiksel bir model elde ettiler.

Nehme vd. (1998), tek silindirli motorların piston grubu/bağlantı rotu/krank mili mekanizmasının esnemeyen ve esnek hareketlerini engellemek için dağıtılmış kütle modeli geliştirdiler. Model krank mili üzerindeki burulma titreşim ve düzlem dışı enine deformasyon ile bağlantı rotundaki düzlem dışı enine deformasyonu göz önünde bulunduruyor. Krank yatakları, krank pimleri ve krank kolları basit kiriş elemanları olarak; volan, krank dişlileri ve balans ağırlıkları ise rijit cisimler olarak ele alındı.

Balamurugan vd. (2011), bilgisayar destekli sonlu elemanlar metoduyla tek silindir motorların krank milinin dinamik tepkisini kullanarak yapısal analiz gerçekleştirdiler. Yapısal analiz sonuçlarına göre bölgelerin deformasyon durumlarını inceleyerek uygun tasarımı bulmaya çalıştılar. Bu sayede krank mili optimizasyonunu sağlamaya çalışmışlardır.

Xingguo vd. (2007), oluşturulan prototip krank mili üzerinde sonlu elemanlar metodunu uygulayarak dinamik simülasyon yapmışlardır. Oluşturulan prototip ile multi-rijit krank mili ve flexible krank mili sistemlere göre örnekler ile dinamik analiz yaparak optimum dizayn parametrelerini bulmaya çalışmışlardır.

Pasricha ve Carnagie (1976), tek silindirli dizel motorların sönümlü burulma titreşimlerindeki değişken eylemsizliğin etkisini araştırdılar. Hareketin önemli karakteristiklerini tahmin edebilmek adına küçük yer değiştirmeler için krank milinin hareket denklemi lineer hale getirildi. Numerik analizde değişimli Euler denklemleri kullanıldı. Dalga biçimi tepkilerine motor dönüşünün farklı hızlarında çalışıldı.

Burla vd. (2003), parametrik modelleme kullanarak krank mili burulma titreşimlerinin 3 boyutlu sonlu elemanlar analizi için parametrik bir model geliştirdiler. Krank milinin sonlu elemanlar modelini elde etmek için ANSYS kullandılar ve ana yatakları doğrusal yaylar ve amortisörler şeklinde modellediler. Piston ve ileri – geri hareket eden kütleler krank pimlerinin uçlarına yığıldı. Herhangi bir silindirdeki gaz ve eylemsizlik kuvvetlerinin yakın krank muyluları tarafından eşit şekilde desteklendiğini varsaydılar.

Yavuz vd. (2010), mekanik sistemlerdeki krank-biyel mekanizmasının zamana bağlı ivme değişimlerinin incelenmesi amaçlanmıştır. Çalışma yapılırken üzerinde yatay ve dikey piston bulunan krank-biyel mekanizması bilgisayar destekli mekanik sistem analiz programı olan ADAMS programında modellenerek pistonlar arasındaki ivme değişimi sonuçları gözlenmiştir.

Bengisu vd. (1986), dört-çubuk mekanizmasını referans alarak mafsal boşlukları mekanizmasının dinamiği üzerine etkilerini teorik ve deneysel olarak incelemiştir.

Khemili ve Romdhane (2008), eklem boşluklu bir krank-biyel mekanizmasının dinamik analizini hem deneysel hem de bilgisayar ortamında ADAMS programında gerçekleştirilmiştir. Rijit ve esnek uzuvlu olarak mekanizmanın analizinden elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında, uzuv esnekliği ile mekanizmadaki darbe etkisinin önemli oranda sönümlendiği görülmüştür.

Idris (2013), ProEngineer ve ANSYS programlarını kullanarak sonlu elemanlar yöntemine göre tek silindirli krank milinin uzama analizi yapmıştır. Aynı zaman krank milinin dizayn modifikasyonlarını da sonuç aşamasında değerlendirmiştir.

BÖLÜM 2

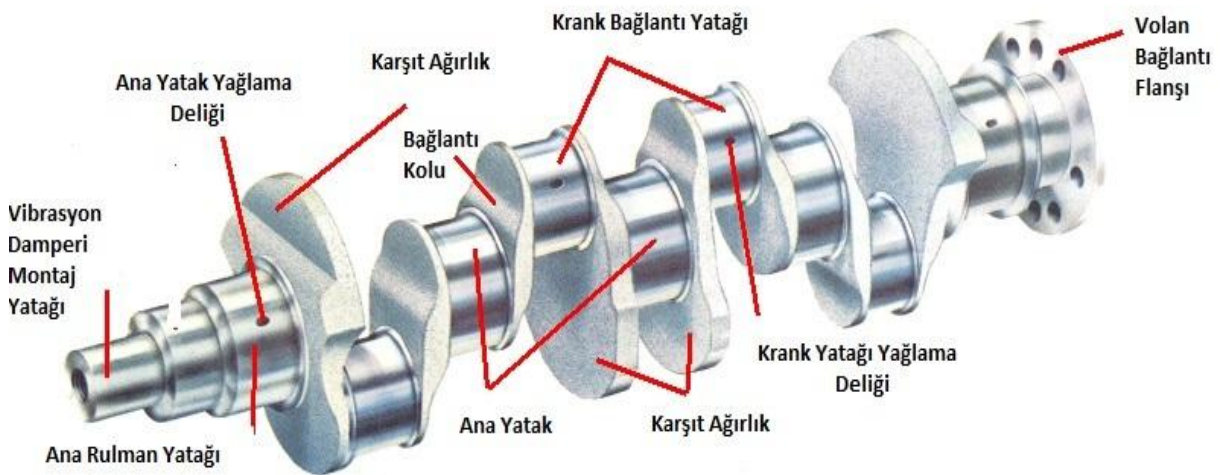
KRANK MİLLERİ

İçten yanmalı motorlar yakıttan elde edilen enerjiyi mekanik enerjiye dönüştüren sistemlerdir. İçten yanmalı motorlar ana güç kaynağı olarak özellikle taşıtlarda kullanılmaktadır. İçten yanmalı motorların en önemli parçalarından birisi de krank milleridir. Bu bölümde krank millerinin tasarım ve üretim aşamaları üzerinde durulacaktır.

Krank milleri yatay da elde edilen dairesel hareketi pistonlara ileterek pistonların yukarı ve aşağı hareketini oluşturmak amacıyla tasarlanmış yâda pistonun doğrusal hareketini dairesel harekete çeviren motor elemanlarıdır.

2.1 İÇTEN YANMALI BİR MOTORA AİT KRANK MİLİNİN İNCELENMESİ

İçten yanmalı motorlarda krank miline ait ana elemanlar arasında; ana yatak, ana yatak yağlama geçiş delikleri, krank yatakları, krank yağlama geçiş delikleri, volan bağlantı flanşı, karşıt ağırlıklar yer almaktadır.



Şekil 2.1 Krank mili ve parçaları (Kaya 2011).

2.2 İÇTEN YANMALI MOTORLARDA KRANK MİLİ DİZAYNI

Otomotiv sektöründe artan rekabet ve gelişen teknoloji ile birlikte ürün geliştirme çalışmaları müşteri beklentilerini karşılamaya odaklanmıştır. Krank milleri de içten yanmalı motorların en önemli ve karmaşık parçaları arasında yer almaktadır. Krank millerinin tasarım ve üretim süreçlerinde; birim fiyatı, tasarım süreci, üretim süreci, ağırlık ve dayanıklılık göz önünde bulundurulması gereken önemli parametrelerdir.

Dubenskys'ye göre otomotiv konsepti oluşumu; konsept gelişim aşaması, üretim öncesi mühendislik aşaması, üretim esnasındaki mühendislik çalışmaları aşaması, yorulma analizi aşaması, tekrar dizayn aşaması olmak üzere 4 ana süreçten meydana gelmektedir. Bu aşamalara ek olarak bir çok aşama konsept oluşumunda dikkate alınarak ürün tasarımına katkıda bulunmaktadır. Dubenskys krank mili üretim konseptinin oluşumunu aşamalara ayırarak akış şeması oluşturmuştur. Bu akış şemasını aşağıdaki gibi özetlemek mümkündür (Dubensky 2002).

- Krank mili konsept dizaynının oluşumuna; motor tipi ve gücü parametrelerine göre silindir, bağlantı rod ve piston kütleleri ve volan kütlesi hesaplanarak başlanır.
- Krank mili özellikleri; krank mili malzemesi, proses değişkenleri, ana çap ve boy parametreleri belirlenen ilk girdiler ışığında hesaplanır.
- Krank mili konsept dizaynının oluşturulmasında maksimum tork, güç, karşıt gaz basıncı ve turbo şarj etkisi önemli parametre değerleridir. Bu değerler dönen ve karşıt ağırlığın hesaplanmasında kullanılmaktadır.
- Maksimum güç ve tork değerleri altında krank dizaynının yapılması amacıyla maksimum piston ve atalet kuvveti değerleri kullanılmaktadır.
- Krank mili boyutlarına göre yatak kuvvetleri hesaplanmaktadır.
- Krank miline ait eğilme momenti, burulma ve gerilmeler tam yüklü durum parametreleri dikkate alınarak tekrar gözden geçirilerek kontrol edilir ve hesaplanır.
- Eğilme yorulma dayanımı ilgili denklemler kullanılarak hesaplanır.
- Güvenlik faktörü Goodman diyagramı ile hesaplanan değer ile tasarımı yapılan krank mili ile karşılaştırılır. Sınır değerleri içerisinde ise tasarım kabul edilebilir. Aksi ise; tasarımın bütün aşamaları tekrarlanarak kontrol edilmek durumundadır.

2.3 KRANK MİLİ ÜRETİM AŞAMALARI

Krank milleri içten yanmalı motorların en önemli parçasıdır. Krank millerinin tasarımı sonsuz ömür prensibine göre yapılmaktadır. Bu durumda krank milinin imalinde gözden kaçabilecek bir sorun motoru etkileyerek çalışmamasına neden olabilecektir.

Krank mili motordaki diğer ekipmanları da etkileyen en önemli ekipmanlardan birisidir. Bu nedenle krank mili imalatın hassasiyet çok önemli yer tutmaktadır. Krank mili üretimde sıklıkla iki imalat yöntemi kullanılmaktadır: 1-Dövme, 2-Döküm. Krank milinin ve motorun tasarım parametrelerine göre seçilen üretim tipinde imalat süreci gerçekleşmektedir.

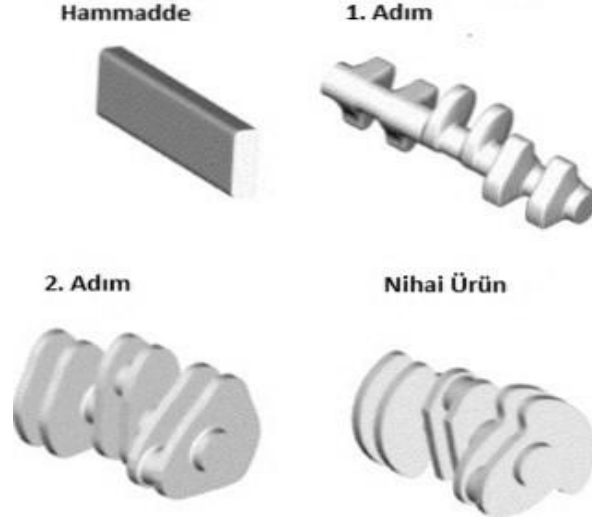
2.3.1 Dövme

Basma kuvvetlerinin etkisi altında genellikle sıcak, yarı sıcak veya soğuk olarak parçaya plastik şekil verme işlemine dövme (forging) denir. Birçok parça da yüksek mukavemet istenildiğinde dövme yoluyla şekillendirilir. Krank milleri yüksek mekanik özellikler istenen parçalar olup dövme yöntemi ile imalatı yapılabilmektedir.

Krank milinin dövme olarak imalatının gerçekleşmesi birçok süreç neticesinde oluşmaktadır. Bu süreçler üretim yapacak tesisin kapasite ve maliyet hedeflerine göre farklılıklar göstermektedir. Söz konusu süreçleri genel olarak Fatemi şu şekilde özetlemiştir (Williams and Fatemi 2007).

- Hammadde olarak krank mili imalatında kullanılacak malzeme seçilir ve Fatemi çalışmasında bu malzemeyi AISI 1045 olarak seçmiştir (Fatemi and Zoroufi 2002).
- İmalat aşamasının başlangıcında krank mili imalinde kullanılacak malzemenin kimyasal kompozisyonu incelenmektedir.
- İmalatı yapılacak krank milinin kaba boyutlarına göre malzeme kesimi yapılır.
- Malzeme 900 °C ila 1000 °C ısıtılarak dövme işlemi öncesi hazırlanır.
- Ön dövme işleminde geçirilerek krank miline kaba şekli verilir.
- Son dövme aşamasından da geçen malzemeye son şekli verilir.
- Dövme sonucu krank milinin boyunda meydana gelen fazlalıklar kesilerek malzeme üzerinden alınır.

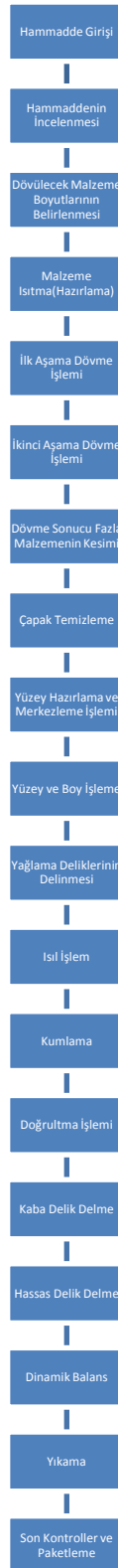
- Çapakların krank mili yüzeyinden uzaklaştırılması amacıyla son bir dövme işleminden daha geçerek yüzey temizliği kaba olarak sağlanır.



Şekil 2.2 Çift silindri bir krank miline ait dövme yöntemi üretim süreçleri (Kaya 2011).

- Dövme işlemi sonrası malzemenin takım tezgahlarında işlenerek ilgili teknik resim ölçü ve toleranslarına gelmesi sağlanır.
- İşleme ile birlikte yağlama deliklerinin eksenleri belirlenerek yağlama delikleri delinir.
- İşleme işlemlerinin tamamlanmasının ardından krank mili ısıtma işlemi tabii tutularak mekanik özellikleri iyileştirilir.
- Isıtma işlemi sonrası yüzeye soğuk şekil verilerek yüzeyde bir ön gerilme tabakası oluşturulur. Bu yöntem malzemenin yorulma dayanımını önemli artırmaktadır. Ayrıca bu yöntem malzeme de stres korozyon çatlaklarına karşı direnç meydana getirir.
- Soğuma esnasında krank mili üzerindeki eğriliklerin giderilmesi amacıyla krank mili doğrultma işlemleri gerçekleştirilir.
- Doğrultma sonrası krank mili ilk aşama taşlama işlemine tabii tutularak kaba olarak teknik resim ölçülerine getirilir.
- Kaba taşlama sonrası krank milini teknik resimde belirtilen ölçü ve toleranslara getirmek amacıyla hassas taşlama yapılır.
- Hassas taşlama sonrası krank mili nihai ürün halini alır.
- İmalat aşamasından sonra krank milinin dinamik balans kontrolü yapılarak balans kütlesi ve yeri tespit edilir.
- Dinamik balans kontrolü ve giderilmesi sonrası krank mili yüzey temizliği yapılır.

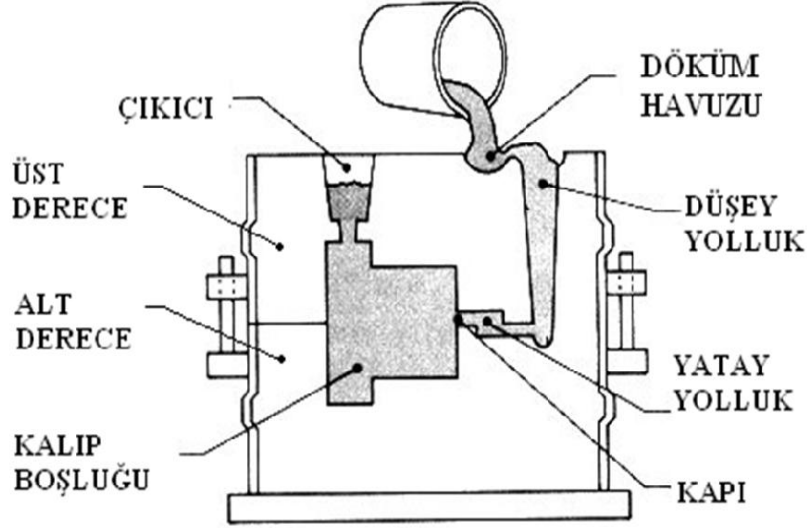
- İmalatı yapılan krank milinin son kontrolleri teknik resimler üzerinde kontrol edilir.
- Son olarak paketleme işlemi sonrası kullanıcıya ulaştırılır.



Şekil 2.3 Dövme prosesi akış şeması.

2.3.2 Döküm

Metalin sıvı faza kadar ısıtılarak elde edilen parçanın şekline sahip bir kalıp boşluğuna dökülmesi ve yerçekimi veya basınç uygulanarak sıkıştırılıp katılaştırılarak kalıptan ayrıştırılması yöntemine döküm denir. Günümüzde geometrisi birbirinden farklı birçok malzemenin imalinde döküm yöntemi kullanılmaktadır. Şekil 2.4 de döküm yöntemi görülmektedir.



Şekil 2.4 Döküm kalıbı.

Döküm yöntemi üretilen krank milinin mekanik ve kimyasal özelliklerine göre farklılık göstermektedir. Krank milleri çalışma koşullarına bağlı olarak yüksek sıcaklık, yüksek devir sayısı, korozif bir ortam, pistonlardan gelen darbe ve titreşimler, yataklardaki sürtünme gibi birçok zorluklarla karşı karşıyadır. Dolayısıyla seçilecek malzeme de bu koşullara uyum sağlayabilecek özelliklerde olmalıdır (Koroğlu 1995).

Dökme demirler, %2'den fazla oranda karbon içeren demir-karbon alaşımlarıdır. Dökme demir eğilme mukavemeti yönünden zayıf olmakla beraber, konstrüksiyon yönünden çok faydalıdır. Bu tip krank mili, yüzeyi sertleştirilmiş krank miline göre daha ucuzdur. Dökme demirden yapılan krank milinin bu faydasına karşılık, mukavemet yönünden zayıf olan özelliğini artırmak için ana muylu yatak çapları ve krank kolları normale göre daha büyük yapılır ve yuvarlanma çapları ile silindirler arası mesafe büyütülür. Ancak krank milinin büyümesi bazı mahzurlarla beraber maliyetini de artırır. Dökme demirli krank milinin aşınma

direnci yüksek olduğu için ana ve muylu yataklarda, kurşun-bronzlu ve bakır-kurşunlu yatak kullanılır. Bunlarda yaklaşık olarak 300 Brinell sertliği gerekmektedir.

Krank milinde malzemenin yüzey sertliği önemli olmakla beraber mukavemet de önemli olmaktadır. Esas olan yorulma mukavemetidir. Çelikte maksimum gerilim mukavemeti 6 ton/cm² nin üzerinde olan malzeme çok azdır.

Krank mili malzemesi DIN 17200'e göre çekme mukavemetinin 800-950 MPa olarak seçilmelidir. Çekme mukavemetinin belirlenmesinde krank milinin tasarım parametrelerinin de etkisi dikkate alınmalıdır. Özellikle büyük çaplı krank millerinde yüksek sertlik derecesi ancak alaşımlı çeliklerle sağlanabilir.

Çizelge 2.1 Krank mili malzemeleri.

Malzeme	Çekme Dayanımı	Akma Dayanımı	Elastisite Modülü	Poisson
GGG60	552 MPa	379 MPa	175 GPa	0,275
DIN 17200	550-750 MPa	300-470 MPa	205 GPa	0,29

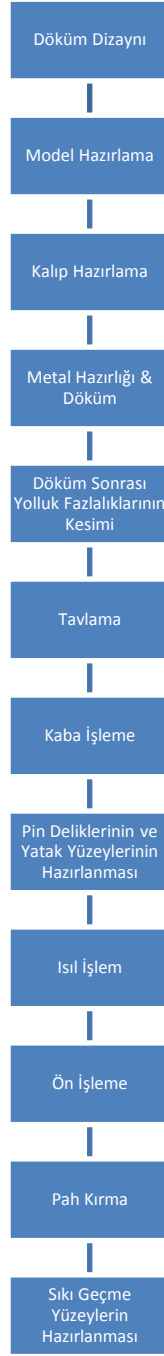
Krank mili hammaddesi olarak dökme demir, nitrojen banyosunda yeterli sertlik seviyesine getirilmesine rağmen yüksek devirli dizel motorlarda kullanılmaz ama bazı benzin motorlarında kullanılmaktadır (Çakır 2007).

Dökme demirler Lamel Grafitli Dökme Demirler ve Küresel Grafitli Dökme Demirler olarak ikiye ayrılmaktadır. Krank mili imalinde genellikle küresel grafitli dökme demirler kullanılmaktadır. Küresel grafitli dökme demir ile üretilen ürünlerin; üstün işlenebilirlik özelliği ve elastisite modülünün yüksek olması, yüksek aşınma direnci, yüksek sıcaklıklarda ise oksidasyon direnci yüksek en önemli özellikleridir Bunun yanında titreşim sönümlenme açısından da küresel grafitli dökme demirler, çelik döküme göre 2,5 kat daha iyidir. Lamel grafitli dökme demir ise küresel grafitli dökme demirlere göre 1,5 kat daha iyidir. Küresel grafitli dökme demirlerin lamel grafitli dökme demirlere göre farkı ise tane birleşim noktalarında çentik etkisi oluşturmamasıdır.

Allen (1948) Ti ve Pb un münferit ve beraberce oldukları zamanda, muhtelif miktarları için, küresel grafitlerin şeklini ve malzeme özelliklerini nasıl etkilediğini göstermiştir. Buna göre: C=%3.5, Si=%2.34, Mn=%0.50, S=%0.01, P=%0.02 esas bileşimli bir malzeme de %0.05 Mg

ile küresel grafitli dökme demir imalatı gerçekleştirilmiştir. Bu bileşimdeki malzeme içerisinde Ti elementinin %0.08 e kadar miktarları için bozucu bir tesir görülmediği, %0.13 de grafitlerin bozulduğu ve mukavemet değerlerinin 25 kg/mm² ye düştüğü tespit edilmiştir. Pb elementinin % 0.008 miktarı dahi küreselleşmeyi ve özellikleri bozduğu üzerinde durulmuştur. %0.1 Ti ihtiva eden dökme demirde çok küçük Pb miktarları için bile, özelliklerin bozulmaya başladığı görülmüştür. Miktar belirtmeksizin Pb, Ti, Al, Sb, Sn, As için küresel grafitli dökme demir malzemesinde bozucu etki yaptıkları literatürde belirtilmiştir. Bu elementlerden (Sb, Bi, Pb, As) in bozucu etkileri, miktarları ile birlikte Loper (1968), in çalışmalarında gösterilmiştir. Bu türden yapılan çalışmaların en yenisi 1969 uluslar arası döküm kongresinde tebliği olarak sunulan “Mg’sız küresel grafitli dökme demirlerde Ti, Cu ve Mn in tesirleri” adlı çalışma gösterilebilir (İman 2008).

Chatterley ve Murell (1998), oluşturduğu aşağıdaki tabloda, krank mili üretim metotlarını kendi içerisinde irdelerek ana ürün ortaya çıkana kadar gerçekleşen süreci hem döküm hem de dövme olarak karşılaştırmaktadır. Krank milinin döküm olarak imalatı incelendiğinde; model aşamasında; alüminyum konstrüksiyonun, kalıplama aşamasında silis kumu ve reçinenin kullanıldığı görülmektedir. Sıcak metal kalıba dökülerek en az 24 saat beklenmektedir. Döküm aşamasından önce yolluk tabanına Germalloy malzeme entegre edilir. Yolluk direkt olarak kalıp besleyici metal akışını sağlamaktadır. Şarj metalinin içerisinde %25 ham demir, %50 geri dönüşüm hurdaları ve %25 çelik hurdası yer almaktadır (Chatterley and Murell 1998).



Şekil 2.5 Döküm prosesi akış şeması.

BÖLÜM 3

KRANK MİLİ SİSTEMLERİNİN KUVVET VE STRES ANALİZİ

Krank milleri farklı geometrisi ve etki eden unsurların değişkenliği nedeniyle, krank milline gelen kuvvetlerin ve yüklerin hesaplanması zordur. Bu konu da yapılan çalışmalar özellikle güvenlik faktörlerinin belirlenmesi yönünde geliştirilmiştir. Bu amaçla çeşitli prosedürler oluşturulmuş ve bu prosedürlerin analizlerde aşağıdaki noktalar ele alınmıştır:

- Gerilim yoğunluğunun en fazla olduğu bölgedeki stres tipinin belirlenmesi.
- Eğilme ve burulma gerilmelerinden elde edilen eşdeğer gerilmelerin tespit edilmesi.
- Parçanın dayanıklılık sınırının belirlenmesi (Ömür tayini).

3.1 KRANK MİLİ SİSTEMLERİNDE KUVVET ANALİZİ

İçten yanmalı motorlarda kuvvetler iki ana kategoriye ayrılmaktadır. Birincisi, silindirler içindeki gaz basıncıyla oluşan basınç kuvvetleridir. İkincisi ise hareketli motor parçalarının artan ya da azalan ivmelerinden dolayı oluşan eylemsizlik kuvvetleridir. Basınç kuvvetleri ağırlıklı olarak motora uygulanan yüke bağlıyken eylemsizlik kuvvetleri ve momentleri sadece motor hızına bağlıdır. Aynı zamanda yer çekimi kaynaklı kuvvetler de bulunmaktadır ama gaz basıncı ve eylemsizlik kuvvetleriyle karşılaştırıldıklarında göz ardı edilebilirler (Yılmaz 2008).

3.1.1 Basınç Kuvvetleri

Silindirlerde gaz basıncı piston başlarına, silindir başına ve silindirin yan duvarlarına etki eder. Gaz basınç kuvveti şu şekilde hesaplanır (Yılmaz 2008);

$$F_p = \frac{\pi D^2}{4} P(\Theta) \quad (3.1)$$

Formülde yer alan D silindir çapını, $P(\Theta)$ krank koruyucu kapağı ile silindir içerisindeki gaz basıncı farkını simgelemektedir. Gaz basıncı kuvvetleri krank miline piston ve bağlantı kolu ile iletilmektedir. Gaz basıncı öncelikle maksimum yanma basıncına bağlıdır ve bu da sıkıştırma oranına, sıkıştırma basıncına, yanma işlemi, karışıma ve motor yüküne bağlıdır.

3.1.2 Eylemsizlik Kuvvetleri

Eylemsizlik kuvvetleri ile ivme ters yönde ilerlemektedir. Eylemsizlik kuvvetlerinin belirlenmesi için hareketli parçaların kütleleri ve ağırlık merkezleri bilinmelidir. Karmaşık parçaların kütlelerini ve ağırlık merkezlerini belirlemek için bu parçalar basit geometrik parçalara ayrılabilir ya da herhangi bir CAD programı kullanılabilir.

Hareket kabiliyetine sahip motor parçalarının hareket biçimleri aşağıdaki gibidir (Yılmaz 2008);

- Krank kolu ve bağlantı rotunun pistonun yanındaki parçası krank mili eksenini etrafında döner.
- Piston ve bağlantı rotunun piston yakınındaki parçası ileri - geri hareketi yapar.
- Ağırlık merkezi ile bağlantı rotunun orta kısmı elipse benzer bir dairesel dönüş yoluna sahiptir.

Eylemsizlik momenti kütle ve konuma bağlı bir fonksiyona sahiptir ve bu nedenle krank-biyel mekanizmasında değişen geometriyle birlikte eylemsizlik momenti de değişecektir. Bu nedenle, eylemsizlik kuvvetleri üç kısımda incelenmektedir; bağlantı rotundaki eylemsizlik kuvvetleri, hareketli parçalardaki eylemsizlik kuvvetleri, ileri - geri hareketi yapan parçalardaki eylemsizlik kuvvetleri.

3.1.2.1 Bağlantı Rotundaki Eylemsizlik Kuvveti

Bağlantı rotu düzlemsel harekete sahiptir. Bağlantı rotunun hareketini tanımlamak hem ötelenme hem de dönme hareketi yaptığı için krank-biyel mekanizmasının diğer parçalarına göre daha karmaşıktır. Bağlantı rotundaki eylemsizlik kuvvetlerini bulmak için hareketin rotun ağırlık merkezinin ötelenmesi ve kendi etrafındaki dönüşü sonucu oluştuğu düşünülebilir.

Bağlantı rotunun tamamı ağırlık merkezinin ötelenmesine göre yer değiştirdiği için, eylemsizlik kuvveti şu şekilde hesaplanır(Yılmaz 2008);

$$F_{i,cr} = -m_{cr} \cdot a_{G,cr} , \quad R_{j+1} = \sqrt{R_{x_{j+1}}^2 + R_{\gamma_{j+1}}^2} \quad (3.2)$$

Bağlantı rotunun ağırlık merkezi etrafındaki dönme hareketini sonsuz küçük eleman dm üzerinde normal kuvvet dF_N F_N ve teğetsel kuvvet dF_T oluşturur. Bağlantı rotunun tamamı için integral alındığında, bu kuvvetlerin toplamları, ağırlık merkezi etrafındaki statik momenti temsil ettikleri için sıfırdır.

$$\begin{aligned} F_{i_{N,cr}} &= -\omega_{cr}^2 \int_{con-rod} x dm = 0 \\ F_{i_{N,cr}} &= -\alpha_{cr} \int_{con-rod} x dm = 0 \end{aligned} \quad F_{TOT} = F_P + F_{I_{TR}} \quad (3.3)$$

Toplam teğetsel kuvvetler sıfır olmasına rağmen bağlantı rotundaki kütleli elemanlara etki eden teğetsel kuvvetler ağırlık merkezi etrafında dönme momenti oluştururlar:

$$M_{I_{T,cr}} = -\alpha_{cr} \int_{con-rod} x^2 dm = -I_{cr} \alpha_{cr} \quad (3.4)$$

Yukarıdaki denklemde I_{cr} , bağlantı rotunun ağırlık merkezi etrafındaki kütleli eylemsizlik momentini temsil etmektedir. Böylece bağlantı rotuna ağırlık merkezinin öteleme hareketinden dolayı bir eylemsizlik kuvveti ve bu merkez etrafında dönüşten dolayı oluşan bir moment etki eder (Yılmaz 2008).

Aynı sonuç piston ve krank pimi yerine (aynı sırayla) yerleştirilecek kümelenmiş kütleler m_A ve m_B 'den oluşan iki parçalı eşdeğer bir sistem kullanılarak da elde edilebilir. Dinamik açıdan eşdeğer bir bağlantı rotu modeli için üç gereklilik sağlanmalıdır;

- Toplam kütle orijinal gövdenin kütlesine eşit olmalıdır.
- Ağırlık merkezi orijinal gövdeninkiyle aynı olmalıdır.

- Eylemsizlik momenti orijinal gövdeninkine eşit olmalıdır.

Ana bağlantı rotu ile dinamik olarak eşdeğer olması için oluşturulacak sistemin sağlaması gereken koşullar şu şekilde gösterilebilir:

$$\begin{aligned}
 m_A + m_B &= m_{cr} \\
 x_A \cdot m_A &= x_B \cdot m_B \\
 x_A^2 \cdot m_A + x_B^2 \cdot m_B &= I_{cr}
 \end{aligned} \tag{3.5}$$

Bu sistem dört bilinmeyenli üç denklemden oluşmaktadır ; m_A , m_B , x_A , x_B sonsuz çözüme sahiptir

3.1.2.2 Dönen Parçalardaki Eylemsizlik Kuvveti

Krank miline etki eden kuvvetlerin elde edilmesi için tüm hacim boyunca hacimsel integral alınmalıdır. Böylece, krank kolu için;

$$F_{i_{web}} = \omega^2 \int_{web} r_x dm \tag{3.7}$$

Yukarıdaki integral krank kolunun statik momentini temsil etmektedir ve kolun toplam kütlesi ile dönme ekseninin ağırlık merkezine olan uzaklığının çarpımı şeklinde de gösterilebilir:

$$S_{i_{web}} = \int_{web} r_x dm = m_{web} r_{G_{web}} \tag{3.8}$$

Böylece krank kolunun eylemsizlik kuvveti şu şekilde gösterilebilir:

$$F_{i_{web}} = m_{web} r_{G_{web}} \omega^2 \tag{3.9}$$

Aynı yöntemle krank pimi, balans ağırlığı ve hareketli parçaların eylemsizlik kuvvetleri;

$$\begin{aligned}
F_{i_{cp}} &= m_{cp} r \omega^2 \\
F_{i_{cw}} &= m_{cw} r_{G_{cw}} \omega^2 \\
F_{i_{cr}} &= m_{cr-r} r \omega^2
\end{aligned} \tag{3.10}$$

şeklinde hesaplanabilir.

Krank pimi, krank kolları ve bağlantı rotunun hareketli parçalarından oluşan dönen kütle m_R olarak yeniden adlandırıldığında her silindir için dönme eylemsizlik kuvveti şu şekilde yazılabilir:

$$F_{i_R} = m_R r_R \omega^2 \tag{3.11}$$

r_R krank milinin dönme merkezi ile dönen kütle nin ağırlık merkezi arasındaki uzaklığı temsil etmektedir.

3.1.2.2 İleri - Geri Hareketi Yapan Parçaların Eylemsizlik Kuvveti

Piston kütlesi, segman, piston pimi ve bağlantı rotunun kütlesi m_{TR} olarak yazıldığında, eylemsizlik momenti;

$$F_{i_{TR}} = -m_{TR} a_P \tag{3.12}$$

şeklinde yazılabilir. Burada, a_P piston ivmesini temsil etmektedir.

3.2 KRANK DİZİSİNDEKİ KUVVET BÖLÜNMESİ VE ANA YATAKLARDAKİ KUVVETLER

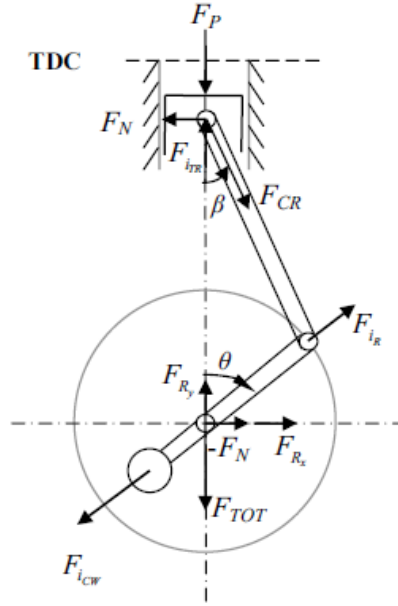
Krank mili montajındaki kuvvetler şekil 3.1’de şematik olarak gösterilmiştir. Silindir eksenindeki toplam kuvvet şu şekildedir:

$$F_{TOT} = F_P + F_{i_{TR}} \tag{3.13}$$

Toplam kuvvet, F_{TOT} , bağlantı rotu eksenindeki F_{CR} 'ye ve silindir eksenine normal olan F_N 'ye ayrılır. Bu kuvvetlerin değerleri şu şekilde hesaplanır;

$$F_{CR} = \frac{F_{TOT}}{\cos\beta} = \frac{F_{TOT}}{\sqrt{1-\lambda^2 \sin^2\theta}} \quad (3.14)$$

$$F_N = F_{TOT} \cdot \tan\beta = F_{TOT} \cdot \frac{\lambda \cdot \sin\theta}{\sqrt{1-\lambda^2 \cdot \sin^2\theta}}$$



Şekil 3.1 Krank miline etki eden kuvvetler (Yılmaz 2008).

Dönme eylemsizlik kuvvetleri krank milinin eksenini yönünde yazıldığında aşağıdaki denklemler elde edilir:

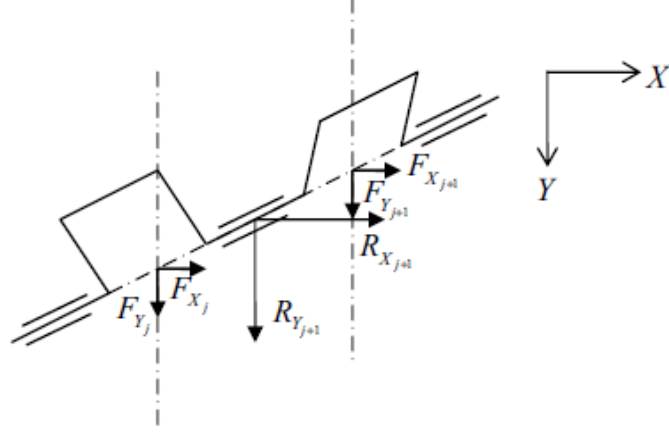
$$F_{R_x} = F_{IR} - F_{CW} \cdot \sin\theta \quad (3.15)$$

$$F_{R_y} = F_{IR} - F_{CW} \cdot \cos\theta$$

Ana yataklardaki kuvvetler statik ve dinamik olarak belirsizdir. Ancak bu kuvvetler genelde yan yana iki krank üzerine etki eden ve daha uzak kranklar üzerine etki eden kuvvetlerden etkilenmeyen kuvvetler olarak tanımlanmaktadır. Böylece, mantıklı bir yaklaşım olarak, ana yataklara etki eden kuvvetler, sadece yan yana olan kranklar üzerine etki eden kuvvetler göz önüne alınarak hesaplanabilir. Şekil 3.2'de ana yatak yükleri gösterilmiştir.

Silindir üzerindeki kuvvetler silindir eksenine ve krank milinin dönme ekseninin kesişimi yönünde yazılırsa aşağıdaki denklemler elde edilir.

$$\begin{aligned} F_{X_i} &= -F_{N_i} + F_{R_x} \\ F_{Y_j} &= F_{TOT_j} - F_{R_y} \end{aligned} \quad (3.16)$$



Şekil 3.2 Ana yataklardaki kuvvetler (Yılmaz 2008).

Ana yataklardaki x ve y-yönlerindeki yükler şu şekilde hesaplanır:

$$\begin{aligned} R_{X_{j+1}} &= \frac{1}{2} F_{X_j} + F_{X_{j+1}} \\ R_{Y_{j+1}} &= \frac{1}{2} F_{Y_j} + F_{Y_{j+1}} \end{aligned} \quad (3.17)$$

Ana yatakdaki kuvvetin büyüklüğü ise;

$$R_{j+1} = \sqrt{R_{X_{j+1}}^2 + R_{Y_{j+1}}^2} \quad (3.18)$$

şeklinde hesaplanır.

BÖLÜM 4

KRANK MİLİ STRES ANALİZİ – SONLU ELEMANLAR VE KLASİK ANALİZ TEKNİKLERİNİN İNCELENMESİ

Mevcut kuram ve kanunlara göre dizaynlar ve müşterinin tercihleri, içten yanmalı motor dizaynında temel belirleyici baskı unsurlarıdır. Bu bölümde krank mili stres analizinde kullanılan metotların hiyerarşisinden bahsedilecektir. Daha yüksek verimle üretim yapılabilmesi için FE ve klasik metotları kombine ederek dizaynı optimize eden, bilgisayar temelli sistem analizi programları günümüzde sıkça kullanılmaktadır. Bu programlar da basitleştirilmiş klasik metotlar CAD-temelli dizayn prosese eklenmiştir. Bu metotlar sayesinde karmaşık yapılarda bile hızlı geri bildirimleri elde edilmektedir. Çeşitli FE seviyeleri daha detaylı krank mili analizlerinin yapılması için tercih edilmektedir.

Günümüz de krank mili dizayn analiz teknikleri gelişimi iki yönde gerçekleşmektedir. Birincisi, Modern motor dizayn parametreleri ile çakışan talepler, özellikle yüksek güç arayışı, vb. talepler, günümüze dek yapılan dizaynlardan farklı olarak daha geniş kapsamlı çalışmalar yapılmasını gerektirmektedir.

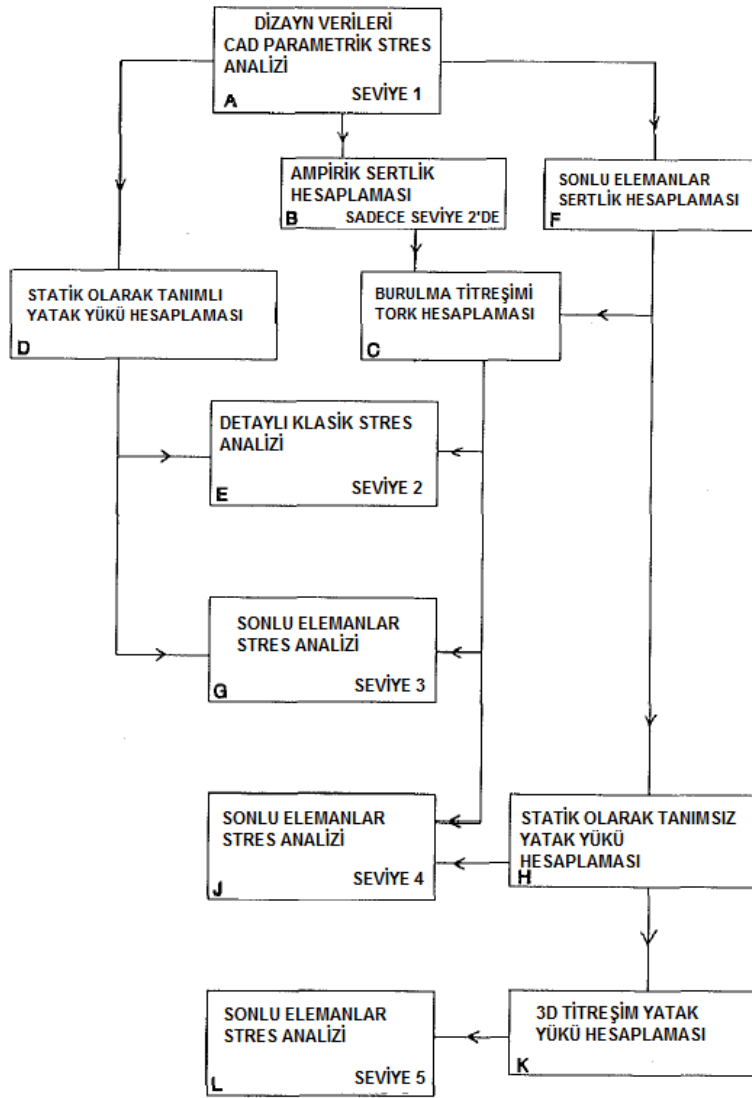
İkinci olarak, bu gelişmelere ek olarak, krank millerinin dizayn aralığı ve analiz performansı artırılması çalışmalarıdır. Her bir parametreyi geliştirmek için dar zaman aralığı bulunmakta ve dizayn farklılaştıkça sonuçlar da değişiklik söz konusu olmaktadır.

4.1 METOTLARIN HİYERARŞİSİ

Krank millerinin model oluşturma aşamasında 3D bilgisayar destekli programlar kullanılmaktadır. Bu programlar analizleri sonucunda yoruma açık sonuçlar ortaya koyarak konsept dizaynının oluşturulmasında önemli faydalar sağlamaktadır. Model ve analiz esnasındaki değişimler karşılaştırılmaktadır. Bu seviyedeki teknik yorumlar dizayn öncesi

model üzerindeki öngörülen iyileştirmelerin yapılmasını ve geliştirilmesini sağlamaktadır. Bu durum geleneksel kurallarının bir kısmının zamanla değişimine yol açmıştır.

Krank milinin dinamik analizinin yapılabilmesi için öncelikli olarak modelin bilgisayar ortamında hazırlanması gerekmektedir. Bu model dizayn optimizasyonun da ve birçok analiz de kullanılabilir. Konsept oluşturma aşamasında, krank milleri yorulma analizinin tespiti yapılması bakımından optimize edilmiş parçalardır. Krank millerine etki eden kuvvetler motor titreşim değerine ve silindir bloğa gelen kuvvetlere de etki etmektedir. Ayrıca özellikle krank mili üzerinde oluşan yağ filmleri sistem emniyeti bakımından önemlidir. Bu değerlerin tespiti için malzeme ve üretim prosesi birlikte dikkate alınmaktadır.



Şekil 4.1 Çeşitli analiz seviyeleri arasındaki bilgi akışı (Yılmaz 2008).

Bu farklı aşamalarda pratik ve verimli bir program takımı elde etmek için, modülere ayrılmış bir yaklaşım benimsenmiştir. Krank mili dizaynında kullanılan çeşitli yöntemler aşağıdaki gibidir (Yılmaz 2008):

1. CAD parametrik dizaynı ve etkileşimli stres analizi.
2. Detaylı klasik stres analizi. Bu model için hesaplanan yüklerde statik olarak tanımlı bir model kullanıldı ve torklar zorlanmış/sönümlü burulma titreşim modelinden alındı.
3. Üstte verilen seviye 2 deki yükleme koşulları ile eşdeğer verilere dayanarak yapılan sonlu elemanlar stres analizi.
4. Krank milinin statik olarak aşırı bağlı modelinden hesaplanan yükleme verilerine dayanarak yapılan sonlu elemanlar stres analizi.
5. Krank milinin üç boyutlu tam titreşim modelinden elde edilen verilere dayanarak yapılan sonlu elemanlar stres analizi.

Şekil 4.1 de çeşitli hesaplama modüllerini ve izlenmesi gereken yolu göstermektedir. Alt seviye metotları, genelde, yüksek seviyeli metotların elamanlarının kaldırılmış halidir. Bu yaklaşım kullanılan farklı metotların sayısını azaltmakta, kalite kontrolü ve kullanıcı aşinalığını artırmaktadır. Yağ filmi hesaplamaları bu çalışmanın dışındadırlar ama krank mili optimizasyonunun temel ve entegre olmuş kısımlarından birisidir. Pratik olarak, Şekil 4.1’de gösterilen proses boyunca hesaplanan yatak yükleri stres tahminlerinde olduğu gibi yağ filmi analizinde de kullanılırlar.

4.2 ANALİZ METODLARI

4.2.1 Parametrik CAD Metodu (Seviye 1).

Bu seviye, krank mili dizaynında kullanılan en düşük seviye olup hızlı ve kullanımı kolaydır. Metot, temel motor dizayn verilerine bağlı olarak aşağıdakiler gibi krank mili ilk modelinin oluşumunu sağlamaktadır;

- Motor konfigürasyonu ve ateşleme düzeni
- Silindir çapı x strok
- Motor tipi ve görevi

- Krank mili ve yatak materyalleri
- Balans sayısı
- Maksimum silindir basıncı
- İleri geri hareket yapan ve dönen ağırlıklar

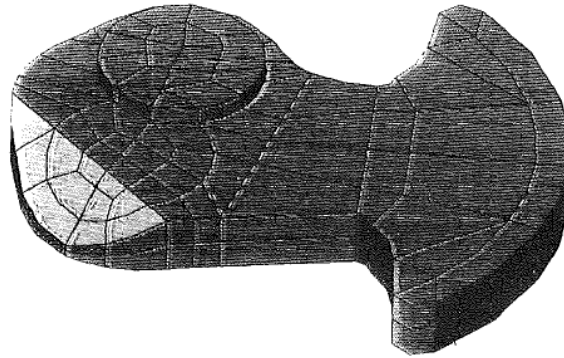
4.2.2 Detaylı Klasik Stres Analiz Metodu (Seviye 2)

Girdi Verisi – Klasik Metot; Hiyerarşide bir sonraki seviye eğer oturtulmuş ise sönümleyici damperinde dâhil olduğu krank milinin burulma titreşiminin de tam analizini eklenmesi gerekmektedir (B, Şekil 4.1).

Girdi Verisi – Sonlu Elemanlar Metodu; Girdi verisi oluşturmak için temel bir teknik gerektiğinde sonlu elemanlar metodu kullanılır. Bu sadece burulma eylemsizliğini ve sertliğini ifade etmemekte aynı zamanda yapının üç boyutlu özelliklerini kütle, ağırlık merkezi, eylemsizlikler ve sertlik cinsinden verir.

Bu özellikler krank milinin üç boyutlu karakteristiklerinin belirlenmesi için çok önemlidir. Sonlu elemanlar yöntemi, özelliklerin tamamının tek bir modelden elde edildiği kullanışlı ve uygun bir model sağlamaktadır.

Sonlu elemanlar model oluşturulduktan sonra rijitlik analizi yapmak basittir. Bu metot düşük düğüm yoğunluğuna sahiptir. Ağ(Mesh) haline getirme stratejisi sayesinde sonlu elemanlar modeli analizi hızlı bir şekilde yapılabilir. Girdi CAD sisteminden alınabilir ya da elle girilebilir.

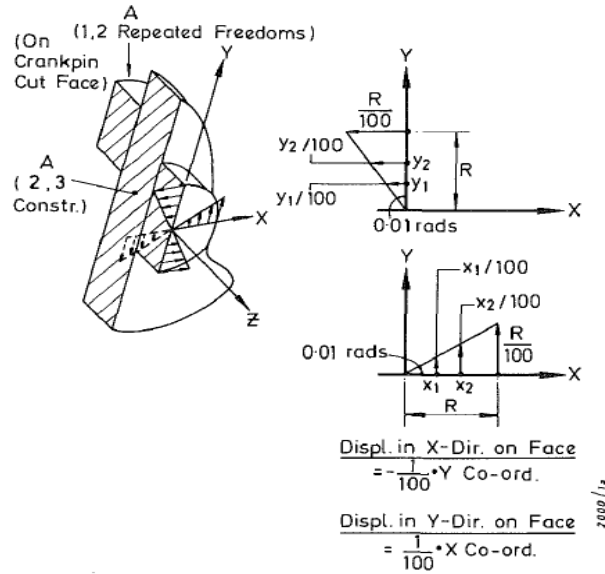


Şekil 4.2 Krank kolu için rijitlik metodu (Yılmaz 2008).

Krank miline etkiyen yükleri aşağıdaki gibi açıklayabiliriz;

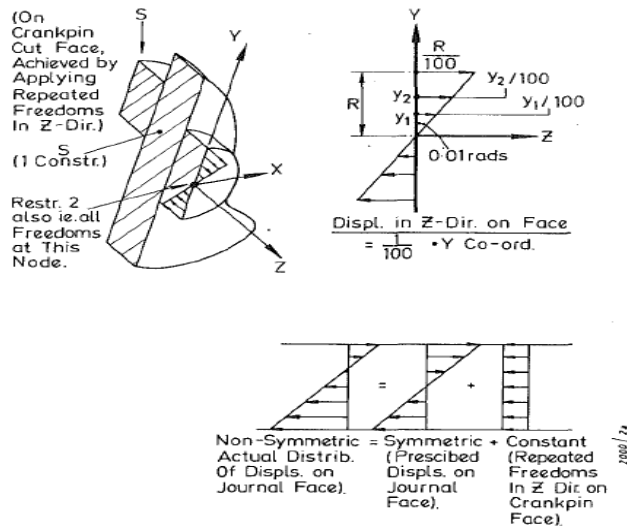
Sonlu Elamanlar Rijitlik Analizi Yükleme Metodu; Krank kolunun rijitlik analiz sürecinin bir parçası olarak kollara yüklenen yükler bilinmektedir. Her kola üç yük etki etmektedir ve bunlar aşağıda tanımlanmıştır;

Burulma Yüğü; ana yatak kesit düzlemi düğümlerine yer değiştirmesi şeklinde etki etmektedir. Şekil 4.3’de bu yükler gösterilmektedir.



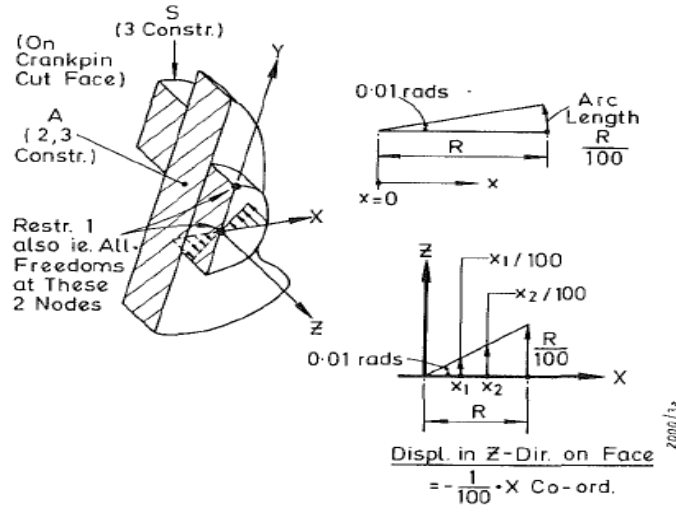
Şekil 4.3 Burulma yük paketi (Yılmaz 2008).

Şekil 4.4 da belirtilen Düzlem İçi Burulma Yükleri gösterilmektedir.



Şekil 4.4 Düzlem içi yük paketi (Yılmaz 2008).

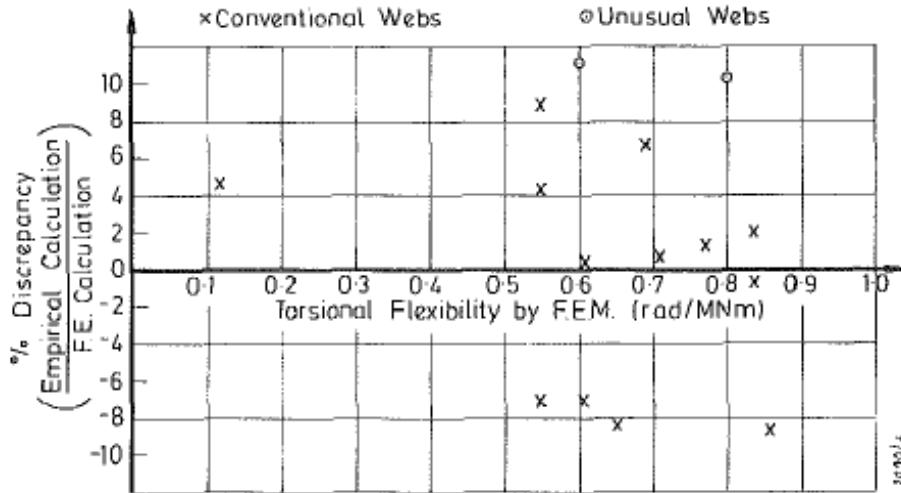
Şekil 4.5 da belirtilen Düzlem Dışı Burulma Yükleri gösterilmektedir.



Şekil 4.5 Düzlem dışı bükülme momenti (Yılmaz 2008).

Örneğin sonlu elemanlar modelinden elde edilen sonuçlar oluşturulan ampirik sonuçlara göre karşılaştırıldığında, Şekil 4.6' da gösterildiği üzere karmaşık yapıya sahip modellerde ampirik sonuçlardan istenilen verilerin tamamının elde edilemeyeceği tespit edilmiştir (Yılmaz 2008).

AMPİRİK ANALİZİN FE ANALİZİ İLE KARŞILAŞTIRILMASI



Şekil 4.6 Krank kolu burulma titreşim sonuçları (Yılmaz 2008).

Stres Analizi; girdi verileri eklendikten sonra sönümlenmiş burulma titreşimi hesaplaması yapılır ve daha detaylı bir hesaplama için torklar girdi olarak programa girilir.

4.2.3 Statik Olarak Belirli Yüklemler Kullanılarak Yapılan Sonlu Elemanlar Analizi (Seviye 3)

Yüklem Metotları; krank mili üzerine etkiyen yüklerin hesaplanmasında kullanmak için üç ana hesaplama metodu vardır. İlk metoda göre yük dağılımı içermemektedir. İkinci ve üçüncü metotlar ise bu etkileri hesaba katmaktadır.

Metodun Ana Hatları; Stres analizi için kullanılan sonlu elemanlar metodu cismin serbestlik derecesini dikkate alarak gösterilmektedir. Stres analizi için sonlu elemanlar metotlarından sadece biri kullanılmamaktadır. Sonlu elemanlar metodundan elde edilen sonuçlar birçok yükün hesaplanmasında kullanılabilir. Sonlu elemanlar metodu ve klasik hesaplama metotları verimli ve gelişmiş bir hesaplama yapabilmek için kullanılmaktadır.

Krank Mili Modellemesi Gerekliliği; Benimsenen yaklaşım tam krank mili modellemesinde pik yüklem koşulları göz önünde bulundurulmaktadır.

Model için uygun sınır koşullarının belirlemek oldukça zordur. Ancak doğru yük türleri (bükülme momentleri, burulma, vs.) tahmin edilebilir.

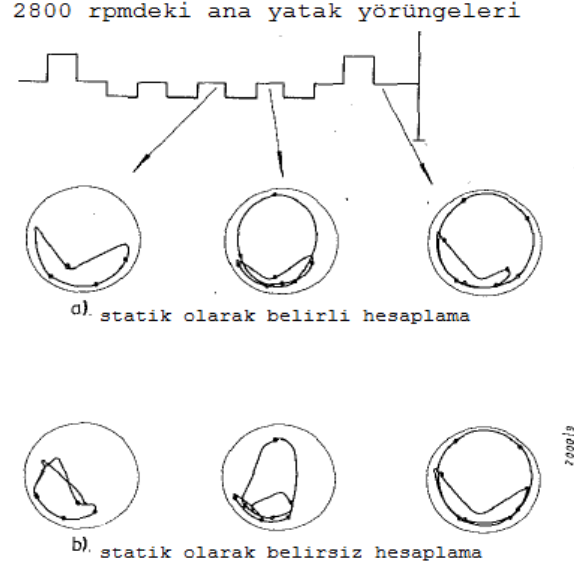
Ağ(Mesh); Sonlu elemanlar ağında önemli bir nokta da pah bölgeleridir. Modelde pik stresler bu bölgede oluşmaktadır. Bu bölgeler daha yoğun ağ oluşumu yapılarak incelenir ve daha gerçekçi sonuçlar elde edilmeye çalışılır.

Krank milindeki ikinci en kritik stres bölgeleri yağ deliklerinin etrafında yer almaktadır. Bu delikler de çentik etkisi oluşturacağından kritik yüklemelerin meydana geldiği en önemli bölgeler arasında yer almaktadır.

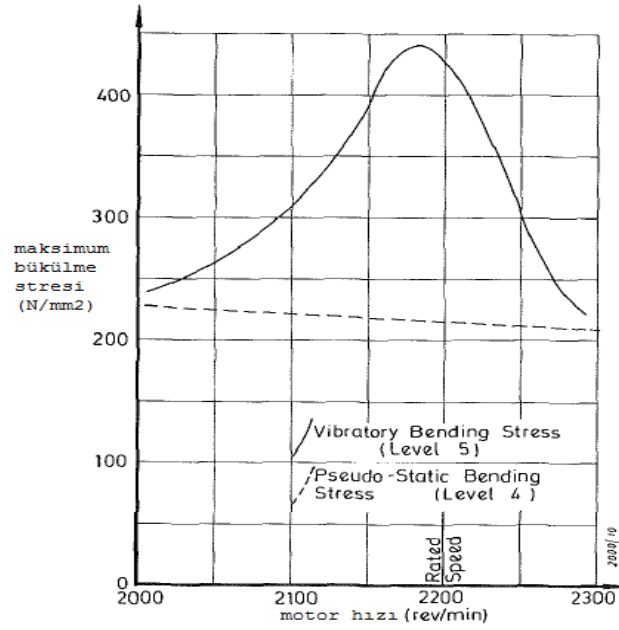
4.2.4 Geliştirilmiş Yükleme Koşulları Kullanan Sonlu Elemanlar Metodu (Seviye 4)

Yük Paylaşım Analizinde; daha gerçekçi bir sonuç elde etmek gerektiğinde krank mili yüklenme verilerinin girileceği daha gelişmiş bir model kurmaya ihtiyaç duyulmaktadır. Statik olarak belirli, yataklarda oluşan tepki kuvvetleri hesaplamaları kiriş modeli ile oluşturuldu. Bu metot ile; statik analize aşağıdaki ilaveler yapılarak belirlenmektedir(Yılmaz 2008);

- Sonlu elemanlar modelinden alınan rijitlik, kütle ve eylemsizlik verileri ile birlikte, tam üç boyutlu krank mili modeli.
- Krank mili esnekliği, lineer ve dönme yönü kuvvet eklemeleri,
- Yağ filmi rijitliliği ve yatak açıklıkları da Kikuchi modeli kullanılarak eklenir.



Şekil 4.7 Yük paylaşım hesaplamalarının karşılaştırması (Yılmaz 2008).



Şekil 4.8 Volan dönme rezonansında krank pimi stresleri (Yılmaz 2008).

4.2.5 Üç Boyutlu Titreşim Stresleri (Seviye 5)

Bu metot ile titreşim modeli oluşturulur ve temelde iki aşamaya ayrılır:

- Yüklerin belirlenmesi.
- Streslerin belirlenmesi.

4.3 UYGULAMALAR

4.3.1 Dizayn Optimizasyonu

Dizayn verilerinin belirlenmesi aşağıdaki iki seçenektan birinde gerçekleşir;

- İlk çalıştırmada kullanılan basit girdi verilerinin kullanılması,
- Detaylı krank mili geometrisindeki krank pimi çapı, piston kolu,vb faktörleri etkileyen değişimler.

Analizin ilk iki seviyesi dizaynın model aşamasında hızlı dizayn aracı olarak kullanılabilir. Bu seviyeler kabul edilebilir krank mili geometri dizaynına izin vermektedir, böylece bütün motor tasarım prosesi yapılabilir. Bir geometri sağlandıktan sonra daha yüksek seviyeli metotlar optimum krank mili dizaynı için geometrinin detaylarının belirlenmesinde kullanılabilir.

Bir dizayn seviyelerinin belirlenmesi, dizayn yapan kişinin değerlendirmesi ile birlikte motorun tipi ve amacına göre değişmektedir.

4.3.2 Bir Sonlu Elemanlar Metodu Kullanım Örneği

Bir dört silindirli pistonlu motor da ilk olarak basitleştirilmiş parametrik yaklaşım (seviye 1) ardından yük paylaşımı ve hesaplanması modeli kullanan sonlu elemanlar analizi (seviye 4) ile yapılmıştır.

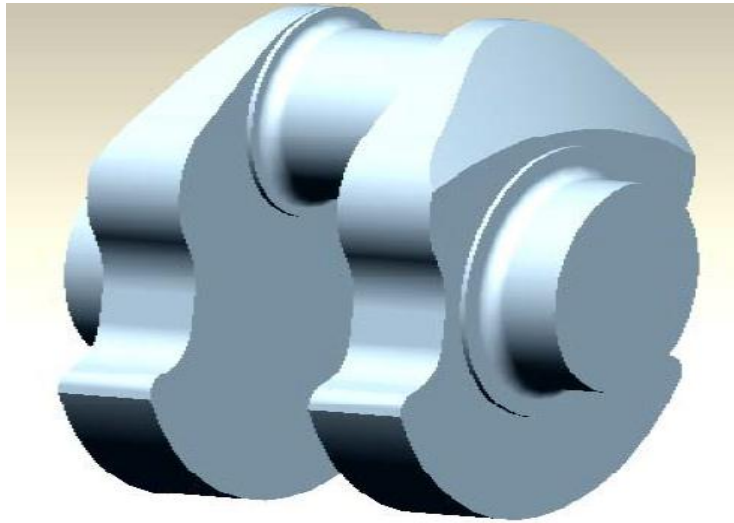
BÖLÜM 5

4 SİLİNDİRLİ DİZEL MOTORUN KRANK MİLİNİN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİYLE DİNAMİK ANALİZİ

5.1 KRANK KOLU STRES ANALİZİ

5.1.1 Krank Kolu Modeli

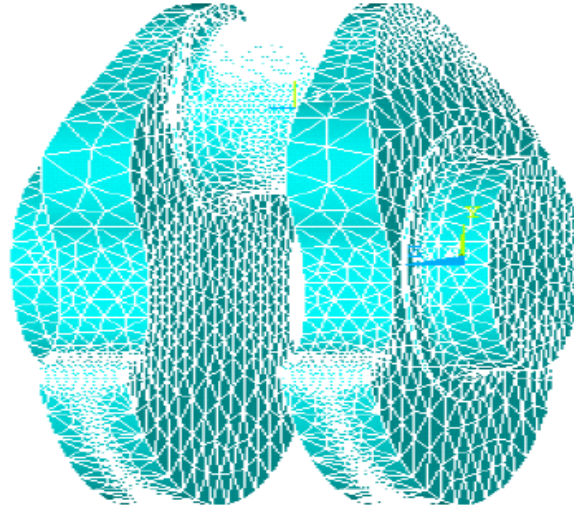
Bu çalışma da, krank miline ait kritik yükleme noktalarının tespitinde ANSYS yazılımı kullanılmıştır. Krank mili modeli rijit olarak oluşturularak statik dayanıklılığı kontrol edilmiştir. Bu analiz esnasında krank milinin statik dayanıklılığını hesaplamak için rijit krank mili modeli kullanılmıştır. Model üzerinde de görüldüğü üzere, simülasyon sonuçlarına çok az etkisi olan, pahların düzleştirilmiş ve yağ deliği gibi bazı küçük yapısal karakteristikler modelde basitleştirilmiştir. Şekil 5.1 de krank mili model kesiti ve Şekil 5.2 de krank mili sonlu elemanlar ağı örneği yer almaktadır. Ayrıca krank mili simülasyonunda kullanılan ana ölçüler çizelge 5.1’de listelenmiştir. Çizelge 5.2 de ise çalışma yapılan krank mili malzemesine ait fiziksel değerler yer almaktadır.



Şekil 5.1 Krank kolu şekli (Meng 2011).

Çizelge 5.1 Krank mili simülasyonunda kullanılan ölçüler.

Fiziksel Parametreler	Değerler
Krank Pimi Çapı (mm)	50
Krank Pimi Eksen Uzunluğu (mm)	42
Krank Kolu Ana Mutlu Çapı (mm)	58
Krank Yan Yüzeyi Kalınlığı (mm)	19
Krank Yan Yüzeyi Yüksekliği (mm)	134



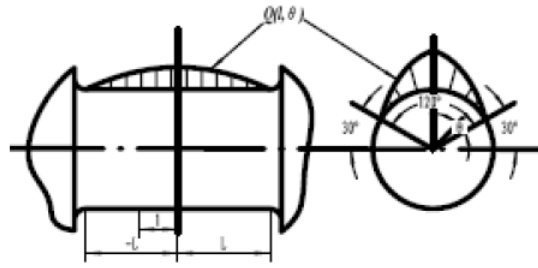
Şekil 5.2 Krank mili sonlu eleman ağı (Meng 2011).

Çizelge 5.2 GGG60 malzemesi fiziksel değerleri.

Fiziksel Parametreler	Değerler
Çekme Direnci (MPa)	600
Akma Dayancı (MPa)	370
Uzama (%)	3-8
Kesit Alanındaki Azalama (%)	3-8
Çarpma Enerjisi (J)	63
Sertlik(HB)	190-270
Young Modülü (GPa)	177
Poisson Oranı(μ)	0.275
Özkütle (g/cm^3)	7.2
Elastik Modülü(kN/mm^2)	174

5.1.2 Sınır Koşulları

Hesaplamaların doğruluğu için sınır koşulları kritik faktörlerdendir. Krank kolunun sınır koşulları, yükleme ve kısıtlama sınır koşullarından oluşmaktadır. Mekanik sınır koşulları öncelikli olarak şunları içerir; yer çekimi, merkezkaç kuvveti, krank pimi boyun alanı kuvveti, çeşitli bükülme moment ve torkları vs. Bu çalışma da yer çekimi, merkezkaç kuvveti, çeşitli bükülme moment ve torkları modele dağıtılmış kuvvetler olarak uygulanmıştır. ANSYS yazılımı yer çekimini ve merkezkaç kuvvetinin etkilerini belirlenmiş yer çekimi ivmesi, açısal hız, öz kütle ve fiziksel boyutlara dayanarak kendisi simle edilmiştir. Böylece krank piminin muylu alanına etki eden kuvvetlerin yüklemesi, sınır koşullarındaki kritik faktör haline gelmektedir. Yükün hesaplanması için dinamik metot kullanılarak krank pimi alanına etki eden yük dağıtılmış kuvvet olarak varsayılmıştır. Krank muylusu eksenini boyunca dağıtılmış kuvvetlerin radyan yönde 120° cosinüs dağılımı vardır. Şekil 5.3 dağılım fonksiyonunun şeklini göstermektedir.



Şekil 5.3 Krank pimindeki yük dağılımı (Meng 2011).

Krank pimi eksenini boyunca yazılan ikinci derece yük dağılımı denklemini şu şekilde varsayılmıştır;

$$Q_x = ax^2 + bx + c \quad (5.1)$$

$x = \pm L$ olduğunda $Q_x = 0$, $x = 0$ olduğunda $Q_x = Q_{\max}$. Yukarıdaki denklem şu şekilde yazılabilir;

$$0 = aL^2 + bL + c \quad (5.2)$$

$$0 = aL^2 - bL + c$$

$$Q_{\max} = c$$

a, b ve c değerleri (2), (3) ve (4) çözümlerle elde edilebilir. Sonuçlar;

$a = \frac{-Q_{\max}}{L^2}$, $b=0$ ve $c = Q_{\max}$. Buna bağlı olarak, krank pimi aksisinde yük dağılım denklemi şu şekilde yazılabilir;

$$Q_x = Q_{\max} \left(1 - \frac{x^2}{L^2} \right) \quad (5.3)$$

Denklemden $x = -L$ için $x = -L$ dir.

Radyal yönde 120° ile kosinüs yük dağılım denklemi şöyle varsayılır;

$$Q_{x,\theta} = Q_x \cdot \cos k\theta \quad (5.4)$$

Denklemden $\theta = -\pi/3$ için $\theta = \pi/3$ olduğunda $Q(x, \theta) = 0$ ve k denklem 7 ile hesaplanabilir.

$$\cos \frac{\pi}{3} \cdot k = 0 \Rightarrow k = \frac{\pi/3}{\pi/3} = \frac{3}{2}$$

Buna bağlı olarak, Radyal yönde 120° ile kosinüs yük dağılım denklemi şu hale gelir;

$$Q_{x,\theta} = Q_x \cdot \cos \frac{3}{2}\theta = Q_x \cdot \left(1 - \frac{x^2}{L^2} \right) \cdot \cos \frac{3}{2}\theta \quad (5.5)$$

Krank piminin boyun alanına etki eden toplam yük aşağıdaki denklem ile hesaplanabilir;

$$F_c = \int_{-L}^L \int_{-\pi/3}^{\pi/3} Q_{x,\theta} \, ds \, dx = \int_{-L}^L \int_{-\pi/3}^{\pi/3} Q \left(1 - \frac{x^2}{L^2} \right) \cos \left(\frac{3\theta}{2} \right) R \, d\theta \, dx = \frac{16}{9} R L Q_{\max} \quad (5.6)$$

Denklemdede $d_s = R d_\theta$, R krank pimi yarıçapıdır. Q_{max} denklem (5.9) cinsinden aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$Q_{max} = \frac{9}{16} \cdot \frac{F_c}{RL} \quad (5.7)$$

(6)'yı tekrar yazınca şu denklem elde edilir;

$$Q_{x,\theta} = \frac{9F_c}{16LR} \cdot \left(1 - \frac{x^2}{L^2}\right) \cdot \cos \frac{3}{2}\theta \quad (5.8)$$

Denklemdede F_c , krank pimi boyun alanına etki eden toplam yük; x, krank pimi yatak uzunluğudur, $x = -L - L$ denklem (5.7, 5.8). Bu çalışmada krank pimi en büyük torkta çalışırken en büyük yük kullanıldı.

Sınır koşulları; sol krank kolunun uç yüzeyinde X, Y, Z yönlerindeki serbestlik derecesi sınırlanmıştır. Sağ krank kolunun uç yüzeyinde X, Y radyal yönlerindeki serbestlik derecesi sınırlanmıştır.

5.1.3 Krank Mili Dizayn Hesapları

Bu çalışma da incelenen 1.3 Multijet 95 Hp motora ait parametreler Çizelge 5.3 'deki gibidir.

Çizelge 5.3 Teknik parametreler.

Kapasite	1248 cc
Krank Mili Yapısı	4 silindir
Çap x Strok	69,6 x 82
Sıkıştırma Oranı	17,6:1
Max. Güç	95hp@4000rpm
Max. Tork	200 Nm@1500 rpm

Pistonlar üzerindeki kuvvete F dersek (Choubey 2012);

$$F = \text{Alan} \times \text{MaxGazBasıncı} = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times P_{\max} = 608,42 \text{ kN} \quad (5.9)$$

Bağlantı kollarına gelen kuvvete F_Q dersek;

\emptyset = strok kolu açısı

$$\sin \emptyset = \frac{\sin \theta}{L/R} = 6,25^\circ$$

$$F_Q = \frac{F \times P}{\cos \emptyset} = 97,819 \text{ kN} \quad (5.10)$$

Krank miline gelen teğetsel ve radyal bileşenleri bulalım;

Teğetsel kuvvet;

$$F_T = F_Q \times \sin(\theta + \emptyset) = 64,97 \text{ kN} \quad (5.11)$$

Radyal kuvvet;

$$F_R = F_Q \times \cos(\theta + \emptyset) = 73,12 \text{ kN}$$

Rulmanlara gelen teğetsel kuvvetler;

$$H_{T1} = H_{T2} = \frac{F_T \times b_1}{b} = 4,52 \text{ kN} \quad (5.12)$$

$$T_e = \frac{\pi}{16} \times d_c^3 \times \tau \Rightarrow \tau = 26,30 \text{ N/mm}^2$$

$$b_1 = b_2 = b/2$$

Rulmanlara gelen radyal kuvvetler;

$$H_{R1} = H_{R2} = \frac{FRxb1}{b} = 4,75kN \quad (5.13)$$

$$b_1 = b_2 = b/2$$

d_c =krank pim çapı=50 mm

Pim merkezinde eğilme momenti M_c dersek;

$$M_c = H_{R1}xb_2 = 620,90kN - mm \quad (5.14)$$

Pim üzerinde teğetsel moment;

173,66 kN-mm

Eşdeğer teğetsel moment;

$$T_e = \sqrt{Mc^2 + Tc^2} = 645,20kN - mm \quad (5.15)$$

Kayma gerilmesi;

$$T_e = \frac{\pi}{16} x d_c^3 x \tau \Rightarrow \tau = 26,30 N/mm^2 \quad (5.16)$$

5.1 KRANK MİLİ MODEL FORMÜLASYONU

5.2.1 Sonlu Elemanlar Metodunun Yapısal Dinamik Özellikleri

Model sonlu elemanlara bölündüğünde dinamik denge denklemlerine göre (Meng 2011);

$$F_i + F_c + F_s = F t \quad (5.17)$$

şeklinde yazılabilir.

Denklemden

$\{F_i\}$ eylemsizlik kuvvetinin vektör niceliği

$\{F_c\}$ sönümlenme kuvveti vektör niceliği

$\{F_s\}$ elastik kuvvet vektör niceliği

$\{F(t)\}$ dinamik yük vektör niceliği

Sönümlenmesiz ya da sönümlenmenin ihmal edildiği sistemlerde yukarıdaki denklem aşağıdaki hale gelir;

$$F_i + F_s = F t \quad (5.18)$$

Kütle matrisi ve düğüm yer değiştirme vektörü eylemsizlik kuvveti yerine koyulabilir. Böylece $\{F_i\}$ şu hale gelir;

$$F_i = M \frac{\partial^2}{\partial t^2} \alpha t \quad (5.19)$$

$\alpha(t)$ düğüm yer değiştirme vektörünü, M ise kütle matrisini simgelemektedir. Düğüm yer değiştirme vektörü ve rijitlik vektörü, elastik kuvvet vektörü yerine yazılabilirler. Böylece $\{F_s\}$ şu şekilde yazılabilir;

$$F_s = K \cdot \alpha t \quad (5.20)$$

Denklemden K rijitlik vektörünü, $\alpha(t)$ düğüm yer değiştirme vektörünü simgelemektedir. Sistem doğal titreşimdeyken $\{F(t)\} = 0$ 'dır ve denklem şu hale gelir,

$$M \ddot{\alpha} t + K \alpha(t) = 0 \quad (5.21)$$

Denklemin 5.17'e bağlı karakteristik denklemi şu şekilde verilmiştir;

$$(K - \omega^2 M)\varphi(t) = 0 \quad (5.22)$$

Denklemde ω , esas frekansı simgelemektedir.

ANSYS yazılımı; alt uzay aritmetiği, interaktif aritmetik, Lanczos aritmetiği, azaltma aritmetiği vb. birkaç aritmetik sağlamaktadır. Lanczos aritmetiği büyük ve karmaşık yapıların hesaplanmasına uygundur (Yılmaz 2008).

Lanczos aritmetiğinin türetilme basamakları aşağıda verilmiştir;

Belirli vektör \mathbf{x}_i 'dir ($i = 1, 2, 3, \dots, r$). O zaman, denklem aşağıda şu şekilde çözülebilir;

$$K \mathbf{x}_i = M \mathbf{x}_{i-1} \quad (5.23)$$

Dikgenleştirme;

$$\mathbf{x}_i = \mathbf{x}_i - \alpha_{i-1} \mathbf{x}_{i-1} - \beta_{i-2} \mathbf{x}_{i-2}$$

Denklemde,

$$\alpha_{i-1} = \mathbf{x}_i^T M \mathbf{x}_{i-1}$$

Düzenleme;

$$\mathbf{x}_i = \frac{\mathbf{x}_i}{\beta_i}$$

$$\text{Denklemde } \beta_i = \left(\hat{\mathbf{x}}_i^T M \hat{\mathbf{x}}_i \right)^{\frac{1}{2}} \text{ dir.} \quad (5.24)$$

Genellenmiş özdeğer problemi $K\Phi_r = M\Phi_r\Omega_r$, üçgensel matrise doğru Lanczos vektörü olan standart özdeğer problemine dönüştü (Yılmaz 2008).

Yukarıdaki denklemler kullanarak, $A = K^{-1}M$ aşağıdaki denklem kullanılarak çözülmektedir;

$$Ax_{i-1} = \beta_i x_i + \alpha_{i-1} x_{i-1} + \beta_{i-1} x_{i-2} \quad (5.25)$$

Denklemden ($i = 1, 2, 3, \dots, r$), $x_0 = \{0\}$.

Matris formatında da yazarsak;

$$AX = XT$$

Denklemden;

$$T = \begin{bmatrix} \alpha_1 & \beta_2 & & \\ \beta_2 & \alpha_2 & \beta_3 & \\ & \beta_3 & \alpha_3 & \beta_4 \\ & & & \end{bmatrix} \quad (5.26)$$

$$X = x_1 x_2 \dots x_r$$

Orijinal karakteristik matrisi ve Lanczos vektörü arasındaki ilişki şu şekilde gösterilebilir;

$$\Phi_r = XZ \quad \text{ve}$$

$$\Phi_r = \varphi_1 \varphi_2 \dots \varphi_r$$

Denklemin 5.27'ye orijinal özdeğer eklediğimizde, denklemin iki tarafında da $X^T M X^{-1}$ ve $\lambda = \Omega_r^{-1}$ kullanılarak ve ardından da denklemin 23 ve $X^T M X = I$ kullanılarak şu denklem elde edilir;

$$TZ = Z\lambda$$

Denklemin 5.26 'ın çözümü;

$$Z = z_1 z_2 \dots z_r, \quad \Omega_r = \lambda_{-1}$$

Böylece,

$$\Phi_r = XZ, \Omega_r = \lambda^{-1} W_i^2 = 1/\lambda_i^2 \quad i=1,2,\dots,r \quad (5.27)$$

Benzer şekilde;

$$W_i^2 = 1/\lambda_i^2 \quad i=1,2,\dots,r \quad (5.28)$$

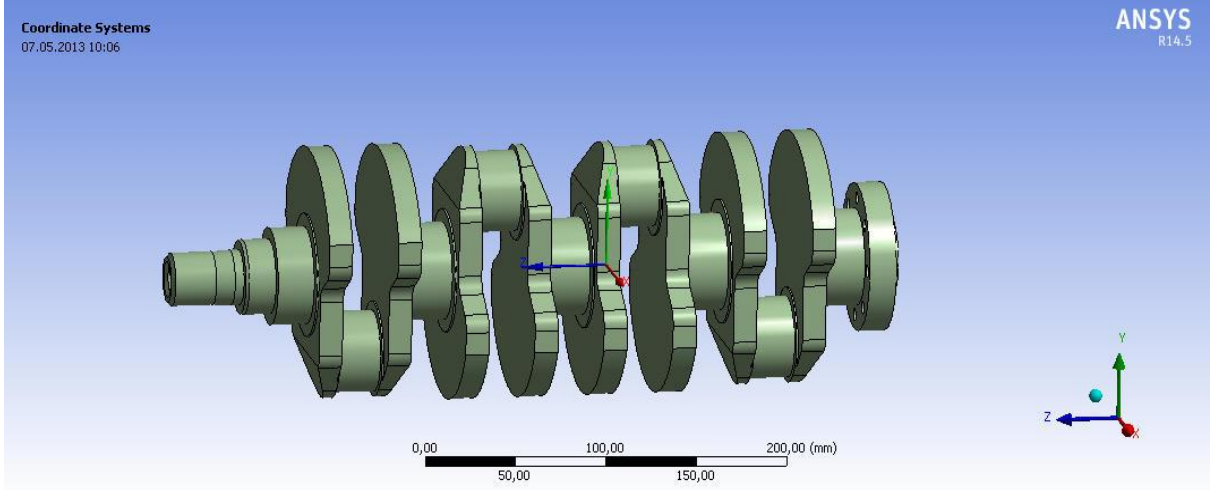
5.2.2 Krank Mili Modeli

Krank mili dört krank koluna, üç rot muylusuna ve iki ana yatağa sahip ve başlıca boyut parametreleri çizelge 5.4'te verilmiştir. Krank milinin karmaşık yapısına göre, sonlu elemanlar modeli analizi yapılırken simülasyonun uygunluğunu artırmak ve krank milinin yapısal şekil karakteristiklerinden dolayı, krank mili modeli oluşturulması esnasında model basite indirgenmiştir. Bu durum modal analiz esnasında krank milinin dinamik karakteristiklerini etkilememektedir.

Krank mili dizayn yapısı itibariyle pahlara ve özel işlenmiş deliklere sahiptir. Model oluşturulması esnasında krank mili üzerinde yapılan farklı talaş kaldırma işlemleri neticesinde krank milinin sonlu eleman ağı daha yoğun ve karmaşık bir hale gelmekte ve düğüm fonksiyonu sayısı artmaktadır. Bu faktörler çözüm süresini uzatacak, birim modeli yetersiz kılarak hata miktarını artıracaktır. Bu durum simülasyonun uygunluğunu azaltmaktadır. Bu nedenle, bu çalışmada, gerçek krank miline ait basitleştirilmiş bir model üzerinde çalışılmıştır.

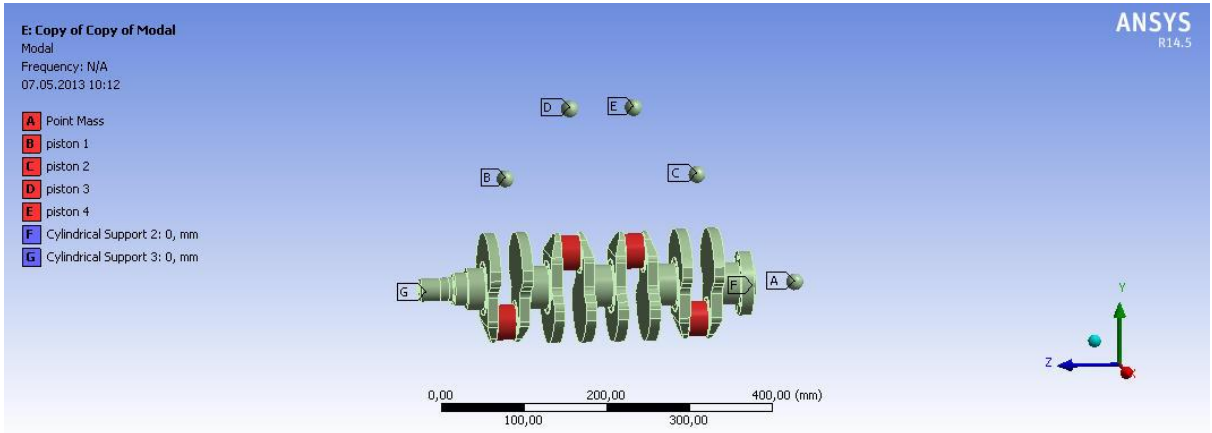
Çizelge 5.4 Krank mili başlıca parametreleri.

Yapısal parametreler	Değerler
Krank Mili Uzunluğu (mm)	538
Krank Mili Yüksekliği (mm)	138
Krank Yarıçapı (mm)	67.5
Rot Muylusu (mm)	30
Krank Pimi Eksen Uzunluğu (mm)	24
Ana Yatak Eksen Uzunluğu (mm)	29.5



Şekil 5.4 Krank milinin 3D varlık modeli.

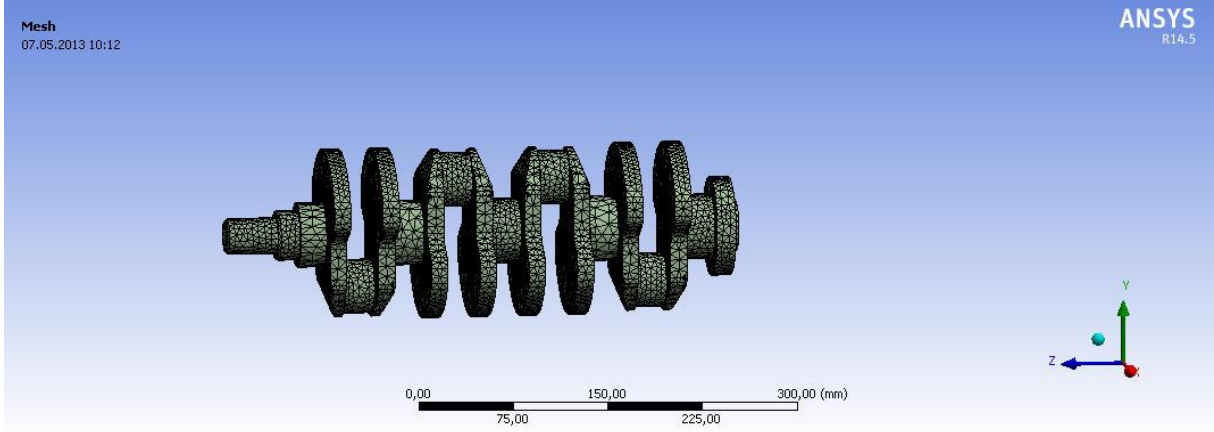
Model ANSYS yazılımında incelenmiştir. Modeli ağlara ayırdıktan sonra, simülasyon uygunluğunu artırmak amacıyla krank miline ait öngörülen kritik alanlar daha detaylı mesh'lenmiştir. Üç boyutlu krank mili sonlu eleman grid modeli şekil 5.6'da gösterilmiştir. Krank mili simülasyonunda kullanılan parametreler çizelge 5.4'de listelenmiştir.



Şekil 5.5 Bağlantı noktaları.

5.2.3 Sınır Koşulları

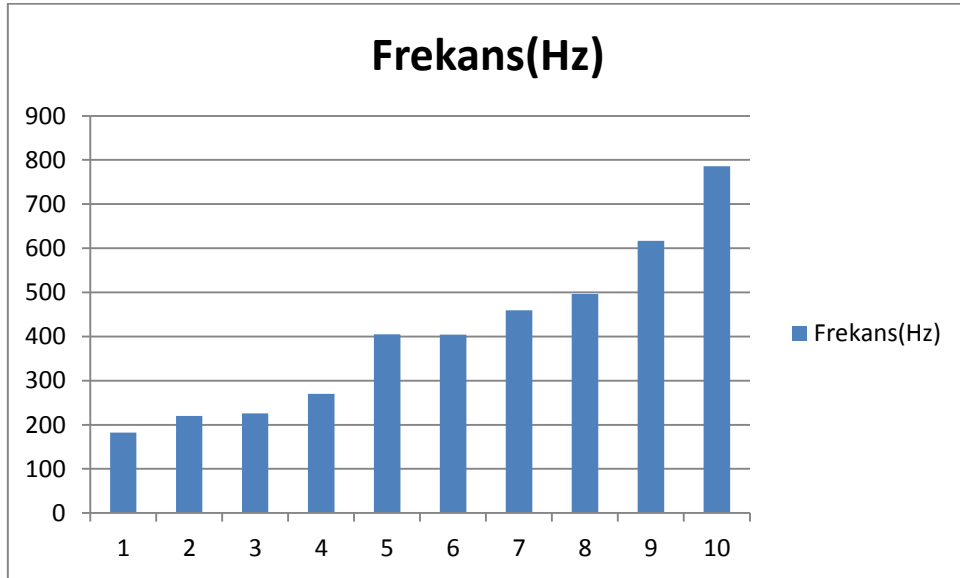
Bu çalışma da sınır koşulları belirlenirken piston ağırlıkları dikkate alınarak; krank milinin iki ucu, volan ve yatak bağlantı noktalarından, “cylindrical support” tanımlanarak radial yönde serbestlik verilip axial ve tangential yönde sınırlandırılmıştır. Ayrıca piston ağırlıkları “point mass” olarak tanımlanmıştır.



Şekil 5.6 Krank mili sonlu eleman ağı.

5.2.4 Analiz

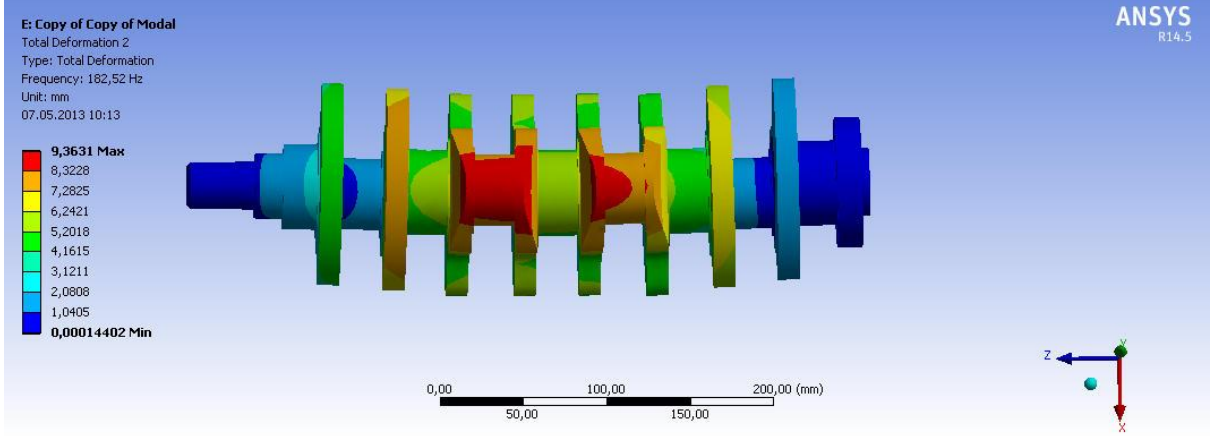
Modellenen krank milinin ANSYS programı ile modal analiz yapılmıştır. Krank mili malzemesi GGG60 döküm malzeme seçilmiştir. Model, analiz sırasında gerçeğe uygunluk açısından gerekli şartların oluşturulması sağlanmıştır. Yapılan analiz de ilk on mod değeri hesaplatılmıştır. Simülasyon sonuçları ve titreşim modelinde en düşük frekansın 182,52 Hz olduğu elde edilmiştir ve değişen frekanslara göre krank milinin kritik noktalarının tayini yapılmıştır.



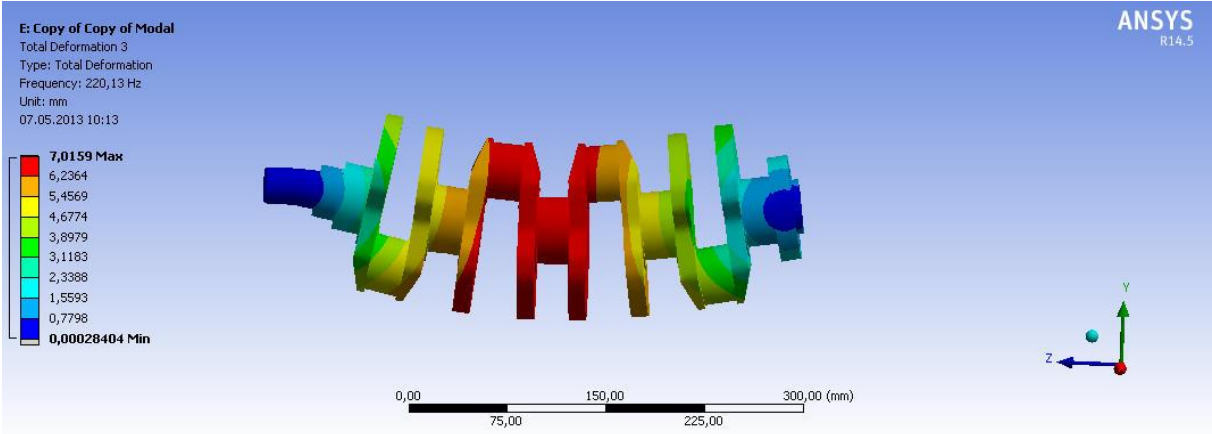
Şekil 5.7 Modal Analiz sonucu belirlenen ilk on mod değeri.

Çizelge 5.5 İlk on mod parametreleri.

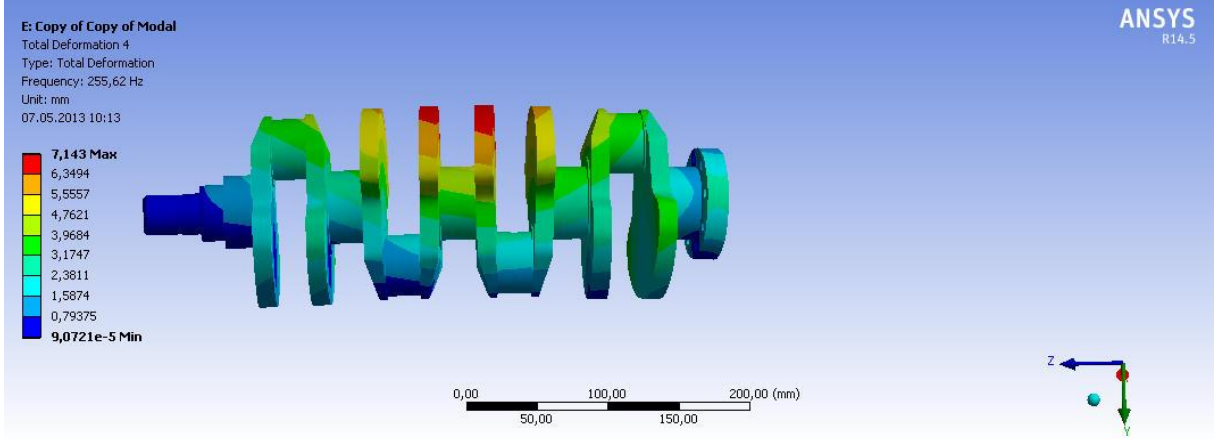
Model Derecesi	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Frekansı (Hz)	182,52	220,13	225,62	270,18	404,7	404,39	459,09	496,39	616,77	785,68



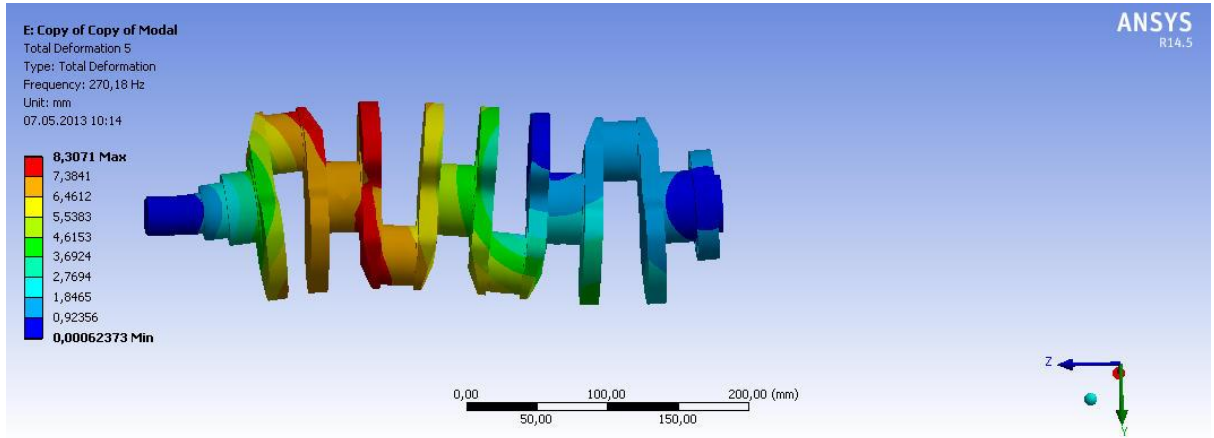
Şekil 5.8 Krank milinin 1. mod değerinde toplam deformasyon oluşumu.



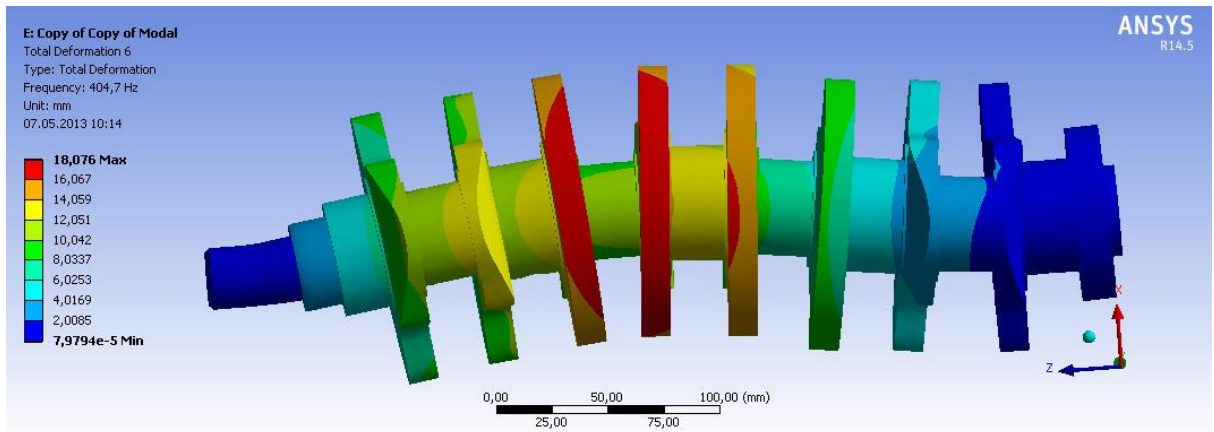
Şekil 5.9 Krank milinin 2. mod değerinde toplam deformasyon oluşumu.



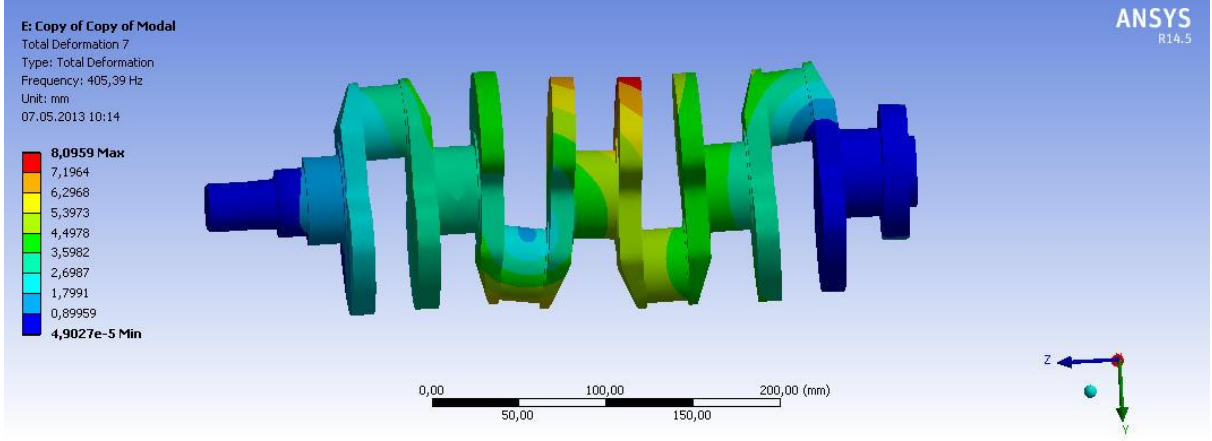
Şekil 5.10 Krank milinin 3. mod değerinde toplam deformasyon oluşumu.



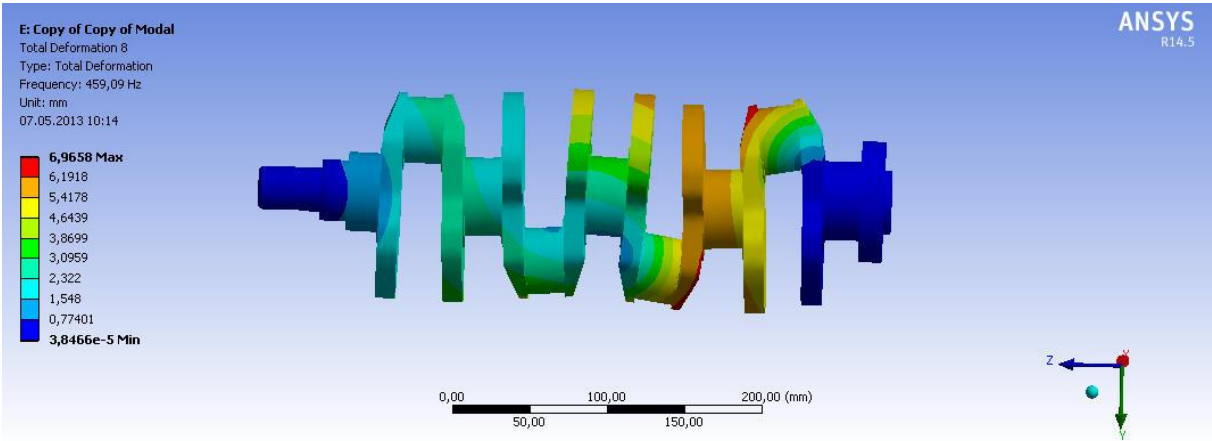
Şekil 5.11 Krank milinin 4. mod değerinde toplam deformasyon oluşumu.



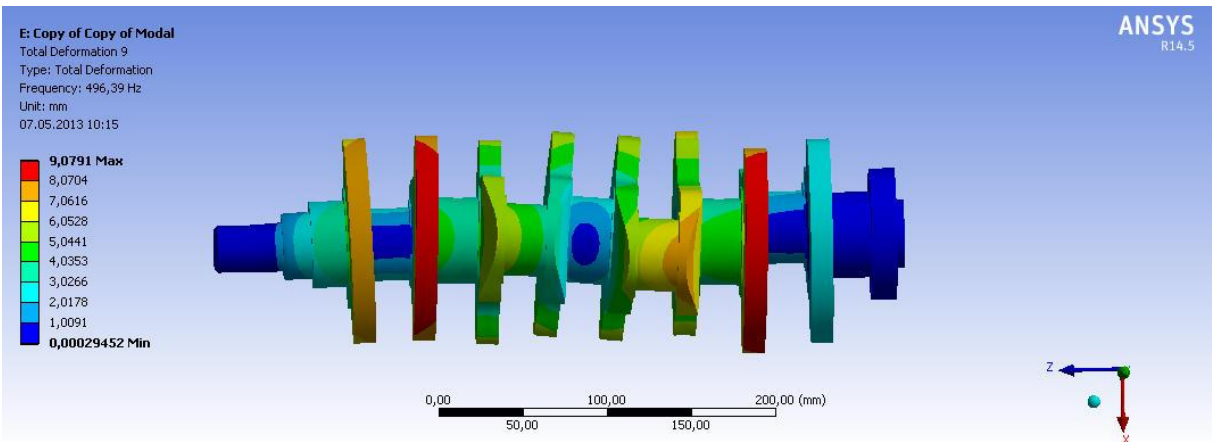
Şekil 5.12 Krank milinin 5. mod değerinde toplam deformasyon oluşumu.



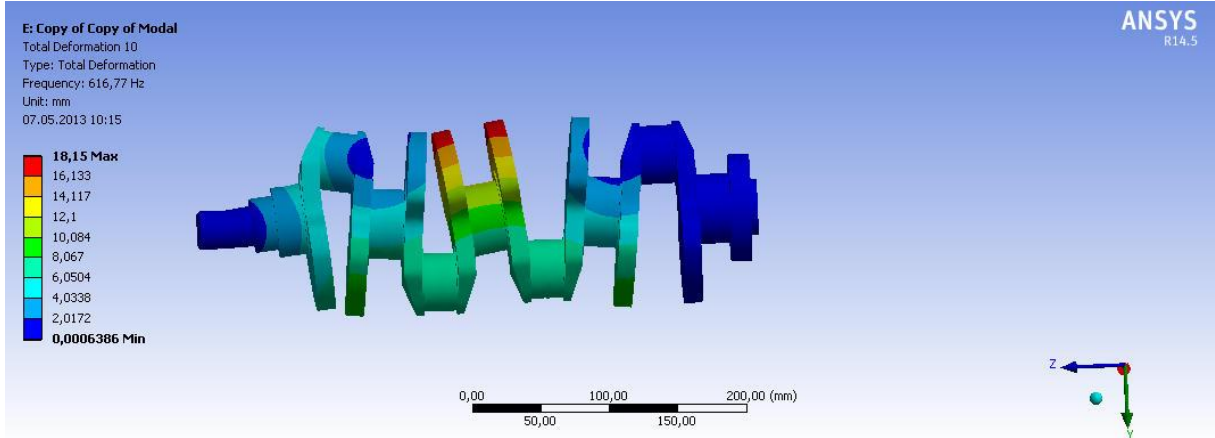
Şekil 5.13 Krank milinin 6. mod değerinde toplam deformasyon oluşumu.



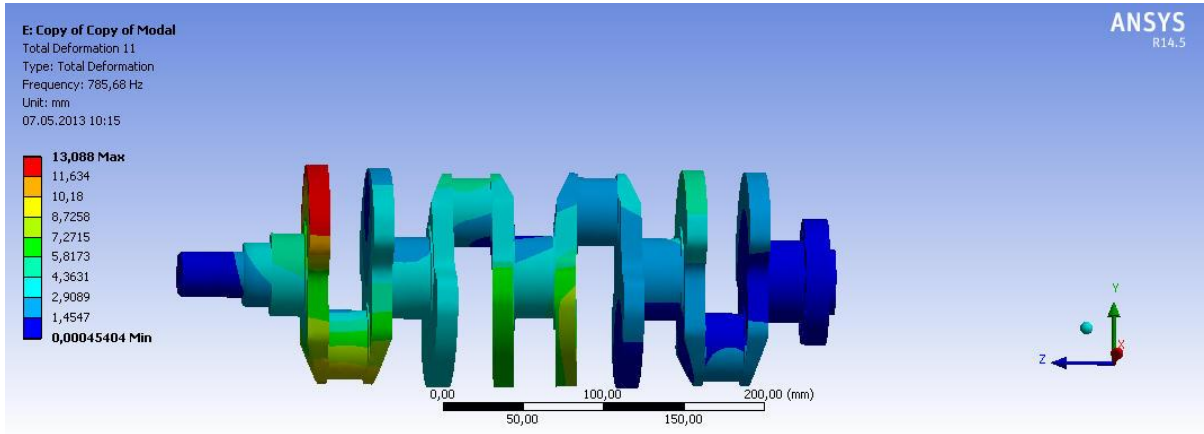
Şekil 5.14 Krank milinin 7. mod değerinde toplam deformasyon oluşumu.



Şekil 5.15 Krank milinin 8. mod değerinde toplam deformasyon oluşumu.



Şekil 5.16 Krank milinin 9. mod değerinde toplam deformasyon oluşumu.



Şekil 5.17 Krank milinin 10. mod değerinde toplam deformasyon oluşumu.

BÖLÜM 6

SONUÇLAR

Bu çalışmada krank mili modeli ANSYS yazılımı kullanılarak dinamik analiz yapıldı. Yapılan analiz neticesinde; numune krank milinde maksimum deformasyonun krank mili ara muylu bağlantı yanaklarının yüzeyinde olduğu gözlemlendi. Krank mili deformasyonu genel olarak düşük frekanslardaki oluşan rezonans neticesindeki bükülme deformasyonudur. Bu nedenle bu alanlar yüksek strese maruz kalan alanlar yorulma çatlaklarının oluşmasına eğilimlidirler.

Sonuçlara dayanarak, krank mili yüzeyindeki maksimum deformasyon noktalarını ve yorulma çatlaklarının oluşabileceği noktaları tahmin ettik. Sonuçlar dizayn ve yorulma ömür hesaplamalarında teorik bir temel sağlamaktadırlar. Bu çalışma da dinamik analizin temelini oluşturan modal analiz yöntemi uygulanmış olup elde edilen sonuçlar relative değerleri ortaya koymaktadır. Aşağıdaki tablolarda krank mili doğal frekans değişimi ve en kritik yükleme koşullarında krank muylusundaki stres değişimi, x, y, z ve rotx, roty, rotz yönlerindeki etkin modlar aşağıdaki tabloda kırmızı ile belirtilmiştir.

Çizelge 6.1 X yönündeki etkin mod.

-		-		-		-
-	-	-		-	-	-
-		-		-		-
-	-	-		-		-
-		-		-		-
-	-	-		-		-
-		-		-		-
-	-	-		-		-
-		-		-		-

-

Çizelge 6.2 Y yönündeki etkin mod.

-		-		-		-
-		-		-		-
-	-	-		-		-
-	-			-		-
-		-		-		-
-		-		-		-
-		-		-		-
-		-		-		-
-		-		-		-

-

Çizelge 6.4.ROTX yönündeki etkin mod.

-				-		-
-				-		-
-	-			-		-
-	-			-		-
-	-			-		-
-	-			-		-
-	-	-		-		-
-	-	-		-		-
-	-	-		-		-

Çizelge 6.6 ROTZ yönündeki etkin mod.

-	-		
-		-	-
-	-		
-			-
-			
-	-	-	-
-	-		
-	-	-	-
-	-		

KAYNAKLAR

- Arslan E, Ergeneman M, Safgönül B ve Soruşbay C** (1993) *İçten Yanmalı Motorlar*, Birsen Yayınevi, İstanbul, s 218.
- Balamurugan C M, Krishnaraj R, Sakthivel M, Kanthavel K, Deepan Marudachalam M G and Palani R** (2011) Computer Aided Modeling and Optimization of Crankshaft, *IJSER*, 2 (8): 1-6.
- Bengisu M T, Hidayetoğlu, T and Akay A** (1986) A theoretical and experimental investigation of contact loss in the clearances of a four-bar mechanism, *ASME J. Mech. Transm. Autom. Des.*, 108: 237-244.
- Brusa E C, Delprete and Genta G** (1997) “Torsional vibration of crankshafts: Effects of non-constant moments of inertia”, *JSV*, 205 (2): 135-150.
- Burla R, Seshu P, Hirani H, Sajjanpawar P and Suresh H S** (2003) “Threedimensional finite element analysis of crankshaft torsional vibrations using parametric modeling techniques”, *SAE Technical Paper*, No. 2003-01-2711.
- Chatterley T C and Murell P** (1998) ADI Crankshafts – An Appraisal of Their Production Potentials, *SAE Technical Paper*, No. 980686, SAE.
- Choubey A and Brahmbhatt J** (2012) Design and Analysis of Crankshaft For Single Cylinder 4-Stroke Diesel Engine.
- Çakır E** (2007) Dizel Motorunun Gerçek Çevrimi ve Piston-Biyel Mekanizmasının Kinematik, Dinamik ve Mukavemet Hesaplarının Matematik Modellenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, s 86. İstanbul.
- Çetinkaya S** (1999) *Motor Dinamiği*, Nobel Yayın Dağıtım, s 214.
- Çınar C, Bayrakçeken H ve Taşgetiren S** (2009) Buji ile Ateşlemeli Bir Motorda Küresel Grafitli Dökme Demirden İmal Edilmiş Krank Milinin Hasar Analizi.
- Deniz O** (2008) İçten Yanmalı Motorlar Ders Notları, Yıldız Teknik Üniversitesi, Otomotiv Anabilim Dalı, İstanbul.
- Dubensky R G** (2002) Crankshaft Concept Design Flowchart for Product Optimization,” *SAE Technical Paper*, No. 2002-01-0770, Society of Automotive Engineer, Mechanical Design & Analysis Institute Incorporation.
- Erkaya S** (2004) Eksanterli Krank-Biyel Mekanizmasının Dinamik Analizi, Erciyes Üniversitesi, Kayseri.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- Fatemi A and Zoroufi M** (2002) Fatigue Performance Evaluation of Forged versus Competing Process Technologies: A Comparative Study, 24th Forging Industry Technical Conference, Cleveland, Ohio.
- Ferguson C R** (1986) Internal Combustion Engines, John Wiley&Sons, ISBN 0-471-88129-5.
- Gencay U** (1990) Dizel Motorlarında Yanma Kanununun Bilgisayar Modellemesi, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, s 87.
- Gönültaş B** (2007) Motor Konstrüksiyonu Ders Notları, İTÜ Makina Fakültesi, İstanbul.
- Henry J P, Toplosky J and Abramczuk M** (1992) “Crankshaft durability prediction – a new 3-D approach”, *SAE Technical Paper*, No. 920087.
- Heywood J B** (1988) *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw Hill, ISBN 0-07-100499-8.
- İdris M** (2013) Crankshaft Strength Analysis Using Finite Element Method, *IJERA*, 3 (1): 1694-1698.
- İman M E** (2008) Döküm metalleri teknolojisi ders notları, Bilecik Üniversitesi Meslek Yüksekokulu.
- Kaya T** (2011) Manufacturing, Testing and Cost Analyses of Crankshaft, Master of Science Thesis, The Graduate School of Institute of Science and Technology of The İstanbul Technical University, İstanbul.
- Khemili I and Romdhane L** (2008) Dynamic analysis of a flexible slider-crank mechanism with clearance, *EUROMECH*, 27(5): 882-898.
- Kıraç Y** (1998) Effects of Eccentric Slider Crank Mechanism On the Performance Of A Small Single Cylinder Two Stroke Soark Ignition Engine, Master of Science Thesis, The Graduate School of Natural And Applied Sciences of The Middle East Technical University, Ankara.
- Köroğlu R** (1995) Krank Milleri, Atatürk Üniversitesi Makine Mühendisliği, Erzurum.
- Ma Xingguo, You Xiaomei and Wen Bangchun** (2007) 12th IFToMM World Congress, Besançon (France), June 18-21.
- Meng J, Liu Y and Liu R** (2011) Finite Element Analysis of 4-Cylinder Diesel Crankshaft, *IJIGSP*, 5: 22-29.
- Metallidis P and Natsiavas S** (2003) “Linear and nonlinear dynamics of reciprocating engines”, *Int. J. Non-Linear Mech.*, ISSN 0020-7462, 38: 723-738.
- Nehme H N, Chalhoub G and Henein N** (1998) “Development of a dynamic model for predicting the rigid and flexible motions of the crank slider mechanism”, *ASME*, 120: 678-686.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- Pasricha M S and Carnegie W D** (1976) “Effects of variable inertia on the damped torsional vibrations of diesel engine systems”, *JSV*, 46(3): 339-345.
- Rajendran S M and Narasimhan V** (1997) “Effect of inertia variation due to reciprocating parts and connecting rod on coupled free vibration of crankshaft”, *ASME*, 119: 257-263.
- Raşidova A** (2003) Vibe Fonksiyonu Kullanılarak Diesel Motorlarında Yanma Hızının Gürültü Emisyonuna Etkisinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Su Ş** (2004) Eksanterli Krank-Biyel Mekanizması Dinamik Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi, Kayseri.
- Şahin İ** (2001) Taşıtlarda Kullanılan İçten Yanmalı Motorların Dinamik Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniversitesi, İstanbul.
- URL 1** (2013) I.J. Image, Graphics and Signal Processing, (2011), 5, 22-29 Published Online August 2011 in MECS (<http://www.mecs-press.org/>), Finite Element Analysis of 4-Cylinder Diesel Crankshaft.
- Williams J and Fatemi A** (2007) Fatigue Performance Comparison and Life Predictions of Forged Steel and Ductile Cast Iron Crankshafts, A Final Project Report Submitted to the Forging Industry Educational Research Foundation (FIERF) and American Iron and Steel Institute (AISI).
- Xiao-li SHI and Yuan-jun LV** (2010) The Parametric Design of Crankshaft, *ICOIP*, 2: 577-580.
- Yavuz C, Sarıkaya M, Balık M K ve Demir Ö** (2010) Yatay ve dikey olarak konumlandırılmış krank biyel mekanizmasının bilgisayar destekli analizi, 2. Ulusal Tasarım İmalat ve Analiz Kongresi, Balıkesir.
- Yılmaz Y** (2008) “Dynamic Analysis of Diesel Engine Cranshaft System Using Finite Elements And Multibody System Simulation Programs” Doktora Tezi, Boğaziçi Üniversitesi, s. 84-101.

ÖZGEÇMİŞ

Ahmet YILMAZ 1982'de Zonguldak'da doğdu; ilk ve orta öğrenimini aynı şehirde tamamladı; Kozlu Anadolu Lisesi'nden mezun olduktan sonra 2001 yılında Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde lisans eğitimine başladı; 2005 yılında lisans eğitimini tamamladı ve 2006 yılında yüksek lisans eğitimine başladı. Aktif iş yaşantısına 2008 yılında AKSA Doğalgaz Dağıtım A.Ş. de başladı. 2008-2012 yılları arasında Park Termik A.Ş. de görev aldı. 2012 Eylül ayı itibariyle de İzdemir Enerji A.Ş. bünyesinde görev yapmaktadır.

ADRES BİLGİLERİ

Adres : Atakent Mahallesi Semra Aksu Caddesi
10/1 Kardeş B Blok Kat:3 D:5
35100, Çiğli/İZMİR

Tel : (0232) 999 3535

Faks : (0232) 625 1223

E-posta : ahmetylmz82@hotmail.com