

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**ÜÇ TEKERLEKLİ ELEKTRİKLİ SKUTER MOTOSİKLET ŞASİSİNİN
MUKAVEMET VE YORULMA DAYANIMI DEĞERLENDİRMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Levent ÇELİK

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Katı Cisimlerin Mekaniği Programı**

HAZİRAN 2021

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**ÜÇ TEKERLEKLİ ELEKTRİKLİ SKUTER MOTOSİKLET ŞASİSİNİN
MUKAVEMET VE YORULMA DAYANIMI DEĞERLENDİRMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Levent ÇELİK
(503171507)**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Katı Cisimlerin Mekaniği Programı**

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Mesut KIRCA

HAZİRAN 2021

İTÜ, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü'nün 503171507 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Levent ÇELİK, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “ÜÇ TEKERLEKLİ ELEKTRİKLİ SKUTER MOTOSİKLET ŞASİSİNİN MUKAVEMET VE YORULMA DAYANIMI DEĞERLENDİRMESİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Doç. Dr. Mesut KIRCA**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Cüneyt FETVACI**
İstanbul Üniversitesi

Doç. Dr. Atakan ALTINKAYNAK
İstanbul Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **11 Haziran 2021**
Savunma Tarihi : **30 Haziran 2021**





Aileme ve müstakbel eşime,



ÖNSÖZ

Öncelikle bu tez çalışması sürecinde danışmanım olarak verdiği tüm yönlendirme ve desteklerinden dolayı değerli hocam Doç. Dr. Mesut KIRCA'ya en içten teşekkürlerimi sunarım.

Çalışma sürecinde desteklerini esirgemeyen Yük. Müh. Serkan ORHAN ve Müh. Tarık BALDAN'a teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmam ve yüksek lisans eğitimim süresince benden hiçbir desteğini esirgemeyen aileme ve tez yazım sürecinde büyük destekçim olan müstakbel eşim Psk. Başar TIRAVOĞLU'na sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Haziran 2021

Levent ÇELİK
(Makina Mühendisi)



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
ÖZET.....	xxi
SUMMARY	xxiii
1. GİRİŞ	1
1.1 Amaç ve Kapsam	4
1.2 Literatür Araştırması	4
1.3 Sistemin Tanıtımı	7
1.3.1 Genel tanıtım.....	7
1.3.2 Pivot ve salıncak kolları	9
1.3.3 Güç aktarma sistemi.....	10
1.3.4 Şasi	11
2. YORULMA.....	13
2.1 Giriş.....	13
2.2 Yorulmadaki Temel Büyüklükler	15
2.3 Yorulma Eğrileri	16
2.4 Birikimli Hasar Metodu	17
2.5 Yorulma Analizi.....	19
3. YOL TESTLERİ.....	25
3.1 Testin Amacı	25
3.2 Test Ekipmanları ve Testte Toplanan Veriler	26
3.3 Test Verilerinin İşlenmesi	28
4. SONLU ELEMANLAR METODU	31
4.1 Giriş.....	31
4.2 Eleman Tipleri.....	34
4.3 Analiz Tipleri	37
4.3.1 Statik analiz.....	37
4.3.2 Modal analiz.....	38
4.4 Yakınsama Analizi	38
5. İLK DENEME ARACINDA YAPILAN ÇALIŞMALAR	41
5.1 Aracın Tanıtımı	41
5.2 Araç Üzerinde Yapılan Çalışmalar	43
5.2.1 SEM analizleri.....	43
5.2.2 Yol testi	47
5.2.3 Modal test.....	55
6. YENİ PROTOTİP ARAÇ ÜZERİNDE YAPILAN ÇALIŞMALAR.....	59
6.1 Aracın Tanıtımı	59
6.2 Araç Üzerinde Yapılan Çalışmalar	61

6.2.1 SEM analizleri ile şasi tasarımı iyileştirmesi	61
6.2.2 Prototip araçla yol testi ve uzama ölçer verileri ile yorulma çalışması.....	71
6.2.2.1 Araç enstrümantasyonu ve yol testi	72
6.2.2.2 Test verileri ile yorulma çalışması için SEM analiz modeli doğrulama çalışması.....	77
6.2.2.3 Yorulma tahmini için yük çevrimi sayılarının belirlenmesi.....	85
6.2.2.4 Yorulma analizi	90
7. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	97
7.1 Sonuçlar ve Tartışma.....	97
7.2 Öneriler.....	98
7.3 Sonraki Adımlar	99
KAYNAKLAR.....	101
ÖZGEÇMİŞ	103



KISALTMALAR

Ar-Ge	: Arařtırma ve Geliştirme
SEM	: Sonlu Elemanlar Metodu
SE	: Sonlu Elemanlar
OKK	: Ortalama Kareler Karekoku





SEMBOLLER

N	: Yük evrim sayısı cinsinden yorulma mr
$\Delta\sigma$	: Gerilme aralığı
σ_a	: Gerilme genliği
σ_m	: Ortalama gerilme
σ_{min}	: Minimum gerilme
σ_{max}	: Maksimum gerilme
R	: Yük oranı
F	: Kuvvet
m	: Kütle
a	: İvme
n	: Yük evrimi sayısı
l	: Yol uzunluğu



ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 4.1: SEM yakınsama analizi sonuçları.	40
Çizelge 5.1: Sensör adetleri..	47
Çizelge 5.2: OKK değerlerinin karşılaştırılması.	53
Çizelge 5.3: SEM modal analizi ve modal test doğal frekans sonuçları.	57
Çizelge 6.1: Kayış yüklerinin yönleri ve büyüklükleri.....	70
Çizelge 6.2: OKK değerlerinin karşılaştırılması.	75
Çizelge 6.3: Test birim uzama verileri ile doğrulanmış SEM analizi yük ve sınır koşulları.	82
Çizelge 6.4: Test birim uzama aralık verileri ile doğrulanmış SEM analizi sonuçları, uzama ölçer konumlarındaki birim uzama sonuçları.....	83
Çizelge 6.5: Test birim uzama verileri ile doğrulanmış SEM analizi yük ve sınır koşulları.	85
Çizelge 6.6: Test ortalama birim uzama verileri ve bu verilerle doğrulanmış SEM analizi sonuçları.	85
Çizelge 6.7: Test birim uzama verileriyle yorulma hasar analizi.	87
Çizelge 6.8: SEM analiz sonuçlarıyla yorulma hasar analizi.	87
Çizelge 6.9: Ön ve arka tekerlek bölgelerindeki ivme verileri OKK değerleri.	89
Çizelge 6.10: Yorulma analizi tarifi.	91
Çizelge 6.11: Şasi yorulma analizi sonuç tablosu – 1.	93
Çizelge 6.12: Şasi yorulma analizi sonuç tablosu – 2.	93
Çizelge 6.13: Önerilen şasi tasarımıyla yorulma analizi sonuç tablosu – 1.	95
Çizelge 6.14: Önerilen şasi tasarımıyla yorulma analizi sonuç tablosu – 2.	95
Çizelge 6.15: Önerilen şasi tasarımıyla yorulma analizi sonuç tablosu – 1.	95
Çizelge 6.16: Önerilen şasi tasarımıyla yorulma analizi sonuç tablosu – 2.	95



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: 1890 yılından itibaren elektrikli araçlar üzerindeki ilgi ve aktiviteyi tarifleyen bir grafik.	1
Şekil 1.2: 2010 – 2019 yıllarındaki elektrikli araç stoklarını gösteren bir grafik.	2
Şekil 1.3: 2011 – 2020 yıllarında Avrupa’daki elektrikli motosikler satış rakamlarını içeren bir grafik.	3
Şekil 1.4: Prototip araca ait, dış gövdesiz bir görsel.	8
Şekil 1.5: Prototip aracın pivot kolu ve salıncak kolu detaylarını içeren görsel.	9
Şekil 1.6: Prototip araç tasarımına ait güç aktarma sistemi.	10
Şekil 1.7: Prototip araç şasisi.	11
Şekil 2.1: Tekrarlı yüklemelere maruz kalan bir ince plakada yorulma aşamaları.	14
Şekil 2.2: Tekrarlı bir yük çevriminin gerilme – zaman grafiği üzerinde gösterimi.	15
Şekil 2.3: Bir çelik malzeme için Wöhler eğrisi.	17
Şekil 2.4: Basitleştirilmiş, değişen genlik değerli bir yük çevrimi örneği.	18
Şekil 2.5: Coffin-Manson-Basquin birim uzama – ömür ilişkisi.	20
Şekil 2.6: nCode yazılımı kullanılarak yol testi verisiyle yorulma analizi.	21
Şekil 2.7: nCode yazılımı kullanılarak SEM analiz sonuçlarıyla yorulma analizi.	21
Şekil 2.8: FEMFAT Weld kaynak bölgesi tanımı.	22
Şekil 3.1: Şematik bir ivmeölçer görseli.	26
Şekil 3.2: Şematik bir uzama ölçer görseli.	27
Şekil 3.3: Alçak geçiren filtrenin yol testi ivme sinyaline etkisi.	30
Şekil 3.4: İvme – deplasman geçişi blok diyagramı.	30
Şekil 4.1: Birinci derece (solda) ve ikinci derece (sağda) üçgen eleman görselleri ..	35
Şekil 4.2: Birinci derece (solda) ve ikinci derece (sağda) dörtgen eleman görselleri ..	35
Şekil 4.3: Birinci derece (solda) ve ikinci derece (sağda) dörtüzlü eleman görselleri.	36
Şekil 4.4: Birinci derece (solda) ve ikinci derece (sağda) altıyüzlü eleman görselleri.	37
Şekil 4.5: SEM yakınsama analizi sonuç grafiği.	39
Şekil 5.1: İlk deneme aracına ait bir görsel.	41
Şekil 5.2: İlk deneme aracının pivot kolu ve salıncak kolu detaylarını içeren görsel.	42
Şekil 5.3: İlk deneme aracı statik analizlerinde kullanılan ilk SEM ağ modeli.	44
Şekil 5.4: İlk deneme aracı statik analizlerinde kullanılan ilk SEM ağ modeli, arka kısım.	44
Şekil 5.5: Önden (solda) ve arkadan (sağda) birim yük uygulanarak yapılan statik analizlerin yük ve sınır koşulları.	45
Şekil 5.6: Önden (solda) ve arkadan (sağda) birim yük uygulanarak yapılan statik analizlerin von Mises gerilme sonuçları.	46

Şekil 5.7: Önden (solda) ve arkadan (sağda) birim yük uygulanarak yapılan statik analizlerin kritik bölgelerdeki asal gerilme ve asal doğrultu sonuçları.	46
Şekil 5.8: İlk deneme aracı yol testi sensör konumları.	47
Şekil 5.9: İlk deneme aracı yol testi sensör konumları.	48
Şekil 5.10: Yol testi için enstrümantasyonu tamamlanmış ilk deneme aracı.	48
Şekil 5.11: İlk deneme aracının yol testi esnasındaki görselleri.	49
Şekil 5.12: 3. ve 6. ivmeölçerlere ait ilk deneme aracı yol testi ivme sonuçları.	50
Şekil 5.13: İvmeölçer verilerinden türetilen ve deplasman ölçer verisinden direkt alınan deplasman grafikleri.	52
Şekil 5.14: İvmeölçerden türetilen ve deplasman ölçerden alınan deplasman verileri ile üst üste çizdirilmiş grafik.	52
Şekil 5.15: 3. ve 4. uzama ölçer konumlarındaki von Mises gerilme grafikleri.	54
Şekil 5.16: SEM ağ modeli üzerinde verilmiş modal test ölçüm noktaları.	55
Şekil 5.17: Enstrümente edilmiş, modal teste hazır deneme aracı.	56
Şekil 5.18: SEM modal analiz – modal test mod şekli karşılaştırması.	57
Şekil 6.1: İlk deneme aracı (solda) ve prototip araç (sağda) şasi tasarım farkını belirten bir görsel.	60
Şekil 6.2: İlk deneme aracı (solda) ve prototip araç (sağda) arka süspansiyon açısı farkları.	61
Şekil 6.3: Prototip araca ait ilk şasi tasarımı içeren SEM ağ modeli.	62
Şekil 6.4: Aşırı bağlı sınır koşulları ile yapılan statik SEM analizi sonuç görseli. ...	63
Şekil 6.5: İlk şasi tarasımını içeren prototip aracın statik SEM analizi sonuç görselleri.	64
Şekil 6.6: Prototip araç şasi tasarımı iyileştirilmesi, ön kısım.	66
Şekil 6.7: Prototip araç şasi tasarımı iyileştirilmesi, arka – üst kısım.	66
Şekil 6.8: Prototip araç şasi tasarımı iyileştirilmesi, arka – alt kısım, salıncak kolları ve pivot kolu.	67
Şekil 6.9: İlk ve son şasi tarasımını içeren prototip araçların statik SEM analizi sonuç görselleri.	68
Şekil 6.10: İlk ve son şasi tarasımını içeren prototip araçların statik SEM analizi sonuç görselleri.	69
Şekil 6.11: Kayış yükleri ile yapılacak SEM analizine ait ağ modeli.	70
Şekil 6.12: Kayış yükleri ile yapılan SEM analizi sonuç görselleri.	71
Şekil 6.13: 1 numaralı uzama ölçer konumu.	73
Şekil 6.14: 2, 3, 4 ve 5 numaralı uzama ölçer konumları.	73
Şekil 6.15: Yol testi için enstrümente edilmiş prototip araç ve yol testi görselleri. ..	74
Şekil 6.16: Prototip araç yol testine ait 3. ve 6. ivmeölçer verileri, 4. tekrar.	75
Şekil 6.17: 1. uzama ölçer konumundaki von Mises gerilme grafiği.	77
Şekil 6.18: Prototip araç yol testine ait birim uzama grafikleri, 4. tekrar.	78
Şekil 6.19: 1B uzama ölçer verisine ait rainflow çevrim sayma sonucu, 2. yol, 4. tekrar.	79
Şekil 6.20: Her bir uzama ölçer için birim uzama aralık değerlerine göre ayıklanmış yük çevrim sayıları.	81
Şekil 6.21: Yorulma analizlerinde kullanılmak üzere test verileri ile doğrulanacak SE modeli.	82
Şekil 6.22: Test birim uzama verileri ile doğrulanmış SEM analizi sonuçları, von Mises gerilmeleri.	84
Şekil 6.23: Müşteri profilini belirlemek için örnek alınan çalışmanın ön ve arka tekerlek ivmelerinin OKK değerleri.	88
Şekil 6.24: Ön ve arka tekerlek bölgelerindeki ivme grafikleri, 2. tekrar.	89

Şekil 6.25: Yorulma analizlerindeki kaynak tanımları yapılan eleman setleri.	91
Şekil 6.26: Şasi yorulma analizi sonuçları, sonuç verilecek bölgeler.....	92
Şekil 6.27: Şasi yorulma analizi sonuçları, ön bölge hasar değerleri.	92
Şekil 6.28: Şasi yorulma analizi sonuçları, orta ve arka bölge hasar değerleri.	93
Şekil 6.29: Şasi tasarım önerisi detayları.....	94
Şekil 6.30: Önerilen şasi tasarımıyla yorulma analizi sonuçları, ön bölge hasar değerleri.....	94
Şekil 6.31: Önerilen şasi tasarımıyla yorulma analizi sonuçları, orta ve arka bölge hasar değerleri.	94





ÜÇ TEKERLEKLİ ELEKTRİKLİ SKUTER MOTOSİKLET ŞASİSİNİN MUKAVEMET VE YORULMA DAYANIMI DEĞERLENDİRMESİ

ÖZET

Günümüzdeki araç tercihleri CO₂ emisyonu, yakıt ekonomisi, kaynakların verimli kullanılması gibi faktörlerle birlikte elektrikli araçlara doğru bir kayma eğilimi göstermektedir. Bu eğilim kendini binek araçlar, skuterler, motosikletler, ticari araçlar gibi pek çok alanda göstermektedir. Diğer araç tiplerinde olduğu gibi, motosiklet ve skuter tarzı araçlar da bu eğilimden etkilenmektedir.

Elektrikli araç tasarımlarında dikkat edilen ön önemli unsurlardan bir tanesi araç ağırlığıdır. Günümüzdeki elektrikli araçların en büyük handikaplarından biri olan menzil problemini en aza indirmek için mümkün olan en hafif tasarımın yapılması elzemdir. Bu durumun da etkisi ile, elektrikli araçlardaki taşıyıcı sistem – şasi tasarımlarında mümkün olduğunca hafif bir tasarıma gidilmek istenir. Bu hafifletme eğilimi, taşıyıcı sistem dayanımı açısından da sınırların zorlanması anlamına gelmektedir. Tekrarlı yol yüklerine maruz kalacak olan taşıyıcı sistemin dayanım hesaplarının doğru yapılabilmesi, mümkün olduğunca hafif bir tasarım yapılmasına olanak sağlayacağı için son derece kritik bir öneme sahiptir.

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, bir 3 tekerlekli skuter motosikletin taşıyıcı sisteminin yol yükleri altındaki yorulma dayanımı incelenmiştir. Üretilen ilk deneme aracında önce sonlu elemanlar yöntemiyle statik analizler yapılmış ve yapının gerilme dağılımı incelenmiştir. Analiz sonuçları kullanılarak, yol testinde araçtan toplanacak birim uzama verileri için uzama ölçer lokasyonları belirlenmiştir. Gerekli enstrümantasyon yapıldıktan sonra yol testi gerçekleştirilmiştir. Yol testi sonrasında, araç üzerinde modal test için ivmeölçer enstrümantasyonu yapılmış ve bir modal test gerçekleştirilmiştir ve aracın modal parametreleri çıkartılmıştır. Bu testler tamamlandıktan sonra, araç tasarımını yönlendiren ilgili ekipler tarafından aracın ilk prototip seviyesindeki konsept tasarımı yapılmıştır. Daha önce elde edilen yol testi verileri kullanılarak, prototip araç SE modeli ile statik analizler yapılarak araç şasisinin tasarımı dayanım açısından iyileştirilmiştir. Sonrasında, iyileştirilmiş şasi tasarımı ile prototip araç üretilmiştir.

Üretilen prototip araçla yol testleri tekrarlanmış, bu araçtan güncel ivme ve birim uzama verileri toplanmıştır. Araç üzerinden toplanan ivme verileri kullanılarak, test pistindeki yolun gerçek müşteri kullanımındaki yolla yorulma ömrü açısından farkı değerlendirilmiştir. Bu değerlendirme sonucunda test pistindeki 12.000 kilometrelik kullanımın, araç ömrü hedefi olan 150.000 kilometrelik müşteri kullanımına karşılık geleceği tariflenmiştir.

Aracın dinamik korelasyonundaki zorluklar düşünülerek, yorulma analizlerinde kullanılmak üzere statik bir SEM modeli kurulmuştur. Yol testinde 5 farklı lokasyondan toplanan birim uzama verileri, aynı lokasyonlarda benzer birim uzama çıktısı verecek bir statik SEM analiz modelinin kurulması için kullanılmıştır. Hem SEM analizi sonuçları hem de yoldan toplanan birim uzama verileri kullanılarak ayrı

ayrı gerçekleştirilen yorulma hasar analizleriyle birlikte, SEM analizindeki bir yük çevriminden elde edilen hasarın, test yolundaki sürüş mesafesi karşılığı elde edilmiştir. Sonuç olarak, araç ömür hedefi 150.000 kilometrelik müşteri kullanımına karşılık gelecek, 883.000 çevrimlik bir statik yükleme koşulu tariflenmiştir. 883.000 çevrim olarak tariflenen yorulma ömür kriterine göre, FEMFAT yazılımı kullanılarak detaylı yorulma analizleri yapılmış, yorulma açısından en kritik bölgeler belirlenmiş ve bir tasarım nerisi yapılmıştır. Sonraki adım olarak, yorulma analizinin doğrulanabilmesi için bir yorulma test riginin detayları tariflenmiştir ve çalışma sonlandırılmıştır.



STRENGTH AND FATIGUE DURABILITY ASSESSMENT OF A THREE WHEEL ELECTRIC SCOOTER CHASSIS

SUMMARY

Today's vehicle preferences has a tendency towards electric vehicles with factors such as CO₂ emissions, fuel economy and efficient use of natural resources. This trend shows itself in many areas such as passenger cars, scooters, motorcycles, commercial vehicles. Motorcycle and scooter style vehicles are also affected by this trend as much as other vehicle types.

One of the most important parameters in electric vehicle designs is the weight of the vehicle. In order to minimize the vehicle range problem, which is one of the biggest handicaps of today's electric vehicles, it is crucial to make the lightest possible design. With the influence of this range problem, it is desired to go as light as possible in the carrier system – chassis designs in electric vehicles. Need of the lighter design means pushing the boundaries in terms of the strength of the carrier system. Making accurate strength and durability calculations of the carrier system under the influence of cyclic road loads is extremely critical to make the design as light as possible.

Recent durability studies at the literature about scooter and motorcycle carrier systems generally focused on fatigue durability under the effects of road loads. Field data acquisition works for gaining the road load data is present at nearly all of the scooter and motorcycle carrier system durability studies. Also FEM and multi body dynamic analyses studies are widely used for lowering the amount of road load test data requirements. Apart from these studies, test rig setups and fatigue life test applications with cyclic loadings are present at the literature. The most critical part of these kind of studies are the correlation between the test data and analytical models to make the durability assessments.

This postgraduate thesis study contains the strength and fatigue durability studies for a three wheel electric scooter chassis. Since studying about this kind of vehicles is unfamiliar with the company that I am working for, a temporary three cycle electric scooter vehicle which is called “trial vehicle” is built. The built quality of this vehicle is far from ideal. Some parts of the vehicle is spare parts of the vehicles on the market, rubber bushings are used instead of ball bearings for lots of rotating connectors. Purpose of the trial vehicle is getting used to the concept of the three cycled scooter, electrification and making any possible test that could be beneficial. Using the trial vehicle design, static FEM analyses are made to understand the concept of the vehicle and determining the potential strain gauge positions for the road load test. Stress distribution at the chassis and tensoral stress results were reviewed for strain gauge locations. Accelerometers were also used at the road test with the trial vehicle. Locations of the accelerometers are ends of all suspensions, swing arm brackets, and two location at the chassis for having an idea about the acceleration levels at the vehicle chassis. Road load test was made at the road test track inside the company's facilities. Both acceleration and strain results were checked. Maximum stress values at two strain

gauge locations were exceeding chassis materials yield stress limit. For the final vehicle design, much more durable vehicle chassis is a must. Maximum acceleration values were checked at the chassis and with multiplying the safety factor of 1.25, maximum acceleration value of 5.6 g at Z direction was noted. This maximum acceleration value would be used at improving the prototype vehicles chassis design in terms of durability. After the road load test, a modal test was performed to check the modal dynamic parameters of the vehicle and compared it with the FEM modal analyses results.

After the studies on the trial vehicle, concept of the prototype vehicle was decided by the design teams. The prototype vehicle would have much more refined design in terms of durability, built quality, design metrics etc. Chassis of the prototype vehicle is made of steel profiles and sheet metals, just like the trial vehicle but more durable at first glance. Although the prototype vehicle's chassis was much better than the trial vehicle's, a durability study was needed for this chassis design. At this study, maximum chassis Z direction acceleration value, 5.6g is used at the static FEM analyses to check the stress distribution and maximum stress levels on chassis. At these analyses, vehicle is fully loaded with 120 kg load mass at the rear of the chassis. The stress target of these analyses were chassis material's yield strength. After making many analyses and design proposals, some metal profiles were added to chassis and some thickness changes were made at existing profiles and sheet metals. At the final prototype chassis design, some locations at the chassis still had higher stress values than the material's yield point, but the prototype vehicle was built with that design to prevent possible overengineering issues.

After the built of the prototype vehicle, the road tests were made with this vehicle to check the acceleration and strain data. These data were compared with the trial vehicle's road test data and the result was just as expected. The maximum acceleration value at Z direction is marginally lower, but the strain – stress values are much lower than the trial vehicle's. At first glance, it was clear that that design is a massive improvement in terms of durability. After the acquisition of the road load data for the new prototype vehicle, the fatigue durability studies were started. Using the acceleration data from the suspensions lower ends, near the wheels, fatigue life correlation between the road test track and roads that real customers use was performed. For this study, a particular literature review was made because we did not have any customer road load data. Acceleration RMS data near vehicle wheels were used at this study. As a result, 12,000 km of road test track mileage corresponds 150,000 km of customer mileage in terms of fatigue durability. Keep in mind that the vehicle's life was determined as 150,000 km at first by the design team.

Considering the possible issues about the dynamic correlation of the vehicle with analytical models, static FEM analysis based fatigue study is performed. There were 5 different strain gauge locations at the prototype vehicle's road load tests. These strain gauge's data were reviewed with rainflow cycle counting (RFCC) method. Cycle counts for particular mean strain and strain amplitude values were extracted using RFCC. A static fatigue analysis model was prepared to obtain same levels of strain at those exact 5 points at FEM analyses results. The loads at that model is applied at front wheel and rear wheels. After many iterations, two different load cases were prepared for obtaining strain amplitude and mean strain values. Loads for obtaining same strain amplitude are 1000 N at front wheel at X direction and 1200 N each at rear wheels at Z direction. For mean stress, 250 N at front wheel at X direction is applied. Boundary conditions at both analyses are same; Y and Z direction displacements are fixed, X

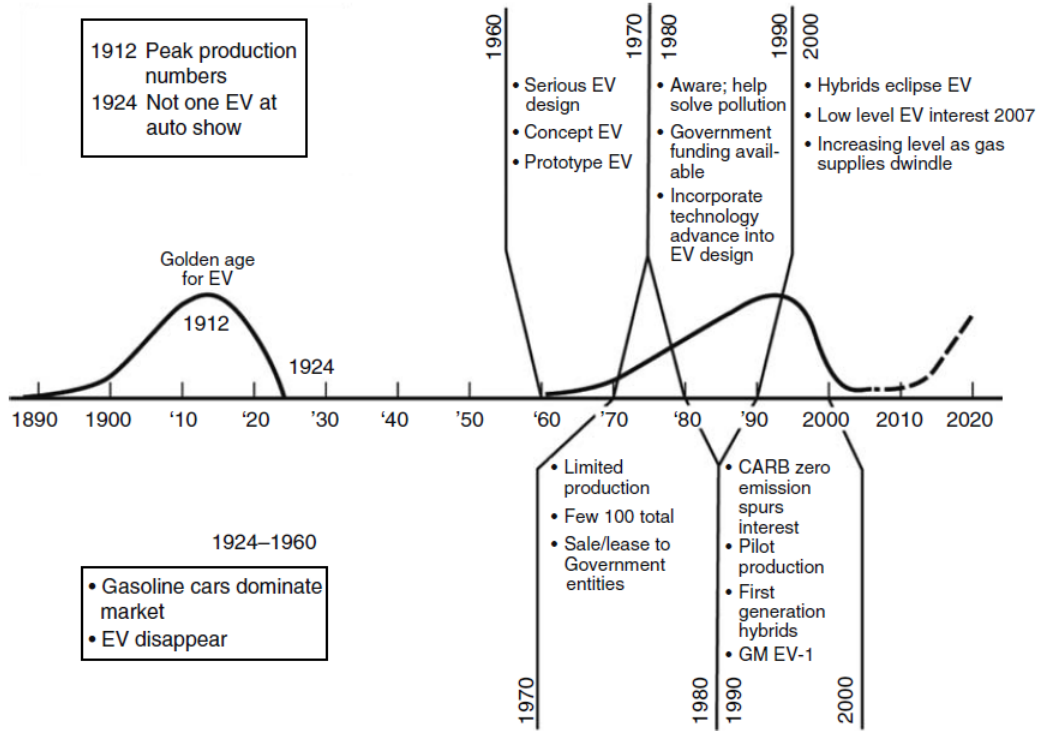
direction displacement and rotational DOFs are fixed. After determining the loads of static FEM model, fatigue analysis with this FEM model with 1 load cycle was made using these mean and amplitude loads. Fatigue damage results at the strain gauge locations were noted. With road load strain data at these strain gauge locations, fatigue analyses were performed using the strain data directly. These fatigue analyses results gave us the amount of fatigue damage occurred during the road tests at particular strain gauge locations. After comparing the fatigue damage results from the road load test data and static FEM 1 load cycle, correlation was made. 530 meters of test track mileage have same amount of fatigue damage with 39 load cycles with defined amplitude and mean loads. With combining these results and previous correlation study, fatigue life criteria is set. 883,000 cycles of loads with the defined mean and amplitude forces is the target fatigue life criteria for our chassis. 883,000 cycles of loads correspond 150,000 km mileage of a real customer in terms of fatigue durability.

Using determined life criteria, fatigue analysis was made with static FEM model. The results of the fatigue analysis shows that our chassis has less life than the target. A small design proposal is made and the fatigue analysis was also made with the proposal design and minimum fatigue life at vehicle chassis is increased from 24,000 km to 60,800 km. The results of the fatigue analyses indicate that chassis design needs to be updated. But, as next step of this postgraduate thesis study, before the chassis design update, a fatigue test bench should be prepared with determined loads and boundary conditions to correlate the fatigue analyses results with the real life fatigue damage. In addition to that, data acquisition from a potential customer using the vehicle in real life would be beneficial to the study, since the correlation between real life and test track mileage correlation would be much more precise.



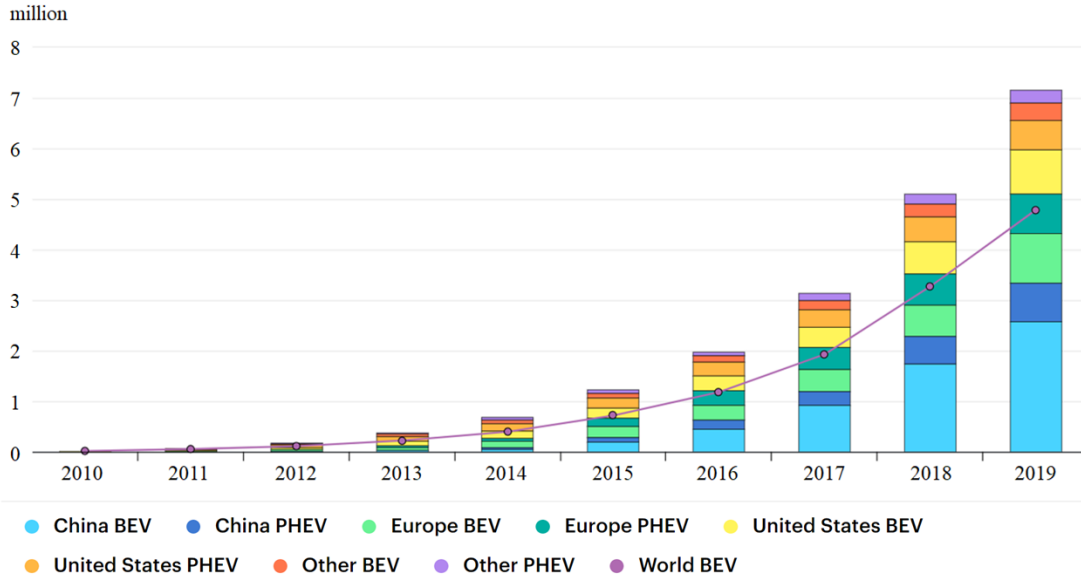
1. GİRİŞ

Teknolojik gelişmeler, insanların hayatlarındaki pek çok aktiviteyi yapma biçimini, süresini, şeklini ve tercihlerini etkilediği gibi, taşıt tercihlerine de ciddi manada etki etmiştir. Bunun en dramatik örneklerinden biri, araçlarda fosil yakıt kullanımına alternatif oluşturan elektrikli araçların sayısındaki artıştır. Kaynakların verimli kullanılması, CO₂ emisyon değerlerinde iyileştirmeye gidilmek istenmesi gibi durumlar, elektrikli araçların pazar payındaki artış eğiliminin başlıca sebeplerindendir. Bunun yanında elektrik motorunun içten yanmalı motora göre çok daha yüksek verimle çalışabilmesi, hem titreşim hem de ısı yüklerinin çok daha düşük mertebelerde olması, daha basit çalışan bir sistem olması gibi etmenler uzun vadede daha düşük maliyetlerle daha verimli çalışabilen araçların üretilmesine olanak sağlayacaktır. 1890 yılından itibaren elektrikli araçlarla ilgili aktivite düzeyini tarifleyen bir grafik Şekil 1.1’de verilmiştir.



Şekil 1.1: 1890 yılından itibaren elektrikli araçlar üzerindeki ilgi ve aktiviteyi tarifleyen bir grafik [1].

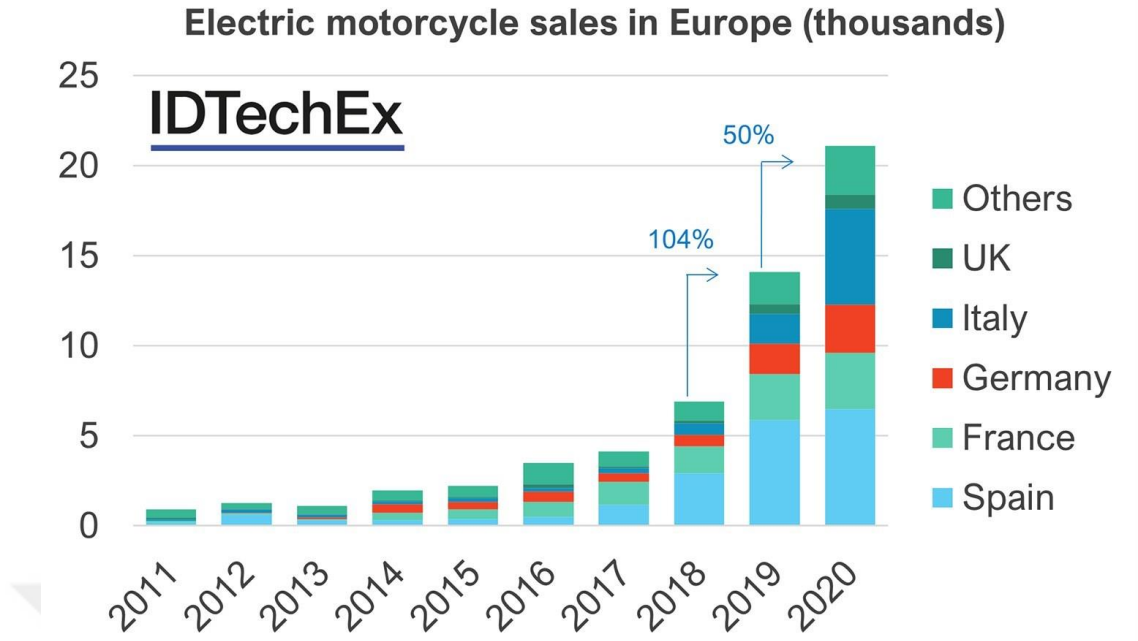
Verilen grafikte (Şekil 1.1) görüldüğü üzere, 1900lü yılların başlarında elektrikli araçların yükselişi göze çarparken, içten yanmalı motorların ortaya çıkışı ile elektrikli araçlar birdenbire piyasadan çekilmiş ve 1924 yılından itibaren ortadan kaybolmuştur. Uzun yıllardan sonra (1960lı yıllarda) petrol fiyatlarındaki yükselişle birlikte tekrar piyasada yer bulmaya çalışmıştır. Grafiğin kaynak aldığı materyal 2008 yılına ait olduğu için, 2008 yılından itibaren grafik, o günün tahminlerine göre eğri uydurularak çizilmiştir. Sonuç olarak grafikten de rahatlıkla anlaşılacağı üzere, teknolojik ve ekonomik gelişmeler elektrikli araçları en başından beri ciddi manada etkilemiştir. Elektrikli araçların pazardaki yerini anlamaya yardımcı olabilecek başka bir grafik, aşağıda Şekil 1.2’de verilmiştir.



Şekil 1.2: 2010 – 2019 yıllarındaki elektrikli araç stoklarını gösteren bir grafik [2].

Şekil 1.2’de 2010 – 2019 yılları arasında hibrit ve tamamen elektrikli çalışan araçlar için dünyanın tamamındaki ve belli bölgelerindeki stok sayıları verilmektedir. Çizgi halinde verilen grafik, dünya çapındaki elektrikli araç stoklarındaki sayısal değişimi ifade etmektedir. Grafikten de okunabileceği üzere, 2010lu yıllardaki elektrikli araç üretimi doğrusal değil artan eğimli bir değişime sahiptir.

Günlük yaşamımızda elektrikli araçlar sadece dört tekerlekli binek araçlar olarak değil, bisiklet, üç tekerlekli bisiklet, scooter, motosiklet, otobüs gibi pek çok formda kendine yer bulmaktadır. Motosiklet özelindeki durumu yorumlayabilmek adına, Şekil 1.3’te verilen grafik incelenebilir:



Şekil 1.3: 2011 – 2020 yıllarında Avrupa'daki elektrikli motosiklet satış rakamlarını içeren bir grafik [3].

Şekil 1.3'ten de anlaşıldığı üzere, elektrikli motosikletler de genel olarak elektrikli araçlardaki durumu andıran şekilde, özellikle 2017 yılı sonrasında artan eğimli satış rakamları içeren bir grafiğe sahiptir. Grafikte 2020 yılı verileri, yılın Q1 – Q3 arası verilerinden hareketle tahmini olarak oluşturulmuştur. 2019 – 2020 arası satış rakamlarındaki artışın bir önceki yıla göre daha az olmasının sebebi, 2020 yılında tüm dünyayı ekonomik anlamda da ciddi manada etkilemiş Covid-19 pandemisinin etkisi olabilir. Kısacası, elektrikli motosiklet özelindeki satış rakamlarındaki artış eğilimi de yatsınamayacak derecede büyüktür.

Gelecekte pazardaki yerinin daha da artacağı düşünüldüğünde, hem getirdiği avantajlar hem de elektrikli araçlar özelinde yapılması gereken Ar-Ge faaliyetlerine erken başlanması açısından, firmalar da pek çok alanda elektrikli araçlarla ilgili çalışmalarını gün geçtilçe daha da artırmaktadır ve artırmalıdır.

Bu tez çalışmasında üzerinde çalışılan araç üç tekerlekli ve scooter tarzı bir motosiklet olarak, motosiklet taşımacılığında kullanılmak amacıyla üretilmesi planlanmış bir araçtır. Motosiklet taşımacılığındaki mevcut bazı problemlerin adreslenmesiyle birlikte bu problemlere çözüm üretmek üzere ortaya çıkan bu araçta, her araçta olduğu gibi ciddi bir dayanım çalışmasına ihtiyaç duyulmuştur.

1.1 Amaç ve Kapsam

Yapılan bu tez çalışmasındaki genel amaç, şirket bünyesinde ilk defa üzerinde çalışılacak ve geliştirilecek bir üç tekerlekli elektrikli skuter aracının taşıyıcı sistemi için bir dayanım değerlendirmesi yapmaktır. Bu değerlendirme yapılırken çok sayıda test ve analitik metot bir arada kullanılmıştır.

Tez çalışması kapsamındaki asıl amaca ulaşmak üzere, önce üretilecek olan prototip araç için dayanım çalışmaları yapılmıştır. Buradaki amaç, yol testi verilerinden elde edilen maksimum yükler altında (statik hasara uğramayacak) üzerindeki gerilmelerin malzeme akma dayanımını geçmediği bir şasi tasarımı ortaya çıkarmaktır. Bahsedilen yol testi, “ilk deneme aracı” olarak adlandırılan ve üzerinde denemeler yapabilmek adına üretilmiş bir araç ile yapılmıştır.

Prototip araç tasarımının netleştirilmesinden sonraki aşamada, şasinin yorulma dayanım kriterinin tariflenmesi ve buna bağlı olarak yorulma analizlerinin tamamlanması amaçlanmıştır. Yorulma dayanımı ile ilgili yapılan bu çalışmalarda prototip araçla yapılan yol testinden alınan veriler, literatürdeki benzer dayanım çalışmalarında tariflenen yorulma ömür kriterleri ile üretilecek araç için istenen kilometre cinsinden ömür kriteri kullanılarak analitik ortamda yorulma analizleri hazırlanmıştır. Bu analiz sonuçlarına dayanarak yapılan yorulma hasar değerlendirmeleriyle birlikte, bölgesel tasarım değişiklikleriyle yorulma dayanımını iyileştirecek tasarım önerisi yapılmıştır. Sonraki adımlar olarak, yorulma analizinin doğrulanabilmesine yönelik bir yorulma test rigi kurulumu ve gerçek müşteri kullanımına yönelik veri toplanması önerilerek çalışma sonlandırılmıştır.

1.2 Literatür Araştırması

Tez çalışması kapsamında, öncelikle literatürdeki skuter ve motorsiklet araçlarının taşıyıcı sistemleri üzerinde yapılmış dayanım çalışmaları genel anlamda incelenmiştir. Elektrikli veya içten yanmalı motor farkı gözetmeksizin incelenen çalışmalardan bazılarının içerikleri devam eden paragraflarda kısaca belirtilmiştir.

Liang Zhang ve arkadaşları tarafından yapılan 2014 yılında yayınlanan çalışmada, yol yükleri kullanılarak bir motosiklet şasisinin yorulma analizi yapılmıştır. İki farklı üreticiden, iki farklı şasi malzemesi kullanılarak üretilmiş araçlara yapılan yol testinden ivme ve birim uzama değerleri toplanmıştır. Daha sonra, SEM ve çoklu cisim

dinamiği modelleri de kullanılarak yol testindeki yüklemelerle şasi üzerindeki gerilme dağılımı bilgisayar ortamında hesaplanmaya çalışılmıştır. Elde edilen gerilme verileri ile, Q235 (çelik) ve AZ91 (magnezyum alaşımı) malzeme parametrelerine göre iki ayrı yorulma ömrü hesaplanmıştır. Gerilme seviyeleri iki şasideki gerilme değerleri çok benzer mertebelerde olsa da, daha düşük yorulma dayanımına sahip olan AZ91 malzemeli şasideki yorulma ömrünün ciddi oranda daha kısa olduğu görülmüştür [4].

Ken-Yuan Lin ve arkadaşlarının 2005 yılında yaptığı çalışmada, motosiklet gidonunun yorulma hasarı incelenmiştir. Öncelikle SEM analizleri ve statik yükleme testleri yapılarak farklı yönlerdeki yükleme durumlarında gidon üzerindeki gerilme dağılımları çıkarılmış ve optimum yükleme yönü ve uzama ölçer lokasyonları bulunmuştur. Bu bulgularla birlikte, parketaşı yolda sürülen motosikletin gidonundan birim uzama verisi toplanmıştır. Toplanan birim uzama verileriyle birkaç farklı yük çevrimi oluşturulmuş, bu yükleme çevrimi hem yorulma testinde hem de 3 farklı yorulma yaklaşımındaki hesaplamalarda kullanılmıştır. Çalışma sonunda, motosiklet gidonlarındaki yorulma ömür hesabı için en uygun yöntemin Gurney kalıklık modifiyeli BS (British Standard) 5400 yaklaşımı olduğu tariflenmiştir [5].

Nicola Petrone ve Giovanni Meneghetti tarafından 2019 yılında yayınlanan makalede, bir elektrikli moped aracının şasisi için yorulma ömrü tahmini yapılmıştır. Önce, şasinin ön ve arka tekerleklerinden sırasıyla yatay ve dikey yüklemelerin temsil edildiği bir test rigi geliştirilmiştir. Aracın şasisi ve bazı temel parçalarına yapıştırılmak üzere uzama ölçer lokasyonları yapılan bir ön test ile belirlenmiştir. Test amaçlı tahsis edilen bir araç üzerinden 300 km boyunca veriler toplanmış ve sürüş senaryoları tespit edilmiştir. Bu yol yüklerinden hareketle aracın yorulma tahmini için yük çevrimi çıkarılmıştır ve bu yüklerle rig testi yapılmıştır. Dikey yüklemeler ile yapılan yorulma testinde istenen ömür kriteri (30.000 km) sağlanmadığı için, şaside hasar görülen bölgelerde tasarım iyileştirmeleri yapılmıştır. İyileştirme ile birlikte emniyet katsayısı 0.69'dan 1.1'e yükselmiş, bir miktar daha iyileştirme gerektiği belirtilerek çalışma sonlandırılmıştır [6].

2006 yılında Ken-Yuan Lin ve arkadaşları tarafından yapılmış bir çalışmada bir scooter aracının dayanım ve konfor açısından incelemesi yapılmıştır. Çalışma kapsamında önce, Tayvan'daki müşteri kullanımının anlaşılması için ivmeölçer ve uzama ölçer sensörleri kullanılarak uzun süreli yol verisi toplama işlemi yapılmıştır. Sonrasında yol test pistinden veriler toplanıp incelenmiş ve 50,000 km müşteri

kullanımına karşılık gelecek test pisti uzunluğu korelasyon analizi ile belirlenmiştir. Yorulma dayanımı için analitik hesaplar ve rig testi gerçekleştirerek istenen yorulma ömrünü sağlayacak şasi tasarım değişiklikleri yapılmıştır. Bunun dışında, ISO 2631 standartlarının tariflediği sürüş konforu çalışmaları, rig testleri yapılarak yürütülmüş ve optimum ön – arka süspansiyon kombinasyonu belirlenmiştir [7].

Rama Subbu ve arkadaşlarının 2015 yılında yayınladığı makalede, Hindistan pazarı için üretilecek olan 100 cc hacimli motor içeren bir motosiklet şasisi için dayanım çalışması yapılmıştır. Çalışma kapsamında, motosikletle yapılan yol testinden elde edilen birim uzama verileri kullanılarak motosikletin çoklu cisim dinamiği modeli doğrulanmış ve motosiklete etkiyen dış kuvvetlerin hesaplanabilmesi için bu model kullanılmıştır. Bu model kullanılarak elde edilen dış kuvvetler ile SE analizleri yapılmış, yapılan bu SEM analizleri üzerinden dış kuvvetlerin şasi üzerinde oluşturduğu gerilme dağılımı incelenmiştir. Son aşama olarak, bir test rigi yardımıyla şasinin yorulma ömrü tayin edilmiştir [8].

İncelenen çalışmalarla, araç şasi dayanımı değerlendirmesinde yapılması gereken çalışmalar bir miktar daha netleştirilmiştir. Yol yükleri altında şasiye etkiyecek yükler hakkında fikir sahibi olmak ve şasi üzerinde oluşacak gerilmeleri tahmin edebilmek için, şasi üzerindeki belirli noktalardan ivme ve birim uzama verilerinin toplanması oldukça kritiktir. Bunun yanında, yol testi verileri ile SEM çoklu cisim dinamiği model korelasyonu ve doğrulama çalışmaları da, test miktarını ve maliyetleri azaltmak adına kullanılmaktadır. Yol testi veya analiz verileri kullanılarak bir test rigi kurulması ve test yapılması da, yapılan yorulma hesaplarının doğrulanması açısından önemlidir.

Araç şasisinin kaynaklı bağlantılardan oluşmaktadır. Şasi üzerinde yapılacak yorulma dayanımı çalışmalarında, kaynak bölgelerinde hasar oluşması istimali oldukça yüksektir. Bundan dolayı, kaynaklı bölgelerdeki yorulma yaklaşımlarını da incelemek gerekir.

Kaynaklı bölgeler için yapılan yorulma çalışmalarında kullanılan ve literatürde kabul görmüş metotlar nominal gerilme yaklaşımı, yapısal gerilme yaklaşımı ve çentik gerilme yaklaşımıdır. Bu üç metodun da birbirinden farklı avantajları ve dezavantajları mevcuttur. Nominal gerilme, çelik yapılar üzerinde yorulma ömür tayini yapmak için kullanılan en basit ve yaygın yöntemdir. Bu yöntem, genel olarak lineer elastik bir giriş kabulü yapılarak incelenen kesitteki ortalama gerilmelere dayanmaktadır.

İncelenen bu gerilmelerin hesaplarında, kaynak bağlantısına bağlı bölgesel gerilme artış etkileri dikkate alınmaz. Buna rağmen, doğru bir yorulma yaklaşımı oluşturabilmek adına geometriye bağlı faktörlerin ve geometrik düzensizliklerin gerilmeye etkisini değerlendirmek gerekir. Yapısal gerilme yaklaşımı, kaynak dikişindeki yerel etkileri dikkate almasa da, yorulma dayanım hesaplamalarında bağlantı bölgesinden kaynaklanan gerilme artışı etkilerinin dikkate alarak hesaplamaları gerçekleştirir. Bu yöntem, sadece kaynak eşiğinden başlayan yorulma hasarları için uygulanabilir. Çentik gerilme yaklaşımı kritik noktalarda, yani çatlak başlangıcı noktalarında, hesaplanan maksimum elastik gerilmeye dayanmaktadır. Radaj'ın önerdiği metotta, yerel olarak hesaplanan gerilmeler ile birlikte yorulma parametresi olarak, detaylı SEM modelinde fiktif yarıçap değerleriyle modellenmiş çentiklerdeki gerilme değerleri kullanılır. Mikro destek teorisi de bu gerilme hesaplarına dahil edilir. Bu yaklaşım kullanılarak, kaynak bölgesindeki çentik etkileriyle oluşan lineer olmayan gerilmeler hesaplanır ve yorulma hasar hesaplamalarına dahil edilir [9, 10].

FEMFAT yazılımındaki “Weld” aracı, kaynak bölgelerinde doğru hesaplamalar yapmaya olanak sağlar. Kaynak dikişindeki ve kaynak kökündeki geometrinin SEM ağ modelinde gerçekçi şekilde modellenebilmesi için ortaya çıkacak hesaplama gücü ihtiyacı çok yüksek olacaktır. “Weld” aracı içerisindeki hesaplamalarda, çentik gerilme yaklaşımı kullanılarak elde edilmiş veritabanı kullanılır. Veritabanında bulunan kaynak çentik faktörleri, Haigh diyagramları, S-N eğrileri, sac kalınlığı etkisi faktörleri, sıcaklık etkisi faktörleri gibi faktörlerin hesaba katılarak kaynak eşiği veya kaynak kökü bölgelerinde gerçekçi bir kaynak hesabı yapılabilmesine olanak tanır [9].

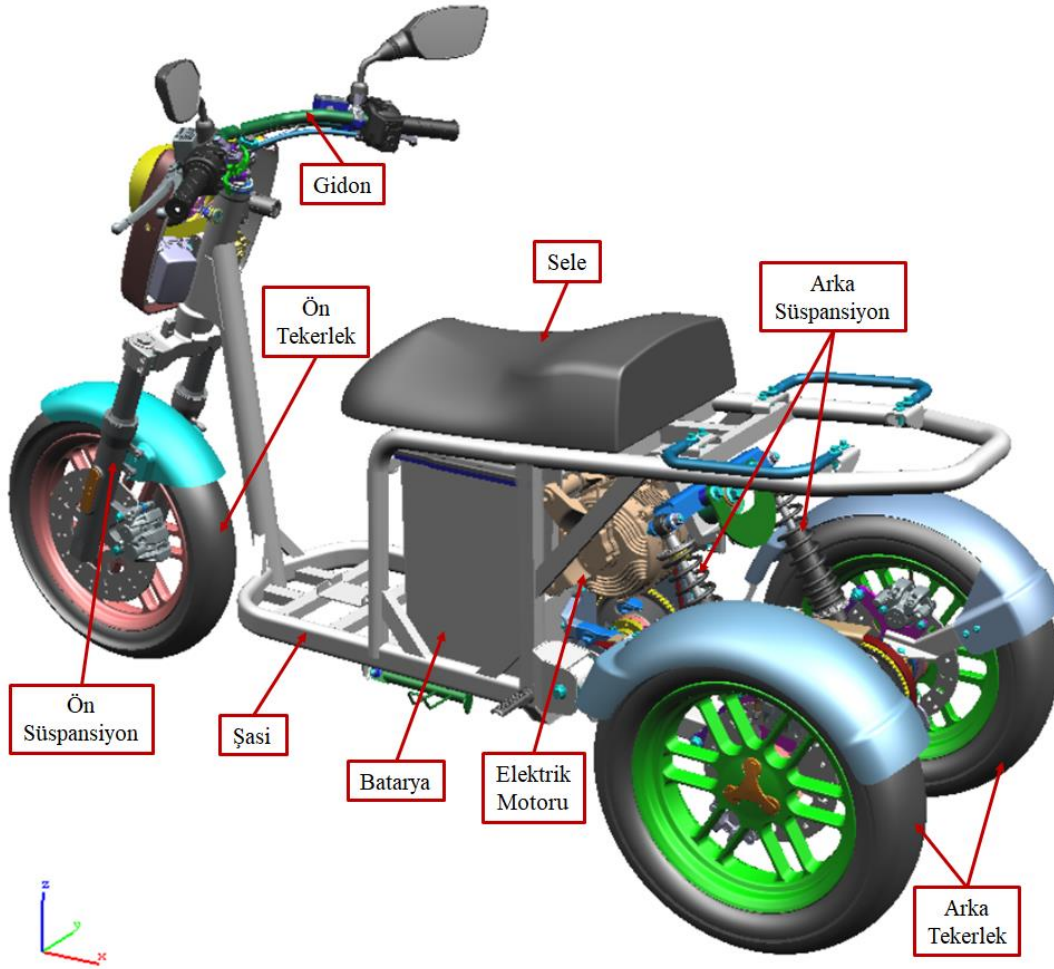
1.3 Sistemin Tanıtımı

1.3.1 Genel tanıtım

Tez çalışmasında üzerinde çalışılan sistem, üç tekerlekli ve elektrikli bir skuter tipi araçtır ve müşteri beklentilerine mümkün olduğunca cevap verebilmek adına ortaya çıkmıştır. Bu tez çalışmasında da, bu aracın taşıyıcı sistemindeki en önemli dayanım kriteri olan yorulma dayanımı üzerine kapsamlı bir çalışma yapılmıştır.

Üzerinde çalışılan araç, üç tekerlekli olması dolayısı ile, standart iki tekerlekli motosikletlere göre daha stabil bir dinamiğe sahiptir. Bu durum, özellikle nispeten

yüksek ağırlıklı yükler taşıyan sürücüler için (birkaç damacana su, yüklü miktarda kargo paketi vs.) büyük bir sürüş güvenliği ve konfor avantajı sağlamaktadır. Üç tekerlekli oluşunun yanı sıra, aracın arka kısmında bulunan pivot kolu yapısı sayesinde, araç iki tekerlekli motosikletlere benzer şekilde yatabilmektedir. Yatabilme kabiliyeti aracın kıvraklığını büyük ölçüde artırmakta ve daha alışılmış bir araç dinamiği ve daha iyi sürüş deneyimi sunmaktadır. Şekil 1.4'te prototip aracın dış gövdesiz halinin bir görseli verilmiştir:



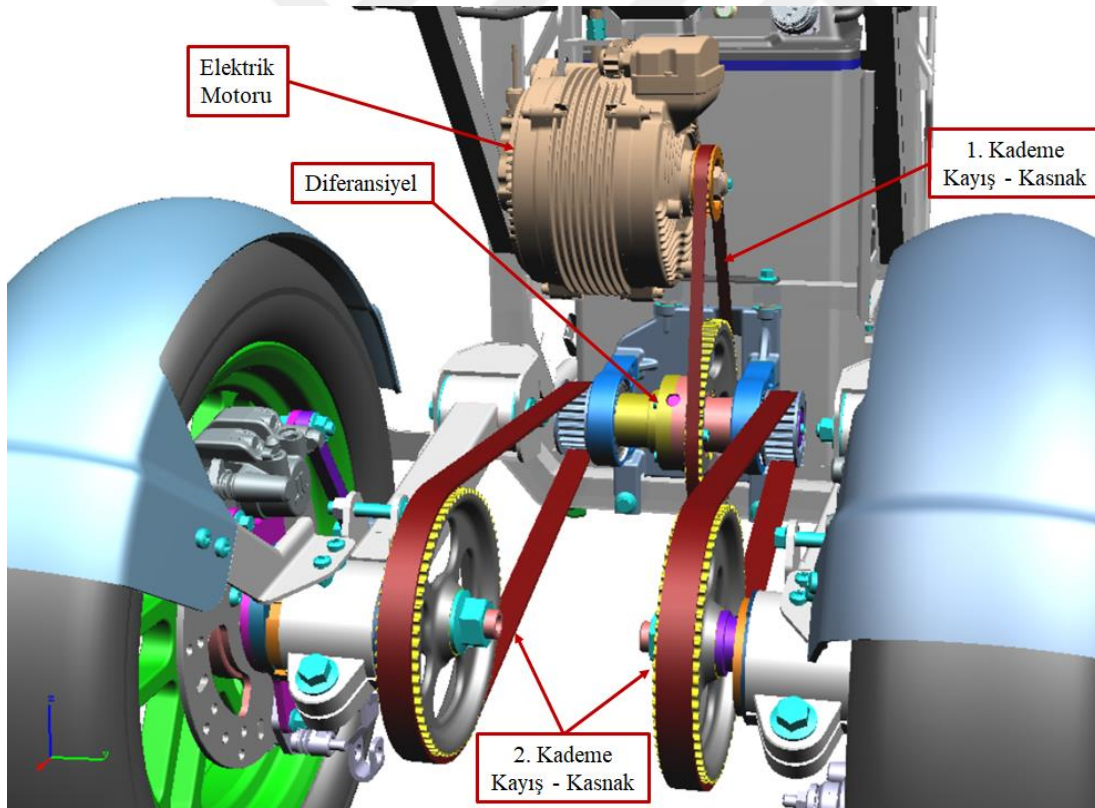
Şekil 1.4: Prototip araca ait, dış gövdesiz bir görsel.

Aracın temel parçaları Şekil 1.4'te verilen görselde belirtilmiştir. Üç tekerleği bulunan aracın üç adet de süspansiyonu bulunmaktadır. Araç bataryası, selenin alt kısmında bulunmaktadır. Dikdörtgenler prizması benzeri bir geometriye sahip olan batarya, şasinin profilleriyle çevrelenmiş olup, olası bir kaza anında darbelerden mümkün oldukça etkilenmeyecek şekilde konumlandırılmıştır.

hareketinden dolayı sol arka süspansiyon yukarıya doğru itilir. Aynı esnada sağ salıncak kolu da tam tersi hareketle sağ arka süspansiyonu aşağıya doğru çeker. Pivot kolu da orta noktasındaki yatak etrafında saat yönünde dönüş hareketi yapar. Arka süspansiyonların pivot kolu gibi dönme serbestliği içeren bir parça yerine direkt olarak şasiye bağlandığı bir tasarım senaryosunda, arka tekerleklerin düşey doğrultuda birbirinden bağımsız hareketi söz konusu olmayacak, dolayısı ile araç yatabilme kabiliyetini bünyesine barındıramayacaktır.

1.3.3 Güç aktarma sistemi

Araç, 4 kW güce sahip bir elektrik motoru tarafından tahrik edilen bir yapıya sahiptir. Gereken enerjiyi sele altında konumlandırılmış bataryadan alan ve 25 Nm değerinde maksimum torka sahip olan bu motorun tahriği, kayış – kasnak sistemleri ve bir diferansiyel yardımıyla arka tekerleklerle aktarılmaktadır. Şekil 1.6’da bu sistemleri içeren bir görsel verilmiştir.



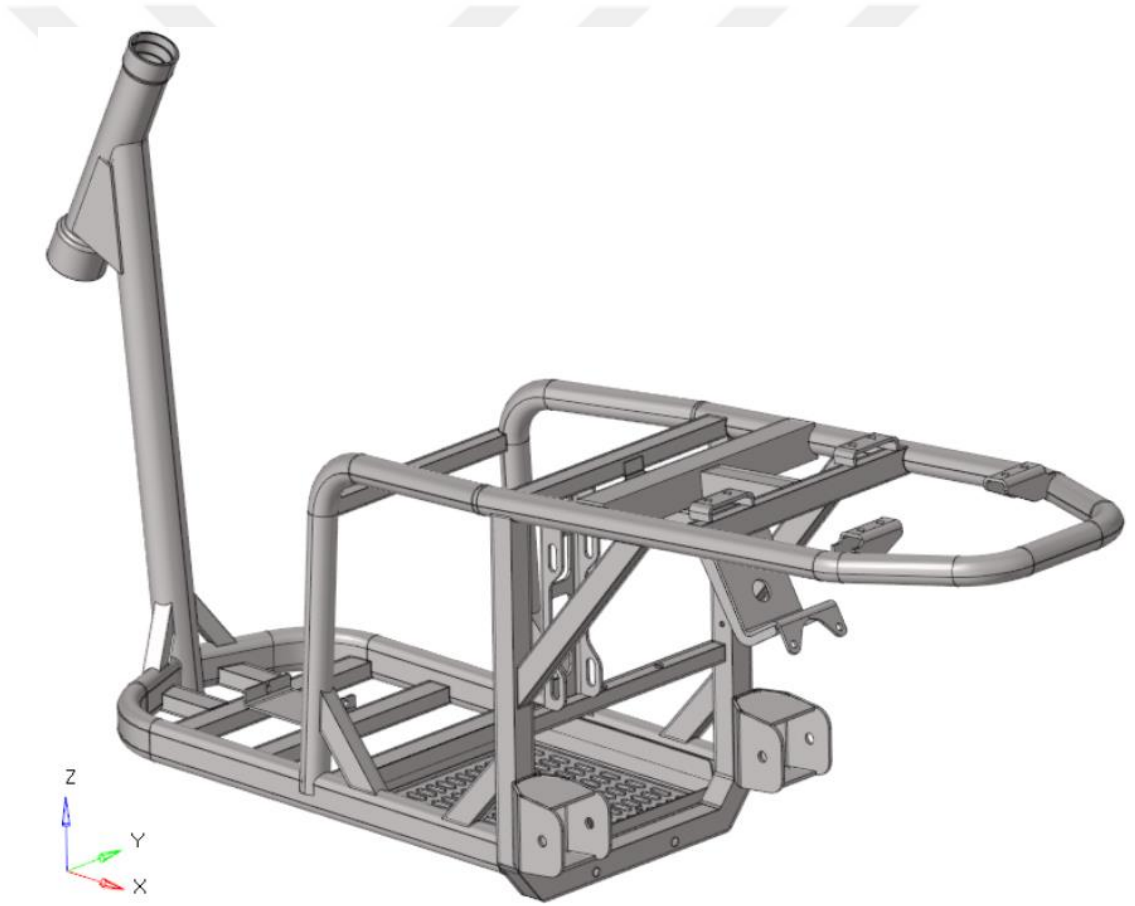
Şekil 1.6: Prototip araç tasarımına ait güç aktarma sistemi.

Elektrik motorunun çıkış mili, 1. kademe kayış – kasnak mekanizmasının küçük kasnağıyla birlikte hareket eder ve gücü direkt olarak bu kasnağa iletir. Bu kayış – kasnak sisteminin büyük kasnağı da diferansiyeli miline çakılıdır ve motor tahriği bu

sayede diferansiyelle aktarılır. Diferansiyelin iki çıkışında da 2. kademe kayış – kasnak sistemlerinin küçük kasnakları bulunur, dolayısı ile diferansiyel direkt olarak bu kasnaklara tahriği iletir. 2. kademedeki büyük kasnaklar da, arka tekerlek millerine somunlar yardımıyla sabitlenmiştir ve arka tekerlekler tahriği bu kasnaklardan almaktadır. Elektrik motorunun tahriği, iki kademeli kayış – kasnak sistemleriyle yapılan hız – moment dönüşümü ile birlikte arka tekerleğe bu şekilde iletilir.

1.3.4 Şasi

Son olarak, tez çalışması kapsamında dayanım değerlendirilmesi yapılan şasinin tasarımına biraz daha yakından bakabilmek adına, Şekil 1.7’de araç şasisinin görseli verilmiştir:



Şekil 1.7: Prototip araç şasisi.

Araç şasisinin tamamı çelik sac ve profillerden oluşmaktadır. Şekil 1.7’de görüldüğü üzere şaside birbirinden farklı boru, kutu ve oval profiller ve saclar kullanılmıştır. Şasideki bu profiller ve sacların bağlantılarının tamamı kaynaklı bağlantılardır. Şasi için yapılan dayanım değerlendirmesinde de kaynak bağlantılarının varlığı göz önüne alınmıştır.

Prototip araç şasisinde kullanılan sac ve profillerin kalınlıkları, yapılan SEM dayanım analizleriyle birlikte şekillendirilmiştir. Bu değişikliklerin detayları, prototip araç üzerinde yapılan çalışmaların anlatıldığı bölümde verilecektir.



2. YORULMA

2.1 Giriş

Mekanik hasarlar, hasara uğrayan parçanın veya sistemin etki alanına bağlı olarak para, vakit ve enerji kaybına, yaralanmalara ve hatta ölümlere sebebiyet verebilir. Bundan dolayı, bir tasarım yapılmadan önce sistemin çalışma koşulları gerçekçi bir şekilde analiz edilmeli, mümkünse tasarlanan sistem test edilmeli ve çalışma koşullarının öngörülen koşullarla ne kadar paralel olduğu belirlenmelidir.

Malzemelerde yükleme büyüklüğü, yükleme tipleri (sürekli, tekrarlı, değişken, tek eksenli, çok eksenli vb.), çalışma sıcaklıkları, malzeme tipi, malzeme kristal yapısı gibi etkenlere bağlı olarak değişen çeşitli mekanik hasar tipleri vardır. Metal malzemeler için başlıca hasar modları şu şekilde sıralanabilir:

1. Aşırı deformasyon – elastik, akma veya plastisite başlangıcı
2. Sünek kırılma – büyük oranda plastisite ve yüksek enerji absorpsiyonu
3. Gevrek kırılma – çok küçük oranda plastisite ve düşük enerji absorpsiyonu
4. Darbe veya dinamik yükleme – aşırı deformasyon veya kırılma
5. Sürünme – aşırı deformasyon veya kırılma
6. Gevşeme – artık gerilme veya ön yükleme kaybı
7. Termal şok – çatlama ve/veya kırılma
8. Aşınma – pek çok kırılma mekanizması
9. Burkulma – elastik veya plastik
10. Korozyon, hidrojen gevrekleşmesi – pek çok kırılma mekanizması
11. Gerilmeli korozyon çatlağı (çevresel destekli kırılma)
12. Yorulma – tekrarlı yüklemeler
 - a. Yorulma çatlağı çekirdeklenmesi
 - b. Yorulma çatlağı ilerlemesi
 - c. Sabit veya değişken genlikli yüklemeler
 - d. Tek/çok eksenli yüklemeler
 - e. Korozyon yorulması
 - f. Aşınma yorulması

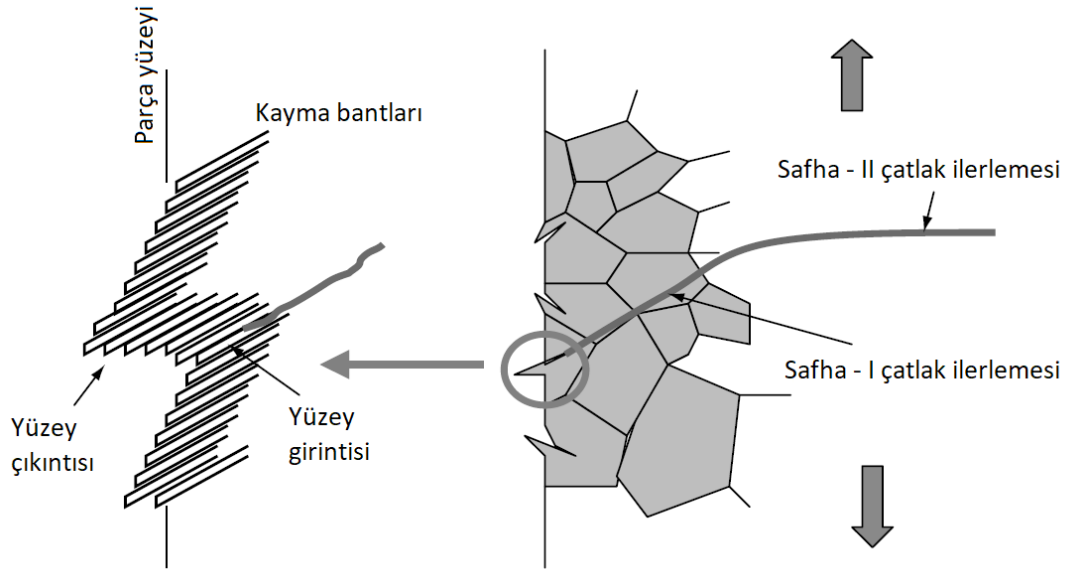
- g. Sürünme yorulması
- h. a-g maddelerinin kombinasyonları

Listelenen hasar modları arasında en kritik hasar modunun yorulma hasarı olduğu söylenebilir. Pek çok makale ve kitapta, meydana gelen tüm mekanik hasarların yüzde 50 ila 90ının yorulma hasarı olduğundan bahsedilmektedir [11].

Malzemelerin tekrarlı yüklemelere maruz kalmasıyla hasara uğramasına yorulma adı verilir. Genel olarak yorulma hasarı dört aşamaya ayrılabilir:

- 1- Çatlak çekirdeklenmesi: Bölgesel, bununla birlikte tersinir olmayan PŞDlerin etkisiyle parça yüzeyinde girinti (intrüzyon) oluşumu
- 2- Mikroçatlak ilerlemesi: Çekirdeklenmeden sonra çatlağın çekme doğrultusuyla 45° açıdaki kayma bandında ilerlemesi (Safha – I çatlak ilerlemesi, mikroçatlak ilerlemesi)
- 3- Makroçatlak ilerlemesi: Artık makro boyuta ulaşmış çatlağın, maksimum çekme gerilmelerine dik olan düzlemde ilerlemesi (Safha – II çatlak ilerlemesi)
- 4- Kırılma: Çatlağın yeterince ilerlemesiyle birlikte, kritik bir uzunluk değerine ulaştıktan sonra kalan kesidin statik kırılmaya benzer şekilde kırılması [12]

Bu yorulma aşamalarının şematik görünümü Şekil 2.1’de belirtilmiştir.



Şekil 2.1: Tekrarlı yüklemelere maruz kalan bir ince plakada yorulma aşamaları [13].

Pratikte, çekirdeklenme ve safha – I çatlak ilerlemesindeki çevrim sayılarını net olarak ortaya çıkarmak pek mümkün değildir ve buna pek ihtiyaç da bulunmaz. Bundan

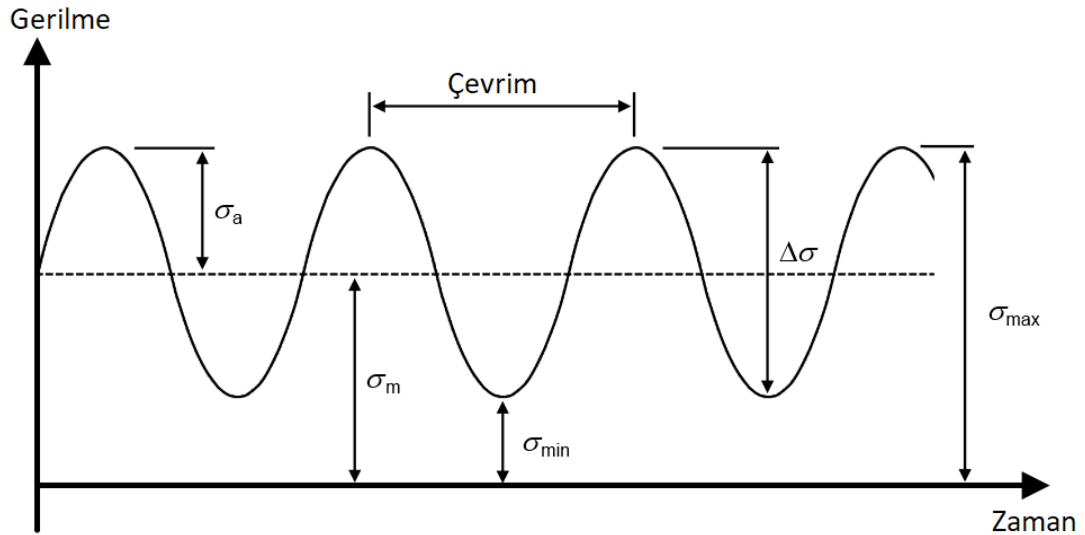
dolayı, yorulma ömrü tariflerinde çekirdeklenme ve safha – I çatlak ilerleme adımları birleştirilerek çekirdeklenme safhası, safha – II çatlak ilerleme adımı da çatlak ilerleme safhası olarak adlandırılabilir. O halde yorulma ömrü:

$$N = N_{\text{ç}} + N_i \quad (2.1)$$

şeklinde belirtilebilir. N , parçanın yorulma ömrünü, $N_{\text{ç}}$ çekirdeklenme safhasındaki çevrim sayısını, N_i de çatlak ilerleme safhasındaki çevrim sayısını ifade eder.

2.2 Yorulmadaki Temel Büyüklükler

Yorulmadaki tekrarlı yüklemeleri tanımlamak için belirli parametreler kullanılır. Şekil 2.2’de bir tekrarlı yükleme gerilme – zaman grafiğinde şematik olarak verilmiştir.



Şekil 2.2: Tekrarlı bir yük çevriminin gerilme – zaman grafiği üzerinde gösterimi [14].

Verilen grafik (Şekil 2.2) üzerinde; $\Delta\sigma$ gerilme aralığını, σ_a gerilme genliğini, σ_m ortalama gerilme değerini, $\sigma_{\min}$ minimum gerilme değerini, $\sigma_{\max}$ da maksimum gerilme değerini verir. Yükleme durumu, minimum ve maksimum yüklemeler ile belirtilebileceği gibi, ortalama yük ve yük genliği ile de belirtilebilir. Yükleme durumunu ifade eden bazı büyüklüklerin denklemleri aşağıdaki gibi sıralanabilir:

Ortalama yük:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (2.2)$$

Yük aralığı:

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (2.3)$$

Yük genliği:

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} = \sigma_{max} - \sigma_m \quad (2.4)$$

R yük oranı (R ratio):

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (2.5)$$

Bu büyüklüklere bağlı olarak, parçaların yorulma analizleri ve testleri için tekrarlı yüklemeler tanımlanır. Tekrarlı yüklemeler kullanılarak, malzemeler için yorulma eğrileri tanımlanmıştır.

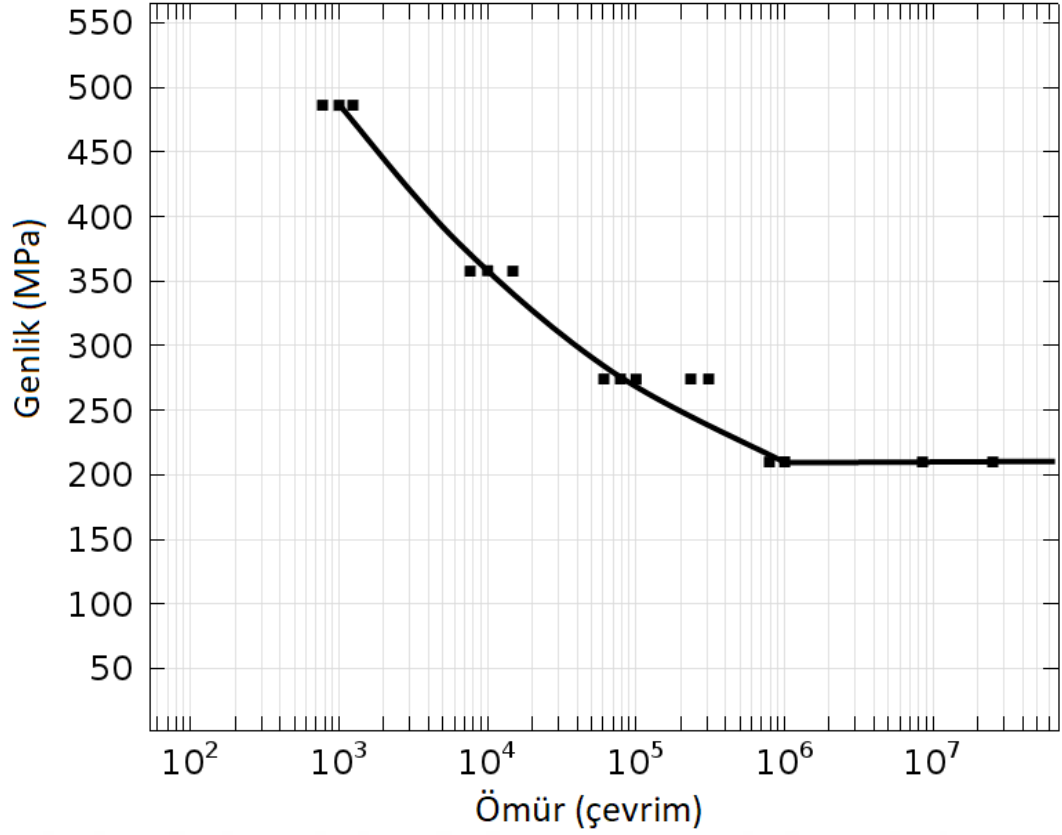
2.3 Yorulma Eğrileri

Yorulma eğrileri, yorulma ömrü göstergesi olarak kullanılan diyagramlara verilen isimdir. Genellikle gerilme – ömür formunda kullanılan bu eğriler, ilk defa August Wöhler’in 1850’li ve 1860’lı yıllardaki kapsamlı çalışmaları sonucunda ortaya çıkmıştır. Gerilme – ömür diyagramları (S-N eğrileri), yorulma ömrü ve yorulma limiti kavramları bu çalışmalar sonucunda literatüre girmiştir. Wöhler, yorulma dayanımı açısından, gerilme genliği değerinin maksimum gerilme değerinden daha kritik olduğunu ortaya çıkarmıştır [15]. Şekil 2.3’te, bir çelik malzeme için Wöhler eğrisi gösterilmiştir. Şekildeli siyah kareler, her bir numune için yapılan testin sonucunu göstermektedir.

Şekil 2.3 incelendiğinde, 10^6 çevrimden sonra malzemenin yorulma ömrünün genlik ile değişmediği görüşür. Bu çevrim sayısına karşılık gelen gerilme değeri sonsuz ömür limiti olarak adlandırılır. Çelik malzemelerde, $10^6 - 10^7$ çevrim sayılarında sonsuz ömre ulaşıldığı kabul edilir. Hafif metaller için bu sayı 10^8 olarak kabul edilmektedir [16].

Wöhler eğrisi, verilen örnek egride de (Şekil 2.3) görüleceği gibi, ortalama gerilme bilgisi göstermez. Dolayısı ile, farklı ortalama gerilme değerleri için farklı eğriler ortaya çıkacaktır. Farklı ortalama gerilme değerleri, R yük oranları (R ratio) vb.

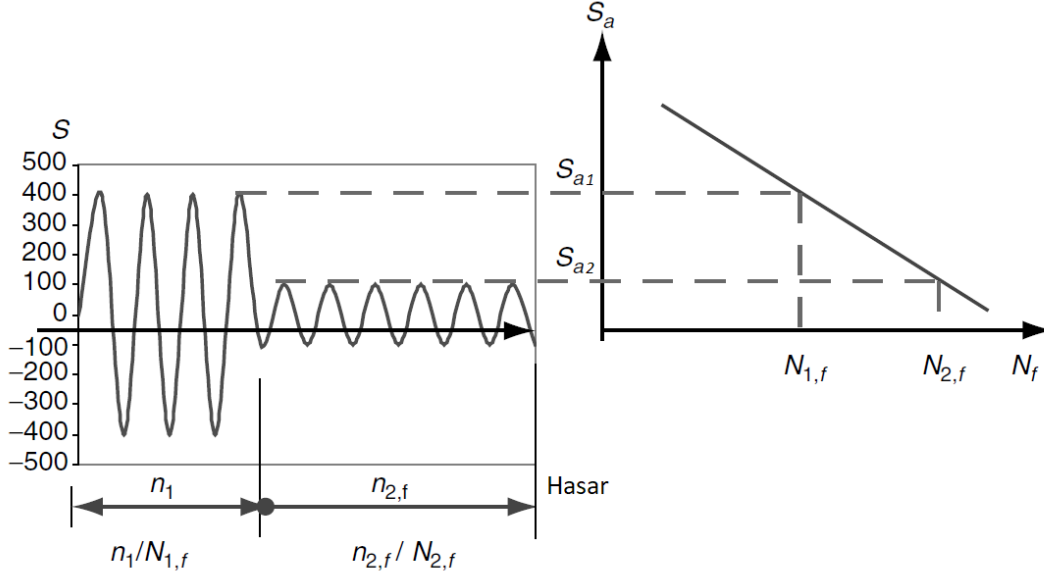
etkilerin görülebileceği Gerber ve Goodman diyagramları, bu etkilerin daha net yorumlanması için sıklıkla kullanılan diyagramlardır.



Şekil 2.3: Bir çelik malzeme için Wöhler eğrisi [14].

2.4 Birikimli Hasar Metodu

Sabit genlikli yükleme altındaki bir parçanın yorulma ömrü tahmini için Şekil 2.3'tekine benzer S-N eğrilerini kullanmak mümkündür. Bununla birlikte, gerçek hayatta bir parçaya etkiyen yükler büyük ölçüde sabit genlikli değildir. Şekil 2.4'te değişken genlikli bir yükleme durumu örneği verilmiştir.



Şekil 2.4: Basitleştirilmiş, değişen genlik değerli bir yük çevrimi örneği [13].

Verilen bu yük çevriminde (Şekil 2.4), S_{a1} genlikli yüklemekten n_1 çevrim sayısı kadar gerçekleştikten sonra, parçanın kalan ömrü S_{a2} genlikli yüklemekten $n_{2,f}$ çevrim sayısı kadar geçirip hasara uğramıştır.

Lineer hasar değerlendirme modeli, ilk olarak 1924 yılında Palmgreen tarafından rulmanlar üzerinde yapılan hesaplamalarda kullanılmıştır. Bu çalışmanın bir benzeri, Langer tarafından 1937 yılında çelikten yapılmış basınçlı kaplar ve borular üzerinde çalışılmıştır. Miner, Langer'in çalışmasını ilerleterek, 1945 yılında uçak dış gövdesinde kullanılan malzemeler için yorulma hesaplamaları gerçekleştirmiştir. Yaptığı lineer hasar tahminini, pek çok test verisi ile doğrulamış ve hasar tahmini – test verileri arasında büyük oranda paralellik yakamıştır. Bu başarısından dolayı, literatürde sıklıkla kullanılan birikimli lineer hasar metodu Miner Kuralı (Miner's Rule) olarak adlandırılmıştır [13]. Miner Kuralının temel büyüklükleri ve kısaca açıklaması şu şekilde yapılabilir:

Yorulma tahmini yapılan yapının hasara uğradığı andaki hasar değerini D olarak kabul edelim. Buradaki hasar değeri, D , birimsiz bir büyüklüktür. Ele alınan yapının farklı yükleme durumları (farklı genlik, farklı ortalama, farklı minimum – maksimum değerleri) altında yorulmaya maruz kaldığı biliniyorsa, lineer hasar teorisi şu şekilde ifade edilebilir (2.6):

$$D_i = \frac{n_i}{N_{i,f}} \quad (2.6)$$

D_i : i. yükleme durumunda parçaya verilen hasar miktarı

n_i : i. yükleme durumundaki çevrim sayısı

$N_{i,f}$: yorulma limiti. i. yükleme durumunda, parçayı yorulma hasarına uğratacak çevrim sayısı

Yorulma limiti, $N_{i,f}$ değerleri, Şekil 2.4'te de gösterildiği gibi, S – N eğrileri yardımıyla kolayca bulunabilir.

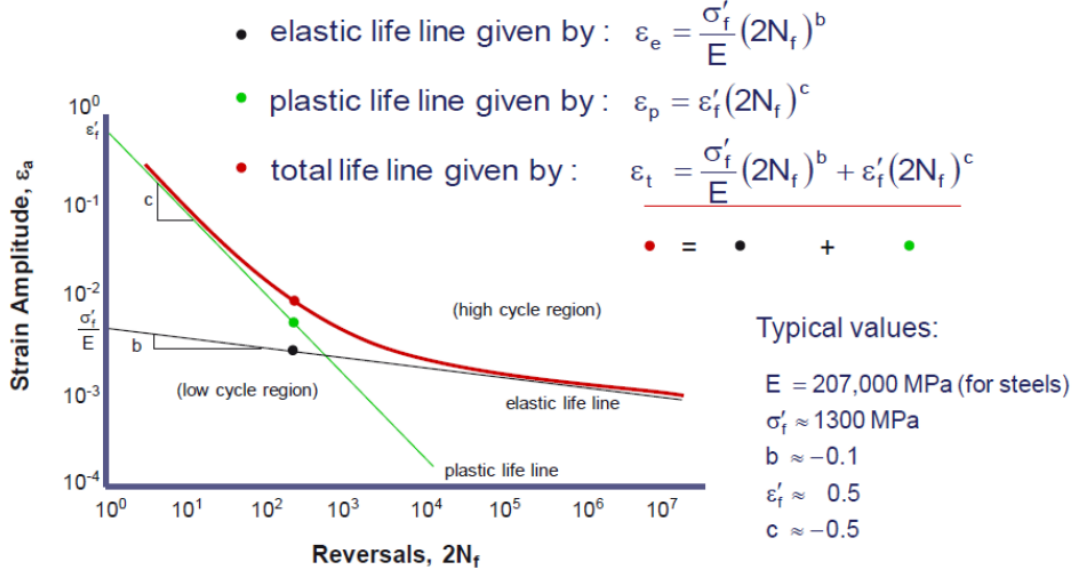
Aşağıdaki durumun gerçekleşmesi halinde, parça yorulma hasarına uğrar:

$$\sum D_i = \sum \frac{n_i}{N_{i,f}} \geq D \quad (2.7)$$

2.5 Yorulma Analizi

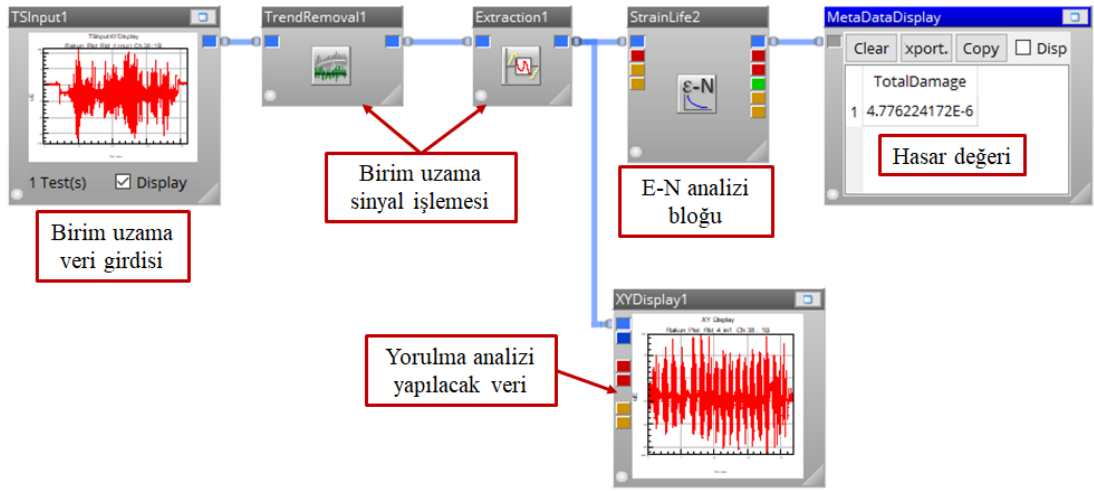
Tez çalışması kapsamında hem statik SEM modeli kullanılarak hem de testte toplanan birim uzama verileri kullanılarak yorulma analizleri yapılmıştır. Bu analizlerde nCode ve FEMFAT yazılımlarından yararlanılmıştır.

nCode programı kullanılarak hem SEM modeli kullanılarak hem de test birim uzama verileri kullanılarak iki farklı tipte yorulma analizleri yapılmıştır. Bu analizlerin amacı, şasi üzerindeki uzama ölçer konumlarındaki test verilerini kullanarak, yol testi ve SEM modeli arasında doğrulama yapmaktır. Önce yol testinde toplanan birim uzama verileri kullanılarak, uzama ölçer konumlarında yol testinde oluşan yorulma hasarı hesaplanmıştır. Bu hesaplamada E-N (birim uzama – ömür) analizi yapılmıştır. Bunun sebebi, testteki birim uzama verilerini gerilmeye çevirme ihtiyacı duymadan direkt olarak kullanarak analiz yapmaktır. nCode yazılında yapılan E-N analizlerinde Coffin-Manson-Basquin formülasyonundan yararlanılmaktadır. Şekil 2.5'te bu formülasyona ait denklemleri ve E-N grafikleri içeren görsel verilmiştir. Verilen formüllerdeki ϵ_e elastik birim uzama genliği, ϵ_p plastik birim uzama genliği ve ϵ_t toplam birim uzama genliğini ifade etmektedir. N_f de hasar için gereken çevrim sayısı, yani bir diğer deyişle yorulma ömrüdür. Bu yük çevriminin oluşturacağı hasar da $1/N_f$ olacaktır [17].



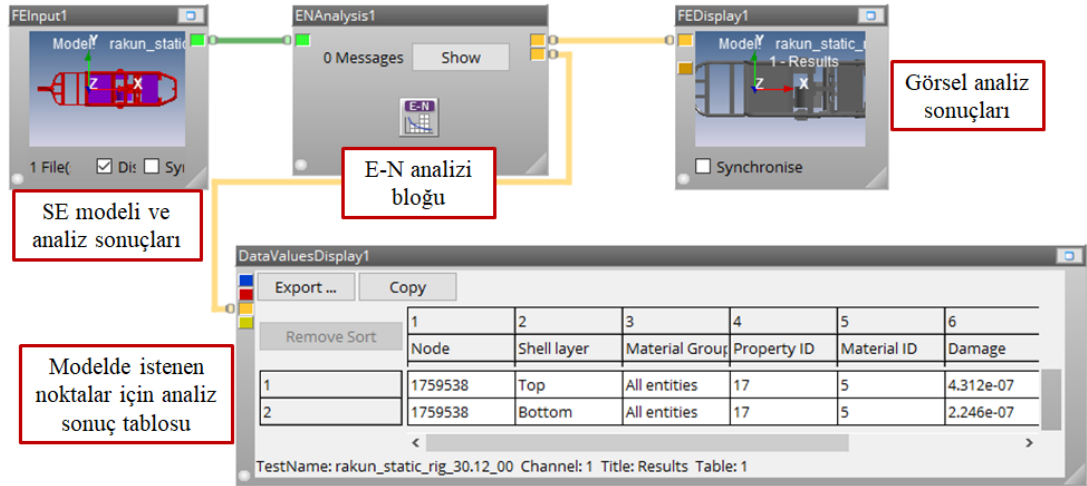
Şekil 2.5: Coffin-Manson-Basquin birim uzama – ömür ilişkisi [17].

Test verisiyle yapılan yorulma analizinde önce eldeki zamana bağlı birim uzama verisi rainflow çevrim sayma yöntemi ile genlik ve ortalama birim uzama değerlerine göre çevrim sayılarına ayrılır. Her bir genlik ve ortalama birim uzama değeri için Şekil 2.5'teki formülasyonlarla hasar değerleri hesaplanır ve bu hasar değerleri çevrim sayılarıyla çarpıp toplanarak, zamana bağlı birim uzama verisinin oluşturacağı toplam hasar bulunur. Yapılan hesaplamada, şasi malzemesinin nCode malzeme veritabanında bulunan özellikleri kullanılmıştır. Yüzey pürüzlülüğü, istatistiksel etkiler vb. diğer faktörler, SEM analiziyle de yapılacak olan yorulma analizindekilerle birebir aynı olacak şekilde seçilmiştir. Bu analizlerdeki amaç yol testi birim uzama verisi ile SEM analiz modelinin yorulma hasarı açısından karşılaştırılması olduğu için, gerçek durumda oluşacak hasarın doğruluğundan ziyade doğru bir karşılaştırma yapmak çok daha önemlidir. Şekil 2.6'da nCode kullanılarak yol testi birim uzama verisiyle yapılan yorulma analizinin blok diyagramı görseli verilmiştir. Önce birim uzama verisinin analiz için belirlenen aralığı çıkartılır, sonra da E-N analizi ile hasar değeri hesaplanır.



Şekil 2.6: nCode yazılımı kullanılarak yol testi verisiyle yorulma analizi.

nCode programı kullanılarak yapılan SEM analizi sonuçlarıyla yorulma analizi de, yol verisiyle yapılan yorulma analizine benzer şekilde hesaplanır. Analizdeki girdiler SE ağ modeli ve ortalama ve genlik yükleriyle yapılan analiz sonuçlarıdır. Ortalama ve genlik yükleri kullanılarak Coffin-Manson-Basquin formülasyonu ile tüm SE ağ modelindeki her bir eleman için hasar değeri hesaplanır. Sonuç olarak modelin istenen her noktasındaki hasar değeri bulunabilir. Şekil 2.7’de nCode kullanılarak SEM analizi sonuçlarıyla yapılan yorulma analizinin blok diyagramı görseli verilmiştir.

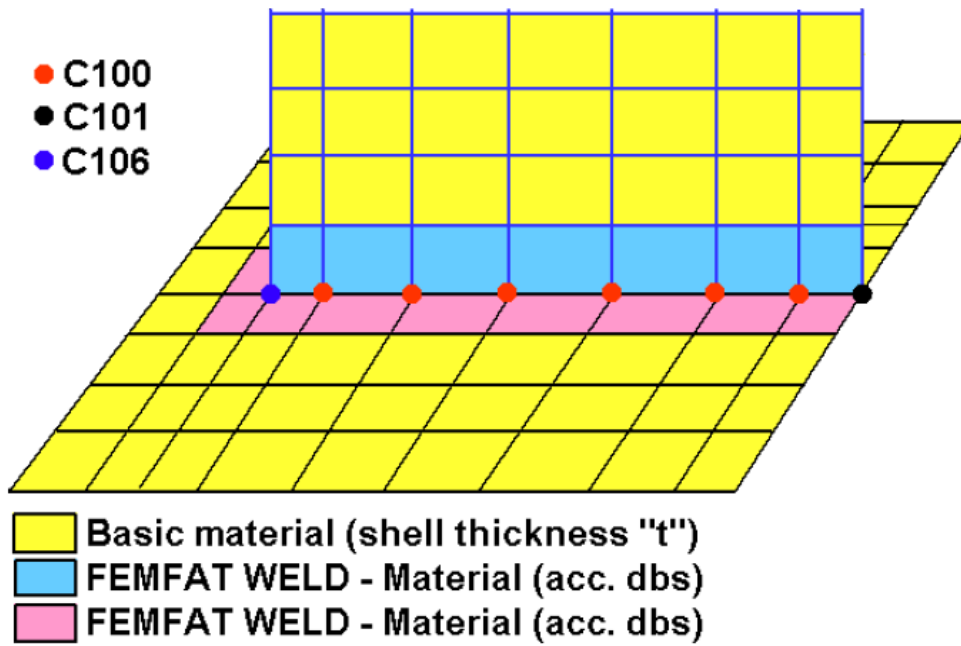


Şekil 2.7: nCode yazılımı kullanılarak SEM analiz sonuçlarıyla yorulma analizi.

FEMFAT yazılımı kullanılarak yapılan yorulma analizlerindeki amaç, tariflenen yorulma değerlendirme reçetesini kullanarak, kaynak detaylarını da belirterek şasi üzerinde gerçekçi yorulma değerlendirme yapmaktır. FEMFAT ile yapılan yorulma analizlerinde, temelde SEM analiz sonuçları kullanılarak her bir düğüm noktası için bölgesel S-N (gerilme – ömür) eğrileri hesaplanarak hesaplama yapılır. Hesaplanan

S-N eğrilerinde gerilme gradyeni, yüzey pürüzlülüğü, yüzey sertleştirme etkileri, istatistiksel etkiler vb. pek çok faktör de hesaba katılmaktadır. [9]

FEMFAT yazılımı içindeki “Weld” aracının kullanımı için SEM modeli hazırlanırken, kaynak bölgesindeki elemanların ve kaynak dikişine karşılık gelen düğüm noktalarının eleman ve düğüm noktaları setleri olarak ayrılmaları gerekmektedir. Bu eleman ve düğüm noktaları da, kaynak tipi, (T kaynak, alın kaynağı vs.) kaynak penetrasyonu ve çentik faktörü değerlerine göre isimlendirilerek, kaynaklı bağlantının tipi ve kalitesi doğru hesaplamaların yapılabilmesi için programa tanıtılır. Şekil 2.8’de örnek bir kaynak bölgesi tanımı görseli verilmiştir.



Şekil 2.8: FEMFAT Weld kaynak bölgesi tanımı [9].

FEMFAT ile yapılan yorulma analizlerinde yapılan kaynak tanımlarında, kaynaklanan profillerin 1,5 mm ve 2 mm kalınlığa sahip, ince sayılabilecek profiller olmasından dolayı, tam penetrasyonlu T kaynak bağlantısı tanımları yapılmıştır. Şasi malzemesinin FEMFAT veritabanındaki versiyonu kullanılmıştır. Yüzey pürüzlülük değeri olarak 60 μm seçilmiştir. İstatistiksel etkilerin göz önüne alınması açısından “survival probability” seçeneği %99.7 olarak girilmiştir. Bu değer, ortalama değerden artı ve eksi yönde 3 sigma (standart sapma), yani 6 sigma bandının içindeki sonuçları kapsayan bir değerlendirme yapmak anlamına gelir. Sonuçlarda bir miktar güvenli bölgede kalabilmek adına böyle bir değerlendirme yapılmıştır.

nCode ve FEMFAT yazılımları kullanılarak yapılan yorulma analizleri sonuçları, ilgili başlıklar altında paylaşılacaktır.





3. YOL TESTLERİ

3.1 Testin Amacı

Adından da anlaşılacağı üzere yol testleri, aracın önceden belirlenmiş bir yol üzerinde ilerlemesi şeklinde gerçekleştirilen testlerdir. Bu testler, seyir halindeki araçlardaki gerçek kullanım durumunu temsil etmesi dolayısı ile araç üreticilerinin sıklıkla başvurduğu testlerden biridir. Test esnasında, aracın istenilen noktalarına veri toplamak için gerekli sensörler yerleştirilir ve araç seyir halindeyken bu veriler toplanır.

Yol testlerindeki en kritik noktalardan birisi de, test pistinin gerçek hayattaki yol durumunu yansıtıp yansıtmadığıdır. Bundan dolayı test pistleri genellikle araçların yollarda karşılaşılabileceği zorlayıcı durumları temsil eden arnavut kaldırımlı, çakıl taşlı yollar, kasisler, çukurlar vb. düzgünsüzlükler içerir.

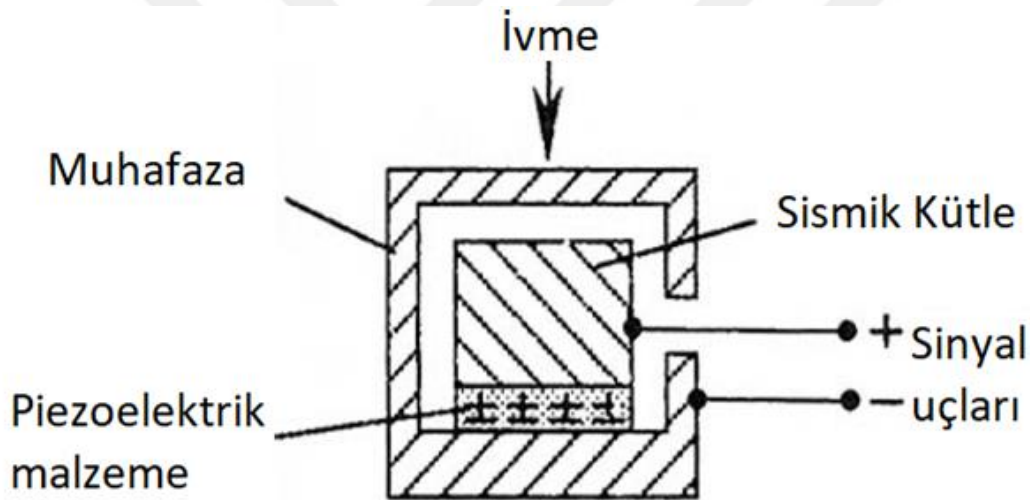
Yol testi pistlerindeki yol uzunluğu ile müşteri kullanımındaki yol uzunluğu arasında bir doğrulama çalışması yapıldığı takdirde, araç için tanımlanan kullanım ömrüne karşılık gelen yorulma hasarı bu test pistleri üzerinde hızlı bir şekilde araca aktarılabilir. Böylece tüm araç için yol yükleri altında hızlandırılmış şekilde fiziksel bir yorulma testi yapılabilir. Test süresi ve maliyeti düşünülerek, bu test pistlerinden toplanan veriler (ivme, birim uzama, deplasman, kuvvet vb.) kullanılarak, bilgisayar ortamında hazırlanmış matematik modellerle birlikte bu yorulma testinin tamamı analiz edilebilir. Bu sayede hem araç fiziksel olarak hasara uğramaz ve başka testlerde de kullanılabilir hem de uzun sürecek bir yol testinden kurtularak çok daha kısa süreli bir test verisi toplanmasıyla test tamamlanır.

Bu tez çalışmada da şasi değerlendirilmesi yapılacak araçla yol testleri yapılmıştır. Bu yol testleriyle dayanım değerlendirmesi yapabilmek için gerekli veriler araç üzerinden toplanmıştır. Yol testinden elde edilen veriler hem aracın matematik modellerinin doğrulanmasında kullanılmış hem de yapılan pek çok analize girdi oluşturmuştur.

3.2 Test Ekipmanları ve Testte Toplanan Veriler

Araçla yapılan yol testlerde kullanılan ölçüm cihazları ivmeölçer, uzama ölçer ve deplasman ölçerdir. Bu sensörler ve sensör lokasyonlarına ait bilgileri şu şekilde sıralayabilmek mümkündür:

İvmeölçer: İvmeölçerler bir kütle – yay sistemi kullanarak, üzerine etkiyen ivmeye karşılık bu kütle – yay sisteminin verdiği tepki kuvveti ile birlikte ivme ölçümü yapmaya yarayan sensörlerdir. Şekil 3.1’de bir piezoelektrik tip ivmeölçer görseli verilmiştir. Oluşan ivmeyle, sismik kütle hareket eder ve piezoelektrik malzemeyi sıkıştırır. Piezoelektrik malzemenin oluşturacağı voltaj, üzerine etkiyen kuvvetle doğru orantılıdır. Üzerine etkiyen kuvvet de, ivme ile sismik külenin çarpımına eşittir. Oluşan voltaj değişimi ile ivme değeri ölçülür.

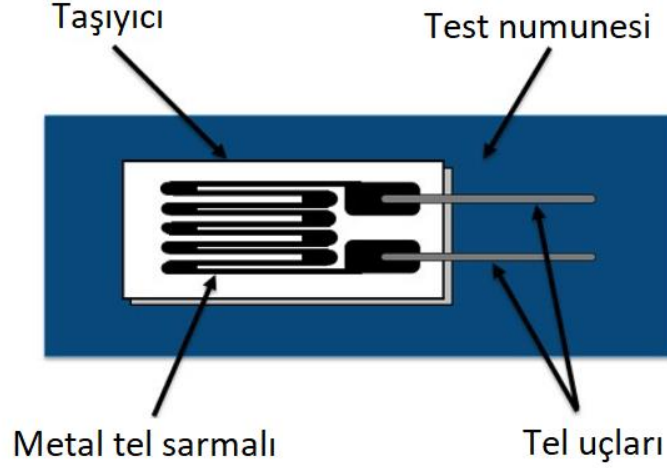


Şekil 3.1: Şematik bir ivmeölçer görseli [18].

Araç üzerindeki ivmeölçer lokasyonları belirlenirken gözetilen temel kriter, şasiye girdi oluşturabilecek tüm kısımlardan ivme verisi toplamaktır. Bununla birlikte, süspansiyonların her iki ucundan ivme verisi toplanmasının da kuvvet tahmini yapılırken gerekli olabileceği düşünülmüştür. Bu iki kriter göz önüne alınarak, ivmeölçer lokasyonları belirlenmiştir. Araç üzerindeki ivmeölçer konumları, ilgili başlıklar altında paylaşılan görsellerle birlikte verilecektir.

Uzama ölçer: Uzama ölçer, birim uzama ölçümlerinde kullanılan sensörlere verilen isimdir. Gerilme, kuvvet, basınç vb. büyüklükler direkt olarak ölçülebilen büyüklükler değildir. Bunlar, uzama ölçerler kullanılarak ölçülen birim uzama değerleri kullanılarak hesaplanabilir.

Uzama ölçerler, ince bir metalik telin boyunun kısılması – uzamasının, bu telin elektriksel direncindeki değişimindeki etkisini kullanarak birim uzama ölçümünü yaparlar. Şekil 3.2’de, şematik bir uzama ölçer görseli verilmiştir:



Şekil 3.2: Şematik bir uzama ölçer görseli [19]

Metal teldeki uzamayı daha yüksek hassasiyetle yakalayabilmek için görseldeki gibi sarmal yapılar kullanılmaktadır. Metal tel, çok ince bir taşıyıcı levha üzerindedir ve bu levha ölçüm numunesine yapışık şekildedir, dolayısıyla metal telin birim uzama değeri ile test edilen numunenin birim uzama değeri aynı olacaktır.

Burada dikkat edilmesi gereken hususlardan biri de, uzama ölçerin test numunesine enstrümantasyonudur. Yapıştırma işleminin hassasiyeti son derece kritik bir öneme sahiptir. Test edilecek yüzeyde boya, kir, pas vs. gibi kalıntılar olmaması için yüzeyde zımparalama ve temizleme işlemleri yapıp, yüzeyde herhangi bir yabancı madde olmadığından emin olunduktan sonra yapıştırma işlemi gerçekleştirilmelidir.

Uzama ölçer üzerindeki telde ortaya görülen boy değişimi, bu telin elektriksel direncinde değişime sebep olur. Bu değişimi gözlemleyebilmek için de, telin iki ucu bir wheatstone köprüsü devresine bağlanır ve bu direnç değişimi hassas şekilde ölçülür. Aşağıda belirtilen formül ile direnç değişiminden birim uzama değeri bulunur:

$$k. \varepsilon = \frac{\Delta R}{R} \quad (3.1)$$

Denklem 3.1’de k uzama ölçer faktörü, R ise elektriksel direnci ifade etmektedir.

Araçtaki uzama ölçer lokasyonları, araç yol testine hazırlık aşamasında yapılan SEM analizlerinin sonuçlarıyla belirlenmiştir. Bu aşamada yapılan analizler, araca ön ve arka tekerleklerden uygulanan birim yükler şeklindedir. Analizlerdeki amaç, temel yükleme durumlarında şasi üzerindeki gerilme durumu hakkında fikir sahibi olmaktır.

Uzama ölçerlerin doğru ve tutarlı ölçüm yapabilmesi için, enstrümante edilen bölgedeki gerilme gradyanının düşük olması ve gerilme değerlerinin görece yüksek olması gereklidir. Gerilme gradyanının düşük olması, enstrümante edilen uzama ölçerin iki ucundaki birim uzama değerlerinin birbirine paralel olmasını sağlar. Böylelikle daha doğru bir ölçümün yapılması sağlanır. Gerilme değerlerinin görece yüksek olması da, birim uzama sinyaliindeki gürültünün, ölçülen değerler yanında ihmal edilebilecek mertebelerde olmasına olanak sağlar. Bu sayede ölçülen birim uzama değerleri daha keskin olacaktır.

Deplasmanölçer: İki nokta arasındaki deplasman miktarını sürekli olarak ölçmeye yarayan sensörlerdir. Yol testinde deplasmanölçer kullanımının amacı, süspansiyonların zamana bağlı olarak nasıl davrandığının takibini yapabilmektir. Bu sayede, yay rijitliğinin bilinmesi halinde süspansiyonlar üzerindeki kuvvet değeri zamana bağlı olarak hesaplanabilir. Bunun yanında ivmeölçer verisi kullanılarak yapılan ivme – deplasman geçişinde kontrol kanalı olarak da deplasmanölçer verisi kullanılmıştır.

3.3 Test Verilerinin İşlenmesi

Test verilerinin işlenmesi, verilerin toplanması kadar önemli bir süreçtir. Toplanan verilerin doğru yorumlanması için, verilerin doğru işlenmesi kritik bir önem taşımaktadır. Veri işlemeyle birlikte, sinyaldeki gürültüler giderilebilir, sinyalin başlangıç değeri sıfırdan farklı ise sıfırlanabilir, ve bunun dışında pek çok matematiksel işlem de yapılabilir.

Yol testlerinde toplanan verilerin işlenmesinde nCode yazılımı kullanılmıştır. Yapılan işlemler, tanımlar ve örneklerle anlatılabilir.

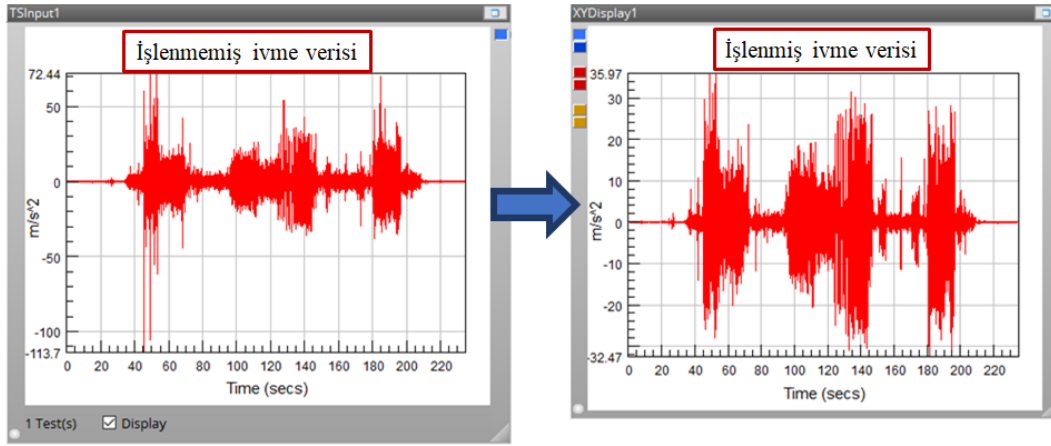
Alçak geçiren filtre: Belirlenen sınır frekansı değerinin altındaki frekanslara sahip sinyalleri geçirip, üzerindeki frekanslara sahip sinyalleri geçirmez.

Yüksek geçiren filtre: Belirlenen sınır frekansı değerinin üzerindeki frekanslara sahip sinyalleri geçirip, altındaki frekanslara sahip sinyalleri geçirmez.

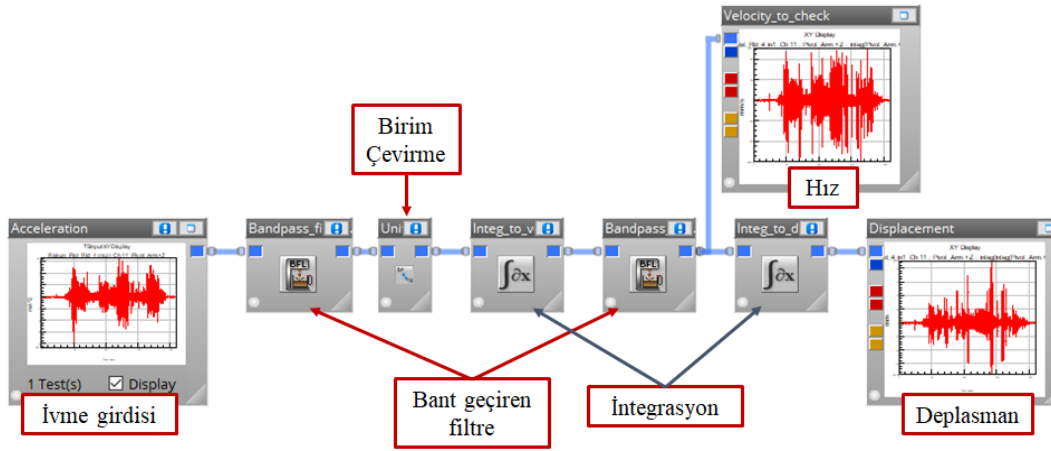
Alçak ve yüksek geçirgen filtrelerin birlikte kullanılmasından oluşan bant geçiren ve bant durduran filtreler de, belirlenen frekans aralığındaki sinyallerin geçip geçmemesinin kontrolünü sağlamada kullanılabilir. Bu tez çalışması kapsamında, alçak geçiren ve bant geçiren filtreler kullanılarak verilerin doğru değerlendirilmesi sağlanmıştır. Şekil 3.3'teki görsel, ivme sinyaline uygulanan 100 Hz alçak geçiren filtrenin etkisini belirtmek için verilmiştir. 100 Hz üzerinde oluşan yüksek frekanslı ivme pikleri, fiziksel anlamda dayanıma neredeyse hiç katkı yapmamaktadır. Bundan dolayı anlamlı bir değerlendirme yapabilmek için alçak geçiren filtre kullanılmıştır.

Çalışma kapsamında, ivme verilerinden deplasman üretmeye yönelik de bir çalışma olmuştur. Şekil 3.4'te bu çalışmaya ait blok diyagram verilmiştir. Burada, bant geçiren filtre, integrasyon ve birim çevirici blokları kullanılmıştır. Bant geçiren filtre, 1 – 100 Hz arasındaki sinyalleri geçirecek şekilde ayarlanmıştır. 0 – 1 Hz arası ivme sinyallerini de filtrelememizin sebebi, çok düşük frekanslı ivme değerlerinde çıkacak çok küçük yanlış ölçümlerin bile çok büyük mertebede hatalı deplasmanlara sebep olabilmesidir. Bant geçiren filtre ve iki integrasyon işlemi ile, ivme verilerinden deplasman verilerine geçiş mümkün olmuştur.

İvmeölçer verileri gibi birim uzama sinyalleri de nCode yazılımı ile işlenmiş ve incelenmiştir. Birim uzama verilerinin işlenmesinde, sinyaldeki genlik ve ortalama değerleri anlamlandırabilmek için rainflow çevrim sayma bloğu kullanılmıştır. Bunun yanında, rozet uzama ölçer konumunda oluşan zamana bağlı gerilme değerlerinin çıkartılması için, program içerisinde hazır bulunan rozet uzama ölçer bloğundan yararlanılmıştır. Eksenel uzama ölçerlerin bulunduğu konumda ise malzeme elastiklik modülü ile çarpım yapılarak o doğrultudaki gerilme değerleri hesaplanmıştır. Bu blokların görselleri ayrıca paylaşılsa da, bu bloklar kullanılarak yapılan işlemlerin sonuçları, ilgili başlıklar altında paylaşılmıştır.



Şekil 3.3: Alçak geçiren filtrenin yol testi ivme sinyaline etkisi.



Şekil 3.4: İvme – deplasman geçişi blok diyagramı.

4. SONLU ELEMANLAR METODU

4.1 Giriş

Teknolojik gelişmeler şüphesiz ki mühendislik yaklaşımlarını da ciddi manada etkilemiştir. Bu etkinin en net görüldüğü alanlardan birisi, bilgisayar kullanımının gün be gün artmasıdır. Bu artışın temel sebebi ise, bilgisayarların hesaplama gücünün sürekli olarak artış göstermesidir. Hesaplama gücündeki bu büyük artış, mühendislik hesaplamalarında neredeyse tamamen bilgisayar kullanımına geçilmesine ve mühendislikteki bu darboğazın gün be gün ortadan kalkmasına imkan sağlamıştır. Dijital ortamda yapılan bu mühendislik hesaplamaları, hem tasarım aşamasındaki parçalara kolayca yön vermek, hem de parçalarda yapılan test sayısını büyük oranda azaltarak paradan ve zamandan tasarruf edilmesine imkan sağlamaktadır.

Sonlu elemanlar yöntemi, günümüzde makine mühendisliği alanında en yaygın kullanılan hesaplamalı yöntemlerden birisi, belki de en yaygın olarak kullanılanıdır. Bugün bu kadar yaygın kullanılabilmesinin en temel sebebi ise, yukarıda bahsedildiği gibi hesaplama gücünün günden güne ciddi manada artmasıdır.

Sonlu elemanlar yöntemi, şu üç özellik ile karakterize edilebilir:

1. Problemin bütünü, “sonlu eleman” (finite element) adı verilen küçük alt bölümlerin bir araya gelmesiyle temsil edilir. Bir araya getirilmiş sonlu elemanlara “sonlu eleman ağı” (finite element mesh) adı verilir.
2. Her bir sonlu eleman üzerinde; fiziksel olay, istenen tipteki (polinom veya başka tip) denklemlerle temsil edilir ve elemanın “düğüm noktası” denen noktalarındaki fiziksel büyüklüklerle ilgili cebirsel denklemler geliştirilir.
3. Elemanlar için geliştirilen denklemler, süreklilik ve fiziksel büyüklüklerin dengede olması şartı ile birleştirilir [20].

Sonlu elemanlar metodu kullanılarak yapılan hesaplama işleminin bütünü sonlu elemanlar analizi olarak adlandırılabilir. Aşağıda, bir sonlu eleman analizinin temel adımları sıralanmıştır:

1. Sürekli ortam ayrıştırması: Çözüm yapılacak bölge, sonlu elemanlara bölünür. Bu sonlu eleman ağı, genellikle bir önışlemci (preprocessor) programı yardımı ile elde edilir. Oluşturulan ağ, temel olarak düğüm noktası koordinatlarını ve eleman bağlantılarını içerir.
2. Enterpolasyon fonksiyonlarının belirlenmesi: Enterpolasyon fonksiyonları, bir eleman içerisindeki alan değişkenlerinin hesaplanması için kullanılır. Genellikle polinom fonksiyonlar enterpolasyon fonksiyonu olarak seçilir. Polinomun derecesi, elemanın içerdiği düğüm noktası sayısına bağlıdır.
3. Eleman özelliklerinin - deklemlerinin hazırlanması: Düğüm noktalarındaki bilinmeyen değerlerini diğer bilinen parametrelerle ilişkilendirip çözüm yapabilmek adına, sonlu eleman için matris denklemi oluşturulmalıdır. Bunun için pek çok metod vardır. En sık kullanılanları ise varyasyon yaklaşımı ve Galerkin metodudur.
4. Eleman denklemlerinin birleştirilmesi: Global denklem takımının bulunabilmesi için, tüm eleman denklemlerinin birleştirilmesi gerekir. Birleştirme işleminde elemanların bağlantıları kullanılır. Eleman denklemleri birleştirildikten sonra, çözüm yapabilmek için, sınır koşulları uygulanarak global denklem takımı düzenlenir.
5. Global denklem çözümü: Sonlu eleman global denklem sistemi ayrık ve simetriktir. Çözüm için direkt ve iteratif yöntemler kullanılabilir. Yük koşullarının da global denklem sistemine eklenmesiyle, bilinmeyen düğüm noktası değerleri için denklem sistemi çözülür.
6. Sonuçların hesaplanması: Çoğunlukla, çözüm yapıp düğüm noktasındaki bilinmeyen değerler bulunduktan sonra başka değerlere de ihtiyaç duyulur. Bundan dolayı da ekstra hesaplamalar yapılır. Örneğin; mekanik problemlerde, global denklem takımında yapılan çözümle elde edilen deplasman değerlerine ek olarak gerilme ve birim uzama değerleri de hesaplanır. [21]

Hesaplamalı pek çok yöntemde olduğu gibi, sonlu elemanlar metodunun da bazı avantajları ve dezavantajları bulunmaktadır. Sonlu elemanlar metodunun başlıca avantajları şu şekilde sıralabilir:

1. Matematiksel olarak $[K] \times \{u\} = \{F\}$ formatında yazılabilen hemen hemen her türlü problemin (lineer elastisite, ısı geçişi, piyezoelektrik vb.) çözümü yapılabilir.

2. Sonlu eleman ağında farklı eleman boyutlarının kullanılabilmesi ile, hem basit hem karmaşık geometrilerde analiz yapılabilir. İstendiği takdirde, geometrideki en küçük ayrıntıları yakalamak bile mümkündür.
3. Analiz yapılan sistemdeki yükleme ve sınır koşulları kolayca değiştirilebilir. Bu sayede, pek çok farklı çalışma koşulu, gerçek hayatta yapılan testlerin aksine, analize kolay bir şekilde yansıtılabilir.
4. Test ortamında ortaya çıkabilecek insan kusurları, test edilecek parçalardaki üretim hataları gibi istenmeyen kusurlar ortadan kalkar. Aynı sisteme aynı sınır ve yükleme koşullarında yapılan analizler birebir aynı sonucu verir.
5. Kurulan sonlu elemanlar modelindeki malzeme parametreleri kolaylıkla değiştirilebilir. İzotropik, anizotropik, lineer, nonlineer pek çok malzeme modeli ile eleman matrisleri kurulabileceği gibi, malzeme parametrelerinde ufak değişiklikler yapmak da mümkündür.

Bazı dezavantajları da şunlardır:

1. Analizde ele alınan problemin çözümünde belli başlı kabuller yapılmaktadır. Sınır koşullarında, kontakt bölgelerinde, sistemde tanımlanan ek fiziksel denklemlerdeki kabuller, analizin doğruluğunda önemli rol oynar.
2. Malzeme parametreleri, yükler ve sınır koşulları gibi pek çok parametrenin doğruluğu son derece kritiktir. Parametrelerin doğru bilinmesi ve analize doğru bir şekilde girilmesi gerekir.
3. Eleman ağındaki eleman sayısının, dolayısıyla düğüm sayısının çok artması, çözüm sürelerinin ciddi oranda uzamasına yol açabilir. Geometrinin sonlu eleman ağında çok detaylı bir şekilde modellenmesi, hesaplama süresinin ciddi oranda uzamasına neden olabilir. Sadece gereken yerlerde detaya girilmesi bu açıdan kritiktir.
4. Sistemdeki nonlineer etkiler, çözüm süresini ciddi manada uzatır. Bu etkiler kontakt bölgelerindeki sürtünmeler, nonlineer malzemeler, geometrik nonlineeriteler, nonlineer yay katsayıları vb. durumlardan kaynaklanmaktadır. Nonlineer sistemlerde, iteratif çözümlere gidilmesi ihtiyacından dolayı çözüm süreleri tamamen lineer olan sistemlere göre daha fazla olacaktır.
5. Yukarıda bahsedilen ve çözüm süresini uzatan etkilerden bir ya da birkaçı söz konusu olduğu takdirde, makul çözüm sürelerinde analizin tamamlanabilmesi için yüksek hesaplama gücü, dolayısı ile güçlü bilgisayar ihtiyacı doğar.

4.2 Eleman Tipleri

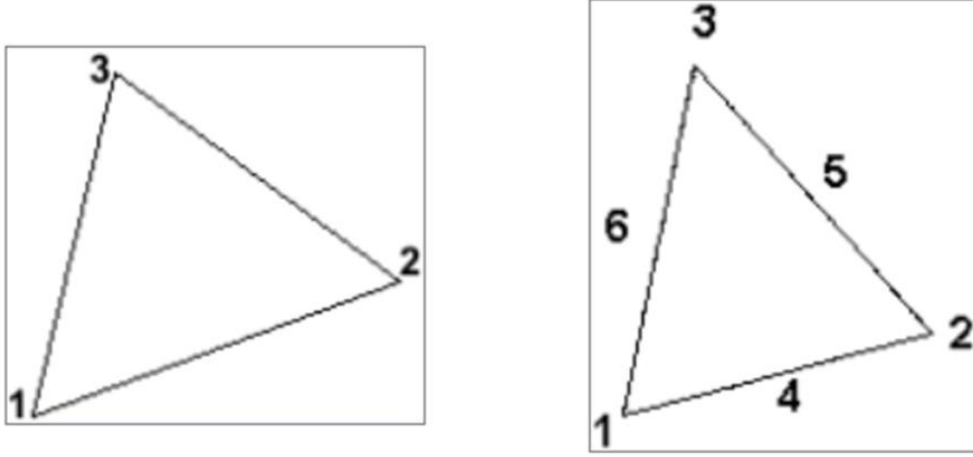
Sonlu eleman analizinde, bir sonlu eleman ağı oluşturulurken pek çok tipte eleman kullanılabilir. Kullanılacak eleman tipleri, analizi yapılacak sistemdeki parçaların tiplerine, geometrilerine ve analiz eden kişinin yorumlamasına göre değişiklik gösterebilir. Kullanılacak eleman tipleri, yapılacak analizin sonuçlarının doğruluğunu önemli oranda etkileyebilir. Örneğin; ince bir sac parçada, sac kalınlığı boyunca bir eleman olacak şekilde üç boyutlu elemanlar kullanılarak örülen bir ağ yapısı ile yapılan analizin sonuçları gerçeği yansıtmayacaktır. Aynı geometriye kalınlık boyunca beş eleman olacak şekilde üç boyutlu elemanlarla örülen ağ yapısı ile analiz yapıldığında sonuçlar gerçeğe yakın olsa da, çözüm süresi oldukça uzayacaktır. Bu tarzda bir geometri için, iki boyutlu kabuk elemanlar kullanarak yapılacak bir analiz hem çözüm süresini oldukça kısaltır hem de gerçekçi sonuçlar alınmasına olanak tanır.

Elemanlar boyutlarına göre sınıflandırılacak olursa; temel olarak boyutsuz, 1 2 ve 3 boyutlu elemanlar olarak dörde ayrılabilir. Boyutsuz elemanlar, sadece tek bir düğüm noktasından oluşmaktadır. Teknik olarak bir elemandan ziyade, seçilen bir düğüm noktasına eklenen bir büyüklük gibi de düşünülebilir. Kütle ve atalet momenti elemanları, boyutsuz elemanlara örnek olarak verilebilir.

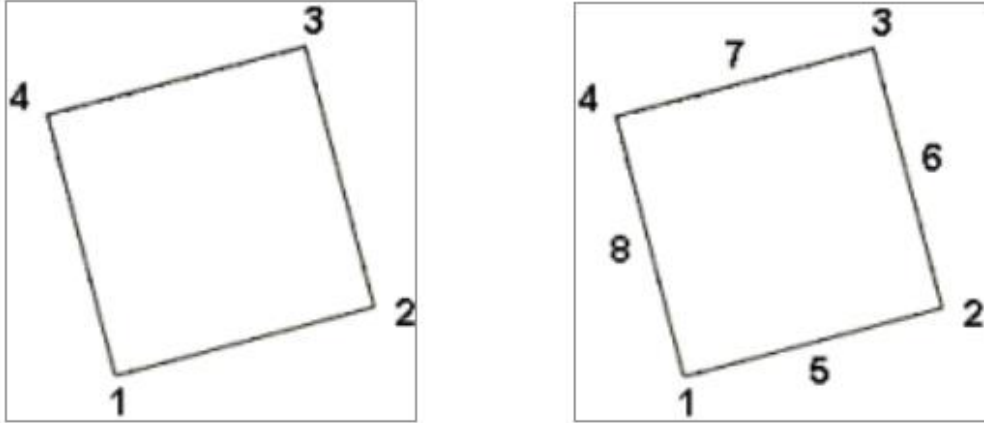
1 boyutlu elemanlar, iki ucunda iki adet düğüm noktası içeren eleman tipleridir. Çubuk, kiriş, yay, sönüm elemanı, konektör, rijit gibi farklı tipte eleman bulunabilir. Kiriş ve çubuk elemanlar, genellikle üzerinde gerçekçi gerilme, deformasyon vb. sonuçlar aranmayan ancak sürekliliğin sağlanmasında önem taşıyan eksenel geometrilili parçalarda (pin, cıvata, perçin vb.) kullanılan eleman tipleridir. Kiriş ve çubuk elemanlarda ikinci dereceden eleman tipleri kullanılabilir. Bu durumda elemanın orta noktasında bir adet düğüm noktası daha olacaktır. Yay ve sönüm elemanı gibi elemanlar süspansiyon, yay, amortisör, veya belirli rijitlik değeri içeren eksenel bağlantıların modellenmesinde kullanılır. Konektör elemanlar ise genel olarak yatak, burç, rulman gibi farklı doğrultularda farklı fiziksel özellikler barındıran bağlantı elemanlarının modellenmesinde kullanılmaktadır. Rijit elemanlar ise bir düğüm noktasını başka bir düğüm noktasına direkt olarak bağlayan eleman tipidir.

2 boyutlu elemanlar, üçgen ve dörtgen formunda olmak üzere temelde iki tiptedir. Şekil 4.1’de birinci ve ikinci derece üçgen elemanlar ve düğüm noktalarını içeren görseller verilmiştir. Birinci derece üçgen eleman sadece köşelerinde olmak üzere

toplam 3, ikinci derece eleman ise köşelerinde ve kenarlarında olmak üzere toplamda 6 düğüm noktası içermektedir. Birinci ve ikinci derece dörtgen eleman görselleri de Şekil 4.2’de verilmiştir. Burada da üçgen elemanlara benzer şekilde, birinci derece elemanda 4, ikinci derece elemanda 8 adet düğüm noktası bulunur.



Şekil 4.1: Birinci derece (solda) ve ikinci derece (sağda) üçgen eleman görselleri [22].



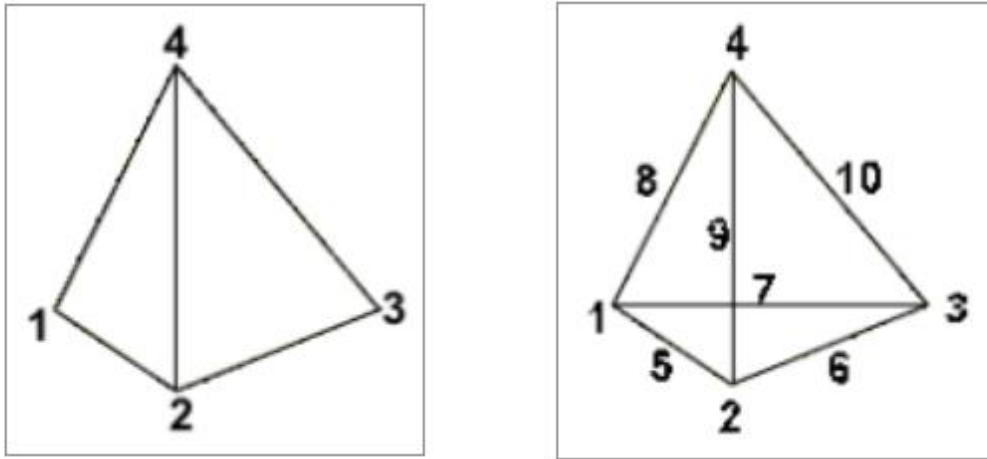
Şekil 4.2: Birinci derece (solda) ve ikinci derece (sağda) dörtgen eleman görselleri [22].

İki boyutlu elemanlar plaka, kabuk, membran gibi farklı tiplerde bulunabilir. Genel olarak sonlu eleman paket programlarında plaka elemanlardan ziyade kabuk elemanlara yoğunlaşmıştır. İki boyutlu elemanlar daha çok sac malzeme, metal profil, boru vb. bir boyutunun diğer ikisine oranla küçük kalan geometrilerin modellenmesinde kullanılan eleman tipleridir. Bu tez çalışması kapsamında da,

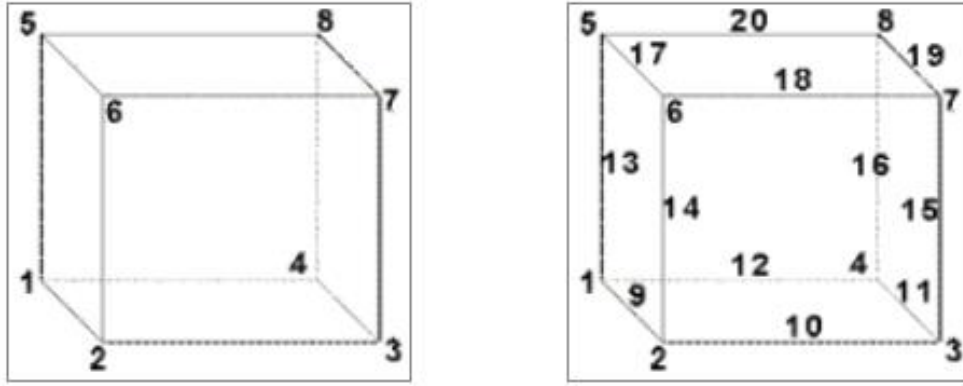
modellemenin çok büyük bölümü kabuk elemanlardan oluşmaktadır. Çünkü şasi, salıncak kolları ve pivot kolu parçaları, metal sac ve profillerden üretilmiş parçalardır.

İki boyutlu elemanlara dair bir diğer önemli husus da, üçgen – dörtgen eleman tiplerinin hesaplamalardaki farklılığıdır. Birinci derece üçgen elemanlardaki interpolasyon fonksiyonlarından dolayı, bu elemanların üzerindeki tüm noktalarda gerilme – birim uzama değeri sabit kalmaktadır. Bu durum, ağ modellemesi yapılmış parçayı gerçekçi şekilde modellemeyi engelleyebilir. Bundan dolayı, kabuk elemanlar kullanılarak hazırlanan sonlu eleman ağ modellerinde mümkün oldukça dörtgen eleman kullanılması, analiz doğruluğu açısından daha uygun olacaktır.

Son olarak da 3 boyutlu elemanlara değinmek gerekirse, bu eleman tipleri de temelde dörtyüzlü ve altıyüzlü elemanlar olarak kullanılmaktadır. Piramit, üçgen prizma formundaki elemanlar paket programlarda bulunsa da, mümkün oldukça kullanılmaması tavsiye edilmektedir [23]. Şekil 4.3'te birinci ve ikinci derece dörtyüzlü, Şekil 4.4'te de birinci ve ikinci derece altıyüzlü eleman görselleri verilmiştir. Birinci ve ikinci derece dörtyüzlü elemanlar sırasıyla 4 ve 10, altıyüzlü elemanlar ise sırasıyla 8 vs 20 adet düğüm noktasına sahiptir. Buna ek olarak 3 boyutlu elemanlar diğer eleman tiplerinden farklı olarak, düğüm noktalarında sadece öteleme serbestlik derecelerini bulundurmaz. Dönme serbestlik derecelerini bünyelerinde barındırmazlar.



Şekil 4.3: Birinci derece (solda) ve ikinci derece (sağda) dörtyüzlü eleman görselleri [22].



Şekil 4.4: Birinci derece (solda) ve ikinci derece (sağda) altıyüzlü eleman görselleri [22].

Birinci derece dörtyüzlü elemanlarda, birinci derece üçgen elemanlarda görülene benzer şekilde, eleman hacmi içindeki tüm noktalarda gerilme – birim uzama değerleri sabit kalmaktadır. Ancak dörtgen ve altıgen elemanların birlikte kullanılarak ağ modeli kurulması pek mümkün değildir. Bunun yanısıra, döküm parçalar gibi kompleks geometrilerde altıyüzlü elemanlar kullanarak modelleme yapmak pratikte mümkün değildir. Dolayısı ile geometrik olarak görece basit parçalarda birinci derece altıyüzlü elemanlar kullanılabilir iken, kompleks geometrilerde ise ikinci derece dörtyüzlü elemanlar kullanılmalıdır.

4.3 Analiz Tipleri

Sonlu elemanlar metodu kullanılarak gerçekleştirilebilecek çok sayıda analiz tipi vardır. Daha önce de bahsedildiği gibi, istenen matematiksel forma sokulabilen problemler için bu metodu kullanmak mümkündür. Bunda dolayı tüm analiz tiplerinin değil, sadece bu çalışmada kullanılan analiz tiplerinin açıklanması daha uygun olacaktır.

4.3.1 Statik analiz

Statik analiz, en sık kullanılan, en temel analizlerden biri olarak kabul edilebilir. Kuvvet, basınç, ivme, deplasman vb. statik yüklemeler sisteme uygulanarak, sistemin bu yüklemeler altındaki deplasman, gerilme, birim uzama gibi büyüklükleri hesaplanır. Bu tez çalışması kapsamında da pek çok farklı statik analiz yapılmıştır. Bazı örnekler şunlardır:

- İlk test aracında, ön ve arka tekerleklerden ayrı ayrı birim yükler uygulanarak yapılan analizler
- Yeni prototip aracının şasi tasarımının yönlendirilmesinde kullanılan, yol testinden elde edilen ivme yükleri kullanılarak yapılan analizler
- Maksimum kayış yükleri kullanılarak yapılan, salıncak kolu deplasman kontrolünün yapıldığı analizler

4.3.2 Modal analiz

Modal analiz, en sık kullanılan ve en temel kabul edilebilecek bir diğer analiz tipidir. Analiz edilen yapının belirtilen sınır koşullarında veya herhangi bir sınır koşulu olmadan, serbest sınır koşullarında, doğal frekanslarının ve mod şekillerinin elde edilmesini sağlar. Yapının temel dinamik karakteristiğinin sanal ortamda elde edilmesini sağlar. Modal test öncesinde, yapının mod şekillerinin ve doğal frekanslarının tahmin edilmesini ve ona göre enstrümantasyon ve veri toplama işlemi yapılmasını sağlar ve bu alanda da sıklıkla kullanılır. Modal parametreleri temel alan pek çok dinamik analize de girdi oluşturma bakımından da sıklıkla kullanılmaktadır. Ayrıca, çoklu cisim dinamiği analizlerinde elastik cisimlerin kullanılması için de cismin bir sonlu eleman modal analizi gereklidir.

Bu tez çalışması kapsamında, SEM model doğrulaması amacıyla ilk test aracında modal analizler yapılmıştır. Gereken modal analiz sonuçları, ilgili kısımlarda verilecektir.

Tez çalışması kapsamında yapılan sonlu eleman analizlerinin tamamında çözücü olarak Abaqus paket programı kullanılmıştır. Analiz modellerinin hazırlanmasında HyperMesh, analiz sonuçlarının görüntülenmesi ve detaylandırılmasında da HyperView ve Abaqus Viewer yazılımlarından destek alınmıştır.

4.4 Yakınsama Analizi

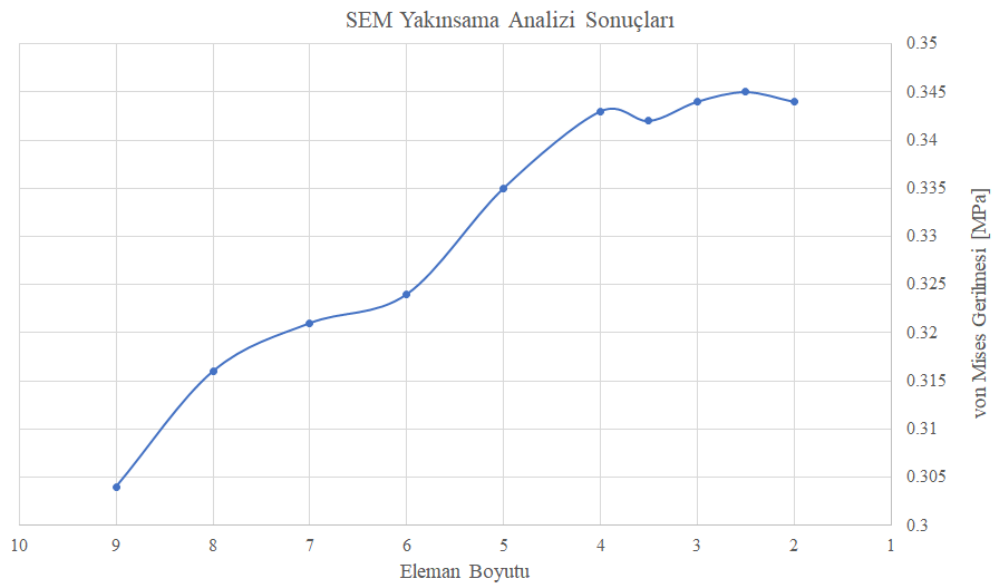
SEM kullanılarak yapılan analizlerde kurulan ağ modelinin doğruluğu, elde edilen analiz sonuçlarına doğrudan etki yapan etmenlerden birisidir. Ağ modeli kurulurken, doğru eleman boyutu seçimi de ağ modelinin doğruluğunu gösteren öğlerden birisidir. Eleman boyutu, analiz sonuçlarını etkileyebilen parametrelerden birisidir. Ağ modeli olarak adlandırılan yapı, gerçek hayattaki parçaların geometrilerini, belirli boyuttaki

elemanlara bölerek oluşturulur. Eleman boyutu seçiminde yapılacak hata, sonuçları ciddi metrebelerde etkileyebilir.

SEM analizlerindeki eleman boyutunun doğru seçiminin sağlanması için, “yakınsama analizi” adı verilen analizler yapılabilir. Bu analizin adımları şu şekilde sıralanabilir:

1. SEM analizi yapılacak sistemin farklı eleman boyutları kullanılarak ağ modelleri oluşturulur.
2. Oluşturulan ağ modellerinin hepsiyle aynı sınır ve yük koşullarıyla SEM analizleri yapılır.
3. Eleman boyutuna bağlı olarak değişen analiz sonuçları (gerilme, deplasman vb.) incelenir ve sonuçların eleman boyutundan bağımsız hale geldiği eleman boyutu seçilir.

Bu tez çalışması kapsamında da doğru eleman boyutu seçimi için bir yakınsama analizi yapılmıştır. Yakınsama analizinde, ilk deneme aracındaki uzama ölçer loksasyonlarını belirlemek için yapılan, aracın ön tekerlek lokasyonundan birim kuvvet uygulanan SEM analizi kullanılmıştır. Yakınsama analizinde, 2 mm – 9 mm arasındaki eleman boyutları için SEM analizleri yapılarak, Şekil 5.6’da da gösterilecek olan profil yuvarlatma bölgesindeki maksimum von Mises gerilmesi değerleri incelenmiştir. Bu yakınsama analizinin sonuç grafiği Şekil 4.5’te, sayısal sonuçları da Çizelge 4.1’de verilmiştir.



Şekil 4.5: SEM yakınsama analizi sonuç grafiği.

Değişen eleman boyutlarına göre von Mises gerilme sonuçları incelendiğinde, 4mm ve daha küçük eleman boyutları için SEM analizi sonuçlarının eleman boyutundan neredeyse bağımsız olduğu görülür. Tez çalışması kapsamında bu yakınsama analizinin de sonucu göz önüne alınarak, 3 ve 3,5 mm eleman boyutları kullanılarak araç ağı modeli kurulmuştur.

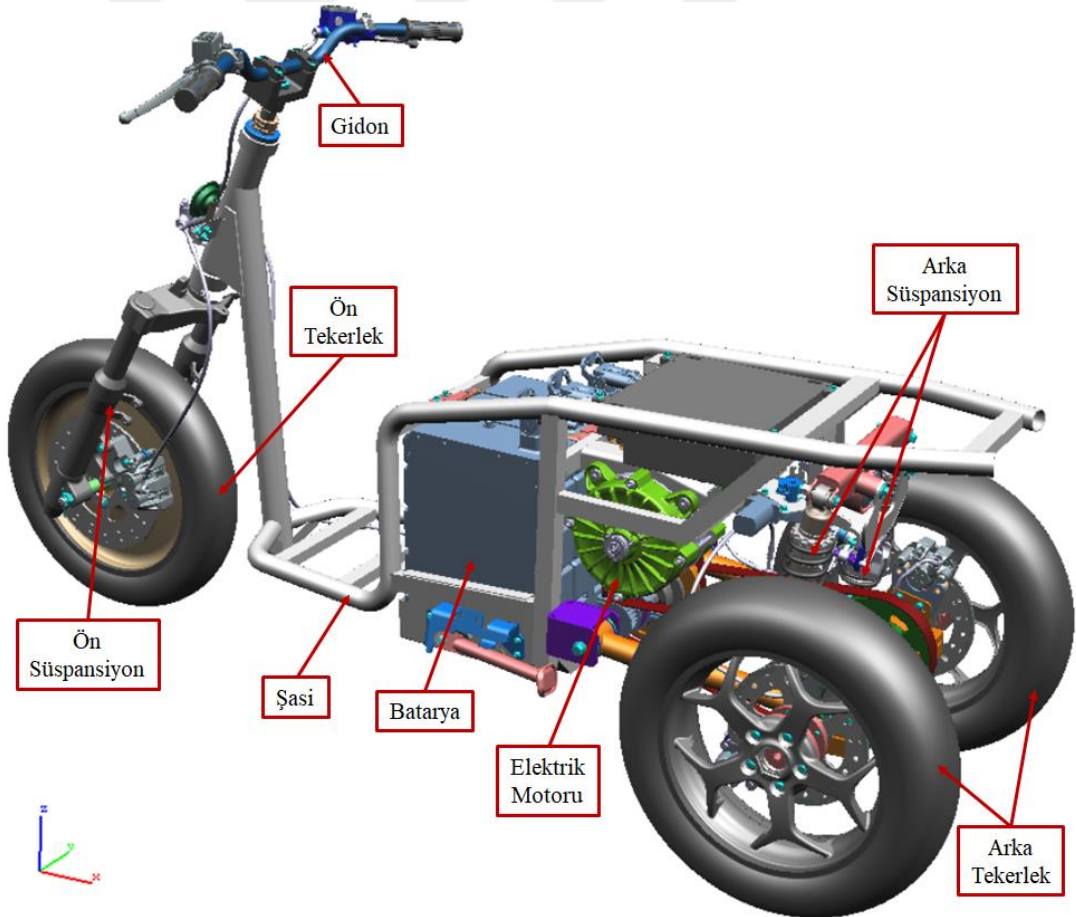
Çizelge 4.1: SEM yakınsama analizi sonuçları

Eleman boyutu	von Mises gerilmesi
2 mm	0,344 MPa
2,5 mm	0,345 MPa
3 mm	0,344 MPa
3,5 mm	0,342 MPa
4 mm	0,343 MPa
5 mm	0,335 MPa
6 mm	0,324 MPa
7 mm	0,321 MPa
8 mm	0,316 MPa
9 mm	0,304 MPa

5. İLK DENEME ARACINDA YAPILAN ÇALIŞMALAR

5.1 Aracın Tanıtımı

İlk deneme aracı olarak isimlendirilen araç, adından da anlaşıldığı üzere üzerinde testler ve denemeler yapmak ve ürünün geliştirilmesi sürecindeki sonraki adımları netleştirebilmek için üretilmiş bir araçtır. Aracın genel tasarımı, çalışma prensibi, güç aktarma sistemi vb. özellikleri “Sistemin Tanıtımı” başlığı altında anlatılmış olan prototip araçla büyük oranda paralellik gösterse de, bu deneme aracı olgunluktan uzak bir tasarıma, makine elemanları kalitesine ve montaj hassasiyetine sahiptir. Bu aracın bir görseli Şekil 5.1’de verilmiştir:

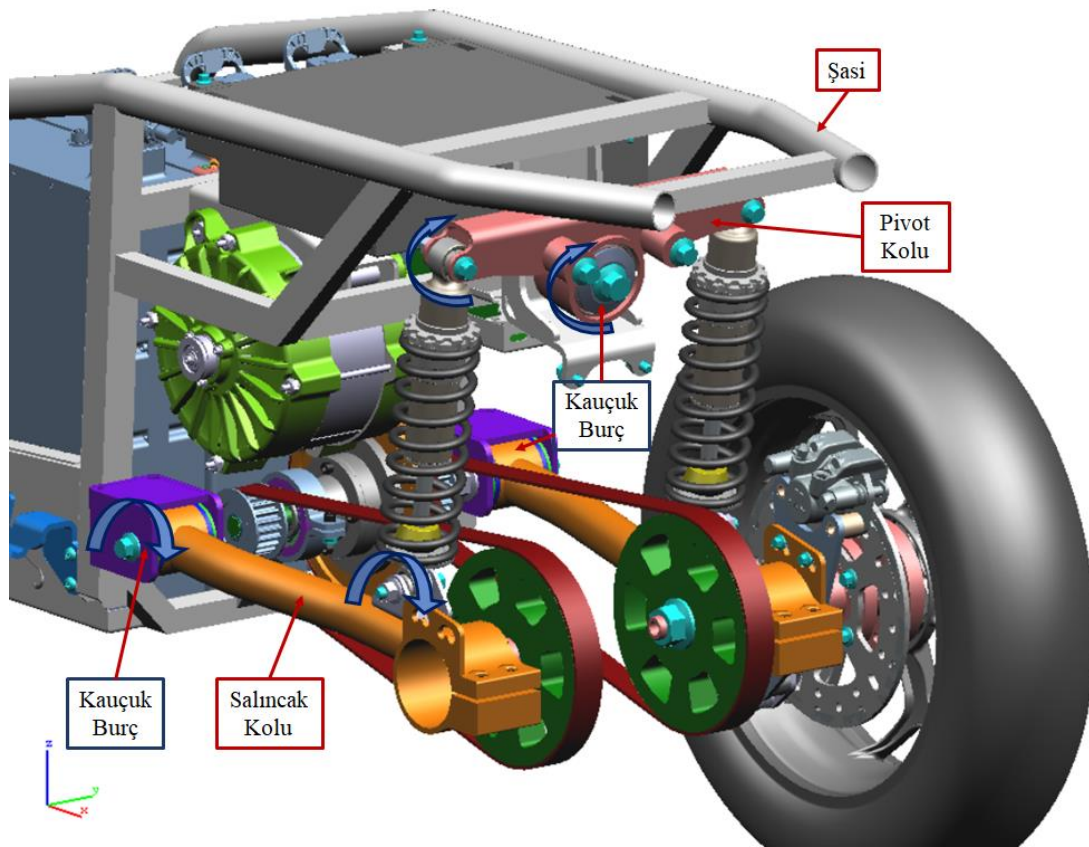


Şekil 5.1: İlk deneme aracına ait bir görsel.

Bu deneme aracındaki tasarım kriterleri, genel olarak piyasada hali hazırda bulunan araçların tasarımları incelenerek ve maliyet gözetilerek ortaya çıkmıştır. Aracın

üretilmesinden önce detaylı bir dayanım değerlendirmesi yapılmamıştır. Bu deneme aracıyla yapılacak denemeler ve testler, daha sonradan ortaya çıkacak prototip seviyesi aracın tasarımını yönlendirmek için önemli bir girdi oluşturmuştur.

Deneme aracının şasisi, çelik malzemeden üretilmiş sac ve profiller kullanılarak kaynaklı bağlantılarla üretilmiştir. Araç gücünü tek bir elektrik motorundan alır. İki kademeli kayış – kasnak sistemiyle motordan alınan tahrik arka iki tekerleğe aktarılır. Batarya, elektrik motoru, evirici gibi parçaları araca özel olarak imal edilmemiştir, genel olarak piyasadaki yedek parçalardan istenen teknik kriterleri sağlayan ve erişilebilen parçalar bu araçta kullanılmıştır. Pivot kolu ve salıncak kolu parçalarının dönme noktalarında kullanılan döner elemanlar olarak kauçuk burçlar kullanılmıştır. Bu araca ait pivot ve salıncak kollarını içeren görsel Şekil 5.2’de verilmiştir:



Şekil 5.2: İlk deneme aracının pivot kolu ve salıncak kolu detaylarını içeren görsel.

Görselde, salıncak kolu ve pivot kolunun hareketlerindeki dönme eksenleri ve kauçuk burçların kullanıldığı döner eleman lokasyonları verilmiştir. Kauçuk burç kullanımının getirdiği kolay montaj ve maliyet avantajının yanında sürtünme ve sürüş konforu gibi dezavantajları da bulunmaktadır. Sürüş esnasında bu kauçuk burçların

kullanılmasından dolayı meydana gelen sürtünmeler, aracın yatabilme kabiliyetinin istenen rahatlıkta ve konforda olmamasına sebep olmuştur.

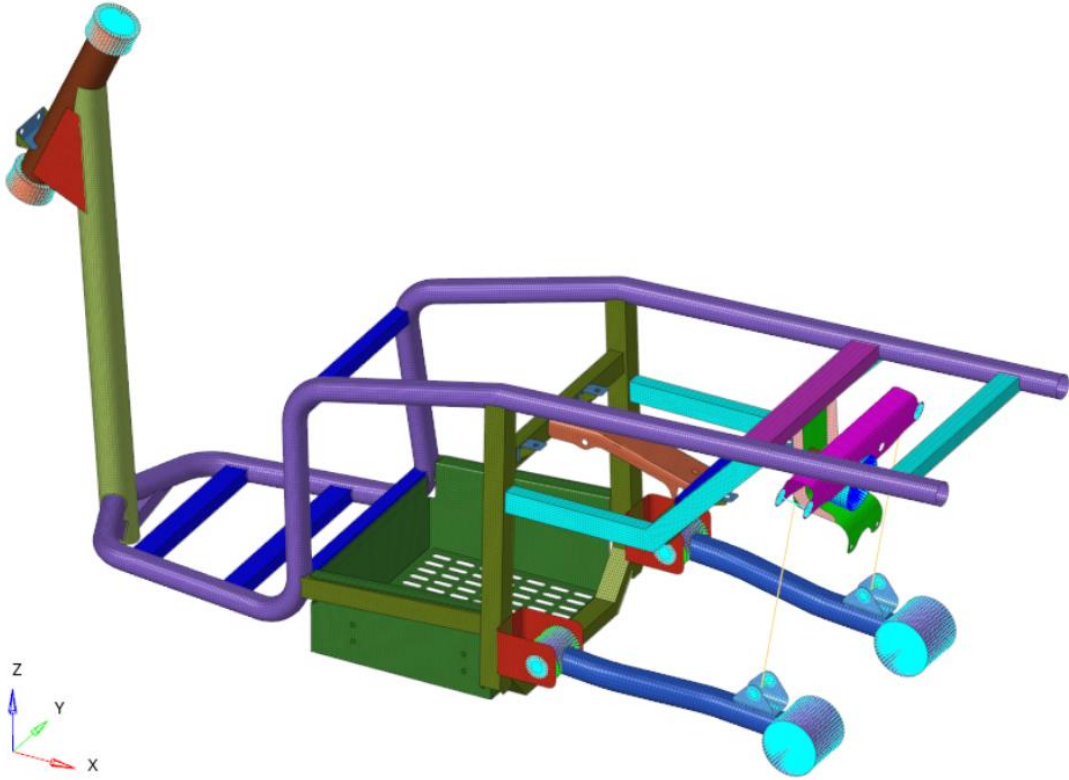
5.2 Araç Üzerinde Yapılan Çalışmalar

İlk deneme aracı üzerinde yapılan çalışmaların temel amacı, ortaya çıkacak ürün hakkında mümkün oldukça fikir edinebilmektir. Tez kapsamında yapılan dayanım çalışmaları için, burada edinilebilecek en kritik çıktı aracın kullanım koşullarındaki yük durumu hakkında toplanacak verilerdir. Bundan dolayı bu araçla bir yol testi yapmak en büyük önceliktir. Yol testi öncesinde aracın mevcut tasarımıyla yapılacak SEM analizleri de, hem araç hakkında fikir sahibi olunmasına hem de test için enstrümante edilecek aracın sensör lokasyonlarının belirlenmesine katkı sağlayacaktır. Yol testi sonrasında, araca bir modal çekiş testi de yapılmış ve test sonuçlarının SEM modal analizi sonuçları ile de doğrulama çalışması yapılmıştır.

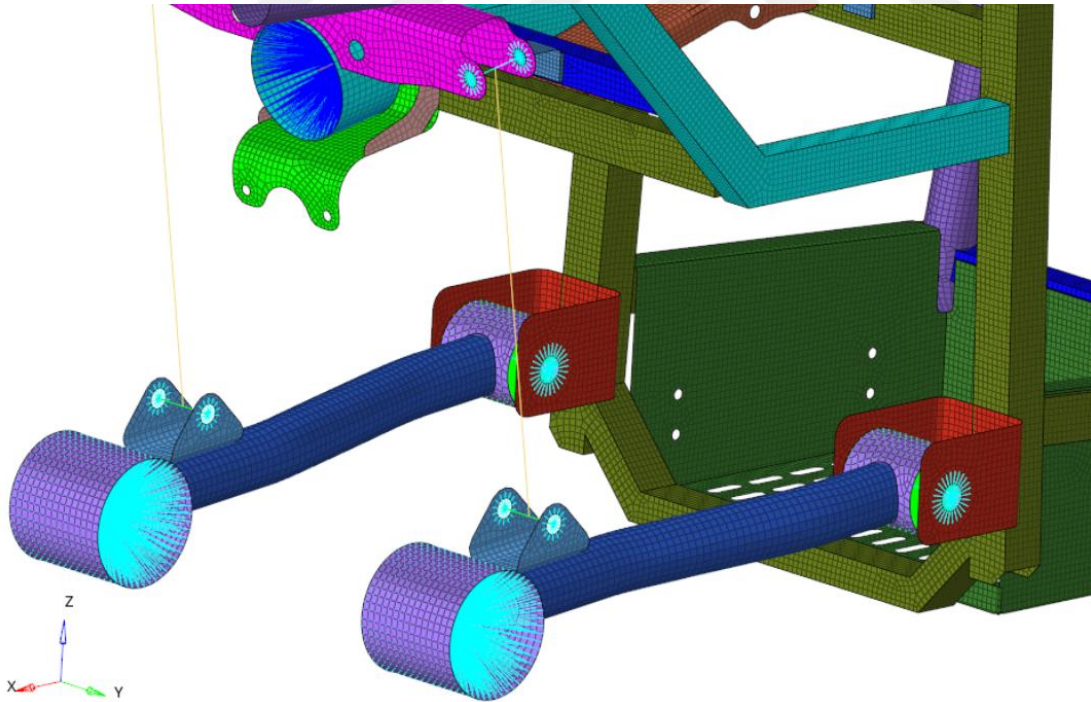
5.2.1 SEM analizleri

İlk deneme aracında yapılan SEM analizlerinin iki temel amacı vardır. Bunlar, aracın genel davranışı hakkında fikir sahibi olmak ve yol testleri için sensör lokasyonlarını belirlemektir.

Araçla yapılan ilk SEM analizleri, ön ve arka tekerleklere birim kuvvetler uygulanarak yapılan statik analizlerdir. Bu analizlerde kullanılan ağ modeli aşağıdaki görsellerde (Şekil 5.3, Şekil 5.4) verilmiştir.



Şekil 5.3: İlk deneme aracı statik analizlerinde kullanılan ilk SEM ağ modeli.

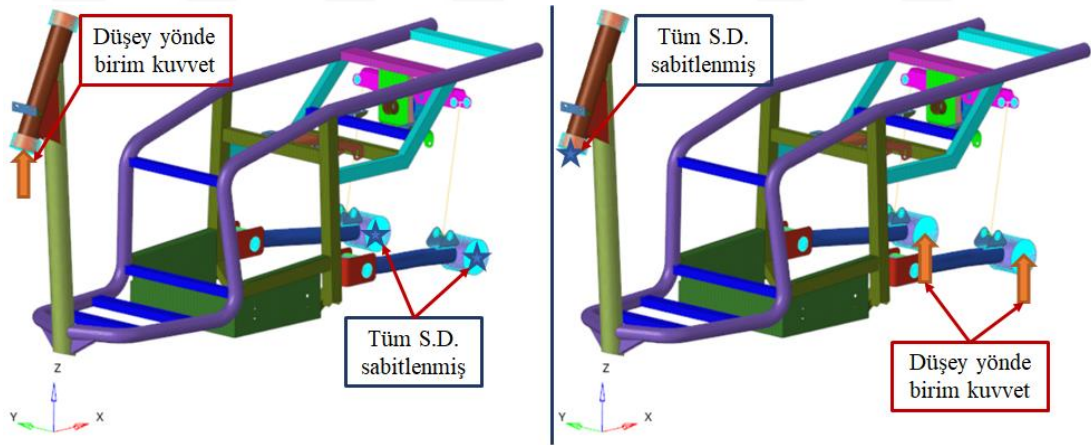


Şekil 5.4: İlk deneme aracı statik analizlerinde kullanılan ilk SEM ağ modeli, arka kısım.

Görselleri verilen (Şekil 5.3, Şekil 5.4) SEM ağ modeli, aracın şasisini, pivot kolunu, salıncak kolunu, arka süspansiyonları ve döner bağlantı elemanlarını içermektedir.

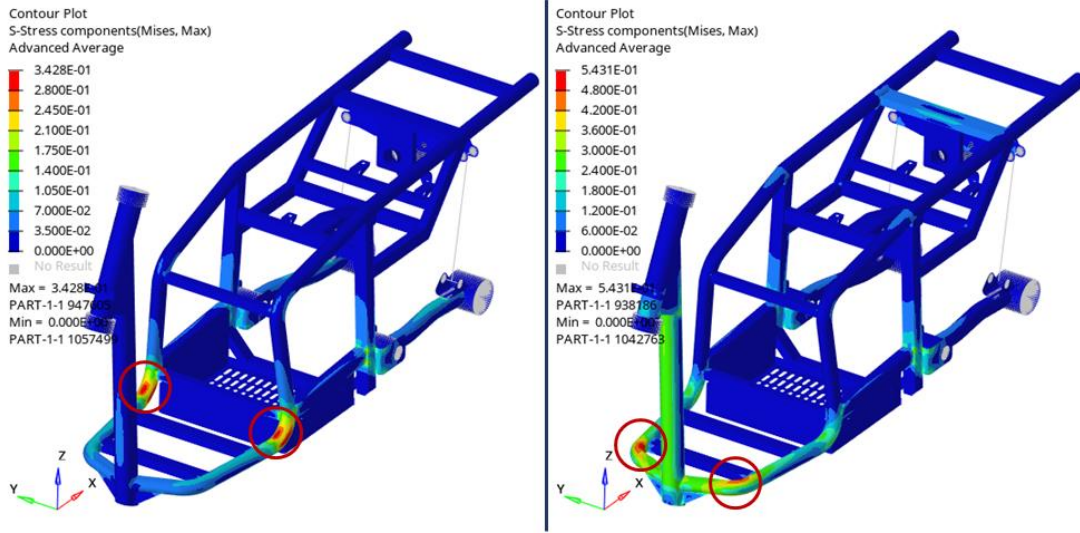
Şasi tamamen iki boyutlu kabuk elemanlar kullanılarak modellenmiştir. Kaynaklı bağlantılar, bu iki boyutlu elemanların birbirine T şeklinde bağlanmasıyla temsil edilmiştir. Kabuk elemanların neredeyse tamamı dörtgen elemanlardan oluşmaktadır. Geometrinin dörtgen eleman oluşturmaya yeterince imkan vermediği bölgelerde üçgen kabuk elemanlar kullanılmıştır. Modeldeki üçgen kabuk eleman sayısının dörtgen kabuk elemanlarınkine oranı yaklaşık binde bir mertebesinde. Arka süspansiyonun modellenmesinde bir boyutlu yay elemalardan yararlanılmıştır. Bu elemanların yay rijitlikleri, süspansiyon tedarikçisinden edinilen yay rijitliği bilgisi kullanılarak belirlenmiştir. Döner bağlantılar için de bir boyutlu konektör elemanlar kullanılarak, gerekli doğrultulardaki dönme serbestliği tanımlanmıştır. Bağlantılarda, konektör elemanlarla birlikte bir boyutlu rijit elemanlar da kullanılmıştır. Yapılacak bu statik analizlerdeki temel amaç, ön ve arka tekerleklerden uygulanacak yükler karşısında şaside oluşacak gerilme dağılımını incelemektir. Bundan dolayı da bu analiz özelinde batarya, motor, sürücü vb. yük taşımayacak ve şasinin gerilme dağılımını etkilemeyecek kısımların modellenmesine ihtiyaç duyulmamıştır.

Deneme aracıyla yapılan statik SEM analizlerindeki yük ve sınır koşullarını Şekil 5.5'te belirtilmiştir.



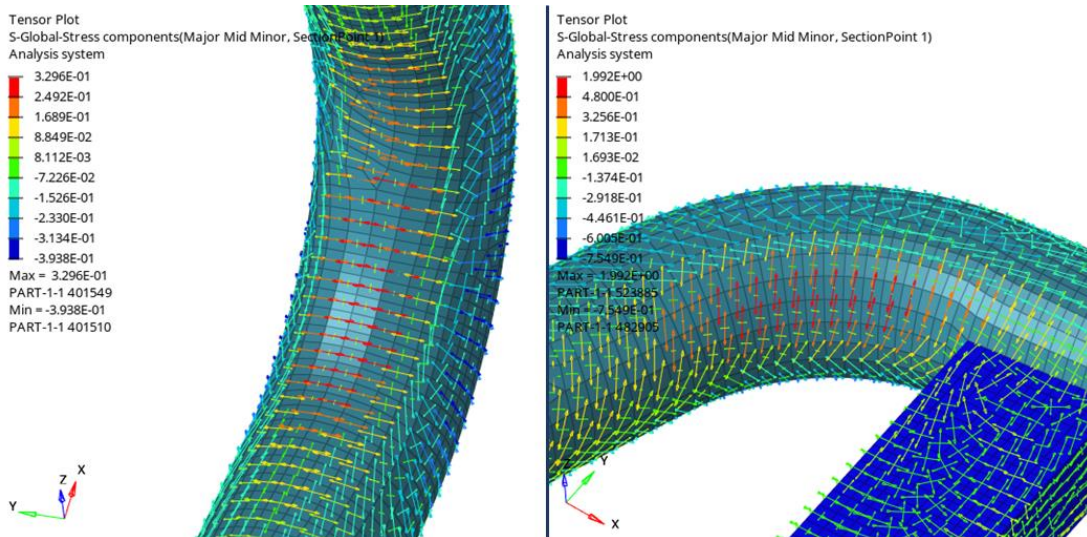
Şekil 5.5: Önden (solda) ve arkadan (sağda) birim yük uygulanarak yapılan statik analizlerin yük ve sınır koşulları.

Araçla yapılan bu iki statik analiz, aracın sırasıyla ön ve arka tekerleklerinden dikey yönde (Şekil 5.5, Z eksen) birim kuvvetler uygulanarak ve yine sırasıyla arka ve ön tekerleklerinden tüm serbestlik derecelerinde sabitlenerek tamamlanmıştır. Ön ve arka tekerlek bölgelerinden kast edilen lokasyonlar Şekil 5.5'te gösterilmiştir. Yapılan bu iki analize ait gerilme sonuçları da Şekil 5.6'da verilmiştir.



Şekil 5.6: Önden (solda) ve arkadan (sağda) birim yük uygulanarak yapılan statik analizlerin von Mises gerilme sonuçları.

Verilen gerilme sonuçları üzerinde (Şekil 5.6), yol testlerinde kullanılabilecek potansiyel uzama ölçer lokasyonları belirtilmiştir. Analizlerin birim yüklerle yapıldığından dolayı Şekil 5.6'da verilen gerilme sonuçlarındaki sayısal büyüklükler değil, gerilme dağılımı incelenmiştir. Son olarak, potansiyel uzama ölçer lokasyonlarındaki asal gerilme ve asal doğrultuların sonuç görseli Şekil 5.7'de verilmiştir. Asal gerilme ve doğrultular, uzama ölçer konum ve doğrultularını belirlemekte kullanılabilir.



Şekil 5.7: Önden (solda) ve arkadan (sağda) birim yük uygulanarak yapılan statik analizlerin kritik bölgelerdeki asal gerilme ve asal doğrultu sonuçları.

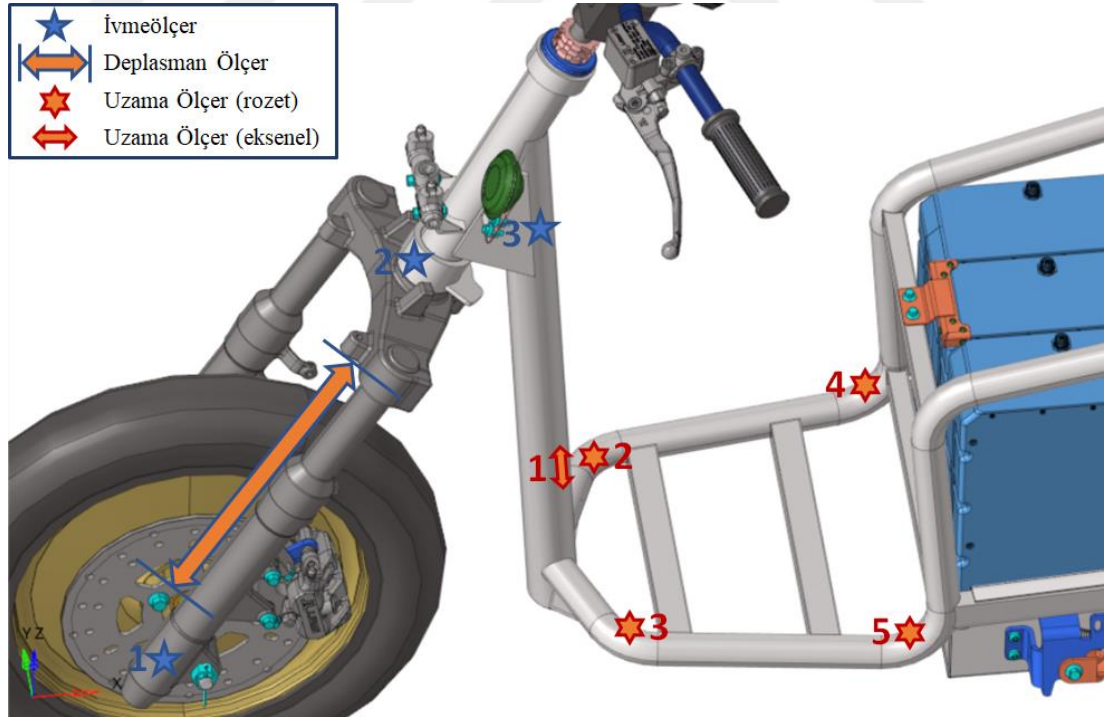
5.2.2 Yol testi

İlk deneme aracında yapılan SEM analizlerinde elde edilen çıktıların da yardımıyla, yol testi için araçtaki sensör konumları netleştirilmiştir. Testte kullanılan sensörler ve sensör adetlerini içeren tablo, Çizelge 5.1’de verilmiştir.

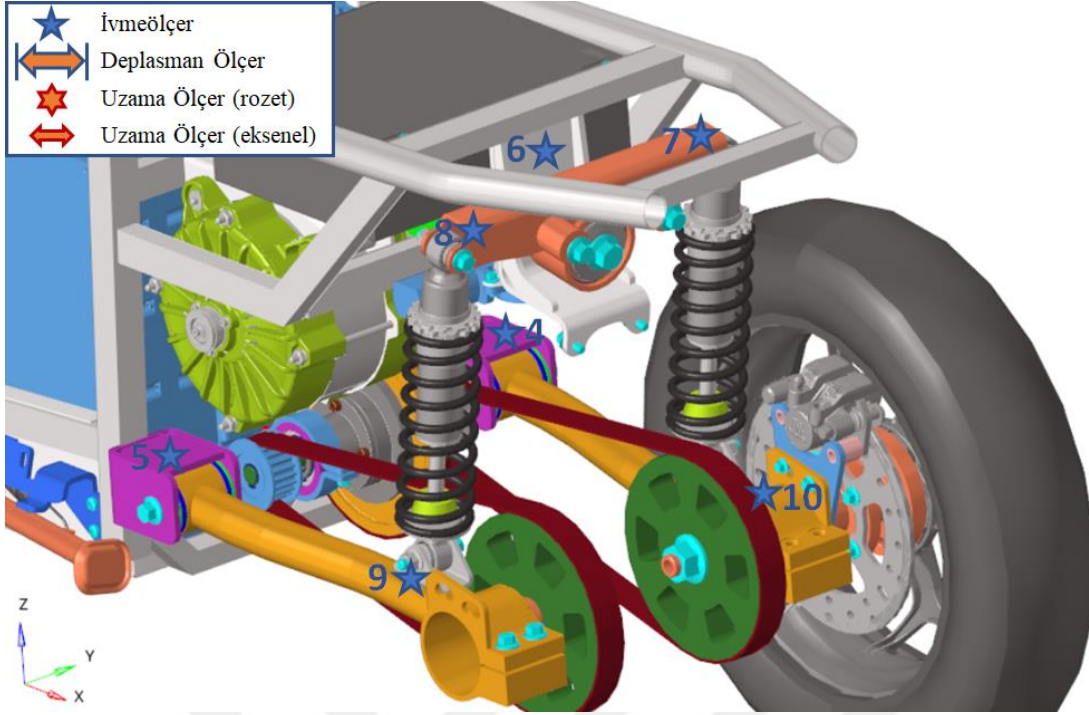
Çizelge 5.1: Sensör adetleri.

Sensör	Adet
İvmeölçer (3 eksenli)	10
Uzama ölçer (rozet)	4
Uzama ölçer (eksenel)	1
Deplasman ölçer	1

Sensör lokasyonları Şekil 5.8 ve Şekil 5.9’daki görsellerde, ivmeölçer ve uzama ölçerlere verilmiş numaralarıyla birlikte belirtilmiştir. Ayrıca, araca tüm sensörlerin bağlandığı ve teste hazır hale getirildiği görsel de Şekil 5.10’da verilmiştir. İlk deneme aracında yapılan yol testinde, araç üzerinde toplan 5 noktadan birim uzama değerleri, 10 noktadan ivme değerleri ve ön süspansiyonun uç noktaları arasındaki deplasman farkı ölçülmüştür.



Şekil 5.8: İlk deneme aracı yol testi sensör konumları.



Şekil 5.9: İlk deneme aracı yol testi sensör konumları.



Şekil 5.10: Yol testi için enstrümantasyonu tamamlanmış ilk deneme aracı.

Şekil 5.10'daki fotoğrafta da görüldüğü üzere, aracın arka kısmında veri toplayıcı, kabloların atıl kısımları ve dizüstü bilgisayar bulunmaktadır. Bunlar araç şasisinin arka kısmında yaklaşık 13 kilogramlık bir kütle eklemektedir. Bu kütle araçta fazladan bir ağırlık yapmanın aksine, gerçek kullanım durumunda aracın arka kısmına yüklenecek

ağırlığa benzer bir etki yaratabilir. 13 kilogram değeri, aracın arkasına yüklenecek limitin çok altında bir değer olmakla birlikte, ekstra kütlenin hiç olmadığı durumdan daha gerekçi bir kullanım koşulunu temsil edebilir.

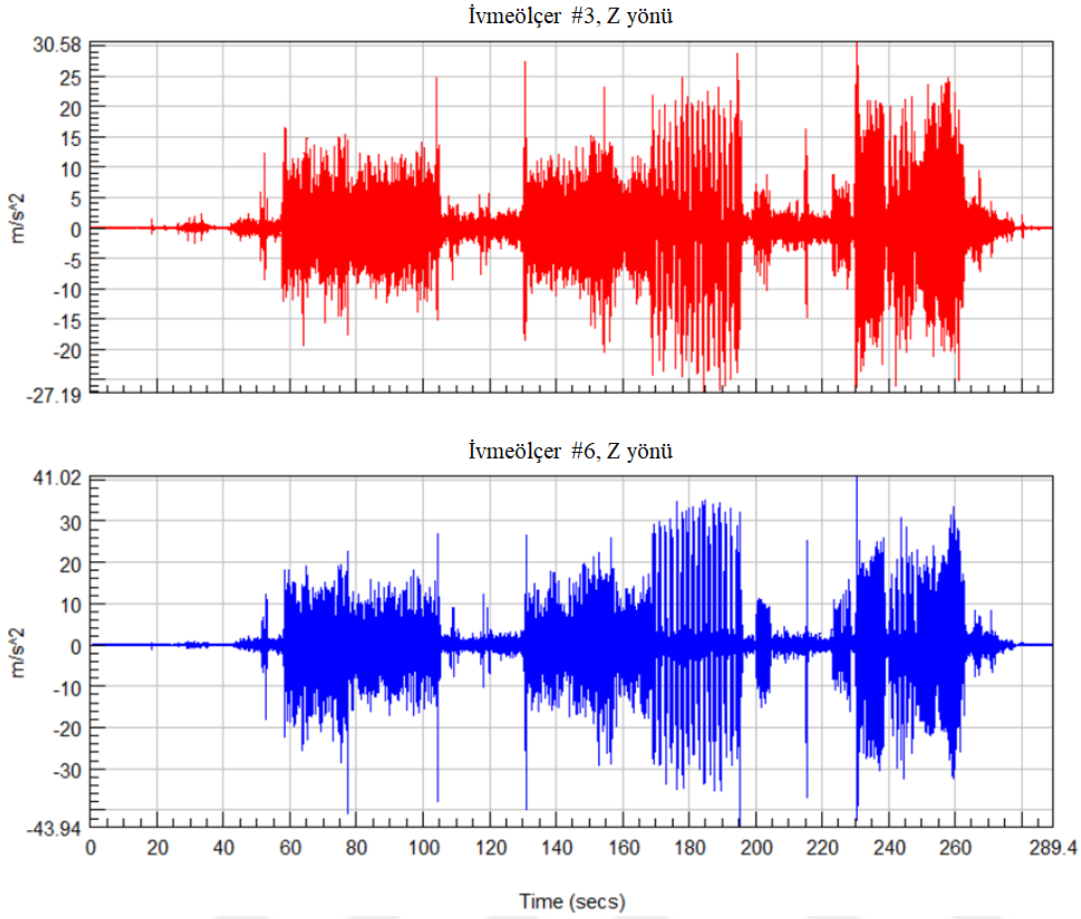
Araç, “Yol Testleri” başlığı altında bahsedilen test pistinde sürüşü yapılarak test edilmiştir. Yol testi esnasında alınan görüntülerden ikisi Şekil 5.11’de verilmiştir. Farklı yol tiplerini içeren pistte test edilen aracın iki farklı yoldaki fotoğrafları bu görselde bulunmaktadır.



Şekil 5.11: İlk deneme aracının yol testi esnasındaki görselleri.

Test yapıldıktan sonra sıra test verilerinin işlenmesi, yorumlanması ve kullanılmasına gelmiştir. Sinyal işleme detayları “Test Verilerinin İşlenmesi” başlığı altında verilmiştir, dolayısı ile bu kısımda direkt olarak verilerin işlenmiş hali üzerinden sonuçlar ve yorumlara yer verilecektir.

İlk deneme aracından sonra tasarlanacak ve sonrasına üretilecek olan prototip aracının tasarımını yönlendirmek amacıyla, araç üzerindeki ivme verileri incelenmiştir. Test verileri incelenerek ve araç tasarımına göz önüne alınarak, 3 ve 6 numaralı ivmeölçerlerden toplanan verilerin, prototip araç için yapılacak SEM analizlerine uygun ivme girdisini oluşturacağına karar verilmiştir. 3 numaralı ivmeölçer aracın ön kısmında gidona yakın bir noktada, 6 numaralı ivmeölçer ise aracın arka kısmında, pivot kolunun şasiye bağlandığı noktanın yakınında konumlandırılmıştır. Bu noktalardaki düşey doğrultudaki ivme verileri işlenerek incelenmiş ve sonrasında SEM analizlerinde kullanılacak ivme mertebesi belirlenmiştir. Şekil 5.12’de 3. ve 6. ivmeölçer verilerinin düşey yön verilerinin zaman tabanındaki grafikleri verilmiştir.



Şekil 5.12: 3. ve 6. ivmeölçerlere ait ilk deneme aracı yol testi ivme sonuçları.

İvme grafikleri incelendiğinde, en yüksek ivme verisinin 6 numaralı ivmeölçere ait olduğu görülmektedir. Bu maksimum ivme verisi g birimine çevrilirse;

$$a_{6,z,max} = \frac{43,94}{9,81} = 4,48 \text{ g} \quad (5.1)$$

Maksimum düşey doğrultudaki ivmenin 4,48 g olduğu bulunur. Bu değeri de 1,25 emniyet katsayısı ile çarpılırsa, nihai sonuca ulaşılır.

$$4,48 \times 1,25 = 5,6 \text{ g} \quad (5.2)$$

Hesaplanan bu 5,6 g değerindeki düşey yöndeki ivme, daha önce de bahsedildiği üzere, prototip araç tasarımının yönlendirilmesi için yapılacak SEM analizlerinde direkt olarak kullanılacaktır. Hatırlatmak gerekir ki, testteki aracın arkasında toplamda 13 kilogramlık bir yük bulunmaktadır ve bu değer aracın öngörülen maksimum yük taşıma kapasitesinin bir hayli altındadır. Gerçek hayat koşulları düşünüldüğünde, herhangi bir kara taşıtında (otomobil, kamyon, motosikler vb.) araca ekstra bir yük –

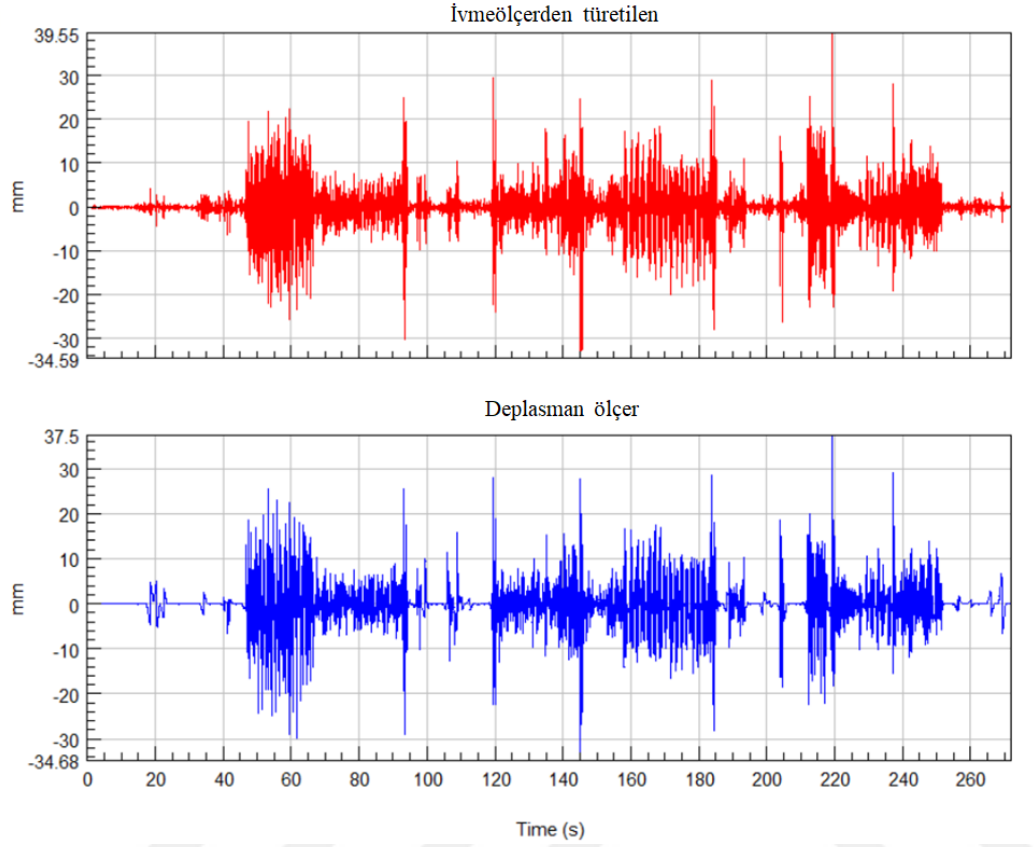
kütle eklemek araç üzerindeki ivmeleri genel anlamda düşürmektedir. Bu fenomeni matematiksel şekilde ifade ederek anlamlandırabilmek adına Newton'un İkinci Hareket Yasası formülüne (denklem 5.3) bakılabilir:

$$\vec{F} = m \times \frac{d\vec{v}}{dt} = m \times \vec{a} \quad (5.3)$$

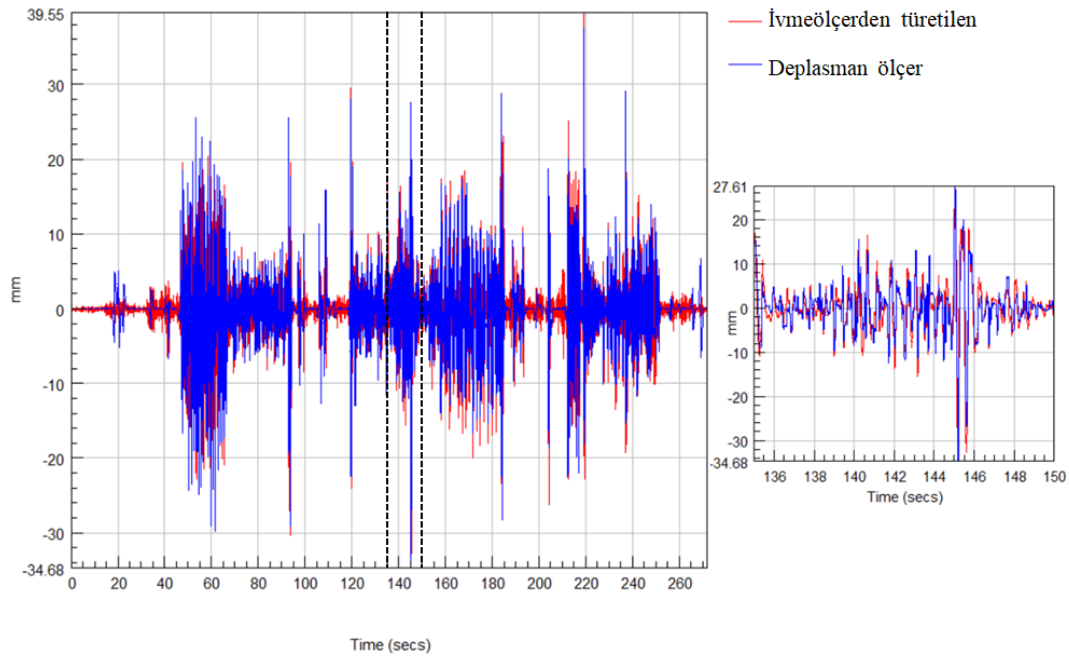
Aynı yoldan geçen, aynı dinamik karaktere sahip, biri eklenen ekstra bir yük ile kütlesi artırılmış olan iki araç üzerindeki ivme değerleri incelendiğinde, ekstra kütle içeren araç üzerindeki ivme değerlerinin diğer araca göre daha yüksek olduğu görülecektir. Test edilen ilk deneme aracındaki yükün de çok düşük bir mertebede olduğunu göz önüne alırsak, testte toplanan bu ivme verisinin güvenli bölgede kaldığı yorumunu yapabiliriz. Emniyet katsayısı da bu ivme verisi ile çarpılmıştır. Böylece, ilk test aracı ile farklılıklar içereceği öngörülen prototip araçtaki bilinmezliklere karşı biraz daha güvenli bölgede kalınmıştır.

Yapılan bu yol testinde sadece ön süspansiyonun uçları arasındaki deplasman farklarını ölçmek amacıyla bir adet deplasman ölçer kullanılmıştır. Arka süspansiyonlarda bu sensörün kullanılmama sebebi, o bölgelerdeki geometrinin deplasman ölçer enstrümantasyonuna müsaade etmemesidir. Bundan dolayı, ön ve arka süspansiyonların uç kısımlarından alınmış ivme verileri kullanılarak deplasman verilerinin elde edilmesine yönelik bir çalışma yapılmıştır. Ön süspansiyondan ölçülmüş deplasman farkı verisi, bu süspansiyonun iki ucundaki ivme verilerinden türetilen deplasman verilerinin doğruluğunun kontrolünde kullanılmıştır. Detayları "Test Verilerinin İşlenmesi" başlığı altında anlatılan ivme – deplasman geçişi yöntemi, temelinde ivme verisinin iki kere integre edilerek deplasman verisi elde edilmesine dayanmaktadır. Şekil 5.13 ve Şekil 5.14'te, deplasman ölçer sensöründen alınan ve ivmeölçer sensörlerinden alınıp işlenen deplasman farklı verilerinin karşılaştırmalarını içeren grafikler verilmiştir. Grafiklere ilk bakışta, verilerin önemli ölçüde benzerlik taşıdığı, aynı büyüklüğü ifade ettiği söylenebilir. Özellikle Şekil 5.14'teki üst üste çizdirilmiş grafikte bu benzerlik daha da belirgindir. İvmeölçer verisinden türetilen grafikteki küçük genlikli salınımların deplasman ölçer verisinin grafiğine oranla daha çok olması, kullanılan ivmeölçer sensörünün deplasman ölçer sensörüne göre daha hassas olmasından kaynaklandığı söylenebilir. İki veri setinin birbirlerine benzerliğini ölçebilmenin bir yolu, ortalama kareler karekökü (OKK) değerlerini karşılaştırmaktır.

Bu iki veri setinin ortalama kareler karekökü değeri ve hata oranı Çizelge 5.2’de verilmiştir.



Şekil 5.13: İvmeölçer verilerinden türetilen ve deplasman ölçer verisinden direkt alınan deplasman grafikleri.



Şekil 5.14: İvmeölçerden türetilen ve deplasman ölçerden alınan deplasman verileri ile üst üste çizdirilmiş grafik.

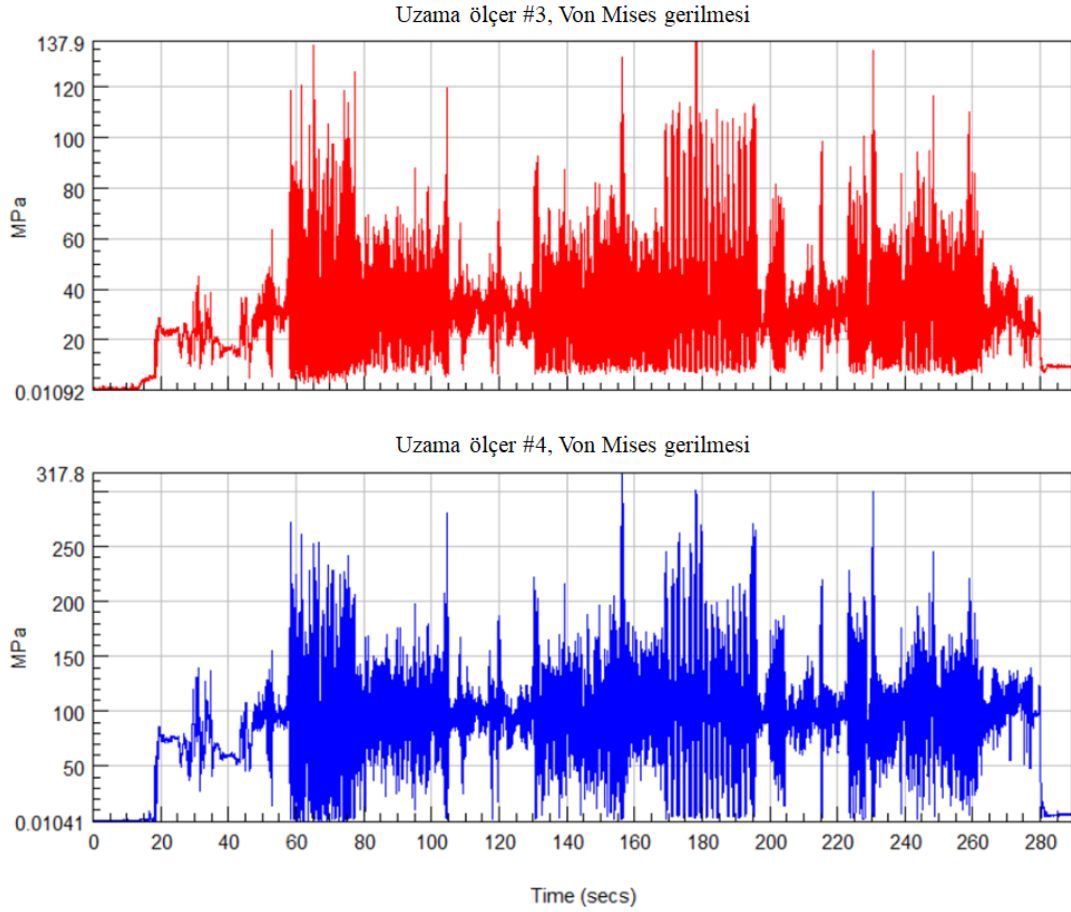
Çizelge 5.2: OKK değerlerinin karşılaştırılması.

Veri	OKK değeri	Hata oranı [%]
Deplasman ölçer	4,4911	-
İvmeölçer	4,4780	0,3

OKK hatası olarak %0,3 değeri kabul edilebilir bir mertebedir. Bunun anlamı, testte toplanan süspansiyonların uçlarındaki ivme verilerinden türetilen depelasman verileri kullanılabilir bir doğruluğa sahiptir. (Bu veriler, prototip araç üzerinde yapılacak geçici rejim dinamik SEM analizlerinde girdi olarak da kullanılacaktır.)

Yol testindeki uzama ölçer verileri, ilk deneme aracındaki gerilme mertebelerini göstermesi açısından büyük öneme sahiptir. “Test Verilerinin İşlenmesi” başlığı altında detayları verilen uzama ölçer verilerinin işlenmesi sonucu, uzama ölçer konumlarındaki gerilme, birim uzama, asal doğrultular vb. pek çok veri incelenebilir.

Şasinin simetrikliği düşünüldüğünde, 2. ve 3. uzama ölçer verilerinin ve 4. ve 5. uzama ölçer verilerinin birbirine çok benzer karakterde ve mertebede olması beklenir. Verilerin incelenmesi sonucu da böyle olduğu görülmüştür. Şekil 5.15’te 3. ve 4. uzama ölçer sensörlerine ait von Mises gerilmelerinin grafikleri verilmiştir. Grafikler incelendiğinde, özellikle 4. uzama ölçere ait gerilme değerlerinin hayli yüksek mertebelerde olduğu görülebilir. Bu gerilme değerleri, şasi malzemesinin akma dayanımının da üzerindedir. Hatırlatmak gerekir ki, buradaki sinyal işleme hesapları, lineer malzeme özellikleri baz alınarak yapılmıştır. Dolayısı ile malzemenin akma limiti ve sonrasındaki kısımlarda lineer malzeme davranışı ortadan kaybolacağı için bu gerilme verileri gerçek gerilme verilerinden daha yüksek olacaktır. Yine de, yol titreşimleri altında şasi gibi yük taşıyıcı sistemlerde malzemenin akma dayanımını sürekli olarak geçen yüklemeler, dayanım anlamında kabul edilebilir olmaktan çok uzaktır. Sonuç olarak, prototip araçtaki şasi geliştirilirken ilk deneme aracından çok daha yüksek dayanıma sahip bir tasarım hedeflenmelidir.



Şekil 5.15: 3. ve 4. uzama ölçer konumlarındaki von Mises gerilme grafikleri.

İlk deneme aracı ile yapılan yol testinden elde edilen önemli sonuçları şu şekilde özetlemek mümkündür:

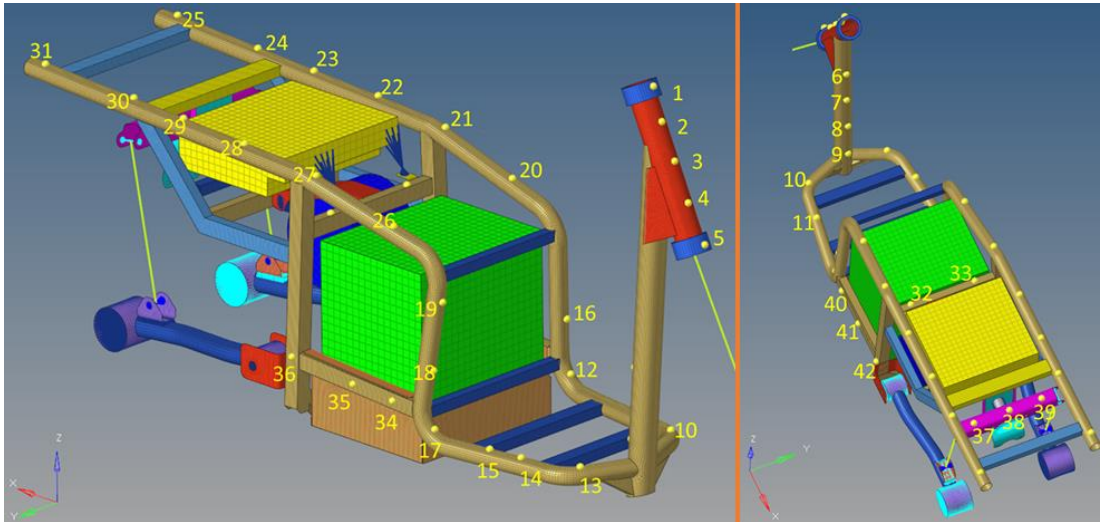
1. Araç üzerindeki ivme verileri incelenmiş ve aracın geneline etkiyen maksimum düşey yönlü ivme emniyet katsayısı ile birlikte 5,6 g olarak belirlenmiştir. Bu ivme verisi, prototip aracın üretilmesinden önce şasi tasarımının iyileştirilmesi için yapılacak SEM analizlerinde kullanılacaktır.
2. Deplasman ölçer verisi kullanılarak, ivme verilerinden deplasman verilerinin türetilmesinin doğrulama çalışması yapılmıştır. Bu işlemin yüksek doğruluğa sahip olduğu ve bu türetilen deplasman verilerinin kullanılabilir olduğu görülmüştür. Bu sayede, aracın süspansiyonlarının her iki uç noktalarında zamana bağlı kullanılabilir deplasman verileri elde edilebilir. Bu deplasman verileri, prototip araç ile yapılacak geçici rejim dinamik SEM analizlerine girdi oluşturacaktır.
3. Araç şasisi üzerindeki uzama ölçer lokasyonlarındaki gerilme değerleri incelenmiş ve gerilme mertebelerinin bir hayli yüksek, yer yer malzemenin akma dayanımının bile üzerinde olduğu görülmüştür. Prototip araçtaki şasinin, ilk deneme aracından

çok daha yüksek rijitliğe ve dayanıma sahip olması gerektiği rahatlıkla söylenebilir.

5.2.3 Modal test

İlk deneme aracında yapılan yol testleri sonrasında, bir de modal test yapılması planlanmıştır. Yapılan bu modal testin amacı hem aracın modal parametreleri hakkında fikir sahibi olmak hem de araç SEM ağ modelinde bariz bir problem olup olmadığını görebilmektir. SEM analizi için oluşturulan ağ modeline elektrik motoru, batarya, evirici parçaları ve sürücü kütlesi eklenmiştir. Şekil 5.16'da bu SEM modelinin görselleri verilmiştir. Yapılacak modal test esnasında da, araç üzerine sürücü oturtulmuş ve test bu şekilde yapılmıştır.

Yapılacak modal test, çekiç testi şeklinde yapılacaktır. Şasi üzerinde modal test için 42 ölçüm noktası belirlenmiştir. Belirlenen bu ölçüm noktalarının konumları Şekil 5.16'da verilmiştir. Çekiç testinde 2, 15 ve 31 numaralı noktalara 3 eksenli ivmeölçerler, 32, 36 ve 37 numaralı noktalara da Z doğrultusunda ölçüm yapan tek eksenli ivmeölçerler enstrümanite edilmiştir. Gezici çekiç yöntemi kullanılarak, gösterilen bu 42 noktanın her biri X, Y ve Z doğrultularında çekiç ile tahrik edilmiştir. İvmeölçerlerden toplanan veriler de LMS TestLab programı yardımıyla analiz edilerek yapının modal parametreleri çıkartılmıştır. Testten çıkartılan doğal frekanslar ve mod şekilleri, SEM modal analizinden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır.



Şekil 5.16: SEM ağ modeli üzerinde verilmiş modal test ölçüm noktaları.

Modal test için enstrümante edilmiş aracın bir görseli, Şekil 5.17’de verilmiştir. Yukarıda da belirtildiği üzere, test esnasında koltukta sürücü oturtulmuş ve test bu şekilde yapılmıştır.



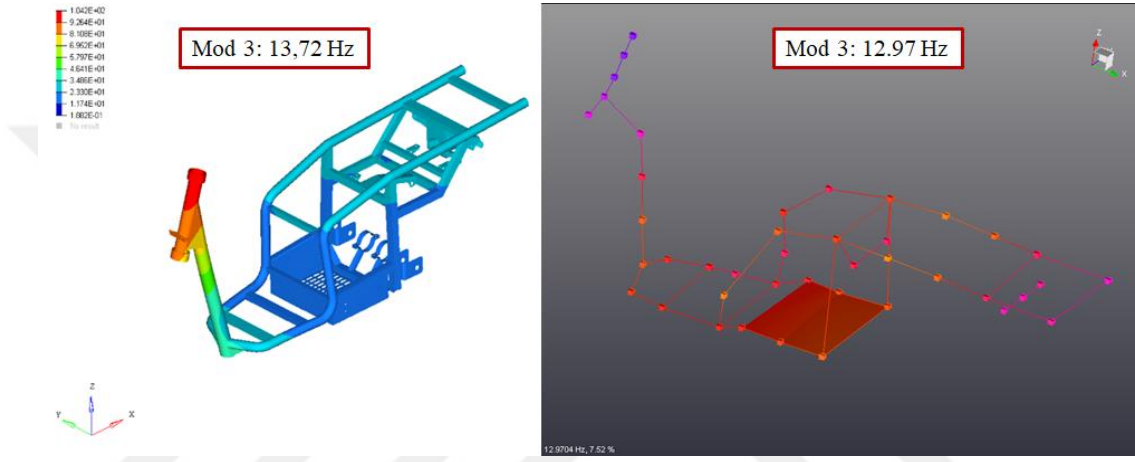
Şekil 5.17: Enstrümante edilmiş, modal teste hazır deneme aracı.

Modal test ve SEM modal analizi doğal frekans karşılaştırmaları Çizelge 5.3’te verilmiştir. Örnek bir mod şekli karşılaştırması olması için 3. mod şeklinin SEM modal analizi ve modal testi sonuçları Şekil 5.18’de verilmiştir.

Modal analiz ve test sonuçları incelendiğinde, doğal frekanslardaki analiz – test sonuçları farkının pek düşük olmadığı görülür. Bunun sebeplerinden bazıları, daha önce de söylendiği gibi deneme aracının döner bağlantılarının düşük kalitede oluşu ve süspansiyon rijitlik değerlerinin net olarak bilinmemesi olabilir. Bir diğer zorlayıcı etmen, düşük frekanslardaki modal parametrelerin test ortamında çıkartılmasındaki zorluklardır. Bu durumları göz önüne alarak, sonraki adımda prototip araçla yapılacak çalışmalarda dinamik doğrulama yapmaktan kaçınarak çalışmaları yönlendirmenin daha uygun olacağı söylenebilir.

Çizelge 5.3: SEM modal analizi ve modal test doğal frekans sonuçları.

Mod numarası	SEM modal analizi	Modal test
1	7,46 Hz	8,54 Hz
2	7,49 Hz	9,79 Hz
3	13,72 Hz	12,97 Hz
4	23,71 Hz	17,77 Hz
5	27,39 Hz	25,45 Hz
6	38,56 Hz	40,63 Hz
7	46,78 Hz	35,8 Hz



Şekil 5.18: SEM modal analiz – modal test mod şekli karşılaştırması.



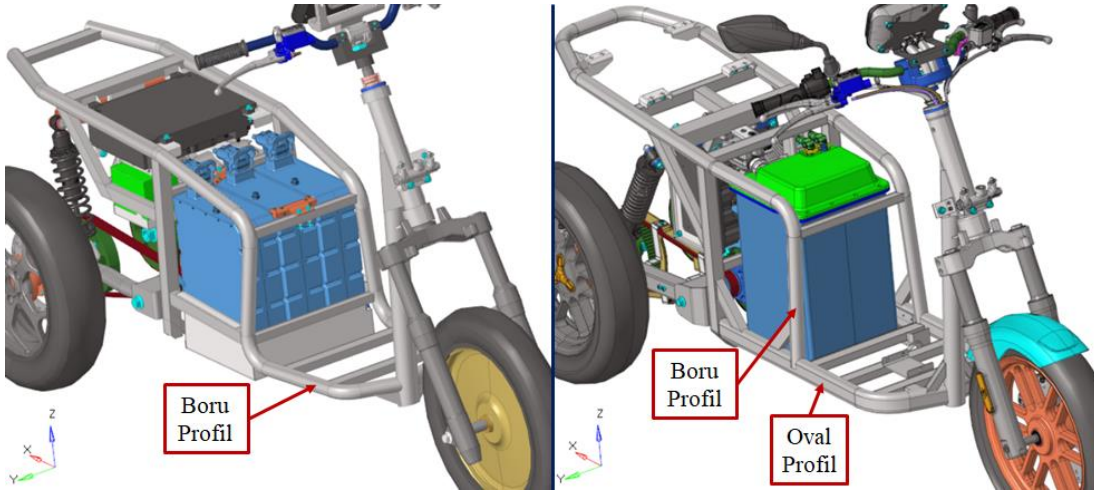
6. YENİ PROTOTİP ARAÇ ÜZERİNDE YAPILAN ÇALIŞMALAR

6.1 Aracın Tanıtımı

Yeni prototip olarak isimlendirilen araç, ilk deneme aracı kullanılarak yapılan geliştirme çalışmaları sonunda ortaya çıkarılmış bir araçtır. Bu araç daha önce de bahsedildiği üzere ilk deneme aracına göre çok daha olgun ve son ürüne yakın bir tasarıma ve karaktere sahiptir. Araç bu aşamada sadece dayanım açısından değil; elektrik parçaları, araç yazılımı, sürüş konforu ve dinamiği, montaj hassasiyeti ve kalitesi gibi pek çok konuda da olgunlaştırılmıştır.

Yeni prototip araca ait detayları içeren görseller, “Sistemin Tanıtımı” bölümünde verildiği için bu kısımda tekrar verilmemiştir. Bunun yerine, ilk deneme aracı ile arasındaki birkaç tasarım farklılığını anlayabilmek adına karşılaştırma görselleri verilecektir.

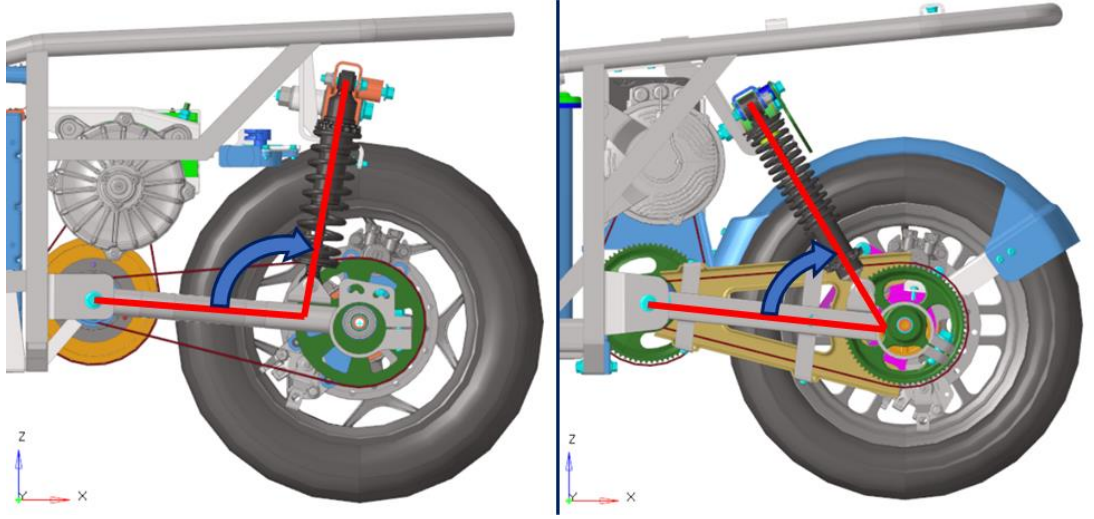
Prototip araç şasisindeki temel tasarım farklılıklarından birini anlayabilmek için Şekil 6.1’de verilen görsel incelenebilir. Sol tarafta verilen ilk deneme aracı görselinde (Şekil 6.1), belirtilen boru profil aracın ön kısmındaki boru profile kaynaklanmış, aynı boru profil bükülerek şasinin üst kısmını oluşturacak şekilde arkaya kadar ilerletilmiştir. Şasinin alt kısmındaki yük akışını sağlayabilmek adına da bir kutu profil belirtilen boru profile kaynaklanmıştır. Aynı şeklin sağ kısmında gösterilen prototip araç görselinde ise, aracın alt kısmında boru profil yerine oval bir profil kullanılmıştır. Bu oval profil kesitinin düşey yöndeki dış uzunluğu, yanal yöndeki dış uzunluğundan daha büyüktür. Bu sayede boru profile göre ciddi bir rijitlik avantajı sağlamaktadır. Bu oval profil aracın alt kısmından arkadaki salıncak kolu bağlantısının olduğu bölüme kadar ilerlemektedir. Aracın üst kısmında ise, bu oval profile alın kaynağı ile bağlanmış boru profil bükülerek devam ettirilmiştir.



Şekil 6.1: İlk deneme aracı (solda) ve prototip araç (sağda) şasi tasarım farkını belirten bir görsel.

Bu iki araç arasındaki bir diğer temel fark, arka süspansiyon açıları farkıdır. Şekil 6.2’de bu farkı daha net belirtmek üzere bir görsel verilmiştir. Şekilde salıncak kollarının ve arka süspansiyonların eksenlerini temsil eden çizgiler, açı farkının daha net anlaşılabilmesi adına verilmiştir. Ön süspansiyonun açısı göz önüne alındığında, ilk deneme aracının arka süspansiyonunun X doğrultusu bileşeninin yönü, ön süspansiyon ile aynıdır. Bu durum, araç stabilitesini olumsuz yönde etkileyecektir. Prototip araç tasarımında bu durum düzeltilmiş, ön ve arka süspansiyonların X doğrultusu bileşenleri birbirine zıt yönlü olacak şekilde tasarım yapılmıştır. Prototip araçtaki tasarımın bir avantajı da, arka süspansiyonların eksenlerinin tekerlek dönme eksenlerine oldukça yakın olmasıdır. İlk deneme aracında bu mesafe daha uzundur. Bu aradaki mesafe, salıncak kolu üzerinde fazladan bir eğilme zorlanmasını beraberinde getirecektir. Yeni prototip araç tasarımında bu eğilme zorlanması elimine edilmiştir.

Yeni prototip araç tasarımında dayanıma etki etmesi beklenebilecek temel tasarım farklılıkları bunlar olsa da, araç şasisinde kullanılan ve araca eklenen profiller, bu profillerin kalınlıkları gibi değişkenler, araca yapılan statik SEM analizlerinin sonuçlarına göre belirlenmiş ve tasarım güncellenmeleri bu şekilde yapılmıştır.



Şekil 6.2: İlk deneme aracı (solda) ve prototip araç (sağda) arka süspansiyon açısı farkları.

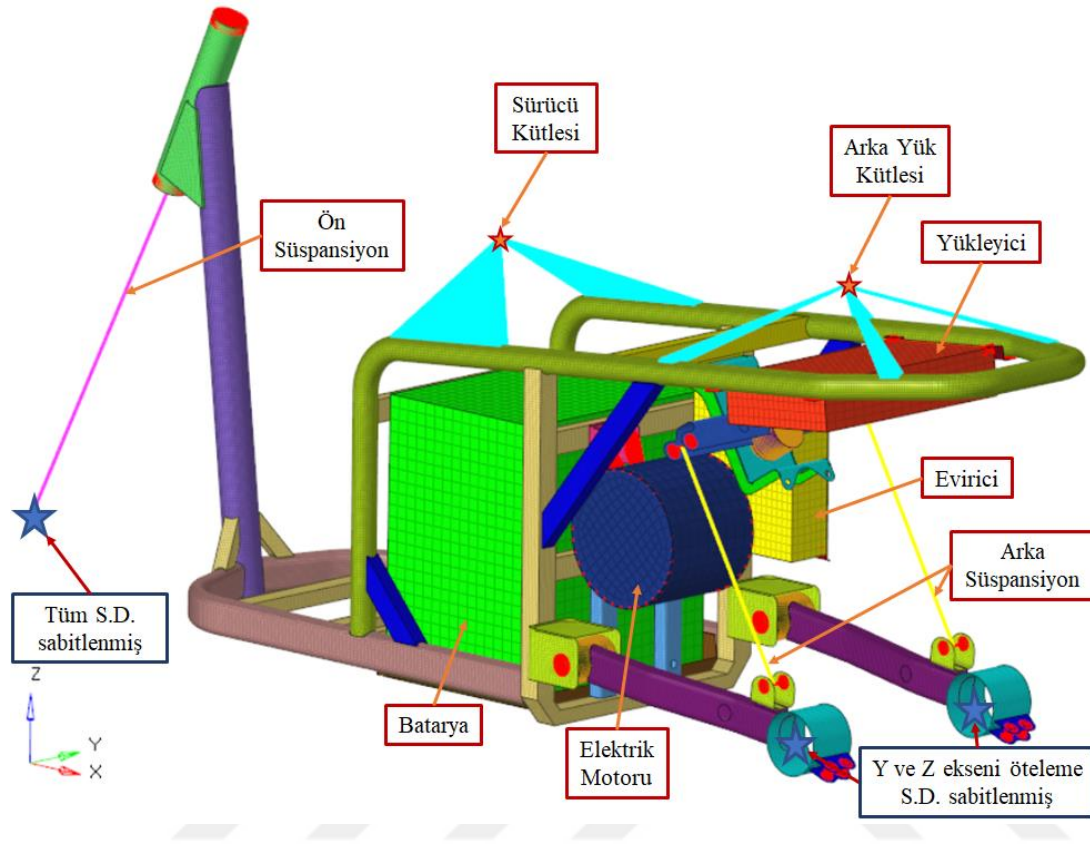
6.2 Araç Üzerinde Yapılan Çalışmalar

Yeni prototip araç üzerinde yapılan çalışmalar, ortaya çıkacak ürünün final tasarımına direkt olarak etki eden çıktıları içermektedir. Bu tez çalışmasındaki ana çıktılar da, bu araç üzerinde yapılan çalışmaların neticesinde elde edilmiştir. Tekrar özetlemek gerekirse; önce ortaya çıkartılmış prototip araç tasarımındaki şasi tasarımı, ilk deneme aracındaki çalışmalardan elde edilen çıktılar kullanılarak geliştirilmiş, sonra bu iyileştirilmiş şasi tasarımına sahip araç üzerinde şasi yorulma dayanımı üzerine çalışmalar yapılmıştır.

6.2.1 SEM analizleri ile şasi tasarımı iyileştirmesi

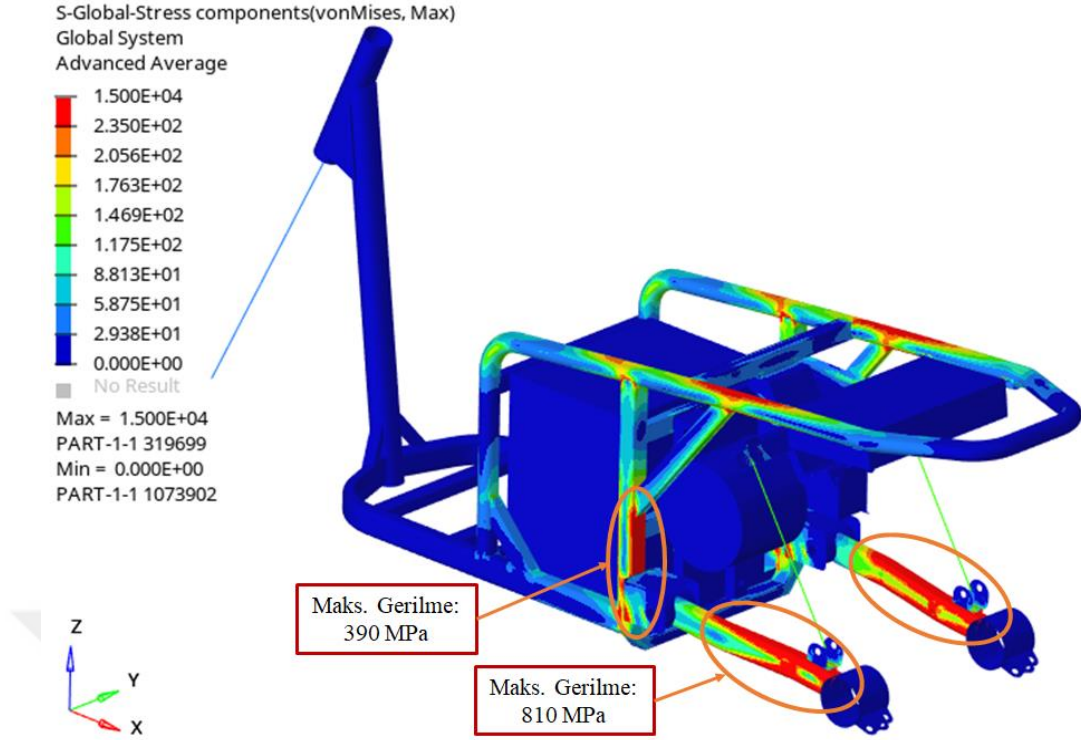
Yeni prototip aracının tasarım konsepti genel olarak netleştikten sonra şasi tasarımının iyileştirilmesi için SEM analizleri yapılarak tasarım güncellenmiştir. Bu analizlerde, daha önce de bahsedildiği üzere, ilk deneme aracı ile yapılmış yol testinden elde edilen ivme verisi kullanılmıştır. Prototip araca ait ilk şasi tasarımını içeren SEM ağ modelinin görseli, Şekil 6.3'te verilmiştir. Modelde batarya, yükleyici, elektrik motoru ve evirici parçaları üç boyutlu ağ elemanları kullanılarak, gerçekteki geometrilerine benzer şekilde, gerçek kütlelerini modelde temsil edecek yoğunluk büyüklükleri kullanılarak modellenmiştir. Ön ve arka süspansiyonlar bir boyutlu yay elemanlar kullanılarak modellenmiştir. Sürücü ve araç arkası yük de, noktasal kütle elemanı kullanılarak modele eklenmiştir. Sürücü kütlesi 80 kg olarak alınmıştır. Arka yük

kütlesi olarak da, aracın belirlenen maksimum arka yük kapasitesi olan 120 kg değeri kullanılmıştır.



Şekil 6.3: Prototip araca ait ilk şasi tasarımı içeren SEM ağ modeli.

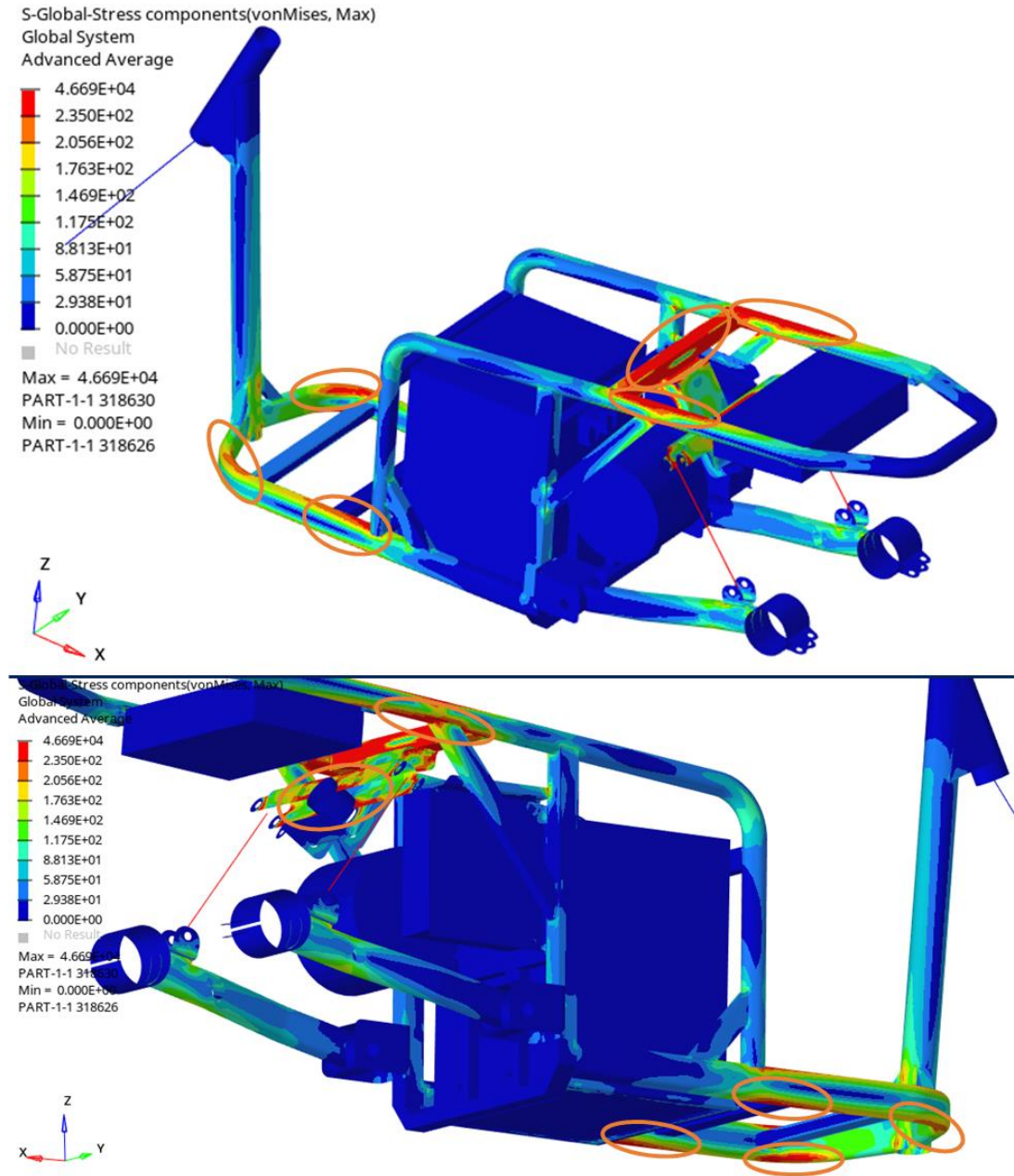
Şekil 6.3'te, araç ile yapılacak statik analizdeki sınır koşulları da belirtilmiştir. Ön süspansiyonun uç kısmı, aracın ön tekerlek göbeğini temsil edecek şekilde, tüm öteleme serbestlik derecelerinde sabitlenmiştir. Aracın arka tekerleklerini temsil eden sınır koşullarında ise Y ve Z eksenindeki öteleme serbestlik dereceleri sabitlenmiş, X ötelemesi ve tüm dönme bileşenleri serbest bırakılmıştır. Buradaki amaç, aracın sürüş esnasındaki araç boyunca serbestliğinin ve salıncak kolu dönme hareketindeki serbestliğin modele yansıtılmasıdır. Hem ön hem de arka tekerlek konumlarında tüm serbestlik derecelerinin sabitlenmesi halinde, yapılacak statik SEM analizlerinde model aşırı bağlı bir davranış gösterir ve gerçekçi olmayan yüksek gerilmeler gözlemlenir. Bu aşırı bağlı davranışı anlayabilmek adına, arka tekerleklerdeki sınır koşullarında da tüm dönme ve öteleme serbestlik derecelerinin sabit tutulduğu, 5,6g değerinde -Z yönünde ivme yükü altında yapılmış statik SEM analizinin sonuç görseli Şekil 6.4'te verilmiştir.



Şekil 6.4: Aşırı bağlı sınır koşulları ile yapılan statik SEM analizi sonuç görseli.

Von Mises gerilme dağılımı verilen bu görseldeki kırmızı renkli bölgeler şasi, salıncak kolu ve pivot kolu imalatında kullanılacak malzemenin akma dayanımı (235 MPa) üzerinde gerilme değeri içeren kısımlardır. Görselde de belirtildiği üzere, salıncak kolunda ve şasinin salıncak kolu bağlantısı yapılan bölgesinde beklenmeyen mertebede gerilmeler bulunmaktadır. Bu durumun sebebi, yukarıda belirtildiği üzere, yanlış seçilen sınır koşullarından dolayı salıncak kolunun hareketinin engellenmesi ve maruz kalmaması gereken Y eksenini etrafında bir eğilme zorlanmasına maruz kalmasıdır.

Aşırı bağlı sistemde oluşan gerilme dağılımını gördükten sonra, prototip araç şasisindeki anlamlı gerilme dağılımını inceleyebilmek adına, doğru sınır koşulları kullanılarak yapılmış analiz sonucunda ortaya çıkan gerilme dağılımı Şekil 6.5'te verilmiştir.



Şekil 6.5: İlk şasi tasarımı içeren prototip aracın statik SEM analizi sonuç görselleri.

Prototip aracın ilk şasi tasarımı halinin, 5,6g büyüklüğünde -Z yönlü ivme yüküyle yapılmış statik SEM analizinin von Mises gerilme dağılımı Şekil 6.5’de iki görselle verilmiştir. Gerilme dağılımındaki kırmızı renkli bölgeler, Şekil 6.4’teki görseldeki gibi, malzeme akma limiti olan 235 MPa değerinin üzerindeki gerilmeleri ifade etmektedir. Kritik seviyelerde gerilmeler içeren bölgeler de yine bu görsel üzerinde belirtilmiştir. Bu analizde hedeflenen gerilme değerleri, taşıyıcı sistemin, yani şasi, pivot kolu ve salıncak kolunun gerilmelerin malzeme akma limitinin altında kalan değerlerdir.

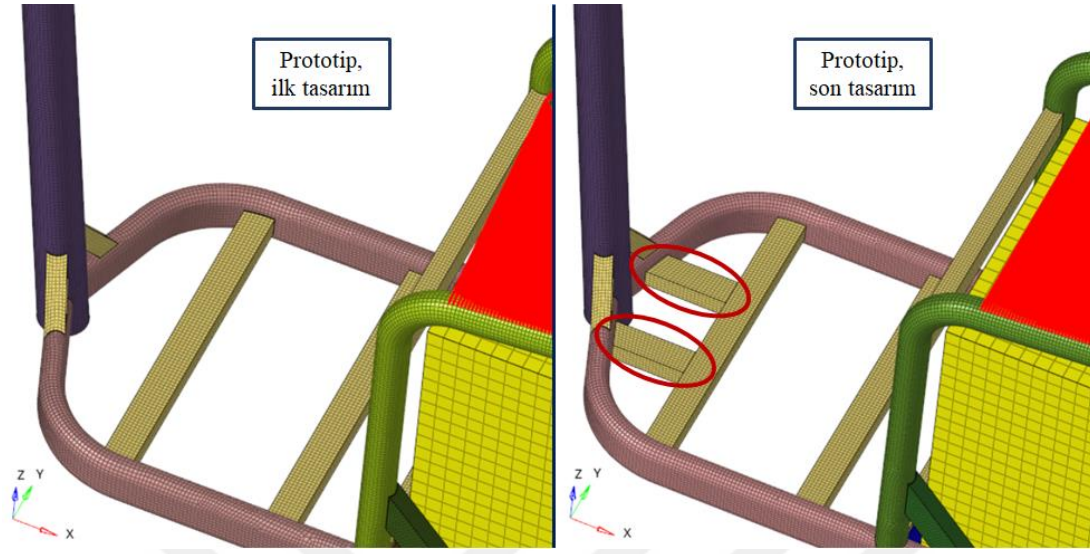
Şekil 6.5'te görüldüğü üzere prototip araç şasisi, ilk tasarımı itibariyle dayanım açısından kritik olabilecek pek çok bölgeye sahiptir. Yapılan bu statik SEM analizi, dayanım anlamında güvenli bölgede kalacak şekilde tertiplenmişse de, araç taşıyıcı sisteminin bu denli büyük bölümünde malzeme akma limit üzerinde gerilmeler görülmesi dayanım açısından istenen noktada olunamadığının bir göstergesidir. Bundan dolayı da taşıyıcı sistem parçalarında tasarım iyileştirmesi yapılmaya başlanmıştır. Bu iyileştirme çalışmalarında, tasarım konseptinde bir değişikliğe gidilmemiş, aynı konseptteki tasarımda bölgesel iyileştirmeler yapılmıştır. Bu tasarım iyileştirmeleri yapılırken, aracın dış gövdesi ve SEM modelinde görünmeyen diğer parçalarının araç paketinde kapladıkları hacimler da göz önüne alınmıştır.

Şasi, salıncak kolları ve pivot kolu üzerinde yapılan bölgesel tasarım iyileştirmeleri, prototip şasisindeki ilk ve son tasarım görselleri verilerek anlatılacak ve en sonunda yeni şasi ile yapılan statik SEM analizi sonucu paylaşılarak bu iyileştirmelerin sonuca etkisi gösterilecektir.

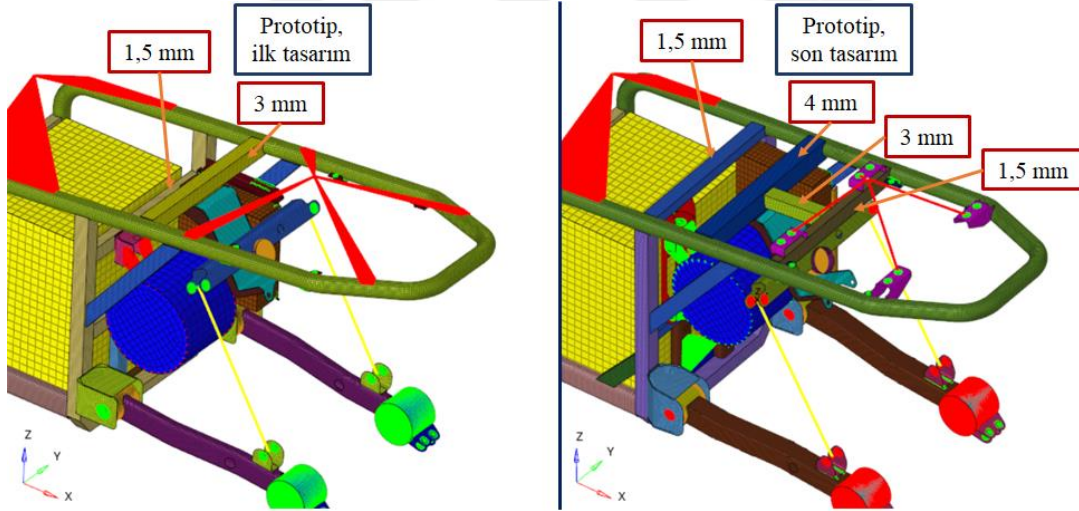
Şasinin ön kısmında yapılan güncelleme Şekil 6.6'da verilmiştir. Aracın ön kısmındaki eğilme rijitliğinin yetersiz kalmasından dolayı, oval profilin büküm bölgelerinde yüksek gerilmeler gözlemlenmektedir. Şasiye eklenen bu iki kutu profilin, aracın ön kısmındaki eğilme rijitliğini artırması ve büküm bölgesinde görülen yüksek gerilmeleri azaltması öngörülmüştür. Eklenen bu kutu profiller, ön kısımdaki diğer kutu profiller gibi 1,5mm et kalınlığına sahiptir.

Şasinin arka – üst kısmında yapılan iyileştirme Şekil 6.7'de verilmiştir. Bahsedilen kısımda aracın yükünün bulunması sebebiyle, bu kısmın eğilme rijitliğinin yüksek olması gerekmektedir. İlk şasi tasarımlı prototip aracın analiz sonuçlarına bakıldığında, pivot kolu braketinin kaynak edilerek bağlandığı 3 mm kalınlıklı kutu profil üzerinde ve bu kutu profilin dik şekilde enine kaynaklandığı boru profile yüksek gerilme bölgeleri bulunmaktadır. Bu arka – üst kısmın rijitliğini artırabilmek adına, bu 3 mm kalınlıklı kutu profilin hem dış ölçüleri artırılmış hem de kalınlığı 4 mm'ye çıkarılmıştır. Ayrıca bu 4 mm kalınlıklı kutu profile paralel şekilde aracın arkasına doğru 122 mm mesafede, 1,5 mm kalınlığında bir kutu profil daha eklenmiştir. Bu iki kutu profil arasına da, profillerin tam ortalarından dik olarak 3 mm kalınlığında bir kutu profil kaynaklanmıştır. Buna ek olarak da üzerine motor bağlantı braketinin kaynaklandığı 1,5 mm kalınlığındaki kutu profil, aracın üst kısmına doğru

konumlandırılmış ve boru profilin iki koluna kaynak edilmiştir. Bahsedilen bu profillerin tamamı, Şekil 6.7’de belirtilmiştir.



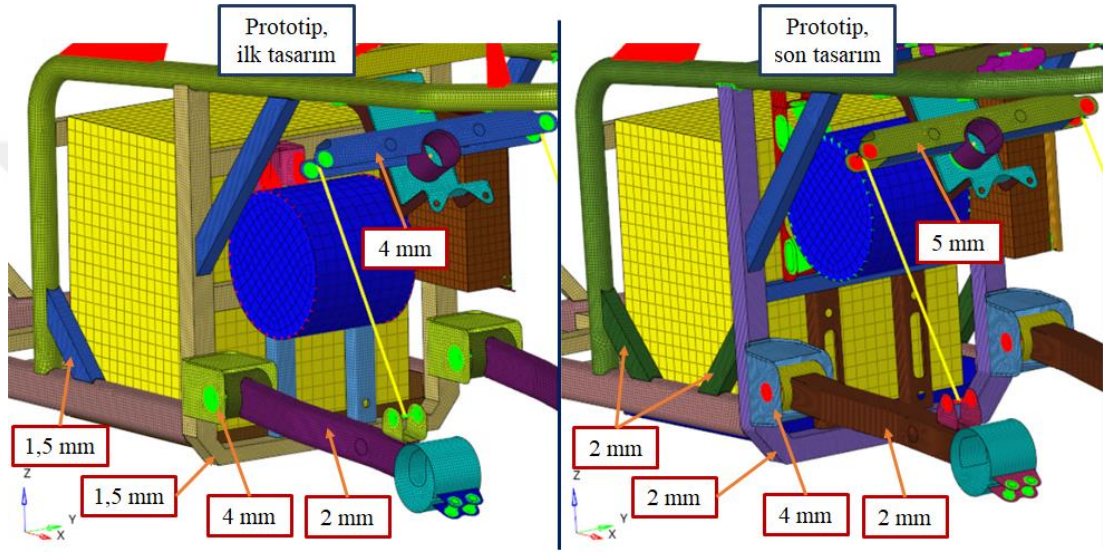
Şekil 6.6: Prototip araç şasi tasarımı iyileştirilmesi, ön kısım.



Şekil 6.7: Prototip araç şasi tasarımı iyileştirilmesi, arka – üst kısım.

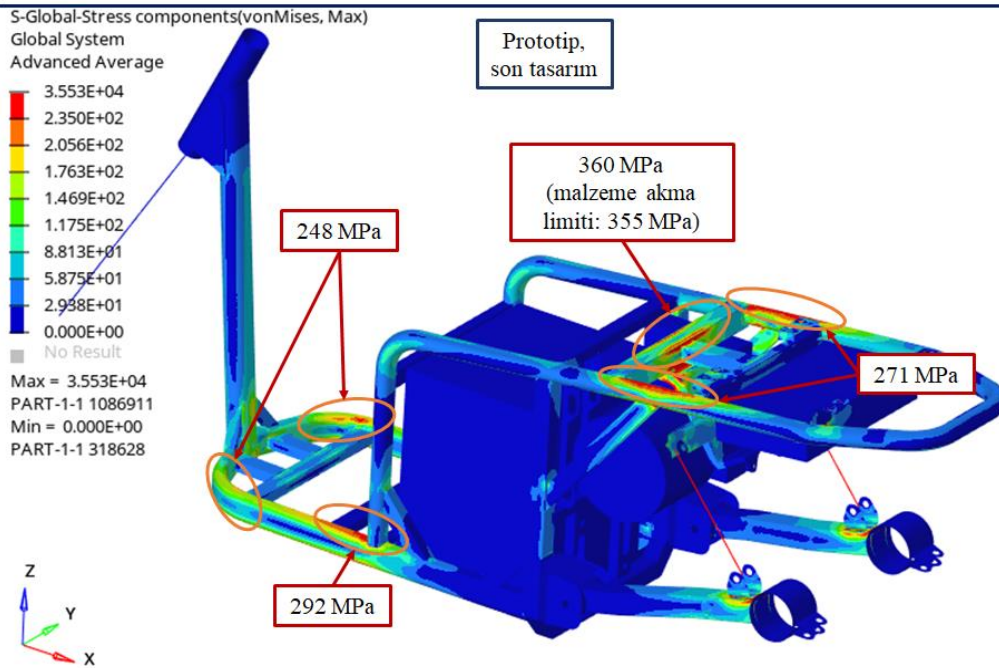
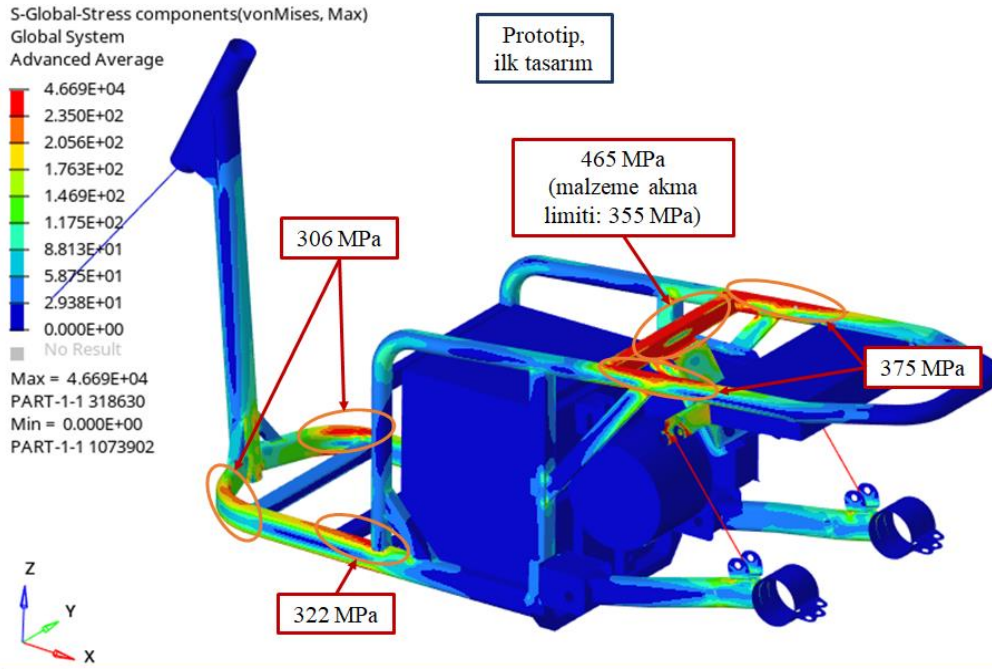
Şasinin arka – alt kısmında, salıncak kollarında ve pivot kolunda yapılan tasarım iyileştirmeleri de Şekil 6.8’de verilmiştir. İlk tasarımda 1,5 mm kalınlığındaki çapraz destek profili, son prototip tasarımında aracın arkasında da kullanılmış ve kalınlığı 2 mm’ye çıkartılmıştır. Salıncak kolu braketlerinin üzerine kaynaklandığı 1,5 mm kalınlıklı kutu profillerden üretilen ve büyük bir U harfini andıran parça, son prototip tasarımında 2 mm kalınlığa sahiptir. Salıncak kolu braketinde kullanılan sac parçaların kalınlığı 4 mm olarak bırakılsa da, tasarımında iyileştirme yapılmıştır. İlk prototip tasarımında pivot kolunun sadece üst tarafında enine sac kaynatılmışken, son

tasarımda hem üst hem alt tarafta enine saclar kullanılan bir tasarıma gidilmiştir. Salıncak kolunda kullanılan profilin kalınlığı 2mm olarak kalmış ancak 50x20 mm oval profilden 40x40 mm kutu profile geçiş yapılmıştır. Bahsedilen bu dört tasarım değişikliği için, kayış yükleri kullanılarak yapılan statik SEM analizleri de etkili olmuştur. Bu analizlere ait model ve sonuç görselleri de ileride paylaşılacaktır. Son olarak da, pivot kolundaki kalınlık 4 mm'den 5 mm'ye çıkartılmıştır. Bununla birlikte, pivot kolunun alt kısmındaki açıklığa da 5mm'lik bir sac kaynatılarak, kutu profile benzer kapalı bir yapı oluşturulmuş ve pivot kolunun eğilme mukavemeti artırılmıştır.



Şekil 6.8: Prototip araç şasi tasarımı iyileştirilmesi, arka – alt kısım, salıncak kolları ve pivot kolu.

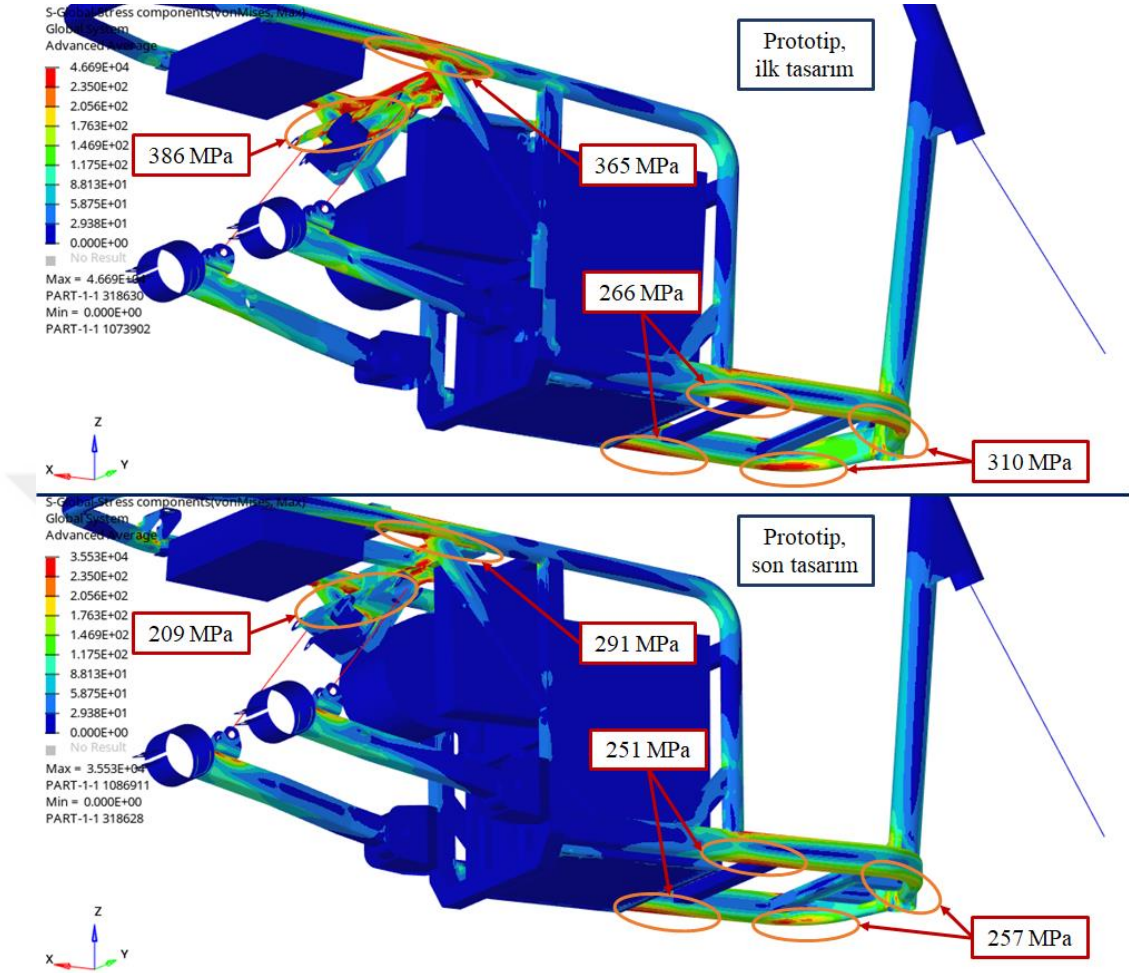
Prototip araç şasisinde verilen bu tasarım güncellemeleriyle birlikte yapılmış statik SEM analizinin sonucu, ilk prototip araç şasisiyle yapılmış analizlerin sonucuyla birlikte Şekil 6.9'da ve Şekil 6.10'da paylaşılmıştır. Tasarım güncellemelerinin şasi üzerindeki etkisi bu iki görsel üzerinden net biçimde anlaşılabilir. Görsellerde yüksek gerilme görünen bölgelerdeki maksimum gerilme değerleri verilmiştir. Tüm yüksek gerilme görünen bölgelerde, von Mises gerilme değerlerinde büyük veya küçük oranda düşüşler görülmüştür. Farklı malzeme kullanılması kararlaştırılan kutu profil de Şekil 6.9'da belirtilmiştir. Son tasarıma sahip prototip aracın analiz sonuçlarında, ciddi orandaki iyileşmelere rağmen hala malzeme akma limiti olan 235 MPa değeri üzerinde gerilmeler görülmektedir.



Şekil 6.9: İlk ve son şasi tasarımı içeren prototip araçların statik SEM analizi sonuç görselleri.

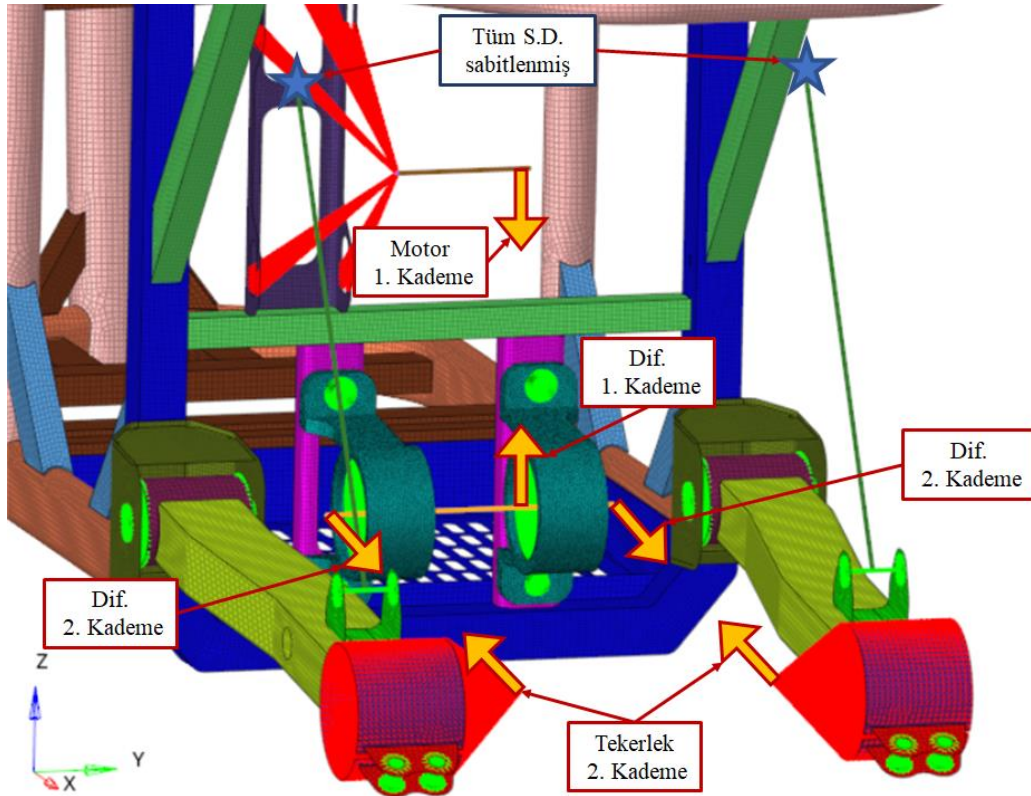
Tekrar hatırlatmak gerekirse, bu statik SEM analizlerinde yük olarak kullanılan -Z yönünde 5,6 g büyüklüğündeki ivme değeri, ilk deneme aracıyla yapılmış yol testinde gerekli lokasyonlardan ölçülen maksimum ivme değerinin 1,25 emniyet katsayısı ile çarpılmış halidir. Test esnasında aracın arkasında sadece 13 kg'lık bir ekstra ağırlık bulunmaktadır ki bu da analizlerde kullanılan 120 kg değeri ile kıyaslanamayacak kadar küçüktür. Analizde kullanılan yük konusundaki bu belirsizlikler göz önüne alınarak, fazla güvenilir bir tasarımdan kaçınabilmek adına, yapılan statik SEM

analizlerinde malzeme akma limitinin (235 MPa) üzerinde kalan bölgelerde daha da iyileştirme yapılmadan devam edilmesine karar verilmiştir.



Şekil 6.10: İlk ve son şasi tasarımı içeren prototip araçların statik SEM analizi sonuç görselleri.

Tasarımın yönlendirmesinde etkisi olan bir diğer analiz de, daha önce bahsedildiği üzere kayış gerginliklerinin yük olarak uygulandığı statik SEM analizidir. Bu analizin ağ modelinde elektrik motorunun ve diferansiyelin şaftları ve diferansiyelin şasi bağlantısında kullanılan kepler de modele eklenmiştir. Kayış kuvvetleri de, kasnakların merkezlerine denk gelen konumlardan etkilmiştir. Analizin ağ modeli, yüklerin nereden uygulandığı ve arka süspansiyonların üst uç noktalarından uygulanan sınır koşulları Şekil 6.11’de verilmiştir. Sınır koşullarında görselde belirtilenlere ek olarak, şasinin ön – üst ucundaki bölgede de tüm serbestlik dereceleri de sabitlenmiştir. Kayış yüklerinin yönleri ve büyüklükleri, Çizelge 6.1 üzerinden okunabilir.

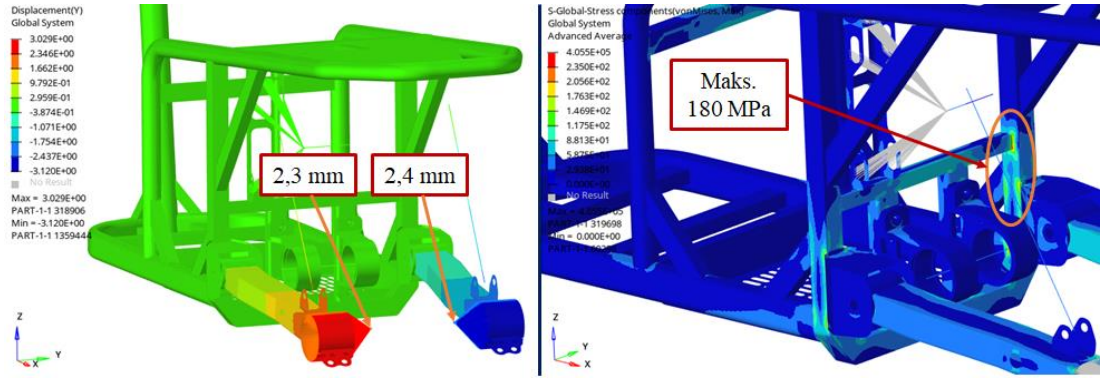


Şekil 6.11: Kayış yükleri ile yapılacak SEM analizine ait ağ modeli.

Çizelge 6.1: Kayış yüklerinin yönleri ve büyüklükleri.

Yük lokasyonu	Kuvvet	Moment
Motor - 1. Kademe	@Z, -952 N	@Y, 20 Nm
Dif. - 1. Kademe	@Z, 952 N	@Y, 63,7 Nm
Dif. - 2. Kademe	@X, 3672 N	@Y, -31,8 Nm
Tekerlek - 2. Kademe	@X, -3672 N	@Y, -31,8 Nm

Kayış yükleri altında yapılan bu analizde, arka tekerlek kasnaklarındaki Y yönü deformasyonları kontrol edilmiştir. Bu deformasyonun 3,2 mm değerinden daha küçük olması beklenmektedir. Bu analizde arka tekerlek kasnaklarına denk gelen konum, arka tekerlek kayış kuvvetlerinin uygulandığı noktalardır. Deformasyona ek olarak, şasi üzerindeki gerilmeler de kontrol edilmiştir. Y yönü deformasyonu ve Von Mises gerilmesi olarak analiz sonuçlarını içeren görsel, Şekil 6.12’de verilmiştir. Sonuçları verilen model, prototip aracın son tasarımı içermektedir.



Şekil 6.12: Kayış yükleri ile yapılan SEM analizi sonuç görselleri.

Prototip seviyesi araçta yapılan bu tasarım iyileştirmesinin detayları ve araç şasisinin dayanımına olan etkileri, görsellerle ve analiz sonuçlarıyla birlikte anlatılmaya çalışılmıştır. Son olarak, sonuçları verilen bu tasarım iyileştirmesi çalışmasının araç kütlesine etkisi incelenecektir. İlk tasarımdaki şasi, salıncak kolları ve pivot kolu toplam kütlesi 24,25 kg iken, son tasarımda bu değer 29,29 kg'a çıkmıştır. Kütle artış miktarı ve yüzdesi de basitçe şu iki denklem ile (denklem 6.1 ve 6.2) hesaplanabilir:

$$\Delta m = m_{son} - m_{ilk} = 29,29 - 24,25 = 5,04 \text{ kg} \quad (6.1)$$

$$\% \Delta m = \frac{5,04}{24,25} = \%20,8 \quad (6.2)$$

%20,8 değeri ilk bakışta büyük bir değer gibi görünse de, değerlendirme yaparken 5,04 kg değerini ele almak daha doğru olacaktır. Aracın bataryasının 30 kg, diferansiyelinin 11 kg, yük kapasitesinin 120 kg olduğu göz önüne alındığı takdirde, mukavemet anlamında ciddi anlamda iyileştirilmiş bir taşıyıcı sistem için 5,04 kg değerinin pek de yüksek olmadığı kanısına varılabilir.

Tez çalışması kapsamında bundan sonraki aşama, tasarımı iyileştirilen şasi, pivot kolu ve salıncak kolu parçaları ile prototip aracın imalatının yapılması ve sonrasında bu araç üzerinde bir yorulma dayanım çalışmasının yürütülmesidir.

6.2.2 Prototip araçla yol testi ve uzama ölçer verileri ile yorulma çalışması

Aracın dinamik olarak gerçekçi bir biçimde modellemenin zorlukları ve bu dinamik modelle yapılacak yorulma analizleri ve testinde doğabilecek problemler göz önüne alınarak, dinamik modellemeye ihtiyaç duymayan bir yorulma dayanımı

değerlendirmesi için metot çalışmasına ihtiyaç duyulmuştur. Çalışmanın sonraki adımları bu ihtiyaç doğrultusunda şekillenmiştir.

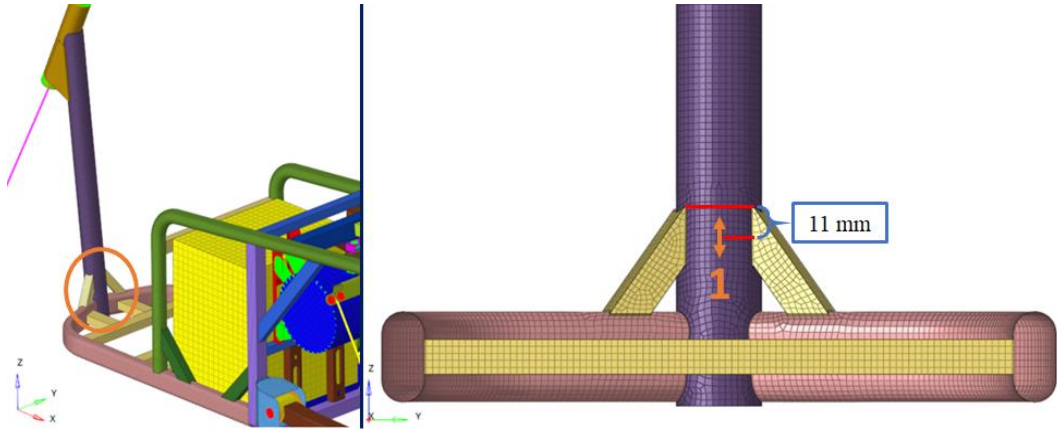
Prototip araç ile yapılmış bir yol testi olmaması, aracın prototip seviyesinde doğruluğu yüksek bir dayanım değerlendirmesi yapmayı mümkün kılmamaktadır. Bundan dolayı, prototip araçla bir yol testi yapılması planlanmıştır. Yol testinden toplanan veriler ışığında da bir yorulma dayanımı metodolojisi oluşturulacaktır.

6.2.2.1 Araç enstrümantasyonu ve yol testi

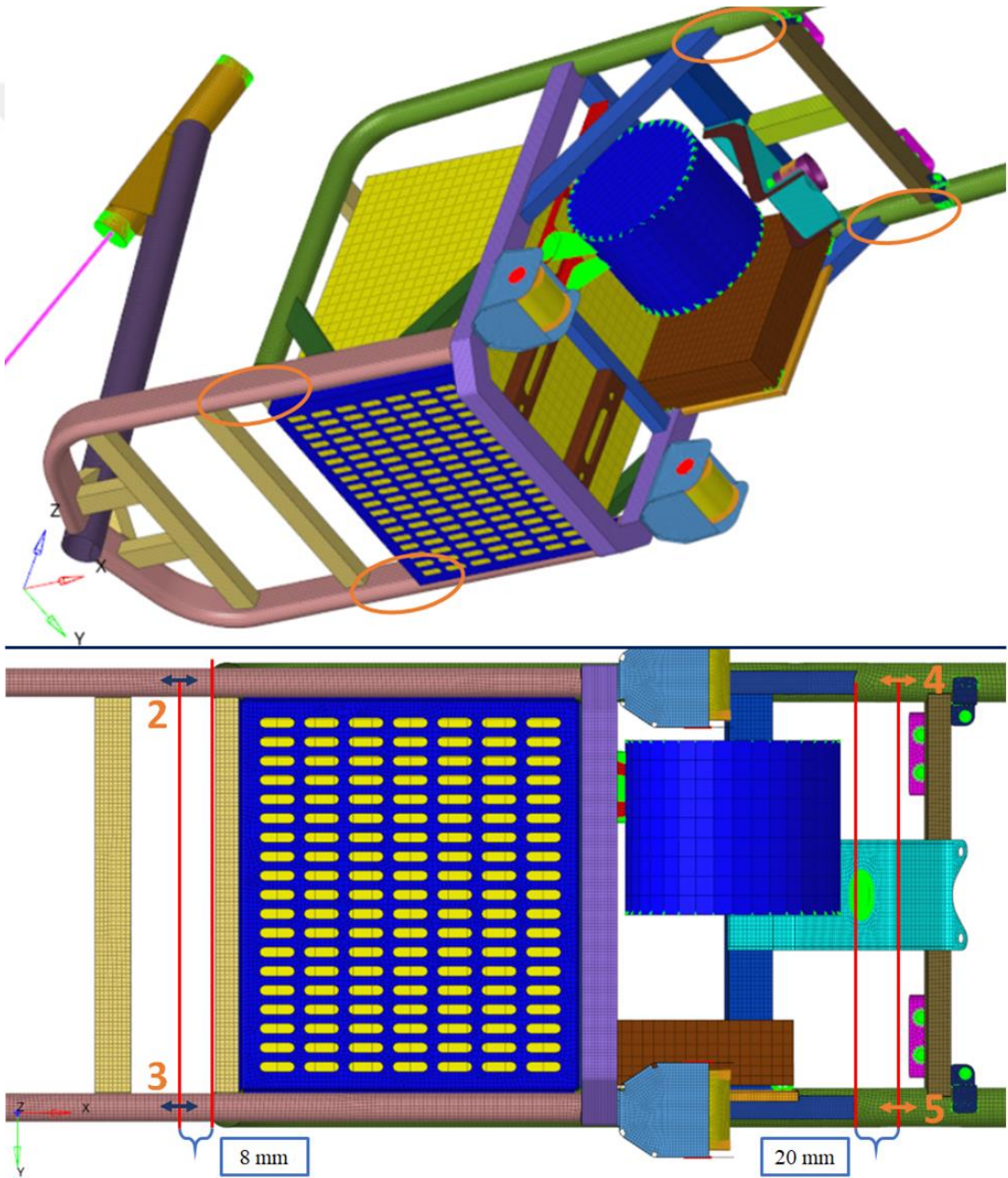
Prototip araç ile yapılacak yol testinde, ilk deneme aracına mümkün olduğunca benzer şekilde enstrümantasyon ve yol testi yapılmaya çalışılmıştır. Buradaki amaç, ilk deneme aracıyla yapılmış testin verileri ile karşılaştırılabilir veriler elde edebilmektir. Testler aynı test pistinde yapılacaktır. Enstrümantasyonda da mümkün oldukça aynı lokasyonlardan veri alınmaya çalışılmıştır.

Prototip araçla yapılacak yol testinde, sensör olarak ivmeölçer ve uzama ölçerler kullanılmıştır. İlk deneme aracındaki ivmeölçer konumlarının tamamı, prototip araçta da aynı şekilde kullanılmıştır. Bunlara ek olarak, kontrol amaçlı batarya üzerine iki adet daha ivmeölçer yerleştirilmiştir. İvmeölçer konumları neredeyse birebir aynı olduğu için, görsellerle tekrar ivmeölçer konum detayları verilmeyecektir. İvmeölçer konumlarında bir değişiklik olmamasına karşın, uzama ölçer lokasyonlarında değişiklikler yapılmıştır. Bunun temel sebebi, uzama ölçer sensörlerinin ilk deneme aracı üzerindeki konumlarının şasideki tasarım değişiklikleri yapılan konumlara denk gelmesidir. Uzama ölçer konumları, ilk deneme aracındaki ile aynı metotla belirlenmiştir. Statik SEM analizlerindeki gerilme tensörleri incelenerek konumlar belirlenmiştir. Belirlenen uzama ölçer konumları, Şekil 6.13 ve Şekil 6.14'te verilen görsellerde belirtilmiştir.

1, 4 ve 5 numaralı uzama ölçerler rozet, 2 ve 3 numaralı uzama ölçerler eksenel uzama ölçerlerdir. 2 ve 3 numaralı konumlarda eksenel uzama ölçer tercihinin sebebi, bu konumlardaki yüzeylerde eğim yarıçapının düşük olmasından dolayı rozet uzama ölçer enstrümantasyonunun yapılamamasıdır. Görselde uzama ölçerlerin yerleştirildikleri doğrultular da verilmiştir. Rozet uzama ölçerler için belirtilen doğrultular, bu rozetleri orta bacağının doğrultularını belirtmektedir.



Şekil 6.13: 1 numaralı uzama ölçer konumu.



Şekil 6.14: 2, 3, 4 ve 5 numaralı uzama ölçer konumları.

Prototip aracın yol testi enstrümantasyonunun tamamlanmış halinin ve sonrasında test esnasında alınmış görselleri, Şekil 6.15'te verilmiştir. Görsellerde görüldüğü üzere arkasında potansiyel müşterilerden temin edilmiş bir plastik muhafaza bölgesi bulunmaktadır. Veri toplama cihazı ve kabloların kalan kısmı bu muhafazanın içinde bulunmaktadır. Genel anlamda yol testi için enstrümante edilmiş prototip aracı, ilk deneme aracının test için hazırlanmış haline göre çok daha derli toplu bir yapıya sahiptir.



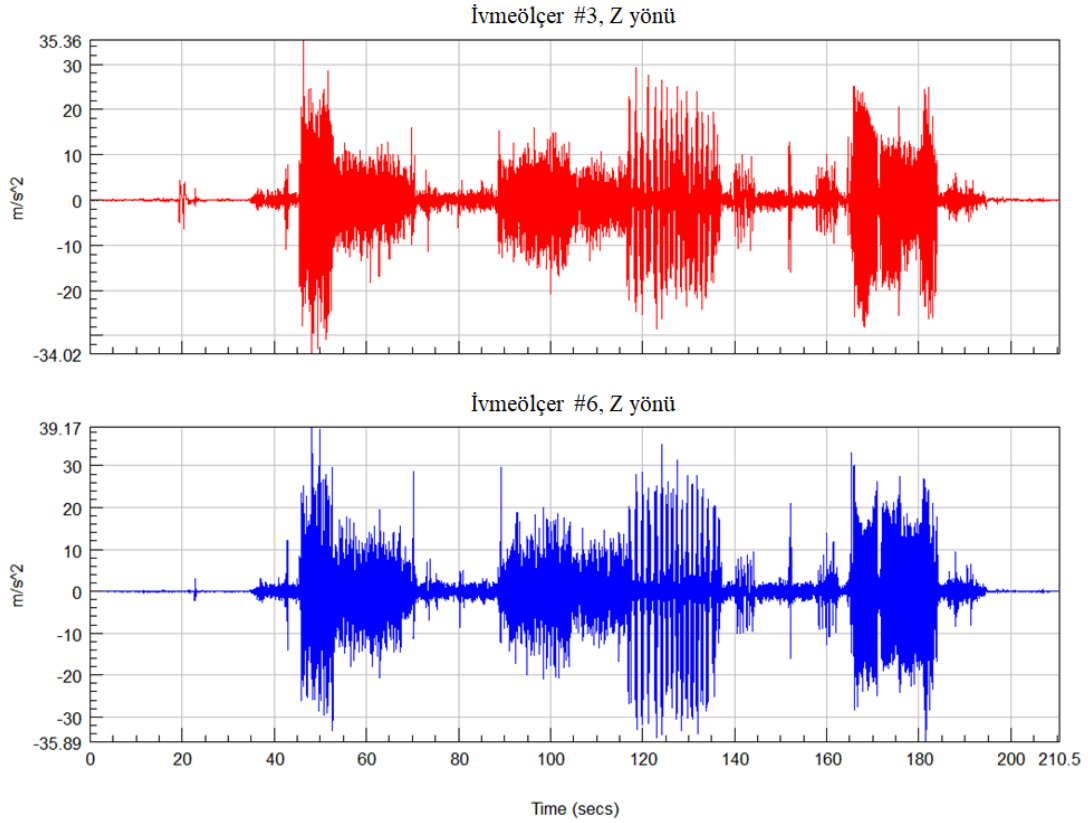
Şekil 6.15: Yol testi için enstrümante edilmiş prototip araç ve yol testi görselleri.

Prototip araç ile bu test pistinde toplam 4 tam tur atılmıştır. Testte esnasında oluşabilecek anlık problemlere karşı testi 4 kere tekrar ederek elde edilen veri örneklem sayısını yükseltmek, test sağlığı açısından önem arz eden bir noktadır. Toplanan ivme ve birim uzama verileri, ilk deneme aracının test verileriyle de karşılaştırmalı olarak kontrol edilmiştir.

Hatırlatma yapmak gerekirse, ilk deneme aracı yol testinde 3 ve 6 numaralı ivmeölçerlerden alınan veriler incelenerek SEM analizlerinde kullanılan ivme büyüklüğü belirlenmiştir. 3 numaralı ivmeölçer aracın ön kısmında gidona yakın bir bölgede, 6 numaralı ivmeölçer ise aracın arka kısmında, pivot kolunun şasiye bağlandığı sac braket üzerindedir. Bu iki ivmeölçere ait düşey yöndeki ivme verilerinin zaman tabanındaki grafikleri, Şekil 6.16'da verilmiştir.

İlk deneme aracındaki 3. ve 6. ivmeölçer verileri ile prototip araca ait aynı noktalardaki ivme verileri karşılaştırıldığında, prototip araçtaki ivme mertebelerinin çok ciddi oranda olmasa da bir miktar daha düşük olduğu gözlemlenmiştir. İlk deneme aracında maksimum ivme verisi $43,94 \text{ m/s}^2$ iken prototip araçta bu değer $39,17 \text{ m/s}^2$ olarak

ölçülmüştür. Bu iki teste ait ivme verilerini OKK büyüklükleri üzerinden karşılaştırmak, sadece pik değerlerin değil genel olarak tüm testin karşılaştırılmasında daha anlamlı olacaktır. Çizelge 6.2’de ilk dene aracı ve prototip araçla yapılan testlerdeki 3. ve 6. ivmeölçer verilerinin OKK büyüklükleri verilmiştir.



Şekil 6.16: Prototip araç yol testine ait 3. ve 6. ivmeölçer verileri, 4. Tekrar.

Çizelge 6.2: OKK değerlerinin karşılaştırılması.

Test aracı	3. ivmeölçer OKK	6. ivmeölçer OKK
İlk deneme aracı	4,131	5,895
Prototip araç, 1. tekrar	3,915	4,539
Prototip araç, 2. tekrar	4,147	4,981
Prototip araç, 3. tekrar	4,187	4,854
Prototip araç, 4. tekrar	4,408	5,189

Çizelge 6.2’deki OKK değerleri incelendiğinde, 3. ivmeölçer verilerinin merteye olarak benzer seviyede olduğu ancak 6. ivmeölçer verilerinde mertebe olarak düşüş olduğu söylenebilir. Prototip araçtaki OKK değerlerinin ortalaması alınıp ilk deneme aracı verisiyle karşılaştırması şu şekilde (denklem 6.3 – 6.6) yapılabilir:

$$OKK_{\#3,prot} = \frac{3,915 + 4,147 + 4,187 + 4,408}{4} = 4,164 \quad (6.3)$$

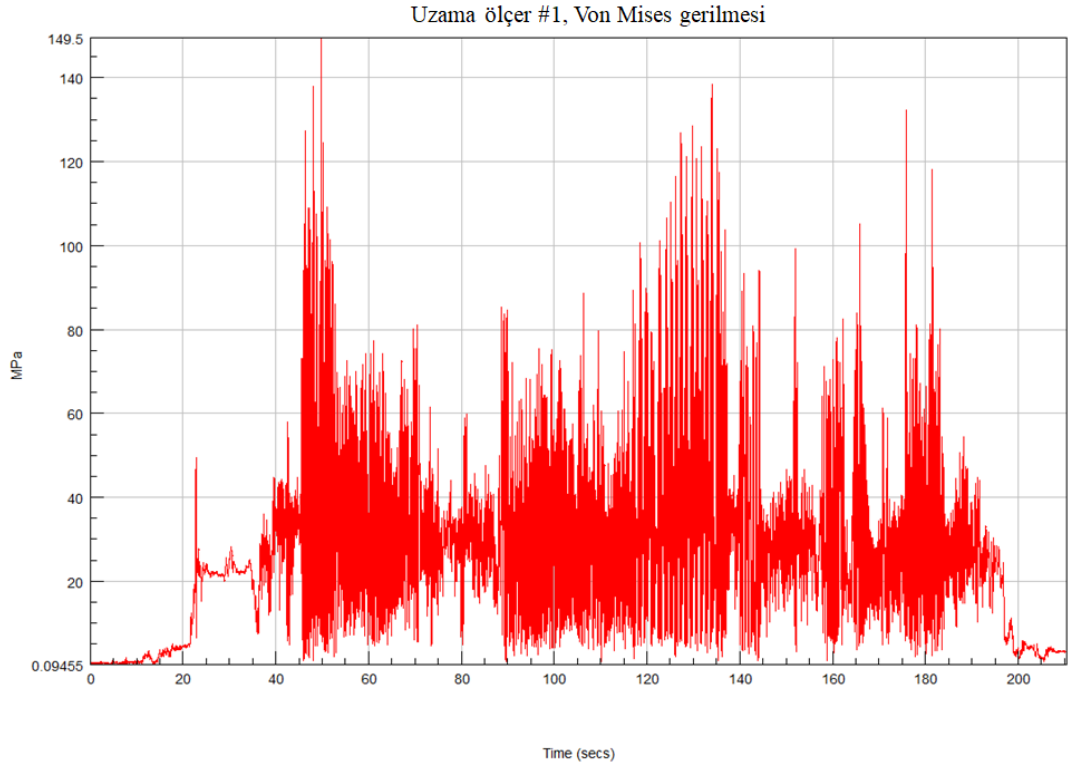
$$\% \Delta OKK_{\#3} = \frac{OKK_{\#3,prot} - OKK_{\#3,den}}{OKK_{\#3,den}} = \frac{4,164 - 4,131}{4,131} = \%0,8 \quad (6.4)$$

$$OKK_{\#6,prot} = \frac{4,539 + 4,981 + 4,854 + 5,189}{4} = 4,891 \quad (6.5)$$

$$\% \Delta OKK_{\#6} = \frac{OKK_{\#6,prot} - OKK_{\#6,den}}{OKK_{\#6,den}} = \frac{4,891 - 5,895}{5,895} = -\%17 \quad (6.6)$$

OKK verileri karşılaştırma sonuçlarını kısaca yorumlamak gerekirse, aracın ön kısmındaki ivme mertebeleri neredeyse tamamen aynı kalmasına karşın arka kısmındaki ivme mertebelerinde net bir düşüş olmuştur. Bunun nedeni, araç şasisinin iyileştirme çalışması kapsamında arka kısımda eskiye oranda çok daha rijit bir yapıda olması, ön kısımda yapılan değişikliğin çok ciddi boyutlarda olmaması olabilir.

Yol testinde toplanan birim uzama verilerinin kontrolü de, ivme verileri kadar önemlidir. Toplanan birim uzama verileri incelendiğinde, en büyük mertebedeki değerlerin 1. uzama ölçere ait olduğu görülür. Şekil 6.17’de 1. rozet uzama ölçer sensörüne ait von Mises gerilmesi grafiği verilmiştir. Grafikteki değerlere bakıldığında, ilk test aracındaki gibi yüksek mertebelerde gerilmeler görülmemektedir. Maksimum gerilme değeri 149,5 MPa olarak hesaplanmıştır. Bu birim uzama ve gerilme verileri, ilk deneme aracı uzama ölçer verilerinden hesaplanan gerilme değerlerinin aksine çok daha anlamlı mertebelerde, güvenilir ve kullanılabilir verilerdir.



Şekil 6.17: 1. uzama ölçer konumundaki von Mises gerilme grafiği.

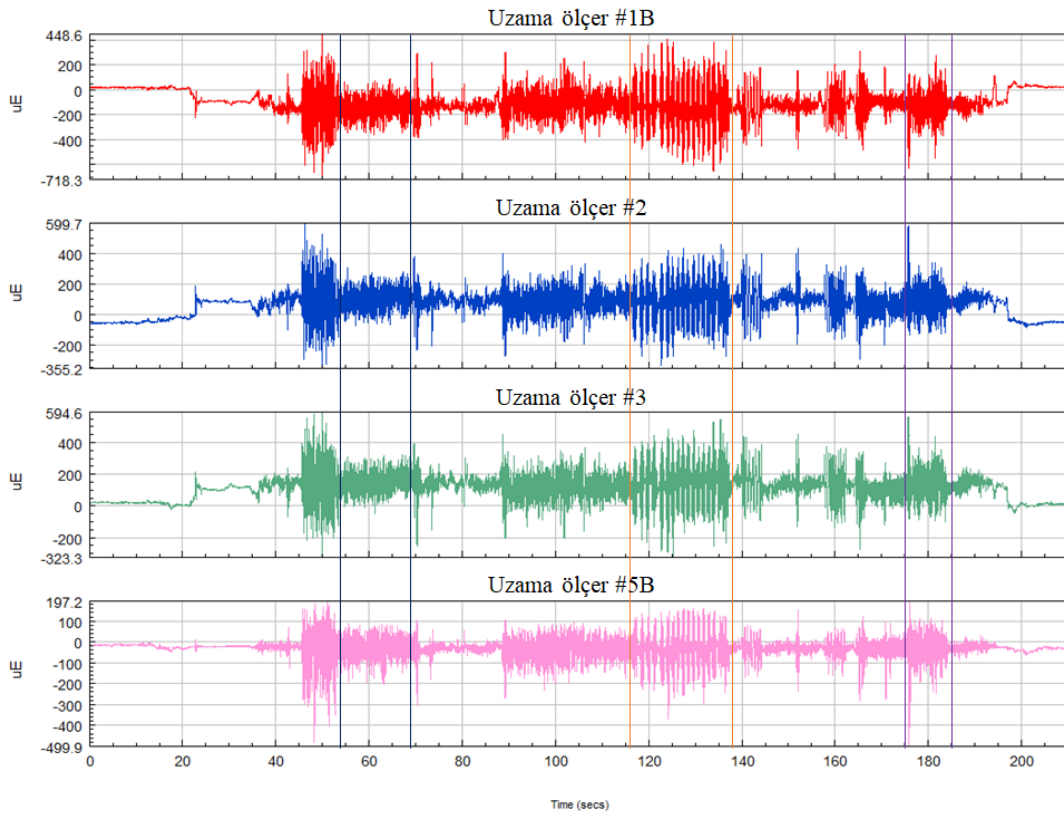
6.2.2.2 Test verileri ile yorulma çalışması için SEM analiz modeli doğrulama çalışması

Prototip araçla yapılan yol testlerinde, araç üzerindeki farklı noktalardan birim uzama verileri toplanmıştır. Bunun bir diğer anlamı, aracın bazı zorlayıcı yol koşullarındaki sürüşü esnasında, araç şasisinin belli noktalarında zamana bağlı gerilme verisinin elimizde bulunmasıdır. Bu bilgi, şasinin yükleme durumunu anlayabilmek açısından kritik bir öneme sahiptir. Şasinin kritik noktalarının da zamana bağlı gerilme durumunun elde bulunması, analitik ortamda dayanım hesaplamaları yapmak için kontrol kanalının elde bulunması anlamına gelebilir.

Araç şasisi üzerinde seçilen uzama ölçer konumları, araç şasisindeki ön ve arka kısımdaki gerilme dağılımı hakkında fikir verebilecek konumlardır. Araç enstrümantasyonunda oluşan bazı problemler dolayı, 4 numaralı rozet uzama ölçer kanallarının tamamı, 5 numaralı uzama ölçerin ise C kanalı kullanılamaz durumdadır. Ancak araç geometrisinden de anlaşıldığı üzere, 2 – 3 numaralı ve 4 – 5 numaralı uzama ölçerler, şasi üzerinde simetrik noktalara konumlandırılmış uzama ölçerlerdir. Aracın da çok büyük ölçüde simetrik bir tasarıma sahip olduğu düşünüldüğünde, bu simetrik konumlardaki birim uzama verilerinin neredeyse aynı olacağı tahmin

edilebilir. Bundan dolayı 4 numaralı uzama ölçer konumunda bir korelasyon çalışması yapmanın çok büyük bir kaybı olmayacağı düşünülebilir.

Bu doğrulama çalışmasında, test verilerinin tamamı değil, belli aralıktaki veriler kullanılmıştır. Test pistindeki tüm yollar aynı düzeyde zorlayıcı değildir. Dolayısı ile görece yüksek birim uzamaların görüldüğü bölümler üzerinden korelasyon çalışmasını ilerletmek daha faydalı olacaktır. Şekil 6.18’de zamana bağlı birim uzama grafikleri ve korelasyon çalışması yapılabilecek üç farklı bölge işaretlenmiştir. Anlatımda kolaylık sağlayabilmek açısından lacivert çizgiler arasındaki bölge 1. yol, turuncu çizgiler arasında kalan bölgeye 2. yol, mor çizgiler arasında kalan bölgeye de 3. yol ismi verilerektir. Grafikler üzerinde 1. yoldan hemen önce yüksek birim uzama değerlerinin görüldüğü bölgenin incelenmeme sebebi, o bölgedeki yol koşulunun bir skuter motosiklet için gerçekçi olmamasıdır. Bu yoldaki düzgünsüzlük, bir skuter motosikletin neredeyse sürülemeyeceği mertebelerdedir.

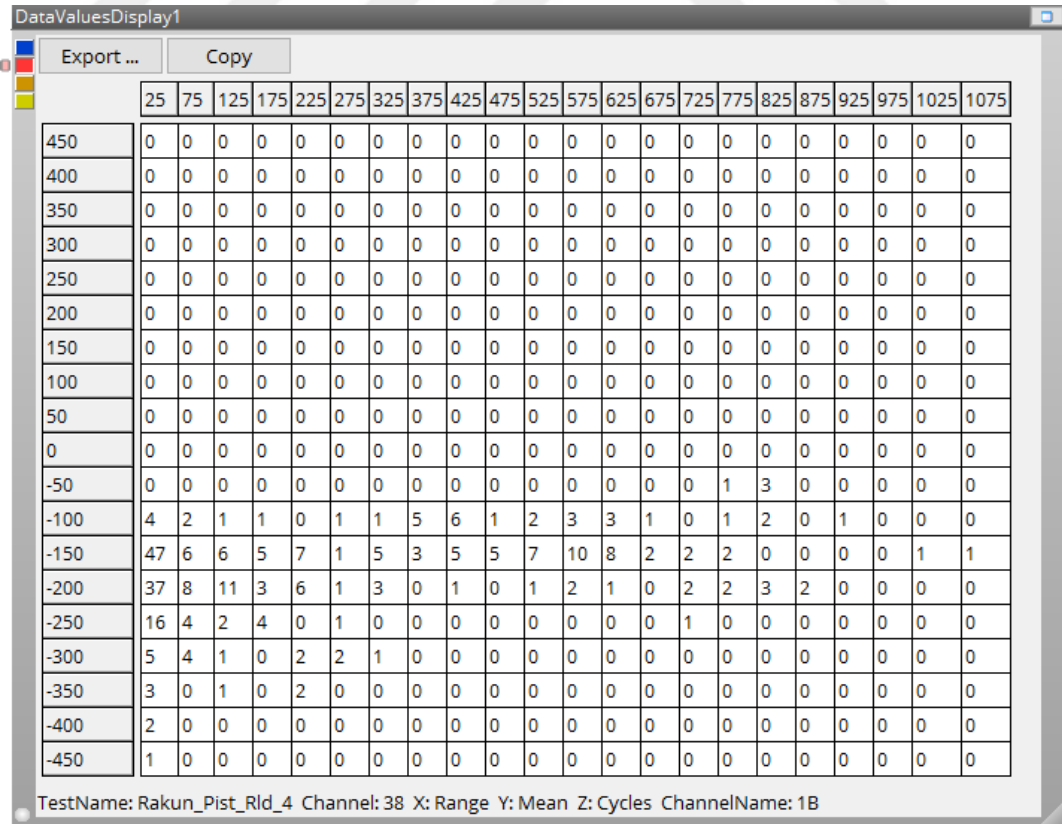


Şekil 6.18: Prototip araç yol testine ait birim uzama grafikleri, 4. Tekrar.

Grafiklere bakıldığında (Şekil 6.18), genel zorlanma eğiliminin bir ortalama birim uzama değeri etrafında salınan birim uzamalar şeklinde olduğu rahatlıkla görülmektedir. Belirli tekrar sayısındaki genlik ve ortalama büyüklüklere sahip

gerilme veya birim uzama büyüklükleri kullanılarak bir yorulma hesaplaması yapmak mümkündür. Bundan dolayı, birim uzama verilerini genlik ve ortalama değerler olarak ayırıp, bu genlik ve ortalama değerler kullanılarak bir statik SEM model doğrulama çalışması yapılmasına karar verilmiştir.

Teste ait birim uzama verilerini genlik ve ortalama değerlere ayırmak için rainflow çevrim sayma metodu kullanılmıştır. Rainflow çevrim sayma metodu sonucunda oluşturulacak matristeki aralık (genlik x 2) değerleri ve ortalama değerler, 50 mikro birim uzamalık çözünürlükteki bloklara ayrılmıştır. Örnek bir rainflow sonuç matrisine ait bir görsel, Şekil 6.19’da verilmiştir. Verilen matristeki satırlar ortalama değerleri, sütunlar aralık (genlik x 2) değerlerini, matrisin içindeki her bir rakam da bu genlik ve aralık değerlerinesahip yük çevrim sayısını vermektedir. Matris üzerinde, 375 mikro birim uzama ve daha büyük aralık değerlerini çeren yük çevrimlerine bakıldığında, bu yük çevrimlerinin ortalama değerlerinin pek değişken olmadığı görülür. Bu durum, Şekil 6.18’de verilen grafiğe bakılarak yapılan “genel zorlanma eğiliminin bir ortalama birim uzama değeri etrafında salınan birim uzamalar şeklinde olduğu” yorumunu sayısal verilerle desteklemektedir.



Şekil 6.19: 1B uzama ölçer verisine ait rainflow çevrim sayma sonucu, 2. yol, 4. tekrar.

Eldeki birim uzama verileri, Şekil 6.19’da olduğu gibi rainflow çevrim sayma metodu ile aralık ve ortalama şeklinde ayıklanmıştır. Ayıklanan verilerin tamamında yine Şekil 6.19’dakine benzer şekilde, büyük birim uzama aralık değerlerindeki ortalama birim uzamaların genel olarak benzer olduğu görülmüştür. Büyük birim uzama aralık değerlerinin yorulma hasarındaki etkisi, küçük aralık değerlerinden çok daha fazla olacaktır. Bundan dolayı, verileri daha rahat inceleyebilmek ve SEM model korelasyonunda kullanabilmek adına, yük çevrim sayıları ortalama değerlerden bağımsız hale getirilerek sadece birim uzama aralıklarına düşen çevrim sayısı şeklinde incelenecektir. Örnek vererek açıklamak gerekirse, Şekil 6.19’daki rainflow sonuç matrisi, her bir sütundaki tekrar sayıları toplanarak 19x22lik bir matristen 1x22lik bir matrise dönüştürülerek incelenecek ve bu şekilde kullanılacaktır.

Prototip araçla yapılan yol testinde 4 tekrar şeklinde toplanan veriler, Şekil 6.18’de belirtilen 3 farklı yol koşuluna ayrılmış şekilde incelenecektir. Verileri incelerken yapılan işlemleri şu şekilde sıralamak mümkündür:

1. Her bir uzama ölçer verisi, her bir test tekrarı için, seçilen 3 farklı yol tipi için ayrı ayrı rainflow çevrim sayma metodu ile aralık ve ortalama birim uzamalara göre çevrim sayılarını veren 19x22lik matris formuna getirilmiştir.
2. Bu 19x22lik matrisler, ortalama verilerden bağımsız hale getirilerek 1x22lik matrislere dönüştürülmüştür.
3. Bu aşamada elde 3 farklı yol tipi için 4 adet test tekrarına ait yük çevrim sayıları bulunmaktadır. Örneklem sayısını artırabilmek için, tekrarlanan 4 testin için oluşturulan bu çevrim sayıları toplanmıştır.
4. 3 farklı yol tipine ait 4 farklı uzama ölçere ait yük çevrim sayıları oluşturulmuştur. Bu yük çevrim sayıları kullanılarak yorumlamalar ve SEM analiz modeli doğrulaması yapılacaktır.

Yukarıda adımları verilen metot ile uzama ölçer verileri ayıklanmıştır. Bu ayıklamanın sonucunda ortaya çıkan veriler Şekil 6.20’deki görselde verilmiştir. Rozet uzama ölçerler olan 1 ve 5 numaralı uzama ölçerler için orta bacak doğrultusundaki veriler kullanılmıştır.

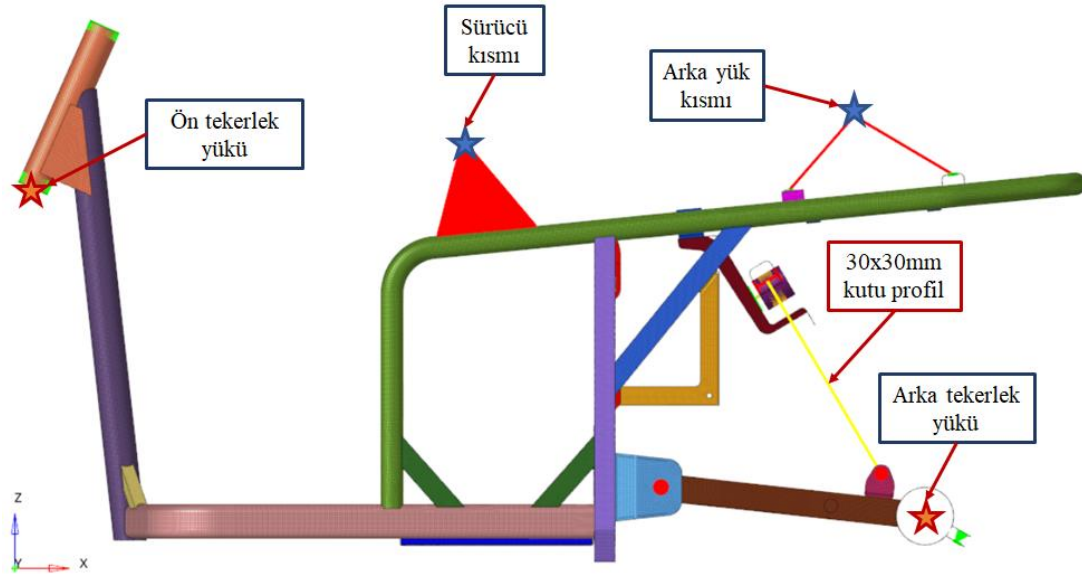
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W
1	1. Yol																						
2	Aralık	25	75	125	175	225	275	325	375	425	475	525	575	625	675	725	775	825	875	925	975	1025	1075
3	sg_1b	261	145	146	133	103	63	51	18	19	4	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4	sg_2	1191	199	155	122	89	59	23	5	4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5	sg_3	1236	228	143	143	74	34	15	6	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
6	sg_5b	1051	222	203	108	36	14	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
7																							
8	2. Yol																						
9	Aralık	25	75	125	175	225	275	325	375	425	475	525	575	625	675	725	775	825	875	925	975	1025	1075
10	sg_1b	423	128	82	65	60	41	36	31	48	38	50	45	49	30	22	17	17	8	3	3	2	1
11	sg_2	1825	231	120	64	51	45	82	65	54	53	31	18	13	12	2	4	1	0	0	0	0	0
12	sg_3	1729	187	111	58	46	46	83	69	57	45	27	16	18	5	6	2	1	2	1	0	0	0
13	sg_5b	1873	147	153	98	59	51	75	58	26	5	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
14																							
15	3. Yol																						
16	Aralık	25	75	125	175	225	275	325	375	425	475	525	575	625	675	725	775	825	875	925	975	1025	1075
17	sg_1b	335	118	68	74	41	47	44	31	26	22	5	6	3	0	2	1	1	0	1	0	0	0
18	sg_2	892	338	156	78	57	44	38	23	11	3	2	1	1	0	2	0	0	0	0	0	0	0
19	sg_3	951	308	150	79	61	44	31	22	9	3	5	1	1	2	0	0	0	0	0	0	0	0
20	sg_5b	1244	123	88	73	51	28	14	5	4	2	0	0	0	2	1	0	0	0	0	0	0	0

Şekil 6.20: Her bir uzama ölçer için birim uzama aralık değerlerine göre ayıklanmış yük çevrim sayıları.

Verilen çevrim sayıları incelendiğinde (Şekil 6.20), 3 yoldaki zorlanmaların genel olarak benzer eğilime sahip olduğu görülmektedir. En büyük birim uzama aralıkları 1. uzama ölçerde görülmektedir. 2. ve 3. uzama ölçerler 1. uzama ölçerden daha küçük, 5.den daha büyük değerler alır. 5. uzama ölçer verileri de genel anlamda en küçük birim uzama aralıklarına sahiptir. Ayrıca, her bir uzama ölçer birim uzama büyüklüklerinin birbirlerine oranları da üç yol için paralellik göstermektedir. Bu bilgiler ışığında, seçilmiş bu üç farklı yol tipi için şasi üzerindeki gerilme mertebeleri farklılık gösterse de, gerilme dağılımları oldukça benzer olduğu söylenebilir. Bu üç yolda da benzer gerilme dağılımı olduğu için, en büyük birim uzama değerlerini içeren 2. yol verileri yapılacak SEM model korelasyonu ve yorulma çalışmasında kullanılacaktır.

SEM analizi için korelasyonda kullanılacak birim uzama verilerine kara verildikten sonra, yeni bir SEM modeli kurulmuş ve bu model üzerinde farklı yük ve sınır koşulları denenerek test verileri ile korelasyon çalışması yapılmıştır. Modeldeki sınır koşulları ve yüklemelerin belirlenmesindeki en büyük kriterlerden birisi de, bu sınır koşulları ve yüklemelerin bir test rigi ortamında aynı şekilde uygulanabilir olmasıdır. Kurulacak bir test riginde uygulanabilir sınır koşulları ve yüklemeler ile, test ortamında görülen gerilme dağılımını temsil edecek bir SEM modeli için çalışılmıştır. Şekil 6.21’de bahsedilen SEM modelinin görseli yük ve sınır koşullarının uygulanacağı konumlarıyla birlikte verilmiştir. Modelde arka süspansiyonlar yerine kullanılan çelik kutu profil detayı da belirtilmiştir. Bunun nedeni, daha sonra bu analiz yük ve sınır koşullarını kullanan bir test rigi kurulumunda süspansiyon kullanımı

imkanı bulunmaması ve statik bir yükleme yapıldığı için süspansiyona pek ihtiyaç da bulunmamasıdır.



Şekil 6.21: Yorulma analizlerinde kullanılmak üzere test verileri ile doğrulanacak SE modeli.

Şekil 6.21’de belirtilen SEM modelindeli sürücü ve arka yük kısımlarından sınır koşulları uygulanırken, ön ve arka tekerlek yükleri olarak belirtilen lokasyonlardan kuvvetler uygulanacaktır. Ön ve arka tekerlek yükleri için X ve Z yönlerinde farklı büyüklükte kuvvetler uygulanarak korelasyon çalışması ilerletilmiştir. Hem ön hem de arka tekerlek kısımlarında X ve Z yönlerinde farklı kuvvet büyüklükleriyle farklı kuvvet büyüklükleriyle yapılan pek çok analiz sonucunda, kuvvet büyüklükleri ve sınır koşullar netleştirilmiştir. Sürücü ve arka yük konumlarında gerçek dışı bir rijitlik yaratmamak adına, X yönü ötelemesi ve tüm dönme serbestlik dereceleri serbest bırakılmıştır. Netleşen yük ve sınır koşullarının tamamı Çizelge 6.3’te verilmiştir.

Çizelge 6.3: Test birim uzama verileri ile doğrulanmış SEM analizi yük ve sınır koşulları.

Lokasyon	Yük koşulu	Sınır koşulu
Ön tekerlek	X, 1000 N	-
Arka tekerlekler	Z, 1200 N x2	X ötelemesi sabit
Sürücü	-	Y ve Z ötelemesi sabit
Arka yük	-	Y ve Z ötelemesi sabit

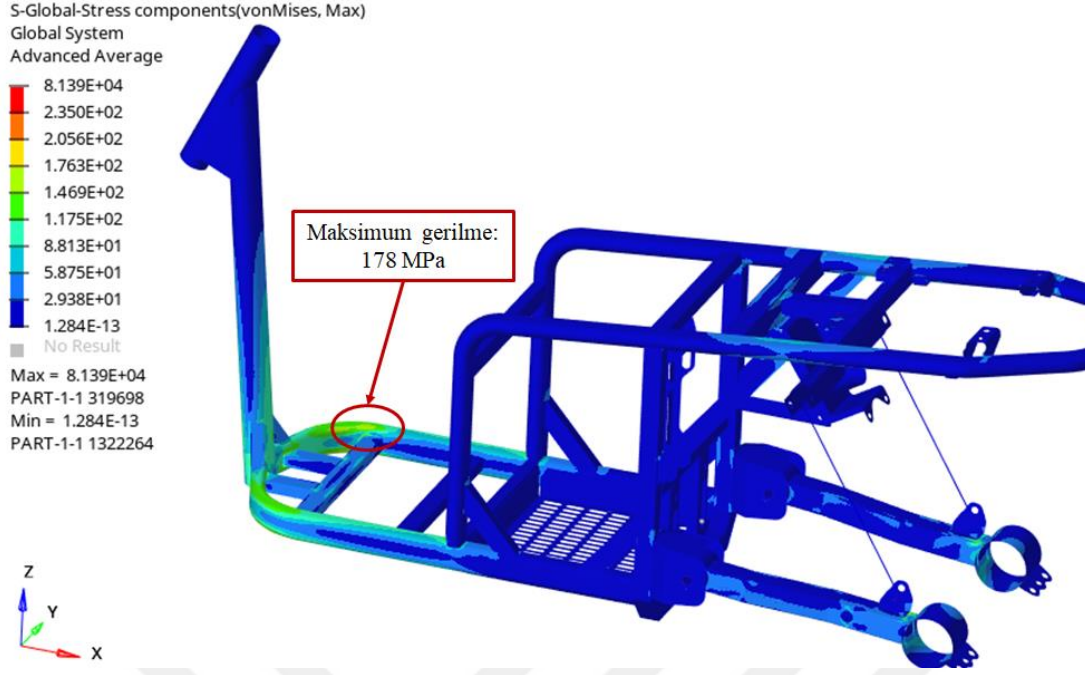
Çizelge 6.3’teki yük ve sınır koşulları uygulanarak gerçekleştirilmiş analize ait gerilme sonuç görseli Şekil 6.22’de verilmiştir. Yine bu analiz sonuçlarına ait 1. 2. 3. ve 5. uzama ölçer lokasyonlarındaki birim uzama sonuçları da Çizelge 6.4’de verilmiştir.

Çizelge 6.4’de analiz birim uzama sonuçlarının yanında bu sonuçların iki katı da verilmiştir. Bunun sebebi, analiz sonuçlarının birim uzama genlik değerlerini vermesidir. Bu sonuçların iki katı birim uzama aralık değerlerini vermektedir. nCode ile test verilerinin ayıklanmasında kullanılan rainflow çevrim sayma metodu da birim uzama aralık değerlerini verdiğiinden dolayı, direkt karşılaştırma yapabilmek için analizden elde edilen sonuçların iki katı kullanılmıştır.

Çizelge 6.4: Test birim uzama aralık verileri ile doğrulanmış SEM analizi sonuçları, uzama ölçer konumlarındaki birim uzama sonuçları

Lokasyon	Birim uzama [mikro br uzama]	Birim uzama x2
Uzama ölçer 1B	-515,4	-1030,8
Uzama ölçer 2	407,5	815,0
Uzama ölçer 3	400,9	801,8
Uzama ölçer 5B	-388,6	-777,2

Analizden elde edilen birim uzama sonuçları yol testindeki 2. yol verileri ile karşılaştırıldığında 1. 2. ve 3. uzama ölçer lokasyonlarındaki birim uzama değerlerinin büyük oranda test verileri ile paralel olduğu görülür. Analiz sonucunda elde edilen birim uzamalar yol testinde elde edilen maksimum değerlere yakın ve bu maksimum değerden daha küçüktür. Böylelikle ileride yapılacak bir yorulma rig testinde, araç yol koşulları zorlanmaları altında görülenden farklı bir hasar modunun görülme ihtimali en aza indirilmiştir. 5 numaralı lokasyondaki analiz birim uzama sonucu ise yol testinde elde edilenlerden daha büyüktür. Bu yüksek birim uzama değerleri bilerek ayarlanmıştır. Buradaki motivasyon, aracın arkasında büyük bir yük olması durumunda, 5 numaralı lokasyondaki birim uzama verilerinin artacağı düşüncesidir. Şasi geometrisi incelendiğinde, arka yük kısmındaki ağırlığın artması, şasinin arka kısmında daha fazla eğilme zorlanmasına sebep olacaktır. Bu ekstra eğilmenin sonucunda da, aracın 4 ve 5 numaralı uzama ölçer konumlarındaki birim uzama değerleri artacaktır. Buradan hareketle, 5 numaralı uzama ölçer konumundaki birim uzamaların büyük olacağı şekilde analiz yükleri belirlenmiştir.



Şekil 6.22: Test birim uzama verileri ile doğrulanmış SEM analizi sonuçları, von Mises gerilmeleri.

Doğrulama çalışmasının bu aşamaya kadar anlatılan kısmında birim uzama verilerinin aralık değerlerinin doğrulama süreci anlatılmıştır. Ortalama birim uzama verilerinin doğrulaması için de test verileri incelenerek SEM analiz modeli ile doğrulama yapılmıştır. Yorulma hesaplamalarının doğruluğu için aralık değerlerinin dışında ortalama birim uzama verilerinin de doğruluğu kritik önem taşımaktadır.

Ortalama birim uzama doğrulamasında, testten alınan birim uzama verileri rainflow çevrim sayma verilerini kullanmak yerine direkt olarak birim uzama verisinin ortalama değeri alınarak çalışma yapılmıştır. 4 kere tekrarlanan yol testi birim uzama verilerinin 2. yola ait kesitlerindeki ortalama değerler nCode yazılımından direkt olarak alınmış, sonrasında eldeki 4 farklı ortalama birim uzama büyüklüklerinin aritmetik ortalaması alınmıştır. Bu ortalama değerlere benzer değerler de SEM modeli üzerinde yakalanmaya çalışılmıştır. Bu SEM modelinin yük ve sınır koşulları Çizelge 6.5'te verilmiştir. Buradaki sınır koşulları, aralık değerleri korelasyonunda kullanılanlar ile birebir aynıdır. Gerçek hayatta da sınır koşulunda herhangi bir değişiklik olmayacağı düşünülerek bu şekilde ilerlenmiş, sadece tekerleklerden uygulanan yükler değiştirilerek test verileri ile benzer ortalama birim uzamalar yakalanmaya çalışılmıştır. Çizelge 6.6'da da test verilerine ait ve SEM analizinden elde edilmiş ortalama birim uzama değerleri verilmiştir.

Çizelge 6.5: Test birim uzama verileri ile doğrulanmış SEM analizi yük ve sınır koşulları.

Lokasyon	Yük koşulu	Sınır koşulu
Ön tekerlek	X, 250 N	-
Arka tekerlekler	-	X ötelemesi sabit
Sürücü	-	Y ve Z ötelemesi sabit
Arka yük	-	Y ve Z ötelemesi sabit

Çizelge 6.6: Test ortalama birim uzama verileri ve bu verilerle doğrulanmış SEM analizi sonuçları.

Lokasyon	Test ortalama birim uzama [mikro br uzama]	SEM ortalama birim uzama [mikro br uzama]	Yüzdesel fark
Uzama ölçer 1B	-146,8	-141,7	%3,5
Uzama ölçer 2	124,0	112,0	%9,7
Uzama ölçer 3	123,7	110,3	%10,8
Uzama ölçer 5B	-7,84	-41,9	%432

Çizelge 6.6’da verilen test ve SEM analizi ortalama birim uzama değerleri büyük ölçüde paralellik gösterse de, oransal olarak bakıldığında bir miktar farklılık da bulunmaktadır. Bununla birlikte birim uzama aralık değerlerinin, ortalama birim uzamalardan yaklaşık 7 kat yüksek olması, bahsedilen bu farkın yorulma analiz sonuçlarına etkisinin neredeyse ihmal edilebilir mertebelerde olacağını gösterir. Dolayısıyla ile bu ortalama değerleri oluşturan bu SEM analiz modeli kullanılarak çalışma ilerletilmiştir.

6.2.2.3 Yorulma tahmini için yük çevrimi sayılarının belirlenmesi

Araç şasisinde yapılacak yorulma analizi için SEM analiz modeli korelasyonu için çalışmalar yapılırken, bir yandan da yorulma ömrünü doğru tayin edebilmek için yük çevrimi sayılarının belirlenmesi konusunda da çalışmalar yapılmıştır. Yük çevrim sayısının belirlenmesi ile ilgili çalışmanın iki farklı ayağı vardır. Birincisi, yol testi esnasında yol yükleri altındaki araç şasisinde oluşan yorulma hasarı ile SEM analizindeki yüklemenin sonucunda oluşan yorulma hasarının arasında bir doğrulama yapmaktır. Bu sayede, test pistindeki belirlenen yoldan geçen aracın şasisindeki yorulma hasarını analitik şekilde hesaplayabilir ve yorulma ömrü kilometre cinsinden bulunabilir. Çalışmanın ikinci ayağı ise, bu test pisti yolundaki yorulma ömrü ile gerçek müşteri kullanımındaki yorulma ömrü arasındaki ilişkinin saptanmasıdır. Gerçek müşteri kullanımında kaç km mesafenin test pistindeki kaç km mesafeye tekabül ettiğinin doğru tahmin edilmesi, yapılan yorulma hesaplamalarında yorulma

ömrünün müşteri kullanımında kaç km mesafeye karşılık geldiğinin hesaplanmasına olanak tanıyacaktır.

Çalışmanın birinci ayağı için, nCode yazılımı ile test verileri ve SEM analiz sonuçları kullanılarak ayrı ayrı yorulma hasarları hesaplanmış ve doğrulama çalışması yapılmıştır. Bu çalışmanın adımları şu şekilde özetlenebilir:

1. Yol testinde toplanan birim uzama verileri kullanılarak, seçilen yol boyunca oluşan toplam yorulma hasarı her bir uzama ölçer konumu için hesaplanır.
2. 4 kere tekrarlanan yol testinde her tekrar için hesaplanan hasar değerleri toplanır. Bu sayede örneklem sayımız artırılmış olur. Bu aşamanı sonunda elde edilen veri, seçilen yol uzunluğunun 4 katı sürüş mesafesine karşılık gelen yorulma hasarına eşittir.
3. Test verileri ile doğrulanan SEM analiz modeli kullanılarak, bu modeldeki 1 yük çevriminin her bir uzama ölçer konumunda oluşturduğu hasarlar hesaplanır.
4. Her bir uzama ölçer lokasyonu için, yol testi verilerinden hesaplanan hasar, SEM modelinin 1 yük çevriminin oluşturduğu hasara oranlanır. Bu sayede, test pistinde belirli yol uzunluğu için oluşan hasarın, SEM modeli yük çevrimi cinsinden kaç çevrime eşit olduğu bulunur.

Bu doğrulama çalışmasında 5. uzama ölçer verileri kullanılmamıştır. Bunun nedeni, SEM modeli doğrulama çalışmasındaki yük koşullarının 5. uzama ölçer konumunda testtekinden daha yüksek birim uzamalar oluşturacak şekilde seçilmesidir. Bu seçimin sebebi, bir önceki başlık altında detaylandırılmıştır. Çalışmada 1. 2. ve 3. uzama ölçer verileri kullanılarak çalışma ilerletilmiştir. Hatırlatma yapmak gerekirse, bu aşamada nCode programı ile SEM analizi kullanılarak yapılan yorulma analizi sonuçları aracın tümünde değerlendirme yapmak değil, test verileri ile karşılaştırma yapmaktır. Dolayısı ile burada sadece uzama ölçer lokasyonlarındaki hasar sonuçları kullanılacaktır.

nCode ile yapılan bu yorulma analizlerinde, birim uzama verileri kullanılarak gerçekleştirilen EN analizleri kullanılmıştır. Korelasyon için seçilmiş 2. yol birim uzama verileriyle yapılan yorulma analizi hasar sonuçları, Çizelge 6.7’de verilmiştir. 4 adet tekrarın ayrı ayrı hasar sonuçları ve toplam hasar değeri bu çizelgede bulunabilir. SEM modeli ile 1 yük çevrimi için yapılan yorulma analizi hasar sonuçları da Çizelge 6.8’de verilmiştir. Hasar değerleri birimsiz büyüklüklerdir. Hasar

büyükliğünün 1e eşit olduğu durum, parçanın yorulma ömrünü tamamladığı durumdur.

Çizelge 6.7: Test birim uzama verileriyle yorulma hasar analizi.

Lokasyon	1. tekrar	2. tekrar	3. tekrar	4. tekrar	Toplam
Uzama ölçer 1	$4,82 \times 10^{-6}$	$4,01 \times 10^{-6}$	$3,28 \times 10^{-6}$	$4,78 \times 10^{-6}$	$16,9 \times 10^{-6}$
Uzama ölçer 2	$9,94 \times 10^{-7}$	$9,33 \times 10^{-7}$	$7,52 \times 10^{-7}$	$7,73 \times 10^{-7}$	$3,45 \times 10^{-6}$
Uzama ölçer 3	$8,80 \times 10^{-7}$	$1,00 \times 10^{-6}$	$8,62 \times 10^{-7}$	$1,23 \times 10^{-6}$	$3,97 \times 10^{-6}$

Çizelge 6.8: SEM analiz sonuçlarıyla yorulma hasar analizi.

Lokasyon	SEM hasar sonucu, 1 çevrim
Uzama ölçer 1	$4,31 \times 10^{-7}$
Uzama ölçer 2	$1,14 \times 10^{-7}$
Uzama ölçer 3	$1,13 \times 10^{-7}$

Yorulma hesaplamaları için seçilmiş olan 2. Yolun uzunluğu 132,5 metredir. Dolayısı ile Çizelge 6.7’de verilen toplam hasar bilgisi, 530 metre uzunluğundaki yola aittir. Hasar analizi yapılan yolun uzunluğu ve yola ait hasar sonucu da bilindiğine göre, toplam yol uzunluğunun oluşturacağı hasarı yaratacak SEM yük çevrimi sayıları şu formüller yardımı ile hesaplanabilir:

$$n_{1,530m} = \frac{16,9 \times 10^{-6}}{4,31 \times 10^{-7}} = 39,2 \text{ çevrim} \quad (6.7)$$

$$n_{2,530m} = \frac{3,45 \times 10^{-6}}{1,14 \times 10^{-7}} = 30,3 \text{ çevrim} \quad (6.8)$$

$$n_{3,530m} = \frac{16,9 \times 10^{-6}}{1,13 \times 10^{-7}} = 35,1 \text{ çevrim} \quad (6.9)$$

Üç farklı uzama ölçer lokasyonunda, 2. Yol üzerinde 530 metrelik sürüş mesafesindeki maruz kaldığı yorulma hasarlarını yaratacak SEM analizindeki çevrim sayıları, verilen işlemler ile hesaplanmıştır. İdeal bir korelasyonda, bu üç farklı lokasyondaki çevrim sayılarının birebir olması beklenir. Ancak ideale yakın bir korelasyon çalışması için, çok daha fazla örneklem sayısına ihtiyaç duyulacaktır. Yapılacak yorulma çalışmasında güvenli bölgede kalabilmek adına, hesaplanan çevrim sayılarından yüksek olanı ile çalışma ilerletilecektir.

Sonuç olarak, yük çevrimi sayılarının belirlenmesi çalışmasının ilk ayağında, 2. yol üzerinde 530 metre yol alan araç şasisi üzerindeki yorulma hasarı, SEM modeli ile

yapılan analizde 39 yük çevrimine karşılık gelmektedir. Bundan sonra çalışmanın ikinci ayağında, 2. yoldaki sürüş mesafesinin yorulma hasarı bakımından gerçek müşteri sürüş mesafesi karşılığının bulunması için çalışma ilerletilmiştir.

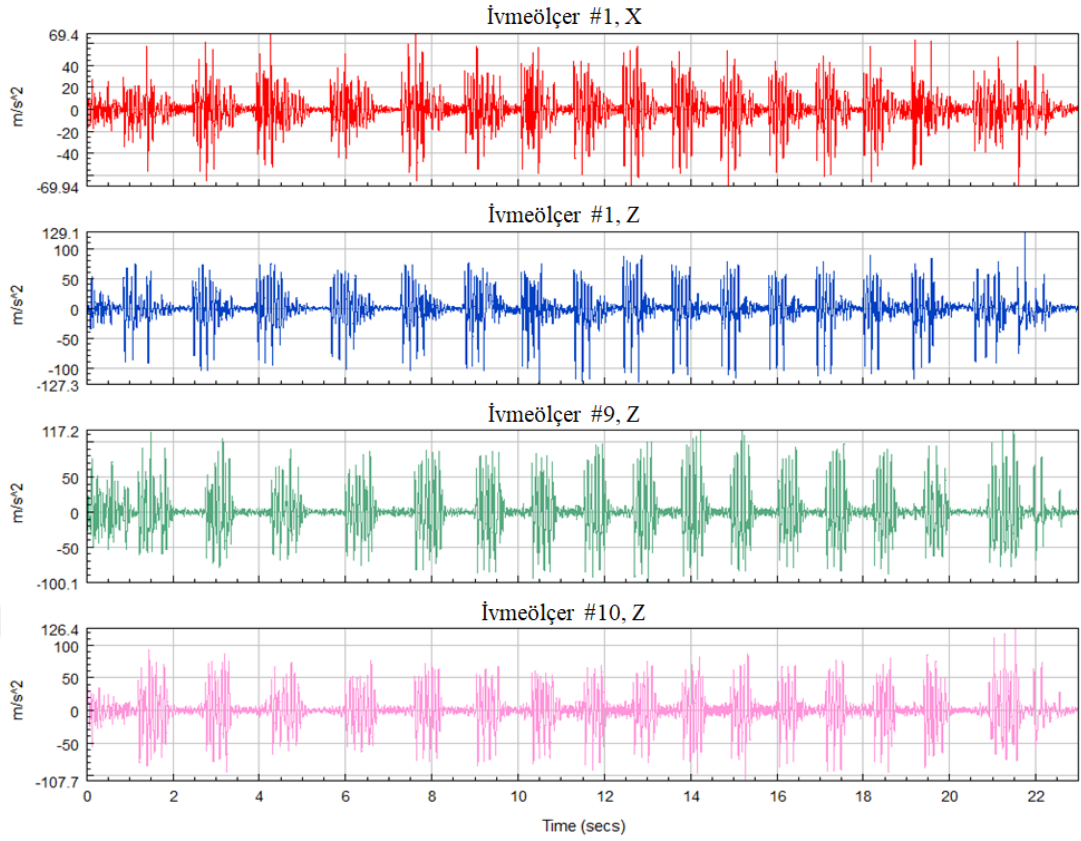
Daha önce herhangi bir araç müşteriye verilecek olgunluğa getirilemediği için, elde müşteri kullanımına ilişkin birim uzama ve ivme gibi veriler bulunmamaktadır. Bundan dolayı da müşteri kullanımındaki yol yüklerine ilişkin mantıklı bir kabul yapabilmek adına literatür araştırması yapılmıştır.

Müşteri kullanımına dair yapılan araştırmada, bu tez çalışmadakine benzer amaçlarla kullanılması planlanan 150 cc motor hacimli bir skuter motosiklete ait çalışma verileri incelenmiş ve kullanılmıştır. İncelenen çalışmada, skuter motosikletle yol testleri yapılmış ve aracın belirli noktalarından ivme ve birim uzama verileri toplanmıştır. Aracın tekerlek göbeklerine yakın noktalardan toplanmış ivme verilerinin OKK değerleri, ilgili makalede paylaşılmıştır. Bunun yanında, yorulma hasarı bakımından, yol testi pistindeki 4000 km mesafenin müşteri kullanımındaki 50.000 km sürüş mesafesine denk olduğu verilmiştir [7]. Şekil 6.23'te bu makalede paylaşılan ön ve arka tekerlek konumlarındaki ivme verilerinin OKK değerlerini içeren görsel verilmiştir.

Signal type	Vertical Acc. at Front Wheel	Horizontal Acc. at Front Wheel	Vertical Acc. at Rear Wheel	Displacement at Front Wheel	Displacement at Rear Wheel
Target (R.M.S.)	3.53	1.67	2.3	9.3	3.3
Response (R.M.S.)	3.49	1.63	2.22	10	3.4
Error (%)	1.13	2.40	3.48	7.53	3.03

Şekil 6.23: Müşteri profilini belirlemek için örnek alınan çalışmanın ön ve arka tekerlek ivmelerinin OKK değerleri [7].

Şekil 6.23'te verilen ivme değerleri ile karşılaştırmak için 1, 9 ve 10 numaralı ivmeölçer verileri kullanılmıştır. Şekil 6.24'te zamana bağlı grafikleri verilen ivme verilerinin OKK değerleri Çizelge 6.9'da verilmiştir.



Şekil 6.24: Ön ve arka tekerlek bölgelerindeki ivme grafikleri, 2. tekrar.

Çizelge 6.9: Ön ve arka tekerlek bölgelerindeki ivme verileri OKK değerleri.

Lokasyon	OKK [m/s^2]	OKK [g]
Ön tekerlek, X (düşey)	15,20	1,55
Ön tekerlek, Z (dikey)	25,00	2,55
Sol arka tekerlek, Z (dikey)	28,37	2,89
Sağ arka tekerlek, Z (dikey)	25,42	2,59

Hatırlama yapmak gerekirse, Şekil 6.24'te verilen 1, 9 ve 10 numaralı ivmeölçerler sırasıyla ön, arka sol ve arka sağ süspansiyonların tekerlek taraflarındaki uygun bölgelere enstrümente edilmiş ivmeölçerlerdir, dolayısı ile tekerleklerdeki ivme değerleri için bu ivme verileri kullanılabilir.

Bizim aracımızdaki ve incelenen çalışmadaki ivme OKK verileri karşılaştırıldığında; arka tekerlek ivmelerinde bizim aracımızın, ön tekerlek ivmelerinde de incelenen aracın daha yüksek seviyelerde olduğu görülür. Aradaki farklar ihmal edilemeyecek mertebelerde olsa da, 2 – 3 kat gibi devasa farklar da görülmemektedir. Bizim aracımızın arka kısımda, incelenen çalışmadaki aracın ise ön kısımda yüksek ivmeler görmesi, araç dinamiklerindeki farklardan kaynaklanabilir. Bu bağlamda, incelenen çalışmadaki yol testinin pisti ile bu tez çalışmasındaki yol testi pistinin benzer yol

yüklerine sahip olduğu yorumu yapılabilir. Elde müşterilere ait herhangi bir ivme, birim uzama vb. veri olmadığı hatırlatılarak, incelenen bu çalışmadaki verilerden yararlanılması kararlaştırılmıştır.

Detayları verilen çalışma verileri kullanılarak, prototip araç şasisi için yapılacak yorulma analizleri için yük çevrimi ve ömür kriteri, aşağıdaki formüllerle hesaplanmıştır. 50.000 km müşteri kullanımı için 4000 km test pisti mesafesi kabulünden hareketle 150.000 km müşteri araç ömrü için gereken test pisti mesafesi:

$$l_{toplaml,pist} = \left(\frac{150.000}{50.000} \right) \times 4000 = 12.000 \text{ km} \quad (6.10)$$

Çalışmanın önceki bölümünde, 530 metre pist mesafesinin yorulma hasarı bakımından belirtilen yüklerle 39 yük çevrimine eşdeğer olduğu hesaplanmıştır. Miner Kuralı yaklaşımı ile toplam müşteri araç ömrü için yük çevrimi:

$$N_{toplaml} = \left(\frac{12000}{0,53} \right) \times 39 = 883.019 \cong 883.000 \text{ çevrim} \quad (6.11)$$

Test pistinin müşteri kullanımındaki karşılığı için incelenen veriler ışığında yapılan kabul ile, doğrulaması yapılmış SEM analizi çevrim yükleri altında 883.000 çevrimlik bir yorulma ömür kriteri hesaplanmıştır. Hesaplanan bu yorulma ömür kriteri kullanılarak, araç şasisinin tüm bölgelerinde bir yorulma değerlendirmesi yapmak mümkün olacaktır.

6.2.2.4 Yorulma analizi

SEM modeli doğrulama çalışması ve yorulma ömür kriterleri belirlendikten sonra, kullanılacak yükler ve çevrim sayıları netleştirilmiştir. Netleşen yük genliği, ortalama yük ve çevrim sayısı büyüklükleri, kısacası yapılacak yorulma analizinin tarifi, Çizelge 6.10'da verilmiştir. Çizelgedeki yük genliği kısmında verilen kuvvetler aynı anda, faz farksız, belirtilen yönlerde sinüzoidal formda uygulanacak şekilde planlanmıştır.

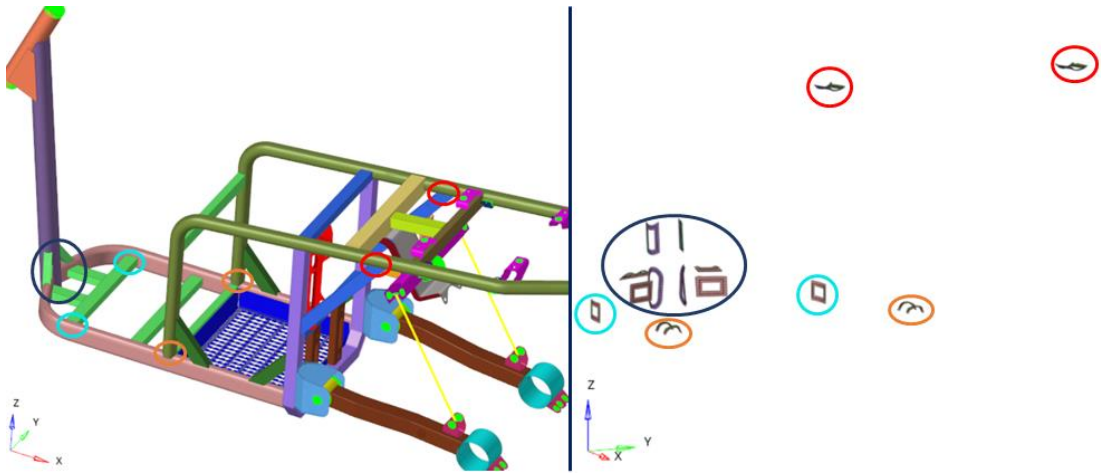
Çizelge 6.10: Yorulma analizi tarifi.

Ortalama yük	Ön tekerlek, 250 N, +X
Yük genliği	Ön tekerlek, 1000N, +X Arka sol tekerlek, 1200N, +Z Arka sağ tekerlek, 1200N, +Z
Çevrim sayısı	883.000 çevrim

Yorulma analizleri FEMFAT programı kullanılarak gerçekleştirilecektir. Abaqus programı ile ortalama yük ve yük genliği ile yapılan analizlerin sonuçları FEMFAT programına beslenerek çevrim başına oluşacak hasar hesaplanır. Miner Kuralı uygulanarak, yük çevrimi cinsinden yorulma ömrü direkt olarak hesaplanabilir. Sonrasında da 883.000 yük çevriminin 150.000 km sürüş mesafesine karşılık geldiği bilgisi ile araç şasisi üzerinde yorulma ömür bilgisi km cinsinden bulunabilir.

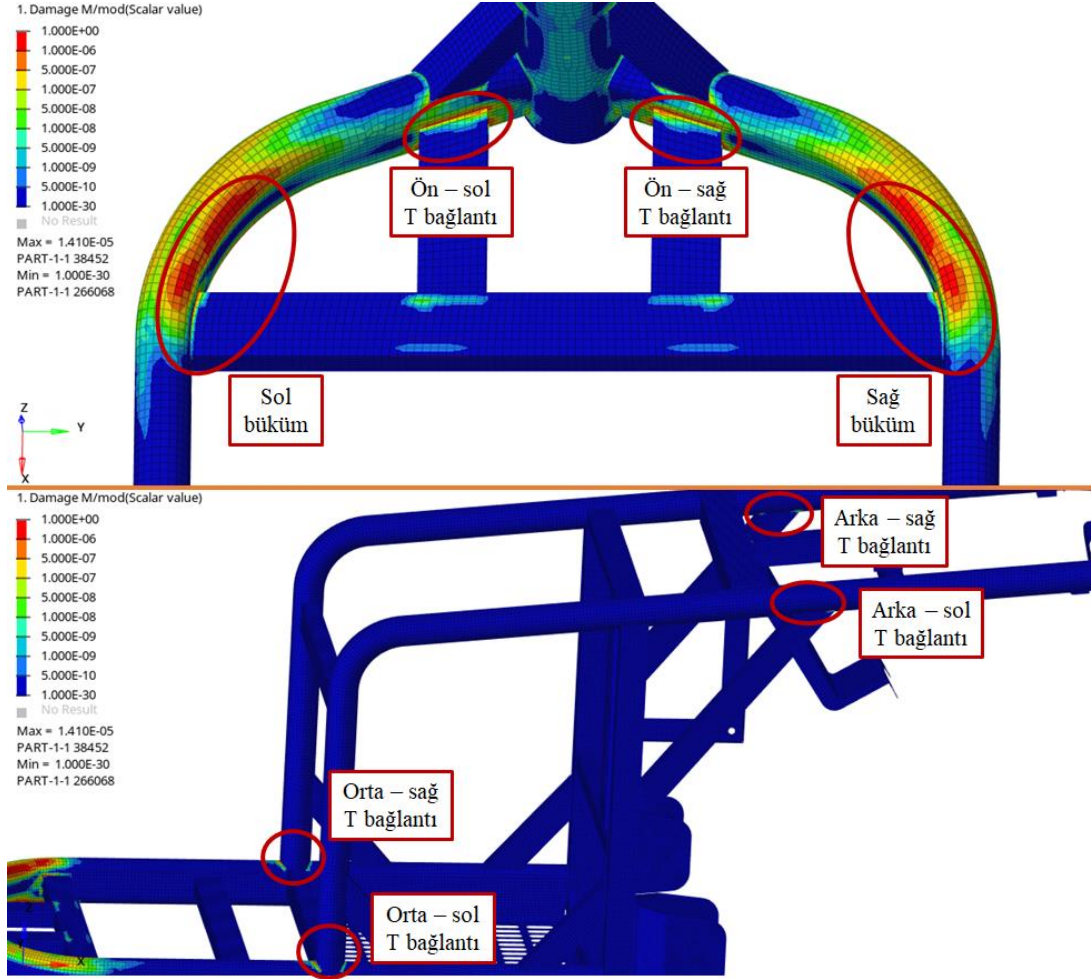
FEMFAT yazılımını kullanmanın yorulma hesaplamalarında getireceği diğer bir avantaj da, programda bulunan “Weld” aracı sayesinde kaynaklı bağlantılarda gerçekçi hasar sonuçları elde edebilmektir. Bu konunun detayları, “Yorulma Mekaniği” başlığı altındaki “Yorulma Analizi” alt başlığı altınca verilmiştir.

Şekil 6.25’te, kritik olabilecek bölgelerdeki kaynak tanımları yapılmış eleman setleri belirtilmiştir. 12 adet kapalı 4 adet açık olmak üzere toplamda 16 farklı kaynak dikişi yorulma analizlerinde tanımlanmıştır. Diğer kaynaklı bağlantıların olduğu bölgelerdeki gerilme değerleri düşük mertebelerde olduğu için, bu bölgelerde hasar görülmeyeceği varsayımı ile kaynak tanımı yapılmasına ihtiyaç bulunmamaktadır.

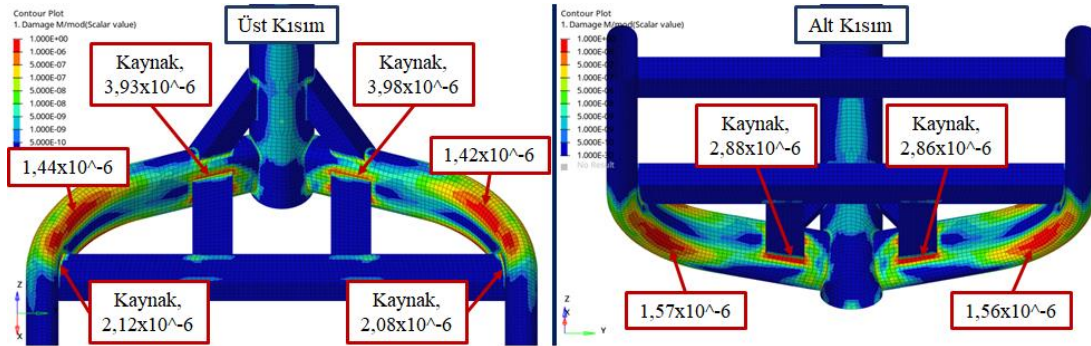


Şekil 6.25: Yorulma analizlerindeki kaynak tanımları yapılan eleman setleri.

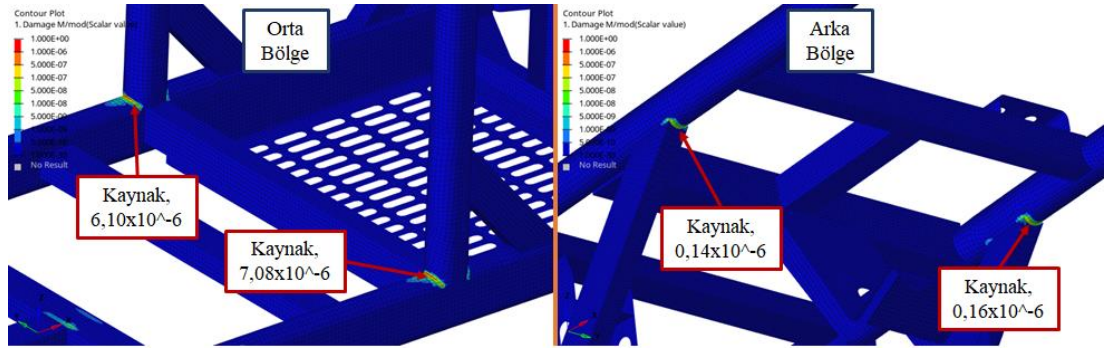
Çizelge 6.10’da verilen ortama yük ve yük genliği ile, Şekil 6.25’te belirtilen alanlarda kaynak tanımı yapılarak 1 yük çevrimi için yorulma analizi yapılmıştır. Bu analiz sonuçlarına ait görseller, Şekil 6.26, Şekil 6.27 ve Şekil 6.28’de verilmiştir. Tablo halindeki sonuçlar da Çizelge 6.11 ve Çizelge 6.12’de paylaşılmıştır.



Şekil 6.26: Şasi yorulma analizi sonuçları, sonuç verilecek bölgeler.



Şekil 6.27: Şasi yorulma analizi sonuçları, ön bölge hasar değerleri.



Şekil 6.28: Şasi yorulma analizi sonuçları, orta ve arka bölge hasar değerleri.

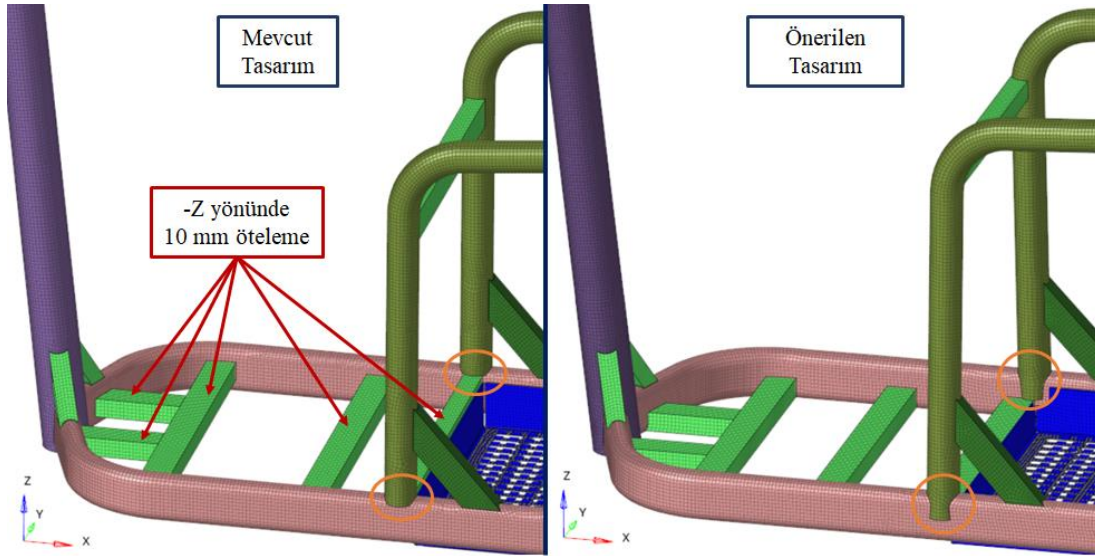
Çizelge 6.11: Şasi yorulma analizi sonuç tablosu – 1.

Sonuç	Sol büküm	Sol büküm, T-kaynak	Sağ büküm	Sağ büküm, T-kaynak	Ön sol, T-kaynak	Ön sağ, T-kaynak
Hasar	$1,57 \times 10^{-6}$	$2,12 \times 10^{-6}$	$1,56 \times 10^{-6}$	$2,08 \times 10^{-6}$	$3,93 \times 10^{-6}$	$3,98 \times 10^{-6}$
Ömür [çevrim]	636.942	472.589	640.614	480.538	254.388	251.193
Ömür [km]	108.201	80.281	108.825	81.632	43.214	42.672

Çizelge 6.12: Şasi yorulma analizi sonuç tablosu – 2.

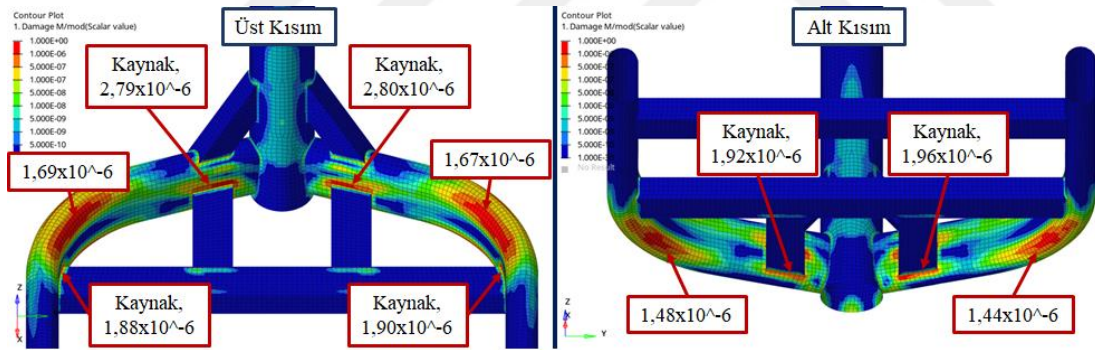
Sonuç	Orta sol, T-kaynak	Orta sağ, T-kaynak	Arka sol, T-kaynak	Arka sağ, T-kaynak
Hasar	$7,08 \times 10^{-6}$	$6,10 \times 10^{-6}$	$0,14 \times 10^{-6}$	$0,16 \times 10^{-6}$
Ömür [çevrim]	141.323	163.988	8.547.009	6.134.969
Ömür [km]	24.007	27.858	1.451.927	1.042.181

Mevcut şasiye yapılan yorulma analizindeki sonuçlar, şasideki yorulma ömrünün istenilen seviyede olmadığına işaret etmektedir. Bu sonuçlardan sonra, yorulma ömrünü artırabilmek adına şaside küçük bir tasarım önerisi yapılmıştır. Önerilen tasarımın detayları, Şekil 6.29’da görsel olarak da belirtilmiştir. Şasinin ön kısmında bulunan 1,5 mm kalınlığındaki kutu profiller, dikey doğrultuda 10 mm ötelenerek zemine yaklaştırılmıştır. Buna ek olarak, boru profilin oval profile T bağlantı şeklinde kaynak edildiği bölgedeki kaynak dikişi biraz daha uzatılacak şekilde aksiyon alınmıştır.

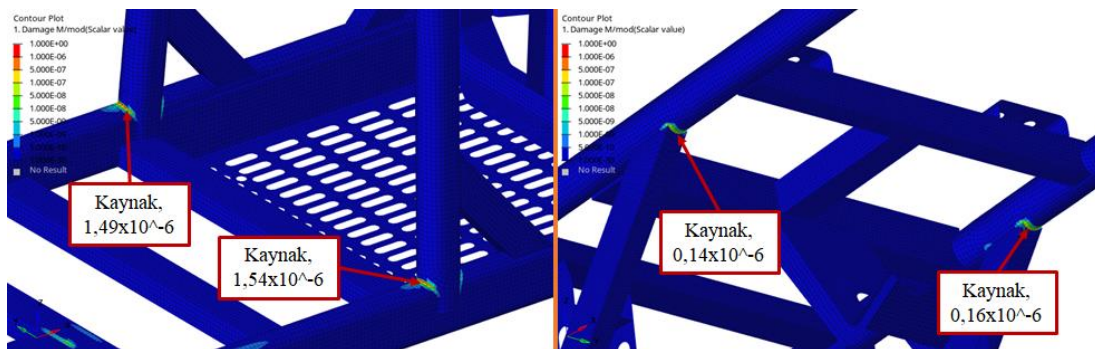


Şekil 6.29: Şasi tasarım önerisi detayları.

Önerilen şasi tasarımı ile, mevcut şaside yapıldığı gibi 1 yük çevrimi için yorulma analizi yapılmıştır. Bu analiz sonuçlarına ait görseller, Şekil 6.30 ve Şekil 6.31’de verilmiştir. Sonrasında da tablo halindeki sonuçlar Çizelge 6.13 ve Çizelge 6.14’te paylaşılmıştır.



Şekil 6.30: Önerilen şasi tasarımıyla yorulma analizi sonuçları, ön bölge hasar değerleri.



Şekil 6.31: Önerilen şasi tasarımıyla yorulma analizi sonuçları, orta ve arka bölge hasar değerleri.

Çizelge 6.13: Önerilen şasi tasarımıyla yorulma analizi sonuç tablosu – 1.

Sonuç	Sol büküm	Sol büküm, T-kaynak	Sağ büküm	Sağ büküm, T-kaynak	Ön sol, T-kaynak	Ön sağ, T-kaynak
Hasar	$1,69 \times 10^{-6}$	$1,88 \times 10^{-6}$	$1,67 \times 10^{-6}$	$1,89 \times 10^{-6}$	$2,79 \times 10^{-6}$	$2,80 \times 10^{-6}$
Ömür [çevrim]	590.668	532.481	600.240	529.380	357.910	357.015
Ömür [km]	100.340	90.456	101.966	89.929	60.800	60.648

Çizelge 6.14: Önerilen şasi tasarımıyla yorulma analizi sonuç tablosu – 2.

Sonuç	Orta sol, T-kaynak	Orta sağ, T-kaynak	Arka sol, T-kaynak	Arka sağ, T-kaynak
Hasar	$1,54 \times 10^{-6}$	$1,49 \times 10^{-6}$	$0,14 \times 10^{-6}$	$0,16 \times 10^{-6}$
Ömür [çevrim]	651.042	672.495	8.547.009	6.134.969
Ömür [km]	110.596	114.240	1.451.927	1.042.181

Önerilen şasi tasarımıyla yapılan yorulma analizi sonuçları incelendiğinde, sol büküm ve sağ büküm noktaları haricindeki diğer kritik lokasyonlarda iyileşmeler olduğu görülür. Sonuçlar hala istenen ömür değerini pek yakalayamamış olsa da, yorulma ömür değerlerindeki artış oranları ciddi mertebelere sahiptir. Önerilen tasarımla birlikte yorulma ömür değerlerindeki yüzde değişimler, Çizelge 6.15 ve 6.16’da verilmiştir.

Çizelge 6.15: Önerilen şasi tasarımıyla yorulma analizi sonuç tablosu – 1.

Sonuç	Sol büküm	Sol büküm, T-kaynak	Sağ büküm	Sağ büküm, T-kaynak	Ön sol, T-kaynak	Ön sağ, T-kaynak
%Ömür değişimi	-%7,83	%11,25	-%6,73	%9,23	%28,92	%29,64

Çizelge 6.16: Önerilen şasi tasarımıyla yorulma analizi sonuç tablosu – 2.

Sonuç	Orta sol, T-kaynak	Orta sağ, T-kaynak	Arka sol, T-kaynak	Arka sağ, T-kaynak
%Ömür değişimi	%78,29	%75,61	%0	%0



7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan tez çalışması kapsamında, üç tekerlekli ve elektrikli skuter motosikletin şasisinde dayanım değerlendirmesi yapılmıştır. Çalışmanın ilk ayağında önce bir deneme aracıyla yol testi yapılarak araçtaki yükler hakkında fikir sahibi olunmuş, sonrasında bu yol testi verileri kullanılarak yapılan statik SEM analizleri yardımıyla prototip araç şasisinin tasarımı dayanım açısından iyileştirilmiştir. Çalışmanın ikinci ayağında, prototip araç şasisinde yorulma dayanımı değerlendirmesi yapılmıştır. Tasarımı iyileştirildikten sonra üretilen prototip araçla bir yol testi yapılmıştır. Yol testinde aracın farklı noktalarından toplanan birim uzama verileri, yorulma analizleri yapmak için kullanılacak yeni statik SEM modelinin doğrulamasında kullanılmıştır. Yol testindeki toplanan ivmeler de test pistinin gerçek müşteri kullanımı ile karşılaştırılması için veri sağlamış ve bu sayede yorulma ömür kriteri olarak 12.000 km pist yolu uzunluğu belirlenmiştir. Doğrulan statik SEM modeli ve ömür kriteri ile birlikte yorulma değerlendirmesi için reçete oluşturulmuştur. Bu reçeteyle birlikte yorulma analizleri yapılmış, şasideki kritik bölgeler belirlenmiştir. Son olarak da yorulma dayanımını iyileştirmeye yönelik bir tasarım önerisi yapılmış ve mevcut tasarımla önerilen tasarımın yorulma analizi sonuçları karşılaştırılmıştır.

7.1 Sonuçlar ve Tartışma

Yapılan çalışmanın ilk ayağında yapılan çalışmada, ilk deneme aracıyla yapılan yol testindeki ivme veriler kontrol edilmiş, testte şasi üzerindeki ivmeölçer verilerindeki maksimum değer bir emniyet katsayısı ile çarpılıp 5,6 g değerindeki Z yönü ivmesine ulaşılmıştır. Bu ivme değerini yük olarak kullanarak yapılan statik SEM analizleriyle birlikte, üretilecek olan prototip aracın tasarım konsepti değiştirilmeden profil kalınlık değişimleri ve yeni profiller eklenmeleri gibi tasarım iyileştirmeleri yapılarak prototip araç şasisi netleştirilmiş ve bu tasarımla prototip araç üretilmiştir.

Çalışmanın ikinci ayağı bu tez çalışmasının asıl kısmını oluşturmaktadır. Literatürdeki çalışmaların incelenmesi, oradaki metotların değerlendirilmesi ve ortaya farklı bir çalışma çıkartılması bu kısımda olmuştur. İlk deneme aracına göre farklar içeren

prototip araçla bir yol testi yapmak, gerçekçi bir yorulma değerlendirmesi yapabilmek açısından şart olduğu için, bu araç için ayrı bir yol testi de yapılmıştır. Çalışmada ortaya konan metotta, dinamik yol yüklerine maruz kalan araç şasisinin yorulma değerlendirmesi için statik SEM analizleri kullanılarak yorulma analizleri yapılmıştır. Bunun en büyük avantajı, aracın dinamik modelini doğrulamaya gerek kalmadan, dinamik parametrelerin doğrulamasına efor harcamadan, doğrulaması daha kolay ve çözüm süreleri çok daha kısa olan statik SEM analizlerinin kullanılmasıdır. Yorulma analizinde kullanılacak SEM analizindeki yüklerin yön ve büyüklüğünün belirlenmesinde, yol testinde toplanan birim uzama verilerinin rainflow çevrim sayma metoduyla ayrıştırılmış yük genlik ve ortalama değerleri kullanılmıştır. Test pistindeki yol yüklerinin statik SEM analizi yük çevrimi karşılığı, yoldan toplanan birim uzama verileri kullanılarak yapılan yorulma analiz sonuçları ve SEM modeli ile yapılan yorulma analizlerindeki uzama ölçer konumu analiz sonuçları karşılaştırılarak bulunmuştur. Test pistinde “2. Yol” olarak adlandırılan kısmında 530 metrelik sürüşte şasinin uğradığı yorulma hasarının, oluşturulan statik SEM modelindeki 39 yük çevrimine karşılık geldiği tariflenmiştir. Müşteri profili için yapılan çalışmanın sonucunda, araç garantisi olarak verilen 150.000 km müşteri kullanımında ortaya çıkacak yorulma hasarı, statik SEM modeliyle 883.000 yük çevriminde ortaya çıkacak yorulma hasarına karşılık gelmektedir. SEM modelinin, yüklerin ve çevrim sayısının netleşmesi ile, artık şasinin tamamı için analitik ortamda yorulma değerlendirmesi yapılabilir. Literatürdeki çalışmalarda, yol testleri ve yorulmayı test edebilmek için rig testleri görülse de, yol testi verileriyle korele edilmiş detaylı bir yorulma analizi modeli ve bu şekilde bir yorulma değerlendirmesine rastlanmamıştır.

Çalışmanın sonunda, FEMFAT programı kullanılarak yorulma analizleri tamamlanmış, sonrasında yeni bir tasarım önerisi yapılmış ve mevcut tasarımla analiz sonuçları karşılaştırılmıştır.

7.2 Öneriler

Çalışmanın sonunda, yorulma dayanımı için bir reçete oluşturulmuş ve buradaki yük ve çevrim sayılarına göre yorulma analizi yapılarak mevcut şasinin yorulma ömrü tahmin edilmiştir. Reçetede yer alan çevrim sayısının doğruluğundan emin olabilmek için, bu aracın potansiyel müşterilerine araç verilmeli ve o araçlardan veri toplanarak bir doğrulama çalışması yapılmalıdır. Böyle bir çalışma yapıldığı takdirde, yorulma

hasarı bakımından 150.000 km müşteri kullanımı mesafesinin 12.000 km test pisti 2. Yol mesafesine eşdeğer olduğu yaklaşımının doğruluğu hakkında çok daha net fikir sahibi olunacaktır. Bununla birlikte, çalışma başında yapılması planlansa da yeterli kaynak bulunamadığı için yapılamayan yorulma rig testi, yorulma analizinin korelasyonu için büyük önem arz etmektedir. FEMFAT yazılımı ile yapılan analizde, malzeme verisi, yüzey pürüzlülüğü, tanımlanan kaynak tipi gibi pek çok parametre yapılacak rig testi ile doğrulanabilir.

7.3 Sonraki Adımlar

Çalışmanın bir sonraki adımı, öneriler kısmında da belirtildiği üzere, yeterli kaynağın bulunmasıyla birlikte yorulma test rigi kurulumu ve yorulma yestlerinin yapılmasıdır. Yorulma analizleri için kurulmuş statik SEM analiz modeli, sonradan rig testi yapılması öngörülerek, test rigi kurulumuna uygun yük ve sınır koşullarıyla kurulmuştur. Bunun yanında, imkan bulunması halinde müşteri kullanımına yönelik birim uzama verilerinin toplanması, yorulma değerlendirmesindeki yük çevrimi sayısının doğrulanması için kullanılabilir. Bu iki adım sonunda, doğruluğundan neredeyse tamamen emin olunan bir yorulma metodolojisi geliştirmek mümkün olacaktır.



KAYNAKLAR

- [1] **Fuhs, A. E.** (2009). *Hybrid Vehicles and the Future Personal Transportation*. Boca Raton: CRC Press.
- [2] **IEA**, Global electric car stock, 2010-2019, IEA, Paris Eriřim: 10 řubat 2021, <https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/global-electric-car-stock-2010-2019>
- [3] **Gear, L.**, Europe's Electric Motorcycle Market Surges, Mirroring Electric Cars. Eriřim: 12 Mart 2021, <https://www.idtechex.com/en/research-article/europes-electric-motorcycle-market-surges-mirroring-electric-cars/23107>
- [4] **Zhang, L., Lu, C. ve Tieu, K.** (2014). Fatigue Analysis of a Motorcycle Frame System Based on a Road Test and the Finite Element Method. *Materials Science Forum Vols. 773-774*, 842 – 850. İsviře: Trans Tech Publications.
- [5] **Lin, K. Y., Chang, J. M., Wu, J. H. ve Chang, C. H.** (2005). Durability Assessments of Motorcycle Handlebars. *2005 SAE World Congress*. Detroit: SAE International.
- [6] **Petrone, N. ve Meneghetti, G.** (2019). Fatigue Life Prediction of Lightweight Electric Moped Frames After Field Load Spectra Collection and Constant Amplitude Fatigue Bench Tests. *International Journal of Fatigue* 127, 564–575.
- [7] **Lin, K. Y., Hwang, J. R., Chang, J. M., Chen, C. T., Chen, C. T., Chen, C. C. Ve Hsieh, C. C.** (2006). Durability Assessment and Riding Comfort Evaluation of A New Type Scooter by Road Simulation Technique. *SAE Technical Paper 2006-01-0730*. <https://doi.org/10.4271/2006-01-0730>.
- [8] **Subbu, R., Anthonysamy, B., Sharma, P., and Mahendiran, P.** (2015). Evaluation of Two Wheeled Vehicle Frame through Virtual Simulation and Testing. *SAE Technical Paper 2015-01-1310*. <https://doi.org/10.4271/2015-01-1310>.
- [9] **Magna Powertrain** (2021). Femfat 5.4: Femfat User Manual
- [10] **Aygöl, M.** (2012). *Fatigue Analysis of Welded Structures Using the Finite Element Method* (Doktora tezi). Chalmers University of Technology, Department of Civil and Environmental Engineering, Gothenburg.
- [11] **Stephens, R. I., Fatemi, A., Stephens, R. R. ve Fuchs, H. O.** (2001). *Metal Fatigue in Engineering* (2nd ed.). New York: John Wiley & Sons Inc.
- [12] **Barlas, İ. B.** (1993) *Hasar Analizi*. İstanbul: Birsen Yayınevi.

- [13] **Lee, Y. L., Pan, J., Richard, H. Ve Barkley, M.** (2005). *Fatigue Testing and Analysis*. Oxford: Elsevier Butterworth–Heinemann.
- [14] **Material Fatigue** (2017) Eriřim: 28 Ocak 2021, <https://www.comsol.com/multiphysics/material-fatigue>
- [15] **Wöhler, A.** (1867). Wohler’s Experiments on the Strength of Metals”. *Engineering*, 160.
- [16] **Temiz, V.** (t.y.). Makine Elemanlarının Mukavemeti, [Powerpoint slides]. Eriřim: 17 Aralık 2020, <https://web.itu.edu.tr/temizv/Sunular/Mukavemet.pdf>
- [17] **HBM PRENSCIA Inc.**, n-Code: Theory and Reference Manuals
- [18] **Accelerometers**, (t.y.). Eriřim: 6 Mart 2021, http://www.industrial-electronics.com/DAQ/industrial_electronics/input_devices_sensors_transducers_transmitters_measurement/Accelerometers.html
- [19] **Measuring Strain with Strain Gages** (2020). Eriřim: 12 Ocak 2021, <https://www.ni.com/en-tr/innovations/white-papers/07/measuring-strain-with-strain-gages.html>
- [20] **Reddy, J. N.** (2005) *An Introduction to the Finite Element Method* (3rd ed.). New York: McGraw-Hill.
- [21] **Nikishkov, G. P.** (2004). Introduction to the Finite Element Method Lecture Notes. Eriřim: 22 Ocak 2021, <https://homepages.cae.wisc.edu/~suresh/ME964Website/M964Notes/Notes/introfem.pdf>
- [22] **Altair Engineering Inc.** (2020). Hyperworks 2020: Theory and Reference Manuals.
- [23] **ABAQUS Inc.** (2020). ABAQUS 2020: Theory and Reference Guidelines.

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Levent ÇELİK

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2017, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2017 yılı Haziran – 2018 yılı Nisan ayları arasında Teksan Jeneratör bünyesinde Ar-Ge mühendisi olarak çalıştı.
- 2018 yılı Mayıs ayından itibaren Ford Otosan bünyesinde motor ve güç aktarma organları dayanım mühendisi olarak çalışmaktadır.