

ÇUKUROVA ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Bir Ticari Araçta Sonlu Elemanlar Metodu**

**Seyfi Burak KARATAŞ**

*Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı*

Mart, 2024

ÇUKUROVA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZ ONAYI

Bir Ticari Araçta Sonlu Elemanlar Metodu

Seyfi Burak KARATAŞ

*Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı*

Bu Yüksek Lisans Tezi 07/03/2024 Tarihinde Aşağıdaki Jüri Üyeleri Tarafından Değerlendirilmiş ve Oy Birliği / Oy Çokluğu ile Kabul Edilmiştir.

Jüri : Dr. Öğretim Üyesi Tayfun ÖZGÜR (Danışman) .....  
: Prof. Dr. Mustafa ÖZCANLI .....  
: Doç. Dr. Erinc ULUDAMAR .....

Bu Tez Fen Bilimleri Enstitüsü, Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalında Hazırlanmıştır.

Tez No:

Prof. Dr. Sadık DİNÇER  
Enstitü Müdürü

**Not:** Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaktan yapılan bildirişlerin, çizelge ve fotoğrafların kaynak gösterilmeden kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.

## İÇİNDEKİLER

|                                                                                   |     |
|-----------------------------------------------------------------------------------|-----|
| ÖZ .....                                                                          | I   |
| ABSTRACT .....                                                                    | II  |
| TEŞEKKÜR .....                                                                    | III |
| ÇİZELGELER DİZİNİ .....                                                           | IV  |
| ŞEKİLLER DİZİNİ .....                                                             | V   |
| SİMGELER VE KISALTMALAR .....                                                     | VII |
| 1. GİRİŞ .....                                                                    | 1   |
| 1.1. Römork Çeşitleri .....                                                       | 2   |
| 1.1.1. Düz Platformlu Yarı Römorklar .....                                        | 3   |
| 1.1.2. Eğimli Yarı Römorklar .....                                                | 3   |
| 1.1.3. Peyzaj/Yardımcı Yarı Römorklar .....                                       | 4   |
| 1.1.4. Platform Üstü Yarı Römorklar .....                                         | 4   |
| 1.1.5. Damperli Yarı Römorklar .....                                              | 4   |
| 1.1.6. Beşinci tekerlekli/Deveboyunlu Yarı Römorklar .....                        | 5   |
| 1.2. Treyler Tarihçesi .....                                                      | 5   |
| 1.3. Sonlu Elemanlar Yöntemi Değerlendirmesi Kullanılarak Yapısal Analiz .....    | 9   |
| 2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR .....                                                        | 11  |
| 3. MATERYAL VE METOT .....                                                        | 19  |
| 3.1. Şasi Tasarımı .....                                                          | 21  |
| 3.2. Statik İnceleme .....                                                        | 23  |
| 3.2.1. Aks İncelemeleri .....                                                     | 23  |
| 3.2.1.a. Aks Modeli Üzerindeki Yük Dağılımı-Moment Hesaplamaları .....            | 23  |
| 3.2.1.b Aks Modelinin Sonlu Elemanlar Metodu ile Statik Analizi .....             | 25  |
| 3.2.2. Şasi İncelemeleri .....                                                    | 28  |
| 3.2.2.a. Şasi Modeli Üzerindeki Yük Dağılımı-Moment Hesaplamaları .....           | 28  |
| 3.2.2.a.a. King Pim Yüğü .....                                                    | 29  |
| 3.2.2.a.b. Aks Yüğü .....                                                         | 29  |
| 3.2.2.a.c. Yayılı Yüğü .....                                                      | 29  |
| 3.2.2.a.d. Maximum Moment : .....                                                 | 30  |
| 3.2.2.a.e. Maximum Momentin Bulunduğu Kirişin Statik Momenti .....                | 30  |
| 3.2.2.a.f. Eğilme Mukavemeti .....                                                | 31  |
| 3.2.2.a.g. Emniyet Hesabı .....                                                   | 31  |
| 3.2.2.a.h. Emniyet Katsayısı .....                                                | 31  |
| 3.2.2.a.ı. King Pin'den Aksa Mesafe .....                                         | 31  |
| 3.2.2.b. Şasi Ara Taşıyıcı Modelinin Sonlu Elemanlar Metodu ile Statik Analizi .. | 33  |

|                                                                        |    |
|------------------------------------------------------------------------|----|
| 3.2.2.c. Şasi Modelinin Sonlu Elemanlar Metodu ile Statik Analizi..... | 36 |
| 3.3. Aerodinamik İnceleme.....                                         | 38 |
| 3.3.1. Aerodinamik dirençlerin taşıt üzerindeki etkileri.....          | 39 |
| 3.3.2.a. Şasi Modelinin Projeksiyon Yüzey Alanındaki Değişim .....     | 40 |
| 4. BULGULAR VE TARTIŞMA .....                                          | 43 |
| 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER .....                                          | 51 |
| KAYNAKLAR .....                                                        | 53 |
| ÖZGEÇMİŞ .....                                                         | 57 |



## Bir Ticari Araçta Sonlu Elemanlar Metodu

Seyfi Burak KARATAŞ

*Danışman: Dr.Öğretim Üyesi Tayfun ÖZGÜR*

*Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı*

### ÖZ

Treyler bir diğer adıyla yarı römork, dünyada taşımacılık sektöründe kritik önem arz etmektedir. Türkiye’de ekonomik olması, alternatif kullanım şekilleri ve yoğun servis hizmetlerinin bulunması ile yarı römorklar daha çok kullanılmaktadır. Yarı römork taşıtlar arasında da en çok tercih edilen damperli yarı römork araçların ağırlığının çoğunluğunu şasi oluşturmaktadır. Kullanıcılar tarafından çok çeşitli yüklerin yüklendiği treylerin şasisine dinamik ve statik birçok kuvvet uygulanmaktadır. Üreticilerimiz de bu sebeplerden öncelikli çalışma alanlarını şasi üzerinde yoğunlaştırmışlardır. Bir damperli yarı römork şasisinin enine ebatları azaltılarak tasarlanan bu çalışmada statik analizler ışığında yeni tasarım ile eskisi karşılaştırılmaktadır. Modellenen yeni dar yapıda tasarım, Alman Standartları Enstitüsü standartlarına göre aks yay merkezleri arası mesafeler temelinde şekillendirilmiştir. Bu çalışmanın ana hedefi, dayanımı azaltılmadan dar formda, hafifletilmiş, sağlayacağı yakıt tasarrufuyla çevre dostu yeni bir yarı römork tasarlamaktır. Sonuç olarak; incelenen analiz çalışmaları ve incelemeler, dar formda tasarlanan yeni yarı römorkun % 7 oranında hafifletilerek yakıt tasarrufu ve emisyon azaltımı ile çevreci bir treyler tasarımına ulaşılabileceğini göstermektedir.

**Anahtar Kelimeler:** Ağır Vasıta, Treyler, Şasi, Aks, Çevreci

---

## Finite Element Method in a Commercial Vehicle

---

Seyfi Burak KARATAŞ

*Advisor: Assist. Prof Dr. Tayfun ÖZGÜR*

*Department of Automotive Engineer*

### ABSTRACT

Trailers, also known as semi-trailers, are of critical importance in the transportation industry around the world. Semi-trailers are used more in Turkey due to their economy, alternative usage methods and intensive service. The chassis constitutes the majority of the weight of tipper semi-trailer vehicles, which are the most preferred among semi-trailer vehicles. Many dynamic and static forces are applied to the chassis of the trailer, where a wide variety of loads are loaded by users. For these reasons, our manufacturers have concentrated their primary work areas on the chassis. In this study, which was designed by reducing the transverse dimensions of a tipper semi-trailer chassis, the new design is compared with the old one in the light of static analyses. The design of the new narrow structure modeled was shaped on the basis of the distances between the axle spring centers according to the standards of the German Standards Institute. The main goal of this study is to design a new semi-trailer in a narrow form, lightweight, and environmentally friendly with the fuel savings it will provide, without reducing its strength. In conclusion; The analysis studies and studies examined show that the new narrow-shaped semi-trailer can be lightened by 7%, thus achieving an environmentally friendly trailer design with fuel savings and emission reduction.

**Keywords:** Heavy Vehicle, Trailer, Chassis, Axle, Environmentalist

## TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimimi ve tezimi tamamlama sürecimde yardımcı olan herkese en derin şükranlarımı sunarım.

Tüm Otomotiv Mühendisliği Bölümü öğretim üyelerine ve arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Gerek lisans eğitimim gerekse yüksek lisans yaptığım süre boyunca değerli desteğini esirgemeyen, benim için yeri çok farklı olan danışmanım Dr. Öğr. Üyesi Tayfun ÖZGÜR hocam ve Ali Cem YAKARYILMAZ hocama,

Yüksek lisans eğitimime beni teşvik edip desteğini hiç esirgemeyen Sn. KARAÇOR hocam Berkay kardeşime,

En kritik süreçlerde bir aile büyüğü gibi yol göstericiliğiyle yanımda olan bölüm başkanım Prof. Dr. Mustafa ÖZCANLI hocama,

İlham perilerine en çok ihtiyaç duyduğum anlarda bana farklı bakış açısı katan mutluluk kaynağım biricik kızım Asya ve annesi biricik eşim Ahsen'e,

Ayrıca ailemizin kariyer idolü olan Tuğba ve Sema ablama, özellikle anneme, babama teşekkürlerimi sunarım.

## ÇİZELGELER DİZİNİ

|                                                                            |    |
|----------------------------------------------------------------------------|----|
| Çizelge 3.1. S700MC malzemesinin mekanik özellikleri .....                 | 19 |
| Çizelge 3.2. St52 malzemesinin mekanik özellikleri .....                   | 19 |
| Çizelge 3.3. Aks makas yayı merkezleri arası mesafe (BPW, 2010) .....      | 20 |
| Çizelge 3.4. Skewness mesh kalite kriterleri .....                         | 26 |
| Çizelge 3.5. Şasi modeli kuvvet-moment bölgeleri .....                     | 29 |
| Çizelge 3.6. Kuvvet-Moment Diyagram bölgelerindeki kuvvet değerleri .....  | 29 |
| Çizelge 3.7. Kuvvet-Moment Diyagram bölgelerindeki y değerleri .....       | 29 |
| Çizelge 3.8. Kuvvet-Moment Diyagram bölgelerindeki x değerleri .....       | 29 |
| Çizelge 3.9. Kuvvet-Moment Diyagram bölgelerindeki s değerleri .....       | 30 |
| Çizelge 3.10. Alan hesabına göre belirlenmiş kritik moment noktaları ..... | 30 |
| Çizelge 3.11. Şasi I kesiti ebatları .....                                 | 30 |

## ŞEKİLLER DİZİNİ

|                                                                                                                          |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Şekil 1.1. Ulaştırma Türüne Göre Sera Gazı Emisyonu (TÜİK, 2022) .....                                                   | 1  |
| Şekil 1.2. Taşıtlardaki CO <sub>2</sub> Emisyon Miktarının Yıllara Göre Değişimi (2014) .....                            | 2  |
| Şekil 1.3. Taşıtlardaki Kalınlık Azaltılmasının Sağladığı Ağırlık Kazancı (2008).....                                    | 2  |
| Şekil 1.4. Düz platformlu römork .....                                                                                   | 3  |
| Şekil 1.5. Damperli yarı römork .....                                                                                    | 5  |
| Şekil 1.6. Buharlı vagonlar.....                                                                                         | 6  |
| Şekil 1.7. Tarihte yarı kamyon .....                                                                                     | 7  |
| Şekil 2.1. Kamyon şasi montajının üç boyutlu modeli (2020).....                                                          | 11 |
| Şekil 2.2. Kamyon şasisinin sonlu eleman modeli (2020) .....                                                             | 12 |
| Şekil 2.3. Kamyon şasisinin ızgara diyagramı (2020) .....                                                                | 12 |
| Şekil 2.4. Tam yüklü bükme koşulunun yükleme diyagramı (2020) .....                                                      | 12 |
| Şekil 2.5. Tam yük ve bükülme altında çerçevenin deformasyon bulutu diyagramı (2020).....                                | 13 |
| Şekil 2.6. Çerçevenin tam yük ve bükülme altındaki gerilme bulutu görüntüsü (2020).....                                  | 13 |
| Şekil 2.7. Temel Tasarımın Yüksek Kaliteli Modeli (2019).....                                                            | 14 |
| Şekil 2.8. Üç füzenin başlangıç konumu ve yönelimi (2022). .....                                                         | 15 |
| Şekil 2.9. Üç füzenin optimum konumu ve yönelimi (2022).....                                                             | 15 |
| Şekil 2.10. Yarı römork yapı tasarımı (2022) .....                                                                       | 16 |
| Şekil 2.11. Dikey yükleme koşullarına bağlı kalarak ANSYS 2020 kullanılarak maksimum<br>birleşik gerilimler (2022) ..... | 16 |
| Şekil 2.12. Yeni optimize edilmiş kesitlerle şasinin maksimum birleşik gerilimleri (2022) .....                          | 16 |
| Şekil 3.1. 6500kg ile 14000kg arasındaki aks yükleri için aks kataloğu.....                                              | 21 |
| Şekil 3.2. Komple Şasi .....                                                                                             | 22 |
| Şekil 3.3. Ürün Ağacı balonlama .....                                                                                    | 22 |
| Şekil 3.4. Ürün Ağacı malzeme listesi .....                                                                              | 23 |
| Şekil 3.5. 1200mm makas yay merkez mesafeli aks kuvvet-moment diyagramı .....                                            | 24 |
| Şekil 3.6. Aks Modeline Uygulanan Mesh Ağı Detayları.....                                                                | 25 |
| Şekil 3.7. Aksa uygulanan mesh modeli .....                                                                              | 27 |
| Şekil 3.8. Aks modeline uygulanan yük ve sabit destek noktaları .....                                                    | 28 |
| Şekil 3.9. Şasi modeli kuvvet-moment diyagramı .....                                                                     | 28 |
| Şekil 3.10. Statik moment formülizasyon ve hesabı .....                                                                  | 30 |
| Şekil 3. 11. Şasi modeli I kesiti.....                                                                                   | 31 |
| Şekil 3.12. Eğilme Mukavemeti formülizasyon ve hesabı.....                                                               | 31 |
| Şekil 3.13 Emniyet Katsayısı formülizasyon ve hesabı .....                                                               | 31 |
| Şekil 3.14. 500mm'deki statik moment, moment, eğilme mukavemeti, emniyet katsayısı<br>değerleri .....                    | 32 |

|                                                                                                     |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Şekil 3.15. 1400mm'deki statik moment, moment, eğilme mukavemeti, emniyet katsayısı değerleri ..... | 32 |
| Şekil 3.16. 2000mm'deki statik moment, moment, eğilme mukavemeti, emniyet katsayısı değerleri ..... | 33 |
| Şekil 3.17. X4 ötesinde statik moment, moment, eğilme mukavemeti, emniyet katsayısı değerleri ..... | 33 |
| Şekil 3.18. Ara Taşıyıcı Modeline Uygulanan Mesh Ağı Detayları .....                                | 34 |
| Şekil 3.19. Ara Taşıyıcı Modeline Uygulanan Mesh .....                                              | 35 |
| Şekil 3.20. Ara Taşıyıcı Modeline Uygulanan Yük Noktaları .....                                     | 35 |
| Şekil 3.21. Şasi Modeline Uygulanan Mesh Ağı Detayları .....                                        | 36 |
| Şekil 3.22. Şasi Modeline Uygulanan Mesh .....                                                      | 37 |
| Şekil 3.23. Şasi modeline uygulanan yük ve sabit destek noktaları .....                             | 37 |
| Şekil 3.24. Sürüklenme kuvveti formülizasyonu .....                                                 | 39 |
| Şekil 3.25. Projeksiyon yüzey alanı .....                                                           | 39 |
| Şekil 3.26. Daraltılmış Şasi Modelinde değişen parçalar .....                                       | 40 |
| Şekil 3.27. Daraltılmış Şasi Modelinde değişen parçalardaki projeksiyon yüzey alanı .....           | 40 |
| Şekil 3.28. Selef Şasi Modelinde değişecek parçalar .....                                           | 41 |
| Şekil 3.29. Selef Şasi Modelinde değişecek parçalardaki projeksiyon yüzey alanı .....               | 41 |
| Şekil 3.30. Hareket Halindeki Araca Etki Eden Sürüklenme Kuvveti .....                              | 42 |
| Şekil 4.1. Yeni aksta maksimum uzama .....                                                          | 43 |
| Şekil 4.2. Selef aksta maksimum uzama .....                                                         | 43 |
| Şekil 4.3. Yeni aksta maksimum dayanım .....                                                        | 44 |
| Şekil 4.4. Selef aksta maksimum dayanım .....                                                       | 44 |
| Şekil 4.5. Daraltılmış Ara Taşıyıcı Modelinde meydana gelen deformasyon değeri .....                | 45 |
| Şekil 4.6. Selef Ara Taşıyıcı Modelinde meydana gelen deformasyon değeri .....                      | 46 |
| Şekil 4.7. Daraltılmış Ara Taşıyıcı Modelinde meydana gelen gerilim değeri .....                    | 46 |
| Şekil 4.8. Selef Ara Taşıyıcı Modelinde meydana gelen gerilim değeri .....                          | 47 |
| Şekil 4.9. Hafifletilmiş yeni şasi tasarımındaki maksimum uzama .....                               | 48 |
| Şekil 4.10. Selef şasi tasarımındaki maksimum uzama .....                                           | 48 |
| Şekil 4.11. Hafifletilmiş yeni şasi tasarımındaki maksimum dayanım .....                            | 49 |
| Şekil 4.12. Selef şasi tasarımındaki maksimum dayanım .....                                         | 49 |

## SİMGELER VE KISALTMALAR

|                   |                                             |
|-------------------|---------------------------------------------|
| DIN:              | Deutsch Institute Standarts                 |
| CO2:              | Karbondioksit                               |
| AYT:              | Ağır Yük Taşıtları                          |
| TÜİK:             | Türkiye İstatistik Kurumu                   |
| LNG:              | Doğal Gaz                                   |
| CAD:              | Bilgisayar destekli tasarım                 |
| DAC:              | Bilgisayarla Otomatikleştirilmiş Tasarım    |
| FEM:              | Sonlu Elemanlar Yöntemi                     |
| LS-DYNA:          | Non-Lineer Sonlu Eleman Yazılımı            |
| FEA:              | Sonlu Elemanlar Analizi                     |
| Euro NCAP:        | Avrupa Yeni Otomobil Değerlendirme Programı |
| MPa:              | Megapaskal                                  |
| AHSS:             | Gelişmiş yüksek dayanımlı çelik             |
| LCV:              | düşük karbonlu araçlar                      |
| BIW:              | beyaz gövde                                 |
| EPP:              | genişletilmiş polipropilen                  |
| PU:               | Poliüretan                                  |
| m:                | metre                                       |
| FE:               | Finite Element                              |
| ANSYS:            | Swanson Analiz Sistemi                      |
| Mn:               | manganez                                    |
| Cr:               | krom                                        |
| Mo:               | molibden                                    |
| Kg:               | kilogram                                    |
| Km:               | kilometre                                   |
| SP:               | İz genişliği                                |
| FM:               | Yay merkezi                                 |
| mm:               | milimetre                                   |
| N:                | Newton                                      |
| kN:               | kilonewton                                  |
| O.E.B.:           | Optimum Element Boyu                        |
| A.E.B.:           | Aktif Element Boyu                          |
| W:                | Statik moment                               |
| M:                | Moment                                      |
| $\sigma$ bending: | Eğilme mukavemeti                           |

Cd: Sürüklenme katsayısı

Cl: Kaldırma katsayısı

FD: Sürüklenme kuvveti

Km/h: Kilometre/saat

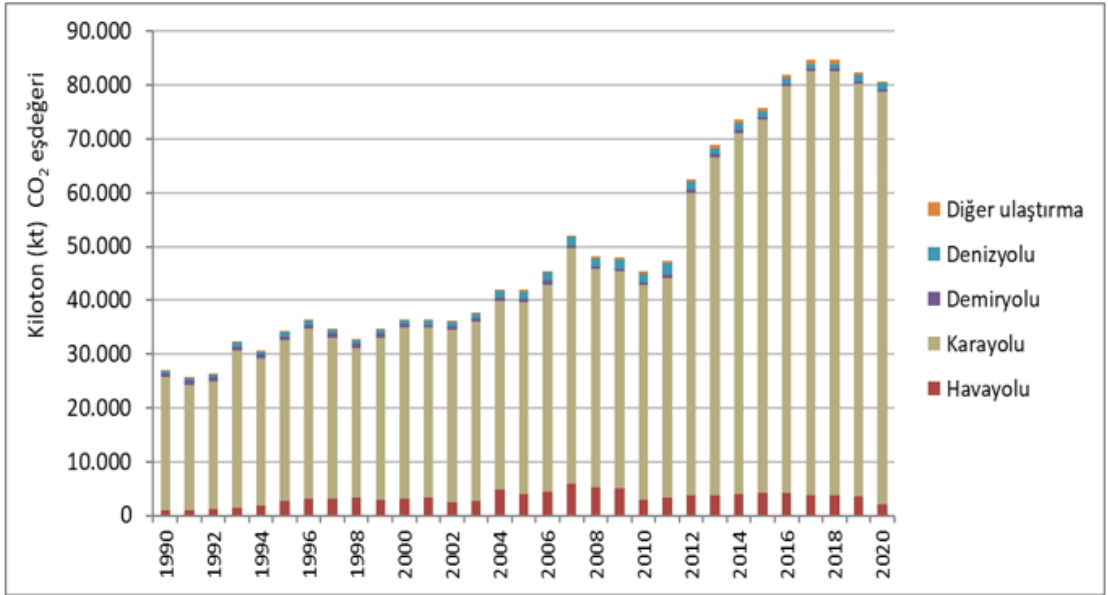
$\mu$ : Dinamik viskozite

$\rho$ : Yoğunluk



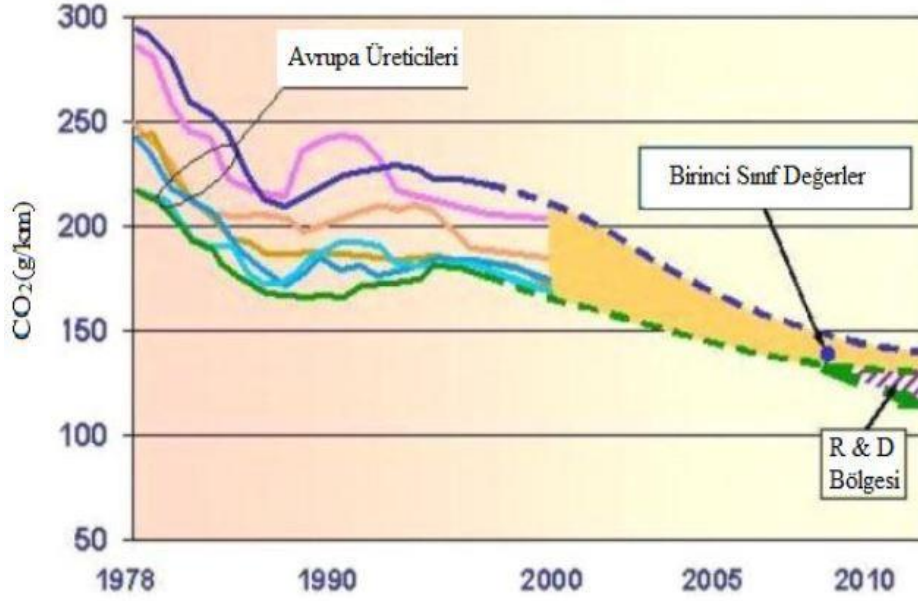
## 1. GİRİŞ

Günümüzde emisyon gazlarının ortaya çıkardığı kirliliği önleyebilmek daha az enerjii ile daha fazla yol katedebilmek ve imalat giderlerini verimli hale getirebilmek gibi sebeplerle araç hafifletme çalışmaları giderek daha da yaygınlaşmaktadır. Hafif araç tasarımı, otomotiv endüstrisinde performans ve güvenlik konusunda artan endişelere sahiptir. Minimum yakıt tüketimi ve CO<sub>2</sub> emisyonu sağlar. Geliştirilmiş dinamik özelliklere sahip hafif bir yarı römork şasi yapısı elde etmek için çok sayıda analitik, sayısal ve deneysel araştırma yapılmıştır. Geliştirilmiş aerodinamiğe sahip hafif bir yarı römork, özellikle Ağır Yük Taşıtları (AYT'ler) için yakıt tüketimi üzerinde çok önemli bir etkiye sahiptir. Yakıt ekonomisine katkı enerjinin korunumu ile gerçekleşmektedir (Ozturk, F. 2009).

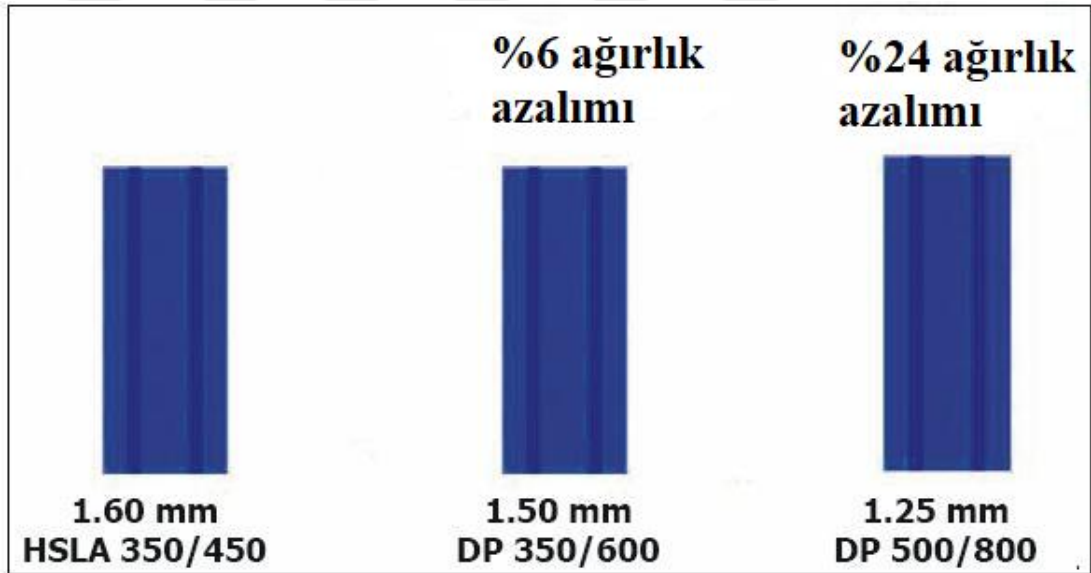


Şekil 1.1. Ulaştırma Türüne Göre Sera Gazı Emisyonu (TÜİK, 2022)

Dünyadaki CO<sub>2</sub> (karbondioksit) emisyonlarının oluşumunun azaltılması ile kitletici gazlar arasında önemli olumlu bir ilişkiye sahip olan ağırlık azaltma çalışmaları üzerinde yoğun bir ilgi mevcuttur. Son yıllarda dünya genelinde oluşan CO<sub>2</sub> emisyonlarının yaklaşık % 20'si taşıt kaynaklıdır. Hızla yükselen insan popülasyonu ile bu emisyon değerlerinin kritik seviyelere ulaşacağı öngörülmektedir. Dolayısıyla yasa ve yönetmeliklerle bu kirlenici gazların önüne geçilme önlemlerinin alınması kaçınılmaz olacaktır. Sonuç olarak emisyonların azaltılmasına katkı sağlamak, tasarımcılar için çok önemli bir kriter haline gelmiştir. Taşıtlarda yüksek mukavemetli çelik kullanımı emisyonları azaltmak için yapılan çalışmalara örnek olarak gösterilebilir. CO<sub>2</sub>'nin zamanla ilişkisi aşağıdaki grafikte verilmiştir (Kartal, Y. 2014).



Şekil 1.2. Taşıtlardaki CO<sub>2</sub> Emisyon Miktarının Yıllara Göre Değişimi (2014)



Şekil 1.3. Taşıtlardaki Kalınlık Azaltılmasının Sağladığı Ağırlık Kazancı (2008)

Treyler bir diğer adıyla yarı römork, dünyada taşımacılık sektöründe kritik önem arz etmektedir. Türkiye’de ekonomik olması, alternatif kullanım şekilleri ve yoğun servis hizmetlerinin bulunması ile yarı römorklar daha çok kullanılmaktadır. Yarı römork taşıtlar arasında da en çok tercih edilen damperli yarı römork araçların ağırlığının çoğunluğunu şasi oluşturmaktadır. Kullanıcılar tarafından çok çeşitli yüklerin yüklendiği treylerin şasisine dinamik ve statik birçok kuvvet uygulanmaktadır.

### 1.1. Römork Çeşitleri

Taşımacılık sektörü çok geniş bir sektördür. Römork ve yarı römorklar da bu alanın en çok tercih edilen yük taşıma araçlarıdır. Kullanıcılar yük çeşit ve boyutlarına göre kendi ihtiyaçlarına

cevap verecek yarı römork çeşidini tercih etmelidir. Sonuçta doğru treyler işletmenizin verimliliğini artırır ve uzun vadede paradan tasarruf etmenizi sağlar.

#### 1.1.1. Düz Platformlu Yarı Römorklar

Bu tip yarı römorklar, büyük ekipmanlar ve araçlar dahil farklı yükleri taşıma elverişlilikleri bulunan opsiyonel kullanılabilir römork türlerinden sayılmaktadır. Düz platformlular kapakları olmayan bir tasarımla boşaltma ve yükleme esnasında kullanım kolaylığı sağlamaktadır. Böylece araç kurtarma, tarım ve inşaat sektörleri gibi birçok kullanım alanları bulunmaktadır.

Yükü güvenli bir şekilde emniyete almak söz konusu olduğunda düz platformlar inanılmaz derecede uyarlanabilir. Dizaynları sayesinde yük paketlerinin araca yüklenip römork içerisinde özgür bir şekilde yerleştirme özellikleri bulunmaktadır. Platforma yüklenilebilecek her türlü kargonun sınırlarının geniş olması kapak korumalarının olmaması sayesinde.

Dayanıklı yapıları, ortam koşulları ve kullanıldığı değişik iklim özelliklerine karşı koyacak biçimde yüksek direnç gösterir. Ek bir avantaj da, diğer treyler türlerine kıyasla daha az bakım gerektirmesi ve bu sayede uzun vadeli sahip olma maliyetinin düşürülmesidir.

Ancak düz platformlar, açık tasarımları nedeniyle hava koşullarına veya hırsızlığa karşı hassas malzemelerin taşınması için ideal olmayabilir. Bu gibi durumlarda kapalı veya damperli römork gibi diğer römorklar tercih edilebilir (Fisher, B., 2023).



Şekil 1.4. Düz platformlu römork

#### 1.1.2. Eğimli Yarı Römorklar

Platformunun değişik açılarda eğilmesi sayesinde yük yükleme ve indirme konusunda kolaylık sağlayan eğimli yarı römorklar bu kapsamda çok kullanışlı bir yapıdadır. Bu özellik, arabalar, küçük makineler veya diğer ağır yükler gibi öğelerin taşınmasını kolaylaştırır. Ağır eşyaların sık sık yüklenmesi ve boşaltılması gereken kullanıcılar için mükemmel bir seçimdir.

Yüklü vaziyette trafikte seyir halindeyken kontrolü kolaylaştıran düşürülmüş yüksekliği inşaat ve nakliye gibi birçok sektör kullanıcılarının tercih sebebidir. Bu özellikler binek otomobiller

ve sanayi makineleri gibi kütlesi ve değeri de fazla olan yüklerin güvenle taşınmasına olanak sağlamaktadır. Kullanıcıların ergonomi ve güvenlik aradığı günümüzde rahat kullanım özelliklerinin yanında dayanıklı formları eğimli yarı römorkların önemini artırmaktadır.

#### **1.1.3. Peyzaj/Yardımcı Yarı Römorklar**

Peyzaj mimarları için ideal yarı römork çeşitleri denince akla ticari yarı römorklar gelmektedir. Büyük peyzaj düzenlemelerinin yanında çiftliklerimizin bahçelerinde de kullanabileceğimiz ilaç atma, ot biçme, budama aletleri gibi küçük iş makinelerini kolaylıkla yükleyip kolaylıkla kullanabileceğimiz yarı römorklardır. Emniyetli yapısal formları sayesinde rutin işlerimizde güvenle kullanılabilirler. Talebe göre dizaynlarında dokunulacak küçük noktalarla bu yarı römorklar günlük özel işlerimiz için de kullanılabilirler. Her türlü ağır ve basit ev içi dışı işlerde kullanılan alet erdavatları katabileceğimiz saklama alanı oluşturmak bu özellikleri arasında yer almaktadır. Kenarlarındaki kapakları ve bagaj dizaynları, yüklerinin daha rahat indirilmesini sağlamaktadır.

#### **1.1.4. Platform Üstü Yarı Römorklar**

Ağır makine veya kereste gibi ağır ve geniş yükleri taşınması gereken ticari operatörler için güverte üstü yarı römorklar harika bir seçenektir. Daha büyük boşluklu alanlar sağlayarak yük yerleşimini dizilimini ve indirilmesini kolaylaştıran teker üstü platformlara sahiptirler.

Platform üstü yarı römorklar aynı zamanda çok yönlülük konusunda da öne çıkmaktadır. Geliştirilmiş platform alanı genişliği ile yüksek hacimlerde park ve bahçe aletlerinin yanında inşaatlarda kullanılan büyük kütleli malzemelerin yüklenebildiği bu yarı römorklar, böylelikle hem park ve bahçe işleriyle uğraşan hem de inşaat sektörü kullanıcılarına hitap etmektedir.

Yük tekerleklerin üzerine yerleştirildiğinde, yükün römorkun tekerlek hareketlerine müdahale etmesi konusunda daha az endişe duyulur. Düşük ağırlık merkezi ile tasarlanmışlardır, bu da daha geniş güverteleriyle birlikte ağır yükler taşırken bile onlara daha fazla denge sağlar (Fisher, B., 2023).

#### **1.1.5. Damperli Yarı Römorklar**

Hidrolik kaldırma sistemi ile ağır malzemelerin taşınmasını ve boşaltılmasını çocuk oyuncağı haline getirir. Ülkemizde de çok geniş kullanım alanına sahip damperli yarı römorklar, tarım ürünleri, inşaat malzemeleri, çakıl, maden, kum ocakları gibi büyük yığılı yükleri taşıyabilecek ve güvenle hızlıca boşaltabilecek yapılarıyla çalışanların çözüm ortaklarıdır.

Damperli römorklar, sağlam yapılarının yanı sıra çok yönlülükleriyle de bilinir. İnlanılmaz derecede sağlam ve güvenilirlerdir; genellikle ağır hizmet tipi çelikten yapılmış olup, düzenli kullanımdan kaynaklanan ağırlığa ve aşınmaya dayanabilirler. Damperli römorkların yalnızca

verimliliği artırmadığı, aynı zamanda operasyonlarınızın genel güvenliğine de önemli ölçüde katkıda bulunduğu açıktır.



Şekil 1.5. Damperli yarı römork

#### 1.1.6. Beşinci tekerlekli/Deveboyunlu Yarı Römorklar

Büyük hacimli devasa yükler için olmazsa olmaz taşıma araçları olan bu araçlar, yarı römorklar arasında en büyük cüsseye sahiptirler. Gelişmiş bağlama sistemleri sayesinde daha iyi stabilite ve ağırlık dağılımı sağlarlar, bu da onları ağır ekipmanların veya büyük yüklerin uzun mesafelerde taşınması için ideal kılmaktadır.

Ağır ve büyük ebatlı yükleri taşırken çok kullanışlı olan bu yarı römork araçlar, dizayn olarak benzerlerine göre eşsiz sayılabilecek yapıdadır. Minimum dönüş yarıçapları sayesinde dar çalışma alanlarında kullanım kolaylığıyla muadillerinin önüne geçmektedir. Bu, özellikle inşaat malzemelerinin bir sahaya teslim edilmesinde veya tarım ekipmanlarının ülke çapında taşınmasında faydalıdır. Yalnızca yük taşımada rakipsiz verimlilik sağlamakla kalmaz, aynı zamanda ağır hizmet koşullarındaki dayanıklılıkları, tutarlılık ve güvenilirliğin çok önemli olduğu endüstrilerde oyunun kurallarını değiştirebilir. (Fisher, B., 2023).

#### 1.2. Treyler Tarihçesi

Karayolu taşıma araçlarının başlangıcında vagon vardı. Yollara çarpan ve hayvanlar tarafından yavaşça çekilen bu ahşap cihazlar, günümüz kamyonlarının en eski atasıydı.

Ancak bir sorunları vardı: Bir ulaşım aracı olarak pahalıydılar (kısmen hayvanları besleme ihtiyacından dolayı) ve mallar için çok sınırlı bir alana sahiptiler. Böylece insan yaratıcılığı, malları taşımının daha iyi yollarını aramaya başladı.

1765 yılında Fransız askeri mühendisi Nicolas-Joseph Cugnot'a savaşta kullanılan ağır topları taşıyabilecek bir araç yaratması emredildi. Cugnot, 1769'da bir çözüm bulana kadar deneyler yapmaya başladı: buhar motoruyla çalıştırılan bir araç, fardier à vapeur (buharlı araba).

Prototipi bir yıl sonra geliştirilen Cugnot'nun icadı, dört tonu sürükleyebiliyor ve saatte 4 km'ye varan hızlarda hareket edebiliyordu. Buhar kazanını taşıyan ve bir yeke ile yönlendirilen, iki arka ve bir ön tekerleği olan çok ağır bir araçtı. Ve 1771'de tuğla duvara çarparak tarihteki ilk trafik kazasına da karışmıştı. Ama bu başka bir hikaye.

Yıllar geçtikçe bu ilk buharlı araçlar mükemmelleştirildi ve 19. yüzyılın ilk on yılında oldukça popüler hale geldikleri söylenebilir. 1881'de De Dion-Bouton (Fransız üretici) tarafından ilk yarı römork yapıldı ve yine buharla çalışan bir traktör tarafından çekildi. Bu buharlı kamyonlar, Birinci Dünya Savaşı'na kadar Amerika Birleşik Devletleri ve Fransa'da, buharlı vagonlar olarak bilindikleri İkinci Dünya Savaşı'na kadar İngiltere'de satıldı (Garcia, M. 2022).



Şekil 1.6. Buharlı vagonlar

Ancak bu buharlı kamyonlar yalnızca kısa mesafeleri kat edebildiğinden (genellikle bir fabrikadan en yakın tren istasyonuna kadar), başka bir çözüm bulmak gerekiyordu. 1895 yılında, ilk içten yanmalı motorları yaratan Alman Karl Benz, kendi modellerinden biri olan Benz Velo'yu tarihteki ilk kamyon olarak kabul edilen kamyonun yaratılmasının temeli olarak kullandı. Bu, daha büyük mesafelerde daha büyük yükleri taşıyabilecek şekilde bu araçları geliştirme yarışını başlattı.

Benz'in icadından bir yıl sonra bir başka Alman Gottlieb Daimler kendi kamyon modelini yarattı. Bu durumda demirle kaplanmış ahşap tekerlekler üzerine yerleştirilmiş bir arabaya dayanıyordu. Daimler, atların geleneksel çeki demirlerini güç sağlayan bir motorla değiştirdi. Dört vitesli zincir tahrikiyle donatılmış iki silindirli bir Phoenix motoruydu. Orijinal vagonun ön kısmına sürücü için yükseltilmiş bir kabin ekledi ve yanlardan birinde Daimler-Motoren-Gesellschaft Cannstatt yazıyordu.

Bu ilk prototip 1.500 kiloluk bir yükü taşıma kapasitesine sahipti. İlginçtir ki şirket, İngiltere'de ilk kamyonlarından birini satabilmiş olmasına rağmen, genel olarak halkın kamyonlardan çok arabalara ilgi gösterdiği Almanya'da bu araçlardan tek bir tane bile satamadı.

Renault ve Peugeot gibi diğer otomobil şirketleri de Avrupa'da kendi versiyonlarını üretirken, Amerika Birleşik Devletleri'nde Autocar şirketi 1899'da ülkenin ilk kamyonunu üretti. Genel olarak bu ilk kamyonlar iki ve dört silindirli motorlar kullanıyordu ve 1.500 ila 2.000 kilo arasında yük taşıyabiliyordu (Garcia, M. 2022).

Cleveland, Ohio'da bulunan Alexander Winton, 1898'de yarı kamyonu icat etti ve ürettiği ilk yarı kamyonu 1899'da sattı.

Winton, 1896'da "atsız arabalar" işine girdi ve bugün bir otomobil üreticisi olarak tanınacaktı. Cleveland'daki Winton Motorlu Taşıma Şirketi, üretilen ilk yirmi iki arabayı 1898'de sattı ve bu, arabaların alıcılarına teslim edilmesi ihtiyacını yarattı. Alıcılar ülkenin her yerinde yaşadığından, arabaların Cleveland'dan yüzlerce kilometre uzaktaki yerlere teslim edilmesi gerekiyordu. Bu büyük bir sorun teşkil ediyordu; Arabalar müşterilerine götürülürse, kilometrelerce aşınma ve yıpranma arabaya yansiyacak ve ayrıca fiili teslimat da pahalı olacaktı.

Bu onu ürettiği araçların teslimatını gerçekleştirecek yarı kamyon konseptini icat etmeye yöneltti (Postlethwait, H. 2017).



Şekil 1.7. Tarihte yarı kamyon

Bu konuyu, yeni aracı bir römork üzerinde taşıyabilen, otomobil taşıyıcısı adını verdiği yeni bir konseptle ele aldı. 1899 yılında Winton Motor Carriage, nakliye aracını diğer otomobil üreticilerinin yanı sıra kendi kullanımı için de üretmeye başladı.

Birinci Dünya Savaşı'nın ardından başka önemli gelişmeler de yaşandı: İçi dolu lastiklerin yerini lastik lastikler aldı, frenler ve dört, altı ve sekiz silindirli motorlar gibi elektrikli çalıştırma cihazları eklendi ve kabinler kapatılıp elektrikle aydınlatıldı. Bu, ilk modern yarı römork kamyonların dönemi ve bunu Ford ve Renault'nun yarattığı ağır kamyonlar takip edecekti.

Ancak dizel motorlar 1890'da icat edilmiş olmalarına rağmen 1930'lara kadar bu kamyonlara yerleştirilmemişti. En azından Avrupa'da durum böyleydi, çünkü Amerika Birleşik Devletleri'nde uzun yıllara kadar kullanımda olmayacaklardı. Daha sonra. Aslında 1970'lerde hâlâ benzinli motorlu ağır kamyonlar vardı. Ancak bunların 20 yıl önce değiştirildiği Avrupa ve Asya'da durum böyle değil.

Kamyonlara yönelik diğer yakıt türleriyle karşılaştırıldığında dizel birçok avantaj sunar: Daha ucuzdur ve motoru daha güçlü kılar. Ayrıca dizel motorlar daha fazla torka (çekiş potansiyeline) sahiptir, daha uzun ömürlüdürler, olumsuz sıcaklıklara daha kolay uyum sağlarlar ve yeni modeller giderek daha az kirlenici madde üretir.

Şu anda dizel ve benzinin yanı sıra sıvılaştırılmış doğal gazla (LNG) çalışan kamyonlar da var, ancak bu çoğunluk tercihi değil. Bu yakıt, çevreyi kirlilecek daha az emisyon üretir, ancak yakıt depolarında ve motorlarda özel adaptasyon gerektirir, bu da onu daha pahalı hale getirir.

Elektrikli kamyonlar çeşitli nedenlerden dolayı hâlâ geçerli değil. Bir yanda özerklik sorunu var çünkü pil ömrü, bu ağır araçların kat etmesi gereken büyük mesafeler için hâlâ çok kısa. Daha fazla akü eklenirse kamyonların ağırlığı önemli ölçüde artacak, bunun sonucunda yükleri ve kapasiteleri azalacak ve daha fazla elektrik tüketimi ortaya çıkacak.

Piyasada bazı elektrikli modeller bulunsa da bunlar azdır ve az yer kaplayan küçük kamyonlarla sınırlıdır. Daha uzun mesafeler için daha uygun bir seçenek gibi görünen şey hibrit kamyonlardır. Ancak bunun gerçeğe dönüşmesi için hala kat edilmesi gereken uzun bir yol ve yapılması gereken daha fazla araştırma var (Garcia, M. 2022).

2010 yılında ele alınan bir çalışma, İngiltere'de karayolu ağır yük taşımacılığı, toplam yük taşımacılığının yarısından fazlasını oluşturduğunu açıklamaktadır (Department for Transport, 2012). Dünya genelinde deniz ve havayolunun yanında karayolu yük taşımacılığının uzun bir süre daha tercih edileceği tahmin edilmektedir (McKinnon, A.C., 2006). Bu sebeple yine bu sektörün çevreye olan kirlenici etkileri de bu ölçekte büyük önem arz etmektedir.(Department for Transport, 2012)

Emisyonlar ve yakıt tüketiminin ağırlıkla olan ilişkisi, taşıt yarı doluyken ve boşken yapılan kıyaslamayla doğru orantılı olduğunu göstermektedir (Kartal, Y. 2014).

Yarı römorkun boş ağırlığındaki azalış yakıt tüketiminde de önemli iyileştirmeleri sağlayacaktır. Bu da doğanın korunmasına yardımcı olacaktır. Boş yarı römork ağırlığındaki düşüş, uygulanabilecek çalışmaların başında gelmektedir(Odhams, A.M.C., Roebuck, R.L., Lee, Y.J., Hunt, S.W., Cebon, D., 2010). Bunun yanında, Britanya hükümetinin iddialı 2050 kirlenici gaz salınımını engelleme politikasına ihtiyaç duyacağı da göz ardı edilmemelidir (Galos, J., Sutcliffe, M., Cebon, D., Piecyk, M., Greening, P., 2015). Alınması gereken önlemlere şunlar verilebilir: Léonardi ve Baumgartner tarafından önerilenler gibi treyler hafifletme, geliştirilmiş treyler aerodinamiği, araç kullanımını iyileştirmek için girişimler ve alternatif yakıtların benimsenmesi (Léonardi, J., Baumgartner, M., 2004). Şoför eğitimi ve ödül programlarının yakıt tüketimini

azaltmada rol oynadığı da belirtilmiştir (Lai, W.T., 2015). Sera gazı emisyonlarında uzun vadeli azaltma çalışmaları gerekliliktir (Yang, C., McCollum, D., McCarthy, R., Leighty, W., 2009).

Hafif malzemeler kullanılarak tasarlanacak araç çalışmaları ve kazanımları son yıllarda oldukça artmaktadır. Nihayetinde bu düşünce, birçok ağırlıkları azaltılmış yarı römork projesinin ortaya çıkmasını sağlamıştır (Odhams, A.M.C., Roebuck, R.L., Lee, Y.J., Hunt, S.W., Cebon, D., 2010). Phoenixx Treyler, CleanMould Treyler ve Compositrailer hafifletilmiş yarı römork olarak referans oluşturan projelerdir (Turner, M., Boyce, G., 2005 - Gardiner, G., 2014). Aldi treyler örneği gibi karbon fiber bazlı hafif malzeme uygulamaları, soğutmalı treylerlerde de kullanılmaktadır (Kaiser, R., 2010). Örnekler göstermektedir ki; yarı römork ham ağırlığı düşürülerek ulaşılmak istenen taşıyıcı vasıtaya başarılı bir şekilde ulaşılmıştır (Odhams, A.M.C., Roebuck, R.L., Lee, Y.J., Hunt, S.W., Cebon, D., 2010).

### **1.3. Sonlu Elemanlar Yöntemi Değerlendirmesi Kullanılarak Yapısal Analiz**

Mühendislik çalışmalarının bilgisayar yazılımları ile sanal ortamda yapılmasına, tasarımların sanal ortamda test edilmesine, tasarım doğrulama çalışmalarının sanal ortamda yapılmasına olanak sağlayan bilgisayar destekli yazılım sistemleri kullanımı gün geçtikçe çoğalmaktadır (Leondes Cornelius T., 2001).

Bilgisayarla otomatikleştirilmiş tarasım (DAC) ile 1950'lerin sonlarında CAD sisteminin ilk gelişimi başlamıştır. CAD sistemleri arasında bayrağı çeken bilgisayarla otomatikleştirilmiş tasarım çalışması ardından 1956'da uçak sektöründe gerilme analizleri ile sonlu elemanlar yöntemi mühendislik problemlerinin çözümünde kullanılmaya başlamıştır. Bu yöntem, fonksiyonel minimizasyonla formülize, kısmen diferansiyel denklemlerle anlamlandırabilecek problemlerin çözülmesinde hayat kurtaran sayısal bir yöntemdir (Dragos, S. D. and Dinu, C., 2019 - Reddy, J. N., 2005).

Bilgisayar Destekli Tasarım (CAD) ve Sonlu Elemanlar Yöntemi alanındaki gelişmelerle birlikte 1970'li yıllarda Araç Çarpışma Simülasyonu alanında da araba kazası olayları simüle edilmeye çalışılmıştır. Sonlu Elemanlar Analizi için geliştirilen LS-DYNA, 1976 yılında otomobil ve havacılık gibi Sonlu Elemanlar Analizi (FEA) programı gibi alanlarda kullanılmak üzere geliştirilmeye başlanmıştır (Necmettin, K. and Ismail, O., 2008 - Kondo, K. and Makino, M., 2008).

1978 yılında bir askeri uçağın kazara çarpışmasının simülasyonu tanıtıldığında, otomobil üreticileri bu teknolojiyi yıkıcı araba çarpışma testlerini simüle etmek için kullanmışlardır. Sonuçlar, binek otomobil yapısının ön etkisini yeniden yarattı ve mühendisler, analiz edilen otomobil gövde yapısının çarpışma davranışında etkili ve ilerici iyileştirmeler yapabildiler (Zienkiewicz, O. C. and Taylor, R. L., 2000 - Haug, E., 1981).

1980'lerde endüstri standardı bilgisayarların yükselişiyle teknoloji gelişmeye devam etti ve 3 boyutlu tasarıma olanak tanıyan ilk program ortaya çıktı. Yıllar içerisinde mühendislik

yaklaşımlarında daha çok kullanılan bilgisayar destekli tasarım programlarıyla komplike parça dizaynları basitleştirilmiştir. 1990 yılını devirdiğimizde teknolojik gelişmeler birçok CAD programının ortaya çıkmasını kaçınılmaz hale getirmiştir (Hatvany, J., 1984 - Tovey, M., 1989).

Bilgisayar Destekli Tasarım (CAE), FEA (Sonlu Elemanlar Analizi) ve Ls-DYNA gibi programlar aktif olarak kullanılmasıyla 2020'li yıllarda Sonlu Elemanlar Yöntemi ile birçok çalışma yapılmaya başlanmıştır. Bir aracın fiziken üretilmeye başlanmadan tasarımının incelenerek optime edilebilmesi fikri, analizlerin bilgisayar ortamında hızlı ve ekonomik bir şekilde gerçekleştirilmesinin önünü açmıştır. Bir simülasyon kullanarak, gerçek bir çarpışma testine zaman ve para harcamadan önce sorunları çözer ve neredeyse imkansız olabilecek sorunlara çözümler sunar (Vangi, D., Begani F., Gulino M., and Spitzhüttl F., 2018 - Bathe, K.-J. R., 2008).

Doğru ve güvenilir parametrelerle matematiksel hesaplama yapılabilmesi için, sonlu elemanlar analizinde, tasarımın sanal ortamda çizilmiş bir geometriye (CAD) ve ardından malzeme bilgilerine ve analiz koşullarına (sınır koşulları) ulaşılması çok önemli noktalardır. Nihayetinde, mevcut tasarım için ilk modelin belirlenmesinin ardından çeşitli malzeme işlemleri ve hacim, katı ve yüzey (kabuk) işlemleri uygulanmaktadır (Brenner, S. and Scott R., 2008 - Strouboulis, T., Babuška, I. and Copps, K., 2000).

Sonlu elemanlar yönteminde ise tasarımdaki hiçbir düğüm noktası birbirinden bağımsız değildir. Elemanların birbirine bağladığı düğümler böylece matematiksel olarak birbirine bağlanır. Sonuç olarak Sanal Çalışma prensibi, Toplam iç sanal çalışma ve Toplam dış (dış) sanal çalışma alanına (Uyumlu denge durumunda) eşittir ve bu şekilde matematiksel olarak ilerletilir (Sadd, M., 2009 - Bathe K. J., 2009).

Euro NCAP gibi değerlendirme sistemlerinde tasarım esnasında değil sonrasında inceleme yapılabilmekte ve işlemler geri alınamadan ilk tasarıma tekrar başlanarak aksiyon alınabilmektedir. Araçların tasarımı öncesi güvenlik sistemlerinde mükemmelliğe ulaşabilmek için alabilececek önlemler, bilgisayar destekli araç simülasyonları sayesinde tespit edilebilmektedir.

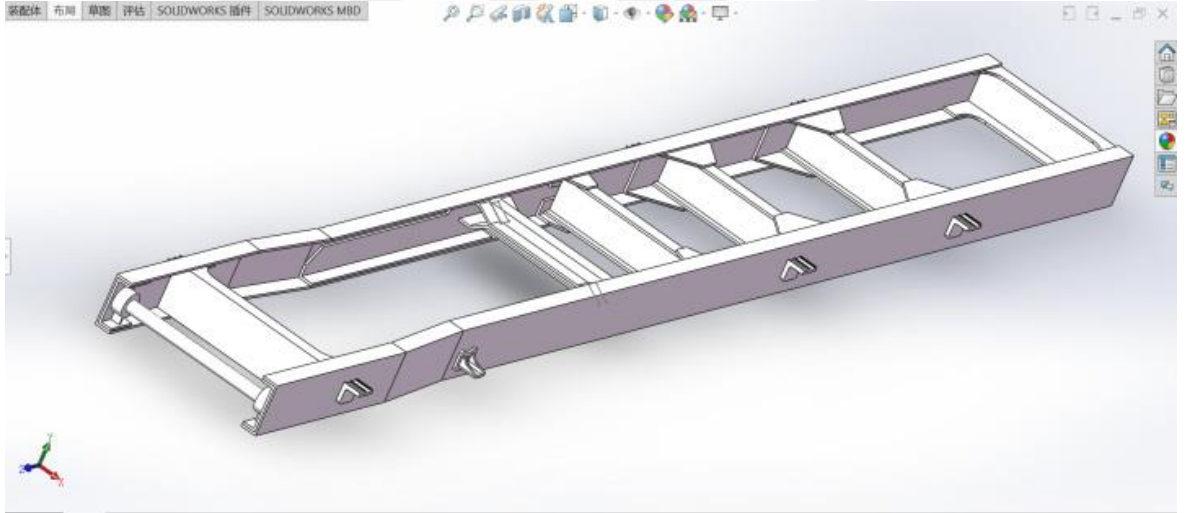
Taşımacılık ve otomotiv dünyası yüklerini müşterilerine yönetmelikler çerçevesinde güvenli, hızlı ve ekonomik ulaştırmak amacındadır. Bunu gerçekleştirmek için de kirlenici gaz salınımını azaltacak hafif ve çevreci araçlar ortaya çıkarılmış olacaktır (Şen, Ş., Yaşar, M., Koçar, O., 2018).

Bu durumu göz önünde bulundurarak, treyler ve yarı römork üreticileri çalışmalarında yük transferindeki temel öge kabul edilen şasiyi önceliklerine almışlardır.

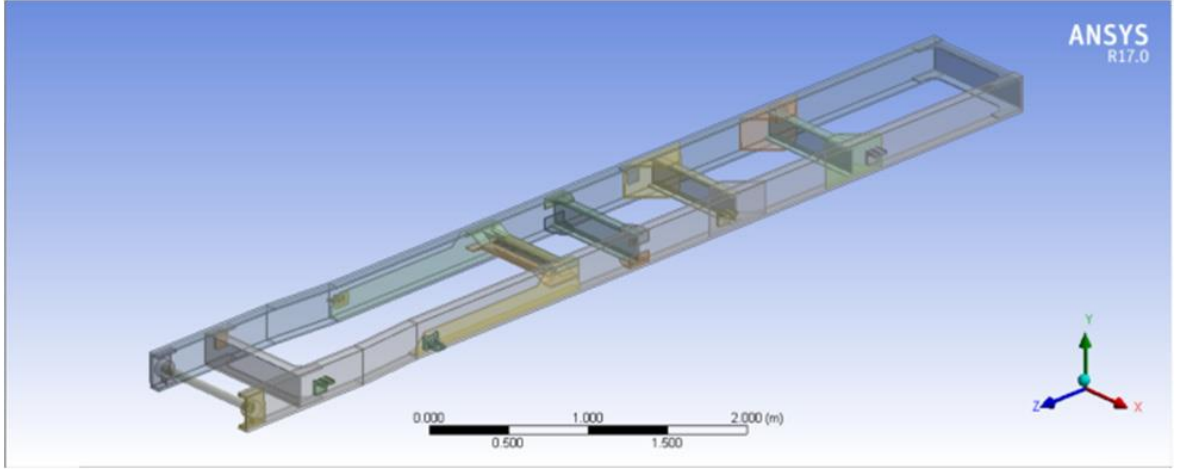
Bir treyler şasisinin daha hafif yapıda yeniden modellenerek incelendiği bu çalışmada yük dayanımının eski model ile karşılaştırılması sonucu daha ergonomik treyler ürünü ortaya çıkarılması amaçlanmaktadır. Bunun yanında, dayanım değerleri korunarak yeni bir form verilen, daha hafif, yakıt ve çevre dostu yeni bir treyler tasarlamak bu çalışmanın ana hedefidir. Karayolları istiap haddi kısıtıyla aracına belirli miktarda yük yüklemenin yanında yeni tasarımla birlikte kullanıcıların güvenle tercih edeceği çevre dostu hafif formda araç ihtiyacına çözüm getirilmiş olacaktır.

## 2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

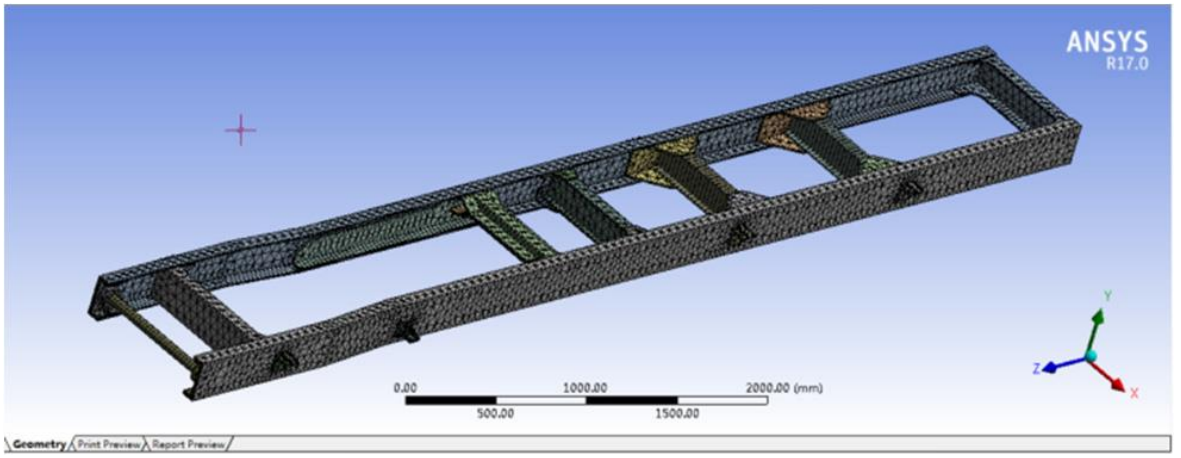
Kamyonlar otomotiv alanının önemli bir dalıdır ve pazardaki talepleri uzun zamandır istikrarlı bir seviyede olmuştur ve kalacaktır. Wei Luo ve arkadaşlarının yaptığı bu çalışmada araştırma nesnesi olarak 6 ton yük kapasiteli bir kamyon seçilmiştir. Kamyonun çerçevesi, iki uzunlamasına kiriş ve sekiz çapraz kirişle perçinlenen bir yan kiriş çerçevesidir. Kamyon şasisinin katı modeli, üç boyutlu modelleme yazılımı ile oluşturulmuştur ve daha sonra şasinin statik analizi için sonlu elemanlar yazılımı kullanılmıştır. Maksimum deformasyon, maksimum deformasyonun konumu ve maksimum gerilme, maksimum gerilme bölgeleri üzerinde durulmuştur. İncelenen analiz sonuçları, çerçevenin yapısal mukavemetinin, kullanım gereksinimlerini karşılayan yük taşıma mukavemetinden çok daha yüksek olduğunu ve yapısal malzemelerin hafifletilmesi için geniş bir alanın bulunduğunu göstermektedir. Çerçevenin yapısal optimizasyon tasarımı gerçekleştirilmiş olup, optimize edilmiş çerçevenin ağırlığı, mukavemet gerekliliklerinin sağlanması öncülüğünde %8,4 oranında azaltılmıştır. Tam yükte bükülme koşulu altındaki maksimum gerilim 207,3 MPa'dan 177,86 MPa'ya düşürülerek hafiflik hedefine ulaşılmıştır (Luo, W., Zheng, Z., Liu, F., Han, D., Zhang, Y., 2020).



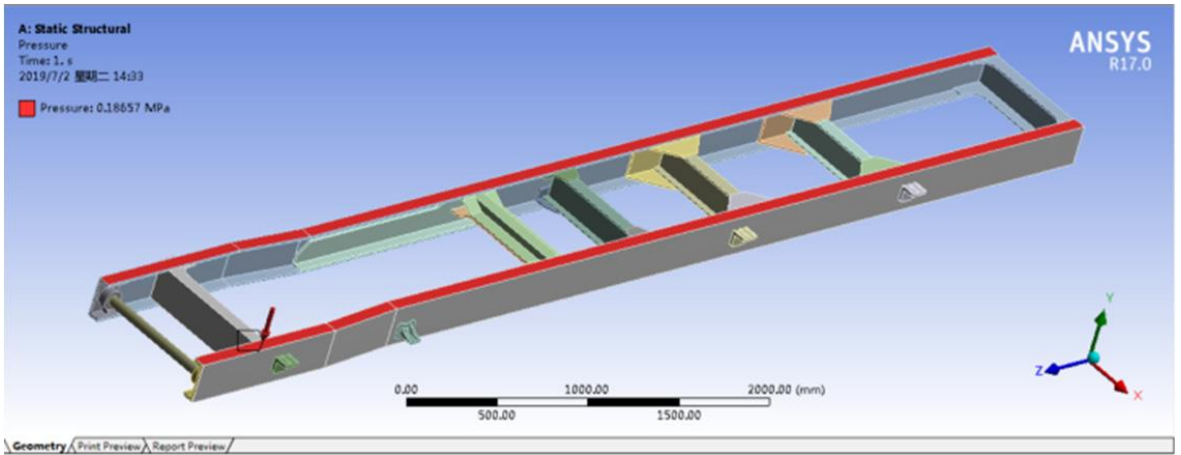
Şekil 2.1. Kamyon şasi montajının üç boyutlu modeli (2020)



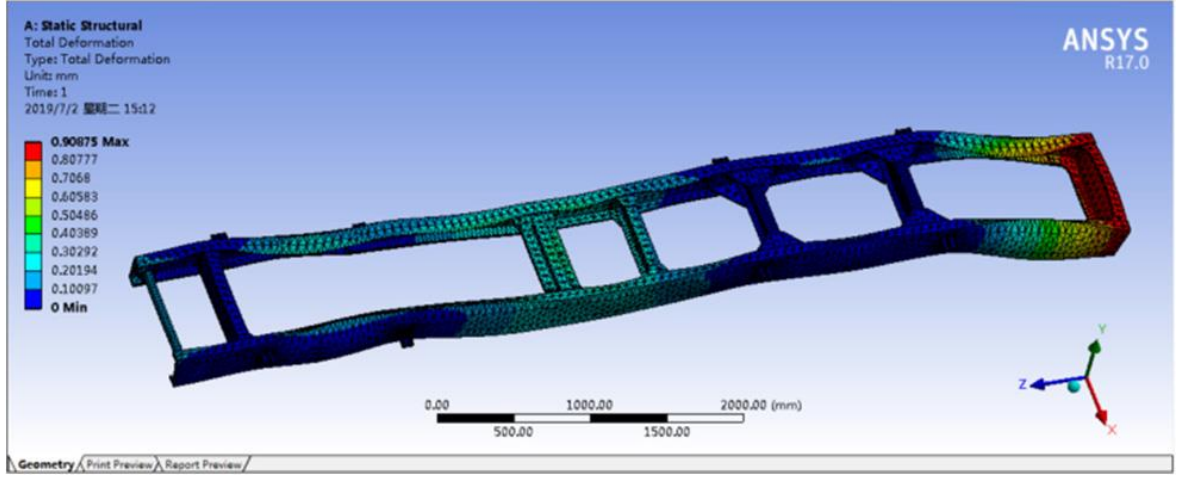
Şekil 2.2. Kamyon şasisinin sonlu eleman modeli (2020)



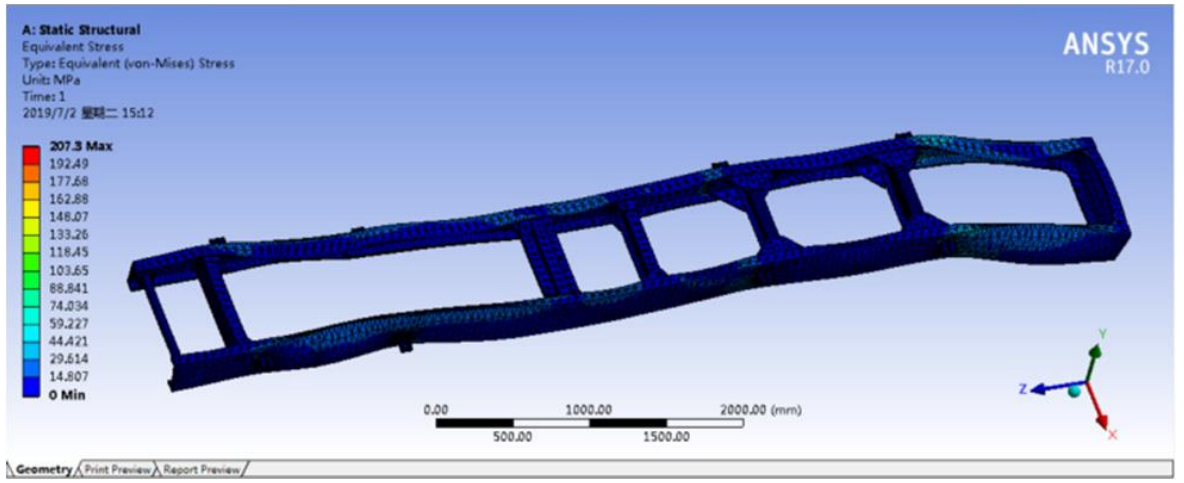
Şekil 2.3. Kamyon şasisinin ızgara diyagramı (2020)



Şekil 2.4. Tam yüklü bükme koşulunun yükleme diyagramı (2020)

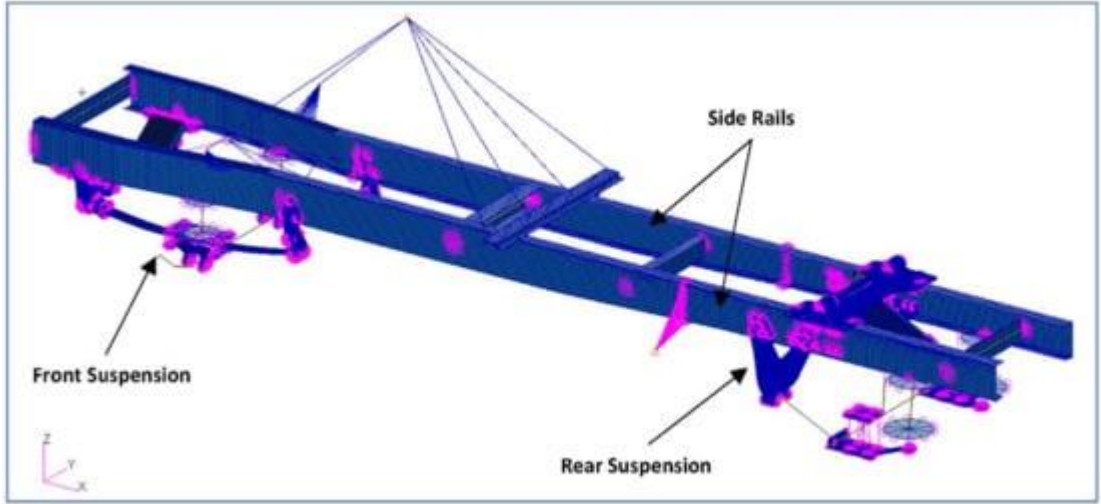


Şekil 2.5. Tam yük ve bükülme altında çerçevenin deformasyon bulutu diyagramı (2020)



Şekil 2.6. Çerçevenin tam yük ve bükülme altındaki gerilme bulutu görüntüsü (2020).

Bu çalışmada; Shuvodeep ve arkadaşları tarafından, çoklu yük durumları ve çoklu kısıtlamalar dikkate alınarak kütle optimizasyonu gerçekleştirmek üzere büyük bir hibrit kamyon şasisinin kabuk tabanlı sonlu eleman modelini oluşturmak için tamamen otomatikleştirilmiş bir süreç incelenmiştir. Bir kamyon şasisi, şekil ve boyut optimizasyonu kullanılarak optimize edilebilecek farklı parçalardan oluşmaktadır. Traversler kirişlerle temsil edilir ve kamyonun diğer bileşenleri (aküler, motor, yakıt depoları vb.) uygun nokta kütleleriyle temsil edilir ve matematiksel bir model oluşturmak için çok noktalı kısıtlamalar kullanılarak raya bağlanmaktadır. Ön ve arka süspansiyonlar için orta doğrulukta sonlu eleman modelleri geliştirildi ve bunlar birden fazla nokta kısıtlaması kullanılarak şasiye bağlanarak kamyonun tamamının sonlu eleman modeli oluşturulmuştur. Optimizasyon probleminde, her biri bir yol olayına karşılık gelen beş yük koşulu dikkate alınır ve izin verilen maksimum von Mises gerilimine ve ilk dikey bükülme frekansına kısıtlamalar uygulanmıştır. Yapı, paralel işleme kullanılarak parçacık sürüsü optimizasyon algoritmasının uygulanmasıyla optimize edilmiştir. Temel modele göre yaklaşık %13,25'lik bir kütle azalması elde edilmiştir (De, S., Singh, K., Seo, J., Kapania, R. K., Ostergaard, E., Angelini, N., Aguero, R., 2019).



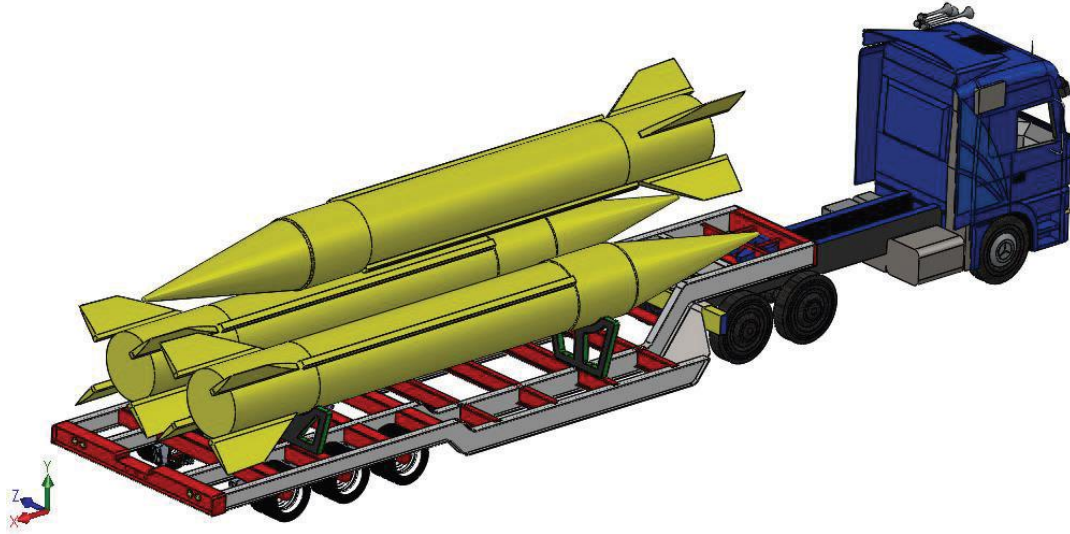
Şekil 2.7 Temel Tasarımın Yüksek Kaliteli Modeli (2019)

Bu makale, Nina ve arkadaşları tarafından çalışılan yakıt ekonomisinin iyileştirilmesini kolaylaştırarak otomotiv endüstrisinde sürdürülebilirliğin sağlanmasına yardımcı olacak bir strateji olarak araç hafifletilme konusu hakkındadır. Gelişmiş yüksek dayanımlı çelik (AHSS), alüminyum alaşımları, magnezyum alaşımları gibi düşük karbonlu araçların (LCV'ler) üretimine uygun yenilikçi malzemelerin yanı sıra hafif yapı uygulamalarında yaygın olarak kullanılan yeni kompozit malzemeler incelenmiştir. Yapılan araştırma bulguları, aracın boş ağırlığının yakıt tüketimini büyük ölçüde etkilediğini göstermiştir. Birincil ağırlık azalması, beyaz gövde (BIW) anlamına gelmekte; bu da daha sonra motor ve aktarma organı boyutu açısından ikincil ağırlık azalmalarına yol açabilmektedir. Bu inceleme, otomobilin gövde malzemesinin çevresel yönünü ve özellikle alüminyum ve magnezyum alaşımları için kapalı döngü geri dönüşüm olasılığını dikkate almaktadır (Busarac, N., Adamovic, D., Grujovic, N., Zivic, Fatima., 2022).

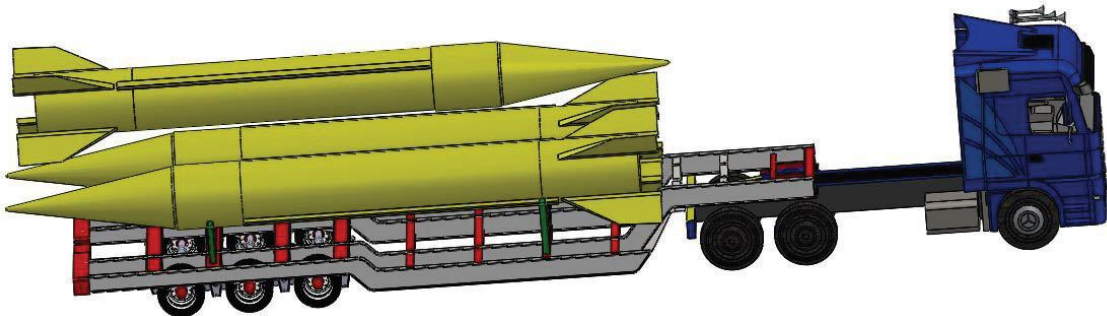
Çelik'in makalesinde EPP (genişletilmiş polipropilen) malzemesi kullanılarak geliştirilen geleneksel ve hafif koltuk tasarımının konfor ve sağlamlık performansı FEA (sonlu elemanlar analizi) yöntemi kullanılarak incelenmiştir. Temel amaç, araç koltuklarında ağırlık azaltımı sağlayarak binek araçlarda CO<sub>2</sub> emisyonunun azaltılmasına katkıda bulunmaktır. Bunun için PU (Poliüretan)'a uygun olarak daha düşük yoğunluk ve daha yüksek mukavemet performansına sahip EPP malzemeden özel tasarlanmış parça, PU malzemeden yapılmış orijinal oto koltuklarına gömülmekte ve ortaya çıkan kompozit malzeme yapıyı güçlendirmekte ve estetik bir görünüm kazandırmaktadır. PU tasarıma kıyasla benzer performans sergiliyor ve bu arada araba koltuklarının içindeki destekleyici metal çerçevenin ağırlığı da azaltılıyor. Tasarım optimizasyonuna paralel olarak, geleneksel koltuk tasarımı ile hafif koltuk tasarımı arasındaki güç ve konfor performanslarının karşılaştırmalı bir analizi de incelenmektedir. Koltuk yüzeyindeki basınç dağılımına bakılarak konfor performansını analiz etmek için “Manikin” (insan modeli) adı verilen kukla ile ileri derecede doğrusal olmayan temas analizleri yapılmıştır. Sonuçlar, yeni malzeme teknolojisi kullanılarak yapılan tasarım optimizasyonundan sonra neredeyse aynı konfor

ve dayanıklılık performansının elde edildiğini ve araba koltuklarının ağırlığının önemli ölçüde azaltılabileceğini göstermektedir (Çelik, İ. B., Atmaca, B., Nart, E., 2015).

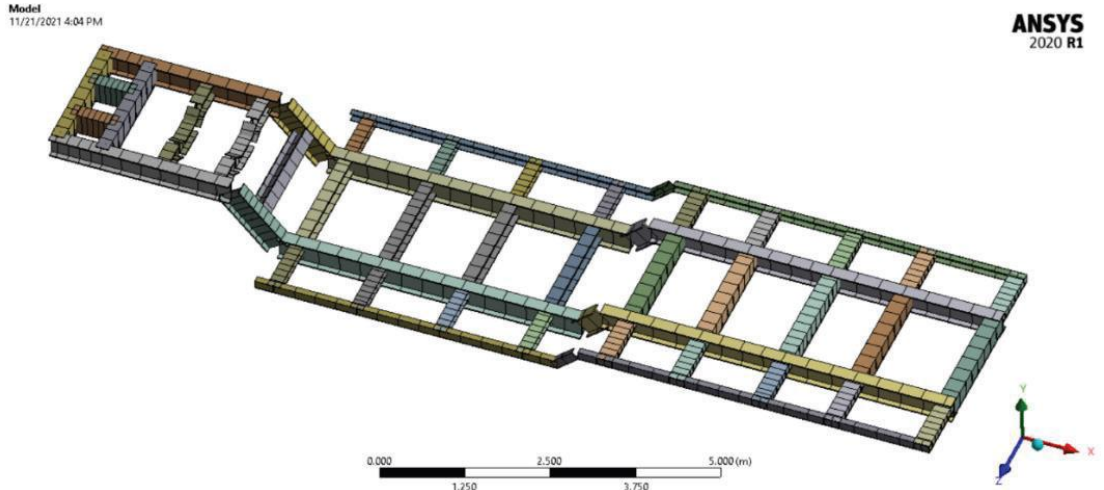
Ağırlığın en aza indirilmesi, mukavemetin maksimuma çıkarılması ve sağlamlığın maksimuma çıkarılması, yarı römork yapılarının tasarlanmasındaki üç ana zorluktur. İbrahim ve arkadaşları hafif bir füze taşıyıcı yarı römork şasisinin tasarım ve optimizasyon sürecini ele almışlardır. Yarı römork 40 tona kadar taşıma yükünü destekler. Yük, standart uzunluğu 12,5 m'ye kadar olan üç genel füzeden oluşur. Bu füzelerin istiflenmesi genel ağırlık merkezini yukarı kaydırmaktadır. Yüksek ağırlık merkezi, yarı römorkun güvenli manevra yapmasını tehlikeye attığı gözlenmiştir. Tasarım süreci, faydalı yükün işlevsel ve kurulum gereksinimlerini karşılamak için birkaç yinelemeden geçmiştir. Sonlu eleman modeli, yapıyı yükleme koşullarına göre simüle etmiştir. Daha sonra model, bir optimizasyon problemini formüle etmek için uygulanmıştır. Optimizasyon hedefleri, şasi ağırlığını en aza indirmek ve aynı zamanda yükü güvenli bir şekilde desteklerken stresi kabul edilebilir bir değerle sınırlamaktır. Optimizasyon problemi çözümü, yapısal ağırlık, sertlik ve sertlik arasında dengeli bir dengeyi başarıyla sağlamıştır. Yeni optimize edilmiş tasarım, bükülme yükleri için ilk tasarıma göre yaklaşık %12,6 daha hafif ve %10,1 daha sert formu meydana getirmiştir (İbrahim, A. M., Ali, A.M., Kamel, H., 2022).



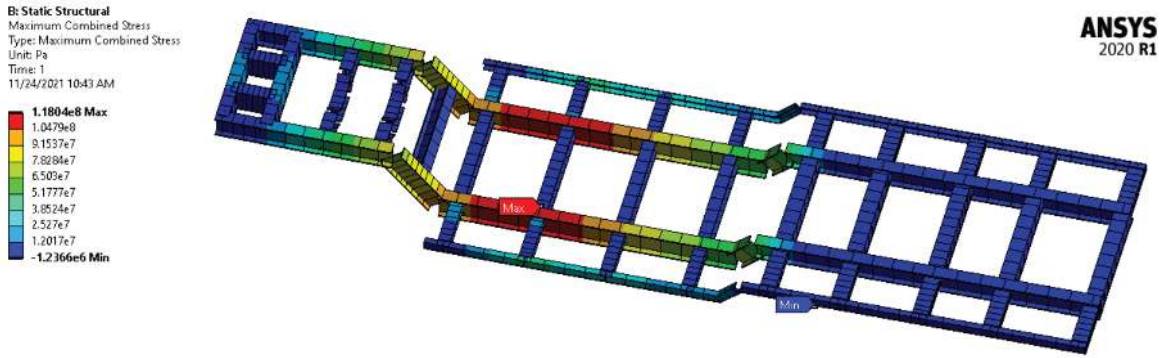
Şekil 2.8. Üç füzenin başlangıç konumu ve yönelimi (2022).



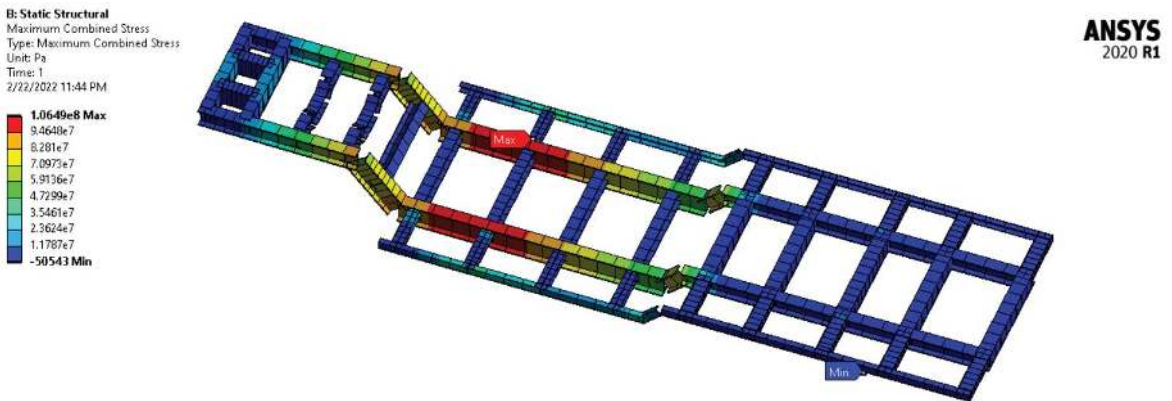
Şekil 2.9. Üç füzenin optimum konumu ve yönelimi (2022)



Şekil 2.10. Yarı römork yapı tasarımı (2022)



Şekil 2.11. Dikey yükleme koşullarına bağlı kalarak ANSYS 2020 kullanılarak maksimum birleşik gerilimler (2022)



Şekil 2.12. Yeni optimize edilmiş kesitlerle şasinin maksimum birleşik gerilimleri (2022)

Gelişmiş tasarım optimizasyon araçlarının verimli kullanımı, ağır yarı römork yapılarının tasarımını geliştirir. A. İbrahim ve arkadaşları tarafından yürütülen bu çalışmada bükülme sertliği ve mukavemeti artırılmış yeni bir füze taşıyıcı yarı römork tasarımı başarıyla gerçekleştirilmiştir. Yarı römork yapısının statik analizi ANSYS yazılımı ile yapılmaktadır. Hesaplama verimliliğine ulaşmak için gerçek durum durumunun idealleştirilmesini temsil eden ışıın elemanları

kullanılmıştır. Amaç, boyut ve kalınlık optimizasyonu uygulayarak I-kiriş bölümlerinin yüksekliğini, kalınlığını ve genişliğini mukavemet kaybı olmadan optimize ederek yapısal kütleyi en aza indirmektir. İlk modelle karşılaştırıldığında, füze taşıyıcı yarı römork yapısının optimize edilmiş uzunlamasına kirişi için önerilen tasarım, kütlede %12,6'dan fazla bir azalmaya ve maksimum birleşik gerilimlerde %10,1'den fazla bir azalmaya sahiptir (İbrahim, A. M., Ali, A.M., Kamel, H., 2022).





### 3. MATERYAL VE METOT

Bu çalışmaya konu olan treyler şasisi çoğunlukla St52 yerine S700MC gibi yüksek mukavemetli çelik sac malzemelerden oluşmaktadır. St52 ve S700MC çelikleri için alaşım elementlerinin yüzdesi karşılaştırıldığında, S700MC çeliğinin, malzemelerin mekanik özelliklerini artıran bazı temel alaşım bileşenlerinin daha fazla yüzde oranına sahip olduğu görülmektedir. Örneğin, S700MC, mukavemeti ve sertliği artıran % 55 daha yüksek manganeze (Mn) mukavemeti, sertliği, aşınma direncini ve korozyon direncini artıran % 675 daha yüksek kroma (Cr) ve tokluğu ve sertleşebilirliği artıran % 3920 daha fazla molibdene (Mo) sahiptir. Bu temel alaşım elementleri aynı zamanda daha iyi sertlik ve aşındırıcı aşınma direnci için karbür oluşturan elementlerdir (Yıldırım, H. C., Marquis, G., Sonsino, C. M., 2015).

Çizelge 3.1. S700MC malzemesinin mekanik özellikleri

| KALINLIK     | AKMA DAYANIM | ÇEKME DAYANIMI | UZAMA   |
|--------------|--------------|----------------|---------|
| (mm)         | (MİN MPa)    | (MPa)          | (MİN %) |
| 2.00 - 3.00  | 700          | 750 - 950      | 12      |
| 3.01 - 6.00  | 700          | 750 - 950      | 12      |
| 6.01 - 10.00 | 700          | 750 - 950      | 12      |

Çizelge 3.2. St52 malzemesinin mekanik özellikleri

| KALINLIK     | AKMA DAYANIM | ÇEKME DAYANIMI | UZAMA   |
|--------------|--------------|----------------|---------|
| (mm)         | (MİN MPa)    | (MPa)          | (MİN %) |
| 16'dan küçük | 355          | 510-650        | 20      |
| 16-40        | 345          | 510-650        | 20      |
| 40-60        | 335          | 460-580        | 20      |
| 60-100       | 315          | 490-630        | 20      |
| 100-150      | 295          | 480-630        | 20      |
| 150-250      | 280          | 470-630        | 20      |

Yeni modellenen tasarımda Alman Standartlar Enstitüsü (DIN-Deutsches Institut Für Normung) standartları temel alınarak aks makas merkezleri arası mesafe 1300 mm'den 1200 mm'ye çekilmiştir. Ayrıca şaside kullanılan diğer parçalar da bu ölçü temel alınarak kısaltılmıştır.

Araç ağırlığının büyük oranını oluşturan, dinamik ve statik kuvvetlere direkt maruz kalan I kesitli S700MC malzemeden üretilcek şasinin dayanımını koruyarak darbelere ve hava sürüklenme

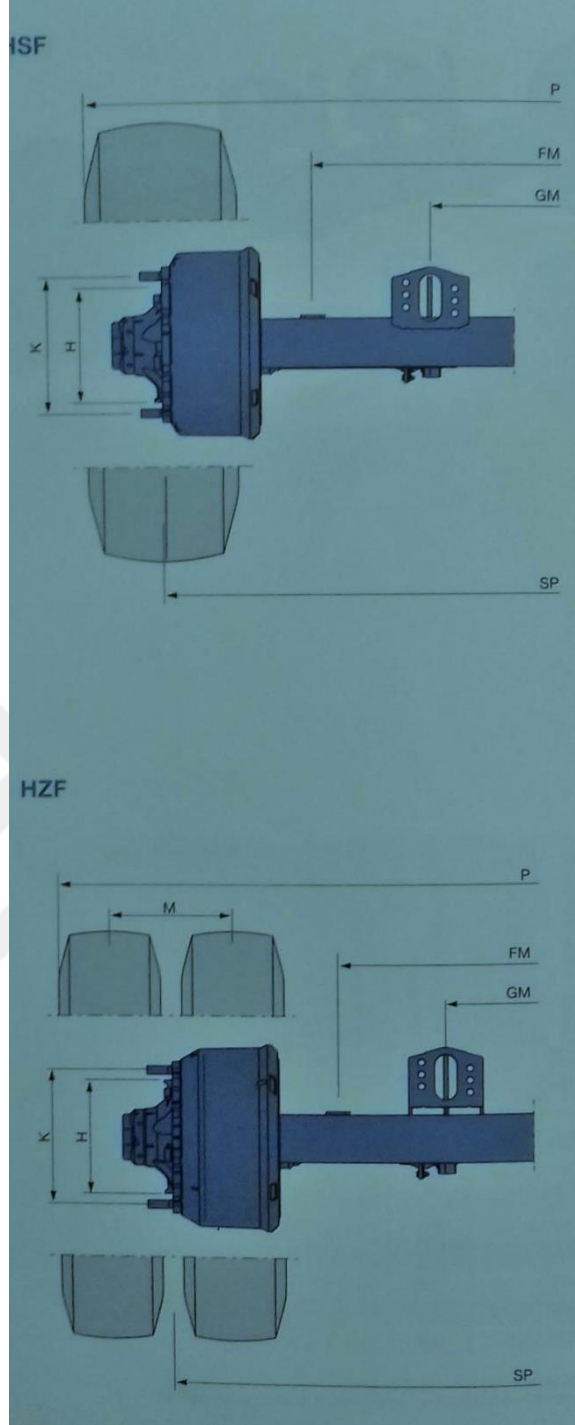
kuvvetine daha az maruz kalacak hafif ve doğaya en az zarar verecek daraltılmış formda yeni bir tasarıma ihtiyaç duyulmuştur.

Modeli şekillendirirken referans alınan önemli çıkış noktalarından biri ağır vasıta araçlarında kullanılan aksların teknik özelliklerinin ve toleranslarının dışına çıkmadan makas merkezlerini değiştirebilme düşüncesidir. DIN standartlarına göre aks teknik özellikleriyle birlikte makas merkez uzunlukları tolerans aralıkları aşağıda Çizelge 3.1’de verilmiştir.

Bu çizelge, DIN Standartları temel alınarak Avrupa’da bir aks üreticisi firmanın ağır ticari araçlar için kullanılacak aksların teknik detaylarını belirttiği ürün kataloğundan alınmıştır. Bu bilgilere göre 3 Akslı Damperli Treyler’de kullanılan aks modelinin makas merkezlerinin ayarlanabileceği mesafelerin tolerans aralıkları verilmiştir (1300mm > 1200mm) (Commercial vehicle catalogue 2010/2011- BPW).

Çizelge 3.3. Aks makas yayı merkezleri arası mesafe (BPW, 2010)

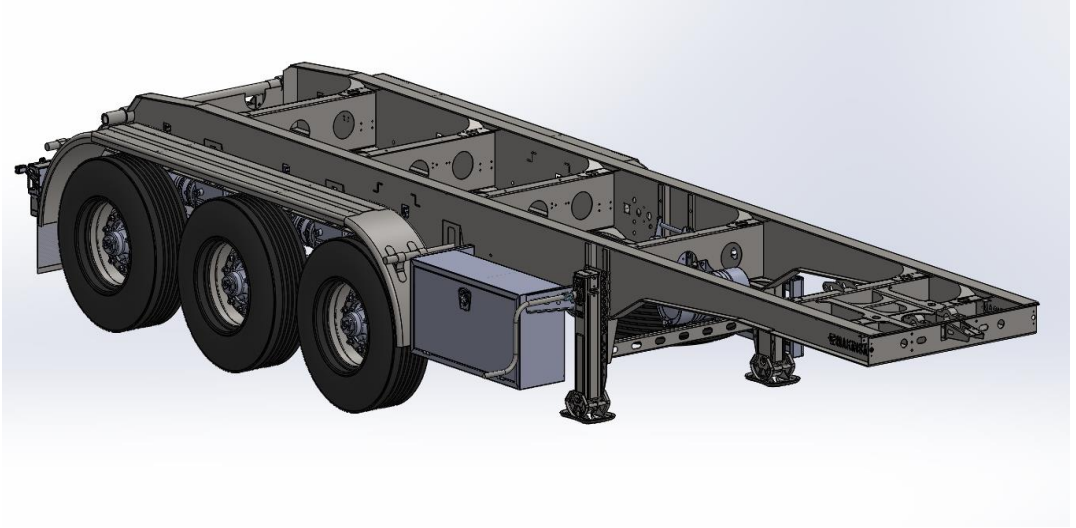
| Aks tipi         | 105 km/saatte<br>izin verilen<br>yük<br>kapasitesi<br>(kg) | İz<br>genişliği<br>(SP)<br>(mm) | Yay<br>merkezi<br>(FM)<br>(mm) | Aks<br>kesiti<br>(mm) | Lastik örneği | Toplam<br>genişlik<br>(P)<br>(mm) | Aks<br>ağırlığı<br>(kg) |
|------------------|------------------------------------------------------------|---------------------------------|--------------------------------|-----------------------|---------------|-----------------------------------|-------------------------|
| <b>HSF 6510</b>  | 6500                                                       | 2040                            | 1300                           | 120x10                | 10 R20        | 2335                              | 280                     |
| <b>HSF 6508</b>  | 6500                                                       | 2040                            | 1300                           | 120x10                | 10 R20        | 2340                              | 278                     |
| <b>HSF 9010</b>  | 9000                                                       | 2095                            | 1300                           | 120x10                | 385/65 R22.5  | 2490                              | 292                     |
| <b>HSF 9010</b>  | 9000                                                       | 2140                            | 1400                           | 120x10                | 385/65 R22.5  | 2535                              | 294                     |
| <b>HSF 9010</b>  | 9000                                                       | 2140                            | 1400                           | 120x10                | 385/65 R22.5  | 2535                              | 295                     |
| <b>HSF 9010</b>  | 9000                                                       | 2040                            | 1200                           | 120x10                | 385/65 R22.5  | 2435                              | 328                     |
| <b>HSF 9010</b>  | 9000                                                       | 2040                            | 1300                           | 120x10                | 385/65 R22.5  | 2435                              | 328                     |
| <b>HZF 10110</b> | 11000                                                      | 1820                            | 900                            | 150x10                | 11 R22.5      | 2425                              | 352                     |
| <b>HZF 10110</b> | 11000                                                      | 1820                            | 980                            | 150x10                | 11 R22.5      | 2425                              | 352                     |
| <b>HSF 12010</b> | 12000                                                      | 2040                            | 1300                           | 150x10                | 445/65 R22.5  | 2505                              | 385                     |



Şekil 3.1. 6500kg ile 14000kg arasındaki aks yükleri için aks kataloğu

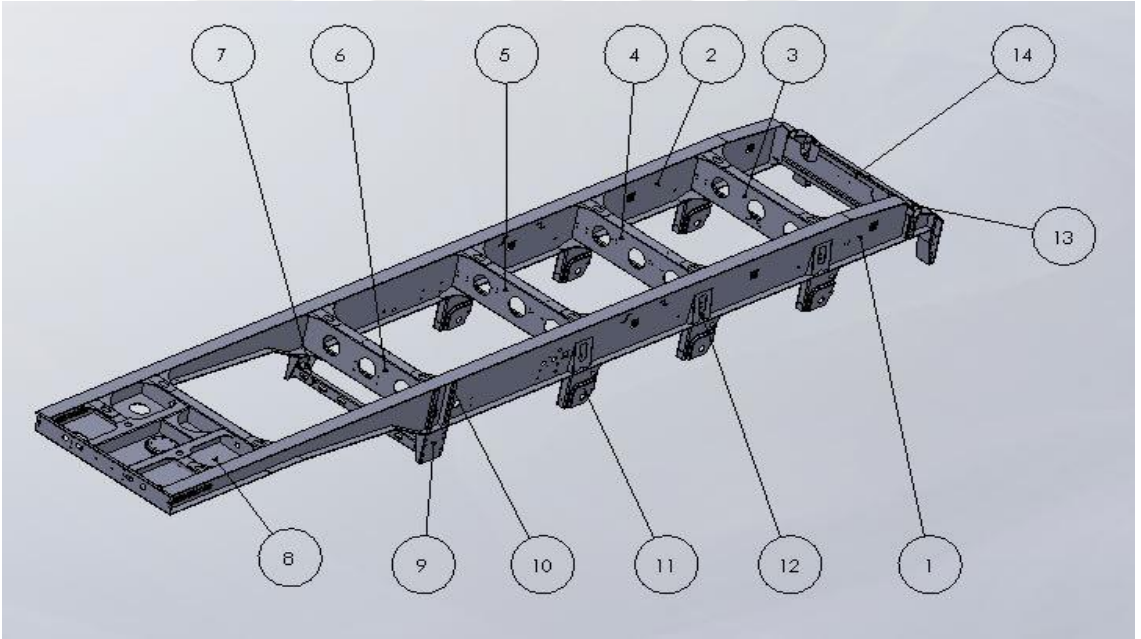
### 3.1. Şasi Tasarımı

Önceki bölümlerde incelenen veriler ışığında aracı, etkiyen teknik aksesuarların konumları da göz önüne alınarak yapılan tasarım çalışmaları sonucunda 100 mm daha dar yapıda tasarlanmıştır. Bu bağlamda etkilenen ve yeniden modellenen şasi parçaları; ara taşıyıcılar, king pim tablası grubu, park ayağı braket, arka mil ve arka tampon grubudur.



Şekil 3.2. Komple Şasi

Yeni form kazandırılan şasi, standart üst yapıya uygun olarak 8.6 metre uzunluğunda, boyuna taşıyıcı ayna sacları arası mesafe 1195 mm ve değiştirilen metal gruplarının 917 kg olacak şekilde modellenecek şekilde tasarlanmıştır.



Şekil 3.3. Ürün Ağacı balonlama

| ÖĞE NO. | PARÇA NUMARASI        | TANIM                                               | MİKT. |
|---------|-----------------------|-----------------------------------------------------|-------|
| 1       | Boyuna Taşıyıcı Sol   | 4-8mm S700MC Sac Malzemeler Kaynaklı Montaj         | 1     |
| 2       | Boyuna Taşıyıcı Sağ   | 4-8mm S700MC Sac Malzemeler Kaynaklı Montaj         | 1     |
| 3       | Arka Ara Taşıyıcı     | 3mm S700MC Sac Malzemeler Kaynaklı Montaj           | 1     |
| 4       | Orta Ara Taşıyıcı 1   | 3mm S700MC Sac Malzemeler Kaynaklı Montaj           | 1     |
| 5       | Orta Ara Taşıyıcı 2   | 3mm S700MC Sac Malzemeler Kaynaklı Montaj           | 1     |
| 6       | Ön Ara Taşıyıcı       | 3mm S700MC Sac Malzemeler Kaynaklı Montaj           | 1     |
| 7       | Park Ayağı Braketi    | 5mm St52 Sac Malzemeler Kaynaklı Montaj             | 1     |
| 8       | King Pim Tabla Grubu  | 4-5-6-8mm St52 Sac Malzemeler Kaynaklı Montaj       | 1     |
| 9       | Park Ayağı Desteği 1  | 5mm St52 Sac Malzeme Plazma Kesim- Pres Büküm       | 2     |
| 10      | Park Ayağı Desteği 2  | 6mm St52 Sac Malzeme Plazma Kesim- Pres Büküm       | 2     |
| 11      | Dingil Kulağı         | 6mm St52 Sac Malzeme Plazma Kesim- Pres Büküm       | 6     |
| 12      | Dingil Kulağı Desteği | 6mm St52 Sac Malzeme Plazma Kesim- Pres Büküm       | 6     |
| 13      | Arka Mil Grubu        | Ç1040 ÇÇB-R102 5-6-8-14-22mm St52 Malzemeler Montaj | 1     |
| 14      | Arka Tampon Grubu     | 2,5-5mm St37 Sac Malzemeler Kesim Büküm Montaj      | 1     |

Şekil 3.4. Ürün Ağacı malzeme listesi

Yeni ve eski formdaki şasi modellerine sonlu elemanlar metodu ile statik analiz uygulanmış ve sonuçları karşılaştırılmıştır.

### 3.2. Statik İnceleme

#### 3.2.1. Aks İncelemeleri

Aks üreticisi firmadan alınan aks kapasitesi değerine(9000kg), emniyet katsayısı da 2 alınarak 18000kg sanal yük uygulanmıştır. Bu yük doğrultusunda hesaplamalar yardımıyla yük altında aksın Kuvvet-Moment denge diyagramı çıkarılmıştır.

##### 3.2.1.a. Aks Modeli Üzerindeki Yük Dağılımı-Moment Hesaplamaları

$$2 \times F_{yay} = 18 \text{ ton} = 17580\text{N}$$

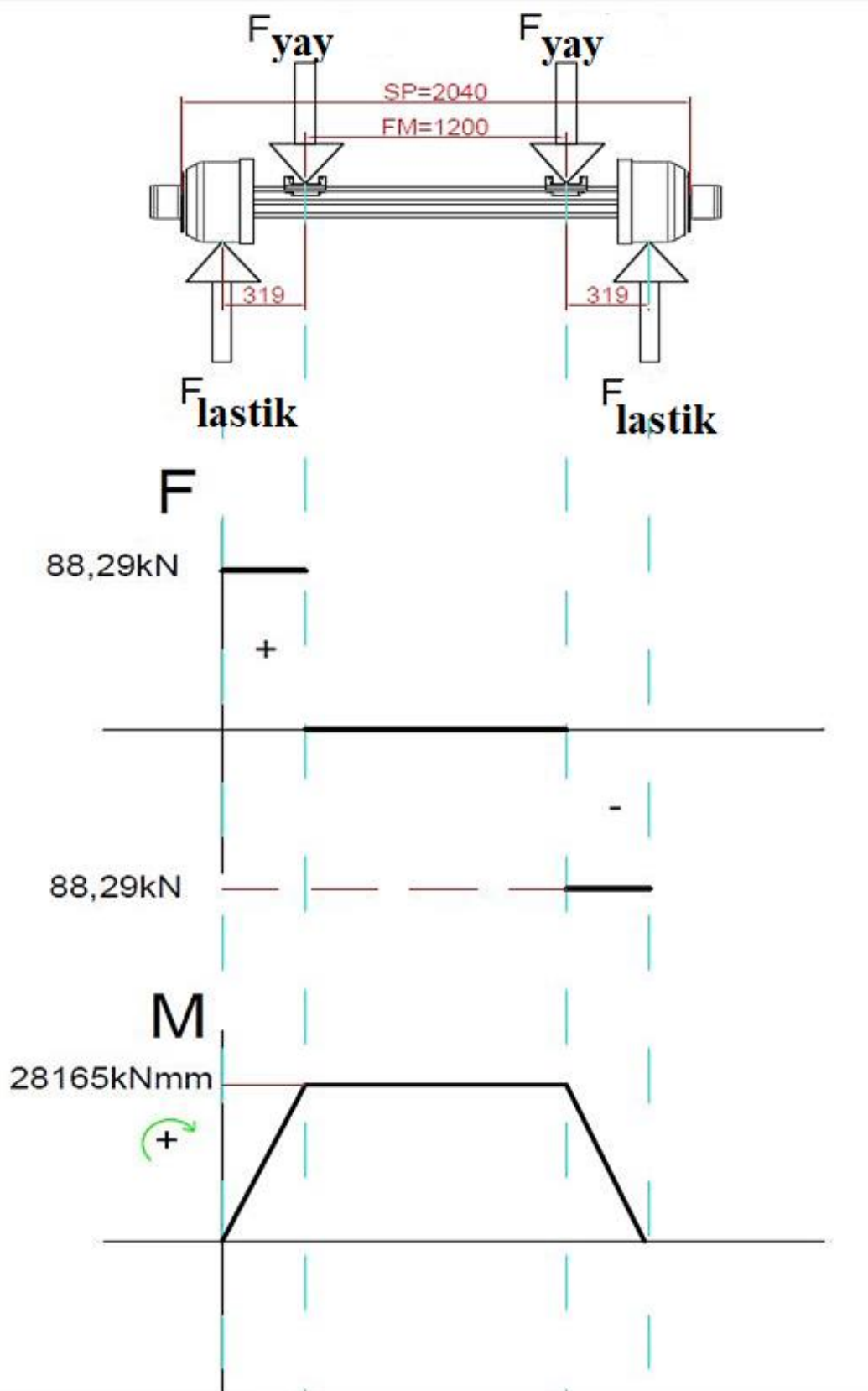
$$F_{yay} = 88290\text{N}$$

$$F_{yay} = 88290\text{N} = 88,290 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow 2 \times F_{yay} + 2 \times F_{lastik} = 0$$

$$-2 \times F_{yay} = 2 \times F_{lastik} = 176580\text{N} \text{ ( - ve + yönlerde )}$$

$$2 \times F_{lastik} = 176580\text{N} \rightarrow F_{lastik} = 88290\text{N} = 88,29 \text{ kN}$$



Şekil 3.5. 1200mm makas yay merkez mesafeli aks kuvvet-moment diyagramı

### 3.2.1.b Aks Modelinin Sonlu Elemanlar Metodu ile Statik Analizi

Aksların sonlu elemanlar metodu ile statik analizinde en doğru sonucu verecek kalitede mesh uygulanmıştır. Denemeler sonucunda %100 uygunluk (relevance), 7mm mesh eleman boyutu kullanılarak en iyi ve gerçekçi sonuca yaklaşılmıştır.

| Details of "Mesh"                                   |                     |
|-----------------------------------------------------|---------------------|
| <input checked="" type="checkbox"/> <b>Display</b>  |                     |
| Display Style                                       | Body Color          |
| <input checked="" type="checkbox"/> <b>Defaults</b> |                     |
| Physics Preference                                  | Mechanical          |
| <input type="checkbox"/> Relevance                  | 100                 |
| Element Order                                       | Program Controlled  |
| <input checked="" type="checkbox"/> <b>Sizing</b>   |                     |
| Size Function                                       | Adaptive            |
| Relevance Center                                    | Coarse              |
| <input type="checkbox"/> Element Size               | 7,0 mm              |
| Initial Size Seed                                   | Assembly            |
| Transition                                          | Fast                |
| Span Angle Center                                   | Coarse              |
| Automatic Mesh Based Defeaturing                    | On                  |
| <input type="checkbox"/> Defeature Size             | Default             |
| Minimum Edge Length                                 | 2,9872e-002 mm      |
| <input checked="" type="checkbox"/> <b>Quality</b>  |                     |
| Check Mesh Quality                                  | Yes, Errors         |
| Error Limits                                        | Standard Mechanical |
| <input type="checkbox"/> Target Quality             | Default (0.050000)  |
| Smoothing                                           | Medium              |
| Mesh Metric                                         | Skewness            |
| <input type="checkbox"/> Min                        | 1,3057e-010         |
| <input type="checkbox"/> Max                        | 0,99971             |
| <input type="checkbox"/> Average                    | 0,26302             |
| <input type="checkbox"/> Standard Deviation         | 0,18827             |

Şekil 3.6. Aks Modeline Uygulanan Mesh Ağı Detayları

Sonlu elemanlar metodu ile yapılan analizlerde kullanılan mesh yani modeli elemanlarına ayırma yöntemi kullanılmaktadır.

Elemanlarına ayırma; incelenen modellere derinlemesine nüfuz edip analizi gerçeğe en yakın sonuçlarda elde edebilmek için yapılan analiz adıdır. Bu adımda en iyi sonuca varabilmek için en kaliteli meshi uygulamak gerekmektedir.

En yaygın kullanılan ve gerçeğe yakın sonuç veren mesh kalite kriteri skewness yani eğrilik tabanlı mesh kalite kriteridir. Bu analizde ortalama eğrilik kalite değeri (average of skewness) 0,26 olarak ayarlanmıştır.

Bu adımda en iyi sonuca varabilmek için en kaliteli meshi uygulamak gerekmektedir (Ovalı, İ., Esen C., 1999).

En yaygın kullanılan ve gerçeğe yakın sonuç veren mesh kalite kriteri skewness yani eğrilik tabanlı mesh kalite kriteridir. Bu analizin mesh detaylarına da Şekil 3.6’da görüldüğü gibi seçilen eleman sayısı 7 mm, ortalama eğrilik kalite değeri (average of skewness) 0.26 olarak ayarlanmıştır. Skewness değeri hesaplanmasında aşağıdaki eşitlik kullanılmaktadır.

$$\text{Skewness} = \frac{\text{O. E. B.} - \text{A. E. B.}}{\text{O. E. B.}}$$

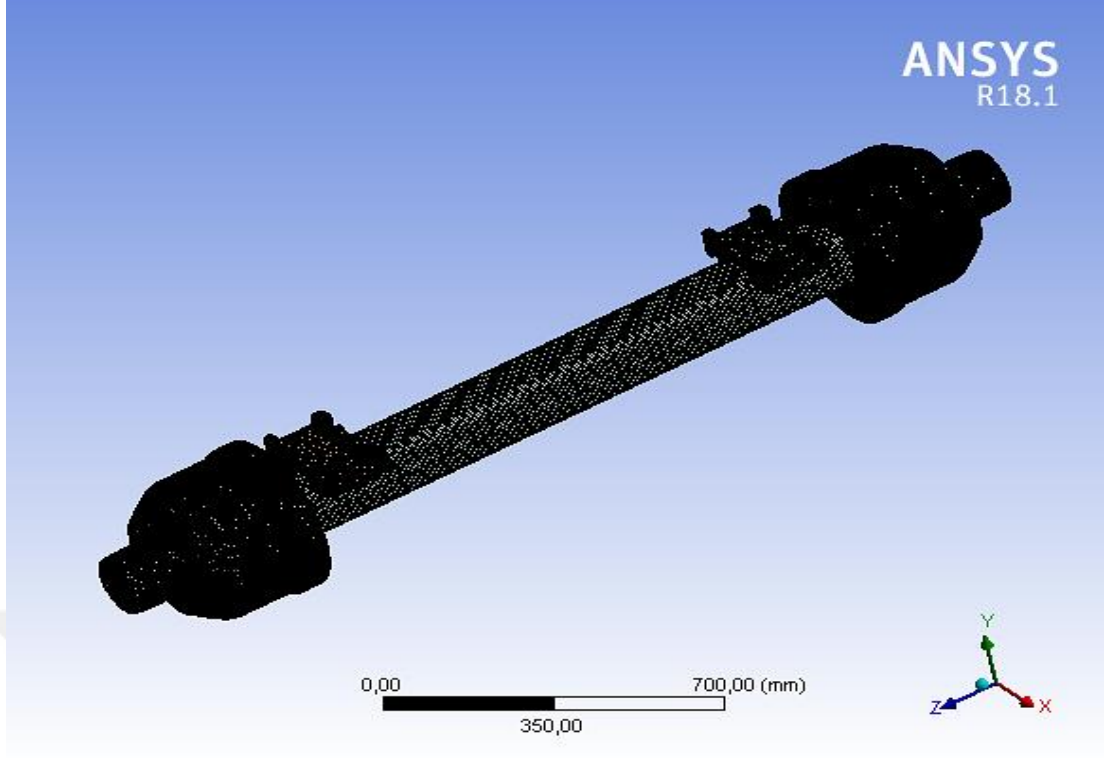
O.E.B. : Optimum Element Boyu

A.E.B. : Aktif Element Boyu

Çizelge 3.4. Skewness mesh kalite kriterleri

| Skewness mesh değeri | Kalite kriteri |
|----------------------|----------------|
| 0 – 0.25             | Mükemmel       |
| 0.25 – 0.50          | Çok iyi        |
| 0.50– 0.80           | İyi            |
| 0.80 – 0.94          | Uygun          |
| 0.94- 0.97           | Kötü           |
| 0.98 - 1             | Kabul edilemez |

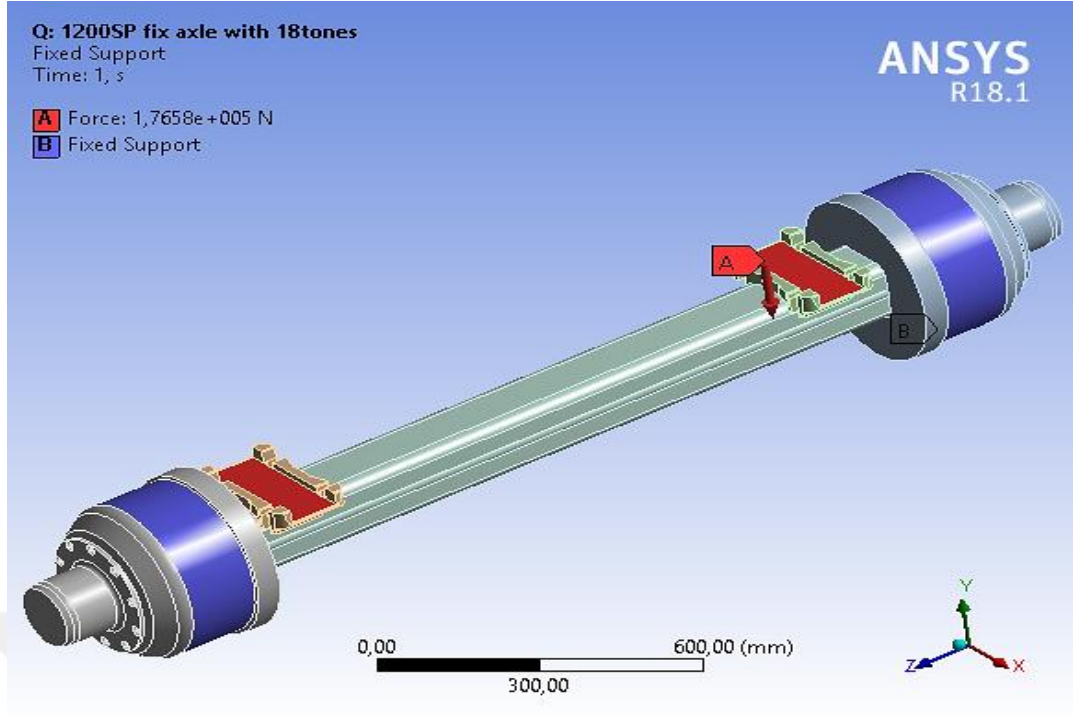
Şekil 3.7’de aksa uygulanan mesh görseli yer almaktadır.



Şekil 3.7. Aksa uygulanan mesh modeli

Aks üreticisinden alınan teknik tedarikçi kataloğundaki bilgilere göre kullanılan aks kapasiteleri 9000 kg olarak belirtilmiştir. Aks makas yay merkezleri 100 mm kısaltılarak (1300 mm>1200 mm) modellenmiştir. Sonlu elemanlar metodu ile uygulanan yapısal analizde aks emniyet katsayısı 2 alınarak  $9000 \text{ kg} \times 2 = 18000 \text{ kg} = 176580 \text{ N}$  yayılı yük atanmıştır.

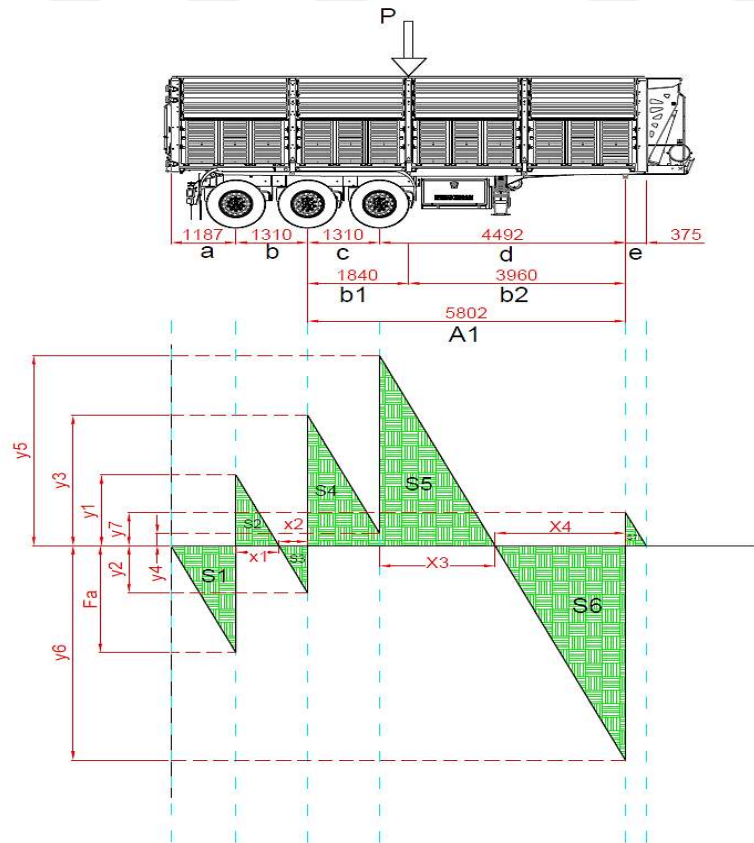
Aks makas tablalarından uygulanan kuvvet ve tepki kuvvet noktaları Şekil 6'daki gibi makas merkezleri ve aks kafası olarak atanmıştır.



Şekil 3.8. Aks modeline uygulanan yük ve sabit destek noktaları

### 3.2.2. Şasi İncelemeleri

#### 3.2.2.a. Şasi Modeli Üzerindeki Yük Dağılımı-Moment Hesaplamaları



Şekil 3.9. Şasi modeli kuvvet-moment diyagramı

Çizelge 3.5. Şasi modeli kuvvet-moment bölgeleri

|      |       |    |      |      |    |     |      |    |
|------|-------|----|------|------|----|-----|------|----|
| P =  | 17500 | kg |      |      |    |     |      |    |
| a =  | 1187  | mm | b =  | 1310 | mm | c = | 1310 | mm |
| d =  | 4492  | mm | e =  | 375  | mm |     |      |    |
| b1 = | 1840  | mm | b2 = | 3962 | mm |     |      |    |
| A1 = | 5802  | mm |      |      |    |     |      |    |

### 3.2.2.a.a. King Pim Yüğü

$$KP = P \cdot b1 / A1 = 5550 \text{ kg}$$

### 3.2.2.a.b. Aks Yüğü

$$TA = P \cdot b2 / A1 = 11950 \text{ kg} \rightarrow TA1 = 3983 \text{ kg}$$

### 3.2.2.a.c. Yayılı Yüğü

$$q = P / L = 4,60 \text{ kg/mm}$$

Çizelge 3.6. Kuvvet-Moment Diyagram bölgelerindeki kuvvet değeri

|                  |     |   |      |    |
|------------------|-----|---|------|----|
| F <sub>a</sub> = | a*q | = | 2395 | kg |
| F <sub>b</sub> = | b*q | = | 2643 | kg |
| F <sub>c</sub> = | c*q | = | 2643 | kg |
| F <sub>d</sub> = | d*q | = | 9063 | kg |
| F <sub>e</sub> = | e*q | = | 757  | kg |

Çizelge 3.7. Kuvvet-Moment Diyagram bölgelerindeki y değeri

|     |       |    |
|-----|-------|----|
| y1= | 1589  | mm |
| y2= | -1054 | mm |
| y3= | 2929  | mm |
| y4= | 286   | mm |
| y5= | 4269  | mm |
| y6= | -4793 | mm |
| y7= | 757   | mm |

Çizelge 3.8. Kuvvet-Moment Diyagram bölgelerindeki x değeri

|      |              |   |      |    |
|------|--------------|---|------|----|
| x1 = | y1*b/(y1+y2) | = | 787  | mm |
| x2 = | b-x1         | = | 523  | mm |
| X3 = | y5*d/(y5+y6) | = | 2116 | mm |
| X4 = | d-X3         | = | 2376 | mm |

Çizelge 3.9. Kuvvet-Moment Diyagram bölgelerindeki s değerleri

|    |   |          |       |
|----|---|----------|-------|
| S1 | = | -1421314 | kg.mm |
| S2 | = | 625429   | kg.mm |
| S3 | = | -275505  | kg.mm |
| S4 | = | 2105902  | kg.mm |
| S5 | = | 4517527  | kg.mm |
| S6 | = | -5693896 | kg.mm |
| S7 | = | 141857   | kg.mm |

### 3.2.2.a.d. Maximum Moment :

Çizelge 3.10. Alan hesabına göre belirlenmiş kritik moment noktaları

|                    |         |          |          |          |          |            |
|--------------------|---------|----------|----------|----------|----------|------------|
| Mtotal<br>(kg.mm)= | -795885 | -1071390 | 1034512  | 5552039  | -141857  | 1,0652E-08 |
|                    | S1+S2   | S1+S2+S3 | S1...+S4 | S1+...S5 | S1+...S6 | S1...+S7   |

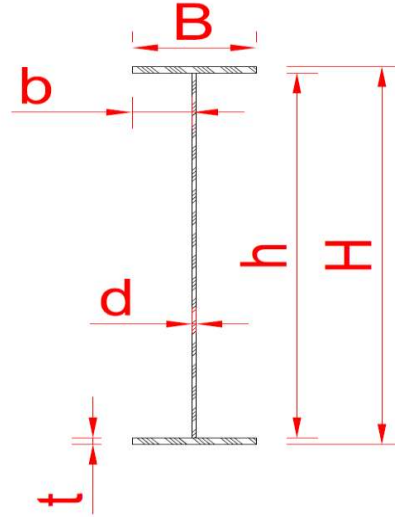
### 3.2.2.a.e. Maximum Momentin Bulunduğu Kirişin Statik Momenti

Çizelge 3.11. Şasi I kesiti ebatları

|   |   |     |    |
|---|---|-----|----|
| B | = | 120 | mm |
| H | = | 466 | mm |
| d | = | 4   | mm |
| t | = | 8   | mm |
| h | = | 450 | mm |
| b | = | 58  | mm |

|   |   |                           |   |                          |
|---|---|---------------------------|---|--------------------------|
| W | = | $\frac{(BH^3-2bh^3)}{6H}$ | = | 562540,6 mm <sup>3</sup> |
|---|---|---------------------------|---|--------------------------|

Şekil 3.10. Statik moment formülizasyon ve hesabı



Şekil 3. 11. Şasi modeli I kesiti

### 3.2.2.a.f. Eğilme Mukavemeti

$$\sigma_{\text{bending}} = M_{\text{max}}/W = 9,870 \text{ kg/mm}^2$$

Şekil 3.12. Eğilme Mukavemeti formülizasyon ve hesabı

### 3.2.2.a.g. Emniyet Hesabı

$$9,870 \text{ kg/mm}^2 < 70 \text{ kg/mm}^2 \rightarrow \text{Uygun}$$

### 3.2.2.a.h. Emniyet Katsayısı

$$\sigma_{\text{bending(S700MC)}} / \sigma_{\text{bending(section)}} = 7,093$$

Şekil 3.13 Emniyet Katsayısı formülizasyon ve hesabı

### 3.2.2.a.i. King Pin'den Aksa Mesafe

King Pim'den aks yönüne doğru alınan belirli uzaklıktaki kesitlerin eğilme gerilmesi ve emniyet katsayıları incelemeleri aşağıdadır.

|                        |                          |  |
|------------------------|--------------------------|--|
|                        | 500 mm                   |  |
| B =                    | 120 mm                   |  |
| H =                    | 196 mm                   |  |
| d =                    | 4 mm                     |  |
| t =                    | 8 mm                     |  |
| h =                    | 180 mm                   |  |
| b =                    | 58 mm                    |  |
| W <sub>500</sub> =     | 193054,7 mm <sup>3</sup> |  |
| M <sub>500</sub> =     | 2002571,9 kg.mm          |  |
| σ <sub>bending</sub> = | 10,37 kg/mm <sup>2</sup> |  |
| safety =               | 6,75                     |  |

Şekil 3.14. 500mm'deki statik moment, moment, eğilme mukavemeti, emniyet katsayısı değerleri

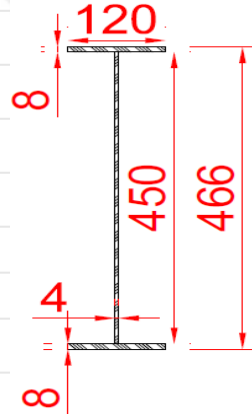
|                        |                          |  |
|------------------------|--------------------------|--|
|                        | 1400 mm                  |  |
| B =                    | 120 mm                   |  |
| H =                    | 238 mm                   |  |
| d =                    | 4 mm                     |  |
| t =                    | 8 mm                     |  |
| h =                    | 222 mm                   |  |
| b =                    | 58 mm                    |  |
| W <sub>1400</sub> =    | 244111,4 mm <sup>3</sup> |  |
| M <sub>1400</sub> =    | 4591504,375 kg.mm        |  |
| σ <sub>bending</sub> = | 18,81 kg/mm <sup>2</sup> |  |
| safety =               | 3,72                     |  |

Şekil 3.15. 1400mm'deki statik moment, moment, eğilme mukavemeti, emniyet katsayısı değerleri

|                        |                          |  |
|------------------------|--------------------------|--|
|                        | 2000 mm                  |  |
| B =                    | 120 mm                   |  |
| H =                    | 356 mm                   |  |
| d =                    | 4 mm                     |  |
| t <sub>1</sub> =       | 8 mm                     |  |
| t <sub>2</sub> =       | 9 mm                     |  |
| h =                    | 339 mm                   |  |
| b =                    | 58 mm                    |  |
| W <sub>2000</sub> =    | 419011,5 mm <sup>3</sup> |  |
| M <sub>2000</sub> =    | 5409573,7 kg.mm          |  |
| σ <sub>bending</sub> = | 12,91 kg/mm <sup>2</sup> |  |
| safety =               | 5,42                     |  |

Şekil 3.16. 2000mm'deki statik moment, moment, eğilme mukavemeti, emniyet katsayısı değerleri

|                                           |                         |  |
|-------------------------------------------|-------------------------|--|
| Mesafenin X4'ten büyük olduğu durumlarda: |                         |  |
|                                           | 2600 mm                 |  |
| W <sub>2600</sub> =                       | 396931 mm <sup>3</sup>  |  |
| M <sub>500</sub> =                        | 5501334,51 kg.mm        |  |
| σ <sub>bending</sub> =                    | 13,9 kg/mm <sup>2</sup> |  |
| safety =                                  | 5,05                    |  |



Şekil 3.17. X4 ötesinde statik moment, moment, eğilme mukavemeti, emniyet katsayısı değerleri

Bu hesaplamalar neticesinde şasiyi oluşturan boyuna taşıyıcıların kritik noktası king pimden dingile doğru 1400mm uzaklıktaki kesittir.

Bu kesit üzerindeki emniyet katsayısı 3,72 ile kritik emniyeti oluşturmaktadır.

Çalışmalarımızdan en düşük emniyet katsayısına sahip olan noktalar referans alınmalıdır.

### 3.2.2.b. Şasi Ara Taşıyıcı Modelinin Sonlu Elemanlar Metodu ile Statik Analizi

Ulaşılabilecek en iyi sonuçları elde etmek için, denemeler sonucunda en gerçekçi analize ve modele uygun mesh uygunluk (relevance) oranı % 94 olarak atanmıştır. Bu analizde ortalama eğrilik kalite değeri 0.71 olarak ayarlanmıştır.

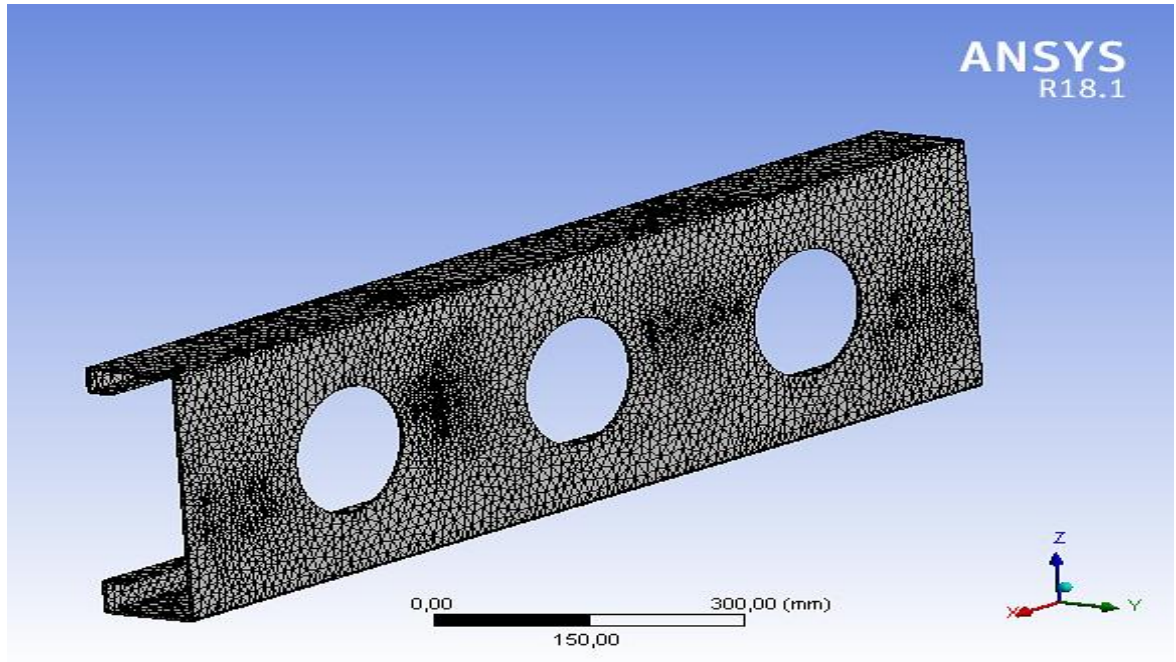
Yeni tasarımıımızda enine uzunluğu kısaltılan parçaların yük altındaki gerilim değişimlerini anlamak için referans alınan ara taşıyıcıların statik analizini inceleyelim.

Yukarıdaki 3 Akslı Damperli Treyler modeli üzerindeki yük dağılım ve moment hesaplamalarının sonucunda aks bağlantı hizalarına karşılık gelen yük toplamı şasi genelinde  $11950 \times 2 = 23900 \text{ kg}$ 'dır. 3 Akslı Damperli Treyler Şasi modelimizde 5 tane ara taşıyıcı bulunmaktadır. Referans alınan ara taşıyıcıya gelen sanal yükü belirlerken de yaklaşık olarak  $23900/5 = 4780 \text{ kg}$  alabiliriz. Bu değerin Newton olarak karşılığı da  $4780 \times 9.81 = 46892 \text{ N}$ 'dur.

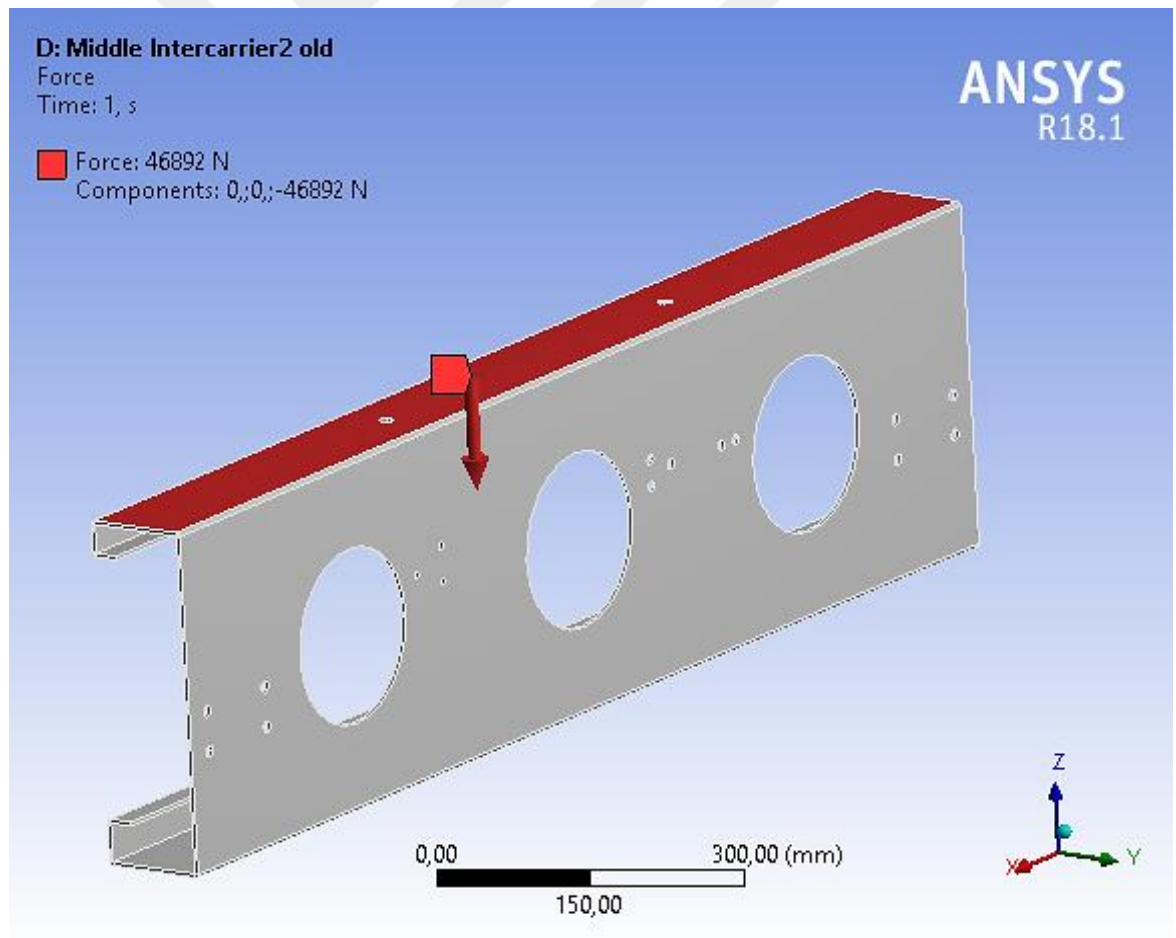
Ulaşılabilecek en iyi sonuçları elde etmek için uygulanacak mesh detayları aşağıda verilmiştir. Denemeler sonucunda en gerçekçi analize ve modele uygun mesh eleman boyutu (19,877mm) atanmıştır uygunluk(relevance) oranı da %100 olarak atanmıştır. Bu analizde ortalama eğrilik kalite değeri (average of skewness) 0,65 olarak ayarlanmıştır.

| Display                                   |                     |
|-------------------------------------------|---------------------|
| Display Style                             | Body Color          |
| Defaults                                  |                     |
| Physics Preference                        | Mechanical          |
| <input type="checkbox"/> Relevance        | 100                 |
| Element Order                             | Program Controlled  |
| Sizing                                    |                     |
| Size Function                             | Adaptive            |
| Relevance Center                          | Coarse              |
| <input type="checkbox"/> Element Size     | 19,8770 mm          |
| Initial Size Seed                         | Assembly            |
| Transition                                | Fast                |
| Span Angle Center                         | Coarse              |
| Automatic Mesh ...                        | On                  |
| <input type="checkbox"/> Defeature Size   | Default             |
| Minimum Edge L...                         | 4,0 mm              |
| Quality                                   |                     |
| Check Mesh Qua...                         | Yes, Errors         |
| Error Limits                              | Standard Mechanical |
| <input type="checkbox"/> Target Quality   | Default (0.050000)  |
| Smoothing                                 | Medium              |
| Mesh Metric                               | Skewness            |
| <input type="checkbox"/> Min              | 2,3472e-002         |
| <input type="checkbox"/> Max              | 0,99936             |
| <input type="checkbox"/> Average          | 0,65484             |
| <input type="checkbox"/> Standard Devi... | 0,13425             |

Şekil 3.18. Ara Taşıyıcı Modeline Uygulanan Mesh Ağ Detayları



Şekil 3.19. Ara Taşıyıcı Modeline Uygulanan Mesh



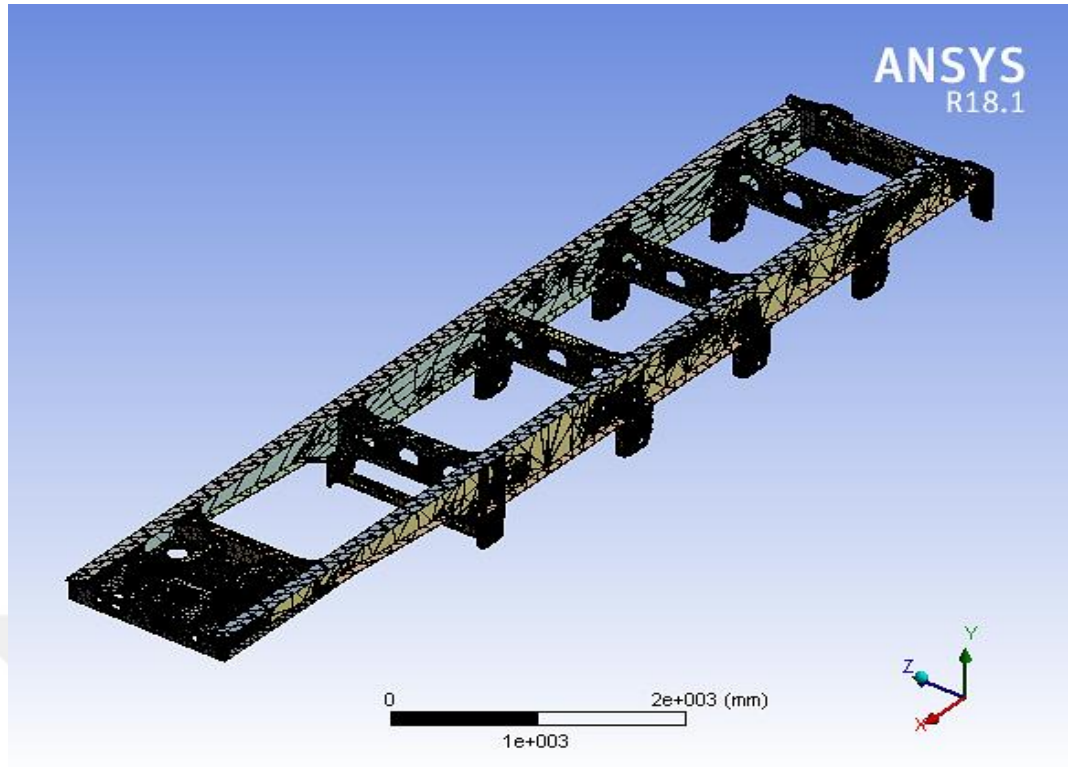
Şekil 3.20. Ara Taşıyıcı Modeline Uygulanan Yük Noktaları

### 3.2.2.c. Şasi Modelinin Sonlu Elemanlar Metodu ile Statik Analizi

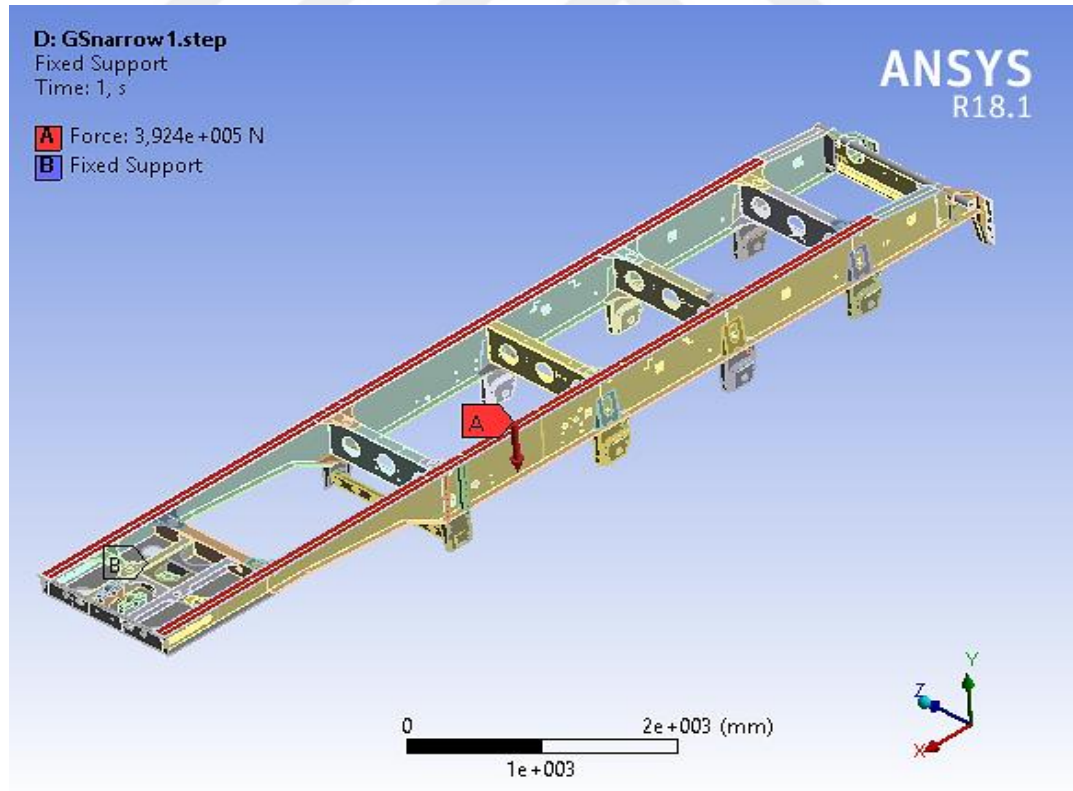
Ulaşılabilecek en iyi sonuçları elde etmek için, denemeler sonucunda en gerçekçi analize ve modele uygun mesh uygunluk (relevance) oranı % 94 olarak atanmıştır. Bu analizde ortalama eğrilik kalite değeri 0.71 olarak ayarlanmıştır.

| Details of "Mesh"                           |                     |
|---------------------------------------------|---------------------|
| [-] Display                                 |                     |
| Display Style                               | Body Color          |
| [-] Defaults                                |                     |
| Physics Preference                          | Mechanical          |
| <input type="checkbox"/> Relevance          | 94                  |
| Element Order                               | Program Controlled  |
| [-] Sizing                                  |                     |
| Size Function                               | Adaptive            |
| Relevance Center                            | Coarse              |
| <input type="checkbox"/> Element Size       | Default             |
| Initial Size Seed                           | Assembly            |
| Transition                                  | Fast                |
| Span Angle Center                           | Coarse              |
| Automatic Mesh Based Defeaturing            | On                  |
| <input type="checkbox"/> Defeature Size     | Default             |
| Minimum Edge Length                         | 6,9813e-002 mm      |
| [-] Quality                                 |                     |
| Check Mesh Quality                          | Yes, Errors         |
| Error Limits                                | Standard Mechanical |
| <input type="checkbox"/> Target Quality     | Default (0.050000)  |
| Smoothing                                   | Medium              |
| Mesh Metric                                 | Skewness            |
| <input type="checkbox"/> Min                | 1,3058e-010         |
| <input type="checkbox"/> Max                | 1,                  |
| <input type="checkbox"/> Average            | 0,71886             |
| <input type="checkbox"/> Standard Deviation | 0,21887             |

Şekil 3.21. Şasi Modeline Uygulanan Mesh Ağı Detayları



Şekil 3.22. Şasi Modeline Uygulanan Mesh



Şekil 3.23. Şasi modeline uygulanan yük ve sabit destek noktaları

Uygulanacak kuvvet, Şekil 3.24’de görüldüğü gibi üst yapının montajlanacağı şasi üst lama yüzeylerinde, destek noktaları ise taşınacak yüke tepki gösterecek aks ve king pimi bölgelerinde seçilmiştir.

### 3.3. Aerodinamik İnceleme

Aerodinamik teriminin karşılığını temel olarak “Nesnelerin etrafında dolanan hava” şeklinde ifade edebiliriz. Sadece otomobillere ve kara taşıtlarına özgü olmayan bu terim Yunanca’dan İngilizce’ye “Aero” ve “Dynamic” kelimelerinin birleşmesiyle geçmiştir ve dilimizde karşılığı “Hava Dinamiği” olarak da tercüme edilebilir. Akışkanlar Mekaniği konusu altında incelenen ve hava kuvvetinin nesnelere olan etkisini inceleyen bir bilim dalı olduğu da belirtilebilir ve günümüzdeki teknolojik ilerlemenin sonucu olarak çok daha fazla önem kazandığını söyleyebiliriz (Sekiz Silindir, 2016).

Genellikle sürüklenme-drag (Cd) ve taşıma-kaldırma-lift (Cl) olarak iki farklı katsayı kullanılarak ifade edilir. Kara taşıtları için ise ağırlıklı olarak Cd değeri dikkate alınırken uçan nesneler ve özellikle uçak tasarımlarında hem sürüklenme (Cd) hem de taşıma (Cl) katsayıları dikkate alınır. Ancak Formül 1 yarış araçları ve çok hızlı cadde tipi araçlarda uçaklarda olduğu gibi her iki değer de dikkate alınarak kullanılır. Bunun nedeni ise aracın çok yüksek hızlarda havalanmaya meyilli olmasından kaynaklanmaktadır (Sekiz Silindir, 2016).

Bir akışkan, bir cisim üzerine çeşitli yönler kuvvet ve moment uygulayabilir. Akan akışkanın cisme akış yönünde uyguladığı itkiye sürüklenme kuvveti (Drag force, FD) denir (Solmaz, H., 2010).

- Sürüklenme kuvveti her zaman cismin hareketine karşı yönde oluşur.
- Sürüklenme kuvvetinin büyüklüğü cismin şekline, boyutuna, cismin/akışkanın hızına ve cismin içerisinde bulunduğu ortam şartlarına bağlıdır. Bu yüzden, CD katsayısı ortaya çıkmaktadır.

$$F_D = f(U, C_D, \mu, \rho)$$

- Sürüklenme kuvvetinin nesnenin hızının karesi ile orantılı olduğu bulunmuştur.

$$F_D \propto U^2$$

$$F_D = C_D \underbrace{\frac{\rho U^2}{2}}_{\text{Dinamik Basınç (N/m}^2\text{)}} \underbrace{A}_{\text{Ön bakış alanı (m}^2\text{)}}$$

Şekil 3.24. Sürüklenme kuvveti formülizasyonu

### 3.3.1. Aerodinamik dirençlerin taşıt üzerindeki etkileri

Aerodinamik tasarım özelliklerinin iyileştirilmesine ana hedefler;

- Yakıt tüketiminden azalma,
- Egzoz emisyonunda azalma,
- Taşıt gürültüsünde azalmadır.

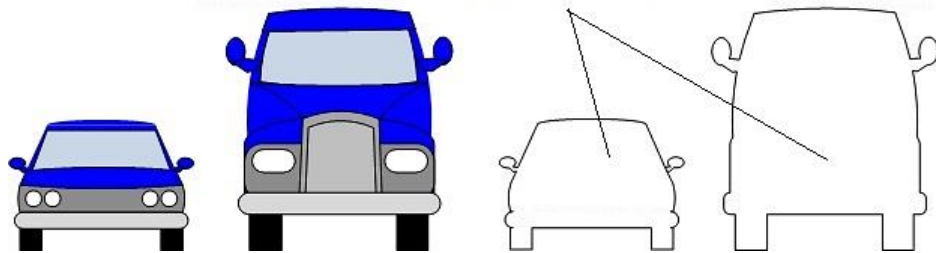
McCallen (2004) tarafından, Amerika Birleşik Devletlerinde kullanılan taşıt sayısına göre yapılan analiz sonucunda, taşıtların aerodinamik sürüklenme kuvvetindeki %12'lik azalama ile 3 milyar galon yakıt tasarrufu sağlanacağı belirlenmiştir.

Aerodinamik direnç kuvvetinde (sürüklenme kuvveti) azalma Amerika Birleşik Devletlerinde kullanılan taşıtlardan 28 milyon ton daha az egzoz salınımı gerçekleşeceğini göstermektedir.

Bilindiği gibi aerodinamik sürüklenme taşıt hızı ile artmakta ve 100 km/ h 'ın üzerinde oldukça etkili olmaktadır. Bu nedenle sürüklenme direnç katsayısındaki en ufak bir azalma bile yakıt tüketimini büyük oranda azaltabilir.

### 3.3.2. Projeksiyon Yüzey Alanı

Rüzgarın araçta etki ettiği projeksiyon yüzey alanı

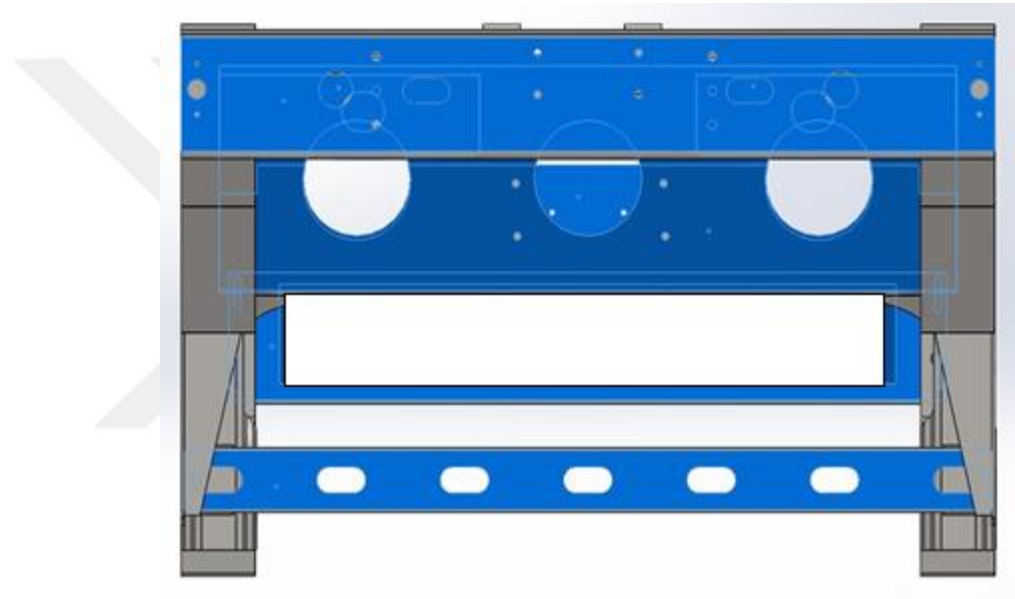


Şekil 3.25. Projeksiyon yüzey alanı

Aracın rüzgar kuvvetine maruz kaldığı projeksiyon yüzey alanı oldukça önemli bir parametredir. Bu alan ne kadar küçültülebilirse Cd katsayısında belli bir oranda azalma meydana gelir. Cd değeri ne kadar düşük ise o otomobilin rüzgara karşı gösterdiği direnç de o kadar düşük gerçekleşecektir. Bu nedenle üreticiler bu değeri aracın görünümünü de dikkate alarak mümkün olan en düşük seviyelerde tutmaya gayret ederler.

2010 yılında Gazi Üniversitesi'nde binek bir araç üzerinde yapılan çalışmaya göre Cd değerinde % 30'luk bir azalma otoyolda % 14 yakıt tasarrufu sağlarken, karayolu ve şehir içinde sırasıyla % 8, % 6 yakıt tasarrufu sağlamaktadır.

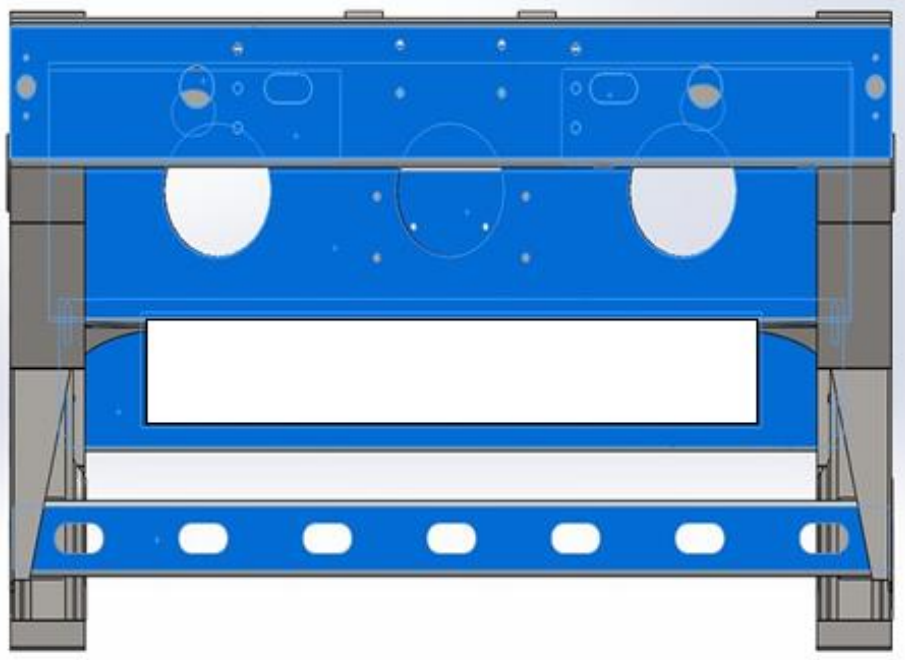
### 3.3.2.a. Şasi Modelinin Projeksiyon Yüzey Alanındaki Değişim



Şekil 3.26. Daraltılmış Şasi Modelinde değişen parçalar

Seçili bileşenler ögesinin kütle özellikleri  
Koordinat sistemi: -- varsayılan --  
Kütle merkezi ve atalet momentleri FB.86G.4.100.45.45 newww 0:  
\*Bir veya fazla gizli bileşen/gövdelerin kütle özelliklerini içerir.  
Kütle = 133.93 kilogram  
Hacim = 0.02 metre küp  
Yüzey alanı = 7.42 metre kare  
Kütle merkezi: ( metre )  
X = 4.32  
Y = 5.09  
Z = 7.24

Şekil 3.27. Daraltılmış Şasi Modelinde değişen parçalardaki projeksiyon yüzey alanı



Şekil 3.28. Selef Şasi Modelinde değışecek parçalar

|                                                                      |
|----------------------------------------------------------------------|
| Seçili bileşenler ögesinin kütle özellikleri                         |
| Koordinat sistemi: -- varsayılan --                                  |
| Kütle merkezi ve atalet momentleri FB.86G.4.100.45.45 olduğ          |
| *Bir veya fazla gizli bileşen/gövdelerin kütle özelliklerini içerir. |
| Kütle = 143.79 kilogram                                              |
| Hacim = 0.02 metre küp                                               |
| Yüzey alanı = 8.03 metre kare                                        |
| Kütle merkezi: ( metre )                                             |
| X = 2.79                                                             |
| Y = -0.79                                                            |
| Z = 17.52                                                            |

Şekil 3.29. Selef Şasi Modelinde değışecek parçalardaki projeksiyon yüzey alanı

$$F_D = C_D \underbrace{\frac{\rho U^2}{2}}_{\text{Dinamik Basınç (N/m}^2\text{)}} A$$

Ön bakış alanı (m<sup>2</sup>)

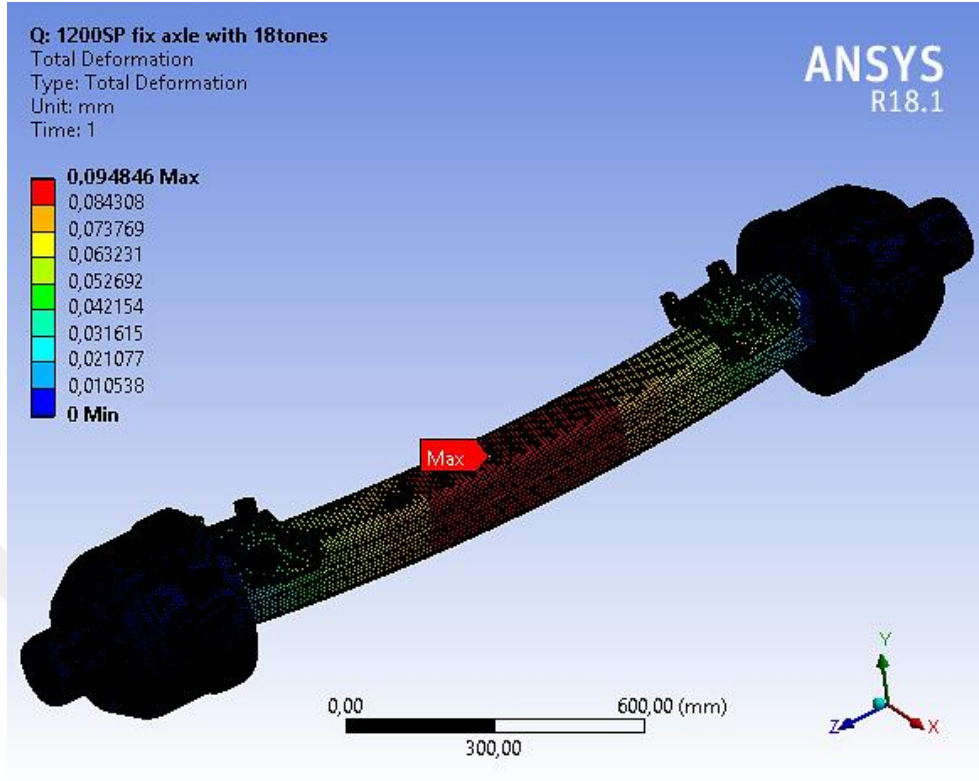
Şekil 3.30. Hareket Halindeki Araca Etki Eden Sürüklenme Kuvveti

Yukarıdaki hareket halindeki araca etki eden hava sürüklenme kuvvet denkleminde hareketle; projeksiyon yüzey alanının (ön bakış alanının) hava sürüklenme kuvvetiyle doğru orantılı olduğu sonucunu çıkarabiliriz.

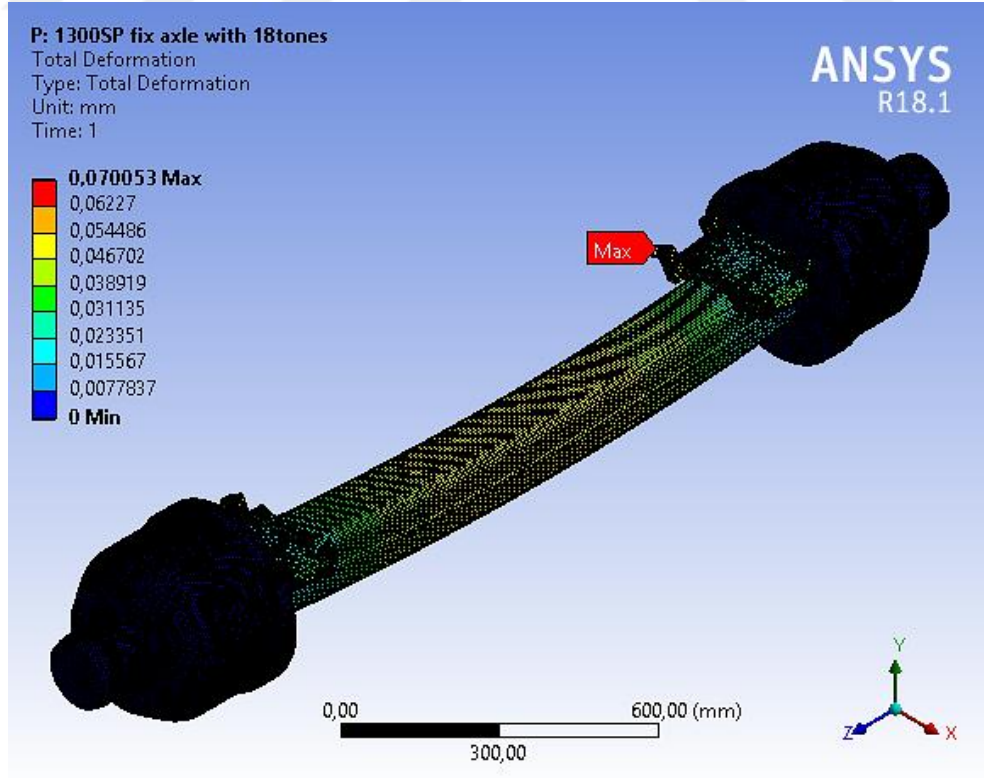
Bu sonuç göstermektedir ki aracın veya rüzgar yani hava direncine maruz kalacak şasi gibi herhangi parçasının projeksiyon kesit alanında yapacağımız en küçük bir değişiklik araca etkileyen hava direncini değiştirecektir.

Yeni modellenen daraltılmış treyler şasisinin selefinden etkilenen parçalar göz önüne alındığında %7 oranında daha küçük projeksiyon yüzey alanına sahip olacağı hesaplanmıştır. Akabinde yeni treyler aracı, hareket halindeki maruz kalacağı hava sürüklenme kuvveti azalacağından aerodinamik açıdan dolayısıyla yakıt sarfıyatı ve egzoz emisyon gazı salınımı açısından iyileştirilmiş olacaktır. Türkiye otomotiv ve taşımacılık sektörlerinin yoğun olarak ihtiyaç duyduğu çevreci treyler aracını üretmek için aerodinamik reaksiyonlarının incelenip iyileştirmeye yönelik çalışmalara tasarım merkezimizde devam edilmektedir.

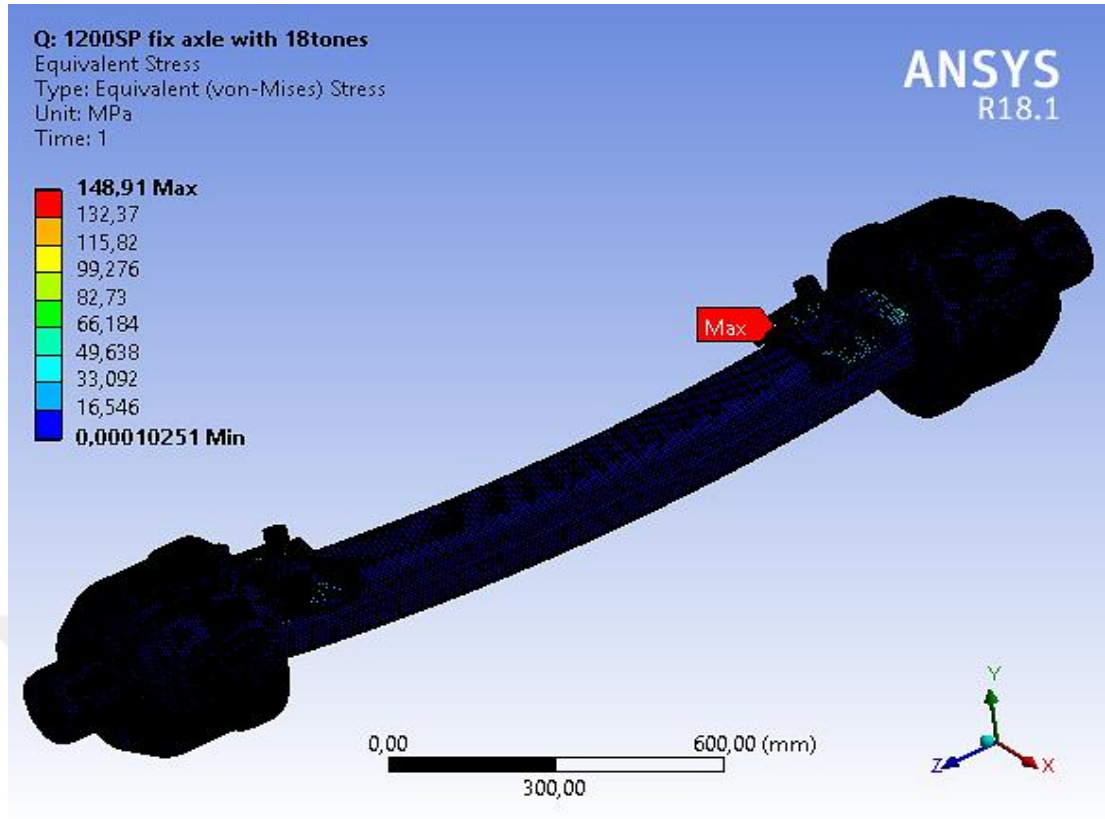
#### 4. BULGULAR VE TARTIŞMA



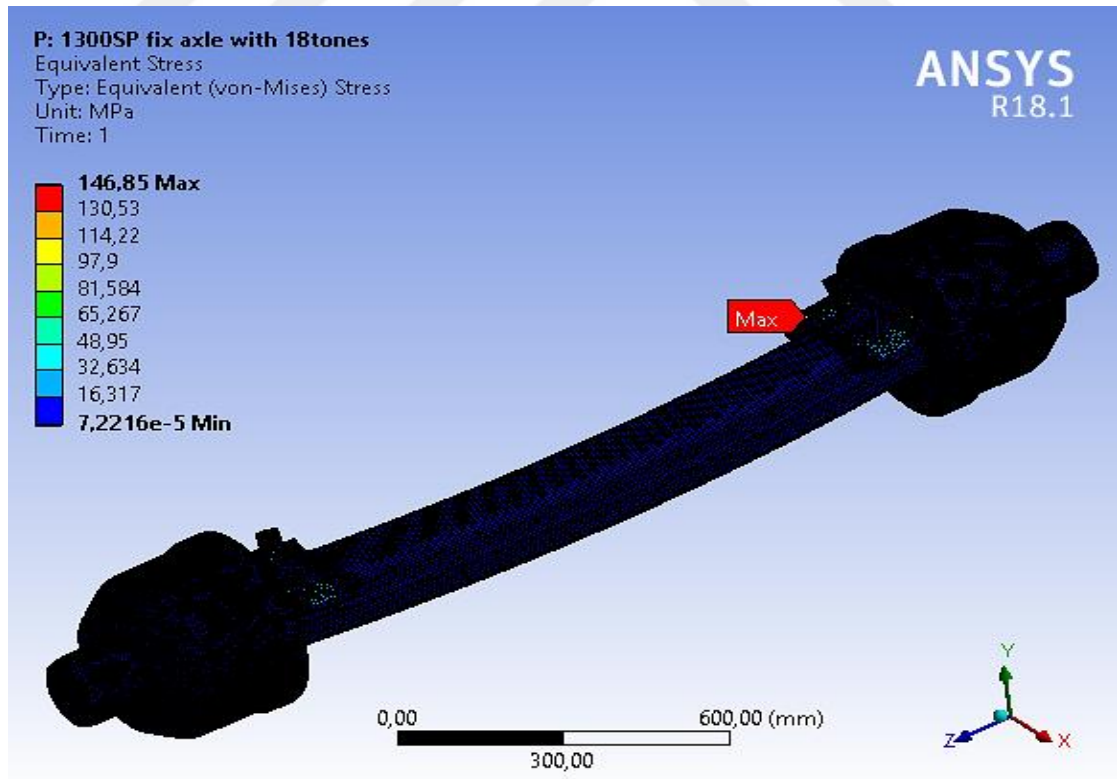
Şekil 4.1. Yeni aksta maksimum uzama



Şekil 4.2. Selef aksta maksimum uzama



Şekil 4.3. Yeni aksta maksimum dayanım

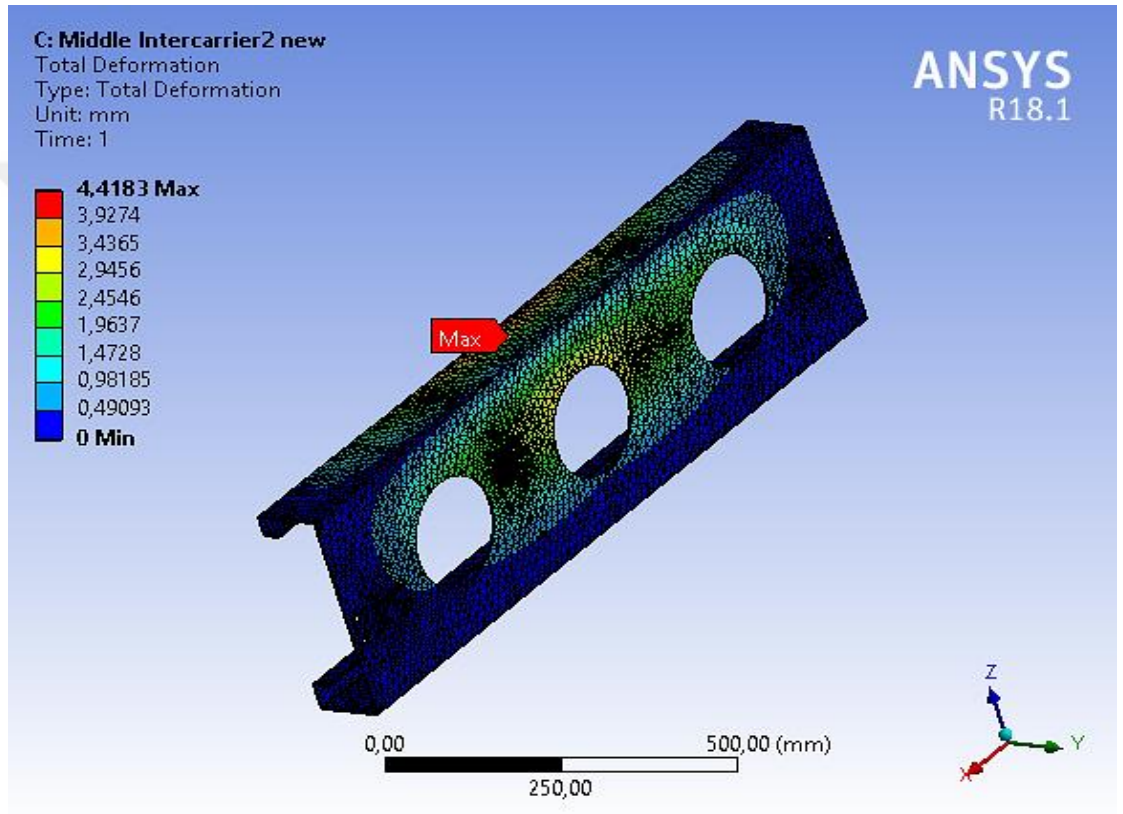


Şekil 4.4. Selef aksta maksimum dayanım

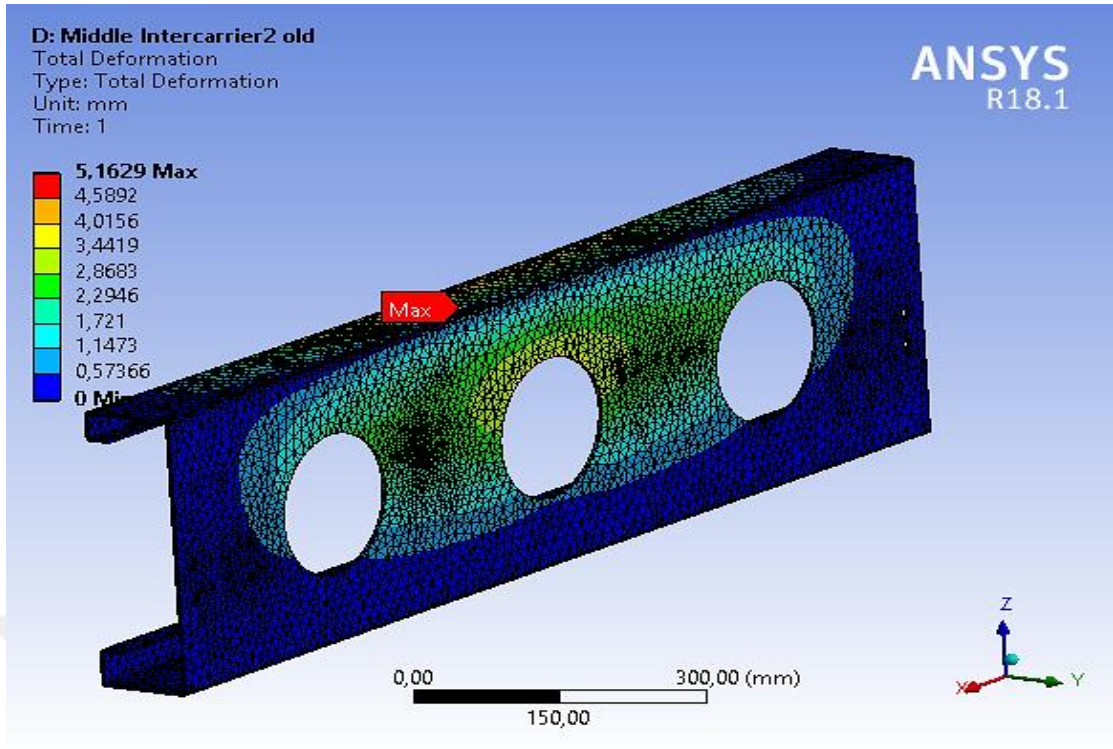
Aks modeli üzerindeki bilgisayar destekli analiz kapsamında 18 Ton yükleme yapılmış ve refleksleri gözlenmiştir.

Maksimum uzama ve dayanım bulgularında; 100mm kısa tabla mesafesine sahip aksın selefine göre performansı iyileştirilmese de sınır şartları içerisinde emniyetli çalışacağı ölçülmüştür.

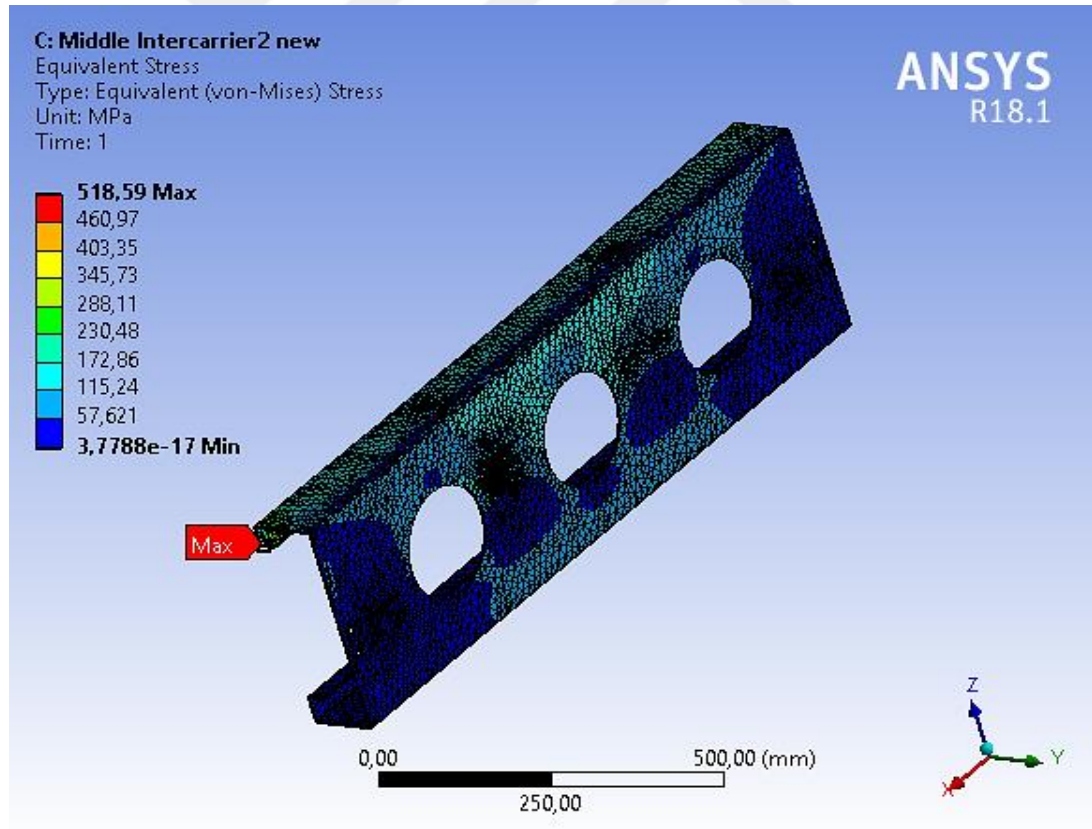
Aksın, ham maddesi olan S355 malzemenin standartlarına göre belirlenen maksimum yük altındaki kritik hareketleri incelendiğinde 100mm tabla merkezlerinin kısaltılabileceği sonucu ortaya çıkmaktadır.



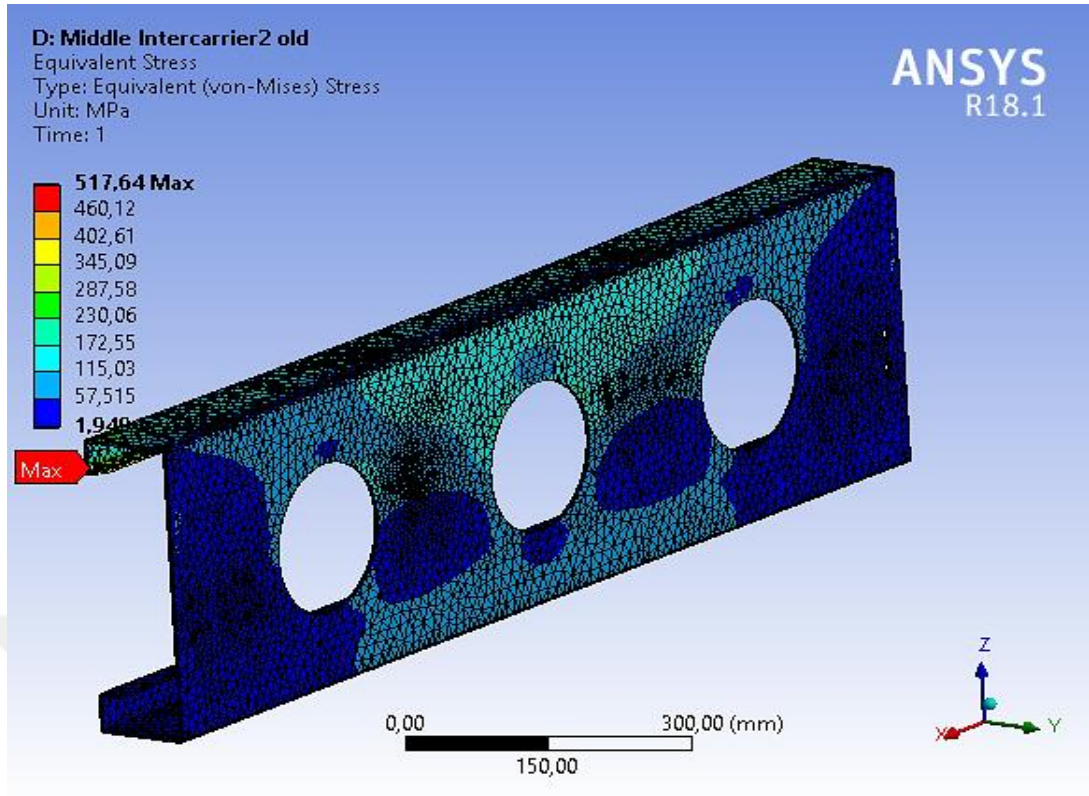
Şekil 4.5. Daraltılmış Ara Taşıyıcı Modelinde meydana gelen deformasyon değeri



Şekil 4.6. Selef Ara Taşıyıcı Modelinde meydana gelen deformasyon değeri

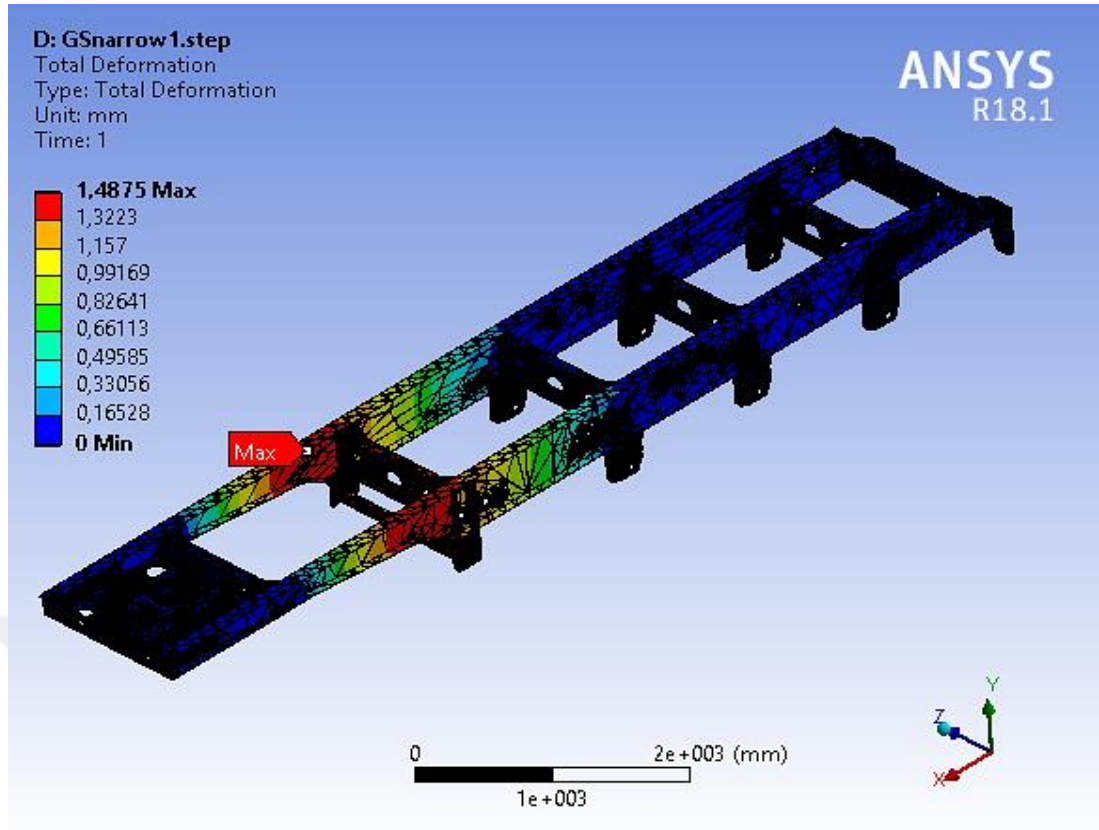


Şekil 4.7. Daraltılmış Ara Taşıyıcı Modelinde meydana gelen gerilim değeri

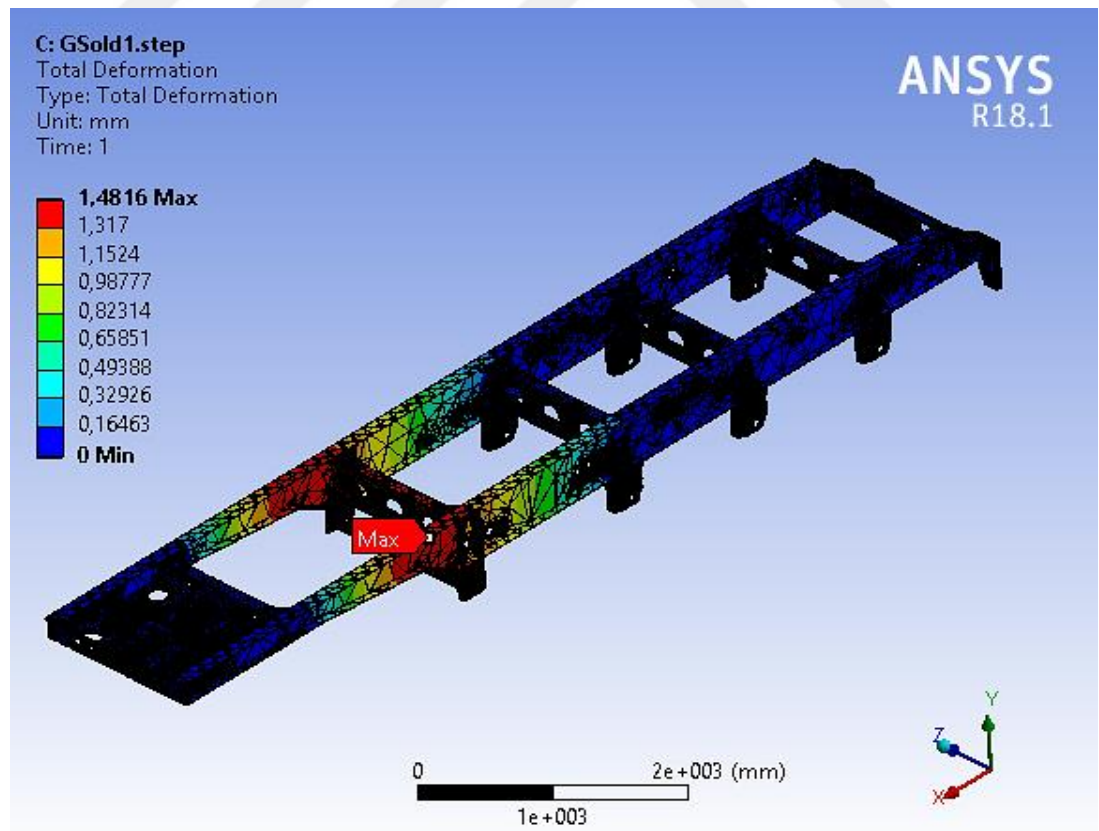


Şekil 4.8. Selef Ara Taşıyıcı Modelinde meydana gelen gerilim değeri

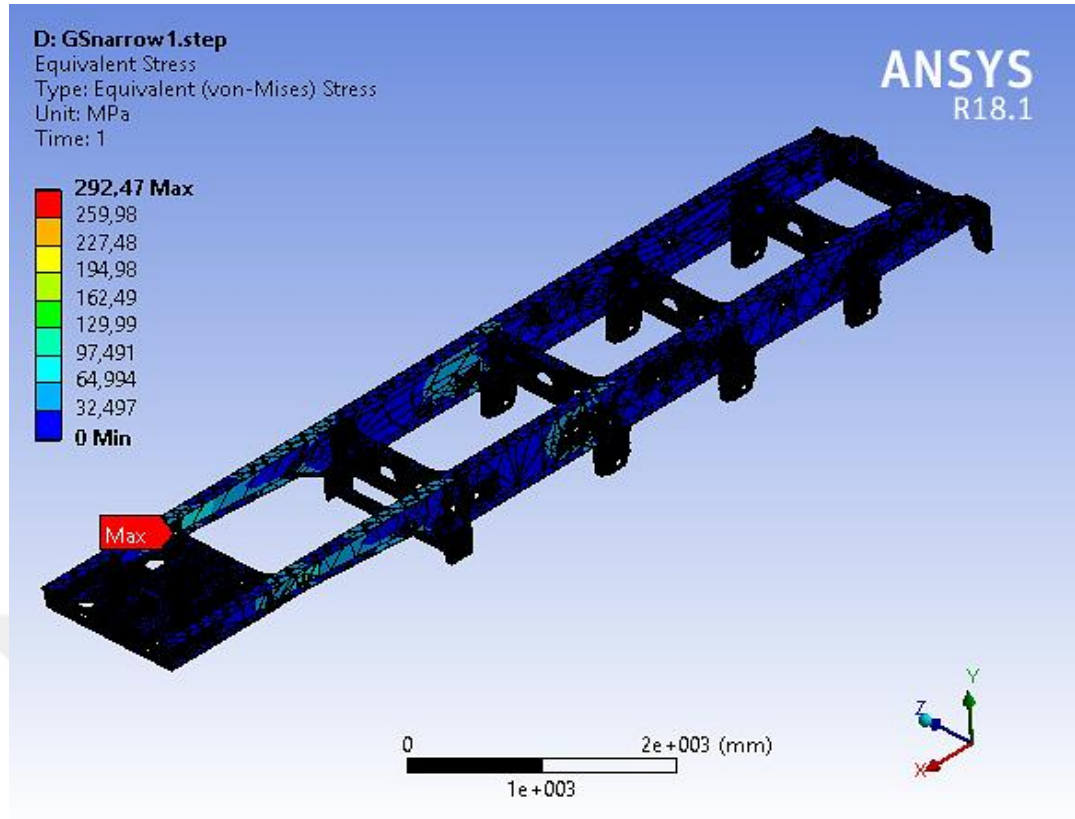
Ara taşıyıcıya bilgisayar ortamında 4780kg baskı uygulanmış ve sonuçları gözlemlenmiştir. Daraltılarak yeniden modellenen ara taşıyıcı modelinin selefinden maruz kaldıkları maksimum gerilim değeri bazında %0,2 oranında daha fazla çıkmasına karşın bu oran çok düşük değerde olduğundan mukavemet özelliği korunuyor diyebiliriz. Maksimum deformasyon değeri bazında ise yeni modelin selefinden %14 oranında daha az deforme olduğu gözlenerek darbelere daha az maruz kaldığı yaklaşımla ulaşılmıştır. Yeni modellenen ara taşıyıcının analiz sonucunda maruz kaldığı gerilim değeri (518,59Mpa), ara taşıyıcıyı oluşturan malzemenin standart değerlerine göre %26 daha düşük ölçülmüş ve daha emniyetlidir sonucuna ulaşılmıştır.



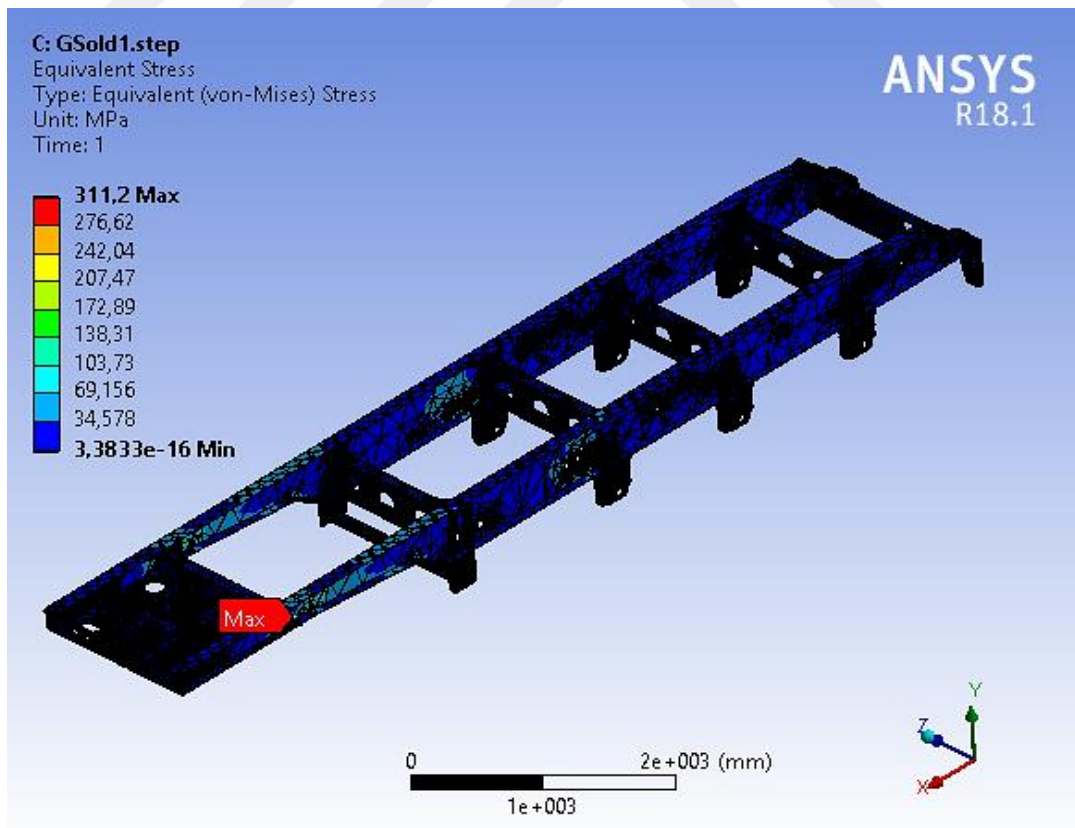
Şekil 4.9. Hafifletilmiş yeni şasi tasarımındaki maksimum uzama



Şekil 4.10. Selef şasi tasarımındaki maksimum uzama



Şekil 4.11. Hafifletilmiş yeni şasi tasarımındaki maksimum dayanım



Şekil 4.12. Selef şasi tasarımındaki maksimum dayanım

Yeni şasi modelinde maksimum deformasyon, Şekil 4.9, selef şasi tasarımında Şekil 4.10'da ara taşıyıcı ön bölgesi ile deve boynu kısm arasındaki bölgede meydana gelmektedir. Maksimum gerilime ulaşılan nokta ise boyuna taşıyıcı üst kısmı ile king pim tablası birleşim yeridir.

Şekil 4.12'de görülen selef şasi tasarımındaki maksimum dayanım, yeni tasarımda oldukça iyileştirilmektedir. Hafif yeni tasarımda açığa çıkan maksimum dayanım Şekil 4.11'de belirtilmektedir. Genel şasi ham maddesi olarak kullanılan çelik olan S700MC malzemesinin maksimum dayanım değeri 700MPa'dır. Bu değer göz önünde bulundurulduğunda, % 57-58 daha az gerilen ve 2.4 kat emniyetli çalışan bir tasarıma ulaşıldığı sonucuna ulaşılmaktadır.

Yeni modellenen daraltılmış treyler şasisinin selefinden etkilenen parçalar göz önüne alındığında %7 oranında daha küçük projeksiyon yüzey alanına sahip olacağı hesaplanmıştır. Akabinde yeni treyler aracı, hareket halindeki maruz kalacağı hava sürüklemeye kuvveti azalacağından aerodinamik açıdan, dolayısıyla yakıt sarfıyatı ve egzoz emisyon gazı salınımı açısından iyileştirilmiş olacaktır.

## 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tez çalışması taşımacılık sektöründeki treyler tipi ağır vasıta kullanıcılarının kullanım amaçlarına göre en uygun yükü karayolları istiap haddini aşmadan güvenle taşıyabilecekleri yakıt ve çevre dostu treyler ihtiyacına yönelik yapılmıştır. Çalışmanın amacı için dar yapıda modellenen ara taşıyıcılara uygulanan analizlere göre %10 uzama oranında azalma ölçülmüştür. Eski ve yeni komple şasi tasarımları incelendiğinde hafif yeni şasi tasarımıyla 1.49 mm, eski şasi modeliyle ise 1.48 mm maksimum uzama değerlerine ulaşılmıştır. Bu sonuçlar göstermektedir ki; maksimum uzamada iyileştirme gözlemlenmese de dayanımda iyileşme söz konusudur. Yeni modellenen dar yapıya uygulanan analiz sonucu; yeni hafif tasarımda 292 MPa ölçülen maksimum dayanım, selef tasarımda 311 MPa olarak ölçülmüştür. Bu bilgiler neticesinde; dar formda tasarlanan yeni hafif şasi maksimum dayanımı, selefine göre % 5-6 iyileştirildiği sonucuna ulaşılmıştır.

Bu çalışmaya konu olan treyler şasisinin daraltılmış tasarımında değişen parçaları göz önüne alındığında en az % 7 oranında hafifleme başarısına ulaşıldığı sonucuna ulaşılabilmektedir. Bunun yanı sıra aerodinamik açıdan projeksiyon yüzey alanı %7 oranında küçülmektedir. Bu da göstermektedir ki; komple dar yapıda modellenecek bir treylerin maruz kalacağı rüzgar sürüklenme kuvvetinde de azalma sağlanacaktır.

Araç geliştirmenin önemli bir araştırma yönü olan araç hafifliği, teknolojinin gelişmesiyle birlikte artmaktadır. Bu çalışma, yarı römork şasisinin hafiflik optimizasyonunu bir açıdan gerçekleştirmiş olsa da, spesifik araştırmada incelenmesi gereken hala birçok unsur bulunmaktadır ve bunlar temel olarak aşağıdaki noktalara yansıtılabilmektedir:

- Genel şasi ve üst yapı modelinin oluşturulması, gerçek modelden farklı olarak birçok parçanın ayrıntılarını basitleştirir.
- Tasarımın çalışma koşulları yalnızca tam yüklü uzama ve dayanım koşullarını seçer. Gerçekte hızlanma koşulları ve titreşim koşulları gibi başka birçok çalışma koşulu vardır.
- Ağırlığı azaltan ara taşıyıcı boşaltmalarının eklenmesine ek olarak, genel yapıyı hafifletmek için yeni malzemelerin seçilmesi ve parçaların mekansal düzeninin ve şeklinin yeniden tasarlanması gibi başka birçok yöntem vardır.

Sürtünmeyi azaltma yöntemlerinin etkin kullanımıyla elde edilen yakıt tasarrufu seviyelerinin farkına varmak için traktör üreticilerinin, kamyon birliklerinin, filo sahiplerinin ve sürücülerin katılımı ve kabulü kritik öneme sahiptir. Mühendislik çalışmaları, sürtünmeyi azaltan teknolojinin tasarımı ve etkin kullanımı için bu kuruluşlardan girdi ve geri bildirim almaya devam ediyor.

Gelecek planları, sürtünmeyi azaltan kavramsal tasarımları hesaplamalı olarak geliştirmeye ve değerlendirmeye devam etmek ve en umut verici sürtünmeyi azaltan cihazları yol testi için endüstriyle birlikte çalışmak ve teşvik etmektir. Planlar, yol testlerinden elde edilen "gerçek" yakıt tasarruflarını göstermek ve OEM'lerin bu test çabalarında işbirliği yapma konusunda ilgisini çekmeye çalışmaktır. Taban ve ayırma sürtünmesini azaltmak için yöntemlerin araştırılması ve çekici-römork boşluğu ve gövde altı sürtünmesinin azaltılmasına yönelik bazı yeni fikirlerin araştırılmasına yönelik çabalar devam etmektedir.

Bu çabalar kapsamında yarı römork gibi yük taşımacılığında kullanılan araçlarda yapılan çalışmalarla otomotiv sektöründe hem maliyet hem çevresel etkiler açısından umut verici geliştirmelerin temelleri atılmış olacaktır. Türkiye otomotiv ve taşımacılık sektörlerinin yoğun olarak ihtiyaç duyduğu düşük emisyonlu çevreci treyler aracını üretmek için statik, dinamik ve aerodinamik reaksiyonlarının incelenip iyileştirmeye yönelik çalışmalara devam edilmelidir.

## KAYNAKLAR

- Anderson, D., (2008). Application and Repairability of Advanced High Strength Steels, America Iron and Steel Institute.
- Aydın, O., 1994. “İki boyutlu bir otomobil modeli etrafındaki akışın sayısal olarak incelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon.
- Bathe K. J., 2009. “The finite element formulation,” MIT Open Course Ware, Vol. 5, pp. 2092–2093.
- Bathe, K.-J. R., 2008. “Finite element method,” Wiley Encyclopedia of Computer Science and Engineering, Vol. 29, pp. 1–12, Jun. 2008, <https://doi.org/10.1002/9780470050118.ecse159>
- BPW, 2010. Commercial vehicle catalogue 2010/2011- BPW. The Quality Factor 89, 118 pages
- Brenner, S. and Scott R., 2008. “The Mathematical theory of finite element methods,” Texts in Applied Mathematics-Springer, Vol. 15, pp. 155–173.
- Busarac, N., Adamovic, D., Grujovic, N., Zivic, Fatima., 2022. Lightweight Materials for Automobiles. December 2022. IOP Conference Series Materials Science and Engineering 1271(1):012010 University of Kragujevac, Faculty of Engineering, Sestre Janjic 6, 34000
- Çelik, İ. B., Atmaca, B., Nart, E., 2015. Comfort and structural (FEA) analysis on light weighted car seat design optimized with EPP material. The Online Journal of Science and Technology - January 2015. Sakarya University, Faculty of Technology, Dept. of Mechatronics Engineering.
- De, S., Singh, K., Seo, J., Kapania, R. K., Ostergaard, E., Angelini, N., Agüero, R., 2019. Lightweight Chassis Design of Hybrid Trucks Considering Multiple Road Conditions and Constraints. AIAA Scitech 2019 Forum, 7–11 January 2019, San Diego, CA 92101, USA.
- Department for Transport, 2012. Transport Statistics Great Britain – GOV.UK. <<https://www.gov.uk/government/collections/transport-statistics-greatbritain>>
- Dragos, S. D. and Dinu, C., 2019. “Vehicles frontal impact analysis using computer simulation and crash test,” International Journal of Automotive Technology, Vol. 20, No. 4, pp. 655–661.
- Fisher, B., 2023. Trailers 101: Understanding Different Trailer Types and Their Uses. <https://www.millroadtrailers.com/blog/trailer-types-and-their-uses/>
- Galos, J., Sutcliffe, M., Cebon, D., Piecyk, M., Greening, P., 2015. Reducing the energy consumption of heavy goods vehicles through the application of lightweight trailers: Fleet case studies. Transp Res Part D Transp Environ. 41:40-49. doi:10.1016/j.trd.2015.09.010
- Garcia, M., 2022. History and Development of the Truck. <https://www.ontheroadtrends.com/history-and-development-of-the-truck/?lang=en>
- Gardiner, G., 2014. Walmart Uses CFRP to Boost Efficiency: CompositesWorld. <<http://www.compositesworld.com/blog/post/walmart-uses-cfrp-to-boostefficiency>> (accessed 26.02.14).

- Hatvany, J., 1984. "Computer-aided manufacture," Hungarian Academy of Sciences, Vol. 16, No. 3, pp. 161–165.
- Haug, E., 1981. "Engineering safety analysis via destructive numerical experiments," Polish Academy of Sciences, Vol. 29, No. 1, pp. 39–49
- Ibrahim, A. M., Ali, A.M., Kamel, H., 2022. Design and optimization of a missile transporter semi trailer structure. AMME-20. Automotive Department, Military Technical College, Cairo, Egypt.
- Jarvis, B., 2006. A Composite Glimpse of the Future. The Commercial Motor Magazine Archive. <<http://archive.commercialmotor.com/article/12th-october-2006/52/a-composite-glimpse-of-the-future>> (accessed 11.12.13).
- Kaiser, R., 2010. Thermosets and Thermoplastics set to Compete for Composite Trailer Market. European Plastics News, 14–15. <[http://www.avk-tv.de/files/pressclip/avk-pc/20101220\\_thermosets\\_and\\_thermoplastics\\_set\\_to\\_compete\\_for\\_composite\\_trailer.pdf](http://www.avk-tv.de/files/pressclip/avk-pc/20101220_thermosets_and_thermoplastics_set_to_compete_for_composite_trailer.pdf)> (accessed 11.12.13).
- Kartal, Y., 2014. Taşıtlarda Akustik Performansı Gözetilerek Uygulanan Ağırlık Azaltma Yöntemleri, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 91.
- Kondo, K. and Makino, M., 2008. "Crash simulation of large number of elements by LS-DYNA on highly parallel computers," Fujitsu Scientific and Technical Journal (FSTJ), Vol. 44, No. 4, pp. 467–474.  
Kragujevac, Serbia.
- Lai, W.T., 2015. The effects of eco-driving motivation, knowledge and reward intervention on fuel efficiency. Transport.Res. Part D: Transport Environ. 34, 155–160.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.trd.2014.10.003>.
- Léonardi, J., Baumgartner, M., 2004. CO<sub>2</sub> efficiency in road freight transportation: status quo, measures and potential. Transport. Res. Part D: Transport Environ. 9 (6), 451–464.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.trd.2004.08.004>.
- Leondes Cornelius, T., 2001. "Computer-aided design engineering and manufacturing,," Systems Techniques and Applications, Vol. 7, No. 1, p. 272.
- Luo, W., Zheng, Z., Liu, F., Han, D., Zhang, Y., 2020. Lightweight Design of Truck Frame. ICAMIM 2020.
- Mckinnon, A.C., 2006. Life without trucks: the impact of a temporary disruption of road freight transport on a national economy. J. Business Logistics 27 (2), 227–251.
- Necmettin, K. and Ismail, O., 2008. "Crash analysis of vehicle front bumper and its optimization," Journal of Uludag University Faculty of Engineering and Architecture, Vol. 13, No. 1, pp. 119–121.
- Odams, A.M.C., Roebuck, R.L., Lee, Y.J., Hunt, S.W., Cebon, D., 2010. Factors influencing the

- energy consumption of road freight transport. Proc. Inst. Mech. Eng. Part C – J. Mech. Eng. Sci. 224 (9), 1995–2010. <http://dx.doi.org/10.1243/09544062JMES2004>.
- Ovalı, İ., Esen C., 1999. Ansys Workbench. Altın Kitap, Ankara, 550 s.
- Ozturk, F., Toros, S., Esener, E., Uysal, E. (2009). Otomotiv Endüstrisinde Yüksek Mukavemetli Çeliklerin Kullanımının İncelenmesi, TMMOB Makina Mühendisleri Odası, 11. Otomotiv Sempozyumu, Bursa, Türkiye, 50(596), 44-49.
- Postlethwait, H., 2017. Origins of the semi-trailer truck, Institute for Transportation. <https://intrans.iastate.edu/news/origins-of-the-semi-trailer-truck/#:~:text=To%20solve%20his%20dilemma%2C%20Winton,of%20a%20semi%2Dtrailer%20truck>.
- Publishable Final Activity Report D27 – Final Project Report, 2010. Development of Lightweight, Recyclable Thermoplastic Composite Semi-trailer and Boat Hulls with Enhanced Performance. Publishable Final Activity Report D27, EPL Composite Solutions, 46.
- Reddy, J. N., 2005. “An introduction to the finite element method,” College Station, Vol. 10, No. 3, p. 31.
- Sadd, M., 2009. “Numerical finite and boundary element methods,” Elasticity, Vol. 16, p. 473.
- Sekiz Silindir., 2016. Aerodinamik nedir? Cw ve Cd ne anlama gelir? <https://www.sekizsilindir.com/2016/03/aerodinamik-nedir-cw-cd-cx-ruzgar-direnc-surukleme.html>
- Solmaz, H., 2010. Değişik Araç Modellerinin Rüzgar Direnç Katsayılarının Bir Rüzgar Tünelinde Belirlenmesi-Makine Eğitimi Yüksek Lisans Tezi- Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü/2010
- Strouboulis, T., Babuška, I. and Copps, K., 2000. “The design and analysis of the generalized finite element method,” Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 181, No. 1-3, pp. 43–69, Jan. 2000, [https://doi.org/10.1016/s0045-7825\(99\)00072-9](https://doi.org/10.1016/s0045-7825(99)00072-9)
- Şen, Ş., Yaşar, M., Koçar, O., 2018. Dorse Tasarımında Stres Dağılım Analizi ve Topoloji Optimizasyonu. Karaelmas Fen ve Müh. Derg. 8(1):309-316.
- Tovey, M., 1989. “Drawing and CAD in industrial design,” Design Studies, Vol. 10, No. 1, pp. 24–39.
- Turner, M., Boyce, G., 2005. ROADLITE – Manufacture of a lightweight, cost effective, polymer composite road trailer. In: JSAE Annual Congress.
- TÜİK, 2022. <https://cevreselgostergeler.csb.gov.tr/ulastirma-turune-gore-seragazi-emisyonu-i-85790>
- Vangi, D., Begani F., Gulino M., and Spitzhüttl F., 2018. “A vehicle model for crash stage simulation,” IFAC-PapersOnLine, Vol. 51, No. 2, pp. 837–842..
- Verhaeghe, J., 2006. Introducing an Affordable Composite Trailer to a Conservative Market – Reinforced Plastics <<http://www.reinforcedplastics.com/view/4722/introducing-an>

- affordable-composite-trailer-to-a-conservative-market/> (accessed 31.07.14).
- Yang, C., McCollum, D., McCarthy, R., Leighty, W., 2009. Meeting an 80% reduction in greenhouse gas emissions from transportation by 2050: a case study in California. *Transport. Res. Part D: Transport Environ.* 14 (3), 147–156. <http://dx.doi.org/10.1016/j.trd.2008.11.010>.
- Yıldırım, H. C., Marquis, G., Sonsino, C. M., 2015. Lightweight potential of welded high-strength steel joints from S700 under constant and variable amplitude loading by high-frequency mechanical impact (HFMI) treatment. *Procedia Engineering*, 2015, vol. 101, pp. 467-475.
- Zaouk, A. K., Marzougui D. and Bedewi, N. E., 2000. “Development of a detailed vehicle finite element model part I: methodology,” *International Journal of Crashworthiness*, Vol. 5, No. 1, pp. 25–36, Jan. 2000, <https://doi.org/10.1533/cras.2000.0121>
- Zienkiewicz, O. C. and Taylor, R. L., 2000. “The finite element method,” *Numerical Methods in Engineering*, Vol. 1, No. 5, pp. 1–3

## ÖZGEÇMİŞ

Seyfî Burak Karataş, 2011 yılında Adana Seyhan Danişment Gazi Anadolu Lisesi'nden mezun oldu. Daha sonra 2012 yılında Çukurova Üniversitesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü'nde lisans eğitimine başladı. 2017 yılında bölümünden mezun oldu. 2018'de Makinsan Treyler'de ARGE/Tasarım Mühendisi olarak başlayan kariyerine 2020'de Homologasyon Sorumlusu görevini de üstlenerek devam etti. 2021 yılından bu yana TEMSA'da ARGE Mühendisi görevini yürütmektedir. 2018 yılında başladığı Anadolu Üniversitesi İşletme Bölümü'nden 2021'de mezun oldu. Çukurova Üniversitesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü'nde yüksek lisans eğitimine de devam etmektedir.

