

**ÖZEL TAŞIMA RÖMORK ŞASELERİNİN SONLU
ELEMENLAR
YÖNTEMİ KULLANILARAK HAFİFLETME
OPTİMİZASYONU**

Mustafa TEKDEMİR



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ÖZEL TAŞIMA RÖMORK ŞASELERİNİN SONLU ELEMANLAR
YÖNTEMİ KULLANILARAK HAFİFLETME OPTİMİZASYONU**

Mustafa TEKDEMİR
0000-0003-0610-0830

Prof. Dr. Nurettin YAVUZ
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2022
Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

Yüksek Lisans

ÖZEL TAŞIMA RÖMORK ŞASELERİNİN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ KULLANILARAK HAFİFLETME OPTİMİZASYONU

Mustafa TEKDEMİR

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Nurettin YAVUZ

Günümüzde bilgisayar destekli mühendislik (CAE) yöntemlerinin gelişmesi birçok ürünün geliştirme sürecinin kısalmasında ve ürünlerin tasarımlarının yeterliliğini tespit etmekte fayda sağlamaktadır. Özellikle araçlarda önemli bir rol oynayan şase sistemleri gibi yapıların prototipi ortaya çıkmadan tasarımın dayanım ve hafifliği açısından iyileştirilmesi mümkün olmaktadır. Çalışmada otomobil yedek parça kasalarını taşımaya yarayan özel taşıma römork şaselerinin dayanım kriteri açısından tasarımı geliştirilerek hafifletme optimizasyonu amaçlanmıştır. Tasarımlarda CATIA V5 ve analizler için ANSYS paket programı kullanılmıştır. Tasarıma belirlenen sınır şartları ve yüklemeler ile statik ve yorulma analizi uygulanmıştır. Çalışma kapsamında özel taşıma römorkunun mevcut şasesi üzerinde sonlu elemanlar analiz sonuçları değerlendirilmiştir. Daha sonra mevcut şase üzerinde hafifletme optimizasyonları amacıyla tasarlanan şaselerin analiz değerleri mevcut şase ile kıyaslanarak yeni şaseye karar verilmiştir. Analizlerin doğrulanması için mevcut şase sonuçlarının fiziksel testlerle karşılaştırılması yapılmış ve uygun olduğu belirlenmiştir. Böylelikle mevcut şasenin sanal ortamda hafifletme optimizasyonunun yapılabileceği tespit edilmiştir. Yapılan analiz sonucunda yeni şasenin, mevcut şaseye göre %16,45 oranında ağırlığının azaldığı ve %5 oranında da mukavemetinin arttığı belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Özel taşıma römork şaseleri, Statik Analiz, Yorulma Analizi, CAD, CAE

2022, ix + 77 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

LIGHTENING OPTIMIZATION OF SPECIAL TRANSPORTATION TRAILER FRAMES USING THE FINITE ELEMENT METHOD

Mustafa TEKDEMİR

Bursa Uludag University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Nurettin YAVUZ

Today, the development of computer-aided engineering (CAE) methods is beneficial in shortening the development process of many products and determining the adequacy of the designs of the products. It is possible to improve the design in terms of strength and lightness before the prototype of structures such as chassis systems, which play an important role in vehicles, are created. In the study, the design of special transport trailer chassis used to carry automobile spare parts cases in terms of strength criteria was developed and lightening optimization was aimed. CATIA V5 was used in designs and ANSYS package program was used for analysis. Static and fatigue analysis were applied to the design with determined boundary conditions and loadings. Within the scope of the study, the finite element analysis results on the existing chassis of the special transport trailer were evaluated. Then, the analysis values of the chassis designed for the purpose of lightening optimizations on the existing chassis were compared with the existing chassis and a new chassis was decided. To verify the analyzes, the existing chassis results were compared with the physical tests, and it was determined that they were appropriate. Thus, it has been determined that the existing chassis can be optimized for lightening in the virtual environment. As a result of the analysis, it was determined that the weight of the new chassis decreased by 16.45% compared to the existing chassis and its strength increased by 5%.

Key words: Special transport trailer chassis, Static Analysis, Fatigue Analysis, CAD/CAE

2022, ix+ 77 pages.

TEŞEKKÜR

Yüksek Lisans eğitimim boyunca yardımlarını esirgemeyen ve bana yol gösteren değerli danışman hocam Prof. Dr. Nurettin Yavuz'a teşekkürlerimi sunarım.

Tez sürecimde deneysel ve sanal analiz çalışmalarında imkân sağlayan Kametsan A.Ş. firmasına, firma sahibi sayın Halil İbrahim Kuzucu'ya, çalışma arkadaşlarıma ve bana katkılarından dolayı değerli müdürüm Selçuk Besen'e teşekkürlerimi sunarım.

Eğitim hayatım boyunca yanımda olan aileme, desteklerinden dolayı değerli arkadaşım Ertuğrul Başköy'e ve bana her zaman yardımcı olan değerli hocam Prof. Dr. Fatih Karpat'a teşekkürlerimi sunarım.

Mustafa TEKDEMİR
14/03/2022

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER	iv
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	ix
1.GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI	3
2.1. Özel taşıma römorkları.....	10
2.2. Base Roulante (BR) Tipi özel Taşıma Römorku ve Şaseleri.....	12
2.3. Özel taşıma römorklarının Yük Durumu	15
2.4. Özel taşıma römork Ekipmanları	16
2.4.1. Mevcut kullanılan şase	16
2.4.2. Yeni Şase.....	17
2.4.3. Özel taşıma römorku çeki demiri.....	18
2.4.4. Özel taşıma römorku çeki oku	19
2.4.5. Özel taşıma römorku manevra kolu, kılavuz ve tekerlekler	20
2.4.6. Özel taşıma römorku devrilme engelleyici boru.....	22
2.5. Malzeme Bilgileri.....	22
2.6. Gerilme ve Gerinim.....	23
2.7. Yorulma	28
2.7.1.Yorulma Parametreleri	30
2.7.2. S–N (Wöhler) Eğrileri.....	30
2.7.3. Ortalama gerilmenin yorulmaya etkisi.....	33
2.7. Hafifletme Optimizasyonu	35
3. MATERYAL VE YÖNTEM	37
3.1. Bilgisayar Destekli Tasarım (CAD).....	37
3.2. Sonlu Elemanlar Analizi	37
3.2.1. Sonlu elemanlar yöntemi (CAE).....	39
3.2.2. Sonlu elemanlar yönteminin çözüm prensibi.....	41
3.2.3. Sonlu elemanlar yönteminin serbestlik derecesi ve sınır şartları	43
3.2.4 Sonlu elemanlar yönteminde genel işlem basamakları	44
3.3. Sonlu Elemanlar Modeli	45
3.3.1. Mevcut durumdaki şasenin sonlu elemanlar modeli.....	45
3.3.2. Yeni Şase’ nin sonlu elemanlar modeli.....	46
3.4. İş akış şeması	49
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	50
4.1. Mevcut Şasenin Analizleri	51
4.2. Mevcut Şasenin Hafifletme Optimizasyonu	55
4.3. Yeni Şase Tasarımı	57
4.3.1. Yeni Şase’nin analizleri	57
4.4. Analiz Sonuçlarıyla Fiziksel Parçanın Karşılaştırılması.....	60
5. SONUÇ.....	65
KAYNAKLAR	67
EKLER.....	70

EK-1. Mevcut Şasenin Sonlu Elemanlar Analizine Dahil Edilen Tasarım Elemanları..	71
EK-2. Yeni Şasenin Sonlu Elemanlar Analizine Dahil Edilen Tasarım Elemanları.....	73
ÖZGEÇMİŞ	77



SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
σ	Gerilme
F	Kuvvet
A	Alan
∂	Hacimsel Yamulma
ϵ	Gerinim
dl	Uzunluk Değişimi
l_0	Orijinal Uzunluk
E	Young's Modülü
$E \epsilon$	Young's Modülü Gerinim Değişimi
x	X Koordinat Düzlemi
y	Y Koordinat Düzlemi
z	Z Koordinat Düzlemi
σ_{xx}	X Koordinatındaki Çekme Gerilmesi
σ_{xy}	Y Koordinatındaki X Koordinatına Dik Düzlemdeki Çekme Gerilmesi
σ_{yy}	Y Koordinatındaki Çekme Gerilmesi
σ_{zy}	Y Koordinatındaki Z Koordinatına Dik Düzlemdeki Çekme Gerilmesi
$\Delta\sigma$	Gerilme Aralığı
σ_a	Değişken Gerilmenin Genliği
σ_m	Ortalama Gerilme
R	Gerilme Oranı
σ_e	Yorulma Sınırı
σ_u	Çekme Gerilmesi
X	Yer Değiştirme
K (K1-K2)	Yay Sabiti
F1	İlk Durumdaki Kuvvet
F2	Son Durumdaki Kuvvet

Kısaltmalar	Açıklama
CAD	Bilgisayar Destekli Tasarım
CAE	Sonlu Elemanlar Yöntemi
AGV	Otomatik Yönlendirmeli Araçlar
PR	Pleteau Roulant (Tekerlekli Şase)
C	Chariot (Manuel Taşıma Römorku)
BR	Base Roulante (Çekici ve Manuel için Taşıma Römorku)
CA	Chariot AGV (AGV için Taşıma Römorku)
CAH	Chariot AGV Hybrid (Çekici ve AGV için Taşıma Römorku)
S-N Eğrisi	Gerilme Gerinim Eğrisi

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1. BR tipi özel taşıma römorku	13
Şekil 2.2. Şase tipleri.....	14
Şekil 2.3. Özel taşıma römorku üzerine koyulan örnek özel kasa	16
Şekil 2.4. Mevcut kullanılan şase.....	17
Şekil 2.5. Yeni şase	18
Şekil 2.6. Şase yük uygulanan plakaya güçlendirici lama demiri.....	18
Şekil 2.7. Özel römork çeki demiri	19
Şekil 2.8. Özel taşıma römork çeki oku	19
Şekil 2.9. Çeki oku ve çeki demiri yardımı ile römorkların birbirine bağlanması.....	20
Şekil 2.10. Özel taşıma manevra kolu	21
Şekil 2.11. Özel taşıma kılavuz sacı.....	21
Şekil 2.12. Römorkların tekerlek dizilişleri	21
Şekil 2.13. Devrilme engelleyici boru	22
Şekil 2.14. Sonsuz küçük bir kuvvete etki eden gerilimin dokuz bileşeni. Normal gerilme bileşenleri σ_{xx} , σ_{yy} ve σ_{zz} 'dir. Kesme gerilme bileşenleri σ_{yz} , σ_{zx} , σ_{xy} 'dir.	25
Şekil 2.15. Bir malzemenin elastik bölgesindeki gerilme ve gerinim ilişkisi.....	26
Şekil 2.16. Malzemenin plastik ve elastik bölgelerinde gerilme ve gerinim ilişkisi.	27
Şekil 2.17. Artan yük seviyelerine sahip bir numune için Gerçek Mühendislik Gerilme Eğrisi (Gri) ile Mühendislik Gerilme Eğrisi (Kırmızı).....	28
Şekil 2.18. Bir çelik şafttaki bir yorulma kırılma yüzeyinin, başlangıç bölgesini, yorulma çatlağının yayılmasını ve çatlak uzunluğu uygulanan gerilmede kritik bir değeri aştığında kopmayı gösteren şematik gösterimi.....	29
Şekil 2.19. Yorulma gerilim çevrimi	30
Şekil 2.20. S-N (Wöhler) Eğrisi.....	31
Şekil 2.21. Mavi çizgi ile gösterilen Hasar İçin Gerekli Çevrim Sayısı ile Gerilme Seviyesine İlişkin SN Eğrisi	31
Şekil 2.22. SN Eğrisi üzerindeki Çekme Gerilmesi, Akma Gerilmesi ve Yorulma Sınırı.	32
Şekil 2.23. SN Eğrisindeki sonsuz ömür bölgesi.	33
Şekil 2.24. Sıfır ortalama gerilme ile yorulma yüklemesi.	34
Şekil 2.25. Goodman Diyagramı.....	35
Şekil 2.26. Optimizasyonun hedefleri.....	36
Şekil 3.1. Sonlu elemanlar element türleri.....	39
Şekil 3.2. Üçgen elemanlar topluluğu ile ifade edilen iki boyutlu bölge.....	40
Şekil 3.3. Üçgen bir elemanın lineer yer değiştirme modeliyle çizilmiş üçüncü boyutunun izometrik görünüşü	40
Şekil 3.4. Montajlı iki yayın şematik gösterimi	42
Şekil 3.5. Serbestlik derecesi şematik gösterimi	43
Şekil 3.6. Sınır şartlarının şematik gösterimi	44
Şekil 3.7. Analizlerde kullanılan mevcut şasesinin tasarımının sonlu elemanlar modeli.....	45
Şekil 3.8. Analizlerde kullanılan yeni şasesinin tasarımının sonlu elemanlar modeli ...	46
Şekil 3.9. Şase modelinde sabit bölge kabul edilen bağlantı plakaları	47
Şekil 3.10. Şase üzerine yük uygulayan kasanın temas noktaları	48
Şekil 3.11. İş akış şeması	49

Şekil 4.1. Mevcut tasarım için analiz sonucunda yükleme durumunda elde edilen deformasyon dağılımı.....	51
Şekil 4.2. Mevcut tasarım için analiz sonucunda yükleme durumunda elde edilen gerilme dağılımı	52
Şekil 4.3. Mevcut Tasarım için analiz sonucunda yükleme durumunda elde edilen güvenlik faktörü	53
Şekil 4.4. Mevcut tasarım için analiz sonucunda yükleme çevrimleri durumunda elde şasede oluşan yorulma bölgelerinin dağılımı	54
Şekil 4.5. Yeni tasarım için analiz sonucunda yükleme durumunda elde edilen deformasyon dağılımı.....	58
Şekil 4.6. Yeni tasarım için analiz sonucunda yükleme durumunda elde edilen gerilme dağılımı	58
Şekil 4.7. Yeni tasarım için analiz sonucunda yükleme durumunda elde edilen güvenlik faktörü.....	59
Şekil 4.8. Yeni tasarım için analiz sonucunda yükleme çevrimleri durumunda elde şasede oluşan yorulma bölgelerinin dağılımı	59
Şekil 4.9. Ölçüm öncesi özel taşıma römorku ve komparatör düzeneği.....	61
Şekil 4.10. Özel taşıma römorkları için hazırlanan komparatör ölçüm düzeneğinin yakın görseli.....	62
Şekil 4.11. Deformasyonun en az olduğu bölgedeki ölçüm değeri	63
Şekil 4.12. Deformasyonun en fazla olduğu bölgedeki ölçüm değeri	63
Şekil 4.13. Özel taşıma römorkunun fiziksel test öncesi montajlı ve referans kütlenin yüklendiği hali	64

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 2.1. Özel taşıma römork tipleri	12
Çizelge 2.2. Römork ebat ve ağırlık bilgileri	15
Çizelge 2.3. Kullanılan malzemenin kimyasal özellikleri.....	23
Çizelge 2.4. Kullanılan malzemenin fiziksel özellikleri	23
Çizelge 4.1. Sabit Genlikte Yükleme ve Goodman Diyagramı.....	53
Çizelge 4.2. Mevcut tasarım için yorulma çevrimi sonucunda uygulanan yükün katsayıları ve buna bağlı ömür değerleri.....	55
Çizelge 4.3. Hafifletme optimizasyonu sonucunda çıkan veriler	56
Çizelge 4.4. Mevcut tasarım için yorulma çevrimi sonucunda uygulanan yükün katsayıları ve buna bağlı ömür değerleri.....	60



1.GİRİŞ

Şaseler genellikle aracın iskeleti olarak adlandırılan temel olarak araçların parçalarını bir arada tutmakta ve araçların verimli bir şekilde hareketini sağlamaktadır. Günümüzde birçok araçta bulunan ve araçların temel iskeleti olan şaselerin görevleri yanı sıra ağırlıkları da araçlarda büyük öneme sahiptir. Aynı zamanda maruz kalınan kuvvetlere karşı dayanımı sağlayan hatta otomobil araçlarında yol tutuşuna da etki etmesiyle önemini arttıran şaseler genel olarak alüminyum, çelik, karbon ve demir içeren malzemelerden yapılmaktadır. Teknolojinin ilerlemesi ile birçok araçta motor gücüne etkisi, araçların hızlanması ve kolay montaj gibi etkilerinden dolayı şaselerin hafifletilmesi araçlarda büyük bir önem kazanmıştır.

Otomobil yedek parça kasalarının taşınmasında kullanılan özel taşıma römorklarının hareketinin; insan gücü, AGV (otomatik yönlendirmeli araçlar) veya çekici araçlar yardımı ile sağlandığı için bu römorkların da hafifletilmesi avantaj sağlamaktadır. Özel taşıma römorklarının hafifletilmesi için en uygun ekipman şaseleridir. Araçlarda bu gibi durumlara hem ekonomik hem de ergonomik olarak katkıda bulunduğu için şaselere mühendislik yaklaşımı ve buna bağlı olarak bilgisayar destekli üretimler önemli rol oynamaktadır.

Günümüzde ihtiyaç ve beklentilerinin farklılaşması, artan insan ihtiyaçları bilgisayar destekli üretimin gelişmesi için büyük bir etkidir. Bu durum bilgisayar destekli üretimi önemli kılmaktadır. Buna karşın sanayileşmenin bir gereksinimi olan hızlı makineleşme ihtiyacı, üretimde hız ve kalite artış beklentileri bilgisayar destekli seri üretim ihtiyaçlarını beraberinde getirmektedir.

Sektörlerde müşteriler; ekonomik, hızlı, hafif, güçlü ve aynı zamanda şık görünen ürünler talep etmektedir. Bu özellikleri karşılayabilmek için tasarım geliştirme ve analiz süreçleri ürünün üretime girmeden sanal ortamda test edilebilmektedir. Üretim öncesi ürünlerin analizi yapıp müşterilerin isteklerine doğrultusunda yanıtlar vermek için üretim öncesi erken safhalara dahil edilmektedir.

Şaselere mühendislik yaklaşımıyla bakıldığında tasarımlarında dikkat edilecek en önemli noktalar, aracın dinamik ve statik olarak maruz kaldığı yükleri tespit etmek ve ona uygun olarak şase tasarımı yapabilmektir. Bunun için ise bilgisayar destekli mühendislik yöntemlerinin gelişmesi bunun gibi birçok ürün geliştirme sürecinin kısalmasında önemli bir rol oynamaktadır.

Bu çalışmada özel parça taşıma römorklarının şase yapılarının geliştirilmesi için bilgisayar destekli üretim yöntemlerinden yararlanılmıştır. İmalat öncesi daha hafif, ekonomik ve statik – dinamik kuvvetlere karşı daha mukavemetli bir yapının prototip öncesi sanal doğrulamalar ile uygunluğu kabul edilmiştir. Elde edilen verilere göre olası bir analiz doğrulamalarında uygun görülmeyen şaseler tasarım aşamasında iken belirlenmesinin mümkün olduğu ve bu sayede prototip maliyetini düşürmenin mümkün olduğu görülmüştür. Çalışmada hem sanal hem de fiziksel test uygulanmıştır. Yapılan bu testler karşılaştırılıp uygunluk düzeyi belirlenmiştir. Gerçekleştirilen optimizasyon çalışması ile daha hafif, statik ve dinamik yüklere göre daha mukavemetli ve yorulma ömrü daha fazla yapılar ve dolayısıyla daha az maliyetli bir tasarım elde edilebilmiştir.

2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

Sonlu elemanlar metodunun sektörlerde kullanımının artması birçok avantajı da beraberinde getirmiştir. Çalışmanın bu bölümünde özel taşıma römorkları ve ekipmanları hakkında bilgiler, kullanılan malzemelerin mekanik özellikleri, gerilme-gerinim ve yorulmalar gibi sonlu elemanlar yönteminde kullanılan teknik konular hakkında teorik bilgiler verilmiştir. Çalışmada yapılan özel taşıma römork şaselerine de paralel olarak aynı görev ve işlevde olan farklı şase tiplerinin, sonlu elemanlar analizleri ve optimizasyon teknikleri konuları hakkında daha önce yapılmış çalışmaların kısa özetleri sunulmuştur.

Yao ve Yang (2021), gerçekleştirdikleri çalışmalarında, 9 metrelik otobüs gövde ve şasesinin hafiflik tasarımı ve sonlu elemanlar analizi üzerinde durmuşlardır. Otobüs gövdesinin dayanıklılığı ve dinamik özelliklerini sunarak otobüs gövde şasesi ve parçaları üzerinde optimizasyon çalışması yapılarak %10,57 oranında ağırlık azaltılması sağlanmıştır. Orijinal modelin dinamik ve statik analizi sayesinde, gövde çerçevesinin mukavemeti, rijitliği ve modal frekansının tasarım gereksinimlerini karşıladığı bilinebilir. Yapılan bu çalışmada, orijinal modelin dinamik ve statik analiz çalışmaları sayesinde, gövde çerçevesinin mukavemeti, sertliği ve modal frekansının tasarım gereksinimlerini karşıladığı bilinmekle beraber bu özelliklerin otobüs gövdesine göre büyük bir marjda fazla olduğunu gözlemlemişlerdir. Çalışmada gövde çerçevesinin ağırlığının azaltılması hedeflenirken gövde şasesi ve parçalarının boyut parametreleri, sağlamlık, sertlik ve modal özelliklerin sağlanması öncülüğünde optimize edilmiştir. Optimizasyon çalışmalarıyla bazı malzemelerin tasarımdan kaldırılıp bazı malzemelerin de kalınlıklarının azaltılmasıyla hafif bir gövde elde edilmiştir. Bu yeni tasarım orijinal gövde ile kıyaslandığında mukavemet ve dinamik özelliklerini yeterince karşılandığını tespit ederek buna ek olarak gövde ağırlığının 276,4 kg değerinde ve %10,57 oranında azaltıldığını sunmuşlardır.

Karaoğlu ve ark. (2016), çalışmalarında, hidrostatik tahrikli bir yol yıkama aracının şase analizi ve optimizasyonu, şase üzerine gelen yükler dikkate alınarak yapılmıştır. Genellikle şehir içi uygulamalarda ve düşük hızlarda kullanılan bu tip hizmet araçları, üzerindeki ekipmanlar ve çalışma koşulları nedeniyle benzer boyutlu konvansiyonel

taşıtlara göre şase üzerinde farklı zorlanmalara sahiptirler. Bu nedenle şase profillerinin bağlantı noktalarının dayanımı esas alınarak boyut ve topoloji optimizasyonu yapılmıştır. Optimizasyonun temel amacı uygun profil kesit kalınlığının belirlenmesi ve şase üzerinde gerilmenin düşük olduğu yerlerden kütle azaltılması olarak belirlenmiştir ve çalışmada incelenen analiz sonuçlarına göre; aracın 6 mm S700MC yapı çeliğinden üretilmiş şasesi, çalışma esnasında üzerine etkiyen statik kuvvetlere maruz kaldığı kabul edilmiştir. Bu kapsamda şasenin statik analizi yapılarak şasede oluşan maksimum gerilme ve gerilme dağılımı belirlenmiştir. Ulaşılan maksimum gerilmenin seviyesi, şase profili kesit kalınlığının azaltılmasına imkân sağlarken, şase üzerindeki gerilme dağılımı ise dairesel delikler açılmak şartıyla kütle boşaltmaya uygun yerleri işaret etmektedir. Statik analizlere ilave olarak dinamik analizlere de sokulan bu şasede 6 mm kesit kalınlığındaki profillerin 4 mm'ye indirilmesi de uygun görülmüştür. Yapılan bu çalışma ile şase analizi ve optimizasyonları yapılarak %18,81 oranında hafifletmenin sağlanabileceği görülmüştür. Böylece hem gereksiz bir yük azaltılmış hem de maliyet olarak bir kazanç elde edilmiştir.

Özgür ve Karataş (2021), çalışmalarında, damperli treyler tipi araçların dinamik ve statik birçok kuvvete etkisi altında kalan şasesi üzerinde tasarım ve analizleri üzerinde durarak bu şaselerin hafifletmesi için optimizasyonlara başvurmuşlardır. Bu çalışmada bir treyler şasesinin enine uzunluğu dar yapıda yeniden modellenerek yapısal analizinin eski modeli ile karşılaştırılması amaçlanmıştır. Mukavemet değerleri korunarak dar yapıda, daha hafif, yakıt ve çevre dostu yeni bir treyler tasarlamak bu çalışmanın ana hedefini oluşturmaktadır. Çalışmadaki analiz ve hesaplamalar; dar yapıda modellenen treylerin %7 oranında ağırlığında bir azalma olduğunu göstermektedir. Sonuç olarak, ağırlık azaltımının sağladığı yakıt tasarrufu sayesinde daha çevreci bir treyler tasarımı elde edilmiştir. Proje kapsamında daraltılan şase parçaları üzerinde yapılan sonlu elamanlar yöntemi ile yapısal analizler sonucunda kritik noktalarda oluşan deformasyon miktarlarının %10 oranında azaldığı gözlemlenmiştir. Bununla birlikte treyler şasesinin daraltılmış tasarımında değişen parçaları göz önüne alındığında en az %7 oranında hafifleme söz konusudur. Bu bağlamda karayolları kullanımı ile çekici ve römork ömrünün uzatılmasına yönelik ilk adımlar atılmıştır.

Yılmazçoban ve Kahraman (2011), birlikte yapmış oldukları çalışmalarında, birçok kamyon şasesi üreticisi, şasenin güvenilirliği için şase için kesiti kalın profiller kullanmasından dolayı gereğinden fazla ağırlık ve pahalı ürün imalat koşullarına sebep göstererek kamyonların şase maliyetini azaltmak için şase yapı tasarımı değiştirmeyi veya kullanılan malzemelerin kalınlığını azaltılmayı sunmuşlardır. Çalışmadaki şase yapıları, daha ince şase profillerinin, yapısal sonlu elemanlar analizi yardımıyla kamyon şase bölümlerinde güvenle kullanılabileceğini göstermiştir. Bu çalışmada şu şekilde sonuçlar çıkarmışlardır: Uygulanan analizler statik ve yapısal koşullarda işlenmiş olup, 6 mm kesit kalınlığındaki şase profilleri malzemeleri optimizasyon yapılan yeni şaseye göre daha ağır ve pahalıdır. Profil kesit kalınlığının 4 mm olduğu yeni şasede gerilme ve yer değiştirme sonuçları beklenenden daha iyi sonuçlar verdiği ve 16 t civarında bir yük taşıyıp, 1 mm deformasyon olduğu analiz sonuçlarına göre gözlemlenmiştir. Bu hafifletme optimizasyonu sonrası kamyon şasesi için daha ekonomik ve hafif bir şase elde edileceği kanısına varılmıştır.

Widyanto ve ark. (2019), çalışmalarında, elektrikli otobüs şasesinin statik analizini tartışmışlardır. Yaptıkları çalışmanın amacı, daha az ağırlığa sahip ancak yolcu ve otobüs gövdesinden yük alacak kadar güçlü bir optimum tasarım elde etmektir. Şase statik, dinamik ve döngüsel yüklemelere maruz kaldığı için bu tür yüklere dayanabilecek iyi özelliklere sahip olmalıdır düşüncesiyle sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak gerilme ve yer değiştirmelerini incelemek istemişlerdir. Daha hafif ve mukavemetli bir şase elde etmek için bu çalışmada, malzeme olarak AISI 4130 alaşımlı çelik, AISI A514 GRADE B alaşımlı çelik ve dökme demir kullanılmayı tercih etmişlerdir. Malzeme et kalınlıkları 2 mm, 4 mm ve 6 mm olacak şekilde varyasyonlar denemişlerdir ve üç malzeme, üç kalınlıktaki elektrikli otobüs şase modelinde tasarlanarak sonlu eleman analizleri başarıyla yapılmıştır. Tüm malzeme ve kalınlıklar için Akma gerilmesi ve yer değiştirmesinin simülasyon sonuçlarına dayanarak, 6 mm kalınlığında AISI 4130 alaşımlı çelikli modelin, tüm malzemeler ve kalınlıklar arasında en düşük gerilme ve yer değiştirme nedeniyle optimum model olduğu sonucuna varmışlardır. Sonlu elemanlar yöntemi ile prototip üretimi açısından zaman ve maliyet kaybı yaşamadan bu şekilde analizler test edilip uygun görülmüştür.

Lodwik ve Pietrzyk (2018), yaptıkları çalışmada, malzeme ve enerji tüketiminin en aza indirilmesi açısından sıkıştırılmış saman balyalarının taşınmasını sağlayan bir römork şasesinin yapısının analizi ele almışlardır. Çalışma kapsamında ucuz ve enerji kaynağını aza indirmek amacıyla saman balya taşıyıcısı römorkların şaselerinin ağırlıklarının azaltılması için optimizasyonlar belirlenmiş ve tasarım değişikliklerine gidilerek analizler gerçekleştirilmiştir. Şase, sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılan hesaplamalara dayalı olarak dayanım açısından değerlendirilmiştir. Yapılan tasarım ve analiz çalışmalarında toplam ağırlığın azaltılması ve şasenin basitleştirilmesi şeklinde benimsenen kriterler ile optimizasyonlar uygulanmıştır. Analiz sonuçlarına göre kabul edilebilir seviyelerde gerilme kuvvetleri, toplam yer değiştirme ve güvenlik faktörüyle karşılaştırılmıştır. Bu nedenle optimum düzeyde malzeme tasarrufu ve basitleştirme hedefiyle yapılan çalışma başarıyla sonuçlanmıştır.

Patil ve ark. (2013), hazırlamış olduğu makalede, CATIA V5 ve ANSYS programlarından yararlanarak 7,5 tonluk uygulama için C-kiriş profil tasarımından oluşan merdiven tipi alçak yükleyici bir kamyon şase yapısının sonlu elemanları yöntemi kullanılarak gerilme analizini sunmuşlardır. Kamyon şasesi için optimizasyondaki kriterleri hem maliyetleri düşürmek için hem de basitleştirilmesi için tasarım değişikliği ve profillerin kalınlıklarının azaltılması gerektiğini öne sürmüşlerdir. Ayrıca bir kamyon şasesinin üretim öncesi gerilmelerinin belirlenmesi tasarım iyileştirmesi nedeniyle önemli olduğunu da vurgulamışlardır. Yapılan yeni tasarımda şasenin normal halindeki kritik noktalarındaki gerilmeler ilk önce analiz sonuçlarına göre belirlenip bu sonuçlara göre kalınlık azaltılması kriterinde ilerlemişlerdir. Şase yapıları 4, 5, 6 mm kalınlıklarına göre yapısal analiz uygulamalarına sokularak gerilme değerleri karşılaştırılmıştır. Bazı durumlara göre C-kiriş profillerin konumlarında da tasarım değişikliğine gidilerek bakıldığında 4 mm kalınlıkta S235JR malzemeden oluşan şasenin en yüksek gerilmesi 123.83 MPa çıkıp yer değiştirmesi 0,288 mm olduğundan dolayı gayet güvenli olduğu tespit edilmiş ve 4 mm kalınlıkta şasenin uygun olduğunu çalışmalarında anlatmışlardır. Buna ek olarak gerilme değerlerinin azaltmada ve şase deformasyon miktarlarında tasarımda şase konumu değiştirmek ve yan elemanlarının kalınlığının değiştirilmesi yerine kritik noktalardaki gerilmelere maruz kalan C-kiriş profillerin kalınlığıyla oynamanın daha iyi olduğu sonucuna da varmışlardır.

Mulla ve Qureshi (2019), çalışmalarında, iki tekerlekli şase çerçevesinin tasarımı ve ağırlık optimizasyonu ile ilgili şase üzerinde statik yüklemeler gerçekleştirmişlerdir. Şasenin yapısal dayanım kararlılığı korunmak istenirken, malzeme ve alternatif geometri kullanıp analizleri gerçekleştirerek şasenin hafifletilmesini hedeflemişlerdir. Mevcut şase tasarımında kullanılan boruların kalınlıkları değiştirilerek ve çeşitli malzemeler incelenerek çözüm aranmıştır. Mevcut şase tasarımı için gerilme değeri 67.639 MPa'dır ve bu kullanılan malzemenin gerilme değerinin altında güvenli durumdadır. Dolayısıyla tasarım güvenlidir. Ağırlık azaltma amacıyla mevcut şaseye 2 tip yeni tasarımı geliştirilmiş, tasarım 1 ve tasarım 2 için gerilme sırasıyla 74.24 MPa, 80.84 MPa olarak ölçülmüştür. Bu gerilme değeri kullanılan çelik için izin verilen maksimum gerilmenin altında olduğu gözlemlenmiş, tasarım 1 ve tasarım 2 için sırasıyla ağırlıkta %16,05 ve %26,15 azalma sağlanmıştır. Kullanılan çeliğin gerilme değerini diğer malzemelerle karşılaştırıldığında, alüminyum için gerilme değerinin hemen hemen aynı olduğunu ve titanyum ve karbon için gerilme değerinin daha düşük olduğunu elde ettiklerini belirtmişlerdir. Titanyum ve karbon fiber malzemelerin maliyetli olmasından dolayı bu malzemeleri tercih edilmemiş, bunun yerine çelikte hemen hemen aynı gerilme değerlerinde olan ve daha az maliyetli malzeme olan alüminyum bu çalışmada tercih edilip hedeflenen hafifletme optimizasyonuna uygun görülmüştür.

Şen ve ark. (2017), çalışmalarında, 26 ton kapasiteli açık kasa, kuru yük dorsesi şasesini incelemişlerdir. Dorsenin nümerik modeli kurularak statik yük altında gerilme dağılımları belirlenmiştir. Yapısal analiz kullanılarak şase ana taşıyıcısı üzerinde farklı noktalarda gerilme ölçümleri gerçekleştirilerek modelin doğrulaması yapılmıştır. Sonuçlara bakıldığında şase ana taşıyıcısı üzerinde hafifletme için yapılan boşaltmaların gerilme yığılmalarına sebep olduğu, bunun da yorulma dayanımını olumsuz etkilediği ve servis ömrü dolmadan hasar riskini arttırdığı belirlenmiştir. Dorse tasarımını iyileştirmek için gerilme dağılımı, emniyet katsayı göz önüne alınarak yeni bir tasarım önerilmiştir. 26 ton kapasiteli dorseinin şase ana taşıyıcısında hafifletme için yapılan boşaltma işlemi değerlendirilmiştir. Yapılan çalışmada oluşturulan nümerik modelle şase üzerinde kritik noktalar belirlenmiş ve bu noktalarda gerilme, emniyet katsayısı ve deformasyon miktarları belirlenmiştir. Deneysel sonuçlarla nümerik sonuçlar karşılaştırılarak nümerik modelin doğrulaması yapılmıştır.

Dizo ve ark. (2021), yaptıkları çalışmada, pek çok türde malzemenin taşınmasına olanak sağlayan platform olan ve devirmeli traktör römorklarının analizi üzerinde durmuşlardır. Taşıdığı çeşitli yükler ve boşaltılmasında önemli görev alan bu römorkların tasarımlarının, analizlerinin ve devrilmelere karşı risk analizlerinin hesaplarının iyi yapılması gerektiğinin de vurgularını yapmışlardır. Üç yönlü devrilme römork olduğu için, statik analiz açısından tasarımcıların römork içindeki sınır şartları hesaba katılmış, tasarımda tek dingilli bir traktör römorku ve damperli römorklar olarak kullanılmak üzere tasarlanmıştır. Tasarlanan bu römork yapısı şase alt ve üst çevresi olmak üzere 2 yapıdan oluşmaktadır. Bu yapılar üzerine belirli statik yükler uygulanarak mukavemet analizleri incelenmiştir. Bu şartlar altında sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilen römorklar ile ilgili mukavemet analiz sonuçlarının römork şase çevresi tasarımlarının taşımaya uygun olduğunu göstermiştir ve böylelikle üretim öncesi sonlu elemanlar yöntemiyle römork şaselerinin incelenmesi ve uygun römork şase seçimi yapılmıştır.

Dizo ve ark. (2021), çalışmalarında, kamyonu şasesinin mukavemet analizlerine odaklanmışlardır. Sonlu elemanlar yöntemini kullanarak kamyon şasesinin kullanılan malzeme ve şase geometrisinin uygunluğunu içeren bir çalışmadır. Çalışmada kamyon dorsesinin boş ve yüklü durumlarına göre statik analizleri yapıldığında boş haldeyken 140.98 MPa yüklü haldeyken 253.36 MPa gerilme değerlerinin geldiği ve sırasıyla boş ve yüklü haldeyken yer değiştirme değerleri 0,38 ve 0,74 mm geldiği analizler sonucu görülmüştür. Şasede kullanılan malzemenin S355J0 çeliğinin mekanik özelliklerine göre çıkan sonuçların gereksinimleri karşıladığı ve güvenlik faktörünün 1.4 çıktığı söylenmiştir. Bu sonuçlara göre sonlu elemanlar yöntemiyle şaselerin incelenmesinin optimizasyonların yapılabileceği ve sonuçların bilgisayar destekli programlarla daha kolay çözümleneceği anlatılmıştır.

Galos ve Sutcliffe (2020), birlikte yaptıkları çalışmada, Avrupa tarzı 13,5 m uzunluğundaki çelik I kirişlerden oluşan bir kamyon römork şasesinin malzeme seçimi ve yapısal optimizasyonu ile hafifletilmesini hedef alarak sonlu elemanlar modeli geliştirmişlerdir. Yaptıkları çalışmada sadece şasenin yapısal tasarım değişikliği ile %28 (140 kg'lık) bir azalma gözlemlemişler, kompozit malzemeler kullanarak, tasarım ve malzeme değişikliği uygulayarak yaptıkları sonlu elemanlar modelinde ise %67'ye (1.326

kg) kadar bir hafifletme sağlayarak hafifletme hedeflerini malzeme ve tasarım değişikliği sonuçlarına göre değerlendirmişlerdir. Bu yaklaşımla, kamyon şaselerinde, tasarımın birçok farklı yapısal konfigürasyonu ile hem mekanik performans hem de malzeme maliyeti açısından değerlendirilebileceğine aynı zamanda farklı malzemeler ile de bu konfigürasyonları uygulayıp avantajlar sağlayabileceğini bunun sonucunda; şaselerde hafiflik sağlanarak yakıt tüketiminin azalmasıyla sera gazı emisyonlarının azaltılabileceği gibi birçok avantajı beraberinde getireceğini sunmuşlardır.

Padmanabhan ve ark. (2020), çalışmalarında, C kesitli bir kamyon şase tasarımında hafif çelik ve titanyum alaşımı olmak üzere 2 farklı malzeme seçimi ile şaselerin daha hafif, daha mukavemetli, kullanım ömrü yüksek, geri dönüştürülebilir bir sonuçlar elde etmeyi benimsemişlerdir. Otomobil sektöründe özellikle hayati önem taşıyan malzemeler ve araçlarda tercih edilen doğru malzeme seçimleri otomotiv tasarımları için en önemli unsurlardandır. Bu çalışmada C kesitli kamyon şasesi sonlu elemanlar yöntemi ile iki farklı malzemede tasarlanmış şase üzerinde analizler yaparak malzemelerin sağladığı hafiflik, uzun ömür gibi kriterler arasında değerlendirmeler yapılmıştır. Hafif çeliğin titanyum alaşımına göre avantajları ve sağladığı kriterlerin daha iyi olması sebebiyle tercih edilebilirliğini sunmuşlardır.

Gedik ve ark. (2021), yaptıkları çalışmalarında, son zamanlarda şehirlerarası ve uluslararası karayolu taşımacılığında en çok kullanılan araçlar olan römorkların şaseleri üzerinde sonlu elemanlar üretimi kullanılarak kaynaklı olan şaselerin cıvatalı bir şase haline dönüştürmeyi hedeflenmişlerdir. Montajı yapılmadan ayrı bir şekilde analiz edilen bu şase yapısı statik analizlere tabi tutularak gerilim oluşan bölgeleri gözlemlenmiştir. Bu gözlemler yardımıyla cıvatalı olarak oluşturulan I kesitli profil şeklindeki yeni tasarımdaki gerilme değerleri de mevcut duruma göre kabul edilebilir gerilme değerlerinde çıkmıştır ve sonlu elemanlar yardımı ile cıvatalı bir şase yapısının mümkün olduğu savunulmuştur. Böylelikle, düşük üretim maliyeti, kısa montaj süresi, nakliye kolaylığı ve demonte edilebilirlik açısından daha avantajlı bir yapı edilebildiği için önümüzdeki yıllarda yaygın kullanılabileceğini öngörmüşlerdir.

Ary ve ark. (2020), çalışmalarında, şehir içi araçların en önemli parçası olan şaselerin önemini, maruz kaldığı yükleri ve farklı parametrelerdeki davranışlarını sonlu elemanlar yöntemi ile incelemişlerdir. Bu parametreler; şaselerin maruz kaldığı yükler, şase üzerinde kullanılan malzeme, malzemelerin kalınlıkları ve şasenin tasarım ile basitleştirilmesi olup bunun üzerine elde edilen veriler değerlendirilmiştir. Çalışmada, Endonezya Cumhuriyeti Araştırma, Teknoloji ve Yüksek Öğrenim Bakanlığı tarafından düzenlenen yarışmada üniversite öğrencilerinin Autodesk Fusion 360 yazılımı ile tasarladığı şehir içi araç şase tasarımının sonlu elemanlar yöntemiyle incelenmesi ele alınmıştır. Çalışmalar sonucunda, malzeme kalınlığının azaldığında şase dayanımının azaldığı, farklı yüklerde farklı şase gerilim tepkileri aldığı, tasarım farklılıklarının da gerilimleri etkilediğini bunların yanında farklı malzeme türleri ile (karbon çeliği, alüminyum 6061 ve karbon fiber takviyeli plastik), farklı çerçeve kalınlıkları (1,4 mm, 0,9 mm ve 0,4 mm) ile oluşturulan şaselerin farklı yükler (150 N, 700 N, 850 N) elde edilerek malzeme dayanımları, malzeme kalınlıkları ve yükleme şartlarına göre yorumlamalar yapıp ana hedefe en yakın sonuçlara ulaşmak istenmiştir. Bu çalışmanın analiz verileri, şase yapıları için en uygun kombinasyonu elde etmede yeterli bir referans olduğu savunulmuştur. Mevcut çalışmanın metodolojisi, yapılan uygulamalar sırasında çalışma yüklerine karşı şaselerin mukavemetinin iyi olması sağlanıp, minimum miktarda yerel bileşenlerle montaj kolaylığı sağlanmıştır.

2.1. Özel taşıma römorkları

Özel taşıma römorkları, otomobil üretim süreçlerinde seri ve güvenli taşıma, ergonomi ve iş sağlığı açısından otomobil yedek parça kasalarını veya üretim süreçlerinde gerekli malzemelerin kasalarını taşımaya yarayan araçlardır. Bu römorkların hareket ve yönlendirmesi genel olarak çekici araçlarla, AGV (otomatik yönlendirmeli araçlar) veya insan yardımı ile sağlanmaktadır.

Kurumsal otomobil firmalarında kullanılan özel taşıma römorkları; otomobil projeleri kapsamında, üretim alanı, çekici ekipmanları, taşınacak kasa ebatları gibi müşteri isteklerine göre tasarlanmaktadır ve risk analizleri yapılmaktadır. Özel taşıma römorklarının istekler doğrultusunda şaselerinin ağırlığının azaltılmak adına yapılan

Çalışmadaki şase ve römork ekipmanları gazaltı (MIG-MAG) kaynağı ile üretilen ürünlerdir. Malzeme olarak S235JR tercih edilmektedir. Bu römorklar müşteri isteklerine göre üretimi bittikten sonra koruyucu kaplama olarak sıcak galvaniz veya boya işlemi görmektedir.

Özel taşıma römorkları ihtiyaçlara göre 5 tip olarak üretilmektedir;

1- Plateau Roulant (PR): şase ve 4 tekerlekten oluşan hafif yüklerde az manevra gerektiren işlerde kullanılmaktadır. Maksimum 500 kg taşımaktadır.

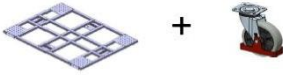
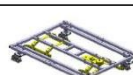
2- Chariot (C): şase, 4 tekerlek ve manevra kolundan oluşan özel taşıma r morkudur. Bu tip römorklarda hareket ve manevra kabiliyetleri insan gücü ile manuel gerçekleştirilmektedir. Maksimum yük taşıma kapasitesi 700 kg'dır.

3- Base Roulante (BR): En çok kullanılan Römork tipidir. 1500 – 2000 kg arasında yük taşıma kapasitesi, standart otomobil yedek parça kasalarına uygunluğu, römork ekipmanlarının isteğe göre yönlerinin değiştirilebildiği gibi avantajları nedeniyle fabrika içinde bölümler arası parça taşımalarında ve bölüm içerisinde özel çekici ekipmanlarla ve insan gücü ile de manuel olarak güvenli taşıma sağlamaktadır.

4-Chariot AGV (CA): şase, şase altında AGV çekicilerin yerleşmesi için özel ekipman, AGV'nin şase altına girebilmesi için tekerlek yükseltici ekipman ve tekerleklerden oluşan özel taşıma r morklarıdır. Yük kapasiteleri 500-700 kg arasındadır.

5-Chariot AGV Hybride (CAH): Bu tip özel taşıma römorklarında; şase, tekerlekler, çeki oku ve çeki demiri, manevra kolu ve elektrikli çekiciler için özel ekipman bulunmaktadır. BR tipi R morklara göre daha az taşıma kapasitesi bulunmaktadır fakat diğer tiplere göre daha fonksiyonlu olduğu için daha avantajlıdır. Genellikle fabrikada belli bölümler içinde taşımalara uygundur ve yük taşıma kapasitesi 700-1200 kg arasındadır.

Çizelge 2.1. Özel taşıma römork tipleri

ÖZEL TAŞIMA RÖMORK TİPLERİ		
Plateau Roulant Tekerlekli Şase (Yardımcı Ekipmansız) PR		
Chariot Manuel Taşıma Römorku C		
Base Roulante Çekiciler ve Manuel için Taşıma Römorku BR		
Chariot AGV AGV için Taşıma Römorku CA		
Chariot AGV Hybrid Çekici ve AGV için Taşıma Römorku CAH		

Yukarıdaki maddelerde Fransızca isimleri ile tanımlanan ürünlerin Çizelge 2.1. 'de Türkçe karşılığı da belirtilmiştir. Çalışmada maddelerde belirtilen BR tipi özel taşıma römorku ele alınmıştır.

2.2. Base Roulante (BR) Tipi Özel Taşıma Römorku ve Şaseleri

BR tipi özel taşıma römorkları 3 çeşit şase olarak üretilmektedir. Şaseler farklı taşıma kapasiteleri ve ihtiyaç durumlarına göre küçük, orta ve büyük olarak sınıflandırılır.

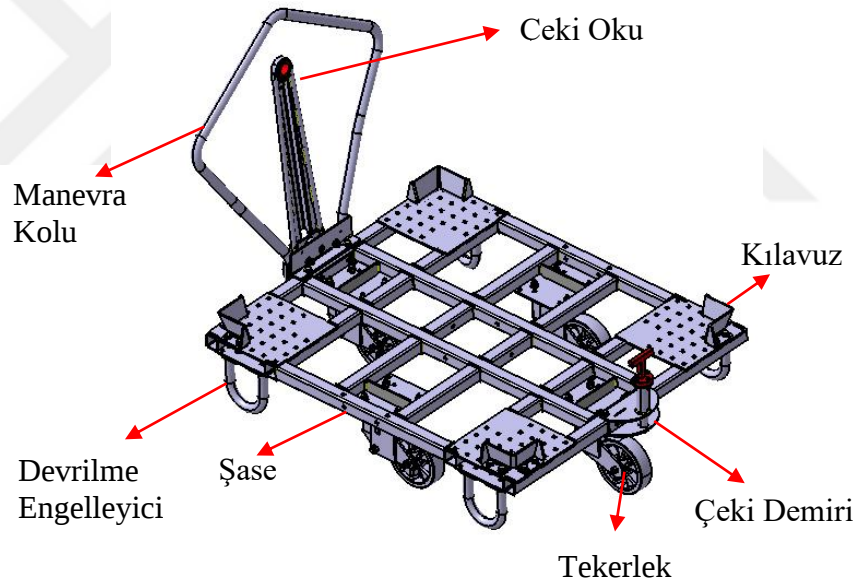
En çok tercih edilen şase tipi ise yardımcı ekipmanların kullanılacak işlere göre değiştirilebilmesi açısından ve üzerine koyulacak kasaların ebatlarına göre kılavuzlar yardımı ile ayarlanabilir olmasından dolayı büyük şase tercih edilir ve çalışmamızda da ele alınan şase tipidir. Küçük ve orta şaseler sadece proje kapsamında kullanılan kasalara göre ayarlandığı için daha az ihtiyaç duyulmaktadır.

BR özel taşıma römorku; Şase, 4 veya 6 tekerlek, çeki demiri, çeki oku, manevra kolu, devrilme engelleyici boru ve şase üzerinde dört köşesinde istenilen kasa ebatlarında

ayarlanabilir kılavuz sac ekipmanlarından oluşmaktadır (Şekil 2.1.). Özel taşıma römorkları üretilirken sadece şaselerin uzunlukları değişmekte olup diğer ekipmanlar standart kalmaktadır. Bu ekipmanlar sayesinde bu özel taşıma römorkları çekici vasıtasıyla bir römorku, çekilen römork ise diğer römorkları çekerek vagon tarzında birbirlerine bağlanarak fabrika içerisinde çoklu taşıma yapılabilir ve manevra kolunun da bulunması sebebiyle fabrika içerisinde farklı ihtiyaç alanlarına bölümler arası sevkiyat tamamlanınca operatörler tarafından hareket ettirilebilmektedir.

Ayrıca çeki oku kısmındaki özel tasarım ekipmanı ile elektrikli araçlara da monte edilebilen ve elektrikli araçlar ile de taşınan bu römorklar, çok yönlülüğü ve kullanım kabiliyetlerinden dolayı çok tercih edilmektedir.

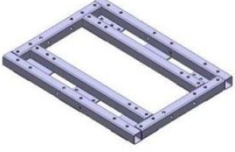
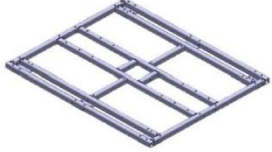
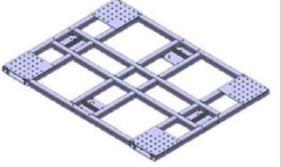
Şekil 2.1.'de Base Roulante (BR) olarak tanımlanan römork tipi gösterilmiştir.



Şekil 2.1. BR tipi özel taşıma römorku

BR Tipi özel taşıma römorkları ihtiyaca göre farklı ebatlarda üretimi gerçekleştirildiği için karışıklık olmaması adına isimlendirilirken şase dış ebadına göre başına BR koyularak isimlendirilmektedir. Örneğin; şase dış ebatları 2000 mm x 1200 mm gelen şase BR 2000x1200 olarak tanımlanır.

Otomobil üretim süreçlerinde fabrika içerisindeki ambalaj alanı ve otomobil parçalarının boyutlarına göre üretilen kasalara bağlı olarak römork şase ebatları değişmektedir. Farklı malzemelerin (daha küçük ve hafif yedek parça ve montaj malzemeleri, yedek parça kasaları gibi) kullanım ihtiyacı duyulduğunda, şase tasarım değişikliğine de gidilmektedir. Şase dışındaki diğer ekipmanlar standart olup şaseler küçük şase, orta şase ve büyük şase olarak 3 ayrı tipte tasarlanmaktadır (Şekil 2.2.). Bunun sebebi ise ihtiyaç doğrultusunda üretim yapmak ve gereksiz olan maliyetini azaltmaktır. 3 tip şase de her zaman çekicilere (elektrikli veya forklift gibi çekiciler) uygun olarak tasarlanmaktadır. Otomobil firmalarında üretim süreçlerinde ambalaj yer uygunluğu, kasa ebatları ve ağırlığından dolayı büyük şase tercih edilmektedir. Aynı zamanda standart yedek parça kasalarının genellikle en çok kullanılan ebatları 1200 mm x 1000 mm geldiği için üretim olarak BR 1200x1000 özel taşıma römorkları üretilmektedir ve bu çalışmada da BR 1200x1000 özel taşıma römorku ve büyük şasesi ele alınmıştır.

ŞASE TİPLERİ	KÜÇÜK TİP ŞASE	ORTA TİP ŞASE	BÜYÜK TİP ŞASE
PLAN GÖRSELİ			

Şekil 2.2. Şase tipleri

Şekil 2.2.'de şase tiplerinin görselleri verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi büyük tipten küçük tipe doğru şaseler basitleştirilmektedir. Bunun sebebi iste ihtiyaçlara göre hafif ve daha küçük kasalara göre römork şasesi üretmektir ve maliyetleri azaltmaktır.

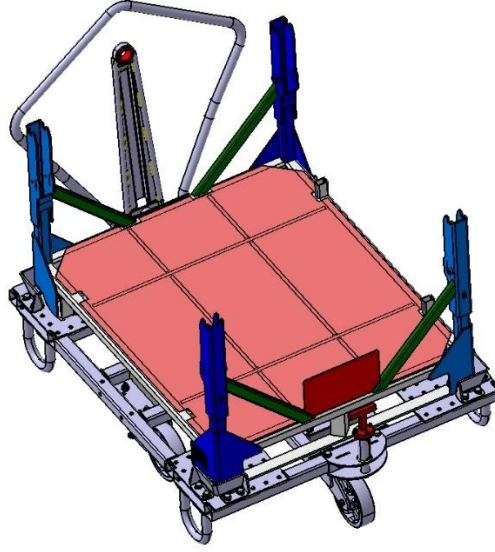
Çizelge 2.2.'de ise çalışma kapsamında kullanım fazlalığından dolayı tercih edilen büyük şase tiplerinin mevcut olarak üretilen dış ebatları ve römorkların toplam ağırlık tablosu verilmiştir.

Çizelge 2.2. Römork ebat ve ağırlık bilgileri

RÖMORK AĞIRLIK TABLOSU (BÜYÜK ŞASE)	
Römork Şase Ebatları (mm)	Römork Ağırlık (Kg)
1200-1000	147
1200-1200	152
1325-1150	153
1420-0880	150
1650-1200	160
1750-1150	157
1750-1450	169
1900-1200	164
2400-1200	199
2300-1600	207
2400-2200	224

2.3. Özel taşıma römorklarının Yük Durumu

Özel taşıma römorkları otomobil üretim süreçlerinde otomobil parça çeşitlerine göre ebatları ve ağırlıkları değişen özel kasaların ve standart yedek parça kasalarının taşınmasını sağlarken birçok noktadan yüke maruz kalırlar. Kasaların özel taşıma römorklarının üzerine konulması veya alınmasıyla da sürekli yük değişimine maruz kalan römorklar, üzerlerinde bulundurduğu kılavuz saçları sebebiyle kasaları konumlandırmaları ve kaymamalarını sağladığı için her zaman kasaların römorklara farklı noktalarda yükleme yapmamasını sağlamaktadır. Şekil 2.3.'de örnek olarak bir kasanın römork üzerinde nasıl konumlandığı gösteren görsel gösterilmiştir.



Şekil 2.3. Özel taşıma römorku üzerine koyulan örnek özel kasa

Yükler direkt olarak şaselere bindiği için şaselerin kaynak yapıları, rijitliği ve yükler altında malzemesine göre akma mukavemetine karşı dayanıklı olmaları gerekmektedir.

Bu çalışmada yapılan analiz çalışmalarında yükleme sınır şartları da Şekil 2.3.'de gösterilen yükün römork üzerinde temas ettiği noktalarına maksimum taşıma kapasitesi kadar yük kuvveti verilerek gerçekleştirilmiştir.

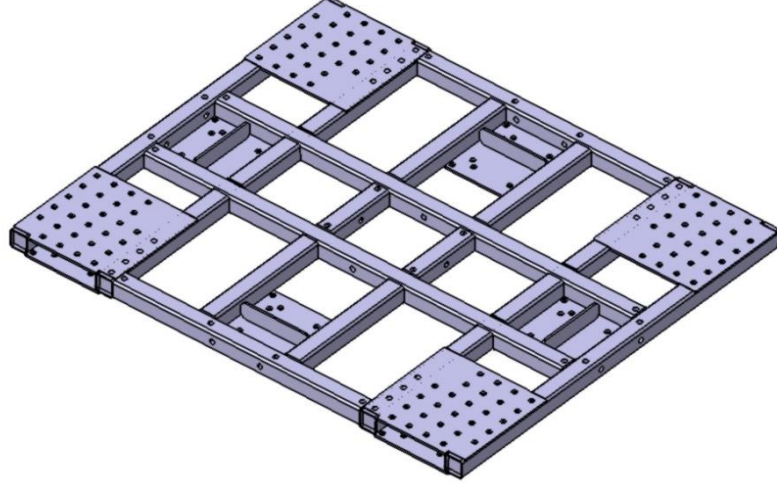
2.4. Özel taşıma römork Ekipmanları

Bu kısımda çalışmada kullanılan BR tipi özel taşıma römorkunda ve diğer taşıma römorklarında da standart olarak bulunan şase ve yardımcı ekipmanlarının genel tanımı yapılmıştır.

2.4.1. Mevcut kullanılan şase

Özel taşıma römorklarının ekipmanlarından biri olan şase; tekerlek, çeki demiri, çeki oku, manevra kolu, kılavuz ve ihtiyaca göre diğer ekipmanların üzerine monte edildiği ve römork üzerinde yükü taşımaya yarayan ekipmandır. Çalışma kapsamında referans alınan BR tipi mevcut özel taşıma römork şaseleri 50 x 50 x 3 mm ölçülerinde kare kesitli

profillerden ve 6 mm kalınlığındaki mukavemet için gerekli destek sacları, tekerlek montaj plakaları ve kılavuz montaj plakalarından oluşmaktadır (Şekil 2.4.). Korumacı kaplama olarak sıcak galvanize girdikleri için profiller üzerinde galvaniz akıntı delikleri bulunmaktadır ve bu şekilde üretimi gerçekleştirilmektedir.

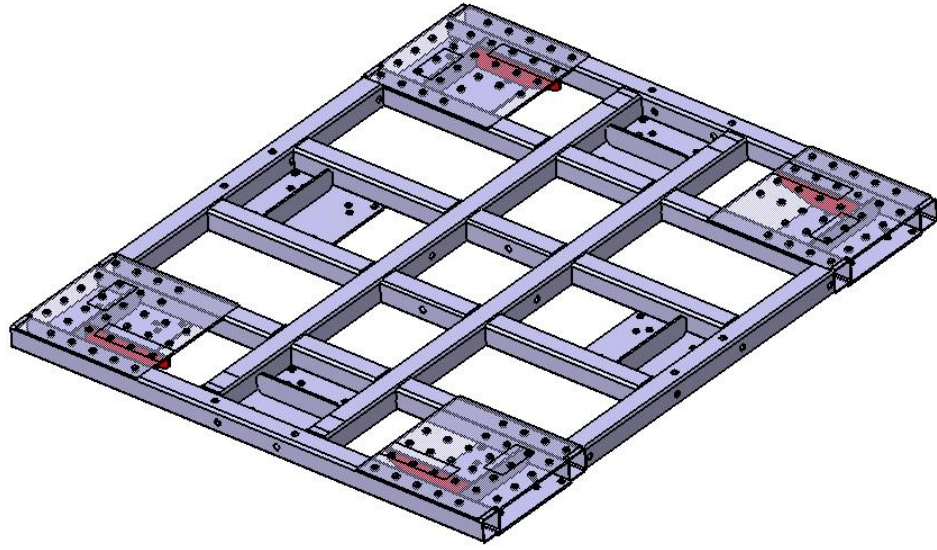


Şekil 2.4. Mevcut kullanılan şase

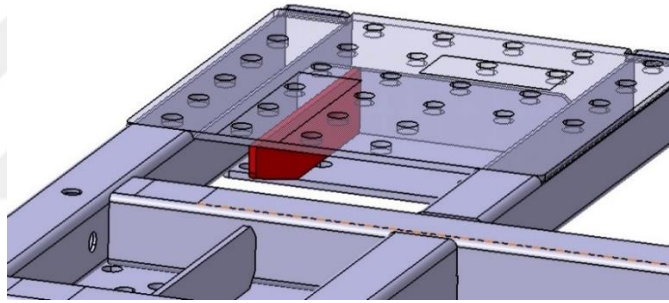
Şekil 2.4.'de ki şase mevcut olarak en sık kullanılan ve aynı zamanda analiz ve test çalışmalarında kullanılan şase tipidir.

2.4.2. Yeni Şase

Çalışma sürecinde mevcut durumdaki şase, hafifletme optimizasyonu amacıyla şaseyi oluşturan parçaların kalınlık parametrelerinde azaltmalar ve yeni eklemeler ile tasarım değişikliğine uğramıştır. Oluşan yeni şasede (Şekil 2.5.), en az mevcut durumdaki şasenin mukavemet değerlerinde olması amaçlanmıştır. Tasarım değişikliğine uğrayan yeni şasede kullanılan tüm plakalar 6 mm'den 5 mm 'e düşürülmüştür ve 50 x 50 x 3 mm olan profillerin kesit kalınlıkları 3 mm'den 2,5 mm 'e düşürülmüştür. Hafifliğinin yanı sıra mukavemetinin de artmasının istenildiğinden dolayı Şekil 2.6.'da yükün bindiği plakalara yapılan 5 mm kalınlığındaki ek bir lazer kesimli sac bağlantısıyla desteklenmiştir.



Şekil 2.5. Yeni şase

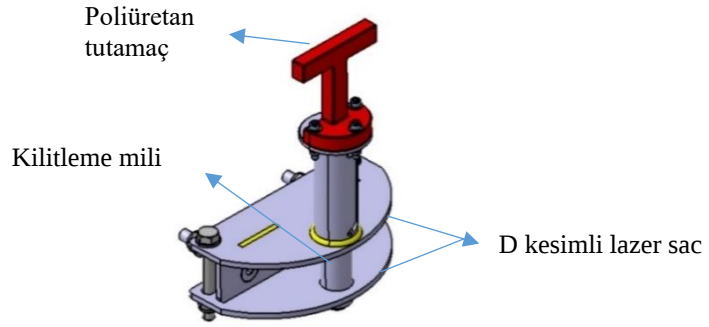


Şekil 2.6. Şase yük uygulanan plakaya güçlendirici lama demiri

Yeni şase analiz çalışmalarında mevcut durumdaki şasenin analiz modelinde çıkan sonuçlara göre tespitler yapılarak tasarımda gerekli düzenlemeler yapılmıştır ve hafifletme çalışmalarında bu model kullanılmıştır.

2.4.3. Özel taşıma römorku çeki demiri

Özel taşıma römorklarının çeki demiri, iki veya daha fazla römorkun tıpkı vagonların birbirine bağlanması gibi römorklar arası bağlantıyı sağlayan metal bir bağlantı parçasından biridir. (Şekil 2.7.). Römorkların çeki demiri şasesinin arka kısmına konumlandırılır ve şasenin ön kısmında bulunan özel taşıma römork çeki oku (Şekil 2.8.) ile birbirine geçirilerek römorkların bağlantısı sağlanır.

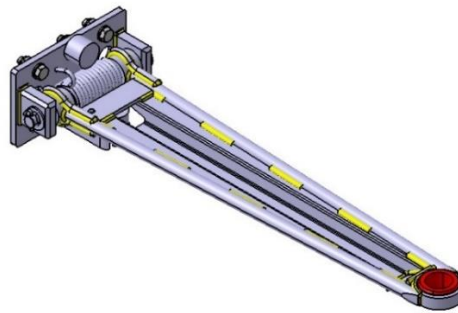


Şekil 2.7. Özel römork çeki demiri

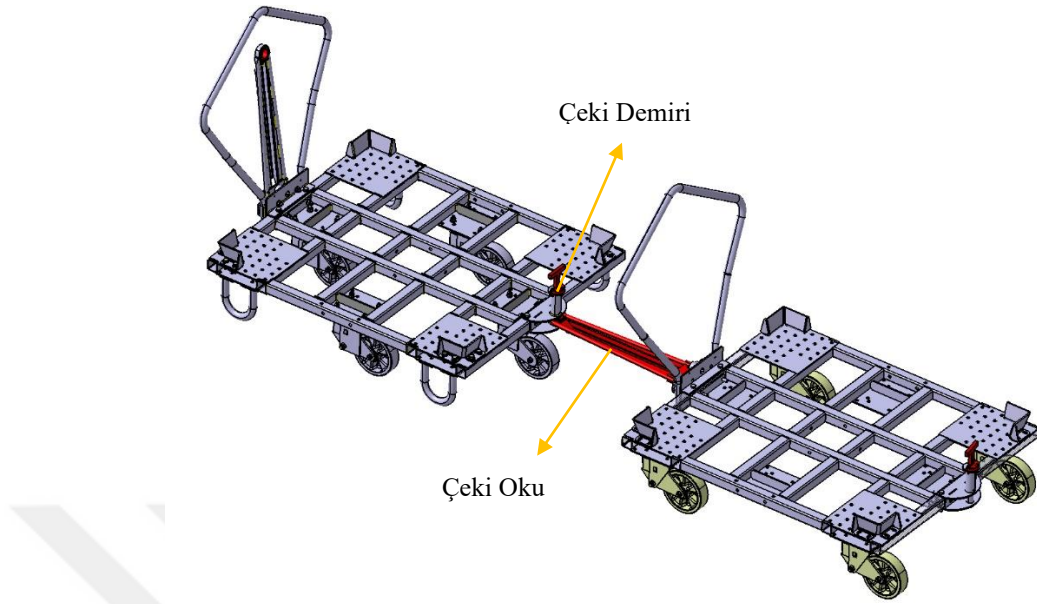
Çeki demiri; 2 adet çeki oku kilitleme yuvasını oluşturan D lazer kesimli sac ve bunların bağlantı cıvatalarıyla beraber kilitlemeyi sağlayan mil ile manuel olarak ergonomi şartlarına uygun şekilde çeki demirindeki kilitleme mile bağlı T şeklinde kırmızı poliüretan tutamaçtan oluşmaktadır. Mil ve tutamaç, çeki okunun takılma ve sökülmesinde yardımcı bir aparat görevi görmektedir.

2.4.4. Özel taşıma römorku çeki oku

Kurma yayı ile özel taşıma römorklarına bağlantısı olan çeki oku, manuel olarak çeki demirinin pozisyonuna indirilerek kilitleme ve sonrasında çeki demirindeki mil ile çözülerek otomatik olarak yay yardımıyla römorktaki normal konumuna gelmektedir. Böylelikle çeki demiri ile römorkların birbirine bağlanması ve yönlendirilmesinde yardımcı bir ekipman görevi görmektedir (Şekil 2.9.).



Şekil 2.8. Özel taşıma römork çeki oku

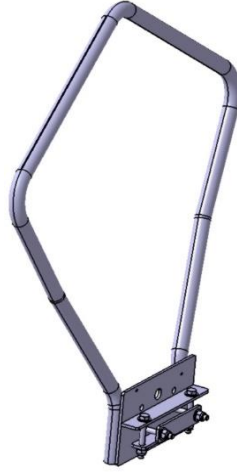


Şekil 2.9. Çeki oku ve çeki demiri yardımı ile römorkların birbirine bağlanması

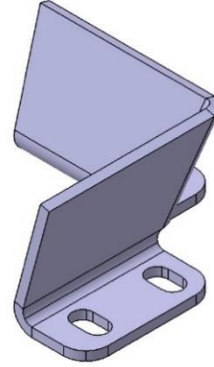
2.4.5. Özel taşıma römorku manevra kolu, kılavuz ve tekerlekler

Özel taşıma römorklarının bir diğer ekipmanları manevra kolu, kılavuzlar ve tekerleklerdir. Manevra kolu manuel olarak römorkun hareket ettirilmesi ve fabrika içinde römorkun hareketi ve yerleşimi için yardımcı bir ekipmandır. Şekil 2.10.'da gösterildiği gibi ergonomi şartlarına göre açılı ve uygun hareket ettirme pozisyonlarına göre tasarlanmış ve 170 N değerinde bir itme ve çekme kuvveti ile römorka hareketi vermeyi sağlamaktadır.

Şekil 2.11.'de gösterilen kılavuz sacları ise römork üzerine koyulan yükleri ve kasaları konumlandırmak ve hareket halindeyken römork üzerinde kaymalarını engellemektedir. 105 derecelik açı verilerek tasarlanan bu kılavuzlar römork üzerine forklift yardımı ile koyulan malzemelerin takılmamalarını ve kolay yükleme ve boşaltma sağlamaktadırlar.



Şekil 2.10. Özel taşıma manevra kolu



Şekil 2.11. Özel taşıma kılavuz sacı

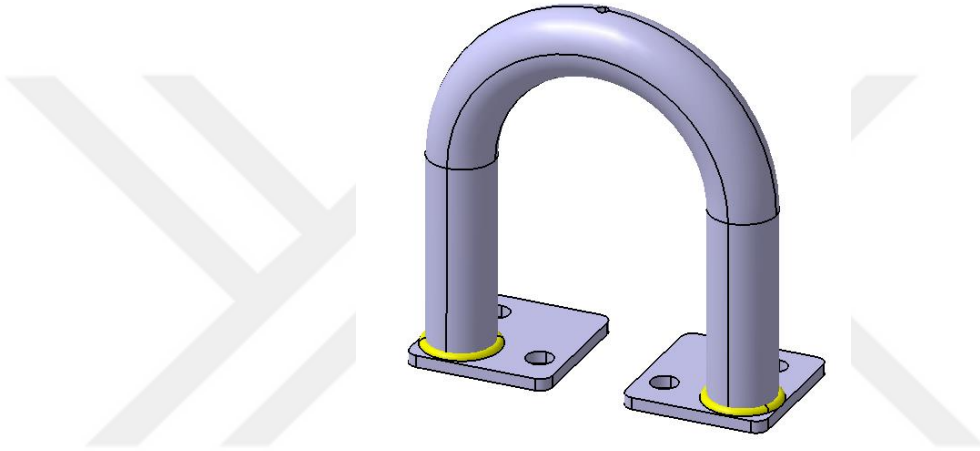
Tekerlekler ise römork üretim süreçlerinde özel olarak dışarıdan tedarik edilmektedir. Manevra hareketleri için döner ve sabit olarak monte edilirler ve 200 mm çapında 52 mm genişliğinde olan bu özel tekerlekler taşıma kapasitelerini karşılayacak şekilde analiz edip belirlenmiştir. Tekerlekler özel taşıma römorklarına ise istenilen ebat, yükleme ve manevra kabiliyeti gibi müşteri isteklerine göre 3 çeşit olarak monte edilirler. Şekil 2.12. 'de görüldüğü üzere tekerlekler; ebat uzunluğunda mukavemet sağlayabilmek için 6 tekerlek dizilişinde, kısa ebatlarda ise 4 tekerlek dizilişinde römorklara monte edilirler. Manevra kabiliyetlerinden ötürü 4'lü diziliş; kare diziliş ve baklava diziliş olarak kendi arasında ayrılmaktadır.

TEKERLEK DİZİLİSLERİ	4 TEKERLEK KARE DİZİLİSİ	4 TEKERLEK BAKLAVA DİZİLİSİ	6 TEKERLEK DİZİLİSİ
PLAN GÖRSELİ			

Şekil 2.12. Römorkların tekerlek dizilişleri

2.4.6. Özel taşıma römorku devrilme engelleyici boru

Özel taşıma römorklarında 4 tekerlekli baklava dizilişinde yardımcı ekipman olarak kullanılan devrilme engelleyici borular, römork şaselerinin dört köşesine monte edilmektedir. Şekil 2.13.'de görseli verilen bu borular römorkların yükleme anında veya yükün römork üzerindeyken hareketi esnasında baklava dizilişten kaynaklı köşelerde tekerlek olmaması sebebiyle dengesizlik durumunda yükün devrilmesini engelleyen borulardır.



Şekil 2.13. Devrilme engelleyici boru

Şekil 2.13.'deki devrilme engelleyici boru römorkun hareketini engellemek için yer ile teması olmayacak şekilde fakat yükün römorku sağa veya sola yatırma isteğine karşı eğim olduğunda yere temas ederek devrilmeye önleyecek şekilde özel ebatlarda büküm yapılmış 34 mm çapında 3 mm kalınlığında boru ve borunun şaseye bağlanması için özel lazer kesimli sacın kaynatılmasıyla oluşmaktadır.

2.5. Malzeme Bilgileri

Malzemelerin mekanik özellikleri farklı yükler altındaki davranışlarını ortaya koyan özelliklerdir. Malzemelerin şekillendirilmesini, dayanımını ve kullanım yerlerini belirleyen mekanik özellikleridir. Bu kısımda çalışmada kullanılan şaselerin malzemesi olan S235JR (ST37-2) yapı çeliği ile ilgili aşağıda genel bilgiler anlatılmaktadır.

Yapı çelikleri endüstri ve sanayide yaygın olarak kullanılmaktadır (Topçu ve ark. 2006). Özellikle konstrüksiyon sektörlerinde kullanılan bu çelikler inşaat demiri, profil, köşebent, sac boru olarak piyasalara sunulur. S235JR çeliğinin ucuz ve kaynağının daha sorunsuz oluşu (Akduman 2021), kaynaklı konstrüksiyonlarında da kullanımını artırmıştır, bu tür malzemeler çekme dayanımlarına göre S235JR, S275JR, S355JR, E335, E360 olarak tanınmaktadır. Bu çalışmada kullanılan S235JR çeliğinin karbon oranını düşük olması kaynağın problemsiz yapılmasına sebep olmuştur. Ayrıca S235JR çeliği için modern kaynak yöntemlerine (lazer kaynağı, plazma kaynağı gibi) gerek yoktur. (Çelik 2020).

Çizelge 2.3. Kullanılan malzemenin kimyasal özellikleri

Yeni Standart	Önceki Standart	Kimyasal Bileşim (%)							
DIN EN 100025-94	DIN 17 100-80	C max	P max	S max	Mn max	Si max	Cu	Al Min.	N
S235JR	Rst 37-2	0,17	0,025	0,020	0,80	0,30	0,25-0,40	0,15	0,012

Kaynak: Erdemir (2000).

Çizelge 2.4. Kullanılan malzemenin fiziksel özellikleri

Fiziksel Özellikler		
Akma mukavemeti (min) daN/mm ² Kalınlık (mm) ≤16	Çekme mukavemeti daN/mm ² Kalınlık (mm) ≥ 3 ≤50	Uzama (%min) L ₀ =80 mm ≥ 3 ≤ 40
235	340-470	24

Kaynak: Erdemir (2000).

Çizelge 2.4.'de St 37-2 (S235JR) çeliğinin kimyasal bileşimlerini verilmiştir. Çizelge 2.5.'de ise bu malzemenin akma ve mukavemeti, uzama bilgileri verilmiştir. Çalışmalarda malzemenin akma mukavemeti değerlendirilmelerde belirleyici etken olmuştur (Şık 2004).

2.6. Gerilme ve Gerinim

Malzemelerin mekaniği, dışarıdan bir yüklemeye maruz kalan katı gövdede gerilme ve gerinimin iç etkilerini inceleyen mekaniğin dalıdır. Gerinim cismin deformasyonunun

bir ölçüsü iken, gerilme cismin yapıldığı malzemenin mukavemeti ile ilişkilidir (Keskintaş 2017). Bu konunun temellerinin tam olarak anlaşılması ciddi önem taşımaktadır, çünkü mühendislik tasarım formüllerinin ve kurallarının çoğu bu konu ilkelerine dayanmaktadır (Tanaka at all. 1995; Hibbeler 2013).

Malzemelerin mekanik davranışları yük altında kaldığında deforme veya kırılma gibi tepkilere karşı direnci olarak tanımlanmaktadır. Bir malzeme küçük gerilmeler altında deforme olduğunda, deformasyon elastik olabilir bu durumda üzerindeki yük kaldırıldığında malzeme eski haline geri gelebilmektedir. Zamana bağlı bu değişime elastisite veya viskoelastisite olarak tanımlanır (Hosford 2010).

Malzeme daha büyük gerilmelerde ise plastik deformasyona uğrayabilir. Plastik deformasyona uğrayan bir malzeme, gerilme oluşan bölgede kalıcı hasar meydana gelir ve malzeme eski haline dönmez. Bu nedenle genel olarak deformasyonlara karşı her zaman yüksek direnç sağlanmak istenir (Hosford 2010).

Kırılma ise, bir malzemenin iki veya daha fazla parçaya ayrılmasıdır. Çok fazla plastik deformasyon oluşmadan kırılma meydana gelirse, malzemenin kırılma olduğu söylenir. Buna karşılık, kırılmadan önce geniş bir plastik deformasyon olmuşsa, malzeme sünek olarak kabul edilir. Kırılma genellikle kritik bir gerilmeye ulaşılır ulaşılmaz meydana gelir ve bununla birlikte, biraz daha düşük bir gerilmenin tekrarlanan uygulamaları kırılmaya neden olur. Bu duruma ise yorulma denir (Kurt, 2008).

Bir malzemenin maruz kaldığı deformasyon miktarı gerilme ile tanımlanır. Bir cisme etki eden kuvvetler gerilim ile tanımlanır

Gerilme (σ), bir noktadaki kuvvetin yoğunluğu olarak tanımlanır.

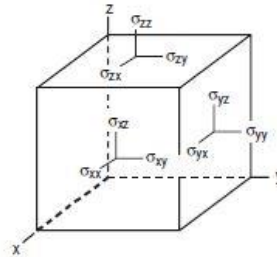
$$\sigma = \partial F / \partial A \text{ olarak } \partial A \rightarrow 0. \quad (2.1)$$

Bir cismin her yerinde stres durumu aynı ise,

$$\sigma = F/A. \quad (2.2)$$

Normal bir gerilme (basma veya çekme), gerilme vektörü, incelenen kesit yüzeye dikey etkiyorsa, bu gerilmeye denir. Bir kesme gerilimi ile kuvvet, etki ettiği alana paraleldir. Bir gerilme tanımlamak için iki alt simge gereklidir. İlk alt simge kuvvetin etki ettiği düzlemin normalini belirtir ve ikinci alt simge kuvvetin yönünü tanımlar. Örneğin, x yönündeki bir çekme gerilmesi, σ_{xx} ile gösterilir ve kuvvetin x yönünde olduğunu gösterir. X'e dik bir düzlemde hareket eder. Bir kesme gerilimi, σ_{xy} için, y-yönündeki bir kuvvet, x'e dik bir düzleme etki eder (Hosford 2010).

Şekil 2.14. 'de gösterildiği gibi, bir noktadaki gerilim durumunu tam olarak tanımlamak için gerilimin dokuz bileşenine ihtiyaç vardır. Gerilim bileşeni, $\sigma_{yy} = F_y / A_y$, y yönündeki çekme gerilimini tanımlar. Gerilim bileşeni, $\sigma_{zy} = F_z / A_z$, z 'ye dik bir düzlem üzerinde y-yönünde hareket eden bir kesme kuvvetinin neden olduğu kesme gerilimidir.



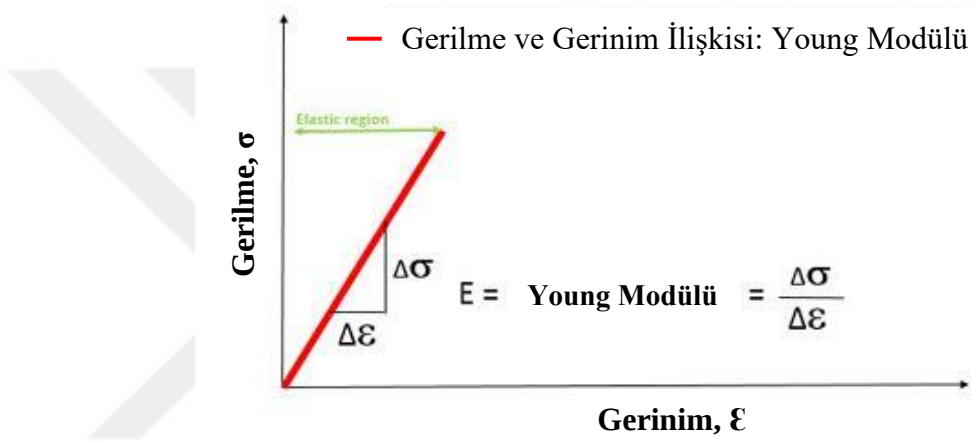
Şekil 2.14. Sonsuz küçük bir kuvvete etki eden gerilimin dokuz bileşeni. Normal gerilme bileşenleri σ_{xx} , σ_{yy} ve σ_{zz} 'dir. Kesme gerilme bileşenleri σ_{yz} , σ_{zx} , σ_{xy} 'dir (Hosford 2010).

Gerinim (ϵ), bir cisme uygulanan kuvvetlerin etkisi altında elastik, plastik ve akışkan özellikteki malzemelerin boyut ve şekillerindeki deformasyonunu ve aralarındaki açılarının değişikliğini belirten miktar olarak tanımlanmaktadır. Normal bir gerinim, her taraftan basınç altında olan bir hacimde veya uzunlamasına çekilen veya sıkıştırılmış bir çubukta olduğu gibi, malzemenin düzlemlerine veya kesit alanlarına dik olan kuvvetlerden kaynaklanır. Uzunlamasına eksen etrafında bükülmüş kısa bir metal boru gibi düzlemlere veya kesit alanlarına paraleldir ve bunların içinde bulunur (Hibbeler 2013).

Gerinim, malzemenin boyutunun uzunluk değişiminin değişimden önceki normal boyuna bölünmesi ile bulunur.

$$\epsilon = \Delta l / l_0 \quad (2.3)$$

Bir parçaya yük uygulanırken, başlangıçta gerilme ve gerinim arasındaki ilişki doğrusaldır ve bu durum malzemenin elastik bölgesi olarak tanımlanır. (Şekil 2.15.). Elastik bölgede, parçaya yük uygulandığında oluşan gerilme kalktığı zaman parça orijinal haline geri döner.



Şekil 2.15. Bir malzemenin elastik bölgesindeki gerilme ve gerinim ilişkisi (Anonim 2020).

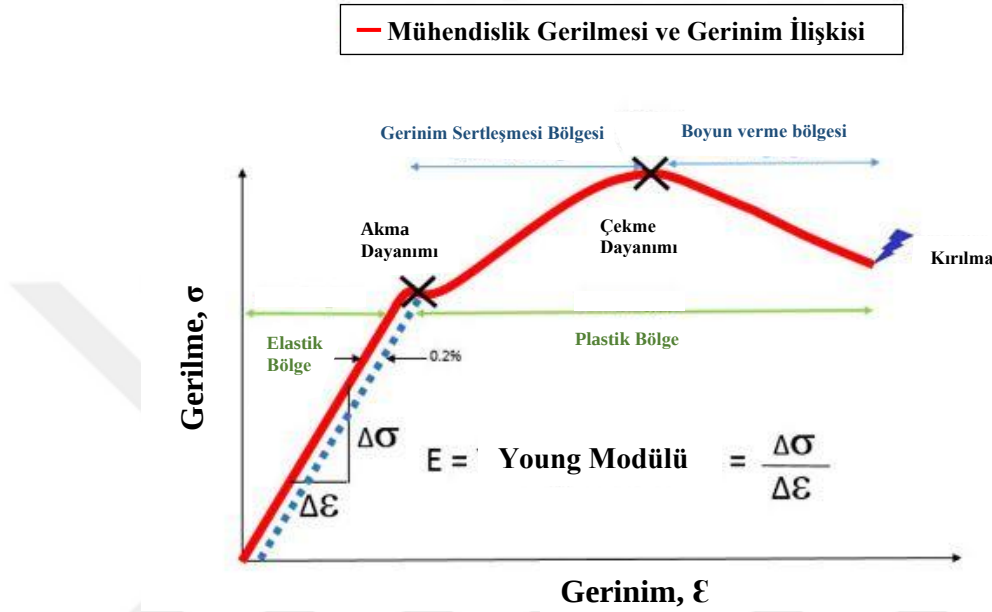
Gerilme ve gerinim arasındaki lineer ilişki, parçanın veya malzemenin Young Modülü (yay oranı) olan “E” yi verir. Young modülü, gerinim değişimleri üzerinde gerilme değişikliğidir.

$$\sigma = E \epsilon$$

$$E = \text{Young Modülü} \quad (2.4)$$

Bu doğrusal ilişki, 1660 yılında Sir Robert Hooke tarafından önerilen Hooke Yasası ile açıklanmaktadır (Callister ve Rethwisch 2018).

Parçaya uygulanan yükün yeterince yüksek olması durumunda gerilme ve gerinim arasındaki ilişki doğrusal olmamaya başlar. Bunun sonucunda doğrusal elastik davranış yerine bu ilişki, Şekil 2.16.'da gösterildiği gibi doğrusal olmayan plastik davranış durumuna gelir.



Şekil 2.16. Malzemenin plastik ve elastik bölgelerinde gerilme ve gerinim ilişkisi (Anonim 2020).

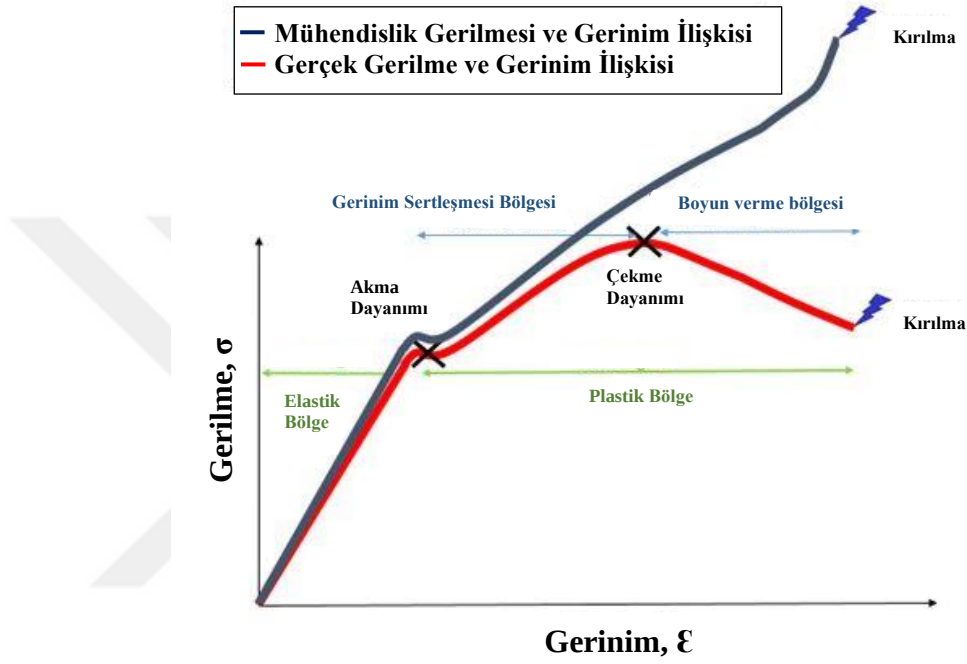
Şekil 2.16.'da görüldüğü üzere gerilme ve gerinim arasındaki ilişkinin doğrusal olmamaya başladığı ve artan yükler altında olan bölgedeki durum akma dayanımı olarak tanımlanmaktadır. Yüklerin akma dayanımının da üzerine çıkması, malzemenin plastik deformasyonuna neden olmaktadır.

Akma dayanımı ise gerilim ve gerinim eğrisinde tek bir nokta veya sayı olarak düşünülür. Gerçekte ise elastik ve plastik bölgeler arasında küçük bir geçiş bölgesi bulunur; bu anlık bir geçiş olmamaktadır. Bu nedenle akma dayanımı, elastik davranıştaki doğrusal hattan %0,2'lik bir kesim kullanılarak ve bu hatların kesişimi, Şekil 2.16.'da gerilme ve gerinim eğrisi üzerinde çizerek belirtilmiştir.

Malzemenin veya bir parçanın plastik bölgesinde, parça kalıcı olarak deforme olursa ve gerilme kaldırıldığında parça normal haline geri dönmez. Yükü veya gerilme artmaya başladığı durumda ise, parça deforme olmaya veya boyun vermeye başlar. Bu,

malzemenin çekme dayanımı olarak adlandırılır. Bu noktadan sonra yük daha da arttıkça parça sonunda yorulur ve kırılma meydana gelir.

Gerilme ve gerinim ilişkisi parçanın gerçek kesit alanı kullanılarak çizilirse, Şekil 2.17 'de görüldüğü gibi grafik sonucuna mühendislik gerilme eğrisi yerine gerçek gerilme eğrisi olarak adlandırılır.



Şekil 2.17. Artan yük seviyelerine sahip bir numune için Gerçek Mühendislik Gerilme Eğrisi (Gri) ile Mühendislik Gerilme Eğrisi (Kırmızı) (Anonim 2020).

Şekil 2.17.'de gerinime karşı gerçek mühendislik gerilmesine bakıldığında, gerilmenin artan yük ile arttığı gözlemlenmektedir. Bununla beraber, çekme dayanımı ve akma dayanımı gibi özelliklerin gerçek gerilme eğrisinde gözlemlenmesi zor olup mühendislik gerilme eğrisinde gözlemlenmesi daha kolaydır.

2.7. Yorulma

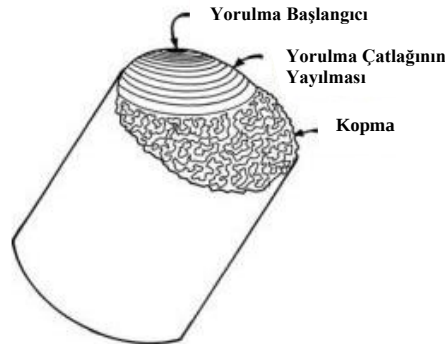
Makine parçaları ve yapı elemanları kullanımları sırasında tekrarlanan gerilmeler ile çalışır. Tekrarlanan gerilmeler altında çalışan metalik parçalarda, gerilmeler parçanın statik dayanımından küçük olmasına rağmen belirli bir tekraralama sayısı sonunda metal

yüzeyinde bir çatlama oluşur ve bu çatlama sonucunda metalde kopma olayına neden olur. Bu olaya yorulma adı verilir (Şık ve ark. 2015).

Metal parçaların servis arızalarının %90'lık bir oranının yorgunluktan kaynaklandığı düşünülmektedir. Yorulma kırılması, yalnızca bir kez uygulandığında bozulmaya neden olmayacak bir genlikteki döngüsel veya değişken gerilim altında oluşan hasar çeşididir. Özellikle uçaklar yorgunluğa karşı hassastır. Akslar, şanzıman parçaları ve süspansiyon sistemleri gibi otomobil parçaları yorulma nedeniyle arızalanabilir (Hosford 2010).

Yorgunluğun üç aşaması vardır. Birinci aşama, mikroskopik düzeyde küçük oranlarda homojen olmayan plastik deformasyonla bir çatlağın çekirdeklenmesidir. İkincisi aşama döngüsel gerilme ile bu çatlakların yavaş artarak büyümesi durumudur. Son aşamada ise, çatlaklar kritik bir boyuta ulaştığında ani kırılmalar oluşmaktadır (Hosford 2010).

Gerilim ömrü yaklaşımı, döngüsel yorulma verilerini işlemenin en eski yoludur. Gerilimler ve gerinimler çoğunlukla elastik olduğunda yararlıdır. Bu yaklaşımın temel dezavantajı, yorulma ömrünün başlangıç ve yayılma aşamalarını ayırt edemememizdir. Gerinim ömrü yaklaşımı, önemli miktarda plastik gerinim olduğunda faydalıdır. Yorulma ömrü, bu koşullar altında tipik olarak oldukça kısadır. Kırılma mekaniği yaklaşımında, kırılma mekaniği fikirleri döngüsel yorgunluğa, yani çatlak sürücüsü olarak döngüsel stres yoğunluğu faktörünü kullanırız. Bu yaklaşım bir çatlağın yayılmasında harcanan ömrü başlangıç boyutundan daha büyük boyuta veya kırılmaya karşılık gelen kritik boyuta kadar tahmin etmemizi sağlar (Şekil 2.18.) (Meyers ve Chawla 2009).

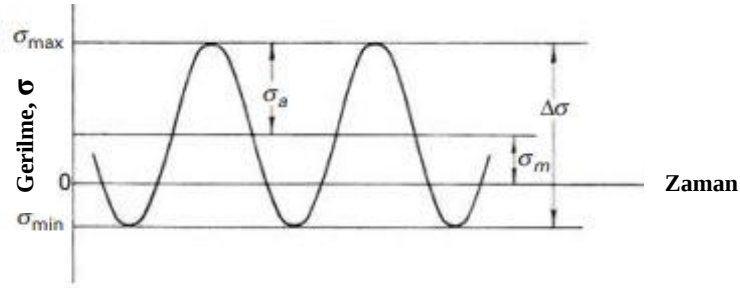


Şekil 2.18. Bir çelik şafttaki bir yorulma kırılma yüzeyinin, başlangıç bölgesini, yorulma çatlağının yayılmasını ve çatlak uzunluğu uygulanan gerilimde kritik bir değeri aştığında kopmayı gösteren şematik gösterimi

2.7.1. Yorulma Parametreleri

Yorulma parametrelerine genellikle; yeterli büyüklükte çekme gerilmesi, uygulanan gerilmenin büyük miktarda değişiklik veya dalgalanma olması, uygulanan gerilmenin yeterli sayıda tekrarlanması gibi faktörler etki etmektedir.

Şekil 2.19.'da Yorulma zorlamasında gerilme parametrelerinin adlandırılmalarına yer verilmiştir.



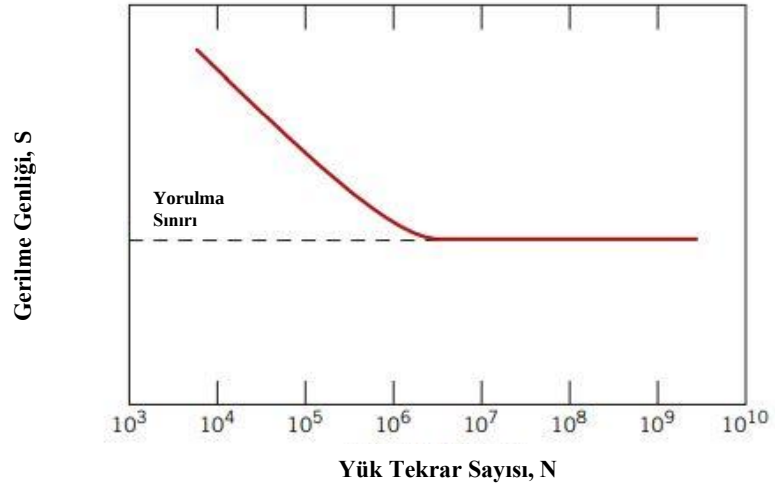
Şekil 2.19. Yorulma gerilim çevrimi (Meyers ve Chawla 2009).

- Gerilme aralığı: $\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min}$
- Değişken Gerilmenin Genliği: $\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2$
- Ortalama Gerilme: $\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2$
- Gerilme Oranı $R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$

Burada, $\sigma_{\max}$ ve $\sigma_{\min}$, sırasıyla maksimum ve minimum gerilmeyi göstermektedir (Meyers ve Chawla 2009).

2.7.2. S–N (Wöhler) Eğrileri

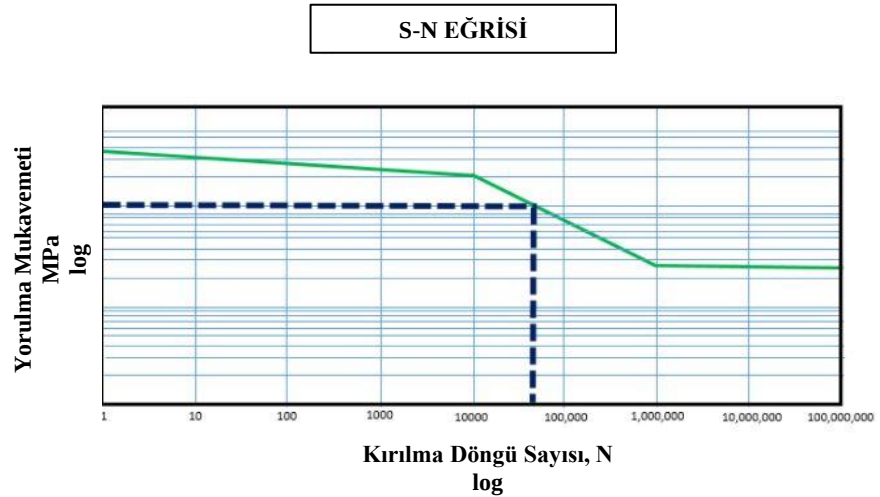
SN (Wöhler) Eğrisi, bir malzemenin hasara uğradığı çevrim sayısına karşılık gelen gerilme genliğinin büyüklüğünü gösterir. Bu eğride genellikle hem gerilme hem de çevrim sayısı logaritmik ölçeklerde gösterilir (Karakaş 2020). Mekanik bir parçanın birikimli hasarını veya yorulma ömrünü belirlemek için bir yükleme geçmişi ve bir SN Eğrisi ile Miner Kuralı birlikte kullanılabilir (Callister ve Rethwisch 2018).



Şekil 2.20. S-N (Wöhler) Eğrisi (Callister ve Rethwisch 2018).

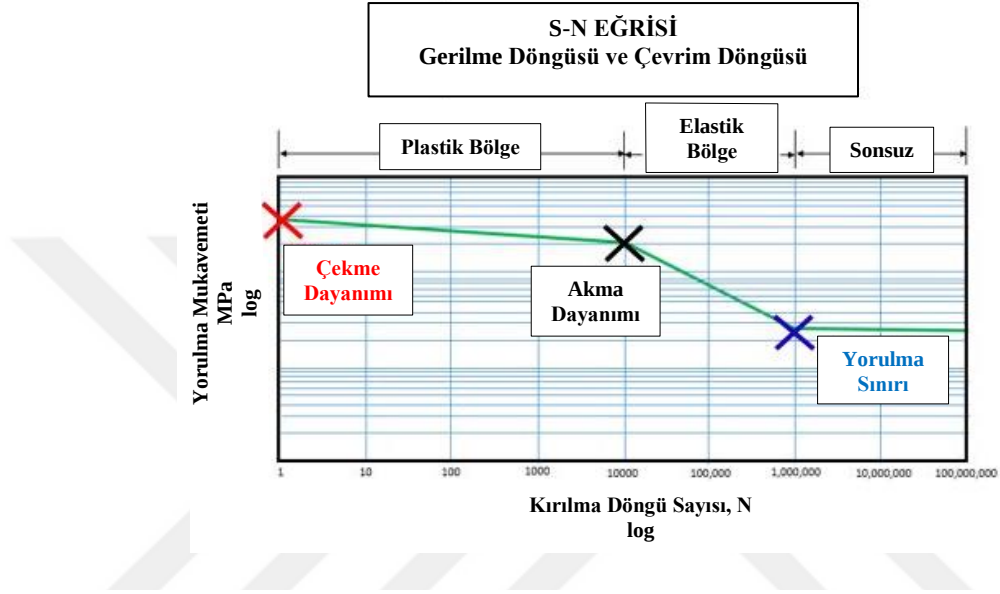
Şekil 2.20.'de S-N (Wöhler) eğrisinin, belirli bir malzeme için hasara neden olacak logaritmik ölçülerde gösterilen, çevrim sayısı (N) ve gerilme büyüklüğünün (S) grafiği verilmiştir.

Çoğu SN Eğrisi genel olarak grafiğin sol üstünden sağına doğru eğimlidir. Bunun sebebi, yüksek genlikli çevrimlerin, düşük genlikli çevrimlere göre daha az sayıda çevrim sayısı ile hasar oluşturmalarıdır. (Şekil 2.21.).



Şekil 2.21. Mavi çizgi ile gösterilen Hasar İçin Gerekli Çevrim Sayısı ile Gerilme Seviyesine İlişkin SN Eğrisi (Korkut 2021).

Bunun gibi bir yorulma testinde, yükleme çevrimlerinin uygulandığı frekans, hasar için gerekli çevrim sayısını değiştirmemektedir. SN eğrisindeki sonuçları etkileyen durum çevrimlerin sayısı olup çevrimlerin uygulanma hızı sonuçlara bir etki etmemektedir. Şekil 2.22.'de SN Eğrisi üzerinde plastik bölge, elastik bölge ve sonsuz ömür bölgesi görülmektedir.



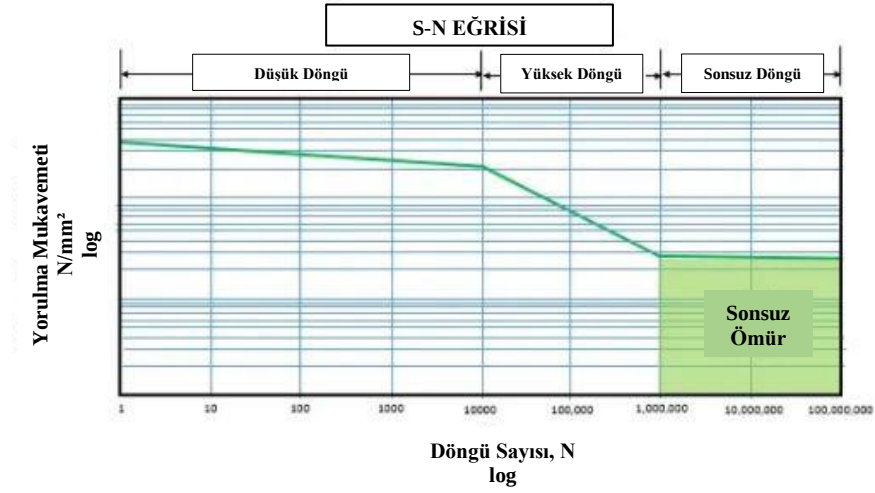
Şekil 2.22. SN Eğrisi üzerindeki Çekme Dayanımı, Akma Dayanımı ve Yorulma Sınırı. (Korkut 2021).

Plastik, elastik ve sonsuz ömür bölgelerini ayıran üç önemli seviye vardır (Şekil 2.22.):

- Çekme Gerilmesi: Tek çevrimde hasar oluşturmak için gereken gerilme seviyesi.
- Akma Gerilmesi: Plastik ve Elastik bölgenin ayrıldığı kısım.
- Yorulma Sınırı: Tüm çevrimler bu gerilme genliğinin altında kalmış ise, hasarın meydana gelmediği seviyedir.

Uygulanan gerilme değerleri belli bir seviyenin altında ise hasar meydana gelmez ve bu durum sonsuz ömür olarak adlandırılır. Sonsuz sayıda çevrim uygulanabilir.

Şekil 2.23.'de sonsuz ömür elde edebilmek için parçanın maruz kaldığı tüm çevrimsel gerilmelerde yorulma sınırının altında kalan kısmı (Sonsuz Ömür) görülmektedir.

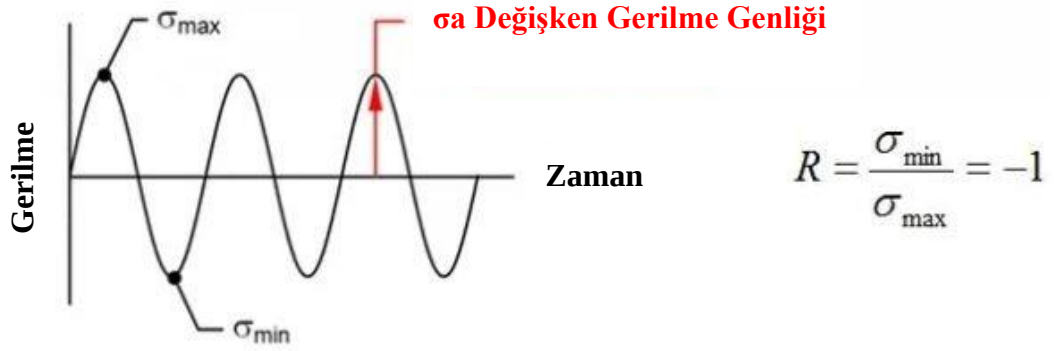


Şekil 2.23. SN Eğrisindeki sonsuz ömür bölgesi (Korkut 2021).

- Sonsuz ömür gerilme çevrimlerinin sayısına bağlıdır. Bu koşulda korozyonun ve diğer etkenlerin göz ardı edilir.
- Çevrimsel gerilme seviyelerinden herhangi biri yorulma sınırından yüksek değerde ise sonsuz ömür artık geçerli değildir.

2.7.3. Ortalama gerilmenin yorulmaya etkisi

Ortalama gerilme, maksimum ve minimum gerilmenin ortalaması anlamına gelir. Yorulma ile ilgili sonuçlar genellikle ortalama gerilmenin sıfır olduğu durumlarda ele alınır. Bu durum da yorulma çevrimindeki yükün yönünün basma ve çekme olarak zıt yönde döndüğü anlamına gelmektedir. R harfi ile de adlandırılan gerilme oranı, minimum gerilmenin maksimum gerilmeye oranı olarak tanımlanır ve ortalama gerilmeyi ölçmek için kullanılır. Gerilme oranının (R) -1 olması yükün yönünün tamamen ters yönde olduğunu temsil eder. Şekil 2.24.'de ortalama gerilmenin sıfır olduğu durum gösterilmiştir.



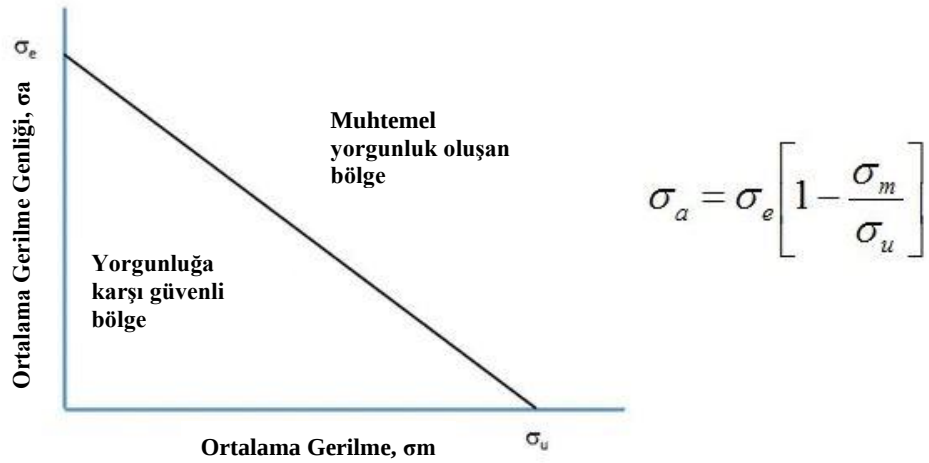
Şekil 2.24. Sıfır ortalama gerilme ile yorulma yüklemesi (Korkut 2021).

Yorulma ömrü hesaplamalarında ortalama gerilmenin yorulmaya etkisi aşağıdaki üç ana kriterle değerlendirilmektedir:

1. Farklı gerilme oranları için S-N verilerini elde etmek (Demirkaya ve Tüfekçi 2020).
2. Goodman diyagramını kullanmak (Konez ve ark. 2019).
3. Goodman yaklaşımını efektif gerilme genliği ile kullanmak (Sabırlı 2012).

Bu yaklaşımlarda en uygun olanı farklı gerilme oranları için gerilme gerinim (SN) verilerini elde etmektir. İkinci kriter, Goodman diyagramı ile çalışmaktır. X eksenine ortalama gerilme ve Y eksenine gerilme bir Goodman diyagramı oluşturulur. Gerilme genliği eksenine yorulma sınırı (σ_e), ortalama gerilme eksenine de çekme gerilmesi (σ_u) işaretlenerek bu iki nokta birleştirilir. Ortaya çıkan bu çizgi Goodman çizgisi olarak isimlendirilir (Şekil 2.25.). Goodman çizgisinin altında kalan herhangi bir noktada yorulmanın gerçekleşmeyeceği varsayılır. Goodman çizgisinin dışında kalan herhangi bir noktada ise yorulma hasarının görüleceği varsayılır.

Bu çalışmada program yardımı ile yorulma şartlarında Goodman diyagramı ile sabit genlikli yükleme yapılarak analizler test edilmiştir. Bu kriterlerde yorulma ömrü hesaplamaları yapılmıştır.



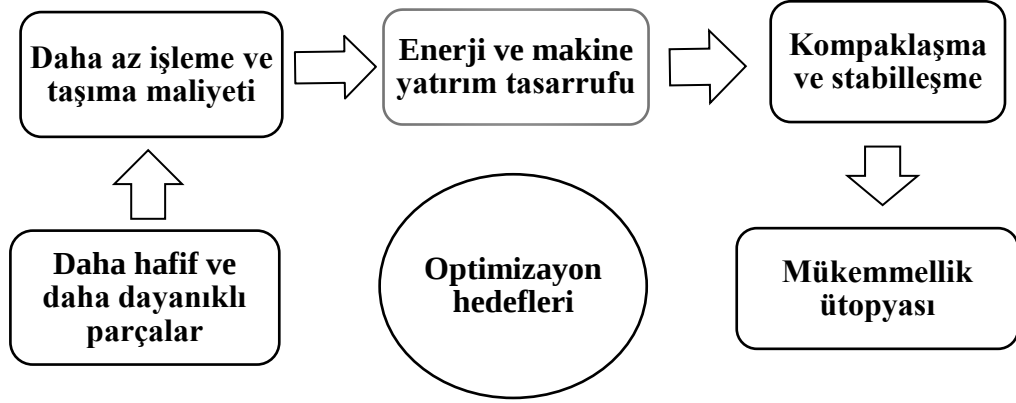
Şekil 2.25. Goodman Diyagramı (Korkut 2021).

Bu yaklaşım, hasarın gerçekleşmesi için gereken çevrim sayısını öngörmemektedir. Bu yaklaşım ile yalnızca yorulma hasarının olup olmayacağı öngörülebilmektedir.

2.7. Hafifletme Optimizasyonu

Optimizasyon, özellikle tasarım öncesinde, ürünler hakkında detaylı bilginin olmadığı ve tasarımı değiştirmenin veya şekillendirmenin kolay olduğu bu aşamada etkili olmasına rağmen, tasarımın her aşamasında farklı yöntemlerle ürünleri geliştirmeye yön vermektir. Tasarımı yapılan bir parçanın malzeme dağılımının en iyi şekilde sağlanması için optimizasyon yöntemleri kullanılmaktadır. Yapısal optimizasyon ile tasarlanan parçaların; şekil, boyut ve topoloji olarak en iyi duruma getirilmesi istenilmektedir. Yapısal optimizasyonun hedefleri; gerilmeyi azaltmak, rijitliği arttırmak, ağırlığı azaltmak, üretilebilirliği sağlamak, ekonomik üretim maliyetlerini düşürmek olarak sıralanabilir. Son zamanlarda otomotiv gibi birçok sektörde rekabette dayanıklı tasarımlar ile firmalar birbirlerine üstünlük sağlayamamaktadır. Sektördeki firmalar daha dayanıklı tasarımların yanında ürünlerin hafif ve maliyeti düşük olan tasarımlar geliştirmek zorunda kalmışlardır. Farklı malzemeler kullanarak daha hafif, daha dayanıklı ve az maliyetli tasarımlar üretilebilmesinin yanı sıra araştırmacılar malzemeyi değiştirmeden belirli kısıtlamalar kullanarak optimum tasarıma ulaşabilecekleri optimizasyon yöntemlerini geliştirmişlerdir (Okudan 2018).

Optimizasyonun hedefleri Şekil 2.26.'da gösterilmiştir.



Şekil 2.26. Optimizasyonun hedefleri (Okudan 2018).

Optimizasyon bir problemin farklı çözümleri içinden en iyi sonuca ulaştıracak çözümün bulunmasıdır (Çelik vd., 2019). Optimizasyonda, belirli sınır şartlarında tanımlanan amaç fonksiyonu en düşük değere ya da en yüksek değere ulaşmalıdır.

Optimizasyon yöntemlerinin kullanımının artması tasarım süreçlerini de etkilemiştir. Yapısal optimizasyonun hedefleri; hacmi veya ağırlığı en aza indirmek, sertliği en üst düzeye çıkarmak, gerilmeyi azaltmak, üretilebilirliği sağlamak, üretim maliyetlerini düşürmek olarak sıralanabilir (Kahraman ve Küçük 2020).

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu kısımda, çalışma konusu olan özel taşıma römork şaselerinin sonlu elemanlar yöntemi ile hafifletme optimizasyonu amacıyla uygulanan yöntemler hakkında ve analiz öncesi oluşturulan sonlu elemanlar modeli ile ilgili genel bilgiler verilmiştir.

3.1. Bilgisayar Destekli Tasarım (CAD)

Bilgisayar destekli tasarım, bir bilgisayar sistemine dayanan yaratıcı bir tasarım sürecidir. Donanım veya yazılım tabanlı olabilir; ancak, genellikle tasarım amaçlı kullanılan yazılım tabanlı bir programdır. Bu tasarım süreci, teknik çizimlerin tasarlanmasında ve çizilmesinde profesyonel bazı tiplere yardımcı olmak için bilgisayar teknolojisini kullanır. Ayrıca CAD veya bilgisayar destekli çizim olarak da adlandırılır (Şenler ve Yıldırım 2020).

Bilgisayar destekli tasarım programları kullanılarak imalatı düşünülen bir ürünün ya da parçanın sanal ortamda tasarlanması ile üretim öncesi gerekirse analiz çalışmalarına dahil edilip tasarımın doğrulanmasıyla tasarım ile üretim arasındaki uyumsuzlukları en aza indirmede yardımcı olmaktadır. Böylece daha düşük maliyette, güvenilir ve kaliteli imalat yapmak mümkün olabilmektedir. İmal edilmek istenilen parçalar bilgisayar destekli tasarım programlarında; katı, yüzey veya tel kafes olarak modellenebilmektedir.

Özellikle otomotiv sektöründe yaygın olarak kullanılan Catia V5 Bilgisayar destekli tasarım programı bu çalışmada da kullanılmıştır.

3.2. Sonlu Elemanlar Analizi

Sonlu elemanlar yöntemi adı verilen nümerik hesaplama tekniği kullanılarak fiziksel bir bir fenomenin nümerik bir ifadeye çevrilerek simülasyonunu yapma işlemidir. Kaliteli ürün elde etmek amacıyla ürünleri tasarım aşamalarında optimize ederek ve ürünleri geliştirmek için deneylerin ve fiziksel prototip sayısını azaltmak için kullanılan bir yöntemdir (Güler ve Şen 2015).

Sonlu elemanlar analizi ile birçok türde problemin analizi gerçekleştirilmektedir. Sonlu elemanlar analiz çeşitleri yük ve zamana bağlı olarak değişim ve yapıların yüke verdiği tepki çeşidine göre ayrılmaktadır. Bunlar;

1. Statik Analiz: Sınır şartları ve uygulanan yükün zamana bağlı olarak sabit kaldığı durumlarda gerçekleştirilen analiz çeşididir. Örnek olarak çelik bir konstrüksiyon yapıda kolonlarda oluşan gerilmeler gösterilebilir (Işık 2004).
2. Dinamik Analiz: Statik analizden farklı olarak uygulanan yük ve sınır şartları zamana bağlı olarak değiştiği durumlarda gerçekleştirilen analiz çeşididir. Bir motordaki çalışan biyel koluna uygulanan yükün ve sıcaklığın zamana bağlı olarak değişmesi örnek verilebilir.
3. Yorulma Analizi: Dinamik Analizler sonucunda ürün ile ilgili beklenen ömrü hesaplamak için kullanılan analiz yöntemidir (Kahramangil 2007).
4. Harmonik Analiz: Sınır şartlarının ve uygulanan yükün frekansa bağlı olarak değiştiği durumlardaki gerçekleştirilen analiz yöntemlerinden biridir. Örneğin, devir ile yükü artan jet motor kanadı (Işık 2004).
5. Lineer Analiz: Yapı ve malzemelerde uygulanan yükün elastik sınırlar içinde kaldığı durumlarda gerçekleştirilen analiz türüdür.
6. Lineer Olmayan Analiz: Uygulanan yükün uygulanan malzemede plastik deformasyon bölgesinde gerçekleşen analiz uygulamasıdır.
7. Explicit Analizleri: Çarpma, düşme, patlama olayları gibi hızlı sürede yüksek enerji oranları ile şekil değiştirme olaylarında kullanılan analiz çeşididir (Arslan ve Kaptanoğlu 2010).
8. Implicit Analizleri: Implicit ve explicit analizleri aynı tür problemleri çözmeye yarar fakat analizdeki koşullar nispeten yavaş gerçekleşirse implicit analiz tercih edilmektedir (Seyedi 2019).

Bu çalışmada yukarıdaki analiz çalışmalarından; statik analiz ve yorulma analizleri uygulanmıştır.

3.2.1. Sonlu elemanlar yöntemi (CAE)

Sonlu elemanlar yöntemi mühendislikte karşılaşılan birçok problemin çözümünde, malzemelerin özelliklerinin çeşitliliği ve sınır şartlarının farklılığını zorlukla karşılaşmadan ilişkilendirebilen, lineer ve non-lineer malzeme özelliklerini aynı anda problemlerde kullanabilen, toplam gerilme durumunu verecek şekilde formüle edilmiş, çok yönlü ve kullanımı kolay sayısal analiz yöntemlerinden biridir. Teori ve uygulama alanı ile yapısal analizler için geliştirilen sonlu elemanlar yöntemi ilk olarak gerilme analizi problemlerinde tercih edilmiştir ve bugün uygulamalı bilimlerin, başlangıç ve sınır değer problemlerinin yaklaşık değerleri için tercih edilen genel bir metottur (Küçükkurt 2017).

Gerçekte fiziksel problemlerin karmaşık yapılarından dolayı teorik çözümler bazen yetersiz kalabilmektedir. Bunun yerine nümerik çözümlere başvurulur ve nümerik çözümlerde genel yaklaşım sonsuz sayıda parçalara ayırma prensibi benimsenmektedir. Bu metotta problemlerin bir büyüklük alanı hesabının yapılması istenmektedir. Örneğin; Gerilme analizinde gerilme alanı, akışkan problemlerinde akım fonksiyonu veya hız potansiyel fonksiyonu, ısı analizinde ısı akısı veya sıcaklık alanıdır. Hesaplanan bu büyüklükler alanların almış olduğu en büyük değerleri özel önem içermektedir. Sonlu elemanlar yönteminde yapı, davranışı daha önceden belirlenmiş birçok elementlere bölünür. Elementlerin birleşme noktalarına ise Node (Düğüm noktası) denir. Elementler tek boyutlu, iki boyutlu ve üç boyutlu olmak üzere üç çeşit olarak kullanılmaktadır. (Şekil 3.1.)

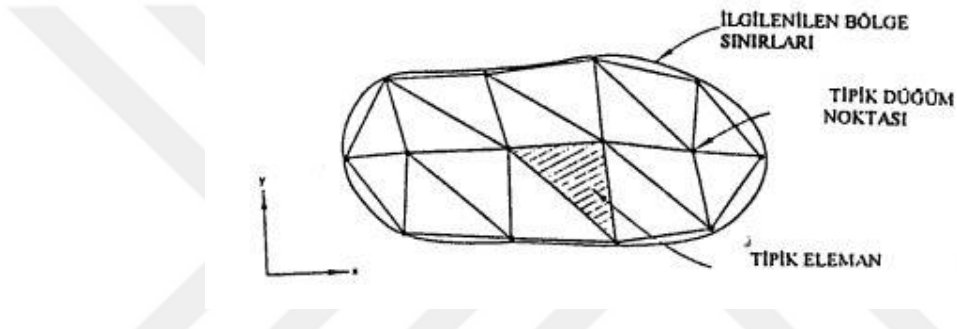


Şekil 3.1. Sonlu elemanlar element türleri (Çayıröğlu, 2021)

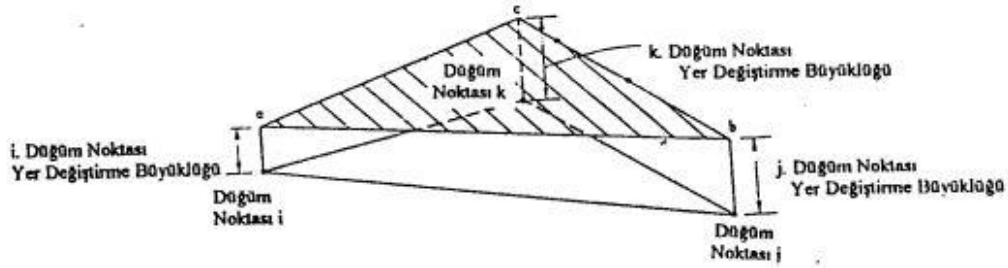
Sonlu elemanlar yöntemi için önemli olan dört konu; sonlu elemanlar teorisinin türetilmesi, gerçek problemi sonlu elemanlar problemine aktarmak, teorisinin uygulaması

için bilgisayar programlarının geliştirilmesi ve sonlu elemanlar için bilgi ve verilerin toplanması şeklinde sıralanmaktadır.

Sonlu elemanlar yönteminin ana ilkesi sonlu elemanlar olarak adlandırılan alt bölgelerden oluşan bir yapı, bir cisim kullanmaktır (Şekil 3.2.). Bu elemanlar düğüm noktaları denilen kesişen eklemlerden oluşur. Her sonlu eleman için basit fonksiyon olarak geçer yer değiştirmelerin dağılımları ve değişimleri seçilir ve bunlara yer değiştirme fonksiyonları veya yer değiştirme modelleri denir. Yer değiştirme modellerindeki bilinmeyen büyüklük, düğüm noktalarındaki yer değiştirmelerdir (Şekil 3.3.) (Şenel 1996).



Şekil 3.2. Üçgen elemanlar topluluğu ile ifade edilen iki boyutlu bölge (Şenel 1996)



Şekil 3.3. Üçgen bir elemanın lineer yer değiştirme modeliyle çizilmiş üçüncü boyutunun izometrik görünüşü (Şenel 1996).

Mühendislik problemlerinin çözülmesinde genel olarak iki yöntem kullanılmaktadır. Bunlar;

1. Sonlu Farklı Yöntemi (Basit problemlerin çözümü)
2. Sonlu Elemanlar Yöntemi (Karmaşık problemlerin çözümü) (Kaplanlıoğlu ve Gemalmayan 2015).

Sonlu elemanlar yönteminde sonlu farklar yönteminden farklı lineer denklemler yerine integral formülasyonları kullanılmaktadır. Her bir element için bir fonksiyon tasarlanır, sonra bu elementlerin çözümleri bir araya getirilerek tüm sistemin çözümüne ulaşılır.

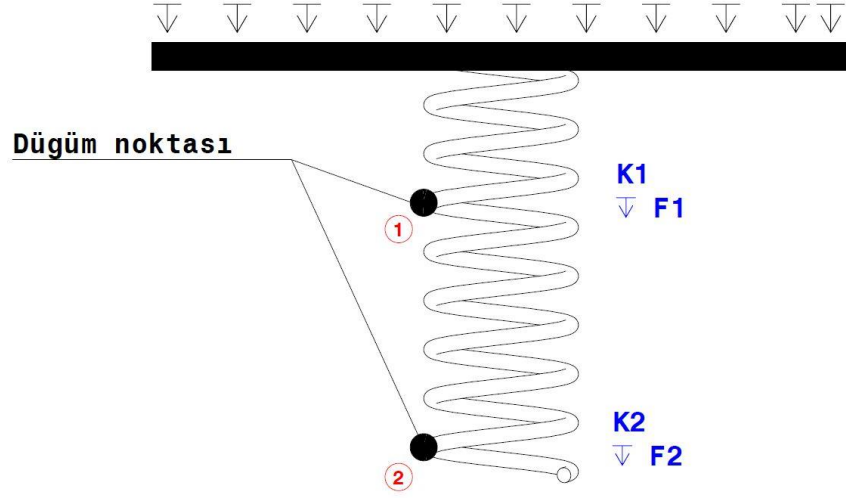
Sonlu elemanlar yöntemi ile aşağıdaki analizler gerçekleştirilmektedir;

- Deformasyon (Sehim) Analizleri
- Termal Analizler
- Dinamik Analizler
- Burkulma Analizleri
- Titreşim Analizleri (Akdeniz 2017; Saraç 2021).

Bu çalışmada sonlu yöntemleri kullanılarak deformasyon analizleri yapılmış ve dikkate alınmıştır.

3.2.2. Sonlu elemanlar yönteminin çözüm prensibi

Sonlu elemanlar programlarının etkili kullanılabilmesi için sonlu elemanlar yönteminin nasıl çalıştığının anlaşılması önem arz etmektedir. Şekil 3.4.'de çift yaylı sistemden oluşan basit bir model görülmektedir. Bu sistemde birbirine bir noktadan birleştirilen ve bir noktadan sabitlenen yay sistemi vardır. Yayın rijitliği sabiti K_1 - K_2 ile tanımlanmıştır. Yayın hareketi X doğrultusunda sınırlandırılmıştır. Yayların deforme olmadan önceki dikim noktaları X_1 ve X_2 değişkeni olarak tanımlanmıştır. Yayların son noktalarında kuvvetler F_1 ve F_2 olarak tanımlanmıştır.



Şekil 3.4. Montajlı iki yayın şematik gösterimi

$$F = K.X \quad (3.1.)$$

F: Uygulanan Kuvvet

K: Yay sabiti

X: Deplasman (Yer Değişimi)

Yukarıdaki yay parametreleri kullanıldığında, her yayın uç noktası için aşağıdaki denklem yazılabilir.

$$F_2 - (X_2 - X_1) K_2 = 0 \quad (3.2.)$$

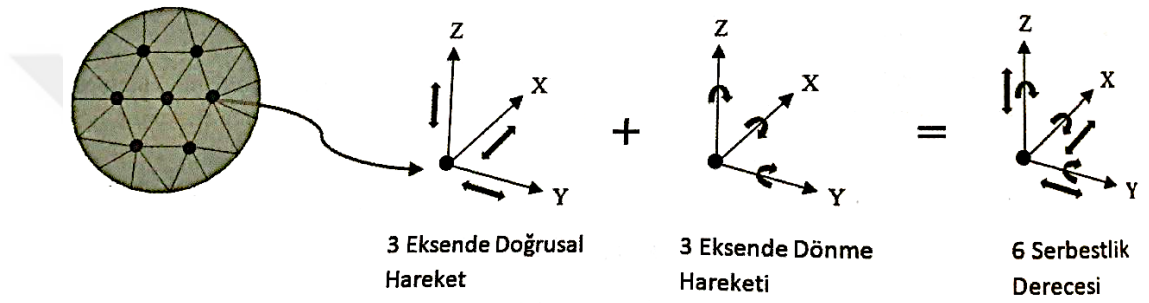
$$F_1 - X K_1 - (X_2 - X_1) K_2 = 0 \quad (3.3.)$$

Bu denklem matris formunda aşağıdaki gibi yazılır ve bu matematiksel model aracılığı ile uygulanan F_1 ve F_2 kuvvetleri yay sabitleri K_1 ve K_2 'nin bilinmesi ile uygulanan kuvvet sonucunda yaylarda ve toplam sistemde ne kadar bir yer değiştirme meydana geldiği hesaplanır.

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_1 & -K_2 & X_1 \\ -K_2 & K_2 & X_2 \end{bmatrix} \quad (3.4.)$$

3.2.3. Sonlu elemanlar yönteminin serbestlik derecesi ve sınır şartları

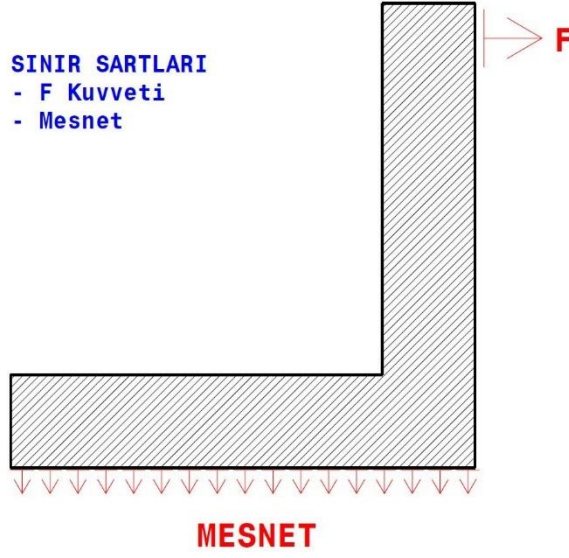
Sonlu elemanlar yönteminde uygulamaların alanlarındaki problemin çözümünde kullanılan düğüm noktalarıyla birleştirilen elementlerin birbirileri ile arasındaki etkileşimin tam olarak anlaşılabilmesi için serbestlik derecelerinin iyi bilinmesi önemlidir. Serbestlik derecesi bir sistemin tüm parçalarının herhangi bir zamanda konumlarının tam olarak belirlenmesi için gerekli olan birbirinden bağımsız koordinat sistemine denir. Şekil 3.5.'de görüldüğü üzere bir düğüm noktasında 6 serbestlik derecesi bulunmaktadır.



Şekil 3.5. Serbestlik derecesi şematik gösterimi

Bir sonlu elemanlar modelinde düğüm noktalarının serbestlik dereceleri problemlerin çözülmesi için gerekli olan matematiksel denklemleri belirler ve özellikle serbestlik dereceleri modelin sınır şartlarının tanımlanmasında önemli rol oynamaktadır.

Sonlu elemanlar modellerinde modelin doğru tanımlanmasındaki diğer bir önemli konu ise sınır şartlarının tanımlanmasının doğru şekilde yapılmasıdır. Modelde bilinmeyen sayısının azaltılması ve çözümleme süresinin en aza indirilmesi için sınır şartlarında tanımlamaların tam olması gerekmektedir. Sınır şartlarına en iyi örnek olarak mesnet noktaları, uygulanan yükleme şartlarını verilebilir. (Şekil.3.6.). (Ovalı ve Esen 2007).



Şekil 3.6. Sınır şartlarının şematik gösterimi

3.2.4 Sonlu elemanlar yönteminde genel işlem basamakları

Fiziksel problemlerin çözümlerinde doğru sonuçlar elde edebilmek için matematiksel modelin çözümünün yanı sıra bu problemlerin doğru tanımlanmaları çok büyük önem taşımaktadır. Bunun için sonlu elemanlar yönteminde işlem basamakları şu şekilde olmalıdır;

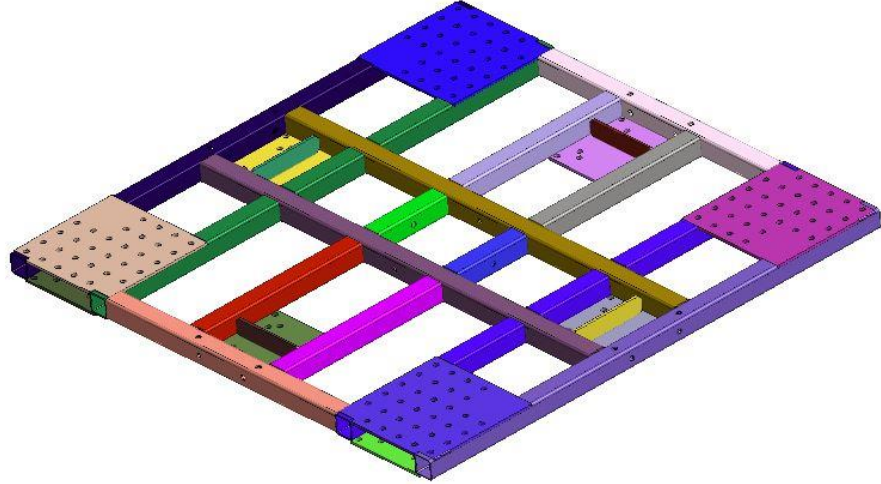
1. Uygulanacak analiz türünün belirlenmesi
2. Modelin oluşturulması
3. Meshleme (Elementler, türleri ve boyutları)
4. Meshleme (Örgü ağları) özelliklerinin tanımlanması
5. Matris formülleri ve denklemlerinin hazırlanması
6. Düğüm noktalarındaki değişkenlerin hesaplanması
7. Sonuçların çözümlenmesi (Ovalı ve Esen 2007).

Çalışmada bu basamaklar Ansys Workbench 19.2 yazılım programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

3.3. Sonlu Elemanlar Modeli

3.3.1. Mevcut durumdaki şasesinin sonlu elemanlar modeli

Sonlu eleman modeli, imal edilecek bir sistemin sonlu elemanlar metodu ile çözümünü için hazırlanmış sistemde bulunan bileşenlerin; elemanlarını, bağlantılarını, malzeme bilgilerini içeren bileşenler arasındaki temas tanımlamalarının ve sistemin sınır şartlarının bulunduğu modeldir. Bu çalışmada analizler için gerekli sonlu elemanlar modeli ise Catia V5 programı kullanılarak oluşturulmuştur. Analiz çalışmaları ve sonlu elemanlar yöntemi ise Ansys Workbench 19.2 yazılımında gerçekleştirilmiştir. Modelde uygulanan mesh çalışmasında toplamda 145 274 eleman ve 285 926 düğüm sayısı kullanılmıştır. Şekil 3.7. 'de analizler için oluşturulan sonlu elemanlar modeli görülebilir. Modelde yalnızca şase yapısının kendi kısımları modellenmiş olup özel taşıma römorkunun diğer kısımları modellenmemiştir. EK-1 'de ise şase modelini oluşturan parçaların münferit gösterimleri mevcuttur.



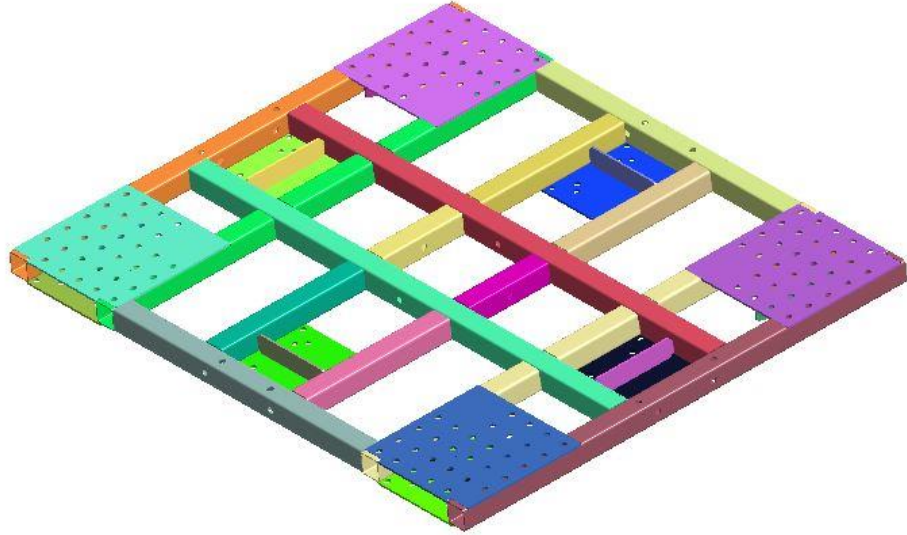
Şekil 3.7. Analizlerde kullanılan mevcut şasesinin tasarımının sonlu elemanlar modeli

Sonlu elemanlar modelinde kullanılan kaynaklar, modelin tamamen kaynaklı bir yapı olmasından dolayı fiziksel testler altındaki davranışını doğru bir şekilde temsil edebilmesi için rijit bağlantılar yerine yine sonlu elemanlar kullanılarak modellenmiştir.

3.3.2. Yeni Şase' nin sonlu elemanlar modeli

Hafifletme optimizasyonu uygulanmış ve yeni tasarım değişiklikleri yapılan yeni şase de mevcut durumdaki şase ile kıyaslanabilmesi için aynı yükleme durumlarında aynı sınır şartlarıyla analiz çalışmalarına tabi tutulmuştur. Catia V5 programı ile yeni tasarımları gerçekleştirilen yeni şasenin sonlu elemanlar modeli Ansys Workbench 19.2 programında analizleri gerçekleştirilmiştir ve mesh çalışmalarında yeni yapıda toplamda 226 610 eleman ve 481 078 düğüm sayısı kullanılmıştır.

Şekil 3.8.'de yeni şasenin modelinin eklenen yeni parçalar ve detayları EK-2 'de gösterimleri verilmiştir.

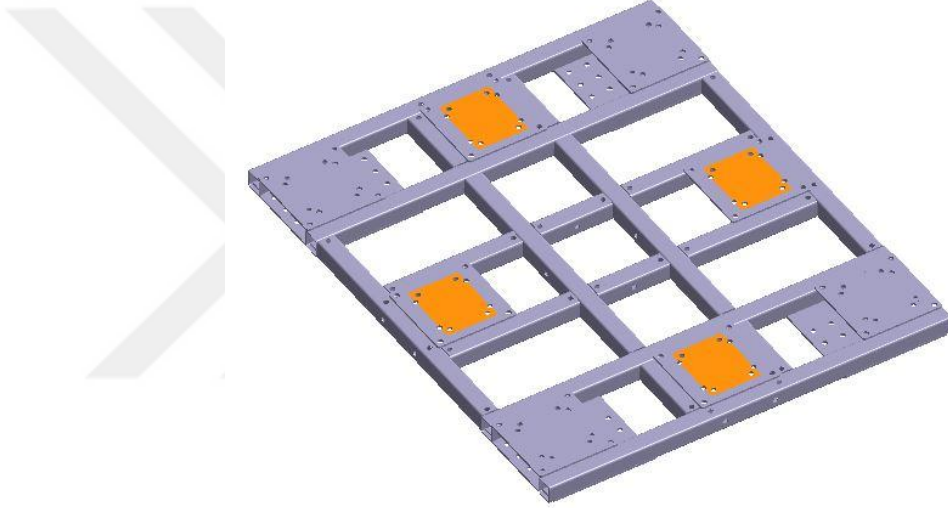


Şekil 3.8. Analizlerde kullanılan yeni şasesinin tasarımının sonlu elemanlar modeli

Sonlu elemanlar modelinde kullanılan kaynaklar, modelin tamamen kaynaklı bir yapı olmasından dolayı fiziksel testler altındaki davranışını doğru bir şekilde temsil edebilmesi için rijit bağlantılar yerine yine sonlu elemanlar kullanılarak modellenmiştir.

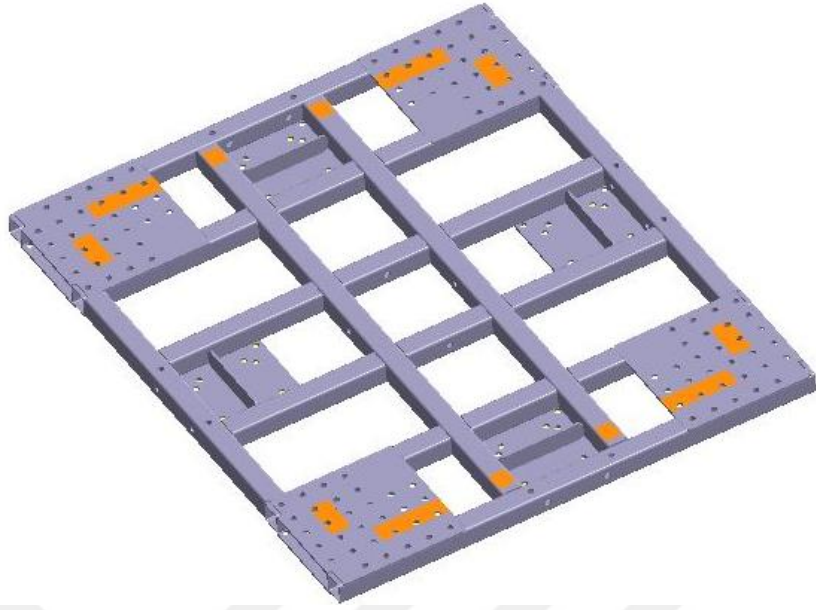
Mevcut durumdaki modelden kullanılan kaynak yapıları yeni şasede de aynı şekilde fiziksel testler altında davranışını doğru şekilde gösterebilmesi için sonlu elemanlar kullanılarak modellenmiştir.

Her iki özel taşıma römork şase modelinde de bağlantı noktaları uzayda tüm serbestlik derecelerinden kısıtlanarak ve römork şasesi üzerine yükleme durumlarına göre sınır şartları oluşturulmuştur. İki modelde de Şekil.3.9.'da gösterildiği gibi şase alt plakaları, tekerlek bağlantı plakaları olduğu için mesnet noktası seçilmiştir ve sabit bağlantı olarak kabul edilmiştir. Şase üst kısmında bulunan konumlandırma plakaları ve destek profilleri ise yükleme durumlarında yükü taşıyan kısımlar olduğu için deformasyona uğrayabilecek olarak modellenmiştir (Şekil.3.10.). Modellerin ağ yapıları Ansys programı ile sağlanmıştır. Modellerde kabul edilen malzeme; ST37-2 (S235JR) 'dır ve model parçalarının her birine bu malzeme tanımlanmıştır.



Şekil 3.9. Şase modelinde sabit bölge kabul edilen bağlantı plakaları

Şekil 3.9.'da gösterilen şase altındaki kaynaklı plakalara özel taşıma römorkunun tekerlekleri bağlanmaktadır ve belirtilen plakalarda bulunun tekerleklerin birleştiği noktalar şase modelinde sabit bölge olarak kabul edilmiştir. Sonlu elemanlar modeli analiz hazırlığı öncesi bu noktalardan sınır şartı belirlenmiştir. Mevcut ve yeni tasarımda da bu plakalarda herhangi bir tasarım değişikliği olmadığı için ve sadece kalınlık parametreleri değiştiği için her iki modelde bu şekilde sınır şartında analiz işlemine alınmıştır.

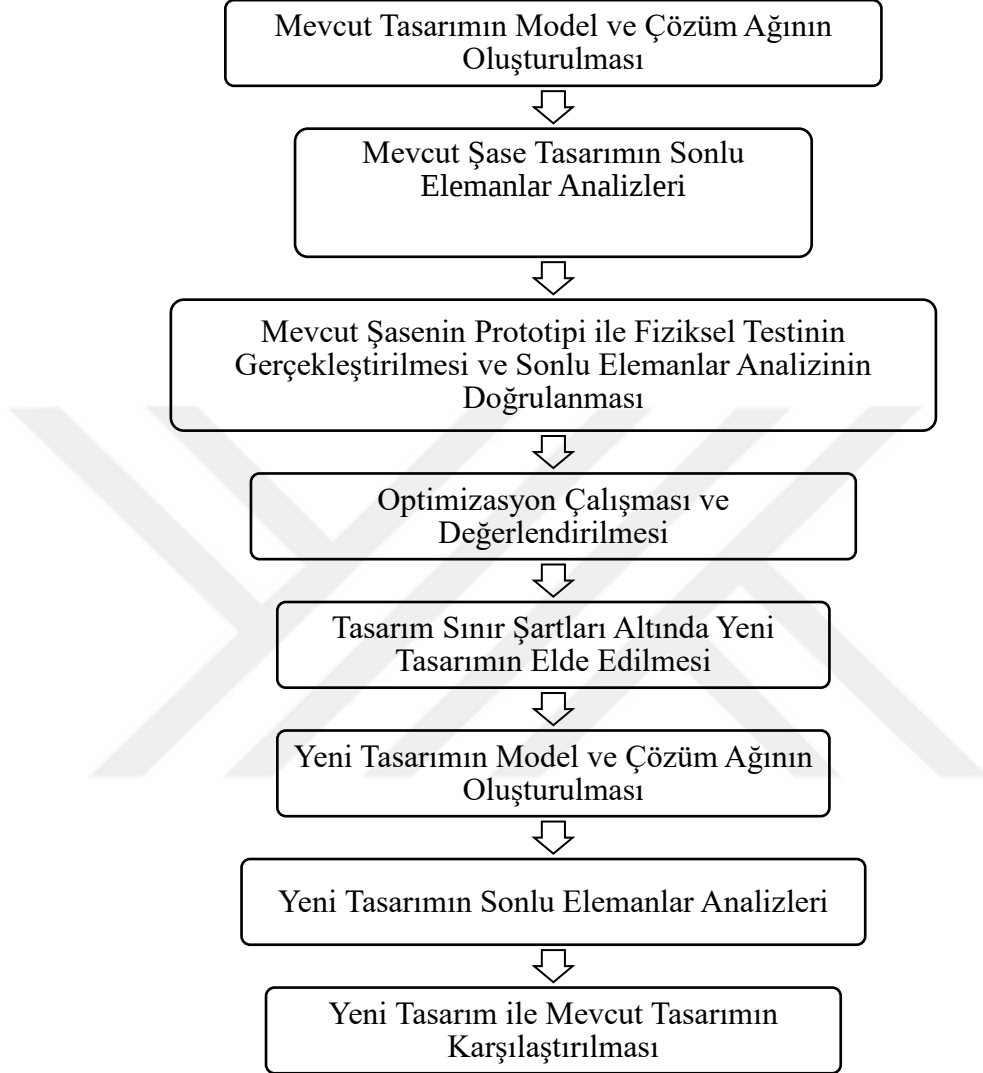


Şekil 3.10. Şase üzerine yük uygulayan kasanın temas noktaları

Şekil 3.10.' da görüldüğü gibi özel taşıma römorkların üzerine koyulan kasaların şasedeki yükleme anında temas ettiği noktalar yaklaşık olarak verilmiştir. Sonlu elemanlar analizinden önce oluşturulan modelde bu noktalar üzerinden yükleme sınırı 1500 kg olan referans kütle yükleme sınır şartı olarak tanımlanmıştır. Bu sınır şartı her iki modelde de aynıdır. Sabit sınır şartı koyulan tekerlek plakaları gibi yük temas noktaları da tasarım olarak değişikliğe uğramamış sadece kalınlık parametreleri değiştiği için aynı noktalarda ve aynı kuvvette her iki modele etki etmiştir.

3.4. İş akış şeması

Şekil 3.11.'de çalışma kapsamında izlenen yolu tarif eden iş akış şeması görülebilir.



Şekil 3.11. İş akış şeması

4. BULGULAR ve TARTIŞMA

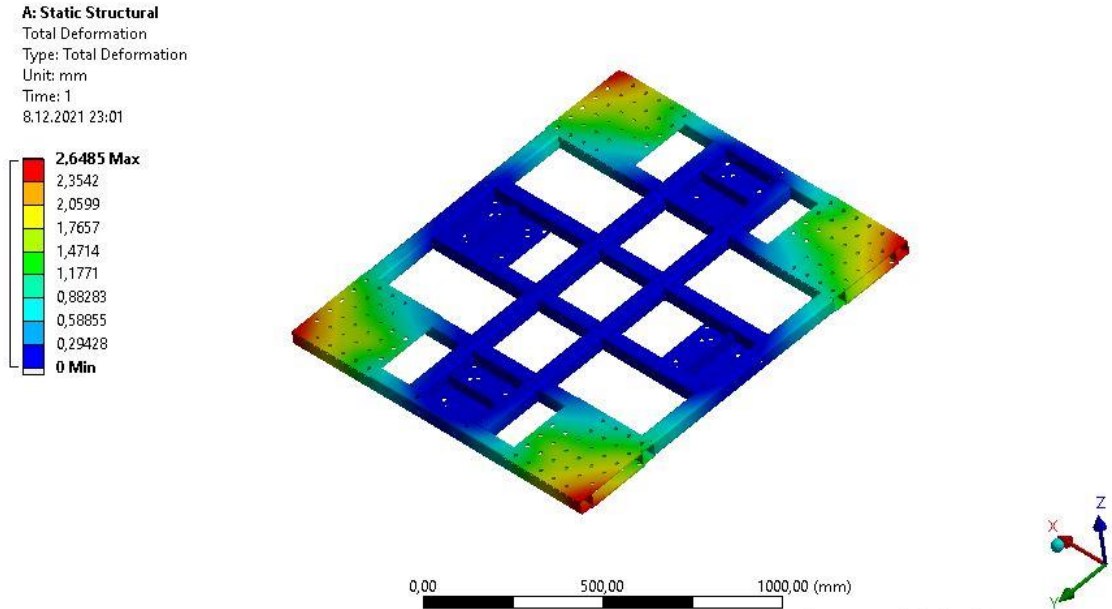
Çalışma kapsamında ilk olarak izlenen yol özel taşıma römork şasesinin mevcut tasarımını incelemek ve tasarımı optimize etmektir. Bu kapsamda öncelikle mevcut şase tasarımının belirli sınır şartları altında sanal analizleri gerçekleştirilmiştir. İlgili sanal analizler tamamlandıktan sonra mevcut tasarımın prototip üretimi gerçekleştirilmiş ve aynı sınır şartları ile fiziksel testleri yapılmıştır. Gerçekleştirilen testler sonucunda, sanal analizlerin fiziksel test ile uyumlu olduğunu sehim kontrolleri yapılarak doğrulaması yapılmıştır. Bunun üzerine mevcut şase tasarımının üzerinde hafifletme optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Optimizasyon çalışmaları şekil optimizasyonu olarak tasarımın geometrik yapısında çok fazla değişiklik yapmadan kalınlık parametrelerinin incelenmesiyle yapılmıştır. Optimizasyon sonucunda elde edilen farklı modeller üzerinde sanal analizler gerçekleştirilerek karşılaştırmalar değerlendirilmiştir.

Gerekli hafifletme çalışmaları yapıp kıyaslanmalar gerçekleştirildikten sonra yeni şase tasarımında uygun noktalara güçlendirmek amacıyla ek parçalar da eklenerek yeni şase tasarımının sonuçlarının uygun olduğu gözlemlenmiştir. Son zamanlarda otomotiv sektöründe gelişen rekabet ve üretim sayısının günden güne artması üreticilerin daha az maliyetli ürünler üretmesinin zorunluluğunu ortaya koymuştur. Otomotiv sektöründe ambalaj kasaları ve özel taşıma römorklarının da yedek parça stoklaması ve taşıma kolaylığı açısından önemli bir role sahiptir. Özellikle yerine göre insan gücü ile yerine göre özel elektrikli taşıyıcı araçlarla ve çekici, forklift gibi araçlarla da taşınması sağlanan özel taşıma römorkların hafifliği hem ekonomik açıdan hem de insan gücünde kolaylığı, elektrikli araçlarda şarj süresinin daha fazla kullanılması gibi etkilerinden dolayı çok önemlidir. Otomotiv şaselerindeki hafifliğin ne kadar araçlar için önemi varsa özel taşıma römorklarının şase ağırlığı da birden fazla yönde öneme sahiptir ve bu yüzden şaselerin hafifletme optimizasyonuna yoğunlaşmak önemlidir.

4.1. Mevcut Şasesinin Analizleri

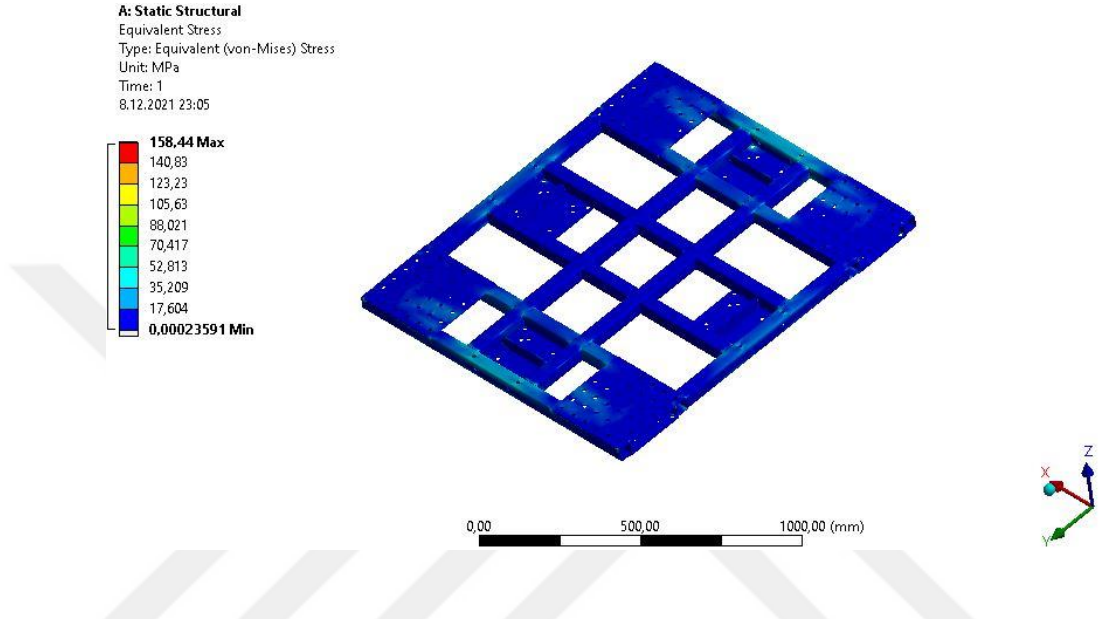
Bu kısımda tasarımları tamamlanmış ve kullanımda olan özel taşıma römork şasesinin sanal analizleri gerçekleştirilecektir. Tasarımda kullanılan S235JR malzemenin akma gerilmesi değerine göre analiz gerilme değerleri, deformasyon miktarları ve güvenlik faktörleri bu çalışmada paylaşılmıştır. Sanal analizin doğrulanması için fiziksel test ile deformasyon miktarlarının karşılaştırılması yapılmıştır.

İlk olarak römork şaselerin üzerine koyulan kasaların şaseye temas noktalarından kuvvet uygulanmaktadır. Şaselerin alt kısmında bulunan plakaların çalışma kapsamında kullanılan özel taşıma römorkunun tekerlek dizilişine göre tekerlek plakalarından sabit sınır şartıyla sabitliği sağlanmıştır. Mevcut tasarım için belirlenmiş olan referans kütle 1500 kg'dır. Sınır şartları ve statik yükleme durumlarına göre statik analizleri yapılan mevcut tasarımın sonrasında aynı yükün sürekli özel taşıma römork şasesinin üzerine belirli periyotlarda yüklenip geri alınmasıyla yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir ve ömür hesabına bakılmıştır. Mevcut tasarıma statik yükleme sonrası Şekil 4.1.'de şasesinin deformasyon değeri görülebilir.



Şekil 4.1. Mevcut tasarım için analiz sonucunda yükleme durumunda elde edilen deformasyon dağılımı

Mevcut tasarımdaki şasenin yükleme durumunda maksimum deformasyon miktarı 2.64 mm olarak ölçülmüştür ve sanal analizlerin doğruluğu bu deformasyon miktarının fiziksel testlerle kıyaslanmasıyla yapılmıştır. Mevcut şasenin belirlenen sınır şartları ve yükleme durumlarında gözlemlenen akma değerleri Şekil 4.2.'de ve güvenlik faktörü Şekil 4.3.'de verilmiştir.

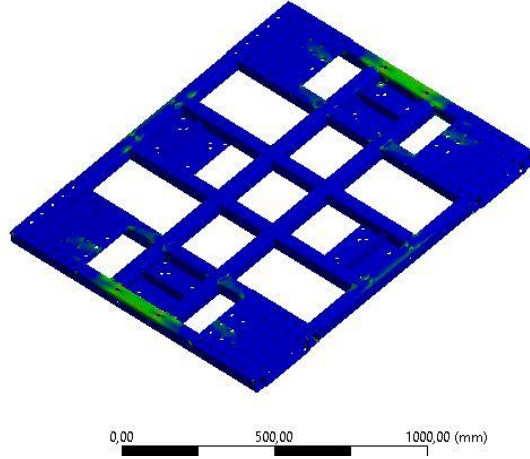


Şekil 4.2. Mevcut tasarım için analiz sonucunda yükleme durumunda elde edilen gerilme dağılımı

Şekil 4.2.'de görülen gerilme miktarları genel olarak mevcut şasenin güvenli yapıda olduğunu sadece belirli yükleme noktalarına bağlı olarak şase üst lazer saclarında ve dar kısımdaki dış yatay profillerinde noktasal ve yüzeysel gerilmeler gözlemlenmiştir. Kritik noktalardaki gerilme miktarı 158 MPa olarak gözlemlenmiştir ve kullanılan S235JR malzemenin 235 MPa değerindeki akma sınırı içinde ve plastik bölgede olduğu gözlemlenmiştir.

A: Static Structural
Safety Factor
Type: Safety Factor
Time: 1
28.12.2021 21:41

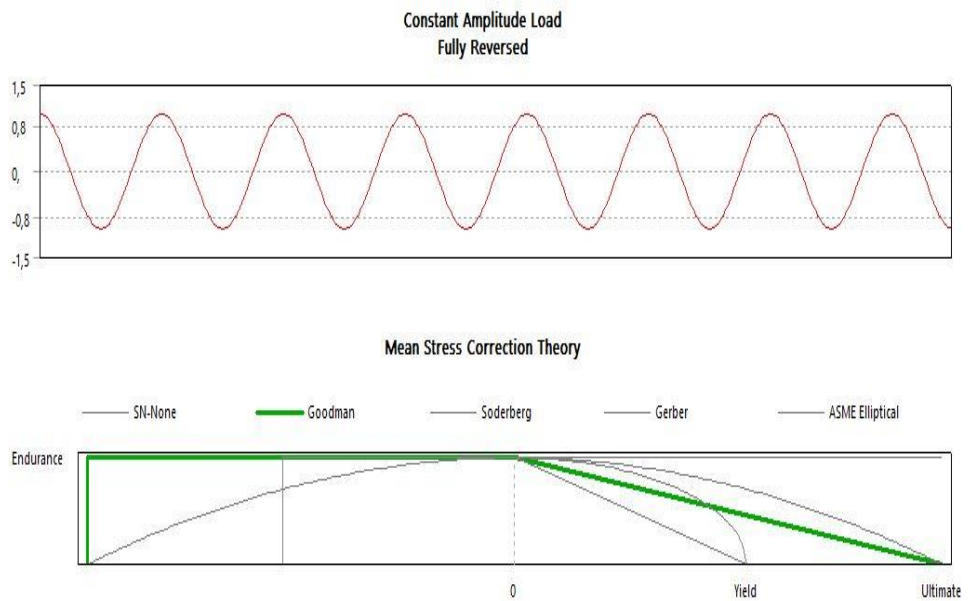
15 Max
10
5
1,4832 Min
0



Şekil 4.3. Mevcut Tasarım için analiz sonucunda yükleme durumunda elde edilen güvenlik faktörü

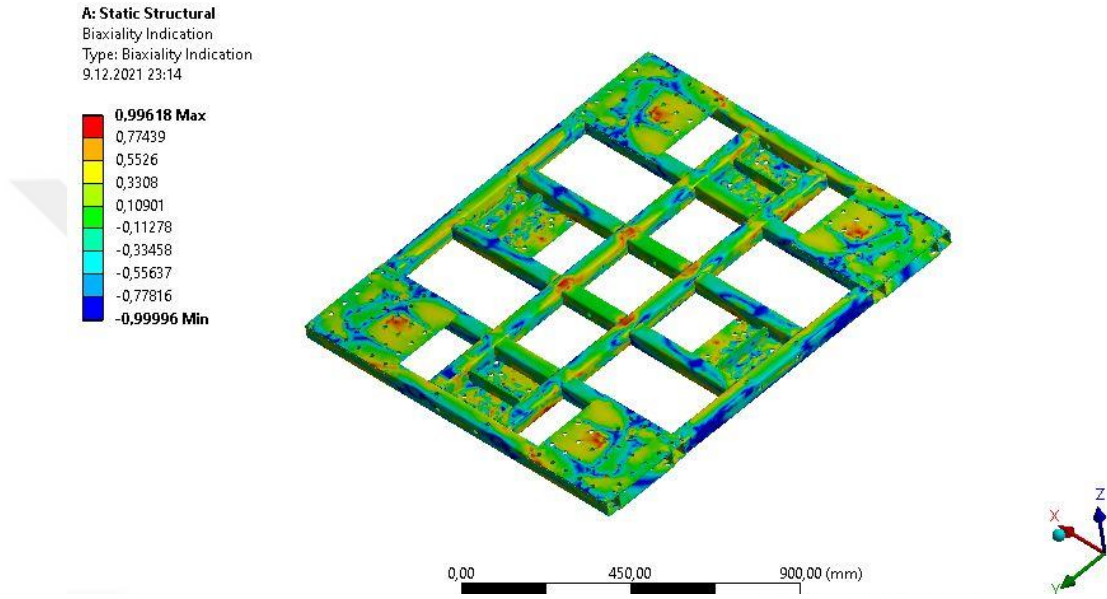
Mevcut statik analizler sonucunda güvenlik faktörü Şekil 4.3.'deki gibi 1,48 olarak ortaya çıkmıştır. Mevcut tasarımdaki şase statik analizler sonrası Çizelge 4.1.'de gösterildiği gibi analizde sabit genlikli sıfır ortalama gerilme ile yorulma yüklemesine tabi tutulmuştur ve yorulma ömrü hesabı yapılırken Goodman diyagramından yararlanılmıştır. Yorulma diyagramlarında programa Goodman diyagramı analiz öncesi tanımlanmıştır.

Çizelge 4.1. Sabit Genlikte Yükleme ve Goodman Diyagramı



Çizelge 4.1.'de sabit genlikli yükleme adı verilen maksimum ve minimum gerilmelerin değişmediği bir yorulma yüklemesidir. Bir yük çevrimi genellikle ya bir çevrim ya da bir yorulma çevrimi olarak adlandırılır.

Yüklemeler ve yorulma çevrimlerine göre mevcut özel taşıma römork şasesinin yorulma görülen bölgeleri Şekil 4.4.'de görülebilir.



Şekil 4.4. Mevcut tasarım için analiz sonucunda yükleme çevrimleri durumunda elde şasede oluşan yorulma bölgelerinin dağılımı

Şekil 4.4.'de görülen mevcut şasenin yorulma bölgelerindeki kırmızı bölgeler yorulmanın en fazla olabileceği noktalardır. Yeşil ve mavi renkli bölgeler yorulmanın en az olduğu bölgelerdir.

1500 kg'lık yükün sürekli mevcut şase üzerine yüklenip alınması şeklinde yapılan yorulma çevriminde Çizelge 4.2.'de katsayıları ile mevcut şasenin bu yüklemeler altında mevcut ömürleri görülmektedir. Çizelge 4.2.'de gösterilen verilere göre 1500 kg'lık yük 0,5 – 1,5 katsayıları arasındaki rakamlarla farklı yüklerde ömür sayıları verilmiştir. Çalışmada kullanılan 1500 kg'lık referans kütle ile mevcut şase üzerine sabit genlikli yükleme çevrimine göre program yardımı ile 3×10^5 'lik bir çevrim gözlemlenmiştir ve bu referans kütle ile şasenin ömrü olarak belirlenmiştir.

Çizelge 4.2. Mevcut tasarım için yorulma çevrimi sonucunda uygulanan yükün katsayıları ve buna bağlı ömür değerleri

UYGULANAN YÜK KATSAYISI	MEVCUT ÖMÜR (Çevrim Sayısı)
0,5	1×10^6
0,58	1×10^6
0,625	1×10^6
0,65	1×10^6
0,7	1×10^6
0,75	1×10^6
0,8	1×10^6
0,875	$7,47 \times 10^5$
0,95	4×10^5
<u>1</u>	<u>3×10^5</u>
1,125	$1,53 \times 10^5$
1,25	$9,43 \times 10^4$
1,3	$8,1 \times 10^4$
1,35	6×10^4
1,375	$6,01 \times 10^4$
1,45	$4,51 \times 10^4$
1,5	$3,93 \times 10^4$

4.2. Mevcut Şasenin Hafifletme Optimizasyonu

Çalışmanın bu kısmında amaç mevcut şasenin ağırlık açısından optimize etmek olduğu için amaç fonksiyonu olarak “kütlenin minimize edilmesi” olarak belirlenmiştir. Kütlenin minimize edilmesi yanı sıra yeni oluşturulacak şasenin de en az mevcut tasarımdaki şase kadar güvenli ve mukavemet değerleri aynı olması hedeflenmiştir. Hafifletme optimizasyonunda şaseyi oluşturulan profil ve lazer sac kesim plakalarının kalınlıkları değiştirilerek en iyi sonuç hedeflenmiştir. Çalışma kapsamında 8 durumdaki sonuçlar Ansys programında test edilip Çizelge 4.3.’de ki veriler elde edilmiştir.

Çizelge 4.3. Hafifletme optimizasyonu sonucunda çıkan veriler

Durum / Özellikler	Profil Kesit Kalınlığı (mm)	Şase Plakaları Kalınlığı (mm)	Tasarıma Ek Parça Ekleme Durumu	Akma Gerilmesi (Mpa)	Şase Deformasyon Miktarı (mm)	Şase Ağırlığı
1. Durum (Mevcut Şase)	<u>3 mm</u>	<u>6 mm</u>	-	<u>158 MPa</u>	<u>2,64 mm</u>	<u>79 Kg</u>
2. Durum	3 mm	4 mm	-	186 MPa	2,89 mm	64,2 Kg
3. Durum	2,5 mm	4 mm	-	204 MPa	3,3 mm	58,1 Kg
4. Durum	2 mm	4 mm	-	250 Mpa	4,18 mm	52 Kg
5. Durum	3 mm	5 mm	-	162 MPa	2,75 mm	71,5 Kg
6. Durum	2,5 mm	5 mm	-	171 MPa	3,2 mm	65,5 Kg
7. Durum	2 mm	5 mm	-	202 MPa	3,62 mm	59,3 Kg
8. Durum (Yeni Şase)	<u>2,5 mm</u>	<u>5 mm</u>		<u>150 MPa</u>	<u>2,57 mm</u>	<u>66 Kg</u>

Çizelge 4.3.'de elde edilen veriler mevcut şase tasarımının analizinde kullanılan 1500 kg'lık referans kütle ile ve aynı sınır şartlar altında elde edilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde kalınlık parametreleri azaldıkça şase ağırlığında azalmalar olmuş, deformasyon miktarları ve akma gerilim değerleri artmıştır. Yapılan hafifletme çalışmalarında mevcut şasedeki duruma en yakın 5. Durumdaki sonuçlar olduğu gözlemlenmiş olup 5. Durumdaki şaseye ek bir güçlendirici parça eklenerek ve profil kesit kalınlığı düşürülerek 8. Durumdaki sonuç elde edilmiştir. Bu uygulamada lazer kesim profillerinin kalınlıkları mevcut şasedeki plakalara göre 6 mm'den 5 mm' e düşürülmüş, profil kalınlıkları ise 50x50x3 mm' den 50x50x2,5 mm' e düşürülmüştür. Mevcut şasede oluşabilen yorulma bölgelerindeki gözlemlere göre ve yeni şasede oluşan gerilim noktalarına göre şase tekerlek plakaları ve üst plakaları arasına ek parça eklemek uygun görülmüştür. Yeni şase tasarımı olarak 8. Durumdaki özelliklerdeki referans tercih edilmiştir. Yapılan hafifletme tasarım çalışmalarında Catia V5 programından, analiz çalışmalarında ise Ansys Workbench 19.2 programından yararlanılmıştır.

4.3. Yeni Şase Tasarımı

Bu aşamaya kadar olan süreçte mevcut şase tasarımının analizleri gerçekleştirilip, fiziksel testlerle doğrulanmış ve mevcut şase tasarım üzerinde optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Yeni şase ile ilgili detaylı tanımlar 2. Bölümde anlatılmış ve parça detayları EK-2 'de sunulmuştur. Mevcut tasarımdaki analizlerin fiziksel testler ile doğrulanması yapıldığı için yeni şase analizlerin de de mevcut şasedeki sınır şartları ve referans kütle değişmediği için yeni şase için fiziksel doğrulama testine ihtiyaç duyulmamış olup sadece sanal analizler yardımıyla mevcut şasedeki sonuçlar ile kıyaslama yapılmıştır.

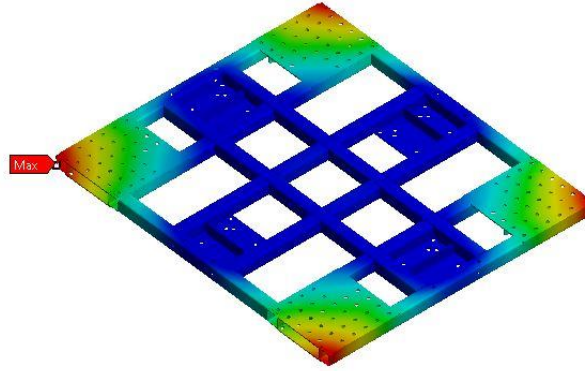
4.3.1. Yeni Şase'nin analizleri

Çalışmanın bu kısmında hafifletme optimizasyonu kapsamında özel taşıma römorklarının mevcut şasesinin yeni tasarımı tamamlanmış ve sanal analizleri gerçekleştirilecektir. Mevcut şase analizinde olduğunda olduğu gibi tasarımda kullanılan S235JR malzemenin akma gerilmesi değerine göre analiz gerilme değerleri, deformasyon miktarları ve güvenlik faktörleri ölçülmüştür.

Mevcut şase ile aynı şekilde römork şaselerin üzerine koyulan kasaların şaseye temas noktalarından kuvvet uygulanmaktadır. Şaselerin alt kısmında bulunan plakaların çalışma kapsamında kullanılan özel taşıma römorkunun tekerlek dizilişine göre tekerlek plakalarından sabit sınır şartıyla sabitliği sağlanmıştır. Yeni tasarım için belirlenmiş olan referans kütle de 1500 kg'dır. Sınır şartları ve statik yükleme durumlarına göre statik analizleri yapılan mevcut tasarımın sonrasında aynı yükün sürekli özel taşıma römork şasesinin üzerine belirli periyotlarda yüklenip geri alınmasıyla yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir ve ömür hesabına bakılmıştır.

A: Static Structural
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1
12.12.2021 18:30

2,5734 Max
2,2874
2,0015
1,7156
1,4297
1,1437
0,85779
0,57186
0,28593
0 Min



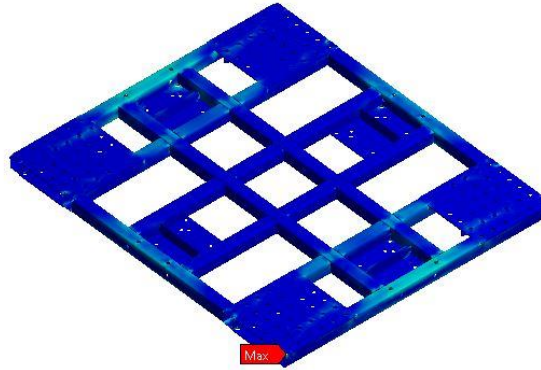
0,00 500,00 1000,00 (mm)

Şekil 4.5. Yeni tasarım için analiz sonucunda yükleme durumunda elde edilen deformasyon dağılımı

Yeni tasarımdaki şasenin yükleme durumunda maksimum deformasyon miktarı 2,57 mm olarak ölçülmüştür. Yeni şasenin belirlenen sınır şartları ve yükleme durumlarında gözlemlenen akma değerleri Şekil 4.6.'da ve güvenlik faktörü Şekil 4.7.'de verilmiştir.

A: Static Structural
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
12.12.2021 18:24

149,95 Max
133,29
116,62
99,964
83,303
66,643
49,982
33,321
16,661
0,00013175 Min



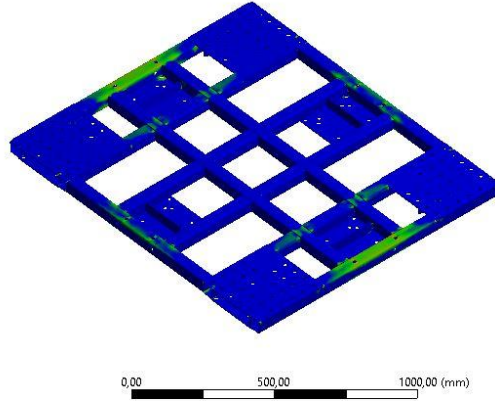
0,00 500,00 1000,00 (mm)

Şekil 4.6. Yeni tasarım için analiz sonucunda yükleme durumunda elde edilen gerilme dağılımı

Şekil 4.6. incelendiğinde yeni şasede kullanılan malzeme olan S235JR 'nin akma değeri 235 MPa 'a göre kritik noktalardaki gerilmesi yaklaşık 150 MPa gelerek sonucun plastik bölgede olduğunu ve güvenli olduğunu göstermektedir.

A: Static Structural
Safety Factor
Type: Safety Factor
Time: 1
28.12.2021 21:24

15 Max
10
5
1,5672 Min
0



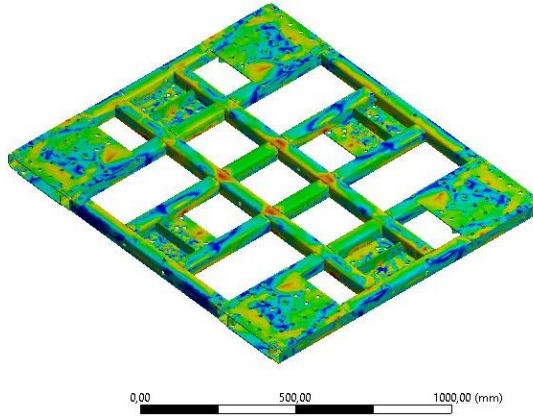
Şekil 4.7. Yeni tasarım için analiz sonucunda yükleme durumunda elde edilen güvenlik faktörü

Yeni şase statik analizleri sonucunda güvenlik faktörünün 1,56 olduğu gözlemlenmiştir. (Şekil 4.7.). Bu aşamadan sonra yeni tasarımdaki şase yine Çizelge 4.1.' deki şase için tanımlanan analizde sabit genlikli sıfır ortalama gerilme ile yorulma yüklemesi ve yorulma ömrü hesabı yapılırken Goodman diyagramı programa tanımlanarak analiz çalışmaları yapılmıştır.

Yükleme durumları ve yorulma çevrimlerine göre yeni Özel taşıma römork şasesinin yorulma görülen bölgeleri Şekil 4.8.'de görülebilir.

A: Static Structural
Biaxiality Indication
Type: Biaxiality Indication
12.12.2021 18:20

0,99522 Max
0,77353
0,55184
0,33015
0,10846
-0,11323
-0,33492
-0,55661
-0,7783
-0,99998 Min



Şekil 4.8. Yeni tasarım için analiz sonucunda yükleme çevrimleri durumunda elde şasede oluşan yorulma bölgelerinin dağılımı

Şekil 4.8.'de yeni şasesinin yorulma bölgeleri görülmektedir. Yorulmaların en fazla olduğunu gösteren kırmızı bölgeler hafifletme optimizasyonu ile elde edilmiş yeni şasede

yüklemelerdeki güçlendirmelerden dolayı daha az noktalarda olduğu gözlemlenmektedir. Yeşil ve mavi noktalar iste yorulmanın en az olduğu noktaları göstermektedir ve yeni şaseye güçlendirilme yapılmış bölgelerde mavi renk gözlemlenmektedir.

1500 kg'lık yükün sürekli mevcut şaseye olduğu gibi yeni şaseye de üzerine yüklenip alınması şeklinde yapılan yorulma çevriminde Çizelge 4.4.'de katsayıları ile yeni şasenin bu yüklemeler altında mevcut ömürleri görülmektedir. Çizelge 4.4.'deki verilere göre 1500 kg'lık yük 0,5 – 1,5 katsayıları arasındaki rakamlarla farklı yüklerde ömür sayıları verilmiştir. Çalışmada kullanılan 1500 Kg'lık referans kütle ile mevcut şase üzerine sabit genlikli yüklemeye çevrimine göre program yardımı ile $4,96 \times 10^5$ 'lik bir çevrim gözlemlenmiştir ve bu referans kütle ile şasenin ömrü olarak belirlenmiştir.

Çizelge 4.4. Mevcut tasarım için yorulma çevrimi sonucunda uygulanan yükün katsayıları ve buna bağlı ömür değerleri

UYGULANAN YÜK KATSAYISI	MEVCUT ÖMÜR
0,5	1×10^6
0,58	1×10^6
0,625	1×10^6
0,65	1×10^6
0,7	1×10^6
0,75	1×10^6
0,8	1×10^6
0,875	1×10^6
0,95	$6,64 \times 10^5$
<u>1</u>	<u>$4,96 \times 10^5$</u>
1,125	$2,18 \times 10^5$
1,25	$1,32 \times 10^5$
1,3	$1,13 \times 10^5$
1,35	$9,78 \times 10^4$
1,375	$8,46 \times 10^4$
1,45	$6,39 \times 10^4$
1,5	$5,57 \times 10^4$

4.4. Analiz Sonuçlarıyla Fiziksel Parçanın Karşılaştırılması

Bu bölümde fiziksel olarak deformasyon miktarı ile doğrulama yapabilmek için şasenin mevcut tasarımının üretimi gerçekleştirildikten sonra, sonuçların mevcut şase tasarımının

analiz sonuçlarıyla ölçüsel olarak karşılaştırılması yapılmıştır. Mevcut tasarımda gözlemlenen deformasyon miktarı fiziksel olarak aynı sınır şartlarında ve yükleme durumunda mevcut şaseye uygulanmıştır. Ölçümler master ve komparatör ölçüm cihazı yardımı ile yapılmıştır. Şekil 4.9.'da fiziksel test öncesi hazırlanan örnek özel taşıma römork ve şaseye temas edecek şekilde özel hazırlanmış komparatör düzeneğinin görseli mevcuttur.

Komparatör ölçüm cihazı ile halihazırda montajı yapılmış özel taşıma römork şasesinin deformasyon kontrolünün yapılabilmesi için 6 mm çapında dişli bir mil ile özel bir aparat tasarlanmıştır. M6 somunlar yardımı ile komparatörün bu düzeneğe bağlanması ve komparatörün şasenin yerden yüksekliğine tam teması sağlanabilmesi için aşağı-yukarı hareket sağlayıp sabitlenerek yüksek ayarı da yapılabilir. Şaseye özel aparatla teması sağlanan komparatörün alt kısmında özel, dişli 6 mm'lik mil düzeneği mıknatıslı bir parçaya entegre edilmiştir. Mıknatıslı parça da ölçüm masterının üzerine koyularak şasenin sanal analizde deformasyona uğrayan profilinde boydan boya paralel ve düz zeminde ölçümü alınması sağlanmıştır. Düzeneğin görseli Şekil 4.10.'da gösterilmiştir.

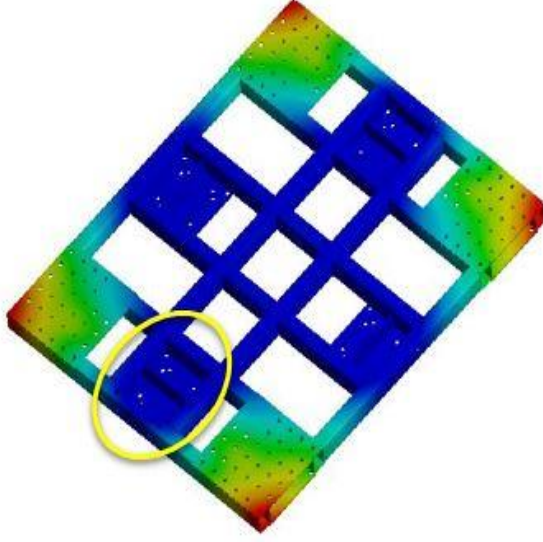


Şekil 4.9. Ölçüm öncesi özel taşıma römorku ve komparatör düzeneği



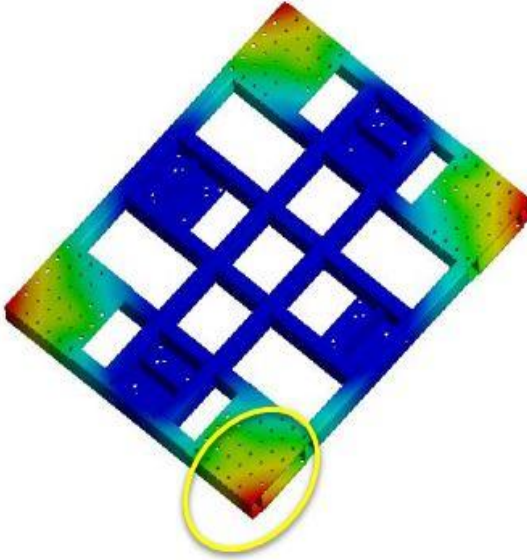
Şekil 4.10. Özel taşıma römorkları için hazırlanan komparatör ölçüm düzeneğinin yakın görseli

Çalışma kapsamında özel taşıma römork şaselerinin sanal analizlerinin doğrulanması için prototipi ve üretimi gerçekleşmiş olan mevcut şase tasarımının fiziksel testi ile deformasyon karşılaştırması yapılmıştır. Karşılaştırma yapılırken Şekil 4.1.'de ki sanal analiz değerleri ile Şekil 4.11. ve Şekil 4.12.'de komparatör ölçüm cihazı ile ölçülen ölçüm değerlerinin görselleri dikkate alınmıştır. Fiziksel test yapılırken Şekil 4.1.'de görüldüğü gibi şasenin en dış profili üzerinden deformasyon gerçekleştiği için komparatör ölçüm düzeneği de bu profil üzerine kurulmuştur. Şekil 4.13.'de ise fiziksel test ile ilgili özel taşıma römorkunun yük halinde ve ölçüm düzeneği ile ilgili görseli bulunmaktadır.



Şekil 4.11. Deformasyonun en az olduğu bölgedeki ölçüm değeri

Şekil 4.1.'de mevcut şasenin sanal analizlerinde deformasyon miktarının en az olduğu veya hiç deformasyon gözlemlenmeyen noktalarında şekil 4.11.'de de görüldüğü gibi fiziksel test sonucu ölçümlerde de sehim miktarı neredeyse 0 mm seviyelerinde çıktığı gözlemlenmiştir.



Şekil 4.12. Deformasyonun en fazla olduğu bölgedeki ölçüm değeri

Sanal analiz deformasyon sonucu tekrar Şekil 4.1. tekrar incelendiğinde deformasyon miktarının en fazla olduğu bölgede sanal analiz sonuçları programda 2.64 mm olarak ölçülmüştür. Fiziksel test düzeneği ile deformasyonun en az olduğu bölgeden en fazla olduğu bölgeye kaydırılan komparatör ölçüm cihazı başlangıçta 0 mm değerinde sabitlenip en fazla olan bölgeye geldikçe 2 tam devir ve yaklaşık 1/2 devir atmasıyla Şekil 4.12. de görüldüğü üzere 2-3 mm arasında yaklaşık 2,5 mm ölçüldüğü gözlemlenmiştir ve sanal analizlere çok yakın çıktığı gözlemlenmiştir. Bu sonuç ile fiziksel testin uygun olduğuna karar verilmiştir ve fiziksel test ile sanal analizin doğruluğu ispatlanmıştır.



Şekil 4.13. Özel taşıma römorkunun fiziksel test öncesi montajlı ve referans kütlenin yüklendiği hali

Şekil 4.13.'de test kapsamında ölçüm için referans alınan şasenin en dış profil üzerine kurulmuş komparatör düzeneği, özel taşıma römork üzerine koyulan 1500 kg'lık referans kütle ve sanal analizlerdeki sabitleme noktalarına ise tekerlekler takılan fiziksel düzenek verilmiştir. Çalışmada sanal analizdeki tüm sınır şartları dikkate alınarak yapılmıştır.

5. SONUÇ

Bu tezde, özel taşıma römorkları ve bu römorkların şaseleri tanıtılmış, şase tiplerinden biri olan geniş şase tipi tercih edilerek, tercih edilen şase için tasarım ve analiz çalışmaları ile hafifletme optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Genel olarak aynı amaçla farklı araçlarda bulunan şase sistemleri ile ilgili üzerine tasarım ve analiz optimizasyonları yapılmış çalışmalar hakkında araştırma yapılmıştır.

Özel taşıma römork şasesinin sanal doğrulaması yapılırken mevcut şase için kullanılan sonlu elemanlar yönteminde oluşturulan analiz modelinde 34 parçada, toplamda 145 276 eleman ve 285 926 düğüm noktası kullanılmıştır. Yeni şase için ise kullanılan sonlu elemanlar yönteminde oluşturulan analiz modelinde 38 parçada, toplamda 226 610 eleman ve 481 078 düğüm noktası kullanılmıştır. Öncelikli olarak halihazırda üretimi gerçekleşmiş olan mevcut şase tasarımının sanal analizleri gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizlerde mevcut şasede kullanılan S235JR malzemesinin akma gerilmesine (235 MPa) göre analizlerde oluşan gerilimin (158 MPa) güvenli olduğu değerlendirilmiştir. Sanal analiz sonuçlarına göre oluşan deformasyon miktarının (2,64 mm) ise yapının fonksiyonelliğini bozacak yüksek seviyede bir deformasyon gözlemlenmemiştir. Mevcut şase tasarımını statik analizler sonrasında ise yorulma ömür hesabı yapılarak yapılmıştır. Aynı sınır şartları altında referans kütlenin şase üzerinden alınıp tekrar koyulması şeklinde yapılan yorulma çevrimindeki ömür sayısı 3×10^5 olarak programda hesaplanmıştır. Daha sonrasında aynı malzeme (S235JR) kullanılarak mevcut şase tasarımının üzerinden şasede bulunan, profil ve plakaların kalınlık değerleri azaltılarak daha hafif bir model elde etmek amacıyla mevcut şase tasarımı ile toplamda 8 farklı durum önerisi oluşturulmuştur. Değerlendirilen durum önerilerinde 8. Durum tercih edilerek yeni şase oluşturulmuştur. Yeni şase tasarımında, mevcut şase tasarımında bulunan profillerin kalınlıkları 3 mm'den 2,5 mm'e düşürülmüş ve plakalar ise 6 mm'den 5 mm'e düşürülmüştür. Mevcut şase ve farklı durum önerilerindeki yorulma ve gerilme bölgeleri olarak değerlendirilen şase üst plakalarının hemen altına ek bir güçlendirici parça ilave edilmiştir. Böylelikle mevcut şasedeki 158 MPa gerilme değeri yeni şasede 150 MPa düşmüş, dolayısıyla mevcut şasedeki 2,64 mm deformasyon değeri de yeni şasede 2,57 mm düşük olarak çıkmıştır. Mevcut tasarımdaki ile aynı şartlarda hesaplanan yorulma ömrü $4,96 \times 10^5$ çevrim sayısı olarak çıkmıştır. 79 kg ağırlığındaki

şase, yeni şase tasarımıyla birlikte 66 kg 'a düşürülmüştür. Böylelikle şasenin ilk hali olan mevcut tasarıma göre %16,45 oranında hafiflik sağlanmıştır. Şase analizlerinin doğruluğu fiziksel testlerle de deformasyon kıyaslaması yapılarak desteklenmiştir. Bu çalışma ile römorkların hafiflemesi sonucunda; AGV çekiciler, insan gücü ve özel elektrikli çekiciler için taşıma ve manevra hareketlerinde kolaylık sağlayacağı gibi elektrikli çekici ve AGVler için de uzun şarj süreleri sağlamasına yardımcı olabileceği düşünülmektedir.

Yapılan bu çalışma ile elde edilen sonuçlara dayanarak, tasarımcıların şase ve şase gibi yapıların bilgisayar destekli tasarım ve analiz programlarının yardımlarıyla ürünlerin prototipleri üretilmeden de fiziksel testlerden geçip geçemeyeceği hakkında tahmin yapabilmelerinin mümkün olduğu görülmüştür.

Edinilen bulgular sonucunda çalışma değerlendirildiğinde, römork şaselerinin hafifletilmesi ve mukavemetini arttırmak amacıyla yapılan çalışmanın, otomobil araç şaseleri, vagon şaseleri, traktör şaseleri gibi birçok araç şaselerinin de römork şasesin de olduğu gibi üretim öncesi prototip maliyetlerini en aza indirmede faydalı olacağı düşünülmektedir.

KAYNAKLAR

- Akdeniz, Ç. 2017. Binek araç tavan paneli titreşimi sonlu elemanlar analizi. *Yüksek Lisans Tezi*. Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.
- Akduman, M. 2021. Düşük karbonlu ST37 yapı çeliğinin ısıtma işlem sonrası yapısı ve mekanik özelliklerinin incelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, Karabük Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Karabük.
- Anonim 2020. DTA Mühendislik, Gerilme ve gerinim nedir? [Gerilme ve Gerinim Nedir ? - Blog - DTA Mühendislik](#). (Erişim tarihi: 01.12.2021)
- Arslan, A., Kaptanoğlu, M. 2010. Bir ticari araç için ECE R14 Regülasyonuna uygun koltuk bağlantılarının geliştirilmesi. 5. *Otomotiv Teknolojileri Kongresi*. 1-3.
- Ary, A.K., Prabowo, A, R., Imaduddin, F. 2020. Structural assessment of alternative urban vehicle chassis subjected to loading and internal parameters using finite element analysis. *Journal of Engineering Science and Technology*. 15(3), 1999- 2022
- Callister W. D., Rethwisch D. G. 2018. Materials science and engineering: An introduction. Wiley. 990 pp.
- Çayiroğlu, İ. 2021. Bilgisayar destekli tasarım ve analiz. [Microsoft Word - BilgisayarDestekliTasarimVeAnaliz-1-hafta-ibrahimcayiroglu.com](#). (Erişim tarihi: 04.10.2021)
- Çelik, A. 2020. Kaynak teknolojisi. Nobel Yayıncılık, Ankara. 280 s.
- Çelik, Y., Yıldız, İ., Karadeniz, A. T. 2019. A brief review of metaheuristic algorithms improved in the last three years. *Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi*, 463-477.
- Demirkaya, Ö. F., Tüfekçi, K. 2020. Zaman ve frekans düzleminde yorulma ömrü hesaplama yöntemlerinin sonlu elemanlar yöntemi ile incelenmesi. *Mühendislik Bilimleri ve Tasarım Dergisi*, 8(2), 467 – 478.
- Dizo, J. at all., 2021. Electric and plug-in hybrid vehicles and their infrastructure in a particular European region. *Transportation Research Procedia*. 55(1), 629-636.
- Dizo, J., Blatnický, M., Drozdziel, P., Semenov, S., Mikhailov, E., Kurtulík, J. 2021. Strength analysis of an off-road lorry frame. *Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport*. 110, 23-33.
- Erdemir Ürün Kataloğu, 2000. Ereğli Demir ve Çelik Fab., T.A.Ş., İstanbul.
- Galos, J. and Sutcliffe, M., 2019. Material selection and structural optimization for lightweight truck trailer design, *SAE Int. J. Commer. Veh.* 12(4):281-297, 2019, <https://doi.org/10.4271/02-12-04-0022>.
- Gedik, T., Vurgun, M., Özkeser, B., Biçer E. 2021. Static analysis of trailers with demountable chassis. *European Mechanical Science*, 5(3): 130-134.
- Kaplanlıoğlu, B., Gemalmayan, N. 2015. Sonlu Elemanlar Yöntemi ve Analitik Yöntemler kullanılarak bulunan gerilmelerin karşılaştırılması, *Mühendis ve Makina*, 56(665), 62-72.
- Güler, M. S., Şen, S. 2015. Sonlu elemanlar yöntemi hakkında genel bilgiler. *Ordu Üniv. Bil. Tek. Derg.*, 5(1), 56-66.
- Hibbeler, R. C. 2015. Engineering mechanics: Statics & Dynamics. New York: Prentice-Hall. 883 pp
- Hosford, W. F. 2010. Mechanical behavior of materials. Cambridge University Press. 430 pp.

- Işık, Y. 2004. Talaşlı imalatla kesici takımların kırılma öncesi davranışlarının sonlu elemanlar yöntemi ile analizi. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 1, 103-110.
- Kahraman, F., Küçük, M. 2020. Otomotiv endüstrisinde topoloji optimizasyonu ile ağırlık azaltma uygulaması üzerine bir araştırma. *Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi*, 20, 623-631.
- Karakaş, H. 2020. Kumlama işleminin yaprak yayların yorulma ömrü üzerindeki etkilerinin incelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, Balıkesir Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı. Balıkesir.
- Karaoğlu, M. U, Turnalı, Ö. Y., Kuralay, N. S. 2016. Hafif hizmet aracı şasi analizi ve optimizasyonu. *Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 18 (54), 502-512.
- Keskintaş, S. 2017. Sonlu elemanlar yöntemi ile optimum genişleyebilir Servikal Peek Cage tasarımı. *Yüksek Lisans Tezi*. TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Ankara.
- Konez, O., Metin, M., Demir, Ö. 2019. Y32 bojisinin yapısal analizleri, bölüm 2: yorulma analizleri. *Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi*, (17), 395-411.
- Korkut, S. 2021. Bir makina mühendisinin günlüğü. <https://www.serdarkorkut.com/2018/01/24/ortalama-gerilmenin-yorulmaya-etkisi>. (Erişim tarihi: 28.11.2021)
- Kurt, K. 2008. DH 36 gemi sacının farklı kaynak yöntemleri ile mekanik özelliklerinin incelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Metal Eğitimi Enstitü Anabilim Dalı, Sakarya.
- Küçük, S. 2017. Sonlu Elemanlar Stres Analiz Yöntemi ve Dental İmplantoloji alanında yapılan araştırmalar. *Atatürk Üniv. Diş Hek. Fak. Derg.* 29(4), 701-710.
- Lodwik, D. and Pietrzyk, J. 2018. Analysis of the structure of the frame of a trailer for transport of bales of compressed straw in the aspect of minimization of materials and energy consumption. *3rd International Conference on Energy and Environmental Protection*, 46 (1), 1-9.
- Meyers M. A., Chawla K. K., 2009. Mechanical behavior of materials. Prentice- Hall, Inc, 856 pp.
- Mulla, I., Qureshi, A. M. 2019. Design analysis and optimization of two-wheeler chassis for weight reduction. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*. 6(6), 2101- 2107.
- Okudan, A. 2018. Topoloji optimizasyonu-101. <https://tr.linkedin.com/pulse/topoloji-optimizasyonu-101-ahmet-okudan>. (Erişim tarihi: 26.11.2021)
- Ovalı İ., Esen C. 2017. Ansys workbench. Kodlab, İstanbul, 560 s.
- Özgür, T. ve Karataş, S. B. 2021. Daraltılmış Treyler Şasi Tasarımı ve Sonlu Elemanlar Metodu ile Yapısal Analizi. *Çukurova Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi*, 36 (1), 175-186. DOI: 10.21605/cukurovaumfd.933911
- Padmanabhan, S.C., Collins, T.W., Pillai, S.C. et al. 2020. A conceptual change in crystallisation mechanisms of oxide materials from solutions in closed systems. *Sci Rep* 10, 18414. <https://doi.org/10.1038/s41598-020-75241-z>
- Patil, H.B., Kachave, S. D., Deore, E.R. 2013. Stress analysis of automot-tive chassis with various thicknesses. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE)*, 6(1), 44-49.
- Sabırlı, S. 2012. Bir raylı taşıt bogisinin sonlu elemanlar yöntemiyle yorulma analizi. *Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

- Saraç, Ş. 2021. Çelik dirsek boruların üretim prosesinin sonlu elemanlar analizi yöntemi ile modellenmesi ve üretim parametrelerinin optimizasyonu. *Yüksek Lisans Tezi*, Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı. İstanbul.
- Seyedi, A. 2019. Yeni bir tramvayın gövde ve şasisinin statik, dinamik ve çarpışma yükleri altında sonlu elemanlar yöntemi ile tasarımı ve optimizasyonu. *Yüksek Lisans Tezi*, Hacettepe Üniversitesi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı. Ankara.
- Şen, Ş., Yaşar, M., Koçar, O. 2017. Dorse tasarımında stres dağılım analizi ve topoloji optimizasyonu. *Karaelmas Fen ve Mühendislik Dergisi*, 309-316.
- Şenel, Ş.M. 1996. Sonlu elemanlar yöntemi ile üç boyutlu yapı analizi yapan bir bilgisayar programı. *Yüksek Lisans Tezi*, Pamukkale Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İnşaat Mühendisliği Anabilim Dalı, Denizli.
- Şenler, F., Yıldırım, K. 2020. Tasarımcıların yaratıcılık, bütünleştirme, kavramsallaştırma ve uygulama becerileri üzerine çizim tekniklerinin etkileri. *Gazi University Journal of Science Part C: Design and Technology*, 8 (3), 486-499.
- Şık, A. 2004. Otomobil saclarının MIG/MAG kaynağında gaz karışımlarının eğme dayanımı özelliklerine etkisi. *Gazi Üniversitesi Endüstriyel Sanatlar Eğitim Fakültesi Dergisi*, 12, 26-35.
- Şık, A., Önder, M., Korkmaz, M.S. 2015. Taşıt jantlarının yapısal analiz ile yorulma dayanımının belirlenmesi. *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, Tasarım Ve Teknoloji GU J Sci Part: C 3(3):565-574
- Tanaka, K., et al. 1995. Phenomenological analysis on subloops and cyclic behavior in shape memory alloys under mechanical and/or thermal loads. *Mechanics of Materials*, 19(4), 281-292.
- Topçu, İ. B., Akpınar, A. F., Karakurt, C. 2006. Eskişehir’de kullanılan yapı çeliklerinin istatistiksel olarak incelenmesi. *Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 19 (1), 1-10
- Yao, C., Yang, M. 2021. Research on lightweight design and finite element analysis of a 9 meter bus body frame. *J. Phys.: Conf. Ser.* 1748 062022.
- Yilmazcoba, I.K., Kahraman, Y. 2011. Truck chassis structural thickness optimization with the help of finite element technique. *The Online Journal of Science and Technology*, 1(3), 23-30.
- Widyanto, S.A., et al 2019. Stress analysis of electric bus chassis using finite element method. *J. Phys.: Conf. Ser.* 1321 022014

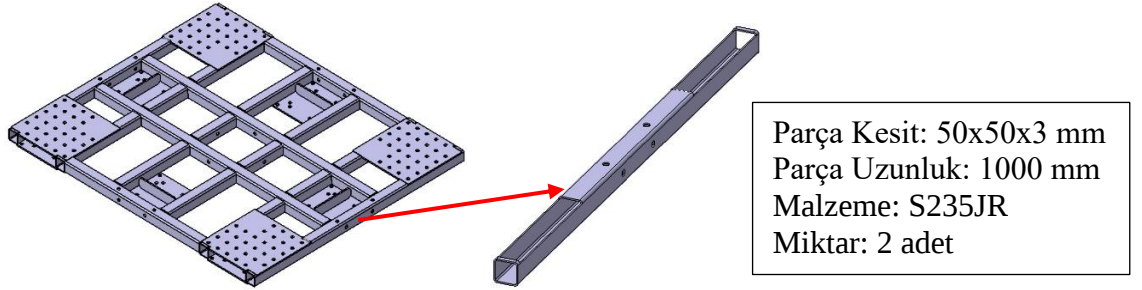
EKLER

EK-1. Mevcut Şasenin Sonlu Elemanlar Analizine Dahil Edilen Tasarım Elemanları

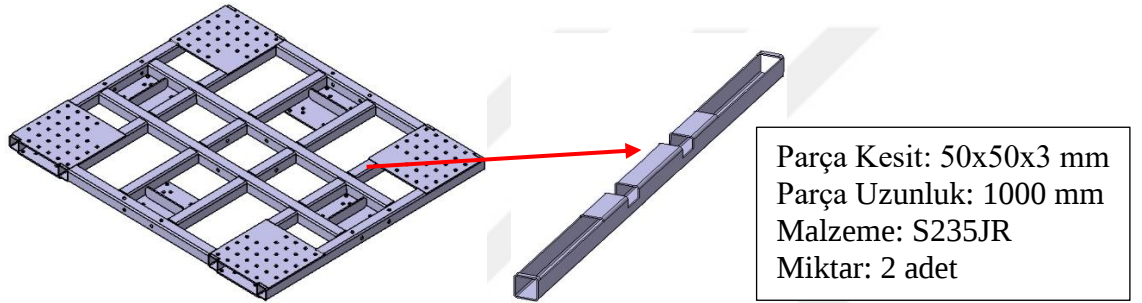
EK-2. Yeni Şasenin Sonlu Elemanlar Analizine Dahil Edilen Tasarım Elemanları



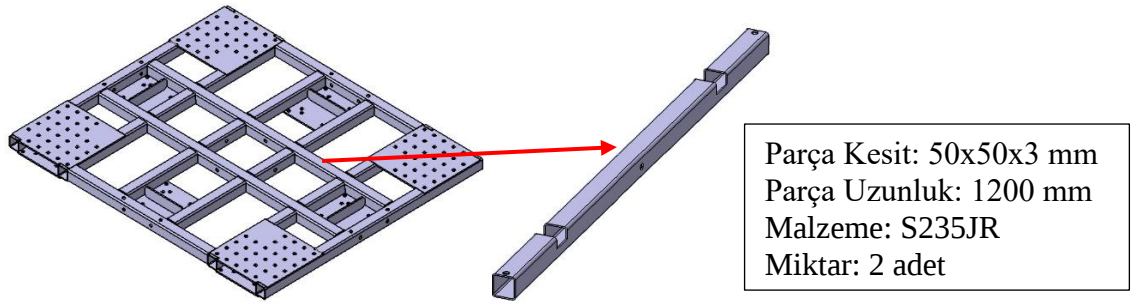
EK-1. Mevcut Şasenin Sonlu Elemanlar Analizine Dahil Edilen Tasarım Elemanları



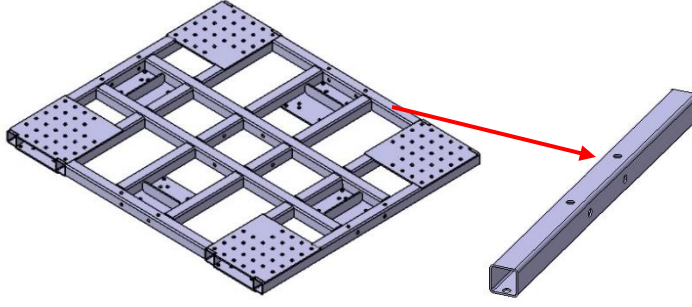
Ek Şekil 1.1. Şase 1000 mm yatay dış profil



Ek Şekil 1.2. Şase 1000 mm yatay iç profil

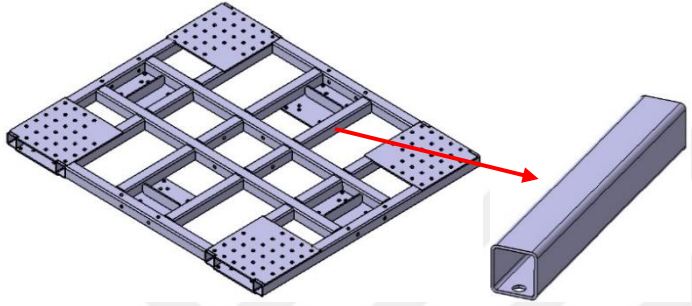


Ek Şekil 1.3. Şase 1200 mm dikey iç profil



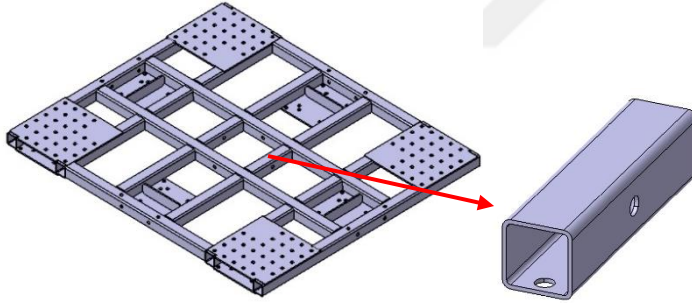
Parça Kesit: 50x50x3 mm
Parça Uzunluk: 700 mm
Malzeme: S235JR
Miktar: 2 adet

Ek Şekil 1.4. Şase 700 mm dikey dış profil



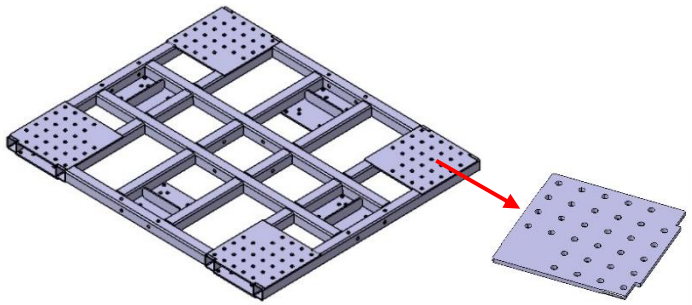
Parça Kesit: 50x50x3 mm
Parça Uzunluk: 400 mm
Malzeme: S235JR
Miktar: 4 adet

Ek Şekil 1.5. Şase 400 mm yatay orta destek profil



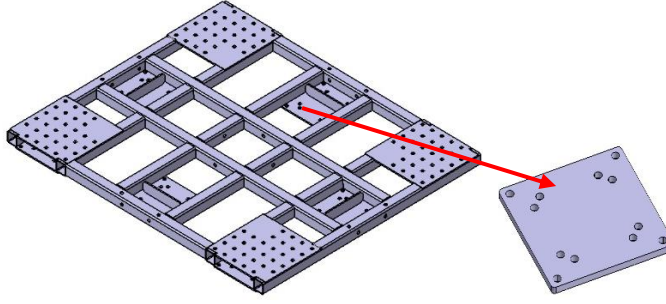
Parça Kesit: 50x50x3 mm
Parça Uzunluk: 200 mm
Malzeme: S235JR
Miktar: 2 adet

Ek Şekil 1.6. Şase 200 mm yatay orta destek profil



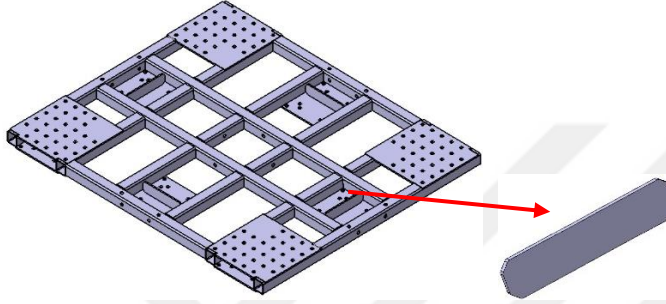
Parça Ebat: 300x300x6 mm
Malzeme: S235JR
Miktar: 4 adet

Ek Şekil 1.7. Şase üst plakaları



Parça Ebat: 220x220x6 mm
Malzeme: S235JR
Miktar: 8 adet

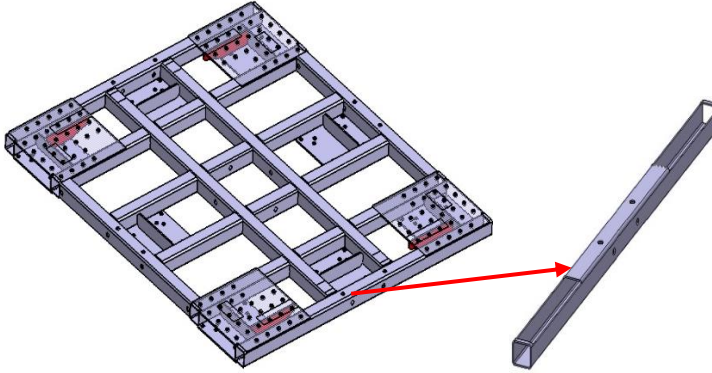
Ek Şekil 1.8. Şase tekerlek plakaları



Parça Ebat: 200x44x6 mm
Malzeme: S235JR
Miktar: 8 adet

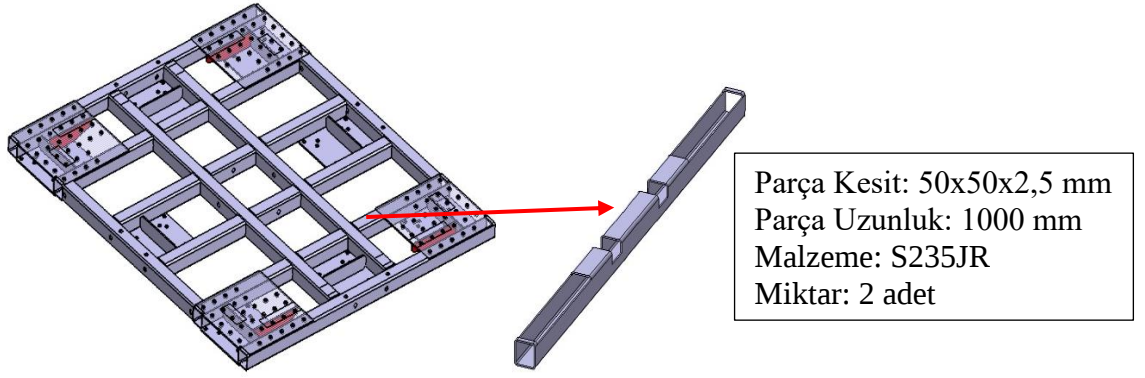
Ek Şekil 1.9. Şase profil destek plakaları

EK-2. Yeni Şasenin Sonlu Elemanlar Analizine Dahil Edilen Tasarım Elemanları

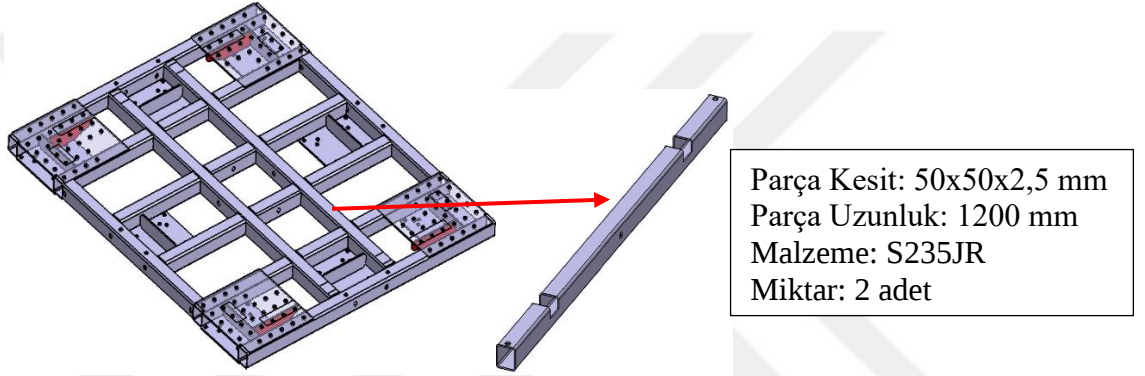


Parça Kesit: 50x50x2,5 mm
Parça Uzunluk: 1000 mm
Malzeme: S235JR
Miktar: 2 adet

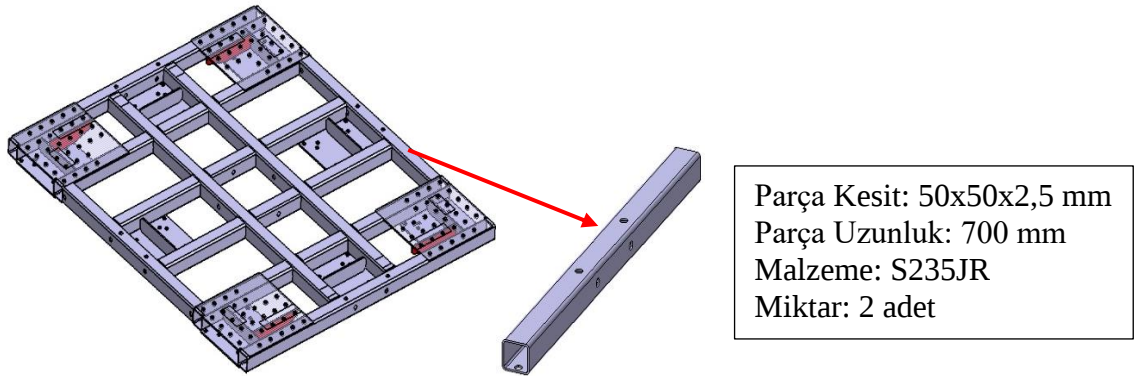
Ek Şekil 2.1. Şase 1000 mm yatay dış profil



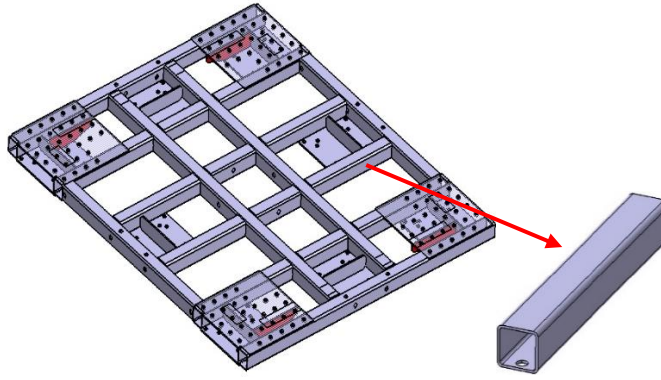
Ek Şekil 2.2. Şase 1000 mm yatay iç profil



Ek Şekil 2.3. Şase 1200 mm dikey iç profil

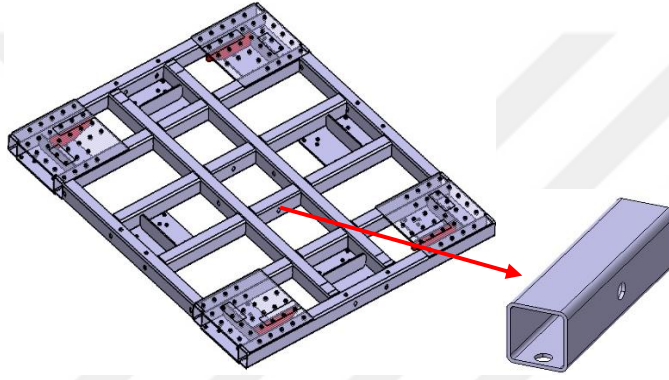


Ek Şekil 2.4. Şase 700 mm dikey dış profil



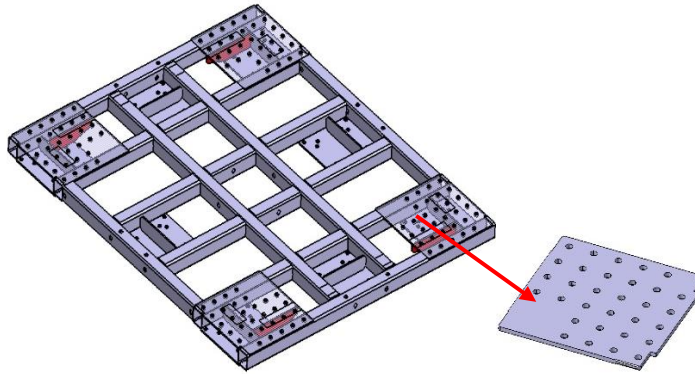
Parça Kesit: 50x50x2,5 mm
Parça Uzunluk: 400 mm
Malzeme: S235JR
Miktar: 4 adet

Ek Şekil 2.5. Şase 400 mm yatay orta destek profil



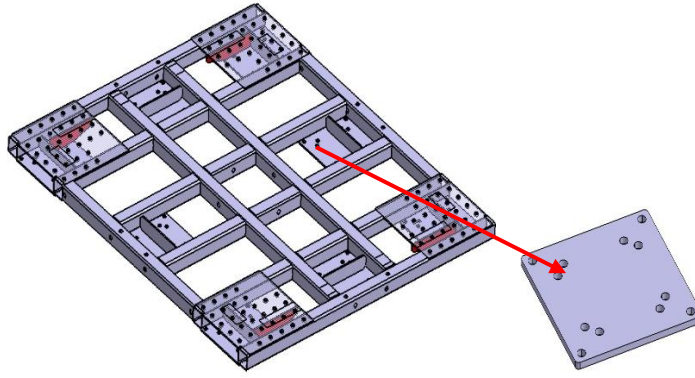
Parça Kesit: 50x50x2,5 mm
Parça Uzunluk: 200 mm
Malzeme: S235JR
Miktar: 2 adet

Ek Şekil 2.6. Şase 200 mm yatay orta destek profil



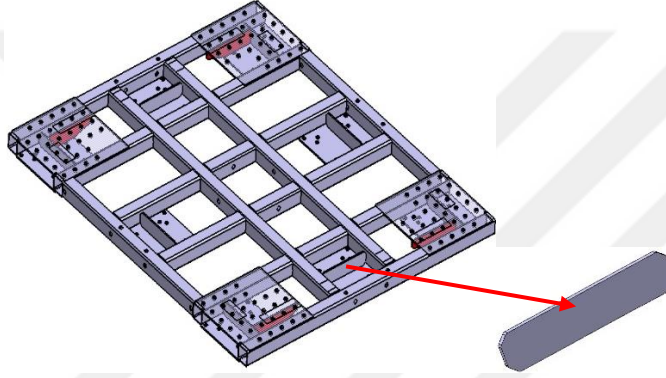
Parça Ebat: 300x300x5 mm
Malzeme: S235JR
Miktar: 4 adet

Ek Şekil 2.7. Şase üst plakaları



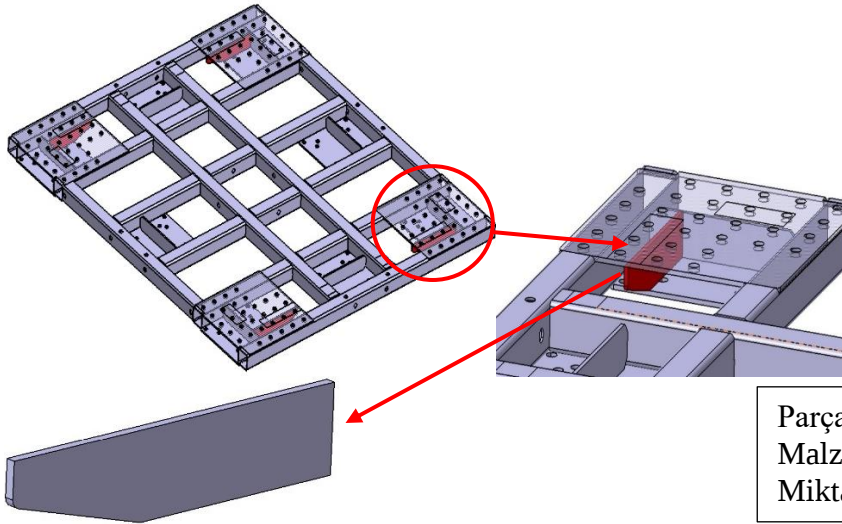
Parça Ebat: 220x220x5 mm
Malzeme: S235JR
Miktar: 8 adet

Ek Şekil 2.8. Şase tekerlek plakaları



Parça Ebat: 200x44x5 mm
Malzeme: S235JR
Miktar: 8 adet

Ek Şekil 2.9. Şase profil destek plakaları



Parça Ebat: 150x44x5 mm
Malzeme: S235JR
Miktar: 4 adet

Ek Şekil 2.10. Yeni şasede ek güçlendirici plakalar