

T.C.
KIRKLARELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

ŞEBEKEDEN BAĞIMSIZ MOBİL GÜNEŞ ENERJİ SİSTEMİ TAŞIYICI
RÖMÖRKÜN ŞASI TASARIMI VE STATİK ANALİZİ



YÜKSEK LİSANS TEZİ

Erdi ÖZKAN

MAYIS – 2025

T.C.
KIRKLARELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**ŞEBEKEDEN BAĞIMSIZ MOBİL GÜNEŞ ENERJİ SİSTEMİ TAŞIYICI
RÖMORKUN ŞASI TASARIMI VE STATİK ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Erdi ÖZKAN

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Sencer Süreyya KARABEYOĞLU

MAYIS – 2025

“ŞEBEKEDEN BAĞIMSIZ MOBİL GÜNEŞ ENERJİ SİSTEMİ TAŞIYICI RÖMORKUN ŞASI TASARIMI VE STATİK ANALİZİ” adlı tez çalışması **Erdi ÖZKAN** tarafından hazırlanmış olup aşağıdaki jüri tarafından **OY BİRLİĞİ** ile Kırklareli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı:

Doç. Dr. Sencer Süreyya KARABEYOĞLU

.....

Kırklareli Üniversitesi

Jüri Üyeleri:

Doç. Dr. Olcay EKŞİ

.....

Kırklareli Üniversitesi

Prof. Dr. SONER ÇELEN

.....

Tekirdağ Namık Kemal Üniversitesi

Tez Savunma Tarihi: 16/05/2025

.....
Doç. Dr. H. Hale KARAYER
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

Kırkırelı Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez ve Proje Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında; tez içinde sunduğum bilgileri, verileri ve dokümanları, değişik sonuç verebilecek şekilde araştırma araç gereçleri kullanmadan, işlem veya kayıt sonuçlarını değiştirmeden akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi, bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu, tez çalışmasında yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi, bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Mak. Müh. Erdi ÖZKAN
16/05/2025

ÖZET

ŞEBEKEDEN BAĞIMSIZ MOBİL GÜNEŞ ENERJİ SİSTEMİ TAŞIYICI RÖMORKUN ŞASI TASARIMI VE STATİK ANALİZİ

Erdi ÖZKAN

Yüksek Lisans Tezi

Kırklareli Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Danışman: Doç. Dr. Sencer Süreyya KARABEYOĞLU

Mayıs 2025, 71 sayfa

Bu tez çalışmasında, tasarım kısıtları önceden belirlenmiş, şebekeden bağımsız mobil güneş enerji sistemi taşıyacak hafif römork şasi tasarımı incelenmiştir. Güneş enerji sistemleri, römork ve şasi sistemleri ile sonlu elemanlar analizi alanlarında geniş literatür taraması yapılmıştır. Literatür taramasında elde edilen bilgi ve oluşturulan kavramsal tasarım sonrası farklı şasi tasarımları Solidworks tasarım programı ile gerçekleştirilmiştir. Tasarımlar ANSYS programı ile sonlu elemanlar analizi yapılarak tasarım değişikliklerinin ürün mukavemetine etkisi incelenmiştir.

Dört farklı tasarım versiyonunun incelendiği tez çalışmamızda faydalı yüke karşı römorkun statik rijitliği farklı tasarım varyasyonları ile incelenmiştir. Bulgular karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiş ve tasarım kısıtları dahilinde faydalı yükü taşıyabilecek optimum şasi tasarımına karar verilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Güneş enerjisi, Römork, Tasarım, Analiz.

ABSTRACT

OFF-GRID SOLAR SYSTEM MOUNTED TRAILER CHASSIS DESIGN AND STATIC ANALYSIS

Erdi OZKAN

MSc Thesis

Kirklareli University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Supervisor: Doç. Dr. Sencer Süreyya KARABEYOĞLU

May 2025, 71 pages

In this thesis, the design of a lightweight trailer chassis to carry an off-grid mobile solar energy system with predetermined design constraints is investigated. An extensive literature review was conducted in the fields of solar energy systems, trailer and chassis systems and finite element analysis. After the information obtained in the literature review and the conceptual design, different chassis designs were developed with Solidworks design program. The designs were analyzed by finite element analysis with ANSYS program and the effect of design changes on product strength was examined.

In our thesis study where four different design variations were examined, the static rigidity of the trailer against the payload was examined with different design variations. The results were evaluated comparatively and the optimum chassis design that can carry the payload was determined.

Anahtar Kelimeler: Solar energy, Trailer, Design, Analysis.

TEŞEKKÜR

Kendisini tanımaktan mutluluk duyduğum, lisans ve lisansüstü eğitim hayatımda hiçbir koşulda yardımlarını esirgemeyen, tecrübelerini ve birikimini aktarmaktan asla geri durmayan akademisyen kimliğinin yanında hayata dair de çok değerli tecrübeler edindiğim tez danışmanım Sayın Doç. Dr. Sencer Süreyya KARABEYOĞLU'na teşekkürlerimi ve saygılarımı sunarım.

Makine mühendisliği alanında lisansüstü eğitimim süresince desteğini esirgemeyen mesleki anlamda tecrübeler edindiğim Kırklareli Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü değerli hocalarıma teşekkürlerimi sunarım.

Hayatım boyunca maddi manevi bana desteklerini bir gün dahi esirgemeyen, sevgili Annem ve Babama, tez süresince de çok defa fikirlerinden yararlandığım, sevgili kardeşim Ebru ÖZKAN'a teşekkürlerimi ve saygılarımı iletirim.

Her koşulda bana desteğini esirgemeyen, sevinçte ve hüzünde her daim yanımda olduğunu bildiğim sevgili yol arkadaşım, eşim Ayşenur ÖZKAN'a sonsuz sevgi ve muhabbetle.

Oğlum Nerit Uraz'a....

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER.....	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	x
RESİMLERİN LİSTESİ.....	xi
HARİTALARIN LİSTESİ.....	xiii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xiv
1. GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI	3
2.1. Enerji Türleri	3
2.2. Güneş Enerjisi	3
2.3. Fotovoltaik Enerji Sistemlerine Genel Bakış ve Bileşenleri	5
2.4. Fotovoltaik Sistem Çeşitleri	6
2.4.1. Şebekeden bağımsız sistemler	7
2.4.2. Şebeke bağlantılı sistemler	8
2.5. Fotovoltaik sistem Bileşenleri	9
2.5.1. Fotovoltaik panel	9
2.5.2. Evirici.....	10
2.5.3. Batarya	11
2.6. Güneş Enerji Sistemi Çalışma Prensibi ve Basit Hesaplama	12
2.7. Hafif Römork Sistemleri	14
2.7.1. Römork şasi çeşitleri ve tasarım kriterleri	16
2.8. Mühendislik Tasarımı.....	18
2.8.1. Sonlu elemanlar yöntemi ile bilgisayar destekli mühendislik (CAE).....	20
2.8.2. Statik analiz ve malzeme özellikleri ilişkisi	22
2.8.3. Mesh.....	22
2.9. Literatür Taraması	24
3. MATERYAL VE DENEYSEL YÖNTEM.....	33

3.1. Tasarım Sınırları.....	33
3.2. Şasi Tasarımı ve Analizi.....	38
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	57
4.1. Analiz Sonuçları ve Optimum Tasarım	57
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	65
KAYNAKLAR.....	67
ÖZGEÇMİŞ	71



ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge 2.1. Mesh eleman kalite aralıkları	23
Çizelge 2.2. Skewness kalite aralıkları	23
Çizelge 2.3. Yıllara göre ortalama güneşlenme süreleri.....	27
Çizelge 2.4. Aylara göre yıllık güneşlenme süreleri	28
Çizelge 3.1. Römork üst ve altyapı bileşen ağırlıkları	38
Çizelge 3.2. St52 Çelik malzeme mekanik özellikler.....	39
Çizelge 3.3. Mesh parametrelerine bağlı eşdeğer gerilme ve yer değiştirme değerleri...	41
Çizelge 3.4. V0 Eş değer gerilme grafiği	42
Çizelge 3.5. Mesh parametre değerleri.....	42
Çizelge 3.6. Mesh parametrelerine bağlı eşdeğer gerilme ve yer değiştirme değerleri...	46
Çizelge 3.7. V1 Eş değer gerilme grafiği	46
Çizelge 3.8. Mesh parametre değerleri.....	47
Çizelge 3.9. Mesh parametrelerine bağlı eşdeğer gerilme ve yer değiştirme değerleri...	50
Çizelge 3.10. V2 Eş değer gerilme grafiği	50
Çizelge 3.11. Mesh parametre değerleri.....	50
Çizelge 3.12. Mesh parametrelerine bağlı eşdeğer gerilme ve yer değiştirme değerleri...	54
Çizelge 3.13. V2 Eş değer gerilme grafiği	54
Çizelge 3.14. Mesh parametre değerleri.....	54
Çizelge 4.1. Tasarım parametreleri ve analiz sonuçları tablosu	59
Çizelge 4.2. Tasarımların eş değer gerilme analiz sonuçları	60
Çizelge 4.3. Tasarımların Y eksen deformasyon analiz sonuçları	60

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil 2.1. Güneşin yeryüzündeki nesneler ile yaptığı açılar	10
Şekil 2.2. Tasarım süreçlerinde, birçok geri besleme ve döngüler.....	19
Şekil 2.3. A: eşkenar dörtgen, B: son derece çarpık dörtgen, C: eşkenar üçgen, D: çarpık üçgen.....	24
Şekil 3.1. Hafif römork kavramsal tasarımı	39



RESİMLERİN LİSTESİ

Resim 2.1. Güneş paneli	5
Resim 2.2. PV sistem bileşenleri	6
Resim 2.3. Ada tipi PV uygulaması	7
Resim 2.4. Şebekeye bağlantılı güneş enerji sistem bileşenleri	8
Resim 2.5. PV sistemine bağlı evirici.....	11
Resim 2.6. PV sistem bataryaları.....	12
Resim 2.7. Hafif römork sistemleri	15
Resim 2.8. Merdiven tipi şasi görseli	16
Resim 2.9. Omurga tipi şasi	16
Resim 2.10. Kutu profil şasi	17
Resim 2.11. Platform şasi	17
Resim 2.12. Tipik bir römork şasisi görünümü	18
Resim 3.1. Ağır yük tipi elektrikli kırıcı	33
Resim 3.2. PV panel	34
Resim 3.3. PV panel teknik ölçüleri	35
Resim 3.4. LiFePO4 batarya	36
Resim 3.5. Evirici	36
Resim 3.6. Frensiz torsiyon dingil.....	37
Resim 3.7. Dingil teknik resim.....	37
Resim 3.8. Kutu profil.....	39
Resim 3.9. V0 şasi tasarımı	40
Resim 3.10. St52/S355 malzeme bilgilerinin ANSYS programı üzerinde tanımlanması	40
Resim 3.11. V0 tasarım yük tanımlamaları	41
Resim 3.12. V0 tasarım mesh ağları detay görünümü.....	42
Resim 3.13. V0 tasarım analiz sonucu (eş değer gerilim sonuçları)	43
Resim 3.14. Resim 3.15. V0 tasarım analiz sonucu (Y eksen deformasyonu).....	43
Resim 3.15. V0 tasarım 355 MPa sınırını aşan bölgeler	44
Resim 3.16. V1 şasi tasarımı	45
Resim 3.17. V1 tasarım yük tanımlamaları	45

RESİMLERİN LİSTESİ (devamı)

Resim 3.18. V1 tasarım mesh ağları detay görünümü.....	47
Resim 3.19. V1 tasarım analiz sonucu (eş değer gerilim sonuçları)	47
Resim 3.20. V1 tasarım analiz sonucu (Y eksen deformasyonu).....	48
Resim 3.21. V1 tasarım 355 MPa sınırını aşan bölgeler	48
Resim 3.22. V2 şasi tasarımı	49
Resim 3.23. V2 tasarım yük tanımlamaları	49
Resim 3.24. V2 tasarım mesh ağları detay görünümü.....	51
Resim 3.25. V2 tasarım analiz sonucu (eş değer gerilim sonuçları)	51
Resim 3.26. V2 tasarım analiz sonucu (Y eksen deformasyonu).....	52
Resim 3.27. V2 tasarım 355 MPa sınırını aşan bölgeler	52
Resim 3.28. V3 şasi tasarımı	53
Resim 3.29. V3 tasarım yük tanımlamaları	53
Resim 3.30. V3 tasarım mesh ağları detay görünümü.....	55
Resim 3.31. V3 tasarım analiz sonucu (eş değer gerilim sonuçları)	55
Resim 3.32. V3 tasarım analiz sonucu (Y eksen deformasyonu).....	56
Resim 3.33. V3 tasarım 355 MPa sınırını aşan bölgeler	56
Resim 4.1. V0 tasarım ağırlık bilgisi.....	57
Resim 4.2. V1 tasarım ağırlık bilgisi.....	57
Resim 4.3. V2 tasarım ağırlık bilgisi.....	58
Resim 4.4. V3 tasarım ağırlık bilgisi.....	58
Resim 4.5. V0 tasarım 250MPa eş değer gerilme sınır aşım bölgeleri	61
Resim 4.6. V1 tasarım 250MPa eş değer gerilme sınır aşım bölgeleri	61
Resim 4.7. V2 tasarım 250MPa eş değer gerilme sınır aşım bölgeleri	62
Resim 4.8. V3 tasarım 250MPa eş değer gerilme sınır aşım bölgeleri	62
Resim 4.9. V0(a)-V1(b)-V2(c)-V3(d) tasarım deformasyon haritalarının karşılaştırması....	63

HARİTALARIN LİSTESİ

Harita 2.1. Türkiye yıllık ortalama güneşlenme süreleri	27
---	----



SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler

Açıklamalar

F	Statik yük
K	Rijitlik Matrisi
kW	Kilowatt
kWh	Kilowatt saat
MPa	Megapascal
N	Kuvvet
P_{max}	Maksimum güç
X	Deplasman (yer değiştirme) vektörü
W	Watt
W/m²	Güç yoğunluğu
α	Alfa
β	Beta

Kısaltmalar

Açıklamalar

AC	Alternatif akım
CAD	Bilgisayar destekli tasarım
CAE	Bilgisayar destekli mühendislik
DC	Doğru akım
FEM	Sonlu elemanlar metodu
Li-ion	Kısaltmalar alfabetik sırayla verilmelidir

LiFePO₄	Lityum demir fosfat
N	Newton
NiCd	Kısaltmalar alfabetik sırayla verilmelidir
Pb-asit	Kısaltmalar alfabetik sırayla verilmelidir
PV	Fotovoltaik
SAE	Otomotiv mühendisleri derneği
TDK	Türk dil kurumu
V0	Versiyon 0 tasarım
V1	Versiyon 1 tasarım
V2	Versiyon 2 tasarım
V3	Versiyon 3 tasarım



1. GİRİŞ

Enerji ihtiyacının kesintisiz ve ulaşılabilir olmasının öneminin her geçen gün arttığı günümüzde bu ihtiyacı giderecek şebekeden bağımsız enerji sistemleri geliştirilmektedir. Şebekeden bağımsız enerji depolamalı güneş enerji sistemleri de bunlardan biri olup, enerji üretimini şebekeden bağımsız gerçekleştirdikleri için doğal afet veya şebeke kaynaklı enerji arzının kesildiği durumlardan etkilenmezler.

Sistemin sunduğu avantajları daha spesifik alanlarda değerlendirmek amacı ile tez çalışması yapılmıştır. Güneş enerji sistemleri, römork sistemleri, şasi sistemleri ve sonlu elemanlar analizi alanında geniş literatür taraması yapılmış ve kavramsal tasarım ile tezin sınırları belirlenmiştir.

Kavramsal tasarımın bir adımı olan tasarım sınırlarının belirlenmesinde literatür bilgisinden yararlanılmış ve tasarlanacak çekme römork sisteminin karayolları yönetmelikleri [1] doğrultusunda 750 Kg'ı geçmemesi hedeflenmiştir. Römorkun taşıyacağı faydalı yük olan güneş enerji sistemi bileşenleri belirlenmiş ile şasi üzerine etki edecek yükler tanımlanmıştır.

Sistem bileşenlerinin ve sınır koşullarının belirlenmesinin ardından şasi için sınır olan maksimum şasi ağırlığı dikkate alınarak, kavramsal tasarım Solidworks çizim programı yardımı ile üç boyutlu tasarıma dönüştürülmüştür. Şasi sistemi için bulunması ve imal edilebilirliği kolay olan St52 çeliği kullanılması öngörülmüş ve program üzerindeki tanımlamalar bu doğrultuda yapılmıştır.

Sonlu elemanlar analizi kurgusu yapılmış ve analiz girdileri tanımlanarak başlangıç tasarımları ve ardından analiz sonuçları doğrultusunda geliştirmeler yapılarak tüm tasarımlar analiz edilmiştir. Analiz sonuçları bulgular bölümünde değerlendirilmiş ve tasarım değişikliklerinin şasi mukavemetine ve deformasyonuna etkisi bulunmuştur.

Sonuç olarak yüksek lisans tezinde kurgulanan ve uygulanan analiz koşulları dahilinde en uygun şasi tasarımı belirlenmiştir.

2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. Enerji Türleri

Enerji kaynakları, herhangi bir yolla enerji üretilmesini sağlayan kaynaklardır. Enerji eldesi için kullanılan kaynaklar klasik ve alternatif kaynaklar olmak üzere ikiye ayrılırlar. Bu kaynakların enerji eldesinde kullanım oranları ise; %33,1 petrol, %30,3 kömür, %23,7 doğalgaz, hidrolik ve diğer yenilenebilir %8, diğerleri %5 şeklinde sıralanmaktadır [2]. Klasik enerji kaynakları (petrol, kömür, doğalgaz) doğada sınırlı olarak bulunurken alternatif olarak görülen kaynaklar ise çeşitli faktörlere bağlı olarak doğada sürekli var olan yenilenebilir ve doğaya zarar vermeyen özellikleri ile tanımlanmaktadır.

Klasik kaynakların enerji ihtiyacı doğrultusunda hızlı bir şekilde tükenmesiyle birlikte yenilenebilir enerji kaynaklarının (güneş, rüzgâr, dalga, biokütle, jeotermal, hidrolik ve hidrojen enerjisi) kullanımı büyük bir önem kazanmıştır.[3] Günümüzde yenilenebilir enerji kaynaklarından en popüler güneş enerjisi kullanarak enerji üretilmesidir. Güneş enerjisinden, fotovoltaik hücreler, güneş kolektörleri ve güneş bacası uygulamaları enerji üretilmektedir [4].

2.2 Güneş Enerjisi

Dünyanın en önemli enerji kaynağı olan güneşin çevre etkisi açısından temiz bir enerji kaynağı olma özelliği vardır. Taşıdığı bu özellik sayesinde fosil yakıtlara karşı en değerli alternatif konumundadır. Güneş enerji teknolojisi güneşten gelen ışınlardan enerji elde edilmesine dayalıdır. Güneşten yayılarak Dünyaya ulaşan enerji, füzyon süreci sonrası açığa çıkan ısıma enerjisidir. Güneşin ışıma enerjisi, yer ve atmosfer sistemindeki fiziksel oluşumları etkileyen başlıca enerji kaynağıdır [2]. Rüzgâr, deniz dalgası, okyanusta sıcaklık farkı ve biokütle enerjileri, güneş enerjisinin değişim geçirmiş biçimleridir. Güneş enerjisi, doğadaki su döngüsünün gerçekleşmesinde de rol oynayarak, akarsu gücünü oluşturmaktadır. Doğal enerji kaynaklarının pek çoğunun kökeni olan güneş enerjisinden, ısıtma ve elektrik elde etme gibi amaçlarla doğrudan yararlanılmaktadır [3].

Güneş ışıının şiddeti, yaklaşık olarak sabit olmakla birlikte 1370 W/m^2 değerindedir, bu değer yeryüzü ölçümlerinde $0-1100 \text{ W/m}^2$ değerleri arasında değişim gösterebilmektedir. Her ne kadar belli bir oranda değişim gösterse dahi dünya üzerine ulaşan bu enerji insanoğlunun mevcut tüketiminin çok üzerindedir. Güneş geleceğin enerji kaynağıdır, Dünya'ya bir yılda düşen güneş enerjisi, halihazırda çıkarılabilir fosil yakıt rezervlerinden elde edilecek enerjinin yaklaşık 20 katıdır. Güneşten enerji eldesi çalışmaları 1970 yılından itibaren hız kazanmış ve teknolojinin sürekli ilerlemesi ve maliyetlerin düşüşü ile günümüzde temiz ve yenilenebilir enerji kaynağı olarak geniş bir alanda kullanımını artmış ve enerji eldesi alanında kendini ispatlamış bir teknolojidir [2].

Birçok enerji kaynağında olduğu gibi güneş enerjisinin de kendine özgü avantajları ve dezavantajları vardır. Güneş enerjisinden yararlanabilmek için enerji tüketiminin hangi amaç için gerektiğini ortaya koymak gerekmektedir.

Güneş enerjisinin avantajlarını aşağıdaki gibi sıralayabiliriz [5];

- Güneş enerjisi tükenmeyen, yenilenebilir, doğa dostu bir enerji kaynağıdır.
- Güneş, güneşlenme süreleri, güneş ışınları geliş açıları gibi faktörlere bağımlı olsa da tüm ülkelerin yararlanabileceği bir enerji kaynağıdır. Bu sayede enerji bağımlılığını ortadan kaldırabilecek bir kaynaktır.
- Güneş enerjisinin en önemli avantajlarından birisi de iletim hatları vs. gerektirmeden bulunduğu yerde lokal bir sistem ile de sağlanabilmesidir. Çeşitli faktörlerden dolayı verimlilikler değişse de yaşam alanlarından (ev ve fabrika çatı uygulamaları, otopark uygulamaları vs..) ova ve dağlarda da güneş enerji tarlaları sayesinde lokasyondan bağımsız enerji elde etmek mümkündür.
- Uygulama noktasında karmaşık bir teknoloji gerektirmediğinden kurulum ve işletmesi nispeten daha kolaydır.

Günümüzde karşılaşılan sorunlar ve dezavantajları ise [5];

- Güneş enerjisini istenilen anda (gece, güneşsiz günler) bulmak kolay değildir, sürekli olmadığı gibi faktörlere bağlı olarak yoğunluğu azdır. Enerji kontrol edilemediği için ve arz/talep dengesizliği oluşabilir.
- Zamana bağlı olarak ve güneşten elde edilen enerjinin verimliliği dikkate alındığında ayrıca enerjinin depolanması ihtiyacı da doğmaktadır

- Güneşten enerji elde etmek için yatırım geri dönüş oranı iyi tayin edilmelidir, uygun olmayan bölgelerde kurulumun yapılması mali açıdan ekonomik olmayacaktır.

2.3 Fotovoltaik Güneş Enerji Sistemlerine Genel Bakış ve Bileşenleri

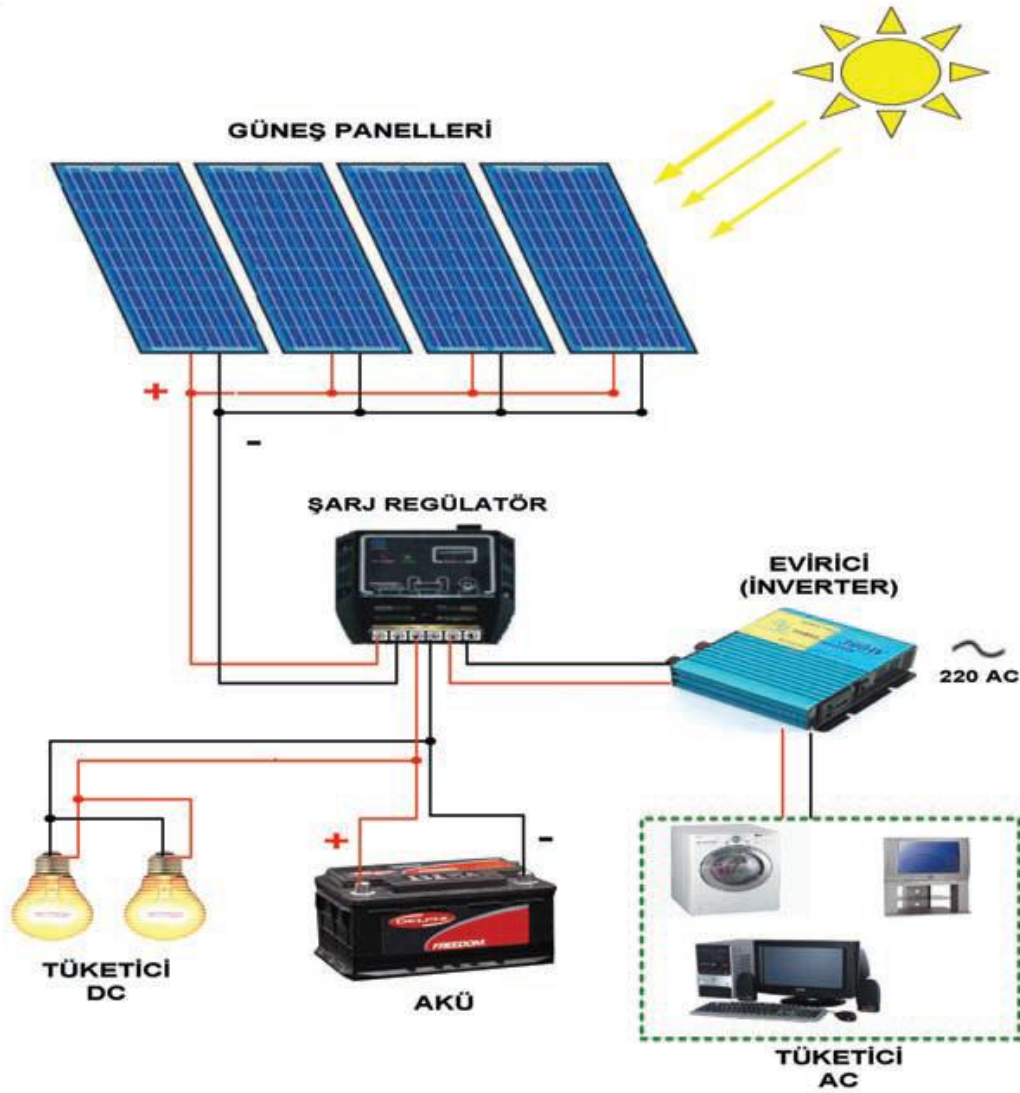
Güneşten enerji eldesinde kullanılan güneş paneli, güneş ışığını fotovoltaik (PV) hücreler vasıtasıyla elektriğe dönüştüren bir cihazdır. Güneş ışığına maruz kalan PV hücreleri direkt tüketim veya depolanmak üzere doğru akım (DC) elektrik üretirler. Güneş panelleri, güneş elektrik panelleri, güneş pili panelleri veya fotovoltaik (PV) modülleri olarak da adlandırılırlar.



Resim 2.1. Güneş paneli [2]

PV sistemi, PV modülleri, batarya, eviriciler, batarya şarj denetleyicileri ve elektronik destek devreleri oluşturur. Bu sistemde enerji kaynağı olarak güneş kullanılırken güneş enerjisini elektrik enerjisine PV paneller çevirmektedir. Sistem, tüketim dikkate alındığında yeterli sayıda PV modüle ihtiyaç duyar. Güneşlenmenin az olduğu durumlarda veya gece periyodunda sistemde enerji ihtiyacını karşılamak için batarya sistemi bulunur. Güneş pili modülleri gün boyunca elektrik enerjisi üreterek bunu bataryada depolar ve ihtiyaç halinde enerji bataryadan alınır. Bataryalı sistemlerde aşırı şarj veya aşırı deşarj gibi sorunlar yaşanmaması için denetleyici bir elektronik sistem bulundurulmalıdır. Aynı zamanda şebekeye uyumlu elektrik enerjisi için sistemde bir

eviriciye de ihtiyaç vardır. Sistemi oluşturan temel bileşenler resim 2.2’de şematize edilmiştir [3]



Resim 2.2. PV sistem bileşenleri [2]

2.4 Fotovoltaik Sistem Çeşitleri

Popülerliği ve teknolojik statüsü her geçen gün artan güneş enerjisinden elektrik eldesi iki farklı yöntem ile üretim yapılmasında olanak sağlamaktadır. Bunlar, şebekeden bağımsız (off-grid) sistemler ve şebekeye bağlı (on-grid) sistemler şeklindedir.

Şebekeye bağlı güneş enerjisi sistemlerinde üretilen elektrik doğrudan şebekeye iletir. Bu sistem, elektriğin kullanımını kolaylaştırırken fazla elektriğin kamu hizmeti yapan şirkete satılabilmesine olanak sağlar. Bir diğer sistem olan şebekeden bağımsız güneş enerji sistemi ise elektrik enerjisi üretip ya direkt kullanır ya da depolar. Bağımsız sistemlere “ada” sistemler de denir. Bu sistem elektrik enerjisinde özerklik sunar ve

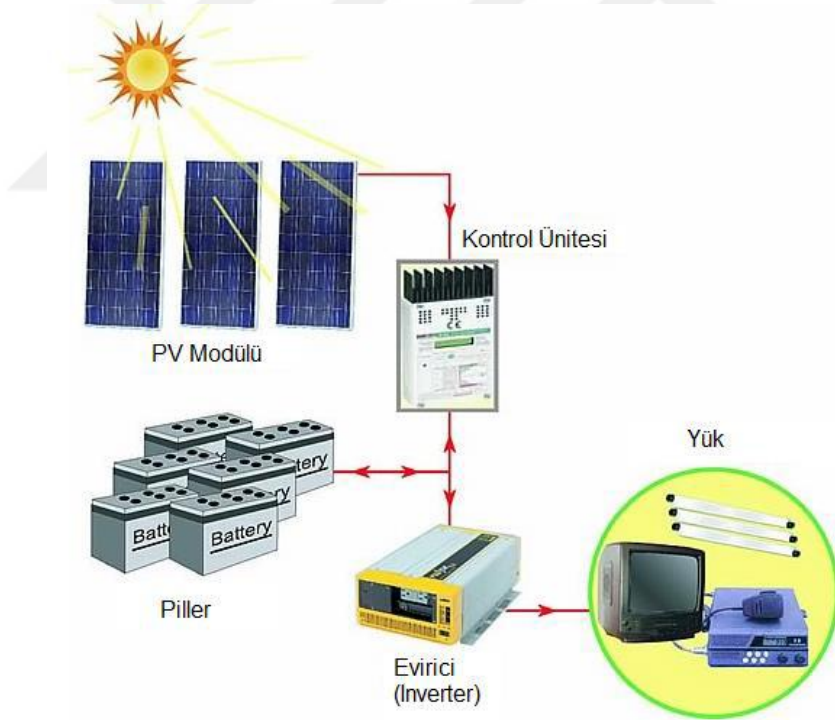
kesintilerden en az etkilenen sistem olarak bilinir. Belirli bir alan, mülk veya lokal bir uygulama için kullanılırlar [6].

2.4.1 Şebekeden bağımsız sistemler

Güneş enerji sistemlerinde şebekeden uzak bölgelerde ada PV sistemleri yaygın olarak kullanılmaktadır. Ada PV sistemleri güneşlenmeye bağlı olarak elektrik üretimindeki verim dikkate alındığında çoğunlukla bataryalı sistem ile çalışmaktadır. Şarj edilebilir bataryalar kullanılarak elektrik arz- talep dengesi sağlanmaktadır. Ada tipi güneş enerji sistemlerinde temel bileşenler aşağıdaki gibidir;

- 1) PV modüller,
- 2) Şarj kontrol ünitesi,
- 3) Batarya veya batarya ünitesi,
- 4) Evirici.

Resim 2.3'te ada tipi PV uygulaması gösterilmiştir.



Resim 2.3. Ada tipi PV uygulaması [7]

Ada PV sistem tasarımında sistemin konumlandırılacağı yer, iklim ve güneşlenme süresi, kullanılacak elektronik cihazlar ve elektrik ihtiyacı dikkate alınır. Son yıllarda tarımsal sulama, hobi bahçeciliği, elektrikli şarj istasyonları, kişisel otopark, bahçe aydınlatması vb. odaklanılmış ihtiyaçlar doğrultusunda bu sistemler kurulmaktadır [7].

Şebekeden bağımsız ada güneş enerji santrallerinin avantajları aşağıdaki gibidir [6];

- Ana şebekeden bağımsız, özerklik sağlayan bu sistem şebekeden uzak konumlarda veya şebeke sorunlarında tutarlı elektrik arzı ile enerji bağımsızlığı sağlar.
- Özellikle kırsal ve şebeke bağlantısını maliyetli olduğu durumlarda maliyet avantajı sağlar.
- Yenilenebilir ve şebeke işletme sırasında oluşan çevre sorunlarını ortadan kaldırarak çevre dostu enerji arzı sağlar. Karbon salınımı olmadığından çevresel etki en aza indirir.

Bu sistemin avantajları olduğu gibi çeşitli dezavantajları da vardır [6];

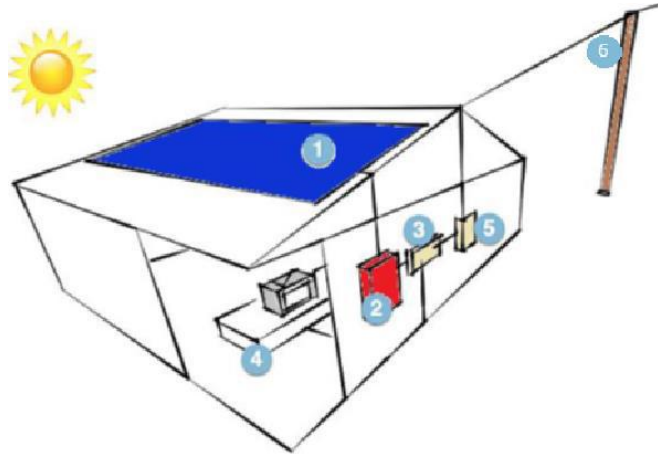
- İhtiyaca yönelik tasarım sonrası paneller ve bataryalar yüksek yatırım maliyeti gerektirebilir.
- Düzenli bakıma ve kontrole ihtiyaç duyan bu sistem sınırlı imkanlara sahip kırsal kesimlerde veya uzak bölgelerde sistemin sürekliliği zorlayıcı olabilir.

Şebekeden bağımsız güneş enerjisi sistemleri güvenilir, yenilenebilir ve sürdürülebilir enerji çözümleri sunarak çevrenin korunmasına destek verir.

2.4.2 Şebeke bağlantılı sistemler

Güneş enerji sistemlerinden bir diğeri şebeke bağlantılı sistemler, ürettikleri DC gerilimi evirici aracılığı ile AC gerilime dönüştürerek direkt şebekeye veren sistemlerdir. Bir diğeri adı ile “on-grid” olan bu sistem son yıllarda yaygınlaşmaktadır.

Resim 2.4’te şebeke bağlantılı sistem bileşenleri gösterilmiştir.



Resim 2.4. Şebekeye bağlantılı güneş enerji sistem bileşenleri 1-PV panel, 2 evirici, 3-bağlantı ekipmanları, 4-yük, 5-çift yönlü sayaç, 6-şebeke [5]

Şebekeye bağlantılı güneş enerji sistemleri avantajları;

- Geniş kullanıcıya ulaşma potansiyeli olan bu sistemin en önemli avantajlarından biri elektrik giderlerinde maliyet düşüşü yaratmasıdır. Bu maliyet düşüşü şebekeye satılan elektrik enerjisinden gelmektedir.
- Tüketiciler elektrik enerjisi için belli bir kaynağa bağımlılığı nispeten azalır.
- Şebekeye bağlı sistemlerde yatırım maliyeti yüksek olsa da işletme maliyetleri bağımsız sistemlere oranla daha azdır.

Şebekeye bağlantılı güneş enerji sistemleri dezavantajları;

- Yatırım ve kurulum maliyetleri, yatırım geri dönüş hızı önemli bir kriterdir, doğru hesaplama yapılmayan durumlarda dezavantaj oluşturabilir.
- Şebekeye bağlı olduğundan şebeke kesintileri nedeni ile güneş santrali çalışmayabilir ve kullanıcılar elektrik kesintisinden etkilenebilir.

Hangi güneş enerji sisteminin seçileceği enerji ihtiyacı, şebekeye erişim, coğrafi konum ve finansal analizlerden sonra karar verilmelidir. Sonuç olarak şebekeden bağımsız veya şebekeye bağımlı sistemlerin her ikisi de doğa dostu ve enerji özerkliği sunmaktadır.

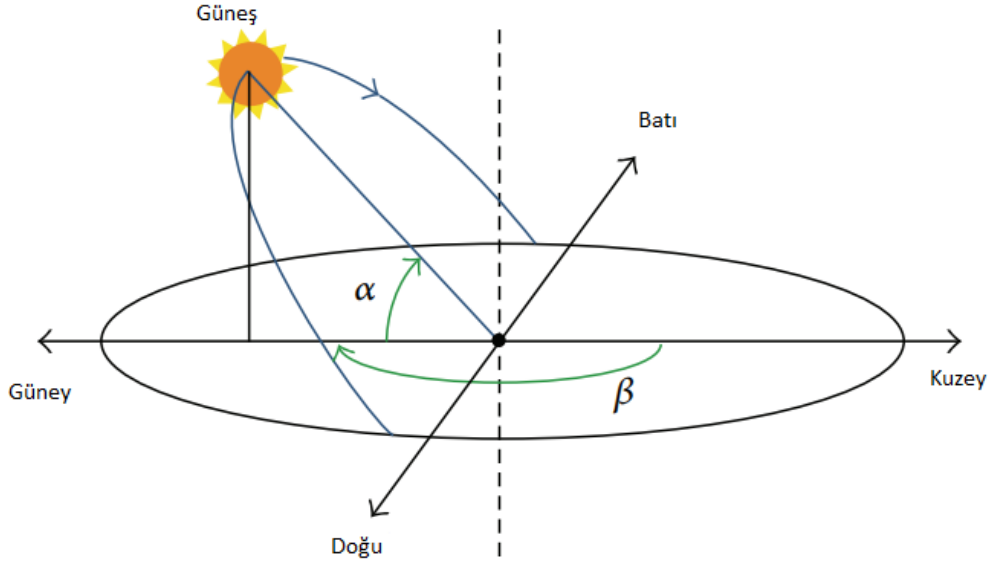
2.5 Fotovoltaik Sistem Bileşenleri

2.5.1 Fotovoltaik panel

Güneş panelleri bir diğer ifade ile fotovoltaik (PV) paneller bir araya getirilen fotovoltaik hücresinden oluşmaktadır. Güneş ışığına maruz kaldıklarında, doğru akım üretmek amacıyla koordineli olarak işlev görürler. Doğru akım daha sonra elektrik tüketimi yapılabilmesi için evirici yardımı ile alternatif akıma dönüştürülür [6].

Fotovoltaik panellerde, hücreler, darbe ve çevre koşullarına uygun temperli cam ve bunları birleştiren alüminyumdan imal edilen çerçeveler ve kablo tertibatı bulunmaktadır [6].

Güneş panellerinin ürettiği elektrik enerjisi, maksimum güç kapasitesine (P_{max}) sahip olmasına rağmen konumlandırıldıkları açılara göre değişir. Fotonun güneş hücresine düşme açısı, üretilen elektron-hol çiftlerinin sayısını etkileyerek elektrik akımını değiştirir [8].



Şekil 2.1. Güneşin yeryüzündeki nesneler ile yaptığı açılar [8]

Şekil 2.1’de gösterilen “ α ” açısı güneşin yeryüzü ile dikeyde yaptığı açığı tanımlarken, “ β ” açısı ise azimut açısı olarak bilinir ve nesnenin mutlak kuzey ile yatayda yaptığı açığı temsil eder. Sabit bir şekilde yeryüzüne yerleştirilen bir fotovoltaik panelin azimut açısı sabit kalırken, “ α ” açısı günün her anında değişkenlik gösterir. Bu değişken güneş panelinden alınan verimi direkt etkiler ve fotovoltaik panel aracılığı ile üretilen elektrik enerji miktarı farklılık gösterir [8].

Mevsime bağlı olarak “ α ” açısının değişimi dolayısı ile fotovoltaik panelin kurulum açısının optimum sistem açısının belirlenmesi gerekir. Verimliliği arttırmak adına açısız değişime uygun sistemler de geliştirilmektedir.

2.5.2 Evirici

Güneşten enerji üreten sistemlerde üretilen enerji ya direkt olarak kullanılır ya da ihtiyaç halinde kullanılmak üzere depolanır. Direkt yükün bağlı olduğu durumlarda anlık harcama yapılabilir ancak bağlı olan yük ile güneş paneli aracılığı ile üretilen gücün voltaj ve akım değerleri birbiri ile uyumlu olmaz. Panelin ürettiği enerji doğru akım formatında iken yük alternatif akım kullanır. Bu nedenle sistemden direkt yararlanabilmek için akım ve voltajı ayarlayacak ve yük için optimize edecek ara sistemlere ihtiyaç vardır. Bu dönüşümü yapan devre elemanının adı eviricidir [8]. Evirici bir güç elektroniği devresi olup üretilen DC elektrik gücünü istenen frekansta ve gerilimde AC güce dönüştüren devredir. Bu sayede şehir şebekesi ile uyumlu hale gelen

Üretilen güç kullanılabılır olur. Güneş Enerji Sistemlerinin bir parçası olan evirici için kapasiteden (kW) bahsetmek gerekir. Bu kapasite hesabı anlık olarak maksimum güç talebine ve kurulan güneş panellerinin g doğrultusunda tayin edilmektedir [6].



Resim 2.5. PV sistemine bağlı evirici [2]

2.5.3 Batarya

Güneş enerjisinden üretilen enerjinin anlık olarak kullanımı dışında, bu enerjinin depolanması da mümkündür. Bu amaçla batarya grupları kullanılmaktadır. Batarya grubu, güneş enerji sistemlerinde doğru akımda üretilen elektrik enerjisini çeşitli kimyasal işlemler sonucunda gelecekte kullanılmak üzere depolayan sistem bileşenleridir [8]. Bu bataryalar, lityum iyon (Li-ion), kurşun asit (Pb asit), nikel kadmiyum (NiCd), Lityum demir fosfat (LiFePO₄), kurşun karbon ve akış bataryaları gibi eitleri bulunmaktadır. Lityum bataryalar, son teknoloji ürünleri olmakla beraber yüksek enerji yoğunluğu ve hızlı şarj özellikleri sunmaktadır. Bu durum ürün fiyatlarına yansiyarak maliyet açısından sistemler için pahalı bir seçenek oluşturmaktadır. Bunun yanında kurşun asit piller, ürün maliyet liderliği oluşturarak mikro şebeke sistemlerde kullanımı yaygın durumdadır. Ayrıca alıma ömrü diğer bataryalara oranla daha yüksektir. Ancak bu bataryalar için enerji yoğunluğu ve verimlikleri önemli sınırlayıcı faktörlerdir [9].

Güneş enerji sistemlerinde teknolojinin hızla gelişmesine rağmen batarya sistemleri hala yüksek yatırım ve işletme maliyetine sahiptir. Araştırmacıların gelecek ngrleri

doğrultusunda hem enerji yoğunluğu ve verimlilik hem de teknolojinin odaklandığı alanlar dikkate alındığında batarya sistemleri için Li-ion ve akış bataryalarını ön plana çıkarmaktadır.

Batarya grupları güneş enerjisinden üretim olmayan veya verimliliği düşük zamanlarda örneğin gece veya güneşlenmenin az olduğu dönemlerde sistemi desteklemek ve yükün enerji ihtiyacını karşılamak amacı ile de kullanılır. Bu durumda batarya kapasitesini de (kWh) tasarım girdisi olarak ve sınır faktörleri doğru belirleyerek tasarıma dahil etmek gerekir. Sürekli çalışma isteyen sistemler daha büyük kapasitelere ihtiyaç duyarken nispeten kesintili çalışma istenen durumlarda daha düşük kapasiteli bataryalar tercih edilebilir. Resim 2.6'da PV sistem bataryalarına örnek gösterilmiştir.



Resim 2.6. PV sistem bataryaları [2]

2.6 Güneş Enerji Sistemi Çalışma Prensibi ve Basit Hesaplama

Bir sistemin günlük elektrik tüketimi kWsaat (kWh) birimi ile hesaplanmaktadır. Her sistemde kullanılan enerji değişiklik göstermektedir. Enerji ihtiyacını kullanılacak cihaz ve kullanılacak saat olarak belirlemek üretilmesi gereken enerji miktarını bulmaya yardımcı olacaktır [3].

Güneş enerjisi sistemi hesaplamaları güneş panelinin üreteceği enerji miktarı ve kullanılması gereken panel adedi ile sistem bileşenlerinin belirlenmesi amacı ile yapılır. Birçok faktörden etkilenen bu hesaplamada enerji ihtiyacı, panel kapasiteleri, panel sayısı, güneşlenme süresi, evirici seçimi ve bütçe gibi unsurlara odaklanılmalıdır [10].

Sistem ihtiyaçlarını belirlemek için dikkat edilecek unsurlar;

- Günlük enerji ihtiyaının belirlenmesi,
- Güneşlenme süresi,
- Kullanılan güneş paneli kapasitesi,
- Sistem için gerekli panel sayısı,
- Sistemin verimi göz önüne alınmalıdır.

Gerekli güneş paneli ihtiyaı hesaplariken aşağıdaki adımlar takip edilir [11].

- Birinci adım günlük enerji ihtiyaının belirlenmesidir. Bu bilgi bir ev sistemi kurulacak ise evin aylık veya yıllık tüketim (kWh) verilerinden elde edilebilir. Özel amaçlı bir uygulama için güneş enerji sistemi kurulacak ise; kullanılacak cihazların tüketim verileri ve kullanılacak srelerin belirlenmesi gerekir.
- İkinci adım olarak sistemin kurulacağı bölgenin güneşlenme sresidir. Bilindiğı gibi güneşlenme süresi sistemin verimini direkt etkileyen faktörlerden biridir. Bu konuda çeşitli veriler meteoroloji genel müdürlüğü internet sitesinden elde edilebilir. Edinilen bilgiler ışığında sistem hesaplamasına dahil edilirler.
- nc adımda sistemin verimliliğı dikkate alınmalıdır. Panel yüzeylerinin kirliliğı, sıcaklık, nem, kablolama kaynaklı verim kayıpları, evirici kayıpları gibi unsurlar dikkate alınmalıdır. Bu bağılamda ortalama bir verim olarak %85 verimlilikte çalışacağı varsayımı yapılmaktadır.

Gerekli panel gücünün hesaplanmasında denklem 2.1 kullanılmıştır.

$$\text{Gerekli panel gücü} = \frac{\text{Günlük enerji ihtiyaı}}{(\text{Güneşlenme süresi} \times \text{Verimlilik})} \quad (2.1) [11]$$

şeklindedir.

rnek bir çalışma [11] incelendiğinde;

30 kWh enerji ihtiyaı, 7,9 saat güneşlenme süresi ve %80 verimlilik girdileri ile 4747 Watt gücünde güneş paneline ihtiyaç duyulacağı hesaplanmıştır. Bu değeri panellerden toplam elde edilecek gücü göstermektedir. Kaç adet güneş paneline ihtiyaç duyulacağı gereken panel gücünün tek bir panel gücüne bölümü ile bulunur. Günümüzde tek bir panelden 450-650 watt güç elde edilmektedir.

Örneğin 5000 Watt gücünde güneş enerji sistemine ihtiyaç duyulduğunda tek bir panelden 500 Watt enerji elde ettiğimizde 10 adet panele ihtiyacımız olacaktır.

Özellikle şebekeden bağımsız sistemlerde batarya grubunun da doğru seçilmesi gerekir. Bunun için güneşlenme süresi kullanılan panellerden elde edilecek güç doğru hesaplanmalıdır. Örnek olarak 500 Watt gücünde 2 tane panel kullandığımızda ve 6 saat güneşlenme süremiz olduğunda o gün için;

$500 \text{ Watt} \times 2 \text{ panel} \times 6 \text{ saat} = 6000 \text{ watt}$ günlük güç üretimi olacaktır. Bunu depolamak için de ona uygun batarya seçilmelidir.

12 volt 150 amper bir batarya özelinde değerlendirme yapılırsa bu bataryanın depolama kapasitesi voltaj ve amperin çarpımı ile elde edilecek ve 1800 watt olacaktır. Günlük güç üretimini batarya kapasitesine bölerek;

$6000 \text{ watt} / 1800 \text{ watt} = 3,33$ yani 4 adet bataryaya ihtiyaç duyulacağı hesaplanır.

Ancak güneşlenme süreleri, panellerin enerji üretememesi gibi senaryolar ve bataryaların tam deşarj yapılmasındaki sakıncalar dikkate alındığında yedek enerji doğrultusunda batarya sayısını belli bir çarpan ile artırılması önerilmektedir [10].

Sistemin bir diğer bileşeni olan evirici için de bir tayin yapılması gerekir. Evirici gücü için öncelikle anlık tüketimin bilinmesi gerekmektedir. Örneğin aynı anda 2.5 kW güç kullanılıyorsa 3 kW'lık bir evirici tercih edilmesi gerekmektedir [11].

2.7 Hafif Römork Sistemleri

Römork, motorlu araçların veya bir çekicinin arkasına takılan motorsuz ve yük taşımaya yarayan bir araç olarak tanımlanabilir. Temelde genel maksatlı kullanım amacı güdülse de özel amaçlı kullanımlar için de tek dingilli römorklar tasarlanmaktadır, örneğin; tanker, özel makine/ekipman, tarım araç ve gereçleri için tasarımlar yapılmaktadır.

Bu sistemlerde şasi tasarımı büyük öneme sahiptir. Optimum şasi tasarımı, römorkun servis ömrü boyunca sorunsuz çalışmasını ve maksimum yük taşımalarını sağlar. Ulusal ve uluslararası regülasyonlara uygun olarak, römorklar düşük yapısal ağırlıkla maksimum yükleri taşımaları ve istenen servis ömrü boyunca hasarsız çalışmalıdır [12].

Hafif römork sistemlerinde şasinin en önemli görevleri; üstündeki yükü taşıyabilmesi, ani ivmelenmeler karşı dayanması ve yol koşullarına karşı dayanımını korumasıdır [13].



Resim 2.7. Hafif römork sistemleri [2]

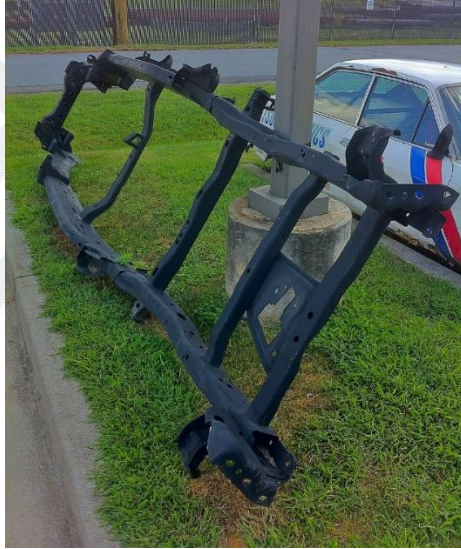
Aracın iskeleti olarak tanımlanan şasiler sistemin tüm parçalarını taşımakta, bir arada tutmakta ve sağlıklı bir şekilde sistemin hareketine izin vermektedir. Motorlu veya motorsuz araçların hepsinde bulunan şasilerin mevcut görevlerinin yanında kendi ağırlıklarının da önemi vardır. Yol tutuşuna da etki etmesiyle önemini arttıran şasiler genel olarak alüminyum, çelik ve karbon fiber malzemelerden imal edilmektedirler [14]. Şasi tasarımı dikkat edilecek en önemli noktalar aracın maruz kalacağı statik ve dinamik yükleri karşılayabilmesi ve bu yüklere ve sınır koşullarına uygun tasarım yapılmasıdır. Bunun için ise bilgisayar destekli mühendislik (CAE) yaklaşımının gelişmesi birçok üründe olduğu gibi şasi tasarımlarının geliştirilmesinde de önemli bir rol oynamaktadır [14].

Çekme römorklar günümüzde kullanımı hızla artmaktadır. Özellikle kamp veya hafif karavan modelleri ile kullanıcılar çekme römork sistemlerini tercih etmektedir. Ayrıca yük taşımacılığı ve özellikle tarım alanında yoğun bir şekilde kullanılmaktadır. Karayolları trafik yönetmeliği doğrultusunda; yüklü ağırlığı 750 kg'dan az römorkların trafik tesciline ihtiyacı yoktur, bu doğrultuda herhangi bir çekici araç ile römorka ayrıca plaka ve tescil işlemi yaptırılmadan kullanılabilir. B, C, C1, D ve D1 sınıfı sürücü belgesi sahipleri araçlarını, azami yüklü ağırlığı 750 kilografa kadar olan (750 kilogram dahil) hafif römork takarak da kullanabilirler [1].

Ulaştırma sektöründe ve lojistik amaçlı kullanılan römorklarda malzemeye ulaşımının kolaylığı, iyi kaynak edilebilirliği ve mukavemet gerekliliklerini karşılayabilmesi için yoğunlukla çelik malzeme kullanılmaktadır. Ayrıca alternatif olarak daha hafif römork tasarımlarında alüminyum malzemeler de tercih edilebilmektedir.

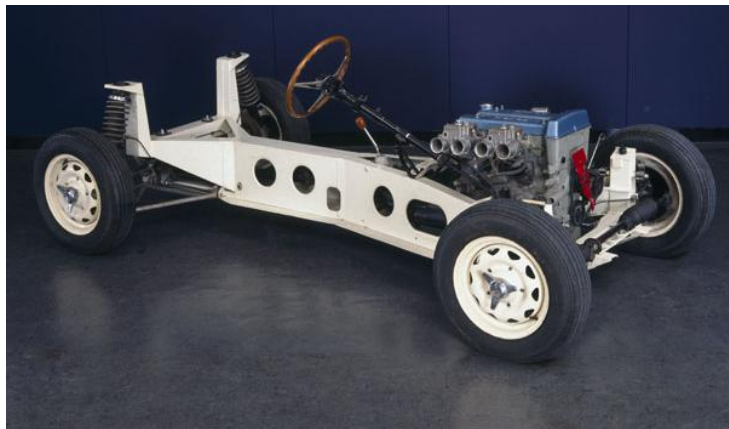
2.7.1 Römork şasi çeşitleri ve tasarım kriterleri

Günümüzde kullanılan araçlarda çok farklı tiplerde şasi sistemleri kullanılmaktadır. En yaygın olarak kullanılan merdiven tipi şasilerdir, tasarım ve üretimi kolay olmakla beraber maliyet açısından da avantajlıdır. Günümüzde halen pick-up tipi araçlarda merdiven tipi şasiler kullanılmaktadır [15]. Resim 2.8’de merdiven tip şasi örneği gösterilmiştir.



Resim 2.8. Merdiven tipi şasi görseli [2]

Yaygın olarak kullanılan merdiven tipi şasinin yanı sıra omurga tipi şasi, kutu profilli şasi, platform şasi gibi çeşitleri de vardır. Resim 2.9’da omurga tipi şasi gösterilmiştir.



Resim 2.9. Omurga tipi şasi [2]

Resim 2.10’da bir başka şasi tipi olan kutu profil şasi gösterilmiştir.



Resim 2.10. Kutu profil şasi [2]

Resim 2.11’da platform şasi gösterilmiştir.



Resim 2.11. Platform şasi [2]

Kullanılacak römork amaca uygun olarak tasarlanması çok önemlidir. Burada şasi tasarımı konusunda kullanım alanı ve yük dağılımları doğru yapılması, römorkun amacına uygun olarak sağlıklı çalışmasını sağlayacaktır. Römorklar şasi ve üst yapı olarak iki ana bölüme ayrılırlar [16].

Motorlu araçlarda veya römork sistemlerinde şasiler boyluca yerleştirilmiş ana profiller ve onları kesen enine konumlandırılmış şasi traverslerinden oluşur. Enine traversler cıvata, perçin veya kaynak bağlantısı ile ana profillere sabitlenirken geri kalan şasi grubu kaynaklı imalat ile üretilir [17]. Resim 2.12’de çok kullanılan römork şasi görünümü verilmiştir.



Resim 2.12. Tipik bir römork şasisi görünümü [18]

2.8 Mühendislik Tasarımı

Tasarım; zihinde canlandırılan biçim, bir diğer anlam olarak da bir sanat eserinin, yapının veya teknik ürünün ilk taslağı şeklinde tariflenmiştir [19].

Tasarım, yaratıcılık ve sürekli bir disiplin ile de çok ilgilidir. Daha geniş bir şekilde ifade etmek gerekirse; tasarım, kavramsal düşüncenin daha geniş bir çerçevede ele alarak, planlama, kavramsal düşüncüyü şematize etme ile ilgilidir. [20]. Mühendislik tasarımı açısından ele aldığımızda, belirgin bir ihtiyacın karşılanması için

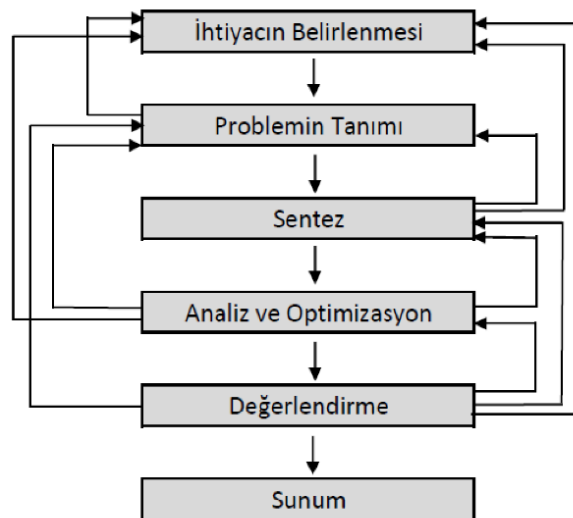
bir plan oluşturmak olabileceği gibi, bir sorunun çözülmesi de olabilir. Eğer plan fiziksel bir ürün ortaya çıkaracaksa, bunu;

- İşlevsel,
- Emniyetli,
- Güvenilir,
- Kullanışlı,
- Üretilbilir,
- Rekabet edebilir,
- Pazarlanabilir

olması gerekir. Tasarım çok tekrarlı bir süreç olabilir, bu durumda daha çok bilgi elde edilinceye kadar, düzeltme hakkı korunarak, geçici kararlar verilebilir [21].

Makine mühendisliğinde tasarım çok fonksiyonlu, beceri ve bilgi tabanı çok geniş bir süreçtir. Basit bir kaymalı yatak problemi; sıvı akışı, ısı transferi, sürtünme, enerji taşınımı, malzeme seçimi, istatistiksel ifadeler gibi birçok konuyu içermektedir. [21]

Tasarım yaratıcılık ve inovasyon arasındaki bağlantıdır. İnovasyon ise bilim ve teknolojinin ekonomik ve toplumsal yarar sağlayacak şekilde yenilenmesi sürecidir. Diğer bir yaklaşımla, yaratıcılığın ticari ustalıkla birleştirilmesidir. Tasarım belli bir amaç için harekete geçirilen yaratıcılıktır. [22]



Şekil 2.2 Tasarım süreçlerinde, birçok geri besleme ve döngüler

Tasarımda beklenen özelliklerini yakalayabilmek için tekrarlı, döngüsel çalışmalar gerekebilir. Tasarım sürecinin en temel döngüsü şekil 2.2’de tariflenmiştir. Tariflenen tasarım sürecinin bir benzeri bu tez çalışmasında uygulanmıştır. Çıkan sonuçlar sonuç bölümünde değerlendirilmiştir.

Makine Mühendisliği tasarım süreçlerinde günümüz koşullarında bilgisayar destekli tasarım (CAD) ve bilgisayar destekli mühendislik (CAE) programları yoğunlukla kullanılmaktadır. Gelişen bu teknolojiler tasarımcıların tekrarlı prototip yapmasını azaltmış, tasarım süreçlerinin hızlanmasına ve tasarım maliyetlerinin ciddi oranda aşağı çekilmesini sağlamıştır.

Hazırlanan tasarımlar ve çıkan analiz sonuçları tasarımcıya sanal ortamda bir öngörü oluşturmasını ve geliştirmesi gereken noktalar hakkında bilgi sahibi olarak arttırılmış güvenli, düşük maliyetli ürünler tasarlamasını sağlamaktadır.

Bu yüksek lisans tez çalışmasında hem Solidworks (CAD) hem de Tüba 2019/47 nolu proje kapsamında temin edilen ANSYS (CAE) programlarından yararlanılmıştır.

2.8.1 Sonlu Elemanlar Yöntemi veya Bilgisayar Destekli Mühendislik (CAE)

Sonlu elemanlar yöntemi fiziksel bir tasarımın matematiksel modele çevrilerek sanal ortamda çeşitli yazılımlar ile analizinin yapılmasını işlemidir. Fonksiyonel ve uygun tasarım ürünler elde etmek amacıyla henüz tasarım aşamasındayken tasarımın optimize edilmesine, fiziksel prototip sayısını ve gerçek zamanlı test sayısını azaltmak amacıyla uygulanır.

Sonlu elemanlar analizi ile zamana ve yüke bağlı olarak sistemin değişimleri yapı üzerindeki etkisi incelenir. Günümüzde birçok analiz tipi uygulanabilmektedir. Bunlardan en temel 5 analiz yöntemi;

Statik Analiz: Sınır koşulları ve uygulanan yükün zamanla değişmediği durumlarda gerçekleştirilen analiz türüdür.

Dinamik Analiz: Bu analiz türü zamana bağlı olarak değişen yük ve sınır koşullarının incelenmesi durumlarında uygulanır.

Yorulma Analizi: Ürünün dinamik yükler altında beklenen ömrünü hesaplama yöntemidir.

Harmonik Analiz: Sınır şartları ve yüklerin frekansa bağlı olarak değiştiği durumların analiz yöntemidir.

Doğrudan Analizler: Çarpma, düşme ve patlama gibi kısa sürelerde yüksek enerji seviyeleriyle meydana gelen durumları ve şekil değişikliklerini inceleyen ve yorumlayan analiz türüdür.

Tez çalışmamızda yukarıdaki analiz çalışmalarından statik analiz uygulaması yapılmıştır.

Analiz yapabilmek için probleminden probleme küçük değişiklikler gösterse de genel kabul görmüş yöntem ve işlem sırası şu şekilde belirtilmiştir [22];

Öncelikle problemin tanımlanması gerekir. Bunun için;

- Anahtar noktaları, çizgileri, alanları, hacimleri tanımlama, yani tasarım sınırlarının belirlenmesi. Analiz girdisi tasarımın 2D, 3D tanımlamalarının yapılması.
- Kullanılacak veya kullanılma ihtimali olan malzemenin seçilmesi ve geometrik özelliklerini tanımlama
- Üç boyutlu tasarımı matematiksel modele çevirmek için mesh ağlarının örülmesi.
- Ardından analiz girdilerinin belirlenmesi ve uygulanması
- Uygulanacak kuvvetin belirlenmesi ve uygulanması, sabit mesnetlerin ve mesnet çeşitlerinin belirlenmesi ve tanımlanması, gerekli ise analiz kısıtları olan dönme, hareket, zaman gibi faktörlerin analiz girdisi olarak eklenmesi.
- Tanımlanan analiz girdileri ile oluşturulan denklemin çözülmesi

Son olarak çıkan sonuçların görselleştirilmesi ve analiz sonuçlarını irdelenmesi ile analiz son bulur. Gerekli olması durumunda analiz girdileri değiştirilerek analizler istenen sonuçlara ulaşmak için tekrarlanır.

- Son aşamada analiz sonuçları irdelenirken odaklanılacak parametrelerin analiz haritalarını görselleştirilmesi,
- Analiz sonucunda çıkan gerilme ve yer değiştirme sonuçlarının irdelenmesi ve tanımlı malzeme dayanımları ile karşılaştırılması gerekir.

2.8.2 Statik analiz ve malzeme özellikleri ilişkisi

Bilgisayar destekli statik analiz günümüz tasarımlarında yoğunlukla kullanılmakta tasarımları yapısal olarak incelemektedir. Bu inceleme genellikle deplasman bazlı deformasyon ve eş değer stres üzerinden yapılmaktadır [23]. Üretilen, yer değiştirme, eleman gerilimleri, gerinim enerjisi gibi metrikler incelenmekte ve yorumlanmaktadır [24].

Statik analiz, atalet ve sönümlleme etkilerinden bağımsız sabit ve devamlı yüklerin etkilerini incelemek için kullanılır. Statik yükün tespitinde kullanılacak formül 2.2’de gösterilmiştir [23-25]. Analizler, program içerisinde geri planda bu formül üzerinden yürütülmektedir.

$$[K]\{x\} = [F] \quad (2.2)$$

Şeklindedir.

Burada;

K: Rijitlik Matrisi

x: Deplasman (yer değiştirme) vektörü

F: Statik Yük

İfade etmektedir.

Formül gereği ve statik analiz mantığı doğrultusunda malzeme seçimi sırasında hareketten ve zamandan bağımsız olarak formülleşeceği için statik analizlerde gerekli parametreler; malzeme yoğunluğu, elastisite modülü ve poisson oranı olacaktır. [23-24-25] olacaktır. Bu bilgiler statik analiz aşamasında ANSYS programında ilgili malzeme tanımı yapılırken girilir.

2.8.3 Mesh

Mesh üç boyutlu modelin matematiksel modele çevrilmesini tanımlamaktadır. Mesh kalitesi analiz sonuçlarını çok derinden etkilemektedir. İyi oluşturulmamış meshler ile analizde yakınsama problemleri görülmesi olasıdır [26]. Ayrıca iyi mesh oluşturabilmek için de analiz yapılacak tasarımın olabildiğinde meshe uygun tasarlanması gerekir. Bu öngörü ile oluşturulmuş modeller ile istenen mesh kalitesine daha kolay ulaşılmaktadır

[26-27]. Çözümünden önce mutlaka mesh kalitesi belirlenen metrik değerler doğrultusunda kontrol edilmelidir [26].

Mesh kalitesini tayin ederken kullanılacak en önemli metrik, program arayüzünden kontrol edebileceğimiz eleman kalitesidir (element quality). Bu faktör her eleman için hesaplanmakta ve 0 ile 1 arasında bir değer tayin edilmektedir [27]. Hacmin kenar uzunluğuna bağıntısını [27] belirten eleman kalite metriği 1' e ne kadar yakın ise mesh kalitesi o kadar yüksek demektir. Çizelge 2.1'de Mesh eleman kalite aralıkları belirtilmiştir[26].

Çizelge 2.1. Mesh eleman kalite aralıkları



Kabul Edilemez	Kötü	Kabul Edilebilir	İyi	Çok İyi	Mükemmel
0 – 0.001	0.001 – 0.14	0.14 – 0.20	0.20 – 0.69	0.69 – 0.95	0.95 – 1.00

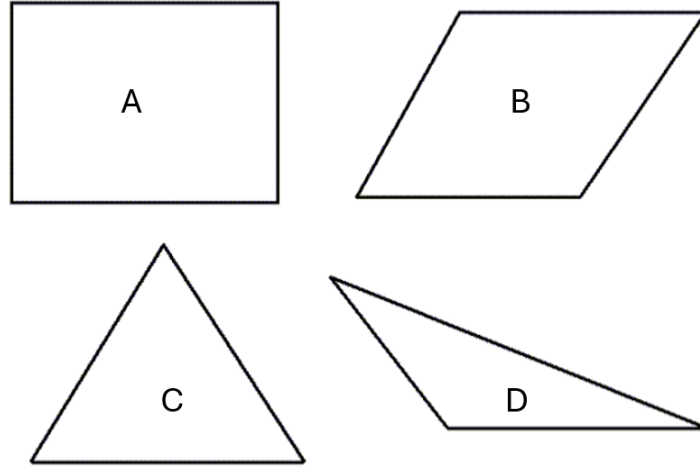
Mesh kalitesini belirleyen en önemli ikinci metrik asimetri veya yamukluk (skewness) değeridir. Bu metrik birçok araştırma yazısında ve yazılım firmasının da belirttiği doğrultuda çizelge 2.2'de belirtilen aralıklarda mesh kalitesini arttırarak simülasyon sonucunun mesh faktörü açısından doğruya en yakın modelin oluşmasını sağlar. Asimetri veya yamukluk (skewness) metriği; ideale en yakın olanı tanımlar, burada ideal durum eşitlik ifade etmektedir [27]. Örneğin mesh elemanlar kare veya eşkenar üçgen formda olması onların ideal olduğu ve skewness değerinin 0 olduğu anlamına gelir. Bu eşitlik ne kadar bozulursa değer 1'e yaklaşır. Bu nedenle ANSYS programı ile analiz öncesi mutlaka bu metrik değerlendirmeye alınmalıdır. Olası iyileştirmeler ve en iyilenmiş mesh yapısı ile analize gidilmelidir [26]. Çizelge 2.2 ve şekil 2.3'te temel değerler ve çeşitli tanımlamalar yapılmıştır.

Çizelge 2.2. Skewness kalite aralıkları



Mükemmel	Çok İyi	İyi	Kabul edilebilir	Kötü	Kabul Edilemez
0 – 0.25	0.25 – 0.50	0.50 – 0.80	0.80 – 0.94	0.94 – 0.97	0.97 – 1.00

Çizelge 2.2'de belirtildiği üzere 0 tam eşitliği 1 ise deforme olmuş eşitsiz hücre yapısını belirtir. Analizi genel kabulü için mesh kalite metriklerinden skewness değerinin 0.95 değerinden düşük olması beklenir. Aksi halde analiz kabul edilmez sayılmaktadır [27].



Şekil 2.3 A: eşkenar dörtgen, B: son derece çarpık dörtgen, C: eşkenar üçgen, D: çarpık üçgen

2.9 Literatür Taraması

İsmailoğlu yüksek lisans tezinde (2024) frigorifik treylerin soğutma enerji ihtiyacının yüklü ve yüksüz koşullar dikkate alındığında İstanbul ili doğu-batı, kuzey-güney ekseninde yapacağı hareket ile aylara göre enerji ihtiyacının güneş enerjisinden karşılanması üzerine farklı koşullarda incelemeler yapmıştır [4]

Arslan yüksek lisans tezinde (2024) uygun panel ve alt bileşenlerin seçimi üzerine araştırma ve uygulama projesi tasarlamış ve ekonomik analizi yapmıştır [6].

Patil ve Joshi (2015) yapmış oldukları çalışmada; CAD ve CAE programlarına odaklandıkları birçok araştırmacının şasi üzerinde statik analizler yaptığı ve bu çalışmaları CAD programlarından sonra sonlu elemanlar analiz yöntemi ile irdelediği ve bu doğrultuda şasi malzemesi ve şasi tasarımını şekillendirdiğini ve şasinin ağırlığını azaltmaya odaklandığını aktarmaktadır [13].

Tekdemir yüksek lisans tezinde (2022) ürün taşımak için kullanılan römorkun şaselerinin tasarımları dayanım kriterlerin karşılayacak şekilde yeniden tasarlanarak hafifletilmesini amaçlanmış ve bu doğrultuda üç boyutlu tasarımı CATIA V5 programında yapılarak ANSYS programı ile analiz etmiştir. Belirlenen sınır şartları doğrultusunda statik yüklemeler yapılmış ve ayrıca yorulma dayanımı da analiz edilmiş. Mevcut tasarım üzerinde yapılan analizler sonrası ürün hafifletme çalışmaları yapılarak yeni tasarım ortaya konmuş ve aynı sınır şartları doğrultusunda yeniden analiz edilmiştir. Analizlerin doğrulanması için mevcut şase sonuçlarının gerçek zamanlı testler ile sanal testler karşılaştırılarak bir korelasyon yakalanmış ve uygun olduğu

belirlenmiş. Yapılan analiz döngüsünün uygun olduğuna karar verildikten sonra yeni tasarım ile mevcut şaseye göre %5 oranında mukavemetinin arttığı ve %16,45 oranında ağırlığının azaldığı belirlenmiş [14].

Oymak ve Feyzullahoğlu (2020) makalelerinde SAE (The Society of Automotive Engineers) tarafından düzenlenen yarışmada sunulmak üzere Formula Student yarış aracı şasi tasarımının Solidworks 2018 programı ile yarışmada belirlenen kurallara uygun olarak yapılması ve ANSYS 16.0 ve Solidworks analiz programları kullanarak şasi sisteminin mekanik zorlanmalara karşı olan dayanımları için optimizasyon çalışmalarının yapılması hedeflemiştir. Seçilen malzemelerin üretim aşamasında kesme, bükme, kaynak edilebilirlik gibi kriterlerin de önemli olduğu vurgulanmış. Ağırlık bir tasarım sınırı olarak sürücü ile 400 kg olduğu belirtilmiş. Analiz için öncelikle 3D tasarım oluşturulmuş ve ardından mesh ağları örülmüştür. Sabitleme noktaları olarak süspansiyon bağlantı bölgeleri seçilmiş ve analiz çalışmasında torsiyon rijitliği dikkate alınmış ve analiz araştırmacılar tarafından uygulanmış. Gerçekleştirilen analizler sonucunda, tasarlanan şasinin, hedeflenen tasarım sınırlarına ve rijitlik derecesine fazlasıyla sahip olduğu belirlenmiştir [15].

Dizo ve diğerleri (2021) yapmış olduğu çalışmada; Tek dingilli ve önceden belirledikleri tasarım kriterleri doğrultusunda, treyler toplam ağırlığı 4500 kg 3000 kg yük taşıma kapasitesi belirlenmiş bu doğrultuda treylerin yüksüz ağırlığı 1500 kg olarak belirlenmiştir. Avrupa yol regülasyonları da dikkate alınarak dış ölçüler belirlenmiş (boy: 4497mm, en: 1960mm ve yükseklik: 1820mm). Kullanılan şasi malzemesi olarak S355J0 seçilmiştir. 70mmx70mmx5mm profiller kullanılmış ve CAD tasarımı yapıldıktan sonra yükler ve sabitleme noktaları belirlenerek FEM analizi yapılmıştır. İlk yük durumunda treylerin statik konumda veya sabit hızda olduğu varsayımına göre planlanmıştır, bu durumda üst yapı yükleri belirlenen noktalara uygulanmış, bu yükler yerçekimi ivmesinden kaynaklanmaktadır. 2.ve 3. yük durumları hidrolik sistemin çalışarak yük boşaltma yapması üzerine kurgulanmıştır. İlk yük durumun analiz sonunda von mises temel alınarak yorumlandığında küçük bir gerilim yığılması yaşanan bölge dışında malzeme akma dayanımının altında olduğu gözlemlenmiştir. Bu durumda şasi yapısının güvenli olduğu varsayılmıştır [16].

Şenalp (2006) yapmış oldukları çalışmada; bir treyler şasisini, bilgisayar destekli tasarım ve sonlu elemanlar yöntemi ile analiz etmiştir. Analizde süspansiyon bölgeleri

ve king-pini sabitlenmiş, Ereğli 6252 çeliği kullanılarak yapılan statik ve dinamik analizler sonucunda, en uygun profil belirlenmiştir. Statik analizlerde en iyi sonuç veren şasi dizaynı üzerinden yapılan dinamik analizlerde, gerilme değerlerinin malzeme akma sınırının altında kaldığı görülmüştür. 20 feet uzunlukta konteyner için maksimum gerilim 273 MPa, 40 feet uzunlukta konteyner için ise 251 MPa olarak elde edilmiştir. Malzemenin akma sınırı 362 MPa olduğundan, tasarımın güvenli olduğu sonucuna varılmıştır. Yorulma analizlerinde, yükün 2.2 katına kadar olan durumlarda şasinin sonsuz ömürlü olduğu, bu değer üzerindeki yüklemelerde ise yorulma ömrünün azaltmasına rağmen yeterli olduğu saptanmıştır. Üretimde, kaynak bölgesinde oluşabilecek mikro çatlakların önlenmesi için ultrasonik muayene önerilmiştir [17].

Patel (2014) yapmış olduğu çalışmada; sınır koşullarını belirlediği tek dingilli treyler için tasarım ve analizler yapmış sonuçları değerlendirmiştir. Analiz çalışmasında destek noktalarını silindirik destek olarak tanımlamıştır [22].

Yap, Chin ve Klemes (2022) hazırladıkları bir çalışmada güneş enerjisinin en büyük dezavantajlarından güneşlenme süresi ve mevsim şartlarından etkileniyor olmasına dikkat çekilmiştir. Yaz ve kış ayları arasındaki güneşlenme sürelerinin çok farklı olması güneşten elde edilecek enerjinin dönemsel olarak verimliliklerinin farklı olacağı anlamına geldiğini aktarmıştır. Yapılan araştırmalarda sadece güneş enerjisi değil rüzgâr veya biyogaz entegreli hibrit sistemlerin kullanılabileceği bu sayede güneşten enerji elde eldesi sırasında yaşanan zorunlu kesintilerin etkilerini en aza indirebileceği düşünülmüş hibrit sistemler önermiştir. Bu bilgilerden sonra yapılan çalışmada çeşitli varyasyonlar ile 65km yol kat edecek bir elektrikli aracın, kış mevsimi koşullarında (1 saatlik maksimum güneşlenme süresinin yaşandığı varsayılarak) minimum 32 adet 350W gücünde güneş enerji paneline ihtiyacı olduğu hesaplanmıştır [28].

Özler yapmış olduğu yüksek lisans tezinde (2023) Çankırı ilinde Fotovoltaik bir sistem ile elektrikli araçların şarj edilmesinin verimliliği incelenmiş, ortalama günlük 28,5 kWh enerjiye ihtiyaç duyan aracın 535 W güce sahip bir 15 fotovoltaik panel ile bu ihtiyacın karşılanabileceği sonucuna varılmıştır [29].

Pummer, Salazar ve Suminski (2021) yaptıkları çalışmada müşteri isterleri doğrultusunda gerekli günlük güç tüketimi hesaplanmış, yönetmelikler doğrultusunda ürün dış ölçüleri belirlenmiş ve alt bileşenler de planlanan panel adedine uygun bir şekilde seçilerek mobil solar güç treyleri tasarlanmıştır [30].

Meteoroloji Genel Müdürlüğü internet sitesinde güneş enerji sistemlerinden enerji elde edilebilmesi için önemli parametrelerden biri de güneşlenme süreleri olduğu aktarılmış ve güneşlenme süreleri ile alakalı veriler paylaşılmıştır. Ülkemizin ortalamaları şu şekildedir; yazın 11 saat, sonbaharda 7 saat kışın 5 saattir. Yapılan hesaplarda ve sistem bileşenlerinin tayininde bu bilgiler de göz önünde bulundurulmalıdır. Bu bilgi doğrultusunda yıllık ortalama güneşlenme süresi Türkiye haritası (harita 2.1) ve ilgili grafikler (çizelge 2.3 ve çizelge 2.4) aktarılmıştır [31]



Harita 2.1 Türkiye yıllık ortalama güneşlenme süreleri [31]

Çizelge 2.3 Yıllara göre ortalama güneşlenme süreleri [31]



Çizelge 2.4 Aylara göre yıllık güneşlenme süreleri [31]



Özgür ve Karataş (2021) treyler şasi malzemeleri üzerine yaptıkları bir çalışmada, daraltılmış treyler şasisinin malzemesinin st52 yerine S700MC kullanılmış ve bu doğrultuda sonlu elemanlar analizi ile şasi üzerine yükler uygulanarak statik dayanımı incelenmiştir. Yükler ağırlık noktalarına uygulanmış, destek noktaları ise yüke tepki verecek aks bölgelerinden seçilmiştir. Hazırlanan yeni tasarım ve malzeme değişimi sonunda, analizler ışığında şasi üzerinde meydana gelen maksimum gerilme değerinin yaklaşık %6 azaldığı ve üründe %7 hafifleme olduğu görülmüştür [32].

Medvecka Benova (2017) yapmış olduğu çalışmada; 750 kg ağırlığı geçmeyecek frensiz bir bot taşıma çekme treyleri tasarlamıştır. Tasarım öncesinde tasarım kriterlerini ortaya koymuş buna bağlı olarak malzeme seçimi yapmıştır. Tüm şasi için kullandığı malzeme kaynaklanabilirlik açısından kuvvetli olan 1.0039 çelik malzemedir. Treyler üzerine gelecek yükleri hesaplamış, FEM yöntemlerini kullanarak belirlediği noktalara kuvvetleri uygulamıştır. Elde edilen sonuçlar doğrultusunda tasarlanan treyler şasisinin dayanım ve deformasyon koşullarını karşıladığını ve fonksiyonunu yerine getirebildiğini otaya koymuştur [33].

Fouzan ve Raghavendra (2015) yapmış oldukları çalışmada; sonlu elemanlar yöntemi ile treyler şasi kolu optimizasyonu çalışmasında tasarım, mesh, analiz kurgusu, sonuçların incelenmesi şeklinde çalışma planı oluşturmuştur. Statik ve modal analizleri farklı malzemeler tanımlayarak analiz sonuçlarını karşılaştırmıştır. Analiz sırasında malzeme tanımı olarak ayrı ayrı çelik, dökme demir ve dövme demir yapılmıştır. Analiz kurgusunda statik analiz yapılabilmesi ve analizin doğru sonuçlar verebilmesi için malzeme özelliklerinden; young modülü, poisson oranı, yoğunluk ve akma dayanımı

bilgileri analiz girdisi olarak kullanılmıştır. X, Y, Z koordinatlarında 5g-5g-10g tanımlı statik yükler sonrasında elde edilen sonuçlar incelendiğinde, çelik malzemenin dökme ve dövme demire oranla daha az deplasman ve gerilme değerlerine sahip olduğu görüldü. Analiz sonuçlarından, seçilen Şasi tasarımının imalatında Çelik'in en iyi malzeme olduğu, çünkü daha az yer değiştirme ve stresle maksimum yükleri karşılayabildiği sonucuna varılmıştır [34].

Tolun ve Eren (2014) yılında yayınlanan makalelerinde ağır tonajlı araçları ve iş makinelerini taşımakta kullanılan bir römork şasisinin incelendiği çalışmada, 3D tasarım yazılımı olan Solidworks programında incelenen şasinin üç boyutlu tasarımı hazırlanmış, ANSYS programı aracılığı ile sonlu elemanlar analiz yöntemi ile yapısal analize sokulmuştur. Analiz girdisi olarak ST 37.2 malzeme seçilerek gerilmelerin ve deplasmanın olduğu bölgeler incelenmiş. Sınır koşulu olarak king-pin ve aks montaj bölgesi sabitlenerek işletme sırasında maruz kalacak yük şasiye yayılı olarak uygulanmıştır. Yapılan analiz çıktıları incelenmiş ve uygulanan yayılı yük sonrası gerilmelerin 56 Pa ve 100 MPa arasında sınırlı kaldığı ve bu değer malzeme akma dayanımının çok altında kaldığı görülmüştür. Yaklaşık 148 MPa gerilme noktalarının ise çok sınırlı bir alanda var olduğu gözlemlenmiştir. Deplasman değerleri de incelendiğinde yaklaşık 10mm bir deformasyon analiz sonuçlarına yansımış ve en büyük deplasmanın yayılı yük uygulanan alanda yer aldığı gözlemlenmiştir. Analiz sonuçları doğrultusunda en zayıf noktalar (yüksek gerilme ve deplasman) bölgelerinin geliştirilmesi ile şasinin uzun ömürlü kullanımı sağlanacağı aktarılmış [35].

Latha ve Shankar (2017) yapmış oldukları çalışmada; tasarladıkları araç şasisinin sonlu elemanlar yöntemi ve ANSYS programı ile statik ve modal analizleri yapmış ve ST37 çeliği ile karbonfiber epoksi malzeme karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma neticesinde normal gerilme, kayma gerilmesi, gerinim ve yer değiştirme analizlerinden karbonfiber epoksi malzemenin daha iyi sonuçlar verdiği sonucuna varmışlardır. Ancak her iki malzemede yükleme koşullarına dayanıklı olduğu belirtilmiştir. Bu karşılaştırma aynı zamanda malzemelerin young modülleri, poisson oranları, yoğunlukları gibi özellikleri doğrultusunda teorik olarak da değerlendirilmiştir. Modal analiz sonuçlarını da inceleyen çalışma karbonfiber epoksi malzemenin ST37 çeliğinden daha iyi sonuç verdiğini ortaya koymaktadır [36].

Variava ve diğerkleri (2018) yapmış oldukları çalışmada; farklı profil tiplerinin irdelemiş, treyler şasileri için kullanılan “I”, “C”, ve “Kutu” profillerin ANSYS programı ile yapılan sonlu elemanlar statik analizi incelenmiş ve karşılaştırılan profiller içerisinde “I” profilin daha rijit bir yapı sergilediği ve daha hafif yapıda olduğunu ortaya koymuşlardır. Ayrıca “I” profilin kesit kalınlığının arttırıldığında deformasyonların da azaldığını görmüşlerdir [37].

Siraj, Babu ve Reddy (2019) yapmış oldukları çalışmada; Çelik alternatifi olarak karbon fiber epoksi ve cam fiber epoksi malzemeleri değerlendirmişlerdir. CAD (Catia v5) programları ile hazırlanmış tasarımın (“C” profilli şasi), burulma, eğilme ve her iki durum için ANSYS programı üzerinden yapılan analizlerin sonuçları değerlendirilmiştir. Yapılan çalışmanın sonucu olarak çelik şasinin karbon epoksi malzeme ile değişimi sonucunda ağırlığının 4,8 kat, cam epoksi ile değişimi sonrasında 3 kat hafiflediği görülmektedir. Ağırlığın azalmasına rağmen mukavemet değerlerinin çeliğe oranla iyi olduğu yapılan analiz sonuçları ile ortaya konmuştur [38].

Fırtana yüksek lisans tezinde (2018) parametrik tasarım yönteminin yarı römork tasarımına entegre edilmesini ele alınmış. Parametrik tasarım, benzeşen tasarım yapılarının farklı ölçülerde yeniden tasarlanmasına ve bunun normal bir tasarım sürecinden çok daha kısa bir sürede projelendirmesine olanak sağlamaktadır. Çalışmada, yarı römork şasisinin Bilgisayar Destekli Tasarım ortamında parametrik olarak çizimi, modellenmesi ve analizi için bir yazılım geliştirilmiştir. Catia V5 3D tasarım programına entegre ettikleri yazılım sayesinde sistemde, şasiyi oluşturan temel parametreler kullanıcı tarafından girilmesi sağlatılarak, şasi boyutlandırılmakta ve daha sonra yazılım ortamında şasinin çizimi, modellenmesi, statik ve dinamik analizi otomatik olarak yapılması sağlanmıştır [39].

Kahraman yüksek lisans tezinde (2003) sonlu elemanlar yöntemine odaklanmış ve semi treyler şasinin ANSYS programı kullanılarak bilgisayar destekli yapısal analizi incelemiştir. Sonlu elemanlar metodu ile tasarım matematiksel modele çevrilmiş, şasinin düşey yüke maruz kalan bölümleri (teker bölgesi ve süspansiyon bölgesi) koordinat ekseninde x, y, z yönlerinde sabitlenerek analiz çalışmasına hazır hale getirilmiş. St52.3 çelik malzeme seçimi yapılarak şasinin üzerine 54000N kuvvet uygulanmıştır. Analiz sonuçları maksimum gerilme ve x, y, z eksenindeki yer

değiştirmeler doğrultusunda incelenmiş ve tasarlanan şasinin ilgili analiz çıktıları doğrultusunda uygun bir tasarım olduğu ortaya konmuştur [40].

Venkateswarlu ve diğerleri (2019) makalelerinde şasinin tđm yđkleri úzerinde toplayan araçlar için temel yapıya sahip olduğunu belirtip, Creo5.0 3D tasarım programı aracılığı ile tasarladığı şasiyi ANSYS programı úzerinde matematiksel modele çevirip statik yapısal analizini yapmıştır. Bu çalışmaya konu olan şasi için 3 ayrı malzeme úzerinde analiz yapılmış kullanılan malzemeler karbon çeliği, karbon fiber epoksi, titanyum alaşımıdır. şasi destek noktalarını belirledikten sonra toplam yđklđ ağırlığı 5 ton olarak belirlediği aracın analiz ortamında şasinin úzerine 49050N'luk kuvvet uygulamıştır. Analiz çıktılarını incelediğinde eşdeğer stres, deformasyon ve gerinim değerlerini 3 malzeme için ayrı ayrı karşılaştırdığında karbon fiber epoksi malzemenin diğer 2 malzemeden de daha iyi bir seçim olacağını vurgulamıştır [41]



3. MATERYAL VE DENEYSEL YÖNTEM

3.1 Tasarım Sınırları

Tasarım sınırları günlük ihtiyaç ve afet gibi acil durum koşulları dikkate alındığında kara yolları yönetmeliklerinin izin verdiği ölçüde ve çekici için kullanılacak binek ve hafif ticari araçların yük taşıma kapasiteleri de dikkate alınarak tasarlanacak mobil güneş enerji römorkunun 750 kg'ı geçmemesi sınır koşulu olarak dikkate alınmıştır.

Bir diğer sınır koşulu enerji tüketim senaryolarıdır. Öncelikle afet acil durumlar için kırıcı, delici, matkap gibi cihazların enerji tüketimleri değerlendirmiş ve ilgili cihazların 2 adedinin aynı anda 10 saat kullanılması senaryolaştırılmıştır. Senaryoya göre toplam 20 saat faydalı iş yapılmasına olanak sağlanmıştır.

Bu senaryo doğrultusunda kullanılabilecek beton kırıcı olarak piyasada yoğun olarak kullanılan bir markanın ağır yük tipi elektrikli kırıcısı referans alınmıştır. İlgili kırıcı betonarme ve temel yıkımı konusunda kullanılan bir makine olması nedeniyle olası afet, göçük gibi durumlarda ve inşaat sahalarında, yol bakım ve onarım gibi alanlarda kullanılabilmektedir. İlgili cihazın teknik verisi internet sitesi üzerinden incelendiğinde anlık güç tüketiminin 2100 watt olduğu görülmektedir (resim 3.1).



Resim 3.1. Ağır yük tipi elektrikli kırıcı [42]

Anlık tüketim 2100 watt ve 2 adet kırıcının aynı anda faaliyette olacağı ve 10 saat aralıksız çalışma öngörüldüğünde bir günde;

$2100 \text{ watt} \times 2 \text{ adet} \times 10 \text{ saat} = 42 \text{ kWh}$ enerji ihtiyacı olacağı kabul edilmiştir.

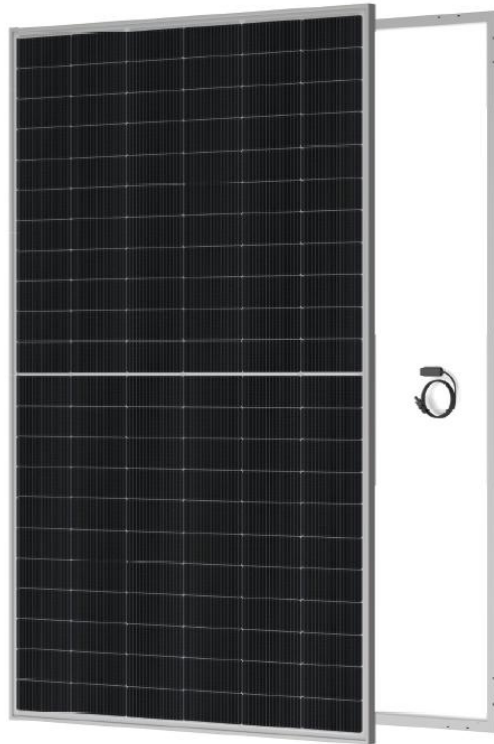
Gerekli panel gücünü, yıllık güneşlenme haritasından faydalanarak ülkemizin günlük ortalama güneşlenme süresini 6,75 saat olarak varsaydığımızda ve verimliliği %85 olarak belirlediğimizde;

Denklem (2.1) doğrultusunda;

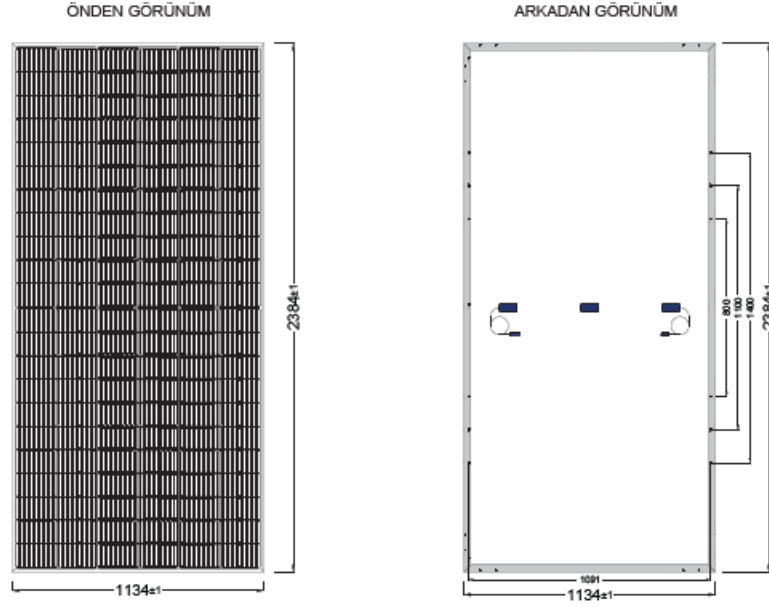
Gerekli panel gücü= $42 \text{ kWh} / (0,85 \times 6,75)$

Gerekli panel gücü= 7,32 kWh olarak bulunmuştur.

Off-grid yani şebekeden bağımsız olarak kullanılabilen bir panel seçimi yapılmıştır. Seçilen panel yerli üretim ve tek panelden 655 Watt enerji üretebilme kapasitesine sahiptir. Bu doğrultuda ilgili panellerden gerekli panel ihtiyacımızı göz önünde bulundurduğumuzda $7,32/655$ 11,17 adede yani minimum 12 adet gereksinimi ortaya konmuştur. Resim 3.2’de kullanılan PV panel, Resim 3.3’te Pv panel teknik verileri gösterilmiştir.



Resim 3.2. PV panel [43]



Hücre Boyutu (mm/Inch)	182x105 / 7.17x4.14
Hücre Sayısı (adet)	132 (6x22)
Ağırlık (kg/lbs)	29 / 63,93
Panel Boyutu (mm/Inch)	2382x1134x30/ 93.78x44.65x1.20
Maks. Rüzgar/Kar Yüğü Dayanımı (Pa)	2400/5400
Bağlantı Kutusu Koruma Sınıfı	IP68
Bağlantı Kutusu Kablo Boyu(mm/Inch)	350-1600/13.78-63.00
Cam Kalınlığı (mm/Inch)	2.0-2.0/0.08-0.08

Resim 3.3. PV panel teknik ölçüleri [43]

Hafif römork tasarım sınırlarını belirleyen bir diğer unsur da kullanılacak panellerin mekanik ölçüleridir (resim 3.3). Bu ölçüler doğrultusunda hafif römork dış ölçüleri belirlenmiş ve tasarım bu doğrultu oluşturulmuştur.

Güneş enerji sistemini oluşturacak 12 adet panelin toplam ağırlığı 348 kg olacağı teknik verilerden ortaya çıkmaktadır. Şasi tasarım için kritik öneme sahip olan yükün ağırlığı hesaplamalarda ve analiz aşamasında kablo ve alt donanımlarda dikkate alınarak %2 artı tolerans ile 355 kg alınmıştır.

Ortalama güneşlenme süresi ve olası güneş enerjisinden yararlanamama gibi durumlar için günlük enerji ihtiyacının 1 tam gün karşılayacak yani en az 42 kWh kapasiteli bir batarya kullanılması planlanmış ve güneş enerji depolama sistemlerinde, taşınabilir güç sistemleri, kamp ve karavanlarda yoğunlukla kullanılan tekrar şarj edilebilir 24V 920Ah lityum demir fosfat (LiFePO4) batarya seçilmiştir. Resim 3.4'te seçilen batarya gösterilmiştir [44].



Resim 3.4. LiFePO4 batarya [44]

Seçilen batarya 114 kg ağırlığında 4,48 kW maksimum çıkış güçlü ve toplam 23,5 kWh enerji depolama kapasitesine sahiptir. 2 adet kullanım ile toplam 47 kWh kapasiteye ulaşacak batarya sistemi toplam ağırlığı 228 kg olacaktır. Şasi tasarımı sırasında bir girdi olarak analizlerde ilgili değer kullanılmıştır. Ürünün boyutları 640mm(e) x 330mm(b) x 250mm(y) şeklindedir.

Resim 3.5'te gösterilen eviricinin üreticinin paylaştığı teknik verileri üzerinden 10 kg olduğu ve mekanik ölçülerinin de 120 x 300 x 440 mm olduğu görülmüştür. Maksimum gücü 5kW olan eviricinin kullanılması planlanan anlık 4.2kW enerji için yeterli olduğu kabul edilmiştir.

Şase tasarımında mekanik ölçüler ve eviricinin ağırlığı sonlu elemanlar analizinde analiz girdisi olarak sisteme dahil edilmiştir.

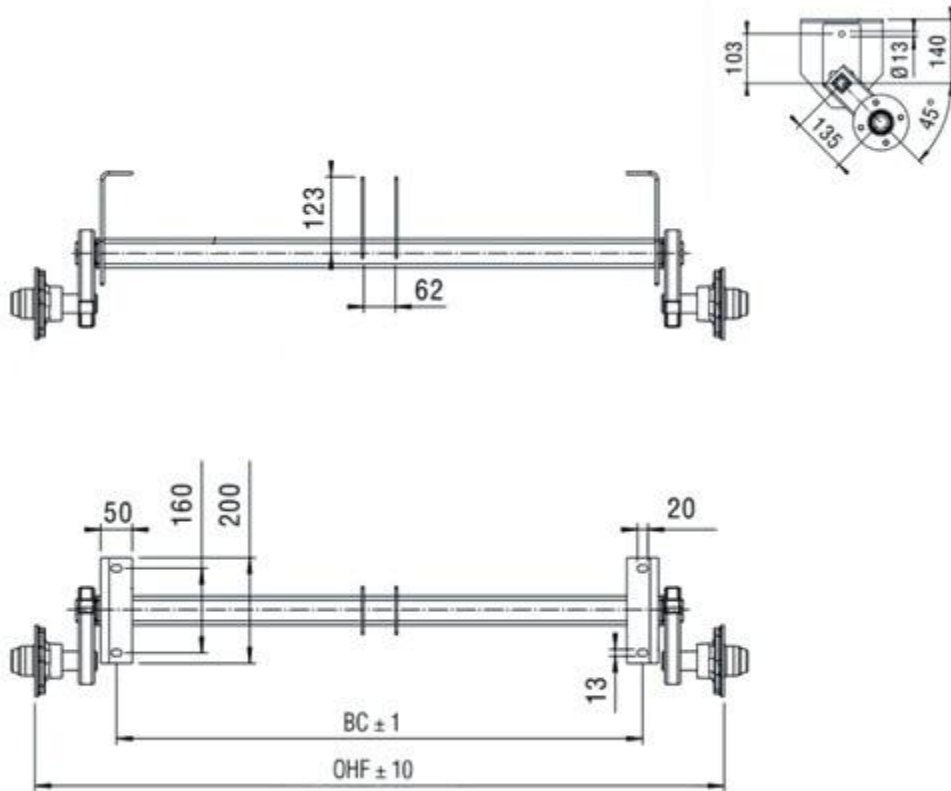


Resim 3.5. Evirici [43]

Karayolları yönetmeliği doğrultusunda 750 kg ağırlığı geçmeyen hafif römorklarda fren sisteminin olması zorunlu değildir, bu kapsamda seçilecek dingilin frensiz olmasında bir sakınca görülmemiştir. Tasarım için belirlenmiş dingil resim 3.6’te gösterilen frensiz torsiyon dingil kullanımı uygun görülmüştür. Üretici firmanın ürün için sunduğu resim 3.7’da aktarılan teknik bilgiler incelendiğinde porya genişliği 1710mm şasi genişliği 1400mm olan modeli üzerinde durulmuş ve ağırlığının 18,6 kg olduğu incelenmiştir.



Resim 3.6. Frensiz torsiyon dingil [45]



OHF [mm]	BC [mm]	Kg
1710	1400	18,6

Resim 3.7. dingil teknik resim

Tüm bileşenler ile tasarlanacak hafif römorkun toplam ağırlığı 750 kg geçmemesi bu doğrultuda şasi tasarımının yapılması ve analizler sonucunda en iyilenmiş tasarıma ulaşılması hedeflenmiştir. Bu bağlamda belirlenen üst yapı ve alt yapı ağırlıkları çizelge 3.1’de listelendiğinde şasi için izin verilen maksimum ağırlık belirlenmiştir.

Çizelge 3.1 Römork üst ve altyapı bileşen ağırlıkları

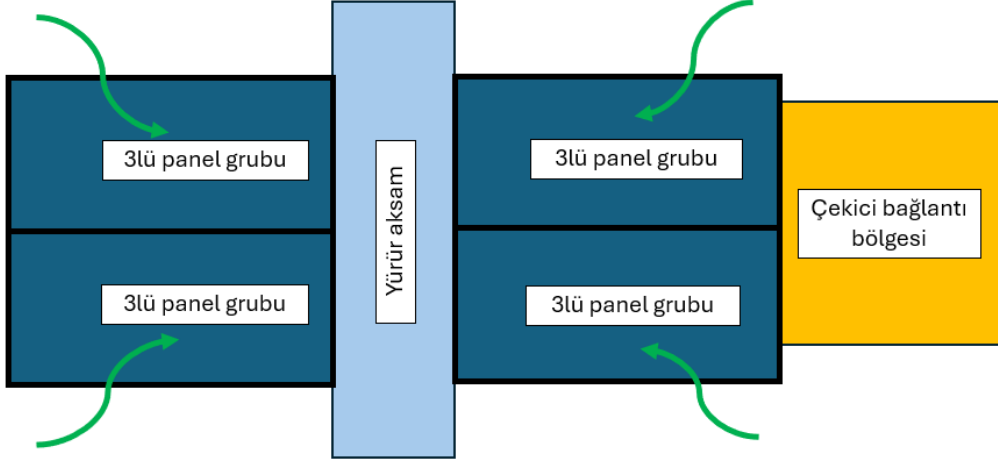
Bileşen	Ağırlık [Kg]
Güneş Panelleri	355
Batarya	228
Evirici	10
Tek aks dingil	18,6
Jant- Tekerlek	40
Şasi	98,4
TOPLAM	750

Üst yapı ağırlıkları sonrası şasi tasarımımız için geriye kalan ağırlık miktarı dingil ve yürüyen aksamı da sisteme dahil ettiğimiz senaryoda 98,4 kg olması gerektiği hesaplanmıştır. Yaklaşık %5 toleranslar ile şasi için izin verilen maksimum ağırlık 93,5 kg olarak belirlenmiştir.

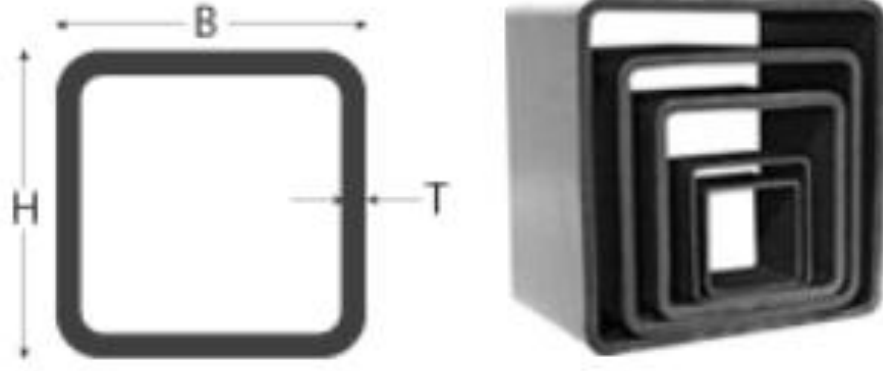
3.2 Şasi Tasarımı ve Analizi

Şasi tasarımına başlamadan önce kavramsal tasarımın tamamlanması gerekmektedir. Kullanılacak 12 adet panel ana şasi üzerinde 4 ayrı noktada ve her noktada 3 adet panel yükü oluşturacak şekilde konumlandırılmıştır. Her noktadaki paneller taşıma esnasında kapalı konumda olması planlanırken, güneş enerji üretimi için römorkun park pozisyonundan sonra açılımı sağlanması planlanmıştır. Bu yaklaşım taşıma esnasında üst yapı yükünün optimum hacim ile hareket etmesine olanak sağlamıştır. Kavramsal tasarım şekil 3.1’de görselleştirilmiştir.

Şasi kanadı tasarımında kaynaklanabilir, gerektiğinde tamir edilebilir, kolay bulunabilir bir malzeme olan St52 (S355) imalat çeliği tercih edilmiştir. Resim 3.8’de görseli bulunan kutu profil kullanılarak oluşturulacak şasi için profil ölçüleri 80mm(H)x40mm(B)x1,5mm(T) baz alınarak tasarım çalışmaları başlatılmış, analiz sonuçları doğrultusunda profil ölçülerinde gerekli değişiklikler yapılmıştır. Kutu profil resim 3.8’de gösterilmiştir.



Şekil 3.1. Hafif römork kavramsal tasarımı



Resim 3.8. Kutu profil

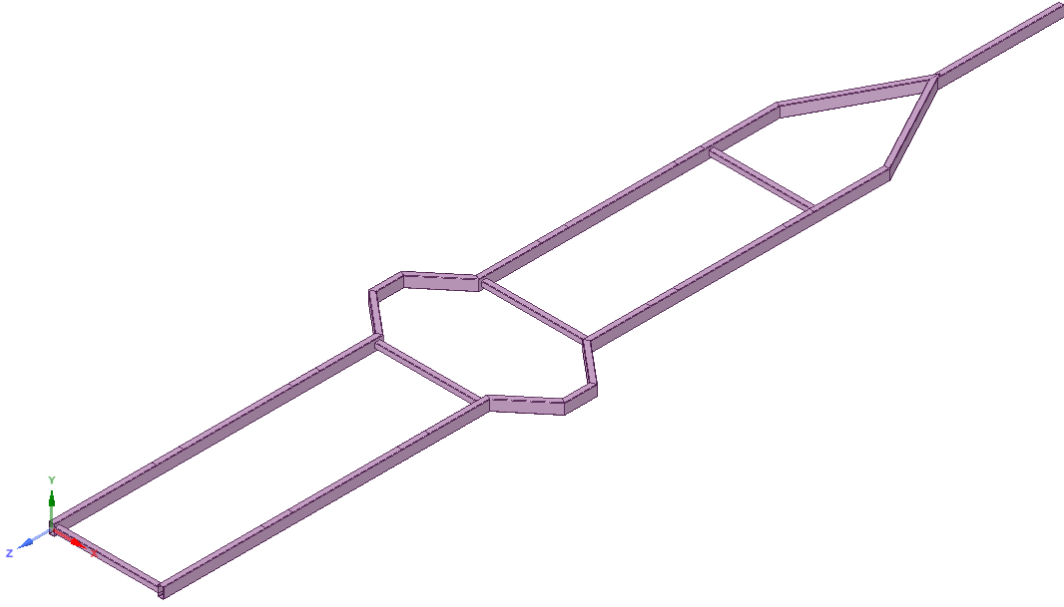
Şasi kanatlarını birbirine bağlayan şasi traversleri için yine St52 malzemedan 40mmx40mmx1,5 profil kullanılmıştır.

St52 (S355) çelik malzemenin mekanik özellikleri Çizelge 3.2 gösterilmiştir;

Çizelge 3.2. St52 Çelik malzeme mekanik özellikler [46]

Malzeme	Akma Dayanımı [MP]	Kopma Dayanımı [Mpa]	Young Modülü [Mpa]	Poisson Oranı
St52 / S355	355	490	210000	0,3

Şasi boyutları, ön malzeme seçimi, kullanılması planlanan profillerin seçimi ve maksimum izin verilen ağırlık bilgileri ışığında, üst yapı fotovoltaik panel boyutlarının da belirlenmesi üzerine tasarım başlatılmıştır. Solidworks programı kullanılarak üç boyutlu hazırlanan şasi resim 3.9’da görselleştirilmiştir.



Resim 3.9. V0 şasi tasarımı

Yapılan tasarım versiyon 0 (V0) olarak nitelendirilmiş gerekli geliştirmeler V0 üzerinden planlanmıştır. Tasarımın ilk aşamasında şasi kanatları ve aks bileşim noktaları tanımlanarak öncelikli olarak analiz edilmiştir.

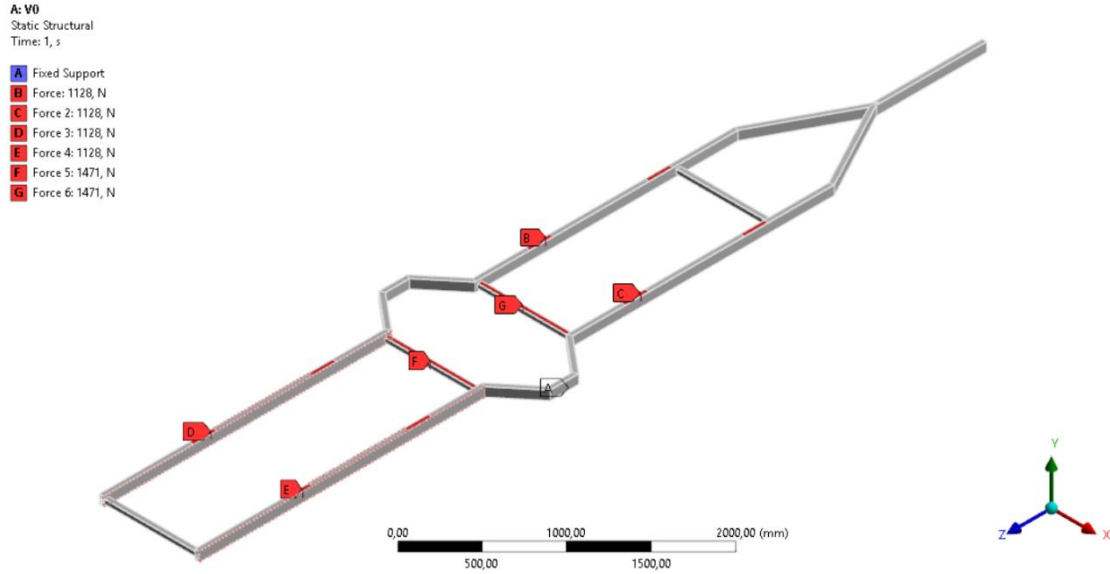
Resim 3.10'da gösterildiği gibi, analiz girdisi olarak malzeme St52 seçilmiş ve statik analiz için gerekli olan malzeme özellikleri program üzerinden tanımlanmıştır.

	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Material Field Variables	Table			
3	Density	7850	kg m ⁻³		
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion				
6	Isotropic Elasticity				
7	Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio			
8	Young's Modulus	2,1E+11	Pa		
9	Poisson's Ratio	0,3			
10	Bulk Modulus	1,75E+11	Pa		
11	Shear Modulus	8,0769E+10	Pa		
12	Alternating Stress Mean Stress				
16	Strain-Life Parameters	Tabular			
24	Tensile Yield Strength	355	MPa		
25	Compressive Yield Strength	355	MPa		
26	Tensile Ultimate Strength	490	MPa		
27	Compressive Ultimate Strength	0	Pa		

Resim 3.10. St52/S355 malzeme bilgilerinin ANSYS programı üzerinde tanımlanması

Analiz kurgusunda birçok çalışmada olduğu gibi sabit noktalar dingil bağlantı noktası ve çeki demiri bağlantı noktası seçilmiştir. Yükler fotovoltaik paneller ve batarya grubu konumları doğrultusunda şasi üzerine uygulanmıştır. Statik analizde yükler üst yapı bileşenlerinin ağırlıkları yerçekimi ivmesi bileşimi ile kuvvet Newton (N) olarak tanımlanmıştır. Bu tanımlamada şasi kanatlarına 3'lü panel grupları bağlantı noktalarında etki ederken, dingil çevresi şasi traverslerine de batarya grubu yayılı yük

olarak etki etmektedir. Resim 3.11’de sabit noktaları ve yük noktaları gösterilmiştir. Batarya grubu için şasiye %25 emniyet ile 2 ayrı noktada olmak üzere her nokta için 1471 N kuvvet, her bir panel grubu için de şasiye 3 panelin ağırlığının %30 emniyeti ile yerçekimi ivmesini hesaba katarak 1128 N kuvvet uygulanmıştır.



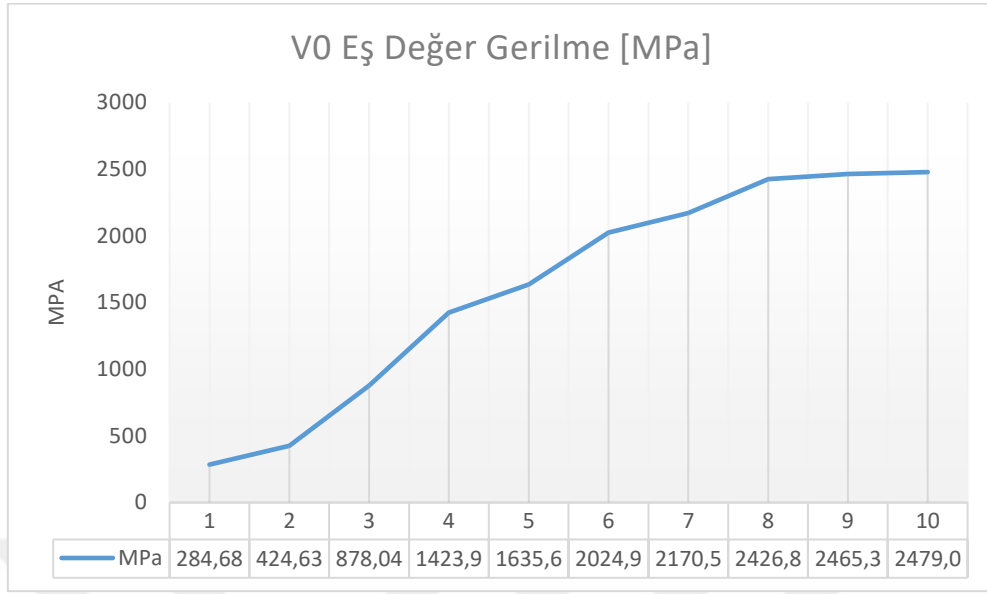
Resim 3.11. V0 tasarım yük tanımlamaları

Tüm analiz girdileri tanımlandıktan sonra V0 tasarımın eş değer gerilmelerinin yakınsaması için farklı mesh boyutlarıyla düğüm ve eleman sayıları artırılarak analizler tekrar koşturulmuş çizelge 3.3’te aktarıldığı şekilde eşdeğer gerilmede yakınsama sağlandıktan sonra analiz sonucu 10 nolu analiz kabul edilmiştir.

Çizelge 3.3. mesh parametrelerine bağlı eşdeğer gerilme ve yer değiştirme değerleri

Analiz No (V0)	Düğüm Sayısı	Eleman Sayısı	Eş Değer Gerilme [Mpa]	Yer Değiştirme [mm]	% Değişim Eş Değer Gerilme	% Değişim Yer Değiştirme
1	33321	16923	284,68	51,56	-	-
2	59498	30690	424,63	63,66	49,16%	23,47%
3	147050	75178	878,04	111,11	106,78%	74,54%
4	211510	109298	1423,9	139,24	62,17%	25,32%
5	331923	167341	1635,6	162,90	14,87%	16,99%
6	523340	263430	2024,9	183,81	23,80%	12,84%
7	650660	327526	2170,5	188,85	7,19%	2,74%
8	737207	370619	2426,8	195,74	11,81%	3,65%
9	1228642	616874	2465,3	208,94	1,59%	6,74%
10	1319338	663087	2479	211,00	0,56%	0,99%

Eş değer gerilmelerin yakınsama grafiği Çizelge 3.4'te gösterilmiştir.



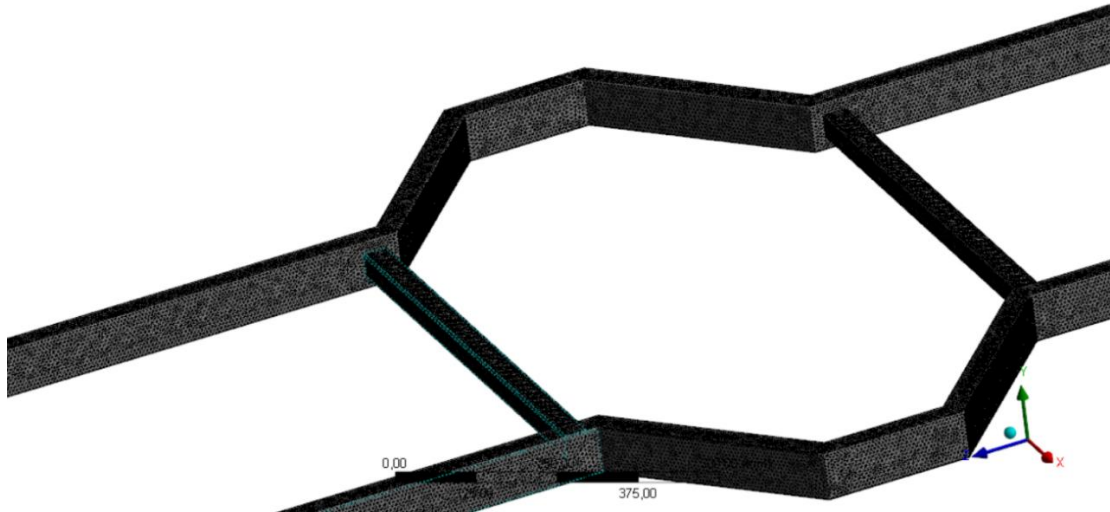
Çizelge 3.4. V0 Eş değer gerilme grafiği

Yakınsanan mesh ağlarının ve kabul edilen analizin eleman kalitesi ve skewness değerleri incelenmiş ve kabul sınırlarında olduğu görülmüştür. Çizelge 3.5'te elde edilen değerler gösterilmiş ve çizelge 2.1 ve 2.2 doğrultusunda durumu aktarılmıştır.

Çizelge 3.5. Mesh parametre değerleri

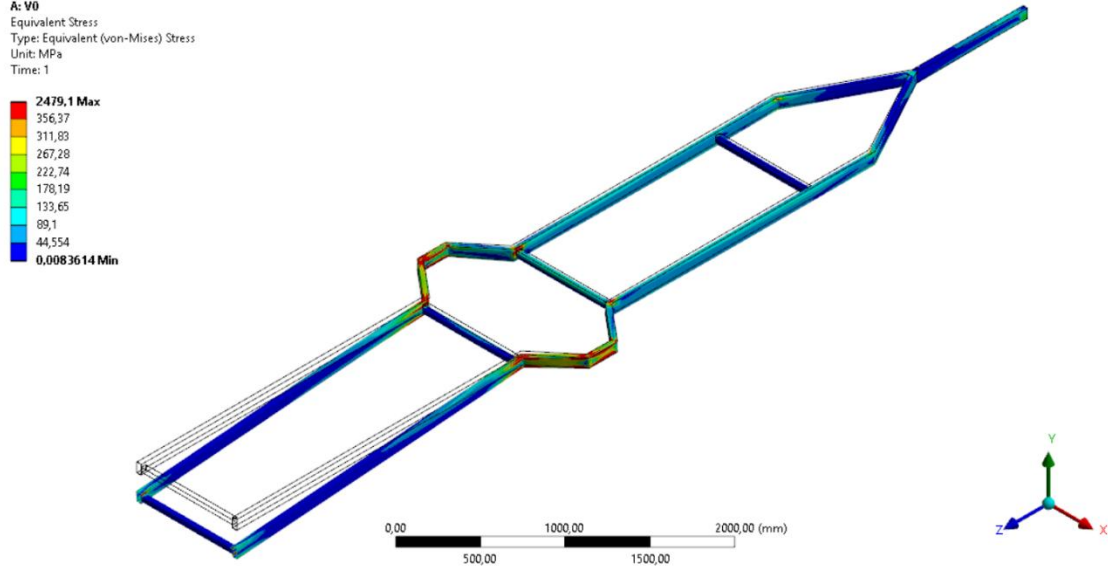
Analiz	Eleman Kalitesi	Skewness	Durum
V0	0,42	0,72	İyi

Resim 3.12'de mesh ağlarının görünümü aktarılmıştır.

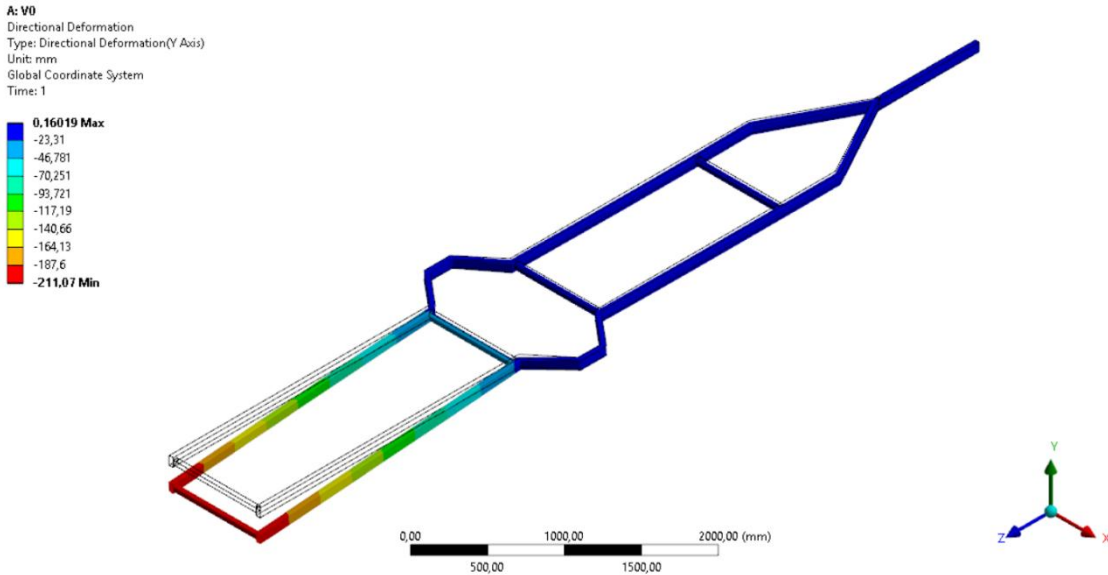


Resim 3.12. V0 tasarım mesh ağları detay görünümü

V0 versiyonlu tasarımımız analiz sonuçları irdelendiğinde; dingil ardında kalan bölgede yaklaşık 211 mm yüksek deplasmanın olduğu ve ayrıca eşdeğer gerilmenin dingil sabitleme noktalarında yoğunlaştığı görülmüş ve bu gerilimlerin eğilme zorlanmasına bağlı olduğu yorumlanmıştır. Resim 3.13'te gerilim haritası, resim 3.14'te Y eksen doğrultusunda deformasyon gösterilmiştir.



Resim 3.13. V0 tasarım analiz sonucu (eş değer gerilim sonuçları)

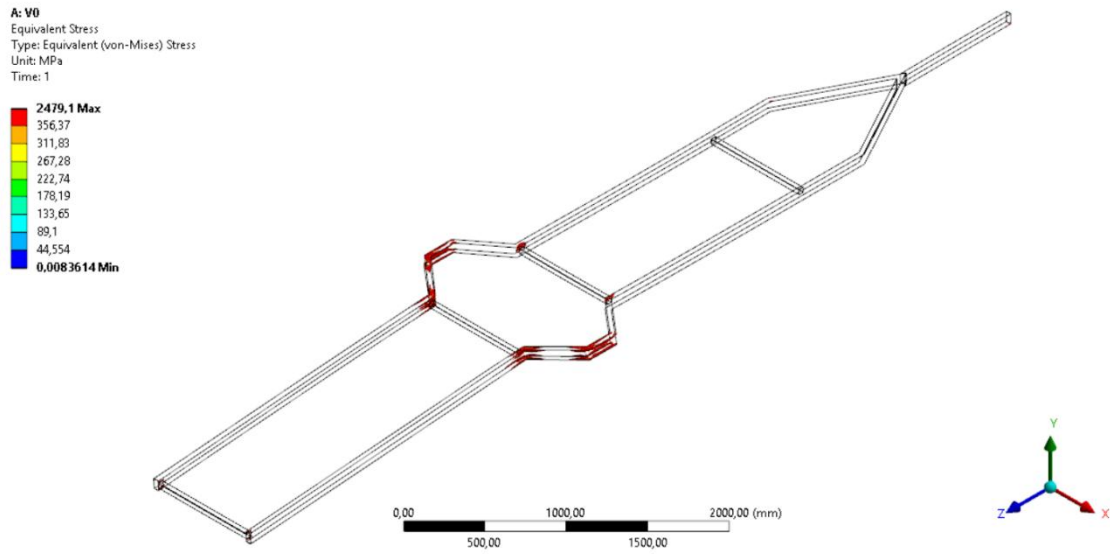


Resim 3.14. V0 tasarım analiz sonucu (Y eksen deformasyonu)

Analiz sonuçları bize tasarımımızın ilgili yükler karşısında yetersiz olduğunu göstermiştir. Elde edilen yaklaşık 210mm deplasman kabul edilemez bir değer olmakla birlikte, eş değer gerilme maksimum değeri de malzemenin akma sınırının çok

üstündedir. Uygulanan statik yük sonrası şasinin plastik şekil değişimine uğrayacağını göstermektedir.

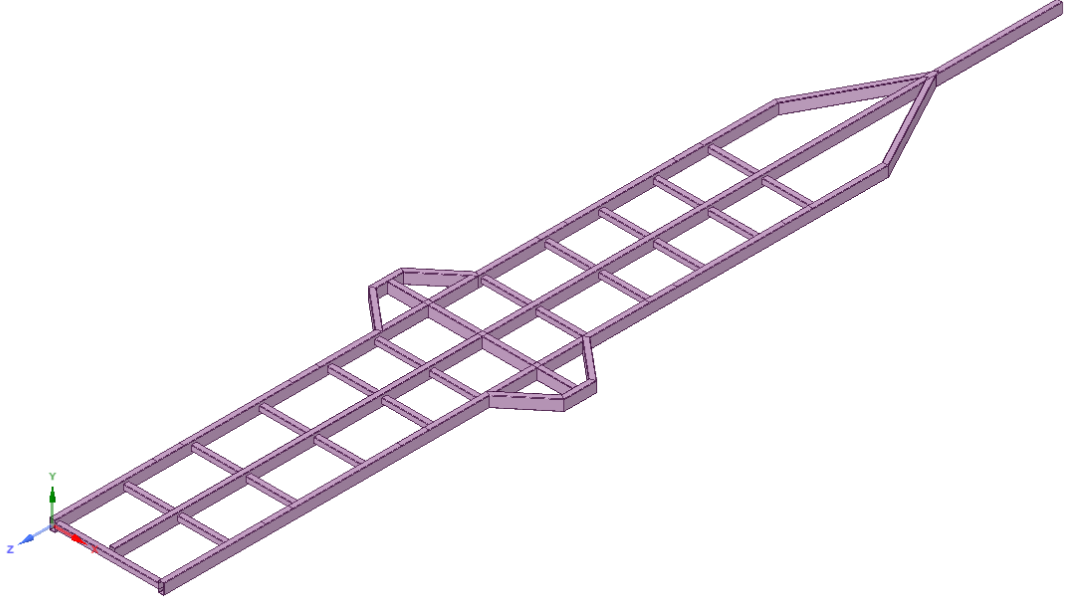
Analiz sonuçları sadece en yüksek gerilme değeri üzerinden değil aynı zamanda sınır değerın üstüne ne kadarlık bir alanda çıktığı ile de yorumlanması gerekir. Tasarım, analiz ve mesh hatalarından kaynaklı noktasal diyebileceğimiz hatalar kabul sınırları içerisinde değerlendirilebilirken V0 tasarımın malzeme akma mukavemet değerini sınır kabul edilerek tekrar haritalandırıldığında büyük bir bölümün sınırların dışında çok yüksek gerilime maruz kaldığını göstermektedir. Resim 3.15'te 355MPa sınır ile tekrar görselleştirilen analiz çıktısı sunulmuştur. Analiz çıktısı ilgili sınır tasarımın odaklanmış bir bölümünde geniş alana yayıldığını göstermiştir.



Resim 3.15. V0 tasarım 350 MPa sınırını aşan bölgeler

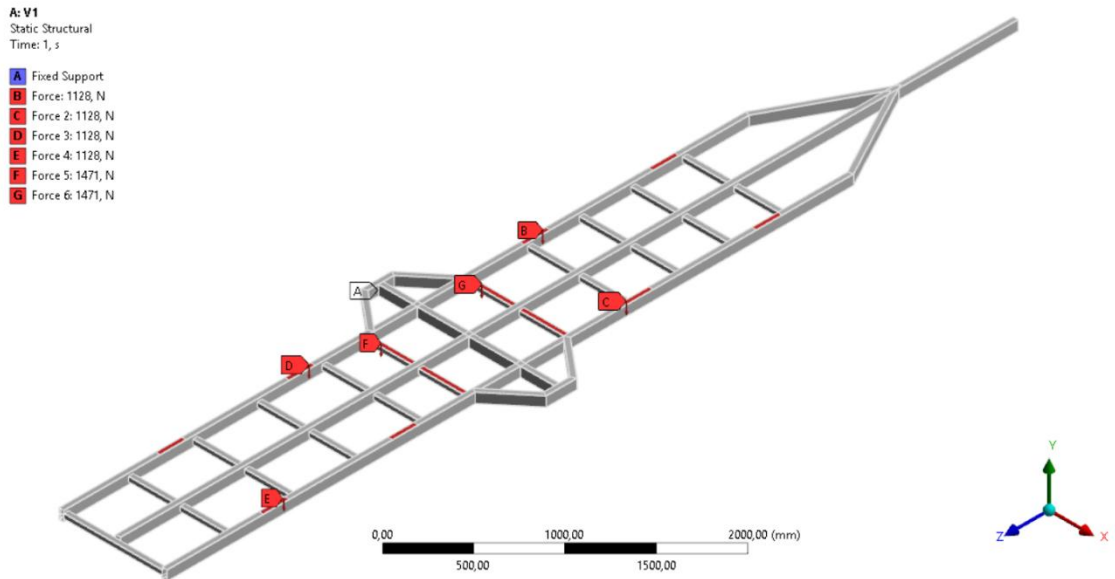
Tasarım yeniden gözden geçirilerek V1 tasarım için öncelikle analiz sonuçları doğrultusunda dingil sabitleme bölgesi ve şasi kanatlarının eksenel mesafesi nedeniyle şasi kanatlarının sadece eğilme değil aynı zamanda uygulanan yükler nedeniyle burulmaya da zorlandığı, burulmaya ve eğilmeye zorlayan kuvvetler nedeniyle dingil sabitleme bölgesinde gerilim yığılmalarının olduğu gözlemlenmiştir. Bunun önüne geçebilmek için şasi kanat açıklıklarının 800mm'den 1100mm'ye çıkarılmıştır ve dingil ardında kalan bölgeler için orta şasi kanadının eklenmesi ve dingil bölgesinin yanal ve çapraz şasi traversleri ile güçlendirilmesine karar verilmiştir. Orta şasi kanadı için, şasi traversleri ile aynı profil kullanılmıştır. Şasi kanatları aralıkları 800mm'den 1100 mm'ye yükseltilerek dingil sabit mesnedinin eksenine yaklaştırılmıştır. Bu doğrultuda

Solidworks programı yardımı ile resim 3.16’da gösterilen tasarım V1 değişiklikleri de içinde barındıracak şekilde revize edilmiştir. Revizyon, kutu profil ölçüleri ve cidar kalınlıkları ile kullanılan malzemede değişiklik yapılmadan uygulanmıştır.



Resim 3.16. V1 şasi tasarımı

Tüm analiz girdileri, V0 tasarım için uygulanan yükler, sabit mesnetler ve malzeme bilgileri aynı kalmak koşulu ile analiz girdisi olarak tanımlanmıştır. (Resim 3.17).



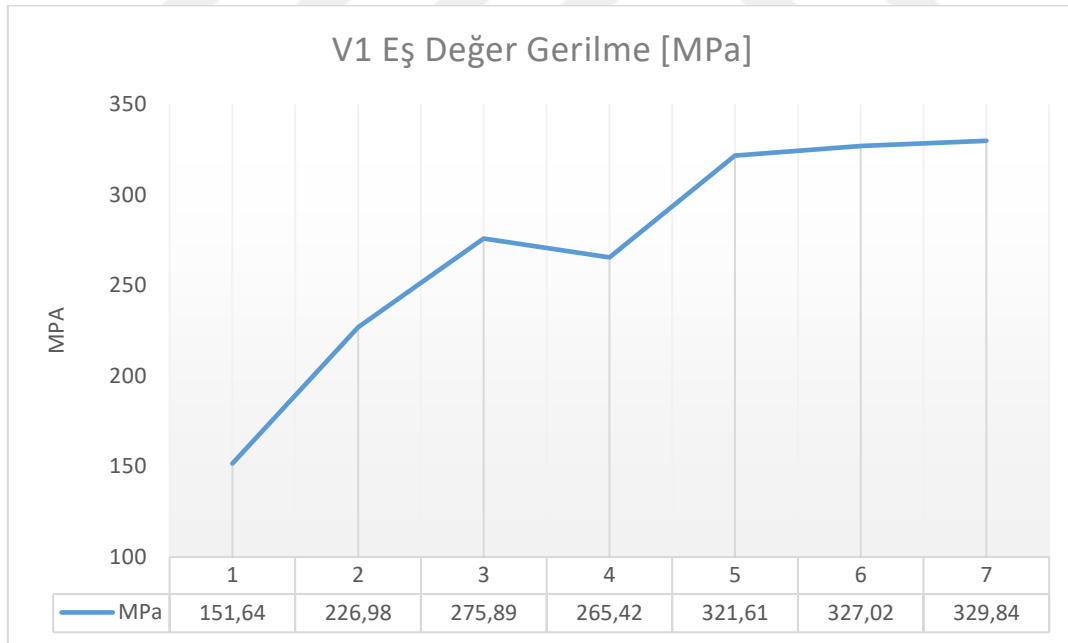
Resim 3.17. V1 tasarım yük tanımlamaları

Tüm analiz girdileri ve ayarlar tamamlandıktan sonra analiz koşturulmuştur. V1 tasarımının analizinde analiz sonucu eş değer gerilmelerin yakınsaması için farklı mesh boyutlarında düğüm ve eleman sayıları artırılarak analizler tekrarlanmış ve çizelge 3.6’da aktarıldığı şekilde yakınsama sağlandıktan sonra 7 nolu analiz sonucu kabul edilmiştir.

Çizelge 3.6. mesh parametrelerine bağlı eşdeğer gerilme ve yer değiştirme değerleri

Analiz No (V1)	Düğüm Sayısı	Eleman Sayısı	Eş Değer Gerilme [Mpa]	Yer Değiştirme [mm]	% Değişim Eş Değer Gerilme	% Değişim Yer Değiştirme
1	116813	61622	151,64	21,96		
2	279800	145926	226,98	27,55	49,68%	25,46%
3	514092	261717	275,89	30,75	21,55%	11,62%
4	580538	294851	265,42	31,58	-3,79%	2,70%
5	658511	334397	321,61	31,01	21,17%	-1,80%
6	754955	382898	327,02	31,30	1,68%	0,94%
7	945514	477479	329,84	33,12	0,86%	5,81%

Eş değer gerilmelerin yakınsama grafiği Çizelge 3.7’de gösterilmiştir.



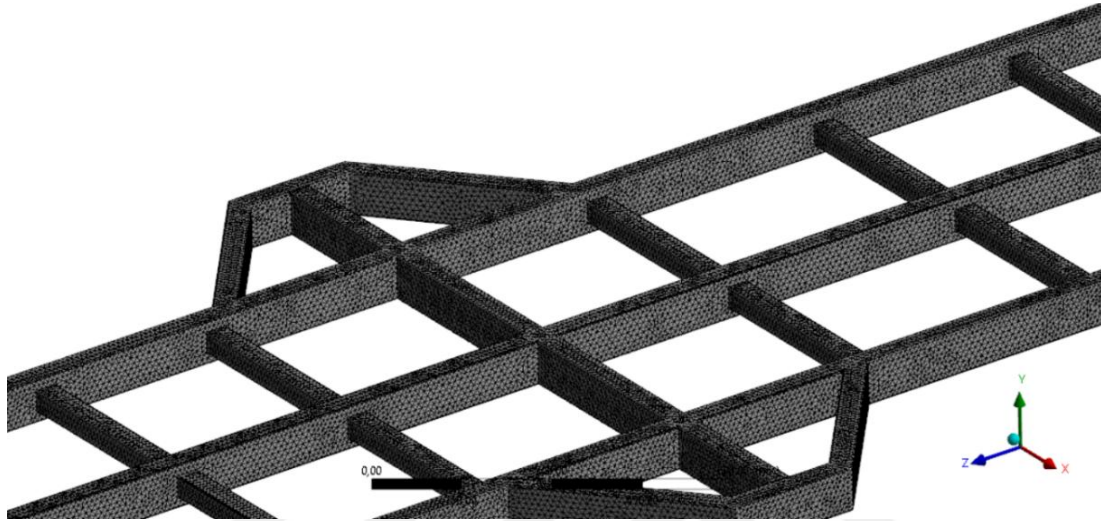
Çizelge 3.7. Eş değer gerilme grafiği

Yakınsanan mesh ağlarının ve kabul edilen analizin eleman kalitesi ve skewness değerleri incelenmiş ve kabul sınırlarında olduğu görülmüştür. Çizelge 3.8’te elde edilen değerler gösterilmiştir.

Çizelge3.8. Mesh parametre değerleri

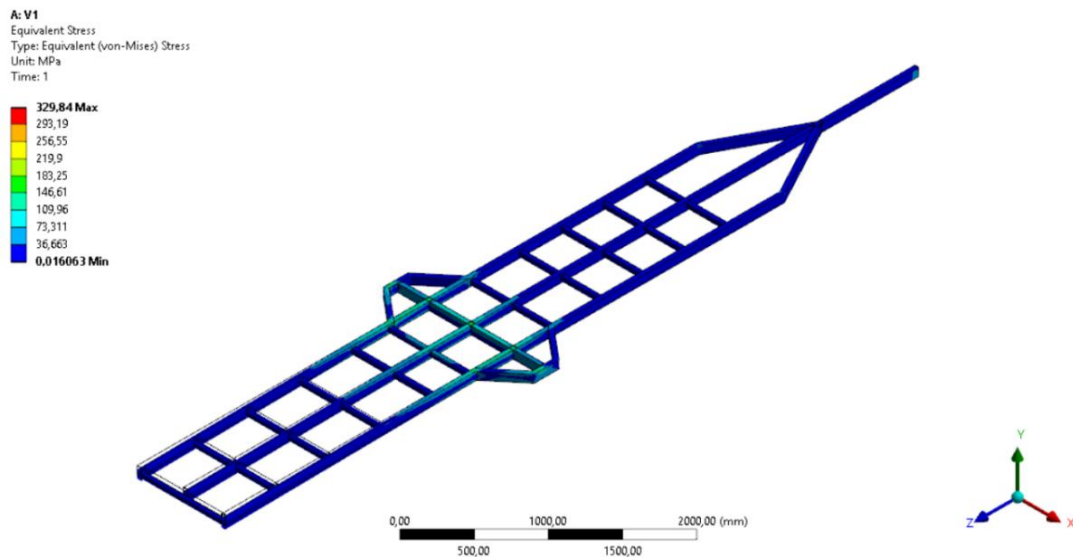
Analiz	Eleman Kalitesi	Skewness	Durum
V1	0,28	0,85	İyi/ kabul edilebilir

Resim 3.18’de mesh ağlarının görünümü aktarılmıştır.



Resim 3.18. V1 tasarım mesh ağları detay görünümü

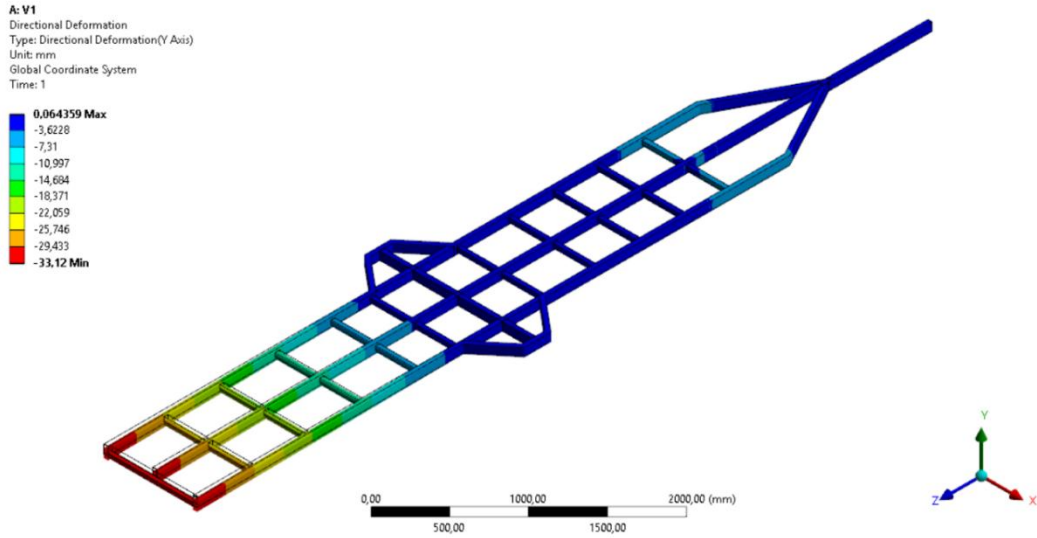
V1 Analizler sonucunda elde edilen sonuçlar irdelendiğinde resim 3.19’de gösterildiği şekli ile gerilmelerin düştüğü,



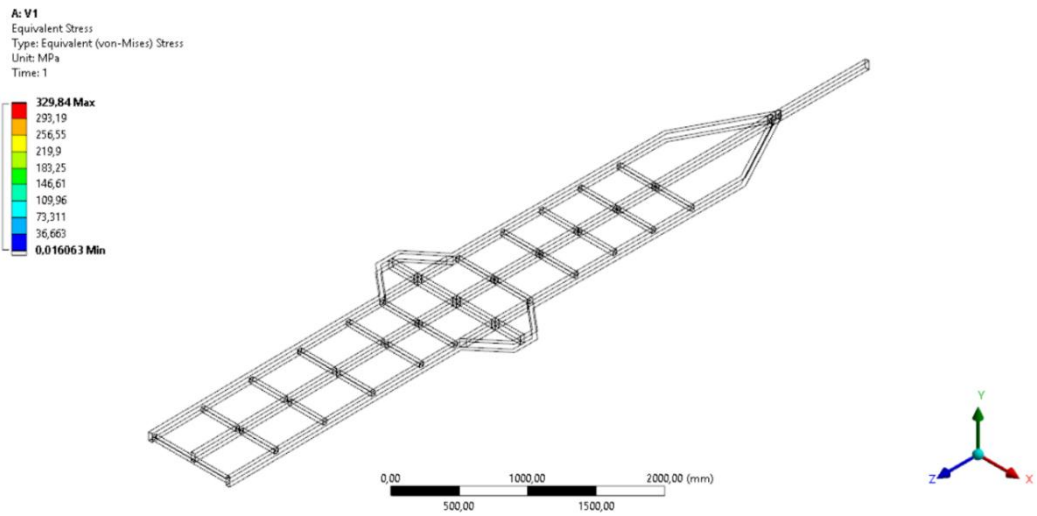
Resim 3.19. V1 tasarım analiz sonucu (eş değer gerilim sonuçları)

Resim 3.20’de gösterilen gibi Y ekseninde yer değiştirme miktarının azaldığı ve bu doğrultuda V1 tasarımın V0 tasarıma oranla iyilenmiş olduğu gözlemlenmiştir.

Analiz sonuçları detaylı incelendiğinde resim 3.21’de gösterilen malzeme akma mukavemet değerini aşan bölgenin olmadığı görülmüştür. Bu doğrultuda eşdeğer gerilim açısından tasarım iyilenmiş olsa dahi Y eksen doğrultusundaki deplasman değeri 33 mm’nin üzerinde olduğu görülmüştür.

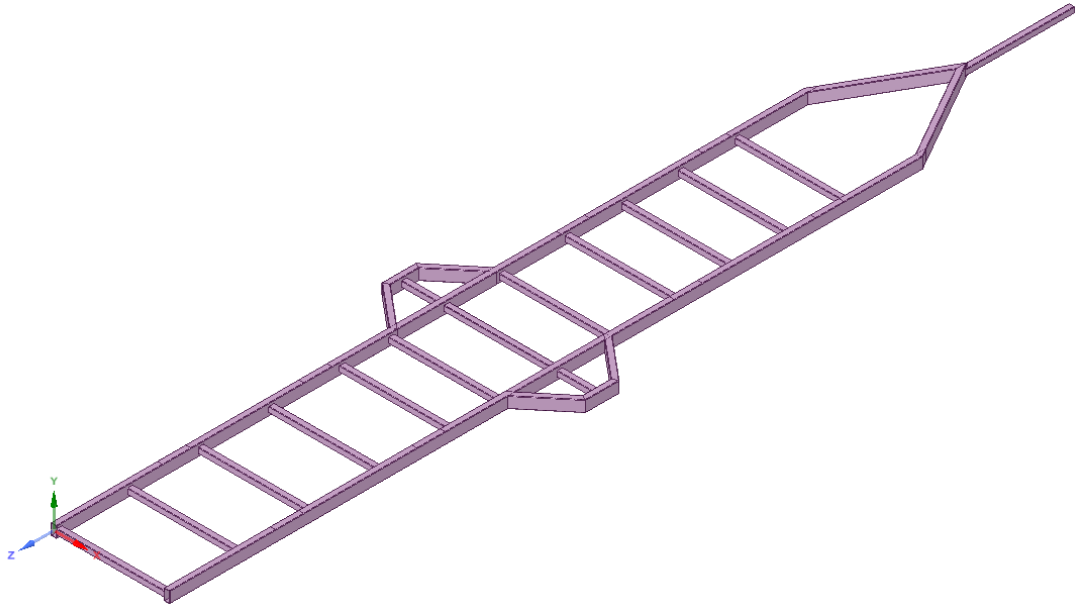


Resim 3.20. V1 tasarım analiz sonucu (Y eksen deformasyonu)



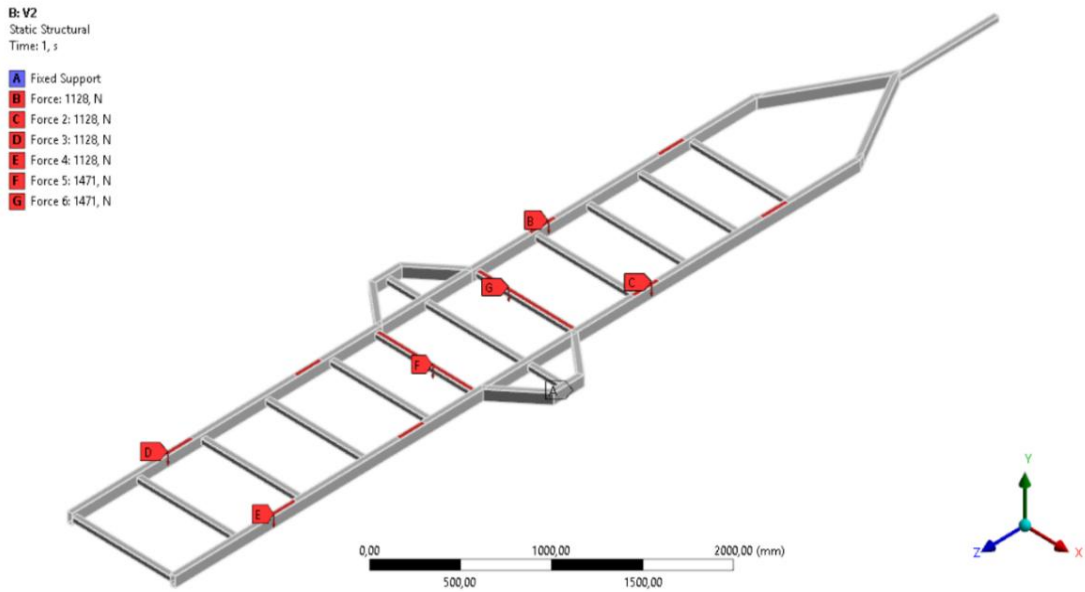
Resim 3.21. V1 tasarım 355 MPa sınırını aşan bölgeler

V1 tasarımın analiz sonuçları incelendikten sonra farklı tasarım yaklaşımlarının analiz sonuçlarına etkisini incelemek amacı ile versiyon 2 (V2) tasarım hazırlanmıştır. Resim 3.22’de gösterildiği gibi, şasi orta kanadı iptal edilmiş ve şasi kanadı profili 80mm x 40mm x 3mm olacak şekilde cidar kalınlığı arttırılmış ve aynı zamanda şasi kanat açıklığı 800mm’ye düşürülmüştür. Şasi travers profil kesitinde ve travers adedinde bir değişiklik yapılmamıştır.



Resim 3.22. V2 şasi tasarımı

V2 versiyon tasarım yine ANSYS programı üzerinden analiz edilmiş, malzeme bilgisi, yükler, sabitleme noktaları resim 3.23'te gösterildiği gibi önceki analizler ile birebir aynı tutulmuştur.



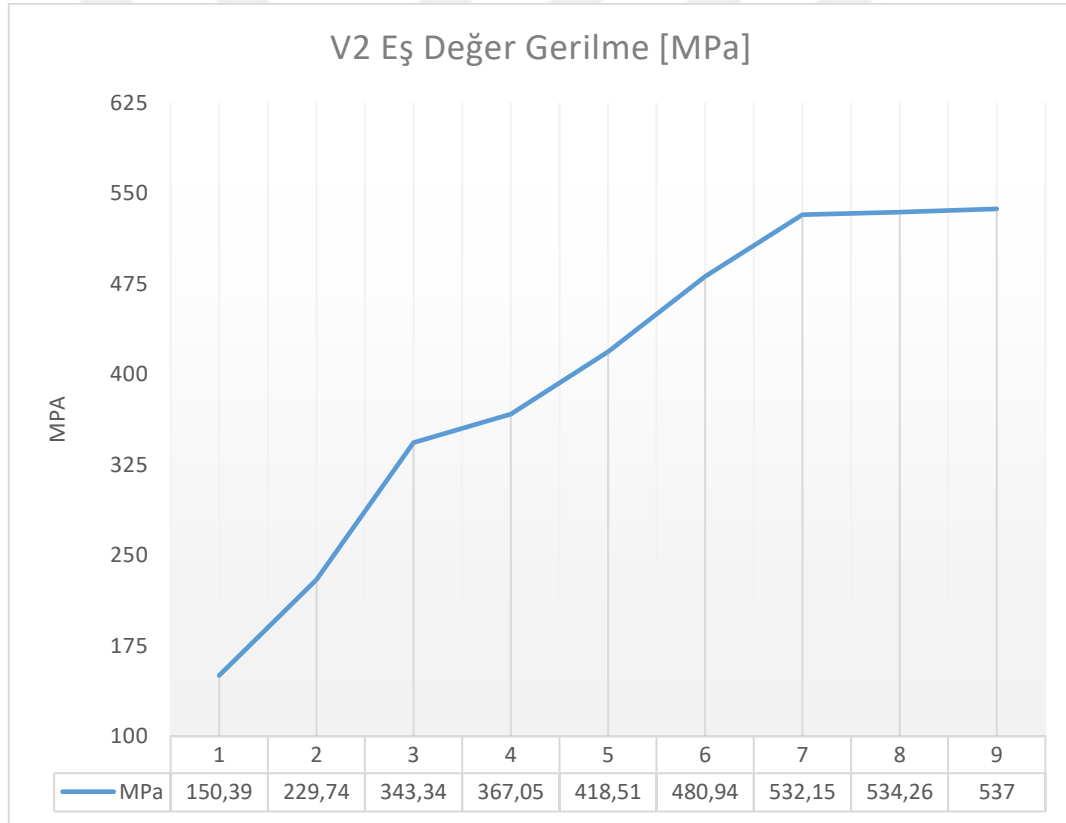
Resim 3.23. V2 tasarım yük tanımlamaları

V0 ve V1 tasarımların analiz kurgusunda olduğu gibi tüm analiz girdileri ve ayarlar tamamlandıktan sonra analiz koşturulmuştur. V2 tasarımın analizinde de farklı mesh boyutları değerlendirilerek eş değer gerilmelerin yakınsaması sağlanmış ve çizelge 3.9'da aktarıldığı gibi 9 nolu analiz sonucu kabul edilmiştir.

Çizelge 3.9. mesh parametrelerine bağlı eşdeğer gerilme ve yer değiştirme değerleri

Analiz No (V2)	Düğüm Sayısı	Eleman Sayısı	Eş Değer Gerilme [Mpa]	Yer Değiştirme [mm]	%Değişim Eş Değer Gerilme	%Değişim Yer Değiştirme
1	89700	47020	150,39	23,85	-	-
2	204058	104805	229,74	26,51	52,8%	11,2%
3	281177	144854	343,34	27,16	49,4%	2,5%
4	430370	217684	367,05	27,99	6,9%	3,1%
5	569897	289721	418,51	28,06	14,0%	0,3%
6	667414	341457	480,94	28,18	14,9%	0,4%
7	882364	449386	532,15	28,41	10,6%	0,8%
8	1006205	509670	534,26	28,53	0,4%	0,4%
9	1296067	655909	537	28,7	0,5%	0,6%

Eş değer gerilmelerin yakınsama grafiği çizelge 3.10'te gösterilmiştir.



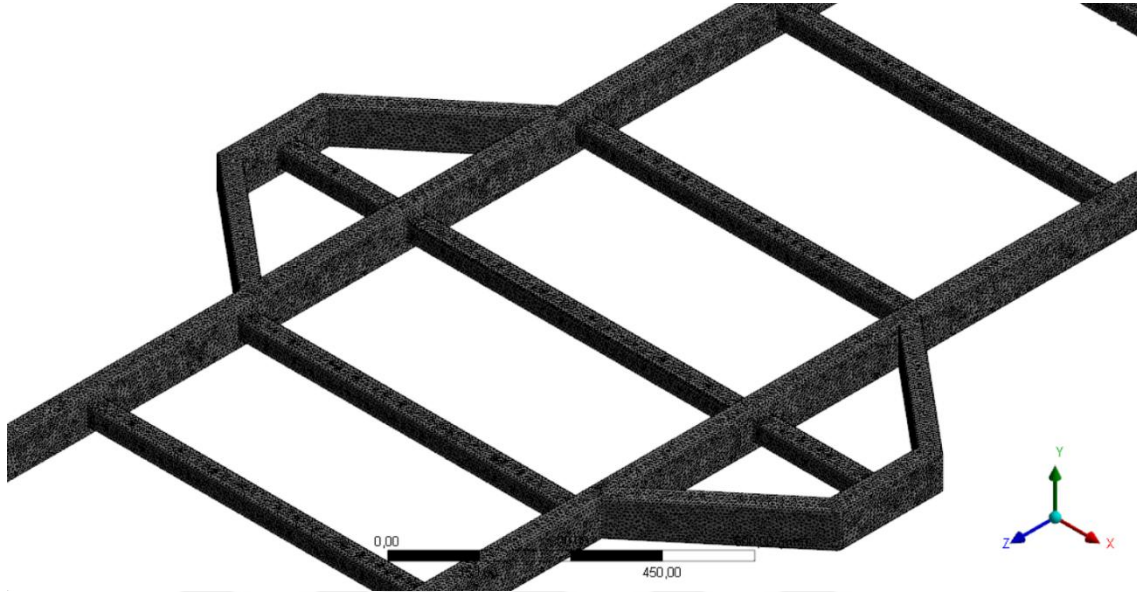
Çizelge 3.10. Eş değer gerilme grafiği

Mesh eleman kalitesi ile skewness değerleri ve durumu çizelge 3.11'de aktarılmıştır.

Çizelge 3.11. Mesh parametre değerleri

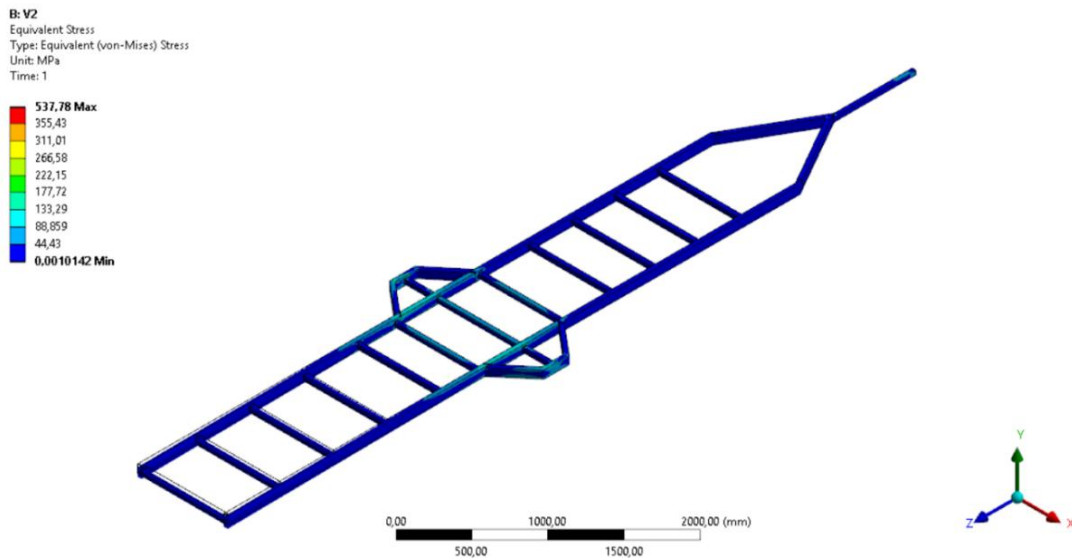
Analiz	Eleman Kalitesi	Skewness	Durum
V2	0,52	0,62	İyi

Mesh detay görseli resim 3.24.'de gösterilmiştir.

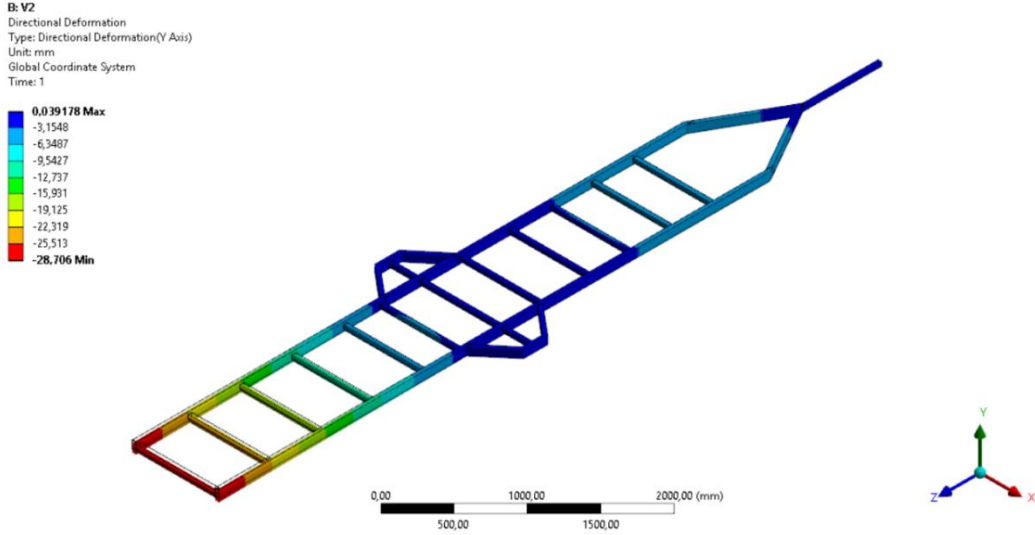


Resim 3.24. V2 tasarım mesh ağları detay görünümü

V2 Analizler sonuçları incelendiğinde resim 3.25'te gösterilen maksimum eş değer gerilmenin arttığı (537,78 MPa), Resim 3.26'de gösterilen gibi Y ekseninde şasi deformasyonunun azaldığı (28,70 mm) miktarının azaldığı ve bu doğrultuda V2 tasarımın V1 tasarım ile kıyaslandığında deformasyon açısından daha rijit ancak maksimum eş değer gerileme açısından rijitliğinin bozulduğu gözlemlendi.

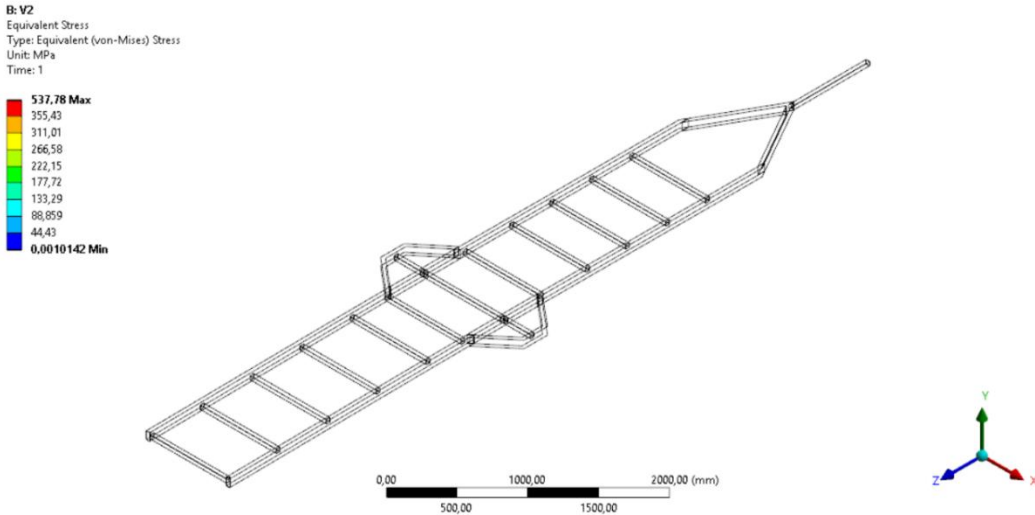


Resim 3.25. V2 tasarım analiz sonucu (eş değer gerilim sonuçları)



Resim 3.26. V2 tasarım analiz sonucu (Y eksen deformasyonu)

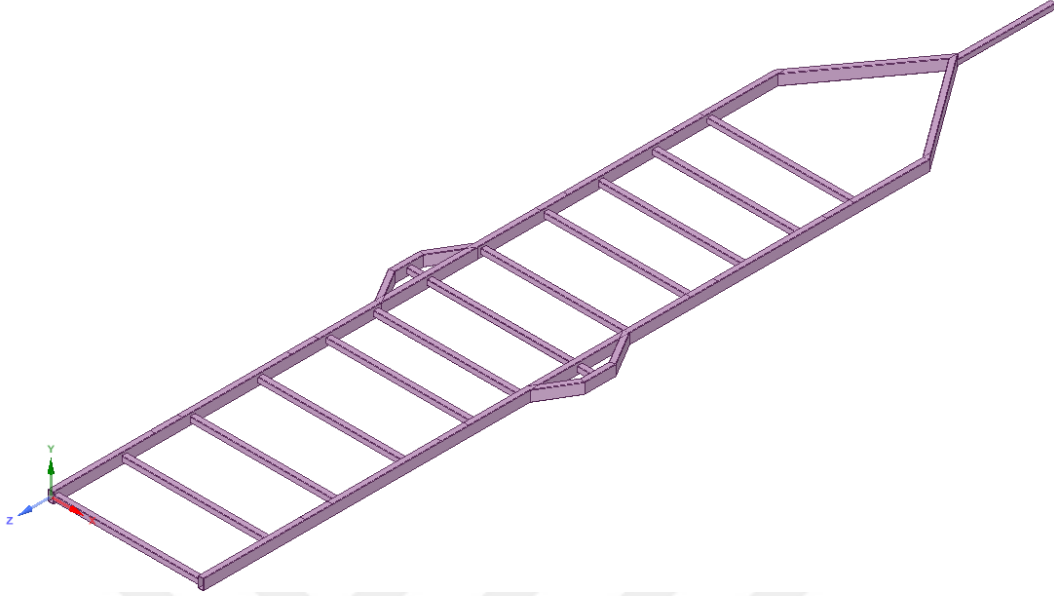
Analiz sonucu detaylı incelendiğinde resim 3.27’da gösterilen malzeme akma mukavemet değerinde noktasal aşımaların olduğu görülmüştür. Noktasal gerilim yığılmaları tasarımın tümünü etkilemeyecektir ancak bileşim noktalarında olması Y eksenini doğrultusundaki deplasman değeri iyilenmiş olsa dahi eşdeğer gerilim açısından tasarım yenilenmesine karar verilmiştir.



Resim 3.27. V2 tasarım 355 MPa sınırını aşan bölgeler

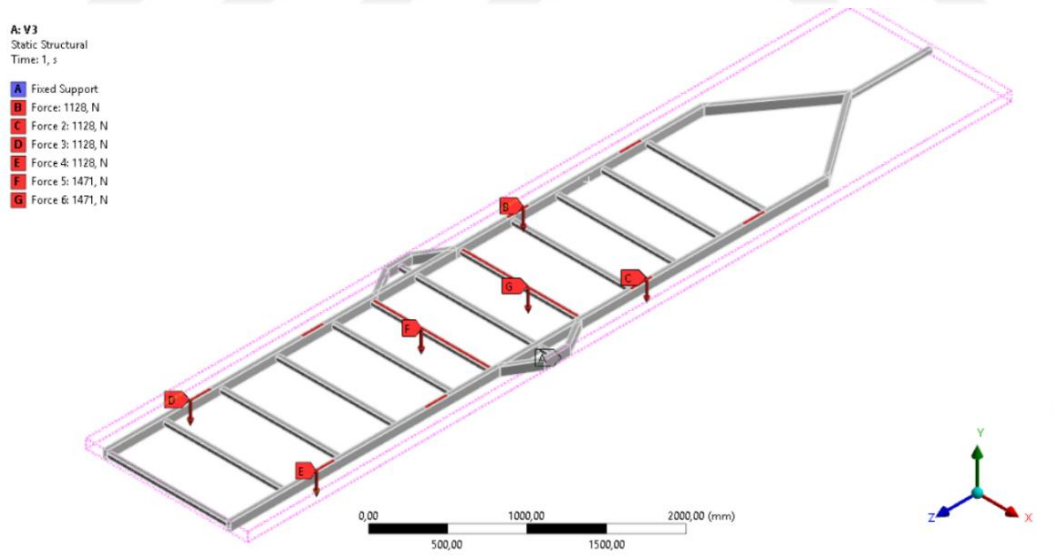
Versiyon 3 (V3) tasarım ile hem deplasman hem de maksimum eş değer gerilme düşürülmek amacı ile öncelikle şasi kanat açıklığı tekrar 800mm’den 1100mm’ye çıkarılmıştır. Orta destek şasi kanadının analiz sonuçları doğrultusunda etkisinin profil kesitleri kadar etkili olmadığının görülmesi nedeniyle V3 tasarımda orta destek şasi kanadı kullanılmamıştır. Şasi kanadının genişliğinin arttırılması sonrası toplam şasi ağırlık parametresinin korunması amacı ile kullanılan şasi kanadı profili

80mmx40mmx2,75mm seçilmiştir. Tasarım değişiklikleri sonrası resim 3.28’de sunulan şasi tasarımı elde edilmiştir.



Resim 3.28. V3 şasi tasarımı

Karşılaştırmalı analizin verimli olması nedeniyle V0, V1 ve V2 tasarımların analizlerinde kullanılan analiz girdileri değişiklik yapılmadan V3 içinde kurgulanmıştır. Yük tanımlamaları resim 3.29.’de gösterilmiştir.



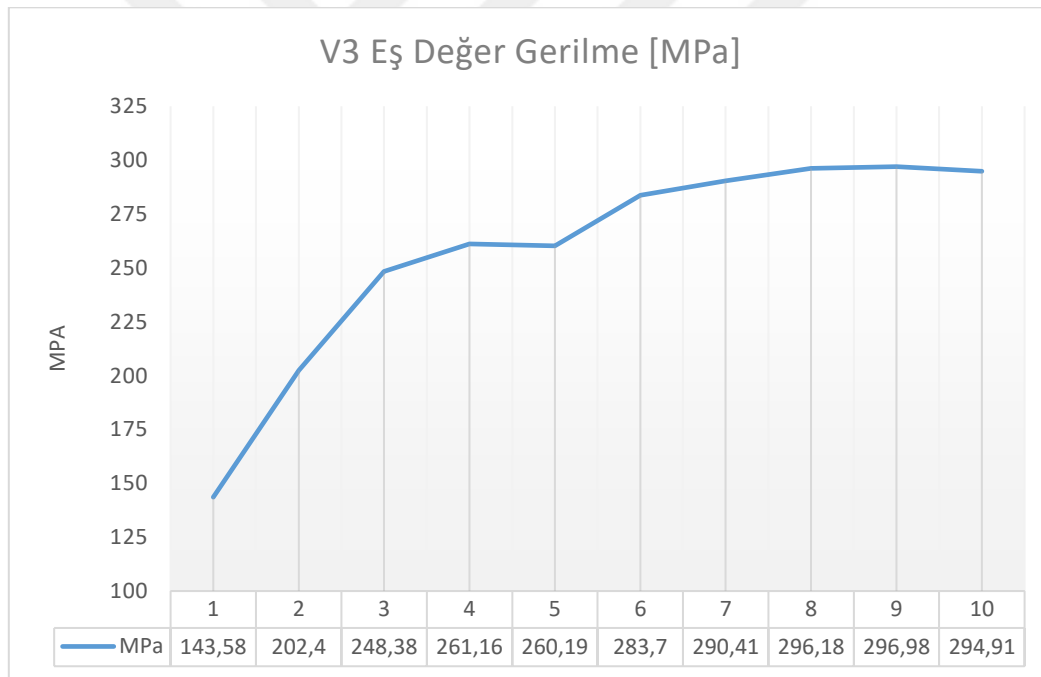
Resim 3.29. V3 tasarım yük tanımlamaları

Tüm analiz girdileri ve ayarlar tamamlandıktan sonra farklı mesh boyutlarında düğüm ve elaman sayıları artırılarak analizler tekrar koşturulmuş ve V2 tasarımın analizinde analiz sonucu eş değer gerilmelerin yakınsadığı görülmüştür. Çizelge 3.12’de aktarıldığı şekilde yakınsama sağlandıktan sonra 10 nolu analiz sonucu kabul edilmiştir.

Çizelge 3.12. mesh parametrelerine bağlı eşdeğer gerilme ve yer değiştirme değerleri

Analiz No	Düğüm Sayısı	Eleman Sayısı	Eş Değer Gerilme [Mpa]	Yer Değiştirme [mm]	%Değişim Eş Değer Gerilme	%Değişim Yer Değiştirme
1	60142	31638	143,58	21,10	-	-
2	100802	52760	202,4	21,42	40,97%	1,52%
3	229231	118278	248,38	23,31	22,72%	8,82%
4	311737	161122	261,16	23,68	5,15%	1,59%
5	467370	236302	260,19	24,40	-0,37%	3,04%
6	619794	314964	283,7	24,40	9,04%	0,00%
7	708583	359759	290,41	24,50	2,37%	0,41%
8	988354	499547	296,18	24,71	1,99%	0,86%
9	1010005	511367	296,98	24,67	0,27%	-0,16%
10	1309117	662079	294,91	24,80	-0,70%	0,53%

Eş değer gerilmelerin yakınsama grafiği çizelge 3.13'te gösterilmiştir.



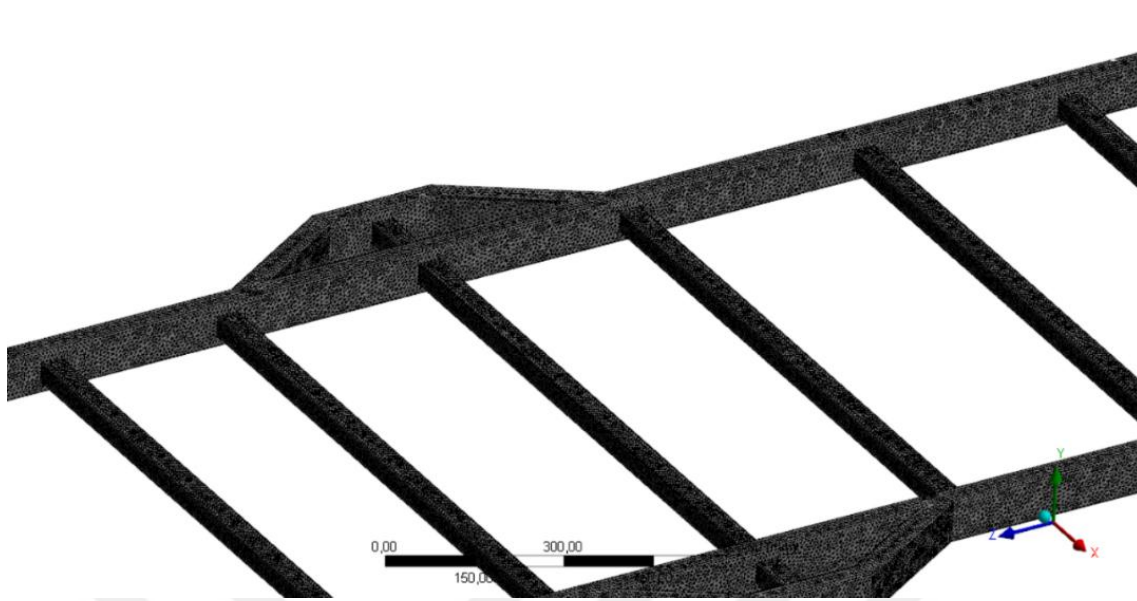
Çizelge 3.13. Eş değer gerilme grafiği

Kabul edilen analiz doğrultusunda oluşturulan meshin eleman kalitesi ile skewness değerleri ve durumu çizelge 3.14'te aktarılmıştır.

Çizelge 3.14. Mesh parametre değerleri

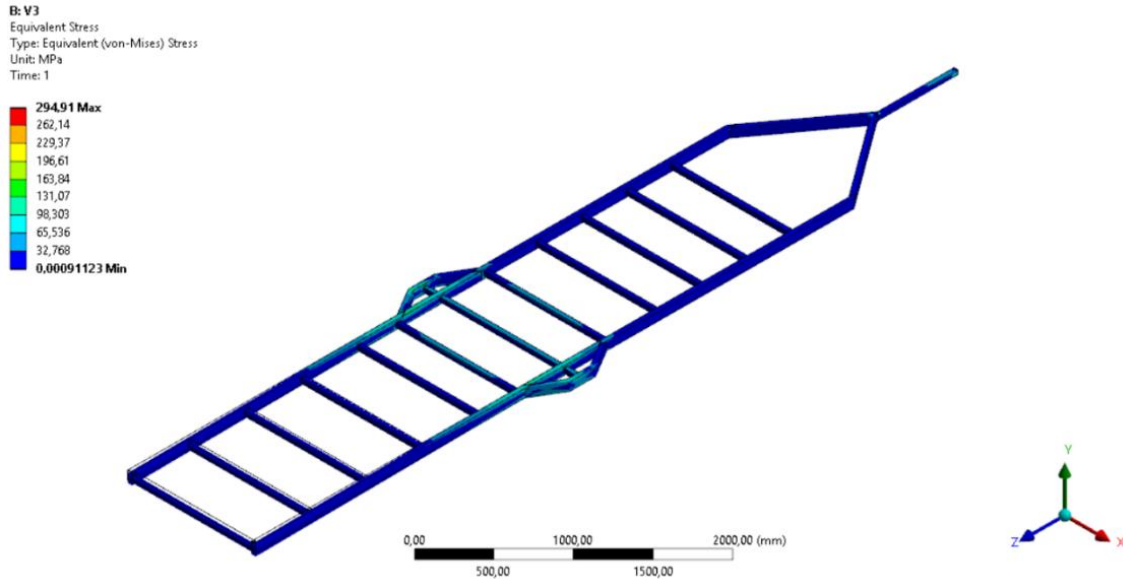
Analiz	Eleman Kalitesi	Skewness	Durum
V3	0,47	0,67	İyi

V3 tasarımının için örülen mesh ağı resim 3.30'te gösterilmiştir.



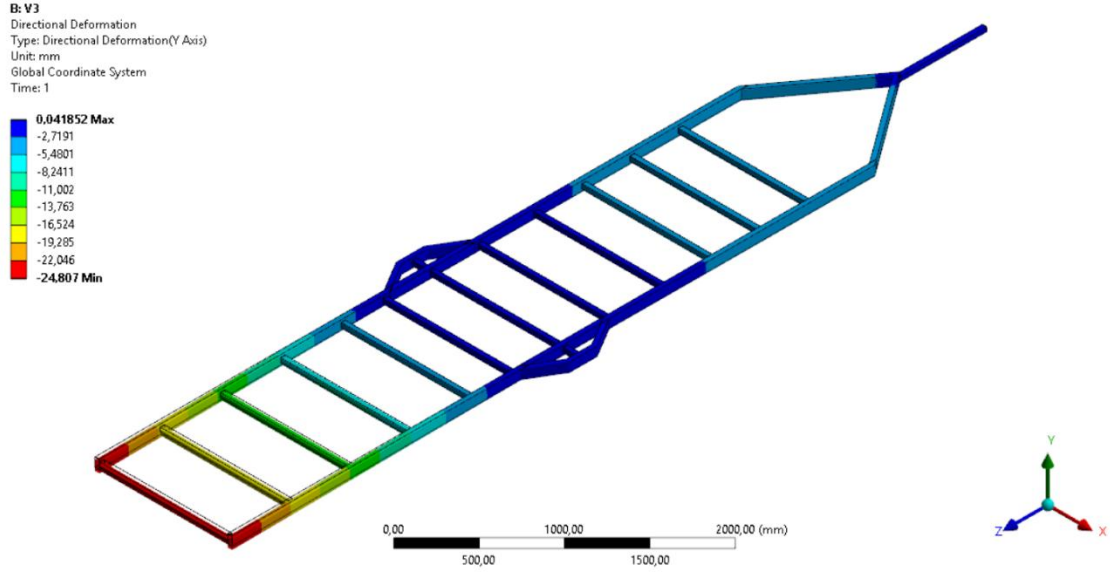
Resim 3.30. V3 tasarım mesh ağları detay görünümü

V3 tasarım analiz sonuçları irdelendiğinde hem maksimum eş değer gerilmenin hem de Y eksenli deplasmanının V2 tasarıma ve hatta diğer tüm versiyonlara oranla en iyi tasarım olduğu görülmektedir. Resim 3.31.'te eş değer gerilme haritası sunulan tasarımın maksimum eş değer gerilmenin (294,91Mpa) en düşük tasarım olduğu görülmektedir.



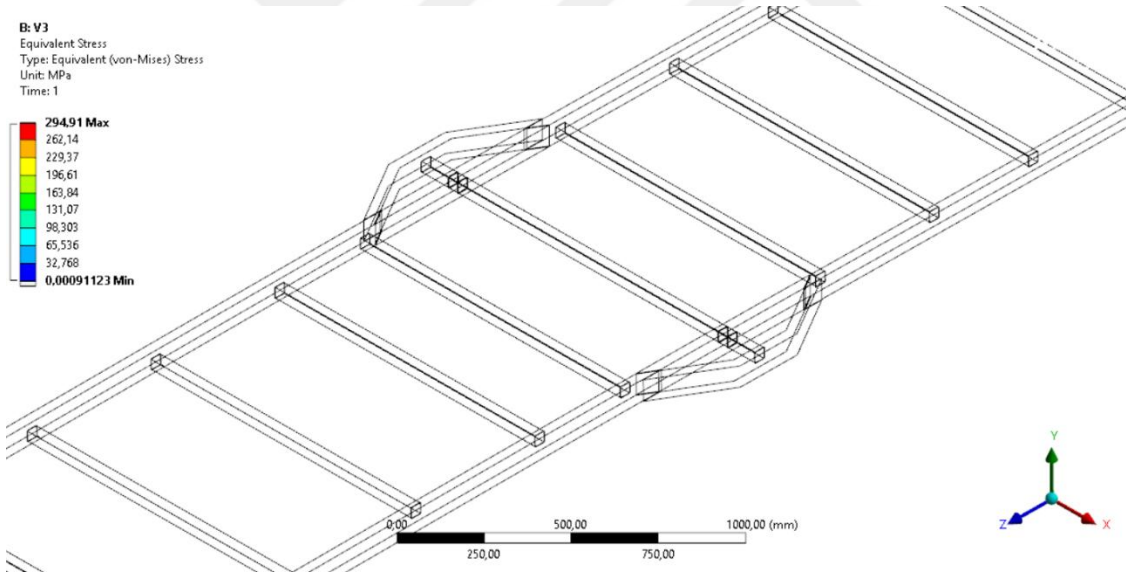
Resim 3.31. V3 tasarım analiz sonucu (eş değer gerilim sonuçları)

Resim 3.32'te gösterilen Y eksenli deformasyonun haritası incelendiğinde tüm tasarımlar içerisinde en iyi sonucun (24,80 mm) elde edildiği tasarım olmuştur.



Resim 3.32. V3 tasarım analiz sonucu (Y eksen deformasyonu)

Analiz sonucu detaylı incelendiğinde (resim 3.33) malzeme akma dayanımını aşan herhangi bir noktanın olmadığı görülmektedir.

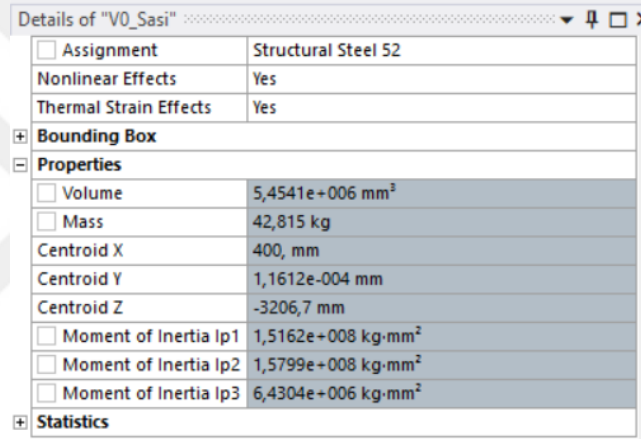


Resim 3.33. V3 tasarım 355 MPa sınırını aşan bölgeler

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

4.1. Analiz Sonuçları ve Optimum Tasarım

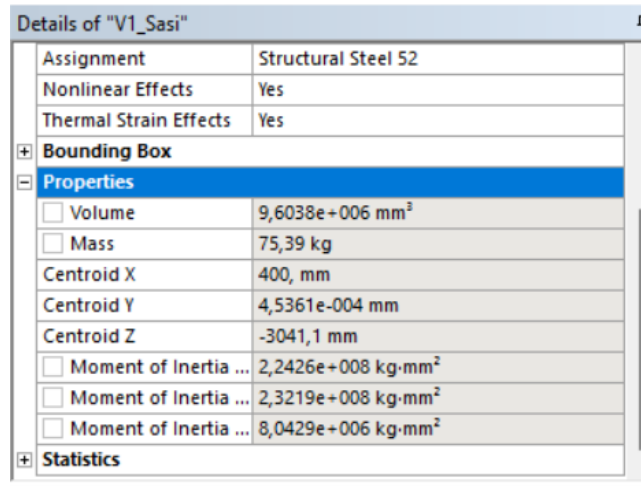
Tasarlanan tüm şasi versiyonları için şasi ağırlık bilgileri değerlendirildiğinde tasarım kriteri olan maksimum izin verilen ağırlığın (93,5 Kg) aşılmadığı gözlemlenmiştir. Resim 4.1’de ANSYS programından alınan V0 tasarım şasi ağırlık bilgileri gösterilmiştir.



Details of "V0_Sasi"	
Assignment	Structural Steel 52
Nonlinear Effects	Yes
Thermal Strain Effects	Yes
+ Bounding Box	
- Properties	
Volume	5,4541e+006 mm ³
Mass	42,815 kg
Centroid X	400, mm
Centroid Y	1,1612e-004 mm
Centroid Z	-3206,7 mm
Moment of Inertia Ip1	1,5162e+008 kg·mm ²
Moment of Inertia Ip2	1,5799e+008 kg·mm ²
Moment of Inertia Ip3	6,4304e+006 kg·mm ²
+ Statistics	

Resim 4.1. V0 tasarım ağırlık bilgisi

Resim 4.2’de ANSYS programından alınan V1 tasarım şasi ağırlık bilgileri gösterilmiştir.



Details of "V1_Sasi"	
Assignment	Structural Steel 52
Nonlinear Effects	Yes
Thermal Strain Effects	Yes
+ Bounding Box	
- Properties	
Volume	9,6038e+006 mm ³
Mass	75,39 kg
Centroid X	400, mm
Centroid Y	4,5361e-004 mm
Centroid Z	-3041,1 mm
Moment of Inertia ...	2,2426e+008 kg·mm ²
Moment of Inertia ...	2,3219e+008 kg·mm ²
Moment of Inertia ...	8,0429e+006 kg·mm ²
+ Statistics	

Resim 4.2. V1 tasarım ağırlık bilgisi

Resim 4.3'te ANSYS programından alınan V2 tasarım şasi ağırlık bilgileri gösterilmiştir.

Reference Temperature	By Environment
Behavior	None
+ Material	
+ Bounding Box	
- Properties	
☐ Volume	1,1683e+007 mm ³
☐ Mass	91,713 kg
Centroid X	400, mm
Centroid Y	3,5584e-004 mm
Centroid Z	-2986,3 mm
☐ Moment of Inertia ...	2,5807e+008 kg·mm ²
☐ Moment of Inertia ...	2,7191e+008 kg·mm ²
☐ Moment of Inertia ...	1,3969e+007 kg·mm ²
+ Statistics	

Resim 4.3. V2 tasarım ağırlık bilgisi

Resim 4.4'te ANSYS programından alınan V3 tasarım şasi ağırlık bilgileri gösterilmiştir.

+ Graphics Properties	
+ Definition	
+ Material	
+ Bounding Box	
- Properties	
☐ Volume	1,1616e+007 mm ³
☐ Mass	91,185 kg
Centroid X	549,99 mm
Centroid Y	2,4974e-004 mm
Centroid Z	-2991,1 mm
☐ Moment of Inertia ...	2,6617e+008 kg·mm ²
☐ Moment of Inertia ...	2,8773e+008 kg·mm ²
☐ Moment of Inertia ...	2,1687e+007 kg·mm ²
+ Statistics	

Resim 4.4. V3 tasarım ağırlık bilgisi

Tez çalışmamızın en önemli tasarım sınır koşullarından olan ağırlık, tüm tasarımlarda karşılanmıştır. Bir diğer tasarım sınır koşulu olan statik dayanım ve deformasyon için hazırlanan çizelge 4.1 değerlendirmeye alınmış ve sonuç olarak V3 tasarımın ağırlık sınır koşulunu sağladığı ve eş değer gerilme ve deformasyon açısından daha rijit bir tasarım olduğu görülmüştür.

Çizelge 4.1'e göre; V0 ve V1 tasarımları karşılaştırıldığında travers adedinin arttırılması, orta destek şasisinin konulması ve şasi kanat açıklığının arttırılması statik açıdan şasiyi daha rijit kılmıştır. Bu üç parametrenin tek tek etkisi diğer tasarım değişiklikleri ve analiz sonuçları ile yorumlanmıştır.

Çizelge 4.1 Tasarım parametreleri ve analiz sonuçları tablosu

Tasarım	Şasi kanadı profil Kesiti [mm]	Şasi Travers Kesiti [mm]	Travers Adedi	Destek Orta Şasi Kanadı	Şasi Kanadı Açıklığı [mm]	Şasi Ağırlık [Kg]	Eş Değer Gerilme (Von Mises) [Mpa]	Y Eksenli maksimum yer değiştirme [mm]
V0	80x40x1,5	40x40x1,5	4	Yok	800	42,815	2479,10	211,07
V1	80x40x1,5	40x40x1,5	12	Var	1100	75,390	329,84	33,12
V2	80x40x3	40x40x1,5	12	Yok	800	91,713	537,78	28,70
V3	80x40x2,75	40x40x1,5	12	Yok	1100	91,185	294,91	24,80

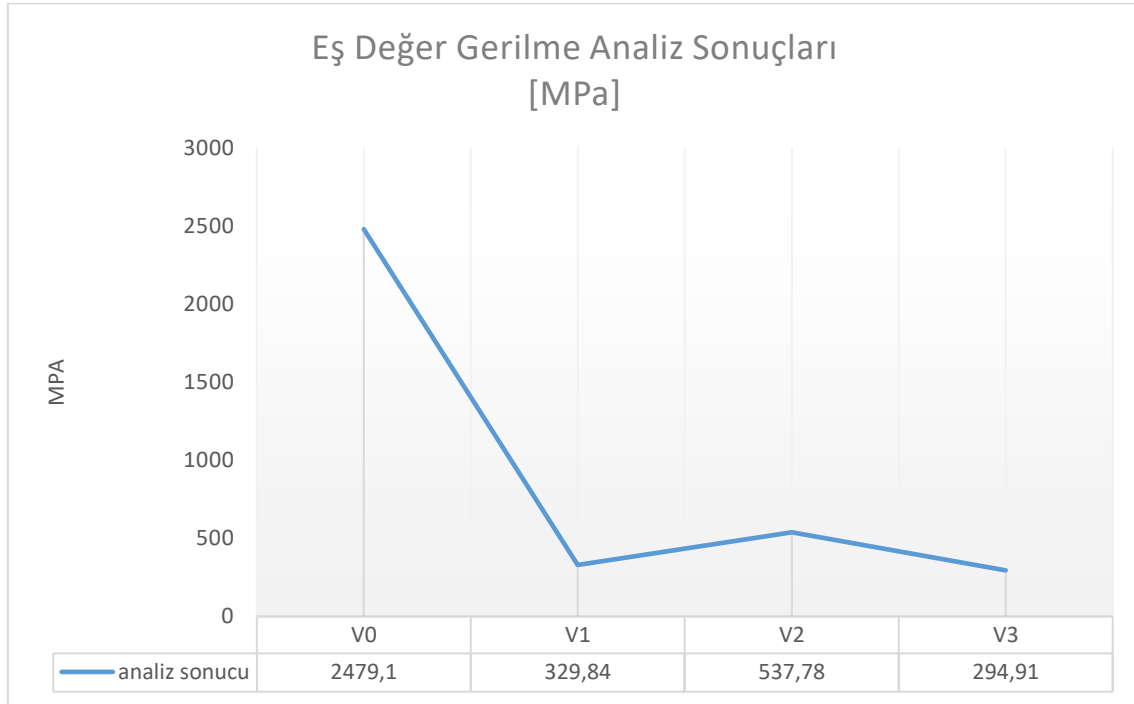
V1 ve V2 tasarımları karşılaştırıldığında V2 şasiden orta destek şasisinin kaldırılması ve şasi kanadının 800mm'ye indirilmesine karşın şasi kanadındaki cidar kalınlığının 3mm'ye çıkarılması ile eş değer gerilmenin arttığı buna karşın Y eksenli deformasyonun düştüğü gözlemlenmiştir. Bu aşamada şasi uygulamalarında deformasyon sorununu gidermek için profil et kalınlıklarını arttırılması gerektiği sonucuna varılmıştır.

V2 ve V3 tasarım parametreleri karşılaştırıldığında şasi kanadı açıklığının arttırılması profil cidar kalınlığının düşürülmesine rağmen hem deformasyon hem de eş değer gerilmeye olumlu etki ettiği ve şasi kanat açıklığının daha kritik bir parametre olduğu görülmüştür. Ayrıca V3 tasarım V2 tasarıma oranla çok az da olsa daha hafif bir şasidir.

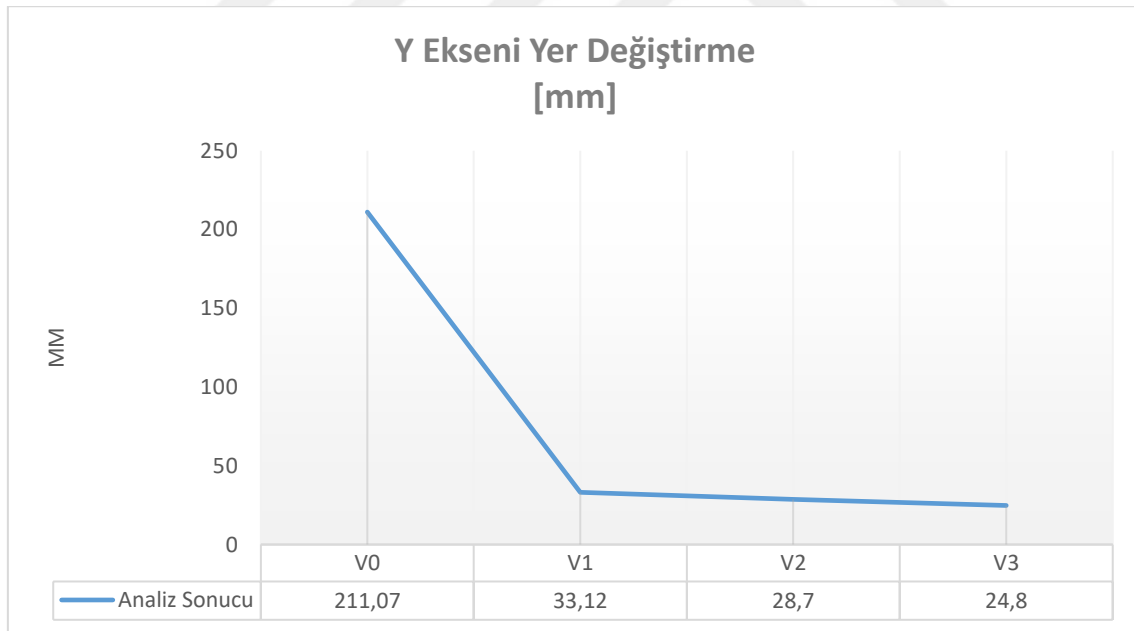
Tüm analiz sonuçları, eşdeğer gerilme sınırını aşan tasarımlarda, yük eksenli ve sabit mesnet eksenlerinin birbirine yaklaştırılması gerilme probleminin giderilmesinde pozitif yönde katkı sağladığını göstermiştir. Aynı zamanda profil cidar kalınlıklarının tek başına arttırılmasının eş değer gerilmeye direkt etkisinin olmadığı tasarım değişikliklerinin gerekebildiğini göstermektedir.

Tasarım versiyonları ve analiz sonuçlarını eş değer gerilme açısından çizelge 4.2'de değerlendirilmiş ve en iyi tasarımın V3 olduğu gözlemlenmiştir. Çizelge 4.3'te Y eksenli deformasyon doğrultusunda analiz sonuçları irdelendiğinde yapılan tüm tasarım revizyonlarının deformasyonu azalttığı ve sürekli iyileştirme yaptığı gözlenmiştir ve V3 tasarımın diğer 3 tasarımdan da iyi olduğu ortaya konmuştur.

Çizelge 4.2. Tasarımların eş değer gerilme analiz sonuçları

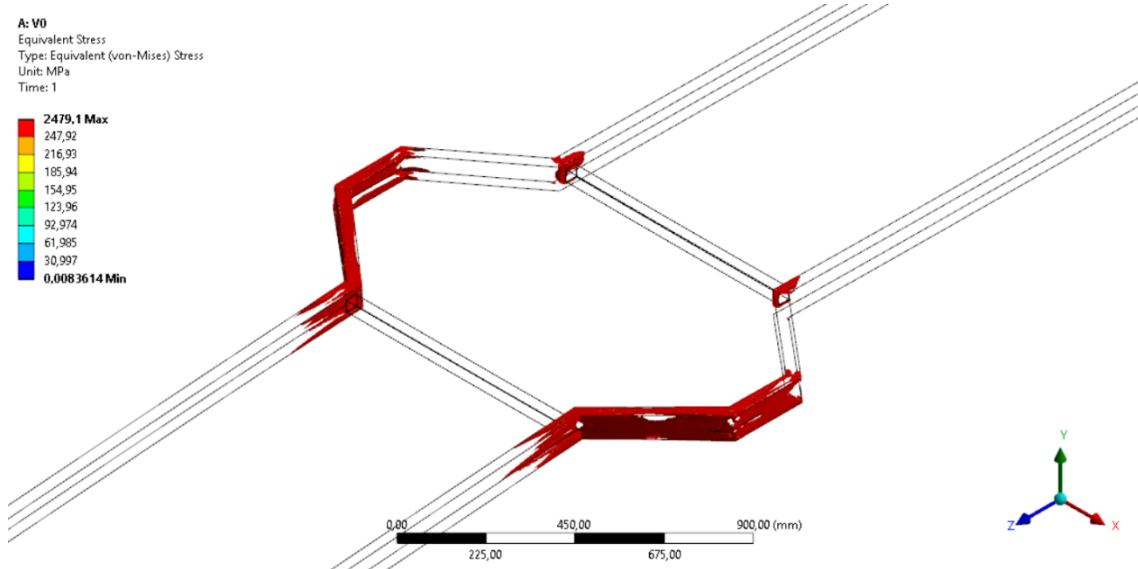


Çizelge 4.3. Tasarımların Y eksen deformasyon analiz sonuçları



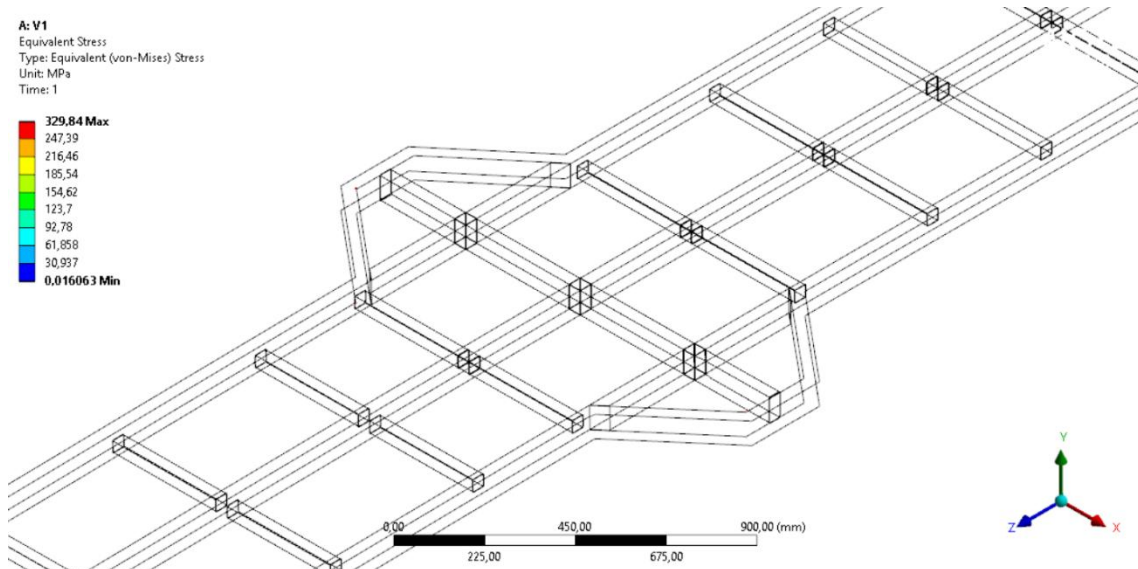
Analiz sonuçları doğrultusunda maksimum eş değer gerilmeler St52 malzemenin akma mukavemet değeri olan 355MPa'ı aşmış olarak görünmesi tümü ile tasarımın uygun olmadığı anlamına gelmemektedir. Akma mukavemet değeri 355 MPa değerinin %70'ine kadar emniyet ile sınır kabul ettiğimizde 250 MPa sınır değerini aşan bölgeler incelenmiş ve V0 tasarım haricinde diğer üç tasarım için de noktasal gerilme

yığılmalarının olduğu görülmüştür. Bu durum aslında mesh ve çözücülerin ve aynı zamanda analiz kurulan üç boyutlu tasarımın getirdiği bir sonuçtur. Kabul kriteri olarak malzemenin akma mukavemet değeri aşan noktaların gerilim haritası incelenmelidir. Resim 4.5'te V0 tasarımın 250 MPa sınır kabulü sonrası oluşan gerilim haritası aktarılmıştır.



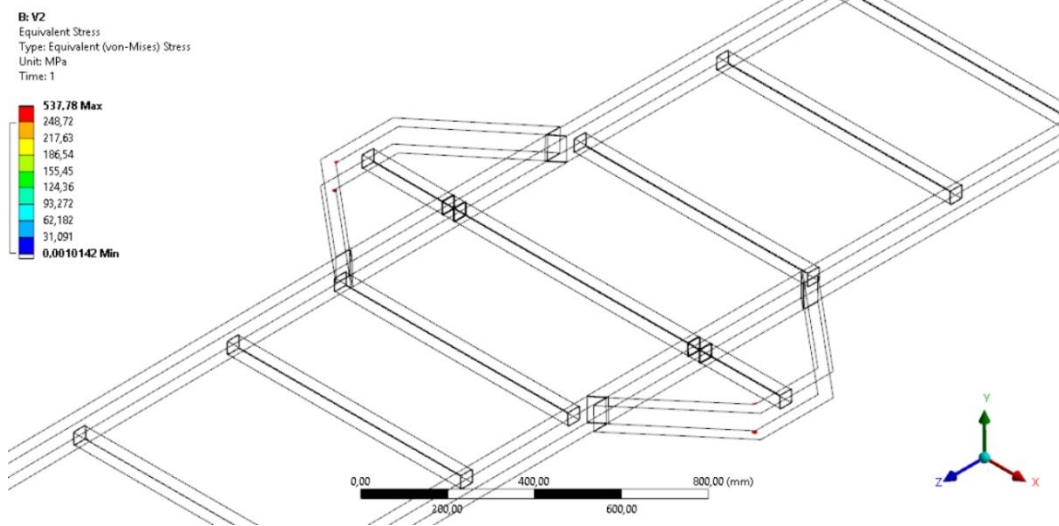
Resim 4.5 V0 tasarım 250 MPa eş değer gerilme sınır aşım bölgeleri

Resim 4.6'da V1 tasarım tayin edilen gerilim sınırların aşan bölgeler haritalanmıştır. V1 tasarımda sınır aşımalarının noktasal olduğu görülmüştür.



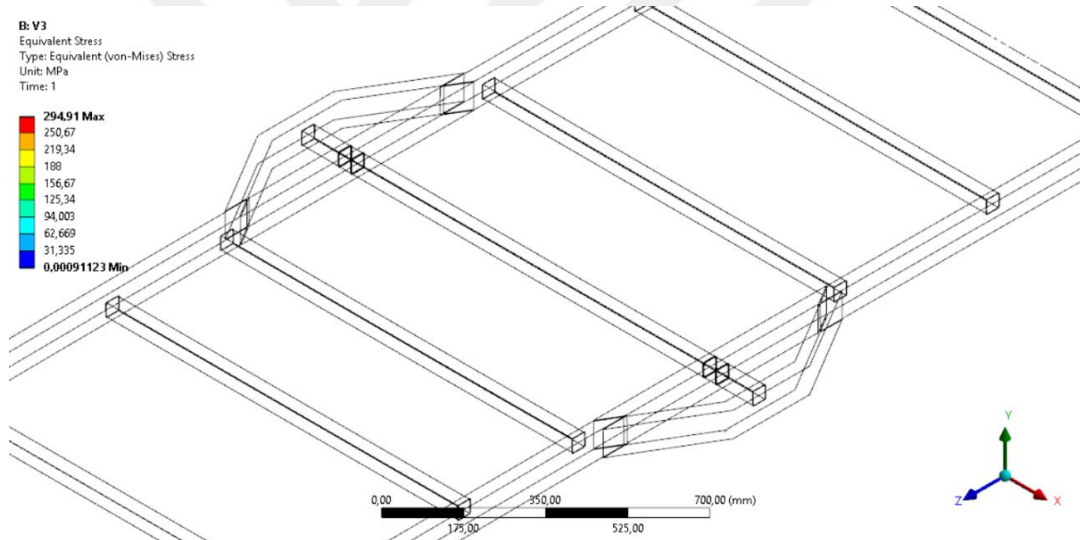
Resim 4.6 V1 tasarım 250 MPa eş değer gerilme sınır aşım bölgeleri

Resim 4.7'da V2 tasarım tayin edilen gerilim sınırların aşan bölgeler haritalanmıştır. V1 tasarımda V2 tasarımda sınır aşımalarının noktasal olduğu görülmüştür.



Resim 4.7 V2 tasarım 250 MPa eş değer gerilme sınır aşım bölgeleri

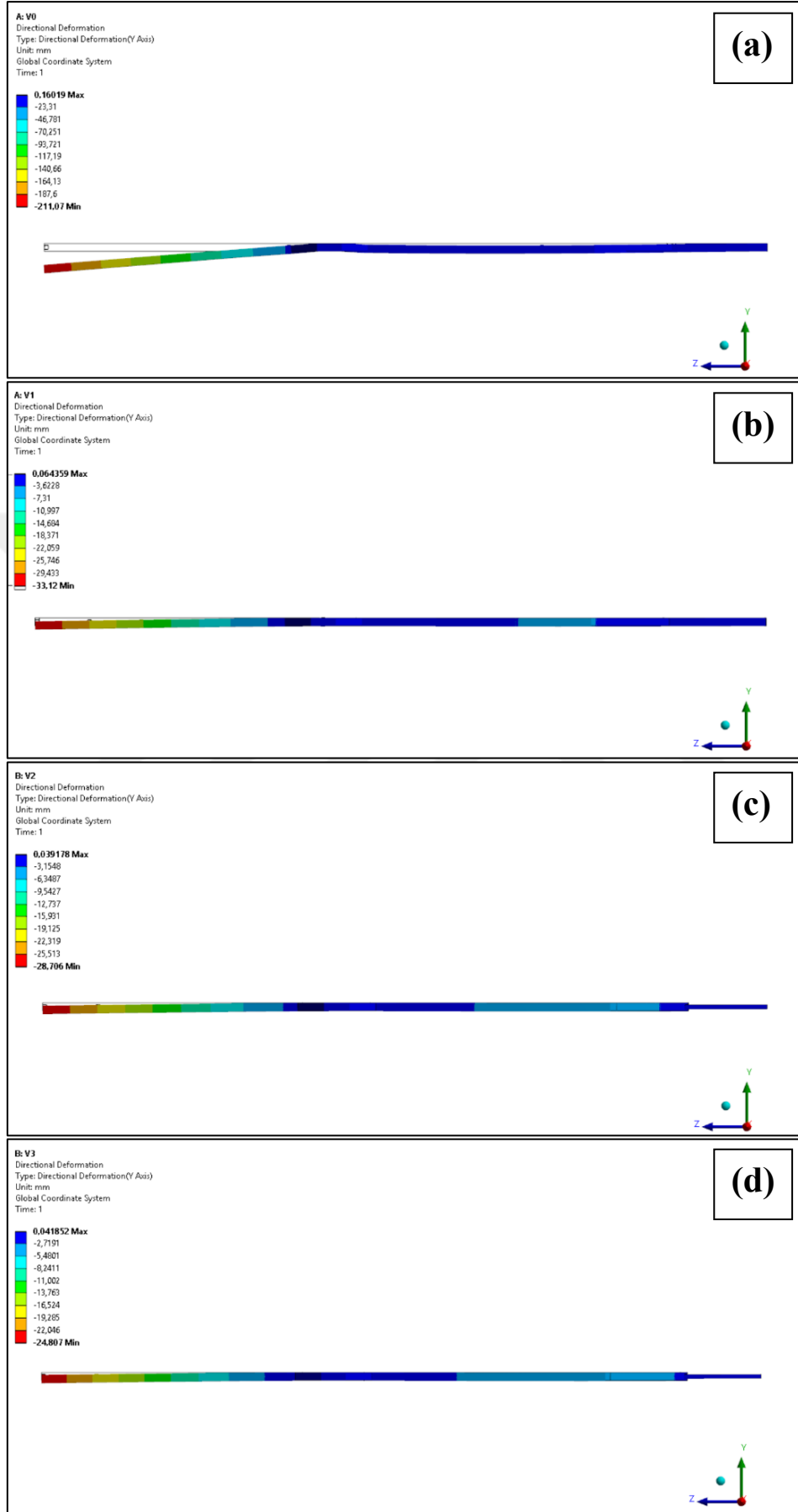
Resim 4.8’da V3 tasarım tayin edilen gerilim sınırların aşan bölgeler haritalanmıştır. V3 tasarımda sınır aşımalarının noktasal olduğu görülmüştür.



Resim 4.8 V3 tasarım 250MPa eş değer gerilme sınır aşım bölgeleri

Analiz sonuçları doğrultusunda V0 eş değer gerilme sınır aşımaları bölgesel olduğu ve tasarımın uygun olmadığı, V1, V2 ve V3 tasarımların eş değer gerilme sınır aşımalarının noktasal olduğu, tasarım ve analiz sonuçları açısından kabul edilebilir olduğu görülmüştür.

Analiz sonuçlarının değerlendirilmesinde bir önemli kriter de deformasyondur, sınırları olan tasarımlarda dikkat edilmesi gereken ve sınır aşımalarında fonksiyonel problemlere yol açabilecek bir parametredir. Resim 4.9’da V0, V1, V2 ve V3 tasarımlarının deformasyon haritaları karşılaştırılmıştır. V3 tasarımın deformasyon parametresi doğrultusunda en iyi tasarım olduğuna karar verilmiştir.



Resim 4.9. V0(a)-V1(b)-V2(c)-V3(d) tasarım deformasyon haritalarının karşılaştırması



5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Tez çalışması ile kullanım amacı önceden belirlenmiş, mekanik ve ağırlık tasarım sınırları olan bir römork şasisi geliştirilmiştir. Tasarım çalışmaları Solidworks programı ile yapılırken, analiz çalışmalarında ANSYS paket programından yararlanılmıştır.

Mühendislik yaklaşımı gereği mevcut teknik bilgiden faydalanılması ve geliştirilmesi amacıyla literatür geniş bir şekilde incelenmiş ve çalışmamızı şekillendirmiştir.

Mühendislik tasarımının en önemli amaçlarından olan minimum maliyetli optimum çözümler sunmak olduğundan yaptığımız çalışma birçok yeni çalışma için rehber olacaktır.

Bu tez çalışması dört fazlı tasarım geliştirme aşamasından oluşmaktadır. V0-V1-V2-V3 olarak adlandırılan sıralama ile en uygun sonuca V3 tasarım ile ulaşılmıştır. V3 tasarımı 91,185 kg ağırlığında ve sınır koşulu koyduğumuz 98 kg'ın altında olmakla beraber iz düşüm alan 1440mm x 80mm x 6800mm boyutlarındadır.

Üst yapı faydalı yükünü sorunsuz bir şekilde taşımasını istediğimiz şasi tasarımının malzemesi St52 çelik malzemedir. Analiz sonuçları irdelendiğinde Y eksenli deformasyonun 24,80mm ile sınırlı kaldığı ve eşdeğer gerilim haritası incelendiğinde malzemenin akma mukavemet değeri olan 355 MPa değerinin altında olduğu, analizin bütünü ele alındığında şasi tasarımının üst yapı yükünü taşıma konusunda dayanımının olduğu görülmüştür.

Bu kapsamda afet dönemlerinde enerji ihtiyacının olduğu durumlarda, üstyapı altyapı onarım çalışmalarında, lokasyondan bağımsız sinyalizasyonlarda ve şebekeye uzak noktalarda kullanıma uygun, toplam yüklü ağırlığı 750 kg'ı aşmayan, herhangi bir binek veya pick-up araç ile rahatça çekilebilecek bir şasi tasarımı yapılmıştır.



KAYNAKLAR

- [1] **Karayolları Trafik Yönetmeliği** <https://www.mevzuat.gov.tr/> Erişim 10.02.2025
- [2] **URL-1** <<https://tr.wikipedia.org/wiki>>, erişim tarihi 20.01.2025
- [3] **Köroğlu, T., Teke, A., Bayındır, Ç., Tümay, M.** (2010). *Güneş paneli sistemlerinin tasarımı. Çukurova üniversitesi elektrik elektronik mühendisliği bölümü.* Elektrik mühendisliği 439. Sayı. 98-104.
- [4] **İsmailoğlu, Y, T.** (2024) *SOĞUTMALI TREYLERDE GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ SOĞUTMANIN TEORİK OLARAK İNCELENMESİ* (Yüksek lisans tezi) Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen bilimleri enstitüsü, İstanbul
- [5] **Ünalın, S.** *Alternatif enerji kaynakları ders notları.* Erişim tarihi 10.02.2025 https://birimler.dpu.edu.tr/app/views/panel/ckfinder/userfiles/48/files/alt_ener_kay_ders_notlari.pdf
- [6] **Arslan, Ö, F.** (2024). *İTÜ maslak kampüsünün enerji tüketiminin lisansız elektrik üretim yönetmeliğine göre güneş enerjisi santrali ile mahsuplaşması.* (Yüksek lisans tezi) İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen bilimleri enstitüsü, İstanbul.
- [7] **Dr. Durak, M.** (2016). *Güneş enerjisi: Teori ve uygulama.* Erişim tarihi 10.02.2025 <https://enerji.mmo.org.tr/>
- [8] **Özkan, L.** (2025). *GÜNEŞ ENERJİSİ İLE ÇALIŞAN ELEKTRİKLİ ARAÇ ŞARJ İSTASYONLARININ ETKİNLİĞİ.* (Yüksek lisans tezi). Hacettepe Üniversitesi, Temiz tükenmez enerjiler A.B.D. Ankara
- [9] **Elmas, İ, E.** (2024). *AN ANALYSIS OF THE FINANCIAL VIABILITY OF RENEWABLE ENERGY INVESTMENTS: A CASE STUDY ON RESIDENTIAL SOLAR AND BATTERY SOLUTIONS.* (Yüksek lisans tezi). Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen bilimleri enstitüsü, İstanbul
- [10] **URL-2** <https://www.remaksolar.com/> , erişim tarihi 10.02.2025
- [11] **URL-3** <https://sbsolar.com.tr/>, erişim tarihi 10.02.2025
- [12] **Akbaş, H., Güç, F., Us, S., Kuntay, A.** (2006). *Treyler Şasisi Yapısal Dayanıklılık ve Ömür Analizi.* OTEKON'06. 26-28 Haziran Bursa.
- [13] **Patil, S, B., Joshi, D, G.** (2015). *STRUCTURAL ANALYSIS OF CHASSIS: A REVIEW.* IJRET, eISSN: 2319-1163 | pISSN: 2321-7308
- [14] **Tekdemir, M.** (2022). *ÖZEL TAŞIMA RÖMORK ŞASELERİNİN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ KULLANILARAK HAFİFLETME OPTİMİZASYONU.* (Yüksek lisans tezi). Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa

- [15] Oymak,Y, A., Feyzullahoğlu, E. (2021). *Formula Student yarış Aracı Şasi Tasarımı ve Analizi*. Journal of Advanced Research in Natural and Applied Sciences 2021, Cilt 7, Sayı 2, Sayfa: 201-218
- [16] Dizo, J., Mikhailov, E., Semenov, S., Melnik, R. (2021) *Static analysis of single-axle tractor trailer frame*. Conference Paper. DOI:10.22616/ERDev.2021.20.TF117
- [17] Şenalp, A, Z., Bezer, Y, İ. (2006) *Treyler Şasisinin Bilgisayar Destekli Tasarımı ve Sonlu Elemanlar ile Yapısal Analizi*. TİMAK kongresi 26-28 Nisan 2006, Balıkesir
- [18] URL-9 <https://www.pandamech.com/> erişim tarihi: 20.12. 2024
- [19] URL-12 <https://sozluk.gov.tr/> erişim tarihi 16.12.2025
- [20] Deniz DEMİRARSLAN, Oğuz DEMİRARSLAN (2020) *Tasarım ve Tasarım Süreci KOCAELİ*.
- [21] Richard G. Budynas & J. Keith Nisbett Shigley'den *Makine Mühendisliğinde Tasarım LİTERATÜR YAYINLARI* Kitap
- [22] Patel, D, P., Parmar, T, D., Prajapati, A. (2014). *Static Analysis of 3 Cubic Meter Tractor Trailer*. International Journal for Research in Technological Studies| Vol. 1, Issue 6, May 2014 | ISSN (online):2348-1439
- [23] Jinlong C., Zhenqian, S. (2018) *Finite Element Analysis of Static and Dynamic Characteristics of Elevator Desk Structure Based on ANSYS Workbench*. Journal of Engineering Mechanics and Machinery (2018) Vol. 3: 14-20 Clausius Scientific Press, Canada
- [24] Qi1, W., Wu, X., ShaXu (2016) *Static Analysis of Valve Spring Based on ANSYS Workbench Software*. International Journal of Research in Engineering and Science (IJRES) ISSN (Online): 2320-9364, ISSN (Print): 2320-9356 www.ijres.org Volume 4 Issue 8 |August. 2016 |PP. 01-07
- [25] Patil, J., Chouksey, M., Jangde, V., Jain, V. (2015). *Static Analysis of a Rotor System on ANSYS and Its Validation*. IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE) e-ISSN: 2278-1684,p-ISSN: 2320-334X, Volume 12, Issue 3 Ver. III (May. - Jun. 2015), PP 46-50
- [26] URL-4 <https://featips.com/> erişim tarihi: 14.12.2024
- [27] URL-5 ANSYS Meshing User's Guide <https://www.researchgate.net/post/download-ANSYS-User-Guide-release-13.0-November-2010>
- [28] Yapa, K, Y., Chinb, H, H., Klemešb, J, J. (2022). *Solar Energy-Powered Battery Electric Vehicle Charging Stations: Current Development and Future Prospect Review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews Volume 169, November 2022, 112862
- [29] Özler, M. (2023). *ELEKTRİKLİ ARAÇ TEKNOLOJİSİ VE ÇANKIRI İLİNDE ÇATI TİPİ GÜNEŞ PANELİ DESTEKLİ ELEKTRİKLİ ARAÇ ŞARJ İSTASYONU TASARIMI VE MALİYET ANALİZİ*. (Yüksek Lisans Tezi) Çankırı Karatekin Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Çankırı

- [30] **Pummer, M., Salazar, J., Suminski, B.** (2021) *Mobile Solar Power Trailer*. (Senior Project). The Faculty of The Electrical Engineering Department California Polytechnic State University, San Luis Obispo
- [31] **URL-6** <https://www.mgm.gov.tr/> erişim tarihi: 10.01.2025
- [32] **Özgür, T., Karataş, S, B.** (2021). *Daraltılmış Treyler Şasi Tasarımı ve Sonlu Elemanlar Metodu ile Yapısal Analizi*. Çukurova Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi, 36(1), ss. 175-186, Mart 2021
- [33] **Benova, S.** (2017). *STRENGTH ANALYSIS OF THE FRAME OF A TRAILER* Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport Volume 96 2017 p-ISSN: 0209-3324 e-ISSN: 2450-1549
- [34] **Mohammed, F, K., Raghavendra K.** (2015). *OPTIMIZATION STUDY ON TRAILER ARM CHASSIS BY FINITE ELEMENT METHOD*. IJRET: International Journal of Research in Engineering and Technology eISSN: 2319-1163 | pISSN: 2321-7308
- [35] **Tolun, F., Eren, İ.** (2013). *LOWBED ŞASİSİNİN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE YAPISAL ANALİZİ VE KRİTİK GERİLME BÖLGESİNİN TESPİTİ*. (Makale) Mühendis ve Makina, cilt 55, sayı 651, s. 50-56.
- [36] **Latha, K, E, M., Hari Shankar, S, P.** (2017). *Static and Dynamic Analysis of A Car Chassis Using FEA*. (Makale) International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology. ISSN(Online): 2319-8753. ISSN (Print): 2347-6710
- [37] **Patel H., Jhanbux V., Patel, L., Patel P., Patel, J., Patel, K., Patel R.** (2018). *DESIGN AND ANALYSIS OF TRAILER FRAME*. International Journal Of Advance Research And Innovative Ideas In Education. Vol-4 Issue-2 2018 IJARIE-ISSN(O)-2395-4396
- [38] **Siraj, A., Babu, N, R., Sirinivasa, K.** (2019). *Static analysis of dump truck chassis frame made of composite materials*. International Journal of Engineering, Science and Technology Vol. 11, No. 2, 2019, pp. 21-32
- [39] **Fırtana, Ö.** (2018). *PARAMETRIC DESIGN OF A SEMI-TRAILER CHASSIS*. (Yüksek lisans tezi) Çukurova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Adana
- [40] **Kahraman, Y.** (2003). *Semi Treyler Şasisinin Bilgisayar Destekli Yapısal Analizi*. (Yüksek lisans tezi). Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya
- [41] **Venkateswarlu, S., Narendra, G., Sriram Achari, B., Lahari, G, V., Chandra, K, U., Basha, S, A.** (2019). *STATIC STRUCTURAL ANALYSIS OF TRUCK CHASSIS*. International Journal of Mechanical Engineering (IJME) ISSN(P): 2319-2240; ISSN(E): 2319-2259 Vol. 8, Issue 3, Apr - May 2019; 7-14
- [42] **URL-10** <https://www.hilti.com.tr/> erişim tarihi: 25.12.2024

[43] URL-8 <https://cw-enerji.com/> erişim tarihi: 10.12.2024

[44] URL-7 <https://wererenergy.com/> erişim tarihi: 10.12.2024

[45] URL-11 <https://www.alko-tech.com/> erişim tarihi: 25.12.2024

[46] URL-13 <https://eurocodeapplied.com/> erişim tarihi 25.12.2024



ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler		
Adı Soyadı		
Doğum Yeri		
Doğum Tarihi		
Uyruğu		
Telefon	-	
E-Posta Adresi	-	
Web Adresi	-	

Eğitim Bilgileri	
Lisans	
Üniversite	
Fakülte	
Bölümü	
Mezuniyet Yılı	

Yüksek Lisans	
Üniversite	
Enstitü Adı	
Anabilim Dalı	
Programı	

Doktora	
Üniversite	
Enstitü Adı	
Anabilim Dalı	
Program Adı	

Makale ve Bildiriler
