

TÜRKİYE CUMHURİYETİ
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DİZEL MOTORLARDA KRANK BİYEL MEKANİZMASININ
DİNAMİK ANALİZİ

Mehmet Turgut KAHVECİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Makine Teorisi ve Kontrol Programı

Danışman
Prof.Dr.Rahmi GÜÇLÜ

Ağustos, 2020

TÜRKİYE CUMHURİYETİ
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DİZEL MOTORLARDA KRANK BİYEL MEKANİZMASININ DİNAMİK
ANALİZİ

Mehmet Turgut KAHVECİ tarafından hazırlanan tez çalışması 11.08.2020 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Makine Teorisi ve Kontrol Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof.Dr.Rahmi GÜÇLÜ
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Prof.Dr.Rahmi GÜÇLÜ, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi

Dr.Öğr.Üyesi Muzaffer METİN, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof.Dr.Vahit MERMERTAŞ, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi

Danışmanım Prof.Dr.Rahmi GÜÇLÜ sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Dizel Motorlarda Krank Biyel Mekanizmasının Dinamik Analizi başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Mehmet Turgut KAHVECİ

İmza

Aileme

TEŞEKKÜR

Bu çalışmada bana yol gösteren ve kıymetli tavsiyelerini esirgemeyen danışman hocam Prof. Dr. Rahmi Güçlü'ye teşekkür ederim.

Çalışmam boyunca benden desteğini esirgemeyen Okan Doğru'ya teşekkür ederim. Araştırmalarıyla beni destekleyen Enishan Özcan'a teşekkür ederim. Tavsiyeleri ile çalışmama yardımcı olan Gözde Tunçer'e teşekkür ederim. Araştırmalarını benimle paylaşarak çalışmalarına katkı sağlayan Samet Göner'e teşekkür ederim.

Son olarak çalışmalarım boyunca bana destek olan sevgili aileme teşekkür ederim.

Mehmet Turgut KAHVECİ

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ	vii
KISALTMA LİSTESİ	xi
ŞEKİL LİSTESİ	xii
TABLO LİSTESİ	xv
ÖZET	xvi
ABSTRACT	xviii
1 GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	3
1.3 Hipotez	4
2 GENEL BİLGİLER	5
2.1 Krank-Biyel Mekanizmaları	5
2.2 Krank Mili	7
2.3 Krank Millerinin Dengesi	9
2.4 Krank Mili Titreşimleri	12
2.5 Burulma Titreşimleri	13
2.6 Burulma Titreşim Sönümleyiciler	15
2.6.1 Sönümsüz BTS	17
2.6.2 Kauçuk BTS	17
2.6.3 Viskoz BTS	18
2.6.4 Diğer BTS Tipleri	19
3 ANALİZ VE HESAPLAR	20
3.1 1-B Analiz Modeli	21
3.1.1 Krank Mili Modeli	22
3.1.2 BTS Modeli	25
3.1.3 Kaymalı Yatak Modeli	28

3.1.4	Silindir İçi Basınç Modellemesi	28
3.1.5	Diğer Parçaların Modellenmesi	29
3.2	Burulma Titreşim Analizi	29
3.3	Sonlu Elemanlar Titreşimi Analizi	36
3.3.1	Analiz Modeli	36
3.3.2	Analiz Sonuçları	39
3.4	Dengeleme Analizi	40
3.5	Gerilme Analizi	45
3.5.1	GYK Hesabı	45
3.5.2	Gerilme Hesabı	53
4	SONUÇ VE ÖNERİLER	62
4.1	Burulma Titreşimi Analizi Sonuçları	62
4.2	Sonlu Elemanlar Titreşim Analizi Sonuçları	63
4.3	Dengeleme Sonuçları	63
4.4	Gerilme Sonuçları	63
4.5	Değerlendirme	64
	KAYNAKÇA	65
	Tezden Üretilmiş Yayınlar	68

SİMGE LİSTESİ

A_p	Piston yüzey alanı
B	Krank kolu enine genişliği
c	Krank mili burulma sönümü
C	Kaymalı yatak burulma sönümü
c_t	BTS burulma sönümü
C_1	İndirgenmiş absorber sönümü
C_2	İndirgenmiş motor sönümü
d	Muylu çapı
E	Malzemeye ait elastiklik modülü
F	Krank kol muylusu kuvveti
f	Frekans oranı
F_A	Krank kolu kesit alanı
F_G	Gaz kuvvetleri
F_M	Piston atalet kuvveti
F_r	Dönme atalet kuvveti
F_R	Piston bileşke kuvveti
F_s	Krank koluna aktarılan döndürme kuvveti
F_T	Krank koluna aktarılan teğetsel kuvvet
G_{01}	Silikon yağ için kayma modülü
G_{02}	Silikon yağ için kayıp modülü
J	Krank mili kısmi ataleti
J_1	İndirgenmiş motor atalet momenti
J_2	Absorber ataleti

K_1	İndirgenmiş Motor direngenliği
K_2	İndirgenmiş absorber direngenliği
k_t	Burulma direngenliği
k_{tj}	Muylu direngenliği
L	Yatak genişliği
l	Biyel kolu etkin boyu
l_j	Muylu uzunluğu
l_1	Biyel kolu ağırlık merkezinin dönen kütleye uzaklığı
l_2	Biyel kolu ağırlık merkezinin gidip-gelen kütleye uzaklığı
M	Eğilme momenti
M_T	Burulma momenti
M_{TN}	Nominal burulma momenti
m_h	Gidip-gelen kütle
m_r	Döner kütle
N	Piston yanıl kuvveti
n	Harmonik sayısı
n_e	Devir sayısı
p	Silindir içi basınç
Q	Krank kolu kesme kuvveti
R	Kaymalı yatak yarıçapı
r	Krank yarıçapı
r_1	Krank kolu ağırlık merkezinin dönme ekseninden uzaklığı
r_j	Muylu yarıçapı
s	Silindir sayısı
S	Boşluk faktörü
s_c	Yatak boşluğu
S_A	Eksenel boşluk
S_R	Radyal boşluk
S_{PR}	Radyal boşluk faktörü

S_{PA}	Eksenel boşluk faktörü
S_s	Biyel kolu ağırlık merkezi
T	Silikon yağ sıcaklığı
W	Krank kolu boyuna genişliği
W_{eqw}	Krank kolu kesit alan modülü
W_p	Muylu kesit alan modülü
x_a	Piston konum fonksiyonu
z	Motor çevrim tipi
α	Krank açısı
B	Kol muylusı eğilme GYK
α_T	Kol muylusı GYK
β	Biyel kolunun düşey eksenle yaptığı açı
β_B	Ana muylu eğilme GYK
β_Q	Basma GYK
β_T	Ana muylu GYK
ϵ	Eksantriklik oranı
λ	Biyel oranı
μ	Dinamik vizkozite
ξ	Sönüm oranı
ρ	Dengelenmemiş kütleinin dönme eksenine uzaklığı
σ_1	En büyük asal gerilme
σ_2	Orta asal gerilme
σ_3	En küçük asal gerilme
σ_{3P}	Eşdeğer gerilme
σ_{add}	İlave eğilme gerilmesi
σ_{BFN}	Krank kolu ortalama eğilme gerilmesi
σ_{BG}	Ana muylu eğilme gerilmeleri
σ_{BH}	Kol muylusı eğilme gerilmesi
σ_{equiv}	Eşdeğer eğilme gerilmesi

$\sigma_{equiv,}$	Kol muylusu eşdeğer eğilme gerilmesi
$\sigma_{equiv,\beta}$	Ana muylu eşdeğer eğilme gerilmesi
σ_N	Ortalama eğilme gerilmesi
σ_{N3P}	Krank kol eksenini nominal gerilme
σ_{Q3P}	Krank kol muylusu gerilmesi
σ_v	Eşdeğer gerilme
τ_{equiv}	Eşdeğer burulma gerilmesi
$\tau_{equiv,}$	Kol muylusu eşdeğer burulma gerilmesi
$\tau_{equiv,\beta}$	Ana muylu eşdeğer burulma gerilmesi
τ_G	Ana muylu burulma gerilmesi
τ_H	Kol muylusu burulma gerilmesi
τ_N	Ortalama burulma gerilmesi
ϕ_Z	Açısal ateşleme aralığı
ω	Krank mili açısal hızı
Ω	BTS dönme frekansı
Ω_0	BTS dönme frekans sabiti

KISALTMA LİSTESİ

AÖN	Alt Ölü Nokta
BTS	Burulma Titreşim Sönümleyici
CIMAC	International Council on Combustion Engines
FE	Finite Element
GYK	Gerilme Yoğunlaşma Katsayısı
TVD	Torsional Vibration Damper
ÜÖN	Üst Ölü Nokta

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1	Krank-biyel mekanizması ve indirgenmiş hali [24]	5
Şekil 2.2	Krank-biyel mekanizması kuvvetleri [24]	6
Şekil 2.3	Örnek bir krank mili fotoğrafı	8
Şekil 2.4	Krank kolu köşelerinde gerilmeler [25]	8
Şekil 2.5	Yüksek tekrarlı eğilme yükü kaynaklı krank mili hasarı	9
Şekil 2.6	2, 3, 4, 5 ve 6 silindirli sıralı motorlar için ateşleme sırası ve yıldız diyagramları [9]	10
Şekil 2.7	Sıralı 1, 2, 3, 4, 5 ve 6 silindirli 4 zamanlı motorlar için silindir dizilimi ve dengelenemeyen kuvvetlerin gösterimi [26]	11
Şekil 2.8	Krank açısına bağlı harmonik kuvvetlerin gösterimi [24]	13
Şekil 2.9	Örnek bir motordan krank açısına bağlı motor devri değişimi	14
Şekil 2.10	Hatalı yakıt püskürtmenin krank mili üzerinde tespiti [23]	15
Şekil 2.11	Kütle, yay ve sönüm elemanına indirgenmiş BTS takılı krank mili sistemi	16
Şekil 2.12	Örnek bir krank sisteminin ön bölümünde takılı BTS	16
Şekil 2.13	Karşı ağırlık üzerinde takılı BTS uygulaması	16
Şekil 2.14	2 kademeli kauçuk BTS [19]	18
Şekil 2.15	Viskoz BTS kesiti	18
Şekil 2.16	Silikon yağın 25°C'deki viskozitesinin diğer sıcaklıklarda değişimi[36]	19
Şekil 3.1	GT-Suite analiz modelinden bir görüntü	21
Şekil 3.2	Krank mili kısımları	23
Şekil 3.3	Krank kolu sonlu elemanlar analiz görseli	23
Şekil 3.4	Krank kolu sonlu elemanlar analizi mesh yapısı	24
Şekil 3.5	V1 ve V2 Krank Kolu geometrilerinin karşılaştırılması	25
Şekil 3.6	Viskoz BTS kesit görüntüsü ve kısımları	25
Şekil 3.7	Frekansa bağlı farklı boşluk faktörleri için hesaplanan burulma direngenlikleri	26
Şekil 3.8	Frekansa bağlı farklı boşluk katsayıları için hesaplanan sönüm	27
Şekil 3.9	Eksenel ve radyal boşluk katsayısını etkileyen parametreler	27
Şekil 3.10	6 silindir için örnek krank açısına bağlı silindir içi basınç grafiği	28
Şekil 3.11	Biyel kolu dönen ve ötelenen kütlelerinin gösterimi	29

Şekil 3.12 Burulma titreşim analizi serbestlik dereceleri	30
Şekil 3.13 Burulma titreşim mod şekilleri	31
Şekil 3.14 V1 motoru BTS olmadan alınan burulma titreşimi sonuçları	32
Şekil 3.15 V1 motoru BTS olmadan alınan burulma titreşimi sonuçlarına ait Campbell diyagramı	32
Şekil 3.16 V1 motoru BTS-1 ile alınan burulma titreşimi sonuçları	32
Şekil 3.17 V1 motoru BTS-1 ile alınan burulma titreşimi sonuçlarına ait Campbell diyagramı	33
Şekil 3.18 V2 motoru BTS olmadan alınan burulma titreşimi sonuçları	33
Şekil 3.19 V2 motoru BTS-1 ile alınan burulma titreşimi sonuçları	34
Şekil 3.20 V2 motoru BTS-2 ile alınan burulma titreşimi sonuçları	34
Şekil 3.21 V2 motoru BTS-2 ile alınan burulma titreşimi sonuçlarının Campbell diyagramı ile gösterimi	34
Şekil 3.22 V1 motoru BTS-2 ile alınan burulma titreşimi sonuçları	35
Şekil 3.23 V2 motoru için farklı boşluk faktörü kullanılması durumundaki burulma titreşim genlikleri	35
Şekil 3.24 V2 motoru için farklı disk ataletleri kullanılması durumunda elde edilen burulma titreşim genlikleri	36
Şekil 3.25 Sonlu elemanlar titreşim analiz modeli	37
Şekil 3.26 Sonlu elemanlar titreşim analiz modeli ağ yapısı	37
Şekil 3.27 Krank kasnağı geometrisi	37
Şekil 3.28 Dişli ve Volan geometrisi	38
Şekil 3.29 V1 motoruna ait titreşim mod şekilleri	39
Şekil 3.30 V2 motoruna ait titreşim mod şekilleri	40
Şekil 3.31 Krank mili dengeleme kütleleri	41
Şekil 3.32 V1 ve V2 motoru için farklı devir sayılarında oluşan en yüksek net birincil harmonik kuvvetler	42
Şekil 3.33 1. ana yatak üzerinde V1 ve V2 motoru için farklı devir sayılarında en yüksek ana yatak kuvvetleri	42
Şekil 3.34 2. ana yatak üzerinde V1 ve V2 motoru için farklı devir sayılarında en yüksek ana yatak kuvvetleri	43
Şekil 3.35 3. ana yatak üzerinde V1 ve V2 motoru için farklı devir sayılarında en yüksek ana yatak kuvvetleri	43
Şekil 3.36 4. ana yatak üzerinde V1 ve V2 motoru için farklı devir sayılarında en yüksek ana yatak kuvvetleri	43
Şekil 3.37 5. ana yatak üzerinde V1 ve V2 motoru için farklı devir sayılarında en yüksek ana yatak kuvvetleri	44
Şekil 3.38 6. ana yatak üzerinde V1 ve V2 motoru için farklı devir sayılarında en yüksek ana yatak kuvvetleri	44

Şekil 3.39 7. ana yatak üzerinde V1 ve V2 motoru için farklı devir sayılarında en yüksek ana yatak kuvvetleri	44
Şekil 3.40 GYK hesabı için oluşturulan analiz modeli	46
Şekil 3.41 GYK hesabı için incelenen bölgeler	46
Şekil 3.42 V1 motorunda krank kol muylusu için sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen burulma GYK	48
Şekil 3.43 V1 motorunda ana yatak muylusu için sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen burulma GYK	48
Şekil 3.44 V2 motorunda krank kol muylusu için sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen burulma GYK	48
Şekil 3.45 V2 motorunda ana yatak muylusu için sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen burulma GYK	49
Şekil 3.46 Krank kolu kesit alanı ölçüleri	50
Şekil 3.47 V1 motorunda krank kol muylusu için sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen eğilme GYK	50
Şekil 3.48 V1 motorunda ana yatak muylusu için sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen eğilme GYK	51
Şekil 3.49 V2 motorunda krank kol muylusu için sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen eğilme GYK	51
Şekil 3.50 V2 motorunda ana yatak muylusu için sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen eğilme GYK	51
Şekil 3.51 Krank koluna etki eden kuvvet ve momentler [40]	53
Şekil 3.52 V1 motoru için kol muylusu burulma gerilmeleri	54
Şekil 3.53 V2 motoru için kol muylusu burulma gerilmeleri	55
Şekil 3.54 V1 motoru için ana muylu burulma gerilmeleri	55
Şekil 3.55 V2 motoru için ana muylu burulma gerilmeleri	56
Şekil 3.56 V1 motoru için köşe yuvarlatmalarında görülen eğilme gerilmeleri .	57
Şekil 3.57 V2 motoru için köşe yuvarlatmalarında görülen eğilme gerilmeleri .	58
Şekil 3.58 V1 motoru için kol muylusu köşe yuvarlatmalarında görülen eşdeğer gerilmeler	59
Şekil 3.59 V1 motoru için ana yatak muylusu köşe yuvarlatmalarında görülen eşdeğer gerilmeler	59
Şekil 3.60 V2 motoru için kol muylusu köşe yuvarlatmalarında görülen eşdeğer gerilmeler	60
Şekil 3.61 V2 motoru için ana yatak muylusu köşe yuvarlatmalarında görülen eşdeğer gerilmeler	60

TABLO LİSTESİ

Tablo 3.1	İncelenen motorların özellikleri	20
Tablo 3.2	Kullanılan viskoz sönümleyici özellikleri	21
Tablo 3.3	137 Strok Krank Kolu Direngenlik ve Atalet Momenti Değişimi . . .	24
Tablo 3.4	Silikon yağ özellikleri [17]	26
Tablo 3.5	V1 ve V2 motorlarında burulma titreşim frekanslarının karşılaştırılması	30
Tablo 3.6	V1 ve V2 motorlarında krank milinin ilk 5 doğal frekansı	39
Tablo 3.7	V1 ve V2 motorlarında elde edilen GYK sonuçlarının karşılaştırılması	52
Tablo 4.1	En yüksek titreşim genlikleri	62
Tablo 4.2	En yüksek gerilme değerleri	64

Dizel Motorlarda Krank Biyel Mekanizmasının Dinamik Analizi

Mehmet Turgut KAHVECİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof.Dr.Rahmi GÜÇLÜ

Krank-biyel mekanizmaları sanayi devriminden bu yana birçok güç üretme ve aktarma sisteminin temelini oluşturmaktadır. Günümüzde başta içten yanmalı motorlar ve pompalar olmak üzere geniş yelpazede kullanımı devam etmektedir. Motor teknolojileri günümüzde geldiği nokta itibari ile ilk günlerine kıyasla çok büyük değişikliklere uğranmış olsa da krank-biyel mekanizması pistonlu motorlar için vazgeçilemez durumdadır. Özellikle gelişen teknoloji ve rekabet ortamıyla birlikte kullanıcı içten yanmalı motorlardan daha yüksek verim, birim hacimde daha yüksek performans, daha kısa tepki süresi ve daha iyi konfor şartları aramaktadır. Bu beklenti altında motor üreticileri motorun dayanıklılık ve güvenilirliğinden taviz vermemeyi hedeflemektedir. Modern dizel motorlardaki düşük gürültü, yüksek çalışma hızı, yüksek verim gibi beklentiler krank milli üzerinde daha özenli çalışmaları zorunlu kılmaktadır.

Bu çalışma kapsamında 6 silindirli 2 dizel motorun krank sistemi dinamik olarak analiz edilmiştir. Analiz için oluşturulan krank sistemi 1 boyutlu analiz modelinde elemanlar geometrik ve mekanik özellikleri ile temsil edilmiştir. İlk krank mili versiyonunda dengeleme kontrolü yapılmış, strok boyu uzatılan ikinci versiyonda da dengeleme incelenmiştir. İlk versiyon krank mili viskoz burulma titreşimi sönümleyici ile ve sönümleyici olmadan modellenerek burulma titreşimleri karşılaştırılmış, sönümleyicinin etkisi ortaya konmuştur. Sonrasında ikinci versiyon krank mili için farklı sönümleyiciler ile dinamik analizler tekrarlanarak uygun sönümleyici parametreleri ortaya konmuştur. Her iki motor için krank sistemi 3 boyutlu sonlu elemanlar modeli hazırlanarak doğal frekans analizi ile eğilme titreşimleri

incelenmiştir. 1 boyutlu dinamik analiz çıktıları ile krank milinin maruz kaldığı yükler alınarak kritik bölgelerdeki gerilmeler hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar iki motor için karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Krank mili, burulma titreşimi, viskoz sönümleyici, dizel motor, krank gerilmeleri

Dynamic Analysis of Crank and Connecting Rod Mechanism on Diesel Engines

Mehmet Turgut KAHVECİ

Department of Mechanical Engineering

Master of Science Thesis

Advisor: Prof.Dr.Rahmi GÜÇLÜ

Crank and connecting rod mechanisms are base of many power generation and transmission systems since the industrial revolution. Today, they are still widely used in many areas of industry, particularly in internal combustion engines and pumps. Despite the huge development of engine technologies on today's engines compared to first stages, crank connecting rod mechanisms are still irreplaceable for piston engines. Especially with the developing technology and competition in the engine industry, customers demand more efficiency, higher performance per volume, shorter response duration and better comfort conditions. Engine producers aim not to compromise endurance and reliability of engine under these expectations. Expectation of lower noise, higher working speed and higher efficiency in modern diesel engines require detailed study on crankshaft.

Within the scope of this study, cranktrains of two 6-cylinder engines are dynamically analyzed. Components of cranktrain system prepared for the 1 dimensional model used for analyse are defined with their geometrical and mechanical properties. Balance control for first engine version is performed and repeated in the second engine version which has a longer stroke length. First engine version is modeled with and without TVD to reveal the effect of TVD. Then, second version engine is subjected to dynamic analyse utilizing different TVDs to choose suitable damper parameters. For both engines, 3 dimensional FE models are prepared and bending vibrations are investigated with natural frequency analysis. Loads extracted from 1-dimensional dynamic analysis model are used to calculate stresses on crankshaft critical locations. Results acquired are compared for both engines.

Keywords: Crankshaft, torsional vibration, viscous damper, diesel engine, crankshaft stresses

1.1 Literatür Özeti

Silindirler aracılığıyla üzerine aktarılan yanma basıncını momente dönüştürerek tahrik ettiği mekanizmaya güç sağlayan krank milleri, bir içten yanmalı motorun en önemli parçalarından biridir. Farklı silindirlerde art arda meydana gelen patlamaların etkisi altında yüksek hızda dönme hareketi gerçekleştirmesi, krank milini çok yönlü kuvvetler ve bu kuvvetlerin etkisi ile oluşan titreşimlere maruz bırakır. Bu kuvvetler krank milleri üzerindeki yığılma bölgelerinde yüksek gerilmelere neden olur. Bu duruma karşın krank milinin teorik olarak sonsuz ömre sahip olması beklenir [1]. Krank milinin çalışma koşullarında maruz kaldığı yükler altındaki yorulma ömrü ve farklı bölgelerdeki hasarların sebepleri literatürde sıklıkla çalışma alanı bulan konulardandır [2, 3].

Krank mili üzerine etki eden atalet ve basınç kuvvetlerinin hesaplanması ve krank milinin bu kuvvetler altındaki yükleme koşullarının belirlenmesi için analitik yöntemler kullanılabilir. Gerek yükleme koşullarının karmaşıklığı, gerek dinamik etkiler gerekse sistemin içinde yer alan kaymalı yatak boşluğu, yağ tipi, yatağın ve çevresinin direngenlikleri gibi tespiti zor koşullar uygulanan hesap yöntemini karmaşıktırmaktadır. Kreuter ve Pischinger [4] farklı analitik hesap yöntemlerinin krank mili gerilmeleri ve dayanım ömrünün tayini için verdikleri sonuçları karşılaştırarak klasik hesaplama metodolojisini incelemiştir. Cevik v.d. [5] çalışmalarıyla iki tip krank milinin gerilmelerini sonlu elemanlar yöntemi ve dinamik analizlerle farklı yaklaşımlar uygulayarak simüle etmiş ve bulguları tartışmıştır. Yılmaz [6], krank tahrik sistemini sonlu elemanlar yöntemi ile dinamik olarak analiz ederek krank mili üzerine gelen yük ve gerilmeleri farklı koşullar altında hesaplayarak karşılaştırmıştır. Çevik [7], çalışmasında krank mili gerilme yığılma bölgesinde uygulanan ezme işleminin farklı parametreler altında yorulma ömrüne etkisini incelemiştir.

Krank-biyel mekanizmaları, asimetrik yapıları nedeniyle doğru şekilde

dengelenmediklerinde dönme hareketi sırasında yataklandıkları noktalarda yüksek atalet kuvvetleri yaratır. Krank-biyel mekanizmalarının dengelenmesi çeşitli kaynaklarda analitik hesaplar üzerinden işlenmektedir [8]. Özellikle Mollenhauer ve Tschöke [9] farklı tip krank millerinin dengelenmesi için detaylı formuller vermektedir. Yılmaz [6] çalışmasında farklı karşı ağırlık yerleşimlerinin yatak yüklerine etkisini göstererek krank mili dengelemesinin bir uygulamasını da ortaya koymuştur. Sharpe vd. [10] krank mili tasarımını yatak kuvvetlerini düşürecek şekilde en iyileştirmiştir. Çalışmasında elde ettiği sonuçları testle elde edilen yatak aşınmalarıyla karşılaştırarak paralel gözlemlerde bulunmuştur.

Diğer taraftan krank milinin titreşim davranışı da geniş bir inceleme alanı teşkil etmektedir. Motor bloğu üzerinde yataklanan krank milinin düşey ve yanal eğilme hareketleri motorun genel titreşim davranışını da etkilemektedir. Bu nedenle eğilme titreşimleri incelenirken krank mili-motor bloğu bağlantısındaki ana yatak modellemesi etkili olacaktır. Zhenpeng vd. [11] farklı ana yatak modellemelerini motorun sonlu eleman modeli üzerinde karşılaştırarak motor titreşim ve gürültü düzeyini analiz ile incelemiştir. Okamura vd. [12] krank milini bağlantısı bulunan ana yataklar üzerinde 3 yönlü titreşim modlarını ortaya koyarak incelemiştir. Kodama vd. de [13] benzer şekilde krank milinin 3 yönlü titreşimini araştırmıştır.

Burulma titreşimleri krank mili ve bağlı olduğu sistemlerin stabilitesini ve dayanımını etkileyen önemli parametrelerdendir. Krank mili yorulma hasarlarının muhtemel sebeplerinden biri de burulma titreşimleridir [2]. Bunun yanı sıra, burulma titreşimleri motorun performans karakteristikleri ile ilgili de izlenim verebilir [14]. BICERA [15] tarafından derlenen kaynakta burulma titreşimlerini detaylıca inceleyerek farklı güç aktarma sistemleri için uygun modelleme örnekleri ile formülasyonları bir araya getirmiştir. Bu kaynak, aynı alanda yapılan birçok çalışma için de temel oluşturmaktadır. Bu alanda yine birçok kaynağa referans oluşturan çalışmasında Wilson [16], motor ve ona bağlı sistemlerin burulma titreşimlerinin incelenmesi metodlarını ve titreşimlerin sönmüleyecek yapıları anlatmaktadır. Bu çalışmada, bu iki kaynağın yanı sıra, özellikle Hafner ve Mass [17] tarafından hazırlanan, içten yanmalı motorlarda burulma titreşimlerinin incelenmesini konu alan kitaptan faydalanılarak krank mili burulma titreşimleri üzerinde durulmuştur. Flipovic vd. [18], farklı tip burulma titreşim sönmüleyiciler arasında ön seçim yapılabilmesi metodunu incelemiştir. Mendes vd. [19], Hafner ve Maas tarafından ortaya konulan formülleri de uygulayarak farklı burulma titreşim sönmüleyicilerini karşılaştırmış, titreşim ve krank mili gerilmelerine etkisini ortaya koymuştur. Kodama vd. [20] çalışmalarında burulma titreşimlerini inceleyerek viskoz damperler için ideal tasarım şartları ortaya koymuştur. Bu çalışma farklı özelliklerdeki viskoz damperlerin krank mili burulma titreşimlerine ve titreşimlerin doğal frekanslarına etkisini ortaya koyması

açısından önemlidir. Viskoz sönümleyici performansını belirleyen diğer bir önemli kriter de ısı atımıdır. Mengsheng vd. ısı atım miktarını hesaplamak için bir dizi formülasyonu ortaya koymuştur [21].

Analizlerde faydalanılan GT-Suite krank mili dinamik analizleri için farklı seçenekler sunmaktadır. GT-Suite paket programının burulma titreşim modelleri farklı çalışmalarda daha önce kullanılarak güvenilirliği ortaya konmuştur [22]. Aynı zamanda Palestini [22] ve Cavina [23] tarafından yapılan çalışmalar burulma titreşimlerinin motor arıza tespiti çalışmaları için de kullanılabileceğini göstermektedir.

1.2 Tezin Amacı

İçten yanmalı motorlarda, yanma odasında oluşan basınç kuvvetlerini volan üzerinden tahrik ettiği sisteme aktarmakla görevli olan krank millerinin güvenilirliği, sağlamlığı ve hafifliği motor tasarımında önemli parametrelerdendir. Günümüzde giderek artmakta olan kullanıcı beklentileriyle dizel motorlarda daha yüksek güç, daha az yakıt tüketimi, daha hızlı ivmelenme ve tepki süreleri ve daha iyi konfor şartları aranmaktadır. Motorda meydana gelen yanma, yanma kuvvetlerinin krank miline aktarılması, yüksek hızda dönen krank-biyel mekanizmasının oluşturduğu atalet kuvvetleri oluşan kuvvetlerin ve dolayısıyla titreşimlerin temel kaynaklarıdır. Özellikle endüstriyel tipteki dizel motorlar, maruz kaldıkları yüksek silindir içi basınçlar ve yüksek silindir sayıları nedeni ile titreşim sorunlarına karşı önlem alınmasını gerektirir. Önlem alınmadığı takdirde titreşim sorunları yüksek gürültü, hasar ve performans kayıplarına neden olabilir. Bu nedenler krank mili tasarımlarının titreşim ve gerilmeler açısından incelenmesini gerektirir.

Bu amaçla yapılan çalışma kapsamında 6 silindirli iki dizel motorun krank milinin dinamik yükler altındaki davranışı 1 boyutlu analiz yöntemi ile modellendi. Krank mili kısımlarına ayrılarak kütle ve ataletleri ile geometrik özellikleri modelde tanımlandı. Krank mili kısımlarının direngenlikleri sonlu elemanlar yöntemi ile hesaplanarak modele girildi. Krank miline bağlı biyel kolu, krank kasnağı ve volan ataletleri indirgenerek modele tanımlandı. Burulma titreşim sönümleyici direngenliği ve sönümü analitik yöntemle hesaplanarak tanımlandı. Yapılan 1 boyutlu analize ek olarak statik analizlerle krank mili geometrilerine ait GYK değerleri bulundu. Bu sonuçlar ve dinamik analizlerle elde edilen kuvvetlerin kullanılmasıyla krank mili gerilmeleri hesaplanarak karşılaştırıldı. Uygulanan bu yöntemler sayesinde krank mili üzerine etki eden yükler hesaplandı, milde denge kontrolü yapıldı, burulma titreşim sönümleyicisinin uygunluğu değerlendirildi. Sonuçlardan yola çıkarak

strok ve çalışma devrindeki değişiklik sonucu iyileştirilme gerekliliği görülen motor versiyonunda burulma titreşimleri ile dengelemenin iyileştirilmesi amaçlandı.

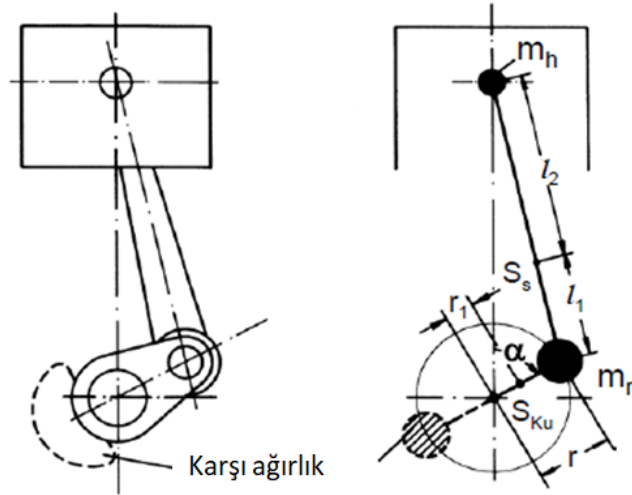
1.3 Hipotez

Krank mili tasarımında incelenmesi gereken temel yapısal etkiler titreşim ve gerilmelerdir. Bu nedenle yapılan çalışma ile tasarımında değişikliğe gidilen bir krank mili üzerine gelen yükler; dinamik, statik, modal analiz yöntemleri ve analitik hesaplarla incelenerek etkileri ortaya konmuştur. Elde edilen sonuçlara göre strok boyundaki uzama; krank milin dengeleme oranının değişmesi, krank kolu burulma direngenliklerinin azalması ve gerilme yoğunlaşma katsayılarının artmasına neden olmuştur. Bunun sonucunda krank miline ait burulma ve eğilme doğal frekanslarında düşüş, burulma titreşim deplasmanlarında da artış gözlenmiştir. Artan burulma titreşimleri BTS boşluk katsayısı ve disk ataletinde yapılan değişikliklerle azaltılmıştır. Bu sayede uygulanan viskoz dampere ait direngenlik ve sönüm değerlerinin hesaplanmasında kullanılan yöntemin burulma titreşimlerinin modellenmesindeki etkinliği gözlenmiştir. Gerilme sonuçlarının elde edilmesinde literatürde de uygulaması görülen dinamik analiz, statik analiz ve analitik hesaplardan oluşan 3 yöntemin birlikte kullanıldığı bir yol izlenmiştir. Bulgulara göre, artan burulma titreşimleri ve GYK sonuçları ile gerilme sonuçlarının da arttığı görülmüş, artışın ana muylu ve kol muylusu bölgelerinde farklı mertebelerde olduğu tespit edilmiştir.

2.1 Krank-Biyel Mekanizmaları

Krank-biyel mekanizmaları eski çağlardan beri çeşitli makinalarda kullanılmaktadır. Sanayi devrimi ile ortaya çıkan motor teknolojisi krank-biyel mekanizmalarını giderek daha da yaygın hale getirmiş ve geliştirmiştir. Bugün ilk zamanlarına kıyasla modernleşmiş hali ile bulunsa da krank-biyel mekanizmaları pistonlu motorlar için vazgeçilemez konumdadır.

Krank-biyel mekanizmasının temel işlevi dönme hareketini ötelemeye veya öteleme hareketini dönmeye çevirmek olarak özetlenebilir. Bu durum, mekanizmanın kurgulanmasından itibaren gidip-gelme ve dönme hareketi yapan kütlelerin oluşturduğu kuvvetler nedeniyle bir denge problemi yaratır. Bu probleme karşı içten yanmalı motorlarda motor tipi, boyutu ve silindir sayısı gibi özelliklere bağlı farklı dengeleyici sistemler kullanılır.



Şekil 2.1 Krank-biyel mekanizması ve indirgenmiş hali [24]

Şekil 2.1 bir krank-biyel mekanizması ve indirgenmiş kütlelerini gösterir. Burada görülebileceği üzere krank üzerinde bulunan karşı ağırlık bir dengeleyicidir. Burada m_h gidip gelen kütleyi, m_r dönen kütleyi, S_s biyel kolu ağırlık merkezini, l_1 ve

Şekil 2.2 bir motorunda piston ataleti ve gaz kuvvetlerinden kaynaklı kuvvetleri gösterir. Burada F_G pistona etki eden silindir içi basınç kaynaklı gaz kuvvetini, N pistonun silindire çarpması kaynaklı yanal kuvveti, F_M ise atalet kuvvetini ifade eder.

$$F_G = p.A_p \quad (2.1)$$

$$F_r = m_r . r . \omega^2 \quad (2.2)$$

Krank mili sabit hızda dönerken piston sürekli gidip gelme hareketi halinde olduğundan hızı değişkendir. Bu durum hızlanma ve yavaşlama hareketleri sırasında atalet kuvvetleri yaratır. Gidip gelen kütleden kaynaklı atalet kuvveti F_M Formül 2.3

ile bulunur.

$$F_M = m_h \cdot \ddot{x}_a \quad (2.3)$$

Atalet kuvvetlerinin yönü pistonun hareket yönüne göre değişirken doğrultusu gaz kuvvetleriyle aynı yöndedir. Bu nedenle pistonun üst ölü noktaya (ÜÖN) doğru ivmelenmesi durumunda bileşke kuvvet F_R atalet ve gaz kuvvetlerinin toplamı kadardır. İvmelenme yönü alt ölü nokta (AÖN) olduğunda ise F_R iki kuvvetin farkı kadardır. $\ddot{x}_a$ gidip gelen kütlenin ivmesi olup konumun (x_a) ikinci türevi üzerinden bulunabilir (Formül 2.5).

$$x_a = r \left[1 + \frac{1}{\lambda} - \cos \alpha - \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right] \quad (2.4)$$

$$\ddot{x}_a = r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (2.5)$$

$$\lambda = \frac{r}{l} \quad (2.6)$$

Burada α krank açısı, λ biyel oranınıdır.

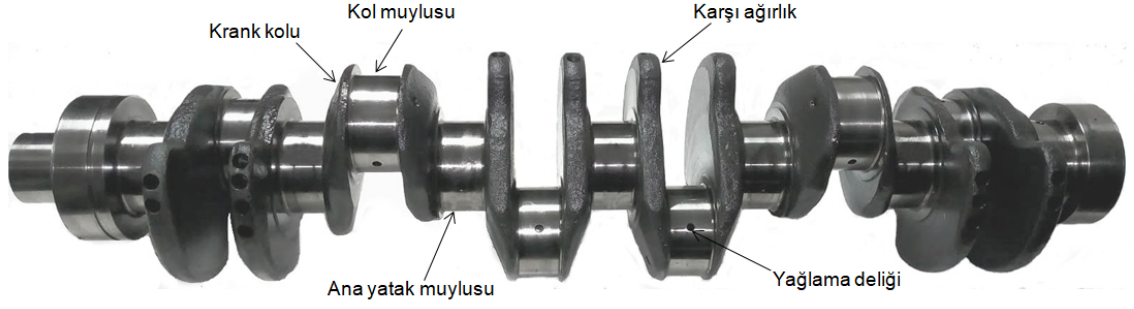
Gaz ve atalet kuvvetlerinin toplamı F_R biyel kolu üzerinden Şekil 2.2'de F_s olarak gösterildiği üzere krank muylusuna aktarılarak dönme kuvvetini yaratır. Dönme kuvveti F_s 'in bileşeni olan F_T teğetsel kuvvet tarafından oluşur (Formül 2.7).

$$F_T = \frac{F_R}{\cos \beta} \sin \alpha + \beta \quad (2.7)$$

2.2 Krank Mili

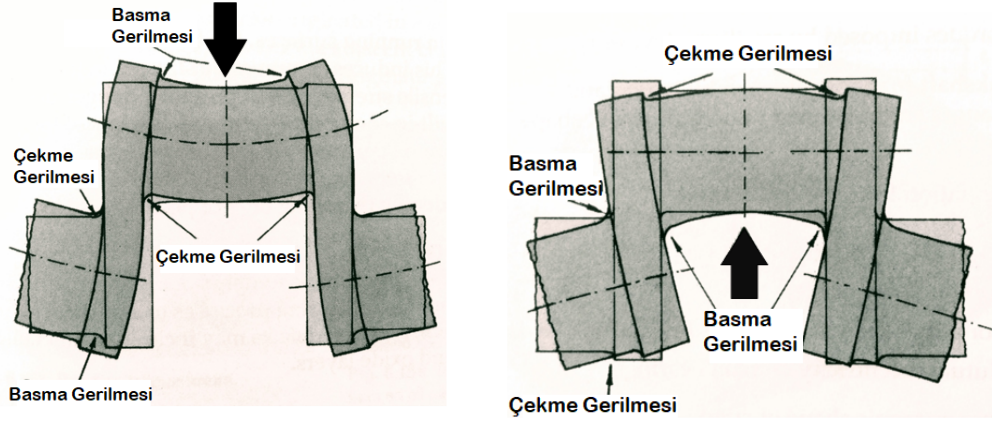
Krank milleri, biyel kolundan aktarılan itme kuvvetini momente çevirerek dönme hareketi sağlar. Çok silindirli motorlarda tüm piston ve biyel kolları krank miline belirli açıdaki kollarla bağlanmıştır. Bu sayede yanma kaynaklı kuvvetler mile sıra ile aktarılır.

Krank mili; ana yatak muylusu, kol yatağı muylusu, karşı ağırlık gibi kısımlardan oluşur. Bu kısımların tasarımı için çeşitli yapılar mevcuttur. Şekil 2.3 birçok sıralı motorda kullanılan tipte örnek bir krank mili kısımlarını göstermektedir. Motorlarda krank mili ana yatak muylularından motor bloğuna yataklanır. Ana yatak kaymalı veya rulmanlı olabilir. Kaymalı yatak kullanılması durumunda motor bloğu üzerindeki kanallar vasıtası ile yağ aktarımı sağlanır. Ana yatağa aktarılan yağ krank mili içerisinden açılan yağ kanalı ile kol yatağı muylusuna aktarılarak kol yatağının da yağlanması sağlanır. Çoğu modern motora ait krank milinde her kol yatağı muylusunun iki yanında birer ana yatak muylusu bulunur. Krank millerinde



Şekil 2.3 Örnek bir krank mili fotoğrafı

yağlama delikleri çevresi ve muylu köşeleri yüksek gerilmenin görüldüğü başlıca bölgelerdir. Şekil 2.4 atalet ve gaz kuvvetlerinden kaynaklanan ve krank milini eğilmeye zorlayan yüklerin muylu köşe yuvarlatmalarında oluşturduğu gerilmeleri göstermektedir. Basınç kuvvetleri krank miline şekle göre üst konumdan etki eder. Atalet kuvvetleri ise aşağıdan yukarıya olacak şekilde kuvvet etkisi yaratır. Görüleceği üzere krank mili üzerine gelen kuvvet yönüne göre oluşan deformasyon ve gerilme biçimi değişmektedir. Bu durum zorlayıcı yükleme tipine göre çatlakın başladığı konumu belirler.



(a) Gaz basıncı kaynaklı kuvvetleri kaynaklı gerilmeler

(b) Atalet kuvvetleri kaynaklı gerilmeler

Şekil 2.4 Krank kolu köşelerinde gerilmeler [25]

Krank millerinde gözlenen hasarın başlıca sebeplerinden biri yüksek tekrarlı eğilme yüklemeleridir. Şekil 2.5 örnek bir krank milinde yüksek tekrarlı eğilme yüklemesi sonucu oluşan kırığı göstermektedir. Şekilden çıkarılabileceği üzere krank kolu köşe yuvarlatmasında oluşan yüksek gerilmelerin tekrarı sonucu ortaya çıkan çatlak ilerleyerek kolun kırılmasına yol açmıştır. Burulmaya maruz kalan durumlarda ise çatlakın muylu üzerindeki yağlama deliğinden başlaması beklenir [25].

Milde yüksek yüke maruz kalan bölgeler gerek tasarım ile gerek özel imalat



Şekil 2.5 Yüksek tekrarlı eğilme yükü kaynaklı krank mili hasarı

işlemleri ile güçlendirilmeye çalışılır. Köşe yuvarlatmalarında yapılan ezme işlemi bu güçlendirme yöntemlerinden biridir [7]. Daha yaygın olan uygulama ise muylu ve köşe yuvarlatmalarına ısıtma işlemi veya bilyalama ile sertleştirme uygulanmasıdır. Krank milleri dövme ve döküm yöntemi ile imal edilebilir.

2.3 Krank Millerinin Dengesi

Krank milinin yüksek devirde yaptığı dönme hareketi dönen parçalardan kaynaklanan bir merkezkaç kuvveti oluşturur. Piston ve biyel kolu ise gidip gelme hareketi nedeniyle, krank mili sabit devirde dönse dahi oluşan ivmelenme neticesinde atalet kuvvetleri yaratır. Bu kuvvetler dengelenmedikleri takdirde krank mili üzerinde ve krank mili üzerinden ana yataklara aktararak motor bloğu üzerinde moment yaratır. Bu nedenle sağlıklı bir çalışma için bu kuvvetler karşı kuvvetlerle dengelenmelidir.

Krank mili kütlelerinin dengelenmesi dönen ve ötelenen kütlelerden kaynaklı kuvvetlerin dengelenmesi olarak ikiye ayrılabilir. Dönen kütle kaynaklı atalet kuvvetleri birincil harmonikler olarak ortaya çıkarken, ötelenen kütlelerden kaynaklı kuvvetler ikincil harmonik kuvvetler olarak etkindir. Dengeleme hesaplarında birincil ve ikincil harmonikler dikkate alınır. Öteleme kaynaklı kuvvetler, artık dengesizlik olarak tanımlanabilecek daha yüksek harmoniklerde görülebilse de düşük etkileri

nedeniyle dengeleme hesaplarında ihmal edilebilirler [9]. Krank mili üzerinde gidip gelen kütle kaynaklı oluşan atalet kuvvetleri Formül 2.3 ve 2.5'ten;

$$F_M = m_h r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (2.8)$$

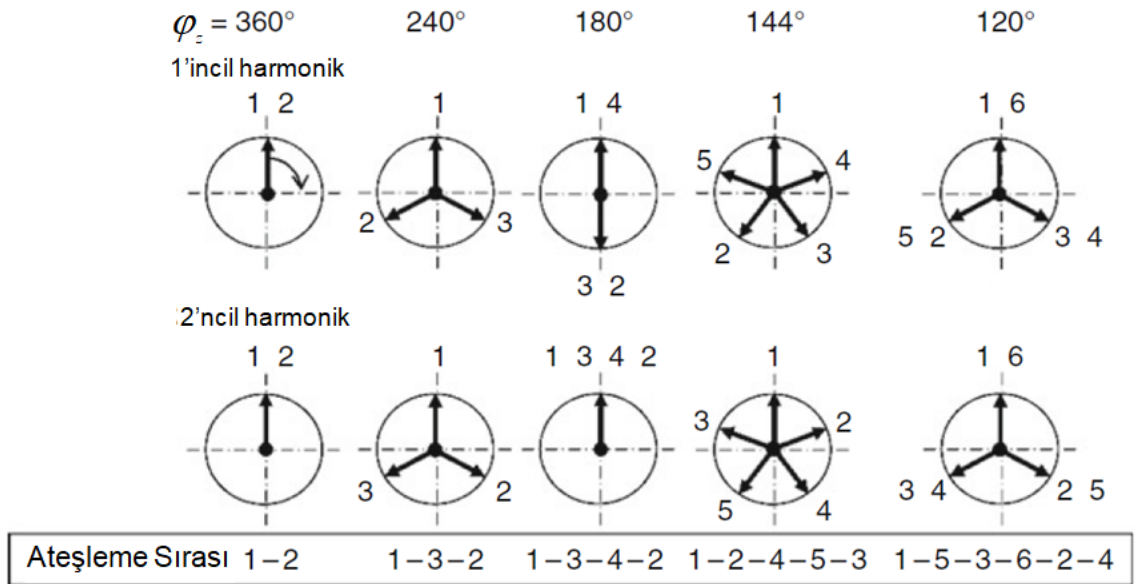
olarak bulunur. F_M kuvveti $F_M^{(1)}$ ve $F_M^{(2)}$ olarak birincil ve ikincil harmoniklerine ayrılabilir. Bu durumda;

$$F_M^{(1)} = m_h r \omega^2 \cos \alpha \quad (2.9)$$

$$F_M^{(2)} = m_h r \omega^2 \lambda \cos 2\alpha \quad (2.10)$$

elde edilir.

Çok silindirli sıralı motorlarda krank mili üzerinde kolların eşit açı aralıklarıyla olarak konumlandırılması sayesinde ateşleme sırasından bağımsız, atalet kuvvetlerinin dengelenmesi sağlanır. Aynı zamanda eşit açılarla bölünen 720° eşit ateşleme aralıklarının gözlenmesini sağlayan etkidir. Şekil 2.6 birincil ve ikincil harmoniklerin çok silindirli sıralı motorlarda yıldız diyagramı şeklinde ifadesini gösterir.



Şekil 2.6 2, 3, 4, 5 ve 6 silindirli sıralı motorlar için ateşleme sırası ve yıldız diyagramları [9]

Bu yerleşim kuvvetler açısından dengeleme sağlarken, krank kolları oluşturdukları kuvvetlerle krank mili üzerinde moment yaratır. Dengelenemeyen momentler ise krank kolunun karşısına eklenen karşı ağırlıkla dengelenebilir. Buna rağmen motor

tipi ve silindir sayısına göre tüm kuvvet ve momentleri dengelemek mümkün olmayabilir. Şekil 2.7 sıralı tip 4 zamanlı motorlar için krank mili üzerindeki dengelenmemiş kuvvet ve momentleri vermektedir. Burada görüleceği üzere 6 silindirli motorlarda dengelenmemiş kuvvet ve moment bulunmazken diğer motor tipleri karşı ağırlıklarla dengelenememektedir. Bu tablo V tipi motorlar için de devam ettirilecek olursa V-8, V-10 ve V-12 gibi motor tiplerinde de tam dengelenmenin sağlandığı görülecektir. Dengeleme sağlanamayan motorlarda uygulama alanı ve kullanım beklentisine göre krank mili ile senkronize hareket eden ek dengeleyici sistemler kullanılabilir.

Silindir Sayısı	Dizilim	Dönen kütle kaynaklı net kuvvet	Gidip gelen kütle kaynaklı net kuvvet	Dönen kütle kaynaklı net moment	Gidip gelen kütle kaynaklı 1.harmonik net moment	Gidip gelen kütle kaynaklı 2.harmonik net moment
1		$m_r \cdot r \cdot \omega^2$	$m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda)$	0	0	0
2		$2m_r \cdot r \cdot \omega^2$	$2m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda)$	0	0	0
3		0	0	$1,732 \cdot m_r \cdot r \cdot \omega^2 \cdot a$	$1,732 \cdot m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot a$	$1,732 \cdot m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot a$
4		0	$4m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda$	0	0	0
5		0	0	$0,449 \cdot m_r \cdot r \cdot \omega^2 \cdot a$	$0,449 \cdot m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot a$	$4,980 \cdot m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot a$
6		0	0	0	0	0

Şekil 2.7 Sıralı 1, 2, 3, 4, 5 ve 6 silindirli 4 zamanlı motorlar için silindir dizilimi ve dengelenemeyen kuvvetlerin gösterimi [26]

Mühendislik tasarımlarında makineler üzerinde dönerek çalışan; şaft, dişli, kasnak vb. birçok parçada olduğu gibi motorlarda da krank milleri imalatlarının son aşamalarında dengeleme işlemine tabi tutulmaktadır. Bu sayede imalat kaynaklı toleranslar dahilinde oluşan geometrik kaçıklıklar sonucu karşılaşılan dengesizlik tespit edilerek gerekli noktalardan kütle çıkarılması veya ilave edilmesi ile dengeleme yeniden sağlanır. Hedef olarak belirlenen dengeleme değeri $g \cdot mm$ birimiyle tanımlanır. Dönme eksenine ρ kadar uzaklıktaki dengelenmeyen bir m kütesinin ω hızla dönen bir şaftta oluşturacağı kuvvet ise Formül 2.11 ile bulunabilir.

$$F = m \cdot \rho \cdot \omega^2 \quad (2.11)$$

Uygulama, çalışma şartları, bağlantı şekli ve makine tipine göre farklı shaftlardaki dengesizlik değerleri ISO-1940-1:2003 [27] standardı ile sınırlandırılmıştır. Buna karşın, ticari ürünlerde kalite ve konfor beklentilerini karşılayabilmek için daha düşük dengesizlik hedeflerinin bulunması da olağandır. Dengesizlik, motorlarda çevre ve araç üzerinde titreşim yaratarak konforsuzluğa neden olduğu gibi dengesizliğin yarattığı ilave kuvvetlerle makinenin sağlıklı çalışma ömrünü de olumsuz etkiler.

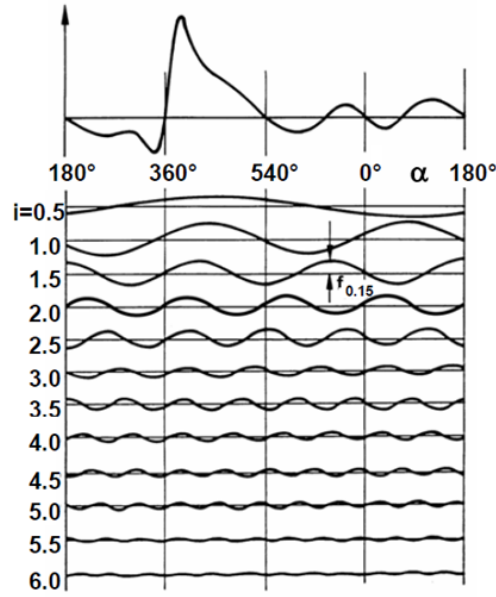
2.4 Krank Mili Titreşimleri

Krank mili, üzerine etkiyen kuvvetler neticesinde yataklandığı zemin üzerinde çok sayıda serbestlik derecesinde titreşim hareketi yapmaktadır. Meydana gelen titreşimlerin iyileştirilmemesi halinde krank mili ve bağlı parçalarda hasarlar, motor üzerindeki diğer parçalarda hasarlar, motor ve bağlı olduğu sistemde yüksek gürültü ve konforsuzluk yaratır. Ayrıca titreşim açısından kontrol altına alınmamış bir krank mili motorda performans kaybına da neden olabilir.

Krank mili titreşimleri temelde 3 yönde incelenebilir. Bu titreşimler piston gidip gelme kuvveti ile aynı yönde, düşey; piston gidip gelme yönüne dik, yatay; krank mili ekseninde, burulma olarak sıralanabilir. Düşey titreşimlerin temel sebebi olarak silindir içi basınç kuvvetleri gösterilebilir. Bununla birlikte krank milinin asimetric geometrisinden kaynaklı atalet kuvvetleri de düşey ve yatay yönde etki eder. Yatay yönde etki eden diğer bir kuvvet ise piston çarpması etkisi ile ortaya çıkar. Burulma titreşimlerinde ise temel etki yine gaz ve atalet kuvvetleri etkisiyle ortaya çıkan teğetsel kuvvettir.

4 zamanlı bir motorda krank milinin 2 tam turunun sonunda tüm silindirlerde sırası ile emme-sıkıştırma-genişleme-egzoz olayları ardı ardına gerçekleşir. Bu durum farklı silindirlerden kaynaklı farklı kuvvetlerin bir döngü halinde oluşmasına neden olur. Netice olarak harmonik kuvvet dalgalanmaları oluşur.

Krank milinin 360° dönüşünde 1 kez tekrarlanan hareket birincil harmonik olarak adlandırılır. Benzer şekilde 2 kez tekrarlanan hareket ikincil harmonik olacaktır. 4 zamanlı bir motorda oluşan teğetsel kuvvetin harmoniklerine ayrılarak gösterimi Şekil 2.8'de görülebilir. Motor tipi ve silindir sayısına göre baskın harmonikler değişmektedir. Örneğin 6 silindirli sıralı tip 4 zamanlı bir motorda 720° krank açısı boyunca 6 silindirin tamamında birer kez yanma gerçekleşir. Bu 360°'de 3 patlama anlamına gelir. Yani yanma kaynaklı kuvvetler üçüncül harmonik olarak anılır. Farklı motorlardaki yanma kaynaklı harmonik basit bir şekilde hesaplanabilir (Formül 2.12).



Şekil 2.8 Krank açısına bağlı harmonik kuvvetlerin gösterimi [24]

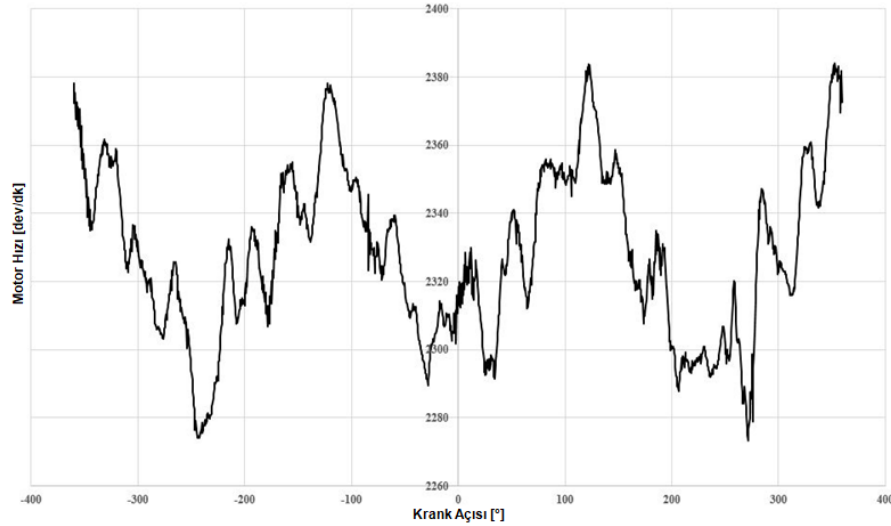
$$n = \frac{2.s}{z} \quad (2.12)$$

Burada n harmonik numarası (farklı kaynaklarda order olarak da anılır), s silindir sayısı ve z 2 veya 4 zamanlı olmak üzere motor tipini ifade eder. Bir dizel motorda titreşime yol açan en baskın etken yanma kaynaklı kuvvetler olduğundan inceleme yapılırken yanma harmonikleri incelenir. Yine 6 silindirli bir motor örneği üzerinden gidilecek olursa; 0,5 harmonik silindirler arası yanma farklılıklarından, 1 ve 2 harmonikler dengesizlik ve atalet kuvvetlerinden, 3 harmonik yanma kuvvetlerinden, 4,5 ve 6 harmonikler de yine atalet kuvvetlerinden kaynaklanır [28, 29].

2.5 Burulma Titreşimleri

Krank mili farklı silindirlerde art arda meydana gelen ateşleme sonucu burulma titreşimlerine maruz kalır. Özellikle motor silindir sayısının artmasına bağlı olarak krank millerinin boyu uzadıkça burulma titreşimlerinin etkileri daha da artar. Öyle ki V tipi motorlar için 20, sıralı tip motorlar için ise 10-12 üzerinde silindir sayısına sahip motorların tasarımından oluşacak yüksek burulma titreşimleri nedeniyle kaçınılır[24]. Yaygın kullanılan tip olan sıralı ve V tipi motorlarda krank milinin bir tarafında tahrik ettiği sistem için güç giriş noktası olan ve yüksek ataleti ile kinetik enerji depolama işlevini yürüten volan bulunur. Diğer tarafta ise motor üzerinde kayış ile tahrik edilen ek sistemleri süren daha düşük ataletli kasnak bulunur. Bu yapı burulmaya maruz kalan bir sistem olarak modellenecek olursa krank milinin kasnak tarafının burulma titreşimlerine açık bir serbest uç oluşturduğu görülebilir.

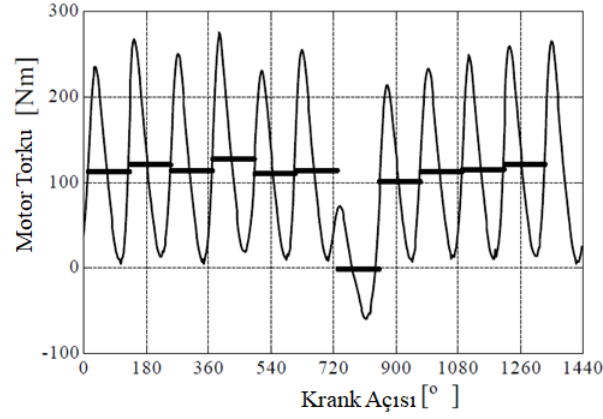
Dönen bir mil üzerinde meydana gelen burulma titreşimleri yüksek genlikte gerçekleşse bile herhangi bir titreşen sistemde meydana gelebilecek, gözle görülen gidip gelme hareketi gibi belirgin değildir. Ancak mil üzerinde hız değişimi olarak ortaya çıkar. Mil, burulma titreşimi genliği hareket ile aynı yönde iken hızlanıp zıt yönde iken yavaşlar (Şekil 2.9). Bu durum yüksek çözünürlükte devir ölçümü yapabilen cihazlarla tespit edilebilir [30].



Şekil 2.9 Örnek bir motordan krank açısına bağlı motor devri değişimi

Krank mili üzerine gelen kuvvetler krank milinin doğal frekansı ile aynı frekansta gerçekleştiğinde rezonans durumu görülecektir. Bu duruma karşı krank mili burulma titreşim doğal frekansının özellikle motorun yanma frekansının üzerinde kalacak şekilde tasarlanması hedeflense de bu her zaman mümkün olmamaktadır. Diğer taraftan motor bağlantı şekli, krank mili yataklanması, ateşleme zamanlamasındaki sapmalar veya tam ateşleme yapamama gibi farklı durumlar da burulma titreşimlerini etkiler. Şekil 2.10 örnek bir çalışmada tespit edilen 4 zamanlı bir V6 motorun 4. silindirindeki ateşleme probleminin krank mili üzerinden belirlenmesini göstermektedir.

Burulma titreşimleri motorla tahrik edilen sistemlerin yanı sıra uzun bir şaft ve bu şafta bağlı yüksek ataletli bir dönen kısım (pervane, dişli kutusu, tekerler vb.) bulunduran sistemler üzerinde de sıklıkla incelenir [31, 32]. Sistemde oluşabilecek hasarlarla birlikte burulma titreşimleri; güç aktarmada kesintiler, sistemin hareketinde düzensizlikler, verim kaybı ve taşıt sistemlerinde oluştuğunda konforsuzluğa yol açabilir. Ayrıca burulma titreşimlerinin motorlarda açığa çıkan gürültü seviyesinde artışa neden olduğu Ochiai ve Nakano [33] tarafından yapılan çalışmayla ortaya konmuştur. Motorlarda burulma titreşim sınırı uygulama ve konfor beklentisine göre değişebilse de $0,25^\circ$ [19] kabul edilebilir bir hedeftir.



Şekil 2.10 Hatalı yakıt püskürtmenin krank mili üzerinde tespiti [23]

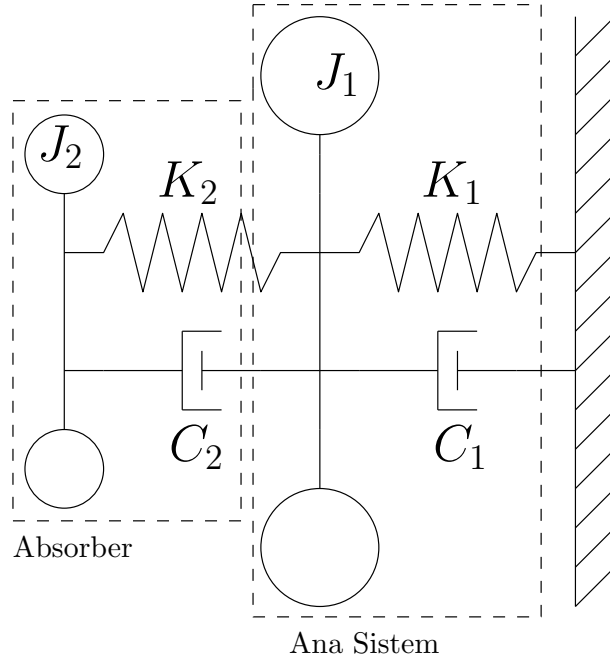
Yanlış veya kusurlu bir uygulama ile karşılaşılmasa dahi birçok motorda tasarım ve malzeme kısıtları nedeni ile rezonans durumunun önüne geçilemez. Uygun volan tasarımı burulma titreşimlerine karşı azaltıcı bir faktör olsa da [34] bazı durumlarda yeterli değildir. Bu duruma karşı birçok içten yanmalı motorda burulma titreşim sönümleyicisi (BTS) kullanılmaktadır.

2.6 Burulma Titreşim Sönümleyiciler

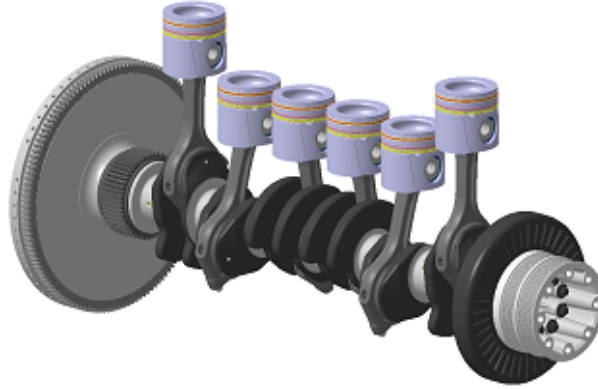
BTSler dinamik titreşim absorberi mantığı ile çalışarak sistemi rezonans durumundan korur [35]. Kendi içinde bir kütle, yay ve sönüm elemanından oluşan BTS kendi titreşim karakteri ile esas sistem üzerindeki titreşimleri bünyesine alıp sönümleyerek ısı enerjisi halinde atarken esas sistemin titreşimini azaltır. Krank milinin ön tarafındaki bir BTS modellemesi Şekil 2.11 gibi oluşturulabilir.

Şekil 2.12 örnek bir krank sisteminde takılı BTS'yi gösterir. BTS sönümlü ve sönümsüz olmak üzere iki başlıkta ele alınabilir.

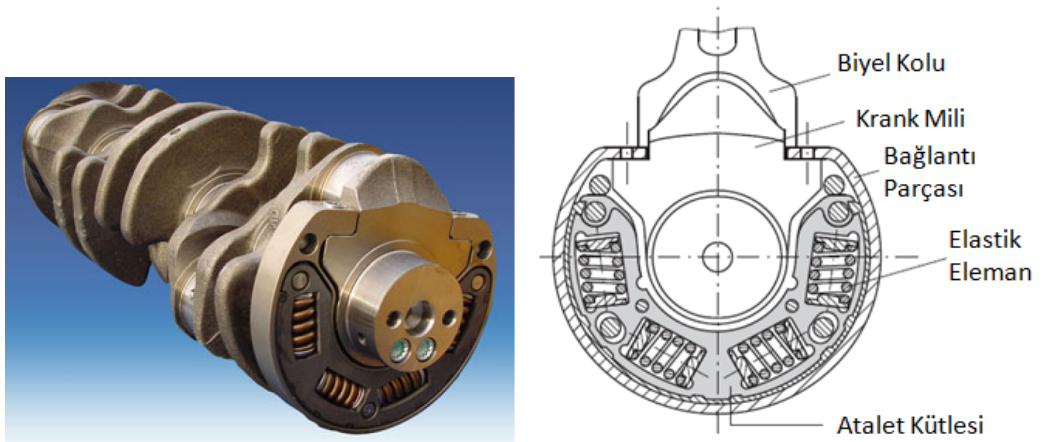
İçten yanmalı motorlarda çeşitli tipte BTSler kullanılabilir. Motor tipi, silindir sayısı ve konfor beklentisine göre BTS kullanımı veya hangi tipte kullanılacağı kararı verilebilir. Kauçuk, viskoz, sürtünmeli gibi farklı BTS tipleri mevcut olduğu gibi farklı konumlandırma uygulamaları da bulunmaktadır. Bazı durumlarda BTS krank kasnağına entegre edilebileceği gibi ayrı olarak monte de edilebilir. Ayrıca yaygın kullanımı krank kasnağı üzerinde olsa da krank mili karşı ağırlığına monte edildiği uygulamalar da mevcuttur (2.13).



Şekil 2.11 Kütle, yay ve sönüm elemanına indirgenmiş BTS takılı krank mili sistemi



Şekil 2.12 Örnek bir krank sisteminin ön bölümünde takılı BTS



(a) Karşı ağırlığa takılı bir BTS[9]

(b) Karşı ağırlığa takılı BTS kısımları[18]

Şekil 2.13 Karşı ağırlık üzerinde takılı BTS uygulaması

2.6.1 Sönümsüz BTS

Sönümsüz BTS’de sönümleyici ataleti ve yay sabitinin krank mili doğal frekansına göre ayarlanması gerekir. Bu sayede krank mili rezonans bölgesinde BTS karşı rezonans durumu yaratarak sönümleme sağlar. Pratikte sönümleme yapmıyor olması nedeniyle literatürde titreşim sönümleyici yerine titreşim absorberi olarak da anılır. Krank miline bağlandığında sistemin serbestlik derecesini 1 arttırarak en düşük doğal frekansını yukarı çekip motorun çalışma aralığı altında 1 frekans daha oluşturmak üzere ayarlama yapılır. Bu özelliğinden dolayı sönümsüz BTSler sabit devirde çalışan motorlar dışında kullanılmamaktadır [15].

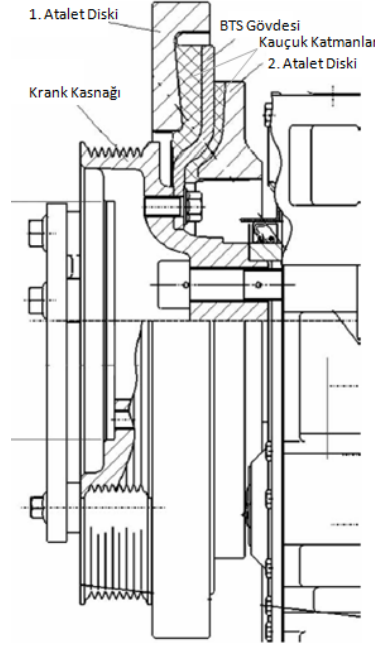
2.6.2 Kauçuk BTS

Kauçuk BTS krank kasnağına bağlı bir kauçuk katmanın atalet yaratan bir halka ile birleştirilmesinden oluşur. Kauçuk kısım ısıtma işlemiyle, preslenerek veya yapıştırılarak metale bağlanabilir.

Kauçuk damperde, yay sabiti, sönüm ve ataletin ayarlanmasıyla hedeflenen titreşim genlikleri sağlanır. Bu ayarlama kauçuk ve atalet diskinin geometrileri değiştirilerek yapılabilir. Yapılan ayarlamayla krank milinin doğal frekansı yakalanarak sönümleme gerçekleşir. Bu şekilde tasarlanan bir BTS ayarlandığı doğal frekansın yanı sıra sahip olduğu sönüm katsayısı sayesinde motorun tüm çalışma aralığında titreşimleri azaltır. Her devirde sönümleme yapabilmesine karşın sönüm katsayısı ve yay katsayısı kauçuk malzeme için sabittir.

Sönümsüz BTS uygulaması ile motorda rezonans durumunun önüne geçilmesi hedeflenirken, sönüm göz önünde bulundurulduğunda daha ziyade titreşim genliklerinin azaltılması hedeflenir. Bu kez kauçuk parametrelerinde yapılacak ayarlama ile doğal frekanslar eşitlendiğinde BTS tüm beklentileri yerine getiremeyecektir [15].

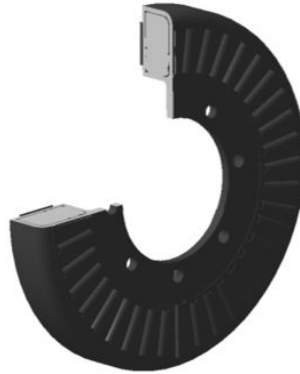
Kauçuk BTS’de tek kauçuk eleman kullanılabileceği gibi 2 farklı frekansta sönümleme yapabilmek için 2 elemanın kullanıldığı durumlar da bulunur (Şekil 2.14). Kauçuk eleman çoğunlukla kasnak üzerine entegre edilmiş durumda bulunur. Bazı uygulamalarda kayış kanalları ile kasnak arasında yerleştirilerek titreşimi sönümlemenin yanı sıra krank milinden aktarılan kayış kuvvetini de yumuşatarak iletir. Farklı uygulamalarda ise kasnak üzerine ayrıca bağlanmış bir göbek ile atalet diskine bağlıdır.



Şekil 2.14 2 kademeli kauçuk BTS [19]

2.6.3 Viskoz BTS

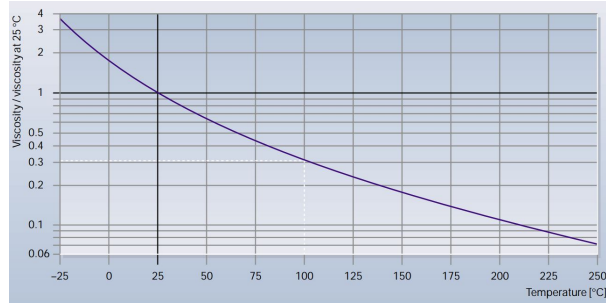
Viskoz BTS, damper gövdesi ile atalet diski arasında yay ve sönüm etkisinin aradaki boşluğu dolduran silikon yağ üzerindeki kayma gerilmesi ile sağlanması prensibine dayanır. Kauçuk dampere göre en kritik özelliği tahrik frekansına bağlı değişen yay ve sönüm katsayısı sayesinde farklı çalışma aralıklarında da sönüm yapabilmesidir. Şekil 3.6 örnek bir viskoz damperin kesit görüntüsüdür.



Şekil 2.15 Viskoz BTS kesiti

Viskoz BTSler için kullanılan silikon yağların viskozitesi 50000 ila 1000000 cst arasında değişmektedir. Şekil 2.16 silikon yağın viskozitesinde sıcaklığa bağlı oransal değişimi görülebilir. Marka ve özelliklere göre değişkenlik gösterse de silikon yağlar yaklaşık 320°C [36] sıcaklığın üzerinde bozularak işlevini geri dönülmeyecek biçimde kaybetmeye başlar. Özellikle aşırı yüksek sıcaklık altında çalışmaya maruz kalan silikon damperlerde yağ zamanla özelliğini yitirerek katılaşır dış gövde ile atalet

ringinin yapışmasına neden olur. Bu duruma karşı periyodik olarak değiştirilmeleri gerekmektedir [37, 38].



Şekil 2.16 Silikon yağın 25°C'deki viskozitesinin diğer sıcaklıklarda değişimi[36]

Viskoz BTS için en kritik tasarım parametreleri; disk ataleti, boşluk katsayısı ve ısı atım kapasitesidir. Yağın toplam dinamik direngenliği ve sönümü boşluk katsayısı ile yağa ait mekanik özellikler üzerinden hesaplanabilir.

2.6.4 Diğer BTS Tipleri

Yaygın olarak kullanılan kauçuk ve viskoz BTSler'in yanı sıra farklı uygulamalarda sürtünmeli, yaylı, yağ basınçlı BTSler kullanılmakta. Ayrıca hem viskoz hem kauçuk elemanı 2 kademeli atalet diski kullanarak bünyesinde barındıran BTS tiplerinin de uygulamada görülmesi yaygındır. Detaylı inceleme için çeşitli kaynaklar araştırılabilir [15, 16].

3

ANALİZ VE HESAPLAR

Krank mili sistemi üzerinde yapılan analizler dinamik, statik, modal ve analitik hesaplar olarak kategorize edilebilir. Dinamik analizler için iki farklı motor özelliklerini içeren 1 boyutlu modeller hazırlandı. Hazırlanan modellere iki farklı viskoz sönümleyici tanımlanarak yatak yükleri ve burulma titreşimleri incelendi. 1 boyutlu analiz çıktıları dengeleme analizi için de kullanıldı. Gerilme analizleri için ise yine oluşturulan 1 boyutlu dinamik analizin çıktıları kullanılarak analitik hesaplar gerçekleştirildi. Analitik gerilme hesaplarında dinamik yüklere ilave olarak krank mili geometrisinin sonlu elemanlar yöntemi ile gerçekleştirilen statik analizi sonucu bulunan GYK sonuçları da kullanıldı. Bunun yanı tüm krank mili sisteminin dahil edildiği 3 boyutlu sonlu elemanlar modeli oluşturularak krank milinin 1 boyutlu modelde incelenmiş olan burulma titreşimlerine ilave olarak eğilme titreşimleri de doğal frekans analizine tabi tutuldu.

İncelenen iki farklı motor modeline ait genel özellikler Tablo 3.1’de görülebilir. İki motor arasındaki temel farklılık uzayan strok boyu ve genişleyen çalışma devir aralığıdır.

Tablo 3.1 İncelenen motorların özellikleri

Motor Numarası	V1	V2
Tipi	4-Zamanlı, Dizel, sıralı	4-Zamanlı, Dizel, sıralı
Silindir Çapı	110 mm	110 mm
Strok Boyu	120 mm	137 mm
Ateşleme Sırası	1-5-3-6-2-4	1-5-3-6-2-4
Maksimum Hız	2300 dev/dk	2600 dev/dk
Maks. Güç Devri	2000 dev/dk	2400 dev/dk

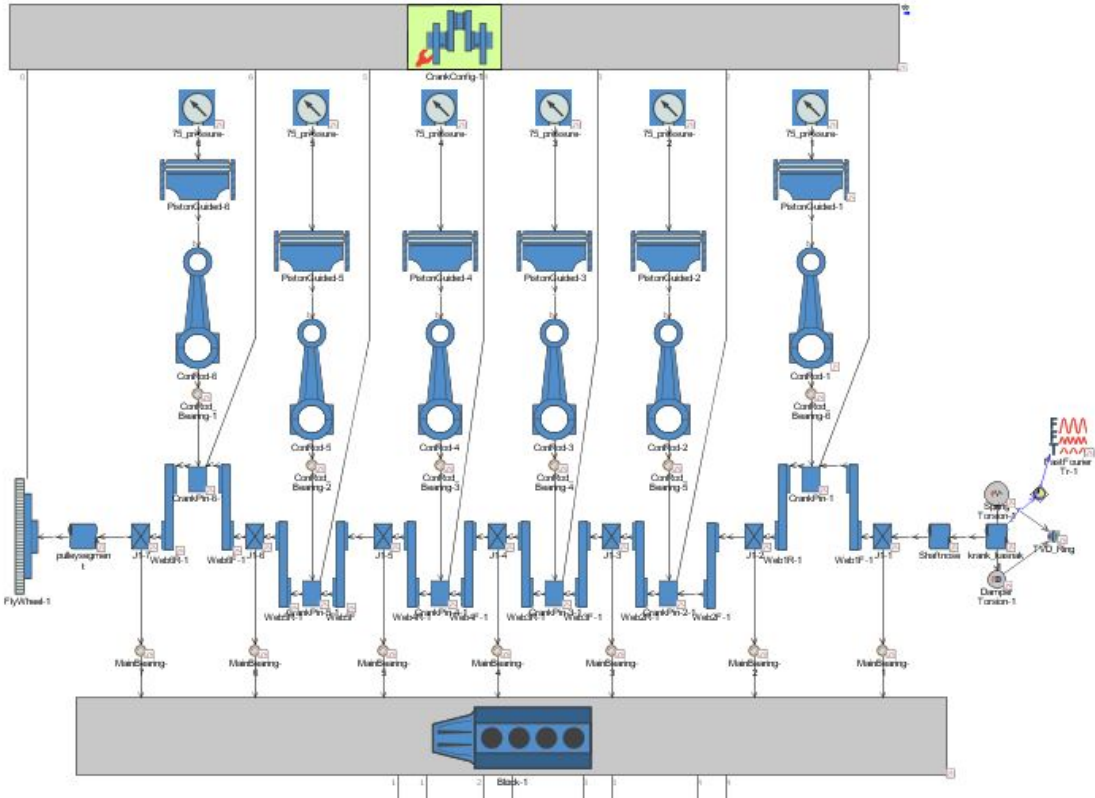
Viskoz sönümleyicide yağ boşluk faktörü ve disk ataleti üzerinde yapılan değişikliklerle yeni bir versiyon elde edildi. İki viskoz sönümleyiciye ait özellikleri Tablo 3.2’de görülebilir.

Tablo 3.2 Kullanılan viskoz sönümleyici özellikleri

Sönümleyici Adı	BTS1	BTS2
Disk Ataleti [$kg.m^2$]	0,116	0,15
Boşluk Faktörü [m^3]	4,6	2,5
Silikon Yağın Viskozitesi [cst]	200000	200000

3.1 1-B Analiz Modeli

GT-Suite otomotiv özel birçok konuda 1 boyutlu analizlerin görsel simgeleriyle modellenmesi imkânı sunan ve birçok firma tarafından kullanılan bir programdır. Simüle edilen sistemin elemanları arka planında çeşitli matematiksel hesap ve koşullar barındıran bloklarla temsil edilerek birbiri ile ilişkilendirilir. GT-Suite ile hazırlanan 1-B analiz modelinin genel görüntüsü Şekil 3.1’nde görülebilir.



Şekil 3.1 GT-Suite analiz modelinden bir görüntü

Bu model krank tahrik sistemi elemanlarını geometrik olarak tanımlamak yerine boyutsal ve mekanik özellikleri girilerek tanımlama imkânı verir. Modelde;

- Krank açısına bağlı silindir içi basınç,
- Piston,
- Biyel kolu,

- Krank mili,
- Volan,
- Krank Kasnağı,
- BTS,
- Krank ve biyel yatakları

tanımlandı.

Bu model sayesinde;

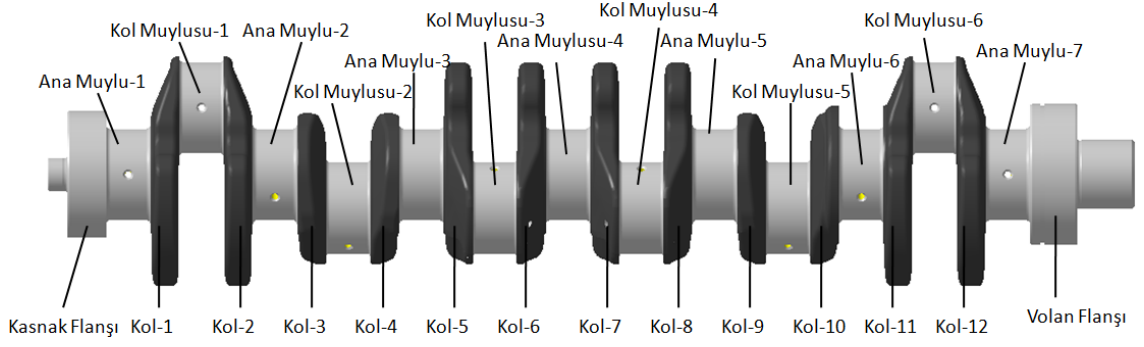
- Yatak yükleri,
- Yapısal parçalara aktarılan kuvvetler,
- Moment aktarımı,
- Burulma titreşim genlikleri,
- Burulma titreşim frekansları,
- Kritik bölgelerdeki gerilmeler,

tespit edilebilir.

3.1.1 Krank Mili Modeli

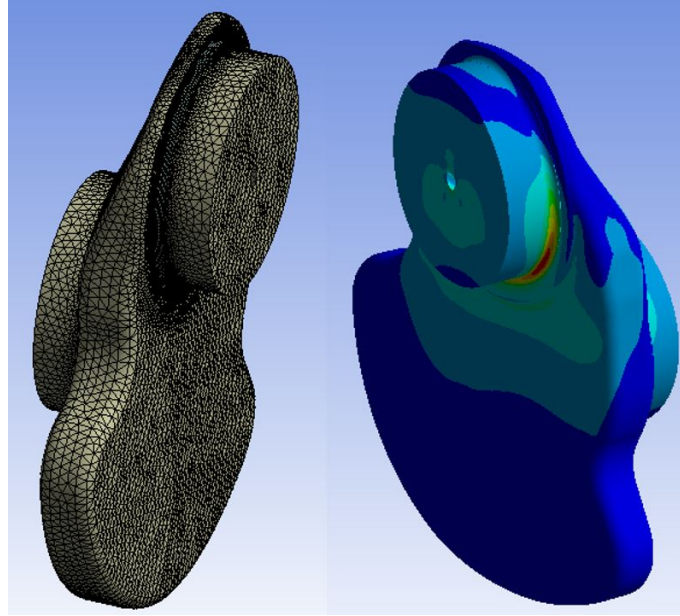
Krank mili ana yatak muylusu, karşı ağırlık, kol yatağı muylusu ve bağlantı flanşları olarak kısımlarına ayrıldı. Her bir kısım için kütle, atalet ve ağırlık merkezleri 3 boyutlu modelden ölçülerek modele girildi. Krank mili kısımları kasnak tarafından volan tarafına doğru isimlendirilerek modellemede oluşabilecek karışıklıkların önüne geçilmesi hedeflendi. Şekil 3.2 motor V1 üzerinde isimlendirilmiş olan krank mili kısımlarını gösterir.

Krank mili kısımlarının burulma direngenliklerinin hesaplanmasında çeşitli analitik yöntemler kullanılmaktadır. Bu yöntemler arasında Carter [15] ve Ker Wilson [16] formülleri daha yaygın ve güvenilir olarak ön plana çıkmaktadır. Fakat bu analitik yöntemlerle hesaplanan direngenlik değerlerinin deneysel olarak tespit edilen burulma titreşim frekansları ile karşılaştırıldığında yakın sonuç vermediği görülebilmektedir [39]. Karmaşık geometrisinden dolayı krank kollarının



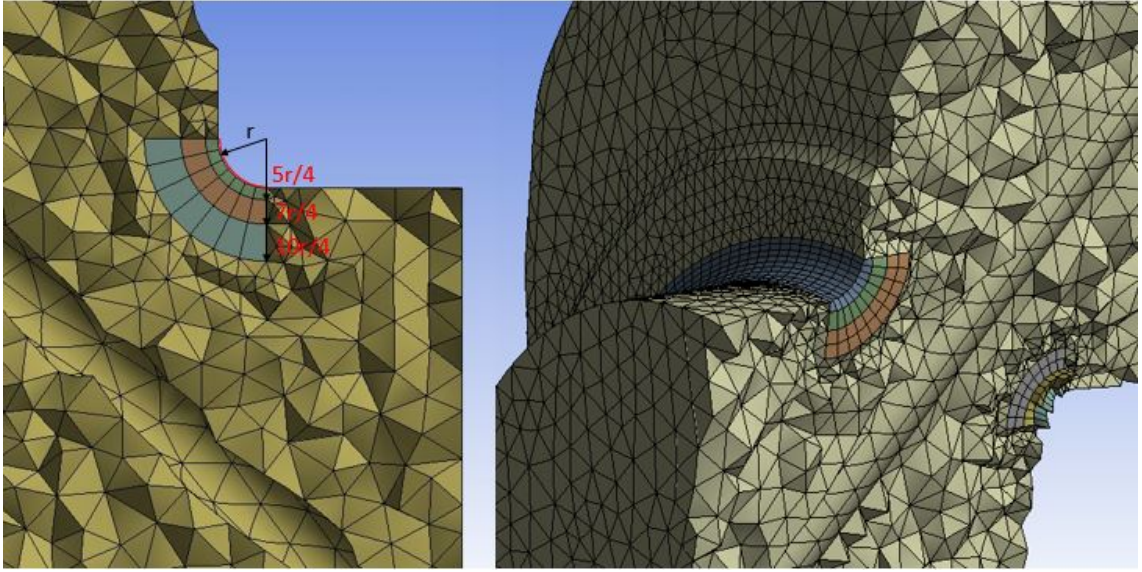
Şekil 3.2 Krank mili kısımları

direngenliğinin hesaplanmasında sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirildi. Oluşturulan sonlu elemanlar analiz modeli Şekil 3.3 ile görülebilir. Muylu kısımları ise basit geometriye sahip olduğundan burulma direngenlikleri geometrik ölçüleri üzerinden hesaplanabilir (Formül 3.1). Geometrik olarak 1, 2, 5, 6, 7, 8, 11, 12 numaralı kollar karşı ağırlığa sahip olduğundan benzerdir. Bu krank kolları arasındaki fark ağırlık merkezlerinin krank eksenine göre konumudur. Benzer şekilde 3, 4, 9, 10 numaralı krank kolları da karşı ağırlık bulundurmuyup birbirine benzerdir. Bu benzerlikten dolayı sonlu eleman modeli sadece kol-1 ve kol-3 için gerçekleştirildi. Diğer benzer kollara aynı burulma direngenliği tanımlandı.



Şekil 3.3 Krank kolu sonlu elemanlar analiz görseli

Sonlu elemanlar modelinde ağ yapısı için CIMAC M53 krank mili kuralları [40] uygulandı. Şekil 3.4 sonlu elemanlar ağ yapısı modelinin detaylarını gösterir. Uygulanan kriterlere göre şekilde de gözüktüğü üzere köşe yuvarlatmaları 3 katmana ayrıldı. En üst katman yuvarlatma yarıçapının $1/4$ 'ü kadar, bir alt katman yarıçapın $2/4$ 'ü kadar, en alt katman ise $3/4$ 'ü kadar boyuttaki elemanlara ayrıldı.



Şekil 3.4 Krank kolu sonlu elemanlar analizi mesh yapısı

Sonlu elemanlar analizi ile krank kolunun burulması durumu simüle edilerek krank kollarının burulma direngenlikleri hesaplandı. Sonlu eleman modelinde krank kolu ile birlikte yarı uzunlukta muylular da dahil edilmiş olduğundan krank kolunun kendi direngenliğinin bulunması için Formül 3.1 ile hesaplanan muylu direngenlikleri krank kolu direngenliğinden çıkarıldı.

$$k_{tj} = \frac{\pi \cdot E \cdot d^4}{32 \cdot l_j} \quad (3.1)$$

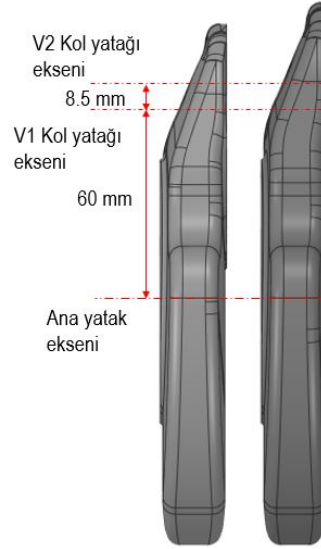
V2 motoruna ait krank mili kol geometrileri de aynı şekilde sonlu elemanlar analizine tabi tutularak direngenlik değerleri hesaplandı. Strok boyundaki artış neticesinde V2 krank milinde burulma direngenlikleri azalırken ana eksene göre atalet momentlerinin arttığı görüldü. Tablo 3.3 V2 krank milinde atalet ve direngenliklerin V1'e göre yüzde cinsinden değişim oranını verir. Şekil 3.5 ise iki krank kolu arasında gerçekleşen strok boyundaki uzamaya bağlı geometri değişimini göstermektedir.

Tablo 3.3 137 Strok Krank Kolu Direngenlik ve Atalet Momenti Değişimi

Krank Kolu	Kol-1	Kol-3	Kol Muylusu
Direngenlik Değişimi	-%6	-%11	-
Atalet Momenti Değişimi	%9,1	%6,6	%24,5

Krank milinin burulma sönüm katsayısı (c) ise Formül 3.2 kullanılarak her eleman için bulunan direngenlik (k) atalet (J) ve sönüm oranı ξ üzerinden hesaplandı.

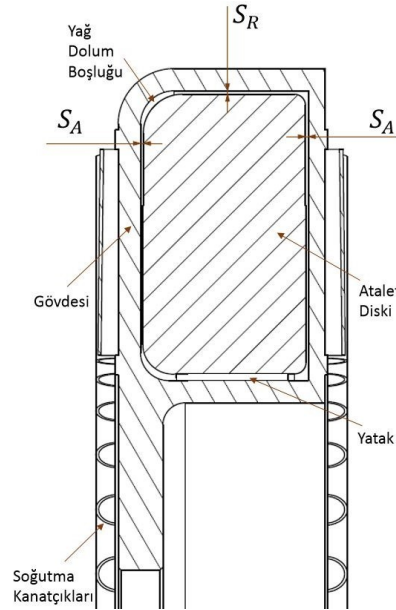
$$c = \xi \cdot \sqrt{4 \cdot k_t \cdot J} \quad (3.2)$$



Şekil 3.5 V1 ve V2 Krank Kolu geometrilerinin karşılaştırılması

3.1.2 BTS Modeli

Viskoz BTS dış gövde, atalet diski ve boşluğu dolduran silikon yağdan oluşur. Silikon yağ frekansa bağlı yay sabiti ve sönümü hesaplanarak modelde atalet diski ile krank kasnağı arasına tanımlandı. Gövde ise krank kasnağına cıvata ile bağlı olduğundan krank kasnağı ataletine ilave edildi. Viskoz BTS'nin kesit görüntüsü Şekil 3.6'da görülebilir.



Şekil 3.6 Viskoz BTS kesit görüntüsü ve kısımları

Yağa ait burulma titreşim direngenliği (k_t) Formül 3.3 ile frekans, sıcaklık ve silikonun mekanik özelliklerine bağlı hesaplanabilir [17]. Silikon yağın kayma modülü (G_{01}) ile B_{01} , a_{01} , a_{11} , G_{02} , B_{02} , a_{02} , a_{12} değerleri deneysel çalışmalarla elde edilerek [41]

tablolaştırılmıştır (Tablo 3.4).

$$k_t = G_s S \quad (3.3)$$

$$G_s = G_{01} e^{k_1 f^{k_2}} \quad (3.4)$$

$$k_1 = \frac{B_{01}}{T} \quad (3.5)$$

$$k_2 = a_{01} - \frac{a_{11}}{T} \quad (3.6)$$

$$f = \frac{\Omega}{\Omega_0} \quad (3.7)$$

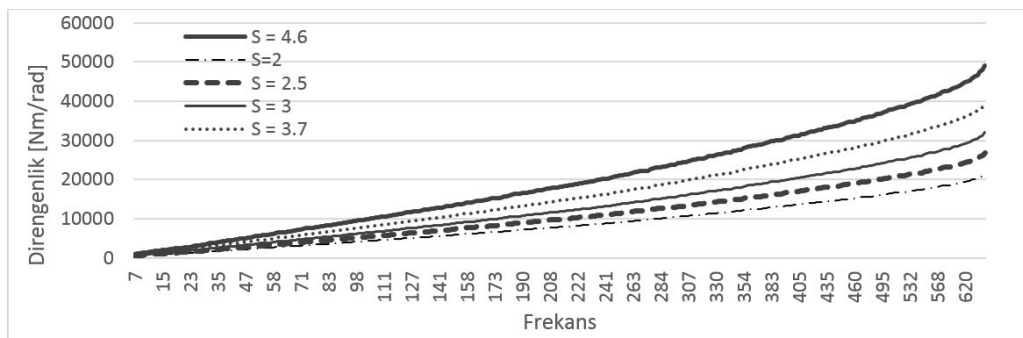
$$\Omega = 2\pi n n_e \quad (3.8)$$

$$\Omega_0 = 2\pi \quad (3.9)$$

Tablo 3.4 Silikon yağ özellikleri [17]

	AK 80000	AK 100000	AK 140000	AK 200000
$G_{01}[N/m^2]$	0,000154	0,0016	0,0152	0,0031
$B_{01}[K]$	4601	3780	3501	3902
a_{01}	2,8	2,31	1,91	2,4
a_{11}	639	460	407	534
$G_{02}[N/m^2]$	1,61	0,524	1,87	2,79
$B_{02}[K]$	2030	32475	220	2223
a_{02}	1,33	1,57	1,41	1,38
$a_{12}[K]$	241	322	929	304

200000 cst kinematik viskozite ve 70°C ortam sıcaklığı şartları altında Formül 3.3 uygulandığında frekansa bağlı direngenlik Şekil 3.7'deki gibi bulunur.



Şekil 3.7 Frekansa bağlı farklı boşluk faktörleri için hesaplanan burulma direngenlikleri

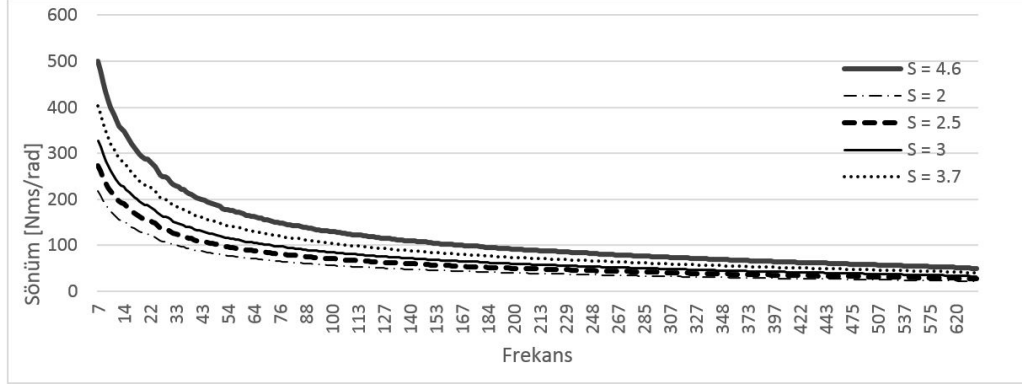
Benzer şekilde Formül 3.10 [17] uygulanarak aynı şartlar altında frekansa bağlı sönüm hesaplanabilir. Şekil 3.8 frekansa bağlı hesaplanan sönümü gösterir.

$$c_t = \frac{G_v S}{\Omega} \quad (3.10)$$

$$G_v = G_{02} e^{k^2 f^{k_4}} \quad (3.11)$$

$$k_3 = \frac{B_{02}}{T} \quad (3.12)$$

$$k_4 = a_{02} - \frac{a_{12}}{T} \quad (3.13)$$



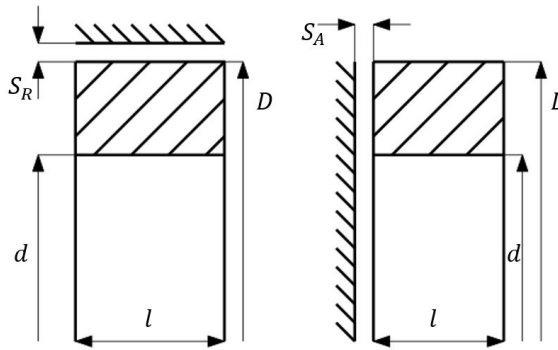
Şekil 3.8 Frekansa bağlı farklı boşluk katsayıları için hesaplanan sönüm

Formüllerde S , boşluk katsayısını ifade eder ve Formül 3.16 ile bulunabilir [17]. Boşluk katsayısını etkileyen parametreler Şekil 3.9’da görülebilir.

$$S_{PR} = \frac{\pi D^3 l}{4 s_R} \quad (3.14)$$

$$S_{PA} = \frac{\pi D^4 - d_D^4}{32 s_A} \quad (3.15)$$

$$S = S_{PR} + S_{PA} \quad (3.16)$$



Şekil 3.9 Eksenel ve radyal boşluk katsayısını etkileyen parametreler

3.1.3 Kaymalı Yatak Modeli

Kaymalı yataklar biyel kolu-krank mili bağlantısında ve krank mili-motor bloğu bağlantısında kullanıldı. Kaymalı yatakların görevi üzerlerine gelen kuvvet altında, beslenen yağ ile muylu-gövde arasında metal metale sürtünmenin önüne geçmektir. Analiz sonuçlarına göre modelden yataklama yükleri elde edilebilmektedir.

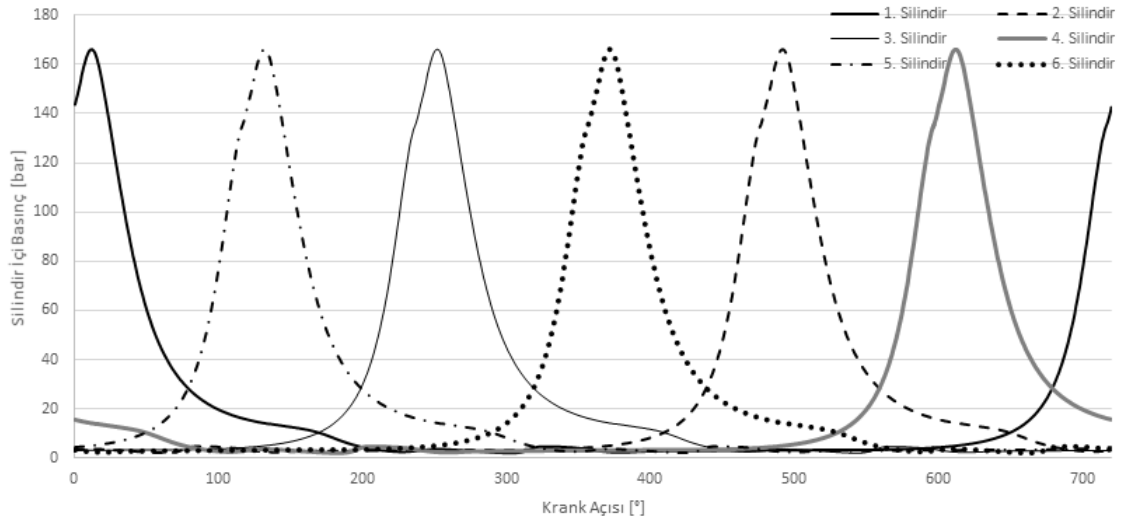
Kaymalı yatakların modellenmesinde sönüm katsayısı (C) için Petroff formülü kullanıldı. μ dinamik viskozite, R yatak yarıçapı, L yatak uzunluğu ve s_c boşluk olmak üzere Formül 3.17 denklemin ifadesini verir.

$$C = \frac{2\pi \cdot \mu \cdot R^2 \cdot L}{s_c} \quad (3.17)$$

Modelde yatak çapı, yatak boşluğu, yatak genişliği, yağ tipi, yağ sıcaklığı parametreleri tanımlandı.

3.1.4 Silindir İçi Basınç Modellemesi

Silindir içi basınç her silindir için krank açısına bağlı olarak 720° boyunca 100 devir/dakika aralıkla 800-2600 devir arasında tanımlandı. Şekil 3.10 4 zamanlı bir

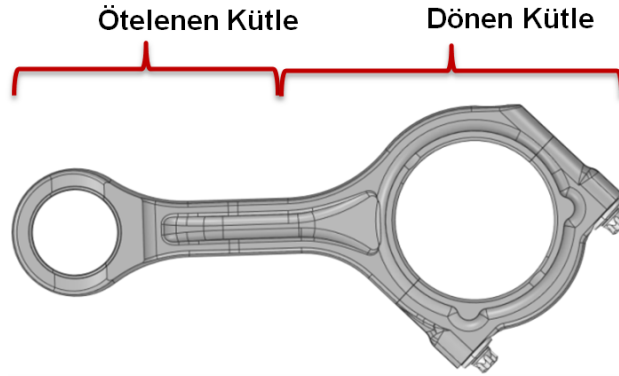


Şekil 3.10 6 silindir için örnek krank açısına bağlı silindir içi basınç grafiği

içten yanmalı motorda tüm silindirlerde iki krank mili devri tamamlanıncaya kadar, başka bir deyişle 720° krank açısı süresince, birer kez ateşleme gerçekleşir. 6 silindir için 720° 6 eşit aralığa bölündüğünde elde edilen 120° faz farkı ve ateşleme sırası şekilde görülebilir.

3.1.5 Diğer Parçaların Modellenmesi

Sistemi oluşturan diğer parçalardan piston, biyel kolu, volan ve krank kasnağı ağırlık, ağırlık merkezi ve ataletleriyle modelde tanımlandı. Biyel kolu dönen ve ötelenen kütle olarak iki bölüme ayrılarak hesaplamalarda incelendi. Şekil 3.11 biyel kolu kütlelerinin ayrımını gösterir.



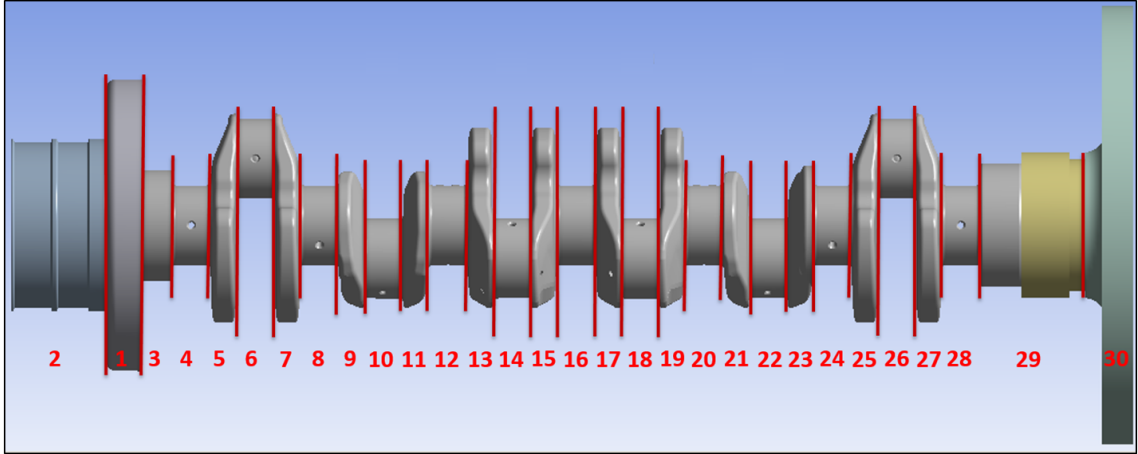
Şekil 3.11 Biyel kolu dönen ve ötelenen kütlelerinin gösterimi

3.2 Burulma Titreşim Analizi

Krank mili başta kol muylusuna gelen teğet kuvvet olmak üzere burulmaya maruz bırakan kuvvetlerin etkisi altında zorlanmış frekans analizine tabi tutuldu. Analiz için GT-Suite ortamında hazırlanan 1 Boyutlu model kullanıldı. Sistemde volan tarafının sonsuz atalet kabulüne karşın ön bölüm olarak adlandırılan krank kasnağı üzerinden krank mili boyunca oluşan burulma titreşimi incelendi. Burulma titreşimleri için oluşturulan modelin kasnakta volan tarafına doğru sıralanan 30 serbestlik derecesi Şekil 3.12 ile görülebilir. Bu görüntüde BTS krank kasnağının sağında bulunsada da krank mili ile bağlantısı krank kasnağı üzerinden olduğundan 1.serbestlik derecesi olarak numaralandırıldı.

Tablo 3.5 V1 ve V2 motorlarının analiz sonucu bulunan burulma titreşim frekanslarını göstermektedir. Tablo 3.3 incelendiğinde atalet momenti ve direngenlik değişiminin doğal frekans sonucuna nasıl etki ettiği görülebilir. Kol-1'de %6, Kol-3'te %11 azalan direngenlik ve Kol-1'de %9,1, Kol-3'te %6,6 artan atalet momentleri 1. burulma titreşim doğal frekansının %7,5 düşmesine yol açmıştır.

Burulma titreşim analizleri ile elde edilen mod şekilleri ise sırasıyla Şekil 3.13 ile görülebilir. Burada elde edilen 1. mod şeklinde krank milinin ön bölümünden volan tarafına doğru azalan titreşim genlikleri görülürken diğer modlarda krank mili üzerinde burulma yönünün değiştiği düğüm noktaları bulunur.



Şekil 3.12 Burulma titreşim analizi serbestlik dereceleri

Tablo 3.5 V1 ve V2 motorlarında burulma titreşim frekanslarının karşılaştırılması

	V1	V2
1.Mod	187 Hz	173 Hz
2.Mod	602 Hz	546 Hz
3.Mod	1118 Hz	1007 Hz
4.Mod	1520 Hz	1365 Hz
5.Mod	1897 Hz	1697 Hz

İlk etapta burulma titreşimi analizi V1 motorunda BTS olmadan (Şekil 3.14) ve BTS ile (Şekil 3.16) gerçekleştirildi. Elde edilen sonuçlara göre V1 motorunun 1. burulma titreşim frekansı olan 187 Hz civarında bulunan 1, 2° titreşim genliği BTS kullanılarak 0, 21° mertebesine düşürüldü. Bu durum oluşturulan BTS modelinin efektif çalıştığını da bir anlamda kanıtlamaktadır.

Şekil 3.15 V1 motorunda BTS olmadan yapılan analizin frekansa ve motor devrine bağlı titreşim genliği sonuçlarını gösterir. Bu grafikte farklı harmoniklerde oluşan titreşim genlikleri bir arada görülebilir. Sonuç incelenecek olursa 6. harmonik (order) sonuçlarının en yüksek titreşim genliğine ulaştığı görülebilir.

Şekil 3.17 ile gösterilen V1 motoru üzerinden BTS-1 ile alınan burulma titreşim sonuçları incelendiğinde 3; 4,5 ve 6'ncıl harmoniklerin en yüksek titreşim genliklerine ulaştığı görülebilir. Bu sebeple incelemelere bu harmoniklere ait eğriler üzerinden devam edilerek karşılaştırma yapıldı.

Benzer şekilde V2 motoru için burulma titreşim karakteristiği BTS olmadan gerçekleştirilen analizle ortaya kondu (Şekil 3.18). V1 motorunda 1870 dev/dk civarında görülen 1, 2° seviyesindeki yüksek titreşim genliği V2 motorunda 173 Hz'e gerileyen burulma titreşim frekansı ile 1730 ve 2300 dev/dk civarında sırasıyla 1, 37° ve 1, 2° olarak görüldü.



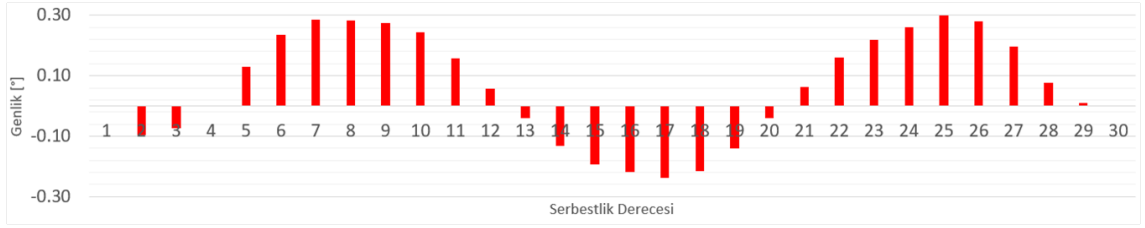
(a) 1. burulma modu



(b) 2. burulma modu



(c) 3. burulma modu

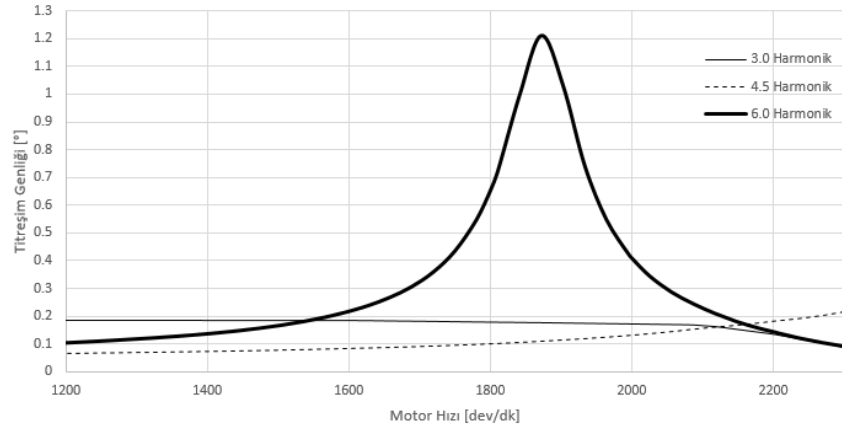


(d) 4. burulma modu

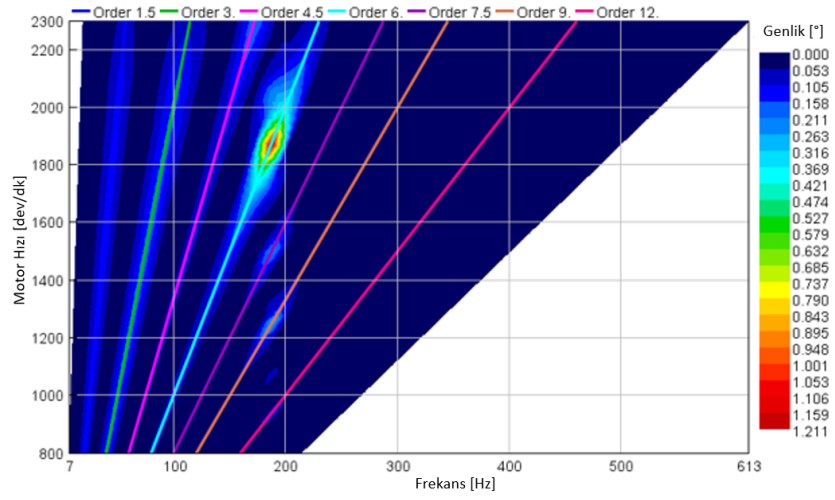


(e) 5. burulma modu

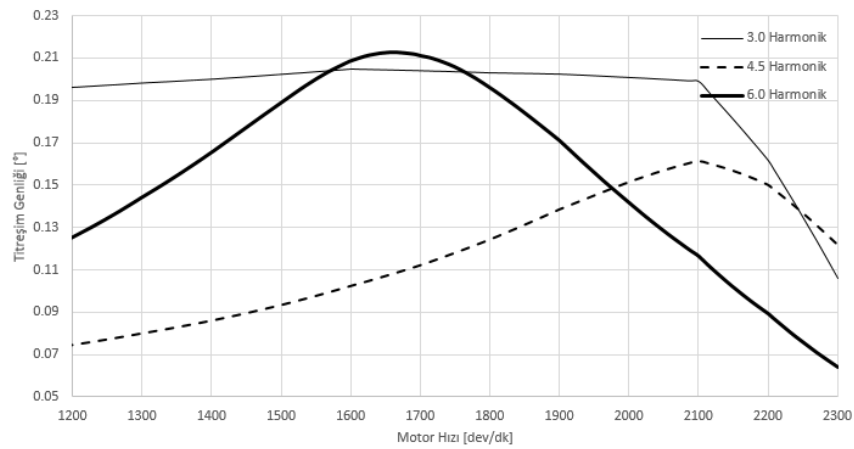
Şekil 3.13 Burulma titreşim mod şekilleri



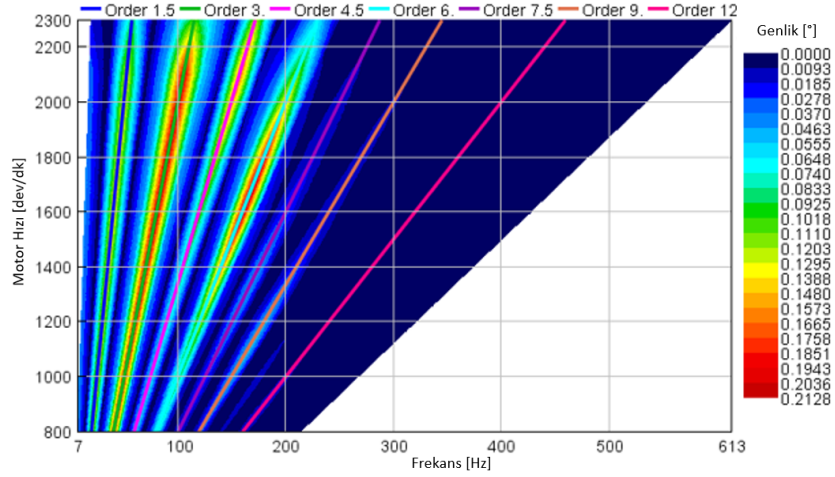
Şekil 3.14 V1 motoru BTS olmadan alınan burulma titreşimi sonuçları



Şekil 3.15 V1 motoru BTS olmadan alınan burulma titreşimi sonuçlarına ait Campbell diyagramı

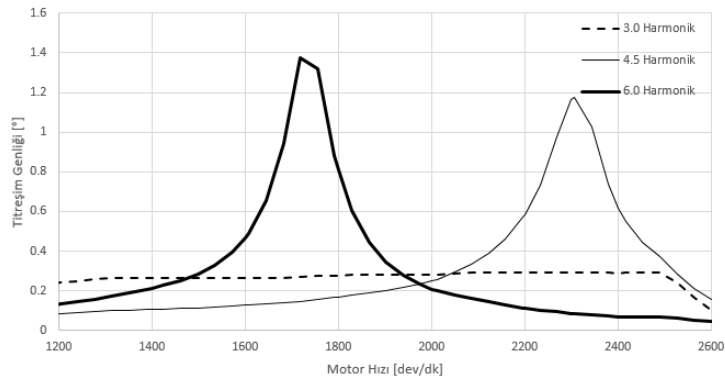


Şekil 3.16 V1 motoru BTS-1 ile alınan burulma titreşimi sonuçları



Şekil 3.17 V1 motoru BTS-1 ile alınan burulma titreşimi sonuçlarına ait Campbell diyagramı

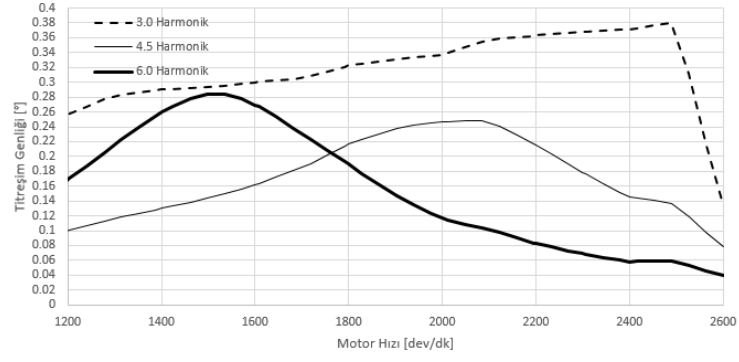
BTS-1'in V2 motoruna monte edildiği durumu temsilen yapılan analizlerde BTS olmayan duruma göre iyileşme görülse de V1 motorunda ulaşılan seviyede düşük titreşim genliklerine ulaşamadı. Şekil 3.19'da görüleceği üzere V2 motorunda 0,37^o mertebesinde görülen titreşim genliği hedeflenen değer olan 0,25^o'nin [19] üzerindedir. Bu sonuç üzerine farklı BTS parametrelerinin denenmesi sonucu elde edilen BTS-2 tasarımının V2 motorunda en uygun performansı sağladığı görüldü (Şekil 3.20).



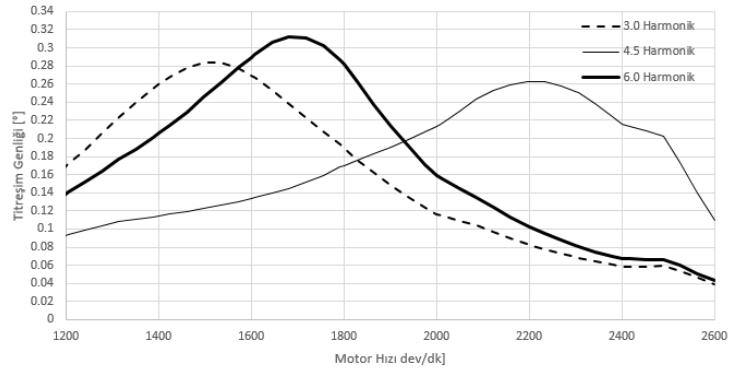
Şekil 3.18 V2 motoru BTS olmadan alınan burulma titreşimi sonuçları

V1 motorunda uygulandığı gibi V2 motorunda da Campbell diyagramı sonuçları Şekil 3.21 ile gösterildiği üzere alındı. Benzer şekilde burada da 3; 4,5 ve 6'ncıl harmonik etkiler sonucu en yüksek titreşim genliklerinin görüldüğü çıkarılabilir.

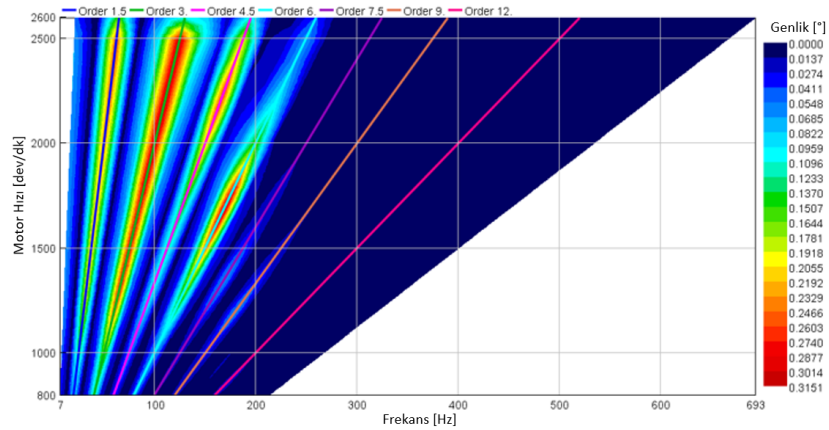
V2 motoru burulma titreşim analizi sonuçlarında görülen iyileşme BTS-2 için uygun boşluk katsayısı ve disk ataletinin seçilmesi sayesinde sağlanmıştır. Şekil 3.23, V2 motoru için kullanılan farklı BTS parametreleri için krank kasmağı ve BTS atalet diskine ait burulma titreşim genliklerini gösterir. Boşluk katsayısının azalması



Şekil 3.19 V2 motoru BTS-1 ile alınan burulma titreşimi sonuçları

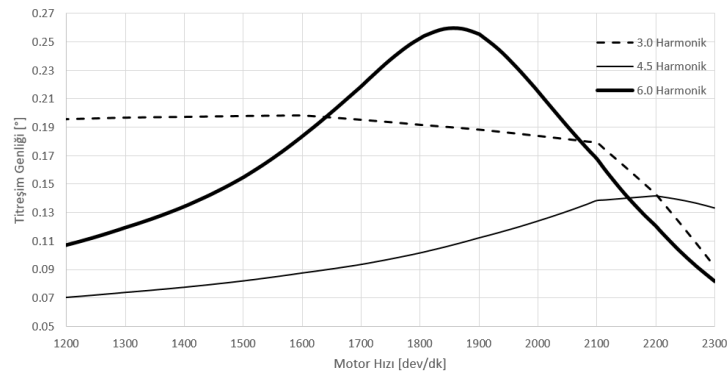


Şekil 3.20 V2 motoru BTS-2 ile alınan burulma titreşimi sonuçları

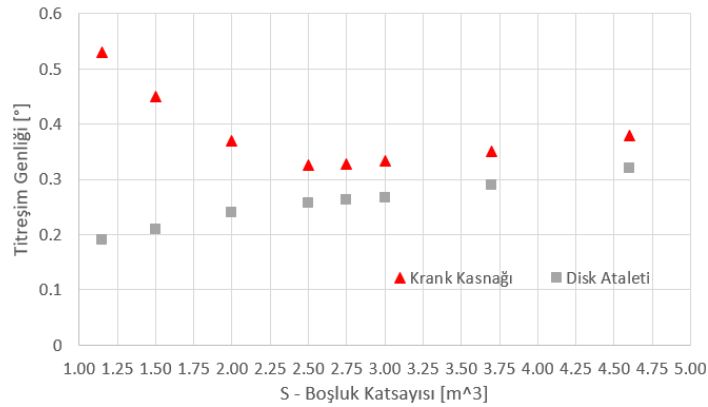


Şekil 3.21 V2 motoru BTS-2 ile alınan burulma titreşimi sonuçlarının Campbell diyagramı ile gösterimi

BTS içindeki silikon yağın toplam sönüm ve yay katsayısını azaltırken boşluk katsayısının artması tam tersi etki oluşturmaktadır. Şekilde görüleceği üzere boşluk katsayısı 2,5 değerinden azalarak uzaklaştıkça titreşim genlikleri kasnak tarafında artarken atalet diski tarafında azalmaktadır. Bu titreşimlerin sönümleyici tarafından sönümlenme oranının azaldığına, yani sönümleyicinin etkinliğinin azaldığına işaretler. 2,5 değerinin üzerinde ise 4,6'ya yaklaştıkça titreşim genlikleri hem kasnak üzerinde hem de atalet diski üzerinde artmaktadır. Bu durum ise artan yay katsayısı neticesinde BTS'nin sönümleme etkisini azaltarak sistemin geri kalanı ile birlikte hareket eden bir kütle haline gelme eğilimine işaret olarak yorumlanabilir.

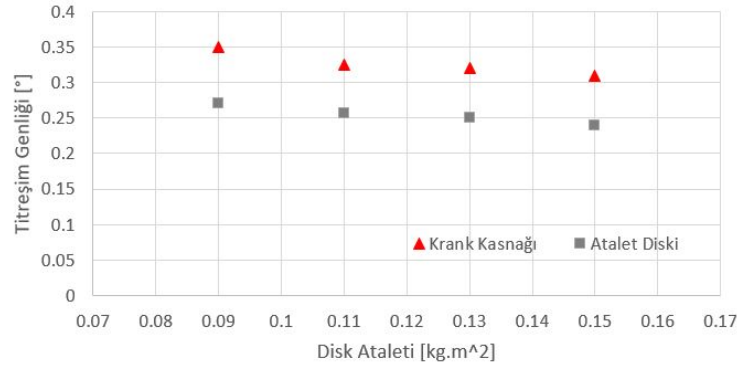


Şekil 3.22 V1 motoru BTS-2 ile alınan burulma titreşimi sonuçları



Şekil 3.23 V2 motoru için farklı boşluk faktörü kullanılması durumundaki burulma titreşim genlikleri

Diğer taraftan optimize edilen BTS-2, V1 motoru üzerinde analize dahil edildiğinde ise BTS-1 kullanımı durumuna göre daha yüksek titreşim genlikleri tespit edildi (Şekil 3.22). Bu durum BTS tasarımında sağlanan optimizasyonun motora özel olacağına işaretler. Disk ataletinin belirli bir aralıkta artması ise hem disk hem de kasnak üzerinde titreşim genliklerinin azalması ile sonuçlandı (Şekil 3.24) ancak disk ataletinin artması BTS boyutlarının büyümesi ile sonuçlanacağından yapılabilecek artırım sınırlıdır.



Şekil 3.24 V2 motoru için farklı disk ataletleri kullanılması durumunda elde edilen burulma titreşim genlikleri

3.3 Sonlu Elemanlar Titreşimi Analizi

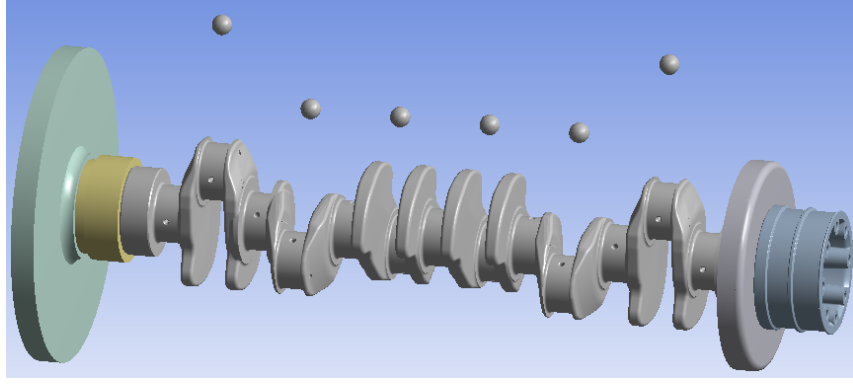
Krank mili motor bloğu içinde, üzerinde yataklandığı kaymalı yatakların ve motor bloğunun da esnekliği nedeni ile bünyesine gelen kuvvetler etkisi altında yatay ve düşey yönde hareket edebilir. 1 boyutlu analizle burulma titreşimlerinin tespit edilmiş olmasına karşın eğilme titreşimlerinin ortaya konması için sonlu elemanlar yöntemi ile ANSYS programı kullanılarak yapılan analizde sistemin doğal frekanslar tespit edildi. Analiz modeline 3 boyutlu krank mili modeli ile birlikte volan, krank kasnağı ve BTS geometrileri de basite indirgenerek eklendi. Piston ve biyel kolu kütleleri noktasal kütle ve atalet değerleri ile temsil edilirken kaymalı yataklara ait direngenlik değerleri yatay ve düşey yönde tanımlandı. Motor bloğunun direngenliği ihmal edilerek modele dahil edilmediğinden yaylar zemine sabitlendi.

3.3.1 Analiz Modeli

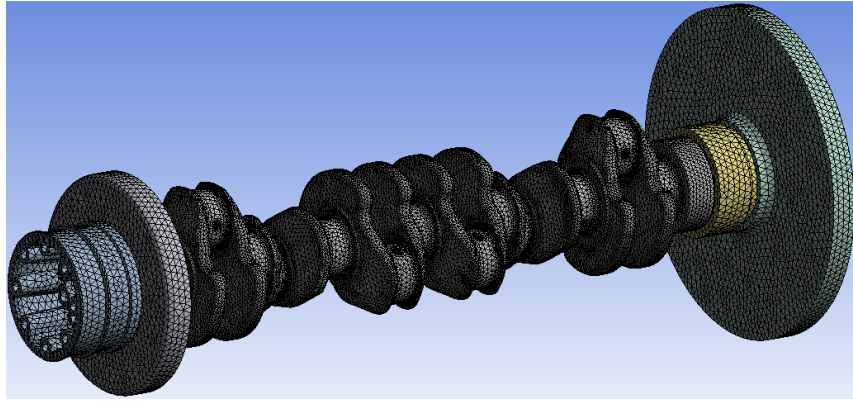
Eğilme titreşimlerinin incelenmesi için oluşturulan sonlu elemanlar analiz modelinde krank mili üzerine takılan volan, krank kasnağı, BTS ve krank dişlisi; krank mili üzerine civata basma yüzeyleri birbirini karşılamak üzere sabitlendi (Şekil 3.25). Diş geometrileri ve kasnak üzerindeki kayış kanalları analize dahil edilmeyerek basitleştirilmiş bir model oluşturuldu (Şekil 3.27, 3.28). BTS modellenmesinde disk, gövde ve silikon yağ tek parça olarak, basitleştirilmiş şekilde modellendi. Burulma titreşim analizlerinde uygulanan BTS modeli burada kullanılmadı.

Analizler için oluşturulan modelde ağ yapısı ortalama 7 mm boyutundaki tetrahedral olarak adlandırılan 10 düğüm noktalı elemanlarla oluşturuldu. Toplamda V1 motoru modelinde 500000, V2 motorunda 512000 eleman ile modelleme gerçekleştirildi. Şekil 3.26 analiz için oluşturulan sonlu elemanlar modeline ait ağ yapısını gösterir.

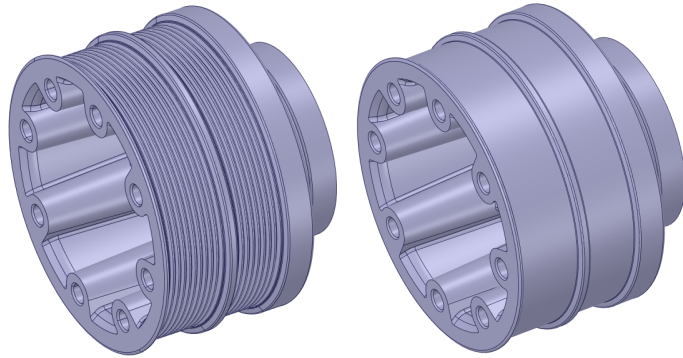
Krank mili - motor bloğu bağlantısında hidrodynamic yatakları temsilen tanımlanan



Şekil 3.25 Sonlu elemanlar titreşim analiz modeli

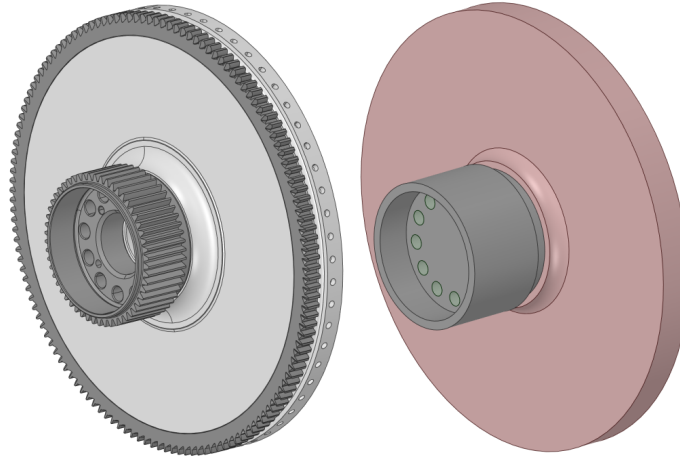


Şekil 3.26 Sonlu elemanlar titreşim analiz modeli ağ yapısı



(a) 3 Boyutlu Kasnak Modeli (b) Kasnak için basitleştirilmiş analiz modeli

Şekil 3.27 Krank kasnağı geometrisi



(a) 3 Boyutlu Volan ve Krank Dişlisi Modeli (b) Krank dişlisi ve volan için basitleştirilmiş analiz modeli

Şekil 3.28 Dişli ve Volan geometrisi

yaylara ait radyal direngenlik değerleri Formül 3.18 [42] ile hesaplandı.

$$K_r = \frac{2 \cdot \mu \cdot r_j \cdot l_j^3 \cdot \epsilon \cdot \omega}{s_c^3 \cdot (1 - \epsilon^2)^2} \quad (3.18)$$

Formülde μ motor yağına ait dinamik viskozite, r_j muylu yarıçapı, l_j muylu boyu, ϵ eksantriklik oranı, ω krank mili açısal hızı, s_c yatak boşluğunu ifade eder.

Ana yataklar için direngenlik değeri yaklaşık olarak $10^7 - 10^9$ N/m aralığında beklenebilir [12]. Bu hesaplama yöntemi ile elde edilen $3,53 \cdot 10^8$ N/m direngenlik değeri bu aralık dahilinde bulundu. Yatak direngenliklerinin hesaplanması ile hidrodinamik yatak özellikleri basite indirgenmektedir. Direngenliğin hesabında farklı parametrelerin de dahil edildiği yöntemler mevcuttur [43]. Fakat Prakash vd. [42] tarafından yapılan çalışma ana yatak direngenliklerinin belirli bir aralıktan sonra krank mili eğilme titreşimleri üzerinde etkisinin olmadığını göstermiştir.

Yaylar ana yatak konumlarına yatay ve düşey yönde, bir ucu ana yatak muylusu yüzeyine sabit, diğer ucu zemine bağlı olmak üzere tanımlandı. Yay uzunlukları yatak boşluğu kadar alındı.

Biyel kolu, burulma titreşim analizlerinde olduğu gibi dönen ve ötelenen kütlelere ayrılarak kol muylularına tanımlandı. Dönen kütle kol muylusu merkezinde tanımlanırken ötelenen kütleye piston ağırlığı da dahil edilerek bulunan ağırlık merkezinde tanımlandı.

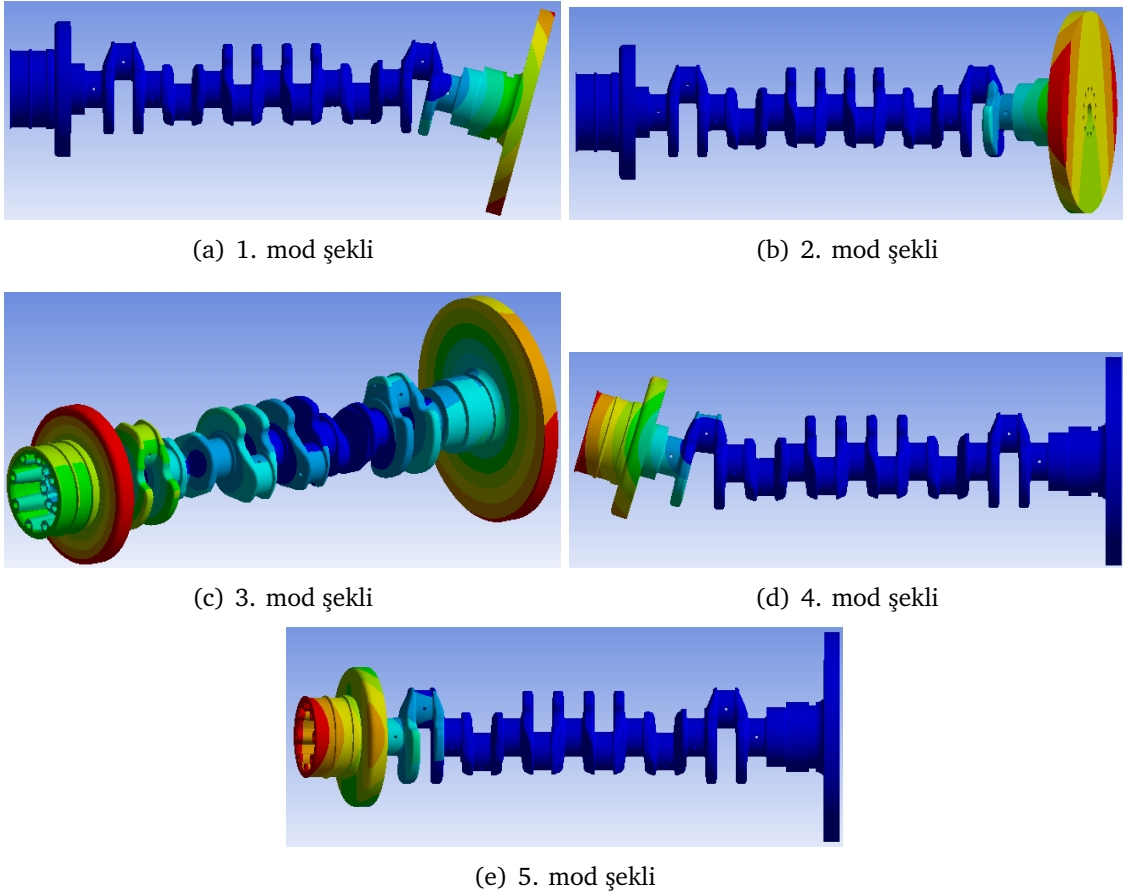
3.3.2 Analiz Sonuçları

Modal analiz sonuçlarına göre strot boyundaki uzamaya bağlı olarak sistemin doğal frekanslarında düşüş görüldü. V1 ve V2 motoru için krank mili eğilme titreşim sonuçlarına ait doğal frekanslar Tablo 3.6 üzerinden incelenebilir.

Tablo 3.6 V1 ve V2 motorlarında krank milinin ilk 5 doğal frekansı

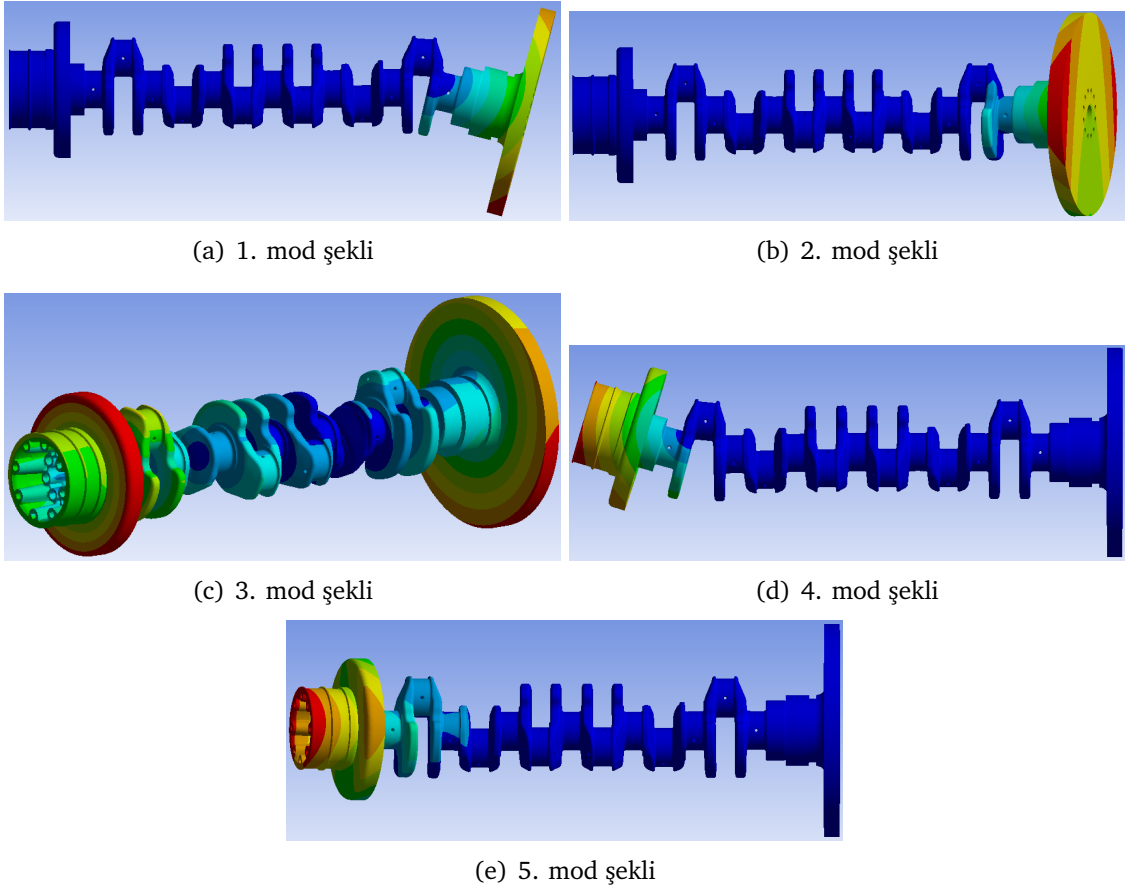
	V1	V2
1.Mod	123,43 Hz	112,38 Hz
2.Mod	143,23 Hz	132,36 Hz
3.Mod	166,80 Hz	158,91 Hz
4.Mod	240,81 Hz	220,36 Hz
5.Mod	280,18 Hz	262,09 Hz

Her iki model arasında elde edilen mod şekillerinde ise bir fark oluşmadı. Başka bir deyişle mod numaraları her iki analizde de aynı hareketi ifade etmekte. Şekil 3.29 ve 3.30 sırasıyla V1 ve V2 motorunda elde edilen ilk 5 doğal frekansa ait mod şekillerini gösterir. X ekseni krank mili dönme ekseni, y yatay eksen, z ise düşey ekseni belirtmektedir.



Şekil 3.29 V1 motoruna ait titreşim mod şekilleri

1.doğal frekans modunda volanın z eksenindeki eğilmesi görülürken 2.doğal frekans mod şeklinde volanın y eksenindeki hareketi görülebilir. İde vd. [44] tarafından yapılan çalışmalar ile volan kaynaklı eğilme titreşimlerinin motor gürültüsünü arttırmadaki etkisi ortaya konmuştur. 3.doğal frekans modunda krank milinin dönme eksenini olan x ekseninde burulma hareketi görülmektedir. Burada elde edilen sonuç ile burulma titreşim analizlerinde elde edilen doğal frekans sonucunun farklı olduğu görülebilir. Sonlu elemanlar analizinde kullanılmış olan basitleştirilmiş BTS geometrisi ve burulma moduna dahil olan eğilme hareketleri nedeniyle iki sonuç arasında farklılıklar bulunmaktadır. 4.doğal frekans modunda krank milinin ön bölümü ile birlikte krank kasnağının z yönünde eğilme hareketi görülebilir. 5. doğal frekans modunda da yine kasnak bölümünün y ekseninde hareketi görülmektedir.



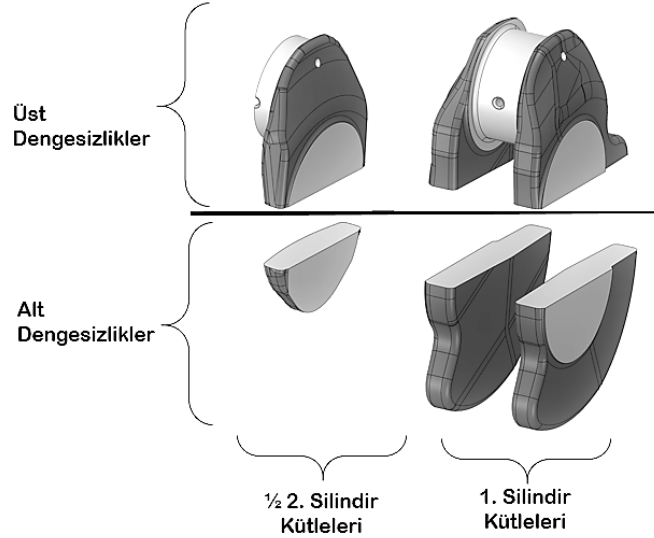
Şekil 3.30 V2 motoruna ait titreşim mod şekilleri

3.4 Dengeleme Analizi

Krank mili strok boyundaki uzama kol geometrisi ve ağırlık merkezinde değişikliğe yol açtığından dengeleme durumunun da incelenmesi gerekliliğini ortaya çıkarmaktadır. Dengeleme incelemesi kapsamında ilk etapta V1 krank mili dengeleme açısından

incelendi. Daha sonra V2 krank mili incelenerek dengelemenin iyileştirilmesi için önerilerde bulunularak farklı versiyonlar için krank milinin oluşturduğu kuvvetler karşılaştırıldı.

Dengeleme kontrolü için krank mili Şekil 3.2 ile görülen krank kısımlarına ayrılarak inceleme yapıldı. Dengeleme incelemesi için krank mili her silindir için orta ekseninden geçen düzlem boyunca üst ve alt kütlelere ayrıldı. Üst ve alt kısımlar için kütle ve kütle merkezleri belirlendi. Her kısım için kütle ile kütle merkezlerinin ana yatak eksenine olan mesafesinin çarpılması sonucu $g \cdot mm$ cinsinden oluşan dengesizlikler bulundu. Çalışmaya konu olan 6 silindirli krank millerinde 1,3,4 ve 6 numaralı silindirlerde karşı ağırlık bulunup 2 ve 5 numaralı silindirlerde bulunmadığından dengeleme oranları bulunurken ilgili silindir kütleleri ile birlikte yanındaki silindire ait kütlelerin de yarısı dahil edildi. İncelenen bir krank kısmındaki tam ve yarısı alınan kütlelerin üst-alt olarak ayrımı görülebilir.

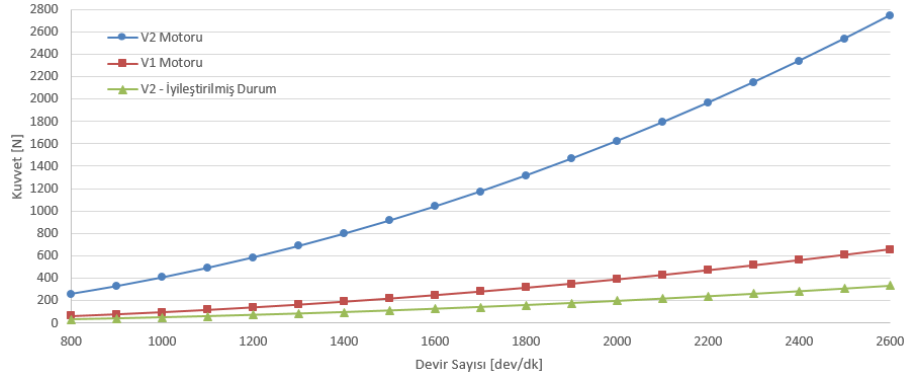


Şekil 3.31 Krank mili dengeleme kütleleri

Dengeleme incelemesine göre V1 krank milinde elde edilen dengesizlik değeri 183.03 g.mm bulunurken strok boyundaki uzama sonrasında V2 motorundaki dengesizlik bu değerin çok yukarısında bulundu. Bu sonuçlardan V1 krank mili geometrisinin uygun seviyeden dengeli olmasına karşın V2 krank mili için karşı ağırlık kütle ve kütle merkezlerinde değişiklik yapma ihtiyacı doğacağı çıkarıldı. Bu sonuca paralel şekilde 1 boyutlu dinamik analiz ile V1 motorunda elde edilen net kuvvet sonuçlarına göre krank mili uygun seviyede dengeli bulunurken V2 ile ise motor bloğuna aktarılan net kuvvetin büyüdüğü görüldü.

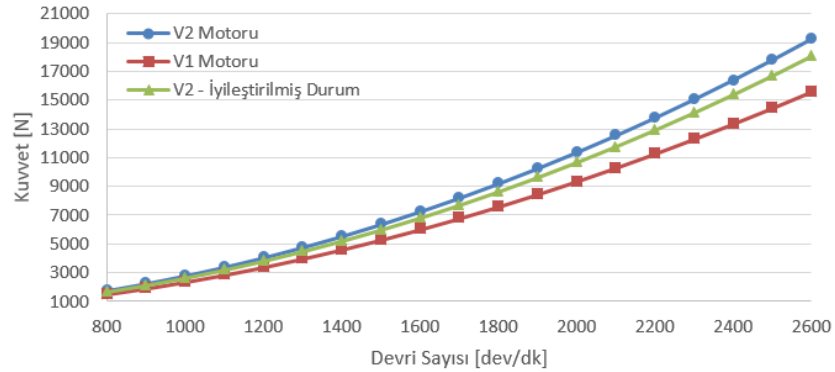
Dengelemesi doğru olan krank milinde net kuvvet değerlerinin 0'a yakın olması beklenir. Bu sonuçlar nedeniyle V2 krank mili karşı ağırlık değerleri ve konumlarının değiştirilmesi ile elde edilen krank kolu ağırlık ve ağırlık merkezleri modelde

tanımlandı. Bu sayede net kuvvetlerin düşmesi sağlandı. Şekil 3.32 krank mili üzerinde açığa çıkan net birincil harmonik kuvvetlerin en yüksek değerini motor devrine göre vermektedir. Formül 2.11 uyarınca dengelenmemiş kuvvetlerin motor devrinin karesi ile orantılı olarak arttığı grafikte görülebilir. Bu sonuçtan hareketle V1 motorunda görülen dengesizlik durumunun strok boyundaki artış sonucu V2 motorunda arttığı çıkarılabilir. Buna karşın V2 motoru krank milinde yapılan değişiklikler ile birincil harmonik kuvvetlerinin ilk durumdaki seviyenin altına çekildiği görülebilir.

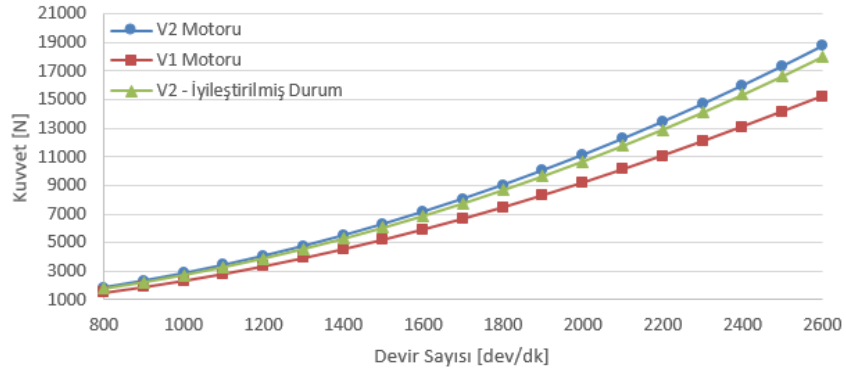


Şekil 3.32 V1 ve V2 motoru için farklı devir sayılarında oluşan en yüksek net birincil harmonik kuvvetler

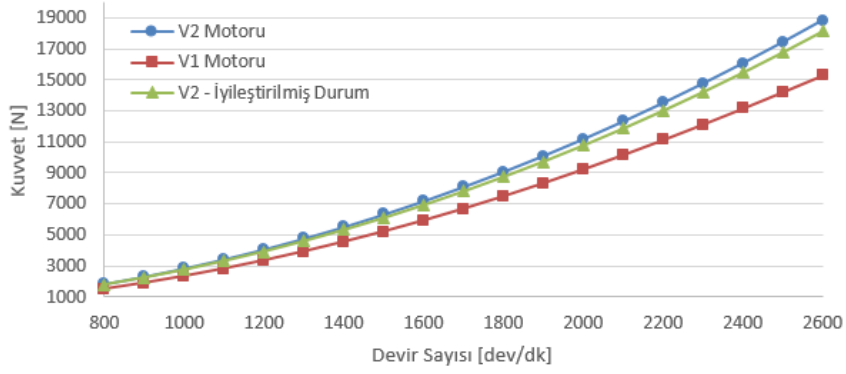
Motor bloğu üzerinde oluşacak net kuvvetin yanı sıra dengesizlik ana yataklarda kuvvet artışı ile sonuçlanabilir. Şekil 3.33, 3.34, 3.35, 3.36, 3.37, 3.38, 3.39, anayataklarda tespit edilen en yüksek kuvvetleri gösterir. Şekiller incelendiğinde dengeleme durumuna göre yatakların farklı şekilde etkilendiği görülebilir. Ana yataklar 1, 2, 3'ün krank mili ortasındaki 4. ana yatağa göre simetriği olan 5, 6, 7 ile benzer sonuç gösterdiği görülebilir.



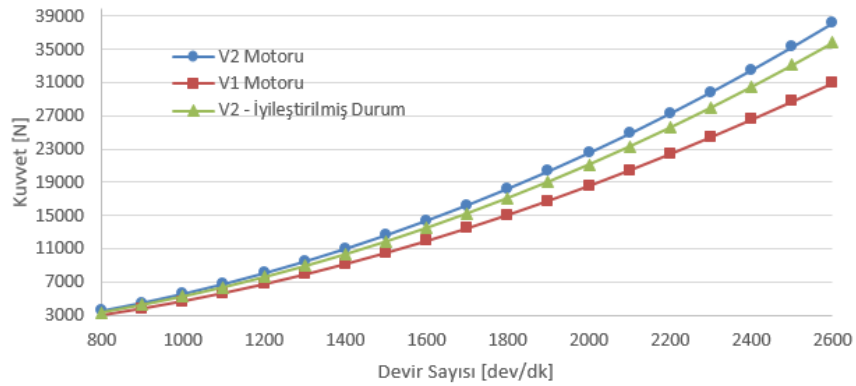
Şekil 3.33 1. ana yatak üzerinde V1 ve V2 motoru için farklı devir sayılarında en yüksek ana yatak kuvvetleri



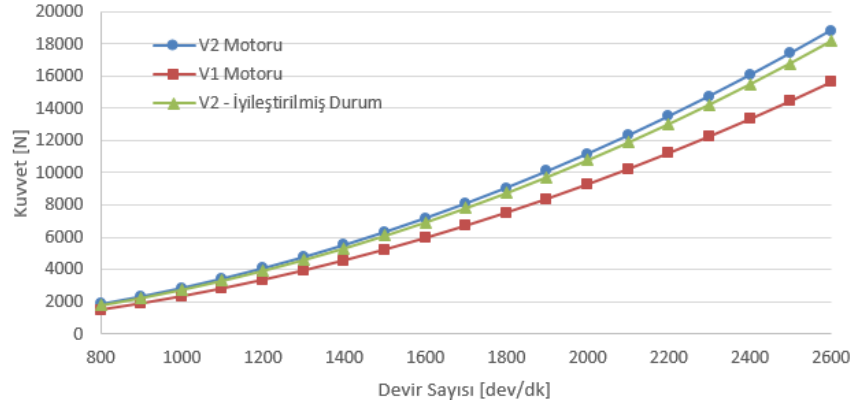
Şekil 3.34 2. ana yatak üzerinde V1 ve V2 motoru için farklı devir sayılarında en yüksek ana yatak kuvvetleri



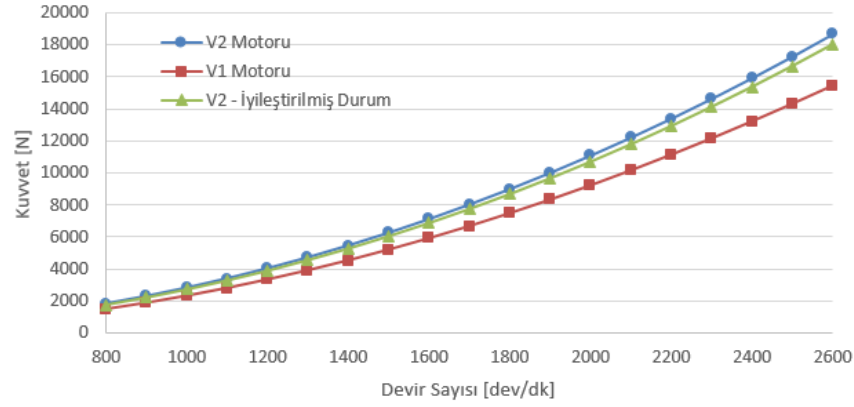
Şekil 3.35 3. ana yatak üzerinde V1 ve V2 motoru için farklı devir sayılarında en yüksek ana yatak kuvvetleri



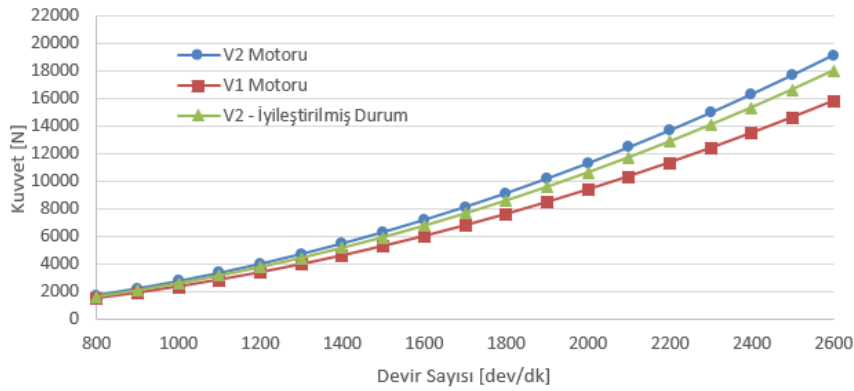
Şekil 3.36 4. ana yatak üzerinde V1 ve V2 motoru için farklı devir sayılarında en yüksek ana yatak kuvvetleri



Şekil 3.37 5. ana yatak üzerinde V1 ve V2 motoru için farklı devir sayılarında en yüksek ana yatak kuvvetleri



Şekil 3.38 6. ana yatak üzerinde V1 ve V2 motoru için farklı devir sayılarında en yüksek ana yatak kuvvetleri



Şekil 3.39 7. ana yatak üzerinde V1 ve V2 motoru için farklı devir sayılarında en yüksek ana yatak kuvvetleri

Bu çalışmada elde edilen net kuvvetler V1 ve V2 krank milleri için 3 boyutlu krank mili modeli üzerinden bulunan ağırlık ve ağırlık merkezleri kullanılarak yapıldı. V2 modelinde yapılan iyileştirmede ise kütleler ve kütle merkezleri analitik olarak taşındı. Bu sayede teorik olarak çok düşük bir dengesizlik değerine ulaşılması mümkün hale geldi. Ancak uygulamada bu şekilde bir dengeleme sağlanması her durumda gerekmeyebilir. İmalat şartlarına göre oluşan dengesizliğin kabul edilebilir sınırlar dahilinde olması yeterlidir. Tasarımda ise hedef olarak net kuvvetin yanı sıra ana yatak kuvvetlerini de minimize edecek dengeleme durumu seçilebilir.

3.5 Gerilme Analizi

Krank mili üzerinde kritik konumlarda oluşan gerilmelerin incelenmesi için IACS M53 [40] kuralları uygulandı. Bu yöntemle göre krank mili kısımlara ayrılarak köşe yuvarlatma bölgelerindeki Gerilme Yoğunlaşma Katsayıları (GYK) ve 1 boyutlu analizle elde edilen kuvvetler kullanılarak gerilme değerleri elde edildi. Bulunan gerilmeler V1 ve V2 motorları için karşılaştırıldı.

Eğilme gerilmelerine etki eden temel faktör silindir içi basınç tüm silindirlerde özdeş olduğundan inceleme tek krank kolu için yapılarak diğer krank kolları için tekrarlanmadı. Burulma gerilmeleri ise burulma titreşimlerine bağlı olarak oluştuğundan krank milinin eksenine boyunca değişmektedir. Bu nedenle burulma gerilmeleri tüm krank kolları için incelendi.

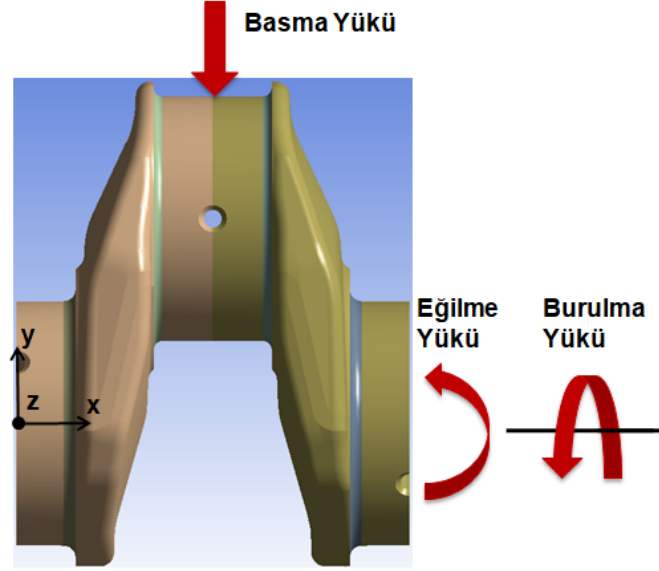
3.5.1 GYK Hesabı

M53 kuralları uyarınca krank mili muylu köşe yuvarlatmalarındaki GYK'ları her bir silindir için hesaplanır. Bu hesap ampirik formüllerle oluşturulmuş analitik hesap yöntemi ile ölçüler üzerinden yapılabileceği gibi sonlu elemanlar üzerinden de çözümlenebilir. Burulma, eğilme ve basma olmak üzere 3 yükleme koşulu için 3 farklı GYK değeri bulunur.

Bu çalışmada GYK hesabı için sonlu elemanlar metodu tercih edildi. Krank mili 6 kısıma ayrıldı ve kurallarda tarif edilen şekilde analiz edildi. Kısımlar arasında elde edilen çok yakın sonuçlar nedeni ile tek kısma ait sonuçlar paylaşıldı.

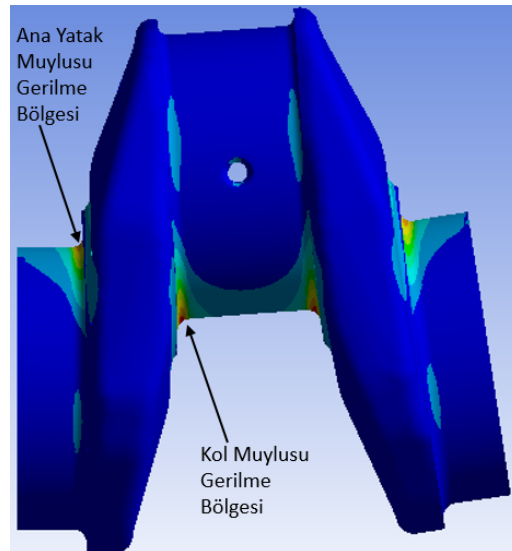
GYK'ları hesaplamak için oluşturulan sonlu elemanlar modelinde krank geometrisi 2. ana yatak muylusu ortası ile 3. ana yatak muylusu ortasına kadar olan kısım incelendi. Elde edilen geometri, kesilen 2 muylu yüzeyinin tüm düğüm noktaları ana yatak ekseninden geçen doğru üzerinde, kendi yüzeyleri ile kesişen birer noktaya bağlı ve deformasyona kapalı olacak şekilde tanımlandı. Eğilme ve burulma koşulunda

tanımlanan orta noktaların biri sabit tutulurken diğerine moment uygulandı. Basma koşulunda ise iki yan yüzey sabit tutulurken kuvvet kol muylusuna uygulandı. Şekil 3.40 oluşturulan sonlu elemanlar analiz modelini gösterir.



Şekil 3.40 GYK hesabı için oluşturulan analiz modeli

Kullanılan metoda göre kol muylusu ve ana muylu için sırasıyla α ve β ile isimlendirilmek üzere GYK değerleri hesaplanır. Ana muylu için 3, kol muylusu için 2 olmak üzere toplamda 5 GYK değeri mevcuttur. Ana muylu ve kol muyluları için köşe yuvarlatmalarında oluşan gerilmeler Şekil 3.41 ile görülebilir.



Şekil 3.41 GYK hesabı için incelenen bölgeler

3.5.1.1 Burulma GYK Hesabı

Burulma GYK analizi için oluşturulan sonlu elemanlar modeli bir ana muylu kesitinden sabitlenirken karşı tarafındaki ana muylu kesitine dönme ekseninde burulma momenti uygulandı 3.40. Burulma durumu için eşdeğer burulma gerilmesi σ_1, σ_2 ve σ_3 sırasıyla en büyük, orta ve en küçük asal gerilmeler olmak üzere Formül 3.19 ile hesaplanır.

$$\tau_{equiv} = \text{en büyük} \left(\frac{|\sigma_1 - \sigma_2|}{2}, \frac{|\sigma_2 - \sigma_3|}{2}, \frac{|\sigma_1 - \sigma_3|}{2} \right) \quad (3.19)$$

α_T kol muylusu β_T ana yatak muylusu için GYK olmak üzere;

$$\alpha_T = \frac{\tau_{equiv,\alpha}}{\tau_N} \quad (3.20)$$

$$\beta_T = \frac{\tau_{equiv,\beta}}{\tau_N} \quad (3.21)$$

olarak bulunur.

Ortalama burulma gerilmesi τ_N ise;

$$\tau_N = \frac{M_T}{W_P} \quad (3.22)$$

dir.

Burada M_T burulma momenti, W_P ise muylu kesit alan modülünü ifade eder.

D_j çaplı krank muylusu için W_P ;

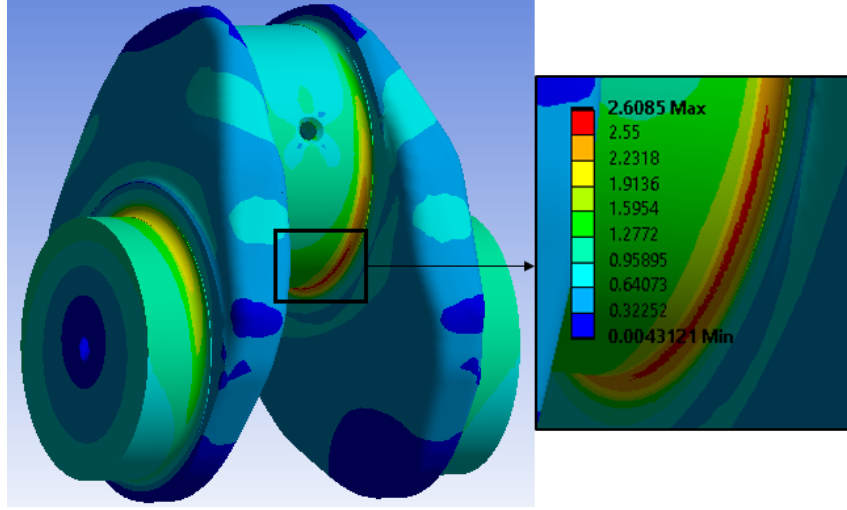
$$W_P = \frac{\pi \cdot D_j^3}{16} \quad (3.23)$$

formülü ile bulunur.

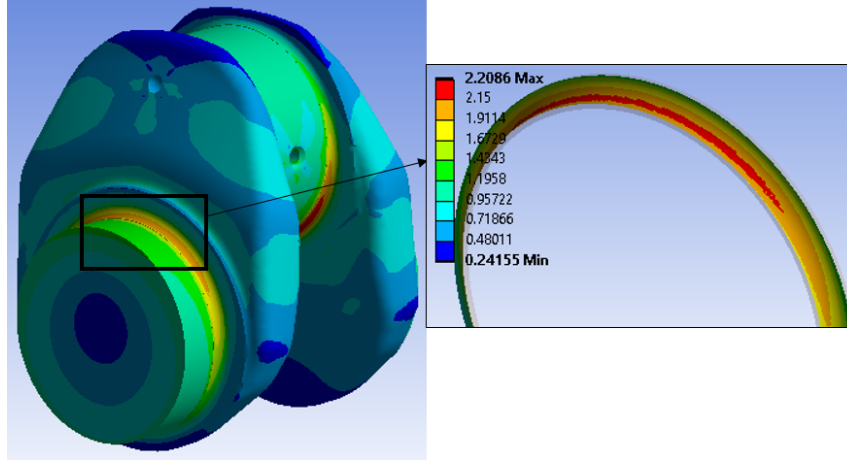
GYK birimsiz bir katsayı olduğundan sonlu elemanlar analizinde uygulanan yükün temsili bir değer olarak seçilmesi yeterlidir. $M_T = W_P$ olacak şekilde burulma momenti belirlendiğinde $\tau_N = 1$ olacak, $\alpha_T = \tau_{equiv,\alpha}$ ve $\beta_T = \tau_{equiv,\beta}$ olarak bulunabilecektir. Sonlu elemanlar analizi buna göre gerçekleştirildiğinde kol muylusu için GYK, $\alpha_T = 2,6$ (Şekil 3.42); ana yatak muylusu için GYK $\beta_T = 2,21$ (Şekil 3.43) bulundu.

Şekil 3.44 ve 3.45 ise sırası ile sonlu elemanlar yöntemi ile hesaplanan $\alpha_T = 2,74$ ve $\beta_T = 2,23$ GYK sonuçlarını gösterir.

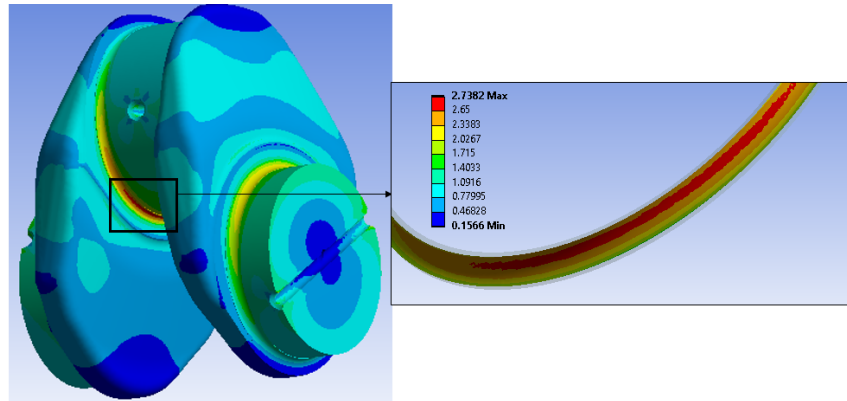
Elde edilen sonuçlara göre GYK değerleri kol muylularında ana yatak muylularına göre



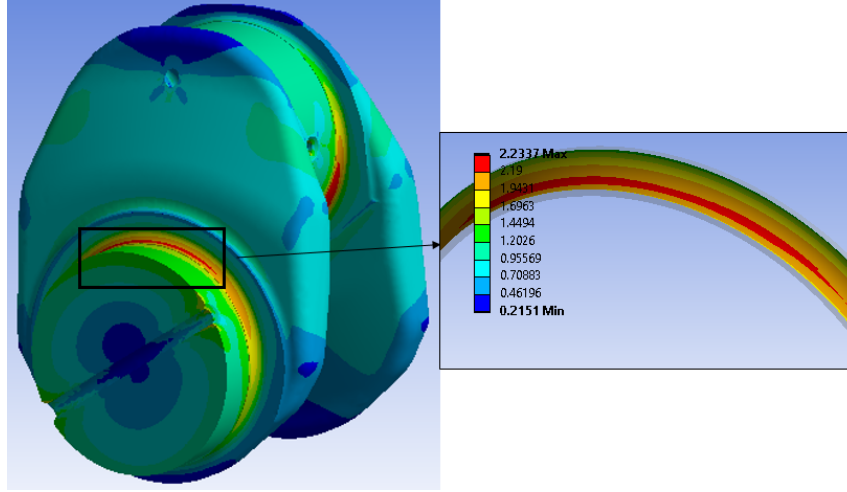
Şekil 3.42 V1 motorunda krank kol muylusu için sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen burulma GYK



Şekil 3.43 V1 motorunda ana yatak muylusu için sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen burulma GYK



Şekil 3.44 V2 motorunda krank kol muylusu için sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen burulma GYK



Şekil 3.45 V2 motorunda ana yatak muylusu için sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen burulma GYK

yüksek bulundu. Bu durum burulma gerilmesi sonuçlarında da kol muylularında ana yatak muylularına göre artışa neden olacaktır.

3.5.1.2 Eğilme GYK Hesabı

Eğilme GYK hesabı için daha önce burulma GYK hesabında kullanılan sonlu elemanlar modeli kullanıldı. Bu kez uygulanan momentin yönü krank kolunu eğilmeye zorlayacak şekilde seçildi (Şekil 3.40). Eğilme durumu için ise GYK α_B ve β_B olarak adlandırılır ve aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$\alpha_B = \frac{\sigma_{equiv,\alpha}}{\sigma_N} \quad (3.24)$$

$$\beta_B = \frac{\sigma_{equiv,\beta}}{\sigma_N} \quad (3.25)$$

Ortalama gerilme değeri σ_N ise;

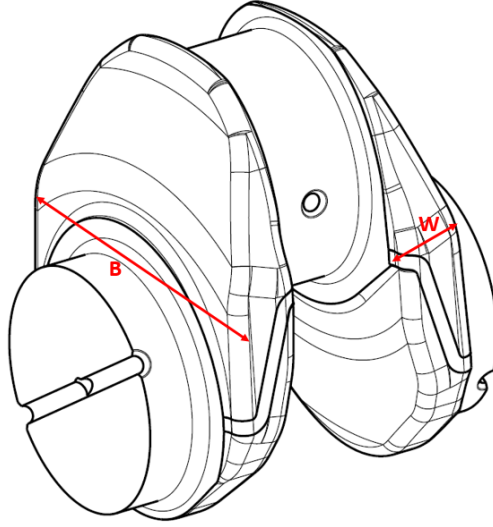
$$\sigma_N = \frac{M}{W_{eqw}} \quad (3.26)$$

olarak bulunur.

Kol kesit alan modülü W_{eqw} ise aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$W_{eqw} = \frac{B \cdot W^2}{6} \quad (3.27)$$

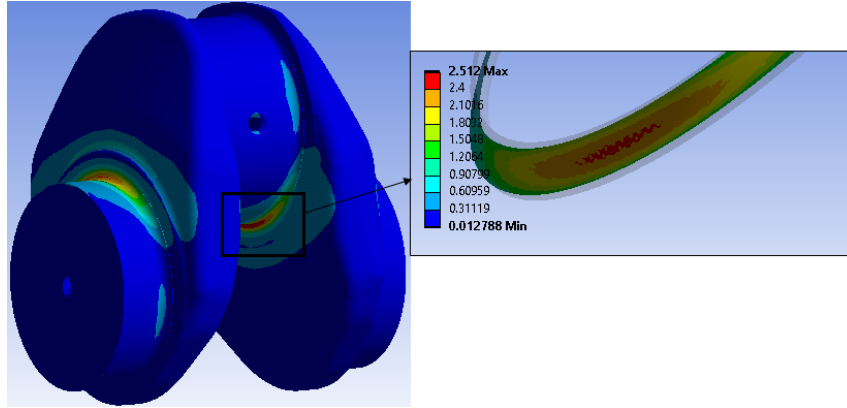
Formül 3.27 ile ifade edilen W_{eqw} eşitliğindeki B ve W ölçüleri Şekil 3.46 ile görülebilir.



Şekil 3.46 Krank kolu kesit alanı ölçüleri

Eğilme durumundaki eşdeğer gerilme σ_{equiv} ilgili bölgedeki von Mises gerilme ile ifade edilir. Burulma yük koşuluna benzer şekilde burada da uygun yük uygulandığında elde edilen eşdeğer gerilme sonucu GYK'nı verecektir.

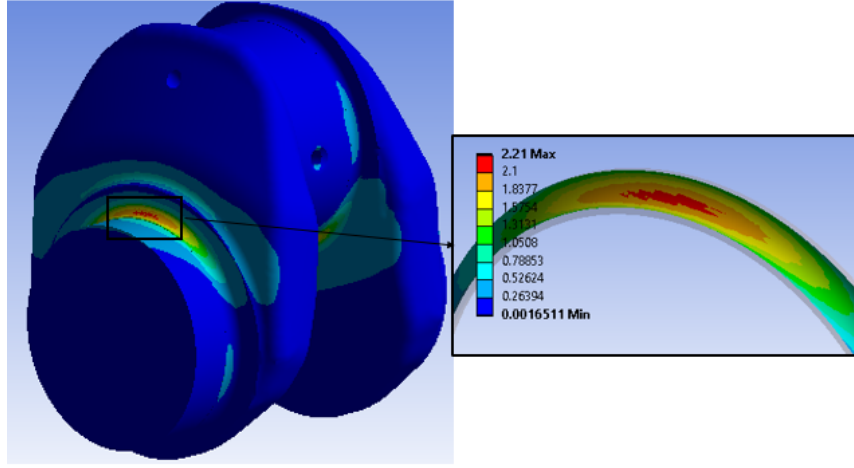
Buna göre kol muylusu için eğilme koşulunda GYK, $\alpha_B = 2,51$ (Şekil 3.47); ana yatak muylusu için ise GYK $\beta_B = 2,21$ (Şekil 3.48) bulundu.



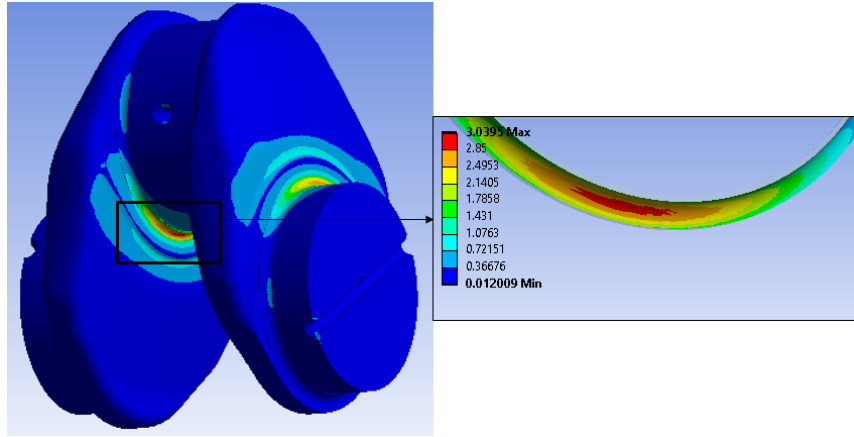
Şekil 3.47 V1 motorunda krank kol muylusu için sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen eğilme GYK

Aynı yöntemle V2 motoru için de GYK değerleri bulundu. Şekil 3.49, 3.50 sırasıyla sonlu elemanlar yöntemi ile hesaplanan $\alpha_B = 3,04$ ve $\beta_B = 2,64$ GYK sonuçlarını gösterir.

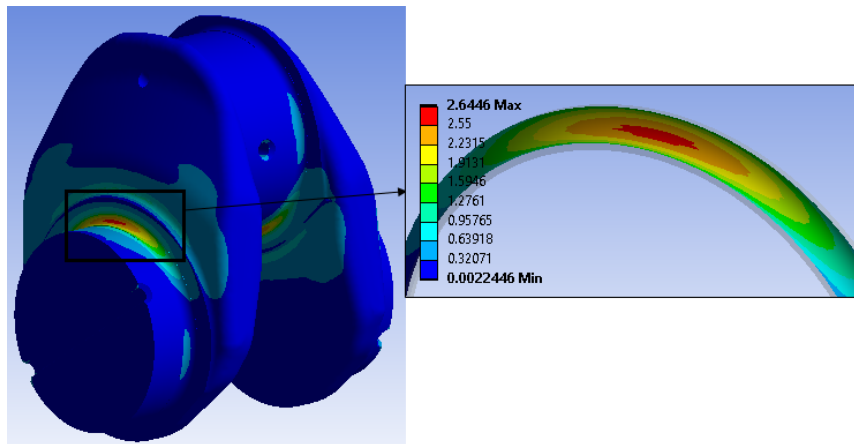
Analiz ile elde edilen GYK sonuçları Tablo 3.7 ile görülebilir. V1 motorundan V2 motoruna geçişle krank yarıçapındaki artışla özellikle eğilme GYK sonuçlarındaki %20 mertebelerinde hesaplanan artış göze batmaktadır.



Şekil 3.48 V1 motorunda ana yatak muylusu için sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen eğilme GYK



Şekil 3.49 V2 motorunda krank kol muylusu için sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen eğilme GYK



Şekil 3.50 V2 motorunda ana yatak muylusu için sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen eğilme GYK

3.5.1.3 Basma GYK Hesabı

Basma durumunu temsilen oluşturulan sonlu elemanlar modeli yine daha önce kullanılan geometrinin bu kez yükleme ve sabitleme şartlarının değiştirilmesi ile elde edildi. Geometri sabitlendiği bir yüzeyde ötelemeler sınırlı dönmeler serbest olacak şekilde, diğerinde y ve z eksenlerindeki ötelemeler sınırlı x eksen ve dönmeler serbest olacak şekilde sabitlendi. Yükleme ise kol muylusu kesitinden düşey y yönünde uygulandı 3.40.

β_Q ile ifade edilen basma GYK aşağıdaki formül ile hesaplanır:

$$\sigma_{3P} = \sigma_{N3P} \cdot \beta_B + \sigma_{Q3P} \cdot \beta_Q \quad (3.28)$$

Burada σ_{3P} oluşturulan sonlu elemanlar analiz modelinden elde edilen von Mises gerilme sonucudur. Eğilme ve burulma GYKlarının aksine basma GYK değeri direkt olarak sonlu elemanlar sonucu ile ifade edilememektedir. σ_{N3P} , krank kolu merkez eksenindeki nominal gerilme, aşağıdaki formülle hesaplanır:

$$\sigma_{N3P} = M_{N3P} / W_{eqw} \quad (3.29)$$

Krank kol muylusuna etki eden F_{3P} kuvveti ile oluşan gerilme σ_{Q3P} ile ifade edilir. σ_{Q3P} aşağıdaki formül ile hesaplanır:

$$\sigma_{Q3P} = \frac{Q_{3P}}{B \cdot W} \quad (3.30)$$

Q_{3P} ise krank kolunda F_{3P} kuvvetinden kaynaklı oluşan kesme kuvvetidir. F_{3P} kuvveti $\sigma_{Q3P} = 1$ olmak üzere seçilerek uygulanırsa sonlu elemanlar analizi sonucu GYK hesaplarında kullanılabilir.

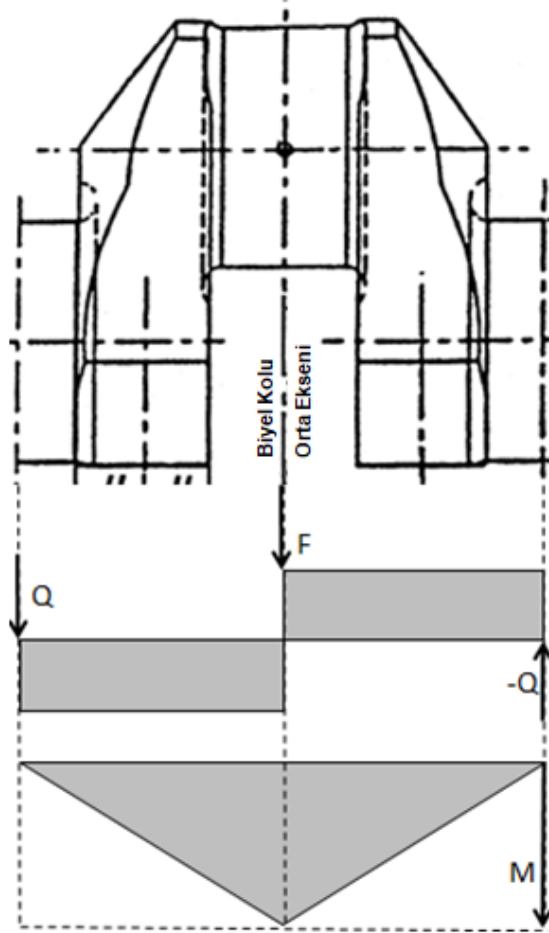
Bu şekilde yapılan analiz sonucu β_Q basma GYK değeri V1 motoru için 2,07 V2 motoru için 2,1 olarak bulundu. M53 kurallarına göre basma GYK'sı sadece ana yatak muyluları için hesaplandığından kol muylularında aynı analiz tekrarlanmadı.

Tablo 3.7 V1 ve V2 motorlarında elde edilen GYK sonuçlarının karşılaştırılması

	V1	V2	Fark
α_T	2,61	2,74	%5
β_T	2,21	2,23	%1
α_B	2,51	3,04	%21
β_B	2,21	2,64	%20
β_Q	2,07	2,10	%2

3.5.2 Gerilme Hesabı

Sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen GYKların 1 boyutlu analizlerden alınan kuvvetlerle çarpılması sonucu köşe yuvarlatmalarındaki en yüksek gerilme değerleri bulunabilir. Şekil 3.51 krank kol muylusuna etki eden F kuvveti sonucu oluşan Q kesme kuvvetleri ile M momentlerini gösterir.



Şekil 3.51 Krank koluna etki eden kuvvet ve momentler [40]

3.5.2.1 Burulma Gerilmeleri

Burulma gerilmelerinin hesabında dinamik analiz sonucu elde edilen burulma momentleri kullanıldı. Burulma momentleri krank milinin kısımları arasında değişkenlik gösterdiğinden silindirler için oluşan momente göre değerler ayrı ayrı hesaplandı.

Kol muylusu ve ana muylu için nominal gerilme değeri τ_N aşağıdaki formüller ile bulunabilir:

$$\tau_N = \frac{M_{TN}}{W_p} \quad (3.31)$$

$$M_{TN} = \frac{1}{2} [M_{Tmax} - M_{Tmin}] \quad (3.32)$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot D^3}{16} \quad (3.33)$$

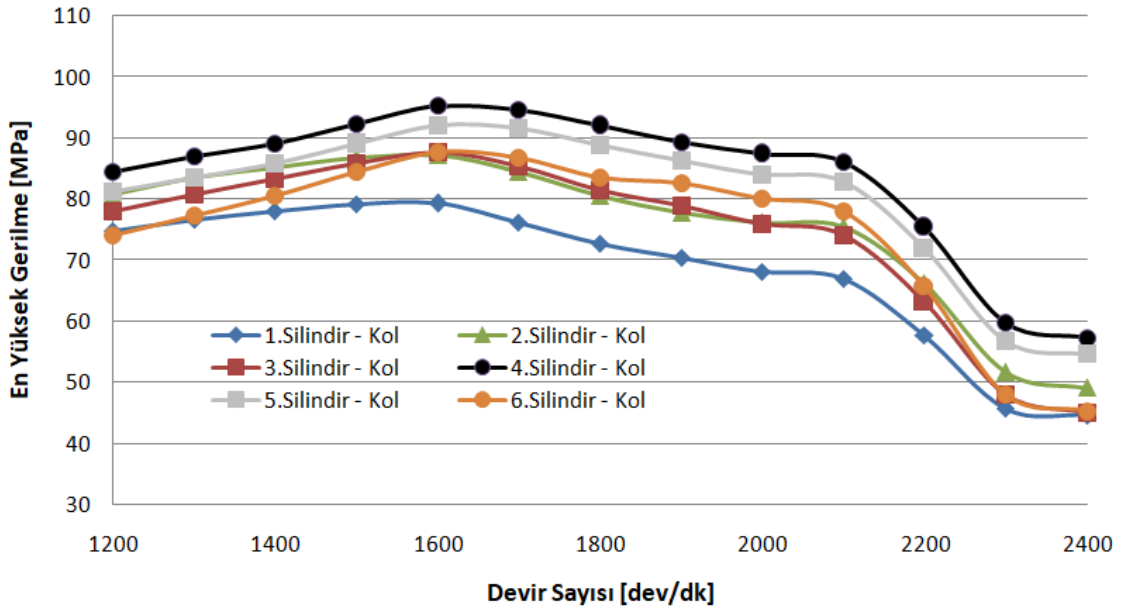
Kol muylusu köşe yuvarlatması için burulma gerilmesi τ_H aşağıdaki formül ile bulunur:

$$\tau_H = \alpha_T \cdot \tau_N \quad (3.34)$$

Ana yatak muylusu için burulma gerilmesi τ_G ise aşağıdaki formül ile bulunur:

$$\tau_G = \beta_T \cdot \tau_N \quad (3.35)$$

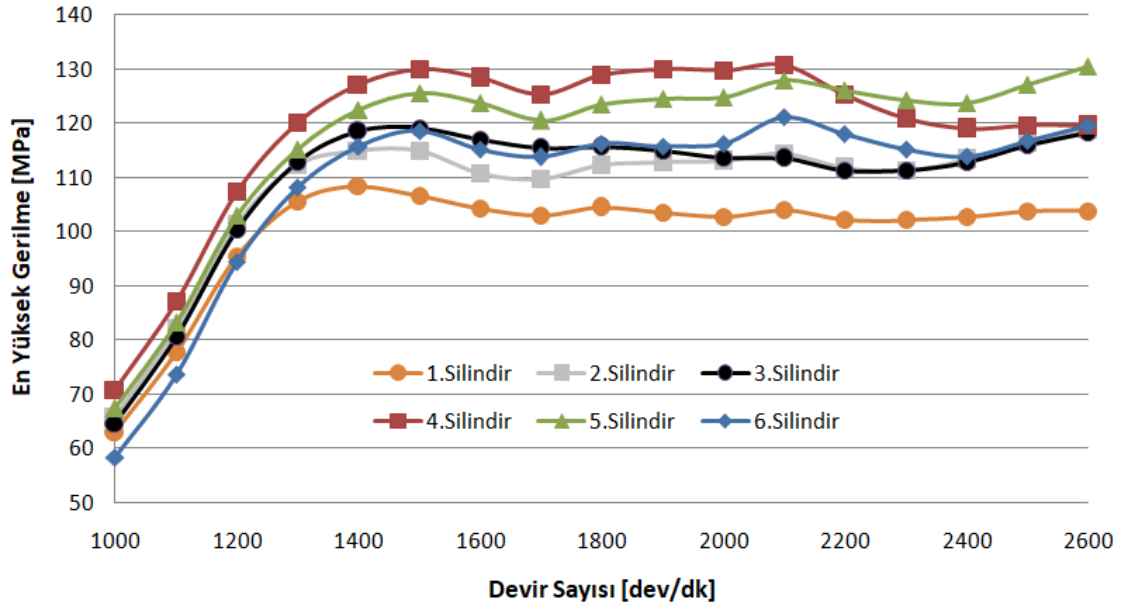
Şekil 3.52 V1 motorundaki kol muylusu köşe yuvarlatmalarında burulma gerilmelerini gösterirken Şekil 3.53 V2 motorundaki kol muylusu burulma gerilmelerini gösterir.



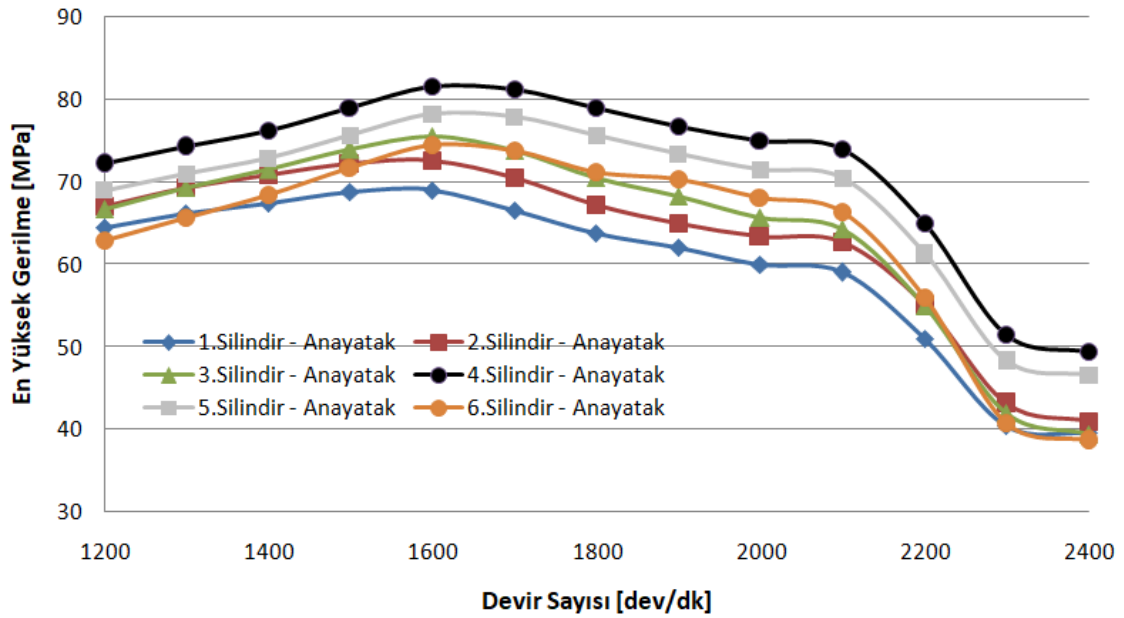
Şekil 3.52 V1 motoru için kol muylusu burulma gerilmeleri

V1 motorunda kol muylusu köşe yuvarlatmalarında en yüksek burulma gerilmesi 4.silindirde 1600 dev/dk hızda 95 MPa olarak görülür. V2 motorunda ise kol muylusu köşe yuvarlatmalarında en yüksek burulma gerilmesi ise 1500 ve 2100 dev/dk hızlarda 130 MPa olarak görülür.

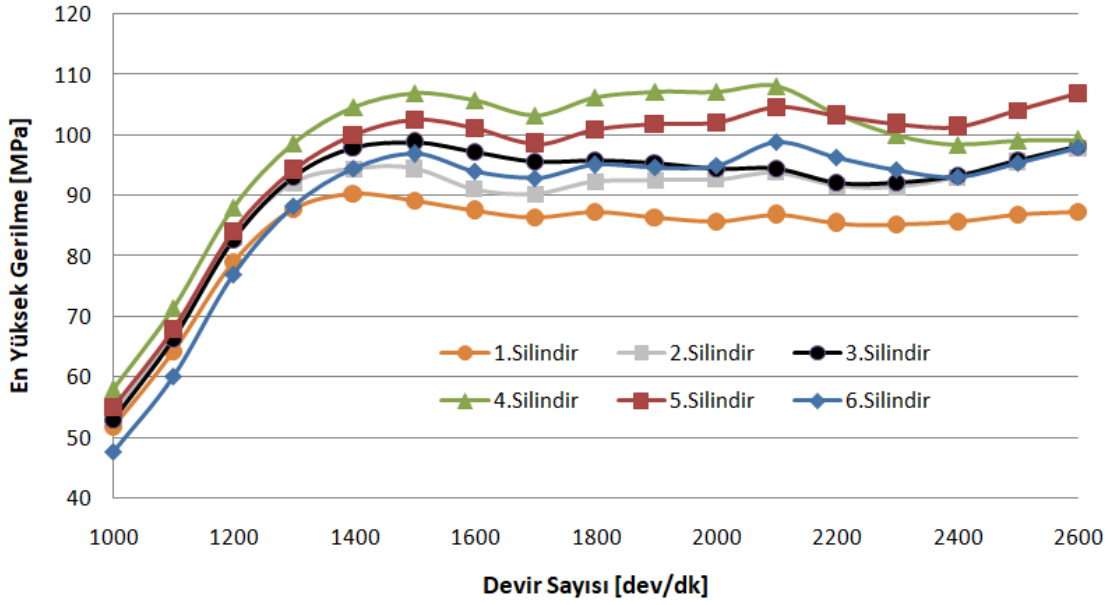
V1 motorunda ana yatak muylusu köşe yuvarlatmalarında görülen en yüksek burulma gerilmesi 4.silindirde 1600 dev/dk hızda 81 MPa olarak görülür. V2 motorunda ise ana yatak muylusu köşe yuvarlatmalarında görülen en yüksek burulma gerilmesi ise yine 1500 ve 2100 dev/dk hızlarda 108 MPa olarak görülür. Bölüm 3.2’de verilen burulma titreşim analizi sonuçları incelenecek olursa titreşim genliklerindeki artışların gerilme genliklerindeki artışlarla paralellik gösterdiği görülebilir.



Şekil 3.53 V2 motoru için kol muylusu burulma gerilmeleri



Şekil 3.54 V1 motoru için ana muylu burulma gerilmeleri



Şekil 3.55 V2 motoru için ana mıyılı burulma gerilmeleri

Elde edilen burulma gerilmelerindeki artışlar karşılaştırılacak olursa krank kol mıylusunda %37, ana yatak mıylusunda %33 oranında gerilme artışı olduğu görülür. Bu durum GYK sonuçları ile birlikte değerlendirilecek olursa burulma titreşim gerilmelerindeki artışın geometrideki değişiklik sonucu artan GYK değerinden ziyade artan burulma titreşim genliklerinden kaynaklandığı çıkarımı yapılabilir.

3.5.2.2 Eğilme Gerilmeleri

Eğilme gerilmelerinde silindir içi basınçlar ve atalet kuvvetleri etkilidir. 1 boyutlu analizlerle elde edilen kuvvetlerin kullanılmasıyla eğilme gerilmeleri elde edilebilir. Krank kolu için bulunan eğilme gerilmelerinin GYK ile çarpılması sayesinde köşe yuvarlatmalarındaki gerilme değerleri bulunur. Kol mıylusu gerilmelerinde krank kolu üzerinde oluşan eğilme momenti etkili olurken ana yatak mıylusu gerilmelerinde eğilme momentinin yanı sıra basma kuvvetleri de etkili olur. Eğilme gerilmelerinde M53 prosedürü uyarınca eğilme titreşimlerinin etkisi eğilme gerilmesi olarak hesaba dahil edilmeyip ilave gerilme kabulü ile eşdeğer gerilmelere dahil edilir. Hesaplama ortalama eğilme gerilmesi M_{BRFN} ve krank kolu kesit alanı üzerinden bulunan ortalama kol gerilmesi GYK ile çarpılarak köşe yuvarlatmasındaki gerilmeye ulaşılır.

$$\sigma_{BFN} = \frac{M_{BRFN}}{W_{eqw}} \quad (3.36)$$

$$\sigma_{QFN} = \frac{Q_{RFN}}{F_A} \quad (3.37)$$

$$M_{BRFN} = \frac{1}{2} [M_{BRFmax} - M_{BRFmin}] \quad (3.38)$$

$$W_{eqw} = \frac{B \cdot W^2}{6} \quad (3.39)$$

$$Q_{RFN} = \frac{1}{2} [Q_{RFmax} - Q_{RFmin}] \quad (3.40)$$

$$F_A = B \cdot W \quad (3.41)$$

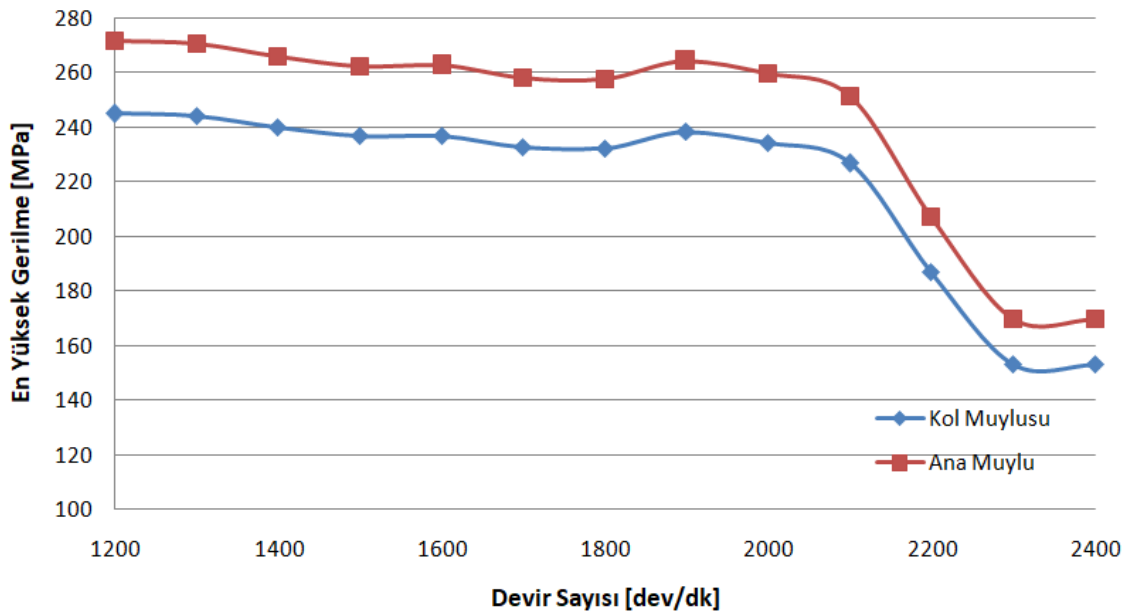
Bu şekilde elde edilen kol gerilmeleri üzerinden kol yatağı köşe yuvarlatmalarındaki gerilme değerleri aşağıdaki formülle elde edilebilir:

$$\sigma_{BH} = \alpha_B \cdot \sigma_{BFN} \quad (3.42)$$

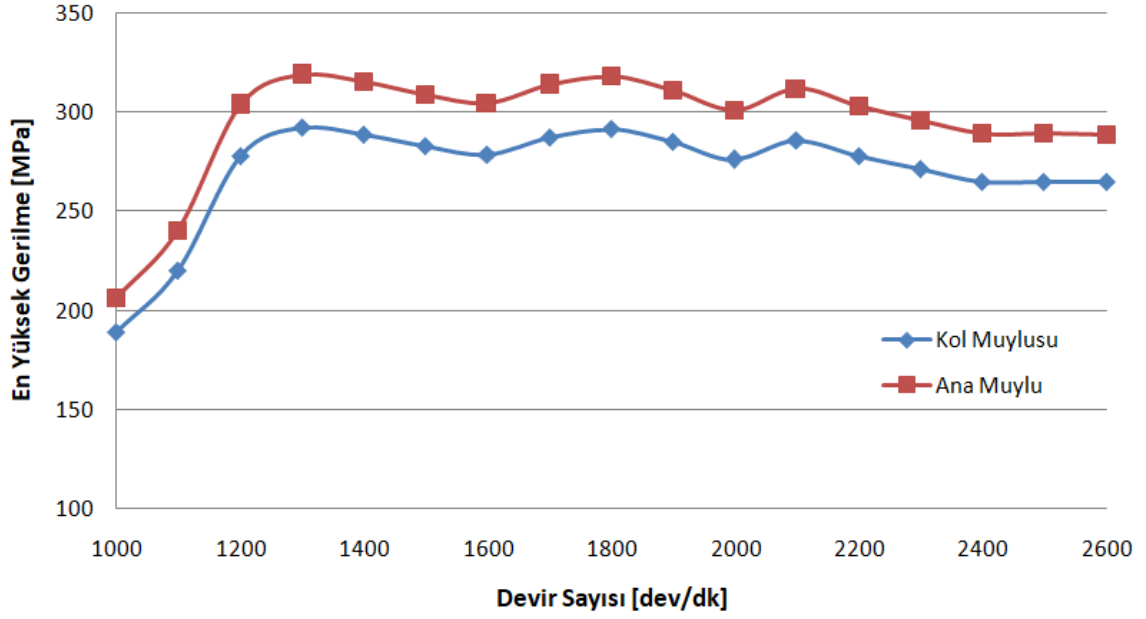
Ana mıyılı gerilmeleri ise aşağıdaki gibidir:

$$\sigma_{BG} = \beta_B \cdot \sigma_{BFN} + \beta_Q \cdot \sigma_{QFN} \quad (3.43)$$

Bu şekilde formülize edilen yöntemle 1 boyutlu dinamik analizlerden elde edilen biyel kolu kuvvetleri Şekil 3.51 ile gösterildiği şekilde moment ve kesme kuvveti olarak hesaplara dahil edildiğinde gerilme sonuçları elde edilebilir. Eğilme gerilmeleri silindirler biyel kolu kuvvetlerine bağlı olduğundan silindirler arasında değişiklik göstermemektedir. Bu nedenle incelemede tek silindirin sonuçları verildi. Şekil 3.56 ve 3.57 sırasıyla V1 ve V2 motorlarında krank kol mıyluları ve ana yatak mıylularının köşe yuvarlatmalarındaki gerilmeleri gösterir.



Şekil 3.56 V1 motoru için köşe yuvarlatmalarında görülen eğilme gerilmeleri



Şekil 3.57 V2 motoru için köşe yuvarlatmalarında görülen eğilme gerilmeleri

V1 motorunda en yüksek eğilme gerilmesi ana yatak muylusu köşe yuvarlatmalarında 271 MPa, kol muylusu köşe yuvarlatmalarında 244 MPa olarak bulundu. V2 motorunda ise eğilme gerilmeleri ana yatak muylusu köşe yuvarlatmalarında 318 MPa ve krank kol muylusu köşe yuvarlatmalarında 291 MPa olarak bulundu. Bu sonuçlara göre eğilme gerilmelerinde V1 motorundan V2 motoruna geçişte kol muylusunda %14 gerilme artışı görülürken ana yatak muylusunda %16 gerilme artışı gerçekleşti.

3.5.2.3 Eşdeğer Gerilmeler

Eşdeğer gerilmeler köşe yuvarlatmasına etki eden burulma ve eğilme gerilmeleri üzerinden hesaplanır.

Kol muylusu için eşdeğer gerilme:

$$\sigma_v = \sqrt{(\sigma_{BH} + \sigma_{add})^2 + 3 \cdot (\tau_H)^2} \quad (3.44)$$

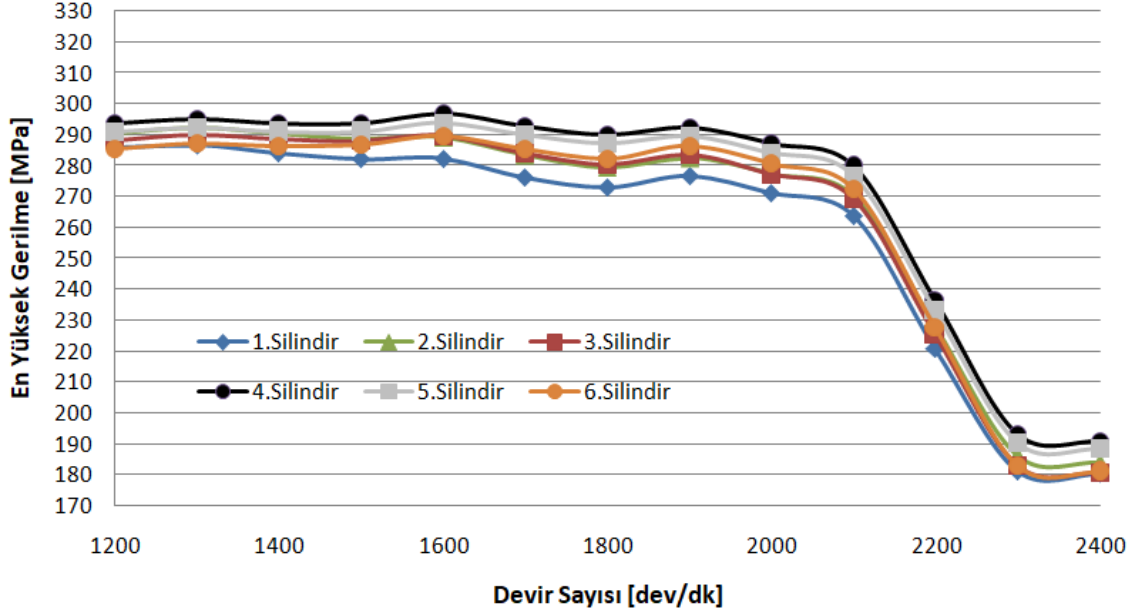
Ana muylu için eşdeğer gerilme:

$$\sigma_v = \sqrt{(\sigma_{BG} + \sigma_{add})^2 + 3 \cdot (\tau_G)^2} \quad (3.45)$$

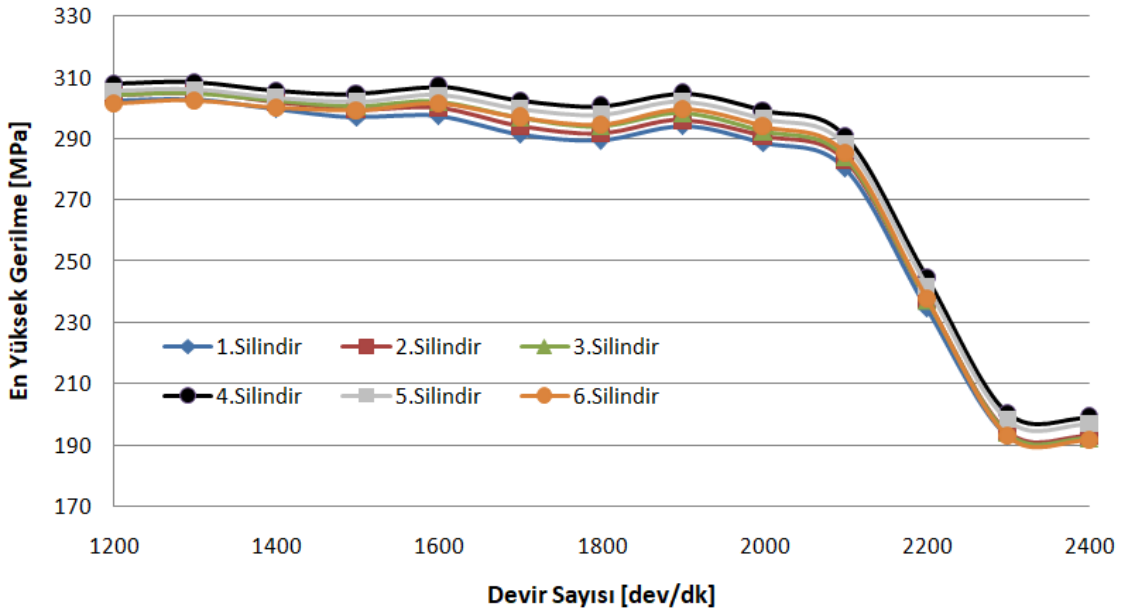
Burada σ_{add} ilave gerilme olarak tanımlanır. En yüksek gerilme değeri hesaplanırken yatak kaçıklıkları ve blok titreşimlerinden kaynaklı 10 MPa ek gerilme oluşacağı kabulü

ile ilave gerilmeler dikkate alınır.

Buna göre V1 motoru için hesaplanan eşdeğer gerilme sonuçları Şekil 3.58 ve 3.59 ile görülebilir.

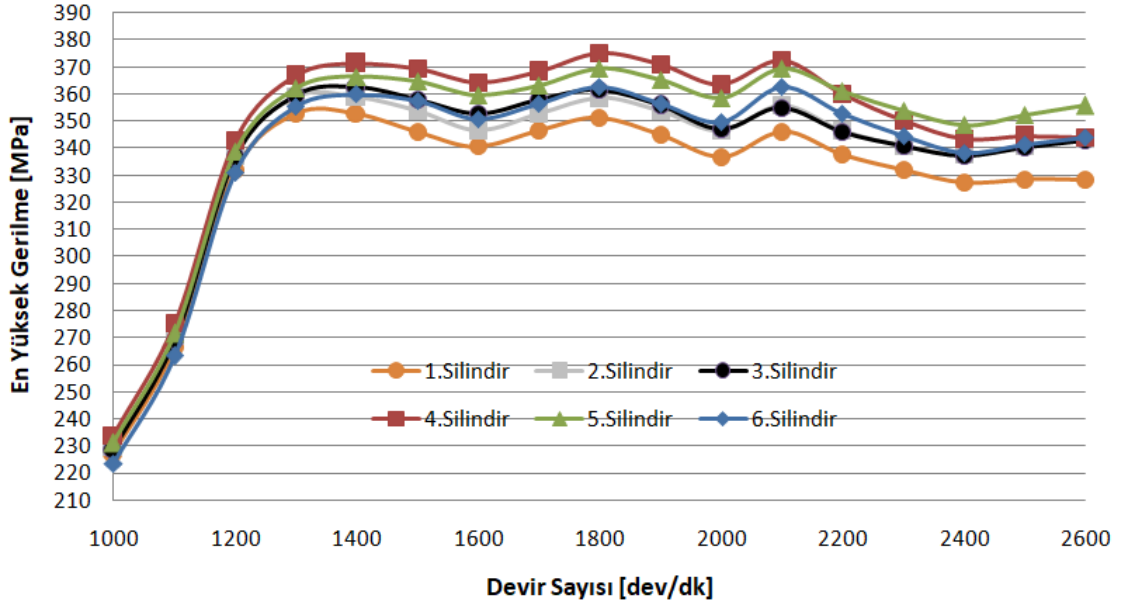


Şekil 3.58 V1 motoru için kol muylusu köşe yuvarlatmalarında görülen eşdeğer gerilmeler

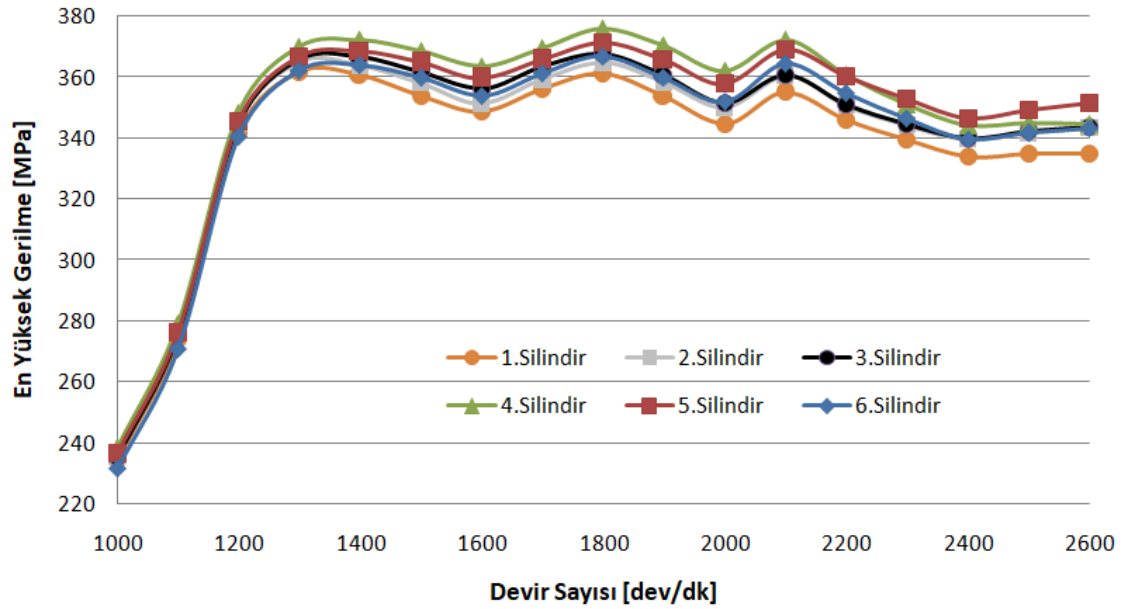


Şekil 3.59 V1 motoru için ana yatak muylusu köşe yuvarlatmalarında görülen eşdeğer gerilmeler

Benzer şekilde V2 motoru için de hesaplanan eşdeğer gerilme sonuçları Şekil 3.60 ve 3.61 ile görülebilir.



Şekil 3.60 V2 motoru için kol muylusu köşe yuvarlatmalarında görülen eşdeğer gerilmeler



Şekil 3.61 V2 motoru için ana yatak muylusu köşe yuvarlatmalarında görülen eşdeğer gerilmeler

V1 motoru kol muylusunda en yüksek eşdeğer gerilme 297 MPa bulunurken ana yatak muylusunda 308 MPa bulundu. V2 motorunda ise en yüksek eşdeğer gerilme kol muylusunda 374 MPa bulunurken ana yatak muylusunda 376 MPa bulundu. Karşılaştırma yapılacak olursa V2 motorunda V1 motoruna kıyasla kol yatağı muylusundaki eşdeğer gerilme artışı %26 olurken ana yatak muylusundaki gerilme artışı %22 olur.

4 SONUÇ VE ÖNERİLER

4.1 Burulma Titreşimi Analizi Sonuçları

Strok boyunun 120'den 137'ye, diğer bir deyişle krank yarıçapının 60'dan 68,5'e çıkması ile krank kolu direngenlikleri %6 ve %11 azalmış, kol muylusu atalet momenti %24,5 artarken, krank kolu atalet momentleri %9,1 ve %6,6 artmıştır. Bu durum krank milinin en düşük burulma titreşim doğal frekansının %7,5 düşmesine neden olmuştur.

BTS-1 ile V1 motorunda en yüksek burulma titreşim genliğini %83 azaltmıştır. Bu sayede BTS-1 ile V1 motoru için hedeflenen titreşim genliği sınırının ($0,25^\circ$) altında bulunmuştur.

Motor V2 ile BTS-1 kullanıldığında motor V1'e göre daha yüksek titreşim genlikleri gözlenmiştir. V2 motoru BTS-2 ile birlikte analiz edildiğinde ise en yüksek titreşim genliğinin %17 azaldığı görülmüştür. Buna karşın BTS-2, V1 motorunda denendiğinde en yüksek titreşim genliğini ilk duruma göre %21 arttırdığı görülmüştür. Farklı analiz koşullarında elde edilen en yüksek gerilme genliklerine ait sonuçlar Tablo 4.1 üzerinden karşılaştırılabilir.

Tablo 4.1 En yüksek titreşim genlikleri

Analiz Koşulu	Bulunan En Yüksek Titreşim Genliği[°]
Motor V1 - BTS'siz	1,2
Motor V1 - BTS1 ile	0,21
Motor V1 - BTS2 ile	0,26
Motor V2 - BTS'siz	1,37
Motor V2 - BTS1 ile	0,38
Motor V2 - BTS2 ile	0,31

Elde edilen analiz sonuçlarına göre V1 motoru burulma titreşimleri BTS-1 ile sönmülenebilmiştir. Diğer taraftan BTS-1, V2 motoru için BTS-2'ye kıyasla aynı performansı gösterememiştir. Bu duruma karşı yeni parametrelerle tasarlanan BTS-2, V2 motorunda olumlu sonuç vermiştir. BTS-2 tasarımında denenen farklı parametreler

ile elde edilen sonuçlar titreşim genliklerinin damper direngenlik değerinin en uygun olduğu noktanın alt ve üstünde arttığını göstermektedir. Bu durum farklı doğal frekansa sahip motorlar için farklı BTS tasarımlarının uygun olacağını ispatlar niteliktedir.

4.2 Sonlu Elemanlar Titreşim Analizi Sonuçları

Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılan titreşim analizleri ile elde edilen sonuçlara göre krank milinin eğilme doğal frekans değerleri V1 motorundan V2 motoruna geçişte %5 - %8 değişmektedir. Bu duruma etki eden temel sebep iki krank mili arasındaki strok boyu farkıdır. Volan ve kasnak tasarımında eğilme yönlerindeki ataletler düşük tutulduğunda eğilme titreşim frekanslarında yükselme gözlenecektir.

4.3 Dengeleme Sonuçları

Dengeleme ile alakalı yapılan çalışmada V1 krank milinin dengeleme probleminin olmadığı görülmüştür. V2 motorunda ise strok boyundaki artış sonucu dengeleme durumunun değiştiği görülmüştür. Bu nedenle V2 motorunda karşı ağırlık değerleri değiştirilerek dengeleme yeniden sağlanmıştır. Çalışmada incelenen ana yatak yüklerinde ise dengeleme sağlandıktan sonra ilk durumdaki yatak yükü değerlerine inilemediği görülmüştür. Bu durumun oluşmasında artan strok boyuna bağlı olarak çoğalan kütlelerin katkısı olduğu çıkarılmaktadır. Literatürde karşı ağırlık yerleşimi ve büyüklüklerinin ana yatak yüklerine etkisi çeşitli çalışmalarla incelenmiştir [6, 10]. Bu durum uygulama ve kullanım beklentisi doğrultusunda yapılacak çalışmaların yükleri azaltmaya odaklanarak ilerletilebileceğini gösterir.

4.4 Gerilme Sonuçları

Sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan analizler sayesinde strok boyundaki artış sonucu krank mili köşe yuvarlatmalarında görülen GYK değerlerinin yükseldiği görülmüştür. Bu sonuca bağlı olarak değişen yük ve titreşim deplasmanları nedeni ile V2 motorunda oluşan gerilmelerin V1'e göre arttığı tespit edilmiştir. Tablo 3.7 incelenecek olursa, GYK değerlerinin V2 motoruna geçişte %1 - %21 değişkenlik gösterdiği görülebilir. Buna karşın gerilme sonuçlarında görülen artışın %37'ye kadar ulaştığı Tablo 4.2 ile görülebilir. Bu durumdan yola çıkarak, gerilmelerdeki artışa neden olan etkenin tek başına GYK'daki artıştan kaynaklanmadığı, artan burulma titreşim genliklerinin de burulma gerilmelerini ve dolayısıyla eşdeğer gerilmeleri arttırdığı söylenebilir. Bu sonuçlar endüstride kullanılan krank mili malzemelerinin

dayanım sınırlarınca karşılanabilir gerilme değerleri barındırmasına karşın, gerek görüldüğü takdirde dayanım sınırının yükseltilmesi için muylu köşe yuvarlatmalarında yapılacak sertleştirme çalışmaları [7], oluşan gerilme seviyelerini azaltmak için krank kolu genişliği ve muylu çaplarının artırılması [1] gibi tasarım değişiklikleri üzerinde çalışmalar ilerletilebilir.

Tablo 4.2 En yüksek gerilme değerleri

	V1 Motoru	V2 Motoru	Fark
Kol Muylusu Burulma Gerilmeleri	95 MPa	130 MPa	%37
Ana Muylu Burulma Gerilmeleri	81 MPa	108 MPa	%33
Kol Muylusu Eğilme Gerilmeleri	244 MPa	291 MPa	%14
Ana Muylu Eğilme Gerilmeleri	271 MPa	318 MPa	%16
Kol Muylusu Eşdeğer Gerilmeler	297 MPa	374 MPa	%26
Ana Muylu Eşdeğer Gerilmeler	308 MPa	376 MPa	%22

Gerilme değerlerinde burulma titreşimlerine bağlı görülen artış BTS tasarımındaki geliştirmelerle krank mili çalışma ömrünün de iyileştirileceğinin bir göstergesidir.

4.5 Değerlendirme

Elde edilen sonuçlara göre artan strok uzunluğu krank kollarının direngenlik değerlerinde düşüşe neden olmuştur. Bu durum krank mili burulma titreşim frekanslarının düşmesiyle sonuçlanmıştır. Önlem olarak tasarım parametreleri değiştirilen BTS ile artan burulma titreşim genlikleri bir miktar azaltılmıştır. Uygulanan yöntemle BTS parametrelerinin optimize edilebileceği ortaya konmuştur. Yapılan dengeleme analizinde, krank milinin artan strok boyu neticesinde dengeden uzaklaştığı görülmüştür. Karşı ağırlık kütle ve kütle merkezlerinin değiştirilmesi ile ise ilk etapta oluşan dengesizliğin önüne geçileceği gösterilmiştir. Krank mili gerilmeleri incelendiğinde krank kolunda artan strok boyunun köşe yuvarlatmalarında gerilme yoğunlaşma katsayılarını arttırdığı, bunun da gerilmelerde artışla sonuçlandığı görülmüştür. İlave olarak artan burulma titreşim genliklerinin gerilmeleri arttırıcı ikinci bir faktör olarak etki ettiği ortaya konmuştur.

- [1] K. Hoagi and B. Dondlinger, *Vehicular Engine Design*. Springer Vienna, 2006.
- [2] J. Gomes, N. Gaivota, R. F. Martins, and P. P. Silva, “Failure analysis of crankshafts used in maritime v12 diesel engine,” *Engineering Failure Analysis*, vol. 92, no. 1, pp. 466–479, 1995.
- [3] M. Fonte, V. Infante, M. Freitas, and L. Reis, “Failure mode analysis of two diesel engine crankshafts,” in *Procedia Structural Integrity*, ESIS, 2016, pp. 313–318.
- [4] P. Kreuter and F. Pischinger, “Status of rules and methods for assesment of stresses in crankshafts of i.c. engines,” SAE Technical Report 851197, 1985.
- [5] M. C. Cevik, S. Pischinger, M. Rebbert, and F. Maassen, “Borderline design of crankshafts based on hybrid simulation technology,” SAE Technical Report 2009-01-1918, 2009.
- [6] Y. Yilmaz, “Dynamic analysis of diesel engine crankshaft system using finite elements and multibody system simulation programs,” PhD thesis, Boğaziçi University, 2008.
- [7] G. Çevik, “Evaluation of effect of fillet rolling process on the fatigue performance of a diesel engine crankshaft,” PhD thesis, Ortadoğu Teknik Üniversitesi, 2012.
- [8] J. P. Den Hartog, *Mechanical Vibrations*. McGraw-Hill, 1956.
- [9] K. Mollenhauer and H. Tschöke, *Handbook of Diesel Engines*. Springer, 2010.
- [10] R. N. Sharpe, J. W. David, and L. E. M., “Determination of optimal counterweight configurations for multithrow crankshafts,” SAE Technical Report 960354, 1996.
- [11] H. Zhenpeng, G. Wenqin, X. Weisong, Z. Junhong, Z. Guichang, and Z. Hong, “Nvh and reliability analysis of the engine with different interaction models between the crankshaft and bearing,” *Journal of Applied Acoustics*, vol. 101, pp. 185–200, 2016.
- [12] H. Okamura, A. Shino, T. Yamanaka, A. Suzuki, and K. Sogabe, “Simple modelling and analysis for crankshaft three-dimensional vibration, part 1: Background and application to free vibrations,” *Journal of Acoustics and Vibrations*, vol. 117, no. 1, pp. 70–79, 1995.
- [13] T. Kodama, K. Wakabayashi, Y. Honda, and S. Iwamoto, “Three dimensional vibration characteristics of high-speed automobile diesel engine crankshaft system with a viscous fluid damper,” SAE Technical Report 2002-01-0165, 2002.

- [14] D. Kowalski, A. Bienek, and S. Brol, "Irregularity of rotational speed of diesel engine with modified fuel injection system," *Journal of KONES Powertrain and Transport*, vol. 18, no. 4, pp. 199–204, 2011.
- [15] B.I.C.E.R.A., *A Handbook on Torsional Vibration*. Cambridge at the University Press, 1958.
- [16] W. K. Wilson, *Practical Solution of Torsional Vibration Problems*. Chapman Hall, 1968.
- [17] K. Hafner and H. Maas, *Torsionsschwingungen in der Verbrennungskraftmaschine*. Springer, 1985.
- [18] I. Filipović, D. Bibić, A. Milašinović, A. Blažević, and A. Pecar, "Preliminary selection of basic parameters of different torsional vibration dampers intended for use in medium-speed diesel engines," *Transactions of Famena*, vol. 36, no. 3, pp. 79–88, 2012.
- [19] A. Mendes, P. Meireles, and D. Zampieri, "Analysis of torsional vibration in internal combustion engines: Modelling and experimental validation," *Multi-body Dynamics*, vol. 222, no. K, pp. 155–178, 2008.
- [20] T. Kodama, K. Wakabayashi, Y. Honda, and S. Iwamoto, "Dynamic characteristics of viscous-friction dampers by simultaneous vibration displacement measurement at two points," SAE Technical Report 2001-01-0281, 2001.
- [21] W. Mengsheng, Z. Ruiping, and X. Xiang, "The engine silicone-oil damper matching calculation method based on the heat balance," *Research Journal of Applied Sciences*, vol. 4, no. 16, pp. 2773–2777, 2012.
- [22] C. Palestini, *Engine crankshaft torsional vibration analysis for anomalies detection*, 2018.
- [23] N. Cavina, E. Corti, G. Minelli, and G. Serra, "Misfire detection based on engine speed time-frequency analysis," SAE Technical Report 2002-01-0480, 2002.
- [24] S. Pischinger, *Internal Combustion Engines Lecture Notes*. RWTH Aachen.
- [25] E. Greuter and S. Zima, *Engine Failure Analysis*. SAE International, 2012.
- [26] H. Schrön, *Die Dynamik Der Verbrennungskraftmaschinen*. Springer-Verlag Wien, 1947.
- [27] *Mechanical vibration - balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state - iso-1940-1:2003*.
- [28] S. H. Gawande, L. G. Navale, M. R. Nandgaonkar, D. S. Butala, and S. Kunamalla, "Fault detection of inline reciprocating diesel engine: A mass and gas-torque approach," *Advances in Acoustics and Vibration*, vol. 2012, no. 314706, 2012.
- [29] D. M. W. Hoffman and D. R. Dowling, "Modeling fully-coupled rigid engine dynamics and vibrations," SAE Technical Report 1999-01-1749, 1999.
- [30] P. Merono, F. Gomez, and F. Marin, "Measurement techniques of torsional vibration in rotating shafts," *CMC*, vol. 44, no. 2, pp. 85–104, 2014.

- [31] Y. A. Batrak, A. M. Serdjuchenko, and A. I. Tarasenko, "Calculation of torsional vibration responses in propulsion shafting system caused by ice impacts," in *Torsional Vibration Symposium*, 2014.
- [32] H. S. Han, K. H. Lee, and S. H. Park, "Parametric study to identify the cause of high torsional vibration of the propulsion shaft in the ship," *Engine Failure Analysis*, vol. 59, pp. 334–346, 2016.
- [33] K. Ochiai and M. Nakano, "Relation between crankshaft torsional vibration and engine noise," SAE Technical Report 790365, 1979.
- [34] P. Mall, A. Fidlin, A. Krüger, and H. Gross, "Simulation based optimization of torsional vibration dampers in automotive powertrains," *Journal Mechanism and Machine Theory*, vol. 115, pp. 244–266, 2017.
- [35] N. Tahralı, F. Kaya, İ. Yüksek, and R. Güçlü, *Makina Dinamiği*. Yıldız Teknik Üniversitesi Basım-Yayın Merkezi, 2005.
- [36] *Wacker silicon fluid properties*, https://www.behlke.com/pdf/wacker_silicone_oil.pdf, Accessed: 06.01.2020.
- [37] T. Feese and C. Hill, "Guidelines for preventing torsional vibration problems in reciprocating machinery," in *Gas Machinery Conference*, 2002.
- [38] W. Homik, "Damping of torsional vibrations of ship engine crankshafts – general selection methods of viscous vibration damper," *Polish Maritime Research*, vol. 18, no. 3, pp. 43–47, 2011.
- [39] T. Yamouchi, Y. Yamazaki, and J. Kimura, "Experiment and computation analyses for torsional vibration of crankshaft system with viscous torsional damper on diesel engine," SAE Technical Report 1999-01-1748, 1999.
- [40] *M53-calculations for i.c. engine crankshafts*, <http://www.iacs.org.uk/download/4290>, Accessed: 07.01.2020.
- [41] K. Schulz, "Ermittlung des physikalischen verhaltens von hochviskosen flüssigkeiten bei harmonischer schubwechselbeanspruchung," *Rheologica Acta*, vol. 17, pp. 33–41, 1978.
- [42] V. Prakash, D. N. Venkatesh, and U. Shrinivasa, "The effect of bearing clearances on crankshaft natural frequencies," SAE Technical Report 940697, 1994.
- [43] H. Okamura and T. Morita, "Simple modelling and analysis for crankshaft three-dimensional vibration, part 2: Application to an operating engine crankshaft," *Journal of Acoustics and Vibrations*, vol. 117, no. 1, pp. 80–86, 1995.
- [44] S. Ide, T. Uchida, K. Ozawa, and K. Izava, "Improvement of engine sound quality through a new flywheel system flexibly mounted to the crankshaft," *SAE Transactions, Journal of Passenger Cars*, vol. 99, no. 900391, pp. 596–603, 1990.

Tezden Üretilmiş Yayınlar

İletişim Bilgileri: mehmet.t.kahveci@gmail.com

Konferans Bildirisi

1. M.T. Kahveci and R. Güçlü, "Viscous damper tuning for reduction of crankshaft torsional vibrations," in Proceedings Book of Fifth International Conference on Advances in Mechanical Engineering, 2019, 2512-2523.