

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ARKADAN İTİŞLİ TİCARİ VASITALAR İÇİN KARDAN
MİLİ MODELLENMESİ VE ASKI TİTREŞİMLERİNİN
ANALİZİ

Eren TAŞPINAR

DOKTORA TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Enerji Programı

Danışman

Prof. Dr. Tarkan SANDALCI

Temmuz, 2024

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ARKADAN İTİŞLİ TİCARİ VASITALAR İÇİN KARDAN MİLİ
MODELLENMESİ VE ASKI TİTREŞİMLERİNİN ANALİZİ**

Eren TAŞPINAR tarafından hazırlanan tez çalışması 23.07.2024 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Enerji Programı DOKTORA TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Tarkan SANDALCI
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Tarkan SANDALCI, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Muammer ÖZKAN, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Levent YÜKSEK, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Osman Akın KUTLAR, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Osman Taha ŞEN, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi

Danışmanım Prof. Dr. Tarkan SANDALCI sorumluluğunda tarafımca hazırlanan “Arkadan İtişli Ticari Vasıtalar için Kardan Mili Modellenmesi ve Askı Titreşimlerinin 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.

Eren TAŞPINAR



Aileme
ve
eşime

TEŞEKKÜR

Arka tekerden tahrikli ticari vasıtalarda kardan mili askı tasarımı geliştirilme sürelerini kısaltarak sanal ortamda kurulacak doğrulama testlerinin yapılabilmesine imkân tanıyacak bir modelin geliştirilmesine yönelik hazırlanan bu tez çalışması Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda hazırlanmıştır.

Doktora tez çalışmamı hazırladığım süreçte benden yardımlarını esirgemeyen saygıdeğer hocam Sayın Prof. Dr. Tarkan SANDALCI'ya ve ara dönemlerde yönlendirmeleriyle gelişimimi destekleyen Sayın Prof. Dr. Muammer ÖZKAN ve Sayın Doç. Dr. Osman Akın KUTLAR ile birlikte tezimin değerlendirilmesine destek olan Sayın Doç. Dr. Osman Taha ŞEN ve Sayın Doç. Dr. Levent YÜKSEK'e içten teşekkürlerimi ve şükranlarımı sunarım.

Çalışmamın başından sonuna kadar geçen tüm süreçte bana desteğini esirgemeyen sevgili eşim İlvan TAŞPINAR'a teşekkür ederim.

Eren TAŞPINAR

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR	iv
SİMGE LİSTESİ	vii
KISALTMA LİSTESİ	ix
ŞEKİL LİSTESİ	x
TABLO LİSTESİ	xiii
ÖZET	xiv
ABSTRACT	xvi
1 GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	3
1.3 Orijinal Katkı	7
2 SES VE TİTREŞİM	9
2.1 Ses ve Titreşim Terminolojisi	9
2.2 Aktarma Organları Kaynaklı Ses ve Titreşim Hataları	15
2.3 Kardan Mafsalı ve Kardan Şaft Tasarımı	21
2.4 Kardan Şaftının Tasarım Doğrulama Faaliyetleri	24
3 KARDAN MİLİ ASKI KAUCUK MODELİ	27
3.1 Askı Üzerinden Deneysel Verilerin Toplanması	27
3.2 Askı İçin Matematiksel Model Geliştirilmesi	31
3.3 İdeal Eleman Sayısı ve Türünün Tayini	33
3.4 Alternatif Modellere Ait Sonuçların Değerlendirilmesi	36
3.5 Alternatif Modellere Ait Sonuçlar	38
4 KARDAN MİLİ MODEL KURULUMU	49
4.1 Aktarma Organlarına Ait Serbest Cisim Diyagramı	49
4.2 Hareket Denklemlerinin Bulunması	53
4.3 Matematiksel Modelin Python ile Çözümü	74
5 MODELİN KORELASYON KONTROLÜ	76
5.1 Taşıt Verilerinin Toplanması	76
5.2 Taşıt Verilerinin İşlenilmesi için Model Kurulumu	90
5.3 Taşıt ve Analitik Çözüm Verilerinin Kıyaslanması	94
6 SONUÇ	108
6.1 Tez Kapsamında Tamamlanan Çalışmalar	108

6.2 Model Kıyaslamaları ve Tespitler.....	109
6.3 Modellerin Kullanım Alanları ve Geliştirme Önerileri.....	114
KAYNAKÇA	116
TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR	119



SİMGE LİSTESİ

ω	Çalışma Frekansı
K_d	Dinamik Katılık
A	Genlik
φ_0	İlk Kardan Mafsalının Açısal Konumu
ψ_1	İlk Kardan Mafsalı ile 1. Balans Noktasının Arasındaki Açısal Fark
ψ_2	İlk Kardan Mafsalı ile 2. Balans Noktasının Arasındaki Açısal Fark
ψ_3	İlk Kardan Mafsalı ile 3. Balans Noktasının Arasındaki Açısal Fark
ψ_4	İlk Kardan Mafsalı ile 4. Balans Noktasının Arasındaki Açısal Fark
M_D	Kardan Şaftının Aktardığı Moment Değeri
m	Kütle
J	Kütle Atalet Momenti
d_{oDn}	n. Borunun Dış Çap Ölçüsü
α_n	n. Kardan Mafsal Açısı
M_{Dn}	n. Kardan Mafsalının Artikülasyon Momenti
OH_n	n. Kardan Mafsalının Dönme Merkezine Olan Uzaklık
F_n	n. Noktada Oluşan Tepki Kuvveti
$\dot{\varphi}_n$	n. Sistemin Dönüş Hızı
F_{pre}	Ön Yükleme
S	Ses Kaynağı
T	Sıcaklık
c	Sönüm
K_d	Statik Katılık
$\varphi_{referans}$	Teste Başlandığı Anda İlk Kardan Mafsalının Açısal Konumu
R	Tepki (Ses veya Titreşim)
L	Uzunluk
L_1	X-Y Düzleminde Oluşan Motor – Vites Kutusu Açısı
$\dot{x}$	X Eksenindeki Hız Değişimi
β_4	X-Y Düzleminde Oluşan Arka Aks Pinyon Açısı
β_1	X-Y Düzleminde Oluşan Kardan Mili 1. Boru Açısı
β_2	X-Y Düzleminde Oluşan Kardan Mili 2. Boru Açısı
β_3	X-Y Düzleminde Oluşan Kardan Mili 3. Boru Açısı
β_0	X-Y Düzleminde Oluşan Vites Kutusu Açısı

γ_4	X-Z Düzleminde Oluşan Arka Aks Pinyon Açısı
γ_1	X-Z Düzleminde Oluşan Kardan Mili 1. Boru Açısı
γ_2	X-Z Düzleminde Oluşan Kardan Mili 2. Boru Açısı
γ_3	X-Z Düzleminde Oluşan Kardan Mili 3. Boru Açısı
γ_0	X-Z Düzleminde Oluşan Vites Kutusu Açısı
$\ddot{y}_n$	X-Z Düzlemindeki n Numaralı Açısıl İvme
x_3, y_3, z_3	X-Y-Z Ekseninde 1. Askı Merkezinin Referansa Göre Konumu
x_2, y_2, z_2	X-Y-Z Ekseninde 1. Kardan Mafsalının Referansa Göre Konumu
x_5, y_5, z_5	X-Y-Z Ekseninde 2. Askı Merkezinin Referansa Göre Konumu
x_4, y_4, z_4	X-Y-Z Ekseninde 2. Kardan Mafsalının Referansa Göre Konumu
x_6, y_6, z_6	X-Y-Z Ekseninde 3. Kardan Mafsalının Referansa Göre Konumu
x_7, y_7, z_7	X-Y-Z Ekseninde 4. Kardan Mafsalının Referansa Göre Konumu
x_0, y_0, z_0	X-Y-Z Ekseninde Motor Takozunun Referansa Göre Konumu
x_9, y_9, z_9	X-Y-Z Ekseninde Pinyon Arka Yüzeyinin Referansa Göre Konumu
x_8, y_8, z_8	X-Y-Z Ekseninde Pinyon Ön Yüzeyinin Referansa Göre Konumu
x_{10}, y_{10}, z_{10}	X-Y-Z Ekseninde Süspansiyonun Referansa Göre Konumu
x_{11}, y_{11}, z_{11}	X-Y-Z Ekseninde Tekerlek Merkezinin Referansa Göre Konumu
x_1, y_1, z_1	X-Y-Z Ekseninde Vites Kutusunun Referansa Göre Konumu
$\ddot{y}$	Y Eksenindeki İvme Değişimi
$\ddot{z}$	Z Eksenindeki İvme Değişimi

KISALTMA LİSTESİ

KKOH	Kare Kök Ortalama Hata
OH	Ortalama Hata
ŞABT	Şok Azaltıcı Bağlantılı Tasarım
TKT	Tek Körüklü Tasarım
TF	Transfer Fonksiyonu



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1	Tek körüklü askı tasarımı	4
Şekil 1.2	Farklı şartlar için dinamik / statik katılık oranı değişimi	5
Şekil 1.3	Dinamik katılık modelleme algoritması ve kullanım alanı	6
Şekil 2.1	Kütle, sönüm ve yay elemanlarından oluşan model.....	10
Şekil 2.2	Deterministik uyarıcı	11
Şekil 2.3	Rastgele uyarıcı	11
Şekil 2.4	Ses, titreşim ve sertlik arasındaki ilişki	13
Şekil 2.5	Dış gürültü faktörü ile birlikte tek girdi ve tek çıktılı sistem	14
Şekil 2.6	Dış gürültü faktörü ile birlikte çok girdi ve tek çıktılı sistem	14
Şekil 2.7	Dış gürültü faktörü ile birlikte tek girdi ve çoklu çıktılı sistem	15
Şekil 2.8	Doğu – batı yönelimli aktarma organları konfigürasyonu	16
Şekil 2.9	Kuzey – güney yönelimli aktarma organları konfigürasyonu	17
Şekil 2.10	Aktarma organları kaynaklı ses ve titreşim hata modları.....	18
Şekil 2.11	Aktarma organlarına ait ses ve titreşim sorunlarının transfer patikası ..	21
Şekil 2.12	Kardan mafsalsının tasarımı	22
Şekil 2.13	Kardan mafsalsının hız iletimi	22
Şekil 2.14	Kardan şaft tasarımı.....	23
Şekil 2.15	Tek körüklü askı tasarımı	23
Şekil 2.16	Şok azaltıcı bağlantılı askı tasarımı.....	24
Şekil 2.17	Kardan şaftı doğal frekansının sanal ortamda kontrolü.....	26
Şekil 3.1	Dinamik katılık verilerinin kaydedildiği test sistemi	27
Şekil 3.2	Tek körüklü tasarıma ait dinamik katılık verileri.....	29
Şekil 3.3	Şok azaltıcı bağlantılı tasarıma ait dinamik katılık verileri.....	30
Şekil 3.4	Dinamik katılık tahmini için iterasyon oluşturma algoritması.....	32
Şekil 3.5	Farklı iterasyonların oluşturulmasına ait örnekler.....	33
Şekil 3.6	Şok azaltıcı bağlantılı tasarım için modellerin hata oranları dağılımı..	39
Şekil 3.7	Farklı iterasyonlar için KKOH oranı değişimi	40
Şekil 3.8	Gerçeğe en yakın tahmin sonucunu sağlayan askı kauçuk modeli	41
Şekil 3.9	Düzeltilme katsayısının belirlenmesi için geliştirilen algoritma	42
Şekil 3.10	Düzeltilme katsayısı eklenildikten sonra ŞABT için hata oranları.....	44
Şekil 3.11	Geniş deneysel veri ile ŞABT için yürütülen testlerin sonuçları	44
Şekil 3.12	Tek körüklü askı tasarımı için modellerin hata oranları dağılımı	45

Şekil 3.13	Tek körüklü askı tasarımı için farklı modellerin hata oranları	46
Şekil 3.14	Düzeltilme katsayısı eklenildikten sonra TKT hata oranı değişimi	48
Şekil 3.15	Tek körüklü askı tasarımı için modellerin hata oranları dağılımı	48
Şekil 4.1	Kuzey-güney yönelimli aktarma organı elemanlarının bağlantısı	49
Şekil 4.2	Yandan görünüş için serbest cisim diyagramı.....	50
Şekil 4.3	Üstten görünüş için serbest cisim diyagramı.....	51
Şekil 4.4	Balanssızlığın kardan şaftı devrine olarak bağlı etkisi	52
Şekil 4.5	Arka aks flanşı pilotlama çapında gerçekleştirilen salgı kontrolü	53
Şekil 4.6	Motor ve vites kutusu grubuna x-z düzleminde etki eden kuvvetler ...	54
Şekil 4.7	Kardan şaftı ön borusuna x-z düzleminde etki eden kuvvetler	56
Şekil 4.8	Kardan şaftı ön borusuna x-y düzleminde etki eden kuvvetler	60
Şekil 4.9	Arka aks pinyonuna x-z düzleminde etki eden kuvvetler	62
Şekil 4.10	Arka aksa x-z düzleminde etki eden kuvvetler	63
Şekil 4.11	Arka aks pinyon açısının belirlenmesi için kullanılan referanslar	64
Şekil 4.12	Teker, amortisör ve pinyon referans üçgeni	65
Şekil 4.13	Kardan şaftı arka borusuna x-z düzleminde etki eden kuvvetler	66
Şekil 4.14	Kardan şaftı orta borusuna x-z düzleminde etki eden kuvvetler	70
Şekil 4.15	Kardan şaftı arka borusuna x-y düzleminde etki eden kuvvetler	72
Şekil 4.16	Kardan şaftı orta borusuna x-y düzleminde etki eden kuvvetler.....	73
Şekil 4.17	Matematiksel model çözümü için geliştirilen algoritma	75
Şekil 5.1	Testler sırasında taşıttan veri toplanılan noktalar.....	76
Şekil 5.2	Deplasman ölçümü için kullanılan sensör örneği.....	77
Şekil 5.3	Teker merkezinden ölçüm alınan sensör örneği.....	78
Şekil 5.4	Askı üzerinden titreşim ölçümü toplanılan sensör örneği	78
Şekil 5.5	Balanssızlık ölçüm sonucu örneği.....	79
Şekil 5.6	Açısal konum kontrolü amacıyla kullanılan etiket.....	80
Şekil 5.7	Tek körüklü tasarım ile yapılan test sırasında motor verileri.....	81
Şekil 5.8	Şok azaltıcı bağlantılı tasarım ile yapılan test sırasında motor verileri	82
Şekil 5.9	ŞABT ile yapılan testteki motor – vites kutusu konum değişimi.....	83
Şekil 5.10	TKT ile yapılan testteki motor – vites kutusu konum değişimi	83
Şekil 5.11	ŞABT ile yapılan testteki amortisör braketini konum değişimi	84
Şekil 5.12	TKT ile yapılan testteki amortisör braketini konum değişimi.....	84
Şekil 5.13	ŞABT ile yapılan testteki teker merkezinin konum değişimi.....	85
Şekil 5.14	TKT ile yapılan testteki teker merkezinin konum değişimi	85
Şekil 5.15	Tek körüklü askı tasarımı ile kaydedilen kabin içi ses verisi.....	89

Şekil 5.16	Şok azaltıcı bağlantılı askı tasarımı ile kaydedilen kabin içi ses verisi	90
Şekil 5.17	Zaman alanı girdi bloğuna ait görsel	91
Şekil 5.18	Çoklu sütunlu girdi bloğuna ait görsel	91
Şekil 5.19	Çoklu sütunlu girdiyi zaman alanında girdiye dönüştürme bloğu	92
Şekil 5.20	Üç eksenli kompleks matris oluşturan blok	92
Şekil 5.21	Zaman alanından frekans alanına geçiş sağlayan blok	93
Şekil 5.22	İki eksenli grafik çıktısı sunan blok	93
Şekil 5.23	Şelale diyagramı çıktısı sunan blok	93
Şekil 5.24	Taşıt verileriyle sonuçların kıyası için hazırlanan model	94
Şekil 5.25	Tek körüklü askılardan taşıt testinde toplanılan titreşim	95
Şekil 5.26	Tek körüklü askılardan simülasyonla elde edilen titreşim verileri	95
Şekil 5.27	TKT ön askı titreşiminin 1. mertebe kontrolü	96
Şekil 5.28	TKT arka askı titreşiminin 1. mertebe kontrolü	97
Şekil 5.29	Tek körüklü ön askı titreşiminin 2. mertebe kontrolü	98
Şekil 5.30	Tek körüklü arka titreşiminin 2. mertebe kontrolü	98
Şekil 5.31	ŞABT askılardan taşıt testinde toplanılan titreşim	99
Şekil 5.32	ŞABT askılardan simülasyonla bulunan titreşim verileri	100
Şekil 5.33	ŞABT ön askı titreşiminin 1. mertebe kontrolü	101
Şekil 5.34	ŞABT arka askı titreşiminin 1. mertebe kontrolü	102
Şekil 5.35	ŞABT ön askı titreşiminin 2. mertebe kontrolü	102
Şekil 5.36	ŞABT arka askı titreşiminin 2. mertebe kontrolü	103
Şekil 6.1	Kardan şaftı askısına ait kırılma hatası	115

TABLO LİSTESİ

Tablo 3.1	Model geliştirilmesi için seçilen deneysel veriler.....	28
Tablo 3.2	Eleman değer alternatifleri matrisi	34
Tablo 3.3	Yay ve sönüm eleman türleri matrisi	35
Tablo 3.4	Katman eleman sayısı matrisi	36
Tablo 3.5	Model geliştirilmesi için seçilen deneysel veriler.....	38
Tablo 3.6	ŞABT modelinde yer alan eleman katsayıları	41
Tablo 3.7	TKT modelinde yer alan eleman katsayıları.....	47
Tablo 5.1	İki tasarım için değişkenlik gösteren model girdileri	86
Tablo 5.2	İki tasarım için aynı olan model girdileri.....	86
Tablo 5.3	TKT ön askı için tepe devir kıyaslanması	104
Tablo 5.4	TKT arka askı için tepe devir kıyaslanması.....	106
Tablo 5.5	ŞABT ön askı için tepe devir kıyaslanması	107
Tablo 5.6	ŞABT arka askı için tepe devir kıyaslanması	107
Tablo 6.1	ŞABT için y ve z eksenindeki ortalama hata oranları	112
Tablo 6.2	TKT için y ve z eksenindeki ortalama hata oranları.....	113

Arkadan İtişli Ticari Vasıtalar İçin Kardan Mili Modellenmesi Ve Askı Titreşimlerinin Analizi

Eren TAŞPINAR

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Enerji Programı

Doktora Tezi

Danışman: Prof. Dr. Tarkan SANDALCI

Ticari araç kullanıcılarının ses ve titreşim konularında beklenti seviyelerinin artışı sistem ve araç seviyesinde kontrolleri zaruri kılmıştır. Fiziksel testler planlama ve yürütme sırasında ortaya çıkabilecek birçok soruna bağlı olarak yüksek geliştirme maliyetlerine neden olmaktadır. Bu maliyetlerin azaltılabilmesi amacıyla aynı kontrol şartlarının sanal ortamda gerçekleştirilebilmesi oldukça önemlidir.

Literatürde yürütülen birçok çalışma testlerin önemli bir kısmının sanal ortama taşınmasına imkân tanınmasına karşın halen spesifik parçalar özelinde sanal ortamdaki testler yeterli değildir. Yürütülen tez çalışması kapsamında bu hedef doğrultusunda kardan şaftı askı geometrisinin titreşim karakteristiğinin öngörülebilmesi amacıyla kullanılabilecek bir matematiksel model geliştirilmesine odaklanılmıştır. Kardan şaftı motorun ön bölümde muhafaza edildiği arkadan itişli araçlarda motor momentinin vites kutusundan geçtikten sonra arka tekerlere iletebilmesi için kullanılmaktadır. Bu parça içinde yer alan kardan mafsalları karakteristik bir hız iletim hatasına sahiptir. Bu hataya ek olarak sistem balanssızlığı ve imalat parametrelerinde farklılık nedeniyle kardan şaftı üzerinde titreşim sorunları gözlemlenebilmektedir.

Oluşan titreşim bağlantı noktalarında yer alan askılar üzerinden önce şasiye ardından direksiyon ve koltuk bağlantıları aracılığıyla sürücüye aktararak konfor şartlarını bozmaktadır. Bu titreşim sorunlarının çözümü için askı üretici firmaların sahip olduğu modeller olsa da bu modeller sadece askı odağında kullanıldığından araç testlerini birebir simüle edebilmek için yeterli seviyede değildir. Bu nedenle yeni bir model geliştirilmesine ihtiyaç vardır. Tez çalışmasının ilk bölümünde bu yöntemlere ait bilgiler paylaşıldıktan sonra ikinci bölümünde buradaki yöntemleri iyileştirebilmek için gerekli olabilecek temel kavramlara değinilmiştir. Ardından ideal kauçuk model tayini için kullanılabilecek bir algoritma Python programlama diliyle geliştirilmiş ve deneysel verilerle yapılan doğrulama çalışmaları üçüncü bölümde iki farklı askı modeli için irdelenmiştir.

Geliştirilen algoritmayla bulunan en gerçekçi model daha geniş bir matematiksel model içerisine dahil edilerek model detayları serbest cisim diyagramları ve hız denklemleriyle birlikte dördüncü bölüm başlığı altında paylaşılmıştır. Aynı bölümde modelin çözümü için geliştirilen algoritmaya paylaşılmıştır. Beşinci bölümünde ise kurulan modelle elde edilen titreşim verileri taşıttan toplanılan fiziksel verilerle kıyaslanarak tutarlılık kontrol edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Matematiksel modellerde ideal parametrelerin bulunması, kauçuk parçaların dinamik modellenmesi, kardan şaftı merkez rulman grubunun modellenmesi, akustik taşıt testlerinin sanal ortama aktarılması.

Driveshaft Modelling and Center Bearing Vibration Analysis For Rear Wheel Drive Commercial Vehicles

Eren TAŞPINAR

Department of Mechanical Engineering

Energy Program

Doctor of Philosophy Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Tarkan SANDALCI

The increased expectations of commercial vehicle drivers regarding noise and vibration have made system and vehicle level controls necessary. Physical tests can lead to high development costs due to many issues that may arise during planning and execution. To reduce these costs, it is important to perform same control conditions in virtual environment.

Although many studies in the literature allow significant parts of the tests to be transferred to the virtual environment, virtual tests for specific parts are still insufficient. In the scope of this thesis, the focus is on developing a mathematical model that can predict the vibration characteristics of the driveshaft center bearing geometry to achieve this goal. The driveshaft is used in rear-wheel-drive vehicles to transmit engine torque from the gearbox to the rear wheels. Universal joints within this part have a characteristic speed transmission error. In addition to this error, vibration issues can be observed on the driveshaft due to the system imbalance and differences in manufacturing parameters.

The vibrations are transmitted first to chassis through center bearing at connection points and then to the driver via the steering and seat connections, thus deteriorating comfort conditions. Although center bearing manufacturers have models to solve vibration problems, these models are not sufficient to simulate vehicle tests as they are only used with a center bearing focus. Therefore, a new model needs to be developed. In the first part of the thesis, after sharing information about these methods, the second part discusses basic concepts that may be necessary to improve these methods. Then, an algorithm that can be used for determining the ideal rubber model was developed using the Python programming language, and validation studies conducted with experimental data for two different center bearing models were examined in the third part.

The most realistic model found with the developed algorithm was included in a broader mathematical model, and the model details were shared under the heading of free body diagrams and velocity equations in the fourth part. In the same section, the algorithm developed for solving the model was also shared. In the fifth part, the vibration data obtained with the established model were compared with the physical data collected from the vehicle, and consistency was checked.

Keywords: Determining of mathematical model ideal parameters, dynamic modeling of rubber parts, driveshaft center bearing modeling, transferring vehicle tests to virtual environment.

1.1 Literatür Özeti

Literatür araştırması sırasında öncelikle kardan şaftının modellenmesi üzerine yürütülen çalışmalar ele alınmıştır. Bu çalışmalardan ilki olarak belirtilebilecek olan bir çalışmada kardan mafsalinın yerleşimine göre sergilenen açının yapmış olduğu kinematik karakteristik incelenmiş ve hız matrisleri yardımıyla giriş ve çıkış moment farklılığı irdelenmiştir [1]. Her ne kadar çalışma moment karakteristiğinde karşı karşıya kalınabilecek değişikliğe bağlı sorunlar için önemli bir zemin teşkil etse de kardan şaftının ara yatak bağlantı noktasında oluşan yüklerin elde edilmesine odaklanılmamıştır.

Farklı bir yayındaysa basit bir kinematik model yardımıyla dört serbestlik derecesine sahip bir yarım taşıt modeli kullanılmıştır. Bu model aracılığıyla şasinin kafa vurma hareketi ve bağlantılı olarak güç aktarma sistemleri üzerindeki değişimler incelenmiştir [2]. Çalışma içerisinde motor ve vites kutusu grubunun şasi ile bağlantısı rijit varsayılarak bağlantı gerçekleştirilmiş burada yer alan kauçuk bağlantı takozlarının modellenmesine yer verilmemiştir. Yine aynı modelde benzer olarak askı parçasının özellikleri de dikkate alınmamış yalnızca kardan mafsalinın değişken ve sabit açılar altında çalışması halinde hız değişiminin ne olacağı değerlendirilmiştir.

Kardan şaftının modellenmesi ile araç testlerindeki etkilerini irdelemek üzere gerçekleştirilen farklı bir çalışmadaysa önceki aktarılan çalışmalara benzer olarak kauçuk parça modellenmesi ve modeldeki eleman tiplerinin doğru olarak tahmin edilerek deneysel çalışmaların sayısının azaltılmasına yoğunlaşılması, sadece sistem dikkate alınarak muhtemel ses sorunlarını engellemek için vites kutusu ve aks dişlileri arasındaki boşluk yaylarla modellenmiştir [3]. Literatürde yer alan başka bir çalışmadaysa debriyaj ve vites kutusunun yanında askı parçasına yer verilmeksizin aktarma organları sisteminin titreşim karakteristiği genel olarak sönüm, yay ve kütle elemanlarıyla modellenen kardan şaftı gibi parçaların yer aldığı modellerle potansiyel ses ve titreşim problemlerinin azaltılmasına odaklanılmıştır [4]. Görüldüğü üzere yürütülen çalışmalarda şasi ile kardan şaftının arasındaki

bağlantılar ihmal edilerek askı ankastre olarak modele yansıtılmış ve bu noktadan iletilen titreşim şasi üzerinden sürücüyü direkt aktarılıyor gibi irdelenmiştir.

Literatürde yer alan bu eksikliğin giderilebilmesi ve kauçuk askı geometrisinin mümkün olduğu kadar yüksek seviyede gerçeğe yakın modellenebilmesi durumunda yüksek maliyetli fiziksel testlerin azaltılması mümkündür. Bu doğrultuda analitik kontrol yöntemlerinin geliştirilebilmesi adına gerçekleştirilen farklı çalışmalarda aktarma organları modellerinden faydalanılarak kabin içi ses seviyesinin azaltılmasına çalışılmıştır [5, 6]. Devamı niteliğindeki bu çalışmalar ile 256 serbestlik dereceli bir model kurulmuş ancak modelde benzer şekilde kardan şaftı askısının dinamik karakteristiğine değinilmeden bu bağlantı noktası üzerinden şasiye iletilen titreşim ihmal edilmiştir.

Bunun yanında literatürde yer alan diğer çalışmalarda ise kardan mafsalının açısallık farklılığı ve bunun sonucu oluşan hız iletimindeki değişim göz ardı edilmiş bu etki sonucunda ortaya çıkan hata modları incelenirken transfer patikası üzerindeki yüksek öneme sahip olan kauçuk parçanın modellenmesi üzerine yoğunlaşılmamıştır [7, 9]. Aktarma organları ve kardan şaftının modellenmesi üzerine yürütülen çalışmalarda bu noktadaki ihtiyacı giderebilmek ve geliştirilen matematiksel modellerin daha gerçekçi şekle dönüştürülmesine katkı sunmak adına herhangi bir çalışmaya rastlanılmadığı için araştırma kauçuk parça geometrilerinin en iyi şekilde modellenmesini sağlamak üzerine derinleştirilerek literatür araştırmasına kauçuk ve elastomer parça modelleri üzerine yürütülen çalışmalarla devam edilmiştir.

Aktarma organlarında kullanılıp kullanılmadığı gözetmeksizin sadece kauçuk parçaların modellenmesi üzerine yürütülen çalışmalara odaklanıldığında çalışmaların temelde seri bağlı elemanları esas alan Maxwell ile paralel bağlı elemanları esas alan Kelvin ve Voigt modelleri olmak üzere üç ana model ile şekillendirildiği görülmektedir. Bu amaçla geliştirilen iterasyonlar en doğru sonucu yansıtacak sönüm ve yay eleman konfigürasyonunu bulabilmek için iteratif olarak deneme yanılma ile ilerleyen bir süreçle tayin edilmektedir.

Bu bağlamda ilgili modellerin farklı şekillerde kullanılması ile yürütülen her çalışmada farklı bağlantılar öne çıkarılmıştır. Kauçuk malzemenin kimyasal formülüne göre model geliştirilmesine odaklanılan çalışmaların dışında en doğru

modelin belirlenmesi için yapıyı rastgele iterasyonlarla tespit eden çalışmaların da olduğu görülmüştür [10, 12]. Çalışmalardaki tekil değişikliklerle denemeler yapılarak dinamik katılık değerinin modellenmesine yönelik en optimum çözümün bulunmaya çalışılması çözüm süresini olumsuz etkilerken aynı zamanda daha iyi modellerin geliştirilebilme şansını da azaltmaktadır. Bu eksikliğin giderilebilmesi amacıyla bir algoritma yardımıyla modellerin kurulması ve kurulacak olan matematiksel modeller ile en optimum sonucun daha hızlı bir şekilde bulunabilmesi ihtiyacı net bir şekilde görülmektedir. Tez kapsamında değerlendirilen çalışmalar bu eksikliklerin giderilebilmesi amacıyla şekillendirilmiştir.

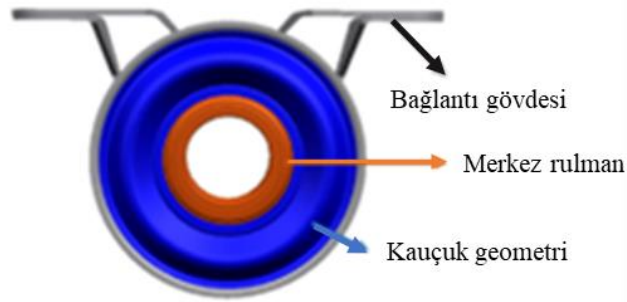
1.2 Tezin Amacı

Daha sessiz ve titreşim karakteristiği açısından kontrollü çözümler sunan içten yanmalı motor tasarımlarının geliştirilmesi ile her gün biraz daha önem kazanan ticari araçlardaki ses ve titreşim sorunlarının engellenmesine yönelik çalışmalar günümüzde elektrikli araçların yaygınlaşmasıyla daha da önem kazanmıştır. Bu beklentiler doğrultusunda araç testleri ve geliştirme döneminde gerçekleştirilen deneysel faaliyetlerin maddi yükü günden güne artış göstermiştir. Maliyetin büyük bir etmen olduğu gözetilerek piyasa koşullarında daha rekabetçi çözümler sunabilmek için ticari araç geliştirme faaliyetlerinde sanal yöntemlerin kullanılmasına öncelik verilmeye başlanılmıştır.

Özellikle maliyetleri ve olası riskleri daha hızlı tespit edebilmeyi esas alan bu çalışmalar müşteri kullanım şartlarının, parça imalat, tasarım ve montaj işlemlerinin analitik yöntemlere aktarılarak bir dijital kopyasının geliştirilmesi üzerine yoğunlaşmıştır. Aynı hedefle yola çıkıldığında ticari araçlarda karşılaşılan titreşim ve ses problemlerinin tespit edildiği kaynaklardan bir tanesi olan kardan şaftının da analitik olarak en gerçekçi şekilde modellenebilmesine ihtiyaç ortaya çıkmıştır.

Belirtilen bu modelin hazırlanabilmesi için en önemli adımlardan biri de kardan şaftının şasi ile bağlandığı noktada bulunan askı parçasına ait kauçuk bölümün sergilediği dinamik özelliklerin doğru olarak modellenmesidir. 1.1 numaralı şekilde görseli paylaşılan bu parçaların temel bölümlerinden biri kauçuk geometrisidir. Bu geometri sistem üzerinden şasiye iletilen titreşimin sönümlenmesi ve taşıt ömrü süresince sistemin herhangi bir mukavemet problemine maruz kalmadan kullanılabilmesi için önemlidir. Dolayısıyla kauçuğun katılık değerinin doğru

olarak sanal taşıt modellerine aktarılması yapılan analizlerin ve elde edilen sonuçların tutarlılığı için oldukça büyük önem arz etmektedir.

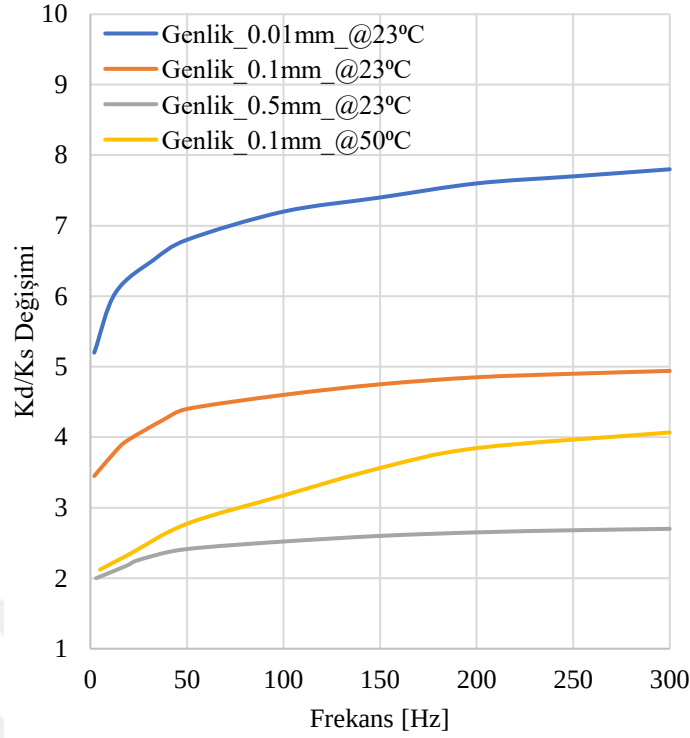


Şekil 1.1 Tek körüklü askı tasarımı

Mühendislik çalışmalarında kullanılan mevcut analitik yöntemler ile kardan şaftı boru boyu ve açıları aracılığıyla mesnet noktasında yer alan askıya gelen maksimum yükün statik şartlar dahilinde kontrolüyle gerçekleştirmektedir. Buna karşın ilgili yöntemlerde kardan şaftının anlık açı değişimi ve askının dinamik katılık karakteristiği ihmal edildiğinden denge şartlarında en kötü senaryo referans alınarak kontrol gerçekleştirilmektedir. Bu kuvvet hesabında kullanılan açılar gerek araç testleri gerekse saha şartlarında vites kutusu, arka aks ve askı grubunun kauçuk geometrisinin dinamik titreşim karakteristiğine bağlı olarak değişim göstermektedir. Mevcut şartlarda kullanılan analitik yöntemlerde ise askı içerisindeki geometri rijit kabul edildiğinden ortaya çıkan titreşim ve bağlantılı olarak oluşan kuvvetin askı bağlantısından doğrudan şasiye iletildiği varsayımı ile model geliştirilmekte ve sonuçlar gerçekten uzaklaşmaktadır.

Bu model yaklaşımının kullanılmasındaki en temel etmen kauçuk parçanın karakteristiğinin birçok parametreye (ön yükleme, çalışılan frekans, genlik ve sıcaklık) göre değişim göstermesidir. Askıların dinamik katılık karakteristiği parça üzerinden şasiye aktarılan titreşim seviyesini doğrudan etkilemektedir.

Aynı kauçuk malzeme kompozisyonuna sahip aynı statik katılıкта parçalar bile ön yükleme, çalışılan frekans, genlik ve sıcaklık değerlerine bağlı olarak değişken şartlarda farklı karakteristik sergileyebilirler. Şekil 1.2’de aynı malzemenin farklı şartlarda sergilediği bu karakteristik değişimi net bir şekilde görülmektedir. Grafikteki K_s ve K_d değerleri malzemenin statik ve dinamik katılık değerlerini ifade ederken dikey eksenindeki K_d/K_s oranı bu iki değer arasındaki oranın temsili olarak kullanılmaktadır.

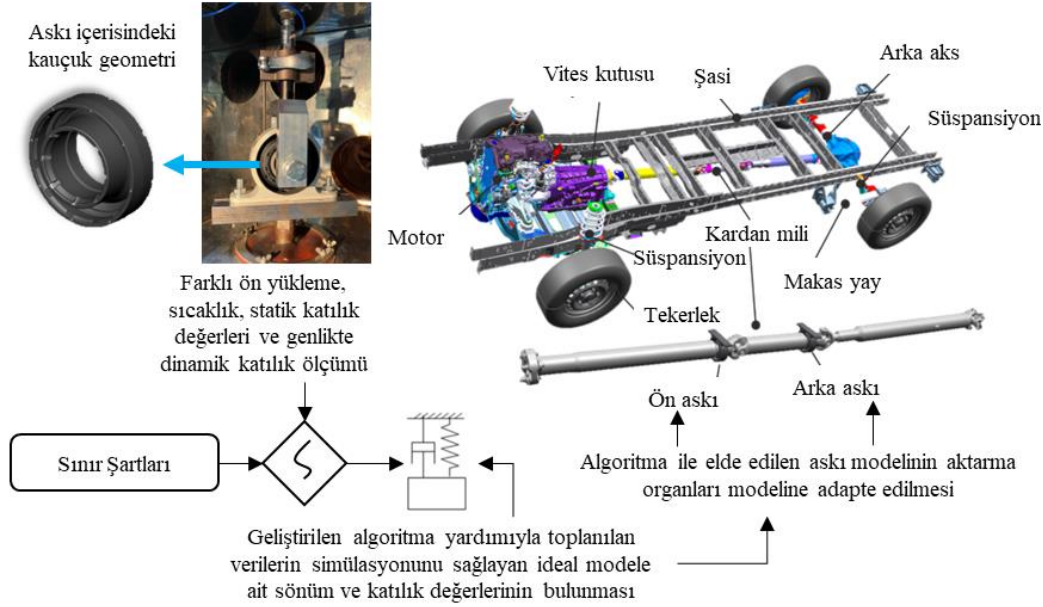


Şekil 1.2 Farklı genlik ve sıcaklıklarda dinamik / statik katılık oranı değişimi

Şekilde görüldüğü üzere dinamik katılık oranı frekansla birlikte değişim göstermekle birlikte aynı sıcaklıkta olsa bile farklı genliklerde farklı eğimle değişimler sergilemektedir. Bunun yanında sıcaklık ile de eğrilerin karakteristiklerinde farklılıklar görülmektedir. Kardan şaftının askı üzerine düşen yükleme değeri şaftın yapmış olduğu hareket değişimine bağlı olarak değişim gösteren kardan mafsalsının hareket iletimi ile değişim göstermektedir. Diğer yandan bu değişim direk olarak askının dinamik karakteristiğini etkilemektedir. Dolayısıyla dinamik karakteristik çalışma şartlarında kardan mafsalsının sergilediği hız iletim karakteristiğinden etkilenirken aynı zamanda yapmış olduğu deplasman ve bununla bağlantılı mafsalsal açı değişimi doğrultusunda bu hız karakteristiğini etkilemektedir. Bu nedenle temel modeller aracılığıyla çözüme ulaşmak zor olmaktadır. Bu eksikliğin giderilmesi amacıyla tez çalışması kapsamında kompleks iteratif bir model kurularak çalışma şartları sırasındaki denge durumunun bu şekilde hesaplanması hedeflenmektedir.

Şüphesiz modelin kurulumu sırasında tutarlılık üzerinde en etkili olan etmen askı kauçuk geometrisinin dinamik karakteristiğinin doğru olarak taşınmasıdır. Bu doğrultuda tez çalışmasında yer alan model kurulum aşamaları iki temel esasta ele alınmıştır. İlk aşama da deney seti aracılığıyla askı üzerinden toplanılan dinamik katılık

değerlerinin en gerçekçi şekilde matematiksel modele aktarılabilmesi için yay ve sönüm elemanları ile ideal modelin bulunabilmesine odaklanılırken ikinci aşamada bulunan modelleri kullanan ayrı bir model geliştirilmiştir. Kurulan ikinci modelde ilk modeldeki verilerin yanı sıra taşıt testleri ile kardan şaftının konum değişimi üzerinde etkili olan çeşitli noktalardan toplanılan veriler kullanılarak basitleştirilmiş bir aktarma organları modeli kurulmuştur. Bu iki modelin birbiri ile ilişkisi Şekil 1.3'te görüldüğü gibidir.



Şekil 1.3 Dinamik katılık modelleme algoritması ve kullanım alanı

Askı parçasındaki kauçuğa ait dinamik katılığın çalışma şartlarındaki çevresel faktörlerin değişiminin yanı sıra tasarım ve imalat şartlarındaki değişimlerine bağlı olarak da farklılık göstermektedir. Kauçuk formu, malzeme kompozisyonu, proses sırasında çıkılan pik sıcaklık, kurlenme süresi, kauçuk sertleşme operasyonunun süresi ve kalıbın temizliği gibi özelliklere bağlı bu değişimler çalışma dahilinde incelenmemiş sadece çalışma şartları sırasında oluşan farklılıklar modele dahil edilmiştir. İlgili parametrelere bağlı değişikliklerden etkilenmemek adına tez çalışmasında kullanılan tüm veriler aynı geometriye ve imalat gruplarına ait parçalardan toplanılmıştır. Burada modelin eksikliği hissedilen araç testlerinin azaltılması hedefi baz alınarak önceliklendirmeye gidilmiştir. Yürütülecek olan çalışmanın başarıya ulaşması dahilinde bulgular referans alınarak benzer çalışmaların imalat ve şekilsel tasarım faaliyetlerini yönlendirmek için de yinelenebileceği paylaşılmalıdır.

1.3 Orijinal Katkı

Tez çalışması kapsamında farklı iki askı tasarımı ile kontrollü ortamda yürütülen testler aracılığıyla toplanılan veriler incelenmiş ve ilgili kauçuk geometrilerin farklı çalışma şartlarında sergiledikleri dinamik katılık karakteristikleri irdelenerek literatüre ilk katkı bu şekilde sağlanmıştır. Bu şartlar özellikle araç testlerinde etkili olan farklı ortam sıcaklığı, parçanın üzerine düşen kuvvet ve hangi frekans ile hangi genlikte çalıştığı gibi parametreleri ele almaktadır. Yürütülen bu deneylerin yardımı ile literatürde yer almayan ancak araç testlerinde kritik öneme sahip askı parçasının matematiksel modelinin gelişimine yönelik bir algoritma Python programlama dili aracılığıyla geliştirilmiştir. Bu algoritma yardımıyla deneysel verileri referans alan ve sönüm ile yay elemanlarında bu parametrelerle orantılı katsayılar kullanarak değişikliğe giden modeller geliştirilmesi sağlanmıştır. Bu sayede daha kısa sürede daha fazla iterasyonun kontrol edilebilmesi ve tutarlı modellerin daha kolay şekilde bulunabilmesi hedeflenmiştir. Geliştirilen modelin paylaşılmasıyla birlikte literatüre önceki araştırmalarda kauçuk ve elastomer malzeme modellemesinde yüksek zaman kayıplarına sebep olan çalışmaları azaltabilecek bir model kazandırılmıştır.

Matematiksel model kurulumu sırasında sistemin gerçeğe en yakın şekilde modellenemesindeki bir başka zorluk ise askı parçasının yüksek genlikteki çalışma koşullarını modellemek için kauçuk elemana ait dinamik katılığın kaydedilememesidir. Bu veri kaybı çoğunlukla ölçümün gerçekleştirildiği cihazların yetenekleriyle sınırlanmaktadır. Bunun yanında kaydedilemeyen bu değerler modellerin geliştirilmesi sırasındaki iterasyonların süresini de arttırarak toplam geliştirme maliyetlerini de arttırmaktadır.

Ardından araç testleri ile toplanılan veriler ve geliştirilen algoritma yardımıyla bulunan askıya ait ideal matematiksel modeller kullanılarak daha kapsamlı bir aktarma organları modeli geliştirilmiş ve bulgular detaylı bir şekilde irdelenmiştir. Geliştirilen bu model kardan şaftının boru açıları ve boru boylarından yararlanılarak aksı noktalarına düşebilecek maksimum yük statik şartlar altında kontrol edildiği mevcut kontrol yöntemlerinin yerini alabilecek yetkinliğe sahip olduğundan sanal testlerde eksik kalınan önemli bir noktanın doldurulmasını sağlayacaktır. Bu sayede kardan şaftının askı ömür analizleri sırasında kullanılan mevcut yöntemle ait aşağıda sıralanan eksikliklerin giderilmesi mümkün olacaktır:

- Mevcut yöntemlerde kardan şaftı mafsalları sabit kabul edilmektedir. Ancak bu açılar arka aks ve vites kutusu dinamik hareketleri doğrultusunda sürekli olarak değişim göstermektedir.
- Statik durumda kontrol yapıldığı (çalışma sırasında boruların açısı değişimini göz önüne almadığı) için sürüş sırasında kardan şaftının değişken hız iletimine bağlı olarak askı bağlantı noktalarında meydana gelen titreşim seviyeleri gözlemlenmemektedir.
- Statik olarak kontrol yapılması özellikle ivmelenme ve frenleme gibi durumlarda etkili olabilecek kuvvetler tam olarak hesaplanamamaktadır.
- Askı içerisindeki kauçuk mevcut yöntemde rijit olarak kabul edilmekte ve tüm titreşimin askı üzerinden şasiye iletildiği düşünülmektedir. Kauçuk elemanın katılık karakteristiği uygulanan kuvvetin frekansına ve genliğine göre değişiklik göstermektedir.

2 SES VE TİTREŞİM

2.1 Ses ve Titreşim Terminolojisi

Tezin bu bölümünde ileride kurulacak olan modelin gereksinimlerini ve model gelişimindeki zorlukları daha net bir şekilde açıklayabilmek için belli temel terimlere değineceğiz. Titreşim üzerine yapılan çalışmalar sistemin tasarım evresinde kullanılabileceği gibi imal edilmiş sistemlerin tasarım esaslarından farklı kullanım şartlarında sağlıklı olarak çalışıp çalışmadığını kontrol etmek ve gerekli ise titreşim izolasyon ve kontrolünü sağlamak için de kullanılabilir [23]. Tez çalışması kapsamında geliştirilmesi hedeflenen modelin her iki alan için de kullanılabilmesi hedefiyle geliştirme yapılmıştır.

Sistem kontrolleri her ne kadar mukavemet açısından isterleri karşılayacak şekilde yapılsa da taşıtlarda insanların maruz kaldıkları titreşim seviyesinin rahatsız edici sonuçları da bir o kadar önemlidir. Bu nedenle tasarım evresinde sadece dayanım kapsamında değil aynı zamanda hissedilen titreşim ve gürültü özelinde de kontrol yapılmalıdır.

2.1.1 Titreşim ve Titreşim Sistemlerinin Elemanları

Bir sistemin belirli bir zaman içerisinde denge konumu etrafında gerçekleştirdiği harekete titreşim adı verilmektedir. Her titreşim belirli bir genlik ve frekans değerine sahip olmakla birlikte sistemin kendine has karakteristiğine bağlı olarak değişim göstermektedir. Bu özgünlük sayesinde titreşim analizi taşıt testleri sırasında sadece konfor şartlarının kontrolü amacıyla değil aynı zamanda farklı parçaların maruz kaldığı ömür anlamında sorun teşkil edecek konuların çözümünde de kullanılabilmektedir.

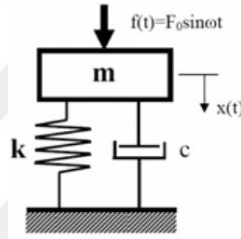
Titreşim analizinde genlik, titreşen cismin denge konumundan itibaren yapmış olduğu maksimum yer değiştirme miktarını ifade etmektedir. Bir parçanın veya sistemin zamana bağlı olarak gerçekleştirdiği hareket 2.1 numaralı denklemdeki gibi ifade edilirse burada yer alan x değişkeni zamana bağlı olarak titreşimin genliğini ifade etmektedir.

$$x = X(t) \quad (2.1)$$

Bu genlik değerin belirlir bir zaman aralığında tekrarlanması halinde denklem 2.2 de görüldüğü hali alır. Burada yer alan n değeri yapılan salınımın sayısını ifade ederken T değeri ise periyodu temsil etmektedir. İlgili titreşimin çalışma şartlarındaki frekansı ise bu periyodun çarpmaya göre tersi ile ifade edilmekte olup çalışmalarda $1/sn$ veya diğer bir deyişle Hertz birimi ile gösterilmektedir.

$$x = X(t + nT) \quad (2.2)$$

İdeal şartlarda bu şekilde ifade edilen titreşim hareketi gerçek hayatta karşı karşıya kaldığımız sistemlerin modellenmesi sırasında genellikle yay veya kauçuk $[k]$ gibi potansiyel enerji depolayan elemanlar, kütle $[m]$ ve kütle atalet momenti $[J]$ gibi kinetik enerji depolayan elemanlar ve enerjiyi sönümleyen damper veya amortisör $[c]$ gibi elemanlar aracılığıyla Şekil 2.1’de basit örneği paylaşıldığı gibi modellenmektedir.



Şekil 2.1 Kütle, sönüm ve yay elemanlarından oluşan model

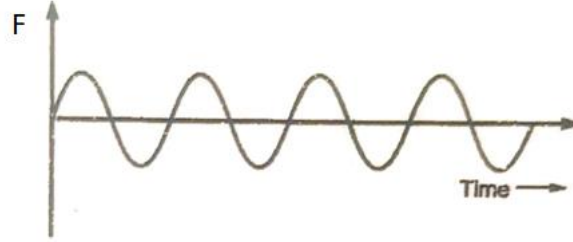
Şekilde paylaşılan sistemde yer alan m kütlesi herhangi bir x konumunda salınım gerçekleştirirken 2.3 ve 2.4 numaralı denklemlerde ifade edilen F_y ve F_s kuvvetleri sırasıyla yay ve sönüm kuvvetlerini ifade etmekte olup oluşan atalet kuvvetinin $(m\ddot{x})$ tersi yönde sisteme etki etmektedir.

$$F_y = kx \quad (2.3)$$

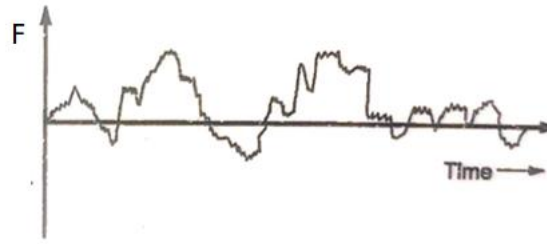
$$F_s = c\dot{x} \quad (2.4)$$

Titreşimler en temel olarak 4 farklı kategoride ele alınabilirler [23]. Bunlardan ilki titreşimin maruz kaldığı kuvvete bağlı olarak değerlendirme yapılmasını esas alır. Eğer sistem dışarıdan sürekli zorlayıcı bir etki olmaksızın bir salınım veya titreşim gerçekleştiriyorsa bu tür titreşimler serbest titreşim olarak adlandırılırken tahrik eden sistem zorlayıcı bir kuvvet veya moment altında sistem titreşim hareketi gerçekleştiriyorsa buna da zorlanmış titreşim hareketi adı verilir.

Eğer sistem zorlayıcı bir titreşim karakteristiği altında çalışıyorsa bu durumda sistemin maruz kaldığı kuvvetin özelliklerini gözeterek de isimlendirme yapılmaktadır. Eğer sisteme etki eden uyarıcı kuvvetin özellikleri Şekil 2.2'deki gibi çalışma şartları süresince her daim biliniyorsa bu uyarıcı karşısında oluşan titreşime deterministik veya periyodik titreşim, eğer Şekil 2.3'teki gibi bazı durumlarda uyarıcı kuvvet tahmin edilemiyorsa bu durumda sergilenen titreşime rastgele titreşim adı verilir.



Şekil 2.2 Deterministik uyarıcı



Şekil 2.3 Rastgele uyarıcı

Diğer bir kategorizasyon ise sistemin elemanlarına bağlı olarak adlandırmayı ele almaktadır. Eğer sistem içerisinde karşı karşıya kalınan titreşim hareketi sırasında herhangi bir enerji kaybına sebep olarak bir eleman yer almıyorsa bu tür titreşim hareketine sönümsüz titreşim denilirken tam tersi şekilde titreşim süresince enerji kaybına neden olacak elemanların yakınılarında oluşan titreşimlere ise sönümlü titreşim denilmektedir.

Bunun yanı sıra son olarak sistem üzerinde yer alan yay ve sönüm elemanları bazı şartlarda (örneğin kauçuk ve türevi elastomer malzeme kullanımı halinde) lineer karakteristik göstermemektedir. Bu doğrultuda sistem elemanlarının lineer karakteristik gösterip göstermemesine bağlı olarak sergilenen titreşim lineer veya lineer olmayan titreşim olarak adlandırılmaktadır.

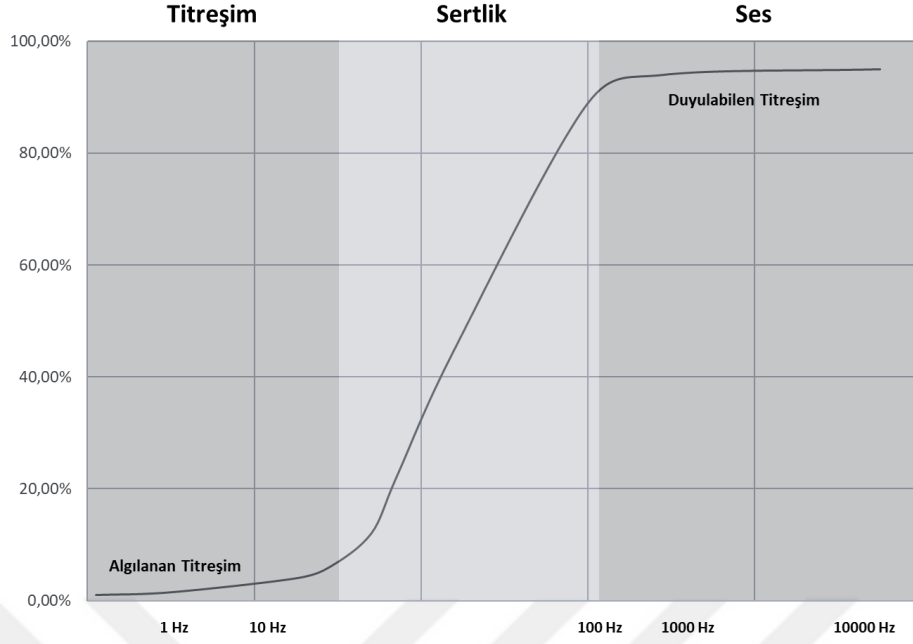
2.1.2 Ses, Titreşim ve Sertlik

Bir sonraki bölümde daha fazla detaya girileceği üzere taşıt titreşimleri motor tarafından uyarıldıktan sonra birçok farklı sistem elemanı ile etkileşime geçerek sürücüyü iletiildiği için oldukça karmaşık ve incelenmesi zor karakteristiğe sahiptir. Bu sistemlerin tüm elemanları ile incelenmesi neredeyse imkansıza yakın derecede zor olması nedeniyle titreşimlerin analizlerinde çoğunlukla elemanlar basitleştirilip bir matematiksel model yardımıyla fiziki model kurularak titreşim karakteristiği tahmin edilmeye çalışılır.

Tez çalışması kapsamında inceleyeceğimiz titreşimin sürekli olarak değişiklik gösteren rastgele zorlanmış bir kuvvet karakteristiğine maruz kalması ve bağlantı noktasında yer alan sönüm elemanının da lineer olmayan karakteristik sergilemesi nedeniyle titreşim karakteristiğinin modellenmesi oldukça güç ve mühendislik alanında zorlukları da beraberinde getirmektedir. Kurulacak basitleştirilmiş bir model aracılığıyla matematiksel modelleme yapılması ve elde edilecek hareket denklemleri aracılığı ile askı merkez rulmanının çalışma şartlarındaki hareketinin tahmini müşterinin ses ve titreşim konusundaki memnuniyet seviyesinin tahmini ve gerekli ömür hesaplamalarının yapılması açısından oldukça kritiktir.

Ses, titreşim ve sertlik veya İngilizce literatürde yer aldığı şekliyle “Noise, vibration and harshness” konusunda yapılan çalışmalar ticari araçlarda sürüş konforu açısından yürütülen çalışmaların temelini teşkil etmekte olup bu bağlamda yürütülen çalışmalar temelde frekansa bağlı olarak değişim gösteren bu 3 hata modunun baş harfleri ile “NVH” olarak adlandırılmaktadır. Bu hata modları frekansa ve hissedilebilen seviyesine bağlı olarak en genel hatlarıyla Şekil 2.4’te görüldüğü gibi kategorize edilmektedir [14].

İstenmeyen titreşimler ve gürültüler öncelikle içten yanmalı motorun yanması sonucu ortaya çıkarken aktarma organları bağlantıları aracılığıyla yapısal veya hava yolu ile taşınan gürültü olarak araç kabinine iletilmektedir. Bunun yanı sıra süspansiyon elemanları da sürüş sırasında yol üzerinden iletilen düzensizliklerin de etkisiyle hissedilebilir titreşim ve istenmeyen gürültülerin direksiyon, koltuk ve taban gibi yapılar aracılığıyla müşteriye iletilerek gürültü olarak algılanmasına neden olur [14].

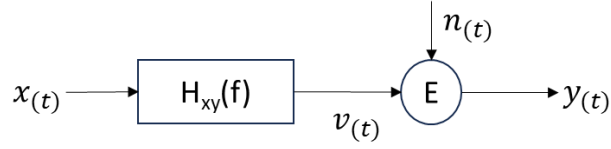


Şekil 2.4 Ses, titreşim ve sertlik arasındaki ilişki

Bu şekilde “hissedilebilir titreşim” olarak ifade edilen alanda karşı karşıya kalınan rahatsız edici titreşim seviyesini ifade etmektedir. Bu alanda yer alan titreşim gerek kabin içerisinde veya taban sacında gerekse aktarma organları yakınında yer alan yönlendirme sistemleri veya koltuk gibi komponentlerde hissedilirken çoğunlukla ses olarak duyulmamaktadır. Yüksek frekans alanında yer alan bölümde ise oluşan titreşim seviyesi daha çok kendisini ses olarak göstermekte ve buna bağlı rahatsızlık olarak müşteri tarafından şikâyet edilmektedir. Bu iki alan arasında kalan kısımda ise karşı karşıya kalınan titreşim hem duyulabilir seviyede gürültü hem de fiziksel olarak müşteriyi etkilemektedir.

2.1.3 Titreşim Modellerinde Matematiksel Model Kurulumu

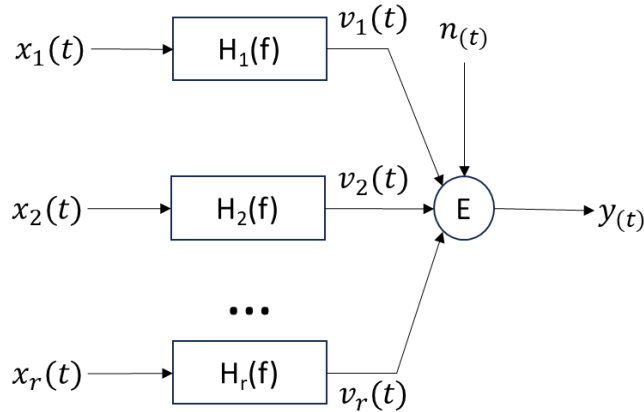
Titreşim modellerinde girdi ve çıktı arasındaki etkileşimin modellenmesi en temel şekliyle girdi ve çıktı sayısına bağlı olarak Şekil 2.5’te görünen tek girdi ve tek sistem çıkış cevaplı sistem modeli ve Şekil 2.6’da görünen çok girdi ve tek çıkış cevaplı sistem modelinin yanı sıra çok girdili ve çok sistem cevap çıkışlı model ve çok girdili ve tek sistem cevap çıkışlı model olmak üzere dört ana şekilde modellenmektedir [20]. Lineer olmayan ve şartlar için bu modeller birbirlerine bir veya birden fazla katman ile paralel veya seri olarak bağlanılarak kompleks modeller oluşturulup bunların cevap fonksiyonları matematiksel modeller aracılığıyla elde edilebilmektedir.



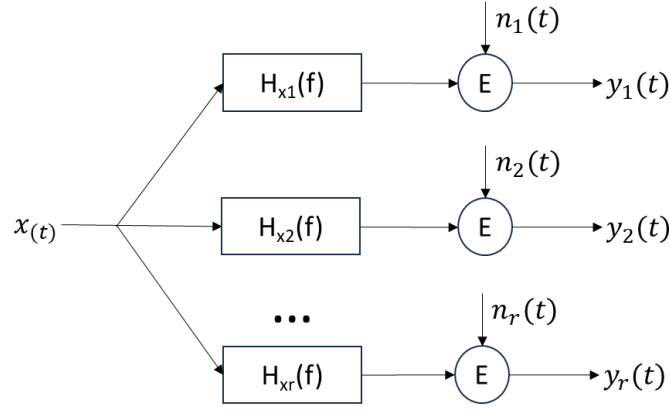
Şekil 2.5 Dış gürültü faktörü ile birlikte tek girdi ve tek çıktı sistem

Şekil 2.5’de tek girdi $[x(t)]$ ve çıktı $[y(t)]$ ile basitleştirilmiş olarak görünen modelde $n(t)$ dışarıdan gelen gürültü kaynaklarını temsil etmektedir. Sabit parametrik frekans fonksiyonu olan $H_{xy}(f)$ ’e giren $x(t)$ değeri fonksiyon sonrasında $v(t)$ ye dönüşüp ardından ilgili gürültü faktörü ile birlikte $y(t)$ değerini oluşturmaktadır. Tez çalışmasının 4. bölümünde paylaşılan kardan şaftı askı kauçuk geometrisinin modellenmesi sırasında kullanılan yöntem bu temele ve esasa dayanarak gerçekleştirilmiş olup gürültü faktörü frekansa bağlı olarak tanımlanan katsayı aracılığıyla modele aktarılmıştır.

Şekil 2.6’da özellikle taşıt sistemlerinde de gözlemlenen titreşim karakteristiklerinin tespiti ve analizinde kullanılan model görülmektedir. Bu modelde yer alan $x_1(t)$ ile $x_r(t)$ arasındaki girdiler farklı frekans tabanlı fonksiyonlar doğrultusunda sırasıyla $v_1(t)$ ’den başlayarak $v_r(t)$ ’ye kadar gözlemlenen değerleri oluşturmaktadır. Bu değerler dış gürültü faktöründen de etkilenecek $y(t)$ çıktısını ortaya çıkartmaktadır. Tam tersi şekilde Şekil 2.7’de görüldüğü üzere benzer bir sistem tek girdi sonucunda farklı transfer fonksiyonları ile etkileşime giren girdinin farklı dış gürültü faktörleri ile etkileşimiyle birlikte farklı çıktılar üretilmesi şeklinde de gerçekleşmektedir.



Şekil 2.6 Dış gürültü faktörü ile birlikte çok girdi ve tek çıktı sistem



Şekil 2.7 Dış gürültü faktörü ile birlikte tek girdi ve çoklu çıktılı sistem

Yürütülen tezin 5. bölümünde de değinilen model bu son iki modelin birlikte kullanılması ile elde edilen birden fazla girdinin iki farklı çıktıyı (kardan şaftı merkez rulman grubunun titreşim karakteristiğini) oluşturduğu bir model şeklinde kurulmuştur.

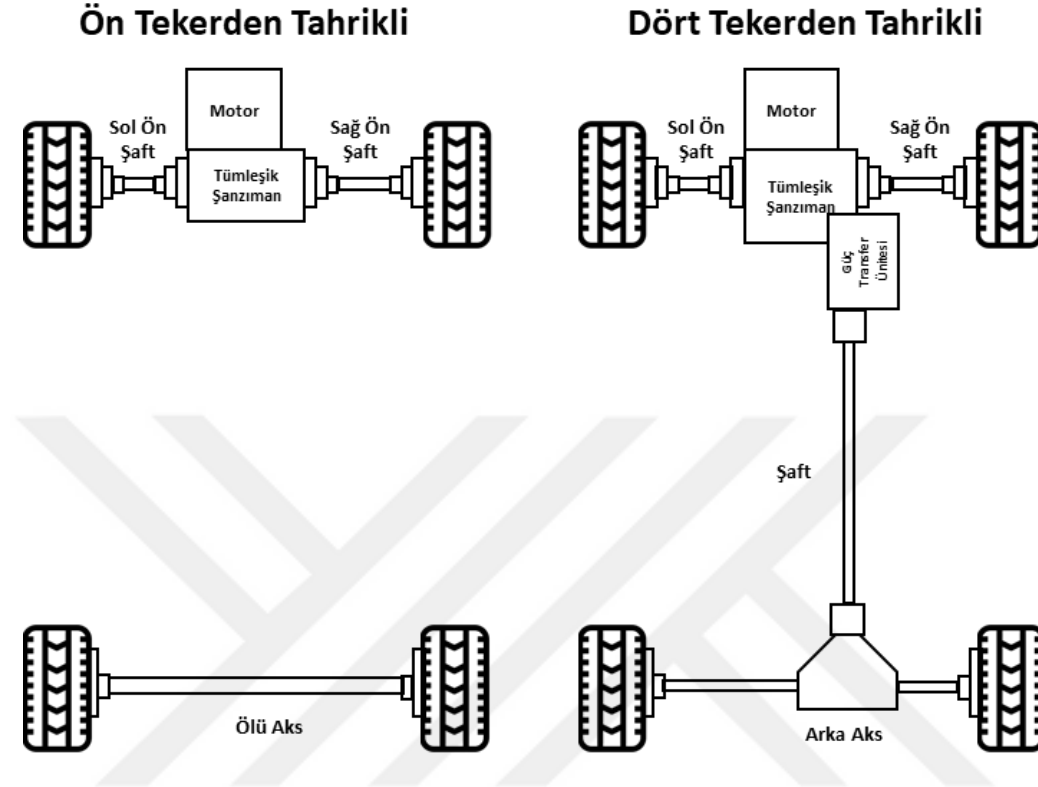
2.2 Aktarma Organları Kaynaklı Ses ve Titreşim Hataları

İçten yanmalı motorlu araçlarda ses ve titreşim sorunlarının temel kaynağı motorun yanması sırasında ortaya çıkarttığı moment ve hız dalgalanmalarıdır. Bu dalgalanmalar ilerleyen bölümlerde aktarılabilecek olan farklı konfigürasyonlara bağlı olarak farklı aktarma organları sistemlerinde yer alan parçaların üzerinden önce şasiye oradan da gerek kabin panelleri gerekse sürücü koltuğu, direksiyon veya gövde parçaları aracılığıyla sürücü kompartmanına yapısal olarak fiziksel şekilde veya hava yoluyla basınç farklılıkları aracılığıyla ses olarak iletilmektedir. Bu nedenle sistemin doğru bir şekilde modellenebilmesi için öncelikli olarak aktarma organlarına ait sistemin ve sistem elemanlarının hata modlarının doğru şekilde anlaşılması oldukça önemlidir.

2.2.1 Aktarma Organı Tasarımları

İçten yanmalı motorlarda aktarma organları tasarımları temelde motorun çıkışında yer alan vites kutusunun oryantasyonuna bağlı olarak iki ana kategoride gruplandırılmaktadır. Bunlardan ilki Şekil 2.8’de görünen doğu – batı yönelimli tasarımıdır. Bu tasarımda görüldüğü gibi motor çıkışında yer alan tümleşik şanzıman ünitesi çıkış milleri yatayda konumlanacak şekilde yerleştirilmiştir. Daha çok ön tekerden tahrikli araç tasarımlarında kullanılan bu konfigürasyona “güç transfer

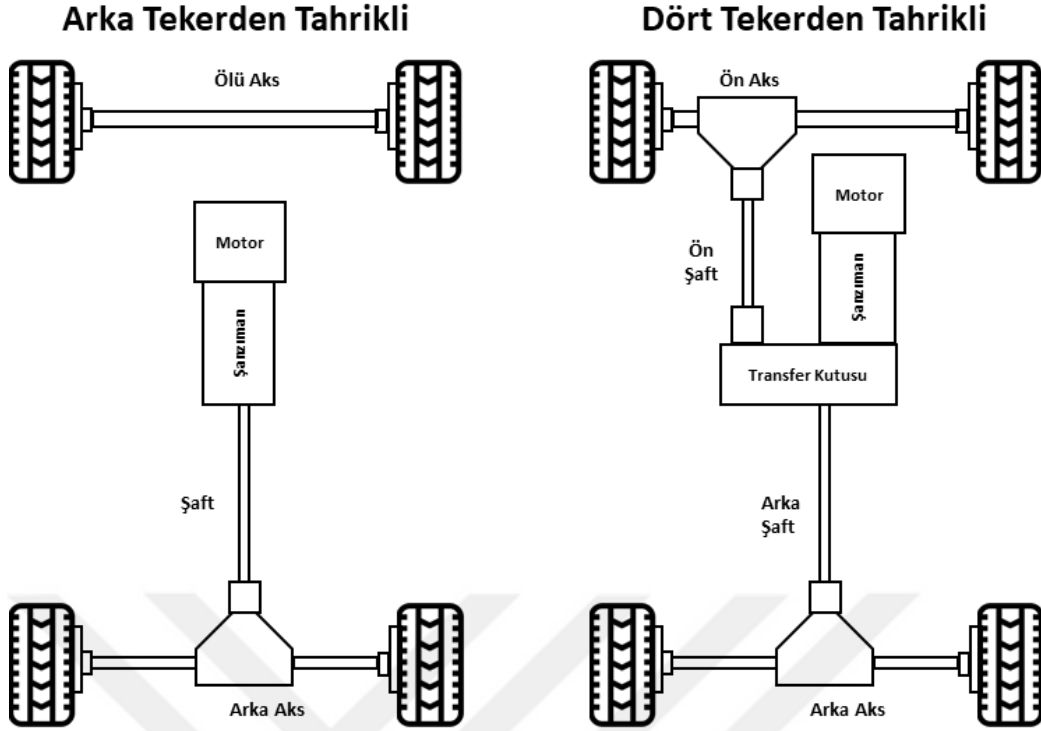
ünitesi” adı ile ek bir dişli kutusu ünitesi yardımıyla arka tekerlere de tork aktarımı yapılması halinde aynı şekil içerisinde sağ tarafta görünen dört tekerden tahrik sunabilen versiyona da dönüştürülebilmektedir.



Şekil 2.8 Doğu – batı yönelimli aktarma organları konfigürasyonu

Şekil 2.9’da görünen diğer bir konfigürasyon ise kuzey – güney yönelimli olarak adlandırılmakta olup yine benzer mantık ile motor çıkışında yer alan dişli kutusu ünitesi aracın üstten görünüşünde düşey eksen doğrultusunda konumlandırılmıştır. Şekilde de görüleceği üzere doğu – batı yönelimli tasarımda ön tekerden tahrikli ve 4 tekerden tahrikli opsiyonlar söz konusuyken, kuzey – güney yönelimli tasarımlarda arka teker tahrikli ve 4 tekerden tahrikli çözümler kullanılmaktadır.

Bu tasarımlardan arkadan itişli versiyonda motor torku çıkışında yer alan vites kutusu aracılığıyla öncelikle şaft ardından da arka aks yardımıyla arka tekerlere iletilirken, dört tekerden tahrikli tasarımlarda ek bir dişli kutusu (transfer kutusu) kullanımının yanı sıra ön tekerlerde ek bir aks kullanımına da ihtiyaç olmaktadır. Bu nedenle sistem dört tekerden tahrik ihtiyacı olan şartlarda ek maliyet ve bağlantılı sistemlerin fazlalığı nedeniyle tolerans yığılmalarıyla ek geliştirme zorluğunu da beraberinde getirmektedir.

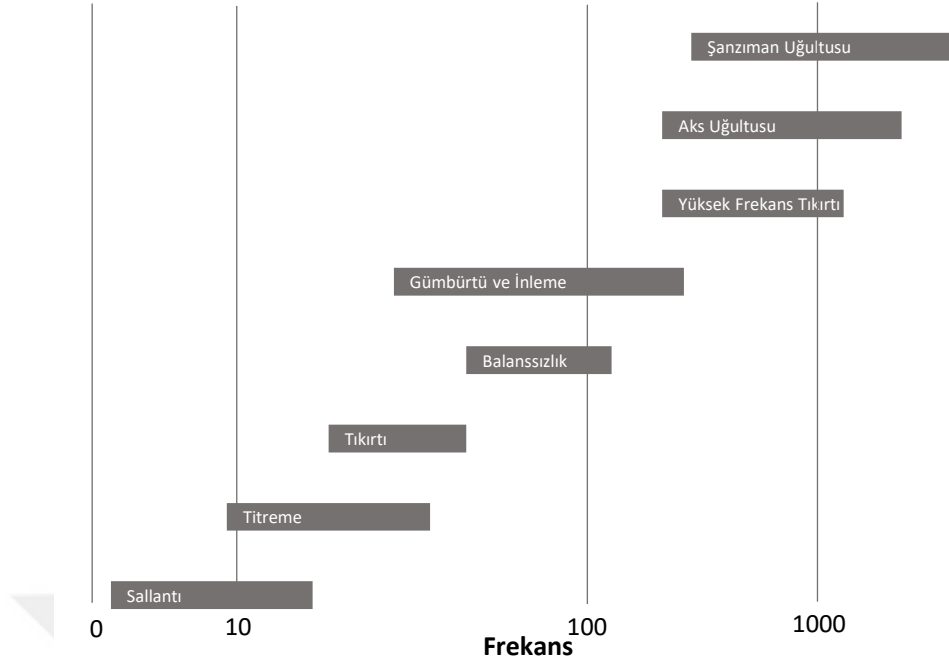


Şekil 2.9 Kuzey – güney yönelimli aktarma organları konfigürasyonu

Tez çalışması dahilinde veri toplanılarak matematiksel modeller aracılığıyla sistem analizleri sanal ortama taşınması hedeflenen taşıt konfigürasyonu arkadan itişli kuzey – güney yönelimli bir aktarma organı tasarımı içerisinde yer alan 3 parçalı bir kardana şaftına aittir. Kardan şaftı tasarımı ve alt komponentlerine ait bilgiler bir sonraki başlıkta paylaşılacaktır.

2.2.2 Temel Ses ve Titreşim Hataları

Arkadan itişli araçlarda aktarma organları dişli, rulman, mil ve mafsallar gibi birçok elemanı yapısında barındıran motor, şanzıman, kardan şaftı ve arka aks sistemlerinden oluşur. Bu kompleks sistemlerin münferit veya toplu şekilde etkileşimi sonucunda birçok hata modu da ortaya çıkmaktadır. Şekil 2.10’da görüldüğü üzere yüksek frekansta tecelli eden uğultu sesinin yanı sıra düşük frekansta titreşim, sallantı veya tıkırtı sesleri de duyulmaktadır [24].



Şekil 2.10 Aktarma organları kaynaklı ses ve titreşim hata modları

Yapılan birçok çalışmada kardan şaftının burada belirtilen ses ve titreşim fenomenleriyle ilişkisi irdelenmiş ve bu hata modlarının hepsi üzerinde baskın bir etkisi olduğu farklı çalışmalarla gerek deneysel gerekse analizlerle gösterilmiştir [25, 30].

General Motors firması tarafından gerçekleştirilen bir çalışmada kardan şaftının balanssızlığının kardan şaftının gerilimi üzerine etkisi irdelenmiş ve kardan şaftının gerçekleştirdiği dinamik karakteristiğinin ömre olan etkisi incelenmiştir [25]. Şekil 2.10'da görünen balanssızlık hata modunun farklı çerçevelerden incelenmesinin ne kadar önemli olduğunu gösteren bu çalışmada 3500 ile 8000 devir/dakika arasında kardan şaftının gerçekleştirdiği salınım hareketi ve bununla oluşan gerilim dağılımı incelenmiş kurulan sonlu elemanlar modeli test sonuçlarıyla kıyaslanmıştır. Her ne kadar kurulan sonlu elemanlar modeli gerilim değerlendirmesi ve ömür yönünde etkileri için kullanılmış olsa da modelin içerisinde farklı balanssızlık durumlarının irdelenmesine de yer verilmesi, yapılan tez çalışmasında bu çalışmanın da dikkate alınmasına etki etmiştir. Benzer şekilde kardan şaftının yüksek hızlarda olan etkisi bir aktarma organları üreticisi olan Dana firması tarafından yapılan çalışmada da irdelenmiş, benzer devir aralığında yine tek parçalı bir kardan şaftının kritik hızının öngörüsünü yapacak bir model üzerine çalışma yapılmıştır [30]. Kritik hız tespitinin Şekil 2.10'da titreşim olarak belirtilen hata modlarının engellenmesi için önemli

olduğunun belirtildiği çalışmada kardan şaftı rijit olarak modellenerek sonlu elemanlar yöntemiyle hazırlanan matris çözümü ile kritik hızın tespiti hedeflenmiştir. Kritik hızın ilgili hata modu üzerindeki etkisi farklı bir aktarma organları üreticisi olan VISTEON firması tarafından yayınlanan başka bir çalışmada da benzer şekilde irdelenmiştir [27]. Yine tek parçalı kardan şaftının sonlu elemanlar modellemesine odaklanılan bu çalışmada diğer çalışmadan farklı olarak kayıcı grubuna sahip bir şaft üzerinde inceleme yapılarak test verileriyle doğrulanan model yardımıyla ses ve titreşim problemlerinin azaltılabileceği yeni bir model literatüre kazandırılmıştır. Bu model aracılığıyla kayıcı grubunun akustik performans üzerindeki etkisi özellikle yüksek hızda çalışma karakteristiği gözetilerek farklı araç tipleri için irdelenmiştir. Yine General Motors firması tarafından yayınlanan farklı bir çalışmada ise deney düzenekleri ve sonlu elemanlar modelleri aracılığıyla kardan şaftının farklı bir hata modu olan dönüş sesi incelenmiştir [29]. Bu ses özellikle spor araçlarda kardan şaftının çalışma şartlarında kritik hıza yaklaşması ve burulma modlarının etkisi ile hava ile taşınan bir ses meydana getirmesi ile ortaya çıkmaktadır.

Şaftın doğal frekansı ve bununla birlikte oluşan ses hatalarının yanı sıra kardan şaftının çalışma sırasında sergilediği dinamik karakteristik Şekil 2.10’da aks ve şanzıman uğultusu olarak belirtilen hata modlarında da etkili olmaktadır. Bu bağlamda üretici firma olan General Motors, American Axle ve Ford tarafından farklı çalışmalar ile kardan şaftının dişli sesi üzerine etkileri değerlendirilmiş, literatüre katkıda bulunulmuştur [26, 28, 32]. İlk olarak Ford’un yayınladığı bir çalışmada kardan şaftında tasarım optimizasyonu yapılmasının burkulma momenti ile ilintili olarak dişli uğultu sesini azaltmada etkili olduğu belirtilmiştir [28]. Ardından 2017’de yapılan başka bir çalışmada ise çekiç testleriyle mod yoğunluğu tespit edilen büyük çaplı tek parça bir alüminyum borulu kardan şaftının dişli temas kuvvetleri ile etkileşime girerek dişli sesinin artmasına etki ettiği tespit edilmiştir [26]. Bu çalışmadan iki yıl sonra ise bir kamyon projesinde kardan şaftının dişli sesine olan etkisini azaltmak amacıyla bir çalışma yürütülmüş ve kardan şaftı içerisine İngilizce kaynaklarda “liner” olarak geçen karton damperler eklenilerek dört farklı aks için dişli sesinin azaltılması sağlanmıştır [32].

Farklı bir çalışmada ise gümbürtü olarak adlandırılan kabin içi basınç dalgalanmasının bir sonucu olarak aktarma organlarına bağlı olarak ortaya çıkan bir

hata modu incelenmiştir [31]. Makalede arka tekerden tahrikli bir araç için motor kaynaklı ortaya çıkan moment dalgalanmasının kardan şaftının üzerinden önce arka aks mesnet noktalarına ardından da bağlantılı elemanlarla şasiye iletildiğine yer verilmiştir. Şasiye iletilen bu kuvvetlerin gümbürtü sesini ortaya çıkarttığı, bunların sesin azaltılabilmesi içinse şaftın burkulma modunun kontrol altında tutulacağı doğru tasarım ile ilerlenmesinin önemli olduğu vurgulanmıştır.

Her ne kadar yayınlanan bu çalışmalar kardan şaftının tasarım isterlerini, sistem üzerindeki etkisini ve akustik performans konusundaki etkisini gösterme noktasında önemli olsa da çalışmaların çoğunlukla askı elemanına sahip olmayan tek parçalı şaftlar üzerinde gerçekleştirilmesi, özellikle kabin hacminin önemli olduğu orta ticari segmentindeki araçlarda kullanılan uzun ve çok parçalı şaftların oluşturduğu hata modlarının irdelenmesinde yeterli kalmamasına neden olmaktadır.

Şekil 2.10’da belirtilen ses ve titreşim hata modları içerisinde özellikle 15 – 150 Hz. frekans bant aralığında karşı karşıya kalınan titreme, tıkırtı, balanssızlık, gümbürtü ve inleme veya İngilizce literatürde yer aldığı şekli ile sırasıyla “shudder”, “clunk”, “imbalance”, “boom” ve “moan” olarak adlandırılan hataları ifade etmektedir. Bu hata modları özellikle orta ticari segmentteki arka tekerden tahrikli ticari araçlarda kardan şaftı tasarımı ile doğrudan ilintili olarak vuku bulan ses ve titreşim hatalarının başında gelmektedir. Bu nedenle kurulacak olan model sadece kardan şaftıyla bağlantılı hata modlarının tespiti için değil aynı zamanda kardan şaftı kaynaklı ortaya çıkan ancak çevre sistemlerin katılık değerleri ile ilintili müşterilere etki düzeyleri değişen hata modlarının tespiti için de kullanılabilecek şekilde kurulacaktır.

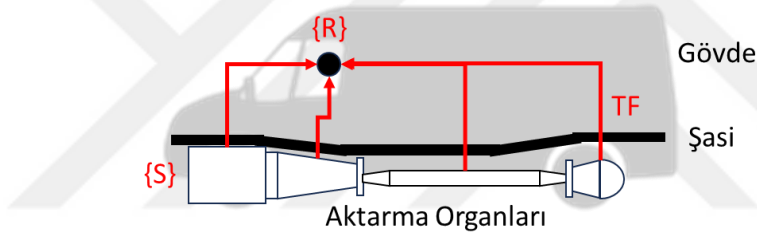
2.2.3 Kardan Şaftı Kaynaklı Titreşim Hatalarının Oluşum Patikası

Kardan şaftı üzerinden iletilen titreşim hataları diğer aktarma organlarında da olduğu gibi Şekil 2.11’deki transfer patikası aracılığıyla öncelikle gerek bağlantı braketleri gerekse süspansiyon elemanları aracılığıyla şasiye oradan sürücünün yer aldığı taban sacına ve gövdeye ulaşmaktadır. Hem gövde hem de tabandan aktarılan bu titreşimler sürücü ve yolcuların yer aldığı alandaki konfor şartlarını belirlemektedir. Şekilde {R} ile belirtilen oluşan etkiler en temel hatlarıyla kabindeki basınç dalgalanması değişimden kaynaklı olarak gümbürtü sesi,

direksiyon ve koltuk üzerinde titreşim, balanssızlık nedeniyle yan panel veya taban sacında titreşim şeklinde hissedilmektedir.

Aktarma organları kaynaklı sesler birçok kaynaktan gerçekleşebilmektedir. Bunlar en temel hatlarıyla iki ana kategoride toparlanabilir. İlki hatalı kardan şaftı montajı, yanlış parça kullanımı ve hatalı kalibrasyon gibi imalat ve montaj prosesi kaynaklı hataları ele alırken, diğeri tasarım sırasında yanlış belirlenen mafsalsal açıları, yüksek kayıcı boşluğu, hatalı şaft boyu, yanlış gövde sac kalınlığı ve yüksek arka aks balans ve salgı değerlerini veya hatalı süspansiyon karakteristiklerini esas alan tasarım adımlarını kapsamaktadır. Bu değerler Şekil 2.11 içerisinde {S} ile gösterilmektedir.

Aynı görselde “TF” olarak ifade edilen hat ise titreşimin iletim yolunu göstermekte olup motor ve vites kutusu bağlantı takozlarını, süspansiyon bağlantı noktalarını ve kardan şaftının şasiye bağlandığı askı bağlantı noktalarını görselleştirmektedir.

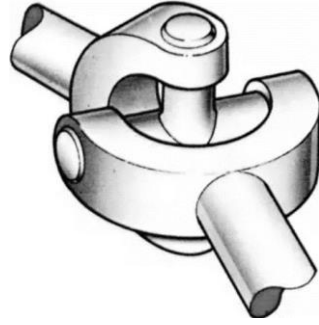


Şekil 2.11 Aktarma organlarına ait ses ve titreşim sorunlarının transfer patikası

2.3 Kardan Mafsalı ve Kardan Şaftı Tasarımı

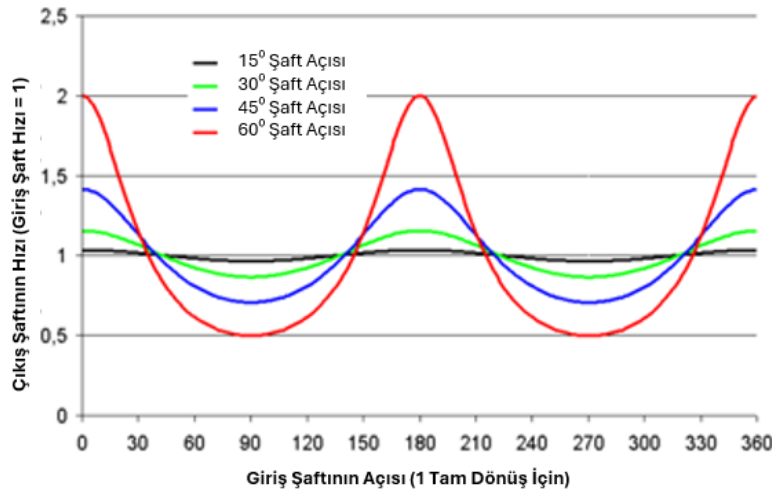
Kardan mafsalının kullanımı ağırlıklı olarak otomotiv sektöründe yaygın olarak görülse de geliştirilmesi otomotiv sektörü için kullanılan uygulamalar için yapılmamıştır. Uzun yıllar rijit aks sistemleri ile kullanılan taşımacılık araçlarının ardından 1550’lerde matematikçi ve filozof olan Geronimo Cardano saat kulelerinde kullanılan halka süspansiyon adındaki tasarımdan esinlenerek gemi pusulalarında kullanılmak üzere bir mafsalsal icat edilmesine destek vermiş ve günümüzde de kullanılan Şekil 2.12’de görünen kardan mafsalının geliştirilmesini sağlamıştır [21]. Ardından 1664 yılında Robert Hooke bu tasarımı iki tahrik milinin birleşimi amacıyla kullanarak taşıtlarda kullanılabilmesine yönelik “evrensel mafsalsal” adı altında bir patent almıştır. Bu nedenle hali hazırda literatürde yer alan birçok çalışmada mafsalsalın ismi kardan mafsalsal veya evrensel kelimesinin İngilizce

karşılığında esinlenilerek U-mafsali olarak anılmaktadır. Bu mafsalin otomotiv sektöründe özellikle arkadan itişli araçlarda kullanımı paketleme konusunda sahip olduğu birçok avantaj nedeniyle 19. yüz yıldan itibaren oldukça popüler olmuştur.



Şekil 2.12 Kardan mafsalinın tasarımı

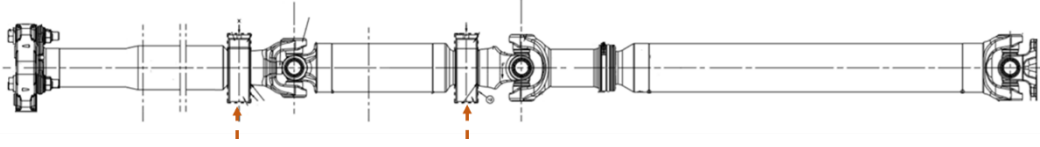
Buna karşın Şekil 2.13'teki farklı açılar altında hız iletim grafiğinde de görüldüğü üzere mafsalin giriş ve çıkış açılarının değişiminin sürüş sırasında aktarma organları kaynaklı titreşim problemlerinin doğmasına ve konforun olumsuz yönde etkilenmesine neden olmakta ve geliştirme sürecinde açısal kontrollere bağlı olarak ek tasarım doğrulama çalışmaları yapılmasına ihtiyaç duyulmaktaydı.



Şekil 2.13 Kardan mafsalinın hız iletimi

Her ne kadar açısal hız değişimine bağlı olarak doğan bu farklılıklar ek geliştirme testleri ve maliyeti doğursa da mafsalin düşük açılarda daha küçük bir paket ile daha mukavim çözümler üretmesi ve imalat operasyonlarının alternatif olan sabit hız aktarımlı mafsallara göre daha ucuz olması nedeniyle günümüzde hala ticari araçlardaki şaft uygulamalarının büyük çoğunluğunda bu mafsalların kullanımına devam edilmektedir. Şekil 2.14'te de yer alan ve tez çalışmasında da model

geliştirmesinde kullanılan şaftlara benzer şaftların da üzerinde yer alan mafsalların kardan mafsalı olması nedeniyle literatüre bu şaftlar kardan şaftı veya kardan şaftı olarak geçmiştir.



Şekil 2.14 Kardan şaft tasarımı

Görseli paylaşılan orta ticari segmentine ait otomatik vites kutulu arkadan itişli bir taşıt modelinde yer alan bu üç parça borusu ve dört adet kardan şaftı bu boruları birbirine bağlayan bir kardan şaftı tez çalışması sırasında referans model olarak kullanılmıştır. Kardan mafsalları aracılığıyla ön tarafta vites kutusunun çıkış miline arka tarafta da arka aksın pinyon flanşına bağlanan kardan şaftı şasiye iki mesnet noktasından montajlanmaktadır. Bu bağlantı noktalarında oluşan titreşimi sönmüleyebilmek ve mafsalları açılardan doğan titreşimin olabildiğince kontrol altında tutulabilmesi için ise merkez rulman veya askı adı verilen bağlantı elemanları kullanılmaktadır.

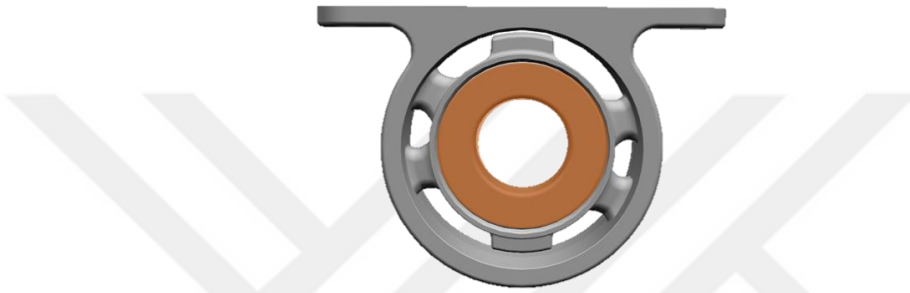
Tez çalışması kapsamında incelenen kardan şaftında gerek eleman içerisinde yer alan kauçuk geometri gerekse bağlantı braketlerinin tasarımları doğrultusunda farklı şekillerde ve yapılarda alternatifleri bulunan bu kauçuk yapısal bağlantı elemanlarından maliyet ve imal edilebilirlik açısından en elverişli olan Şekil 2.15 ve 2.16 de görselleri paylaşılan iki alternatifin sunmuş olduğu sonuçlar değerlendirmeye alınmıştır.



Şekil 2.15 Tek körüklü askı tasarımı

Tasarımlar arasında iki temel farklılık yer almaktadır. Bunlardan ilki ve titreşim sorunlarında temel etki doğurucu kauçuk geometridir. Şekil 2.15'te görünen tasarımda kauçuk geometri 360 derece boyunca tek tarafta dolu olarak ortada yer

alan merkez rulman ile dış braket geometrisini birbirine bağlarken Şekil 2.16’da görünen tasarımda belli alanlarda bağlantı sağlayan İngilizce literatüre “snubber” olarak geçen şok azaltıcı bağlantı yüzeyleri ile kauçuk bağlantının yapılması ve dikeyde yer alan iki şok azaltıcı ünitenin direkt olarak bağlantısının bulunmamasıdır. Diğer yandan şekillerde de net olarak görülebileceği üzere her iki tasarıma ait dış gövdeler de değişim göstermektedir. İlk tasarımda metal büküm ile elde edilen sac bir dış gövde braketini kullanılırken diğerinde alüminyum ekstrüzyon ile imal edilen bir tasarım kullanılmaktadır. Bu iki tasarıma ait katılık yönünden farklılıklar takip eden bölümlerde test sonuçları ile daha detaylı irdelenecektir.



Şekil 2.16 Şok azaltıcı bağlantılı askı tasarımı

Bunun yanı sıra yapı içerisinde şaftın son borusunda kayıcı olarak adlandırılan ve borunun aksenal yöndeki hareketler doğrultusunda uzunluğunun değişimini sağlayan mekanizma farklı yol koşulları ve tork değişimleri altında arka aksın sergileyeceği kafa vurma hareketinin tolere edilerek mesnet noktalarındaki elemanların veya arka aks pinyon bölgesinin zarar görmesi engelleyen bir eleman da kullanılmaktadır.

2.4 Kardan Şaftının Tasarım Doğrulama Faaliyetleri

Mevcut kardan şaftı tasarım doğrulama faaliyetleri ömür, titreşim ve paket kontrolleri olmak üzere üç temel alanda yürütülmektedir.

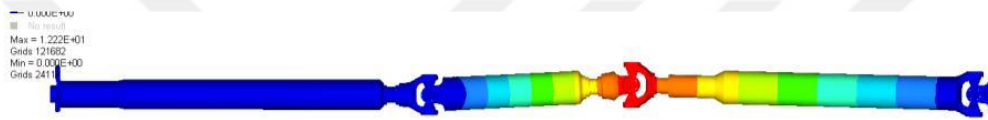
Ömür analizleri çoğunlukla analitik olarak kardan mafsallarının yapmış oldukları açı referans olarak yürütülmektedir. Kardan mafsalının ömrü, montaj açısının değişimine bağlı olarak ters orantı ile etkilenmekte ve eksponansiyel olarak düşüş göstermektedir. Yine benzer şekilde kardan şaftının taşıdığı moment ve çalıştığı devir de ömür üzerinde etkili olmaktadır. Bu değişimlere bağlı olarak literatürde yürütülen önceki çalışmalarda ömür öngörülleri gerçekleştirilmiştir [22]. Sektörde

de temel kontrollerde için buralardaki referans hesaplar baz alınarak kardan mafsalının içerisinde yer alan rulmanların ömür kontrolleri gerçekleştirilmektedir. Bu yöntem birçok uygulama için rahatlıkla kullanılabilecek ve tutarlılığı onlarca yıl geliştirilen projelerde test edilmiş bir yöntemdir. Ek olarak kardan şaftının üzerinde yer alan boru ve dövme parçaların da çalışma şartlarında taşıdığı tork kapasitesine bağlı olarak dayanımı ayrı ayrı kontrol edilmekte ve araç testleri ile tutarlı bir sonuç sergileyecek şekilde birçok uygulamada kullanılabilecek sonuçlar üretebilmektedir. Bu kontroller boru ve bağlantı mafsallarının akma gerilmelerinden yola çıkarak hesaplanmakta olup borular için boru et kalınlığı ve dış çap bilgileri referans alınarak, dövme parçalarda ise yine benzer şekilde boyutsal parametrelere ek olarak parçanın üzerinde yer alan ısıtım işlem değerleri de dikkate alınarak kontroller gerçekleştirilmektedir.

Belirtilen bu ömür kontrollerinin yanı sıra kardan şaftının taşıdığı moment nedeniyle boru mesnet noktalarında oluşan kuvvetler de askı olarak ifade edilen merkez rulmanın dış gövdesinde yüksek hasarlar oluşturabilecek boyutlara ulaşabilmektedir. Yine benzer referans çalışmalar kullanılarak maksimum moment ve araç yükü şartlarında askı üzerine düşen eksenel kuvvetler ampirik formüller aracılığıyla hesaplanmakta ve mevcut ürünlerin referans değerler ile kıyaslanarak ömür tahmin edilmektedir. Her ne kadar maksimum şartlar altında kontrol gerçekleştiriliyor olsa da bu yöntem en zorlu şartları referans alması ve sadece aynı tasarıma sahip askı geometrilerinde tutarlılık göstermesi nedeniyle yeni askı geliştirme faaliyetlerinde yeterli sonuçlar sunamamaktadır.

Titreşim kontrolleri ise ağırlıklı olarak sistem seviyesinde yine mafsal açlarına ve kardan şaftının doğal frekansına bağlı olarak gerçekleştirilmekte olup sistemin sadece rijit modları sanal ortamda kontrol edilebilmektedir. Ardından araç seviyesi çekiç testleri ve dinamik şartlarda sürüşler ile final kontroller gerçekleştirilmektedir. Bu nedenle olası bir titreşim probleminin tespiti projenin ilerleyen fazlarında tespit edildiğinde ömür hesapları da dahil olmak üzere tasarıma etki edecek birçok hesabın tekrarlanması gerekmektedir. Sanal ortamda yapılan kontroller ile olabildiğince araç testlerine doğrulanmış ve sorunsuz parça tasarımda parça sunulabilmesi için ilk aşamada statik şartlar altında mafsal açıları kontrol edilip buna bağlı olarak kardan şaftının burulma ivmesi ve rijit modlarının frekans karşılıkları kontrol edilmektedir. Burulma ivmesi kazıntı ve gümbürtü sesleri başta

olmak üzere birçok hata moduna etki etmekte olup direkt olarak mafsal açılarına ve çalışma devirlerine bağlı olarak değişim göstermektedir. Bunun yanı sıra statik açı değerleri ise kardan şaftı askı pozisyonlarına, boru boylarına ve çaplarına bağlı olarak değişim göstermektedir. Dolayısıyla statik açı ve burulma ivmesi kontrolleri ampirik formüller aracılığıyla kontrol edilirken aynı zamanda boru uzunlukları ve bununla ilintili oluşan rijit modlar da Şekil 2.17’de görünen modal analiz yöntemleri ile kontrol altında tutulmalıdır. Yapılan bu modal analiz sonuçları ile elde edilen kritik devir sayısı ile kardan şaftının operasyonel şartlarda maruz kalacağı maksimum devri kontrol edilerek olabildiğince rezonans bandından uzakta kalacak şekilde tasarım yapılmaya ve boru boyları buna göre ölçeklendirilmeye çalışılır.



Şekil 2.17 Kardan şaftı doğal frekansının sanal ortamda kontrolü

Kardan şaftı gerek arka tekerden tahrikli gerekse dört teker tahrikli taşıt konfigürasyonlarında aracın başlangıç noktasında yer alan motor ve vites kutusu alanından en uç noktasında yer alan aks bölümüne kadar uzanmaktadır. Bu sırada çevresinde yer alan egzoz, fren hatları, yakıt hatları, yakıt deposu, şasi ve ısı kalkanı gibi birçok sistem ile çevresel etkileşim halindedir. Bu nedenle yapılan her türlü titreşim ve ömür kontrolü sırasında yürütülen analize paralel olarak gerek statik haldeki montaj şartlarında gerekse dinamik çalışma şartlarındaki değişken açılar altındaki pozisyonu dikkate alınarak çevresel sistemlerle arasındaki girişimler de kontrol edilmektedir.

KARDAN MİLİ ASKI KAÜÇUK MODELİ

3.1 Askı Üzerinden Deneysel Verilerin Toplanması

Sistem modellemesi öncesinde askının komponent seviyesinde modellenmesi ve bu modelin doğrulanması kapsamlı bir model geliştirilmesi için oldukça önemlidir. Bu bağlamda kurulacak olan modele ait ideal yapının belirlenmesi ve doğru dağılımda yay ve sönüm elemanlarının seçilmesi için iteratif bir model geliştirilmesi hedeflenmiştir. Kurulan bu model ile elde edilen dinamik katılık değerinin doğrulaması için ise laboratuvar ortamında toplanılmış dinamik test verileri kullanılmıştır.

Önceki bölümde de aktarıldığı gibi kauçuk elemanın dinamik katılık değeri farklı çalışma şartlarında farklı sonuçlar sunmaktadır. Bu nedenle Şekil 3.1’de görünen dinamik katılık ölçümü gerçekleştiren test düzeneği yardımıyla farklı sıcaklıklarda (23°C, 50°C, 80°C), genlikte (3 mm, 1 mm, 0,1 mm ve 0,05 mm), statik katılıkta (47 N/mm, 46 N/mm, 45 N/mm, 44 N/mm), ön yükleme şartlarında (85 N, 45 N ve yüksüz) askılar üzerinden ölçümler toplanılmış ve bu ölçümler model doğrulamasında kullanılmıştır.



Şekil 3.1 Dinamik katılık verilerinin kaydedildiği test sistemi

Model doğrulamaları her iki askı için de iki aşamada gerçekleştirilmiştir. Bunlardan ilki Tablo 3.1’de görünen daha dar bir deney şartı ile yürütülmüş ve gerçeğe en yakın sonuç sunan ideal model yapısına ulaşılmıştır. Ardından daha kapsamlı bir veri seti ile model doğrulama çalışmalarına devam edilmiştir.

Tablo 3.1 Model geliştirilmesi için seçilen deneysel veriler

Test #	Genlik	Sıcaklık	Statik Katılık	Ön Yükleme	Frekans
Birim	mm	°C	N/mm	N	Hz
1	0.05	23	46	0	20
2	0.40	23	47	0	25
3	0.40	80	47	45	25
4	0.10	23	47	0	20
5	0.10	23	45	0	80

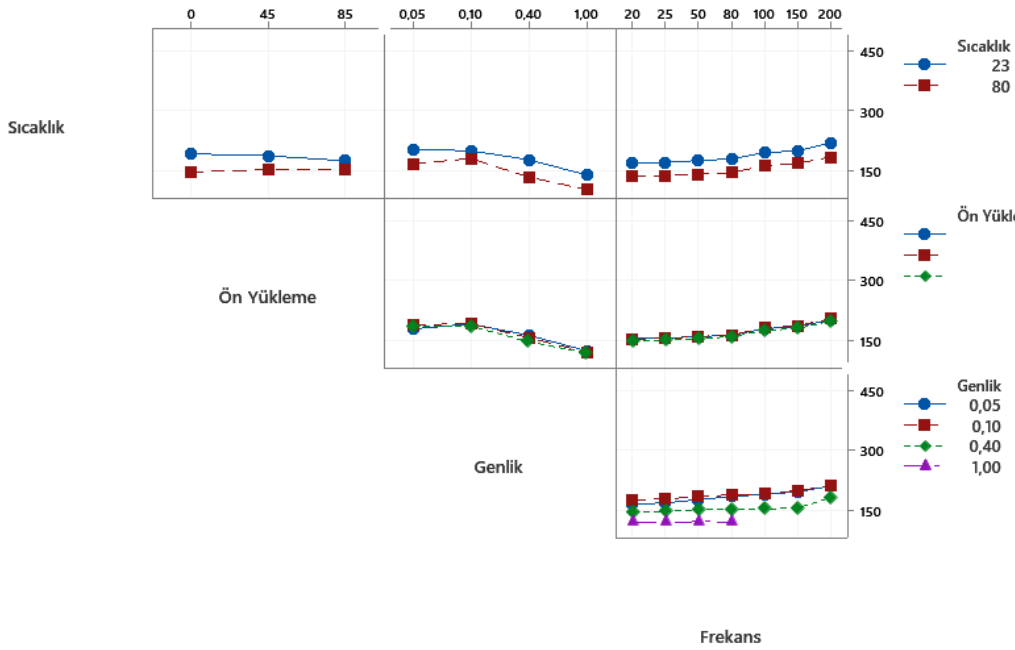
Model doğrulama faaliyetleri için seçilen çalışma şartları Tablo 3.1’de görülmektedir. Bu şartlar araçta yer alan diğer sistemlerin kardan şaftı nedeniyle ortaya çıkarttığı ve literatürde gümbürtü sesi olarak geçen kabin içi basınç dalgalanmasının gözlemlendiği şartları tespit etmekte kullanılan mevcut test yönergelerine göre seçilmiştir. Bu veriler aracılığıyla gerçekleştirilen ilk model doğrulama faaliyetinin sonrasında yukarıda belirtilen farklı çalışma şartları baz alınarak toparlanan 234 deney verisi ile ikinci doğrulama çalışması yürütülmüştür.

Komponent seviyesi test tezgahında kontrollü ortamda değişken şartlarda kayıt altına alınan bu dinamik katılık değerleri tek körüklü tasarım için Şekil 3.2’de şok azaltıcı bağlantılı tasarım içinse Şekil 3.3’te yer alan etkileşim grafiklerinde görülmektedir.

3.3 numaralı şekilde yer alan ayrışım grafiği incelendiğinde askı tasarımına ait dinamik katılık değerlerinin sıcaklık ve genlik değişimine bağlı olarak küçük bir

hassasiyet gösterdiği ancak ön yükleme ve frekans değişimine bağlı olarak daha kararlı bir değişkenlikte olduğu görülmektedir.

Genel olarak ortalama 165 N/mm değeri etrafında değişim gösteren dinamik katılık değeri çalışma şartlarında karşı karşıya kalınan şartlarda çoğunlukla 200 N/mm olarak görülmektedir. Bu tasarıma ait dağılımın değişken parametrelere göre oldukça kararlı bir hal çizmesinin ilgili tasarımda kauçuk geometrinin braket gövdesi ile sürekli temas halinde olmasından kaynaklandığı düşünülmektedir.



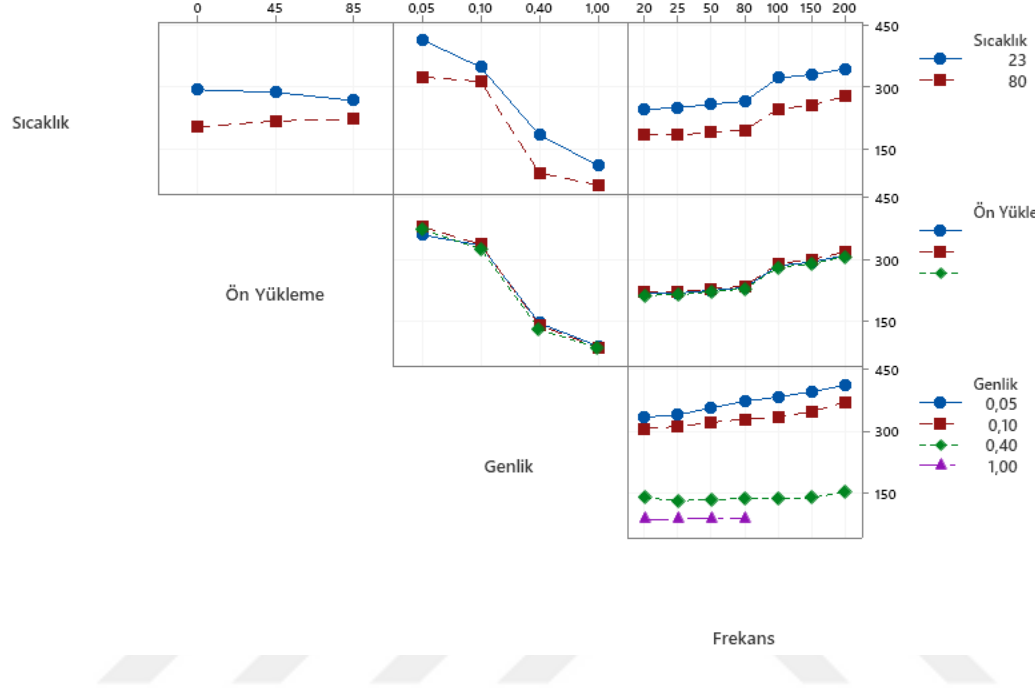
Şekil 3.2 Tek körüklü tasarıma ait dinamik katılık verileri

Her ne kadar tek körüklü askı tasarımının sergilediği bu kararlı haldeki dağılım titreşim kontrollerinin yapılması sırasında daha kolay bir öngörü sahibi olunabilmesine destek olsa da farklı şartlarda farklı karakteristik sergilenmemesi başka ek sorunları da beraberinde getirebilmektedir. Özellikle yüksek yük ve düşük sıcaklıkta çalışma anında askı kauçuk geometrisinin sürekli olarak sergilediği yüksek katılık değeri nedeniyle karşılaşılabilecek ömür sorunları bu sorunlara örnek olarak paylaşılabilir.

Diğer yandan Şekil 3.3'te net bir şekilde görülebileceği üzere şok azaltıcı bağlantılı tasarım değişken parametreler altında farklı dinamik katılık karakteristikleri sergilemektedir.

Farklı ön yükleme değerlerinde tek körüklü tasarımda olduğu gibi kararlı bir hal sergileyen şok azaltıcı bağlantılı askı tasarımı sıcaklık değişimi altında sergilediği

karakteristik biraz daha değişkendir. Bunun yanı sıra tasarım farklı sıcaklık ve genlik değişiminde öncelikle 450 N/mm'ye varan bir dinamik katılıkta oldukça sert bir geometri ortaya koyarken genlik değerinin artışıyla birlikte bu değer 80 N/mm'ye kadar düşmekte ve oldukça elastik bir katılık karakteristiği göstermektedir.



Şekil 3.3 Şok azaltıcı bağlantılı tasarıma ait dinamik katılık verileri

Değişken dinamik katılığın gözlemlendiği bu farklılıklarla birlikte asıl ayrışmayı yaratan temel farklılık ise değişken frekans ve genlik incelemesinde daha net görülmektedir. Bu noktada tasarım her ne kadar frekansın artışıyla birlikte artan bir katılık değişimi sergilese de farklı frekans aralığında oldukça kararlı bir hal sergilemiştir. Buna karşın değişken genlik değerlerinde ilk olarak düşük genliklerde birbirine yakın ve sert bir karakteristik izlerken genliğin artışı ile daha yumuşak bir katılık değeri elde edilmiştir. Bu değişimin özellikle üst bölümde bahsi geçen farklı çalışma şartlarında karşılaşılabilecek olan ömür sorunlarının önüne geçilmesi noktasında etkili olacağı öngörülmektedir.

Kaydedilen bu değişken karakteristiğin yine kauçuk geometrisi ve malzeme kompozisyonu ile bağlantılı olarak ortaya çıktığı tespitinde bulunulmuştur. Geometrik açıdan dikey ekseninde yer alan iki şok azaltıcı geometri düşük genlikte salınım şartında direkt olarak temas halinde değildir. Buna karşın yatay ekseninde yer alan dört şok azaltıcı geometri daha kararlı ve sert bir katılık davranışı

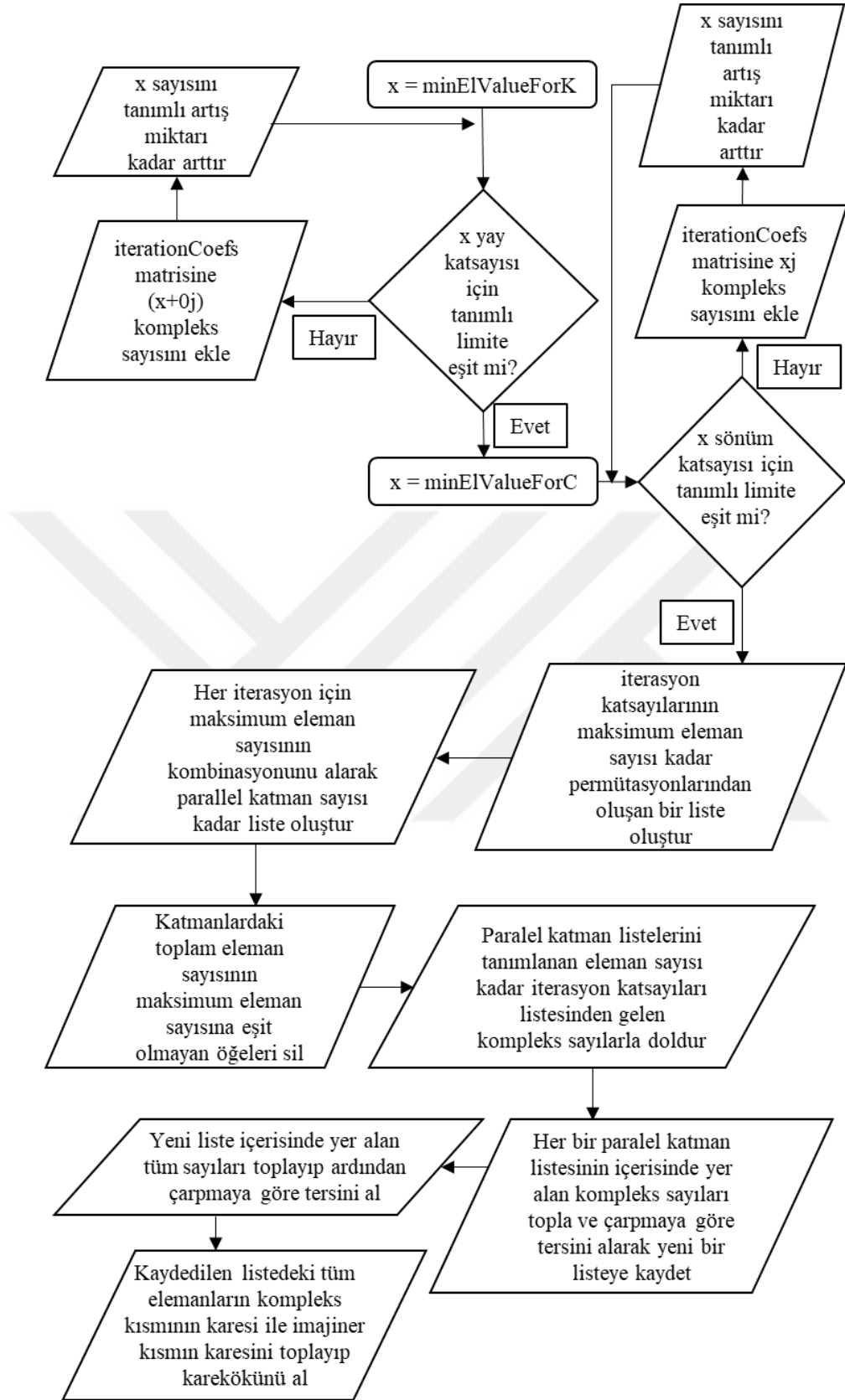
sergilemektedir. Öte yandan yüksek genlikte salınım gerçekleştirildiğinde tam tersi şekilde yarlarda yer alan geometrilerin sergilediği karakteristik çeki yönünde yapılan zorlamadan ötürü yumuşak bir davranış sergilemeye başlarken dikey eksende braketin dış geometrisi ile temasa girilmeye başlanması bu yöndeki şok azaltıcı geometrilerin ilk durumdan daha yüksek sertlik değeri sergilemesine neden olmaktadır. Bu nedenle farklı şartlarda farklı karakteristikler gözlemlenmektedir.

3.2 Askı İçin Matematiksel Model Geliştirilmesi

Önceki bölümlerde değinildiği gibi tüm potansiyel alternatifler dikkate alınarak kontrol gerçekleştirilebilmesi adına katman sayısı, eleman tipi ve sayısı ile birlikte bu katmanların içine yerleştirilecek elemanların değerlerinde de değişiklik yapılarak farklı iterasyonların üretilmesine ihtiyaç bulunmaktadır. Bu bağlamda hızlı iterasyonlar üretebilmek adına Python programlama dili yardımıyla bir algoritma geliştirilerek potansiyel tüm alternatifler değerlendirilmeye tabii tutularak en uygun modelin en hızlı şekilde tespit edilebilmesi amaçlanmıştır.

Geliştirilen bu algoritma yardımıyla farklı sayıda ve tipte (yay veya sönüm) eleman farklı sayıda katmanlara yerleştirilerek sürekli olarak elde edilen değerlerle ölçümlenen veriler arasındaki hata oranı kontrol edilmiştir. Her iterasyon için tespit edilen bu hata oranlarıyla gerçeğe en yakın modelin bulunması amaçlanmıştır.

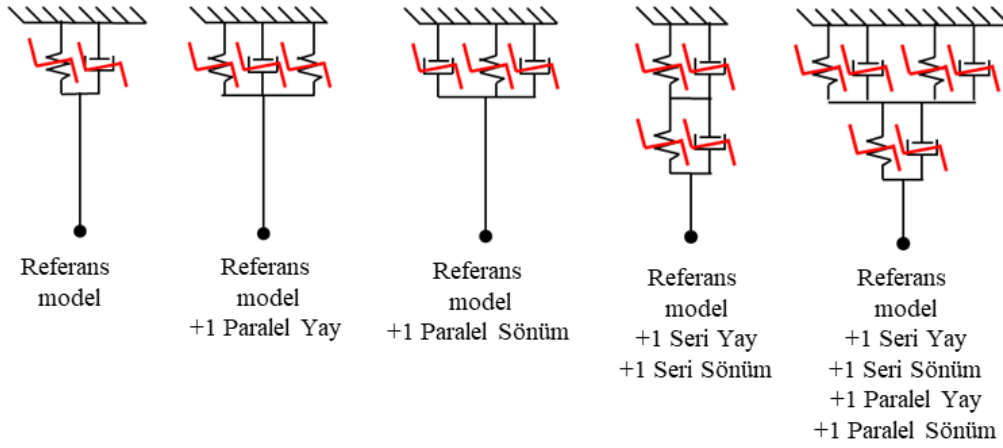
Çalışma sırasında kullanılan algoritma Şekil 3.4'te görülmektedir. Algoritma yardımıyla farklı iterasyonlar oluştururken 3 temel matristen faydalanılmaktadır. Bu matrislere dair detaylar ilerleyen bölümlerde basitleştirilmiş örnekler üzerinden paylaşılacaktır.



Şekil 3.4 Dinamik katılık tahmini için iterasyon oluşturma algoritması

3.3 İdeal Eleman Sayısı ve Türünün Tayini

Önceki bölümde de aktarıldığı üzere literatürde kauçuk parçaların dinamik özelliklerini analitik yöntemlerle belirlemek için sönüm ve yay elemanları kullanılarak oluşturulan modeller mevcuttur. Ancak bu modellerin farklı kombinasyonlarda kullanılarak gerçekçi değerin bulunmasına yönelik bir yöntem yoktur. Bu bağlamda gerçekçi katılık değerlerinin bulunabilmesi için kauçuk bölümün modellenmesinde ihtiyaç olan model 3.5 numaralı şekilde örneklendiği gibi farklı iterasyonlarla deneyerek bulunmaktadır. Şekil içerisinde paylaşılan iterasyon görselleri farklı şekilde kombinasyonlar oluşturulurken izlenen yolun daha kolay anlaşılabilmesi adına örnek olarak paylaşılmıştır.



Şekil 3.5 Farklı iterasyonların oluşturulmasına ait örnekler

Takip eden başlıklar altında katılık değerinin tahmin edilebilmesi için Şekil 3.5'te örnek olarak paylaşılan yapılarla benzer nitelikteki farklı iterasyonlar, sönüm ve yay sayısının yanında paralel ve seri eleman sayısının da değiştirilerek ilgili parametrelere tayin edilen katsayıların da 3.4 numaralı şekildeki algoritma ile değiştirildiği modele ait detaylar paylaşılmıştır. Ardından bu verilerle birlikte deneysel sonuçlar kıyaslanarak iki farklı hata oranıyla kontrol edilip gerçeğe en yakın modele ait bilgiler sunulmuştur.

Geliştirilen Python algoritmasıyla farklı iterasyonlar oluşturulması için kullanılan matrislerden ilki Tablo 3.2'de örnek olarak sunulan eleman değer alternatifleri matrisidir. Bu yapı her iterasyonda aynı eleman yapılarına farklı değerler tayin edebilmek amacıyla kullanılmaktadır. Matristen alınan değerler, modelde bulunan sönüm ve yaylara sırayla atanarak farklı iterasyonlar oluşturulmaktadır.

3.2 numaralı tabloda paylaşılan örnek, başlangıç değeri beş, üst limiti yedi ve bir birimlik artış ile değişim sergileyen toplamda üç eleman sayısına sahip bir sınır şart için bu matrisin nasıl oluşacağını örneklendirilmesi amacıyla hazırlanmıştır. Tablodaki değerler belirtildiği üzere matrisin idrak edilebilmesini kolaylaştırmak için örnek olarak paylaşılmıştır. Takip eden bölümlerde en gerçekçi modelin tespiti için bu değerler iterasyon başlangıcında -5, bitiş noktasında 5 olarak şekilde 0,001 artış miktarı ile yürütülmüştür.

Tablo 3.2 Eleman değer alternatifleri matrisi

1.Eleman	2.Eleman	3.Eleman
5	5	5
6	6	6
5	5	6
5	6	5
6	5	5
5	6	6
6	5	6
6	6	5

Katsayıların sönüm veya yay elemanlarına atanması sırasında sönüm katsayılarının referanslarda da olduğu gibi frekansla değişim gösterecek şekilde tanımlanması nedeniyle elde edilecek sonuçlarda farklılıklar gözlemlenmektedir [10, 12]. Dolayısıyla farklı bir matris aracılığıyla farklı bir iterasyon yapısının kurulması ve eleman türüne bağlı olarak değişim gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Bu matris çözüm aşamasında türetilen katmanlarda yer alan eleman sayıları tespit edildikten sonra bu değerlere göre her iterasyon için farklı tipte elemanı kullanarak alternatif modeller oluşturulmasında kullanılmaktadır.

Buradaki sönüm ve yay ifadeleri dikkate alınarak ileride paralel ve seri şekilde bağlı bulunacak katmanlara gerekli elemanların ataması yapılacaktır. Yay ve sönüm eleman matrisine ait bir örnek üç elemana sahip bir iterasyon için Tablo 3.3'te paylaşılmıştır.

Tablo 3.3 Yay ve sönüm eleman türleri matrisi

İlk Eleman	İkinci Eleman	Üçüncü Eleman
Sönüm	Sönüm	Sönüm
Yay	Yay	Yay
Yay	Yay	Sönüm
Yay	Sönüm	Yay
Sönüm	Yay	Yay
Yay	Sönüm	Sönüm
Sönüm	Sönüm	Yay
Sönüm	Yay	Sönüm

Sonucu etkileyen başka bir parametre ise belirlenen eleman tiplerinin paralel ya da seri bağlanma şeklidir. Buna göre belirlenen eleman tiplerinin ilgili iterasyon için kaç tanesinin seri ve kaç tanesinin paralel olduğunu tespit etmek amacıyla katman eleman sayısı matrisi adında başka bir matris daha kullanılmıştır.

Bu matris içerisinde belirlenen eleman sayısı referans alınarak farklı seri katmanlar oluşturularak elde edilen seri bağlı katmanların içerisine paralel olarak atanacak eleman sayıları belirlenmektedir. Toplam elemanı sekiz olan bir örnek modelde elde edilebilecek alternatif yapılar 3.4 numaralı tabloda paylaşılan matriste görselleştirilmiştir. Burada kullanılan değerler yine önceki bölümde paylaşıldığı gibi temel yapının anlaşılması için örnek olarak seçilmiştir.

Tablo 3.4 Katman eleman sayısı matrisi

1.Katman	2.Katman	3.Katman	Eleman Sayısı Toplamı
1	2	5	8
1	3	4	8
1	7	0	8
2	6	0	8
8	0	0	8

Oluşturulan tüm bu matrisler 3.4 numaralı şekilde paylaşılan algoritma yardımıyla eleman tipleri (sönüm ve yay), ne kadar elemanın paralel ve seri katmanlarda modele dahil edileceği ve modelde yer alan katsayıların ne olacağı iterasyonlarla farklılaştırılarak gerçeğe en yakın sonuç tayin edilebilmektedir.

Oluşturulan her bir iterasyon için çözüm öncelikle paralel katmanlardaki elemanların sadeleştirilmesiyle başlayıp, sonrasında seri atanan katmanların sadeleşmesiyle devam ederek son olarak dinamik katılık her iterasyon için çıktı şeklinde paylaşılabilmektedir. Bu adımda kullanılan doğrulanma yöntemine ait detaylar olarak takip eden bölümde detayları paylaşılacak olan tahmin değeriyle gerçek değer kıyaslanarak hata yüzdesi ve kare kök ortalama hata oranı kullanılmaktadır.

3.4 Alternatif Modellere Ait Sonuçların Değerlendirilmesi

Önceki bölümde aktarıldığı üzere geliştirilen algoritma ile elde edilen tahmin değerleri, farklı iki hata değerine göre kontrol yapılarak model tutarlılık kontrolü sağlanmıştır. Yapılan ilk kontrolde ortalama hata dikkate alınarak oluşturulan iterasyonların kabul standartları içerisinde genel dağılımını gözlemlemek için 3.1 numaralı denklemde yer alan ortalama hata hesaplama formülü kullanılmıştır.

$$Hata Oranı = \frac{Tahmin Değeri - Ölçüm Sonucu}{Ölçüm Sonucu} * 100 \quad (3.1)$$

Hata oranının kontrolüne ek olarak iterasyonlarda yer alan modellerin tutarlılığını farklı bir yöntem daha kullanarak doğrulamak ve daha ölçekli bir kontrol gerçekleştirebilmek için farklı bir yöntem daha kullanılarak kare kök ortalama hatası (KKOH) ile de ikinci bir kontrol yapılmıştır.

Bu yöntem 3.2 numaralı denklemdeki hesaplama yöntemi aracılığıyla gerçekleştirilmiştir.

$$KKOH = \sqrt{\sum_{i=1}^N \frac{(Tahmin\ Değeri_i - Ölçüm\ Sonucu_i)^2}{N}} \quad (3.2)$$

Elde edilen kare kök ortalama hatası değerlerinin kontrolü ve değerlendirilebilmesi amacıyla belirli bir kriter tanımlanabilmesi amacıyla yapılan araştırmada kauçuk malzeme yapısına benzer özellikler sergileyen köpük malzemeye yürütülen ve sanal analiz modellerinin kurulumuna odaklanılan çalışmalardaki tutarlılıklar incelenmiştir.

Bu kapsamda değerlendirilebilecek bir çalışmada KKOH değerinin 0 ile 2 arasında seçilmesinin korelasyon için uygun olduğuna değinilmiştir [16]. Yayında malzeme modelinin geliştirilmesinde daha fazla enerji sönümleme özelliğine odaklanıldığı için belirtilen aralığın uygunluğu titreşim ve ses konusunda yürütülen araştırmaların referans alınması ile tekrar irdelenmiş ve farklı bir çalışmanın da değerlendirmeye alınmasının yerinde olacağı görülmüştür.

Yürütülen araştırmanın ardından elektrikli ve hibrid araçlardaki kabul edilebilecek titreşim ve ses seviyesinin belirlendiği ve kare kök ortalama hata değerinin 0,8'den düşük kalması hedeflenerek yürütülen bir çalışmayla birlikte motor parçalarının müşteriye iletilen ses üzerindeki etkilerinin incelendiği farklı bir uygulama üzerine yürütülen başka bir çalışmadaki 0,491 değeri dikkate alınmıştır [17, 18]. Bu çalışmalardaki kabul edilebilir sınırlardaki kare kök ortalama hatası değerlerinin ilk yayında tutarlılık için belirtilen 0 – 2 aralığında yer aldığı dikkate alınarak hedef için tutarlık aralığı bu dilimde yer alacak şekilde belirlenmiştir.

Referans çalışmalar dikkate alınarak modelin tutarlılığının değerlendirilebilmesi için hedeflenen üst sınır kare kök ortalama hatası değeri titreşim ve ses çalışmalarında yer alan sınırın arasında seçilerek 0,6 olarak belirlenmiştir [17, 18].

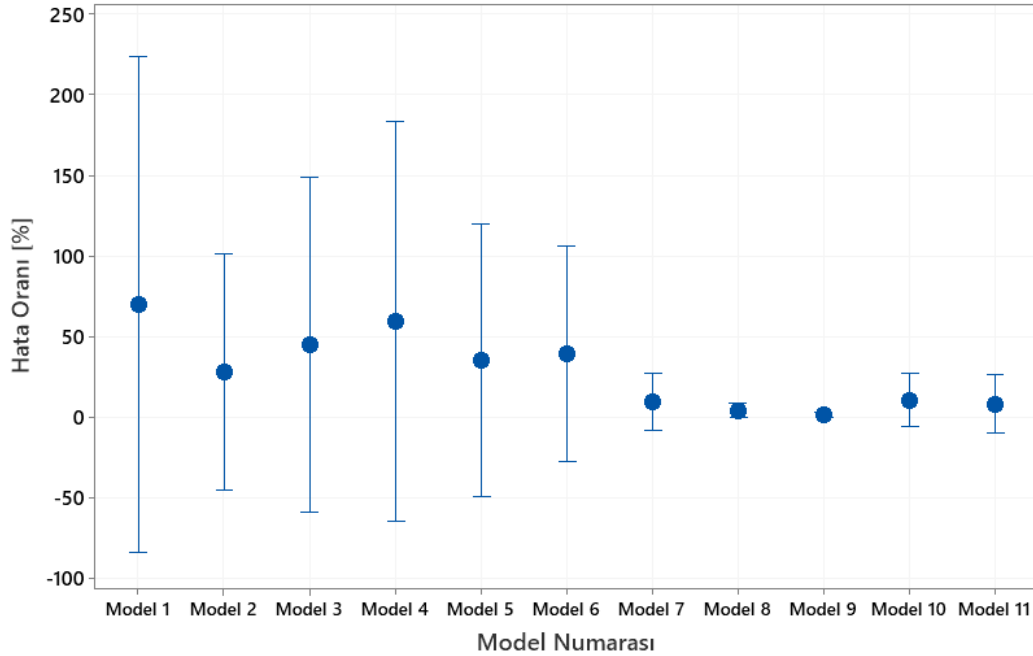
3.5 Alternatif Modellere Ait Sonuçlar

Hata oranındaki genel dağılımı ve farklı iterasyonlar için tutarlılığı kontrol edebilmek amacıyla her iki askı tasarımı için de dinamik katılık değeri Tablo 3.5’te yer alan katsayılar dahilinde sisteme tanımlanan değişken parametrelerle kontrol edilmiştir. Bu doğrultuda yapılan kontrol, önceki bölümlerde paylaşılan algoritmaya bu parametrelerin tanımlanmasıyla birlikte tahmin değerlerinin elde edilmesi ve hata oranlarının kontrolü şeklindeki akışla gerçekleştirilmiştir.

Tablo 3.5 Model alternatiflerine ait özellikler

Model #	Eleman Sayısı	Genlik	Statik Katılık	Ön Yükleme	Sıcaklık	Sabit
1	4	1	1	1	1	0
2	5	1	1	1	1	1
3	5	1	1	1	2	0
4	5	1	1	2	1	0
5	5	1	2	1	1	0
6	5	2	1	1	1	0
7	6	1	1	1	1	2
8	6	1	1	1	2	1
9	6	2	1	1	1	1
10	6	1	2	1	1	1
11	6	1	1	2	1	1

3.5 numaralı tabloda yer alan referans modeller kullanılarak şok azaltıcı bağlantılı tasarıma ait 3.1 numaralı tabloda yer alan şartlar için deneysel veriler kontrol edildiğinde model tiplerine bağlı olarak farklı iterasyonlarda gözlemlenen hata dağılımı Şekil 3.6’da görüldüğü gibidir.



Şekil 3.6 Şok azaltıcı bağlantılı tasarım için modellerin hata oranları dağılımı

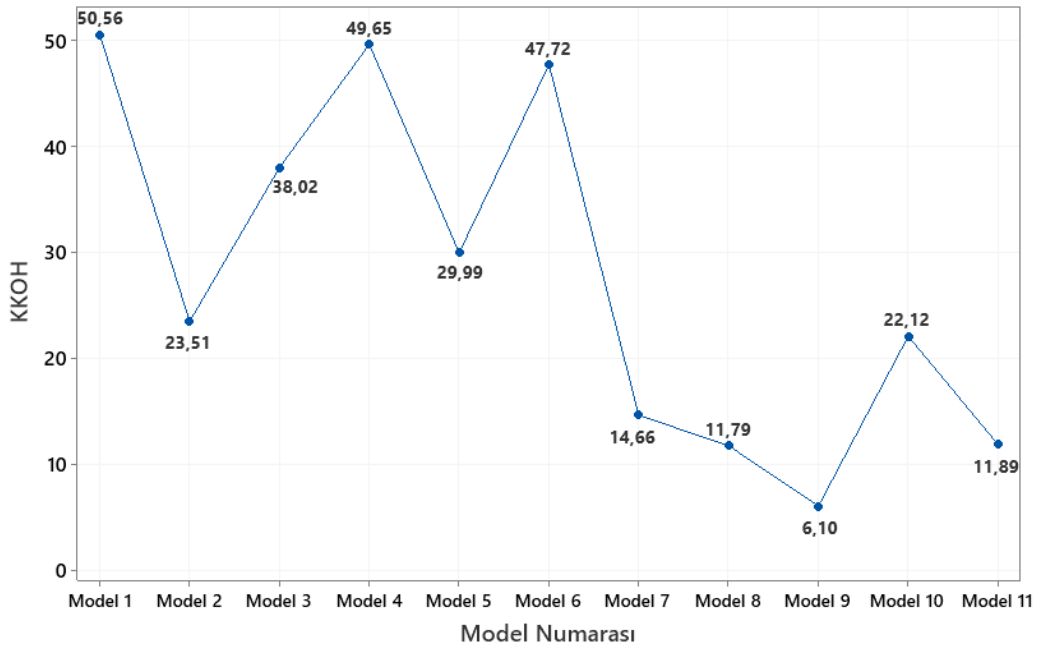
Elde edilen sonuçlar incelendiğinde en gerçekçi sonucu altı elemanlı 9 numaralı modelin sunduğu gözlemlenmektedir. Bu model hem hata oranı dağılımının daha dar olması hem de elde edilen hata oranı dağılımının oldukça düşük olması dolayısıyla gerçeğe en yakın sonucu sunan model olarak kabul edilmiştir.

Ayrıca, sonuçlar incelendiğinde modelde kullanılan eleman sayısının artmasıyla ortalama hata oranlarının azaldığı gözlemlenmektedir. Bu fark, dört eleman kullanılan birinci modelin sonuçları ile beş eleman kullanılan ikinci ve altıncı modeller arasında yer alan denemelerle, altı eleman kullanılan yedi ve on bir numaralı modellerin sonuçları karşılaştırıldığında açıkça görülmektedir. Bu doğrultuda sonuçlar arasında farklılığı ortaya çıkartan önemli etmenlerden birinin model içerisinde kullanılan eleman sayısı olduğu gözlemlenmiştir.

Yine aynı sonuçlar incelendiğinde eleman sayısının yanı sıra sonuçlarda hata dağılımının artışına neden olan diğer bir etmenin modellerde sabit katsayılı bir elemanın kullanılıp kullanılmadığı olduğu gözlemlenmiştir. Eklenen bu elemanla birlikte hem hata oranında düşüş hem de hata dağılımında daralmaya neden olan

olumlu bir etki kaydedilmektedir. Elemanlardan birini etkileyen katsayının sabit olarak tutulduğu iterasyon olan iki numaralı modelle yine aynı eleman sayısına sahip olan üç ile altı numaralı modeller arasında yer alan tüm modeller kıyaslandığında bu etki daha net bir şekilde görülmektedir. İlgili değişim sonuçlar üzerinde etkili olsa da hata oranını düşüren temel etmenin modeldeki toplam eleman sayısı olduğu görülmektedir. Buna karşın çözüm için kullanılan bilgisayarların işlemci kapasitesi daha fazla eleman sayısının kullanılmasını sınırlandırmaktadır.

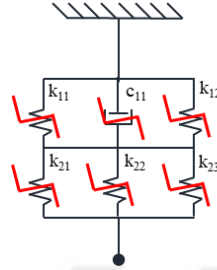
İkinci bir kontrol yöntemi ile inceleme yapabilmek amacıyla aynı modellerdeki kare kök ortalama hatası değeri incelenmiş ve elde edilen hata değerleri modellere göre Şekil 3.7'deki gibi elde edilmiştir.



Şekil 3.7 Farklı iterasyonlar için KKOH oranı değişimi

Elde edilen bu sonuçlar incelendiğinde önceki şekilde en tutarlı olarak kayda geçen 9 numaralı modele ait kare kök ortalama hata oranının diğer modellere göre daha düşük olduğu ve yine benzer şekilde eleman sayısı artışına bağlı olarak kare kök ortalama hata oranının düşüş eğiliminde olduğu gözlemlenmiştir. Tespit edilen bu fark, özellikle 6 elemana sahip 7, 8, 9, 10 ve 11 numaralı modellerin daha az elemana sahip olan diğer modellerle kıyaslanması halinde daha açık olarak görülmektedir.

Buna karşın elde edilen değer (6,1) önceki bölümde referans çalışmalar doğrultusunda tespit edilen 0,6 değerinin oldukça üzerinde olduğu görülmektedir. Bu nedenle tutarlılığın artırılabilmesi amacıyla modelin Şekil 3.8’de yer alan gerçeğe en yakın modelin özellikleri (2 paralel katmanda dağılan 1 yay ve 5 sönüm elemanı olmak üzere 6 elemanlı model) sabit kalacak şekilde modele ek bir düzeltme katsayısı dahil edilmesine karar verilmiştir.



Şekil 3.8 Gerçeğe en yakın sonucu sunan matematiksel model

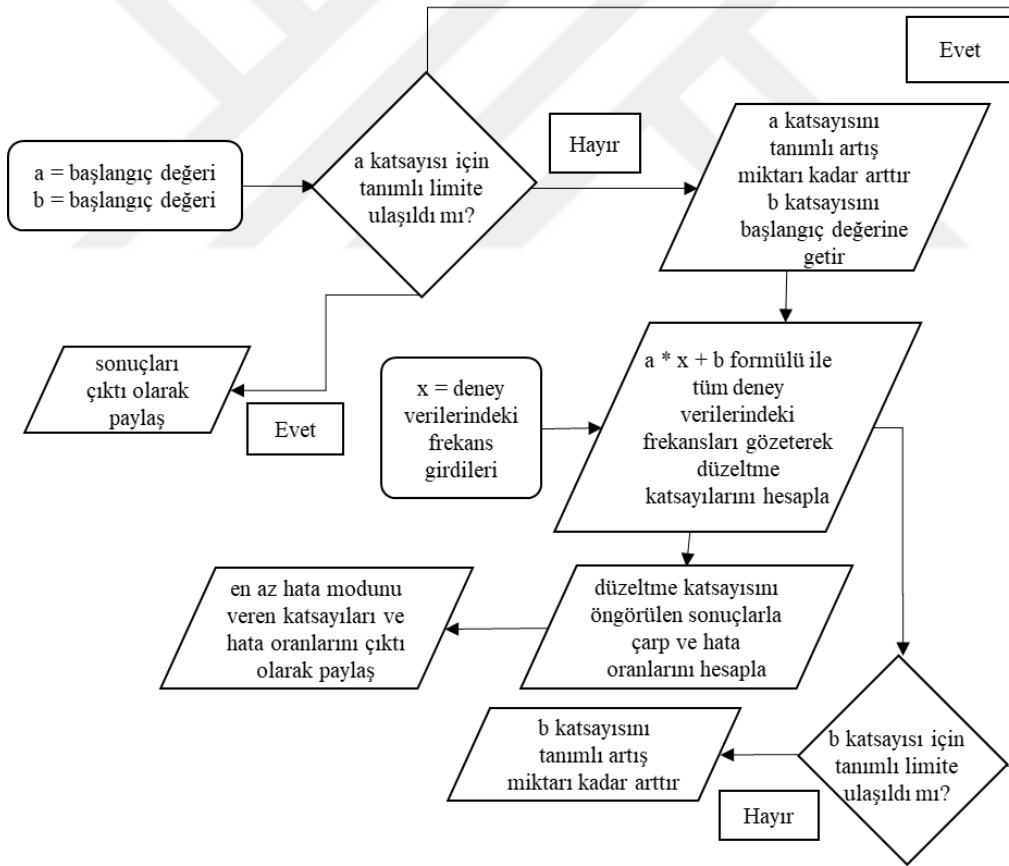
Bu modele ait dinamik katılık değerini veren matematiksel ifade ise en basit şekliyle 3.3 numaralı denklemde görüldüğü şekilde çıkartılmıştır. Denklem içerisinde yer alan değişkenler ile bağlantılı olarak katsayıların değerleri Tablo 3.6’da görüldüğü gibi tanımlanmıştır.

$$K_d(\omega) = K_s + \frac{1}{\frac{1}{k_{11} + c_{11} + k_{12}} + \frac{1}{k_{21} + k_{22} + k_{23}}} [N/mm] \quad (3.3)$$

Tablo 3.6 ŞABT modelinde yer alan eleman katsayıları

k_{11}	$-0,157K_s$
c_{11}	$0,13j\omega A$
k_{12}	$0,228F_{pre}$
k_{21}	$21,71A$
k_{22}	$0,001$
k_{23}	$0,368T$

Tablo içerisinde yer alan A değişkeni genlik değerini, ω çalışma frekansını, F_{pre} ön yükleme değerini, K_s askının statik katılığını, T ise askı yakınındaki sıcaklığı ifade etmektedir. Kaydedilen sonuçlar üzerinde iyileştirme sağlamak için model tekrar incelenmiş ve büyük farklılıkların gözlemlendiği test verilerinde yer alan temel faktörün frekans olduğu belirlenmiştir. Buna bağlı olarak frekansı referans alan bir düzeltme katsayısı kullanılması kararlaştırılmış ve bu katsayının önce lineer bir fonksiyon ($a \cdot x + b$) ile belirlenmesi amaçlanmıştır. İnceleme sonucunda bu fonksiyonun istenilen sonuçları vermemesi durumunda üstel ya da logaritmik fonksiyonlarla denemeler gerçekleştirilmesi planlanmıştır. Yapılan bu denemede 3.9 numaralı şekilde yer alan ve önceki bölümde uygun değerin bulunması için kullanılan algoritmaya benzer içerikte bir algoritma geliştirilmiştir. Yine Python programlama dilinde yazılan bu fonksiyon ile “a” ve “b” katsayıları iteratif olarak değiştirilerek ideal değere sahip model bulunmaya çalışılmıştır.



Şekil 3.9 Düzeltme katsayısının belirlenmesi için geliştirilen algoritma

Yapılan denemeler sırasında düzeltme fonksiyonuna ait katsayıların belirlemek için başlama değeri “a” ve “b” katsayıları için sıfır olarak belirlenirken ilerleme adımı

0,00001 ve üst sınır 15 olarak belirlenerek her aşamada farklı değerin kullanıldığı bir döngü içinde iterasyonlar yapılarak kontrol yapılmıştır.

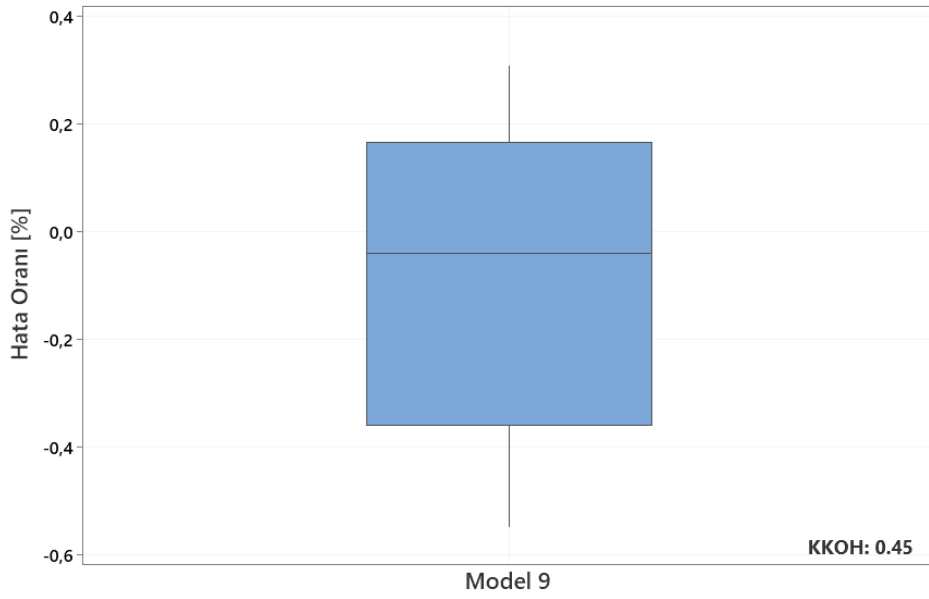
İterasyonlar arası geçiş adımının küçük seçilmesindeki ana amaç, katsayıların mümkün olduğu kadar hassas belirlenmesi olup, paylaşılan başlangıç ve bitiş seviyeleri keyfi olarak belirlenmiştir. Geliştirilen algoritmanın farklı kullanım alanlarında da uygulanması ve belirtilen keyfi limit şartlarıyla beklenen sonuçların elde edilememesi halinde önceki bölümlerde paylaşıldığı gibi düzeltme katsayısının atandığı fonksiyonda veya tanımlanan sınır şartlarında değişiklik yapılması gerekmektedir.

İterasyonlar yardımıyla belirlenen düzeltme katsayısına ait fonksiyon 3.4 numaralı denklemde görüldüğü gibi olup, bu fonksiyonun çıktısı olan düzeltme katsayısının eklenilmesiyle bulunan dinamik katılık tahminine dair değer ise 3.5 numaralı denklemde görüldüğü gibi tanımlanmıştır.

$$k_{Düzeltilme} = 0,0558 * Frekans + 10,588 \quad (3.4)$$

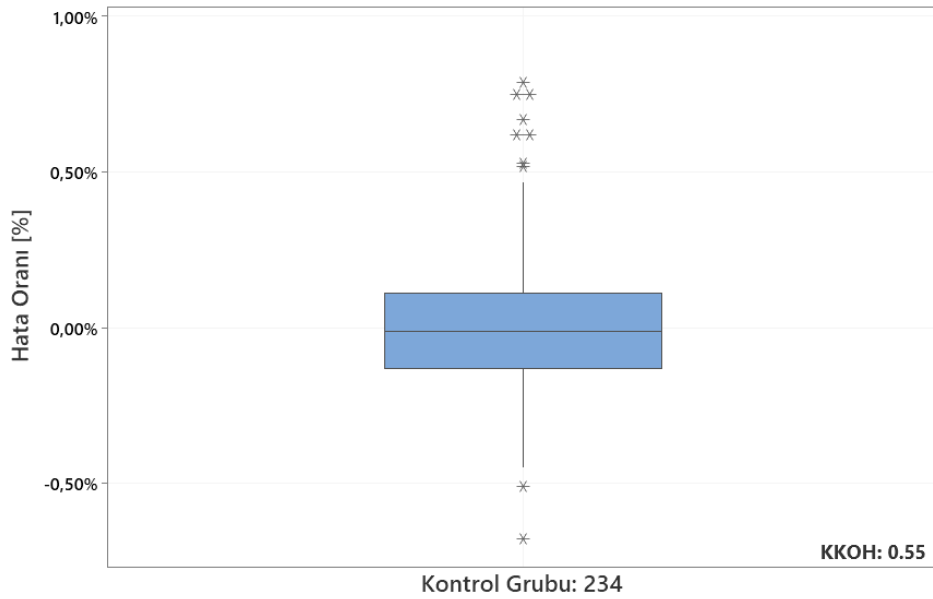
$$K_{d_{düzelttilmiş}}(\omega) = K_d(\omega) * k_{Düzeltilme} [N/mm] \quad (3.5)$$

En gerçekçi sonucu sunan modele düzeltme katsayısının da çarpan olarak dahil edilmesiyle kare kök ortalama hatası Şekil 3.10'da görüldüğü gibi 0,45'e kadar düşürülmüştür. Bu hata oranı referans alınan çalışmalarda yer verilen kare kök ortalama hata değerleri ile kıyaslandığında çalışmalardaki 0,491, 0,8 ve 2 üst limit sonuçları ile tutarlılık göstermekle birlikte hedeflenen 0,6 değerinin altında kalmaktadır [16, 18].



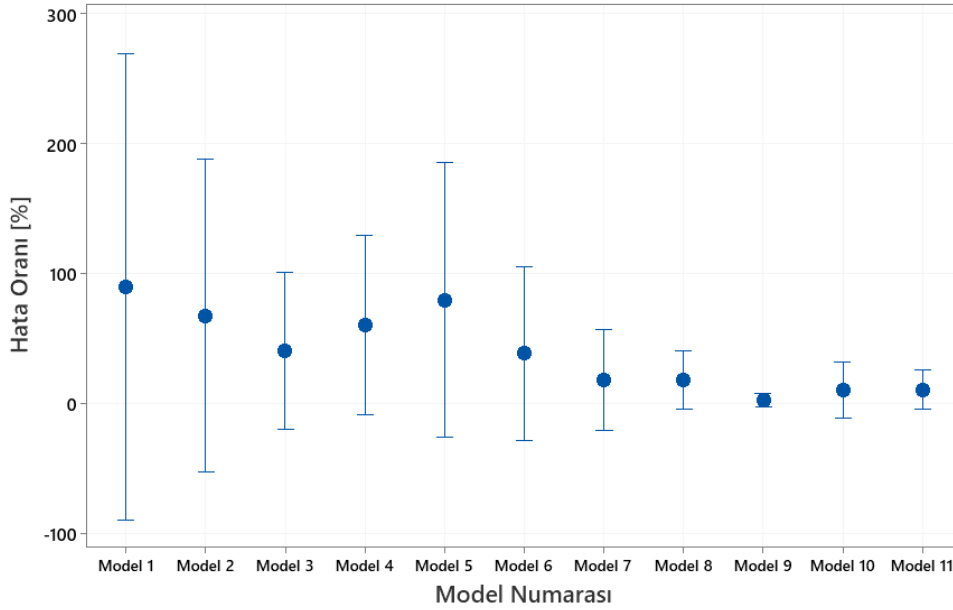
Şekil 3.10 Düzeltme katsayısı eklenildikten sonra ŞABT için hata oranları

Kurulan modelin tutarlılık seviyesinin belirlenen test veri grubuyla doğrulanması ve gerçeğe en yakın sonucu sağlayan modelin tespit edilmesinin ardından modelin gerçekçiliği daha fazla test verisi yardımıyla kontrol edilmiştir. Elde edilen hata oranları Şekil 3.11’de görüldüğü gibi kaydedilmiştir. Burada dağılımla birlikte hata oranındaki değişimin oldukça az olduğu görünürken aynı zamanda elde edilen sonuçlara dair kare kök ortalama hatası 0,55 ile referans alınan 0,6 seviyesinin altında kalarak başarılı bir sonuç ortaya çıkartmıştır.



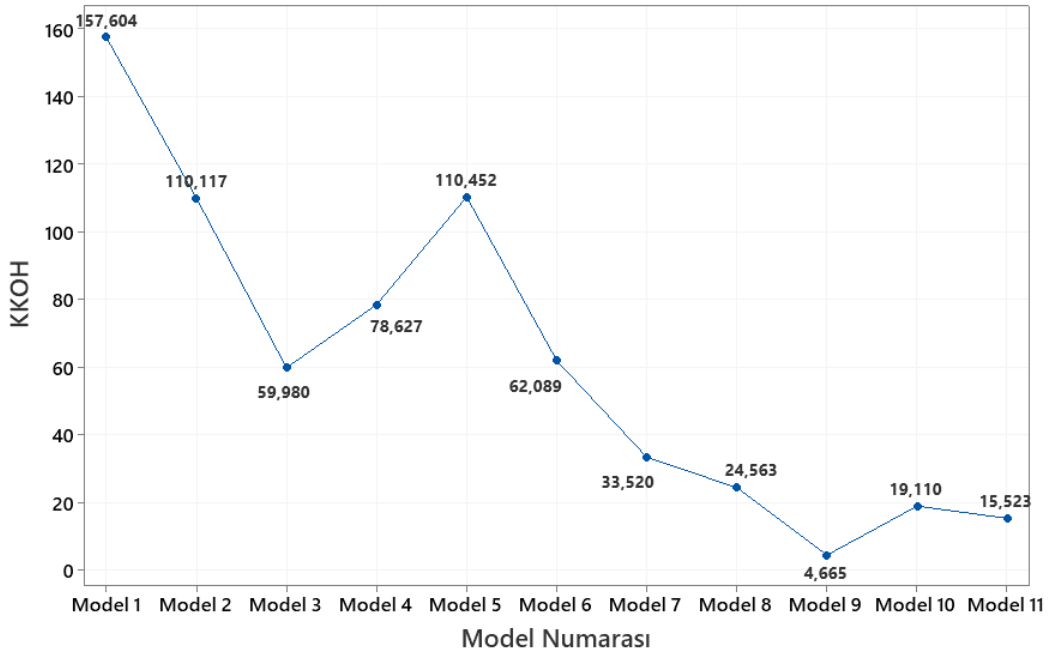
Şekil 3.11 Geniş deneysel veri ile ŞABT için yürütülen testlerin sonuçları

Şok azaltıcı bağlantılı askı tipi için başarıyla sonuçlandırılan model geliştirme çalışmalarının ardından benzer çalışma Şekil 3.4'te yer alan algoritma kullanılarak tek körüklü askı tasarımı için de yinelenmiştir. Aynı şekilde araç testi sırasında kritik görülen deney grubu için yürütülen doğrulama çalışmaları kapsamında farklı model iterasyonları için elde edilen hata oranları Şekil 3.12'de görüldüğü gibi elde edilmiştir.



Şekil 3.12 Tek körüklü askı tasarımı için modellerin hata oranları dağılımı

Şok azaltıcı bağlantılı tasarıma sahip askı modeli için yürütülen önceki çalışmada da gözlemlendiği gibi eleman sayısının artışıyla birlikte hem kaydedilen hata oranında hem de farklı modellere bağlı olarak elde edilen hata dağılımında düşüşler gözlemlenmektedir. Bu da iterasyonlarda kullanılan eleman sayısının artışı ile daha tutarlı modellerin elde edildiğini göstermektedir. Bunun yanında en tutarlı sonuç şok azaltıcı bağlantılı tasarımda olduğu gibi 6 eleman sayısına sahip ön yükleme değerine bağlı katsayının farklı 2 eleman dahilinde hesaplandığı 9 numaralı modelde elde edilmiştir. Aynı modeller için kare kök ortalama hata değeri hesaplanmış ve Şekil 3.13'te yer alan hata oranları grafiği elde edilmiştir.



Şekil 3.13 Tek körüklü askı tasarımı için farklı modellerin hata oranları

Elde edilen sonuçlar farklı iterasyonlarla oluşturulan diğer modellerle elde edilen sonuçlara göre daha düşük hata oranı sergilemesine karşın referans çalışmalar doğrultusunda belirlenen maksimum kare kök ortalama hata oranı değerinden oldukça yüksektir.

Bu doğrultuda 9 numaralı iterasyon ile elde edilen yakınsaklığı en yüksek olan model benzer sıralama ile 3.8 numaralı şekildeki gibi kaydedilmiştir. Ardından bu model referans alınarak 3.9 numaralı şekilde yer alan algoritma yardımıyla şok azaltıcı bağlantılı askı tasarımında olduğu gibi tek körüklü askı tasarımına da düzeltme fonksiyonu ile katsayı tanımlanmıştır.

Elde edilen denklem içerisinde yer alan değişkenler genlik, çalışma frekansı, statik katılık ve askı yakınındaki sıcaklık değeri ile uyumlu şekilde atanan katsayılar doğrultusunda tanımlanmakta olup, katsayılar 3.7 numaralı tabloda görüldüğü şekilde belirlenmiştir.

Tablo 3.7 TKT modelinde yer alan eleman katsayıları

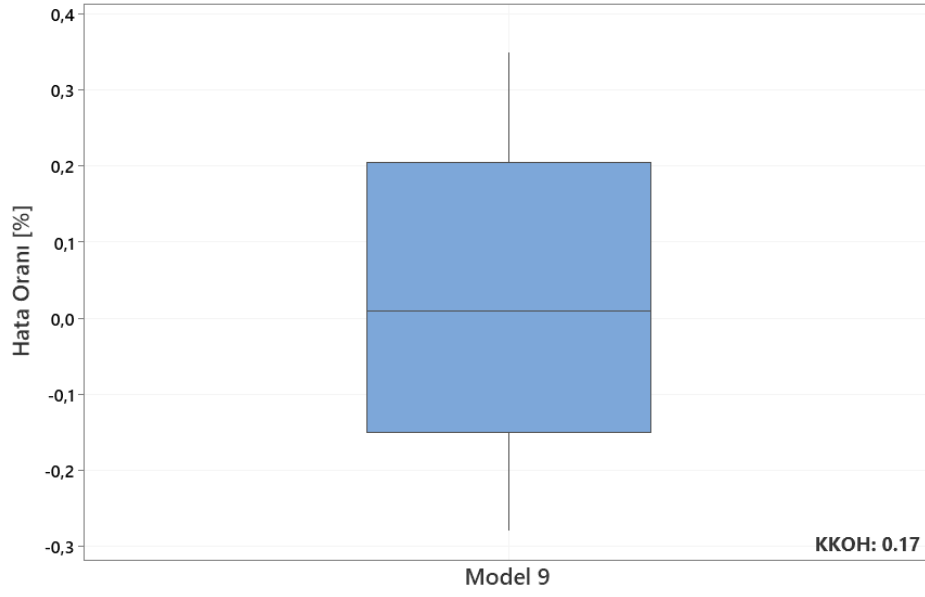
k_{11}	$-0,165K_s$
c_{11}	$0,589\omega A$
k_{12}	$0,263F_{pre}$
k_{21}	$41,5A$
k_{22}	$9,7$
k_{23}	$0,3T$

Bu doğrultuda frekansa bağlı olarak atanan düzeltme katsayıları arasında en yüksek tutarlılığı sunan düzeltme fonksiyonu 3.6 numaralı denklemdeki gibi tanımlanır.

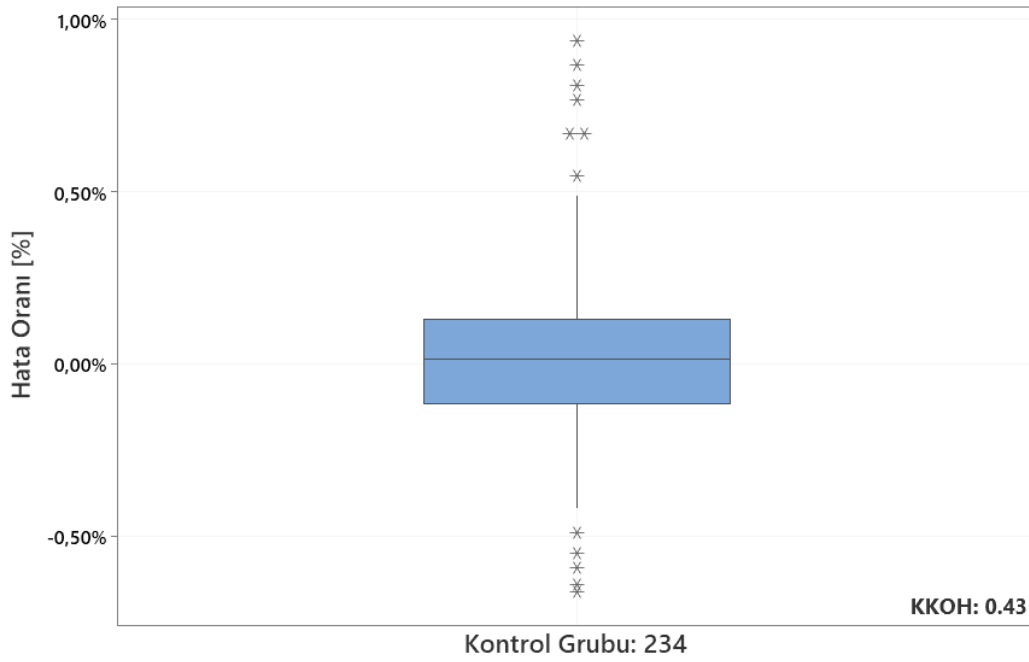
$$k_{Düzeltilme} = 0,0158 * Frekans + 10,934 \quad (3.6)$$

Düzeltilme katsayısının 3.5 numaralı denklemde olduğu gibi çalışma frekansına bağlı olarak tanımlanan $K_d(\omega)$ değerine dahil edilmesiyle birlikte 9 numaralı model için elde edilen sonuçlar tekrar irdelenirse 3.14 numaralı şekildeki gibi hata oranının binde 2 seviyelerinin altına kadar düşüş gösterdiği ve kare kök ortalama hata değerinin de referans test verileri için 0,17 değerine kadar düştüğü gözlemlenmiştir.

Hedeflenen 0,6 kare kök ortalama hata değerinin altında kalınmasıyla birlikte tutarlılığın model için istenilen seviyede olduğu görülmüş ve daha geniş deney seti ile doğrulama çalışması tekrar yürütülmüş ve Şekil 3.15'teki hata dağılım grafiği elde edilmiştir. 234 farklı deney verisi ile gerçekleştirilen kontrol sonucunda yer yer toplam gruptan yüksek hata oranları tespit edilse de bunların yüzde 1'in altında kalmasıyla birlikte tutarlılığı oldukça yüksek sonuçlar elde edilmiştir. Bu tutarlılık yine kare kök ortalama hata oranı değerinde de aynı şekilde 0,43 olarak tanımlanan limitlerin içerisinde yer almaktadır.



Şekil 3.14 Düzeltme katsayısı eklenildikten sonra TKT hata oranı değişimi



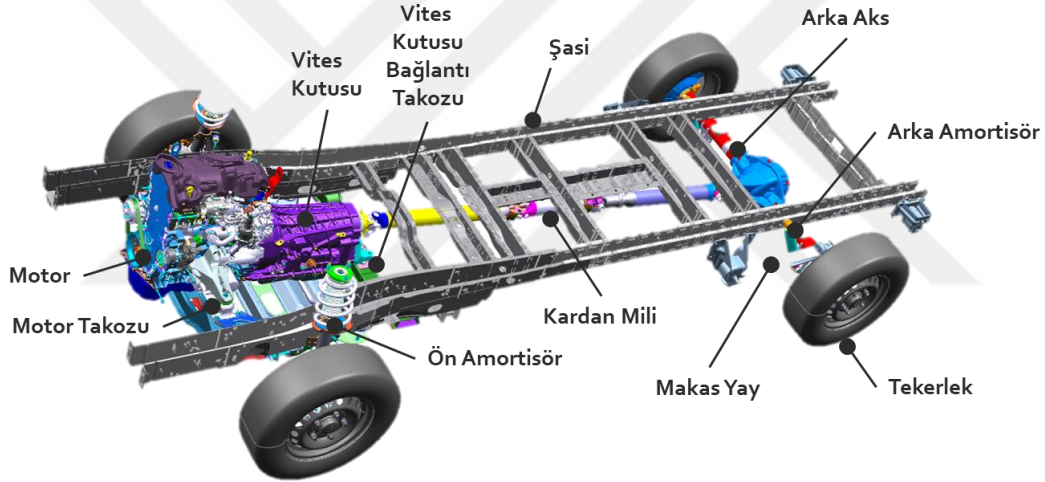
Şekil 3.15 Tek körüklü askı tasarımı için modellerin hata oranları dağılımı

Askı seviyesi gerçekleştirilen testler ve elde edilen tutarlılığı yüksek matematiksel modellerin geliştirilmesinin ardından tez çalışmasının hedefleriyle uyumlu olarak model çalışması genişletilmiş ve kardan şaftına ait matematiksel model yardımıyla hız denklemleri çıkartılarak sistem etkileşimleri ve çalışma şartları dahilinde askıya gelen kuvvetlerin hesaplanmasına odaklanılmıştır. Kurulan bu modele ve doğrulama faaliyetlerine ait detaylar takip eden bölümler dahilinde paylaşılacaktır.

KARDAN MİLİ MODEL KURULUMU

4.1 Aktarma Organlarına Ait Serbest Cisim Diyagramı

Önceki bölümde aktarıldığı gibi kardana mafsallının hız iletimi mafsallın açısına bağlı olarak değişim göstermektedir. Askı yakınında yer alan mafsalların açıları genel olarak çalışma şartları sırasında oluşan kuvvetlerden etkilendiği gibi aynı zamanda Şekil 4.1’de görüleceği üzere ilk ve son kardana mafsallının açı değişimlerine etki eden motor ve vites kutusu grubunun hareketiyle birlikte arka aksın karşı karşıya kaldığı momentin etkisi ile gerçekleştirmiş olduğu yunuslama hareketi ile de bağlantılıdır.



Şekil 4.1 Kuzey-güney yönelimli aktarma organı elemanlarının bağlantısı

Matematiksel modelin kurulumu sırasında üstten görünüş ve yandan görünüşe bağlı ayrı ayrı modelleme yapılması ve bu iki düzlemde oluşan mafsallı açılarının dikkate alınarak kardana mafsallarının hız denklemlerinin ve bağlantılı olarak tepki kuvvetlerinin hesaplanması gerekmektedir.

Şekil 4.1’de de görüldüğü gibi aktarma organları motor ve vites kutusu grubunun bağlantı takozları üzerinden, kardana şaftı üzerinde yer alan askı bağlantı braketleri ve son olarak da arka aks üzerinden yer alan amortisör bağlantısı ve makas yay üzerinden şasiye bağlanmaktadır.

[illegible]

Sadece yandan görünüşte yer alan Z_{h1} , Z_{h2} ve Z_{h3} değerleri ise kardan şaftı montaj edildikten sonra kardan şaftının boruları ve bunların üzerinde yer alan mafsalların ağırlıkları dolayısıyla oluşan yer değiştirme miktarını ifade etmektedir.

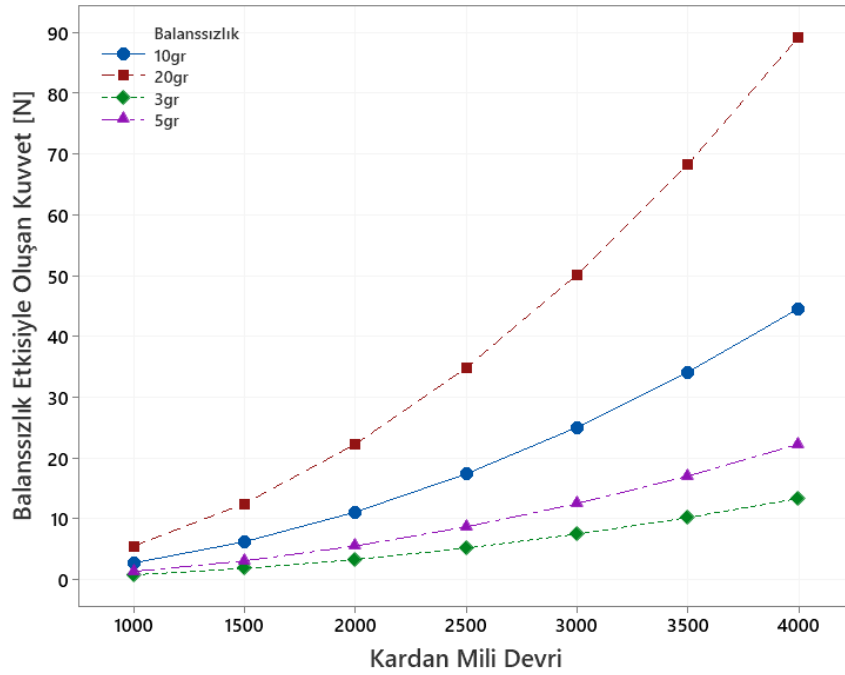
Balanssızlık dolayısıyla oluşan kuvvetlerin modele aktarılması oldukça önemlidir. Serbest cisim diyagramları paylaşılan modeller içerisinde kullanılan kardan şaftının farklı balanssızlık değerlerinde kardan şaftının dönüş devrine bağlı olarak boru üzerinde oluşan kuvvet değişimi görülmektedir.

Yine aynı grafikte farklı renklerdeki eğriler farklı balanssızlık değerlerini ifade etmektedir. Burada ölçülen balanssızlık değeri ile kuvvet arasında ters orantılı bir şekilde üstel etki net bir şekilde görülmektedir. Örneğin 4000 devir / dakika çalışma şartında 3 gr. balanssızlık değerine sahip shaft üzerinde 13.37 N etki meydana

gelirken, bu değer 20 gr. balanssızlığa sahip şaftta 89.13 N olarak gözlemlenmektedir.

Daha önce teze konu olan araç varyantı ile benzer bir araçta yürütölen bir çalışmada yine benzer tek köröklö askı tasarımının yüksek açılar altında dayanım limitleri incelenmiş ve limit değerin ilgili araç varyantında 320 N mertebesinde olduğu kaydedilmiştir. Bu bilgi ışığında şekil 4.4 ve önceki sayfada paylaşılan değerler irdelendiğinde balanssızlık nedeniyle oluşan kuvvetin askı üzerindeki etkisinin ne kadar önemli olduğu daha iyi şekilde anlaşılmaktadır.

Hem bu yorum hem de ilgili kuvvetin özellikle kardan şaftının ilk titreşim harmoniği üzerinde yüksek etkiye neden olması göz önüne alınarak serbest cisim diyagramında gösterilen bu kuvvetler matematiksel model içerisine dahil edilmiştir.



şekil 4.4 Balanssızlığın kardan şaftı devrine olarak bağlı etkisi

Kardan şaftının balanssızlık değerinin sistemin arka aks pinyon flanşı arasındaki bağlantı dolayısıyla arka aksın pinyon flanşındaki salgı değeri kardan şaftı en son mafsalının üzerinde ek bir balanssızlık kuvveti oluşmasına neden olmaktadır. Bu nedenle arka aksa yakın kardan mafsalının bağlandığı eř merkezlilik geometrisinin üzerinden arka aks flanş salgı değerinin ölçümü ve modele yansıtılması oldukça önemlidir.

İlgili ölçüm seri hat şartlarında Şekil 4.5'te gösterildiği gibi gerçekleştirilmiş olup salgının en yüksek olduğu nokta işaretlenerek kardan mafsalsının balanssızlık değerine bağlı olarak kardan şaft imalatçısı tarafından işaretlenen referans nokta ile eşleştirilerek montaj işlemi gerçekleştirilmiş ve bu sayede oluşan ek kuvvetin modele doğru bir vektör bağlantısı ile aktarılması sağlanmıştır.



Şekil 4.5 Arka aks flanşı pilotlama çapında gerçekleştirilen salgı kontrolü

4.2 numaralı şekilde γ ile gösterilen ifadeler ve Şekil 4.3'te görülen β değerleri ise indislerin her biri kardan şaftının önden arkaya doğru boru numaraları ile eşleştirilmiş olup boruların sırasıyla x-z (yandan görünüş) ve x-y (üstten görünüş) düzlemlerinde oluşan kuvvetlerin etkisi ile yapmış oldukları açıları göstermektedir.

Takip eden bölümde dinamik çalışma şartları altında sergilenen karakteristiğe bağlı şekilde oluşan konum değişimi ve bunlarla ilintili hız ve ivme değerleri paylaşılacaktır. Elde edilecek olan hareket denklemleri ise bu bölümün son başlığı altında kullanılarak bir Python algoritması yardımıyla matematiksel bir modele dönüştürülecektir.

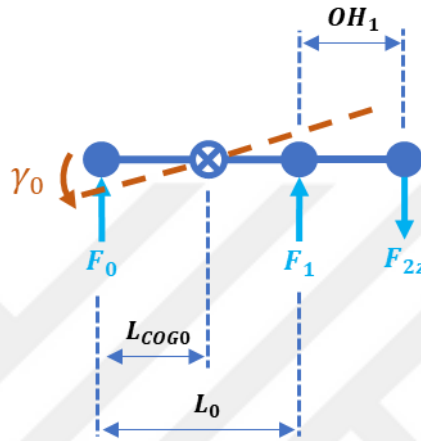
4.2 Hareket Denklemlerinin Bulunması

Hareket denklemlerinin çıkartılması için önceki bölümde paylaşılan serbest cisim diyagramlarından faydalanılmıştır.

Denklemlerin çıkartılması sırasında yalınlaştırma sağlayabilmek ve hataları en aza indirebilmek amacıyla yine aynı bölümde bahsi geçen x-y (üstten görünüş) ve x-z (yandan görünüş) düzlemleri ayrı ayrı parçalar halinde ele alınacak olup, bu düzlem

içerisinde yer alan sistemler ve alt komponent grupları parçalar halinde irdelenerek denklemler çıkartılacaktır.

Şekil 4.6’de yer alan çizgi motor ve vites kutusu grubunun doğrultusunda çizilmiş olan rijit bağlantıyı göstermektedir. Aynı şekil içerisinde yer alan F_0 ve F_1 ifadeleri sırasıyla motor ve vites kutusu bağlantı takozlarının Z eksenindeki hareketi doğrultusunda sönüm ve yaylanma değerleri nedeniyle ortaya çıkan kuvvetleri ifade etmektedir.



Şekil 4.6 Motor ve vites kutusu grubuna x-z düzleminde etki eden kuvvetler

Şekil üzerinde yer alan ve eksenel uzunlukları belirten L_0 , L_{COG0} ve OH_1 ifadeleri ise sırasıyla vites kutusunun ön ve arka bağlantı takozları üzerinden veri toplanılan noktalar arasındaki mesafeyi, ön bağlantı takozunun ağırlık merkezine olan uzaklığını ve vites kutusu bağlantı takozunun ön kardan şaftı mafsallının dönme noktasının bağlantı noktasına olan uzaklığını ifade etmektedir.

Bu konum değişimi ve uzaklık değerlerinin yardımıyla motor ve vites kutusu grubunun dönme noktasındaki atalet momentine de bağlı olarak çıkartılan hız denklemi 4.1’de görüldüğü gibidir. Taşıt testleri sırasında motor vites kutusu bağlantı takozları üzerinden toplanılan veriler her iki takoz için de tam açık konumdaki değer 0 olarak referans alınarak kaydedildiği için motor ve vites kutusu grubunun serbest ağırlığı dolayısıyla oluşan hareket toplanılan değer içerisinde yer almaktadır. Bu nedenle denklem içerisinde ilgili değer değişken olarak kullanılmamıştır.

$$J_T \cdot \ddot{\gamma}_0 = L_{COG0} \cdot F_0 + (L_0 - L_{COG0} + OH_1) \cdot F_{2z} - (L_0 - L_{COG0}) \cdot F_1 \quad (4.1)$$

Denklem içerisinde yer alan F_0 ve F_1 olarak ifade edilen bağlantı takozlarında oluşan tepki kuvvetleri bu elemanların yaylanma ve sönüm karakteristikleriyle birlikte ilgili noktalardan toplanılan yer değiştirme miktarlarından (z_0 , z_1) takozun tam açık durumdaki konumun çıkartılması ile elde edilen ön ve arka takoz için sıkışma miktarı (dz_0 , dz_1) ve bunların birinci türevlerine ($d\dot{z}_0$, $d\dot{z}_1$) bağlı olarak 4.2 ve 4.3 numaralı denklemlerde görüldüğü gibi yazılabilir.

$$F_0 = k_0 dz_0 + c_0 d\dot{z}_0 \quad (4.2)$$

$$F_1 = k_1 dz_1 + c_1 d\dot{z}_1 \quad (4.3)$$

Denklem 4.2 ve 4.3'ten yararlanılarak F_0 ve F_1 ifadeleri 4.1 numaralı denklem içerisine taşınır ve ifade kardan şaftının ön mafsalsının dönme merkezinde oluşan kuvvet (F_{2z}) yalnız kalacak şekilde tekrar yazılırsa 4.4 numaralı denklem elde edilir.

$$F_{2z} = \frac{J_T \ddot{\gamma}_0 + (L_0 - L_{COG0})(k_1 dz_1 + c_1 d\dot{z}_1) - L_{COG0}(k_0 dz_0 + c_0 d\dot{z}_0)}{L_0 - L_{COG0} + OH_1} \quad (4.4)$$

Denklem içerisinde yer alan tek bilinmeyen sadece mafsalsın dönme merkezinde oluşan kuvvet olmasını sağlamamız için x-z düzleminde yer alan açı değişimini zamana bağlı olarak işleyerek denklem içerisine dahil etmemiz gerekir. Bunun için ilk olarak motor ve vites kutusu grubunun açı değişimi referans bağlantı takozları üzerinden ölçüm alınan noktaların konumlarına bağlı olarak 4.5 numaralı denklemdeki gibi ifade edilebilir.

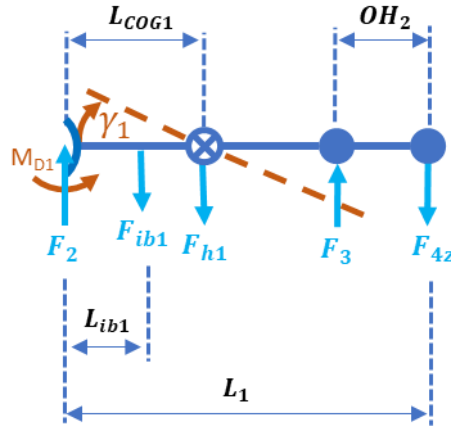
$$\gamma_0 = \arctan\left(\frac{z_1 - z_0}{x_1 - x_0}\right) \quad (4.5)$$

Bu değer ilgili ölçüm kanalları aracılığıyla zamana bağlı olarak kullanılıp ikinci türevleri alınarak 4.4 numaralı denklemdeki yerine dahil edildiğinde ilk mafsalda oluşan tepki kuvveti bağlantı takozlarının konumlarına bağlı olarak anlık hesaplanabilmektedir.

Test sırasında kullanılan araca ait veriler incelendiğinde x-y düzleminde herhangi bir açısal değişim gözlemlenmemiştir. Bu nedenle ilgili düzlemde oluşan hareket sabit tutularak modelin geliştirilmesine devam edilmiştir.

4.4 numaralı denklem aracılığıyla ilk kardan mafsalsının dönme merkezinde oluşan tepki kuvveti tayin edildikten sonra Şekil 4.7'de gösterilen kardan şaftı ön borusu

üzerinde x-z düzleminde oluşan tepki kuvvetleri ve ön borunun açısal hareketinden yararlanarak ön merkez rulman grubu üzerinde oluşan kuvvetler hesaplanabilir.



Şekil 4.7 Kardan şaftı ön borusuna x-z düzleminde etki eden kuvvetler

Bu şekilde görünen serbest cisim diyagramında yer alan F_{h1} kuvveti borunun serbest ağırlığı dolayısıyla borunun dönme merkezinde Z eksenini doğrultusunda ortaya çıkan kuvveti ifade etmektedir. Her ne kadar borunun ağırlığı sabit olsa da kardan şaftının ön borusunun yapmış olduğu açısal harekete bağlı olarak doğan merkezkaç kuvvetlerin etkisiyle borunun ağırlık merkezinde gözlemlenen bu hareket değişiklik göstermektedir. Bu değişim yapılan literatür araştırmaları doğrultusunda çalışma devrine bağlı olarak 4.6 numaralı denklemde görüldüğü gibi ifade edilmektedir [22].

$$F_{h1} = (k_{t1} - m_1 \cdot \dot{\phi}_1^2) \cdot z_{h1} \quad (4.6)$$

Denklem içerisinde yer alan z_{h1} değeri bu kuvvet doğrultusunda borunun aynı eksenindeki konumunu, $\dot{\phi}_1$ ise kardan şaftının ön borusunun açısal hızını, m_{t1} ve k_{t1} ifadeleri ise sırasıyla ön borunun kütleini ve ön borunun sahip olduğu yaylanma katsayısını temsil etmektedir. Yine aynı referans çalışmalarından yola çıkarak borunun yaylanma katsayısı 4.7 numaralı denklemde gösterildiği şekilde boru malzemesinin elastisite modülüne, boru boyuna, borunun iç ve dış çap değerlerine bağlı olarak modele yansıtılmıştır.

$$k_{t1} = \frac{12 \cdot E \cdot \pi \cdot (d_{oD1}^4 - d_{iD1}^4)}{L_1^3} \quad (4.7)$$

Newton denklemlerinden yola çıkarak 4.6 numaralı denklemde yer alan F_{h1} değeri boru kütleine ve borunun Z eksenindeki ivmesine bağlı olarak 4.8 numaralı

denklemdaki gibi gösterilebilir. Burada boru kütlesi olarak ifade edilen değer sadece borunun ham ağırlığını değil aynı zamanda boruya sürtünme kaynağı ile montajlanan mafsallı bağlantılarını da ifade etmektedir.

$$F_{h1} = m_1 \cdot \ddot{z}_{h1} \quad (4.8)$$

4.6 ve 4.8 numaralı denklemler birbirlerine eşit şekilde yazıldığında borunun anlık yer değiştirme miktarı 4.9 numaralı denklemdaki gibi ifade edilebilmektedir. Elde edilen bu ikinci dereceden homojen diferansiyel denklem çözülerek önce konum ardından buna bağlı olarak 4.6 numaralı denklem aracılığıyla F_{h1} kuvveti bulunabilir.

$$z_{h1} = \frac{m_1 \cdot \ddot{z}_{h1}}{k_1 - m_1 \cdot \dot{\phi}_1^2} \quad (4.9)$$

Kardan şaftının balanssızlığı özellikle yüksek devirde çalışma şartında sistem üzerinde doğan kuvvetlerin ve bağlantılı şekilde meydana gelen titreşimlerin birincil ve ikincil harmoniğinin üstel olarak artışına sebep olmaktadır. Bu konu önceki bölümlerde 4.2 numaralı şekil üzerinden detaylıca açıklanmıştı. Seri hatta alınan ölçümler doğrultusunda kaydedilen balanssızlık değeri kullanılarak borunun açısal hızına ve ataletine bağlı olarak ifade edilen bu kuvvet Şekil 4.7’de F_{ib1} olarak gösterilmektedir. Bu değer d_{oD1} ile ifade edilen boru dış çapına ve m_{ib1} ile ifade edilen seri hatta kayıt altına alınan balanssızlık kütle miktarına bağlı olarak 4.10 numaralı denklemden yer aldığı şekilde hesaplanabilmektedir [22]. Seri hatta kayıt altına alınan değer ilk kardan mafsallının dönme noktasına L_{ib1} uzaklıkta yer alan noktada ölçümlenmiştir. Elde edilen bu değer $\sin(\varphi_0)$ ile çarpılması ile balanssızlık neticesinde oluşan kuvvetin üstten görünüş düzlemindeki etkisi, $\cos(\varphi_0)$ ile çarpılması ile de yandan görünüş düzlemindeki etkisi hesaplanabilmektedir. Bu hesaplama yöntemi takip eden sayfalarda 4.39, 4.40 ve 4.58 numaralı denklemlerle tespit edilen diğer borulardaki balanssızlık kuvvetleri için de aynı şekilde kullanılacaktır.

$$F_{ib1} = 2 \cdot m_{ib1} \cdot d_{oD1} \left(\frac{\pi \cdot \dot{\phi}_1}{30000} \right)^2 \quad (4.10)$$

4.7 numaralı şekildeki ön borunun serbest cisim diyagramından yola çıkılarak tüm kuvvetler arasındaki eşitlik 4.11 numaralı denklemden görüldüğü şekilde yazılabilir.

$$F_2 - F_{4z} - F_{ib1} - F_{h1} + F_{3z} = 0 \quad (4.11)$$

Bu denklemde yer alan F_{3z} değeri ön askı içerisindeki merkez rulmanın hareketine bağlı olarak meydana gelen ve askı üzerinde ön yükleme olarak gözlemlenen tepki kuvvetini, F_{4z} ise ikinci kardan mafsalsının dönme merkezinde oluşan tepki kuvvetini temsil etmektedir. Bu denklemi F_{4z} ifadesini yalnız bırakarak şekilde düzenleyip borunun açısal değişimine bağlı olarak yazarsak 4.12’de yer alan denklemi elde edebiliriz.

$$J_1\ddot{\gamma}_1 - M_{D1} = -L_1F_{2z} + (L_1 - L_{ib1})F_{ib1}\cos(\varphi_0 + \psi_1) - OH_2F_{3z} + (L_1 - L_{COG1})F_{h1} \quad (4.12)$$

Burada ön askı üzerine düşen yükü yalnız bırakarak denklemi tekrar yazarsak 4.13 numaralı denklemi elde edebiliriz.

$$F_{3z} = \frac{(L_1 - L_{ib1})F_{ib1} + (L_1 - L_{COG1})F_{h1} - L_1F_2 + M_{D1} - J_1\ddot{\gamma}_1}{OH_2} \quad (4.13)$$

Burada askı üzerinde oluşan kuvvet askının kauçuk geometrisinin sergilediği katılık değerine bağlı olarak merkez rulmanın gerçekleştirmiş olduğu hareketle değişim göstermektedir. Benzer şekilde oluşan kuvvet ile değişim gösteren hareket ise $\ddot{\gamma}_1$ ile belirtilen ön askının açısal değişimine bağlı ivme değerini etkilemektedir. Bu nedenle her iterasyonda askının iteratif olarak atanan değişkenler ile F_{3z} kuvveti ve γ_1 açısı 4.14 numaralı denklemden yola çıkarak ayrı ayrı kontrol edilmelidir.

$$\gamma_1 = \arctan\left(\frac{z_3 - z_2}{x_3 - x_2}\right) \quad (4.14)$$

Denklem içerisinde yer alan z_2 ve z_3 değerleri sırasıyla ilk kardan mafsalsının dönme merkezi anlık konumunu ve merkez rulmanın tepki kuvvetleri nedeniyle çalışma şartları dahilinde z eksenine doğrultusunda yapmış olduğu deplasmanı ifade etmektedir. Benzer şekilde aynı indisler ile gösterilen x_2 ve x_3 değerleri ise aynı sıralama ile x ekseninde kaydedilen konum değişimlerini göstermektedir. İlk kardan mafsalsının X ve Z eksenlerindeki konum değerleri 4.5 numaralı denklemde hesaplanılan γ_0 açısına bağlı olarak 4.15 ve 4.16 numaralı denklemlerde görüldüğü şekilde hesaplanabilmektedir.

$$x_2 = x_1 + OH_1 \cdot \cos(\gamma_0) \quad (4.15)$$

$$z_2 = z_1 + OH_1 \cdot \sin(\gamma_0) \quad (4.16)$$

Denklemden yer alan diğer bilinmeyenler olan ve 3 numaralı indisler ile ifade edilen askı merkez rulmanı konum değişimleri yazılacak algoritmada iteratif döngüler kullanılarak model içerisine girdi olarak sunulacaktır. Bunun için 4.13 numaralı denklemde yer alan F_{3z} kuvveti, askı merkez rulmanının yaylanma ve katılık karakteristiklerine bağlı olarak 4.17 numaralı denklemde görüldüğü gibi yazılmalıdır. Bu sayede kuvvet değişimi ile açısal uyumun doğru bir şekilde olup olmadığı kontrol edilebilir.

$$F_{3z} = k_{CB1z} dz_3 + c_{CB1z} \dot{dz}_3 \quad (4.17)$$

Burada yer alan k_{CB1z} ve c_{CB1z} değerleri sırasıyla merkez rulman kauçuk geometrisinin yaylanma katsayısını ve sönüm katsayısını ifade etmekte olup önceki bölümde aktarılan modeller aracılığıyla hesaplanmaktadır. Bu kuvvetler aracılığıyla askı merkez rulmanına ait nihai konum ve bağlantılı olarak ön borunun açısı tayin edildikten sonra 4.9 ve 4.10 numaralı denklemlerde ϕ_1 ile ifade edilen ön borunun açısal dönüş hızı 4.18 numaralı denklemde ifade edildiği şekilde kardan mafsallının açısal hız iletimine bağlı olarak hesaplanabilir.

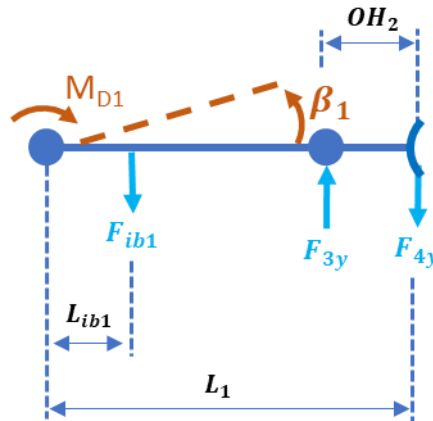
$$\dot{\phi}_1 = \dot{\phi}_0 \frac{\cos(\gamma_1 - \gamma_0) \cdot \cos(\beta_1 - \beta_0)}{(1 - \sin(\gamma_1 - \gamma_0)^2 \sin(\varphi_0 + 90^\circ)) (1 - \sin(\beta_1 - \beta_0)^2 \sin(\varphi_0 + 90^\circ))} \quad (4.18)$$

Formülde φ_0 olarak ifade edilen mafsallın pozisyonu vites kutusu çıkış milinin açısal dönüş hızına ve teste başlanıldığı andaki konumuna bağlı olarak belirlenen $\varphi_{\text{referans}}$ değerine göre 4.19 numaralı denklemde görüldüğü gibi hesaplanmaktadır. Buradaki referans konum ise test sırasında kayıt altına alınan fiber optik kamera görselleriyle tespit edilerek girdi olarak modele dahil edilmektedir.

$$\varphi_0 = \varphi_{\text{referans}} + \int \dot{\phi}_0 dt \pmod{2\pi} \quad (4.19)$$

Denklemden β_0 ve β_1 değerleri sırasıyla motor – vites kutusu grubunun üstten görünüş (x-y) düzlemindeki montaj açısını ve ön borunun çalışma şartlarında aynı düzlemde sahip olduğu açıyı ifade etmektedir. Motor ve vites kutusu grubunun üstten görünüş düzlemindeki montaj açısı çalışma şartlarında sabit olmakla birlikte ön boru açısı bu düzlemde askının pozisyonuna bağlı olarak değişim

göstermektedir. Bu açı Şekil 4.8’de gösterildiği gibi ön borunun üstten görünüşü referans alınarak hesaplanmaktadır.



Şekil 4.8 Kardan şaftı ön borusuna x-y düzleminde etki eden kuvvetler

Şekilde F_{ib1} olarak ifade edilen değer kardan şaftının pozisyonuna bağlı olarak etki eden ve 4.10 numaralı denklemde hesaplanan balanssızlık kaynaklı oluşan kuvveti ifade etmektedir. Aynı şekilde yer alan F_{4y} ifadesi ise ikinci mafsallı dönme merkezinin Y ekseninde oluşan kuvvettir. Bu kuvvet ön borunun üstten görünüş düzlemi üzerinde gerçekleştirilen açısal hareketin oluşumuna etki eden F_{ib1} ve F_{3y} kuvvetlerinin vektörel denge şartlarına bağlı olarak 4.20 numaralı denklemde görüldüğü gibi iki bilinmeyenli bir denklem olarak yazılabilir.

$$F_{4y} = F_{3y} - F_{ib1} \quad (4.20)$$

F_{3y} değeri ise ön askının Y ekseninde gerçekleştirdiği hareket, ivme değişimi, yaylanma ve sönüm karakteristiği gözetilerek 4.17 numaralı denklemde olduğuna benzer şekilde 4.21 numaralı denklemde görüldüğü gibi hesaplanabilmektedir. Denklem içerisinde yer alan y_3 ifadesi askı merkez rulmanının Y ekseninde gerçekleştirdiği hareketi temsil etmektedir.

$$F_{3y} = k_{CB1y}y_3 + c_{CB1y}\dot{y}_3 \quad (4.21)$$

Burada Y ekseninde oluşan hareketi temsil eden y_3 değeri geliştirilecek olan algoritma dahilinde iterasyonlarla atanacak olduğu için doğru değer belirlenmesinde ikinci bir denklem yazılmasına gerek vardır. Bu doğrultuda 4.20 numaralı denklemde de yararlanarak borunun atalet momentine bağlı olarak

kuvvetlerin oluşturdukları momentlerin denge denklemi 4.22 numaralı denklemde görüldüğü gibi yazılır.

$$J_1 \cdot \ddot{\beta}_1 - M_{D1} = (L_1 - L_{ib1}) F_{ib1} \sin(\varphi_0 + \psi_1) - OH_2 \cdot F_{3y} \quad (4.22)$$

Burada yer alan aç değeri y_2 , y_3 ve x_2 , x_3 değerlerine bağı olarak 4.23 numaralı denklemde yer alan eşitlikte görüldüğü gibi yazılarak denklem F_{3y} değeri ile $\ddot{\beta}_1$ değerini aynı anda doğrulayabilecek sınır şartlarının kontrolünü sağlayacak şekilde tekrar yazılabilir.

$$\beta_1 = \arctan\left(\frac{y_3 - y_2}{x_3 - x_2}\right) \quad (4.23)$$

Askı katılık değerinin hesaplanması için model kullanılan ön yükleme değeri ise referans kaynaklarda belirtildiğı doğrultuda Y ve Z ekseninde 4.24 ve 4.25 numaralı formüllerdeki gibi kardan şaftının mafsal açlarına bağı olarak hesaplanmaktadır [14, 22]. Denklem içerisinde yer alan α_1 ve α_2 değerleri sırasıyla birinci, ikinci ve üçüncü kardan mafsallarının toplam mafsal açlarını ifade etmekte olup sırasıyla 4.26, 4.27 ve 4.28 numaralı denklemler aracılığıyla x-z ve x-y düzlemlerindeki boru açılarını kullanarak hesaplanmaktadır. Denklemde yer alan M_D değeri vites kutusu çıkış milinin moment değerini ifade etmektedir.

$$F_{pre1y} = \frac{M_D(\sin \alpha_2 + \sin \alpha_3) L_1}{(L_1 - OH_2)L_2} \quad (4.24)$$

$$F_{pre1z} = \frac{M_D(\sin \alpha_1 + \sin \alpha_2)}{(L_1 - OH_2)} \quad (4.25)$$

$$\alpha_1 = \sqrt{(\gamma_1 - \gamma_0)^2 + (\beta_1 - \beta_0)^2} \quad (4.26)$$

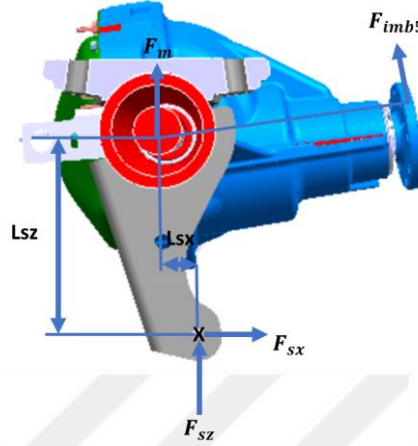
$$\alpha_2 = \sqrt{(\gamma_2 - \gamma_1)^2 + (\beta_2 - \beta_1)^2} \quad (4.27)$$

$$\alpha_3 = \sqrt{(\gamma_3 - \gamma_2)^2 + (\beta_3 - \beta_2)^2} \quad (4.28)$$

Ön boruya ait hareket denklemleri çıkartıldıktan sonra arka aks tarafından ilerlenerek arka boru ve bağlantılı olarak hem arka aks bağlantı yüzeyine montajlanan dördüncü kardan mafsalının hem de ikinci askıdan sonra yer alan

üçüncü kardan mafsalsının dönme noktalarında oluşan tepki kuvvetleri arka aks pinyon açısı ve kardan şaftının üçüncü boru açısına bağlı olarak tayin edilir.

Şekil 4.9’da tam serbest dingilin boru üzerine gelen kuvvetler gösterilmektedir. Bu kuvvetler iki temel elemandan doğmaktadır.



Şekil 4.9 Arka aks pinyonuna x-z düzleminde etki eden kuvvetler

Bunlardan ilki arka aks borusuna dik bir şekilde önceden tasarım kriterlerine göre belirlenen pinyon eksen açısını sağlayacak şekilde kaynatılmış ve o şartları sağlayacak şekilde yere paralel uzanan makas yaylardan gelen kuvvettir. Bu kuvvet direkt olarak teker merkezinin Z ekseninde gerçekleştirdiği harekete ve makas yayın yaylanma karakteristiğine bağlı olarak değişmekte olup 4.29 numaralı denklemde görüldüğü gibi hesaplanmaktadır. Burada yer alan k_m ifadesi makas yaya ait katılık değerini temsil ederken z_{11} makas yayı sıkıştıran Z eksenindeki hareketi ifade etmektedir.

$$F_m = k_m z_{11} \quad (4.29)$$

İkinci kuvvet grubu ise Şekil 4.9’da F_{sx} ve F_{sz} ile görünen kuvvetlerdir. Bu kuvvetler aksın hareketi nedeniyle amortisörün merkez eksenine doğrultusunda r_s kadar sıkışması veya gevşemesi neticesinde oluşan kuvvetin sırasıyla X ve Z eksenindeki izdüşüm kuvvetlerini ifade etmektedir. r_s yer değiştirme miktarı test aracından dinamik olarak kaydedilip simülasyon içerisine girdi olarak sunulmakta olup bu kuvvetler 4.30 ve 4.31 numaralı denklemlerde görüldüğü şekilde amortisörün yaylanma ve sönüm karakteristiğine ve deplasmana bağlı olarak hesaplanmaktadır.

$$F_{sx} = c_s \dot{x}_{10} \quad (4.30)$$

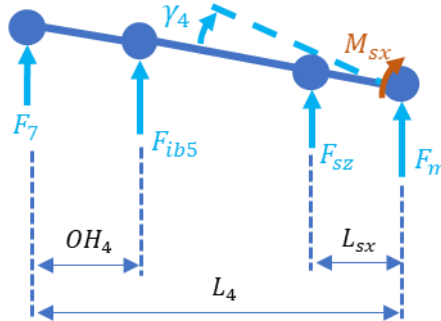
$$F_{sz} = c_s \dot{z}_{10} \quad (4.31)$$

Tez çalışmasında kullanılan aks x-y düzlemi üzerindeki açısı pinyon dişlisinin kovan montajı dolayısıyla tasarım aşamasında verilen açı olarak sabittir. Bunun yanında önceki bölümde de paylaşıldığı üzere arka aks pinyon flanşı üzerinde oluşan toplam salgı miktarı bağlandığı kardan şaftının balanssızlığı ile birleşerek titreşim karakteristiğine etki yapmaktadır. Bu nedenle montaj karakteristiğindeki farklar neticesinde oluşan farklılıkların da modele yansıtılabilmesi amacıyla Şekil 4.9'da F_{ib5} ile belirtilen kuvvet eklenmiştir. Bu kuvvet kardan şaftı ile montaj yapılan pilot geçme çapı ve hatta ölçüm alınan salgı değerine bağlı olarak 4.32 numaralı denklemdeki gibi hesaplanmaktadır.

$$F_{ib5} = m_k \cdot r_a \cdot \left(\frac{\pi \cdot \phi_5}{30000} \right)^2 \quad (4.32)$$

Denklemde yer alan m_k değeri kardan şaftının serbest ağırlığı dolayısıyla arka mafsala düşen yük değerini, r_a değeri pinyon flanşı üzerinden ölçülen toplam salgı miktarını, ϕ_5 ise pinyon dişlisinin açısal dönüş hızını ifade etmektedir.

4.29 ile 4.32 arasındaki denklemler aracılığıyla tanımlanan kuvvetler Şekil 4.10'da görüldüğü şekilde serbest cisim diyagramına yansıtılabilir. Burada yer alan M_{D4} momenti ilk kardan mafsallında olduğu gibi mafsalın artikülasyon momentini ifade etmekte olup seri hatta kayıt altına alınarak simülasyonda statik girdi olarak kullanılmaktadır.



Şekil 4.10 Arka aksa x-z düzleminde etki eden kuvvetler

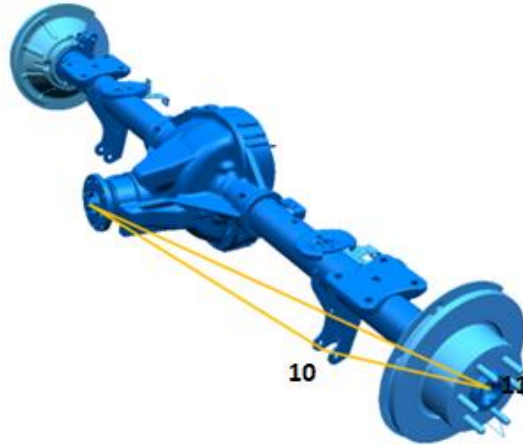
Serbest cisim diyagramında görüldüğü üzere F_m , F_{sz} ve F_{ib5} kuvvetleri direkt olarak taşınırken F_{sx} kuvveti dönme eksenine göre oluşturduğu moment doğrultusunda M_{sx} momenti yardımıyla modele aktarılmıştır. Bu moment 4.33 numaralı denklem doğrultusunda hesaplanmaktadır.

$$M_{sx} = F_{sx} \cdot L_{sz} \quad (4.33)$$

Serbest cisim diyagramında yer alan F_7 kuvveti en arka kardan mafsalının dönme ekseninde oluşan tepki kuvvetini ifade etmektedir. Şekil 4.10'da da net bir şekilde görülebildiği üzere denklemler doğrultusunda bulunan kuvvetlerden ve arka aksın serbest dönüş açısı olan γ_4 den yararlanarak bu kuvvet 4.34 numaralı denklemde yer aldığı şekilde bulunabilir.

$$F_7 = \frac{F_{ib5}(L_4 - OH_4) + F_{sz}L_{sx} - (J_a\ddot{\gamma}_4 + M_{sx})}{L_4} \quad (4.34)$$

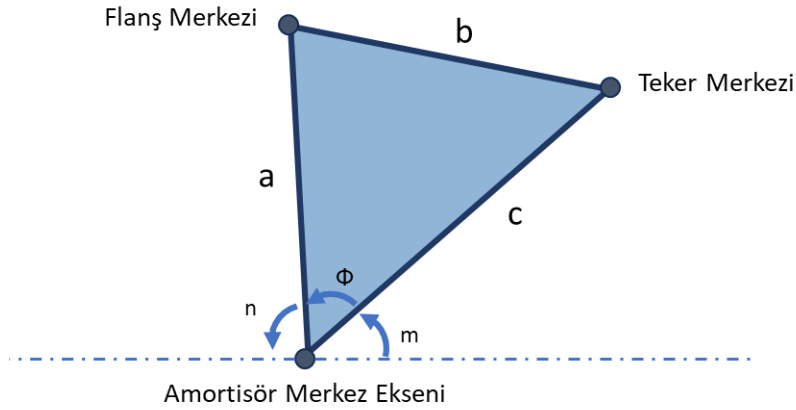
F_7 Kuvvetini tayin edebilmek için Şekil 4.11'de 10 ve 11 numaralı noktalar ile gösterilen teker merkezinin ve amortisör braketinin konumlarından yararlanılarak 4.33 numaralı denklemde tek bilinmeyen olan γ_4 ile ifade edilen arka aks pinyon açısının belirlenmesi gerekmektedir. Bu açının tayini için şekilde görülen 2 noktası aynı ancak pinyon eksenini üzerinde yer alan 3. noktaları farklı olan 2 adet üçgen çizilerek açı hesabı gerçekleştirilebilir.



Şekil 4.11 Arka aks pinyon açısının belirlenmesi için kullanılan referanslar

Arka aksın borularının ve teker ekseninin birbirlerine göre uzunlukları değişmeksizin hareket ettiği için Şekil 4.12'de farklı bir şekilde gösterilen bu üçgenlerin a, b ve c kenarlarının boyutları sabittir. Bu doğrultuda oluşan konum

değişikliklerinde sadece şekilde m, n ve ksi ile gösterilen açılarda değişiklik gözlemlenmektedir.



Şekil 4.12 Teker, amortisör ve pinyon referans üçgeni

Pinyon dişlisinin merkez ekseninde iki farklı nokta belirlenerek bu noktaların sırasıyla amortisör merkezine olan uzaklığı (a), teker merkezine uzaklığı (b) ve teker merkezi ile amortisör arası uzaklık (c) katı model programları aracılığıyla hesaplanabilir.

Ardından 4.35 numaralı denklem yardımıyla teker merkezi ile amortisör arası açı olan “m” açısı hesaplanılabilir. Çalışma şartlarında tekerin ve amortisör braketinin hareketine bağlı olarak değişen bu açı her iki çizilen üçgen için de aynıdır.

$$m = \text{atan} \left(\frac{z_{11} - z_{10}}{x_{11} - x_{10}} \right) \quad (4.35)$$

Diğer yandan “n” ile ifade edilen flanş merkezinde alınan referans noktası ile amortisör braketinin merkezi arasındaki açı farklı iki referans noktasına göre farklı değerler göstermektedir. Bu değer in çalışma şartlarındaki değişiminin hesaplanabilmesi için öncelikle ksi ile ifade edilen açının belirlenmesi gerekmektedir. Burada çizilen üçgenlerin desteği ile kosinüs teoremi kullanılarak a, b ve c boyutları yardımıyla ksi değeri 4.36 numaralı denklemde görüldüğü şekilde hesaplanabilir.

$$\Phi = \arccos \left(\frac{a^2 - b^2 + c^2}{2 * a * c} \right) \quad (4.36)$$

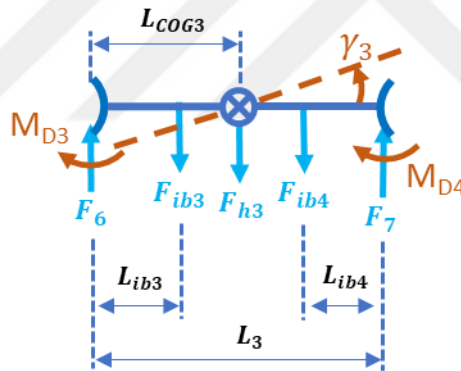
Çalışma şartları sırasında bu açının belirlenmesinin ardından amortisör braketine bağlı olarak flanş üzerindeki referans noktaların arasındaki açının tespiti 4.37 numaralı denklemde olduğu şekilde kolaylıkla bulunabilir.

$$n = \pi - m - \Phi \quad (4.37)$$

n_1 ve n_2 olacak şekilde 2 farklı indis ile ifade edilen sırasıyla pinyon üzerindeki ön ve arka noktaların amortisöre göre açı değerleri hesaplandıktan sonra aralarındaki fark gözetilerek γ_4 açısı 4.38 numaralı denklemde görüldüğü şekilde hesaplanabilmektedir.

$$\gamma_4 = \arctan\left(\frac{a_2 * \sin(n_2) - a_1 * \sin(n_1)}{a_1 * \cos(n_1) - a_2 * \cos(n_2)}\right) \quad (4.38)$$

Arka akstan ön tarafa doğru gelmeye devam edip en arka boru için hareket denklemleri ve bağlantılı kuvvetlerin çıkartılabilmesi için en gerideki kardan şaftı borusu üzerine gelen kuvvetler Şekil 4.13'teki gibi gösterilebilir.



Şekil 4.13 Kardan şaftı arka borusuna x-z düzleminde etki eden kuvvetler

Tez çalışması kapsamında kullanılan kardan şaftının arka boruda yer alan kayıcı grubunu da göz önüne alarak 2 farklı noktadan balans kontrolü gerçekleştirilmektedir. Bu doğrultuda 4.10 numaralı denklemde yer alan balanssızlık kaynaklı kuvvet hesabı referans alınarak F_{ib3} ve F_{ib4} değerleri seri hatta kaydedilen balanssızlık değerleri ve borunun açısıl dönüş hızına bağlı olarak 4.39 ve 4.40 numaralı denklemlerde görüldüğü şekilde tayin edilebilir.

$$F_{ib3} = 2.m_{ib3}.d_{oD3}(\frac{\pi.\dot{\phi}_3}{30000})^2 \quad (4.39)$$

$$F_{ib4} = 2 \cdot m_{ib4} \cdot d_{oD4} \left(\frac{\pi \cdot \dot{\phi}_4}{30000} \right)^2 \quad (4.40)$$

Denklemlerde yer alan m_{ib3} ve m_{ib4} değerleri seri hatta arka boru üzerinden iki farklı noktada kayıt altına alınan balanssızlık değerlerini temsil etmektedir. Aynı denklemlerde yer alan d_{oD3} ve d_{oD4} ifadeleri ise bu ölçümlerin alındıkları boru yüzeyinin dış çapıdır. Diğer değişkenler olan $\dot{\phi}_3$ ve $\dot{\phi}_4$ değerleri ise aynı şekilde indis değerine bağlı olarak sırasıyla kayıcı önündeki boru grubunun ve kayıcı sonrası boru grubunun açısal dönüş hızlarını göstermektedir. Buradaki borunun belli bir yerinden itibaren ortaya çıkan açısal hız farklılığı kayıcı grubunun içerisinde yer alan dişli profiline bağlı olarak ortaya çıkan dişlilerin arasındaki boşluk miktarından kaynaklanmaktadır. Buna göre $\dot{\phi}_4$ değeri 4.41 numaralı denklemde görüldüğü şekilde hesaplanmaktadır.

$$\dot{\phi}_4 = \begin{cases} \dot{\phi}_3, & \dot{\phi}_3(\text{mod } 0.1848) \leq 0.178 \\ 0, & \dot{\phi}_3(\text{mod } 0.1848) > 0.178 \end{cases} \quad (4.41)$$

Burada yer alan 0.1848 değeri kayıcı grubunun içerisinde dişlinin bir adımına karşılık gelen açı değerinin radyan olarak gösterimini ifade ederken 0.178 değeri ile arasındaki fark temas halindeki iki dişlinin arasında yer alan boşluk miktarının aynı esasa gösterimini ele almaktadır. Kayıcı grubunun önünde yer alan milin açısal dönüş hızı ise orta borunun dönüş hızına bağlı olarak 4.42 numaralı denklemde görüldüğü şekilde hesaplanmaktadır.

$$\dot{\phi}_3 = \dot{\phi}_2 \frac{\cos(\gamma_3 - \gamma_2) \cdot \cos(\beta_3 - \beta_2)}{(1 - \sin(\gamma_3 - \gamma_2)^2 \sin(\varphi_0 + 90^\circ)) (1 - \sin(\beta_3 - \beta_2)^2 \sin(\varphi_0 + 90^\circ))} \quad (4.42)$$

Şekil 4.13'te F_{h3} ile belirtilen kuvvet arka borunun serbest ağırlığı ve katılık değerine bağlı olarak açısal dönüş hızına bağlı bir fonksiyon olarak oluşan kuvveti temsil etmekte olup 4.43 numaralı denklemde görüldüğü şekilde hesaplanmaktadır. Arka borunun ağırlık merkezi kayıcı grubunun arka aksa yakın bölümünde kaldığı için denklem içerisindeki hız değeri $\dot{\phi}_4$ olarak kullanılmıştır.

$$F_{h3} = (k_{t3} - m_3 \cdot \dot{\phi}_4^2) \cdot z_{h3} \quad (4.43)$$

Denklem içerisinde yer alan m_3 ve k_{t3} ifadeleri sırasıyla arka borunun kütleini ve arka borunun sahip olduğu yaylanma katsayısını temsil etmektedir. 4.7 numaralı denklem referans alınarak yaylanma katsayısı boru malzemesinin elastisite

modülüne, boru boyuna, borunun iç ve dış çap değerlerine bağlı olarak 4.44 numaralı denklemde görüldüğü şekilde hesaplanmaktadır.

$$k_{t3} = \frac{12 \cdot E \cdot \pi \cdot (d_{oD4}^4 - d_{iD4}^4)}{L_3^3} \quad (4.44)$$

4.8 numaralı denklem ile benzer şekilde hesaplama arka boru için de gerçekleştirilirse yine aynı kuvvet boru kütlesi ve eksenel ivmeye bağlı olarak 4.45 numaralı denklemde yer aldığı şekilde yazılabilir.

$$F_{h3} = m_3 \cdot \ddot{z}_{h3} \quad (4.45)$$

4.43 ve 4.45 numaralı denklemler eşitlik olarak yazıldığında borunun anlık yer değiştirme miktarı 4.46 numaralı denklemdeki gibi ifade edilerek önce konum ardından buna bağlı olarak 4.45 numaralı denklem aracılığıyla F_{h3} kuvveti bulunabilir.

$$z_{h3} = \frac{m_3 \cdot \ddot{z}_{h3}}{k_{t3} - m_3 \cdot \ddot{\phi}_4^2} \quad (4.46)$$

Arka boruya etki eden kuvvetler üçüncü kardan mafseline gelen tepki olan F_6 kuvveti eşitliğin bir tarafında kalacak şekilde 4.47 numaralı denklemde görüldüğü gibi yazılarak tayin edilebilir.

$$F_6 = F_{ib3} + F_{ib4} + f_{h3} - F_7 \quad (4.47)$$

Üçüncü kardan mafselinin dönme noktasında oluşan tepki kuvveti bulunduğundan sonra bu kuvvetten yararlanılarak arka borunun dönüş açısına bağlı olarak oluşan açısal ivme 4.48 numaralı denklemde görüldüğü şekilde yazılabilir.

$$\begin{aligned} J_3 \cdot \ddot{\gamma}_3 + M_{D4} - M_{D3} \\ = F_{6z} L_{COG3} - F_{ib3} (L_{COG3} - L_{ib3}) \cos(\varphi_0 + \psi_3) \\ + F_{ib4} \cos(\varphi_0 + \psi_4) (L_3 - L_{COG3} - L_{ib4}) + F_{7z} (L_3 - L_{COG3}) \end{aligned} \quad (4.48)$$

İlerleyen bölümlerde iterasyon algoritmasını durdurmak için sınır şartların sağlandığından emin olunması amacıyla $\ddot{\gamma}_3$ değerini elde edebilmek için γ_3 değeri parametrik olarak 4.49 numaralı denklemde görüldüğü şekilde tanımlanabilir.

$$\gamma_3 = \arctan\left(\frac{z_7 - z_6}{x_7 - x_6}\right) \quad (4.49)$$

Burada yer alan z_7 ve x_7 ifadeleri en arkadaki kardan mafsalının dönme merkezinin konumunu, z_6 ve x_6 ifadeleri ise üçüncü kardan mafsalının x-z ekseninde sahip olduğu konumu ifade etmektedir.

Arka kardan mafsalının dönme merkezinin X ve Z eksenlerindeki konumu 9 numaralı indislerle belirtilen arka aks pinyon flanşının konum bilgisine ve dönme merkezine olan uzaklığa (OH_4) bağlı olarak 4.50 ve 4.51 numaralı denklemlerde yer aldığı şekilde hesaplanabilir.

$$z_7 = z_8 + \sin(\gamma_4)OH_4 \quad (4.50)$$

$$x_7 = x_8 - \cos(\gamma_4)OH_4 \quad (4.51)$$

Bu doğrultuda z_7 ve x_7 değerlerinin bulunması sonrasında z_6 ve x_6 ifadeleri arka askının merkez rulman konumuna ve orta borunun x-z eksenindeki açığa ve askı ile dönme merkezi arasındaki sabit uzunluğa (OH_3) bağlı olarak 4.52 ve 4.53 numaralı denklemler aracılığıyla parametrik olarak yazılabilir. Bu sayede orta borunun kuvvet eşitlikleri yazılarak ilgili iterasyonları doğru noktada durdurabilmek için gerekli sınır şartlarının kontrol edilmesi sağlanabilir.

$$z_6 = z_5 + \sin(\gamma_2)OH_3 \quad (4.52)$$

$$x_6 = x_5 + \cos(\gamma_2)OH_3 \quad (4.53)$$

İlgili sınır şartlarının tayin edilebilmesi amacıyla γ_2 değeri de benzer şekilde ikinci ve üçüncü kardan mafsallarının merkez noktasının konumlarına bağlı olarak 4.54 numaralı denklemde görüldüğü şekilde ifade edilebilir.

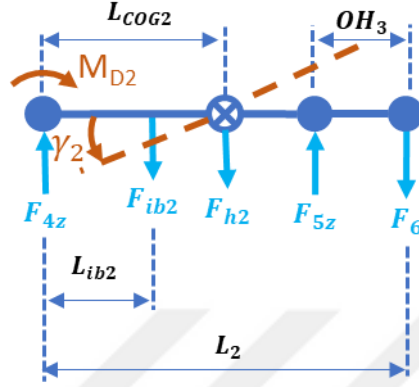
$$\gamma_2 = \arctan\left(\frac{z_6 - z_4}{x_6 - x_4}\right) \quad (4.54)$$

Burada yer alan z_4 ve x_4 ifadeleri ikinci kardan mafsalının dönme noktasının x-z düzlemindeki konumunu temsil etmekte olup ön askının merkez rulmanının konumuna, ön borunun aynı düzlemde yapmış olduğu açığa ve merkez rulman ile dönme merkezi arasındaki mesafeye (OH_2) bağlı olarak 4.55 ve 4.56 numaralı denklemlerde görüldüğü şekilde ifade edilebilmektedir.

$$z_4 = z_3 + \sin(\gamma_1)OH_2 \quad (4.55)$$

$$x_4 = x_3 + \cos(\gamma_1)OH_2 \quad (4.56)$$

Bulunan bu değerlerin kullanılması ve sınır şartların kuvvet dengesinin kontrol edilmesi aracılığıyla bulunabilmesi için orta boru üzerinde x-z düzleminde oluşan kuvvetler Şekil 4.14’de görülen kuvvetlerden yararlanılır.



Şekil 4.14 Kardan şaftı orta borusuna x-z düzleminde etki eden kuvvetler

Şekilde yer alan F_{4z} ifadesi 4.11 numaralı denklemden yararlanarak ön boruda oluşan tepki kuvvetlerine bağlı olarak 4.57 numaralı denklemdeki şekilde bulunabilir. Eşitliğin diğer tarafında kalan kuvvetler ön askının merkez rulman konum değişimine bağlı olarak önceki bölümlerde parametrik olarak belirlenmişti.

$$F_{4z} = F_{ib1} - F_{2z} + F_{h1} - F_{3z} \quad (4.57)$$

Diğer yandan orta borunun balanssızlığına bağlı olarak oluşan tepki kuvveti F_{4z} 4.58 numaralı denklemdeki gibi önceki bölümlerde diğer balanssızlık kuvvetlerinde olduğuna benzer şekilde orta borunun özelliklerine bağlı olarak hesaplanabilir. Bu özellikler sırasıyla m_{ib2} seri hatta ikinci borunun L_{ib2} konumundan ölçümlenen balanssızlık değeri ve d_{OD2} ile ifade edilen borunun dış çap ölçüsünü göstermektedir.

$$F_{ib2} = 2 \cdot m_{ib2} \cdot d_{OD2} \left(\frac{\pi \cdot \dot{\phi}_2}{30000} \right)^2 \quad (4.58)$$

4.56 numaralı denklemde yer alan $\dot{\phi}_2$ değeri orta borusunun açısal dönüş hızını ifade etmektedir. Bu değer ön borunun açısına ve ikinci kardan mafsalıının açısal hız iletimi doğrultusunda 4.59 numaralı denklem yardımıyla bulunabilir.

$$\dot{\phi}_2 = \dot{\phi}_1 \frac{\cos(\gamma_2 - \gamma_1) \cdot \cos(\beta_2 - \beta_1)}{(1 - \sin(\gamma_2 - \gamma_1)^2 \sin(\varphi_0)) (1 - \sin(\beta_2 - \beta_1)^2 \sin(\varphi_0))} \quad (4.59)$$

Hız hesabı için kullanılan denklemdeki γ_1 ve γ_2 değerleri önceki bölümlerde ifade edildiği üzere ön ve orta borunun x-z düzlemindeki açılarını ifade ederken β_1 ve β_2 ifadeleri ise aynı sıra ile belirtilen açılarının x-y düzlemindeki değerlerini temsil etmektedir.

Şekil 4.14'te F_{h2} olarak belirtilen kuvvet ise daha önce 4.44 numaralı denklem aracılığıyla arka boru için hesaplandığına benzer şekilde orta borunun kütlesi ve eksenel ivmeye bağlı olarak 4.60 numaralı denklemde yer aldığı şekilde yazılabilir.

$$F_{h2} = m_2 \cdot \ddot{z}_{h2} \quad (4.60)$$

Buradaki ivme değeri yine 4.45 numaralı denklemdekine benzer yöntem izlenilerek orta boru için de 4.61 numaralı denklemde görüldüğü şekilde hesaplanabilir.

$$z_{h2} = \frac{m_2 \cdot \ddot{z}_{h2}}{k_2 - m_2 \cdot \dot{\phi}_2^2} \quad (4.61)$$

Denklem içerisinde yer alan k_2 değeri borunun iç çap, dış çap, malzeme özelliği ve boyuna bağlı olarak 4.62 numaralı denklemde yer aldığı şekilde bulunabilmektedir.

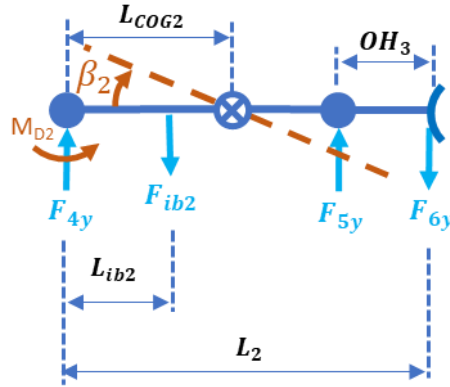
$$k_2 = \frac{12 \cdot E \cdot \pi \cdot (d_{oD2}^4 - d_{iD2}^4)}{L_2^3} \quad (4.62)$$

Şekil 4.14'te görünen kuvvetlerden son olarak F_{5z} kuvvetinin belirlenmesi gerekmektedir. Bu kuvvet arka askının katılık ve sönüm değerine bağlı olarak çalışma şartlarında gözlemlenen konum değişimiyle birlikte 4.63 numaralı denklemde görüldüğü gibi hesaplanabilmektedir.

$$F_{5z} = k_{CB2z} z_5 + c_{CB2z} \dot{z}_5 \quad (4.63)$$

Burada yer alan k_{CB2z} ve c_{CB2z} değerleri sırasıyla ikinci askının kauçuk geometrisinin yaylanma katsayısını ve sönüm katsayısını ifade etmekte olup önceki bölümde aktarılan modeller aracılığıyla hesaplanmaktadır. Bu değerlerin hesaplanması için girdi olarak sunulan ön yükleme değeri ise referans kaynaklarda belirtildiği doğrultuda Z ekseninde 4.64 numaralı denklem aracılığıyla bulunmaktadır [14, 22].

düzleminde yaptığı hareketin belirlenmesi için sınır şartlarını bulabilmek için kullanılacaktır.



Şekil 4.16 Kardan şaftı orta borusuna x-y düzleminde etki eden kuvvetler

F_{ib2} ve F_{ib2} kuvvetleri daha önce sırasıyla 4.58 ve 4.65 numaralı denklem aracılığıyla belirlenmişti. Bunun yanında F_{4y} değeri ise ön askının konum ve hız değişimine bağlı olarak 4.20 numaralı denklemde parametrik olarak tayin edilmişti. Bu kuvvetler yardımıyla kuvvet dengesi ve orta borunun açısal ivmesine bağlı olarak iki ayrı denklem yazılması gerekmektedir. Tanımlanan bu denklemler ön ve arka askı konumlarına bağlı olarak yazıldıkları için doğru konumun belirlenebilmesinde sınır şart kontrolünde kullanılacaktır. Bunun için ilk olarak 4.67 numaralı denge denklemi yazılır.

$$F_{5y} = F_{6y} + F_{ib2} - F_{4y} \quad (4.67)$$

Diğer sınır denklemi ise kardan şaftının orta borusunun x-y düzleminde sahip olduğu açısal ivmeye ve borunun atalet momentine bağlı olarak 4.68 numaralı denklemde görüldüğü gibi yazılabilmektedir.

$$J_2 \ddot{\beta}_2 - M_{D2} = F_{ib2} \sin(\varphi_0 + \psi_2)(L_2 - L_{ib2} - OH_3) - F_{4y}(L_2 - OH_3) - F_{6y}OH_3 \quad (4.68)$$

Bu denklemdeki $\ddot{\beta}_2$ değeri 4.69 numaralı denklemde yer alan β_2 değerinin ikinci türevine bağlı olarak bulunduğundan sonra 4.68 numaralı denklemdeki eşitliği sağlayan şart sınır şartı olarak kontrol edilerek hem ön hem de arka askı için konumlar bulunabilmektedir.

$$\beta_2 = \arctan\left(\frac{y_5 - y_3}{x_5 - x_3}\right) \quad (4.69)$$

Son olarak önden üçüncü mafsala denk gelen kuvvetin tayin edilmesiyle birlikte kalan 2 denge denklemi de 4.70 ve 4.72 numaralı denklemlerde görüldüğü gibi yazılabilir. Burada yer alan denklemler sırasıyla yandan görünüşe göre orta borunun ve üstten görünüşe göre arka borunun açısal ivme değişimine ve ataletine göre değişimine bağlı olarak denge denklemlerini ifade etmektedir. Burada yer alan 4.71 numaralı denklem ise arka borunun üstten görünüşüne göre boru açısını göstermektedir.

$$J_2\ddot{\gamma}_2 - M_{D2} = L_{ib2}F_{ib2}\cos(\varphi_0 + \psi_2) + F_{h2}L_{COG2} + F_{5z}(L_1 - OH_3) + F_{6z}L_2 \quad (4.70)$$

$$\beta_3 = \arctan\left(\frac{y_7 - y_6}{x_7 - x_6}\right) \quad (4.71)$$

$$J_3\ddot{\beta}_3 - M_{D4} - M_{D3} = -F_{6y}L_3 + F_{ib3}(L_3 - L_{ib3})\sin(\varphi_0 + \psi_3) + F_{ib4}L_{ib4}\sin(\varphi_0 + \psi_4) \quad (4.72)$$

4.3 Matematiksel Modelin Python ile Çözümü

Matematiksel modelin geliştirilmesinin ardından Python yazılım dili ile hazırlanan algoritma aracılığıyla 4.1 ile 4.72 arasında yer alan hareket denklemleri bilgisayar ortamında aynı sıra ile çözümlenmektedir. Bunun için ilk olarak taşıt verileri Python programlama diliyle “Data Frame” adı verilen yapılara çevrilmektedir. Bu yapılar temelde satır ve sütun şeklinde dağılan tabloları ifade etmektedir. İhtiyacımız olan tüm veriler takip eden bölümde detayları aktarılacak olan nCode programı yardımıyla .csv formatında çıktı alındıktan sonra Python programlama dili ile otomatik olarak çalışılabilir şekle dönüştürülmektedir.

İhtiyaç olan motor ve vites kutusu, arka aks amortisör braketleri ve teker merkezi konum değişim verileri sistem içerisine çekildikten sonra 4.17 numaralı algoritma yardımıyla çözüm işlemi gerçekleştirilmektedir. Bu algoritma temelde matematiksel model oluşumu sırasında elde edilen hız denklemlerini iki farklı alanda çözümlenmektedir. Bunlardan ilki gerek ön gerekse arka askı grubunun konum değişimine bağlı olarak herhangi bir iterasyon gözetmeksizin “for” döngüsünün dışında çalışan gruptur.

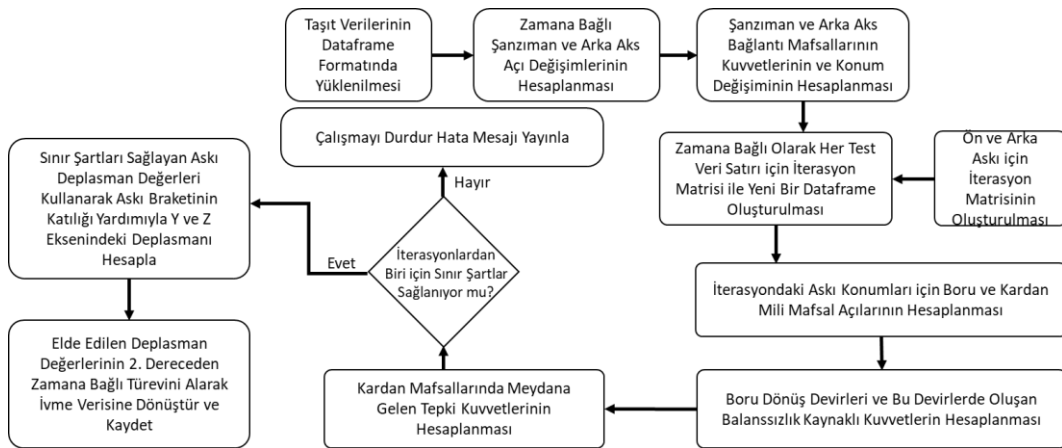
Bu grup içerisinde yer alan kod grubu vites kutusu ve arka aks üzerinde yer alan referans konumların zamana bağlı türevlerini alıp, bağlantılı noktaların açılarını

hesapladıktan sonra elde edilen ivme değişimlerini önceki bölümde yer alan denklemlerde kullanarak ön ve arka kardan mafsallarına gelen tepki kuvvetlerini ve mafsallara ait dönme noktalarının konum değişimlerini elde etmektedir.

Elde edilen konum değişimleri daha sonra iterasyonlar aracılığıyla farklı askı konumları gözetilerek ön ve arka askı üzerine düşen yüklerin belirlenmesinde kullanılacaktır. Bu yükler temelde sınır şartları belirlemekte olup iteratif ilerleyen sürecin hangi adımda durması gerektiğini belirlemek için sınır şartları sunmaktadır. Bu doğrultuda çözüm sürecinin iteratif ilerleyen bölümüne geçilmektedir.

İteratif ilerleyen süreç için öncelikli olarak askıların geometrik olarak hareketlerini limitleyen kısıtlar gözetilerek gerçekleştirebilecekleri hareket farklı iterasyonlar dahilinde hesaplanmaktadır. Bu hesaplamalar sırasında “for” döngüsü kullanılarak tanımlı ilerleme adımı içerisinde kalacak şekilde ön ve arka askının uzaydaki konumu değişken olarak bir matris formatında atanmaktadır.

Ardından bu matris kullanılarak her evrede önce hız denklemleri aracılığıyla boru ve mafsalsal açıları belirlenmektedir. Elde edilen bu değerler yardımıyla askı üzerine düşen kuvvetler her iterasyon için ayrı ayrı hesaplandıktan sonra 4.17 numaralı şekilde elmas görseli ile gösterilen mantıksal ifade ile kuvvet dengesinin olup olmadığı kontrol edilerek buna göre sınır şartların sağlanıp sağlanmadığı irdelenmektedir. Ardından sınır şartları sağlayan askı konumları için iterasyon durdurularak bir sonraki adım ile çözüm işlemine devam edilmektedir.



Şekil 4.17 Matematiksel model çözümü için geliştirilen algoritma

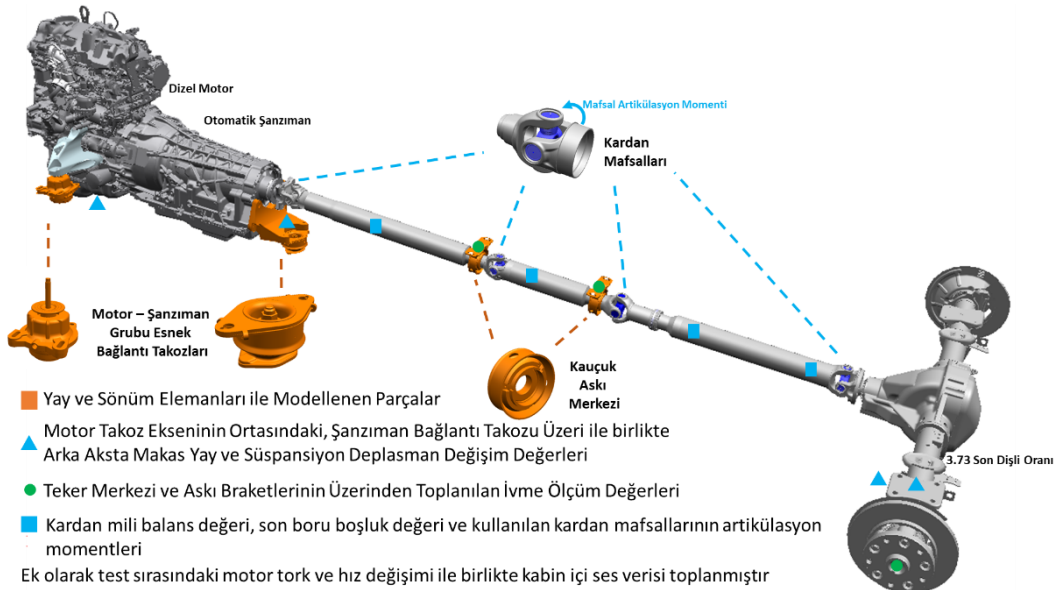
5.1 Taşıt Verilerinin Toplanması

Şekil 5.1’de yürütülen test çalışmasının korelasyonu için araç üzerinde dinamik yol testleri ile veri toplanılan kuzey – güney yönelimli arkadan itişli araca ait aktarma organları tasarımının üç boyutlu görseli yer almaktadır.

Bu görselde görüleceği üzere üç boruya sahip üzerinde dört adet kardan mafsalı ve en arka boruda eksenel olarak boru boyunun değişmesine imkân tanıyan kayıcı grubuna sahip bir kardan şaftı kullanılmıştır.

Test sırasında sabit vites şartında ani hızlanma olarak ifade edilen hızlanma manevrası ile araç kullanılmış bu sırada çoklu kanallı LMS-Scada veri toplama ünitesi aracılığıyla hem motor üzerinden CAN kanalı bağlantısı ile hem de aktarma organları üzerine yerleştirilen çeşitli noktalardaki sensörler aracılığıyla birçok noktadan anlık yer değiştirme, ivme ve sıcaklık verileri kaydedilmiştir.

Sönüm ve yaylardan yararlanılarak matematiksel modellenen kardan şaftı üzerinde yer alan askı elemanlarıyla birlikte motor ve vites kutusu bağlantı takozları görsel içerisinde turuncu ile ifade edilmiştir.



Şekil 5.1 Testler sırasında taşıttan veri toplanılan noktalar

Motor ve vites kutusu üzerinde turkuaz üçgenler ile gösterilen noktalar ise bu noktalardan Şekil 5.2’de örnek bir görseli paylaşılan telli deplasman ölçerler aracılığıyla test sırasında Z eksenini doğrultusunda kaydedilen yer değiştirme miktarı kayıt altına alınmıştır.

Gerek bu noktada kullanılan braketler ve sensör bağlantıları gerekse diğer aktarma organları elemanlarından veri toplanılan sensör bağlantıları firmanın gizlilik ilkesi nedeniyle paylaşıl原因mamaktadır. Takip edecek çalışmalarda yönlendirici olabilmesi ve yapılan çalışmanın daha anlaşılabilir olmasını sağlayabilmek amacıyla toplanılan veriler ve sensörler internetten elde edilen örnek görseller aracılığıyla paylaşılacaktır.

Telli deplasman ölçerler motor ve vites kutusu üzerindeki yer değiştirme miktarının ölçümleneceği noktaya özel hazırlanan braketler yardımıyla eksene dik bir şekilde konumlandırılmaktadır. Ardından ölçüm alınacak noktaya sabitlenen şerit telin yapmış olduğu hareket kontrol ederek o eksenindeki yer değiştirme miktarının kaydedebilmektedir.



Şekil 5.2 Deplasman ölçümü için kullanılan sensör örneği

Benzer deplasman ölçerler arka aks üzerinden veri toplanılması amacıyla da kullanılmıştır. Yine Şekil 5.1’de turkuaz üçgenler ile gösterildiği gibi arka aks üzerinde amortisör braket bağlantı braket ve makas yay ile bağlantı braketinin hizasında yer alan noktadan yer değişim miktarı ölçülmüştür.

Amortisör braketinden toplanılan veri önceki bölümde paylaşıldığı üzere aks üçgenleri yardımıyla pinyon flanş açısını tayin etmek için oluşturulacak üçgenlerin bir köşesi için girdi olarak kullanılmaktadır. Bunun yanı sıra üçgenin diğer bir köşe noktası olan teker merkez noktası ve buna bağlı olarak konum değişimi ise aynı

şekilde yeşil yuvarlak ile gösterilen noktadan Şekil 5.3'te örnek görseli paylaşılan tekere montajlı ivme ölçerler aracılığıyla elde edilmektedir. Toplanan bu ivme verisi daha sonra matematiksel hesaplar kullanılarak tekerlek merkezinin konum değişimine dönüştürülmektedir.



Şekil 5.3 Teker merkezinden ölçüm alınan sensör örneği

Her ne kadar tekerlek merkezinden toplanılan bu veri istenilen sonucu vermek için yeterli olsa da özellikle yol sırasında karşı karşıya kalınan sürekli titreşimler toplanılan verinin kalitesini doğrudan etkilemektedir. Bu nedenle hem veri kalitesini arttırmak hem de integral alınarak zamana bağlı konum değişimine çevrilen verinin doğrulanması için teker merkezinin deplasman verisinin bir düzeltme faktörü aracılığıyla işlenmesine gerek vardır. Bu doğrultuda makas yay üzerinden alınan deplasman verisi daha önce firmanın test mühendisleri tarafından geliştirilen yazılım aracılığı ile düzeltme fonksiyonu olarak kullanılmaktadır.

Arka aks üçgenlerinin üçüncü köşe noktası ise kenar uzunluklarına bağlı olarak bu iki girdi doğrultusunda önceki bölümde aktarıldığı şekilde hesaplanmaktadır.

Bu bölümün ilk şeklinde kardan şaftı askı bağlantı braketleri üzerinde yeşil yuvarlak ile gösterilen iki nokta ise kurulan modelin çıktılarının doğrulanması için kullanılan titreşim verisinin kaydedilmesinde kullanılan ve Şekil 5.4'te örneği paylaşılan lineer ivme ölçerlerin montaj noktalarını göstermektedir.



Şekil 5.4 Askı üzerinden titreşim ölçümü toplanılan sensör örneği

Kurulan model içerisinde titreşim karakteristiğine direkt olarak etki edecek parametrelerden bir kısmı sensörler yardımıyla test sırasında araç üzerinden toplanılırken bunların yanı sıra kardan şaftı üzerinden komponent ve sistem seviyesi ölçümlerle toplanılan değerler de mevcuttur.

Bunlardan ilki mafsalsal sıkılık değeri olarak da belirtilebilecek mafsalsal içerisinde yer alana iğne rulmanlara sahip istavroz geometrisinin sürtünme kuvvetleri doğrultusunda dönmeye karşı göstermiş olduğu direnç veya diğer bir deyişle artikülasyon momentidir. Bu değer seri hatta tanımlı bir mühendislik spesifikasyonu doğrultusunda kontrol edilmekte olup belirli bir aralıkta olması istenilmektedir. Bu değer çok düşük olması mafsalsalın harekete aşırı hassas olup çalışma şartlarında değişken hız ve moment karşısında oluşan titreşime hassasiyetinin çok yüksek olmasına neden olurken belirli bir değer üzerinde olması halinde fazla rijit bir karakteristik sergileyen mafsalsalın açısal olarak dönüş gerçekleştiremeyip mesnet noktası olan askı yüzeylerine daha fazla yük aktarılmasına ve burada oluşabilecek hasar riskini arttırıcı yönde etki etmesine neden olmaktadır.

Sistem seviyesi kontrol edilen diğer bir değer ise 5.1 numaralı şekilde turkuaz kareler ile gösterilen ve borular üzerinden ölçülen kardan şaftının balanssızlık değerleridir. Bu değerler ön ve orta boruda tek bir noktadan kontrol edilirken son boruda kayıcı ünitesi olması dolayısıyla iki farklı noktadan kontrol edilmektedir. Kontrol sonucunda Şekil 5.5'te örneklendirildiği şekilde borunun referans noktasında yer alan balanssızlık değeri ve ilk mafsaldaki referans noktasına bağlı olarak konumu kayıt altına alınmaktadır. Şekil içerisinde yer alan değerler farklı bir denemeden alınmış olup ölçüm ekipmanından alınan sonuçların görselleştirilmesi amacıyla paylaşılmıştır.



Şekil 5.5 Balanssızlık ölçüm sonucu örneği

Kardan şaftının konumuna bağlı olarak balanssızlık değerinden doğan kuvvetlerin modele aktarılması oldukça önemlidir. Bu nedenle sistem seviyesi ölçüm sırasında kayıt altına alın konum değerinin kontrolü amacıyla araca takılmadan önce kardan şaftının ilk borusunun üzerine Şekil 5.6’da görünen ve taşıt çarpışma testlerinde de kullanılan etiketlerden yerleştirilir. Daha sonra bu etiketlerin konumu özel tasarlanmış fiber optik test ekipmanı yardımıyla kaydedilerek testin başlangıcında kardan şaftının açısal olarak hangi konumda olduğu kontrol edilebilmekte ve modele girdi olarak verilebilmektedir.



Şekil 5.6 Açısal konum kontrolü amacıyla kullanılan etiket

Önceki bölümlerde paylaşıldığı üzere kauçuk elemanın dinamik katılık değeri sıcaklığa bağlı olarak değişiklik göstermektedir. Bu nedenle yer değiştirme ve ivme değerlerinin yanı sıra test sırasında askı yakınındaki sıcaklık değerini doğru şekilde sisteme tanımlayabilmek için hem ön hem de arka askı yakınından termokupl ile veri toplanılmıştır.

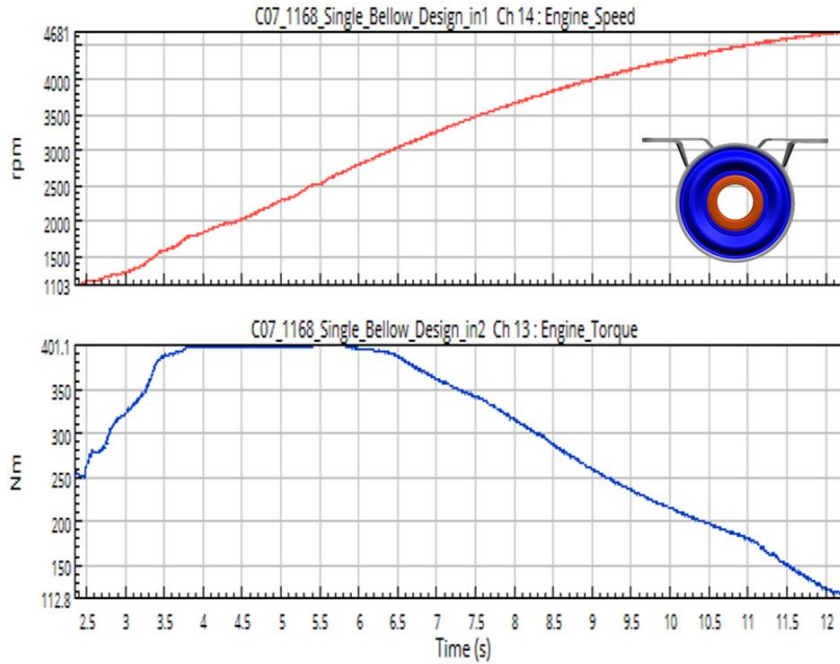
Test ön hazırlık ve titreşim test evreleri olmak üzere iki aşamadan oluşmaktadır. Bunların ilki olan ön hazırlık evresinde herhangi bir veri kaydı alınmamaktadır. Sadece araç üzerindeki motor, vites kutusu ve arka aks gibi sistemlerin içerisinde yer alan yağın ve egzoz gibi çalışma sıcaklığını etkileyebilecek çevre sistemlerin istenilen rejim sıcaklığına çıkartılması için araç belirli bir süre kullanılmaktadır. Ardından titreşim karakteristiğinin kontrolü için veri kaydı alınan ve kontrol gerçekleştirilen reel test manevra evresi olan titreşim test evresi için araç kullanılmaktadır. Bu aşamada ilk araç testi (tek körüklü askı tasarımı) için toplam test süresi 9,96 sn. olarak kayıt altına alınırken, ikinci araç testi (şok azaltıcı bağlantılı tasarım) için ise bu süre 8,6 sn. olarak yürütülmüştür.

Toplam test sürelerinin çok kısa olması nedeniyle titreşim test evresinin başlangıcı ile bitişi arasında sıcaklık farklılığı açısından bir fark gözlemlenmemiştir. Bu nedenle her iki test için de sıcaklık değerleri ön ve arka askı için ayrı ayrı olmak

üzere statik bir değer olarak sisteme girdi olarak girilmiştir. Bu değer ilk araç testinde ön ve arka askı için sırasıyla 68,3°C ve 47,2°C, ikinci araç testinde ise yine aynı sıra ile 71,2°C ve 49,4°C olarak paylaşılmış ve bu doğrultuda modelde kullanılmıştır.

Geliştirilen model için girdi olarak kullanılan diğer iki değer ise test sırasında kardan şaftının anlık devir ve moment değişimidir. Bu veri test sırasında CAN kanalı bağlantısı ile motordan çekilmekte olup ardından test sırasında kullanılan vitesin dişli oranı doğrultusunda hesaplanmaktadır. Bu hesap sırasında vites kutusunun ilgili dişlileri arasındaki hareket transfer hatası ihmal edilmiştir.

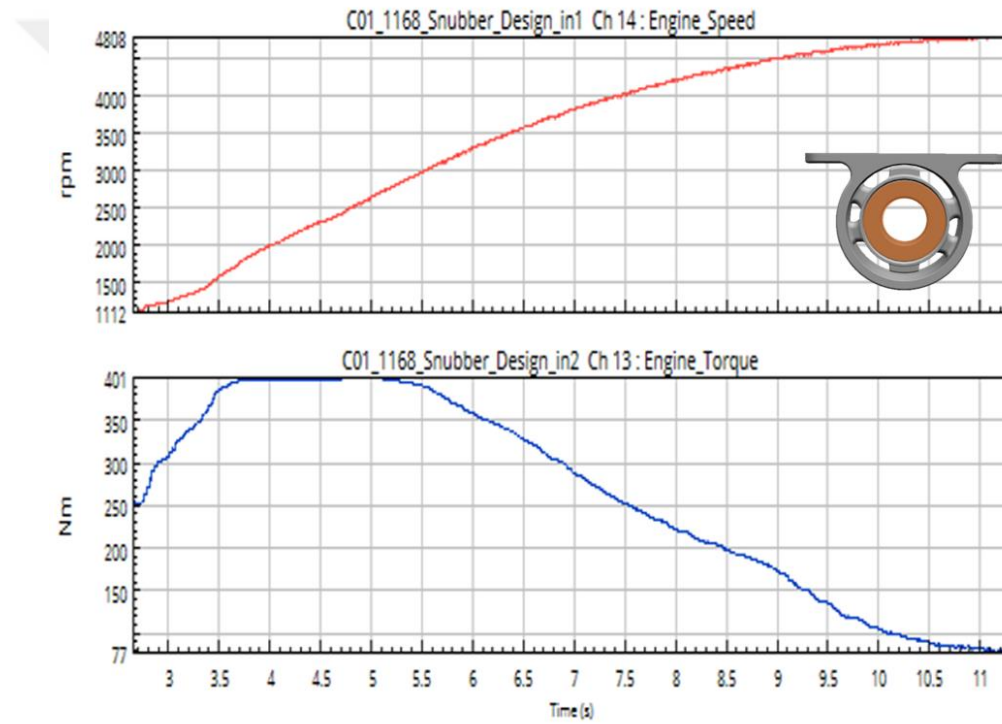
Şekil 5.7’de tek körüklü askı tasarımına sahip kardan şaftı ile yürütülen ilk araç testine yönelik motor devir ve tork verisi görülmektedir. 8.6 sn süren test verisinde de görüleceği üzere motor devri rölanti şartından (1103 devir / dakika) başlatılarak düzenli olarak arttırılmış ve bu hızlanma manevrası yapılarak motor 4681 devir / dakika devre ulaşınca kadar test sürdürülmüştür. Başlangıçta 250 Nm motor momenti ile başlanılan test sırasında maksimum motor momentine testin xx. saniyesinde motor devri 1874 devir / dakikaya ulaştığında 401.1 Nm olarak kaydedilmiştir. Devrin artması ile bu değer testin 5.2 inci saniyesine kadar sabit kalmış ardından tekrar düşüşe geçmiştir.



Şekil 5.7 Tek körüklü tasarım ile yapılan test sırasında motor verileri

Şekil 5.8’de ise aynı araçta sadece kardan şaftı değişikliğine gidilerek yürütülen ikinci teste ait motor verileri görülmektedir. Bu araç testi sırasında yapılan değişiklik ile sadece önceki kardan şaftı şok azaltıcı bağlantılı askı tasarımına sahip kardan şaftı değiştirilmiş aracın diğer tüm özellikleri aynı tutulmuştur.

Grafikler kıyaslandığında ikinci tasarıma ait teste ilk test ile neredeyse aynı motor devri ve motor momenti ile başlanıldığı, benzer hızlanma eğrisi ile testin gerçekleştirildiği ve en yüksek motor momentine ulaşana kadar benzer karakteristik izlenildiği net bir şekilde görülmektedir. Bu da özellikle en yüksek moment aktarımı sırasında en yüksek genliğe ulaşacak olan kardan şaft titreşimlerinin kıyaslanması için elverişli ve kontrollü bir test yürütüldüğünü göstermektedir.

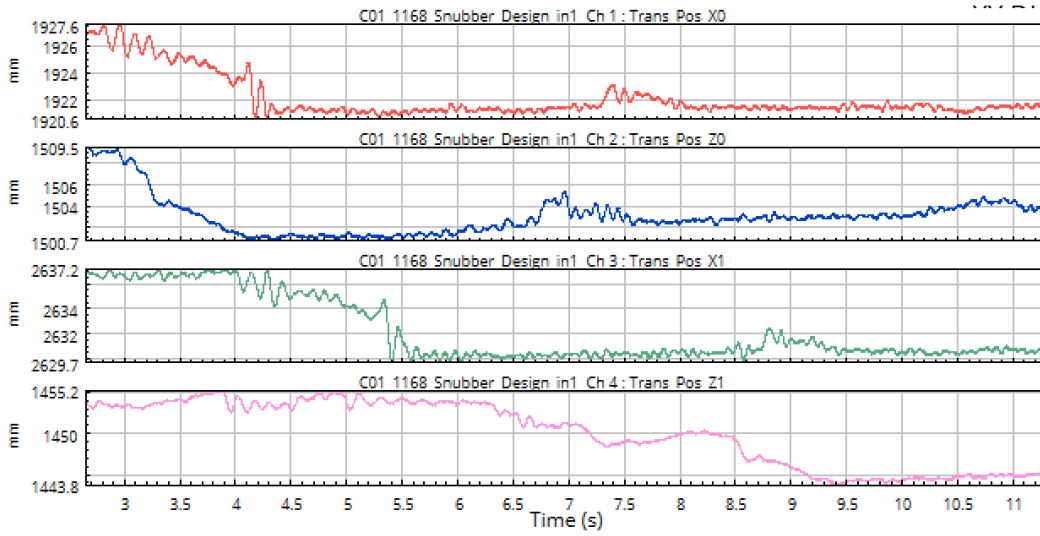


Şekil 5.8 Şok azaltıcı bağlantılı tasarım ile yapılan test sırasında motor verileri

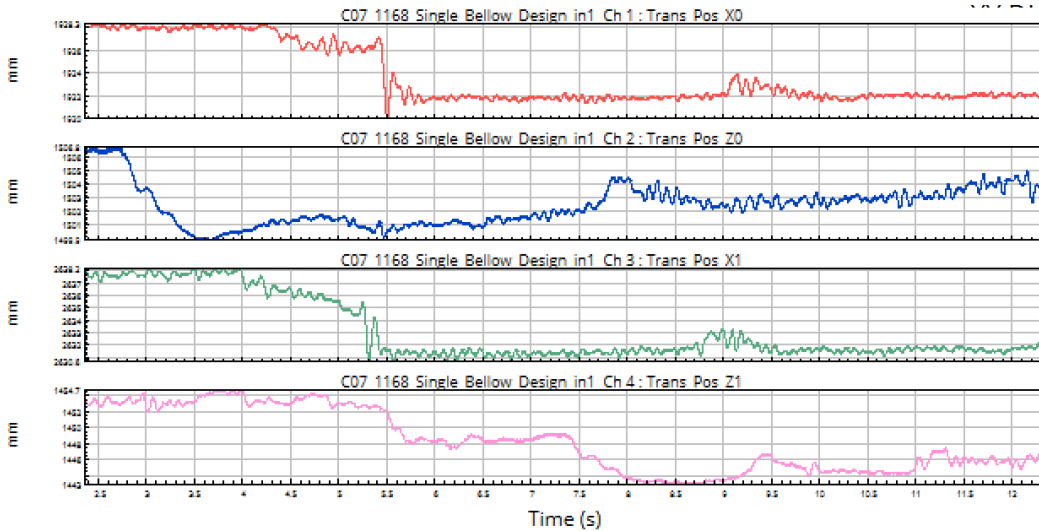
5.9 ve 5.10 numaralı şekillerde sırasıyla şok azaltıcı bağlantılı ve tek körüklü askı tasarımlarının takıldığı araçlardan toplanılan veriler görülmektedir. Bu veriler motor ve vites kutusu grubunun önde yer alan motor ve vites kutusu bağlantı takozlarından toplanılmış olup önceki bölümde ifade edildiği gibi Şekil 5.2’de yer alan telli lineer deplasman ölçerler aracılığıyla kaydedilmektedir. Toplanan bu veriler aracın test öncesi kalibrasyon evresinde referans ölçüm noktalarına göre sıfırlanarak konumlar aracın referans noktasını orijin kabul eden kartezyen koordinat düzlemine göre toplanmaktadır.

Şekiller içerisinde yer alan grafikler 4 farklı renk ile 2 farklı eksen ve 2 farklı pozisyondan toplanılan verileri temsil etmektedir. Her iki şekilde de ilk iki veri motor bağlantı takozu üzerinden toplanılan yer değiştirme değerlerini gösterirken sonraki ikisi vites kutusu bağlantı takozunun aktif bölgesi üzerinden kaydedilen konum verisini göstermektedir.

Bu verilerden kırmızı ve yeşil ile renklendirilenler ölçüm alınan noktalardaki X ekseninde yer alan konum değişimini gösterirken mavi ve pembe ile renklendirilen veriler Z ekseninde alınan konum verilerini ifade etmektedir.



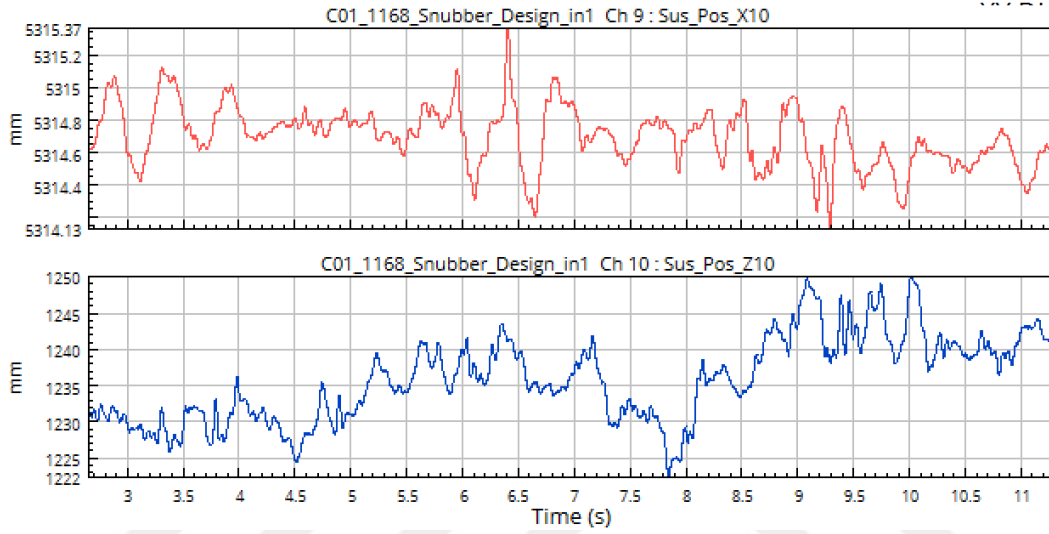
Şekil 5.9 ŞABT ile yapılan testteki motor – vites kutusu konum değişimi



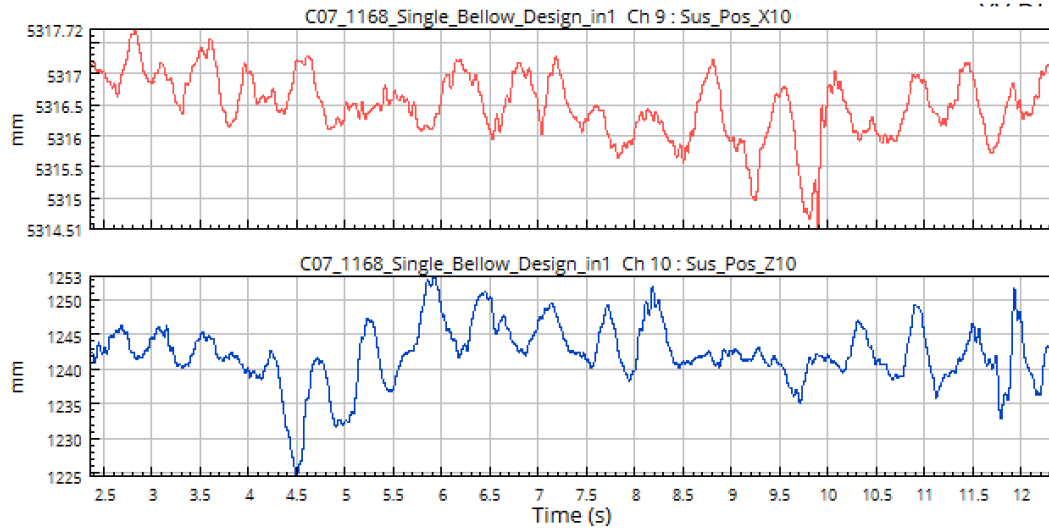
Şekil 5.10 TKT ile yapılan testteki motor – vites kutusu konum değişimi

5.11 ve 5.12 numaralı şekillerde ise benzer şekilde aynı sıra ile farklı askı türleri ile yapılan 2 test için arka aks üzerinden kaydedilen deplasman değişim verilerini

göstermektedir. Bunlar sırasıyla şok azaltıcı bağlantılı ve tek körüklü askı tasarımlarıyla yürütülen testlerdeki verilerdir. Bu verilerde kırmızı değerler testler sırasında arka aks üzerinde yer alan amortisör braketinin bağlantı merkezinin X ekseninde konum değişimini gösterirken mavi veriler ise aynı bilgiyi Z eksenini için sunmaktadır. Testler sırasında kullanılan arka aksın x-y düzleminde herhangi bir açısal değişime maruz kalmaması nedeniyle bu veriler sadece X ve Z eksenlerinden toplanılarak kullanılmıştır.



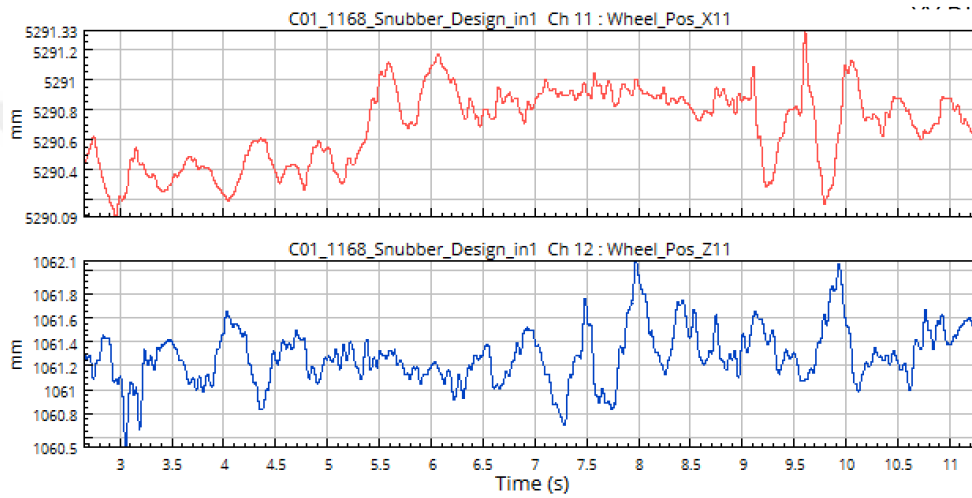
Şekil 5.11 ŞABT ile yapılan testteki amortisör braketi konum değişimi



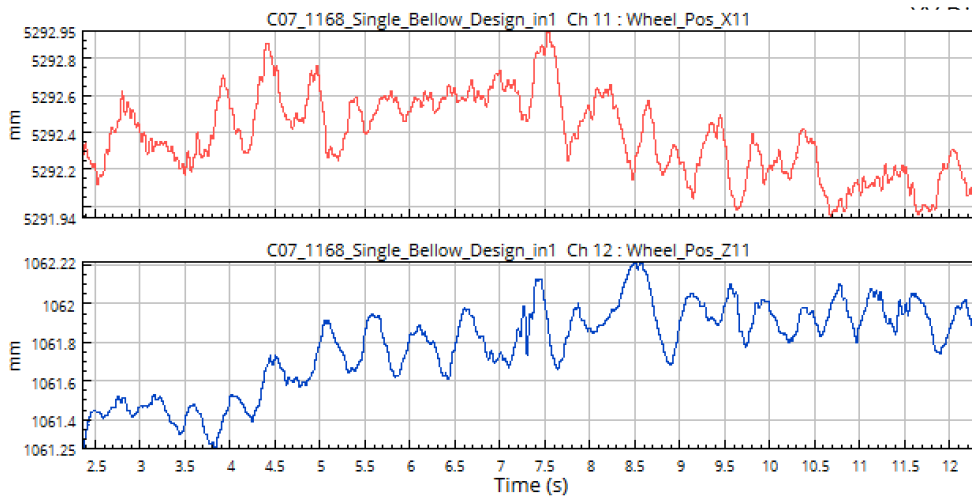
Şekil 5.12 TKT ile yapılan testteki amortisör braketi konum değişimi

Kaydedilen bu veriler özel tasarlanan braketler ve sisteme özel modifiye edilmiş tel lineer deplasman ölçerler aracılığıyla kayıt altına alınmaktadır.

Şekil 5.13 ve 5.14'te ise teker merkezinin yine diğer ölçümlerde olduğu gibi aynı noktaya göre kartezyen koordinat sistemindeki konumunu göstermektedir. Şekiller sırasıyla şok azaltıcı bağlantılı ve tek körüklü tasarım ile yürütülen testlere ait verileri gösterirken renk kodları ise önceki ölçüm noktasında olduğu gibi X ve Z eksenlerini temsil etmektedir. Bu veriler Şekil 5.3'te görünen teker göbeğine yerleştirilen sensör yardımıyla toplanılmıştır. Bu bölgede test sırasında hareketin yüksek olması ve dışarıdan sürekli kuvvetlere maruz kalması dolayısıyla veriler kaydedildikten sonra arka aks makas braketinden toplanılan veriler ile kontrol ve veri temizleme işlemi gerçekleştirilmektedir.



Şekil 5.13 ŞABT ile yapılan testteki teker merkezinin konum değişimi



Şekil 5.14 TKT ile yapılan testteki teker merkezinin konum değişimi

Bu girdilerin yanı sıra model içerisinde statik sabit olarak tanımlanan ve gerek araç gerekse kardan şaftı ve arka aksa bağlı olarak girdi şeklinde kullanılan değişkenler ve bunların değerleri 5.1 numaralı tabloda yer aldığı gibi kullanılmıştır.

Tablo 5.8 İki tasarım için değişkenlik gösteren model girdileri

Değişken	Açıklama	ŞABT	TKT
M_{D1}	1 numaralı mafsalin artikülasyon momenti	0,9 Nm	1,1 Nm
M_{D2}	2 numaralı mafsalin artikülasyon momenti	0,7 Nm	0,6 Nm
M_{D3}	3 numaralı mafsalin artikülasyon momenti	1,3 Nm	1,4 Nm
M_{D4}	4 numaralı mafsalin artikülasyon momenti	1,2 Nm	0,6 Nm
m_{ib1}	Ön boru üzerinden ölçülen balanssızlık kütlesi	16,84 gr	14,56 gr
m_{ib2}	Orta boru üzerinden ölçülen balanssızlık kütlesi	16,16 gr	13,86 gr
m_{ib3}	Arka boru kayıcı öncesindeki noktadan ölçülen balanssızlık kütlesi	10,88 gr	12,63 gr
m_{ib4}	Arka boru kayıcı sonrası noktadan ölçülen balanssızlık kütlesi	12,11 gr	10,35 gr
r_a	Arka aks pinyon flanşı salgı miktarı	0,11 mm	0,13 mm

Tablo 5.2’de ise iki farklı askı tasarımı ile yürütölen araç testlerinde değişim sergilemeyen ve her iki sistem için de aynı olan referans değerlere yer verilmiştir.

Tablo 5.9 İki tasarım için aynı olan model girdileri

Değişken	Açıklama	Değer
a_1	Arka aks pinyon flanşı ön yüzeyin amortisör dönme merkezine olan uzaklığı	305,79 mm

Tablo 5.2 İki tasarım için aynı olan model girdileri (devamı)

Değişken	Açıklama	Değer
b_1	Arka aks pinyon flanşı ön yüzeyin teker merkezine olan uzaklığı	288,64 mm
c_1, c_2	Teker merkezi ile amortisör dönme noktası arasındaki uzaklık	166,34 mm
a_2	Arka aks pinyon flanşı arka yüzeyin amortisör dönme merkezine olan uzaklığı	261,52 mm
b_2	Arka aks pinyon flanşı arka yüzeyin teker merkezine olan uzaklığı	239,51 mm
L_{sx}	Amortisör bağlantı noktasının X ekseninde arka aks boru merkezine olan uzaklığı	24,88 mm
L_{sz}	Amortisör bağlantı noktasının Z ekseninde arka aks boru merkezine olan uzaklığı	164,47 mm
L_{ib1}	Ön boru balans ölçüm noktasının ön mafsallık dönme noktasına olan uzaklığı	259,4 mm
L_{ib2}	Orta boru balans ölçüm noktasının 2 numaralı mafsallık dönme noktasına olan uzaklığı	146,2 mm
L_{ib3}	Arka boru ilk balans ölçüm noktası ile 3 numaralı mafsallık dönme noktası arası uzaklık	342,5 mm
L_{ib4}	Arka boru ikinci balans ölçüm noktası ile 4 numaralı mafsallık dönme noktası arası uzaklık	248,3 mm
L_{COG1}	Ön borunun dönme merkezinin uzaklığı	406,43 mm

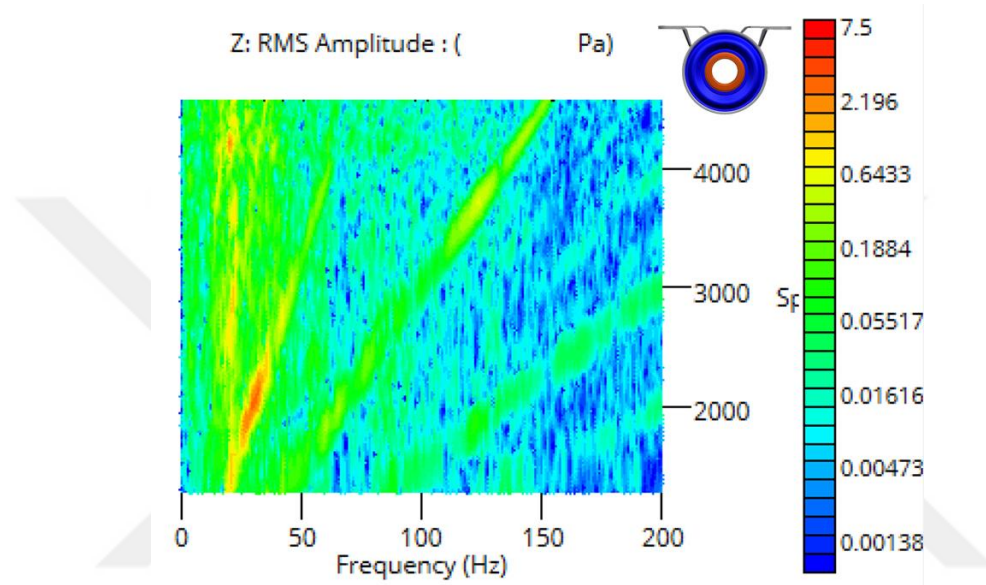
Tablo 5.2 İki tasarım için aynı olan model girdileri (devamı)

Değişken	Açıklama	Değer
L_{COG2}	Orta borunun dönme merkezinin uzaklığı	370,86 mm
OH_1	Vites kutusu bağlantı yüzeyi ile 1 numaralı mafsalin dönme noktası arasındaki mesafe	46,31 mm
OH_2	Ön askı ile 2 numaralı mafsalin dönme noktası arasındaki mesafe	92,52 mm
OH_3	Arka askı ile 3 numaralı mafsalin dönme noktası arasındaki mesafe	92,5 mm
OH_4	Arka aks pinyon flanşı ile 4 numaralı mafsalin dönme noktası arasındaki mesafe	46,05 mm
L_0	Motor ve vites bağlantı takozları arası mesafe	924,7 mm
L_{COG0}	Motor ve vites grubu ağırlık merkezinin uzaklığı	346,48 mm
L_1	Kardan şaftının ön boru uzunluğu	887,27 mm
L_2	Kardan şaftının orta boru uzunluğu	816,11 mm
L_3	Kardan şaftının arka boru uzunluğu	1345,72 mm
L_4	Arka aks pinyon flanşının ön yüzeyinden boru merkezine olan uzaklık	284,70 mm

Geliştirilen modelde girdi olarak kullanılacak deplasman değerleri ve çıktı ve tutarlılık kontrolü için kullanılacak olan askı titreşim değerinin yanı sıra her iki askı farklılığının aynı kardan şaft tasarımıyla kullanılması halinde nasıl bir ses ve titreşim karakteristiği sergileyeceğini kontrol edebilmek amacıyla sürücünün sol

kulak hizasına gelecek şekilde kabin içinde kapıya yakın noktadan mikrofon aracılığıyla objektif ses verisi toplanılmıştır.

Şekil 5.15 ve 5.16’da sırasıyla tek körüklü ve şok azaltıcı bağlantılı askı tasarımlarıyla montajlanan kardan şaftına ait kabin içi ses verilerinin şelale diyagramları görülmektedir. Şelale diyagramları aracılığı ile mertebe analizi yapılarak kardan şaftının birinci ve ikinci mertebesi tespit edilip ses ve titreşim kaynaklı herhangi bir sorun olup olmadığı kontrol edilebilir [33].



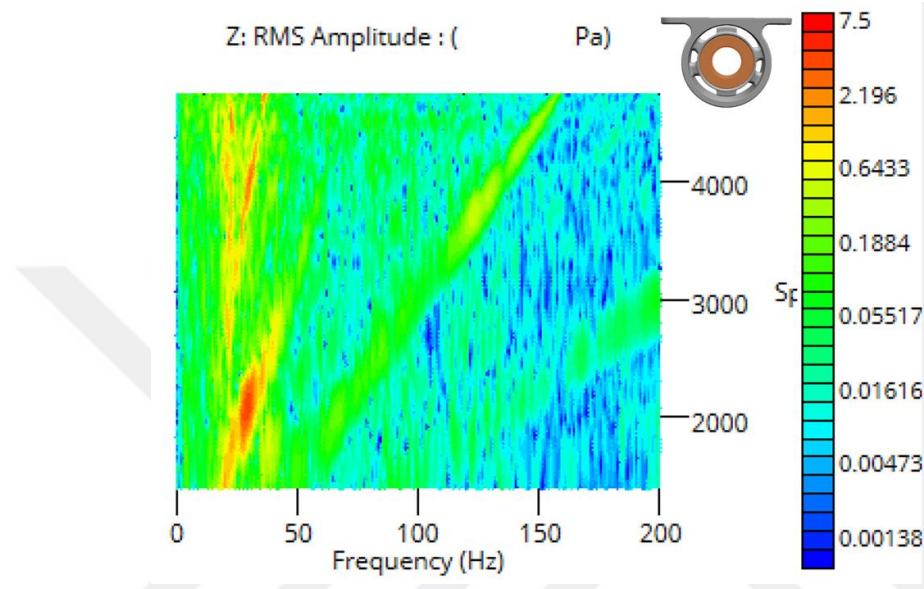
Şekil 5.15 Tek körüklü askı tasarımı ile kaydedilen kabin içi ses verisi

Şekil 5.15’te görünen tek körüklü askı tasarımına ait grafikte 25 Hz de kırmızı olarak renklenmiş olan alan kardan şaftının ikinci mertebesine denk gelmekte olup bu frekans aralığında daha önceki bölümlerde aktarılan inleme sesinin oluşumuna etki etmektedir. Tek körüklü askı tasarımında bu hata modu dışında farklı bir hata modu gözlemlenmemektedir.

Bunun yanında Şekil 5.16’da yer alan şok azaltıcı bağlantılı askı tasarımına ait kardan şaftı ile yapılan testte kaydedilen mikrofon verisi incelendiğinde hem aynı frekans aralığında benzer hata modunun gözlemlendiği hem de kardan şaftının ilk harmoniğine bağlı olarak oluşan titreşimin özellikle yüksek devirde çalışma aralığında titreşim ve akustik problemleri yaratabilecek şekilde kayda geçtiği görülmektedir.

Tasarımlar arasında doğan bu karakterizasyon farklılığının temel nedeninin şok azaltıcı bağlantıya sahip askının dikey eksende yer alan üst ve alt bağlantılarının

direkt olarak dış gövde ile temas halinde olmamasından dolayı özellikle düşük genliklerde titreşim oluştuğunda uygun katılık ve sönüm değeri ile cevap sunulamamasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Bunun aksine askı merkezindeki muyluyla sürekli temasta olan tek körüklü askı tasarımı ise balanssızlık kaynaklı oluşabilecek titreşimin sınırlandırılması için daha rijit bir bağlantı sunarak bu frekans aralığında oluşabilecek sorunların önüne geçmektedir.



Şekil 5.16 Şok azaltıcı bağlantılı askı tasarımı ile kaydedilen kabin içi ses verisi

5.2 Taşıt Verilerinin İşlenilmesi için Model Kurulumu

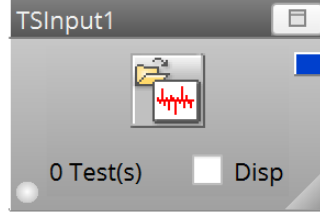
Taşıt testleri sırasında kayıt altına alınan veriler zaman alanında kayıt altına alınıp “.uff” formatında saklanmıştır. Kaydedilen bu verilerin açılması ve elde edilen model sonuçlarının mertebe analizi yöntemi ile kontrolü amacıyla nCode 2022.0 programı kullanılarak bir kontrol akışı hazırlanmıştır.

NCode 2022.0 programı hazır bloklar yardımıyla veriler üzerinde matematiksel kontroller gerçekleştirilmesine, zaman alanında kaydedilen verilerin frekans alanına çevrilmesine ve bunların mertebe analizi yardımıyla incelenebilmesine imkân tanıyan bir programdır.

Bu bölüm altında ilerleyen sayfalarda nCode programı aracılığıyla hazırlanan kontrol akışı ve program içerisinde kullanılan bloklara değinilecektir.

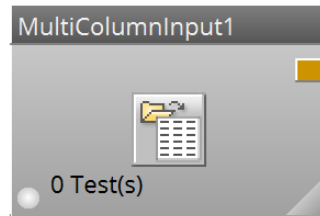
Test sırasında zaman alanı ile kayıt altına alınan veriler Şekil 5.17’de görseli paylaşılan “Time Series Input” bloğu yardımıyla açılmaktadır. Model

kıyaslamasında kullanılacak ve temel odak noktası olan askı titreşimi ve daha sonra mertebe analizi yürütülebilmesi için motor devir değerini ele alan iki adet farklı blok nCode dosyası içerisine çekilmiştir.



Şekil 5.17 Zaman alanı girdi bloğuna ait görsel

Önceki bölümlerde aktarılan Python programlama dili aracılığı ile geliştirilen algoritma Python'un "Pandas" kütüphanesi altında yer alan "Data Frame" adındaki yapı kullanılmaktadır. Bu yapı sahip olduğu hazır komutlar aracılığıyla sonuç olarak oluşturulan tabloları .csv formatında dışarıya kaydedebilmektedir. Araç test verilerinden farklı olarak bu formatta kaydedilen dosyalar nCode programında "Multiple Column" olarak adlandırılmakta olup .csv formatında kaydedilen verilerin de bu doğrultuda Şekil 5.18'de görülen "Multi Colum Input" bloğu aracılığıyla nCode dosyası içerisine alınması gerekmektedir.

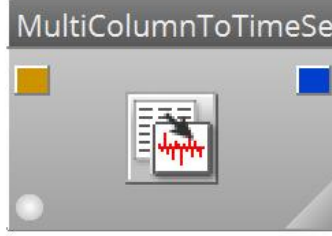


Şekil 5.18 Çoklu sütunlu girdi bloğuna ait görsel

Kaydedilen simülasyon sonuçlarının nCode içerisine çekilmesinin ardından bu titreşim verisinin zaman alanına çevrilmesi gerekmektedir. Bu çevrim işlemi Şekil 5.19'da görünen "Multi Column to Time Series" bloğu aracılığıyla gerçekleştirilmektedir. Bu blok çoklu tablolı girdiyi belirtilen örnekleme oranına bağlı kalarak zaman alanında girdiye dönüştürmektedir.

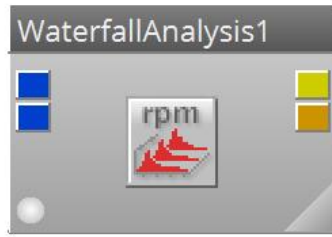
Geliştirilen matematiksel modelde girdi olarak taşıttan toplanılan veriler kullanıldığı için örnekleme oranı taşıt verisi ile aynı değerde olmaktadır. Bu sayede simülasyon sonucunda elde edilen titreşim değerleri taşıt verilerinden alınan motor devir verisiyle birlikte rahatlıkla kullanılabilmekte ve başka ek bir blok

kullanılmaksızın taşıttan çekilen motor verilerinin tek bir blok yardımıyla nCode dosyasına çekilmesi ile tüm çalışmayı irdeleyebilecek hız (devir) karakteristiğine ulaşabilmemize imkân tanımaktadır.



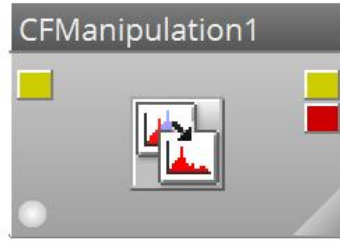
Şekil 5.19 Çoklu sütunlu girdiyi zaman alanında girdiye dönüştürme bloğu

Program içerisine çekilen zaman alanında kaydedilmiş taşıt titreşim verisi ve simülasyon titreşim verisi Şekil 5.20’de görünen “Waterfall Analysis” bloğu yardımıyla ayrı ayrı üç eksenli kompleks matris verisine dönüştürülerek titreşim verisi ve test sırasındaki motor devir eğrisi aynı veri seti üzerinde eşleştirilmektedir.



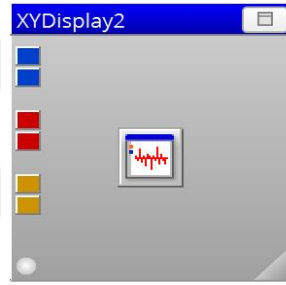
Şekil 5.20 Üç eksenli kompleks matris oluşturan blok

Eşleştirilen bu veri setleri daha sonra Şekil 5.21’de görünen “Complex Frequency Manipulation” bloğu kullanılarak frekans alanında veri setine dönüştürülmektedir. Bu dönüşüm sırasında hem simülasyon hem de taşıt veri setleri için kardan şaftının 1. ve 2. Mertebelerine denk gelecek şekilde iki ayrı “Complex Frequency Manipulation” bloğu kullanılmaktadır. Kullanılan bu bloklar yardımıyla mertebe analizi yürütülerek simülasyon sonucunda elde edilen titreşim karakteristiğinin araç ile ne kadar uyumlu olduğu değerlendirilebilecektir.



Şekil 5.21 Zaman alanından frekans alanına geçiş sağlayan blok

Kurulan nCode modeli içerisinde iki temel görselleştirme bloğu kullanılmıştır. Bunlardan ilki Şekil 5.22’de görünen “X-Y Display” bloğudur. Bu blok yardımıyla merteye analizi yapılarak frekans alanına dönüştürülen veriler ayrı ayrı grafikler ile görselleştirilebilmekte ve buna bağlı olarak taşıt verileri ile kıyaslama yapılabilmektedir.



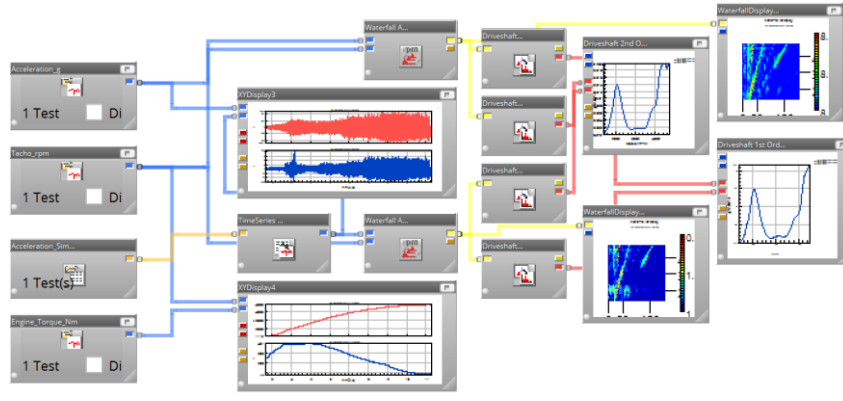
Şekil 5.22 İki eksenli grafik çıktısı sunan blok

Kullanılan diğer bir görselleştirme bloğu ise 5.23 numaralı şekilde yer alan “Waterfall Display” bloğudur. Bu blok yardımıyla üç eksenli kompleks matris formatına çevrilen taşıt ve simülasyon verileri şelale grafiği yardımıyla analiz edilebilmektedir.



Şekil 5.23 Şelale diyagramı çıktısı sunan blok

Buraya kadar paylaşılan bilgiler ışığında hazırlanan nCode dosyasının bağlantılı bloklarıyla birlikte tamamlanmış görseli Şekil 5.24’te görülmektedir.



Şekil 5.24 Taşıt verileriyle sonuçların kıyası için hazırlanan model

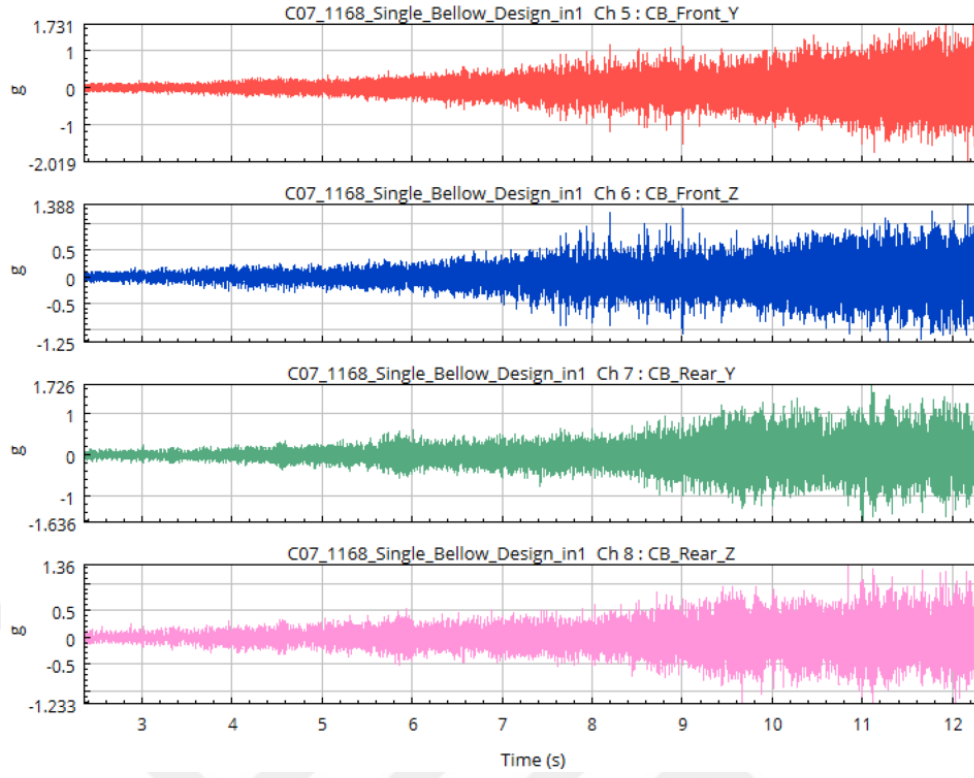
Takip eden bölüm içerisinde bu dosya aracılığı ile elde edilen sonuç kıyaslamalarına ve değerlendirmelere yer verilecektir.

5.3 Taşıt ve Analitik Çözüm Verilerinin Kıyaslanması

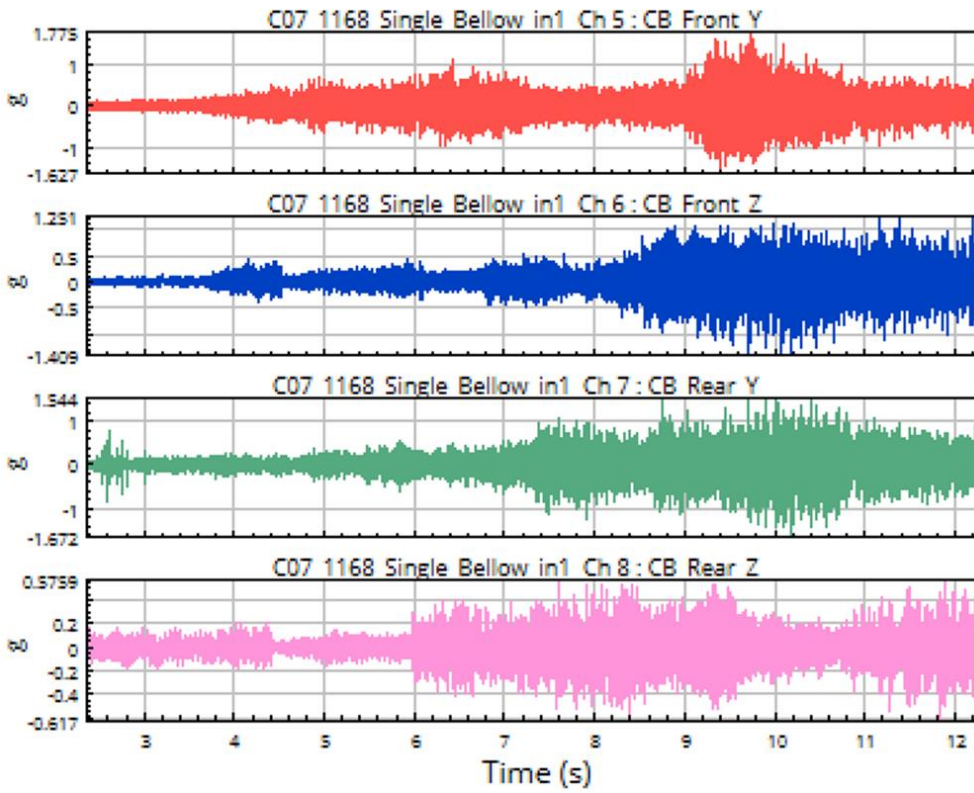
Önceki bölümlerde de paylaşıldığı gibi titreşim sorunlarının önüne geçilmesi için yapılan geliştirme çalışmaları sırasında kardan şaftının ilk ve ikinci harmoniklerinin kontrolü oldukça önemlidir. Bu bağlamda nCode içerisinde kurulan model aracılığı ile kardan şaftının harmonikleri mertebe analizi yöntemiyle incelenmiş ve simülasyon verileriyle taşıt testleri sırasında kaydedilen ön ve arka askının dinamik titreşim verilerinin tutarlılığı irdelenmiştir.

Şekil 5.25 ve Şekil 5.26 numaralı grafiklerde tek körüklü askı tasarımı ile araç üzerinden toplanılan titreşim verileriyle birlikte simülasyon ile elde edilen genlik değerleri görülmektedir.

Veriler incelendiğinde titreşim dağılımının farklı olduğu, bunun yanında simülasyon sonucunda elde edilen titreşim genliklerinin bir miktar daha düşük olduğu ancak boyutsal olarak taşıttan toplanılan veriye oldukça yakın olduğu görülmektedir. Buna karşın verilerin sadece şekil ve genlik gözetilerek değerlendirilmesi teknik açıdan uygun değildir. Verilerin tutarlılığı ve tasarıma ait çıktıları doğru bir şekilde sunup sunmadığı ancak mertebe analizi yöntemi ile inceleme yapılması halinde doğru sonuçlar sunacaktır.



Şekil 5.25 Tek körüklü askılardan taşıt testinde toplanılan titreşim

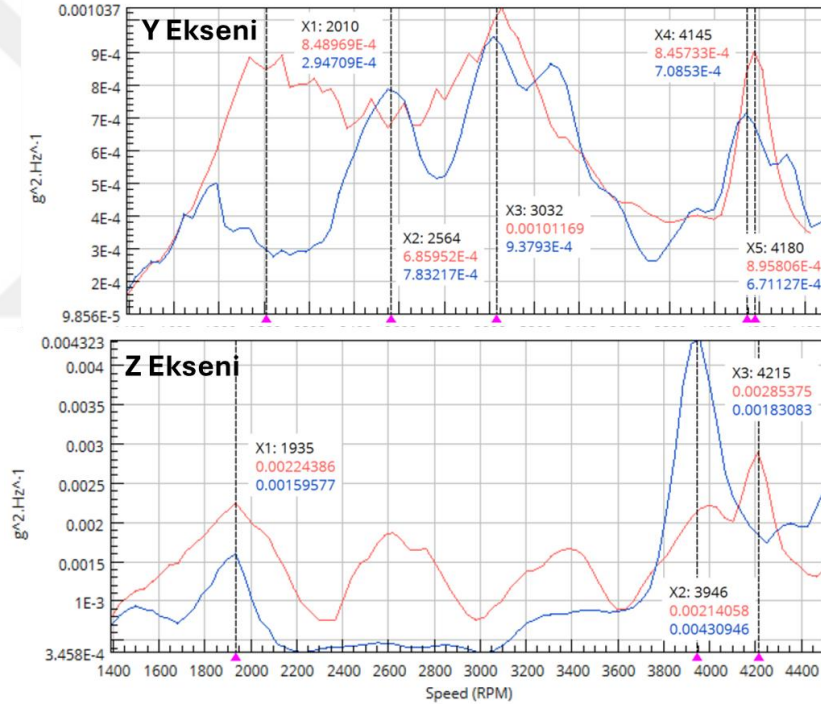


Şekil 5.26 Tek körüklü askılardan simülasyonla elde edilen titreşim verileri

Önceki bölümlerde paylaşılan nCode programı yardımıyla 5.27 ve 5.30 numaralı şekillerde görünen ve mertebe analizi yardımıyla çizdirilen grafikler elde edilmiştir. Grafiklerde yer alan kırmızı değerler taşıt gerçek verileri temsil ederken, mavi değerler simülasyon ile elde edilen sonuçları göstermektedir.

Şekil 5.27’de tek körüklü askı tasarımına sahip kardan şaftının ön askısına, Şekil 5.28’de ise arka askısına ait ilk harmoniğinin mertebe analizi yardımıyla çıkartılan titreşim yoğunluğu grafikleri görülmektedir.

Kardan mafsallarının hız iletim karakteristiği nedeniyle hem Y hem de Z ekseninde titreşim sorunları meydana gelebilmektedir. Bu nedenle her iki ekseninde oluşan titreşim karakteristiğini ayrı ayrı incelemek oldukça kritiktir. Bu doğrultuda her iki eksenindeki titreşim karakteristiği de incelenmiştir.

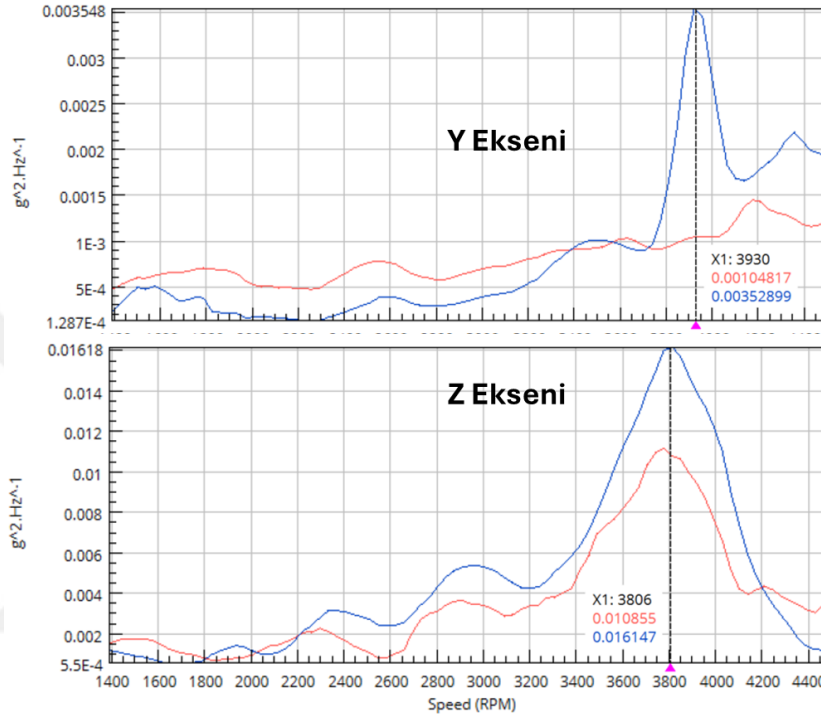


Şekil 5.27 TKT ön askı titreşiminin 1. mertebe kontrolü

Öncelikli olarak Şekil 5.28 ve 5.29’da yer alan tek körüklü askı tasarımına sahip kardan şaftının ön ve arka askı titreşim karakteristiği incelendiğinde kardan şaftının ikinci mertebe analizlerine ait sonuçlar baz alındığında hem Y hem de Z ekseninde devir ve genliğe bağlı olarak şekilsel tutarlılığın yüksek olduğu gözlemlenmektedir.

Buna karşın aynı tutarlılık aynı askıya ait titreşimlerin birinci mertebesinde görülmemektedir. Örneğin 5.28’de referans alınan veride araç testi sırasında herhangi bir pik nokta gözlemlenemezken simülasyon sonuçlarında 3930 devir /

dakika aralığında bir tepe nokta oluşmuştur. Benzer şekilde 5.27’de kaydedilen veri incelendiğinde 4 tepe noktasından üçünün başarıyla modellenemediği ancak ilk tepe oluşum formasyonunun simülasyon ile tespit edilemediği kayda geçirilmiştir. Sadece birinci mertebe kontrolünde sorun gözlemleniyor olması, modelin tutarlılığı açısından fark oluşturan temel etmenin tedarikçinin balanssızlık kontrolü sırasında kayda geçirilen değer olduğu düşündürmektedir.

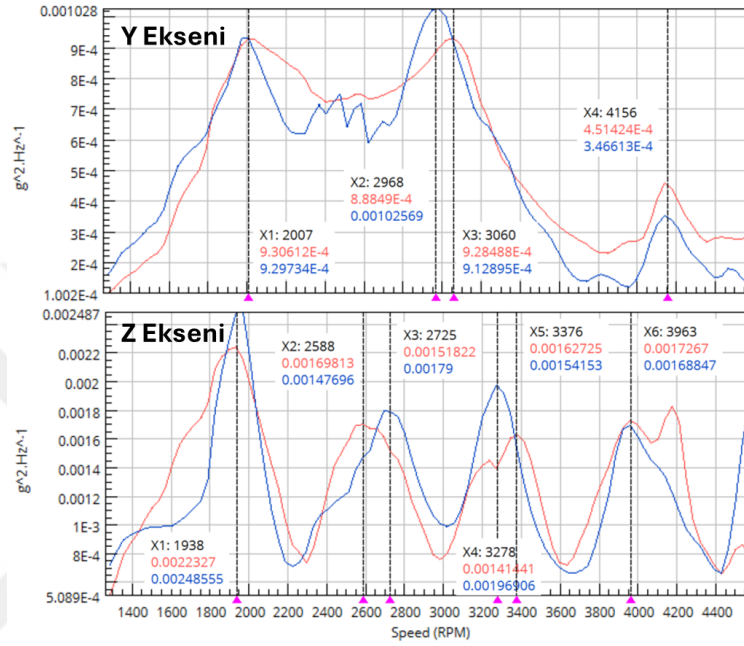


Şekil 5.28 TKT arka askı titreşiminin 1. mertebe kontrolü

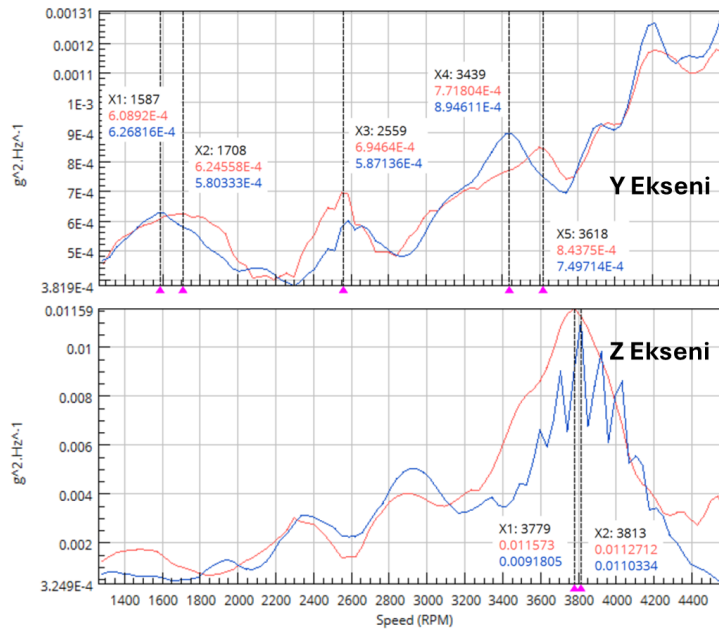
Benzer şekilde özellikle inleme sesine etki eden kardan şaftının ikinci harmoniğine bağlı titreşim karakteristiğinin de yine hem ön hem de arka askı için mertebe analizi yöntemiyle çıkartılması oldukça önemlidir. Bu doğrultuda Şekil 5.29 ve Şekil 5.30’daki grafikler çıkartılmıştır.

Bu grafikler incelendiğinde hem ön hem de arka askıya ait ikinci harmonik verilerinin genel karakteristiğinin, genliği ve tepe noktasının gözlemlendiği devir aralığının taşıt verileri ile uyumlu bir profile sahip olduğu net bir şekilde görülmektedir. Özellikle ön askının Z ekseninde, arka askının da Y ekseninde simülasyon sonucunda elde edilen titreşimin sinüzoidal dağılımı neredeyse taşıt verisi ile bire bir uyumlu şekilde dağılım göstermektedir. Bunun yanında ön askının Y arka aksının da Z eksenindeki veriler incelendiğinde aralarda ufak farklılıklar olmasına karşın ön askı Y eksenindeki veride 2000 ve 3000 devir / dakika bandında

titreşimin tepe noktasının yer aldığı bölümlerde benzer karakteristikler gözlemlenmiştir. Aynı şekilde arka askının Z ekseninde de yine 3500 – 4000 devir / dakika aralığında gözlemlenen tepe noktası oluşumu yine benzer şekilde simülasyonda da görülmektedir. Her ne kadar bu bant aralığında belirli kirlilik faktörleri devreye girmiş de olsa ana hatları ile sorunun gözlemlendiği aralık merteye analizi ile işlenilen veride de net bir şekilde görülmektedir.

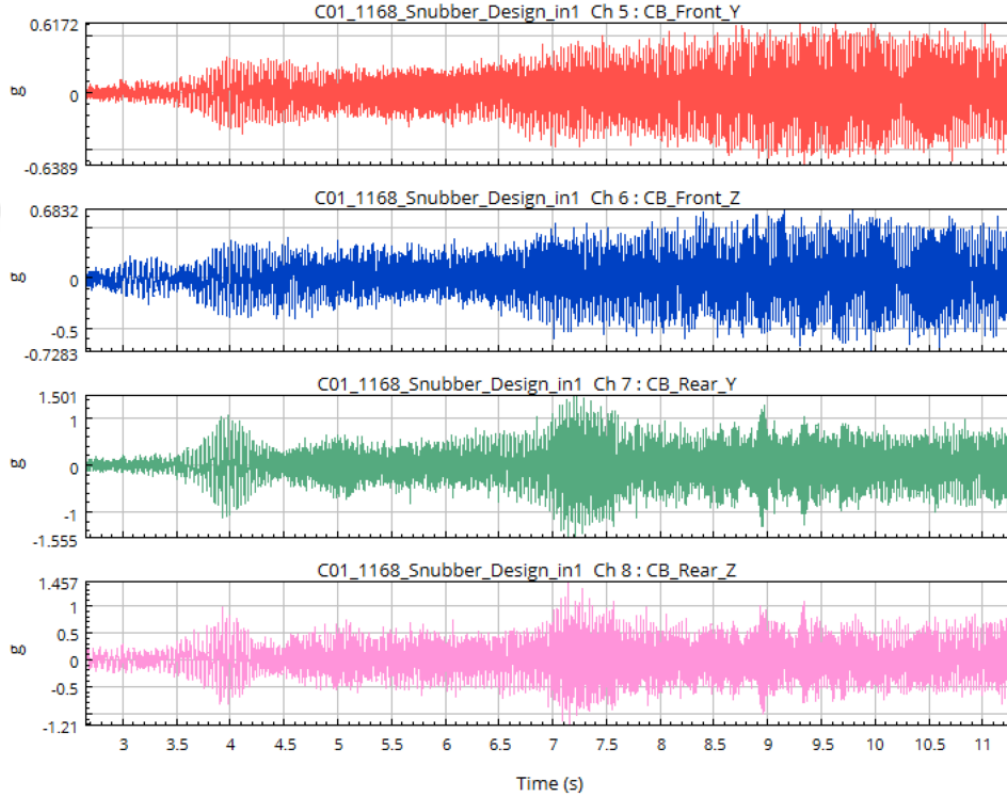


Şekil 5.29 Tek körüklü ön askı titreşiminin 2. merteye kontrolü

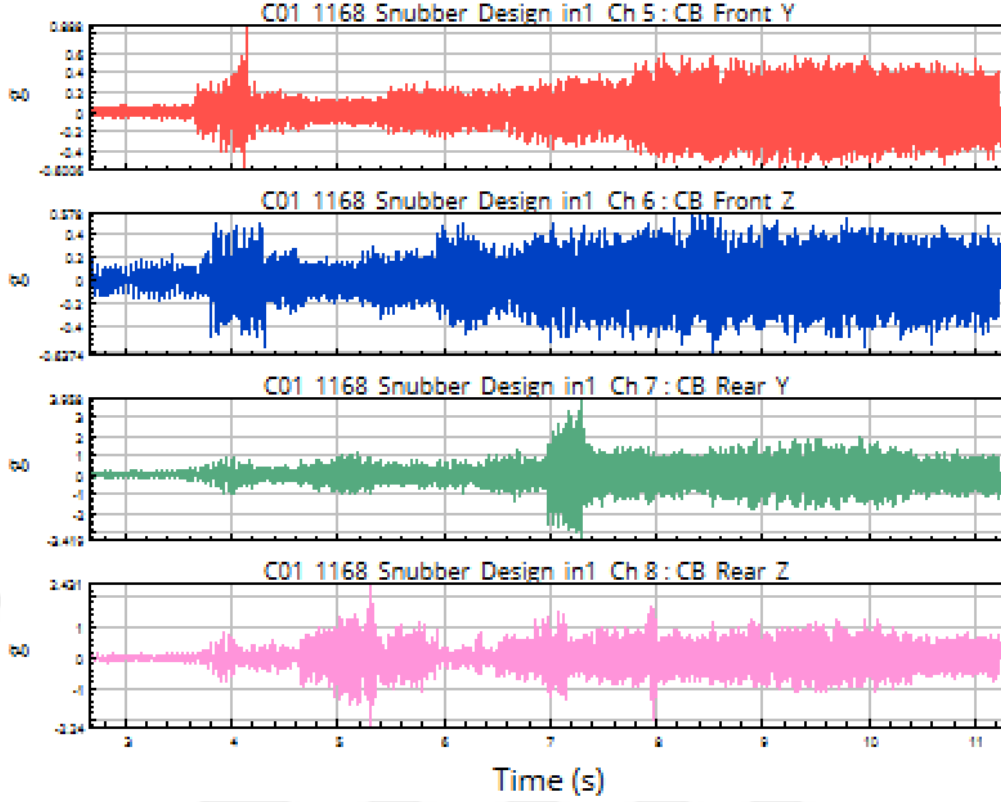


Şekil 5.30 Tek körüklü arka titreşiminin 2. merteye kontrolü

Gerçekleştirilen testlerde şok azaltıcı bağlantıya sahip askı tasarımı ile montajlanan kardan şaftına ait askı titreşim değerleri Şekil 5.31’de görülmektedir. Bu değerlerin sanal ortamda simülasyonunun kurulması ile elde edilen değerler ise Şekil 5.32’de yer almaktadır. Bu değerler üstte paylaşılan model aracılığıyla tek körüklü askı tasarımına ait kardan şaftının sonuçlarının tahminlendiği gibi aynı model kullanılarak tahmin yapılmıştır. Model içerisinde sadece girdi değerleri ve kardan şaftının ideal yay – sönüm modelinde değişiklik yapılmıştır.

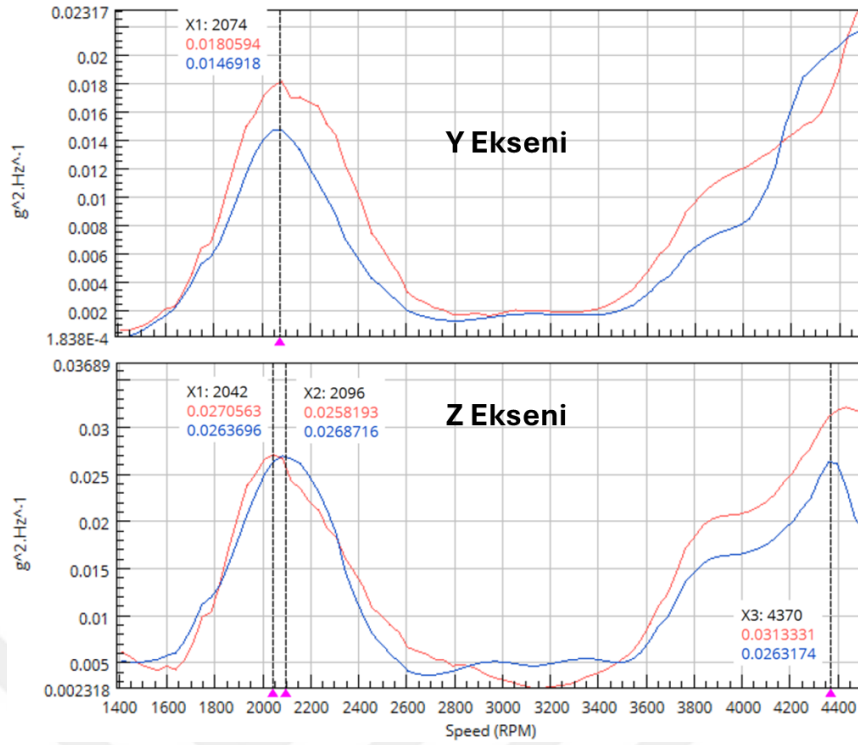


Şekil 5.31 ŞABT askılardan taşıt testinde toplanılan titreşim



Şekil 5.32 ŞABT askılardan simülasyonla bulunan titreşim verileri

Grafikler incelendiğinde sadece ivme değerlerinin benzer genliklerde kaydedildiği ancak simülasyon sonuçlarında bir miktar daha yüksek değerler elde edildiği görülmektedir. Buna karşın önceki bölümde de tek körüklü tasarıma ait titreşim sonuçlarında da paylaşıldığı gibi elde edilen bu sonuçların taşıt verileri ile uyumunun kontrolünü yapabilmek ancak mertebe analizi yöntemi ile gerçekleştirilebilmektedir. Bu bağlamda nCode programı aracılığıyla Şekil 5.33 ve Şekil 5.34’te görünen ön askının kardan şaftının birinci mertebesine ait değerler çıkartılmıştır.

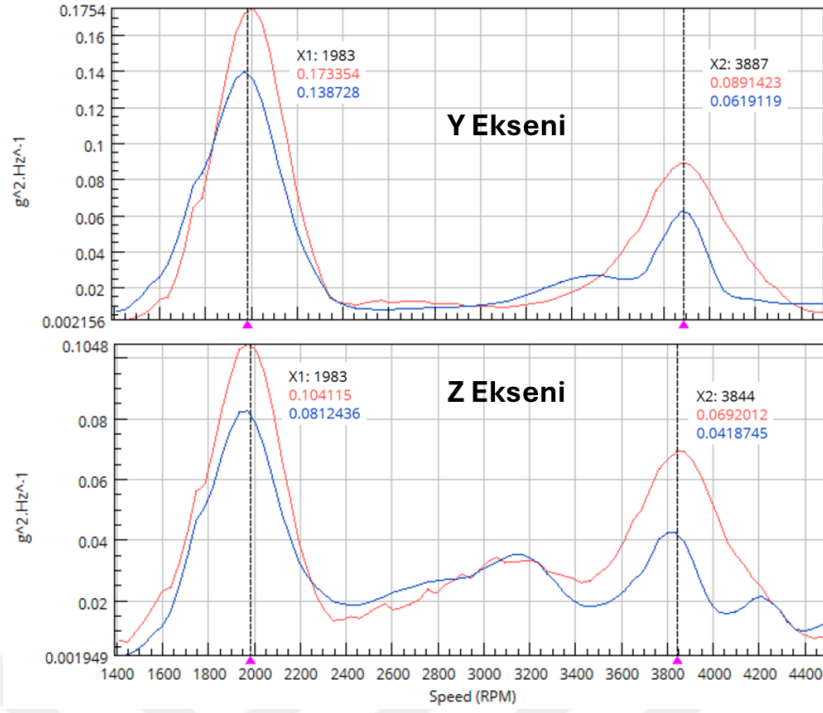


Şekil 5.33 ŞABT ön askı titreşiminin 1. mertebe kontrolü

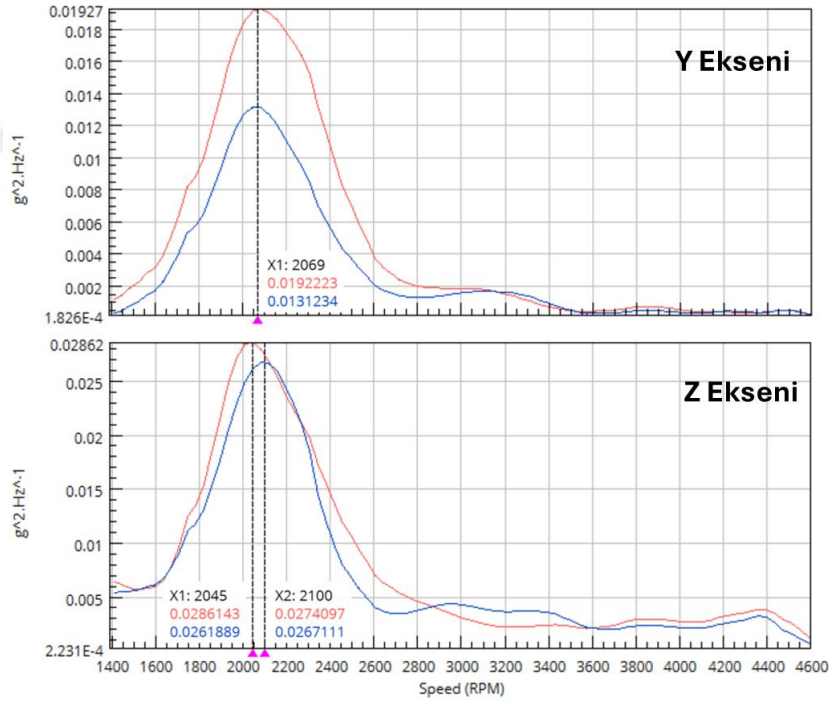
Şekil 5.33'te yer alan her iki şekilde de net olarak görüldüğü üzere kardan şaftının ilk harmoniğinde hem Y hem de Z ekseninde gerek 2100 devir / dakika dönüş hızında gerekse 3500 devir / dakika motor hızından itibaren gözlemlenen yüksek devir şartlarında oldukça tutarlı sonuçlar elde edildiği görülmektedir.

Bunun yanında Şekil 5.34'teki arka askıya ait değerler incelendiğinde ise yüksek devirde gözlemlenen titreşim artış trendinin farklı bir aralığa kayıp biraz daha erken devirlerde oluşan bir tepe oluşumu ile karşılaştığı görülmektedir. Yine ön askının birinci harmoniğinde olduğu gibi taşıt verileri ile simülasyon sonuçları benzer karakteristik ve devir tutarlılığına sahiptir.

Aynı nCode uygulamasıyla ön ve arka askıya ait ikinci titreşim harmonikleri çıkartıldığında ise genel tutarlılığın Şekil 5.35 ve Şekil 5.36'deki gibi oldukça yüksek olduğu görülmektedir.



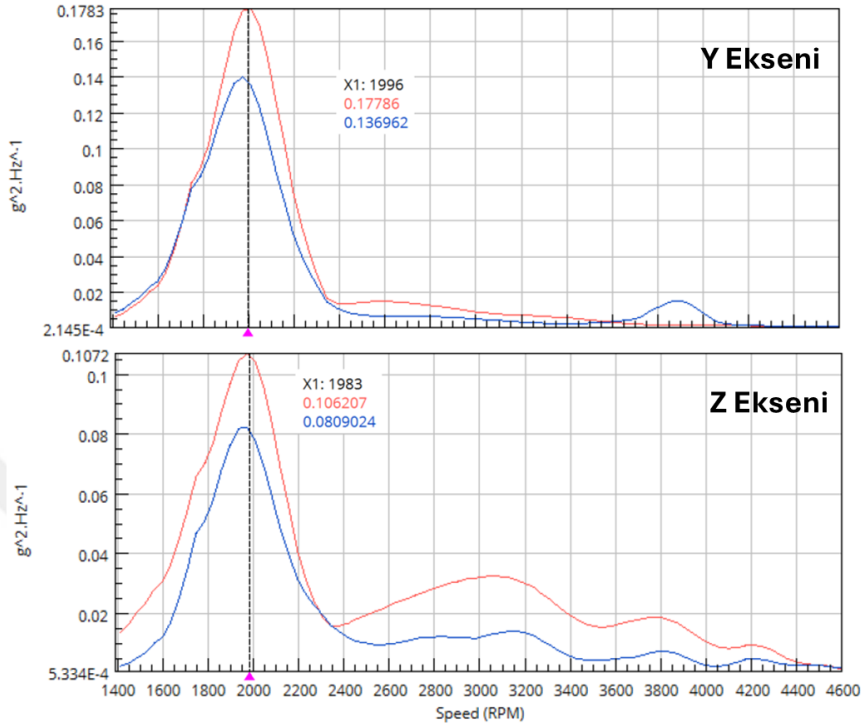
Şekil 5.34 ŞABT arka askı titreşiminin 1. mertebe kontrolü



Şekil 5.35 ŞABT ön askı titreşiminin 2. mertebe kontrolü

Hem Şekil 5.35'te hem de Şekil 5.36'da 2100 devir / dakika aralığında tepe noktası ve rezonans frekansı olduğu görülmektedir. Her iki askı geometrisinde de bu ana rezonans modunun olması direkt olarak askının modlarıyla ilintilidir. Şekillerden net bir şekilde gözlemlenebileceği gibi simülasyon verisi ile taşıttan toplanılan

titreşim verisi tutarlı bir şekilde aynı devir aralığında aynı genlik sonuçları ortaya çıkartmıştır. Bu doğrultuda kurulan modelin verifikasyon yapabilmek için kullanılabilecek şekilde istenilen seviyede olduğu net olarak görülmektedir.



Şekil 5.36 ŞABT arka askı titreşiminin 2. mertebe kontrolü

Ses ve titreşim problemlerinin engellenebilmesinde en temel faktör sorunun gözlemlendiği devir sayısının ve transfer patikasının doğru şekilde tespit edilebilmesidir. Bu doğrultuda kurulan model sonucunda elde edilen simülasyon verileriyle taşıt testinde kaydedilen titreşim değerlerinin tutarlılığının kontrolünün mertebe analizi doğrultusunda ön ve arka askının titreşim değerlerinin tepe noktalarına denk gelen frekanslarının kıyaslanmasıyla sağlanması kararlaştırılmıştır.

Bu doğrultuda farklı askı tiplerine bağlı olarak ön ve arka askı için tepe noktalarıyla birlikte fiziksel test verisi arasındaki farklar takip eden tablolar içerisinde paylaşılmıştır.

5.2 numaralı tabloda tek körüklü askı tasarımı ile yürütülen testler sırasında kaydedilen veri ile simülasyon sonuçları kıyaslanmıştır.

Tablo 5.10 TKT ön askı için tepe devir kıyaslanması

Mertebe	Tepe #	Eksen	Test [dev/dk]	Analiz [dev/dk]	Hata [%]
1	1	Y	2010	2564	27,56
1	2	Y	3032	3032	0
1	3	Y	4180	4145	0,84
1	1	Z	1935	1935	0
1	2	Z	2645	-	-
1	3	Z	3400	-	-
1	4	Z	4215	3946	6,38
2	1	Y	2007	2007	0
2	2	Y	3060	2968	3,01
2	3	Y	4156	4156	0
2	1	Z	1938	1938	0
2	2	Z	2588	2725	5,29
2	3	Z	3376	3278	2,90
2	4	Z	3963	3963	0

Önceki bölümde paylaşılan şekillerde de net olarak görüldüğü üzere tek körüklü tasarımının yer aldığı test verileri kullanılarak yürütülen simülasyon sonucunda ön askının ikinci harmoniği kaynaklı titreşim karakteristiği başarılı bir şekilde sanal

ortama taşınabilmiştir. Burada kayda geçen hata oranı en yüksek noktada yüzde 5,29 olarak gözlemlenirken hem Y hem de Z ekseninde birçok noktada test verisi ile aynı karakteristik yakalanabilmiştir.

Buna karşın kardan şaftının ilk harmoniği için istenilen tutarlılık yakalanamamıştır. Hem Y hem de Z ekseninde kaydedilen tepe noktalarından her iki eksen için birinde istenilen değer birebir tespit edilebilirken özellikle Z ekseninde test sırasında kaydedilen iki tepe noktasının tespitinin yapılamaması modelin tutarlılığına olumsuz etki etmiştir. Yapılan model kontrolleri sırasında herhangi bir hata tespit edilememiştir. Arka askı değerleri kontrol edildiğinde yüksek başarıyla modelin tutarlılığı kaydedildiği ve sadece ön askı için hem Y hem de Z ekseninde kardan şaftının birinci harmoniğinde farklılık olduğu göz önüne alındığında tedarikçi tarafından gerçekleştirilen ölçüm verilerinde hatalı girdi olabileceği değerlendirilmiştir. Ancak test sırasında kullanılan kardan şaftının tekrar kontrol edilme fırsatı olmaması nedeniyle bu tespit doğrulanamamıştır.

Ön askı için tespit edilen tepe noktaları dikkate alındığında ortalama hatanın yüzde 3,82 olması, arka askı için aynı test sonuçları için ortalama hata oranının yüzde 1,85 olduğu göz önüne alındığında modelin tek körüklü askı tasarımı için beklenti seviyesini karşılayacak başarıyı elde ettiği belirtilebilir.

Arka askıya ait titreşim tepe noktası verilerinin yer aldığı bu tablo detaylı incelendiğinde Z eksenindeki birinci harmoniğinde gözlemlenen 3806 devirdeki tek tepe noktasının başarıyla aynı devir aralığında tespit edildiği gözlemlenmektedir. Aynı başarı Z eksenindeki ivme değerinin ikinci mertebesinde de gözlemlenmiştir. Z ekseninde elde edilen verinin ikinci harmoniği incelendiğinde 2385, 2950 ve 3779 olmak üzere 3 farklı devir noktasında tepe noktası olduğu, bunlardan ilk ikisinin aynı şekilde tespit edildiği, üçüncüsünün de binde 9 hata oranıyla tespit edilebildiği görülmektedir. Bu doğrultuda arka askının Z eksenini için hem birinci mertebede hem de ikinci mertebede model tutarlılığı başarıyla sağlanmıştır. Benzer şekilde Y ekseninin ikinci harmoniği için de üç tepe noktası için yüzde 4,01 olarak doğrulanmıştır. 1708, 2559 ve 3618 devir / dakika noktalarında kayda geçen tepe noktalardan özellikle ortadaki bire bir aynı değer ile tahmin gerçekleştirilirken diğer iki noktada yüzde 7,08 ve 4,95 hata oranları ile model doğrulaması sağlanmıştır. Diğer yandan araç test verileri Y ekseninde birinci mertebede incelendiğinde herhangi bir ivme değişimine ve tepe noktası oluşumuna

rastlanmazken model doğrulamasında 3930 devir / dakika noktasında bir tepe noktası oluşumu gözlemlenmektedir.

Tablo 5.11 TKT arka askı için tepe devir kıyaslanması

Mertebe	Tepe #	Eksen	Test [dev/dk]	Analiz [dev/dk]	Hata [%]
1	1	Y	-	3930	-
1	1	Z	3806	3806	0
2	1	Y	1708	1587	7,08
2	2	Y	2559	2559	0
2	3	Y	3618	3439	4,95
2	1	Z	2385	2385	0
2	2	Z	2950	2950	0
2	3	Z	3779	3813	0,90

Şok azaltıcı bağlantılı askı tasarımı için ön ve arka askı test verileri ile matematiksel model yardımıyla elde edilen test verilerinin mertebe analizi yardımıyla incelendikten sonra devir kıyaslaması Tablo 5.4 ve 5.5'te görüldüğü gibi özetlenmiştir. Tablolardaki hata oranları incelendiğinde hem ön askı hem de arka askı için gerek birinci mertebe gerekse ikinci mertebe de yeterli başarı ile modellenmenin sağlandığı görülmektedir. Hem Y hem de Z eksenlerinde oluşan tüm tepe noktalarının konumları en yüksek tutarlılık ile tahmin edilirken toplam ortalama hata modu ön askı için yüzde 1,07 arka askı içinse binde 12 olarak kayda geçmiştir.

Tablo 5.12 ŞABT ön askı için tepe devir kıyaslanması

Mertebe	Tepe #	Eksen	Test [dev/dk]	Analiz [dev/dk]	Hata [%]
1	1	Y	2074	2074	0
1	1	Z	2042	2096	2,64
1	2	Z	4370	4370	0
2	1	Y	2069	2069	0
2	1	Z	2045	2100	2,69

Tablo 5.13 ŞABT arka askı için tepe devir kıyaslanması

Mertebe	Tepe #	Eksen	Test [dev/dk]	Analiz [dev/dk]	Hata [%]
1	1	Y	1983	1983	0
1	2	Y	3887	3887	0
1	1	Z	1983	1978	0,25
1	1	Z	3844	3841	0,08
2	1	Y	1996	1993	0,15
2	1	Z	1983	1978	0,25

6.1 Tez Kapsamında Tamamlanan Çalışmalar

Çalışmanın ilk bölümünde tez kapsamında geliştirilecek olan model ve bu modele neden ihtiyaç olduğuna yönelik detaylara değinilmiş ardından literatürde yer alan ticari ve binek araçlardaki aktarma organlarına ait model geliştirme faaliyetleri araştırılarak referans olarak kullanılabilen çalışmalar sunulmuştur. Şasi ile kardan şaftı arasındaki mesnet noktası konumundaki askı elemanlarına ve bunların içerisindeki kauçuk geometriye de değinilen bu bölümde aynı zamanda kauçuk parçaların sistem üzerindeki etkileri ve bu etkilerin tespiti için kurulacak matematiksel modellerin kurulumundaki zorluklara yer verilmiştir. Bu doğrultuda yapılacak çalışmanın temel hedefleri belirlenmiş, hem model kurulumu için kullanılan iteratif geliştirme sürecinin kısaltılabilmesi hem de bununla bağlantılı olarak araç testlerinin azaltılabilmesi için bir algoritma geliştirme hedefi konulmuştur. Özellikle matematiksel denklemlerin paralel çözümüne yatkınlığı ve sanal bilgisayar ortamında kullanım kolaylığı nedeniyle algoritmanın geliştirme faaliyetlerinin Python yazılım dili ile gerçekleştirilmesine karar verilmiştir.

Kurulacak modele ait kısıtların doğru şekilde belirlenmesi ve sonuçların daha iyi şekilde analiz edilebilmesi için titreşim ve ses terminolojisinin yanı sıra aktarma organlarına ait konfigürasyonların da doğru bir şekilde anlaşılması oldukça önemlidir. Bu nedenle model geliştirme çalışmalarından önce titreşim, oluşum mekanizmalarının ve aktarma organlarına ait temel hata modlarının yanı sıra aktarma organları ve bu tasarımlar içerisinde kardan şaftlarının önemi irdelenmiştir. Ardından mevcut doğrulama yöntemleriyle birlikte tez geliştirmesi kapsamında literatüre katkı sağlanacak ve eksiklik bulunan özelliklere yer verilmiştir.

Çalışmanın ilerleyen bölümlerinde ise önce tek körüklü ve şok azaltıcı bağlantılı askı tasarımları için dinamik katılık değerlerinin tahmin edilmesi noktasında en gerçekçi modeli tespit edebilmek için bir algoritma geliştirilmiştir.

Ardından belirlenen askı modeli daha geniş bir aktarma organları modeline dahil edilerek doğrulama araç test verisiyle kıyaslanarak gerçekleştirilmiştir. 6.2 numaralı bölüm altında bu sonuçlara yer verilecektir.

6.2 Model Kıyaslamaları ve Tespitler

İlk bölümde sunulan temel bilgilerin ardından ikinci bölüm olarak adlandırabileceğimiz ve tez çalışmasının temel geliştirme alanı olan model kurulum bölümüne ve bu modellerin taşıt verileriyle doğrulanması bölümüne geçilmiştir.

Tez çalışması kapsamında geliştirilen modeller iki başlık altında ele alınmıştır. İlk başlık askının test verilerine dayanarak sadece askı katılık ve sönüm değerlerinin en gerçekçi şekilde modellenmesini ele alırken, ikinci kısım bu modeli de içine alan daha kapsamlı bir model geliştirilmesi ve kardan şaftının çalışma şartları altındaki titreşim karakteristiğini de modellemeyi ele almıştır. Bu iki model sayesinde askı grubunun üzerinden şasiye oradan da sürücü kompartmanına aktarılan titreşim seviyesi daha yüksek tutarlılık ile analiz edilebilirken aynı zamanda askı kauçuk geometrisine ait model geliştirme faaliyetleri sırasında kullanılan iteratif süreç daha hızlı bir şekilde gerçekleştirilebilecektir.

Tezin üçüncü bölüm başlığı altında kauçuk geometrinin gerçeğe en yakın şekilde modellenebilmesi için ideal yay ve sönüm eleman sayısı ve bunların diziliminin belirlenebilmesi için Python programlama dili aracılığıyla geliştirilen algoritmaya ait detaylar paylaşılmış, ardından farklı katmanlarda yer alan seri ve paralel eleman gruplarını iteratif bir şekilde değiştirerek potansiyel tüm konfigürasyonlar kontrol edilmiştir. Yapılan kontroller sırasında sadece eleman sıralamaları ve sayıları değil aynı zamanda buradaki eleman katsayısı değerleri de dinamik katılığı etkileyen statik katılık, sıcaklık, frekans, genlik ve ön yükleme gibi farklı parametrelere bağlı olarak değiştirilmiştir.

Model doğrulama çalışmaları için komponent seviyesi dinamik katılık ölçen test cihazı kullanılarak toplanılan veriler kullanılırken ilerleyen dönemde farklı türde askı modelleri ile iterasyon yapılabilmesi adına iki farklı askı tasarımı ayrı ayrı incelenmiş ve ideal yay – sönüm elemanı modelleri bulunmuştur.

Hem şok azaltıcı bağlantılı hem de tek körüklü askı tasarımlarına ait olan veriler ışığında doğrulanan modellerden en gerçekçi sonuç her iki askı için de seri bağlı iki katmanda 5 yay ve 1 sönüm elemanının yer aldığı 6 elemana sahip model ile elde edilmiştir. Hata oranı bu modelde şok azaltıcı bağlantılı askı tasarım doğrulaması için kullanılan tüm testler referans alındığında hepsi için yüzde birden düşük kaydedilirken, kare kök ortalama hata oranı ise yine aynı modelde 6.1 olmuştur.

Elde edilen bu değer literatür araştırması doğrultusunda belirlenen 0.6 kare kök ortalama hata oranının üzerinde olduğu için model iyileştirme çalışmaları yapılmış ve bir korelasyon katsayısı belirlenmesine ihtiyaç duyulmuştur. Bu doğrultuda tanımlanan katsayı ile model üzerinde iyileştirme yapılarak seçilen referans test verileri için kare kök ortalama hata oranı 0,45'e dūřürülebilmifitir. Modelin tutarlılığını kontrol edebilmek amacıyla farklı koşullarda toplam 234 test verisiyle ilave kontrol yapılmıştır. Yapılan kontrolde genel hatanın binde iki mertebesinde değişim gösterdiği, kare kök ortalama hatası ise 0,55 olarak kayda geçmiş ve hedeflenen sınırlar içerisinde kaldığı görülmüştür. Benzer alışma tek körüklü askı tasarımı ile yürütüldüğünde ise kare kök ortalama hata oranı 4,665 olarak kaydedilmifitir. Bu değerin hedeflenen 0,6 referans değerinden yüksek olması nedeniyle řok azaltıcı bağlantılı modelde olduğu gibi belli bir düzeltme katsayısı atanması üzerine çalışma yapılmış ve ortalama hata binde 2 seviyelerinin altına kadar dūřürölürken kare kök ortalama hata değeri ise 0,17 seviyesine dūřürülebilmifitir. Daha geniş bir deney grubu ile yürütölen kontrol çalışmasında ise bu değer 0,43'e yükselse de yine belirlenen limitlerin içerisinde kalmıştır.

Geliştirilen ve tutarlılıkları doğrulan bu algoritmalar yardımıyla literatüre hata oranı ve kare kök ortalama hatasını birlikte referans alınarak kontrol gerçekleştiren bir metot kazandırılmıştır. Bu algoritma yardımıyla kurulabilecek olan modeller özellikle komponent seviyesi test tezgahlarında ölçüm alınırken tezgahın modal karakteristikleri nedeniyle sorun gözlemlenen yüksek frekans aralıklarında ve genlikteki dinamik katılık değerlerinin analitik olarak tahminlenmesinde tutarlılığı arttırarak dinamik katılık değerlerinin öngörücü şekilde belirlenmesi için de zemin oluşturacaktır.

Ardından bu yazılan Python algoritması aracılığıyla bulunan ideal yay ve sönüm elemanına sahip modeller, kardan şaftının da yer aldığı daha kapsamlı bir matematiksel model içerisine dahil edilerek kuzey – güney dağılımına sahip arkadan itifli bir ticari vasıtanın dinamik test şartlarındaki titreşim karakteristiğini tahmin etmek üzere geniş bir matematiksel model geliştirilmifitir.

Modelin geliştirilebilmesi için önce taşıtın iki düzlem (x-y ve x-z) ve üç ekseninde yer alan elemanlarla birlikte bunların üzerinde oluşan kuvvetler serbest cisim diyagramları aracılığıyla çıkartılmıştır. Ardından çıkartılan serbest cisim diyagramları motor – şanzıman grubu, kardan şaftının ilk iki mafsalıyla birlikte ön

askısını da içine alacak şekilde ilk boru, ikinci mafsallık ve üçüncü mafsallıkla birlikte arka askıyı içine alacak şekilde ikinci boru, üçüncü ve son kardan mafsallıkla birlikte kayıcı grubunu da kapsayacak şekilde üçüncü boru ve son olarak da arka aks olmak üzere toplamda beş temel parçaya bölünmüştür. Model kurulumundan önceki son adımda ise bu bölümler üzerinden kardan mafsallarının açılarına bağlı olarak oluşan kuvvetler hesaplanıp hem açısal hem de eksenel hareket denklemleri çözülmüştür. Aynı bölümün son kısmında ise elde edilen hareket denklemleri matematiksel modele dönüştürülerek Python'da yazılan algoritma aracılığıyla iteratif olarak çözdürülmüştür. Burada kurulan matematiksel modelin iteratif olarak çözülmesinin temel nedeni askı bağlantı noktalarında oluşan kuvvetin temel olarak askı yakınındaki kardan mafsallık açılarına göre değişim göstermesi ve aynı kuvvetinde bu mafsallık açılarını etkileyen eksenel hareketlere etki etmesidir. Dolayısıyla birbiri üzerinde etkileşimde bulunan askı pozisyonu ve kuvvet değerlerinin iteratif olarak kontrol edilmesi zarurieti doğmuştur.

Çalışmanın son kısmında ise kurulan modelin doğrulama faaliyetleri dinamik araç testleri ile toplanılan veriler aracılığıyla gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda veri toplama işlemleri sırasında kullanılan yöntem detaylı bir şekilde tez içerisinde paylaşıldıktan sonra toplanılan veriler ve kurulan matematiksel model yardımıyla elde edilen simülasyon çıktıları nCode yazılımı aracılığıyla incelenmiş ve kardan şaftının ilk ve ikinci mertebesine göre doğrulama faaliyetleri yürütülmüştür. Dinamik araç testleri ile veri toplama çalışmaları sırasında farklı askılara sahip kardan şaftının boyu, açıları ve kullanılan mafsallar gibi diğer tüm tasarım karakteristikleri aynı tutulan iki farklı kardan şaftı test edilmiştir. Testlerde dikkate alınan askı tasarımları şok azaltıcı bağlantılı askı tasarımı ve tek körüklü askı tasarımı olmuştur.

Sonuç olarak hem simülasyon hem de test verileriyle kaydedilen genlikler gözetildiğinde bu iki askı tasarımından tek körüklü askı tasarımının kullanılması ilgili araç özelinde titreşim sorunlarının engellenmesi için daha doğru olarak görülmüş ve bu askının kullanımı tavsiye edilmiştir.

Tablo 6.14'te görünen şok azaltıcı bağlantılı tasarım için hem 1. hem de 2. Mertebe sonuçlarına göre yapılan kontrol sırasında en yüksek hata oranı ön askıda Z ekseninde yüzde 2,69 ile kayda geçmiştir. Ticari araçlarda kritik frekans kontrolü gerçekleştirilirken kullanılan endüstri standardı yüzde 15 ile 20 arasında modal

ayırışma sağlanmasıdır. Bu oran gözetildiğinde istenilen sonuçlar başarılı bir şekilde elde edilmiştir.

Tablo 6.14 ŞABT için y ve z eksenindeki ortalama hata oranları

Askı Konumu	Eksen	Mertebe	Hata Oranı [%]
Ön Askı	Y	1	0,02
Ön Askı	Y	2	0,01
Ön Askı	Z	1	1,32
Ön Askı	Z	2	2,69
Arka Askı	Y	1	0,01
Arka Askı	Y	2	0,15
Arka Askı	Z	1	0,17
Arka Askı	Z	2	0,25

Tablo 6.2’de yer alan özet kıyas tablosu ise tek körüklü askı tasarımına ait simülasyon ve test verileri arasındaki farklılıkları göstermektedir. Tablo incelendiğinde ise müşterilerde ses şikayetine etki eden kardan şaftının ikinci mertebesine bağlı verinin hem Y hem de Z ekseninde oldukça tutarlı sonuçlar sunduğu görülmüştür. Buna göre en yüksek hata oranı yüzde 3,01 ile arka askının Y ekseninde kaydedilen titreşim verisinin 2. Mertebesinde gözlemlenirken, diğer eksenlerde ve hem Y hem de Z için bu değerden oldukça aşağıda olarak kaydedilmiştir.

Diğer yandan daha çok balanssızlık etkisinin tespitinde kullanılan kardan şaftının birinci mertebesine göre alınan sonuçlar incelendiğindeyse arka askının Z ekseninde başarılı bir şekilde modelin tutarlılığı görülürken diğer noktalarda sonuçlar istenilen tutarlılıkla elde edilememiştir.

Ön askının Z eksenindeki titreşim incelendiğinde oluşan 4 tepe noktasının 2 tanesinin tespitinde sorun görülmektedir. Buna karşın aynı grafikte en yüksek

genliği oluşturan 2 tepenin tespiti başarıyla (maksimum hata oranı yzde 9,46) sağlanmıştır.

Tablo 6.15 TKT için y ve z eksenindeki ortalama hata oranları

Askı Konumu	Eksen	Mertebe	Hata Oranı [%]
Ön Askı	Y	1	-
Ön Askı	Y	2	1,01
Ön Askı	Z	1	9,46 (maksimum)
Ön Askı	Z	2	2,3
Arka Askı	Y	1	-
Arka Askı	Y	2	3,01
Arka Askı	Z	1	0,02
Arka Askı	Z	2	0,89

Aynı tasarımın Y eksenindeki sonuçlar incelendiğindeyse ön askı tasarımı için oluşan 4 tepe noktasının 3ünün tespitinin başarıyla gerçekleştiği ancak 2010 devir / dakika aralığında görülen tepe oluşumunun simülasyon tarafından tespit edilemediği görülmüştür. Benzer şekilde arka askı titreşim verisinin kardan şaftına ait 1. mertebeye göre kontrol yapıldığında taşıt verisinde herhangi bir sorun gözlemlenmezken, simülasyon sonucunda 3930 devir / dakika aralığında bir pik noktası gözlemlenmektedir. Bu iki veri göz önüne alındığında test edilen kardan şaftının Y eksenindeki balanssızlık değerlerinde bir sorun olduğu görülmektedir.

Özellikle müşteri için kritik olan ikinci mertebede sonuçların başarılı bir şekilde modellendiği göz önüne alındığında birinci mertebede karşı karşıya kalınan hatanın imalat sırasında tedarikçi tarafından kaydedilen değerlerde bir hata olma değerlendirmesini ortaya çıkartmıştır. Ancak test edilen kardan şaftlarının model gelişim süreci sırasında test verileri toplanılmasının ardından hurda edilmiş olması ve çalışmada kritiklik gözetilen mertebe olan ikinci mertebede tutarlılık gözlemlenmesi nedeniyle çalışma bu noktada sonuçlandırılmıştır [33].

6.3 Modellerin Kullanım Alanları ve Geliştirme Önerileri

Yapılan çalışma sırasında geliştirilen algoritma ve matematiksel modelin titreşim sorunlarının giderilmesi için efektif bir şekilde kullanılabileceği görülmüştür. Bu modelin kullanılması geliştirme testlerinin azaltılabilmesi için kritik öneme sahiptir. Fiziksel testlerin azaltılması sayesinde hem geliştirme maliyetinin düşürülebilmesi hem de zaman kazanımı elde edilmesi mümkün hale gelmektedir. Bunun yanı sıra fiziksel araç testlerinde kullanılan parçaların imalat toleranslarına bağlı belirli bir aralık arasında yoğunlaşması nedeniyle sadece belirli bir toleransa sahip numune parça ile testler gerçekleştirilebilmektedir. Buna karşın kurulan model aracılığıyla tüm parçalar (askı braketleri, açılı ayar yapıları bağlantı braketleri, şasi, arka aks ve vites kutusu) için işleme ve montaj toleransları gözetilerek farklı şartlarda değerlendirme gerçekleştirmek mümkündür. İlerleyen dönemde modele dahil edilecek bir Monte Carlo simülasyonu algoritmasıyla birlikte imalat toleranslarına bağlı olarak risk seviyesi kontrol edilebileceği gibi buna bağlı tedarikçilere imalat hedefleri de sunulabilir.

Askı ile ilgili temel sorunlardan biri konfor olmakla birlikte parçanın farklı çalışma şartlarında (yokuş çıkışı, araç yükü değişiklikleri vb.) ömür kontrollerinin gerçekleştirilmesi oldukça önemlidir. Yüksek açılı ve yük şartlarında kullanım Şekil 6.1’de görülen askı kırılma hatalarına sebep olmaktadır. Çalışma sırasında kurulan arkadan itişli araca ait kardan şaft modeli ve bağlantılı olarak çözüm için geliştirilen algoritmadaki çıktılar kauçuk ve metal parçanın ömür kontrollerini gerçekleştirebilecek bir yöntem ile geliştirilerek taşıtın garanti süresince ve garanti sonrasında ilgili parçaların ömrü istatistikî tahmin edilebilir. Bu sayede geliştirilen model yardımıyla kauçuk geometrinin titreşim kontrolü ve ömür hesabı aynı anda gerçekleştirilip tüm perspektifler gözetilerek ideal tasarım belirlenebilir.

Diğer yandan bu modellerin kullanım alanları sadece tez çalışmasında yer alan arkadan itişli araçlarla sınırlı kalmamalıdır. Yapılacak olan ek çalışmalar kapsamında geliştirilen model ve algoritmalar tez çalışmasının ikinci bölümünde aktarılan farklı yönelimli aktarma organlarındaki dört tekerden tahrikli konfigürasyonlar için de kullanılabilir. Bu sayede birçok çalışmaya konu olan kardan şaftı kaynaklı ses ve titreşim sorunlarının engellenmesi için yürütülen akustik damper geliştirme faaliyetlerine ihtiyaç duyulmaksızın ideal kardan şaftının tasarımı tamamlanabilir [34, 35].



Şekil 6.1 Kardan şaftı askısına ait kırılma hatası

Kullanılan geliştirme yöntemi referans alınarak sadece kauçuk malzeme kullanılan elemanların dinamik modellemesi değil aynı zamanda bu malzeme yapısına benzer karakteristikler gösteren poliamid malzemeler üzerinde yürütülen çalışmalarda referans alınarak farklı malzeme türlerinde sanal doğrulama yapılması için kullanılabilecek modellerin de geliştirilmesi mümkün olabilir [19].

- [1] Szadkowski A., Prange E., Vedam K., Naganathan N. G., “Analysis of an Automotive Driveline with Cardan Universal Joints”, SAE International, 950895, 1995.
- [2] Rabeih E. M A., El-Demerdash S. M., “Investigation of the Vehicle Ride Vibration Effect on the Driveline Fluctuations”, SAE International, 2002-01-3065, 2002.
- [3] Crowther A. R., Zhang N., Singh R., “Development of a Clunk Simulation Model for a Rear Wheel Drive Vehicle With Automatic Transmission”, SAE International, 2005-01-2292, 2005.
- [4] Gilbert D. A., O’Leary M. F., Rayce J. S. , “Integrating Test and Analytical Methods for the Quantification and Identification of Manual Transmission Driveline Clunk”, SAE International, 2001-01-1502, 2001.
- [5] Girstmair J., Priebisch H., Reich F. M., “Power Train Model Characteristics for Vibration Analyses – Conflicting Demands in Off Line and HiL Environments”, SAE International, 2009-01-2072, 2009.
- [6] Girstmair J., Priebisch H., Reich F. M., Zehetner J., “Power Train Model Refinement Linked with Parameter Updating Through Nonlinear Optimization”, SAE International, 2010-01-1421, 2010.
- [7] Hwang S., Stout J. L., Ling C., “Modeling and Analysis of Powertrain Torsional Response, SAE International”, 980276, 1998.
- [8] Zhang N., Walker P. D., “Modelling of dual clutch transmission equipped powertrains for shift transient simulations”, Mechanism and Machine Theory 60, 47-59, 2013.
- [9] Korkut T., “Arkadan itişli hafif ticari araçlarda arka tekerleklerle hareket transferini gerçekleştiren kardan milinde oluşan titreşim ve seslerin analizi”, Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli, 2008.
- [10] Lin H., Bengisu T., Mourelatos Z., “Modeling the Stiffness and Damping Properties of Styrene-Butadiene Rubber”, SAE International, 2011-01-1628, 2011.
- [11] Martini, E. R., Tonoli A., Amati N., Guala A., “Dynamic Characterization of Viscoelastic Materials”, SAE International, 2004-01-3304, 2004.
- [12] Honda Y., Wakabayashi K., Kodama T., Iwamoto S., “Effect of Rubber Hardening by Secular Change on Properties of Vibration Proof Rubber for Torsional Vibration Dampers”, SAE International, 960139, 1996.
- [13] Çetinkaya S., “Taşıt Mekaniği”, 5. Basım, Nobel Yayın Dağıtım, ISBN 978-975-591-103-8, Türkiye, 2010.
- [14] Trelleborg Vibracoustic, “Automotive Vibration Control Technology”, 1. Basım, Vogel Business Media, ISBN 978-3-8343-3358-2, Almanya, 2015.
- [15] Dukkipati R. V., “Advanced Mechanical Vibrations”, 1. Basım, Alpha Science, ISBN 978-1-84265-222-0, İngiltere, 2006.

- [16]Pathare R., Lokhande A., Vogel G., Shembekar P., Slik G., Mirdamadi M., “Material Model Development of an Energy Absorbing Foam for Occupant Safety”, SAE International, 2009-26-088, 2009.
- [17]Celiberti L., Falasca V., Soldati M., Borgarello L., Meriga A., “An In-Depth Study on the Customer Perception of the Noise Emitted by Electric Vehicles”, SAE International, 2022-01-0968, 2022.
- [18]Schumann C., Doleschal F., Pischinger S., Verhey J., “Seperation, Allocation and Psychoacoustic Evaluation of Vehicle Interior Noise”, SAE International, 2019-01-1518, 2019.
- [19]Ünal H., Kaştan A., “Investigation of wear behavior of graphite and wax added polyamide 6”, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 37:3, 2022.
- [20]Bendat J. S., Piersol A. G., “Random Data Analysis and Measurement Procedures”, 4. Basım, Wiley, ISBN 978-0-470-24877-5, Amerika, 2010.
- [21]Pierburg B., Amborn P., “Constant-Velocity Driveshafts for Passenger Cars”, 1. Basım, Die Bibliothek der Technik, 930537, Almanya, 1998.
- [22]Seherr-Thoss, H. C., Schmelz F., Aucktor E., “Universal Joints and Driveshafts”, 2. Basım, Springer, ISBN 978-3-540-30169-1, Almanya, 2006
- [23]Tahranlı N., Kaya F., Yüksek İ., Güçlü R., “Makine Dinamiği”, Yıldız Teknik Üniversitesi Basım-Yayın Merkezi, MK.MKM-05.001, 2005.
- [24]FEV GmbH, Technical Paper, “Optimizing Vehicle NVH Characteristics for Driveline Integration”, 2013.
- [25]Chang W. K., Salmon R., “Dynamic Stress Correlation and Modeling of Driveline Bending Integrity for 4WD Sport Utility Vehicles”, SAE International, 2002-01-1044, 2002.
- [26]Gehring M. A., Considine R., Schankin D., “Noise and Vibration Measurement Methods for Large Diameter Single-Piece Aluminum Propeller Shafts”, SAE International, 2017-01-1775, 2017.
- [27]Singh V. K., Wani N. Y., Falbo G., Monkaba V. D., “Vibration Assessment of a Slip-in-Tube Propshaft Through Correlated Analytical Model”, SAE International, 2003-01-1481, 2003.
- [28]Abe T., Bonhard B., Cheng M., Bosca M., Kwasniewicz C., Na L., “High Frequency Gear Whine Control by Driveshaft Design Optimization”, SAE International, 2003-01-1478, 2003.
- [29]Du H. Y. I., Morgan J., Wong J. M., Salmon R., “Modeling and Correlation of Driveshaft Whirl Dynamics for RWD Sport Utility Vehicles”, SAE International, 2001-01-1503, 2001.
- [30]Essi T. M., “Prediction of Driveshaft Critical Speed Using the Transfer Matrix Method”, SAE International, 2000-01-3461, 2000.
- [31]Wellmann T., Govindswamy K., Eisele G., “Driveline Boom Interior Noise Prediction Based on Multi Body Simulation”, SAE International, 2011-01-1556, 2011.

- [32]Peng Y., Shi Z., Folts C., Kopp G., Sun Z., Sandstrom A., “Driveline NVH Integration of An NA Truck Program”, SAE International, 2019-01-1559, 2019.
- [33]Liu J. S. P., Remisoski N., Iqbal J., Egenolf R., “CAE Predictions for Cardan Joint Induced Driveline NVH”, SAE International, 2017-01-1136, 2017.
- [34]Wani N. Y., Singh V. K., Falbo G., Monkaba V. D., “Finite Element Model Correlation of an Automotive Propshaft with Internal and External Dampers”, SAE International, 2004-01-0862, 2004.
- [35]Jayaratne R. R., Liu Y., Gehringer M., Rayce J., Hill W., “Vibro-Acoustic Analysis for Modeling Propeller Shaft Liner Material”, SAE International, 2019-01-1560, 2019.



TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Konferans Bildirileri

1. “Arkadan İtişli Ticari Vasıtalarda Askı Titreşim Modellemesi Yardımıyla Kardan Mili Tasarımı”, Prof. Dr. Tarkan SANDALCI ve Yük. Mak. Müh. Eren Taşpınar, 5. Uluslararası Mühendislik Araştırmaları Sempozyumu, Sözlü Sunum, Düzce Üniversitesi, 7-9 Mart 2024

Makaleler

1. “Kardan Mili Askı Kauçuğuna Ait Dinamik Katılığın Modellenmesi İçin Algoritma Geliştirilmesi”, Prof. Dr. Tarkan SANDALCI ve Yük. Mak. Müh. Eren Taşpınar, Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, pp. 665 – 678, Cilt: 39, Sayı: 2

