

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**İÇTEN YANMALI BİR MOTORUN DİNAMİK MODELLENMESİ
VE ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Çiğdem KARACA**

Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği

Programı : Makina Dinamiği, Titreşim ve Akustiği

HAZİRAN 2009

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**İÇTEN YANMALI BİR MOTORUN DİNAMİK MODELLENMESİ
VE ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Çiğdem KARACA
(503071416)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 04 Mayıs 2009
Tezin Savunulduğu Tarih : 04 Haziran 2009**

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Kenan Yüce ŞANLITÜRK
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Vahit MERMERTAŞ
Prof. Dr. A. Rüstem ASLAN**

HAZİRAN 2009

ÖNSÖZ

Tez çalışmam süresince, en sıkışık zamanlarda bile benden desteğini esirgemeyen, engin deneyimlerini paylaşıp beni yönlendiren danışmanım Prof. Dr. Kenan Yüce Şanlıtürk'e çok teşekkür ederim. Değerli yardımları, bu çalışmayı tamamlayabilmemde en büyük etkidir.

Bu tez çalışmasında Ford Otosan A.Ş. tarafından sağlanan yazılımlar, ekipmanlar ve dizel motor ve parçaları kullanılmıştır. Çalışmalarım sırasında gerekli tüm kolaylığı gösteren Ford Otosan A.Ş. ürün geliştirme müdür yardımcısı ve CAD/CAE müdürü, şefim Dr. Ahmet Çağrı Sever'e teşekkür ederim. Ayrıca Ford Otosan'daki tüm çalışma arkadaşlarıma, özellikle ihtiyacım olduğu anlarda benden yardımlarını esirgemeyen Ertuğrul Tolga Duran, Birkan Tunç, Nuri Sönmez ve Barış Tanzer'e teşekkür ederim

Çalışma sırasında beni maddi açıdan destekleyen Tübitak Bilim Adamı Yetiştirme Grubu'na teşekkür ederim.

Son olarak beni bu günlere kadar getirip destekleyen, en zor zamanlarımda hep yanımda olan ve bana devam etme gücü veren aileme teşekkürü bir borç bilirim.

Haziran 2009

Çiğdem KARACA

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ.....	iii
İÇİNDEKİLER	v
KISALTMALAR	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
SEMBOL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xix
SUMMARY	xxi
1 GİRİŞ	1
1.1 Giriş	1
1.2 İçten Yanmalı Motorlar.....	1
1.3 Dizel Motorlar	4
1.3.1 Dizel Motorların Yapısı ve Alt Parçaları	5
1.4 Problem	13
1.5 Literatür Taraması	15
1.6 Amaç ve Kapsam.....	20
2 TEORİ.....	23
2.1 Tek ve Çok Serbestlik Dereceli Sistemler Teorisi	24
2.1.1 Tek Serbestlik Dereceli Sistemler.....	24
2.1.2 Çok Serbestlik Dereceli Sistemler	26
2.2 Sonlu Elemanlar Teorisi.....	28
2.2.1 Gerilme, Gerinme ve Deplasman	28
2.2.2 Sonlu Elemanların Statik Analizi.....	30
2.2.3 Sonlu Elemanların Dinamik Analizi	32
2.3 Doğal Frekans Analizi Teorisi	33
2.4 Motor Dinamik Yükleri.....	35
2.4.1 Krank Mekanizmasının Kinematığı	35
2.4.2 Güç Aktarma Organlarında Kuvvetin Ayırıştırılması.....	38
2.4.3 Gaz Kuvvetleri	41
2.4.4 Kütle Kuvvetleri.....	42
2.4.5 Kütle Torku	44
2.5 Modal İndirgeme Teorisi.....	44
2.5.1 Statik İndirgeme	45
2.5.2 Dinamik İndirgeme	47
2.6 Zaman İntegrasyonu.....	50
2.6.1 Newmark Metodu.....	52
2.6.2 Hilber-Hughes-Taylor Metodu.....	52
2.6.3 Genelleştirilmiş α Metodu.....	53
3 SAYISAL UYGULAMALAR.....	55
3.1 Modelin Tanımlanması.....	56
3.1.1 Modelde Yer Alan Parçalar.....	56

3.1.2	Sınır Şartları	57
3.1.3	Elde Edilecek Cevaplar ve Lokasyonları	57
3.2	Sayısal Modelin Kurulması	58
3.2.1	Parçaların Modellenmesi.....	58
3.2.2	Parçaların Birleştirilmesi.....	82
3.2.3	Doğal Frekans Analizi.....	87
3.2.4	Motor Modelinin İndirgenmesi	91
3.2.5	Zorlanmış Titreşim Modelinin Hazırlanması	95
3.2.6	Zorlanmış Titreşim Analizi ve Sonuçların Elde Edilmesi	103
4	DENEYSEL UYGULAMALAR.....	109
4.1	Yağ Karterinin Modal Testi	109
4.1.1	Parçanın ve Test Modelinin Hazırlanması	109
4.1.2	Test Ekipmanı	110
4.1.3	Test Düzeneğinin Hazırlanması	111
4.1.4	Ölçümlerin Alınması	112
4.1.5	Verilerin İşlenmesi ve Sonuçların Elde Edilmesi	113
4.2	Motor Montajının Dinamometre Testi.....	114
4.2.1	Test Düzeneğinin Kurulması.....	115
4.2.2	Ölçümlerin Alınması	116
4.2.3	Verilerin İşlenmesi ve Sonuçların Elde Edilmesi	117
5	KARŞILAŞTIRMA VE DEĞERLENDİRME	121
5.1	Yağ Karteri	121
5.2	Motor Modeli	125
6	GENEL DEĞERLENDİRME.....	131
KAYNAKLAR.....		135
EKLER.....		139
A.	Lanczos Çözüm Algoritması	139
B.	Sayısal Model Campbell Diyagramları	141
C.	Sayısal Model Mertebe Sonuçları	145
D.	Dinamometre Testi Campbell Diyagramları	149
E.	Dinamometre Testi Mertebe Sonuçları	155
F.	Motor Modelinin Mertebe Karşılaştırmaları	159
ÖZGEÇMİŞ.....		177

KISALTMALAR

DFA	: Doğal Frekans Analizi
EHD	: Elastohidrodinamik
FTF	: Frekans Tepki Fonksiyonu
HD	: Hidrodinamik
SE	: Sonlu Elemanlar
ZTA	: Zorlanmış Titreşim Analizi

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 3.1: Modelde kullanılan malzemeler ve fiziksel ve mekanik özellikleri	82
Çizelge 5.1: Yağ Karterinin Doğal Frekans Karşılaştırması: Test ve Analiz	122

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1: İçten yanmalı motor örneği	2
Şekil 1.2: Tipik bir dört zamanlı motor çevrimi.....	3
Şekil 1.3: Motorun araçta uzunlamasına ve yanlamasına yerleşimi ve koordinatlar	6
Şekil 1.4: Motor parçaları: 1)Silindir bloğu 2)Silindir kafası 3)Yağ Karteri 4)Emme manifoldu 5)Egzoz gazı geriçevrim sistemi 6)Yağ filtresi ve soğutucusu 7)Volan ve balata 8)Ortak boru 9)Blok yapısal desteği.....	6
Şekil 1.5: Motor parçaları: 1)Turboşarj 2)Triger kayışı 3)Kam mili dişlileri 4)Burulma sönümleyicisi 5) Egzoz manifoldu.....	7
Şekil 1.6: Motor parçaları: 1)Krank mili 2)Pistonlar 3)Biyel kolları 4)Kapakçıklar 5)Kam milleri ve kamlar.....	7
Şekil 1.7: Model Geliştirme Süreci Şeması	22
Şekil 2.1: Tipik bir tek serbestlik dereceli sistem	24
Şekil 2.2: Çok serbestlik dereceli sistem örneği	27
Şekil 2.3: Tek pistonlu tipik krank mekanizması [7]	36
Şekil 2.4: Tipik bir krank mekanizmasında kuvvetler ve komponentleri [7].....	38
Şekil 2.5: Farklı hızlarda silindir basınçları [7]	41
Şekil 2.6: Krank mekanizmasında kütle kuvvetleri [7]	43
Şekil 3.1: Bir, iki ve üç boyutlu elemanlar [52].....	59
Şekil 3.2: Bazı temel yapısal eleman çeşitleri: a) Bir boyutlu çubuk b) Kabuk üçgen c) Kabuk dörtgen d) Katı tetrahedral e) Katı üçgen prizma f) Katı hekzahedral [52].....	60
Şekil 3.3: Silindir bloğu: geometri ve model	62
Şekil 3.4: Silindir kafası: geometri ve model.....	63
Şekil 3.5: Kam milleri ve kamlar: geometri ve model	64
Şekil 3.6: Blok desteği: geometri ve model	65
Şekil 3.7: Yağ karteri: geometri ve model	65
Şekil 3.8: Krank mili ve zincir dişli: geometri ve model	66
Şekil 3.9: Blok ve keplere bağlı ana yataklar ve birinci mertebe hekzahedral elemanların ikinci mertebe tetrahedral elemanlara bağlanması.....	67
Şekil 3.10: Ana yatak kepleri: geometri ve model.....	68
Şekil 3.11: Burulma sönümleyicisi: geometri ve model	69
Şekil 3.12: Volan: geometri ve model.....	70
Şekil 3.13: Ortak boru: geometri ve model	71
Şekil 3.14: Alternatör: geometri ve model.....	72
Şekil 3.15: Marş motoru: geometri ve model.....	73
Şekil 3.16: Yağ pompası: geometri ve model	73
Şekil 3.17: Katalitik konvertör: geometri ve model.....	75
Şekil 3.18: Soğutucu pompası: geometri ve model.....	76
Şekil 3.19: Turboşarj: geometri ve model.....	77
Şekil 3.20: Hidrolik direksiyon pompası: geometri ve model	78
Şekil 3.21: Ön aksesuar braketi: geometri ve model.....	79
Şekil 3.22: Sağ motor kulağı: geometri ve model.....	80
Şekil 3.23: Dişli kutusu: geometri, model ve dinamometre resmi	81
Şekil 3.24: Cıvatalı bağlantı örneği.....	83

Şekil 3.25: Ana yataklar ve keplerde nodların paylaşılması.....	84
Şekil 3.26: Katalitik konvertörde kaynak modellenmesi	85
Şekil 3.27: Volan iç bağlantısı	86
Şekil 3.28: Krank – Ana Yatak Bağlantıları	87
Şekil 3.29: Tamamlanmış motor modeli.....	87
Şekil 3.30: Yağ Karterinin DFA Sonuçları.....	89
Şekil 3.31: Motor Montajının DFA Sonuçları	91
Şekil 3.32: Silindir bloğunda gaz basıncı uygulanabilecek lokasyonlar.....	93
Şekil 3.33: Üst sıra: Motordaki ivmeölçerler, Alt sıra: Modeldeki karşılıkları	94
Şekil 3.34: a) Krank mili temsili ve b) İndirgenmiş modeli	96
Şekil 3.35: Krank milinin “Shaft Modeler” modülünde modellenmesi.....	97
Şekil 3.36: Biyel kolu bilgilerinin girilmesi	98
Şekil 3.37: Krank mekanizması genel bilgilerinin girilmesi.....	102
Şekil 3.38: a) Silindir basıncı ve hesaplanılan yükler b) Piston yükü c) Yanma odası yükü d) Krank mili torku e) Biyel kolu küçük ucu yükü f) Krank pini yükü	103
Şekil 3.39: Excite iki boyutlu görüntü	104
Şekil 3.40: Excite üç boyutlu görüntü: İndirgenmiş motor ve içerisindeki krank mekanizması	104
Şekil 3.41: Sayısal Model Campbell Diyagramı (Sol Motor Kulağı, x-yönü)	105
Şekil 3.42: Sayısal Model Campbell Diyagramı (Sağ Motor Kulağı, z-yönü)	105
Şekil 3.43: Sayısal Model Campbell Diyagramı (Şanzıman Kulağı, z-yönü)	106
Şekil 3.44: Sayısal Model Mertebe Sonuçları (Sol Motor Kulağı, x-yönü)	106
Şekil 3.45: Sayısal Model Mertebe Sonuçları (Sağ Motor Kulağı, z-yönü)	107
Şekil 3.46: Sayısal Model Mertebe Sonuçları (Şanzıman Kulağı, z-yönü)	107
Şekil 4.1: Modal testte kullanılan yağ karteri ve test modeli.....	110
Şekil 4.2: Test Ekipmanları: a) İvmeölçer, b) Modal Çekiç, c) Veri Toplama Cihazı ..	111
Şekil 4.3: LMS TestLab ölçüm sayfası.....	112
Şekil 4.4: Tüm FTF’ler ile birlikte bant seçimi	113
Şekil 4.5: Yağ Karterinin Modal Test Sonuçları.....	114
Şekil 4.6: Dinamometreden görünüm	115
Şekil 4.7: Dinamometrede kullanılan kesik dişli kutusu.....	116
Şekil 4.8: Sol motor, sağ motor ve şanzıman kulaklarındaki ivmeölçerler	116
Şekil 4.9: Dinamometre Testi Campbell Diyagramı (Sol Motor Kulağı, x-yönü)	117
Şekil 4.10: Dinamometre Testi Campbell Diyagramı (Sağ Motor Kulağı, z-yönü)	118
Şekil 4.11: Dinamometre Testi Campbell Diyagramı (Şanzıman Kulağı, z-yönü)	118
Şekil 4.12: Dinamometre Testi Mertebe Sonuçları (Sol Motor Kulağı, x-yönü)	119
Şekil 4.13: Dinamometre Testi Mertebe Sonuçları (Sağ Motor Kulağı, z-yönü)	119
Şekil 4.14: Dinamometre Testi Mertebe Sonuçları (Şanzıman Kulağı, z-yönü)	120
Şekil 5.1: Yağ Karterinin Mod Şekli Karşılaştırması: Test (1. kolon) ve Analiz (2. kolon) (Modlar 1-4)	123
Şekil 5.2: Yağ Karterinin Mod Şekli Karşılaştırması: Test (1. kolon) ve Analiz (2. kolon) (Modlar 5-8)	124
Şekil 5.3: Yağ Karterinin Mod Şekli Karşılaştırması: Test (1. kolon) ve Analiz (2. kolon) (Mod 9).....	125
Şekil 5.4: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, x-yönü, mertebe 2.5)	125
Şekil 5.5: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, y-yönü, mertebe 2.5)	126
Şekil 5.6: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, z-yönü, mertebe 2.5).....	126
Şekil 5.7: Motor Modeli Karşılaştırması (Sağ Motor Kulağı, x-yönü, mertebe 2.5).....	126
Şekil 5.8: Motor Modeli Karşılaştırması (Sağ Motor Kulağı, y-yönü, mertebe 2.5).....	127
Şekil 5.9: Motor Modeli Karşılaştırması (Sağ Motor Kulağı, z-yönü, mertebe 2.5)	127
Şekil 5.10: Motor Modeli Karşılaştırması (Şanzıman Kulağı, x-yönü, mertebe 2.5)	127
Şekil 5.11: Motor Modeli Karşılaştırması (Şanzıman Kulağı, y-yönü, mertebe 2.5)	128

Şekil 5.12: Motor Modeli Karşılaştırması (Şanzıman Kulağı, z-yönü, mertebe 2.5)....	128
Şekil B.1: Sayısal Model Campbell Diyagramı (Sol Motor Kulağı, x-yönü)	141
Şekil B.2: Sayısal Model Campbell Diyagramı (Sol Motor Kulağı, y-yönü)	141
Şekil B.3: Sayısal Model Campbell Diyagramı (Sol Motor Kulağı, z-yönü)	141
Şekil B.4: Sayısal Model Campbell Diyagramı (Sağ Motor Kulağı, x-yönü)	142
Şekil B.5: Sayısal Model Campbell Diyagramı (Sağ Motor Kulağı, y-yönü)	142
Şekil B.6: Sayısal Model Campbell Diyagramı (Sağ Motor Kulağı, z-yönü).....	142
Şekil B.7: Sayısal Model Campbell Diyagramı (Şanzıman Kulağı, x-yönü).....	143
Şekil B.8: Sayısal Model Campbell Diyagramı (Şanzıman Kulağı, y-yönü).....	143
Şekil B.9: Sayısal Model Campbell Diyagramı (Şanzıman Kulağı, z-yönü)	143
Şekil C.1: Sayısal Model Mertebe Sonuçları (Sol Motor Kulağı, x-yönü)	145
Şekil C.2: Sayısal Model Mertebe Sonuçları (Sol Motor Kulağı, y-yönü)	145
Şekil C.3: Sayısal Model Mertebe Sonuçları (Sol Motor Kulağı, z-yönü)	145
Şekil C.4: Sayısal Model Mertebe Sonuçları (Sağ Motor Kulağı, x-yönü)	146
Şekil C.5: Sayısal Model Mertebe Sonuçları (Sağ Motor Kulağı, y-yönü)	146
Şekil C.6: Sayısal Model Mertebe Sonuçları (Sağ Motor Kulağı, z-yönü)	146
Şekil C.7: Sayısal Model Mertebe Sonuçları (Sol Motor Kulağı, x-yönü)	147
Şekil C.8: Sayısal Model Mertebe Sonuçları (Sol Motor Kulağı, y-yönü)	147
Şekil C.9: Sayısal Model Mertebe Sonuçları (Sol Motor Kulağı, z-yönü)	147
Şekil D.1: Dinamometre Testi Campbell Diyagramı (Sol Motor Kulağı, x-yönü)	149
Şekil D.2: Dinamometre Testi Campbell Diyagramı (Sol Motor Kulağı, y-yönü)	149
Şekil D.3: Dinamometre Testi Campbell Diyagramı (Sol Motor Kulağı, z-yönü)	150
Şekil D.4: Dinamometre Testi Campbell Diyagramı (Sağ Motor Kulağı, x-yönü)	150
Şekil D.5: Dinamometre Testi Campbell Diyagramı (Sağ Motor Kulağı, y-yönü)	151
Şekil D.6: Dinamometre Testi Campbell Diyagramı (Sağ Motor Kulağı, z-yönü)	151
Şekil D.7: Dinamometre Testi Campbell Diyagramı (Şanzıman Kulağı, x-yönü)	152
Şekil D.8: Dinamometre Testi Campbell Diyagramı (Şanzıman Kulağı, y-yönü)	152
Şekil D.9: Dinamometre Testi Campbell Diyagramı (Şanzıman Kulağı, z-yönü).....	153
Şekil E.1: Dinamometre Testi Mertebe Sonuçları (Sol Motor Kulağı, x-yönü)	155
Şekil E.2: Dinamometre Testi Mertebe Sonuçları (Sol Motor Kulağı, y-yönü)	155
Şekil E.3: Dinamometre Testi Mertebe Sonuçları (Sol Motor Kulağı, z-yönü)	155
Şekil E.4: Dinamometre Testi Mertebe Sonuçları (Sağ Motor Kulağı, x-yönü)	156
Şekil E.5: Dinamometre Testi Mertebe Sonuçları (Sağ Motor Kulağı, y-yönü)	156
Şekil E.6: Dinamometre Testi Mertebe Sonuçları (Sağ Motor Kulağı, z-yönü).....	156
Şekil E.7: Dinamometre Testi Mertebe Sonuçları (Şanzıman Kulağı, x-yönü).....	157
Şekil E.8: Dinamometre Testi Mertebe Sonuçları (Şanzıman Kulağı, y-yönü).....	157
Şekil E.9: Dinamometre Testi Mertebe Sonuçları (Şanzıman Kulağı, z-yönü)	157
Şekil F.1: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, x-yönü, mertebe 2)	159
Şekil F.2: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, x-yönü, mertebe 2.5)	159
Şekil F.3: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, x-yönü, mertebe 4)	159
Şekil F.4: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, x-yönü, mertebe 4.5)	160
Şekil F.5: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, x-yönü, mertebe 5)	160
Şekil F.6: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, x-yönü, mertebe 6)	160
Şekil F.7: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, y-yönü, mertebe 2)	161
Şekil F.8: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, y-yönü, mertebe 2.5)	161
Şekil F.9: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, y-yönü, mertebe 4)	161
Şekil F.10: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, y-yönü, mertebe 4.5) ..	162
Şekil F.11: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, y-yönü, mertebe 5)	162
Şekil F.12: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, y-yönü, mertebe 6)	162
Şekil F.13: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, z-yönü, mertebe 2)	163
Şekil F.14: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, z-yönü, mertebe 2.5) ..	163
Şekil F.15: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, z-yönü, mertebe 4)	163

[illegible]

SEMBOL LİSTESİ

A_i	: Fourier katsayısı
B_i	: Fourier katsayısı
$\{b\}$	: Bir elemanın birim hacmine etkiyen cisim yükleri
$[B]$	: Gerinme şekil fonksiyonları matrisi
$[B_i]$	: Lanczos algoritmasında üst üçgensel matrisler
c	: Viskoz sönüm katsayısı
C_i	: Fourier katsayısı
$[C]$	: Toplam viskoz sönüm matrisi
D_i	: Fourier katsayısı
$\{d\}$	: Deplasman vektörü
$[D]$	: Elastisite matrisi
$[\bar{D}]$	: İndirgenmiş dinamik matris
E	: Elastik modül
E_i	: Fourier katsayısı
$f(t)$	: Tek serbestlik dereceli sistemde deplasman
F_B	: Biyel koluna etkiyen kuvvet
F_G	: Pistona etkiyen gaz kuvveti
F_i	: Fourier katsayısı
F_N	: Silindire etkiyen piston yan kuvveti
F_o	: Salınım yapan kütle kuvveti
F_r	: Dönen kütle kuvveti
F_R	: Krank miline etkiyen radyal kuvvet
F_T	: Krank miline etkiyen teğetsel kuvvet
$\{f(t)\}, \{F\}$	: Çok serbestlik dereceli sistemde kuvvet vektörü
$\{f_b\}$	: Bir elemanın cisim yükü vektörü
$\{f_s\}$	: Bir elemanın cisim yükü vektörü
$\{\hat{F}\}$	: Efektif kuvvet vektörü
$\{F_c\}$	: Sisteme etkiyen dış yükler
$\{F_p\}$	: Korunacak serbestlik derecelerinin kuvvet vektörü
G_i	: Fourier katsayısı
J_i	: Fourier katsayısı
k	: Direngenlik katsayısı
$[k]$	: Bir elemanın direngenlik matrisi

$[K]$	: Toplam direngenlik matrisi
$[\bar{K}]$	: İndirgenmiş direngenlik matrisi
$[\hat{K}]$	: Efektif direngenlik matrisi
$[K_{pp}]$	: Korunacak serbestlik derecelerinin direngenlik matrisi
$[K_{ss}]$	: İndirgenecek serbestlik derecelerinin direngenlik matrisi
l	: Biyel kolu boyu
L	: Kinetik potansiyel (Lagrange fonksiyonu)
m	: Kütle katsayısı
m_o	: Krank mekanizmasında salınım yapan toplam kütle
m_r	: Krank mekanizmasında dönen toplam kütle
M_M	: Kütle torku
$[m]$	: Bir elemanın kütle matrisi
$[M]$	: Toplam kütle matrisi
$[\bar{M}]$	: İndirgenmiş kütle matrisi
$[M_{pp}]$	: Korunacak serbestlik derecelerinin kütle matrisi
$[M_{ss}]$	: İndirgenecek serbestlik derecelerinin kütle matrisi
N	: Toplam serbestlik derecesi sayısı
$[N]$	: Şekil fonksiyonları matrisi
p	: Lanczos algoritmasında kolon vektörü sayısı
$\{q\}$	: Nodal deplasman vektörü
$\{Q\}$	: Sistemin tüm serbestlik derecelerinin deplasman vektörü
$\{Q_{pp}\}$	: Korunacak serbestlik derecelerinin nodal deplasman vektörü
$\{Q_{ss}\}$	: İndirgenecek serbestlik derecelerinin nodal deplasman vektörü
$[Q_i]$	: Lanczos algoritmasında M-ortonormal matrisler
r	: Mod numarası, krank yarıçapı
R_1	: Lanczos algoritmasında blok
s_0	: Pistonla üst ölü nokta arasındaki mesafe
t_i	: i adımındaki zaman
T	: Toplam kinetik enerji
$\{T\}$	: Bir elemanın birim yüzeyine etkiyen yüzey yükleri
$[T]$	: İndirgeme dönüşüm matrisi
U	: Toplam gerinme enerjisi
U_e	: Bir elemanın gerinme enerjisi
W_e	: Bir elemana dış kuvvetlerin yaptığı iş
$x(t)$	: Tek serbestlik dereceli sistemde deplasman
x_p	: Piston deplasmanı
$\{x(t)\}$	: Çok serbestlik dereceli sistemde deplasman vektörü
$\{y\}$	: Lanczos algoritmasında yaklaşık özvektör
α	: Zaman integrasyonu metodlarında ağırlıklandırma faktörü
$\alpha(\omega)$	: Frekans tepki fonksiyonu
β	: Biyel kolunu yatayla yaptığı açı

β_N	: İvme kontrolü için Newmark parametresi
$\{\epsilon\}$	: Gerinme vektörü
$\{\Phi\}_r$	: Mod r'nin özvektörü/mod şekli
$\{\bar{\Phi}\}_r$	: Mod r'nin indirgenmiş özvektörü
γ_N	: Enerji yitimi kontrolü için Newmark parametresi
λ_r	: Mod r'nin özdeğeri
ν	: Poisson oranı
Π	: Toplam potansiyel enerji
Π_e	: Bir elemanın potansiyel eneji
ρ	: Yoğunluk
σ	: Lanczos algoritmasında kayma
$\{\sigma\}$	: Gerilme vektörü
ω	: Açısal hız
ω_d	: Mod r'nin sönümlü doğal frekansı
ω_r	: Mod r'nin doğal frekansı
Ω	: Lanczos algoritmasında yaklaşık özdeğer
Ψ	: Krank açısı
ζ	: Viskoz sönüm faktörü
$[\partial]$	: Türev matrisi

İÇTEN YANMALI BİR MOTORUN DİNAMİK MODELLENMESİ VE ANALİZİ

ÖZET

Günümüzde motor üreticileri sürekli artan beklentileri karşılayabilmek için motorlarda sürekli iyileştirmeye gitmekte ve bu yüzden ürün geliştirmeye giderek daha çok önem vermektedirler. Ancak ürün geliştirme sürecinin her aşamasında prototip üreterek test yapmaya dayalı klasik ürün geliştirme yöntemleri özellikle sık değişen parça ya da montajlarda oldukça maliyetli olmaktadır. Bu yüzden fiziksel parçayı olabildiğince doğru temsil eden bir bilgisayar destekli mühendislik modeline ve fiziksel testleri olabildiğince yakınsayan bir analiz yöntemine olan ihtiyaç giderek artmıştır. Bu çalışmada içten yanmalı bir dizel motor; ana parçaları, güç aktarma organlarının bir kısmı ve aksesuarlarıyla, fiziksel motorun titreşim karakteristiğini en iyi şekilde temsil edebilecek biçimde sonlu elemanlarla dinamik olarak modellenmiştir. Tüm montajda kullanılan modelleme yönteminin doğrulanması burada çok önemli bir etkidir. Bu yüzden modelleme yönteminin doğruluğunun test edilmesi için motor montajı içinden rastgele bir parça seçilerek titreşim karakteristikleri incelenmiş; sayısal modelden hesaplanan doğal frekansları ve mod şekilleri, aynı parçaya yapılan modal test sonucunda elde edilen cevaplarla karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucunda modelin, gerçek parçayı yeterince iyi temsil ettiğine karar verilmiştir. Daha sonra doğruluğundan emin olunan yöntemle motorun kalan parçaları modellenmiş ve gerçek montaja uygun şekilde birleştirilmiştir. Elde edilen dinamik motor modelinin çalışması simüle edilmiş, bunun için motor çalışırken parçalara uygulanacak olan kuvvetler hesaplanarak, doğru komponentlere uygulanmış ve motor kulaklarından ivme cevapları alınmıştır. Tüm motor montajı modelinin de doğru cevapları verip vermediğinin öğrenilmesi önemlidir. Bunun için aynı motora dinamometre üzerinde fiziksel testler yapılarak modeldekine benzer lokasyonlardan ivme verileri toplanmış ve değerler, sayısal modelden hesaplanan sonuçlarla karşılaştırılmıştır. İvme değerlerinin karşılaştırılmasından, fiziksel motorun titreşim karakteristiğini oldukça iyi yakınsayan bir sayısal model elde edildiği sonucuna varılmıştır. Bu model ve analiz yöntemi artık ürün geliştirme sürecinde ara testlerin yerine kullanılabilir.

DYNAMIC MODELLING AND ANALYSIS OF AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE

SUMMARY

To satisfy increasing customer demands, nowadays, engine manufacturers are continuously improving their engines and product development is becoming more and more important in a company. However, the classical product development methodology that relies upon tests and requires prototype builds at every stage of development is very expensive, especially for often changed parts and assemblies. For that reason, there is an increasing need for a computer aided engineering model and an analysis procedure that could adequately represent the physical components and simulate physical tests. In this thesis, an internal combustion engine, together with some gearbox components and all accessories, is dynamically modeled with finite elements to most correctly represent the vibrational characteristics of the actual engine. A correct modeling strategy is crucial in this work, as it affects the whole model. For this reason, before modelling of the entire engine, an arbitrary component is chosen, modelled and dynamic characteristics, namely natural frequencies and mode shapes, are calculated. The calculated values are then compared to the actual values, obtained from the modal testing of the physical counterpart of the modeled component. The results are found satisfactory and it is decided that the model represents the physical part well enough and the modeling strategy is correct. After that the rest of the engine components are modeled using the same strategy and the parts are connected according to the actual assembly. The running of the engine is then simulated on the engine dynamic model. To achieve this, the loads that would be applied on the engine while running are calculated from kinematic formulations and the calculated loads are applied on their respective components. After the analysis engine mount accelerations are obtained. To validate the results, the physical engine is run in a dynamometer and actual engine mount accelerations are measured. The comparison of the acceleration results from the analysis and the test verifies that the model and the analysis are accurate enough to adequately represent the vibration characteristics of an actual engine in running condition. The model and analysis procedure can, then, be used to replace the intermediate prototype testing in a product development process.

1 GİRİŞ

1.1 Giriş

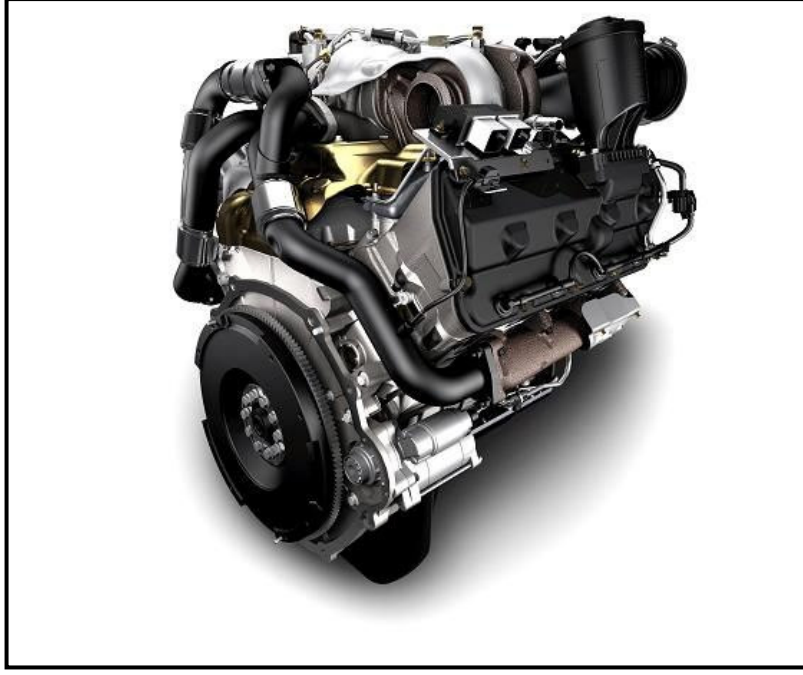
Günümüzde motor üreticileri, müşterilerin taleplerini karşılayabilmek için durmaksızın çalışmaktadırlar. Sürekli artan beklentiler, motorlarda sürekli olarak revizyona gidilmesine ve motorun iyileştirilmeye çalışılmasına sebep olmaktadır. Bu da üreticilerin ürün geliştirmeye büyük önem vermesini sağlamıştır. Tasarımın her aşamasında prototip üretmeye ve bu prototipi test etmeye dayalı olan klasik ürün geliştirme yöntemlerinin, bu durumda oldukça maliyetli olacağı ortadadır. Bu yüzden üreticiler bilgisayar destekli mühendisliğe sıcak bakmaya ve bilgisayar ortamında yapılan test simülasyonlarının fiziksel testleri ne kadar doğru tahmin edebileceğini anlamaya çalışmaya başlamışlardır.

Bu tez çalışmasında, içten yanmalı dizel bir motor ve aktarma organları bilgisayar ortamında modellenecek, çalışması simüle edilecek ve elde edilen cevaplar benzer koşullarda yapılan testlerle karşılaştırılacaktır. Böylelikle bilgisayar ortamında yapılan simülasyonun gerçek değerleri ne kadar yakınsadığı görülebilecek ve bilgisayar ortamındaki model tasarım değişikliklerinde kullanılabilecektir.

Bu bağlamda önce içten yanmalı motorların kısaca tanıtılması faydalı olacaktır.

1.2 İçten Yanmalı Motorlar

İçten yanmalı pistonlu motorlar, yakıtın motorun içine entegre edilmiş bir yanma odasında yakılarak kinetik enerji elde edilen motorlardır [13]. Bu tip motorların dıştan yanmalı motorlardan farkı, önceki cümlede de belirtildiği gibi yanma odasının motor yapısının içinde yer almasıdır. Halbuki dıştan yanmalı motorlarda yakıt, motorun dışındaki bir üniteye yakılarak, elde edilen enerji ayrı bir birim olan motorun çalıştırılmasında kullanılır. İçten yanmalı motorlar genelde fosil yakıt kullanırlar ve günümüzde neredeyse tüm taşıtlarda ve bir çok taşınabilir makinede kullanılırlar.



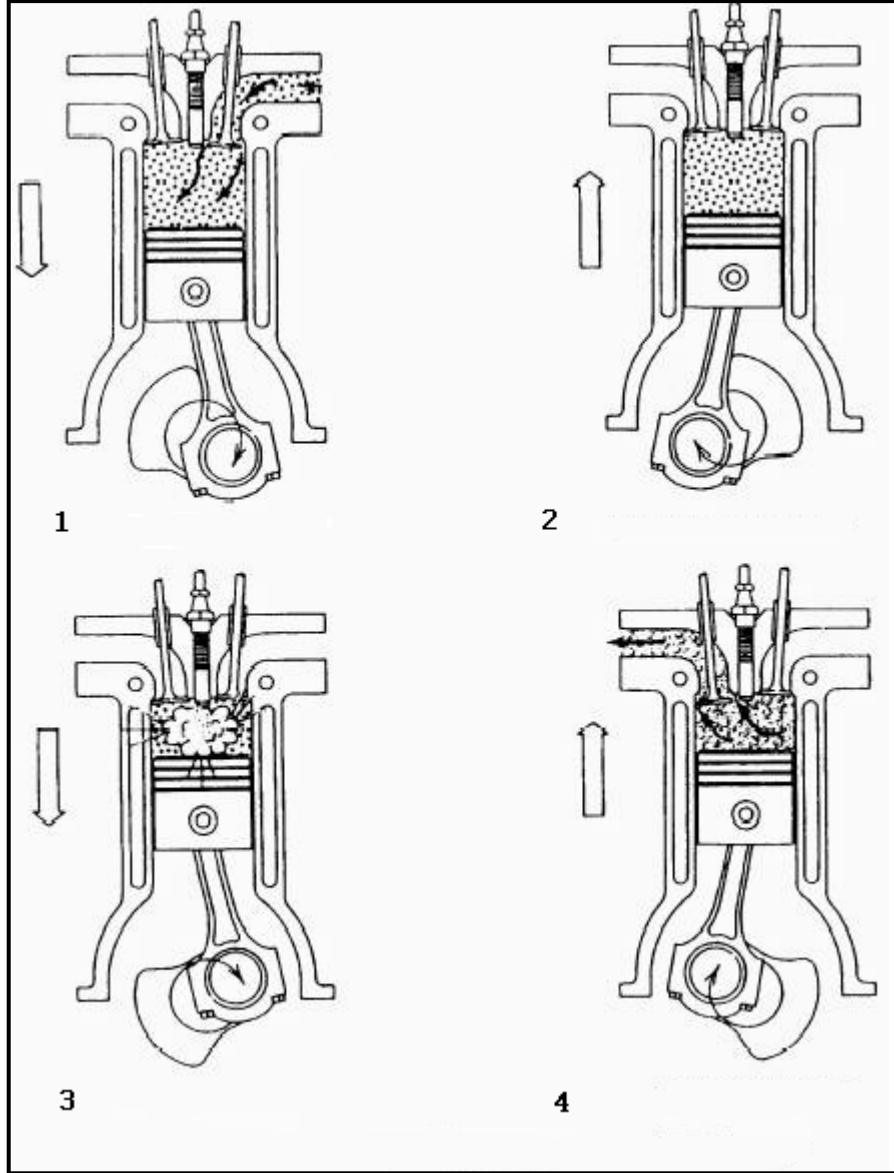
Şekil 1.1: İçten yanmalı motor örneği

İçten yanmalı motorların çalışması genel olarak dört aşamada gerçekleşir. Benzinli ve dizel motorlar için bu aşamalar şu şekildedir:

1. Emme: Karbüratör ya da enjeksiyon sistemi yardımıyla karıştırılan yakıt-hava karışımı yanma odasına alınır.
2. Sıkışma: Karışım sıkıştırılır
3. Yanma/Genleşme: Sıkıştırılan karışım, kıvılcım ateşlemeli motorlarda buji ile, sıkıştırma ile ateşlemeli motorlarda yüksek basınç ve sıcaklıktan dolayı ateşlenir ve yanar. Yanma sonrası ısınan gazlar genleşir ve motorun parçalarını hareket ettirerek iş yapmayı sağlar.
4. Egzoz: Soğuyan gazlar dışarı atılır

Genelde motorlarda bu aşamaların arka arkaya olması gerekmez. Bir çok motorda birkaç aşama birlikte oluşur ya da biri devam ederken diğeri başlar. (Jet motorlarında bu aşamalar motorun farklı kısımlarında aynı anda oluşur.)

İki zamanlı motorlarda bu aşamalar pistonun iki hareketi (krank milinin bir defa dönmesi) ile tamamlanırken, günümüzde yaygın olan dört zamanlı motorlarda ise bu aşamalar pistonun dört hareketi (krank milinin iki defa dönmesi) ile tamamlanır. Otto çevrimi ya da dizel çevrimi kullanan tipik bir dört zamanlı motorda pistonun hareketleriyle aşamaların geçilmesi şu şekilde olur:



Şekil 1.2: Tipik bir dört zamanlı motor çevrimi

1. Pistonun ilk aşağı hareketi: Kıvılcım ateşlemeli motorlarda yakıt-hava karışımı, sıkıştırma ile ateşlemeli motorlarda sadece hava, pistonun aşağı doğru hareketiyle genişleyen yanma odasına alınır.
2. Pistonun ilk yukarı hareketi: Yanma odasındaki hava ya da yakıt-hava karışımı pistonun yukarı hareketiyle sıkıştırılır ve yanmaya hazır hale getirilir.
3. Pistonun ikinci aşağı hareketi: Pistonun aşağı hareketinden hemen önce ateşleme ve yanma gerçekleşir. Bunun sonucunda gazlar ısınır, genişler ve pistonu aşağı doğru iter.
4. Pistonun ikinci yukarı hareketi: Yanma sonrası açığa çıkan ve motor parçalarını hareket ettirmede kullanılan atık gazlar dışarı atılır.

Tüm içten yanmalı motorlar yanmayı sağlamak için ateşleyiciye ihtiyaç duyarlar. Kıvılcım ateşlemeli motorlarda sıkışan hava-yakıt karışımı buji kıvılcımı yardımıyla ateşlenir. Sıkıştırma ile ateşlemeli motorlarda ise karışım, sıkıştırma nedeni ile oluşan yüksek sıcaklık dolayısı ile ateşlenir.

1.3 Dizel Motorlar

Dizel motor, dizel çevrimi prensibi ile çalışan bir içten yanmalı motor çeşididir [14]. Bu tip motorların belirleyici özelliği emme aşamasında yanma odasına sadece hava alıp sıkıştırması, sıkıştırma aşamasının sonlarına doğru içeriye yakıtı enjekte edip, bunun basınç nedeni ile oluşan yüksek sıcaklık ile ateşlenmesini ve yanmasını sağlamasıdır. Bu sebepten dolayı dizel motorlar, otto çevrimine dayanan benzinli motorlara göre havayı daha yüksek oranda sıkıştırır ve bu nedenle daha yüksek basınçlarda ve sıcaklıklarda çalışır. Kıvılcım ateşlemeli motorlarda yanma odasında yakıt-hava karışımı bulunduğu için erken ateşlemeyi önlemek için sıkıştırma miktarı belli bir seviyenin üzerine çıkamaz, ancak dizel motorlarda yanma odasında sıkışan sadece hava olduğundan ve yakıt yanma odasına ancak sıkışma evresinin sonuna doğru enjekte edildiği için çok daha yüksek sıkıştırma oranlarına ve basınçlara ulaşmak mümkündür. Sıkışma oranının yüksek olması motorun verimliliğini artırır. Kıvılcım ateşlemeli motorlarda ateşleme genelde bir noktadan sağlandığı için silindir çapları belli bir büyüklüğün üzerine çıkamaz. Ancak dizel motorlarda böyle bir durum olmadığı için silindir çapı daha büyük olabilir. Ancak, dizel motorlarda yanma süresi daha uzun olduğu için genelde maksimum devir sayısı benzinli motorlarından düşüktür.

Dizel motorlarda hava emme sübabı olmadığı için, kontrol edilmediğinde motor kolaylıkla aşırı hızlanabilir. Bunun için enjeksiyon miktarını ve zamanını ayarlayarak motorun hızını kontrol eden bir kontrol ünitesi kullanılması şarttır. Eskiden bu kontrol mekanik yaylar ve ağırlıklar kullanılarak yapılırken günümüzde elektronik kontrol üniteleri kullanılmaktadır.

Dizel motorlarda yakıt enjeksiyonu direkt ve indirekt olmak üzere iki sınıfa ayrılabilir. Endirekt enjeksiyonda yakıt yanma odasının dışında ön oda adı verilen bir kısma enjekte edilir. Yanma buradan yanma odasının içine yayılır. Bu enjeksiyon tipinde motordaki gürültü ve titreşim azdır ancak ısı kaybı yüzünden motor verimi düşüktür. Direkt enjeksiyonda ise yakıt doğrudan yanma odasının içine püskürtülür.

Modern dizel motorlarda yakıt pompası enjektörlere ayrı ayrı yakıt sağlamak yerine ortak boru adı verilen tek bir üniteye yüksek basınçlı yakıt sağlar. Yakıt buradan elektronik olarak kontrol edilen enjektörlere verilir. Böylece daha kesin bir kontrol sağlanır ve basınç değişimleri de azalmış olur.

Bir dizel motorun yapısını ve çalışma prensibini daha iyi anlayabilmek için motorun araçtaki konumunu, parçalarını tanımak, hangi parçanın motorda ne görev yaptığını bilmek lazımdır. Burada, standart bir dizel motorun yerleşimini, yönlerini ve motorda bulunan parçaları kısaca özetlemek faydalı olacaktır. Motorun araç üzerindeki muhtemel yerleşimleri ve parçaların çoğu benzinli motorlarla ortaktır.

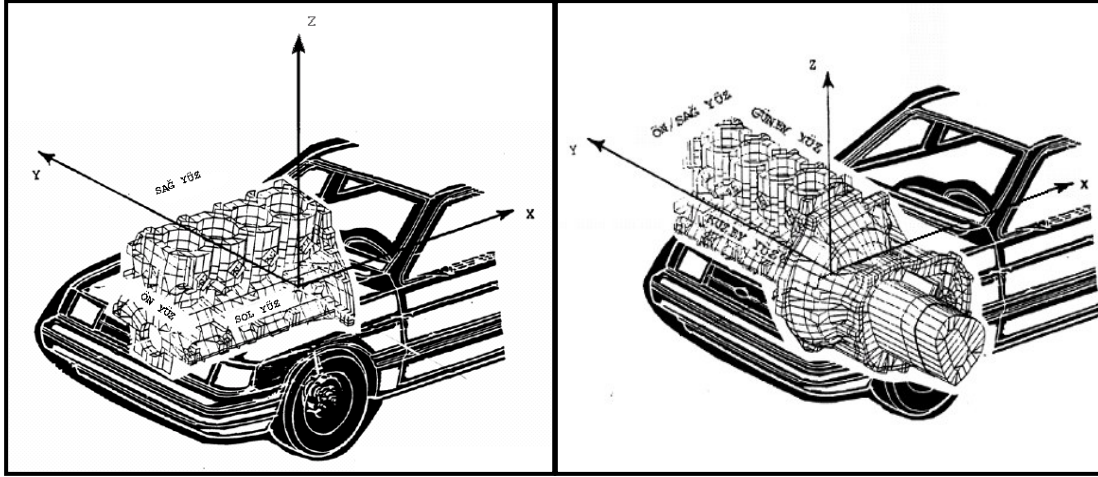
1.3.1 Dizel Motorların Yapısı ve Alt Parçaları

Motor, teorik olarak araç geometrisi içinde her yere yerleştirilebilse de günümüzde genelde aracın ön, orta ya da arka kısmında yer alır. Motor, araç koordinat sistemine göre genelde iki şekilde yerleştirilebilir [16]:

1. Uzunlamasına yerleşim: Bazı kaynaklarda kuzey-güney yerleşim olarak da isimlendirilen bu yerleşimde motorun krank mili eksenini aracın uzun eksenine doğrultusundadır. Genelde motorun önde olduğu arkadan çekişli araçlarda ya da motorun arkada olduğu önden çekişli araçlarda tercih edilir.
2. Yanlamasına yerleşim: Doğu-batı yerleşim olarak da isimlendirilebilir. Bu yerleşimde motorun krank mili eksenini aracın uzun eksenine diktir. Genelde motorun önde olduğu önden çekişli araçlarda ya da motorun arkada olduğu arkadan çekişli araçlarda tercih edilir.

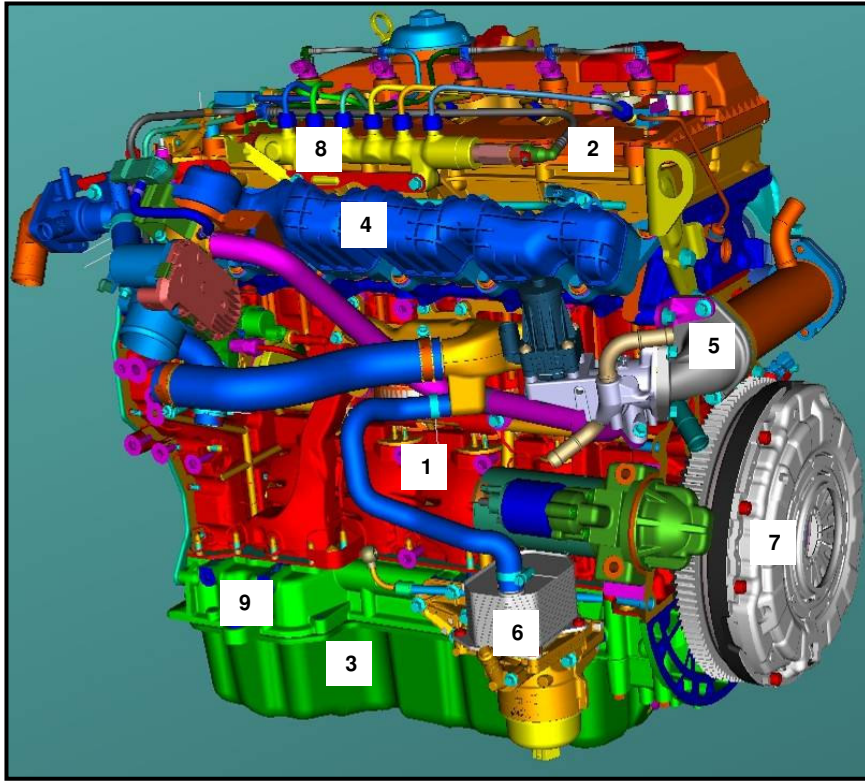
Motor üzerinde sağ ve sol tanımı, araç koordinat eksenine göre yapılır. Yani motorun sağ ve solu, araç üzerine yerleştirildiği şekliyle, aracın sağ ve soluna denk gelen yönlerdedir.

Motorun ön yüz ve arka yüz kavramı ise araç üzerine yerleşimden bağımsızdır. Genel tanımda, motorun şanzımanın bağlı olduğu yüzü arka yüz, burulma sönümleyicisinin bulunduğu yüzü ise ön yüz olarak adlandırılır.

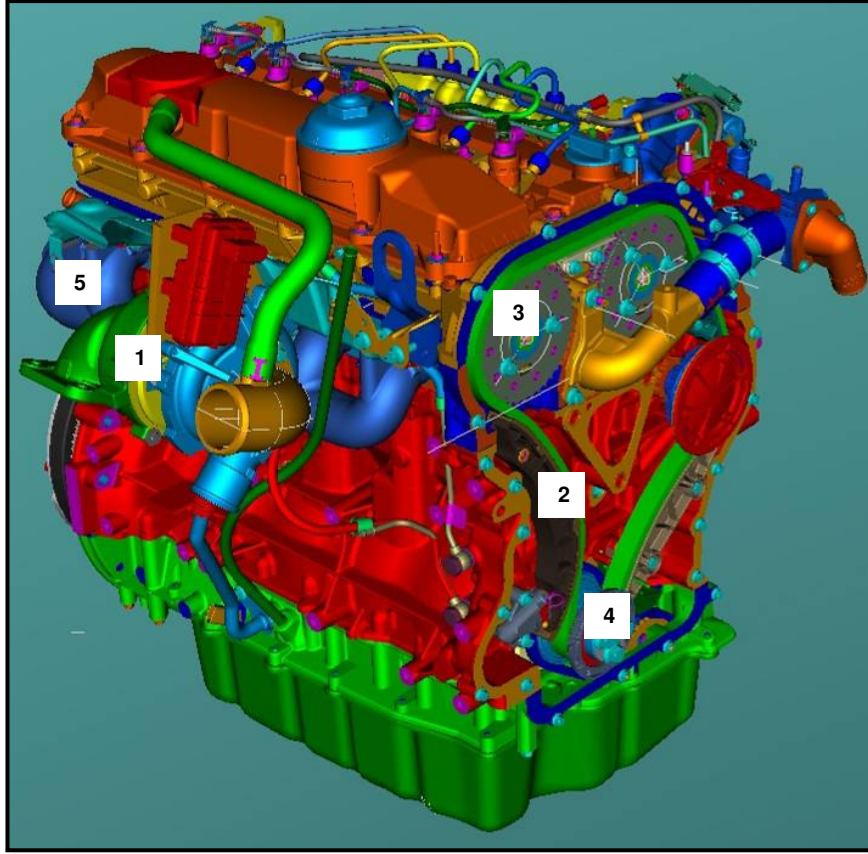


Şekil 1.3: Motorun araçta uzunlamasına ve yanlamasına yerleşimi ve koordinatlar

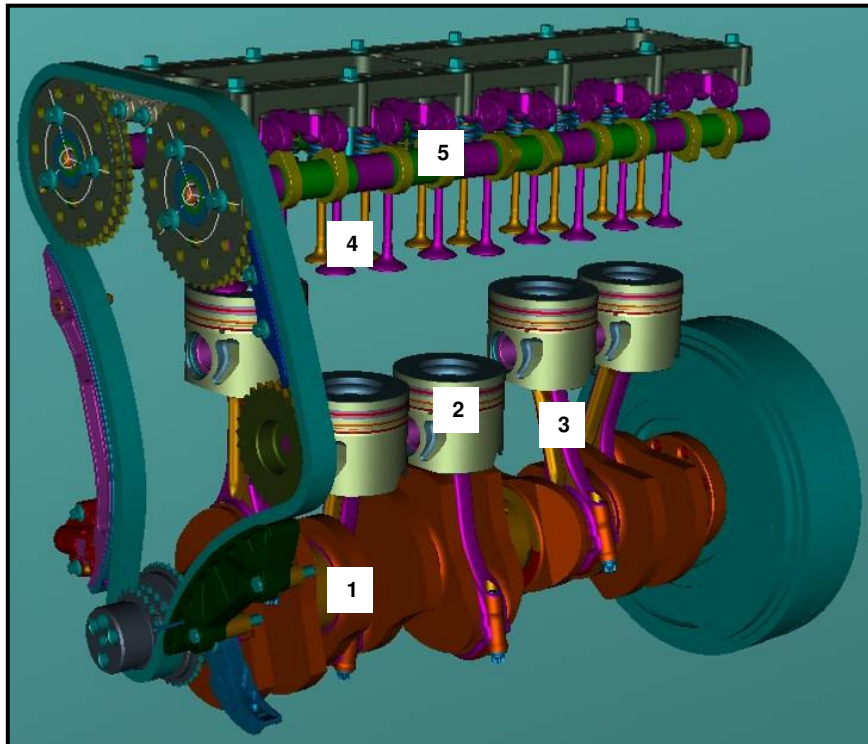
Motorun parçalarını önce birkaç şekil üzerinde göstermek faydalı olacaktır.



Şekil 1.4: Motor parçaları: 1)Silindir bloğu 2)Silindir kafası 3)Yağ Karteri 4)Emme manifoldu 5)Egzoz gazı geriçevrim sistemi 6)Yağ filtresi ve soğutucusu 7)Volan ve balata 8)Ortak boru 9)Blok yapısal desteği



Şekil 1.5: Motor parçaları: 1)Turboşarj 2)Triger kayışı 3)Kam mili dişlileri
4)Burulma sönümleyicisi 5) Egzoz manifoldu



Şekil 1.6: Motor parçaları: 1)Krank mili 2)Pistonlar 3)Biyel kolları 4)Kapakçıklar
5)Kam milleri ve kamlar

Motor parçalarının kısa açıklamaları şu şekildedir [14]:

- Silindir Bloğu: Genelde dökme demirden tek parça halinde üretilir. Motorun silindirlerini, kepler yardımıyla krank milini, karteri, alternatörü, marş motorunu, soğutucu pompası ve benzer parçaları taşıyan bir yapıdır. Soğutucu sıvıyı taşıyan soğutucu ceketi blok yapısına entegre halde bulunur. Ayrıca silindirler içindeki hareketli parçaların yağlanması için yağ kanalları da mevcuttur.
- Silindir Kafası: Silindir kafası, silindir bloğunun üst kısmına cıvatalanan bir parçadır. Büyük motorlarda her silindirin ayrı ayrı kafası vardır ve bunlar silindirlerin üzerine bağlanır. Orta büyüklükte ve küçük motorlarda kafa genelde tek parça halinde olur. Kafanın bir çok görevi vardır. Bunlardan ilki silindirlerin üstünü kapatarak sızdırmazlık sağlamasıdır. Ayrıca kam milleri, kapakçıklar, egzoz ve emme manifoldları, enjektörler, ortak boru gibi parçaları taşıyıcı bir yapı sağlar. Yanma odasına gaz giriş çıkışını sağlayan ve kapakçıklara açılıp kapanan delikler de kafanın üzerinde bulunur.
- Kam milleri ve kamlar: Yanma odasına hava girişi ve yanma gazlarının çıkışını sağlayan kapakçıkların zamanında açılıp kapanmasını sağlayan ünitelerdir. Bir veya daha fazla mil ve üzerine oturtulmuş özel profilli kamlardan oluşur. Her kama, kollar ve onları takip eden bir kapakçık bağlıdır ve kam mili dönerken kapakçıklar kam profilini takip ederek doğru zamanlamayla emme ve egzoz deliklerini açar. Kam mili krank mili tarafından döndürülür. İki mili zamanlama dişlileri ve rölanti dişlilerden geçen triger kayışı sağlar. Bu dişliler kam milinin dönmesini krank milinin dönmesine ayarlar ve kapakçıkların hareketinin pistonun hareketiyle uyum içinde olmasını sağlarlar. Kam mili, motorun tipine göre silindir kafasının tam üstünde, veya yanında olabilir. Yine çeşide göre emme ve egzoz kapakçıklarını açıp kapayan tek bir mil ya da emme ve egzoz kapakçıkları için ayrı ayrı miller olabilir.
- Kapakçıklar: Silindir kafasındaki emme ve egzoz deliklerini açıp kapayarak yanma odasına gaz giriş çıkışını sağlayan yapılardır. Açılıp kapanma zamanlamaları mekanik olarak kamlar ve yaylarla sağlanır.
- Triger kayışı: Kam mili ve krank milini birbirine bağlayan ve kam milinin krank mili tarafından döndürülmesini sağlayan parçadır. İsminde kayış ibaresi geçmesine rağmen aynı görev zincir yardımıyla da yapılabilir. İki milin

arasındaki dönme zamanlamasını ayarlamak için zamanlama dişlileri ve rölanti dişlilerinden geçer.

- Blok yapısal desteği: Silindir bloğu ve yağ karterinin arasında bulunan, silindir bloğunun eteklerinin titreşmesini engelleyen ve bloğa genel anlamda rijidlik sağlayan yapıdır. Bazı motorlarda, yağ karteriyle birleştirilerek yapısal karter olarak kullanılır.
- Yağ Karteri: Krank milini ve biyelleri koruyan, motor yağının toplandığı ve motora dağıtıldığı haznedir. Motorun içindeki en büyük hacimli boşluğa ve ince duvarlara sahiptir. Bu yüzden bu kısımda akustik sorunlar sık görülür. Silindir bloğuna bağlıdır. Büyük hacimli motorlarda birkaç bölümden oluşabilir.
- Krank mili: Pistonların yaptığı doğrusal hareketi dairesel harekete çeviren eksantrik bir mildir. Genelde düşük alaşımlı çelikten imal edilir. Ana yatakların içinde dönen ana yatak pinleri, biyelerin bağlandığı ekzantrik krank pinleri ve karşı ağırlıklardan oluşur. Krank pinlerinin motorun düşey eksenine yaptıkları açı, motor çalışırken biyelerin ilettikleri kuvveti dengelemek için motordaki silindir sayısına bağlı olarak değişir. Krank millerine pinler ve yataklar arasındaki yağlamayı sağlayabilmek için yağ delikleri açılır.
- Ana yataklar: Krank milinin içinde döndüğü kaymalı yataklardır. Mikrokaynamaları engellemek için genelde pirinçten yapılırlar. Yatakların bir tanesi krank milinin aksenal hareketini engellemek için aksenal yatak özelliğindedir. Ana yatakların her birisi iki parçadan oluşur. Üst parçalar silindir bloğuna oturtulurken alt parçalar ana yatak keplerine yerleştirilir.
- Ana yatak kepleri: Krank milini taşıyan, silindir bloğuna bağlanan parçalardır. Her ana yatak için ayrı ayrı olabildikleri gibi, hepsi bir araya getirilip tek yapı olarak da kullanılabilir.
- Pistonlar: Pistonlar, yanma odasında genleşen gazların enerjisini mekanik enerjiye çeviren parçalardır. Silindirler içinde hareket ederler. Genelde alüminyum ya da dökme demir alaşımından yapılırlar. Pistonların çevrelerinde dökme demir ya da çelik alaşımından yapılan halka şeklinde piston sekmanları bulunur. Bu sekmanlar, yanma gazlarının silindir bloğunun diğer kısımlarına sızmasını ve bloğun alt kısmındaki yağ ve havanın yanma odasına geçmesini

engeller. Ayrıca silindir ve piston arasındaki temas yüzeyini en aza indirerek sürtünmeyi azaltır.

- Biyel kolları: Biyeler pistonları krank miline bağlar. Gerekli dayanımı sağlayabilmek için genelde ısıt işlemden geçirilmiş çelikten yapılır. Pistona bağlanan kısmı tek parça olup piston pinine geçer. Krank miline bağlanan kısmı ise krank pinine cıvatalanabilmesi için iki parça halindedir. Bu kısımda ayrıca biyelin krank pininde rahat hareket etmesini sağlayan bir kaymalı yatak bulunur. Bazı büyük biyeler, içeriden uzunlamasına delinerek, yağın biyel boyunca tırmanıp piston pinlerine ulaşması sağlanır.
- Burulma sönümleyicisi: Krank milinin triger kayışı tarafındaki ucunda bulunur. Krank milinin ilk burulma modunu sönümlemek için kullanılır. Genelde ataleti sağlayan bir kütle ve sönümlemeyi sağlayan kauçuk bir halkadan oluşur. Bu sönümleyici krank milinin ilk burulma frekansına ayarlanır ve belli devirlerde motorun çalışması krank milinin ilk burulma modunu tahrik ettiği zaman oluşacak titreşimleri azaltır.
- Volan: Krank milinin şanzıman tarafındaki ucunda bulunur. Atalet kuvveti sayesinde silindirlerin farklı zamanlarda patlamalarından kaynaklanan titreşimleri azaltır ve krank milinin dönüşünü düzgünleştirir. Ayrıca çoğu dizel motorda volanın etrafında marş motoruna bağlanan dişler bulunur. Böylece motora ilk hareket volandan verilir.
- Yakıt pompası: Yakıtı, yakıt tankından alıp ortak boruya pompalayan birimdir. Dizel motorlarda yakıt sadece yanma için değil, enjektörleri soğutma amaçlı da kullanıldığı için, enjeksiyon olsun veya olmasın yakıt sisteminde her zaman yakıt devirdaimi yapılır.
- Ortak boru: Yakıt pompası tarafından yüksek basınçla pompalanan yakıtın, enjektörlere dağılmadan önce depolandığı yerdir. İçinde sürekli yüksek basınçta yakıt olur ve böylece enjektörler arasındaki basınç farkı en aza indirgenir.
- Emme manifoldu: Havanın silindirlere aktarılmasını sağlayan parçadır. Silindir kafasına monte edilir. Dizel motorlarda yanma odasına sadece hava alınır ve istenilen sıkışma oranını verimli bir şekilde sağlayabilmek için alınan havanın temiz ve soğutulmuş olması gerekir. Emme manifoldu bu havayı silindirlere eşit şekilde dağıtır.

- Egzoz manifoldu: Farklı silindirlerin yanma odalarından çıkan egzoz gazının tek boruda toplanmasını sağlar. Çıkan gazın yüksek sıcaklığından dolayı genelde dökme demirden yapılır. Silindir kafasına ve turboşarja bağlanır.
- Alternatör: Mekanik enerjiyi alternatif akıma çeviren elektromekanik bir aygıttır. Motor çalışırken akünün şarj olmasını ve diğer elektrik sistemlerinin enerjisini sağlar.
- Marş motoru: Motorlarda ilk hareketi sağlayan parçadır. Marş motorunun dişlisi volana bağlıdır ve buradan verilen hareket volana, oradan da krank miline giderek motorun harekete başlaması sağlanır. Marş motoru aslen bir elektrik motorudur ve gücünü aküden alır.
- Yağ pompası: Yağın karterden alınarak tüm motora dağıtılmasını sağlayan pompadır. Yağ, motorda hem parçalar arasındaki kaymayı sağlar ve yüksek sıcaklıktaki hareketli parçaların birbirine sürtünmesini engeller, hem de parçaları soğutmaya yarar. Bu yüzden yağın motordaki tüm hareketli parçalara gerekli şekilde dağılması önemlidir.
- Yağ filtresi: Motor parçaları arasından geçerken aşınarak ayrılan partiküllerle kirlenen yağın temizlenmesini sağlar. Parçaların sorunsuz çalışması için ince toleranslara dahi giren yağın temiz olması önemlidir. Bu yüzden yağ motora dağılmadan önce filtreden geçirilerek temizlenir.
- Yağ soğutucusu: Yukarıda da bahsedildiği gibi dizel motorlarda yağın önemli bir görevi de arasına girdiği parçaları soğutmasıdır. Motor parçalarının arasında dolaşarak ısınan ve kartere geri dönen yağın tekrar motora gönderilmeden soğutulması gerekmektedir. Yağ soğutucusu bu görevi üstlenmektedir. Günümüzde genelde yağ soğutucusu ve filtresi motorda ayrı yerlerde değil, birlikte aynı lokasyonda bulunmakta, yağ arka arkaya soğutucudan ve filtreden geçtikten sonra motora verilmektedir.
- Katalitik konvertör: Egzoz manifoldundan çıkan atık gazların dışarı verilmeden önce daha az zararlı hale gelmesini sağlayan parçadır. Atık gazlara ikinci bir yanma sağlayarak kirletici gazların indirgenmesini sağlar.
- Soğutucu pompası ve termostat: Dizel motorlarda soğutma genelde suyla yapılmaktadır. Soğutucu pompası aldığı suyu silindir bloğu ve kafasına entegre olan su ceketine pompalayarak bu parçaların soğutulmasını sağlar. Termostat ise

soğutma sistemindeki suyun istenilen sıcaklıkta motora dağılmasını sağlayan parçadır.

- Turboşarj: Turboşarj, Egzoz gazlarını alarak bir türbini döndürmek için kullanır. Bu türbin kompresör tarafındaki ikinci bir türbini döndürür ve bu ikinci türbin hava giriş sistemindeki havanın sıkıştırılmasını sağlar. Böylece, içeriye alınan havanın basıncı artırılarak yanma odasına daha fazla hava alınabilmesi ve daha fazla yakıt enjekte edilebilmesi sağlanır. Fazla basınçlı hava girişi ayrıca çıkış gazlarının da daha hızlı atılmasına yardımcı olur. Turboşarj egzoz manifolduna, katalitik konvertöre ve hava giriş sistemine bağlanır.
- Egzoz Gazı Geriçevrim Sistemi: Yanma odasından çıkan egzoz gazlarının bir kısmını soğutup hava giriş sistemindeki havayla karışmasını sağlayan parçadır. Böylece yanma sırasında oluşan ısı düşer ve zararlı gaz oluşumu azalır. Ancak bu yanma gazlarının özgül ısı oranını düşürür ve motorun daha az güç üretmesini sağlar.
- Klima kompresörü: Aracın klima sistemindeki havanın sıkıştırılmasını sağlar. Direkt olarak motorun çalışmasıyla ilişkisi olmasa da çevrimi triger kayışından aldığı için silindir bloğu üzerine monte edilir.
- Şanzıman: Volandan kavrama yoluyla aldığı hareketi istenilen tork değerinde shaft veya diferansiyele aktaran birimdir. Görevlerinden birisi de aracın hareketini istenildiği zaman motorun hareketine bağlamak veya çıkarmak, böylece araç dururken de motorun çalışır halde kalmasını sağlamaktır. Bir diğer görevi ise aracın ilk kalkışı sırasında düşük viteste döndürme momentini arttırmaktır. Ayrıca araca istenildiğinde krank mili devirinden bağımsız farklı hızlar verebilmeye ve aracın geri hareketini sağlamaya da yarar. Manuel ve otomatik olarak ikiye ayrılır. Manuel şanzıman genel olarak şu parçalardan oluşur:
 - Balata: Volana kavrama yoluyla bağlı olan ve şanzımanın motordan ayrılmasını, böylece vites değiştirmeyi, sağlayan kısımdır.
 - Dişli kutusu: Dişlileri koruyan ve dışarıdan kaplayan kısımdır.
 - Dişli grupları: Araca farklı hızlar vermeye yarayan farklı diş oranlarında dişlilerdir.
 - Geri vites dişlisi: Aracın geri hareketini sağlayan dişlidir.

- Giriş mili: Krank milinden alınan hareketi dişli gruplarına aktaran, dönüş hızı krank milinin dönüş hızıyla aynı olan mildir.
- Çıkış mili: Krank milinden alınan hareketi şafta ya da diferansiyele aktaran dönüş hızı dişli gruplarıyla belirlenen mildir.
- Senkromeşler: Farklı hızlarda dönen iki dişlinin birbirine geçmesi sırasında oluşabilecek zorlukları aşmada kullanılan, birbirine geçmeden önce iki dişlinin hızlarını eşitleyen parçalardır.
- Vites çatalları: Senkromeşleri miller üzerinde hareket ettirerek istenilen dişli grubunun seçilmesini sağlayan parçalardır.

1.4 Problem

Günümüz rekabet koşullarında, motor üreticileri bir çok talep ve beklentiyi eş zamanlı olarak karşılamak durumundadır. Bunlar; müşterilerin motordan “düşük yakıt tüketimi, yüksek güç yoğunluğu” beklentileri, egzoz emisyonlarına getirilen sınırlamalar, piyasa aktörleri arasında artan rekabet koşulları ve motor teknolojisinin hızla gelişmesi olarak sıralanabilir. Teknoloji üreten, üretim sayılarıyla dünya ekonomisine büyük katkılarda bulunan ve öncü konumlarını korumak isteyen tüm firmalar, bu beklentileri zamanında ve verimli bir şekilde karşılayabilmek için ürün geliştirme süreçlerinde revizyona gitmektedirler. Bu yönelimi sağlayan etkenlerden en önemlisi optimize edilebilecek parametrelerin artmasıyla birlikte, ürün geliştirme test maliyetlerinin karşılanamayacak seviyelere ulaşmasıdır.

Ürün geliştirme çalışmalarında kullanılan klasik yöntem, analitik hesaplardan ve önceki deneyimlerden faydalanarak oluşan tasarımların çok sayıda testle doğrulanmasıdır. Bu yöntemde tasarımlardaki olası hatalar, tasarımın bir prototipi üretilmeden görülememektedir. Ayrıca, birçok parçanın birleştirilmesiyle oluşturulan montajlarda, birleşimin tümündeki hatalar da montajda yer alan tüm parçaların prototipleri üretilip birleştirilmeden bulunamamaktadır. Aynı sebeple montajın çalıştırılmasından kaynaklanacak hatalar da öngörülememektedir. Prototiplerin üretilmesi sırasında kullanılan kalıpların maliyetleri oldukça yüksektir ve bu prototiplerin tasarım sürecinin pek çok aşamasında tekrar tekrar üretilmesi gerektiği düşünüldüğünde klasik yöntemle ürün geliştirme maliyeti daha test aşamasına

gelmeden yüklü miktarlara ulaşmaktadır. Bunun üzerine bir de her aşamada üretilmesi gereken prototipler, yapılması gereken testler ve bu testlerin gerektirdiği zaman, iş gücü ve maliyet eklenirse klasik ürün geliştirme yöntemlerinin ne kadar verimsiz olduğu açıkça görülebilmektedir.

Kullanımının yeterince yaygın olmaması, bazı alanlarda klasik metodlara bağlı kalınması sebebiyle bilgisayar destekli analizlere, ürün geliştirme bütçelerinde az yer ayrılmaktadır. Halbuki bilgisayar destekli mühendislik yöntemleriyle tek bir disiplinde çok sayıda parametre (motordaki tüm kontroller), ya da disiplinler arası (üretim, malzeme, ısı transferi, sürtünme, dayanım, ses yayılımı) bir çok parametrenin aynı anda optimizasyonu mümkün olabilmektedir. Ayrıca tasarımın her aşamasında yapılması gereken testlerin bilgisayar ortamına taşınmasıyla yüksek masraflı test tekrarları ve giderleri azaltılabilir. Parça tasarlanır tasarlanmaz sanal olarak montaja yerleştirilip test edilebilir, hata mekanizmaları daha ortada fiziksel parça yokken belirlenip giderilebilir.

Bilgisayar destekli mühendisliğin fiziksel testlerin yerini alabilmesi ancak kurulan matematiksel modellerin testler ile doğrulanması ile mümkündür. Sonrasında doğrulanan modeller yukarıda belirtilen her tür analiz ve optimizasyon çalışması için kullanılabilir.

Titreşim, makinalarda karşılaşılan en büyük problemlerden biri olarak kabul edilmektedir. Özellikle otomotiv sektöründe titreşim seviyelerinin sadece rezonans bölgesinden uzaklaşılması için değil, konforun sağlanması ve bu seviyelerin insanı rahatsız etmemesi için de belirli düzeye indirilmesi gerekmektedir.

Günümüzde herhangi bir alanda bir sistemden çıkan titreşim, ses veya gürültü bulunmak istendiğinde bilgisayar destekli modelleme ve analizler yapılsa da, genelde çeşitli testlere başvurulmaktadır. Bu testler de yukarıda bahsedildiği gibi zaman, masraf ve iş gücü gerektirmektedir. Özellikle otomotiv sektöründe, motorun çalışırken şasiye ve araç gövdesine aktardığı titreşimleri testlerle bulabilmek için tasarlanan motorun her parçasının prototipinin üretilmesi ve birleştirilmesi gerekmektedir. Tasarım sürecinin her aşamasında bu testleri tekrarlayarak titreşim ve akustik açısından başarılı bir tasarım elde etmek ise oldukça zordur. Fiziksel test yerine bilgisayar destekli test simülasyonu yapmak ve bunu tasarım sürecine entegre

ederek tasarımı titreşim, ses ve gürültüyü en aza indirmek, günümüz koşullarında verimli bir tasarım süreci elde etmek için şarttır.

1.5 Literatür Taraması

İçten yanmalı motorlar, mühendislik biliminde üzerinde en çok ve en uzun süredir çalışılan konulardan biridir. Bu yüzden literatürde bu konuda oldukça çok örnek bulunmaktadır. İçten yanmalı motorların yapısını, parçalarını ve çalışma prensibini anlamak için John B. Heywood'un, Internal Combustion Engine Fundamentals isimli kitabı oldukça faydalıdır ve en çok kullanılan referanslardan biridir [13]. Richard Stone'un Introduction to Internal Combustion Engines isimli kitabı da bu konuda yeterli bir kaynaktır [15].

Dizel motorlar da yaygın bir içten yanmalı motor çeşidi olmaları yüzünden, uzun yıllar boyunca araştırılmıştır ve üzerine pek çok kitap ve makale yazılmıştır. Bu çalışmada genelde Challen ve Baranescu tarafından derlenen Diesel Engine Reference Book isimli çalışmadan faydalanılmıştır [14]. Bu eser dizel motorların parçaları, çalışma prensibi ve özelliklerini ayrıntılı bir şekilde anlatmaktadır. Dizel motorlarla ilgili yeterli bilgiler ayrıca Diesel Engine Engineering isimli çalışmada da bulunabilir [17]. Fahrettin Küçükşahin'in Dizel Motorları Teorisi isimli kitabı da bu konuda Türkçe açıklamalar içermesi açısından faydalı bir kaynaktır [18].

Genel olarak içten yanmalı motorların ve özel bir dalı olarak dizel motorların dinamik olarak modellenmesi ve analiziyle ilgili çalışmalar uzun süredir devam etmektedir. Neredeyse bütün araştırmacılar, motorların geliştirilmesinde sayısal modelleme ve simülasyonun rolünü yadsınamaz bulmaktadırlar. 1998 yılında Payer ve Platnick bilgisayar destekli mühendisliğin motor titreşim analizinde ve optimizasyonunda kullanımıyla ilgili genel bir çalışma hazırlamışlar ve krank milinin noktasal kütle ve çubuklarla modellenmesi, motor bloğunun doğal frekans analizi (DFA) ve indirgenmesi ve lineer olmayan analizde yağ kalınlığının, kayış, zincir ve dişlilerin etkisi üzerine basit sayısal denemeler yapmışlardır [19]. Beidl, Rust ve Rasser, düşük gürültülü motor dizaynı ve geliştirmesinde önemli adımları özetledikleri çalışmalarında, dinamik motor modelleme ve simülasyonu geliştirme planının önemli bir parçası olarak kabul etmişlerdir [21]. 1999 yılında Gomes ve diğ. 1.2L DIATA motorunun geliştirilmesini anlattıkları çalışmalarında bilgisayar destekli mühendisliğin önemini vurgulamışlar ve ana motor parçalarını sonlu

elemanlarla (SE) modelleyerek yaptıkları analiz ve optimizasyon çalışmalarından örnekler sunmuşlardır [23].

Literatürde motor dinamik modellemesi ve simülasyonu ile ilgili pek çok değişik yöntem ve örnek bulunabilir. Mesela Qiao, Dent ve Garner, 1992 yılında yaptıkları çalışmada dizel bir motorun çalışmasını kararlı ve kararsız rejimde simüle edecek bir matematik model oluşturmuşlardır [11]. FORTRAN kullanılarak oluşturulan modelde enjeksiyon, patlama, hava-yakıt karışımı, emilsiyon ve sürtünme kayıpları dikkate alınmıştır. Czerny, Schwaderlapp ve Wagner ise 1993 yılında 16 silindirli bir dizel gemi motoru bloğunu SE modellemişlerdir [12]. DFA yaptıkları silindir bloğuna; önceden ölçülen silindir basınçlarından yükleri hesaplayarak ve silindirlere ve ana yataklara uygulayarak, zorlanmış titreşim analizi (ZTA) yapmışlar ve daha sonra bir takım optimizasyon çalışmalarına gitmişlerdir. Ancak bu işlemlerde fiziksel test kullanmamışlar, sadece sayısal model üzerinden çalışmışlardır. Çalışmalar hep sıralı ya da V-motorlar üzerinde yapılmamıştır, yine 1998 yılında Takeuchi, Tsukahara ve Sato dört silindirli yatay bir motorun matematik modelini kurmuşlardır [20]. Bu çalışmada silindir bloğu rijid alınmış ve krank mili noktasal kütle ve çubuklarla modellenmiştir. Ana yatak bağlantılarında hidrodinamik (HD) denklemler çözülmüştür. Daha sonra motorun tahrik kuvvetleri ve modelin buna cevabı hesaplanmış ve testlerle karşılaştırılmıştır. 1999 yılında Raub ve diğ. motor bloğunu ve krank milini SE modellemişler, aralarında HD bağlantı kurmuşlar ve elde ettikleri basit modelin analizini yapmışlardır [22]. Bu çalışmada ölçüm kolaylığından ötürü ana yatak keplerinden ivme cevabı alınmıştır. Modeli doğrulamak için aynı motor üzerinde testler yapılmış ve test verilerinde sadece krank mekanizmasından gelen titreşimleri bulabilmek için cevap sinyalinde diğer kısımlardan geldiği tahmin edilen komponentler filtrelenmiştir. Analiz sonuçlarıyla, testlerde aynı lokasyonlardan elde edilen cevaplar karşılaştırılmıştır. Aynı sene Hoffman and Dowling tümü rijid olan silindir bloğu ve krank mekanizması komponentlerinin hareket denklemlerini biraraya getirerek birleşik bir sayısal model elde etmişlerdir [24]. Ancak sonuçlarını deneylerle karşılaştırmamışlar, sadece sayısal analizlerle çalışmışlardır. 2001 yılında Stout, motor tahrik kuvvetlerini incelemiş ve daha önce kullanılan birleştirilmiş toplam ve tümünden dağıtma yöntemlerinin arası sayılabilecek bir metod geliştirmiştir [29]. Stout bu çalışmasında tek silindire etkiyen ana yükleri mertebelerine ayırmış, daha sonra bu yükleri çok silindirli bir motora geometrik olarak dağıtmıştır. Böylece

her mertebede motor üzerindeki ana yükleri ve etkilerini bulabilmiştir. Aynı sene Yamashita ve diğ. silindir bloğuna etkileyen kuvvetleri frekans tabanında hesaplamış ve bunları ana motor parçalarının basit bir SE modeline uygulayarak cevapları hesaplamışlardır [31]. Yükler hesaplanırken ana yataklardaki yağın dinamik direngenliği ve krank pinlerinin hareketi de göz önüne alınmıştır. Sonuçların karşılaştırılmasında lazer hızölçerle motordan toplanan veriler kullanılmıştır. Yine 2001 yılında Okamura ve Arai'nin silindir bloğu ve krank milinin incelendiği deneysel çalışmaları mevcuttur [32]. Araştırmacılar, önce silindir bloğuna ve krank miline ayrı ayrı modal test yaparak doğal frekans ve mod şekilleri hesaplamışlar, daha sonra bu iki alt grubu biraraya getirerek testleri tekrarlamışlardır. Sayısal model analizi kullanmadıkları çalışmalarında krank mili ve silindir bloğu bağlantısını ve eksenel yatağın etkisini incelemişlerdir. Ma ve Perkins ise sayısal çalışmalarında ana motor komponentleri için hareket denklemleri yazarak, özyineli çok gövdeli dinamik model oluşturmuşlardır [33]. Model; silindir bloğu, krank mili, ana yataklar, biyel kolları ve motor kulakları barındırmaktadır. Bu parçalardan sadece krank mili elastik olarak modellenmiştir. Araştırmacılar cevaplarını ADAMS sonuçlarıyla korrole ettikleri çalışmalarında, değişik yatak modelleri denemişler ve bu modellerin yatak kuvvetine etkilerini gözlemlemişlerdir. 2002 yılında Schneider ve diğ. sıralı dört silindirli bir motorun neredeyse tüm komponentlerini dinamik olarak SE modellemişler ve analiz yapmışlardır [36]. Modellerinde ana motor komponentlerinin dışında, hareketli parçalardan krank mili, kam milleri ve şanzıman milleri elastik, biyel kolları, kapakçıklar ve pistonlar rijiddir. Analizler ADAMS kullanılarak yapılmıştır. Daha sonra 2004 yılında Junhong ve Jun bu çalışmayı ADAMS yerine AVL Excite kullanarak tekrarlamışlar ve optimizasyon çalışmaları da yapmışlardır [37]. İki çalışmada da modeller deneylerle korrole edilmemiş, sadece analiz yapılmıştır. 2003 yılında Sirafi ve Qatu, farklı motor ve güç aktarma organları modelleme seviyelerinin etkilerini incelemişlerdir [38]. Rijid motor modeline giderek daha fazla parça ekleyerek, modelin doğal frekanslarının değişimini gözlemlemişlerdir. 2003 yılında Zhou ve Lepi, motor ana parçalarını ve şanzımanı SE modelleyerek AVL Excite programında ZTA yapmışlardır [39]. Deneyle korrole etmedikleri çalışmalarında araştırmacılar, blok ve krank mili arasında elastohidrodinamik (EHD) bağlantı kullanmışlar ve farklı krank mili malzemelerinin, ana yatak ve biyel kolu yatağı boşluğunun ve sönümün motor titreşim ve gürültüsüne etkisini incelemişlerdir. Aynı sene Tsujiuchi ve diğ. hidrolik ve kauçuk

kulaklarla bağı bir motorun düşük frekanslarda sayısal modellenmesi üzerine çalışmışlardır [41]. Motorun rijid kabul edildiği ve motor kulaklarının frekans ve genliğe bağı olarak karakterize edildiği çalışmada elde edilen hareket denklemlerinin çözümünde Newton-Raphson metodu kullanılmıştır. Sonuçların doğrulanması için motor yerine rijid bir bloğun kullanıldığı testler yapılmış ve elde edilen frekans tepki fonksiyonları (FTF) karşılaştırılmıştır. 2004 yılında Goldwine ve diğ. patlama sürecinin motorun titreşim karakteristiğine etkisini araştırmışlardır [44]. Çalışmalarında, motor kafa civatalarından alınan dikey yöndeki titreşim ölçümlerini motorun patlama sürecine bağlaya bir yöntem geliştirmişler ve böylece her silindirin, motorun toplam gücüne katkısını sadece titreşim ölçümlerinden bulabilmişlerdir. Aynı sene Sahraeian ve diğ. motor, şanzıman ve motor aktarma organlarını çeşitli alt modellere ayırarak ayrı ayrı hareket denklemlerini yazmışlar ve tüm parçaların rijid olduğu basit bir sayısal model ortaya koymuşlardır [45]. Çalışmalarında SIMULINK kullanan araştırmacılar, modeli araç modeli üzerine de oturtarak araç performansı ve yakıt tüketimini hesaplamış ve testlerle karşılaştırmışlardır. 2007 yılında Brandl ve diğ. motorun toplam gürültüsü içinde yanma ve mekanik tahrikten kaynaklanan komponentlerin ayrılabilmesini sağlayan bir metodoloji geliştirmişlerdir [49]. 2008 yılında Munoz ve diğ. atalet özelliklerinin motor ve şanzıman montajının dinamik karakteristiğine etkisini araştırdıkları çalışmalarında; motor ve şanzımanı rijid kabul ederek matematik modellerini çıkarmışlar, çeşitli motor kulağı modelleri denemişlerdir [51]. Hesaplanan FTF'ler deneylerle karşılaştırılmış ve düşük frekanslarda (10-15 Hz) montajın, atalet özelliklerinin değişimine karşı çok hassas olduğu sonucuna varılmıştır.

Yapılan çalışmalar sadece ana motorun modellemesiyle ilgili değil, farklı motor komponentlerinin genel titreşim sonucuna etkisi ve komponentlerin modellenmesi konularıyla da ilgilidir. 1999 yılında Druschitz ve diğ. krank mili materyalinin motor gürültü ve titreşim karakteristiğine etkisi konusunda yaptıkları çalışmada dökme demir ve işlenmiş çelik krank millerini monte ettikleri motor modeline testler yapmış ve bu iki farklı krank milinin üzerlerindeki gerilmeyi ve motorun ivme cevabını incelemişlerdir [25]. Bu çalışmada farklı krank mili materyallerinin motorun genel cevabına etkisinin fazla olmadığı sonucuna varmışlardır. Aynı sene Athavale ve Sajjanpawar krank mili titreşimlerinin motor titreşimine etkilerini araştırmışlardır [26]. Bunun için ayrı ayrı SE ile basitçe modellenmiş birer krank ve ana motor

modelini, ana yataklardaki yağı temsil eden yay-damper sistemiyle birleştirmişler ve farklı kasnaklar için DFA ve ZTA yapmışlardır. Daha sonra sınır elemanları metoduyla ses seviyesini tahmin etmeye çalışmışlardır. Araştırmacılar, tüm bu çalışmalarında sadece sayısal analiz kullanmışlar, deneye yer vermemişlerdir. 2000 yılında Honda ve diğ. dizel silindir bloğu üzerine çalışmalar yapmışlardır [27]. Bu çalışmada bir silindir bloğuna modal test yapmış ve elde ettikleri sonuçlardan sadece doğal frekansları, basit bir SE modeliyle karşılaştırmışlardır. Daha sonra modelin doğrulandığını kabul edip sayısal olarak iki farklı blok materyali ve tipinin doğal frekanslarını karşılaştırmışlardır. Yine 2000 yılında Günel ve Karel, silindir yapısını gözlemlemiş ve kompozit olarak SE ile modelledikleri farklı silindir tiplerine basınç uygulayarak gerilme ve basınç dağılımlarını incelemişlerdir [28]. Reipert ve Voigt 2001 yılında yayımladıkları çalışmalarında piston silindir hareketi ve ana motor parçalarına etkisi üzerinde durmuşlardır [30]. Araştırmacılar bunun için tüm piston komponentlerini ayrıntılı olarak SE ile modellemiş ve silindir bloğu, silindir kafası, ana yatak kepleri ve biyel kollarının SE modellerini bunlara ekleyerek, uyguladıkları gaz basıncıyla piston hareketinin titreşime olan etkisini gözlemlemişlerdir. Mourelatos aynı sene krank mili modellemesi üzerinde çalışmıştır [34]. Bu çalışmada krank milini SE ile modelledikten sonra dinamik olarak indirgemiş ve statik direngenlik olarak temsil ettiği silindir bloğuna HD ana yataklarla bağlamıştır. Parametreleri değiştirerek yaptığı analizler sonucunda blok direngenliğinin, yatak HD özelliklerinin etkilerini gözlemlemiştir. Araştırmacı, çalışmasının 2004 yılında yayınladığı devamında krank mili ve bloğu SE ile modellemiş, ana yataklarda sonlu fark yöntemiyle EHD bağlantı kullanmış ve parçalardaki iri yapısal elemanlarla EHD hesaplarda kullanılan ince elemanlar arasındaki bağlantıyı sağlayan bir yöntem geliştirmiştir [35]. 2003 yılında Moulin, kamyon motorunda ön kapaktan yayılan sesi bulabilmek için ana motor parçalarını SE ile modellemiş ve rijid modellediği krank ve dişli mekanizmasının motora uygulayacağı yükü hesaplayarak bu yükü motor modeline uygulamıştır [40]. Ön kapaktan alınan hız cevabının sınır elemanları metoduyla sese çevrildiği çalışmada daha sonra yük ve kapağın yapısı değiştirilerek hassaslık analizi yapılmıştır. 2004 yılında Grasso ve diğ. çeşitli motor parçalarının motor gürültüsü ve genel eğilme ve burulma modlarına olan etkisini araştırmışlardır [42]. Çalışmalarında yağ karteri ve yapısal karter farkını, çeşitli burulma sönümleyicisi ayarlarını ve tek kütleli ve çift kütleli volan farkını deneylerle incelemişlerdir. Aynı sene Selmane ve diğ. bir parçanın montajın tümünün titreşim

karakteristiğine yapacağı etkiyi bulabilmek için cıvata ivmesi hesabı adını verdikleri bir yöntem geliştirmişlerdir [43]. Bu yöntemde, parçanın, motorun kalanına cıvatalar üzerinden etkidiği kabul edilerek, cıvata bağlantı lokasyonlarındaki ivmeler hesaplanılmış ve farklı kafa ve blokların etkileri incelenmiştir. 2005 yılında Okamura ve diğ. Silindir kafası ve bloğunda boydan boya cıvata ve yarım cıvatanın etkisini araştırdıkları çalışmalarında, tek silindirli bir silindir kafası, bloğu ve keplerini önce boydan boya cıvatayla, daha sonra yarım cıvatayla birleştirip modal test yaparak, doğal frekansları ve mod şekillerini karşılaştırmışlardır [46]. Aynı sene Andreescu ve Beloiu silindir kafası üzerinde çalışmışlar, ADAMS programında modelledikleri elastik silindir kafası ve rijid kam mekanizması üzerinde çeşitli hata durumlarını simüle ederek silindir kafası yüzeyinde aldıkları cevapları karşılaştırmışlardır [47]. Cevapların işlenmesinde sürekli dalga dönüşümü metodunu kullanmışlardır. 2007 yılında ise Fabi ve diğ. piston eteği boşluğunun motor gövdesi titreşimine etkisini deneylerle araştırdıkları çalışmalarında deneysel verilerin işlenmesinde aynı metodu kullanmışlardır [48]. Aynı sene Kobayashi ve diğ. piston çarpma gürültüsünü simülasyonla elde eden bir çalışma yapmışlardır [50]. Bu çalışmada piston ve silindir bloğu SE ile modellenmiş ve silindir gömleğinin düşük sıcaklıklarda bükülmesi, silindir bloğu ve pistonun dinamik yapısı ve aradaki yağ tabakasının geliştirilmiş modeli göz önüne alınarak, testlerle doğrulanan analizler yapılmış.

Literatür taraması sonunda ana motor komponentlerinin ayrı ayrı ve birlikte modellenmesi ve deneylerle karşılaştırılması konusunda pek çok çalışma bulunsa da; aksesuarlarıyla birlikte tüm motor montajının modellendikten sonra motor çalışmasının simüle edilmesi ve sonuçların çalışan fiziksel bir motordan alınan verilerle karşılaştırılması konusunda yeterli çalışma olmadığı sonucuna varılmıştır. İncelenen çalışmalarda görüldüğü üzere kurulan tam motor modelleri, genelde deneylerle karşılaştırılmadan kullanılmaktadır. Bu yüzden iki durumun karşılaştırılması konusunda kullanılabilirler de, hesaplanan sonuçların gerçek değerleri ne ölçüde yakınsadığı bilinmemektedir.

1.6 Amaç ve Kapsam

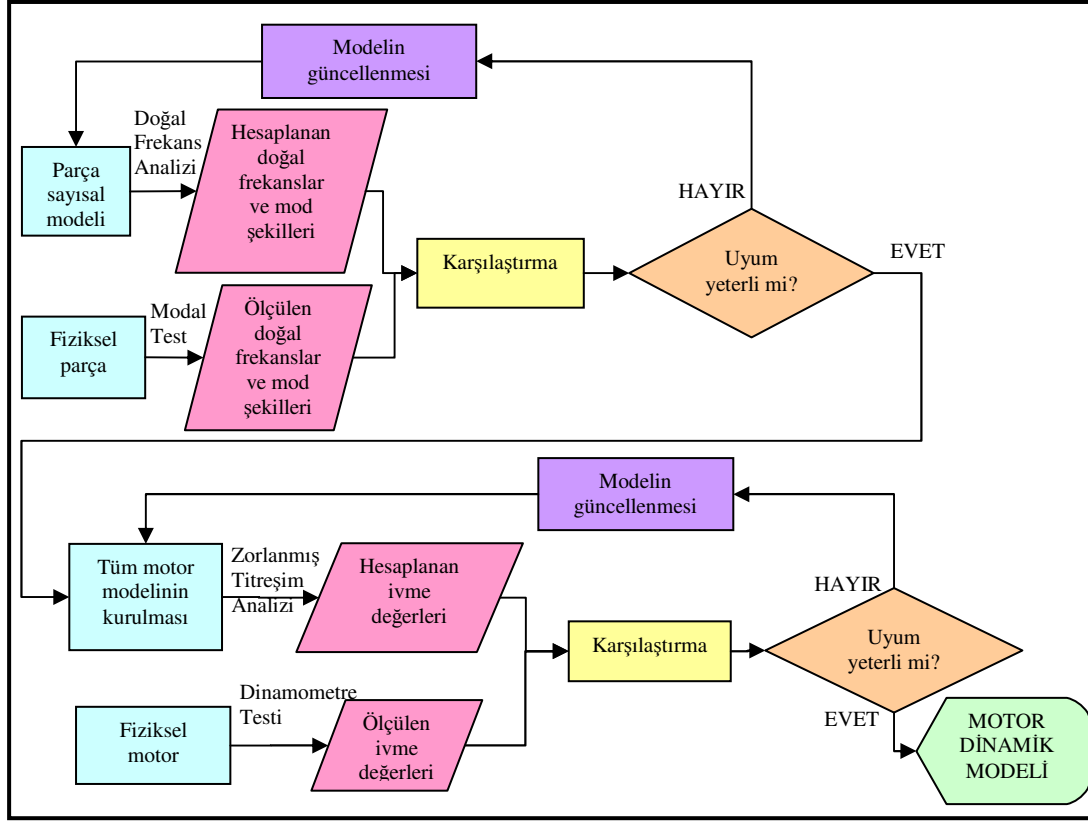
Bu tez çalışmasının amacı motor ve güç aktarma organlarının tasarlanması ve geliştirilmesinde fiziksel testlerin bir kısmını mümkün olduğunca öngörebilecek bir sayısal model geliştirmektir.

Bu amaç doğrultusunda varılmak istenen nihai hedef fiziksel test yerine bilgisayar ortamında test simülasyonları kullanılarak tasarım ve geliştirmenin daha kısa sürede, daha az iř gücüyle ve daha kapsamlı bir şekilde yapılabileceğini göstermektir. Böylece tasarımda her seferinde tek faktörü göz önüne alarak, bazı durumlarda başarısızlıkla sonuçlanan denemeler yerine, tüm etkenlerin sonuca etkisinin araştırılabildiğı ve imkansızlıkların ön aşamalarda görülüp önlem alınmasını sağlayacak bir tasarım süreci geliştirilebilecektir. Bu tasarım süreciyle, fiziksel test süresini kısaltmak, prototip sayısını azaltmak ve böylelikle tasarım maliyetini düşürebilmek hedeflenmektedir.

Bu hedefe ulaşmak için önce fiziksel örneğı mevcut olan bir motorun titreşim analizine uygun olarak modellenmesi gerekir. Daha sonra bu modelin bilgisayar ortamında analizleri yapılarak, hesaplanan cevapları bulunmalıdır. Sonrasında motora fiziksel testler yapılmalı, analiz sonucunda hesaplanan cevapların gerçek değerleri motordan testlerle elde edilmelidir. Testlerden sonra, test cevaplarıyla analiz cevapları karşılaştırılmalı, modelin gerçek yapıyı ne kadar iyi temsil ettiğı bulunmalı, gerekirse model güncellenerek test sonuçlarını yakınsayacak hale getirilmelidir. Bu işlemlerden sonra oluşturulan modele yapılan sonraki analizler, testlere en yakın sonuçları verecek, optimizasyon veya parça değıştirme çalışmaları kolaylıkla ve doğru sonuçlarla yapılabilecektir. Ayrıca elde edilen modelleme stratejisinin başka modellerde de gerçeğe olabildiğince yakın sonuçlar vereceğı kabul edilebilir.

Bu çalışmada önce modelleme ve analiz teorisi araştırılmıştır. Teoriler 2. bölümde kısaca verilmiştir. Sonrasında bir dizel motorun, dinamik karakteristiğıne en fazla etkisi olan tüm parçaları teker teker bilgisayar ortamında modellenecektir. Modellemeye başlamadan önce modelleme stratejisinin doğruluğı test edilecektir. Bunun için örnek olarak seçilen bir parça modellenecek, modal testi yapılacak, test sonuçları ve sayısal model sonuçları karşılaştırılarak sayısal model korrole edilecek, modelde yapılan kabullerin sonuçlara etkisi gözlemlenecek ve doğru bir modelleme stratejisi ortaya konulacaktır. Test çalışmasının açıklaması Bölüm 4.1’de, karşılaştırmalar ise Bölüm 5.1’de yer almaktadır. Daha sonra diğeri motor parçaları modellenecektir. Modellemenin ayrıntıları 3. bölümde bulunabilir. Modellenen motor parçaları, bilgisayar ortamında bir araya getirilecek ve motorun çalışması yine bilgisayar ortamında simüle edilecektir. Bu sayısal modelleme çalışması da 3.

bölümde anlatılmaktadır. Simülasyondan alınacak sonuçlar, aynı motor dinamometreye bağlanıp çalıştırılarak yapılan testlerden elde edilen verilerle karşılaştırılacaktır. Dinamometre testi Bölüm 4.2’de, karşılaştırma ise Bölüm 5.2’de yer almaktadır. İşlemlerin süreç diyagramı aşağıdaki gibidir.



Şekil 1.7: Model Geliştirme Süreci Şeması

2 TEORİ

Karmaşık yapıları sebebiyle, mühendislik sistemlerinin incelenmesinde sistemi olduğu gibi ele almak zordur [1, 2, 3]. Bu sebeple genelde herhangi bir sistem incelenirken, belli kısımlarının belli ölçülerde idealize edilmesi, yani modelinin çıkarılması gerekir.

Mühendislik sistemlerinin analizi yapılırken önce sistemin matematik modeli elde edilir. Çözümler, bu matematik model üzerinde yapılır. Matematik model, çözümü kolayca yapılabilecek kadar basit, ancak elde edilen sonuçlar sistemin gerçek cevabına istenildiği kadar yakınsayacak kadar ayrıntılı olmalıdır.

Mekanik sistemlerin modelleri iki ana gruba ayrılabilir. Bunlar ayrık ve sürekli sistemlerdir. Sonlu sayıda serbestlik dereceli sistemlere ayrık sistemler denir. Sürekli sistemlerin ise sonsuz serbestlik derecesi mevcuttur. Yapılacak hesaba göre aynı sistem bir analizde ayrık, başka bir analizde sürekli olarak modellenebilir.

Matematik model oluşturulurken, sistemin diferansiyel denklemleri çıkarılır ve bunların yardımı ile sistemin genel davranışını belirleyen hareket denklemleri elde edilir. Ayrık sistemlerde genelde adi diferansiyel denklemler kullanılırken, sürekli sistemlerde kısmi türevli diferansiyel denklemler ve integraller kullanılır.

Sürekli sistemlerin analitik çözümü, genelde karmaşık olan yapıları nedeniyle zordur. Bu yüzden bu sistemlerin çözümünde sonlu elemanlar (SE) metodu oldukça sık tercih edilen bir yöntemdir. Bu yöntemde sürekli sistem, sonlu sayıda, özellikleri iyi bilinen elemanlara ayrılır ve bu elemanların birleşiminin sistemi oluşturduğu kabul edilir. Böylece sürekli sistem ayrık hale getirilmiş olur.

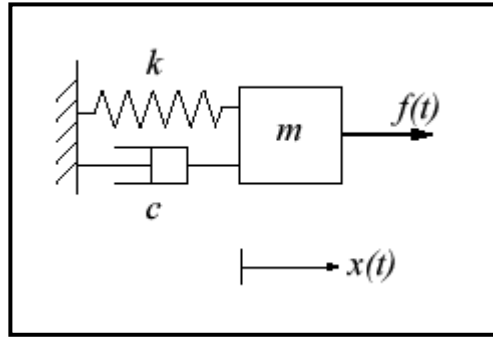
Burada SE teorisine geçilmeden önce tek ve çok serbestlik dereceli sistemlerin dinamik analizlerinin açıklanması faydalı olacaktır.

2.1 Tek ve Çok Serbestlik Dereceli Sistemler Teorisi

Tüm sürekli sistemler genelde çok serbestlik dereceli olarak modellenir. Ancak çok serbestlik dereceli sistemlerin, tek serbestlik dereceli sistemlerden oluştuğu kabul edilirse öncelikle tek serbestlik dereceli sistemlerin açıklanması doğru olacaktır.

2.1.1 Tek Serbestlik Dereceli Sistemler

Tek serbestlik dereceli mekanik sistemlerin bir örneği aşağıdaki şekilde gibidir.



Şekil 2.1: Tipik bir tek serbestlik dereceli sistem

Bu sistemin hareket denklemi şöyle yazılabilir:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = f(t) \quad (2.1)$$

2.1.1.1 Sönümsüz tek serbestlik dereceli sistemler

Yukarıdaki (2.1) denkleminde sönümü belirten c katsayısı sıfır alındığında, sönümsüz tek serbestlik dereceli sistemin hareket denklemi elde edilir:

$$m\ddot{x}(t) + kx(t) = f(t) \quad (2.2)$$

Sistemin doğal frekansı belirlemek için sistemin serbest titreşim yaptığı kabul edilirse:

$$m\ddot{x}(t) + kx(t) = 0 \quad (2.3)$$

elde edilir.

Burada, sistemin $x(t) = Xe^{i\omega_r t}$ ile ω_r doğal frekansında harmonik hareket yapacağı kabul edilir ve $x(t)$ ifadesi, iki defa türevi alınarak denklemde yerine koyulur ve düzenlenirse

$$k - \omega_r^2 m = 0 \quad (2.4)$$

ve buradan da

$$\omega_r = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.5)$$

elde edilir ve sistemin doğal frekansı bulunmuş olur.

Serbest titreşimler ile ilgili kısa bir tanıtımdan sonra zorlanmış titreşimlere geri dönelim. Sistemin $f(t) = Fe^{i\omega t}$ harmonik tahrikine maruz kaldığı ve bunun sonucunda kararlı durumda $x(t) = Xe^{i\omega t}$ hareketi yaptığı düşünülürse, bu iki ifade hareket denkleminde yerine yazılarak ve ortak $e^{i\omega t}$ çarpanı elenerek,

$$(k - \omega^2 m)X = F \quad (2.6)$$

elde edilir. Buradan frekans tepki fonksiyonu (FTF) (reseptans şeklinde) bulunabilir:

$$\alpha(\omega) = \frac{X}{F} = \frac{1}{(k - \omega^2 m)} \quad (2.7)$$

2.1.1.2 Sönümlü tek serbestlik dereceli sistemler

Bu tarz sistemlerde (2.1) hareket denklemi aynen kullanılır. Serbest titreşim durumunda bu denklem,

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = 0 \quad (2.8)$$

halini alır. Sistemin $x(t) = Xe^{st}$ hareketini yaptığı düşünülebilir. Burada s sönüm etkisinden dolayı kompleks bir sayıdır. Bu ifade (2.8) denkleminde yerine koyulur ve düzenlenirse

$$ms^2 + cs + k = 0 \quad (2.9)$$

elde edilir. Denklem düzenlenirse

$$s^2 + 2\zeta\omega_r s + \omega_r^2 = 0 \quad (2.10)$$

bulunur. Burada viskos sönüm faktörü

$$\zeta = \frac{c}{2m\omega_r} \quad (2.11)$$

şeklinde ifade edilir.

$$\omega_d = \omega_r (\sqrt{1 - \zeta^2}) \quad (2.12)$$

sönümlü doğal frekans tanımı yapılarak (2.10) ifadesinin kökleri, $\zeta < 1$ durumu için

$$s_{1,2} = -\zeta\omega_r \pm i\omega_d \quad (2.13)$$

şeklinde bulunabilir. Bu ifadedeki iki değer $x(t)$ hareket ifadesinde yerine konulursa

$$x(t) = X_1 e^{(-\zeta\omega_r + i\omega_d)t} + X_2 e^{(-\zeta\omega_r - i\omega_d)t}$$

$$x(t) = e^{-\zeta\omega_r t} (X_1 e^{i\omega_d t} + X_2 e^{-i\omega_d t})$$

$$x(t) = X e^{-\zeta\omega_r t} \sin(\omega_d t + \phi) \quad (2.14)$$

elde edilir. Burada sönümü $e^{-\zeta\omega_r t}$ ifadesi eksponansiyel azalma olarak modellenmektedir.

$f(t) = F e^{i\omega t}$ harmonik tahriki ve kararlı durumda $x(t) = X e^{i\omega t}$ cevabı ile zorlanmış titreşimler incelenirse, bu iki ifadeyi (2.1) hareket denkleminde yerlerine yazarak ve düzenleyerek

$$(k + i\omega c - \omega^2 m)X = F \quad (2.15)$$

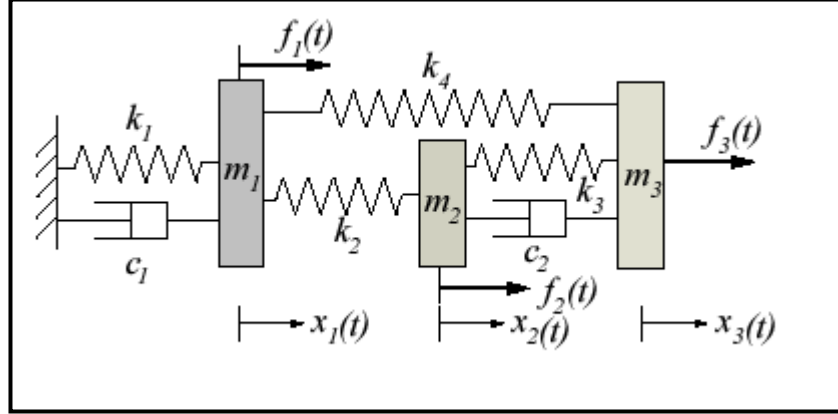
bulunur. Buradan FTF aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$\alpha(\omega) = \frac{X}{F} = \frac{1}{(k - \omega^2 m) + i(\omega c)} \quad (2.16)$$

2.1.2 Çok Serbestlik Dereceli Sistemler

Sürekli sistemler pratik uygulamalarda genelde çok serbestlik dereceli sistemler olarak modellenir. Çok serbestlik dereceli sistemler, hareketleri birden fazla

koordinat tarafından belirlenen sistemler olarak tanımlanabilir. Örnek bir çok serbestlik dereceli sistem aşağıda görülmektedir:



Şekil 2.2: Çok serbestlik dereceli sistem örneği

N serbestlik dereceli bir sistemin hareket denklemi

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (2.17)$$

şeklinde yazılabilir. Burada $[M]$, $[C]$ ve $[K]$ $N \times N$ boyutunda olup, sırasıyla sistemin kütle, sönüm ve direngenlik matrisleridir. $\{\ddot{x}(t)\}$, $\{\dot{x}(t)\}$, $\{x(t)\}$ ve $\{f(t)\}$ ise sırasıyla sistemin ivme, hız, deplasman ve tahrik vektörleridir.

Sönüm faktörlerinin mertebesinde dolayı pek çok mekanik sistemin sönümlü ve sönümsüz doğal frekansları arasındaki fark oldukça düşüktür. Bu yüzden sistemin doğal frekanslarını ve mod şekillerini bulurken sönüm çoğu zaman ihmal edilebilmektedir. Sönümsüz sistemin doğal frekanslarını bulmak için $[C]$ sönüm matrisi ve $\{f(t)\}$ tahrik vektörü sıfır alınırsa (2.17) hareket denklemi

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{0\} \quad (2.18)$$

halini alır. Sistemin $N \times 1$ boyutlu $\{X\}$ büyüklük vektörüyle, $\{x(t)\} = \{X\}e^{i\omega_r t}$ hareketi yaptığı kabul edilerek bu hareket ifadesi (2.18) denkleminde yerine yazılırsa

$$([K] - \omega_r^2 [M])\{X\}e^{i\omega_r t} = \{0\} \quad (2.19)$$

ifadesi ve

$$([K] - \omega_r^2 [M]) = 0 \quad (2.20)$$

özdeğer problemi elde edilir. Tekil olmayan çözümler için

$$\det([K] - \omega_r^2 [M]) = 0 \quad (2.21)$$

olmalıdır. (2.21) ifadesinin çözümüyle $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_N$ doğal frekansları hesaplanır.

Bu değerlerin sırayla (2.19) denkleminde konulmasıyla elde edilen $\{\Phi\}_1, \{\Phi\}_2, \dots, \{\Phi\}_N$ büyüklük vektörleri de o doğal frekansa karşılık gelen mod şeklini verir.

Çok serbestlik dereceli sistemlerin titreşim analizinde özdeğer probleminin çözülmesi için pek çok etkili sayısal yöntem geliştirilmiştir. Gelişen bilgisayar teknolojisi, bu sayısal yöntemlerin kolay ve hızlı bir şekilde uygulanabilmesine olanak tanımıştır. Bu yöntemlerden ileride daha ayrıntılı olarak bahsedilecektir.

2.2 Sonlu Elemanlar Teorisi

SE yöntemi, sürekli bir sistemi sonlu sayıda, belirli serbestlik derecesine sahip ve davranışı bilinen elemanlardan oluşuyormuş gibi modellemeye dayanan bir yöntemdir [1, 4, 5]. Böylece sürekli sistem ayrık hale getirilmiş olur.

Bu yöntem, son yüzyılda hızla gelişmesini, bilgisayar teknolojisinin gelişimine borçludur. Çünkü bu yöntem çok sayıda denklemin (statik analiz) ya da çok dereceli bir özdeğer probleminin (titreşim analizi) çözülmesine bağlıdır.

Yöntemin temel amacı, sürekli sistemlerin kısmi türevli diferansiyel denklemlerini ya tamamen ortadan kaldırmak ya da onları yakınsayan adi diferansiyel denklemler haline getirmektir.

Yapısal analizler için SE yönteminin geliştirilmesi genellikle enerji prensipleri kullanılarak yapılır. Yapısal analizlerde genelde belli tahrikler ve sınır şartlarının etkisinde yapıdaki gerilim ve deplasmanlarla ilgilenilir. Bunun için öncelikle gerilme, gerinme (strain) ve deplasman arasındaki ilişki incelenmelidir.

2.2.1 Gerilme, Gerinme ve Deplasman

Herhangi bir üç-boyutlu katı cisimde gerinme ve deplasman arasındaki ilişki şu şekilde ifade edilebilir:

$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ \varepsilon_{xy} \\ \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{zx} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u(x, y, z) \\ v(x, y, z) \\ w(x, y, z) \end{Bmatrix} = [\partial]\{d\} \quad (2.22)$$

Burada $\{\varepsilon\}$ gerinme vektörünü, $[\partial]$ türev operatörü matrisini ve $\{d\}$ deplasman vektörünü ifade etmektedir.

Gerinme ve gerilme arasındaki ilişki de

$$\{\sigma\} = \begin{Bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \sigma_{xy} \\ \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} \end{Bmatrix} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} (1-\nu) & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & (1-\nu) & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & (1-\nu) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2}(1-2\nu) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2}(1-2\nu) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2}(1-2\nu) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ \varepsilon_{xy} \\ \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{zx} \end{Bmatrix} = [D]\{\varepsilon\} \quad (2.23)$$

şeklinde yazılabilir. Burada $\{\sigma\}$ gerilme vektörünü ve $[D]$ elastisite matrisini ifade etmektedir.

SE formülasyonuna geçerken ilk yapılması gereken, bir elemanın deplasmanlarına interpolasyon fonksiyonları ve nodal deplasmanlar kullanılarak yakınsanmasıdır.

$$\{d\} = \begin{Bmatrix} u(x, y, z) \\ v(x, y, z) \\ w(x, y, z) \end{Bmatrix} = [N]\{q\} \quad (2.24)$$

Burada $[N]$ şekil fonksiyonları matrisini, $\{q\}$ ise nodal deplasman vektörünü ifade etmektedir. Gerinme ve gerilme vektörleri bu yakınsamaya göre yazılırsa

$$\{\varepsilon\} = [\partial]\{d\} = [\partial][N]\{q\} = [B]\{q\} \quad (2.25)$$

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\} = [D][B]\{q\} \quad (2.26)$$

elde edilir. Burada $[B]$ gerinme şekil fonksiyonları matrisidir.

2.2.2 Sonlu Elemanların Statik Analizi

Yapının denge eşitliklerini yazmak için minimum potansiyel enerji metodundan yararlanılabilir. Potansiyel enerjiyi elde etmek için gerinme enerjisi ve yapılan işin toplanması gerekmektedir. Bu yüzden bir elemanın potansiyel enerjisini elde etmek için öncelikle elemanın gerinme enerjisinin ve eleman üzerine dış kuvvetler tarafından yapılan işin bulunması gerekmektedir.

Elemanın gerinme enerjisi nodal deplasmanlar üzerinden şu şekilde bulunabilir:

$$\begin{aligned}
 U_e &= \frac{1}{2} \int_{V_e} \{\epsilon\}^T [D] \{\epsilon\} dV \\
 &= \frac{1}{2} \int_{V_e} \{q\}^T [B]^T [D] [B] \{q\} dV \\
 &= \frac{1}{2} \{q\}^T \int_{V_e} [B]^T [D] [B] dV \{q\} \\
 U_e &= \frac{1}{2} \{q\}^T [k] \{q\} \tag{2.27}
 \end{aligned}$$

Burada $[k] = \int_{V_e} [B]^T [D] [B] dV$ eşitliği elemanın direngenlik matrisini ifade etmektedir.

Bu formül, tüm yapısal eleman tiplerinde aynıdır, ancak direngenlik matrisinin mertebesi, farklı eleman tiplerine göre farklılık gösterir.

Elemana dış kuvvetlerin yaptığı iş ise nodal deplasmanlar kullanılarak aşağıdaki şekilde yazılabilir. Bu denklemde $\{b\}$ elemanın birim hacmine etkiyen cisim yüklerini, $\{T\}$ ise birim yüzeye etkiyen yüzey yüklerini ifade etmektedir.

$$\begin{aligned}
 W_e &= \int_{V_e} \{d\}^T \{b\} dV + \int_S \{d\}^T \{T\} dS \\
 &= \int_{V_e} \{q\}^T [N]^T \{b\} dV + \int_S \{q\}^T [N]^T \{T\} dS
 \end{aligned}$$

$$= \{q\}^T \int_{V_e} [N]^T \{b\} dV + \{q\}^T \int_S [N]^T \{T\} dS$$

$$W_e = \{q\}^T \{f_b\} + \{q\}^T \{f_s\} \quad (2.28)$$

Burada $\{f_b\} = \int_{V_e} [N]^T \{b\} dV$ eleman cisim yükü vektörünü, $\{f_s\} = \int_S [N]^T \{T\} dS$ ise

eleman yüzey yükü vektörünü ifade etmektedir. Direngenlik matrisi gibi, yük vektörlerinin formülasyonu da her eleman için aynı olsa da mertebeleri farklı eleman tipleri için değişiklik gösterir.

Artık elemanın potansiyel enerjisi yazılabilir:

$$\Pi_e = U_e - W_e = \frac{1}{2} \{q\}^T [k] \{q\} - \{q\}^T \{f_b\} - \{q\}^T \{f_s\} \quad (2.29)$$

Sistemin birden fazla SE'den oluştuğu ve potansiyel enerjisinin elemanların potansiyel enerjisinin toplamı olduğu düşünülürse, toplam potansiyel enerji şöyle ifade edilebilir:

$$\Pi = \sum_{e=1}^E \Pi_e - \{Q\}^T \{F_c\} \quad (2.30)$$

Burada $\{F_c\}$, cisim yükleri ve yüzeye etkiyen yükler haricindeki, sisteme etkiyen dış yükleri, $\{Q\}$ ise sistemin tüm nodlarının deplasman vektörünü ifade etmektedir. (2.29) denklemi yukarıdaki ifadede yerine koyulursa

$$\Pi = \sum_{e=1}^E \frac{1}{2} \{q\}^T [k] \{q\} - \sum_{e=1}^E \{q\}^T \{f_b\} - \sum_{e=1}^E \{q\}^T \{f_s\} - \{Q\}^T \{F_c\}$$

$$\Pi = \frac{1}{2} \{Q\}^T [K] \{Q\} - \{Q\}^T (\{F_b\} + \{F_s\} + \{F_c\})$$

$$\Pi = \frac{1}{2} \{Q\}^T [K] \{Q\} - \{Q\}^T \{F\} \quad (2.31)$$

elde edilir. Burada $[K]$ ve $\{F\}$ sırasıyla genel direngenlik ve yük matrislerini ifade ederler ve kurulumları, elemanlara ait değerlerin doğru komponentlerde

toplanmasıyla yapılır. Bunun sonucunda N serbestlik dereceli bir model için $[K]$ $N \times N$, $\{F\}$ ise $N \times 1$ boyutuna gelir.

Minimum potansiyel enerji metodu uygulanarak statik denge eşitlikleri elde edilebilir:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial Q_i} = 0 \quad i = 0, 1, 2, \dots, N \quad (2.32)$$

$$[K]\{Q\} = \{F\} \quad (2.33)$$

(2.33) denklemi belirlenen sınır şartları kullanılarak deplasmanları verecek şekilde çözülebilir.

2.2.3 Sonlu Elemanların Dinamik Analizi

Yukarıda çıkarımı anlatılan statik denklem, sisteme uygulanan yükler zamandan bağımsızsa ya da çok yavaş uygulanıyorsa geçerlidir. Zamana bağlı yüklerin uygulandığı dinamik analiz durumunda, sistemdeki parçaların kütleleri ve ivmeleri önem kazanmaktadır. Bu yüzden bir SE modelinin hareket denklemlerini çıkarabilmek ve özdeğer problemini tanımlayabilmek önemlidir. Hareket denklemleri çıkarılırken Lagrange denklemleri kullanılabilir:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \left(\frac{\partial L}{\partial q_i} \right) = 0 \quad i = 0, 1, 2, \dots, N \quad (2.34)$$

Burada L büyüklüğüne Kinetik Potansiyel ya da Lagrange Fonksiyonu adı verilir ve

$$L = T - \Pi \quad (2.35)$$

ile ifade edilir. Burada T kinetik enerjiyi, Π ise potansiyel enerjiyi göstermektedir. Bir sonlu elemanın kinetik enerjisi

$$T_e = \frac{1}{2} \{\dot{q}\}^T [m] \{\dot{q}\} \quad (2.36)$$

şeklinde yazılabilir. Burada $[m]$ elemanın kütle matrisidir ve şöyle ifade edilir:

$$[m] = \int_{V_e} \rho \{N\}^T \{N\} dV \quad (2.37)$$

burada ρ elemanın yoğunluğunu, V_e ise hacmini ifade eder. Sistemin kinetik enerjisi, her bir elemanın kinetik enerjilerinin toplamıdır ve şöyle yazılabilir:

$$T = \sum_e \frac{1}{2} \{\dot{q}\}^T [m] \{\dot{q}\} = \frac{1}{2} \{\dot{Q}\}^T [M] \{\dot{Q}\} \quad (2.38)$$

(2.31) denklemi kullanılarak sistemin potansiyel enerjisi de yazıldığında, bu iki eşitlik Lagrange denkleminde yerlerine yazılarak

$$[M] \{\ddot{Q}\} + [K] \{Q\} = \{F\} \quad (2.39)$$

hareket denklemi elde edilir. Doğal frekans bulunurken serbest sistem ele alınır

$$[M] \{\ddot{Q}\} + [K] \{Q\} = \{0\} \quad (2.40)$$

yazılabilir. Sistemin $\{Q\} = \{\Phi\} \sin \omega t$ ile harmonik hareket yaptığı kabul edilerek bu hareket (2.40) denkleminde yerine yazılırsa, $\lambda = \omega^2$ kabulüyle

$$[K] \{\Phi\} = \lambda [M] \{\Phi\} \quad (2.41)$$

elde edilir. Bu bir özdeğer problemidir ve çözümü her doğal mod için λ_r özdeğerlerini ve $\{\Phi\}_r$ özvektörlerini verir. Buradan $\lambda_r = \omega_r^2$ ile ω_r doğal frekansları ve $\{\Phi\}_r$ mod şekilleri bulunabilir.

2.3 Doğal Frekans Analizi Teorisi

Doğal frekans analizi (DFA) çözümünde MSC Nastran kullanılmıştır. Nastran, (2.41) denkleminde gösterilen özdeğer problemini çözmek için yedi farklı yöntem sunmaktadır [6].

- Givens Metodu
- Householder Metodu
- Modifiye Edilmiş Givens Metodu

- Modifiye Edilmiş Householder Metodu
- Inverse Power Metodu
- Sturm Modified Inverse Power Metodu
- Lanczos Metodu

Bu metodlar arasında en çok tavsiye edilen ve en sık kullanılan Lanczos metodudur. Bu tez çalışmasında da bu metod tercih edilmiştir. Bu metodun seçilmesinin sebebi orta ve büyük ölçekli modellere rahatlıkla uygulanabilmesi, hesap sırasında kök atlamaması ve sadece kullanıcının istediği kökleri bulacak kadar işlem yaparak çözüm süresini kısaltmasıdır. Ayrıca ilk kullanılmaya başlandığı zamandan itibaren hem Nastran hem de diğer SE çözücüler tarafından sürekli geliştirilerek olabilecek en işlevli ve hızlı haline getirilmiştir.

Lanczos algoritması ilk kez 1950 yılında Cornelius Lanczos tarafından geliştirilmiştir. O zamandan beri sürekli gelişen sayısal metodların yardımıyla, Lanczos metodu yapısal analiz problemlerinde en popüler özdeğer bulma metodu haline gelmiştir.

Lanczos metodu kütle ve direngenlik matrislerinin en az yarı-pozitif definit olmasını gerektirir.

(2.41) denklemindeki özdeğer problemi ele alınırsa, buradaki kütle matrisi pozitif definitse Cholesky ayrışımıyla

$$[M] = [C_h][C_h]^T \quad (2.42)$$

şeklinde yazılabilir. Bu ifade kullanılarak (2.41) denklemi

$$Au - \lambda u = 0 \quad (2.43)$$

standard formatına getirilebilir. Ancak kütle matrisi yarı-definitse (2.42) şeklinde ayrıştırılamaz. Eğer direngenlik matrisi pozitif definitse bu sorun, problem şu şekilde ifade edilerek çözülebilir:

$$\left(\frac{1}{\lambda} [K] - [M] \right) \{\Phi\} = 0 \quad (2.44)$$

Burada kütle matrisi pozitif definit olduğundan ayrıştırılabilir. Ancak rijid modları olan bir serbest titreşim probleminde direngenlik matrisi yarı-definittir. Bu durumu

aşmak için de (2.41) özdeğer probleminin hem kaydırılmış hem tersi alınmış şekilde ifade edilmesi gerekir:

$$[M]([K] - \sigma[M])^{-1}[M]\{\Phi\} = \mu[M]\{\Phi\} \quad (2.45)$$

Burada $\mu = \frac{1}{\lambda - \sigma}$ bu denklemin özdeğerlerini, $\{\Phi\}$ özvektörlerini, σ ise kaymayı ifade etmektedir.

(2.45) özdeğer problemi Lanczos çözüm algoritmasıyla çözülerek özdeğerler ve özvektörler bulunabilir. Çözüm algoritması basit haliyle eklerde verilmiştir.

2.4 Motor Dinamik Yükleri

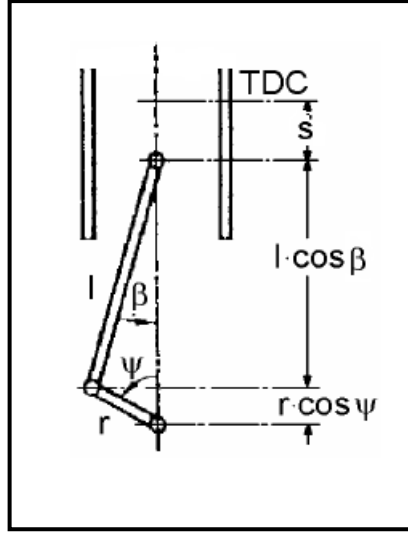
Zorlanmış titreşim analizinde (ZTA) önceden hazırlanan SE modeline dinamik yükler uygulanarak, modelin bu yüklemelere cevabı aranmıştır. Böylece motorun dinamometre testi sırasındaki çalışması simüle edilmiştir.

ZTA, AVL Excite programında yapılmıştır [7]. Programa girdi olarak motorun bir silindirinden farklı çalışma hızlarında ölçülen silindir basınçları verilmiştir. Program model üzerine uygulayacağı yükleri iç algoritmasıyla hesaplamaktadır. Hesaplar statik sistem üzerinden yapılmaktadır. Yani tüm parçalar rijid kabul edilmektedir.

Güç aktarma organları üzerindeki yüklerin anlatılmasından önce krank mekanizmasının kinematik temellerinin verilmesi faydalı olacaktır.

2.4.1 Krank Mekanizmasının Kinematiği

Tek pistonlu tipik bir krank mekanizması aşağıdaki şekilde verilmiştir. Burada pistonun pin eksen ve krank milinin dönüş eksen silindirin orta çizgisiyle çakışmaktadır.



Şekil 2.3: Tek pistonlu tipik krank mekanizması [7]

Burada l biyel kolu boyunu, s_0 pistonun üst ölü nokta ile arasındaki mesafeyi, r krank yarıçapını ve ψ krank açısını temsil etmektedir.

Buradan piston yer değiştirmesini bulmak için şu eşitlik yazılabilir:

$$s + r \cos(\psi) + l \cos(\beta) = r + l \quad (2.46)$$

Krank açısı, biyel kolu boyu ve β açısı arasındaki ilişki $\Lambda = \frac{r}{l}$ kabulüyle

$$\sin(\beta) = \frac{r}{l} \sin(\psi) = \Lambda \sin(\psi) \quad (2.47)$$

$$\cos(\beta) = \sqrt{1 - \Lambda^2 \sin^2(\psi)} \quad (2.48)$$

şekillerinde yazılabilir. Yukarıdaki üç eşitlik kullanılarak piston yer değiştirmesi

$$x_p = \frac{s}{r} = 1 - \cos(\psi) + \frac{1}{\Lambda} - \frac{1}{\Lambda} \sqrt{1 - \Lambda^2 \sin^2(\psi)} \quad (2.49)$$

şeklini alır. Bu denklem Fourier serisi şeklinde yazılırsa

$$x_p = \frac{s}{r} = A_0 - A_1 \cos(\psi) - \frac{A_2}{4} \cos(2\psi) - \frac{A_4}{16} \cos(4\psi) - \frac{A_6}{36} \cos(6\psi) - \dots \quad (2.50)$$

$$A_0 = 1 + \frac{1}{4} \Lambda + \frac{3}{64} \Lambda^3 + \frac{5}{256} \Lambda^5 + \dots$$

$$A_1 = 1$$

$$A_2 = \Lambda + \frac{1}{4}\Lambda^3 + \frac{15}{128}\Lambda^5 + \dots$$

$$A_4 = -\frac{1}{4}\Lambda^3 - \frac{3}{16}\Lambda^5 - \dots$$

$$A_6 = \frac{9}{128}\Lambda^5 + \dots$$

elde edilir. Bu eşitlik

$$x_p = \frac{s}{r} \approx 1 + \frac{\Lambda}{4} - \cos(\psi) - \frac{\Lambda}{4} \cos(2\psi) \quad (2.51)$$

şeklinde yakınsanabilir.

Piston yer değiştirmesinin (2.49) denklemindeki ifadesinin türevi alınarak sabit krank mili hızı

$$\frac{d\psi}{dt} = \dot{\psi} = \omega$$

için piston hızı

$$x'_p = \frac{\dot{s}}{r\omega} = \sin(\psi) + \frac{\Lambda \sin(\psi) \cos(\psi)}{\sqrt{1 - \Lambda^2 \sin^2(\psi)}} \quad (2.52)$$

şeklinde yazılabilir. Bu eşitlik Fourier serisi olarak

$$x'_p = \frac{\dot{s}}{r\omega} = A_1 \sin(\psi) + \frac{A_2}{2} \sin(2\psi) + \frac{A_4}{4} \sin(4\psi) + \frac{A_6}{6} \sin(6\psi) + \dots \quad (2.53)$$

şeklinde ifade edilebilir ve

$$x'_p = \frac{\dot{s}}{r\omega} \approx \sin(\psi) + \frac{\Lambda}{2} \sin(2\psi) \quad (2.54)$$

şeklinde yakınsanabilir.

Pistonun ivmesi ise piston yer değiştirmesinin ikinci türevinden

$$x_p'' = \frac{\ddot{s}}{r\omega^2} = \cos(\psi) + \frac{\Lambda \cos^2(\psi) - \Lambda \sin^2(\psi) + \Lambda^3 \sin^4(\psi)}{\left(\sqrt{1 - \Lambda^2 \sin^2(\psi)}\right)^3} \quad (2.55)$$

şeklinde yazılıp

$$x_p'' = \frac{\ddot{s}}{r\omega^2} = A_1 \cos(\psi) + A_2 \cos(2\psi) + A_4 \cos(4\psi) + A_6 \cos(6\psi) + \dots \quad (2.56)$$

şeklinde seri ifadesine dönüştürülerek

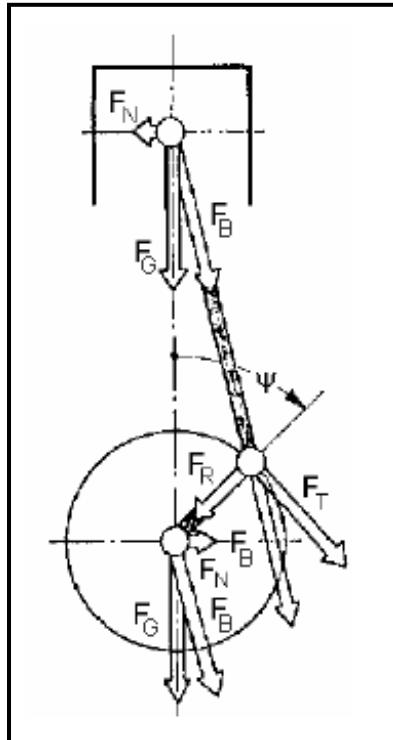
$$x_p'' = \frac{\ddot{s}}{r\omega^2} \approx \cos(\psi) + \Lambda \cos(2\psi) \quad (2.57)$$

şeklinde yakınsanabilir [7].

2.4.2 Güç Aktarma Organlarında Kuvvetin Ayrıştırılması

Motor komponentleri üzerindeki yük, iletilen kuvvete bağlıdır. Bu yüzden pistonla gelen kuvvetin farklı motor parçaları üzerine etkimesinin hesaplanması gerekir.

Güç aktarma organlarına etkiyen kuvvetin ayrıştırılması için aşağıdaki diyagramdaki geometrik ilişkiler kullanılabilir.



Şekil 2.4: Tipik bir krank mekanizmasında kuvvetler ve komponentleri [7]

Burada F_G pistonu etkileyen gaz kuvvetini, F_N silindire etkileyen piston yan kuvvetini, F_B biyel koluna etkileyen ve krank miline iletilen kuvveti, F_R krank miline etkileyen radyal kuvveti ve F_T krank miline etkileyen teğetsel kuvveti belirtmektedir.

Krank açısı, biyel kolu boyu ve β açısı arasındaki (2.47) ve (2.48) denklemlerinde ifade edilen ilişki göz önüne alınarak, biyel koluna etkileyen kuvvet

$$F_B = F_G \frac{1}{\cos(\beta)} = F_G \frac{1}{\sqrt{1 - \Lambda^2 \sin^2(\psi)}} \quad (2.58)$$

şeklinde yazılabilir. Bu denklem Fourier serisi halinde yazılırsa

$$F_B = F_G (B_0 + B_2 \cos(2\psi) + B_4 \cos(4\psi) + B_6 \cos(6\psi) + \dots) \quad (2.59)$$

$$B_0 = 1 + \frac{1}{4}\Lambda^2 + \frac{9}{64}\Lambda^4 + \frac{25}{256}\Lambda^6 + \dots$$

$$B_2 = -\frac{1}{4}\Lambda^2 - \frac{3}{16}\Lambda^4 - \frac{75}{512}\Lambda^6 - \dots$$

$$B_4 = \frac{3}{64}\Lambda^4 + \frac{15}{256}\Lambda^6 + \dots$$

$$B_6 = -\frac{5}{512}\Lambda^6 - \dots$$

halini alır.

Aynı şekilde piston yan kuvveti

$$F_N = F_G \tan(\beta) = F_G \frac{\Lambda \sin(\psi)}{\sqrt{1 - \Lambda^2 \sin^2(\psi)}} \quad (2.60)$$

şeklinde yazılarak

$$F_N = F_G (C_1 \sin(\psi) + C_3 \sin(3\psi) + C_5 \sin(5\psi) + \dots) \quad (2.61)$$

$$C_1 = \Lambda + \frac{3}{8}\Lambda^3 + \frac{5}{64}\Lambda^5 + \dots$$

$$C_3 = -\frac{1}{8}\Lambda^3 - \frac{15}{128}\Lambda^5 - \dots$$

$$C_5 = \frac{3}{128}\Lambda^5 + \dots$$

şeklinde Fourier açılımıyla yazılabilir.

Krank radyal kuvveti ise

$$F_R = F_B \cos(\psi + \beta) = F_G \frac{\cos(\psi + \beta)}{\cos(\beta)} = F_G \left(\cos(\psi) - \frac{\Lambda \sin^2(\psi)}{\sqrt{1 - \Lambda^2 \sin^2(\psi)}} \right) \quad (2.62)$$

şeklinde yazılarak, Fourier açılımıyla ifade edildiğinde

$$F_R = F_G (D_0 + D_1 \cos(\psi) + D_2 \cos(2\psi) + D_4 \cos(4\psi) + D_6 \cos(6\psi) + \dots) \quad (2.63)$$

$$D_0 = -\frac{1}{2}\Lambda - \frac{3}{16}\Lambda^3 - \frac{15}{128}\Lambda^5 - \dots$$

$$D_1 = 1$$

$$D_2 = \frac{1}{2}\Lambda + \frac{1}{4}\Lambda^3 + \frac{45}{256}\Lambda^5 + \dots$$

$$D_4 = -\frac{3}{16}\Lambda^3 - \frac{9}{128}\Lambda^5 - \dots$$

$$D_6 = \frac{3}{256}\Lambda^5 + \dots$$

bulunur.

Son olarak krank teğetsel yükü

$$F_T = F_B \sin(\psi + \beta) = F_G \frac{\sin(\psi + \beta)}{\cos(\beta)} = F_G \left(\sin(\psi) + \frac{\Lambda \sin(\psi) \cos(\psi)}{\sqrt{1 - \Lambda^2 \sin^2(\psi)}} \right) \quad (2.64)$$

şeklinde yazılabilir ve

$$F_T = F_G (E_1 \sin(\psi) + E_2 \sin(2\psi) + E_4 \sin(4\psi) + E_6 \sin(6\psi) + \dots) \quad (2.65)$$

$$E_1 = 1$$

$$E_2 = \frac{1}{2} \Lambda + \frac{1}{8} \Lambda^3 + \frac{15}{256} \Lambda^5 + \dots$$

$$E_4 = -\frac{1}{16} \Lambda^3 - \frac{3}{64} \Lambda^5 - \dots$$

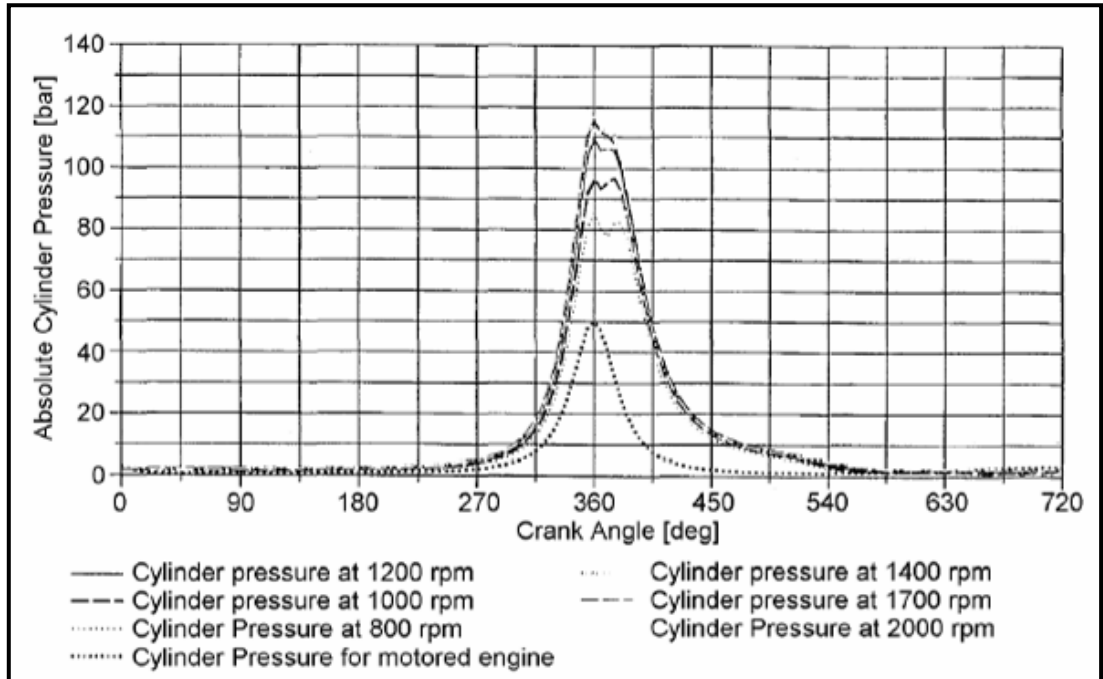
$$E_6 = \frac{3}{256} \Lambda^5 + \dots$$

şeklinde Fourier serisi haline getirilebilir.

2.4.3 Gaz Kuvvetleri

Silindirlerdeki gaz kuvvetleri, piston yüzeyine, silindir kafasına ve silindirin yan duvarlarına etkir. Gaz kuvvetleri yukarıda da bahsedildiği gibi krank miline piston ve biyel kolları üzerinden iletilir.

Gaz kuvvetleri yanma odasındaki gaz basıncı üzerinden hesaplanır. Aşağıdaki şekilde bir dizel motorun farklı dönüş hızlarındaki silindir basınçları görülebilir:



Şekil 2.5: Farklı hızlarda silindir basınçları [7]

Benzinli motorlarda maksimum silindir basıncı 50-65 bar arasındadır. Turboşarjsız dizel motorlarda bu aralık 70-90 bar arasına çıkarken, turboşarjlı dizel motorlarda maksimum basınç 130-150 bar arasındadır.

Motor parçalarına etkiyen yük temelde maksimum yanma basıncına dayanır. Bu da sıkıştırma oranı, yanma son basıncı, yanma süreci, karışım ve verilen gaza bağlıdır. Farklı çevrimler farklı yanma son basınçları gerektirir. Eğer basınç yüksekse silindir içi sıcaklığı da yüksek demektir. Dizel motorlar, daha önce de bahsedildiği gibi ateşleme için daha yüksek sıcaklığa ihtiyaç duyduklarından, daha yüksek sıkıştırma oranları kullanırlar.

2.4.4 Kütle Kuvvetleri

Kütle kuvvetleri hareketli motor parçalarının ivmelenmesi ve yavaşlaması yüzünden oluşur ve ivmelenmenin tersi yönünde etkirler.

Kütle kuvvetlerini bulmak için hareketli parçaların kütlelerine ve ağırlık merkezlerine ihtiyaç vardır. Kompleks parçalarda bu işlem, parçalar basit geometrik kısımlara ayrılarak yapılabilir.

Krank mekanizmasındaki hareketli parçalar üç çeşit hareket yaparlar:

1. Krank mili eksenini etrafında dönüş hareketi: Egzantrik krank pinleri ve biyel kolunun krank miline yakın kısmı
2. Salınım hareketi: Piston ve biyel kolunun pistona yakın kısmı
3. Eliptik hareket: Biyel kolunun ağırlık merkezini de içine alan orta kısmı

Krank mekanizmasının kütle etkisini hesaplamak için, bu sisteme eşdeğer, daha basit bir sistem üzerinde çalışılmıştır. Eşdeğer sistem, birbirine bağlı noktasal kütle elemanlarından oluşur ve gerçek sistemle aynı statik ve dinamik özelliklere sahiptir. Biyel kolunun kütlesi dönen kısım ve salınım yapan kısım olmak üzere ikiye ayrılmıştır. Böylece şu kütle kuvvetleri ayrıştırılabilir:

1. Dönen kütle kuvvetleri (F_r): Egzantrik krank pinine radyal yönde etkirler.

$$F_r = m_r r \omega^2 \quad (2.66)$$

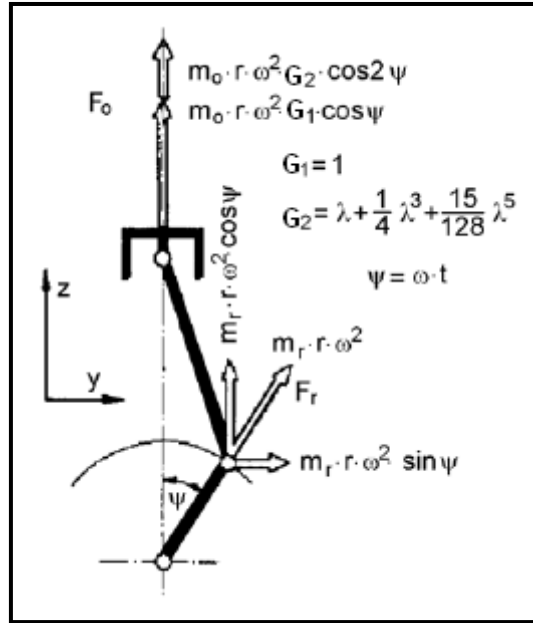
2. Salınım yapan kütle kuvvetleri (F_o): Silindir eksenini yönünde etkirler.

$$F_o = m_o r \omega^2 (G_1 \cos(\psi) + G_2 \cos(2\psi) + \dots) \quad (2.67)$$

$$G_1 = 1$$

$$G_2 = \Lambda + \frac{1}{4} \Lambda^3 + \frac{15}{128} \Lambda^5 + \dots$$

Burada m_r ve m_o sırasıyla dönen toplam kütleyi ve salınım yapan toplam kütleyi belirtir. Salınım yapan kütle kuvvetlerinin hesabında ikinci mertebeden sonraki komponentlerin etkileri fazla olmadığından, eşitlik burada kesilerek bunlar hesaba katılmayabilir.



Şekil 2.6: Krank mekanizmasında kütle kuvvetleri [7]

Üstteki resimden de görülebileceği gibi sabit ω hızında çalışan sıralı motorlarda tek pistonda krank mekanizmasına z ve y yönlerinde şu kütle kuvvetleri etkir:

$$F_z = -r \omega^2 (m_r \cos(\psi) + m_o G_1 \cos(\psi) + m_o G_2 \cos(2\psi) + \dots) \quad (2.68)$$

$$F_y = m_r r \omega^2 \sin(\psi) \quad (2.69)$$

2.4.5 Kütle Torku

İvmelenen ve yavaşlayan pistonun ve biyel kolunun atalet etkilerinden dolayı krank miline periyodik olarak değişen kütle torku etkir. Kütle torku piston alanı A_p ve krank yarıçapı r ile orantılıdır:

$$M_M = -r^2 \omega^2 A_p m_o \dot{x}_p \ddot{x}_p \quad (2.70)$$

Bu denklem Fourier açılımıyla yazılırsa

$$M_M = -r^2 \omega^2 A_p m_o (J_1 \sin(\psi) + J_2 \sin(2\psi) + J_3 \sin(3\psi) + J_4 \sin(4\psi) + \dots) \quad (2.71)$$

$$J_1 = \frac{1}{4} \Lambda + \frac{1}{16} \Lambda^3 + \frac{15}{512} \Lambda^5 + \dots$$

$$J_2 = -\frac{1}{2} - \frac{1}{32} \Lambda^4 - \frac{1}{32} \Lambda^6 - \dots$$

$$J_3 = -\frac{3}{4} \Lambda - \frac{9}{32} \Lambda^3 - \frac{81}{512} \Lambda^5 - \dots$$

$$J_4 = -\frac{1}{4} \Lambda^2 - \frac{1}{8} \Lambda^4 - \frac{1}{16} \Lambda^6 - \dots$$

elde edilir.

2.5 Modal İndirgeme Teorisi

ZTA'da kullanılan AVL Excite yazılımı zaman alanında çalışmakta ve direkt integrasyon metodları kullanmaktadır. Bu yüzden motor modelini yazılıma yerleştirmeden önce, çözüm kolaylığı için yüksek serbestlik dereceli model, indirgenerek daha düşük serbestlik derecesine getirilmelidir. Burada indirgeme teorisinden basitçe bahsetmek faydalı olacaktır.

Modal indirgemedede modelin modal karakteristikleri korunarak; kütle, direngenlik ve sönüm matrisleri, belli frekans aralığı ya da mod sayısı için benzer doğal frekanslar ve mod şekilleri verecek şekilde indirgenir [10]. Matrislerin indirgenmesinde statik ve dinamik indirgeme metodları kullanılabilir. Bu çalışmada dinamik indirgeme kullanılmıştır.

Modal indirgeme Nastran çözücüsüyle yapılmıştır. Program dinamik indirgeme yapsa da, konunun bütünlüğü açısından önce statik indirgeme anlatılacaktır.

2.5.1 Statik İndirgeme

Statik indirgemedede en çok kullanılan metod, Guyan metodudur. Bu bölümde bu metod kullanılarak yapılan indirgeme anlatılacaktır. Statik indirgemedede

$$[K]\{Q\} = \{F\} \quad (2.72)$$

şeklindeki statik hareket denkleminde hareket edilir. Bu denklemde $[K]$, $\{Q\}$ ve $\{F\}$ korunacak ve indirgenecek serbestlik derecelerine göre

$$[K] = \begin{bmatrix} [K_{ss}] & [K_{sp}] \\ [K_{ps}] & [K_{pp}] \end{bmatrix} \quad (2.73)$$

$$\{Q\} = \begin{Bmatrix} \{Q_s\} \\ \{Q_p\} \end{Bmatrix} \quad (2.74)$$

ve indirgenecek serbestlik derecelerinden yük verilmeyeceği düşünülürse

$$\{F\} = \begin{Bmatrix} \{0\} \\ \{F_p\} \end{Bmatrix} \quad (2.75)$$

şeklinde ayrıştırılabilir. Burada p altsimgesi korunacak yani birincil serbestlik derecelerini, s altsimgesi ise indirgenecek yani ikincil serbestlik derecelerini ifade etmektedir. Bu eşitlikler (2.72) denkleminde yerine konulduğunda hareket denklemi

$$\begin{bmatrix} [K_{ss}] & [K_{sp}] \\ [K_{ps}] & [K_{pp}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{Q_s\} \\ \{Q_p\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{0\} \\ \{F_p\} \end{Bmatrix} \quad (2.76)$$

şeklinde yazılabilir. Bu denklemde satırlar ayrı ayrı yazılırsa

$$[K_{ss}]\{Q_s\} + [K_{sp}]\{Q_p\} = \{0\} \quad (2.77)$$

ve

$$\begin{bmatrix} K_{ps} \end{bmatrix} \{Q_s\} + \begin{bmatrix} K_{pp} \end{bmatrix} \{Q_p\} = \{F_p\} \quad (2.78)$$

eşitlikleri elde edilir. (2.78) denklemi yeniden düzenlenirse

$$\{Q_s\} = -\begin{bmatrix} K_{ss} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} K_{sp} \end{bmatrix} \{Q_p\} \quad (2.79)$$

ve buradan hareketle

$$\{Q\} = \begin{Bmatrix} \{Q_s\} \\ \{Q_p\} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -\begin{bmatrix} K_{ss} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} K_{sp} \end{bmatrix} \\ [I] \end{bmatrix} \{Q_p\} \quad (2.80)$$

bulunur. Burada $\{Q\}$ Nx1 büyüklüğündeyken $\{Q_p\}$ bundan çok daha küçük olabilen Mx1 büyüklüğündedir. Böylece $\{Q\}$ deplasmanları ile $\{Q_p\}$ deplasmanları arasında ilişki kuran $[T]$ dönüşüm matrisi

$$[T] = \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{T} \\ [I] \end{bmatrix} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\begin{bmatrix} K_{ss} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} K_{sp} \end{bmatrix} \\ [I] \end{bmatrix} \quad (2.81)$$

$$\{Q\} = [T] \{Q_p\} \quad (2.82)$$

şeklinde bulunmuş olur.

İndirgenmiş direngenlik matrisi

$$U = \frac{1}{2} \{Q\}^T [K] \{Q\} \quad (2.83)$$

gerinme enerjisi formülünden elde edilebilir. Burada $\{Q\}$ yerine (2.82) denklemindeki ifade yazılırsa

$$U = \frac{1}{2} \{Q_p\}^T [T]^T [K] [T] \{Q_p\}$$

$$U = \frac{1}{2} \{Q_p\}^T [\bar{K}] \{Q_p\} \quad (2.84)$$

bulunur. Buradan

$$[\bar{K}] = [T]^T [K] [T] \quad (2.85)$$

indirgenmiş direngenlik matrisi elde edilir. Benzer şekilde kinetik enerji ifadesinden

$$[\bar{M}] = [T]^T [M] [T] \quad (2.86)$$

indirgenmiş kütle matrisi bulunabilir. İndirgenmiş matrisler MxM boyutlarındadır. Buradan

$$[\bar{M}] \{\ddot{Q}_p\} + [\bar{K}] \{Q_p\} = \{0\} \quad (2.87)$$

için özdeğer problemi

$$[\bar{K}] \{\bar{\Phi}\} = \lambda [\bar{M}] \{\bar{\Phi}\} \quad (2.88)$$

şeklinde yazılabilir. Bu problemin çözümü

$$\lambda_r = \omega_r^2 \quad r = 1, 2, \dots, M \quad (2.89)$$

ve

$$\{\bar{\Phi}\}_r \quad r = 1, 2, \dots, M \quad (2.90)$$

özdeğerlerini ve özvektörlerini verir. Buradan indirgenmemiş özvektörlere dönmek istenirse yeniden dönüşüm matrisi kullanılmalıdır:

$$\{\Phi\}_r = [T] \{\bar{\Phi}\}_r \quad r = 1, 2, \dots, M \quad (2.91)$$

2.5.2 Dinamik İndirgeme

Dinamik indirgemedede ise

$$[[K] - \omega^2 [M]] \{Q\} = \{0\} \quad (2.92)$$

hareket denkleminde yola çıkılabilir. Bu denklemdeki matrisler bir önceki bölümde uygulandığı gibi, birincil ve ikincil kısımlara ayrılırsa

$$\begin{bmatrix} [K_{ss}] & [K_{sp}] \\ [K_{ps}] & [K_{pp}] \end{bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} [M_{ss}] & [M_{sp}] \\ [M_{ps}] & [M_{pp}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{Q_s\} \\ \{Q_p\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{0\} \\ \{0\} \end{Bmatrix} \quad (2.93)$$

elde edilir. Bu eşitlik satırlarına ayrılırsa

$$[K_{ss}] - \omega^2 [M_{ss}] \{Q_s\} + [K_{sp}] - \omega^2 [M_{sp}] \{Q_p\} = \{0\} \quad (2.94)$$

ve

$$[K_{ps}] - \omega^2 [M_{ps}] \{Q_s\} + [K_{pp}] - \omega^2 [M_{pp}] \{Q_p\} = \{0\} \quad (2.95)$$

eşitlikleri elde edilir. (2.94) eşitliği yeniden düzenlenirse

$$\{Q_s\} = -[K_{ss}] - \omega^2 [M_{ss}]^{-1} [K_{sp}] - \omega^2 [M_{sp}] \{Q_p\} \quad (2.96)$$

ve buradan hareketle

$$\{Q\} = \begin{Bmatrix} \{Q_s\} \\ \{Q_p\} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -[K_{ss}] - \omega^2 [M_{ss}]^{-1} [K_{sp}] - \omega^2 [M_{sp}] \\ [I] \end{bmatrix} \{Q_p\} \quad (2.97)$$

yazılabilir. Böylece $\{Q\}$ deplasmanlarını indirgeyen $[T]$ dönüşüm matrisi

$$[T] = \begin{bmatrix} [\bar{T}] \\ [I] \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -[K_{ss}] - \omega^2 [M_{ss}]^{-1} [K_{sp}] - \omega^2 [M_{sp}] \\ [I] \end{bmatrix} \quad (2.98)$$

$$\{Q\} = [T] \{Q_p\} \quad (2.99)$$

bulunmuş olur. Önceki bölümdekine benzer olarak

$$T = \frac{1}{2} \{\dot{Q}\}^T [M] \{\dot{Q}\} \quad (2.100)$$

kinetik enerji eşitliğinden indirgenmiş kütle matrisini bulmak için (2.99) denklemi türevi alındıktan sonra bu eşitlikte yerine yazılarak

$$T = \frac{1}{2} \{ \dot{Q}_p \}^T [T]^T [M] [T] \{ \dot{Q}_p \}$$

$$T = \frac{1}{2} \{ \dot{Q}_p \}^T [\bar{M}] \{ \dot{Q}_p \} \quad (2.101)$$

bulunur ve buradan da indirgenmiş kütle matrisi

$$[\bar{M}] = [T]^T [M] [T] \quad (2.102)$$

şeklinde elde edilebilir. Artık başa dönülerek (2.93) eşitliğinin ikinci satırı olan (2.95) denkleminde $\{Q_s\}$ ikincil deplasmanlarının yerine

$$\{Q_s\} = [\bar{T}] \{Q_p\} \quad (2.103)$$

eşitliği yazılarak denklem yeniden düzenlenirse

$$\left[\left[[K_{ps}] - \omega^2 [M_{ps}] \right] [\bar{T}] + \left[[K_{pp}] - \omega^2 [M_{pp}] \right] \right] \{Q_p\} = \{0\} \quad (2.104)$$

elde edilir. Burada $\{Q_p\}$ birincil deplasmanlarının çarpanı olan ifade, indirgenmiş dinamik matris, $[\bar{D}]$ olarak isimlendirilebilir:

$$[\bar{D}] = \left[\left[[K_{ps}] - \omega^2 [M_{ps}] \right] [\bar{T}] + \left[[K_{pp}] - \omega^2 [M_{pp}] \right] \right] \quad (2.105)$$

$$[\bar{D}] \{Q_p\} = \{0\} \quad (2.106)$$

Burada başlangıçtaki (2.92) hareket denklemi indirgenmiş sistem için

$$\left[[\bar{K}] - \omega^2 [\bar{M}] \right] \{Q_p\} = \{0\} \quad (2.107)$$

şeklinde ifade edilerek (2.106) denklemi ile karşılaştırıldığında

$$[\bar{D}] = \left[[\bar{K}] - \omega^2 [\bar{M}] \right] \quad (2.108)$$

bulunabilir. Buradan indirgenmiş direngenlik matrisi

$$[\bar{K}] = [\bar{D}] + \omega^2 [\bar{M}] \quad (2.109)$$

şeklinde elde edilebilir. Artık indirgenmiş kütle ve direngenlik matrisleri bilindiğine göre

$$[\bar{M}]\{\ddot{Q}_p\} + [\bar{K}]\{Q_p\} = \{0\} \quad (2.110)$$

indirgenmiş sistemi için

$$[\bar{K}]\{\bar{\Phi}\} = \lambda [\bar{M}]\{\bar{\Phi}\} \quad (2.111)$$

özdeğer problemi yazılabilir. Bu problemin çözümü

$$\lambda_r = \omega_r^2 \quad r = 1, 2, \dots, M \quad (2.112)$$

özdeğerlerini ve

$$\{\bar{\Phi}\}_r \quad r = 1, 2, \dots, M \quad (2.113)$$

özvektörlerini verir. İndirgenmiş sistem üzerinde çalışıldığı için buradan bulunacak ω_r doğal frekansları asıl değerlerin üzerindedir.

Son olarak indirgenmemiş özvektörlere dönüşüm matrisi yardımıyla geçilebilir:

$$\{\Phi\}_r = [T]\{\bar{\Phi}\}_r \quad r = 1, 2, \dots, M \quad (2.114)$$

2.6 Zaman İntegrasyonu

ZTA'da, Excite programında tanımlanan sistem nonlinear olduğu için çözümünde zaman alanında çalışmak gerekir [8]. Burada zaman alanındaki çözümünden kısaca bahsedilecektir.

Bu çözümde her zaman adımında tüm cisimlerde, bağlantılarda ve tüm sistemde eşitliğin sağlanması gerekir. Sayısal kararlılığı sağlamak için direkt integrasyon metodları kullanılmaktadır. Bu metodlar bir sonraki zaman aralığında ($t_{i+1} = t_i + \Delta t_i$) hızı ve ivmelenmeyi kısıtlar ve bunları t_i zamanındaki değerlerinin ve t_{i+1} zamanındaki deplasmanın birer fonksiyonu yapar.

Burada çok ayrıntıya girilmeden, öncelikle t_{i+1} zamanında yer değiştirme ve hızın Taylor serisi açılımı yazılmalıdır:

$$\{Q(t_{i+1})\} = \{Q(t_i)\} + \Delta t_i \{\dot{Q}(t_i)\} + \frac{\Delta t_i^2}{2} \{\ddot{Q}(t_i)\} + \beta_N \Delta t_i^3 \{\ddot{Q}\} \quad (2.115)$$

$$\{\dot{Q}(t_{i+1})\} = \{\dot{Q}(t_i)\} + \Delta t_i \{\ddot{Q}(t_i)\} + \gamma_N \Delta t_i^2 \{\ddot{Q}\} \quad (2.116)$$

Burada β_N ve γ_N ivme ve enerji yitimi kontrolü için Newmark parametreleridir. Lineer ivmelenme kabulüyle

$$\{\ddot{Q}\} = \frac{\{\ddot{Q}(t_{i+1})\} - \{\ddot{Q}(t_i)\}}{\Delta t_i} \quad (2.117)$$

yazılarak yukarıdaki denklemlerde yerine koyulursa

$$\{Q(t_{i+1})\} = \{Q(t_i)\} + \Delta t_i \{\dot{Q}(t_i)\} + \left(\frac{1}{2} - \beta_N\right) \Delta t_i^2 \{\ddot{Q}(t_i)\} + \beta_N \Delta t_i^2 \{\ddot{Q}(t_{i+1})\} \quad (2.118)$$

$$\{\dot{Q}(t_{i+1})\} = \{\dot{Q}(t_i)\} + \Delta t_i \{\ddot{Q}(t_i)\} + \left(\frac{1}{2} - \beta_N\right) \Delta t_i^2 \{\ddot{Q}(t_i)\} + \beta_N \Delta t_i^2 \{\ddot{Q}(t_{i+1})\} \quad (2.119)$$

bulunur. Bu denklemlerden $\{\ddot{Q}(t_{i+1})\}$ ve $\{\dot{Q}(t_{i+1})\}$ çekilerek yeniden düzenlenirse bu değerlerin, t_i zamanındaki değerlerine ve t_{i+1} zamanındaki deplasmana bağlı ifadeleri

$$\{\ddot{Q}(t_{i+1})\} = \frac{1}{\beta_N \Delta t_i^2} (\{Q(t_{i+1})\} - \{Q(t_i)\}) - \frac{1}{\beta_N \Delta t_i} \{\dot{Q}(t_i)\} + \left(1 - \frac{1}{2\beta_N}\right) \{\ddot{Q}(t_i)\} \quad (2.120)$$

$$\{\dot{Q}(t_{i+1})\} = \frac{\gamma_N}{\beta_N \Delta t_i} (\{Q(t_{i+1})\} - \{Q(t_i)\}) + \left(1 - \frac{\gamma_N}{\beta_N}\right) \{\dot{Q}(t_i)\} + \Delta t_i \left(1 - \frac{\gamma_N}{2\beta_N}\right) \{\ddot{Q}(t_i)\} \quad (2.121)$$

şeklinde yazılabilir.

Artık sistemin

$$[M]\{\ddot{Q}\} + [C]\{\dot{Q}\} + [K]\{Q\} = \{F\} \quad (2.122)$$

genel hareket denklemi çözülebilir. AVL Excite bu çözüm için üç farklı metod sunmaktadır. Bunlar Newmark Metodu, Hilber-Hughes-Taylor Metodu (HHT Metodu) ve Genelleştirilmiş α Metodu şeklinde sıralanabilir. Burada bu metodları kısaca açıklamak faydalı olacaktır.

2.6.1 Newmark Metodu

(2.122) genel hareket denkleminde t_{i+1} zamanında (2.120) ve (2.121) denklemleri uygulanırsa hareket denklemi

$$[\hat{K}]\{Q(t_{i+1})\} = \{\hat{F}(t_{i+1})\} \quad (2.123)$$

şeklinde lineer hale gelir. Burada $[\hat{K}]$ efektif direngenlik matrisi ve $\{\hat{F}(t_{i+1})\}$ efektif kuvvet vektörünü ifade eder ve

$$[\hat{K}] = \frac{1}{\beta_N \Delta t_i^2} [M] + \frac{\gamma_N}{\beta_N \Delta t_i} [C] + [K] \quad (2.124)$$

$$\begin{aligned} \{\hat{F}(t_{i+1})\} = \{F(t_{i+1})\} + [M] & \left(\frac{1}{\beta_N \Delta t_i^2} \{Q(t_i)\} + \frac{1}{\beta_N \Delta t_i} \{\dot{Q}(t_i)\} + \left(\frac{1}{2\beta_N} - 1 \right) \{\ddot{Q}(t_i)\} \right) \\ + [C] & \left(\frac{\gamma_N}{\beta_N \Delta t_i} \{Q(t_i)\} + \left(\frac{\gamma_N}{\beta_N} - 1 \right) \{\dot{Q}(t_i)\} + \Delta t_i \left(\frac{\gamma_N}{2\beta_N} - 1 \right) \{\ddot{Q}(t_i)\} \right) \end{aligned} \quad (2.125)$$

şekillerinde yazılırlar.

$[\hat{K}]$ pozitif definit olduğu için standard yöntemlerle mesela Cholesky metoduyla çözülebilir.

2.6.2 Hilber-Hughes-Taylor Metodu

Bu methoda bir α ağırlıklandırma faktörü hızlara deplasmanlara ve hareket denkleminin sağ tarafına, t_{i+1} ve t_i zamanı için uygulanır:

$$\begin{aligned} [M]\{\ddot{Q}(t_{i+1})\} + (1 + \alpha)[C]\{\dot{Q}(t_{i+1})\} - \alpha[C]\{\dot{Q}(t_i)\} + (1 + \alpha)[K]\{Q(t_{i+1})\} \\ - \alpha[K]\{Q(t_i)\} = (1 + \alpha)\{F(t_{i+1})\} - \alpha\{F(t_i)\} \end{aligned} \quad (2.126)$$

Newmark metodunda olduğu gibi bu denkleme (2.120) ve (2.121) denklemleri uygulanırsa, (2.123) lineer hareket denklemi elde edilir. Efektif direngenlik matrisi ve kuvvet vektörü HHT metodu için

$$[\hat{K}] = \frac{1}{\beta_N \Delta t_i^2} [M] + \frac{\gamma_N (1 + \alpha)}{\beta_N \Delta t_i} [C] + (1 + \alpha) [K] \quad (2.127)$$

ve

$$\begin{aligned} \{\hat{F}(t_{i+1})\} &= (1 + \alpha) \{F(t_{i+1})\} - \alpha \{F(t_i)\} + \alpha [K] \{Q(t_i)\} \\ &+ [M] \left\{ \frac{1}{\beta_N \Delta t_i^2} \{Q(t_i)\} + \frac{1}{\beta_N \Delta t_i} \{\dot{Q}(t_i)\} + \left(\frac{1}{2\beta_N} - 1 \right) \{\ddot{Q}(t_i)\} \right\} \\ &+ [C] \left\{ \frac{(1 + \alpha)\gamma_N}{\beta_N \Delta t_i} \{Q(t_i)\} + \left(\frac{(1 + \alpha)\gamma_N}{\beta_N} - 1 \right) \{\dot{Q}(t_i)\} + (1 + \alpha)\Delta t_i \left(\frac{\gamma_N}{2\beta_N} - 1 \right) \{\ddot{Q}(t_i)\} \right\} \end{aligned} \quad (2.128)$$

şeklindedir.

2.6.3 Genelleştirilmiş α Metodu

Bu metodda hareket denklemi şu şekildedir:

$$[M] \{\ddot{Q}_{n+1, \alpha_B}\} + [C] \{\dot{Q}_{n+1, \alpha_H}\} + [K] \{Q_{n+1, \alpha_H}\} = \{F_{n+1, \alpha_H}\} \quad (2.129)$$

Burada $\{\ddot{Q}_{n+1, \alpha_B}\}$, $\{\dot{Q}_{n+1, \alpha_H}\}$, $\{Q_{n+1, \alpha_H}\}$ ve $\{F_{n+1, \alpha_H}\}$, t_i ve t_{i+1} zaman adımlarının birer kombinasyonu olarak

$$\{\ddot{Q}_{n+1, \alpha_B}\} = (1 - \alpha_B) \{\ddot{Q}(t_{i+1})\} + \alpha_B \{\ddot{Q}(t_i)\} \quad (2.130)$$

$$\{\dot{Q}_{n+1, \alpha_H}\} = (1 - \alpha_H) \{\dot{Q}(t_{i+1})\} + \alpha_H \{\dot{Q}(t_i)\} \quad (2.131)$$

$$\{Q_{n+1, \alpha_H}\} = (1 - \alpha_H) \{Q(t_{i+1})\} + \alpha_H \{Q(t_i)\} \quad (2.132)$$

$$\{F_{n+1, \alpha_H}\} = (1 - \alpha_H) \{F(t_{i+1})\} + \alpha_H \{F(t_i)\} \quad (2.133)$$

şekillerinde yazılır. Önceki metodlarda olduğu gibi (2.120) ve (2.121) denklemleri (2.129) eşitliğine uygulanırsa (2.123) lineer denklemi bulunur. Genelleştirilmiş α Metodu için efektif direngenlik matrisi ve kuvvet vektörü

$$[\hat{K}] = \frac{1-\alpha_B}{\beta_N \Delta t_i^2} [M] + \frac{\gamma_N(1-\alpha_H)}{\beta_N \Delta t_i} [C] + (1-\alpha_H)[K] \quad (2.134)$$

ve

$$\begin{aligned} \{\hat{F}(t_{i+1})\} &= (1-\alpha_H)\{F(t_{i+1})\} + \alpha_H\{F(t_i)\} - \alpha_H[K]\{Q(t_i)\} \\ &+ [M]\left(\frac{1-\alpha_B}{\beta_N \Delta t_i^2}\{Q(t_i)\} + \frac{1-\alpha_B}{\beta_N \Delta t_i}\{\dot{Q}(t_i)\} + \left(\frac{1-\alpha_B}{2\beta_N} - 1\right)\{\ddot{Q}(t_i)\}\right) \\ &+ [C]\left(\frac{(1-\alpha_H)\gamma_N}{\beta_N \Delta t_i}\{Q(t_i)\} + \left(\frac{(1-\alpha_H)\gamma_N}{\beta_N} - 1\right)\{\dot{Q}(t_i)\} + (1-\alpha_H)\Delta t_i\left(\frac{\gamma_N}{2\beta_N} - 1\right)\{\ddot{Q}(t_i)\}\right) \end{aligned} \quad (2.135)$$

şekillerinde yazılabilir. Efektif sistem Cholesky metoduyla çözülebilir.

3 SAYISAL UYGULAMALAR

Bu kısımda gerçek motor montajını titreşim hareketleri açısından olabildiğince iyi temsil edebilecek bir bilgisayar destekli mühendislik modeli oluşturulmaya çalışılmıştır. Çalışma için seçilen motor 3.2 litre, sıralı 5 silindirli, uzunlamasına kuzey-güney yerleşimli Puma dizel motordur.

Bu amaçla önce motorun tamamının direngenlik ve kütle matrisine büyük etkisi olabilecek bütün parçalar ayrı ayrı modellenmiş, daha sonra bu parçalar gerçek bir motor montajında olduğuna en yakın şekilde birleştirilmiştir. Oluşturulan modele önce DFA yapılmıştır. Böylece modeldeki parçaların, varsa, genelden bağımsız modları görülebilmüş ve modelin genel eğilme ve burulma modları gözlemlenebilmiştir. Ardından elde edilen model, modal olarak indirgenerek zorlanmış titreşim çözücüsü AVL Excite programına yerleştirilmiştir. En son olarak program çalıştırılarak motor kulakları üzerinden ivme değerleri okunmuş ve mertebelerine göre ayrılarak sunulmuştur.

Burada kısaca motor mertebelerinden de bahsetmek faydalı olacaktır. Motorda periyodik bir tahrikin ya da cevabın mertebesi, motorun dönüş hızı ile ilgilidir. Hareket motor hızı ile orantılı ise bu oran, hareketin mertebesi olarak adlandırılır, örneğin motor hızının iki katı frekansta gerçekleşen bir hareket ikinci mertebede kabul edilir. Bu çalışmada kullanılan 5 silindirli motorda bazı önemli mertebeler; serbest atalet momentlerinin görüldüğü 2. mertebe, patlama frekansının görüldüğü 2.5. mertebe, piston hareketinin görüldüğü 5. mertebe olarak sıralanabilir.

Tüm motor montajı ile yapılan tüm bu işlemlerin yanı sıra, modelleme stratejisinin doğruluğunu test edebilmek için montajın içinden herhangi bir parça seçilerek ayrıca analiz edilmiştir. Seçilen parça yağ karteridir. Karterin motordan bağımsız şekilde serbest sınır şartlarında DFA yapılmış ve rijid modları dışında kalan ilk dokuz modu incelenmiştir.

3.1 Modelin Tanımlanması

Motor montajı parçalarının bilgisayar ortamında modellenmesinden ve analizinden önce doğru modelleme için ön hazırlık yapılmalıdır. Burada modelde yer alması gereken parçalara karar verilmiş, sınır şartları belirlenmiş ve modelden alınması gereken cevapların niteliği ve lokasyonları seçilmiştir.

3.1.1 Modelde Yer Alan Parçalar

Motor montajı modelinde yer alması gereken parçaların belirlenmesinde göz önüne alınması gereken ilk kriter bu montajın testidir. Modelden elde edilecek cevaplar montajın testinden alınacak verilerle karşılaştırılacağı için, sayısal modelin de test koşullarını olabildiğince iyi gerçeklemesi gerekmektedir. Yani parçaların ilk filtresi test montajı olmalıdır. Modelde test motor montajında bulunmayan hiç bir parça olmamalıdır. Bunun için motor montajının testinin yapıldığı dinamometre ziyaret edilmiş ve standard bir dinamometre testinde montaja dahil edilen parçalar incelenmiştir.

Deneyisel çalışmalar bölümünde daha ayrıntılı anlatılacağı üzere motor dinamometreye motor kulaklarından bağlanmıştır ve kulakların sonrasında hiç bir parça dinamometrede bulunmamaktadır. Ayrıca şanzıman kısmı olabildiğince basit tutulmuştur. Dış kutudan ve buna bağlı şanzıman kulağından başka şanzımanın hiç bir parçası montajda yer almamaktadır. Vites kutusu da dinamometrede montaja ekleyip çıkarma kolaylığı yüzünden tüm haliyle değil, arka kısmı kesilmiş halde kullanılmaktadır. Demek ki sayısal modelde dişliler, giriş mili, çıkış mili, senkromeşler, vites çatalları olmamalı ve ayrıca motor kulaklarından sonra hiçbir parça yer almamalıdır.

Daha sonra ikinci eleme olarak yapılan analiz göz önüne alınmıştır. Motora, titreşim testi ve analizleri yapılacaktır. Yani motor montajının tamamının direngenlik ve kütle matrislerine fazla etkisi olmayacak parçalar sayısal modelden çıkarılabilir. Bu bağlamda yumuşak borular, plastik klipler, egzoz gazı geri çevrim sisteminin plastik komponentleri, emme manifoldu gibi kauçuk veya plastikten parçalar modele dahil edilmemiştir.

Bunun yanısıra turboşarja bağlı olan katalitik konvertörle egzoz sisteminin kalanı arasında elastik bir ayırıcı boru bulunmaktadır. Bu borunun temel amacı egzoz

sistemini motorun titreşimlerinden izole etmek olduğu için modele egzoz sistemini dahil etmek gerekmemektedir. Bu yüzden modelde sadece katalitik konvertör yer almakta, elastik boru bir yay elemanı ile temsil edilmekte ve sonrasında hiç bir parça modele dahil edilmemektedir.

Ayrıca pistonlar, emme ve egzoz kapakçıkları, biyeller gibi hareketli parçalar modellenmemiş, kütle etkileri gerekli yerlerde modele dahil edilmiştir.

3.1.2 Sınır Şartları

Kurulan modelden alınacak cevaplar, dinamometre testinden elde edilecek verilerle karşılaştırılacaktır. Sağlıklı sonuçlar elde etmek için, modelin dinamometre koşullarını olabildiğince iyi yansıtmaları gerekmektedir. Bu yüzden model dinamometreye bağlandığı şekilde, yani motor kulaklarından ve şanzıman kulağından mesnetlenmiştir. Motor kulakları motora bağlanan bir metal yapı ve içinde titreşim izolasyonunu ve sönümlemeyi sağlayan kauçuk bir malzemeden oluşmaktadır. Sayısal modelde sadece metal yapılar SE'ye ayrılmış, kauçuk kısımlar bir ucu metal yapıya bağlı birer yay elemanı ile modellenmiş ve yay elemanlarının şasiye bağlanan diğer uçları mesnetlenmiştir. Bu elemanların statik ve dinamik yay katsayıları daha önce yapılan testlerle belirlenmiştir. Şanzıman kulağının modellenen metal kısmı ise dişli kutusuna entegredir.

Hazırlanan motor modeli ZTA için Excite programına aktarılırken motor kulaklarında tanımlanan bu yaylar silinecektir. Motor kulaklarındaki kauçuk sönümleyici kısımlar nonlinear olarak Excite içinde modellenenbilmektedir. Lineer olarak tanımlanan yay elemanları sadece DFA sırasında kullanılacağı için bunlarda sönüm katsayısı tanımlamaya gerek yoktur. Benzer şekilde krank mili ve ana yataklar arasındaki bağlantının yay elemanlarına ve volan iç bağlantısındaki yay elemanlarına da sönüm değerleri tanımlanmasına gerek yoktur, çünkü tüm bu bağlantılar Excite içinde yeniden tanımlanacaktır.

3.1.3 Elde Edilecek Cevaplar ve Lokasyonları

Model çalıştırıldıktan sonra elde edilmesi gereken cevapların niteliğinin ve lokasyonlarının önceden bilinmesi ve programlara girilmesi gereklidir. Cevaplara karar verirken yine karşılaştırılacak testleri baz almak şarttır.

Bu çalışmada yağ karterine modal test yapılacak ve doğal frekanslar ve mod şekilleri belirlenecektir. Demek ki yağ karterinin DFA sonucunda bu değerlerle karşılaştırılabilecek doğal frekanslar ve mod şekilleri bulunmalıdır.

Motor montajına ise dinamometrede zorlanmış titreşim testi yapılacaktır. Dinamometreye bağlanan motor çalıştırılacak ve motor kulaklarına ivmeölçerler bağlanarak bu lokasyonlardan ivme ölçülecektir. Sayısal modelde de bu ivmeölçer lokasyonlarından ivme cevabı verileri hesaplanacaktır. Cevap istenen nodun yeri ivmeölçerlerin bağlandıkları yere ne kadar benzeşirse o kadar doğru sonuçlar elde edilebilir.

ZTA'dan önce motor montajına bir de DFA yapılacaktır. Burada da doğal frekans ve mod şekilleri cevap olarak istenecektir.

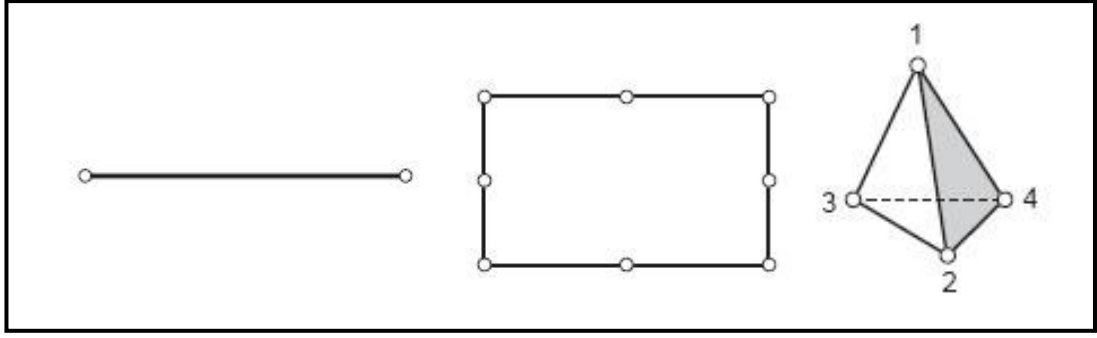
3.2 Sayısal Modelin Kurulması

Ön çalışmalar tamamlandıktan ve model tanımlandıktan sonra artık modelin kurulmasına geçilebilir. Bu aşamada önce modelde yer almasına karar verilen parçalar ayrı ayrı modellenenecek ve daha sonra uygun şekilde birleştirilecektir. Burada bu iki aşama ayrıntılı olarak anlatılmaktadır.

Parçaların modellenmesi ve bağlanması sırasında Altair HyperWorks: HyperMesh yazılımı kullanılmıştır. HyperMesh, Altair firması tarafından geliştirilen HyperWorks yazılım paketi içindeki SE ön işlemcisidir. Öğrenmesi kolay ve kullanıcı dostu bir arayüzüne sahip, çok kapsamlı, hızlı ve yüksek performanslı bir yazılımdır. En büyük avantajı, piyasada mevcut olan pek çok çizim formatını girdi olarak alabilmesi ve çıktı olarak bir çok SE çözücüsüne çalıştırma dosyası verebilmesidir. Güçlü algoritması sayesinde hızlı ve kolay bir biçimde, kaliteli 2-boyutlu ve 3-boyutlu elemanlar yaratmaya olanak sunmaktadır.

3.2.1 Parçaların Modellenmesi

Herhangi bir parça SE ortamında temel olarak bir-boyutlu, iki-boyutlu ve üç-boyutlu olmak üzere üç ana şekilde temsil edilebilir.



Şekil 3.1: Bir, iki ve üç boyutlu elemanlar [52]

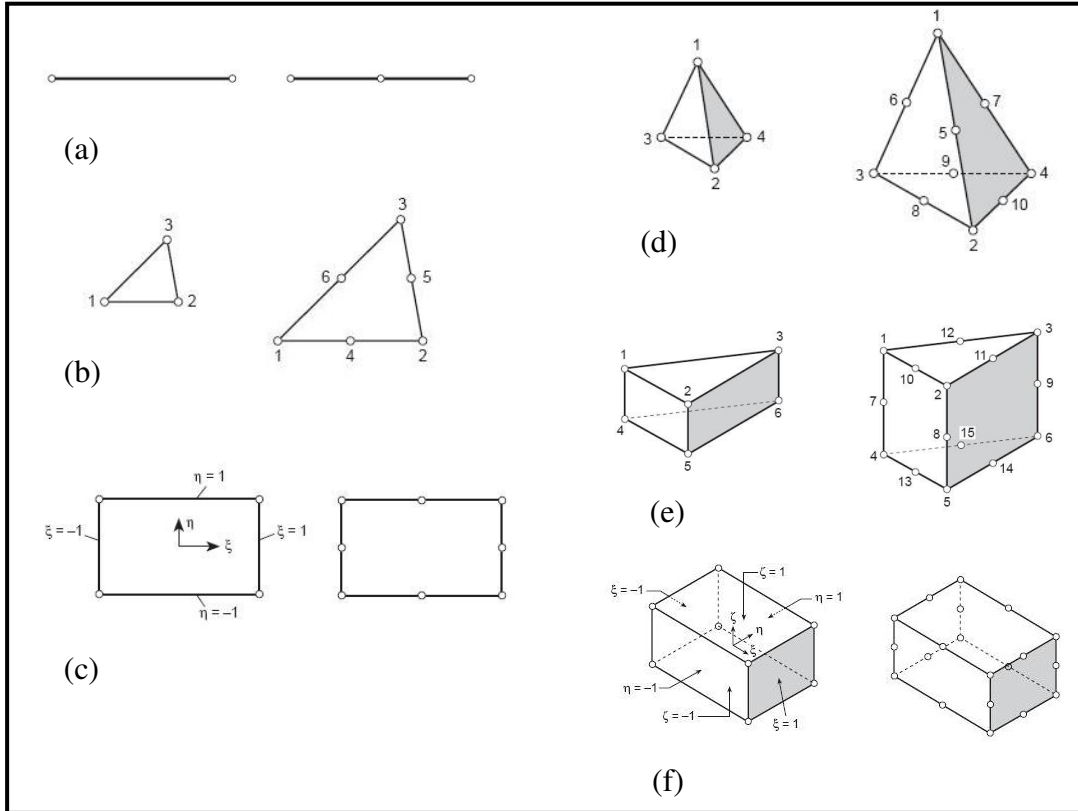
Bir parçanın nasıl modelleneceğine karar verilirken ilk bakılması gereken özellik parçanın, modelin direngenlik ve kütle matrislerine yapacağı etkidir. Bir parçanın, malzemesi ve şeklinden dolayı, tüm modelin sadece direngenlik veya sadece kütle matrisine etkisi diğer matrise olan etkisinden çok büyük olabilir. Böyle bir durumda modelleme kolaylığı açısından parça bir-boyutlu tek bir direngenlik elemanı veya tek bir kütle elemanı olarak temsil edilebilir. İki matrise de etkisi olacağına karar verilen parçalar ise geometrik şekli dikkate alınarak iki-boyutlu, üç-boyutlu ya da bu ikisinin karışımı olarak modellenebilir.

Modelleme stratejisinde dikkat edilmesi gereken başka bir özellik de yukarıda bahsedildiği gibi geometrik şekildir. Uzun ince parçalar, doğru kesit özellikleri tanımlanarak bir-boyutlu çubuk elemanlarla modellenebilir. Aynı şekilde ince sac parçalar, doğru kalınlık özellikleri girilerek kabuk elemanlarla modellenebilir. Daha karmaşık ve kalın bir geometriye sahip parçalar ise doğru temsil edilebilmeleri için üç-boyutlu katı elemanlarla modellenmelidir.

Bunların dışında hesaba katılması gereken bir diğer özellik de parçanın malzemesidir. Anizotropik ve nonlinear malzemelerden yapılan parçaları modellerken dikkat edilmelidir. Günümüzde birçok SE analizi programı nonlinear analiz yapabilme özelliğine sahip olsa da DFA gibi lineer çözümlerde nonlinear malzeme özelliklerini doğru temsil etmek oldukça zordur. Parça geometrik olarak çok basit olsa da malzeme özellikleri yüzünden modelde doğru temsil edilmemiş olabilir. Bu durumu aşmak için kauçuk, yumuşak plastik gibi malzemelerden yapılan parçalar geometrik olarak modellenmeden, yay, kütle ve sönüm etkileri birer bir-boyutlu elemanla temsil edilebilir. Doğal olarak bunun için öncelikle parçanın direngenlik, sönüm ve kütle değerlerinin bilinmesi gerekir. Kütle değeri basit bir tartıyla bulunabilirken,

direngenlik ve sönüm değerleri için çoğunlukla parça üzerinde yapılan testlerden yararlanır.

Bir parçanın hangi boyutla modelleneceğine karar verildikten sonra sıra eleman çeşidine karar vermeye gelir. Bir-boyutlu elemanlar rijid olabileceği gibi sadece tek yönde çekme-basma hareketine izin veren, ya da her yönde hareket ve dönüşe izin veren elemanlar olabilir. Yay elemanları tek yönde direngenlik ve sönüm tanımlayan elemanlar olabileceği gibi, tüm altı yönde direngenlik ve sönüm tanımlayabilen elemanlar da mevcuttur. Kabuk elemanları üçgen veya dörtgen şeklinde olabilir. Benzer şekilde katı elemanlar tetrahedral, üçgen prizma veya hekzahedral olabilir. Ayrıca tüm bu elemanlar birinci veya ikinci mertebeden olabilir. İkinci mertebe elemanlarda elemanın her kenarında birer nod daha bulunur. Bazı temel yapısal eleman çeşitleri birinci ve ikinci mertebe halinde aşağıdaki şekilde görülebilir.



Şekil 3.2: Bazı temel yapısal eleman çeşitleri: a) Bir boyutlu çubuk b) Kabuk üçgen c) Kabuk dörtgen d) Katı tetrahedral e) Katı üçgen prizma f) Katı hekzahedral [52]

Parçaları katı elemanlarla modellerken üçgen prizma şeklindeki elemanlar pek tercih edilmez ve çoğu zaman tetrahedral veya hekzahedral elemanlar arasında seçim yapmak gerekir. Hekzahedral elemanlar daha stabil modeller oluştururlar ve daha doğru sonuçlar verirler. Ancak özellikle karmaşık geometrilili parçaları bu elemanlarla

modellemek oldukça zahmetlidir. Bu yüzden karmaşık geometrili parçaların modellenmesinde, modelleme kolaylığı açısından genellikle tetrahedral elemanlar tercih edilir. Çoğu SE ön işlemcisi, katı parçanın yüzeyine atılan üçgen kabuk elemanlardan otomatik olarak parçanın içini kaliteli tetrahedral elemanlarla doldurabilir. Bunun modellemeye büyük hız katacağı açıktır. Ancak burada dikkat edilmesi gereken nokta birinci mertebeden tetrahedral elemanların az nod sayısı yüzünden dolu parçayı modellemede çok katı kalacağıdır. Bu durumu aşmak için katı parçalarda tetrahedral elemanlar mutlaka ikinci mertebeden kullanılmalıdır.

Dikkat edilmesi gereken bir nokta da katı ve kabuk elemanların karışımı şeklinde modellenen parçalarda ortaya çıkmaktadır. Bir parçanın ayrı ayrı modellenen kabuk ve katı kısımları bir araya getirilirken kabuk elemanların katı elemanlarla birleştiği yerlerin dikkatli modellenmesi gerekir. Kabuk elemanlar ve katı elemanların nodlarının serbestlik dereceleri göz önüne alındığında, kabuk elemanların nodlarında, katı elemanlarda bulunmayan, dönüş yönlerinde serbestlik dereceleri vardır. Bu sebeple kabuk elemanlar katı elemanların yüzeylerine dik yönde birleştirilirse, gerçekte var olmayan “menteşe” hareketi yapabilirler. Bunu engellemek için kabuk elemanlar birleştikleri noktalarda katı elemanların ya bir sıra içine sokulmalı ya da yüzeyine yapıştırılmalıdır. Ayrıca geometrinin gerçekçi olarak modellenebilmesi için (gerçek parçada içeriye sokulmuş ya da üzerine yapıştırılmış ekstra ince kısımlar olmayacağı açıktır) bu ekstra elemanların normalden ince tercih edilmesi gerekir.

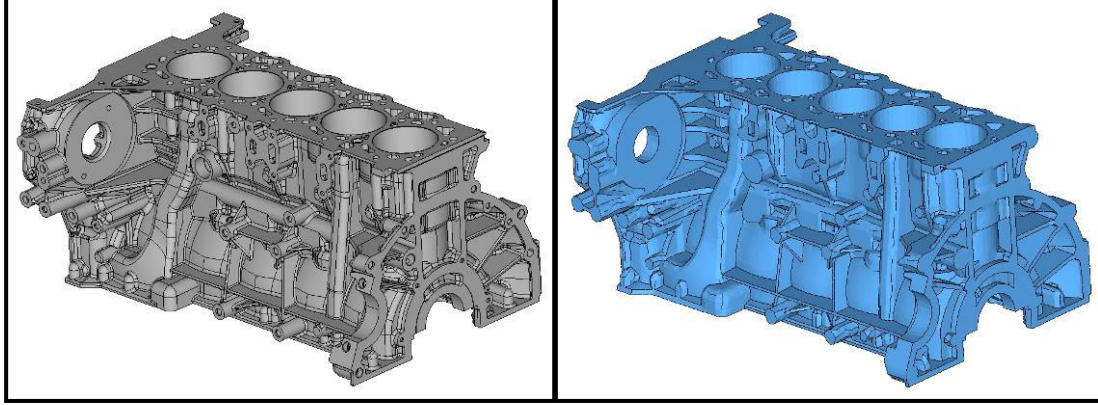
Artık motor montajındaki parçaların modellenmelerinin ayrıntılarına geçilebilir. Bu kısımda tüm parçaların nasıl modellendiği anlatılacak ve atanan malzeme ve eğer varsa kalınlık özelliklerinden bahsedilecektir. Parçaların modellenmiş halleri resimlerle örneklenecektir.

3.2.1.1 Silindir Bloğu

Silindir bloğu motor montajındaki en önemli parçalardan biridir. Motorun hareketli parçalarının bir çoğunu içinde barındırdığı gibi, pek çok aksesuarı ve en önemlisi şanzımanı taşır. Bu yüzden bloğun modellenmesine önem vermek, geometrik ve yapısal özelliklerini olabildiğince korumaya dikkat etmek gerekir.

Motor bloğu katı ve karmaşık geometrili bir parçadır. Bu sebeple üç-boyutlu katı elemanlarla modellenmiştir ve eleman çeşidi olarak hegzahedral elemanlar yerine modelleme kolaylığı açısından ikinci mertebeden tetrahedral elemanlar tercih

edilmiştir. Bloğun üzerinde taşıyacağı parçaların bağlanması için pek çok cıvata deliği bulunur. Modelleme esnasında bu delikler kapatılarak içlerinin de malzeme ile doldurulması sağlanmıştır. Montaj sırasında cıvata deliklerinin içinin cıvata gövdesi tarafından doldurulduğu düşünülerek bu kabulün analiz sonuçlarına etkisinin fazla olmayacağı tahmin edilmiştir.



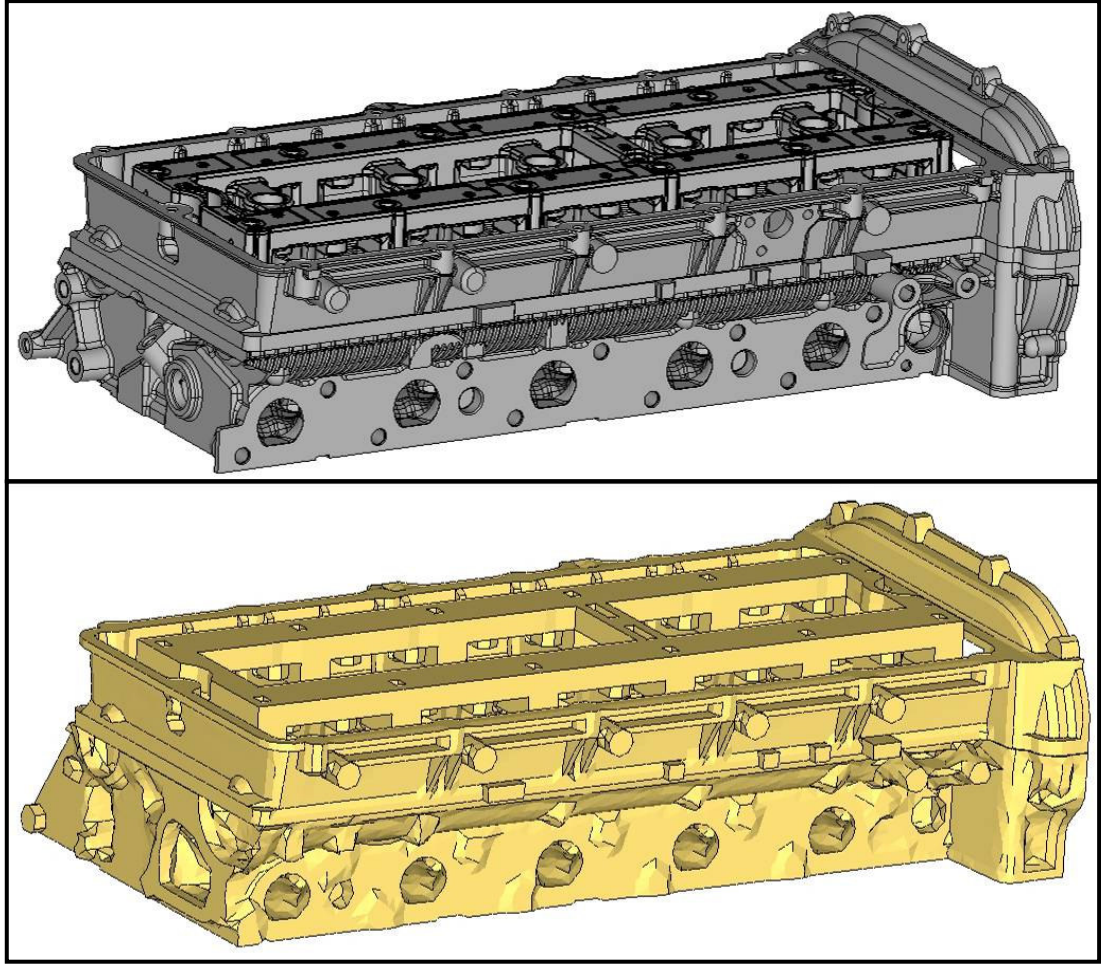
Şekil 3.3: Silindir bloğu: geometri ve model

Silindir bloğu dökme demirdendir ve standart dökme demir özellikleri atanmıştır.

3.2.1.2 Silindir Kafası

Silindir kafası, motor bloğundan sonra belki de en önemli ve karmaşık kısımlardan biridir. Kam millerini, emme ve egzoz kapakçıklarını, emme ve egzoz manifoldlarını ve bazı aksesuarları taşır. Bunun yanında yanma odasının tavanını oluşturur. Tüm bu sebeplerden dolayı modellenmesine özen göstermek gerekir.

Burada silindir kafası; kafa, kapakçık desteği ve kam koruyucu olarak üç temel parçadan oluşmaktadır. Katı ve karmaşık yapılarından dolayı kafa ve kam koruyucu ikinci mertebeden tetrahedral elemanlarla modellenmişlerdir. Kapakçık desteği ise yine katı olmakla beraber çok daha basit bir yapıdadır ve bu yüzden hekzahedral elemanlarla modellenmesi uygun görülmüştür. Cıvata deliklerinin çoğu kapatılmıştır.



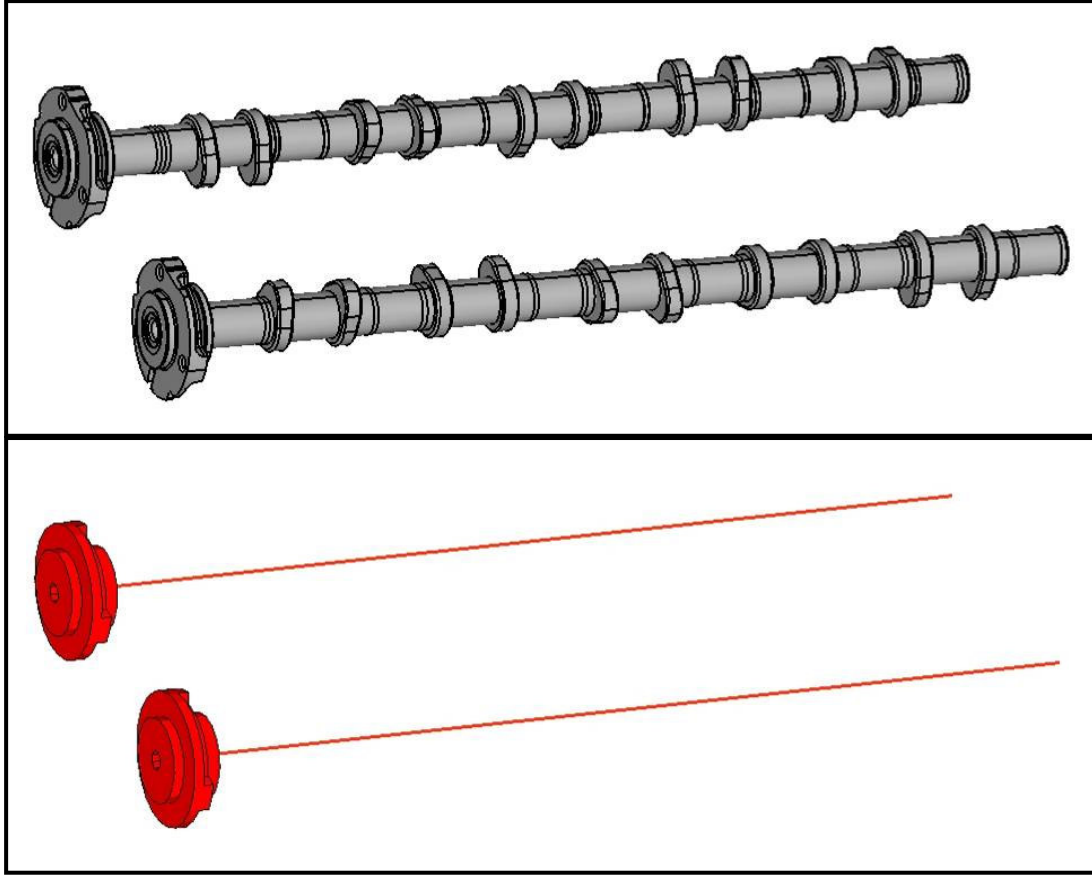
Şekil 3.4: Silindir kafası: geometri ve model

Üç parça da alüminyumdan yapılmıştır.

3.2.1.3 Kam Milleri ve Kamlar

Kam milleri ve kamlar kapakçıkların doğru zamanlamayla çalışmasını sağlayan parçalardır. Bu motorda; uzun ince silindirik birer kam mili, üzerlerine oturtulmuş özel profilli kamlar ve hareketi krank milinden almalarını sağlayan zincir dişlilerinden oluşurlar.

Bu çalışmada kam milleri uzun silindirik geometrilerinden dolayı bir-boyutlu çubuk elemanlarla modellenmişlerdir. Kamlar katı olarak modellenmemiş, ağırlık etkileri kam millerinin üzerine eklenen noktasal kütle elemanlarıyla temsil edilmiştir. Zincir dişlileri ise üç-boyutlu hegzahedral katı elemanlarla modellenmiştir.



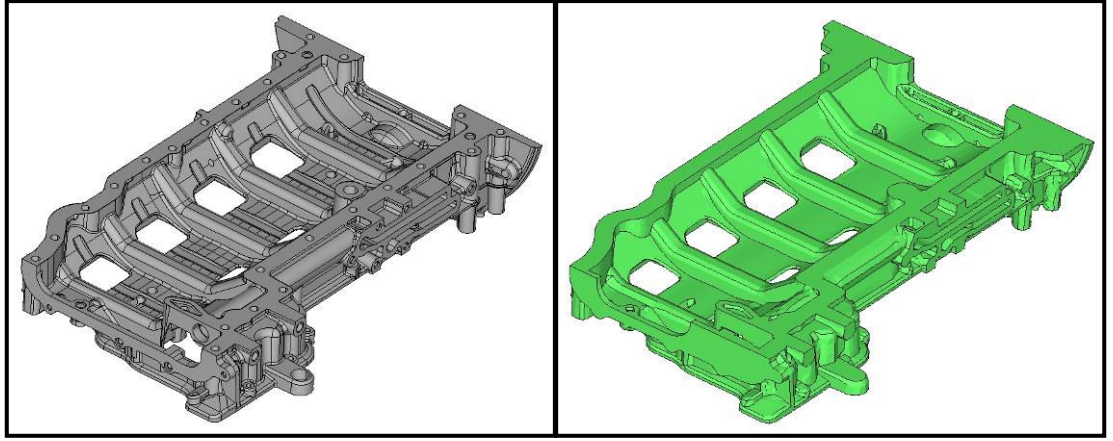
Şekil 3.5: Kam milleri ve kamlar: geometri ve model

Tüm parçalar çeliktendir.

3.2.1.4 Blok Yapısal Desteği

Silindir bloğu ve karter arasında bulunan, bloğa özellikle etek kısmında yapısal destek veren parçadır. Bu motorda silindir bloğu, yağ karteri ve şanzımana cıvatalıdır.

Kalın ve karmaşık geometrisi yüzünden katı olarak, ikinci mertebeden tetrahedral elemanlarla modellenmiştir. Modelleme kolaylığı açısından cıvata delikleri kapatılmıştır.



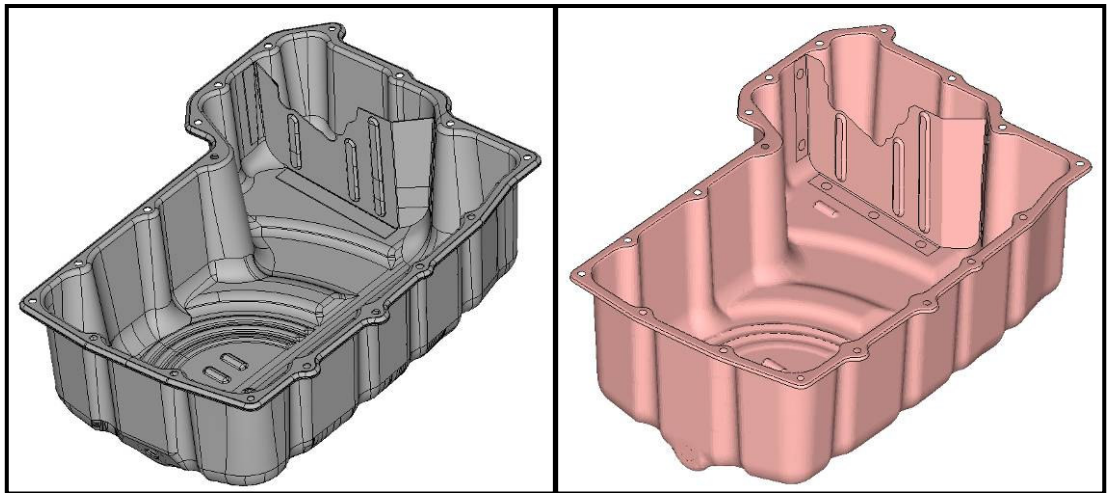
Şekil 3.6: Blok desteği: geometri ve model

Parça alüminyumdandır.

3.2.1.5 Yağ Karteri

Yağ karteri motorun alt kısmında bulunur ve motor yağının toplandığı ve dağıtıldığı parçadır. İnce ve düz yapısı yüzünden en çok ses çıkaran parçalardan birisidir. Blok desteğine cıvatalıdır.

Karter ince yapısı yüzünden iki-boyutlu, dörtgen ağırlıklı kabuk elemanlarla modellenmiştir. Parçanın kalınlığı iki-boyutlu elemanlara materyal bilgisiyle birlikte özellik olarak atanmıştır. Elemanların modelde geometrik yerleşiminin doğru verilmesi için önce karter geometrisindeki karşılıklı yüzeylerin tam arasında yer alan orta-yüzey bulunmuştur. İki boyutlu eleman modellemesi bu orta yüzey üzerinden yapılmıştır.



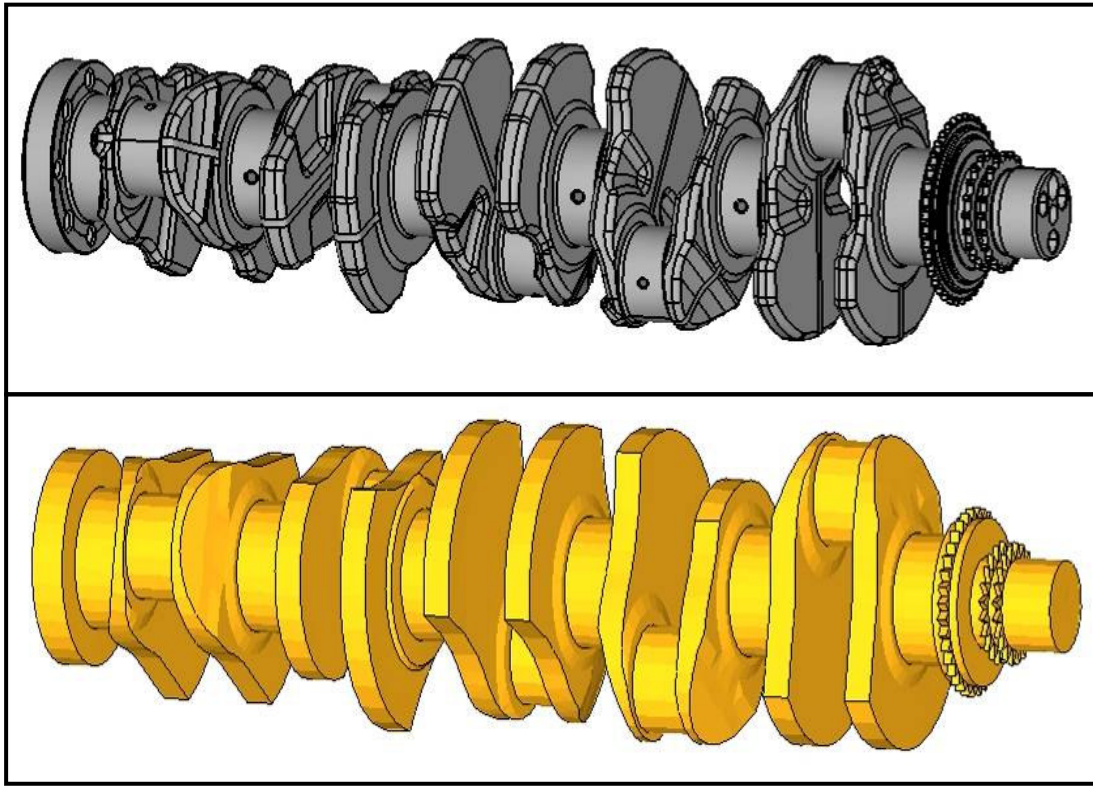
Şekil 3.7: Yağ karteri: geometri ve model

Yağ karteri sac malzemeden yapılmıştır.

3.2.1.6 Krank Mili

Krank mili motordaki hareketli parçaların çoğunu çeviren ve pistonların doğrusal hareketinden dairesel hareketi sağlayan parçadır. Ana yataklar içinde hareket eder.

Krank mili, karmaşık geometrisi sebebiyle üç-boyutlu katı elemanlarla modellenmiştir ve modelleme kolaylığı açısından ikinci mertebeden tetrahedral elemanlar tercih edilmiştir. Titreşim özelliklerine etkisinin fazla olmayacağı tahmin edilerek, üzerindeki yağ delikleri kapatılmıştır. Krank milinin ön yüzünde bulunan ve triger kayışının geçtiği zincir dişli ise daha basit yapısı yüzünden hekzahedral elemanlarla modellenmiştir.



Şekil 3.8: Krank mili ve zincir dişli: geometri ve model

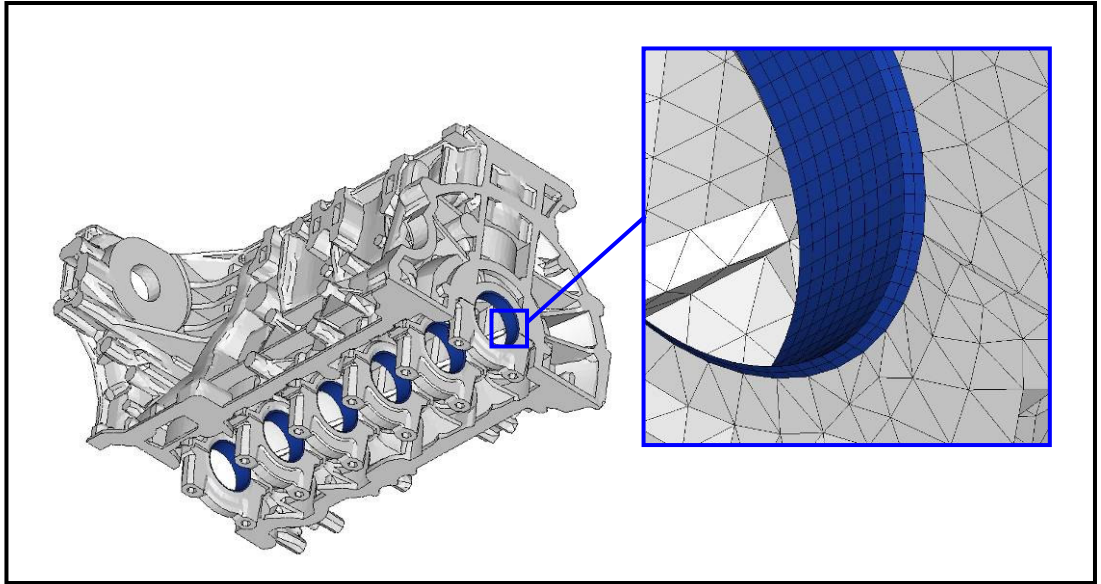
Krank mili ve zincir dişli çeliktendir.

ZTA için motor modeli Excite programına yerleştirilirken krank mili modelden silinmiştir. Bunun yerine Excite içinde krank mili, programın kendi krank mili modelleyicisinde modellenmiştir. Krank milinin yataklanması da yine Excite içinde nonlinear yatak tanımlarıyla yapılmıştır. Bu işlemlerin sebebi kaymalı ana yatak, krank mili-volan ve krank mili-burulma sönümleyicisi bağlantılarını daha doğru ve kolay yapabilmektir. Bu işlemlerden ileride ayrıntılı olarak bahsedilecektir.

3.2.1.7 Ana Yataklar

Ana yataklar, krank milinin içinde döndüğü kaymalı yataklardır. Her biri, bir parçası silindir bloğuna, bir parçası ana yatak keplerine sıkı geçmeyle oturacak şekilde iki yarım daire parçadan oluşur.

Ana yataklar çok basit bir geometridedir. İncedirler ve kabuk elemanlarla modellemeye müsaittirler. Ancak blok ve ana yatak keplerinin direk üzerine oturtuldukları için, kabuk eleman tanımından dolayı, geometrik ara yüzeyden modellenmeleri tercih edilmez. Bu sebeple ve blok ve keplerle olan bağlantılarının kolay yapılabilmesi için, ana yataklar bu çalışmada üç boyutlu hekzahedral elemanlarla modellenmiştir. Blok ve kepler ikinci mertebeden tetrahedral elemanlarla modellenmiştir. Bu yüzden ana yatakların dörtgen yüzlü hekzahedral elemanlarını üçgen yüzlü elemanlara kolay bağlayabilmek için hekzahedral elemanların boyutları blok ve keplerin tetrahedral elemanlarının boyutlarının yarısı kadar seçilmiş ve her tetrahedral elemana iki hekzahedral ana yatak elemanı bağlanmıştır. Tetrahedral elemanların ikinci mertebeden olması, yani eleman kenarlarının ortalarında da birer nod bulundurması bu bağlantıyı mümkün kılmıştır.



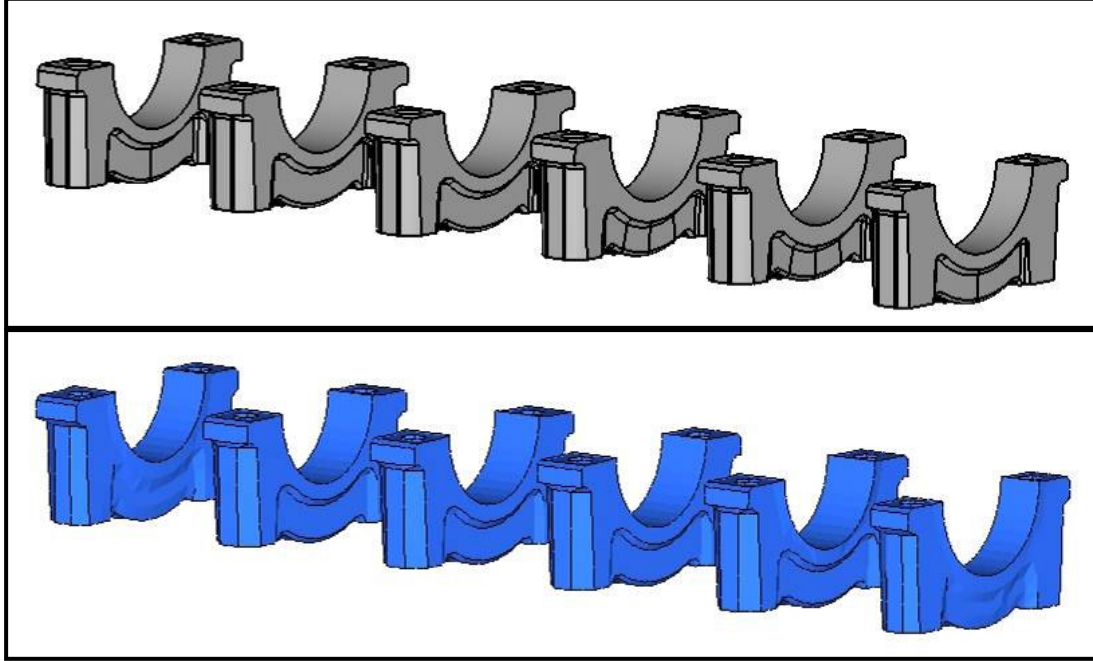
Şekil 3.9: Blok ve keplere bağlı ana yataklar ve birinci mertebe hekzahedral elemanların ikinci mertebe tetrahedral elemanlara bağlanması

Ana yataklar çeliktendir.

3.2.1.8 Ana Yatak Kepleri

Ana yatak kepleri, krank milini taşıyan parçalardır ve bu motorda her yatağa ayrı parça olacak şekilde toplam altı kepten oluşurlar. Silindir bloğuna cıvatalıdır.

Kepler, karmaşık ve kalın geometrileri yüzünden üç-boyutlu katı elemanlarla modellenmiştir ve ikinci dereceden tetrahedral elemanlar tercih edilmiştir.



Şekil 3.10: Ana yatak kepleri: geometri ve model

Ana yatak kepleri dökme demirdendir.

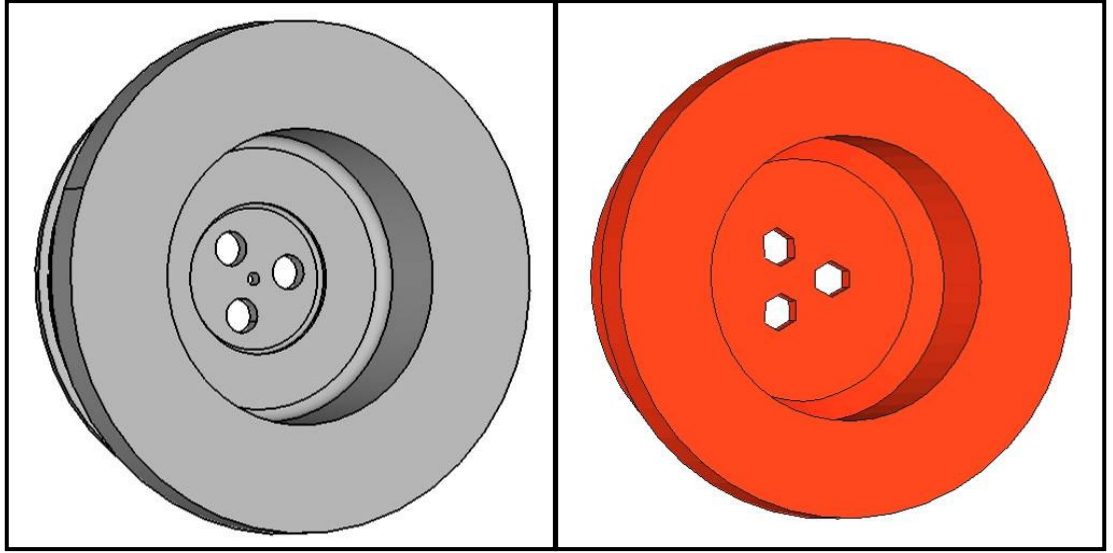
3.2.1.9 Pistonlar ve Biyel Kolları

Pistonlar ve biyel kolları patlama enerjisini harekete çevirerek bunu krank miline ileten hareketli parçalardır. Bu modelde katı modellenmemişlerdir ancak kütle etkileri silindir bloğuna ve krank milinin eksantrik pinlerine dağıtılmıştır.

3.2.1.10 Burulma Sönümleyicisi

Krank milinin ön yüzünde bulunan ve krank milinin ilk burulma modunu sönümlemek için kullanılan parçadır. İki kütle ve aralarında kauçuk bir bağlantıdan oluşur. Parçanın direngenlik katsayısı krank milinin ilk burulma moduna ayarlanmıştır. Krank miline cıvatalarla bağlıdır.

Kalın geometrili ancak basit yapıda bir parçadır ve bu sebeple üç-boyutlu katı heksahedral elemanlarla modellenmiştir. Kauçuk kısmı montaja dahil edilmemiş, sadece çelik kısmı modellenmiştir.



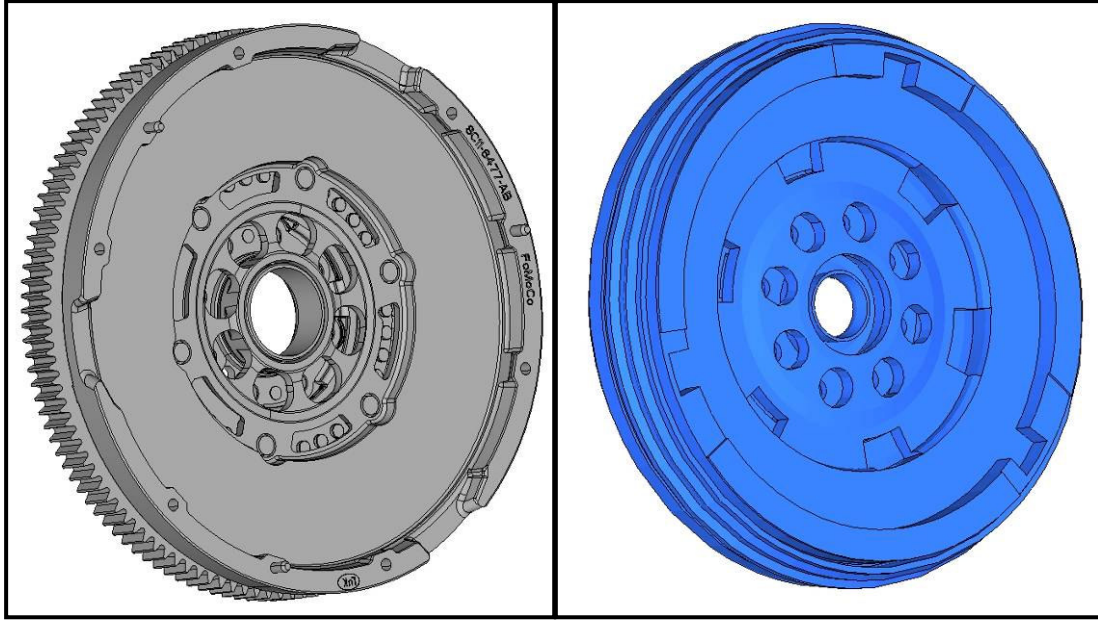
Şekil 3.11: Burulma sönümleyicisi: geometri ve model

Burulma sönümleyicisi ZTA sırasında, AVL Excite yazılımında yeniden modelleneceği için modelden çıkarılacaktır. Yazılımda bu parça, göbek ve segmanlarının kütle, atalet momenti, direngenlik ve sönüm özelliklerinin ayrı ayrı tanımlanabileceği özel bir elemanla modellenecektir.

3.2.1.11 Volan ve Balata

Volan, farklı zamanlardaki patlamalardan kaynaklanan titreşimleri azaltmak ve motorun daha düzgün çalışmasını sağlamak için kullanılır. Balata ise krank milinin hareketini şanzımana aktarmayı sağlar. Bu motorda çift kütleli volan bulunur. Bu volan çeşidi iki kütle elemanı ve arasında bunları bağlayan yay-damper sisteminden oluşur. Modelde yay-damper sistemi yer almamakta ve iki kütle uygun noktalardan yay elemanlarıyla birleştirilmektedir. Bu bağlantı ileriki bölümlerde de anlatılacaktır.

Volanın birincil ve ikincil kütleleri ve balata parçaları kalın olmakla birlikte basit geometridedirler. Bu modelde üç-boyutlu hegzahedral elemanlarla modellenmişlerdir.



Şekil 3.12: Volan: geometri ve model

Balata çeliktendir. Volanın birincil kütlesi çelik, ikincil kütlesi dökme demirdendir.

Volan ve balata ZTA sırasında montajdan çıkarılarak Excite yazılımında yeniden modellenecektir. Burada volanın birincil kütlesi kütle ve atalet momenti özellikleri tanımlanarak krank miline bağlanacak, ikincil kütlesi ve balata ise kütle ve atalet momenti özelliklerinin tanımlandığı ayrı tek bir gövde olarak modellenerek çeşitli lineer olmayan bağlantı elemanlarıyla birincil kütleyle bağlanacaktır.

3.2.1.12 Yakıt Pompası

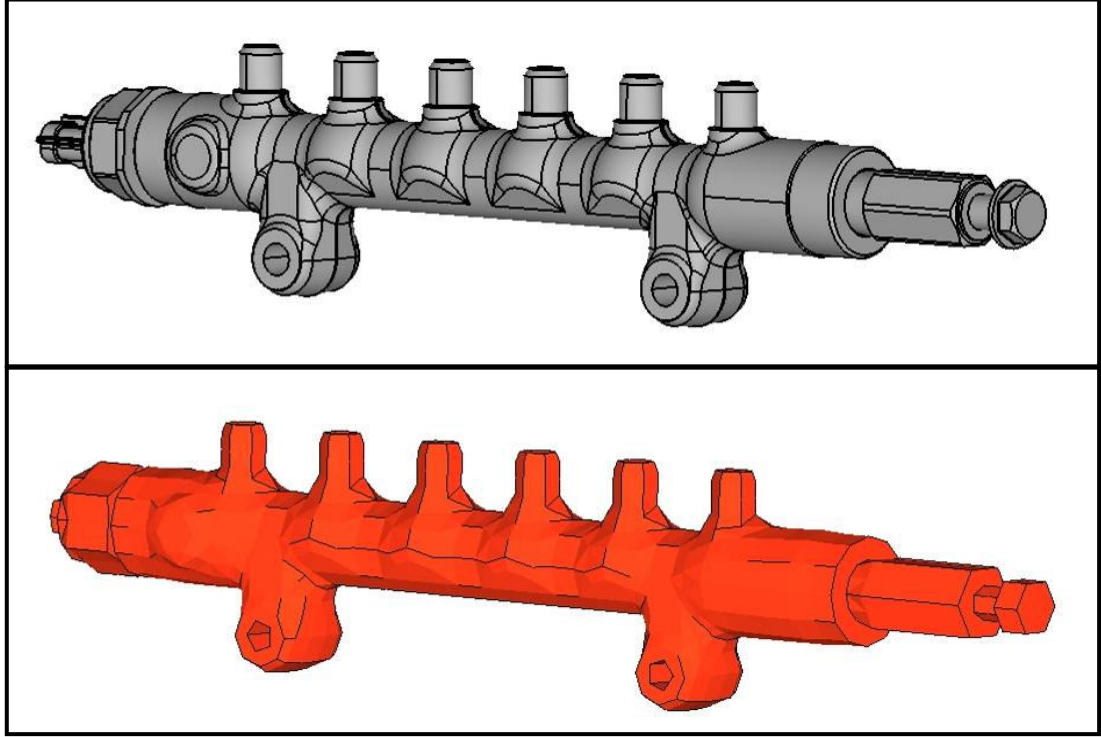
Yakıt pompası yakıtın ortak boruya pompalanmasını sağlar. Silindir kafasına cıvatalıdır.

Bu çalışmada yakıt pompasının modellenmesinde çok ayrıntıya girilmemiş, parça ana hatlarıyla içi dolu bir geometri olarak modellenmiştir. Modellemede üç-boyutlu katı elemanlar kullanılmış, geometri çok basitleştirildiği için hekzahedral elemanlar kullanılabilmiştir. Silindir kafasına bağlandığı cıvata delikleri kapatılmasa da pompanın üzerindeki neredeyse tüm ayrıntılar silinmiştir. Yakıt pompası çeliktendir.

3.2.1.13 Ortak Boru

Tüm enjektörlere benzer basınç seviyesinde yakıt gemesini sağlayan, içinde sürekli yakıt borusundan pompalanan yüksek basınçta yakıt bulunduran parçadır. Silindir kafasına cıvatalıdır.

Kalın olması yüzünden katı elemanlarla, kompleks yapısı sebebiyle ikinci dereceden tetrahedral elemanlarla modellenmiştir.



Şekil 3.13: Ortak boru: geometri ve model

Ortak boru çeliktendir. İçini dolduran yüksek basınçlı yakıtın ağırlık etkisi, parçanın üzerine bir-boyutlu kütle elemanı asmak yerine parçanın malzemesinin yoğunluk değerinin artırılmasıyla modele eklenmiştir.

3.2.1.14 Egzoz Manifoldu

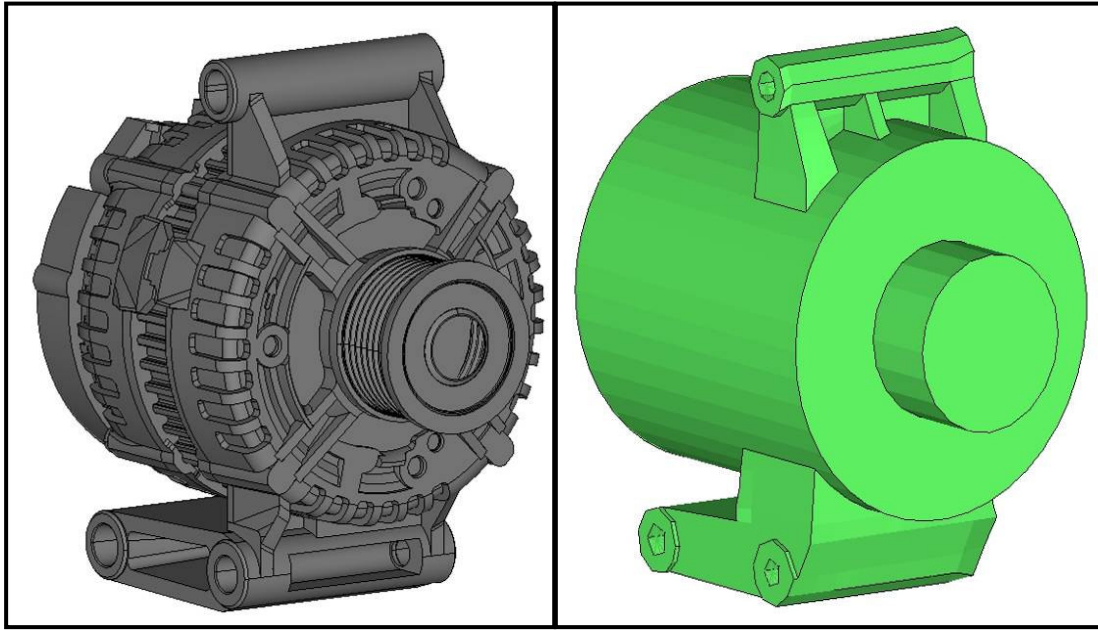
Farklı silindirlerden çıkan egzoz gazlarını aynı boruda toplayan parçadır. Silindir kafasına cıvatalıdır. Kalın ve ağır bir parça olması, motor kafasına bağlanması ve turboşarjı taşıyan parçalardan biri olması yüzünden modelin direngenlik ve kütle matrisine etkisi fazladır. Bu sebeple dikkatli modellenmesi gerekir.

Yukarıda bahsedilen sebeplerden dolayı üç-boyutlu katı elemanlarla modellenmiştir. Geometrisini düzgün ve kolay takip edebilmek için modellenmesinde ikinci dereceden tetrahedral elemanlar tercih edilmiştir. Egzoz manifoldu dökme demirdendir.

3.2.1.15 Alternatör

Motor çalışırken akünün şarj olmasını ve elektrikle çalışan sistemlerin enerjisini sağlayan, motorun hareketinden enerji elde eden parçadır. Silindir bloğuna monte edilmiş olan ön aksesuar braketine cıvatalıdır.

Bu çalışmada alternatör çok ayrıntılı modellenmemiş, aslında pek çok iç parçadan oluşmasına rağmen içi dolu tek bir parça olarak, ana hatlarıyla montaja katılmıştır. Basitleştirilmiş geometrisinden ötürü üç-boyutlu hekzahedral elemanlarla modellenmiştir.



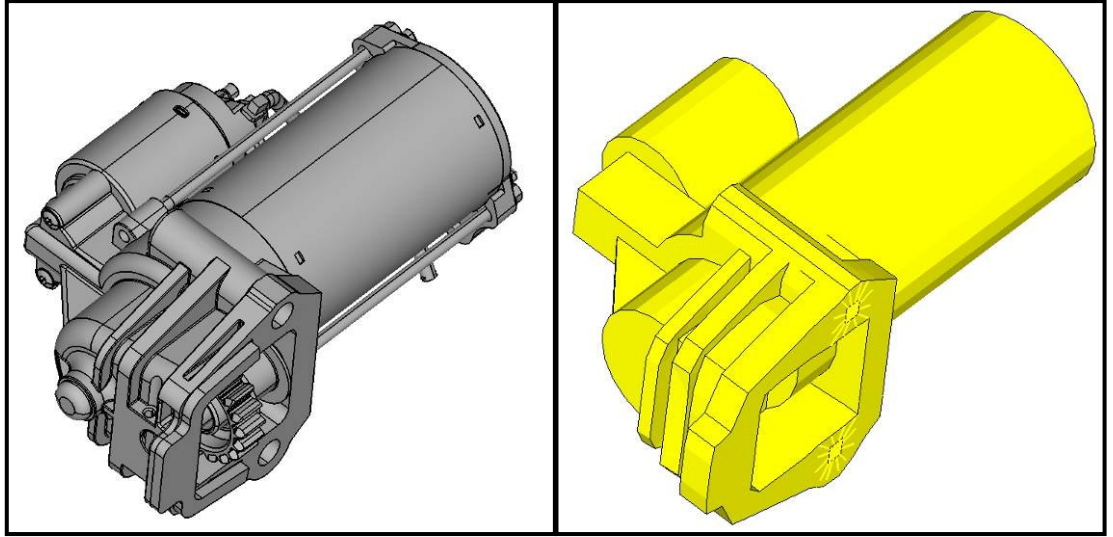
Şekil 3.14: Alternatör: geometri ve model

Alternatör alüminyum malzemeden modellenmiştir.

3.2.1.16 Marş Motoru

Dişli yardımıyla volana bağlanarak, motora ilk hareketi veren parçadır. Silindir bloğuna veya şanzımana tutturulmuş olabilir. Bu motorda silindir bloğuna cıvatalıdır.

Bu modelde marş motoru içi dolu tek bir parça olarak montaja eklenmiştir ve kiti elemanlarla modellenmiştir. Geometrisi basitleştirildiği için modellenmesinde hekzahedral elemanlar kullanılabilmiştir.



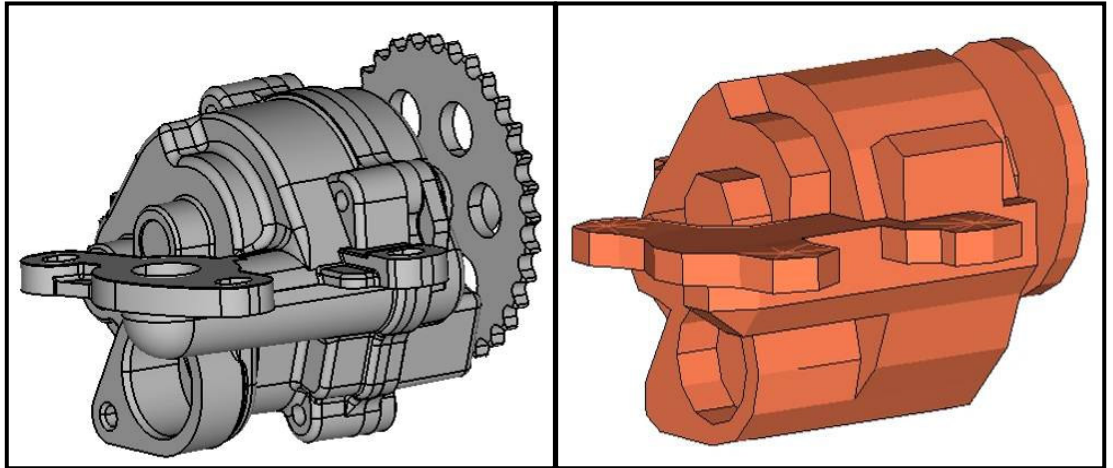
Şekil 3.15: Marş motoru: geometri ve model

Marş motoru alüminyum olarak modellenmiştir.

3.2.1.17 Yağ Pompası

Yağı karterden aldıktan sonra tüm motora pompalayan parçadır. Montajda genelde kartere yakın konumda bulunur. Bu motorda karterin içinde yer almaktadır ve blok desteğine cıvatalıdır.

Yağ pompası bu modelde ana hatlarıyla, içi dolu bir parça olarak modellenmiştir. Modellenmesinde üç-boyutlu, katı, hekzahedral elemanlar tercih edilmiştir. Modelleme kolaylığı açısından cıvata delikleri kapatılmıştır.



Şekil 3.16: Yağ pompası: geometri ve model

Yağ pompası alüminyum malzemedan modellenmiştir.

3.2.1.18 Yağ Filtresi ve Soğutucusu

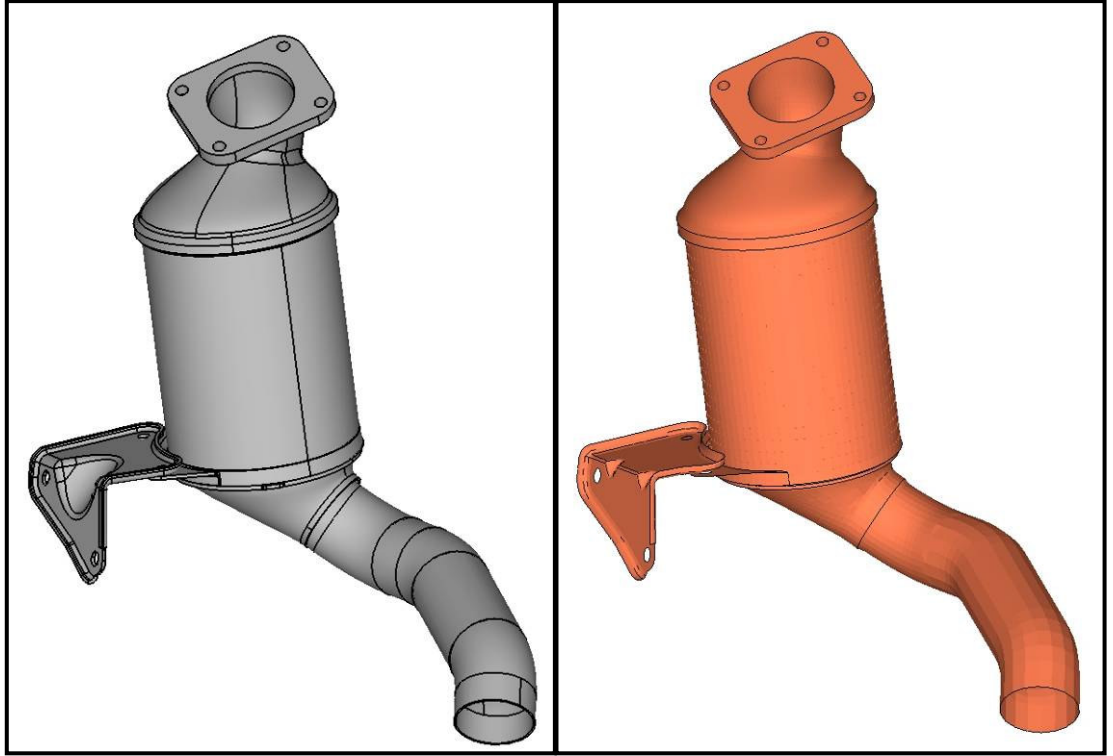
Motor parçaları arasında dolaşırken kirlenen ve ısınan yağın, motora geri verilmeden önce temizlenmesini ve soğutulmasını sağlayan birimdir. Blok yapısal desteğine cıvatalıdır.

Modelde ana hatlarıyla içi dolu tek bir parça olarak yer almaktadır. Metal ve plastik parçalardan oluşmasına rağmen Bölüm 3.1.1’de anlatıldığı üzere sadece metal kısımları modele dahil edilmiştir. Geometrisinin basitleştirilmesinden dolayı katı hekzahedral elemanlarla modellenmiştir. Parça alüminyumdandır.

3.2.1.19 Katalitik Konvertör

Atık gazlara ikinci bir yanma sağlayarak, dışarı verilmeden önce daha az zararlı hale gelmelerini sağlayan parçadır. Turboşarja ve bir braketle blok yapısal desteğine cıvatalıdır. Ayrıca konvertörün tüm parçaları birbirlerine kaynaklıdır.

Bu motorda katalitik konvertör farklı kalınlıklarda, giriş konisi, gövde, çıkış konisi, çıkış borusu ve braketler olmak üzere birkaç parçadan oluşmaktadır. Giriş konisi kalın bir parça olup üç-boyutlu, ikinci mertebeden tetrahedral elemanlarla modellenmiştir. Katalist gövdesi ince yapısından dolayı dörtgen kabuk elemanlarla modellenmiştir. Katalitik konvertörün içinde yüzey alanını arttırmayı sağlayan porselen bir substrat kısım bulunmaktadır. Bu kısım katı olarak modellenmemiş, ancak ağırlığı gövdenin tüm nodlarına asılmış bir kütle elemanı ile temsil edilmiştir. Çıkış konisi ve çıkış borusu da ince yapıda olup kabuk elemanlarla modellenmişlerdir. Kabuk elemanlarla modellenen her parçada önce geometrinin orta-yüzeyi bulunmuş, modelleme bu ara yüzey üzerinden yapılmıştır. Parçaların kalınlıkları malzemeye birlikte elemanlara özellik olarak atanmıştır.



Şekil 3.17: Katalitik konvertör: geometri ve model

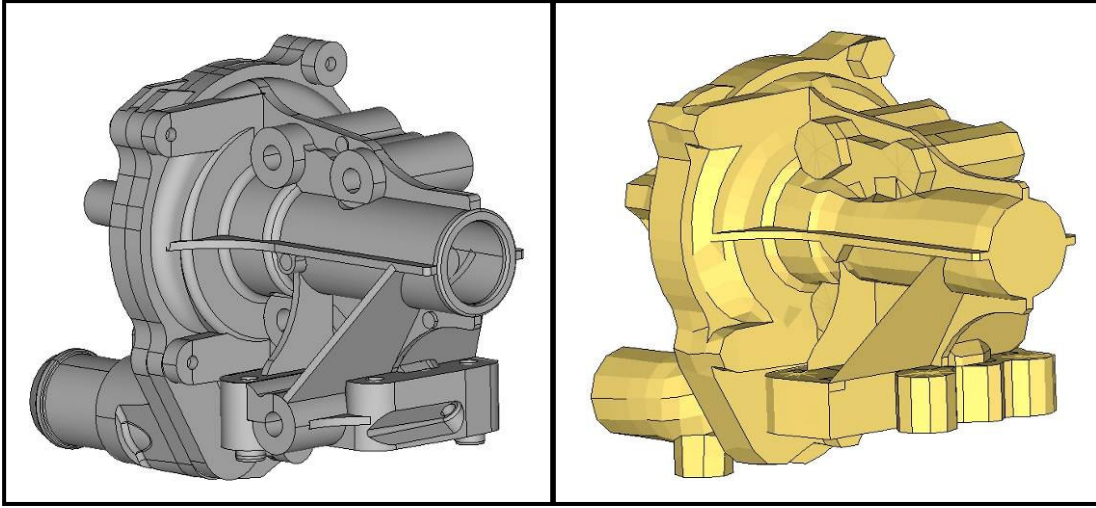
Katalitik konvertörün giriş konisi dökme demirden, diğer parçaları çeliktendir.

Katalitik konvertörün çıkış borusu egzoz sisteminin kalan kısmına bir dekupe edici esnek parçayla bağlıdır. Bu parçanın asıl amacı motordan gelen titreşimlerin egzoz sistemine aktarılmasının engellenmesidir. İdeal modelleme stratejisi, bu parçanın direngenlik ve sönüm değerlerinin bir yay elemanı ile temsil edilmesidir. Bu yay elemanının bir ucu çıkış borusunun ucuna bağlanır, diğer ucu ise mesnetlenir. Ancak direngenlik ve sönüm değerlerinin bilinmediği durumlarda çıkış borusunun ucu en kötü durumun elde edilmesi için boş bırakılabilir. Bu çalışmada da çıkış borusunun ucu serbest bırakılmıştır.

3.2.1.20 Soğutucu Pompası

Motoru soğutan suyun silindir bloğu ve kafasındaki su ceketlerine pompalanmasını sağlayan parçadır. Silindir bloğuna cıvatalıdır.

Karmaşık bir geometriye sahiptir. Kalın flanş kısımlarının yanı sıra ince duvarlı kısımları da mevcuttur. Bu sebeple geometri basitleştirildikten sonra bazı kısımları katı hegzahedral, bazı kısımları dörtgen kabuk elemanlarla modellenmiştir. Katı ve kabuk kısımların birleştirilmesinde ekstra kabuk birleşim elemanları kullanılmıştır.



Şekil 3.18: Soğutucu pompası: geometri ve model

Su pompası alüminyum olarak modellenmiştir.

3.2.1.21 Soğutucu Manifoldu

Su pompasından çıkan soğutucu suyun silindir bloğu içindeki su ceketine eşit olarak dağıtılmasını sağlar. Silindir bloğuna cıvatalıdır.

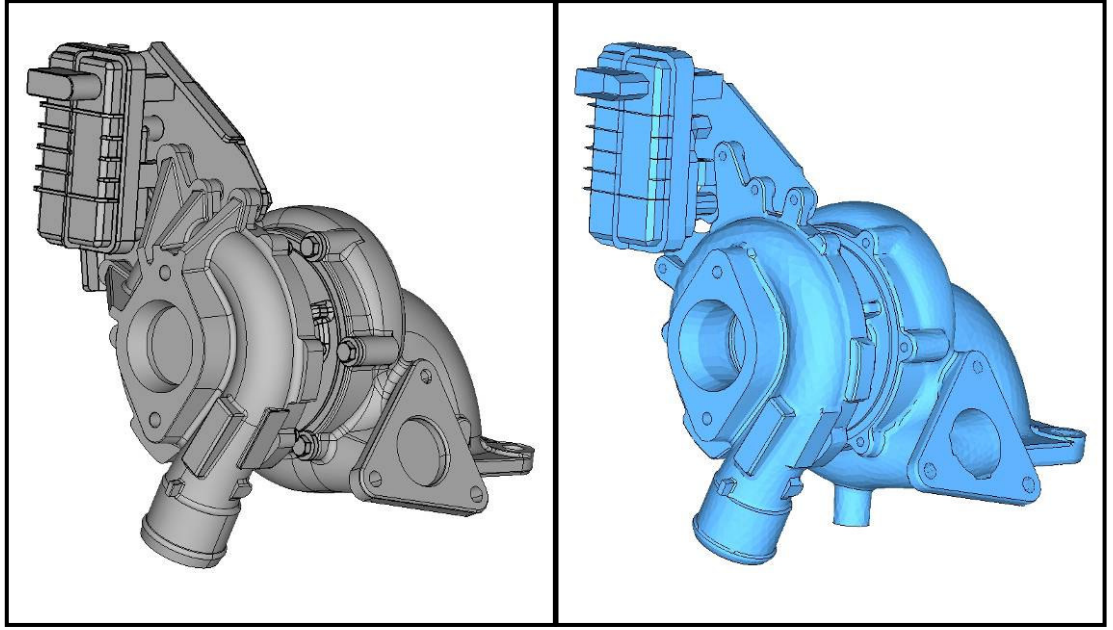
Parça hem ince duvarlardan hem de kalın flanşlardan oluştuğu için modellenmesinde katı hekzahedral ve dörtgen kabuk elemanlar birlikte kullanılmıştır.

Parça alüminyumdandır.

3.2.1.22 Turboşarj

Hava giriş sistemindeki havanın basıncını arttırarak yanma odasına daha fazla hava alınmasını sağlayan parçadır. Egzoz manifolduna ve katalitik konvertöre cıvatalıdır.

Bu motorda turboşarj montajı; türbin, gövde, kompresör, kontrol modülü braket ve kontrol modülünden oluşmaktadır. Türbin, gövde ve kompresör karmaşık geometrileri nedeniyle ikinci mertebeden tetrahedral elemanlarla modellenmişlerdir. Kontrol modülü braketini ince yapısı nedeniyle kabuk elemanlarla, kontrol modülünün kendisi de basit geometride olduğu için hekzahedral katı ve dörtgen kabuk elemanların karışımıyla modellenmiştir. Kontrol modülündeki küçük cıvata delikleri kapatılmıştır. Kontrol modülü braket, kontrol modülüne ve kompresöre cıvatalıdır. Gövde, kompresör ve türbine sıkı geçmedir. Bu bağlantı rijid elemanlarla sağlanmıştır.



Şekil 3.19: Turboşarj: geometri ve model

Türbin, gövde ve kompresör dökme demirden, kontrol modülü alüminyumdan, kontrol modülü braketi ise çelikten yapılmıştır.

3.2.1.23 Egzoz Gazı Geriçevrim Sistemi

Egzoz gazlarının bir kısmını soğutup hava giriş sisteminden tekrar motora veren sistemdir. Egzoz manifolduna ve silindir kafasına cıvatalıdır.

Bu modelde, daha önce de bahsedildiği gibi, sistemin borular gibi bazı plastik parçaları modellenmemiş, sadece gövde, dirsek, soğutma borusu, ve silindir kafasına bağlantıyı sağlayan braket gibi metal kısımlar modellenmiştir. Gövde ve dirsek kompleks ve kalın geometrileri sebebiyle ikinci mertebeden tetrahedral elemanlarla modellenmişlerdir. Soğutma borusu ve braket ise basit geometrili olmalarına karşın kalın kısımlara sahiptirler. Bu yüzden katı hekzahedral elemanlarla modellenmişlerdir. Egzoz gazı geriçevrim sisteminin gövdesi alüminyumdan, dirseği, soğutma borusu ve braketi çelikten yapılmıştır.

3.2.1.24 Klima Kompresörü

Doğrudan motorun çalışmasına etkisi olmayan bu parça hareketini triger kayışından aldığı için bloğun üzerine monte edilmiştir. Bu yüzden bu montajda yer alır. Silindir bloğuna ve blok desteğine cıvatalıdır.

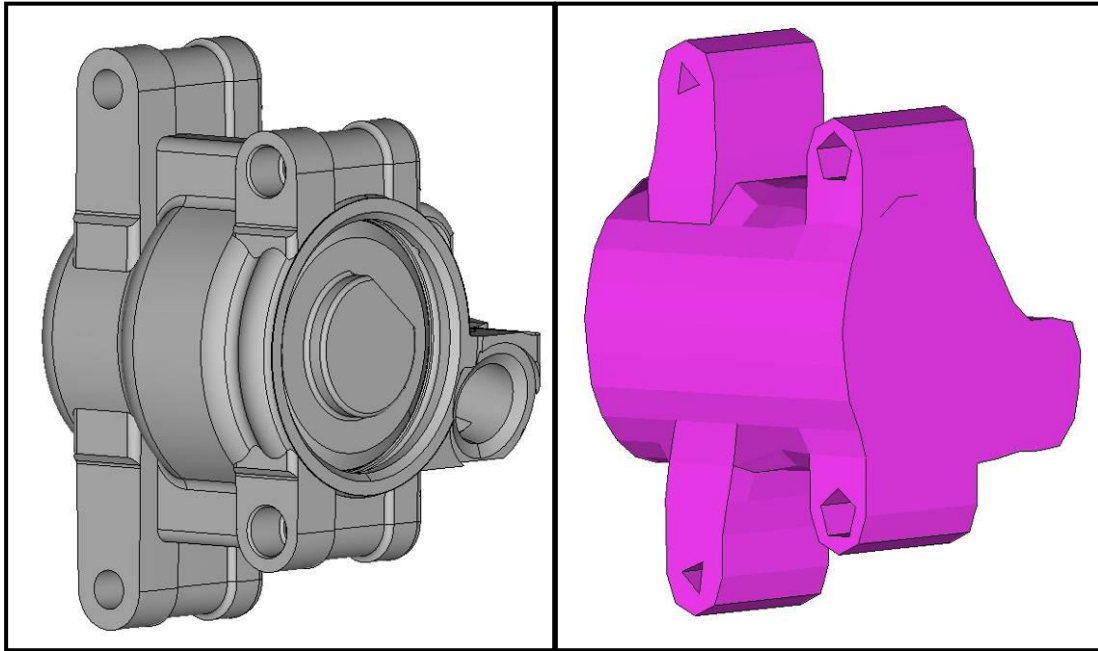
Aslında pek çok parçadan oluşan kompresör, motorun çalışmasına katkısı fazla olmadığı için bu montajda içi dolu tek bir parça olarak yer almaktadır. Geometrisi

oldukça basitleştirildiğinden katı hegzahedral elemanlarla modellenmiştir. Kompresör alüminyum olarak modellenmiştir.

3.2.1.25 Hidrolik Direksiyon Pompası

Hidrolik direksiyonlu araçlarda hidrolik sıvısının pompalanmasını sağlayan parçadır. Klima kompresörü gibi, motorun çalışmasına doğrudan etkisi olmasa da hareketini triger kayışından aldığı için silindir bloğuna bağlanır. Bu motorda bloğa bağlı olan ön aksesuar braketine cıvatalıdır.

Bu montajda içi dolu tek bir parça olarak yer almaktadır. Geometrisi basitleştirildiğinden katı hegzahedral elemanlarla modellenmiştir.



Şekil 3.20: Hidrolik direksiyon pompası: geometri ve model

Pompa alüminyum olarak modellenmiştir.

3.2.1.26 Vakum Pompası

Hidrolik frenli araçlarda, fren gücünü artırarak sürücüye yardım eden vakumu sağlar. Yine motorun çalışmasında doğrudan etkisi yoktur, ancak gücünü motordan aldığı için silindir bloğu üzerine monte edilir. Bu motorda silindir bloğuna bağlanmış olan soğutucu pompasının üzerine monte edilmiştir.

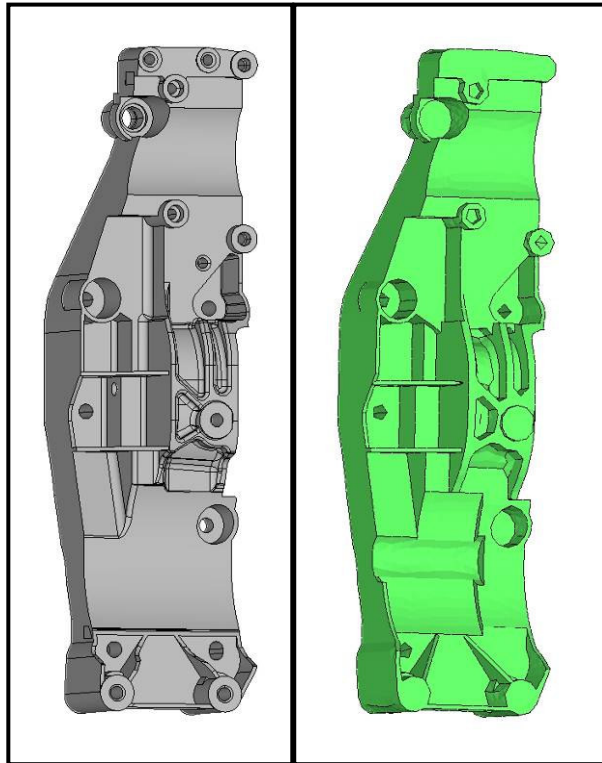
Aslında pek çok iç parçadan oluşmasına rağmen, bu motorda içi dolu tek parça olarak, ana hatlarıyla modellenmiştir. Modellemede katı hegzahedral elemanlar

tercih edilmiştir. Modelleme kolaylığı için cıvata delikleri kapatılmıştır. Parça alüminyum olarak modellenmiştir.

3.2.1.27 Ön Aksesuar Braketi

Motorun ön yüzünün yanına bağlanan ve bu lokasyondaki aksesuar parçaları taşıyan braketdir. Bu motorda silindir bloğuna ve kafasına cıvatalıdır.

Kalın ve kompleks geometrisinden dolayı katı elemanlarla modellenmiştir ve geometrisinin kolay takip edilebilmesi için ikinci mertebeden tetrahedral elemanlar tercih edilmiştir.



Şekil 3.21: Ön aksesuar braketi: geometri ve model

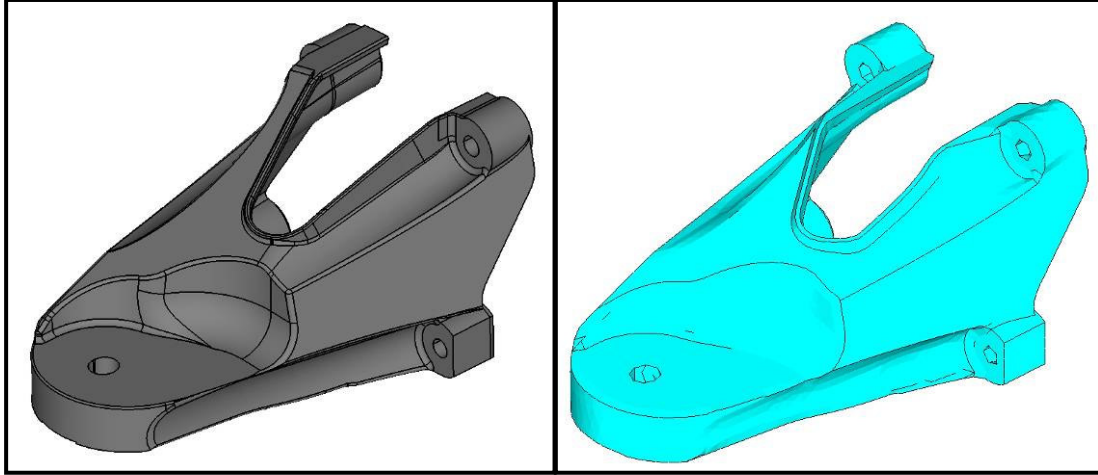
Braket alüminyumdandır.

3.2.1.28 Motor Kulaklarının Braketleri

Motor kulakları, motorun şasiye bağlanmasını sağlayan parçalardır. Motor titreşimlerinin şasiye en az düzeyde aktarılmasını sağlamak için ayırıcı ve sönümleyici özelliğe sahiptirler. Motorun sağında ve solunda metal birer braket ve içlerinde kauçuk birer sönümleyici kısımdan oluşurlar. Silindir bloğuna cıvatalıdır.

Daha önce de bahsedildiği gibi bu montajda sadece metal kısımlar modellenmiştir, kauçuk kısımların etkisi, doğru yay ve sönüm katsayıları tanımlanmış bir-boyutlu

yay elemanlarıyla modele dahil edilmiştir. Motor kulaklarının yay ve sönüm katsayıları şirkette önceden yapılan deneylerle bulunmuştur. Kalın ve karmaşık geometrili braketler modelleme kolaylığı açısından ikinci mertebeden tetrahedral elemanlarla modellenmiştir.

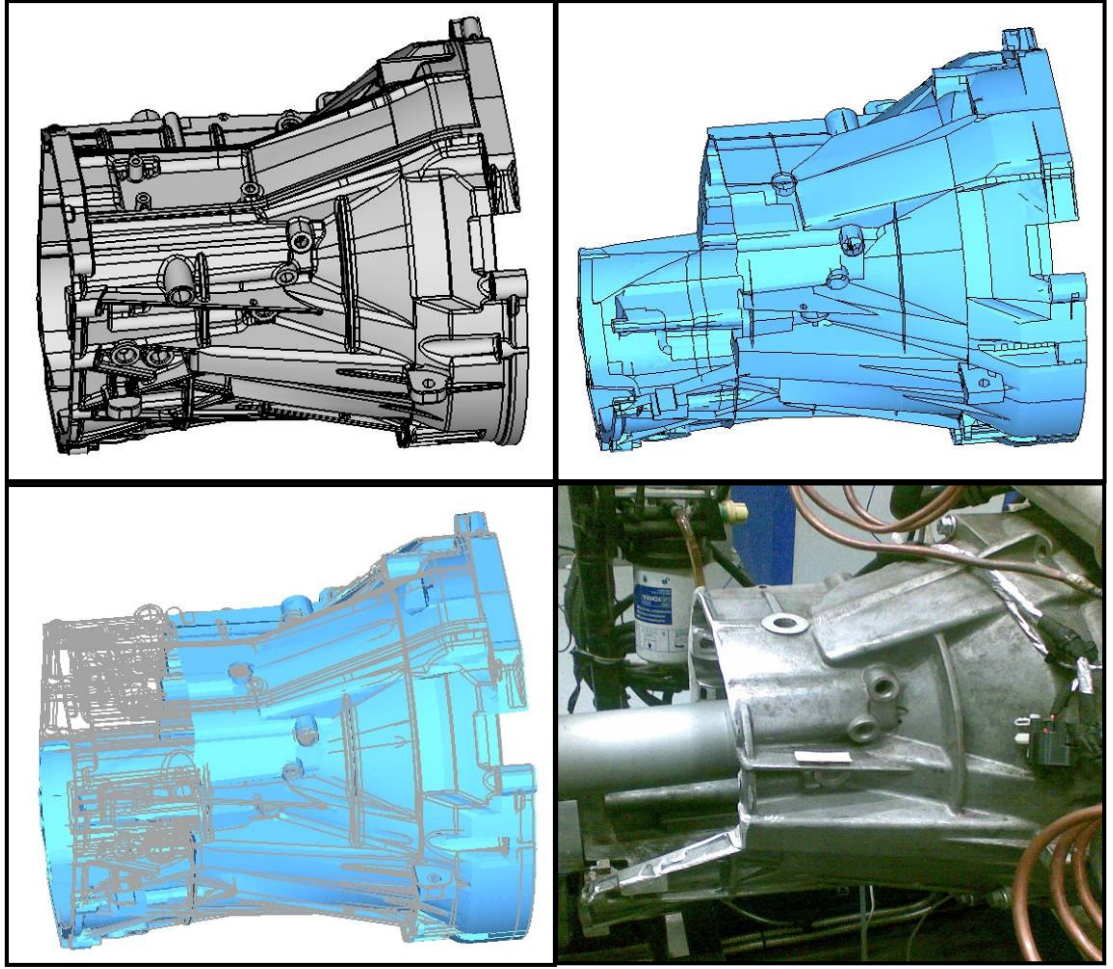


Şekil 3.22: Sağ motor kulağı: geometri ve model

Motor kulakları dökme demirdendir.

3.2.1.29 Dişli Kutusu

Daha önce de bahsedildiği gibi dinamometre montajında şanzımanın sadece dişli kutusu kısmı yer almaktadır. Bu yüzden modele de sadece dişli kutusu dahil edilmiştir. Dahası, dişli kutusu dinamometrede motora kolay monte edilebilmesi ve zor kısımlara kolay ulaşılabilmesi için tasarlandığı şekliyle değil, arkasından bir kısmı kesilerek kullanılmaktadır. Bu motor montajı şasiye, motor kulakları dışında, bir de dişli kutusu üzerindeki bir şanzıman kulağından bağlanmaktadır. Bu şanzıman kulağı dişli kutusuna entegredir. Bu sebeple bu çalışmada öncelikle dişli kutusu tüm olarak modellenmiş, sonrasında dinamometredeki kullanımına uygun olarak modelden elemanlar çıkarılmıştır. Dişli kutusu karmaşık geometriye sahip olsa da pek çok kısmı incedir. Bu yüzden dörtgen kabuk ve hekzahedral katı elemanlar birlikte kullanılarak modellenmiştir. Eleman çıkarılması işleminde de dinamometre ziyaretleri sırasında çekilen ayrıntılı resimlerden faydalanılmıştır.



Şekil 3.23: Dişli kutusu: geometri, model ve dinamometre resmi

Dişli kutusu alüminyumdandır.

3.2.1.30 Malzeme Bilgileri

Modelde sadece metal parçalar yer almaktadır. Bu yüzden kullanılan malzemeler alüminyum, dökme demir, işlenmiş demir ve çeliktir. Modeldeki her bir parça bu malzemelerin farklı sınıflarından birinden yapılmıştır.

Malzemeler lineer izotropik olarak modellenmiştir. Bu modelleme cinsinde malzemeyi doğru modellemek için ihtiyaç duyulan özellikler elastik modül (E), poisson oranı (ν) ve yoğunluktur (ρ). Modelde her parça için ayrı bir malzeme tanımlanmıştır. Elastik modül ve poisson oranı değerleri için malzemenin kendi değerleri alınırken, yoğunluk değerinde az bir serbestlikle parçanın ölçülen ağırlığına en yakın sonucu verecek değer tercih edilmiştir. Yoğunluk değerlerindeki bu serbestlik sadece içi dolu tek bir geometri olarak basitçe modellenen parçalar için

geçerlidir ve parçaların normal yoğunluk değerlerinin $\pm\%10$ 'undan daha fazla değildir.

Verilen dört malzemenin elastik modül, poisson oranı ve yoğunluk değerleri aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Çizelge 3.1: Modelde kullanılan malzemeler ve fiziksel ve mekanik özellikleri

	E (GPa)	ν	ρ (x1000 kg/m³)
Alüminyum	70	0.33	2.71
Çelik	190-210	0.27-0.30	7.85
Dökme Demir	83-170	0.20-0.30	7.00-7.40
İşlenmiş Demir	190	0.3	7.40-7.80

3.2.2 Parçaların Birleştirilmesi

Parçalar teker teker uygun şekilde modellendikten sonra motor montajında olduğu şekilde birleştirilmesi gereklidir. Burada motorun genel anlamda ve parçaların ayrı ayrı ayrıntılı olarak incelenmesi gereklidir. Her parçada kullanılan bağlantı şekli bulunduktan sonra bu bağlantılar gerçeğine en yakın şekilde modellenmiştir.

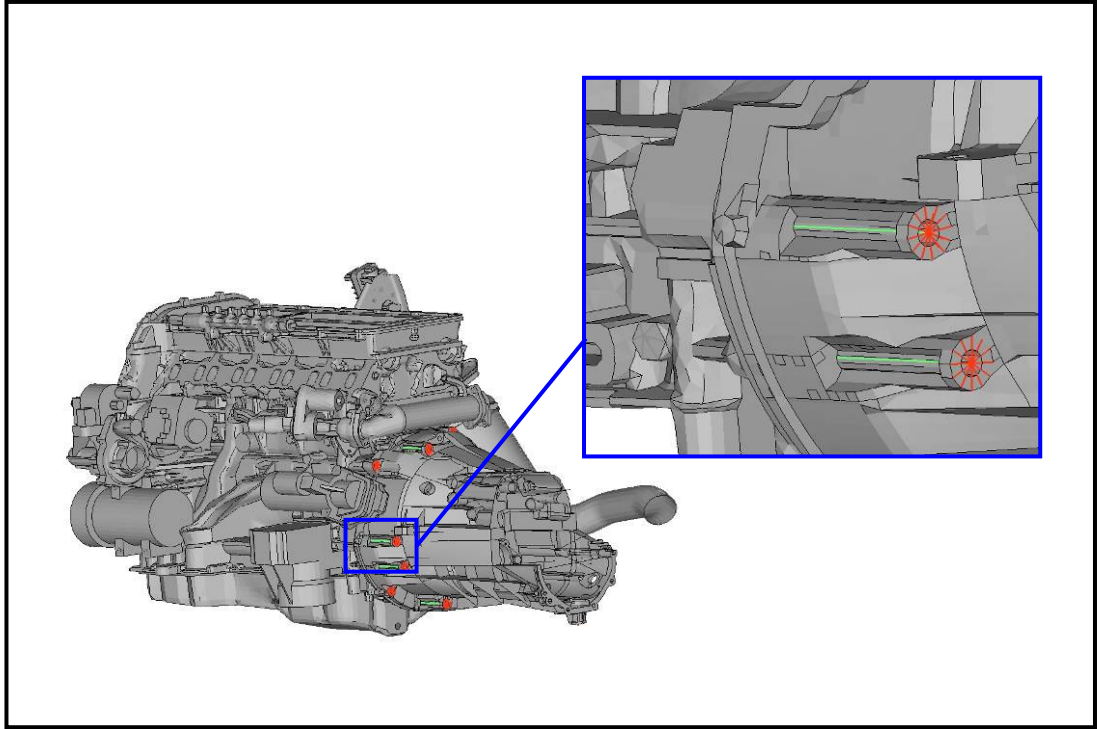
Motorda parçaların birbirlerine bağlanmasında genelde cıvatalı bağlantılar tercih edilmektedir. Cıvatalı bağlantıların dışında, sıkı geçme, kaynaklı ve kaymalı yatak bağlantıları gibi farklı bağlantı çeşitleri de bulunmaktadır. Burada her bağlantı çeşidi incelenecek ve nasıl modellendiği hakkında bilgi verilecektir.

3.2.2.1 Cıvatalı Bağlantılar

Motor montajında parçaların birbirlerine bağlanmasında genelde cıvatalı bağlantılar tercih edilir. Bu bağlantı çeşidi genellikle cıvata deliklerinden geçen bir cıvata ve altında sıkıştırmayı sağlayan somun şeklindedir. Ancak bağlanan parçalardan birinde kör delik varsa, bu deliğe açılan yivler vasıtasıyla somun kullanılmadan da parçalar cıvatalanabilir.

Somunlu cıvata bağlantılarının modellenmesinde kullanılan genel yöntem; her parçada, cıvata deliğinin alt ve üst yüzeyinde, deliğin çevresinde cıvata başının parçaya bastığı kadar bir alan içinde kalan nodları rijid elemanlarla deliğin orta noktasına tutturmak ve cıvata gövdesini bu iki orta nod arasında çubuk eleman olarak

modellemektir. Cıvatanın bağıladığı iki parçada da bu işlem yapıldıktan sonra iki parçanın birbirine bağlanmasında, orta nodlar arasında normal çubuk eleman yerine rijid çubuk elemanı kullanılır.



Şekil 3.24: Cıvatalı bağlantı örneği

Parçanın bir tanesinde kör delik varsa, üst parça yine aynı şekilde modellenir ancak alt parçada cıvata çubuk elemanla modellenmez. Bunun yerine cıvata deliğinin içinde yivin geçtiği yüzeydeki tüm nodlar, birleşme yüzeyinde deliğin orta noktasına rijid elemanlarla bağlanır. İki parçanın arasındaki bağlantı yine orta noktalar arasında rijid çubukla yapılır.

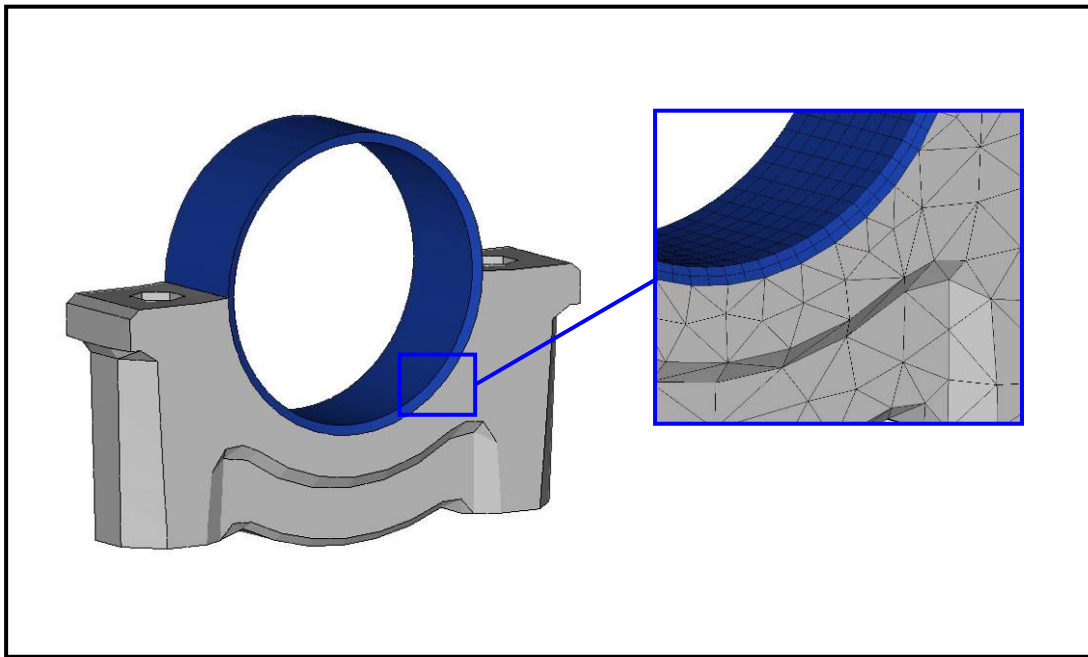
Motor montajında M12'den M6'ya pek çok farklı boyda ve kalınlıkta cıvata kullanılır. Cıvataların farklı boyları, onları modelleyen çubuk elemanlarının boylarıyla; farklı kalınlıkları ise çubuk elemanına atanan kesit tanımında uygun alan ve alan atalet momenti değerleri girilerek temsil edilir.

Bazı basit modellenmiş parçalarda, modelleme kolaylığı açısından cıvata deliklerinin kapatıldığı bir önceki bölümde görülebilir. Burada cıvata gövdesinin etkisi, cıvata deliği doldurularak modele katıldığı için cıvataların çubuk elemanlarla modellenmesine gerek yoktur. Bu parçalarda sadece birleşme yüzeyi cıvata deliğinin etrafından, cıvata başının basacağı alan kadar rijid elemanlarla orta bir noktaya tutturulur ve orta noktadan diğer parçaya rijid çubuk elemanıyla bağlanır.

3.2.2.2 Sıkı Geçme Bağlantılar

Bu tip bağlantılar motor montajında az da olsa mevcuttur. Bunlar iki parçanın birbirine başka bağlantı aracı olmadan, zorlanarak birleştiği bağlantılardır. Sıkı geçme parçalara örnek olarak kam milleri ve kamlar, ana yataklar ve ana yatak kepleri, ya da turboşarj iç parçaları verilebilir.

Bu parçalar ya nodları direkt olarak birleştirilerek ya da rijid elemanlarla bağlanarak kullanılır. Nodları direkt olarak birleştirilen parçalara örnek olarak ana yataklar ve kepleri verilebilir. Burada ana yatak ve bağlı olduğu kep, birleşme yüzeyinde aynı nodları paylaşmaktadırlar.



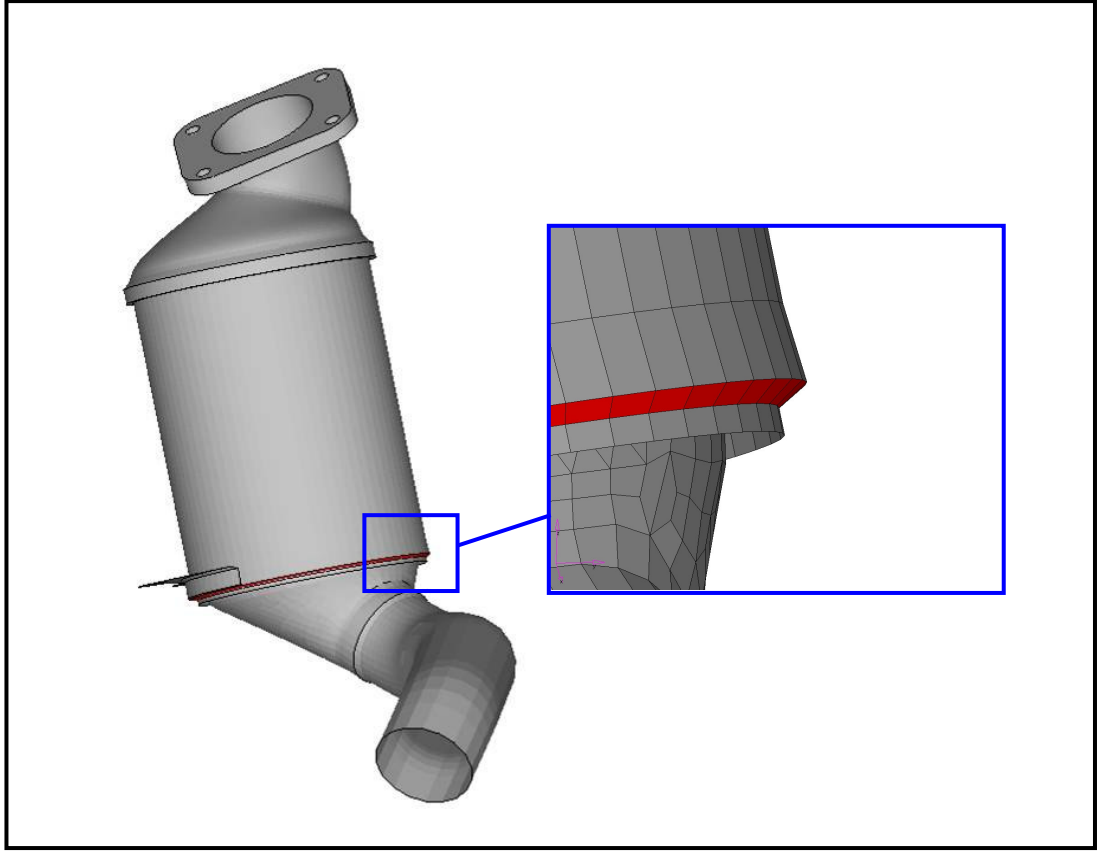
Şekil 3.25: Ana yataklar ve keplerde nodların paylaşılması

Sıkı geçme parçalar nodlarının uyuşmadığı durumlarda rijid elemanlarla da modellenebilir. Bu duruma örnek olarak da turboşarj parçalarının birbirine bağlanması gösterilebilir.

3.2.2.3 Kaynaklı Bağlantılar

Motor montajında kaynakla birleştirilmiş parçalar da bulunmaktadır. Bu tip birleştirmeye örnek olarak katalitik konvertör parçalarının birleştirilmesi gösterilebilir.

Kaynaklı bağlantılardaki ekstra materyal, bu montajda uygun kalınlık ve materyalde kabuk elemanlarla modellenmiştir. Bu kabuk elemanlar iki parçanın arasını dolduracak şekilde yerleştirilmişlerdir.

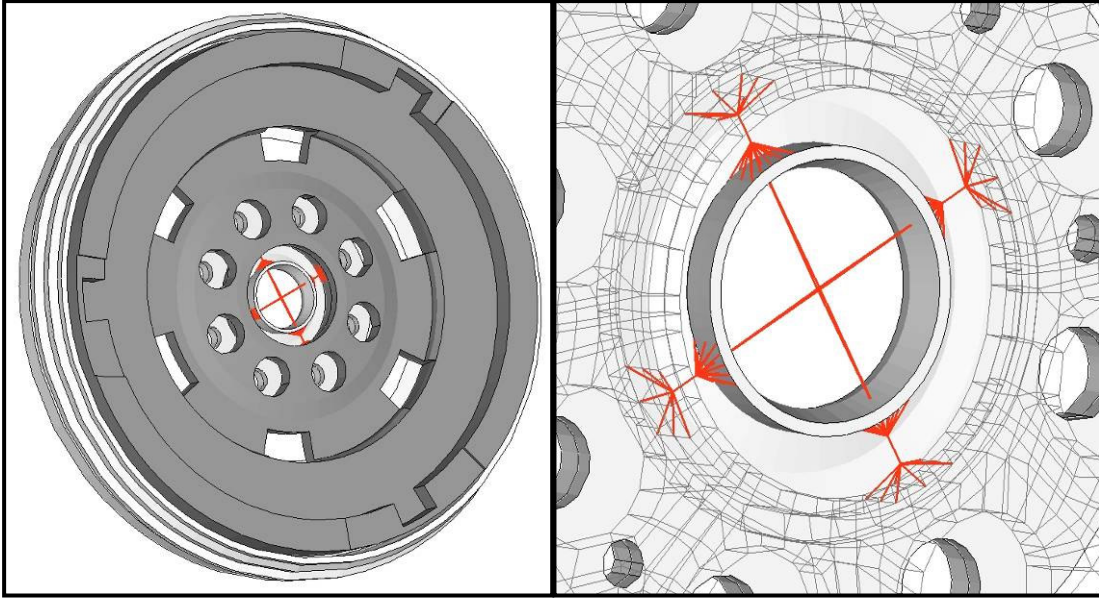


Şekil 3.26: Katalitik konvertörde kaynak modellenmesi

3.2.2.4 Volan İç Bağlantısı

Daha önce de bahsedildiği gibi bu motordaki volan çeşidi çift kütleli volandır ve iki ana kütle bir yay-damper sistemiyle bir araya getirilmektedir. Bu sistem iki kütle arasında yerleştirilmiş dört adet yay-damper elemanından meydana gelmektedir. Bu parçalar volana istenilen ayırım ve sönümü kazandırır. Volan bu parçalar yardımıyla istenilen motor karakteristiğine ayarlanabilir.

Montajda yay-damper sisteminin elemanları modellenmemiş, bunun yerine iki kütle, bu elemanların bağlandığı yerlerden dörder rijid elemanla tutturulmuştur. Sonra bu rijid elemanlar her kütle için birer ayrı rijidle kütlelerin ortasında iki noktaya bağlanmıştır. Böylece yay-damper elemanlarının bulunduğu lokasyonlardaki nodların hareketleri her kütle için ayrı bir bağımsız noktaya indirgenmiştir. Daha sonra iki kütle arasındaki direngenlik etkisi bu iki bağımsız nokta arasında tanımlanan bir bir-boyutlu yay elemanı ile temsil edilmiştir.



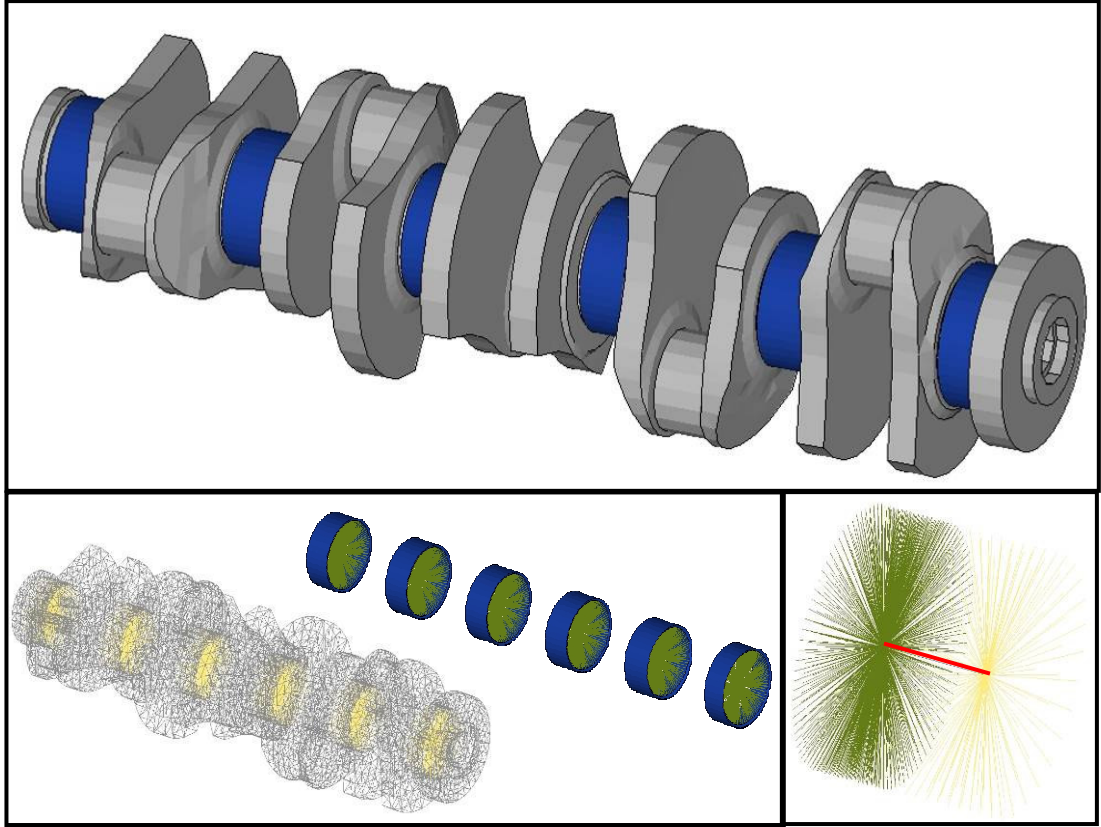
Şekil 3.27: Volan iç bağlantısı

Volan, ZTA'da AVL Excite yazılımı içinde yeniden modelleneyecektir.

3.2.2.5 Kaymalı Yatak Bağlantıları

Modeldeki bir bağlantı çeşidi de ana yataklar ve krank mili arasındadır. Krank mili motorun kalan kısmına kaymalı yataklarla tutturulmuştur. Bu yataklardan biri krank milinin eksenel yönde hareketini engellemek için eksenel yatak özelliğindedir. Krank mili ve ana yataklar arasındaki yağ, milin yatakların içinde rahatça dönebilmesini sağlar.

Modelde kaymalı yatakların direngenlik etkisi yay elemanlarıyla verilmiştir. Bu bağlantıda önce ana yatakların iç yüzeylerindeki nodların kollektif hareketleri yatakların ortalarındaki bağımsız birer noktaya indirgenmiştir. Daha sonra aynı şekilde krank milinin ana yatak pinlerinin dış yüzeylerindeki nodların kollektif hareketleri pinlerin ortalarındaki bağımsız başka birer noktaya indirgenmiştir. Son olarak da her yatak için ana yatak bağımsız noktası ve krank pini bağımsız noktası iki radyal yönde direngenlik tanımlanmış iki yay elemanı ile bağlanmıştır. Dördüncü ana yatakta eksenel yatak etkisinin verilebilmesi için eksenel yönde bir yay elemanı daha bulunmaktadır.

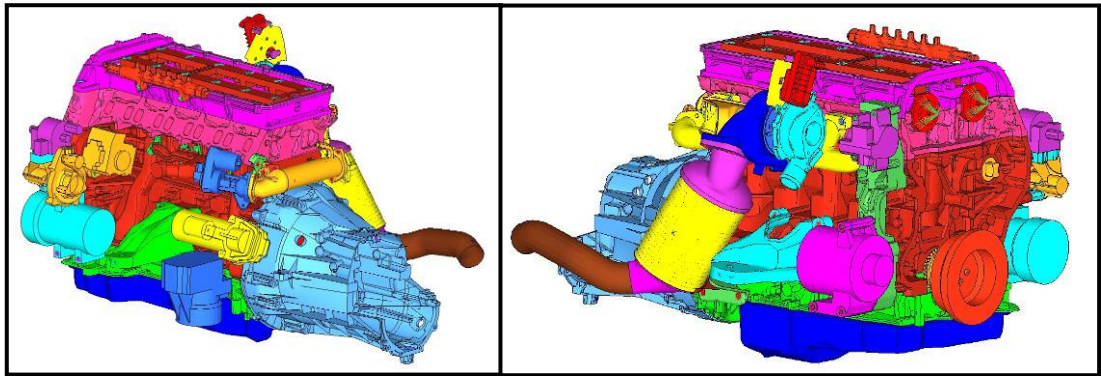


Şekil 3.28: Krank – Ana Yatak Bağlantıları

Kaymalı yatak bağlantıları bu şekliyle sadece DFA içindir. ZTA için bu bağlantı Excite programı içinde nonlinear yaylarla yeniden tanımlanmıştır. Bu bağlantının ayrıntıları ileride verilecektir.

3.2.3 Doğal Frekans Analizi

Modelleme tamamlandıktan sonra sıra analizlere gelmiştir. Tamamlanan model aşağıdaki şekilde görülebilir.



Şekil 3.29: Tamamlanmış motor modeli

Modele ilk yapılan analiz DFA'dır. Burada sayısal modellerin istenilen frekans aralığındaki doğal frekansları ve mod şekillerinin hesaplanması amaçlanmaktadır.

DFA'da, daha önce de bahsedildiği gibi Nastran programı çözücü olarak kullanılmıştır. 1968 yılında NASA tarafından geliştirilen bir SE çözücüsüdür. Statik ve dinamik yapısal analizlerin dışında akışkanlar dinamiği, termodinamik gibi pek çok alanda çözüm yapabilmektedir. Özellikle uzay, havacılık ve otomotiv sanayinde en çok kullanılan çözücülerden biridir. Ön ve son işlemcisi bulunmadığı için farklı programlar kullanılarak çalıştırma dosyaları hazırlanır ve sonuç dosyaları okunur.

Bu çalışmada HyperMesh ön işlemcisinde hazırlanan modellerin, bu programdan Nastran formatına uygun çözüm dosyaları alınarak Nastran çözücüsünde analiz yapılmış, sonuçlar yine HyperWorks ailesinden HyperView son işlemcisinde incelenmiştir.

Bu çalışmada iki farklı sayısal modele DFA yapılmıştır. Önce motor montajından seçilmiş rastgele bir parça olan yağ karterinin cevapları bulunmuş, sonra motor montajının tamamına analiz yapılmıştır.

3.2.3.1 Yağ Karterinin Doğal Frekans Analizi

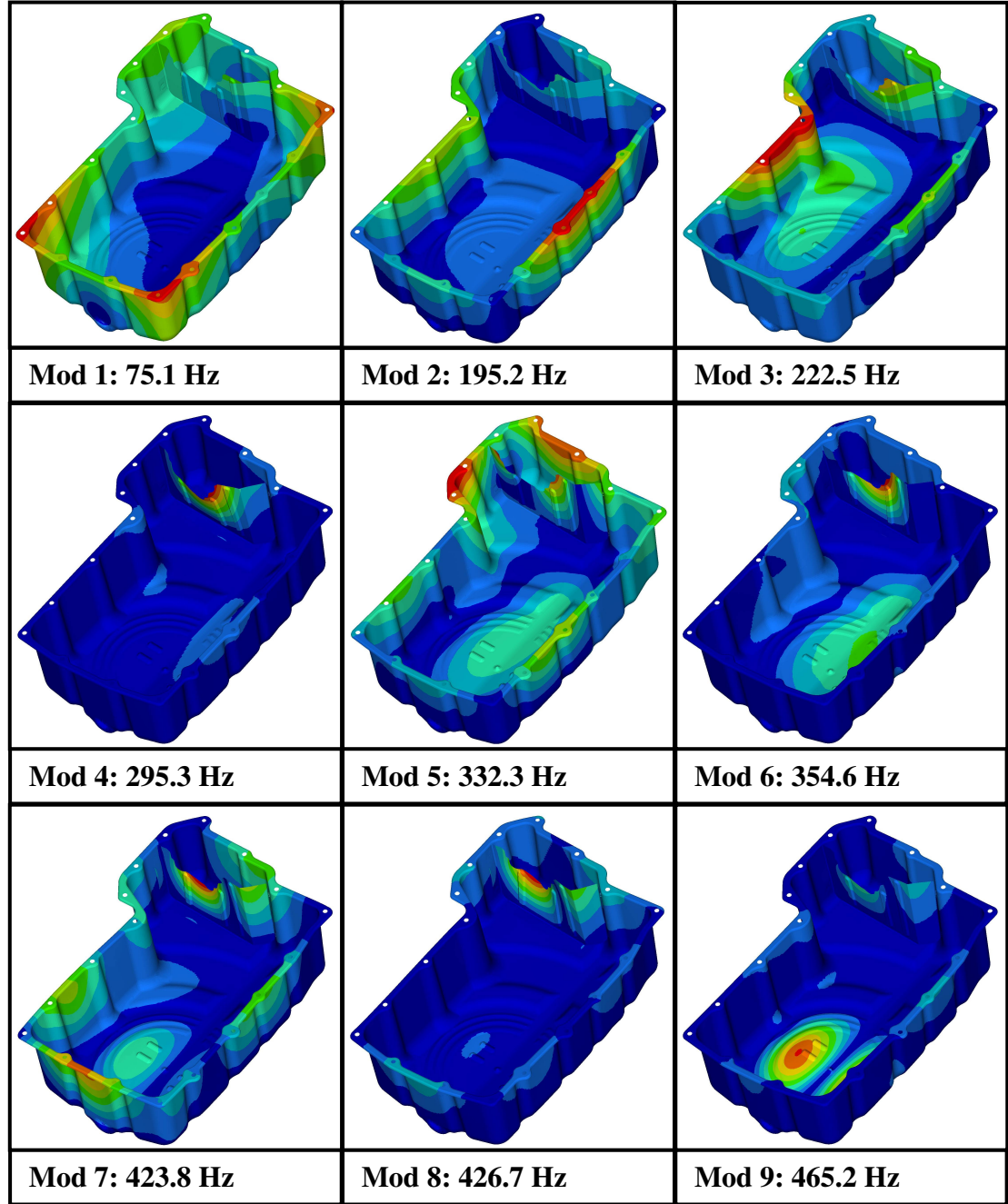
Kullanılan modelleme stratejisinin doğruluğunu test etmek amacıyla önce yağ karterine DFA yapılmıştır. Elde edilen doğal frekanslar ve mod şekilleri, yağ karterine yapılan modal test sonucunda bulunan gerçek değerlerle karşılaştırılmıştır.

Bu analizin asıl amacı sonuçların testlerle gerçekleşmesi olduğu için, analiz sırasında modal testteki sınır şartlarının uygulanması faydalı olacaktır. Yağ karterinin modal testinde karter tek bir noktasından misina ile asılarak serbest sınır şartları yakınsanmıştır. Bu yüzden analizde de karter mesnetlenmemiş, serbest sınır şartlarında cevapları aranmıştır.

Yukarıda da bahsedildiği gibi analizde Nastran çözücüsü kullanılmış ve DFA çözümü sırasında özdeğer problemini çözmek için Lanczos yöntemi tercih edilmiştir. Modal testte olduğu gibi 0-500 Hz frekans aralığında karterin doğal frekansları ve mod şekilleri aranmıştır. Bu tercihler çözüm dosyasına yazılan çözüm metodu satırında programa tanıtılmıştır.

DFA çözümü sonrasında 0-500 Hz arasında yağ karterinin 15 adet modu hesaplanmıştır. Bunlardan ilk altı tanesi serbest sınır şartlarında çalışıldığı için rijid

modlardır ve doğal frekans değerleri sıfıra yakındır. Kalan dokuz modun hesaplanan doğal frekans değerleri ve mod şekilleri Şekil 3.30’da verilmiştir.



Şekil 3.30: Yağ Karterinin DFA Sonuçları

Sonuçlar modal test sonuçlarıyla karşılaştırılacaktır.

3.2.3.2 Motor Montajının Doğal Frekans Analizi

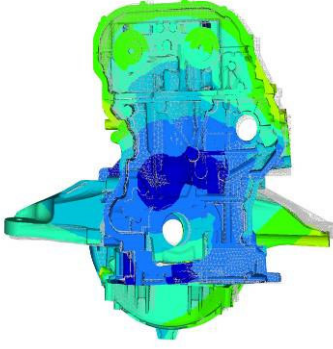
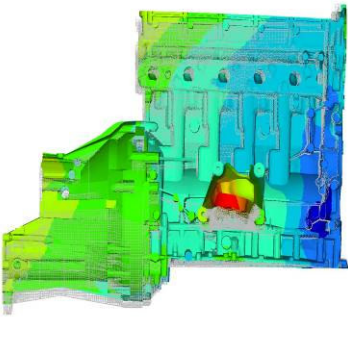
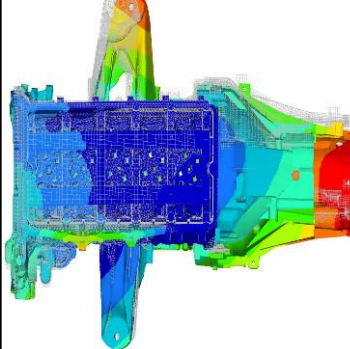
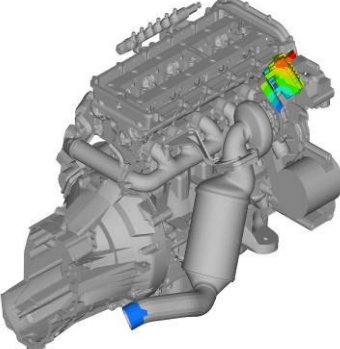
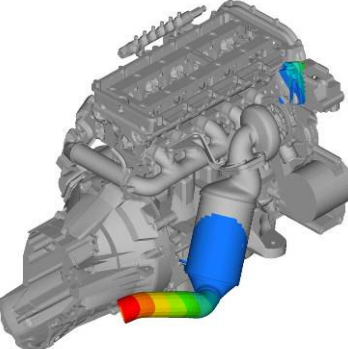
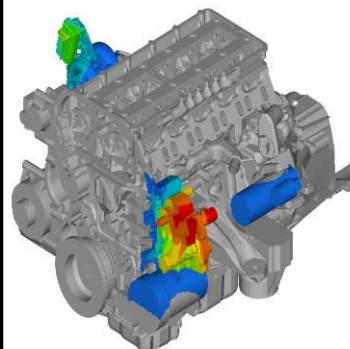
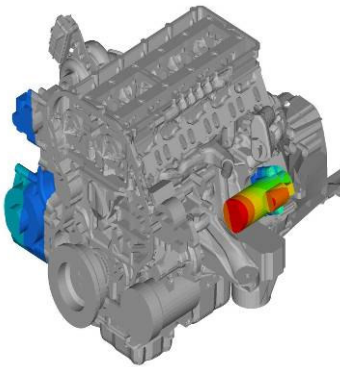
Yağ karterinin modal analizinden sonra bir de motor montajının tamamına DFA yapılmıştır. Bu analizin amacı hem modelin doğru çalışıp çalışmadığını, bağlantıların

doğru hareket edip etmediğini görmek, hem de motorun ZTA'sı sırasında her frekansta parçaların nasıl hareket edeceğine dair bir fikir edinmektir.

ZTA'nın ön çalışması olduğu için bu analizde motorun ZTA'da uygulanacak sınır şartlarının korunması gerekir. Bu yüzden model, motor kulaklarındaki yay elemanlarının kulaklara bağlanmayan dış uçlarından mesnetlidir.

Bu analizde de Nastran çözücüsü kullanılmıştır. Yağ karterinin analizinde olduğu gibi, özdeğer probleminin çözümünde Lanczos yöntemi kullanılmış ve 0-500 Hz arasında, motor montajının doğal frekansları ve mod şekilleri aranmıştır.

Çözüm sonrasında 0-500 Hz arasında motorun 44 adet modu bulunmuştur. Bu modlardan ilk altı tanesi sıfıra yakın frekans değerlerinde olmamalarına karşın serbest sınır şartlarında elde edilen rijid modlara büyük benzerlik göstermektedir. Bu modların sıfırdan yüksek frekansta görülmelerinin sebebi motor kulaklarının mesnetlerinden önce yerleştirilen yay elemanlarının direngenlik değerleridir. Kalan 38 modun içinden motorun ilk genel eğilme ve burulma modları ve diğer bazı parçaların önemli modları şöyledir:

		
Burulma: 269.6 Hz	Dikey Eğilme: 289.4 Hz	Yatay Eğilme: 315.6
		
109.7 Hz	122.7 Hz	209.1 Hz
		
227.9 Hz		

Şekil 3.31: Motor Montajının DFA Sonuçları

3.2.4 Motor Modelinin İndirgenmesi

Doğru çalışan bir motor modeli elde edildikten sonra bu model ZTA'nın çözüleceği AVL Excite yazılımına yerleştirilmek üzere indirgenmelidir. İndirgeme işleminde sadece istenilen nodların istenilen serbestlik dereceleri alınır, diğer serbestlik derecelerinin etkisi hesaplanan transfer fonksiyonlarıyla verilir.

Bunun için model Excite yazılımına girecek hale getirilmelidir. Öncelikle Excite içinde tanımlanacak olan kısımlar modelden çıkarılmıştır. Bunlar krank mili, krank

milini ana yataklara bağlayan tüm bağlantı elemanları, volan, balata, tüm volan ve balata bağlantıları, burulma sönümleyicisi ve motor kulaklarının uçlarındaki yay elemanlarıdır.

Daha sonra modelin, Excite yazılımında oluşturulacak diğer parçalara bağlanacak, yük uygulanacak ya da sonuç alınacak nodları belirlenecek ve bunlar düzenlenecektir. Modelin, yazılımla olan bağı beş farklı kısımdan seçilecek nodlarla gerçekleştirilecektir. Bu kısımlar; ana yataklar, motor kulakları, silindir gömlekleri, her silindir etrafında silindir bloğunun üst kısmı ve motor kulaklarının üzerlerindeki ivmeölçer lokasyonlarıdır.

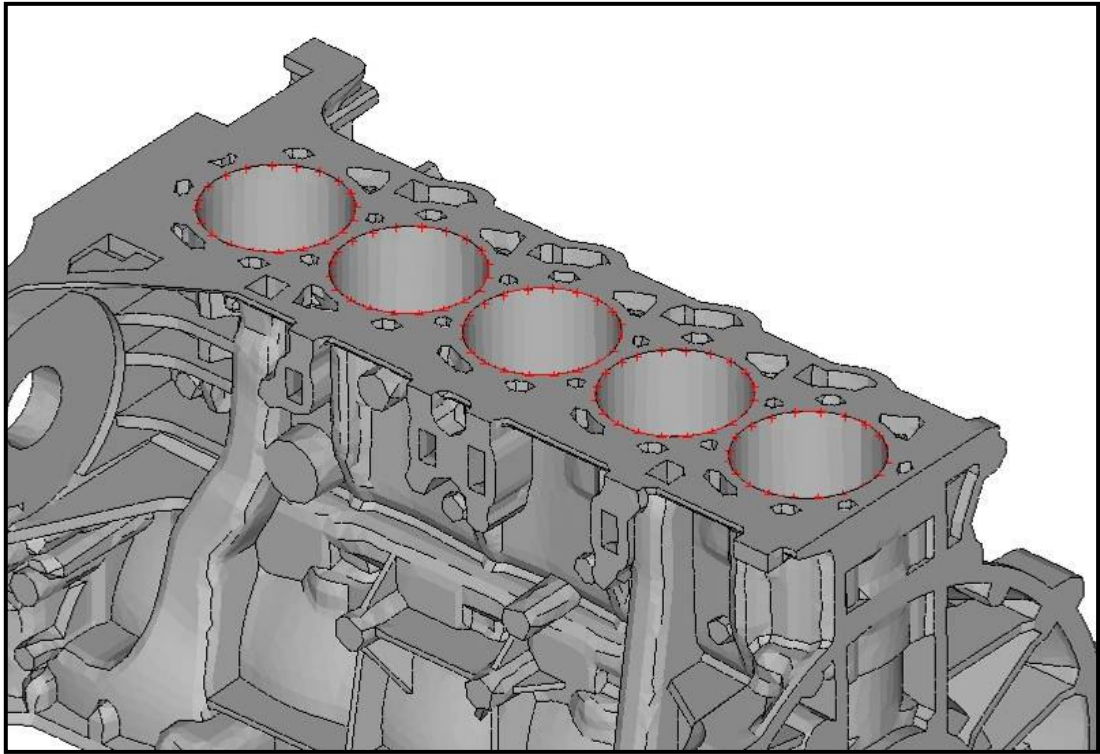
Ana yataklardaki kaymalı yatak bağlantısını modellemek için bu kısımlara yazılımda lineer olmayan bağlantı elemanları bağlanacaktır. Bu bağlantı elemanlarının her biri temelde ana yatağı krank milinin yatak pinlerine çepeçevre bağlayan lineer olmayan yay elemanlarından oluşmaktadır. Yay elemanları tek sıra olabildiği gibi tavsiye edilen şekliyle yatağın genişliği boyunca birden fazla sıra şeklinde de yerleştirilebilir. Kaç sıra yay elemanı kullanılacağı ve her sıraya kaç yay elemanı yerleştirileceği kullanıcıya bağlı olsa da genel kullanım her yatağa en az beş sıra ve her sırada çepeçevre en az otuz iki yay elemanı şeklindedir. Bu modelde her yatakta beş sıra ve her sırada kırk yay elemanı yer almaktadır. Bu nedenle ana yataklar her yaktan birbirine eşit uzaklıkta beş sıra nod geçecek şekilde düzenlenmiş ve her sırada yine birbirine eşit uzaklıkta kırk nod seçilmiştir. Bu nodlar Excite yazılımında kolay bağlantı sağlanması için yeniden numaralandırılmıştır.

Bir sonraki bağlantı bölgesi motor kulaklarıdır. Burada, daha önce de bahsedildiği gibi motor kulaklarının kauçuk kısımlarını modelleyen yay elemanları Excite yazılımında yeniden oluşturulmak üzere modelden çıkarılmıştır. Bu kısımlarda yine lineer olmayan yay elemanları kullanılacaktır. Yay elemanları motor kulaklarına eski yay elemanlarının bağlandığı noktalardan bağlanacağı için bu nodlar seçilerek, kolay bağlantı için yeniden numaralandırılmıştır.

Son bağlantı bölgesi silindir gömlekleridir. Bu kısımlar, Excite yazılımında pistonların gömleklerle olan bağlantısını modelleyen bağlantılarla, yine Excite yazılımında modellenen biyel kollarına bağlanacaktır. Bu bağlantı, biyel kolunun küçük ucunu temsil eden bir nodu, silindir gömleğinin, pistonun baskı ve karşı baskı taraflarına denk gelen kısımlarında alınan birer sıra noda bağlanması şeklindedir. Bu

yüzden her silindirin içinde, pistonun baskı ve karşı baskı taraflarına dek gelen kısımlarında, düz birer çizgi üzerinde nodlar belirlenmelidir. Bu modelde her sırada yedi nod alınmıştır, böylece her silindirde ondört nod olmak üzere toplam yetmiş nod seçilmiş ve yeniden numaralandırılmıştır.

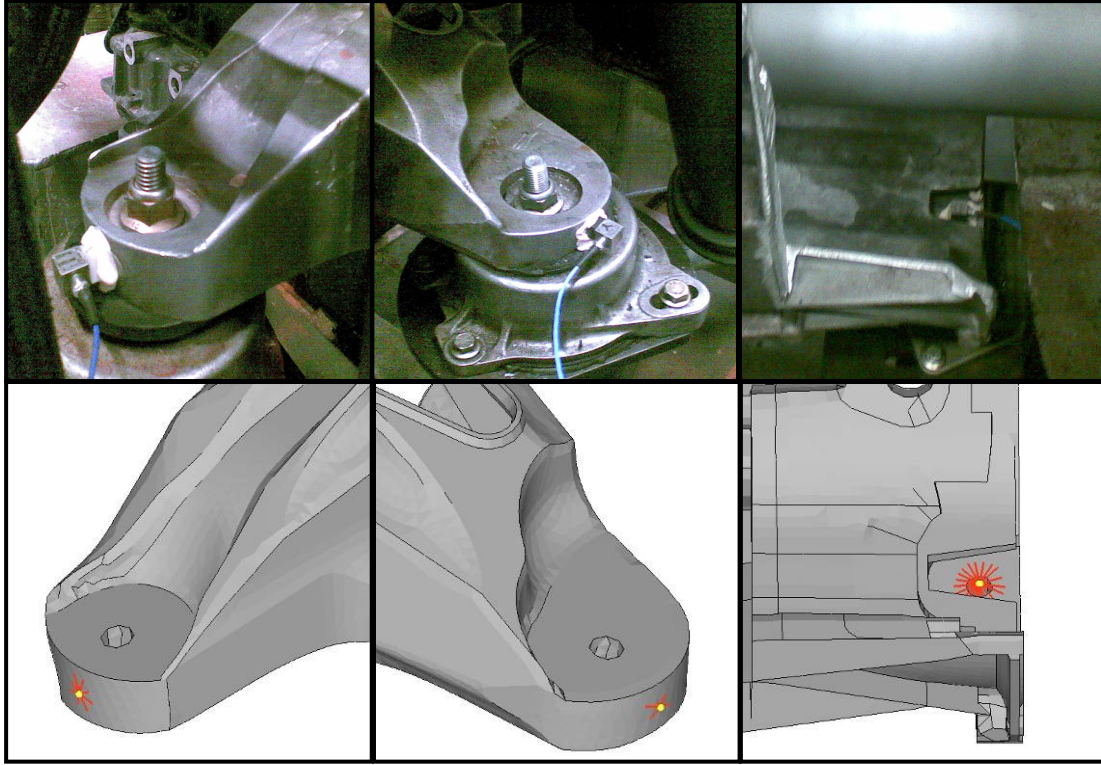
Modele ayrıca yanma odası içindeki gaz basıncı dikey yönde uygulanacaktır. Bu basıncın uygulama noktası olarak silindir kafasının alt kısmında her yanma odasının çevresine denk gelen bölge ya da her silindir için silindir bloğunun üst kısmında yanma odasının bittiği çevre alınabilir.



Şekil 3.32: Silindir bloğunda gaz basıncı uygulanabilecek lokasyonlar

Bu modelde gaz basıncının silindir bloğuna uygulanması tercih edilmiştir. Bloğun üst kısmında silindirin çevresinde eşit aralıklarla, her silindir için dört nod, toplam yirmi nod seçilmiş ve yeniden numaralandırılmıştır.

Modelde, dinamometre testleriyle karşılaştırmak için motor kulakları üzerinden ivme sonucu hesaplanacaktır. Bunun için motor kulaklarında, dinamometre testinde ivmeölçer bağlanan kısımlara denk gelen nodlar, dışarıda birer bağımsız noda rigid elemanlarla bağlanmış ve böylece kulakların üzerlerindeki nodların hareketleri bağımsız nodun hareketiyle ilişkilendirilmiştir. Bu bağımsız nodlar, üzerlerinden ivme değerleri okunmak üzere seçilmiş ve yeniden numaralandırılmıştır.



Şekil 3.33: Üst sıra: Motordaki ivmeölçerler, Alt sıra: Modeldeki karşılıkları

Bu çalışmadan sonra indirgeme dosyası hazırlanabilir. Modal indirgeme Nastran programı kullanılarak yapılacağı için dosya Nastran temellidir. Dosyada model, modal indirgeme yapılacağı için indirgeme yapılacak olan frekans aralığı, indirgemenin sonra model üzerinde yer alacak olan yukarıda anlatıldığı şekilde belirlenmiş nodlar ve bu nodların gerekli serbestlik dereceleri belirtilmiştir.

Her nodun altı serbestlik derecesinden, motorun yerleştiriliş yönüyle uyumlu olarak, krank mili ekseni yönündekiler birinci, piston basınç-karşı basınç doğrultusundakiler ikinci, pistonun dikey hareketi yönündekiler üçüncü ve bunların dönüş yönleri sırasıyla dördüncü, beşinci ve altıncı serbestlik dereceleri olarak isimlendirilmiştir.

Her nod tüm serbestlik derecelerinden bağlanmayacağı ya da yük verilmeyeceği için seçilen nodların tüm serbestlik derecelerine ihtiyaç yoktur. İndirgenme sonucunda korunacak olan serbestlik dereceleri şöyledir:

1. Ana yatakların nodlarında kaymalı yatağı modelleyebilmek için ikinci ve üçüncü; aksenal yatak özellikli ana yatakta aksenal yatak bağlantısının bağlanacağı nodlarda birinci ,
2. Motor kulaklarında her yönde yay etkisinin verilebilmesi için birinci, ikinci ve üçüncü,

3. Silindir gömleği nodlarında ikinci,
4. Gaz basıncı nodlarında üçüncü,
5. İvmeölçer nodlarında her yönden sonuç alınabilmesi için birinci, ikinci ve üçüncü serbestlik dereceleri

Model, olabildiğince doğru sonuçlar alınabilmesi için 0-3000 Hz aralığında indirgenmiştir.

Hazırlanan indirgeme dosyası Nastran programında çalıştırılarak, motor modelinin modal olarak indirgenmiş modeli elde edilmiştir. Nastran, indirgeme işleminin sonucunda uzantıları .OUT2 ve .OUT4 olan ve dönüşüm matrisini ve serbestlik derecelerini barındıran iki adet dosya vermektedir. Bunlar Excite yazılımında işleme konulacaktır.

3.2.5 Zorlanmış Titreşim Modelinin Hazırlanması

Motor modeli indirgendikten sonra AVL Excite yazılımında ZTA için çalışmalara başlanabilir.

AVL uzun zamandır motor ve aktarma organları sektöründe, geliştirme, iyileştirme, test ve simülasyon alanlarında hizmet veren bir Avusturya firmasıdır. AVL Excite ise bu firmanın geliştirdiği yapısal dinamik ve akustik simülasyon yazılımıdır. Uzun yıllar süren araştırma, testler ve doğrulama çalışmalarının sonucunda geliştirilen matematik modelleri kullanarak, gerçek cevaplara en yakın sonuçlar veren sayısal modelleri kurmayı amaçlar.

Excite yazılımında, motor modeli hareketli parçalarıyla beraber hazırlanır ve motora etkiyen yükler gaz basıncı bilgisinden hesaplanarak modelde uygun yerlere etkilir. Bunun için motorun parçaları teker teker yazılıma tanıtılmalı veya yazılımda oluşturulmalı ve birbirlerine uygun bağlantı çeşitleriyle bağlanmalıdır.

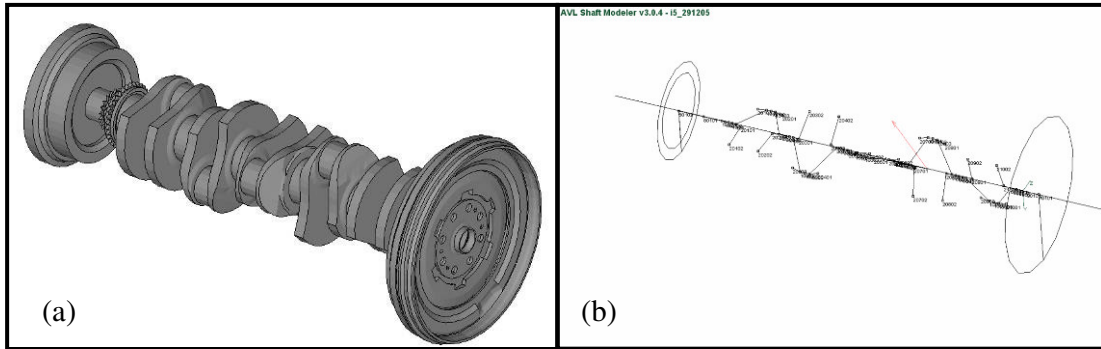
3.2.5.1 Motor Ana Gövdesi

İlk önce, bir önceki bölümde anlatıldığı gibi indirgenen ana motor modeli programa tanıtılmıştır. Burada öncelikle Nastran yazılımının indirgeme sonrasında oluşturduğu .OUT2 ve .OUT4 uzantılı iki dosyayı Excite yazılımının okuyabileceği hale getirmek gereklidir. Bunun için Excite yazılımının içinde bulunan dönüştürücü modül kullanılmıştır. Bu modül, .OUT2 ve .OUT4 uzantılı iki dosyayı okuyup bunlardan programın tanıdığı, serbestlik derecelerini barındıran .DOFT ve

indirgenmiş nodların geometrilerini barındıran .GEOM dosyalarını oluşturmaktadır. Bu işlemten sonra motorun ana gövdesi programda oluşturulmuştur. Burada SMOT isimli, küçük hareketlere izin veren ancak genel büyük genlikli hareketlere izin vermeyen gövde çeşidi kullanılır. Geometri ve serbestlik dereceleri dosyaları bu gövdeye tanıtılarak, motorun ana gövdesi elde edilir.

3.2.5.2 Krank Mili, Burulma Sönümleyicisi ve Volan Birincil Kütlesi

Daha sonra krank mili programda oluşturulmuştur. Bunun için krank milini temsil eden bir gövde programa alınır ve krankı, çift kütleli volanın ilk kütlelerini ve burulma sönümleyicisini oluşturmak için Excite yazılımının içinde bir modül olan “Shaft Modeler” isimli program çağırılmıştır. Bu program, herhangi bir bilgisayar destekli çizim programında oluşturulan krank mili geometrisini okuyup bu geometriyi önce ana yatak pinleri, karşı ağırlıklar ve biyel kolu pinlerine ayırır, katı elemanlarla modeller, DFA’yı yaptıktan sonra yine program içinde modeli, bağlanan burulma sönümleyicisi ve volan ilk kütlesi ile birlikte dinamik olarak indirgeyerek basitleştirir.



Şekil 3.34: a) Krank mili temsili ve b) İndirgenmiş modeli

Burada dikkat edilmesi gereken noktalardan biri krank mili geometrisinde ilk ve son ana yataklardan sonra volan ve burulma sönümleyicisinin bağlandığı pinlerin yer almaması gerektiğidir. Bu kısımlar “Shaft Modeler” içerisinde adımlı şaft olarak, geometrileri ve malzemeleri tanımlanarak modellenir. Zincir dişli ağırlığının ve geometrisinin etkisi de krank milinin ön ucundaki adımlı şaft elemanı ile verilir. Burulma sönümleyicisi “Shaft Modeler” içerisinde kendi özel elemanı ile modellenmiştir. Elemanın içine burulma sönümleyicisinin her çemberinin kütle, ağırlık merkezi, direngenlik ve sönüm katsayıları gibi değerleri girilerek modülün bu parçayı modellemesi sağlanmıştır. Volanın birincil kütlesi de benzer şekilde kendi elemanı ile modellenmiştir. Yine elemanın içine parçanın ağırlık ve atalet momenti bilgilerinin tanıtılması yeterli olmakta; modül, kütlenin hesaplarını kendi içinde

Tüm elemanların yaratılmasından sonra parçalar birbirine otomatik olarak monte edilmiştir. Krank milinin “Shaft Modeler” modülündeki modeli aşağıdaki şekildedir.



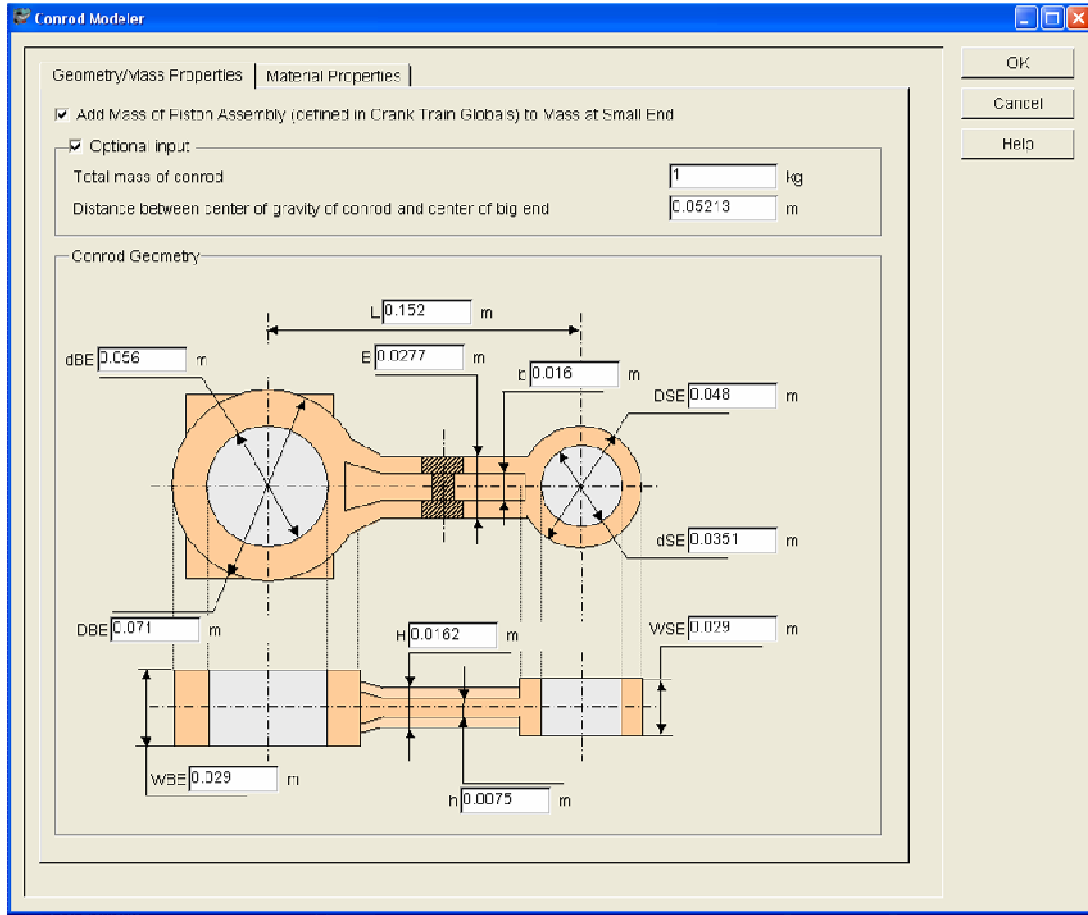
3.2.5.3 Volan İkincil Kütlesi

97

var olmayan, bağlantı elemanlarının boylarından kaynaklanan momentlerin oluşumunu engeller.

3.2.5.4 Biyel Kolları

Biyel kolları da krank mili gibi, biyel kolu elemanının içinden çağırılan “Conrod Modeler” isimli bir program ile modellenmiştir. Programa biyel kolunun istenilen geometrik ve malzeme bilgileri girilerek parçanın “Conrod Modeler” içerisinde modellenmesi sağlanmıştır.



Şekil 3.36: Biyel kolu bilgilerinin girilmesi

“Conrod Modeler”, girilen bilgilerden biyel kolunu modelleyerek bunu, küçük uç merkezinde, büyük uç merkezinde ve ağırlık merkezinde oluşturduğu üç noda indirger. Daha sonra oluşturulan biyel kolu elemanı kopyalanarak her silindir için birer adet eleman meydana getirilmiştir.

3.2.5.5 Mesnet Gövdesi

Modelde ayrıca motor kulaklarının bağlanacağı bir mesnet gövdesi oluşturulmuştur. Burada ANCH isimli büyük ya da küçük genlikli hareketlere izin vermeyen gövde

çeşidi tercih edilmiştir. Bu gövdede motor kulaklarının bağlanacağı nodlar ve serbestlik dereceleri, elle yazılan birer .DOFT ve .GEOM dosyasıyla belirlenmiştir. Ana motor gövdesinde motor kulaklarının yay elemanlarının bağlanması için birer nod indirgenmişti, bu yüzden mesnet gövdesinde her motor kulağı için üç nod belirlenmiş ve üç ayrı yay elemanının kendilerine ait nodlardan ana gövdedeki tek noda bağlanması planlanmıştır. Lineer olmayan yay elemanlarının tanımında elemanın yönü yer almadığı için yay elemanlarının yönleri bağlandıkları nodların geometrik yerleşimiyle ilişkilidir. Bu yüzden mesnet gövdesindeki nodlar oluşturulurken, motor kulakları için indirgenen nodların geometrik yerleri temel alınmış; her kulak için oluşturulan üç nodun koordinatları, motor kulağı nodunun geometrik lokasyonu sırasıyla x, y ve z yönlerine beşer milimetre kaydırılmak suretiyle hesaplanmıştır.

3.2.5.6 Parçaların Bağlanması

Modeldeki tüm parçaların bağlantıları Excite yazılımı içinde tanımlı olan bağlantı elemanlarıyla yapılmıştır [9]. Bu elemanların tümü temelde lineer olmayan yay-damper elemanlarının birleşiminden oluşmaktadır. Modelin bağlanmasında beş farklı çeşit bağlantı elemanı kullanılmaktadır:

1. NONL Bağlantı Elemanı: Bir gövdedeki bir nodu diğer gövdedeki bir ya da birden fazla noda bağlayan bağlantı elemanıdır. Bağlanan nodların arasındaki ilk uzaklık bağlantı elemanının içerisinde hesaplanır. Modelde ana yatakları krank miline ve ana motor kulaklarını mesnet gövdesine bağlamakta kullanılır.

Ana yatakları bağlayan NONL bağlantılarında kaymalı yatak özelliği vardır. Bu özellik, aynı eleman içerisinde daha önce anlatılan beş nod sırasının da tanıtılabilmesini ve bu nod sıralarında yatak genişliği boyunca direngenlik katsayısının belli oranlarda dağıtılabilmesini sağlar. Direngenlik katsayısı, maksimum gaz yükünün yatak ve pin arasındaki radyal boşluğa bölünmesiye ve bu rakamın da yatağın bir sırasında bağlı bulunan yay sayısının üçte birine bölünmesiyle bulunur. Burada krank pininin yatağa bastırması sırasında çepçevre bağlı olan yaylardan sadece altta kalan üçte birlik kısmın çalışacağı düşünülmüştür. Kaymalı yatak bağlantılarındaki yaylar sadece basma yönünde çalışırlar.

Motor kulaklarını bağlayan NONL bağlantıları standarttır. Motor kulaklarındaki her bir indirgenen bağlantı nodunu, mesnet gövdesi üzerinde oluşturulan üç noda birer birer bağlarlar. Modelde her kulakta üç yay elemanı olmak üzere toplam dokuz motor kulağı bağlantı elemanı bulunur. Direngenlik ve sönüm katsayıları olarak, daha önce şirket tarafından yapılan testlerden ölçülen değerler girilerek, motor kulakları olabildiğince doğru modellenmeye çalışılmıştır. Bu bağlantı elemanları hem çekme hem basma yönlerinde çalışırlar.

2. GUID Bağlantı Elemanı: Biyel kolu küçük uç merkezindeki piston nodunu silindir gömleğinin basınç ve karşı basınç taraflarında tanımlanmış birer sıra noda bağlayan elemandır. Bağlantının doğru çalışması için basınç ve karşı basınç taraflarında tanımlanan nodların eşit sayıda olması gerekir. Direngenlik ve sönüm katsayıları bilinmediği için Excite yazılımı tarafından tavsiye edilen değerler kullanılmıştır.
3. AXBE Bağlantı Elemanı: Bir gövdedeki bir nodu diğer gövdedeki bir ya da birden fazla noda bağlayan, eksenel yatak özelliğindeki bağlantıları modelleyen elemandır. Modelde krank mili ve eksenel yatak özellikli dördüncü ana yatak arasına ve çift kütleli volanın birincil ve ikincil kütleleri arasına bağlanmıştır.

Dördüncü ana yatağa, krank milinin kendi eksenine dışında dönmesini engellemek için iki adet AXBE elemanı bağlanmıştır. Bu iki bağlantı elemanı, yataktaki beş sıra noddan birinci ve beşinci sıradaki nodlar arasından eşit uzaklıklarda seçilen dörder nodu indirgenmiş krank mili modeli üzerinde bu sıralara karşılık gelen birer noda bağlarlar. Ana yatak üzerindeki AXBE elemanları sadece basma yönünde çalışırlar.

Bu bağlantı elemanı, çift kütleli volanın iki kütlesi arasına da, eksenel yöndeki hareketi engellemek için bağlanmıştır. Buradaki eleman hem basma hem çekme yönünde çalışır.

4. REVO Bağlantı Elemanı: Bir gövdedeki bir nodu diğer gövdedeki başka bir noda bağlayan eleman çeşididir. İki bağlantı nodu arasındaki uzaklık sıfır olmalıdır. Modelde biyel kolu büyük ucu ile krank milinin ekzantrik pinleri arasında ve çift kütleli volanın iki kütlesi arasında oluşturulmuştur.

Biyel kolu ile krank pini arasındaki REVO elemanlarında direngenlik katsayısı ana yataklarda olduğu gibi maksimum gaz yükünün radyal boşluğa bölünmesiyle bulunur. Burada bu yükü tek yay taşıdığı için başka bir işleme gerek yoktur.

Çift kütleli volanın iki kütlesi arasına, eksen etrafında dönüş dışındaki diğer dönüş hareketlerini engellemesi için iki adet REVO elemanı yerleştirilmiştir. Bu elemanların yay ve sönüm katsayıları bilinmediğinden yazılım tarafından tavsiye edilen değerler kullanılmıştır.

5. FTAB Bağlantı Elemanı: bir gövdenin bir nodunu diğer gövdenin bir noduna bağlayan bağlantı elemanıdır. İki gövde arasında bağıl deplasmana ya da hıza bağlı bir yay kuvveti ya da momenti tanımlamayı sağlar. Modelde çift kütleli volanın iki kütlesi arasında dönüş yönünde kullanılmıştır. Tanımladığı kuvvet ya da momentin yönü elemanın içinde belirtilir. Bu modelde krank mili eksen etrafındaki dönüş yönünde kullanılmıştır. Daha sonra bağıl deplasman ya da hıza bağlı yay kuvveti ya da momenti bir tablo halinde eleman içinde tanımlanır. Yazılım, kullanacağı değerleri bu tablodan lineer ya da kübik interpolasyonla bulur. Bu modelde bağıl deplasmana bağlı yay momentleri tanımlanmış ve lineer interpolasyon yöntemi tercih edilmiştir. Yay momentlerinin değerleri volana ait veri sayfasından alınmıştır.

3.2.5.7 Krank Mekanizması Genel Bilgileri

Parçaların modellenmesi ve bağlanmasıyla sonra, krank mekanizmasına ait genel bilgiler programa tanıtılmıştır.

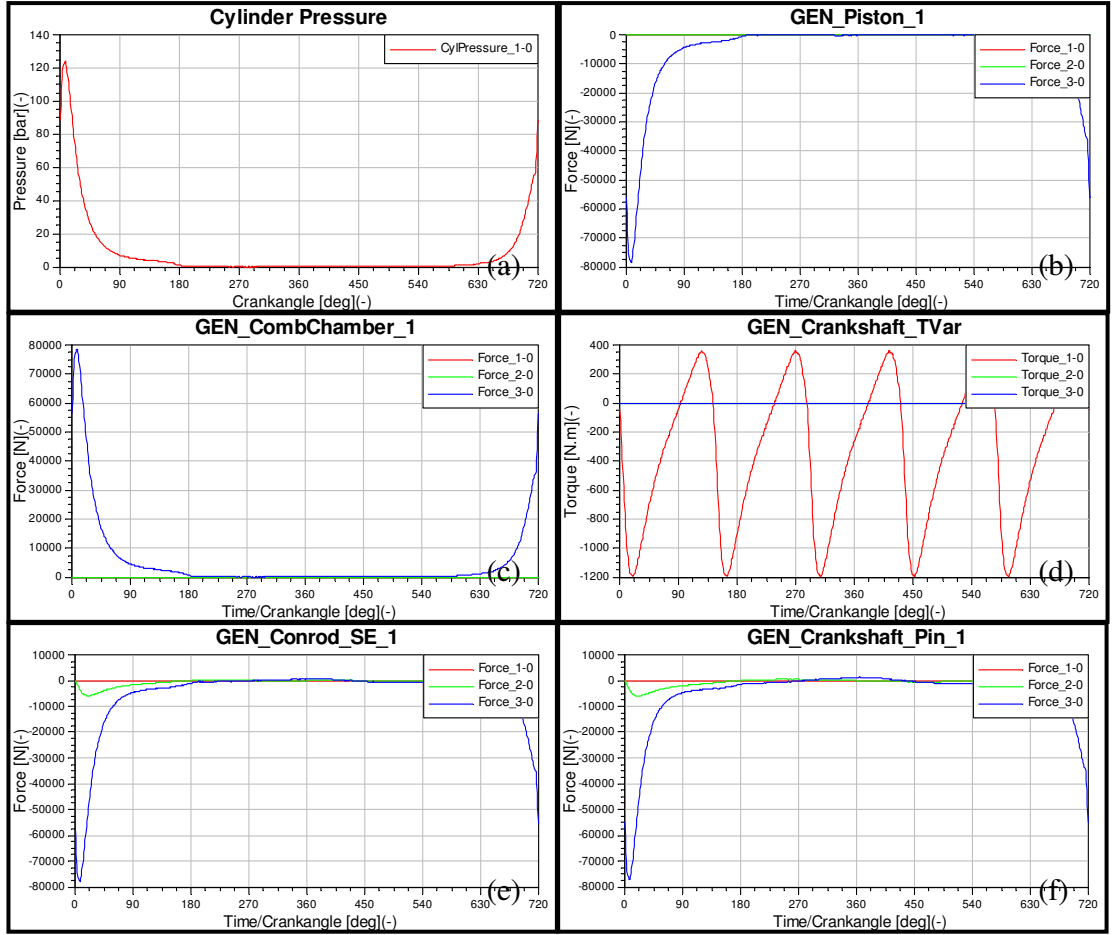
Şekil 3.37: Krank mekanizması genel bilgilerinin girilmesi

Bu kısımda krank mekanizmasıyla ilgili hesaplarda kullanılacak; silindir sayısı, silindir çapı, biyel kolu uzunluğu, strok, motorun iki ya da dört zamanlı olması, motorun oryantasyonu, patlama sırası, egzantrik pinlerin açıları, piston kütlesi gibi ana bilgiler girilmiştir. Bu bilgiler genelde motorun ve parçalarının çeşitli veri sayfalarından toplanmış, bazıları da bilgisayar destekli çizimlerden ve programda oluşturulan modelden ölçülmüştür. Bu kısımda ayrıca gaz basıncı verilerinden hangi yüklerin hesaplanacağı da seçilmiştir.

3.2.5.8 Gaz Basıncı, Yüklerin Hesaplanması ve Yüklerin Uygulanması

Bu kısımda gaz basıncı verileri programa tanıtılmış ve bu verilerden istenilen yükler hesaplatılarak modelde uygun nodlara uygulanmıştır.

Gaz basıncı verileri olarak dinamometre testi esnasında bir silindirden ölçülen gaz basıncı değerleri kullanılmıştır. Bu değerler, sabit motor hızı için krank açısıyla değişen gaz basınçları şeklindedir. Dört zamanlı motorda basınç ölçülen krank açısı 0-720 derece arasındadır. Motor hızları ise 1000, 1500, 2000, 2500, 3000, 3500, 4000 ve 4500 rpm şeklindedir. Simülasyon sırasında istenilen motor hızında ölçüm yapabilmek için yazılım bu hızlar arasında interpolasyon yapmaktadır. Düz yazı formatında kaydedilen bu sekiz basınç verisi programa teker teker okutulmuştur. Sonrasında istenilen bölgelerde krank açısına bağlı yükler hesaplatılmıştır.

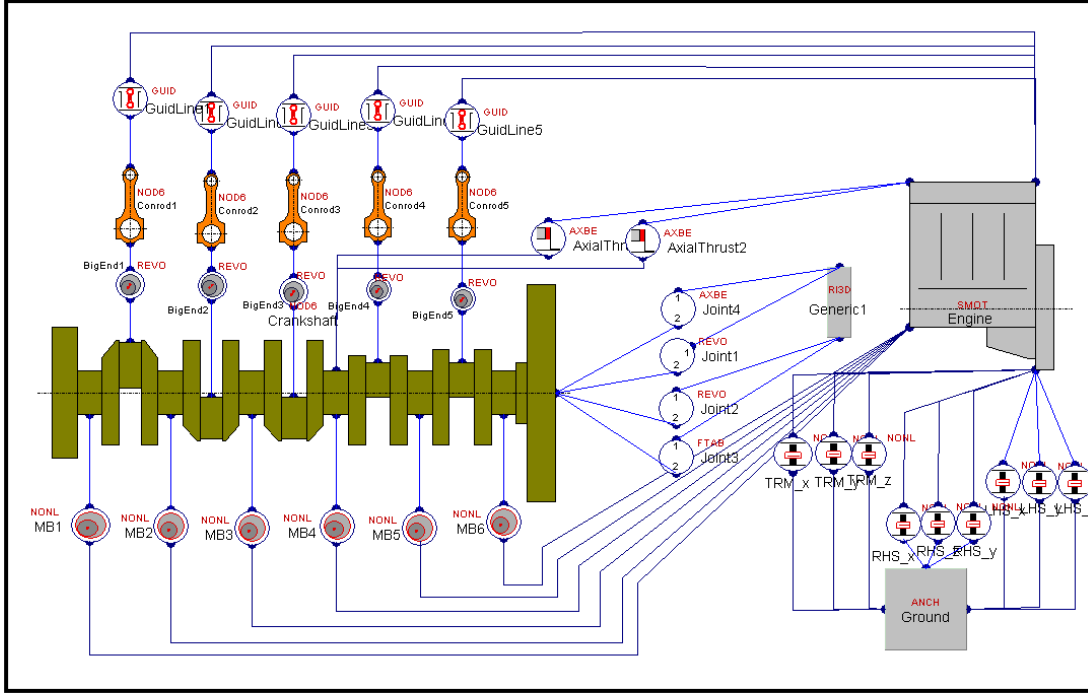


Şekil 3.38: a) Silindir basıncı ve üç yönde hesaplanılan yükler b) Piston yükü c) Yanma odası yükü d) Krank mili torku e) Biyel kolu küçük ucu yükü f) Krank pini yükü

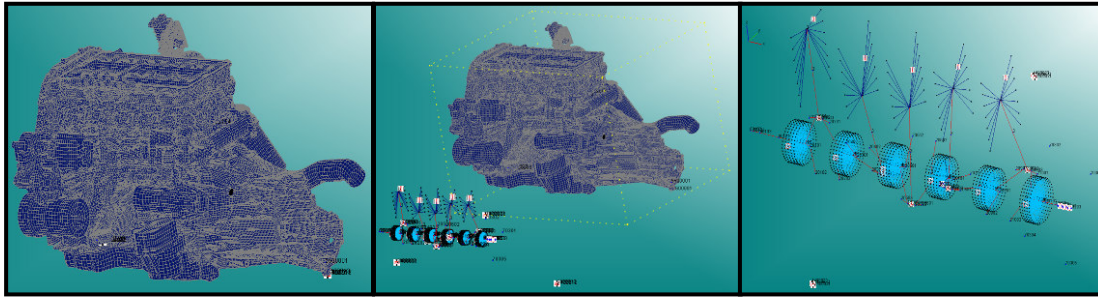
En son olarak hesaplatılan yüklerin modelde hangi lokasyonlara uygulanacağı belirtilmiştir. Burada her piston üzerinde hesaplanılan yükler, ilgili biyel kolunun küçük uç merkezindeki noda; her yanma odasında hesaplanılan yükler, ana motor gövdesinde gaz basıncı için indirgenen ilgili dört silindir bloğu noduna; ve krank mili üzerinde hesaplanılan ortalama tork ve eksenel yük, krank mili modelinde belirlenen noda uygulanmıştır.

3.2.6 Zorlanmış Titreşim Analizi ve Sonuçların Elde Edilmesi

Modelin hazırlanmasından sonra program çalıştırılarak, farklı hızlarda motorun çalışması simüle edilmiştir. Modelin programda hazırlanan en son hali aşağıdaki gibidir.



Şekil 3.39: Excite iki boyutlu görüntü



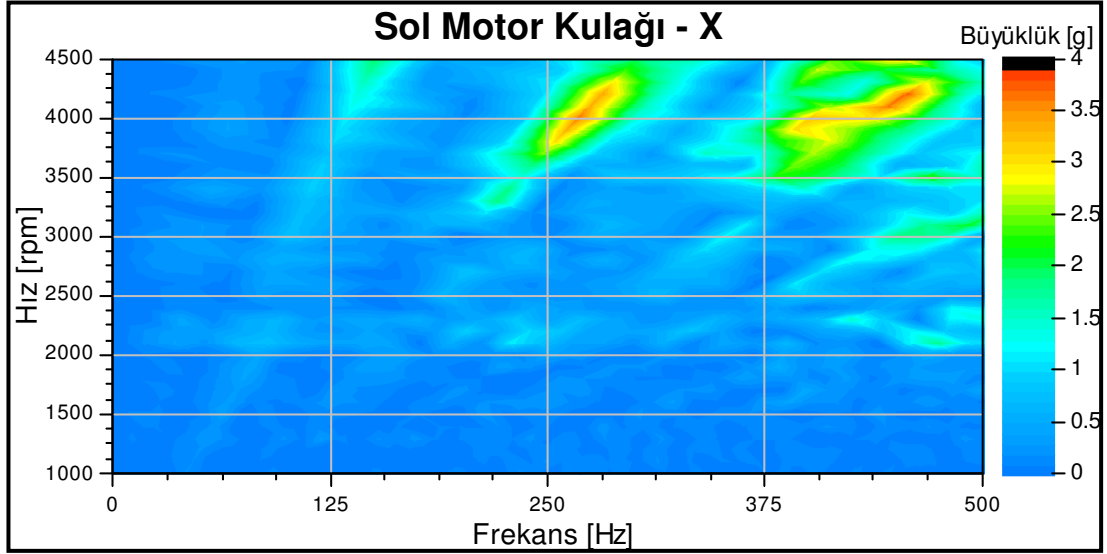
Şekil 3.40: Excite üç boyutlu görüntü: İndirgenmiş motor ve içerisindeki krank mekanizması

Bu analiz sırasında 1000 rpm'den 4500 rpm'e kadar 100'er rpm aralıklarla sabit hızlarda toplam 36 analiz yapılmıştır. Bu analizlerden elde edilen motor kulağı ivme sonuçları dinamometre testinin sonuçlarıyla karşılaştırılacak ve ayrıca sayısal model için Campbell diyagramları çıkarılacaktır.

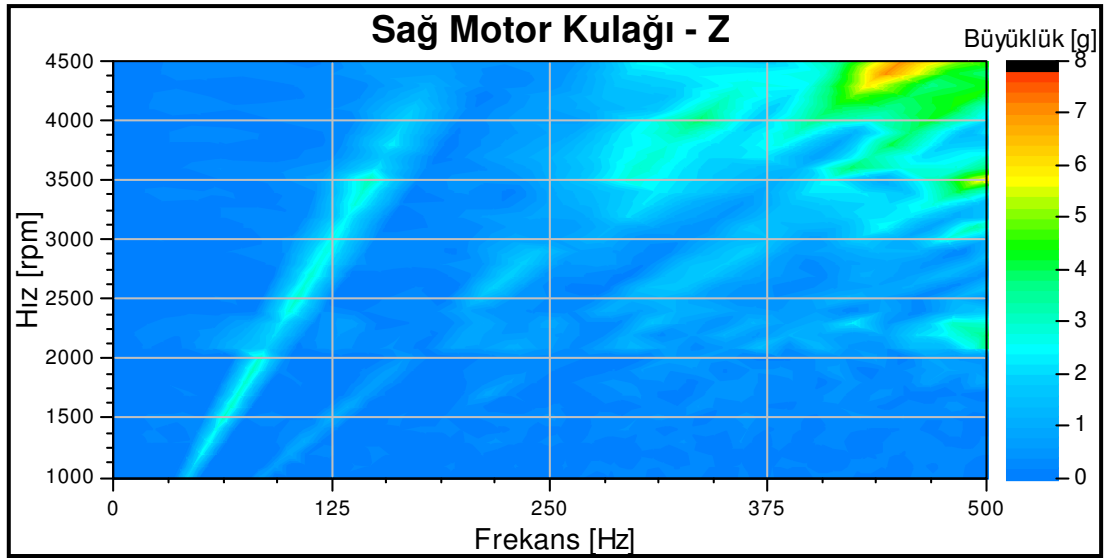
Analizlerin çözülmesinden sonra elde edilen cevaplar işlenerek sonuçlar elde edilmiştir. Tüm işlemler AVL Excite yazılımının son işlemcisi olan Impress Chart yazılımında otomatik olarak yapılmıştır. Burada ilk yapılan işlem zaman tabanlı cevapları frekans tabanına çevirmektir. Bunun için verilerin Fourier çevrimleri yapılmıştır.

Daha sonra Campbell diyagramları oluşturulmuştur. Bu işlemin yapılabilmesi için bir eksenin frekans, diğer eksenin hız olarak tanımlanması yeterlidir. Program diyagramı

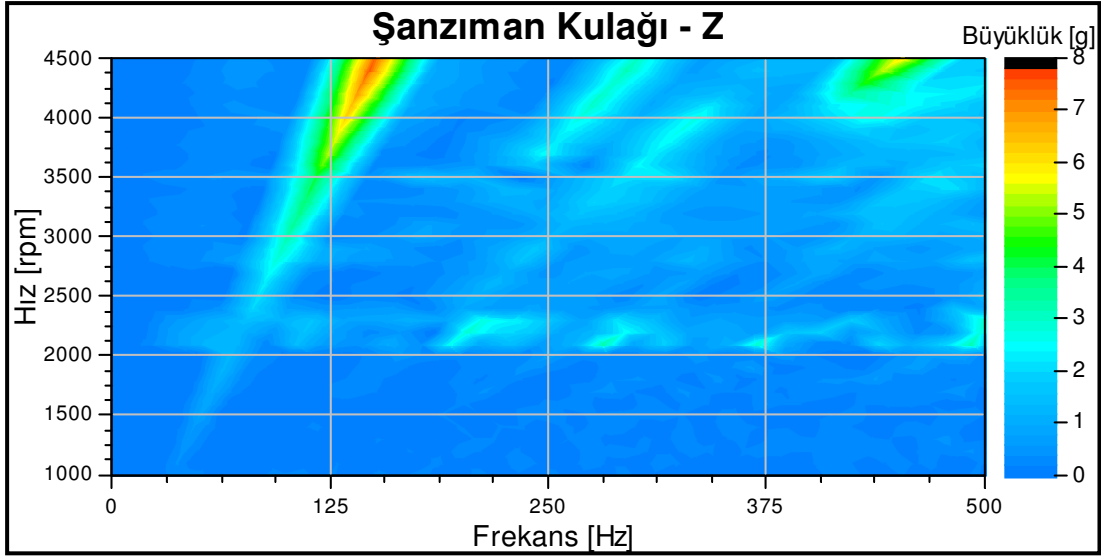
otomatik olarak çıkarmaktadır. Burada sadece birkaç örneği verilen Campbell diyagramlarının tamamı eklerde sunulmuştur.



Şekil 3.41: Sayısal Model Campbell Diyagramı (Sol Motor Kulağı, x-yönü)

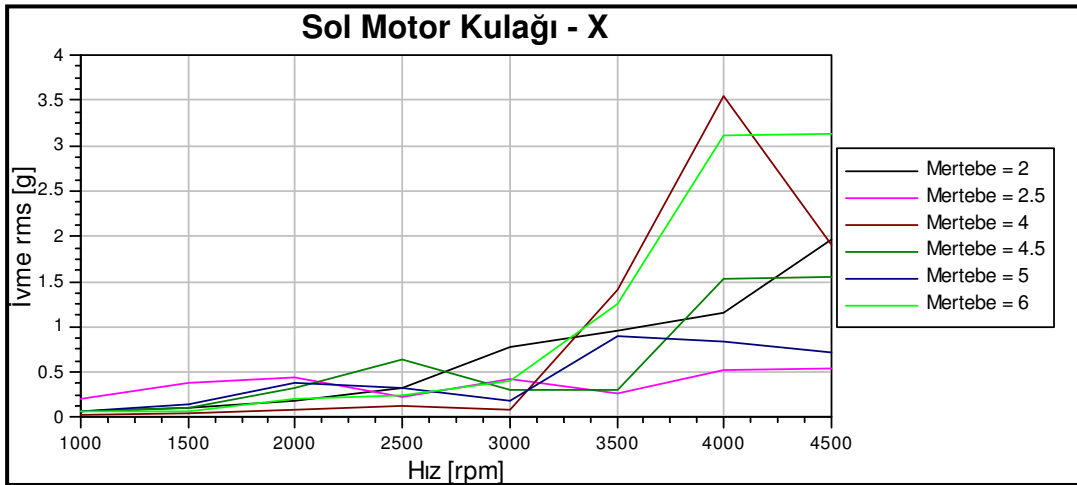


Şekil 3.42: Sayısal Model Campbell Diyagramı (Sağ Motor Kulağı, z-yönü)

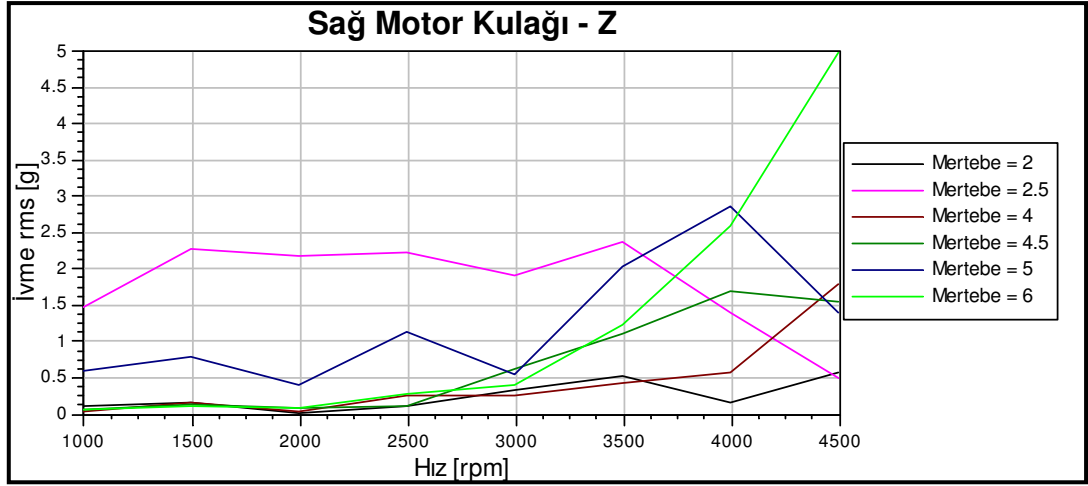


Şekil 3.43: Sayısal Model Campbell Diyagramı (Şanzıman Kulağı, z-yönü)

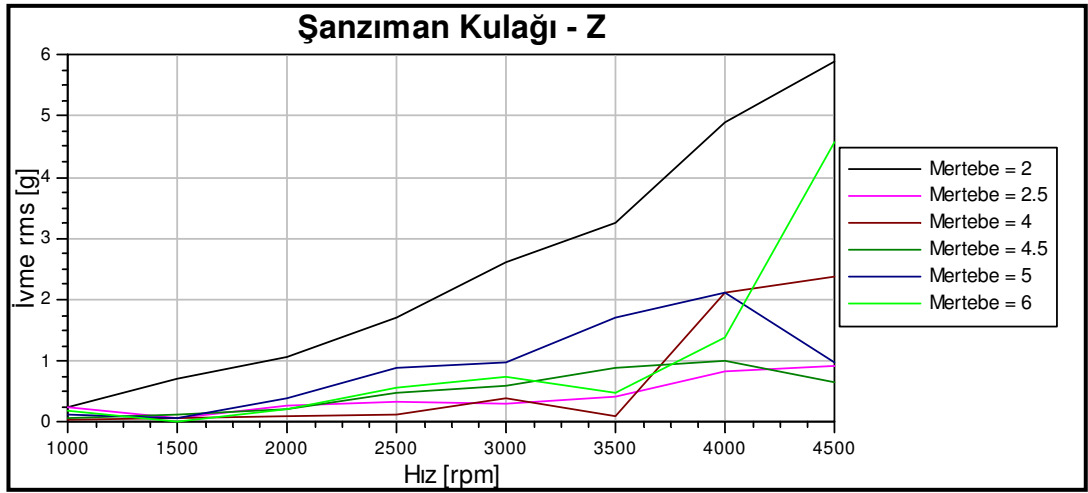
Bir sonraki işlem motor kulaklarından alınan ivme verilerini mertebelere ayırmak ve hıza bağlı olarak grafik halinde çizdirmektir. Bu işlem de Impress Chart içinde otomatik olarak yapılabilmekte ve frekans tabanlı verilerden istenilen mertebeler çıkarılabilmektedir. Bu değerler dinamometre sonuçlarıyla karşılaştırılacaktır.



Şekil 3.44: Sayısal Model Mertebe Sonuçları (Sol Motor Kulağı, x-yönü)



Şekil 3.45: Sayısal Model Mertebe Sonuçları (Sağ Motor Kulağı, z-yönü)



Şekil 3.46: Sayısal Model Mertebe Sonuçları (Şanzıman Kulağı, z-yönü)

Sayısal model mertebe sonuçlarının tamamı eklerde bulunabilir.

4 DENEYSEL UYGULAMALAR

Yapılan analizlerin ve modelleme stratejisinin doğruluğunun gerçekleşmesi için sayısal analiz sonuçlarının testlerden elde edilen gerçek sonuçlarla karşılaştırılması gerekir. Bunun için sayısal analizi yapılan parçalara analizle aynı cinsten sonuçlar verecek şekilde test yapılmalıdır. Bu bölümde bu testlerin aşamaları anlatılacak ve elde edilen sonuçlar sunulacaktır.

Deneysel uygulamalar başlığı altında iki adet test yapılmıştır. Bunlar modelleme stratejisinin doğruluğunu kontrol etmek için yapılan yağ karterinin modal testi ve tüm motor montajının dinamik modelini doğrulamak için yapılan dinamometre testleridir.

4.1 Yağ Karterinin Modal Testi

Yukarıda da bahsedildiği gibi bu test, yağ karterinin modelleme stratejisinin doğruluğunu kontrol etmek için yapılmıştır. Yağ karterine modal test yapılmış ve 0-500 Hz arasındaki modları incelenmiştir. Modal test sırasında LMS TestLab yazılım paketinden Impact Testing modülü kullanılmıştır.

LMS, 1980 yılında kurulmuş, mühendislik servisi ve yazılımı sağlayan bir Belçika şirkettir. LMS TestLab, bu firmanın akustik, titreşim ve mukavemet alanlarında veri toplama ve işleme yazılımlarının genel ismidir. Impact Testing ise LMS TestLab paketinin modal çekiç ile modal test yapılmasına olanak veren modülüdür.

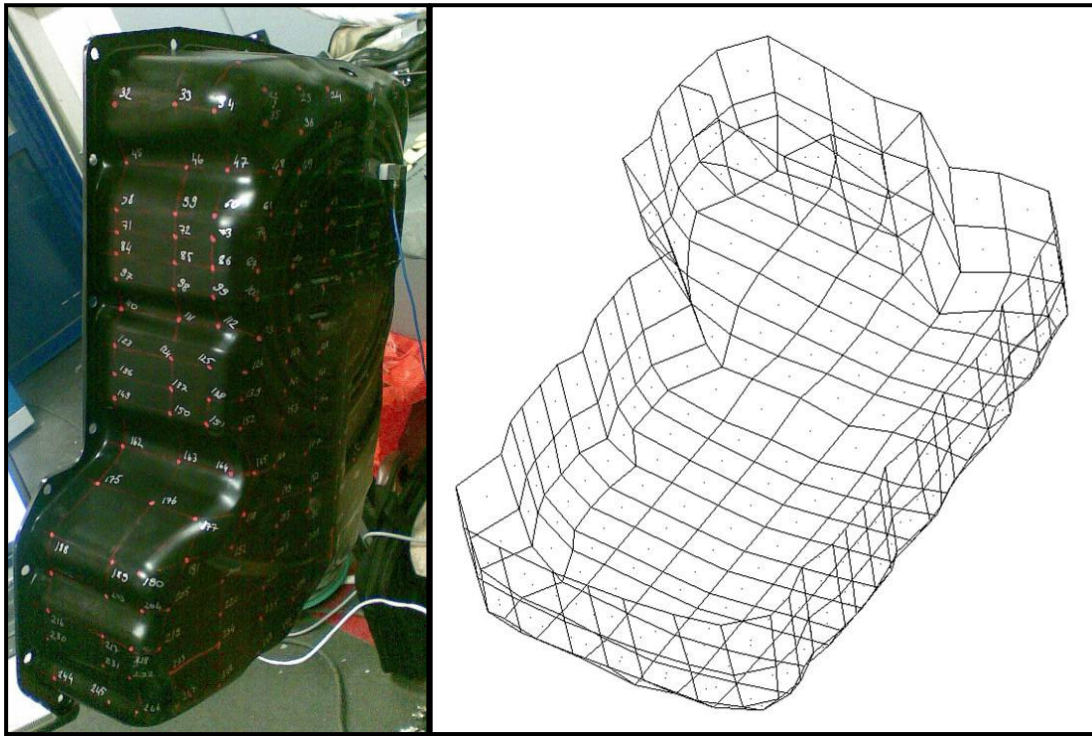
Burada bu testin aşamaları anlatılmıştır.

4.1.1 Parçanın ve Test Modelinin Hazırlanması

Öncelikle testi yapılacak olan parçanın modal test için hazırlanması gerekir. Bunun için parçanın üzerinde parçanın modal karakteristiğini yeterince iyi gösterebilecek sıklıkta ölçüm noktaları belirlenmiş ve bu noktalar numaralandırılmıştır.

Daha sonra ölçümlerden hesaplanacak mod şekillerinin görülebilmesi için gerçek parça üzerinde alınan noktalar bilgisayar ortamında da oluşturulmalı ve test

yazılımının kullanacağı bir test modeli elde edilmelidir. Bunun için parçanın bilgisayar destekli üç-boyutlu geometrisi alınmış ve parça üzerinde alınan noktalar geometri üzerinde de belirlenmiştir. Daha sonra bu nodlar parça üzerindeki gibi yeniden numaralandırılmış, elemanlarla birleştirilmiş ve parçanın test modeli elde edilmiştir. Bu model TestLab yazılımına tanıtılarak modal test sırasında ve sonuçların görülmesinde kullanılmıştır. Test modelinde toplam 282 nod bulunmaktadır. Aşağıdaki şekilde fiziksel teste sokulan yağ karteri ve karterin üzerindeki ölçüm noktalarından oluşan, test yazılımında kullanılan test modeli görülebilir.



Şekil 4.1: Modal testte kullanılan yağ karteri ve test modeli

4.1.2 Test Ekipmanı

Modal test için test yapılacak parça dışında, ivmelerin ölçülmesi için ivmeölçer, parçaya tahrikin verilmesi için modal çekiç, veri toplama cihazı ve buna bağlı arayüz ve parçanın bağlanacağı test rigi gereklidir. Test ekipmanları aşağıdaki resimlerde görülebilir.



Şekil 4.2: Test Ekipmanları: a) İvmeölçer, b) Modal Çekiç, c) Veri Toplama Cihazı

Bu çalışmada ivmeölçer olarak üç eksenli PCB Piezoelektrik ivmeölçer kullanılmıştır. Bu ivmeölçer, ilgilenilen frekans aralığında hassas ölçüm yapabilmesi ve aynı anda üç yönden de veri alabilmesi yüzünden tercih edilmiştir.

Kullanılan modal çekiç, Endevco marka standart modal çekiçtir. Üç farklı malzemeden ucu sayesinde istenilen frekans aralığında düzgün tahrik verebilmektedir. Çalışmada, yapıyı yeterince tahrik edebildiği için plastik uç tercih edilmiştir.

Veri toplama cihazı olarak LMS Scadas III tercih edilmiştir. Kullanılan versiyon 24 kanal barındırmaktadır, ancak modüler olması sebebiyle 120 kanala kadar çıkarılabilir. LMS TestLab yazılımıyla tam entegredir.

Test rigi olarak, Ford Otosan Gölcük fabrikası test merkezinde bulunan rig kullanılmıştır. Rig, oldukça rijid olup ilk modu ilgilenilen frekans aralığının yeterince üzerindedir. Bu durum serbest sınır şartlarının tam olarak yakalanamaması durumunda önemlidir.

4.1.3 Test Düzeneginin Hazırlanması

Ölçümlerin alınmasından önce test ekipmanları biraraya getirilerek test düzeneği hazırlanmış, ivmeölçer ve modal çekicinin kalibrasyonu yapılmış ve elde edilecek olan kuvvet ve ivme bilgilerinin genlikleri belirlenerek test aletlerinin genlik ayarları yapılmıştır.

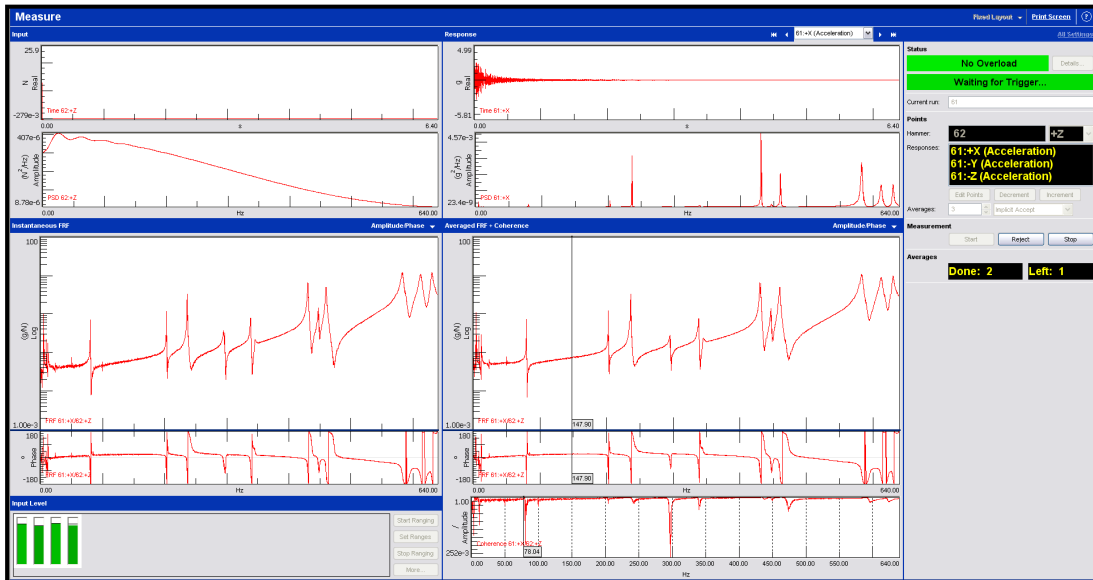
Bunun için öncelikle ivmeölçer ve modal çekicinin kalibrasyonu için test riginin üzerine ağırlığı bilinen bir kütle asılmıştır. İvmeölçerin kesin kalibrasyonu, belli frekans ve genlikte titreşim veren bir kalibratör yardımıyla yapıldıktan sonra, modal çekiç için böyle bir kalibrasyon mümkün olmadığı için, asılan ağırlık yardımıyla çekicinin ivmeölçere göre göreceli kalibrasyonu yapılmıştır. Kesin ve göreceli

kalibrasyonlar, ekipmanlar bağlandıktan sonra TestLab yazılımının ilgili kısımlarında otomatik olarak yapılmaktadır.

Daha sonra ağırlık indirilerek, yerine testi yapılacak olan yağ karteri bağlanmıştır. Karter, serbest sınır koşullarının olabildiğince korunması için dört köşesinden değil, tek bir noktadan misina ile asılmıştır. İvmeölçer herhangi bir noktaya bağlanarak, çekiç ile deneme vuruşları yapılmış ve ivmeölçer ve çekicinin genlik ayarı test yazılımında otomatik olarak gerçekleştirilmiştir.

4.1.4 Ölçümlerin Alınması

Hazırlık aşamasından sonra ölçümlerin alınmasına geçilmiştir. Bu test sırasında her ölçümde modal çekiç ile aynı noktaya vurularak, sırasıyla yağ karterinin üzerindeki her noktadan ivme ölçümü alınmıştır. Böylece vuruş noktasıyla karterin diğer noktaları arasında FTF'ler bulunmuştur. Ölçümler yapılırken her noddan üç defa ölçüm alınmıştır. Her nod için elde edilen FTF'ler bu üç adet ölçümün ortalaması alınarak hesaplanmıştır. Ölçümler alınırken giriş sinyali ve çıkış sinyali arasındaki ilişkiyi belirten uyumluluk fonksiyonuna da dikkat edilmiş, ölçümlerin uyumluluk değerinin bir veya bire yakın olmasına çalışılmıştır. Ölçümler sırasında, yazılımın arayüzünden bir görüntü aşağıdaki şekilde görülebilir.



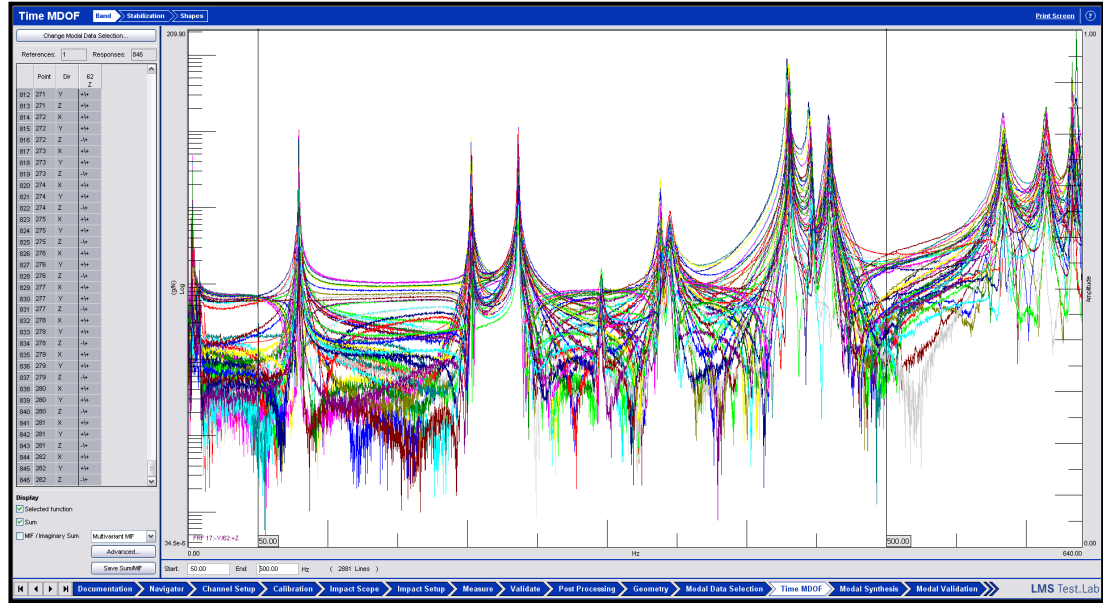
Şekil 4.3: LMS TestLab ölçüm sayfası

Ölçüm işleminin sonunda, her nod için, modal çekicinin ölçtüğü bir serbestlik derecesiyle, üç eksenli ivmeölçerinin ölçtüğü üç serbestlik derecesi arasında üç adet FTF, 282 nod için toplam 846 adet FTF bulunmuştur.

4.1.5 Verilerin İşlenmesi ve Sonuçların Elde Edilmesi

Yağ karteri üzerindeki nodlar arasında FTF'ler bulunduğundan sonra sıra bu bilginin işlenmesine ve doğal frekans ve mod şekillerinin bulunmasına gelmiştir. Bunun için LMS TestLab yazılımının içinde bulunan analiz modülü kullanılmıştır. Burada önce elde edilen FTF'ler kontrol edilir. Herhangi bir sebeple bozuk olduğuna karar verilenler analize sokulmayabilir. Bu çalışmada tüm FTF'lerin analize sokulabilir durumda olduğuna karar verilmiş ve 846 FTF üzerinden işleme devam edilmiştir.

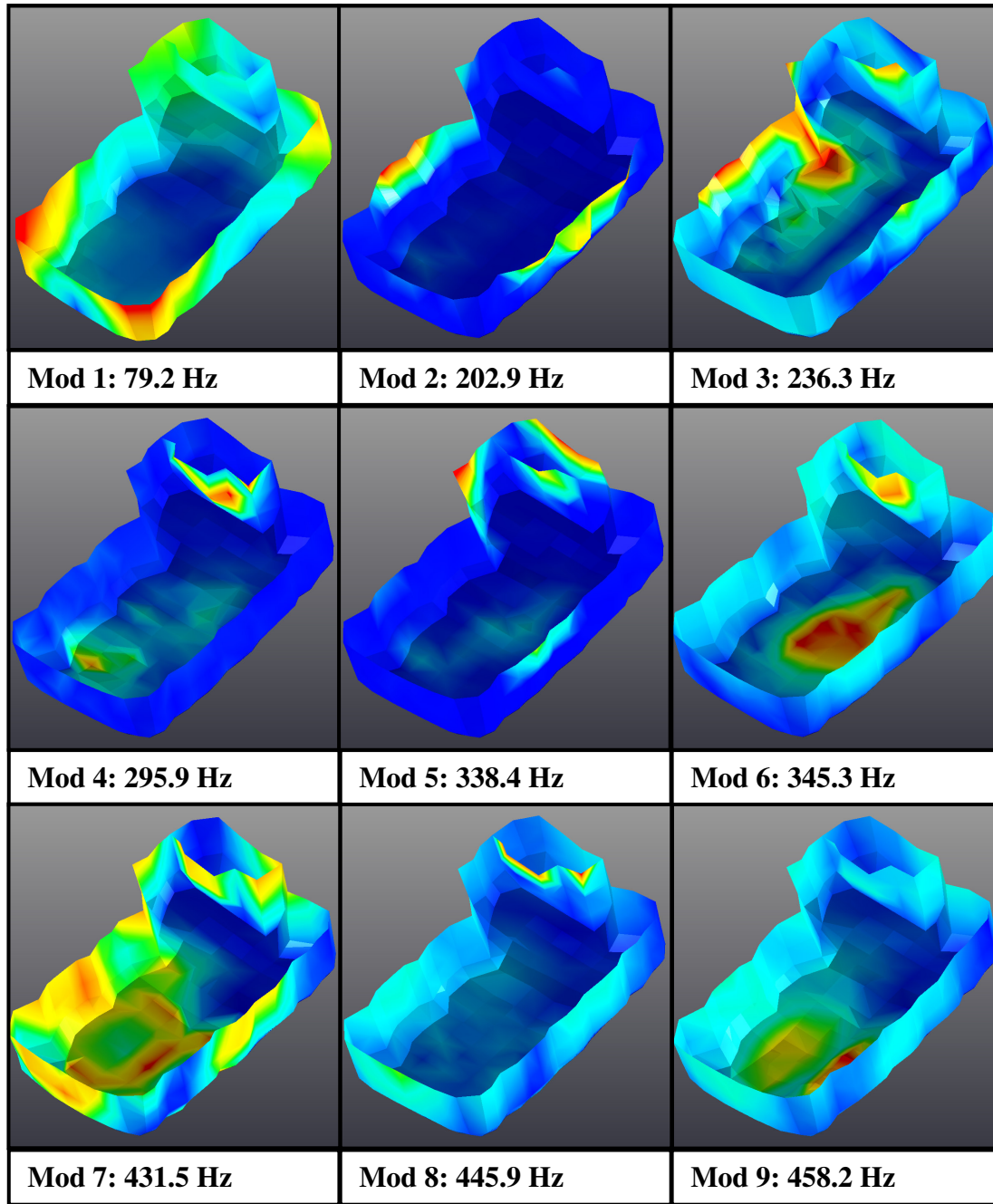
Daha sonra üzerinde çalışılacak frekans aralığı belirlenerek mod arama işlemine başlanır. İdealde ilgilenilen frekans aralığının tümü seçilebilse de; pratikte FTF'ler bütününe zirve yaptığı bölgelerde birer mod olduğu düşünülürse, bu bölgeler teker teker seçilerek modların ayrı ayrı aranması daha sağlıklı sonuçlar verir. Tüm FTF'ler ile birlikte bant seçimi aşağıdaki şekilde görülebilir.



Şekil 4.4: Tüm FTF'ler ile birlikte bant seçimi

Frekans aralığı belirlendikten sonra program, zaman tabanlı çoklu serbestlik derecesi yöntemini kullanarak, bu aralıkta olası modları hesaplamakta ve bunları bir stabilizasyon diyagramı olarak vermektedir. Burada istenilen frekans aralığında en stabil frekans tercih edildiğinde, yazılım bu frekanstaki mod şeklini kendisine tanıtılan geometri üzerinde göstermektedir.

Anlatılan yöntemle, yağ karterinin 0-500 Hz arasında modları aranmış, toplam dokuz doğal frekansı ve mod şekli elde edilmiştir.



Şekil 4.5: Yağ Karterinin Modal Test Sonuçları

4.2 Motor Montajının Dinamometre Testi

Bu test motor montajının dinamik modellenmesini doğrulamak amacıyla yapılmıştır. Motor dinamometreye bağlıyken çalıştırılmış ve belli hızlarda çalışır durumda iken üzerinden ivme okunmuştur. Dinamometre testinden ivme ve motor hızı verilerinin okunması için ROTEC veri toplayıcı yazılımı kullanılmıştır.

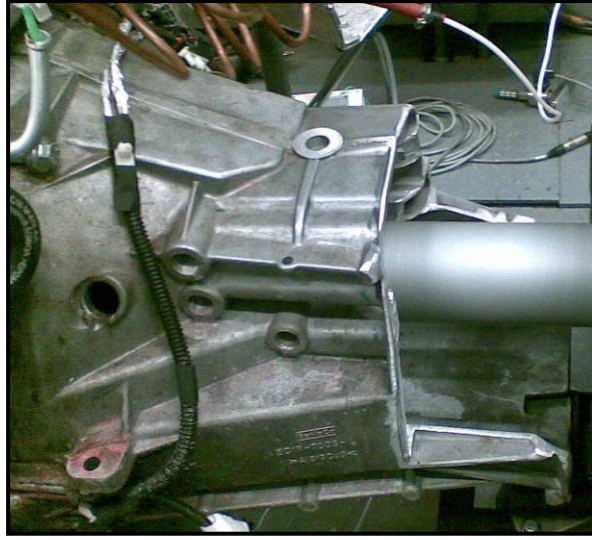
4.2.1 Test Düzenineğinin Kurulması

Test sırasında motorun çalıştırılması için Ford Otosan Gölçük fabrikası dinamometrelerinden biri kullanılmıştır. Dinamometre AVL tarafından fabrikaya kurulmuş olup, hem duran motoru çalıştırabilme hem de çalışan motoru frenleyebilme özelliğine sahiptir. İki yöne doğru da çalışabilen dinamometrenin, 4000 rpm'e kadar sabit 600 Nm tork kapasitesi vardır. Bu dinamometre sayesinde motor istenilen hızda, istenilen gaz kapasitesinde ve istenilen torkta çalıştırılabilmekte, sabit hızda ya da sabit ivmede çalışırken çeşitli ölçümler yapılabilmektedir.



Şekil 4.6: Dinamometreden görünüm

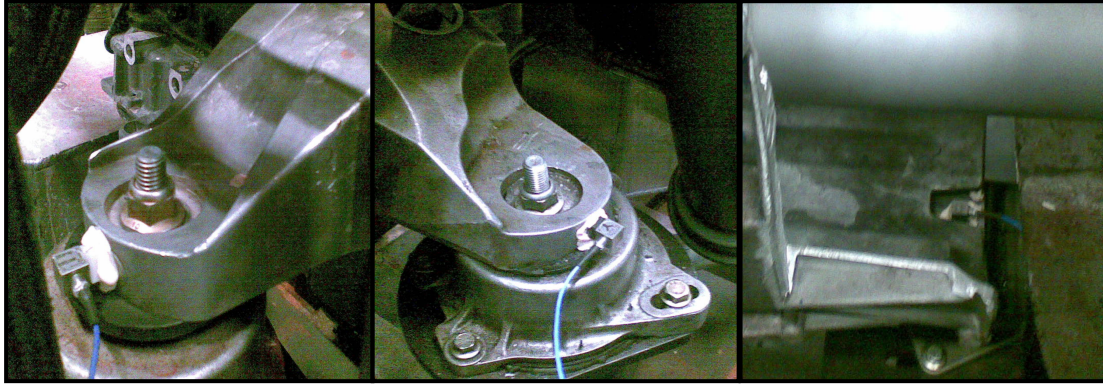
Motor, dinamometrenin zeminine motor kulaklarından tutturulmuştur. Volan kısmından dinamometrenin şaftına bağlıdır ve hareket buradan sağlanır. Bu bağlantı yüzünden motorun şanzıman kısmı dişli kutusu dışında hiç bir parçayı içermemektedir. Dişli kutusu da bağlantının kolay yapılabilmesi için uygun şekilde kesilmiş bir biçimde kullanılmaktadır.



Şekil 4.7: Dinamometrede kullanılan kesik dişli kutusu

Motor ayrıca, yakıt, gaz ve soğutma suyu giriş çıkışını sağlamak amacıyla yakıt tankı, hava emiş sistemi ve soğutucu sistemi gibi yan birimlere de bağlıdır.

Motora, motor kulaklarından birer ivmeölçer bağlanmıştır. Bu ivmeölçerler, yağ karterinin modal testinde olduğu gibi üç eksenli PCB Piezoelektrik ivmeölçerlerdir. Böylece tüm motor kulaklarından üç yönde ivme okunabilmesi sağlanmıştır.



Şekil 4.8: Sol motor, sağ motor ve şanzıman kulaklarındaki ivmeölçerler

İvme ölçümünün alındığı anda motorun çalışma hızını da ölçebilmek için veri toplayıcı dinamometrenin kendi hız çıkışına bağlanmıştır. Böylece ivme ölçümü sırasında motorun hangi rpm’de çalıştığını da kaydetmek mümkün olmuştur.

4.2.2 Ölçümlerin Alınması

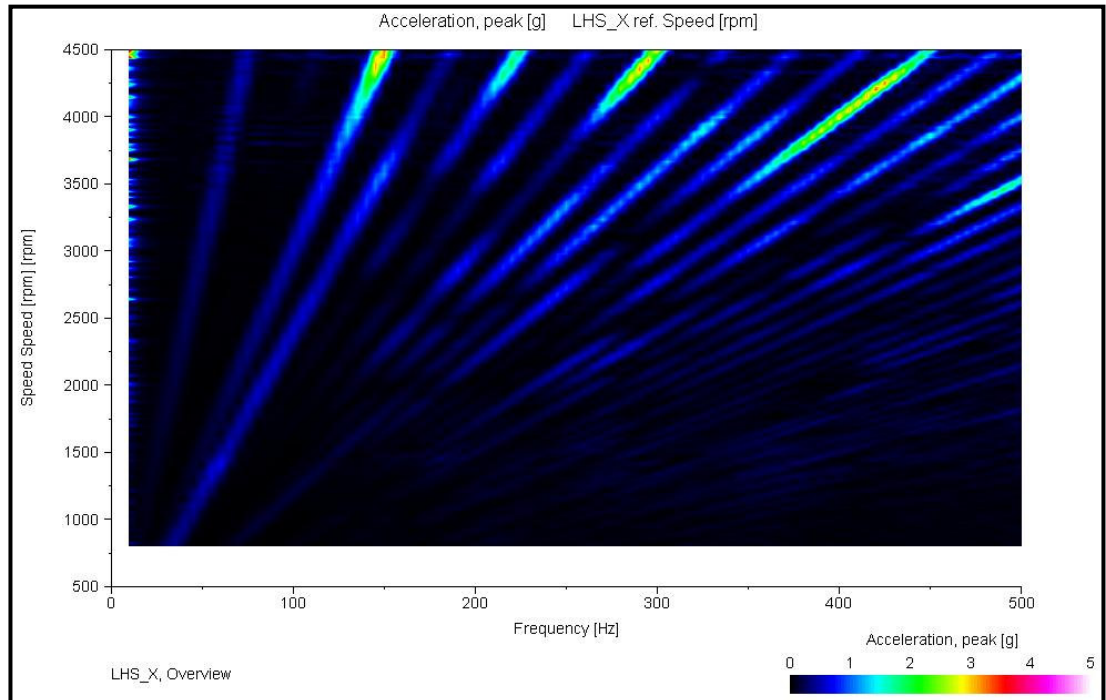
Motor dinamometrede çalıştırılarak iki ana durumda; sabit hızlarda ve sabit ivmede, ivme ölçümleri alınmıştır. Motorun çalıştırılacağı hız aralığı 1000-4500 rpm olarak belirlenmiştir.

Önce sabit ivme ölçümleri alınmıştır. Motor tam gaz durumunda, 1000 rpm'den 4500 rpm'e sabit ivmeyle 150 saniyede çıkacak şekilde dinamometre ayarlanmış ve bu süre içinde motor kulaklarından ivme ölçümüyle birlikte, motorun o andaki hızı da kaydedilmiştir. Bu ölçüm Campbell diyagramlarının hesaplanmasında kullanılmıştır.

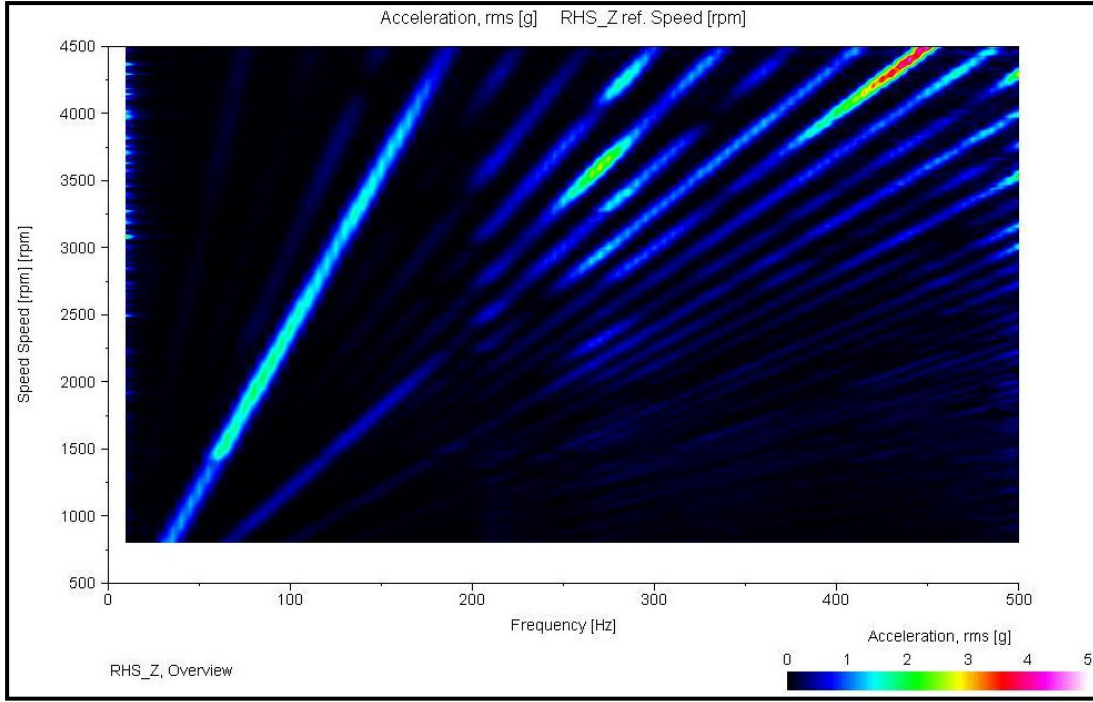
Daha sonra karşılaştırma sırasında kullanılacak olan sabit hız ölçümleri alınmıştır. Burada motor 1000 rpm'den 4500 rpm'e kadar 500 rpm aralıklarla sabit hızlarda çalıştırılmış ve her sabit hızda 30 saniye boyunca ivme ölçümleri alınmıştır. Bu ölçümlerden elde edilen sonuçlar, motor dinamik modelinin aynı hızlarda çalışmasının simülasyonundan hesaplanacak sonuçlarla karşılaştırılacaktır.

4.2.3 Verilerin İşlenmesi ve Sonuçların Elde Edilmesi

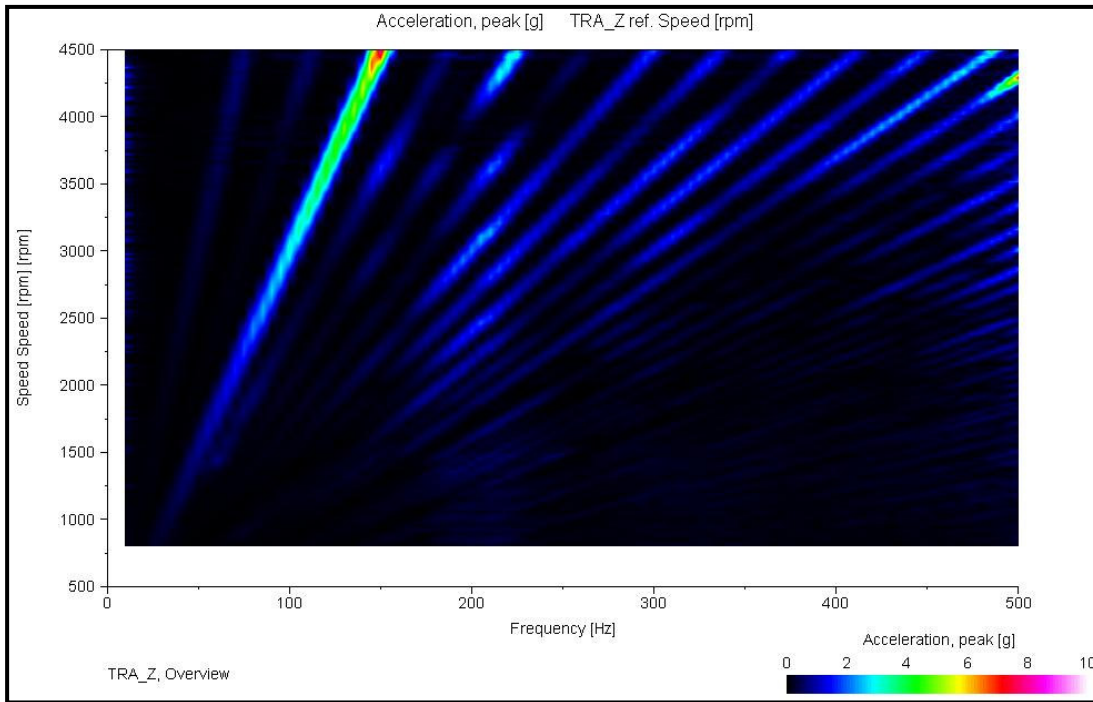
Ölçümlerden sonra her motor kulağından üç yönde elde edilen ivme verilerinin işlenmesine geçilmiştir. Bu işlemler ROTEC yazılımında otomatik olarak gerçekleştirilmiştir. İlk yapılan işlem verileri zaman tabanından frekans tabanına geçirmektir. Bunun için verilerin Fourier çevrimi alınmıştır. Daha sonra her motor kulağının her yöndeki sabit ivmede alınan verilerinden Campbell diyagramları çıkartılmıştır. Bu diyagramlarda bir eksene frekans, bir eksene motor hızı yerleştirilir ve ivme genlikleri renk skalası şeklinde verilir.



Şekil 4.9: Dinamometre Testi Campbell Diyagramı (Sol Motor Kulağı, x-yönü)



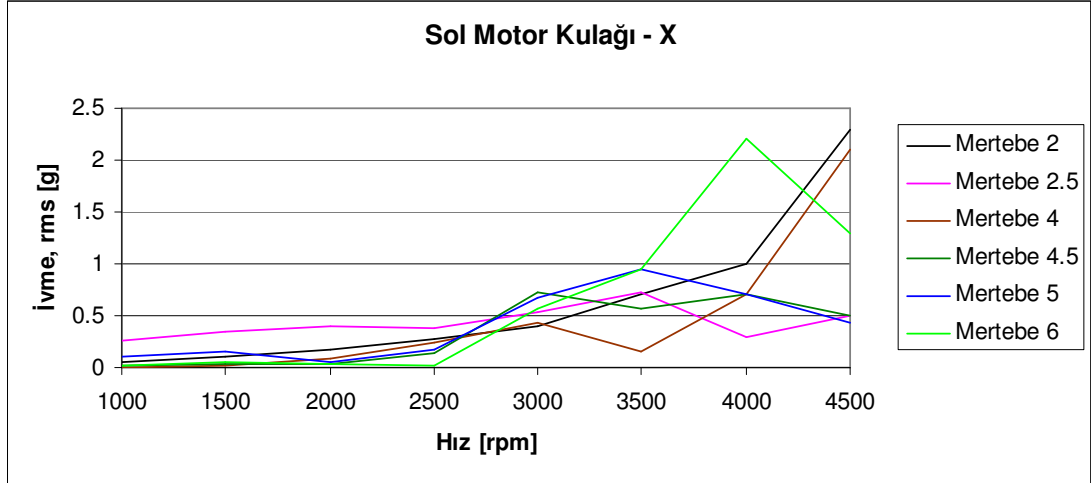
Şekil 4.10: Dinamometre Testi Campbell Diyagramı (Sağ Motor Kulağı, z-yönü)



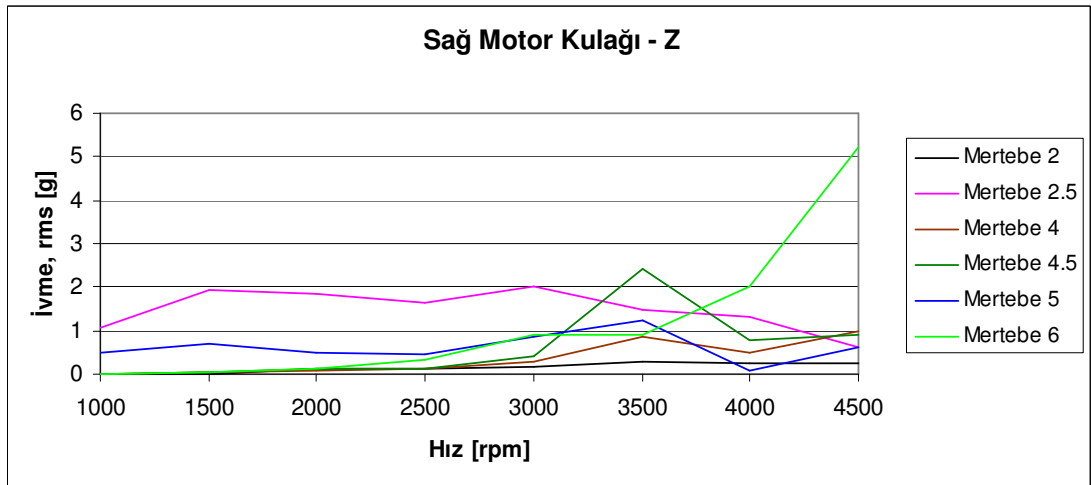
Şekil 4.11: Dinamometre Testi Campbell Diyagramı (Şanzıman Kulağı, z-yönü)

Bu diyagramlarda motorun çalışmasından kaynaklanan yüksek ivmeler ve motordaki yapısal bir durumdan kaynaklanan yüksek ivmeler ayırdedilebilir. Diyagramların tamamı ekler kısmında verilmiştir.

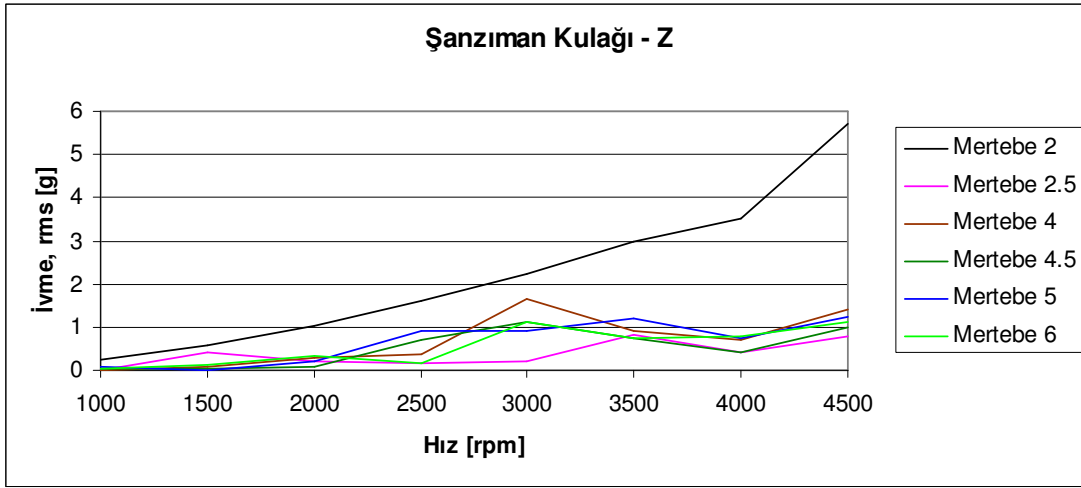
Daha sonra motor sabit hızlarla çalışırken kaydedilen verilerin işlenmesine geçilmiştir. Bu verilerde her hız için motorun önemli mertebelerindeki değerler ayrılmış ve biraraya getirilerek her mertebe için 1000-4500 rpm arasındaki ivmeler bulunmuştur. Burada birkaç örneği verilecek olan mertebe sonuçlarının tamamı eklerde sunulmuştur.



Şekil 4.12: Dinamometre Testi Mertebe Sonuçları (Sol Motor Kulağı, x-yönü)



Şekil 4.13: Dinamometre Testi Mertebe Sonuçları (Sağ Motor Kulağı, z-yönü)



Şekil 4.14: Dinamometre Testi Mertebe Sonuçları (Şanzıman Kulağı, z-yönü)

5 KARŞILAŞTIRMA VE DEĞERLENDİRME

Sayısal model analizleri ve yapılan testlerden sonra sayısal modelin doğruluğunu kontrol etmek için bu iki farklı yoldan elde edilen sonuçların karşılaştırılması gereklidir. Bu bölümde elde edilen veriler karşılaştırılacak, karşılaştırma sonuçları çizelgeler ve grafikler halinde sunulacaktır.

Çalışmada önce yağ karterini daha sonra da tüm motor montajı incelenmiştir. Burada önce yağ karterinin analiz ve test sonuçlarının karşılaştırması verilecek, daha sonra ise motor montajının karşılaştırma sonuçları sunulacaktır.

5.1 Yağ Karteri

Yağ karterinde DFA tercih edilmiş ve doğrulamak için modal test yapılmıştır. İki durumda da hesaplarla ve verilerin işlenmesiyle doğal frekanslar ve mod şekilleri elde edilmiştir. Burada yağ karteri için doğal frekanslar ve mod şekillerinin karşılaştırmaları verilmiştir.

Her mod için modal test ve sayısal analizden elde edilen doğal frekans değerleri ve aralarındaki fark Çizelge 5.1’de, mod şekilleri de Şekil 5.1’de verilmiştir. Çizelge 5.1’den de görülebileceği gibi analiz ve test doğal frekansları arasındaki fark yüzde altıyı aşmamaktadır.

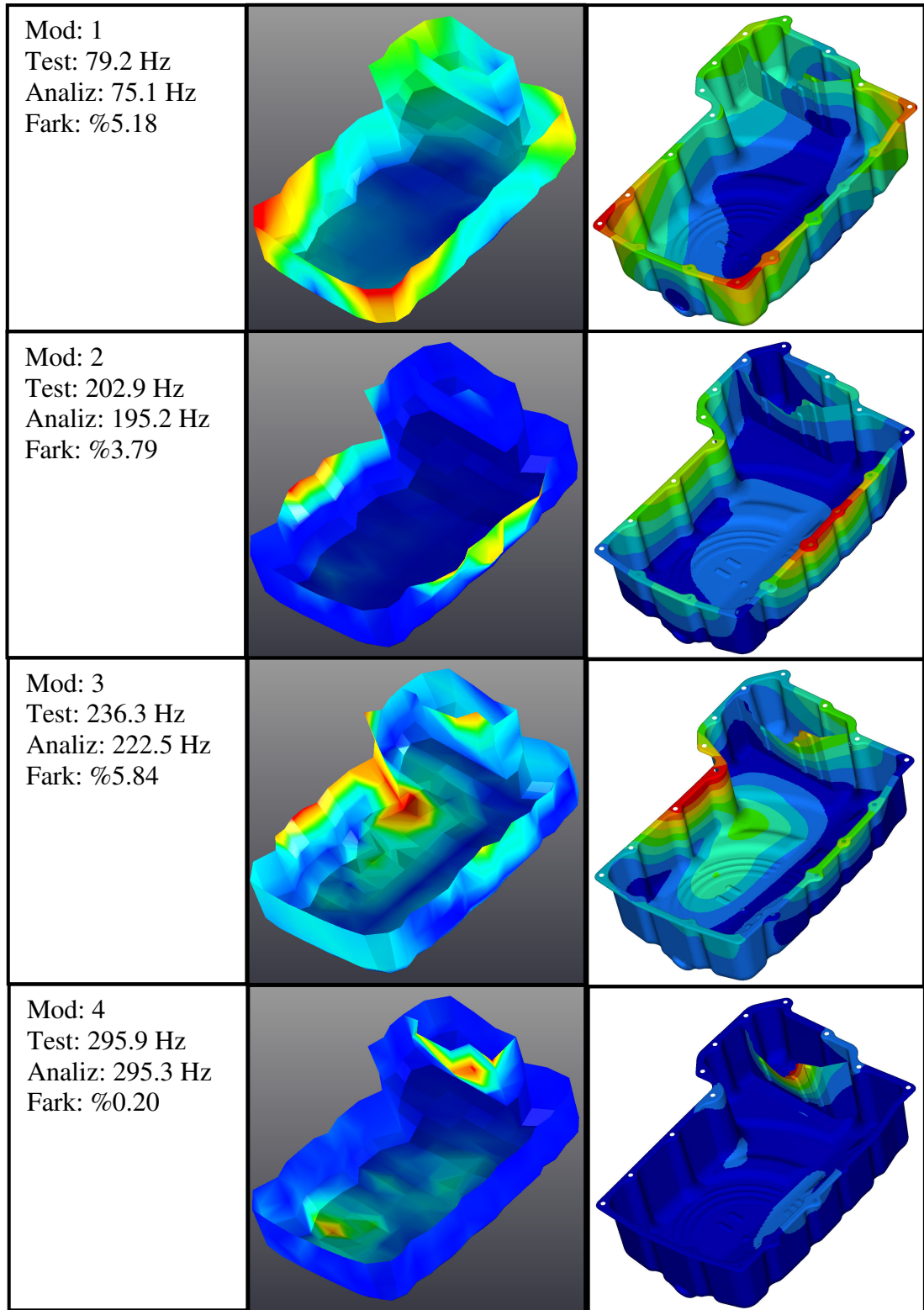
Test sonuçları ve analiz sonuçları arasındaki farkın sebeplerinden biri analizde SE yönteminin kullanılıyor olmasıdır. Eleman boyutu ne kadar küçük tutulursa tutulsun, bir yapıyı boyutları sınırlı bir çok küçük elemandan oluşuyormuş gibi düşünerek çözmek belli bir hatayı da beraberinde getirmektedir. Bir diğer hata sebebi malzeme bilgisidir. Analizde malzeme lineer ve anizotropik olarak modellenmiştir. Gerçekte bazı malzemeler buna yaklaşırsa da hiçbir zaman burada modellenen ideale ulaşamazlar. Ayrıca analizde karterin ve içindeki ayrıncı kalınlığı sabit alınmıştır. Ancak karterin üretimi aşamasında yapılan derin çekme, basma işlemleri sırasında kalınlığın sabit kalmayacağı ve kıvrılan kenarlarda ya da tabandaki şekillerde malzemenin inceleceği ve kenarlara toplanacağı açıktır.

Ayrıca modal test sırasında da bir takım hatalar sonuca etkiyebilir. Burada en önemli etkenlerden biri sınır şartlarıdır. Analizde ideal serbest sınır şartları kullanılmıştır. Bu yüzden modal test sırasında da bu koşullara olabildiğince yaklaşmak gereklidir. Ancak parça boşlukta serbest halde asılı bulunamayacağı için, parçanın test rigine tutturulması sırasında ideal durumdan sapmalar meydana gelmiştir. Ayrıca modal testin yapıldığı ortam da idealden uzaktır. Modal test, Ford Otosan Gölcük Fabrikası Test Atölyesinde yapılmıştır. Modal test yapıldığı sırada atölyede devam eden diğer testlerden kaynaklanan gürültü sonuçlara olumsuz etki yapmıştır. İvmeölçerlerin noktasal olarak bağlanamaması, bağlama sırasında kullanılan silikon, modal çekiçle tahrik sırasında doğabilecek hatalar ve test ekipmanına bilgi ileten kablolardaki kusurlar sonuçları olumsuz etkileyen diğer faktörler olarak sayılabilir.

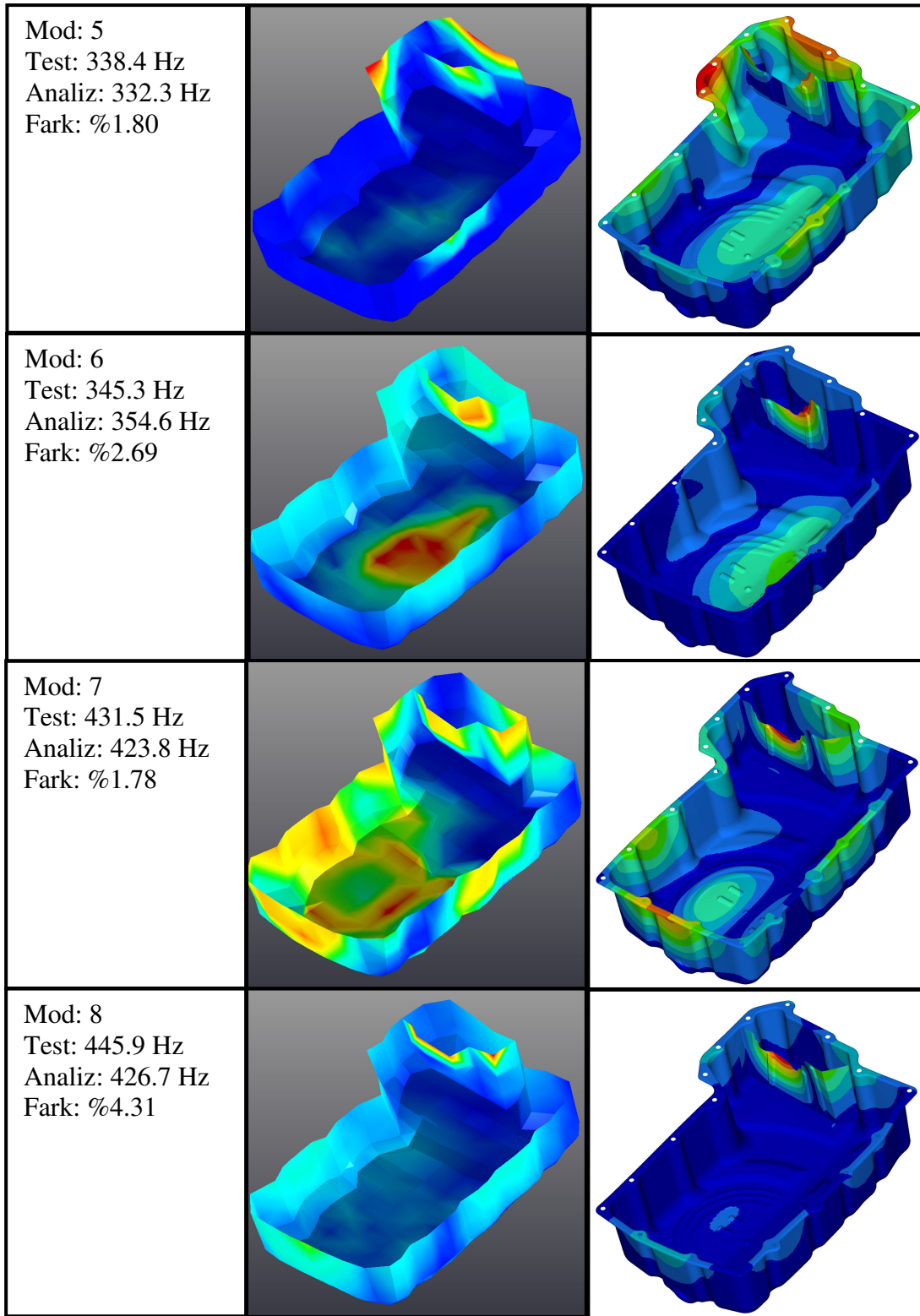
Tüm bu olumsuzluklara rağmen Çizelge 5.1 ve Şekil 5.1 sayısal model ve testler arasında kabul edilebilir bir benzeşmeyi işaret etmektedir. Buradan da parçayı modellemede kullanılan stratejinin yeterli hassasiyette sonuçlar verdiği sonucu çıkarılabilir.

Çizelge 5.1: Yağ Karterinin Doğal Frekans Karşılaştırması: Test ve Analiz

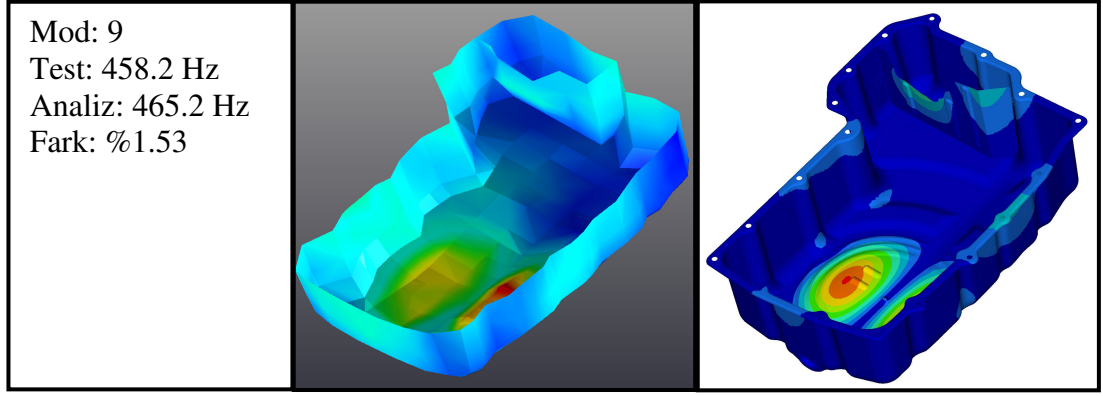
	Test [Hz]	Analiz [Hz]	Fark [%]
Mod 1	79.2	75.1	5.18
Mod 2	202.9	195.2	3.79
Mod 3	236.3	222.5	5.84
Mod 4	295.9	295.3	0.20
Mod 5	338.4	332.3	1.80
Mod 6	345.3	354.6	2.69
Mod 7	431.5	423.8	1.78
Mod 8	445.9	426.7	4.31
Mod 9	458.2	465.2	1.53



Şekil 5.1: Yağ Karterinin Mod Şekli Karşılaştırması: Test (1. kolon) ve Analiz (2. kolon) (Modlar 1-4)



Şekil 5.2: Yağ Karterinin Mod Şekli Karşılaştırması: Test (1. kolon) ve Analiz (2. kolon) (Modlar 5-8)



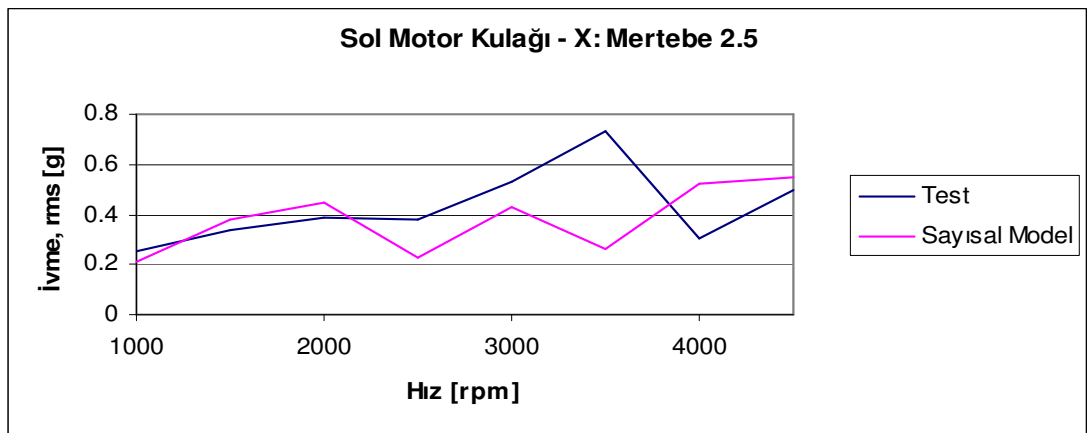
Şekil 5.3: Yağ Karterinin Mod Şekli Karşılaştırması: Test (1. kolon) ve Analiz (2. kolon) (Mod 9)

5.2 Motor Modeli

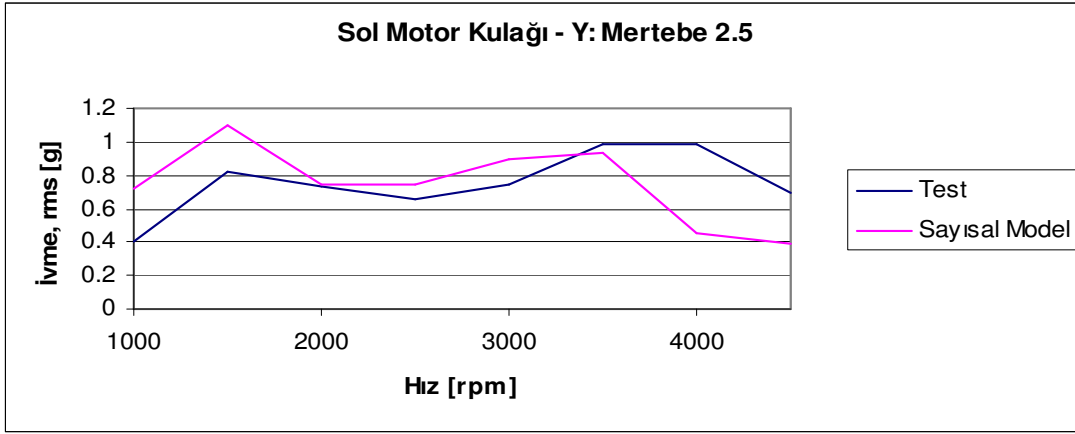
Motorun dinamik modeline, motorun çalışması simüle edilerek, ZTA yapılmış ve motor kulaklarından ivme cevapları alınmıştır. Dinamik modeli doğrulamak için de motor dinamometrede çalıştırılarak testi yapılmış ve test süresince yine motor kulaklarından ivme ölçümleri alınmıştır.

İvme verileri hem analizde hem de testte zaman tabanlı elde edilmiştir. Motor farklı hızlarda çalışırken ölçülen ve hesaplanan değerler daha anlamlı olması için motorun hızına göre önemli mertebelerine ayrılmış ve bu şekilde çalışmada sunulmuştur. Test ve analizin ayrı ayrı sonuçları eklerde bulunabilir.

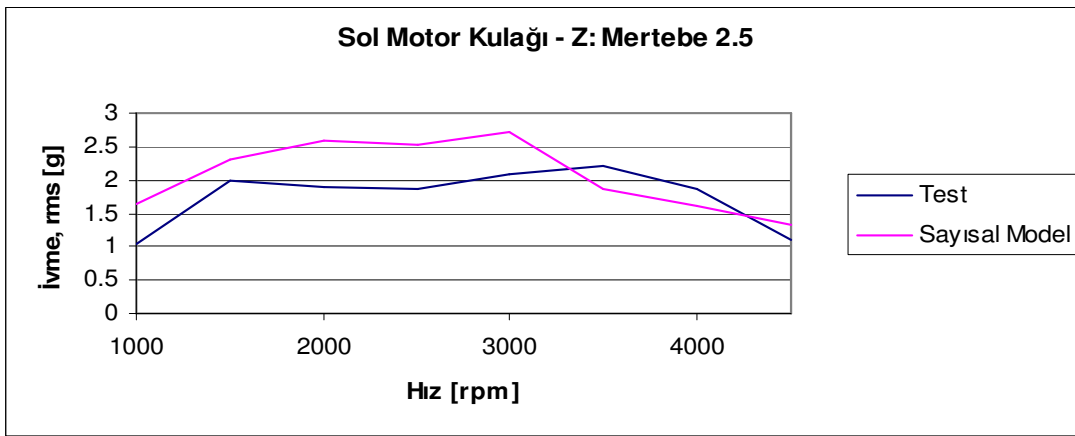
Bu bölümde motor kulaklarından üç yönde elde edilen ivme verilerinin yanma frekansına denk gelen, dönüş hızının ikibuçuk katı mertebesindeki komponentleri karşılaştırılmıştır. Tüm mertebelerin ayrı ayrı karşılaştırılması Ek F’de sunulmuştur.



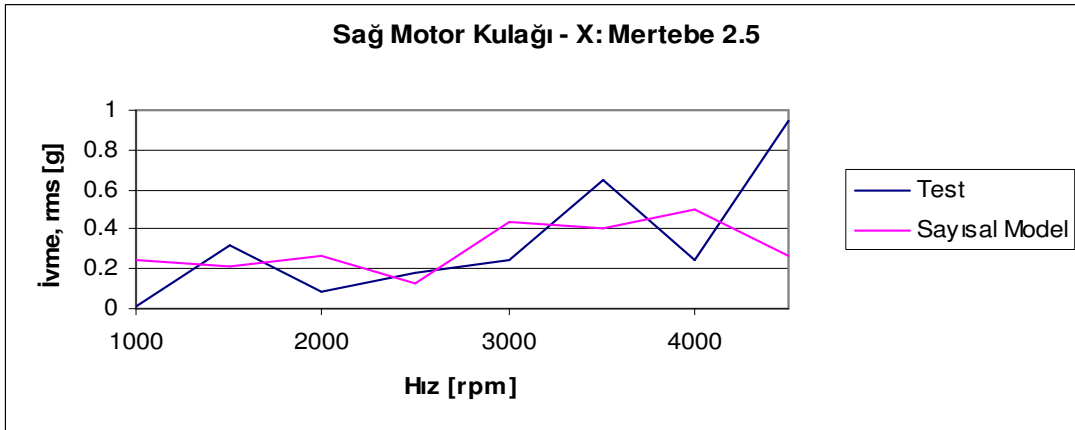
Şekil 5.4: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, x-yönü, mertebe 2.5)



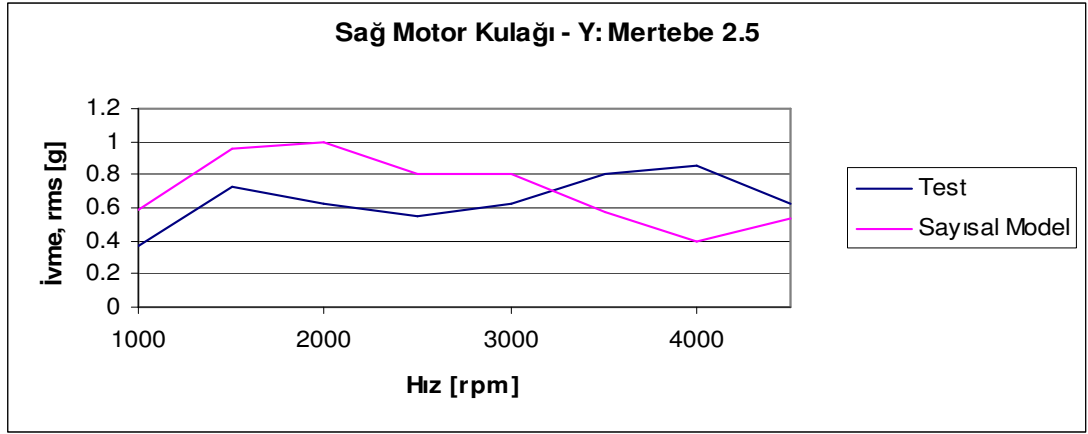
Şekil 5.5: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, y-yönü, mertebe 2.5)



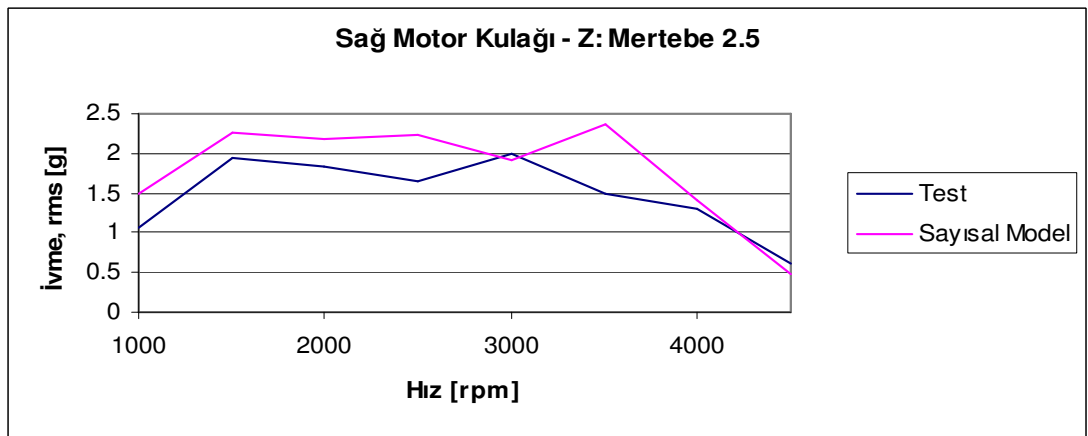
Şekil 5.6: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, z-yönü, mertebe 2.5)



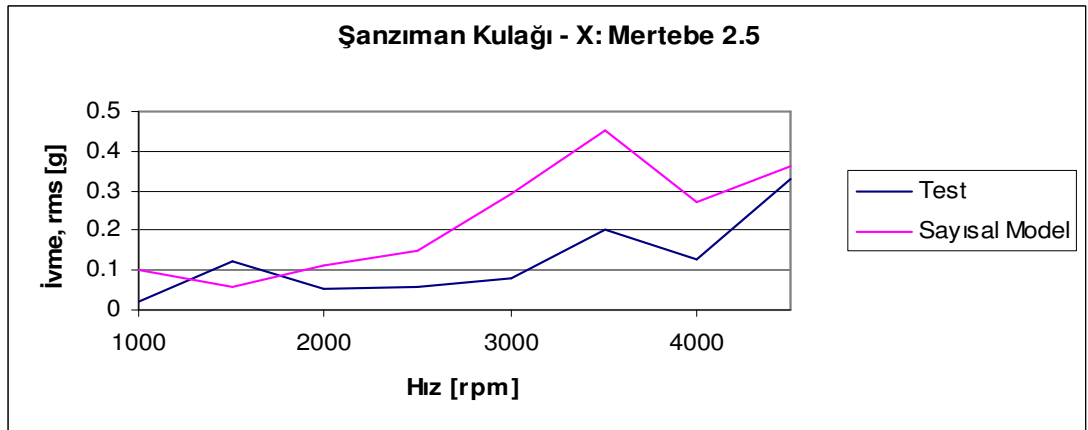
Şekil 5.7: Motor Modeli Karşılaştırması (Sağ Motor Kulağı, x-yönü, mertebe 2.5)



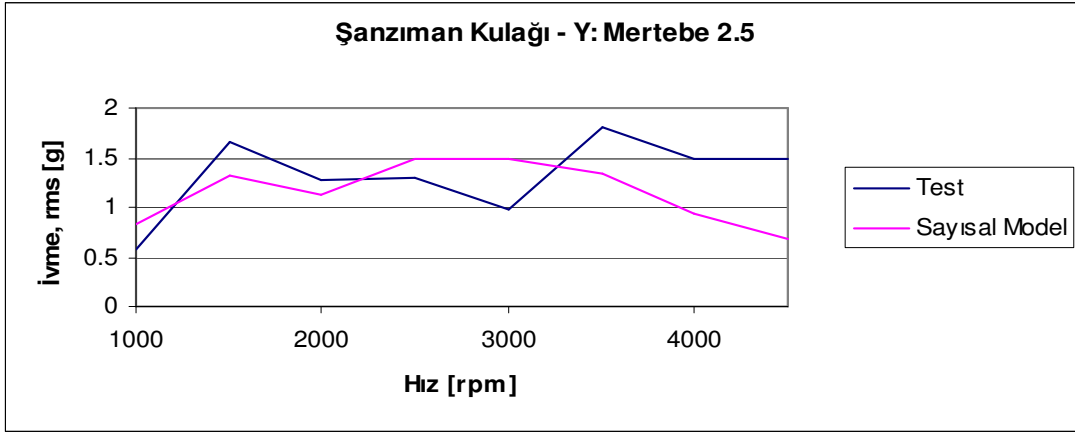
Şekil 5.8: Motor Modeli Karşılaştırması (Sağ Motor Kulağı, y-yönü, mertebe 2.5)



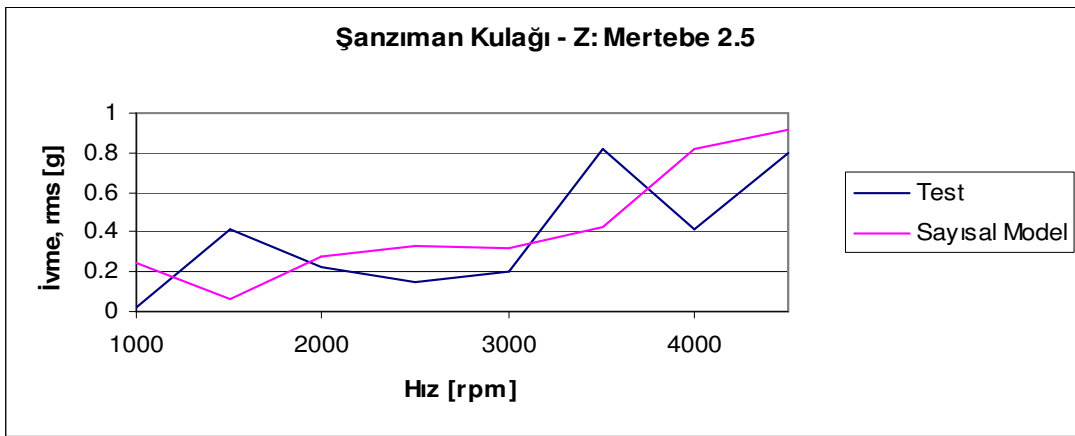
Şekil 5.9: Motor Modeli Karşılaştırması (Sağ Motor Kulağı, z-yönü, mertebe 2.5)



Şekil 5.10: Motor Modeli Karşılaştırması (Şanzıman Kulağı, x-yönü, mertebe 2.5)



Şekil 5.11: Motor Modeli Karşılaştırması (Şanzıman Kulağı, y-yönü, mertebe 2.5)



Şekil 5.12: Motor Modeli Karşılaştırması (Şanzıman Kulağı, z-yönü, mertebe 2.5)

Şekillerde de görülebildiği gibi motor dinamik modeli test ölçümleriyle oldukça uyumludur. İvme genlikleri genelde birbirine yakındır, yakın olmadığı durumlarda da iki veri benzer gidişatı takip etmektedirler.

İki veri arasındaki farklılıkların en önemli sebeplerinden bir tanesi, motorun analizde lineer olmayan ancak ideal şekilde modellenmesidir. Gerçek hayatta, dinamometre gibi araç etkileşiminin olmadığı bir ortamda da olsa motorun çalışması sırasında üzerinde pek çok kayıpların ve idealden sapmaların olacağı açıktır. Mesela motora hareketini veren yanma süreci başlı başına idealden uzak bir yapıdadır. Ayrıca hareketli parçalar arasındaki sürtünmeler, ısınan parçaların malzeme özelliklerinin değişmesi, parçaların cıvatalanması sırasında kusursuz olmayan bağlantılar modellemeye göz önüne alınmayan faktörlerdir.

Bir başka hata sebebi de, modelde gaz basıncından oluşan yükler hesaplanırken biyel kolları ve pistonların rijid kabul edilmesi ve kinematik hesapların buna göre

yapılmasıdır. Gerçekte biyel kolları ve pistonlar elastik özellikleri de göz önüne alınırsa yükü daha farklı şekilde ileteceklerdir.

Ayrıca modelde krank mili ve blok arasındaki ana yataklar lineer olmayan yaylarla modellenmiştir. Bu model lineer yaylardan daha sağlıklı sonuçlar verse de gerçekte ana yataklardaki yağ kalınlığının elastohidrodinamik (EHD) etkisini tam olarak modelleyememektedir.

Modelde kam millerinin, kapakçıkların, triger kayışının ve diğer zamanlayıcıların hareketleri de göz önüne alınmamıştır. Bu parçaların motor titreşimine etkileri genelde yüksek frekanslar ve yüksek dönüş hızlarında olsa da, eksiklikleri modeli aslından uzaklaştırmaktadır.

Son olarak motor montajındaki plastik ve kauçuk parçalar modele dahil edilmemiştir. Bu parçaların, motorun tamamının titreşim özelliklerine etkisinin fazla olmayacağı tahmin edilmiştir. Ancak bu parçaların çıkarılması yine de sonuçlarda bir hata payı oluşturabilir.

Yukarıda bahsedilen olası hata durumlarına rağmen, model sonuçlarının gerçek değerleri oldukça yakınsadığı söylenebilir. Buradan da tüm motor montajının titreşim karakteristiğini yeterince simüle edebilen bir sayısal model geliştirildiği sonucuna varılabilir. Bu sayısal model parça değiştirme, optimizasyon gibi ileri analizlerde kullanıldığında, gerçek motorun titreşim cevabını yakınsayan cevaplar verecektir.

6 GENEL DEĞERLENDİRME

Ürün geliştirme sürecinin her aşamasında tasarlanan ürünün prototipini üreterek test yapmak oldukça masraflı olmaktadır. Bu yüzden bu tez çalışmasında fiziksel parçayı ve testleri olabildiğince doğru temsil eden bir bilgisayar destekli mühendislik modeli ve analiz yöntemine ulaşılmaya çalışılmıştır. Çalışmada otomotiv endüstrisi göz önüne alınmış ve bir içten yanmalı dizel motor üzerinde çalışılmıştır. Amaç, gerçek bir dizel motorun titreşim özelliklerini olabildiğince yakınsayacak bir sayısal model geliştirmektir.

Motorun sayısal modellenmesinde SE yöntemi tercih edilmiştir. Tüm motor parçalarının modellenmesinden önce, SE ile modelleme stratejisinin doğru olup olmadığı araştırılmıştır. Bunun için önce, bütün motor montajından bir parça seçilerek modellenmiştir. Seçilen parça yağ karteridir. Karterin, Se modeli geliştirilmiş ve malzemesi de lineer anizotropik olarak modellenmiştir. Daha sonra yağ karterine DFA yapılmış ve sayısal modelin doğal frekansları ve mod şekilleri hesaplanmıştır.

Elde edilen sayısal modelin doğru sonuçlar verip vermediğine karar vermek için, sonuçların testlerle doğrulanması gereklidir. Bunun için fiziksel kartere modal test uygulanmış ve gerçek doğal frekansları ve mod şekilleri bulunmuştur. Bu sonuçlar sayısal modelden elde edilen cevaplarla karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmada doğal frekanslar arasındaki farkın yüzde altının üzerine çıkmadığı ve mod şekillerinin benzeştiği görülmüştür. Bu yüzden SE yönteminin yapının dinamik özelliklerini yeterli hassasiyette modelleyebildiğine karar verilerek motorun kalan kısmının modellenmesi aşamasına geçilmiştir.

Gerçek montajı olabildiğince yakınsamak için motorun, titreşim karakteristiğine etki edeceği tahmin edilen tüm parçaları ayrı ayrı modellenmiştir. Burada, titreşim karakteristiğine etkilerinin fazla olmayacağı tahmin edilen plastik ve kauçuk parçalar modele dahil edilmemiştir. Ayrıca elde edilecek olan sayısal model dinamometre testleriyle doğrulanacağı için, sadece dinamometre montajında yer alan parçalar, montaja dahil edildikleri şekilleriyle modellenmiştir. Parçaların malzemeleri yağ

karteri örneğinde olduğu gibi lineer anizotropik olarak modellenmiştir. Parçaların bağlanması da gerçek montaj bağlantıları dikkate alınmış; cıvatalı, kaynaklı, sıkı geçme parçaların bağlantıları farklı yöntemlerle yapılmıştır.

Elde edilen motor modeline önce DFA yapılmış, böylece hem modelin doğru çalışıp çalışmadığı görülebilmiş, hem de sayısal modelin genel eğilme ve burulma modları ve montajdaki farklı parçaların modları incelenmiştir.

Daha sonra model, ZTA'ya hazırlanmıştır. Bu analizde AVL Excite programı tercih edilmiştir. Krank mili, biyel kolları, pistonlar gibi hareketli parçalar programın içinde elastik olarak modellenmiş ve bir önceki aşamada elde edilen motor modeli, dinamik olarak indirgenerek programa tanıtılmıştır. Krank mili ve blok arasındaki kaymalı yatak bağlantısı, lineer olmayan yay-damper elemanlarıyla modellenmiştir. Motor kulaklarının direngenlikleri ve sönümleri de yine lineer olmayan yay-damper elemanlarıyla temsil edilmiştir.

Motor modelinin ZTA'sında, testlerden ölçülen gaz basınçlarından, kinematik hesaplarla, farklı komponentlere etkiyecek kuvvetler bulunmuş ve doğru komponentlere uygulanarak zaman tabanlı analiz yapılmıştır. Böylece motorun çalışması simüle edilmiştir. Analiz sonucunda motor kulakları üzerinden ivme değerleri elde edilmiştir.

Tüm motor modelinin verdiği cevapların doğrulanması için, fiziksel motor dinamometrede çalıştırılarak motor kulakları üzerinden ivme verileri toplanmıştır. Bu veriler motor çalışma hızına göre mertebelerine ayrılarak sayısal modelden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma sonucunda, neredeyse bütün önemli motor mertebelerinde sonuçların birbirine yakınsadığı gözlemlenmiştir. İvmelerin genlikleri birçok mertebe ve yön için benzeşmekte, genliklerin benzeşmediği durumlarda ise ivmeler benzer trendleri takip etmektedirler. Buradan sayısal modelin fiziksel montajı iyi temsil ettiği sonucuna varılmıştır.

Böylece gerçek bir dizel motorun titreşim özelliklerini oldukça iyi yakınsayan bir sayısal model elde edilmiştir. Bu model, ürün geliştirme sürecinde, her yeni tasarımın ara testlerinin bilgisayar ortamında yapılabilmesine olanak vermektedir. Model ve analiz süreci, tasarım üzerinde son kararın verilebileceği kadar hassas olmasa da; eski-yeni tasarımların denenmesi, bağlantı değişiklikleri, bir tasarım üzerinde optimizasyon çalışmaları gibi konularda güvenle kullanılabilir ve

hesaplanan cevaplar, motorun üretildiği zaman vereceği cevaplar konusunda oldukça iyi bir fikir verebilir.

Bu çalışmanın ileride devam ettirilmesi durumunda yapılması gereken ilk çalışmalardan biri modelin güncellenerek daha da iyi sonuçlar vermesini sağlamak olmalıdır. Bunun için modelleme sırasında yapılan bazı kabullerin gözden geçirilmesi ve fiziksel duruma daha yakınlştırılması gereklidir. Modelde krank mili blok bağlantısı lineer olmayan yay-damper elemanlarıyla yapılmıştır. Halbuki gerçekte bu kısımlarda kaymalı yatak vardır ve yağ kalınlığının elastohidrodinamik (EHD) etkisi bulunmaktadır. Ana yataklarda lineer olmayan direngenlik ve sönüm kullanmak yerine EHD hesapların yapılmasıyla daha doğru sonuçlar alınabilir.

Ayrıca modelde, tüm motorun titreşim karakteristiğine fazla etkilerinin olmayacağı düşünülerek, plastik ve kauçuk parçalar kullanılmamıştır. Alınan sonuçların testlerle uyumu, bu düşünceyi desteklemektedir. Ancak daha tam bir model ve daha hassas sonuçlar için plastik parçalar da modele dahil edilebilir. Kauçuğun lineer olmayan malzeme özellikleri anizotropik, lineer malzeme modeliyle yeterli derecede temsil edilemeyeceği için bu kısımlar, eğer montaja katılacaksa, farklı bir malzeme kuralıyla modellenmelidir.

Motor modelinin güncellenmesi dışında, varolan model üzerinde de çeşitli işlemler yapılabilir. Bunlardan biri optimizasyon çalışmasıdır. İyileştirilecek parçanın çeşitli tasarımları, modellendikten sonra montaja bağlanıp analizler yapılarak, parçada yapılan değişimin motor titreşim karakteristiğine etkisi kolayca görülebilir. Ayrıca modele yapılan ZTA'da ivme yerine yüzey hızları hesaplanarak daha ileri analizlerle akustik cevaba bakılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] **Meirovitch, L.**, 2001. Fundamentals of Vibrations, McGraw-Hill, New York
- [2] **Tahralı, N., Kaya, F., Yüksek, İ. ve Güçlü, R.**, 2005. Makina Dinamiği, YTÜ, İstanbul
- [3] **Pasin, F.**, 1994. Mekanik Sistemler Dinamiği, İTÜ Rektörlüğü Yayını, İstanbul
- [4] **Mecitoğlu, Z.**, 2005. Finite Element Analysis in Structures, Ders Notları, İstanbul
- [5] **Moaveni, S.**, 2003. Finite Element Analysis: Theory and Application with ANSYS, Prentice Hall, New Jersey
- [6] MSC Nastran Basic Dynamic Analysis User's Guide, 2005. Versiyon 68
- [7] AVL Excite Designer Theory, 2007. Versiyon 7.0.1
- [8] AVL Excite Power Unit Theory, 2007. Versiyon 7.0.1
- [9] AVL Excite Power Unit User's Guide, 2007. Versiyon 7.0.2
- [10] **Özgüven, H., N.**, 2006. Advanced Machinery Vibrations, Ders Notları, Ankara
- [11] **Qiao, J., Dent, J. C. ve Garner, C. P.**, 1992. Diesel Engine Modelling Under Steady and Transient Conditions Using a Transputer Based Concurrent Computer, *International Fuels and Lubricants Meeting and Exposition*, Ekim 19-22, 1992
- [12] **Czerny, L., Schwaderlapp, M. ve Wagner, T.**, 1993. NVH Optimization of a 16-Cylinder Diesel Engine, *International Off-Highway & Powerplant Congress & Exposition*, Eylül 13-15, 1993
- [13] **Heywood, J. B.**, 1988. Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, New York
- [14] **Challen, B. ve Baranescu, R.**, 1999. Diesel Engine Reference Book, Butterworth-Heinemann, Oxford
- [15] **Stone, R.**, 1995. Introduction To Internal Combustion Engines, Society of Automotive Engineers, Inc., Pennsylvania
- [16] **Crouse, W. H. ve Anglin, D. L.**, 1995. Automotive Engines, McGraw-Hill, New York
- [17] **Makartchouk, A.**, 2002. Diesel Engine Engineering: Thermodynamics, Dynamics, Design and Control, Marcel Dekker Inc., New York
- [18] **Küçükşahin, F.**, 2008. Dizel Motorları Teorisi, Birsen Yayınevi, İstanbul
- [19] **Payer, E., ve Platnick, J. L.**, 1998. The Use of CAE for the Optimization of Engine NVH Behaviour: State-Of-The-Art and Future Trends, *International Congress & Exposition*, Şubat 23-26, 1998

- [20] **Takeuchi, Y., Tsukahara, H. ve Sato, M.,** 1998. Prediction of Excitation Forces and Powerplant Vibration in a Horizontally Opposed Engine, *International Congress & Exposition*, Şubat 23-26, 1998
- [21] **Beidl, C. V., Rust, A. ve Rasser, M.,** 1999. Key Steps and Methods in the Design and Development of Low Noise Engines, *Noise and Vibration Conference & Exposition*, Mayıs 17-20, 1999
- [22] **Raub, J., Jones, J. D., Kley, P. ve Rebbert, M.,** 1999. Analytical Investigation of Crnkshaft Dynamics as a Virtual Engine Module, *Noise and Vibration Conference & Exposition*, Mayıs 17-20, 1999
- [23] **Gomes, E., Breida, M., Kley, P. ve Ratliff, M.,** 1999. NVH Optimization of the 1.2L DIATA Engine, *Noise and Vibration Conference & Exposition*, Mayıs 17-20, 1999
- [24] **Hoffman, D. M. W. ve Dowling, D. R.,** 1999. Modelling Fully-Coupled Rigid Engine Dynamics and Vibrations, *Noise and Vibration Conference & Exposition*, Mayıs 17-20, 1999
- [25] **Druschitz, A. P., Warrick, R. J., Grimley, P. R., Towalski, C. R., Killion, D. R. ve Marlow, R.,** 1999. Influence of Crankshaft Material and Design on the NVH Characteristics of a Modern Aluminum Block, V6 Engine, *International Congress & Exposition*, Mart 1-4, 1999
- [26] **Athavale, S. M. ve Sajanpawar, P. R.,** 1999. Analytical Studies on Influence of Crankshaft Vibrations on Engine Noise Using Integrated Parametric Finite Element Model: Quick Assessment Tool, *Noise and Vibration Conference & Exposition*, Mayıs 17-20, 1999
- [27] **Honda, Y., Wakabayashi, K., Kodama, T. ve Kihoro, R.,** 2000. A Basic Study on Reduction of Cylinder Block Vibrations for Small Diesel Cars, *SAE 2000 World Congress*, Mart 6-9, 2000
- [28] **Günay, E. ve Karel, A.,** 2000. Composite design of the diesel engine cylinder with finite element analysis, *Computers and Structures*, **75**, 117-134
- [29] **Stout, J. L.,** 2001. Engine Excitation Decomposition Methods and V Engine Results, *Noise and Vibration Conference & Exhibition*, Nisan 2001
- [30] **Reipert, P. ve Voight, M.,** 2001. Simulation of the piston/Cylinder Behavior for Diesel Engines, *SAE 2001 World Congress*, Mart 5-8, 2001
- [31] **Yamashita, K., Yamashita, H., Nakano, M. ve Okamura, H.,** 2001. Prediction Technique for Vibration of Power-Plant with Elastic Crankshaft System, *Noise and Vibration Conference & Exhibition*, Nisan 2001
- [32] **Okamura, H. ve Arai, S.,** 2001. Experimental Modal Analysis for Cylinder Block-Crankshaft Substructure Systems of Six-cylinder In-line Diesel Engines, *Noise and Vibration Conference & Exhibition*, Nisan 2001
- [33] **Ma, Z. ve Perkins, N. C.,** 2001. Efficient Engine Models Using Recursive Formulation of Multibody Dynamics, *Noise and Vibration Conference & Exhibition*, Nisan 2001

- [34] **Mourelatos, Z. P.**, 2001. A crankshaft system model for structural dynamic analysis of internal combustion engines, *Computers and Structures*, **79**, 2009-2027
- [35] **Ebrat, O., Mourelatos, Z. P., Hu, K., Vlahopoulos, N. ve Vaidyanathan, K.**, 2004. An Elastohydrodynamic Coupling of a Rotating Crankshaft and a Flexible Engine Block, *Journal of Tribology*, **126**, 233-241
- [36] **Schneider, M., Lahey, H., Steffens, C. ve Sonntag, H.**, 2002. CAE Process to Eliminate Powertrain Noise and Vibration, *SAE 2002 World Congress*, Mart 4-7, 2002
- [37] **Junhong, Z. ve Jun, H.**, 2004. Cae process to simulate and optimize engine noise and vibration, *Mechanical Systems and Signal Processing*, **20**, 1400-1409
- [38] **Qatu, M. ve Sirafi, M.**, 2003. Accurate Modeling for the Powertrain and Subframe Modes, *Noise and Vibration Conference & Exhibition*, Mayıs 5-8, 2003
- [39] **Zhou, M. ve Lepi, S.**, 2003. Powerplant Block-Crank Dynamic Interaction and Radiated Noise Prediction, *Noise and Vibration Conference & Exhibition*, Mayıs 5-8, 2003
- [40] **Moulin, L.**, 2003. Simulation Study of the Internal Mechanical Excitations to Reduce the Noise Emitted by a Heavy Duty Engine, *Noise and Vibration Conference & Exhibition*, Mayıs 5-8, 2003
- [41] **Tsujiuchi, N., Koizumi, T., Yamazaki, K. ve Shibayama, T.**, 2003. Vibration Analysis of Engine Supported by Hydraulic Mounts, *Noise and Vibration Conference & Exhibition*, Mayıs 5-8, 2003
- [42] **Grasso, C., Martorelli, M., Petrella L. ve Sbarbati, F.**, 2004. Powertrain NVH Refinement, *SAE 2004 World Congress*, Mart 8-11, 2004
- [43] **Selmane, A., Felice, M. ve Li, Y.**, 2004. Engine Cylinder Blocks and Heads NVH Improvements: Bolt Accelerations Computation Methodology, *SAE 2004 World Congress*, Mart 8-11, 2004
- [44] **Goldwine, G., deBotton, G., Rivin, B. ve Sher, E.**, 2004. Studying the Relationship between the Vibration Signature and the Combustion Process in Diesel Engines, *SAE 2004 World Congress*, Mart 8-11, 2004
- [45] **Sahraeian, A., Shahbakhti, M., Aslani, A. R., Jazayeri, S. A., Azadi, S. ve Shamekhi, A. H.**, 2004. Longitudinal Vehicle Dynamics Modeling on the Basis of Engine Modeling, *SAE 2004 World Congress*, Mart 8-11, 2004
- [46] **Okamura, H., Yamashita, K., Shimizu, S. ve Sakamoto H.**, 2005. NVH Experiments and Analyses for an Single Cylinder Engine Model Assembled with Tap-Bolts and with Through-Bolts, *Noise and Vibration Conference & Exhibition*, Mayıs 16-19, 2005
- [47] **Andreescu, C. N. ve Beloiu, D. M.**, 2005. Modeling and Simulation of Cylinder Head Vibration Using Multibody Dynamics Approach and Wavelet Analysis, *Noise and Vibration Conference & Exhibition*, Mayıs 16-19, 2005

- [48] **Fabi, P., Flekiewicz, M., Madej, H., Wojnar, G. ve Flekiewicz, B.,** 2007. Influence of Piston Slap on Engine Block Vibration, *Noise and Vibration Conference & Exhibition*, Mayıs 15-17, 2007
- [49] **Brandl, F., Veit, J., Arndt, R. ve Pribsch, H.,** 2007. The Application of a New Software Tool for Seperating Engine Combustion and Mechanical Noise Excitation, *Noise and Vibration Conference & Exhibition*, Mayıs 15-17, 2007
- [50] **Kobayashi, T., Takahashi, Y. ve Bell D. J.,** 2007. How to Predict the Piston Slap Noise Using 3D Piston Motion Simulation, *SAE 2007 World Congress*, Nisan 16-19, 2007
- [51] **Munoz, L. E., Gobbi, M., Mastinu, G. ve Pennati, M.,** 2008. Theoretical/Experimental Study on the Vibrations of a Car Engine, *SAE 2008 World Congress*, Nisan 14-17, 2008
- [52] **Zienkiewicz, O. C.,** 2000. The Finite Element Method, Butterworth-Heinemann, Oxford

EKLER

A. Lanczos Çözüm Algoritması

Lanczos blok algoritması p sayıda vektör üzerinden başlangıç ve iterasyon kısmı olmak üzere iki ana bölümde çalışır ve şu şekilde basitleştirilerek anlatılabilir:

Başlangıç:

- Başlamak için p sayıda kolon vektöründen oluşan R_1 bloğu seçilir
- $[R_1] = ([K] - \sigma[M])^{-1} [M][R_1]$ hesaplanır
- $[R_1]$ değeri, $[R_1] = [Q_1][B_0]$ olacak şekilde, $p \times p$ büyüklüğünde üst üçgensel $[B_0]$ matrisi ve $n \times p$ büyüklüğünde M-ortonormal $[Q_1]$ matrisine ayrılır
- $[Q_0] = [0]$ ve $[B_1] = [0]$ alınır

İterasyon:

- $j = 1, 2, 3, \dots$ olacak şekilde yakınsayana kadar

$$[R_{j+1}] = ([K] - \sigma[M])^{-1} [M][Q_j] - [Q_j][A_j] - [Q_{j-1}][B_j]^T \quad (\text{A.1})$$

$$[A_j] = [Q_j]^T [M]([K] - \sigma[M])^{-1} [M][Q_j] \quad (\text{A.2})$$

çözülür

- $[R_{j+1}]$ matrisi $[R_{j+1}] = [Q_{j+1}][B_{j+1}]$ olacak şekilde ayrılır. Burada $[Q_{j+1}]$ $n \times p$ büyüklüğünde M-ortonormal, $[B_{j+1}]$ ise $p \times p$ büyüklüğünde üst üçgensel birer matristir.

$[A_j]$ ve $[B_j]$ birlikte $[T_j]$ matrisini oluştururlar:

$$[T_j] = \begin{bmatrix} [A_1] & [B_2]^T & & & & & \\ [B_2] & [A_2] & [B_3]^T & & & & \\ & [B_3] & [A_3] & [B_4]^T & & & \\ & & \cdot & \cdot & \cdot & & \\ & & & \cdot & \cdot & \cdot & \\ & & & & [B_i] & [A_i] & [B_{i+1}]^T \\ & & & & & \cdot & \cdot & \cdot \\ & & & & & & \cdot & \cdot & \cdot \\ & & & & & & & \cdot & \cdot & [B_j]^T \\ & & & & & & & [B_j] & [A_j] \end{bmatrix} \quad (\text{A.3})$$

Eğer Ω ve $\{s\}$ sırasıyla, $[T_j]$ matrisinin özdeğeri ve özvektörü ise, Ω ve $\{y\} = [Q_j]\{s\}$ ifadelerinin (2.45) denkleminin yaklaşık özdeğeri ve özvektörü olacağı gösterilebilir [6]. Özdeğerleri bulmak için

$$[Q_H]^T [T_j] [Q_H] = [T] \quad (\text{A.4})$$

olacak şekilde bir ortogonal $[Q_H]$ matrisi bulunur. Burada $[T]$, tridiyagonal bir matristir. Aynı şekilde

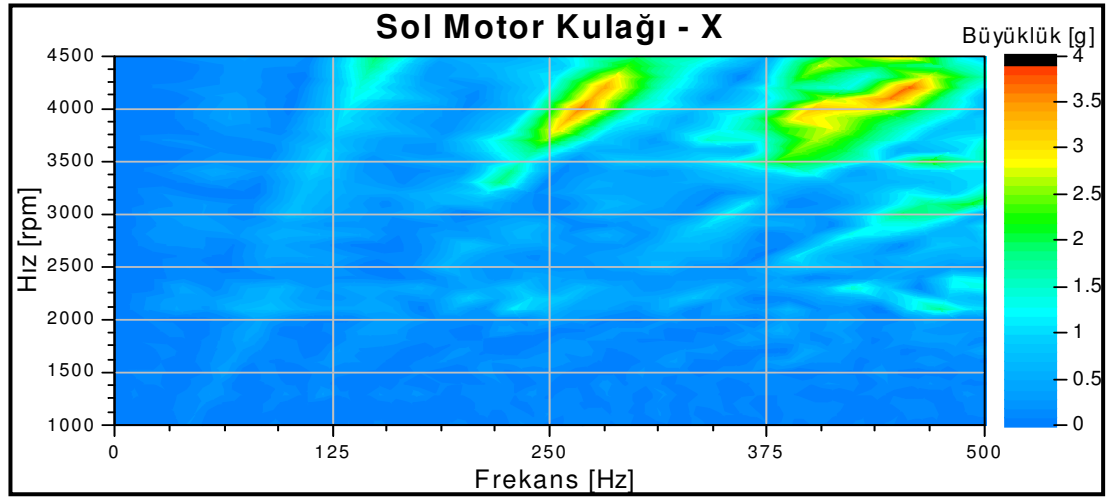
$$[Q_T]^T [T] [Q_T] = [\Lambda] \quad (\text{A.5})$$

olacak biçimde ortogonal bir $[Q_T]$ matrisi bulunur. Burada $[\Lambda]$, (2.45) denkleminin Ω yaklaşık özdeğerlerinden oluşan bir diyagonal matristir. Daha sonra, bulunan $[Q_H]$ ve $[Q_T]$ değerleri kullanılarak

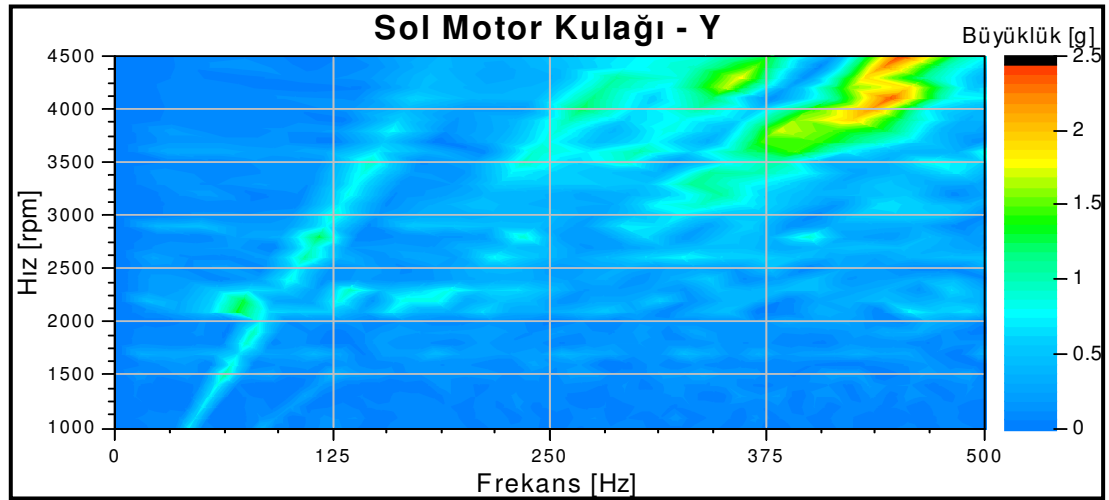
$$[H] = [Q_H] [Q_T] \quad (\text{A.6})$$

matrisi oluşturulur. Bu matrisin kolonları $\{s\}$ özvektörlerini verir. Yaklaşık özdeğerler, $\{y\}$, ise artık $\{y\} = [Q_j]\{s\}$ ifadesinden hesaplanabilir.

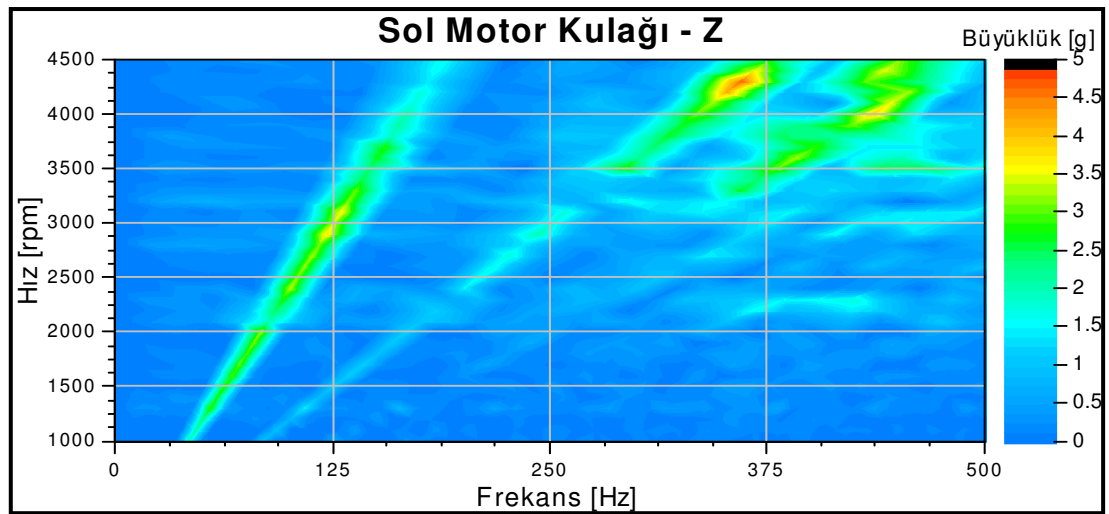
B. Sayısal Model Campbell Diyagramları



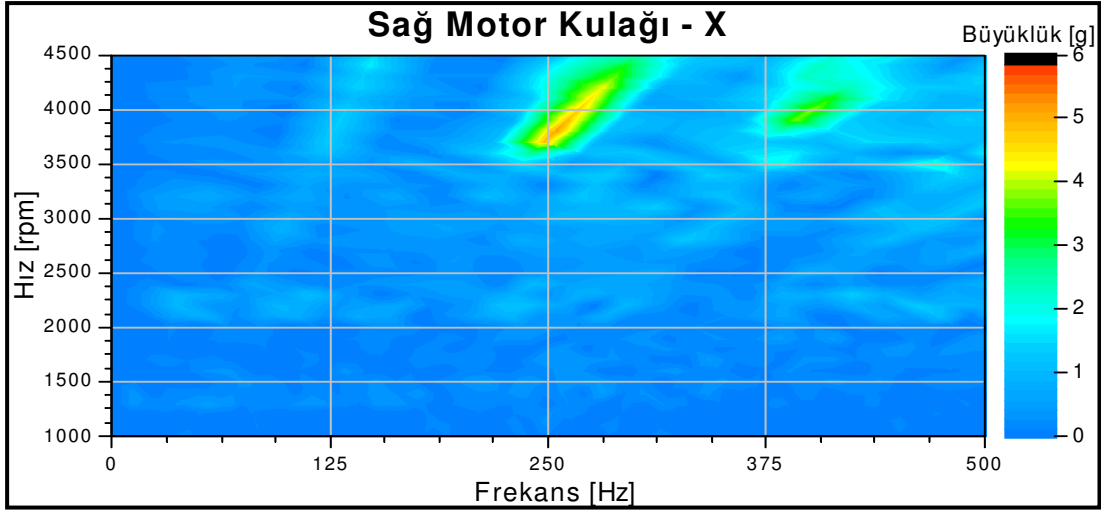
Şekil B.1: Sayısal Model Campbell Diyagramı (Sol Motor Kulağı, x-yönü)



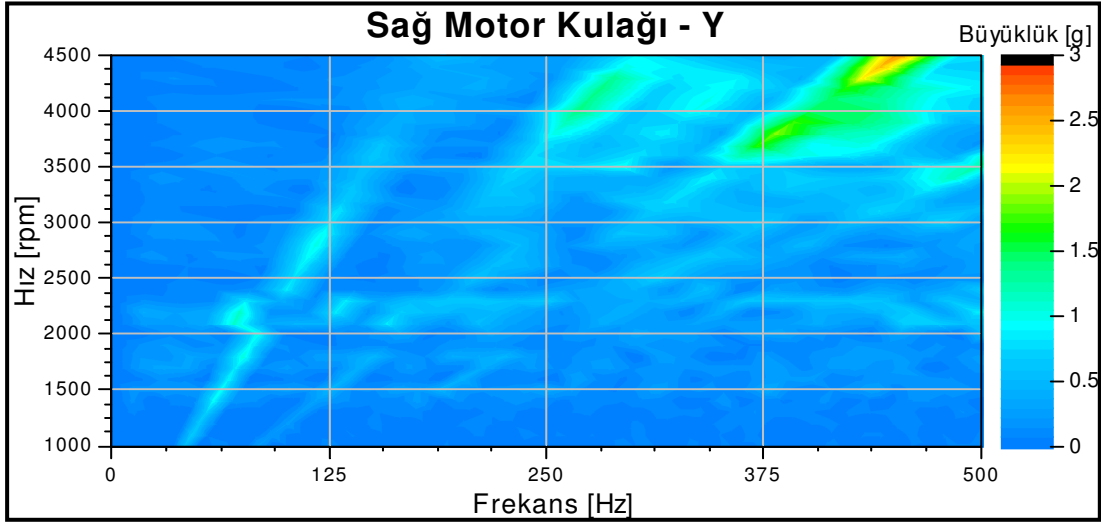
Şekil B.2: Sayısal Model Campbell Diyagramı (Sol Motor Kulağı, y-yönü)



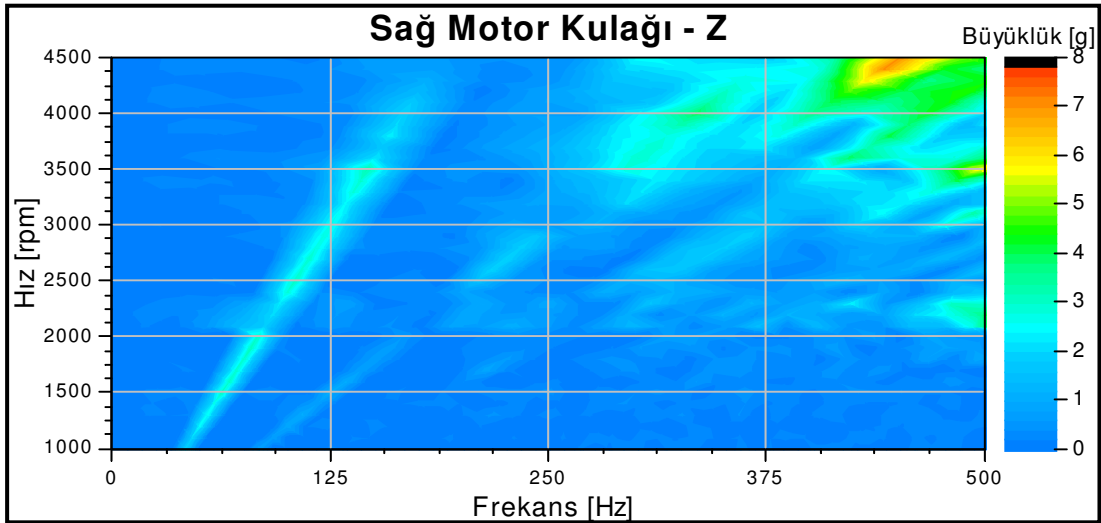
Şekil B.3: Sayısal Model Campbell Diyagramı (Sol Motor Kulağı, z-yönü)



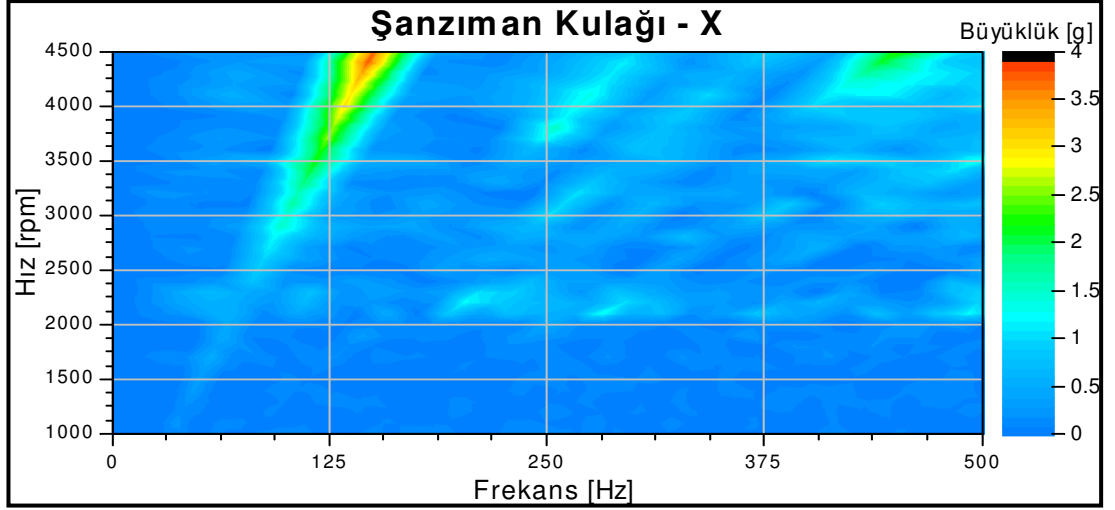
Şekil B.4: Sayısal Model Campbell Diyagramı (Sağ Motor Kulağı, x-yönü)



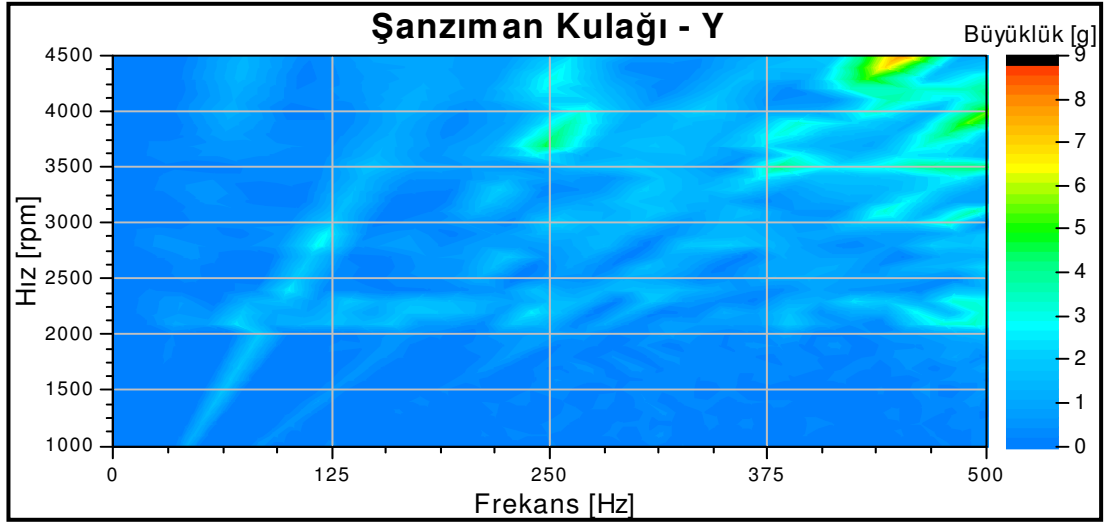
Şekil B.5: Sayısal Model Campbell Diyagramı (Sağ Motor Kulağı, y-yönü)



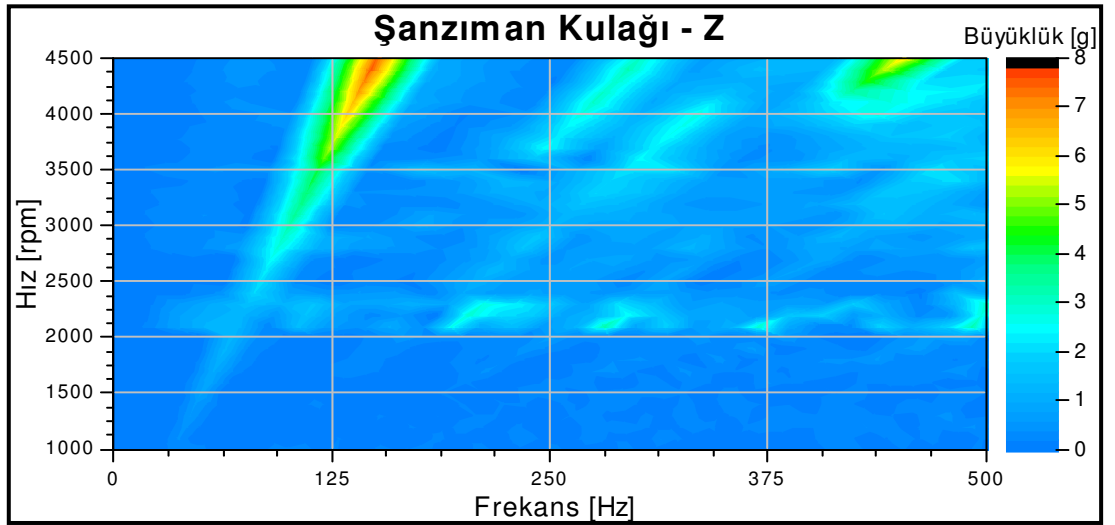
Şekil B.6: Sayısal Model Campbell Diyagramı (Sağ Motor Kulağı, z-yönü)



Şekil B.7: Sayısal Model Campbell Diyagramı (Şanzıman Kulağı, x-yönü)

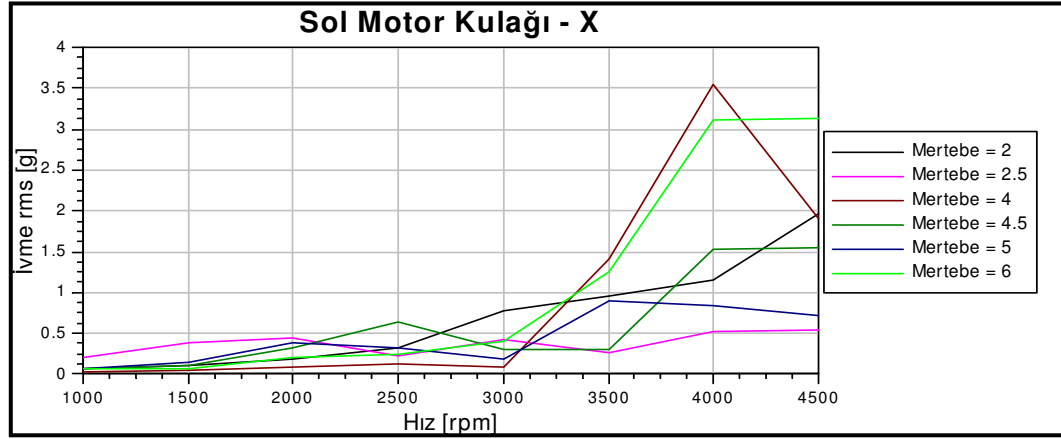


Şekil B.8: Sayısal Model Campbell Diyagramı (Şanzıman Kulağı, y-yönü)

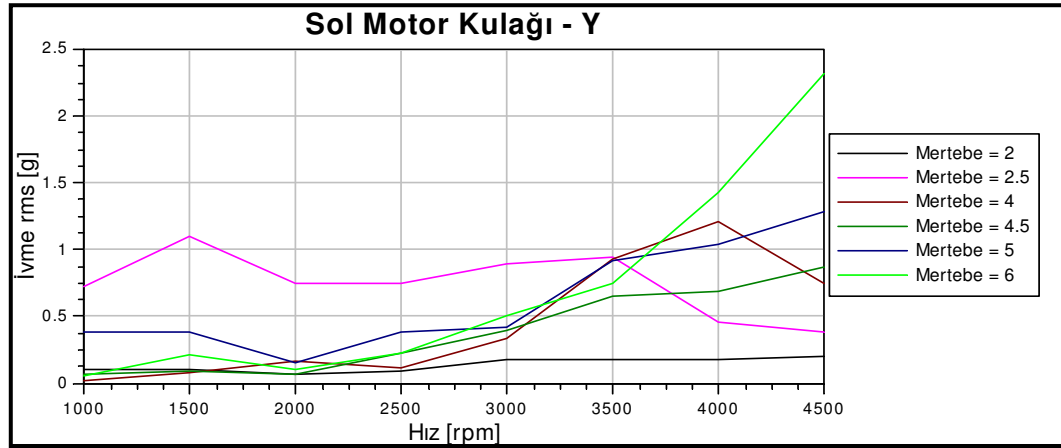


Şekil B.9: Sayısal Model Campbell Diyagramı (Şanzıman Kulağı, z-yönü)

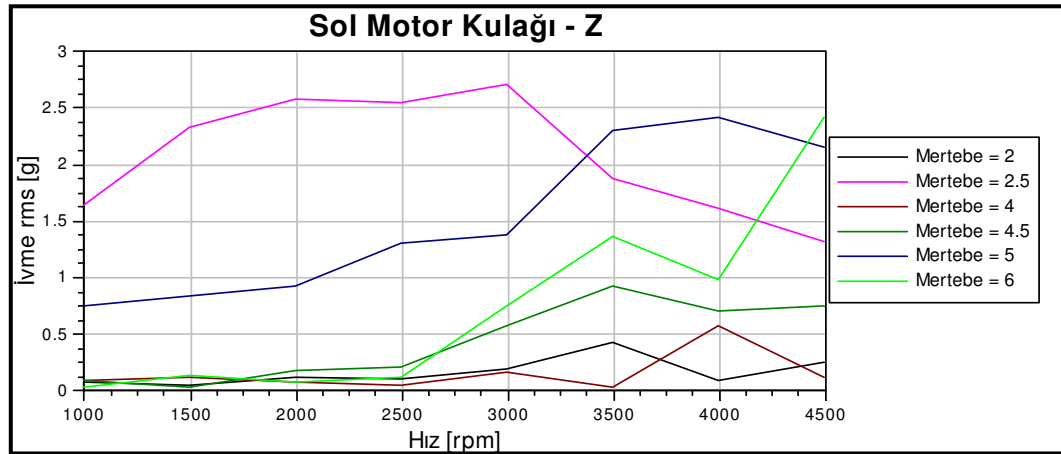
C. Sayısal Model Mertebe Sonuçları



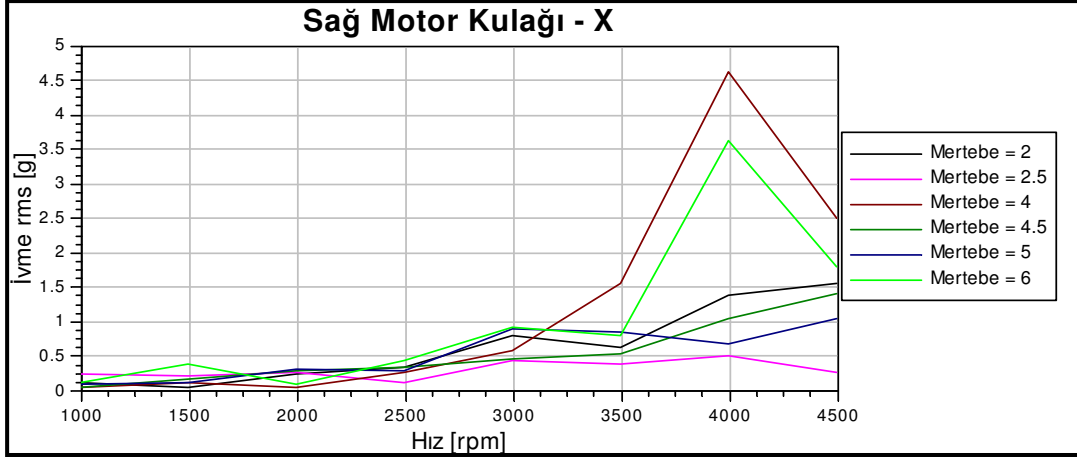
Şekil C.1: Sayısal Model Mertebe Sonuçları (Sol Motor Kulağı, x-yönü)



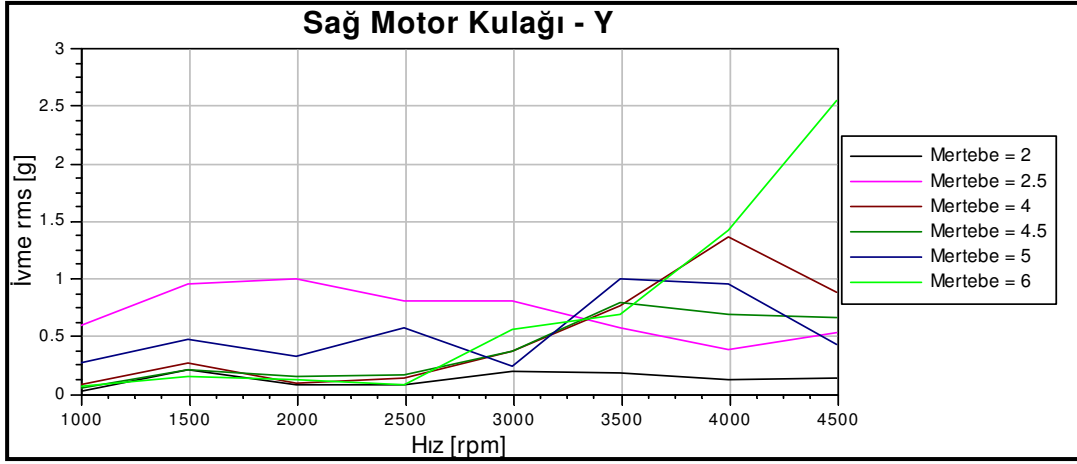
Şekil C.2: Sayısal Model Mertebe Sonuçları (Sol Motor Kulağı, y-yönü)



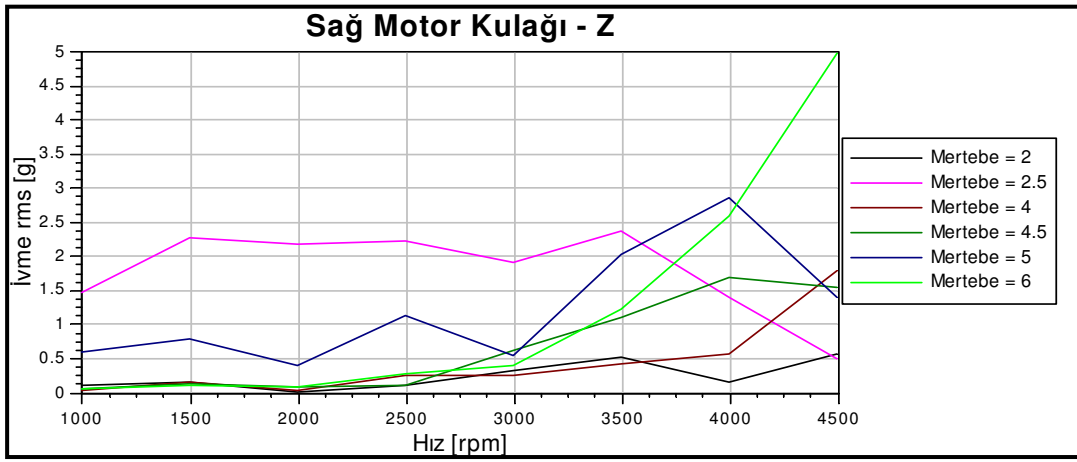
Şekil C.3: Sayısal Model Mertebe Sonuçları (Sol Motor Kulağı, z-yönü)



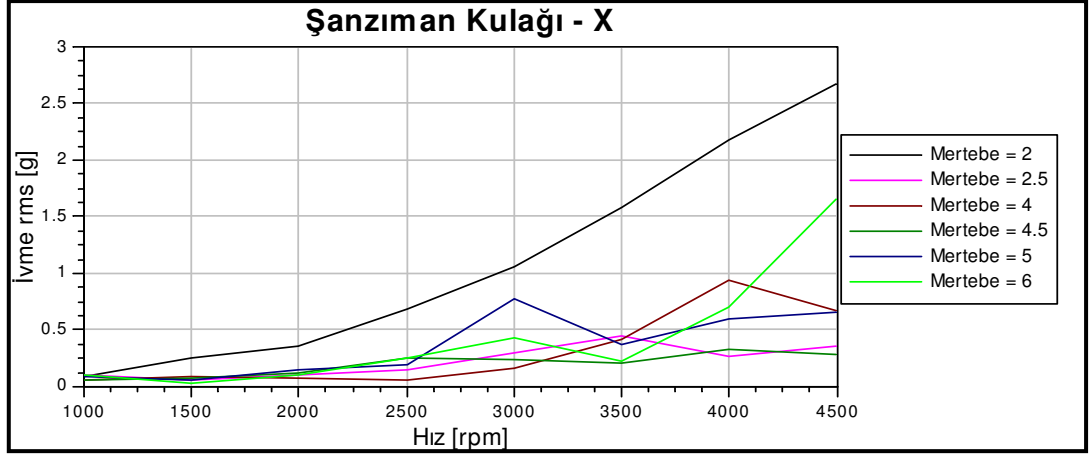
Şekil C.4: Sayısal Model Mertebe Sonuçları (Sağ Motor Kulağı, x-yönü)



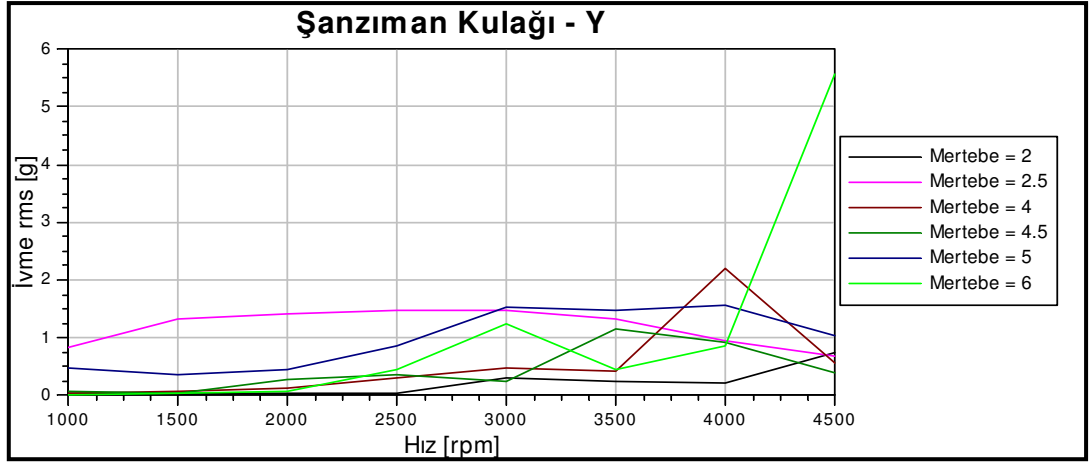
Şekil C.5: Sayısal Model Mertebe Sonuçları (Sağ Motor Kulağı, y-yönü)



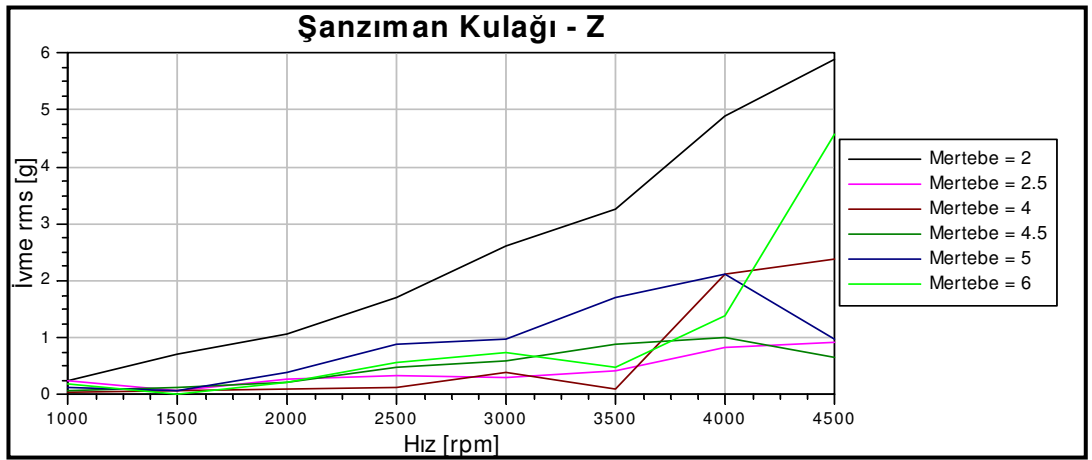
Şekil C.6: Sayısal Model Mertebe Sonuçları (Sağ Motor Kulağı, z-yönü)



Şekil C.7: Sayısal Model Mertebe Sonuçları (Sol Motor Kulağı, x-yönü)

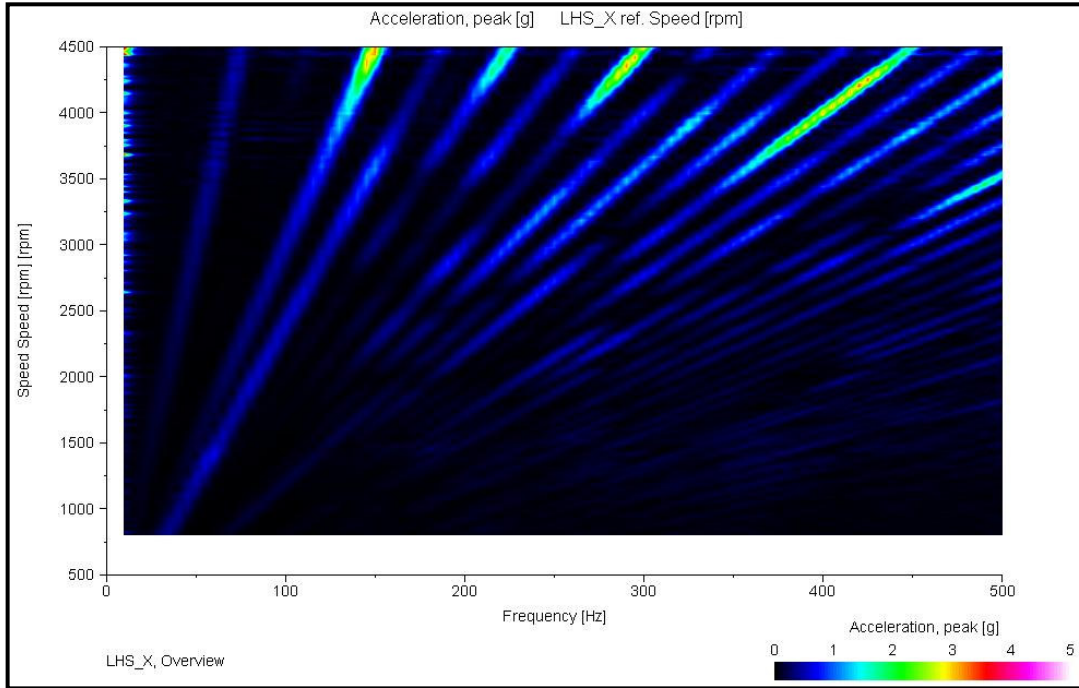


Şekil C.8: Sayısal Model Mertebe Sonuçları (Sol Motor Kulağı, y-yönü)

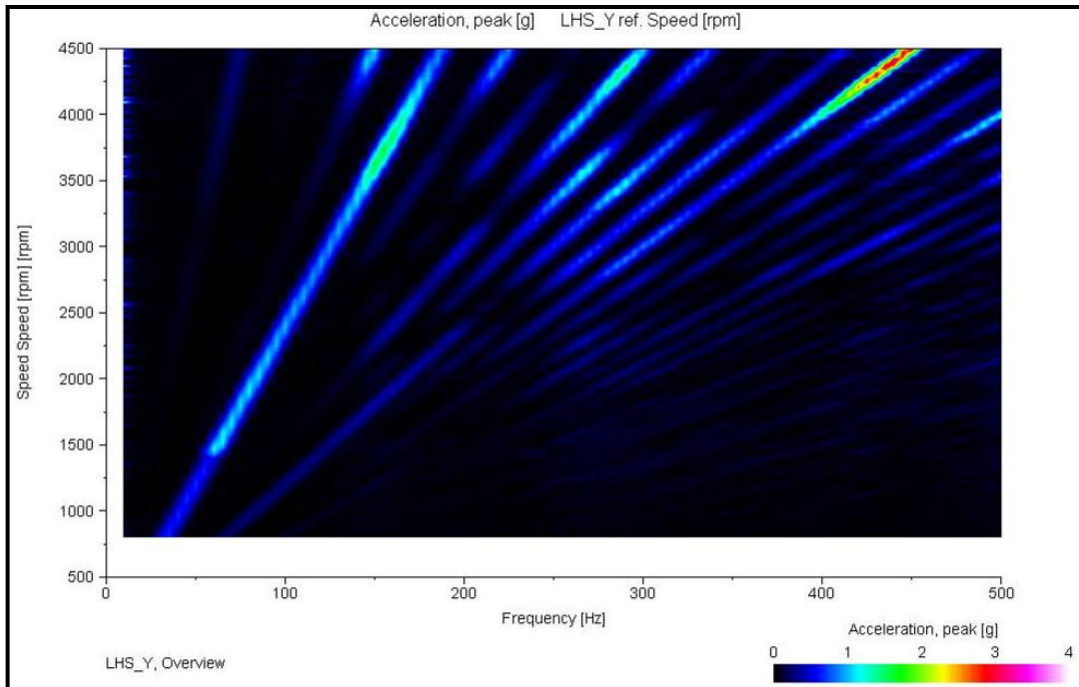


Şekil C.9: Sayısal Model Mertebe Sonuçları (Sol Motor Kulağı, z-yönü)

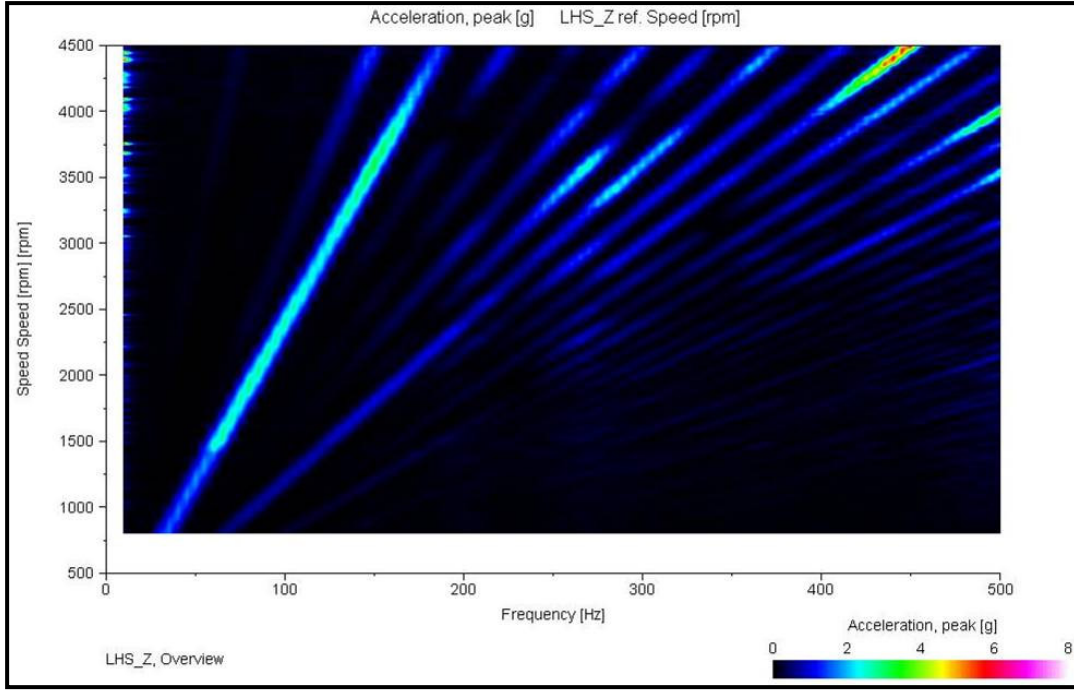
D. Dinamometre Testi Campbell Diyagramları



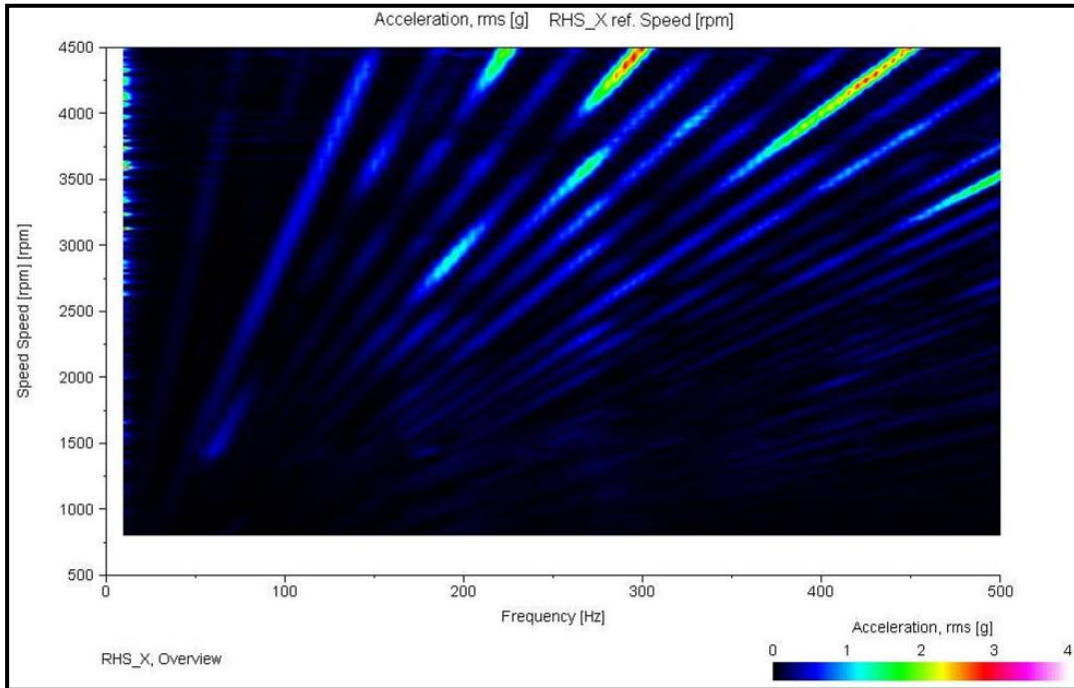
Şekil D.1: Dinamometre Testi Campbell Diyagramı (Sol Motor Kulağı, x-yönü)



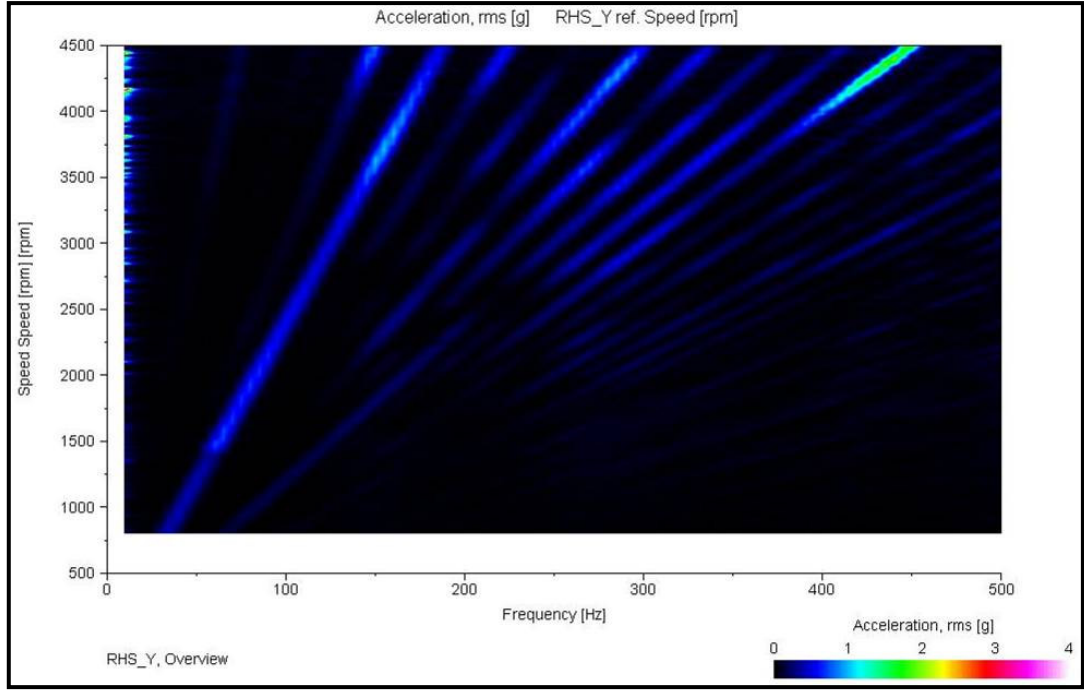
Şekil D.2: Dinamometre Testi Campbell Diyagramı (Sol Motor Kulağı, y-yönü)



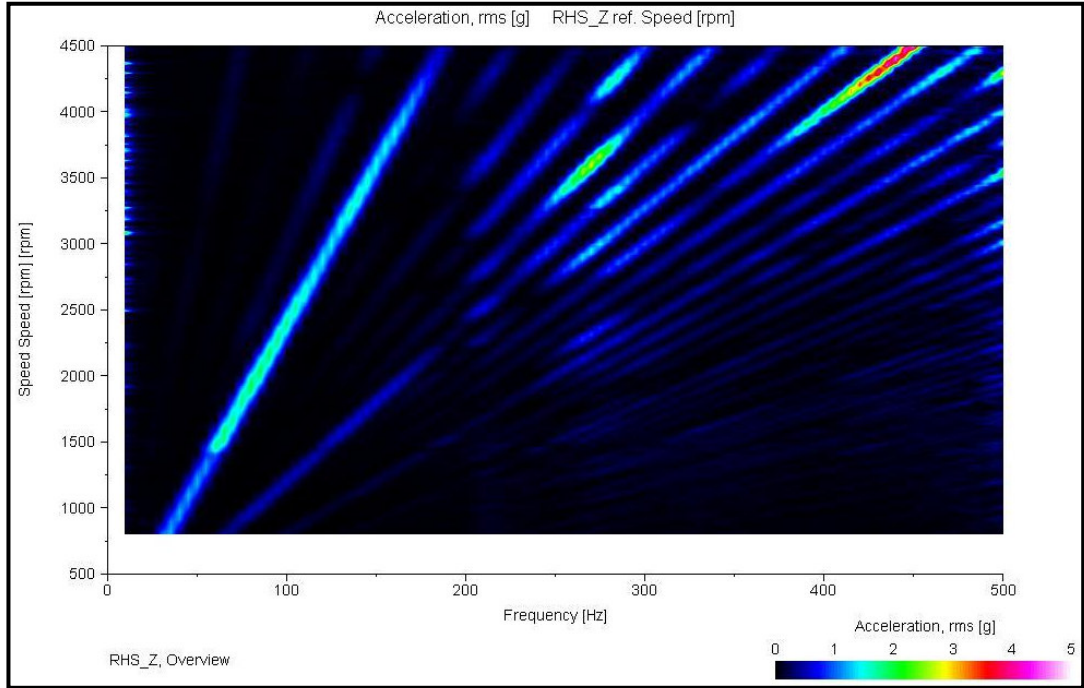
Şekil D.3: Dinamometre Testi Campbell Diyagramı (Sol Motor Kulağı, z-yönü)



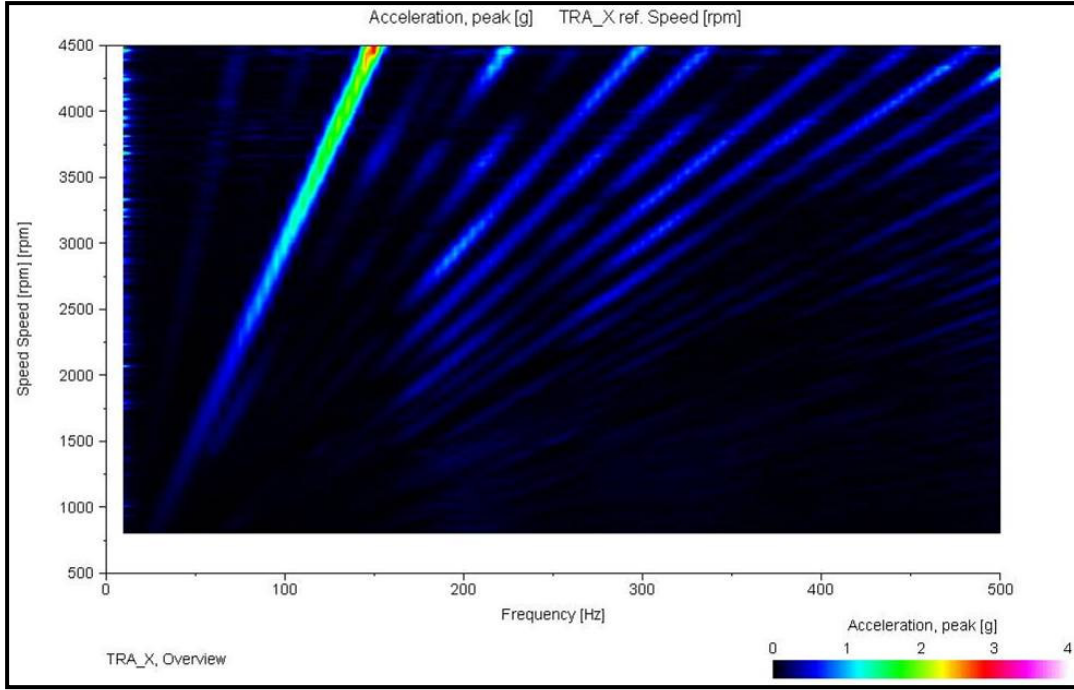
Şekil D.4: Dinamometre Testi Campbell Diyagramı (Sağ Motor Kulağı, x-yönü)



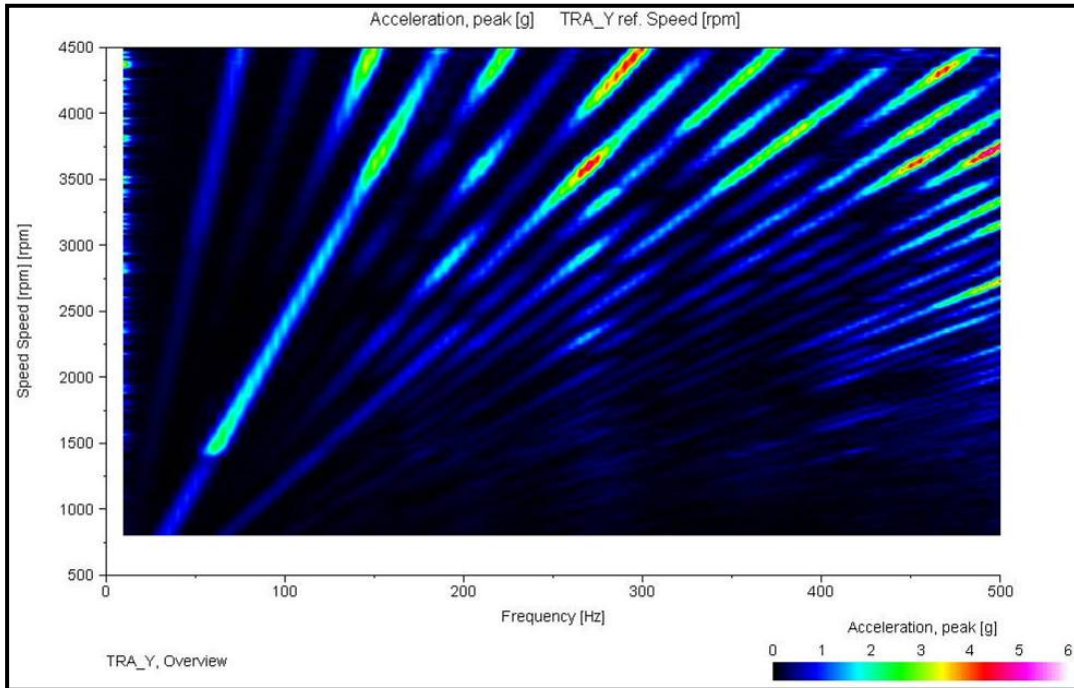
Şekil D.5: Dinamometre Testi Campbell Diyagramı (Sağ Motor Kulağı, y-yönü)



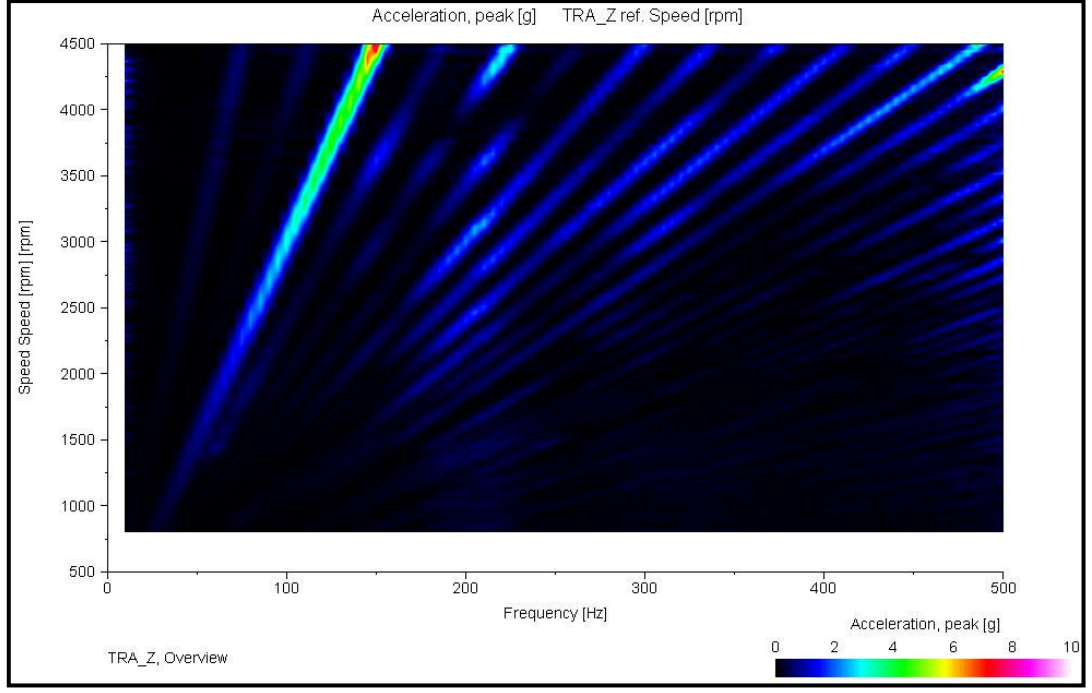
Şekil D.6: Dinamometre Testi Campbell Diyagramı (Sağ Motor Kulağı, z-yönü)



Şekil D.7: Dinamometre Testi Campbell Diyagramı (Şanzıman Kulağı, x-yönü)

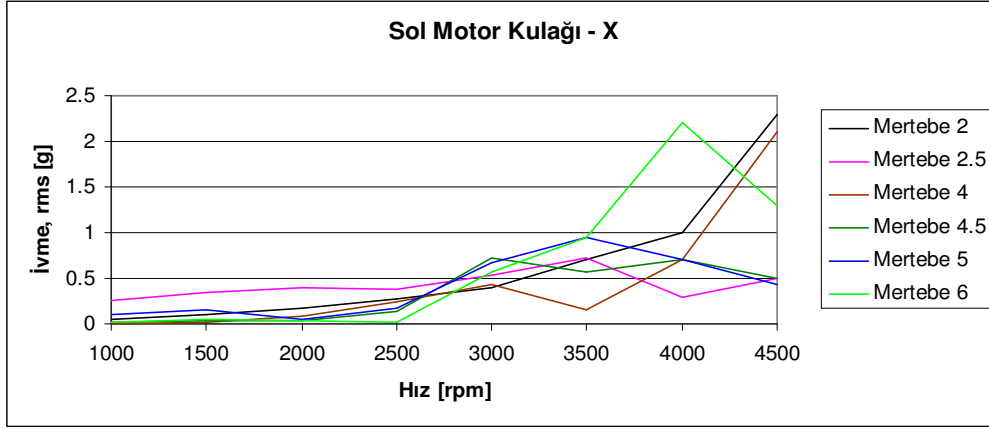


Şekil D.8: Dinamometre Testi Campbell Diyagramı (Şanzıman Kulağı, y-yönü)

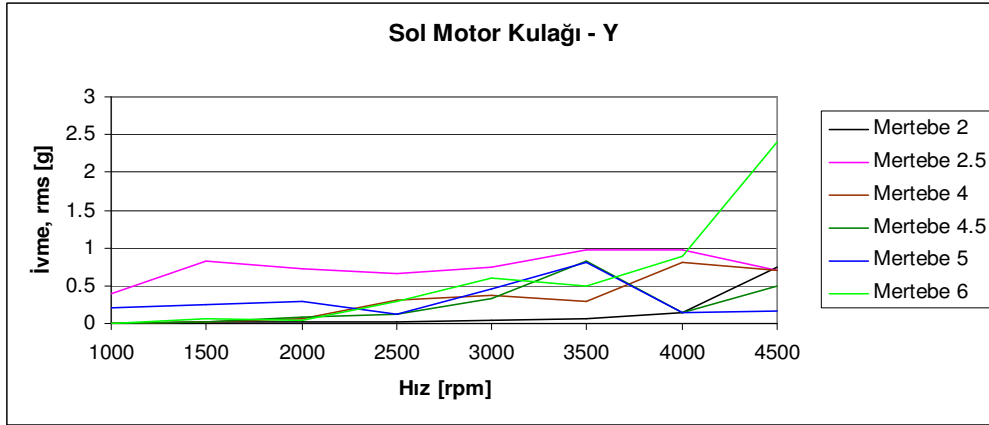


Şekil D.9: Dinamometre Testi Campbell Diyagramı (Şanzıman Kulağı, z-yönü)

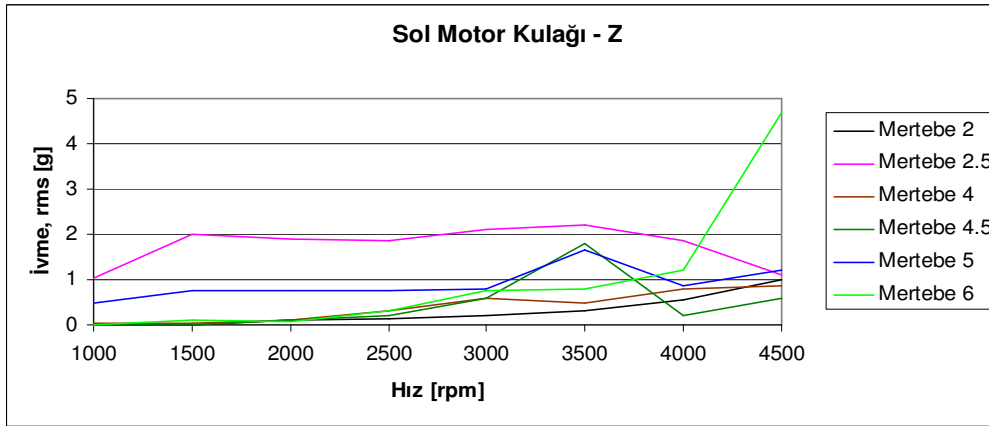
E. Dinamometre Testi Mertebe Sonuçları



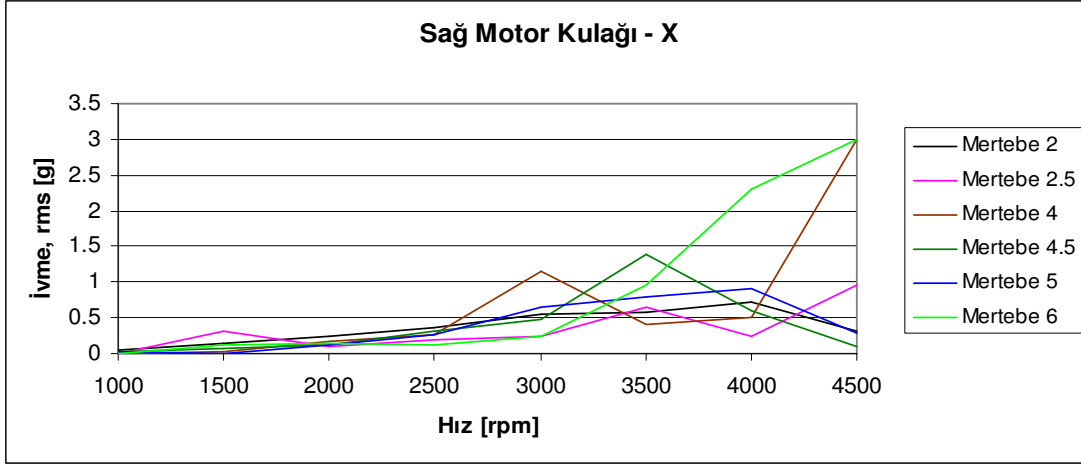
Şekil E.1: Dinamometre Testi Mertebe Sonuçları (Sol Motor Kulağı, x-yönü)



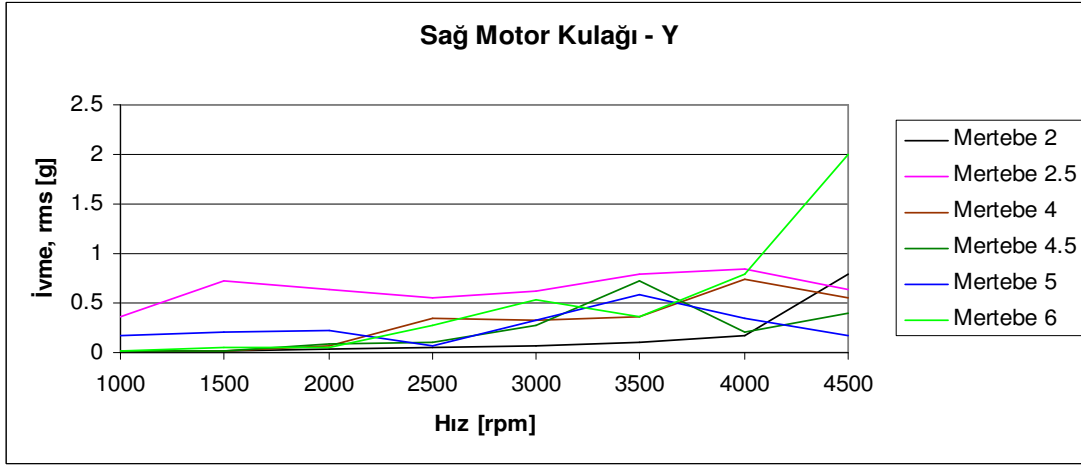
Şekil E.2: Dinamometre Testi Mertebe Sonuçları (Sol Motor Kulağı, y-yönü)



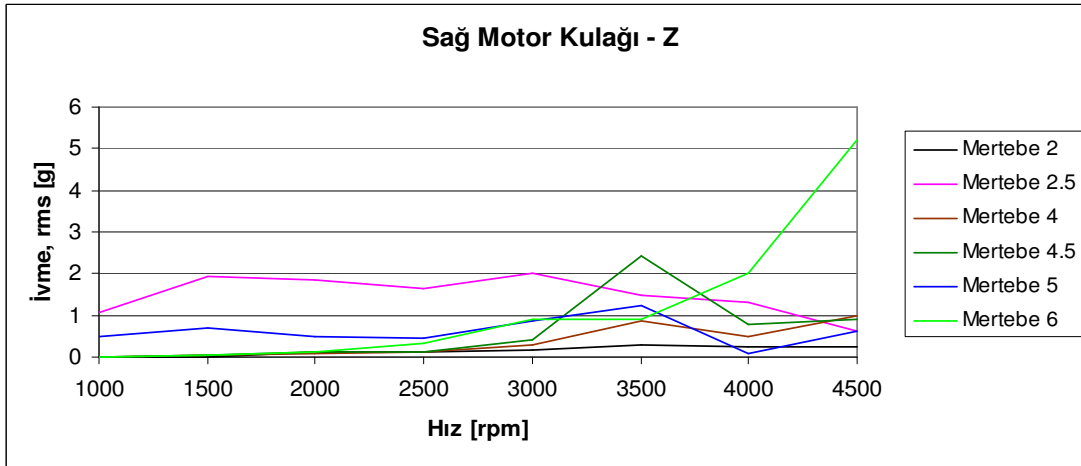
Şekil E.3: Dinamometre Testi Mertebe Sonuçları (Sol Motor Kulağı, z-yönü)



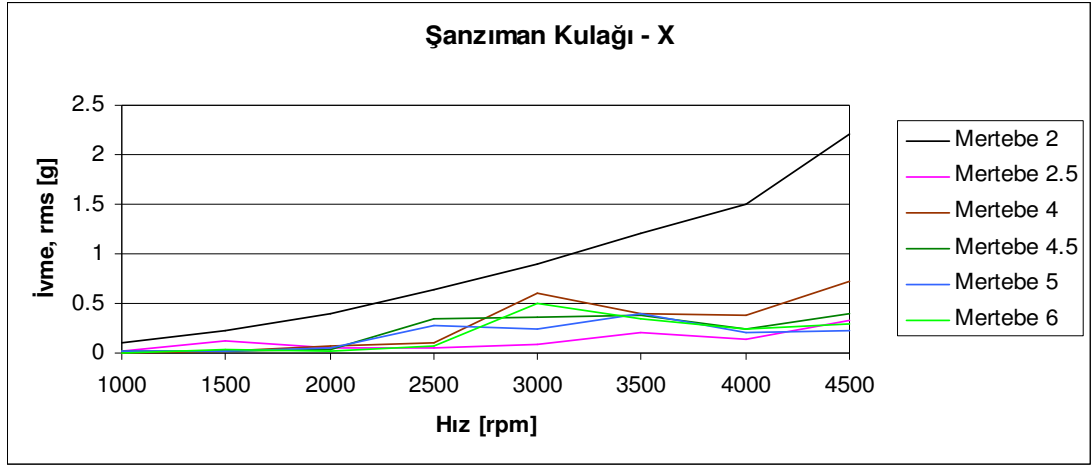
Şekil E.4: Dinamometre Testi Mertebe Sonuçları (Sağ Motor Kulağı, x-yönü)



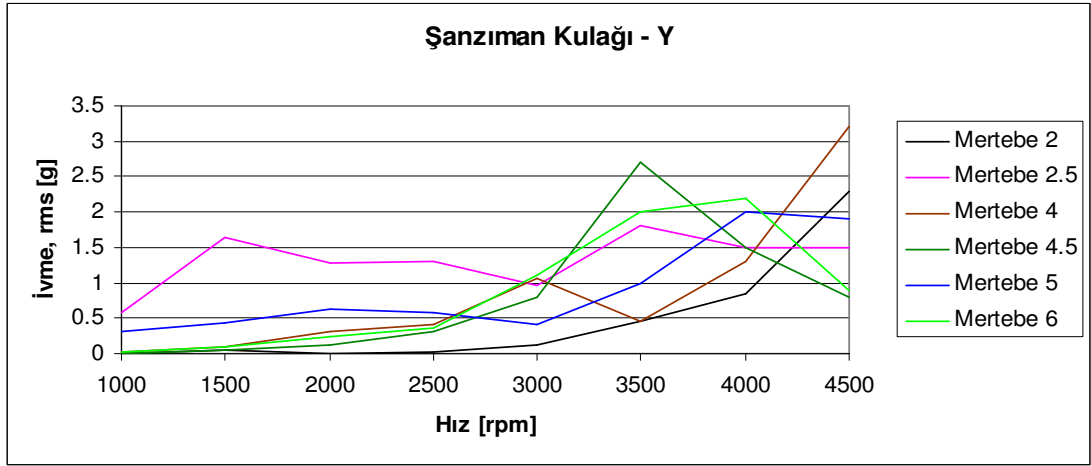
Şekil E.5: Dinamometre Testi Mertebe Sonuçları (Sağ Motor Kulağı, y-yönü)



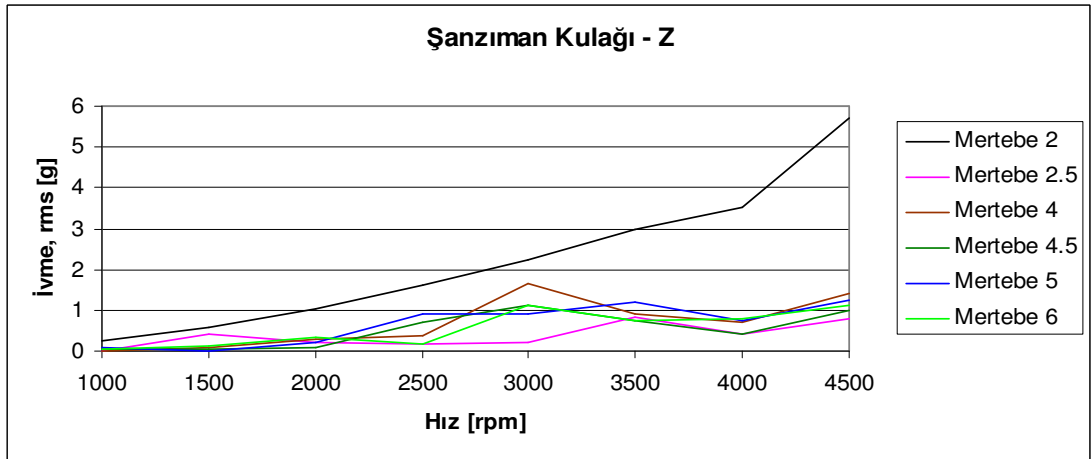
Şekil E.6: Dinamometre Testi Mertebe Sonuçları (Sağ Motor Kulağı, z-yönü)



Şekil E.7: Dinamometre Testi Mertebe Sonuçları (Şanzıman Kulağı, x-yönü)

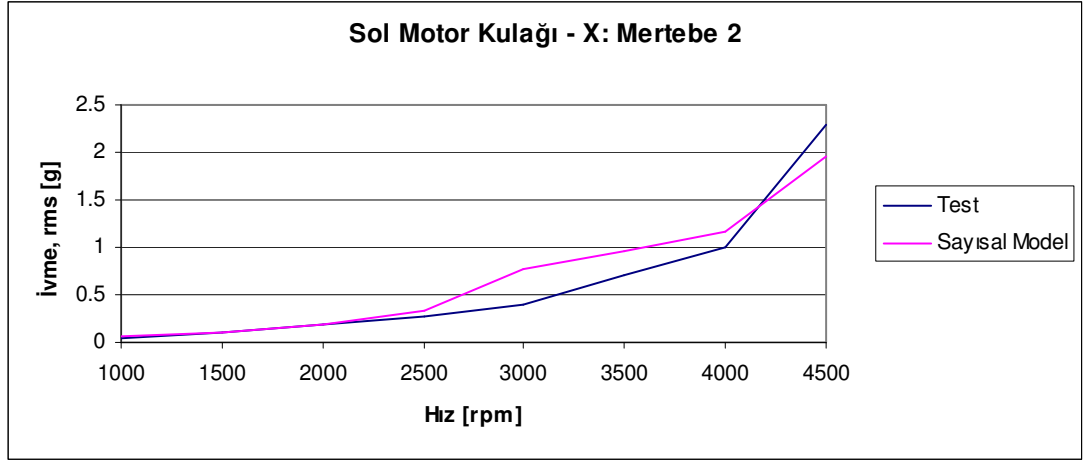


Şekil E.8: Dinamometre Testi Mertebe Sonuçları (Şanzıman Kulağı, y-yönü)

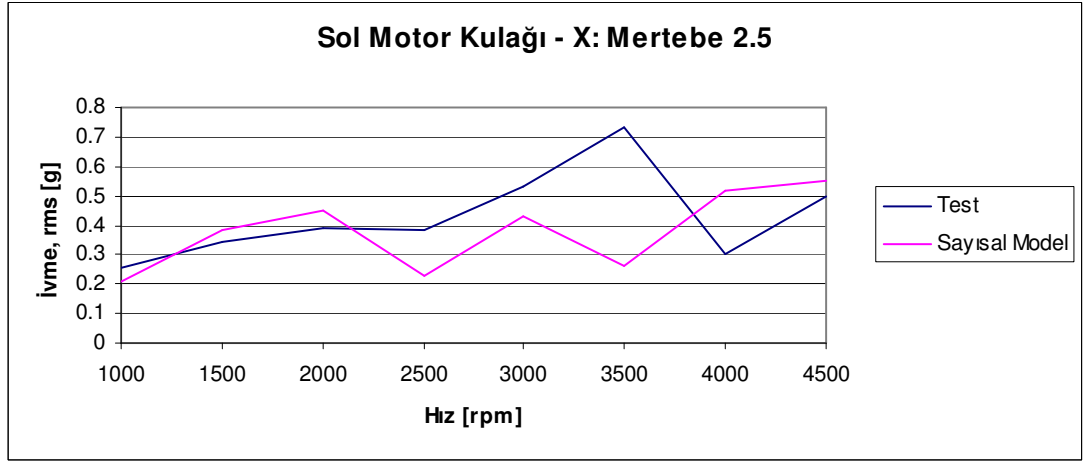


Şekil E.9: Dinamometre Testi Mertebe Sonuçları (Şanzıman Kulağı, z-yönü)

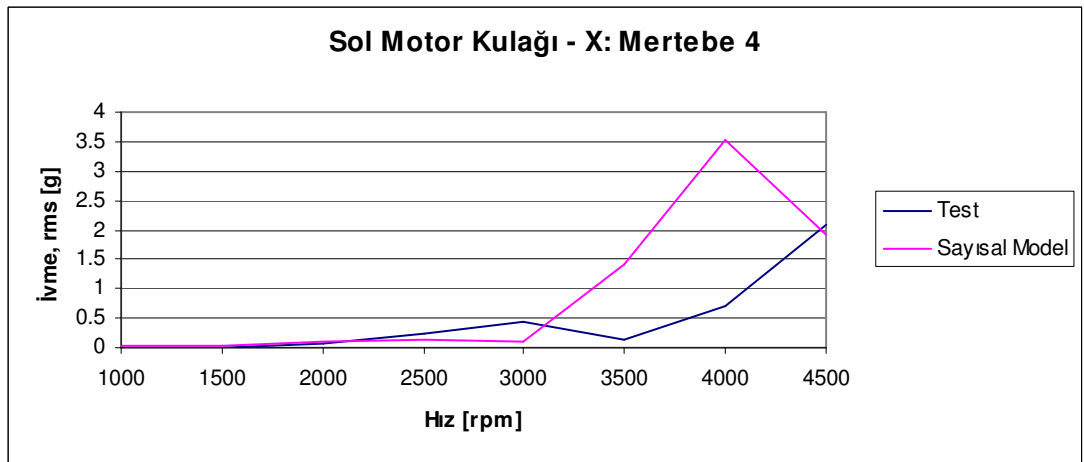
F. Motor Modelinin Mertebe Karşılaştırmaları



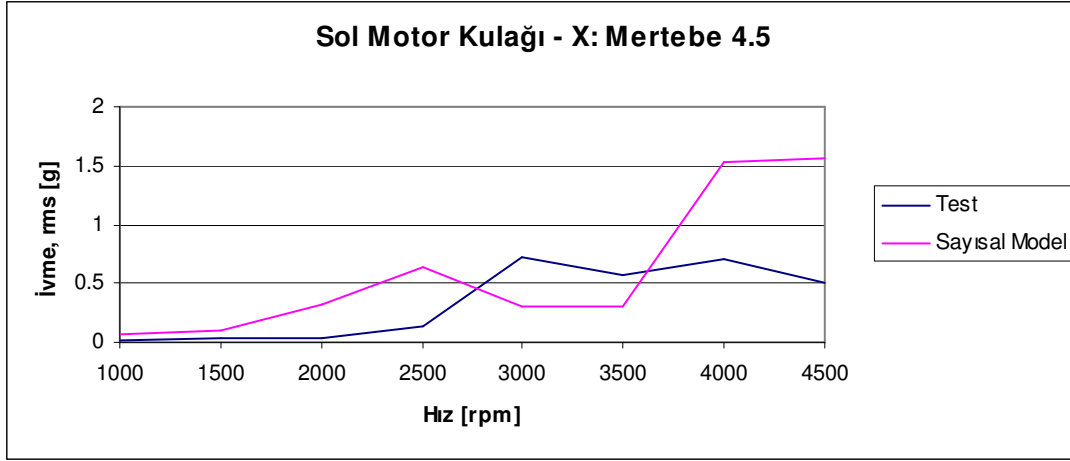
Şekil F.1: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, x-yönü, mertebe 2)



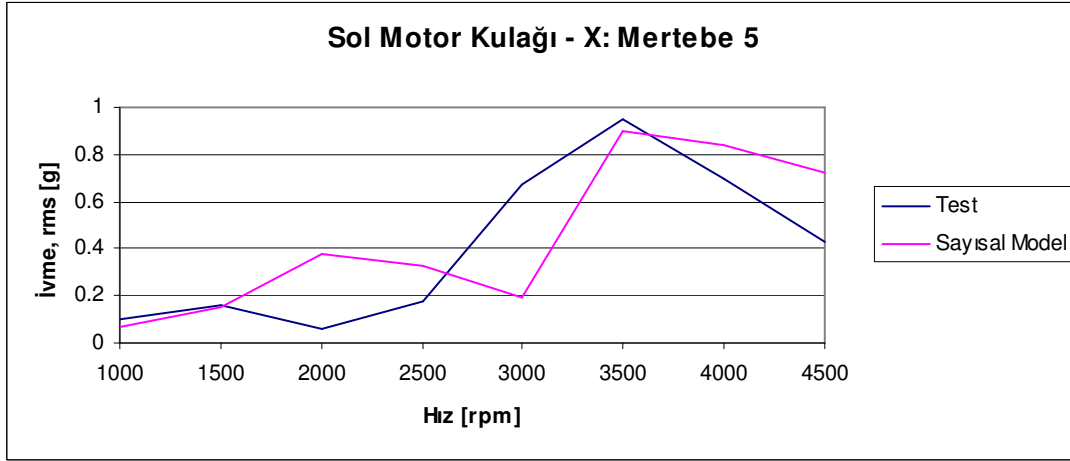
Şekil F.2: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, x-yönü, mertebe 2.5)



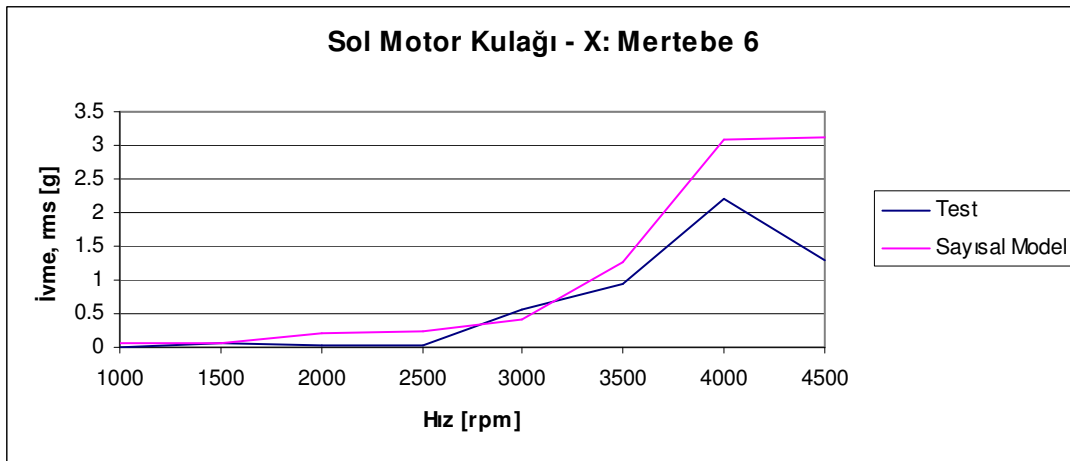
Şekil F.3: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, x-yönü, mertebe 4)



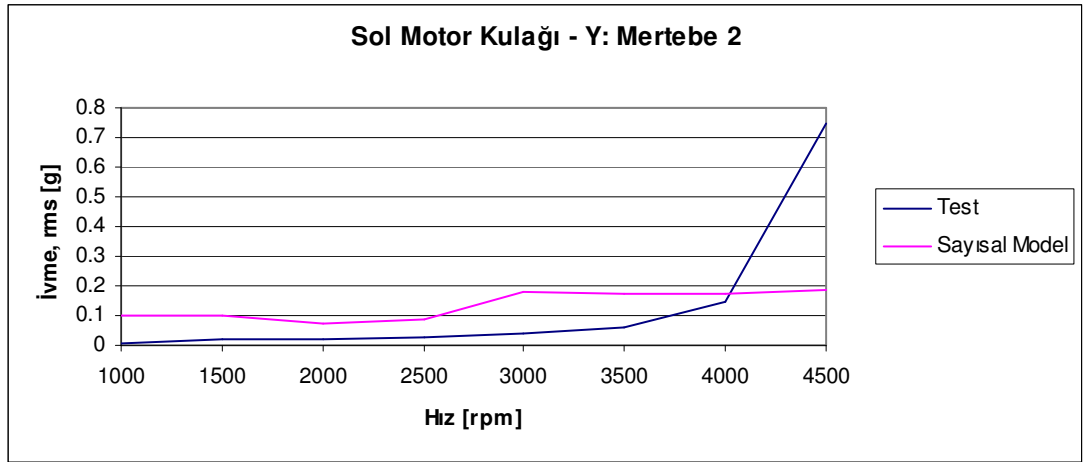
Şekil F.4: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, x-yönü, mertebe 4.5)



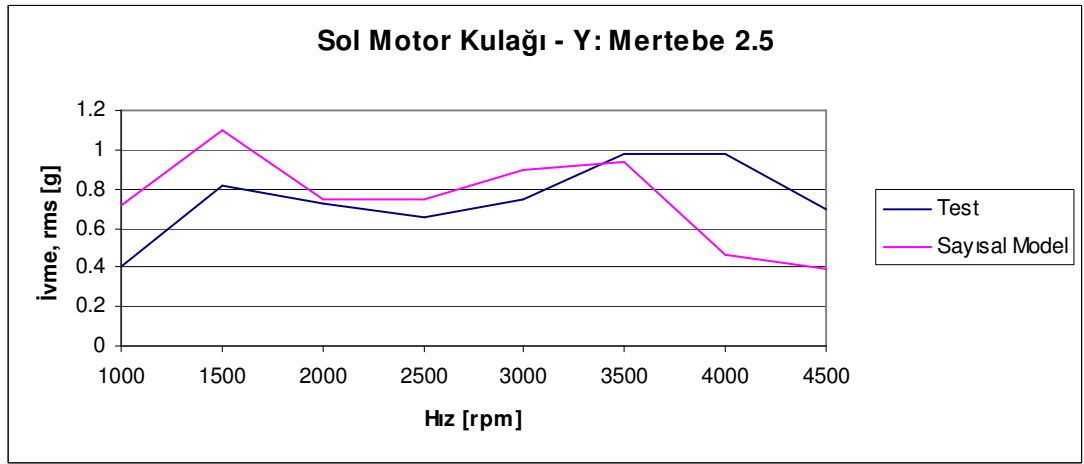
Şekil F.5: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, x-yönü, mertebe 5)



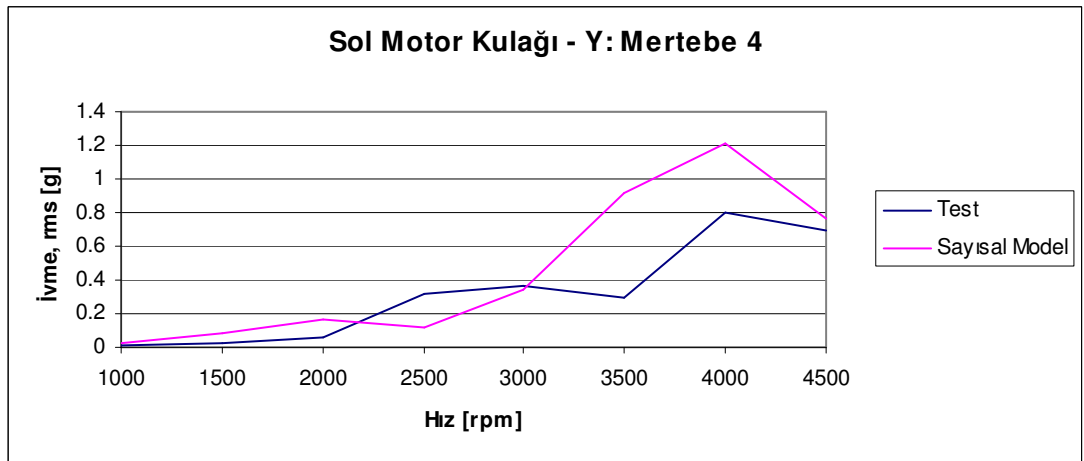
Şekil F.6: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, x-yönü, mertebe 6)



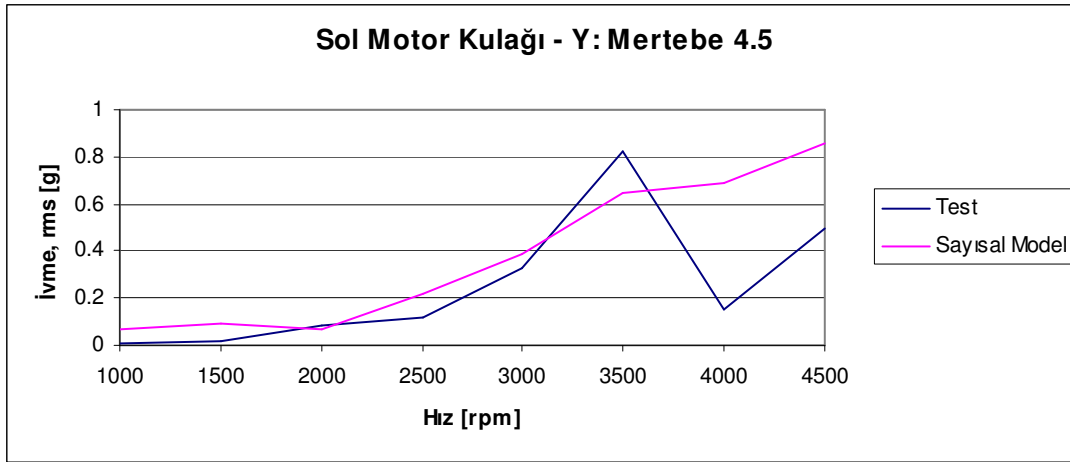
Şekil F.7: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, y-yönü, mertebe 2)



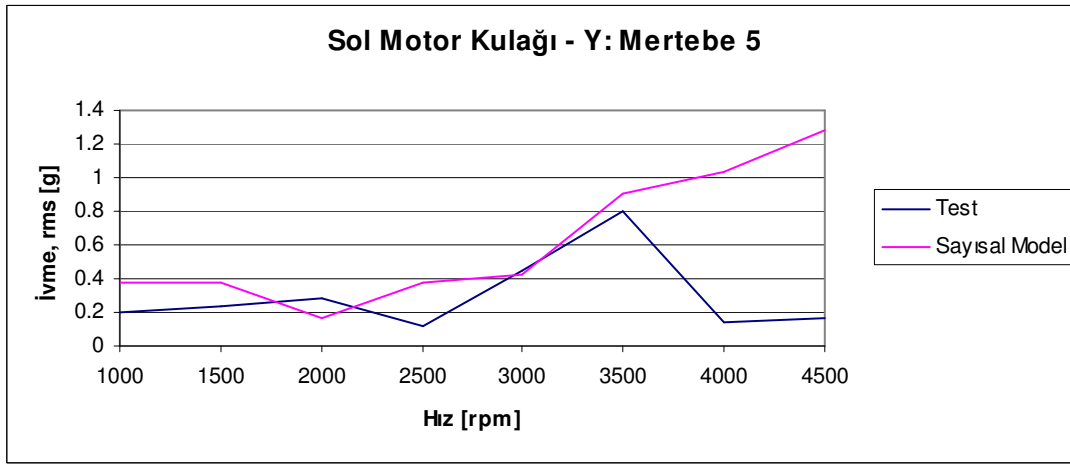
Şekil F.8: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, y-yönü, mertebe 2.5)



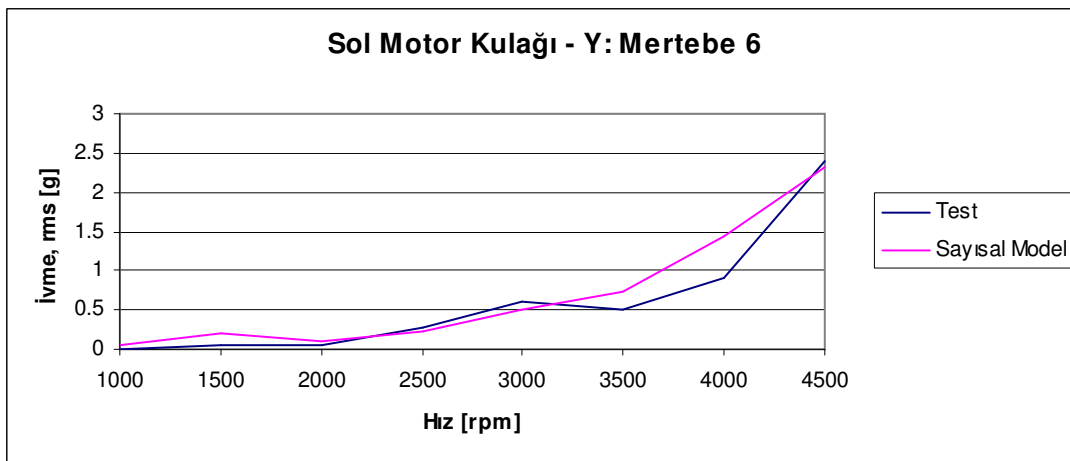
Şekil F.9: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, y-yönü, mertebe 4)



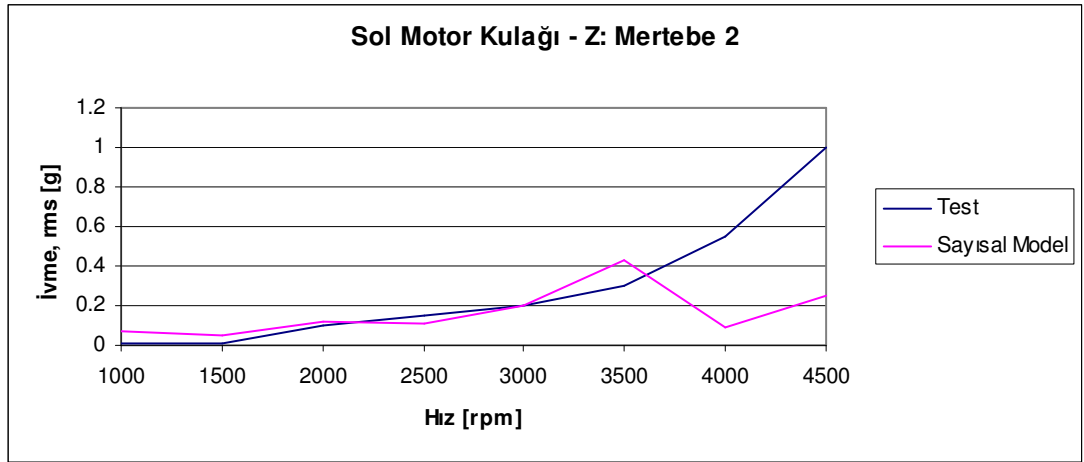
Şekil F.10: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, y-yönü, mertebe 4.5)



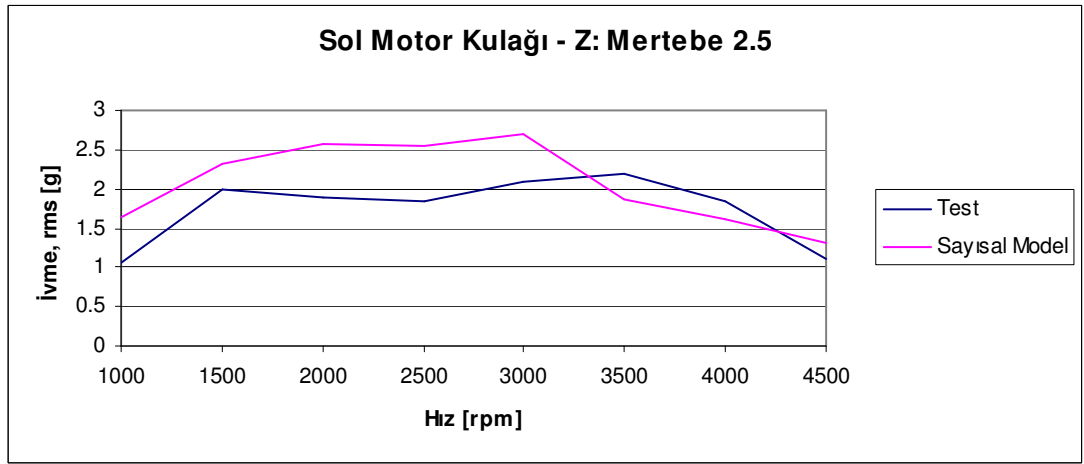
Şekil F.11: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, y-yönü, mertebe 5)



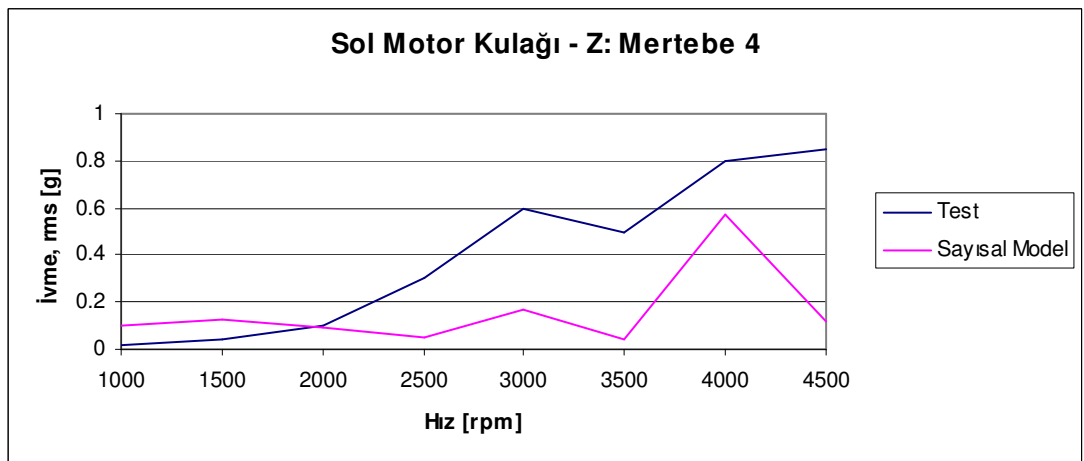
Şekil F.12: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, y-yönü, mertebe 6)



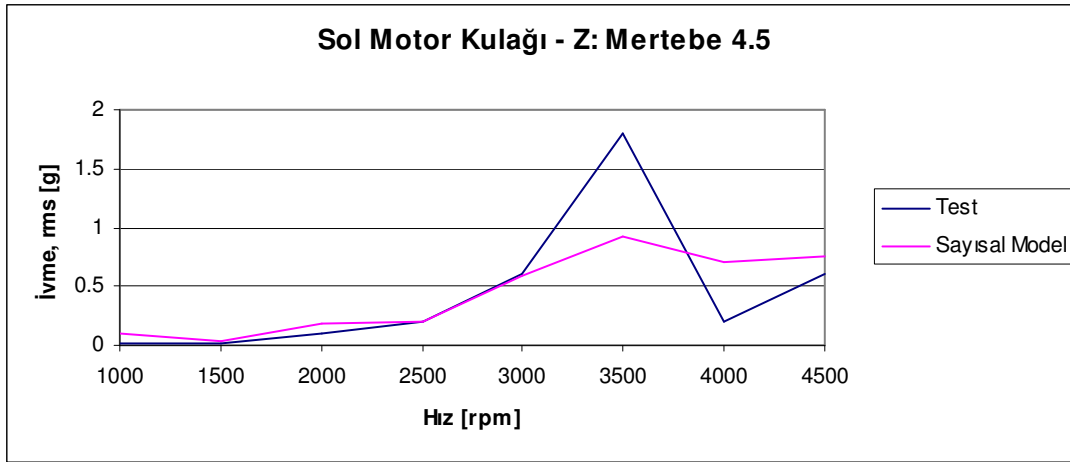
Şekil F.13: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, z-yönü, mertebe 2)



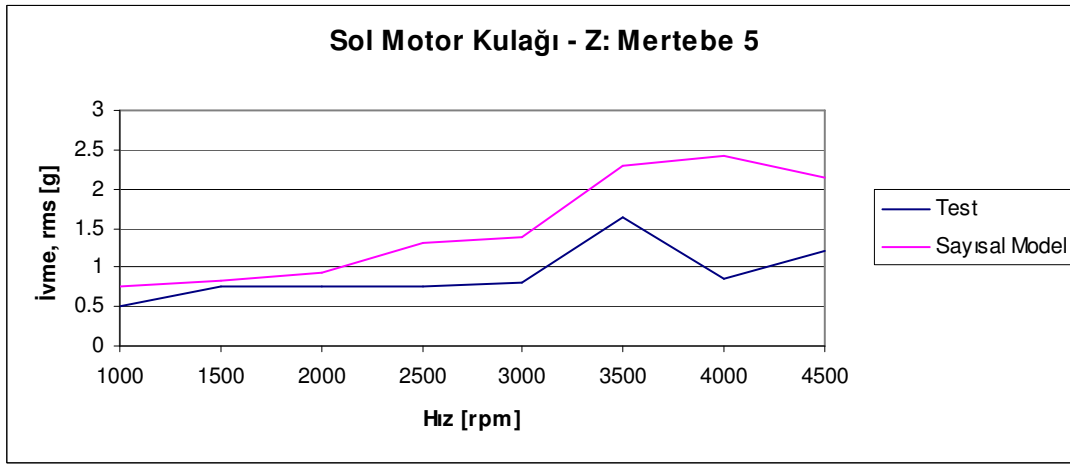
Şekil F.14: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, z-yönü, mertebe 2.5)



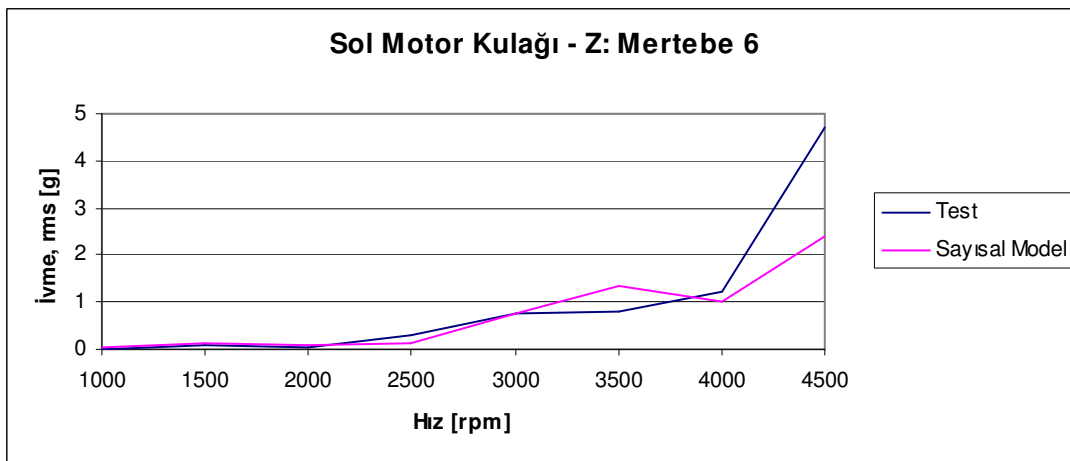
Şekil F.15: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, z-yönü, mertebe 4)



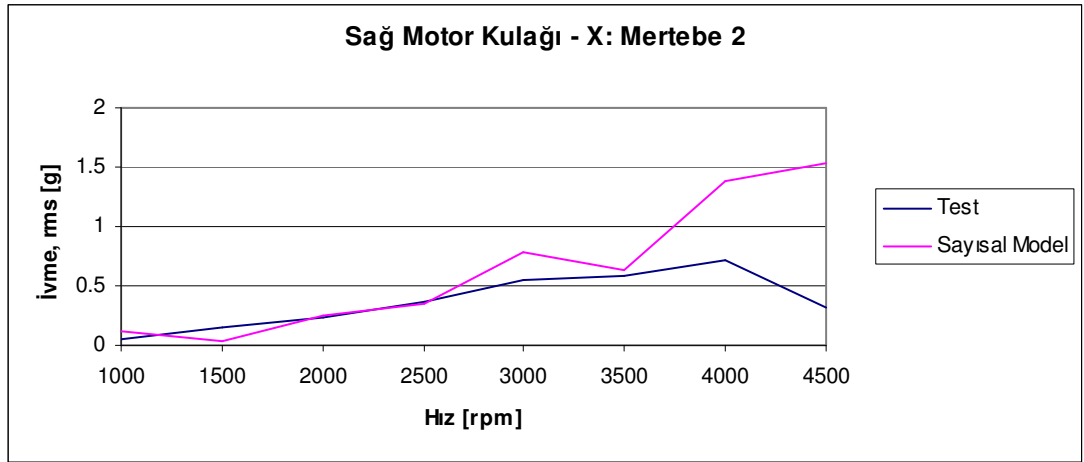
Şekil F.16: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, z-yönü, mertebe 4.5)



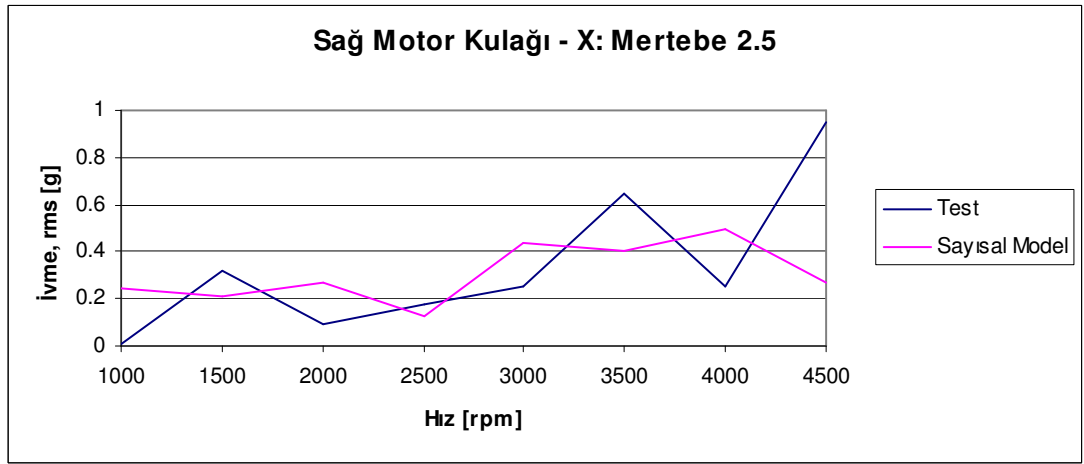
Şekil F.17: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, z-yönü, mertebe 5)



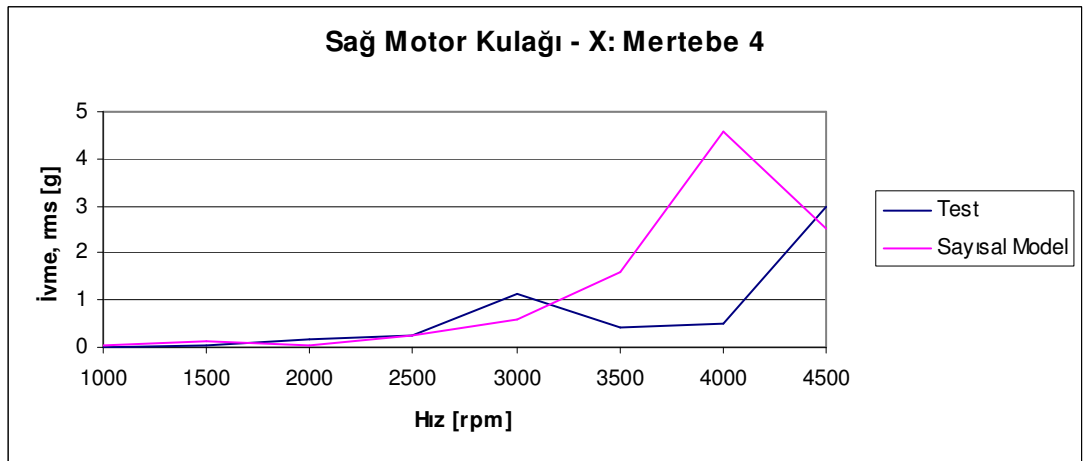
Şekil F.18: Motor Modeli Karşılaştırması (Sol Motor Kulağı, z-yönü, mertebe 6)



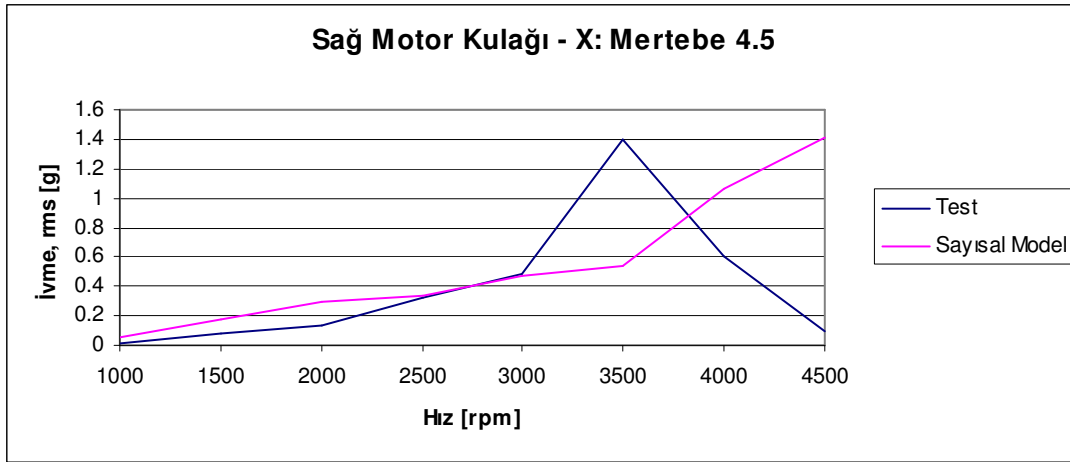
Şekil F.19: Motor Modeli Karşılaştırması (Sağ Motor Kulağı, x-yönü, mertebe 2)



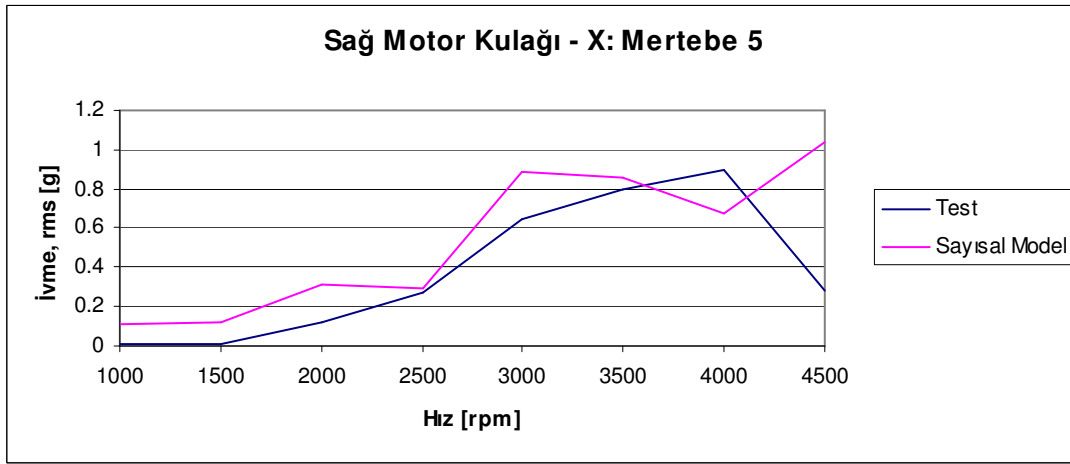
Şekil F.20: Motor Modeli Karşılaştırması (Sağ Motor Kulağı, x-yönü, mertebe 2.5)



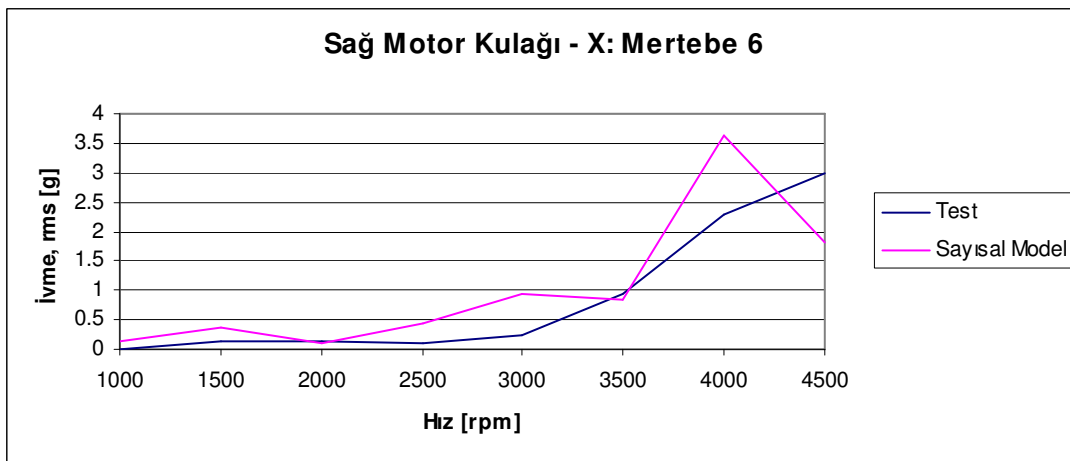
Şekil F.21: Motor Modeli Karşılaştırması (Sağ Motor Kulağı, x-yönü, mertebe 4)



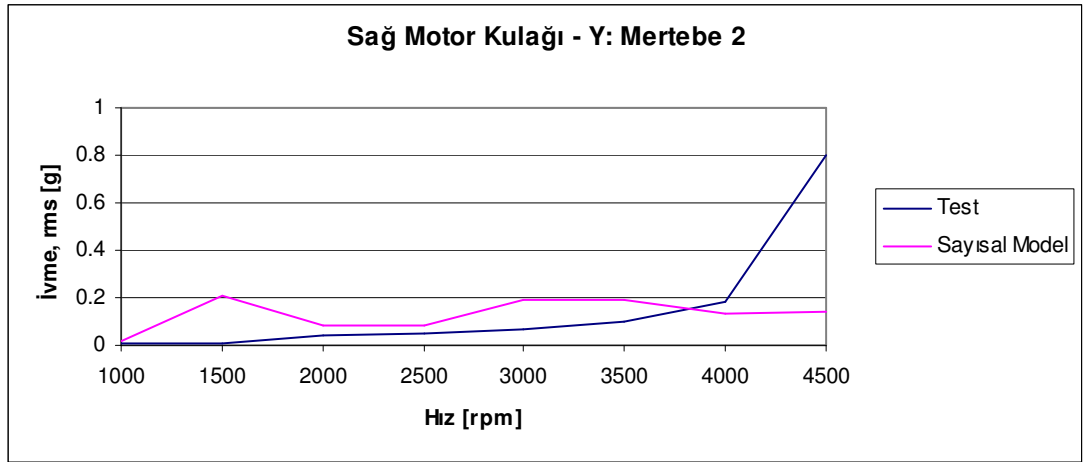
Şekil F.22: Motor Modeli Karşılaştırması (Sağ Motor Kulağı, x-yönü, mertebe 4.5)



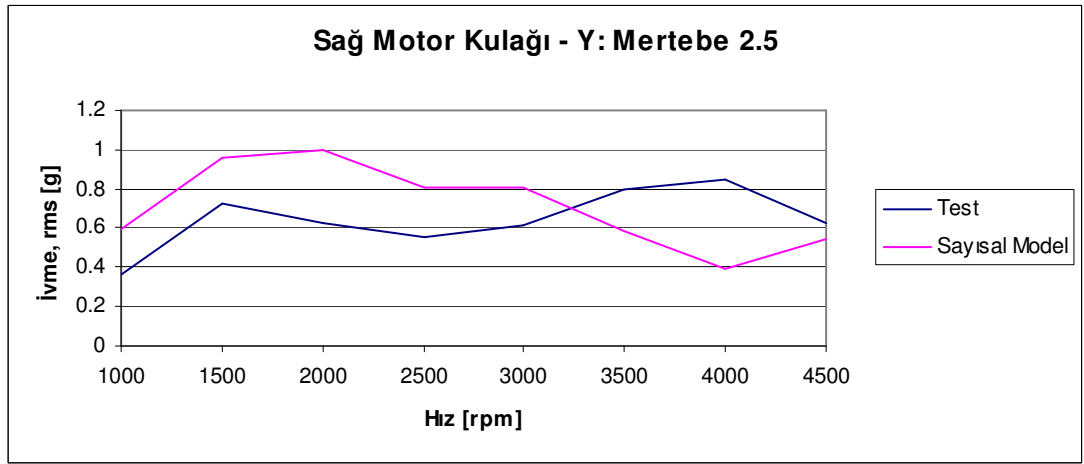
Şekil F.23: Motor Modeli Karşılaştırması (Sağ Motor Kulağı, x-yönü, mertebe 5)



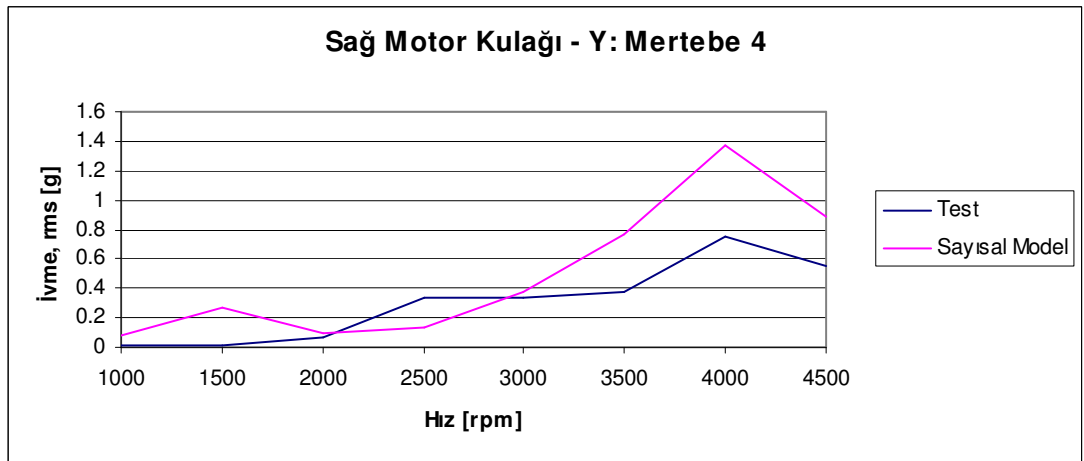
Şekil F.24: Motor Modeli Karşılaştırması (Sağ Motor Kulağı, x-yönü, mertebe 6)



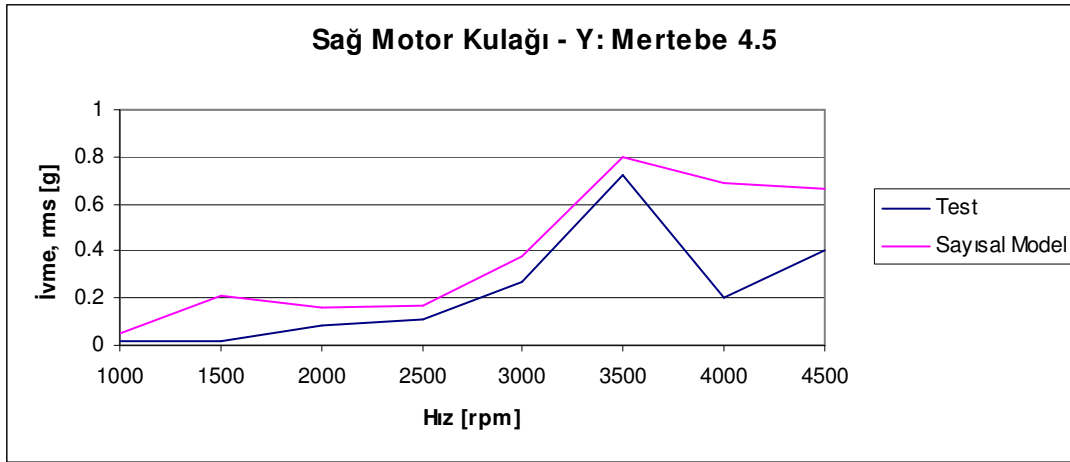
Şekil F.25: Motor Modeli Karşılaştırması (Sağ Motor Kulağı, y-yönü, mertebe 2)



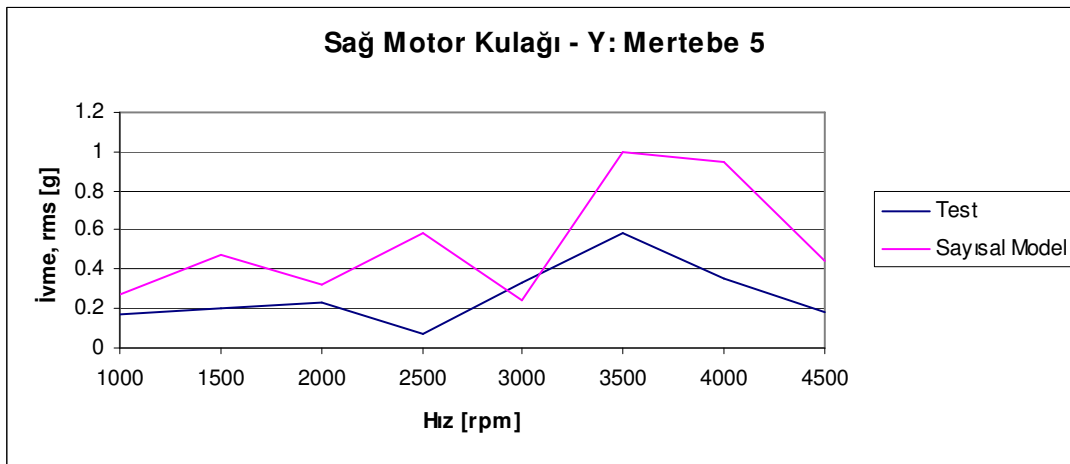
Şekil F.26: Motor Modeli Karşılaştırması (Sağ Motor Kulağı, y-yönü, mertebe 2.5)



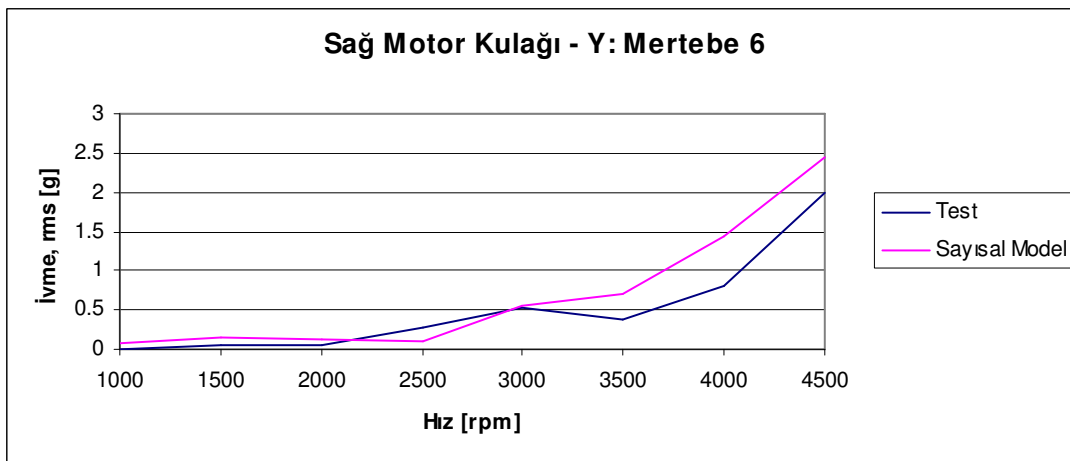
Şekil F.27: Motor Modeli Karşılaştırması (Sağ Motor Kulağı, y-yönü, mertebe 4)



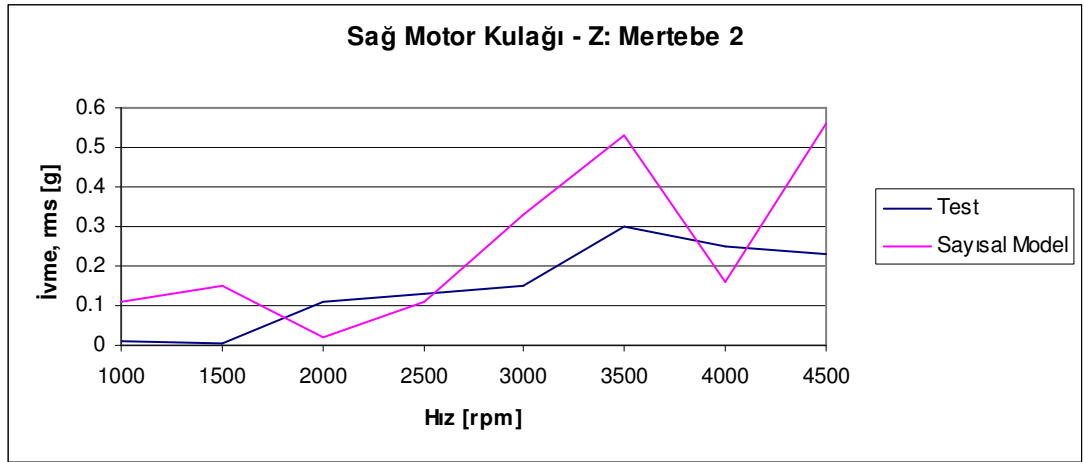
Şekil F.28: Motor Modeli Karşılaştırması (Sağ Motor Kulağı, y-yönü, mertebe 4.5)



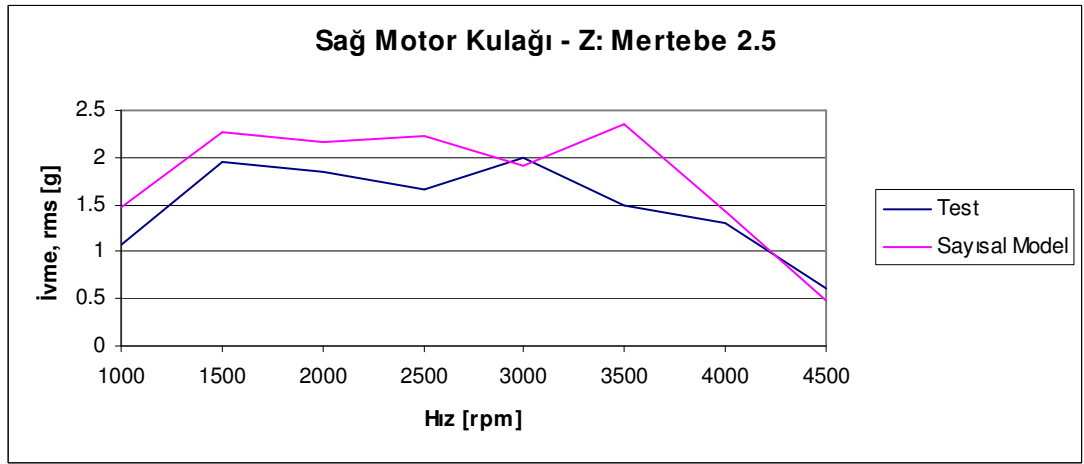
Şekil F.29: Motor Modeli Karşılaştırması (Sağ Motor Kulağı, y-yönü, mertebe 5)



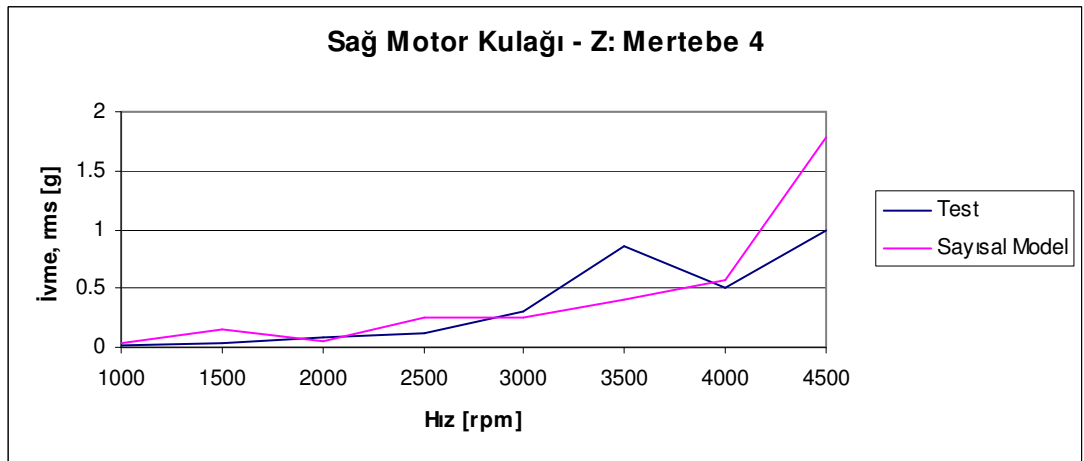
Şekil F.30: Motor Modeli Karşılaştırması (Sağ Motor Kulağı, y-yönü, mertebe 6)



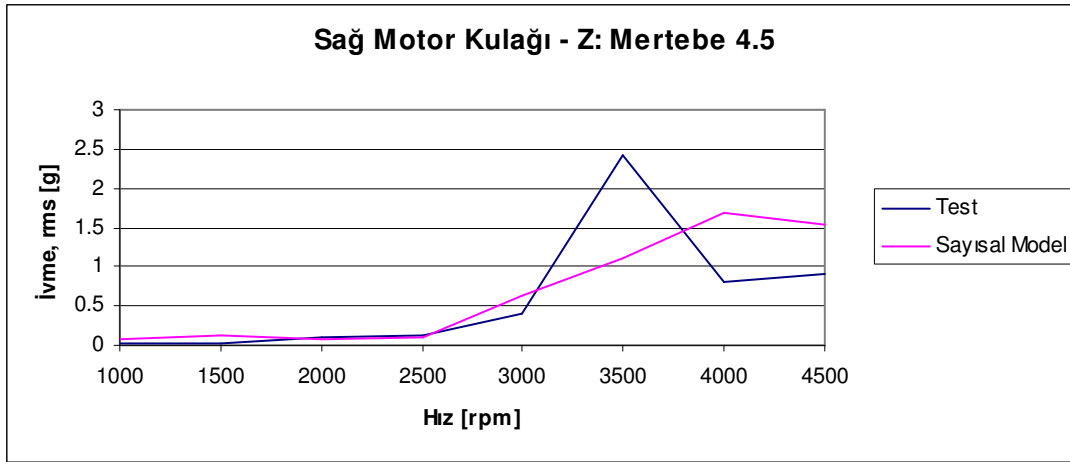
Şekil F.31: Motor Modeli Karşılaştırması (Sağ Motor Kulağı, z-yönü, mertebe 2)



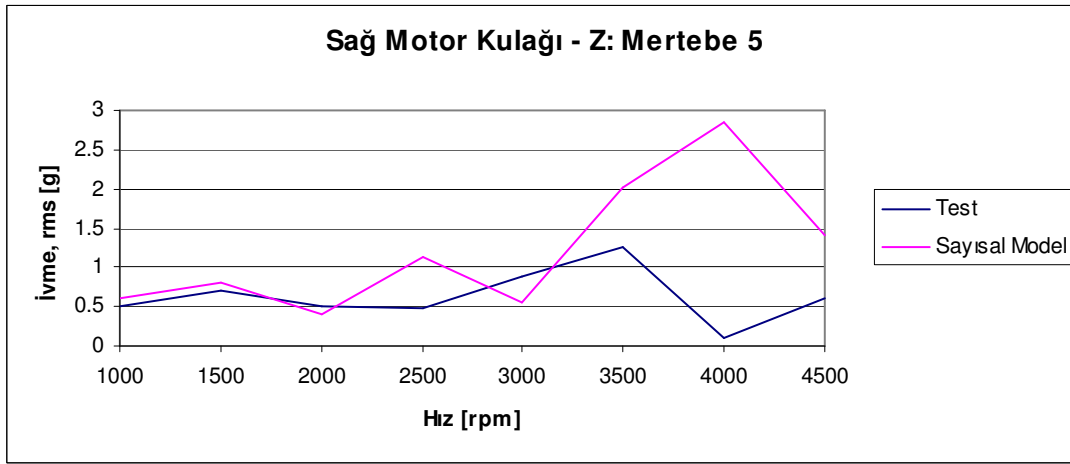
Şekil F.32: Motor Modeli Karşılaştırması (Sağ Motor Kulağı, z-yönü, mertebe 2.5)



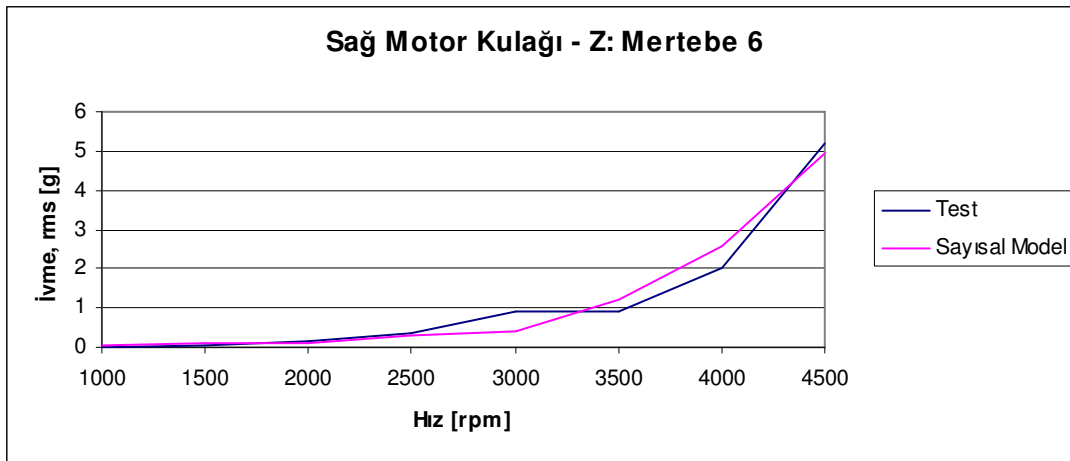
Şekil F.33: Motor Modeli Karşılaştırması (Sağ Motor Kulağı, z-yönü, mertebe 4)



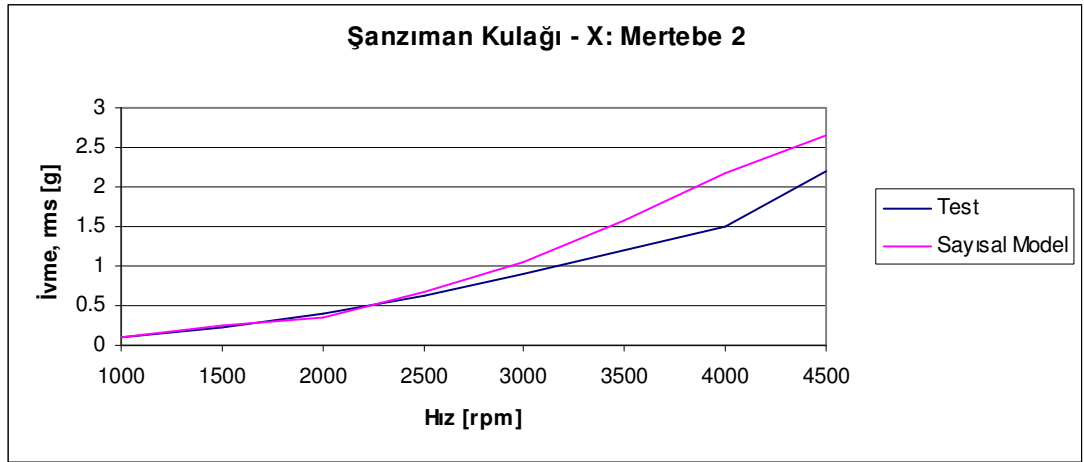
Şekil F.34: Motor Modeli Karşılaştırması (Sağ Motor Kulağı, z-yönü, mertebe 4.5)



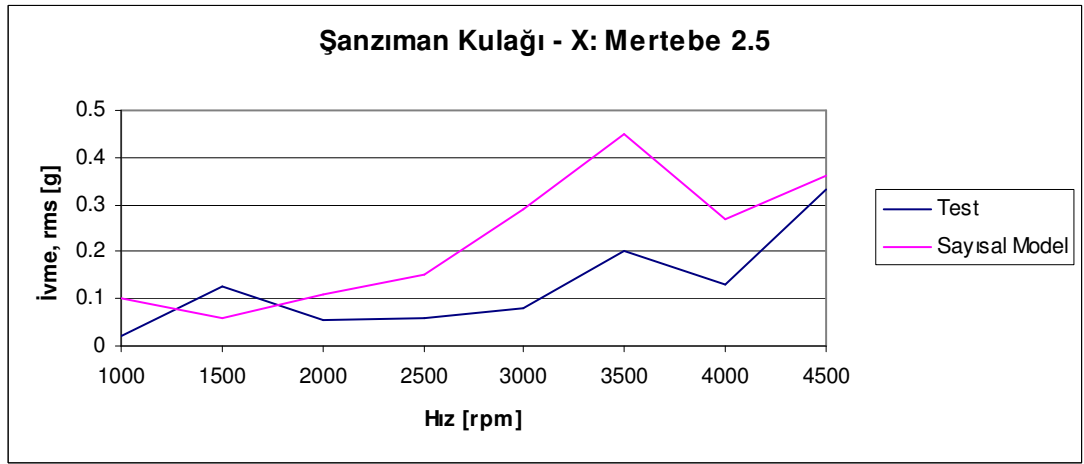
Şekil F.35: Motor Modeli Karşılaştırması (Sağ Motor Kulağı, z-yönü, mertebe 5)



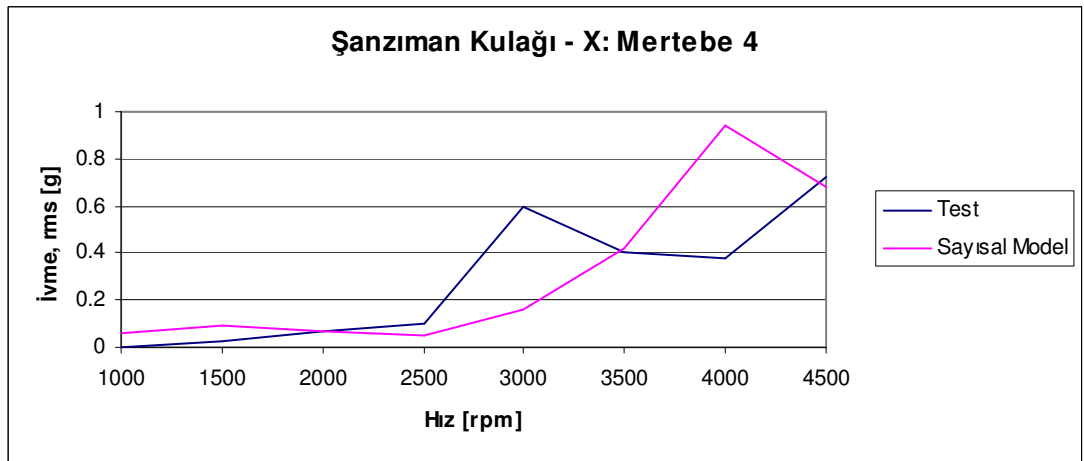
Şekil F.36: Motor Modeli Karşılaştırması (Sağ Motor Kulağı, z-yönü, mertebe 6)



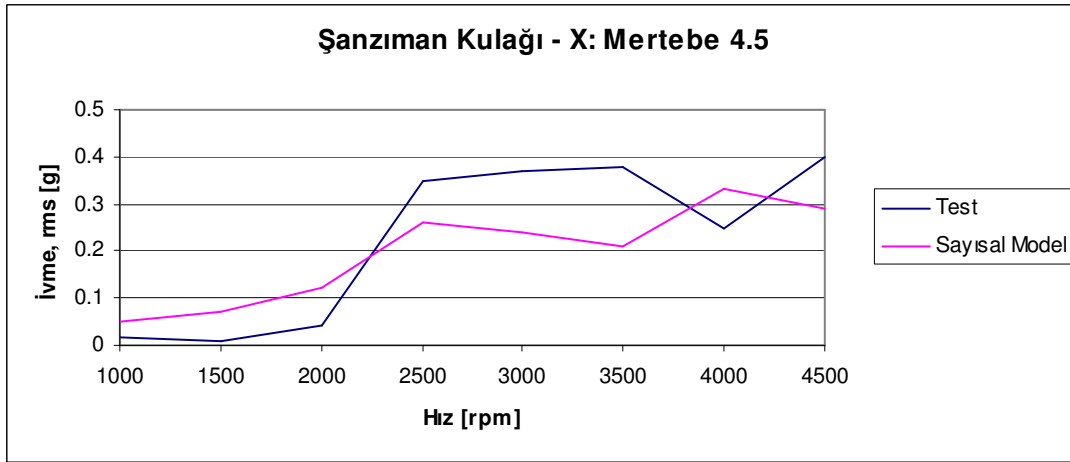
Şekil F.37: Motor Modeli Karşılaştırması (Şanzıman Kulağı, x-yönü, mertebe 2)



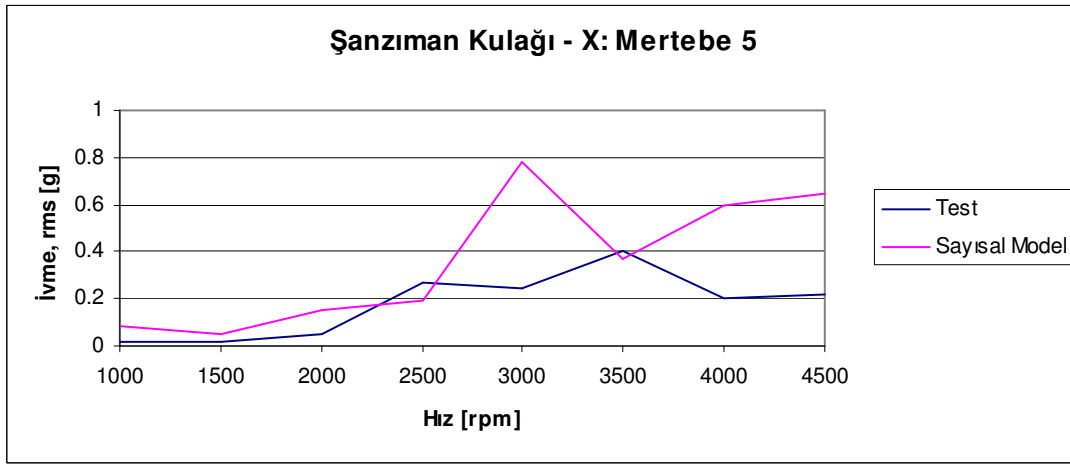
Şekil F.38: Motor Modeli Karşılaştırması (Şanzıman Kulağı, x-yönü, mertebe 2.5)



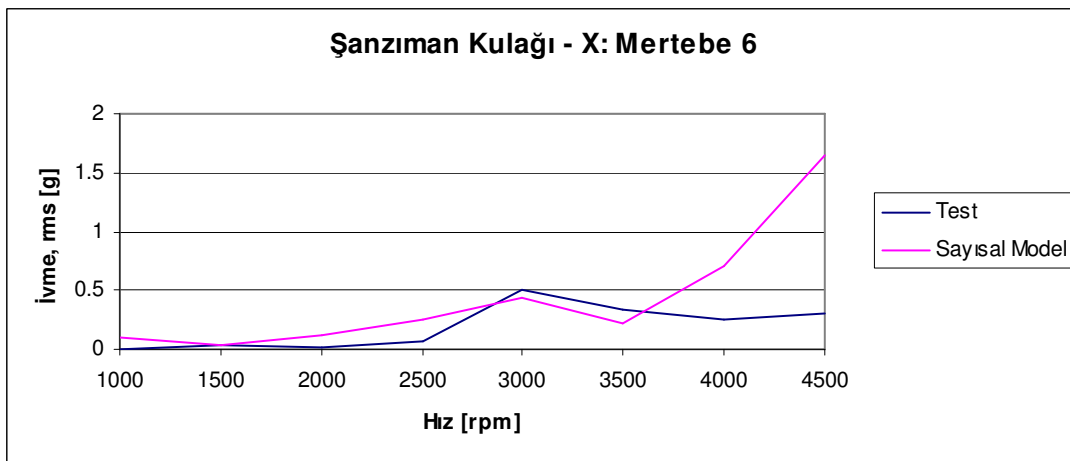
Şekil F.39: Motor Modeli Karşılaştırması (Şanzıman Kulağı, x-yönü, mertebe 4)



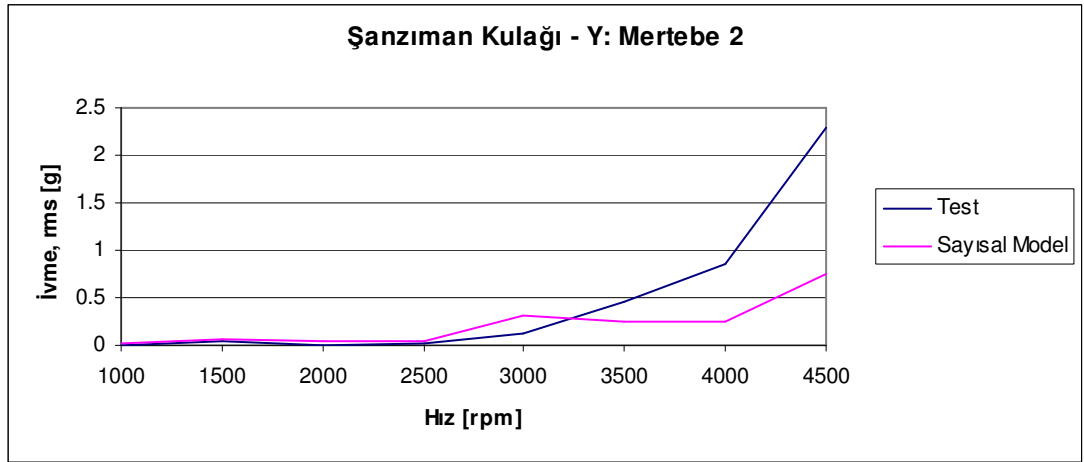
Şekil F.40: Motor Modeli Karşılaştırması (Şanzıman Kulağı, x-yönü, mertebe 4.5)



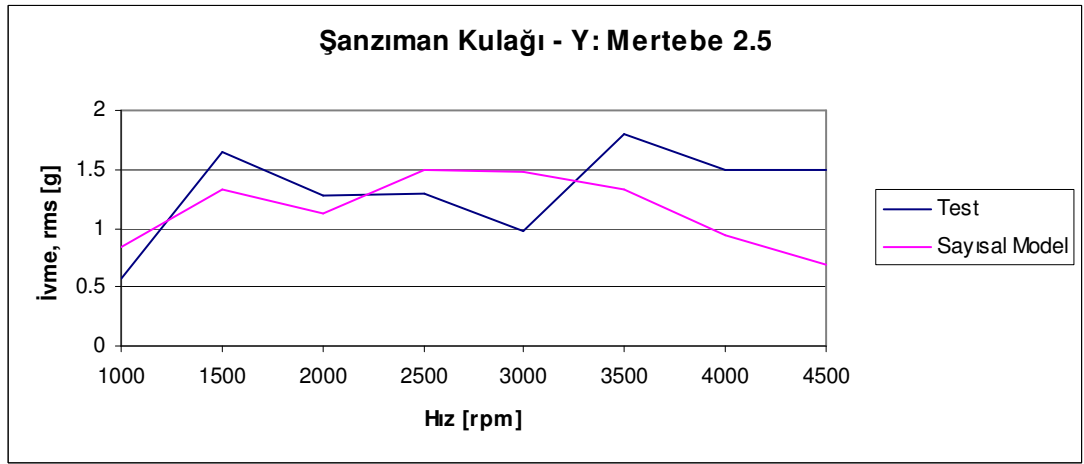
Şekil F.41: Motor Modeli Karşılaştırması (Şanzıman Kulağı, x-yönü, mertebe 5)



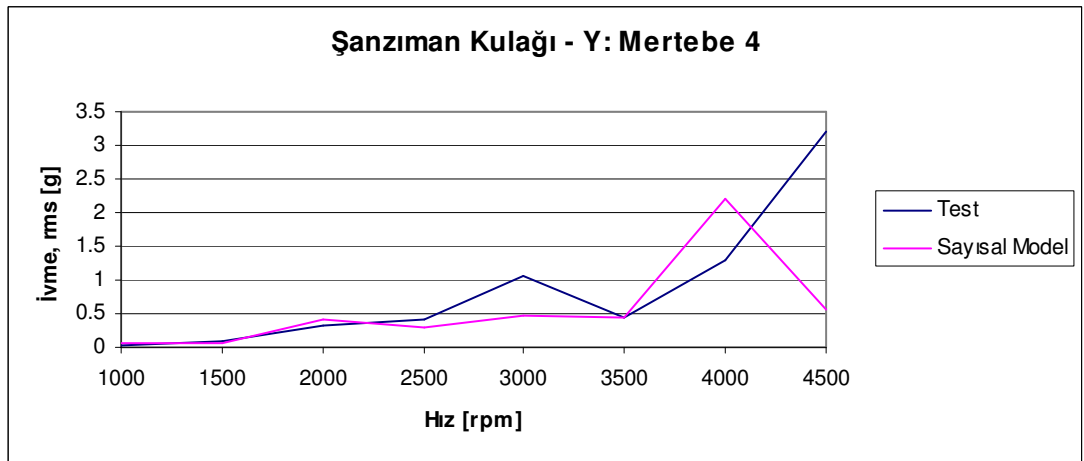
Şekil F.42: Motor Modeli Karşılaştırması (Şanzıman Kulağı, x-yönü, mertebe 6)



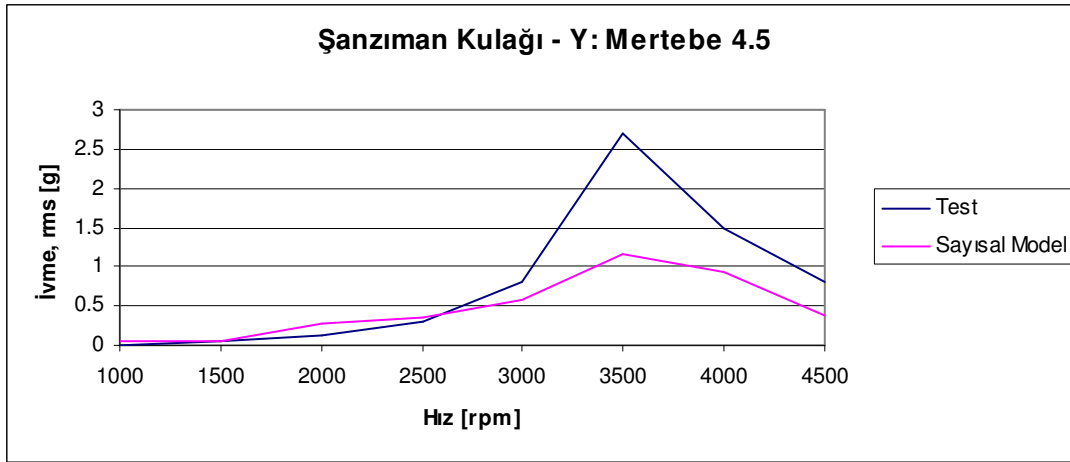
Şekil F.43: Motor Modeli Karşılaştırması (Şanzıman Kulağı, y-yönü, mertebe 2)



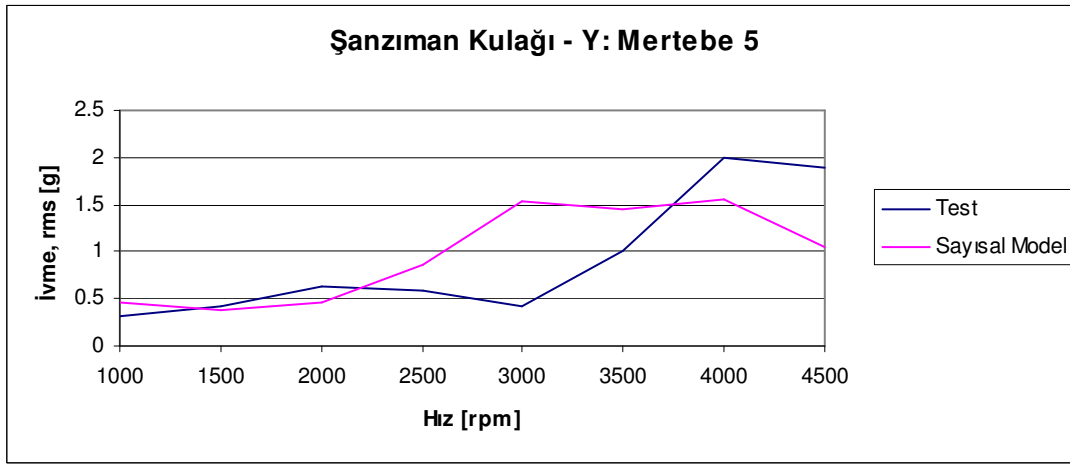
Şekil F.44: Motor Modeli Karşılaştırması (Şanzıman Kulağı, y-yönü, mertebe 2.5)



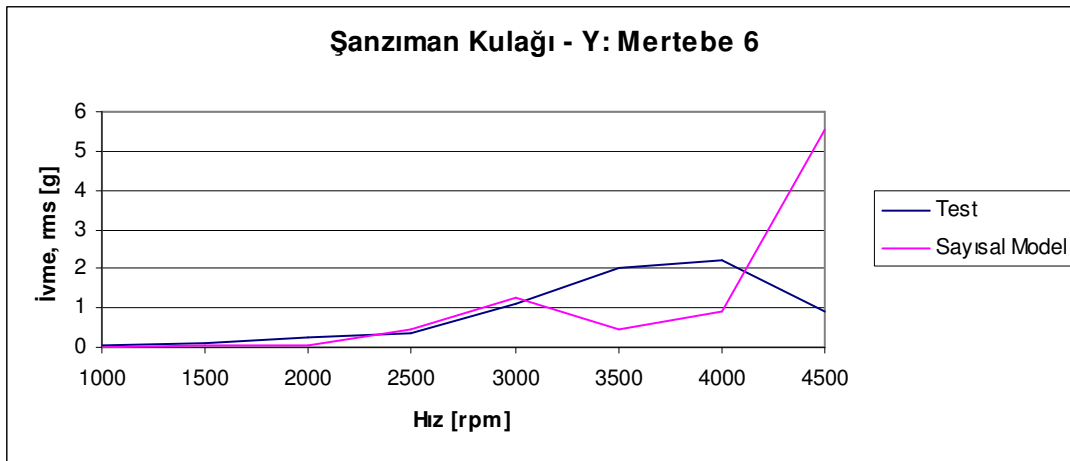
Şekil F.45: Motor Modeli Karşılaştırması (Şanzıman Kulağı, y-yönü, mertebe 4)



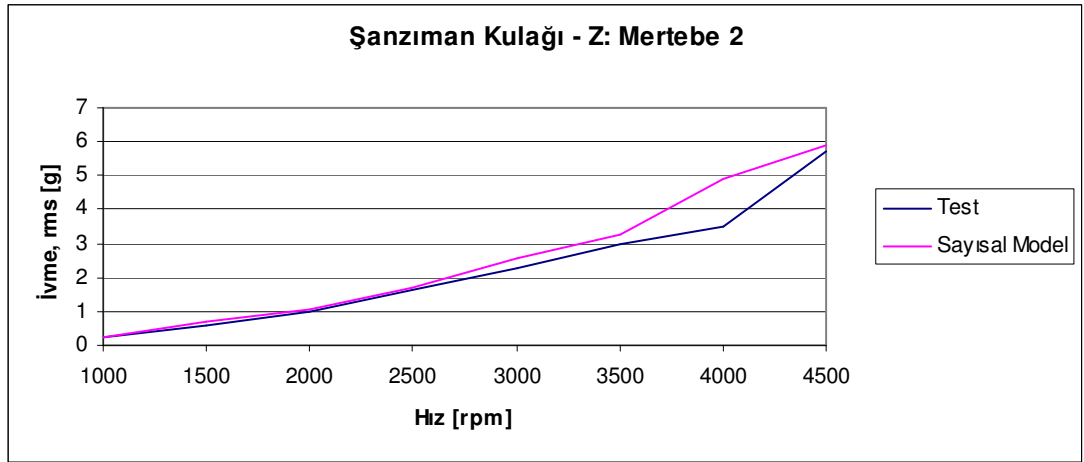
Şekil F.46: Motor Modeli Karşılaştırması (Şanzıman Kulağı, y-yönü, mertebe 4.5)



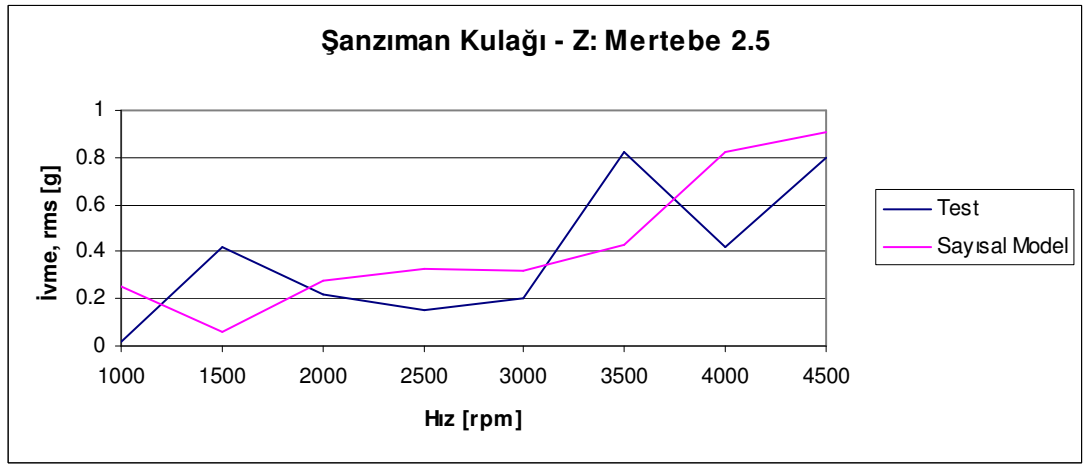
Şekil F.47: Motor Modeli Karşılaştırması (Şanzıman Kulağı, y-yönü, mertebe 5)



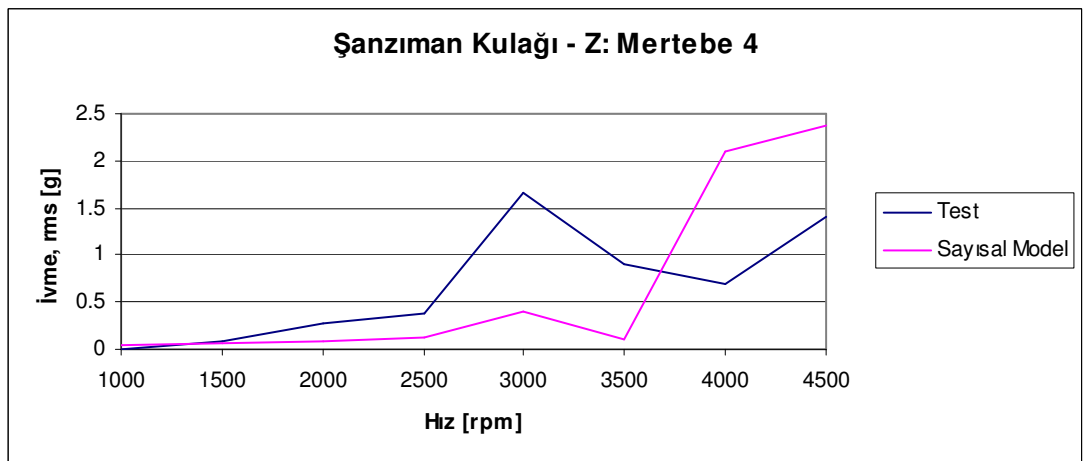
Şekil F.48: Motor Modeli Karşılaştırması (Şanzıman Kulağı, y-yönü, mertebe 6)



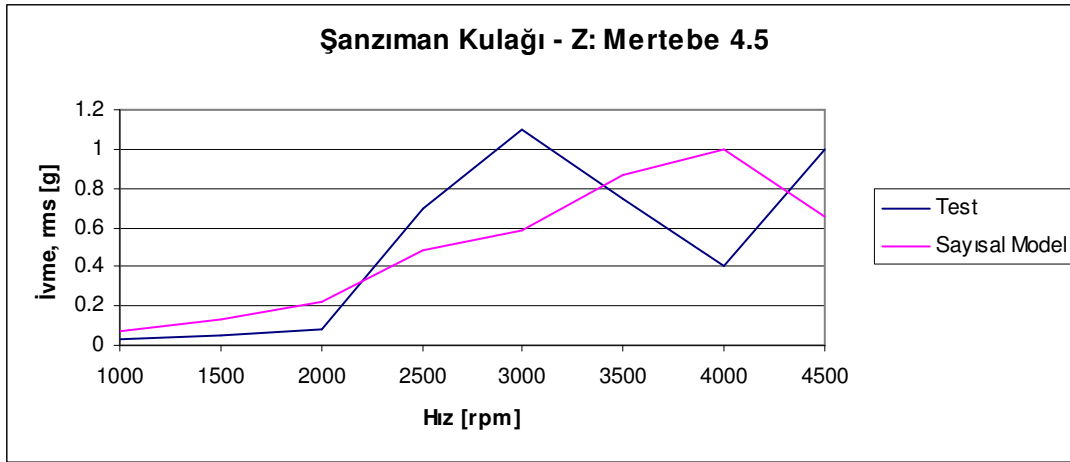
Şekil F.49: Motor Modeli Karşılaştırması (Şanzıman Kulağı, z-yönü, mertebe 2)



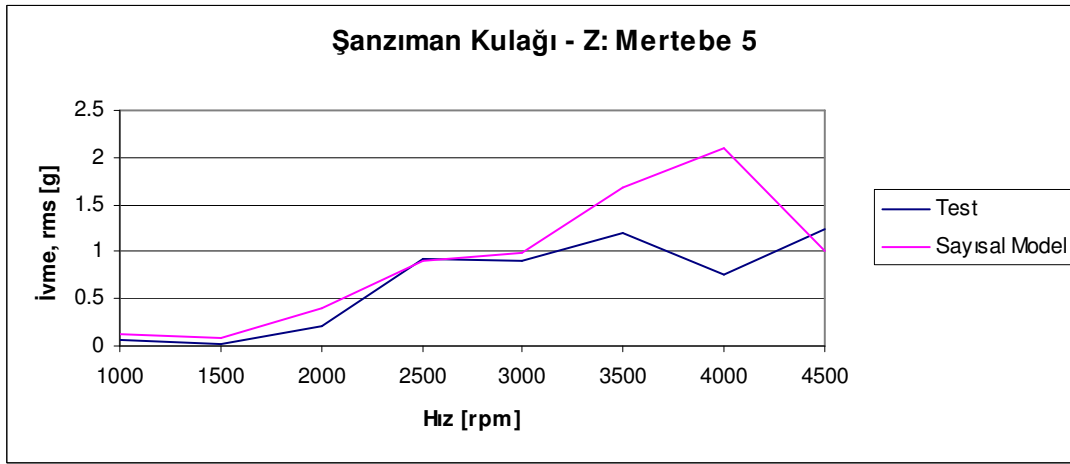
Şekil F.50: Motor Modeli Karşılaştırması (Şanzıman Kulağı, z-yönü, mertebe 2.5)



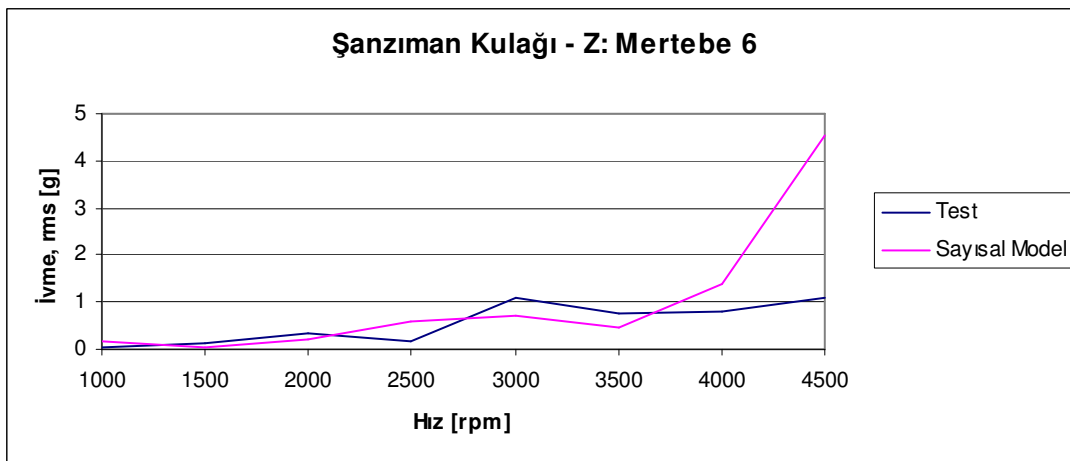
Şekil F.51: Motor Modeli Karşılaştırması (Şanzıman Kulağı, z-yönü, mertebe 4)



Şekil F.52: Motor Modeli Karşılaştırması (Şanzıman Kulağı, z-yönü, mertebe 4.5)



Şekil F.53: Motor Modeli Karşılaştırması (Şanzıman Kulağı, z-yönü, mertebe 5)



Şekil F.54: Motor Modeli Karşılaştırması (Şanzıman Kulağı, z-yönü, mertebe 6)

ÖZGEÇMİŞ

Çiğdem KARACA 1984 yılında İstanbul’da doğmuştur. Lisans eğitimini, 2006 yılında, Ortadoğu Teknik Üniversitesi (ODTÜ) Makina Mühendisliği bölümünde tamamlamıştır. Aynı sene ODTÜ Makina Mühendisliği bölümünde başladığı yüksek lisans eğitimini bir yıl sonra İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği bölümü, Makina Dinamiği, Titreşim ve Akustiği programında devam ettirmiştir. Halen Ford Otosan A.Ş. Ürün Geliştirme Departmanı’nda analiz mühendisi olarak çalışmaktadır.