

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TİCARİ YARI RÖMORK TANKER ARACININ GERÇEK
YOL GİRİŞLERİ İLE HASAR ANALİZİ VE EN
İYİLEŞTİRME SÜRECİ**

Ali MENTEŞE

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

Danışman

Prof. Dr. Cihan DEMİR

Haziran, 2025

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TİCARİ YARI RÖMORK TANKER ARACININ GERÇEK
YOL GİRİŞLERİ İLE HASAR ANALİZİ VE EN
İYİLEŞTİRME SÜRECİ**

Ali MENTEŞE tarafından hazırlanan tez çalışması 26.06.2025 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Cihan DEMİR
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Cihan DEMİR, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Meral BAYRAKTAR, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

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

Danışmanım Prof. Dr. Cihan DEMİR sorumluluğunda tarafımca hazırlanan “Ticari Yarı Römork Tanker Aracının Gerçek Yol Girişleri ile Hasar Analizi ve En İyileştirme Süreci” 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.

Ali MENTEŞE

İmza



Aileme,

TEŞEKKÜR

Bu tez, ticari bir yarı römork tanker aracının gerçek yol sinyalleri kullanılarak yorulma hasar etkilerinin incelenmesini ve bu inceleme sonucunda tespit edilen hasarlı bölgelerin iyileştirilmesine yönelik yapılan çalışmaları kapsamaktadır. Bu süreçte bana değerli görüşleriyle yol gösteren ve anlayışını esirgemeyen saygıdeğer danışmanım Prof. Dr. Cihan DEMİR’e,

Tez sürecim boyunca, tanıdıkları zaman ve anlayış sebebiyle Tırsan Treyler A.Ş. kurumuna, maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen Test Analiz Birimi Koordinatörü Ferhat YİĞİT’e ve değerli ekip arkadaşlarım Dr. Emre KURT ile Muhammet Talha KUŞÇUOĞLU’na,

Hayatım boyunca en büyük güç kaynağım olan, fedakârlıklarıyla bana daima destek veren annem Zeynep MENTEŞE’ye, babam Mehmet MENTEŞE’ye ve kardeşlerime; ayrıca bu süreçte bana sabır, sevgi ve motivasyonla eşlik eden kıymetli hayat arkadaşım Sena AKIN’a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Ali MENTEŞE

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ	ix
KISALTMA LİSTESİ	xii
ŞEKİL LİSTESİ	xiii
TABLO LİSTESİ	xviii
ÖZET	xix
ABSTRACT	xxiii
1 GİRİŞ	1
1.1 Giriş.....	1
1.2 Literatür Taraması.....	5
1.3 Tezin Amacı.....	13
1.4 Hipotez.....	13
2 TAŞITLARDA TASARIM, TEST VE DOĞRULAMA	14
2.1 V Model Temelli Geliştirme Süreci.....	14
2.2 Tasarım Dizayn Parametreleri	17
2.2.1 İşlevsellik (Fonksiyonellik)	17
2.2.2 Ergonomi	18
2.2.3 Malzeme Seçimi	19
2.2.4 Üretilebilirlik	19
2.2.5 Maliyet	20
2.2.6 Estetik	20
2.2.7 Dayanıklılık ve Güvenilirlik	20
2.2.8 Güvenlik	21
2.2.9 Çevresel Etki (Sürdürülebilirlik)	21
2.2.10 Regülasyonlar ve Standartlar	22
2.2.11 Modülerlik ve Bakım Kolaylığı	23

2.2.12	Test ve Doğrulama	23
2.3	Tasarım Bilgi Aktarımı	24
2.4	Bilgisayar Destekli Tasarım.....	25
2.4.1	Bilgisayar Destekli Tasarım Tarihçesi	26
2.5	Sonlu Elemanlar Yöntemi.....	26
2.5.1	Sonlu Elemanlar Yönteminin Tarihsel Gelişimi	28
2.5.2	Sonlu Elemanlardaki İdeal Kavramlar	30
2.5.3	Sonlu Elemanlar Metodu Adımları	31
2.5.4	Statik Analiz Tanımı	32
2.5.5	Dinamik Analiz Tanımı	33
2.5.6	Gerilme Analizinde Üç Boyutlu Problemler	35
2.5.7	Sonlu Elemanlar Analizde Yer Değiştirme	36
2.5.8	Bileşen Mod Sentezi Yöntemi	37
2.6	Gerçek Model Üzerinde Yapılan Yol Testleri	39
2.6.1	Gerçek Yol Testleri	39
2.7	Bilgisayar Destekli Mühendislik ile Tasarım Doğrulama.....	46
2.7.1	Bilgisayar Destekli Çarpışma Analizleri	47
2.7.2	Bilgisayar Destekli Araç Dinamiği Analizleri	48
3	TAŞITLARDA YORULMA	50
3.1	Yorulmanın Tarihçesi	50
3.2	Yorulmanın Tanımı.....	53
3.3	Zamana Dayalı Yorulma Yöntemi.....	58
3.3.1	Toplam Ömür Yöntemi	59
3.3.2	Miner Birikimli Hasar Teorisi	63
3.3.3	Değişken Genlikli Yüklemeler İçin Sayma Yöntemleri	65
3.3.4	Birim Uzama Ömür Yöntemi	69
3.4	Frekans Bazında Yorulma.....	70
3.4.1	Güç Spektrum Yoğunluğu (PSD)	72
3.4.2	Transfer Fonksiyonu	74

3.4.3	Dar Bant Yöntemi	74
3.5	Gerilme ve Hasarın Hesaplanması	75
3.5.1	Strain (Gerinim) -Stress (Gerilme) Kavramı	75
3.5.2	Poisson Oranı	76
3.5.3	Elastisite Modülü	77
3.5.4	Malzemenin Nihai kopma ve Akma Gerilmesi	77
3.6	Yükleme Şartları Altında Malzeme Gerilme Yanıtları	78
3.7	Gerilme-Çevrim Sayısı (S-N) Eğrileri	78
3.7.1	S-N Eğrisinin Formülasyonu	79
4	SERBEST TİTREŞİM ANALİZİ İLE YORULMA SİMÜLASYONU	81
5	DENEYSEL VE SANAL ORTAMDA YAPILAN ÇALIŞMA	85
5.1	Tanker Şasisi ve Özellikleri	85
5.2	Bilgisayar destekli simülasyon için sınır şartları ve ön kabuller	87
5.3	Sonlu Elemanlar Model Simülasyonu.....	92
5.3.1	Serbest Titreşim Analizi	93
5.3.2	Yapısal Analizler	95
5.4	Gerçek Yol Sinyallerinin Toplanması.....	96
5.4.1	Yol Testi Sınır ve Kabul Şartları	96
5.4.2	Yol Testi Sinyallerinin Toplanması	97
5.4.3	Yol Testi Sinyallerinin İşlenmesi	98
5.5	Çoklu Cisim Simülasyonu	104
5.5.1	Çoklu Cisim Simülasyon Sisteminin Oluşturulması	105
5.5.2	Çoklu Cisim Simülasyonlarının Gerçekleştirilmesi	109
5.5.3	Çoklu Cisim Simülasyon Analizlerinin Gerçekleştirilmesi	113
5.5.4	Simülasyon Sonuçlarının İncelenmesi ve Değerlendirilmesi	116
5.6	Yorulma Ömür Analizi	117
5.6.1	Ncode Yorulma Ömür Analizi Akış Şeması	118
5.6.2	Sonlu Elemanlar Serbest Titreşim Analiz Sonuçlarının İçe Aktarılması	119

5.6.3	Çoklu Cisim Simülasyon Sonuçlarının İçe Aktarılması	120
5.6.4	Gerilme Ömür Analizi (SN CAE Fatigue)	121
5.7	Tasarım İyileştirme Süreci	124
6	SONUÇ	126
6.1	Sonuçlar ve Öneriler	126
6.2	Sonlu Elemanlar Statik Analiz Sonuçları.....	129
6.2.1	Yerçekimi İvmesi Altında Yapılan Statik Analiz Sonuçları	129
6.2.2	Öne Frenleme ile Oluşan Statik Analiz Sonuçları	130
6.2.3	Geriye Frenleme Etkisi ile Yapılan Statik Analiz Sonuçları	131
6.2.4	Çukura Düşme Analiz Senaryosu ile Elde Edilen Sonuçlar	132
6.2.5	Tümsekten Geçme Analiz Senaryosu ile Elde Edilen Sonuçlar	133
6.2.6	Doğal Frekans Analiz Sonuçları	134
6.3	Dinamik Analiz Sonuçları.....	136
6.3.1	Dinamik Analiz Yer Değiştirme Sonuçları	136
6.3.2	Dinamik Analiz Gerilme Sonuçları	138
6.4	Yorulma Ömür Analiz Sonuçları	139
6.4.1	Tasarım İyileştirme Sonrası Yorulma Hasar Analiz Sonuçları	141
	KAYNAKÇA	148
	TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR	153

SİMGELİ LİSTESİ

F	Kuvvet
$F(t)_D$	Enerji sönümleyici kuvveti
t	Zaman
$F(t)_S$	Yapı tarafından taşınan içsel kuvveti
$F(t)$	Yapıya etkiyen dış yük
$[M]$	Kütle matrisi
$[C]$	Viskoz sönüm katsayısı matrisi
$[K]$	Rijitlik matrisi
$[\ddot{q}]$	İvme vektörü
$[\dot{q}]$	Hız vektörü
$[q]$	Yer değiştirme vektörü
ω	Dairesel frekans
$[D]$	Elastisite matrisi
$\{\sigma\}$	Gerilme vektörü
$\{\varepsilon\}$	Gerinim vektörü
E	Young modülü
ν	Poisson oranı
$[B]$	Gerinim-yer değiştirme dönüşüm matrisi
$\{u\}$	Eleman içerisindeki herhangi bir noktadaki yer değiştirme vektörü
$[N]$	Genel yer değiştirme matrisi
z	Kütle kuvveti
ρ	Yoğunluk
g	Yer çekimi ivmesi
L	Uzunluk

DL	Uzunluk farkı
$[f_b]$	Eleman boyunca ağırlık yükü kuvveti vektörü
A	Alan
f_T	Sıcaklık değişimi ile oluşan kuvvet vektörü
ΔT	Sıcaklık farkı
σ	Gerilme
ε	Gerinim
(D_D)	Gerçek yol sinyallerinin oluşturduğu yorulma etkisi
(D_T)	Test yolundan elde edilen sinyallerin yorulma etkisi
S-N	Strength of number of cycle
S	Emniyet katsayısı
N	Toplam Ömür
S_a	Gerilme genliği
S_r	Gerilme aralığı
S_{max}	Maksimum gerilme
S_{min}	Minimum gerilme
S_m	Ortalama gerilme
R	Gerilme oranı
$\forall$	Gerilme oranı
b	Yorulma dayanım üssü
S'_f	Yorulma dayanım katsayısı
n_i	Toplam çevrim sayısı
N_f	Hasara kadar olan çevrim sayısı
$E[D]$	Kümülatif hasar oranı
i	Anlık değişken
(T_p)	Periyot

A_0	Zaman verisi ortalama değeri
A_n	Sinüs dalga genlik değeri
B_n	Kosinüs dalga genlik değeri
$y(t)$	Zaman serisi
$y(f)$	Frekans serisi
w	Frekans
$y(f_n)$	Zaman serisi Fourier açılımı
$FFT_r(f)$	Fourier gerilme cevabı
$FFT_i(f)$	İvme fonksiyonu
$H(f)$	Transfer fonksiyonu
$G_r(f)$	PSD Gerilme cevabı
$H^*(f)$	Transfer fonksiyonu eşleniği
$FFT_i^*(f)$	Fourier dönüşüm eşleniği
$G_i(f)$	Giriş PSD ivmesi
$p(S)$	Gerilme aralık sayısı olasılık yoğunluk fonksiyonu
c	Yorulma süneklik üssü
T	Toplam hasar zaman ifadesi
m_n	n'inci derecede spektral moment
$u_{(t)}$	Sonlu elemanlar modelinin elastik deformasyonu
Q_i	Yapısal mod
Y_i	Modal koordinat
$S_{(t)}$	Sonlu elemanlar modelinin geçiş gerilmesi
σ_i	Modal gerilme
δ	Dönüşüm matrisi
r	Model derecesi düşürülmüş bileşen baz koordinatları
Ψ	Ritz birim vektörü

KISALTMA LİSTESİ

CAD	Computer Aided Design	Bilgisayar Destekli Tasarım
CAM	Computer Aided Manufacturing	Bilgisayar Destekli Üretim
CAE	Computer Aided Engineering	Bilgisayar Destekli Mühendislik
FEM	Finite Element Method	Sonlu Eleman Yöntemi
FE	Finite Element	Sonlu Eleman
LCA	Life Cycle Analysis	Ömür Döngüsü Analizi
NVH	Noise Vibration Harshness	Gürültü Titreşim Sertlik
CFD	Computational Fluid Dynamics	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
ABS	Anti-Lock Braking System	Kilitlenmeyi Önleyen Fren Sistemi
MBS	Multi Body Simulation	Çoklu Gövde Simülasyonu
PDF	Probability Density Function	Olasılık Yoğunluk Fonksiyonu
Modal Analiz		Serbest Titreşim Analizi
SEM		Sonlu Elemanlar Modeli

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1	Yük taşıyıcı bir römorkun tasarım süreci akış şeması.....	2
Şekil 1.2	Bir tanker modeli için tasarım doğrulama süreci	3
Şekil 1.3	Yapılan çalışmaya ait işlem diyagramı	5
Şekil 2.1	Otomotiv sektöründeki V model temelli geliştirme süreci	15
Şekil 2.2	Tasarım süreç diyagramı	17
Şekil 2.3	(a) Tasarım bilgi aktarımı, (b) Çalışma durumunda etkiyen parametreler	25
Şekil 2.4	Bir eleman üzerindeki üç boyutlu gerilmeler	35
Şekil 2.5	Üçgen prizmatik dört yüzlü eleman	37
Şekil 2.6	Hızlandırılmış Yorulma Ömür Testi Yöntemleri	41
Şekil 2.7	Hızlandırılmış Yol Pisti (IDIADA – İspanya) [32].....	42
Şekil 2.8	Doğal taş kaplı zemin [33]	43
Şekil 2.9	Tümsek ve çukurlu zemin [33].....	43
Şekil 2.10	Dalgalı zemin [33].....	43
Şekil 2.11	Arnavut kaldırım taşlı zemin [33]	43
Şekil 2.12	Doğal taşlı toprak zemin [33]	43
Şekil 2.13	Test ve gerçek koşulları.....	44
Şekil 2.14	Dingil merkezinden tahrikli prototip araç seviyesinde yapılan test [34]	45
Şekil 2.15	Lastik temaslı tam araç testi [35]	45
Şekil 2.16	Treyler tamponu için çarpışma analiz sonucu [38]	48
Şekil 2.17	Yük taşıyıcı profil serbest düşüş analiz sonucu [38]	48
Şekil 2.18	Araç dinamiği modeli ve dingil bağlantı bölgelerine gelen kuvvet değerleri	49
Şekil 3.1	(a) August W. tarafından üretilen dayanım ömür testi düzeneği (b) mevcut teknolojilerde tercih edilen dayanım ömür testi düzeneği	51
Şekil 3.2	İngiliz De Havilland şirketi tarafından geliştirilen Comet model hava taşıtı [44]	52
Şekil 3.3	Düşen bir Comet uçağındaki kırılma problemi [45]	53
Şekil 3.4	Karışık şiddetli yük uygulaması	54

Şekil 3.5 Malzeme üzerinde yorulma çatlağının ilerleme yönü [47]	55
Şekil 3.6 Yorulma oluşum ve ilerleyiş çizgileri	56
Şekil 3.7 Birikimli hasar analizi prosesi	57
Şekil 3.8 Zamana dayalı yorulma yöntemi akış şeması.....	58
Şekil 3.9 Tekrarlı yüklemeler ile oluşan gerilme değeri ile çevrim grafiği.....	60
Şekil 3.10 Çelik bir malzemenin gerilmeye bağlı yorulma testi sonucu elde edilen verileri	62
Şekil 3.11 Küçük ve büyük çevrime sahip iki basamaklı yükleme	64
Şekil 3.12 Değişken genlikli yükleme altında gerilme-zaman grafiği	65
Şekil 3.13 Sayma yöntemleri şematik gösterimi	65
Şekil 3.14 Level-Crossing saydırma yöntemi.....	66
Şekil 3.15 Peak-Valley metodu kullanılarak işlenmiş bir sinyal.....	67
Şekil 3.16 Range Pair saydırma yöntemi.....	67
Şekil 3.17 Histerezis döngüsü	68
Şekil 3.18 Rainflow sayma metodunun gösterimi.....	69
Şekil 3.19 Frekans bazında yorulma.....	71
Şekil 3.20 Frekans ve zaman dönüşüm şeması.....	71
Şekil 3.21 Kompleks bir Fourier dönüşümü sonucu elde edilen şiddetin bağıntısı	72
Şekil 3.22 Örnek zaman sinyaline ait PDS verisi	73
Şekil 3.23 Sinüs dalgasına ait PSD grafiği	73
Şekil 3.24 Geniş bant zaman sinyaline ait PSD grafiği	73
Şekil 3.25 Dar bant zaman sinyaline ait PSD grafiği	74
Şekil 3.26 Güç spektral yoğunluğu gerilme hesaplama gösterimi	74
Şekil 3.27 Dar bant metodu	75
Şekil 3.28 Strain kavramının silindir formundaki yapı üzerinde gösterimi	76
Şekil 3.29 Gerilme yer değiştirme eğrisi	77
Şekil 3.30 Taşıtlarda yükleme koşulları	78
Şekil 3.31 Gerilme mukavemeti – yükleme sayısı diyagramı	79
Şekil 3.32 S-N eğrisinin matematiksel bağıntısı	79
Şekil 4.1 Bilgisayar ortamında oluşturulan modelin modal temelli yorulma analiz süreci	81
Şekil 4.2 Modal tabanlı yorulma dayanımında yapılan mod süperpozisyon prosesi	82
Şekil 4.3 Elastik şekil değiştirmenin mod değerlerinin doğrusal toplamı ile ifadesi	83

Şekil 4.4 Modal gerilmeler ve modal koordinatlar ile elde edilen geçiş gerilmeleri	84
Şekil 5.1 Ticari tanker aracının üst bölümleri	86
Şekil 5.2 Ticari tanker aracının alt bölümleri	86
Şekil 5.3 Ticari tanker aracı bölmeleri	87
Şekil 5.4 Tayin edilen sınır koşullarının uygulama alanları	89
Şekil 5.5 Dingil bölgesinin gerçek modelden simülasyon modele uyarlanması ...	89
Şekil 5.6 Yarı römork tankerin belirlenen serbestlik dereceleri	90
Şekil 5.7 Noktasal yük elemanlarının tank üstündeki yerleşimi	91
Şekil 5.8 Sonlu elemanlar simülasyonunda kullanılan basitleştirilmiş tanker modeli	93
Şekil 5.9 Sonlu elemanlar simülasyonunda kullanılan ağ yapısı modeli	93
Şekil 5.10 Modal analizde sınır koşullarının tanımlandığı remote displacement konumları	94
Şekil 5.11 Modal analizin sınır koşulları remote displacement konumları	94
Şekil 5.12 Noktasal kütle elemanlarının modeldeki konumları	95
Şekil 5.13 Sinyal toplanan yol profilleri	97
Şekil 5.14 Prototip araç üzerine yerleştirilen ivme ölçer konumları	97
Şekil 5.15 Yazılım içerisine aktarılan .rsp formatlı ivme – zaman sinyalleri	99
Şekil 5.16 Frekans spektrum modülü detayları	100
Şekil 5.17 Tanker sinyallerine ait frekans spektrum analizi	100
Şekil 5.18 Farklı yol profillerinden elde edilen frekans spektrum analiz sonuçları	101
Şekil 5.19 Kullanım yüzdelerine göre oluşturulan karma yol profili	102
Şekil 5.20 Dewesoft yazılımı içerisindeki “Time integration, derivation” arayüzü	103
Şekil 5.21 Adams ortamında hazırlanmış hibrit araç modeli	105
Şekil 5.22 Simülasyon sistem modeli genel görünümü	106
Şekil 5.23 Hava körüğü ve amortisör konfigürasyonu	107
Şekil 5.24 Tekerlek modeline ait konfigürasyonlar	107
Şekil 5.25 Dingil makas kulağı bağlantısında kullanılan kauçuk burç konfigürasyonları	108
Şekil 5.26 King-pim ve plate bağlantısında kullanılan kauçuk burç konfigürasyonu	109
Şekil 5.27 Sonlu elemanlar modeli ile çoklu cisim simülasyon modelinin entegrasyonu	110
Şekil 5.28 Esnek modele ait yapısal modlar	110

Şekil 5.29 (a) “Commands” modülü içeriği. (b) “Make Flexible” komut içeriği.	111
Şekil 5.30 Esnek model konfigürasyonları.....	112
Şekil 5.31 Sarsıcılar içerisine verilen sinyaller	113
Şekil 5.32 Araç tahriki için sarsıcılara tanımlanan modül konfigürasyonu	113
Şekil 5.33 Adams içerisinde yapılan çözücü konfigürasyonları.....	114
Şekil 5.34 Adams simülasyon kontrol ayarları.....	115
Şekil 5.35 Postprocessor modülü ile elde edilmiş deplasman – zaman grafiği görseli	116
Şekil 5.36 Modal koordinatların dışa aktarılması.....	117
Şekil 5.37 Yorulma ömür analizi işlem akışı	118
Şekil 5.38 Yorulma hasar analizi programında oluşturulan akış şeması.....	119
Şekil 5.39 Ncode üzerinde modele ait frekans analiz sonuçlarının gösterimi.....	120
Şekil 5.40 Yapıya ait içe aktarılmış modal koordinatlar	120
Şekil 5.41 Yorulma analizi yükleme konfigürasyonu	121
Şekil 5.42 Ncode içerisine tanımlanan malzeme konfigürasyonu.....	122
Şekil 5.43 X5CrNi18-10 malzemesinin SN eğrisi ve akma kopma değerleri.....	123
Şekil 5.44 SN CAE Fatigue çözücüsüne ait konfigürasyonlar	123
Şekil 5.45 Tank konsolu alt köşeleri için oluşturulan feder tasarımı	124
Şekil 5.46 Tank konsolları alt köşeleri için feder ve bükümlü braket tasarımı ...	125
Şekil 5.47 Şasi ayna sacı üzerinde oluşan yorulma hasarları için tasarlanan dikme destek sac parçalar	125
Şekil 6.1 Yerçekimi ivmesi etkisi altında oluşan yer değiştirmeler	130
Şekil 6.2 Yerçekimi ivmesi etkisi altında oluşan gerilme değerleri	130
Şekil 6.3 Öne frenleme etkisi ile oluşan yer değiştirmeler.....	131
Şekil 6.4 Öne frenleme ile tanker modeli üzerinde oluşan deformasyonlar.....	131
Şekil 6.5 Geriye frenleme etkisi ile oluşan yer değiştirmeler.....	132
Şekil 6.6 Geriye frenleme etkisi ile oluşan gerilme değerleri	132
Şekil 6.7 Çukura düşme analiz senaryosu ile oluşan yer değiştirmeler.....	133
Şekil 6.8 Çukura düşme analiz koşulu altında oluşan gerilme sonuçları	133
Şekil 6.9 Tümsekten geçme analiz senaryosunda meydana gelen yer değiştirmeler	134
Şekil 6.10 Tümsekten geçme analiz senaryosunda meydana gelen gerilmeler ...	134
Şekil 6.11 Yapıya ait doğal frekans analizi sonucu elde edilen ilk 12 mod şekli	135
Şekil 6.12 Yapıya ait doğal frekanslar ile elde edilen 12-20 arası mod şekilleri	136
Şekil 6.13 Tank gövdesinde oluşan yer değiştirmeler	137

Şekil 6.14 Kuyruk bölgesinde oluşan yer değiştirmeler.....	137
Şekil 6.15 Tank gövdesi ve kuyrukta oluşan yer değiştirmeler.....	137
Şekil 6.16 Şasi ayna sacı üzerinde oluşan gerilmeler	138
Şekil 6.17 Şasi tank bağlantı konsolları üzerinde oluşan gerilmeler	138
Şekil 6.18 Ayna sacı iç kısmı ve kuyrukta oluşan gerilmeler	139
Şekil 6.19 Tank şasi bağlantı konsollarında oluşan yorulma hasar birikimleri...	139
Şekil 6.20 Dingil bağlantı bölgelerinde meydana gelen yorulma hasar birikimleri	140
Şekil 6.21 Tank şasi bağlantı konsollarındaki yorulma hasarının genel görünüşü	140
Şekil 6.22 Tanker modeli üzerinde oluşan yorulma hasar birikimleri genel görünüşü	141
Şekil 6.23 Feder kullanılarak elde edilen yorulma hasar analiz sonucu.....	141
Şekil 6.24 Feder ve bükümlü braket tasarımları kullanılarak elde edilen yorulma hasar analiz sonucu	142
Şekil 6.25 Mevcutta bulunan 5 mm kalınlığındaki destek sacları	143
Şekil 6.26 Mevcut sacların 5 mm'den 8 mm'ye çıkarılarak oluşturulan tasarımın yorulma hasar analiz sonucu	143
Şekil 6.27 Mevcut sacların 5 mm'den 10 mm'ye çıkarılarak oluşturulan tasarımın yorulma hasar analiz sonucu	144
Şekil 6.28 Ayna sacı dış kısmına uygulanan ilave destek sacı analiz sonuçları..	144
Şekil 6.29 Ayna sacı iç kısmına uygulanan ilave destek sacı analiz sonuçları ...	145
Şekil 6.30 Ayna sacı iç ve dış kısmına uygulanan ilave destek sacı analiz sonuçları	146

TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1	Araç geliştirme testlerinin sınıflandırılması	15
Tablo 5.1	Ticari tanker modelinin eksenel dönme ve öteleme değerleri	90
Tablo 5.2	Noktasal kütle elemanları ağırlık ve atalet momenti değerleri	92
Tablo 5.3	Statik analiz senaryoları	96
Tablo 5.4	Farklı yol tiplerinin kullanım yüzdeleri	96
Tablo 5.5	Sinyal toplanan yol profilleri km ve hız değerleri	98
Tablo 5.6	Farklı iterasyonlarda yapılmış yorulma hasar analiz çalışmaları.....	125
Tablo 6.1	Modele ait ilk 20 modun doğal frekans değerleri	134
Tablo 6.2	Tasarım iyileştirme çalışmaları öncesi kümülatif hasar oranı	146
Tablo 6.3	Tasarım iyileştirme çalışmaları sonrası kümülatif hasar oranı	147

ÖZET

Ticari Yarı Römork Tanker Aracının Gerçek Yol Girişleri ile Hasar Analizi ve En İyileştirme Süreci

Ali MENTEŞE

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Cihan DEMİR

Günümüzde teknolojinin gelişmesi ile birlikte modern ticaret anlayışı da hızla değişmiştir. Bu değişim özellikle online ticaret alanında gerçekleşmiştir. Online ticaretin artması ile yurt içi ve yurt dışı ticaret hızla gelişmiş, bu gelişme ile birlikte lojistik sektörüne duyulan ihtiyaç her geçen gün daha da artmıştır. Lojistik sektörüne duyulan ihtiyacın artması ile birlikte yarı römorklar, modern ticaretin vazgeçilmez unsurlarından biri olmuştur. Özellikle karayolu taşımacılığında kullanılan yarı römorklar, ticaret hayatının her alanında önemli bir rol oynamaktadır. Yarı römorklar, ağır ve büyük hacimli yüklerin tek seferde taşınmasına olanak sağlaması ile verimlilik ve ekonomikliğini artırarak lojistik süreçlerini hızlandırmıştır.

Lojistik sektöründe yarı römorkların en büyük avantajı çekiciden bağımsız yükleme ve boşaltma işlemlerine olanak sağlamalarıdır. Bu sayede yarı römork yükleme boşaltma işleminde çekici ve araç farklı işlerde kullanılarak lojistik süreçlerine büyük esneklik ve verimlilik sağlamaktadır.

Modern ticaret ve lojistik sektöründe bu derece öneme sahip olan yarı römorkların tasarımı ve üretimi de büyük önem arz etmektedir. Yarı römorklar, farklı yol tiplerinde şehirler arası ve şehir içi taşımacılıkta sürekli olarak kullanılmaktadırlar. Bu sürekli kullanım ve farklı yol tiplerine maruz kalma durumu neticesinde yarı römorkların yorulma dayanım parametresi üretici ve kullanıcılar tarafından büyük önem arz etmektedir.

Yarı römorkların farklı yol tiplerinde üzerine etkiyen kuvvetlerin belirlenmesi ve yorulma dayanımının artırılması için tasarım ve doğrulama aşamasında, gerçek işletme şartlarında yorulma hasarının analiz edilmesi gerekmektedir.

Bu çalışmada bir tanker modelinin serbest titreşim analizi ve gerçek işletme şartlarında toplanmış yol sinyallerinin kullanılması ile yorulma ömür hasar incelemesi yapılmış, bu inceleme sonuçları statik analizler ile karşılaştırılarak yorulma hasarına uğrayan bölgeler belirlenmiştir. Belirlenen bu bölgeler için çeşitli tasarım iyileştirmeleri uygulanmış ve bu uygulama sonucunda, tanker modeli için yorulma hasarını en aza indiren en uygun tasarım seçilmiştir. Tanker modeli için öncelikle karayolu taşımacılığında yükün taşındığı alan yüzeylerinin minimum yapısal mukavemet gerekliliklerini sağlayacak belirli yüklemeler ve yol testleri ile belirlenen ekstrem koşullar uygulanarak bilgisayar ortamında statik analizler yapılmıştır. Bu analiz senaryoları, öne frenleme, geriye frenleme, çukura düşme, tümsekten geçme ve yerçekimi ivmesi etkisi altında yapılan analizlerdir. Kurulan analiz senaryoları ile tanker modeli yapısal olarak ani yüklemeler altındaki davranışı incelenmiş ve oluşan gerilme değerleri tanker modelinin akma mukavemet değerinin altında olduğu gözlemlenmiştir.

Statik analizler ile ön doğrulaması yapılan model sonrasında, bilgisayar ortamında dinamik analizlere tabi tutulmuştur. Bu dinamik analizlerde gerçek yol sinyalleri kullanılmıştır. Bu yol sinyalleri modele çok benzeyen bir prototip araç üzerinde hedef belirlenen ömrü baz alacak şekilde farklı yol profillerinden geçirilerek test edilmiştir. Bu testte farklı yol profillerinden sinyal verileri toplanmıştır. Yoldan toplanan bu verileri içerisinde tanker modelini tahrik etmeyen ve gürültü sebebi ile ortaya çıkan sinyaller mevcuttur. Bu sinyallerin frekans analizleri yapılarak, sanal ortamda gerçekleştirilen modal serbest titreşim analizi sonuçları ile karşılaştırılarak filtrelenmiştir. Böylelikle dinamik analizlerde kullanılacak veriler azaltılmış ve analiz süresi kısaltılmıştır.

Serbest titreşim analizlerinde yapının ilk 20 modunun 9-60 Hz, yol testleri ile elde edilen yol girişlerinin frekans değerlerinin 4-30 Hz ve yol genliği en yüksek olan girişlerin 7-13 Hz aralığında olduğu tespit edilmiştir. Aracın SEM üzerinde yapılan doğal frekans analizleri ile yoldan toplanan sinyallerin frekans aralığının çakıştığı görülmüştür. Bu durum üzerine yol girişleri etkisi ile oluşan dinamik yüklerin yapı üzerinde hasara yol açabileceği ortaya konulmuştur.

Bu adımlar sonrasında bileşen mod sentezi yöntemi ile dinamik analizler gerçekleştirilmiştir. Bileşen mod sentezi metodu, büyük ve karmaşık yapıda olan tanker modelinin kısa sürede çözümlenmesine olanak sağlaması sebebi ile tercih edilmiştir. Bu metod kullanılarak tanker modelinin alt bileşenleri ayrı ayrı analiz edilip, daha sonrasında bu bileşenlerin davranışları birleştirilerek tüm sistemin dinamik cevabı incelenmiştir. Ansys programında, dinamik analizlerde kullanılmak üzere süspansiyon grubu ile tanker modelinin etkileşimde bulunacağı noktalar belirlenerek bu noktaların 6 serbestlik dereceleri ile yapının “Craig Bampton” modları elde edilmiştir. Elde edilen bu mod şekilleri dinamik analizlerin gerçekleştirildiği Adams programına girdi olarak verilmiştir. Böylelikle yapının ve alt sistemlerin ayrı ayrı analizleri gerçekleştirilerek Adams programında tüm sistemin dinamik cevabı incelenmiş ve yapıya ait modal koordinatlar elde edilmiştir. Elde edilen bu modal koordinatlar, zamanla değişen sistemin titreşim modlarının genliklerini ifade etmektedir. Bu modal koordinat ve frekans analizi sonuçlarının süperpozisyonu ile yorulma hasar analizleri yapılmıştır. Yorulma hasar analizleri incelendiğinde statik analizlerden farklı olarak tanker modelinin dingil bağlantı, tank konsolları, makas kulakları ve ayna sacının kritik hasar bölgelerinde olduğu görülmüştür. Yorulma hasar analizleri ile tespit edilen kritik hasar bölgelerine farklı tasarım iyileştirme çalışmaları yapılmıştır.

Palmgren-Miner kuralına göre yapılan iyileştirme çalışmaları sonucunda denklem 3.7 göz önüne alınarak değerlendirme yapıldığında 100 km değerinde tank konsollarında yorulmaya bağlı elde edilen kümülatif hasar oranı $1,652E-05$ ile $2,606E-07$ aralığından $4,774E-09$ ile $7,374E-11$ aralığına, şasi ayna sacı üzerinde yorulmaya bağlı elde edilen kümülatif hasar oranı ise $1,652E-05$ ile $2,606E-07$ aralığından $7,374E-11$ ile $1,139E-12$ aralığına düşürülmüş ve bu bölgelerde oluşan kritik yorulma hasarları tamamen giderilmiştir. Elde edilen bu kümülatif hasar

oranlarının 10^4 katı alınarak yarı römork tanker aracının hedeflenen 1.000.000 km kullanım ömrü boyunca oluşacak kümülatif hasar oranı incelenebilir.

Çalışma sonucunda yol testleri ile belirlenen ekstrem koşullar uygulanarak yapılan statik analizlerde hasar oluşmayan noktaların yol girişleri ile meydana gelen tekrarlı dinamik kuvvetler altında hasara uğradığı görülmüş ve sonuç olarak tekrarlı dinamik kuvvetlerin tasarım doğrulama çalışmalarındaki önemi ortaya konmuştur.

Anahtar Kelimeler: Yorulma hasar analizi, çoklu cisim simülasyonu, hızlandırılmış yorulma ömür testi, bileşen mod sentezi.



ABSTRACT

Failure Analysis and Optimization Process of Commercial Semi-Trailer Tanker Vehicle With Real Road Inputs

Ali MENTEŞE

Department of Mechanical Engineering

Master of Science Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Cihan DEMİR

With the advancement of technology, the concept of modern commerce has rapidly evolved. This transformation has occurred especially in the field of online trade. As online commerce has grown, both domestic and international trade have developed significantly, leading to an increasing demand for the logistics sector. With the growing need for logistics, semi-trailers have become an indispensable element of modern commerce. Semi-trailers, particularly used in road transportation, play a crucial role in all areas of trade. By enabling the transportation of heavy and large-volume loads in a single trip, semi-trailers have increased efficiency and cost-effectiveness, thereby accelerating logistics processes.

The biggest advantage of semi-trailers in the logistics sector is that they allow loading and unloading operations independent of the tractor. In this way, the tractor and the vehicle are used in different jobs in the semi-trailer loading and unloading process, providing great flexibility and efficiency to logistics processes.

The design and production of semi-trailers, which are of such importance in the modern trade and logistics sector, are also of great importance. Semi-trailers are

constantly used in intercity and urban transportation on different road types. As a result of this continuous use and exposure to different road types, the fatigue strength parameter of semi-trailers is of great importance to manufacturers and users.

In order to determine the forces acting on semi-trailers on different road types and to increase the fatigue strength, it is necessary to analyze the fatigue damage under real operating conditions during the design and verification phase.

In this study, fatigue life damage analysis was performed by using free vibration analysis of a tanker model and road signals collected under real operating conditions, and the fatigue damage areas were determined by comparing these examination results with static analysis. Various design improvements were applied for these areas and as a result of this application, the most suitable design that minimizes fatigue damage was selected for the tanker model. For the tanker model, static analyses were carried out in the computer environment by applying extreme conditions determined by certain loadings and road tests that will provide the minimum structural strength requirements of the area surfaces where the load is transported in road transport. These analysis scenarios are forward braking, backward braking, falling into a pit, crossing a bump and under the influence of gravitational acceleration. With the analysis scenarios established, the behavior of the tanker model under sudden loads was examined structurally and it was observed that the stress values were below the yield strength value of the tanker model.

After the model, which was pre-verified with static analysis, it was subjected to dynamic analyses in the computer environment. Real path signals were used in these dynamic analyses. These road signals were tested on a prototype vehicle very similar to the model by passing them through different road profiles based on the target determined life. In this test, signal data from different road profiles were collected. These data collected from the road include signals that do not move the tanker model and are caused by noise. Frequency analyses of these signals were performed and filtered by comparing them with the results of modal free vibration analysis performed in the virtual environment. Thus, the data to be used in dynamic analysis has been reduced and the analysis time has been shortened.

In the free vibration analysis, it was determined that the first 20 modes of the structure were in the range of 9-60 Hz, the frequency values of the road inputs obtained by road tests were 4-30 Hz, and the inputs with the highest road amplitude were in the range of 7-13 Hz. It was observed that the frequency range of the signals collected from the road coincided with the natural frequency analysis performed on the FEA of the vehicle. In this case, it has been revealed that the dynamic loads caused by the effect of road entrances can cause damage to the structure.

After these steps, dynamic analyzes were performed with the component mode synthesis method. The component mode synthesis method was preferred because it allows the tanker model, which is large and complex, to be solved in a short time. Using this method, the sub-components of the tanker model were analyzed separately, and then the behaviors of these components were combined and the dynamic response of the whole system was examined. In the Ansys program, the points where the suspension group and the tanker model will interact were determined to be used in dynamic analysis, and the “Craig Bampton” modes of the structure were obtained with 6 degrees of freedom of these points. These mode shapes obtained are given as input to the Adams program, where dynamic analyzes are performed. Thus, by performing separate analyzes of the structure and subsystems, the dynamic response of the whole system was examined in the Adams program and the modal coordinates of the structure were obtained. These obtained modal coordinates express the amplitudes of the vibrational modes of the time-varying system. Fatigue damage analyses were performed with the superposition of these modal coordinate and frequency analysis results. When the fatigue damage analysis was examined, it was seen that the axle link, tank consoles, scissor lugs and mirror sheet of the tanker model were in critical damage areas, unlike static analysis. Different design improvement studies were carried out in the critical damage areas identified by fatigue damage analysis.

As a result of the improvement studies based on the Palmgren-Miner rule and considering Equation 3.7, the cumulative fatigue damage rate observed in the tank brackets for 100 km was reduced from the range of $1.652\text{E-}05$ to $2.606\text{E-}07$ down to the range of $4.774\text{E-}09$ to $7.374\text{E-}11$. Similarly, the cumulative fatigue damage rate observed on the chassis mounting plate was reduced from the range of $1.652\text{E-}05$ to $2.606\text{E-}07$ down to the range of $7.374\text{E-}11$ to $1.139\text{E-}12$, and the critical

fatigue damages in these areas were completely eliminated. By multiplying these cumulative damage rates by 10^4 , the cumulative damage that may occur during the targeted 1.000.000 km service life of the semi-trailer tanker vehicle can be evaluated.

As a result of the study, it was observed in the static analyses conducted under extreme conditions identified through road tests that certain points, which did not show any damage under static loading, experienced damage under repeated dynamic forces caused by road inputs. Consequently, the importance of repeated dynamic forces in design verification studies has been demonstrated.

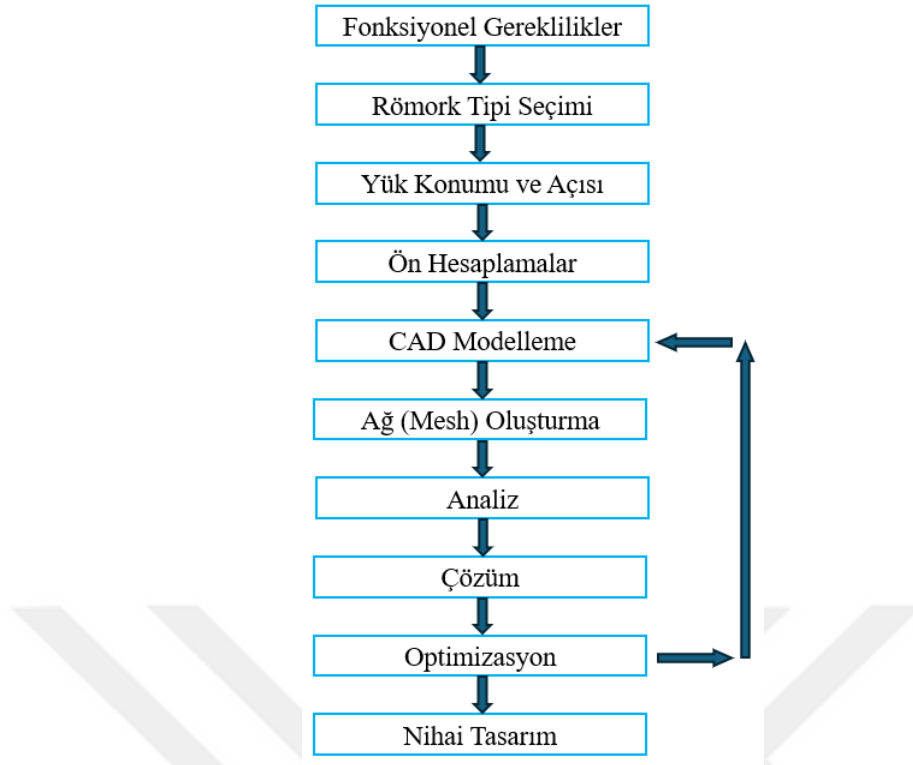
Keywords: Fatigue damage analysis, multi-body simulation, accelerated fatigue life testing, component mode synthesis.

1.1 Giriş

Taşıma Günümüz tasarım anlayışı, oldukça karmaşık ve çok boyutlu bir süreçtir. Bu süreç, yalnızca tasarım mühendislerini değil, aynı zamanda üretim, finans ve pazarlama gibi farklı disiplinlerin iş birliğini gerektiren bir yapı üzerine kuruludur. Tasarımın temelini, geliştirilecek ürün veya hizmetin ihtiyaç duyduğu gereksinimlerin belirlenmesi oluşturur. Bu sebeple, tasarım süreçleri genellikle piyasa koşulları ve müşteri beklentileri doğrultusunda şekillenir. Tasarım yöntemleri, bireysel tercihler ve farklı yaklaşımlar nedeniyle tek bir standart çerçevede ilerlemez; çeşitlilik gösterebilir.

Bilgisayar destekli tasarım (CAD), tasarım sürecinin özünü değiştirmez. Problemin belirlenmesinden uygulama aşamasına kadar tüm süreçlerde bilginin yönetimi, yaratıcılığın ortaya konması ve sürecin kontrol edilmesi yine tasarım mühendisinin sorumluluğundadır. Bilgisayarın işlevi yalnızca tasarım sürecini daha verimli hale getirmek, üretilebilirliği artırmak ve yeterliliği sağlamakla sınırlı değildir. Aynı zamanda, karmaşık yapıların analizini kolaylaştırarak yüksek işlem hızı sunar ve güvenilir, tekrar kullanılabilir bilgilerin saklanması ve iletilmesini mümkün kılarak tasarım süreçlerine büyük katkı sağlar.

Bu nedenle, CAD yalnızca bir tasarım aracı olarak değil, aynı zamanda bir “SİSTEM” olarak da değerlendirilebilir. En iyi tasarım ve üretim sonuçlarına ulaşmayı hedefleyen tasarımcılar için, insan faktörü ile bilgisayarın en güçlü yönlerini bir araya getiren bütünleşmiş bir yapı sunar. Bu perspektiften bakıldığında, bilgisayar destekli tasarım (CAD) kavramı aslında bir ekip çalışmasını temsil etmektedir [1]. Şekil 1.1’de bu bilgisayar destekli tasarımın, tasarım akış şemasındaki yeri görülmektedir.

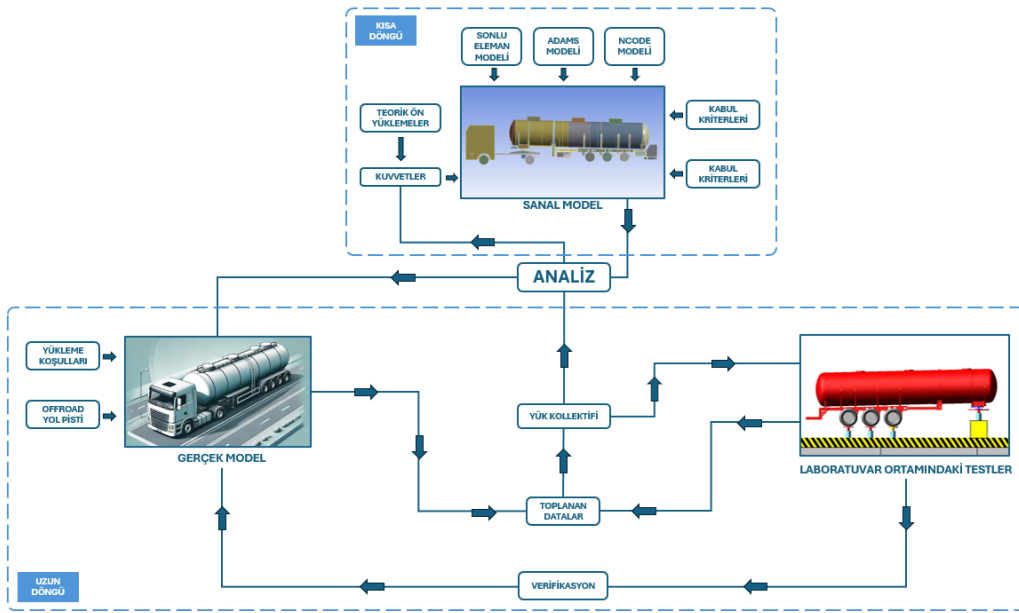


Şekil 1.1 Yük taşıyıcı bir römorkun tasarım süreci akış şeması

Otomotiv sektöründe faaliyet gösteren şirketler, yeni bir ürün geliştirme sürecinde veya mevcut ürünlerde gerçekleştirilecek değişiklikler sırasında öncelikle ürünün dijital modelini oluşturur ve bilgisayar ortamında analizlerini yapar. Ancak, bilgisayar destekli analizlerden elde edilen sonuçların, fiziksel prototipler üzerinde gerçekleştirilecek testlerle doğrulanması gereklidir [2].

Bu süreçte test maliyetleri ve süreleri, otomotiv endüstrisinde kritik bir faktör olarak öne çıkar. Tasarım döngüsü yöntemi kullanılarak, bu testlerin maliyetlerini ve sürelerini azaltmak mümkün olabilir. Aşağıda sunulan tasarım döngüsü, bu konuda yol gösterici bir yaklaşım sağlamaktadır.

Bir tanker modeline ait tasarım doğrulama süreci, Şekil 1.2’de gösterilmiş olup, kısa ve uzun döngü olmak üzere iki aşamadan oluşmaktadır. Kısa döngü, aracın sanal modelinde yapılan incelemeler ve hesaplamaları kapsar. Bu aşamada, dijital model çeşitli yükleme koşullarına göre incelenir. Uzun döngüde ise aracın gerçek modelinin oluşturulmasının ardından gerçekleştirilen testleri kapsar. Bu aşamada, araç üzerinde meydana gelen gerilmeler ölçülerek doğrulama yapılır ve bu doğrulama iki farklı yöntemle gerçekleştirilebilir [2].



Şekil 1.2 Bir tanker modeli için tasarım doğrulama süreci

İlk yöntemde, araç zorlu yol koşullarına sahip test pistlerinde sürüşe tabi tutularak veri toplanır. İkinci yöntemde ise, taşıt laboratuvar ortamında hidrolik sarsıcı sisteme bağlanarak test edilir. Bu yöntemde, aracın maruz kalacağı yükleme sinyalleri, kötü yol pistlerinden veya gerçek yol koşullarından elde edilerek, benzer bir hasar etkisi oluşturacak şekilde hidrolik sarsıcı sistemine iletilir. Kötü yol simülasyonları veya hidrolik sarsıcı testleri sayesinde, sanal ortamda tasarlanıp analiz edilmiş ürün hızlı bir şekilde doğrulanabilir [2].

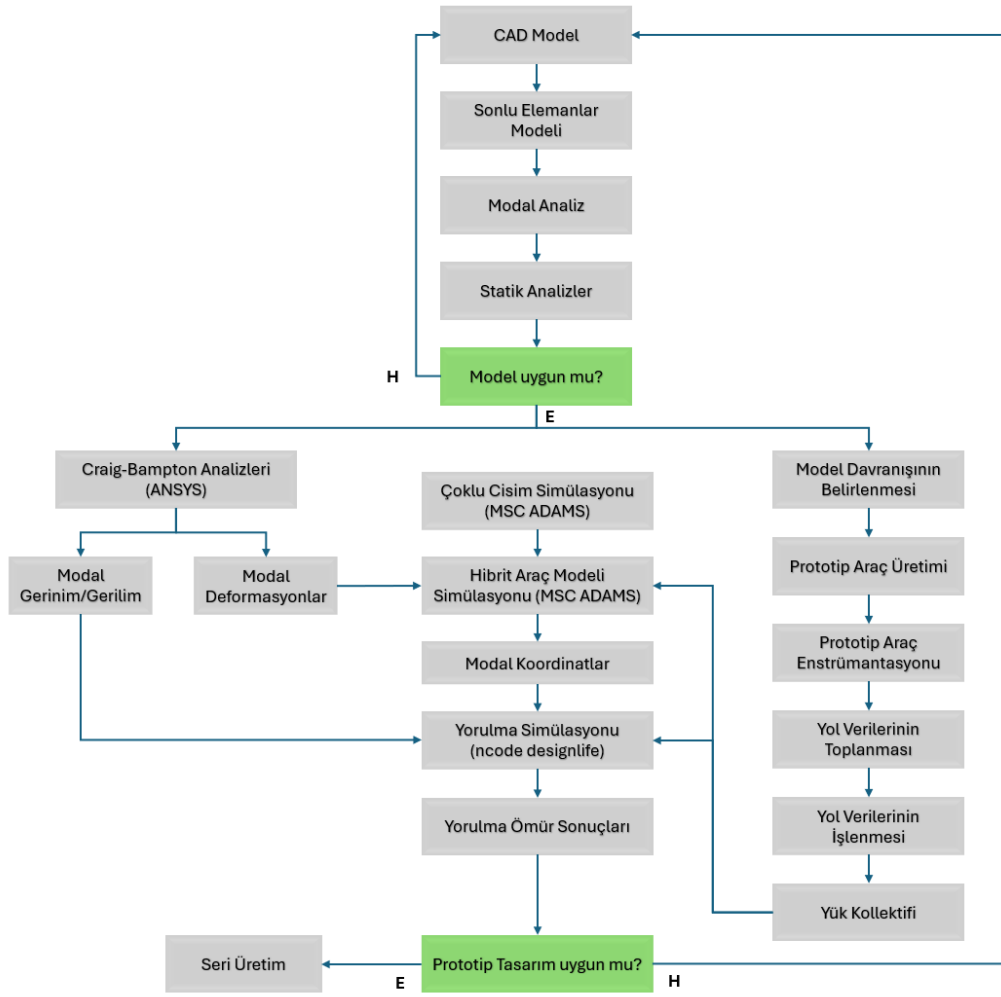
Taşıtların tasarım doğrulama sürecinde en önemli unsurlardan biri, yol verilerinin aracın uygun noktalarından alınması ve bu verilerin doğru şekilde işlenmesidir. Yol verilerinin anlamlı hale gelmesi için analiz edilerek istatistiksel dağılımlarının çıkarılması gerekmektedir. Bu süreçte, yol yüzeyindeki çukur, tümsek gibi düzensizliklerin taşıt üzerindeki etkileri detaylı bir şekilde incelenir. İstatistiksel olarak işlenen bu veriler, yük kolektifleri olarak adlandırılır.

Tasarım doğrulama süreçlerinde, öncelikle herhangi bir değişiklik yapılmamış olan mevcut taşıt, farklı yol koşullarında teste tabi tutulur. Bu testlerde, araca yerleştirilen sensörler aracılığıyla gerilme, deplasman, tork, hız ve kuvvet gibi parametreler ölçülür. Aracın çukur ve tümseklerden geçişi sırasında oluşan gerilme ve deplasman verileri kaydedilir. Elde edilen verilerin anlam kazanabilmesi için istatistiksel olarak değerlendirilmesi ve dağılımlarının belirlenmesi gerekmektedir.

Ayrıca, her verinin hangi anda ve hangi koşulda alındığının doğru şekilde kayıt altına alınması büyük önem taşır.

Taşıtların tasarım doğrulama ve ürün geliştirme aşamalarında yol testlerine ek olarak, farklı test yöntemleri de uygulanmaktadır. Bu testlerin tamamı, aracın dayanıklılığını ve performansını en iyi seviyeye çıkarmak adına kritik bir rol oynamaktadır.

Bu çalışma altı bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde, yarı römork bir tanker aracının tasarım doğrulama süreçlerinden ve literatürde yapılan taşıt tasarım doğrulama çalışmalarından bahsedilmiştir. İkinci bölümde, taşıtlarda tasarım doğrulama süreci ile birlikte test ve analiz aşamaları ele alınmış; ayrıca sonlu elemanlar yönteminin teorik temelleri ve bilgisayar destekli mühendislik çalışmalarından bahsedilmiştir. Üçüncü bölümde, bu çalışmanın temel konusu olan taşıtlarda yorulma kavramından ve çeşitli yorulma hasar yöntemlerinden bahsedilmiştir. Dördüncü bölümde, bilgisayar ortamında yapılan model temelli yorulma analiz sürecinden ve mod süperpozisyon prosesinden bahsedilmiştir. Beşinci bölümde ise tanker modeli üzerinde yapılan yol testlerinden, statik, dinamik ve yorulma hasar analizlerinden bunların yanı sıra tanker modeli için yapılan tasarım iyileştirme çalışmalarından bahsedilmiştir. Son olarak altıncı bölümde, çalışma sonucunda elde edilen veriler ile gerçekleştirilen statik, dinamik ve yorulma hasar analizlerinin sonuçlarına yer verilmiş; ayrıca yapılan iyileştirme çalışmalarının tanker modeli üzerindeki etkileri değerlendirilmiştir.



Şekil 1.3 Yapılan çalışmaya ait işlem diyagramı

1.2 Literatür Taraması

Tasarım doğrulama süreçlerinde yorulma ömür analizi, farklı sektörlerde ürünlerin son kullanıcıya ulaşmadan önce tekrarlı yükler altında oluşabilecek problemlerin tespit edilebilmesi ve bu problemler sonucunda iyileştirmeler yapılarak nihai tasarım doğrulamasının yapılabilmesi amacıyla geniş bir kullanım alanına sahiptir. Bu sebeplerle yorulma ömür analizi alanında birçok teorik ve pratik uygulamalar bulunmaktadır.

Ilham WIDIYANTO ve arkadaşları, Ford GT40 aracını referans alarak oluşturdukları monokok şasi tasarımının sonlu elemanlar metodu kullanarak yapısal değerlendirmesini yapmışlardır. Yaptıkları bu çalışmada monokok şasi yapısı için akma mukavemeti 207 MPa, çekme mukavemeti 345 MPa olan çelik malzeme kullanmışlardır. Belirlenen bu malzeme ile şasi tasarımı üzerinde yapısal analizler

gerçekleştirmişlerdir. Bu yapısal analizlerde şasiyi belirlenen noktalarından tüm eksenlerde hareketini kısıtlayarak sabitlemişlerdir. Bu işlem sonrası varsayılan yolcu yükünü 4000 N kabul ederek yapının reaksiyon kuvvetlerini, gerinim ve gerilme değerlerini analiz ederek incelemişlerdir. Yapılan çalışma sonucunda şasinin minimum 9,082E-8 MPa ve maksimum 181,7 MPa gerilme değerlerine, yer değiştirmelerin ise maksimum 0,441 mm değerine sahip olduğunu gözlemlemişlerdir. Bunların yanı sıra reaksiyon kuvvetlerini maksimum 548,9 N ve emniyet faktörünü minimum 1,14 olarak hesaplamışlardır [3].

Abhay GUPTA ve arkadaşları, raylı sistem üzerinde hareket eden ve karayollarında da kullanılabilen bir kamyonun lastiklerini farklı şişirme basınç değerlerinde eşdeğer gerilme ve deformasyon parametrelerini inceleyerek jant ile birlikte hesaplamalı olarak karşılaştırmışlardır. Yaptıkları çalışmada öncelikle kauçuk lastik, jant ve rayın katı modellerini oluşturmuşlardır. Modelleme işlemi sonrası lastiğin yol ve ray üzerinde sonlu elemanlar analizini yapmışlardır. Yol üzerinde yaptıkları analizde jant ve lastiğin iç yüzeyine 0,2 MPa basınç, jant göbeğinin merkezinden yola dik olacak şekilde 4000 N kuvvet uygulamışlardır. Bunların yanı sıra analizde lastik yol sürtünme katsayısını 0,35 olarak tanımlamışlardır. Bu analiz sonucunda jant üzerinde maksimum 132 MPa gerilme, lastiğin iç kısmında ise 73 MPa ortalama gerilme değerlerini elde etmişlerdir. Lastiğin ray üzerinde olduğu durum için yaptıkları analizde ise jant göbeği merkezinden aşağı yönde 9810 N (1 Ton) yük vermişler ve lastik ile ray arasındaki sürtünme katsayısını 0,35 olarak tanımlamışlardır. Yaptıkları bu analizi sırasıyla 30 psi, 35 psi ve 40 psi lastik basınç değerlerinde tekrarlamışlardır. Sonuç olarak 40 psi basınç altında maksimum gerilme değerini 166,38 MPa, maksimum yer değiştirme değerini 34,299 mm olarak elde etmişlerdir [4].

Girish Dutt GAUTAM ve arkadaşları, Formula-1 aracının AISI-1020 malzemesinden boru şeklindeki çelik takla kafesini tasarlamış ve optimizasyon çalışmalarını yapmışlardır. Optimizasyon çalışmalarını yaparken takla kafes tasarımının maksimum yük taşıma ve manevra durumlarını göz önünde bulundurmuşlardır. Yaptıkları bu çalışmada tasarımın güvenlik seviyesini tespit etmek için farklı koşullarda darbe testleri gerçekleştirmişler ve bununla birlikte farklı yükleme koşulları altında tasarımın yapısal davranışını incelemişlerdir. Çalışma sonucunda ön ve arkadan yapılan darbe testlerinde gerilme değerlerinin

yüksek, deformasyonların ise daha az olduğunu gözlemlemişlerdir. Bunların yanı sıra yaptıkları önden devrilme analizinde maksimum gerilme değerlerini 41,587 MPa, deformasyon değerlerini ise 0,219 mm olarak hesaplamışlardır. Yandan yapılan darbe testlerinde ise maksimum gerilme değerini 67,824 MPa, maksimum yer değiştirme değerini 1,4683 mm olarak elde etmişlerdir. Bu çalışma ile AISI-1020 boru çeliğinden üretilen takla kafesinin, geleneksel Formula-1 araçlarında bulunan takla kafeslerinden daha hafif ve daha güvenilir olduğunu, ayrıca bu malzemenin takla kafesi tasarımlarında kullanılabildiğini göstermişlerdir [5].

Li SHENGQİN ve Feng XİNYUAN, Binek bir taşıt gövdesinin gerçek çalışma koşulları altında yapısal analizlerini gerçekleştirerek, gövde ağırlığını azaltmayı ve buna bağlı olarak mukavemet değerlerini iyileştirmeyi hedeflemişlerdir. Bu çalışmada araç gövdesinin ana bileşenlerini 0,5 – 4,5 mm kalınlığında alüminyum olacak şekilde tasarlamışlardır. Bazı bölgelerde mukavemeti arttırmak için düşük karbonlu çelik kullanmışlardır. Yaptıkları çalışmada öncelikle gövdenin eğilme ve burulma rijitliklerini hesaplamışlardır. Eğilme rijitliği hesabında araç ön sol ve sağ koltuk ortasına 1000 N, arka koltukların ortasına 2000 N dikey kuvvet tanımlamışlardır. Bu işlemler sonrası yapının burulma rijitliğini incelemişlerdir. Yaptıkları eğilme ve burulma rijitliği hesabı sonucunda ön pencere, sol kapı, sağ kapı ve arka cam çerçevesi üzerinde oluşan deformasyonları ve açıklıkları incelemişlerdir. Bu inceleme sonucunda eğilme rijitliğinin istenilen değerleri karşıladığını, burulma rijitliğinin ise istenilen değeri karşılamadığını gözlemlemişlerdir. Burulma rijitliği ve eğilme rijitliğinin yanı sıra araç gövdesinin sertlik özelliklerini anlamak ve rezonansı önlemek için araç gövdesinin serbest titreşim analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Titreşim analizlerinde araç gövdesinin ilk 20 modu incelenmiştir. Aracın serbest titreşim analizi sonucunda doğal frekanslarını 1. modda 27,99 Hz, 14. modda 49,76 Hz olacak şekilde elde etmişlerdir. Elde edilen bu sonuçlar ile araç gövdesinin yapı optimizasyonu gerçekleştirmişler ve yapı optimizasyonunda araç gövdesinin performans gereksinimleri kalınlık optimizasyonu ile karşılanmışlardır. Bu optimizasyonun yanı sıra hafiflik hedefine ulaşabilmek için temel modelin yapısında iyileştirmeler yapmışlardır. Yaptıkları çalışmalar sonucunda gövdenin burulma rijitliğini %17,8 artırmış ve gövde ağırlığını %9,2 azaltmışlardır [6].

Tayfun ÖZGÜR ve Seyfi Burak KARATAŞ, Damperli tip bir treyler şasinin DIN standartlarında belirtilen aks ve yay merkezlerini dikkate alarak enine uzunluğunu 100 mm daraltmış ve oluşturdukları bu yeni daraltılmış şasinin yapısal analizlerini yaparak eski model ile karşılaştırmışlardır. Bu çalışmada kullanılan treyler şasisi St52 ve S700MC gibi yüksek mukavemetli çelik sac malzemelerden oluşmakta ve çoğunlukla S700MC kullanılmaktadır. Treyler şasisinde bulunan I kesitli konstrüksiyonu S700MC malzemedan üreterek şasinin dayanımını korunmuş, darbelere ve hava sürüklenme kuvvetine daha az maruz kalacak şekilde hafif ve doğaya en az zarar verecek yakıt tasarrufu sağlayacak daraltılmış formda yeni bir şasi tasarlanmışlardır. Tasarladıkları bu şaside mevcut aks mesafesi 1300 mm'den 1200 mm'ye indirgenmiştir. Oluşturulan bu tasarım üzerinde yapısal analiz gerçekleştirilmişlerdir. Yapısal analizlerde uygulanacak kuvveti üst yapının montajlandığı şasi üst lama yüzeylerini, destek noktaları ise taşınan yüke tepki gösterecek şekilde aks ve king-pim bölgeleri olarak belirlenmişlerdir. Yapısal analizde aks üzerine emniyet katsayısı 2 alınarak 18000 kg yük yüklemişlerdir. Yaptıkları bu çalışma sonucunda dar yapıda modellenen treylerin %7 oranında ağırlığı azaltılmış, ağırlık azaltımı sebebi ile yakıt tasarrufu sağlanmış ve daha çevreci bir treyler tasarımı elde edilmişlerdir [7].

Ozan ÇUHA, yapmış olduğu yüksek lisans tezinde, her türlü yol koşullarında hareket imkanı sunan mayın ve EYP'lere karşı yüksek korumalı 4x4 taktik tekerlekli zırhlı araç tasarımına ait ön çalışmalardan başlayarak 4x4 10-14 Ton muharebe kütlesine sahip bir zırhlı aracın güç grubu, fren sistemi, soğutma sistemi, araç şasisi, direksiyon sistemi ve yapısal sistemlerin tasarım çalışmalarının nasıl yapılacağı, araç üzerinde bulunan güvenlik sistemlerinin tasarım aşamasında girdilerin ne olacağı ve verilerin nasıl değerlendirilmesi gerektiğini göstermeyi amaçlamıştır. Bu çalışmada tasarımları CATIA ve Solidworks programları kullanarak, yapısal analizleri ise Ansys programı kullanarak yapmıştır. Yapılan tasarımlar sonucunda güç grubu ve güç aktarma organlarının matematiksel hesaplamalarını iscaan hesabı ile doğrulamış, şasi ve gövde tasarımlarının dayanım değerlerini ise statik ve dinamik analizler yaparak incelenmiştir. Şasi ve gövde analiz çalışmalarında sanal ortamda tasarlanan modelin sınır şartlarını, aracın diferansiyel bağlantı braketlerinin bağlantı noktalarını destek, süspansiyon sisteminin şasiye bağlantı konumlarını ise kuvvet noktaları olarak belirlemiştir.

Yapılan yapısal analiz çalışmasında ön ve arka süspansiyon kuvvetlerini program içerisine tanımlamış ve bu tanımlamalar ile birlikte statik yükleme durumunda arka akslar için 70000 N, ön akslar için ise 55000 N kuvvet, dinamik yükleme durumunda ise bu kuvvet değerlerinin iki katını uygulamıştır. Bunların yanı sıra aracın frenleme, viraj dönüşü gibi durumlarda üzerine etki eden kuvvetleri ve gerilmeleri incelemiştir. Çalışma sonucunda tasarımını yaptığı aracın piyasada bulunan diğer araçlar ile karşılaştırarak avantaj ve dezavantajlarını ortaya koymuştur [8].

Berk ÖZMEN ve arkadaşları, İnşaat çalışmalarında kullanılması için tasarlanan kamyonların kabin süspansiyonlarında bulunan torsiyon milinin, yol testlerinden elde edilen veriler ile statik yüklemeler altında yapısal analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada mevcut tasarımın dayanım durumunu değerlendirmek için ilk olarak yapısal analizleri gerçekleştirmişlerdir. Yapısal analiz sonuçları karşılaştırabilmek ve yapısal analizlerde kuvvet girdilerini belirleyebilmek için taşıt üzerinde yol testleri gerçekleştirmişlerdir. Bu yol testlerinde torsiyon mili üzerine gerilme ölçerler yerleştirerek burulma kaynaklı oluşan en yüksek gerilme değerini ve bu ana karşılık gelen deplasman verilerini elde etmişlerdir. Bu deplasman verilerini yapısal analizlerde torsiyon miline bağlı olan pistonlara hareket girdisi olarak tanımlamışlardır. Yapısal analizi gerçekleştirdikleri torsiyon milinin montaj işlemine kolaylık sağlayacak şekilde altı farklı tasarım yapılmışlardır. Bu tasarımları yapısal analizlere tabi tutarak üzerinde oluşan gerilme değerlerini karşılaştırmışlardır. Yapılan çalışma sonucunda torsiyon mili için ele aldıkları ilk tasarımın yapısal analiz sonuçlarını, deneysel yöntem ile %97,3 oranında doğrulamışlardır. Bunun yanı sıra yapıyı sıkı geçme bölgesi üzerinde incelediklerinde alternatif olarak Tasarım-5'i uygun bulmuşlardır [9].

Fırat ELHÜSEYNİ, yapmış olduğu yüksek lisans tezinde, ağır ticari bir aracın çekici kebinin ele almış ve kepin süspansiyonunu destekleyen yeni bir braket tasarlayarak, bu braket üzerine gelen kuvvetlere göre dayanım analizlerini gerçekleştirmiştir. Bu çalışmada tasarlanan braketi, sonlu elemanlar metodu ile sanal ortamda model üzerinde, yerçekimi yüklerinden kaynaklanan, fren yükü ve viraj yükünü ayrı ayrı yük grubu olarak tanımlamıştır. Tanımlama sonucunda ani frenleme durumu için belirlenen eksende braket üzerine 7 kN kuvvet, viraj durumu için ise belirlenen eksende 4 kN kuvvet uygulayarak braketin statik analizlerini

tamamlamıştır. Oluşturduğu farklı tasarımlar üzerinde de aynı analizleri uygulayarak elde edilen sonuçları karşılaştırmış ve bu sonuçlara istinaden maksimum gerilmelerin en düşük olduğu tasarımı seçmiştir [10].

Mehmet Murat TOPAÇ ve arkadaşları, Paletli insansız kara taşıtı bağımsız süspansiyon sisteminin sonlu elemanlar analiz metodu ile yapısal incelemelerini gerçekleştirmişlerdir. Yaptıkları bu çalışmada idealize edilmiş palet-zemin temas modeli yardımıyla taşıt modelinin düz zeminde ve tam yüklü durumlarında palet makaralarına gelen düşey kuvvet değerlerini elde etmişlerdir. Diğer adımda ise engebeli arazide saha testlerini yaparak süspansiyon üzerine etki eden kritik yük değerlerini belirlemişlerdir. Bu işlemlerin yanı sıra taşıtın yanal eğimli durumda kalması halinde taşıt paletleri arasındaki yük aktarımını incelemişlerdir. Elde ettikleri bu veriler ile üç farklı yükleme durumu için eş değer gerilme analizi yapmışlardır. Yaptıkları analizler sonucunda, taşıtın eğimli yüzey üzerinde paletleri arasındaki yanal yük transferinin ve süspansiyon sistemine etkileyen yanal kuvvetlerin süspansiyon kolu üzerindeki eş değer gerilmeleri kayda değer biçimde etkilediğini gözlemlemişlerdir. Yapılan çalışma sonucunda üç farklı yükleme durumunda da sistemin mukavemet koşullarını yüksek emniyet katsayıları ile karşıladığını gözlemlemişlerdir [11].

Ali Rıza YILDIZ, Otomobil ön süspansiyon sistemlerinde kullanılan salıncak kolunun topoloji ve şekil optimizasyonu yaparak modelin en optimum ölçüleri bulmayı amaçlamıştır. Yaptığı bu çalışmada optimizasyon metodu olarak interior arama algoritmasını kullanmıştır. Bu algoritmayı kullanarak veri oluşturmak yerine veri setini istediği parametreler doğrultusunda işleyip hedef sonuca yönelmiştir. Kullandığı bu yöntemde veri setini uç sınırlarında başlatıp içeri yönde ilerleyerek sonucun diğer parametreleri nasıl etkilediğini gözlemlemiştir. Bu çalışmada öncelikle bir salıncak kolu tasarlamış ve bu salıncak kolu üzerine sınır şartlarını tanımlayarak optimizasyon çalışmaları yapmıştır. Optimizasyon çalışması sonrası dört farklı tasarım değişkeni belirlemiş ve bu tasarım değişkenlerinin alt ve üst değerlerini tanımlamıştır. Bu alt ve üst değerleri ihlal etmeyecek şekilde latin hiperküp yöntemi ile yüz farklı salıncak kolu modeli oluşturmuştur. Oluşturduğu her tasarım için belirlenen sınır şartlarında sonlu elemanlar analizini yaparak gerilme değerlerini ve bu tasarımların ağırlıklarını hesaplamıştır. Hesapladığı bu veriler ile radyal tabanlı fonksiyonlar yöntemini kullanarak gerilme ve ağırlık

değerleri için matematiksel denklemleri elde etmiştir. Bu denklemleri optimizasyon çalışmasında amaç ve kısıt fonksiyonu olarak kullanmış ve sonucundan optimum boyutlara sahip salıncak kolu geometrisini elde etmiştir. Çalışma sonucunda optimum tasarımın ağırlığı çalışma başında yapılan tasarım ağırlığından %28 daha hafif olmuştur [12].

Gökçem ÇAPAR KAYNAK, yüksek lisans tezinde, ECE-R29/3 standartlarına uygun olacak şekilde bir test platformu ve 4x4, 6x6, 8x8 tahrikli ağır ticari özel amaçlı bir aracın, yandan açılı çarpma, önden dik çarpma ve üstten statik yükleme senaryolarında sonlu elemanlar yöntemi kullanarak bilgisayar ortamında analizlerini gerçekleştirmiştir. Analizde elde edilen sonuçlar ile fiziksel olarak yapılan test sonuçlarını karşılaştırmış ve kabin için kritik görülen noktalara ilave destek parçaları atarak kabin darbe dayanımını iyileştirmeye yönelik çalışmalar yapmıştır. Bu iyileştirme çalışmaları sonrası tasarladığı darbe test düzeneği ile elde edilen kabin deformasyon sonuçları, araç içerisine yerleştirilen mankenlerin test sonrası konumlarında yapılan ölçümler ve manken yolcuların tahliye edilebilme durumlarına göre kabinin darbelere karşı dayanımının ağır ticari araç kabin direnci standartlarına göre uygun olup olmadığını belirlemiştir [13].

Açelya ÇELİK ve Ali Rıza YILDIZ, Otomobillerde bulunan ön alt salıncak kolunu mukavemet değerlerini koruyarak optimizasyon çalışmaları ile araç maliyetini ve ağırlığını azaltmayı hedeflemişleridir. Yaptıkları çalışmada öncelikle örnek bir parça seçmişlerdir. Seçtikleri bu örnek parça üzerinde bağlantı bölgelerine farklı eksenlerde kısıtlamalar ve yük tanımları yapmışlardır. Tekerlek bağlantı noktalarındaki iki delikten 1500 N, amortisör bağlantı noktalarındaki iki delikten 5 N, şasi bağlantı noktalarındaki iki delikten 3000 N kuvvet tanımlamışlardır. Bu değerlerin yanı sıra şasi bağlantı noktalarındaki iki noktadan 10Nmm tork tanımlamışlardır. Bu tanımlamalar ile parçanın statik analizlerini gerçekleştirmişler ve maksimum gerilme değerini 242 MPa, maksimum yer değiştirmeyi ise 1,526 mm olarak elde etmişlerdir. Bu analiz çalışması sonrası parça üzerinde topoloji optimizasyonu yapacakları bölgeleri belirlemişlerdir. Parçanın montaj bölgelerinde dayanım kısıtları olması sebebi ile bu bölgeyi optimizasyon çalışmasına dahil etmemişlerdir. Yaptıkları statik analiz ve optimizasyon çalışmaları sonucunda üç farklı tasarım üzerinde tekrar analiz çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmalar sonucunda üçüncü tasarımı, mevcut parça tasarımından %11,02 daha

hafif yapmışlardır. Üçüncü parça tasarımında maksimum gerilmeyi 190 MPa, maksimum yer değiştirmeyi 1,2 mm olarak hesaplamışlardır. Elde ettikleri bu veriler ile parçada mukavemet değerlerini koruyarak hafifletme sağlanabildiğini göstermişlerdir [14].

Sertaç SARISAÇ, yüksek lisans tezinde, M2 sınıfı bir yolcu koltuğunun regülasyonlarda istenen testlerin analizlerini sonlu elemanlar metodu ile bilgisayar ortamında gerçekleştirmiş ve istenen koşulları sağlayan elemanın tasarımı için optimizasyon çalışmalarını yapmıştır. Yapmış olduğu çalışmalarda koltuğun sonlu elemanlar modelini Altair Hypermesh yazılımı kullanarak oluşturmuştur. Koltuğun sonlu elemanlar modelinde öncelikle ECE R14 regülasyon uygulamasını analiz etmiştir. Analiz sonuçlarında koltuk yanıl elemanında oluşan deformasyon sırt borusunda rotasyona sebep olmuş ve bu sebeple sırt iskeleti regülasyonda belirtilen deplasman limitini geçmiştir. Bunun üzerine yanıl eleman için tasarım optimizasyon çalışması yaparak ilk burkulma modunu 1,04'ten 2,49'a çıkarmıştır. Yaptığı optimizasyon çalışmasını üretilebilir bir geometriye dönüştürerek burkulma analizlerini tekrarlamış ve ilk modu 2,34 olarak bulmuştur. Oluşturulan yeni tasarım ile ECE R14 regülasyon uygulamasını tekrar analiz etmiş ve bu analiz sonucunda bel ve omuz emniyet kemerlerinde istenilen yüklere ulaşmış ve bu yükte sırt iskeletinin istenilen direnci sağladığını tespit etmiştir. Tüm bu işlemler sonrasında optimizasyon çalışmaları ile oluşturduğu modeli ECE R80 analizine ve fiziksel testlere tabi tutmuştur. Yapılan bu çalışma ile yanıl destek elemanı üzerinde topografi optimizasyonu gerçekleştirmiş ve buna bağılı olarak ağırlık iyileştirmesi yapmıştır [15].

Yapılan literatür araştırmasında sonlu elemanlar analizi yöntemiyle sistem ve parçaların testler ile belirlenen kuvvetler altında anlık dayanımları incelenmiş ve bunun sonucunda zayıf görülen bölgeler tespit edilerek iyileştirme çalışmaları yapılmıştır. Yapılan çalışmalarda sistem ve parçalar üzerine etki eden tekrarlı karmaşık dinamik kuvvetlerin oluşturduğu yorulma hasar değeri kapsamlı olarak incelenmemiştir. Yapılan çalışma ile ticari bir yarı römork tanker aracının serbest titreşim analizi ve gerçek yol verileri toplanarak bu verilerin analiz edilmesi, analiz edilen bu veriler ile elde edilen karmaşık dinamik kuvvetlerin araç üzerindeki yorulma hasarına etkileri literatüre katkı olarak sunulmuştur.

1.3 Tezin Amacı

Bu araştırmada çoklu gövde yapısına sahip ticari bir yarı römork tanker aracının farklı yol güzergahlarında ivme sinyallerinin toplanması, toplanan bu yol sinyallerini aracın işletme koşullarında kullanım ömrü boyunca maruz kalacağı kuvvetlere eş değer yol profillerini oluşturulması, oluşturulan bu yol profillerinden elde edilen sinyallerin numerik analizlerinin yapılması ve bu sinyalleri kullanarak aracın sanal ortamda sonlu elemanlar modeli ile dinamik analizlerinin gerçekleştirilmesi, dinamik analizler sonucunda elde edilen verileri kullanarak aracın yorulma hasar değerinin incelenmesi, bu inceleme sonucunda yorulma hasarının yüksek olduğu noktalar için iyileştirme çalışmalarının yapılması hedeflenmektedir.

1.4 Hipotez

Bu çalışmada, gerçek yol sinyallerinin ticari yarı römork tanker aracı üzerindeki yorulma hasar etkileri ve bu yorulma hasar etkilerinin iyileştirilmesine yönelik farklı yaklaşımlar sayısal yöntemlerle incelenecektir. İlk yaklaşımda yol girişleri etkisi ile yapının akma mukavemeti üzerine çıkmayan anlık maksimum kuvvet değerlerinin tekrarlı olması halinde yapı üzerinde yorulma hasarına yol açacağı ve yapının yorulma dayanımı üzerinde etkili olacağı n görülmektedir. Diğer bir yaklaşımda ise yol şartlarında yapı üzerinde karmaşık tekrarlı dinamik yüklerin etkisi ile oluşan yorulma hasar bölgelerinin eğilme, burulma rijitliği ve mukavemet değerlerinin arttırılmasına yönelik çalışmaların, yapı üzerinde oluşan titreşim seviyelerinde bir azalmaya ve buna bağlı olarak yapının yorulma hasar dayanımının artacağı öngörülmektedir.

2

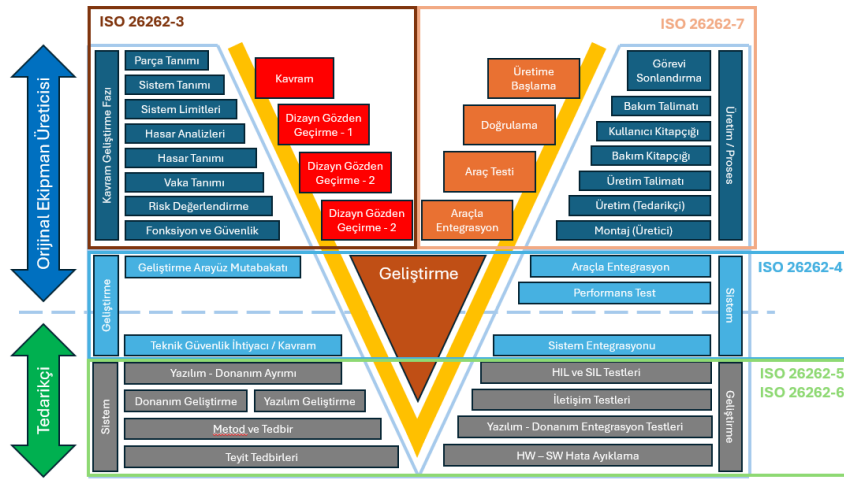
TAŞITLARDA TASARIM, TEST VE DOĞRULAMA

2.1 V Model Temelli Geliştirme Süreci

Otomotiv testleri, araçların veya alt sistemlerin olası zayıf noktalarını belirleyerek ürün geliştirme sürecinin hayati bir parçasını oluşturan güvenilir ve tekrarlanabilir deneylerdir. Aynı zamanda bu testler, seri üretim karayolu araçlarının elektrik-elektronik sistemlerine yönelik işlevsel güvenlik standardı olan ISO 26262'nin bir gerekliliğidir.

ISO 26262 standardı, risk seviyelerini Otomotiv Güvenlik Bütünlük Düzeyi (Automotive Safety Integrity Level, ASIL) kavramı ile sınıflandırarak değerlendirme imkânı sunar. Bu sınıflandırma, güvenlik seviyelerinin belirlenmesini sağlarken, yeterli ve kabul edilebilir bir güvenlik düzeyine ulaşmak için uygulanması gereken doğrulama ve validasyon süreçlerini de tanımlar.

Otomotiv sektöründe kullanılan elektrik-elektronik sistemlerin geliştirilmesinde, V model temelli bir süreç uygulanmakta olup, bu süreç Şekil 2.1'de gösterilmiştir (ISO). V modeli, sistemin farklı geliştirme aşamalarını ve doğrulama süreçlerini bir araya getirerek kapsamlı bir güvenlik ve işlevsellik sunar [16].



Şekil 2.1 Otomotiv sektöründeki V model temelli geliştirme süreci

Otomotiv testleri, Tablo 2.1’de gösterildiği üzere farklı kriterlere göre gruplandırılabilir. Bu testler, uygulanma amacına bağlı olarak üç ana kategoriye ayrılmaktadır: ulusal ve uluslararası mevzuatların gerektirdiği zorunlu testler, üreticinin kalite ve doğrulama süreçlerine yönelik iç testleri ve müşteri taleplerini karşılamaya yönelik değerlendirmeler. Testlerin uygulandığı ortam açısından bakıldığında, model üzerinden yapılan analizler, test standında gerçekleştirilen denemeler, sabit araç üzerinde uygulanan testler ve hareket halindeki araç testleri olarak dört ana gruba ayrılabilir. Araç ve yol testleri, tamamlanmış bir aracın varlığını gerektirirken, modelleme ve stant testleri fiziksel bir araç olmadan gerçekleştirilebilir. Bununla birlikte, otomotiv sektöründe testler genellikle kapsamlarına göre kategorize edilmektedir. Bu geniş kapsamlı sınıflandırmaya göre, testler şu başlıklar altında toplanmaktadır: montaj, fonksiyonellik, performans, siber güvenlik, dayanım ve yorulma ömür testleri.

Tablo 2.1 Araç geliştirme testlerinin sınıflandırılması

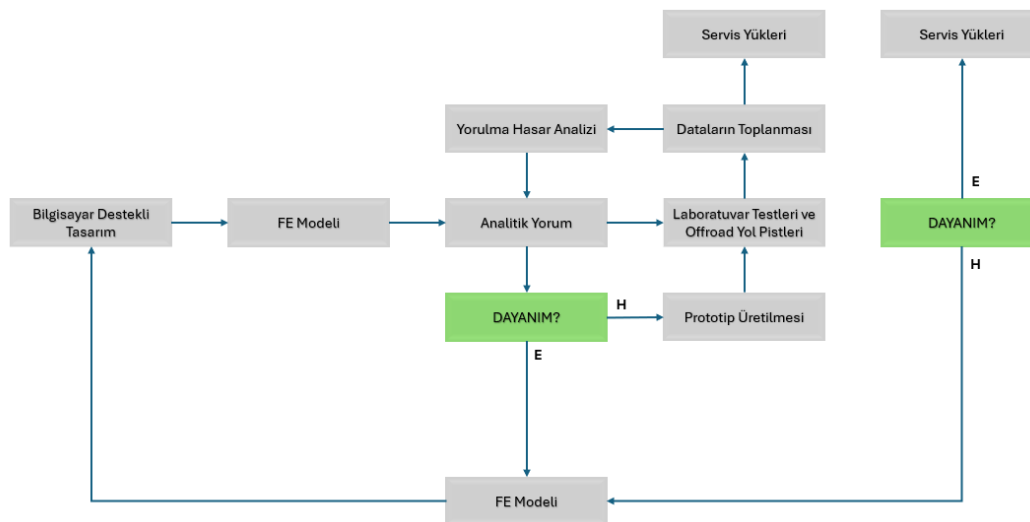
İhtiyaç bazlı sınıflandırma	Ortam bazlı sınıflandırma	Kapsam bazlı sınıflandırma
Zorunlu testler (regülasyon, homologasyon) Tasarım doğrulama testleri Kullanıcı istek ve ihtiyaçlarına yönelik testler	Sanal testler Laboratuvar testleri Stant testleri Yol testleri	Montaj testleri Fonksiyon testleri Performans testleri Siber güvenlik testleri Dayanım testleri Yorulma ömür testleri

Montaj testleri, montaj, demontaj, servis ve bakım işlemlerinin sorunsuzca gerçekleştirilebilmesini sağlamak amacıyla yapılır ve bu süreçlerde yer alan bileşenlerin konumlandırma ve geçiş uygunluğunu değerlendirir [16].

Fonksiyon testleri, bir sistemin öngörülen işlevleri yerine getirip getirmediğini doğrulamak için gerçekleştirilir. Performans testleri ise sistemin belirli süre, hız, sıcaklık veya ışık gibi ölçülebilir kriterler çerçevesinde nasıl çalıştığını değerlendirir. Örneğin, belirlenen bir sürede istenen hıza ulaşma veya durma, dış ortam sıcaklığının belirli bir seviyede iken iç ortam sıcaklığının hedeflenen dereceye getirilmesi ya da iç aydınlatma lambalarının gerekli ışık şiddetini sağlaması gibi testler bu kapsamda yer alır. Siber güvenlik testleri ise sistemin güvenlik açıklarını değerlendirerek, yetkisiz erişim risklerini ve dış müdahaleler karşısındaki savunma seviyesini analiz eder [16].

Dayanım testleri, bileşen veya sistemin elektriksel, mekanik, termal ve kimyasal etkilere karşı dayanıklılığını ölçmek için uygulanır. Ömür testleri ise, sistemin veya parçanın uzun süreli kullanımda aşınma, yıpranma gibi etkiler altında hedeflenen çalışma ömrünü karşılayıp karşılamadığını belirlemek için yapılır [16]. Şekil 2.2’de dayanım testlerinin bulunduğu tasarım süreç diyagramı görülmektedir.

Bu tez çalışmasında, 304 kalite paslanmaz çelikten üretilen tanker aracının hedef belirlenen km değerinde yorulma ömür simülasyonu oluşturulmuştur. Simülasyon için, farklı yol koşullarından toplanan gerçek yol sinyalleri kullanılmış ve bu sinyaller üzerinde çeşitli filtreleme işlemleri yapılarak analizlerde uygulanabilecek hale getirilmiştir. Yapılan bu işlemler sonrasında, elde edilen yol sinyalleri kullanılarak model üzerinde dinamik analizler ve yorulma ömür analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu analizler ile tanker modelinin tasarımını doğrulamak ve yorulma hasar analiz sonuçlarını, yol testlerinden elde edilen ekstrem koşullar belirlenerek yapılan statik analizlerle karşılaştırarak, taşıt modeli doğrulama süreçlerinde yorulma hasar analizlerinin etkilerini incelemek, bu doğrulama süreçlerinde yorulma hasar analizlerinin ihmal edilmesinin potansiyel risklerini ortaya koymak ve yorulmaya bağlı hasar oluşan noktalara en uygun iyileştirme çalışmalarını yapmak amaçlanmaktadır.



Şekil 2.2 Tasarım süreç diyagramı

2.2 Tasarım Dizayn Parametreleri

Yeni bir ürün geliştirme sürecine başlamadan önce, tasarım parametrelerinin titizlikle analiz edilmesi gerekmektedir. Bu parametreler, ürünün fonksiyonelliğini, görsel özelliklerini, güvenlik standartlarına uyumunu ve pazardaki rekabet gücünü belirleyen kritik faktörler arasında yer alır. Bu nedenle, ürünün hem kullanıcı beklentilerini karşılaması hem de pazar koşullarına uyum sağlaması açısından, söz konusu parametrelerin dikkate alınması büyük önem arz eder. Aşağıda, tasarım aşamasında göz önünde bulundurulması gereken temel tasarım parametreleri genel hatlarıyla sıralanmıştır.

2.2.1 İşlevsellik (Fonksiyonellik)

Bir ürünün tasarım sürecindeki temel hedefi, hangi problemlere çözüm getireceği ve nasıl kullanılacağı üzerine inşa edilir. Bu doğrultuda, ürünün beklenen işlevleri eksiksiz yerine getirebilmesi için tasarımın en iyi şekilde optimize edilmesi şarttır. Ürün geliştirme aşamasında, fonksiyonel analizler gerçekleştirilerek tasarımın kullanıcı ihtiyaçlarını ne derece karşıladığı değerlendirilir.

Eğer işlevsellik açısından bir güncelleme veya değişiklik yapılması gerekiyorsa, sürecin başında kapsamlı bir gereksinim listesi oluşturulmalıdır. Bu listede, ürünün hangi görevleri yerine getireceği, hangi koşullarda çalışacağı ve bu koşullarda nasıl performans göstereceği net bir biçimde tanımlanmalıdır. Örneğin, bir kapı

menteşesinin taşınması gereken yük miktarı, hangi açılarda rahat hareket edebileceği gibi teknik kriterler bu gereksinimler arasında yer almalıdır.

Bunun yanı sıra, tasarım sürecinde kullanıcı deneyimi de önemli bir faktördür. Kullanıcıların ürünü zahmetsiz, etkili ve verimli bir şekilde kullanabilmesini sağlamak için ergonomik ve işlevsel düzenlemeler yapılmalıdır. Bu yaklaşımla, ürün hem fonksiyonel hem de kullanıcı dostu bir yapıya kavuşturulabilir.

2.2.2 Ergonomi

Ergonomi, en basit haliyle fiziksel çevrenin insanın ihtiyaçlarına uygun şekilde düzenlenmesi olarak tanımlanabilir. Sanayileşmenin hız kazanmasıyla birlikte, makineler ve insan arasındaki etkileşim artmış ve bu durum, çalışma alanlarının, ekipmanların ve fiziksel ortamların insan konforuna ve verimliliğine uygun hale getirilmesini gerekli kılmıştır. Ancak teknolojik gelişmelerin etkisiyle ergonomi yalnızca fiziksel koşulları değil, aynı zamanda dijital sistemleri de kapsayan bir alan haline gelmiştir. Bilgisayar yazılımları, internet uygulamaları ve arayüz tasarımları gibi dijital platformların kullanıcı dostu, sezgisel ve kolay erişilebilir olması, ergonomik tasarımın önemli bir parçası haline gelmiştir.

Bu bağlamda ergonomi, farklı bilim dallarının bir araya geldiği çok disiplinli bir çalışma alanıdır. Mühendislik, fizyoloji, mimarlık, anatomi, sosyoloji ve psikoloji gibi alanlar, ergonomik tasarımların geliştirilmesine katkıda bulunur ve insan merkezli bir sistem oluşturulmasına yardımcı olur [17].

Ürün tasarımında ergonomi, insan anatomisine uygun, güvenli ve rahat kullanım sağlayan bir yapı oluşturmayı hedefler. Özellikle günlük hayatta sıkça kullanılan ürünlerde, ergonomik tasarımın benimsenmesi, kullanım kolaylığı sağlamanın yanı sıra, kullanıcı yorgunluğunu azaltarak daha verimli bir deneyim sunar.

Ergonomik bir tasarım sürecinde, kullanıcı davranışları göz önünde bulundurularak en uygun boyutlar, şekiller ve yerleşim düzenleri belirlenmelidir. Örneğin, bir el aletinin tutma sapı, kullanıcı eline tam oturacak şekilde tasarlanmalı ve kullanım sırasında minimum çaba gerektirmelidir. Ergonomik tasarımın etkinliği, çeşitli testlerle doğrulanmalı ve hem kullanım konforu hem de işlevsellik açısından beklentileri karşıladığı garanti altına alınmalıdır.

2.2.3 Malzeme Seçimi

Mühendislik ürünleri ve sistemlerinin üretiminde kullanılan malzemeler, belirli mekanik, fiziksel ve kimyasal özelliklere sahip katı maddelerdir. İnsanlık tarihi boyunca malzemeler büyük bir öneme sahip olmuş ve birçok çağ, kullanılan malzemeler temel alınarak adlandırılmıştır [18].

Malzeme seçimi, tasarlanan ürün için mevcut binlerce mühendislik malzemesi arasından en uygun olanını belirleme sürecidir. Bu süreç, ürünün performansını, maliyetini ve dayanıklılığını doğrudan etkileyen kritik bir faktördür. Seçilen malzemenin, ürünün maruz kalacağı fiziksel, kimyasal ve çevresel koşullara uyum sağlaması gereklidir. Aksi takdirde, ürün hızla deformasyona uğrayabilir ve beklenen kullanım ömrünü tamamlayamadan arızalanabilir.

Bu nedenle, malzeme seçimi tasarım sürecinin en önemli aşamalarından biri olarak değerlendirilir. Doğru malzemenin tercih edilmesi, ürünün dayanıklılığını, uzun ömürlülüğünü ve işlevselliğini garanti altına almak için vazgeçilmez bir adımdır.

2.2.4 Üretilebilirlik

Ürün tasarımı yapılırken, mevcut üretim teknolojileri ve süreçlerine uygunluk sağlanarak, maliyetin minimize edilmesi ve iş gücünün verimli kullanılması göz önünde bulundurulmalıdır. Karmaşık ve zor tasarımlar, genellikle üretim maliyetlerini yükseltir. Bu yüzden, tasarım aşamasında montaj, taşınabilirlik ve lojistik unsurlar da dikkate alınarak üretimi kolaylaştıracak çözümler geliştirilmelidir.

Üretim aşamasına geçmeden önce, tasarımın üretim süreçleriyle uyumlu olup olmadığı mutlaka değerlendirilmeli ve gerekli simülasyonlar yapılmalıdır. CAD modelleri kullanılarak, üretim süreçleri simüle edilmeli, parça sayısı en aza indirgenerek montaj süreci basitleştirilmelidir. Ayrıca, tasarımın kullanılan üretim tekniklerine, örneğin enjeksiyon kalıplama veya sac metal işleme gibi, uygunluğu da kontrol edilmelidir.

Bu değerlendirmeler sonrasında, ürünün seri üretimi daha hızlı, daha verimli ve düşük maliyetle yapılabilecektir. Üretim süreçlerinin optimize edilmesi, ürünün piyasada daha rekabetçi olmasını sağlayarak satış performansını artıracaktır.

2.2.5 Maliyet

Üretim maliyetleri, bir ürünün pazarda rekabet edebilirliğini doğrudan etkileyen en önemli faktörlerden biridir. Rekabetçi bir fiyatla kaliteli bir ürün sunabilmek için maliyetlerin etkin bir şekilde yönetilmesi gereklidir. Ancak, bu süreçte kaliteye zarar verilmemesi büyük bir öneme sahiptir.

Maliyet analizi yapılırken, malzeme giderleri, üretim süresi, iş gücü ve nakliye masrafları gibi çeşitli unsurlar göz önünde bulundurulmalıdır. Bu analizler doğrultusunda, maliyetleri azaltacak stratejiler belirlenmeli ve uygulanmalıdır. Örneğin, daha uygun fiyatlı malzemeler seçilirken, bu malzemelerin ürünün işlevsel gereksinimlerini tam anlamıyla karşılayıp karşılamadığı dikkatlice değerlendirilmelidir.

Bu yaklaşım, maliyetleri düşürürken ürünün kalite ve performans standartlarını korumaya yardımcı olur ve aynı zamanda pazarda rekabetçi bir avantaj sağlar.

2.2.6 Estetik

Tasarım aşamasında estetik, kullanıcıların ürüne yönelik ilk izlenimlerini ve algılarını etkileyen kritik bir faktördür. Görsel olarak cazip bir tasarım, ürünü pazarda öne çıkarabilir ve müşteri memnuniyetini artırabilir.

Bu nedenle, tasarım sürecinde renk, doku, şekil ve boyut gibi unsurlar titizlikle seçilmelidir. Endüstriyel tasarımcılar, işlevsel gereksinimlerle estetik özellikler arasında ideal bir denge kurmaya çalışır. Estetik öğeler, kullanıcı geri bildirimleri ve pazar araştırmaları ile test edilerek doğrulanabilir. Örneğin, lüks bir otomobilin iç tasarımında kullanılan malzeme dokusu ve renkler, tüketicilere estetik açıdan tatmin edici bir deneyim sunacak şekilde tercih edilmelidir.

Sonuç olarak, estetik açıdan kullanıcıyı cezbeden bir ürün, potansiyel müşterilerin ilgisini çekerek pazarda fark yaratır ve satışları artırmada önemli bir etki sağlar.

2.2.7 Dayanıklılık ve Güvenilirlik

Bir ürünün uzun süreli dayanıklılığı, kullanıcı memnuniyeti, garanti süresi ve ürün güvenilirliği açısından kritik bir öneme sahiptir. Ürün, öngörülen kullanım süresi boyunca herhangi bir arıza vermemeli ve zorlu koşullara veya çevresel faktörlere karşı direncini koruyabilmelidir.

Dayanıklılığı sağlamak için ürün üzerinde farklı testler uygulanmalıdır. Bu testler, ürünün karşılaşılabileceği fiziksel yükler ve çevresel etkilerle simüle edilerek yapılır. Dayanıklılık testleri, sanal ortamda veya laboratuvar koşullarında gerçekleştirilebilir. Testler sırasında, ürünün arızalanma riski taşıyan zayıf noktaları belirlenip güçlendirilebilir. Ayrıca, güvenilirlik testleri (örneğin, sıcaklık, titreşim ve nem testleri) ile ürünün performansı kontrol edilmelidir. Testlerden başarısız olan tasarımlar için, sonuçlara dayalı olarak gereken revizyonlar yapılmalı ve tasarım tekrar test edilmelidir. Bu sürekli iyileştirme süreci, ürünün dayanıklılık ve güvenilirlik açısından en üst düzeye çıkarılmasını sağlar.

2.2.8 Güvenlik

Kullanıcı güvenliği, tasarım sürecinin en önemli odak noktalarından biri olmalıdır. Ürün, güvenlik gereksinimlerine tamamen uygun şekilde geliştirilerek kullanıcıların herhangi bir şekilde zarar görmesini engelleyecek tedbirler alınmalıdır. Özellikle elektriksel, mekanik veya kimyasal özelliklere sahip ürünlerde, güvenlik testlerinin yapılması kritik bir öncelik taşır. Bu testler, geçerli ulusal ve uluslararası güvenlik standartlarına tam uyum içinde gerçekleştirilmelidir. Ürünün kullanım esnasında doğabilecek tüm tehlikeler titizlikle değerlendirilip, bu risklerin minimize edilmesi sağlanmalıdır. Güvenlik denetimleri, ISO ve CE gibi dünya çapında kabul görmüş standartlarla uyumlu olmalı ve bu süreçler belgelendirilmelidir. Örnek olarak, elektrikli bir cihaz tasarımı yaparken, cihazın suya karşı dayanıklılığı mutlaka test edilmeli ve kullanıcıları elektrik çarpmasına karşı korumak için gerekli yalıtım önlemleri uygulanmalıdır.

Sonuç olarak, güvenlik odaklı bir tasarım, yalnızca yasal zorunlulukları yerine getirmekle kalmaz, aynı zamanda müşteri memnuniyetini artırarak, ürünün pazardaki başarı şansını önemli ölçüde artırır.

2.2.9 Çevresel Etki (Sürdürülebilirlik)

Çevresel faktörler, günümüz tasarım süreçlerinde giderek daha fazla ön plana çıkmaktadır. Ürünlerin çevreyle uyumlu olması, sadece yasal zorunlulukları yerine getirmek değil, aynı zamanda artan tüketici taleplerine de yanıt vermek adına kritik bir gereklilik haline gelmiştir. Bu nedenle, tasarım sürecinde çevreye zarar vermeyen ve geri dönüştürülebilir malzemelerin kullanımı, öncelikli bir odak noktası olmalıdır.

Ürünün tasarımında çevresel etkilerin asgariye indirilmesi, en önemli hedeflerden biri olmalıdır. Bu amaçla, ürünün tüm yaşam döngüsü boyunca – üretim, kullanım ve geri dönüşüm aşamaları dahil – çevresel etkilerini değerlendiren yaşam döngüsü analizleri (LCA) yapılmalıdır. Ayrıca, geri dönüştürülebilir malzemelerin tercih edilmesi ve enerji verimli üretim tekniklerinin uygulanması gereklidir. Bu tür yaklaşımlar yalnızca çevresel sürdürülebilirliği artırmakla kalmaz, aynı zamanda ürünün değerini yükseltir ve müşterilerin yanı sıra düzenleyici kurumlarında beklentilerini karşılar.

2.2.10 Regülasyonlar ve Standartlar

Pazara sunulacak bir ürünün, sektörle ilgili düzenlemelere ve standartlara uygun olması şarttır. Bu gereksinim, özellikle otomotiv, elektronik ve tıbbi cihazlar gibi sıkı regülasyonların bulunduğu sektörlerde oldukça kritik bir rol oynamaktadır.

Tasarım aşamasında, ulusal ve uluslararası standartlara uyum sağlanmalı ve bu gerekliliklere uygun bir ürün tasarımı gerçekleştirilmelidir. Tasarım süreci tamamlandıktan sonra, ürünün yasal gereksinimleri karşılayıp karşılamadığını doğrulamak için test ve sertifikalandırma adımları uygulanmalıdır. Örneğin, Avrupa pazarında satılacak bir ürünün, CE işaretine sahip olması zorunludur. Bu işaret, ürünün Avrupa Birliği sağlık, güvenlik ve çevre standartlarına uygunluğunu ifade eder.

Standartlara uygun şekilde tasarlanıp test edilen bir ürün, sadece yasal gereklilikleri yerine getirmekle kalmaz, aynı zamanda müşteri güvenini kazanarak pazarda rekabet gücünü artırır. Örneğin, bir treylerin Avrupa pazarında satışa sunulabilmesi için gereken sertifikalar şu şekilde sıralanabilir;

- EEC ve EC Tip Onayı
- 2007/46/EC Direktifi
- ECE R13
- ECE R48
- CE İşareti
- Frenleme Sistemleri (ECE R13)
- Aydınlatma ve Işıklandırma (ECE R48)
- Treyler Bağlantı Elemanları (ECE R55)
- ADR Düzenlemeleri (Tehlikeli Maddelerin Taşınması)

- Gürültü Yönetmeliği (ECE R51)
- Karoser Güvenliği ve Sabitleme Sistemleri (ECE R111)
- TUV ve Diğer Sertifikalar

Belirtilen sertifikalar, treylerin kullanım amacına ve tipine göre farklılık göstermektedir.

2.2.11 Modülerlik ve Bakım Kolaylığı

Modüler tasarım, bir ürünün farklı parçalar ya da modüllerden oluşmasına olanak tanır, bu sayede parça değişimleri hızlı ve pratik bir şekilde yapılabilir. Bu yaklaşım, bakım ve onarım işlemlerini oldukça kolaylaştırır.

Modüler yapıya sahip ürünlerde, bakım yapılması gereken bölgelere erişim kolaydır. Bu da bakım ve onarım sürelerini kısaltarak operasyonel verimliliği artırır ve kullanıcı memnuniyetini yükseltir.

2.2.12 Test ve Doğrulama

Bir proje kapsamında, tasarım sürecinde yapılacak testler ve analizler doğru bir şekilde planlanmalıdır. Gerçek kullanım senaryolarını yansıtan sınır koşulları ve kabul kriterlerinin belirlenmesi kritik bir öneme sahiptir. Bu nedenle, tasarımlar bu kriterlere uygun şekilde optimize edilmelidir.

Ürünün üzerindeki gerilme değerleri, analiz yazılımları aracılığıyla kontrol edilmeli ve nihai üretime geçilmeden önce gerekli iyileştirmeler yapılmalıdır. Bu yaklaşım, testlerde karşılaşılabilecek olası sorunları en aza indirerek doğrulama sürecini hızlandırır.

Tasarım doğrulama süreci genellikle iki aşamadan oluşur. İlk olarak, tasarımın dijital ortamda simülasyonları gerçekleştirilir.

Bu simülasyonlar, ürünün öngörülen koşullara dayanıklılığını ve fonksiyonelliğini test eder. Başarılı simülasyonların ardından, tasarım prototip üretimi için onay alır. Prototip üzerinde yapılan yorulma ömrü testleri, ürünün karşılaşılabileceği gerçek kullanım koşullarını kapsayacak şekilde yapılır.

Yorulma ömrü testlerinden ve diğer testlerden geçtikten sonra, ürün pazara sunulmak üzere hazır hale gelir. Bu süreç, ürünün dayanıklılığını ve işlevselliğini güvence altına almayı amaçlar.

2.3 Tasarım Bilgi Aktarımı

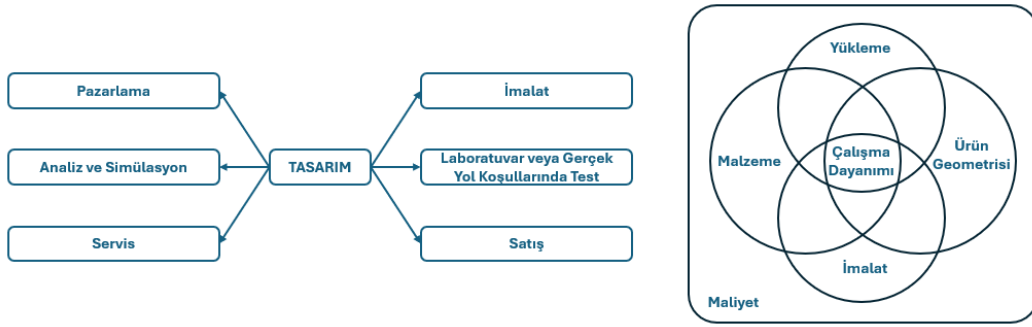
Bir taşıtın tasarım süreci, birçok farklı faktörün etkisiyle şekillenir. Şekil 2.3(a)'da tasarım sürecinin her aşamasında göz önünde bulundurulması gereken önemli parametreler yer almaktadır. Bu faktörler doğrultusunda, ürün sürekli bir iyileştirme ve optimizasyon sürecine tabi tutulur. Mühendislik analizleri ve simülasyon sonuçlarına dayanarak oluşturulan taşıt modelinin, laboratuvar testleri ve gerçek dünya koşullarındaki verilerle uyumlu olması halinde üretim aşamasına geçilir ve ardından pazarlama süreçleri başlatılır.

Servis noktaları, kullanıcı ile üretici arasındaki bilgi akışını sağlayarak, ürünün farklı kullanıcılar tarafından nasıl algılandığına dair veriler toplar. Bu veriler, tasarım sürecinde önemli bir rol oynar. Bu noktada yapılan analizler, simülasyonlar ve testler, taşıt tasarımı ve geliştirme çalışmalarının temel yapı taşlarını oluşturur.

Otomotiv sektörü, hızla gelişen ve rekabetin giderek arttığı bir alan olduğundan, mühendislik uygulamalarına destek sağlayan analiz ve simülasyon teknolojilerinin ilerlemesi, ürün tasarımı ve performansı üzerinde büyük bir etki yaratmaktadır. Ürün geliştirme sürecinde, özellikle ürünün çalışma dayanımının tespiti önemli bir aşamadır. Şekil 2.3(b)'de bir taşıtın veya bileşeninin çalışma dayanımını belirlemek için dikkate alınması gereken dört ana parametre bulunmaktadır.

Doğru bir tasarım için, ürünün karşılaşılabileceği dış yüklerin, kritik bölgelerdeki yerel gerilmelerin ve malzemenin yorulma davranışının dikkatlice analiz edilmesi gerekir. Bu bilgiler ışığında, taşıtın veya bileşenin güvenilirlik ve güvenlik faktörleri belirlenebilir. Özellikle aşırı yükleme gibi özel durumlarda ürünün minimum ömrünün hesaplanması, tasarımın performansını garanti altına alır. Bir ürünün, belirlenen ömrü boyunca tüm fonksiyonlarını eksiksiz yerine getirebilmesi hem kullanıcı hem de üretici için beklenen en temel özelliktir.

Bu bağlamda, bu çalışmada, treylerin gövdesi ve bileşenlerinin yorulma dayanımı ve ömür beklentileri üzerinde odaklanılmaktadır. Bu odak, ürün güvenilirliğini artırmayı ve belirlenen minimum ömür hedeflerine ulaşmayı amaçlamaktadır [19].



Şekil 2.3 (a) Tasarım bilgi aktarımı, (b) Çalışma durumunda etkiyen parametreler

2.4 Bilgisayar Destekli Tasarım

Bilgisayar destekli tasarım (CAD), günümüzde sanat ve mühendislik alanlarında geniş bir yelpazeye hitap eden, verimli ve yaygın bir teknolojidir. Bu teknoloji, sinema, televizyon, fotoğrafçılık ve grafik tasarımı gibi yaratıcı endüstrilerden, mekanik tasarım ve üretim süreçlerine kadar birçok alanda etkin bir şekilde kullanılmaktadır. CAD'in gelişmesinde özellikle otomotiv, havacılık ve uzay sanayilerinin öncülüğü büyük olmuştur.

CAD, tasarımcılar ve mühendisler için, ürünün nihai şekli ve geometrisini oluşturma, tasarım sürecini hızlandırma, katı modeller oluşturma ve zamandan tasarruf etme gibi güçlü imkanlar sağlar. CAD yazılımları, sayısal veya görsel temsiller oluşturmak için kullanılan araçlardır ve tasarımcıların verileri analiz etmelerine, karmaşık hesaplamalar yapmalarına ve projelerinin üç boyutlu görselleştirmelerini hızlı ve verimli bir şekilde üretmelerine olanak tanır. CAD programları, tasarımların farklı açılardan, düzlemlerden, kesitlerden ve boyutlardan incelenmesini mümkün kılar.

Bir tasarımcı, bir sistemi ya da mekanizmayı tasarladıktan sonra, geometrinin tüm detaylarını tamamladıktan sonra, tasarımın teknik çizimlerini oluşturur. Bu çizimlerde, tasarlanan bileşenin üç ana görünüşü ve perspektif görünüşü bulunur. Ayrıca, bu teknik resimlere detay ve kesit çizimleri de eklenerek, üretim ve imalat süreçleri için gerekli belgeler hazırlanır ve ilgili departmanlara iletilir.

Otomotiv endüstrisinde katı modelleme ve üç boyutlu tasarım süreçleri sıklıkla kullanılır. SolidWorks, CATIA, Creo, AutoCAD ve NX gibi yazılımlar, bu alanda en çok tercih edilen araçlar arasında yer alır. Bu tez çalışmasında yapılan tasarımlar için Creo programı kullanılmıştır.

2.4.1 Bilgisayar Destekli Tasarım Tarihçesi

Bilgisayar destekli tasarım (CAD), ilk kez 1960'ların başında yalnızca iki boyutlu çizimler yapmak için "Computer Aided Drafting" adıyla geliştirilmiştir. 1960'ların sonlarına doğru, üç boyutlu tel kafes modelleme (3D Wireframe) teknikleri kullanılmaya başlanmış ve 1970'lerin başında yüzey modelleme (Surface Modeling) ile katı modelleme (Solid Modeling) yöntemleri devreye girmiştir.

1970'lerin sonlarına doğru montaj modelleme (Assembly Modeling) yöntemleri CAD sistemlerine entegre edilmiştir. 1980'lerin başlarından itibaren parametrik modelleme ve bilgi tabanlı mühendislik (Knowledge-based Engineering) uygulamaları ön plana çıkmıştır. Bu gelişmeler, CAD sistemlerinin sadece çizim yapmaktan öte, mühendislik alanlarında daha geniş kapsamlı uygulamalara olanak tanımıştır. Özellikle sonlu elemanlar analizi, üretim tasarımı ve optimizasyon gibi alanlarda önemli ilerlemeler kaydedilmiştir.

CAD teknolojisi zaman içinde, bilgisayar destekli üretim (CAM) ve bilgisayar destekli mühendislik (CAE) ile birleşerek, CAD/CAM/CAE (Bilgisayar Destekli Tasarım/Üretim/Mühendislik) sistemlerinin doğmasına yol açmıştır. Bu gelişmeler, bilgisayar teknolojilerindeki yeniliklerle paralel bir hızla gerçekleşmiş ve CAD, günümüzde tasarım, mühendislik ve üretim süreçlerinde vazgeçilmez bir araç haline gelmiştir [20].

2.5 Sonlu Elemanlar Yöntemi

Sonlu elemanlar yöntemi (FEM), mühendislik ve fizik alanlarındaki birçok karmaşık problemi çözmeye en yaygın ve etkili sayısal tekniklerden biri olarak kabul edilmektedir. Bu yöntem, çözümü zor mühendislik sorunlarını daha anlaşılır ve hızlı bir şekilde ele alarak pratik sonuçlar sunar. Özellikle karmaşık problemlerin kısa sürede çözülmesini mümkün kılması, FEM'in yaygınlık kazanmasına yol açmıştır.

FEM, karmaşık mühendislik problemlerini daha basitleştirilmiş alt parçalara ayırarak her bir parça için çözüm önerir. Bu süreç, karmaşık geometrik yapıları modellemek ve geleneksel yöntemlerle çözülemeyen sorunları rahatça çözmek için son derece etkili bir yol sunar.

Sonlu elemanlar yöntemi, diğer sayısal yöntemlerden farklı olarak tam çözüm sağlamaz, fakat probleme en uygun yaklaşık çözümü önerir. Daha doğru sonuçlar elde edebilmek için eleman sayısı ve düğüm noktaları artırılabilir. Ancak, bu artırım çözümün doğruluğunu iyileştirirken işlem süresini de uzatabilir.

Sonlu elemanlar yöntemi, çok çeşitli mühendislik analizlerini (gerilme, modal, harmonik, akustik, termal analizler gibi) gerçekleştirme yeteneği sunar. Bu, mühendislik tasarım süreçlerinde hem doğruluk hem de esneklik sağlar [21].

Sonlu elemanlar yönteminin ilk kez uygulandığı alan gerilme analizidir. Bu analizlerde, belirli bir fiziksel büyüklüğün alanı hesaplanır. Gerilme analizlerinde, bu büyüklük, genellikle deplasman veya gerilme alanı olarak ifade edilir. Isı analizlerinde ise sıcaklık alanı veya ısı akışı hesaplanır; akışkanlar mekaniği problemlerinde ise akış fonksiyonu veya hız potansiyeli hesaplanır. Hesaplanan bu büyüklüklerin maksimum değerleri ya da gradyanları, uygulamada kritik bir öneme sahiptir.

Sonlu elemanlar yönteminde, incelenmesi gereken yapı veya sistem, önceden belirlenmiş küçük elemanlara bölünür. Bu elemanlar, birbirine bağlanarak bir cebirsel denklem sistemi oluşturur. Gerilme analizlerinde bu denklemler, genellikle düğüm noktalarındaki denge denklemleri olur. Ele alınan probleme göre, çok sayıda denklem kurulabilir ve çözülmesi için bilgisayar destekli yöntemler gereklidir [22].

Teknolojinin gelişmesiyle birlikte, sonlu elemanlar yöntemi tabanlı yazılımlar mühendislik analizlerinde önemli bir yer edinmiştir. Ansys, Adams, Nastran ve Franc gibi yazılımlar, karmaşık yapıları ve büyük ölçekli modelleri çok sayıda eleman ve düğümle hızlıca analiz etme imkânı sunar. Bu sayede, büyük makine parçalarının modellenmesi ve çözülmesi hızlı ve etkili bir şekilde yapılabilir.

Bu tezde, statik ve modal analizler için Ansys yazılımı, dinamik analizler için ise Adams yazılımı kullanılmıştır. Taşıtların üretimi öncesinde modelleme ve bu modellere etkileyen yüklerin incelenmesi, tasarım doğrulama süreçlerinin ayrılmaz bir parçasıdır.

Ansys yazılımı, taşıt modeline etki eden yüklerin analiz edilmesini sağlar ve bu kuvvetlerin model üzerindeki etkilerini görsel animasyonlarla sunar. Adams ise taşıtın dinamik davranışlarını simüle ederek, direksiyon, fren, şasi, süspansiyon ve güç aktarım organlarına etkileyen yüklerin analizini gerçekleştirebilir.

Sonlu elemanlar yöntemi, karmaşık geometrilere ve farklı malzeme özelliklerine sahip yapıları analiz etme konusunda büyük esneklik sağlar. Ayrıca, köşe, delik gibi zorlu bölgelerde dahi FEM analizleri kolaylıkla uygulanabilir, bu da yöntemin gücünü ve esnekliğini bir kez daha kanıtlar [23].

2.5.1 Sonlu Elemanlar Yönteminin Tarihsel Gelişimi

Sonlu elemanlar yöntemi (FEM), ilk kez yapı analizlerinde kullanılmaya başlanmıştır. Bu alandaki ilk öncül çalışmalar, Hrennikoff (1941) ve McHenry (1943) tarafından geliştirilen yarı analitik analiz tekniklerine dayanmaktadır. 1960 yılında Argyis ve Kelsey, sanal iş prensibini kullanarak doğrudan bir çözüm yaklaşımı geliştirmiştir. Turner ve diğer araştırmacılar (1956), üçgen elemanlar için rijitlik matrisini oluşturmuş ve “Sonlu Elemanlar” terimini literatüre ilk kez Clough (1960) kazandırmıştır. İki boyutlu teorilerin gelişmesiyle, bu yöntemin üç boyutlu problemlere uygulanabilirliği de hızla artmıştır.

İlk gerçek kabuk elemanları, eksenel simetrik elemanlar olarak Grafton ve Strome (1963) tarafından geliştirilmiş, ardından silindirik ve farklı kabuk elemanlar (Gallagher, 1969) tasarlanmıştır. 1960’ların başlarında araştırmacılar, geometrik olarak nonlinear problemlere odaklanmaya başlamış ve Turner ve arkadaşları (1960), bu tür problemlere çözüm sunacak bir metodoloji geliştirmiştir. Stabilité analizleri, ilk kez Martin (1965) tarafından ele alınmış, dinamik problemlerin çözümüne yönelik ilk çalışmalar ise Zienkiewicz ve arkadaşları (1966) ile Koenig ve Davids (1969) tarafından yapılmıştır. Ayrıca, burulma problemleri için Courant (1943) bölgesel sürekli lineer yaklaşımlar kullanarak çözümler geliştirmiştir.

Sonlu elemanlar yönteminin, yapı dışındaki alanlara uygulanmaya başlaması 1960’lı yıllarda olmuştur. Örneğin, Zienkiewicz ve Cheung (1965), Poisson denklemini çözmek amacıyla bu yöntemi kullanmış, Doctors (1970) ise potansiyel akış problemlerine uygulamıştır. Zamanla, yöntem ısı transferi, yeraltı suyu akışı, manyetik alanlar ve pek çok farklı alanda yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır.

1970’lerden itibaren geliştirilen genel amaçlı sonlu elemanlar yazılımları, 1980’lerin sonunda mikro bilgisayarlarda kullanılabilir hale gelmiş ve 1990’ların ortalarında FEM ile ilgili yaklaşık 40.000 makale ve kitap yayımlanmıştır.

Sonlu elemanlar metodu, bir yapıyı “sonlu” küçük elemanlara ayırarak analiz eder ve bu analizlerin çözümleri cebirsel denklemlerle yapılır. Yöntemin ismi de bu özelliğinden türetilmiştir.

Matematiksel modelleme sürecinde, problemin varyasyonel formda ifade edilmesinin ardından, çözüm için ayrık bir model bilgisayarda oluşturulur. Sonlu elemanlar yöntemi (FEM), diferansiyel denklemlerin ayrık benzeşimlerini oluşturmak ve çözmek için kullanılan en kapsamlı ve evrensel metottur. FEM, klasik sonlu farklar yöntemlerinden farklı olarak sınır değer problemleri yerine varyasyonel problemleri temel alır.

Sonuç olarak, sonlu elemanlar yöntemi, bilimsel ve mühendislik problemlerinin sayısal çözümü için tercih edilen yöntemlerden biri olmuştur. Yöntem, matematiksel analiz, diferansiyel denklemler, sayısal çözümler, bilgisayar bilimleri ve mühendislik disiplinlerinin derinlemesine bir birleşiminden oluşan geniş kapsamlı bir yaklaşımdır [22].

Sonlu Elemanlar Yönteminin diğer yöntemlerden üstün kılan başlıca hususlar şunlardır:

- Çeşitli Malzeme Özelliklerinin Kullanılabilirliği: Bitişik elemanlar, farklı malzeme özelliklerine sahip olabilir. Bu, birden fazla malzemenin birleştirildiği yapıları analiz etmek için olanak tanır.
- Düzensiz Kenarlara Uyum Sağlama: Düzgün olmayan kenarlara sahip geometriler, eğrisel elemanlar kullanılarak kolayca analiz edilebilir.
- Esnek Eleman Boyutlandırma: Eleman boyutları, analizci tarafından değiştirilebilir. Kritik bölgelerde daha küçük elemanlar kullanılarak çözüm hassaslaştırılabilirken, diğer bölgelerde daha büyük elemanlar ile işlem süresi kısaltılabilir.
- Zorlu Sınır Durumlarının Analizi: Süreksiz yüzey yüklemeleri gibi karmaşık sınır koşulları, yöntemi zorlamaz ve kolaylıkla işlenebilir.
- Farklı Malzeme ve Geometrik Özellikler: Değişik malzeme ve geometriye sahip problemler, ek bir zorluk olmadan analiz edilebilir. Nonlineer malzeme ve geometri özellikleri, zamana bağlı davranışlar gibi faktörler de rahatça dikkate alınabilir.

- Sebep ve Sonuç İlişkilerinin Modelleme: Problemler, “kuvvetler” ve “yer değiştirmeler” gibi genelleştirilmiş terimler kullanılarak tümsel direnç matrisiyle formüle edilebilir. Bu, problemin çözümünü hem mümkün kılar hem de basitleştirir.
- Kolay Sınır Koşulu Uygulaması: Yöntem, sınır koşullarının uygulanmasını kolaylaştırarak analiz sürecini daha etkin hale getirir.

Sonlu Elemanlar Yöntemi, sahip olduğu bu avantajlarla birlikte karmaşık sorunların çözümünde hem esneklik hem de güçlü bir araç olarak dikkat çekmektedir [24].

2.5.2 Sonlu Elemanlardaki İdeal Kavramlar

Şekil değişiklikleri, dış etki ortadan kalktıktan sonra cismin eski haline dönme durumuna göre farklı kategorilere ayrılır:

Elastik Şekil Değiştirme: Dış etki kaldırıldığında hemen eski haline dönen şekil değişimlerine elastik şekil değiştirme denir. Bu tür değişimleri sergileyen cisimlere elastik cisim denir.

Elastik Olmayan Şekil Değiştirme: Dış etki ortadan kalktıktan sonra eski haline hemen dönmeyen şekil değişimlerine elastik olmayan şekil değiştirme denir.

Plastik Şekil Değiştirme: Elastik olmayan şekil değişimlerinden, zamana bağlı olmayan değişimlere plastik şekil değiştirme denir ve bu değişimleri gösteren cisimler plastik cisim olarak adlandırılır.

Sünme: Bir cisim, sabit bir yük altında iken zamanla şekil değiştirmeye devam ediyorsa bu olaya sünme denir.

Elastik Gecikme: Yük kaldırıldığında, şekil değiştirmelerin bir kısmının zaman içinde geri dönmesi durumuna elastik gecikme denir.

Her cisim, uygulanan kuvvet ve yer değiştirme koşullarına göre elasto-plastik bir davranış sergileyebilir.

Cisimlerin malzeme özelliklerine göre sınıflandırılması:

Homojen Cisim: Özellikleri her noktasında aynı olan cisimlere homojen cisim denir.

İzotrop Cisim: Malzeme özellikleri her doğrultuda aynı olan cisimlere izotrop cisim denir.

Anizotrop Cisim: Malzeme özellikleri doğrultulara göre farklılık gösteren cisimlere anizotrop cisim denir.

Bu terimler, cisimlerin fiziksel davranışlarını anlamada temel oluşturur ve mühendislik analizlerinde yaygın olarak kullanılır.

2.5.3 Sonlu Elemanlar Metodu Adımları

2.5.3.1 Sürekli Ortamı Ayırklaştırma

Sonlu elemanlar yönteminde ilk aşama, sürekli ortamı ya da çözüm bölgesini daha küçük parçalara, yani elemanlara ayırmaktır. Bu işlem, çözümün belirli bir doğrulukla gerçekleştirilmesi için çözüm alanının ayırklaştırılmasını sağlar. Çözüm alanında farklı eleman türleri kullanılabilir ve bu esneklik, yöntemin farklı mühendislik sorunlarına uygulanabilirliğini artırır. Bu çeşitlilik, farklı fiziksel özelliklere ve geometrik yapılar sahip yapısal elemanların aynı çözüm alanında analiz edilmesine imkân tanır. Böylece, sonlu elemanlar yöntemi ile karmaşık sistemler detaylı bir biçimde incelenebilir.

2.5.3.2 İnterpolasyon Fonksiyonlarının Seçimi

Bir sonraki adım, her eleman için düğüm noktalarının belirlenmesi ve alan değişkeninin eleman üzerindeki değişimini tanımlayan interpolasyon fonksiyonlarının seçilmesidir. Alan değişkeni, skaler, vektör veya tensör gibi farklı türlerde olabilir. Türev ve integral hesaplamalarının kolay olması nedeniyle interpolasyon fonksiyonları genellikle polinomlar şeklinde seçilir. Polinomun derecesi, elemana atanmış düğüm noktalarının sayısı, her düğümdeki bilinmeyenlerin sayısı ve süreklilik koşulları doğrultusunda belirlenir. Alan değişkenleri veya bunların türevleri, düğümlerdeki bilinmeyenler olarak kullanılabilir.

2.5.3.3 Eleman Özelliklerinin Bulunması

Elemanlar ve interpolasyon fonksiyonları seçildikten sonra, her bir elemanın özelliklerini tanımlayan matris denklemleri elde etmek için hazır hale gelir. Bu noktada, daha önce belirtilen üç yöntemden biri devreye girer.

2.5.3.4 Eleman Denklemlerinin Bir Araya Getirilmesi

Sistemin tüm özelliklerini belirleyen matris denklemlerini oluşturabilmek için, her elemanın matris denklemlerini birleştirmek gereklidir. Bu birleştirme işleminin

mantığı, birbirine bağlı elemanların nodlarındaki alan değişkenlerinin komşu elemanlar arasında tutarlı olmasıdır.

2.5.3.5 Sınır Koşullarının Eklenmesi

Sistemle ilgili matris denklemleri oluşturulduktan sonra, çözüm işlemine başlamadan önce, bu denklemler sınır koşullarını içerecek şekilde tekrar yapılandırılmalıdır. Bu aşamada, bilinen değerler nodlardaki denklemlere eklenir.

2.5.3.6 Tüm Sistem Denklemlerinin Oluşturulması

Tüm sistemin matris denklemleri oluşturulduğunda, çözülmesi gereken bir denklem grubu elde edilmiş olur. Bu gruptaki denklemleri çözüp, problemin nodal bilinmeyenlerini belirleriz. Eğer sorun statik ya da denge analizi ile ilgiliyse, lineer ya da nonlineer cebirsel denklem kümelerinin çözülmesi gerekir. Dinamik analiz söz konusu olduğunda ise, problem özdeğer çözümüne indirgenmiş olacaktır.

2.5.3.7 Diğer Sonuçların Hesaplanması

Denklem takımlarının çözülmesinden elde edilen sonuçlar, genellikle diğer önemli parametrelerin belirlenmesinde kullanılır. Elde edilen yer değiştirmeler üzerinden, gerilme ve şekil değiştirmeler gibi parametreler hesaplanabilir [25].

2.5.4 Statik Analiz Tanımı

Sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan statik analiz, bir parçaya uygulanan yükler ve kısıtlamaların, malzeme özelliklerine dayalı olarak nasıl bir etki yarattığını anlamaya yönelik bir değerlendirmedir. Bu tür analizlerde, zaman bağımsızdır. Sonuçlar, yüklerin ve kısıtlamaların uygulandığı anda oluşan statik durumu yansıtır.

Statik analizden elde edilen sonuçlar, parçadaki gerilme ve deformasyonların anlık değerlerini gösterir. Bu analizde, zamanla değişen etkiler (ivme, hız veya titreşim gibi) göz önüne alınmaz. Statik analizler, genellikle yapının dayanımını incelemek ve olası zayıf bölgeleri tespit etmek için kullanılır.

Özetle, statik analiz, doğru bir şekilde tanımlanan malzeme ve geometri ile, sabit yükler altında bir parçanın davranışını etkili biçimde analiz etme imkânı sunar. Ancak, zamanla değişen etkilerin ya da dinamik yüklerin önemli olduğu durumlarda, dinamik analizler tercih edilmelidir [26].

2.5.5 Dinamik Analiz Tanımı

Bir yap, üzerine etki eden yükler altında hareket ediyor ise, bu durumda eylemsizlik yükleri meydana gelir. Ancak, yükler zamanla değişmeyen ya da yükleme hızı çok daha düşük ise, bu durumda eylemsizlik yükleri göz ardı edilebilir. Bu tür durumlar için yalnızca statik analiz yapılması yeterli olacaktır.

Bu açıdan bakıldığında, dinamik analiz, statik analizin daha geniş kapsamlı bir versiyonudur. Dinamik analiz, eylemsizlik ve sönümleme kuvvetlerini de dahil ederek, daha karmaşık problemleri çözmeyi sağlar. Özellikle, yükler yüksek frekansta değişiyorsa, rastgele bir şekilde uygulanıyorsa ya da aniden etkiliyorsa, dinamik analiz statik analize tercih edilir.

Dinamik analizde, eylemsizlik ve sönümleme kuvvetleri dikkate alınır. Bu kuvvetler, yüklerin hareketine karşıt yönde ortaya çıkar. Eylemsizlik kuvvetleri, yapının kütlesi ve ivmesiyle ilişkilidir, sönümleme kuvvetleri ise sistemdeki enerji kaybını temsil eder ve genellikle titreşimlerin azalmasına yol açar. Sonuç olarak, bir yapının hangi analiz türüne ihtiyaç duyacağı, uygulanan yüklerin hızına ve doğasına bağlıdır. Statik analiz, sabit yükler ve düşük hızdaki yüklemeler için uygunken, dinamik analiz zamanla değişen veya karmaşık yüklemeler için uygundur [25].

Çok serbestlik dereceli, yoğunlaştırılmış kütleli sistemin zamanın bir fonksiyonu olarak kuvvet dengesi

$$F(t)_I + F(t)_D + F(t)_S = F(t) \quad (2.1)$$

şeklinde yazılmaktadır. Burada, t zamanındaki kuvvet vektörleri, $F(t)_I$ düğümlerdeki kütlelere etkiyen eylemsizlik kuvvetlerini, $F(t)_D$ enerji sönümleyici kuvveti, $F(t)_S$ yapı tarafından taşınan (içsel) kuvveti, $F(t)$ ise yapıya etkiyen dış yükü simgelemektedir. (2.1) denklemi lineer davranışı sergileyen ikinci dereceden lineer diferansiyel denkleme dönüştürüldüğünde

$$[M][\ddot{q}] + [C][\dot{q}] + [K][q] = [F(t)] \quad (2.2)$$

denklemi elde edilmektedir. Burada, $[M]$ kütle matrisini, $[C]$ viskoz sönüm katsayısı matrisini, $[K]$ rijitlik matrisini, $[\ddot{q}]$ düğüm noktalarındaki ivme matrisini, $[\dot{q}]$ düğüm noktalarındaki hız matrisini, $[q]$ da düğüm noktalarındaki yerdeğiştirme matrisini simgelemektedir. Bir dinamik analizde bilinmeyen $[q]$ deplasman

vektörünün, $[\dot{q}]$ hız vektörünün ve $[\ddot{q}]$ ivme vektörünün hesaplanması istenmektedir.

(2.2) denkleminde dış kuvvet sıfır alınıp sönüm ihmal edildiğinde yapıya ait sönümsüz serbest titreşim denklemi

$$[M][\ddot{q}] + [K][q] = 0 \quad (2.3)$$

şeklinde elde edilmektedir. Bu denklemin çözümünde yer değiştirme vektörü $q = \Phi \cdot e^{i\omega t}$ denklemi ile ifade edilmektedir. Yer değiştirme ifadesi zamana göre iki kez türetilirse $\ddot{q} = -\omega^2 \cdot \Phi \cdot e^{i\omega t}$ elde edilmektedir. Bu ifadeler (2.3) denkleminde yerine yazıldığında

$$[[K] - \omega^2[M]]\{\Phi\} = 0 \quad (2.4)$$

elde edilmektedir. (2.4) denklemi bir özdeğer denklemidir. Çözümün olabilmesi için,

$$\det|[K] - \omega^2[M]| = 0 \quad (2.5)$$

olmalıdır.

Bu denklemde sistemin serbestlik derecesi kadar ω 'lar elde edilmektedir. Bu çalışmada elde ettiğimiz sistem matrisi

$$\begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F \\ q \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

(2.6) ifadesinin q 'ya bağlı çözmemiz gerekmektedir. Bunun için:

$$K_{11}F + K_{12}q = 0$$

$$K_{21}F + K_{22}q = 0 \quad (2.7)$$

denklemlerinin ortak çözümünden;

$$\{-[K_{21}][K_{11}]^{-1}[K_{12}] + [K_{22}]\}\{q\} = 0 \quad (2.8)$$

bulunmaktadır. Serbest titreşim frekanslarını bulabilmemiz için (2.4) ifadesi

$$\left[\begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & \bar{K}_{22} \end{bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & M \end{bmatrix} \right] \begin{bmatrix} F \\ q \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2.9)$$

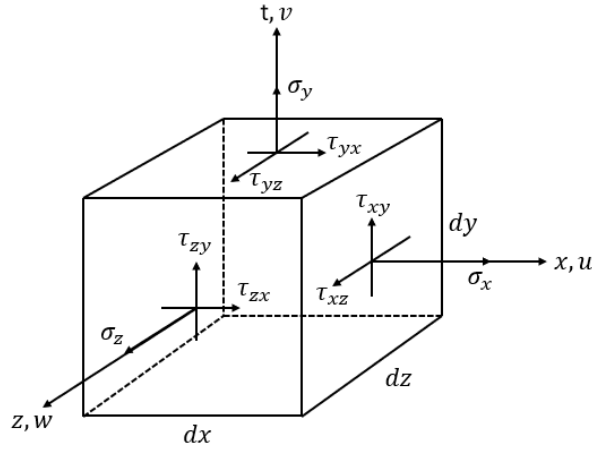
şeklini almaktadır. (2.9) ifadesinden serbest titreşim frekansları elde edilmektedir.

Elde edilen ω 'lar da eklenerek yer değiştirmeler bulunmaktadır.

2.5.6 Gerilme Analizinde Üç Boyutlu Problemler

Sonlu elemanlar yönteminde (FEM), gerilme (stress), dışsal kuvvetlerin malzeme üzerinde birim alana uyguladığı etkileri tanımlar. Bu, kuvvetin malzeme içinde nasıl dağıldığını ve malzemenin hangi derecede zorlandığını ortaya koyar.

Bu çalışmada yapılacak analizlerde, elemanların karmaşık yapıları nedeniyle üç boyutlu analizler tercih edilmiştir. Şekil 2.4'te üç boyutlu analizlerde kullanılan bir eleman üzerine etki eden gerilme kuvvetlerinin vektörleri gösterilmektedir.



Şekil 2.4 Bir eleman üzerindeki üç boyutlu gerilmeler

Üç boyutlu deplasman bileşenleri

$$\{u\} = [u, v, w]^T \quad (2.10)$$

ile verilir. Burada u, v ve w sırasıyla x, y ve z doğrultularındaki bileşenleri göstermektedir. Gerilme ve şekil değiştirmeler ise,

$$\{\sigma\} = [\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{yz}, \tau_{xz}, \tau_{xy}]^T \quad (2.11)$$

$$\{\varepsilon\} = [\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{yz}, \gamma_{xz}, \gamma_{xy}]^T \quad (2.12)$$

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\} \quad (1.13)$$

Burada $[D]$ 6x6 boyutlarında elastisite matrisi, $\{\sigma\}$ gerilme vektörü ve $\{\varepsilon\}$ gerinim vektörüdür.

$$[D] = \frac{E}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)} \begin{bmatrix} 1 - \nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1 - \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1 - \nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0,5 - \nu & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0,5 - \nu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,5 - \nu \end{bmatrix} \quad (2.14)$$

(2.14) denkleminde “E” Young modülü, “ ν ” ise poisson oranıdır. (2.14) denklemindeki ilişki ile malzemenin gerinimleri bilindiğinde gerilmeleri hesaplamayı sağlar.

Sonuç olarak, yer değiştirmeleri bildiğimizde gerilme (2.15) denklemi ile hesaplanabilmektedir.

$$\{\sigma\} = [D][B]\{q\} \quad (2.15)$$

(2.15) denkleminde $[D]$ elastisite matrisi, $\{\sigma\}$ gerilme vektörü, $[B]$ gerinim-yer değiştirme dönüşüm matrisi, $\{q\}$ ise düğüm noktalarındaki yer değiştirme vektörüdür.

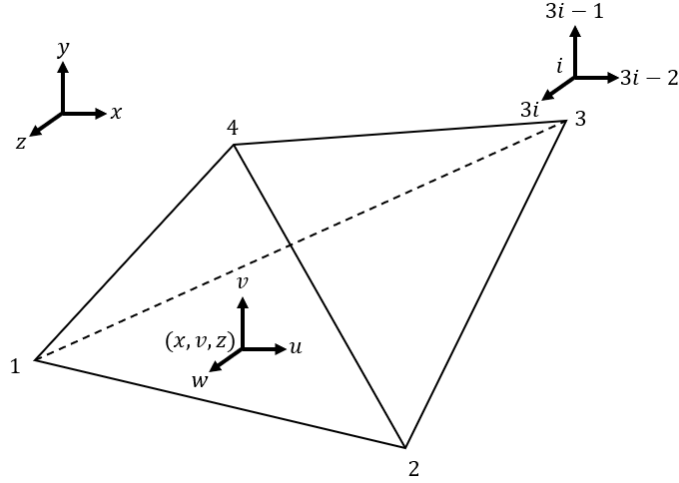
2.5.7 Sonlu Elemanlar Analizde Yer Değiştirme

Her bir eleman için yer değiştirme, elemanın düğüm noktalarındaki yer değiştirme bileşenlerine bağlıdır ve şekil fonksiyonları ile tanımlanır. Eleman içerisindeki yer değiştirme vektörü $\{u\}$, şekil fonksiyonları matrisi $[N]$ ve düğüm yer değiştirme vektörü $\{q\}$ ile ifade edilir,

$$\{u\} = [N]\{q\} \quad (2.16)$$

(2.16) denkleminde $\{u\}$ eleman içerisindeki herhangi bir noktadaki yer değiştirme vektörü, $[N]$ eleman şekil fonksiyonlarını içeren matris, $\{q\}$ ise düğüm noktalarındaki yer değiştirme vektörüdür.

Şekil fonksiyonları $[N]$, eleman tipine göre değişir ve elemanın boyutsal doğruluğunu sağlar. Tipik bir üçgen prizmatik eleman (Şekil 2.5) için $[N]$ matrisi:



Şekil 2.5 Üçgen prizmatik dört yüzlü eleman

$$[N] = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & 0 & N_3 & 0 & 0 & N_4 & 0 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & 0 & N_3 & 0 & 0 & N_4 & 0 \\ 0 & 0 & N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & 0 & N_3 & 0 & 0 & N_4 \end{bmatrix} \quad (2.17)$$

Elemanların birleşmesiyle oluşturulan bu matris denklemi, tüm sistem için genişletildiğinde, genel yer değiştirme denklemi ortaya çıkar. Bu denklemler, dış kuvvetler ve sınır koşulları göz önünde bulundurularak çözülür.

2.5.8 Bileşen Mod Sentezi Yöntemi

Bileşen Mod Sentezi (Component Mode Synthesis - CMS) yöntemi, büyük ve karmaşık sonlu elemanlar modellerinin analizini kolaylaştırmak amacıyla yapıyı alt parçalara ayırarak her bir parçayı ayrı ayrı analiz etmeye ve ardından bu parçaları birleştirerek indirgenmiş bir model elde etmeye dayanan süpereleman yaklaşımıdır [27]. Bu yöntemde her parça, bir dizi Ritz baz vektörü kullanılarak, aktif serbestlik dereceleri ve genelleştirilmiş modal serbestlik dereceleri cinsinden tanımlanır. Sistemin birden fazla bileşene bölünmesiyle her parça için bağımsız hesaplamalar yapılır ve bu hesaplamaların sonucunda elde edilen veriler birleştirilerek, daha düşük dereceli bir model oluşturulur. Yöntem, orijinal sistemin bazı doğal modlarının seçilmesi ve bunlara sayısal olarak elde edilen modların eklenmesi prensibine dayanır. Bu şekilde oluşturulan toplam mod sayısı, genellikle orijinal sistemin doğal mod sayısından daha azdır; böylece modelin serbestlik derecesi düşürülür. Ayrıca, sayısal modlar, doğal modlara kıyasla daha kısa işlem süresi ve daha az hesaplama gücü gerektirir [28]. Bu yaklaşım sayesinde, büyük ve karmaşık yapılar daha verimli şekilde analiz edilebilir. Örneğin bir tanker yapısında şasi,

dingil grubu, tank ve tank konsolları gibi alt bileşenler ayrı ayrı analiz edilerek süpereleman tekniğiyle birleştirilebilir.

Bileşen mod sentezi yönteminde çeşitli metotlar bulunmaktadır. Bu metotlar arasında en yaygın ve bilinenlerden biri, Craig-Bampton metodudur [27].

Aşağıdaki denklemde, sönüm etkisi göz önüne alınmaksızın yapısal bir bileşenin dinamik davranışını ifade edilmiştir.

$$f = M\ddot{q} + Kq \quad (3.18)$$

(2.18) denklemde;

M : Kütle matrisi

K : Rijitlik (sertlik) matrisi

$\ddot{q}$: Rijitlik (sertlik) matrisi

$\dot{q}$: Yer değiştirme vektörü

f : Zamana bağlı kuvvet vektörüdür.

Bu bağlamda (2.18) denklemi aşağıdaki karakteristik denkleme indirgenebilir.

$$0 = (K - \omega_i^2 M)\Phi_i \quad (4.19)$$

Bu denklemde ω_i^2 , sistemin i 'inci doğal frekansının karesini temsil eden özdeğer, Φ_i ise bu frekansa karşılık gelen mod şekli (özvektör) olarak tanımlanır.

Model derecesi düşürme işlemi, orijinal sistemin serbestlik derecesinin iki alt yapıya ayrılmasıyla gerçekleştirilir ve bu durumda (2.18) numaralı denklem aşağıdaki biçimde ifade edilir.

$$\begin{bmatrix} M_{aa} & M_{ao} \\ M_{oa} & M_{oo} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{q}_a \\ \ddot{q}_o \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{aa} & K_{ao} \\ K_{oa} & K_{oo} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_a \\ q_o \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_a \\ f_o \end{Bmatrix} \quad (5.20)$$

Her bir yapısal bileşen için yer değiştirme vektörü, aktif serbestlik derecelerini temsil eden q_a ve yok edilen serbestlik derecelerini ifade eden q_o olmak üzere ikiye ayrılır. Bu ayrım sonrasında, her bir bileşen aşağıda verilen özdeğer problemiyle ilişkilendirilir.

$$\left(\begin{bmatrix} K_{oo} & K_{oa} \\ K_{ao} & K_{aa} \end{bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} M_{oo} & M_{oa} \\ M_{ao} & M_{aa} \end{bmatrix} \right) \begin{Bmatrix} \Phi_o \\ \Phi_a \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (6.21)$$

(2.21) denkleminde, ω^2 sistemin özdeğeri, Φ ise buna karşılık gelen özvektördür. Φ_n ise bu denklemden elde edilen n 'inci normal mod şeklidir. Alt sistemin fiziksel uzaydaki koordinatları q ile indirgenmiş bileşen bazlı koordinatlar r arasındaki ilişki, aşağıdaki koordinat dönüşüm ifadesiyle açıklanır.

$$\delta r = q \quad (7.22)$$

Dönüşüm matrisi δ , sistemin belirli sayıda seçilmiş normal modlarını temsil eden Φ_n ile, sistemin dinamik cevabını daha verimli şekilde temsil etmek amacıyla oluşturulan ve hesaplamalı mod olarak adlandırılan Ritz birim Ψ vektörlerinden oluşur.

$$\delta = [\Psi \quad \Phi_n] \quad (8.23)$$

Hesaplamalı modlar, statik cevap vektörü q 'nın alt bileşeni olan q_o 'ın q_a cinsinden ifade edilmesi ile elde edilir.

$$\begin{bmatrix} K_{oo} & K_{oa} \\ K_{ao} & K_{aa} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_o \\ q_a \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ f_a \end{Bmatrix} \quad (9.24)$$

(2.24) denklemini dayanarak, kısıtlı mod matrisi şu şekilde ifade edilebilir.

$$\Psi_{CM} = \begin{bmatrix} \Psi_{ao} \\ \Psi_{aa} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -K_{oo}^{-1} & K_{oa} \\ I_{aa} & \end{bmatrix} \quad (10.25)$$

(2.25) denkleminde verilen, I_{aa} birim matrisidir [29].

2.6 Gerçek Model Üzerinde Yapılan Yol Testleri

2.6.1 Gerçek Yol Testleri

Otomotiv sektöründe, araçların güvenilirlik gereksinimlerini karşılayabilmesi için müşteri kullanımını gerçekçi bir şekilde yansıtan yükleme koşulları üzerinden tasarım ve test süreçlerinin yapılandırılması gerekmektedir. Araç dayanımının beklenen düzeyde olması için göz önünde bulundurulması gereken başlıca unsurlar yükleme durumu, ürün geometrisi, malzeme özellikleri ve üretim süreçleridir. Ayrıca, üretim yöntemleri ve kalite kontrol süreçleri de bu faktörler arasında yer almaktadır.

Müşteri kullanım senaryolarının çeşitliliği, araç güvenilirliği hedeflerine ulaşmayı zorlaştırabilir. Bu bağlamda, ürün kapasitesini değerlendirip gereken güvenilirlik seviyesini sağlamak için gerçek yol koşullarında yapılan dayanıklılık testleri,

önemli bir çözüm sunar. Bu testler, tasarım ve üretim süreçlerinde kritik bir rol oynar ve gerçekçi kullanım koşullarını simüle ederek doğru sonuçlar elde edilmesini sağlar [30].

Gerçek yol koşullarında yapılan dayanıklılık testleri, müşteri kullanımını etkili bir şekilde simüle edebilse de bazı olumsuz yönleri nedeniyle günümüzde daha az tercih edilmektedir. Bu olumsuz yönler şunlardır:

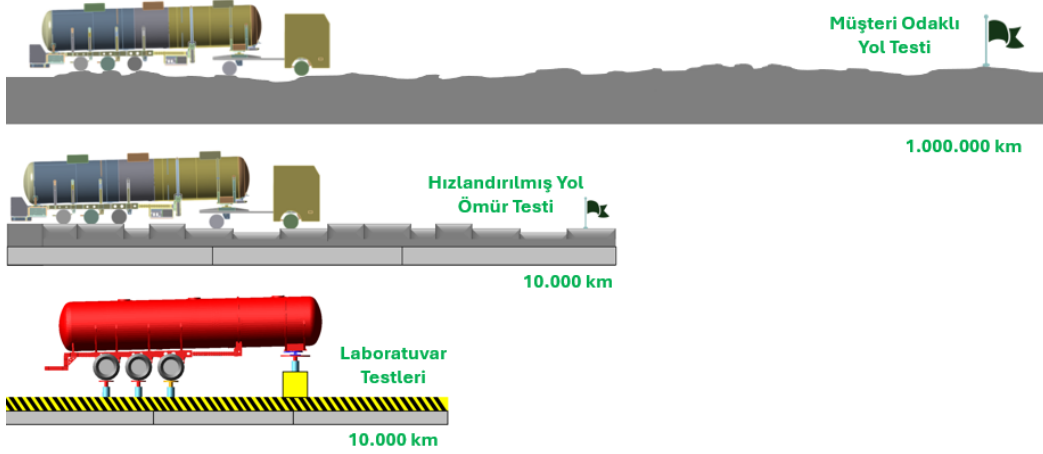
- Uzun zaman harcanması: Binek araçlar için test süreleri yaklaşık 300.000 km'yi, ağır taşıtlar için ise 1 milyon km'yi bulabilmektedir.
- Yüksek maliyet: Testlerin uzun süre alması ve karmaşık lojistik ihtiyaçları, maliyetlerin önemli ölçüde artmasına yol açar.
- Normal Trafik Koşullarına Bağlılık: Testlerin karayollarında ve normal trafik koşullarında yapılması, sürecin denetlenmesini zorlaştırır.

Bu uzun süreli ve maliyetli testler, otomotiv sektöründeki yoğun rekabet ortamında dezavantaj yaratmaktadır. Ancak, birçok firma yine de bu yöntemi kullanmaya devam etmektedir.

Günümüzde araç dayanıklılık testlerinin daha kısa sürede ve çeşitli yol koşullarında yapılabilmesi için, müşteri kullanım döngülerini (gerçek yol şartlarını) temel alan hızlandırılmış test yöntemleri geliştirilmiştir. Bu yöntemler, dayanıklılık testlerini aşağıdaki üç şekilde uygulamayı mümkün kılar:

- Müşteri odaklı testler
- Hızlandırılmış test pistlerinde yapılan testler
- Laboratuvar ortamlarında yapılan testler

Bu yaklaşımlar, müşteri kullanımını doğru şekilde taklit ederek dayanıklılık testlerini hem daha hızlı hem de daha maliyet verimli bir şekilde gerçekleştirme olanağı sağlar [30], [31]. Şekil 2.6'da bu test yöntemlerine ait örnek görseller yer almaktadır.



Şekil 2.6 Hızlandırılmış Yorulma Ömür Testi Yöntemleri

2.6.1.1 Özel Hızlandırılmış Parkurlarda Uygulanan Testler

Bir taşıtın kullanım ömrünün belirlenmesinde, aracın performans beklentileri ve maruz kalacağı işletme koşulları belirleyici faktörlerdir. Örneğin, bir arazi aracının hem zorlu engebeli arazilerde hem de düz asfalt yollarda çalışacak şekilde tasarlanması gerektiğinden, bu senaryolar dikkate alınarak ömür tahminleri yapılmalıdır. Bu doğrultuda, taşıtın karşılaştığı yükler, kullanım senaryolarına uygun şekilde modellenmelidir.

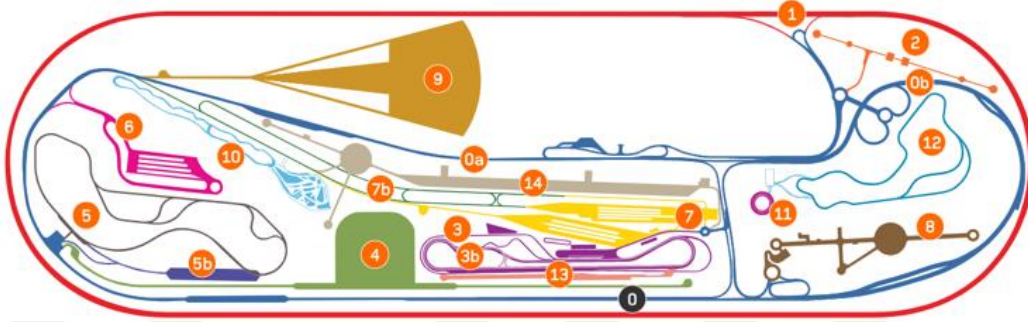
Taşıtlara etki eden kuvvetler, genellikle değişken genlikli ve dinamik karakterde olup; yol yüzeyinin yapısı, lastiklerdeki düzensizlikler ve viraj dinamikleri gibi çeşitli faktörlerden kaynaklanmaktadır. Yol kalitesi; parke taşları, asfalt kaplamalar veya stabilize yollar gibi farklı yüzey tipleri ile sınıflandırılabilir. Taşıtlar, ömürleri boyunca çeşitli yol koşullarına maruz kalmaktadır. Genel bir kabul olarak, taşıtların yaklaşık %50'sinin iyi, %25'inin orta ve %25'inin kötü yol koşullarında çalıştığı varsayılmaktadır.

Üretim öncesi yapılan testlerde, bir aracın 60 km/saat ortalama hızla toplam 300.000 km yol kat etmesi öngörülmektedir. Bu, 24 saat kesintisiz test edilmesi durumunda yaklaşık 7 ay süren bir kullanım periyoduna denk gelmektedir. Ağır vasıtalar için bu süre daha da uzun olacaktır. Ancak, bu tür bir testin gerçek yol şartlarında kesintisiz ve planlanan sürede tamamlanması mümkün değildir [19].

Bu nedenle, dayanıklılık testleri özel olarak inşa edilen hızlandırılmış test pistlerinde çok daha kısa sürede gerçekleştirilebilmektedir. Bu test pistleri, farklı

yol yüzeylerini simüle eden parkurlar içererek, gerçek sürüş koşullarına benzer test ortamları sunmaktadır.

Hızlandırılmış test pistleri sayesinde test süresi önemli ölçüde kısaltılabilir. Ancak, yüzey pürüzlülüğünün belirli bir seviyeyi aşması, aracın test hızının düşmesine yol açarak, test süresini belirli bir alt sınırın ötesine indirmeyi zorlaştıracaktır.



Şekil 2.7 Hızlandırılmış Yol Pisti (IDIADA – İspanya) [32]

İspanya'nın "Tarragona" şehrinde bulunan IDIADA otomotiv test merkezi, taşıt dayanıklılık testleri için kullanılan ileri düzey test parkurlarına sahiptir. Şekil 2.7, bu test merkezinin genel yapısını göstermektedir. Bu test merkezi, 20 farklı yol kalitesine sahip çeşitli parkurlardan oluşmaktadır ve gerçek yol koşullarını simüle etmektedir.

Bu özel parkurlar, araç dayanıklılık testlerinde büyük bir avantaj sağlayarak, gerçek yol koşullarında yaklaşık 7 ay sürebilecek testlerin 2 aya kadar düşürülmesine imkân tanımaktadır. Bu sayede, test süreçlerinin hızlandırılmasıyla otomotiv sektöründe hem zaman tasarrufu sağlanmakta hem de maliyetler önemli ölçüde azaltılmaktadır.

Aşağıda, bu tür test pistlerinde kullanılan bazı tipik yol yüzey şekillerine örnekler verilmiştir. Şekil 2.8'de doğal taş kaplı zemin, Şekil 2.9'da tümsek ve çukurlu zemin, Şekil 2.10'da dalgalı zemin, Şekil 2.11'de arnavut kaldırım taşlı zemin ve Şekil 2.12'de doğal taşlı toprak zemin detayları görülmektedir. Bu yüzeyler, farklı yol pürüzlülüklerini ve sürüş koşullarını simüle ederek, araçların çeşitli kullanım senaryolarındaki performanslarını değerlendirme imkânı sunar.



Şekil 2.8 Doğal taş kaplı zemin [33]



Şekil 2.9 Tümsek ve çukurlu zemin [33]



Şekil 2.10 Dalgalı zemin [33]



Şekil 2.11 Arnavut kaldırım taşlı zemin [33]



Şekil 2.12 Doğal taşlı toprak zemin [33]

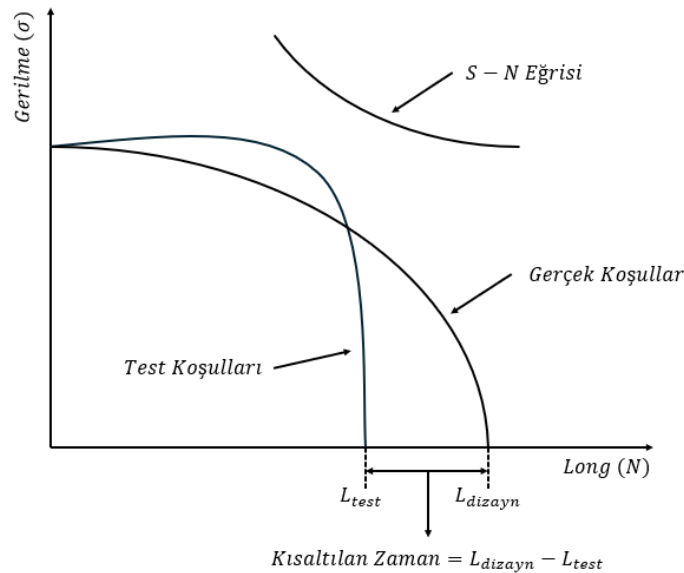
Her test pisti, çeşitli yüzey profilleri ve farklı pürüzlülük derecelerine sahip olacak şekilde özel olarak tasarlanmış yol bölümlerinden oluşmaktadır [19].

2.6.1.2 Laboratuvar Ortamında Yapılan Yol Simülasyon Testleri

Bu yöntemde, araç dayanıklılık testlerinin süresini daha da azaltmak için laboratuvar ortamında simüle edilen yükleme koşulları kullanılır. Gerçek yol koşullarından veya hızlandırılmış test pistlerinden elde edilen veriler, laboratuvardaki hidrolik test sistemlerine aktarılır. Bu süreçte, gerçek yol verilerinin neden olduğu yorulma etkisi (D_D) ile hızlandırılmış test pistlerinde elde edilen sinyallerin yol açtığı yorulma etkisi (D_T) karşılaştırılarak analiz yapılır.

Şekil 2.13, test süresinin nasıl optimize edildiğini açıkça göstermektedir. Bu yaklaşım, gerilme genliklerini artırarak aynı hasarın çok daha kısa sürede araca uygulanmasına imkân tanır. Ancak, test süreci ile gerçek kullanım koşullarında meydana gelen hasarların birbiriyle örtüşmesi kritik öneme sahiptir.

Sanal yol verisi üretiminin temel amacı, aracın kullanım ömrü boyunca karşılaşılabilecek yol koşullarının belirlenmesi ve bu koşullara uygun yol pürüzlülüğü sinyallerinin oluşturulmasıdır. Yorulma açısından eş değer hızlandırılmış test sinyalleri üretilerek araç dayanıklılık testleri optimize edilebilir. Böylece, daha kısa sürede, daha güvenilir dayanıklılık değerlendirmeleri yapmak mümkün hale gelir.



Şekil 2.13 Test ve gerçek koşulları

Bu safhada, Şekil 2.13'teki denklem doğrultusunda, kısaltılmış test yolu koşullarını temsil eden laboratuvar yol sinyallerinin oluşturulması hedeflenmektedir. Bu

sinyallerin elde edilebilmesi için, sürüş koşullarında doğal zemin verileri belirli standartlara dayanarak toplanmaktadır. Bu süreçte, taşıtta meydana gelen hasarın hızlandırılmış test sinyalleriyle uyumlu hale getirilmesi için, test yolu pürüzlülük seviyeleri, aracın test yolu hızları ve katsayılar belirli oranlarda ayarlanmaktadır [2].

Laboratuvar ortamında gerçekleştirilen dayanıklılık testleri, atalet etkisini içeren araç dayanım testleri ile dingil ve tekerlek etkileşimli testler olmak üzere iki temel kategoriye ayrılmaktadır. Şekil 2.14'te gösterilen test düzeneği, tekerlek göbeği ile etkileşimli bir sistemdir. Bu düzenek, yol koşullarının laboratuvar ortamında simüle edilmesi amacıyla geliştirilmiş olup, her bir tekerlek göbeğine bağımsız olarak x, y ve z eksenlerinde toplam 6 giriş sinyali uygulanmasına olanak tanımaktadır. Bu yöntem, gerçek yol şartlarının laboratuvar ortamında yüksek hassasiyetle modellenmesini sağlayarak, araç dayanıklılık testlerinin daha verimli gerçekleştirilmesine imkân sunar.



Şekil 2.14 Dingil merkezinden tahrikli prototip araç seviyesinde yapılan test [34]

Bahsi geçen test sisteminde araç lastikleri ve jantları ayrılarak gerçek yol verileri dingil merkezlerinden araç üzerine iletilmiştir.



Şekil 2.15 Lastik temaslı tam araç testi [35]

Şekil 2.15'te verilen test sistemi, aracın doğal sürüş koşullarından elde edilen yer değiştirme veya noktasal yük verilerini sarsıcı test sistemi aracılığıyla tekerleklerle ileterek yapıyı tahrik eder. Bu düzenek, aracın yol testlerine çıkarılmadan önce laboratuvar içerisinde gerçek yol koşullarının hızlandırılmış verilerini kullanılarak aracın yapısal dayanımını belirlemeye olanak tanır [36].

2.7 Bilgisayar Destekli Mühendislik ile Tasarım Doğrulama

Bilgisayar destekli mühendislik (CAE), günümüzde ürün geliştirme süreçlerinin vazgeçilmez bir bileşeni haline gelmiştir. İlk olarak 1970'li yıllarda havacılık ve uzay sanayisinde kullanılan bu teknoloji, kısa sürede otomotiv sektörünün de ilgisini çekmiş ve bu alanda hızla yaygınlaşmıştır. Günümüzde, bilgisayar destekli mühendislik uygulamaları çoğunlukla otomotiv endüstrisi tarafından kullanılmaktadır.

Bilgisayar destekli mühendislik, mühendislik tasarımlarının bilgisayar yazılımları ile sanal ortamda yapılmasını, tasarımların bu ortamda test edilmesini ve dijital doğrulama işlemlerinin gerçekleştirilmesini kapsar.

Otomotiv sektöründe, bilgisayar destekli tasarım doğrulama çözümleri, birçok mühendislik disiplinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Taşıtlar henüz tasarım aşamasındayken doğrulama yapılabilmesi amacıyla çeşitli analizler ve simülasyonlar gerçekleştirilir. Bu süreçlerde başvuru başlıca analiz ve simülasyon türleri şunlardır:

- Çarpışma Analizleri
- Direngenlik/Katılık Analizleri
- Gürültü Titreşim Analizleri (NVH)
- Hesaplama Akışkanlar Dinamiği Analizleri (CFD)
- Havalandırma Konforu Analizleri
- Havalandırma Sistemi Performans Simülasyonları
- Yorulma Hesaplamaları ve Ömür Tahmini Analizleri
- Araç Dinamiği Analizleri
- En İyileme (Optimizasyon) Analizleri
- Mekanik Sistem Simülasyonları
- Akış Analizleri

- Bir ve Üç Boyutlu Sistem Simülasyonları
- Motor İçi Yanma Analizleri, Yakıt/Performans Analizleri
- Termal Dayanıklılık Analizleri
- Akustik Analizler, Gürültü Seviyesi Tespiti, Ses Yutum Performansı Hesaplamaları
- İmalat Simülasyonları
- Kompozit Malzeme Analizleri (Mikro ve Makro Seviye Modelleme).

Bu yöntemler, tasarım doğrulama aşamasında hem zamandan tasarruf sağlar hem de fiziksel testlerin gerekliliğini azaltarak maliyetlerin düşürülmesine katkı sağlar [37].

2.7.1 Bilgisayar Destekli Çarpışma Analizleri

Araç çarpışma analizleri, otomotiv endüstrisinde yaygın olarak kullanılan bir tekniktir. Bu analizlerde, araçların çarpışma anındaki tepkileri hesaplanarak değerlendirilir. Analiz sonuçları doğrultusunda, fiziksel testler yapılmadan önce gerekli tasarım değişiklikleri yapılabilir.

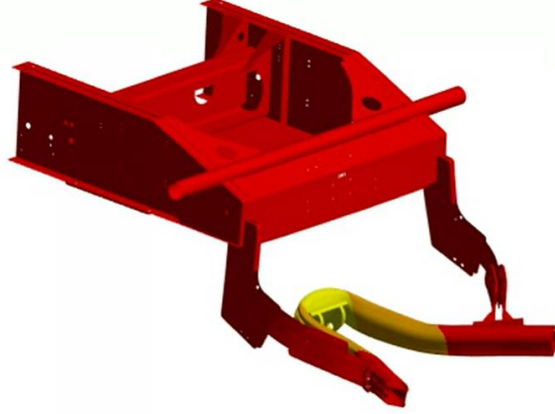
Çarpışma testlerinin gereksinimleri, farklı çarpışma senaryoları (örneğin, ön çarpışma, yan çarpışma gibi) doğrultusunda düzenlemelerle belirlenmiştir. Her ülkenin kendi düzenlemeleri bulunmakla birlikte, bu düzenlemeler arasında önemli farklılıklar yer alır. Örneğin, ABD ve Avrupa'nın çarpışma test yönetmelikleri arasında önemli uyumsuzluklar söz konusudur.

Çarpışma testlerinin amacı, çarpışma sırasında araç tarafından emilen enerji miktarını belirlemek ve yolcuları potansiyel zarar ve yaralanmalardan korumaktır. Çarpışma analizlerinden elde edilen veriler, araçların güvenliğini artırmaya yönelik tasarım iyileştirmeleri için büyük bir öneme sahiptir.

Şekil 2.16 ve Şekil 2.17'de örnek olarak bir çarpışma analizi sonuçları gösterilmiştir. Bu sonuçlar, araç üzerindeki deformasyonları ve enerji emilim davranışlarını görüntülemek için kullanılmaktadır [37].

D: orta nokta 10 ton
Directional Deformation
Type: Directional Deformation(Z Axis)
Unit: mm
Global Coordinate System
Time: 1,0036e-002
17.10.2024 11:34

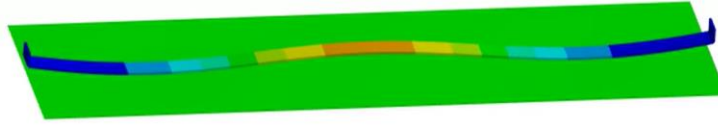
150,13 Max
-341,56
-833,24
-1324,9
-1816,6
-2308,3
-2800
-3291,7
-3783,4
-4275 Min



Şekil 2.16 Treyler tamponu için çarpışma analiz sonucu [38]

F: Copy of Copy of LS-DYNA
Directional Deformation
Type: Directional Deformation(Y Axis)
Unit: mm
Global Coordinate System
Time: 8,7879e-002
22.10.2024 09:33

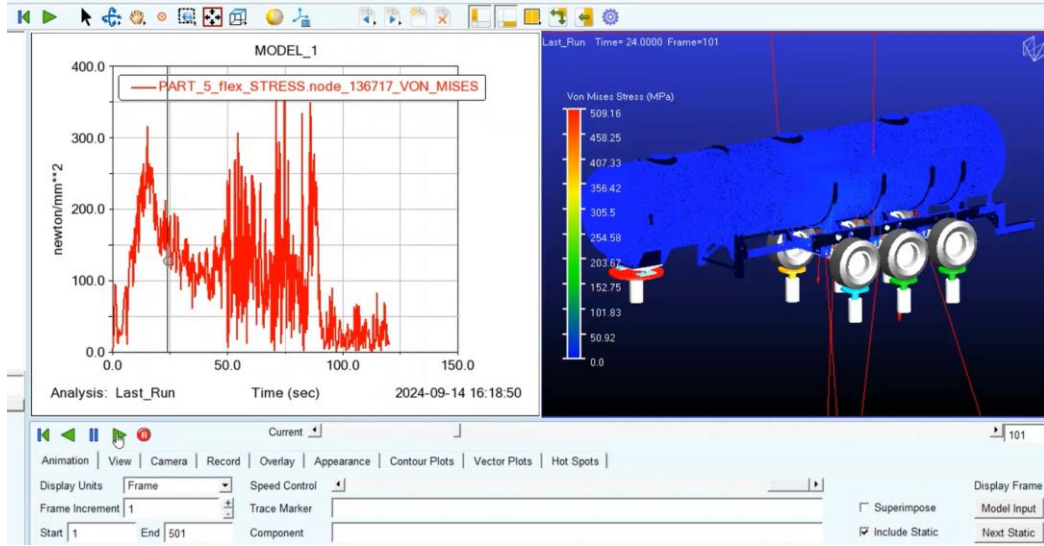
67,271 Max
51,99
36,71
21,429
6,1488
-9,1317
-24,412
-39,693
-54,973
-70,254 Min



Şekil 2.17 Yük taşıyıcı profil serbest düşüş analiz sonucu [38]

2.7.2 Bilgisayar Destekli Araç Dinamiği Analizleri

Araç dinamiği analizleri, bir aracın yol koşullarına göre sürücünün müdahalesine nasıl yanıt vereceğini belirlemek amacıyla yapılır. Bu analizler, aracın ilk tasarım aşamasından itibaren başlar ve geliştirme sürecinde kritik bir rol oynar. Süspansiyon, fren, ağırlık dağılımı, aktarma organları ve lastik özellikleri gibi unsurlar, aracın dinamik performansını etkileyen faktörler olarak incelemeye dahil edilir ve bu unsurların araç üzerindeki etkileri ayrıntılı bir şekilde değerlendirilir. Şekil 2.18’de bir araç dinamiği modelinin sonuçları verilmiştir.



Şekil 2.18 Araç dinamiği modeli ve dingil bağlantı bölgelerine gelen kuvvet değerleri

Araç dinamiği modelleri, daha gerçekçi sonuçlar elde etmek için esnek yapılar kullanılarak geliştirilip, kontrol algoritmalarıyla entegre bir şekilde çalıştırılabilir. Böylece, ABS gibi sistemlerin sanal ortamda simülasyonu ve testi yapılabilir.

Bu tür modellerde, araç sanal ortamda hareket ederken, süspansiyon sistemlerine etki eden kuvvetler ve ivme gibi yükler hesaplanabilir. Ayrıca, modeldeki bazı kritik bileşenler esnek şekilde tanımlanarak, bu parçalar üzerindeki gerilme değerleri, araç hareket halindeyken incelenebilir. Bu yöntem, tasarım doğrulama süreçlerini hızlandırırken, fiziksel testlere olan bağımlılığı azaltarak maliyet tasarrufu sağlar [37].

3.1 Yorulmanın Tarihçesi

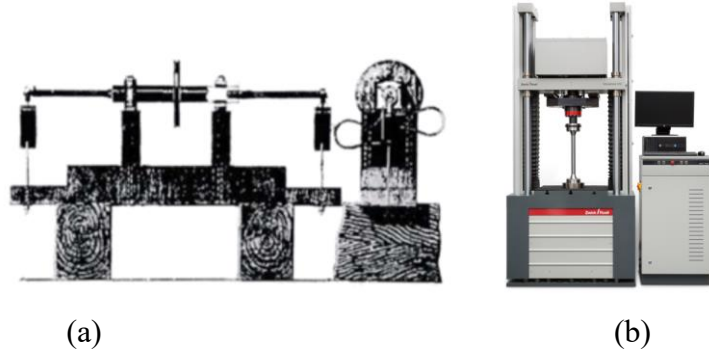
Yorulma üzerine yapılan ilk bilimsel incelemeler, 1829'da Almanyalı maden mühendisliği alanında çalışan Wilhelm Albert'in gerçekleştirdiği tekrarlı yükleme deneyleri ile başlamıştır. Albert, demir zincirleri üzerinde bu testleri yaparak, yorulma alanındaki ilk araştırmaları başlatmıştır. 19. yüzyıl ortalarına gelindiğinde, demiryolu sistemlerinin hızla yayılmasıyla birlikte, demiryolu akslarında yorulma nedeniyle oluşan hasarlar sık karşılaşılan bir sorun haline gelmiş ve bu durum bilim insanlarının tekrarlı yükler ve yorulma üzerindeki araştırmalarını yoğunlaştırmalarına neden olmuştur [39].

1852 ile 1870 yılları arasında Alman demiryolu mühendisi August Wöhler, sistematik yorulma araştırmalarına öncülük etmiştir ve modern yorulma teorisinin temelini atmıştır. Bu nedenle Wöhler, yorulma konusundaki çalışmalarında "büyükbabası" olarak kabul edilmektedir. Wöhler, kurduğu deney düzeneği ile demiryolu akslarına tekrarlı yükler uygulamış ve çeşitli materyallerden üretilmiş ufak örnekler üzerinde bükülme, dönme ve doğrusal yükleme testleri yapmıştır.

August Wöhler'in dingil malzemesi üzerinde yaptığı testlerde gerilme genliklerine karşılık gelen yorulma çevrim sayılarını hesaplamış ve bu verileri grafiksel olarak sunmuştur. Bugün, bu çalışmalardan türeyen S-N eğrisi (gerilme-çevrim sayısı diyagramı), literatürde önemli bir yer tutmaktadır. Günümüz yorulma analizlerinde kullanılan S-N grafiklerindeki eğriler, halen "Wöhler eğrisi" adında anılmaktadır. [40], [41].

Wöhler'in çalışmalarına paralel olarak, diğer mühendisler de köprüler, denizcilik ekipmanları ve enerji makinelerinde tekrarlı yüklerin yol açtığı problemlere yönelik araştırmalar yapmışlardır. 1900'lü yıllarda malzemelerin tekrarlı yükler altında

aldığı hasarlar ile ilgili 80'den fazla akademik yayın üretilmiş ve 20. yy.'ın birinci ve ikinci çeyreğinde bu konunun teorik olarak anlaşılmasına yönelik çalışmalar öne çıkmıştır [42].



Şekil 3.1 (a) August W. tarafından üretilen dayanım ömür testi düzeneği (b) mevcut teknolojilerde tercih edilen dayanım ömür testi düzeneği

Wöhler'in 1850'li yıllarda yaptığı raylı sistemlerde kullanılan mil üzerine belirli değişmeyen yay yükü uygulanarak değişmeyen hızda çevrilmesiyle eğilmeye zorlayan test sistemi ve mevcut teknolojilerle üretilen malzemelerin dayanım ömür değerlerini ortaya koymak için kullanılan test sistemi Şekil 3.1'de beraber verilmiştir.

ABD, İkinci Dünya Harbi sırasında donanmanın gereksinimlerini giderebilmek için gemileri perçinlerle birleştirmek yerine komple kaynakarak birleştirmiştir. Üretilen bu gemilerin soğuk sulara inmesi sonucunda kaynaklarında çatlak meydana gelmiştir. Bu durumla birlikte İkinci Dünya Harbi boyunca elde edilen teknolojik ilerlemeler, savaşın ardından havacılık ve denizcilik sektöründe kullanılan makinaların inşasında yaygın şekilde uygulanmıştır. Tüm bu olaylarla sebebi ile 1950'lerde malzeme üzerinde yapılan çatlama ve yorulma çalışmaları artmıştır.

1943 yılında kaynakla üretilen bir gemi, ortadan ikiye ayrılmıştır. Üretilen 2700 gemiden 400'ü kırılma sorunları yaşamış, 10 tanesi ise tamamen ikiye ayrılarak kullanılamaz hale gelmiştir. Bunlar tarihte ilk önemli kırılma olayları olarak yer almıştır [43].

Bu kırılma olayları, gemilerin kaynak bölümlerinde, keskin köşe noktalarında ve çeliğin düşük sertliğe sahip bölgelerinde meydana gelen yorulma çatlaklarına bağlanmaktadır. Ayrıca, gemilerin aşırı soğuk sularda faaliyet göstermesi, çeliğin

düşük sıcaklıklarda kırılgan hale gelmesine neden olmuş ve bu durum olayları daha da kötüleştirmiştir.

II. Dünya Savaşı sonrasında Amerika Birleşik Devletleri sivil havacılıkta önemli bir liderdi. Ancak, İngiltere turbojet motor geliştirmelerini ilerleterek Comet uçaklarını 1952 senesinde sivil havacılığa tanıtmış ve bu sektörde liderlik pozisyonunu elde etmiştir. Kısa bir süre sonra Comet uçaklarının üçünde görülen ciddi çatlaklar ve kırılmalar sonucunda uçak kazaları meydana gelmiş ve İngiltere'nin havacılık sektöründeki liderliği sona ermiştir.

Bu uçaklardan birinin enkazı üzerinde yapılan incelemelerde, kabin bölgesindeki bir çatlağın zamanla büyüyerek uçak üzerindeki büyük hasarı oluşturduğu tespit edilmiştir. Çatlağın sebebi, uçak pencerelerindeki köşe dönüşlerinin yorulma dayanımını karşılamayan tasarım hatalarından kaynaklanıyor olmasıdır. Bu durum, havacılık sektöründe yorulma mekanizmalarının anlaşılmasının önemini bir kez daha gözler önüne sermiştir [43].



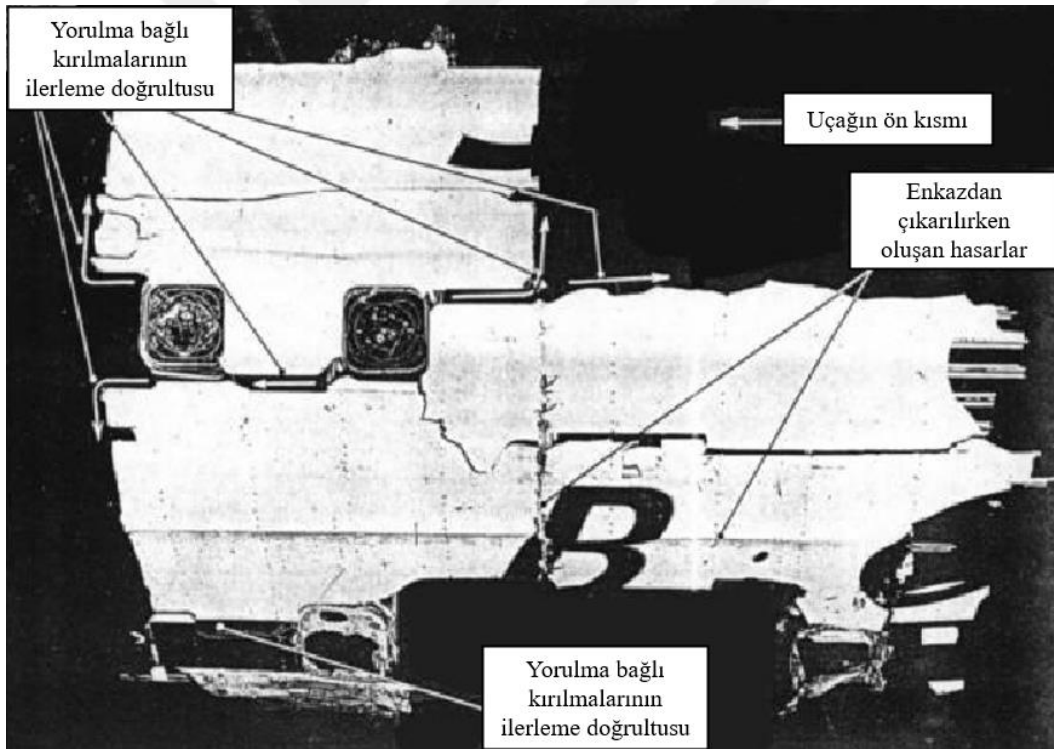
Şekil 3.2 İngiliz De Havilland şirketi tarafından geliştirilen Comet model hava taşıtı [44]

Son yıllarda üretilen uçaklarda, oval veya dairesel şekilli pencereler kullanılmaktadır. Bu pencerelerde keskin köşe dönüşleri bulunmamaktadır. Bu değişiklik, geçmişte karşılaşılan problemlerin yeniden yaşanmaması için yapılmıştır. Şekil 3.2’de, Comet uçağının bir görseli yer almakta olup, Şekil 3.3’te ise keskin köşe pencerelere sahip olan ve düşen bir Comet uçağını göstermektedir.

Görsellerde, pencere köşelerinde oluşan kırılmaların tüm uçağa nasıl yayıldığı açıkça gözler önüne serilmektedir.

Yorulma, giderek daha fazla önem kazandıkça, 1950'ler ve 1960'larda bu konuda iki ana yaklaşım geliştirilmiştir. Bunlardan biri, Manson-Coffin Lokal Deformasyon Yaklaşımı olup, çatlakların oluşumunu saptamak ve önlemek amacıyla geliştirilmiştir. Diğer yaklaşım ise, çatlakların ilerlemesini anlamak için kullanılan Doğrusal Elastik Kırılma Mekanikliği (LEFM-Linear Elastic Fracture Mechanics) yaklaşımıdır.

Sonraki yıllarda, İngiltere'de bulunan Sheffield Üniversitesi'nde Miller ve diğerleri, metal malzeme yorgunluğu konusunda birleşik bir teori geliştirmeyi hedeflemişlerdir. Bu çalışmalar, mikroskobik, makroskobik ve yapısal düzeyde çatlak ilerlemesi üzerine yoğunlaşarak, yorulma mekanizmalarını derinlemesine anlamayı ve bu alanda daha kapsamlı çözümler üretmeyi amaçlamıştır [42].



Şekil 3.3 Düşen bir Comet uçağındaki kırılma problemi [45]

3.2 Yorulmanın Tanımı

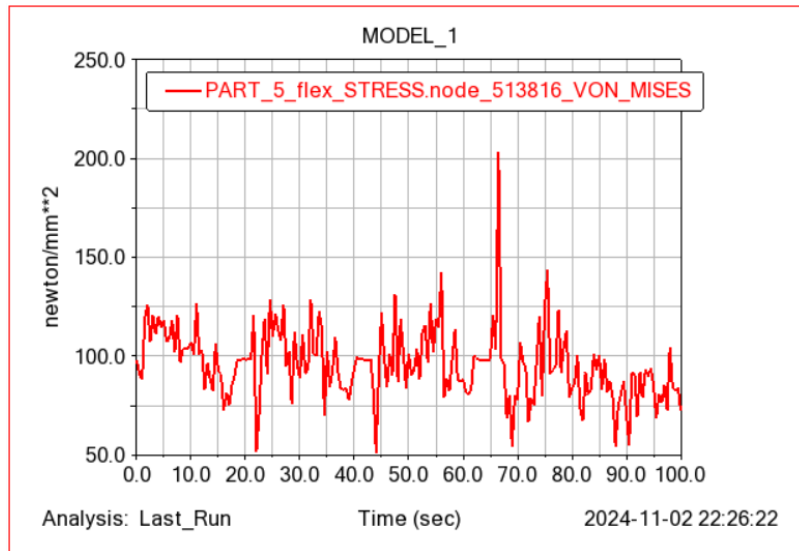
Yorulma, malzemenin değişken yükteki gerilme ve deformasyon etkileri altında yapısal değişikliklere uğrayarak çatlak oluşumuna veya birkaç çevrimde tamamen kırılmasına yol açan bir süreçtir. Bir parçaya uygulanan maksimum gerilme değeri,

malzemenin elastik sınırını aşmadığı sürece yük kaldırıldığında parça başlangıçtaki durumuna geri döner. Bu yüklemeler, bazı durumlarda malzemenin elastik sınırları içinde birden fazla kez tekrarlanabilir. Yüklemeler belirli bir sayıda yapıldığında sorun çıkmazken, tekrar sayısı milyonlara ulaştığında malzeme statik kırılma dayanımından daha düşük bir seviyede kırılabilmektedir. Bu olay yorulma olarak tanımlanır.

Yorulma, mekanik hasarların en sık gözlemlenen nedenlerinden biri olup, bu sebeple uçaklar, köprüler, otomobiller, araç süspansiyonları ve gövdesi gibi yapıların tasarımında kritik bir parametre olarak kabul edilir. Bu tür yapılar yeterince iyi tasarlanmadığında, sürekli yükler nedeniyle yorulma hasarları meydana gelebilir.

Servis yükleri analizi, bir parçanın yaşam süresi boyunca maruz kalacağı yükler, deformasyonlar, gerilmeler, titreşimler ve gürültüyü doğru bir şekilde belirlemeyi amaçlar. Yükleme adımları, özel koşullar altında kaydedilen yükleme geçmişlerinden elde edilir. En doğru sonuçlar, ilgili parça veya sisteme doğrudan etki edecek kuvvet alanlarına yerleştirilen strain gage'lerden elde edilen verilerle sağlanır.

Yorulma ömrü üzerinde etkili olan iki temel faktör vardır. Bunlardan biri birim alana etki eden kuvvet diğeri ise kuvvetin şiddetidir. [46].



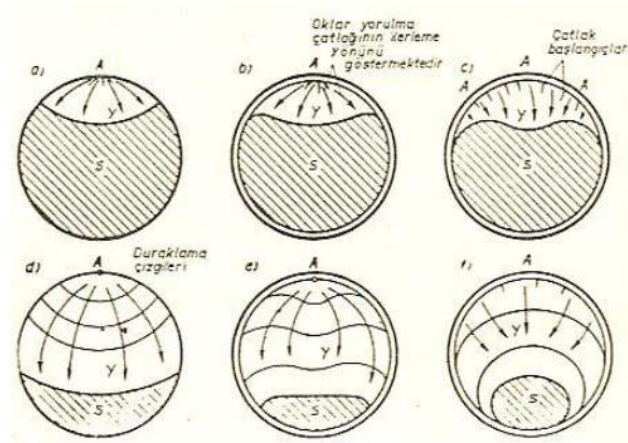
Şekil 3.4 Karışık şiddetli yük uygulaması

Şekil 3.4'te yer alan verilere göre, dinamik yüklemelerden bahsedildiğinde, malzeme yorulması mutlaka göz önünde bulundurulmalıdır.

Tekrarlayan gerilmelere ya da şekil değişimlerine maruz kalan malzemenin kırılması, yorulma olarak tanımlanır. Bu tür kırılma, özellikle gevrek malzemelerde sıkça karşılaşılan ve geniş bir gerilme genliği aralığında gözlemlenen bir kırılma şeklidir. Yorulma kırılmasında, çatlağın başlangıcı ve ilerleyişi genellikle düz ve parlak bir yüzeyle karakterize edilir. Bu süreç, çatlağın adım adım büyümesi olarak tanımlanır.

Kırık yüzeydeki daha pürüzlü ve kristal benzeri yapı, çatlağın hızlı bir şekilde büyüüp malzemenin tamamının kopmasıyla sonlanan ani kırılma aşamasına işaret eder. Şekil 3.5'te, kırık yüzeyin düzgün ve mat görünümüne sahip kısmında, farklı genliklere sahip değişken yükler ile oluşturulmuş duraklama hatları gözlemlerle saptanabilir.

Yorulma kırılmasının bir diğer belirgin özelliği, makroskobik seviyede plastik deformasyon sergilemesidir. Bu özellik, yorulma kırılmasını kırılma türü olarak gevrek kırılmaya benzer hale getiren önemli bir faktördür.

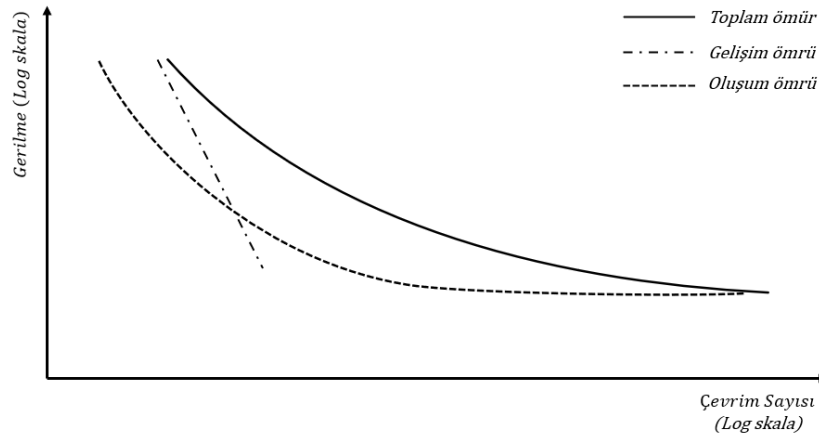


Şekil 3.5 Malzeme üzerinde yorulma çatlağının ilerleme yönü [47]

Önceki yıllarda metalik malzeme yorulması üzerine yapılan incelemelerde, çatlak oluşumunun, ilerlemesinden daha önemli bir faktör olarak kabul edildiği düşünülmektedir. Ancak son on yıl içinde bu düşünce, çatlak oluşumu ve ilerlemesiyle ilgili önemli teknik gelişmeler ve yayınların ortaya çıkması ile tam tersine dönmüştür.

Şekil 3.6'da Wöhler eğrisinin yorulma çatlağının meydana gelmesi ve büyümesi bağlamında iki aşamaya ayrılmış şematik bir gösterimi bulunmaktadır. Bu grafik, gerilme genliğinde bir artış olduğunda, yorulma ömrüyle ilişkilendirilen çevrim

sayısının nasıl düştüğünü ve bunun her iki aşamada, yani çatlak oluşumu ve ilerlemesi safhalarında nasıl gözlemlenebileceğini açıkça sergilemektedir.



Şekil 3.6 Yorulma oluşum ve ilerleyiş çizgileri

Sonuçlara bakılırsa, SN diyagramları, kullanım koşullarında metal yapıların güvenli bir şekilde çalışması için gereken şartların belirlenmesinde ve yorulma ömrü tahminlerinde kritik bir rol oynar. Ancak, test örneklerinden farklı olarak, malzemenin yapısındaki yüzey hataları ve kristal yapısındaki düzensizlikler, parçanın toplam yorulma ömrü boyunca çatlak gelişimini engelleyebilir veya yavaşlatabilir.

Metal yüzeyindeki yorulma çatlaklarının yerel olarak oluşmasına yol açan bazı etkenler aşağıda verilmiştir;

- Çentik etkisi: Mühendislik malzemelerinde, genellikle keskin kenar veya çentik gibi şekil değişikliklerinin meydana geldiği noktalarda, gerilme yoğunluğu artar.
- Yüzeydeki kristallerin zayıf desteklenmesi: Yüzeydeki kristaller, iç bölgelerden daha az desteklendiği için yüzeyde kayma hareketi daha olasıdır.
- Atmosferik etkiler: Tekrarlı yüklerin etkisiyle, bir mühendislik malzemesinin yüzeyinde kayma meydana gelebilir. Kayma, kristal yapısı içinde atomların paralel düzlemler arasında kaymasıyla gerçekleşir ve bu da yüzeyde çıkıntı ve çöküntülerin oluşmasına neden olur.
- Çentiğin etkisi ve gerilme birikimi: Tekrarlı yükler etkisi altında oluşan çatlaklar genellikle malzeme üzerindeki kuvvet yoğunluğunun yüksek olduğu bölgelerde başlar. Bu artış, köşe kırılımlarında veya birim alana etki

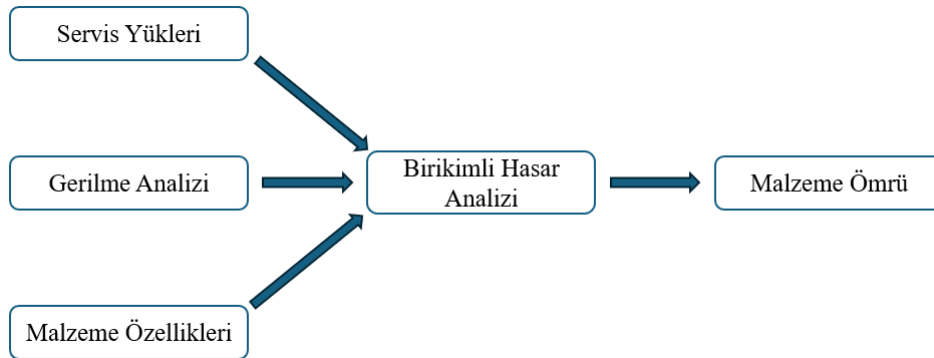
eden kuvvet birikimine etki edecek farklı faktörlerden kaynaklanabilmektedir.

Malzeme üzerinde birim alana etki edecek kuvvetin artmasını sağlayacak etkenler malzemenin yorulma dayanım ömrünü kısaltabilir. Bu etkenler fiziksel (delikler, oluklar, yarıklar) veya yapısal (hava kabarcıkları, yabancı maddeler, malzeme heterojenliği) kaynaklı olabilir. Ortaya çıkan süreksizlikler, birim alana düşen kuvvet seviyelerinde bir artışa yol açar [47]

Birim alana etki eden kuvvet, şekil değiştirme ve dayanım ömrü aralarındaki ilişki, yapısal analizlerde büyük önem taşır. Yorulma, parçanın kritik bölgelerinde meydana gelen lokal gerilme ve gerinme değerlerine bağlı olarak oluşur. Her malzeme için gerilme-birim uzama eğrisi özeldir ve genellikle malzemenin yerleşiminden bağımsızdır. Bu nedenle, laboratuvar ortamında eksenel yük altında test edilen küçük örneklerin davranışı, yapıların ya da parçaların kritik bölgelerindeki davranışlarını doğru şekilde yansıtır.

Yorulma ömür analizlerinde, herhangi bir malzemenin en zayıf noktasındaki tekrarlı yüklere karşı dayanımını belirlemek için, Şekil 3.7'deki farklı adımlar birbirlerine bağlı olmaksızın kullanılır. Zayıf noktalardaki birim alana düşen kuvvet ve deformasyon yanıtları, kuvvet birikim parametreleri ve yapı malzemesinin özelliklerinin tanımlanması gibi faktörlere dayanır.

Farklı genliklerdeki kuvvetlerin yorulma hasarına etkisi, laboratuvar ortamında malzeme üzerinde yapılan testlerle elde edilmiş Wöhler eğrileri ile kıyaslanarak belirlenir. Son olarak, spesifik bölgelerdeki her yük durumu için belirlenen hasar yüzdeleri, toplam hasarı hesaplamak için lineer olarak toplanır.



Şekil 3.7 Birikimli hasar analizi prosesi

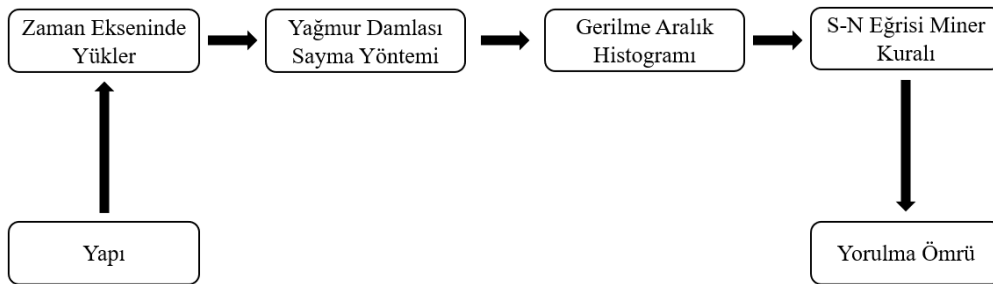
Otomotiv ve yedek parça üreticileri, parça testlerine başvururken hem ağırlığı azaltmayı hem de üretim maliyetlerini düşürmeyi hedefleyerek servis yükleri altında herhangi bir hasar oluşumunu engellemeye çalışmaktadırlar.

Yorulma davranışı genel olarak, zaman bazlı yorulma ve frekans bazlı yorulma olmak üzere iki ana başlık altında ele alınmaktadır [48].

3.3 Zamana Dayalı Yorulma Yöntemi

Zamana dayalı yorulma yönteminde, sistem üzerine uygulanan bütün kuvvetler zamanla değişen bir fonksiyon olarak tanımlanır. Bu yaklaşımda, zamana bağlı gerilme değerleri genellikle deneysel veriler veya sayısal analizler yardımıyla elde edilir. Yükler, zaman ekseninde tanımlanarak bu yaklaşımda kullanılır ve gerilme ile birim uzama yanıtları zaman bazlı değişken olarak ifade edilir [49].

Zamana dayalı yorulma yönteminin akış şeması Şekil 3.8’de gösterilmiştir. Gösterilen çevrim içerisinde yorulma ömrüne etki eden faktörler; yapı fiziksel şekli, kullanılacak olan malzeme karakteristikleri ile sisteme etkileyen kuvvetlerdir. Geometri açısından, çentik etkisi önemli bir faktör olarak öne çıkar. Sistemdeki yükler ise yük seviyeleri, sürekli değişen veya aynı şiddetteki kuvvet uygulama şekli, bir ekseninde veya birden fazla ekseninde yük iletimi gibi unsurlarla belirlenir. Malzeme özellikleri ise, malzemenin tekrarlı yükler altındaki dayanıklılığı, son yüzey işlemleri, üretim süreçleri, kalıcı gerilmeler ve sıcaklık etkileri gibi etkenler doğrultusunda yorulma ömrünü şekillendirir.



Şekil 3.8 Zamana dayalı yorulma yöntemi akış şeması

İvme, şekil değiştirme ve yük formunda elde edilen veriler, taşıt yorulma ömür çevrimini simüle eden profili oluşturur. Elde edilen bu veriler frekans, periyot ve genlik parametrelerini içerir. Fakat taşıtın yorulma ömür çevrimini belirlerken bu parametrelerden çoğu kullanılmaz.

Yapılan zamana dayalı analizlerde, frekansın değerlendirilmediği durumda, titreşim ve anlık darbe etkileri dinamik olarak filtrelenmemiş zaman verilerinde görülmez. Çoğunlukla sabit yük altında tepki gösteren malzemeler için zamana dayalı analiz yöntemleri tercih edilmektedir. Ancak frekans, atalet etkili parçalar için kritik öneme sahiptir.

Bazı durumlarda, tek bir yükleme bile malzemenin yorulmasına yol açabilir. Bu gibi durumlar için, tek eksenli yükleme senaryoları göz önünde bulundurulur ve çok eksenli yüklemelerin etkisi genellikle göz ardı edilir [50].

Zamana dayalı yorulma ömür analizlerinde, üç farklı metot kullanılmaktadır. Bu metotlar; Zamana bağlı gerilmenin taşıt yorulması üzerindeki etkisi, zamana bağlı deformasyonun yorulma ömrü üzerindeki etkisi ve son olarak çatlağın ilerleme yöntemi olarak sıralanabilir.

3.3.1 Toplam Ömür Yöntemi

1850’li yıllardan itibaren, gerilme odaklı yöntem, yorulma analizi ve tasarımının temel yaklaşımı olmuştur. Bu yöntem, toplam ömür ya da gerilmeye bağlı yorulma metodu olarak bilinir ve diğer yöntemlerden şu özellikleriyle ayrılır;

- Yorulma hasarının ana nedeni, tekrarlanan gerilmelerdir.
- Etkinliğinin en fazla olduğu alan, çok tekrarlı yorulma alanıdır.
- Spesifik olarak malzemelerin elastik alanlarındaki yorulma-ömür davranışları içindir.
- Özellikle malzemenin elastik bölgesinde gözlemlenen yorulma davranışları için uygundur.
- Kalıcı şekil değişimlerinin önemli olduğu parçalar için uygun değildir.

Toplam ömür yönteminde, yorulma testi sırasında numuneye karmaşık genlikli etkiler uygulanarak zamana bağlı yapısal hasar ortaya çıkar. Numuneler üzerine etki eden yüklemeler sabit genlikli gerilme (S_r) ve durağan gerilme genliği (S_a) olarak tanımlanır. Sabit genlikli gerilme bir çevrimdeki maksimum gerilme ile minimum gerilme arasındaki fark olarak tanımlanır. (3.1)

$$S_r = S_{max} - S_{min} \quad (11.1)$$

S_r : Sabit genlikli gerilme

S_{max} : Gerilmenin maksimum değeri

S_{min} : Gerilmenin minimum değeri

Maksimum ve minimum gerilme farkının yarısı ise durağan gerilme genliği olarak tanımlanır. (3.2)

$$S_a = \frac{S_r}{2} = \frac{(S_{max} - S_{min})}{2} \quad (3.2)$$

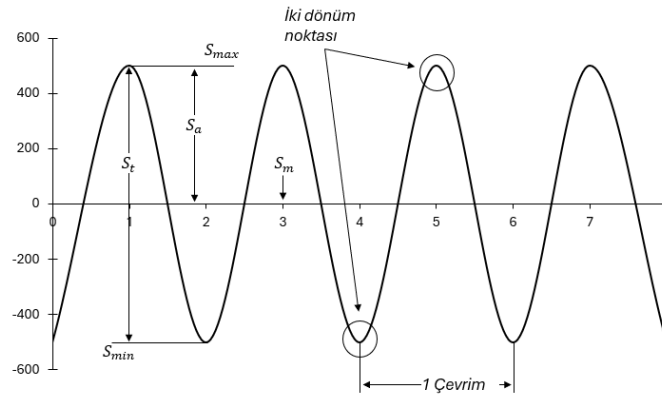
S_a : Durağan gerilme genliği

Yorulma analizlerinde, genellikle çekme gerilmeleri pozitif olarak kabul edilirken, basma gerilme değerleri ise negatif olarak kabul edilmektedir. Gerilme aralığı veya gerilmenin maksimum ve minimum değer farkının büyüklüğü, bağımsız değişken olarak yönetilirken, hasarın meydana geldiği çevrim sayısı bağımlı değişken olarak değerlendirilir. Bir bileşenin yorulma ömrü, hasarın oluşmasına neden olan çevrim sayısı ile ifade edilir (N_f). Tüm çevrimler, iki tersine çevrilebilen döngüden meydana gelir ($2N_f$). Tekrarlı yüklemelerle oluşan gerilme değeri ile çevrimin ilişkisi Şekil 3.9’da örnek olarak verilmiştir.

Toplam ömür yöntemine dayalı yorulma testlerinde, tam tersinir yüklemeler kullanılır. Burada tam tersinir yükleme, ortalama gerilme değerinin sıfır civarında dalgalanma göstermesi anlamına gelir. Ortalama gerilmenin değeri denklem 3.3’te belirtilen denklem ile gösterilir.

$$S_m = \frac{(S_{max} + S_{min})}{2} \quad (3.3)$$

S_m : Ortalama gerilme



Şekil 3.9 Tekrarlı yüklemeler ile oluşan gerilme değeri ile çevrim grafiği

Günlük yaşamda, her malzeme üzerinde yüke bağlı olarak gerilme oluşur. Bu gerilme değeri ortalama gerilmenin etrafında değişkenlik göstererek hareket eder.

Parçalara etki eden bu ortalama gerilme değerinin tanımlanabilmesinde iki ana parametre kullanılır: gerilme oranı (R) ve genlik oranı (V). Gerilmenin oranı (R), minimum gerilmenin S_{min} maksimum gerilmeye S_{max} bölünmesi ile bulunur (3.4).

$$R = \frac{S_{min}}{S_{max}} \quad (3.4)$$

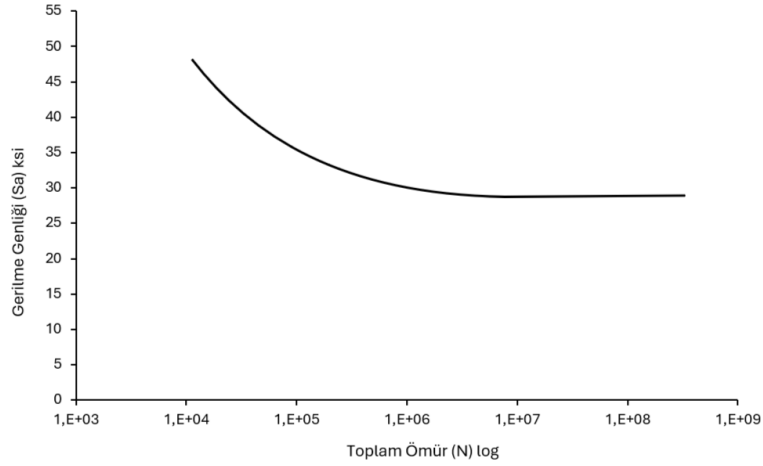
R: Gerilme oranı

Genlik oranı, durağan gerilme genliğinin ortalama değere olan oranı şeklinde tanımlanır.

$$V = \frac{S_a}{S_m} = \frac{1 - R}{1 + R} \quad (3.5)$$

V: Genlik oranı

Toplam ömür yöntemine dayalı yorulma modelinde, farklı genliklere sahip ve tam tersinir yüklemelere tabi tutulan bir dizi test numunesi üzerinde deneyler yapılır. Bu testlerden elde edilen sonuçlar, genellikle logaritmik bir eksenle gösterilir. Şekil 3.10'da çelik malzeme için logaritmik eksenle çizilmiş bir yorulma testi verisi örneği yer almaktadır. Bu grafik, gerilme-ömrü ilişkisini gösteren Wöhler eğrisi adında da bilinmektedir. Logaritmik boyutta gösterildiğinde lineer bir form oluşturur.



Şekil 3.10 Çelik bir malzemenin gerilmeye bağlı yorulma testi sonucu elde edilen verileri

Aşağı yönlü eğime sahip bölüm Wöhler eğrisinde, malzemenin sonlu ömür bölgesini temsil ederken, eğrinin yatay olarak uzanan kısmı sonsuz ömür bölgesine işaret eder. Eğrinin negatif eğimden sıfıra geçtiği nokta ise yorulma limitini belirler.

Yorulma ömür testinde, uygulanan gerilme değerine karşılık gelen ömür süresi logaritmik düzende gösterilir. Yatay ekseninde ortalama gerilme genlik değeri veya gerilmenin aralığı yer alırken, x eksenini hasara kadar geçen çevrim sayısı veya Toplam Ömür (N) ile ifade edilir. Gerilme Genliği (Sa) ksi cinsinden ve Toplam Ömür (N) çevrim sayısı ile gösterilir. Bu aşama, mikroskopik bir çatlağın büyüyerek çıplak göz ile görülebilir bir kırığa dönüşene kadar geçen zamanı tanımlar.

Denklem (3.6), gerilme-çevrim sayısı grafiğinin matematiksel gösterimidir.

$$S_a = S'_f (2N_f)^b \quad (3.6)$$

b: Yorulma dayanım üssü

S'_f: Yorulma dayanım katsayısı

Basquin Denklemi, toplam ömür yaklaşımına dayalı yorulma tasarımlarında en sık başvurulan denklemlerden biri olup, logaritmik ekseninden türetilmiştir ve literatürde geniş bir kullanım alanı bulmaktadır. Bu denklem, yorulma analizleri ve tasarımları için temel bir araç haline gelmiştir.

Gerilme-ömür eğrisi, bireysel parçalar, tüm yapılar veya standart malzeme örnekleri için hazırlanabilir. Bu standart numuneler, genellikle düz ya da silindirik, çentiği bulunmayan yapıya sahiptir ve yüzey pürüzlülüğünü minimize etmek amacıyla cilalanır. Bu tür eğriler, belirli geometri, yükleme koşulları ve malzeme özelliklerine dayanarak yorulma ömrünü belirlemek veya dayanıklılık analizleri yapmak için temel veriler sağlar.

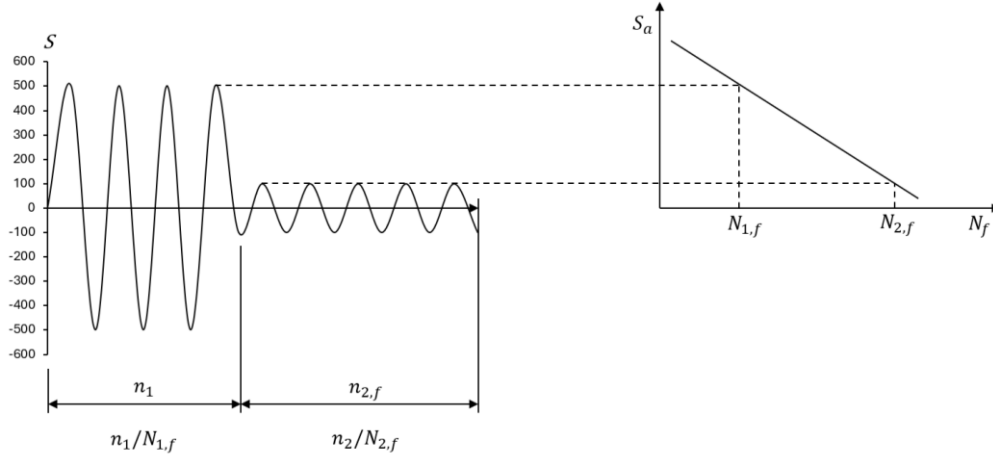
Ancak, gerçek parçalar; ebat, yüzey sertleştirme, yüzey işçiliği, termal koşul ve yük parametreleri gibi faktörler dolayısıyla standart numunelerden farklılık gösterir. Bu farkların telafi edilmesi için, gerilme-ömür eğrisi, çeşitli düzeltme faktörleri ile çarpılarak güncellenir. Ancak, bu düzeltme faktörlerinin doğruluğu yalnızca testler aracılığıyla doğrulanabilir. Bu nedenle, gerçek parçalar için oluşturulan gerilme-ömür eğrileri, bu düzeltmeleri içerecek şekilde daha doğru bir yorulma davranışı sağlar.

Tasarımda yapılan değişikliklerin etkilerini etkili bir şekilde gözlemlemek için, her defasında gerilme-ömür eğrisinin yeniden oluşturulması gerekebilir. Bu durum, tasarım sürecinde hem maliyet hem de zaman açısından olumsuz bir etkiye neden olabilir.

Toplam ömür yönteminin bir diğer zayıf noktası ise, bölgesel deformasyonlar ve ortalama stres etkileri ile ilgili yeterli veri sağlayamamasıdır.

3.3.2 Miner Birikimli Hasar Teorisi

Dinamik yükleme koşulu altında çalışan bileşenlerin yorulma direncini önceden saptamak, karmaşık ve düşünüldüğünden zordur. En yaygın ve ilk kullanılan hasar modeline lineer hasar modeli denir [51]. Dinamik yükleme koşullarına maruz kalan bileşenlerin yorulmaya bağlı dayanım özelliklerinin tespiti, kümülatif hasar teorisi temelinde yapılmaktadır. Şekil 3.11’de görüldüğü üzere farklı genlikteki yükleme zaman düzleminde n_1 çevriminde ve S_1 genliğinde, n_2 çevriminde ve S_2 genliğinde oluşmaktadır.



Şekil 3.11 Küçük ve büyük çevrime sahip iki basamaklı yükleme

Şekil 3.11’de, yüksek genliğe sahip yüklemelerin yorulma çevrimine etkisi ve daha düşük genliğe sahip yüklemelerin yorulma çevrimine etkisi verilmiştir. Her gerilme genliği, bileşenin gerilmeye bağlı ömür eğrisine göre, hasara neden olacak çevrim sayısını x ekseninde gösteren değerlerle tanımlanır. Bu bağlamda, yüklemelerin her birinin yorulma ömrüne olan katkıları, hesaplama yapılırken ayrı ayrı incelenmelidir.

Miner kuralı ya da Palmgren-Miner kuralı olarak bilinen yöntemle, her çevrimde meydana gelen hasar, malzemenin gerilme-ömür eğrisine referans alınarak hesaplanır. Bu eğri ile her gerilme genliğine ait N_f değeri bulunur [52].

$$E[D] = \sum_i \frac{n_i}{N_f} \geq 1 \quad (3.7)$$

n_i : Tüm çevrim adedi

N_f : Hasar oluşana kadar geçen çevrim adedi

$E[D]$: Kümülatif hasar oranı

i : Varyasyon aralığı

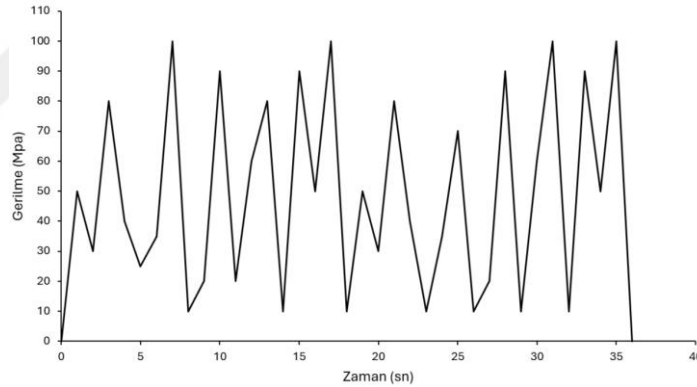
Lineer birikimli hasar yöntemine göre, veri içerisindeki her çevrimde meydana gelen hasarın yüzdeleri tek tek toplanarak 1 değerine ulaşılır. Bu toplamın 1 değeri geçmesi durumunda malzeme hasara uğrar. Dayanım süresi, sisteme uygulanan yük tekrarlarının zaman dilimlerinin, her bir döngüde meydana gelen birikimli hasar ile oranlanmasıyla belirlenir.

3.3.3 Değişken Genlikli Yüklemeler İçin Sayma Yöntemleri

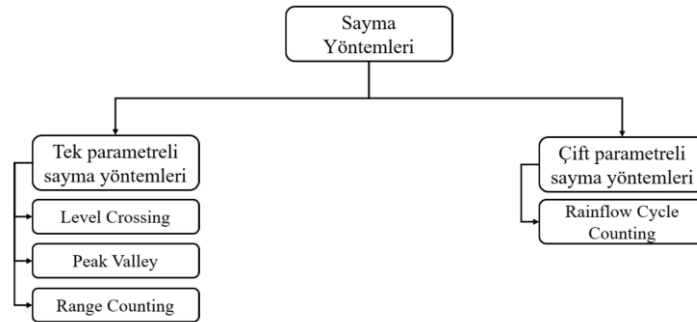
Mühendislik uygulamalarında, düzenli yüklemelerden daha çok karmaşık ve düzensiz yükler parçalara etki etmektedir. Araç bileşenlerinin büyük bir kısmında, yol yüzeyindeki düzensizliklerin matematiksel olarak tam anlamıyla ifade edilememesi nedeniyle, parçalar geniş frekans aralığında değişen ve rastgele yük koşullarına maruz kalmaktadır. Daha değişken ve gerçekçi bir yükleme sonucu ortaya çıkan gerilme dağılımı, Şekil 3.12’de gösterilmiştir.

Bu durumda, zaman diliminde yer alan gerilme verileri üzerinden bir döngünün nasıl tanımlanması gerektiği ve buna bağlı olarak gerilme aralığının nasıl hesaplanacağı sorusu ortaya çıkmaktadır.

Sayma yöntemlerinin temel amacı, düzensiz ve değişken genlikli yüklemeleri birkaç sabit genlikli ve belirgin yükleme durumuna indirgemektir. Yorulmaya neden olan bireysel gerilme çevrimleri doğrudan ayırt edilemiyorsa, bu çevrimlerin belirlenmesi için çevrim sayma yöntemlerinden yararlanılması gerekmektedir.



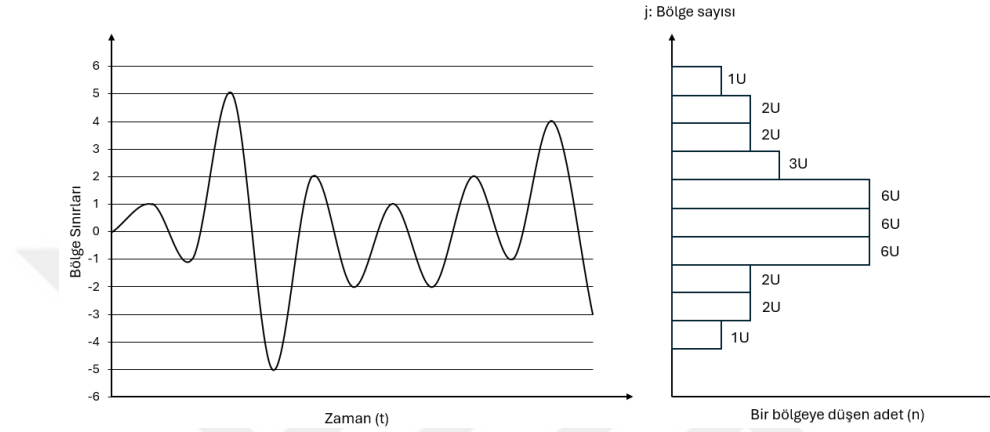
Şekil 3.12 Değişken genlikli yükleme altında gerilme-zaman grafiği



Şekil 3.13 Sayma yöntemleri şematik gösterimi

3.3.3.1 Level Crossing Saydırma Metodu

Bu yöntem, tek parametreye dayalı bir çevrim sayma tekniğidir. Yalnızca artan veya azalan yönlü bölge geçişleri dikkate alınarak çevrimler belirlenir. Her bir başlangıç gerilme seviyesi için bağımsız bir sayma işlemi yapılması gerekmektedir. Bölge genişlikleri ise, toplam bölge sayısına bağlı olarak değişkenlik göstermektedir.

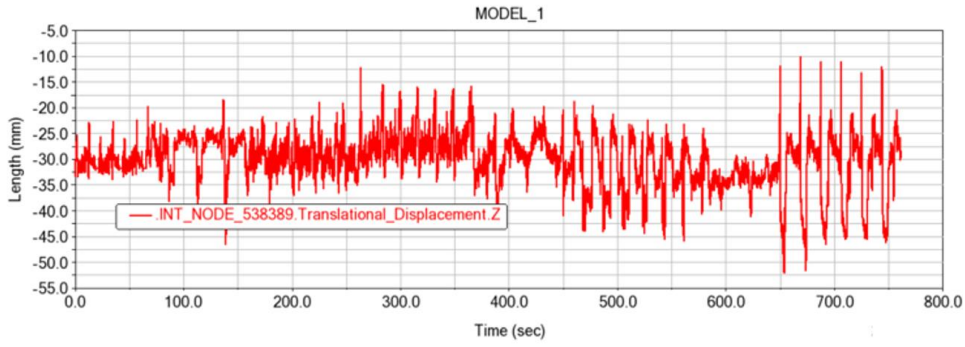


Şekil 3.14 Level-Crossing saydırma yöntemi

Tek parametrelili saydırma yöntemlerinden olan Level-Crossing yöntemine ait örnek Şekil 3.14'te gösterilmiştir. Sağ tarafta gösterilen grafikte, sıfır seviyesinin üzerindeki geçişler pozitif, altındaki geçişler ise negatif olarak kabul edilir. Range-Pair yöntemiyle karşılaştırıldığında, Level Crossing yöntemi daha yaygın olarak kullanılmaktadır.

3.3.3.2 Peak-Valley Saydırma Metodu

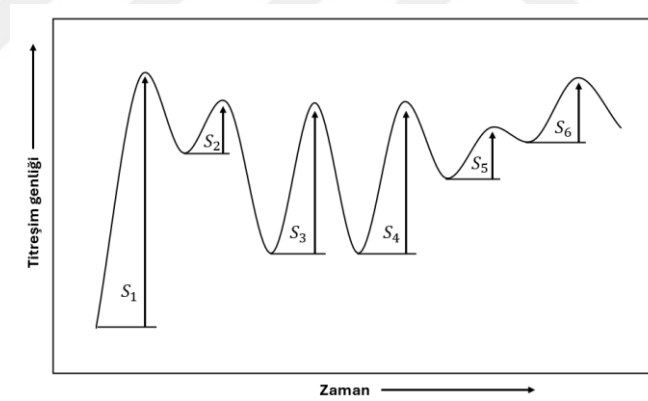
Bu yöntem, Rainflow saydırma yöntemine desteklemek için kullanılmaktadır. Yöntem zaman eksenindeki gerekli olmayan verileri filtreleyerek uygulanmaktadır. Bir gerilme zaman sinyalinin örnek alırsak, bu sinyal içerisinde bulunan bir çevrimin üzerinde maksimum ve minimum gerilme değeri bulunmaktadır. Bu maksimum ve minimum iki değer arasında birden fazla gerilme değeri mevcuttur. Maksimum ve minimum gerilme değerleri arasında kalan değerler yorulma hasar hesaplamalarında belirleyici olmadığı için sinyal içerisinden silinmektedir. Böylelikle sinyal büyük ölçüde filtrelenmiş olmaktadır. Bu filtreleme işleminden geçmiş bir sinyal Şekil 3.15'te gösterilmektedir. [53].



Şekil 3.15 Peak-Valley metodu kullanılarak işlenmiş bir sinyal

3.3.3.3 Range Pair Saydırma Metodu

Bu teknik, sinyaldeki iki ardışık dönüş noktasının (ekstrem noktalar) oluşturduğu genlikleri tespit eder. Her bir titreşim, aynı büyüklükteki pozitif ve negatif yönlü dönüşleri içerir. Yöntem, bu eşdeğer büyüklükteki salınımların gruplandırılması prensibiyle çalışır. Bu gruplandırma sonucunda toplam frekans dağılımı oluşturulur. Range Pair saydırma yöntemine ait örnek Şekil 3.16’da sunulmuştur. [54].



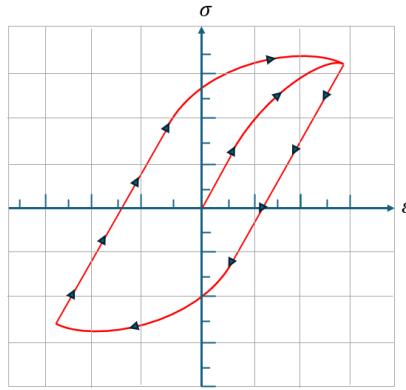
Şekil 3.16 Range Pair saydırma yöntemi

3.3.3.4 Rainflow Saydırma Metodu

Rainflow (yağmur akışı) sayma metodu, bir ileşe Gerilme-gerinim eğrisinde meydana gelen kapanmış histerezis döngülerini belirlemek amacıyla kullanılan bir yöntemdir. Yorulma hasar hesaplamalarında temel bir birim olan yükleme çevrimi, histerezis döngüsüyle ifade edilir. Metal malzemelerin gerilim grafiklerine bakıldığında, akma noktasını aşan malzemelerde kuvvet uygulama ve boşaltma esnasında oluşan eğrilerin oluşturduğu alanlara histerezis döngüsü denir. Malzeme, bu döngüyü tamamladıktan sonra, ek bir gerilme uygulanmasına rağmen,

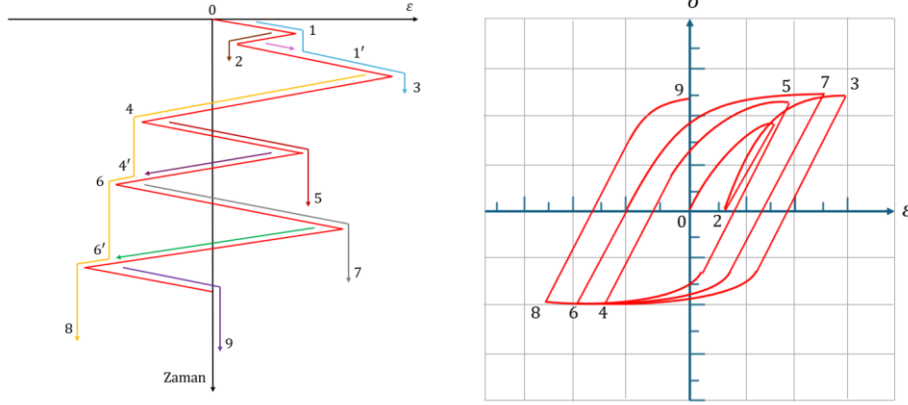
başlangıçtaki Gerilme-Birim uzama eğrisini hatırlayarak deformasyona devam eder. Şekil 3.17’de histerezis döngüsüne dair bir örnek gösterilmektedir.

Rainflow sayma yönteminin en büyük özelliği, yorulma hasar hesaplamalarıyla doğrudan bağlantı kurulabilmesidir. Bu özellik, kapanmış histerezis döngülerinin fiziksel olarak anlamlandırılabilmesinden kaynaklanmaktadır. Rainflow algoritmasının uygulanma adımları ise şu şekildedir: Gerilme tepeleri sıkıştırılarak zaman eksenini daraltılır, zaman eksenini bir çatı gibi ele alınır, zaman eksenini düşen konumda olacak şekilde çevrilir ve gerilme sinyal eğrilerinin üst uç kısmı bir su kaynağı gibi kabul edilir. Yarım çevrimin adedi, su kaynağının zaman ekseninde sona gidip gitmediğine, kendinden önceki gerilme eğrisinden gelen su kaynağı ile birleşip birleşmediğine ve kendinden daha büyük gerilme eğrisinin zıttı yönde akışının olup olmadığına bakılır.



Şekil 3.17 Histerezis döngüsü

Tüm bu yapılan işlemler sonrasında yarı döngü genlikleri belirlenerek sayılır. Sonrasında aynı genlik değerine sahip bu yarı döngüler birleştirilerek tam çevrim yaratıp yaratmadığı incelenir. Bu metoda ait görseller Şekil 3.18’de verilmiştir [55].



Şekil 3.18 Rainflow sayma metodunun gösterimi

3.3.4 Birim Uzama Ömür Yöntemi

Birim uzama-ömür yöntemi, bileşenlerin maruz kaldığı gerilme ve birim uzamaların elastik sınırlar içinde kaldığı senaryolarda etkili bir analiz yöntemidir. Ancak, birçok parça genel olarak elastik davranış gösterse de çentikler, kaynak bölgeleri ve gerilme yığılmasının meydana geldiği alanlarda lokal kalıcı deformasyonlar oluşabilir. Bu tür durumlarda, gerilme-ömür metoduna kıyasla birim uzama-ömür yaklaşımı daha gerçekçi sonuçlar sunar.

Bu yöntem, sürekli değişken yüklere maruz kalan standart laboratuvar numunelerinin yorulma ömrünü belirlemek amacıyla geliştirilmiştir. Çatlak oluşumu ve ilerleme aşamalarını dikkate alarak yorulma ömrünü tahmin etmeye dayanır. Eğer laboratuvar koşullarında belirli bir bölgedeki yerel birim uzama değeri ve çevrim sayısı biliniyorsa, bileşenin farklı noktalarındaki yorulma ömrü de hesaplanabilir. Birim uzama-ömür ilişkisi, düzgün şekilde hazırlanmış test numunelerinin, aksenal yükleme altında birim uzama, kontrollü yorulma testine tabi tutulmasıyla belirlenir. Bu testin tercih edilmesinin temel nedeni, malzemede gerilme yığılma alanları veya çentik etkilerinden kaynaklanan kalıcı plastik deformasyonların tespit edilmesi gerekliliğidir.

Şekil değiştirme-ömür metodu, yüksek ve düşük döngülere sahip yorulma alanlarını düzenli bir biçimde birbirlerinden ayırıştırır. Aynı zamanda, çentik bölgelerindeki plastik deformasyonları ve ortalama gerilmenin etkisini yorulma ömrü hesaplamalarına dahil eder [49].

Bu yönteme göre yorulma dayanımını doğru bir şekilde belirlemek için, malzemenin çekme testi sonuçlarından elde edilen mekanik özellikler ile tekrarlı yükleme testlerinden elde edilen parametrelerin birlikte değerlendirilmesi gereklidir.

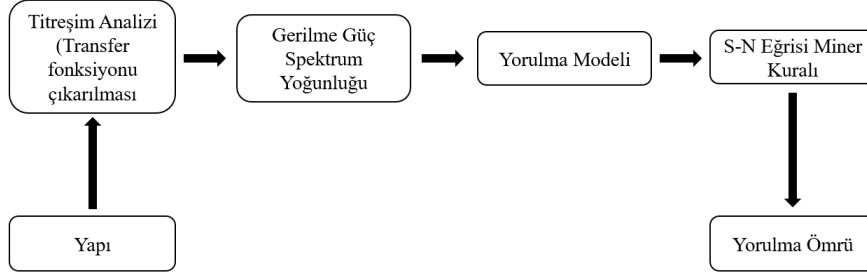
3.4 Frekans Bazında Yorulma

Bir yapının dinamik yükler altındaki tepkisini anlamak için, sistemin dinamik özelliklerinin göz önünde bulundurulması gereklidir. Eğer yükleme geniş bir frekans aralığını kapsıyorsa, yapının doğal frekanslarında titreşim göstermesi olasıdır. Böyle bir durumda, yükleme sonucunda yapının vereceği tepkinin doğrusal bir davranış sergileyeceği varsayımı geçerliliğini yitirebilir. Bu nedenle, bu tür problemlerin çözülebilmesi için yapının dinamik karakteristiklerini dikkate alan frekans tabanlı yorulma analiz yöntemlerine ihtiyaç duyulmaktadır.

Frekans bazlı yorulma analizi, rastgele yüklemeler sonucu oluşan gerilme ve birim uzama verilerini istatistiksel yöntemler ile değerlendirerek yorulma ömrü tahmini yapmayı amaçlar. Alı ılagelmi  yöntemlerde zaman tabanlı yorulma analizleri yaygın şekilde kullanılsa da frekans bazlı yaklaşımlar sayesinde daha optimize ve hassas sonuçlar elde edilebilmektedir.

Bu yöntem, yapının tamamı veya belirli alt bileşenlerinin rastgele yükler altında nasıl bir tepki vereceğini anlamaya yardımcı olur. Ayrıca, yapı davranışlarını basitle tirilmi  modeller üzerinden analiz etmek yerine, tüm sistemin gerçekçi bir şekilde incelenmesine olanak tanıyarak zaman bazlı yorulma analizlerine kıyasla daha kısa sürede sonuç alınmasını sağlar [56].

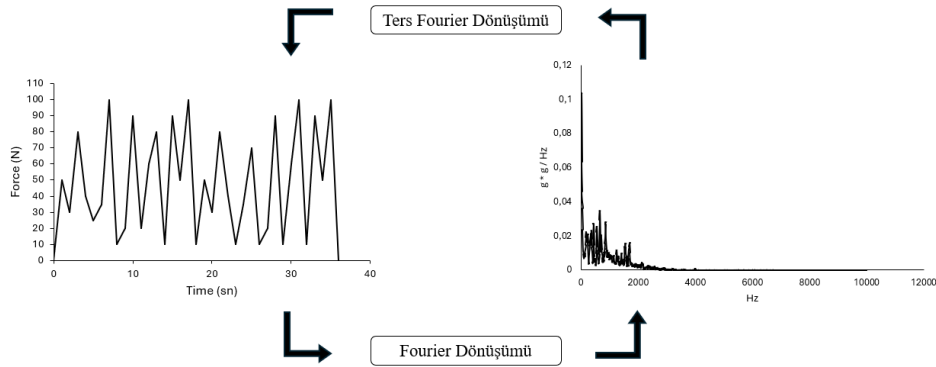
Frekans tabanlı yorulma analiz süreci, yapının transfer fonksiyonunun belirlenmesi, yüklerin güç spektrum yoğunluğu (PSD) ile modellenmesi ve çeşitli yorulma tahmin metotları ile değerlendirilmesi aşamalarını içerir. Son aşamada, çevrim sayma yöntemleri kullanılarak yorulma ömrü hesaplanır. Şekil 3.19'da frekans tabanlı yorulma analizinin temel adımları verilmiştir.



Şekil 3.19 Frekans bazında yorulma

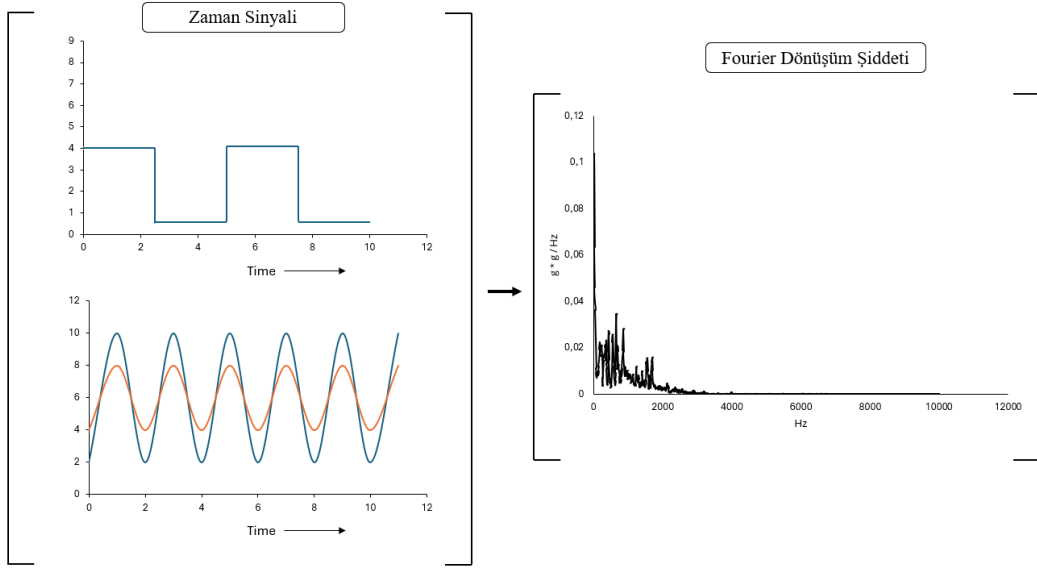
Rastgele sinyallerin frekans değerlerinin belirlene bilmesi için sinyallerin güç spektral yoğunluklarına bakılması gerekmektedir. Güç spektrum yoğunluğunu tanımlamak gerekirse, zaman verisindeki genliklerin frekans ekseninde ifade edilmesidir [57], [58].

Zaman eksenindeki verilerin frekans ekseninde gösterilmesi için Fourier dönüşümü kullanıldığı gibi, bu dönüşümün zıttı da yapılabilir. Fourier dönüşümünün zıttı ile frekans eksenindeki veriler zaman eksenine aktarılır, böylece mühendislik perspektifinden her iki eksen de gereken veriler elde edilir [48]. Frekans ve zaman dönüşüm şeması Şekil 3.20’de verilmiştir.



Şekil 3.20 Frekans ve zaman dönüşüm şeması

Çoklu ve karmaşık Fourier dönüşüm büyüklükleri ifade edilmek istenirse, her çizgi altındaki alan, o frekansta yer alan sinüs dalgasının genliğini gösterir. Şekil 3.21’de kompleks bir Fourier dönüşümü sonucu elde edilen güç değerleri görülmektedir [57].



Şekil 3.21 Kompleks bir Fourier dönüşümü sonucu elde edilen şiddetin bağıntısı

3.4.1 Güç Spektrum Yoğunluğu (PSD)

Güç spektral yoğunluğu, herhangi bir zaman verisinin frekans düzlemindeki yoğunluğunu ifade etmeye yarayan yöntemdir. Bu yöntemde Fourier dönüşümüyle ortaya çıkan verinin mutlak değeri alındıktan sonra karesinin periyodun iki katına bölünmesiyle hesaplanır.

Bu yoğunluk, zaman sinyalinin Fourier dönüşümü ile elde edilen frekans serisinin mutlak değerlerinin karesinin, iki periyoda bölünmesiyle hesaplanır. Bu hesaplama, sinyalin farklı frekans bileşenlerinin ne kadar enerji taşıdığını gösterir. Denklem (3.8) ile PSD ifadesi görülmektedir.

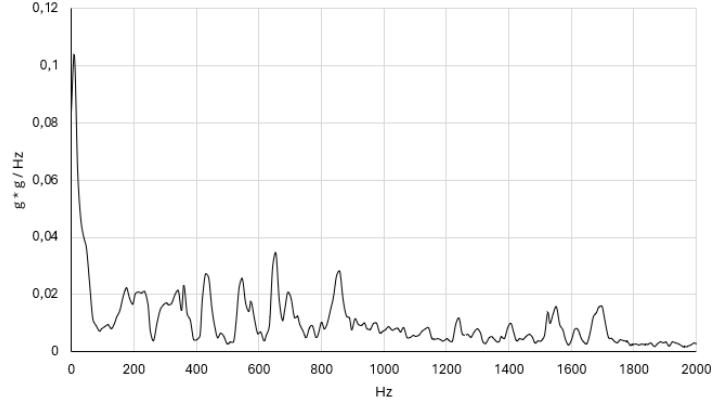
$$PSD^{def} = \frac{1}{2T_p} |y(f_n)|^2 \quad (3.8)$$

PSD: Sinyalin güç spektral yoğunluk değeri

T_p : Sinyalin periyotun değeri

$y(f_n)$: Zaman dizisi fourier açılımı

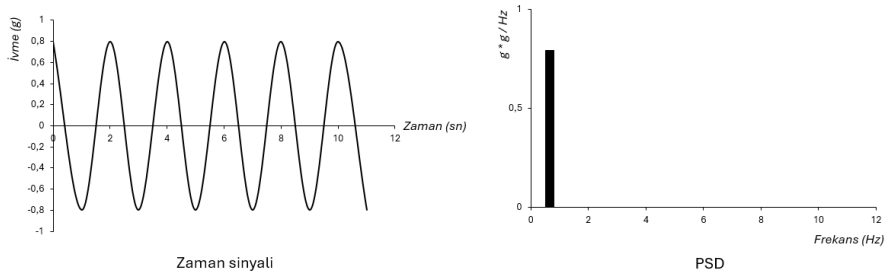
Örnek olarak bir zaman sinyaline ait PDS verisi Şekil 3.22’de verilmiştir.



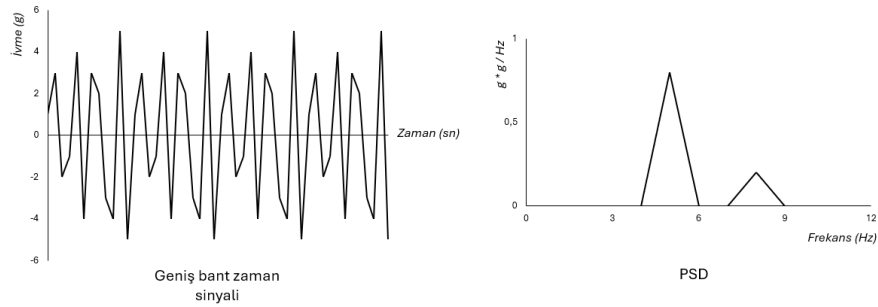
Şekil 3.22 Örnek zaman sinyaline ait PDS verisi

Güç spektral yoğunluğu, zaman dizisinin frekans içeriği ile sinyalin türünü analiz etmek için kullanılır. Saf bir sinüs dalgası, PSD diyagramında tek bir frekans noktasında, sınırlı bir uzunluk ve dar bir genişlikte tek bir çubukla gösterilir. (Şekil 3.23)

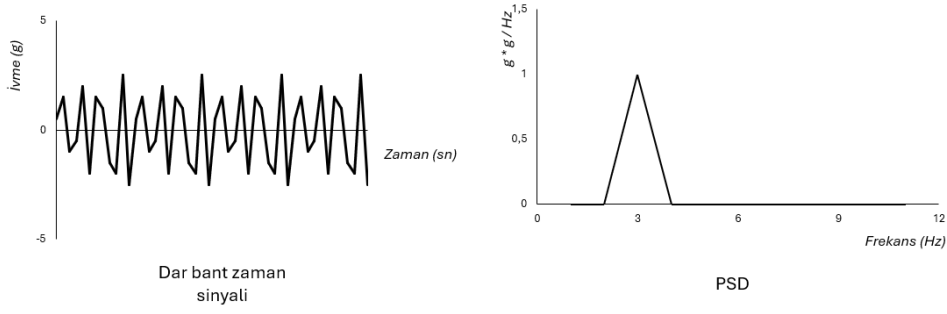
Geniş bantlı sinyaller, Şekil 3.24'te görüldüğü üzere güç spektral yoğunluk diyagramında, uzun bir frekans bandına dağılmış birden fazla tepe noktası ile temsil edilir. Şekil 3.25'te dar bantlı verilere ait güç spektral yoğunluğu gösterilmektedir.



Şekil 3.23 Sinüs dalgasına ait PSD grafiği



Şekil 3.24 Geniş bant zaman sinyaline ait PSD grafiği



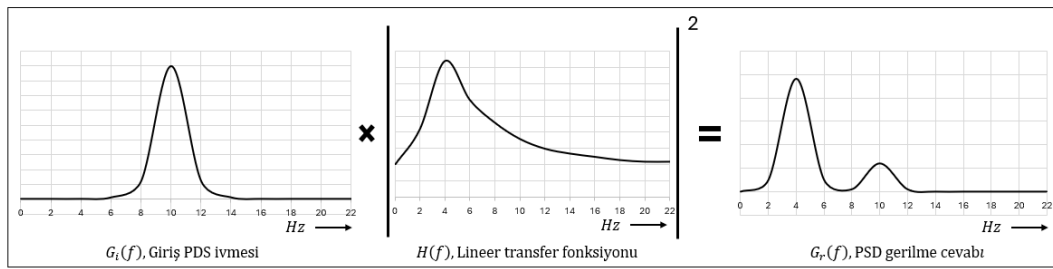
Şekil 3.25 Dar bant zaman sinyaline ait PSD grafiği

3.4.2 Transfer Fonksiyonu

Doğrusal düzeneklerde girdi ve çıktı fonksiyonları arasındaki ilişki transfer fonksiyonları ile tanımlanır.

Transfer fonksiyonu, çeşitli yollarla hesaplanabilir. Bu hesaplamalar, bilgisayar destekli simülasyonlar veya test verileri kullanılarak yapılabilir. Transfer fonksiyonunu belirlemek için, sonlu elemanlar modeline ya da fiziksel test düzeneklerine belirli frekansta uyarıcı sinüs sinyalleri uygulanır. Bu uyarıcı sinüs sinyallerinin uygulanması sonucunda, her bir frekans için sistemin cevabı kaydedilir. Yanıt yalnızca deplasman olarak kaydedilmek zorunda değildir; aynı zamanda gerilme, birim uzama gibi diğer fiziksel büyüklükler de transfer fonksiyonu ile ilişkilendirilebilir [56].

Şekil 3.26’da rezonans sebebiyle oluşan yorulma için gereken güç spektral yoğunluğu gerilme hesaplama akışı verilmiştir.



Şekil 3.26 Güç spektral yoğunluğu gerilme hesaplama gösterimi

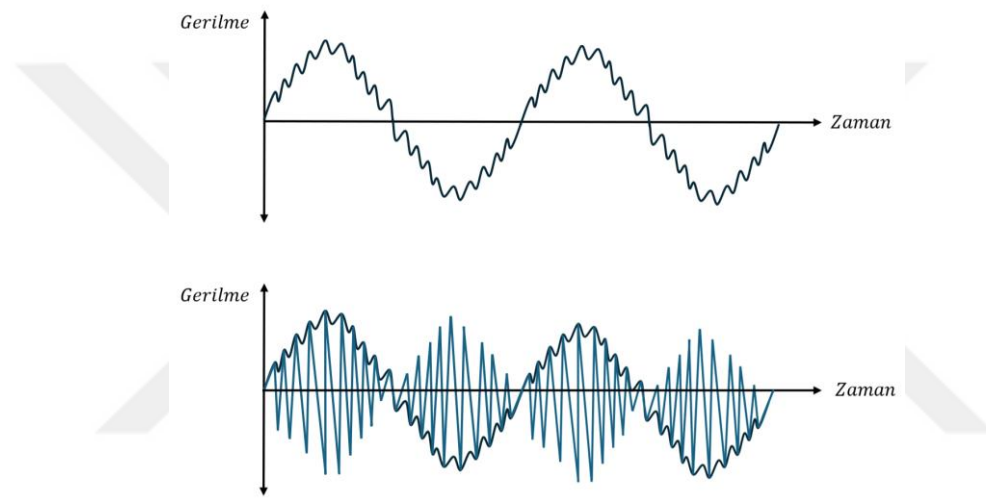
3.4.3 Dar Bant Yöntemi

Dar bant metodu, PSD tabanlı dayanıma bağlı yapılan ömür analiz yöntemlerinden biridir. Bu yöntemi geliştiren Ben O. Pearson, zaman sinyalindeki her pozitif tepe

noktasının, ona eşit büyüklükte bir negatif çukur noktası tarafından takip edileceğini öne sürmüştür.

Başka bir deyişle, PDF (olasılık yoğunluk fonksiyonu) pik noktaları, PDF gerilme şiddetlerine eşit olarak kabul edilir. Bu varsayıma göre, negatif pik ve pozitif dip noktalar dikkate alınmaz. Ancak, bu metodun geniş bantlı tepkilerde, gerilme aralıklarının olasılık yoğunluklarını gerçek değerlerden daha yüksek tahmin etme eğilimi gösterdiği gözlemlenmiştir.

Şekil 3.27’de negatif pik ve pozitif dip noktalar göz ardı edilerek, her pozitif pik noktasına eşlik eden aynı büyüklükte bir dip noktası ile bağlanmıştır [57].



Şekil 3.27 Dar bant metodu

3.5 Gerilme ve Hasarın Hesaplanması

Otomotiv sektöründe yorulma incelemesi yapmak için farklı yöntemler kullanılmalıdır. Genellikle, yorulma analizleri için malzemeye ait "SN eğrileri" olarak bilinen yorulma eğrileri ile birlikte gerilme değişim değerlerine ihtiyaç duyulur. Bu temel faktörler ortaya konulduktan sonra, dayanım ömrü ve hasar hesaplamaları yapılabilir.

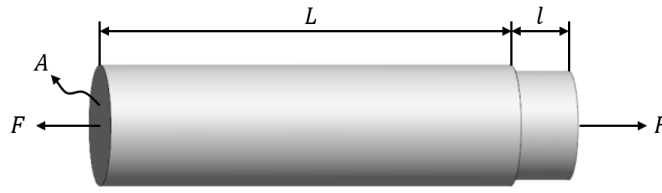
3.5.1 Strain (Gerinim) -Stress (Gerilme) Kavramı

Bir parçadaki gerilmeleri doğrudan ölçmek, yakın zamana kadar mühendislik açısından önemli bir zorluk teşkil etmekteydi. Elektriksel direnç temelli gerinim ölçerler icat edilmeden evvel bu tür ölçümlerde mekanik-extansometreler kullanılıyordu. Ancak bu cihazların bazı sınırlamaları vardı. Örneğin, ölçüm

sensörlerinin uzunluğu 12 mm'den daha kısa olamıyordu ve büyük hacimlerde dar alanlarda kullanımı kısıtlıydı. Bu sebeple birçok gerilme sorunu, emniyet faktörleri kullanılarak çözümleniyordu.

1866 yılında Lord Kelvin, bir metal tel üzerine gerilim uygulandığında, telin uzunluğu ve çapındaki değişikliklerin elektriksel direncin de değişmesine neden olduğunu keşfetti. Bu buluş, strain ölçümünün temelini attı. Gerilim doğrudan ölçülemese de etkileri ölçülerek elde edilebilirdi. Gerilim ve birim uzama (strain) arasındaki ilişki hesaplamalar açısından oldukça kritik bir öneme sahiptir. Birim uzamayı daha iyi kavrayabilmek için, Şekil 3.28'de gösterildiği gibi, uzunluğu L olan homojen bir çubuğun üzerine bir F kuvveti uygulandığında, çubuğun eksenindeki uzama ve kısalma doğrusal bir yayılma sergiler. Verilen F yükü ile çubuğun yayılması, çubuğun uzunluğuna bağlı olarak değişir. Birim uzama, formüle göre birim uzunluk başına meydana gelen yayılma [2].

$$\varepsilon = \frac{DL}{L} \quad (3.9)$$



Şekil 3.28 Strain kavramının silindir formundaki yapı üzerinde gösterimi

3.5.2 Poisson Oranı

Fransız bilim insanı Simeon Denis Poisson tarafından geliştirilen ve onun adıyla anılan Poisson oranı, günümüzde birçok mühendislik disiplinde malzeme özelliklerini belirlemede önemli bir rol oynamaktadır. Poisson oranı, bir malzemeye uygulanan kuvvet doğrultusunda meydana gelen boyutsal değişikliklerin, dik yöndeki boyutsal değişikliklere oranı olarak tanımlanabilir. Başka bir ifadeyle, malzemenin boyuna uzama ile enine kısalmanın oranıdır. Bu oran, pozitif ya da negatif olabilir. Çoğu malzeme pozitif Poisson oranına sahipken, son yıllarda negatif Poisson oranına sahip bazı doğal ve yapay malzemeler keşfedilmiştir. Elastik ve izotropik özellik gösteren malzemeler için Poisson oranı teorik olarak -1 ile 0,5 arasında değişir. Alüminyum için Poisson oranı $\nu = 0,334$ dür [59].

3.5.3 Elastisite Modülü

Malzemelerin yük altında meydana gelen birim alandaki şekil değiştirme miktarına elastisite modülü denir.

Malzemenin kuvvet etkisiyle şekil değiştirme değerine elastisite modülü denmektedir. Bu katsayı, bir malzemenin birim alanı üzerinden birim uzunluğunu bir birim artırmak için gerekli olan kuvveti tanımlar. Literatürde bu terim “Young modülü” adında da geçebilir.

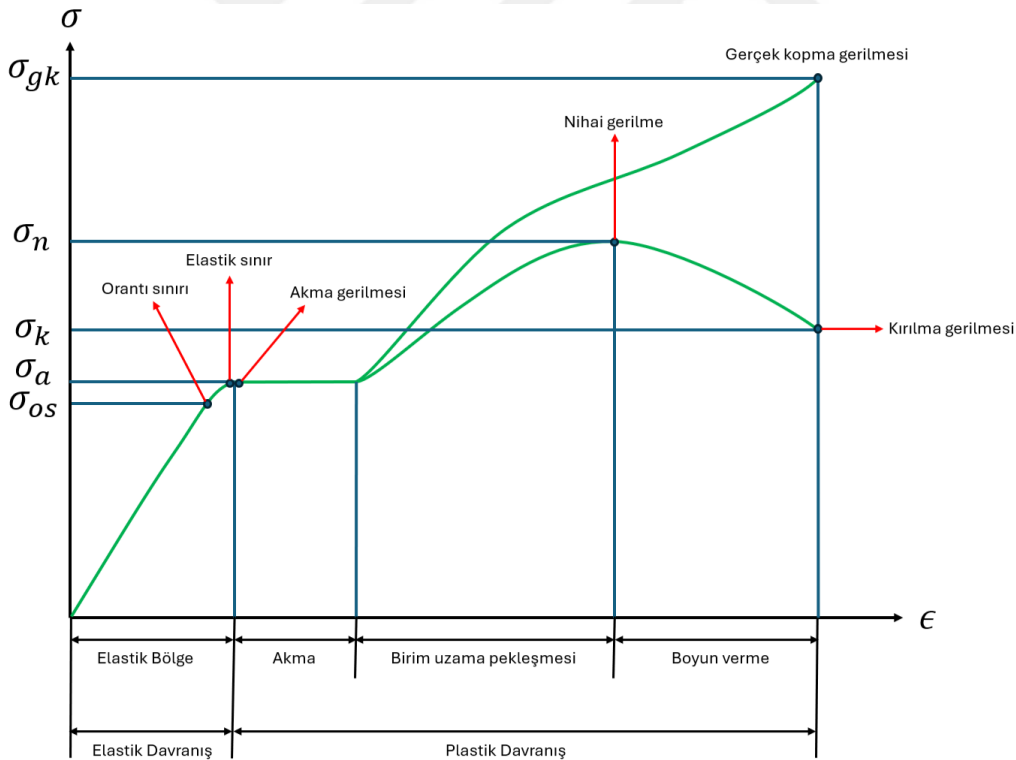
Gerilmeye maruz kalan malzemelerin elastisite modülü şu şekildedir;

$$E = \text{Gerilme} \frac{(\sigma)}{\text{Strain} (\epsilon)} \quad (3.10)$$

$$\sigma = E \cdot \epsilon \quad (3.11)$$

Elastisite modülünün birimi N/m^2 'dir [2].

3.5.4 Malzemenin Nihai kopma ve Akma Gerilmesi



Şekil 3.29 Gerilme yer değiştirme eğrisi

Malzemeye ait elastik ve plastik davranışlar Şekil 3.29’da gösterilmektedir. Malzemenin elastik bölgeden plastik bölgeye geçmeye başladığı gerilme değeri Akma gerilmesi olarak tanımlanmaktadır.

Akma gerilmesi değeri altında, malzemeye uygulanan kuvvetler kaldırıldığında eski durumlarına geri dönerler, ancak akma gerilmesinin üzerine çıkıldığında deformasyon kalıcı hale gelir.

Malzemenin kalıcı şekil değiştirme veya çatlama olmaksızın erişebileceği en yüksek stres seviyesine Nihai gerilme denir.

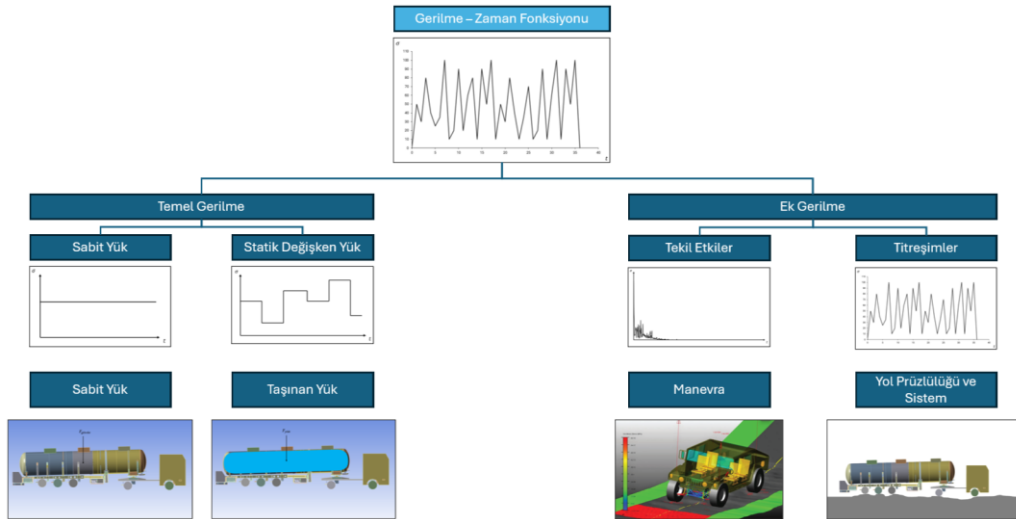
Malzemenin kırıldığı anda oluşan gerilme değerini ise Kırılma gerilme değeri olarak adlandırılmaktadır.

3.6 Yükleme Şartları Altında Malzeme Gerilme Yanıtları

Taşıtlarda görülen başlıca iki gerilme türü vardır. İlk tür, taşıtın kendi ağırlığı ve taşıdığı yükten kaynaklanan temel gerilmelerdir. İkinci tür ise, taşıtta meydana gelen tekil etkiler ve titreşimler sonucu oluşan ilave gerilmelerdir.

Temel gerilmeler genellikle sabit veya belirli aralıklarla sabit kalan yüklerden kaynaklanırken, ilave gerilmeler daha değişken ve dinamik yükleme koşullarından ortaya çıkmaktadır [46].

Şekil 3.30'da bu gerilme türlerine ilişkin örnekler sunulmuştur.



Şekil 3.30 Taşıtlarda yükleme koşulları

3.7 Gerilme-Çevrim Sayısı (S-N) Eğrileri

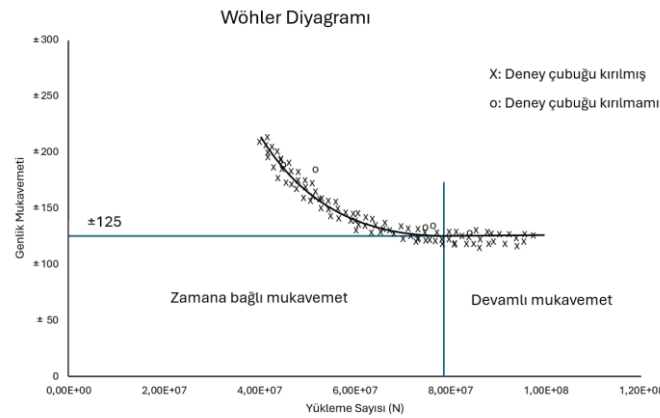
Gerilme-çevrim sayısı (S-N) diyagramı, aynı zamanda Wöhler diyagramı olarak da bilinir ve farklı sabit gerilme seviyeleri altında malzemelerin kaç çevrimde

çatlayacağı veya kırılacağı ile ilgili bağıntıyı sunar. Bu metot, metal malzemelerin etkisi altında olduğu gerilmelere göre ömür değerindeki değişimleri ifade eden eğriyi ele almaktadır.

S-N grafiği oluşturulurken, tüm testlerde ortalama stres satabil tutulur ve numunelere farklı periyodik gerilmeler uygulanarak, numunenin çatlamasına veya kırılmasına kadar geçen çevrim sayısı belirlenir. Bu çevrim sayısı N ile ifade edilir.

Düşük gerilmeler altında çatlama meydana gelene kadar geçen çevrim sayısı oldukça yüksek olacağından, deneyler belirli bir çevrim sayısına kadar devam eder ve malzemenin bu süreçteki davranışı izlenir. Tüm deneylerde gerilme genliği stabil tutulmaktadır.

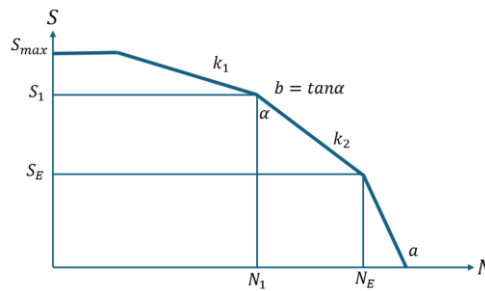
Zamana bağlı mukavemet ve devamlı mukavemet bölgelerinin Wöhler eğrisindeki gösterimi Şekil 3.31’de verilmiştir.



Şekil 3.31 Gerilme mukavemeti – yüklemeye sayısı diyagramı

3.7.1 S-N Eğrisinin Formülasyonu

Malzemeler için gereken σ_i ve N_i tanımlandıktan sonra; N_1 değerinin karşılığı σ_1 ve N_2 değerinin karşılığı σ_2 ise,



Şekil 3.32 S-N eğrisinin matematiksel bağıntısı

Şekil 3.35'ten aşağıdaki bağıntılar çıkarılmıştır,

$$t_2 = \text{Log } a - b \text{ Log } (\sigma_2) \quad (3.12)$$

$$t_1 = \text{Log } a - b \text{ Log } (\sigma_1) \quad (3.13)$$

$$t_1, t_2 = 10^{t_i} \quad (3.14)$$

Bu bağıntılardan b ve a değerleri hesaplanır. Sonrasında aşağıdaki yapay SN eğrisinin denklemi oluşturur.

$$b = \tan \alpha \quad (3.15)$$

“a” katsayısı da S-N eğrisinin yatay eksenini kestiği noktadaki değer olmak üzere, aşağıdaki gibidir:

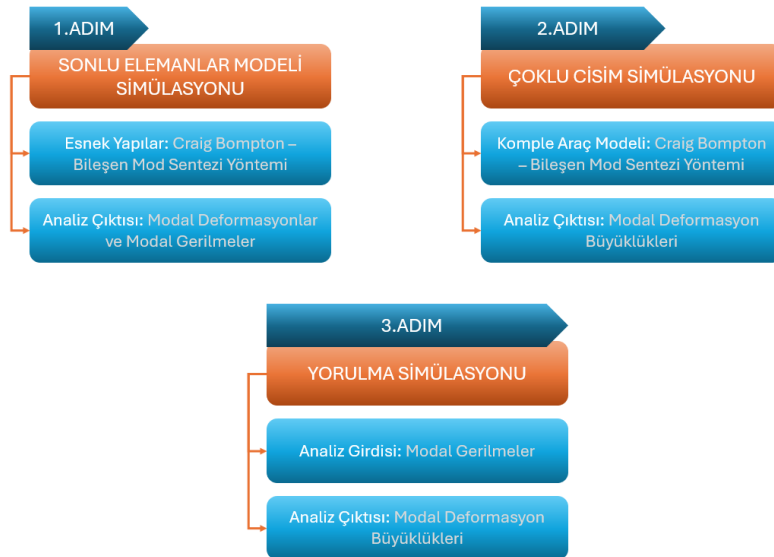
$$Ni = a\sigma_i^{-b} \quad (3.16)$$

Çeşitli metallere ait S-N eğrileri farklılık göstermektedir [46].

4

SERBEST TİTREŞİM ANALİZİ İLE YORULMA SİMÜLASYONU

Gelişen CAE teknolojileri sayesinde yorulma hesapları farklı analiz yöntemleriyle gerçekleştirilebilmektedir. Geçmiş çalışmalar incelendiğinde, mühendislerin çeşitli yöntemler geliştirerek uyguladıkları görülmektedir. Mo K.H. ve arkadaşları [60], 2000 yılında yaptıkları çalışmada aracı tamamen sonlu elemanlar yöntemiyle modellemiş ve araca etki eden kuvvetleri “Sanal Validasyon Pisti” kullanarak ölçmüştür. Bu sayede aracın gerilme geçmişini belirleyerek yorulma analizini gerçekleştirmiştir. Aynı yıl yapılan bir diğer çalışmada Kim H. S. ve ekibi [61], otobüs ve alt bileşenlerinin dinamik gerilme analizlerini yaparak yorulma ömrünü tahmin etmeye çalışmıştır. “Hybrid Superposition” yöntemini kullandıkları bu çalışmada, sonlu elemanlar ile yapılan statik ve modal analizleri, esnek MBS (Multi-Body Simulation) dinamik simülasyonu ile birleştirerek tasarımın yorulma ömrünü hesaplamışlardır.

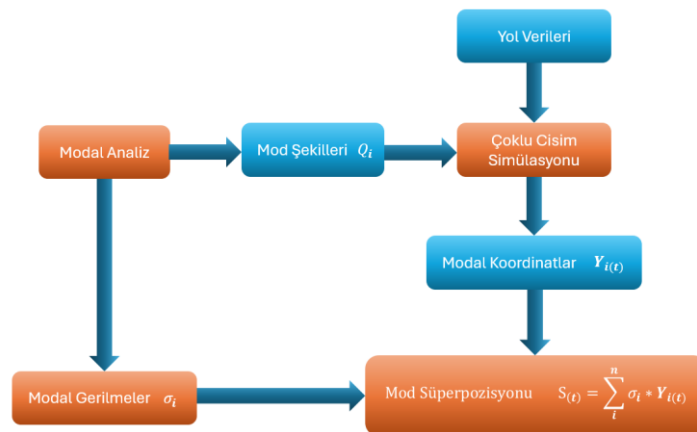


Şekil 4.1 Bilgisayar ortamında oluşturulan modelin modal temelli yorulma analiz süreci

Bu çalışmalarda kullanılan modal tabanlı sanal prototip simülasyon yöntemi, statik sistem çözümlerine kıyasla dinamik sistem simülasyonlarında daha etkili bir çözüm sunmaktadır. Şekil 4.1’de, modal tabanlı sanal prototip simülasyon yönteminin detayları ve analiz süreci gösterilmektedir. Bu yöntemde, MBS (Multi-Body Simulation) metodu kullanılarak yapı, sonlu elemanlar ortamında doğal frekans analizi ile incelenmekte ve elde edilen veriler önemli bir rol oynamaktadır. Modal analizle elde edilen doğal frekansların süperpozisyonu sayesinde oluşturulan model, uygulanan yükleme senaryosuna göre yapının frekans yanıtını gerilme ve gerinim sonuçları üzerinden göstermektedir.

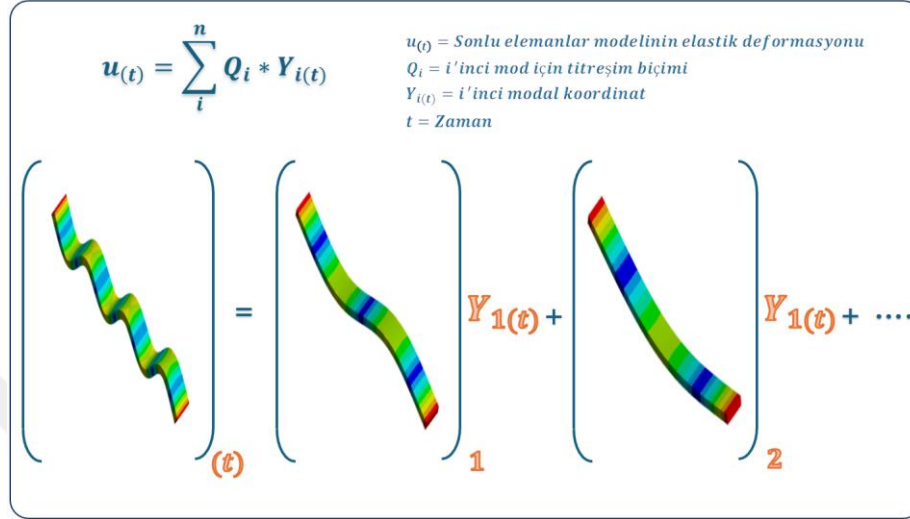
Bu çözüm yöntemine ait avantajlar aşağıdaki gibidir,

- Yorulma analizine doğrusal olmayan kuvvet etkilerinin ve yapıya etki eden titreşimlerin dahil edilmesine olanak tanıyarak daha gerçekçi ve güvenilir sonuçlar elde edilmesini sağlar.
- Büyük ve çok parçalı yapıların simülasyonlarını daha verimli hale getirerek çözüm sürelerini önemli ölçüde kısaltmaktadır.
- Yapı üzerine etki eden zamana bağlı değişken yükleme durumlarının kısa sürede simüle edilmesine olanak tanır. Aynı zamanda, değişken kuvvetlerin kolaylıkla tanımlanarak simülasyonunun gerçekleştirilmesini sağlar.
- Yapının konumu, hızı, ivmesi ve zaman gibi çeşitli parametrelerin belirlenmesine veya ölçülmesine olanak tanır.
- Yapının birden fazla davranışını analiz ederek, inşa edilmeden önce olası tasarım sorunlarını tespit etmeye yardımcı olur ve böylece fiziksel test maliyetlerini azaltır.



Şekil 4.2 Modal tabanlı yorulma dayanımında yapılan mod süperpozisyon prosesi

Çoklu cisim simülasyonunda, yapının şekil değişimi, frekans tabanlı elastik şekil değişimi ve hareketin süperpozisyonu ile elde edilir. Bu süreç, yapının düğüm konumları, düğüm bağlantıları ve frekans tabanlı genelleştirilmiş kütle ile sertlik matrislerinin bilgilerini içerir.



Şekil 4.3 Elastik şekil değiştirmenin mod değerlerinin doğrusal toplamı ile ifadesi

Şekil 4.3'te yer alan verilere göre, bütün serbestlik derecelerinin elastik şekil değiştirmeleri, uygun modların doğrusal birleşimi ile verilmiştir.

Şekil 4.3'te görüldüğü üzere, tüm serbestlik derecelerinin elastik deformasyonu, uygun modların lineer kombinasyonları ile ifade edilmiştir. Modların bileşen sentezi metodu, bu tür mod gruplarının çözüm sürecinde son derece verimli bir yöntem sağlamaktadır. Bileşenin mod değerleri, malzemenin hareket halindeki ve durağan durumdaki davranışlarını içermektedir.

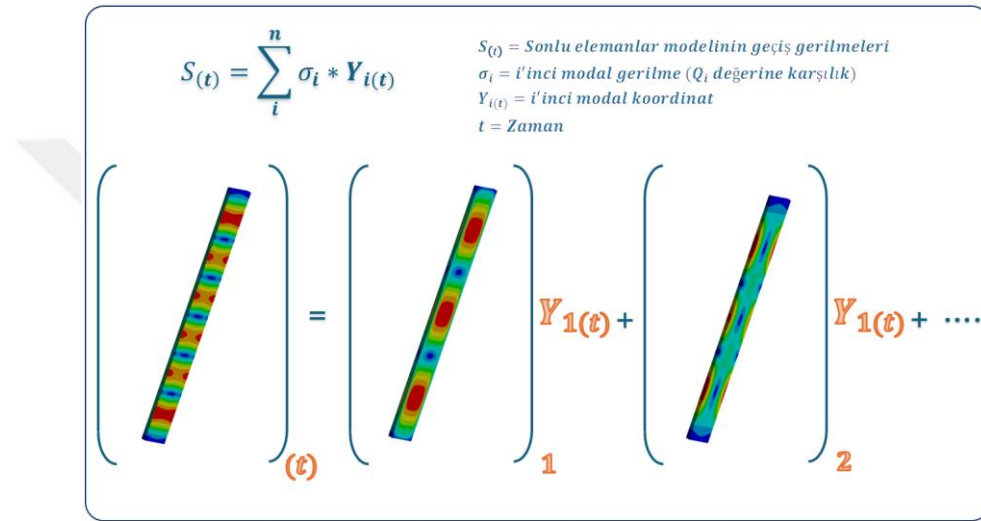
Bileşen Modları, yapının hem statik hem de dinamik davranışını içeren modlara sahiptir.

Ayrıştırılmış dizideki modların korunması nedeniyle sabit ve standart modlar “ortogonal mod bileşenleri” dizisine çevrilir. Mod şekilleri arası dönüşüm yaparken tam statik ve dinamik mod değerleri aralarında ayırım yapmak imkansızdır. Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak “ortogonal bileşen modları” üretilir ve çoklu cisim simülasyonuna aktarılır [53].

Aktarılan bu simülasyonun sonucu, her zaman aralığında tüm modların toplam şekil değiştirmesidir. Bu şekil değiştirmeler literatürde modal koordinat olarak

adlandırılır. Bu modal koordinat değerlerinin nasıl kullanıldığı Şekil 4.3'te verilmiştir.

Gerilme sinyalleri daha önce yapılmış sonlu elemanlar modeli analizleri sonucunda elde edilmiştir. Sonlu elemanlar modeli içerisinde deformasyon meydana geldikçe bir gerilim dağılımı oluşur. Bu, her bileşen modunun (deformasyon) kendine özgü bir gerilim dağılımına (modal gerilim) sahip olduğu anlamına gelir. Modal koordinatlar ve modal analiz sonuçları ile elde edilen modal geçiş gerilmelerinin hesaplanması Şekil 4.4'te verilmiştir.



Şekil 4.4 Modal gerilmeler ve modal koordinatlar ile elde edilen geçiş gerilmeleri

Sonlu eleman yapılarında gerilme hesaplamaları, modal gerilmelerin doğrusal birleşimi kullanılarak gerçekleştirilir. Şekil 4.4'te belirtildiği üzere, streslerin modal koordinat yayılımı, yapısal modlarının ve dinamik simülasyonlarının modal koordinat dağılımlarıyla uyum göstermektedir. Dolayısıyla, modelle ilişkili modal gerilim veri seti, uzun gerilim zaman bileşenine sahip bir seri biçiminde olabilir. Bu bize 300.000 zaman adımıyla 20 dakikalık bir test sürüşünü simüle etme olanağı sağlıyor. Bu tür simülasyonlar, yapının durağan, hareketli ve titreşim etkilerinin toplu bir şekilde gözlemlenmesini mümkün kılmaktadır [53].

Yorulmaya bağlı ömür analizleri yapılırken yukarıdaki prosedür izlenerek modal gerilme verileri ve modal koordinat değerlerinin, süperpozisyonu aracılığıyla asal gerilmeler hesaplanır. Asal gerilmeler belirlendikten sonra, modal tabanlı yorulma simülasyonunu tamamlamak için önceki bölümde açıklanan yorulma hasarı teorisine dayalı olarak hasar hesaplaması yapılır.

DENEYSEL VE SANAL ORTAMDA YAPILAN ÇALIŞMA

Gerçekleştirilen deneysel çalışmada Türkiye yol ve yükleme koşullarında 3 bölmeli yarı römork tanker şasisinin yapısal davranışlarını ve aynı koşullarda yorulma ömür etkileri incelenmiştir.

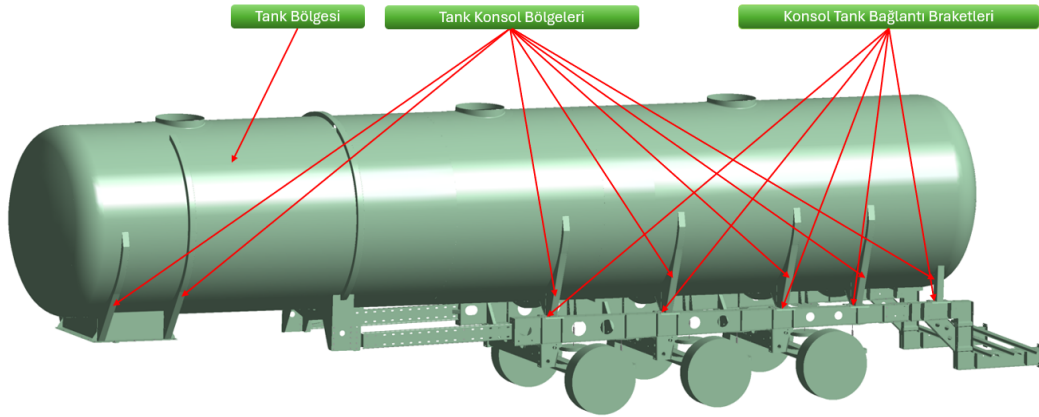
Bu deneysel çalışmada; Araç üzerine etkiyen yüklerin oluşturduğu araç modelindeki kritik noktaların tespiti amacıyla FEM analizleri yapılmış ve sonrasında king-pim ve dingil bölgelerine yerleştirilen ivme ölçerler yardımı ile farklı yol şekillerinden ivme veriler toplanmıştır. Bu ölçümler ile elde edilen ivme verileri bilgisayar ortamında oluşturulan hibrit araç modeline girdi olarak verilmiştir. Hibrit araç modelinde çeşitli kabuller yapılarak statik ve modal analizler gerçekleştirilmiştir. Bu statik ve modal analiz sonuçları incelenerek dinamik analiz aşamasına geçilmiştir. Dinamik analizde hibrit araç modelinin esnek hale getirilebilmesi için modal analiz çıktısı kullanılmıştır.

Dinamik analiz için modal analiz çıktısı harici girdi olarak farklı yol şekillerinden toplanan ivme veriler girdi olarak verilmiştir. Bu ivme verileri ile hibrit araç modeli üzerinde sınır şartları belirlenmiş ve dinamik analizler gerçekleştirilmiştir. Dinamik analiz sonucunda elde edilen modal koordinatlar ile modal analiz çıktısında elde edilen modal gerilmeler yorulma programına aktarılmış ve burada hibrit araç modelinin yorulma hasar ömrü incelenmiştir. Bu incelemeler sonucunda, model üzerinde hasara uğrayan bölgeler belirlenmiş ve bu bölgeler için çeşitli tasarım iyileştirmeleri uygulanmıştır. Yapılan değerlendirmeler sonucunda, tanker modeli için yorulma hasarını en aza indiren en uygun tasarım belirlenerek seçilmiştir.

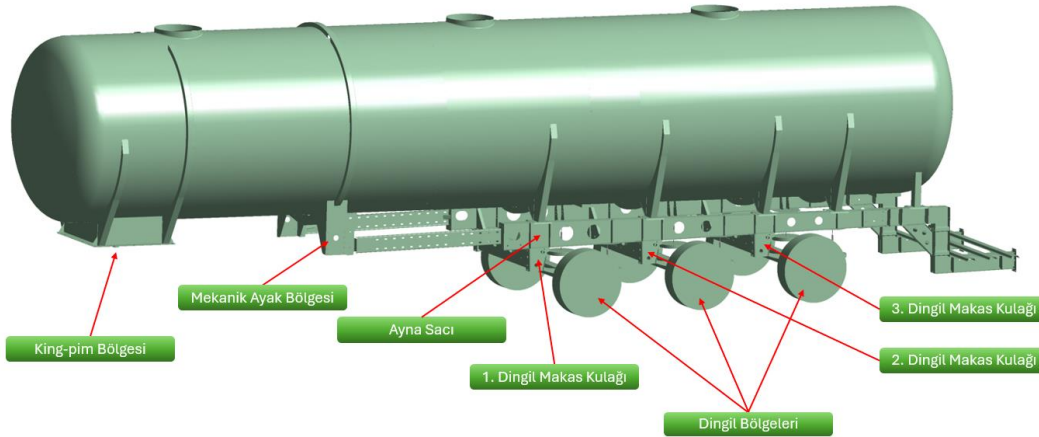
5.1 Tanker Şasisi ve Özellikleri

Deneysel ve bilgisayar destekli çalışmalarda kullanılacak olan tanker modeli şasisi “I” kesitli ve dingil bağlantı bölgeleri arası atılan “U” kesitli 304 kalite paslanmaz

elikten imal edilecek şekilde tasarlanmıştır. Bunların yanı sıra tank ile şasi arasına gövdeyi sabit tutacak ve destekleyecek şekilde ‘‘U’’ bükümlü konsollar kullanılmıştır. Burada konsollar ve tank gövdesinde şaside olduğu gibi 304 kalite paslanmaz çelikten imal edilecek şekilde tasarlanmıştır. Çalışmalarda kullanılacak olan tanker modeli 3 dingilli ve her bir dingilin taşıma kapasitesi 12 ton olacak şekilde tasarlanmıştır.



şekil 5.1 Ticari tanker aracının st bölümleri



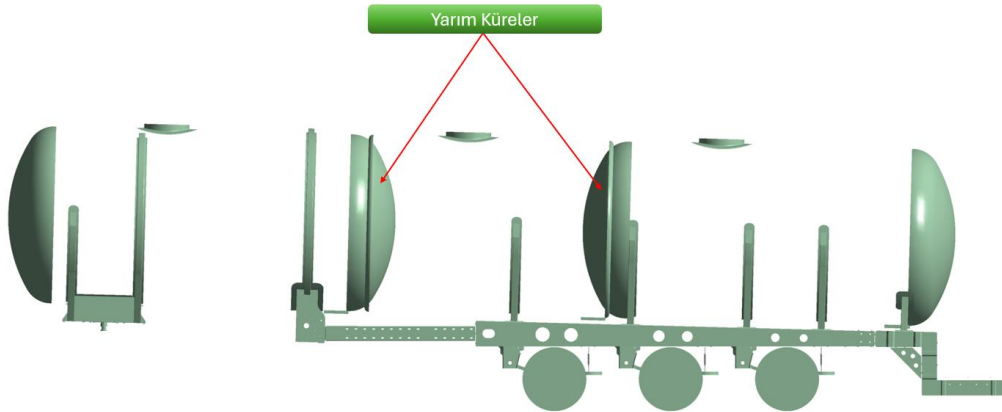
şekil 5.2 Ticari tanker aracının alt bölümleri

Yarı römork ile çekicinin birbirine bağlantısında gerçek modelde olduğu gibi yüksek dayanıma sahip dövme elik malzemeden imal edilen vida bağlantısına sahip bir ara eleman olan king-pim tercih edilmiştir.

Tank gövdesi ile şasi bağlantısı 5 adet konsol kullanılarak sağlanmıştır. Bu konsollar şasi I profil üstüne kare 304 kalite paslanmaz saclar yardımı ile bağlanmıştır. Konsollar ile bu paslanmaz saclar birbirlerine kaynakla bağlanmıştır.

Kaynakla bağlanan bu yapıda kare paslanmaz saclar şasiye cıvata yardımı ile bağlanarak birleştirilmiştir. Bu birleştirme işleminde iki parça arasına vibrasyon önleyici kauçuk destekler konumlandırılmıştır. Bu destekler ile zeminden tanker şasisine iletilen vibrasyonlar sönümlenerek tankın daha az titreşime maruz kalması amaçlanmıştır. King-pim bölgesi ile tank bağlantılarında 2 adet konsol kullanılmıştır. Buradaki konsollar direk olarak king-pim bölgesine kaynaklı olarak tasarlanmıştır. Bunların yanı sıra tank gövdesi şasiye aracın çekici olmadan ayakta durabilmesini sağlayan mekanik ayak bölgesinden kaynaklı olacak şekilde bağlantı tasarımı yapılmıştır.

Tankın içerisine farklı yakıtların alınabilmesi için ve bu yakıtların karışmamasını sağlamak için 2 adet yarım küre yapısına benzer sac parçalar tasarlanmıştır. Bu parçalar sayesinde çalkalanma etkilerinin minimuma indirgenmesi ve tank gövdesinin daha rijit olması bunun yanı sıra şasiden gelen kuvvetlerin tank gövdesine etkisinin azaltılması amaçlanmaktadır.



Şekil 5.3 Ticari tanker aracı bölmeleri

5.2 Bilgisayar destekli simülasyon için sınır şartları ve ön kabuller

Bilgisayar ile yapılan çözümler sonucu elde edilen sayısal verilerde belli oranda hata payı bulunmaktadır. Hata payının kabul edilebilir sınırlar içerisinde kalması ve doğru analiz yapılabilmesi için oluşturulan modelin uygun sınır koşullarına ve varsayımlara sahip olması gerekir. Sınır koşullarının kesinleştirilmesi için, modellenen aracın yük taşıma kapasitesinin, teknik verilerinin ve müşteriye

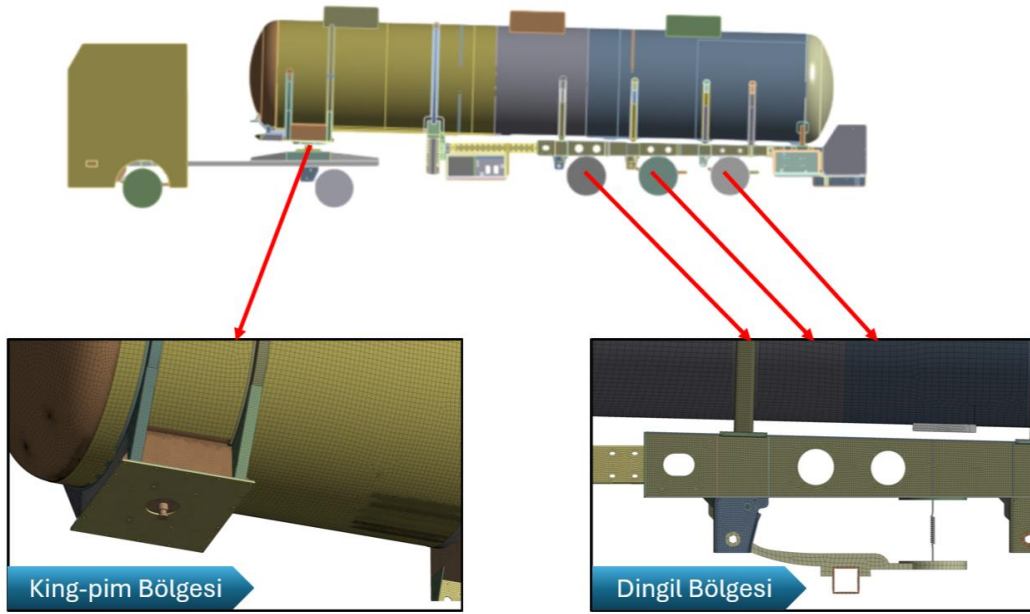
sunulacak çalışma koşullarının belirlenmesi ve daha sonra bu verilerin uzman kişilerce sanal ortama veri olarak girilmesi gerekmektedir.

Deneysel incelemede, kullanılacak olan sanal modelin kabulleri ve sınır şartları saptanarak, sanal prototipin tüm simülasyon süreçleri için belirlenen koşulların benzerliği sağlanmaya çalışılmıştır.

Ticari tanker modeli için tayin edilen ön koşullar;

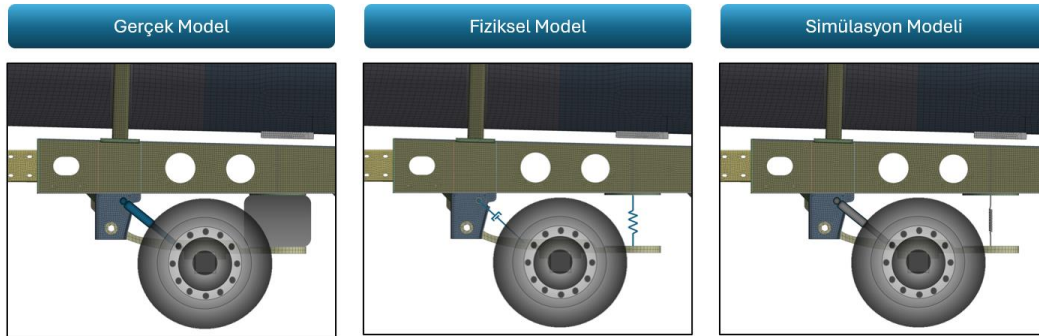
- Araç faydalı yükü maksimum 27000 kg olarak hesaplanmıştır.
- Aracın şasi ağırlığı 3500 kg olarak hesaplanmıştır.
- Araç için yapılan yüklü simülasyonlar aracın tam dolu olduğu kabul edilerek gerçekleştirilmiştir.
- Araç içerisinde bulunan yakıtın çalkalanmadan dolayı oluşan etkileri dikkate alınmamıştır.
- Araç içerisinde taşınan yük simülasyonlarda 3 parçaya ayrılmış ve noktasal yük olarak tanımlanmıştır.
- Aracın tank konsolları ile şasi bağlantısı arasında bulunan kauçuk pedlerin sönümlemeleri ihmal edilerek simülasyonlar gerçekleştirilmiştir.

Prototip araçta king-pim bölgesinde çekici tabla mekanizmasının 7-8° dönmesine izin verilmektedir. Simülasyonda bu bağlantı bölgesinin serbestçe dönmesine izin verilmiştir. Dingiller, Şekil 5.4'te görüldüğü gibi üç noktadan şasiye bağlanmıştır. Bu bağlantıdan ilki hava körüğüdür. Hava körüğü dingilin arkasında şasi I profil altına cıvata ile bağlıdır. Bir diğer bağlantı ise makas kulağına yapılındır. Bu bağlantıda makas kulağına alt bölgeden kauçuk burç yardımı ile üst bölgeden ise amortisör yardımı ile bağlıdır. Dingil ön bölgeden makas kulağı alt bölgesine dönecek şekilde harekete serbest bırakılmıştır.



Şekil 5.4 Tayin edilen sınır koşullarının uygulama alanları

Ticari tanker aracının dingil kısmında bulunan süspansiyon sistemi, darbe emici elemanlar ve elastomer burçlar gibi bileşenler, paket yazılımlardaki kütüphanelerde yer alan yay ve sönümleyici elemanlar gibi hazır bileşenlerle oluşturulmuştur. CAD model üzerinden yalnızca yapısal unsurlar kullanılmıştır. Bu yöntem, sistemin daha hassas sonuçlar üretmesine ve analiz sürecinin hızlanmasına katkı sağlamaktadır. Tanker modelinin dingil kısmındaki bağlantı elemanlarının simülasyon modeline program kütüphanesinden tayin edilmiş benzerleri Şekil 5.5'te gösterilmektedir.



Şekil 5.5 Dingil bölgesinin gerçek modelden simülasyon modele uyarlanması

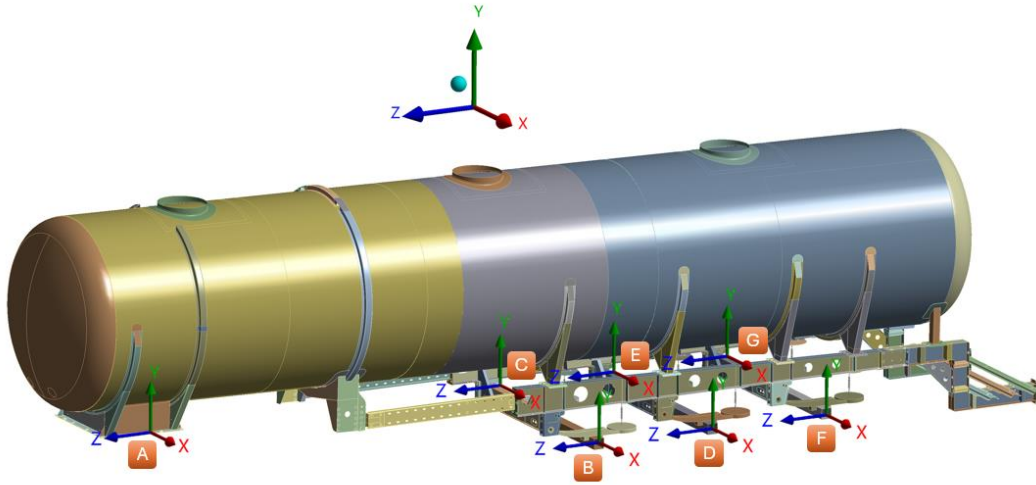
Havalı süspansiyon körüğü, yer değiştirme kuvvet diyagramına göre bir yay elemanı olarak tanımlanır. Aynı şemaya göre gazlı amortisörler sönümleme elemanı olarak tanımlanmaktadır. Kauçuk burçlar, dönme ve öteleme etkilerine karşılık gelen değerlerin tablosuna girilerek burç elemanları olarak tanımlanır. Bu

eleman dönüştürmeleri sonucunda tanker modeli sonlu elemanlar model şekline ve daha sonra hibrit simülasyon modeline dönüştürülmüştür.

Şekil 5.6 ve Tablo 5.1’de araç modeli üzerindeki serbestlik dereceleri ayrıntılı olarak verilmiştir.

Tablo 5.1 Ticari tanker modelinin eksenel dönme ve öteleme değerleri

	Dönme			Öteleme		
	X-ekseni	Y-ekseni	Z-ekseni	X-ekseni	Y-ekseni	Z-ekseni
King- Pim (A)	Serbest	0°	0°	0 mm	0 mm	0 mm
1.Dingil Sol Teker (B)	Serbest	0°	0°	0 mm	0 mm	Serbest
1.Dingil Sağ Teker (C)	Serbest	0°	0°	0 mm	0 mm	Serbest
2.Dingil Sol Teker (D)	Serbest	0°	0°	0 mm	0 mm	Serbest
2.Dingil Sağ Teker (E)	Serbest	0°	0°	0 mm	0 mm	Serbest
3.Dingil Sol Teker (F)	Serbest	0°	0°	0 mm	0 mm	Serbest
3.Dingil Sağ Teker (G)	Serbest	0°	0°	0 mm	0 mm	Serbest

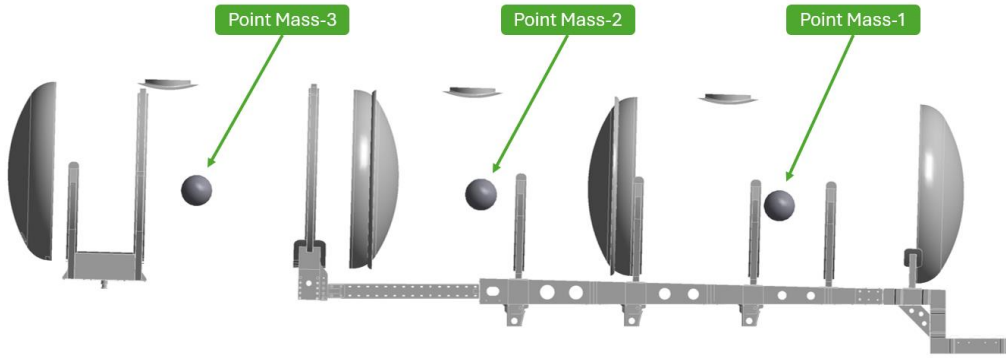


Şekil 5.6 Yarı römork tankerin belirlenen serbestlik dereceleri

Tanker aracı için gereken sınır koşulları belirleme işlemi sonrası, yükleme koşullarının tayin edilmesi gerekmektedir. Yükleme koşulları, deneysel çalışmada kullanılan tanker modelinin sıvı akaryakıt taşıması nedeniyle hidrostatik basınç olarak tanımlanmalıdır. Bu hidrostatik basınç, dinamik analizlerde çözüm sürelerinin uzamasına neden olabilir.

Yükleme işleminde, tankerin tamamen dolu hali simüle edileceği için sıvının çalkalanma etkisi ihmal edilecek kadar küçük kalacaktır. Bu nedenle, dinamik analizlerde bu yükün noktasal ve tam yüklü olarak verilmesi, statik analizlerde ise bu yükün hidrostatik basınç olarak verilmesi uygun görülmüştür. Ayrıca, yorulma analizlerinde, dinamik analizlerde uygulanan noktasal kütle yükleme koşulları kullanılmıştır.

Yükleme koşulları, sıvı akaryakıtı simüle etmek amacıyla tanker içerisindeki üç bölüm için iç yüzeye noktasal kütle (Point Mass) elemanları tanımlanmıştır. Bu yaklaşımda sıvının atalet değerleri de önemli olduğundan, noktasal kütle (Point Mass) elemanlarına tankın tamamen dolu olduğu durumda atalet değerleri atanmıştır. Noktasal kütle elemanlarının tanker aracı üzerindeki yerleşimi Şekil 5.7’de gösterilmiştir.



Şekil 5.7 Noktasal yük elemanlarının tank üstündeki yerleşimi

Model üzerinde noktasal yük elemanları tanımlanırken tanımlanması gereken bazı parametreler mevcuttur. Bu parametreler noktasal kütlelerin ağırlığı ve atalet değerleridir. Noktasal kütleler model içerisindeki yakıtı temsil edeceği için yakıtın özgül ağırlığı ve bu yakıtın hacmi bilinmelidir. Bu değerler tankın tamamen dolu olduğu ve maksimum yükleme kapasitesi göz önüne alınarak hesaplanmıştır. Tablo 5.2’de her bir noktasal kütle elemanı için ağırlık ve bu ağırlığın oluşturduğu atalet momentleri mevcuttur.

Tablo 5.2 Noktasal kütle elemanları ağırlık ve atalet momenti değerleri

Noktasal Kütle		Atalet Momentleri (kg.mm ²)		
Eleman Adı	Ağırlık (kg)	X-Ekseni	Y-Ekseni	Z-Ekseni
Point Mass 1	9876	1,44E+10	1,33E+10	4,09E+09
Point Mass 2	6926	5,92E+09	5,11E+09	2,92E+09
Point Mass 3	10230	1,58E+10	1,47E+10	4,24E+09

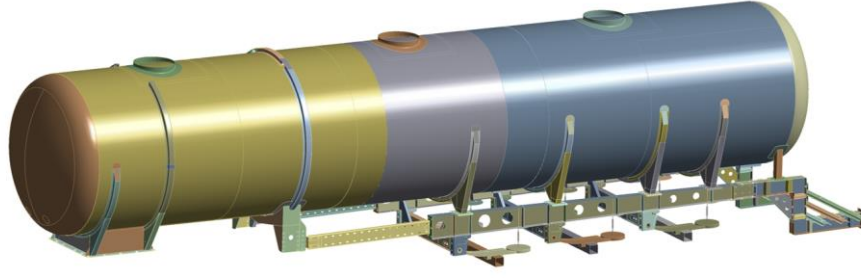
5.3 Sonlu Elemanlar Model Simülasyonu

Deneyssel araştırmaların başlangıç aşamasında, sonlu elemanlar yöntemiyle simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Bu süreçte, öncelikle analiz modeli oluşturulmuş ve çeşitli çalışma koşulları altında yapısal değerlendirmeler yapılmıştır. Dinamik analizlerden önce tasarımın uygunluğu doğrulanmıştır. Gerçekleştirilen analizler sonucunda belirlenen kritik bölgelerin iyileştirilmesiyle, ömür tahminleri öncesinde ön doğrulama aşaması tamamlanmıştır. Böylelikle yorulma ömür analizi işlemleri en aza indirgenmiştir.

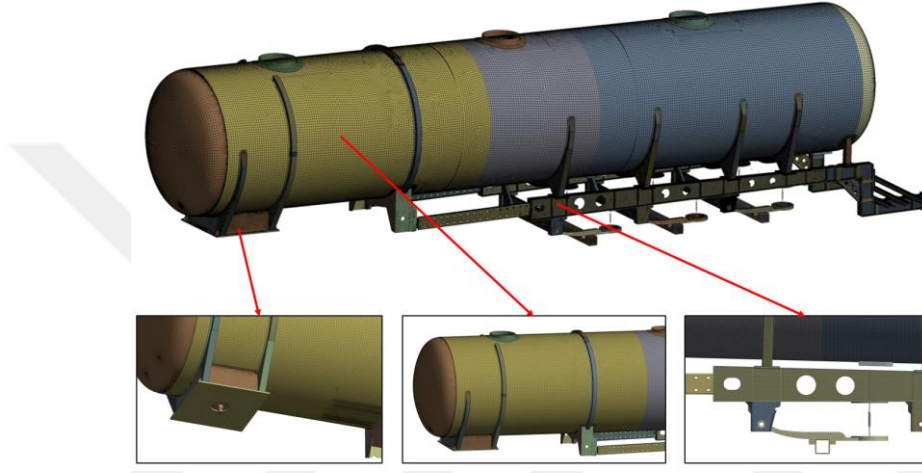
Sonlu elemanlar simülasyonu için hazırlanan modelde öncelikle bağlantı noktaları tanımlanmış ve modal analiz yapılmıştır. Modal analizde yapı üzerinde bulunan parçaların bağlantılarında ve yapının bütünlüğünün problem olup olmadığı gözlemlenmiştir. Bu işlemlerin ardından, yapısal analizler gerçekleştirilerek modelin belirlenen sınır ve kabul koşullarında hasar görebilecek kritik noktalar belirlenmiştir.

Yapısal analizlerde, akaryakıt tankeri içine hidrostatik basınç uygulanarak simülasyonlar yapılmıştır. Modal analizlerde ise sonuçların dinamik analizlerde kullanılacak olması nedeniyle noktasal kütle elemanları kullanılarak analizler yapılmıştır. Yapılan analizlere ait veriler, “SONUÇ” kısmında detaylı olarak sunulmuştur.

Deneyssel araç modelinin sonlu elemanlar simülasyonları için ANSYS 23R2 yazılımı kullanılmıştır.



Şekil 5.8 Sonlu elemanlar simülasyonunda kullanılan basitleştirilmiş tanker modeli



Şekil 5.9 Sonlu elemanlar simülasyonunda kullanılan ağ yapısı modeli

Tanker modeli sonlu elemanlar analizinde modelin birden fazla küçük parçalardan oluşması sebebi ile ağ yapısı kalitesi bu parçalara ve analiz denemelerine göre her parça için ayrı ayrı belirlenmiştir. Yapılan denemeler ile analiz sonuçlarının stabilize olduğu ağ yapısı eleman boyutu, şasi için 10 mm, tank için 30 mm ve şasi tank bağlantı braketleri için 5 mm olarak belirlenmiştir.

Sonlu elemanlar analizinde model 873171 nokta ve 855819 ağ elemanından oluşacak şekilde tasarlanmıştır. Ağ yapısı tanımlanmış modele ait görsel Şekil 5.9'da verilmiştir.

5.3.1 Serbest Titreşim Analizi

5.3.1.1 Analiz Sınır Şartları

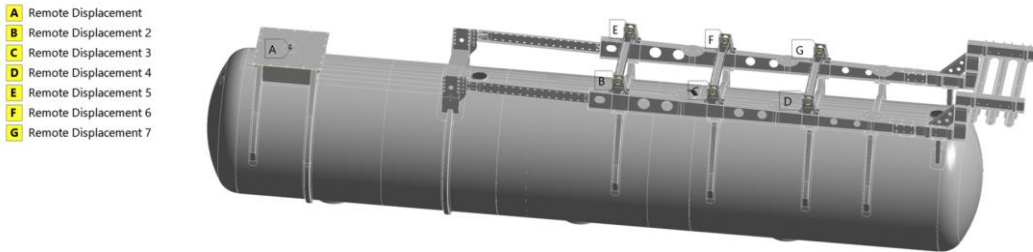
Yapının doğal frekansları ve mod şekillerinin çıkarılması işlemi modal analizler ile gerçekleştirilir. Sonlu elemanlar modelinde yapılan modal analizlerle elde edilen sonuçlar, dinamik analizlerde yapılacak olan hibrit araç simülasyonunda titreşim etkilerinin simülasyona dahil edilmesi için kullanılacaktır. Dingil bağlantı

elemanları, dinamik analizlerin yapılacağı Adams programı kütüphanesinden alındığı için, modal analizlerin dingiller olmadan yapılması daha doğru olacaktır.

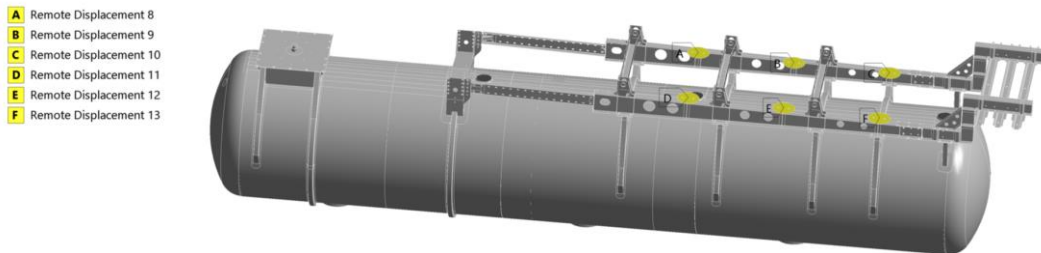
Modal analizde yükün model üzerine tanımlanması noktasal kütle elemanları ile yapılmıştır. Bu yöntem ile modal analiz statik analiz sınır şartlarından ayrılmaktadır. Bunun yanı sıra modal analiz ve statik analiz arasındaki bir diğer fark dingillerdir. Statik analizlerde dingiller bulunurken modal analizde dingiller bulunmamaktadır.

Modal analizde şasinin dingil ve king-pim bölgelerinden yaptığı tüm bağlantı noktalarına “Remote Displacement” koşulu atanmıştır. Bu koşulun tercih edilmesinin temel sebebi, “Craig-Bampton” yönteminde her bir nokta için 6 serbestlik derecesi ile modal analiz gerçekleştirilmesi ve bu çözümlerin süperpozisyonu sayesinde birim şekil değişimi ile gerilme değerlerinin elde edilebilmesidir. Kullanılan “Remote Displacement” koşulu, belirli bir noktanın 6 serbestlik derecesinin bağımsız olarak tanımlanmasına imkân tanır, bu sayede Craig-Bampton modlarının çözülmesi mümkün olur.

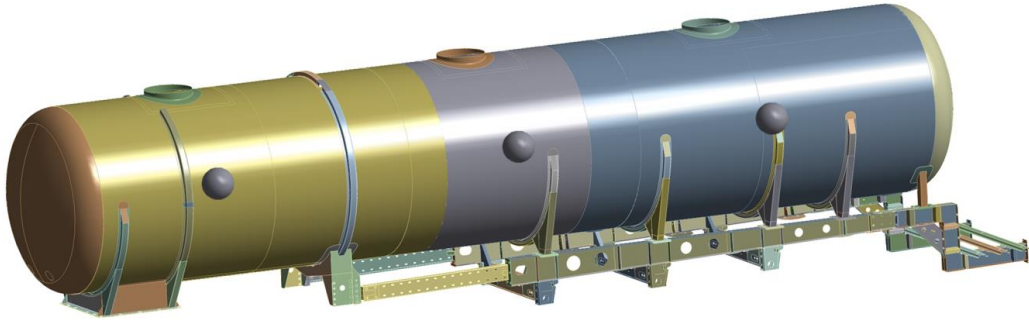
Şekil 5.10 ve Şekil 5.11’de 6 serbestlik derecesinin tanımlandığı noktalar, Şekil 5.12’de ise modal analizde kullanılan noktasal yük elemanları gösterilmiştir.



Şekil 5.10 Modal analizde sınır koşullarının tanımlandığı remote displacement konumları



Şekil 5.11 Modal analizin sınır koşulları remote displacement konumları



Şekil 5.12 Noktasal kütle elemanlarının modeldeki konumları

5.3.2 Yapısal Analizler

Sonlu elemanlar simülasyonu için tasarlanan tanker modelinin, dinamik analizlere geçmeden önce Şekil 1.3'te gösterildiği gibi statik analiz senaryolarından geçmesi gerekmektedir. Eğer model bu statik analizlerden geçmezse, CAD modeline geri dönülerek gerekli iyileştirmeler yapılmalıdır. Statik analizlerden geçmeyen bir modelin dinamik analizlerinin ve yorulma hasar hesaplamalarının yapılması doğru olmayacaktır.

Yapılan bilgisayar destekli çalışmada, tanker modeli için farklı analiz senaryoları hazırlanmıştır. Bu senaryolardan başarılı bir şekilde geçen tanker modeli, sonrasında hibrit modelleme ile dinamik analizlere tabi tutulacaktır.

5.3.2.1 Statik Analiz Senaryoları

Statik analiz için belirlenen senaryolar aracın kullanım şartları ve belirli standartlara göre oluşturulmuştur. Belirlenen bu standartlardan biri olan EN 12642, karayolları taşımacılığında yükün taşındığı alan yüzeylerinin minimum yapısal mukavemet gerekliliklerini içermektedir. Bu standartta maksimum yükleme koşulunda ani frenleme durumunda römorkun yük taşıyan bölmesi ön yüzeyinin minimum 0,8 g kuvvetine dayanır olması gerekmektedir. Aynı koşulda geriye frenleme işlemi esnasında römorkun yük taşıyan bölmesi arka yüzeyinin 0,5 g kuvvetine dayanıyor olması gerekmektedir. Bu koşullara ve yol testinden elde edilen ekstrem koşullara istinaden oluşturulan statik analiz senaryoları Tablo 5.3'te verilmektedir.

Tablo 5.3'te belirtilen statik analizler sınır şartlarına uygun olacak şekilde gerçekleştirilmiş ve "Bölüm 6" da sonuçları verilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde

model üzerinde gerilmelerin malzeme akma mukavemeti altında olduğu görülmüş ve modelde tasarım değişikliğine gidilmemiştir.

Tablo 5.3 Statik analiz senaryoları

Analizler	Uygulanan Sınır Şartları
Yerçekimi İvmesi	1 g
Öne Frenleme	0,8 g
Geriye Frenleme	0,5 g
Çukura Düşme	50 mm
Tümsekten Geçme	50 mm

5.4 Gerçek Yol Sinyallerinin Toplanması

Tanker modeli için yapılan sonlu elemanlar simülasyonunda belirlenen kritik noktaların titreşim kaynaklı yorulma etkilerinin incelenebilmesi için prototip olarak üretilen araç modelinin farklı yol koşullarında veri toplama cihazları ile yol testleri gerçekleştirilmiştir. Bu yol testleri sonucunda yoldan gelen titreşimlerden kaynaklı yorulma etkilerinin araç üzerindeki hasarı hesaplanacaktır.

5.4.1 Yol Testi Sınır ve Kabul Şartları

Yol testlerinde aracın hangi yollardan gideceği ve bu yollarda kaç km yapacağı bilinmelidir. Tanker aracının gerçek hayatta kullanım ömrü 1.000.000 km ön görülerek belirlenmiştir. Belirlenen bu ömür değeri tanker aracının şasisi içindir. Tanker aracının ömrü boyunca farklı yol tiplerinde yapacağı km yüzdeleri Tablo 5.4'te verilmiştir. Bu yol profillerinin detayları Şekil 5.13'te gösterilmektedir.

Tablo 5.4 Farklı yol tiplerinin kullanım yüzdeleri

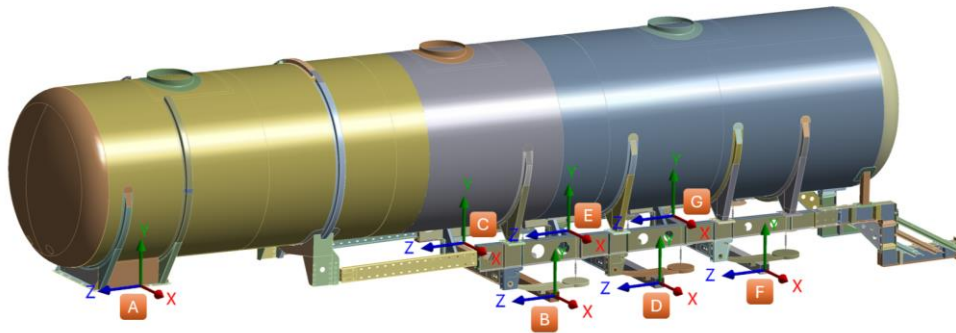
Yol Profilleri	Kullanım Yüzdeleri
Şehirler Arası Asfalt Yollar	78%
Şehirler Arası Bozuk Yollar	15%
Stabilize Köy Yolları	5%
Offroad Dağ Yolları	2%



Şekil 5.13 Sinyal toplanan yol profilleri

5.4.2 Yol Testi Sinyallerinin Toplanması

Yol testinde sinyal toplanacak noktalar hibrit araç modeli üzerinde yapılacak olan simülasyon çalışmalarında tahrik edilecek noktalara göre belirlenmiştir. Yol testinde prototip araç üzerine her bir dingil için ikişer adet olacak şekilde ve dingil sağ sol lastik merkezlerine bağlanacak şekilde ivme ölçerler yerleştirilmiştir. Tüm dingillere toplamda 6 adet ivme ölçer takılmıştır. Bunların yanı sıra king-pim hareket sinyallerini alabilmek için prototip araç üzerinde king-pime yakın olacak şekilde 1 adet ivme ölçer bağlanmıştır. Sinyal toplama işlemlerinde 7 adet ivme ölçer 1 adet GPS kullanılmıştır. Bu GPS yardımı ve ivme ölçer yardımı ile prototip aracın farklı yol koşullarında dingil ve king-pim noktalarına etki eden kuvvet değerleri, prototip aracın geçtiği güzergahlar ve aracın hızı tespit edilmiştir. Şekil 5.14'te prototip araç üzerine yerleştirilen bu ivme ölçerlerin konumu verilmiştir.



Şekil 5.14 Prototip araç üzerine yerleştirilen ivme ölçer konumları

Şekil 5.14'te belirtilen 7 adet ivme ölçerin hibrit araç modeli üzerinde yapılacak olan çalışma için Z eksenindeki ivme değerleri incelenmiştir.

Enstrümantasyon işlemleri sonrasında prototip araç için seçilen Şekil 5.13'te verilen yol profillerinde toplamda 275 km test sürüşü yapılmıştır. Bu sürüş esnasında hangi yoldan ne kadar gidileceği Tablo 5.4'te verilen yol profili kullanım yüzdeleri ile belirlenmiştir.

Yol testinde kullanılan ivme ölçerlerde sinyal toplama frekansı 1000 Hz olacak şekilde kullanılmıştır. Burada 1000 Hz frekansında sinyaller toplanmış fakat bu sinyaller elde edildiğinde frekansın maksimum 390 Hz değerine kadar çıktığı görülmüştür. Toplanan bu yol sinyallerinin alındığı yol profilleri ve bu yol profillerine ait prototip aracın yaptığı hız ve km değerleri Tablo 5.5'te detaylı olarak verilmiştir.

Tablo 5.5 Sinyal toplanan yol profilleri km ve hız değerleri

Yol Profilleri	Maksimum Hız (km/h)	Kat Edilen Yol (km)
Şehirler Arası Asfalt Yollar	90	214,5
Şehir İçi Bozuk Asfalt Yollar	80	41
Stabilize Köy Yolları	45	14
Offroad Dağ Yolları	20	5,5

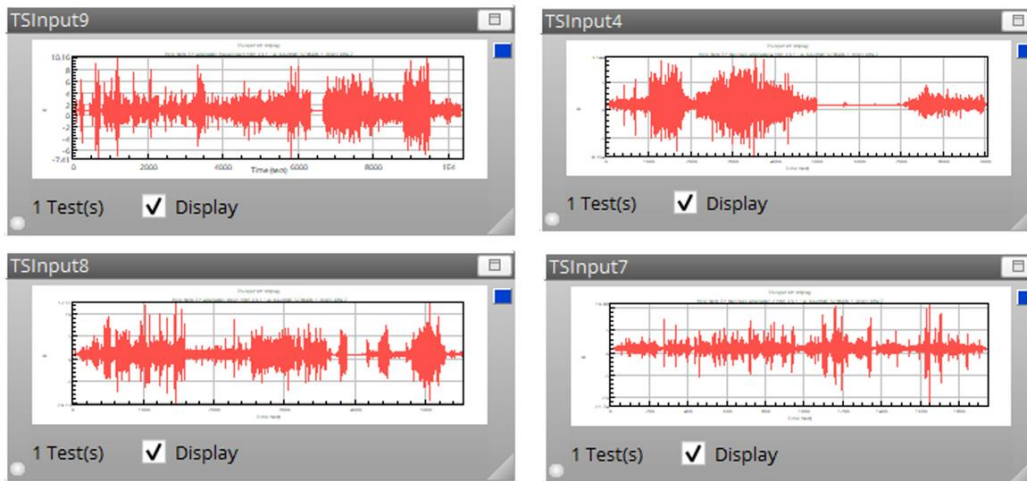
5.4.3 Yol Testi Sinyallerinin İşlenmesi

Yol testinden toplanan sinyaller ilk aşama olarak temizlenmelidir. Bu temizleme işlemi hatalı ve bozuk sinyallerin silinmesi için gerekmektedir. Bu işlem sonrasında sinyallerin frekans bazlı analizleri yapılarak güç spektral yoğunluğu incelenmelidir. Frekans bazlı analiz ile tanker modeli üzerine etki eden kuvvetlerin hangi frekans aralığında yoğunlukta olduğu belirlenebilmektedir. Böylelikle kuvvet yoğunluğu az olan frekans değerlerindeki yol testinden toplanan sinyaller üzerinden silinebilmektedir. Tüm bu işlemler sonrasında değişken genlikli yüklemeler için yapılan sayma yöntemleri ile sinyaller filtrelenmektedir. Bu işlemlerde sayısal hesaplama yazılımı olan Mathworks tarafından geliştirilen “MATLAB” programı ve HBM firmasına ait “nCODE Designlife” yazılımı kullanılmıştır. Bu yazılım programları otomotiv sektöründe oldukça geniş kullanım alanına sahiptir.

5.4.3.1 Yol Testi Sinyallerinin Temizlenmesi

Yol testinden toplanan sinyaller incelenmeden önce sinyal temizleme işlemi yapılması gerekmektedir. Sinyal temizleme işlemi, yoldan alınan sinyallerin doğruluğunun arttırmak ve dış etkiler sebebi ile sensörlerden okunan yanlış verilerin silinmesinde kullanılmaktadır. Bu silme işlemi ile yol profillerinin oluşturduğu ivme sinyalleri harici anlık gürültü, ses vb. etkilerin oluşturduğu ivme sinyallerinin temizlenmesini sağlamaktadır. Bu işlemler sonucunda farklı yol profillerinin oluşturduğu ivme sinyalleri en doğru şekilde elde edilmiştir.

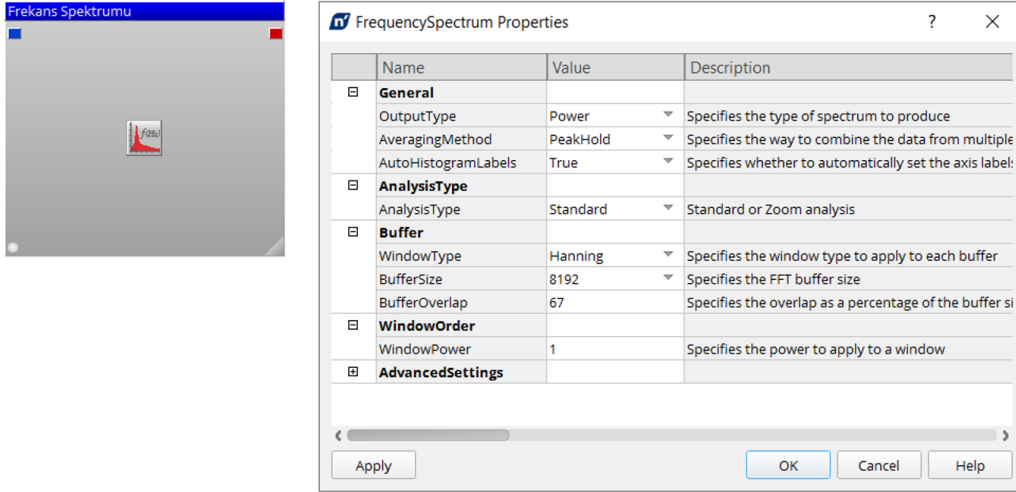
Sinyal temizleme işlemleri nCODE Designlife yazılımı üzerinden gerçekleştirilmiştir. Yol testinden alınan ivme zaman sinyalleri Şekil 5.15'te görüldüğü üzere “.rsp” dosya formatında yazılıma aktarılmış ve sonrasında “Spike Detection” fonksiyonu yardımıyla sinyaller temizlenmiştir.



Şekil 5.15 Yazılım içerisine aktarılan .rsp formatlı ivme – zaman sinyalleri

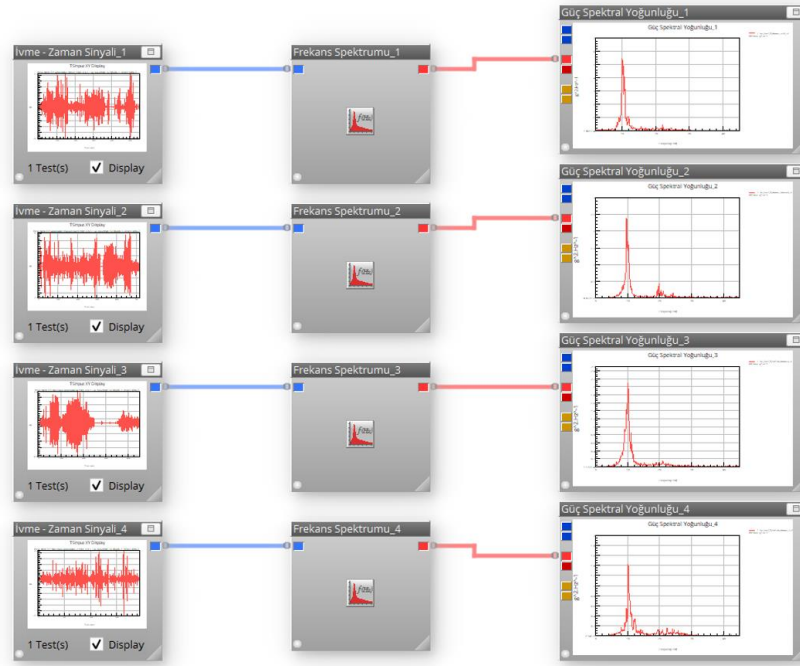
5.4.3.2 Frekans Analizi ve Güç Spektral Yoğunluğunun İncelenmesi

Yol testinden toplanan sinyallerin temizleme işlemi sonrasında sinyallerin frekans aralıkları ve bu frekans değerlerindeki etkilerinin incelenmesi için güç spektral yoğunluk analizi yapılmıştır. Bu analiz işlemi nCODE programı içeriğinde bulunan “Frekans Spektrum” modülü ile kullanılmıştır. Bu modüle ait detaylar Şekil 5.16’da görülmektedir.



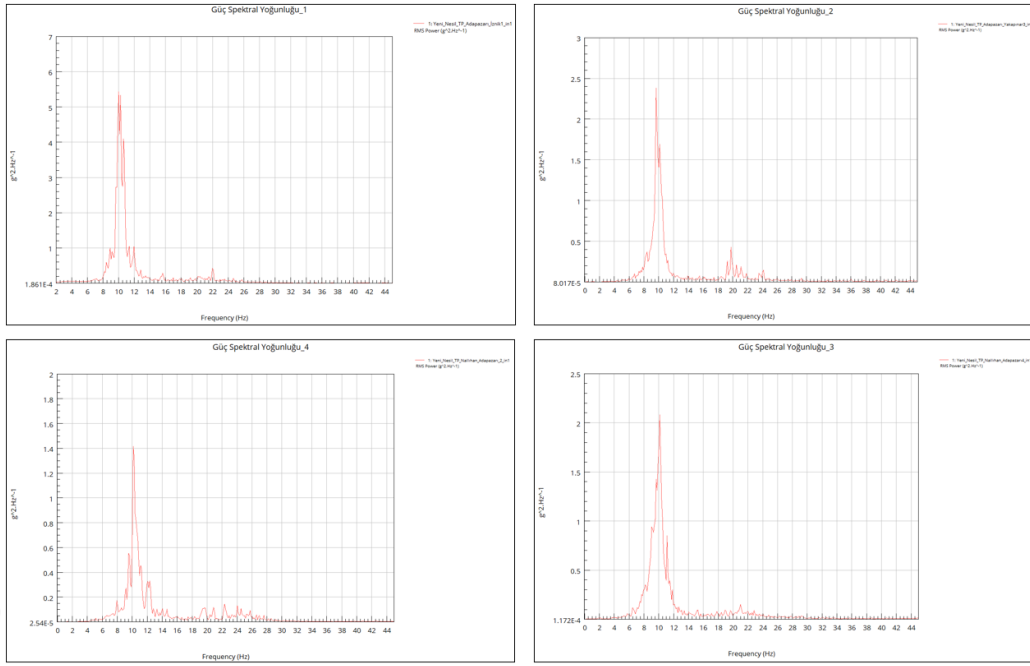
Şekil 5.16 Frekans spektrum modülü detayları

Bu işlem sonucunda ivme-zaman sinyallerinin, güç içeriğinin frekansa karşı ölçüleri belirlenmiştir. (Şekil 5.17)



Şekil 5.17 Tanker sinyallerine ait frekans spektrum analizi

Belirlenen bu ölçüler grafik halinde elde edilmiştir. Elde edilen bu grafik incelendiğinde kuvvetlerin frekans aralığı yaklaşık olarak 4-30 Hz aralığında olduğu belirlenmiş ve sinyallerin 7-13 Hz aralığındaki tahrik kuvvetlerinin en yüksek değere sahip olduğu görülmektedir. Şekil 5.18’de bu farklı yol profillerinden alınan sinyallerin frekans spektrum analiz sonuçları verilmiştir.



Şekil 5.18 Farklı yol profillerinden elde edilen frekans spektrum analiz sonuçları

Frekans ve güç spektral yoğunluk analizleri ile elde edilen sonuçlar modal analiz sonuçları ile karşılaştırılmış ve sonucunda yapının 7-22 Hz aralığında, tahrik frekansları ile doğal frekanslarının çakıştığı görülmüştür.

Bu adımlar sonucunda, sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan Modal Analizlerden elde edilen doğal frekanslar, kaydedilen yol sinyallerinin frekanslarıyla karşılaştırılmış ve örtüşen sinyal aralıkları belirlenmiştir. Teorik varsayımlar doğrultusunda, bir yapıyı etkileyen kuvvetlerin frekansı, yapının doğal frekansları ile örtüşüyorsa, sistemin dinamik özelliklerinin dikkate alınması ve statik analizler yerine dinamik analizlerin yapılması gerektiği sonucuna varılmıştır.

5.4.3.3 Yol Testi Sinyallerinin Birleştirilmesi

Farklı yol profillerinden toplanan bu yol sinyalleri önceki aşamalarda belirlenmiş olan aracın ömür boyunca kullanacağı yol profil yüzdeleri ile belli oranlarda birleştirilerek yeni bir yol profili oluşturulmuştur.

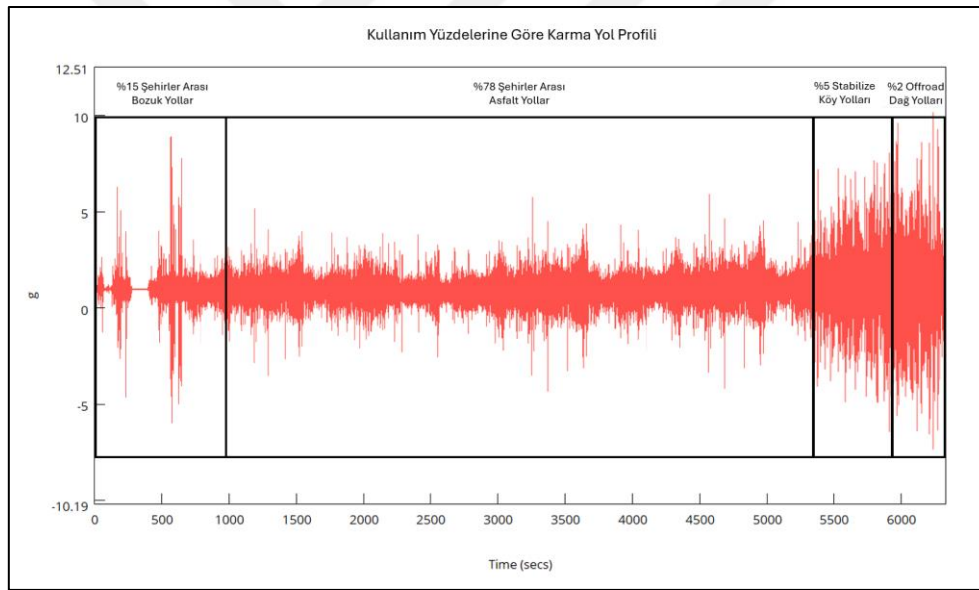
Bu yeni yol profili, aracın farklı yol koşullarındaki kullanım ömrü oranlarına dayanarak birleştirilen yol sinyallerinin birleşiminden oluşturulmuş birleşik bir kullanım süresi yol profilidir. Yol sinyallerinin toplanması işleminde hedef km değerleri belirlenerek bu hedef gerçekleşene kadar yol testleri devam etmiştir. Dört

farklı yol profilinden belirlenen yüzdesel oranlar ile sinyaller alınmış ve bu sinyaller birleştirilerek 100 km değerine karşılık gelecek karma yol profili oluşturulmuştur.

Oluşturulan bu karma yol profili aracın yorulma ömrü için belirlenen 1.000.000 km hedef değerinin 10^4 katına eşittir. Elde edilen bu katsayı değeri yorulma hasar hesaplamaları sonucu elde edilen verilerin tekrar sayısının ne olması gerektiğini belirleyecektir.

Bu işlemler ile 1.000.000 km ye karşılık gelen yol profili hesaplanmış ve yorulma hasar hesaplamasında karma yol profilinin kaç tekrar sonucunda aracın hedef yorulma ömür değerine tabi geleceği belirlenmiştir.

Sinyal birleştirme işlemleri nCODE Designlife yazılımı üzerinden ‘‘Concatenation’’ modülü ile yapılmıştır. Bu işlemler sonucunda şekil 5.19’daki karma yol profili elde edilmiştir.



Şekil 5.19 Kullanım yüzdelere göre oluşturulan karma yol profili

5.4.3.4 Çoklu Cisim Simülasyonu Yol Profillerinin Oluşturulması

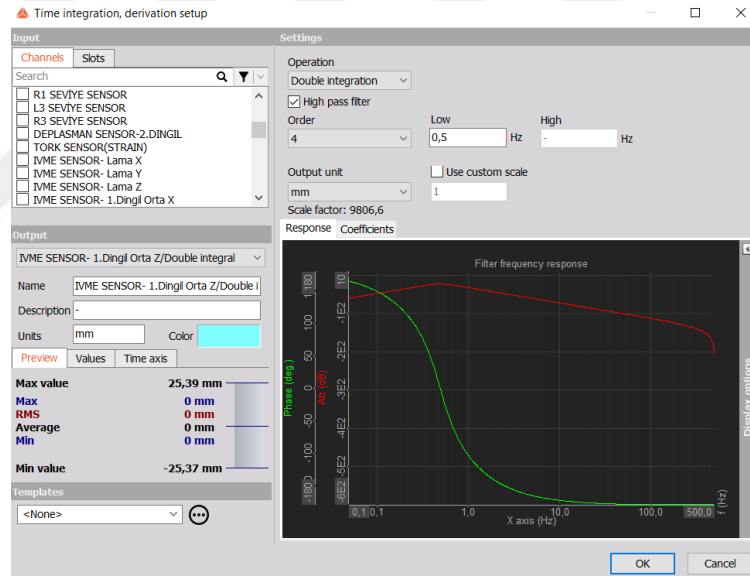
Çoklu cisim simülasyonunda 100 km’lik sinyalin boyutu sebebi ile çaldırılması pek mümkün değildir. Çoklu cisim simülasyonunda bu sinyallerin çaldırılabilmesi için sinyallerin belli başlı işlemlerden geçmesi gerekmektedir.

Bir önceki adımda farklı yol profillerinden toplanan sinyaller birleştirilerek karma yol profilinin oluşturulduğunu görmüştük. Bu yol profilindeki sinyaller ivme – zaman verisi olarak elde edilmiştir. İvme – zaman sinyalleri çift integrasyon ile

deplasman – zaman sinyaline dönüştürülecektir. Dönüştürme sonucu elde edilecek olan deplasman – zaman sinyalleri değişken genlikli yüklemeler için yapılan sayma yöntemleri yardımı ile filtrelenerek kısaltılacak ve böylelikle çoklu cisim simülasyonunda kullanılması için uygun hale gelmiş olacaktır.

- **Karma Yol Profiline İvme – Zaman Sinyaline Dönüştürülmesi**

Yol testinden toplanan ivme – zaman sinyalleri “dewesoft” veri toplama yazılımı ile elde edilmiştir. Bu sinyaller yine “dewesoft” yazılımı kullanılarak deplasman – zaman verisine dönüştürülmüştür. Burada dönüştürme işleminde “Setup” penceresi içerisinde bulunan “Math” sekmesi kullanılarak yapılır. Math sekmesi içerisinde bulunan “Time domain analysis” bölümü altında yer alan “Time integration, derivation” formülasyonu ile deplasman – zaman verisi hesaplanarak elde edilmiştir. “Time integration, derivation” formülasyonu arayüzü Şekil 5.20’ de verilmiştir.



Şekil 5.20 Dewesoft yazılımı içerisindeki “Time integration, derivation” arayüzü

- **Karma Yol Profili Filtreleme İşlemi**

Yol testleri ile elde edilen karma yol profili çoklu cisim simülasyonlarında uygulanabilmesi için oldukça uzundur. Bu durum için belirli filtreleme işlemleri mevcuttur. Yoldan toplanan sinyaller içerisinde bulunan çevrimlerin minimum ve maksimum değerleri arasında birden fazla veri noktası mevcuttur. Bu veriler maksimum ve minimum değer arasına çizilen doğru üzerinde bulunduğu durumlarda verilerin ele alınması yorulma hesaplamaları için belirleyici değildir.

Bu aradaki veriler silinerek karma yol profili sinyalleri kısaltılabilmektedir. Yapılan bu işlem “Peak – Valley Filtresi” olarak bilinmektedir. Peak – Valley filtresi, sinyal üzerindeki noktaların sadece eğimdeki değişimleri ele alan bir filtreleme metodudur. Bu metod sinyal üzerindeki tepe ve çukurları noktalarını belirlenmesini sağlayarak arada kalan yorulma hasar hesaplamasında bir etkisi olmayan sinyallerin filtrelenmesinde kullanılır. Filtreleme işlemlerinden bir diğeri “Hysteresis filtresi” dir. Bu filtreleme metodu belli bir genliğe sahip aralığın belirlenmesi ile gerçekleştirilmektedir. Bu aralıktan daha düşük olan herhangi bir çevrim sinyal üzerinden silinir. Silme işlemi, zaman verisinde bulunan her bir kırılma noktasında soldan sağa doğru, tanımlanan aralığın genliği kadar olan kısmının taranması ile gerçekleştirilir. Eğer bir kırılma noktası tanımlanan genlik aralığından küçük ise bu nokta zaman verisinden silinir. Karma yol profili üzerinde bulunan sensör kaynaklı ve yorulma hasarına etki etmeyecek deplasman verileri bu metod ile silinerek yol profili filtrelenmiştir. Bunların yanı sıra oluşturulan bu sinyal “Four Point Counting” saydırma metodu ile matris haline getirilerek yol sinyalleri genliklerine göre ayrıştırılarak hangi genlik değerinin yol sinyalinde fazla miktarda olduğu belirlenmiştir. Tüm bu işlemler sonrasında yol testlerinden elde edilen sinyaller çoklu cisim simülasyonunda kullanılabilecek formata getirilmiştir.

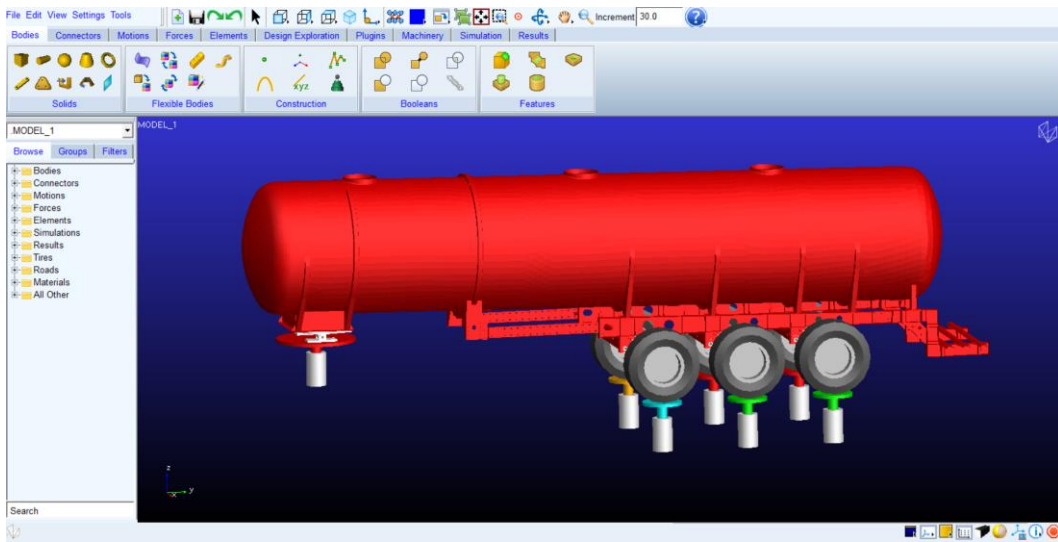
5.5 Çoklu Cisim Simülasyonu

Bu bölümde, yol testinden toplanan işlenmiş sinyaller ve sonlu elemanlar modeli yardımıyla tanker modelinin dinamik etkiler altındaki davranışı çoklu cisim simülasyonunda incelenmiştir.

Çoklu cisim simülasyonu, aracın dinamik davranışlarını analiz eder, kuvvetlerin ve yüklerin sistemde nasıl dağıldığını hesaplar, sistemlerin titreşim davranışlarını inceler ve mekanizmaları optimize ederek sistem performanslarını artırır. Bu işlemler için “MSC Software Corporation” firmasına ait “MSC Adams” çok gövdeli simülasyon yazılımı kullanılmıştır. Adams, mekanik sistemlerin sanal test prototiplerini bilgisayar ortamında modelleyerek, gerçek yaşam koşullarında test edilmesini sağlar. Adams yazılımı, sistemin kinematik/hareket, statik, quasi-statik ve dinamik denklemlerini çözerek, yapının gerçek koşullar altında analiz edilmesine imkân tanır.

Adams, mekanik parçaların yanı sıra basınçlı sıvı ile çalışan sistemler, hava basınçlı sistemler, elektriksel sistemler ve kontrol sistemleriyle birleştirilerek, bu sistemlerin birbirleriyle etkileşimleri sağlanarak komple bir sistemin sanal ortamda modellenmesini mümkün kılar.

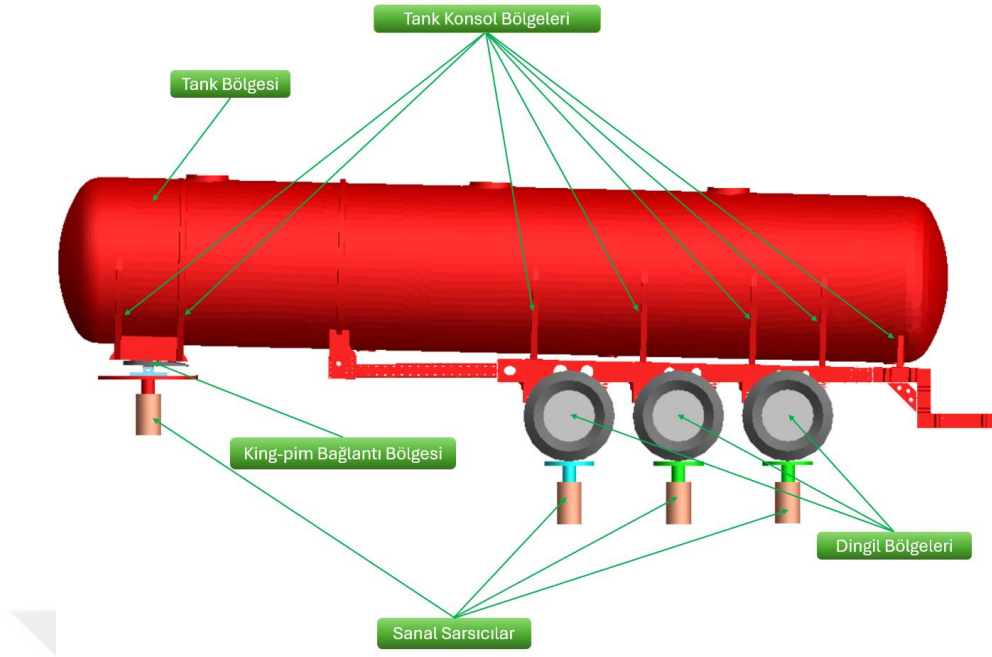
Çoklu cisim simülasyonu için kullanılan Adams yazılımı üzerinde öncelikle hibrit araç modelinin oluşturulmuştur. Oluşturulan bu model üzerine gerçek modelde olduğu gibi süspansiyon, amortisör, teker ve lastik gibi komponentler eklenerek model simülasyona hazır hale getirilmiştir. Şekil 5.21’de hibrit araç modelinin simülasyon ortamındaki görseli verilmiştir.



Şekil 5.21 Adams ortamında hazırlanmış hibrit araç modeli

5.5.1 Çoklu Cisim Simülasyon Sisteminin Oluşturulması

Bu bölümde simülasyon sistemi oluşturma işlemi dört aşamadan oluşmaktadır. İlk aşamada tanker aracına ait CAD model Adams içerisine aktarılmıştır. İkinci aşamada simülasyon sistemine dingil üzerinde bulunan lastik ve diğer bağlantı elemanları eklenmiştir. Üçüncü aşamada ise modele gerçek yol sinyallerinin verilebilmesi için sanal sarsıcı elemanlar eklenmiştir. Son olarak CAD modele sonlu elemanlar modeli entegre edilerek esnek hale getirilmiş ve sisteme girdi olarak gerçek yol sinyalleri verilmiştir. Bu işlemler sonucunda oluşturulan simülasyon sistem modelinin genel görünümü Şekil 5.22’de verilmiştir.



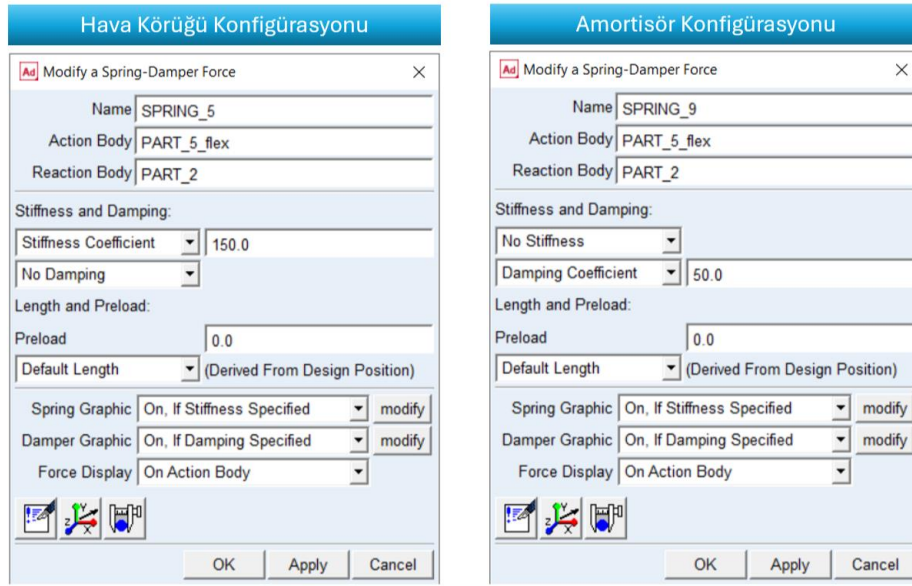
Şekil 5.22 Simülasyon sistem modeli genel görünümü

5.5.1.1 Dingil Bağlantı Elemanlarının Tanımlanması

Simülasyon modeli oluşturulurken gerçek model üzerinde bulunan dingil alt sistem elemanları tanımlanmıştır. Bu alt sistem elemanları amortisör, hava körüğü, lastik ve dingil şasi bağlantısı arasında bulunan kauçuk burçlardır. Bu dingil alt sistem elemanlarının parametreleri Adams yazılımı ile gerçek model üzerinde belirlenen değerler girilerek oluşturulmuştur.

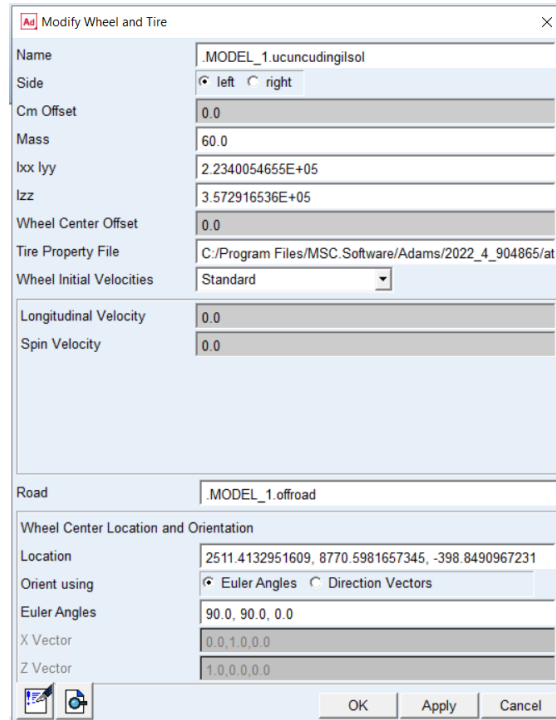
Dingil alt sistemlerinden olan hava körüğü ve amortisör elemanları Adams da Forces sekmesi içerisinde bulunan Spring – Damper modülü yardımı ile tanımlanmıştır. Bu modül içeriğindeki Sertlik ve Sönüm değerleri dingil üreticisi tarafından belirlenen katalog verileri girilerek konfigürasyon ayarları yapılmıştır.

Körük ve amortisör elemanlarının değerleri ve açıklıkları ayarlanırken aracın ikinci dingili baz alınmıştır. Bunun sebebi gerçek model de ikinci dingil üzerinde araç seviye sensörünün bulunmasıdır. Her dingil de bulunan amortisör ve hava körüğü elemanları için sertlik ve sönüm değerleri girilerek modelin ön yükleme kuvvetleri kontrol edilebilmiştir. Dingiller için girilen sertlik ve sönüm değerleri Şekil 5.23'te verilmiştir.



     5.23 Hava k r    ve amortisör konfigürasyonu

Simülasyon sistem modeli oluşturulurken dingil alt sistemlerinde amortisör ve hava k r    d   nda teker ve kauçuk burçlar bulunmaktadır. Her dingil i  in Adams kütüphanesinde bulunan 315 80R22.5 tekerler kullanılmıştır. Bu teker gerçek model ile aynı olacak şekilde seçilmiştir. Lastik modeli ise Adams kütüphanesinden hazır olarak verilmiştir. Teker modeline ait konfigürasyonlar      5.24'te verilmiştir.

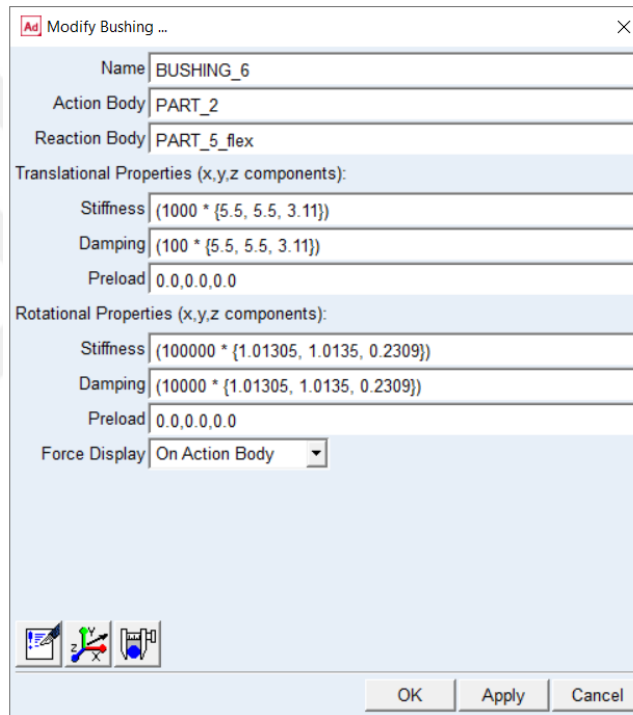


     5.24 Tekerlek modeline ait konfigürasyonlar

Sistemde, dingilin şasiye bağlandığı makas kulağı bölgesine kauçuk burç yerleştirilmiştir. Bu burç için gerekli olan konfigürasyonlar, dingil üreticilerinin kataloglarından alınmıştır.

Araçlarda kauçuk burç, aks hareketleri ve yol koşullarından kaynaklanan titreşimleri emerek, bu titreşimlerin şasiye ve yolcuya olan etkisini minimuma indirir. Dingil bağlantısındaki bu burç, direksiyon ve fren manevralarında aracın sürüş dinamiğini iyileştirerek, kullanıcılara daha rahat ve konforlu bir sürüş sağlar.

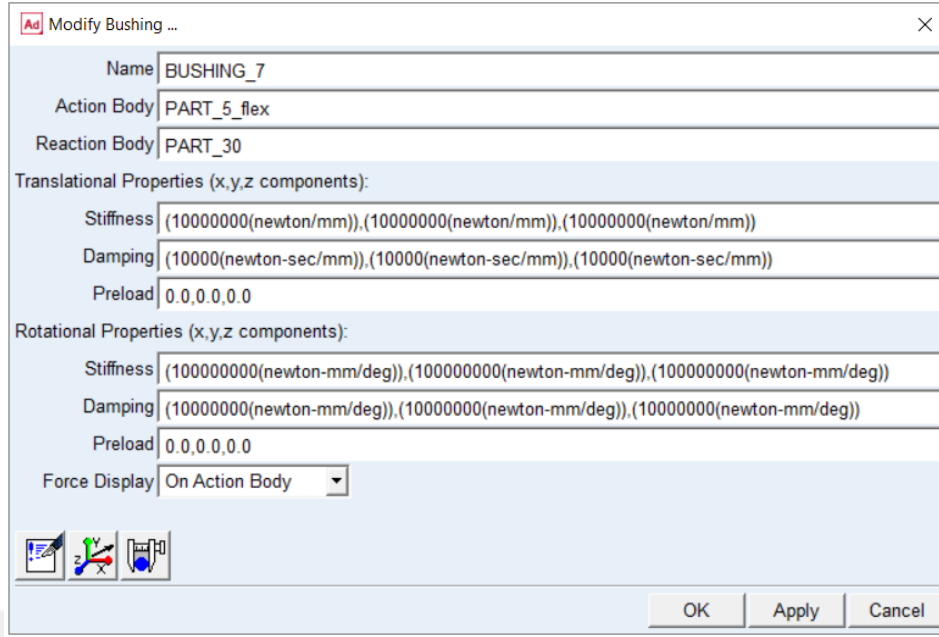
Simülasyon sisteminde Adams kütüphanesinden eklenen kauçuk burçlara ait konfigürasyonlar Şekil 5.25’te verilmiştir.



Şekil 5.25 Dingil makas kulağı bağlantısında kullanılan kauçuk burç konfigürasyonları

5.5.1.2 King-Pim Bağlantısının Tanımlanması

Römork ile çekici arasındaki bağlantıyı kuran king-pim ve plate bağlantılarının modellenmesi için Adams -Truck modülündeki king-pim modeli tercih edilmiştir. Bu modelde, king-pim bağlantısı bir burç olarak kabul edilmiş ve altı serbestlik derecesi için sertlik ile sönüm katsayıları hesaplanmıştır. Şekil 5.26’da king-pim bağlantı modeli için girilen parametre değerleri yer almaktadır.



Şekil 5.26 King-pim ve plate bağlantısında kullanılan kauçuk burç konfigürasyonu

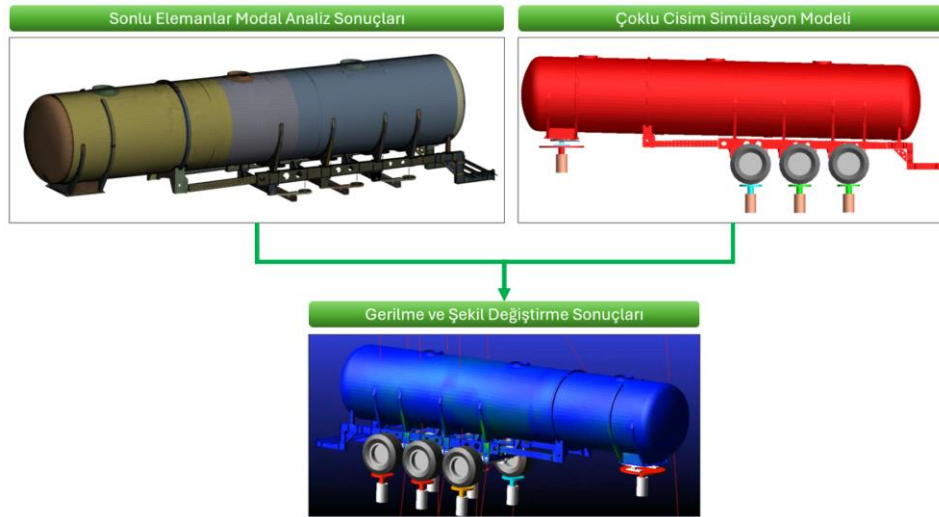
5.5.2 Çoklu Cisim Simülasyonlarının Gerçekleştirilmesi

Adams üzerinde dingil bağlantıları tanımlanarak oluşturulan modelin gerçek modelde olduğu gibi sınır şartları ve kabul kriterleri tanımlanmıştır. Bu işlemler sonrasında modelin gerçek model ile aynı şekilde çalışıp çalışmadığı kısa süreli dinamik analiz ile teyit edilmiştir.

Dinamik analizin gerçekleştirilmesi için öncelikle sisteme sonlu elemanlar modeli eklenmiştir. Sonrasında yol testinden elde edilen deplasman zaman sinyalleri sanal sarsıcı elemanlara girdi olarak verilmiştir.

5.5.2.1 Sonlu Elemanlar Modelinin Sisteme Entegre Edilmesi

Çoklu cisim simülasyonunda oluşturulan rijit model üzerinde kuvvet etkilerine bağlı oluşan gerilme ve deformasyonlar gözlemlenmemektedir. Yoldan gelen etkiler ve yapının titreşimi sonucu oluşan gerilme ve deformasyonların simülasyonda incelenebilmesi için model esnek hale getirilmelidir. Bu işlem için Adams içerisinde yapı esnek hale getirilebilir veya sonlu elemanlar modeli entegre sisteme entegre edilebilir. Bu simülasyonda modelin esnek hale getirilebilmesi için sonlu elemanlar modeli kullanılmıştır. Şekil 5.27’de bu işleme ait akış şeması verilmiştir.

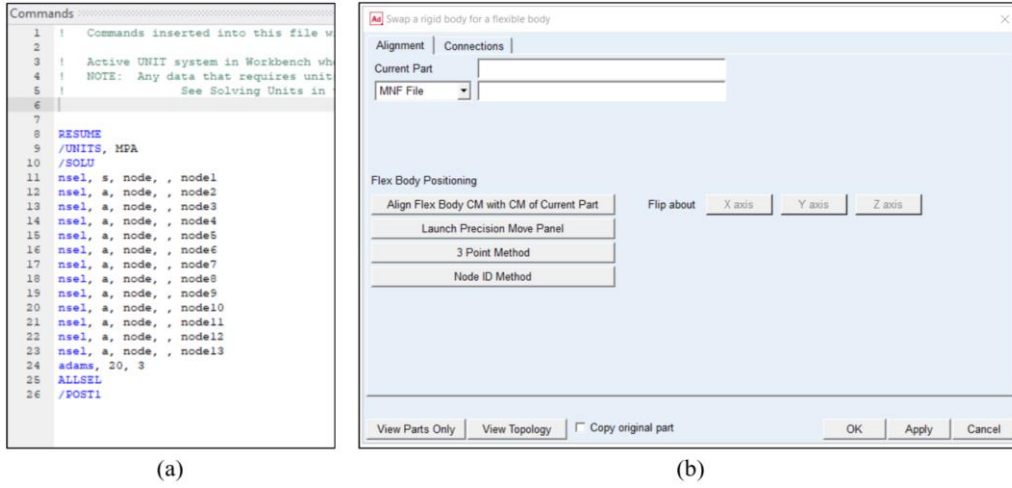


Şekil 5.27 Sonlu elemanlar modeli ile çoklu cisim simülasyon modelinin entegrasyonu

ANSYS yazılımı tarafından Craig-Bampton metodu kullanılarak elde edilen yapısal modlar MNF dosya formatında Adams üzerindeki modele aktarılmıştır (Şekil 5.28). Bu işlem öncelikle ANSYS tarafında yapılan modal analiz içerisinde “Commands” modülü kullanılarak dingil ve king-pim bağlantı noktalarını da içerecek şekilde MNF dosyası dışa aktarılır. Dışa aktarılan bu dosya Adams içerisinde bulunan simülasyon modeli üzerine “Make Flexible” komutu ile entegre edilir. Bu entegrasyon işleminde kullanılan adımlar Şekil 5.29’da verilmiştir. Entegrasyon işleminde Bölüm 5.3.1.1’de belirtilen 13 adet nokta kullanılmıştır. Bu noktalar king-pim ve dingillerin bağlantı bölgeleridir.

Nat. Freq.	Enabled	Displacement IC	Disp Exact	Velocity IC
1 1.0044761255E-04				
2 1.1640387915E-04				
3 2.3972435653E-04				
4 2.5686649568E-04				
5 3.7876003857E-04				
6 8.037286238E-04				
7 15.0865559957	*	(none)		(none)
8 22.396781346	*	(none)		(none)
9 22.848981754	*	(none)		(none)
10 39.8505349974	*	(none)		(none)
11 40.3394663876	*	(none)		(none)
12 42.321475997	*	(none)		(none)
13 43.9025082266	*	(none)		(none)
14 44.8372943936	*	(none)		(none)
15 49.422246457	*	(none)		(none)
16 50.061892645	*	(none)		(none)
17 51.2855819593	*	(none)		(none)
18 52.1660298834	*	(none)		(none)
19 54.2403535083	*	(none)		(none)
20 56.3641617193	*	(none)		(none)
21 59.6162915567	*	(none)		(none)

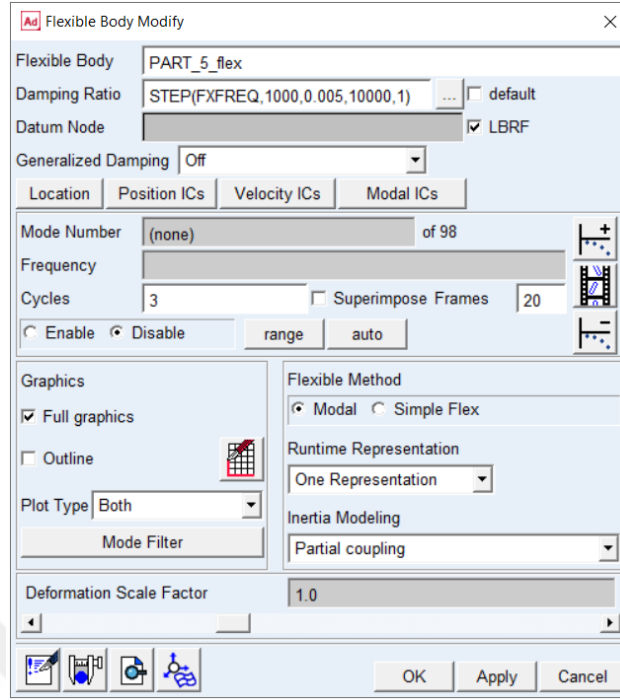
Şekil 5.28 Esnek modele ait yapısal modlar



Şekil 5.29 (a) “Commands” modülü içeriği. (b) “Make Flexible” komut içeriği.

Dinamik sistem simülasyonlarında, toplamda 98 modal koordinat beklenmektedir. Bu koordinatlar arasında 1 ile 6 arasındaki modlar, yapının rijit modları oldukları için otomatik olarak devre dışı bırakılmaktadır. Yapının titreşim gösteren ilk modu ise 7. moddur. Bu moddan itibaren titreşim etkileri gözlemlenmeye başlanır. Bunun dışında, yüksek frekanslı modlar da mevcuttur ve bu modlar için kritik sönüm ayarları yapılmıştır.

Sönüm oranlarını ayarlamak için Adams yazılımındaki esnek yapı konfigürasyon penceresindeki “Damping Ratio” bölümü kullanılmıştır. Bu bölümde, frekans bazında sönüm oranlarını ayarlamak amacıyla basamak fonksiyonu tanımlanmıştır. STEP(FXFREQ,1000,0.005,10000,1) fonksiyonu burada tercih edilmiştir. Bu fonksiyonun anlamı şu şekildedir: 1000 Hz altındaki frekanslarda sönüm oranı %5, 10000 Hz üzerindeki frekanslarda ise sönüm oranı %100 olarak belirlenmiştir. 1000 ile 10000 Hz arasındaki frekanslar için ise sönüm oranı, tanımlanan basamak fonksiyonu ile kademeli olarak artacaktır. Şekil 5.30’da bu fonksiyonunda bulunduğu esnek yapıya ait konfigürasyonlar verilmiştir.



Şekil 5.30 Esnek model konfigürasyonları

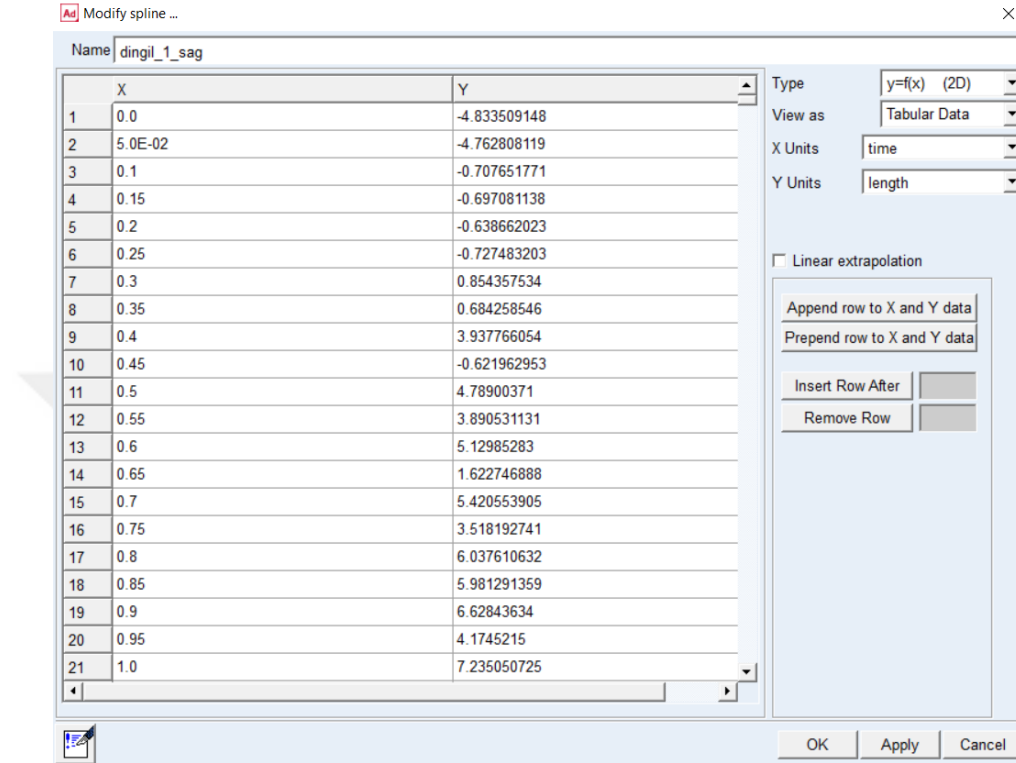
5.5.2.2 Yol Testi Sinyallerinin Simülasyon Sistemine Tanımlanması

Çoklu cisim simülasyon analizlerinin yapılabilmesi girdi olarak yol sinyallerinin verilmesi gerekmektedir. Bölüm 5.4.3.4 de elde edilen yol sinyalleri simülasyona sarsıcı üniteler yardımı ile verilmektedir. Simülasyonda 7 farklı sarsıcıya bu sinyaller entegre edilmiştir. Bu sarsıcılar modelin teker bölgesinde ve king-pim bölgesindedir. Bu sarsıcılar yardımı ile araç tahrik edilerek üzerine etkiyen gerilme ve yer değiştirme değerleri hesaplanmaktadır.

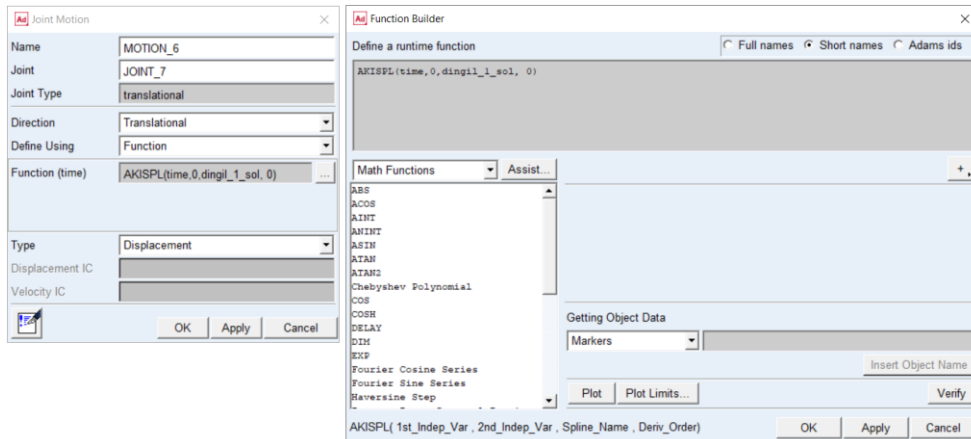
Simülasyon modelinin tahrik edilebilmesi öncelikle sarsıcılara Adams içerisinde “Joint” tanımlanmalıdır. Joint tanımlaması her bir sarsıcı için ayrı ayrı yapılmaktadır. Bu tanımlama işlemi “Motions” sekmesinden “Translational Joint Motion” modülü tanımlanarak yapılmaktadır. Bu modülde tanımlama yapılırken öncelikle hangi eksenle tanımlama yapılacağı seçilir sonrasında ise bu tanımlamanın fonksiyon değeri girilir. Adams içerisinde bu tanımlamanın fonksiyonu “AKISPL (Akima Fitting Method)” dur. Bu fonksiyon ile zamana bağlı içe aktarılan verinin sarsıcı ünitelere doğrusal olarak entegre edilmesini sağlamaktadır.

Adams içerisinde “AKISPL (Akima Fitting Method)” fonksiyonu ile sarsıcılara tanımlanan veri sistem içerisine “Elements” sekmesi altında bulunan “Spline”

komutu ile yapılmıştır. Bu komut içerisinde yol sinyalleri Şekil 5.31’de verildiği gibi tanımlanmıştır. Tüm bu tanımlamalar her bir sarsıcı için ayrı ayrı yapılmıştır. Şekil 5.32’de sarsıcılar için tanımlanan “Translational Joint Motion” modülünün konfigürasyonları görülmektedir.



Şekil 5.31 Sarsıcılar içerisinde verilen sinyaller



Şekil 5.32 Araç tahriki için sarsıcılara tanımlanan modül konfigürasyonu

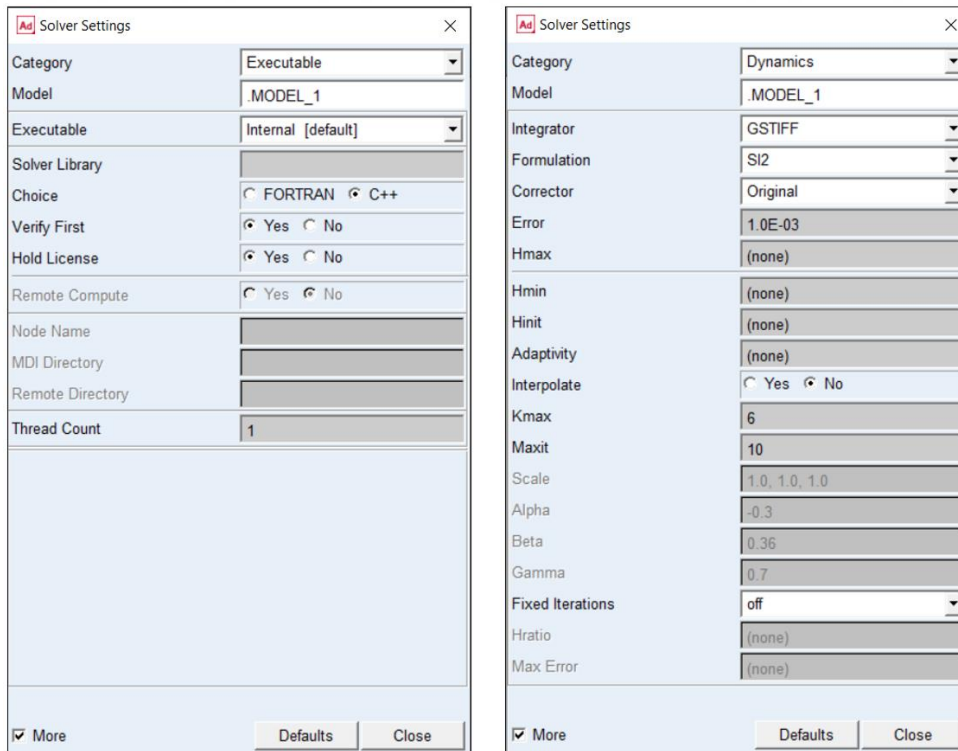
5.5.3 Çoklu Cisim Simülasyon Analizlerinin Gerçekleştirilmesi

Adams üzerinde sistem tasarımının tamamlanıp gerekli bağlantı elemanları tanımlandıktan sonra, bu aşamada çözüm konfigürasyonlarının belirlenmesi

gerekmektedir. Burada, çözücünün kullanacağı algoritmanın yanı sıra çözüm aralığı ve çözüm adım aralığı gibi parametrelerin sisteme dahil edilmesi önemlidir. Adams dinamik simülasyonunu başlatmak için şu adımlar izlenmelidir:

- Adams/Solver ayarlarının güncellenmesi gerekmektedir.
- Settings menüsünden Solver seçeneğine gidilir ve Executable seçeneği seçilir.
- Choice seçeneği C++ olarak değiştirilir.
- Adams/Solver dinamik parametrelerinin de güncellenmesi gerekir.
- Category olarak Dynamics seçilir.
- Formulation olarak SI2 ve Error değeri 0.001 olarak ayarlanır.

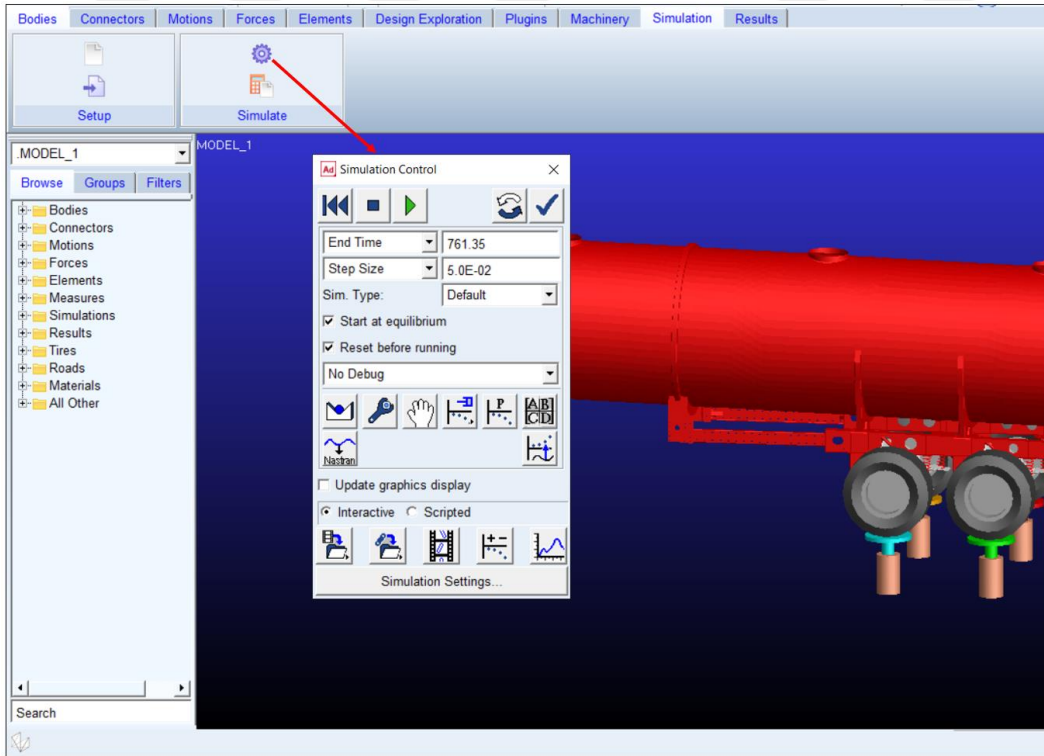
Dengelenmiş Index-2 formülasyonu (SI2), hız değişkenlerinin integral hatalarını izleyerek integral sabitlerinin takibini sağlar. Bu özellik, simülasyonların daha tutarlı ve doğru olmasını mümkün kılar. SI2'nin avantajı, ufak adımlarda dahi Jacobian matrisinin kararlılığını korumasıdır; bu da stabiliteyi artırır ve düzeltici yöntemlerin küçük adımlarda bile etkili olmasını sağlar. Bu formülasyon, yüksek doğruluk gerektiren yorulma analizlerinde tercih edilmiştir. Şekil 5.33'te yapılan bu çözücü ayarları verilmiştir.



Şekil 5.33 Adams içerisinde yapılan çözücü konfigürasyonları

Solver ayarları sonrası çözücünün adım aralığı ve çözüm süresi belirlenmelidir. Çözüm süresi ve adım aralığı toplanan yol sinyallerine göre farklılık gösterebilmektedir.

Burada yapılan analizde kullanılan yol sinyallerinin toplam uzunluğu 761.35 saniyedir. Bu sinyallerin frekans değeri ise 100 Hz dir. Analizde belirtilen çözüm süresi 761.35, adım aralığı ise 0.01 olarak girilmiştir. Adım aralığının 0.01 girilmesinin sebebi sisteme girilen 1 sn'lik sinyalin içerisinde 100 adım olmasıdır. Bu işlemler Şekil 5.34'te verilen "Simulation Control" sekmesinden ayarlanmaktadır. Bu sekmede öncelikle simülasyonun bitiş zamanı girilir sonrasında ise bu zamanın içerisindeki adım miktarı girilir. Bu adım aralığı yüksek tutulursa analizin çözüm süresi kısalmış fakat tüm sinyaller analize dahil edilmemiş olur. Bu işlemlerin yanı sıra "Start at Equilibrium Position" seçeneği işaretlenmelidir. Bunun işaretlenmesinin sebebi aracın denge konumunda simülasyona başlaması içindir. Aksi durumda araç denge konumunda başlamaz ise girdi olarak verilen sinyaller aracı tahrik ederek istenmeyen ve gerçeği yansıtmayan titreşimler meydana gelebilir. Tüm bu işlemler sonrasında "Play" simgesine basılarak simülasyon başlatılır.

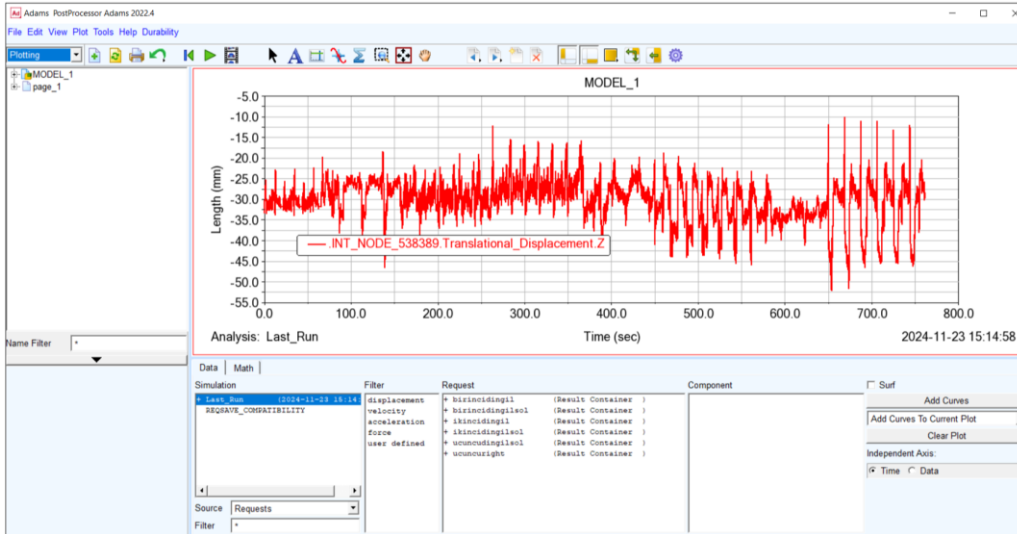


Şekil 5.34 Adams simülasyon kontrol ayarları

5.5.4 Simülasyon Sonuçlarının İncelenmesi ve Değerlendirilmesi

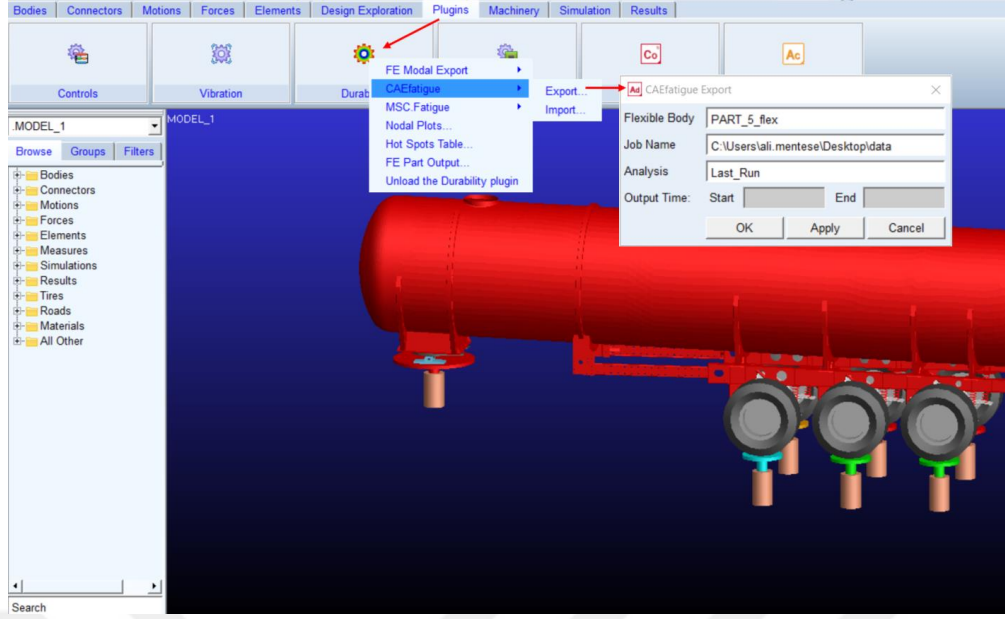
Adams üzerinde yapılan simülasyon analizlerinde yapının dinamik davranışı, yol sinyalleri ile oluşan gerilmeler ve deformasyonlar incelenmiştir. Yapılan analizler ile elde edilen değerler “Bölüm 6” da verilmiştir. Adams üzerinde yapılan bu dinamik analiz sonucunda gerilme ve deformasyonlar dışında birçok veri elde edilebilmektedir. Bunlar yapı üzerindeki dingil bağlantı noktalarına, komponentlere, yapı üzerinde belirlenen herhangi bir node elemanına etki eden kuvvet değerleri, ivme değerleri, yer değiştirmeler ve hız değerleri elde edilebilmektedir. Bu değerler grafik haline getirilerek daha detaylı incelenebilmektedir. Adams tüm bu verilerin dışa aktarılmasına da olana tanımaktadır.

Yapılan dinamik analizler sonucunda elde edilen hız, ivme, deplasman ve kuvvet değerleri “Result” sekmesi içerisinde bulunan Şekil 5.35’te verilen “Postprocessor” modülü ile yapılabilmektedir.



Şekil 5.35 Postprocessor modülü ile elde edilmiş deplasman – zaman grafiği
görseli

Dinamik analizler ile kuvvet, ivme, zaman ve deplasman verileri dışında yapıya ait modal koordinatlarda elde edilmiştir. Bu modal koordinatlar Adams’ın “Plugins” sekmesi içerisinde bulunan “Durability” modülü ile elde edilmektedir. Durability modülü içerisinden “CAEfatigue” sekmesi seçilerek modal koordinatlar .rsp formatında dışa aktarılır. Şekil 5.36’da bu işlemlerin akış şeması verilmiştir.

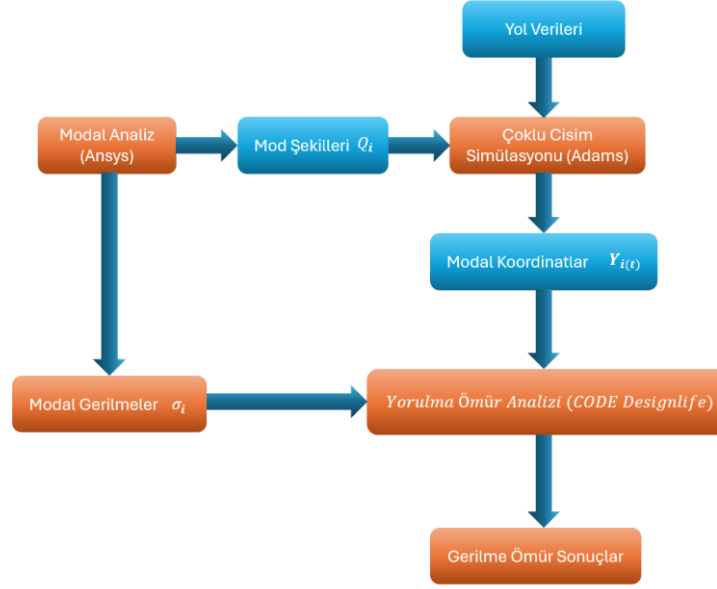


Şekil 5.36 Modal koordinatların dışa aktarılması

Durability modülü ile dışa aktarılan bu modal koordinatlar bir sonraki aşamada nCODE Designlife yazılımı ile yapılacak olan yorulma ömür analizlerinde girdi olarak kullanılacaktır. Elde edilen modal koordinatlar “Bölüm 6” da verilmiştir.

5.6 Yorulma Ömür Analizi

Bu bölümde yapılan tüm çalışmalardan elde edilen veriler ile tanker modelinin yoldan gelen etkiler ile oluşan gerilme verilerine bağlı yorulma hasarı incelenmiştir. Yorulma hasarı incelemesinde nCODE Designlife yazılımı kullanılmıştır. Adams üzerinde yapılan çoklu cisim simülasyonunda model üzerinde akma değerini geçmeyecek şekilde gerilmeler değerlerinin etki ettiği görülmüştür. Bu akma değerinin geçmeyen gerilmelerin sürekli tekrarlanması ile hasarlar oluşabilmektedir. Bu tekrarlara bağlı hasarları gözlemlemek ve bu hasarların tekrar sayısını incelemek için yorulma ömür analizleri yapılmıştır. Yorulma ömür analizinde sisteme girdi olarak tanker modeline ait FE Model (Sonlu Elemanlar Modeli) ve çoklu cisim simülasyonundan elde edilen modal koordinatlar kullanılmıştır. Bunların yanı sıra sisteme tanker modeli malzemelerine ait S-N Eğrisi (Wöhler Eğrisi) tanımlanmıştır. Bu S-N Eğrisi malzemenin hasara uğradığı çevrim sayısına karşılık gelen gerilme genliğinin büyüklüğünü gösterir. Bu eğride gerilme ve çevrim sayısı logaritmik ölçeklerde gösterilmektedir. Şekil 5.37’de yorulma ömür analizi işlemlerine ait adımlar verilmiştir.

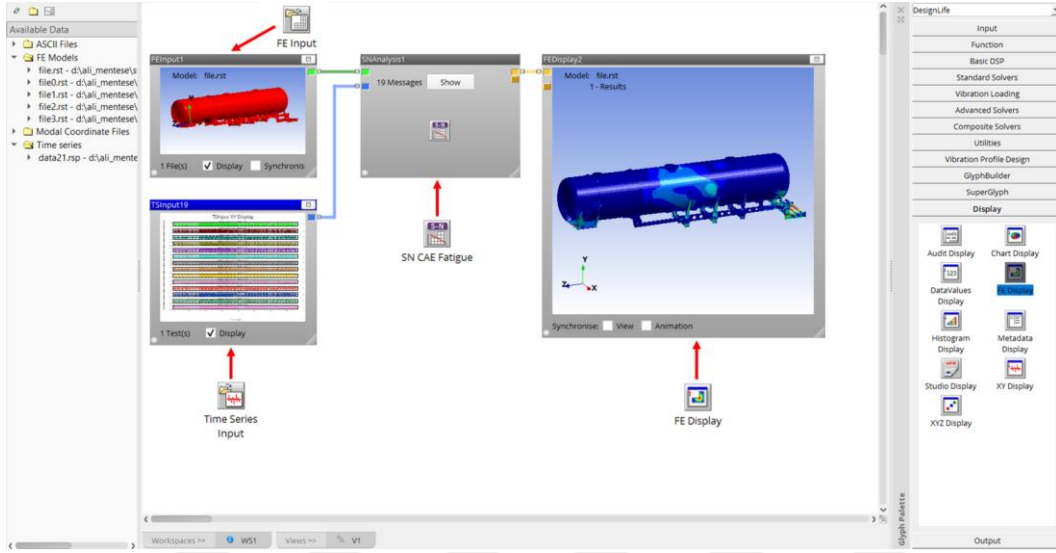


Şekil 5.37 Yorulma ömür analizi işlem akışı

5.6.1 Ncode Yorulma Ömür Analizi Akış Şeması

Yorulma ömür analizinde kullanılacak olan yazılım olan nCODE Designlife içerisinde öncelikle bir akış şemasının kurulması gerekmektedir. Akış şeması kurulum işleminde ilk olarak sonlu elemanlar analiz programında çözdürülen modal analiz (titreşim analiz) sonuçları içe aktarılır. Bunun için sonlu elemanlar programında çözümlenmiş olan modal analiz (titreşim analiz) sonuçları .rst dosya formatında dışa aktarılır. Bu dosya formatı farklı program ve yazılımlara göre değişiklik gösterebilir. Örneğin, MSC Apex programında bu sonuç dosyası .OP2 olarak dışa aktarılmaktadır. Dışa aktarılan bu modal analiz sonuç dosyası nCODE Designlife yazılımı içerisindeki “FE Input” komutu ile içe aktarılır. İçe aktarılan bu modal analiz sonuçlarına ait frekans değerleri “FE Input Properties” kısmında detaylı bir şekilde verilmektedir. İstenildiği durumlarda gerek görülmeyen frekans değerleri “FE Input” içerisinde silinebilmektedir. Bu işlemler sonrasında çoklu cisim simülasyonundan elde edilen modal koordinatlar içe aktarılmıştır. Modal koordinatlar nCODE Designlife yazılımı içerisine “Input” sekmesinde bulunan “Modal Coord. Input” ile içe aktarılır. Burada Adams üzerinden alınan modal koordinatlar .rsp formatında kullanılır. Bu modal koordinatlardan kaldırılmak istenen mod değerleri “Modal CoordInput Properties” içerisinde seçilerek kaldırılabilir. Böylelikle sadece yapıya etki edecek modal koordinatlar hesaba katılmış olur. Tüm bu işlemler sonrasında sisteme bir standart çözücü olan “SN

CAE Fatigue’’ modülü eklenir. Bu modüle modal analiz sonuç dosyaları ve modal koordinatlar bağlanır. Bu işlemler sonrasında çözücü içerisine girilerek belirli ayarlar yapılır. Bu ayarlar ‘‘Gerilme Ömür Analizi’’ bölümünde detaylı olarak verilmiştir. Şekil 5.38’de bu işlemler sonucunda elde edilen akış şeması verilmiştir. Ncode Designlife içerisinde tanımlanan modüllere ait detaylar ilerleyen adımlarda verilmiştir.

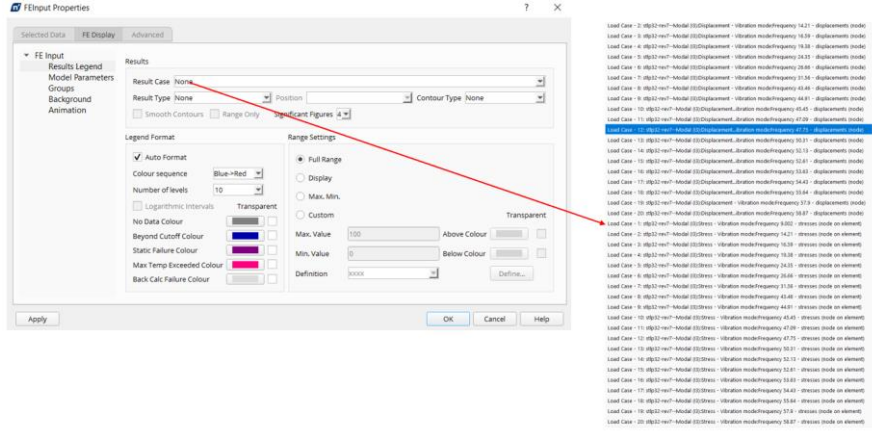


Şekil 5.38 Yorulma hasar analizi programında oluşturulan akış şeması

5.6.2 Sonlu Elemanlar Serbest Titreşim Analiz Sonuçlarının İç Aktarılması

Sonlu elemanlar programında yapılan modal analiz sonuçlarının nasıl içe aktarıldığı bir önceki bölümde bahsedilmişti. Bu bölümde içe aktarılan sonuçların detayları üzerinde durulacaktır.

Daha önceki bölümlerde anlatıldığı üzere sonlu elemanlar programında yapılan modal analizde, çoklu cisim simülasyonunda dingil bağlantılarının sağlanabilmesi için 13 adet bağlantı noktası tanımlanmıştı. Bu bağlantı noktalarının 6 serbestlik dereceleri ve yapıya ait 20 doğal frekans modu toplandığında 98 mod elde edilmiştir. Bu bölümde yapıya ait elde edilen 20 adet doğal frekans mod sonuçları girdi olarak verilmiştir. Bu sonuçlar Şekil 5.39’da gösterilmiştir.

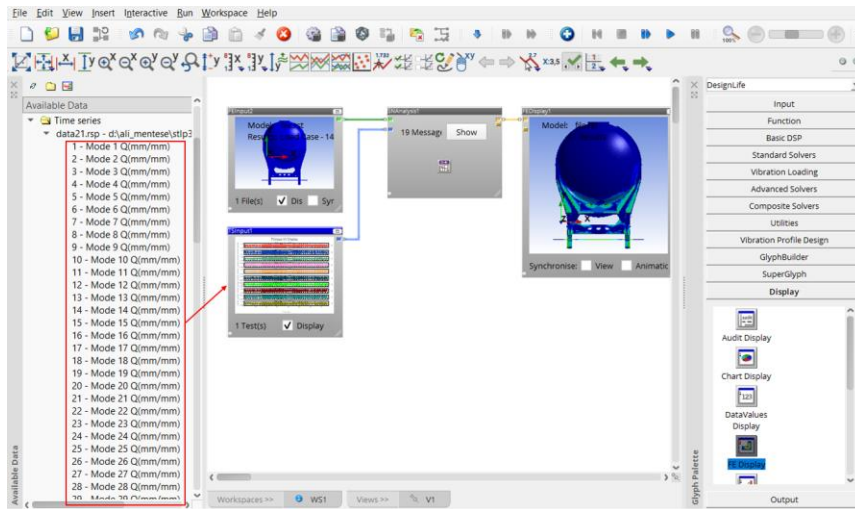


Şekil 5.39 Ncode üzerinde modele ait frekans analiz sonuçlarının gösterimi

Şekil 5.39’da yapıya ait tüm modal gerilmeler ve modal yer değiştirmeler sonuçları verilmiştir. Bu sonuçlar bir sonraki adımda anlatılacak olan modal koordinatlar ile birleşerek “SN CAE Fatigue” modülüne girdi olarak verilecektir.

5.6.3 Çoklu Cisim Simülasyon Sonuçlarının İç Aktarılması

Daha önceki bölümlerde çoklu cisim simülasyonları ile modal koordinatların elde edildiğini öğrenmiştik. Elde edilen bu modal koordinatların nCODE Designlife içerisine aktarma işleminde “Modal Coord. Input” modülü kullanılmaktadır. Bu modül içerisine aktarılan modal koordinatlar Şekil 5.40’ta detaylı bir şekilde görülmektedir. Burada görüldüğü üzere yapıya ait 98 modal koordinat değeri bulunmaktadır. Bu modlar incelendiğinde ilk 6 modun sıfır olduğu görülmektedir. İlk 6 modun yapıya ait statik modlar olması sebebi ile dinamik yükleme altında bir etkisi yoktur.



Şekil 5.40 Yapıya ait içe aktarılmış modal koordinatlar

5.6.4 Gerilme Ömür Analizi (SN CAE Fatigue)

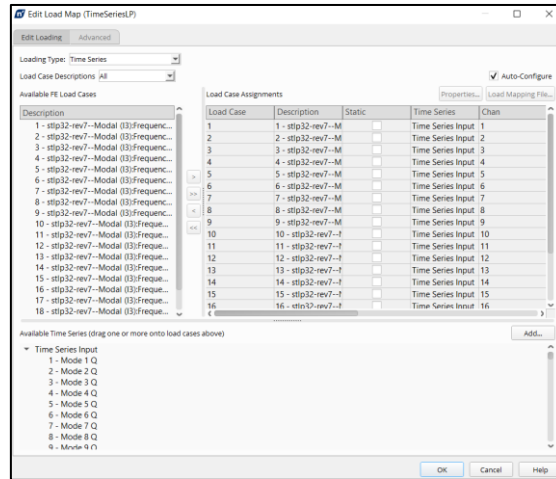
Dinamik etkiler ile araç üzerinde oluşan gerilme değerlerinin yorulma üzerindeki etkilerinin incelenmesi için gerilme ömür analizi yapılmıştır. Gerilme ömür analizinde aracın ömrü boyunca maruz kalacağı yüklerin yüksek çevrimlerinde oluşturduğu yorulma hasarı incelenmektedir.

Gerilme ömür analizinde sisteme girdi olarak modal gerilmeler ve modal koordinatlar verilmektedir. Bu girdilerin yanı sıra “SN CAE Fatigue” çözücüsü sisteme tanımlanır. Bu modül üzerinde belli başlı ayarların ve tanımlamaların yapılması gerekmektedir. Bunlar aşağıdaki gibidir,

- Modal analiz ile elde edilen modal gerilme sonuçlarının frekans aralığının tespit edilmesi
- Dinamik analizler sonucu elde edilen modal koordinatların aralığının tanımlaması
- Yapıya ait S-N Eğrisinin (Wöhler Eğrisi) tanımlanması
- Yorulma analizi çözüm metodunun belirlenmesi

Önceki bölümlerde yoldan gelen sinyallerin 4-30 Hz aralığında olduğu belirlenmişti. Bu sinyaller doğrultusunda sonlu elemanlar ile yapılan modal analiz sonuçlarından 20 mod şekli ele alınmıştır.

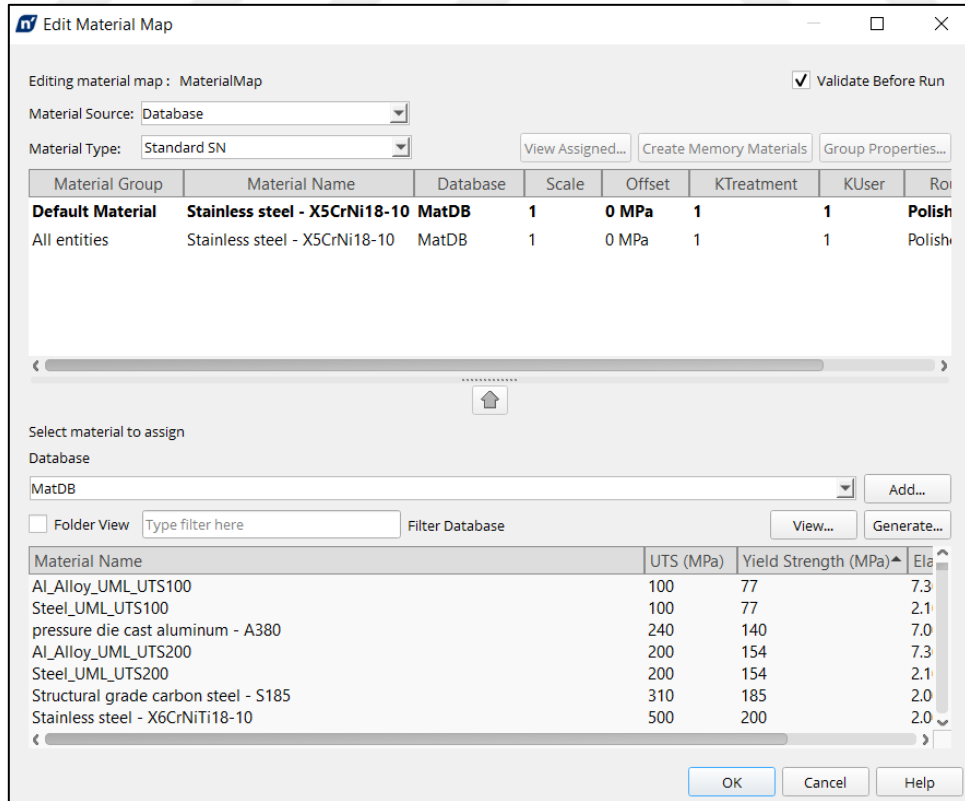
Mod şekillerinin belirlenmesi sonrası çoklu cisim simülasyonu ile .rsp dosya formatında dışa aktarılan modal koordinatlar nCODE Designlife içerisine tanımlanır. Bu tanımlama işleminde “SN CAE Fatigue” çözücü modülü kullanılır. Bu modülün yükleme konfigürasyonları Şekil 5.41’de verilmiştir.



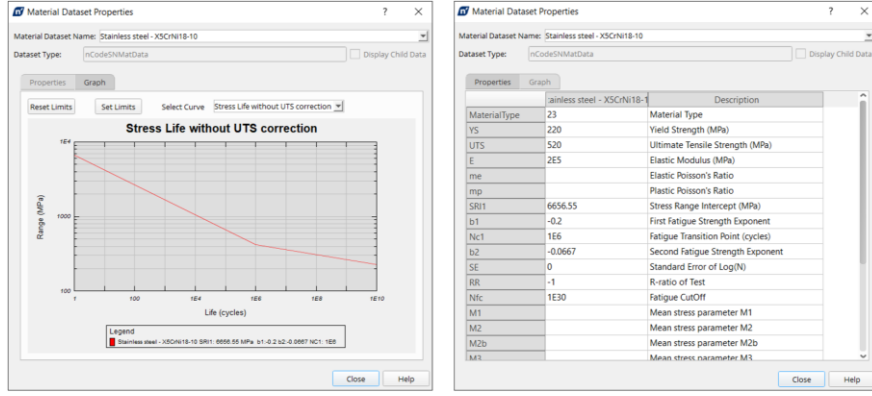
Şekil 5.41 Yorulma analizi yükleme konfigürasyonu

Ncode içerisinde tanımlanan bu yükleme konfigürasyonu sonrası modele ait malzemelerin SN Eğrisinin (Wöhler Eğrisi) tanımlanması gerekmektedir. Bu tanımlama işleminde nCODE yazılımı içerisinde bulunan malzeme kütüphanesi kullanılmıştır.

Simülasyonları yapılan tanker modeli malzemesi 304 (1.4301) kalite paslanmaz çeliktir. EN normuna göre bu malzeme X5CrNi18-10 olarak adlandırılmaktadır. Bu paslanmaz çelik kalitesi piyasada kolay bulunabilirlik açısından, kolay şekil verilebilmesi açısından ve rahat kaynak yapılabilmesinden ötürü en sık tercih edilen paslanmaz kalitelerinden birisidir. Bu malzemeye ait akma ve kopma değerleri bilinerek SN Eğrisi çizilebilmektedir. Ncode içerisinde yorulma analizi için malzemeye ait SN Eğrisi nCODE malzeme kütüphanesinden seçilerek yapılmıştır. Bu malzeme ait akma değeri 220 MPa iken kopma değeri 520 MPa'dır. Ncode içerisinde kullanılan bu malzemeye ait akma ve kopma mukavemetleri tanker modeli malzemesinin akma ve kopma mukavemetleri ile aynı olması sebebi ile yorulma analizinde kullanılması uygun görülmüştür. Şekil 5.42'de bu konfigürasyon arayüzü Şekil 5.43'te ise tanımlanan bu malzemeye ait SN Eğrisi detaylı olarak verilmiştir.



Şekil 5.42 Ncode içerisinde tanımlanan malzeme konfigürasyonu



Şekil 5.43 X5CrNi18-10 malzemesinin SN eğrisi ve akma kopma değerleri

Tanker modeli malzemesine ait SN Eğrisi tanımlama işlemleri sonrasında yorulma ömür analizde kullanılan çözücünün konfigürasyonları girilmelidir.

Tanker modeli için yapılan yorulma ömür hesaplamalarında çözücü konfigürasyonları içerisinde gerilme değerleri asal gerilme olarak seçilmiştir. Burada asal eksenlerin seçilmesinin sebebi gerilme değerlerinin maksimum asal eksenlerde meydana gelmesinden kaynaklıdır. Bunun yanı sıra çözücü konfigürasyonunda bir diğer önemli kısım ortalama gerilim için hasar hesaplanmasının düzeltilmesinde kullanılan yöntemdir. Bu işlemde “Goodman” yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntem, ortalama gerilmenin simülasyon üzerindeki etkisinin kopma gerilmesi referans alınarak incelenmesi amacıyla seçilmiştir. Şekil 5.44’te çözücüye ait konfigürasyonlar detaylı olarak verilmiştir.

Name	Value	Description
General		
LogMessageLimit	100	The maximum number of non-error messages
LoggingLevel	Info	The amount of detail to output to the message window
ResultsUpdateInterval	10	Time interval between processing result output
AnalysisGroup		
AnalysisGroup_GroupNames	*	Groups to process
AnalysisGroup_MaterialAssignmentGroup	SelectionGroup	Sets the grouping type to be used for material mapping
AnalysisGroup_SelectionGroupType	FEinput	Sets the grouping type to be used for extracting results
AnalysisGroup_ShellLayer	TopAndBottom	Shell layer to use
AnalysisGroup_SolutionLocation	AveragedNodeOnElement	Solution location
AnalysisGroup_StressUnits	MPa	The units to use for stress values
Compressed results (for display)		
Compressed results (for display)_ChannelPerEvent	False	Whether to create a channel for each duty cycle event
Job		
Job_NumAnalysisThreads		The number of simultaneous analysis threads to use
Run1		
Run1_Gate	20	The gate value to apply during time history compression
Run1_TimeHistoryCompression	None	Specifies how to compress time history loading
SNEngine		
SNEngine_CertaintyOfSurvival	50	Required certainty of survival (%) on damage results
SNEngine_CheckStaticFailure	Warn	The action to take on static failure
SNEngine_CombinationMethod	AbsMaxPrincipal	The method used to combine component stresses
SNEngine_EventProcessing	Independent	How to process separate events in duty cycles
SNEngine_MeanStressCorrection	Goodman	The method used to correct the damage calculation
SNEngine_MultiAxialAssessment	Standard	Whether to perform assessment of the multi-axial stress
SNEngine_OutputEventResults	False	Whether to output results per event or not for duty cycles

Şekil 5.44 SN CAE Fatigue çözücüsüne ait konfigürasyonlar

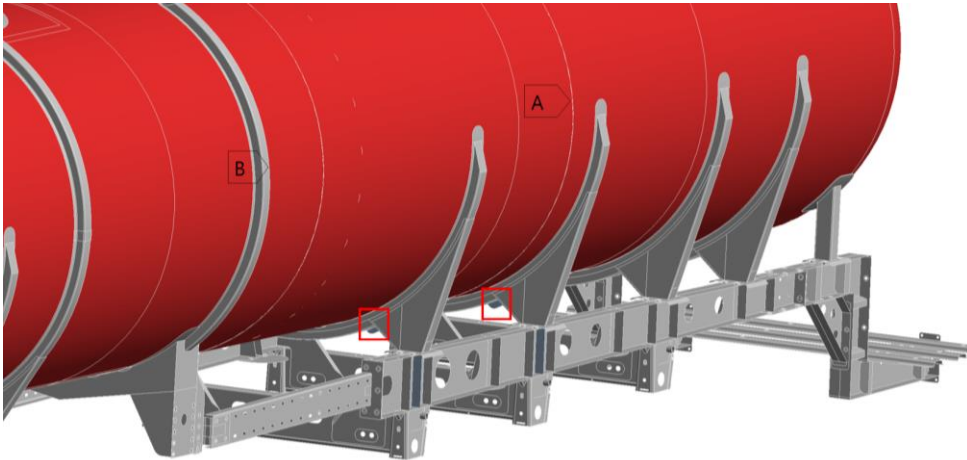
Bu işlemler sonrasında yapılan yorulma analizleri ile elde edilen sonuç değerleri “Bölüm 6” da detaylı olarak verilmiştir.

5.7 Tasarım İyileştirme Süreci

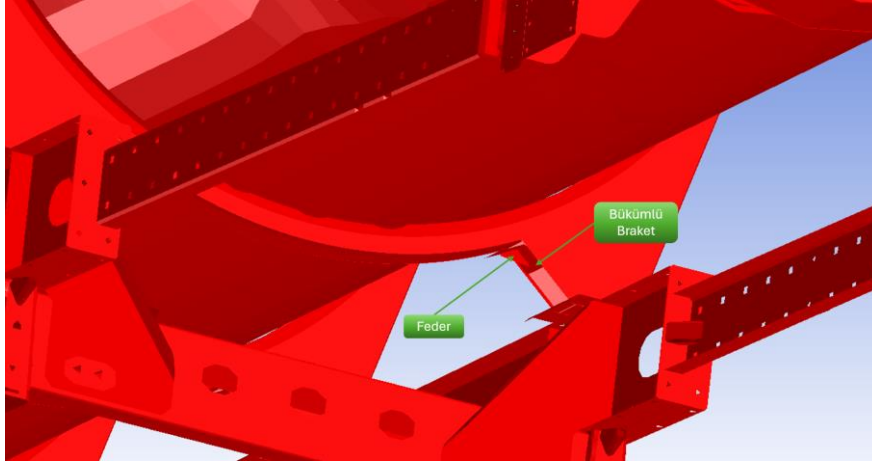
Yorulma ömür analizi sonuçlarına göre, tanker modelinde 8 farklı noktada hasarın diğer bölgelere kıyasla daha kritik düzeyde olduğu tespit edilmiştir. Bu kritik bölgeler, 1. ve 2. dingillerin üzerindeki şasi ayna sacları ile aynı dingillerde yer alan tank konsollarıdır. Özellikle 1. ve 2. dingil ayna saclarında yorulma hasarının yüksek olmasının temel nedeni, yol girişlerinden kaynaklanan dinamik kuvvetlerin doğrudan bu bölgelere etki etmesidir.

Benzer şekilde, tank konsollarının şasi ile birleştiği iç köşe noktalarında da yüksek düzeyde yorulma hasarı görülmektedir. Bu durum hem tankın ağırlığı hem de yol giriş sinyallerinin bu bağlantı bölgelerinde yoğunlaşmasından kaynaklanmaktadır. Hasarların lokal bölgelerde oluşması nedeniyle genel bir malzeme değişikliğine gidilmemiş, bunun yerine sadece ilgili alanlarda bölgesel tasarım iyileştirmeleri yapılmıştır.

Hasarın kritik olduğu noktalar için farklı tasarım çalışmaları yapılmıştır. Öncelikle tank konsolları alt köşeleri için Şekil 5.45'te belirtilen 5 mm kalınlığında feder atılmış sonrasında ise aynı feder'in altına Şekil 5.46'da belirtilen 5 mm kalınlığında bükümlü braket eklenmiştir. Şasi ayna sacı üzerinde oluşan yorulma hasarları için ise Şekil 5.47'de belirtilen dikme destek sac parçaları eklenmiştir. Bu sac parçalarının kalınlığını ve nerelerde kullanılması gerektiğine karar verebilmek (Ayna sacı iç veya dış kısmı) için Tablo 5.7'de belirtilen farklı iterasyonlardaki yorulma hasar analiz çalışmaları yapılmış ve elde edilen sonuçlar "Bölüm 6" da verilmiştir.



Şekil 5.45 Tank konsolu alt köşeleri için oluşturulan feder tasarımı



Şekil 5.46 Tank konsolları alt köşeleri için feder ve bükümlü braket tasarımı



Şekil 5.47 Şasi ayna sacı üzerinde oluşan yorulma hasarları için tasarlanan dikme destek sac parçalar

Tablo 5.6 Farklı iterasyonlarda yapılmış yorulma hasar analiz çalışmaları

Tasarım Numarası	Tasarım Detayları
1. Tasarım	Mevcutta 5 mm olan dikme destek saclarının kalınlığı 8 mm'ye çıkarılmıştır.
2. Tasarım	Mevcutta 5 mm olan dikme destek saclarının kalınlığı 10 mm'ye çıkarılmıştır.
3. Tasarım	Ayna sacı dış kısmına 5 mm kalınlığında dikme destek sac parça eklenmiştir. (Mevcutta bulunan destek sacları 5 mm kalınlığında bırakılmıştır.)
4. Tasarım	Ayna sacı iç kısmına 5 mm kalınlığında dikme destek sac parça eklenmiştir. (Mevcutta bulunan destek sacları 5 mm kalınlığında bırakılmıştır.)
5. Tasarım	Ayna sacı iç ve dış kısmına 5 mm kalınlığında dikme destek sac parça eklenmiştir. (Mevcutta bulunan destek sacları 5 mm kalınlığında bırakılmıştır.)

Tüm bu iterasyonlar sonucu elde edilen veriler değerlendirilerek tanker modeli için en uygun tasarım seçimi yapılmıştır.

6.1 Sonuçlar ve Öneriler

Bu bölümde sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan 27 ton sıvı faydalı yük taşıma senaryosu, tümsekten geçme, çukura düşme, öne frenleme, geriye frenleme ve virajda frenleme gibi yapılan statik analiz sonuçları verilmiştir. Bunların yanı sıra yoldan toplanan veriler ile oluşan yorulma hasar birikimi noktaları detaylı olarak verilmiştir. Bu sonuçlar incelendiğinde model üzerinde akma sınırını aşan herhangi bir bölgenin olmadığı görülmüş ve tanker modeli statik analizler ile doğrulaması sağlanmıştır. Burada statik analizler yol testinden toplanan verilerin incelenmesi ve bu verilerden elde edilen ekstrem koşullar belirlenerek bu koşullar analizlerde uygulanmıştır. Bunların yanı sıra EN 12640 kara yolu taşıtlarında yük emniyet standardında yer alan sınır koşulları da bu analizlere eklenmiştir. Yapılan bu statik analiz sonuçları incelendiğinde tanker modeli üzerinde akma sınırını aşan noktaların bulunmadığı gözlemlenmiştir. Bu gözlemler sonrasında tanker modeli için doğal frekans analizi (modal analiz) yapılmıştır. Bu analiz ile yapının titreşim etkisi altında davranışı incelenmiş ve yapının ilk 20 modunun 9 – 60 Hz aralığında olduğu gözlemlenmiştir. Birçok test firması ve otomotiv üreticileri tarafından yapılan çalışmalara bakıldığında yoldan gelen sinyallerin 0-50 Hz aralığında olduğu görülmektedir. Yoldan gelen etkilerin frekans aralığı tanker modelinin doğal frekans aralığı içinde olması sebebi ile titreşim sinyallerinin araç üzerinde yorulma dayanımına etki edeceği kanaatine varılmıştır. Bu durum sonucunda yalnızca yol testlerinden elde edilen ekstrem koşulların statik analizleri ile doğrulama yapılamaması gerektiği, modelin yoldan gelen titreşim etkileri ile dinamik analizlerinin de yapılması gerektiği ortaya konmuştur.

Dinamik analizler öncesinde prototip araç modeli üzerinde, tanker modelinin ömrü boyunca üzerine etki edecek yol profillerinin yüzde değerleri belirlenerek bu

değerler ile yol testi yapılmıştır. Yol testinde araç dingilerine ve king-pim bölgesine toplamda 7 adet ivme ölçer bağlanmıştır. Böylelikle tanker modelini tahrik edecek sinyaller toplanmıştır. Dingiller üzerinden toplanan bu ivme sinyallerinin frekans analizi yapılmıştır. Frekans analizleri sonucunda bu sinyallerin 4-30 Hz aralığında olduğu görülmüş ve sinyallerin 7-13 Hz aralığında tahrik kuvvetlerinin yüksek olduğu belirlenmiştir. Bu işlemler sonucunda tanker modelinin titreşim analizi ile belirlenen doğal frekanslarının yoldan gelen etkilerin frekans aralığı ile aynı olduğu belirlenmiştir. Bu frekans çakışması üzerine tanker modelinin dinamik analizleri yapılmıştır. Dinamik analizlerde yoldan gelen sinyallerin kullanılabilmesi için bu sinyaller belirli metotlar ile işlenmiştir.

Yoldan toplanan ivme sinyalleri incelendiğinde yüksek frekanslı verilerin olduğu görülmüştür. Bu veriler ivme ölçerlerin yol testi esnasında gürültüleri de sinyal olarak algılanmasından kaynaklanmaktadır. Bu sebeple toplanan ivme sinyallerine alçak geçiren filtre uygulanmıştır. Alçak geçiren filtre sonrası sinyallerin uzunluğu dinamik analizlerde uygulanabilecek durumda olmadığı gözlemlenmiştir. Bunun üzerine sinyallere Hysteresis Filtresi, Peak-Valley filtresi ve Dört nokta çevrim sayma metotları uygulanarak sinyaller filtrelenmiştir.

Yoldan toplanan sinyallerin içerisinde bulunan herhangi bir çevrimin minimum ve maksimum noktaları arasında birden fazla değer bulunmaktadır. Bu değerler yorulma üzerinde belirleyici bir etkiye sahip değildir. Bu maksimum ve minimum değer arasında bulunan veriler silinerek yol profili sinyalleri kısaltılmıştır. Sinyaller üzerinde yapılan bu filtreleme işlemi Peak-Valley filtresidir. Peak-Valley filtresi yanı sıra sinyallere Hysteresis Filtresi uygulanmıştır. Bu filtreleme metodu belli bir genliğe sahip aralığın belirlenmesi ile gerçekleştirilmektedir. Bu aralıktan daha düşük olan herhangi bir çevrim sinyal üzerinden silinmektedir. Silme işlemi, zaman verisinde bulunan her bir kırılma noktasında soldan sağa doğru, tanımlanan aralığın genliği kadar olan kısmının taranması ile gerçekleştirilir. Eğer bir kırılma noktası tanımlanan genlik aralığından küçük ise bu nokta zaman verisinden silinmektedir. Tüm bu işlemler ile yoldan toplanan sinyaller dinamik analizlerde uygulanabilecek hale gelmiştir.

Dinamik analizlerde yoldan gelen sinyaller girdi olarak verilmiş ve analiz sonucunda yapıya ait modal koordinatlar elde edilmiştir. Bu modal koordinatlar, sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan frekans analizi sonucunda elde edilen modal

gerilmelerin süperpozisyonu ile yorulma hasar analizi yapılmıştır. Yorulma hasar analizi sonucunda statik analizlerden farklı olarak, tanker modelinin dingil bağlantı bölgelerinde, tank konsollarında, makas kulaklarında ve ayna sacında kritik hasarların olduğu görülmüştür.

Yapılan analizler sonucunda, yol testinden alınmış anlık maksimum koşulların statik analizleri ile elde edilen malzemenin akma değerinin altındaki gerilme bölgelerinin, gerçek yol koşullarında dinamik etkilerle tanker modeli üzerinde yorulma hasarına neden olduğu tespit edilmiştir.

Tanker modeli için yapılan statik analizlerde gerilme görülmeyen tank konsolu, tank konsol bağlantı braket, ayna sacı ve dingil-şasi bağlantı bölgelerinin, yorulma hasar analizi sonucunda, gerçek yol sinyalleriyle belirli çevrimler sonrasında hasara uğrayacağı ve tasarım doğrulama çalışmalarında statik analizlerin yorulma yönünden yeterli olamayacağı, dinamik durumlarında ihmal edilmemesi gerektiği ortaya konmuştur.

Yorulma analizi sonucu hasara uğradığı tespit edilen noktalar için çeşitli tasarım iyileştirmeleri çalışılmıştır. Yapılan iyileştirme çalışmalarında tank konsolu köşelerinde oluşan hasar için feder kullanımı noktasal olarak hasarı azaltmış fakat bölgesel olarak hasarı ortadan kaldıramamıştır. Bu durum üzerine feder yapısının hasara uğrayan bölge üzerindeki etkisini artırmak için altına bükümlü braket eklenmiştir. Böylece, Palmgren-Miner kuralı ve Denklem 3.7 esas alınarak yapılan değerlendirmeye göre, 100 km'lik kullanım süresi boyunca tank konsollarının alt köşelerinde oluşan kümülatif hasar oranı $1,652E-05$ ile $2,606E-07$ aralığından $4,774E-09$ ile $7,374E-11$ aralığına düşürülmüş ve bu bölgedeki kritik yorulma hasarı tamamen ortadan kaldırılmıştır.

Hasara uğrayan bir diğer nokta olan 1. ve 2. dingil üstü şasi ayna sacı için mevcutta bulunan 5 mm kalınlığındaki destek sacları sırasıyla 8 mm ve 10 mm değerine çıkarılmıştır. Yapılan bu çalışma sonucunda yorulma hasarında iyileşme görülmüş fakat hasar tamamen ortadan kaldırılamamıştır. Bu durum üzerine ayna sacı iç kısmına ek 5 mm destek sacı konumlandırılmış ve böylelikle ayna sacı iç kısmında oluşan hasar giderilmiş fakat ayna sacı dış kısmında oluşan hasar giderilememiştir. Yapılan diğer çalışmada ise yalnızca ayna sacı dış kısmına ek 5 mm kalınlığında dikme destek sacı eklenmiş fakat bu durumda da ayna sacı iç kısmında oluşan

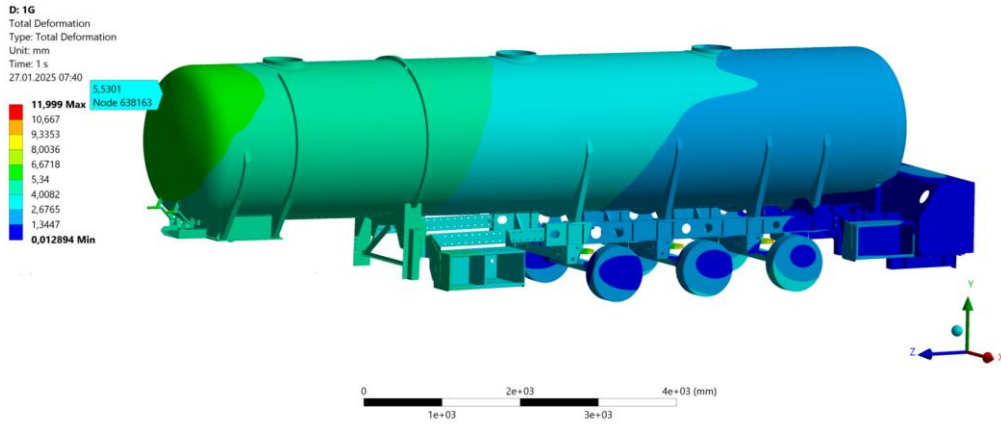
yorulma hasarları giderilememiştir. Son olarak ayna sacı iç ve dış kısmına 5 mm kalınlığında dikme destek sacı eklenmiş ve Palmgren-Miner kuralı ile Denklem 3.7 dikkate alındığında, 100 km'lik kullanım süresi boyunca şasi ayna sacı üzerinde oluşan kümülatif hasar oranı, başlangıçta $1,652E-05$ ile $2,606E-07$ aralığındayken, yapılan iyileştirmeler sonucunda $7,374E-11$ ile $1,139E-12$ aralığına düşürülmüştür. Böylece, bu bölgelerde oluşan kritik yorulma hasarı tamamen ortadan kaldırılmıştır. Elde edilen bu kümülatif hasar oranlarının 10^4 katı alınarak yarı römork tanker aracının hedeflenen 1.000.000 km kullanım ömrü boyunca oluşacak kümülatif hasar oranı incelenebilir.

Çalışma sonucunda, yol testleriyle tespit edilen ekstrem koşullar baz alınarak yapılan statik analizlerde hasar oluşmadığı gözlemlenen bölgelerin, yol girişlerinden kaynaklanan tekrarlı dinamik kuvvetler altında zamanla hasara uğradığı görülmüş ve sonuç olarak tekrarlı dinamik kuvvetlerin tasarım doğrulama çalışmalarındaki önemi ortaya konmuştur.

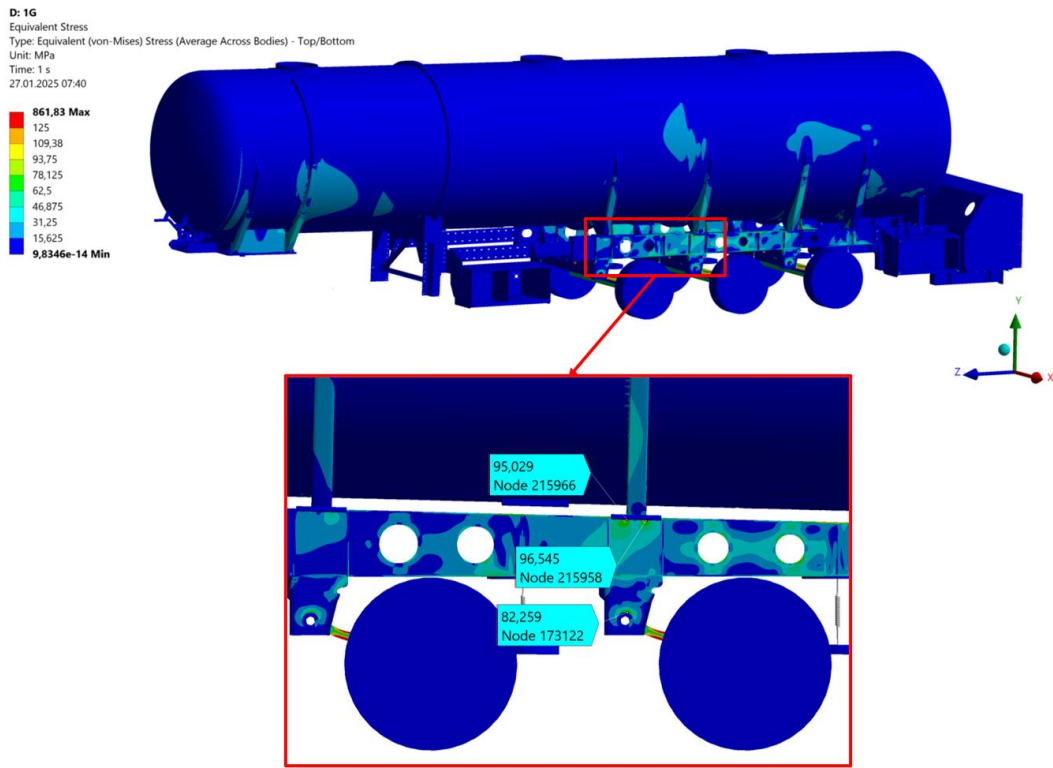
6.2 Sonlu Elemanlar Statik Analiz Sonuçları

6.2.1 Yerçekimi İvmesi Altında Yapılan Statik Analiz Sonuçları

Bu analizde tanker modelinin yer çekimi ivmesi etkisi altında king-pim'den çekiciye bağlı durur pozisyonda 27 ton faydalı yük ile birlikte oluşan gerilme ve deformasyonlar incelenmiştir. Şekil 6.1'de tanker modelinde yerçekimi ivmesi etkisi altında oluşan yer değiştirmeler, Şekil 6.2'de ise yerçekimi ivmesi etkisinde oluşan gerilmeler görülmektedir. Bu analiz sonucunda tank konsolu, konsol şasi bağlantılarında ve makas kulağı bölgesinde gerilmeler ortalama 50 MPa maksimum ise 100 MPa gelmektedir. Hava körüğü bağlantı sacında yüksek gerilme çıkmasının sebebi dingil bağlantısının statik analizler ile en doğru şekilde modellenmemesidir. Gerçek model üzerinde dingil makas kolları şasiye burçlar ile bağlanmaktadır. Bu da yükün belli kısmının sönmülmesini sağlamaktadır.



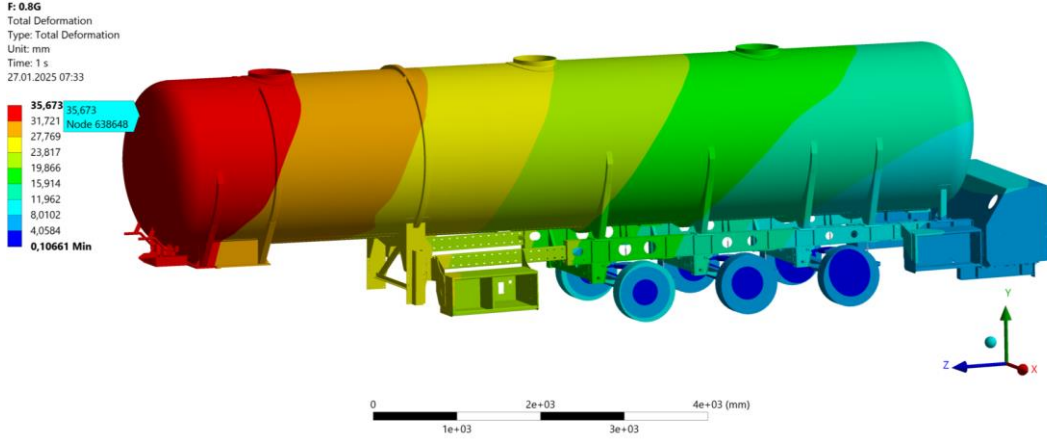
Şekil 6.1 Yerçekimi ivmesi etkisi altında oluşan yer değiştirmeler



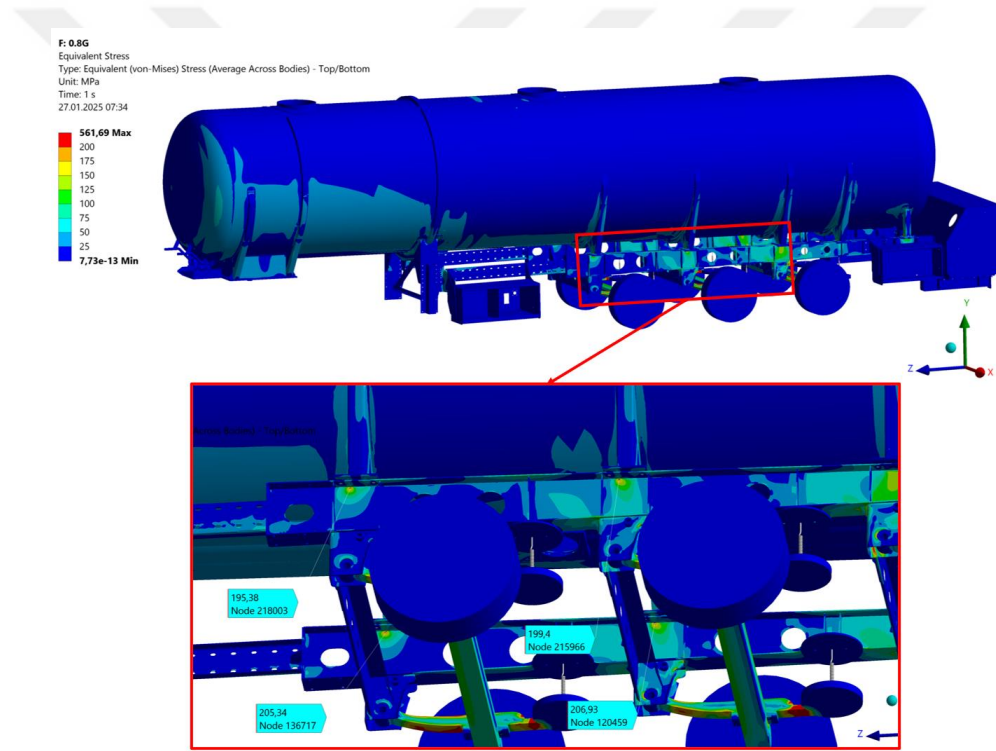
Şekil 6.2 Yerçekimi ivmesi etkisi altında oluşan gerilme değerleri

6.2.2 Öne Frenleme ile Oluşan Statik Analiz Sonuçları

Bu statik analiz koşulunda aracın ani fren yaptığı düşünülerek analiz senaryosu kurulmuştur. Bu analiz koşulunda frenleme etkisi ile tanker modeli üzerine 0,8 G kuvvet verilmiştir. Şekil 6.3'te bu analiz koşulunda oluşan yer değiştirmeler görülmektedir. Şekil 6.4'te ise aynı koşulda oluşan gerilmeler verilmiştir.



Şekil 6.3 Öne frenleme etkisi ile oluşan yer değiştirmeler

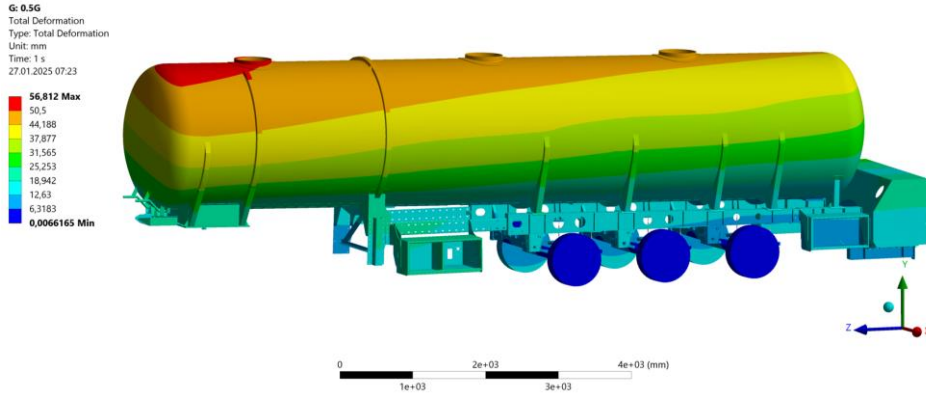


Şekil 6.4 Öne frenleme ile tanker modeli üzerinde oluşan deformasyonlar

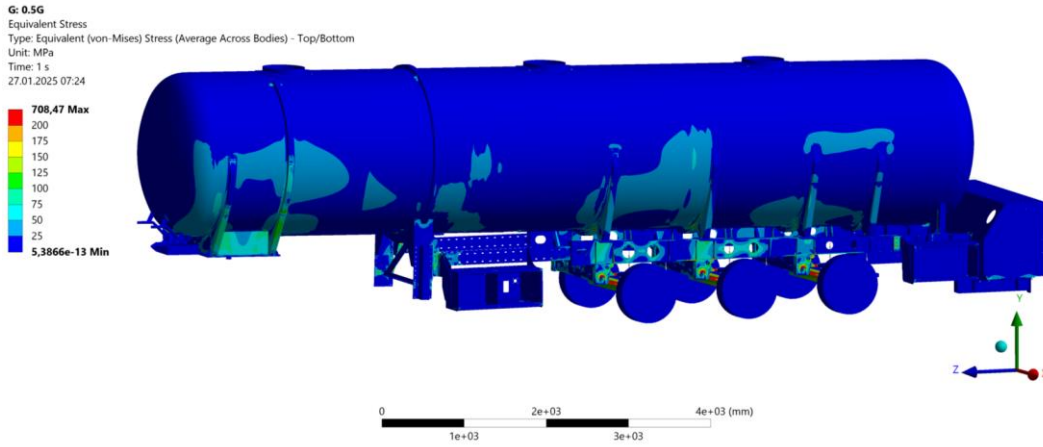
6.2.3 Geriye Frenleme Etkisi ile Yapılan Statik Analiz Sonuçları

Tanker modeli için yapılan bir diğer analiz geriye frenlemedir. Bu analiz koşulunda aracın geri istikamette hareket ederken ani fren yapacağı şekilde senaryo kurgulanmıştır. Şekil 6.5'te bu senaryo sonucunda yapılan analiz ile elde edilen yer değiştirmeler verilmiştir. Şekil 6.6'da aynı analiz senaryosunda meydana gelen gerilme değerleri verilmiştir. Geriye frenleme etkisi altında dingil bağlantı bölgelerinde yüksek gerilme görülmektedir. Bu yüksek gerilme dingil

bağlantılarında burçların tanımlanamamasından kaynaklanmaktadır. Şasi üzerinde maksimum 177 MPa gerilme görülmektedir.



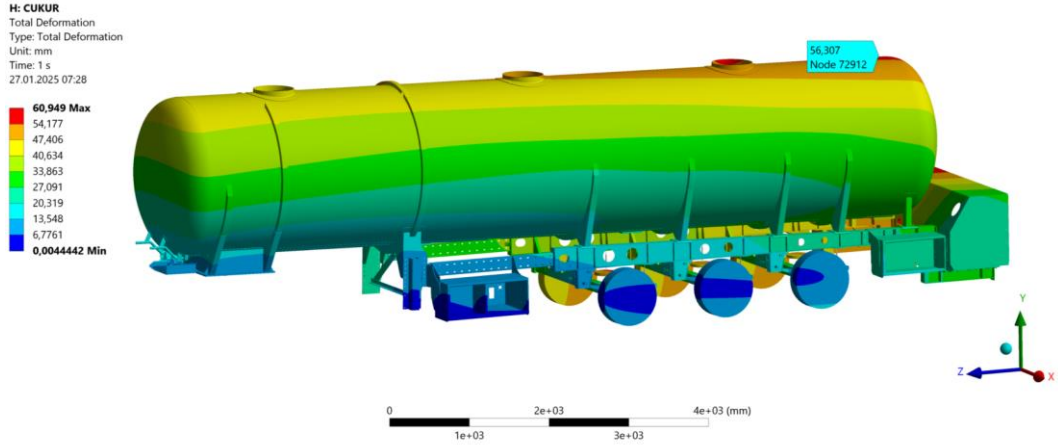
Şekil 6.5 Geriye frenleme etkisi ile oluşan yer değiştirmeler



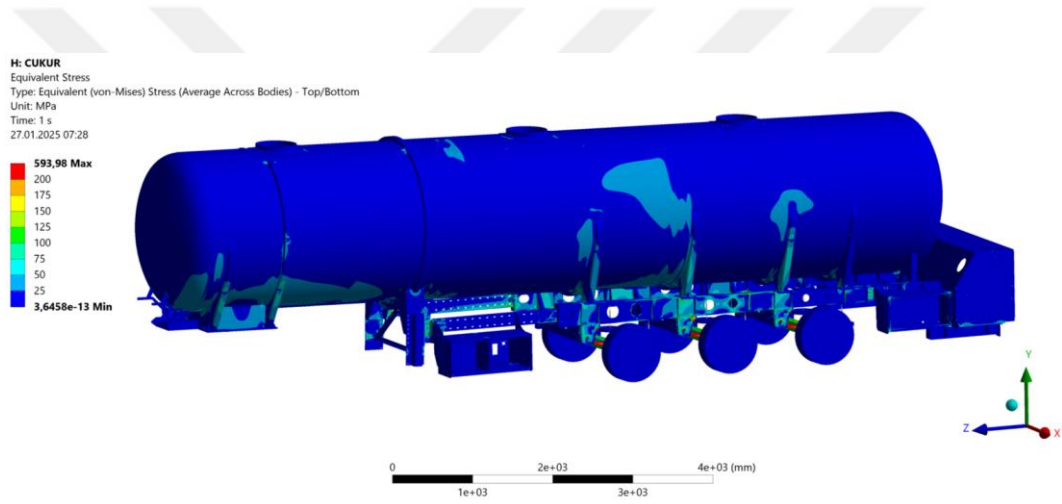
Şekil 6.6 Geriye frenleme etkisi ile oluşan gerilme değerleri

6.2.4 Çukura Düşme Analiz Senaryosu ile Elde Edilen Sonuçlar

Bu analiz senaryosunda yükleme yer çekimi ivmesi etkisinde yapılan analizlerde olduğu gibi uygulanmıştır. Sol 3 dingilinde teker kısımlarının 50 mm çukura düştüğü ve tankerin çekici ile king-pim bölgesinde bağlı olduğu kabul edilerek analizler gerçekleştirilmiştir. Şekil 6.7’de bu analiz koşulunda oluşan yer değiştirmeler verilmiştir. Şekil 6.8’de ise aynı analiz koşulunda oluşan gerilme değerleri verilmiştir. Yapılan çukura düşme analizlerinde yer çekimi ivmesi etkisi altında yapılan analiz sonuçlarından farklı olarak ayna sacı üzerinde bulunan delik bölgelerindeki gerilmelerde azalma, makas kulağı üstü ayna sacı bölgesindeki gerilmelerde 20 MPa artış gözlemlenmiştir. Fakat bu değerler paslanmaz tankerin akma değerlerinin oldukça altındadır.



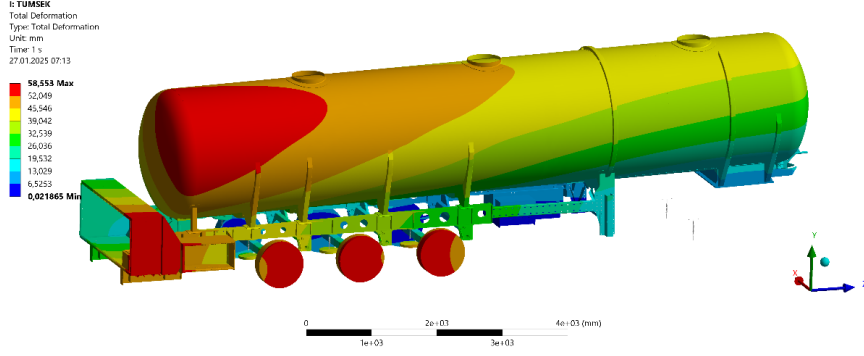
Şekil 6.7 Çukura düşme analiz senaryosu ile oluşan yer değiştirmeler



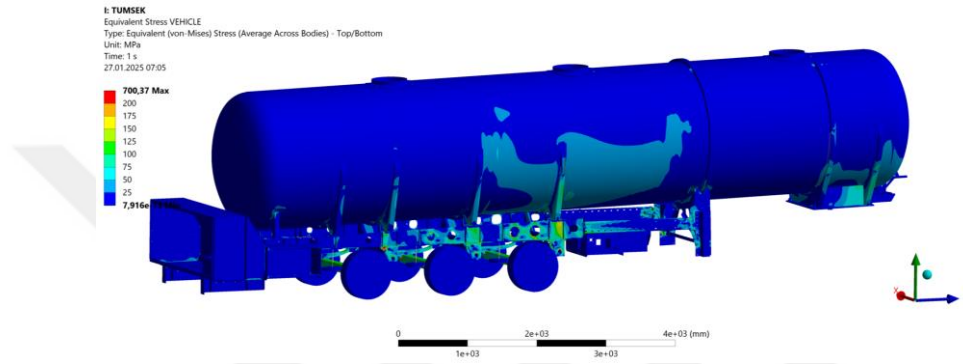
Şekil 6.8 Çukura düşme analiz koşulu altında oluşan gerilme sonuçları

6.2.5 Tümsekten Geçme Analiz Senaryosu ile Elde Edilen Sonuçlar

Tümsek analizlerinin, gerçekleştirilen yer çekimi ivmesi etkisi altındaki analizlere oranla gerilme değerleri daha yüksektir. Tümsekten geçme analizinde 1.dingil sağ tank konsolundaki gerilme değerinde artış gözlemlenmiş ve gerilme değeri lokal bir bölgede maksimum 110 MPa olarak okunmuştur. Diğer tank konsollarındaki gerilmelerde artış görülmemiştir. Tümsekten geçme analizinde konsollar dışında makas kulağı üstü ayna sacı üzerinde gerilmeler yoğunlaşmış fakat akma sınırı altındadır. Buradaki gerilme lokal olarak 1 ve 2. dingil ayna sacı üzerinde ve değeri maksimum 187 MPa'dır. Diğer dingilde bu bölgede yüksek gerilme gözlemlenmemektedir. Şekil 6.9 ve Şekil 6.10'da bu analiz senaryosuna ait sonuçlar verilmiştir.



Şekil 6.9 Tümsekten geçme analiz senaryosunda meydana gelen yer değiştirmeler



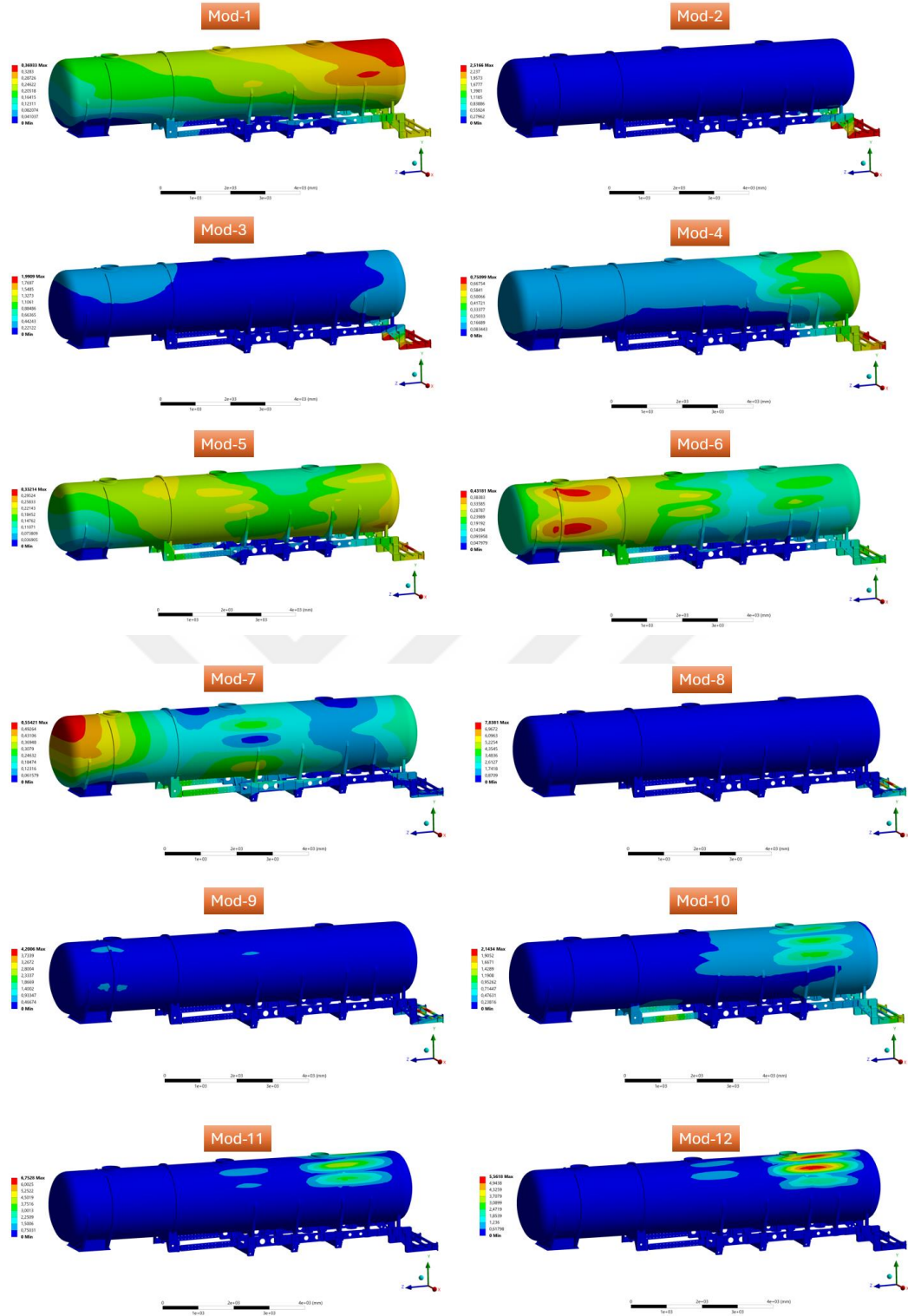
Şekil 6.10 Tümsekten geçme analiz senaryosunda meydana gelen gerilmeler

6.2.6 Doğal Frekans Analiz Sonuçları

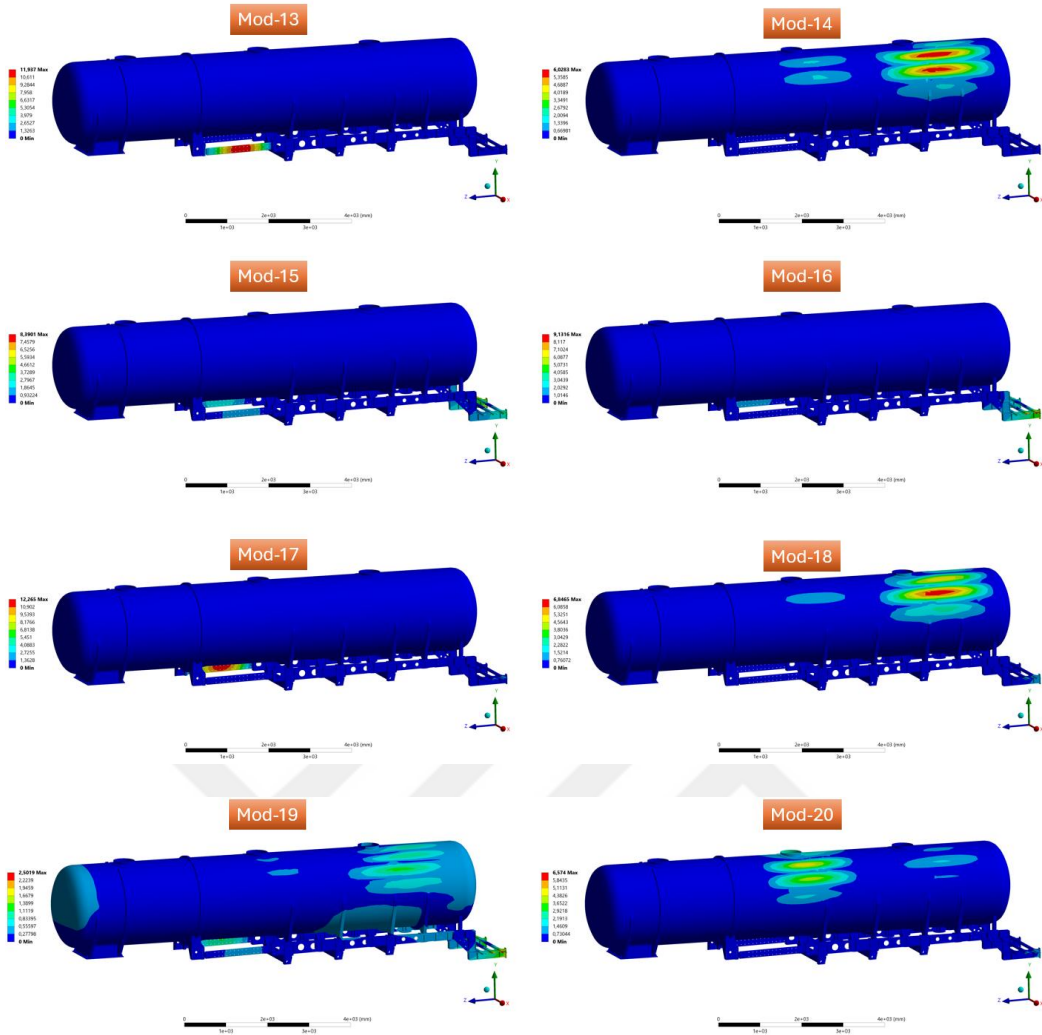
Tanker modeline ait doğal frekans analiz sonuçlarında ilk 20 mod 9 Hz ile 60 Hz aralığındadır. Tablo 6.1’de bu doğal frekanslar değerleri verilmiştir. Şekil 6.11’de yapıya ait ilk 12 mod şekli verilmiştir. Şekil 6.12 de ise 12-20 arası mod şekilleri verilmiştir.

Tablo 6.1 Modele ait ilk 20 modun doğal frekans değerleri

Mod	Frekans (Hz)	Mod	Frekans (Hz)
1	9,0016	11	47,09
2	14,214	12	47,747
3	16,588	13	50,312
4	19,379	14	52,133
5	24,346	15	52,611
6	26,657	16	53,634
7	31,561	17	54,427
8	43,457	18	55,637
9	44,912	19	57,896
10	45,451	20	58,872



Şekil 6.11 Yapıya ait doğal frekans analizi sonucu elde edilen ilk 12 mod şekli



Şekil 6.12 Yapıya ait doğal frekanslar ile elde edilen 12-20 arası mod şekilleri

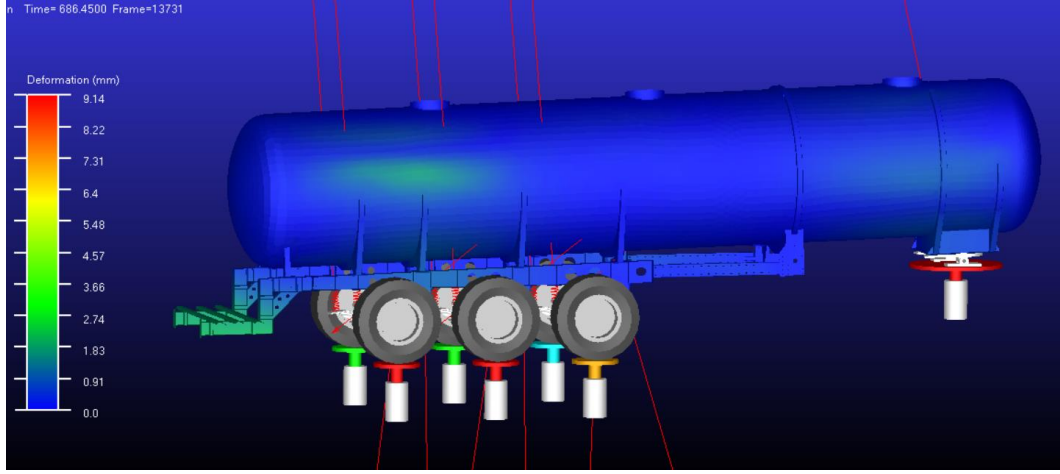
6.3 Dinamik Analiz Sonuçları

6.3.1 Dinamik Analiz Yer Değiştirme Sonuçları

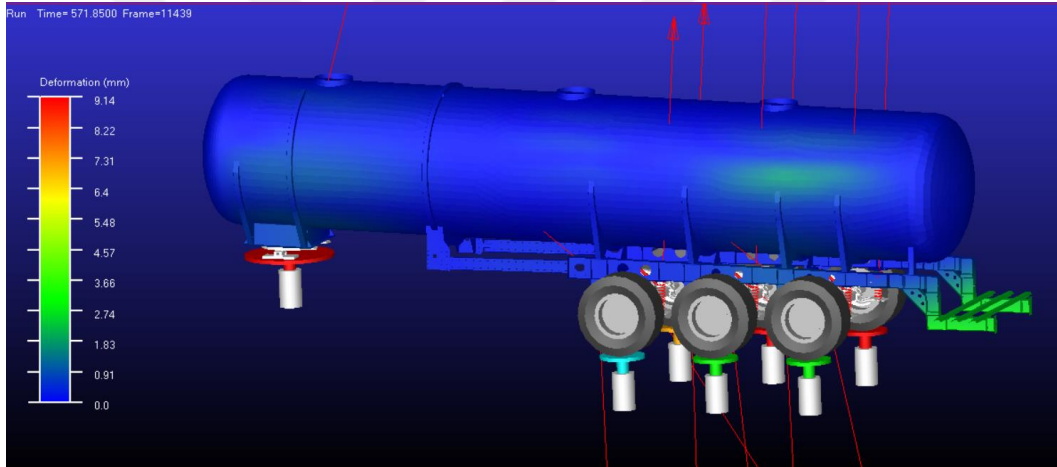
Dinamik analizde görüldüğü üzere tanker modelinin kuyruk kısmında yer değiştirmeler mevcuttur. Bu yer değiştirmelerin temel sebebi simülasyon modelini basitleştirebilmek için kuyruk bölgesinden kaldırılan dolabın bulunmamasıdır. Bu dolabın ağırlığının yapı için oldukça küçük olması sebebi ile analizlere dahil edilmemiştir. Tüm bu sebeplerden dolayı bölgedeki yer değiştirmeler analiz sonuçlarında dikkate alınmamalıdır.

Dinamik analizlerde görüldüğü üzere tanker modelinin tank gövdesinde 2 mm'lik yer değiştirme mevcuttur. Tanker gövdesinde, king-pim ve dingil üstünde yer

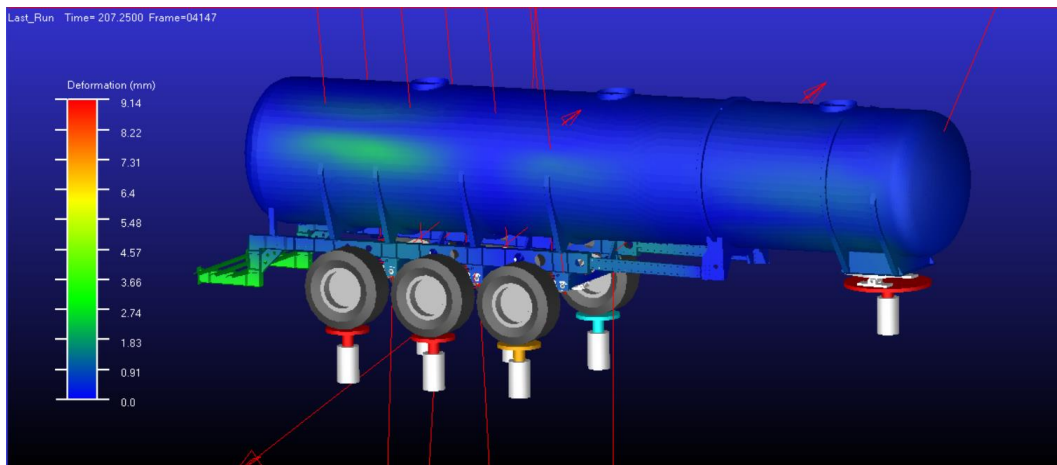
değiştirmeler daha fazladır. şekil 6.13, şekil 6.14 ve şekil 6.15'te bu kısımlar detaylı olarak verilmiştir.



şekil 6.13 Tank gövdesinde oluşan yer değiştirmeler



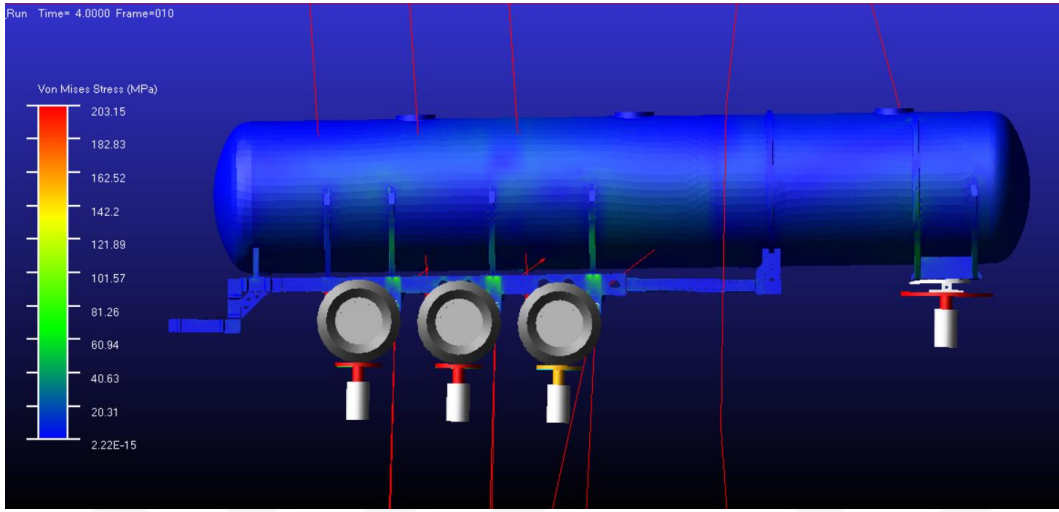
şekil 6.14 Kuyruk bölgesinde oluşan yer değiştirmeler



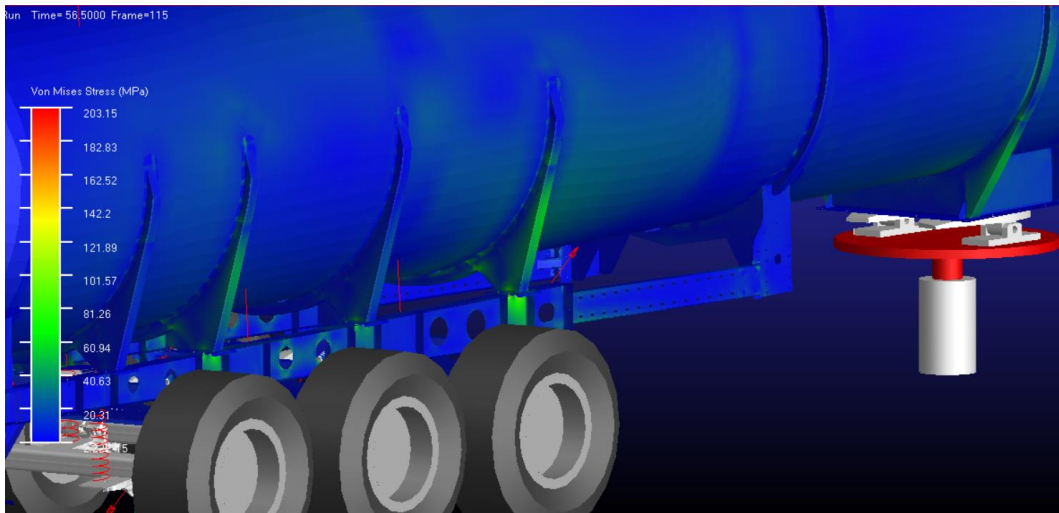
şekil 6.15 Tank gövdesi ve kuyrukta oluşan yer değiştirmeler

6.3.2 Dinamik Analiz Gerilme Sonuçları

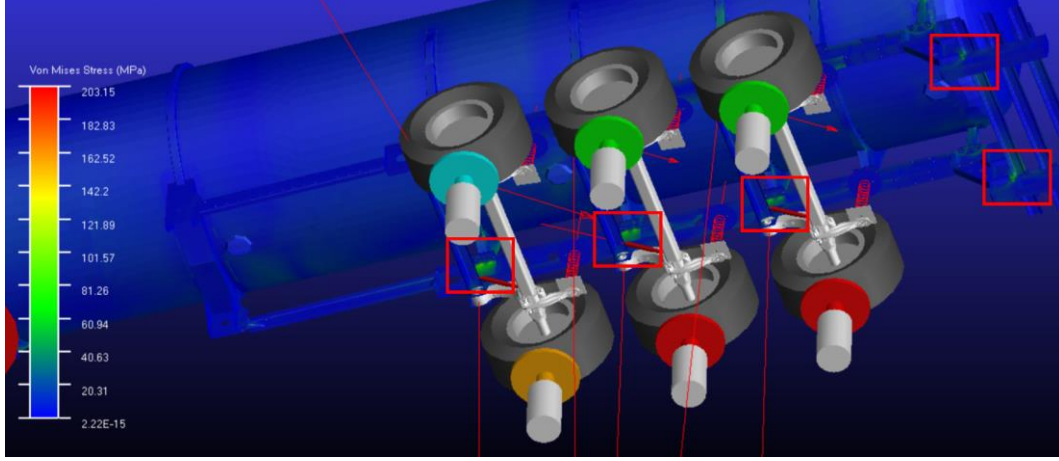
Yapılan dinamik analizlerde maksimum gerilme 203 MPa'dır. Bu gerilme değeri kuyruk bölgesi köşesinde görülmektedir. Bunların yanı sıra gerilmeleri 150 MPa üzerinde olduğu noktalar, ayna sacı, tank şasi bağlantı konsollarında ve king-pim bölgelerindedir. Şekil 6.16'da ayna sacı üzerinde oluşan gerilmeler görülmektedir. Şekil 6.17'de şasi tank bağlantı konsolları üzerinde oluşan gerilmeler görülmektedir. Şekil 6.18'de ise ayna sacı iç kısımlarında oluşan gerilmeler görülmektedir.



Şekil 6.16 Şasi ayna sacı üzerinde oluşan gerilmeler



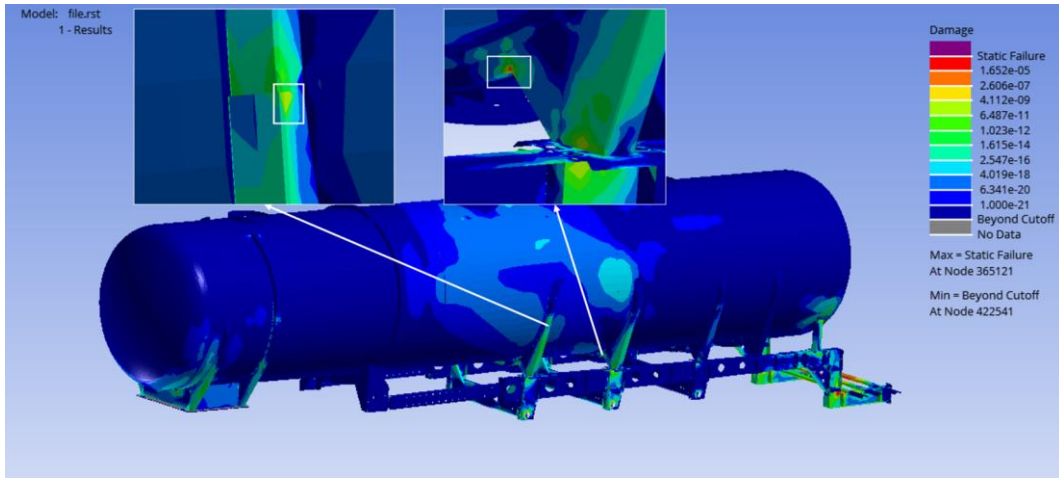
Şekil 6.17 Şasi tank bağlantı konsolları üzerinde oluşan gerilmeler



Şekil 6.18 Ayna sacı iç kısmı ve kuyrukta oluşan gerilmeler

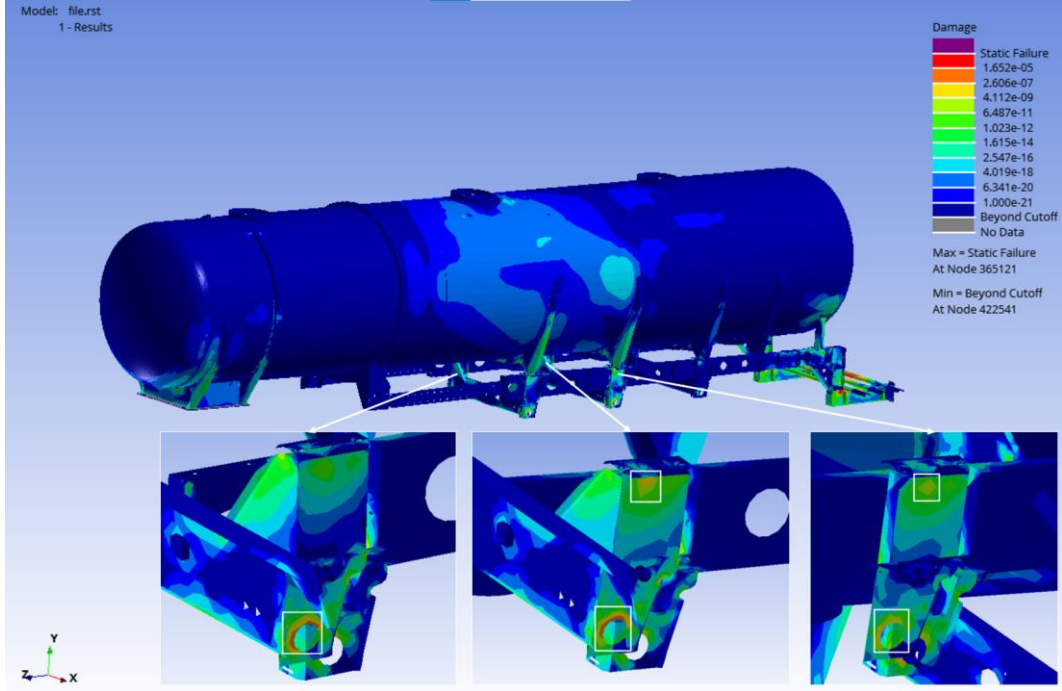
6.4 Yorulma Ömür Analiz Sonuçları

Yorulma analiz sonuçlarına bakıldığında tank konsolları, dingil bağlantı braketleri, konsol bağlantı braketleri, dingil üstü ayna sacı bölgelerinde yorulma hasarının olduğu görülmektedir. Aynı şekilde king-pim bağlantı bölgesinde de yorulma hasarların olduğu görülmektedir. Bunların yorulma ömür analizi sonuçlarında beklenildiği üzere kuyruk bölgesinde yüksek hasar oluşmuştur. Bunun sebebi gerçek modelde bulunan arka dolabın kaldırılmasıdır. Bu dolap simülasyon çözümlerinin hızlandırılması ve modelin basitleştirilmesi sebebi ile kaldırılmıştır. Arkada bulunan bu dolap kuyruk bölgesine cıvata ile bağlı olması sebebi ile o bölgedeki hasarları minimuma indireyecektir. Bu sebeple sonuçlarda bu bölgedeki hasar göz önüne alınmamalıdır. Şekil 6.19’da sağ tank şasi bağlantı konsollarında meydana gelen yorulma hasarları verilmiştir.

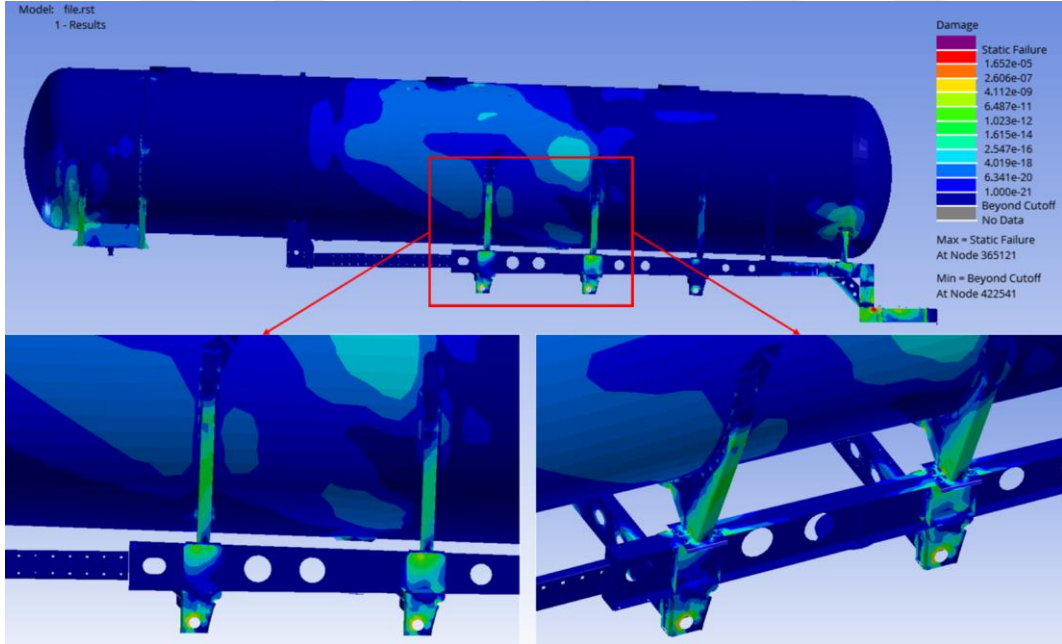


Şekil 6.19 Tank şasi bağlantı konsollarında oluşan yorulma hasar birikimleri

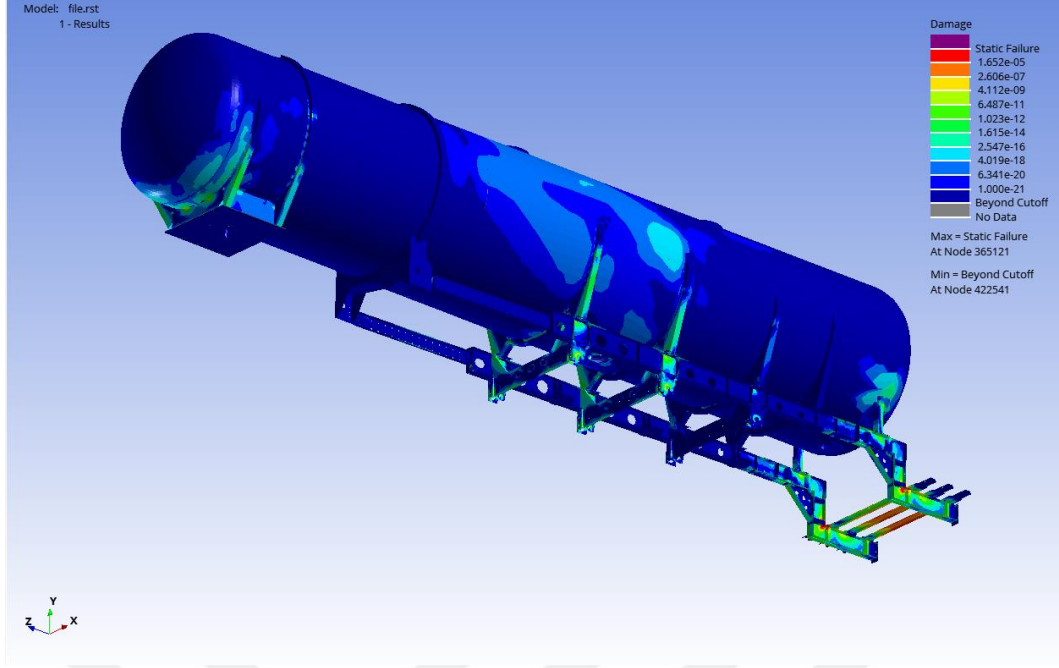
Şekil 6.20’de dingil bağlantı bölgelerinde meydana gelen yorulma hasarları gösterilmiştir.



Şekil 6.20 Dingil bağlantı bölgelerinde meydana gelen yorulma hasar birikimleri



Şekil 6.21 Tank şasi bağlantı konsollarındaki yorulma hasarının genel görünüşü

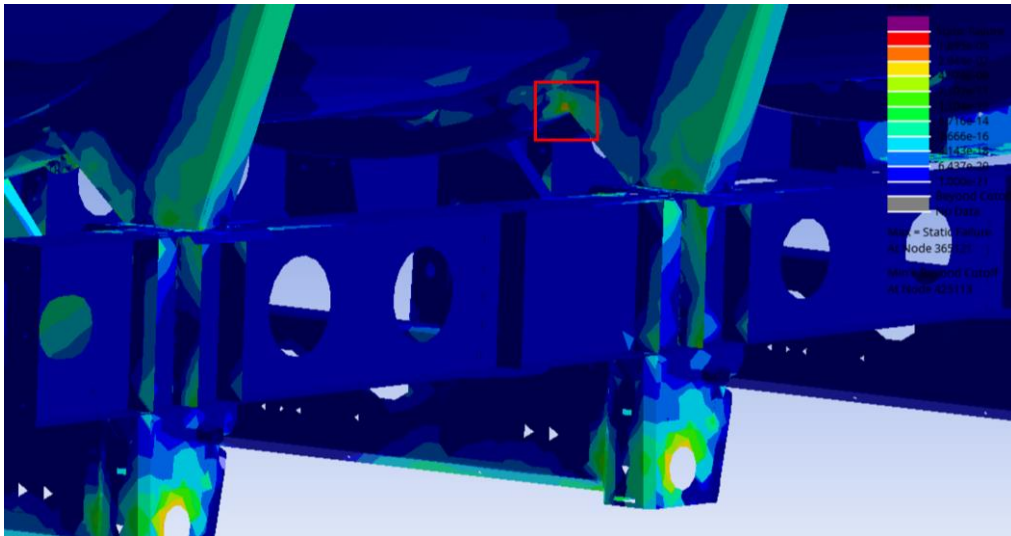


Şekil 6.22 Tanker modeli üzerinde oluşan yorulma hasar birikimleri genel görünüşü

6.4.1 Tasarım İyileştirme Sonrası Yorulma Hasar Analiz Sonuçları

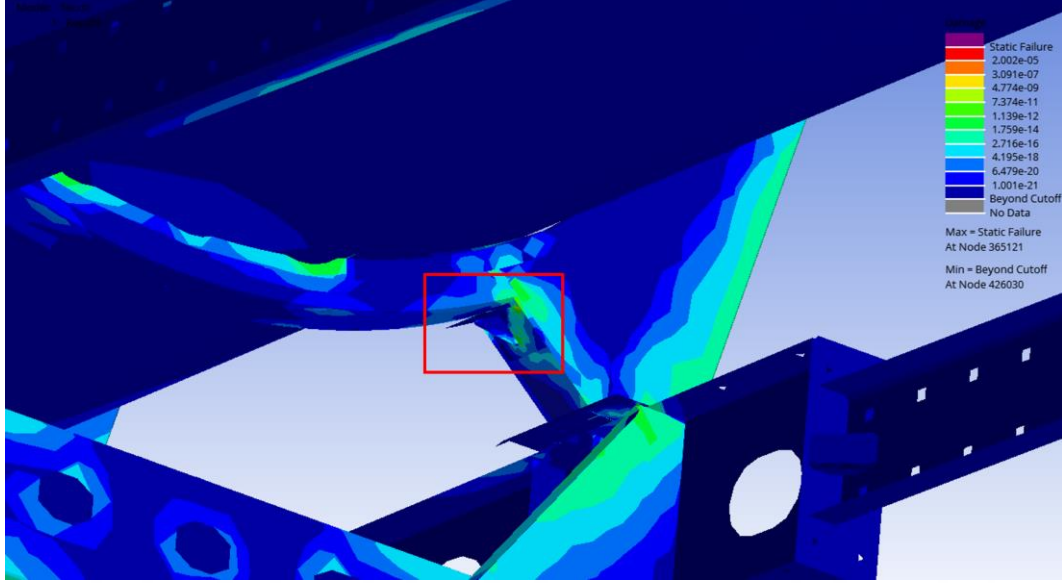
6.4.1.1 Tank Konsolu Yorulma Hasar Analiz Sonuçları

Bir önceki adımda yorulma analizi sonuçlarında tank konsolu köşelerinde hasar oluştuğunu görmüştük. Bu hasara uğrayan bölgeler için Şekil 5.45'te belirtilen feder tasarımı yapılarak analiz sonuçları incelenmiş ve Şekil 6.23'te görüldüğü üzere tank konsolu alt köşe kenarlarında yorulma hasarlarının giderilemediği ve hasar değerinin $1,652E-05$ ile $2,606E-07$ aralığında olduğu görülmüştür.



Şekil 6.23 Feder kullanılarak elde edilen yorulma hasar analiz sonucu

Feder kullanılarak yapılan 1. Tasarımda yorulma hasarının alt köşe kenarlarında giderilememesi sebebi ile ikinci bir tasarım yapılmıştır. Bu 2. Tasarımda feder altında Şekil 5.47’de belirtilen 5 mm kalınlığında bükümlü braket eklenmiş ve yorulma hasar analizleri gerçekleştirilmiştir. Şekil 6.24’te verilen analiz sonuçları incelendiğinde bu bölgedeki yorulma hasarının $4,774E-09$ ile $7,374E-11$ aralığına düştüğü görülmüştür. Böylelikle bu bölge için söz konusu tasarımın kullanılması uygun bulunmuştur.



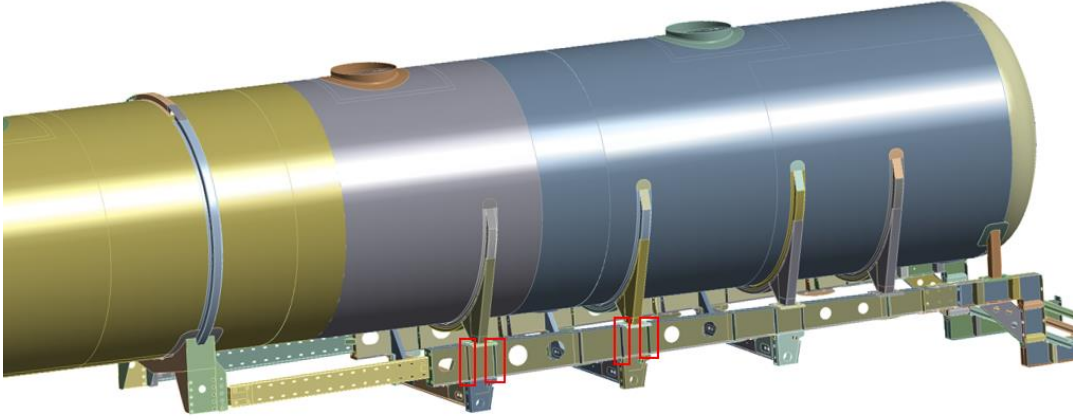
Şekil 6.24 Feder ve bükümlü braket tasarımları kullanılarak elde edilen yorulma hasar analiz sonucu

6.4.1.2 Şasi Ayna Sacı Yorulma Hasar Analiz Sonuçları

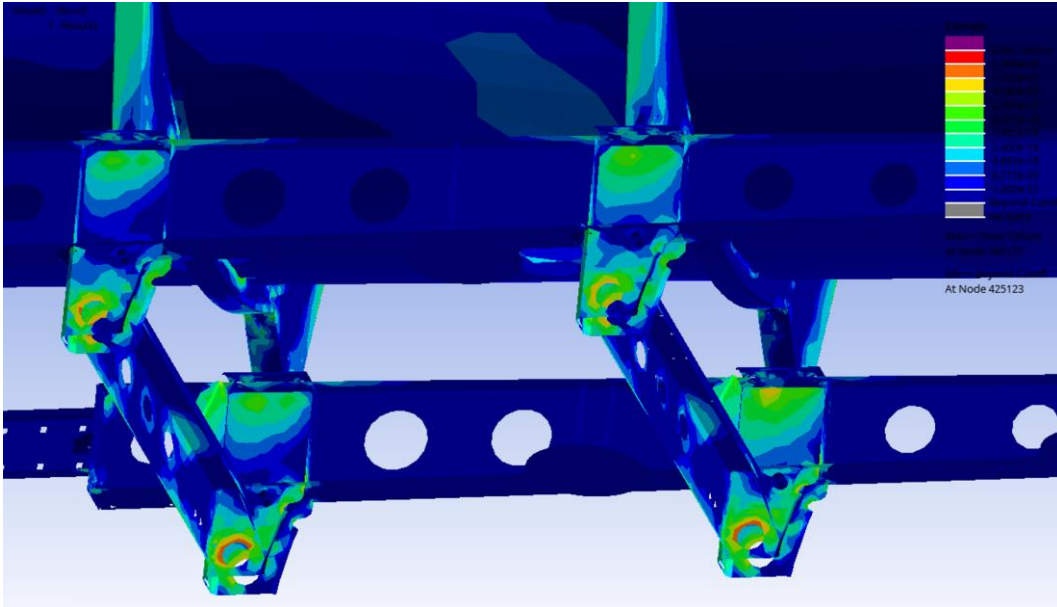
Yorulma ömür analizi sonuçları incelendiğinde tank konsolu harici bir diğer hasarın olduğu bölge 1. ve 2. dingil üstü şasi ayna sacıdır. Bu bölgedeki hasarı iyileştirebilmek Tablo 5.6’da yer alan 5 farklı tasarım çalışması yapılmıştır.

- **1. Tasarım**

Dingil üstü ayna sacına ek dikme sacı konumlandırılmadan önce, araç üzerinde Şekil 6.25’te gösterilen mevcut sacların kalınlığı 5 mm’den 8 mm’ye artırılmış ve bu tasarımın ardından yorulma hasar analiz sonuçları incelenmiştir. Şekil 6.26’da verilen analiz sonuçlarına göre, ilgili bölgedeki yorulma hasarının $1,383E-05$ ile $2,225E-07$ aralığında olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 6.25 Mevcutta bulunan 5 mm kalınlığındaki destek sacları

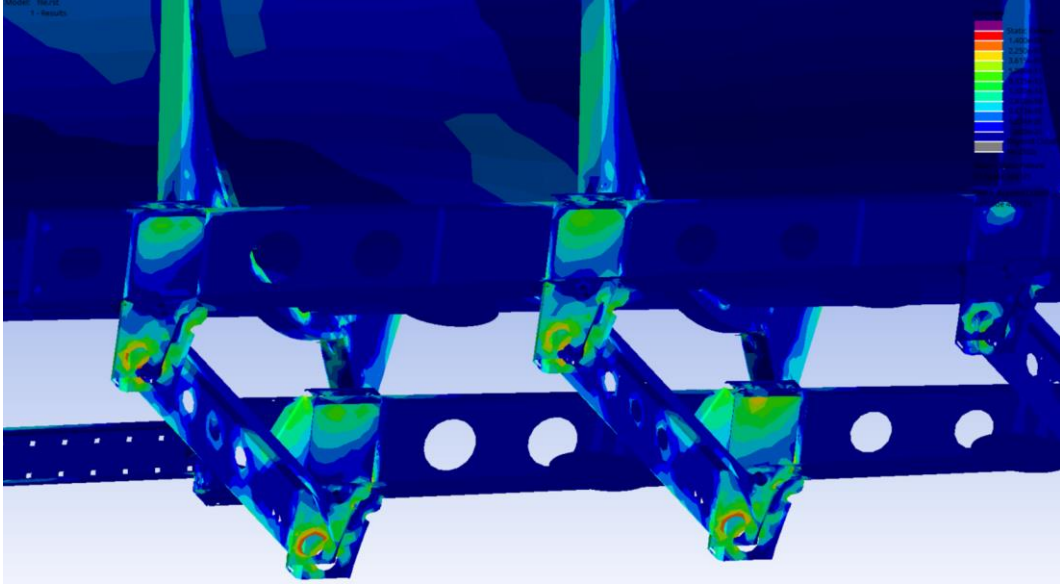


Şekil 6.26 Mevcut sacların 5 mm'den 8 mm'ye çıkarılarak oluşturulan tasarımın yorulma hasar analiz sonucu

• 2. Tasarım

Şekil 6.25'te gösterilen mevcut sacların kalınlığı 5 mm'den 10 mm'ye artırılmış ve ardından yorulma hasar analiz sonuçları değerlendirilmiştir. Şekil 6.27'de verilen analiz sonuçlarına göre, ilgili bölgedeki yorulma hasarının $1,400E-05$ ile $2,250E-07$ aralığında olduğu görülmüştür.

1. ve 2. tasarım çalışmaları kapsamında sac kalınlıklarının artırılması, yorulma analizleri sonucunda ayna sacı bölgesindeki hasarı tamamen ortadan kaldıramamıştır. Bunun üzerine, bir sonraki aşamada mevcut dikme saclarının arasına gelecek şekilde ilave bir destek sacı uygulanmıştır.

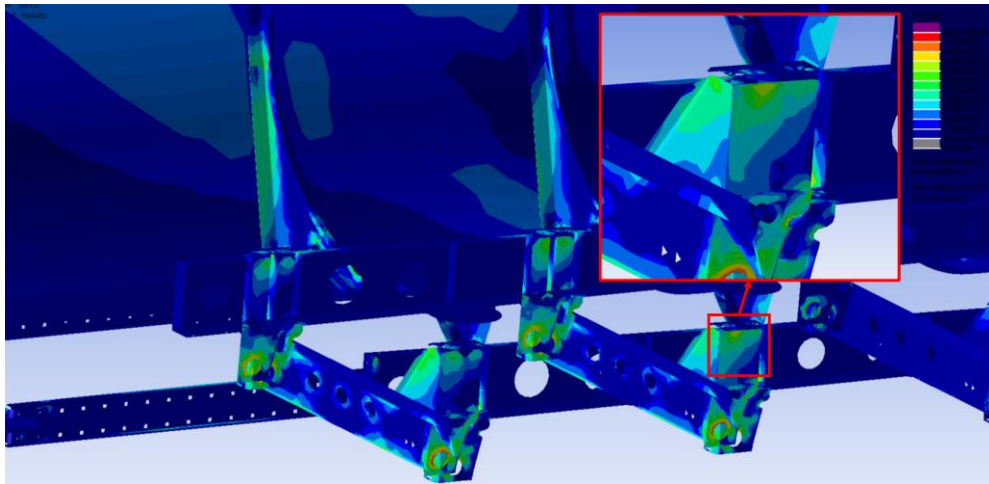


Şekil 6.27 Mevcut sacların 5 mm'den 10 mm'ye çıkarılarak oluşturulan tasarımın yorulma hasar analiz sonucu

- **3. Tasarım**

Bu aşamada, 1. ve 2. dingil üstünde yer alan ayna sacı bölgesindeki yorulma hasarını ortadan kaldırmak amacıyla, mevcut dikme saclarının arasına gelecek şekilde ayna sacının dış kısmına Şekil 5.47'de belirtilen 5 mm kalınlığında ilave bir destek sacı uygulanmıştır. Bu çalışma sonucunda, ayna sacının dış kısımlarında oluşan yorulma hasarları giderilmiş olsa da iç kısımlarda meydana gelen yorulma hasarları tamamen ortadan kaldırılamamıştır.

Şekil 6.28'de verilen analiz sonuçlarına göre, ilgili bölgedeki yorulma hasarının $1,606E-05$ ile $2,541E-07$ aralığında olduğu görülmüştür.

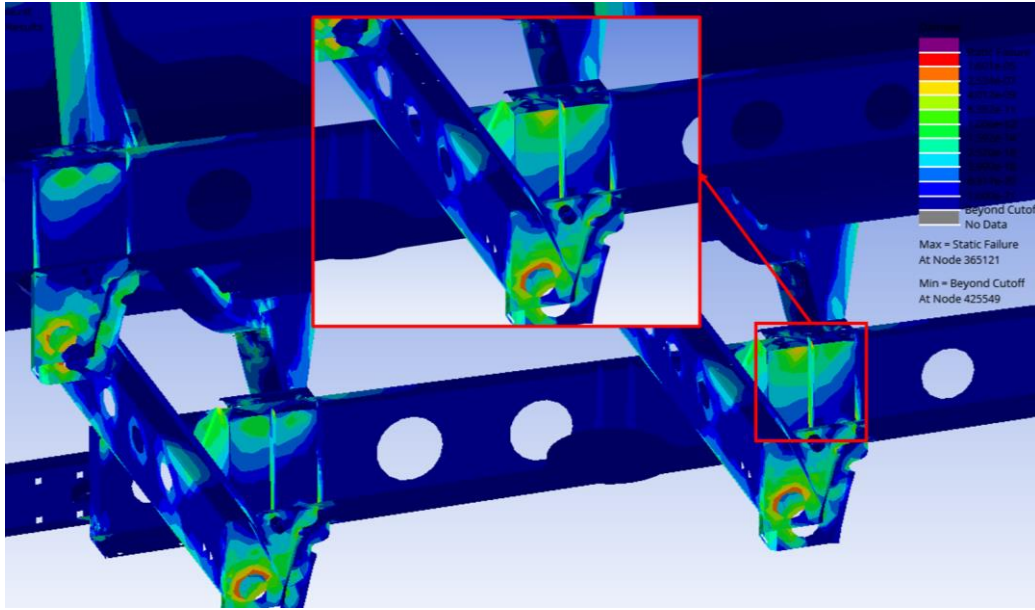


Şekil 6.28 Ayna sacı dış kısmına uygulanan ilave destek sacı analiz sonuçları

- **4. Tasarım**

Bu analiz çalışmasında 3. tasarımdan farklı olarak 5 mm kalınlığındaki ilave dikme destek sacları mevcut dikme saclarının arasına gelecek şekilde ayna sacının iç kısmına yerleştirilmiştir. Bu çalışma sonucunda, ayna sacının iç ve dış kısımlarında oluşan yorulma hasarları tamamen ortadan kaldırılamamıştır.

Şekil 6.29’de verilen analiz sonuçlarına göre, ilgili bölgedeki yorulma hasarının $1,601E-05$ ile $2,534E-07$ aralığında olduğu görülmüştür.

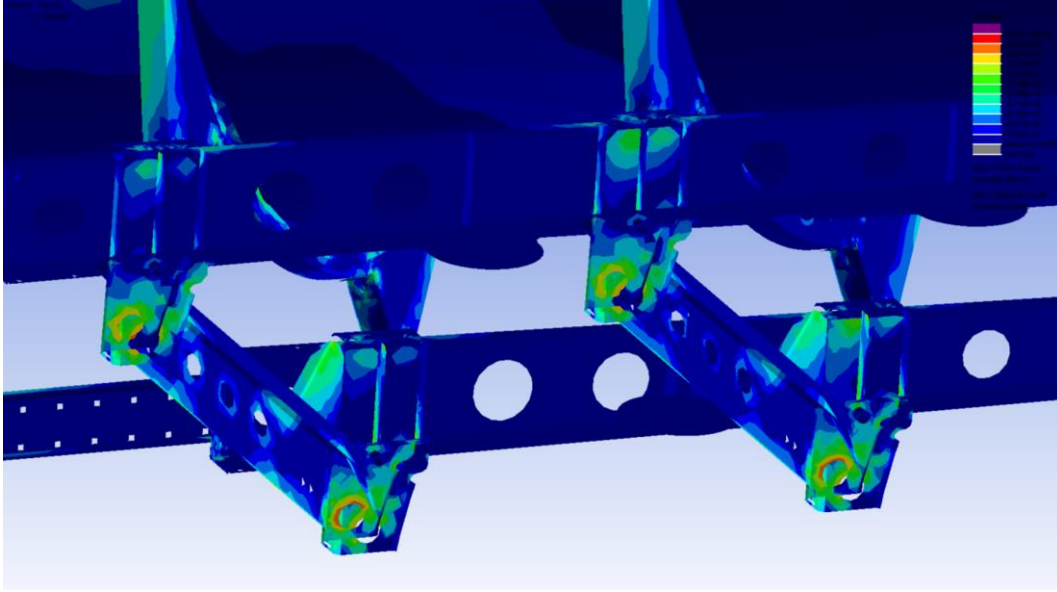


Şekil 6.29 Ayna sacı iç kısmına uygulanan ilave destek sacı analiz sonuçları

- **5. Tasarım**

Son yapılan analiz çalışmasında 5 mm kalınlığındaki ilave dikme destek sacları mevcut dikme saclarının arasına gelecek şekilde ayna sacının iç ve dış kısmına yerleştirilmiştir. Bu çalışma sonucunda, ayna sacının iç ve dış yüzeylerinde oluşan kritik yorulma hasarları tamamen giderilmiş ve bu bölge için söz konusu tasarımın kullanılması uygun bulunmuştur.

Şekil 6.30’de verilen analiz sonuçlarına göre, ilgili bölgedeki yorulma hasarının $7,374E-11$ ile $1,139E-12$ aralığında olduğu görülmüştür.



Şekil 6.30 Ayna sacı iç ve dış kısmına uygulanan ilave destek sacı analiz sonuçları

Yapılan iyileştirme çalışmaları öncesi ve sonrası, yarı römork tanker aracının 100 km’lik kullanımına karşılık gelen ve hedeflenen 1.000.000 km kullanım ömrü boyunca oluşacak kümülatif hasar oranı Tablo 6.2 ve Tablo 6.3’te verilmiştir.

Tablo 6.2 Tasarım iyileştirme çalışmaları öncesi kümülatif hasar oranı

Araç Bölgeleri	Kümülatif Hasar Oranı	
	100 km Değerinde	1.000.000 km Değerinde
Tank Konsolu	1,652E-05 ile 2,606E-07	0,1652 ile 2,606E-03
Şasi Ayna Sacı	1,652E-05 ile 2,606E-07	0,1652 ile 2,606E-03

Tablo 6.3 Tasarım iyileştirme çalışmaları sonrası kümülatif hasar oranı

Araç Bölgeleeri	Yapılan İyileştirme Çalışmaları	Kümülatif Hasar Oranı	
		100 km Değerinde	1.000.000 km Değerinde
Tank Konsolu	1. Tasarım	1,652E-05 ile 2,606E-07	0,1652 ile 2,606E-03
	2. Tasarım	4,774E-09 ile 7,374E-11	4,774E-05 ile 7,374E-7
Şasi Ayna Sacı	1. Tasarım	1,383E-05 ile 2,225E-07	0,1383 ile 2,225E-03
	2. Tasarım	1,400E-05 ile 2,250E-07	0,14 ile 2,250E-03
	3. Tasarım	1,606E-05 ile 2,541E-07	0,1606 ile 2,541E-03
	4. Tasarım	1,601E-05 ile 2,534E-07	0,1601 ile 2,534E-03
	5. Tasarım	7,374E-11 ile 1,139E-12	7.374E-7 ile 1.139E-8

- [1] “Bilgisayar Destekli Tasarımda Yeni Teknolojiler ve Avantajlar”, Cademdigital, [Çevrimiçi]. Mevcut: <https://cademdigital.com.tr/bilgisayar-destekli-tasarimda-yeni-teknolojiler-ve-avantajlari>. [Erişim: 18.11.2024]
- [2] D. Yolaç, “Bir Yolcu Otobüsünün Farklı Yol Kategorilerine Göre Ömrünün Hesaplanması”, Yüksek lisans tezi, Makina Mühendisliği Bölümü, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, 2012.
- [3] I. Widiyanto, S. Sutimin, F.B. Laksono, A.R. Prabowo, “Structural Assessment of Monocoque Frame Construction Using Finite Element Analysis: A Study Case on a Designed Vehicle Chassis Referring to Ford GT40”, *Procedia Structural Integrity*, vol. 33, pp. 27-34, November 2021.
- [4] A. Gupta, S.K. Pradhan, L. Bajpai, V. Jain, “Numerical analysis of rubber tire/rail contact behavior in road cum rail vehicle under different inflation pressure values using finite element method”, *Materials Today: Proceedings*, vol. 47, no. 19, pp. 6628-6635, October 2021.
- [5] G. D. Gautam, K. P. Singh, A. Prajapati, G. Norkey, “Design optimization of roll cage for formula one vehicle by using finite element analysis”, *Materials Today: Proceedings*, vol. 28, no. 4, pp. 2068-2076, July 2020.
- [6] L. Shengqin and F. Xinyuan, “Study of structural optimization design on a certain vehicle body-in-white based on static performance and modal analysis”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 135, 106405, January 2020.
- [7] T. Özgür and S. B. Karataş, “Daraltılmış Treyler Şasi Tasarımı ve Sonlu Elemanlar Metodu ile Yapısal Analizi”, *Çukurova Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi*, vol. 36, no. 1, pp. 175-186, Mart 2021.
- [8] O. Çuha, “Taktik Tekerlekli Hafif Muharebe Aracı Tasarımı ve Analizleri”, Yüksek lisans tezi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Afyon Kocatepe Üniversitesi, Afyon, 2021.
- [9] B. Özmen, U. Çoban, K. Çanakkale, L. Bilal, M. M. Topaç, “İnşaat Kamyonu Kabin Süspansiyonlarında Kullanılan Torsiyon Milinin Yapısal Analizi ve Deneysel Doğrulaması”, 10. Uluslararası Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa, 2021, s. 136-143. Mevcut: <https://www.otekon.org/dokuman/books/10thOtekonBook.pdf>.
- [10] F. Elhüseyni, “Ağır Ticari Araç Arka Süspansiyon Braketi Dizaynı ve Analizi”, Yüksek lisans tezi, Makine Mühendisliği Bölümü, Sakarya Üniversitesi, Sakarya, 2006.
- [11] M. M. Topaç, İ. Duran, F. Akpak, Ş. Sümer, Y. Dökmencioğlu and K. Polat, “Paletli insansız kara taşıtı (İKT) bağımsız süspansiyon sisteminin yapısal

analizi”, 10th International Marmara Sciences Congress, Kocaeli, 2023, s. 319-324. Mevcut:
https://www.imascon.com/kayit/kayittr/dosyalar/imascon_2023_spring/imascon_2023_spring_fen_tammetin_bildiriler.pdf.

- [12] A. R. Yıldız, “Taşıt Elemanlarının Yapısal Optimizasyon Teknikleri ile Optimum Tasarımı”, *Politeknik Dergisi*, vol. 20, no. 2, pp. 319-323, Haziran 2017.
- [13] G. Çapar, “Araç Taşıt Karoserisinin Çarpışma Mekanikliği Açısından Bilgisayar Destekli Analizi ve Optimizasyonu”, Yüksek lisans tezi, Makine Mühendisliği Bölümü, Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir, 2020.
- [14] A. Çelik and A. R. Yıldız, “Otomobil Salıncak Kolunun Yapısal Analiz ve Optimizasyon Teknikleri ile Ağırlık Azaltılması”, *Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi*, vol. 27, no. 2, pp. 817-830, Mayıs 2022.
- [15] S. Sarısaç, “Araç Koltuğu Destek Sac Parçalarının Topografya Optimizasyonu ile Tasarım ve Analizi”, Yüksek lisans tezi, Makine Mühendisliği Bölümü, Uludağ Üniversitesi, Bursa, 2016.
- [16] H. Kaymaz, “Otomotiv Ömür Testlerinin Arrhenius Yöntemiyle Hızlandırılması, Elektrikli güç aktarma sistemleri üzerine deneysel bir çalışma”, *Akıllı Ulaşım Sistemleri ve Uygulamaları Dergisi*, vol. 6, no. 1, pp. 87-101, Mart 2023.
- [17] K. Ertan and C. Eldem, “Temsili Bir Giyilebilir Dış İskeletin Ergonomik Analiz Yöntemleriyle İncelenmesi”, *Ergonomi*, vol. 5, no. 1, pp. 18-25, Nisan 2022.
- [18] A. Aran, “Mal201-Malzeme Bilgisi”, [Çevrimiçi]. Mevcut: <https://web.itu.edu.tr/~arana/mal201.pdf>. [Erişim: 10.12.2024].
- [19] A. S. Yılmaz, E. Çiftci, K. Demir, A. A. Çakmak, Ö. Türkan, “Ticari Yolcu Otobüsünün Yorulma Ömürlerinin Sanal Analizler ile Belirlenmesi”, *Mühendis ve Makina*, vol. 63, no. 707, pp. 389-414, Haziran 2022.
- [20] A. Ş. Ardatürk, “Güncel Tasarım Eğitiminde Bilgisayar Destekli Tasarım Programlarının Yeri ve Geleceğine (Yeni) Bir Bakış”, *Turkish studies*, vol. 18, no. 1, pp. 1-20, Mart 2023.
- [21] M. Güler and S. Şen, “Sonlu Elemanlar Yöntemi Hakkında Genel Bilgiler”, *Ordu Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi*, vol. 5, no. 1, pp. 56-66, Şubat 2016.
- [22] M. K. Ün, “Sonlu Elemanlar Yöntemi ve Hassasiyet Analizi ile İki Fazlı Yumuşak Dokuların Malzeme Özelliklerinin Tayini”, *Çukurova Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Dergisi*, vol. 34, no. 1, pp. 201–210, Mart 2019, doi: 10.21605/cukurovaummfd.601454.
- [23] D. Ertükmen and A. R. Noori, “Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Eğri Eksenli Petek Kirişlerin Eğilme Analizi”. *Çukurova Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi*, vol. 38, no. 1, pp. 73- 83, Mart 2023.
- [24] B. Kaplanlıoğlu, N. Gemalmayan, “Onlu Elemanlar Yöntemi ve Analitik Yöntemler Kullanılarak Bulunan Gerilmelerin Karşılaştırılması”, *Mühendis ve Makina*, vol. 56, no. 665, pp. 62-72, Mayıs 2015.

- [25] M. Çoban, “Dairesel eksenli kirişlerin karışık sonlu elemanlar yöntemi ile dinamik analizi”, Yüksek lisans tezi, İnşaat Mühendisliği Bölümü, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, 2008.
- [26] R. Uygun, “Örnek Bir Emu Boji Şasinin Statik Analizi”, Yüksek lisans tezi, Makine Mühendisliği Bölümü, Hitit Üniversitesi, Çorum, 2017.
- [27] A. Barutçu, “Uçak Kanadı Üzerinde Deformasyondan Dolayı Değişen Yük Dağılımının Hesaplanması İçin Bir Parametrik Modelleme Yönteminin Geliştirilmesi”, Yüksek lisans tezi, Makina Mühendisliği Bölümü, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Ankara, 2020.
- [28] V. Aydınol, “Atomsal Bağların Sonlu Elemanlar Yöntemi Kullanılarak Modellenmesi”, Yüksek lisans tezi, Makine Mühendisliği Bölümü, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, 2008.
- [29] Y. Cunedioğlu and A. Muğan, “Model Derecesi Düşürme Tekniklerinin Frekans ve Zaman Uzaylarında Analizi” itüdergisi/d, vol. 5, no. 2, pp. 98-110, Nisan 2006.
- [30] A. Vertua and F. Halfpenny, “Proving Ground Optimisation Based On Fatigue Damage Spectra”, Whitepaper, nCode International, 2011.
- [31] T. Bayram and M. L. Koyuncu, “Traktör Saha Testinin Laboratuvarda Hızlandırılmış Olarak Gerçekleştirilmesi”, Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa, 2008.
- [32] “Applus IDIADA”, Test tracks Spain, [Çevrimiçi]. Mevcut: <https://www.applusidiada.com/global/en/what-we-do/service-sheet/test-tracks>. [Erişim: 10.12.2014]
- [33] Tırsan Treyler A.Ş., Trailer Proving Ground, Sakarya, Nisan 2025.
- [34] “MAGNA”, Fatigue Testing Services, [Çevrimiçi]. Mevcut: <https://engineering.mpt.magna.com/testing-services/fatigue-testing-services>. [Erişim: 20.05.2025]
- [35] “Rotateknik”, Yapısal Test Sistemleri, [Çevrimiçi]. Mevcut: <https://www.rota.net/tr/test-sistemleri/yapısal-test-sistemleri>. [Erişim: 20.05.2025]
- [36] C. Akarsu, “Bir Ticari Kamyon Şasisine Bağlı Parçaların Titreşim Kaynaklı Yorulma Analizi”, Yüksek lisans tezi, Makina Mühendisliği Bölümü, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, 2012.
- [37] E. Koç, “Otomotiv Sanayisinde Bilgisayar Destekli Mühendislik Uygulamaları”, Mühendis ve Makine Güncel, no. 25, pp. 41-49, Ocak 2019.
- [38] Tırsan Treyler A.Ş., Arge Çalışmaları, Sakarya, Mart 2025.
- [39] M. S. Gümüş, “Tekerlekli Askeri Araç Bileşenlerinin Titreşim Kaynaklı Yorulma Analizleri”, Yüksek lisans tezi, Makina Mühendisliği Bölümü, Konya Teknik Üniversitesi, Konya, 2020.
- [40] G. İ. Demirel, “Vibration Fatigue Analysis And Testing Of Notched Beams”, Master of Science Thesis, Department of Aerospace Engineering, Middle East Technical University, Ankara, 2019.

- [41] O. Konez, M. Metin, Ö. Demir, “Y32 Bojisinin Yapısal Analizleri, Bölüm 2: Yorulma Analizleri”, Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi, no. 17, pp. 395-411, Aralık 2019.
- [42] MSC. Fatigue User’s Guide, Fatigue Theory, Chapter 14.
- [43] S. Arıdur, “Fatigue life calculation by rainflow cycle counting method”, Master of Science Thesis, Department of Mechanical Engineering, Middle East Technical University, Ankara, 2004.
- [44] “Aircraft investigation”, D. H. Comet 1, [Çevrimiçi]. Mevcut: https://www.aircraftinvestigation.info/airplanes/DH_Comet_1.html. [Erişim: 20.05.2025]
- [45] “Bureau of Aircraft Accidents Archives”, De Havilland DH.106 Comet, [Çevrimiçi]. Mevcut: <https://www.baaa-acro.com/aircraft/de-havilland-dh106-comet?page=1>. [Erişim: 16.05.2025].
- [46] M. Ereke, “Taşıtlarda Ömür Testleri Ders Notları”, İstanbul Teknik Üniversitesi, Ders Sunum 1-8. 2010.
- [47] M. Yaşar, “Dizel Otomobil Pompa Milinin Yorulma Kırılması Analizi”, [Çevrimiçi]. Mevcut: <http://www.endil.yildiz.edu.tr/proceedings/59.pdf>. [Erişim: 15.11.2024].
- [48] N. Bishop and F. Sherratt, Finite Element Based Fatigue Calculations, Germany, NAFEMS, 2000.
- [49] Y. Lee, J. Pan, R. Hathaway, M. Barkey, Fatigue Testing and Analysis, Elsevier Buuerworth-Heinemann 200 Wheeler Road, Burlington, 2004.
- [50] Dr. H. Andrew, “Methods for Accelerating Dynamic Durability Tests” 9th International Conference on recent Advances in Structural Dynamics, Southampton, UK, 2006.
- [51] U. G. Çakıcı, S. Ç. Başlamışlı, S. Solmaz, K. B. Yılmaz, vd, “Jant İçi Elektrik Motorunun Kritik Parçalarının Yorulma Analizi”, Mühendis ve Makina, vol. 60, no. 695, pp. 132-147, Haziran 2019.
- [52] B. Koçer, “Vibration fatigue analysis of structures under broadband excitation”, Master of Science Thesis, Department of Mechanical Engineering, Middle East Technical University, Ankara, 2010.
- [53] L. L. Schluter, H. J. Sutherland, “Users Guide for LIFE2’s Rainflow Algorithm”, Sandia National Laboratories Report, Wind energy research division, California, 1991.
- [54] B. Bertsche, Reliability in Automotive and Mechanical Engineering, Berlin: Springer Verlag, 2008, s. 309-331.
- [55] LMS Tecware User Manuel, (T.Y). Test Software, LMS International, Belgium, 2010.
- [56] N. Bishop, A. Woodward, Fatigue Analysis of a Missile Shaker Table Mounting Bracket, UK, RLD Limited, MSC Software, 2000.
- [57] N. Bishop, “Vibration Fatigue Analysis in the Finite Element Environment”, An invited paper presented to the 16th Encuentro Del Grupo Espanol de Fractura, Torremolinos, Spain, 1999.

- [58] E. Kreyszig, Advanced Engineering Mathematics, Seventh Edition, USA, John Wiley & Sons, 2005.
- [59] M. Uzun, “Negatif Poisson Oranına Sahip (auxetic) Malzemeler ve Uygulama Alanları”, Tekstil ve Mühendis, vol. 17, no. 77, pp. 13-18, Mart 2010.
- [60] M. Hatun, S. Akgün and M. Özbakış, “Kardan Mili Çatalı Flanş Parçasının Topoloji Optimizasyon Yöntemiyle Hafifletilmesi”, Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi, vol. 24, no. 2, pp. 447–456, Nisan 2024.
- [61] K. H. Mo, K. W. Suh, S. G. Hong, “New Approach in Vehicle Durability Evaluation, Virtual Proving Ground”, FISITA World Automotive Congress, Seoul, Korea, 2000.



TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Makaleler

1. A. Menteşe and C. Demir, “Ticari Yarı Römork Tanker Aracının Gerçek Yol Sinyalleri ile Bilgisayar Ortamında Yorulma Hasarının İncelenmesi,” International Journal of Advanced Natural Sciences and Engineering Researches, vol. 9, no. 1, Jan. 2025, pp. 1-12.

