



**T.C.  
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**Y32 BOJİSİNİN FARKLI VAGON AĞIRLIKLARINA ADAPTASYONU**

**ERBİL BİLGİN**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI  
KONSTRÜKSİYON PROGRAMI**

**DANIŞMAN  
PROF. DR. RAHMİ GÜÇLÜ**

T.C.  
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**Y32 BOJİSİNİN FARKLI VAGON AĞIRLIKLARINA ADAPTASYONU**

Erbil BİLGİN tarafından hazırlanan tez çalışması 18.03.2015 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

**Tez Danışmanı**

Prof. Dr. Rahmi GÜÇLÜ  
Yıldız Teknik Üniversitesi

**Jüri Üyeleri**

Prof. Dr. Rahmi GÜÇLÜ  
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Nurkan YAĞIZ  
İstanbul Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Muzaffer Metin  
Yıldız Teknik Üniversitesi

---

---

---

Bu tezin hazırlanmasında maddi ve manevi yardımlarını esirgemeyen, çalışmam boyunca minnettar kaldığım insanlara; bilgi ve tecrübeleriyle tezi yöneterek, çalışma boyunca bana güven ve cesaret verdiği, zaman ayırıp sabırla yardımlarını esirgemediği için, Sn. Prof. Dr. Rahmi GÜÇLÜ 'ye; gerekli olan teknik desteği vererek araştırmalarım büyük katkı sağladığı için, Sn. Yrd. Doç. Dr. Muzaffer METİN'e; yoğun çalışma dönemimde bana gösterdikleri sabır ve yardımları için Serkan KÖK, Gökhan MİNARECİ ve diğer çalışma arkadaşlarıma; hayatın her anında bana gösterdikleri anlayış, verdikleri destek ve cesaret için, hayat arkadaşım Necla ADALI'ya ve çok değerli aileme gönülden teşekkürlerimi sunarım.

Mart, 2015

Erbil BİLGİN

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	vii
KISALTMA LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	x
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ÖZET.....	xiv
ABSTRACT.....	xvii
<b>BÖLÜM 1</b>	
GİRİŞ.....	1
1.1    Literatür Özeti.....	2
1.2    Tezin Amacı.....	7
1.3    Hipotez.....	8
<b>BÖLÜM 2</b>	
BDZ YATAKLI YOLCU VAGONU GENEL ÖZELLİKLERİ.....	9
<b>BÖLÜM 3</b>	
BOJİ.....	9
3.1    Boji.....	11
3.1.1    Aks sayısına göre bojiler.....	12
3.1.2    Beşikli ve Beşiksiz Bojiler.....	13
3.1.3    Jakobs Bojiler.....	14
3.2    Y32 Boji.....	15
3.3    Y32 Boji Elemanları.....	17
3.3.1    Boji Şasisi.....	19
3.3.2    Beşik Travers.....	20
3.3.3    Tekerlek Takımı.....	20
3.3.4    Birinci Süspansiyon Sistemi.....	22

3. 3.5	İkinci Süspansiyon Sistemi.....	23	
3. 3.6	Torsiyon Mili (Anti-Roll Bar Sistemi) .....	24	
3. 3.7	Fren Sistemi .....	25	
<b>BÖLÜM 4</b>			
<b>Y32 BOJİNİN FARKLI AĞIRLIKLARDAKİ VAGONLARA ADAPTASYONU .....</b>			<b>26</b>
4. 1	Y32 Bojinin Farklı Tip Vagonlara Adaptasyonu .....	26	
4. 2	BDZ Yolcu Vagon Ağırlığı Hesabı.....	27	
4.2.1	Y32 Boji Ağırlık Hesabı.....	32	
4. 3	Y32 Boji Elemanlarının Değişen Vagon Ağırlıklarına Adaptasyonu .....	33	
4.3.1	Tekerlek Takımlarının Kontrolü .....	33	
4.3.2	Boji Şasisinin Kontrolü.....	34	
4.3.3	Süspansiyon Sistemlerinin Kontrolü .....	36	
4.3.3.1	Helisel Yayların Hesaplanması .....	38	
4.3.3.2	Amortisörlerin Hesaplanması.....	42	
4.3.4	Torsiyon Mili (Anti-Roll Bar) Kontrolü.....	46	
4.3.5	Fren Sistemi Kontrolü .....	48	
<b>BÖLÜM 5</b>			
<b>BDZ YATAKLI YOLCU VAGONU DİNAMİK MODELİ .....</b>			<b>52</b>
5.1	Dinamik Benzetim Programları .....	52	
5.2	BDZ Yataklı Yolcu Vagonu Simpack Modelinin Kurulması .....	53	
5.2.1	Tekerlek Ray Etkileşimi .....	55	
<b>BÖLÜM 6</b>			
<b>BDZ YATAKLI YOLCU VAGONU DİNAMİK ANALİZLERİ .....</b>			<b>61</b>
6.1	Modal Analiz.....	61	
6.2	Derayman (Raydan Çıkma) Analizi.....	67	
6.2.1	Kurp Analizi.....	71	
6.3	Ekartman Genişlemiş Yol Analizi .....	85	
6.4	Twist Yol Analizi .....	89	
6.5	Vagon Esneklik Katsayısı .....	93	
<b>BÖLÜM 7</b>			
<b>SONUÇ VE ÖNERİLER.....</b>			<b>96</b>
<b>KAYNAKLAR.....</b>			<b>1000</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>			<b>1044</b>

## SİMGE LİSTESİ

A	Efektif piston alanı
$A_R$	Fren balatası sürtünme yüzey alanı
a	Amortisör ekseninin dönme merkezine mesafesi
$a_d$	Frenleme negatif ivmelenmesi
$B_{P,<R>}$	Fren yükü
b	Yay ekseninin dönme merkezine mesafesi
$C_p$	1. Süspansiyon dikey amortisör sönüm değeri
$C_v$	2. Süspansiyon dikey amortisör sönüm değeri
d	Çubuk çapı
$d_a$	Torsiyon çubuğu kafa çapı
$d_p$	Dikey sönümlenme oranı
$d_v$	Yanal sönümlenme oranı
$D_m$	Orta aşınmış tekerlek çapı
$D_a$	Aşınmış teker çapı
f	Frekans
F	Uygulanan kuvvet
$F_c$	Efektif piston kuvveti
$F_d$	Toplam fren balata kuvveti
$F_{DE}$	Fren balatası başına düşen fren kuvveti
$F_f$	Ortalama döndürme kuvveti
$F_R$	Disk bağlantı göbeği fren kuvveti
$F_{ripage}$	Tırmanma kuvveti
$F_{Z1maks} , F_{Z2maks}$	Bojiye etkileyen dikey kuvvetler
$F_{Y1maks} , F_{Y2maks}$	Bojiye etkileyen yatay kuvvetler
$F_{YTR min}$	Dara yükte oluşan yanal kuvvet direnci
g	Yerçekimi ivmesi
l	Serbest torsiyon yay boyu
$l_p$	Yay-Amortisör dönme merkez oranı
$l_R$	Çoklu fren oranı
$K_h$	2. Süspansiyon yanal amortisör rijitliği
$K_p$	1. Süspansiyon dikey amortisör rijitliği
$K_v$	2. Süspansiyon dikey amortisör rijitliği
$K_1$	1. Süspansiyon helisel yay dikey rijitliği

$K_{2\text{dara}}$	Dara yük atında 2. süspansiyon helisel yay dikey rijitliği
$K_{2\text{dolu}}$	Tam dolu yük atında 2. süspansiyon helisel yay dikey rijitliği
$K_{3\text{dara}}$	Dara yük atında 2. süspansiyon helisel yay yanal rijitliği
$K_{3\text{dolu}}$	Tam dolu yük atında 2. süspansiyon helisel yay yanal rijitliği
$K_{le}$	Alternatif uzama boyu
$L$	Torsiyon yay boyu
$L_e$	Alternatif yaylanma boyu
$L_f$	Aktif torsiyon çubuk boyu
$L_h$	Kesit geçiş bölge boyu
$M_1$	Boji üzerine etkiyen toplam vagon sandığı kütlesi
$M_2$	Boji beşiği toplam ağırlığı
$M_3$	Boji başına etkiyen vagon sandığı kütlesi
$M_4$	Boji başına etkiyen yolcu-yük kütlesi
$M_p$	1. Süspansiyon sistemi dikey amortisör başına düşen kütle
$M_t$	Torsiyon momenti
$M_v$	2. Süspansiyon sistemi dikey amortisör başına düşen kütle
$M_h$	2. Süspansiyon sistemi yanal amortisör başına düşen kütle
$m^+$	Toplam boji ağırlığı
$m_{bh}$	Frenlenebilir maksimum araç yükü
$m_D$	Vagon servis yükü
$m_e$	Vagon dara yükü
$m_G$	Vagon maksimum servis yükü
$m_{rot}$	Hareketli aksam kütlesi
$N_3$	1. Süspansiyon dikey amortisör sayısı
$N_4$	1. Süspansiyon sistemi sönümlenme eleman sayısı
$N_5$	2. Süspansiyon dikey amortisör sayısı
$N_6$	2. Süspansiyon sistemi dikey sönümlenme eleman sayısı
$N_7$	2. Süspansiyon yanal amortisör sayısı
$N_8$	2. Süspansiyon sistemi yanal sönümlenme eleman sayısı
$n_{BS}$	Toplam fren diski sayısı
$n_z$	Toplam fren silindir sayısı
$P_{aks}$	Maksimum aks yükü
$P_c$	Fren silindir basıncı
$P_{DE}$	Spesifik fren balata basıncı
$r$	Torsiyon kolu bağlantı mesafesi
$r_f$	Fren diski sürtünme radyusu
$R$	Alternatif yaylanma bölgesi geçiş radyusu
$S$	Frenleme mesafesi
$te$	Eşdeğer fren uygulama zamanı
$V$	Araç hızı
$Y$	Tekerlek-Ray kontağı yatay kuvvetler
$W_{120}$	Frenleme ivme sabiti
$Q$	Tekerlek-Ray kontağı dikey kuvvetler
$\varphi$	Burulma açısı
$\lambda_{P,<R>}$	Frenleme oranı
$\eta_R$	Sıkıştırılmış hava freni verimi



## KISALTMA LİSTESİ

---

BDZ	Bulgarian State Railways
ÇGD	Çoklu Gövde Dinamiği
ÇGS	Çoklu Gövde Sistem
ERA	Avrupa Demiryolu Ajansı
EN	Euro Norm
LQR	Lineer Quadratic Regulator
TCDD	Türkiye Cumhuriyeti Devlet Demiryolları
TSE	Türk Standartları Enstitüsü
TSI	Technical Specifications for Interoperability
TÜVASAŞ	Türkiye Vagon Sanayi A.Ş.
UIC	Union Internationale des Chemins de fer

## ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1	BDZ yolcu vagonu genel görüntüsü ..... 9
Şekil 3.1	Tek akslı yük vagonu bojisi ..... 12
Şekil 3.2	İki akslı konvansiyonel yolcu vagonu bojisi ..... 12
Şekil 3.3	Üç akslı lokomotif bojisi ..... 13
Şekil 3.4	Beşik sistemli ve beşik sistemli boji ..... 14
Şekil 3.5	Jacobs bojisi kullanılan bir hafif raylı araç ..... 14
Şekil 3.6	Y32 boji genel görünüşü ..... 16
Şekil 3.7	Y32 Boji temel bileşenleri ..... 18
Şekil 3.8	Y32 boji şasisi ..... 19
Şekil 3.9	Y32 Beşik travers ..... 20
Şekil 3.10	Y32 tekerlek takımı ..... 21
Şekil 3.11	Y32 boji aks kutusu ..... 21
Şekil 3.12	Y32 boji birinci süspansiyon sistemi ..... 22
Şekil 3.13	Y32 boji ikinci Süspansiyon sistemi ..... 23
Şekil 3.14	Y32 boji torsiyon Mili (Anti-Roll Bar sistemi) ..... 24
Şekil 3.15	Y32 boji disk fren sistemi ..... 25
Şekil 4.1	EN 13749 şasi dayanım analizinde kuvvet uygulama noktaları ..... 35
Şekil 4.2	UIC 567 Yolcu vagonları temel ölçüleri ..... 37
Şekil 4.3	İkinci süspansiyon temel yay grafiği ..... 38
Şekil 4.4	Helisel yay malzemesi seçimi ..... 39
Şekil 4.5	Helisel yay sarım yönü ve son sarım özellikleri ..... 39
Şekil 4.6	Helisel yaya uygulanan kuvvetler ..... 40
Şekil 4.7	Birinci süspansiyon grubu kesit görünüşü ..... 41
Şekil 4.8	Birinci süspansiyon yay grup grafiği ..... 41
Şekil 4.9	Süspansiyon sistemi şematik görünümü ..... 43
Şekil 4.10	Torsiyon mili çalışma prensibi ..... 46
Şekil 4.11	Burulma yayı temel ölçüleri ..... 47
Şekil 4.12	Fren sistemi şematik gösterimi ..... 49
Şekil 4.13	BDZ Y32 Frenleme yüzdesi ..... 51
Şekil 5.1	Bilgisayar benzetimlerinde izlenen şematik yol özeti ..... 53
Şekil.5.2	BDZ yataklı yolcu vagonu topolojisi ..... 54
Şekil 5.3	BDZ Yataklı Yolcu Vagonuna modeli ..... 55
Şekil.5.4	Tekerlek profili bölgeleri ..... 57
Şekil.5.5	Tekerlek profilinin raydaki durumu ..... 57

Şekil 5.6	Farklı temas modelleri.....	58
Şekil 5.7	FASTSIM metoduna göre temas elipsi içerisinde $m_x \times m_y$ boyutunda ağ elemanlar oluşturulması.....	58
Şekil 5.8	UIC 510-2, S1002 tekerlek profili .....	59
Şekil 5.9	EN 13674-1 UIC 60 tip ray profili .....	59
Şekil 5.10	Tekerlek ve raya ait profillerin oluşturduğu geometrik temas noktaları.....	60
Şekil 5.11	Bir tekerlek setindeki sağ ve sol tekerlek-raya ait eş değer koniklik, tekerlek-ray profilinin oluşturacağı geometrik temas noktaları.....	60
Şekil 6.1	Araçta oluşan titreşim modları .....	62
Şekil 6.2	Gövde Yuvarlanma (0,72 Hz). .....	63
Şekil 6.3	Gövde yalpa ( 0.75 Hz). .....	63
Şekil 6.4	Gövde yanal (1.17 Hz) .....	64
Şekil 6.5	Gövde zıplama (1.45 Hz).....	64
Şekil 6.6	Gövde Kafa vurma (2.65 Hz).....	64
Şekil 6.7	Boji yanal (4.58 Hz) .....	65
Şekil 6.8	Boji zıplama (11.8 Hz).....	65
Şekil 6.9	Boji kafa vurma (12.9 Hz) .....	66
Şekil 6.10	Boji yuvarlanma (17.71 Hz) .....	66
Şekil 6.11	Tekerlek setinin kurptaki hareketi .....	68
Şekil 6.12	Kurplarda flanş temas noktaları .....	68
Şekil 6.13	Flanş tırmanması.....	69
Şekil 6.14	Nadal kriteri .....	70
Şekil 6.15	Weinstock kriteri.....	71
Şekil 6.16	Ripaje kuvveti .....	72
Şekil 6.17	Senaryo 1 yol giriş parametreleri .....	73
Şekil 6.18	Senaryo 1 deray oranı < 1.2.....	74
Şekil 6.19	Senaryo 1 ripaje kuvveti.....	74
Şekil 6.20	Senaryo 2 yol giriş parametreleri .....	75
Şekil 6.21	Senaryo 2 deray oranı < 1.2.....	76
Şekil 6.22	Senaryo 2 ripaje kuvveti.....	76
Şekil 6.23	Senaryo 3 yol giriş parametreleri .....	77
Şekil 6.24	Senaryo 3 deray oranı < 1.2.....	78
Şekil 6.25	Senaryo 3 ripaje kuvveti.....	78
Şekil 6.26	Senaryo 4 yol giriş parametreleri .....	79
Şekil 6.27	Senaryo 4 deray oranı < 1.2.....	80
Şekil 6.28	Senaryo 4 ripaje kuvveti.....	80
Şekil 6.29	Senaryo 5 yol giriş parametreleri .....	81
Şekil 6.30	Senaryo 5 deray oranı < 1.2.....	82
Şekil 6.31	Senaryo 5 ripaje kuvveti.....	82
Şekil 6.32	Senaryo 6 yol giriş parametreleri .....	83
Şekil 6.33	Senaryo 6 deray oranı < 1.2.....	84
Şekil 6.34	Senaryo 6 ripaje kuvveti.....	84
Şekil 6.35	Senaryo 1 yol giriş parametreleri .....	86
Şekil 6.36	Senaryo 1 deray oranı < 1.2.....	86
Şekil 6.37	Senaryo 1 ripaje kuvveti.....	87
Şekil 6.38	Senaryo 2 yol giriş parametreleri .....	87

Şekil 6.39	Senaryo 2 deray oranı $< 1.2$ .....	88
Şekil 6.40	Senaryo 2 ripaje kuvveti.....	88
Şekil 6.41	Gövde ve boji twist yol analiz kombinasyonları .....	89
Şekil 6.42	TS EN 14363 twist yol parametreleri .....	90
Şekil.6.43	Twist yol analizi yol giriş parametreleri .....	91
Şekil 6.44	Twist yolda deray oranı $< 1.2$ .....	92
Şekil 6.45	Twist yol tekerlek dikey hareketi.....	92
Şekil 6.46	Araç gabarisi kesit örnekleri .....	93
Şekil 6.47	Esneklik katsayısı analizi hat senaryosu .....	94
Şekil 6.48	Esneklik katsayısı analizi yol parametreleri.....	95
Şekil 6.49	Esneklik katsayısı analizi.....	95



## ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2.1 BDZ yataklı yolcu vagonu teknik özellikleri .....	10
Çizelge 3.1 Y32 boji ana parametreleri .....	16
Çizelge 3.2 Y32 boji temel bileşenleri .....	17
Çizelge 4.1 BDZ yataklı yolcu vagonu ağırlık hesabı .....	27
Çizelge 4.2 BDZ yataklı yolcu vagonu ana bileşen ağırlıkları .....	31
Çizelge 4.3 Y32 boji ağırlık dağılımı.....	32
Çizelge 4.4 Yolcu vagonu işletme ağırlık senaryoları .....	33
Çizelge 4.5 İşletme ağırlık senaryolarına bağlı aks yükleri .....	34
Çizelge 4.6 Y32 boji şasisi analiz yük kombinasyonları .....	36
Çizelge 4.7 UIC 567 yolcu vagonları temel ölçüleri.....	37
Çizelge 4.8 İkinci süspansiyon helisel yay kuvvetleri .....	40
Çizelge 4.9 Birinci süspansiyon dış helisel yay kuvvetleri .....	42
Çizelge 4.10 Birinci süspansiyon iç helisel yay kuvvetleri.....	42
Çizelge 4.11 Birinci süspansiyon dikey amortisör sönüm oranı.....	44
Çizelge 4.12 İkinci süspansiyon dikey amortisör sönüm oranı .....	45
Çizelge 4.13 İkinci süspansiyon yatay amortisör sönüm oranı .....	46
Çizelge 4.14 BDZ Yolcu vagonu fren sistemi teknik özellikleri .....	48
Çizelge 4.15 BDZ Y32 frenleme oranı .....	51
Çizelge 6.1 Mod şekilleri ve frekansları .....	67
Çizelge 6.2 Kurpta raydan çıkma analiz senaryoları .....	72
Çizelge 6.3 Ekartman genişlemesi analiz senaryoları .....	85

## Y32 BOJİSİNİN FARKLI VAGON AĞIRLIKLARINA ADAPTASYONU

Erbil BİLGİN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Rahmi GÜÇLÜ

Ulaşım araçları içerisinde konfor, verimlilik ve güvenlik açısından karşılaştırma yapıldığında hiç şüphesiz raylı taşıtlar öne çıkmaktadır. Artan nüfus ile birlikte ulaşım ihtiyaçları göz önüne alındığında şehir içi toplu taşıma hizmetleri, banliyö taşıma hizmetleri ve şehirlerarası yolcu taşıma sistemleri de geliştirilmelidir. Yolcu taşımacılığında giderek artan konfor beklentisini karşılamak için yataklı, restoranlı, kompartımanlı yolcu vagonu gibi çeşitli yolcu vagonları tasarlanmaktadır. Seyahat konforu sağlayan bu çeşitli yolcu vagonları beraberinde farklı ağırlıklardaki yolcu vagonlarının oluşmasına neden olmuştur.

Yolcu talepleri doğrultusunda yapılan tasarım değişiklikleri doğrultusunda yolcu vagonları içerisine gelişmiş klima sistemleri, vakum tuvalet sistemleri, banyo tesisatları gibi birçok öge dâhil edilmiştir dolayısıyla vagon ağırlıklarında artış meydana gelmiştir.

Yolcu vagonları temelde ana gövde olan vagon şasisi ve taşıma sistemi olan bojilerden oluşmaktadır. Bojiler, yolcu vagonunun hareketli olan aksamaları, fren sistemi, süspansiyon sistemi gibi hayati parçalarının bulunduğu kısımdır.

Bojilerin tasarımlarını yapmak ve tasarlanan bojilerin tip onay belgelerini almak oldukça uzun zaman alan ve oldukça maliyetli bir işlemdir. Farklı ağırlıklardaki vagon modellerine farklı bojiler tasarlamak yanlış bir uygulamadır. Boji tasarlamak yerine mevcut bojiyi istenilen yolcu vagonu ağırlığına adapte etmek hem zaman hem maliyet açısından daha kârlıdır.

Bu çalışmada Y32 boji sisteminin farklı vagon ağırlıklarına güvenli bir şekilde adapte edilmesi amaçlanmıştır. Bu amaç kapsamında ilk olarak Türkiye Vagon Sanayi A.Ş.' ye ait Y32 bojisinin Bulgaristan Demiryolları için tasarlanan BDZ Yataklı Lüks Yolcu Vagonuna adaptasyonu yapılmıştır. Tasarlanan vagon sandık ağırlığına uyarlanan Y32 bojisinin daha sonra TS EN 14363 standardına uygun olarak dinamik analizleri gerçekleştirilmiştir.

Bu çalışmada özgün taraflardan biri de tasarım aşamasındaki vagonun bütün bileşenlerinin ve çelik ağırlıklarının, 3 boyutlu çizim üzerinden Catia V5 programı ile hesaplanmasıdır.

Ayrıca Y32 boji sistemlerinin güvenli çalışma ağırlığından 3400 kg daha ağır olan BDZ yataklı yolcu vagon sandığı için Y32 bojisinin tüm bileşenleri kontrol edilmiş ve 1. süspansiyon sistemi, 2. süspansiyon sistemi, fren sistemi, anti-roll bar sistemi yeniden hesaplanarak değiştirilmiştir.

TÜVASAS için bir vagon tasarım sınırı olan 50000 kg'lık maksimum boji taşıma kapasitesi de yapılan çalışma sonucu 54000 kg'a çıkarılmıştır.

Boji sistem elemanlarından vagon dinamiğini etkileyen temel sistemler, birinci ve ikinci süspansiyon sistemleridir. Bu çalışmada hesaplanan vagon ağırlığına bağlı olarak, helisel yay grupları ve amortisör grupları yeni yük dağılımına uygun olacak şekilde yeniden tasarlanmıştır.

Vagonların kurplarda stabilizasyonunu sağlayan anti-roll bar sistemi vagon ağırlığına bağlı olarak çalışan bir diğer boji elemanıdır. Değişen vagon ağırlığına uygun olarak, anti-roll bar sistemi burulma yayı yeniden hesaplanmıştır.

İşletme esnasında demiryolu araçları, sahip oldukları büyük kütleler ve yüksek hızlardan dolayı, büyük miktarda kinetik enerjiye sahiptirler. Araçlar için frenleme işlemi kinetik enerjinin sürtünme yolu ile ısı enerjisine dönüştürülmesi olarak tanımlanır. Sahip olunan kinetik enerjinin ısı enerjisine dönüşümüyle sağlanan frenleme işlemi için vagon ağırlığı çok önemli bir parametredir. Bu çalışmada hesaplanan vagon ağırlığına uygun olarak fren sistemi seçilmiş ve seçilen fren sisteminin seyir güvenliği hesapları yapılmıştır.

Boji parametreleri yeniden hesaplandıktan sonra vagonun dinamik analizi için Simpack programında dinamik model oluşturulmuştur. Dinamik analiz modelinde araç-yol sistemi; gövde, tekerlek-ray kontağı ve yol olmak üzere üç alt sisteme ayrılır. Tüm bilgisayar simülasyonlarında modelleme için öncelikle sisteme ait fiziksel model kurularak topoğrafyası çıkarılır.

Benzetimlerde kullanılan modeller için tekerlek profili UIC 510-2 S1002, ray profili için ise TS EN 13674-1 UIC60 tip ray profili kullanılmıştır. Tekerlek ve ray profilleri doğrusal olmayan fonksiyonlar ile modellenmiştir. Yapılan benzetimlerde temas kuvvetlerini hesaplamada KALKER (FASTSIM) basitleştirilmiş temas modeli kullanılmıştır.

Hazırlanan modelde araç gövdesi, boji şasisleri ve tekerlek takımları kütle-atalet karakteristikleri tanımlanarak rijit gövde olarak modellenmişlerdir. Birinci süspansiyon ve ikinci süspansiyon sistemleri lineer ve nonlineer yay ve amortisör olarak modellenmiştir.

Daha sonrasında Simpack programıyla TS EN 14363 "Demiryolu uygulamaları-Demiryolu taşıtlarının seyir karakteristiklerinin kabul deneyleri-Seyir davranışlarının denenmesi" standardına uygun olarak modal analiz, raydan çıkma analizi, kurp analizi, twist yol analizi yapılmıştır. Analizlerde standartta tanımlanan tüm senaryolar için Y/Q Nadal kriteri ve ripaje kuvvetleri kontrol edilmiştir.

Yapılan analizler sonucu, değişen ağırlığa göre adapte edilen bojinin ne kadar güvenli olduğu ortaya konmuştur.

Bu çalışmanın bir sonraki adımı olarak araç yol testlerinde elde edilecek gerçek değerler ile bilgisayar ortamında yapılan bu analizlerin, doğrulanması hedeflenmektedir.

**Anahtar Kelimeler:** Vagon ağırlığı, dinamik analiz, raydan çıkmaya karşı güvenlik analizi, Nadal kriteri



**ADAPTATION OF THE Y32 BOGIE TO THE DIFFERENT WEIGHT OF  
COACHES**

Erbil BİLGİN

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Prof. Dr. Rahmi GÜÇLÜ

Rail vehicles undoubtedly stand out when the means of transport compared in terms of comfort, efficiency and safety. Passenger coaches are produced in different types such as sleeping coaches, dining coaches, pullman coaches, etc... to ensure the customer satisfaction.

Each of different types of passenger cars are weighted differently because of the changing components. Therefore, the system of bogie that carries the coaches can not show the same secure dynamic behaviour while operating with different weights of coaches. Therefore, aim of this study is to adaptation the bogie system depends on the weight of coaches, in a safe way.

Within the scope of the aim, firstly, the adaptation of the Y32 bogie has done, used in newly designed for the BDZ sleeping coaches in Bulgarian railways and on safety against derailment analyses in accordance with TS EN 14363 standard were conducted

Firstly, weight of the coach was determined in design phase by 3D dimensional drawing program, Catia V5. All the components of bogie are checked based on determined coach weight.

Primary and secondary suspension systems are the main systems that influence the dynamics of the wagon in elements of the bogie system. In this study depending on the calculated coach weight, helical spring groups and shock absorber groups were redesigned according to new load distribution.

Anti-roll bar system which providing stabilization of the coaches in curves and operating with varying weight of coach is the another bogie component. Torsion spring of anti-roll bar system was recalculated according to the varying weight of coach.

During operation, large amount of kinetic energy generate on rail vehicles because of having large mass and high speeds. Braking action for vehicles are defined as conversion of the kinetic energy to the heat energy through friction The coach weight is very important parameter for the brake system. Brake system were selected according to calculated coach weight in this study and also safety calculations of the selected brake system were indicated.

Dynamic model has been created by Simpack program for the dynamic analysis after recalculation of the bogie parameters. Vehicle-road system is divided into three sub-systems in dynamic analysis model: Body, wheel rail and road contact. The first step in all computer simulations is to set up a physical model of the system for the modelling and the topography is formed.

UIC 510-2 S1002 the wheel profile and TS EN 13674-1 UIC60 type rail profile are used for models used in simulations . Wheel and rail profiles are modelled by nonlinear functions. In simulations, KALKER's (FASTSIM) simplified contact model was used to calculate the contact forces.

In created dynamic model, the car body and bogie frames, as well as the wheelsets are modelled as rigid bodies and are defined by their mass–inertia characteristics. Primary suspension systems and secondary suspension systems are modelled as linear and nonlinear springs and dampers.

Later, modal analysis, the derailment analysis, curve analysis, twist track analysis are performed in SIMPACK software in accordance with TS EN 14363 standard , "Railway applications - Testing for the acceptance of running characteristics of railway vehicles - Testing of running behaviour and stationary tests". In dynamic analyses, Y/Q Nadal criteria and ripaje forces are checked for all the scenarios defined in the standards.

As a result of the analysis, safety of weight-adapted bogie has been demonstrated.

As a next step of this study, actual values that will be obtained in on tract tests and dynamic analyses made on computer are expected to be confirmed.

**Keywords:** Coach weight, dynamic analyses, safety against derailment, Nadal criteria

## BÖLÜM 1

---

### GİRİŞ

Toplumsal kalkınmanın ve sanayileşmenin kilit sektörlerinden biri olan toplu taşımacılık konusunda raylı taşımacılık oldukça önemli bir yere sahiptir. Küreselleşen dünyamızda meydana gelen hızlı nüfus artışı sonrasında ulaştırma ihtiyaçları ciddi bir sorun haline gelmiştir. Kapasite, konfor, verimlilik ve seyahat güvenliği açısından karasal ulaşım yöntemleri ile kıyaslandığında hiç şüphesiz raylı taşıtlar öne çıkmaktadır.

Diğer ulaşım sistemleriyle karşılaştırıldığında, demir yollarındaki teknolojik gelişmelerin son yıllarda geçmişe göre hızlı bir şekilde gelişimi ve demiryolu sektöründe standartlaşmaya gidilmesiyle güvenlik seviyeleri artmıştır. Araç seyir güvenliği ancak dinamik analiz ve yol testleriyle kontrol edilebilmektedir. Avrupa Demiryolu Ajansının (ERA) uluslararası işletilebilirlik için teknik özellik komisyonu (TSI), “TS EN 14363 demiryolu araç dinamiği” standardıyla yolcu vagonu seyir güvenlik şartlarını belirlemiştir [1].

Yolcu memnuniyeti açısından yolcu vagonları kullanılan iç giydirme ekipmanları değiştirilerek çeşitlendirilmiştir. Ancak seyir güvenliği açısından vagonun en önemli elemanları olan bojiler, süreç alan tasarımları ve yüksek maliyetlerinden dolayı vagon tiplerine özgü çeşitlendirilemez. Her vagona ayrı bir boji tasarlamak yerine mevcut bojiyi, farklı bileşenlerle donatılmış farklı ağırlığa sahip vagonlara göre adapte etmek gerekmektedir.

Farklı ağırlıklara uygun olarak adapte edilen bojinin, standartlarda sınırlandırılmış olan seyir güvenlik şartlarını sağlaması gerekmektedir. Boji üzerindeki herhangi bir bileşenin değişmesi bu seyir güvenliği analizlerin tekrarlanmasını gerektirmektedir.

## 1.1 Literatür Özeti

Demiryolları geçmişten günümüze ulaşım sistemleri içerisinde önemli bir yere sahiptir. Günümüzde artan hız ve yük taşıma kapasitesi, bu sistemin verimini arttırmakla birlikte, demiryolu dinamiği konusunda bazı problemleri de beraberinde getirmektedir. Aşağıda, raylı sistem dinamiği ve sürüş güvenliği analizleri konusunda ulusal ve uluslararası literatürde yapılmış çalışmalar incelenmiştir.

Demiryolu araç dinamiği ile ilgili çalışmalar 17.yy'ın başlarına dayanmaktadır. Yapılan çalışmalarda kılavuzun sağlanması için kullanılan flanşlı tekerlekler sayesinde daha yüksek hızlara ulaşılmıştır. Fakat meydana gelen dinamik yükler sorun olmaya devam etmiştir. Özellikle ağırlığı artan buharlı lokomotiflerde bu etki daha sık görülmüş ve buna bağlı olarak raylarda kırılmalar meydana gelmiştir. Bu ve benzer kaza risklerinin artması, probleme bilimsel yaklaşım ihtiyacını doğurmuştur. 1960 yılından sonra gelişen yazılım-donanım teknolojisi ve deney ortamları ile mühendislik yaklaşımları artmıştır.

Redtenbacher [2], tekerleğin kurptaki hareketi hakkında ilk teorik analizi gerçekleştirmiştir. Mackenzie [3], dar kurplarda yaylar vasıtasıyla adezyonu artırarak tekerleğin kayarak döndüğünü analitik olarak göstermiştir.

Shevtsov [4], artan yolcu ağırlıkları ve araç hızı durumunda tekerlek profilinin optimizasyonu üzerine çalışmıştır. Tekerlek ray temasını; kontak mekaniği, ekonomi ve aşınma gibi farklı konularda ele almıştır.

Garg ve Dukipati [5], tekerlek-ray temasını incelemiştir ve çok serbestlik dereceli sistemleri modellemişlerdir. Kurulan modellerde yanal stabilite incelenmiştir.

Stribersky ve Moser [6], bir raylı taşıtın yapısal dinamiği ve sürüş konforu hakkında bilgi edinmek için taşıt modelini oluşturmuşlardır. Araç gövdesi esnek gövde olarak modellenmiştir. Esnek gövde modeli için sonlu eleman yazılımı olan ABAQUS kullanılmıştır. Sonlu eleman yazılımında oluşturulan model indirgenerek SIMPACK dinamik analiz programına aktarılmıştır. Gerçek metro aracı üzerinden ivme değerleri alınarak sanal modelle kıyaslanmıştır.

Mängel ve Hecht [7], bir yolcu treni gövdesinin yoldan kaynaklı yapısal titreşimleri konusunda çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında araç gövdesini sonlu eleman yöntemiyle modelleyerek SIMPACK programında kurulan dinamik modelde kullanmışlardır.

Troild [8], Alman demir yollarınca kullanılan ICE3 hızlı treninin yolcu konforu iyileştirmesi üzerinde çalışmıştır. Yapılan çalışmada ICE3 hızlı treninin NASTRAN programında sonlu eleman modeli GUYAN indirgeme metoduna göre oluşturularak SIMPACK dinamik analiz programına aktarılmıştır. Yolcu konforu için prototip araç oluşturulmadan çok gövdeli bir model oluşturulmuştur.

Iwnicki [9], raylı sistemlerin dinamiği kapsamında birçok çalışma gerçekleştirmiş olup bu çalışmasında ise demiryolu dinamiği, tekerlek-ray teması, aşınma, gabari, raydan çıkma analizi, gürültü ve titreşim gibi birçok konuda detaylı bilgi vermektedir.

Aba [10], bir yolcu vagonunun kütlesini sonlu elemanlar yöntemi ile modellemiş ve aracın dinamik davranışını incelemiştir. Elde ettiği sonuçları konfor açısından değerlendirmiştir.

Shen ve Pratt [11], demiryolu araçlarının dinamik davranışlarını MATLAB&Simulink yazılımında incelemiştir. Elde ettiği verileri test sonuçları ile karşılaştırmıştır.

Atalay [12], Toshiba–E43000 lokomotifinin titreşim analizinin yapılması amacı ile dinamik analiz modeli oluşturmuştur. Elli dört serbestlik dereceli lokomotif modelinin oluşturulmasında her serbestlik derecesi için diferansiyel denklemler ayrı ayrı çıkartılmıştır. Ayrıca, seyir hızına etki eden faktörler detaylı olarak anlatılmış ve bu amaçla boylamsal dinamik modeli de oluşturulmuştur. Ray–tekerlek temas problemine; sünme faktörlerine detaylı olarak değinilmiş ve rayların elastikiyetleri konusunda çeşitli sonlu eleman analizleri yapılmıştır. Dinamik analiz modeli ve titreşim analizleri MATLAB&Simulink yazılımında gerçekleştirilmiştir. Simülasyonlar sonucunda kabinin yanal ve düşey titreşimlerini kontrol eden aktif titreşim kontrolcüsü tasarlanmıştır.

Güçlü vd. [13], tarafından İstanbul Büyükşehir Belediyesi Ulaşım A.Ş. tarafından hizmete sunulan hafif raylı sistem aracı esas alınarak altı serbestlik dereceli raylı taşıtın dinamik modeli kurulmuş ve titreşimleri incelemiştir. Dinamik modelin incelenmesinde

aksın (tekerlekler dahil) kütlesi ve yay katsayısı da hareket denklemlerine dahil edilerek sistemin titreşim genlikleri ve ivmeleri zaman ve frekans alanında gösterilmiştir.

Güçlü vd. [14], tarafından hafif raylı taşıt aksının statik ve modal analizi gerçekleştirilmiştir. İstanbul raylı ulaşımında hizmet veren raylı taşıtların akslarında yorulma kırılmasından kaynaklanan hasarlar ortaya çıktığı tespit edilmiştir. Modal analizde doğal frekans ve mod şekilleri NASTRAN programı kullanılarak elde edilmiştir. Statik analiz, elde edilen maksimum gerilmenin aksın gerçek kırılma kesitinde olduğunu ortaya koymuştur.

Güçlü [15], bu çalışmasında, doğrusal olmayan sekiz serbestlik dereceli bir araç modelinin dinamik davranışını incelemiştir. Çalışmasında süspansiyonlar, "McPherson" dikme tip bağımsız süspansiyonlar olarak dikkate alınmaktadır. Üç farklı kontrol stratejisi durumu göz önüne alınmıştır. İlk durumda yalnızca yolcu koltuğu kontrol edilmektedir. İkinci durumda sadece araç gövdesi kontrol edilmektedir. Üçüncü durumda ise araç gövdesi ile yolcu koltuğu aynı anda kontrol edilmektedir. Denetleme algoritması olarak PID denetleyici kullanılarak bu farklı durumlar sönüm performansı bakımından birbirleriyle karşılaştırılmıştır.

Özer [16], yapmış olduğu yüksek lisans tezinde İstanbul Ulaşım A.Ş. RTE tramvay aracında TTP1, TTP2 ve TTP3 olarak adlandırılan 3 farklı tekerlek modelini analiz ederek sonuçlarını karşılaştırmıştır. Öncelikle araca ait dinamik parametreler tespit edilmiş ve SIMPACK yazılımı kullanılarak modellenmiştir. Yine aynı yazılımda lineer kararlılık, konfor ve kurp analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizler sonucunda gövdenin yanal hareketinin zamanla sönümlendiği gösterilerek bu şartlar altında aracın kararlılığını koruduğu sonucuna varılmıştır. Yanal kararlılık analizi sonuçlarına göre TTP2 ve TTP3 tekerlek profillerinin üstünlüğü görülmüştür.

Duman [17], yapmış olduğu yüksek lisans tezinde sonlu elemanlardan indirgenerek SIMPACK'e aktarılan araç gövdeleri ile esnek gövdeli raylı taşıt modeli kurmuştur. Daha sonra kıyaslama yapabilmek için aynı parametreleri kullanılarak rijid gövdeli tam taşıt modeli oluşturmuştur. Analizler kısmında ise konfor analizlerine referans olan standartlar ve kullanılan filtreler hakkında bilgi verilerek, modelleri doğrulamak için modal analizler gerçekleştirmiştir. Model doğrulamasından sonra ise SIMPACK

programında hat kaynaklı bozucu girişler modele etki ettirilerek benzetimler tamamlanmıştır.

Metin vd. [18], tarafından İstanbul Şehir içi ulaşımında kullanılan bir raylı taşıta ait bojinin bilgisayar ortamında dinamik benzetimi yapılmış, düşey ve yatay yol düzensizliklerinin raylı taşıt bojisi ve tekerlek setleri üzerindeki etkileri farklı koşullar altında araştırılmıştır. Bu amaçlar doğrultusunda, boji MATLAB ve ADAMS/Rail programlarında modellenmiştir. Boji iskeleti ve tekerlek setlerine ait yer değişimi ve ivmelenmelere ilişkin elde edilen sonuçlar, değişik bozucu girişlerin etkisi altında zaman ve frekans alanında incelenerek karşılaştırılmıştır.

Duman vd. [19], yaptıkları çalışmada İstanbul Şehir içi ulaşımında kullanılacak olan bir metro aracına ait doğrusal olmayan sanal modelini, bir çoklu gövde dinamik analiz programında oluşturmuşlardır. Kurulan bu modelin, EN 14363 ve EN 12299 standartlarında ön görülen senaryolara göre benzetimleri gerçekleştirilmiştir. Bu senaryolar; aracın modal analizi, doğrusal kararlılık, doğrusal olmayan kararlılık, doğrusal olmayan kritik hız, raydan çıkma, konfor, tekerleğin raydan yükselmesi analizleri ve araca ait devrilme katsayısının belirlenmesidir [1]-[20]. Bütün analizler standartlarda belirtilen senaryolar göz önüne alınarak gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak, çoklu gövde dinamik analiz programında oluşturulan doğrusal olmayan modelin standartların belirlediği şartları sağladığı gösterilmiştir.

Duman vd. [21], diğer bir çalışmada ise İstanbul Şehir içi ulaşımında kullanılacak olan bir metro aracının doğrusal olmayan sanal modelini kurarak yanal kararlılık analizi gerçekleştirmiştir. Analizlerde, aynı tekerlek profilinin aşınmış ve aşınmamış modelleri; iki farklı ray profili ve bunların kombinasyonlarının etkisi altındaki araca ait kritik yanal yalpa hızının incelenmesinden oluşmaktadır. Bunun sonucunda araç dinamiği açısından en uygun tekerlek-ray profilinin seçimine karar verilmesi amaçlanmıştır.

Metin ve Güçlü [22], bu çalışmada İstanbul Şehir içi ulaşımında kullanılacak bir hafif raylı taşıtı altı serbestlik dereceli PID tip fuzzy kontrolcülü ve parametre uyarlamalı fuzzy kontrolcülü olarak modellemiştir. Hazırlanan iki aktif titreşim kontrolcülü modelin performansları karşılaştırılmıştır. Ayrıca araç üzerinde titreşim ölçümleri yapılarak hazırlanan modeller ile yapılan ölçümler karşılaştırılmıştır. Yapılan çalışmanın sonucu

olarak PID tip fuzzy aktif kontrolcülü modelin yolcu konforu açısından üstünlüğü belirtilmiştir.

Güçlü ve Metin [23] bu çalışmada raylı sistem araçlarında yolcu konforu ve titreşim problemlerini incelemek için İstanbul'da kullanılan bir hafif raylı taşıtının diferansiyel denklemlerini çıkartarak yirmi iki serbestlik dereceli fiziksel modeli oluşturmuştur. Gerçek parametreler ile oluşturulan model, titreşim analizinden sonra, ivmelenme ve yer değişimlerini minimize etmek için aktif kontrolcü kullanılarak tekrarlanmıştır. Sonuç olarak kontrolcülü ve kontrolcüsüz olarak yapılan analizler zaman ve frekans cevapları açısından incelenmiştir.

Güçlü ve Metin [24] bu çalışmada onbir serbestlik dereceli raylı taşıt yarım modeli üzerinde PID kontrolcülü ve fuzzy logic kontrolcülü aktif süspansiyon sistemlerinin performanslarını karşılaştırmıştır. Aynı model üzerinde iki farklı kontrolcü ile yapılan çalışmada, kolay uygulanabilirliği özelliğinden dolayı kontrol uygulamalarında önemli bir yere sahip PID kontrolcü ile aktif süspansiyon kontrol uygulamalarında yüksek performans sergileyen FLC kullanılmıştır. Kontrolcüler boji ile beşik arasında bulunan ikinci süspansiyon sistemine uygulanmıştır. Kontrolcülerin performans karşılaştırması için 2 farklı yol düzensizliği öngörülmüştür. Çalışmanın sonucu olarak iki kontrolcünün zaman cevabı ve frekans cevapları kontrolcülü ve kontrolcüsüz olarak belirtilmiştir.

Güçlü ve Metin [25] bu çalışmada demiryolu taşıtlarında meydana gelen düşey titreşimleri kontrol etmek için beş serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli üzerinde konvansiyonel PID kontrolcü ve Parametre Uyarlamalı PID Tipli Bulanık Kontrolcü uygulamıştır. Manchester metro aracının dinamik parametreleri kullanılarak hazırlanan modelde aktif süspansiyon kontrolcüsü ikinci süspansiyon sistemine uygulanmıştır. Hazırlanan model ile maksimum işletme hızı olan 90 km/h de,  $\pm 5\%$  yük değişimi göz önünde bulundurularak titreşim analizleri yapılmıştır. Sonuç olarak analizler frekans ve zaman cevabı olarak önce kontrolcülü ve kontrolcüsüz şeklinde, daha sonra da konvansiyonel PID kontrolcülü ve Parametre Uyarlamalı PID Tipli Bulanık Kontrolcülü olarak kıyaslanmıştır.

Metin vd. [26], yaptıkları çalışmalarında İstanbul ulaşımında kullanılan bir raylı taşıta ait bojinin matematiksel modelini çıkararak, yanal ve düşey yönde farklı bozucu etkilere



karsı dinamik davranışını incelemiştir. Ayrıca bojinin dinamik davranışı üzerinde önemli etkisi bulunan, tekerlek-ray kontağında ortaya çıkan sünme etkilerini de incelemiştir. Bu etki sebebiyle ortaya çıkan sünme kuvvetlerinin belirlenebilmesi için kontak açısı, sağ ve sol tekerlek etkin yarıçaplarının zamana bağlı olarak değişimi, tekerlek setinin açısal ve doğrusal hareketleri gibi parametreler hesaplanmıştır. Bununla birlikte, tekerlek-ray etkileşiminin ve tekerlek setinin gezinme hareketinin bojinin dinamik davranışına etkisi araştırılmıştır. Sonuç olarak, farklı bozucu girişlerin etkisi altında tekerlek-ray etkileşimine ait sünme kuvvetlerinin zamana bağlı değişimi hesaba katılarak, bojiye ait yer değişimi ve ivmeler zaman ve frekans alanında incelenmiştir.

Metin [27], yapmış olduğu doktora tezinde, İstanbul Şehir içi ulaşımında kullanılan bir hafif metro aracının yanal kararlılığını ve düşey dinamiğini incelemiştir. Tez çalışmasında, tekerlek seti ile boji arasına yerleştirmiş olduğu eyleyiciler ile LQR (Geri Beslemeli Optimal Kontrol) algoritmasını kullanılarak yanal yöndeki titreşimler kontrol edilmiş ve aracın kritik hızı yükseltilmiştir. Araca ait düşey dinamik modeli oluşturularak düşey titreşimleri klasik PID tipli bulanık kontrolör ile kontrol edilmiş ve düşey yolcu konforunda iyileştirme gerçekleştirmiştir.

## 1.2 Tezin Amacı

Artan nüfus ile birlikte ulaşım ihtiyaçları göz önüne alındığında şehir içi toplu taşıma hizmetleri, banliyö taşıma hizmetleri ve şehirlerarası yolcu taşıma sistemleri de geliştirilmelidir. Yolcu taşımacılığında giderek artan konfor beklentisini karşılamak için yataklı, restoranlı, kompartımanlı yolcu vagonu gibi çeşitli yolcu vagonları tasarlanmaktadır. Seyahat konforu sağlayan bu çeşitli yolcu vagonları beraberinde farklı ağırlıklardaki yolcu vagonlarının oluşmasına neden olmuştur.

Yolcu talepleri doğrultusunda yapılan tasarım değişiklikleri doğrultusunda yolcu vagonları içerisine gelişmiş klima sistemleri, vakum tuvalet sistemleri, banyo tesisatları gibi birçok öge dâhil edilmiştir dolayısıyla vagon ağırlıklarında artış meydana gelmiştir.

Diğer taraftan bojilerin tasarımlarını yapmak ve tasarlanan bojilerin tip onay belgelerini almak oldukça uzun zaman alan ve oldukça maliyetli bir işlemdir. Farklı ağırlıklardaki

vagon modellerine farklı bojiler tasarlamak da yanlış bir uygulamadır. Boji tasarlamak yerine mevcut bojiyi istenilen yolcu vagonu ağırlığına adapte etmek hem zaman hem maliyet açısından daha kârlıdır. Bu çalışmada da Y32 boji sisteminin farklı vagon ağırlıklarına güvenli bir şekilde adapte edilmesi amaçlanmıştır.

### 1.3 Hipotez

Yolcu vagonu çeşitleri sahip oldukları bileşenlerden dolayı farklı ağırlıklara sahiptirler. Değişik türlerdeki vagonlarla çalışan bojiler farklı ağırlıklardaki vagon sandıkları ile birlikte çalışırken aynı seyir güvenliğini sağlamak zorundadırlar. Demiryolu araç dinamiğinin temel elemanı olan bojiler için, vagon sandık ağırlığı en önemli parametredir. Bu çalışmada mevcut vagon sandığı ağırlığından 3400 kg ağır olarak tasarlanan yolcu vagonu için boji ekipmanları adapte edilmiştir. Farklı ağırlıklara adapte edilen bojinin seyir güvenliğinin detaylı incelenebilmesi için öncelikle yolcu vagonunun dinamik modeli Simpack programı ile oluşturulmuştur. Seyir güvenliğinin kontrolü için Simpack yazılımı ile TS EN 14363 standardına uygun olarak yolcu vagonunun modal analizi, twist yol analizi, raydan çıkma analizi ve kurp analizleri yapılmıştır [1].

### BDZ YATAKLI YOLCU VAGONU GENEL ÖZELLİKLERİ

BDZ yataklı yolcu vagonu TSI (Technical Specifications for Interoperability) Uluslararası işletilebilirlik belgesini dünya genelinde alan ilk konvansiyonel yolcu vagonudur. TSI Uluslararası işletilebilirlik belgesi 2017 yılı başından itibaren tüm Avrupa ülkeleri için zorunlu hale gelen uluslararası demiryolları standartlar bütünüdür. BDZ yataklı yolcu vagonu proje kapsamında Vagon sandığı ile beraberinde bu tez kapsamında adaptasyonu yapılan Y32 bojisinin de TSI standartlarına uygunluğu onaylanmıştır.

Çizelge 2.1’de teknik özellikleri belirtilen BDZ lüks yataklı yolcu vagonları, yüksek konfor sağlayan 2 adet Y32 tip taşıyıcı boji ile donatılmıştır. BDZ yataklı yolcu vagonuna ait genel görünüş Şekil 2.1’de verilmiştir.



Şekil 2.1 BDZ yolcu vagonu genel görüntüsü

Çizelge 2.1 BDZ yataklı yolcu vagonu teknik özellikleri

<b>BDZ YATAKLI YOLCU VAGONU TEKNİK ÖZELLİKLERİ</b>	
<b>Vagon Tipi</b>	Yataklı Vagon
<b>Ray Açıklığı</b>	1435 mm
<b>Tampondan Tampona Vagon Boyu</b>	26400 mm
<b>Boji Göbek Eksenler Arası Mesafe</b>	19000 mm
<b>Vagon Genişliği</b>	2825 mm
<b>Vagon Yüksekliği</b>	4050 mm
<b>Döşeme Yüksekliği</b>	1255 mm
<b>Kompartıman Sayısı</b>	10
<b>Yatak/Koltuk Sayısı</b>	30
<b>Dış Kapılar</b>	Elektromekanik Kontrollü Kayar Kapı
<b>Alın Duvar Geçit Kapıları</b>	Elektromekanik Kayar Kapı
<b>Boji</b>	Y32
<b>Tekerlek Çapı (Yeni / Aşınmış)</b>	920/870 mm
<b>Minimum Kurp Yarıçapı</b>	150 m
<b>Servis Freni</b>	Pnömatik Disk Fren
<b>Maksimum Hız</b>	160 km/h
<b>Dış Ortam Sıcaklığı</b>	-25 °C / + 40 °C

#### 3.1 Boji

Raylı taşıtlar vagon sandığı ve bojilerin uygun bir şekilde birleştirilmesiyle oluşur. Boji; yol tarafından üretilen titreşimlerin azaltılarak vagon gövdesine geçmesini, hareket esnasında vagonun virajları daha kolay almasını ve yönlenmesini sağlayan mekanik bir sistemdir. Bojiler; üzerinde barındırdığı seyir güvenliği ve yolcu konforu sağlayan ekipmanlarıyla, taşıt dinamiği bakımından en önemli elemandır.

Genel olarak konforlu bir bojiden beklenen özellikler şöyledir:

- Uzun olan demiryolu taşıtlarının kıvrımlı raylarda daha uyumlu bir geçiş yapmasını sağlamak,
- Tekerlek takımı ile boji gövdesi arasındaki rijit bağı yok ederek yol düzensizliklerinden dolayı oluşan titreşim etkilerini azaltmak,
- İkinci bir yay basamağı elde ederek sürüşteki konforu artırarak daha iyi sürüş özellikleri sağlamak ,
- Raydan çıkma tehlikesini minimuma indirmektir.

Birçok farklı tasarım olmasından dolayı bojileri sınıflandırmak zordur ancak temel tasarımları göz önüne alırsak boji tipleri aşağıda belirtildiği şekilde sınıflandırılabilir.

### 3.1.1 Aks sayısına göre bojiler

Aks sayısına göre bojiler; tek akslı, iki akslı ve üç akslı bojiler olarak sınıflandırılabilir. Tek akslı bojiler genel olarak yüksek konfor aranmayan yük vagonlarında kullanılırlar. Tek akslı yük vagonu boji örneği Şekil 3.1’de görülmektedir.

İki akslı bojiler en yaygın olan gruptur. DMU, EMU, yolcu taşıyan çekilen araçlar ve hızlı tren bojileri iki akslı bojilere örnektir. Şekil 3.2’de iki akslı konvansiyonel yolcu vagonu bojisi örneği görülmektedir.

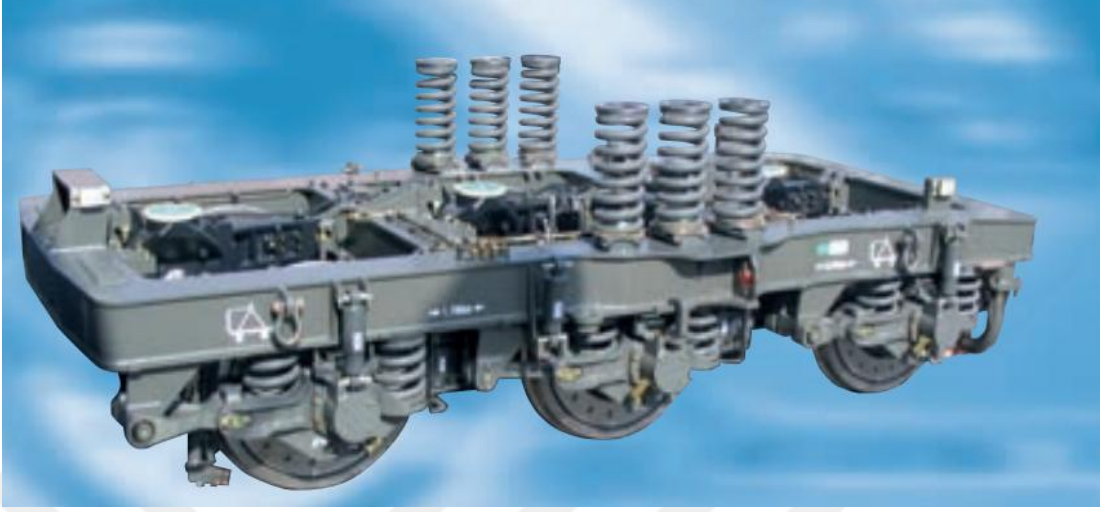
Üç akslı bojiler ise genel olarak lokomotiflerde çalışan bojilerdir. Lokomotiflerin sahip oldukları ekipmanlar dolayısıyla ağırlıkları fazladır. Sandık ağırlıklarını akslar üzerinde güvenli bir şekilde taşımak amacıyla aks sayısı artırılmıştır. Böylece aks başına düşen aks yükü azaltılmıştır. Şekil 3.3’te üç akslı lokomotif bojisi örneği görülmektedir.



Şekil 3.1 Tek akslı yük vagonu bojisi



Şekil 3.2 İki akslı konvansiyonel yolcu vagonu bojisi



Şekil 3.3 Üç akslı lokomotif bojesi

### 3.1.2 Beşikli ve Beşiksiz Bojiler

Boji tasarımında temel olarak belirlenen bileşenlerden biri de boji - vagon sandığı bağlantı elemanlarıdır. Vagon sandığı ile boji bağlantısı; ikinci süspansiyonun vagon sandığına direkt bağlanması veya ikinci süspansiyon ile vagon sandığı arasında beşik adı verilen bir ara eleman konularak yapılır.

Genel olarak bojilerde ikinci süspansiyon elemanı olarak lineer yaylar ve kauçuk elemanlar tercih edilmektedir. Helisel yaylar ve kauçuk gruplarının iki noktadan sabitlenerek merkezlenmesi ve ikinci süspansiyon sisteminin torsiyon çubuğu bağlantısıyla dengeli olarak hareket etmesi amacıyla, ikinci süspansiyon sistemi beşik adı verilen elemana bağlanır. Yaylanma hareketi beşik üzerinden sağlanırken sönümlenme elemanları olan ikinci süspansiyon amortisör grupları da beşik üzerine bağlanır.

Beşikli sistemlerde genel olarak sandık boji bağlantısı beşik üzerinde iki noktadan sabitlenerek yapılır. Beşikli sistemlerin bir dezavantajı da dar kurplarda yüksek dönme direnci oluşturarak tekerlek aşınmalarını arttırmasıdır.

Modern bojilerde genel olarak ikinci süspansiyon elemanı olarak hava yayları tercih edilmektedir. Hava yayı kullanımıyla sağ-sol ikinci süspansiyon elemanları arasındaki yükseklik farkı, vagon sandığı üzerine bağlanan dengeleme valfleri ile gerçekleşir. Böylece her iki yay grubu tekil olarak çalışabilmektedir. Hava yastıklı sistemler için



yüksek hızlı araçlarda bojinin hafifletilmesi noktasında beşik ağırlığının olmaması da önemli bir avantajdır.

Beşiksiz düzenlerin en önemli avantajlarından biri de sandık boji bağlantılarının, merkez pivot olarak adlandırılan dönme merkezinden, tek noktadan hareket yapıldığı için dar kurplarda düşük dönme direncine sahip olmalarıdır. Böylece kurp hareketlerine bağlı tekerlek aşınma miktarı azalmış olacak uzun tekerlek ömrü sağlanmış olacaktır.

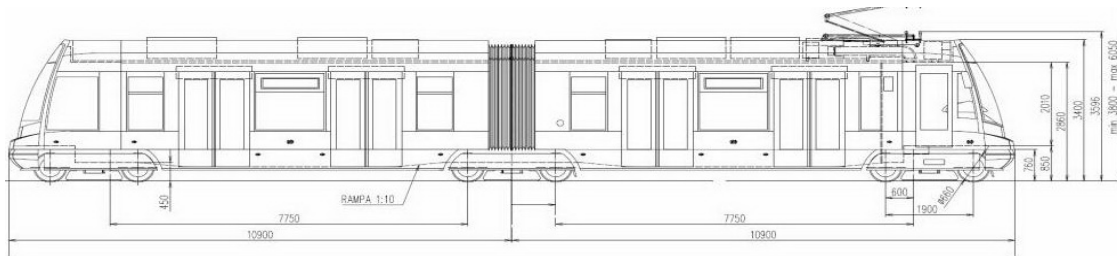
Şekil 3.4'de konvansiyonel yolcu vagonlarında kullanılan beşik sistemli ve beşik sistemli boji örnekleri görülmektedir.



Şekil 3.4 Beşik sistemli ve beşik sistemli boji

### 3.1.3 Jakobs Bojiler

Adını Alman demiryolu mühendisi Wilhelm Jakobs'dan alan Jakobs bojilerin özelliği, klasik bojilerden farklı olarak bir boji üzerinde 2 vagon sandığı taşımasıdır. Birbirini takip eden vagonlardan birinci vagonun son noktası ile ikinci vagonun başnoktası aynı boji üzerine oturtulur, genellikle set halinde çalıştırılan araçlarda jakobs boji tercih edilmektedir. Klasik bojilerden bir diğer farkıda her vagon sandığı için ayrı süspansiyon sistemi olmak üzere, 4 noktada ikinci süspansiyon elemanı bulundurmasıdır. Şekil 3.5'te Jacobs boji kullanılmış bir hafif raylı metro aracı görülmektedir.



Şekil 3.5 Jacobs bojisi kullanılan bir hafif raylı araç



### 3.2 Y32 Boji

Y 32 bojsi De Dietrich firması tarafından Fransız demiryolları SNCF'nin Corail vagonları için tasarlanmıştır. Bugüne kadar De Dietrich firması tarafından 6000 adet üretilerek Belçika, Hollanda, Almanya, İspanya, Portekiz, Fas ve Gabon'a ihraç edilmiştir. Çizelge 3.1'de teknik özellikleri verilen Y32 boji, gövde tasarımı ve sağladığı yüksek konfor özelliğiyle modern bojilerin ilk temsilcisidir.

TCDD ve DE DIETRICH arasında 10 Şubat 1989 tarihinde Ankara'da 93 102-453 nolu lisans anlaşması yapılmıştır. Bu anlaşmaya göre; DE DIETRICH 160-200 km/saatlik maksimum hızda çalışacak olan yolcu vagonlarında kullanılacak Y32 bojilerinin; montaj, kullanım, tamir ve bakım özelliklerini kapsayan UIC 515 OR standardına göre, imalat hakkını TCDD'ye vermiştir [28]. TCDD'nin, sonraki yıllarda organizasyonda bir değişikliğe gitmesiyle bu ürünün imalat ile ilişkin tüm faaliyetleri TCDD tarafından TÜVASAŞ'a verilmiştir.

1989 yılından itibaren üretilmeye başlanan Y32 bojilerinin TCDD işletmesindeki mevcut sayısı 600 dan fazladır. Şekil 3.6'da BDZ yataklı vagonlarında kullanılan Y32 boji görülmektedir.



Şekil. 3.6 Y32 boji genel görünüşü

Çizelge 3.1 Y32 boji ana parametreleri

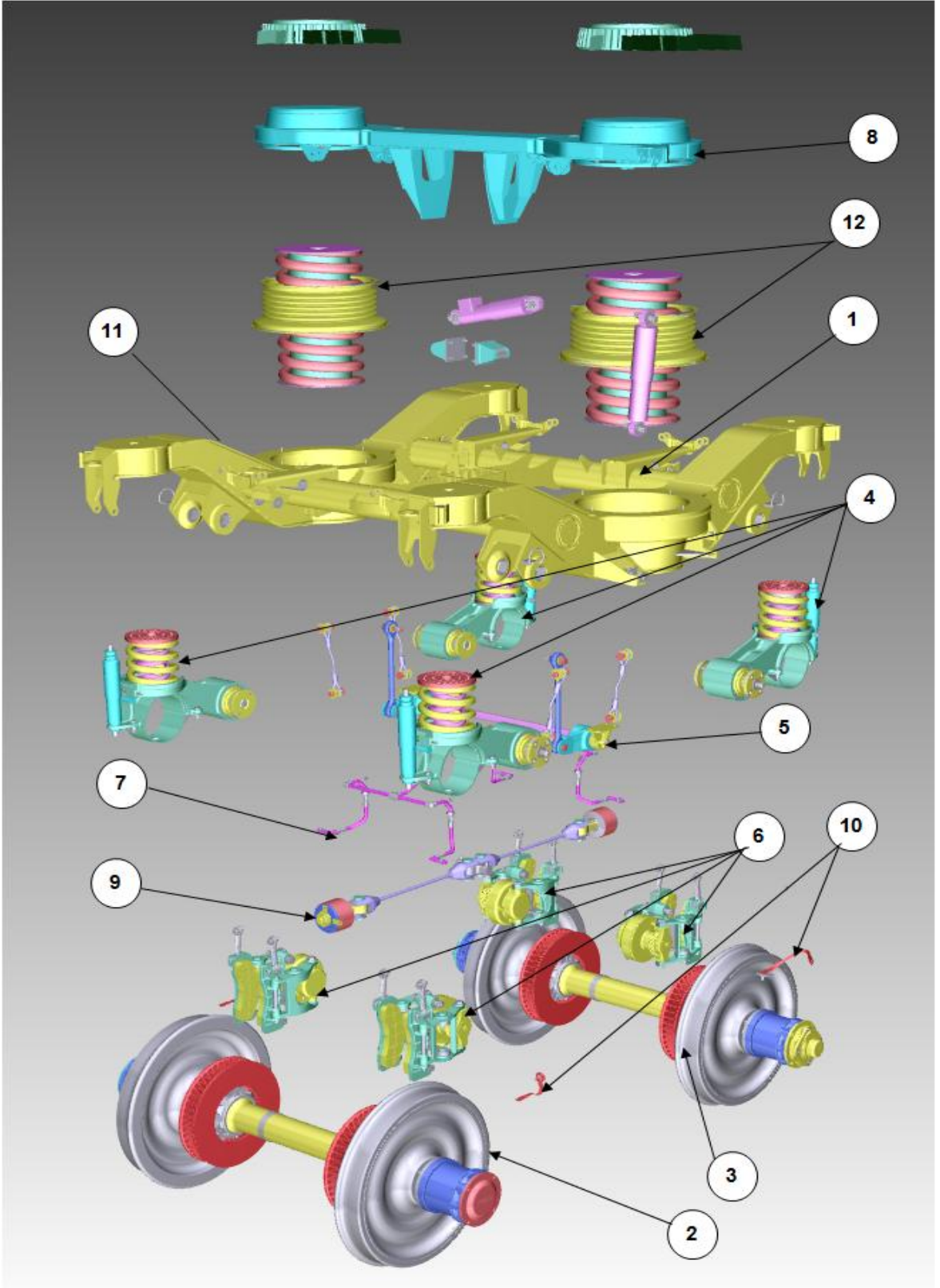
<b>Y32 BOJİ TEKNİK ÖZELLİKLERİ</b>	
<b>Maksimum servis hızı</b>	200 km/h
<b>Aks yükü</b>	16 ton
<b>Aks eksen mesafesi</b>	2560 mm
<b>Gabari</b>	1435 mm
<b>Tekerlek çapı yeni /aşınmış</b>	920 / 870
<b>Minimum kurp çapı servis / imalathane</b>	150 / 80 m
<b>Fren sistemi</b>	2 Disk fren (opsiyonel manyetik fren)

### 3.3 Y32 Boji Elemanları

Yüksek hızlarda güvenli şekilde işletmeye uygun olarak tasarlanan Y32 boji oldukça sade bir görünüme sahiptir. Tasarımındaki bu sadelik sayesinde Y32 boji değişikliklere kolay adapte olabilmektedir. Şekil 3.7’de montaj sırasına göre ayrıştırılan Y32 boji temel bileşenler Çizelge 3.2’de belirtilmiştir.

Çizelge 3.2 Y32 boji temel bileşenleri

1	Boji Şasisi
2	Tekerlek Takımı (Kapak yerleşimi: WSP Apleti Önleme – Topraklama)
3	Tekerlek Takımı (Kapak yerleşimi: WSP Apleti Önleme – Normal)
4	Birinci Süspansiyon Sistemi
5	Torsiyon Mili
6	Fren Silindiri
7	Fren Sistemi Boru Tesisatı
8	Beşik Travers
9	Cer Halatı Bağlantı Sistemi
10	Topraklama Kablo Sistemi
11	Yazı Plakaları-İşaretler
12	İkinci Süspansiyon Sistemi



Şekil 3.7 Y32 Boji temel bileşenleri

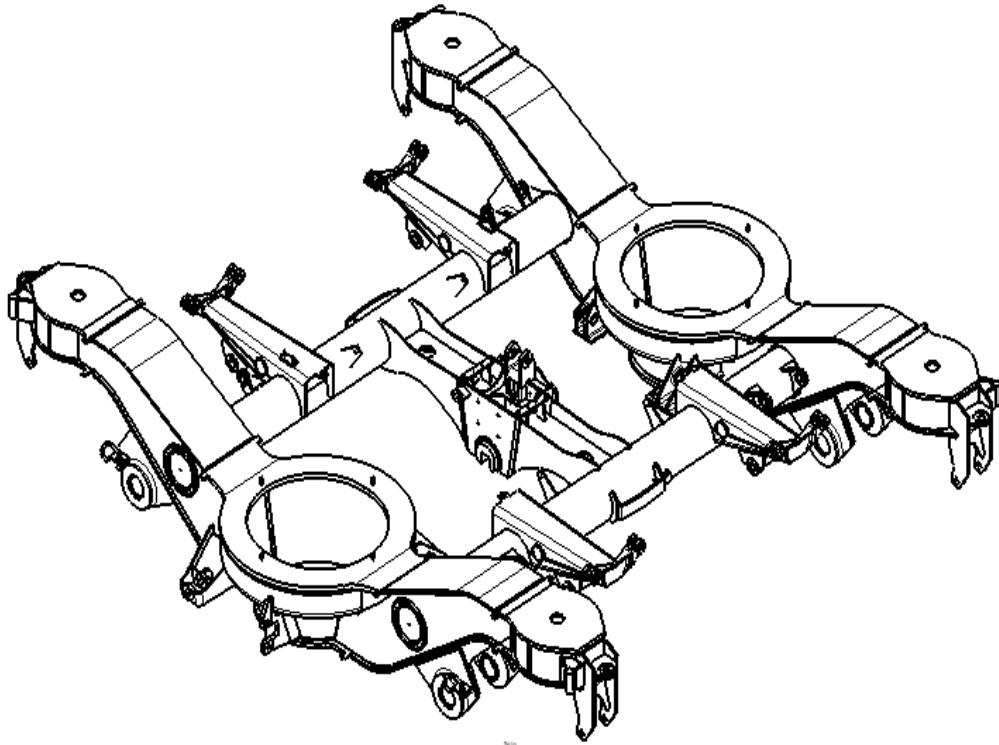
### 3.3.1 Boji Şasisi

Şekil 3.8’de görüldüğü üzere Y32 boji şasisi H tipi bir şasi olup S355 J2G3 malzemenen iki yan kirişin, bir merkez kirişle birleştirilmesiyle oluşur.

Şasi üzerinde yan kirişler taşıyıcı elemanlardır, birinci süspansiyon elemanları, ikinci süspansiyon elemanları yan kirişler üzerine sabitlenirler. Merkez kirişler fren kaliperlerine yataklık ettikleri için frenlemeden dolayı meydana gelen kuvvetlere maruz kalan elemanlardır.

Kademeli süspansiyon sistemine uygun olarak merkez ve yan kiriş uç seviyeleri arasında yükseklik farkı bulunan Y32 boji şasisi, 200 km/sa hıza uygun olacak şekilde “EN 13749 - Boji Şasileri Yapısal Şartları Belirlenmesi” standardına uygun olarak tasarlanmıştır [29].

EN 13749 standardında belirtildiği üzere boji şasileri yapısal dayanımları, maksimum aks yükü üzerinden hesaplanmaktadır. Bundan dolayı boji tasarım aşamasında, şasi tasarımı yapılırken farklı vagon ağırlıklarına bağlı muhtemel revizyonlar ve adaptasyonlar göz önünde bulundurulur [29].

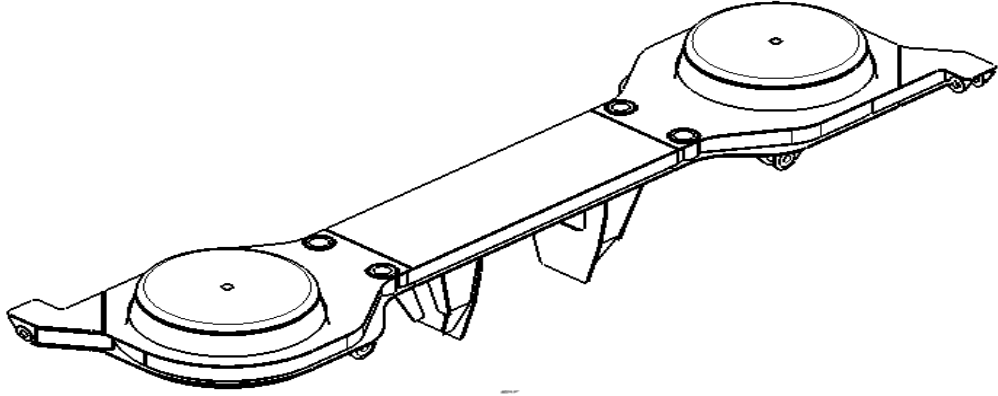


Şekil 3.8 Y32 boji şasisi

### 3. 3.2 Beşik Travers

İkinci süspansiyon ile vagon sandığı arasında yer alan beşik travers, vagona kurp geçişlerinde serbestlik kazandırır. İkinci süspansiyon sistemi ile torsiyon miline yataklık eden beşik travers, ikinci süspansiyon sistemleri arasındaki yükseklik farkının burulma yayı ile dengelenmesini sağlar.

Vagon sandığı ile Y32 bojsi arasında bağlantıyı sağlayan beşik travers, üzerindeki yanal durdurucular ile vagonun yanal hareketlerini sınırlandırır. Y32 Beşik traversin genel görünüşü Şekil 3.9’da belirtilmiştir.



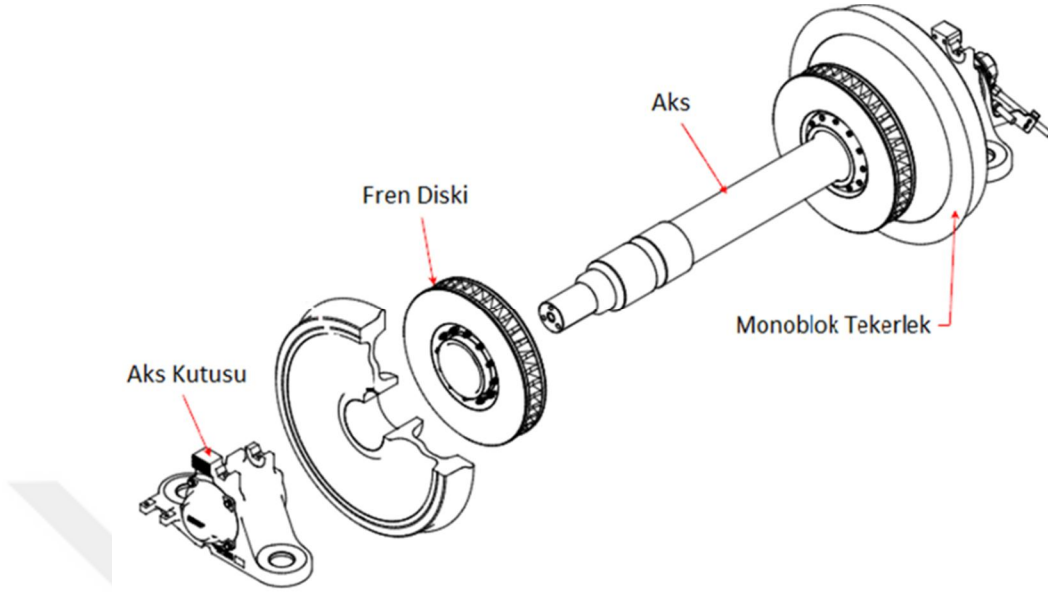
Şekil 3.9 Y32 Beşik travers

### 3. 3.3 Tekerlek Takımı

Tekerlek takımları; aks, fren diskleri, aks kutuları ve monoblok tekerleklerin bir araya getirilmesiyle oluşmaktadır. Y32 boji monoblok tekerlekleri “EN 13262-Demiryolu Araçları Monoblok Tekerlek Mamul Özellikleri” standardında tanımlanan ER7 malzemedен imal edilir. Akslar “EN 13261-Demiryolu Araçları Aks Mamul Özellikleri” standardında tanımlanan EA1N alaşımsız çelik malzemedен imal edilir [30]-[31]. Tekerlek ve aksların montajı soğuk sıkı geçme metodu ile 75-120 ton aralığında gerçekleşir.

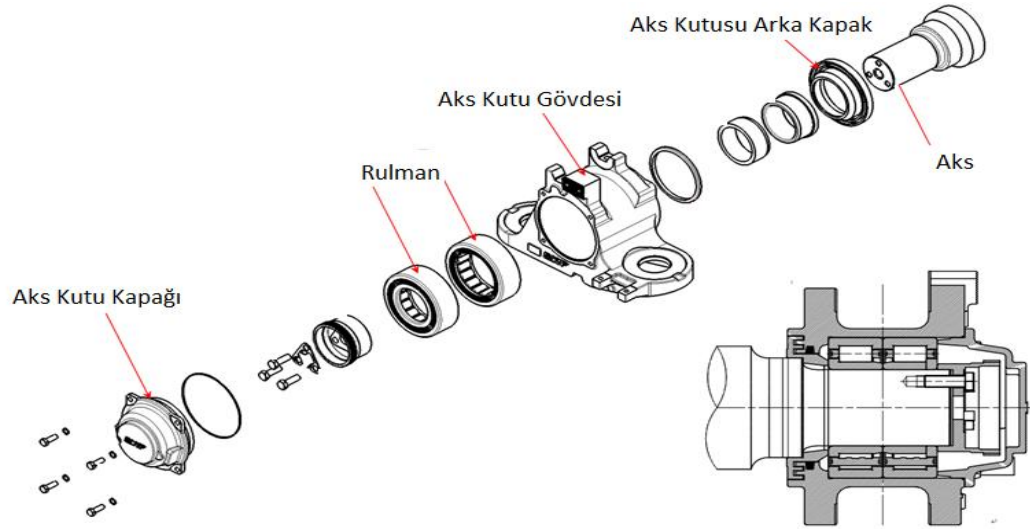
Fren diskleri frenleme işlemi için gereken fren kuvvetinin sağlandığı, fren kaliper kollarının yüzeyini sıkarak, yüzeyinde sürtünme enerjisinin oluştuğu elemanlardır.

Y32 bojisine ait tekerlek takımının genel görünüşü Şekil 3.10’da belirtilmiştir.



Şekil 3.10 Y32 tekerlek takımı

Aks kutuları, aks ve rulmanlara yataklık eden elemandır. Araç işletme hızını etkileyen temel faktörlerden biride rulman sistemidir. Şekil 3.11’de belirtildiği üzere Y32 bojide her tekerlek takımında 2 adet, konik rulmanlarla donatılmış aks kutusu bulunmaktadır. Aks kutuları ayrıca apleti önleme sistemi ve hız sensörlerinin bulunduğu kısımdır.



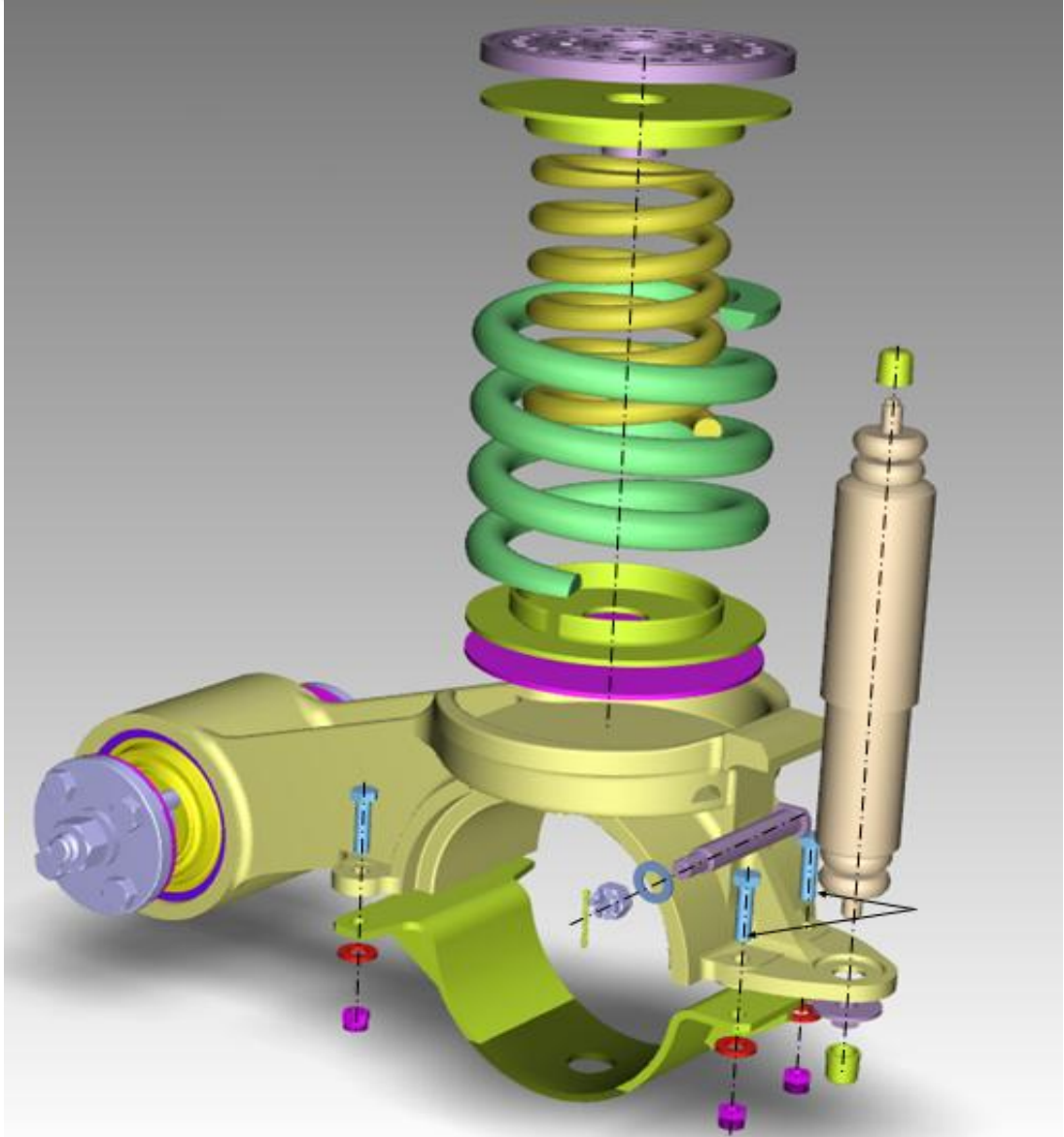
Şekil 3.11 Y32 boji aks kutusu



### 3. 3.4 Birinci Süspansiyon Sistemi

Birinci süspansiyon sistemleri tekerlek takımları ile boji şasisi arasındaki bağlantıyı sağlayan sistemlerdir. Birinci süspansiyon sistemlerinin temel görevi elastik bölge içerisinde kalmak kaydıyla maruz kaldıkları ani kuvvet veya darbeleri sönmölmektir. Birinci süspansiyon sistemleri tekerlekten gelen titreşim ve darbelerin ilk sönmölendiği elemanlardır.

Şekil 3.12'de belirtildiği üzere Y32 bojide birinci süspansiyon sistemi ters sarımlı iki adet helisel yay, kauçuk elemanlar ve 1 adet dikey hidrolik amortisörden oluşmaktadır.



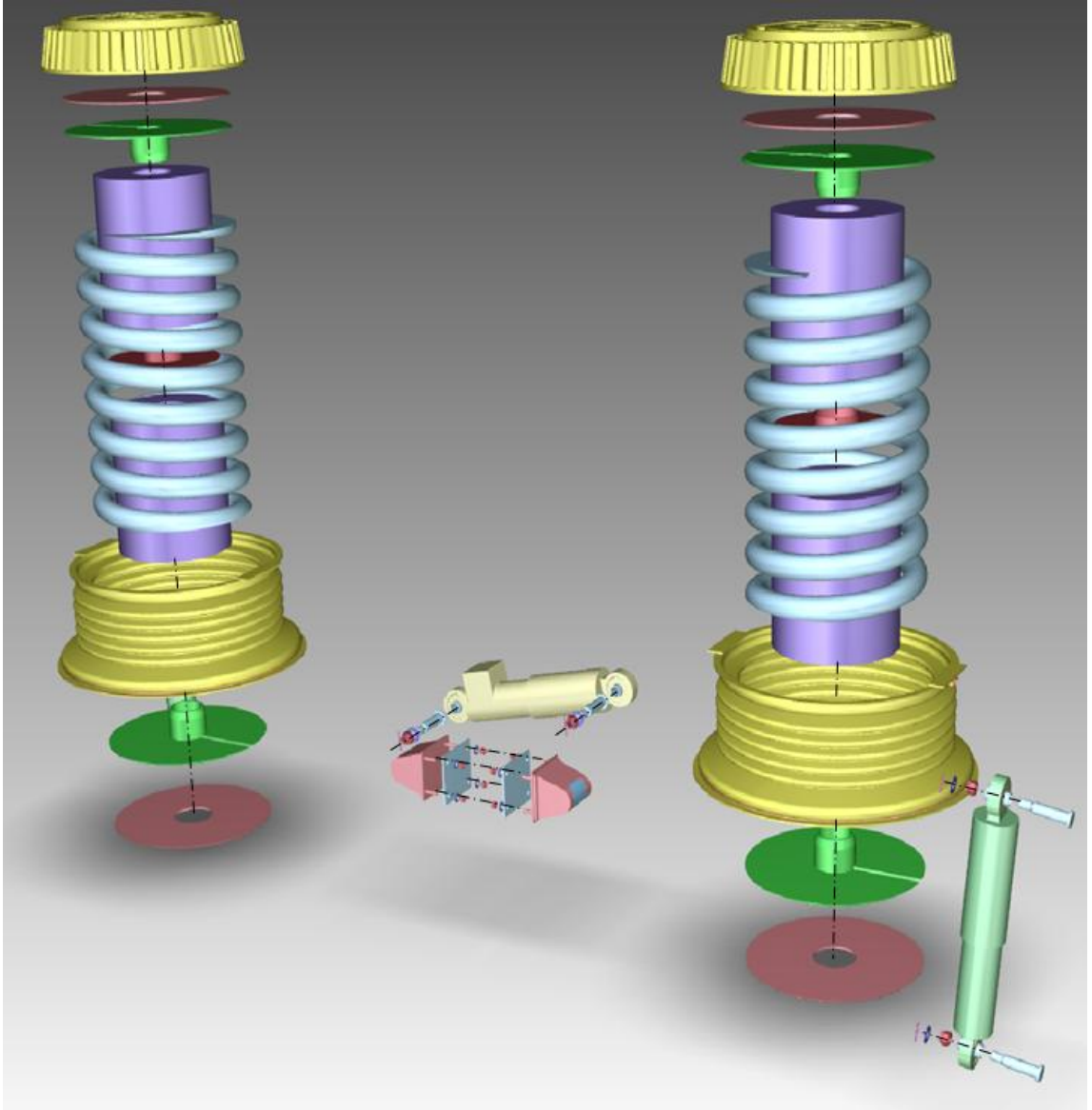
Şekil 3.12 Y32 boji birinci süspansiyon sistemi



### 3. 3.5 İkinci Süspansiyon Sistemi

İkinci süspansiyon sistemi boji şasisi ile beşik travers arasındaki bağlantıyı sağlayan elemandır. İkinci süspansiyon sistemine hem dikey hem yanal kuvvetler etki etmektedir. Birinci süspansiyon sisteminden farklı olarak ikinci süspansiyon sisteminde yanal doğrultudaki titreşim ve darbeler de sönmülmektedir.

Şekil 3.13'te belirtildiği üzere Y32 boji ikinci süspansiyon sistemi ters sarımlı iki adet helisel yay, kauçuk elemanlar, yanal durdurucular, 2 adet dikey hidrolik amortisör ve 1 adet yanal hidrolik amortisörden oluşmaktadır.



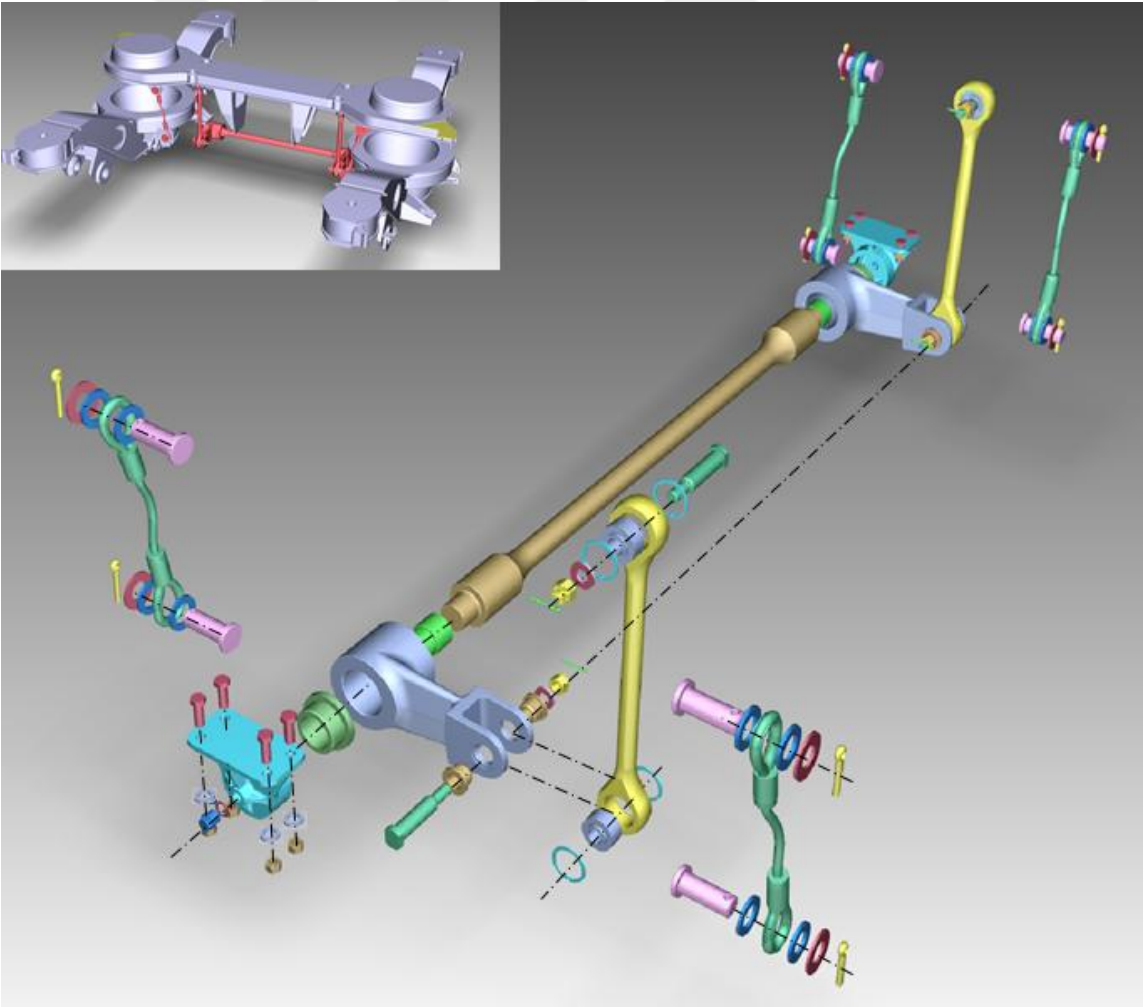
Şekil 3.13 Y32 boji ikinci Süspansiyon sistemi

### 3. 3.6 Torsiyon Mili (Anti-Roll Bar Sistemi)

Torsiyon mili, kurplarda merkez kaç kuvvetinin etkisiyle dışa doğru savrulan aracın ikinci süspansiyon sistemi yükseklikleri arasındaki farkı azaltarak, kurplarda daha kontrollü hareket etmesini sağlar.

Diğer bir ifadeyle savrulma sonucu dışta kalan yay basılmaya içte kalan yay açılmaya zorlanır. Bu durumda denge çubuğu ikinci süspansiyon sistemlerindeki yükseklik farkını burulmak suretiyle azaltır.

Şekil 3.14'de belirtildiği üzere Y32 bojisinde, torsiyon sistemi torsiyon milinden ve elastik elemanlarından meydana gelir. Torsiyon çubuğu boji şasisi üzerine yataklanırken ikinci süspansiyon sistemi ile beşik travers arasında çalışmaktadır.



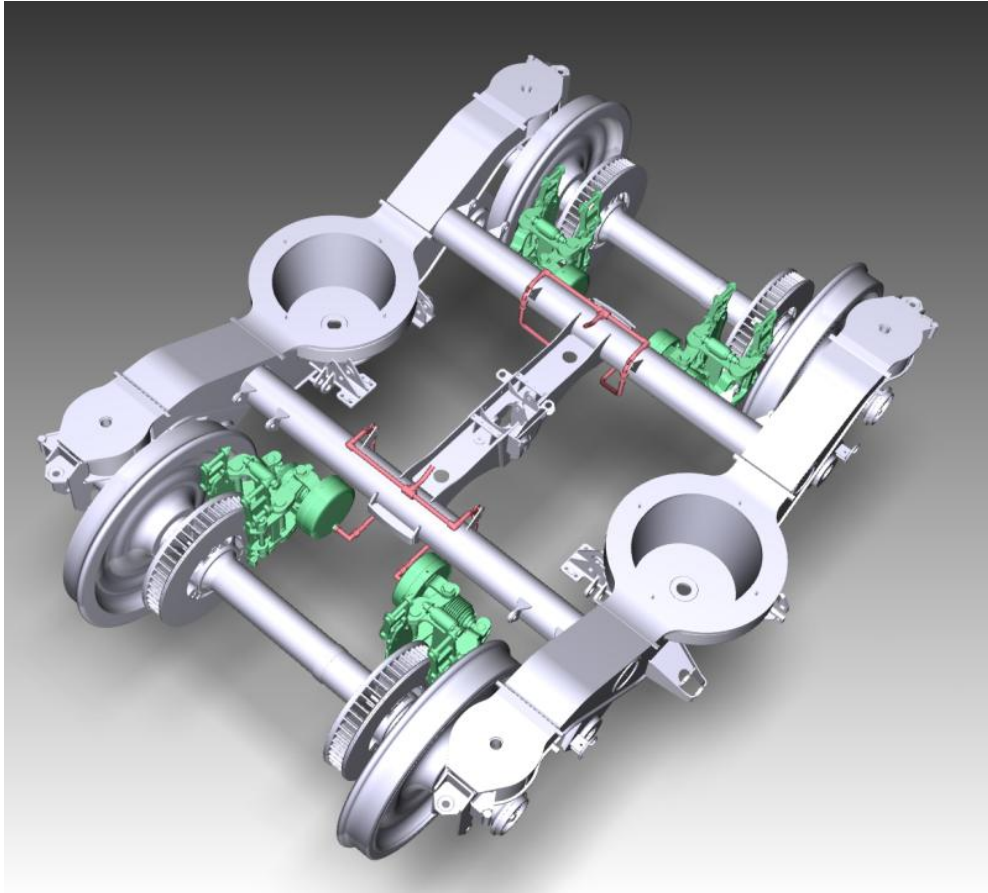
Şekil 3.14 Y32 boji torsiyon Mili (Anti-Roll Bar sistemi)

### 3.3.7 Fren Sistemi

Fren sistemleri taşıttaki kinetik enerjiyi sürtünme yoluyla ısı enerjisine çevirerek taşıtın durmasını veya yavaşlamasını sağlayan sistemlerdir.

Disk frenli sistemler, kaliperler üzerindeki fren balatalarının, fren diski yüzeyine sürtünmesinden oluşan sürtünme kuvvetinin, frenleme için kullanıldığı sistemlerdir. Fren sistemi kontrol üniteleri ve kontrol valfleri vagon sandığı üzerinde bulunurken frenleme işleminin uygulandığı bileşenler boji üzerinde bulunur. Boji üzerinde bulunan fren sistemi elamanları; fren kaliperleri, fren balataları, fren boru tesisatı ve fren diskleridir. Şekil 3.15'te belirtildiği üzere Y32 bojide frenleme işlemi 4 adet disk fren ile gerçekleştirilmektedir.

Aracın sahip olduğu kinetik enerjiyi meydana getiren bileşenler olan hız ve ağırlığa bağlı olarak hesaplanan frenleme kuvveti yeterli olmadığı durumlar için Y32 boji şasisi manyetik ray freni bağlantısına ve sabo fren sistemi uygulamasına uygun olacak şekilde tasarlanmıştır.



Şekil 3.15 Y32 boji disk fren sistemi

### Y32 BOJİNİN FARKLI AĞIRLIKLARDAKİ VAGONLARA ADAPTASYONU

Demiryolu işletmesinde çekilen araç olarak; kompartımanlı vagon, yataklı vagon, pulman vagon, kuşetli vagon, yemekli vagon, jeneratör vagon, konferans vagon, salon vagon olmak üzere çeşitli tiplerde yolcu vagonları bulunmaktadır. Her bir vagon donatıldıkları ekipmanlar ve yolcu taşıma kapasitelerindeki farklılıklarından dolayı farklı vagon ağırlığına sahiptirler. Her bir tip yolcu vagonuna ayrı bir tip boji tasarlamak oldukça masraflı ve zor bir olaydır. Bundan dolayı temel olarak bir boji modeli seçip, değişen ağırlıklara seçilen model bojilerin adapte edilmesi gerekmektedir. Bundan dolayı farklı ağırlıklardaki her vagon tipi için mevcut bojinin temel bileşenleri, değişen ağırlık miktarına uygun olarak adapte edilmelidir.

#### 4.1 Y32 Bojinin Farklı Tip Vagonlara Adaptasyonu

TÜVASAŞ 1989 yılında DE DIETRICH firmasından aldığı lisans kapsamında 44-50 ton arasındaki farklı vagon ağırlıkları için 3 tip Y32 bojiye sahip olmuştur. Y32 boji lisans sahibi şirket tarafından belirtilen bileşen değişiklikleri ile 44-50 ton arasındaki tüm yolcu vagonları ile güvenli bir şekilde işletilebilmektedir.

Vagon sandığı tasarımında sınırlayıcı parametreler arasında vagon ağırlığı en önemli parametredir. Boji taşıma kapasitesi tarafından sınırlandırılan vagon sandık ağırlığı birçok noktada istenilen tasarımlara ulaşılmasını engellemiştir. Bundan dolayı sandık tasarımı TÜVASAŞ tarafından yapılan, TCDD'de işletilen tüm yolcu vagonları 44-50 ton aralığında sınırlandırılmıştır.

TÜVASAŞ'ın Avrupa Birliğine ilk projesi olan Bulgaristan lüks yataklı yolcu vagonu projesinde, istekli firmanın şartnamesine uygun olarak tasarlanan vagon, ağırlık açısından daha önce tasarım aralığı olarak belirlenen 44-50 ton ağırlık sınıfına uymamaktadır. Bu tez kapsamında yapılan çalışmada müşteri talepleri doğrultusunda tasarlanan 50-54 ton ağırlık aralığındaki yolcu vagonu için Y32 boji adaptasyonu yapılmıştır.

#### 4.2 BDZ Yolcu Vagon Ağırlığı Hesabı

Boji bileşenleri belirleme sürecinden önce bojilerin taşıyacağı sandık ağırlığının belirlenmesi gerekmektedir. Bu çalışma yapılmadan önce müşteri talepleri incelenerek projeye özel olarak istenilen bileşenler için yaklaşık ağırlıklar hesaplanmıştır. Sonuç olarak BDZ yataklı yolcu vagonunun yaklaşık ağırlığının TÜVASAŞ tasarım sınırı olan 44-50 ton maksimum kapasitesinden fazla olduğu tespit edilmiştir.

Boji bileşenlerinin belirleme ve temin sürecinden önce vagon sandık ağırlığının tam ağırlık değerinin bulmak için Catia programı yardımıyla 3 boyutlu olarak çizilen vagon sandığı üzerinden tüm bileşenlerin ağırlık verileri alınmıştır, Çizelge 4.1 ve Çizelge 4.2'de temel olarak sınıflandırılan bileşenlerin ağırlıkları toplanarak toplam vagon ağırlığı hesaplanmıştır.

Çizelge 4.1 BDZ yataklı yolcu vagonu ağırlık hesabı

BÖLÜM	KISIM	Ağırlık	Adet	Toplam
		(Kg)		(Kg)
VAGON SANDIĞI	Şasi Komple	5056.2	1	5756.2
	Şasiye Kaynatılanlar	328.6	1	328.6
	Yan Duvar Çelik (Kompartıman)	1372.4	1	1372.4
	Yan Duvar Kaynayanlar			
	Yan Duvar Çelik (Koridor)	1347.3	1	1847.3
	Yan Duvar Kaynayanlar (Koridor)			
	Dam Çeliği	2444.8	1	2344.8
	Dam Çeliği Kaplaması			
	Taban Sacı	977.1	1	977.1
	Taban Sacına Üstten	1019.5	1	1219.5

Çizelge 4.1 BDZ yataklı yolcu vagonu ağırlık hesabı (Devamı)

		KISIM	Ağırlık	Adet	Toplam
			(Kg)		(Kg)
<b>BÖLÜM</b>		Taban Sacına Alttan Kaynayanlar	122.2	1	122.2
		Alın Duvar Çelik	332.0	2	864.0
		Alın Duvar Çelik Kaynayanlar	37.6	1	37.6
		Alın Duvar Çelik Kaynayanlar	37.6	1	37.6
		Sahanlık Çeliği (Elfrenli)	127.7	1	127.7
		Sahanlık Çeliği (Elfrensiz)	107.3	1	107.3
		Kaynaklar	857.0	1	857.0
		<b>Toplam</b>			16899.3
		<b>BÖLÜM</b>		<b>KISIM</b>	<b>Ağırlık</b>
			<b>(Kg)</b>		<b>(Kg)</b>
<b>VAGON BAŞ KISMI ELEMANLARI</b>	TAMPON VE CER TERTİBATI	Tampon	128.0	4	512.0
		Cer Paketi	78.0	2	156.0
		Cer Kancası	29.8	2	59.6
		Koşum Takımı	37.6	2	75.2
		Kanca Yatağı	30.2	2	60.4
	GEÇİT KÖPRÜSÜ	Körük	91.3	2	182.5
		Gecit Köprüsü	71.8	2	143.5
		<b>Toplam</b>			1189.3
	<b>VAGON SANDIĞI GIYDIRME ELEMANLARI</b>	PENCERELER	Pencereler	1035.7	1
ÖRTÜ KAPAKLARI		Örtü Kapakları	149.9	1	149.9
İÇ KAPLAMALAR		Alın Duvar Kaplaması (Elfrenli)	62.9	1	62.9
		Alın Duvar Kaplaması (Elfrensiz)	62.8	1	62.8
		Basamak Sacları	32.5	1	32.5
		Bölme Duvarları	937.6	1	937.6
		Kompartıman Tavan Kaplaması	167.8	1	167.8
		Komp. Yan Duvar Kaplaması	355.6	1	355.6
		Koridor Tavan Kaplaması	263.2	1	263.2
		Koridor Yan Duvar Kaplaması	357.6	1	357.6
Pano Duvarları	782.5	1	782.5		

Çizelge 4.1 BDZ yataklı yolcu vagonu ağırlık hesabı (Devamı)

BÖLÜM		KISIM	Ağırlık	Adet	Toplam
			(Kg)		(Kg)
VAGON SANDIĞI GIYDIRME ELEMANLARI	İÇ KAPLAMALAR	Sahanlık Tavan Kaplaması (Elfrenli)	47.3	1	47.3
		Sahanlık Tavan Kaplaması (Elfrensiz)	47.2	1	47.2
		Taban Ahşap Kaplaması	744.4	1	744.4
		WC-Duş Duvar Kaplaması	103.9	1	103.9
		Wc Modülü	148.7	2	297.4
		Duş Modülü	61.7	1	61.7
		Wc- Elektrik Dolap Kaplaması	145.2	1	145.2
		Zemin Kaplaması	380.2	1	380.2
BÖLÜM		KISIM	Ağırlık	Adet	Toplam
			(Kg)		(Kg)
VAGON SANDIĞI GIYDIRME ELEMANLARI	İÇ KAPLAMALAR	Kompartıman Yatak Grubu	2070.0	1	2070.0
		Kompartıman Lavaboları	481.0	1	481.0
		Kompartıman Vestiyer Grubu	374.5	1	374.5
		Personel Mutfak Modülü	313.0	1	313.0
		Personel Para Kasası	21.9	1	21.9
		Personel Bölmesi Koltuk ve Yatak Grubu	80.7	1	80.7
	DIŞ GIYDIRME ELEMANLARI	Etek Montajı	138.8	2	277.6
		Alın Duvar Rüzgarlık	46.5	2	87.1
		<b>Toplam</b>			9741.1
VAGON ŞAŞI ALTI EKİPMANLARI	Akü Sandığı ve Batarya Grubu	425.8	1	425.8	
	Yüksek Gerilim Sandığı	106.4	1	106.4	
	Giriş Konvertörü (Elfrensiz )	578.0	1	578.0	
	İnvertör	0.0	1	0.0	
	Çıkış Konvertörü (Elfrenli)	629.0	1	629.0	
	<b>Toplam</b>			1739.2	

Çizelge 4.1 BDZ yataklı yolcu vagonu ağırlık hesabı (Devamı)

FREN TESİSATI	Fren Alt Tesiatı	483.8	1	483.8
	Fren Üst Tesiatı	29.2	1	29.2
	El Fren Mekanizması	34.2	1	34.2
	<b>Toplam</b>			547.2
BOYA VE İZOLASYO N	Vagon İzolasyonu	616.0	1	616.0
	Vagon Boyası	953.0	1	953.0
	<b>Toplam</b>			1569.0
KAPILAR VE TUTAMAKLAR	Vagon Dış Kapıları	154.9	4	619.6
	Vagon Alınuvar Kapıları	84.5	2	169.0
	WC ve Duş Kapıları	38.8	3	116.3
	Koridor Giriş Kapısı	20.2	2	40.4
	Kompartıman Kapıları	25.2	11	277.1
	Tutamaklar	193.8	1	193.8
	<b>Toplam</b>			1416.1
<b>BÖLÜM</b>	<b>KISIM</b>	<b>Ağırlık (Kg)</b>	<b>Adet</b>	<b>Toplam (Kg)</b>
ELEKTRİK DONANIMI	Elektrik Alt Tesiatı	476.2	1	476.2
	Şönt Kutusu	26.1	1	26.1
	Yerel Besleme Sandığı (Kompartıman)	20.5	1	20.5
	Yerel Besleme Sandığı	20.5	1	20.5
	Elektrik Üst Tesiatı	620.0	1	620.0
	Elektrik Dolabı	371.0	1	371.0
	<b>Toplam</b>			1534.3
ISITMA VE HAVALANDIRMA SİSTEMLERİ	İklimlendirme Alt Hava Kanalları	659.3	1	659.3
	İklimlendirme Üst Hava Kanalları	241.3	1	241.3
	Klima Paketi	924.0	1	924.0
	<b>Toplam</b>			1824.6



Çizelge 4.1 BDZ yataklı yolcu vagonu ağırlık hesabı (Devamı)

<b>SIHHİ TESİSAT</b>	Vagon Su Tesisatı		0	20.0
	Vagon Temiz Su Deposu (Su Dahil 410 Lt)	457.3	2	914.6
	WC Su Tesisatı		0	5.0
	Kompartıman Su Tesisatı		0	20.0
	Duş Su Tesisatı		0	5.0
	Hidrofor ve Termesifon		0	20.0
	WC Atık Su Tesisatı		0	5.0
	WC Atık Su Tankı	407.9	2	815.8
	Lavabo-Duş-Personel- Lavabo Pis Su Tesisatı			15.0
	<b>Toplam</b>			1820.4
<b>TESBİT AYAKLARI</b>	Tespit Ayakları Montajı	314.0	1	314.0
	<b>Toplam</b>			314.0

Çizelge 4.2 BDZ yataklı yolcu vagonu ana bileşen ağırlıkları

<b>BÖLÜM</b>	<b>KISIM</b>	<b>Ağırlık</b>	<b>Adet</b>	<b>Toplam</b>
		<b>(Kg)</b>		<b>(Kg)</b>
<b>BOJİ</b>	El frenli Boji (Boş Vagon Ağırlığında-AW1)	6120.0	1	6120.0
	El frensiz Boji (Boş Vagon Ağırlığında-AW1)	5980.0	1	5980.0
	El frenli Boji (Dolu Vagon Ağırlığında-AW2)	6120.0	1	6120.0
	El frensiz Boji (Dolu Vagon Ağırlığında-AW2)	5980.0	1	5980.0

Çizelge 4.2 BDZ yataklı yolcu vagonu ana bileşen ağırlıkları (Devamı)

BÖLÜM	KISIM	Ağırlık	Adet	Toplam
		(Kg)		(Kg)
BOJİ	TOPLAM (AW1)(Boş Vagon)			12100.0
	TOPLAM (AW2)(Dolu Vagon)			12100.0
YOLCU	Kompartımanlardaki Yolcular	80.0	30	2400.0
<b><u>BOŞ VAGON AĞIRLIĞI (Su Dahil+Bojinin AW1 Şartı)</u></b>				<b>51094.6</b>
<b><u>DOLU VAGON AĞIRLIĞI (Su+30 Yolcu+Bojinin AW2 Şartı)</u></b>				<b>53494.6</b>

#### 4.2.1 Y32 Boji Ağırlık Hesabı

Vagon sandığından Y32 bojisi üzerine uygulanan kuvvet iki kademeli süspansiyon sistemi üzerinden raya iletilir. İkinci süspansiyon sistemi vagon sandığı kütlesiyle beraber beşik ağırlığını da taşımaktadır.

Birinci süspansiyon sistemi de vagon sandık ağırlığıyla beraber boji şasi ekipmanlarını taşımaktadır. Tekerlek takımları boji süspansiyon elemanları tarafından taşınmazlar, tekerlek takım ağırlıkları doğrudan raya etkimektedir. Çizelge 4.3'te boji üzerine etkileyen ağırlıkların dağılımı görülmektedir.

Çizelge 4.3 Y32 boji ağırlık dağılımı

Yüksüz Durumdaki Y32 Boji	El Frensiz Boji	El Frenli Boji
Tekerlek Takımı Kütlesi	2800 kg	2800 kg
Bojide Taşınmayan Kütle	2950 kg	2950 kg
Birinci Süspansiyona Etkiyen Kütle	2820 kg	2820 kg
İkinci Süspansiyona Etkiyen Kütle	210 kg	210 kg
Toplam Boji Kütlesi	5980 kg	6120 kg

### 4.3 Y32 Boji Elemanlarının Değişen Vagon Ağırılıklarına Adaptasyonu

#### 4.3.1 Tekerlek Takımlarının Kontrolü

Değişen vagon ağırlıklarında ilk kontrol edilecek bileşenler tekerlek takımlarıdır. Kullanılan tekerlek ve aks malzemelerine bağlı olarak tasarlanan tekerlek takımına ait maksimum aks yükü sınır değerinin, hiçbir işletme senaryosunda üzerine çıkılmaması gerekir.

Tasarımı yapılan yolcu vagonuna ait aks başına düşen maksimum aks yükü hesaplanırken işletme senaryolarından AW3-Acil Durumlar senaryosundaki maksimum araç ağırlığı göz önünde bulundurulur. AW3-Acil Durumlar yangın, kaza vb. durumlarda vagonun tipi önemsenmeksizin bütün boş alanlarda m<sup>2</sup> başına 4 yolcu taşınmasına karşılık gelir. Çizelge 4.4'de diğer işletme senaryoları da belirtilmiştir. En kötü senaryo olarak nitelendirilen bu durumda bile aks başına düşen yük, maksimum aks tasarım yükünü geçmemelidir.

Çizelge 4.4 Yolcu vagonu işletme ağırlık senaryoları

PARAMETRE	ADET	AÇIKLAMA
Oturan Yolcu Kapasitesi	30 kişi	1 kişi ağırlığı = 80 kg (TS EN 15663) [32]
Kişi Başı Bagaj Yüğü	30 kg	(TS EN 15663) [32]
Ayakta Yolcu Kapasitesi	88 kişi	m <sup>2</sup> başına 4 kişi
İşletme gerekleri	900 kg	Temiz su tankı dolu ağırlığı +Kabin görevlileri ve diğer yükler
AW1-İşletmeye Hazır Araç Ağırlığı	51.000 kg	Boş araç+ İşletme gerekleri (Temiz su tankı dolu+Kabin görevlileri)
AW2-Tam Yolcu Kapasiteli Araç Ağırlığı	53.400 kg	AW1-İşletmeye Hazır Araç Ağırlığı + Oturan Yolcu Ağırlığı
AW3-Acil Durumlarda Maksimum Araç Ağırlığı	60.440 kg	AW1-İşletmeye Hazır Araç Ağırlığı + Oturan Yolcu Ağırlığı +Ayakta Yolcu Ağırlığı

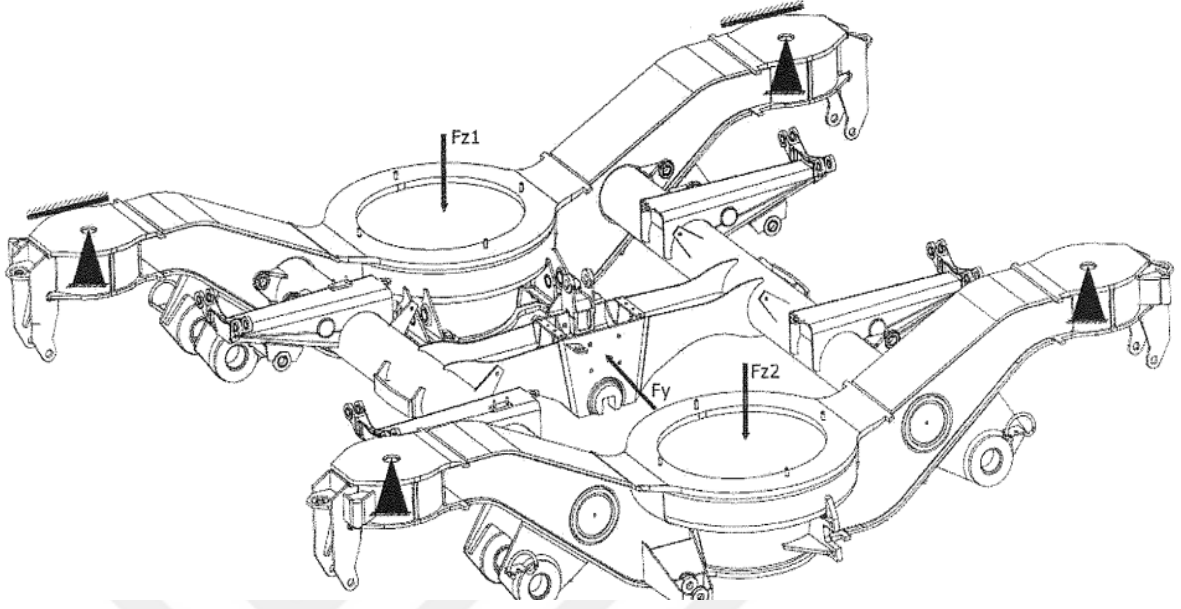
Çizelge 4.5 İşletme ağırlık senaryolarına bağlı aks yükleri

<b>İŞLETME AĞIRLIK SENARYOLARI</b>	<b>El Frensiz Boji Aks Yüğü</b>	<b>El Frenli Boji Aks Yüğü</b>
AW1-İşletmeye Hazır Araç Ağırlığı	12.7 ton	12.8 ton
AW2-Tam Yolcu Kapasitesine Sahip Araç Ağırlığı	13.3 ton	13.4 ton
AW3-Acil Durumlarda Maksimum Araç Ağırlığı	15.1 ton	15.1 ton
Y32 Boji Maksimum Aks Yüğü	16 ton	16 ton

BDZ Y32 bojisi Çizelge 4.5’de belirtildiği üzere hiçbir işletme senaryosunda tekerlek takımlarının taşıyabileceği maksimum aks yükü olan 16 tonun üzerine çıkmamıştır. Bundan dolayı mevcut tekerlek takımları hiçbir adaptasyon yapmadan BDZ yataklı yolcu vagonları için güvenli bir şekilde kullanılması uygun bulunmuştur.

#### **4.3.2 Boji Şasisinin Kontrolü**

“EN 13749 Boji Şasileri Yapısal Şartları Belirlenmesi” standardında ve eşitlik (4.1)’de belirtildiği üzere yapısal dayanım analizleri, maksimum aks yüküne bağlı olarak yapılmaktadır [29]. Aynı bojide aks yükü veya boji şasi konstrüksiyonu değiştirilmediği sürece, şasi; maksimum aks yüküne kadar tüm yükler altında, güvenilir şekilde çalışabilmektedir. Y32 boji şasisi yapısal analiz ve testleri daha önceki projelerde gerçekleştirilmiş ve EN13749 standardına uygunluğu belgelendirilmiştir [29]. Çizelge 4.5’te belirtildiği üzere BDZ Y32 boji aks yükü, maksimum aks yükü olan 16 ton sınırını geçmediği ve mevcut şasi üzerinde değişiklik yapılmadığı için mevcut Y32 boji şasisi BDZ yataklı yolcu vagonu için güvenli bir şekilde kullanılabilir.



Şekil 4.1 EN 13749 şasi dayanım analizinde kuvvet uygulama noktaları [29]

Şekil 4.1’de EN 13749 standardında şasi mukavemet kontrolleri için uygulanan kuvvet noktaları görülmektedir [29]. Boji şasisi mukavemeti için uygulanan sınır kuvvet değerleri (4.1) eşitliği ve (4.2) eşitliği yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$F_{z1} = F_{z2} = \frac{F_z}{2} = \frac{k * g(4 * P_{aks} - 2m^+)}{4} \quad (4.1)$$

Normal işletme durumu için ; k=1

$$F_{z1}=F_{z2}=128,7 \text{ kN}$$

Maksimum şasi dayanımı için ; k=1.4

$$F_{z1}=F_{z2}=180,2 \text{ kN}$$

$$F_{Y1 \max} = F_{Y2 \max} = \frac{F_{Y \max}}{2} = F_{YTRMİN} + \frac{g(4 * P_{aks})}{12} \quad (4.2)$$

$$F_{Y1 \max}=F_{Y2 \max}=62,3 \text{ kN}$$

BDZ Y32 boji şasisi için yapılan hesaplama sonucu bulunan  $F_{z1}$ ,  $F_{z2}$ ,  $F_{z3}$  kuvvet değerleri Çizelge 4.6’da belirtilmiştir. Tasarlanan ağır BDZ yolcu vagonu için işletme esnasında

etkiyen dikey ve yanal kuvvetler, şasi mukavemetinin fonksiyonu olan  $F_{z1maks}$ ,  $F_{z2maks}$ , ve  $F_{z3maks}$  kuvvetlerinin altındadır dolayısıyla modifikasyona gerek olmadan Y32 şasisi güvenli bir şekilde kullanılabilir.

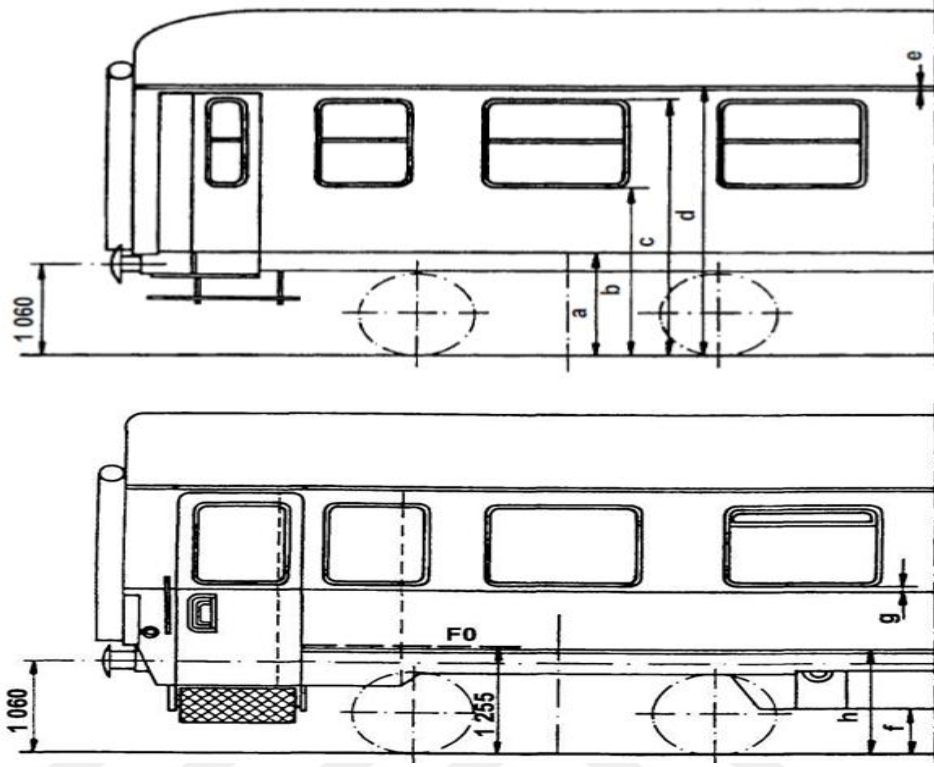
Çizelge 4.6 Y32 boji şasisi analiz yük kombinasyonları

Uygulanan Kuvvet Senaryosu	$F_{z1}$	$F_{z2}$	$F_{Ymax}$
Normal İşletme Şartları	132,8	132,8	103
Yükleme Durum Sınırları	180,2	180,2	124,6

#### 4.3.3 Süspansiyon Sistemlerinin Kontrolü

Yolcu vagon tiplerinin çeşitliliğine rağmen uluslararası işletilebilirlik ve ortak standart altında birleşerek ortak kalite ve işletme güvenliği sağlamak için yolcu vagonlarının dış gabari ölçüleri “UIC 567-Yolcu Vagonlarının Genel Görünüşü” standardıyla sınırlandırılmıştır [33]. Aynı tekerlek gabarisine sahip farklı tiplerdeki yolcu vagonlarını birbirlerine kavramalara aracılığı ile bağlanabilmesi için her yolcu vagon tipinin baş kısım elemanlarının yükseklikleri, tamponların seviyeleri, cer kanca merkezi seviyeleri ile vagon sandığı temel ölçüleri aynı ölçü sınırlarında olmak zorundadır. Böylece uluslararası yük ve yolcu taşımacılığında, aynı çeken araçla farklı tasarımcılara ait birçok yük-yolcu vagonu, uyum sorunu yaşamadan güvenli bir şekilde birlikte işletilebilmektedir.

UIC 567 standardında tanımlanan, Şekil 4.2’de ölçüm noktaları belirtilen, Çizelge 4.7’de ise değer ve toleransları verilen ölçüleri sağlayabilmek için, adapte edilen BDZ Y32 bojisinin süspansiyon sistem yükseklikleri standart Y32 boji ile aynı seviyede olmalıdır [33]. Artan vagon ağırlığına rağmen süspansiyon yüksekliklerinin aynı kalması için mevcut yayların yeniden hesaplanmasını gerektirmektedir. Yay grubunun değişimi de beraberinde sönüm elemanları olan hidrolik amortisörlerin de yeniden hesaplanmasını gerektirmektedir.



Şekil 4.2 UIC 567 Yolcu vagonları temel ölçüleri [33]

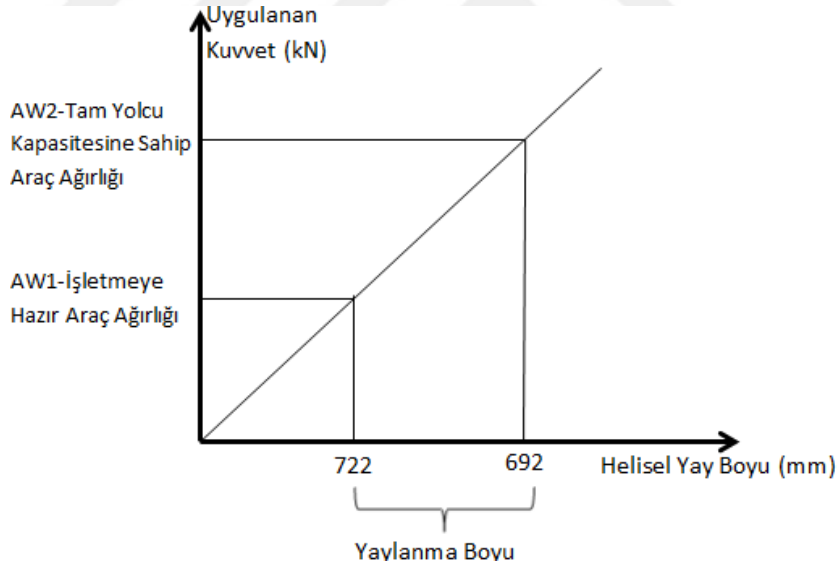
Çizelge 4.7 UIC 567 yolcu vagonları temel ölçüleri [33]

	Tanımlama	Ölçüler (mm)	Toleranslar (mm)
a	İzolasyon katmanından ray seviyesine kadar olan mesafe	1200	± 20
b	Camlı pencerenin altından ray seviyesine kadar olan mesafe	1990	+50
c	Camlı pencerenin üstünden ray seviyesine kadar olan mesafe	3030	-60
d	Tavan kenarından ray seviyesine kadar olan mesafe	3165	± 40
e	Yan duvar profil kalınlığı	30	+ 60
f	Etek alt kenarından ray mantarına kadar olan mesafe	570	-30
g	Yan Duvar Orta profilin kenarının pencere altına olan mesafe	40	± 5
h	Ray mantarından süsleme şeridine kadar olan mesafe	1240	± 10

#### 4.3.3.1 Helisel Yayların Hesaplanması

TÜVASAS tarafından tasarlanan, 44-50 ton vagon ağırlığı aralığındaki yolcu vagonları için; 44-46 ton aralığı, 46-48 ton aralığı, 48-50 ton aralığı olmak üzere üç farklı tip Y32 boji kullanılmaktadır.

Farklı vagon ağırlıkları için adapte edilen üç tip Y32 bojinin temel farklılıklarından biride vagon ağırlığına bağlı olarak değiştirilen 54,6 mm, 56 mm ve 56,3 mm çap ölçüsüne sahip ikinci süspansiyon sistemi helisel yaylarıdır. Değişen vagon ağırlıklarında yay rijitlik değerini sabit tutmak için farklı çaplarda yaylar kullanılmıştır. Bu üç farklı tip Y32 bojiye ait ikinci süspansiyon yayı kuvvet-yer değişimi grafiği Şekil 4.13'te belirtildiği gibidir.



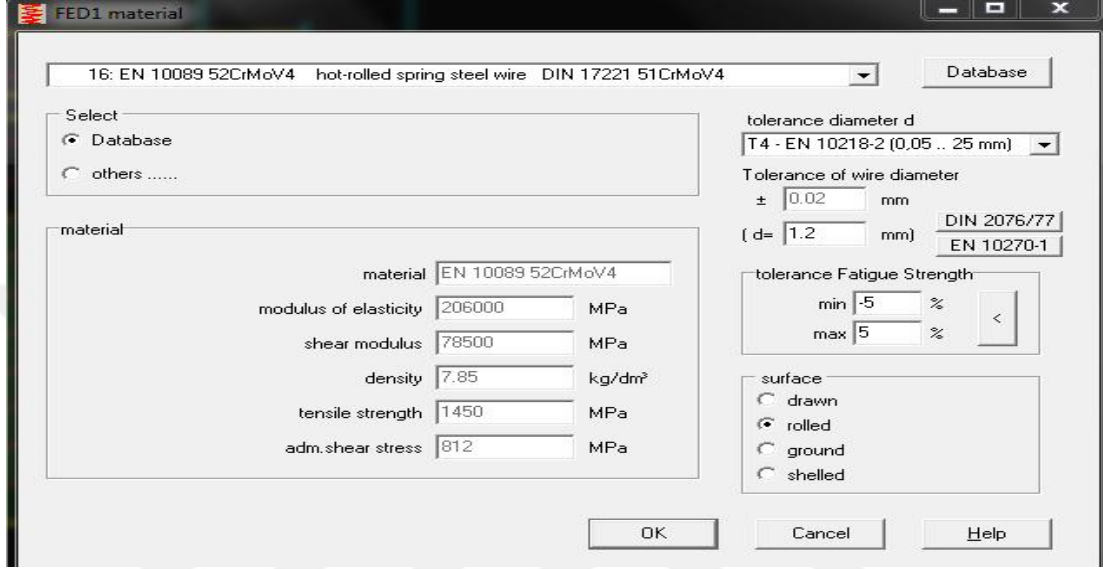
Şekil 4.3 İkinci süspansiyon temel yay grafiği

İkinci süspansiyonda kullanılan lineer helisel yayların tel çapı ve aktif/pasif sarım hesabı “TS EN 13298 Demiryolu Uygulamaları-Amortisör Grupları-Çelikten Mamul Helisel Amortisör Yayları” standardına uygun olarak Hexagon FED 1 paket programıyla yapılmıştır [34].

Helisel yaylara ait hesaplama yapılırken mevcut helisel yayların temel özellikleri göz önüne alınmıştır. Helisel yaya ait rijitlik değeri, sarım yönleri, son sarım şekli, sarım sayısı, yay malzemesi, dış yay çapı gibi temel parametreler sabit tutulurken artan ağırlık



değerinde aynı süspansiyon karakteri sağlamak için helisel yay tel çapı artırılmıştır. Şekil 4.4'de Hexagon FED 1 paket programı üzerinden malzeme kütüphanesinden malzeme seçimi gösterilmiştir.



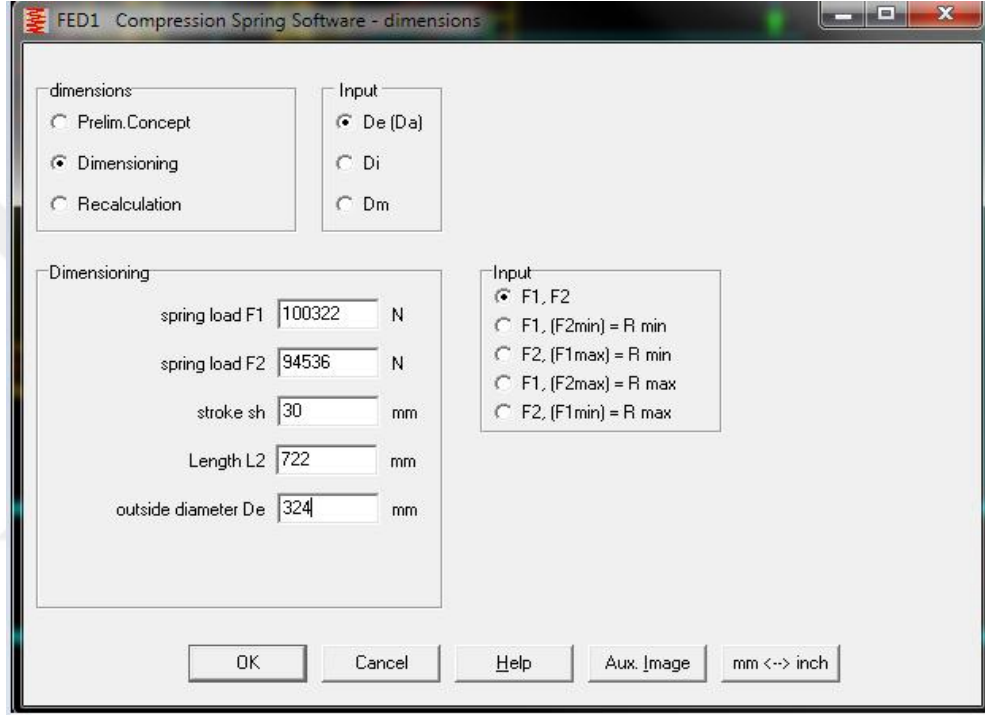
Şekil 4.4 Helisel yay malzemesi seçimi

Helisel yay malzemesi olarak mevcut kullanılan yay malzemesi olan 52CrMoV4 seçilmiştir. Yay tel çapı 50 mm den büyük olduğu için mevcut helisel yayların imalat yöntemi olan sıcak sarım yöntemi seçilmiştir.



Şekil 4.5 Helisel yay sarım yönü ve son sarım özellikleri

Şekil 4.5'deki ekran görüntüsünde helisel yay formu ile ilgili veriler seçilmiştir. İkinci süspansiyon helisel yay sarım yönü olarak mevcut durumda olduğu gibi vagon altı yerleşim planına göre sağ taraftaki sağ sarımlı, sol taraftaki sol sarımlı olarak seçilmiştir. Son sarım şekli olarak mevcut Y32 helisel yaylarında olduğu gibi EN ISO 2162-2 de D tipi son sarım seçilmiştir [35].



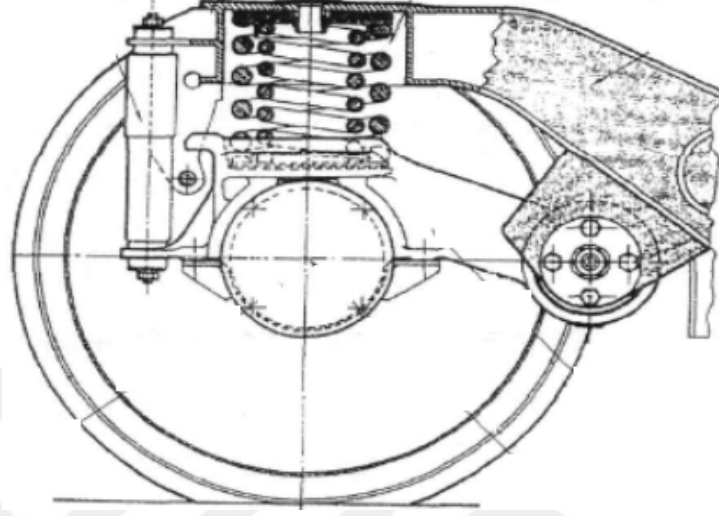
Şekil 4.6 Helisel yaya uygulanan kuvvetler

Çizelge 4.8'de belirtilen ikinci süspansiyona etkiyen kuvvet değerleri Şekil 4.6'da belirtildiği gibi maksimum ve minimum kuvvet değerleri, yay yükseklikleri olarak FED 1 programına veri olarak girilmiştir.

Çizelge 4.8 İkinci süspansiyon helisel yay kuvvetleri

Yay Başına Uygulanan Kuvvet	El Frenli Boji	El Frensiz Boji
AW1-İşletmeye Hazır Araç Ağırlığı	9640 kg (94536 N)	9640 kg (94536 N)
AW2-Tam Yolcu Kapasitesine Sahip Araç Ağırlığı	10230 kg (100322 N)	10230 kg (100322 N)

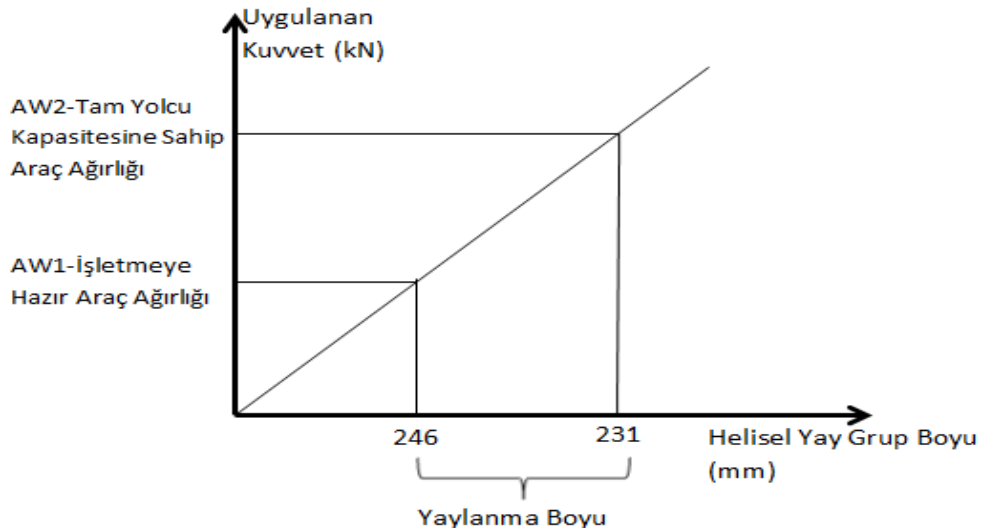
Hexagon FED 1 programıyla gerçekleştirilen helisel yay hesabı sonucunda ikinci süspansiyon yeni helisel yay çapı 57.6 mm olarak belirlenmiştir.



Şekil 4.7 Birinci süspansiyon grubu kesit görünüşü

Şekil 4.7’de genel görünüşü verilen Y32 boji birinci süspansiyon sistemi birbirine göre sarım yönleri ters olan 2 adet helisel yayın paralel bağlanmasıyla oluşmaktadır.

Birinci süspansiyon grubu yaylarının hesapları “TS EN 13298 - Demiryolu Uygulamaları- Amortisör Grupları-Çelikten Mamul Helisel Amortisör Yayları” standardına uygun olarak Hexagon FED 1 paket programıyla yapılmıştır [34]. Her bir dış helisel yaya gelen kuvvetler Çizelge 4.9’da, her bir iç yaya gelen kuvvetler ise Çizelge 4.10’da gösterilmiştir.



Şekil 4.8 Birinci süspansiyon yay grup grafiği

Çizelge 4.9 Birinci süspansiyon dış helisel yay kuvvetleri

Yay Başına Uygulanan Kuvvet	El Frenli Boji	El Frensiz Boji
AW1-İşletmeye Hazır Araç Ağırlığı	3793 kg (37210 N)	3793 kg (37210 N)
AW2-Tam Yolcu Kapasitesine Sahip Araç Ağırlığı	4258 kg (41764 N)	4258 kg (41764 N)

Çizelge 4.10 Birinci süspansiyon iç helisel yay kuvvetleri

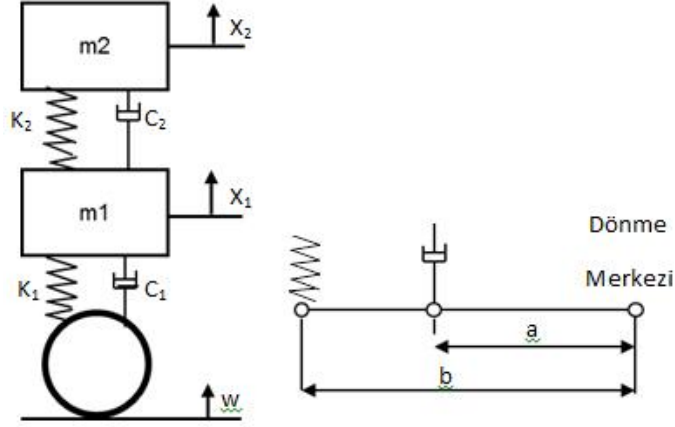
Yay Başına Uygulanan Kuvvet	El Frenli Boji	El Frensiz Boji
AW1-İşletmeye Hazır Araç Ağırlığı	2032 kg (19930 N)	2032 kg (19930 N)
AW2-Tam Yolcu Kapasitesine Sahip Araç Ağırlığı	2256 kg (22193 N)	2256 kg (22193 N)

FED 1 paket programı kullanılarak yapılan hesaplama sonucunda seri bağlı olarak çalışan birinci süspansiyon yay grubu için mevcut boji ile aynı olan Şekil 4.8'deki süspansiyon grafiği oluşturulmuştur.

Hexagon FED 1 programıyla gerçekleştirilen helisel yay hesabı sonucunda birinci süspansiyon iç helisel yay çapı 23,9 mm, birinci süspansiyon dış helisel yay çapı 34,2 mm olarak belirlenmiştir.

#### 4.3.3.2 Amortisörlerin Hesaplanması

Vagon ağırlığı değişimiyle birlikte değiştirilmesi gereken bir diğer süspansiyon bileşeni de hidrolik amortisörlerdir. Hidrolik amortisörlerin vagon ağırlığına bağlı hesabı "TS EN 13802 Demiryolu Uygulamaları-Süspansiyon Bileşenleri-Hidrolik Amortisörler" standardına uygun olarak eşitlik (4.3) ve (4.18) arasında belirtilen hesaplama formülleri ile yapılmıştır [36].



Şekil 4.9 Süspansiyon sistemi şematik görünümü

Amortisör seçimi yapılırken temel parametre yüke bağlı sönüm oranıdır. Şekil 4.9'da temel parametreleri gösterilen, sönüm oranı hesaplaması aşağıda belirtilmiştir.

Birinci Süspansiyon sistemi için dikey hidrolik amortisör hesapları;

Amortisör başına düşen kütle;

$$M_p = M_1 / N_3 \quad (4.3)$$

Amortisör Rijitliği;

$$K_p = K_1 \cdot \frac{N_4}{N_3} + K_V \cdot \frac{N_5}{N_3} \quad (4.4)$$

Frekans:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_p}{M_p}} \quad (4.5)$$

Damper –Yay Kol uzunluğu:

$$I_p = \frac{b}{a} \quad (4.6)$$

Birinci Süspansiyon için Dikey Sönümlenme Oranı:

$$D_p: 0,35-0,50 \quad (4.7)$$

Sönüm Değeri:

$$C_p = I_p^2 \cdot 2 \cdot d_p \cdot \sqrt{K_p \cdot M_p - C_v \cdot \frac{N_5}{N_3}} \quad (4.8)$$

Yukarıda belirtilen hesaplamalar sonucunda elde edilen BDZ Y32 boji birinci süspansiyon dikey amortisör sönüm değerleri Çizelge 4.11’de belirtilmiştir.

Çizelge 4.11 Birinci süspansiyon dikey amortisör sönüm oranı

	El Frensiz Boji	El Frenli Boji
<b>Birinci süspansiyon Dikey Amortisör Sönüm Değeri</b>	5289 Ns/m	5760 Ns/m
<b>Birinci süspansiyon Dikey Amortisör Ortalama Sönüm Değeri</b>	5524 Ns/m	5524 Ns/m

İkinci Süspansiyon sistemi için dikey hidrolik amortisör hesapları:

Amortisör başına düşen kütle:

$$M_v = (M_2 + M_3 + \frac{2 \cdot M_4}{3}) \cdot \frac{1}{N_5} \quad (4.9)$$

Amortisör Rijitliği: (4.10)

$$K_v = (K_{2,dara} + \frac{2 \cdot (K_{2,dolu} - K_{2,dara})}{3}) \cdot \frac{N_6}{N_5}$$

Frekans:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_v}{M_v}} \quad (4.11)$$

İkinci Süspansiyon için Dikey Sönümlenme Oranı:

$$D_p: 0,20-0,25 \quad (4.12)$$

Sönüm Değeri:

$$C_v = 2 \cdot d_v \cdot \sqrt{K_v \cdot M_v} \quad (4.13)$$

Yukarıda belirtilen hesaplamalar sonucunda ortaya çıkan BDZ Y32 boji ikinci süspansiyon dikey amortisör sönüm değerleri Çizelge 4.12’de belirtilmiştir.

Çizelge 4.12 İkinci süspansiyon dikey amortisör sönüm oranı

	El Frensiz Boji	El Frenli Boji
İkinci süspansiyon Dikey Amortisör Sönüm Değeri	27799 Ns/m	27799 Ns/m

İkinci Süspansiyon sistemi için yatay hidrolik amortisör hesapları:

Amortisör başına düşen kütle:

$$M_h = (M_2 + M_3 + \frac{2 \cdot M_4}{3}) \cdot \frac{1}{N_7} \quad (4.14)$$

Amortisör Rijitliği:

$$K_h = (K_{3,dara} + \frac{2 \cdot (K_{3,dolu} - K_{3,dara})}{3}) \cdot \frac{N_8}{N_7}$$

Frekans: (4.15)

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_h}{M_h}} \quad (4.16)$$

Dikey Sönümlenme Oranı:

$$D_p: 0,35-0,45 \quad (4.17)$$

Sönüm Değeri:

$$C_v = 2 \cdot d \cdot \sqrt{K_h \cdot M_h} \quad (4.18)$$

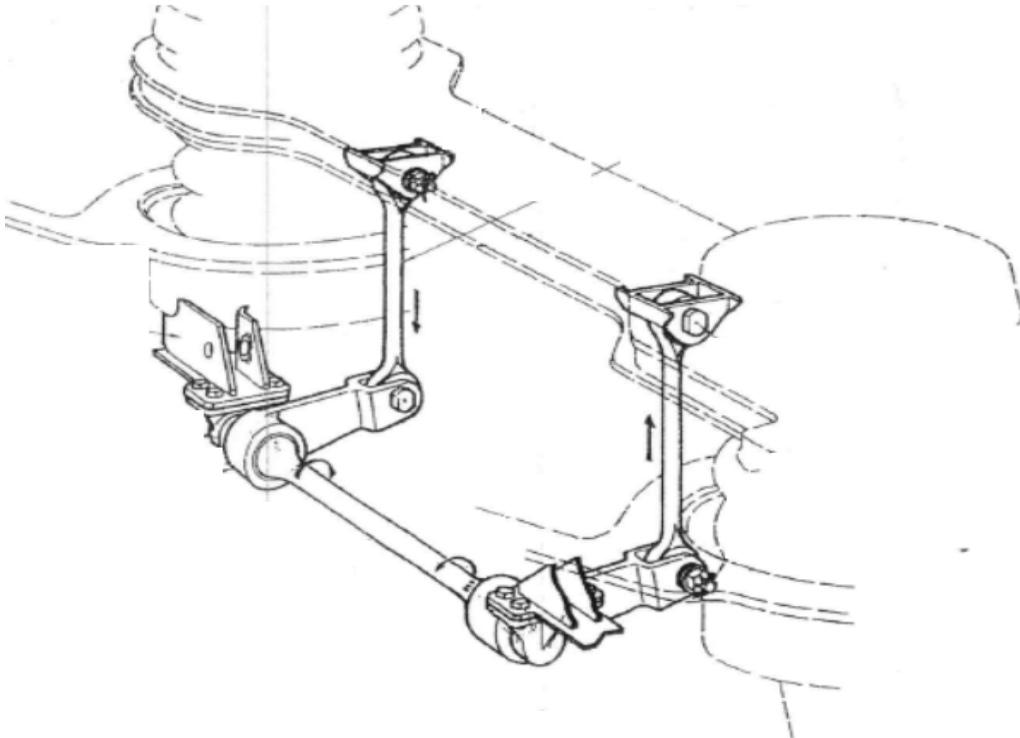
Yukarıda belirtilen hesaplamalar sonucunda ortaya çıkan BDZ Y32 boji ikinci süspansiyon yatay amortisör sönüm değerleri Çizelge 4.13’te belirtilmiştir.

Çizelge 4.13 İkinci süspansiyon Yatay Amortisör Sönüm Oranı

	El Frensiz Boji	El Frenli Boji
İkinci süspansiyon Yatay Amortisör Sönüm Değeri	55472 Ns/m	55472 Ns/m

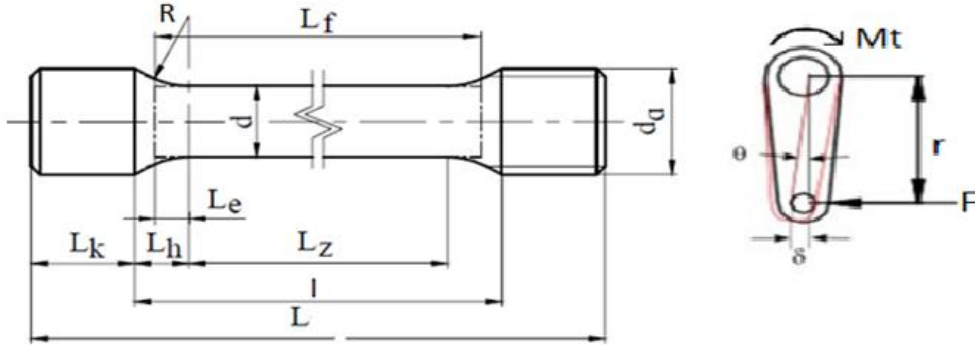
#### 4.3.4 Torsiyon Mili (Anti-Roll Bar) Kontrolü

Demiryolu sürüş dinamiğinde en kritik durumların oluştuğu kurplar seyir güvenliği açısından çok önemlidir. Yolcu vagonun kurplardaki hareketlerini boji üzerinde bulunan torsiyon mili sistemi kontrol etmektedir. Şekil 4.10'da belirtilen Y32 boji torsiyon mili sistemi, biyel kolları ve burulma yayından oluşmaktadır. Beşik traversin üzerine bağlı olan biyel kolları ile burulma yayı üzerinde burulma momenti oluşmaktadır. Artan vagon ağırlığında burulma yay çapı, "DIN 2091 Torsiyon Çubuğu Yayları; Hesaplama Ve Dizayn" standardına uygun olarak eşitlik (4.19) ve (4.28) arasındaki hesaplama formülleri ile hesaplanmıştır [37]. Şekil 4.11'de hesaplamalarda kullanılacak olan temel parametreler belirtilmiştir.



Şekil 4.10 Torsiyon mili çalışma prensibi





Şekil 4.11 Burulma yayı temel ölçüleri

Burulma momenti:

$$M_t = F \cdot r \quad (4.19)$$

Burulma yayının boyutlandırılması:

$$L_f = l - 2 \cdot (L_h - L_e) \quad (4.20)$$

$$L_e = k_{le} \cdot L_h \quad (4.21)$$

$$L_h = \sqrt{\frac{da - d}{2} \cdot \left( \frac{4 \cdot R}{da - d} - 1 \right)} \quad (4.22)$$

$$l = L - 2 \cdot L_k \quad (4.23)$$

$$L_z = l - 2 \cdot L_h \quad (4.24)$$

Yay çapı:

$$d = \sqrt[3]{\left( \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot \tau_{em}} \right)} \quad (4.25)$$

Burulma açısı:

$$\varphi_1 = \left( \frac{32 \cdot M_t \cdot L_f}{\pi \cdot G \cdot d^4} \right) \quad (4.26)$$

$$\varphi = \left( \frac{180 \cdot \varphi_1}{\pi} \right) \quad (4.27)$$

Yaylanma oranı:

$$R_t = \frac{M_t}{\varphi} \quad (4.28)$$

Yukarıda belirtilen hesaplamalar sonucunda mevcut durumda 45 mm olan torsiyon mili burulma yay çapı BDZ Y32 bojisi için 49,95 mm olarak hesaplanmıştır.

#### 4.3.5 Fren Sistemi Kontrolü

Frenleme işlemini temel olarak, aracın sahip olduğu kinetik enerjinin mekanik sürtünme yoluyla ısı enerjisine dönüştürülmesi işlemi olarak tanımlayabiliriz. Kütle değişimi kinetik enerjiyi etkileyen bir parametre olduğundan dolayı ağırlık değişimine bağlı boji adaptasyonunda fren sistemi mutlaka kontrol edilmelidir.

Hesaplanan yolcu vagonu tasarım ağırlığına ve maksimum tasarım hızına bağlı olarak fren sistemi üretici firması ile birlikte fren bileşenlerinin seçimi yapıldı ve daha sonra seçilen bileşenlerin güvenlik kontrolleri “UIC 544-1 Fren Sistemi-Frenleme Kuvveti” standardında tanımlandığı şekilde uygunluk kontrolleri yapılmıştır [38]. Şekil 4.12’de şematik olarak gösterilen, BDZ yataklı yolcu vagonu fren sistemi için belirlenen temel bileşenlere ait teknik özellikler Çizelge 4.14’de belirtilmiştir.

Çizelge 4.14 BDZ Yolcu vagonu fren sistemi teknik özellikleri

Kontrol Ünitesi	KNORR-BREMSE KESDV4/1.27-EPZ
Distribütör Valf	KNORR-BREMSE KE0DV-E3/5-EPZ
Fren Kaliperi (El frensiz)	KNORR-BREMSE WZ48 UB10 XS11
Fren Kaliperi (El frenli)	KNORR-BREMSE WZ48 UB10 HS11
Balata	Organik Becorit B36
Balata Yüzeyi	UIC, 400 cm <sup>2</sup>

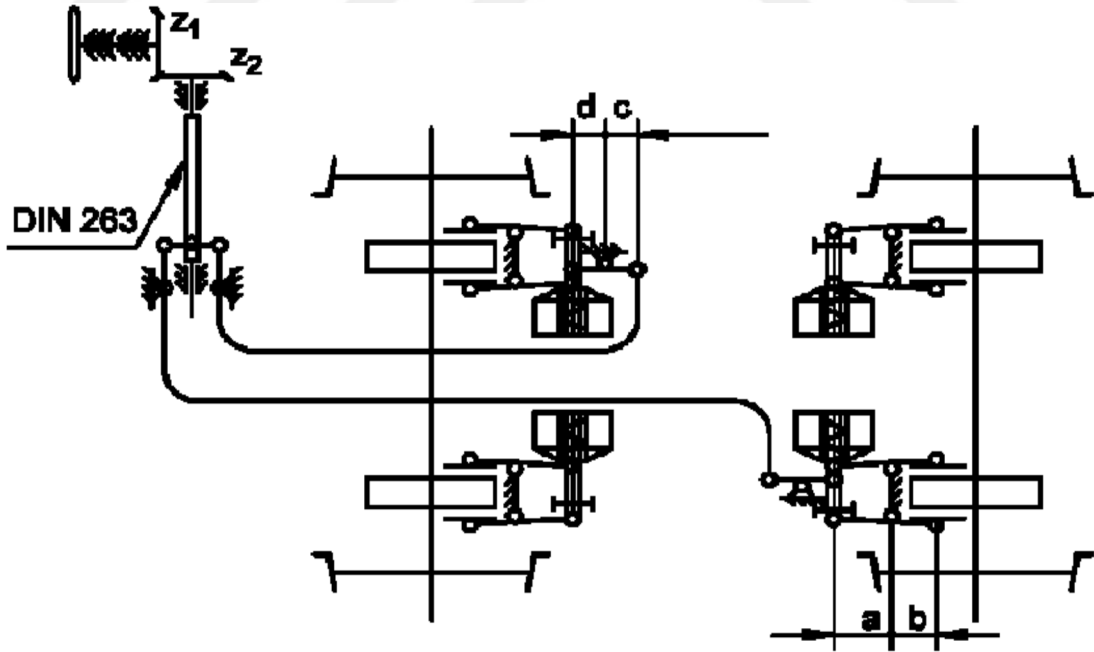
Demiryolu araçlarında fren sistemi çalışma basıncı, frenleme ihtiyacına bağlı olarak değişmektedir. Farklı fren sistem basınçları farklı fren pozisyonları olarak isimlendirilir.

**P pozisyonu:** 120 km/h den hızlı yolcu taşıyan araçlar için hızlı tepkimeli frenleme basıncı.

**R pozisyonu:** 120 km/h den hızlı yolcu taşıyan araçlar için hızlı-güçlü tepkimeli frenleme basıncı.

**R<sub>red</sub>:** 120 km/h den hızlı yolcu taşıyan araçlar için manyetik ray freni ile birlikte çalışan hızlı-güçlü tepkimeli frenleme basıncı.

BDZ yataklı vagonunun ağırlığına uygun olarak seçilen fren sisteminin fren hesaplamaları, "UIC 544-1 Fren sistemi-Frenleme kuvveti" standardına uygun olarak aşağıda belirtilen eşitlik (4.29) ve (4.39) arasındaki hesaplama formülleri ile standartta belirtilen 120 km/h hızda, P pozisyonunda, R pozisyonunda ve R<sub>red</sub> pozisyonunda yapılmıştır [38].



Şekil 4.12 Fren sistemi şematik gösterimi [38]

$$F_c = 10 \cdot A_k \cdot p_c - F_F \quad (4.29)$$

$$F_D = F_c \cdot i_R \cdot \eta_R \cdot n_z \quad (4.30)$$

$$F_{DE} = \frac{F_D}{(2 \cdot n_{Bs})} \quad (4.31)$$

$$p_{DE} = \frac{F_{DE}}{A_R} \quad (4.32)$$

$$(4.33)$$

$$A = \frac{F_D \cdot r_R \cdot 100}{((m + m_{rot}) \cdot 0,5 \cdot D_m \cdot g)}$$

Frenleme kuvveti;

$$F_R = \frac{2 \cdot F_D \cdot m_B \cdot \mu_R}{D_m} \quad (4.34)$$

$$\tau = \frac{F_R \cdot D_m \cdot m \cdot g}{D_a} < 0,15 \quad (4.35)$$

Frenleme ivmesi;

$$(4.36)$$

$$a_d = \frac{F_R + \frac{W_{m120}}{100 \cdot m}}{m + m_{rot}}$$

Frenleme mesafesi;

$$s = \frac{V \cdot t_e}{7,2} + \frac{V^2}{(a_d \cdot 25,92)} \quad (4.37)$$

Fren yükü;

$$BP_{<R>} = \lambda_{p<R>} \cdot m \quad (4.38)$$

$$(4.39)$$

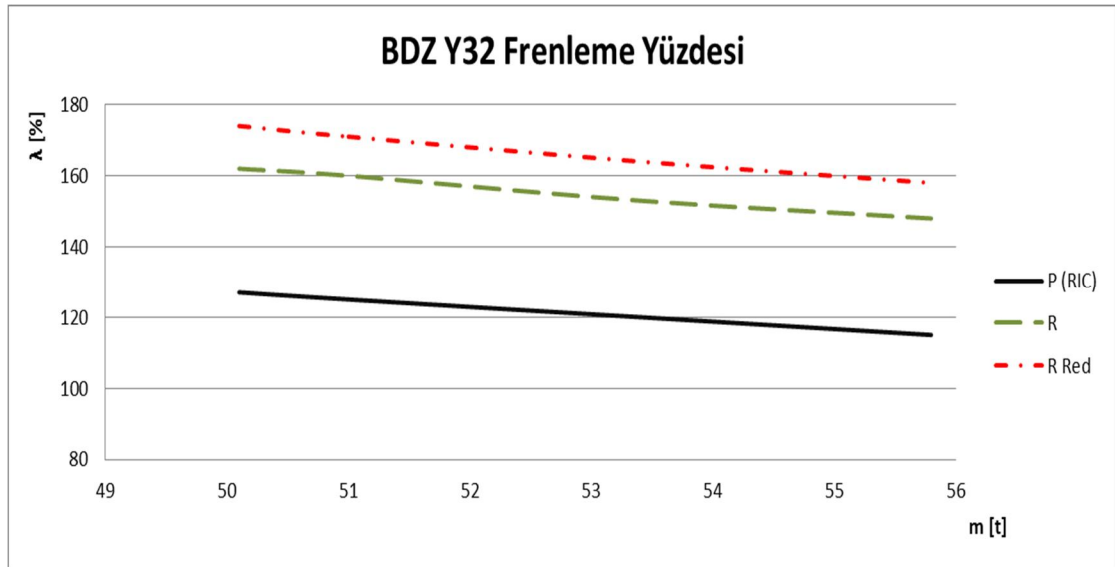
$$\lambda_{p<R>} = f(s, V)$$

Hesaplamalar sonucunda vagon ağırlığına bağlı olarak P, R, R<sub>red</sub> frenleme durumlarında uygunluk kontrolü yapılmıştır, Çizelge 4.15’de belirtildiği üzere frenleme yüzdesi ve frenleme mesafesi açısından belirlenen fren sistemi uygun bulunmuştur.

Çizelge 4.15 BDZ Y32 frenleme oranı

Fren Konumu	P (RIC) (V = 120 km/h) Frenleme basıncı: 3bar				R (V = 120 km/h) Frenleme basıncı: 3.8 bar				R red (V = 120 km/h)			
	Boş	Dara Yük	Tam Yük	Aşırı Yük	Boş	Dara Yük	Tam Yük	Aşırı Yük	Boş	Dara Yük	Tam Yük	Aşırı Yük
Yük Durumu	m <sub>E</sub>	m <sub>D</sub>	m <sub>G</sub>	m <sub>BH</sub>	m <sub>E</sub>	m <sub>D</sub>	m <sub>G</sub>	m <sub>BH</sub>	m <sub>E</sub>	m <sub>D</sub>	m <sub>G</sub>	m <sub>BH</sub>
Frenleme Mesafesi(m)	571	580	602	623	461	467	485	502	-	-	-	-
Frenleme Yüzdesi	127	125	120	115	162	160	153	148	174	171	164	158
UIC 544-1 ve DIN 25008 limit değerleri	-	105 - 125	>= 100	>= 90	-	150 - 170	>= 135	-	-	-	>= 146	>= 135
	-	Uygun	Uygun	Uygun	-	Uygun	Uygun	-	-	-	Uygun	Uygun

İşletme esnasında oluşabilecek tüm yükleme senaryolarında BDZ yataklı vagonu fren sistemi frenleme yüzdesi limit değerlerin üzerindedir. Şekil 4.13 de görüldüğü üzere frenleme yüzdesi tüm yükleme koşullarında sınır değerlerin üzerindedir.



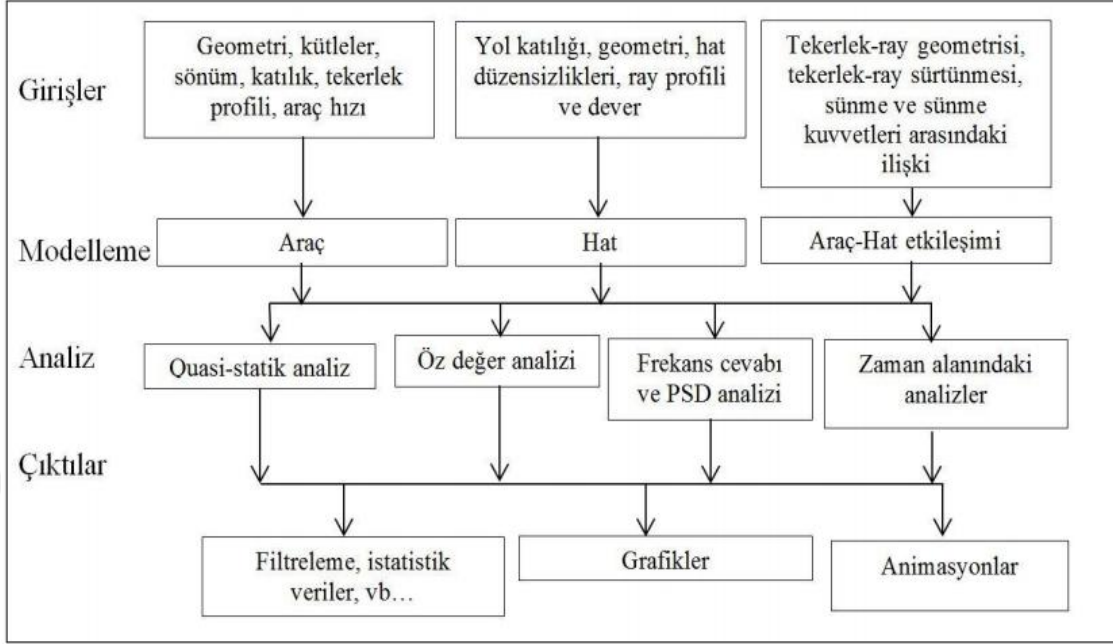
Şekil 4.13 BDZ Y32 Frenleme yüzdesi

### BDZ YATAKLI YOLCU VAGONU DİNAMİK MODELİ

#### 5.1 Dinamik Benzetim Programları

Benzetim programları sayesinde, karmaşık mekanik sistemler gerçeğe yakın bir biçimde dinamik olarak modellenebilmektedir. Bilgisayar programları kullanılarak raylı taşıtlara ait sanal modeller oluşturulabilmekte, çeşitli yükleme ve yol koşullarında benzetimleri yapılmakta ve bunların sonucunda aracı oluşturan parametrelerde yapılacak olan değişikliklerle ilk örnek araçlar yapılmadan daha kısa bir sürede ve çok daha az maliyetlerle iyileştirmeler yapılabilmektedir [9].

Çoklu cisimler sistemi kavramından, birbirlerine mafsallarla bağlanan sonsuz sayıda cisimlerden oluşan mekanik sistemler anlaşılır. Çoklu gövde sistemini oluşturan her bir elemanın kendi serbestlik derecesi vardır. Modele ait çıktılar sayesinde aracın yol ile olan etkileşimi ve dinamik davranışı hakkında doğru öngörülerde bulunulabilmektedir. Çoklu gövde dinamik analiz programları kullanılarak raylı taşıtlara ait süspansiyon, tekerlek-ray profili ve aracı oluşturan diğer sistemlerin iyileştirmeleri yapılabilir. Yapılan dinamik benzetimler sonucunda oluşan kuvvet ve ivme değerlerinin, yolcu konforu, güvenlik ve sürüş dinamiği açısından standartların ön gördüğü sınır değerlerin altında kalıp kalmadığı kontrol edilebilir. Şekil 5.1'de bilgisayar benzetimlerinde izlenen algoritma özet olarak verilmiştir [ 13].



Şekil 5.1 Bilgisayar benzetimlerinde izlenen şematik yol özeti [6]

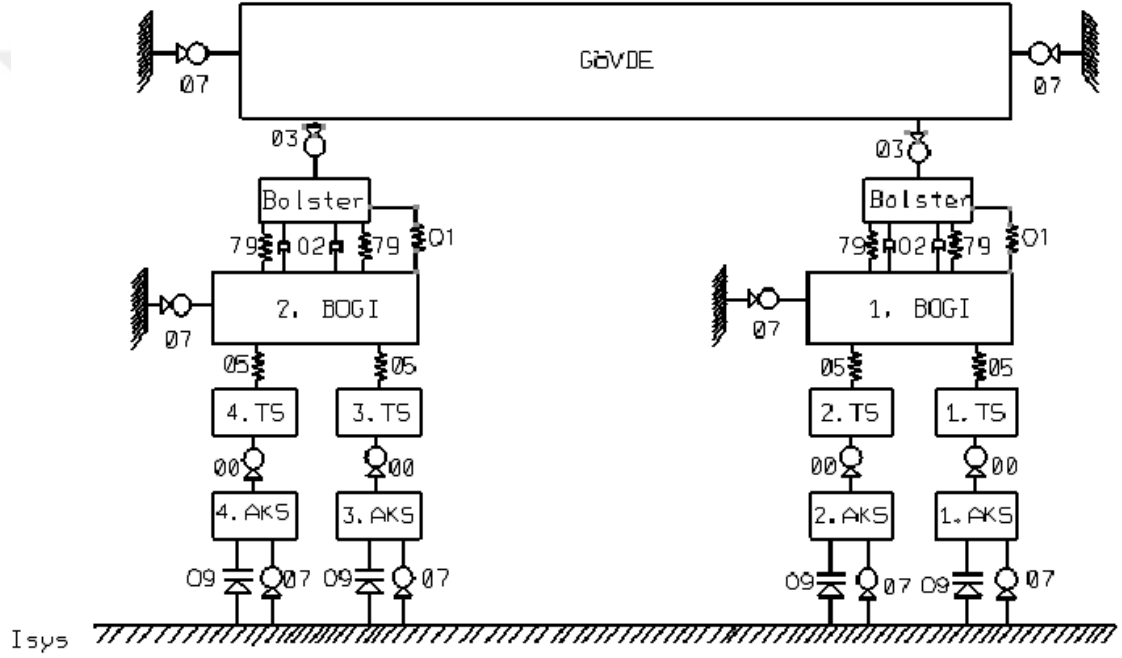
Araç bileşenlerinin gerçeğe uygun şekilde birbirleriyle ilişkilendirilmesi, bağlantı şekilleri ve kısıtlarının doğru bir şekilde belirlenmesiyle sisteme ait serbestlik derecesi ortaya çıkar. Serbestlik derecesinin belirlenmesinde bileşenlerin gerçekte hangi hareketleri birbirlerinden bağımlı ya da bağımsız bir şekilde yapabildiklerinin doğru tespit edilmesi önemlidir. Modelleme için öncelikle sisteme ait fiziksel model kurularak topoğrafyası çıkarılır. Daha sonra uygun yöntem kullanılarak sistemin matematiksel modeli çıkartılır. Bu modelleme tekniği Çoklu Gövde Dinamiği (ÇGD) veya Çoklu Gövde Sistemleri (ÇGS) olarak adlandırılır [16].

Raylı taşıtlara yönelik birçok çoklu gövde dinamik analiz programları mevcuttur. Bu benzetim programları standart dinamik hesapların dışında, özellikle aracın temel dinamiğini oluşturan tekerlek-ray teması hesaplarını da yapabilmektedir. Bu çalışmada dinamik analizlerde SIMPACK-Rail programı kullanılmıştır.

## 5.2 BDZ Yataklı Yolcu Vagonu Simpack Modelinin Kurulması

Simpack yazılımında herhangi bir dinamik sistemin analizi yapılırken ilk önce kurulacak modelin topolojisi oluşturulur [27]. Şekil 5.2’de BDZ Yataklı Yolcu Vagonuna ait model topolojisi görülmektedir. Model topolojisinde öncelikle tekerlek-ray teması için “07” numaralı mafsal ve tek nokta temas için “09” numaralı kısıt kullanılmıştır. Akslar ise

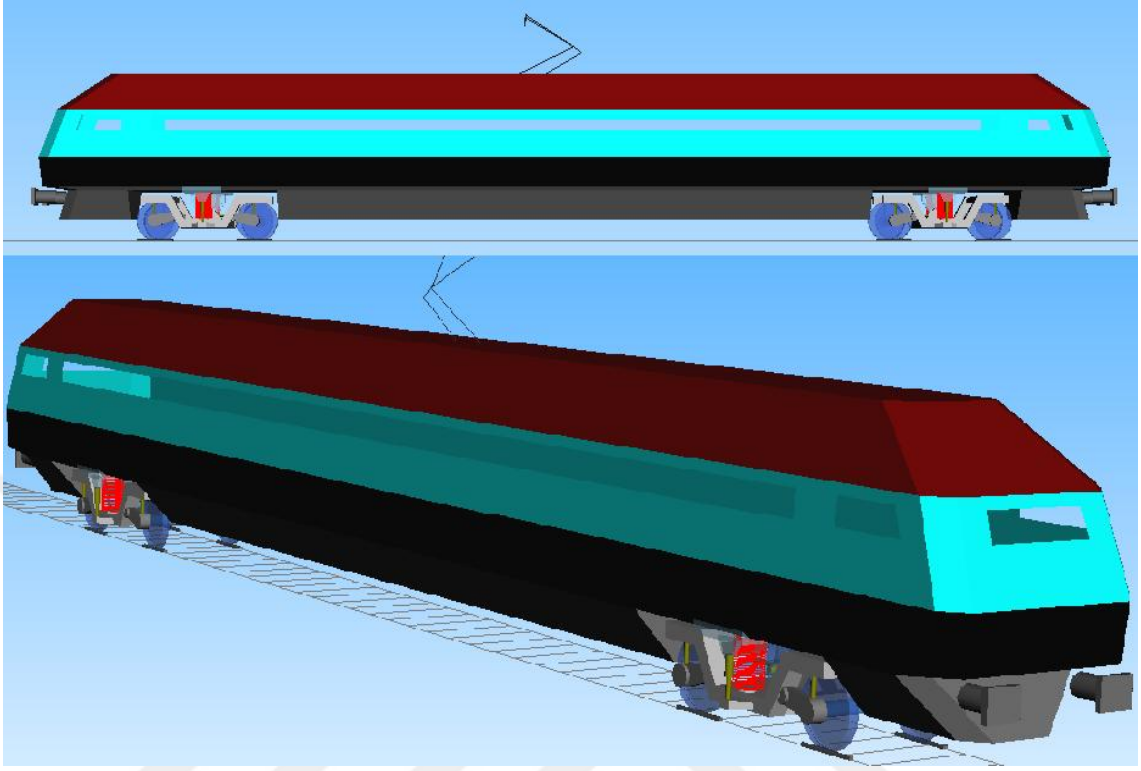
“00” numaralı mafsal ile sıkı geçme şeklinde bağlanmıştır. Tekerlek seti ile boji şasisi arasında birincil süspansiyon elemanları modellenmiştir. Boji şasisi ise “07” numaralı mafsal ile altı serbestlik derecesi ile bağlanmıştır. Yine boji şasisi ile beşik travers arasına ikinci süspansiyon bileşenleri yerleştirilmiştir. Beşik travers vagon sandığına z yönünde dönmeye izin veren “03” numaralı mafsal ile bağlanmıştır. Vagon sandığı “07” numaralı mafsal kullanılarak altı serbestlik derecesi ile zemine bağlanmış olup, tüm sistem kırk iki serbestlik derecesine sahiptir.



Şekil.5.2 BDZ yataklı yolcu vagonu topolojisi

Simpack yazılımında dinamik model kurulum işlemi, raya temas eden elemanlardan başlanarak yukarıya doğru yapılır. Temel olarak kütle elemanları ve süspansiyon elemanları kullanılarak oluşturulan modelde her bir elemanın ayrı serbestlik derecesi vardır. Vagon sandığı, boji şasisi, beşik travers ve aks kutuları kütle elemanı olarak modellenmiştir. Boji üzerindeki helisel yay grupları, amortisör grupları ve kauçuk gruplar süspansiyon elemanı olarak modellenmiştir. Simpack'te kurulan BDZ yataklı yolcu vagonuna ait görsel model Şekil 5.3'te görülmektedir.





Şekil 5.3 BDZ Yataklı Yolcu Vagonuna modeli

### 5.2.1 Tekerlek Ray Etkileşimi

Raylı taşıt dinamiğinin temelini tekerlek ile ray arasındaki etkileşim oluşturmaktadır. Tekerlek ray temas analizi, birbiri ile temas halindeki parçalarda temas süresince değişimleri inceler. Temas analizi, Hertz ve Kalker teorileri gibi fizik teorilerine dayanır [39].

Hertz teorisi, yuvarlak gövdeli iki parçanın birbirine kuvvet altında temasını ve oluşan deformasyonu inceler. Bu temas yüzeylerindeki basma gerilmeleri "Hertz Yüzey Basıncı" olarak adlandırılır [40]. Oluşan gerilmeler Hertz teorisine göre hesaplanır ve aşağıdaki kabuller yapılır:

- Malzeme homojen ve izotropdur.
- Hooke kanunu geçerlidir.
- Küçük bir alan olarak kabul edilen temas noktasında veya çizgisinde yalnız normal kuvvet varsayılır. Kayma gerilmesi dikkate alınmaz.

- Temas durumundaki deformasyon parçanın diğer boyutlarına oranla çok küçük varsayılır.

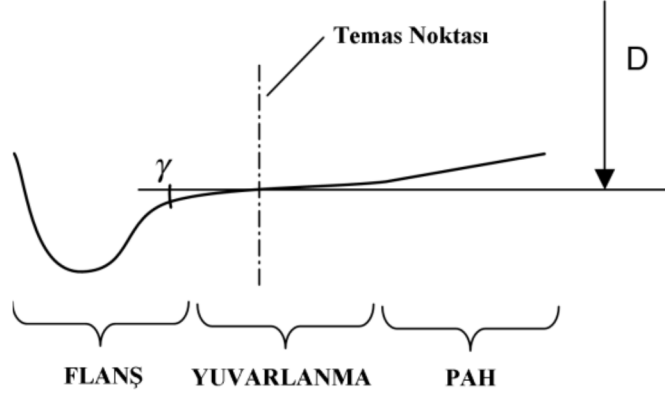
- Kuvvetin bütün temas alanına eşit olarak dağıldığı varsayılır [41].

Kalker Teorisi, üç boyutlu elastik gövdelerin yuvarlanmalı temas durumlarını incelemektedir. Tekerlek ve ray arasındaki teğetsel kuvvetleri ve döndürme momentini belirlemek için kullanılır. Bu teori ile raylı sistemler taşıtlarının dinamik davranışları tespit edilmeye çalışılmaktadır [42].

Sanal model için tekerlek profili; “UIC 510-2 Tekerlek-Tekerlek Takımları, Çeşitli Çaplardaki Tekerleklerin Çalışmasına İlişkin Hususlar” standardında tanımlanan S1002 tekerlek profili, ray profili için ise; “EN 13674-1 Demiryolu Uygulamaları - Demiryolu Hattı - 46 Kg/M Ve Üzeri Vignole Demiryolu Rayları” standardında tanımlanan UIC 60 tip ray profili kullanılmıştır [43]-[44]. Şekil 5.8 ve Şekil 5.9’da tekerlek ve ray profillerine ait geometriler görülmektedir.

Yapılan benzetimlerde temas kuvvetlerini hesaplamada KALKER (FASTSIM) basitleştirilmiş temas modeli kullanılmıştır. Kalker, “Kalkerin doğrusal çözümü” olarak literatüre geçen yuvarlanma yarı uzay teması üç boyutlu çözümünü gerçekleştirmiştir. Kalker’in bu kesin teorisi (CONTACT bilgisayar yazılımı) hesaplama süresinin uzun olması nedeniyle benzetimlerde kullanmak için uygun bulunmamıştır. Dolayısıyla, Kalker’in teorisi basitleştirilerek hesap süresini kısaltan yeni bir yazılım (FASTSIM) geliştirilmiştir [45], [46]. FASTSIM, araç dinamiği hesaplamalarında tekerlek-ray arasında oluşan teğetsel kuvvetlerinin belirlenmesinde kabul görmüş ve yaygın olarak kullanılan bir metottur. FASTSIM yöntemi, temas yüzeyini eliptik olarak kabul eder. Yöntemde, Şekil 5.7’de belirtildiği üzere temas elipsi içerisine  $m_x \times m_y$  boyutunda ağ elemanlar oluşturulur ve bu ağ elemanlar içerisindeki teğetsel kuvvetler basitleştirilmiş nümerik integrasyon ile belirlenir [47].

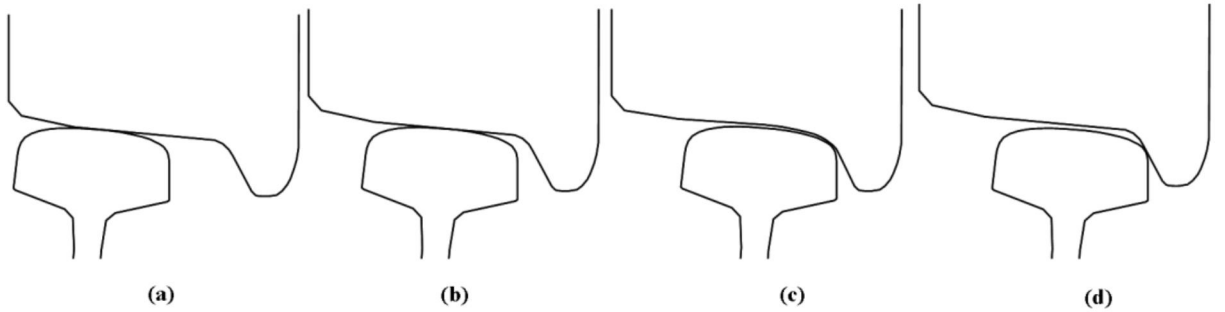
Tekerlek-Ray kontağının oluştuğu tekerlek profilleri Şekil 5.4’de belirtildiği üzere flanş, yuvarlanma ve pah olmak üzere temel olarak 3 bölgeden oluşurlar.



Şekil.5.4 Tekerlek profili bölgeleri

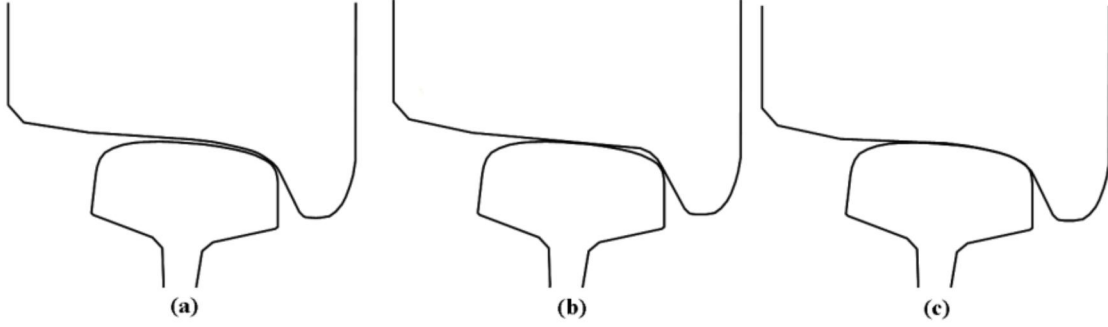
Tekerleğin ray üzerindeki hareketi incelendiğinde 4 farklı temas bölgesi vardır. İşletme esnasında yol şartlarından dolayı kurplarda, dever farklılıklarında tekerlek-ray kontağı noktasal olarak bu 4 bölgede hareket etmektedir.

- Tekerlek pah bölgesi-ray mantarı
- Tekerlek yuvarlanma düzlemi-ray mantarı
- Flanş geçişi-ray köşesi
- Flanş-ray köşesi



Şekil.5.5 Tekerlek profilinin raydaki durumu

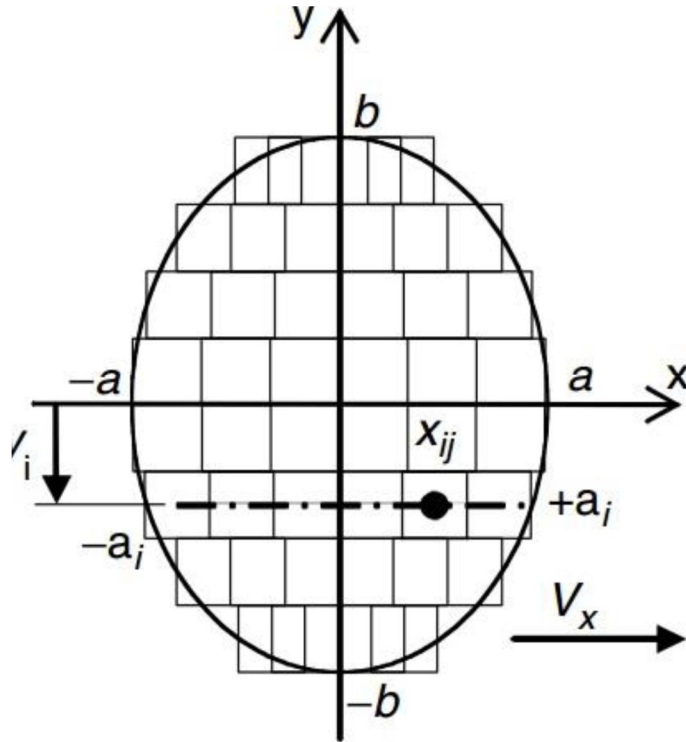
Tekerlek-ray temasını; (a) tek noktada, (b) iki noktada ve (c) uygun temas olmak üzere üç şekilde inceleyebiliriz. Tek noktadan temasta tekerlek profili hızlı bir şekilde aşınır. İki noktadan temasta ise tek noktaya ilaveten flanş teması gerçekleşir. Temas iki farklı yarıçap üzerinden olduğu için sık kayma gözlenir ve flanş hızlı bir şekilde aşınır. Uygun temasta ise tekerlek ve ray boyunca aşınma gözlenir ve tekerlek formu korunmuş olur [16].



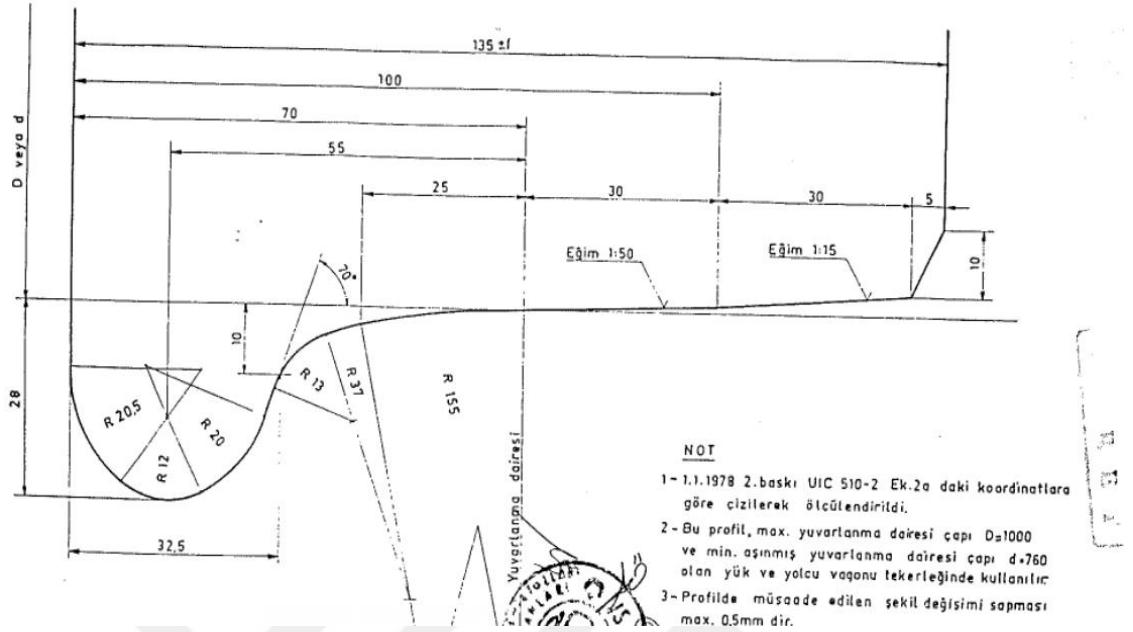
Şekil 5.6 Farklı temas modelleri

Tekerlek-Ray temasından tekerleğin aşınma durumunda etkin bir faktördür. Flanş yarıçapı, ray köşesinin yarıçapından büyükse tek noktadan temas, küçükse iki noktadan temas ve aynıysa uygun temas oluşur.

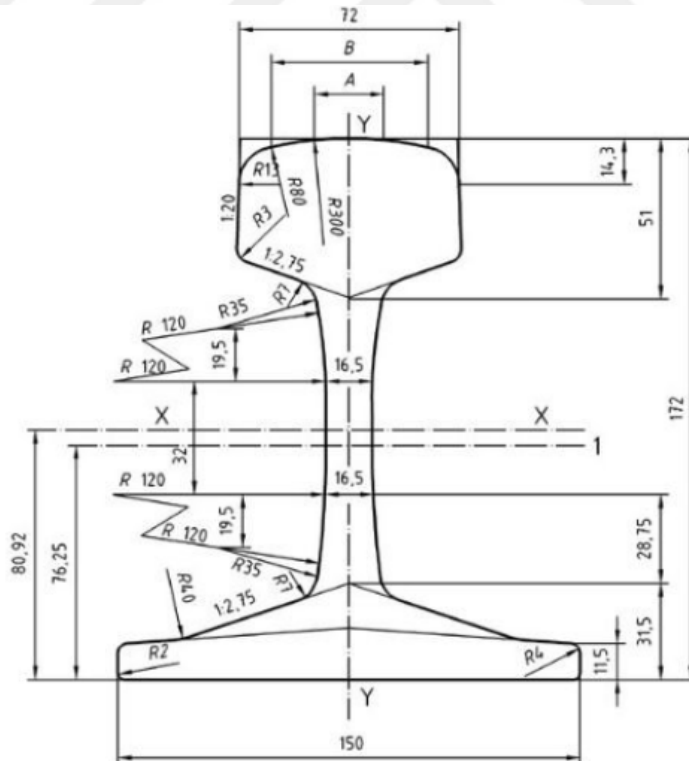
Yapılan benzetimlerde tek noktadan temas modeli kullanılmış ve EN 14363 standardının ön gördüğü tekerlek-ray temasında kuru yol sürtünme katsayısı olan 3,2 değeri kullanılmıştır [1]. Benzetimlerde kullanılan tekerlek-ray profilleri aşınmamış profillerdir.



Şekil 5.7 FASTSIM metoduna göre temas elipsi içerisinde  $m_x \times m_y$  boyutunda ağ elemanlar oluşturulması [47]

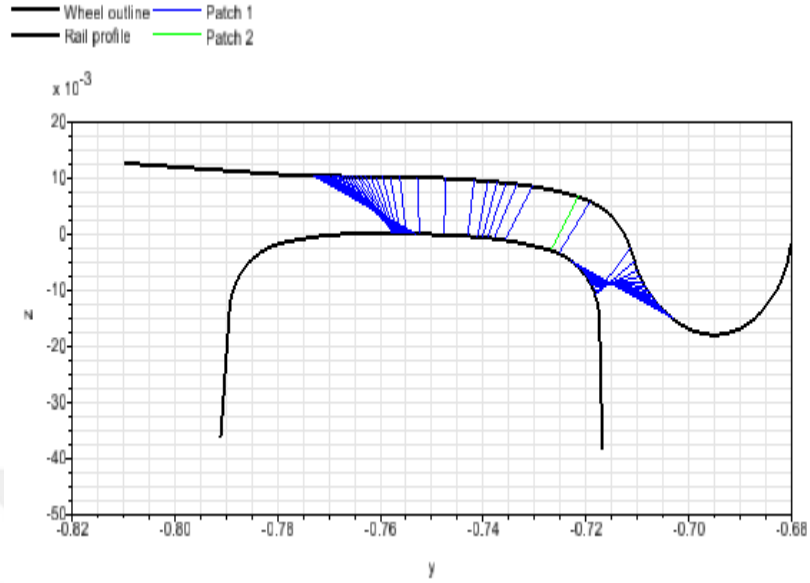


Şekil 5.8 UIC 510-2, S1002 tekerlek profili [43]

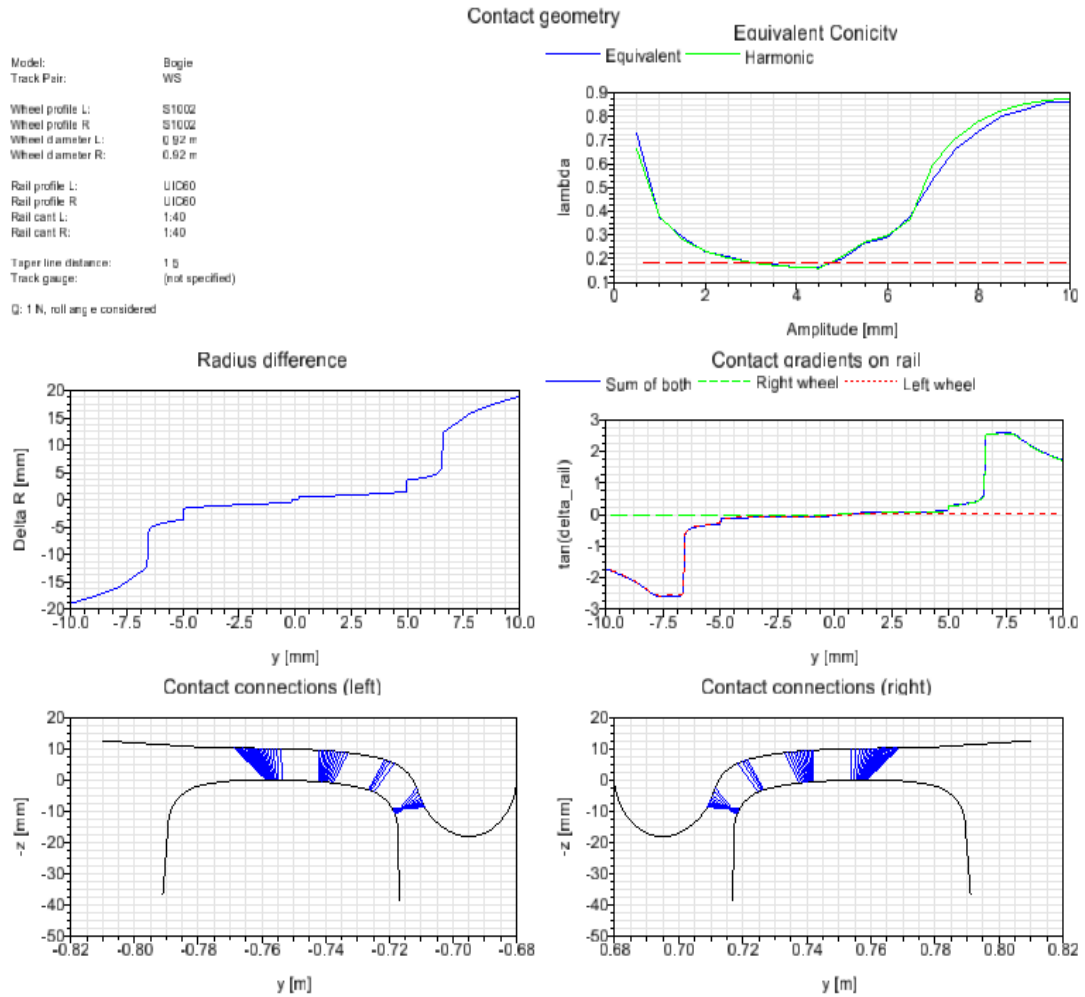


Şekil 5.9 EN 13674-1 UIC 60 tip ray profili [44]

Simpack programında tekerlek profili ve ray profili tanımlandıktan sonra tekerlek-ray profilinin oluşturacağı geometrik temas noktaları Şekil 5.10 ve Şekil 5.11’de görüldüğü gibi oluşturulmuştur.



Şekil 5.10 Tekerlek ve raya ait profillerin oluşturduğu geometrik temas noktaları



Şekil 5.11 Bir tekerlek setindeki sağ ve sol tekerlek-raya ait eş değer koniklik, tekerlek-ray profilinin oluşturacağı geometrik temas noktaları.

### **BDZ YATAKLI YOLCU VAGONU DİNAMİK ANALİZLERİ**

Bilgisayar simülasyonları ile öncelikli olarak araçların sürüş güvenliği, sürüş karakteristiği ortaya konulur. Yapılan simülasyonlar ile araç, yol testleri öncesinde optimize edilerek güvenlik açısından uygun hale getirilebilir.

Konstrüksiyonlar üzerindeki gerilmeler ve yük dağılımları kadar araçların süspansiyon karakterleri, araç gabarisi ve dinamik davranışları da önemli faktörlerdir. Tasarım sonrası yapılan dinamik simülasyonlar sonucu olarak yapılan optimizasyonlar tasarımın bütününe etkiler. Dolayısıyla prototip yapılmadan önce mutlaka tüm dinamik analizlerin sonucunun başarılı olduğu gözlemlenmelidir.

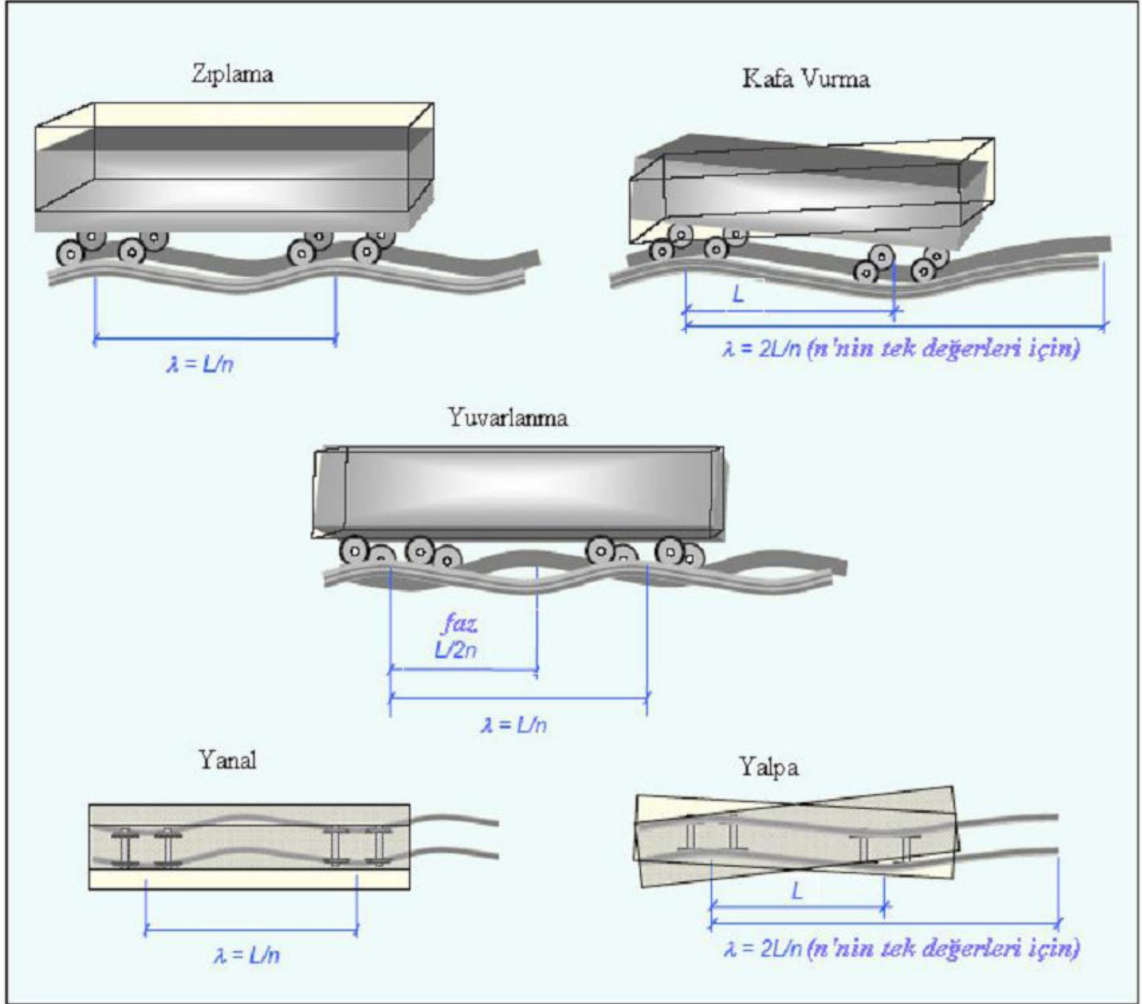
Artan vagon ağırlığından dolayı BDZ Y32 bojisi üzerinde yapılan adaptasyon işlemlerinden sonra bojilerin TS EN 14363 Demiryolu Uygulamaları - Demiryolu Taşıtlarının Seyir Karakteristiklerinin Kabul Deneyleri - Seyir Davranışlarının Denenmesi standardına uygun olarak dinamik analizleri gerçekleştirilmiştir [1].

#### **6.1 Modal Analiz**

Modal analizler, kurulan modele ait önemli bilgiler vermektedir. Yapının hangi frekansta nasıl bir titreşim şekli sergileyeceği ve ilgili frekanstaki sönümü, modal analizler sonucu elde edilir.

Yol düzensizliğine karşı araç cevabı, her zaman düzensizliğin genliği ile orantılı olmaz. Çeşitli yol düzensizliklerine ait dalga boyları, değişik raylı taşıt hızları ile birleşince, taşıtta farklı rezonans modlarını oluşabilmektedir.

Araç gövdesi titreşim modları ikiye ayrılır; rijit gövde modları ve esnek gövde modları. Düşey Konforu etkileyen rijit gövde modları zıplama, kafa vurma ve yuvarlanma modlarıdır. Bu modlar genellikle 1-2 Hz civarında olan düşük frekanslı modlardır. Esnek gövde modları ise araç gövdesine etkiyen kuvvetlerden kaynaklanan deformasyonlar sonucu oluşan yanal ve yalpa modlarıdır [48].



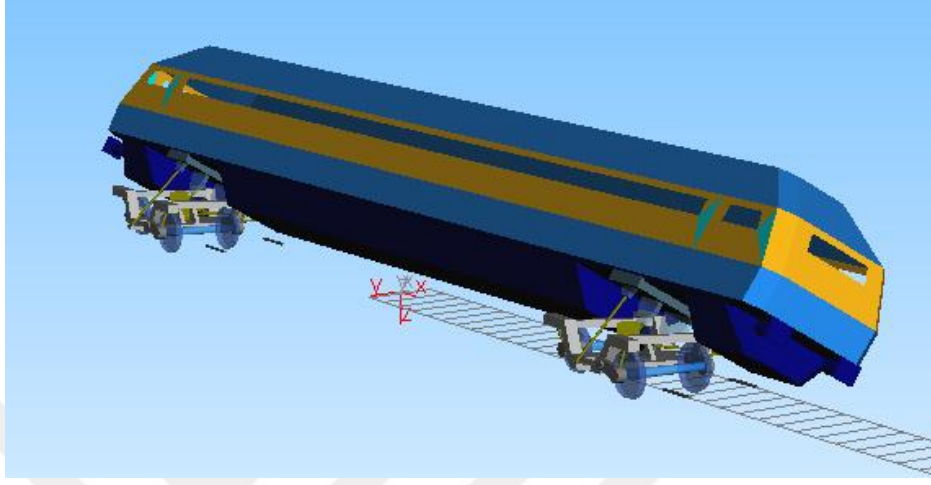
Şekil 6.1 Araçta oluşan titreşim modları [48]

Şekil 6,1'de çeşitli yol düzensizlik formlarının neden olduğu raylı sistem aracına ait titreşim modları gösterilmektedir. Şekil 6,1'de,  $L$  ön boji merkezi ile arka boji merkezi arasındaki mesafeyi,  $n$  pozitif bir tamsayıyı,  $\lambda$  dalga boyunu ve faz ise her iki ray üzerindeki sinüzoidal düzensizliğe ait rölatif farkı temsil etmektedir.

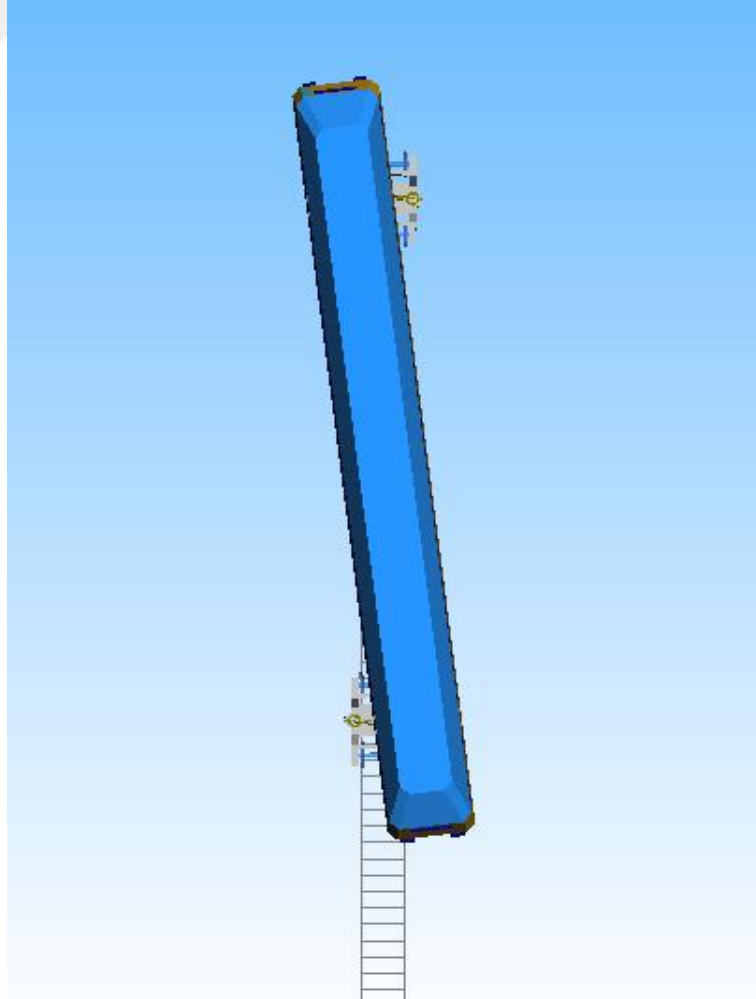
Modal analiz aracın dinamik davranışını en fazla etkileyen bileşenin bulunması açısından önemlidir. Yapılan analiz sonucu aracın kritik mod şekilleri Şekil 6.2 ve Şekil



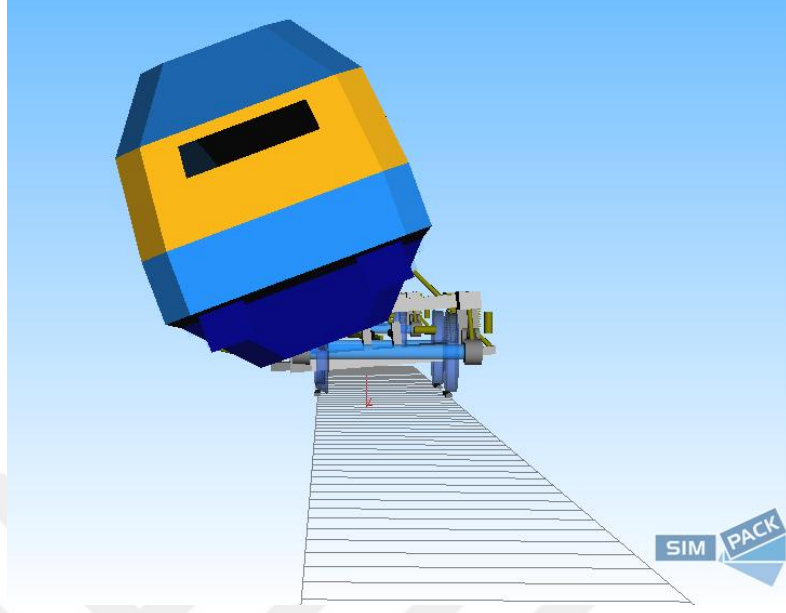
6.10 aralığında belirtilmiştir. Mod şekillerinin meydana geldiği frekans değerleri Çizelge 6.1'de belirtilmiştir.



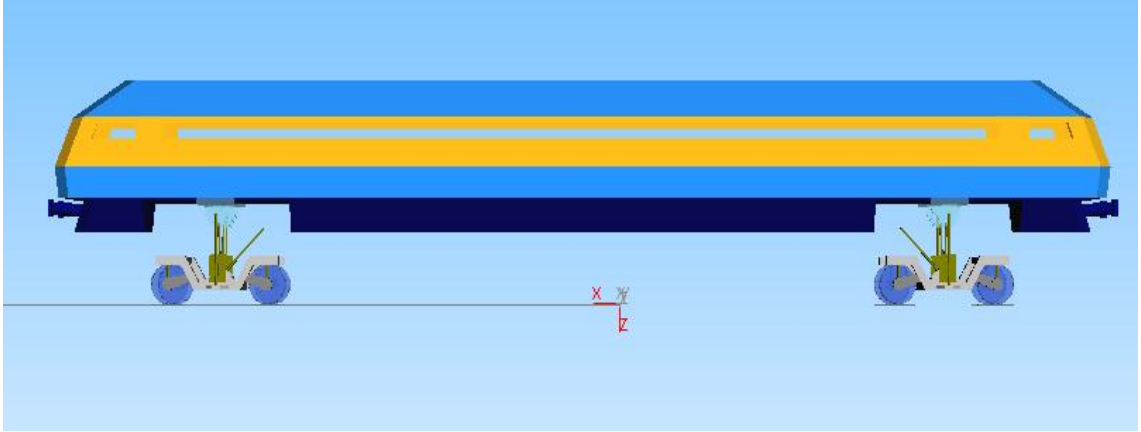
Şekil 6.2 Gövde yuvarlanma (0,72 Hz.)



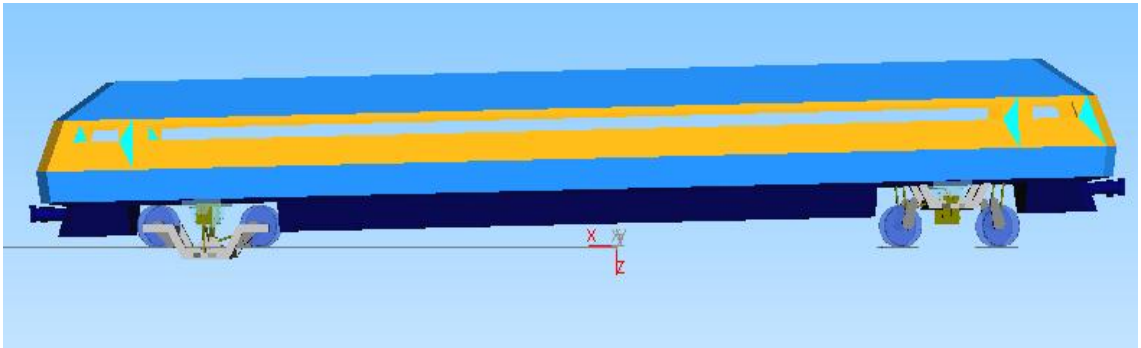
Şekil 6.3 Gövde yalpa ( 0.75 Hz)



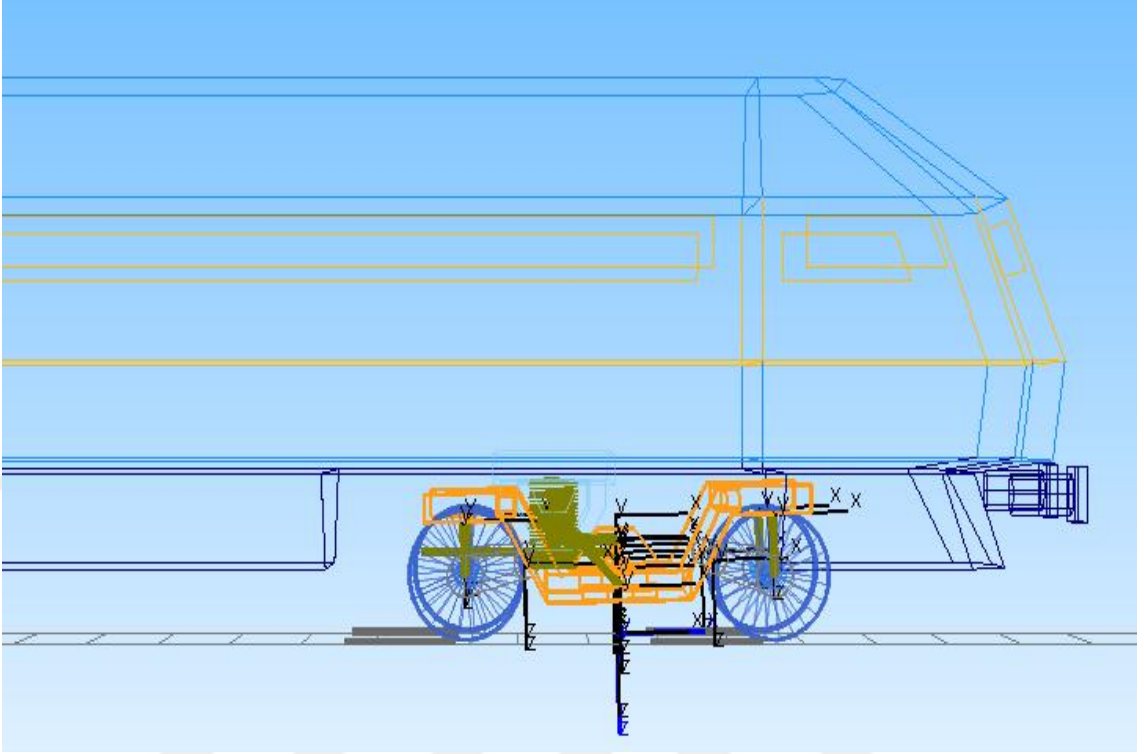
Şekil 6.4 Gvde yanal (1.17 Hz)



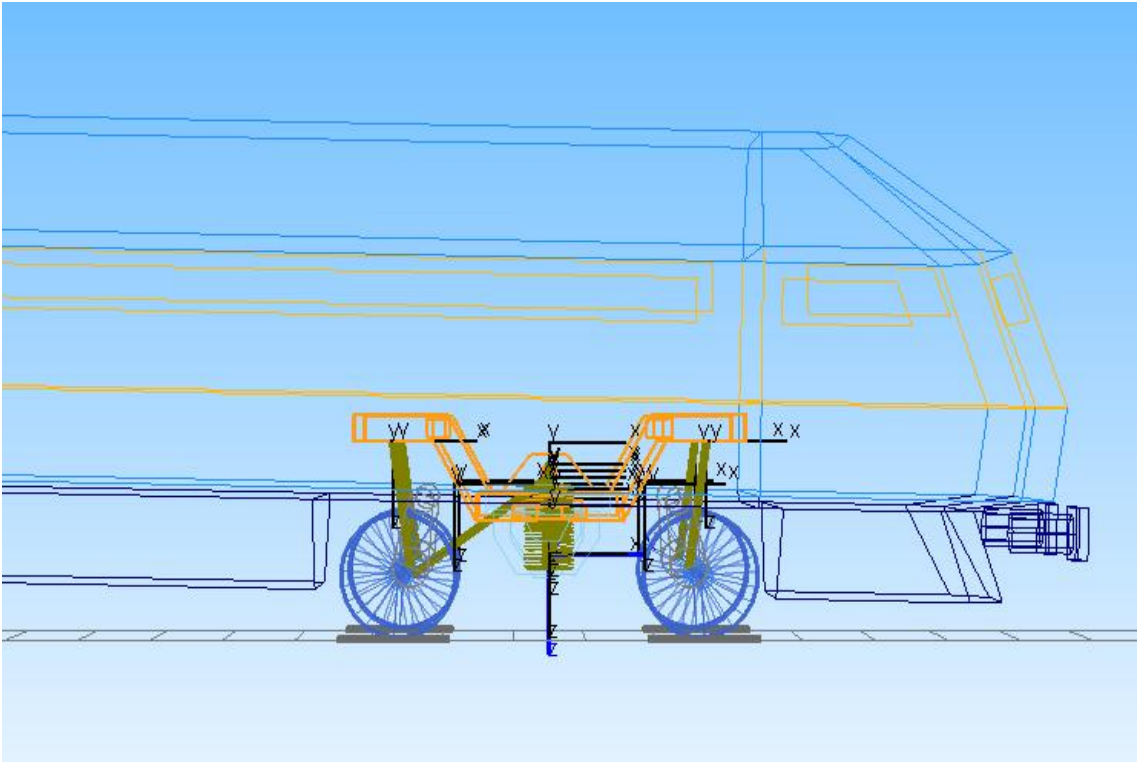
Şekil 6.5 Gövde zıplama (1.45 Hz)



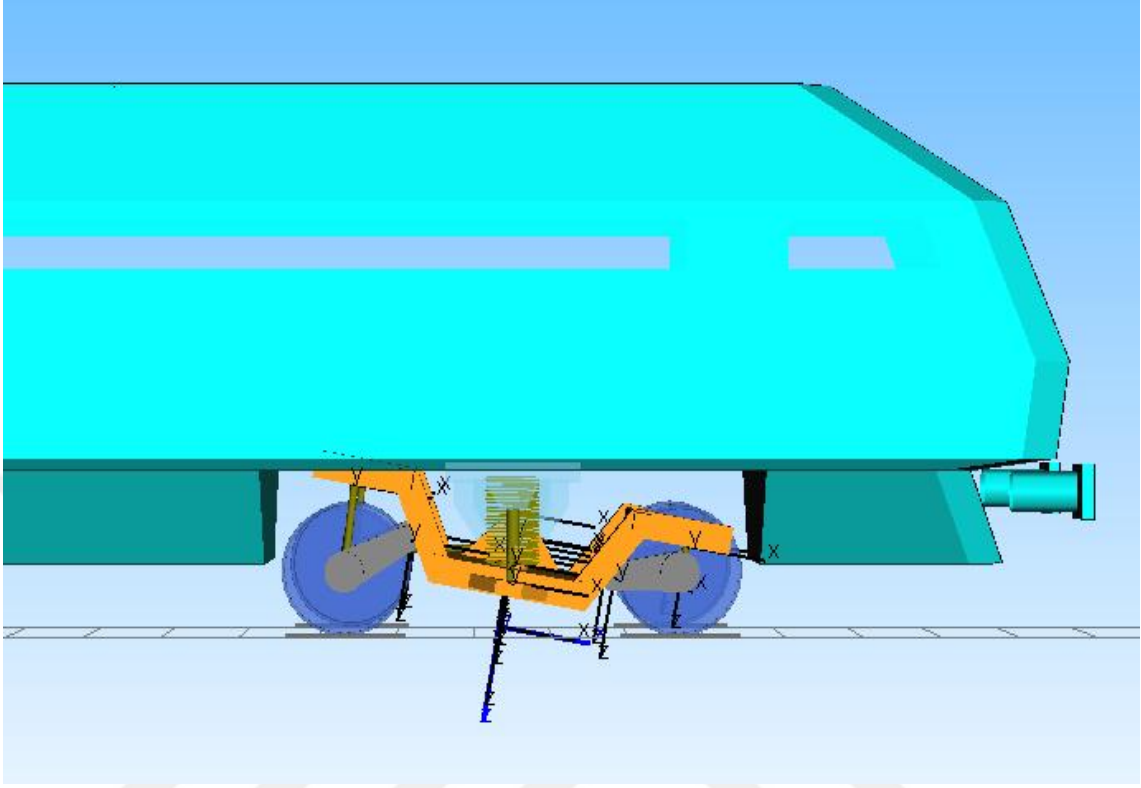
Şekil 6.6 Gövde Kafa vurma (2.65 Hz)



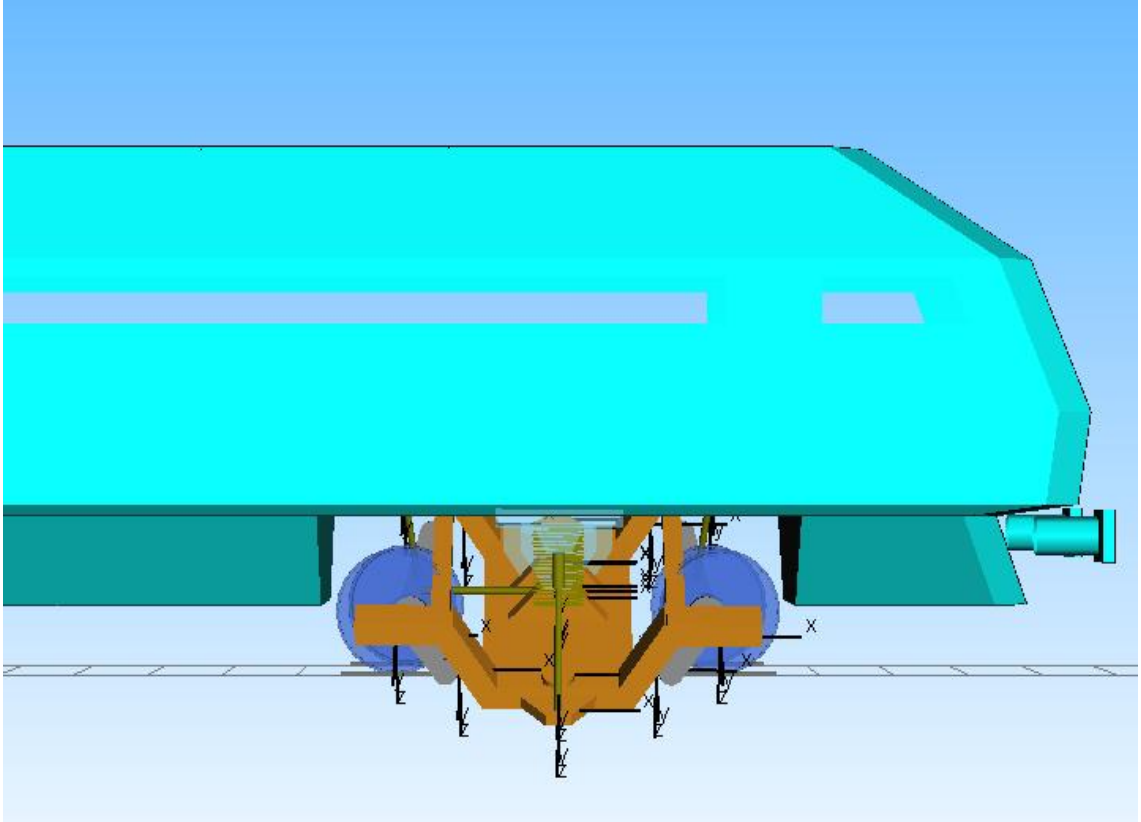
Şekil 6.7 Boji yanıl (4.58 Hz)



Şekil 6.8 Boji zıplama (11.8 Hz)



Şekil 6.9 Boji kafa vurma (12.9 Hz)



Şekil 6.10 Boji yuvarlanma (17.71 Hz)

Çizelge 6.1 Mod şekilleri ve frekansları

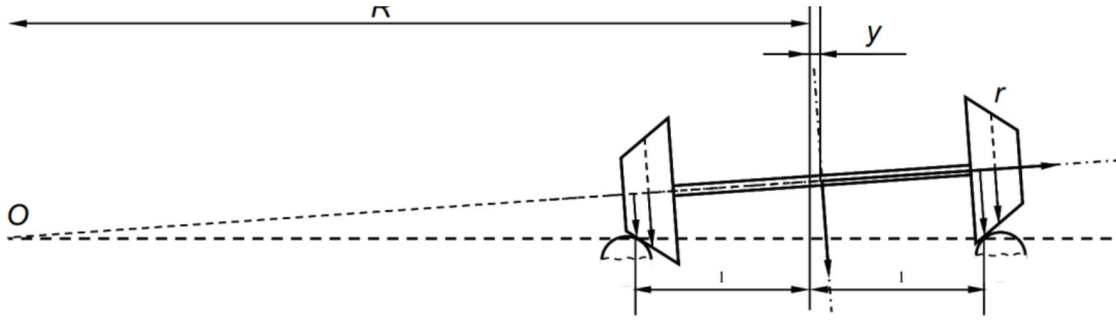
Mod Şekilleri	Sönümlenme Oranı %	Frekans [Hz]
Gövde Yuvarlanma	40,49	0,72
Gövde Yalpa	73,77	0,75
Gövde Yanal	36,30	1,17
Gövde Zıplama	65,24	1,45
Gövde Kafa Vurma	54,91	2,65
Boji Yanal	6,72	4,58
Boji Yanal	8,63	5,90
Boji Zıplama	38,42	11,8
Boji Kafa Vurma	12,95	12,9
Boji Yuvarlanma	29,86	17,71

## 6.2 Derayman (Raydan Çıkma) Analizi

Demiryolu araç kazalarının büyük bir kısmını aracın raydan çıkması olarak tanımladığımız deraymanlar oluşturmaktadır. Derayman olayı, muhtemel nedenleri oldukça fazla sayıda olan karmaşık bir durumdur. Ancak araç üzerinde deraymana neden olan kuvvetler dinamik simülasyonlarla belirlenerek gerekli değişiklikler yapılabilmektedir.

Demiryolu araçları kurplarda, tekerlek ray arasında oluşan yanıl kuvvetlerin etkisinde hareket etmektedirler. Kurplarda tekerlek ray etkileşimi ile oluşan bu yanıl kuvvetler, araçların dar kurplarda hareketlerinde maksimum noktaya ulaşırlar.

Tekerlek setinin kurpta hareketi esnasında tekerlek-ray kontak dairesinde, tekerlek profili boyunca çap farkının oluşması gerekmektedir. Basit olarak tekerlek profil yüzeyleri konik olarak düşünülebilir.



Şekil 6.11 Tekerlek setinin kurptaki hareketi

Kurp yarıçapı  $R$ , sağ-sol tekerleğin temas noktaları arasındaki mesafe  $2b$ , tekerlek yarıçapı  $r$ , tekerlek yarıçapındaki değişim  $dr$ , arasında (6.1) ve (6.2) eşitlik bağıntıları vardır.

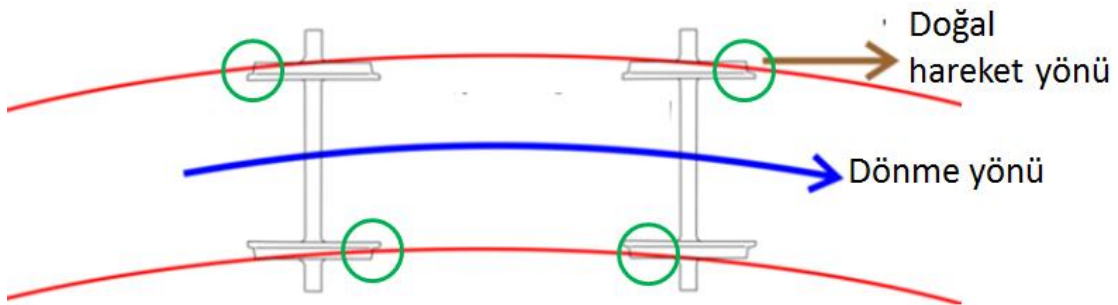
$$\frac{r + dr}{r - dr} = \frac{R + 1}{R - 1} \quad (6.1)$$

Bu eşitliğe bakarak çap farkı;

$$dr = \frac{b \cdot r}{R} \quad (6.2)$$

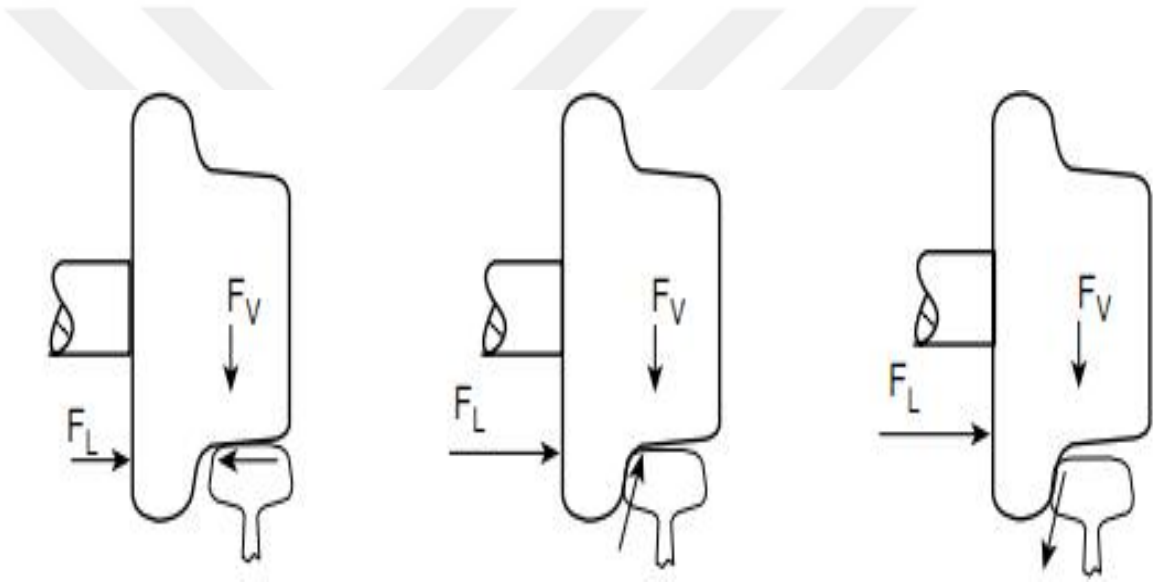
(6.2) eşitliğinden de anlaşılacağı gibi tekerlek çapı azaldıkça kurpta kaymadan dönme için gerekli olan çap farkı da azalmaktadır.

Demiryolu araçlarının kurplarda hareketlerinde tekerlek ray temas noktasına ilaveten flanş teması gerçekleşir. Kurpta dönme hareketiyle ray ile tekerlek flanşı arasında oluşan temas noktası kurp çapına bağlı olarak flanş üzerinde tırmanma hareketi yapar.



Şekil 6.12 Kurplarda flanş temas noktaları

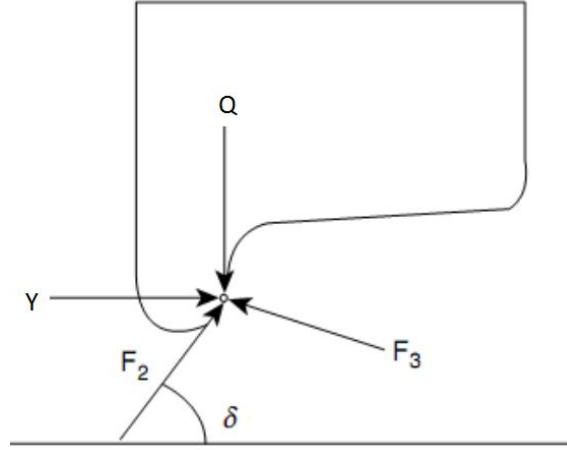
Tırmanma hareketi, genellikle tekerleğin dış raya çarpması ve kılavuzlamayı kaybetmesi sonucu oluşur. Bu durumda tekerlekteki yanal kuvvetin dikey kuvvete oranı ( $Y/Q$ ); kurp yarıçapına, tekerlek-ray profiline, süspansiyon karakteristiğine ve araç hızına bağlıdır. Yüksek yanal kuvvetler, atak açısının fazla olduğu durumlarda oluşur. Düşük dikey kuvvetler ise yük dağılımının eşit olmadığı, çeşitli yol düzensizliği altında veya yuvarlanma rezonansı gibi durumlarda meydana gelir. Bu koşullar altında  $Y/Q$  oranı artar. Ayrıca tırmanma sonucu raydan çıkma durumu, gezinme veya agresif frenleme gibi durumlarda düz yolda da gerçekleşebilir.



Şekil 6.13 Flanş tırmanması durumu

Araçların kurplarda flanş tırmanması sonucu deray etmeden güvenli olarak seyri için çeşitli kriterler konulmuştur bunlardan en çok kabul görenleri Nadal kriterleri ve Weinstock kriterleridir.

Nadal, aracın raydan çıkma riskinin belirlenmesi için derayman katsayısı olarak bilinen, tekerlek ray kombinasyonunda oluşan yatay kuvvetlerin dikey kuvvetlere oranı olan  $Y/Q$  (6.5) oranını geliştirmiştir.  $Y$  ve  $Q$  flanş temas noktasındaki yatay ve dikey kuvvetlerdir.  $Y/Q$  derayman oranı demiryolu araçlarının sürüş güvenliğinin kıyas noktasıdır [6]. Bu oran, tekerlek-ray arasında oluşan sürtünme katsayısına (6.4) ve tekerleğin flanş açısına (6.3) bağlı olarak değişmektedir. Sürtünme kuvveti arttıkça ve flanş açısı küçüldükçe raydan çıkma riski artmaktadır.



Şekil 6.14 Nadal kriteri

$$\frac{Y}{Q} = \frac{\tan \delta - \frac{F_2}{F_3}}{1 + \frac{F_2}{F_3} \cdot \tan \delta} \quad (6.3)$$

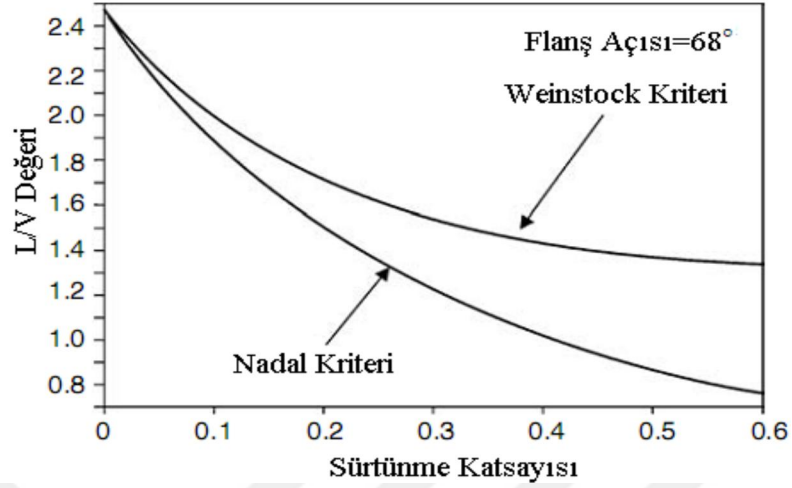
$$\frac{F_2}{F_3} = \mu \quad (6.4)$$

Nadal Kriteri:

$$\frac{Y}{Q} = \frac{\tan \delta - \mu}{1 + \mu \cdot \tan \delta} \quad (6.5)$$

Weinstock aynı akstaki 2 tekerleğin L/V oranlarını toplayarak bir değer bulmuştur. Böylece tüm tekerlek setini incelemiştir. Flaşlama yapan tekerlekteki L/V oranı Nadal'dan alınmaktadır, flaşlama yapmayan tekerlekte temas yuvarlanma yüzeyindedir ve temas açısının küçük olması sebebiyle (0-3 derece) Nadal eşitliğindeki tanğ terimi sıfır kabul edilir ve sadece sürtünme katsayısı kullanılır. Daha sonra flaşlama yapan tekerlekten elde edilen Y/Q limit değeri ile flaşlama yapmayan tekerlekten elde edilen Y/Q limit değeri toplanır. Böylelikle Şekil 6.15'te görüldüğü gibi toplam Y/Q limit değeri artmış olur [16].





Şekil 6.15 Weinstock kriteri

### 6.2.1 Kurp Analizi

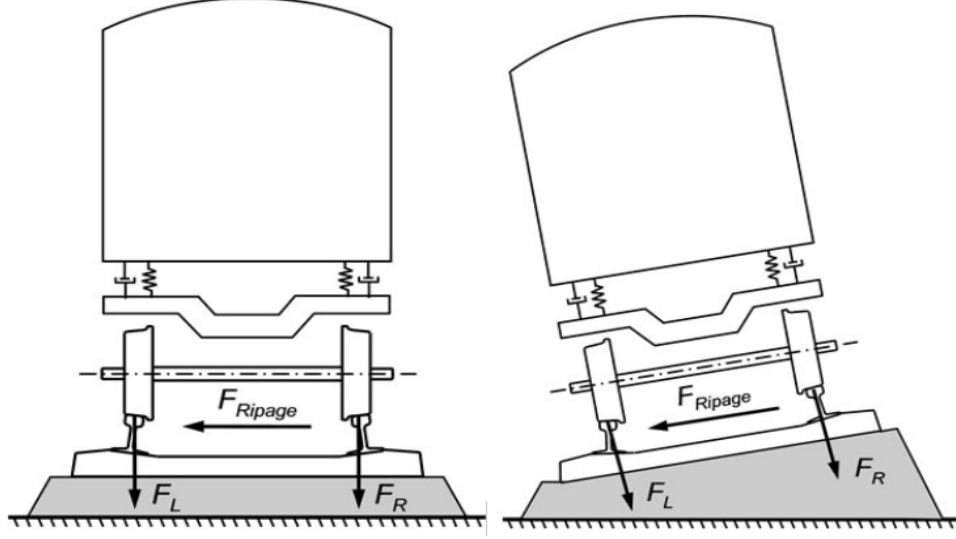
Bu çalışma kapsamında BDZ Y32 boji için yapılan kurplarda derayman analizi “TS EN 14363 Demiryolu Uygulamaları - Demiryolu Taşıtlarının Seyir Karakteristiklerinin Kabul Deneyleri - Seyir Davranışlarının Denenmesi” standardına uygun olarak yapılmıştır [1]. TS EN 14363 demiryolu araç dinamiği standardı ölçüm kriteri olarak Nadal kriterini kabul etmiştir [1]. Farklı yol gabarileri ile farklı senaryolar tanımlanan standartta her senaryo için deray oranı (Nadal kriteri) ve tekerlek ray kontağına etkiyen toplam yanal kuvvet kontrol edilmiştir.

TS EN 14363 demiryolu araç dinamiği standardında belirtildiği üzere tanımlanan analiz senaryolarında 250 m çaplık kurptan küçük kurplar için deray güvenlik katsayısı, Y/Q oranı 1.2 değerinden küçük olmalıdır. Y/Q oranının 1.2 değerinden büyük olması durumunda araç kurpta flanş tırmanması sonucu raydan çıkması anlamı taşımaktadır [1].

TS EN 14363 demiryolu araç dinamiği standardında belirtildiği üzere tanımlanan analiz senaryolarında 250 m çaplık kurptan büyük kurplar için deray güvenlik katsayısı, Y/Q oranı 0.8 değerinden küçük olmalıdır. Derayman katsayısı 0.8 olan araçlar 250 m den dar kurplarda flanş tırmanması sonucu raydan çıkması anlamı taşımaktadır [1].

TS EN 14363 demiryolu araç dinamiği standardında tanımlanan sürüş güvenliği için kontrol edilmesi gereken bir diğer noktada, ripaje kuvveti olarak tanımlanan, tekerlek ray kontağına etkiyen toplam yanal kuvvetin sınır değerinin altında kalmasıdır [1].

Ripaje kuvveti  $P_0$  olarak tanımlı maksimum aks yüküne bağlı olarak, (6.6) eşitliğinde belirtildiği gibi hesaplanır. BDZ Y32 boji için hesaplanan ripaje kuvveti sınır değeri 45600 N dur.



Şekil 6.16 Ripaje kuvveti

$$F_{ripaje} = 0.85 \times \left( 10000 + \frac{P_0}{3} \right) \quad (6.6)$$

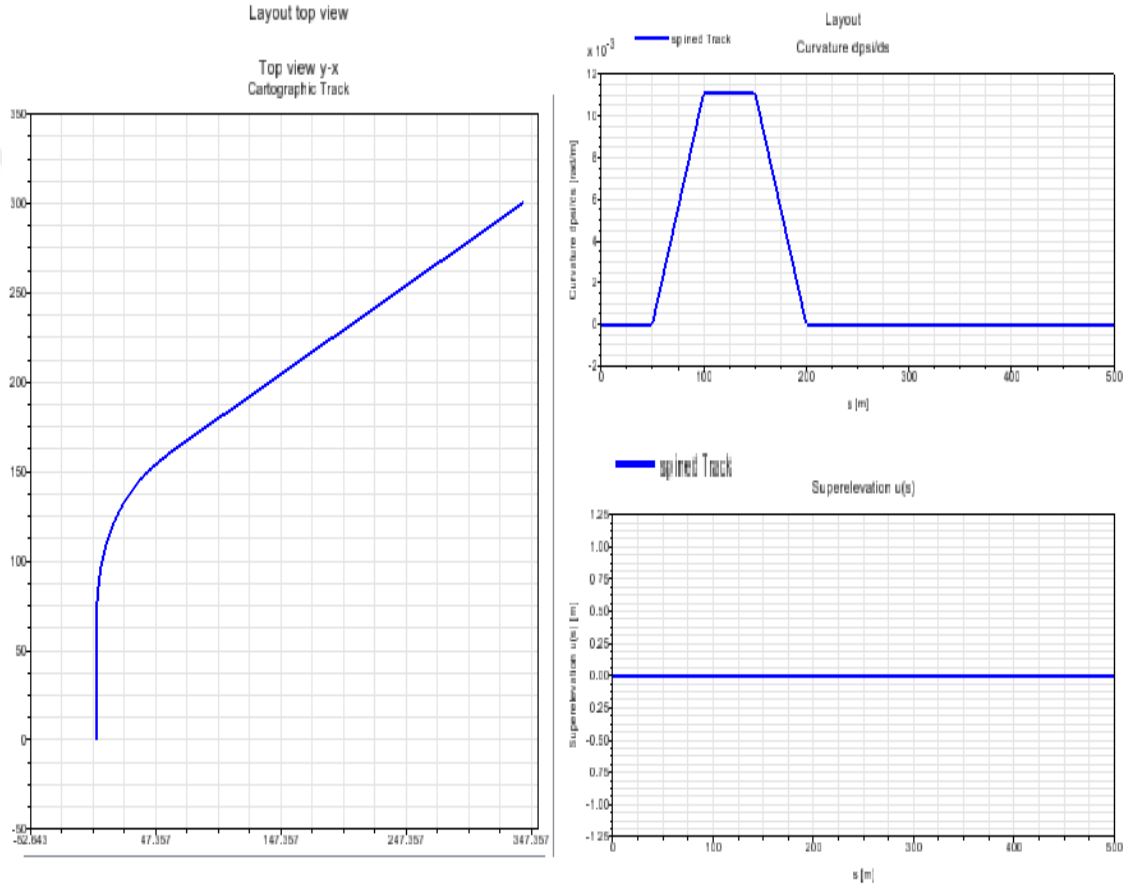
Çizelge 6,2'de kurplarda raydan çıkma analizi için TS EN 14363 standardında tanımlanan senaryolar belirtilmiştir [1].

Çizelge 6.2 Kurpta raydan çıkma analiz senaryoları [1]

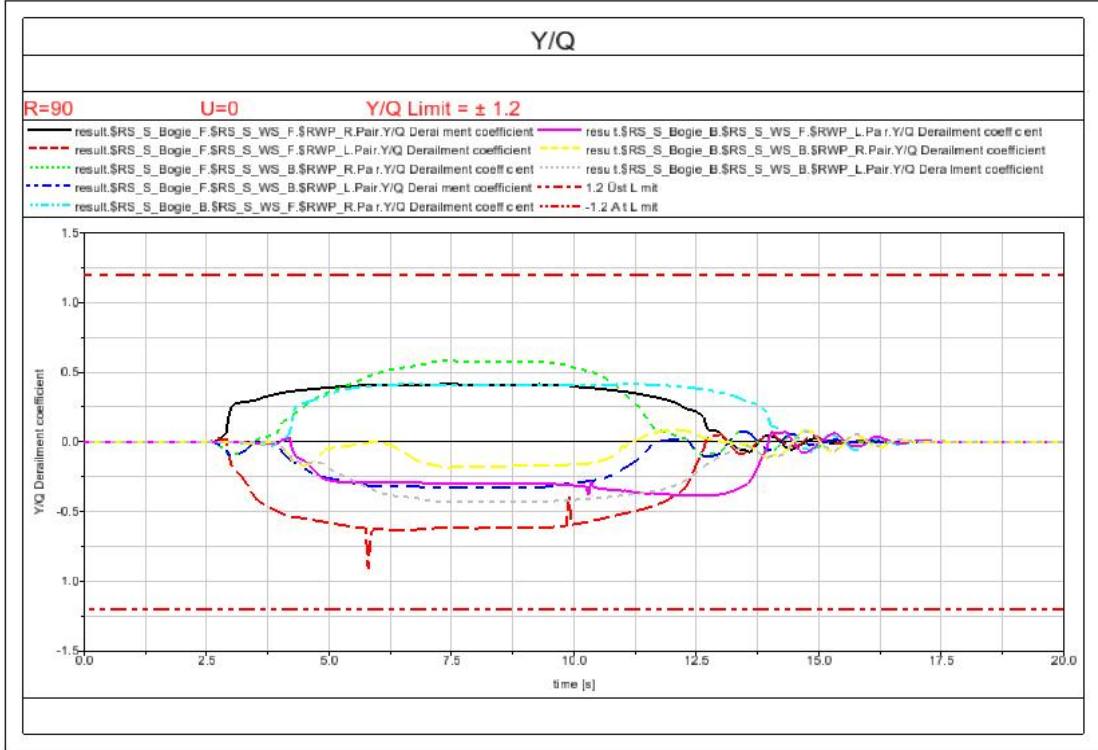
Senaryo No	Ray Gabarisi (mm)	Kurp çapı (m)	Dever(mm)
Senaryo 1	1435	R:90	u:0
Senaryo 2	1435	R:150	u:160
Senaryo 3	1435	R:250	u:160
Senaryo 4	1435	R:400	u:150
Senaryo 5	1435	R:800	u:100
Senaryo 6	1435	R:1400	u:50

### Senaryo 1: Ray gabarisi: 1435 mm, R=90 m, U:0 mm

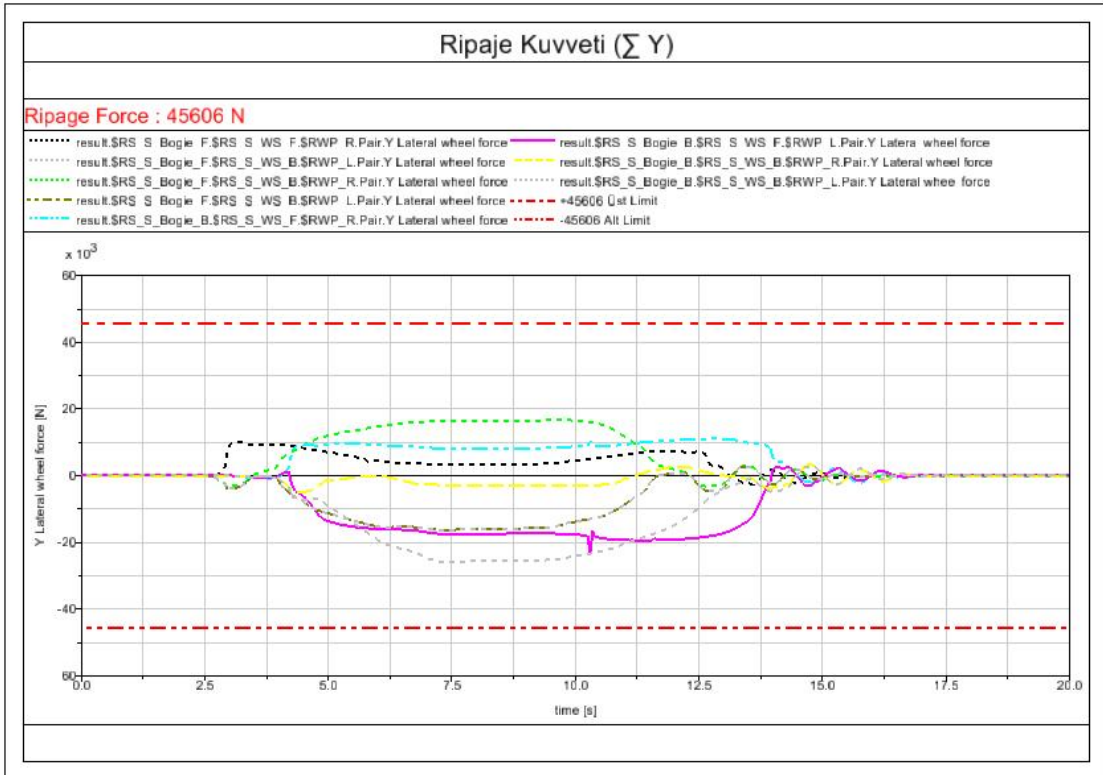
Senaryo 1'e ait yol giriş parametreleri Şekil 6.17'de belirtilmiştir, yapılan analiz sonucunda Şekil 6.18'de görüldüğü gibi Y/Q oranının kritik sınırlar arasında kalmıştır, Şekil 6.19'da görüldüğü gibi ripaje kuvveti kritik sınırlar arasında kalmıştır. Sonuç olarak Senaryo 1'de işletme güvenliği sağlandığı belirlenmiştir.



Şekil 6.17 Senaryo 1 yol giriş parametreleri



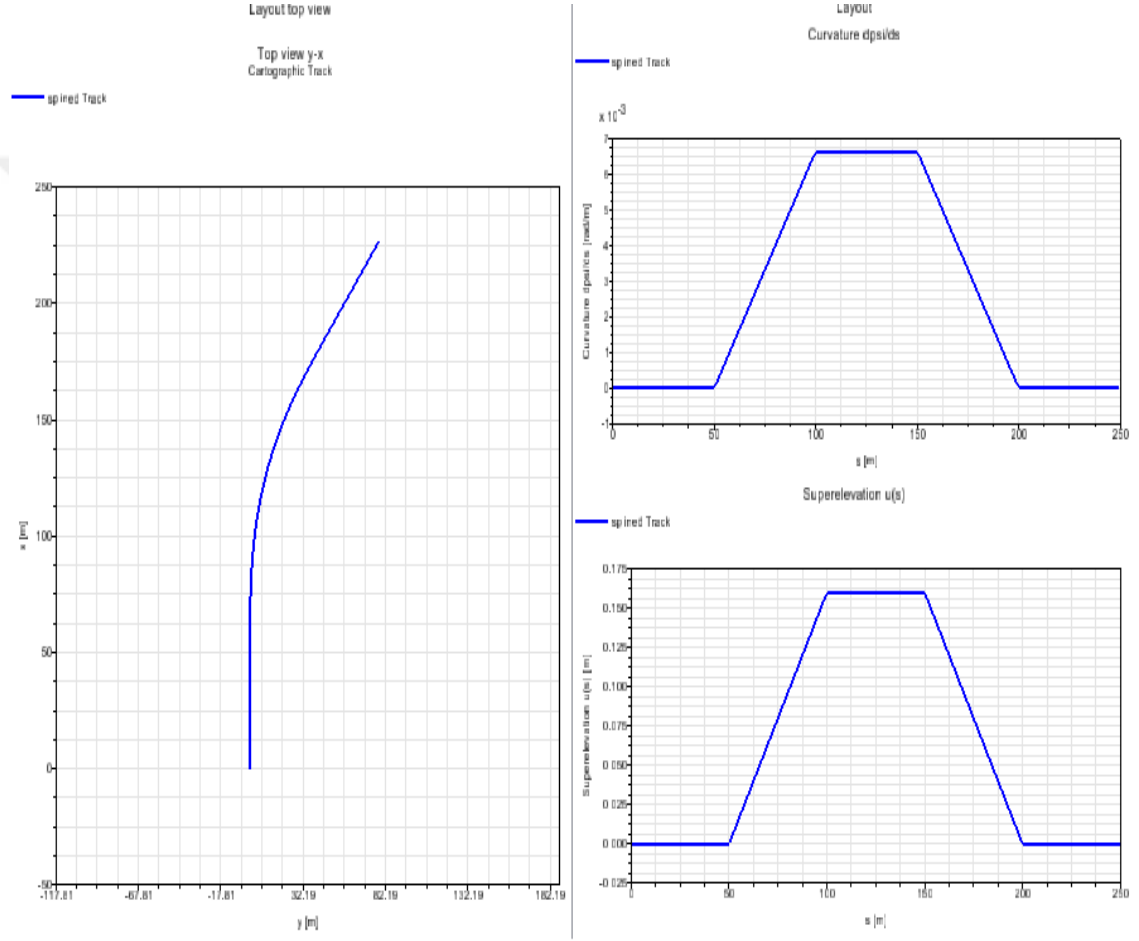
Şekil 6.18 Senaryo 1 deray oranı < 1.2



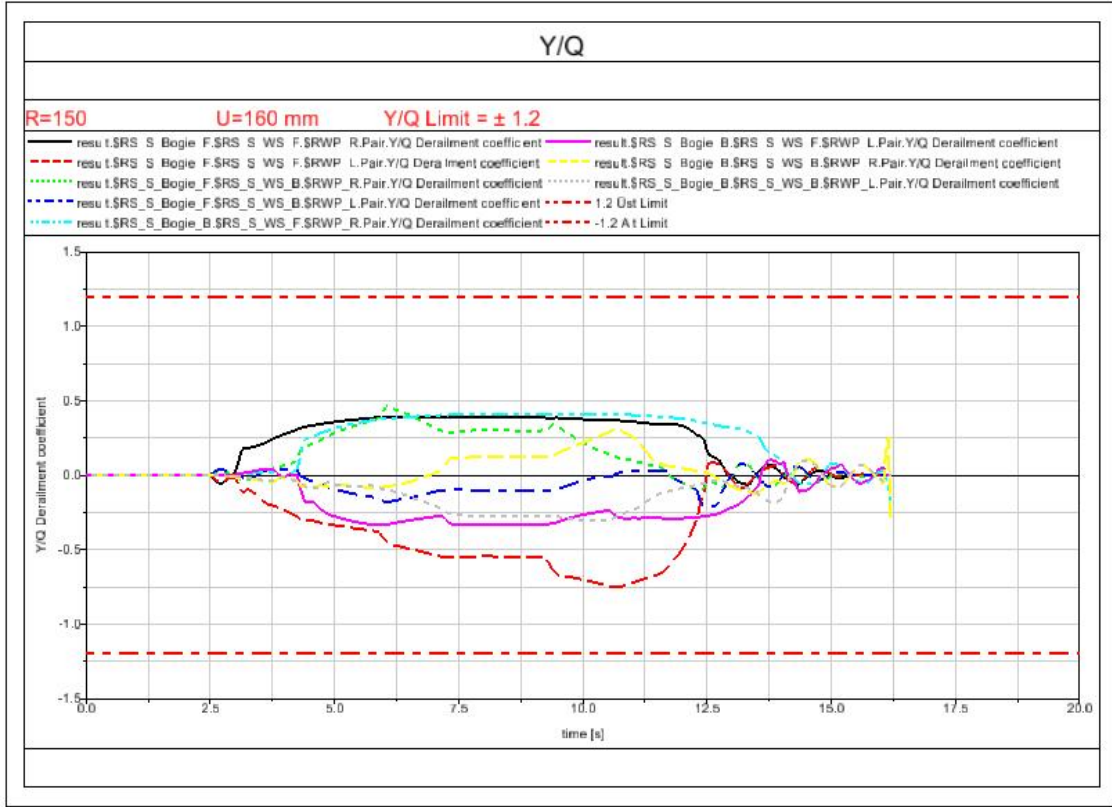
Şekil 6.19 Senaryo 1 ripaje kuvveti

## Senaryo 2: Ray gabarisi: 1435 mm, R=150 m, U:160 mm

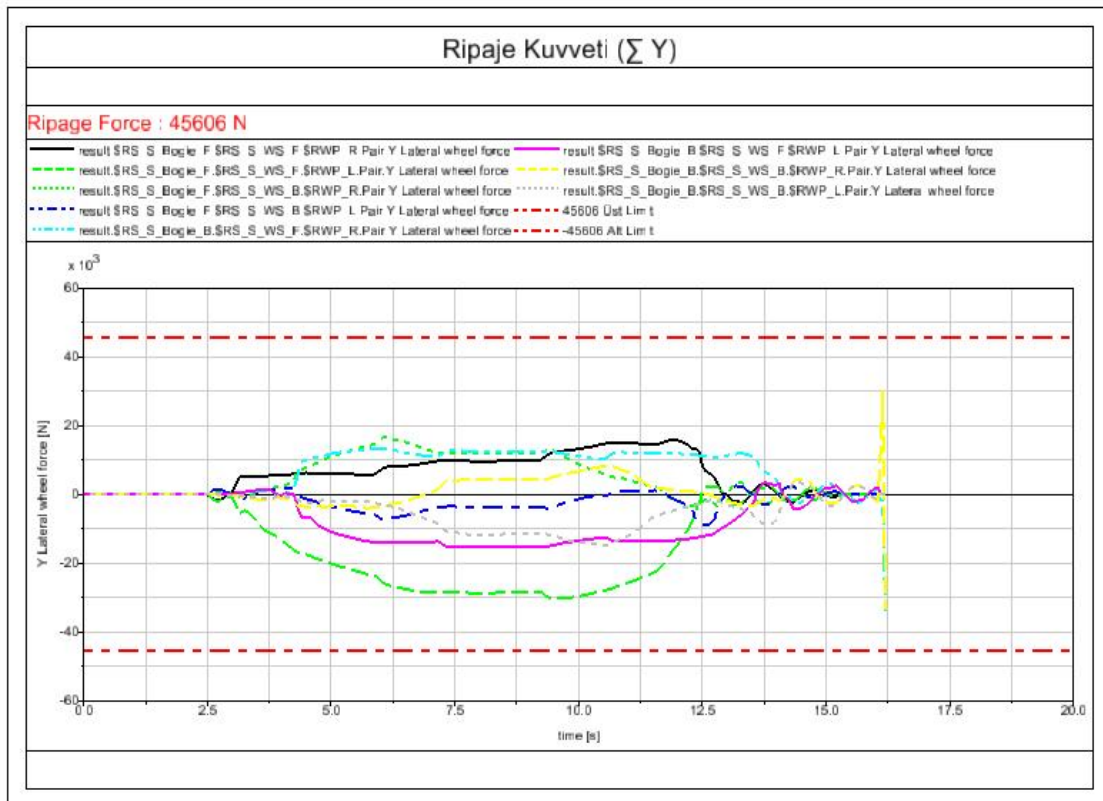
Senaryo 2'ye ait yol giriş parametreleri Şekil 6.20'de belirtilmiştir, yapılan analiz sonucunda Şekil 6.21'de görüldüğü gibi Y/Q oranının kritik sınırlar arasında kalmıştır, Şekil 6.22'de görüldüğü gibi ripaje kuvveti kritik sınırlar arasında kalmıştır. Sonuç olarak Senaryo 2'de işletme güvenliği sağlandığı belirlenmiştir.



Şekil 6.20 Senaryo 2 yol giriş parametreleri



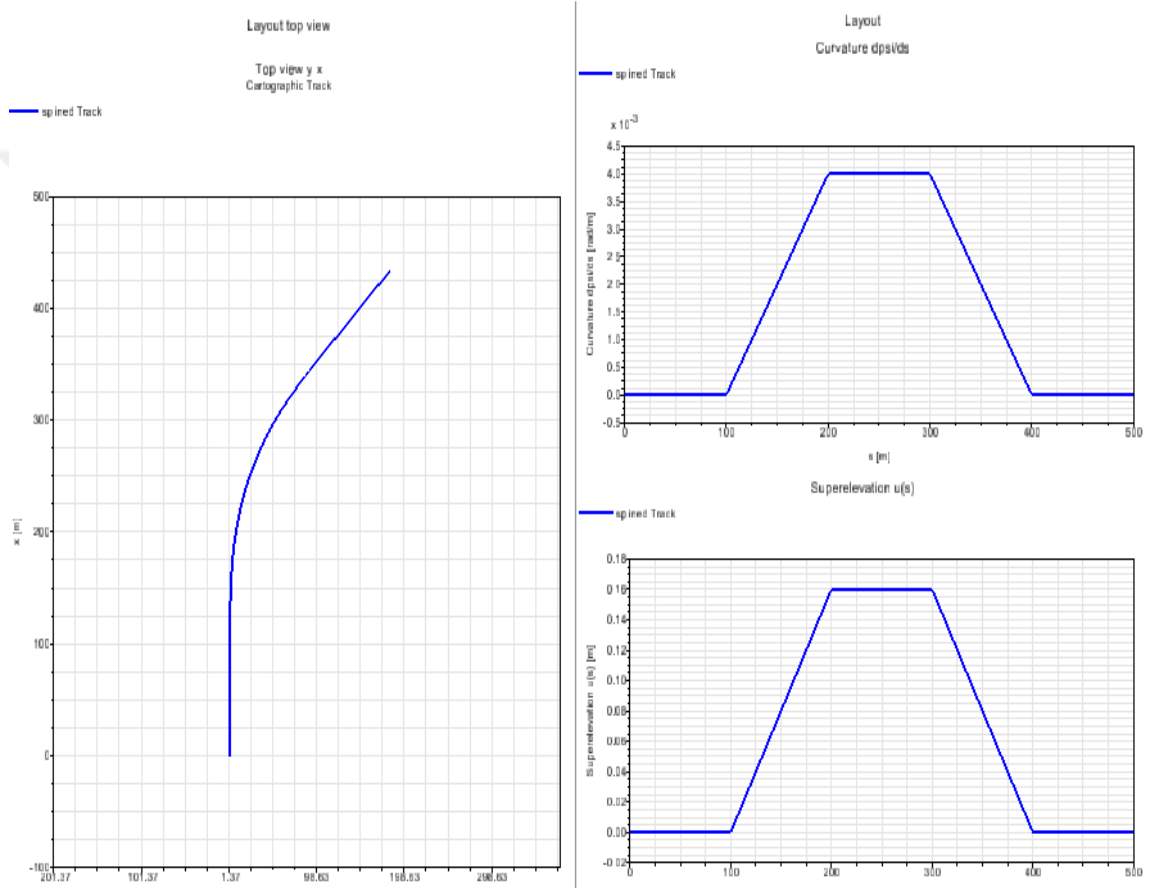
Şekil 6.21 Senaryo 2 deray oranı < 1.2



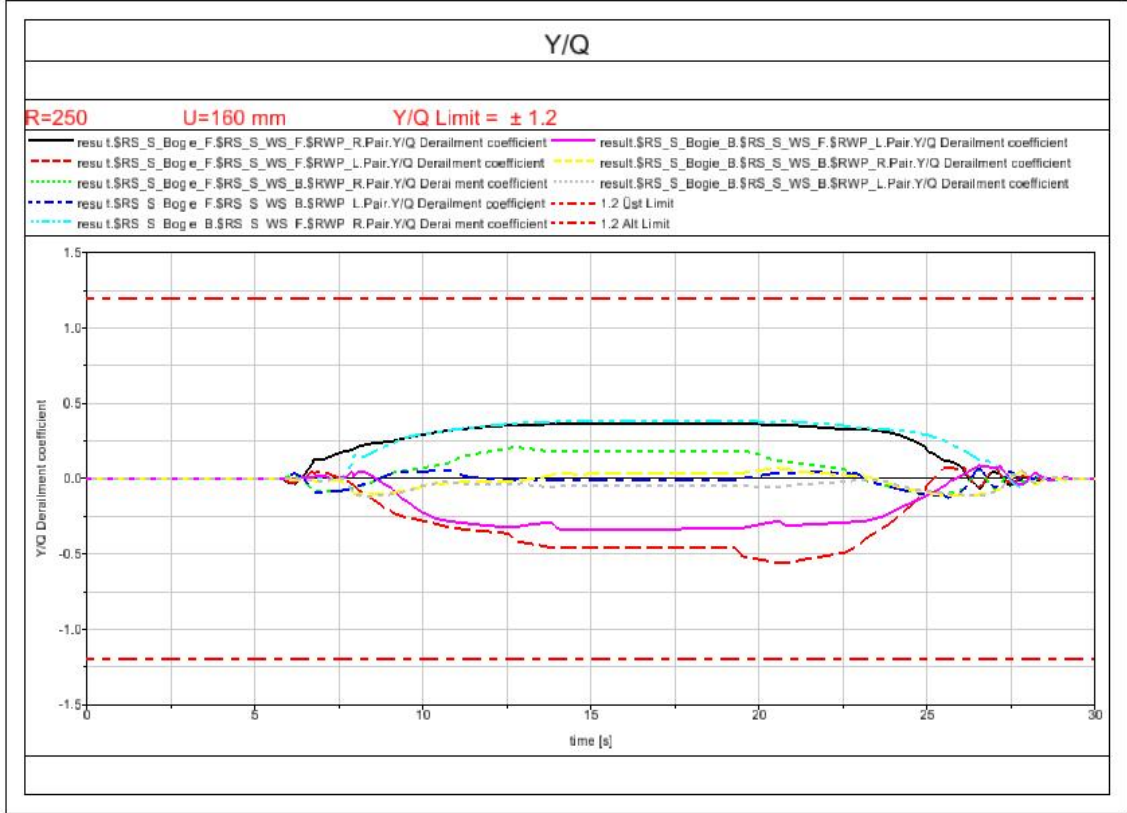
Şekil 6.22 Senaryo 2 ripaje kuvveti

### Senaryo 3 : Ray gabarisi : 1435 mm ,R=250 m, U:160 mm

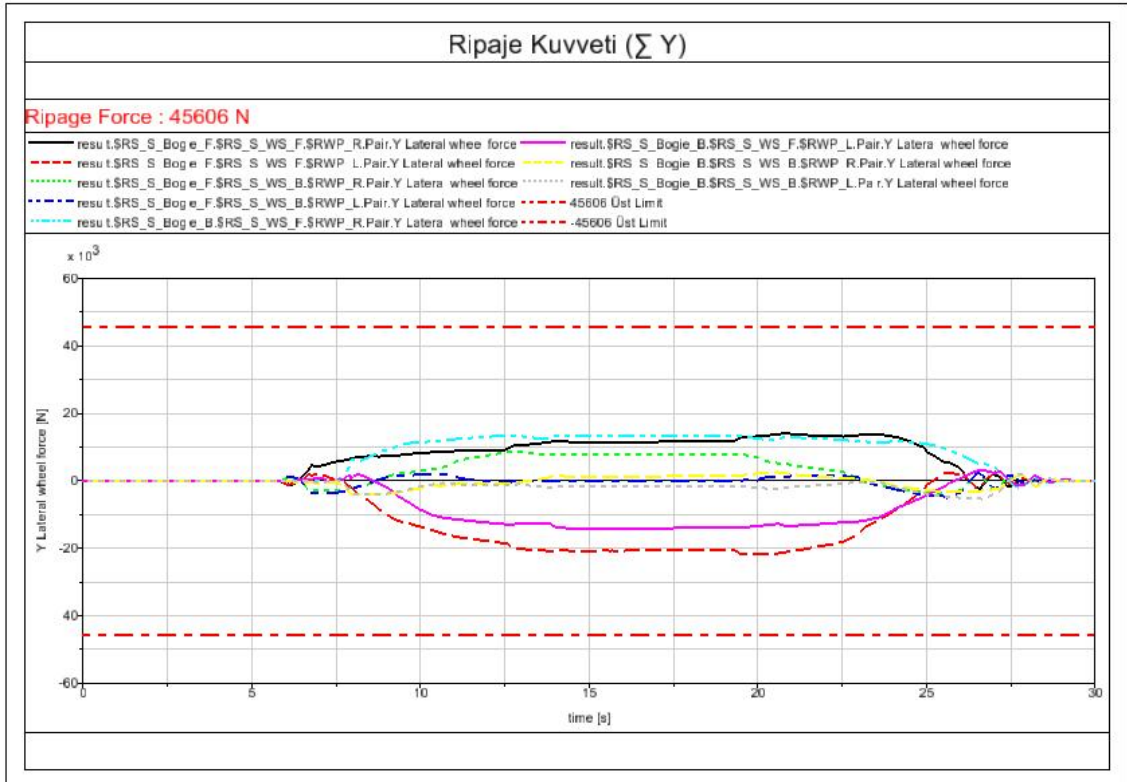
Senaryo 3'e ait yol giriş parametreleri Şekil 6.23'te belirtilmiştir, yapılan analiz sonucunda Şekil 6.24'de görüldüğü gibi Y/Q oranının kritik sınırlar arasında kalmıştır, Şekil 6.25'te görüldüğü gibi ripaje kuvveti kritik sınırlar arasında kalmıştır. Sonuç olarak Senaryo 3'te işletme güvenliği sağlandığı belirlenmiştir.



Şekil 6.23 Senaryo 3 yol giriş parametreleri



Şekil 6.24 Senaryo 3 deray oranı < 1.2

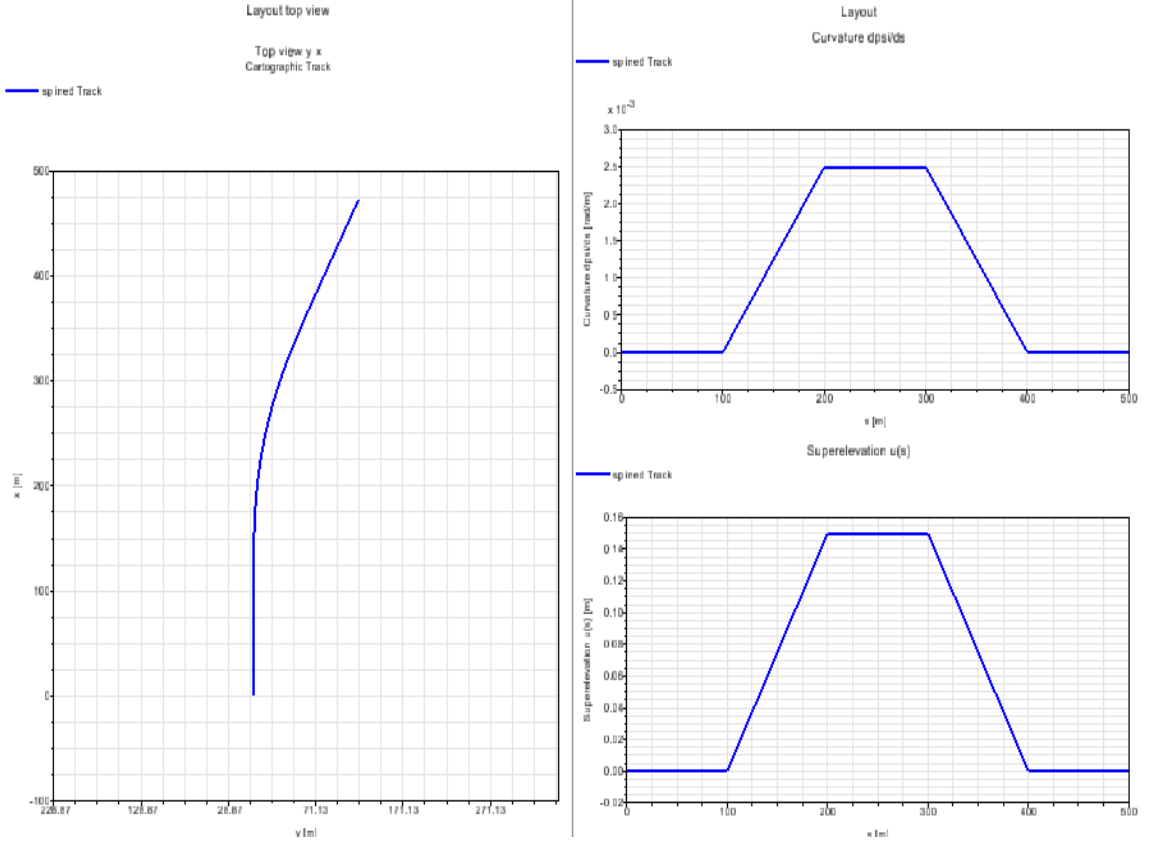


Şekil 6.25 Senaryo 3 ripaje kuvveti

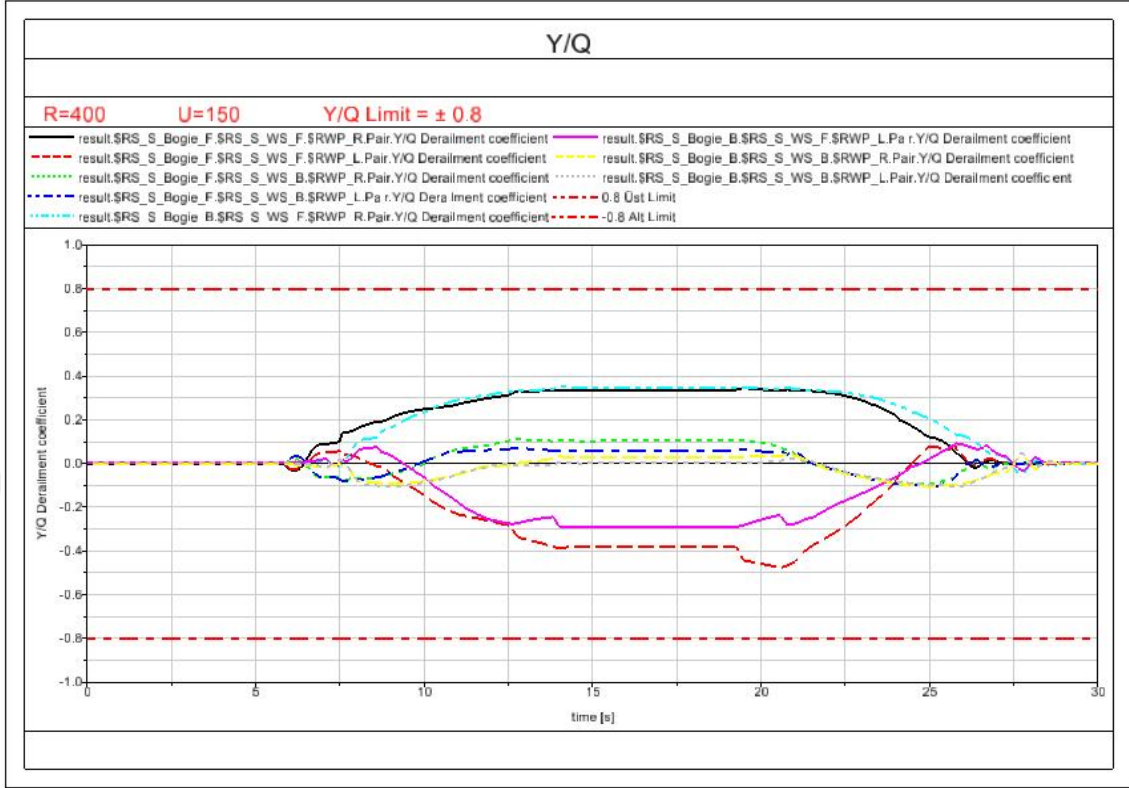


#### Senaryo 4: Ray gabarisi: 1435 mm, R=400 m, U:150 mm

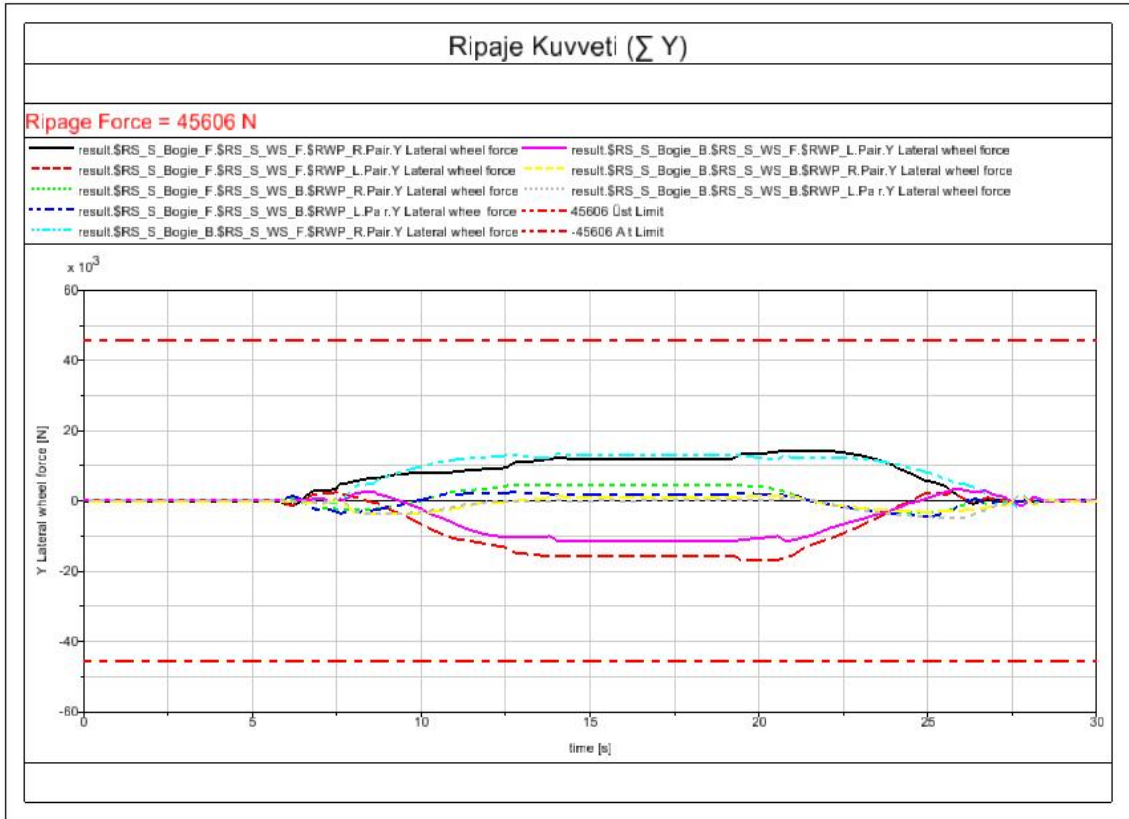
Senaryo 4'e ait yol giriş parametreleri Şekil 6.26'da belirtilmiştir, yapılan analiz sonucunda Şekil 6.27'de görüldüğü gibi Y/Q oranının kritik sınırlar arasında kalmıştır, Şekil 6.28'de görüldüğü gibi ripaje kuvveti kritik sınırlar arasında kalmıştır. Sonuç olarak Senaryo 4'te işletme güvenliği sağlandığı belirlenmiştir.



Şekil 6.26 Senaryo 4 yol giriş parametreleri



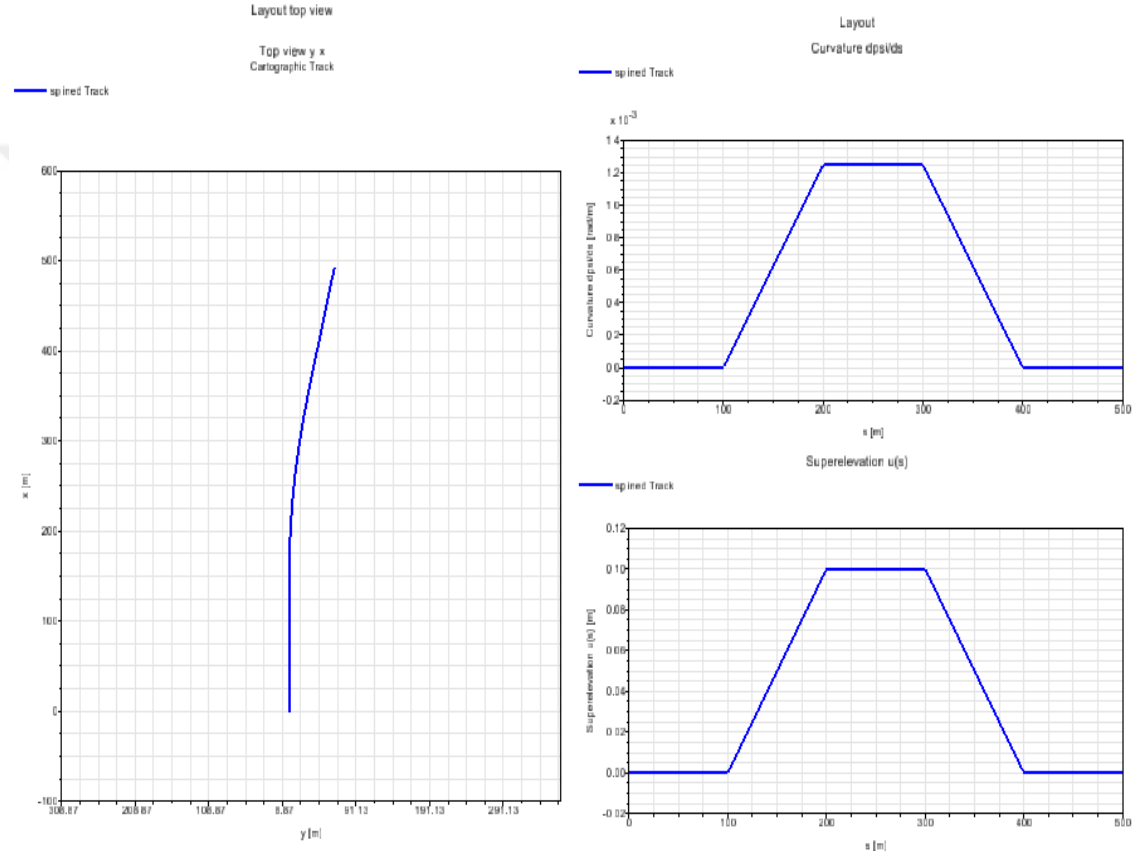
Şekil 6.27 Senaryo 4 delay oranı < 1.2



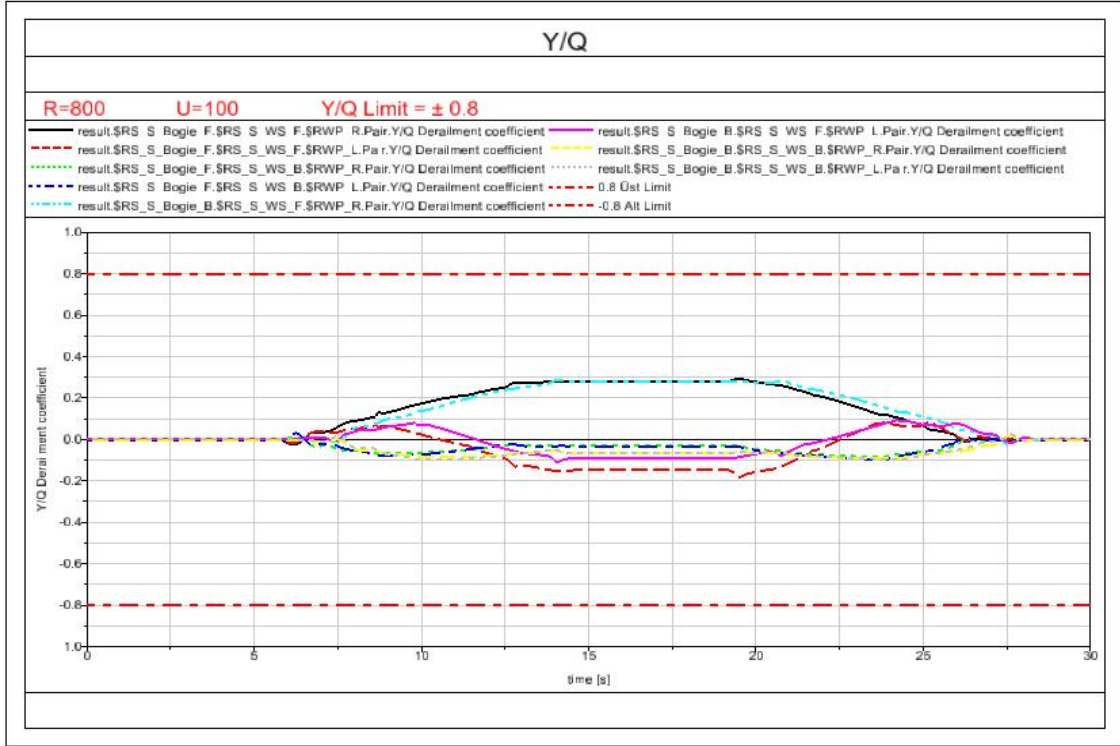
Şekil 6.28 Senaryo 4 ripaje kuvveti

### Senaryo 5: Ray gabarisi: 1435 mm, R=800 m, U:100 mm

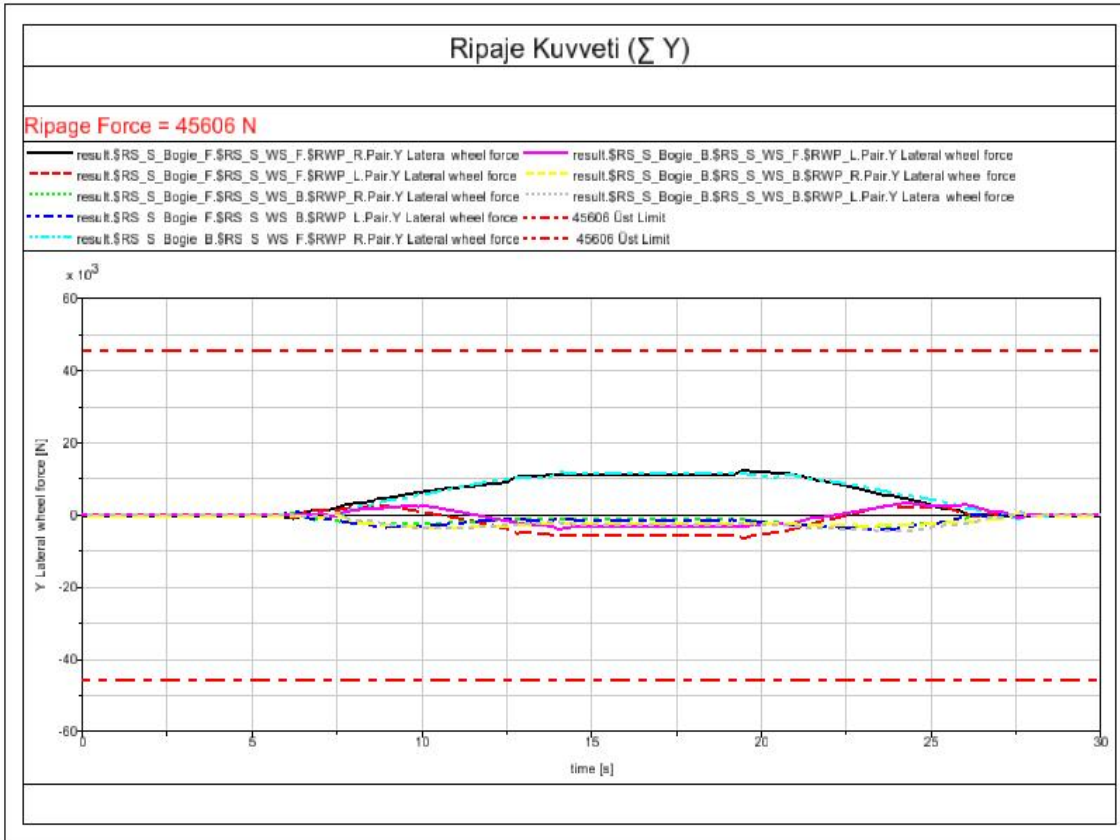
Senaryo 5'e ait yol giriş parametreleri Şekil 6.29'de belirtilmiştir, yapılan analiz sonucunda Şekil 6.30'da görüldüğü gibi Y/Q oranının kritik sınırlar arasında kalmıştır, Şekil 6.31'de görüldüğü gibi ripaje kuvveti kritik sınırlar arasında kalmıştır. Sonuç olarak Senaryo 5'te işletme güvenliği sağlandığı belirlenmiştir.



Şekil 6.29 Senaryo 5 yol giriş parametreleri



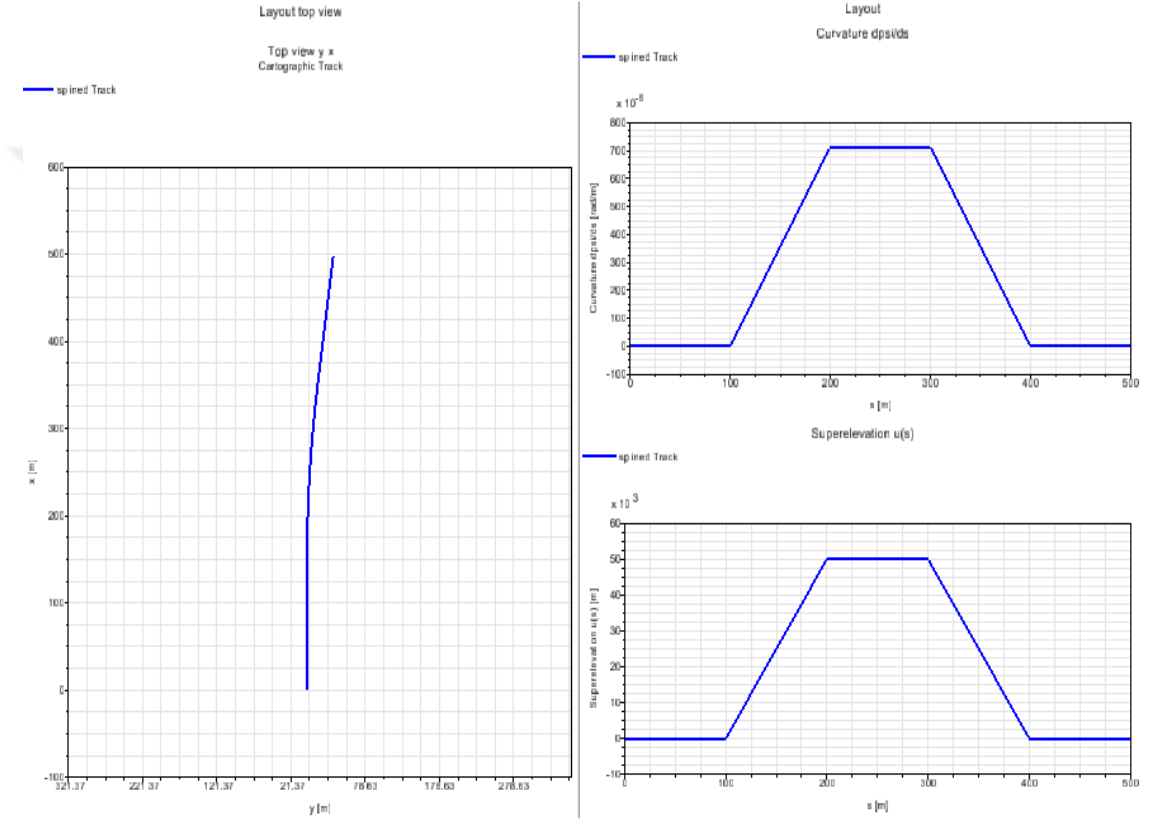
Şekil 6.30 Senaryo 5 deray oranı < 1.2



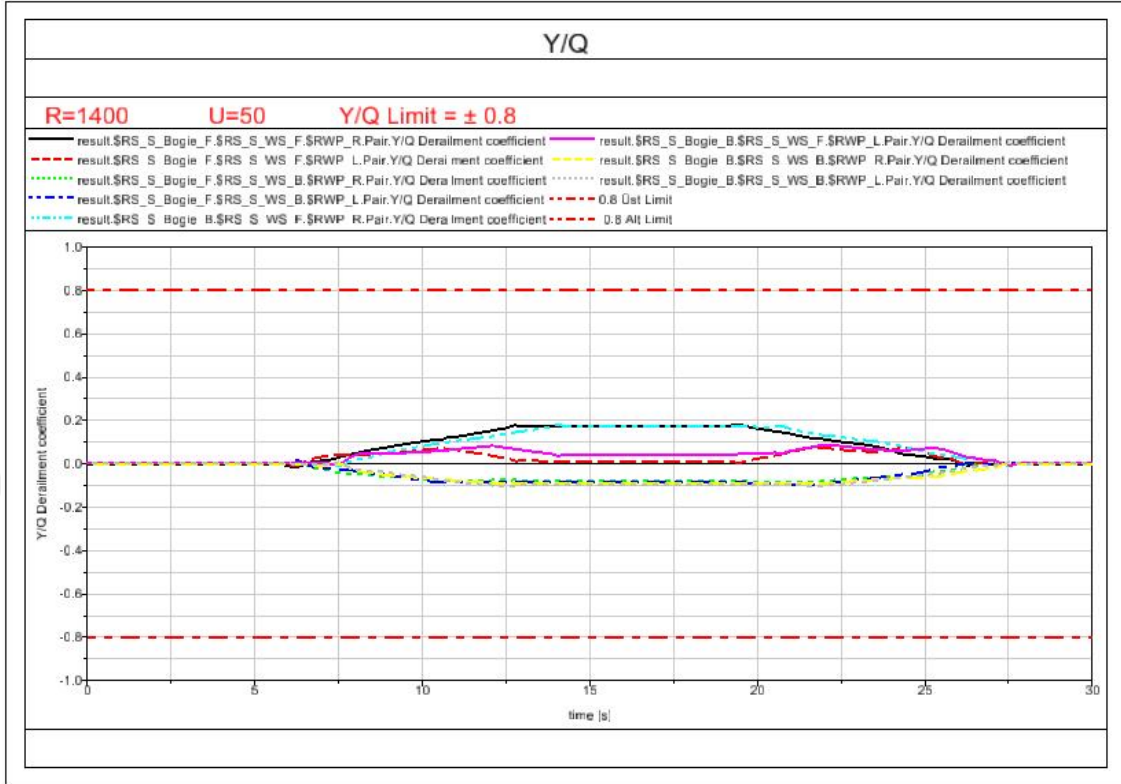
Şekil 6.31 Senaryo 5 ripaje kuvveti

### Senaryo 6: Ray gabarisi: 1435 mm, R=1400 m, U:50 mm

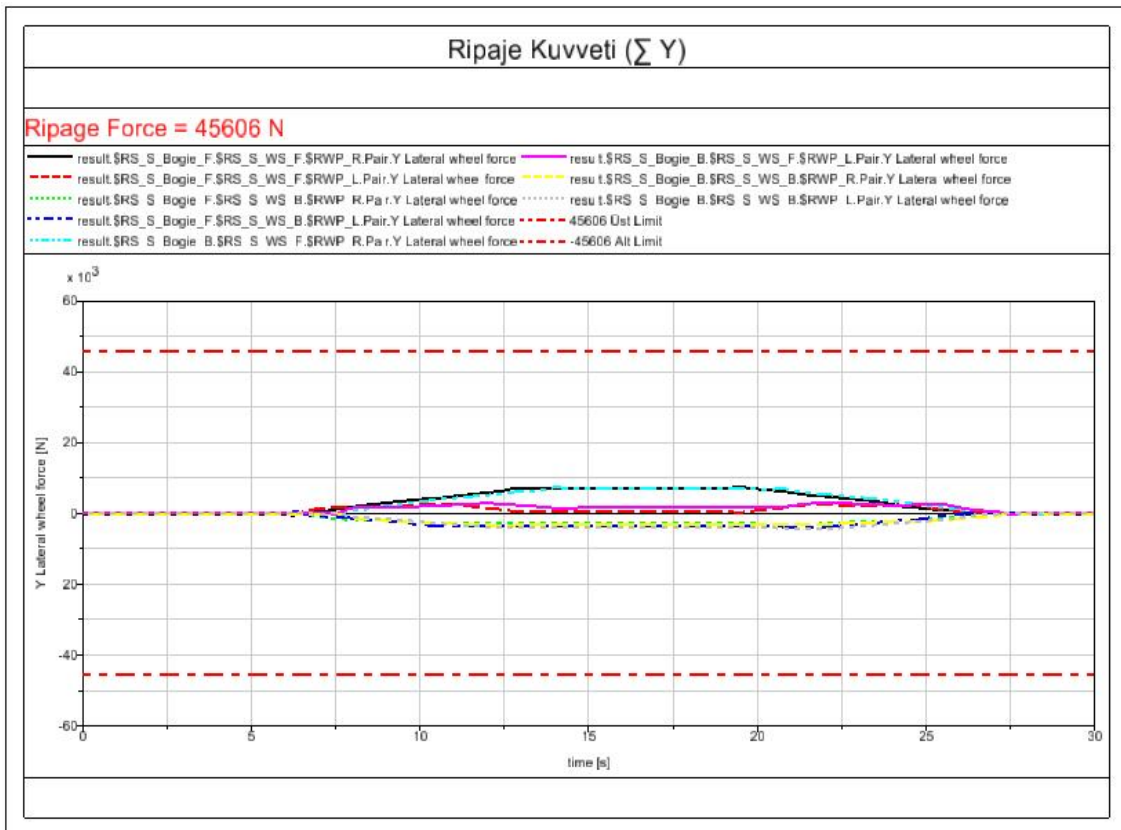
Senaryo 6'ya ait yol giriş parametreleri Şekil 6.32'de belirtilmiştir, yapılan analiz sonucunda Şekil 6.33'de görüldüğü gibi Y/Q oranının kritik sınırlar arasında kalmıştır, Şekil 6.34'te görüldüğü gibi ripaje kuvveti kritik sınırlar arasında kalmıştır. Sonuç olarak Senaryo 6'da işletme güvenliği sağlandığı belirlenmiştir.



Şekil 6.32 Senaryo 6 yol giriş parametreleri



Şekil 6.33 Senaryo 6 deray oranı < 1.2



Şekil 6.34 Senaryo 6 ripaje kuvveti

### 6.3 Ekartman Genişlemiş Yol Analizi

Zayıf döşenmiş, yeni döşenmiş veya yeni bakım yapılmış rayların yanal kuvvetlere direnci azdır ve genellikle balast ve ray panelinin (ray ve travers) birbirinden ayrıldığı gözlenir. Yol panelinin yanal kuvvete direnci, yol yanal dayanımına bakılarak ölçülür. Bu sebeple yumuşak altyapı, ray panelinin serbestçe kaymasına sebep olur. Ray panelinin kayması hızın ve yükün arttığı durumlarda ve rayların kaynaklı birleşimlerinde daha önemli hale gelmektedir. Hızın artması, yükün dengesiz dağılımı ve agresif ivmelenme-frenleme durumlarında dengelenmeyen kuvvetlerin artmasına sebep olur ve ray panel kayması olur. Ayrıca tekerlekteki flanş bölgesinin kalınlığının azalması, ray bağlantı elemanlarının zayıflaması, tekerlek-ray aşınması gibi durumlar ekartman genişlemesine sebep olur [16].

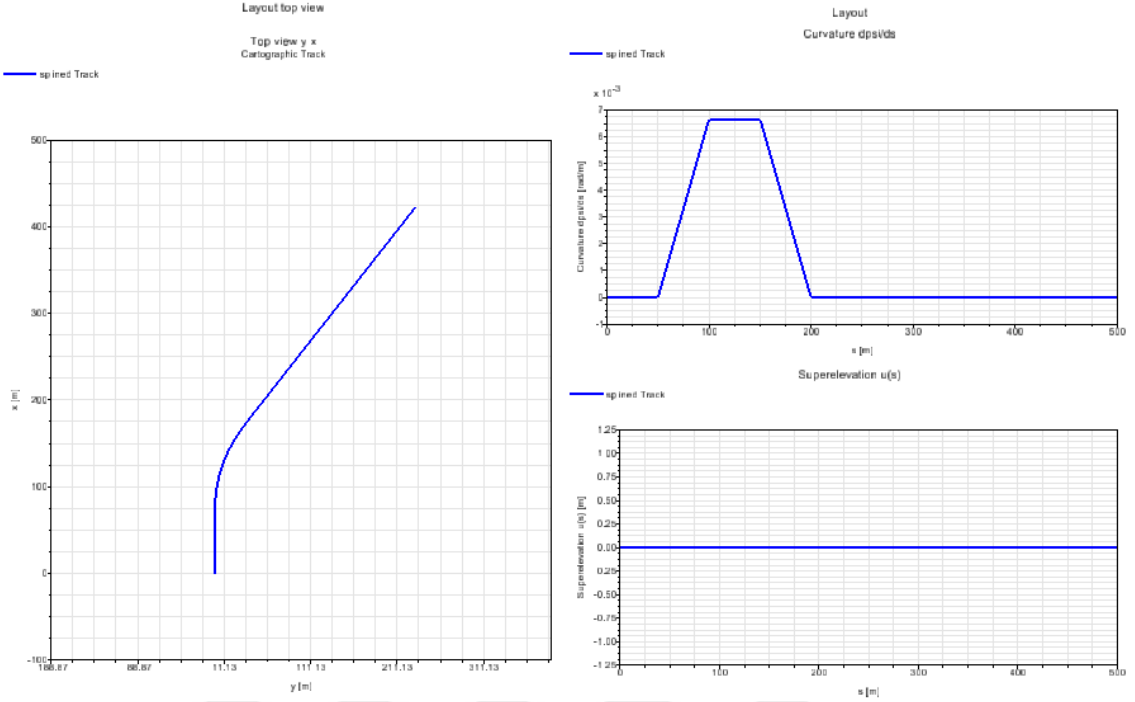
Ekartman genişlemesi durumunda araçların kurplarda deray analizi “14363 Demiryolu Uygulamaları - Demiryolu Taşıtlarının Seyir Karakteristiklerinin Kabul Deneyleri - Seyir Davranışlarının Denenmesi “ standardında Çizelge 6,3'te belirtilen senaryolar ile simüle edilmiştir [1]. Yapılan analiz sonucunda Nadal katsayısı ve sınır ripaje kuvveti ile değerlendirilmiştir.

Çizelge 6.3 Ekartman genişlemesi analiz senaryoları [1]

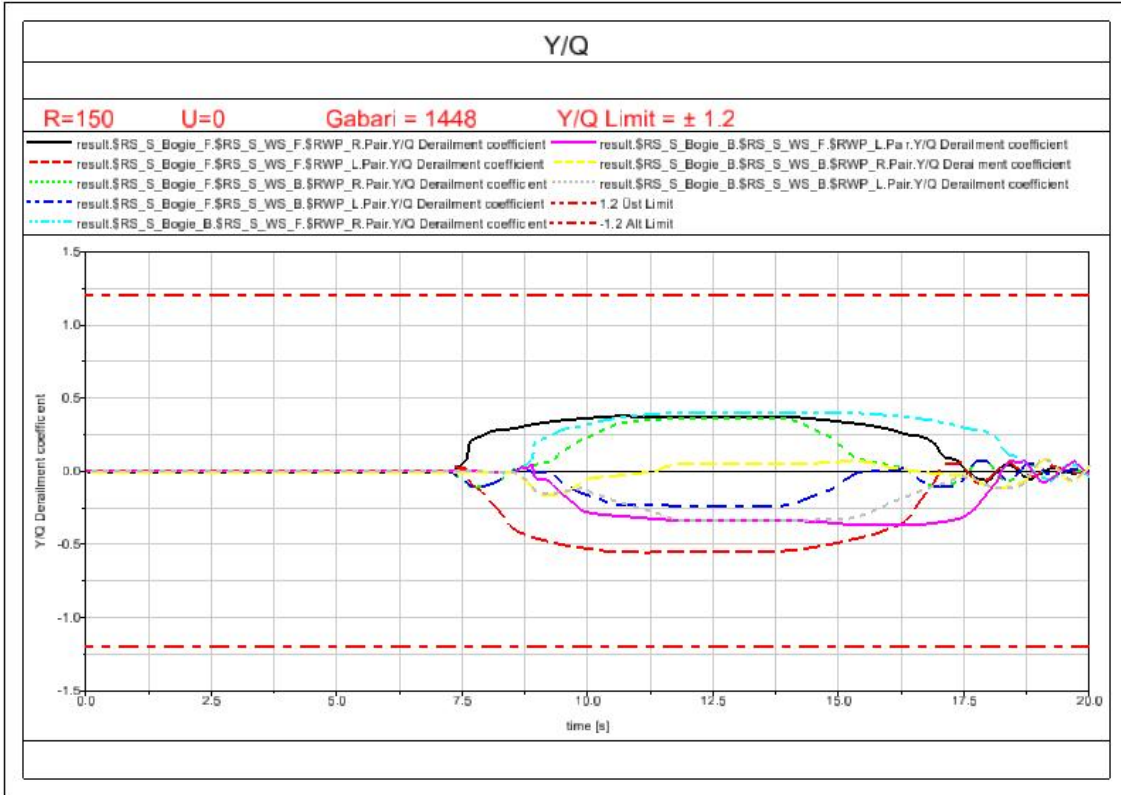
Senaryo No	Ray Gabarisi (mm)	Kurp çapı (m)	Dever(mm)
Senaryo 1	1448	R:150	u:0
Senaryo 2	1454	R:90	u:0

#### **Senaryo 1: Ray gabarisi: 1448 mm, R=150 m, U:0 mm**

Senaryo 1'e ait yol giriş parametreleri Şekil 6.35'te belirtilmiştir. Yapılan analiz sonucunda Şekil 6.36'da görüldüğü gibi Y/Q oranının kritik sınırlar arasında kalmıştır, Şekil 6.37'de görüldüğü gibi ripaje kuvveti kritik sınırlar arasında kalmıştır. Sonuç olarak Senaryo 1'de işletme güvenliği sağlandığı belirlenmiştir.

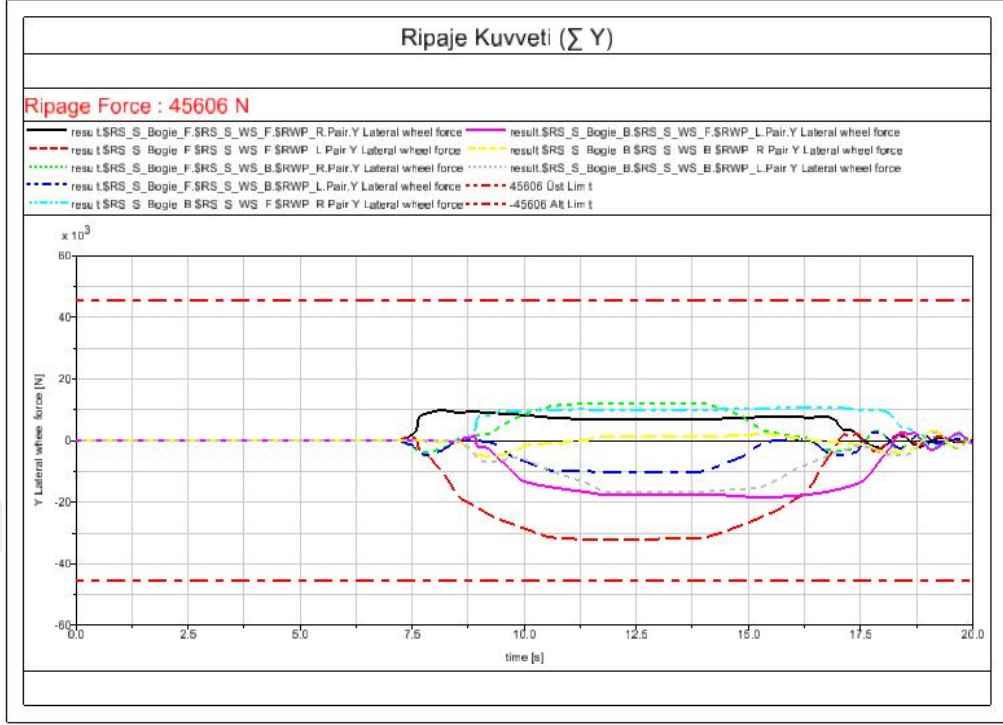


Şekil 6.35 Senaryo 1 yol giriş parametreleri



Şekil 6.36 Senaryo 1 deray oranı < 1.2

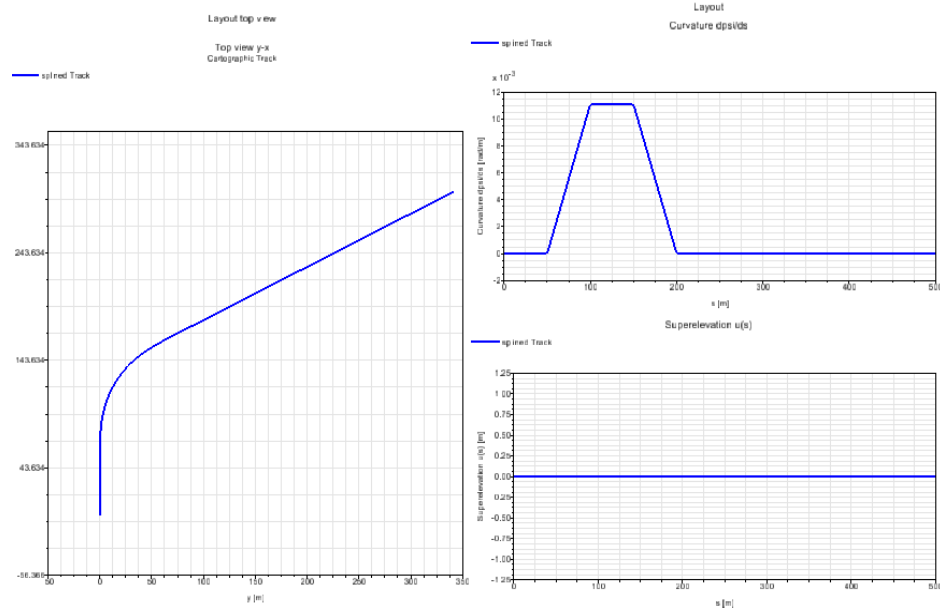




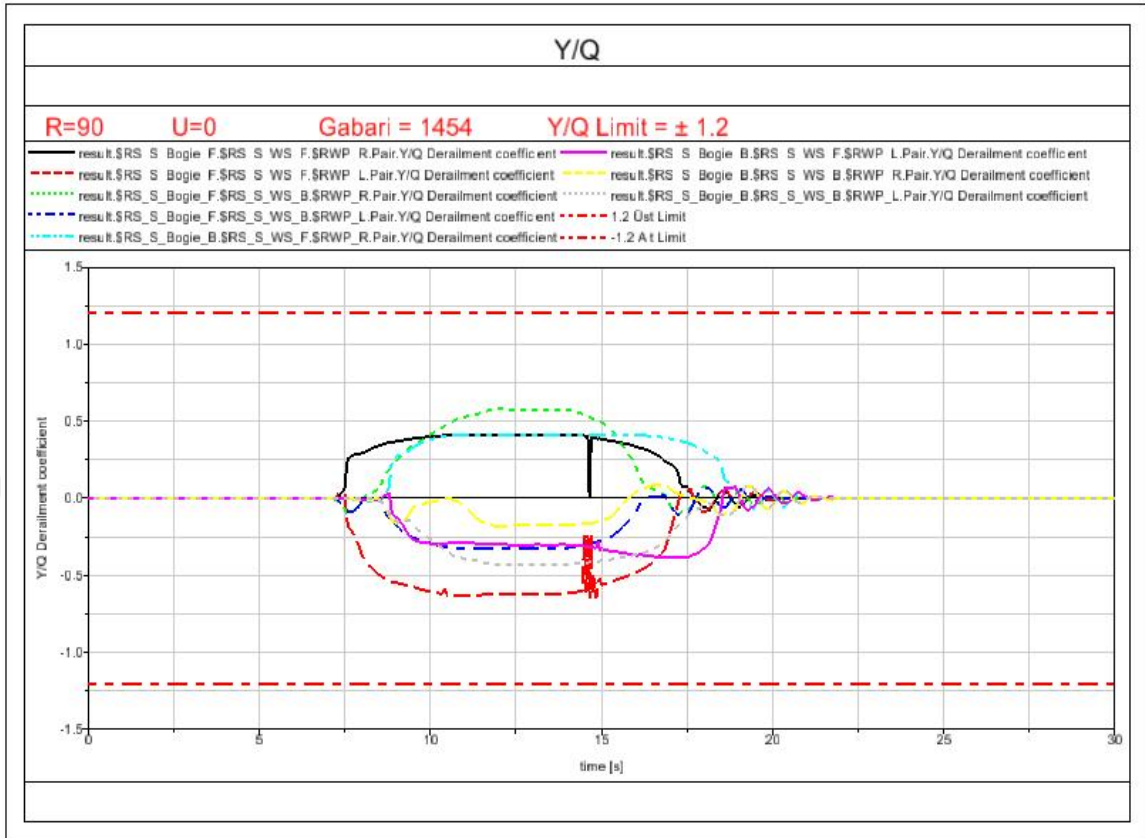
Şekil 6.37 Senaryo 1 ripaje kuvveti

**Senaryo 2: Ray gabarisi: 1454 mm, R=90 m, U:0 mm**

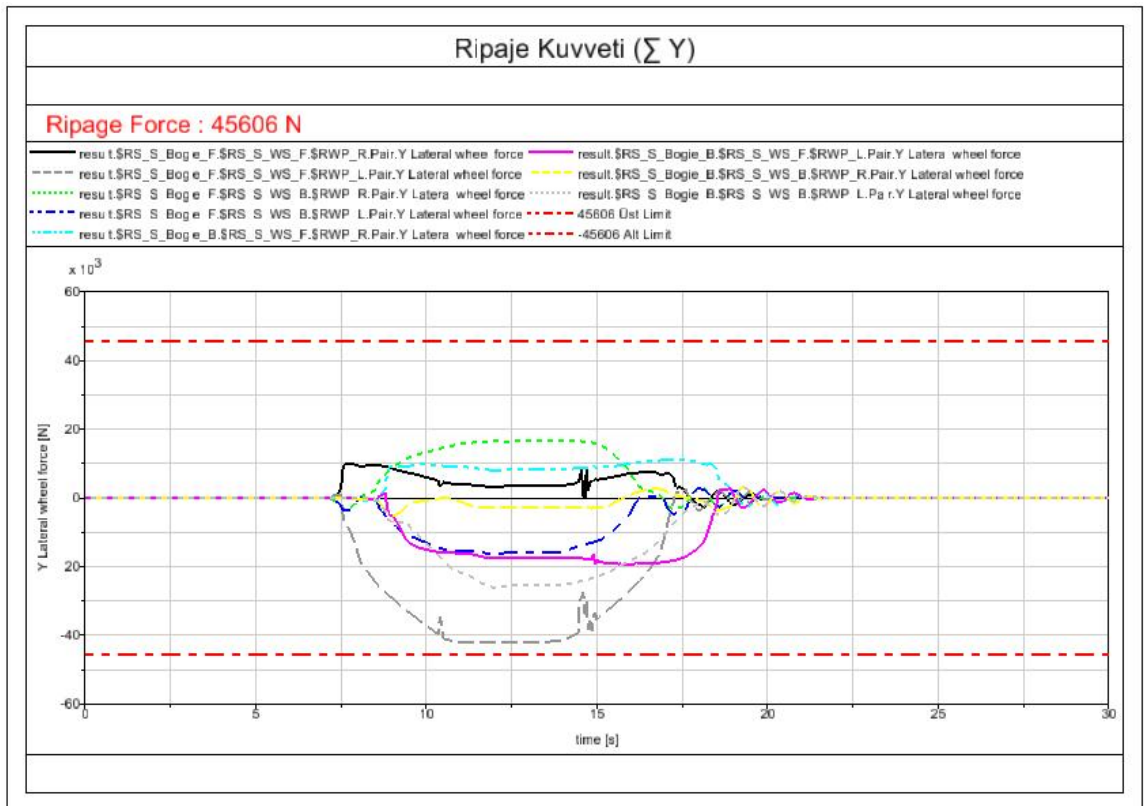
Senaryo 2'ye ait yol giriş parametreleri Şekil 6.38'de belirtilmiştir, yapılan analiz sonucunda Şekil 6.39'da görüldüğü gibi Y/Q oranının kritik sınırlar arasında kalmıştır, Şekil 6.40'da görüldüğü gibi ripaje kuvveti kritik sınırlar arasında kalmıştır. Sonuç olarak Senaryo 2'de işletme güvenliği sağlandığı belirlenmiştir.



Şekil 6.38 Senaryo 2 yol giriş parametreleri



Şekil 6.39 Senaryo 2 deray oranı < 1.2

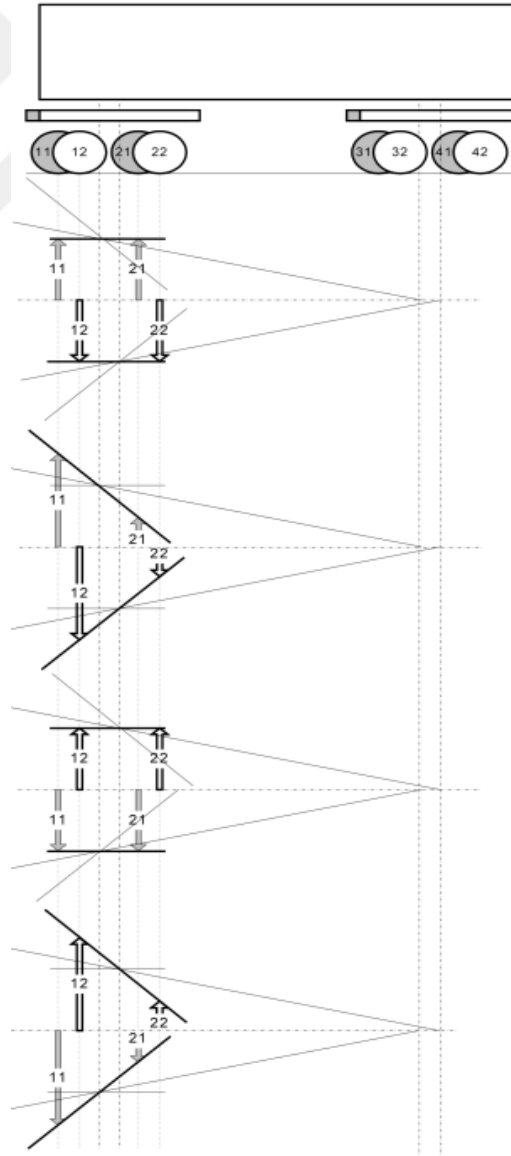


Şekil 6.40 Senaryo 2 ripaje kuvveti

## 6.4 Twist Yol Analizi

Raydan çıkma analizlerinde temel olarak araçlar; işletme ve imalathane şartları göz önüne alınarak oluşabilecek en zor durumlar simüle edilmiştir. Kurplarda hareket ederken oluşabilecek en zor durumlardan biri de, gövde ve bojilerin burulmaya maruz kalması sonucu tekerleklerden bir veya daha fazlasının ray üzerinden ayrılmasıdır.

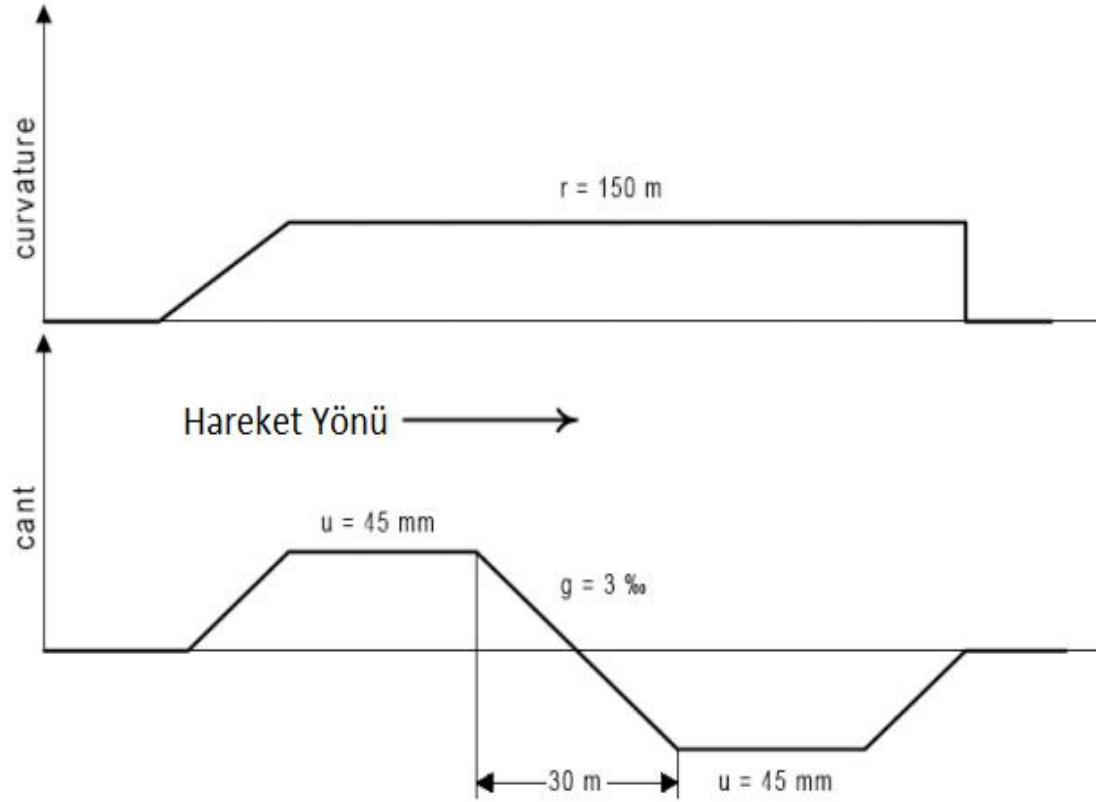
“TS EN 14363 Demiryolu Uygulamaları-Demiryolu Taşıtlarının Seyir Karakteristiklerinin Kabul Deneyleri-Seyir Davranışlarının Denenmesi” standardı kurplarda dever farklılıklarından dolayı oluşabilecek gövde ve boji burulma kombinasyonlarını Şekil 6.41’de görüldüğü gibi açıklamıştır [1].



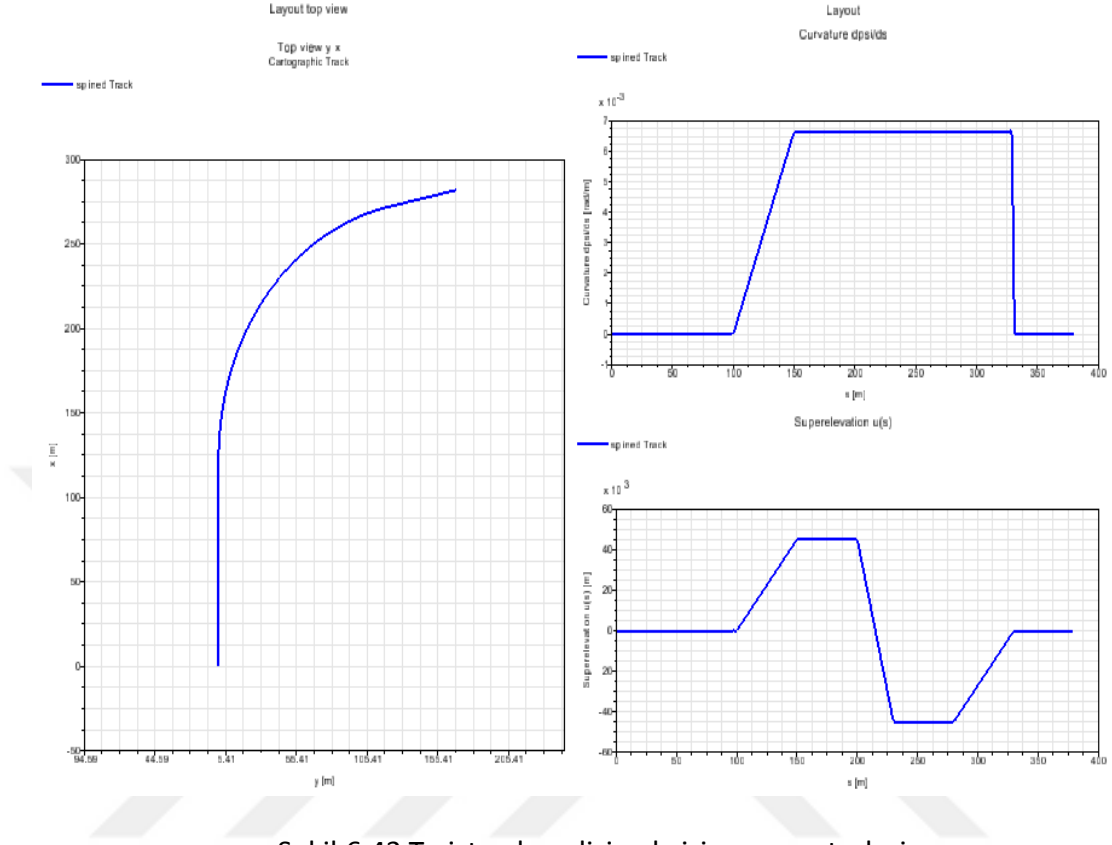
Şekil 6.41 Gövde ve boji twist yol analiz kombinasyonları [1]

TS EN 14363 standardında tanımlandığı üzere Twist yol analizi 1 m/s sabit hızda Şekil 6.42 de belirtilen 150 m yarıçaplı kurpta ve belirtilen deverlerde gerçekleştirilir. Kurp analizlerinden farklı olarak araç kurpta iken iki farklı dever kısmına sahip rayın üzerinde hareket etmektedir [1]. Ön boji +45mm deverde hareket ederken arka boji -45 mm deverde hareket etmektedir, bu durum gövdeyi burulmaya zorlamaktadır. Kurplarda hareket ederken oluşması gereken tekerlek-ray teması dever farklılığından dolayı oluşmamakta, tekerlekler havada askıda kalmaktadır.

TS EN 14363 standardı raydan çıkmaya karşı güvenlik olarak Şekil 6.43'te belirtilen yol parametrelerinde izin verilen tekerlek dikey hareketi  $Dz \leq 5\text{mm}$  olarak sınırlandırılmıştır [1].

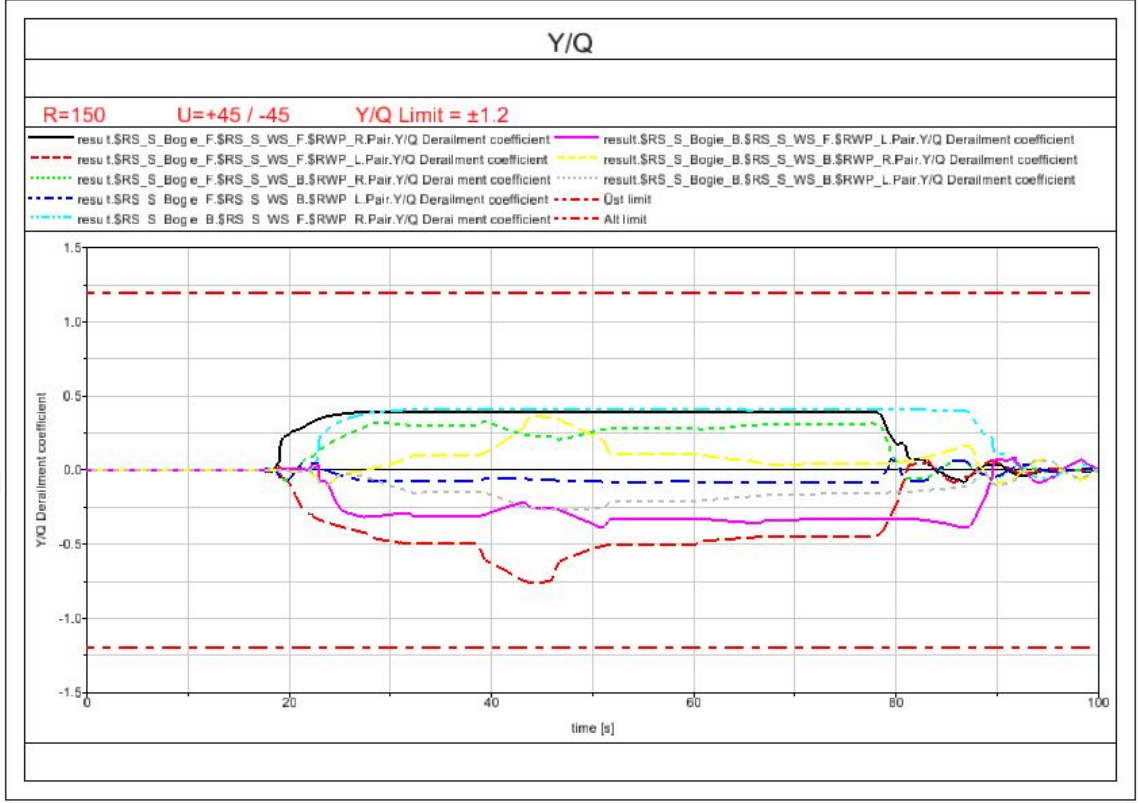


Şekil 6.42 TS EN 14363 twist yol parametreleri [1]

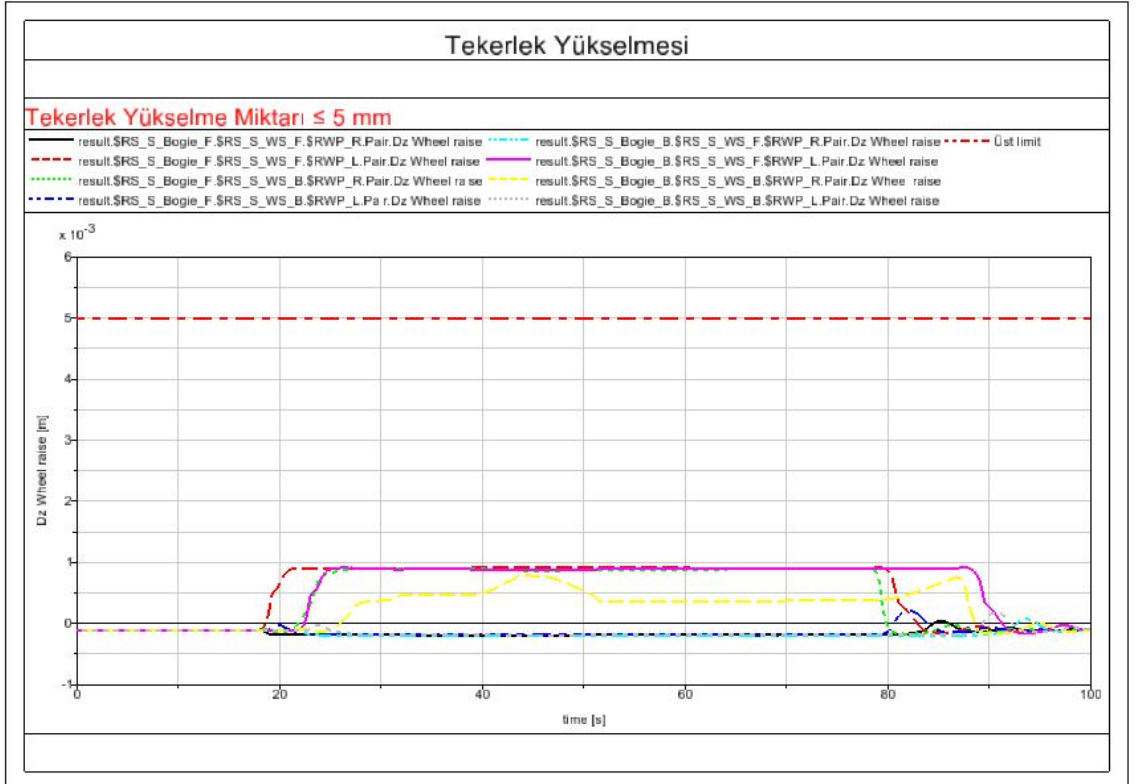


Şekil.6.43 Twist yol analizi yol giriş parametreleri

Yapılan analiz sonucunda Şekil 6.44'te görüldüğü gibi Y/Q oranının kritik sınırlar arasında kalmıştır, Şekil 6.45'de görüldüğü gibi tekerlek dikey hareketi kritik sınırlar arasında kalmıştır. Sonuç olarak twist yol senaryosunda işletme güvenliği sağlandığı belirlenmiştir.



Şekil 6.44 Twist yolda deray oranı < 1.2

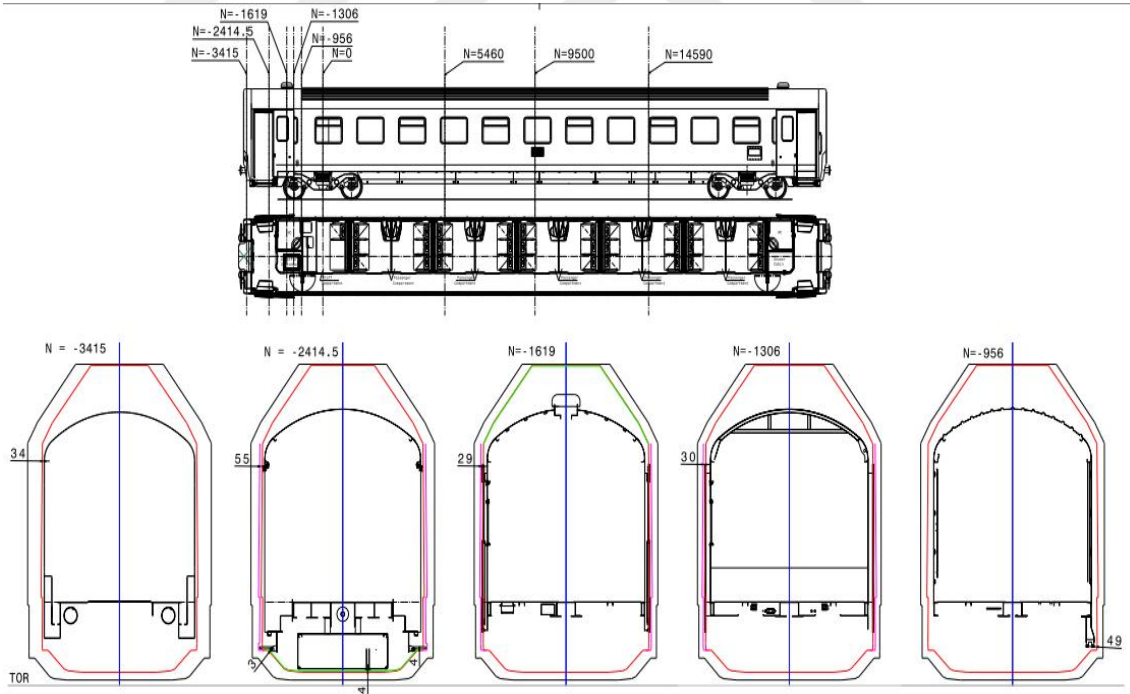


Şekil 6.45 Twist yol tekerlek dikey hareketi

## 6.5 Vagon Esneklik Katsayısı

Demiryolu araçları işletme esnasında demiryolu köprüleri üzerinde ve tünelleri içerisinde hareket etmektedirler. Köprü ve tünel tasarımı yapılırken işletmede çalışacak tüm araçların boyutlarının bilinmesi gerekmektedir. Uluslararası hatlarda ise bu durum çok fazla sayıda aracın bilgisine ihtiyaç duyulması demektir. Bu durumu ortadan kaldırmak için çeken-çekilen araçların tasarım boyutları “TS EN 15273-1 Çeken Çekilen Demiryolu Araçları Ortak Kurallar” standardıyla sınırlandırılmıştır [49]. Böylece izin verilen maksimum araç gabarisi referans değer alınarak, işletme şartlarındaki köprü ve tünel gabarileri de belirlenmiştir.

Köprü ve tünellerde tanımlanan gabari içerisinde seyir güvenliğini sağlamak için işletme gabarisi içerisinde aracın maksimum düşey süspansiyon hareketi ve yanal hareketi sınırlandırılmıştır.



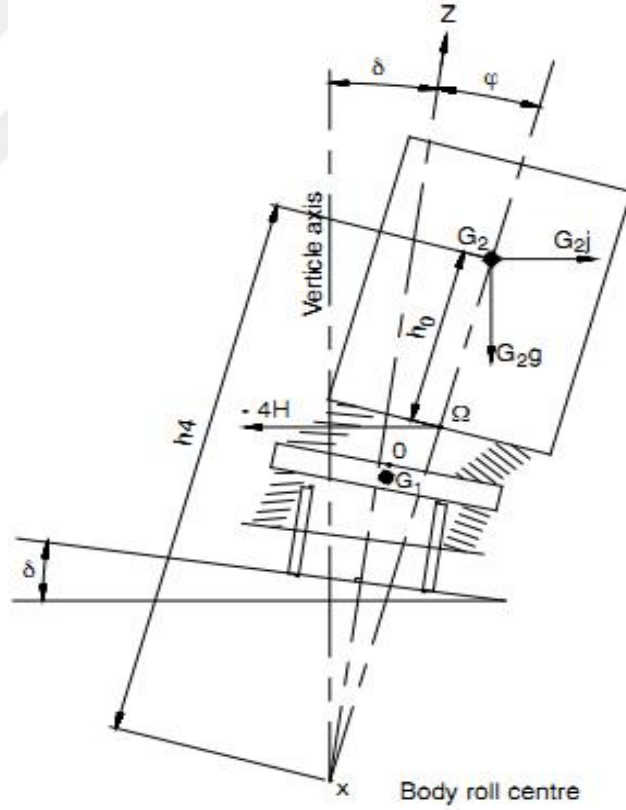
Şekil 6.46 Araç gabarisi kesit örnekleri

Tünel içerisinde hareket esnasında, yol bozuklukları ve hat geometrilerine bağlı olarak aracın yanal hareketi sınırlandırılmış olmalıdır ki tünel içerisinde araç gövdesi tünel duvarlarına temas etmesin.

Vagon esneklik katsayısını ( $s$ ); gövde dönme açısının ( $\varphi$ ), yol eğim açısına ( $\delta$ ) oranı olarak tanımlayabiliriz. TS EN 15273-1 standardında vagon esneklik katsayısı olan “ $s$ ” (6.7) katsayısı 0.4 olarak sınırlandırılmıştır [49].

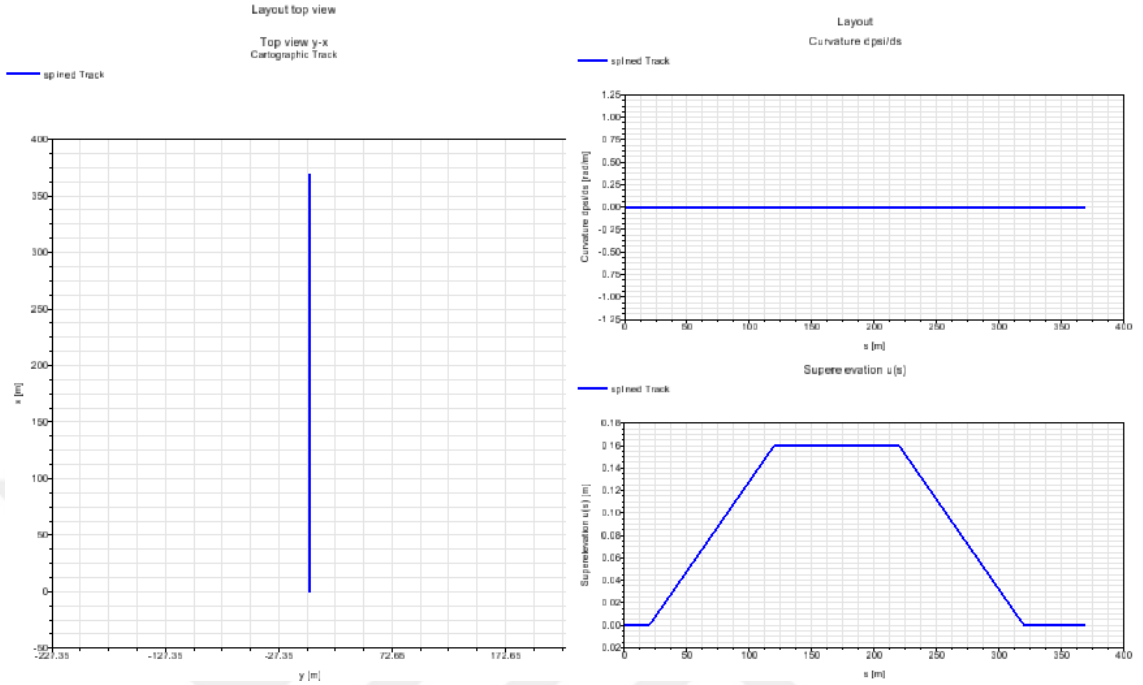
$$s = \frac{\tan \varphi}{\tan \delta} \quad (6.7)$$

TS EN 15273-1 standardında belirtildiği üzere vagon esneklik katsayısının kontrolü için, Şekil 6.48 de belirtilen; 160 mm devere sahip düz bir yolda 10 km/h hızla hareketi esnasında, Şekil 6.7’de belirtilen gövde dönme açısının bulunması gerekmektedir [49]. Yapılan analiz sonucunda Şekil 6.49’da belirtildiği üzere BDZ yolcu vagonu esneklik katsayısının limit değerler arasında kaldığı görülmüştür.

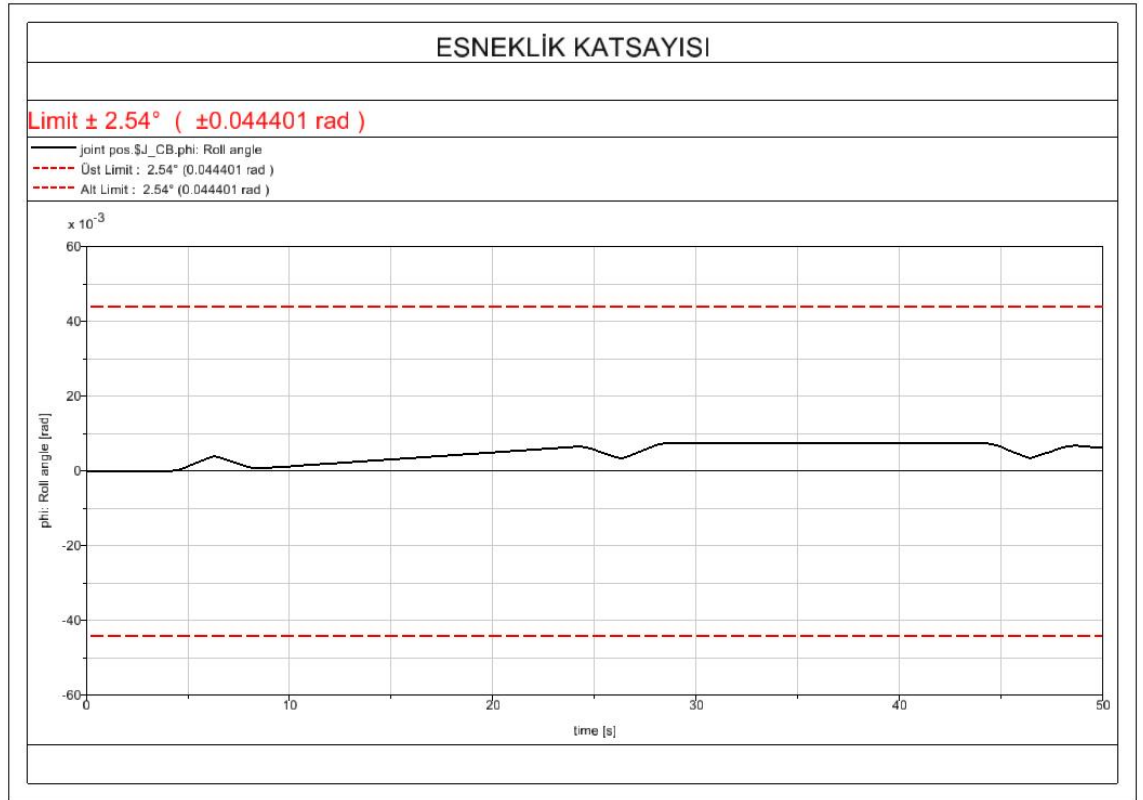


Şekil 6.47 Esneklik katsayısı analizi hat senaryosu





Şekil 6.48 Esneklik katsayısı analizi yol parametreleri



Şekil 6.49 Esneklik katsayısı analizi

### SONUÇ VE ÖNERİLER

Artan yolcu konfor beklentileri karşısında çeşitlenen yolcu vagonları, farklı ağırlıklardaki vagonların imal edilmesine neden olmuştur. Vagon sandıklarının ağırlık artışı beraberinde bojilerin farklı tip vagon sandığına göre yeniden tasarlanması veya adapte edilmesi sorununu ortaya çıkarmıştır.

Bu çalışma kapsamında, TUVASAS'ın Bulgaristan Demiryolları için imal ettiği 30 adet yataklı yolcu vagonu projesi için Y32 boji adaptasyonu yapılmıştır. Maksimum 50 ton taşıma kapasitesine sahip Y32 boji yapılan çalışma ile BDZ yataklı yolcu vagon ağırlığı olan 54 ton taşıma kapasitesine ulaştırılmıştır.

Bu çalışmada ilk olarak boji adaptasyonu ve dinamik analizi yapılan BDZ yataklı vagonu ve Y32 bojisi hakkında genel bilgiler verilmiştir, Y32 bojisini oluşturan sistemler detaylı olarak incelenmiştir.

Bu çalışmanın bir özgün tarafı da tasarım aşamasında yataklı vagonun 3D çizimi üzerinden detaylı komponent bazlı ağırlık hesabı yapılarak, boji adaptasyonu için gerekli olan maksimum taşıma yükünün hesaplanmasıdır.

Hesaplanan vagon ağırlığına bağlı olarak bojiyi oluşturan tüm bileşenler tanımlanan işletme senaryoları da göz önünde bulundurularak kontrol edilmiştir.

Artan taşıma kapasitesi karşısında yolcu güvenliği açısından ilk olarak tekerlek takımları ve şasi kontrol edilmiştir.

Tasarlanan yolcu vagonu için aks yükü üç farklı işletme durumu için 12.7 ton, 13.3 ton ve 15.1 ton olarak hesaplanmıştır, sonuç olarak hesaplanan aks yükleri maksimum aks yükü olan 16 tonun altında kaldığı için işletme güvenliği belirlenmiştir.

Boji şasileri mukavemet hesapları maksimum aks yüküne dayalı olarak hesaplanır, dolayısıyla maksimum aks yükü aynı zamanda boji şasisi içinde referans değerini oluşturmaktadır.

EN 13749 Boji şasileri yapısal şartları belirlenmesi standardında tanımlandığı üzere bu çalışma kapsamında yapılan hesaplamalarda vagon sandığı ağırlığından dolayı bojiye etkiyen  $Fz1$ ,  $Fz2$ ,  $Fy$  kuvvetleri sırasıyla 132,8 kN, 132,8 kN ve 103 kN olarak hesaplanmıştır [29].

Y32 boji şasisi yapısal dayanım limit değerlerinin hesabı için maksimum aks yüküne bağlı olarak üst limit değerler hesaplanmış, sırasıyla  $Fz1_{maks}$ ,  $Fz2_{maks}$ ,  $Fy_{maks}$  kuvvetleri 180.2kN, 180,2 kN ve 124,6 kN olarak bulunmuştur.

Tasarlanan BDZ yataklı yolcu vagonunda, bojiye etkiyen kuvvetler maksimum aks yüküne bağlı olarak belirlenen sınır değerlerin altında olduğundan dolayı mevcut boji şasisi güvenli bir şekilde kullanılabilceği belirlenmiştir.

Süspansiyon sistemi elemanları üzerlerine gelen kuvvetlere bağlı olarak farklı sönümleme miktarlarına sahiptirler. Dolayısıyla artan vagon sandığı ağırlığı Y32 boji süspansiyon sisteminin yüksekliklerini ve yük altındayken vagon sandığı ile boji ağırlık merkez koordinatlarını değiştirmektedir. Hesaplanan tasarım ağırlığına bağlı olarak Y32 boji birinci ve ikinci süspansiyon sistemleri kontrol edilmiştir. Maksimum 50 ton taşıma kapasitesine göre tasarlanmış olan helisel yay ve amortisörler 53,4 tona göre yeniden hesaplanmıştır.

Demiryolu sürüş dinamiğinde en kritik durumların olduğu kurplar seyir güvenliği açısından çok önemlidir. Yolcu vagonun kurplardaki hareketlerini boji üzerinde bulunan torsiyon mili sistemi kontrol etmektedir. Burulma yayı olan torsiyon mili artan taşıma kapasitesine bağlı olarak yeniden hesaplanmıştır. Kurplarda hareket esnasında merkezkaç kuvveti etkisiyle ağırlık merkezinin konumunun değişmesinden dolayı oluşan burulma kuvvetine karşın mevcut torsiyon mil çapı 45 mm den 49.95 mm ye artırılmıştır.

Fren sistemleri hesaplamalarında, aracın maksimum işletme ağırlığında ve maksimum işletme hızında olduğu göz önünde bulundurulur. Temel olarak frenleme işlemi, aracın sahip olduğu kinetik enerjisinin sürtünme enerjisine dönüşümü olarak tanımlanır. Dolayısıyla maksimum işletme hızındaki farklı araç ağırlığı fren sisteminin yeniden hesaplanmasına neden olmaktadır. Hesaplanan yolcu vagonu ağırlığına bağlı olarak seçilen fren sisteminin hesaplamaları yapılarak, frenleme yüzdeleri belirlenmiş ve standartlarda belirtilen sınır değerlerle karşılaştırmalı olarak seyir güvenliğine uygunluğu belirlenmiştir.

Hesaplanan yolcu vagonu ağırlığına bağlı olarak Y32 boji elemanları yeniden hesaplandıktan sonra bojinin seyir güvenliği kontrolü için BDZ Y32 bojisi TS EN 14363 “Demiryolu Uygulamaları-Demiryolu Taşıtlarının Seyir Karakteristiklerinin Kabul Deneyleri-Seyir Davranışlarının Denenmesi “ standardına uygun olarak dinamik analizleri gerçekleştirilmiştir[1].

Hesaplanan boji parametreleri kullanılarak Simpack yazılımı ile BDZ yolcu vagonu dinamik modeli kurulmuştur. Yine Simpack yazılımı ile modal analiz, twist yol analizi, raydan çıkma ve kurp analizleri yapılmıştır.

İlk olarak kurulan sisteme ait kararlılığın ortaya konulması için modal analiz yapılarak sisteme ait mod frekanslarının ve sönümlerin hangi değerlerde olduğu incelenmiştir. Mod şekillerine bakılarak gövde, boji gibi araç bileşenlerinin rezonans durumlarındaki hareketleri gözlemlenmiştir.

Sonrasında TS EN 14363’de belirtilen raydan çıkma senaryoları uygulanarak aracın kurplarda derayman analizi yapılmış, Y/Q derayman oranı, yanal kuvvetleri kontrol edilmiştir. Yapılan analizler sonucunda Nadal kriteri baz alınarak aracın kurplarda raydan çıkmaya karşı güvenli olduğu tekerlek-ray kontak noktasında meydana gelen kuvvetlerin diyagramları yardımıyla belirtilmiştir [1].

İşletme esnasında yol bozukluklarından dolayı oluşabilecek kritik durumlar göz önüne alınarak TS EN 14363 standardında belirtilen ekartman genişlemesi senaryoları üzerinde raydan çıkma analizleri yapılmış; Y/Q derayman oranı ve yanal kuvvetleri kontrol edilmiştir. Yapılan analizler sonucunda Nadal kriteri baz alınarak aracın

ekartman genişlemesi durumunda raydan çıkmaya karşı güvenli olduğu tekerlek-ray kontak noktasında meydana gelen kuvvetlerin diyagramları yardımıyla belirtilmiştir [1].

TS EN 14363 standardında belirtilen bir diğer analiz de twist yol üzerinde tekerleğin dikey yönlü hareket durumunun incelenmesidir [1]. Standartta tanımlanan senaryo ile yapılan analiz sonucunda twist yolda araç geçiş esnasında tekerlek yükselme miktarının, raydan çıkmaya karşı güvenli sınır olan 5 mm den küçük olduğu belirlenmiştir.

Bir diğer bölümde ise yeniden belirlenen süspansiyon sisteminin sonucu olarak değişen vagon sandığı ağırlık merkezi incelenmiştir. Değişen ağırlık merkezi işletme şartlarında vagon geçiş gabarisini etkimektedir. Vagon geçiş gabarisini sınırlandıran vagon esneklik katsayısı yapılan analiz sonucu sınır değerlerin altında olduğu belirlenmiştir. Böylece aracın işletme esnasındaki mevcut gabarisine uygun davranış göstereceği belirlenmiştir.

Demiryolu araçlarında kazaların temel sebebi araçların raydan çıkmalarıdır. Bundan dolayı boji tasarımında dikkat edilecek ana husus raydan çıkmaya karşı güvenliğidir. Genel olarak hesaplanan yeni vagon ağırlığına adapte edilen boji, TS EN 14363 standardına uygun olarak raydan çıkmaya karşı emniyetli olarak çalışmaktadır[1]. Bu çalışmanın devamı olarak yapılan dinamik analizlerin prototip aracın dinamik yol testleriyle karşılaştırılabilir.

Bu bilgiler ışığında sonraki çalışmalar için boji süspansiyon sistemleri değişken vagon ağırlıklarında kolayca uyarlanabilen aktif kontrollü pnömatik süspansiyon olarak tasarlanabilir. Pnömatik süspansiyon sistemleriyle konfor ve güvenlik açısından daha iyi sonuçlar elde edilebilir.

## KAYNAKLAR

---

- [1] TS EN 14363, (2005). Demiryolu Uygulamaları - Demiryolu Taşıtları Seyir Niteliklerinin Kabul Deneyleri - Seyir Davranışlarının Denenmesi Ve Durağan Deneyler, TSE, I. Baskı, Ankara.
- [2] Redtenbacher, F.J., (1855). Die Gesetze des Locomotive-Baues, I. Baskı, Verlag von Friedrich Bassermann, Mannheim.
- [3] Mackenzie, J., (1883), "Resistance on railway curves as an element of danger", Proc. Instn. Civ. Engrs., 74:1-57.
- [4] Shevtsov, I. Y., (2008). Wheel/rail Interface Optimisation, Doktora Tezi, Technische Universiteit Delft Faculty of Civil Engineering and Geosciences, Delft.
- [5] Garg, V. K. ve Dukkipati, R.V., (1984). Dynamics of Railway Vehicle Systems, I. Baskı, Academic Pres Inc., Orlando.
- [6] Stribersky A., Moser F. ve Rulka W., (2002). "Structural dynamics and ride comfort of a rail vehicle system", Advances in Engineering Software, Elsevier, 33:541-552.
- [7] Mängel, C., ve Hecht M., (2011). "Structural Vibrations of Passenger Car Bodies Caused by Track Excitations", Simpack User Meeting, 19-21 Mayıs 2011, Berlin.
- [8] Troild, H., (1998). "Fahrkomfortoptimierung des ICE3 mit Simpack", Intec News, 1998.
- [9] Iwnicki, S., (2006). Handbook Railway Vehicle Dynamics, I. Baskı, Taylor and Francis Group, London.
- [10] Aba, E., (1994). Bir Yolcu Vagonun Dinamik Tasarımı ve Titreşim Konforunun Analizi Üzerine Bir Yaklaşım, Doktora Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [11] Shen, G. ve Pratt, I., (2001)., "The Development of a Railway Dynamics Modelling and Simulation Package to Carter For Current Industrial Trends", ProQuest Science Journals, 10: 163-167.

- [12] Atalay, A. E., (2007). E43000 Lokomotifinin Dinamik Modelinin Oluşturulması ve Titreşim Kontrolü, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [13] Bayraktar, M., Güçlü, R., Metin, M. ve Yazıcı, H., (2009). “Aks Modellemesiyle Hafif Raylı Taşıtın Titreşimlerinin İncelenmesi”, 14. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu (UMTS 2009), 02-04 Temmuz 2009, Güzelyurt.
- [14] Bayraktar, M., Güçlü, R. ve Tahrali, N., (2008). “Statical and Modal Analyses of Axle in a Light Rail”, International Journal of Arts&Sciences (IJAS) Conference, 01-04 December 2008, Gottenheim.
- [15] Güçlü, R., (2003). “Active Control of Seat Vibrations of a Vehicle Model Using Various Suspension Alternatives”, Journal of Engineering & Environmental Sciences, 27(6): 361-373.
- [16] Ozer, A. U., (2012). Tekerlek Profillerinin Raylı Taşıt Dinamiğine Etkisinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [17] Duman, F., (2012). Bir Hafif Metro Aracının Esnek Gövdeli Modelinin Oluşturulması Ve Konfor Analizi, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [18] Metin M., Duman F. ve Keskin G., (2011). “İstanbul Şehir İçi Ulaşımında Kullanılan Bir Raylı Taşıta Ait Bojinin Dinamik Davranışının İncelenmesi”, 15. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu, 16-18 Haziran 2011, Niğde.
- [19] Duman F., Metin M. ve Güçlü R., (2012). “Bir Hafif Metro Aracının Dinamik Davranışının Standartlara Göre Analizi”, 1. Uluslararası Raylı Sistemler Mühendisliği Çalıştayı (IWRSE’12), 11-13 Ekim 2012, Karabük.
- [20] TS EN 12299, (2011). Demiryolu Uygulamaları- Yolcular İçin Seyahat Konforu- Ölçme ve Değerlendirme, TSE, I. Baskı, Ankara.
- [21] Duman F., Metin M. ve Güçlü R., (2012). “İstanbul Şehir İçi Ulaşımında Kullanılacak Olan Bir Hafif Metro Aracının Doğrusal Olmayan Yanal Kararlılık Analizi”, Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı, 11-13 Ekim 2012, Niğde.
- [22] Metin, M. ve Güçlü, R., (2011). “Vibrations control of light rail transportation vehicle via PID type fuzzy controller using parameters adaptive method”, Turkish Journal of Electrical Engineering and Computer Sciences, 19(5): 807-816.
- [23] Güçlü, R., ve Metin, M. (2009). “Fuzzy Logic Control of Vibrations of a Light Rail Transport Vehicle in Use in Istanbul Traffic”, Journal of Vibration and Control, 15(9): 1423-1440.
- [24] Metin, M., ve Güçlü, R., (2011). “Active vibration control with comparative algorithms of half rail vehicle model under various track irregularities”, Journal of Vibration and Control, 17(10): 1525-1539.
- [25] Metin, M. ve Güçlü, R.,(2014). “Rail Vehicle Vibrations Control Using Parameters Adaptive PID Controller”, Mathematical Problems In Engineering, 2014:1- 10.

- [26] Metin, M., Güçlü R., ve Keskin G., (2011). “ Bir Hafif Metro Aracında Tekerlek-Ray Kontaklarının Araç Dinamiğine Etkisi”, 15. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu, 16-18 Haziran 2011, Niğde.
- [27] Metin, M., (2013). Hafif Raylı Sistemlerin Titreşimleri ve Kontrolü, Doktora Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [28] UIC 515, (2003). Demiryolu Uygulamaları – Hareket Mekanizmaları, UIC, II. Baskı, Paris.
- [29] TS EN 13749, (2006). Demiryolu uygulamaları - Tekerlek takımları ve bojiler - Boji şaselerinin yapısal şartları belirleme metotları, TSE, I. Baskı, Ankara.
- [30] TS EN 13262+A2, (2012). Demiryolu uygulamaları – Tekerlek takımları ve bojiler –Tekerlekler – Mamul özellikleri, TSE, III. Baskı, Ankara.
- [31] TS EN 13261+A1, (2011). Demiryolu uygulamaları - Tekerlek takımları ve bojiler - Dingiller - Mamul özellikleri, TSE, I. Baskı, Ankara.
- [32] TS EN 15663, (2011). Demiryolu uygulamaları - Taşıt referans kütlelerinin tarifleri, TSE, I. Baskı, Ankara.
- [33] UIC 567, (2004). Demiryolu Araçları Genel Özellikleri II.Baskı, UIC, Paris.
- [34] TS EN 13298, (2004). Demiryolu uygulamaları-Amortisör grupları-Çelikten mamül helisel amortisör yayları, TSE, I. Baskı, Ankara.
- [35] TS 1798-2 EN ISO 2163-2, (1998). Yaylar-Teknik mamul dokümanı - Basınca çalışan silindirik helisel yayların gösterilişi, TSE, I. Baskı, Ankara.
- [36] TS EN 13802, (2014). Demiryolu uygulamaları - Süspansiyon bileşenleri - Hidrolik amortisörler, TSE, I. Baskı, Ankara.
- [37] DIN 2091, (1986). Torsiyon Çubuğu Yayları; Hesaplama ve dizayn , DIN, VI. Baskı, Münih.
- [38] UIC 544-1, (2004). Frenleme- Frenleme Performansları, UIC, VI.Baskı, Paris.
- [39] Yücel, E. ve Göloğlu C., (2013). “Raylı Sistemlerde Tekerlek Ray Çifti Arasındaki Temas Modellerinin Değerlendirilmesi”, 7.Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu (IATS'13), 30 Eylül – 01 Kasım 2013, İstanbul.
- [40] Johnson, K. L., (1985). Contact Mechanics, II. Baskı, Cambridge University Press, New York.
- [41] Popov, V. L., (2010). Contact Mechanics and Friction, I. Baskı, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, New York.
- [42] Kalker, J. J, (1990). Three-Dimensional Elastic Bodies in Rolling Contact, II. Baskı, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht.
- [43] UIC 510-2, (2004). Demiryolu Uygulamaları -Tekerlek-Tekerlek Takımları, Çeşitli Çaplardaki Tekerleklerin Çalışmasına İlişkin Hususlar, UIC, IV. Baskı, Paris.
- [44] TS EN 13674-1, (2012). Demiryolu uygulamaları - Demiryolu hattı - Ray - Bölüm 1: 46 kg/m ve üzeri vignole demiryolu rayları, TSE, I. Baskı, Ankara.



- [45] Kalker, J. J., (1982). "A Fast Algorithm for The Simplified Theory of Rolling Contact", *Vehicle System Dynamics*, 11:1–13.
- [46] Kalker, J. J., (1973). "Simplified Theory of Rolling Contact", *Mathematical and Aeronautical Engineering and Shipbuilding*, 1:1–10.
- [47] Simpack Programı Online Documentation, [www.simpack.com](http://www.simpack.com), 10 Haziran 2014.
- [48] Metin, M., (2007). Raylı Sistem Araçlarının Modellenmesi ve Titreşimlerinin Kontrolü, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [49] TS EN 15273-1, (2010). Demiryolu uygulamaları - Masterlar -Bölüm I: Altyapı ve çeken ve çekilen taşıtlar için genel - Ortak kurallar, TSE, I. Baskı, Ankara.



### KİŞİSEL BİLGİLER

**Adı Soyadı** : Erbil BİLGİN  
**Doğum Tarihi ve Yeri** : 22.11.1986 / RİZE  
**Yabancı Dili** : İngilizce  
**E-posta** : erbil\_bilgin@hotmail.com

### ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Makine Müh.	S. Demirel Üniversitesi	2009
Lise	Matematik	Bursa Ulubatlı Hasan Anadolu L.	2004

### İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2009-2010	BOSCH San.Tic. A.Ş.	Üretim Planlama Müh.
2010-2014	TÜVASAS	Ar-Ge Dai. Boji Mühendisi.
2014-2015	TÜVASAŞ	Boji Fab. Başmühendisi