

**YENİ BİR TRAMVAYIN GÖVDE VE ŞASİSİNİN STATİK, DİNAMİK VE  
ÇARPIŞMA YÜKLERİ ALTINDA SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE  
TASARIMI VE OPTİMİZASYONU**

**DESIGN AND OPTIMIZATION FOR BODY AND CHASSIS OF NEW TRAM  
WITH FINITE ELEMENT METHOD UNDER STATIC, DYNAMIC AND  
COLLISION LOADS.**

**ALIREZA SEYEDI**

**PROF. DR. BORA YILDIRIM**

**Tez Danışmanı**

**PROF. DR. MEHMET ALİ GÜLER**

**Tez Yrd. Danışmanı**

Hacettepe Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim-Öğretim ve Sınav Yönetmeliğinin

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı için Öngördüğü

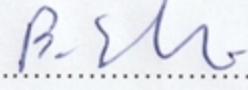
YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak hazırlanmıştır.



**Alireza SEYEDİ**'nin hazırladığı “ **Yeni Bir Tramvayın Gövde ve Şasisinin Statik, Dinamik ve Çarpışma Yükleri Altında Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Tasarımı ve Optimizasyonu** ” adlı bu çalışma aşağıdaki jüri tarafından **MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

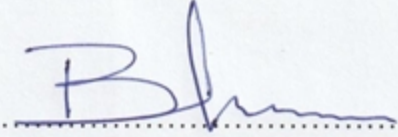
Doç. Dr. Barış SABUNCUOĞLU

Başkan

  
.....

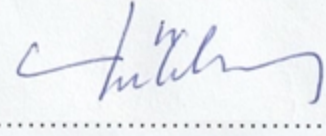
Prof. Dr. Bora YILDIRIM

Danışman

  
.....

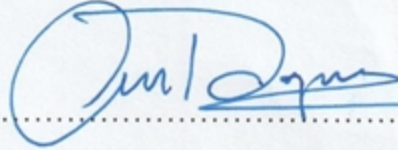
Dr. Öğr. Üyesi Osman Selim TÜRKBAŞ

Üye

  
.....


Doç. Dr. Can Ulaş DOĞRUER

Üye

  
.....

Dr. Öğr. Üyesi Özgür ÜNVER

Üye

  
.....

Bu tez Hacettepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tarafından **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak ..... / ..... /..... tarihinde onaylanmıştır.

Prof. Dr. Menemşe GÜMÜŞDERELİOĞLU

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü



**Her zaman yanımda olan Aileme...**



## ETİK

Hacettepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada,

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

26 / 09 / 2019

ALIREZA SEYEDI







## YAYINLANMA FİKRİ MÜLKİYET HAKLARI BEYANI

Enstitü tarafından onaylanan lisansüstü tezimin/raporumun tamamını veya herhangi bir kısmını, basılı (kâğıt) ve elektronik formatta arşivleme ve aşağıda verilen koşullarla kullanıma açma iznini Hacettepe üniversitesine verdiğimi bildiririm. Bu izinle Üniversiteye verilen kullanım hakları dışındaki tüm fikri mülkiyet haklarım bende kalacak, tezimin tamamının ya da bir bölümünün gelecekteki çalışmalarda (makale, kitap, lisans ve patent vb.) kullanım hakları bana ait olacaktır.

Tezin kendi orijinal çalışmam olduğunu, başkalarının haklarını ihlal etmediğimi ve tezimin tek yetkili sahibi olduğumu beyan ve taahhüt ederim. Tezimde yer alan telif hakkı bulunan ve sahiplerinden yazılı izin alınarak kullanması zorunlu metinlerin yazılı izin alarak kullandığımı ve istenildiğinde suretlerini Üniversiteye teslim etmeyi taahhüt ederim.

Yükseköğretim Kurulu tarafından yayınlanan “*Lisansüstü Tezlerin Elektronik Ortamda Toplanması, Düzenlenmesi ve Erişime Açılmasına İlişkin Yönerge*” kapsamında tezim aşağıda belirtilen koşullar haricince YÖK Ulusal Tez Merkezi / H. Ü. Kütüphaneleri Açık Erişim Sisteminde erişime açılır.

- Enstitü / Fakülte yönetim kurulu kararı ile tezimin erişime açılması mezuniyet tarihimden itibaren 2 yıl ertelenmiştir.
- Enstitü / Fakülte yönetim kurulu gerekçeli kararı ile tezimin erişime açılması mezuniyet tarihimden itibaren .... ay ertelenmiştir.
- Tezim ile ilgili gizlilik kararı verilmiştir.

..26.. / ..02.. / ..2019

(İmza)

Alireza SEYEDİ



## ÖZET

### YENİ BİR TRAMVAYIN GÖVDE VE ŞASİSİNİN STATİK, DİNAMİK VE ÇARPIŞMA YÜKLERİ ALTINDA SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE TASARIMI VE OPTİMİZASYONU

**Alireza SEYEDI**

**Yüksek Lisans, Makine Mühendisliği Bölümü**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Bora YILDIRIM**

**Eş Danışman: Prof. Dr. Mehmet Ali GÜLER**

**Eylül 2019, 78 sayfa**

Büyük şehirlerde artan nüfus yoğunluğu ile birlikte toplu taşımanın önemi son derece artmaktadır. Tramvaylar çevreci ve daha yüksek yolcu kapasitesine sahip olduklarından, son on yılda bu tür araçlara olan ihtiyaç artmıştır. Bu talepleri karşılamak için, tramvay üreticileri engelli insanlar ve bebek arabaları için uygun olan %100 düşük tabanlı tramvay tasarımını düşünmektedirler.

Bu amaç doğrultusunda, tez kapsamında Türkiye’de mevcut durumda ithal edilen tramvayların yerini alacak ve özgün özelliklere sahip olan tramvay aracının temel yük taşıyıcı (aktarıcı) elemanlarından şasi ve gövdenin sonlu elemanlar analizi ve iyileştirilmesi yapılmıştır. Tez kapsamında Türkiye’de yerli kaynaklar aracılığıyla ticari ürün olarak sınırlı model ve üretimi bulunan 5 modüllü %100 düşük tabanlı hafif raylı sistem aracı ele alınmıştır. İlk olarak kritik bölgeleri tespit etmek için tramvay yapısı üzerinde statik analiz gerçekleştirilmiş ve sonuçlar doğrultusunda iyileştirmeler yapılmıştır. Daha sonra, sorunlu nokta gerilmesi yöntemi, VDV 152 düzenlemelerine

göre tüm modelin yorulma ömrü tahmininde kullanılmıştır. Şasi ve gövdenin statik ve yorulma analizlerinden sonra EN 15227 standardına göre aracın çarpışma analizleri yapılmıştır.

Sonuçta elde edilen tasarım benzer modellere göre daha fazla yolcu kapasitesine sahip olmuş ve ulusal ve uluslararası standartlara uygunluğu sağlanmıştır. Tezin sonucunda hafif raylı sistemler alanında analiz know-how bilgisi edinilmiş ve yerleştirilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** %100 Düşük Tabanlı Hafif Raylı Sistem, Tramvay, Sonlu Elemanlar Analizi, Statik Analiz, Yorulma Analizi, Çarpışma Analizi, VDV 152, EN 15227.

## **ABSTRACT**

### **DESIGN AND OPTIMIZATION FOR BODY AND CHASSIS OF NEW TRAM WITH FINITE ELEMENT METHOD UNDER STATIC, DYNAMIC AND COLLISION LOADS.**

**Alireza SEYEDI**

**Master of Sciences, Department of Mechanical Engineering**

**Supervisor: Prof. Dr. Bora YILDIRIM**

**Co- Supervisor: Prof. Dr. Mehmet Ali GÜLER**

**September 2019, 78 pages**

The importance of public transport became extremely important with increasing population density in big cities. The need for such vehicles has increased in the last decade, as trams are environmentally friendly and have a higher passenger capacity. To meet these demands, tram manufacturers are considering design of a 100% low-floor tramway suitable for disabled people and baby carriages.

In line with this purpose, within the scope of this thesis optimization and finite element analyzes of chassis and structure of the indigenously designed tramway conducted. This vehicle will replace the trams were imported in the current situation in Turkey. In this study analyses conducted on 5 modules %100 low-floor tramway that has limited production model and commercial products through domestic sources in Turkey. First, static analysis was conducted on the tramway structure to identify critical areas and improvements were made according to the results. Then, the Hot Spot Stress method was used to estimate fatigue life of the whole model according to VDV 152 regulations. After

the static and fatigue analyzes of the chassis and body conducted, the collision analyzes of the vehicle were carried out according to EN 15227 standard.

The resulting design has more passenger capacity than comparable models and compatible with national and international standards. As a result of the thesis, analysis know-how in the field of light railway systems has been acquired and localized.

**Keywords:** 100% Low-Floor Tram, Tramway, Finite Element analysis, Static Analysis, Fatigue Analysis, Collision Analysis, VDV 152, EN 15227.

## TEŞEKKÜR

Öncelikle değerli hocam ve danışmanım Prof. Dr. Bora YILDIRIM'a yüksek lisans eğitimim boyunca bana verdiği sonsuz destek, rehberlik ve teşvikleri için şükranlarımı sunarım. Aynı zamanda kendileriyle çalışmaktan her zaman keyif aldığım eş danışmanım Prof. Dr. Mehmet Ali GÜLER'e bana verdiği destek ve sağladığı imkânlar için teşekkürler ediyorum. Kendilerinden edindiğim bilgiler bana tüm hayatım boyunca ışık tutacaktır.

Tez çalışmalarımı 5150083'nolu TÜBİTAK 1505 kapsamında maddi olarak destekleyen Türkiye Bilimsel ve Teknoloji Araştırma Kurumu ve BOZANKAYA A.Ş. 'ye teşekkür ederim.

Proje kapsamında tasarımları ve gerekli tüm bilgileri bana sağlayan BOZANKAYA A.Ş. mekanik tasarım müdürüm Emre AKA'ya ve projede benimle beraber çalışan Oğuzhan MÜLKOĞLU'na içten teşekkür ederim.

Yüksek lisans eğitimimi destekleyen Yürt Dışı Türkler ve Akraba Topluluklar Başkanlığına ve Türkiye Burslarına bana sağladığı imkânlar ve verdiği desteklerden dolayı teşekkür ederim.

Son olarak annem, babam ve ablama tüm hayatım boyunca bana sağladıkları imkânlar ve verdikleri destek ve sevgi için sonsuz teşekkür ederim.

# İÇİNDEKİLER

ABSTRACT .....	iii
TEŞEKKÜR .....	v
İÇİNDEKİLER.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xiii
1. GİRİŞ .....	1
2. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ .....	3
2.1. Genel Bilgiler .....	3
2.2. Eleman Tipleri.....	3
2.3. Ağ Elemanları Kalite Kriterleri.....	4
2.3.1. En-Boy Oranı .....	4
2.3.2. Minimum Ağ Uzunluğu .....	6
2.3.3. Minimum ve Maksimum Açık Miktarı .....	6
2.4. Gerilmeler ve Denge .....	7
2.5. Sınır Koşulları .....	9
2.6. Gerinim-Deplasman İlişkisi .....	10
2.7. Gerilme-Gerinim İlişkisi .....	11
2.8. Von Mises Gerilmesi (Eş değer gerilme).....	13
2.9. Explicit Ve İmplicit Yöntem .....	13
3. CAD MODELİN ANALİZE HAZIRLANMASI .....	16
3.1. Genel Bilgiler .....	16
3.2. Sonlu Elemanlar Ağı .....	17
3.3. Ağırlık ve Ağırlık Merkezi Kontrolü .....	18
3.3. Bağlantılar .....	19
3.3.1. Körük Bağlantıları.....	19
3.3.2. Boji-Şasi Bağlantıları .....	20
3.4. Malzeme Özellikleri .....	21



4. STATİK ANALİZLER.....	22
4.1. Giriş .....	22
4.2. Yükleme Koşulları.....	22
4.3. Yük Durumları Ve Senaryoları.....	23
4.4. Sınır Koşulları.....	27
4.4.1. Rüzgâr Etkisi.....	27
4.4.2. Demir Yolu Makas Geçişi Sınır Koşulları.....	28
4.4.3. Kurb Geçişi Sınır Koşulları .....	28
4.5. Olağan Dışı Yüklemede Statik Analiz Sonuçları .....	29
5. YORULMA ANALİZLERİ .....	43
5.1. Giriş .....	43
5.2. Yorulma Ömrü Tahmin Yöntemleri .....	44
5.3. Servis (Olağan) Yük Durumlarında Statik Analiz Ve Kritik Bölgelerin Belirlenmesi .....	47
5.4. Yorulma Ömrü Hesaplaması .....	50
6. ÇARPIŞMA ANALİZLERİ .....	59
6.1. Giriş .....	59
6.2. EN 15227 Demiryolu Araç Gövdeleri İçin Çarpışma Güvenliği Koşulları.....	61
6.2.1. Standardın Tanımladığı Gereksinimler.....	63
6.3. Aracın Sonlu Elemanlar Modeli Ve Sınır Koşulları.....	64
6.4. Simülasyon ve Sonuçlar.....	66
6.4.1. Senaryo 1 .....	66
6.4.2. Senaryo 3 .....	69
6.5. Simülasyon Sonuçlarının Doğrulanması .....	73
6.5.1. Enerji Verisi Doğrulaması .....	73
6.5.2. Kinetik Enerji Doğrulaması.....	74
7. SONUÇLAR VE TARTIŞMA .....	76
8. YORUM.....	78
9. KAYNAKLAR .....	79
EKLER.....	82

EK 4 - Tezden Türetilmiş Yayınlar .....	82
EK 5 - Tezden Türetilmiş Bildiriler .....	83
ÖZGEÇMİŞ .....	84

## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Tramvay modeli.....	2
Şekil 2.1. (a) Tek boyutlu eleman (Line element), (b) çift boyutlu eleman (Shell element), (c) uç boyutlu eleman (Solid element).....	4
Şekil 2.2. En-boy oranı 1 ve 20 olan üçgen elemanlar [3].....	5
Şekil 2.3. Dörtgen elemanlarda en-boy oranı hesaplaması [3].....	5
Şekil 2.4. En-boy oranı 1 ve 20 olan dikdörtgen elemanlar [3].....	6
Şekil 2.5. ....	7
Üçgen ve dörtgen elemanlar için minimum ve maksimum açıları. ....	7
Şekil 2.6. Üç boyutlu gövde şekli [4]. ....	8
Şekil 2.7. Eleman hacminin dengesi [4]. ....	9
Şekil 2.8. Gövde yüzeyinde hacimsel bir eleman [4]. ....	10
Şekil 2.9. Küçük deformasyona uğramış dx-dy eleman yüzeyi [4]. ....	11
Şekil 3.1. MA modülü (a)-Kati model (b)- sonlu elemanlar ağı örülmüş model. ....	16
Şekil 3.2. 5 modüllü tramvay aracı modeli. ....	17
Şekil 3.3. Referans geometri eksenleri merkezleri (Z eksenini ray üst kodundan ve x-y eksenini boji geometri merkezinden alınmakta). ....	19
Şekil 3.4. Körük, şasi ve boji bağlantıları. ....	19
Şekil 3.5. Körük bağlantıları (a) dikey görünüm (b) yatay görünüm. ....	20
Şekil 3.6. Basitleştirilmiş boji modeli. ....	20
Şekil 4.1. Rüzgârın etkilediği alan. ....	28
Şekil 4.2. C01-kritik bölgesi, MA Modülü Alt taban güçlendiricisi. ....	29
Şekil 4.3. C02-kritik bölgesi, MA modülü alt körük bağlantı bölgesi.....	30
Şekil 4.4. C03-kritik bölgesi, MA Modülü boji-şasi bağlantı bölgesi. ....	31
Şekil 4.5. C04-kritik bölgesi, MA modülü oturan yolcu ayaklık bölgesi. ....	31
Şekil 4.6. C05-kritik bölgesi, SA modülü alt körük bölgesi. ....	32
Şekil 4.7. C06-kritik bölgesi, SA modülü kapı güçlendiricileri bölgesi. ....	33
Şekil 4.8. C07-kritik bölgesi, T modülü boji-şasi bağlantı bölgesi. ....	34
Şekil 4.9. C08-kritik bölgesi, T modülü boji-şasi bağlantı bölgesi. ....	34
Şekil 4.10. C09-kritik bölgesi, T modülü boji-şasi bağlantı bölgesi. ....	35

Şekil 4.11. C01-kritik bölgesi, MA modülü iyileştirilmiş model, Alt taban güçlendiricisi. .....	38
Şekil 4.12. C02-kritik bölgesi, MA modülü iyileştirilmiş model, alt körük bağlantı bölgesi. ....	38
Şekil 4.13. C03-kritik bölgesi, MA modülü iyileştirilmiş model, boji-şasi bağlantı bölgesi. ....	39
Şekil 4.14. C04-kritik bölgesi, MA modülü iyileştirilmiş model, oturan yolcu ayaklık bölgesi. ....	39
Şekil 4.15. C05-kritik bölgesi, SA modülü iyileştirilmiş model, alt körük bölgesi. ....	40
Şekil 4.16. C06-kritik bölgesi, SA modülü iyileştirilmiş model, kapı güçlendiricileri bölgesi. ....	40
Şekil 4.17. C07-kritik bölgesi, T modülü iyileştirilmiş model, boji-şasi bağlantı bölgesi. .....	41
Şekil 4.18. C08-kritik bölgesi, T modülü iyileştirilmiş model, boji-şasi bağlantı bölgesi. .....	41
Şekil 4.19. C09-kritik bölgesi, T modülü iyileştirilmiş model, boji-şasi bağlantı bölgesi. .....	42
Şekil 5.1. Farklı yöntemlerin gerilme dağılımı [19]. ....	45
Şekil 5.2. Farklı örgü tipleri için HSS hesaplamalarının referans noktaları [26]. ....	46
Şekil 5.3. S09 Yükleme senaryosundan elde edilen MA modülünün kritik bölgeleri (bkz. Çizelge 4.4) (a) C01 bölgesi (b) C02 bölgesi. ....	48
Şekil 5.4. S09 Yükleme Senaryosundan elde edilen SA modülündeki Kritik Bölge (C03) (bkz. Çizelge 4.4) ....	49
Şekil 5.5. S09 Yükleme Senaryosundan Elde Edilen T Modülünün Kritik Bölgeleri (bkz. Çizelge 4.4) (a) T modülü (b) C04 bölgesi (c) C05 bölgesi (d) C06 bölgesi. ....	50
Şekil 5.6. NCODE programı 5 kutu kuralı [29]. ....	51
Şekil 5.7. Yorulma analizi iş akışı. ....	52
Şekil 5.8. NCODE programında yorulma ömrü simülasyonunun görünümü. ....	53
Şekil 5.9. MA modülündeki HSS yöntemiyle yorulma ömrü tahmini (a) C01 bölgesi (b) C02 bölgesi. ....	54
Şekil 5.10. SA modülündeki HSS yöntemiyle yorulma ömrü tahmini (C03 Bölgesi). ....	55
Şekil 5.11. T modülündeki HSS yöntemiyle yorulma ömrü tahmini (a) T modülü (b) C04 bölgesi (c) C05 bölgesi (d) C06 bölgesi. ....	56

Şekil 5.12. Durum 1-3 (a) Durum 1: Temel model (b) Durum-2: T1 Plakasının kalınlığı 6'dan 8 mm ye çıkartılmış ve T3 Plakaları eklenmiştir (c) Durum-3: T1 Plakasına daha fazla plaka eklenmiş ve köşelere 2 adet takviye parçası eklenmiştir. ....	57
Şekil 5.13. T Modülün C06 kritik bölgesindeki durumların karşılaştırılması. ....	58
Şekil 6.1. Sürücü koltuğu boşluk bölgesi [39]. ....	63
Şekil 6.2. Tramvay aracının çarpışma modeli. ....	65
Şekil 6.3. Tramvay aracının kısaltılmış çarpışma modeli. ....	65
Şekil 6.4. S355 J2 malzemesinin Gerilme-Gerinim eğrisi. ....	66
Şekil 6.5. Senaryo 1 LS-Dyna modeli. ....	67
Şekil 6.6. Senaryo 1 simülasyon sonuçları. ....	68
Şekil 6.7. Senaryo 1 boyuna yavaşlama (G). ....	69
Şekil 6.8. Senaryo 1 çarpışma kuvvetleri (MN). ....	69
Şekil 6.9. Sabit engelin araca göre konumu [39]. ....	70
Şekil 6.10. Senaryo 3 LS-Dyna modeli. ....	70
Şekil 6.11. Senaryo 3 çarpışma sonucu. ....	71
Şekil 6.12. Senaryo 3 boyuna yavaşlama (G). ....	72
Şekil 6.13. Senaryo 3 çarpışma kuvvetleri (MN). ....	72
Şekil 6.14. Senaryo 1 sırasında enerji dengesi (MJ). ....	73
Şekil 6.15. Senaryo 3 sırasında enerji dengesi (MJ). ....	74
Şekil 7.1. Tez kapsamında analizleri gerçekleştirilen BOZANKAYA A.Ş. tarafından üretilen, Kayseri Büyükşehir Belediye'sine ait tramvay aracı. ....	77

## ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1. Sonlu elemanlar ağı kalite kriterleri.....	18
Çizelge 3.2. Üç boyutlu araç ve modelleme sonucu elde edilen araç ağırlıkları ve ağırlık merkezleri.....	18
Çizelge 3.3. Malzeme özellikleri [10].....	21
Çizelge 4.1. Bir aracın kütlesinin belirlenmesi [11].....	22
Çizelge 4.2. Olağan dışı yükleme koşullarında yolcu ağırlıkları (kg). ....	23
Çizelge 4.3. Araç gövdesi için olağandışı yük durumları [11].....	24
Çizelge 4.4. Araç gövdesi için servis (olağan) yük durumları [11]. ....	25
Çizelge 4.5. İyileştirme yapılan parça listesi.....	35
Çizelge 6.1. EN 15227'ye göre çarpışma güvenliği tasarımı için demiryolu araç kategorileri [39].....	61
Çizelge 6.2. EN15227'ye göre demiryolu araç çarpışma senaryoları [39]. ....	62
Çizelge 6.3. Tramvay modelinin detaylı çarpışma kütlesi. ....	64

## SİMGELER VE KISALTMALAR

### Simgeler

$\sigma$	Normal Gerilme
$\tau$	Kayma Gerilmesi
$\varepsilon$	Gerinim
$\sigma_{Von}$	Von Mises Gerilmesi
$E$	Elastik Modülü (Young modülü)
$G$	Kayma Modülü
$\nu$	Poisson oranı
$U$	Kullanım Faktörü
$R$	Akma Gerilmesi
$S$	Emniyet Faktörü
$a$	İvme
$\rho$	Yoğunluk
$V$	Hacim
$m$	Ağırlık
$\dot{\varepsilon}$	Gerinim oranı (zamana karşı)

### Kısaltmalar

FE	Sonlu elemanlar
FEA	Sonlu elemanlar analizi
FEM	Sonlu elemanlar yöntemi
HSS	Sorunlu nokta gerilmesi
SS	Yapısal gerilme
ENS	Etkili çentik gerilmesi

IIW	Uluslararası kaynak enstitüsü
TEN	Trans Avrupa Ağı
UTS	Azami Çekme Dayanımı



# 1. GİRİŞ

Şehir merkezlerinde artan nüfus yoğunluğu ve şehir içi ulaşımda karşılaşılan trafik sorunlarına çözüm olarak ulaşımdan sorumlu yetkililer yolcuları bireysel araç kullanımı yerine otobüs, minibüs, tramvay ve metro gibi toplu ulaşım araçlarını kullanmaya yönlendirmekte ve bu kapsamda yenilikçi toplu ulaşım çözümleri aramaktadır. Toplu ulaşım sayesinde yolcuların iyi planlanmış bir şekilde yüksek yolcu taşıma kapasiteli araçlar ile taşınması sağlanmaktadır. Bu sayede trafikteki aşırı araç sayısının azaltılması yoluyla trafik sorununa da çözüm aranmaktadır.

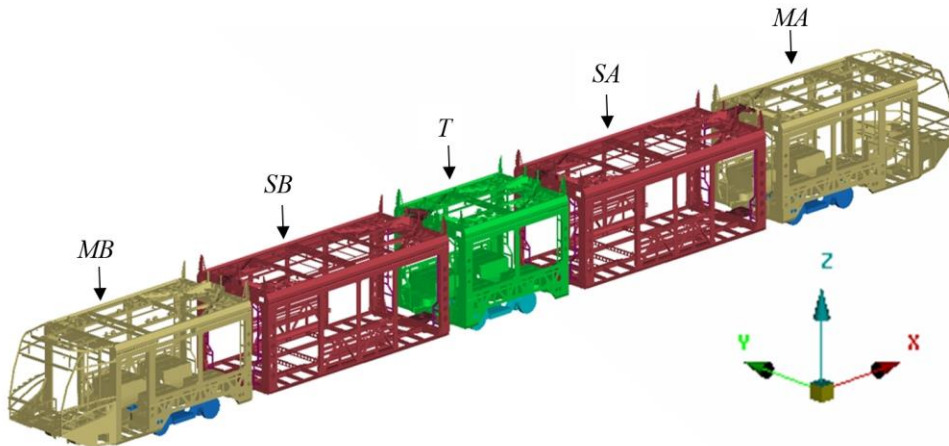
Kentlerin gelişmişlik düzeyini ve küresel anlamda rekabet edebilirliğinin de bir göstergesi olan planlı toplu ulaşımın sağlanması için teknoloji düzeyi ve yolcu taşıma kapasitesi yüksek, şehir içi ulaşım teknik anlamda uygun toplu ulaşım araçlarının kullanılması çok önemlidir. Toplu ulaşım araçları içerisinde ise yolcularına yüksek kapasiteli, hızlı, güvenli ve konforlu ulaşım imkanı, uzun ömürlü yapısı ve düşük maliyet sunma özellikleri ile hafif raylı sistemler (tramvay, metro vs.) ön plana çıkmaktadır. Tramvaylar ise hafif raylı sistemler içerisinde şehir içi trafik sorununa çözüm olarak öncelikle tercih edilen araçlardır.

Bu sistemlerin planlanması ve bu sistemlerde kullanılan araçların tasarımı ise günde binlerce yolcunun taşındığı toplu ulaşım sistemlerinin kalitesinin artırılması ve insanları bu araçları kullanmaya teşvik edilmesi için büyük önem arz etmektedir. Son yıllarda teknolojinin gelişmesi ve tramvay araç tasarımlarında yenilikçi yaklaşımların geliştirilmesi ile yolcuların daha emniyetli, yüksek kapasiteli, çevreci ve engelli yolculara da uygun bir şekilde taşınmasını sağlayacak %100 düşük tabanlı tramvaylar kent içi ulaşımda kullanılmaya başlanmıştır. Yüksek tabanlı ve diğer raylı sistemlerin aksine, %100 düşük tabanlı tramvaylar engelliler ve bebek arabaları için kolay erişim özelliğine sahiptir. İlaveten %100 düşük tabanlı hafif raylı sistemler, tramvaya erişimi kolaylaştıracağı için istasyon inşası maliyetinde de azalma olacaktır. Böylelikle şehir planlamacılarının ve ulaşımdan sorumlu yetkililerin de tercihi artık bu araçlar yönündedir. Yüksek tabanlı araçlarda ray ve araç arasındaki mesafe 90 cm olurken, düşük tabanlı araçlarda bu fark 30 cm'dir. Her iki durum düşünüldüğünde aynı güce ve fonksiyonelliğe sahip araçlar arasında donanım sayısının azalması, alan hâkimiyeti gibi faydaların sağlanması ile %100 düşük tabanlı araçlar ön plana çıkmaktadır.

Türkiye’de 2018 senesi itibari ile 10 şehirde tramvay araçları toplu taşımaya hizmet vermektedir. Yerel yönetimlerin yaptığı ulaşım planlama ve fizibilite çalışmaları ve açılan hafif raylı sistem ihaleleri değerlendirildiğinde kısa vadede 2018 yılına kadar 333 adet tramvay aracına ihtiyaç olduğu görülmektedir (BOZANKAYA A.Ş. değerlendirmelerine göre). Bunun yanı sıra, uluslararası tramvay üreten firmaların yılda ortalama 400 araç siparişi aldığı sektörel yayınlardan takip edilmektedir [1]. Üretim kapasiteleri dikkate alındığında, üreticiler aldıkları siparişleri aynı oranda üreterek işletmecilere teslim edememektedirler. %100 düşük tabanlı tramvaylar ise Türkiye’de üç firma tarafından üretilmektedir (DURMAZLAR A.Ş., BOZANKAYA A.Ş. ve İSTANBUL ULAŞIM A.Ş.).

Bu tez kapsamında yapılan projede BOZANKAYA A.Ş. firmasının tasarladığı %100 düşük tabanlı tramvay aracının gövde ve şasisinin ağırlığının azaltılması hedeflenmektedir. Bu amaçla gövde ve şasisinin statik, dinamik ve çarpışma yükleri altında VDV152 standartlarına göre analizleri ulusal imkânlarla yapılmıştır. Yapılan testler ve iyileştirmeler sonucunda aracın şasi ve gövdesi standartların belirlediği şartları sağlamıştır.

Tasarlanan yeni tramvay modeli beş vagondan oluşmaktadır (“modül” bundan sonra). Modüller MA, SA, T, SB ve MB olarak isimlendirilmişler. Şekil 1.1 beş modüllü tramvay modelini isimleriyle beraber göstermektedir. Araç 3 boji üzerinde hareket etmektedir. Bojiler sırasıyla ön (MA) , orta (T) ve arka (MB) modülde bulunmaktadır. Tramvay aracı çift yönlü olup simetrik bir tasarıma sahiptir. Başka bir deyişle; MA, MB ile ve RA, RB ile aynıdır böylelikle modelde 3 farklı modül mevcuttur.



Şekil 1.1. Tramvay modeli.

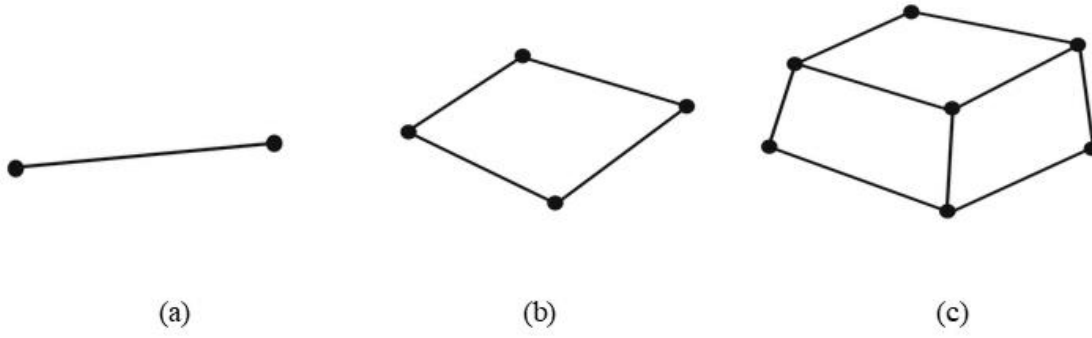
## 2. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ

### 2.1. Genel Bilgiler

Sonlu elemanlar yöntemi (FEM) matematik ve mühendislik sorularını sayısal yöntemlerle çözmeye yarayan bir yöntemdir. FEM yaygın olarak yapısal, ısı transferi, çarpışma, havacılık, manyetik vs. problemlerini çözmek için kullanılmaktadır. Bu gibi karmaşık geometrilere, yüklemelere ve sınır şartlarına sahip olan problemler için, analitik çözümleri elde etmek pratik olarak zordur. Çünkü analitik çözümler genellikle karmaşık adi ve kısmi diferansiyel denklemleri çözmeyi gerektirmektedir. Sonlu elemanlar yöntemi büyük bir problemi çözmek adına sonlu elemanlar olarak adlandırılan daha küçük ve daha basit parçalara bölmektedir. Bu sonlu elemanları modelleyen basit denklemler çözüldükten sonra tüm problemi modelleyen daha büyük bir denklem sistemiyle birleştirilmekte ve böylelikle büyük sistem çözülmektedir. Genel olarak, yapısal sorunların çözümü her düğümdeki yer değiştirmeleri ve uygulanan yüklere maruz kalan her elemandaki gerilme bileşenlerini bulmayı gerektirmektedir. Sonlu elemanlar yönteminde ilk olarak karmaşık geometrinin sonlu eleman ağı örülmekte. Daha sonra sınır koşulları ve yükleme koşulları tanımlanmakta ve en son malzeme özelliklerine göre çözüm yapılmaktadır.

### 2.2. Eleman Tipleri

Sonlu elemanlar metodunda elemanlar genel olarak 3 tipe ayrılmakta, bunlar tek (çizgi), çift (kabuk)ve üç boyutlu (katı) elemanlar olarak tanımlanmaktadır. Şekil 2.1 birinci dereceden tek, çift ve üç boyutlu elemanları göstermektedir. Sonlu elemanlarda elemanların birleştiği noktaya “düğüm noktası” ve düğüm noktalarını birleştiren çizgilere “eleman kenarı” adı verilmekte. Uzaydaki her noktanın 3 öteleme ve 3 dönme serbestlik derecesi bulunmakta bu serbestlik dereceleri x,y ve z eksenleri doğrultusunda hareket ve bu eksenler etrafında dönme olarak tanımlanmaktadır. Sonlu eleman modelinde sınır koşulları vasıtasıyla bir düğüm noktasının hareketi kısıtlanmamış ise, düğüm nokta sayısının 6 katı serbestlik derecesi bulunmaktadır. Sonlu elemanlar yönteminde oluşacak hatalardan kaçınmak ve analizin daha hızlı ve doğru olması adına ağ elemanlarının belirli kriterlere sahip olmaları gerekmektedir. Bu kriterlerden en önemli olanlarına bir sonraki bölümde değinilecektir.



Şekil 2.1. (a) Tek boyutlu eleman (Line element), (b) çift boyutlu eleman (Shell element), (c) uç boyutlu eleman (Solid element).

### 2.3. Ağ Elemanları Kalite Kriterleri

Modeldeki tüm elemanların (tek-çift ve üç boyutlu) ağ kalite kontrolü yapılması gerekmektedir. Ağ kalite kontrolü analizin sonuçlarının doğruluğunu büyük oranda etkilemektedir.

#### 2.3.1. En-Boy Oranı

En-boy oranı sonlu elemanlar literatüründe geçmiş yıllardan beri bilinmektedir (Robinson [2] ) ve anlaşılması en kolay olan kriterlerden biridir. Bu kriter aşırı fazla değilse tek başına analiz sonucunu fazla etkilememekte; ancak sayısal yuvarlamayı etkileyerek sonuçları etkilemektedir. Eşkenar üçgenlerin en-boy oranı 1'dir ve en-boy oranı üçgende eşkenar şeklinden uzaklaştıkça artmaktadır. Hesaplamanın daha verimli olması için üçgenlerde en-boy oranı köşelerdeki açıdan hesaplanmaktadır. Üçgen köşesindeki noktalar I, J ve K olarak adlandırılmakta ve bu noktalar düz çizgilerle birbirlerine bağlı olmaktadır. Hesaplama için I noktasındaki  $\theta$  açısı için  $AM_I$  denklem (2.1)'den hesaplanmaktadır [3].

$$0^\circ < \theta < 60^\circ \quad , AM_I = \frac{0.5}{1-\cos\theta} \quad \text{ve} \quad 60^\circ < \theta < 180^\circ \quad , AM_I = \frac{1.5}{1+\cos\theta} \quad (2.1)$$

$AM_I$  miktarı  $\theta = 60^\circ$  olduğunda 1'dir ve  $\theta = 60^\circ$ 'den saptığı zaman artmaktadır.  $AM$  miktarı diğer noktalar içinde hesaplanmaktadır. Bu değerler hesaplandıktan sonra üçgen elemanlarda en-boy oranı denklem (2.2)'den hesaplanmaktadır.

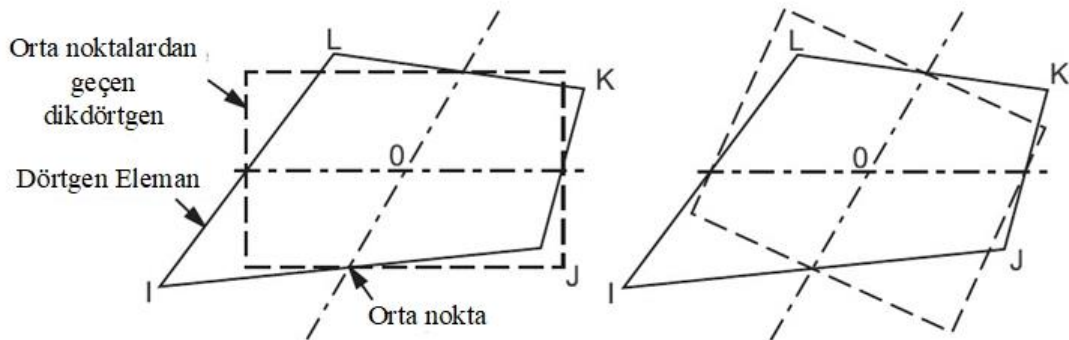
$$ASPRAT = \sqrt{\frac{AM_I + AM_J + AM_K}{3}} \quad (2.2)$$

Mümkün olan en iyi en-boy oranı miktarı 1'dir. Şekil 2.2 en boy oranı 1 ve 20 olan üçgen elemanlarını göstermektedir.



Şekil 2.2. En-boy oranı 1 ve 20 olan üçgen elemanlar [3].

Dörtgenlerde, karelerin en-boy oranı 1'dir ve en-boy oranı karenin dikdörtgen şeklinden sapmasıyla artmaktadır. Dörtgen elemanlarda en-boy oranını hesaplamak için eğer eleman düz değilse önce düğümler köşe konumlarının ortalamasından geçen ve köşe dikey doğrularının ortalamasına dik olan bir düzlem üzerine yansıtılır. Daha sonra karşıt eleman kenarlarını ikiye bölen ve eleman merkezinde birleşen iki çizgi inşa edilir. Sonraki adımda eleman merkezlerinden geçen bir dikdörtgen inşa edilir ve bu dikdörtgenin uzun tarafının kısa tarafına oranı dörtgenlerdeki en-boy oranıdır. Şekil 2.3 iki farklı dörtgende en-boy hesaplama aşamalarını göstermektedir. Şekil 2.4 en-boy oranı 1 ve 20 olan basit dikdörtgen elemanlarını göstermektedir.



Şekil 2.3. Dörtgen elemanlarda en-boy oranı hesaplaması [3].



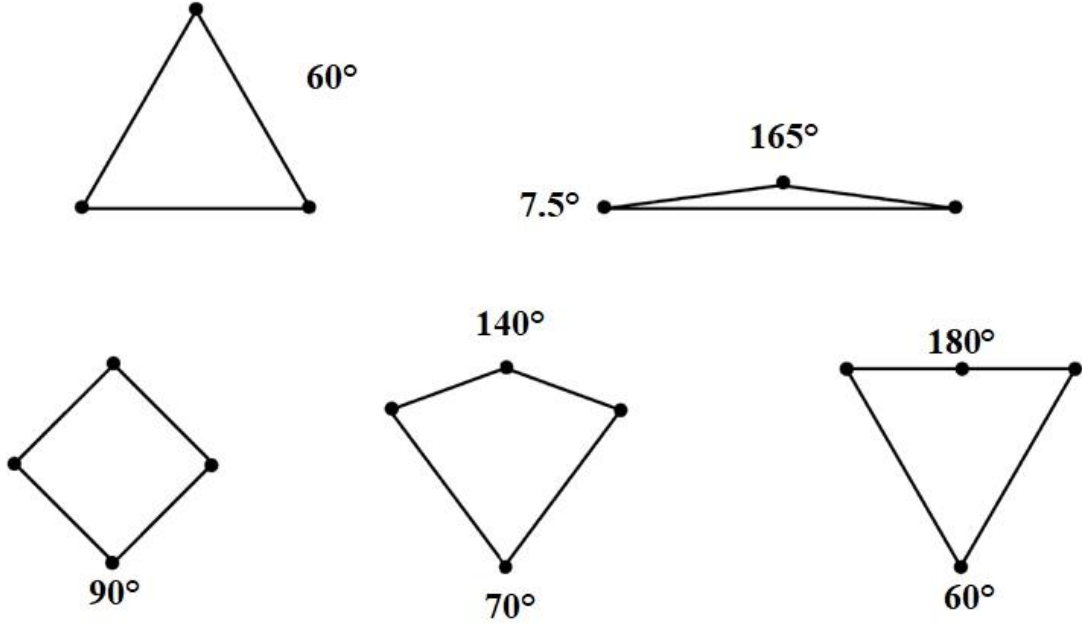
Şekil 2.4. En-boy oranı 1 ve 20 olan dikdörtgen elemanlar [3].

### 2.3.2. Minimum Ağ Uzunluğu

Minimum ağ uzunluğu basitçe kullanılan üçgen ve dörtgen elemanların tümündeki en düşük uzunluktur. Genel olarak sonlu elemanlar çözümlerinde ağ uzunluğu azaldıkça yapılan analizin hassasiyeti artmaktadır. Ancak aynı oranda analizin çözüm süresi ve bilgisayar için gerekli dâhili hafıza miktarı da artmaktadır. Bu yüzden kriterin yapılan analize uygun olarak seçilmesi ve hatalardan kaçınmak için kontrol edilmesi gerekmektedir.

### 2.3.3. Minimum ve Maksimum Açı Miktarı

Minimum ve maksimum açılar üçgen ve dörtgen elemanlarda bitişik eleman kenarları arasındaki açıdır. Üçgen elemanlar için en iyi kenar açısı  $60^\circ$  ve dörtgen elemanlar için  $90^\circ$  derece olmaktadır. Bu açıların aşırı geniş ve dar olması sayısal hataları etkilemektedir. Bu nedenle modelde aşırı açık ve geniş açılar bulunmaması gerekmektedir. Şekil 2.5 Üçgen ve dörtgen elemanlar için minimum ve maksimum açıları göstermektedir.



Şekil 2.5.

Üçgen ve dörtgen elemanlar için minimum ve maksimum açıları.

## 2.4. Gerilmeler ve Denge

V hacmini işgal eden ve S yüzeyine sahip üç boyutlu bir gövde Şekil 2.6'da gösterilmiştir. Gövdedeki noktalar x, y ve z koordinatlarıyla tanımlanmıştır. Gövde  $S_u$  kısmından sınırlandırılmış ve  $S_T$  alanına dağıtılmış T yükü uygulanmıştır. Uygulanan yük neticesinde gövde deforme olmuştur ve  $\mathbf{x} (= [x, y, z]^T)$  noktasının yer değişim vektörü denklem (2.3)'de verilmiştir:

$$\mathbf{u} = [u, v, w]^T \quad (2.3)$$

Birim hacim başına düşen kuvvet  $\mathbf{f}$  vektörü olarak, denklem (2.4)'de verilmiştir:

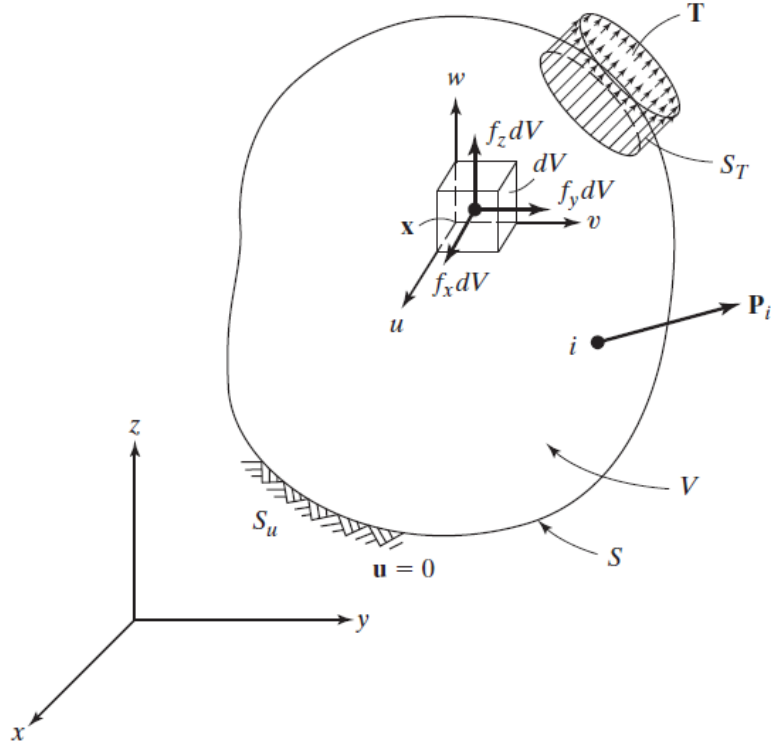
$$\mathbf{f} = [f_x, f_y, f_z]^T \quad (2.4)$$

Gövde üzerine düşen  $\mathbf{T}$  kuvveti bileşenleri, denklem (2.5)'de verilmiştir:

$$\mathbf{T} = [T_x, T_y, T_z]^T \quad (2.5)$$

İ noktasında etkili olan  $\mathbf{P}$  yükünün üç bileşeni, denklem (2.6)'de verilmiştir:

$$\mathbf{P}_i = [P_x, P_y, P_z]_i^T \quad (2.6)$$



Şekil 2.6. Üç boyutlu gövde şekli [4].

Temel  $dV$  hacmine etki eden gerilmeler Şekil 2.7’de gösterilmektedir. Bu hacimdeki gerilme tensörü bileşenleri  $3 \times 3$  simetrik bir matrisle temsil edilir. Bu tensör denklem (2.7)’de gösterilmektedir. Bu matris simetrik olduğundan sadece 6 bağımsız bileşeni vardır bu bileşenler  $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$  normal gerilmeler ve  $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$  kayma gerilmeleridir. Bu bileşenler denklem (2.8)’de gösterilmektedir.

$$\boldsymbol{\sigma} = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

$$\boldsymbol{\sigma} = [\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}]^T \quad (2.8)$$

Şekil 2.7’de yüzeydeki kuvvetler, gerilmelerin ilgili alanla çarpılmasıyla elde edilmektedir. Eğer  $\sum F_x = 0, \sum F_y = 0, \sum F_z = 0$  ve  $dV = d_x d_y d_z$  yazarsak denge denklemleri alttaki şekilde hesaplanmaktadır [3]:

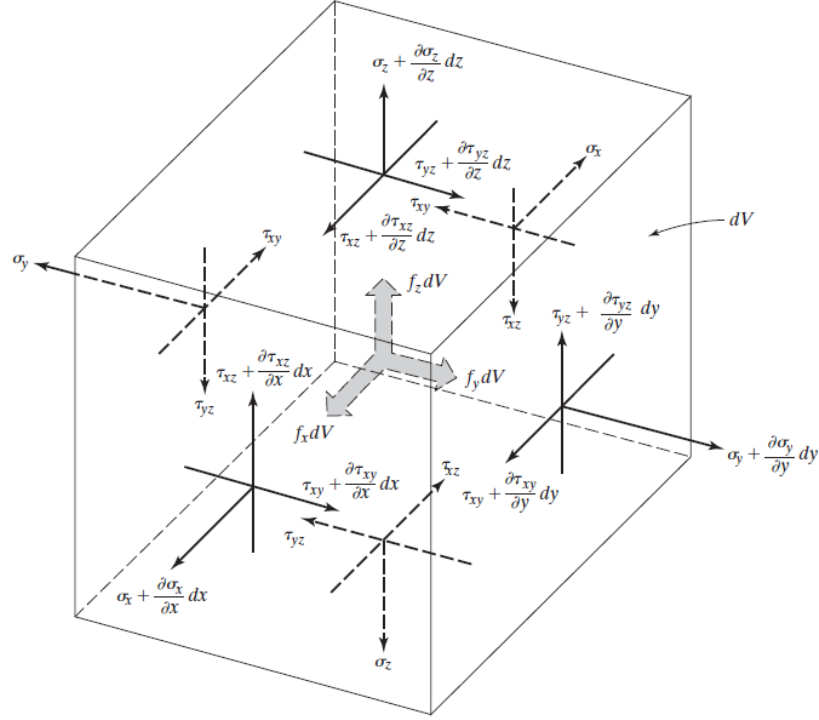


$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + f_x = 0$$

$$\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + f_y = 0$$

(2.9)

$$\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + f_z = 0$$

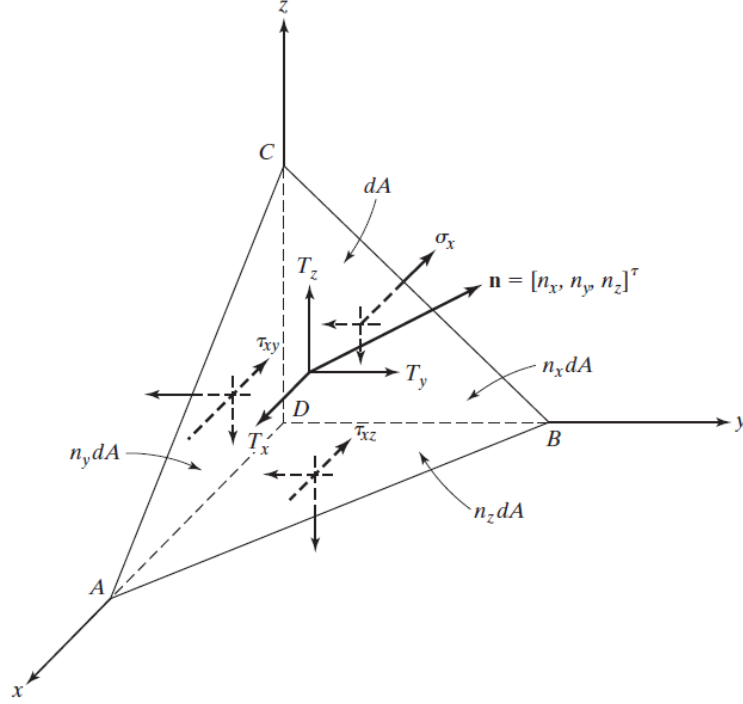


Şekil 2.7. Eleman hacminin dengesi [4].

## 2.5. Sınır Koşulları

Şekil 2.6'daki gövdenin sınırlandırılmış yüzeyindeki ( $S_u$ ) deplasmanı  $u = 0$  veya  $u = a$ , bu alandaki özel ABCD TETRAHEDRON elemanının denge denklemleri alttaki gibidir. Bu elemanda  $DA$ ,  $DB$  ve  $DC$  sırasıyla  $x$ ,  $y$  ve  $z$  eksenleriyle paraleldir ve  $dA$  olarak ifade edilen  $ABC$  alanı yüzeyde yer almaktadır. Eğer  $\mathbf{n} = [n_x, n_y, n_z]^T$  vektörü  $dA$ 'nın birim dik vektörüyse, o zaman  $BDC = n_x dA$ ,  $ADC = n_y dA$ ,  $ADB = n_z dA$ 'dır. Böylelikle bu elemandaki üç eksen yönü boyunca dengeyi göz önüne aldığımızda  $T$  vektörünün bileşenleri denklem (2.10)'den hesaplanmaktadır:

$$\begin{aligned}
\sigma_x n_x + \tau_{xy} n_y + \tau_{xz} n_z &= T_x \\
\tau_{xy} n_x + \sigma_y n_y + \tau_{yz} n_z &= T_y \\
\tau_{xz} n_x + \tau_{yz} n_y + \sigma_z n_z &= T_z
\end{aligned}
\tag{2.10}$$



Şekil 2.8. Gövde yüzeyinde hacimsel bir eleman [4].

Bu koşullar, çekişlerin uygulandığı sınır olan  $S_T$ ’de sağlanmalıdır. Bu denklemlerde, nokta yükleri küçük fakat sınırlı alanlara dağıtılmış yükler olarak ele alınmalıdır.

## 2.6. Gerinim-Deplasman İlişkisi

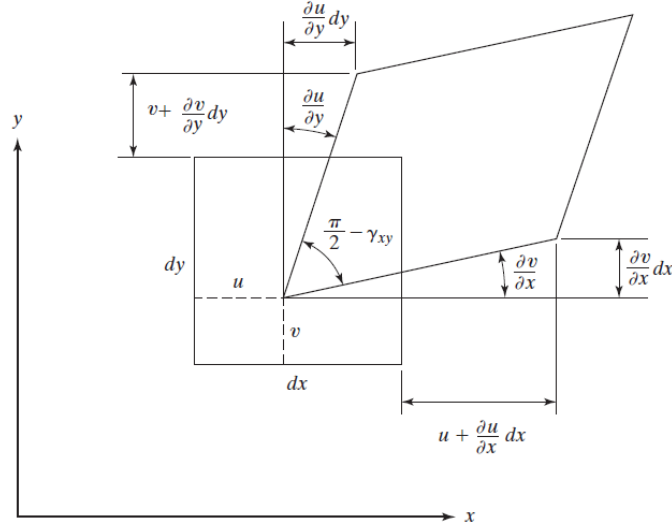
Denklem (2.7)’deki gerilmelere denk gelen gerinim tensörü 3x3 matris olarak denklem (2.11)’de verilmiştir. Bu matris simetrik olduğundan bağımsız gerinim bileşenleri denklem (2.12)’deki gibidir.

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \begin{bmatrix} \varepsilon_x & \gamma_{xy} & \gamma_{xz} \\ \gamma_{yx} & \varepsilon_y & \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} & \gamma_{zy} & \varepsilon_z \end{bmatrix}
\tag{2.11}$$

$$\boldsymbol{\varepsilon} = [\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}]^T
\tag{2.12}$$

Burada  $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$  dikey gerinimler ve  $\gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}$  mühendislik kesme gerinimleridir. Şekil 2.9, küçük deformasyonlar için  $dx - dy$  yüzünün deformasyonunu göstermektedir. 3 boyuttaki tüm yüzeyleri aldığımızda gerinim bileşenleri denklem (2.13)'deki gibi olmaktadır. Bu gerinim ilişkileri küçük deformasyonlar içindir.

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \left[ \frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial v}{\partial y}, \frac{\partial w}{\partial z}, \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}, \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}, \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right]^T \quad (2.13)$$



Şekil 2.9. Küçük deformasyona uğramış  $dx - dy$  eleman yüzeyi [4].

## 2.7. Gerilme-Gerinim İlişkisi

Doğrusal elastik malzemeler için, gerilme-gerinim ilişkileri Hook kurallarına göre türetilmektedir. İzotropik (tüm yönlerde aynı davranan) malzemeler için malzeme özellikleri, Young modülü ( $E$  veya elastik modülü) ve Poisson oranına ( $\nu$ ) bağlı olmaktadır. Gövde içerisindeki herhangi bir küp eleman üzerindeki gerilme-gerinim ilişkisi Hook kurallarına göre alttaki gibidir:

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\sigma_x}{E} - \nu \frac{\sigma_y}{E} - \nu \frac{\sigma_z}{E} \\ \varepsilon_y &= -\nu \frac{\sigma_x}{E} + \frac{\sigma_y}{E} - \nu \frac{\sigma_z}{E} \\ \varepsilon_z &= -\nu \frac{\sigma_x}{E} - \nu \frac{\sigma_y}{E} + \frac{\sigma_z}{E} \\ \gamma_{xy} &= \frac{\tau_{xy}}{G} \end{aligned} \quad (2.14)$$

$$\gamma_{xz} = \frac{\tau_{xz}}{G}$$

$$\gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G}$$

Burada G, kayma modülü (veya rijidlik modülü) ifade etmektedir ve izotropik malzemeler için denklem (2.15)' deki gibi hesaplanmaktadır:

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (2.15)$$

Hook kuralına göre  $\sigma = D \varepsilon$  denklem (2-8), (2.12) ve (2.14) den:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zy} \end{Bmatrix} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0.5-\nu & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0.5-\nu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.5-\nu \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zy} \end{Bmatrix} \quad (2.16)$$

Yapısal mekaniğin amacı şekil 2.6'de gösterilen yapının yer değişimini belirlemektir. (2.16),(2.13) ve (2.9) denklemlerinin, (2.10)'deki sınır koşulları altında çözülmesinden gerilme, gerinim ve yer değişim miktarları bulunmaktadır. Bu, ikinci mertebeden kısmi diferansiyel denklemlerin çözümünü gerektirmektedir. Basit geometriler ve sınır koşulları için bu denklemler analitik yöntemlerle çözülebilmektedir. Yalnız mühendislikte karşılaşılan sorunlar genelde karmaşık geometrilere ve sınır koşullarına sahipler bu nedenle bu denklemler sonlu elemanlar yöntemiyle çözülmektedir.

Sonlu elemanlar yönteminde karmaşık geometriler uygun ağ metotlarıyla ağlara ayrıldıktan sonra rijidlik matrisi (yük-yer değişimi ilişkisi) ve yük vektörü (uygulanan ve reaksiyon yükleri) kurulmakta ve uygun interpolasyon yöntemi seçilmektedir. Eleman denklemleri birleştirilerek toplam denge denklemleri kurulmakta ve bilinmeyen düğüm noktalarının elde edilebilmesi için uygun yöntemlerin kullanılması gerekmektedir. Kısaca doğrusal yapısal statik analiz için aşağıdaki denklemin çözülmesi gerekmektedir. Burada [K] rijidlik matrisi, {F} yük ve {u} düğüm noktalarının yer değişim vektörünü temsil etmektedir [3].

$$[K]\{u\} = \{F\} \quad (2.17)$$

## 2.8. Von Mises Gerilmesi (Eş değer gerilme)

Von Mises gerilmesi (eş değer gerilme) , sünek malzemelerde akma başlangıcını belirlemede kullanılmaktadır. Bu kriter üç boyutta meydana gelen 6 farklı vektörel gerilme bileşenini tek ve sayısal bir veriye çevirmektedir. Böylelikle bu kriter rahatlıkla malzemenin akma mukavemetiyle mukayese edilmektedir. Başarısızlık kriteri, Von Mises gerilmesinin, malzemenin akma gerilmesinden daha düşük olması gerektiğini belirtmektedir. Aksı takdirde malzeme elastik deformasyondan geçip plastik deforme olacaktır ve böylelikle malzemede hasar oluşacaktır. Üç boyutlu elemanda Von Mises gerilmesi en genel haliyle Denklem (2.18)'deki gibi hesaplanmaktadır [4].

$$\sigma_{VonMises} = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_z - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2)}{2}} \quad (2.18)$$

Burada  $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$  normal gerilmeleri ve  $\tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$  kayma gerilmelerini temsil etmektedirler.

Von Mises Gerilmesi asal gerilmelerden de hesaplanabilmektedir. Üç boyut durumunda birbirine dik olan üç düzlemde sıfır kayma gerilmelerine karşı gelen normal gerilmeler asal gerilmeler olarak adlandırılmaktadır ( $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ ). Bu durumda kayma gerilmeleri sıfır olduğundan Von Mises gerilmesi denklem (2.19)'daki gibi hesaplanmaktadır:

$$\sigma_{VonMises} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_3 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2}} \quad (2.19)$$

## 2.9. Explicit Ve İmplicit Yöntem

Sonlu elemanlar modellerini çöze bilmek için hareket denklemlerinin zamana göre integrasyonu yapılması gerekmektedir. Doğrusal adı diferansiyel denklemlerin analitik çözümleri vardır ancak doğrusal olmayan adı diferansiyel denklemler sadece sayısal yöntemlerle çözülmektedir. Hareket denklemleri zamana karşı iki yöntemle çözülebilmektedir: implicit (kapalı) ve explicit (açık). İmplicit yöntemler modeli o anki ve ileri bir zamanda hareket denklemlerini çözerek modelin durumu belirlenmektedir bu yöntemler diferansiyel denklemlerde iterasyon yaparak sonuca yaklaştırmaya çalışırlar. Ancak explicit yöntemde modelin durumu ilerideki bir zaman için belirlenmektedir. Denklem (2.20)' implicit yöntemini ifade etmektedir. Burada  $y(t)$  modelin o anki

durumu ,  $y(t + \Delta t)$  modelin ileri zamandaki durumunu,  $t$  şimdiki zaman ve  $\Delta t$  zaman adımını temsil etmektedir [5].

$$F(y(t), y(t + \Delta t)) = 0 \quad (2.20)$$

Denklem (2.21) explicit yöntemi ifade etmektedir. Burada modelin  $t + \Delta t$  zamanındaki durumu doğrudan  $t$  zamanındaki durumuna bağlıdır ve her anda modelin durumu bir önceki anındaki durumundan hesaplanmaktadır.

$$y(t + \Delta t) = G(y(t)) \quad (2.21)$$

Genelde statik ve yarı statik analizler implicit yöntem kullanılarak yapılmaktadır. Ancak çarpışma gibi yüksek gerilme ve deformasyon veya yüksek hızlara maruz kalan ve düşük zamanda gerçekleşen dinamik analizler için genelde explicit dinamik yöntemi kullanılmaktadır [6].

Explicit dinamik zaman parametresi yardımıyla enerji, momentum ve kütle korunma denklemlerini çözmektedir. Lagrange yönteminde modelin ağ yapısında oluşan deformasyonlar malzeme yapısındaki kaymalara neden olmakta ve böylelikle kütle korunması sağlanmaktadır. Bu yöntemde modelin herhangi bölgesinin herhangi bir zamandaki yoğunluk miktarı, modelin o zamandaki hacmi ve başlangıç kütlelerine bağlıdır. Denklem (2.22) kütle korunmasını göstermektedir [7].

$$\frac{\rho_0 V_0}{V} = \frac{m}{V} \quad (2.22)$$

Bu yöntemde momentum korunması ivme-gerilme tensörüne bağlı olmaktadır. Denklem (2.23) bu ilişkileri göstermektedir:

$$\begin{aligned} \rho \ddot{x} &= b_x + \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial z} \\ \rho \ddot{y} &= b_y + \frac{\partial \sigma_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{yz}}{\partial z} \\ \rho \ddot{z} &= b_z + \frac{\partial \sigma_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} \end{aligned} \quad (2.23)$$

Enerji korunumu ise denklem (2.24)'de gösterilmektedir:

$$\dot{e} = \frac{1}{\rho} (\sigma_x \dot{\epsilon}_x + \sigma_y \dot{\epsilon}_y + \sigma_z \dot{\epsilon}_z + 2\sigma_{xy} \dot{\epsilon}_{xy} + 2\sigma_{yz} \dot{\epsilon}_{yz} + 2\sigma_{zx} \dot{\epsilon}_{zx}) \quad (2.24)$$

Explicit dinamik yönteminde her adımdaki sonuç yukarıdaki denklemlerin (2.22-2.24) her bir eleman için, bir önceki zaman adımı sonucu girdisiyle, çözümünden elde edilmektedir. Analizlerde kütle ve momentum denklemlerinin korunması zorunludur ve enerji denkleminin korunması zorunlu değildir ancak çok iyi modellenmiş sistemde enerji verisi korunması sağlanmaktadır.

Bir sistemin  $t = n$  anında yarı ayrı hareket denklemleri, denklem(2.25)'de verilmiştir. Burada  $M$  kütle matrisi,  $\ddot{x}$  düğüm noktalarındaki ivme bileşeni,  $P$  dış ve gövde kuvvetleri,  $F$  gerilim ıraksama vektörü ve  $H$  hourglass direncidir [8].

$$M \ddot{x}^n = P^n - F^n + H^n \quad (2.25)$$

Bu sistemde  $t = n - 1/2$  anında ivmeler belirlenmiş ise,  $t = n + 1/2$  deki hız denklemleri, denklem (2.26)'deki gibi hesaplanmaktadır.

$$(\dot{x}_i)^{n+1/2} = (\dot{x}_i)^{n-1/2} + (\ddot{x}_i)^n \Delta t^n \quad (2.26)$$

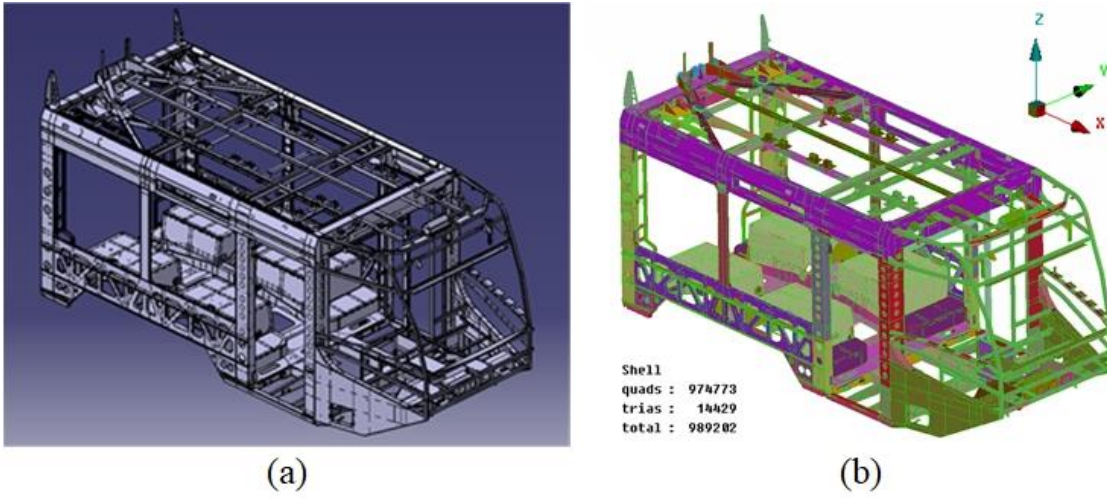
Denklem (2.24)'deki hız denklemlerinin integrali konum denklemlerini vermektedir. Konum denklemleri denklem (2.27)'de gösterilmektedir.

$$x_i^{n+1} = x_i^n + (\dot{x}_i)^{n+1/2} \Delta t^{n+1/2} \quad (2.27)$$

### 3. CAD MODELİN ANALİZE HAZIRLANMASI

#### 3.1. Genel Bilgiler

Katı model analize çeşitli nedenlerden uygun olmadığından, modelin analiz yapılmaya uygun bir hale getirilmesi gerekmektedir. Bu işlem için BETA CAE şirketinin ANSA program kullanılmaktadır [9]. Bu doğrultuda önce tüm katı parçaların orta yüzeyleri alınarak tek boyutlu bir yüzey haline getirilmiştir daha sonra ise orta yüzeyler kaynaklanan kısımlardan geometri temizliği yapıldıktan sonra birleştirilmiştir ve elde edilen modele sonlu elemanlar ağı örülmüştür. Bu işlemin amacı modeli basitleştirmek ve katı modeli kalınlığı olmayan bir model haline getirmektir. Böylelikle analiz yaparken daha hızlı sonuçlar elde edilmektedir. Modelin kalınlığı olmadığından gerektiğinde kalınlıkların tanımlandığı kısımdan, kalınlıklar değiştirilir ve tekrar analiz yapılır. Bir başka avantaj eleman sayısından sağlanmaktadır ve tüm modelde kullanılan eleman sayısı önemli sayıda azalmaktadır. Şekil 3.1 (a) katı modeli ve (b) orta yüzeyi alınıp, birleştirilip ve sonlu elemanlar ağı örülmüş olan tramvayın MA modülünü göstermektedir.



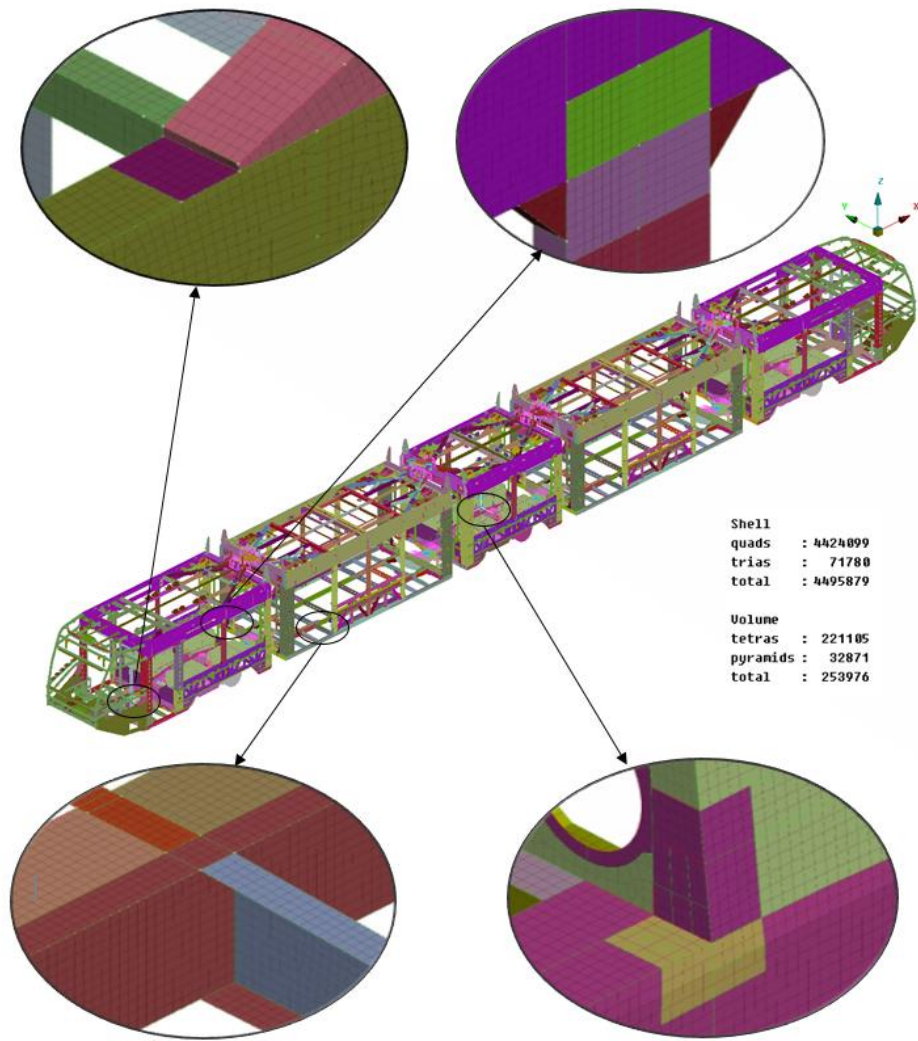
Şekil 3.1. MA modülü (a)-Katı model (b)- sonlu elemanlar ağı örülmüş model.

Tüm şasi, bağlantılar ve basitleşmiş boji parçaları aynı metotla modellenip sonlu elemanlar ağı örülmüştür. Elde edilen modelde hassas bölgeler hassasiyetle ve özel ağ metotlarıyla örülmüş ve sonlu elemanlar ağı kalite kontrolü yapılmıştır.



### 3.2. Sonlu Elemanlar Ağı

Tüm gövde ve şasinin modellemesinde ince yapılar için uygun, birinci dereceden kabuk eleman olan \*SHELL181 tipi eleman kullanılmıştır. Bu eleman türü, her düğümde altı serbestlik derecesine sahip 4 düğüm noktalı dörtgen ve 3 düğüm noktalı üçgen elemanlardan oluşmaktadır [3]. Elemanların genel boyutu 10 mm olarak seçilmiştir. Geometrideki karmaşık ve hassas bölgelerde daha kaliteli bir ağ örebilmek için ağ boyutu bu bölgelerde 5mm ye kadar düşürülmüştür. Şekil 3.2’de tüm modelin sonlu elemanlar ağı örülmüş halini göstermektedir.



Şekil 3.2. 5 modüllü tramvay aracı modeli.

Sonlu elemanlar ağı oluşturulduktan sonra ağ kalite kontrolü yapılmıştır ve kriterlere uygun olmayan ağlar iyileştirilerek belirlenmiş ağ kalite kriterlerine uymaları sağlanmıştır. Ağ kalite kriterleri Çizelge 3.1’de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Sonlu elemanlar ağı kalite kriterleri.

Ağ kalite kriteri	Aspect ratio	Min length	Min angle quads	Max angle quad	Min angle trias	Max angle trias
Tanım	Enin boya oranı	Ağ min. Uzunluğu	Kare ağ Min. açısı	Kare ağ Max. açısı	Üçgen ağ Min. açısı	Üçgen ağ Min. açısı
Rakam	3.5	5 mm	30°	150°	30°	120°

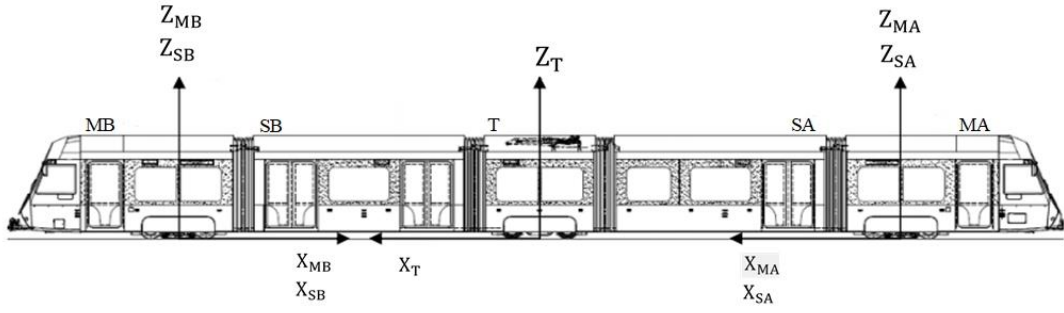
### 3.3. Ağırlık ve Ağırlık Merkezi Kontrolü

Modeli analize hazır hale getirirken kapı, pencere, sürüş panelleri vs. gibi parçalar modellenmediğinden, modelin doğru ağırlık ve momentlere sahip olabilmesi adına bu ağırlıklar sonradan modele eklenmiştir ve elde edilen toplam ağırlık ve ağırlık merkezleri kontrol edilmiştir.

Modüllerin, modellenmeyen parçalarının ağırlıkları eklendikten sonraki ağırlığı ve ağırlık merkezi Çizelge 3.2’de verilmiştir. Bu sonuçlar firmadan gelen sonuçlarla kıyaslanıp doğruluğu kontrol edilmiştir. Yapılan hesaplamalara göre modelleme sonucu ve gerçek araç arasındaki fark %1 in altında çıkmıştır ve bu da kabul edilir bir farktır. Şekil 3.3 ağırlık merkezleri için kullanılan referans eksenlerini göstermektedir.

Çizelge 3.2. Üç boyutlu araç ve modelleme sonucu elde edilen araç ağırlıkları ve ağırlık merkezleri.

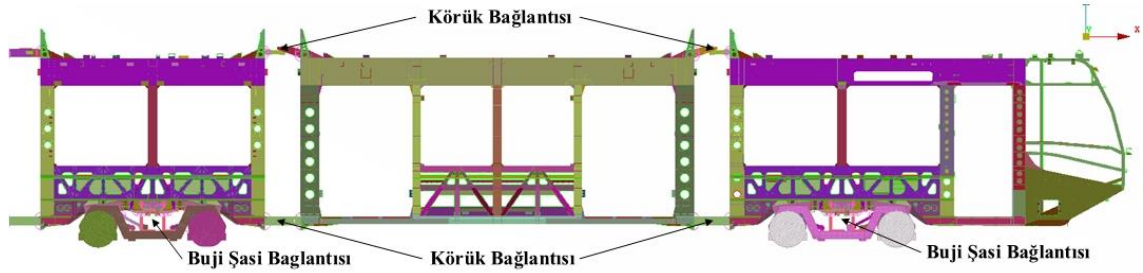
Modül	Uzunluk (mm)	Ağırlık Firma(kg)	Ağırlık Model(kg)	Ağırlık Merkezi firma x,y,z	Ağırlık Merkezi Model x,y,z
MA	7000	7355	7356.8	-1270,10,1633	-1275,0.6,1631
RA	7100	5758	5759.5	5744,18,1842	5741,8.2,1856
P	4300	4030	4034	35,29,1650	41,25,1653
RB	7100	5756	5759.5	5744,18,1842	5741,8.2,1856
MB	7000	7280	7281.8	-1263,10,1633	-1270,8,1635



Şekil 3.3. Referans geometri eksenleri merkezleri (Z eksenleri ray üst kodundan ve x-y eksenleri boji geometri merkezinden alınmaktadır).

### 3.3. Bağlantılar

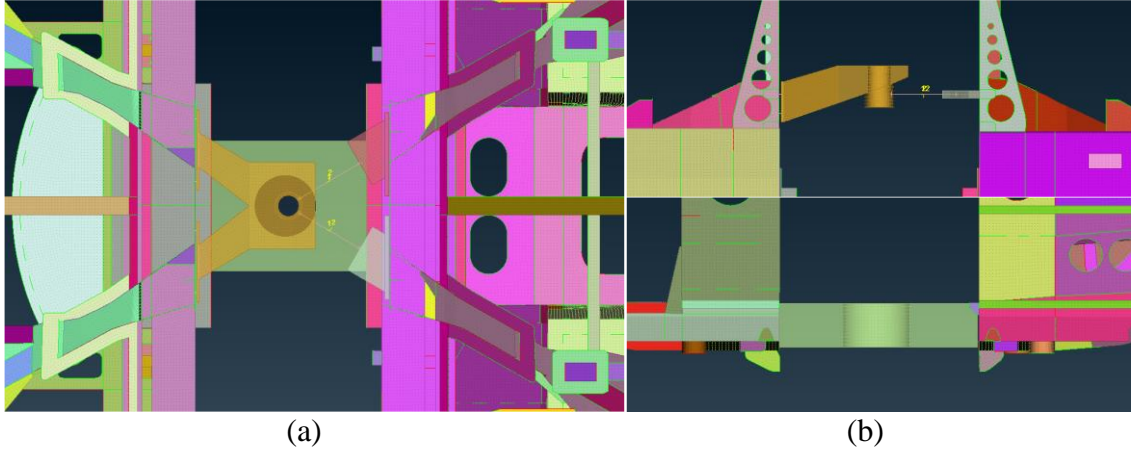
Boji, körük ve şasi bağlantıları ve süspansiyonlar asıl bağlantıların serbestlik derecelerine ve sertlik oranlarına uygun olarak ANSA’da modellenmiştir. Farklı yönlerde farklı sertlik değerlerine sahip süspansiyon bağlantıları aynı davranışları sergileyen elemanlarla modellenmiştir. Şekil 3.4 körük, şasi ve boji bağlantılarını göstermektedir.



Şekil 3.4. Körük, şasi ve boji bağlantıları.

#### 3.3.1. Körük Bağlantıları

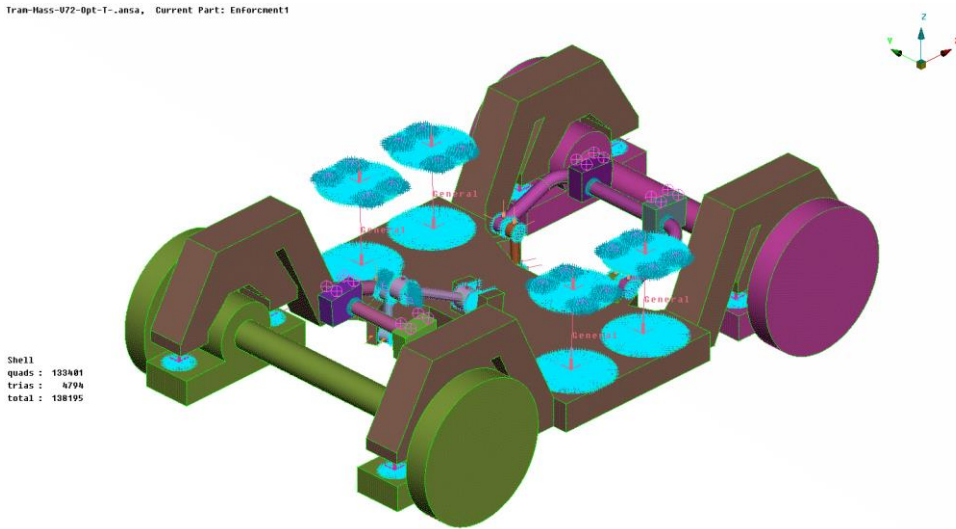
Körükteki bağlantı parçaları basitleştirilerek modele eklenmiş ve aradaki bağlantılar uygulanmıştır. Vida bağlantıları \*CBEAM elemanları ile modellenmiştir. Böylece analiz sonuçlarında vida içerisinde oluşan kuvvetlere erişilebilmektedir. Bağlantılar modüller olarak tanındığından ve parametre kartları olduğundan analiz ve optimizasyon sırasında hızlıca özellikleri değişebilmektedir. Şekil 3.5 alt ve üst körük bağlantılarını göstermektedir.



Şekil 3.5. Kırık bağlantıları (a) dikey görünüm (b) yatay görünüm.

### 3.3.2. Boji-Şasi Bağlantıları

Boji ve şasi arasındaki bağlantılar ve süspansiyonlar \*JOINT elemanlarla serbestlik dereceleri göz önünde bulunarak tanımlanmıştır. Projedeki asıl amaç gövde ve şasi olduğundan boji parçaları basitleştirilerek tasarlanıp modele eklenmiştir. Süspansiyon bağlantıları farklı yönlerde farklı sertlik değerlerine sahip olduklarından \*GENERAL JOINT olarak tanımlanmıştır ve \*JOINT malzeme özelliklerinden farklı yönlerdeki sertlik değerleri, sertlik matrisi olarak tanımlanmıştır. Şekil 3.6 basitleşmiş boji ve süspansiyon modelini göstermektedir.



Şekil 3.6. Basitleşmiş boji modeli.

### 3.4. Malzeme Özellikleri

Tramvay aracının şasi ve gövdesinde kullanılan malzeme S355 J2 olarak tanımlanmıştır. Malzemenin mekanik özellikleri Çizelge 3.3’de gösterilmiştir. Statik analizlerde doğrusal elastik malzeme modeli kullanılmıştır. Çarpışma analizlerinde ise elastik-plastik malzeme özellikleri kullanılmıştır.

Çizelge 3.3. Malzeme özellikleri [10].

Malzeme	S355 J2 çelik
Elastisite Modülü	210,000 Mpa
Poisson Oranı	0,3
Akma Dayanımı	Min. 355 MPa
UTS <sup>1</sup>	470-630 MPa

<sup>1</sup>: Azami çekme dayanımı.

## 4. STATİK ANALİZLER

### 4.1. Giriş

Bu bölümde tasarlanan modelin VDV152 standardında belirtilen koşullar ve şartlar altında statik analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizler sonucu kritik bölgeler tespit edilmiş ve gereken düzeltmeler ve güçlendirmeler yapıldıktan sonra tekrar analiz edilmiştir. Bu süreç dâhilinde model 20 kere revize edilmiştir. Sonuçtan elde edilen tasarım başlangıca göre daha dayanıklı ve daha hafif olmaktadır.

### 4.2. Yükleme Koşulları

Bir aracın belirli şartlarda dayanımı büyük oranda aracın yükleme koşullarına bağlı olmaktadır. Bu ağırlıklar aracın kendi ağırlığına ek olarak yolcu ağırlıklarını da içermektedir. VDV152 standardına göre bir raylı sistem aracı için tanımlanan kütleler Çizelge 4.1’de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Bir aracın kütesinin belirlenmesi [11].

Tanım	Sembol	Tarif
Tüm aracın kütlesi	$m_0$	Sarf malzemesi olmadan (kum, su vs.) ve yolcular olmadan tüm aracın boş kütlesi
İşletmeye hazır araç gövdesi kütlesi	$m_1$	İşletmeye hazır karoserinin kütlesi boji kütleleri olmadan sarf malzemesi ve tren personeli (80 kg) ile birlikte Boş kütle ( $m_0 +$ tren personeli)
Bir bojinin kütlesi	$m_2$	Karoser süspansiyonunun altındaki donanımın kütlesi. Karoseri ve şasi arasında bağlantı elemanlarının kütlesi $m_1$ ve $m_2$ arasında dağıtılır.
Normal doluluk derecesinde yolcu kütlesi	$m_3$	Mümkün olan azami kütle için kısmi yükü olarak bir karoseri içinde yolcuların sayısının toplam kütlesi $m_4$ : $m_3 = 2/3 * m_4$
Olağandışı doluluk derecesinde yolcu kütlesi	$m_4$	Bir karoserin içerisinde ayakta ve oturan yolcuların sayısının azami mümkün olan toplam kütlesi

Standartta belirtilen şartlara göre aracın statik analizleri olağandışı ve servis yük durumlarına ayrılmaktadır. Olağandışı yük durumunda  $m_1 + m_4$  ve servis yük durumunda  $m_1 + m_3$  yükleme koşulları uygulanmaktadır. İlgili standartta araçta oturan her yolcunun ağırlığı olarak 76.5 kg hesap edilmiştir. Ayakta duran yolculara ise,

olağandışı yükleme durumunda her bir  $m^2$  ayakta yolcu alanı için 510 kg hesap edilmiştir. Servis yük durumunda  $m_4$  teki ayakta yolcu miktarının 2/3'si alınmaktadır. Tasarlanan araç için her modül başına gelen oturan ve ayaktaki yolcu ağırlıkları Çizelge 4.2'de verilmiştir.

Çizelge 4.2. Olağan dışı yükleme koşullarında yolcu ağırlıkları (kg).

Modül	Oturan yolcu sayısı	Oturan yolcu ağırlığı (m3 kg)	Oturan yolcu ağırlığı (m4 kg)	Ayaktaki yolcu alanı ( $m^2$ )	Ayaktaki yolcu ağırlığı (m3 kg)	Ayaktaki yolcu ağırlığı (m4 kg)
MA	16	816	1224	5.38	1829.2	2743.8
SA	9	459	688.5	12.44	4229.6	6344.4
T	16	816	1224	3.4	1156	1734
SB	9	459	688.5	12.44	4229.6	6344.4
MB	16	816	1224	5.38	1829.2	2743.8
Toplam	66	3366	5049	39.04	13273.6	19910.4

### 4.3. Yük Durumları Ve Senaryoları

Raylı sistem araçları yapım ve işletme zamanlarında normal işletme durumları ve olağan dışı işletme durumlarına maruz kalmaktadırlar. Bu durumların ana sebepleri dört farklı kaynaktan oluşmaktadır:

- 1- Altyapısal nedenlerden: demiryolu makas geçişi, ray eğilimi veya viraj geçişi, yükselti veya çukur geçişi, rampa geçişi, ray kalitesi vs.
- 2- İşletimsel nedenlerden: hız, kalkış veya frenleme, araçların birbirilerine bağlanması, doluluk seviyesi, yolcu değişimi vs.
- 3- Çevresel nedenlerden: rüzgâr etkisi, kar ve yağmur etkisi vs.
- 4- İstisnai nedenlerden: yay veya süspansiyon elemanlarının kırılması, engellere veya diğer araçlara çarpması, tamir için kaldırılması, demir yolu rayından çıkması, itme ve çekme işlemleri vs.

Demir yolu araçlarının bu zorlamalar karşısında yeterli dayanıma sahip olmaları gerekmektedir. Bu durumlar VDV 152 standardında olağan ve olağan dışı yük durumları

altında belirlenmiştir. Tramvay aracı şasi ve gövdesi için olağan dışı yük durumları ve kombinasyonları Çizelge 4.3 de verilmiştir. Olağan dışı yük durumları raylı sistem aracının karşılaşılabileceği maksimum zorlamaları temsil etmektedir. Araçlar nadir de olsa bu zorlamalarla karşılaşabilmektedir. Bu yüzden analizler sonucu elde edilen gerilimler malzeme akma gerilimlerinin altında olması gerekmektedir. Gerilmelerin, VDV 152 standardında belirtilen ve Denklem (3.1)'de tanımlandığı şekilde belirtilen şartlara uyması gerekmektedir:

$$U = \frac{\sigma_c \cdot S_1}{R} \leq 1 \quad (4.1)$$

Burada  $U$  kullanım faktörü,  $\sigma_c$  hesaplanan gerilim,  $R$  malzemenin akma gerilimi,  $S_1$  emniyet faktörüdür. Tasarımın sadece hesaplama ile doğrulandığı durumlarda, her yük durumu için  $S_1 = 1,15$  olacaktır.  $S_1$ , tasarım yük durumlarının test ile doğrulanacağı yerlerde 1,0 olarak alınabilmektedir. Proje kapsamında statik testler yapıldığından  $S_1$  miktarı 1,0 olarak alınmıştır. Diğer yük durumları ise olağan veya servis yük durumları. Bu durumlar aracın genelde çalışma şartlarındaki zorlamaları temsil etmektedir. Tramvay aracı için standartta belirlenen servis yük durumları ve kombinasyonları Çizelge 4.4'de verilmiştir. Bu durumlar sürekli aracın çalışma şartlarındaki zorlamaları temsil ettikleri için yapılan analizlerde tekrar etkileri göz önünde bulundurulması gerekmektedir. Başka bir deyişle bu durumlar yorulma ömrü analizleri için kullanılmaktadır.

Çizelge 4.3. Araç gövdesi için olağandışı yük durumları [11].

Kategori	Yük durumu ( $m_1 + m_4$ )	$a_x$ [m/s <sup>2</sup> ]	$a_y$ [m/s <sup>2</sup> ]	$a_z$ [m/s <sup>2</sup> ]	Yan rüzgâr [Pa]	Burulma <sup>1</sup>
Tramvay	Demiryolu makas geçişi	± 4.0	± 2.7	-g - 3.7	± 600	-
	Kurb geçişi (dönüş)	± 4.0	± 3.3	-g - 1.6	± 600	±1/250
	E01	4	2.7	-13.51	600	-
	E02	4	-2.7	-13.51	600	-
	E03	-4	2.7	-13.51	600	-
	E04	-4	-2.7	-13.51	600	-



E05	4	2.7	-13.51	-600	-
E06	4	-2.7	-13.51	-600	-
E07	-4	2.7	-13.51	-600	-
E08	-4	-2.7	-13.51	-600	-
E09	4	3.3	-11.41	600	+1/250
E10	4	-3.3	-11.41	600	+1/250
E11	-4	3.3	-11.41	600	+1/250
E12	-4	-3.3	-11.41	600	+1/250
E13	4	3.3	-11.41	-600	+1/250
E14	4	-3.3	-11.41	-600	+1/250
E15	-4	3.3	-11.41	-600	+1/250
E16	-4	-3.3	-11.41	-600	+1/250
E17	4	3.3	-11.41	600	-1/250
E18	4	-3.3	-11.41	600	-1/250
E19	-4	3.3	-11.41	600	-1/250
E20	-4	-3.3	-11.41	600	-1/250
E21	4	3.3	-11.41	-600	-1/250
E22	4	-3.3	-11.41	-600	-1/250
E23	-4	3.3	-11.41	-600	-1/250
E24	-4	-3.3	-11.41	-600	-1/250

<sup>1</sup>: Tramvay bojisinin dingil mesafesi üzerinde ray burulması.

Çizelge 4.4. Araç gövdesi için servis (olağan) yük durumları [11].

Kategori	Yük durumu ( $m_1 + m_3$ )	$a_x$ [m/s <sup>2</sup> ]	$a_y$ [m/s <sup>2</sup> ]	$a_z$ [m/s <sup>2</sup> ]	Yan rüzgâr [Pa]	Burulma
----------	-------------------------------	------------------------------	------------------------------	------------------------------	--------------------	---------

<b>Tramvay</b>	Demiryolu makas geçişi	-	± 1.6	-g ± 2.4	± 200	-
	Kurb geçişi (dönüş)	-	± 3.3	-g ± 1.2	-	±1/250
	Frenleme	± 2.0	± 0.9	-g ± 1.2	-	-
	S01	-	-1.6	-12.21	-200	-
	S02	-	+1.6	-12.21	-200	-
	S03	-	-1.6	-7.41	-200	-
	S04	-	+1.6	-7.41	-200	-
	S05	-	-1.6	-12.21	200	-
	S06	-	+1.6	-12.21	200	-
	S07	-	-1.6	-7.41	200	-
	S08	-	+1.6	-7.41	200	-
	S09	-	-3.3	-11.01	-	-1/250
	S10	-	+3.3	-11.01	-	-1/250
	S11	-	-3.3	-8.61	-	-1/250
	S12	-	+3.3	-8.61	-	-1/250
	S13	-	-3.3	-11.01	-	+1/250
	S14	-	+3.3	-11.01	-	+1/250
	S15	-	-3.3	-8.61	-	+1/250
	S16	-	+3.3	-8.61	-	+1/250
	S17	-2.0	-0.9	-11.01	-	-
	S18	+2.0	-0.9	-11.01	-	-
	S19	-2.0	+0.9	-11.01	-	-
	S20	+2.0	+0.9	-11.01	-	-

S21	-2.0	-0.9	-8.61	-	-
S22	+2.0	-0.9	-8.61	-	-
S23	-2.0	+0.9	-8.61	-	-
S23	-4	3.3	-11.41	-600	-1/250
S24	-4	-3.3	-11.41	-600	-1/250

#### 4.4. Sınır Koşulları

##### 4.4.1. Rüzgâr Etkisi

Araçlar çalışma durumlarında bazı hava şartlarından etkilenmektedir. Bu şartlardan en önemlisi rüzgâr etkisidir. Rüzgâr seyir halindeki aracın yan yüzeylerine etki ederek gövde, şasi ve bağlantıları zorlamaktadır. Bu zorlamaların miktarı standart tarafından belirlenmiştir. Gerçekte aracın üzerinde camlar olduğundan rüzgâr etkisi tramvayın tüm yan alanına etki etmektedir. Bu alan aşağıdaki gibidir:

$$\text{MA modülleri : } 4.88 \times 2.7 = 13.176 \times 2 = 26.352 \text{ m}^2$$

$$\text{SA modülleri: } 6.80 \times 2.7 = 18.36 \times 2 = 36.72 \text{ m}^2$$

$$\text{T modülü: } 3.7 \times 2.7 = 9.99 \text{ m}^2$$

$$\text{Toplam alan} = 72 \text{ m}^2$$

$$\text{Olağan dışı yük durumlarında rüzgâr etkisi} = 600 \text{ Pa} \times 72 \text{ m}^2 = 43200 \text{ N}$$

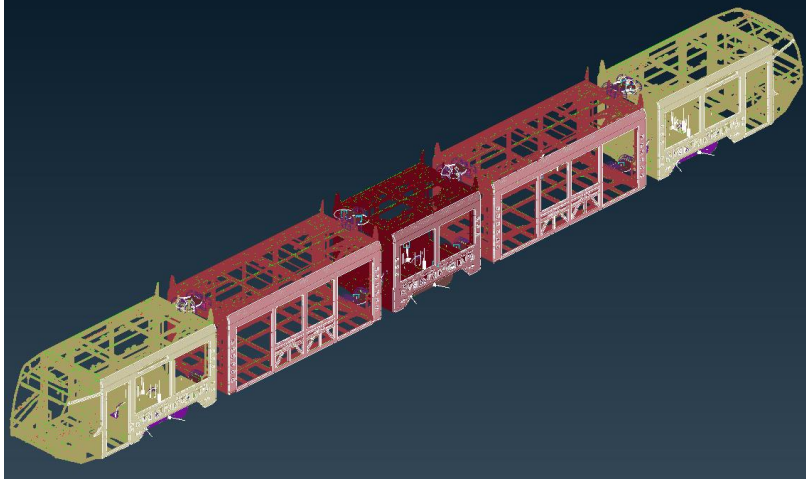
$$\text{Servis yük durumlarında rüzgâr etkisi} = 200 \text{ Pa} \times 72 \text{ m}^2 = 14400 \text{ N}$$

Yapılan modelde camlar ve kapılar olmadığından Rüzgâr etkisi,  $13.8 \text{ m}^2$  alana etki etmektedir. Bu alan Şekil 4.1’de beyaz alan olarak gösterilmektedir. Bu sebepten dolayı modele uygulanan yanal rüzgâr etkisi aşağıdaki gibi uygulanmıştır.

Modele uygulanan rüzgâr etkisi:

$$\text{Olağan dışı yük durumları} = 43200 \text{ N} = 13.8 \text{ m}^2 \times P_{\text{Rüzgar}} \Rightarrow P_{\text{Rüzgar}} = 3130 \text{ Pa}$$

$$\text{Servis yük durumları} = 14400 \text{ N} = 13.8 \text{ m}^2 \times P_{\text{Rüzgar}} \Rightarrow P_{\text{Rüzgar}} = 1043 \text{ Pa}$$



Şekil 4.1. Rüzgârın etkilediği alan.

#### 4.4.2. Demir Yolu Makas Geçişi Sınır Koşulları

Araç demir yolunda hareket ettiğinden yanal ve aşağı yöndeki hareket serbestlikleri ray tarafından kısıtlanmaktadır. Bu yüzden aracın tüm tekerleri yanal (Y) ve dikey (Z) yönlerinde sabitlenmiş ve boyuna (X) serbest bırakılmıştır. Analiz esnasında hatadan kaçınmak için T modülündeki bojinin tek düğüm noktasından tüm serbestlik yönlerinde sabitlenmiştir. Şekil 1.1’ de tramvay aracının X,Y ve Z eksenlerine göre konumu gösterilmiştir.

#### 4.4.3. Kurb Geçişi Sınır Koşulları

Araç demir yolu üstünde hareket ettiğinden yanal ve aşağı yöndeki hareket serbestlikleri ray tarafından kısıtlanmaktadır. Bu yüzden aracın tüm tekerleri yanal (Y) ve dikey (Z) yönlerinde sabitlenmiş ve boyuna (X) serbest bırakılmıştır. Analiz esnasında hatadan kaçınmak için T modülündeki bojinin tek düğüm noktasından tüm serbestlik yönlerinde sabitlenmiştir. Aracın viraj geçişi modellenmesi adına M ve T modülleri tekerlek gruplarından sağ ön tekere Z yönünde  $\pm 7.2$  mm deplasman verilmiştir. Bu deplasman standart tarafından tanımlanmıştır ve Denklem (4.2)’deki gibi hesaplanmaktadır:

$$\text{Dikey deplasman} = \frac{1800 (\text{teker dingil mesafesi})}{250 (\text{Standart tarafından belirlenen oran})} = \pm 7.2 \text{ mm} \quad (4.2)$$

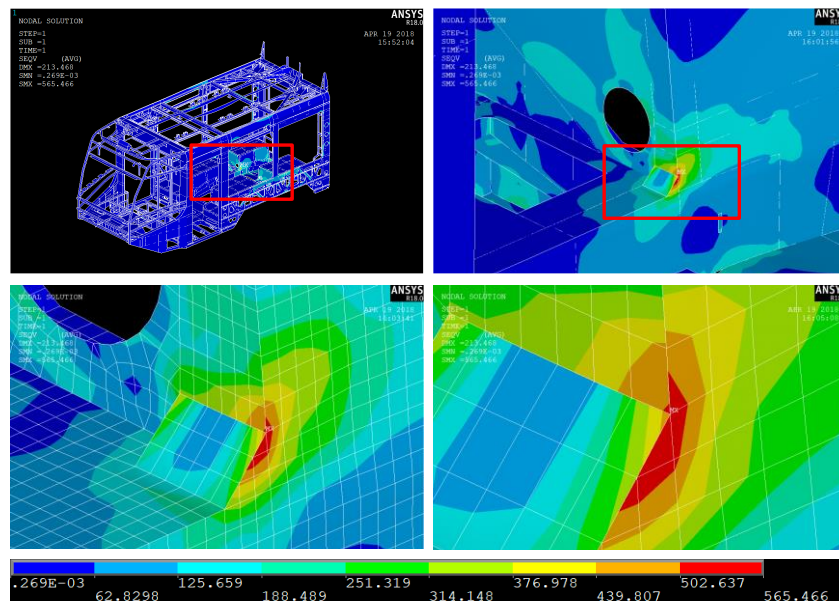
#### 4.5. Olağan Dışı Yüklemede Statik Analiz Sonuçları

Standardın belirlediği ve Çizelge 4.3’de verilen senaryolar ve sınır koşulları altında statik analizler yapılmıştır. Analizler Ansys Mechanical APDL programında yapılmıştır [3]. Analizler sonucu akma geriliminin üstünde olan kritik bölgeler tespit edilmiştir. İncelemeler yapılırken kritik bölgeler C0# olarak adlandırılmış ve bu bölgelerdeki yüksek gerilmelerin nelerden kaynaklandığı tespit edilmiştir. Şekil 4.2-4.10 tespit edilen kritik bölgeleri göstermektedir. Okunan gerilmeler Von Mises gerilmeleri cinsinden ve birimi MPa’dır. Von Mises gerilimi formülü Denklem (4.3) de verilmiştir:

$$\sigma_{VonMises} = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_z - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2)}{2}} \quad (4.3)$$

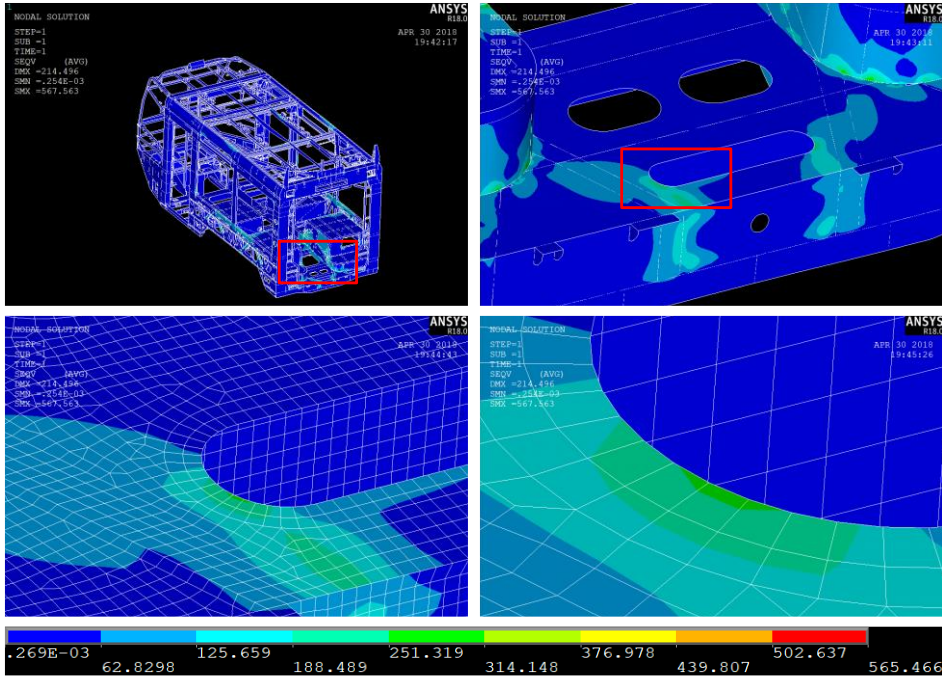
Burada  $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$  normal gerilmeleri ve  $\tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$  kayma gerilmelerini temsil etmektedirler.

C01 bölgesi MA modülü alt tabanında ve dörtlü yolcu sandalyelerinin ayak kısmında yer almaktadır. Olağan dışı senaryolardaki yüklemeler ve sınır koşulları sonucunda tramvay aracı burulmaya maruz kalmaktadır. Burulma sonucunda güçlendirme amaçlı kullanılan parçalar ve ana parçalar arasında yüksek gerilmeler meydana gelmektedir. Bu sorunu çözmek için güçlendirici parçaların daha eğimli ve daha büyük olmaları gerekmektedir. Ancak bu bazı bölümlerde işlevselliği düşürdüğü için mümkün değildir. Böyle durumlarda güçlendirici parçalara alternatif olacak çözümler aranmaktadır. Şekil 4.2. C01 bölgesini göstermektedir.



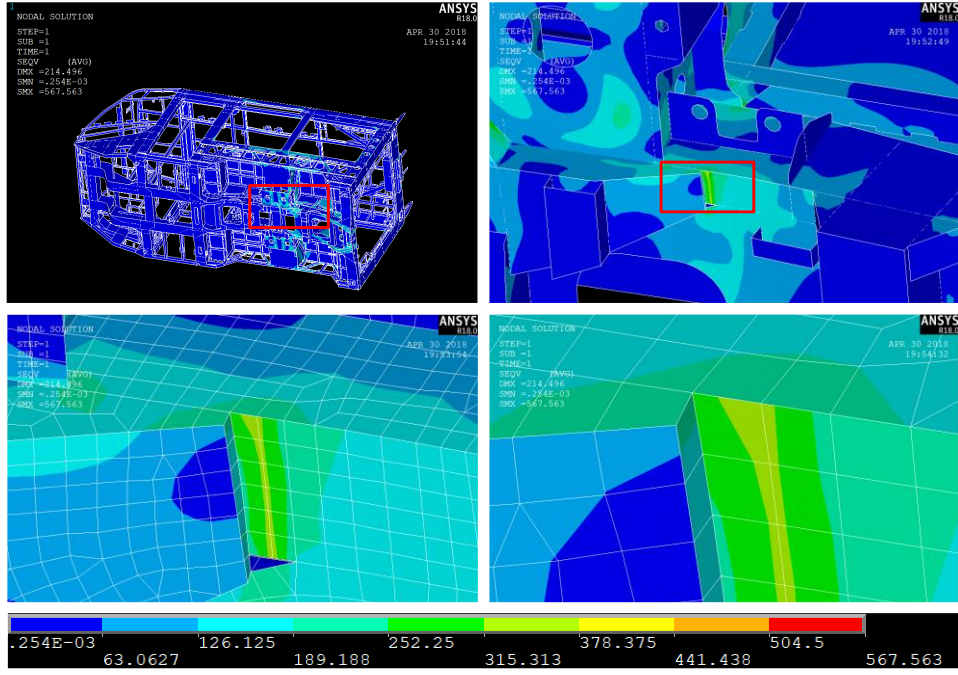
Şekil 4.2. C01-kritik bölgesi, MA Modülü Alt taban güçlendiricisi.

C02 bölgesi MA modülünün alt tabanında ve MA yı SA modülüne bağlayan alt körük bağlantısının yakınında yer almaktadır. Aracın hızlanması motorlu bojiler sayesinde gerçekleşmektedir. Bu bojiler MA ve MB modülerinde yer almaktadırlar. Hızlanma ve yavaşlama sırasında aracın tüm ağırlığı bu körük mafsallarından geçmektedir böylelikle bu bölgelerde gerginlik ve sıkıştırmalara neden olmaktadır. Aracın ağırlığını düşürmek için kullanılan boşluklar gerilme yoğunlaşmalarına neden olmaktadır bu nedenle bu bölgelerdeki boşlukların kenarları güçlendirilmesi gerekmektedir. Şekil 4.3. C02 bölgesini göstermektedir.



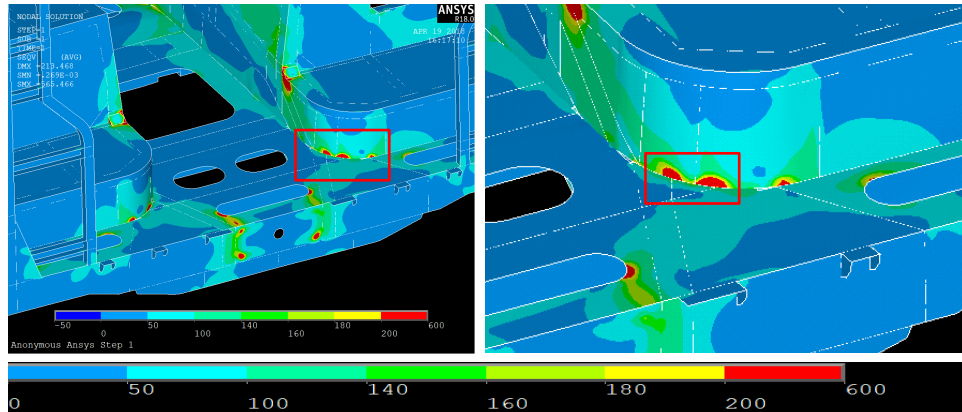
Şekil 4.3. C02-kritik bölgesi, MA modülü alt körük bağlantı bölgesi.

C03 bölgesi MA modülü şasisinin alt yüzeyinde ve şasinin motor boji ile birleştiği bölgede yer almaktadır. Tüm sınır koşulları boji teker gruplarına uygulanmaktadır. reaksiyon kuvvetleri boji bağlantı parçalarından şasilere aktarılmaktadır. Böylelikle bu bölgelerde geometriden kaynaklanan gerilme yoğunlaşmaları gözükmemektedir. Bu bölgelerdeki gerilme yoğunlaşmasını geometri değişikliği ve iyileştirilmesiyle çözülmesi gerekmektedir. Şekil 4.4 C03 bölgesini göstermektedir.



Şekil 4.4. C03-kritik bölgesi, MA Modülü boji-şasi bağlantı bölgesi.

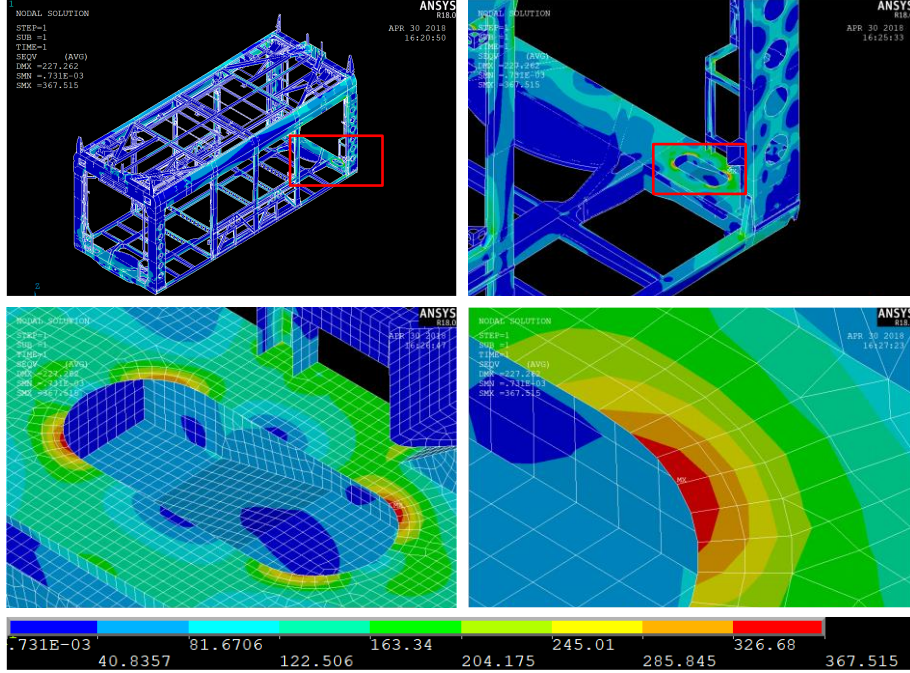
C04 bölgesi MA modülü çifte yolcu sandalyelerinin ayak kısmının şasi üst alanıyla birleştiği bölgede yer almaktadır. Bu bölge modüller arası körük bağlantılarına yakın olduğundan yükleme senaryolarında çekilme ve basılmaya maruz kalmaktadır. Bunun sonucunda bu bölgedeki dikey birleşen parçalar üzerinde gerilmeler tespit edilmektedir. Bu bölgenin güçlendirilmesi gerekmektedir. Şekil 4.5. C04 bölgesini göstermektedir.



Şekil 4.5. C04-kritik bölgesi, MA modülü oturan yolcu ayaklık bölgesi.

C05 bölgesi S modülü üst şasisinin kösesinde yer almaktadır. S modülleri körük bağlantıları sayesinde M ve T modüllerine bağlanmaktadır. Bu modüllerin altında boji

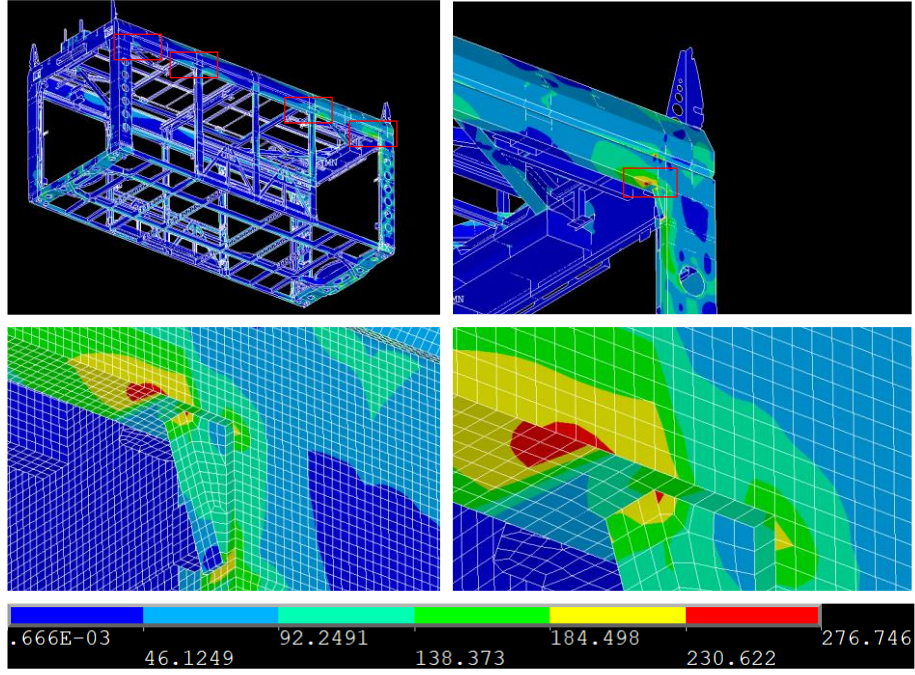
bulunmamaktadır. Böylelikle bu modül M ve T modülerine bağlı olarak havada asılı kalmaktadır. Yüklemeler sonucunda bu modüller bükülmeye (Bending) maruz kalmaktadır. Böylece şasi körük bağlantılarına yakın yerlerde yüksek gerilme bölgeleri oluşmaktadır. Bu nedenle gerilmelerin yoğunlaştığı bölgelerin iyileştirilmesi gerekmektedir. Şekil 4.6. C05 bölgesini göstermektedir.



Şekil 4.6. C05-kritik bölgesi, SA modülü alt körük bölgesi.

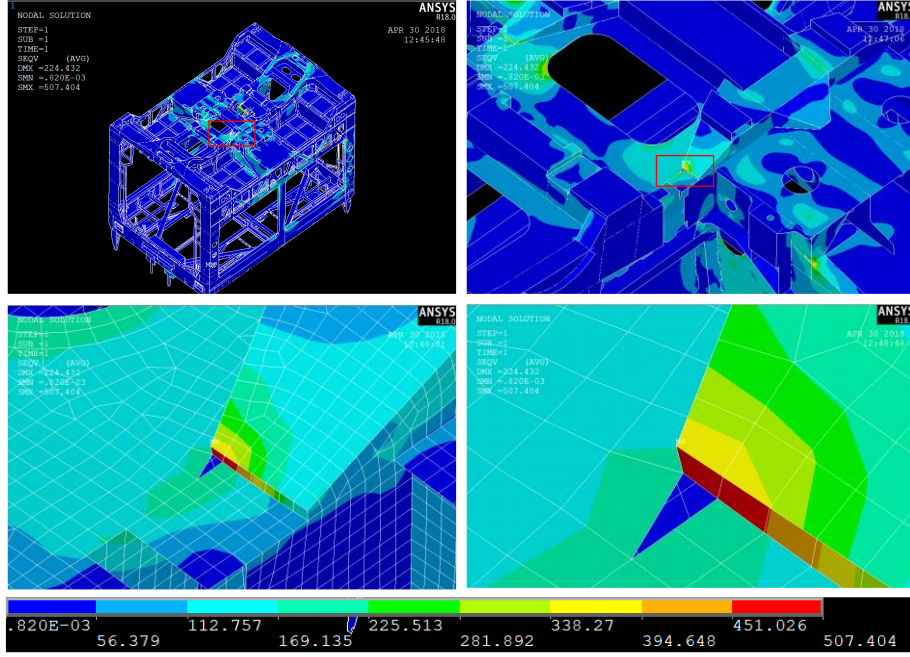
C06 bölgesi S modülü kapı köseleri güçlendirici parçalarının yakınında meydana gelmektedir. Raylı sistem araçlarında yolcuların etkili ve hızlı bir şekilde araçtan inip binmeleri çok önemli olmaktadır. Büyük giriş kapıları yolcuların inip binmelerini rahatlatmak için çok önemli olmaktadır. Ancak büyük giriş kapıları gövdenin dayanımını kötü etkilemektedir. Bu nedenle kapı köselerinde yüksek gerilme bölgeleri meydana gelmektedir. Bu bölgelerin doğru bir şekilde güçlendirilmesi gerekmektedir. Şekil 4.7. C06 bölesini göstermektedir.



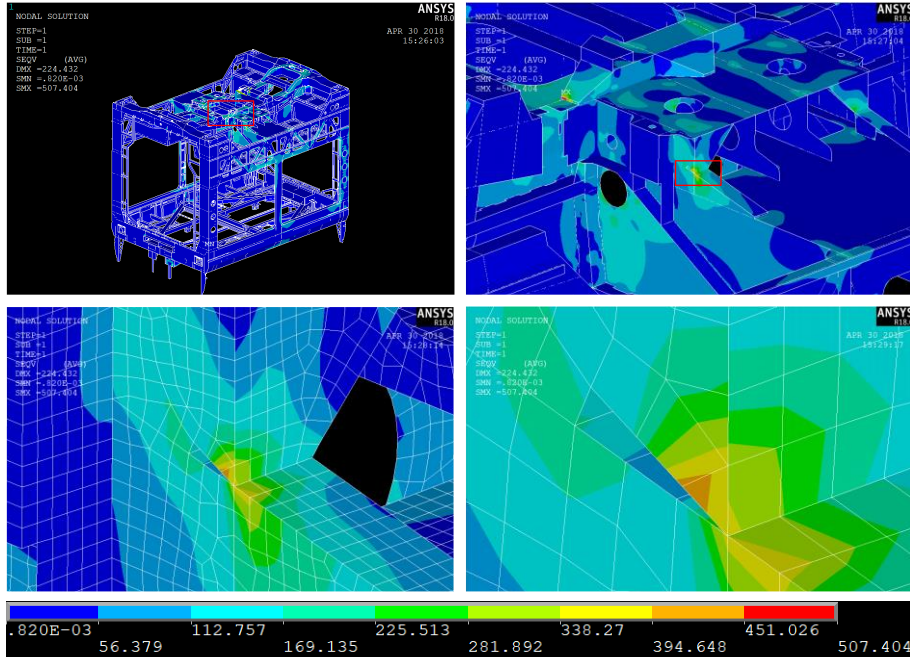


Şekil 4.7. C06-kritik bölgesi, SA modülü kapı güçlendiricileri bölgesi.

C07 ve C08 bölgesi T modülü alt şasisinin treyler boji ile birleştiği alanda yer almaktadır. Analizler yapılırken sınır koşulları araç bojilerinin teker gruplarına uygulanmaktadır. Böylelikle reaksiyon kuvvetleri, araç şasisi ve boji arasında bulunan bağlantı elemanlarından şasiye aktarılmaktadır. Şasi bu bölgelerde güçlendirici parçalarla güçlendirilmiştir. Ancak güçlendirici parçalar keskin olduklarından ve parçalar arası yumuşak bir geçiş sağlamadıklarından geometrik gerilme yoğunlaşmalarına sebep olmaktadır. Bu sebepten bu bölgelerdeki süreksiz geometrilerde yüksek gerilime alanlar meydana gelmektedir. Şekil 4.8. C07 ve Şekil 4.9. C08 bölgesini göstermektedir.



Şekil 4.8. C07-kritik bölgesi, T modülü boji-şasi bağlantı bölgesi.

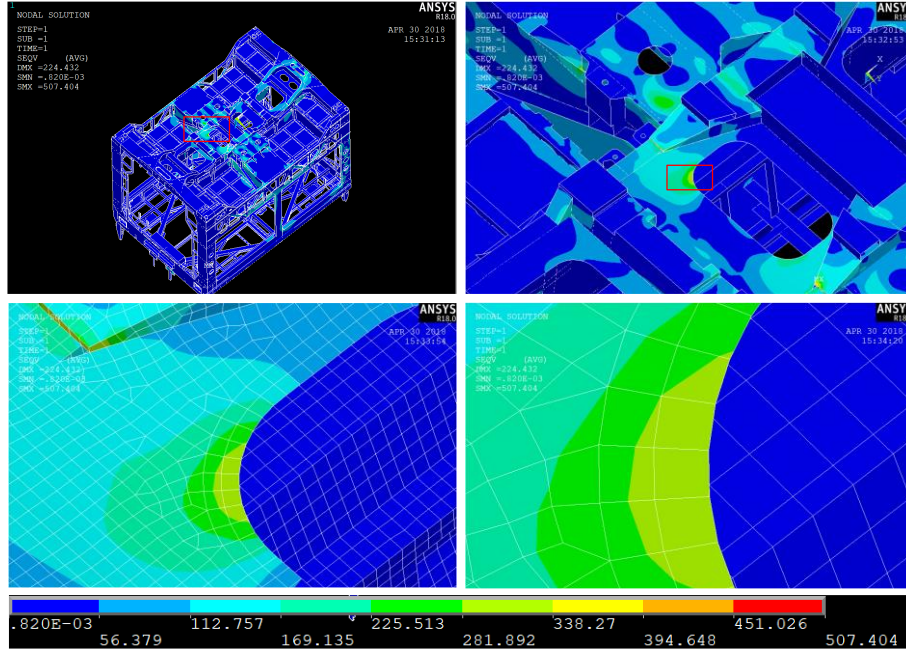


Şekil 4.9. C08-kritik bölgesi, T modülü boji-şasi bağlantı bölgesi.

C09 bölgesi T modülü şasisinde yer almaktadır. Araç ağırlığını azaltmak için şasi üzerindeki bazı kısımlar boşaltılmıştır. Bu kısımlar ağırlık azaltarak büyük bir avantaj sağlasa da bazı kısımlarda gerilme yoğunlaşmasına sebep olmaktadır. Böylelikle bu

alanların kenarları gerilme yoğunlaşmasını önlemek için güçlendirilmesi gerekmektedir.

Şekil 4.10. C09 bölgesini göstermektedir.

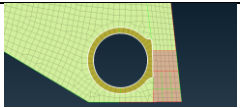




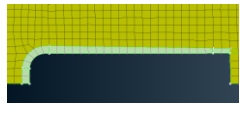
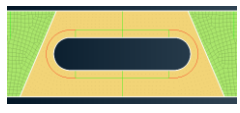
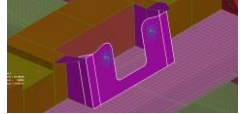
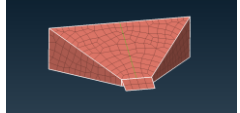
Şekil 4.10. C09-kritik bölgesi, T modülü boji-şasi bağlantı bölgesi.

Standardın belirlediği ve Çizelge 4.3’de verilen senaryolar ve sınır koşulları altında statik analizler yapılmıştır. Sonuçlarda belirtildiği gibi bu bölgelerdeki gerilmeler malzeme akma gerilimin üzerinde çıkmıştır. Bu yüzden gerilmelerin standardın belirlediği sınırlara inmesi için kritik bölgelerde geometri değişikliği ve iyileştirmesi yapılması gerekmektedir. BOZANKAYA A.Ş. tasarım ekibiyle beraber yapılan geometri değişiklikleri Çizelge 4.5 de verilmiştir. Bu değişiklikler yapılan 20 revizyon sürecinde uygulanmış ve dikkatle incelenmiştir. Her revizyonda statik analizler tekrarlanmış ve iyileştirmelerin etkileri gözlenmiştir.

Çizelge 4.5. İyileştirme yapılan parça listesi.

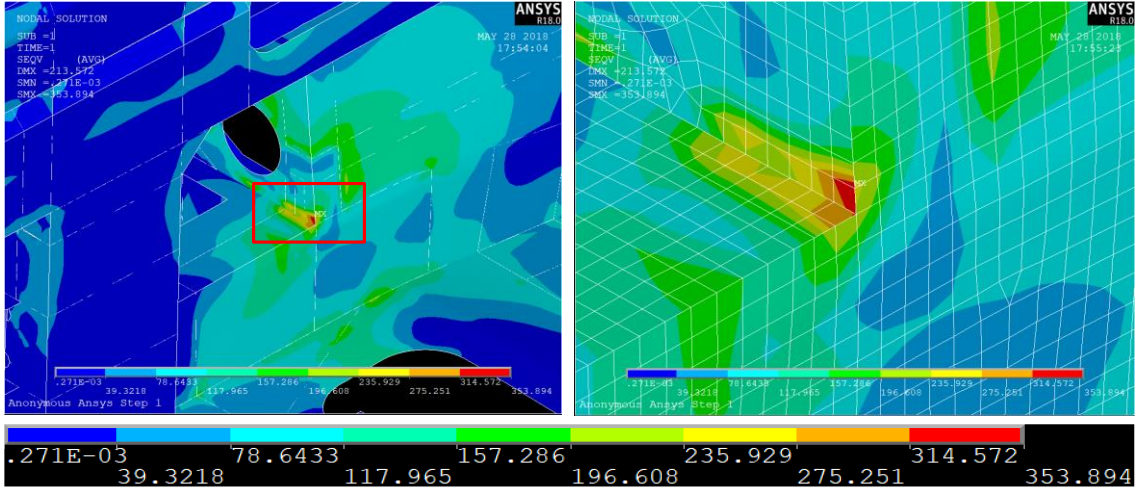
Sıra	Modülü Bölge	Parça No.	Kalınlık değişikliği	İşlem	Fotoğraf
1	MA – T C01	G200-7176- R0	-	Kaldırıldı yerine profil güçlendirildi	

2	MA – T C01	G350-7137 G350-7096	+5	Profil güçlendirme	
3	MA – T C01	Enforcement 01		İçerden profil güçlendirme	
4	MA – T C01	G350-7136- R1	+4	Daire etrafı 2.5mm den 6.5 mm olmuştur	
5	MA – T C02	G350-7421- R0	+4	Orta kısımlar eklendi ve saç kalınlığı artırıldı	
6	MA C02	G350-7118- R2	+6	Yeşil kısım kalınlığı 6mm den 12 mm olmuştur ve iç kısmına L şekil güçlendirici yapılmıştır	
7	MA-T C02	G350-7116- R2	+6	Yeşil kısım kalınlığı 6mm den 12 mm olmuştur ve iç kısmına L şekil güçlendirici yapılmıştır	
8	MA – T C03-C08	G350-7092- R0	+3.5	Saç kalınlığı 2.5 mm den 6 mm artırıldı	
9	SA C05	G150-7002	+6	Kahve kısım kalınlığı 4.25 den 10.25 mm olmuştur ve iç kısmına L şekil güçlendirici yapılmıştır	
10	SA C06	G420-7038	+4	Yeşil kısmın kalınlığı 2mm den 6 mm olmuştur	

11	MA – T C07	G150-7137- R0	+3.5	Geometri deęişmesi	
12	MA – T	G350-7132- R0	6 mm	Güçlendirici parça eklendi	
13	MA – T	G350-7132- R1	+4	Yeşil kısım kalınlığı 6mm den 10 mm olmuştur	
14	T	G350-7116- R2	+4	Kahve kısmın kalınlığı 6mm den 10 mm olmuştur	
15	MA – T	G350-7258- R0	+10	Saç kalınlığı 20 mm den 30 mm artırıldı	
16	MA – T	G350-7520	+2	Saç kalınlığı 6 mm den 8 mm artırıldı	

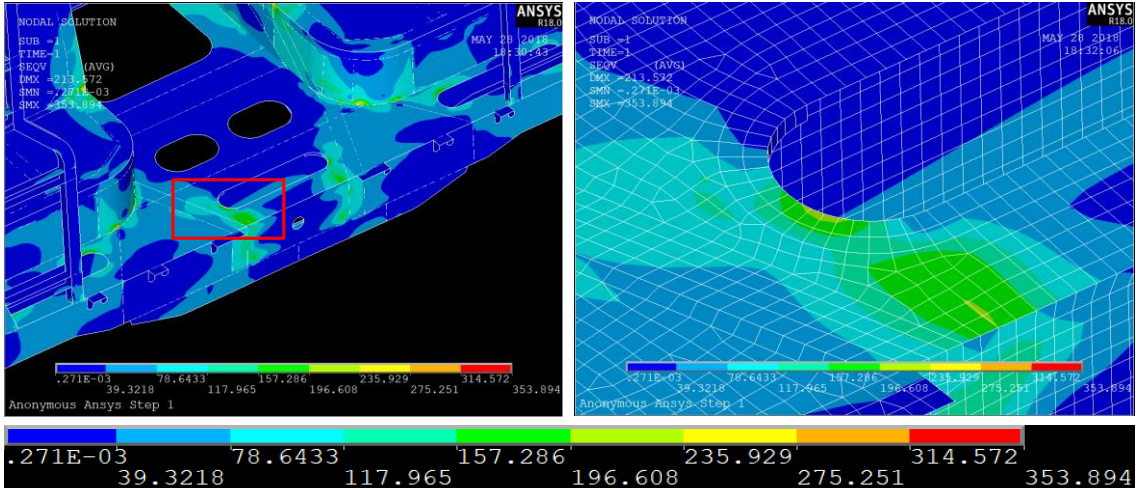
Yapılan iyileştirmelerin sonucunda C01-C09 bölgelerindeki gerilme durumları standardın belirlediği sınırlar içerisinde kalmıştır. İyileştirilmiş modelin statik analiz sonuçları Şekil 4.11- 4.19’da gösterilmiştir. Okunan gerilmeler Von Mises gerilmeleri cinsinden ve birimi MPa’dır. Hesaplanan maksimum gerilme 353.8 Mpa’dır ve akma geriliminin altında kalmaktadır. Standardın belirlediği ve Denklem (4.1) de verilen şartlar da sağlanmaktadır. Yapılan değişiklikler ve iyileştirmeler ve sonuçları bir sonraki paragrafta verilmiştir.

C01 bölgesinde gerilme yoğunlaşmasına sebep olan parça kaldırılmış yerine profil ve profil içi güçlendirmeler kullanılmıştır. Böylelikle gerilme değerleri 565 MPa dan 350 MPa sınırlarına düşmüştür. Şekil 4.11. iyileştirmeler sonrası C01 bölgesindeki gerilmeleri göstermektedir.



Şekil 4.11. C01-kritik bölgesi, MA modülü iyileştirilmiş model, Alt taban güçlendiricisi.

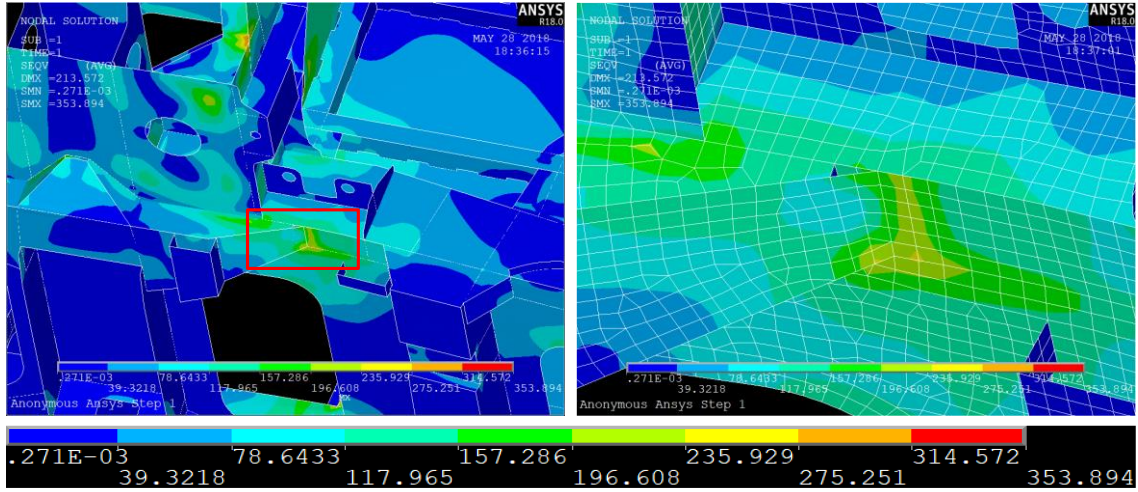
C02 bölgesinde gerilme yoğunlaşmasına sebep olan boşatmanın kenarına bir parça eklenmiştir. Ayrıca gerilmelerin yoğun olduğu bölümün kalınlığı 6 mm artırılmıştır. Yapılan iyileştirmeler sonucunda gerilme değerleri 300 MPa dan 150 MPa sınırlarına gerilemiştir. Şekil 4.12. iyileştirmeler sonrası C02 bölgesindeki gerilmeleri göstermektedir.



Şekil 4.12. C02-kritik bölgesi, MA modülü iyileştirilmiş model, alt körük bağlantı bölgesi.

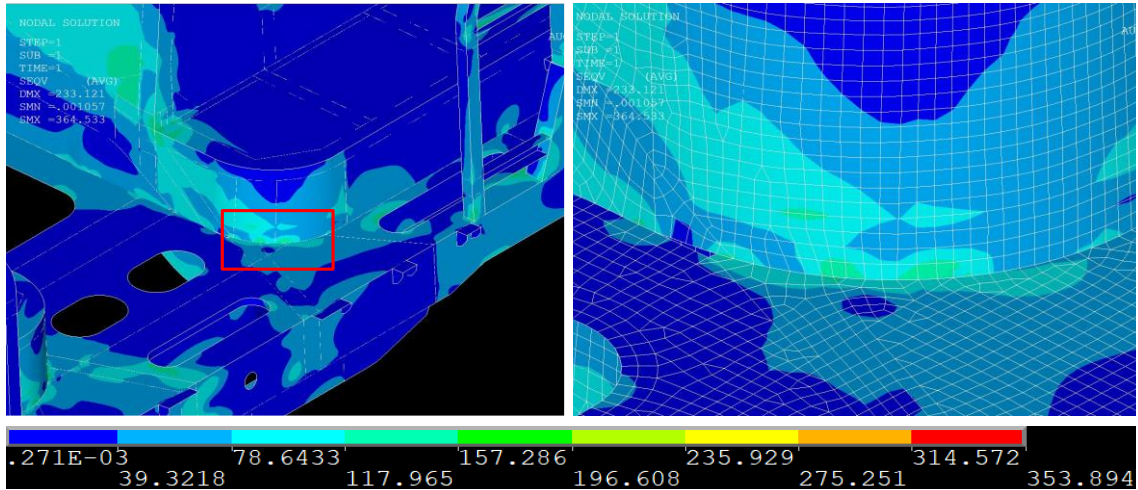
C03 bölgesinde gerilmelere neden olan plakanın kalınlığı 3.5 mm artırılmış ilave olarak modelin ağında daha düzgün bir ağ kullanılmıştır. İyileştirmeler sonrası gerilmeler 350

MPa dan 200 MPa sınırlarına düşmüştür. Şekil 4.13. iyileştirmeler sonrası C03 bölgesindeki gerilmeleri göstermektedir.



Şekil 4.13. C03-kritik bölgesi, MA modülü iyileştirilmiş model, boji-şasi bağlantı bölgesi.

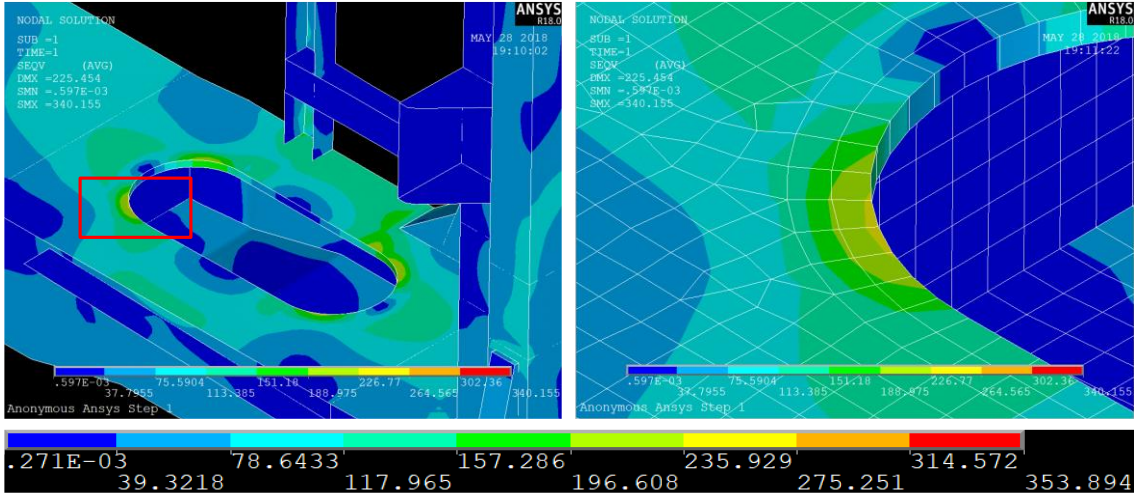
C04 bölgesindeki gerilmeler C02 bölgesindeki iyileştirmelerden etkilenmiş ve gerilme miktarı 250 MPa dan 125 MPa sınırlarına gerilemiştir. Şekil 4.14. iyileştirmeler sonrası C04 bölgesindeki gerilmeleri göstermektedir.



Şekil 4.14. C04-kritik bölgesi, MA modülü iyileştirilmiş model, oturan yolcu ayaklık bölgesi.

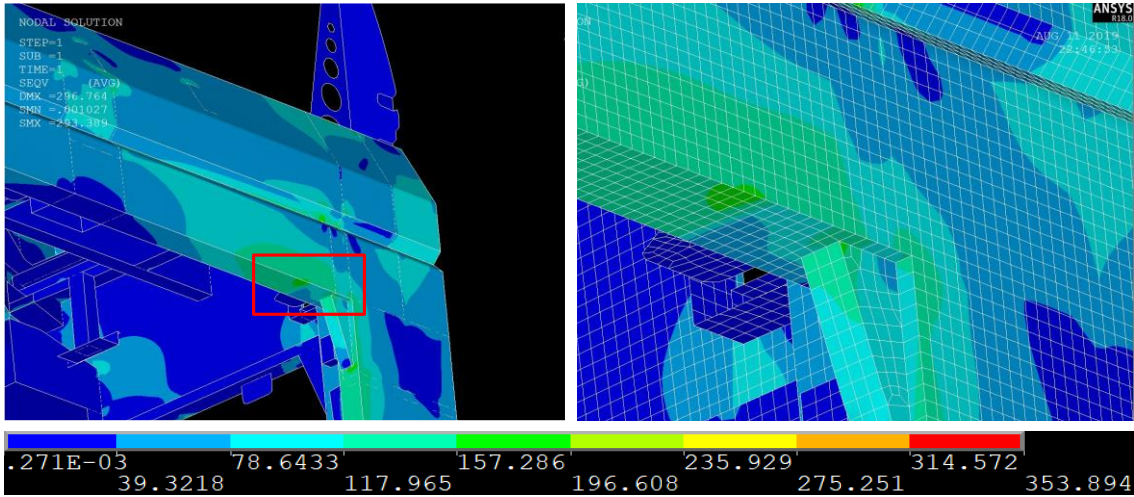
C05 bölgesini güçlendirmek adına boşaltılmış alana ek güçlendirici parçalar eklenmiştir ayrıca boşaltılmış alanın etrafına gerilme yoğunlaşmasını önlemek için ek parçalar

eklenmiştir. İyileştirmeler sonrası gerilme rakamları 360 MPa dan 230 MPa sınırlarına gerilemiştir. Şekil 4.15. iyileştirmeler sonrası C05 bölgesindeki gerilmeleri göstermektedir.



Şekil 4.15. C05-kritik bölgesi, SA modülü iyileştirilmiş model, alt köruk bölgesi.

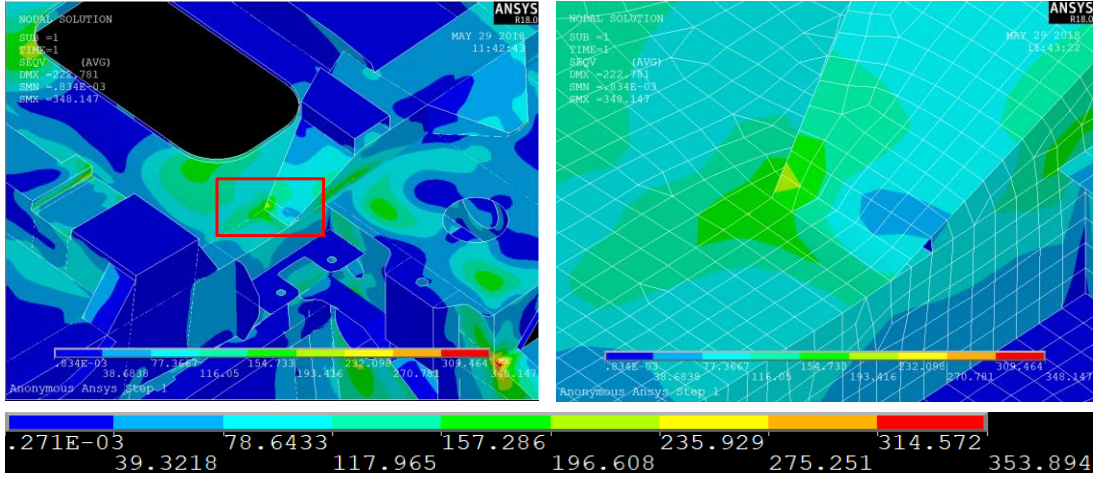
C06 bölgesini güçlendirmek için gerilmelerin yoğun olduğu alanın 4 mm kalınlığında bir parça eklenmiştir. Böylelikle gerilmeler 275 MPa da 150 MPa sınırlarına gerilemiştir. Şekil 4.16. iyileştirmeler sonrası C06 bölgesindeki gerilmeleri göstermektedir.



Şekil 4.16. C06-kritik bölgesi, SA modülü iyileştirilmiş model, kapı güçlendiricileri bölgesi.

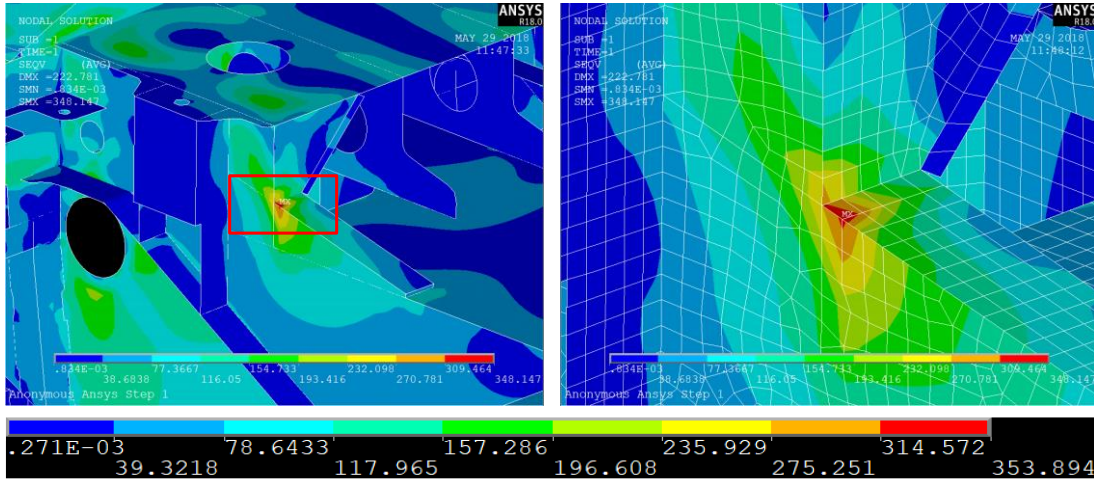


C07 bölgesinin iyileştirilmesi için ağ ve geometri iyileştirilmeleri yapılmıştır. İyileştirmeler sonucunda gerilme değerleri 450 MPa dan 175 MPa sınırlarına gerilemiştir. Şekil 4.17. iyileştirmeler sonrası C07 bölgesindeki gerilmeleri göstermektedir.



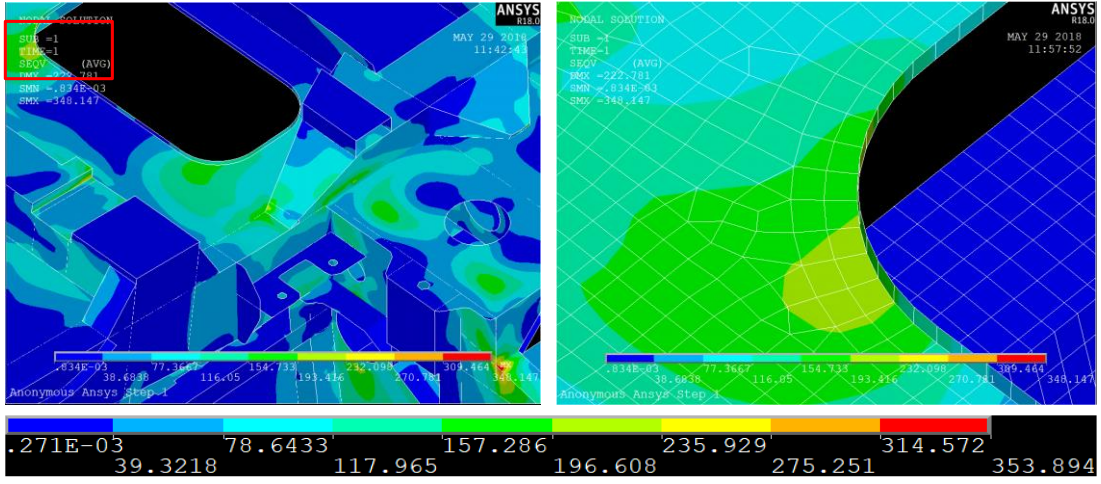
Şekil 4.17. C07-kritik bölgesi, T modülü iyileştirilmiş model, boji-şasi bağlantı bölgesi.

C08 bölgesindeki güçlendirici parçanın kalınlığı 2 mm artırılmıştır. İyileştirme sonrası gerilme değerleri 400 MPa dan 350 MPa sınırlarına gerilemiştir. Şekil 4.18. iyileştirmeler sonrası C08 bölgesindeki gerilmeleri göstermektedir.



Şekil 4.18. C08-kritik bölgesi, T modülü iyileştirilmiş model, boji-şasi bağlantı bölgesi.

C09 bölgesindeki boşaltılmış alanı güçlendirmek için 10 mm eninde L parça eklenmiştir. İyileştirmeler sonrasında gerilme miktarı 300 MPa dan 175 MPa sınırlarına gerilemiştir. Şekil 4.19. iyileştirmeler sonrası C09 bölgesindeki gerilmeleri göstermektedir.



Şekil 4.19. C09-kritik bölgesi, T modülü iyileştirilmiş model, boji-şasi bağlantı bölgesi.

## 5. YORULMA ANALİZLERİ

### 5.1. Giriş

Tramvay vagonu imalatında bileşenleri monte etmek için çoğu zaman kaynaklı bağlantılar kullanılmaktadır. Kaynaklı yapılarda en sık görülen kopma nedeni yorulmadan kaynaklanmaktadır. Yorulma bir malzemenin döngüsel yüklemeye maruz kalması durumunda ortaya çıkan bölgesel ve ilerleyen yapısal hasardır. Demiryolu taşıt imalat endüstrisinde bir prototipin mekanik yapısı genellikle fiziksel testlerle değerlendirilmektedir. Ancak, yorulma testi için deneysel yöntemler zaman alıcı ve pahalıdır. Bu problemlerin üstesinden gelmek için, tasarım aşamasında sonlu elemanlar (FE) simülasyonları yapılmaktadır.

Demiryolu taşıtları için yorulma yetersizliği çalışmaları, taşıtların belirli kısımlarına odaklanmıştır. Bu kısımlar boji çerçevesi ( Cera ve arkadaşları (2008); Han ve arkadaşları (2013); Fu ve arkadaşları (2015); Jeon ve arkadaşları(2013); Kassner (2012)) [12]-[16], Ön ve arka akslar (Makino ve arkadaşları (2011) ; Filippini ve arkadaşları (2017)); Kepla ve arkadaşı(2018)) [17]-[19], şanzıman muhafazası ( Hu ve arkadaşları (2017) [20], ve araç alt ve üst çerçevesidir (Milovanovic ve arkadaşları (2013); Antipin ve arkadaşları (2016)) [21]-[22]. Aşağıdaki paragrafta yorulma çalışmalarının kısa bir incelenmesi sağlanmıştır.

Cera ve arkadaşları (2008) [12], kaynaklı bağlantılara özel önem vererek demiryolu araçlarında boji çerçevelerinin yorulma dayanımı analizini yapmışlar. Seçilen metodu ve hesaplama metodolojisini doğrulamak için bojilerin yapısal kısımları üzerinde tam ölçekli testler yapmışlar. Makino ve arkadaşları (2011) [17], yüksek hızlı bir demiryolu aksının yorulma toleransını kırılma mekaniğine dayanarak incelemişler. Avrupa ve Japon standartlarının karşılaştırmasını yapmış ve Japon akslarının Avrupa akslarına göre daha konservatif bir şekilde tasarlandığı tespit etmişler. Kassner (2012) [16], hafif raylı sistem aracının boji çerçevesine çeşitli yorulma değerlendirme yöntemleri uygulamıştır. Kepla ve arkadaşı (2018) [19], trolleybüs yapısının yorulma ömrünü elde etmek için olasılık yaklaşımı uygulamasını araştırmıştır. Ayrıca, yorulma ömrü dağılımının çalışma verileriyle karşılaştırılması da yapılmıştır. Milovanovic ve arkadaşları (2013) [21], vagon yapısının kaynaklı bağlantı noktalarındaki yorulma modellemesi ve sayısal analizi için kılavuzlar sağlamışlar. Kaynaklı bağlantıların yorulma analizi için Eurocode 3 kullanılmış ve kaynaklı bağlantıların çatlamasının nedenini belirlemişler. Han ve

arkadaşları (2013) [13], Maglev treni için statik yük testi yöntemi geliştirmişler ve boji çerçevesi için deneysel statik yük testi yapmışlar. Jeon ve arkadaşları (2013) [15], kentsel metro treninin kompozit boji çerçevesinin yorulma ömrü ve dayanımı değerlendirilmesini yapmış ve kompozit boji çerçevenin yapısal bütünlüğünün, çeşitli dış yükleme koşullarının gereksinimlerini karşıladığını bulmuşlar. Fu ve arkadaşları (2015) [14], boji çerçevesinde yorulma çatlakları olan metro araçlarını incelemişler. Gerçek gerilme ve ivmenin zaman geçmişi incelemesine dayanarak, düşük frekanslı tekerlek-ray çarpışmalarını yorulma çatlaklarının ana nedeni olarak bulmuşlar. Üstü açık bir vagon gövdesinde kaynaklı yük taşıyıcı yapının yorulma ömrü, Antipin ve arkadaşlarının (2016) çalışmasında incelenmiş [22]. Bu çalışmada çatlak benzeri kusurların nedenlerinin, vagonun pivot merkezinden kaynaklandığı belirlenmiştir. Filippii ve arkadaşları (2017) [18], Demiryolu akslarının yorulma ömrünü değerlendirmek için küçük ölçekli yorulma testlerini yapmışlar. Çalışma ayrıca, hem sabit hem de değişken genlik yüklemesi için Avrupa EN13103 standartlarını da incelemiştir. Hu ve arkadaşları (2017) [20], yüksek hızlı trenlerde şanzıman mahfazasının yorulma çatlakları ilerlemesini araştırmışlar. Gerçek gerilme ve ivme koşulları altında kırılma analizi, sonlu elemanlar analizi (FEA) ve saha testlerinin sistematik çalışmaları yapılmıştır. Bu çalışmalar çoğunlukla ana yapının belirli bölümleri üzerinde gerçekleştirilmiştir. Buna karşın, bu çalışma VDV-152 standardına göre tramvay araçlarının tüm mekanik yapısı için statik dayanımı ve yorulma ömrünü belirlemek amacıyla bir metodoloji geliştirmiştir.

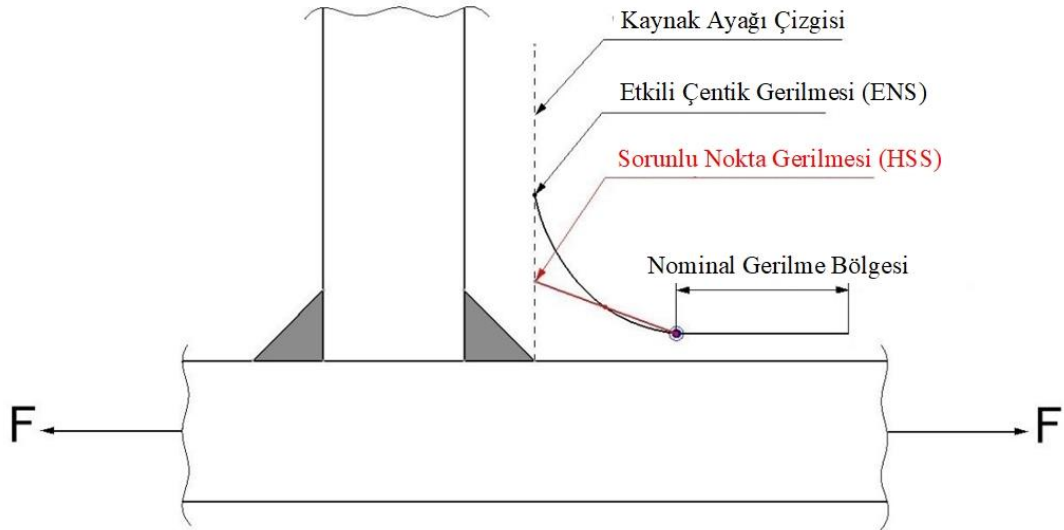
Demiryolu taşıtlarının yapısal tasarımına uygun bir temel sağlamak için bazı standartlar mevcuttur. Bunlardan EN 12663-2:2010 (2010) [23] araç gövdesi için ve EN13749(2005) [24] boji çerçevesi için uygulanan yükleri ve şartları belirlemektedir. VDV 152 (2016) [11] bir araç tasarımını doğrulamak için toplu bir konsept sağlayan ilk standarttır. Bu çalışmada statik ve yorulma yükü varsayımları bu standarda dayanmaktadır. Yorulma analizi için ilk olarak standardın belirlediği servis yükleme durumlarında statik analizler yapılmıştır. Statik analizler yapıldıktan sonra bu sonuçlar kombine edilerek yorulma analizleri yapılmıştır.

## **5.2. Yorulma Ömrü Tahmin Yöntemleri**

Yorulma yetersizliği yapılardaki geometrik karmaşıklıklar, malzeme kusurları ve geometrideki süreksizlik gibi birçok unsurdan etkilenen bir tür yerel hasardır. Geometrik

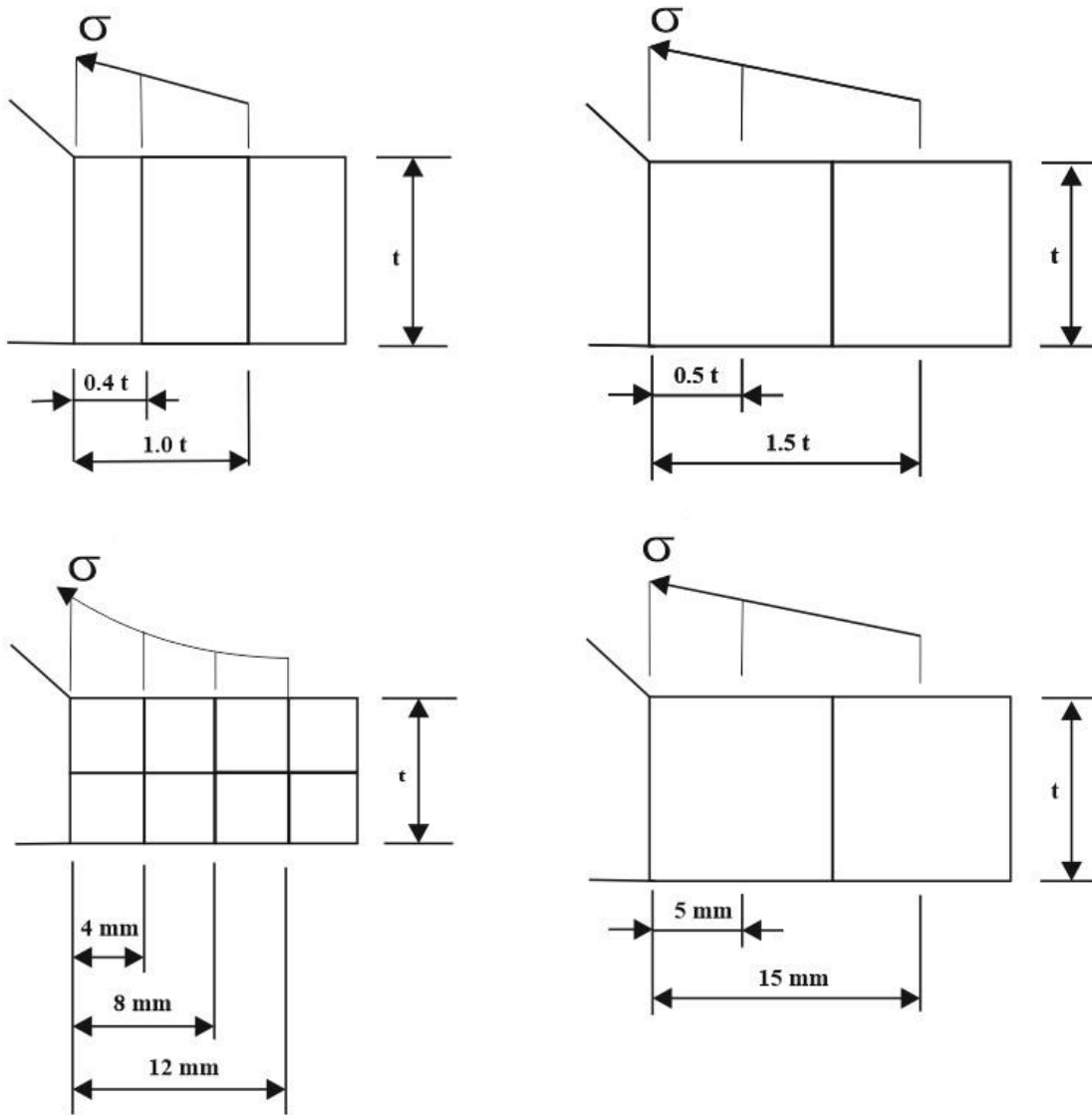
karmaşıklıklar ve yükleme koşulları, yapısal bileşenlerin yorulma dayanımını doğru tahmin etmede zorluklara neden olabilmektedir. Bu nedenle, sonlu elemanlar yöntemi (FEM) yorulma tasarımında daha doğru ömür tahmini sağlamak için kullanılmaktadır. Ancak, FEM yüksek gerilme değişimleri nedeniyle FE modelleme yöntemlerine oldukça duyarlı olabilmektedir. Bu nedenle, belirli bir yorulma değerlendirme yöntemi için gerilmelerin doğru belirlenmesi gerekmektedir.

Önceki çalışmalar, döngüsel yükleme altındaki yapıların yorulma ömrünü değerlendirmek için çeşitli yorulma ömrü değerlendirme yöntemleri sunmuştur. Bu yöntemler temel olarak iki gruba ayrılabilir: genel ve bölgesel yöntemler [25]. Nominal gerilme yöntemi, sadeliği nedeniyle en sık kullanılan yöntemdir. Bu yöntem genel bir yöntem olarak sınıflandırılmaktadır. Ancak, karmaşık yapılar söz konusu olduğunda, nominal gerilme yönteminin uygulanması yük etkilerini doğru olarak tahmin edememektedir. Yaygın olarak sınıflandırılan yerel yöntemler sorunlu nokta gerilme (HSS), yapısal gerilme (SS) ve etkili çentik gerilme (ENS) yöntemleridir. Bölgesel yorulma değerlendirme yöntemleri, yükleme koşullarının veya geometrinin gerilme artırıcı etkilerini dikkate almaktadır. Bu yöntemlerin kaynağa yakın yüzey boyunca gerilme dağılımı Şekil 5.1’de gösterilmiştir.



Şekil 5.1. Farklı yöntemlerin gerilme dağılımı [19].

Bu çalışmada, yorulma ömrünü belirlemek için HSS kullanılmıştır. HSS yaklaşımı, nominal gerilmelerin geometrik ve yükleme karmaşıklıkları nedeniyle tahmin edilmesinin zor olduğu durumlarda kaynaklı yapıların yorulma dayanımını değerlendirmek için geliştirilmiştir. Bu yaklaşım, 1960'lardan bu yana basınçlı kapların ve kaynaklı boru bağlantılarının yorulma tasarımında kullanılmıştır [25]. Yöntem daha sonra kaynaklı yapılar için kullanılmıştır [27]. Uluslararası Kaynak Enstitüsü (IIW) normları, HSS'yi farklı kaynak türlerine uygulamak için eleman tipi, ebadı ve referans noktaları gibi kapsamlı kuralları ve önerileri sağlamaktadır [28]. HSS doğrudan FEA sonuçlarından belirlenmemektedir. Farklı örgü tiplerinde referans noktaları kaynağa yakın yüzey boyunca tanımlanmakta ve HSS, Şekil 5.2'de gösterildiği gibi bu noktalardaki gerilmelerden belirlenmektedir.

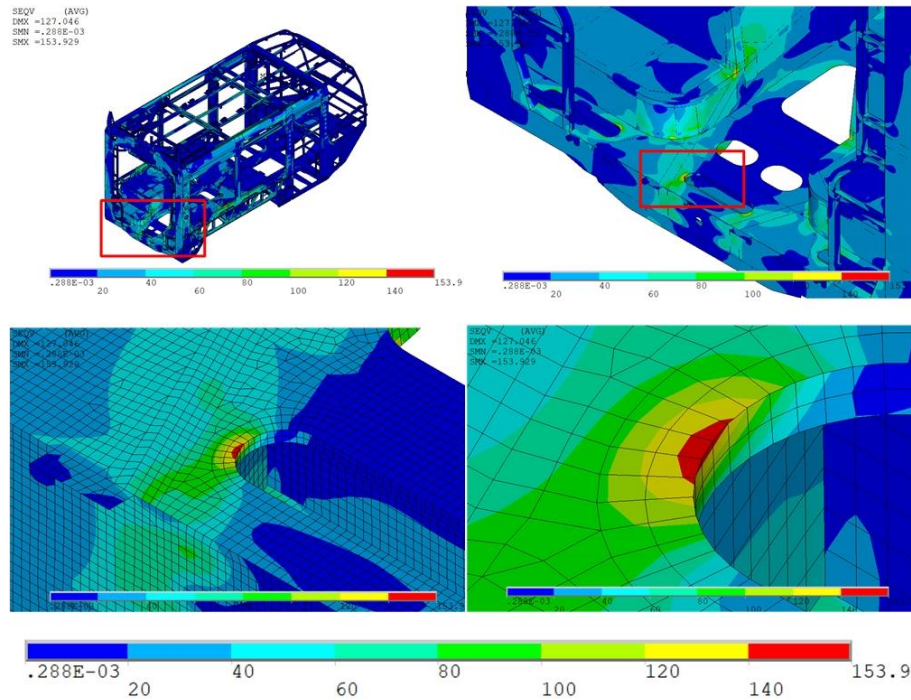


Şekil 5.2. Farklı örgü tipleri için HSS hesaplamalarının referans noktaları [26].

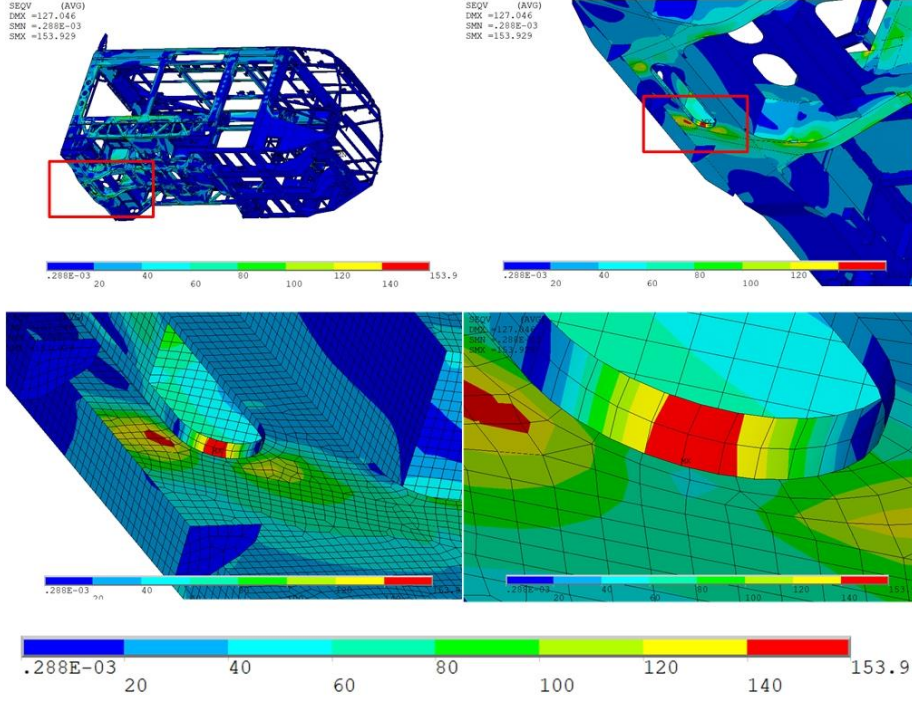
### 5.3. Servis (Olağan) Yük Durumlarında Statik Analiz Ve Kritik Bölgelerin Belirlenmesi

Standardın belirlediği ve Çizelge 4.4’de verilen servis yük durumları senaryoları ve sınır koşulları altında statik analizler yapılmıştır. Analizler Ansys Mechanical APDL programında yapılmıştır [3]. Modüllerin FEA sonuçları görsel olarak kontrol edildikten sonra, her bir modül için kritik bölgeler farklı senaryolara göre belirlenmiştir. Kritik yükleme senaryosu, S09 yükleme durumunda elde edilmiştir. Gerilmeler Denklem (4.1)’de belirtilen sınır koşullarına uymaktadır ve kullanım faktörü 1’in altındadır. Ancak, bu yüksek gerilimli bölgelerin yorulma analizinde incelenmesi gerekmektedir.

İlk iki kritik bölge (C01 ve C02), Şekil 5.3’de gösterildiği gibi MA modülünde gözlenmektedir. Bu alanlar, MA ve SA modülleri arasındaki alt mafsallı bağlantının yakınında bulunmaktadır. Çizelge 4.4’te açıklandığı gibi, frenleme senaryosunda, tramvay ve yolcuların kütlelerini içeren X yönündeki atalet yükleri mafsallı bağlantılar üzerinden bir modülden diğer modüle aktarılmaktadır. Bu nedenle, Şekil 5.3’de görülebilen mafsallı bağlantıların yakınında yüksek gerilme yoğunlaşma bölgeleri oluşmaktadır.



(a)

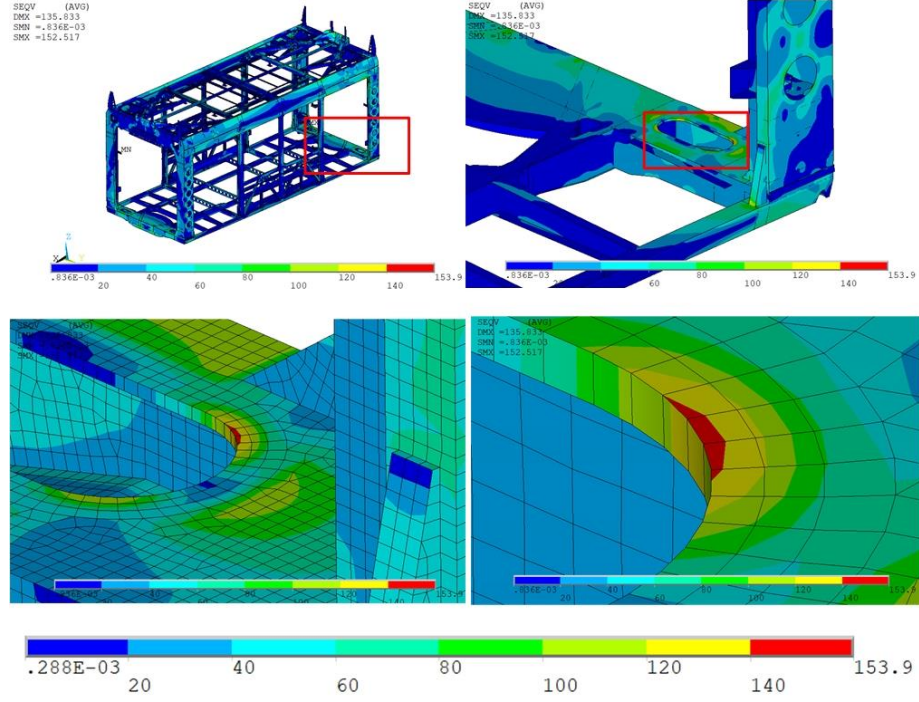


(b)

Şekil 5.3. S09 Yükleme senaryosundan elde edilen MA modülünün kritik bölgeleri (bkz. Çizelge 4.4) (a) C01 bölgesi (b) C02 bölgesi.

Şekil 5.4. SA modülündeki kritik bölgeyi (C03) göstermektedir. Bu alan şasinin üst yüzeyinin köşesine yakın bir yerde bulunmaktadır. Yüklemeler sonucunda, SA modülü X eksenini boyunca burulmaktadır. Bu, özellikle köşelerde şasinin deformasyonuna neden olmaktadır. Bu nedenle gerilme yoğunlaşması Şekil 5.4’de gösterildiği gibi kenarlar boyunca oluşmaktadır.

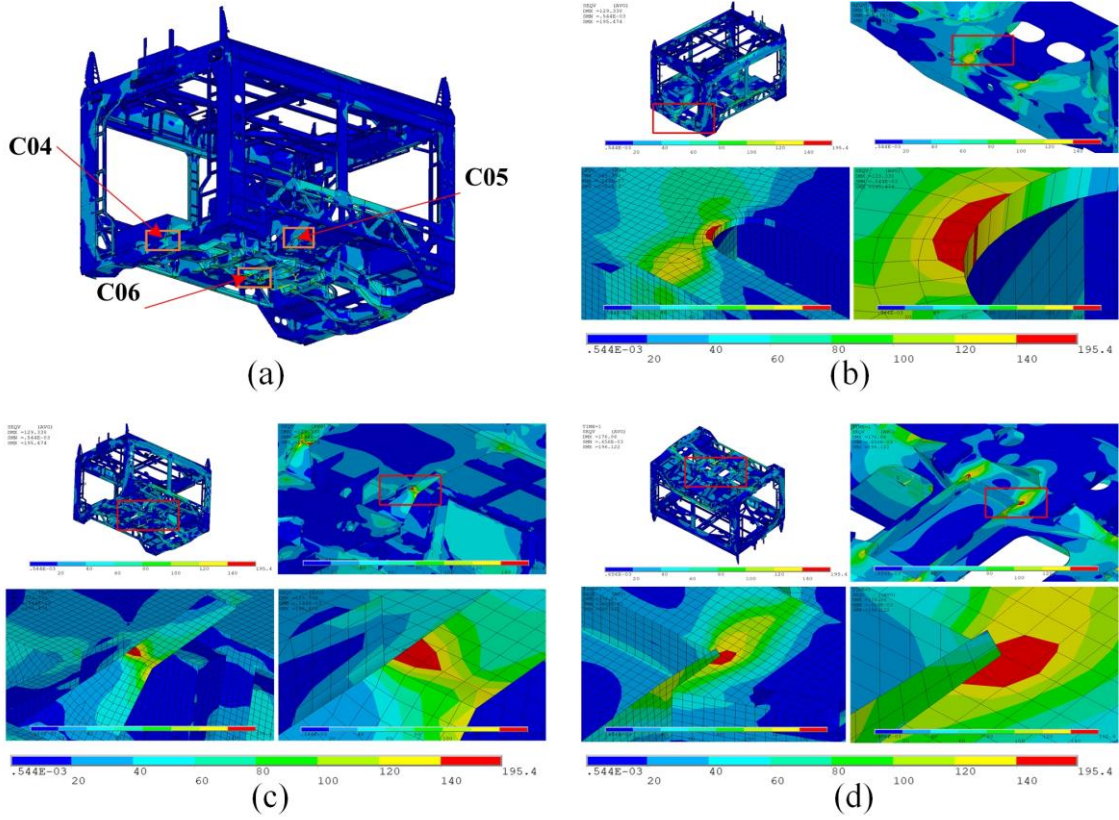




Şekil 5.4. S09 Yükleme Senaryosundan elde edilen SA modülündeki Kritik Bölge (C03) (bkz. Çizelge 4.4)

C04, C05 ve C06 Kritik bölgeleri, Şekil 5.5'te gösterildiği gibi T modülünde gözlenmektedir. C04, T ve SA modülleri arasındaki alt mafsallı bağlantının yakınında bulunmaktadır. Kurb geçişi sırasında, kütlenin tamamı tramvay aracı mafsallı bağlantılarını zorlamakta ve bu şasinin bağlantılarla birleştiği alanda yüksek gerilme yoğunlaşmasına neden olmaktadır. C05 ve C06, T modülü şasinin boji bağlantıları alanında yer almaktadır. Tüm sınır koşulları boji teker gruplarına uygulanmaktadır ve reaksiyon kuvvetleri şasi ve gövde arasındaki bağlantılardan şasiye uygulanmakta ve bu bölgelerde gerilme yoğunlaşmasına ve deformasyonlara sebebiyet vermektedir.

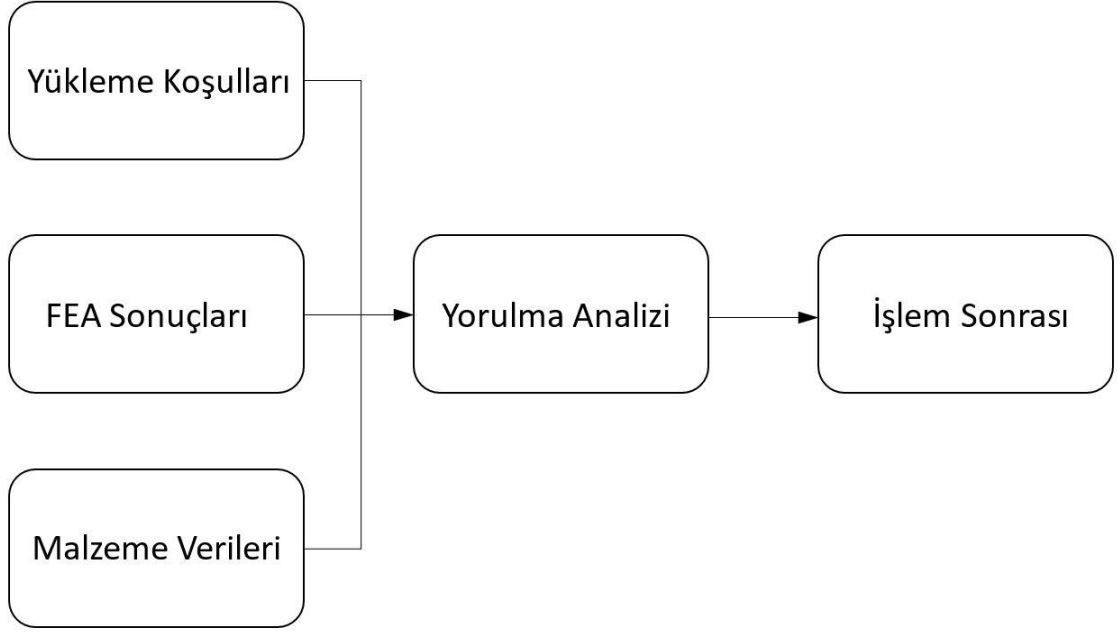
Gözlenen yüksek gerilme bölgeleri, Şekil 5.3-5.5'te gösterildiği gibi, iki plakanın kaynaklı bağlantılarının üzerinde veya yakınında görülmektedir. Bu nedenden dolayı Kaynaklı bağlantıların yorulma hesaplamaları bu alanlar için dikkate alınmaktadır. Sonraki bölüm yorulma ömrü hesaplamalarını içermektedir.



Şekil 5.5. S09 Yükleme Senaryosundan Elde Edilen T Modülünün Kritik Bölgeleri (bkz. Çizelge 4.4) (a) T modülü (b) C04 bölgesi (c) C05 bölgesi (d) C06 bölgesi.

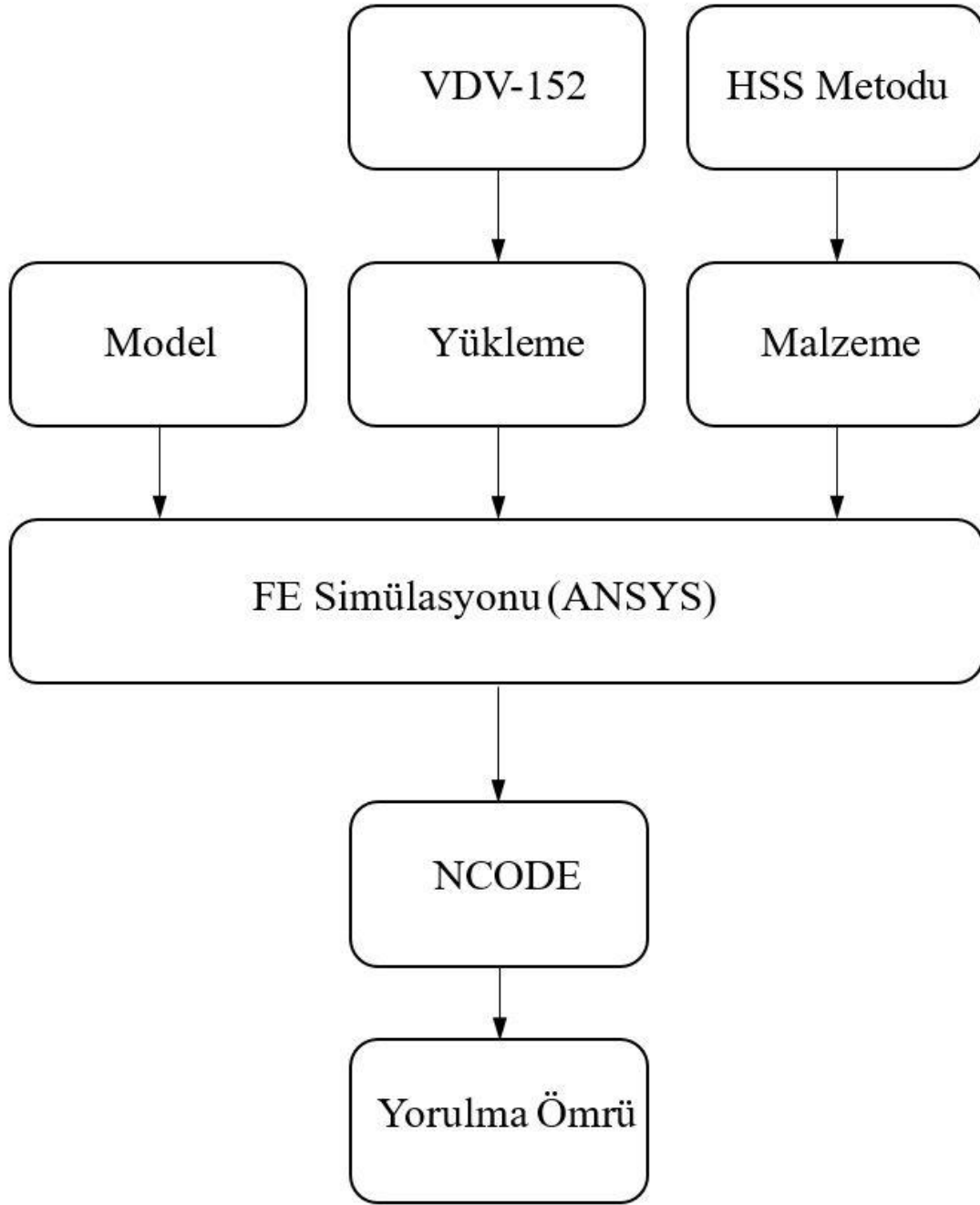
#### 5.4. Yorulma Ömrü Hesaplaması

Yorulma yük durumları Çizelge 4.4'teki farklı yük kombinasyonları seçilerek elde edilmiştir. Bu durumlarda yorulma ömrünün tahmini, daha önce statik analizden elde edilen kritik alanlarda (bkz. Şekil 5.3-5.5 ) kaynaklı bağlantılara özellikle dikkat edilerek gerçekleştirilmiştir. HSS yöntemi NCODE DESIGN LIFE yazılımı kullanılarak uygulanmıştır [29]. Yükleme koşulları, FEA sonuçları ve S-N eğrisi için malzeme verileri NCODE'daki 5 kutu kuralına göre girdi olarak tanımlanmıştır (bkz. Şekil 5.6).



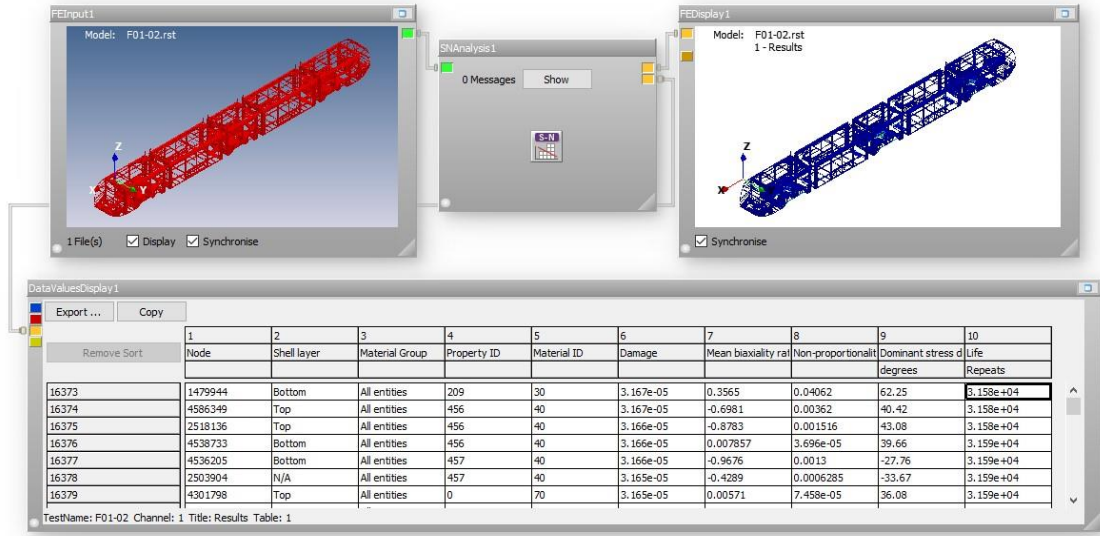
Şekil 5.6. NCODE programı 5 kutu kuralı [29].

Bu girdiler, yorulma ömrü sonuçlarının hesaplanmasında kullanılmaktadır. NCODE'daki FAT90'a göre elde edilen yorulma dayanımına dayalı S-N eğrileri, HSS hesaplamaları için kullanılmıştır [30]. Çalışmanın iş akışı Şekil 5.7'de verilmiştir.



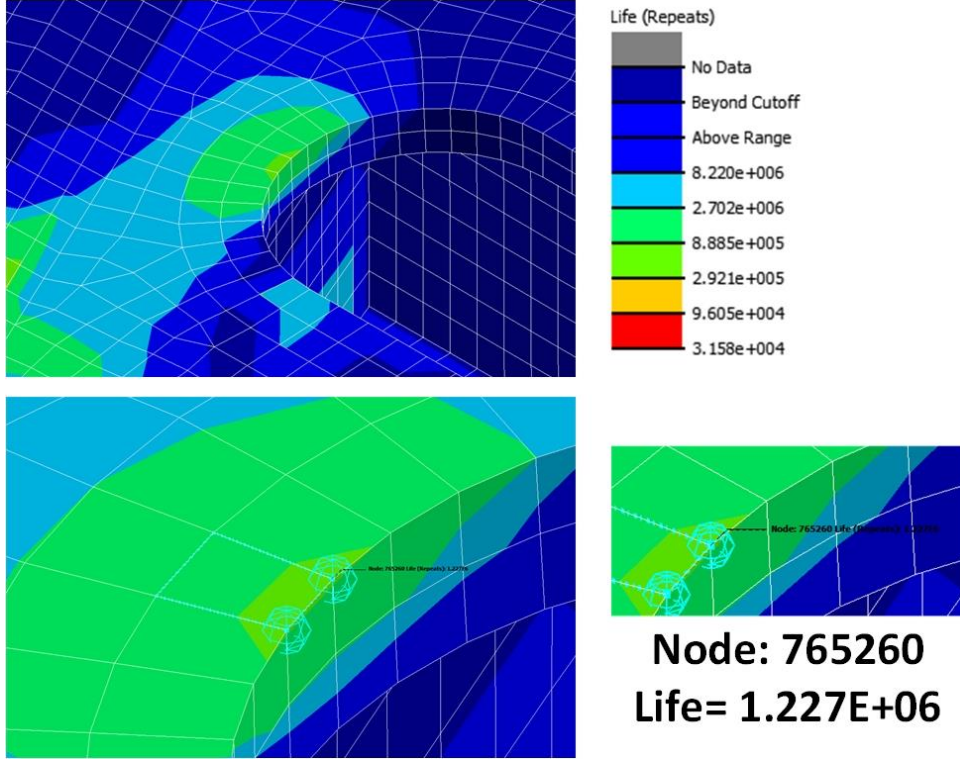
Şekil 5.7. Yorulma analizi iş akışı.

NCODE programında yapılan örnek bir yorulma ömrü simülasyonu, Şekil 5.8’de gösterilmiştir.

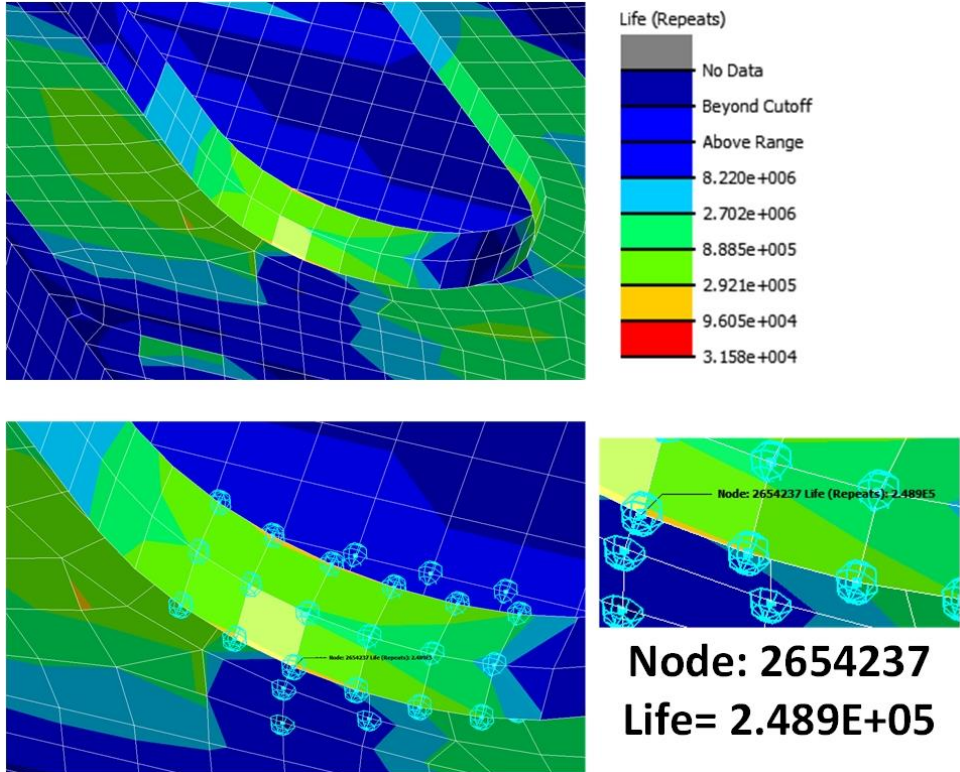


Şekil 5.8. NCODE programında yorulma ömrü simülasyonunun görünümü.

Yorulma ömrü hesaplamaları, bölüm 5.3'te elde edilen kritik bölgelerin yakınındaki kaynaklı bağlantı noktalarında yapılmıştır. Yorulma ömrü sonuçlarının çıktısı, ömür veya tekrar şeklinde verilmiştir. HSS yöntemiyle elde edilen ömür (tekrar) değerleri, Şekil 5.9-5.11'de gösterilmiştir. Temel durum için minimum ömür, T modülünde (C06 bölgesi) 31,580 döngü olarak elde edilmiştir.

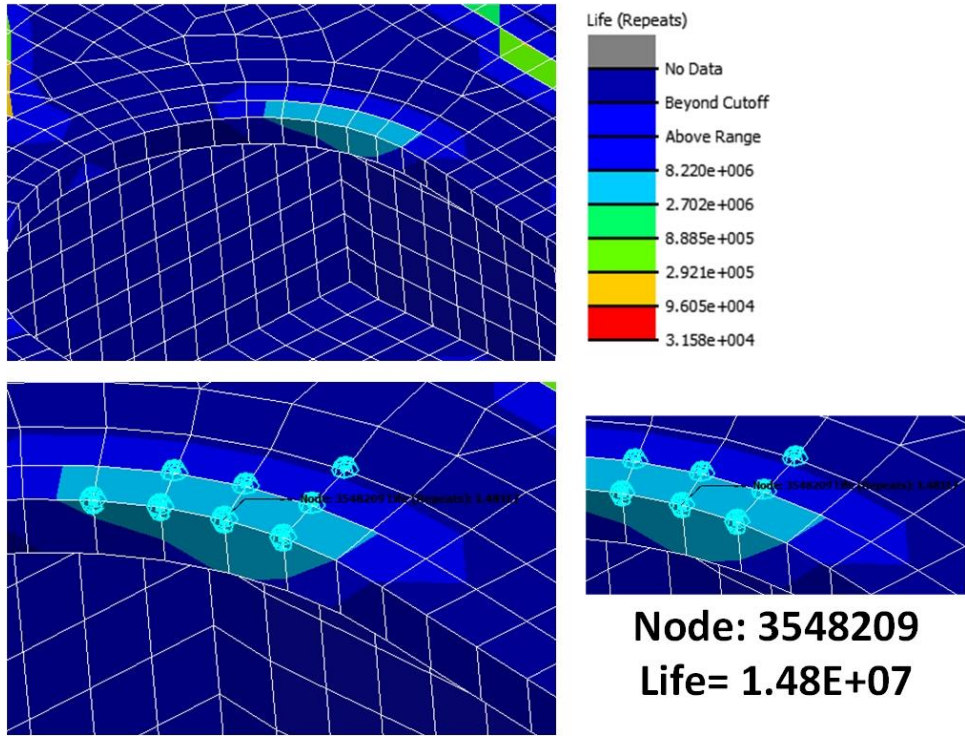


(a)

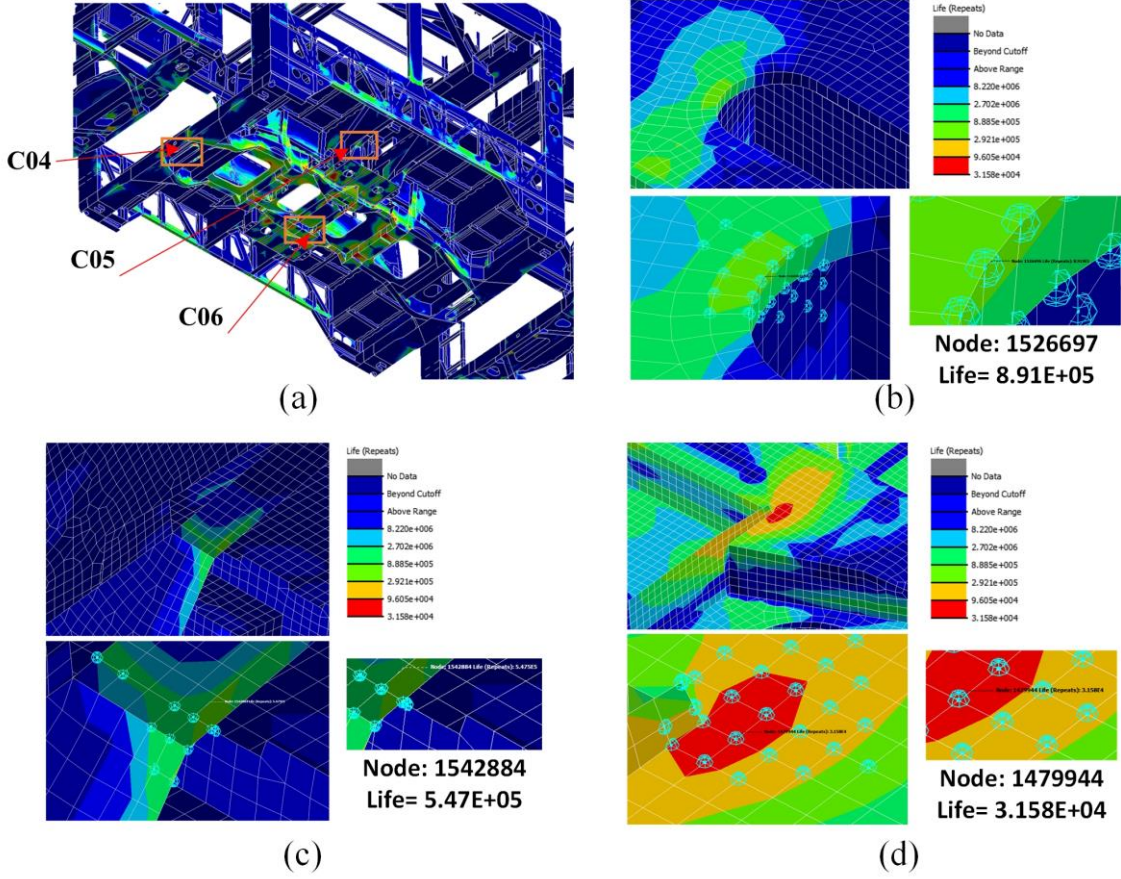


(b)

Şekil 5.9. MA modülündeki HSS yöntemiyle yorulma ömrü tahmini (a) C01 bölgesi (b) C02 bölgesi



Şekil 5.10. SA modülündeki HSS yöntemiyle yorulma ömrü tahmini (C03 Bölgesi).

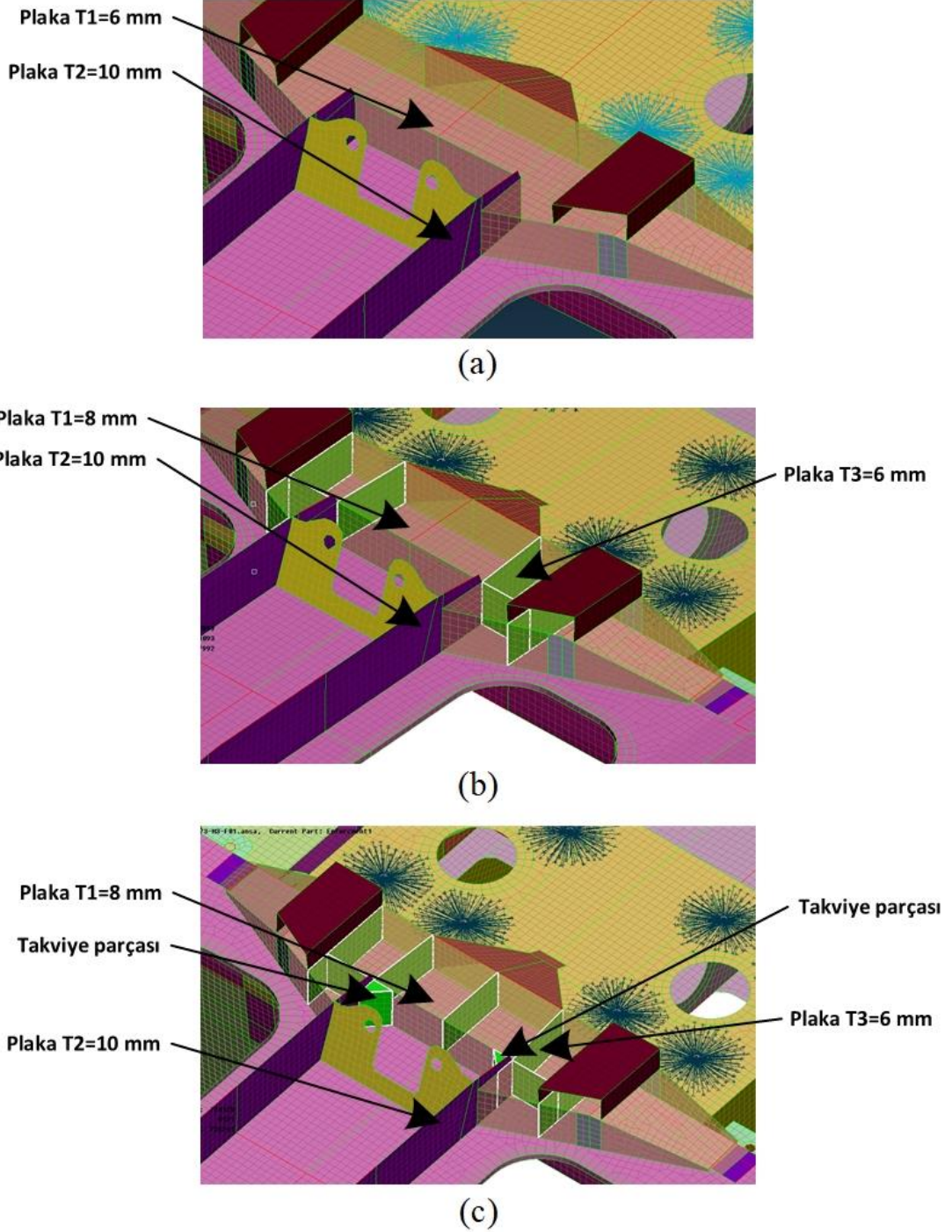


Şekil 5.11. T modülündeki HSS yöntemiyle yorulma ömrü tahmini (a) T modülü (b) C04 bölgesi (c) C05 bölgesi (d) C06 bölgesi.

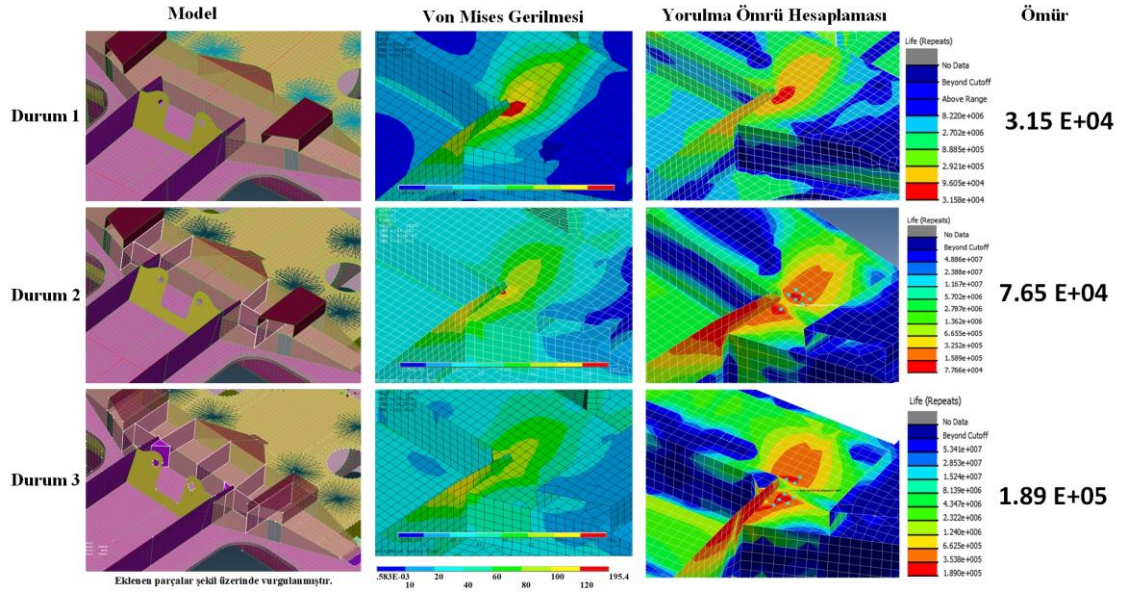
C06 bölgesindeki tahmini yorulma ömrü, müşterinin 100.000 devir olan gereksinimlerine göre kritik sınırın altında kalmaktadır. Bu nedenle, bu bölge için tasarım değişikliği ve iyileştirilme yapılması gerekmektedir. Temel durum bu çalışmada Durum 1 olarak adlandırılmıştır. Durum 1'den iki farklı model (Durum 2 ve Durum 3) türetilmiştir (bkz. Şekil 4.12). İlk olarak, kritik bölgedeki mevcut plakaların kalınlıkları (Plaka T1 olarak adlandırılmıştır) 6'dan 8 mm ye çıkarılmıştır. İkinci olarak, Şekil 5.12'de gösterildiği gibi Durum 2'deki yorulma ömrünü arttırmak için 6 mm kalınlığa sahip olan (Plaka T3 olarak adlandırılmıştır) plakalar kritik bölgeye eklenmiştir. Bu tasarım değişikliği ile kritik bölgedeki (C06 bölgesi) tahmini yorulma ömrü, Durum 1'den 45.000 devir daha fazla, 76.580 devir olarak hesaplanmıştır. Ancak, yorulma ömrü hala 100.000 devirlik kritik sınırının altında kalmıştır. Bu sorunun üstesinden gelmek için, yeni bir model (Durum 3 olarak adlandırılmıştır) yaratılmıştır. Bu modelde, Şekil 5.12'de gösterildiği gibi kritik bölgeye daha fazla plaka eklenmiştir. Ek olarak, köşelere 2 takviye parçası (Şekil 5.12 (c)



'deki yeşil renkli parçalar) eklenmiştir. Bu modelde tahmini yorulma ömrü 189.400 devir olarak hesaplanmaktadır. Bu 112.820 devir Durum 2'den daha fazla olmaktadır. Son tasarım, müşterinin gereksinimlerini karşılamıştır. Bu durumların karşılaştırması, Şekil 5.13'de gösterilmiştir.



Şekil 5.12. Durum 1-3 (a) Durum 1: Temel model (b) Durum-2: T1 Plakasının kalınlığı 6'dan 8 mm ye çıkartılmış ve T3 Plakaları eklenmiştir (c) Durum-3: T1 Plakasına daha fazla plaka eklenmiş ve köşelere 2 adet takviye parçası eklenmiştir.



Şekil 5.13. T Modülün C06 kritik bölgesindeki durumların karşılaştırılması.

## 6. ÇARPIŞMA ANALİZLERİ

### 6.1. Giriş

Demiryolu araçları binek ve kargo araçlar olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Tramvaylar hafif raylı binek araçlarıdır ve şehir ulaşımında çok önemli bir rol oynamaktadır. Şehir merkezlerinde artan nüfus yoğunluğu daha yüksek yolcu kapasitesine sahip tramvaylara olan ihtiyacı artırmaktadır. Bu talepleri karşılamak için, Türkiye’de ulaşım alanında güçlü bir yerli marka olan BOZANKAYA A.Ş. tarafından % 100 alçak tabanlı tramvaylar tasarlanmıştır. Ancak, yapısal bütünlük ve güvenlik açısından tramvay modelinin çarpışma analizlerinin yapılması gerekmektedir.

Önden çarpma kazaları, demiryolu taşıtlarında en sık rastlanan kaza türü olduğundan, bu tür senaryolar demiryolu taşıtlarının çarpışma güvenliğini belirlemek için sıklıkla kullanılmaktadır [31]-[38]. Demiryolu taşıt imalat endüstrisinde, prototipin mekanik yapısı genellikle fiziksel testlerle değerlendirilmektedir. Ancak, çarpışma testi için deneysel araştırmalar zaman ve finansman açısından çok maliyetlidir. Bu problemlerin üstesinden gelmek için, tasarım aşamasında sonlu elemanlar (FE) simülasyonları yapılmalıdır.

Demiryolu taşıtları için çarpışma güvenliği çalışmaları, özellikle araçların çarpma emicisine odaklanmıştır [33], [34], [36]-[38]. Bazı çalışmalar kaza senaryosunu sadece rigid duvarla araştırmışlar [31], [33], [35], [30]. Bazı çalışmalar ise iki araçta çarpışmasını ele almışlar [32], [36]. Bir sonraki paragrafta çarpışma güvenliği ile ilgili kısa bir literatür taraması verilmektedir.

Xue ve arkadaşları (2005) [31], bir vagonun çarpma ve sürücü kabini güvenliğinin geliştirilmesi ile ilgili bir çalışma yapmışlar. Bu çalışmada geleneksel bir demiryolu aracının zayıf yönleri gözlenmiş ve tasarım geliştirmesi için bazı önerilerde bulunmuşlar. Xue ve arkadaşları (2007) [32], bir ara vagon aracının çarpma güvenliğini incelemişler ve vagondaki yapısal zayıflıkları, sert bir duvarın etkisiyle tespit etmiş ve araç tasarımı geliştirmişler. Bu çalışmanın sonunda, iki demiryolu aracı arasındaki kafa kafaya çarpma etkisi ve sonuçlarının testini yapmışlar. Özel bir yolcu treninin çarpışma testi simülasyonları Gao ve arkadaşlarının (2007) [33] çalışmasında yapılmıştır. Sert bir duvarla yapılan çarpma sonuçlarına dayanarak, kabinin yapısını güçlendirmek ve trenin

sonuna bir enerji emici eklemek gibi tasarım üzerinde bazı değişiklikler yapmışlar. Yapılan yeni tasarım sonucunda çarpışma kuvvetleri önemli ölçüde azaltılmıştır. Xu ve arkadaşları (2014) [34] demiryolu taşıtları için oyuk oluşturarak enerji emişi sağlayan bir emici önermişler. Bu çalışmada dinamik simülasyon sonuçları deneylerle doğrulanmıştır. İlâveten yeni emici modelinin çarpışma değerini artırmak için parametrik iyileştirme çalışmaları da yapılmıştır. Demiryolu taşıtının sürücü kabınının ince duvarlı profillerle tasarımı, Li ve arkadaşlarının (2016) [35] çalışmasında yapılmıştır. Tasarlanan yapının çarpışma güvenliği hem simülasyonlar hem de deneyler ile test edilmiş ve etki performansını artırmak için çok amaçlı iyileştirme çalışması yapılmıştır. Gao ve arkadaşları (2017) [36], demiryolu araçları için aktif-pasif entegrasyon enerji emicisi adı verilen yeni bir enerji emici sistemi önermişler. Bu yeni konseptin deneysel testlerle doğrulanması gösterilmiş ve potansiyel faydaları ayrıntılı olarak sunulmuştur. Peng ve arkadaşları (2017) [37], metro araçları için kesim tarzı bir enerji emici önermişler ve sonlu elemanlar analiz sonuçlarının doğrulanması için tam ölçekli bir çarpışma deneyi yapmışlar. Bu çalışmada tasarım parametrelerinin çarpışma performansı üzerine etkisi de incelenmiştir. Kare tüplerle tasarlanan kademeli bir enerji emici bileşeni Xu ve arkadaşları (2017) [38] tarafından incelenmiştir. Bu çalışmada sayısal sonuçların deneysel çalışmalardan elde edilen verilerle iyi bir uyumu gözlenmiştir. Yapının en uygun konfigürasyonu çok amaçlı optimizasyon çalışması ile bulunmuştur. Bu çalışmalar çoğunlukla ana yapının enerji emici kısmına odaklanmıştır. Buna karşın, bu çalışmada tramvay aracının tüm mekanik yapısı çarpışma güvenliği açısından incelenmiştir.

EN 15227 [39], farklı çarpışma senaryolarında yolcular için güvenlik sağlamaktadır. Standart raylı sistem araçlarını farklı kategorilerde incelemiştir. Bu standart 4 farklı çarpışma senaryosu tanımlamış ve sonuçları değerlendirmek adına belirli kriterler belirlemiştir.

Bu bölümde öncelikle standardın kısa özeti anlatılmıştır. Daha sonra belirlenen şartlarda aracın çarpışma analizleri yapılmış ve analiz sonuçları standardın sağladığı kriterlerle değerlendirilmiştir. Son olarak analizlerin doğruluğundan emin olmak adına belirli metotlarla sonuçların doğruluğu ve hataları araştırılmıştır.

## 6.2. EN 15227 Demiryolu Araç Gövdeleri İçin Çarpışma Güvenliği Koşulları

Taşıtın tüm aktif güvenlik sistemleri (çarpışma önleyici donanımlar) çarpışmayı önlemediğinde, bu düzenleme en yaygın çarpışma senaryolarında yolcular için güvenlik sağlamaktadır. Düzenleme yapısal ve hayatta kalma alanı bütünlüğünün korunmasının yanı sıra çarpışma kuvveti ve ivmelenmenin sınırlandırılmasıyla hem araç hem de yolcular için olası herhangi bir zararın sonucunu azaltmaya çalışmaktadır.

Düzenlemenin uygulanması için, demiryolu araçları Çizelge 6.1’de gösterildiği gibi 4 kategoriye ayrılmıştır. Bu kategoriler, çalışma koşulları ve araçların yapısal özellikleri ile tanımlanmıştır. Proje kapsamında tasarlanan araç kategori C-IV’te yer almaktadır.

Çizelge 6.1. EN 15227’ye göre çarpışma güvenliği tasarımı için demiryolu araç kategorileri [39].

Kategori	Tanım	Araç tipleri örnekleri
C-I	TEN (Trans Avrupa Ağı) güzergâhlarında kullanılmak üzere tasarlanmış araçlar, uluslararası, ulusal ve bölgesel ağlar (demiryolu geçişleri olan).	Lokomotifler, faytonlar ve sabit tren birimleri.
C-II	Sadece özel bir demiryolu altyapısında çalışmak üzere tasarlanmış, karayolu trafiğiyle bir ara yüzü olmayan kentsel araçlar.	Metro araçları.
C-III	Kentsel veya bölgesel ağlarda, ray paylaşım işleminde ve trafikte bir ara yüzü olan hafif raylı araçlar.	Tramvay trenleri, yarı şehir içi tramvaylar.
C-IV	Karayolu trafiği ile etkileşime giren özel şehir ağlarında çalışmak üzere tasarlanmış hafif raylı araçlar.	Tramvay araçları

Tüm olası çarpışma durumlarını göz önünde bulundurularak yapı tasarımının yapılması ve yolcu güvenliğinin sağlanması pratik değildir, bu nedenle düzenleme Çizelge 6.2’de

belirtildiği gibi en yaygın 4 farklı senaryoyu tanımlamaktadır. Bu senaryolar aşağıdaki gibi özetlenmiştir:

1. Eş değer iki tren ünitesinin kafa kafaya çarpışması.
2. Farklı tren ünitelerinin kafa kafaya çarpışma durumu.
3. Tren ünitesinin büyük karayolu aracıyla yer geçidi sırasında kafadan çarpışması.
4. Tren ünitesinin kısa engelle çarpışma durumu (örnek olarak yer geçidi sırasında olan araba, hayvan, çöp vs.).

Çizelge 6.2. EN15227'ye göre demiryolu araç çarpışma senaryoları [39].

Çarpışma senaryosu	Çarpışma engeli	Gereksinimin operasyonel özellikleri	Çarpışma Hızı – km/h			
			C-I	C-II	C-III	C-IV
1	Eş değer iki tren	Tüm sistem	36	25	25	15
2	80 tonluk vagon	Yan tamponlarla donatılmış araçlarla karışık trafik	36	-	25	-
	129 tonluk bölgesel tren	Merkezi kuplörlü araçlarla karışık trafik.	-	-	10	-
3	15 tonluk deforme olabilen engel	TEN ve seviye geçişleri ile benzer işlem.	Bkz. EN15227	-	25	-
	3 tonluk rigid engel	Trafikten izole edilmemiş kentsel hat.	-	-	-	25
4	Küçük, düşük engel	Ulaşılabilecek engel sapırtıcı gereksinimleri	Bkz. EN15227	-	Bkz. EN15227	-

## 6.2.1. Standardın Tanımladığı Gereksinimler

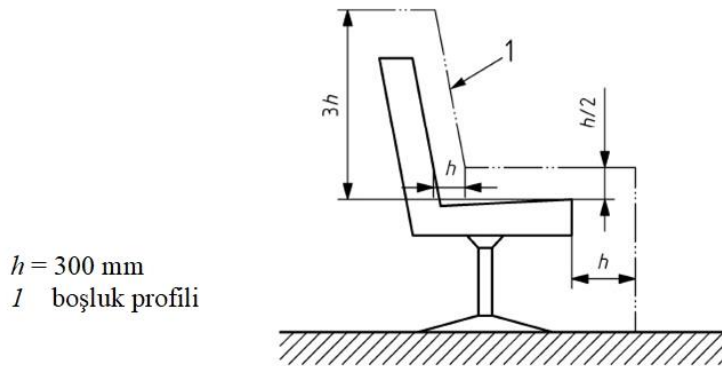
Yolcuların çarpışma sırasında korunmasını sağlamak için bazı ilkeler sağlanmalıdır. Yönetmeliğe göre simülasyonun sonuçları; üst üste çıkmanın önlenmesi, yolcular için hayatta kalan alanın korunması, yavaşlamanın sınırlandırılması ve çarpışma kuvvetlerinin kontrollü olarak emilmesini göstermesi gerekmektedir. Bu gereksinimler aşağıda belirtildiği gibidir.

### 6.2.1.1. Üst Üste Çıkmanın Önlenmesi

Üst üste çıkmanın önlenmesi için her bojinin en az bir teker çiftinin rayla aktif temasta olması gerekmektedir. Bu şart her bojinin en az bir teker çiftinin ray üstündeki dikey deplasmanının, nominal flanş yüksekliğinin %75 ini geçmemesi gerekmektedir veya 100 mm kadar tekerin dikey deplasmanına izin verilmektedir. Bu gereksinim boji tasarımında göz önünde bulundurulmalı ve bu tezin kapsamının dışında kalmaktadır [39].

### 6.2.1.2. Yolcular İçin Hayatta Kalma Alanının Korunması

Şasi ve gövdenin yerel plastik deformasyonu bazı şartlar altında kabul edilmektedir. Ancak hayatta kalma alanındaki yapının bütünlüğü belirli değerlerin altında kalmalıdır. Şasi ve gövde tanımlanmış senaryolara maruz kaldıktan sonra, yolcu hayatta kalma alanının boyuna plastik deformasyonu % 10'u geçmemelidir. Ayrıca, sürücü koltuğu için kritik hayatta kalma alanı korunmalıdır. Bu alan Şekil 6.1'de gösterilmektedir. Çarpışma senaryoları sırasında yapının deformasyonu herhangi bir parça ve ekipmanın hayatta kalma alanına ulaşması veya kesişmesiyle sonuçlanmamalıdır ( Daha fazla bilgi için bkz. EN15227) [39].



Şekil 6.1. Sürücü koltuğu boşluk bölgesi [39].

### 6.2.1.3. Yavaşlamanın Sınırlandırılması

Hayatta kalma alanlarında ortalama kabul edilebilir boyuna yavaşlama, senaryo 1 ve 2 için 5G'yi ve senaryo 3 için 7.5G'yi geçmemelidir ( $G = 9.8 \text{ m/s}^2$ ). Her araçta Ortalama yavaşlama belirlenme yöntemi çarpışma kuvvetlerinin sıfırı geçtiği zamandan başlayıp ve tekrar sıfıra düşene kadar devam etmelidir. Eğer çarpışma Kuvvetleri sıfırlanmasına doğru aşırı zaman geçerse o zaman maksimum kuvvetin %10'na kadarki zaman kullanılır [39].

### 6.3. Aracın Sonlu Elemanlar Modeli Ve Sınır Koşulları

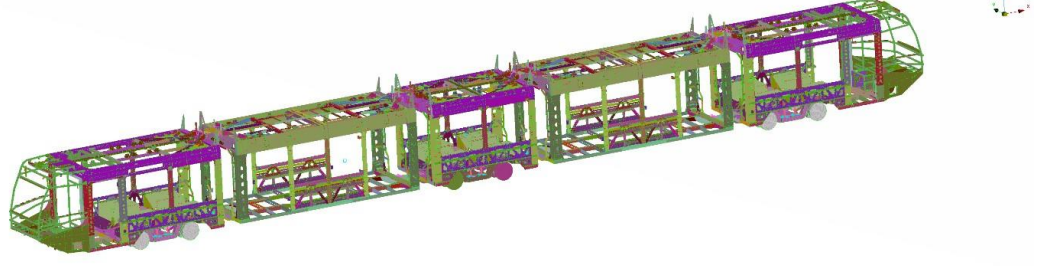
Aracın sonlu elemanlar modelinin hazırlanması ve detayları Bölüm 2'de detaylı olarak anlatılmıştır. Çarpışma kütlesi olarak işleme hazır aracın tasarım kütlesi artı oturan yolcuların %50'sinin kütlesi EN 15227, Böl. 3.3 uyarınca alınmaktadır. Proje kapsamında tasarlanan modelde, işleme hazır olan tasarım kütlesi artı oturan yolcuların %50'sinin kütlesi = 45.332 Kg olmaktadır. Bu modelin detayları Çizelge 6.3'te görülmektedir.

Çizelge 6.3. Tramvay modelinin detaylı çarpışma kütlesi.

	MA	SA	T	SB	MB	Toplam
İşleme hazır aracın kütlesi (M1)	7355	5758	4030	5756	7280	30179
Boji (M2)	4725	-	3255	-	4725	12705
Oturan yolcu sayısı	16/2	8/2	16/2	8/2	16/2	32
Oturan yolcu ağırlığı	1224/2	612/2	1224/2	612/2	1224/2	2448
Toplam (kg)	12692	6064	7897	6062	12617	45332

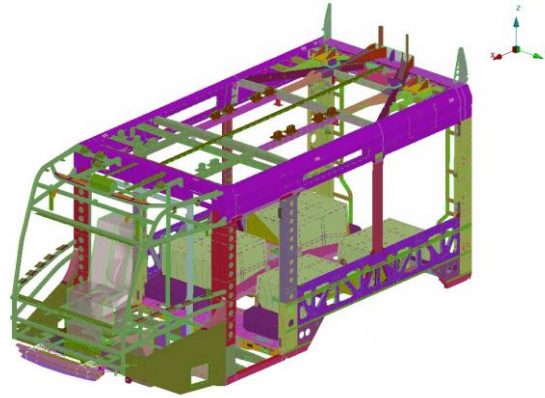
Modüller temel olarak birbirine bağlı 3 farklı parçadan oluşmaktadır. Bunlar şasi, yan duvarlar ve tavandır. Ayrıca MA ve MB modüllerinde tampon bulunmaktadır. Bu parçalar arasında şasi ve tampon çarpışma enerjisinin emilmesinde önemli rol oynamaktadır. İç ve dış donanımlar, kapılar, pencereler ve çeşitli parçalar modellenmemiştir. Bunun nedeni bu parçaların enerji emilmesinde ve çarpışmada önemli bir etkileri olmamasıdır. Ancak bu parçaların kütleler gerekli bölgelere eklenmiştir. Aracın tam modeli Şekil 6.2'de gösterilmiştir.





Şekil 6.2. Tramvay aracının çarpışma modeli.

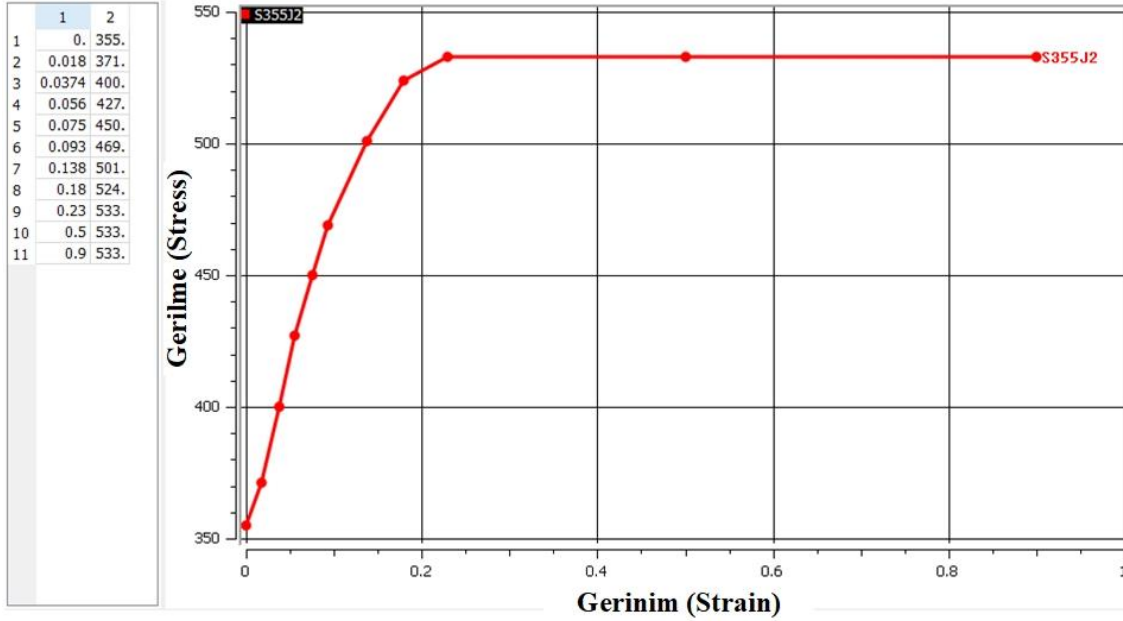
Tüm modelin analizi önemli miktarda zaman ve matematiksel süreç gerektirmektedir. Diğer yandan, bunu yapmak gerekli değildir çünkü en ciddi hasar kaza bölgelerinde meydana gelmektedir. Bu yüzden çarpışma modelinde sadece ön modül alınmıştır ve diğer modüllerin kütle ve atalet değerleri gerekli bölümlere eklenmiştir. Kısaltılmış modeli doğrulamak için ağırlık merkezi ve atalet tensörü karşılaştırması yapılmıştır. Kısaltılmış sonlu elemanlar modeli Şekil 6.3'te gösterilmektedir. Sonlu elemanlar ağı ANSA programı kullanılarak oluşturulmuştur. Üretilen ağ 1.002.173 birinci dereceden kalınlık boyunca 5 integrasyon noktasına sahip Quad ve Tria kabuk elemanları (SHELL 181) ve 994.996 düğüm noktası içermektedir [9].



Şekil 6.3. Tramvay aracının kısaltılmış çarpışma modeli.

FE modelinde LS-Dyna malzeme kütüphanesinden elastik-plastik (MAT24 MAT\_PIECEWISE\_LINEAR\_PLASTICITY) malzeme modeli kullanılmıştır [7]. Malzeme özellikleri Çizelge 3.3'te verilmiştir. Malzemenin çekme testi detayları Şekil

6.4'te gösterilmiştir. Bu değerler malzemenin doğru Gerilme-Gerinim (True Stress-Strain) eğrisidir.



Şekil 6.4. S355 J2 malzemesinin Gerilme-Gerinim eğrisi.

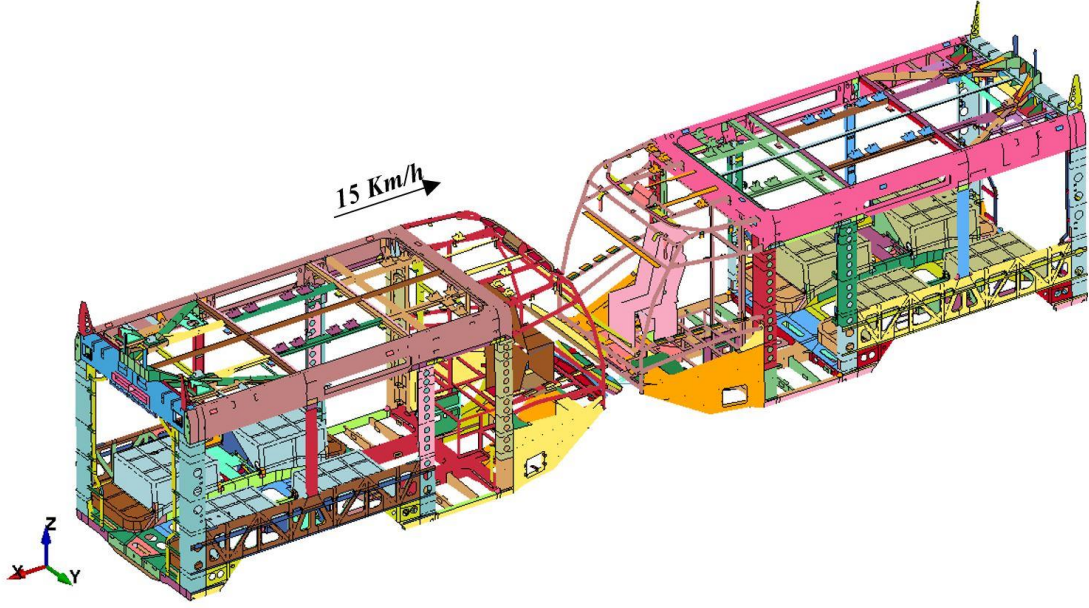
#### 6.4. Simülasyon ve Sonuçlar

EN 15227'ye göre tramvay gibi hafif raylı taşıtlar C-IV kategorisindedir (bkz. Çizelge 6.1). Bu sebepten dolayı 1. ve 3. senaryo uygulamaları gerekmektedir (bkz. Çizelge 6.2). Sonraki bölümlerde 1. ve 3. senaryoların uygulanması, koşuları ve doğrulanması anlatılmaktadır. Analizler explicit yöntemiyle ve LS-DYNA programında gerçekleştirilmiştir [9]. Explicit yönteminin detayları Bölüm 2.9'da verilmiştir.

##### 6.4.1. Senaryo 1

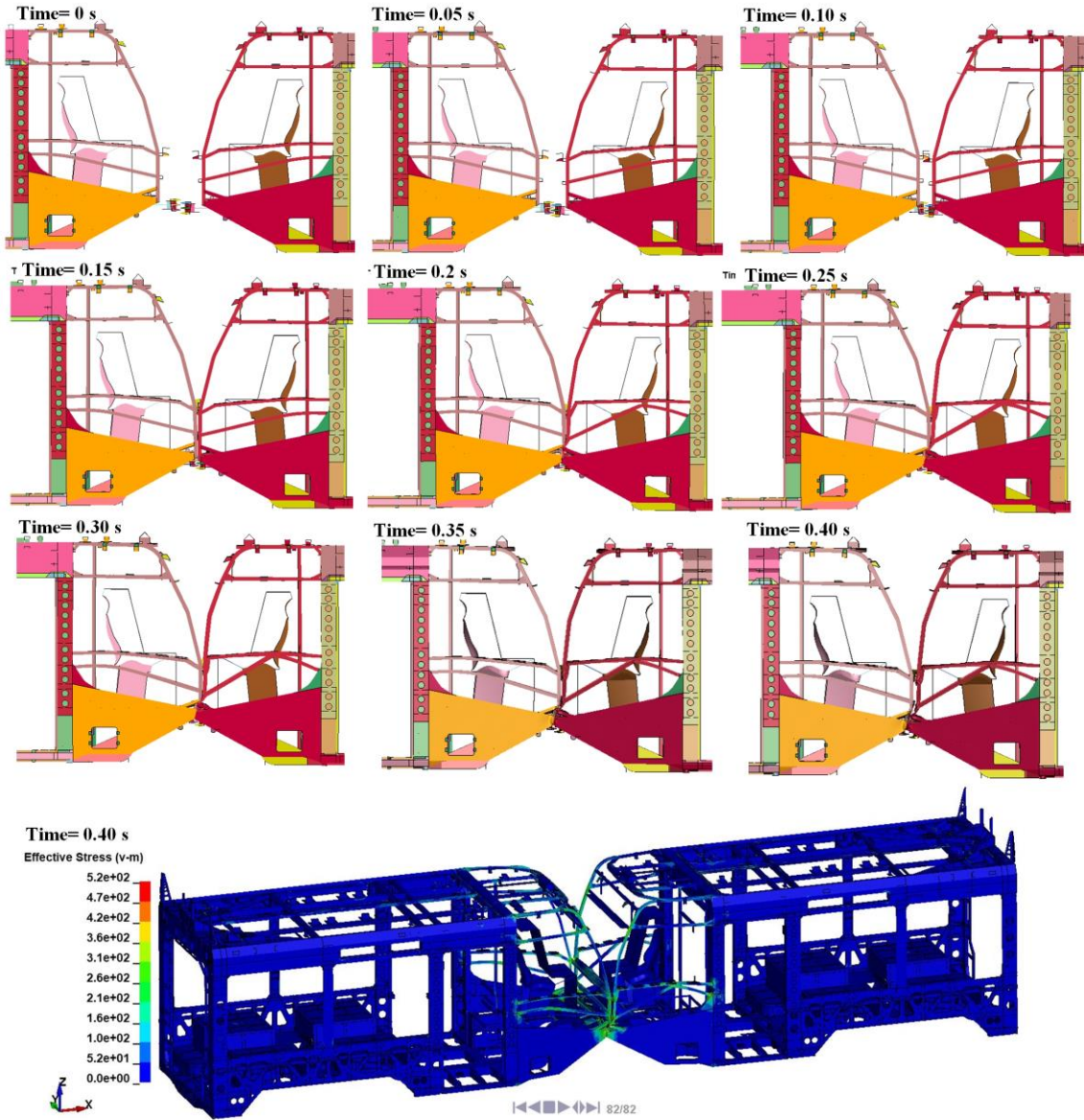
Bu senaryoda tramvay aracı 15 km/h'lik hızla sabit bekleyen başka bir tramvay aracına çarpmaktadır. Bu senaryonun amacı eş değer iki tren ünitesinin kafa kafaya çarpışmasının simülasyonunu yapmaktır. Model ANSA programında hazırlanıp analizler LS-Dyna programında yapılmıştır [9],[7]. Her iki araç boji kısmından Y ve Z yönlerinde raylın yaratacağı gibi serbestlikleri kısıtlanmış ve X yönünde serbest bırakılmıştır. Sağdaki araç hıza sahip olup soldaki araç sabit beklemektedir. Duran tren EN 15227 uyarınca 40 mm

dikey yönde hareketli trene göre daha aşağıda yer almaktadır. Hazırlanan model Şekil 6.5'te gösterilmiştir.



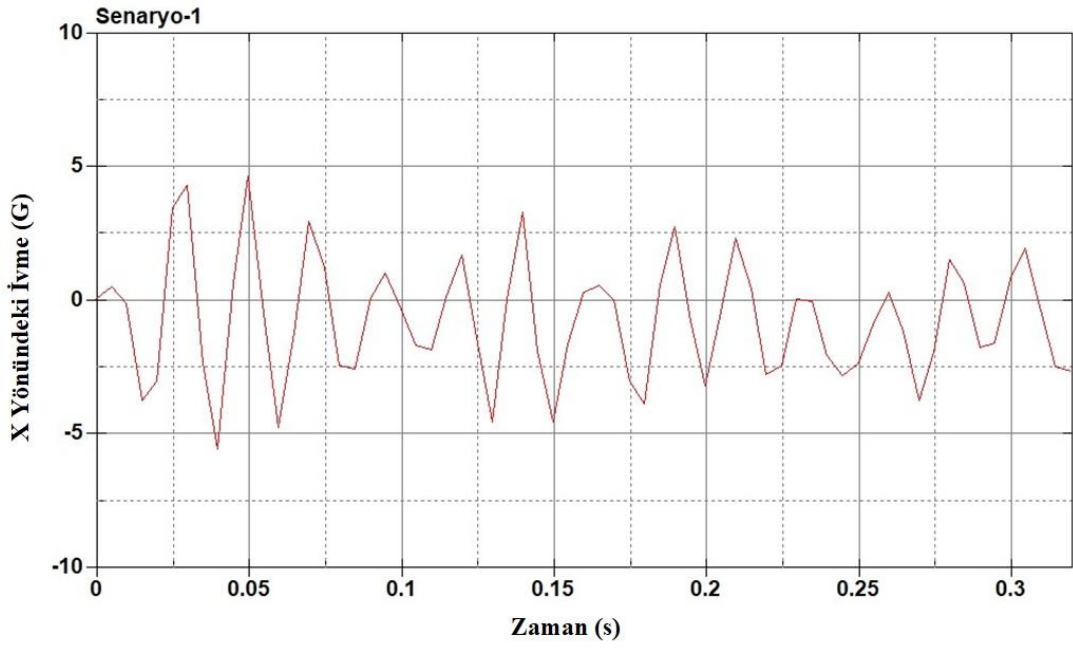
Şekil 6.5. Senaryo 1 LS-Dyna modeli.

Analiz LS-Dyna programında yapılmıştır ve analiz süresi standardın belirlediği gibi çarpışma kuvvetleri sıfıra yaklaşıncaya kadar devam etmiştir. Çarpışma analizi sonuçları Şekil 6.6'da gösterilmiştir.

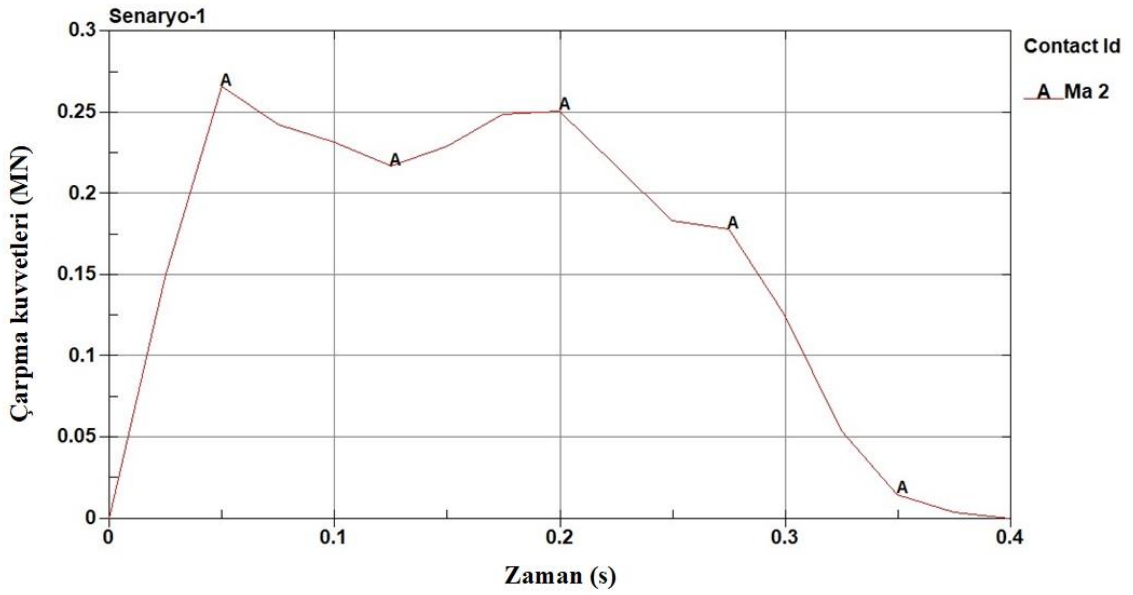


Şekil 6.6. Senaryo 1 simülasyon sonuçları.

Analizler sonucunda çarpma kuvvetleri kontrollü bir şekilde emilmiştir ve standart gereksinimleri sağlanmıştır. Yapı, standartta verilen kriterlere göre çarpışma sırasında bütünlüğünü korumuştur. Maksimum yavaşlama 5,4 G olarak sürücü koltuğunda kaydedilmiştir (bkz. Şekil 6.7) ve ortalama yavaşlama 5 G'nin altında kalmıştır. Analiz süresi, çarpma kuvvetleri Şekil 6.8'de gösterildiği gibi sifıra yaklaşıncaya kadar devam etmiştir. Bu yüzden analiz zamanı 0.4 saniye olarak seçilmiştir.



Şekil 6.7. Senaryo 1 boyuna yavaşlama (G).

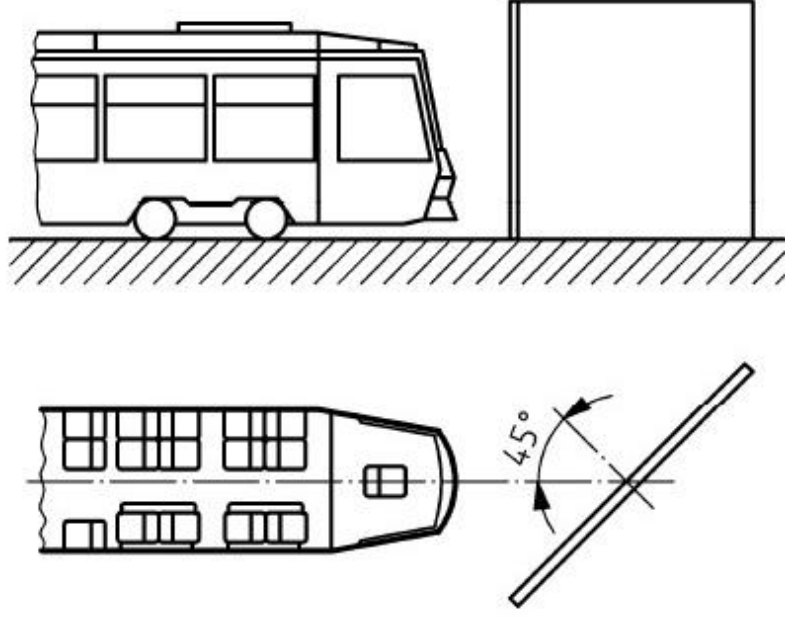


Şekil 6.8. Senaryo 1 çarpışma kuvvetleri (MN).

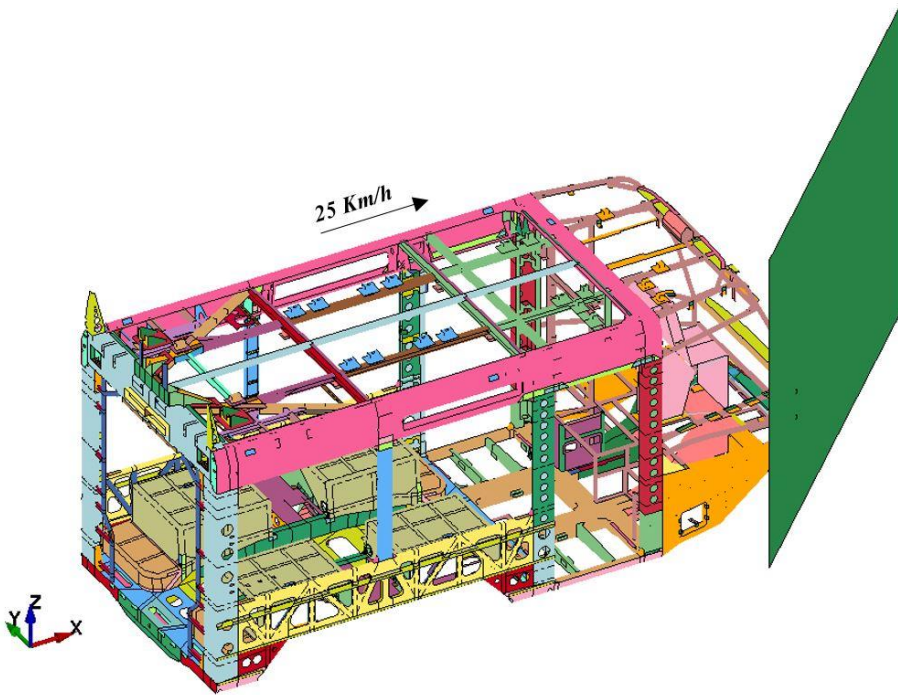
### 6.4.2. Senaryo 3

Bu senaryoda tramvay aracı 25 km/h'lik hızla 3 ton ağırlığındaki rigid ve sabit engele çarpmaktadır. Engel standardın belirlediği gibi yalnızca X ve Y düzlemsel yönlerinde serbest bırakılmıştır (engelin konumu Şekil 6.9'da gösterilmiştir). Bu senaryonun amacı

tren ünitesinin büyük karayolu aracıyla yer geçidi sırasında kafadan çarpışmasını simüle etmektir. Model ANSA programında hazırlanıp analizler LS-Dyna programında yapılmıştır [9],[7]. Model boji kısmından Y ve Z yönlerinde rayın yaratacağı gibi serbestlikleri kısıtlanmış ve X yönünde serbest bırakılmıştır. Hazırlanan model Şekil 6.10'da gösterilmiştir.

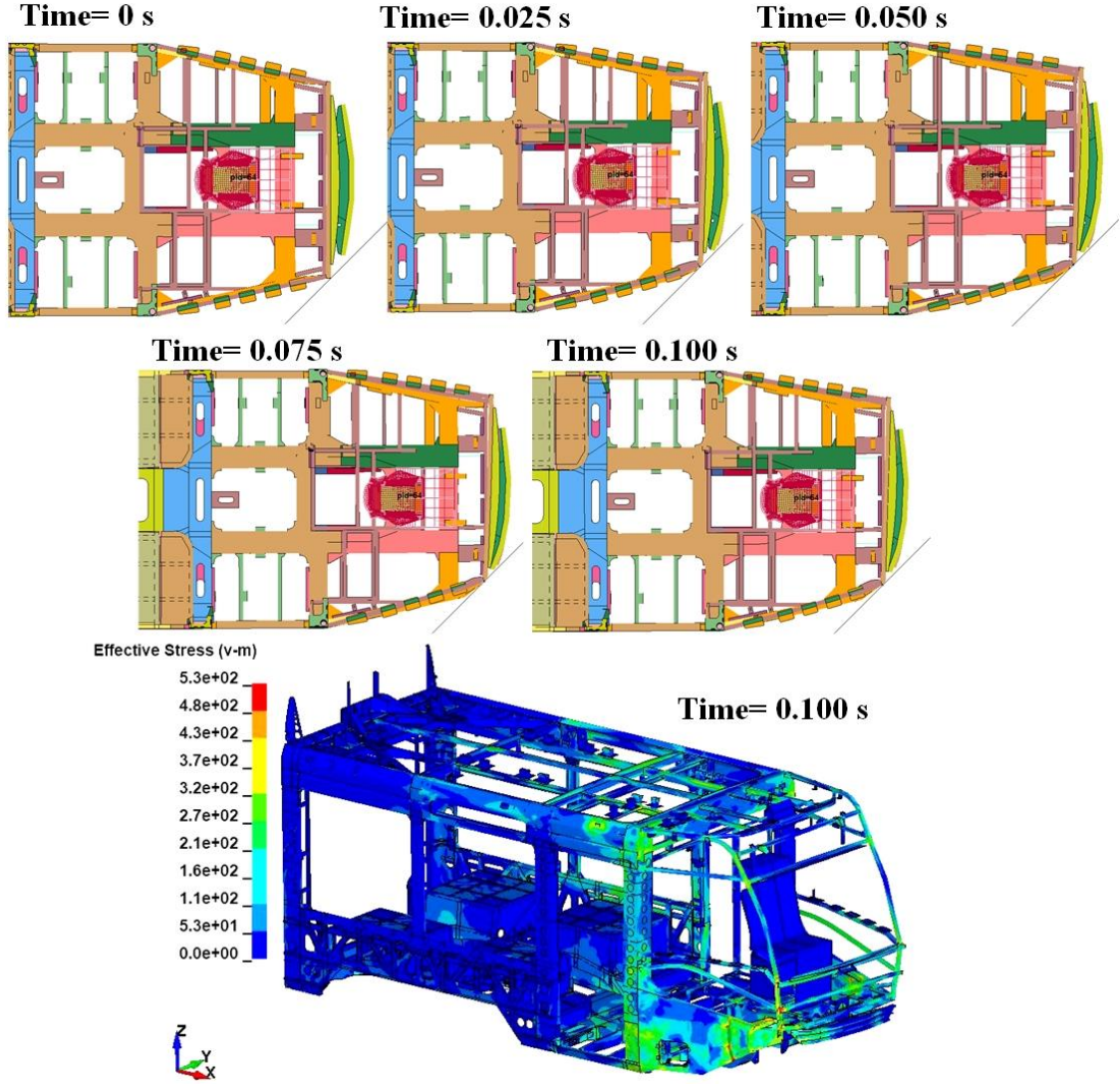


Şekil 6.9. Sabit engelin araca göre konumu [39].



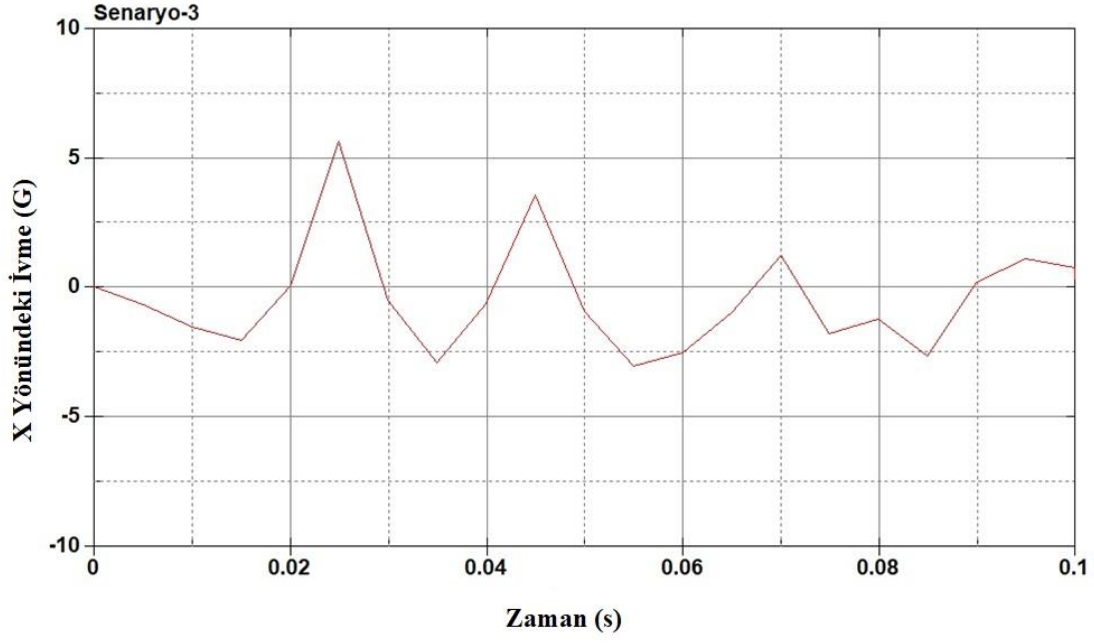
Şekil 6.10. Senaryo 3 LS-Dyna modeli.

Analiz LS-Dyna programında yapılmıştır ve analiz süresi standardın belirlediği gibi çarpışma kuvvetlerinin sıfıra yaklaşacağına kadar devam etmiştir. Sonuçlar Şekil 6.11’de gösterilmektedir.

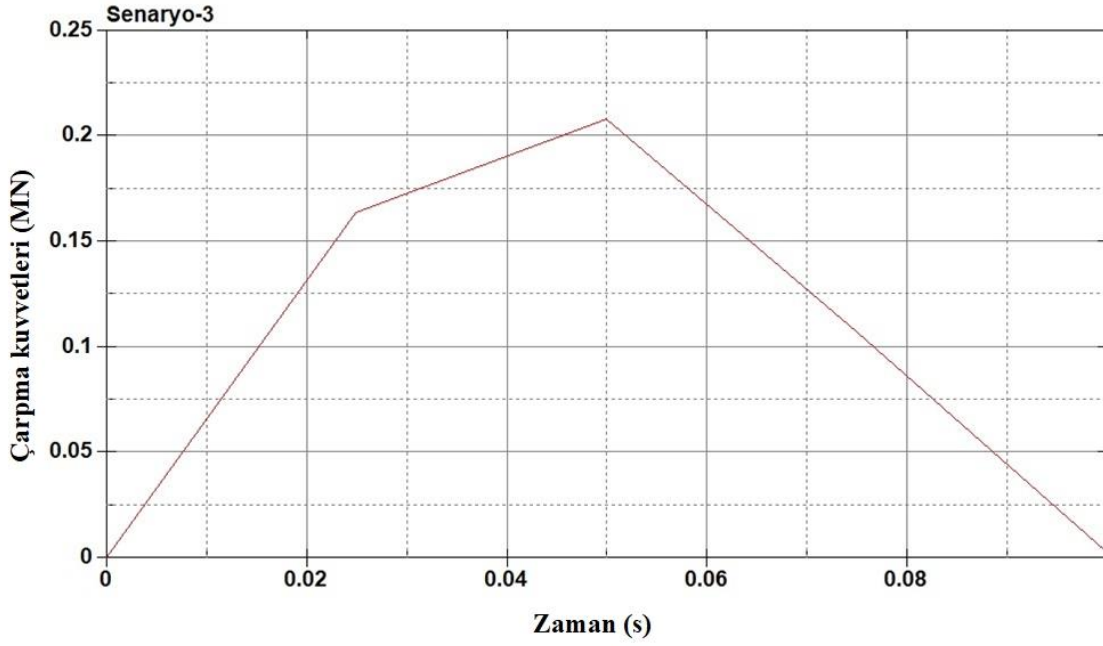


Şekil 6.11. Senaryo 3 çarpışma sonucu.

Analiz sonucunda çarpışma kuvvetleri sağlıklı şekilde sönümlenmiş ve standardın belirttiği kriterler sağlanmıştır. Konstrüksiyonun bütünlüğünü standartta verilen kriterlere göre sağlanmıştır. Maksimum yavaşlama 5.62 G olarak sürücü koltuğunda kaydedilmiştir (bkz. Şekil 6.12) ve ortalama yavaşlama 7.5 G'nin altında kalmıştır. Analiz süresi, Şekil 5.13'te gösterildiği gibi çarpışma kuvvetleri sıfıra yaklaşana kadar devam etmiştir. Böylece, analiz süresi 0.1 saniye olarak seçilmiştir.



Şekil 6.12. Senaryo 3 boyuna yavaşlama (G).



Şekil 6.13. Senaryo 3 çarpışma kuvvetleri (MN).



## 6.5. Simülasyon Sonuçlarının Doğrulanması

### 6.5.1. Enerji Verisi Doğrulanması

Sayısal çözümün doğruluğunu gözlemlemek için toplam enerjinin hesaplanması gerekmektedir. Toplam enerji dengesi denklemi simülasyonun hassasiyetini araştırmak için kullanılır ve aşağıda gösterilmektedir:

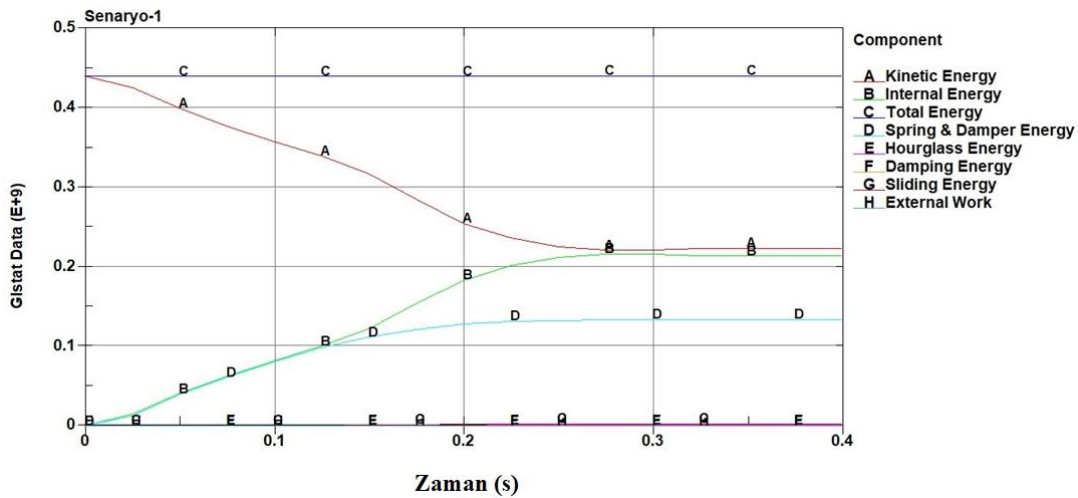
$$\underbrace{E_{kin} + E_{int} + E_{si} + E_{rw} + E_{damp} + E_{hg}}_{E_{total}} = E_{kin}^0 + E_{int}^0 + W_{ext} \quad (6.1)$$

Bu denklemde:  $E_{kin}$ = hareket enerjisi (kinetic energy),  $E_{int}$ = içsel enerji,  $E_{si}$  = kayan arayüzey enerjisi (sliding interface energy),  $E_{rw}$ = sert duvar enerjisi (rigid wall energy),  $E_{damp}$ = sönümlenme enerjisi (damping energy),  $E_{hg}$ = kum saati enerjisi (hourglass energy),  $E_{kin}^0$  = ilk hareket enerjisi (initial kinetic energy),  $E_{int}^0$  = ilk içsel enerji (initial internal energy),  $W_{ext}$  = Harici iş (external work) ve  $E_{total}$ =toplam enerjiyi (total energy) ifade etmektedir [7].

Denklem (6.1) sisteme giren işin yapılan işe eşit olması gerektiğini belirtmektedir. Denklemde eşitsizlik analizin hatalı olduğunu göstermektedir. Analizlerin sonucunda toplam enerji kontrolü yapılmıştır ve aşağıda gösterilmektedir.

#### 6.5.1.1. Senaryo 1 Enerji Verisi Doğrulanması

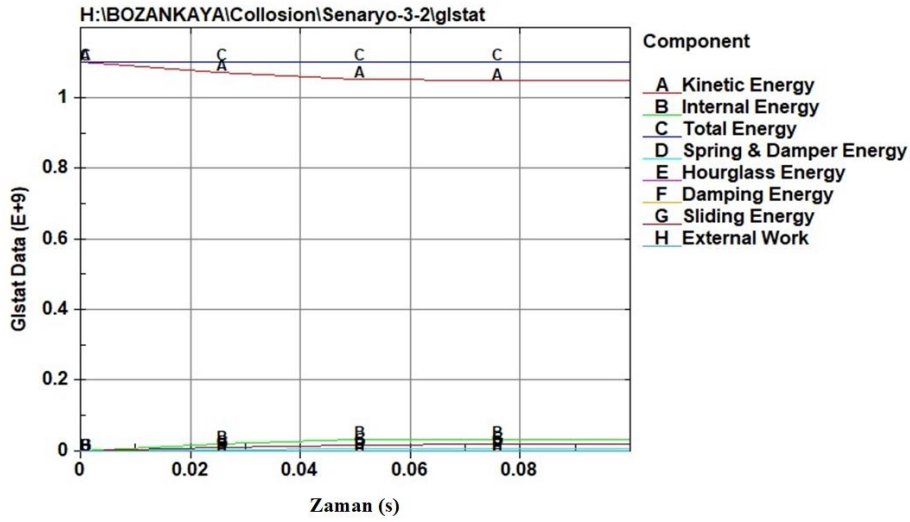
Modelde yapılan toplam enerji kontrolü sağlanmıştır ve Şekil 6.14'te gösterilmiştir. Bu analizde zaman  $t = 0$  s den  $t = 0.4$  s kadarki toplam enerji değişikliği % 0.9 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 6.14. Senaryo 1 sırasında enerji dengesi (MJ).

### 6.5.1.2. Senaryo 3 Enerji Verisi Doğrulaması

Modelde yapılan toplam enerji kontrolü sağlanmıştır ve Şekil 6.15'te gösterilmiştir. Bu analizde zaman  $t = 0$  s den  $t = 0.1$  s kadarki toplam enerji değişikliği % 1.8 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 6.15. Senaryo 3 sırasında enerji dengesi (MJ).

### 6.5.2. Kinetik Enerji Doğrulaması

#### 6.5.2.1. Senaryo 1 Kinetik Enerji Doğrulaması

Bu senaryoda model 15 Km/h'lik bir hızla sabit duran tren ünitesine çarpmaktadır, kullanılan birim sistemine göre başlangıç hızı 4166.6 mm/s olmaktadır böylelikle başlangıç kinetik enerji alttaki gibi hesaplanmıştır:

$$k = \frac{1}{2}mv^2 = \frac{1}{2} \times 45.7274 \times (4166.6)^2 = 3.9692653 e^8 N.mm (MJ)$$

LS-Dyna programının hesapladığı başlangıç kinetik enerji ise  $3.9748384 e^8 N.mm(MJ)$  olmaktadır. Bu sonuçlara göre yapılan analizde kinetik enerji sapması % 0.14 miktarındadır.

#### 6.5.2.2. Senaryo 3 Kinetik Enerji Doğrulaması

Modelde yapılan toplam enerji kontrolü sağlanmıştır ve Şekil 6.14'te gösterilmiştir. Bu

senaryoda model 25 Km/h'lik bir hızla sabit duvara çarpmaktadır. Kullanılan birim sistemine göre başlangıç hızı 6944.4 mm/s olmaktadır böylelikle başlangıç kinetik enerji alttaki gibi hesaplanmıştır:

$$k = \frac{1}{2}mv^2 = \frac{1}{2} \times 45.7274 \times (6944.4)^2 = 1.1025949 e^9 N. mm (MJ)$$

LS-Dyna programının hesapladığı başlangıç kinetik enerji ise  $1.1029974 e^9 N. mm(MJ)$  olmaktadır. Bu sonuçlara göre yapılan analizde kinetik enerji sapması % 3.6 miktarındadır.

## 7. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Yüksek yolcu kapasiteli, engelliler ve bebek arabaları için kolay erişim özelliğine sahip ve kolay yolcu yükleme ve boşaltma yapabilen yeni bir toplu taşıma aracının tasarımı mühendisler için önemli bir zorluk teşkil etmektedir. Ek olarak, tasarımın uluslararası düzenlemelere uygun olması gerekmektedir. Bu tezde BOZANKAYA A.Ş. tarafından tasarlanan % 100 düşük tabanlı tramvay aracının yapısı incelenmiştir. Çeşitli analizler, tasarlanmış aracın statik ve yorulma analizlerinde VDV 152 düzenlemelerine ve çarpışma analizlerinde EN 15227 standardına uygun olduğunu göstermektedir.

Tüm kritik bölgeler kaynaklı şasi ve gövde yapısında, özellikle modüller arasındaki mafsallar ve şasi-boji bağlantı bölgelerinde meydana gelmektedir. Yorulma ömrü tahmini tüm gövde ve şasi de dikkate alınmış ve ömür hesabı tüm kritik bölgelerde hassasiyetle yapılmıştır. Müşterinin şartlarına göre bu bölgelerdeki ömür sonucu kritik sınırın altında olduğu tespit edilmiştir. Çeşitli geometri değişikliklerinden sonra ömür hesabı müşterinin belirlediği şartları sağlamıştır. Yorulma ömrü sonucunda en kritik bölgeler şasi ve bojinin birleştiği kısımlarda ve kaynaklı bölgelerde meydana gelmiştir. Sonuçlar ilerideki tasarımlarda bu kısımların incelikte tasarlanması gerektiğinin önemini ortaya çıkartmıştır.

Çarpışma analizleri standardın belirlediği şartlara göre yapılmıştır. Simülasyonlar tasarım evresinde sorunların tespiti ve uygun olarak çözülmesi adına büyük kolaylıklar sağlamıştır. Bilgisayar destekli analizler sorunlu kısımların erken tespiti ve çözülmesiyle test maliyetlerini önemli miktarda azaltmıştır. Tasarlanan araç çarpışma sırasında yolcu ve sürücünün hayata kalma alanının korunması, çarpışma enerjisinin uygun şekilde emilmesi ve yavaşlamanın sınırlanması şartlarını sağlamıştır. Böylelikle güvenlik açısından yolcu ve sürücü için son derecede güvenli bir araç tasarımı ortaya çıkmıştır.

Sınır ve yükleme koşullarının tanımlanması, uygulanması ve standartların belirlediği şartların belirlenmesinde yer alan karmaşıklıklar, raylı sistem araçlarının ulusal ve uluslararası standartlara göre analizini zor ve zaman alıcı yapmaktadır. Bu tez raylı sistem araçları analizi için bir rehberlik sunmaktadır. Böylelikle sonraki çalışmalarda önemli ölçüde zaman tasarrufu sağlanacaktır.

Yapılan iyileştirme çalışmaları sonucunda aracın boş ağırlığı 43.500 kg'dan 41.500 kg indirilmiş ve araç kapasitesi 300 yolcudan 320 yolcuya çıkartılmıştır. Yapılan FEM analizleri sonucunda en uygun tasarım ortaya çıkmış ve Türkiye'de ilk defa %100 yerli tramvay aracı üretilip ve Kayseri Büyükşehir Belediye'sine satılmıştır. Üretilen aracın

kullanıma hazır hali Şekil 7.1’de gösterilmiştir. Tez kapsamında elde edilen sonuçlar ve know-how bilgileri firmanın ulusal ve uluslararası rekabet edebilirliğini artırmış ve Türkiye’nin ilk kez yurt dışına tramvay satmasını sağlayan Romanya-Timişoara ihalesinin kazanılmasında önemli bir rol oynamıştır.

Tez kapsamında edilen bilgiler ilerleyen aşamalarda firmanın Ar-Ge merkezinde yeni tasarlanacak modellere ön çalışma olması sağlanmıştır. Bu doğrultuda raylı sistem analizlerinde elde edilen know-how bilgileri Türkiye’de bir ilk olan, yerli metro projesinde doğrudan kullanılmaktadır.



Şekil 7.1. Tez kapsamında analizleri gerçekleştirilen BOZANKAYA A.Ş. tarafından üretilen, Kayseri Büyükşehir Belediye’sine ait tramvay aracı.

## 8. YORUM

Tezin sonuçları ve literatüre katkıları kısaca aşağıdaki gibi özetlenmiştir:

1. Bir tramvay aracının statik analizleri için bir metodoloji geliştirilmiştir.
2. Bir tramvay aracının yorulma ömrünü belirleyen bir metodoloji geliştirilmiştir.
3. 5 modülden oluşan bir tramvay aracı için yorulma analizi yapılmıştır.
4. Tüm yapının yorulma tasarımında VDV 152 düzenlemeleri kullanılmıştır.
5. Tasarım aşamasında olan demiryolu taşıtlarının statik ve yorulma analizleri için kılavuz verilmiştir.
6. Raylı sistem araçları çarpışma analizleri için metodoloji geliştirilmiştir.
7. Raylı sistemler çarpışma analizlerinde EN 15227 standardı kullanılmıştır.

## 9. KAYNAKLAR

- [1] İ. Pektaş, Raylı Ulaşım Sistemleri Sektör Analizi 2018, Türkiye, **2018**.
- [2] J. Robinson, Basic and Shape Sensivity Tests for Membrane and Plate Bending Finite Elements, Robinson and Associates, January **1985**.
- [3] ANSYS, Theory Reference for the Mechanical APDL and Mechanical Applications, Release 18.0, **2018**.
- [4] T. R. Chandrupatla, A. D. Belegundu, Introduction to Finite Elements in Engineering, 4th edition, Chapter 1, **2012**.
- [5] O. Mülkoğlu, Yeni Bir Bulaşık Makinesi Mekanik Yapı ve Ambalaj Modülünün Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Optimizasyonu, TOBB Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, **2016**.
- [6] K.J. Bathe, E.L. Wilson, Numerical Merthods in Finite Element Analysis, Prentice-Hall, **1976**.
- [7] LSTC, LS-DYNA® Theory Manual, July, **2016**.
- [8] E.F. Önoğlu, Projektillerle Çarpışma Durumunda Fonksiyonel Olarak Değişen Plakaların Dinamik Davranışının İncelenmesi, **2018**
- [9] BETA CAE Systems, I., 2018. ANSA Pre Processor, the Advanced CAE Preprocessing Software for Complete Model Build Up, Release 18.0., **2018**.
- [10] EN 10025, Standard Structural Steel Plate, **2004**.
- [11] VDV 152 : 2016 Recommendations on the Design for Strength of Urban Rail Rolling Stock According to BOSTRAB, Verband Deutscher Verkehrsunternehmen, **2016**.
- [12] A. Cera, G. Mancini, V. Leonardi, and L. Bertini, Analysis of Methodologies for Fatigue Calculation for Railway Bogie Frames, 8th World Congr. Railw. Res., **2008**.
- [13] J. W. Han, H. S. Kim, J. S. Bang, and S. Y. Song, Fatigue Strength Evaluation of Bogie Frame of Urban Maglev Train, Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A, vol. 37, no. 7, pp. 945–951, **2013**.
- [14] D. Fu, W. Wang, and L. Dong, Analysis on The Fatigue Cracks in the Bogie Frame, Eng. Fail. Anal., vol. 58, pp. 307–319, **2015**.
- [15] K. W. Jeon, K. B. Shin, and J. S. Kim, A Study on Evaluation of Fatigue Strength of a GFRP Composite Bogie Frame for Urban Subway Vehicles, Adv. Compos. Mater., vol. 22, no. 4, pp. 213–225, **2013**.
- [16] M. Kassner, Fatigue Strength Analysis of a Welded Railway Vehicle Structure by

- Different Methods, *Int. J. Fatigue*, vol. 34, no. 1, pp. 103–111, **2012**.
- [17] T. Makino, T. Kato, and K. Hirakawa, Review of the Fatigue Damage Tolerance of High-Speed Railway Axles in Japan, *Eng. Fract. Mech.*, vol. 78, no. 5, pp. 810–825, **2011**.
- [18] M. Filippini, M. Luke, I. Varfolomeev, D. Regazzi, S. Beretta, Fatigue Strength Assessment of Railway Axles Considering Small-Scale Tests and Damage Calculations, *Procedia Struct. Integr.*, vol. 4, pp. 11–18, **2017**.
- [19] M. Kepka and M. Kepka, Parametric Calculations of Fatigue Life of Critical Part of Trolleybus Rear Axle, *Procedia Eng.*, vol. 213, no. 2017, pp. 227–238, **2018**.
- [20] W. Hu, Z. Liu, D. Liu, and X. Hai, Fatigue Failure Analysis of High Speed Train Gearbox Housings, *Eng. Fail. Anal.*, vol. 73, pp. 57–71, 2017.
- [21] V. Milovanović, V. Dunić, D. Rakić, and M. Živković, Identification Causes of Cracking on the Underframe of Wagon for Containers Transportation - Fatigue Strength Assessment of Wagon Welded Joints, *Eng. Fail. Anal.*, vol. 31, pp. 118–131, **2013**.
- [22] D. Y. Antipin, D. Y. Racin, and S. G. Shorokhov, Justification of a Rational Design of the Pivot Center of the Open-top Wagon Frame by means of Computer Simulation, *Procedia Eng.*, vol. 150, pp. 150–154, **2016**.
- [23] EN 12663-2:2010, Railway Applications Structural Requirements of Railway Vehicle Bodies, **2010**.
- [24] EN 13749: Railway Applications - Methods of Specifying Structural Requirements of Bogie Frames, CEN Brussels, **2005**.
- [25] M. Aygül, Fatigue Analysis of Welded Structures Using the Finite Element Method, **2012**.
- [26] O. Mülkoğlu, A.R. Seyedi, M.A.Güler, B.Yildirim, Fatigue life estimation according to VDV152 standard: a case study on a tram vehicle, **2019**.
- [27] E. Niemi, Stress determination for Fatigue Analysis of Welded Components, IIW doc. IIS/IIW-1221-93, International Inst. Weld., **1995**.
- [28] A. Hobbacher, Recommendation for fatigue Design of Welded Joints and Components, The International Institute of Welding, IIW-1823-07 ex. XIII-2151r4-07/XV-1254r4-07, Assessment, **2008**.
- [29] HBM PRENSCIA, I., 2018. nCode Design Life, Release 18.0., **2018**.
- [30] A. Hobbacher, Recommendation for fatigue Design of Welded Joints and Components, The International Institute of Welding, IIW-1823-07 ex.XIII-2151r4-07/XV-1254r4-07, Paris, France, pp. 41–42. **2008**.



- [31] X. Xue, R. A. Smith, and F. Schmid, Analysis of Crush Behaviours of a Rail Cab Car And Structural Modifications for Improved Crashworthiness, *Int. J. Crashworthiness*, vol. 10, no. 2, pp. 125–136, **2005**.
- [32] X. Xue, F. Schmid, and R. A. Smith, Analysis of the Structural Characteristics of an Intermediate Rail Vehicle and Their Effect on Vehicle Crash Performance, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part F J. Rail Rapid Transit*, vol. 221, no. 3, pp. 339–352, **2007**.
- [33] G. J. Gao and H. Q. Tian, Train’s Crashworthiness Design and Collision Analysis, *Int. J. Crashworthiness*, vol. 12, no. 1, pp. 21–28, 2007.
- [34] P. Xu, C. Yang, Y. Peng, S. Yao, J. Xing, and B. Li, Cut-Out Grooves Optimization to Improve Crashworthiness of a Gradual Energy-Absorbing Structure for Subway Vehicles, *Mater. Des.*, vol. 103, pp. 132–143, **2016**.
- [35] J. Li, G. Gao, and H. Dong, Crushing analysis and multi-objective optimization of a railway vehicle driver’s cab, *Thin-Walled Struct.*, vol. 107, pp. 554–563, **2016**.
- [36] G. Gao, W. Guan, J. Li, H. Dong, X. Zou, and W. Chen, Experimental Investigation of an Active–Passive Integration Energy Absorber for Railway Vehicles, *Thin-Walled Struct.*, vol. 117, no. July 2016, pp. 89–97, **2017**.
- [37] Y. Peng, S. Wang, S. Yao, and P. Xu, Crashworthiness Analysis and Optimization of a Cutting-Style Energy Absorbing Structure for Subway Vehicles, *Thin-Walled Struct.*, vol. 120, no. August, pp. 225–235, **2017**.
- [38] P. Xu, J. Xing, S. Yao, C. Yang, K. Chen, and B. Li, Energy Distribution Analysis and Multi-Objective Optimization of a Gradual Energy-Absorbing Structure for Subway Vehicles, *Thin-Walled Struct.*, vol. 115, no. January, pp. 255–263, **2017**.
- [39] EN 15227: 2007 Crashworthiness requirements for railway vehicle bodies, **2007**.

## **EKLER**

### **EK 4 - Tezden Türetilmiş Yayınlar**

O. Mülkoğlu, A.R. Seyedi, M.A.Güler, B.Yildirim, Fatigue life estimation according to VDV152 standard: a case study on a tram vehicle, **2019** (dergi tarafından inceleme aşamasında).

A.R. Seyedi, O. Mülkoğlu, M.A.Güler, B.Yildirim, Crashworthiness Analysis of Tram-Train Vehicles According to EN 15227 Standard: a case study on a tram vehicle, **2019** (inceleme aşamasında).

## **EK 5 - Tezden Türetilmiş Bildiriler**

O. Mülkoğlu, A.R. Seyedi, M.A.Güler, B.Yildirim, Mesh Insensitive Structural Stress Method for Fatigue Analysis of Welded Joints Using the Finite Element Method, 8th International Advanced Technologies Symposium IATS'17, 19-21 Ekim, Elazığ, Turkey, **2017**



HACETTEPE ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
YÜKSEK LİSANS/DOKTORA TEZ ÇALIŞMASI ORJİNALLİK RAPORU

HACETTEPE ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLER ENSTİTÜSÜ  
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI BAŞKANLIĞI'NA

Tarih: 26/09/2019

Tez Başlığı / Konusu: Yeni Bir Tramvayın Gövde Ve Şasisinin Statik, Dinamik Ve Çarpışma Yükleri Altında Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Tasarımı Ve Optimizasyonu.

Yukarıda başlığı/konusu gösterilen tez çalışmamın a) Kapak sayfası, b) Giriş, c) Ana bölümler d) Sonuç kısımlarından oluşan toplam 84 sayfalık kısmına ilişkin, 26./09./2019 tarihinde şahsım/tez danışmanım tarafından Turnitin adlı intihal tespit programından aşağıda belirtilen filtrelemeler uygulanarak alınmış olan orijinallik raporuna göre, tezimin benzerlik oranı % 6. 'tür.

Uygulanan filtrelemeler:

- 1- Kaynakça hariç
- 2- Alıntılar hariç/dâhil
- 3- 5 kelimedenden daha az örtüşme içeren metin kısımları hariç

Hacettepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Çalışması Orjinallik Raporu Alınması ve Kullanılması Uygulama Esasları'nı inceledim ve bu Uygulama Esasları'nda belirtilen azami benzerlik oranlarına göre tez çalışmamın herhangi bir intihal içermediğini; aksinin tespit edileceği muhtemel durumda doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi ve yukarıda vermiş olduğum bilgilerin doğru olduğunu beyan ederim.

Gereğini saygılarımla arz ederim.

Tarih ve İmza

26.09.2019

Adı Soyadı: Alireza SEYEDİ

Öğrenci No: N14127426

Anabilim Dalı: Makine Mühendisliği

Programı: Makine Mühendisliği

Statüsü:  Y.Lisans  Doktora  Bütünleşik Dr.

**DANIŞMAN ONAYI**

UYGUNDUR.

PROF. DR. BORA YILDIRIM

(Unvan, Ad Soyad, İmza)

## ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Alireza SEYEDI  
Doğum yeri : Iran- Tabriz  
Doğum tarihi : 1991.04.06  
Medeni hali : Bekar  
Yazışma adresi : alirezaseyedi70@gmail.com  
Telefon : +90 545 920 4050  
Elektronik posta adresi : alirezaseyedi70@gmail.com  
Yabancı dili : İngilizce, Türkçe, Azerice, Farsça

### EĞİTİM DURUMU

Lisans : Technical Collage of Tabriz  
Yüksek Lisans : Hacettepe University

İş Tecrübesi : Yapısal Analiz Mühendisi- 4 Yıl

