HAFİF RAYLI TAŞITLARDA RAY VE TEKER PROFİLLERİNİN TAŞIT DİNAMİĞİ ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Fatih BEZGİN

T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HAFİF RAYLI TAŞITLARDA RAY VE TEKER PROFİLLERİNİN TAŞIT DİNAMİĞİ ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Fatih BEZGİN
0000-0003-1831-2494

Doç. Dr. Betül GÜLÇİMEN ÇAKAN
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2022
Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

HAFİF RAYLI TAŞITLARDA RAY VE TEKER PROFİLLERİNİN TAŞIT DİNAMİĞİ ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Fatih BEZGİN

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Betül GÜLÇİMEN ÇAKAN

Şehir içi ve şehirler arası yolcu taşımacılığı yapan raylı taşıtlarda, seyir emniyeti, konfor, ray ve tekerlerin aşınması gibi konular doğrudan taşıt dinamiği ile ilgili konulardır. Raylı taşıt dinamiği, ray-teker temasından başlayarak, boji üzerindeki süspansiyonlar, hidrolik damperler gibi dinamik elemanların beraber çalışmasının getirdiği sonuçtur. Taşıt dinamiğini etkileyen ilk parametre ray-teker arasındaki temas ilişkisidir. Bu ilişki ray ve tekerin profiline göre değişkenlik göstermektedir.

Bu çalışmada, ray ve teker profillerinin taşıt dinamiğine olan etkisi, seyir emniyeti ve teker aşınma durumları göz önüne alınarak incelenmiştir. İncelemeler çoklu cisim dinamiği analiz programı olan Simpack vasıtası ile yapılmıştır. Analizler, bir hafif raylı taşıt olan, çift yönlü ve iki modüllü bir tramvayın iki farklı ray ve teker profilinde dinamik modeli oluşturularak dört farklı senaryoda gerçekleştirilmiştir. Dinamik model oluşturulurken öncelikle taşıt dinamiğini etkileyecek olan dinamik elemanlar tanıtılmış, ardından bu elemanlara ait karakteristik özellikler verilmiştir.

Seyir emniyeti analizleri TS EN 14363 standardı kapsamında değerlendirilip, her bir ray ve teker profili; deray oranları, teker dikey yük boşalması ve teker yükselme değerleri açısından karşılaştırılmıştır. Teker aşınma analizleri için ise öncelikle her bir senaryo için aşınmada belirleyici faktör olan aşınma numaraları bulunmuş, ardından analizlere göre aşınma kaynaklı teker profili değişimleri karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Hafif raylı taşıt, raylı taşıt dinamiği, seyir emniyeti, aşınma, ray profili, teker profili

ABSTRACT

MSc Thesis

INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF RAIL AND WHEEL PROFILES ON VEHICLE DYNAMICS IN LIGHT RAIL VEHICLES

Fatih BEZGİN

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

Supervisor: Doç. Dr. Betül GÜLÇİMEN ÇAKAN

Issues such as running safety, comfort, wear of rails and wheels are directly related to vehicle dynamics in rail vehicles engaged in urban and interurban passenger transport. Rail vehicle dynamics is the result of the working together of dynamic elements such as suspensions, hydraulic dampers on the bogie, starting from the rail-wheel contact. The first parameter that affects vehicle dynamics is the contact relationship between rail and wheel. This relationship varies according to the profile of the rail and the wheel.

In this study, the effect of rail and wheel profiles on vehicle dynamics, running safety and wheel wear conditions were taken into consideration. The analyzes were made using Simpack which is multibody dynamics analysis program. The analyzes were carried out in four different scenarios by creating a dynamic model of a light rail vehicle that is bidirectional and two-module tram, with two different rail and wheel profiles. While creating the dynamic model, first of all, the dynamic elements that will affect the vehicle dynamics are introduced, and then the characteristic features of these elements are given.

Running safety analyzes are evaluated within the scope of TS EN 14363 standard, and each rail and wheel profile; derailment ratios, wheel unloading factor and wheel raise values were compared. For the wheel wear analysis, first of all, the wear numbers, which are the determining factors in wear, were found for each scenario, and then the changes in the wheel profile due to wear were compared according to the analyzes.

Key words: Light rail vehicle, rail vehicle dynamic, running safety, wear, rail profile, wheel profile

TEŞEKKÜR

Tez çalışmam boyunca bana doğru yolu göstermekten çekinmeyen, bilgi birikimi ve tecrübelerinin getirmiş olduğu yerinde eleştiriler ile destek veren, zaman fark etmeksizin ulaşabildiğim danışman hocam Doç. Dr. Betül GÜLÇİMEN ÇAKAN 'a teşekkürlerimi sunarım.

Bu dünyada yaptığım her çalışmaya onları gururlandırma hedefi ile yola çıktığım, yüksek lisans hayatım boyunca bana maddi ve manevi destek veren aileme teşekkürlerimi sunarım.

Tez için gerekli olan analizleri gerçekleştirmem adına gerekli olan bilgileri sağlayan Durmazlar Makina San. ve Tic. A. Ş'ye ve tez boyunca bana destek veren yöneticilerime teşekkürlerimi sunarım.

Fatih BEZGİN
…/…/…….

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET vi
ABSTRACT vii
TEŞEKKÜR viii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ x
ŞEKİLLER DİZİNİ xii
ÇİZELGELER DİZİNİ ii
1. GİRİŞ 1
2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI 2
2.1. Raylı Sistem Taşımacılığı Tarihçesi ve Gelişimi 2
2.2. Raylı Sistem Taşıtları ve Hafif Raylı Taşıtlar 3
2.3. Raylı Sistem Taşıtlarının Alt Sistemleri 5
2.3.1. Gövde 5
2.3.2. Trim Sistemleri 6
2.3.3. Elektrik-Elektronik Sistemler 6
2.3.3. Ekipmanlar 6
2.3.3. Boji 7
2.4. Demiryolu Ray ve Hat Özellikleri 19
2.5. Raylı Sistem Taşıt Dinamiği 24
2.5.1. Ray-Teker Temas İlişkisi 25
2.5.2. Raylı Taşıtlarda Seyir Emniyeti 42
2.5.3. Raylı Taşıtlarda Konfor 51
2.5.4. Ray-Teker Profillerinin Aşınma Kaynaklı Değişimi 51
3. MATERYAL ve YÖNTEM 61
3.1 Materyal 61
3.2 Yöntem 71
3.2.1 Seyir Emniyeti Analizleri 72
3.2.2 Teker Aşınması Analizleri 75
4. BULGULAR 76
4.1 Ray-Teker Teması Durumları 76
4.2 Seyir Emniyeti Analizi Sonuçları 78
4.3 Teker Aşınması Analiz Sonuçları 97
4.4 Analiz Sonuçlarına Göre Teker ve Ray Profillerinin Karşılaştırılması 104
5. SONUÇ 106
KAYNAKLAR 108
ÖZGEÇMİŞ 112

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
F_{kuru}	Sürtünme Damper Kuvveti
μ	Sürtünme Katsayısı
S	Temas Yüzey Alanı
P_1	Yüzeyler Arasındaki Basınç
v’	Rölatif Hız
y	Teker Setinin Yanal Yer Değiştirmesi
ψ	Teker Setinin Sapma Açısı
L_k	Teker Gezinmesinde Dalga Boyu
r	Teker Yarıçapı
b	Teker ve Rayın Temas Noktaları Arasındaki Mesafe
V	Teker Setinin Hızı
γ	Teker Konikliği
r_1	Sağ Teker Yarıçapı
r_2	Sol Teker Yarıçapı
Δy	Teker Setinin Eksendeki Yer Değiştirme Miktarı
Δr	Yuvarlanma Yarıçap Farkı
P	Maksimum Temas Basıncı
F	Nominal Kuvvet
E	Elastisite Modülü
R	Eşdeğer Yarıçap
R_1	Tekerin Temas Yarıçapı
R_2	Rayın Temas Yarıçapı
ν	Poisson Oranı
γ_e	Eşdeğer Koniklik
R_k	Kurp Yarıçapı
F_x	Boyuna Sürünme Kuvveti
F_y	Yanal Sürünme Kuvveti
ζ_x	Boyuna Kayma
ζ_y	Yanal Kayma
Q	Dik Kuvvet
dQ	Dik Kuvvet Değişimi
M_x	Teker Setini Yönlendiren Moment
l	Kayma Mesafesi
H	Yüzey Sertliği
V_k	Aşınma Hacmi
W_i	Aşınma Numarası
Dz	Teker Yükselmesi

Kısaltmalar	**Açıklama**
TS	Türk Standartları Enstitüsü
EN	European Norm – Avrupa Normları
UIC	International Union of Railways – Uluslararası Demiryolları Birliği
WP1	Teker Profili 1
WP2	Teker Profili 2
RP1	Ray Profili 1
RP2	Ray Profili 2

ŞEKİLLER DİZİNİ

		Sayfa
Şekil 2.1.	Bursa ipekböceği tramvayı	4
Şekil 2.2.	Bursa greencity hafif metrosu	4
Şekil 2.3.	Raylı taşıt gövde karkası	5
Şekil 2.4.	Tramvay iç trim örneği	6
Şekil 2.5.	Raylı taşıt klima örneği	7
Şekil 2.6.	Boji örneği	7
Şekil 2.7.	Sahte akslı teker seti	9
Şekil 2.8.	Gerçek akslı teker seti	10
Şekil 2.9.	Aks düzenlemesine göre taşıt sınıflandırılması	11
Şekil 2.10.	a) Monobloc teker tipi, b) resilient teker tipi	12
Şekil 2.11.	Boji ve gövde arasındaki ikincil süspansiyonlar	13
Şekil 2.12.	Havalı süspansiyon bileşenleri	14
Şekil 2.13.	Yarı aktif ve tam aktif sistem şeması	15
Şekil 2.14.	Aktif süspansiyon işleyiş şeması	15
Şekil 2.15.	Boji üzerinde bulunan hidrolik damper örneği	17
Şekil 2.16.	Raylı taşıtlarda kullanılan bir rot kolu	18
Şekil 2.17.	Gövde hareketlerini sınırlandırmak için bojide kullanılan bir stoper	18
Şekil 2.18.	Vinyol ray tipi örneği	20
Şekil 2.19.	Oluklu ray tipi örneği	20
Şekil 2.20.	Dünyada kullanılan ekartman örnekleri	21
Şekil 2.21.	Demiryolu hattı kurp örneği	21
Şekil 2.22.	Demiryolu dever örneği	22
Şekil 2.23.	Deverli hatta raylı taşıt konumu	22
Şekil 2.24.	Ray eğiminin şematik gösterimi	23
Şekil 2.25.	Ray-teker temasının şematik gösterimi	25
Şekil 2.26.	Ray-teker temasının matematiksel olarak gösterimi	25
Şekil 2.27.	Teker profili ve ray profilinin temas bölümleri	26
Şekil 2.28.	Raylı taşıt tekerinde apleti örneği	27
Şekil 2.29.	Raylı taşıtlarda kumlama sistemi	28
Şekil 2.30.	Ray-teker temas gerilmelerinin değişimi	28
Şekil 2.31.	Ray-teker temas bölgeleri	29
Şekil 2.32.	Ray-teker profili temas durumları	30
Şekil 2.33.	80 kN kuvvet durumunda temas basıncı haritası, a) ultrasonik yöntem, b) Hertz, c) elastik model, d) elastik-plastik model	31
Şekil 2.34.	Teker setinin kinematik salınım davranışı	34
Şekil 2.35.	Konik teker ve ray arasındaki temas noktaları	35
Şekil 2.36.	Yuvarlanma yarıçapı fonksiyonu	36
Şekil 2.37.	Eğrisel geçişli ve konik geçişli teker profilleri	36
Şekil 2.38.	R_k yarıçaplı bir kurpta dönmekte olan teker seti	38
Şekil 2.39.	Teker setinin atak açısı	39
Şekil 2.40.	Taşıt kurpta iken oluşan atak açısı	40
Şekil 2.41.	Çekiş kuvveti-sürünme grafiği	41
Şekil 2.42.	Sürünme kuvvetleri ve dik kuvvet	41

Şekil 2.43. Deray durumundaki bir raylı taşıt 42
Şekil 2.44. Flanş tırmanmasının şematik gösterimi 43
Şekil 2.45. Teker flanşı-ray temasında tekerde oluşan kuvvetler 43
Şekil 2.46. Limit Y/Q değerlerinin flanş açısı ve sürtünme katsayısına göre değişimi 45
Şekil 2.47. Nadal ve Weinstock kriterlerinin karşılaştırılması 46
Şekil 2.48. Flanş temasının süresine bağlı Y/Q limit değeri 46
Şekil 2.49. 63° ve 75° flanş açısına sahip teker profilleri 47
Şekil 2.50. Flanş uzunluğunun gösterimi 47
Şekil 2.51. Teker setini yönlendiren momentlerin oluşumu 48
Şekil 2.52. Deprem nedeniyle raylarda meydana gelen yanal deformasyon 50
Şekil 2.53. a) Burkulmuş hat, b) S kurp 50
Şekil 2.54. Yüzey çatlağından ötürü malzeme kaybının gösterimi 52
Şekil 2.55. Abrasif aşınma örneği 53
Şekil 2.56. Ray-teker aşınma haritası 55
Şekil 2.57. Ray-teker profillerinde aşınma kaynaklı oluşan değişim 56
Şekil 2.58. Yağış ile aşınma hızının değişimi 56
Şekil 2.59. Teker yüzeyi yorulma kusuru örneği 58
Şekil 2.60. Ray yüzeyinde oluşan çökme 59
Şekil 2.61. Yüzeyde oluşan çatlaklar 59
Şekil 2.62. Çatlak içinde bulunan akışkan 60
Şekil 2.63. Oval boşluk ray kusuru 61
Şekil 3.1. Analizleri yapılan tramvayın genel görünümü 61
Şekil 3.2. Analizlerde kullanılan teker profili 1 - WP1 62
Şekil 3.3. Analizlerde kullanılan teker profili 2 - WP2 62
Şekil 3.4. Analizlerde kullanılan ray profili 1 - RP1 63
Şekil 3.5. Analizlerde kullanılan ray profili 2 - RP2 64
Şekil 3.6. Boji tasarımının genel görünümü 64
Şekil 3.7. Boji üzerinde yer elan dinamik elemanlar 65
Şekil 3.8. Birincil süspansiyon rijitlik grafiği 66
Şekil 3.9. Yatay damper rijitlik grafiği 67
Şekil 3.10. Yatay damper sönümleme grafiği 68
Şekil 3.11. Dikey damper rijitlik grafiği 69
Şekil 3.12. Dikey damper sönümleme grafiği 70
Şekil 3.13. Stoper rijitlik grafiği 71
Şekil 3.14. Burkulmuş hat genel görünümü 73
Şekil 3.15. Burkulmuş hat dever değerleri 73
Şekil 3.16. S kurba sahip hat görünümü 74
Şekil 3.17. 20 m kurp yarıçaplı hattın görünümü 75
Şekil 3.18. Teker aşınma kontrolü için oluşturulan hat profili 76
Şekil 4.1. WP1-RP1 senaryosu için temas noktalarının ray ve teker üzerindeki yerleri ve dağılımı 77
Şekil 4.2. WP1-RP2 senaryosu için temas noktalarının ray ve teker üzerindeki yerleri ve dağılımı 77
Şekil 4.3. WP2-RP1 senaryosu için temas noktalarının ray ve teker üzerindeki yerleri ve dağılımı 78
Şekil 4.4. WP2-RP2 senaryosu için temas noktalarının ray ve teker üzerindeki yerleri ve dağılımı 78

Şekil 4.5. WP1-RP1 senaryosunda burkulmuş hatta deray oranları 79
Şekil 4.6. WP1-RP1 senaryosunda burkulmuş hatta dQ/Q oranları 79
Şekil 4.7. WP1-RP1 senaryosunda burkulmuş hatta teker yükselme değerleri 80
Şekil 4.8. WP1-RP2 senaryosunda burkulmuş hatta deray oranları 81
Şekil 4.9. WP1-RP2 senaryosunda burkulmuş hatta dQ/Q oranları 81
Şekil 4.10. WP1-RP2 senaryosunda burkulmuş hatta teker yükselme değerleri 82
Şekil 4.11. WP2-RP1 senaryosunda burkulmuş hatta deray oranları 83
Şekil 4.12. WP2-RP1 senaryosunda burkulmuş hatta dQ/Q oranları 83
Şekil 4.13. WP2-RP1 senaryosunda burkulmuş hatta teker yükselme değerleri 84
Şekil 4.14. WP2-RP2 senaryosunda burkulmuş hatta deray oranları 85
Şekil 4.15. WP2-RP2 senaryosunda burkulmuş hatta dQ/Q oranları 85
Şekil 4.16. WP2-RP2 senaryosunda burkulmuş hatta teker yükselme değerleri 86
Şekil 4.17. WP1-RP1 senaryosunda s kurp içeren hatta deray oranları..... 87
Şekil 4.18. WP1-RP1 senaryosunda s kurp içeren hatta teker yükselme değerleri 87
Şekil 4.19. WP1-RP2 senaryosunda s kurp içeren hatta deray oranları..... 88
Şekil 4.20. WP1-RP2 senaryosunda s kurp içeren hatta teker yükselme değerleri 88
Şekil 4.21. WP2-RP1 senaryosunda s kurp içeren hatta deray oranları..... 89
Şekil 4.22. WP2-RP1 senaryosunda s kurp içeren hatta teker yükselme değerleri 90
Şekil 4.23. WP2-RP2 senaryosunda s kurp içeren hatta deray oranları..... 90
Şekil 4.24. WP2-RP2 senaryosunda s kurp içeren hatta teker yükselme değerleri 91
Şekil 4.25. WP1-RP1 senaryosunda 20 m yarıçaplı hatta deray oranları 92
Şekil 4.26. WP1-RP1 senaryosunda 20 m yarıçaplı hatta teker yükselme değerleri 92
Şekil 4.27. WP1-RP2 senaryosunda 20 m yarıçaplı hatta deray oranları 93
Şekil 4.28. WP1-RP2 senaryosunda 20 m yarıçaplı hatta teker yükselme değerleri 94
Şekil 4.29. WP2-RP1 senaryosunda 20 m yarıçaplı hatta deray oranları 95
Şekil 4.30. WP2-RP1 senaryosunda 20 m yarıçaplı hatta teker yükselme değerleri 95
Şekil 4.31. WP2-RP2 senaryosunda 20 m yarıçaplı hatta deray oranları 96
Şekil 4.32. WP2-RP2 senaryosunda 20 m yarıçaplı hatta teker yükselme değerleri 96
Şekil 4.33. WP1-RP1 senaryosunda aşınma numaraları..... 97
Şekil 4.34. WP1-RP1 senaryosunda ön boji, ön aks, sol tekerin aşınmış profili 98
Şekil 4.35. WP1-RP1 senaryosunda ön boji, ön aks, sağ tekerin aşınmış profili 98
Şekil 4.36. WP1-RP2 senaryosunda aşınma numaraları..... 99
Şekil 4.37. WP1-RP2 senaryosunda ön boji, ön aks, sol tekerin aşınmış profili 99

Şekil 4.38. WP1-RP2 senaryosunda ön boji, ön aks, sağ tekerin aşınmış profili 100
Şekil 4.39. WP2-RP1 senaryosunda aşınma numaraları 100
Şekil 4.40. WP2-RP1 senaryosunda ön boji, ön aks, sol tekerin aşınmış profili 101
Şekil 4.41. WP2-RP1 senaryosunda ön boji, ön aks, sağ tekerin aşınmış profili 101
Şekil 4.42. WP2-RP2 senaryosunda aşınma numaraları 102
Şekil 4.43. WP2-RP2 senaryosunda ön boji, ön aks, sol tekerin aşınmış profili 103
Şekil 4.44. WP2-RP2 senaryosunda ön boji, ön aks, sağ tekerin aşınmış profili 103

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 2.1.	Raylı taşıt tipine göre boji sınıflandırması	8
Çizelge 2.2.	Sürtünme damperleri sınıflandırması	16
Çizelge 2.3.	Ülkelere göre farklı ray eğimi değerleri	23
Çizelge 2.4.	Kayma olmaksızın kurp geçiş için gerekli yuvarlanma yarıçap farkları	38
Çizelge 2.5.	Örnek k değerleri	54
Çizelge 4.1.	Burkulmuş hat sonuçlarının teker ve ray profilleri açısından karşılaştırılması	104
Çizelge 4.2.	S kurp içeren hat sonuçlarının teker ve ray profilleri açısından karşılaştırılması	104
Çizelge 4.3.	20 m kurp yarıçaplı hat sonuçlarının teker ve ray profilleri açısından karşılaştırılması	105
Çizelge 4.4.	Maksimum aşınma numarasının teker ve ray profilleri açısından karşılaştırılması	105

1. GİRİŞ

Raylı sistemler, günümüzde kullanılan ekonomik, güvenli ve hızlı bir yolcu ve yük taşımacılığı yöntemidir. Raylı sistem taşımacılığını ray ve bileşenlerinin oluşturduğu hat ve taşıt olarak iki bölümde incelemek mümkündür. Raylı taşıtlar, kullanıldığı bölge, taşıdığı yolcu sayısı, yolcu veya yük taşıma durumu gibi durumlara göre farklı isimlerle anılabilmektedir. İsimleri ve görevleri her ne kadar farklı olsa da çalışma şekilleri genellikle ray üzerinde ilerleyen teker prensibine dayalıdır.

Tekerin ray üzerinde ilerlemesi uzun süredir akademik araştırmalar için oldukça önemli bir konu olmuştur. Ray ve teker arasındaki ilişki raylı taşıtın birçok performansını etkileyen ilk parametredir. Raylı taşıt dinamiğini etkileyen ilk parametrede yine ray ve teker arasındaki temas ilişkisidir. Bu temas ilişkisi ray ve teker profillerine göre şekillenmektedir. Ray profilleri standartlar vasıtası ile belirlenmiş olmasına rağmen, tramvaylar gibi hafif raylı taşıtlar için teker profilleri bir standarda bağlı değildir. Bu taşıtlar için teker profilleri taşıt dinamiği analizleri vasıtası ile belirlenmektedir. Taşıt dinamiği, seyir emniyeti olarak adlandırılan raydan çıkma durumu, yolcu konforu, teker ve ray aşınma durumları için oldukça önemli bir disiplindir. Bu sebepten ötürü taşıt dinamiğini etkileyecek olan teker ve ray profilinin seçimi büyük önem arz etmektedir.

Bu çalışmada iki farklı ray ve teker profili kullanılarak, çift yönlü ve iki modüllü bir tramvayın taşıt dinamiği modellenmiştir. Teker ve ray profilleri çaprazlanarak dört farklı senaryoda seyir emniyeti ve teker aşınma durumları dinamik analizler vasıtası ile incelenmiştir. İnceleme sonunda her bir teker ve ray profilinin seyir emniyetine ve teker aşınmalarına olan etkileri karşılaştırılmıştır.

2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. Raylı Sistem Taşımacılığı Tarihçesi ve Gelişimi

Raylı sistemler tarihinde ilk adım, düzenli bir hatta ve lokomotife sahip olacak şekilde 1825 yılında İngiltere'de atılmıştır. Bu adım sonraki yıllarda dünyanın birçok ülkesinde büyük demiryolu projelerinin başlatılmasına vesile olmuştur. 1800'lü yıllarda raylı sistem taşıtlarının hızları maksimum 60 km/h ve aks kapasiteleri 10 ton civarında idi. 1905-1915 yıllarında 90 km/h hıza sahip araçlar kullanılmaya başlandı. Maksimum hız 1946'da 120 km/h'ye, 1983 yılında 160 km/h'ye çıkartıldı. 1899 yılında Kuzey İsveç ve Norveç'te demir cevheri hattının açılmasıyla aks kapasitesi artmaya başladı. O zamanlar 11 ton olan aks kapasitesi 1950'de 18 tona, 1965'te 25 tona, 2000'lerde ise 30 tona kadar çıkartıldı. İsviçre'de rayların kalitesinin yükseltilmesi ile beraber daha güvenli ve daha hızlı taşımacılığa imkân tanınmış oldu (Lewis & Olofsson, 2009).

Raylı sistem taşımacılığının güvenli ve ekonomik bir yol olmasından ötürü yıllar ilerledikçe raylı sistemlere ayrılan bütçeler arttı ve raylı sistem ağı genişledi. 2014 yılında yapılan araştırmaya göre; 293 564 km ile ABD, 191 270 km ile Çin ve 87 157 km ile Rusya en fazla demiryolu ağına sahip ilk üç ülke olarak gözükmektedir (Pektaş, 2017).

Ülkemizde ise raylı sistem tarihi 1856 yılında İzmir-Aydın hattının yapımı ile başlamaktadır. Osmanlı Devleti döneminde raylı sistemlerde yaşanan en büyük atılımlar II. Abdülhamit döneminde yaşanmıştır. Cumhuriyet kurulduktan sonra demiryolları açısından 1980 yılına kadar önemli bir adım ne yazık ki görülememektedir (Arslan, 2011). Bununla beraber son yıllarda atılan hızlı adımlar ile ülkemizdeki demiryolu ağı gün geçtikçe genişlemektedir. Ulaştırma yatırımlarında 2003 yılından itibaren demiryolu sistemleri için ayrılan bütçeye öncelik verilmiştir. 2023 yılına kadar ulaştırma için ayrılan 300 milyar Euro yatırımın 50 milyar Euro'su demiryolu sistemleri için ayrılmıştır. Bu yatırım ile 2004-2016 yılları arasında 1 805 km yeni demiryolu yapılmıştır. 2023 yılına kadar konvansiyonel, hızlı ve yüksek hızlı demiryolu hattı için toplamda 13 000 km hat yapımı planlanmaktadır (Pektaş, 2017).

2.2. Raylı Sistem Taşıtları ve Hafif Raylı Taşıtlar

Raylı sistem taşıtları temel olarak ray üzerinde tekerler vasıtası ile ilerlerler. Tekerler ve ray arasındaki metal temasından dolayı düşük enerji kaybı olduğundan ülkemizde ve dünyada sıklıkla kullanılıp hâlen yolcu ve yük taşımacılığında uygun maliyetli bir yöntem olarak görülmeye devam etmektedir (Shevtsov, 2008).

Raylı sistem taşıtları, kullanıldığı bölge, yolcu kapasitesi, çıkabildiği maksimum hız gibi kriterlere göre sınıflandırılabilir. Genel olarak bu taşıtları tren, metro, hafif metro tramvay, monoray, maglev treni olarak sınıflandırmak mümkündür.

Raylı sistemlerde taşıtların %30'unu hızlı trenler, %28'ini yük vagonları, %26'sını lokomotifler %16'sını metro ve hafif raylı sistem taşıtları oluşturmaktadır (Pektaş, 2017).

Tek taşıt veya dizi halinde, trafikle beraber veya kendine ayrılmış bir bölgede şehir içi yolcu taşımacılığı yapan taşıt sistemleri hafif raylı taşıtlar olarak adlandırılır. Tramvaylar ve hafif metro sistemleri hafif raylı taşıtlar için birer örnektir.

Tramvaylar genellikle katener hattından aldığı 750 VDC enerji yardımıyla hareket eden hafif raylı sistem taşıtlarıdır. Bazı durumlarda tramvaylar gerekli olan enerjiyi üçüncü ray denilen ve hattın ortasında bulunan raydan alır. Bu sistemlerde katener hattı bulunmaz. Tramvaylar şehir içi trafiği ile beraber hareket ettiği için, limit hızları diğer raylı sistem taşıtlarına göre genellikle daha düşüktür. Araç tasarımları genel olarak 80 km/h için yapılsa da işletme esnasında genellikle taşıt hızı 50 km/h ile sınırlandırılmaktadır. Tramvayların diğer raylı sistem taşıtlarına göre artısı ise alçak tabanlı raylı sistem taşıtı olduğu için istasyonlarda yükseltilmiş bir perona ihtiyaç duyulmamaktadır. Tramvaylar, genellikle basamak yüksekliği 350 mm olacak şekilde tasarlanmaktadır. Şekil 2.1'de 2013 yılında hatta inen Türkiye'nin ilk yerli tramvayı gösterilmiştir.



Şekil 2.1. Bursa ipekböceği tramvayı (Gündem Bursa, 2015)

Bir diğer hafif raylı sistem taşıtı olan hafif metrolar ise tramvaylardan ayrı olarak kendilerine ayrılmış kapalı bir hat sistemine sahiptir. Araç özellikleri tramvaylar ile benzerlik gösterse de kendilerine ayrılmış kapalı hat sistemi sayesinde daha yüksek hızlarda işletilmesine olanak tanınmaktadır. Taşınan yolcu sayısı tramvaylara göre daha fazla olsa da hafif metrolar yüksek tabanlı araçlar oldukları için istasyonlarda yükseltilmiş peronlara ihtiyaç duyarlar ki bu sebepten ötürü hat maliyetleri tramvay sistemlerine göre oldukça yüksektir. Şekil 2.2'de hafif metro aracına örnek gösterilmiştir.



Şekil 2.2. Bursa greencity hafif metrosu (Greencity LRV, 2022)

2.3. Raylı Sistem Taşıtlarının Alt Sistemleri

Raylı sistem taşıtları; gövde, trim sistemleri, elektrik-elektronik sistemler, ekipmanlar ve boji olmak üzere beş ana bölümde incelenebilir.

2.3.1. Gövde

Gövde, en temel tanımı ile raylı taşıtlarda yolcu veya yükün içinde bulunduğu kapalı sistemdir. Raylı taşıt tipine göre vagon olarak da adlandırmak mümkündür. Şekil 2.3'te raylı sistem taşıtına ait bir gövdenin karkas yapısı gösterilmiştir.

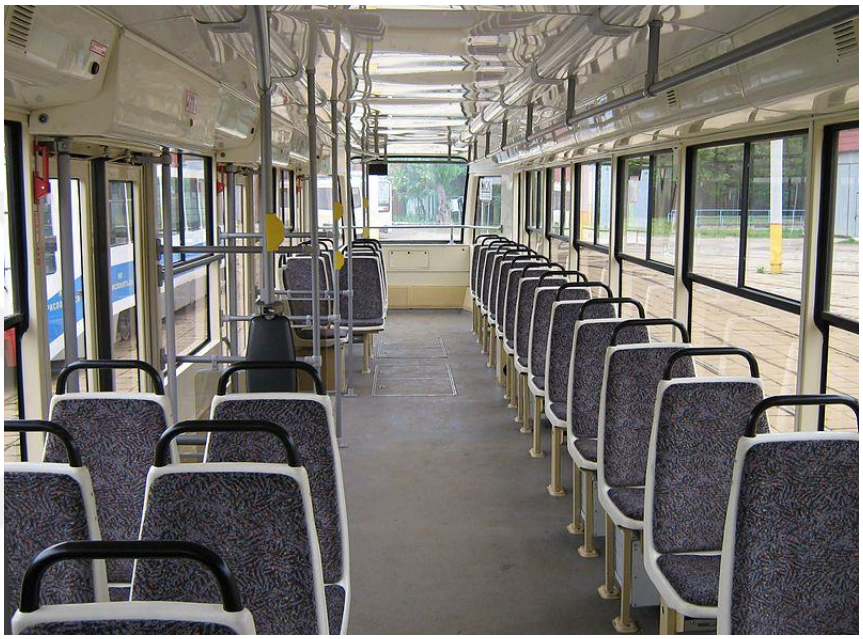


Şekil 2.3. Raylı taşıt gövde karkası (Braun, 2019)

Gövde, taşınacak yolcular veya eşyalar için kabin görevi görmesinin yanı sıra araçta kullanılacak ekipmanların da taşınmasını sağlarlar. Tüm bu görevleri düşünüldüğünde gövde tasarımının ihtiyaçları güvenli bir şekilde karşılaması gerekmektedir. Gövde genellikle çelik veya alüminyumdan imal edilmektedir. Gövdenin yapısal tasarım kriterleri ve çarpışma kriterleri TS EN 12663 ve TS EN 15227 standardı ile belirlenmiştir. Bu standartlarda raylı taşıt gövdeleri farklı sınıflarda incelenmiştir. Böylece her taşıt tipi için gövdenin karşılaması gereken yapısal yükümlülükler de farklı olmaktadır.

2.3.2. Trim Sistemleri

Raylı taşıtların iç ve dış giydirmesi olarak adlandırılan trim sistemleri, taşıtların dış ve iç görünüşü, yolcuların konforu ve güvenliği gibi durumlar için oldukça önemli bir bölümdür. Trim sistemleri için yan paneller, camlar, koltuklar, tutunma boruları örnek olarak verilebilir. Bir tramvaya ait iç trim örneği Şekil 2.4'te gösterilmiştir.



Şekil 2.4. Tramvay iç trim örneği (Wikimedia, 2009)

2.3.3. Elektrik-Elektronik Sistemler

Elektrik-Elektronik sistemler raylı sistem taşıtlarında hareketin sağlanması, güvenlik, yolcu bilgilendirme, haberleşme gibi önemli kısımlarda görev almaktadır.

2.3.3. Ekipmanlar

Raylı taşıtlarda ekipmanlar gövdeye bağlı ekipmanlar ve bojiye bağlı ekipmanlar olarak ayrılmaktadır. Gövdeye bağlı ana ekipmanlar kapı, klima, traksiyon ünitesi, batarya, pantograf, frenleme rezistörü olarak sıralanabilir. Ekipmanların taşıması gereken

yükümlülükler ilgili standartlarca belirlenmiştir. Bir raylı sistem taşıtına ait klima ekipmanı Şekil 2.5'te gösterilmiştir.



Şekil 2.5. Raylı taşıt klima örneği (Laude, 2020)

2.3.3. Boji

Boji, raylı taşıtın yürütülmesini sağlayan ekipmanları üzerinde bulunduran ve gövdenin altında rayla bağlantısını sağlayan bölümdür. Raylı taşıt türüne göre farklı tasarımlarda boji yapısı görebilmek mümkündür. Şekil 2.6'da tramvaylar için kullanılan bir boji örneği gösterilmiştir.



Şekil 2.6. Boji örneği (Siemens Mobility GmbH, 2020)

Temel olarak raylı taşıtlarda bojinin üstlendiği görevler aşağıda sıralanmıştır (SKF, 2012);

- Raylı taşıtın taşınması.
- Düz yollarda ve kurpta kararlılığı sağlamak.
- Rayda veya tekerde bulunabilen düzensizliklerden ötürü oluşabilecek titreşimi sönümleyerek yolcu konforunu sağlamak ve raylı taşıt yüksek hızlarda kurplardan geçerken merkezkaç kuvvetinin asgari düzeyde kalmasını sağlamak.
- Ray aşınmalarını ve yol bozulmalarını minimize etmek.

Raylı taşıt tipine göre boji tasarımının farklı olması bojiye bağlı ekipmanların da farklı tasarımlarda olmasını beraberinde getirecektir. Boji üzerinde bulunan ana ekipmanlar motor, dişli kutusu, teker seti, süspansiyon sistemi ve fren sistemi olarak sıralanabilir.

Boji üzerindeki ekipmanlar boji şasisine bağlanır. Boji şasisi yapısal tasarım yükümlülüğü TS EN 13749 standardınca belirlenmiştir. Bu standarda göre bojiler, raylı taşıt tipine göre sınıflandırılmıştır. Sınıflandırma Çizelge 2.1'de gösterilmiştir.

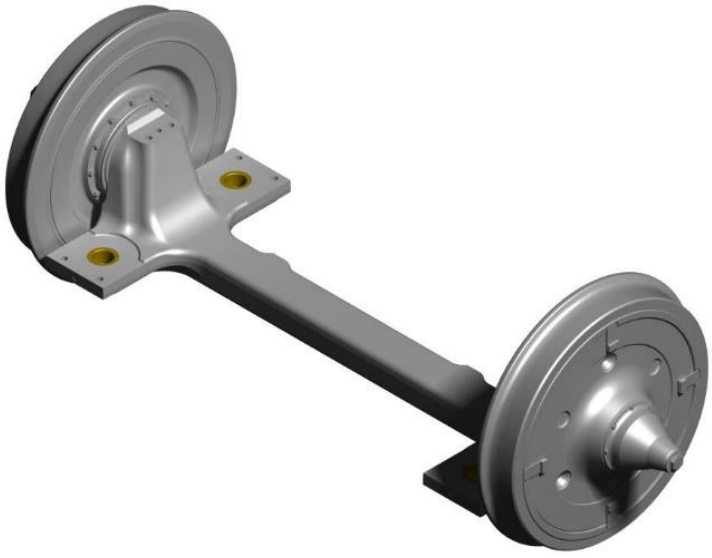
Çizelge 2.1. Raylı taşıt tipine göre boji sınıflandırması (Türk Standartları Enstitüsü & European Norms, Demiryolu uygulamaları - Tekerlek takımları ve bojiler - Boji şaselerinin yapısal şartları belirleme metotları, 2021)

Kategori	Boji Tipi Örneği
B-I	Hızlı tren bojisi
B-II	Banliyö tren bojisi
B-III	Metro bojisi
B-IV	Hafif metro ve tramvay bojisi
B-V	Tek kademe süspansiyonlu ağır vagon bojisi
B-VI	Çift kademe süspansiyonlu ağır vagon bojisi
B-VII	Lokomotif bojisi

Boji sistemleri üzerinde bulunan ekipmanlar ile raylı taşıt dinamiğini oluşturan kısımdır. Taşıt dinamiğini etkileyen temel ekipmanlar teker seti, süspansiyonlar, damperler, rot kolları ve stoperlerdir.

Teker seti bir aksa takılmış iki adet tekerden oluşan bir ekipmandır. Görevi cer motorundan aldığı tork ile birlikte taşıtın raylar üzerindeki hareketini sağlamaktır. Teker ve akslar bir raylı taşıt için en kritik ekipmandır. Hatalı tasarlanan ve üretilen aks ve tekerler seyir esnasında hasar alarak taşıtın deray olmasına sebebiyet verebilir. Araç tipine göre akslar dönel aks veya sabit aks olabilmektedir ve yine araç tipine göre teker seti üzerinde süspansiyonlar, aks kutusu ve fren diski bulundurabilir.

Yüksek tabanlı araçlarda (metro, tren vb.) dönel akslı teker seti kullanılırken, alçak tabanlı taşıtlarda basamak yüksekliğinin sağlanabilmesi için genelde sahte aks tercih edilmektedir. Sahte akslı yapılarda aks sabittir ve iki teker birbirinden bağımsız olarak dönmektedir. Şekil 2.7 ve Şekil 2.8'de sahte akslı ve gerçek akslı teker setine örnek gösterilmiştir. Aks tasarım kriterleri tahrikli aks veya tahriksiz aks durumuna göre farklılık gösterebilir. Tahrikli aks tasarım kriterleri TS EN 13104+A2 standardında, tahriksiz aks tasarım kriterleri ise TS EN 13103+A2 standardında belirtilmiştir.



Şekil 2.7. Sahte akslı teker seti



Şekil 2.8. Gerçek akslı teker seti

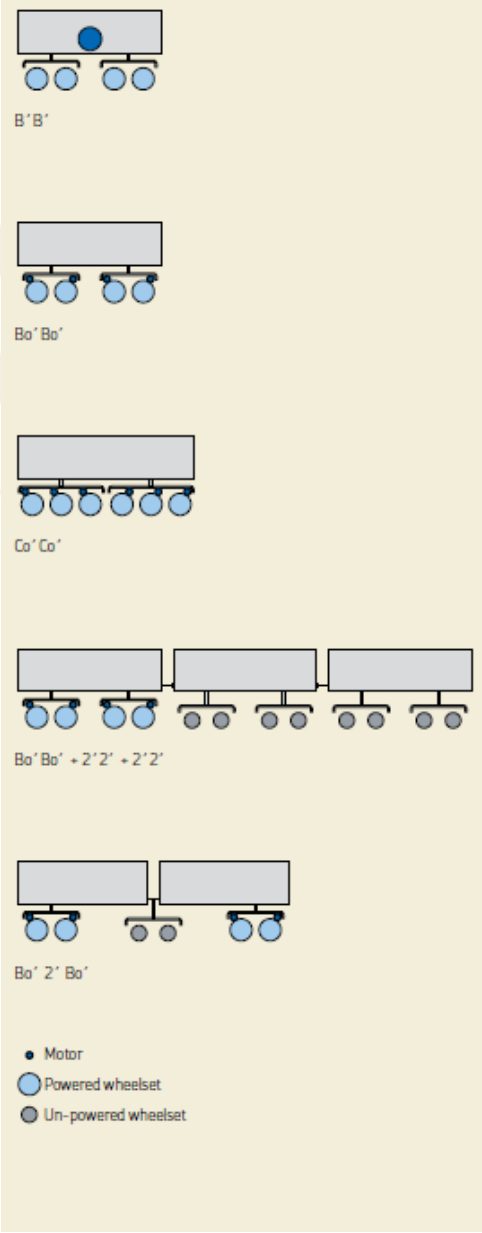
Raylı taşıtlar, aks düzenine göre de sınıflandırılabilmektedir. Aks düzeni sınıflandırması için ülkeler için farklı tipler olsa da genellikle UIC 650 standardı aks düzenine göre sınıflandırmada kullanılmaktadır. Aks düzenine göre sınıflandırma kuralları şu şekildedir (SKF, 2012);

- Büyük harf sıralı gelen tahrikli aksların sayısını belirtir. A ile başlayanlar tekli akslar için kullanılır. C üç sıralı tahrikli aks olduğunu gösterir.
- Tahriksiz aksların sayısı sayısal olarak gösterilir.
- Küçük harf "o" artikülasyon ile bağlanmış taşıtlarda ve lokomotiflerde aksların elektrik motoru tarafından ayrı ayrı tahrik edildiğini ifade eder.
- Kesme işareti aksların bir bojiye montaj edildiğini gösterir.

Aks sınıflandırması için örnekler aşağıdaki açıklamalarda ve Şekil 2.9'da gösterilmiştir (SKF, 2012);

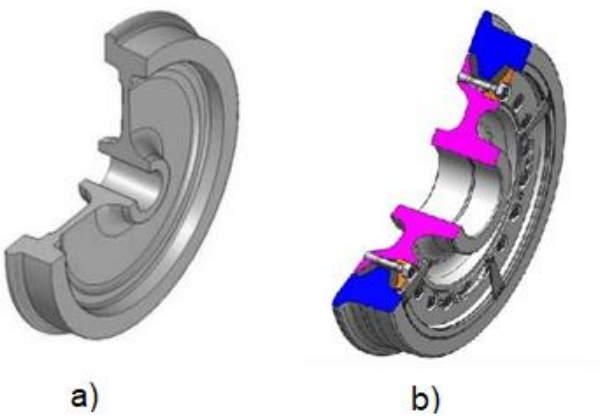
- B' B': İki akslı iki boji araç gövdesine bağlanmıştır ve her bojinin ikişer tahrikli aksı vardır. Bu akslar aynı motordan tahrik almaktadır.
- Bo' Bo': Her boji iki ayrı tahrikli aksa sahiptir.

- Co’ Co’: Araca bağlı iki adet boji vardır. Her boji ayrı ayrı tahriği bulunan iç aksa sahiptir.
- Bo’ Bo’ + 2’ 2’ + 2’ 2’: Çoklu ifade şeklidir. İlk birim, her biri ayrı tahrike sahip iki aksı bulunan iki bojiyi ifade eder. İkinci ve üçüncü birim ikişer adet tahriksiz aksı bulunan iki bojiyi belirtir.
- Bo’ 2’ Bo’: İlk ve son bojinin ikişer adet tahrikli aksa sahip olduğunu ve ortadaki bojinin iki adet tahriksiz aksa sahip olduğunu belirtir.



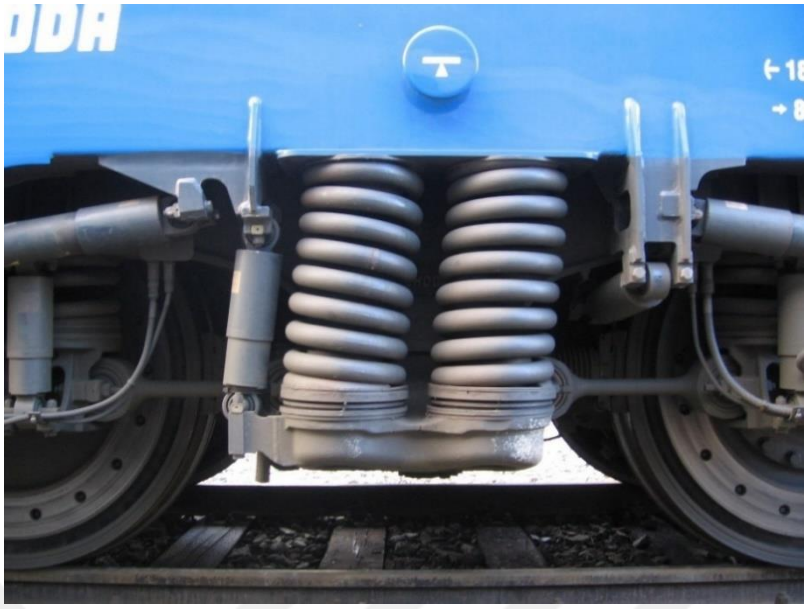
Şekil 2.9. Aks düzenlemesine göre taşıt sınıflandırılması (SKF, 2012)

Teker setinin alt elemanı olan tekerler literatürde monobloc ve resilient teker olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Monobloc tekerlerler tek parçadan oluşmaktadır. Resilient tekerler ise daha çok şehir içi yolcu taşımacılığı yapan raylı taşıtlarda kullanılıp, raydan gelen titreşim ve temastan dolayı oluşan sesi engellemek adına kauçuk parçalar içermektedirler. Şekil 2.10'da monobloc ve resilient tekerlerin iç yapıları gösterilmiştir.



Şekil 2.10. a) Monobloc teker tipi (Suarez ve diğerleri, 2011), b) resilient teker tipi (Ghh-Bonatrans, 2022)

Raylı taşıtlarda süspansiyonlar konforun sağlanması, taşıtın seyir güvenliğine sahip olması gibi konularda kritik göreve sahiptir. Süspansiyonlar konumlarına göre birincil veya ikincil süspansiyon olarak adlandırılmaktadır. Birincil süspansiyonlar taşıt türüne göre aks kutusu ile boji şasisi arasında ya da teker seti ile boji şasisi arasında bulunurken ikincil süspansiyonlar boji şasisi ile taşıt gövdesi arasında yahut boji şasisi ile bolster arasında bulunurlar. Şekil 2.11'de ikincil süspansiyonlar için örnek gösterilmiştir.



Şekil 2.11. Boji ve gövde arasındaki ikincil süspansiyonlar (Flexicoil suspension, 2022)

Birincil süspansiyonların temel amacı raydan gelen kuvvet ve titreşimleri azaltmak, derayı önlemektir (SKF, 2012). İkincil süspansiyonlar ise gövdenin bojiye göre davranışından sorumludur.

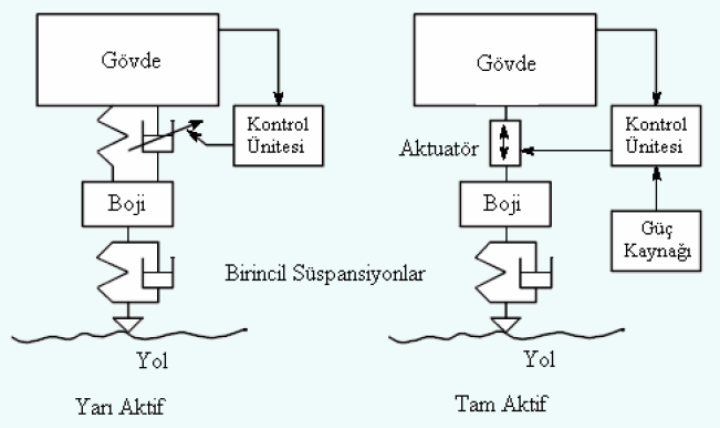
Süspansiyonlar kauçuk malzemeden olabileceği gibi çelik yay olarak da tasarlanabilirler. Kauçuk süspansiyonların tasarım ve testleri TS EN 13913 standardına göre yapılırken, çelik yaylı süspansiyonların tasarım ve testlerinde EN 13298 standardı kullanılmaktadır.

Bazı raylı taşıtlarda ikincil süspansiyonlar hava yayı olarak görülebilir. Havalı süspansiyonların standart süspansiyona göre artısı, artan veya azalan yolcu yüküne göre peron ve kapı seviyesini her zaman belirli aralıklarda tutmasıdır. Şekil 2.12'de havalı tip süspansiyon için bileşenler gösterilmiştir.



Şekil 2.12. Havalı süspansiyon bileşenleri (SKF, 2012)

Gelişen süspansiyon sistemleri beraberinde farklı tasarımları meydan getirmiştir. Modern raylı taşıtlarda konvansiyonel süspansiyonlar yerine, aktif ve yarı aktif süspansiyon sistemleri görülebilmektedir. Yarı aktif süspansiyon sistemleri, herhangi bir ek kuvvete ihtiyaç duyulmadan konvansiyonel süspansiyon sistemlerinin geliştirilmiş tasarımıyla ihtiyaca cevap veren sistemlerdir. Aktif süspansiyon sistemleri ise süspansiyon sistemleri ile beraber aktuatörler (kuvvet oluşturucu) kullanılarak sisteme dışardan bir kuvvet kazandırma vasıtası ile sistem cevabı oluşturan yapılardır (Metin, 2007). Şekil 2.13'te yarı aktif ve aktif kontrol şemaları gösterilmiştir.

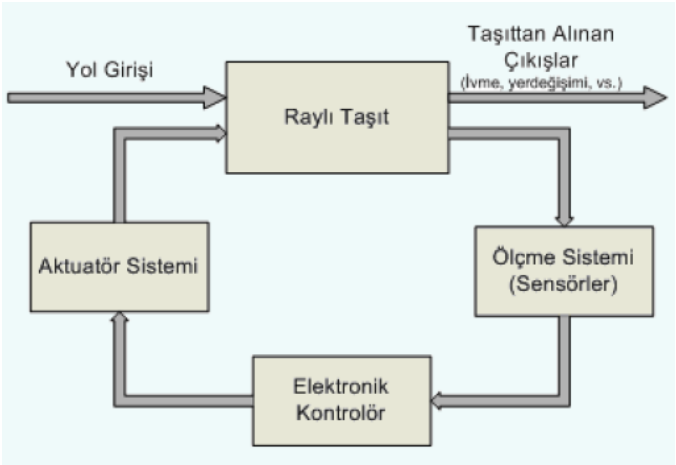


Şekil 2.13. Yarı aktif ve tam aktif sistem şeması (Metin, 2007)

Raylı taşıtların yüksek hızlara ulaşması, taşıt dinamiği kontrolünün önem kazanmasını da beraberinde getirmiştir. Raylı sistem taşıtlarında titreşim kontrolü aktuatörlerin birincil ve/veya ikincil süspansiyonlara uygulanması yoluyla sağlanır. Raylı sistem taşıtlarında oluşan titreşimlerin aktif kontrolü ikiye ayrılabilir (Metin, 2007);

- Aktif birincil süspansiyonlar: Taşıt seyir durumunda iken kararlılığını ve kurplardaki viraj performansını artırmak için kullanılır.
- Aktif ikincil süspansiyonlar: Seyir konforunu artırmak için kullanılır.

Aktif süspansiyonların uygulanmasına yönelik işleyiş şeması Şekil 2.14'te gösterilmiştir.



Şekil 2.14. Aktif süspansiyon işleyiş şeması (Metin, 2007)

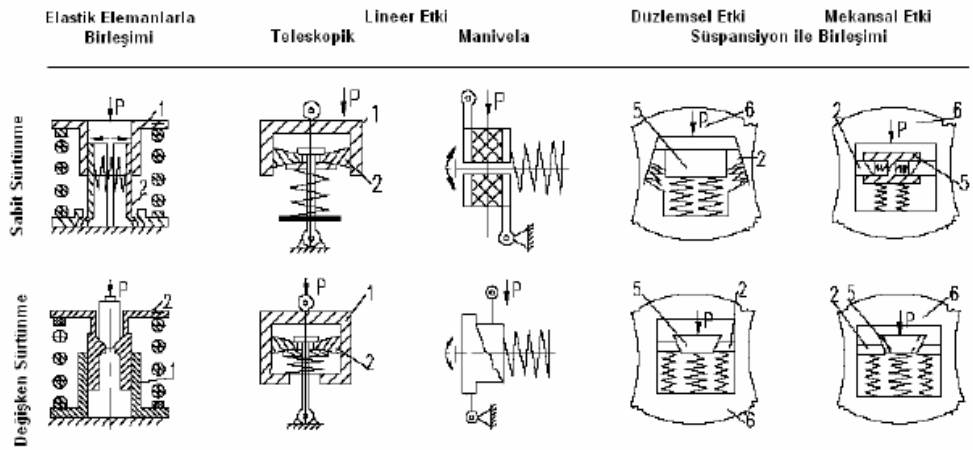
Konvansiyonel süspansiyon sistemlerinde yol durumuna göre taşıt hareketi süspansiyonlar sistemi tarafından sağlanıp, yalnızca kütle, yay, sönüm değerleri geometrik ilişkiler tarafından sağlanmaktadır. Aktif süspansiyon sistemlerinde ise taşıtın yol durumuna göre cevabı, sensör ve aktuatör düzenlerine, kullanılan kontrol yöntemine bağlıdır (Metin, 2007).

Raylı taşıtlarda birincil ve ikincil süspansiyon üzerine gelen kuvvetler damperler vasıtası ile sönümlenir. Damperler sürtünme ve viskoz sönüm elemanları olarak görülebilmektedir. Sürtünme damperleri kuru sürtünme ile titreşim enerjisini ısı enerjisine dönüştürürler. Basitliklerinden ve maliyet uygunluğundan ötürü daha çok yük vagonlarında kullanılmaktadır. Sürtünme kuvveti, sürtünme katsayısı μ, yüzeyler arasındaki basınç P, temas yüzey alanı S, rölatif hız v' ile orantılıdır ve Denklem 1'de verilmiştir (Iwnicki S. , 2006).

$$Fkuru = -\mu * S * P * \frac{v'}{|v'|} \tag{2.1}$$

Sürtünme damperlerine ait sınıflandırma Çizelge 2.2'de gösterilmiştir.

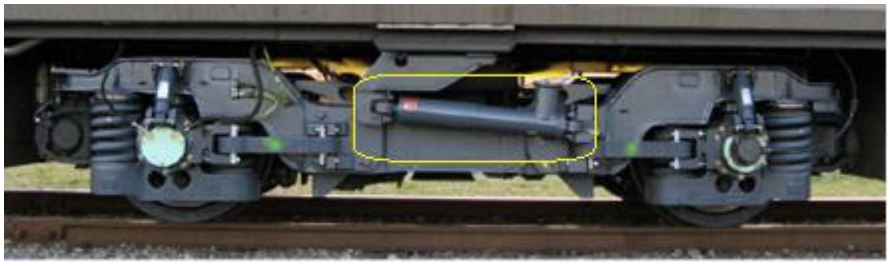
Çizelge 2.2. Sürtünme damperleri sınıflandırması (Metin, 2007)



Viskoz damper için hidrolik damperler örnek olarak verilebilir. Hidrolik damperlerde sönümleme kuvveti hızla doğru orantılıdır. Hidrolik damper tasarımları ve testleri EN

13802 / Demiryolu uygulamaları - Süspansiyon bileşenleri - Hidrolik damperler standardınca gerçekleştirilir.

Bir boji üzerinde bulunan hidrolik damper örneği Şekil 2.15'te gösterilmiştir.



Şekil 2.15. Boji üzerinde bulunan hidrolik damper örneği (Orvnäs, 2011)

Hidrolik damperler aracın yol ve yolcu durumuna göre süspansiyonlar üzerine gelen kuvvete bağlı olarak, damper içerisinde bulunan akışkanın bir bölümden diğerine akışı sırasında zorlanması prensibine bağlı olarak çalışırlar. Bu prensibe göre viskoz sönüm, kuvvete ait kinetik enerjinin ısıya dönüşmesi ile sağlanır (Iwnicki S. D., 2009).

Hidrolik damperler düşük frekanslı titreşimler için kararlı sönümleme özelliklerine sahiptir. Ancak yüksek frekansa çok hassastırlar çünkü sıvı kavitasyon ile hidrolik darbe bağlantılıdır. Yüksek frekanstaki titreşimin sönümlenmesi için damperler bir kauçuk burç vasıtası ile araca bağlanırlar. Bu damperlerin performansı ortam sıcaklığından ve sıvıların sıcaklığından önemli ölçüde etkilenmektedir. Hidrolik damperlerde akışkan olarak gaz da kullanılabilir. Gazlı damperler yüksek basınç alında gazla doldurulur ve çalışma sistemleri diğer hidrolik damperler ile aynıdır. Bununla birlikte sıvı akış süreci ile ilgili dezavantajlara sahip değildirler (Spiryagin ve diğerleri, 2014).

Raylı taşıtların hızlanma ve frenleme esnasında taşıtı eksende tutmak için rot kolları adı verilen ekipmanlar kullanılır. Rot kolları, bolsterli bojilerde boji şasisi ile bolster arasında bağlantı kurarken, bolstersız bojilerde boji şasisi ile gövde arasında bağlantı kurmaktadır. Bağlantının her iki ucunda da çekiş ve fren kuvvetlerinin salınımlarını sönümleyebilmek için kauçuk burçlar kullanılmaktadır. Rot kolu örneği Şekil 2.16'da gösterilmiştir.



Şekil 2.16. Raylı taşıtlarda kullanılan bir rot kolu (GMT, 2022)

Raylı taşıt tasarımında gövdenin ve bojinin hareketlerini taşıt dinamiğine ve ekipman (dişli kutusu, kaplin gibi) özelliklerine bağlı olarak sınırlandırmak gerekmektedir. Bu durumda, süspansiyonların iç yapılarında ve/veya ayrı olarak bojiye bağlı stoperler kullanılmaktadır. Stoperler vasıtası ile taşıt gövdesinin ve bojinin dikeydeki, yataydaki ve kurp esnasında taşıt gövdesinin bojiye bağlı dönüşü sınırlandırılır. Boji üzerinde yer alan bir stoper örneği Şekil 2.17'de gösterilmiştir.



Şekil 2.17. Gövde hareketlerini sınırlandırmak için bojide kullanılan bir stoper

2.4. Demiryolu Ray ve Hat Özellikleri

Demiryolu alt yapı ve üst yapı olmak üzere iki ana bölümden oluşmaktadır. Rayların döşenmesi aşamasında, seviyesi düşük kesimlerin doldurulması, seviyesi yüksek yerlerin de kazılarak açılması şeklinde yol döşenmek amacıyla inşa edilen kısımların tamamı alt yapıyı oluşturmaktadır. Raylar ve bileşenleri demiryolu sisteminin üst yapısını oluşturmaktadır. Raylar genel tanımı itibari ile, üzerinde raylı taşıtların hareketine izin veren, raylı taşıttan gelen ağırlığı diğer üst yapı elemanlarına aktaran demiryolu elemanıdır. Rayların teker ile temas ettiği bölgeye ray mantarı adı verilmektedir (Anonim, Temel raylı sistemler teknolojisi dersi demiryolu inşaatı modülü ders notları, 2018).

Rayların temel görevleri şunlardır;

- Tekerleri kılavuzlamak ve tekerler için yuvarlanma yüzeyi oluşturmak.
- Taşıttan gelen yükleri traverslere iletmek.
- Elektrikli hatlarda elektriği iletmek.
- Sinyalizasyon akımlarını iletmek.

Raylı taşıtın türüne göre, raylı sistemin hizmet edeceği bölgeye göre farklı tasarımlarda raylar olabilmektedir. Günümüzde genel olarak vinyol ve oluklu ray olmak üzere iki farklı ray tasarımı görülmektedir. Vinyol raylar, özel bir alanla ayrılmış raylı taşıtlar için kullanılırken, oluklu raylar tramvaylar gibi şehir içi trafiği ile beraber hareket eden hafif raylı taşıtlar için kullanılmaktadır. Şekil 2.18'de vinyol ray tipi örneği, Şekil 2.19'da oluklu ray tipi örneği gösterilmiştir.



Şekil 2.18. Vinyol ray tipi örneği (Anonim, EN 13674-1 Demiryolu Uygulamaları - Demiryolu Hattı - Ray - Bölüm 1: 46 kg/m ve Üzeri Vignole Demiryolu Rayları, 2022)

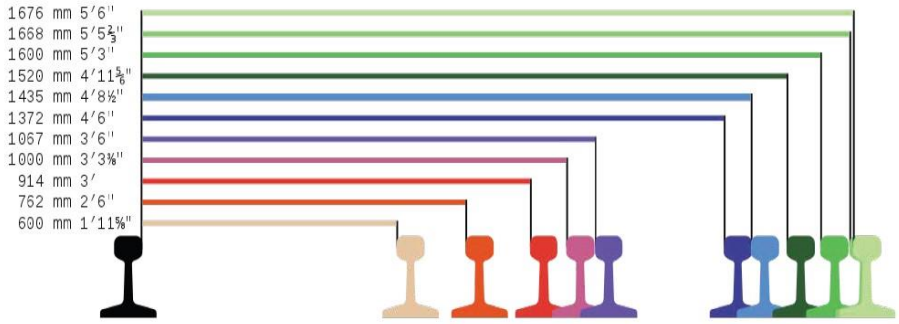


Şekil 2.19. Oluklu ray tipi örneği (Anonim, Grooved Rail Profiling For Tramways, 2022)

Rayların adlandırılmasında bir metre uzunluğunun ağırlığı kullanılır. Örnek olarak S49 vinyol tipi rayın metresi yaklaşık olarak 49 kg'dır.

Hat boyunca iki ray arasında kalan yatay mesafeye hat açıklığı adı verilmektedir. Hat açıklığı için farklı değerler olsa da dünyanın %60'ında bu değer 1435 mm olarak görülmektedir ve standart ray açıklığıdır. Hat açıklığı demiryolu literatüründe ekartman olarak adlandırılmaktadır. 1435 mm'den daha büyük değere sahip ekartmanlar geniş

ekartman, daha küçük değerlere sahip ekartmanlar dar ekartman olarak adlandırılır (SKF, 2012). Dünyada kullanılan ekartman örnekleri Şekil 20'de gösterilmiştir.



Şekil 2.20. Dünyada kullanılan ekartman örnekleri (SKF, 2012)

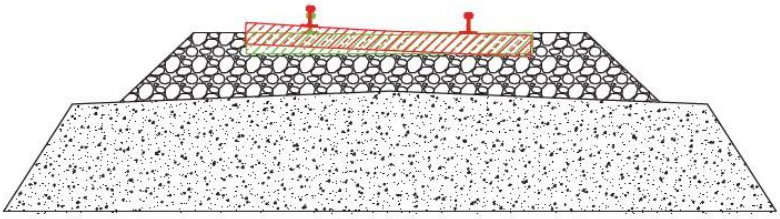
Demiryolu hattının düz kısımlarına aliyman adı verilmektedir. Farklı doğrultudaki aliymanları birleştiren eğri kısımlar da kurp olarak adlandırılmaktadır. 300 m yarıçapından daha düşük yarıçapa sahip kurplar dar kurp olarak adlandırılmaktadır (Anonim, Temel raylı sistemler teknolojisi dersi demiryolu inşaatı modülü ders notları, 2018). Özellikle şehir içi raylı sistem taşımacılığı yapan tramvay hatlarında yoğun bir şekilde dar kurp gözükmektedir. Kurplar yatay veya dikey olabilmektedir. Yatay kurp örneği Şekil 2.21'de gösterilmiştir.



Şekil 2.21. Demiryolu hattı kurp örneği (Anonim, kurp, 2017)

Raylı taşıtların kurp bölgesinde dönüşlerinde teker flanşı ve ray temas halindedir. Bu temas ne kadar yoğun bir şekilde gerçekleşirse ray ve tekerdeki aşınma o kadar fazla olacaktır ve deray durumu ortaya çıkabilmektedir. Bu sebepten ötürü kurp bölgelerinde ray-teker flanşı temasını azaltabilmek amacı ile ekartman değeri artırılır. Bu duruma sürekartman adı verilmektedir. Standart ekartmana sahip hatlar için sürekartman değeri 1435 mm – 1465 mm arasındadır (Bilgiç, 2017).

Kurp bölgelerinde ray-teker flanşı temasının bir diğer yöntemi de hatta bulunan deverdir. Seyir halindeki bir raylı taşıt aliymandan çıkıp kurba girdiğinde rayın dışına doğru bir merkez kaç kuvveti etki eder. Merkez kaç kuvveti etkisi ile taşıt kurbun dışına doğru savrulmak isteyecektir. Merkez kaç kuvvetinin sebep olduğu savrulmayı engellemek için dış ray iç raya göre bir miktar yüksekte bulunur ve bu durum dever olarak adlandırılır (Kozak, 2016). Şekil 2.22'de dever örneği Şekil 2.23'te ise deverli bir hatta taşıt konumu gösterilmiştir.



Şekil 2.22. Demiryolu dever örneği (Kozak, 2016)



Şekil 2.23. Deverli hatta raylı taşıt konumu (Engineer, FRA's "New and Improved" High-Speed Rail Regulations, 2011)

Ray eksenleri zemine dik değildir. İki ray birbirine bakacak şekilde belirli bir eğim ile montaj edilirler. Bu eğimin amacı, teker ile ray arasında noktasal değil daha yüzeysel bir temas sağlanarak yorulma aşınmasının azaltılmasının istenmesidir. Bu eğimin değeri uygulamada farklılık gösterebilir. Ülkelere göre 1:20 veya 1:40 değerleri uygulamada kendine yer bulmuştur. Şekil 2.24'te raya uygulanan eğim, Çizelge 2.3'te ise farklı ülkeler için ray eğim değerleri gösterilmiştir.



Şekil 2.24 Ray eğiminin şematik gösterimi (Popovici, 2010)

Çizelge 2.3. Ülkelere göre farklı ray eğimi değerleri (Shi ve diğerleri, 2021)

Ülke	Ray Eğimi
Türkiye	1:40
Belçika	1:20
Danimarka	1:20 ve 1:40
Fransa	1:20
Almanya	1:40
İtalya	1:20
Hollanda	1:20 ve 1:40
Polonya	1:20 ve 1:40
İsviçre	1:40
İsveç	1:30
İspanya	1:20
Büyük Britanya	1:20

2.5. Raylı Sistem Taşıt Dinamiği

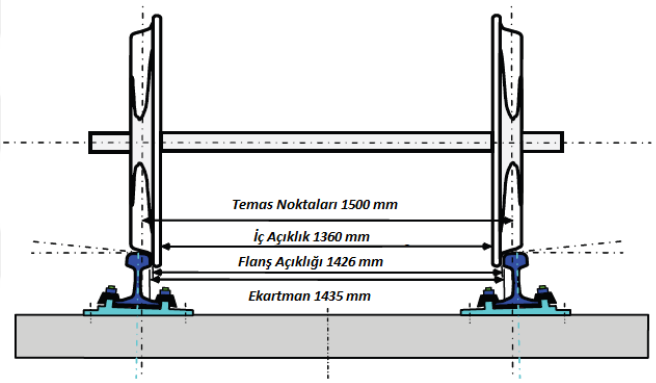
Bir hat boyunca ilerleyen raylı sistem taşıtının dinamiği, mühendislikteki en karmaşık dinamik sistemlerden birisidir. Sistem birçok serbestlik derecesine sahiptir ve ray-teker arasındaki etkileşim hem teker ve ray yüzeyinin karmaşık geometrisini içerir hem de temas alanındaki nispi hareketten ötürü korunumsuz kuvvetleri içerir. Ray-teker arasındaki bu kompleks yapı birçok doğrusal olmayan durumu da ortaya çıkarmaktadır (Wickens, 2005).

Raylı taşıt dinamiğindeki iki temel özellik, taşıtın ilerlemesi ve rayın taşıta ilerlerken kılavuzluk etmesidir. Bu temel özellikler raylı sistemlere özgü problemleri de beraberinde getirmektedir. Kurp bölgelerinde taşıt tekerinin yetersiz yönlendirilmesi ray-teker arasında yüksek yanal kuvvetlere, ray ve tekerin daha kısa sürede aşınmasına ve raydan çıkma durumuna sebebiyet verebilmektedir. Dinamik ve statik kararsızlıklar ve yol düzensizliklerine/yol geometrisinin diğer özelliklerine sert tepkiler düşük konfora ve raydan çıkmaya sebep olabilmektedir. Ray-teker arasındaki yüksek frekans etkileşimi temas eden yüzeylerde hasara, raylarda ondülasyona oluşumuna ve titreşime sebebiyet verebilmektedir (Wickens, 2005).

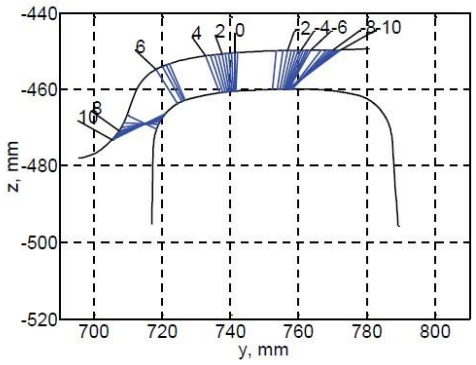
Raylı sistem taşıtlarında dinamik, ray-teker arasındaki etkileşim, atalet kuvvetleri, süspansiyon ve artikülasyon tarafından uygulanan kuvvetler arasındaki dengeyi temsil etmektedir. Artikülasyon bağlantı tipleri, süspansiyon sisteminin karakteristik yapılarındaki değişim ile geniş bir yelpazeye sahip taşıt dinamiği konfigürasyonu ortaya çıkmaktadır. Bu nedenle, süspansiyon tasarımının taşıt dinamiğindeki asıl amacı, yeterli bir sürüş kalitesi elde etmek için taşıt hareketlerinin kontrol edilmesi, dinamik yükler ve raydan çıkma eğiliminin kabul edilebilir seviyelerde tutulmasını sağlamaktır (Wickens, 2005). Ray-teker arasındaki temel etkileşim parametrelerinden olan sürtünme, geometri, temas alanındaki elastikiyet gibi özellikler ray-teker profillerine ve malzemelerine bağımlı değerlerdir.

2.5.1. Ray-Teker Temas İlişkisi

Raylı sistemlerde farklı türde araçların ortaya çıkması, farklı araçlar için hizmet eden hatların yapılmasıyla beraber son yıllarda ray-teker temas ilişkisi raylı sistem taşımacılığı için oldukça önemli hale gelmiştir. Ağır yük vagonlarında artan aks yükleri, tramvay gibi şehir içi taşımacılığı yapan sistemlerde bulunan dar kurpların varlığı, yüksek hızlı trenlerde ulaşılabilen yüksek hızlar ray-teker arasında farklı ara yüzlerin gereksinimi ortaya çıkarmıştır. Farklı gereksinimler olmasına rağmen hedefleri; güvenlik, bakım maliyetlerinin az olması ve sağlamlık olmak üzere ortaktır (Shevtsov, 2008). Örnek bir teker seti ve ray için ray-teker temasının şematik gösterimi Şekil 2.25'te, matematiksel gösterimi Şekil 2.26'da örnek olarak verilmiştir.

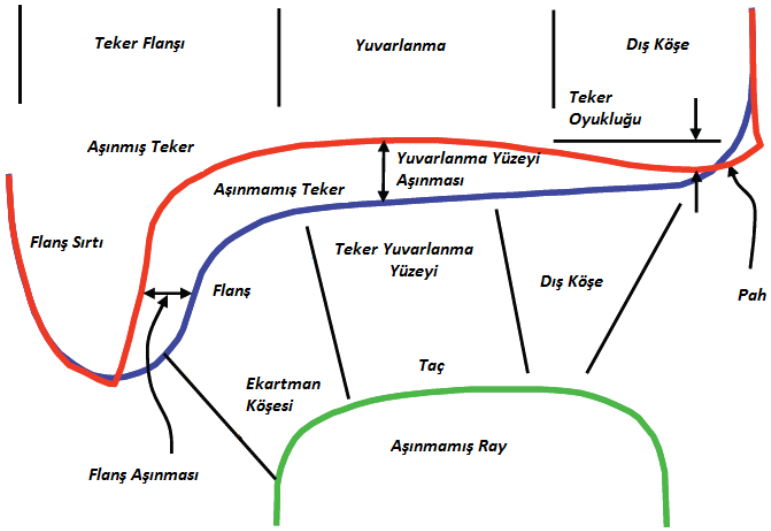


Şekil 2.25. Ray-teker temasının şematik gösterimi (Shevtsov, 2008)



Şekil 2.26. Ray-teker temasının matematiksel olarak gösterimi (Shevtsov, 2008)

Ray-teker teması, ray ve tekerin sahip olduğu profiller doğrultusunda gerçekleşmektedir. Ray ve teker profilinin temas bölümleri Şekil 2.27'de gösterilmiştir.



Şekil 2.27. Teker profili ve ray profilinin temas bölümleri (Shevtsov, 2008)

Ray-teker ara yüzü için öncü bilimsel atılımlar 1880'lerde gerçekleşmiştir. Heinrich Hertz, elastik kontaklar üzerinde yaptığı çalışmalar ile tanınmaktadır. Hertz temasına ilişkin varsayımlar ray-teker ara yüzünün ve araç dinamiğinin analizinde günümüzde de kullanılmaktadır. Bir teker setinin gezme davranışının ilk matematiksel analizi Johann Klingel tarafından 1883'te yapılmıştır. Frederick Carter 1926'de ray-teker sürünmesini formüle etmiştir. Yuvarlanma temas yorgunluğunun temel teorisi 1947'de Gustaf Lundberg ve Arvid Palmgren tarafından yayınlanmıştır. Triboloji ve aşınma mekanizmaları alanında ise 1950'lerden 1970'lere kadar Labor ve Archard tarafından yapılan çalışmalar öncü olmuştur (Lewis & Olofsson, 2009).

Raylı sistemlerde yüksek enerji verimliliği, yalnızca çok küçük bir temas alanında buluşan teker ve rayın sert yüzeyleri arasındaki yuvarlanma temasındaki düşük kayıplarla mümkün olmaktadır. Bununla beraber, bu temasta birkaç istenmeyen olay meydana gelebilmektedir. Yüksek dikey temas kuvvetleri, yüksek yanal ve boyuna kuvvetler, malzeme akmasına ve yorulmasına neden olabilecek gerilmeleri doğurabilmektedir.

Sürtünme ile birlikte yuvarlanma temas kuvvetleri aşınmaya sebep olmaktadır. Çekiş ve frenleme tekerlerin kaymasına neden olarak tekerde apleti oluşumuna, istenmeyen faz dönüşümlerine ve termal çatlaklara sebebiyet verebilmektedir (Shevtsov, 2008). Şekil 2.28'de apleti örneği gösterilmiştir.



Şekil 2.28. Raylı taşıt tekerinde apleti örneği (Hessami, 2018)

Bu olaylar teker ve rayda düzensizlikler ve/veya aşınmış profil geometrileri oluşturarak zayıf araç dinamiklerine ve temas kuvvetlerinde, titreşimlerde, gürültüde artışa sebebiyet verebilmektedir. İstenmeyen bu sonuçlardan ötürü de yolcular ve çevre için rahatsız edici durumlar, teker ve rayda artan bakım maliyetleri ortaya çıkacaktır. Rayda ve tekerde artan kusurlar, ray ve tekerde kırılmaya ve tekerin raydan çıkarak taşıtın deray olmasına sebep olmaktadır (Lewis & Olofsson, 2009).

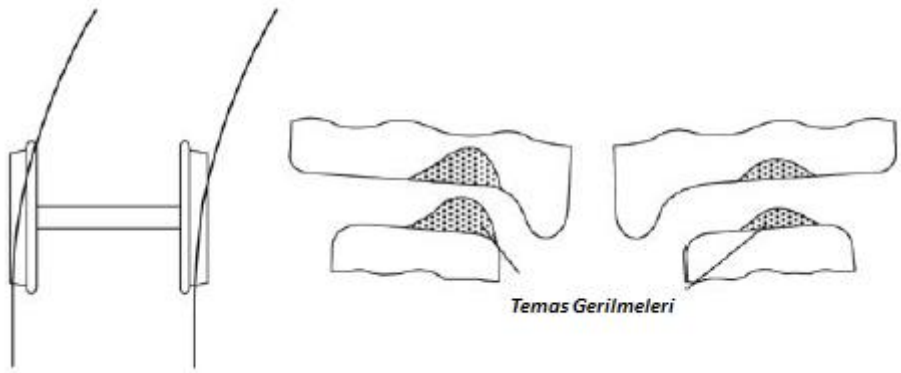
Teker ve ray arasında sürtünme özelliklerini karakterize etmek ve ölçmek zorlu bir süreçtir. Çünkü bu özellikler çevre şartlarına oldukça bağımlıdır. Sürtünme katsayısı 0,08-0,5 arasında değişebilmektedir. Düşük sürtünme katsayısı, kayma koruması olmayan ve arızalı taşıtlar için tekerlerin kaymasına ve tekerde apleti oluşumuna sebep olabilir. Yüksek sürtünme artan enerji tüketimine, teker ve rayın aşırı aşınmasına yol açacaktır. Sürtünmeyi kontrol etmek için kumlama sistemi ve yağlama sistemi taşıtlarda kullanılan geleneksel yöntemlerdir (Lewis & Olofsson, 2009). Sürtünme katsayısını

artırıp kaymayı engellemek için kullanılan kumlama sistemi örneği Şekil 2.29'da gösterilmiştir.



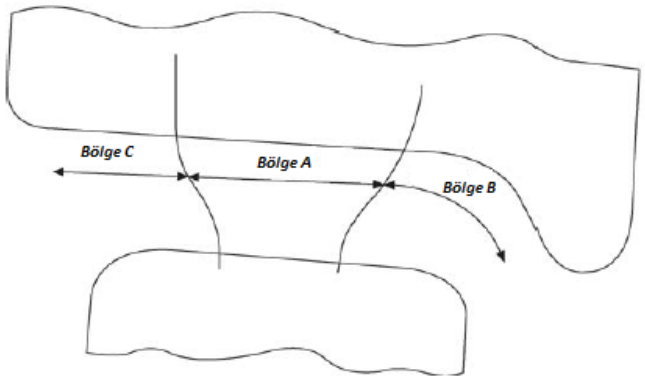
Şekil 2.29. Raylı taşıtlarda kumlama sistemi (Anonim, Network Rail to carry out pioneering autumn train braking trials, 2019)

Tipik bir ray-teker etkileşiminde 1 cm^2 olan teker-ray temasının konumu raylı taşıt rayda ilerlerken değişir. Temas konumu teker ve ray profillerine, rayın eğrilik derecesine, tekerleğin bir bojide önde gelen veya arkadaki teker olup olmadığına ve boji tasarımı tarafından belirlenen diğer faktörlere göre değişmektedir. Düz hatta teker yüzeyi ve ray mantarının, kurpta ise teker flanşı ve ray mantarı köşesinin temas halinde olması kuvvetli ihtimaldir (Lewis & Olofsson, 2009). Şekil 2.30'da bir kurba giren ön teker setine ait iki teker için temas konumunun ve gerilmenin değişimi gösterilmiştir.



Şekil 2.30. Ray-teker temas gerilmelerinin değişimi (Lewis & Olofsson, 2009)

Ray-teker temasını üç bölgede incelemek mümkündür. Şekil 2.31'de ray-teker temas bölgeleri gösterilmiştir.



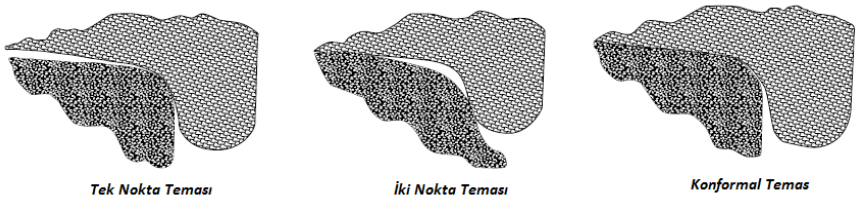
Şekil 2.31. Ray-teker temas bölgeleri (Lewis & Olofsson, 2009)

Bölge A, teker yüzeyi ve ray mantarının tepesinin temasını ifade eder ve temas en sık bu bölgede gerçekleşmektedir. Genellikle raylı taşıt düz hatta ilerlerken veya çok yüksek yarı çaplı kurplarda iken oluşur. Bu bölge en düşük temas gerilmelerin ve yanal kuvvetlerin oluştuğu bölgedir (Lewis & Olofsson, 2009).

Bölge B, teker flanşı ve ray mantarının ekartman köşesini ifade eder. Bu bölgedeki temas A bölgesindeki temastan çok daha düşüktür ve genellikle daha şiddetlidir. Temas gerilmeleri ve aşınma oranları çok daha yüksektir (Lewis & Olofsson, 2009).

Bölge C, Teker dış köşesi ve ray mantarının dış köşesi bölgesini ifade eder. Temasın bu bölgede meydana gelme olasılığı en düşüktür ve meydan gelirse teker setinin yanlış yönlendirilmesine neden olan yüksek gerilmelerin ortaya çıkmasına sebep olur (Lewis & Olofsson, 2009).

Ray-teker arasındaki temas durumu bir nokta durumu, iki nokta durumu veya konformal durumda gerçekleşebilir. Temas durumları Şekil 2.32'de gösterilmiştir.



Şekil 2.32. Ray-teker profili temas durumları (Iwnicki S. , 2006)

Tek nokta, çift nokta veya konformal temas türleri yuvarlanma teması davranışı üzerinde önemli etkiye sahiptir. Teker ve ray profili tasarımındaki hedeflere ve gereksinimlere bağlı olarak istenen veya istenmeyen temas türleri olabilir (Shevtsov, 2008).

Ray-teker arasında temas pozisyonunun teker veya ray profiline eşit olarak yayılmamasının sonucu olarak aşınma ve malzeme akışı nedeni ile profillerin şekli değişecektir. Profillerin değişimini öngörebilmek için temas gerilmelerinin doğru analiz edilmesi gerekmektedir. Temas gerilmesi yuvarlanma temas yorgunluğu oluşmasının temel sorumlusudur. Ray-teker temas geometrisini ve gerilmeyi belirlemek için en genel çözüm, ray ve tekerin birbirine dik temas haline eşit olarak düşünülebildiği Hertz analizidir. Nominal kuvvet F, Elastisite modülü E, poisson oranı ν, olmak üzere, maksimum temas basıncı P Denklem 2.2'de verilmiştir (Lewis & Olofsson, 2009).

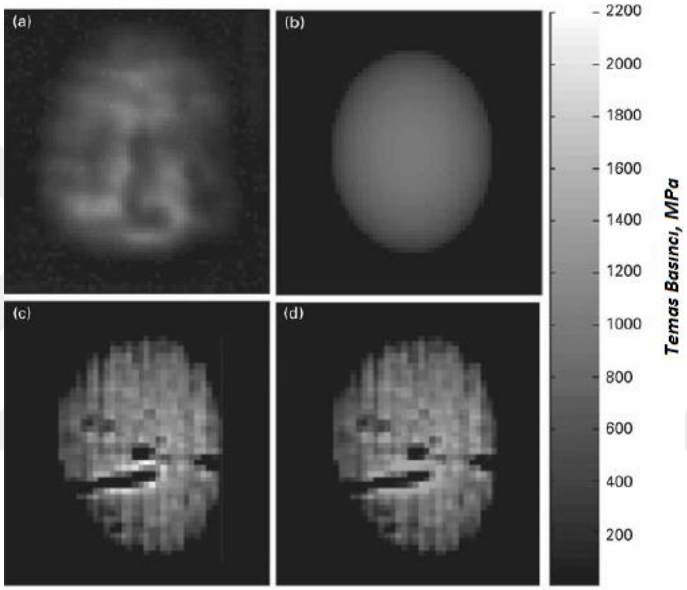
$$P = \sqrt[3]{\frac{3FE^2}{2\pi^3 R^2 (1-\nu^2)^2}} \tag{2.2}$$

R, eşdeğer yarı çaptır ve R_1 tekerin temas yarıçapı, R_2 rayın temas yarıçapı olmak üzere Denklem 2.3'te verilmiştir (Lewis & Olofsson, 2009).

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \tag{2.3}$$

Bununla beraber bu yaklaşım düzgün temas eden yüzeyler, doğrusal elastik davranışı, sürtünmesiz temas ve temas boyutlarının temas eden cisimlerin eğrilik yarı çaplarına kıyasla küçük olması gerektiği gibi varsayımlardan dolayı sınırlıdır. Özelikle flanş

temasında temas yarıçapı 10 mm kadar düşük olabilmektedir. Bu da bu gibi durumlarda varsayımın geçersiz olabileceği anlamına gelmektedir. Bir banliyö treni için Hertz maksimum temas basıncı 600 MPa'dan teker flanşı temasında 2700 MPa'a kadar çıkabilmektedir. Hertz teması yaklaşımının geçerli olduğu ve olmadığı durumlar adına alan ve gerilmeyi hesaplamak için FASTSIM ve CONTACT gibi sayısal çözücüler geliştirilmiştir. Teker ve ray temasının incelenmesi için son zamanlarda ultrasonik yöntemler kullanılmıştır (Lewis & Olofsson, 2009). Şekil 2.33'te ray-teker temas basıncının ultrasonik yöntem ve sayısal hesaplamalarının karşılaştırılması gösterilmiştir.



Şekil 2.33. 80 kN kuvvet durumunda temas basıncı haritası, a) ultrasonik yöntem, b) Hertz, c) elastik model, d) elastik-plastik model (Lewis & Olofsson, 2009)

Temas yüzeyinde çekme kuvveti oluştuğunda kesme gerilimi artar. Bir tekerin ray üzerindeki yuvarlanma/kayma davranışı nedeniyle malzeme yüzeylerinin altında döngüsel bir plastik deformasyon oluşumu meydan gelir. Bu durum yuvarlanma temas yorgunluğuna ve aşınmaya yol açar (Lewis & Olofsson, 2009).

Teker ve ray profillerinin parametreleri taşıt dengesi, ray-teker etkileşim kuvvetleri, temas gerilmeleri için önemli parametrelerdir. Taşıt dinamik davranışı, ray-teker temas kuvvetleri ve konumları, hat dinamiği araç-hat dinamik simülasyonundan bulunabilmektedir. Normalde, taşıt ve hat dinamiği modelleri modellerin

karmaşıklığından ötürü ayrı ayrı değerlendirilmektedir. Taşıt ve hat dinamiği sistemleri bir modelin çıktısını diğeri için girdi olarak kullanarak ray-teker ara yüzü aracılığıyla etkileşime girmektedir. Örnek olarak, hat düzensizlikleri ray-teker teması için bir girdi olarak kullanılabilir ve bu durum temas kuvvetlerinde bozulmalara neden olur. Bu durum da taşıt dinamiği için girdi olarak kullanılabilir. Ray-teker temasındaki kuvvetleri belirlemek için teker seti ve hat arasındaki geometrik temasın analizinden elde edilebilen kayma ve dönüş değerleri gereklidir (Shevtsov, 2008).

Ray ve teker profilleri üzerinde yapılan gelişmeler aşağıda verilen beş ana duruma odaklanmıştır (Shevtsov, 2008);

- Temas yüzeylerinin aşınması.
- Yuvarlanma temas yorgunluğu.
- Düz yolda kararlılık.
- Kurplarda kararlılık.
- Güvenlik gereksinimleri.

Bu durumlar birbirleri ile karmaşık bir ilişki sürdürmektedir. Örneğin, azalan aşınma durumu yuvarlanma temas yorgunluğuna sebep olabilir. Raylı sistem tipine bağlı olarak bu beş problemden birisi daha belirgin olabilir. Ancak bunların tamamı ray-teker ara yüzünde gizlidir. Net bir şekilde görülebilmektedir ki, optimum bir profil kararlılık, kurp dönüşü, aşınma ve yuvarlanma temas yorgunluğunun optimum bir şekilde buluşmasıdır.

Teker ve ray temasının yuvarlanma yarıçapı, temas açısı ve teker seti yuvarlanma açısı gibi kinematik özellikleri teker seti raya göre yanal hareket ettikçe değişmektedir. Geometrik olarak kısıtlanmış bu değişkenler ile teker seti yanal konumu arasındaki fonksiyonel bağımlılığın doğası, teker ve rayın enine kesit şekli ile tanımlanmaktadır. Teker ve ray arasındaki temasın geometrik özelliklerini inceleyerek teker setinin dinamik davranışını ve taşıtın dinamik davranışını değerlendirmek mümkündür. Teker ve ray kesit şekilleri teker setinin sadece kinematik ve dinamik özelliklerini değil aynı zamanda temas gerilmeleri, sürünme ve aşınma gibi fiziksel özellikleri de tanımlar. Teker ve ray arasındaki temasın önemli bir özelliği temas noktasındaki tekerin yuvarlanma yarıçapıdır.

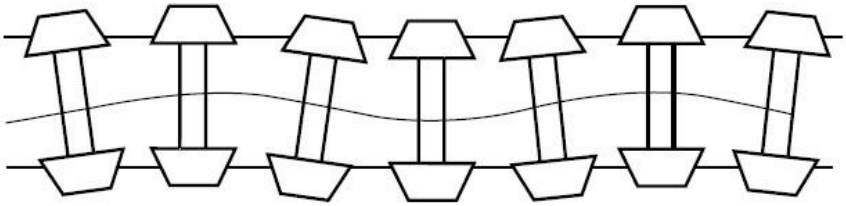
Sonuç olarak bir teker setinin yanal yer değiştirmesinin bir sonucu olarak sağ ve sol tekerin yuvarlanma yarıçapı arasındaki fark bir teker takımının davranışını etkileyen ana özelliklerinden birisidir. Bir taşıtın dinamik davranışı açısından yuvarlanma yarıçapı oldukça önemli bir faktördür (Shevtsov, 2008).

Düz bir hatta ilerleyen bir teker seti düşünüldüğünde küçük yer değiştirmeler için teker flanşı ve ray arasında bir temas ortaya çıkmayacaktır. Bu durumda teker profilinin sahip olduğu koniklik harekete yön verecektir (Shevtsov, 2008). Koniklik kısmen teker flanşının raya temasını azaltmak ve kısmen de taşıtın kurplarda hareketini kolaylaştırmak için teker profiline uygulanan bir yöntemdir (Iwnicki S. , 2006). Konikliği fazla olan bir teker seti flanş teması olmadan en dar kurplarda bile dönüş kabiliyeti sağlar. Ancak bu taşıtın düz yolda salınım yapmasına sebep olabilmektedir. Diğer yandan, düşük koniklik yüksek hızlarda kararlı çalışmaya izin verir ancak yüksek yarıçaplı kurplarda bile teker flanşının ray ile temasına sebebiyet verecektir (Shevtsov, 2008).

Rayın rijit olduğu kabul edilirse teker setinin iki ana serbestlik derecesi bulunmaktadır;

- Yanal yer değiştirme, y.
- Sapma açısı, ψ.

Teker seti yol boyunca dönerken hafifçe bir tarafa kaydırılışa bir taraftaki teker daha büyük yuvarlanma yarı çapı ile diğer taraftaki teker daha küçük yuvarlanma yarıçapı ile hareket edecektir. Sadece yuvarlanmanın gerçekleştiği düşünülürse teker seti, tekerin sahip olduğu koniklik ile yönlendirilip hat merkezine geri dönmeye çalışacaktır. Bununla birlikte, böyle bir bozukluğun ardından teker setinin hattın merkezini aştığı ve sinüzoidal bir hareket sergilediği görülecektir. Teker setinin bu hareketine kinematik salınım adı verilmektedir. Teker setinin sergilemiş olduğu kinematik salınım hareketi Şekil 2.34'te gösterilmiştir



Şekil 2.34. Teker setinin kinematik salınım davranışı (Klingel, 1883)

Kinematik salınım ilk olarak 1883'te Klingel tarafından konik tekerler için analiz edilmiş ve salınım frekans hızının, hız ve koni açısının karekökü ile orantılı olduğunu Denklem 2.4 ve Denklem 2.5'te ile göstermiştir (Klingel, 1883).

$$L_k = 2\pi \sqrt{\frac{rb}{2\gamma}} \tag{2.4}$$

$$f = \frac{V}{L_k} \tag{2.5}$$

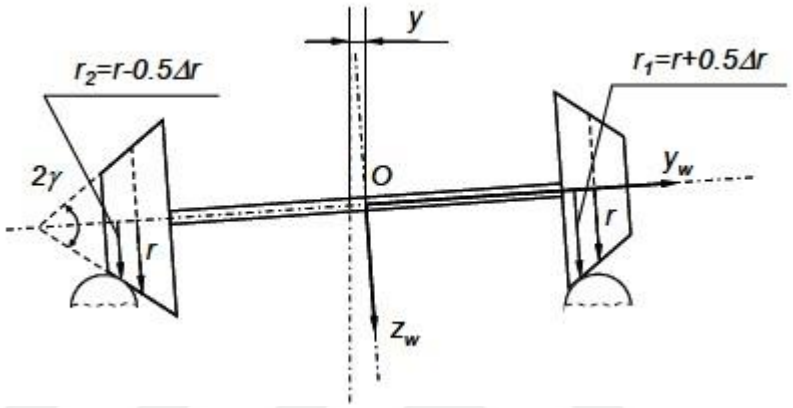
denklemi ile göstermiştir. Burada L_k dalga boyu, γ teker konikliği, r teker yarıçapı, b teker ve rayın temas noktaları arasındaki mesafe, V ise teker setinin ilerleme hızıdır.

Klingel hareketi yalnızca ray ve teker setinin geometrik özelliklerine bağlıdır ve ray-teker etkileşimin genel bir etkisini temsil etmektedir. Frekans, teker setinin doğal frekanslarından birine yakın ise periyodik hareket taşıtta kararsızlığa neden olabilmektedir (Shevtsov, 2008).

Raylı taşıtlarda stabilite, hafif bir şekilde yanal yer değiştirme veya sapma açısına karşılık olarak teker setinin konumuna geri dönebilme yeteneği olarak düşünülebilir. Teker setinin eksene göre küçük bir yer değiştirmesinin, teker flanşının ray ile temasına sebep olacak şekilde harekete sebep olması teker setinin karasız olduğunu göstermektedir. Bu kararsız davranışa yalpalama denir ve hasar ve/veya raydan çıkma ile sonuçlanabilir. Yalpalamanın başladığı hıza ise kritik hız adı verilmektedir. Yalnızca teker seti ve bojiler bu kararsız hareketi sergiliyor ise bu duruma boji dengesizliği veya boji yalpalaması, boji

ile beraber taşıt gövdesi de bu hareketi sergiliyor ise bu duruma taşıt dengesizliği veya taşıt yalpalaması adı verilmektedir (Shevtsov, 2008).

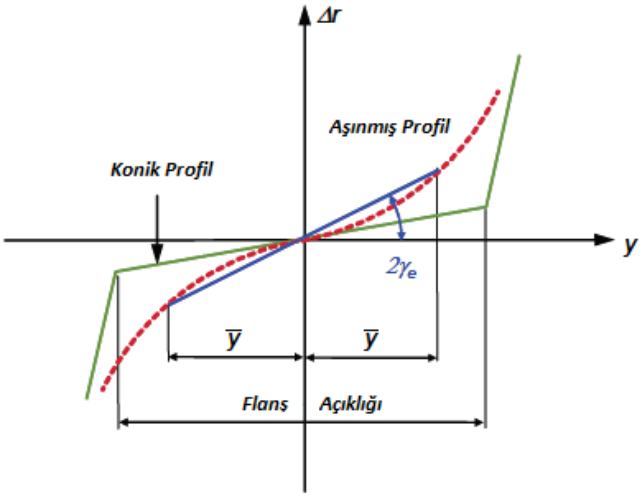
Teker profilindeki koniklik basitleştirilir ve konik bir teker haline getirilir ise konik teker flanş teması olmadan hareket ettiğinde Şekil 2.35'te görülebileceği üzere ray-teker arasında sadece bir temas noktası ortaya çıkmaktadır.



Şekil 2.35. Konik teker ve ray arasındaki temas noktaları (Shevtsov, 2008)

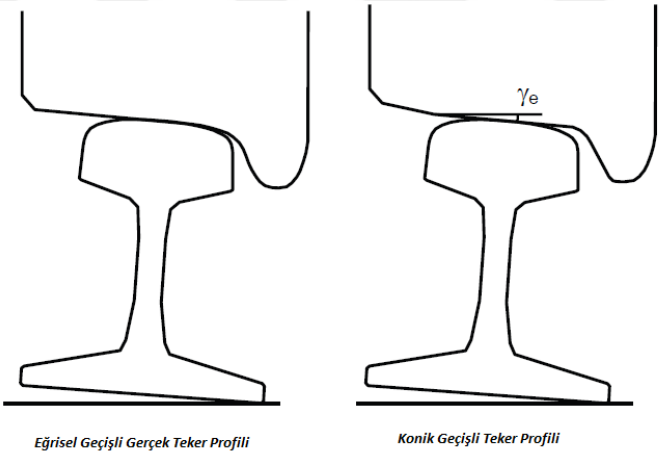
Teker profilinde bu nokta yuvarlanma yarıçapını tanımlamaktadır. Teker setinin merkezi konumunda, teker seti/hat sisteminin simetrisinden dolayı sağ ve sol tekerler için yuvarlanma yarıçapları r'dir ve r_1 ve r_2 eşittir. Eğer teker seti Δy miktarı kadar eksende yer değiştirirse teker konikliğinden ötürü yuvarlanma yarıçapları sağ ve sol teker için farklı olacaktır. Yuvarlanma yarıçapı farkı Δr, r_1 ve r_2 arasındaki fark kadar olacaktır. Sağ ve sol tekerin yuvarlanma yarıçapı arasındaki anlık bir fark, bir teker setinin merkezi konumuna göre yanal yer değiştirmesinin y, bir fonksiyonu olarak tanımlanabilir (Shevtsov, 2008).

Tamamen konik ve aşınmış profiller için yuvarlanma yarıçapı farkı fonksiyonlarının örnekleri (y- Δr eğrisi) Şekil 2.36'da gösterilmiştir. Aşınma nedeniyle teker profilinin değişimi kaçınılmaz olmaktadır, dolayısı ile yuvarlanma yarıçapı işlevi de değişecektir (Shevtsov, 2008).



Şekil 2.36. Yuvarlanma yarıçapı fonksiyonu (Shevtsov, 2008)

Modern bir taylı taşıta ait teker profili gerçek bir konikliğe değil, Şekil 2.37'de gösterildiği üzere ray mantarı tepesine uyan bir eğrisel geçişe sahiptir.



Şekil 2.37. Eğrisel geçişli ve konik geçişli teker profilleri (Shevtsov, 2008)

Gerçek teker profillerine sahip bir teker seti için ray-teker etkileşimini karakterize edebilmek adına eşdeğer koniklik ifadesi kullanılmaktadır. Eşdeğer konikliği belirleyebilmek için gerçek teker seti/hat çiftinin özellikleri, konik teker yuvarlanma yüzeyi olan bir eşdeğer teker ile değiştirilir. Bu varsayım yalnızca teker seti yanal yer değiştirmesinin bir değeri için geçerlidir. Merkez konumdan y miktarı için teker setinin yanal kayma yaşadığı düşünülürse yuvarlanma yarıçapı Δr olacaktır. Teker yuvarlanma

yüzeyinin sahip olacağı koniklik değeri Denklem 2.6'da gösterildiği gibi ifade edilebilir (Shevtsov, 2008).

$$\gamma = \frac{r_1 - r_2}{2y} = \frac{\Delta r}{2y} \tag{2.6}$$

Eşdeğer koniklik γ_e için değerler UIC 518 standardında tanımlanmıştır. Araç hızı ne kadar yüksek ise gerekli kritik hızın sağlanması için teker/ray çifti koniklik değerinin o kadar düşük olması gerekmektedir. Araç stabilitesinin sağlanması için eşdeğer koniklik 0,5'ten küçük, kurplarda uygun davranışı sergileyebilmek için de 0,1'den büyük olmalıdır. Uygulamada eşdeğer koniklik değerleri 0,2-0,3 arasında karşımıza çıkmaktadır (Shevtsov, 2008).

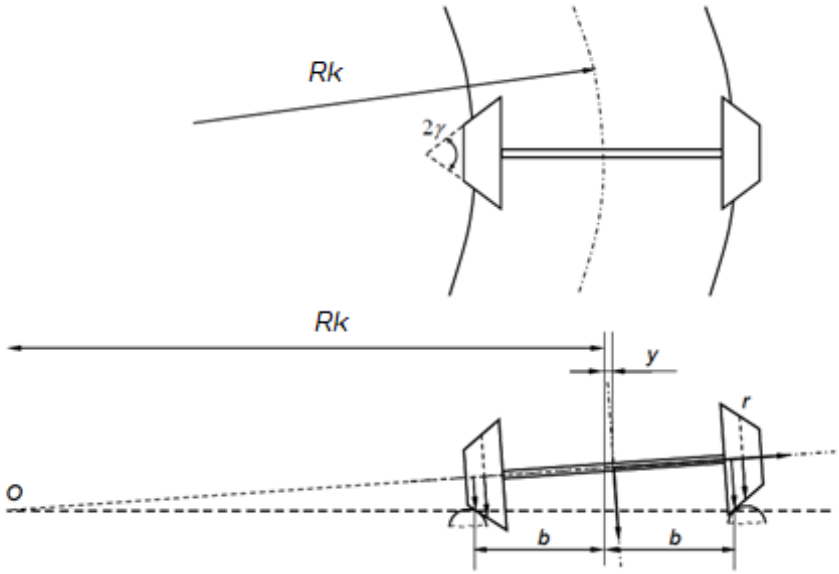
Şekil 2.38'de gösterildiği üzere, R_k yarıçaplı bir kurpta bir teker seti düşünülürse, teker setinin eksende dışa doğru hareketi y, teker konikliği γ olmak üzere; kurbun yarıçapı R_k, teker yarıçapı r, temas noktaları arasındaki mesafe 2b arasında Denklem 2.7 türetilebilir (Shevtsov, 2008).

$$\frac{r + \Delta r}{r - \Delta r} = \frac{R_k + b}{R_k - b} \tag{2.7}$$

Böylece bir kurbu kaymadan geçmek için gerekli olan yuvarlanma yarıçap farkı denklem 2.8'de, teker setinin yanal yer değiştirmesi ile kurp yarıçapı arasındaki ilişki Denklem 2.9'da gösterildiği üzere olmaktadır (Shevtsov, 2008).

$$\Delta r = \frac{2br}{R_k} \tag{2.8}$$

$$y = \frac{br}{\gamma R_k} \tag{2.9}$$



Şekil 2.38. R_k yarıçaplı bir kurpta dönmekte olan teker seti (Shevtsov, 2008)

Denklem 2.8 ve Denklem 2.9 göstermektedir ki, saf yuvarlanmanın elde edilebilmesi için ya kurp çarpı yeterince büyük olmalı ya da ray ve flanş arasındaki temas mesafesi büyük olmalıdır. Ray ile flanş arası açıklığının yeterli olduğu ve temas noktaları arasındaki mesafenin 1500 mm olduğu kabul edilir ve denklem 2.8 ele alınırsa kayma olmadan gerekli olan yuvarlanma yarıçapları farkı örnekleri Çizelge 2.4'teki gibi gösterilebilir.

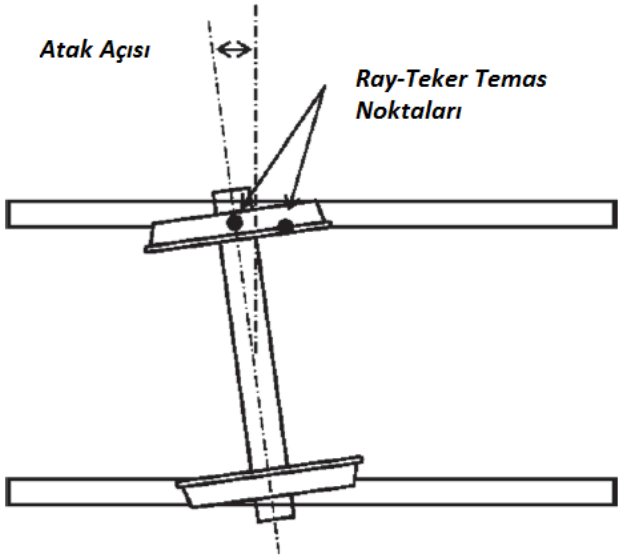
Çizelge 2.4. Kayma olmaksızın kurp geçiş için gerekli yuvarlanma yarıçap farkları (Shevtsov, 2008)

R_k, m	Δr, mm (r=0,331 m)	Δr, mm (r=0,390 m)	Δr, mm (r=0,460 m)	Δr, mm (r=0,500 m)
1000	0,4965	0,585	0,69	0,75
300	1,655	1,95	2,3	2,5
50	9,93	11,7	13,8	15
25	19,86	23,4	27,6	30

Denklem 2.8 ve Çizelge 2.3 birlikte incelendiğinde daha küçük yarıçaplı tekerlerin daha büyük yarıçaplı tekerlere kıyasla kurptan geçmek için daha küçük yuvarlanma yarıçapı farkı gerektirdiği görülmektedir. Özellikle tramvay hatlarında düşük yarıçaplı kurplar

bulunmasından ötürü gerekli yuvarlanma yarıçapı farkını oluşturabilmek adına tramvaylarda küçük yarıçaplı tekerler kullanılmaktadır (Shevtsov, 2008).

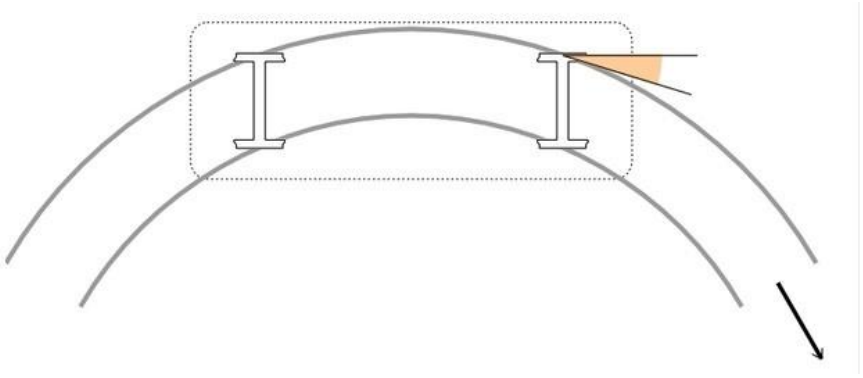
Teker seti normal koşullarda hat üzerinde ilerlerken tek noktadan temas gerçekleşmektedir. Yüksek yanal kuvvetler ortaya çıktığında flanş-ray teması gerçekleşebilir. Bu durumda teker-ray arasında iki noktadan temas gerçekleşecektir. Flanşın raya temas noktası Şekil 2.39'da görülebileceği üzere teker setinin atak açısına bağlı olacaktır (Spiryagin ve diğerleri, 2014).



Şekil 2.39. Teker setinin atak açısı (Spiryagin ve diğerleri, 2014)

Atak açısı teker setinin hatta göre yalpalama açısını ifade etmektedir ve önemli bir ray-teker temas parametresidir. Teker-ray temas kuvvetleri ile birlikte, raylı taşıt kurp performanslarının tahminine hizmet etmektedir (Milković ve diğerleri, 2017).

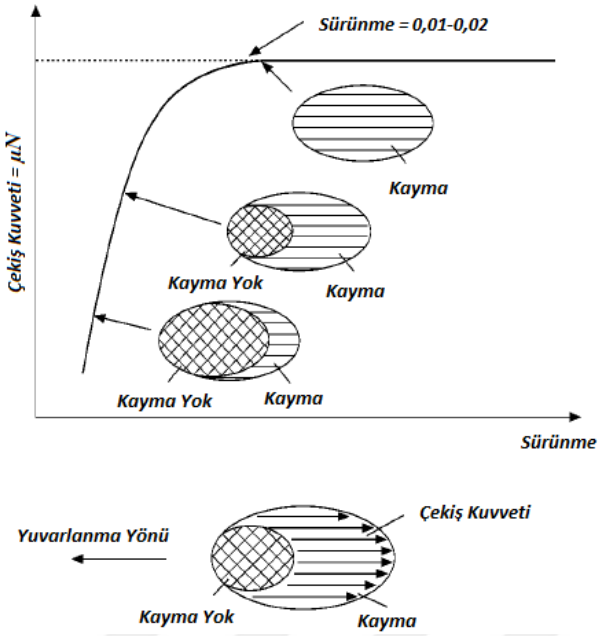
Atak açısı kurpta ne kadar büyük ise tekerin raydan çıkma tehlikesi daha yüksek yanal kuvvetlerin ortaya çıkmasından ötürü o kadar fazla olacaktır. Teker setinin kurpta sergilediği davranıştan dolayı ortaya çıkan atak açısı Şekil 2.40'ta gösterilmiştir.



Şekil 2.40. Taşıt kurpta iken oluşan atak açısı (Anonim, Curving, 2022)

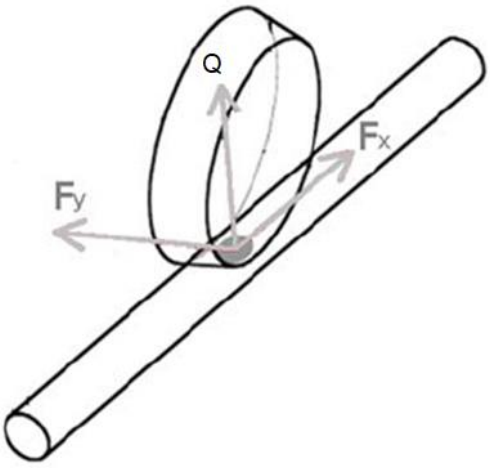
Raylı taşıtın hat üzerinde güvenli ve verimli bir şekilde ilerleyebilmesi için teker ve ray arasında iyi bir şekilde adezyonun oluşması gerekmektedir. Frenleme esnasında adezyonun korunması güvenlik, çekiş esnasında adezyonun korunması performans kriteridir. Çünkü bu iki durumda düşük adezyondan ötürü teker kayması gerçekleşebilir. Adezyon seviyeleri gerektiği gibi kontrol edilirse enerji verimliliği de korunmuş olacaktır. Tekerin ray üzerinde saf bir şekilde yuvarlanması çok küçük bir durum olarak kabul edilir. Yuvarlanma nerdeyse her zaman bir miktar kayma içerir. Kayan yüzeyler arasındaki sürtünme kuvveti açıktır ki sürtünme katsayısı ile doğru orantılıdır. Ray-teker çifti için yuvarlanma sürtünme katsayısı 0,0001 olarak kabul edilebilir (Lewis & Olofsson, 2009)

Şekil 2.41'de görülebileceği üzere ray-teker arasındaki temas alanı kayma olmayan ve kayma bölgelerine ayrılabilir. Boyuna sürünme ve teğetsel kuvvetler temas bölgesinin arka bölgesinde meydana gelen kayma nedeniyle oluşur. Çekme kuvveti doyma değerine ulaştığında kayma olmayan bölge kaybolur ve tüm temas alanı tamamen kayma durumuna geçiş yapar. Maksimum çekiş kuvveti seviyesi, temas alanının çekişi absorbe etme yeteneğine bağlıdır. Bu durum sürtünme katsayısı şeklinde ifade edilir. Normal durumda teker-ray çekişi sürünme 0,01-0,02 seviyelerinde iken maksimuma ulaşır. Çekiş-sürünme eğrisi ray-teker arasında üçüncü bir etkenin varlığı ile kolayca değişebilir. Bu üçüncü etken sürtünmeyi artırmak veya azaltmak için kasıtlı olarak uygulanabilir, yağmur yağması, raya yaprak yapışması gibi dışardan bir etken ile de ortaya çıkabilir (Lewis & Olofsson, 2009).



Şekil 2.41. Çekiş kuvveti-sürünme grafiği (Lewis & Olofsson, 2009)

Ray-teker arasında sürünme boyuna ve/veya yanal olarak gerçekleşebilir. Boyuna sürünme frenleme, çekiş esnasında ortaya çıkarken yanal sürünme yüksek yanal kuvvetler sonucu ortaya çıkacaktır. Ortaya çıkan sürünmeler de sürünme kuvvetlerini doğuracaktır. F_x boyuna sürünme kuvveti, F_y yanal sürünme kuvveti ve Q dik kuvvet olmak üzere şematik gösterimleri Şekil 2.42'de verilmiştir.



Şekil 2.42. Sürünme kuvvetleri ve dik kuvvet (Fernández, 2014)

Raylı taşıtın rayın geometrik düzenini takip etme yeteneğine yönlendirme adı verilmektedir. Yönlendirmenin en önemli yönü taşıtın kurptaki davranışıdır (Wickens, 2005).

Atak açısını azaltmak ve taşıt dinamiğini iyileştirmek için yönlendirmenin yeterli seviyede olması gerekmektedir. Taşıtlarda yönlendirme aşağıda verilen yöntemler ile iyileştirilebilir (Lewis & Olofsson, 2009) ;

- Aktif birincil süspansiyon.
- Bağımsız tahrikli tekerler.
- Aktif teker idaresi.

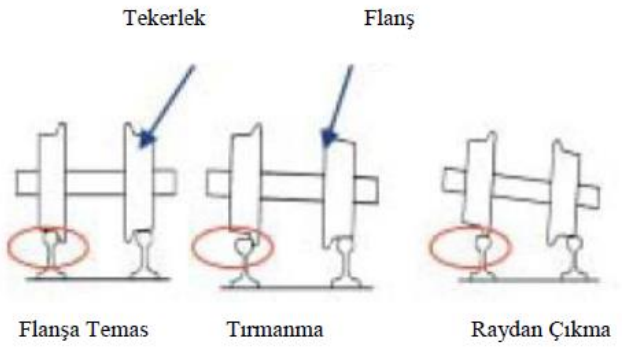
2.5.2. Raylı Taşıtlarda Seyir Emniyeti

Raylı taşıtın güvenli bir şekilde seyredebilmesi için bazı kriterleri yerine getirmesi gerekmektedir. Bu kriterlerin başında raydan çıkmaya (deray) karşı güvenlik yer almaktadır. Deray olmuş taşıt örneği Şekil 2.43'te gösterilmiştir.



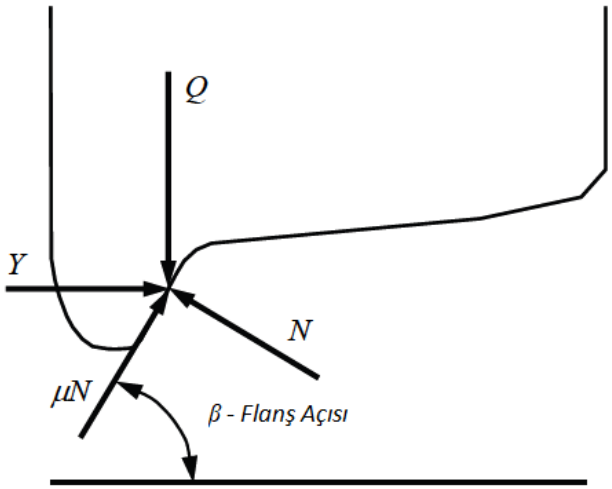
Şekil 2.43. Deray durumundaki bir raylı taşıt (Derailment, 2022)

Taşıtın raydan çıkma durumu taşıt kaynaklı sebepler ve hat kaynaklı sebepler olarak iki bölümde incelenebilir. Taşıt kaynaklı raydan çıkma durumunun başında teker flanş tırmanması gelmektedir ve tekerin rayın üzerinden rayın dışına çıkmasını ifade etmektedir. Flanş tırmanma sebepli raydan çıkma durumu Şekil 2.44'te şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.44. Flanş tırmanmasının şematik gösterimi (Arslan, 2011)

Flanş tırmanması çoğunlukla kurplarda meydana gelmektedir ve teker flanşının raya uyguladığı fazla yatay kuvvetten kaynaklanmaktadır. Yüksek yanal kuvvet atak açısının büyük olduğu durumlarda ortaya çıkmaktadır. Kurp esnasında teker flanşı ve ray temasından dolayı oluşacak kuvvetler Şekil 2.45'te gösterilmiştir.



Şekil 2.45. Teker flanşı-ray temasında tekerde oluşan kuvvetler (Shevtsov, 2008)

Şekil 2.45'te Y yanal kuvveti, Q dikey kuvveti, μ sürtünme katsayısı ve β teker flanş açısını ifade etmektedir.

Y/Q oranı, deray oranı olarak adlandırılmaktadır ve raylı taşıtın seyir güvenliği için önemli bir kriter olarak kullanılmaktadır. Y/Q oranı aşağıdaki faktörlere bağlıdır;

- Kurp yarıçapı.
- Ray-teker profilleri.
- Süspansiyon karakteristikleri.
- Taşıt hızı.

Bu faktörler bir araya gelerek atak açısını oluşturur ve bu da yanal kuvveti etkiler. Teker yüklerinin dengeli bir şekilde dağıtılmadığı durumda atak açısının artması kuvvetli ihtimaldir. Yalpalama ve sert frenleme durumu da flanş tırmanmasıyla beraber deraya yol açabilmektedir (Iwnicki S. , 2006).

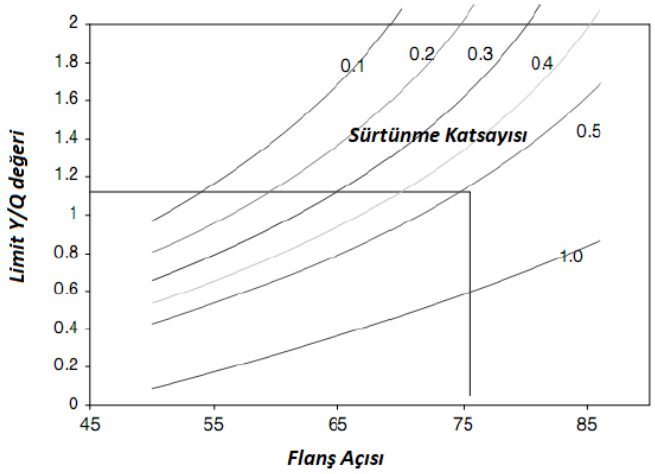
Y/Q oranını ve sınırını belirlemek için çeşitli teoriler mevcuttur. En çok kullanılan kriter "Nadal" kriteridir ve flanş temasındaki kuvvetlerin dengesini ifade etmektedir (Nadal, 1908). Nadal kriteri ray-teker arası sürtünme katsayısını, flanş açısını ve ray-teker kuvvetlerinin flanş tırmanmasından kaynaklı deray olasılığını hesaba katmaktadır ve Denklem 2.10 ve Denklem 2.11'den yola çıkılarak Denklem 2.12'de gösterilmiştir (Türk Standartları Enstitüsü & European Norms, Demiryolu uygulamaları - Demiryolu taşıtlarının seyir karakteristiklerinin kabul deneyleri - Seyir davranışlarının denenmesi ve durağan deneyler, 2019)

$$Y = N sin\beta - \mu N cos\beta \tag{2.10}$$

$$Q = N cos\beta + \mu N sin\beta \tag{2.11}$$

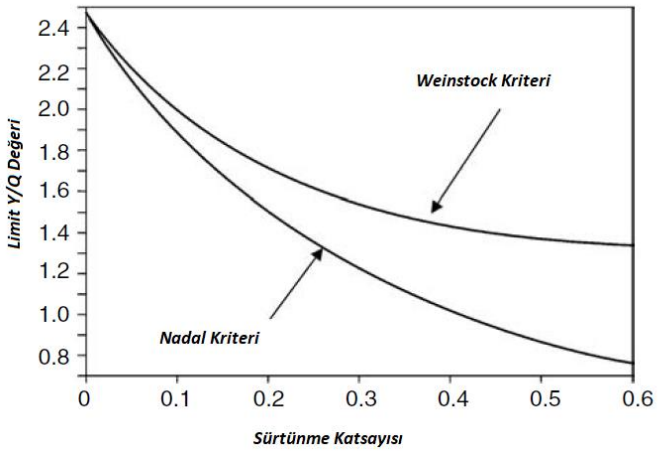
$$\frac{Y}{Q} = \frac{tan\beta - \mu}{1 + \mu tan\beta} \tag{2.12}$$

Denklem 2.12'ye göre sürtünme katsayısı arttıkça ve flanş açısı küçüldükçe deray olasılığı artış göstermektedir. Flanş açısı ve sürtünme katsayısına bağlı olarak Y/Q limit değerleri Şekil 2.46'da gösterilmiştir.



Şekil 2.46. Limit Y/Q değerlerinin flanş açısı ve sürtünme katsayısına göre değişimi (Iwnicki S. , 2006)

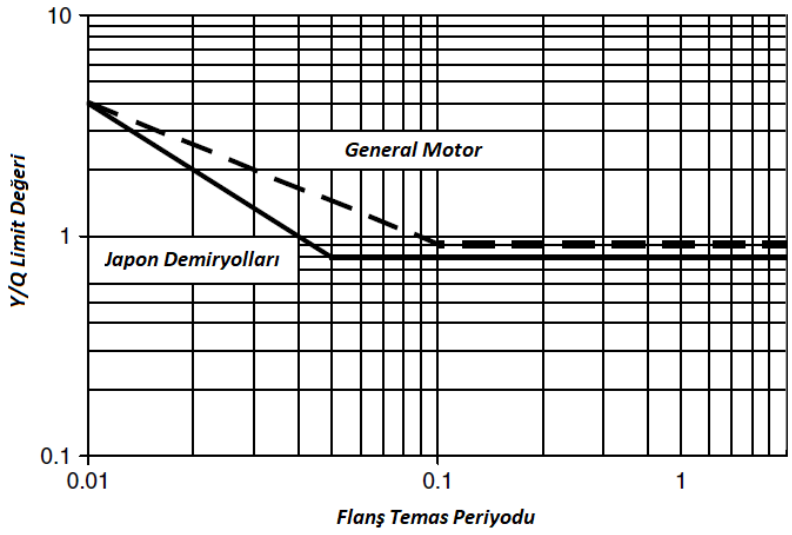
Y/Q limitini belirlemek için kullanılan diğer bir kriter Weinstock kriteridir (Weinstock, 1984). Weinstock kriteri aynı aks üzerindeki Y/Q oranlarını toplayarak bir limit değer belirler. Böylece Y/Q oranını tek teker için değil teker seti için incelenmesini sağlamıştır. Teker seti kurpta iken, flanş teması olan teker için Y/Q oranı Nadal kriterine göre hesaplanır, flanş teması olmayan teker için ise sadece sürtünme katsayısı hesaba katılarak limit değer bulunur. Her iki teker için bulanan limit değerler toplanarak teker seti için artırılmış limit Y/Q oranı bulunmuş olur. Flanş açısının 68° olduğu bir teker profili için Nadal ve Weinstock kriterlerine göre Y/Q limit değerlerinin karşılaştırılması Şekil 2.47'de gösterilmiştir.



Şekil 2.47. Nadal ve Weinstock kriterlerinin karşılaştırılması (Iwnicki S. , 2006)

Şekil 2.47'de görülebileceği üzere flanş teması olmayan tekerde sürtünme katsayısı sıfıra yaklaşırsa Weinstock ve Nadal kriteri birbirine eşit olacaktır ve flanş teması olmayan tekerdeki sürtünme katsayısı arttıkça limit Y/Q değeri artacaktır.

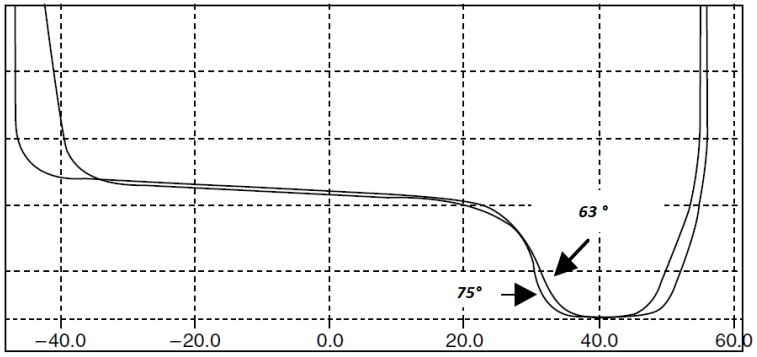
Y/Q limitinin süreye bağlı olarak artırılması gerektiğini düşünen Japonya Demiryolları ve General Motor firmasının yaptığı çalışmaya göre limit Y/Q değerleri Şekil 2.48'de gösterilmiştir. Bu çalışmaya göre flanş teması 50 ms'den daha az ise limit değer artırılmalıdır (Iwnicki S. , 2006).



Şekil 2.48. Flanş temasının süresine bağlı Y/Q limit değeri (Iwnicki S. , 2006)

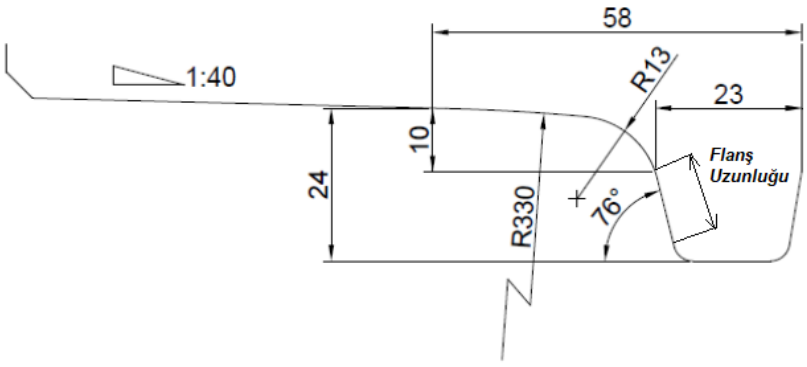
Dinamik analizler sonucu elde edilen Y/Q değerleri limit değerin altında ise taşıtın flanş tırmanma kriterine göre güvenli bir şekilde seyrettiği kabul edilmektedir.

Teker profillerinin ve ray-teker ara yüzünün deraya etkileri incelenecek olursa, teker profili flanş açısı arttıkça limit Y/Q oranı artmaktadır. Şekil 2.49'da gösterilen 63° ve 75° flanş açısına sahip iki teker için 0,5 sürtünme katsayında, limit Y/Q değerleri 63° flanş açısına sahip teker için 0,73, 75° açıya sahip teker için 1,13 olmaktadır.



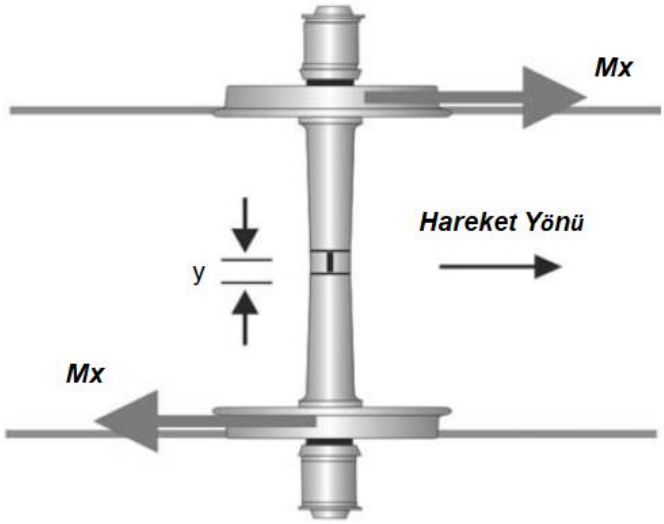
Şekil 2.49. 63° ve 75° flanş açısına sahip teker profilleri (Iwnicki S. , 2006)

Teker profiline ait flanş uzunluğu arttıkça raydan çıkma riski azalmaktadır. Çünkü flanş uzunluğu arttıkça flanş tırmanma mesafesi de artmaktadır. Flanş uzunluğu belirli bir flanş açısına sahip flanş profilinin bir ölçüsü olarak tanımlanır ve Şekil 2.50'de gösterilmiştir (Iwnicki S. , 2006).



Şekil 2.50. Flanş uzunluğunun gösterimi (Crosbee ve diğerleri, 2017)

Gerçek aksa sahip bir teker setinde tekerler aynı hız ile dönmektedir. Teker profilinde bulunan koniklik kurpta teker setinin dönüşü için kolaylık sağlayacaktır. Teker seti kurpta iken dış tekerin iç tekerden daha büyük bir yarıçapta dönmesine izin vermek için eksende kayar. Şekil 2.51'de görüleceği üzere aynı aksın tekerleri üzerindeki ray-teker ara yüzünde ortaya çıkan boyuna sürünme kuvvetleri, bojiyi kurp etrafında yönlendiren bir moment oluşturur. Boyuna kuvvetin dikey kuvvete oranı arttıkça Y/Q limit değeri de artmaktadır. Bu durum, boyuna sürünme kuvvetinin ray-teker sürtünmesinin bir kısmını kullanması olarak açıklanabilir. Flanş tırmanması için etkili sürtünme katsayısını azaltır ve limit Y/Q değeri artar (Iwnicki S. , 2006)



Şekil 2.51. Teker setini yönlendiren momentlerin oluşumu (Iwnicki S. , 2006)

Sahte akslı teker setlerinde tekerler birbirlerinden farklı hızlarda dönebilmektedir. Bu nedenle gerçek akslı teker setinde bojiyi yönlendirmek için oluşan momentler, sahte akslı teker setinde açığa çıkmaz. Bu durum daha yüksek atak açılarına dolayısıyla daha yüksek yanal kuvvetlere, daha yüksek Y/Q oranlarına ve artan ray-teker aşınmasına yol açabilir. Ek olarak boyuna kuvvetler olmadığından ray-teker sürtünmesi tamamen yanal yönde etki eder. Bu da daha büyük flanş tırmanma riskine neden olur. Bununla birlikte sahte akslı teker setlerinde, flanş teması olmayan tekerde Y/Q limit değerinin artışına bir katkı olmayacaktır ve Nadal kriterini aşan herhangi bir Y/Q değeri flanş tırmanmasına sebep olacaktır. Bu nedenle bağımsız olarak dönen tekerler, teker yanal kuvvetlerini aniden

artırabilecek veya dikey kuvvetleri aniden azaltabilecek hat bozukluklarına karşı daha az toleransa sahiptir (Iwnicki S. , 2006).

Bağımsız dönen tekerleri olan bir bojinin flanş tırmanmasını ve teker aşınmasını minimum düzeyde tutmak için boji tasarımının önemi yüksektir. Aktif kontrol sistemleri teker setini kurpta yönlendirmek için kullanılabilir. Bu tür kontrol mekanizmaları olmadan flanş tırmanmasını önlemek ve aşınmayı minimum düzeyde tutmak için ray-teker profili bakımı ve hat bakımının dikkatli bir şekilde yapılması ve ray-teker arası sürtünmesinin uygun bir şekilde yönetilmesi gerekecektir (Iwnicki S. , 2006).

Balastlı bir hatta yüksek yanal kuvvetler hattın bozulmasına neden olabilir. Bu durumun önlenmesi için seyir güvenliği ile ilgili bir diğer kriter ise toplam yatay kuvvet limiti devreye girmektedir. Çok kısa süreli yanal kuvvetlerin hattı kaydırması pek olası değildir. Bu sebepten ötürü sadece 2 m'den daha uzun hat uzunluğunda etki eden kuvvetler dikkate alınmaktadır. Bu kuvvet limiti PrudHomme limiti olarak bilinmektedir (Shevtsov, 2008).

Tren, metro, hafif metro ve hafif raylı taşıtlar için toplam yatay kuvvet limiti ΣY, kN olmak üzere Denklem 2.13 ile hesaplanabilir (Türk Standartları Enstitüsü & European Norms, Demiryolu uygulamaları - Demiryolu taşıtlarının seyir karakteristiklerinin kabul deneyleri - Seyir davranışlarının denenmesi ve durağan deneyler, 2019)

$$\sum Y = 10 + \frac{2Q}{3} \tag{2.13}$$

Raydan çıkma durumu için hat kaynaklı sorunlar adına, raylarda ve hatta görülen kusurlar ve düzensizlikler örnek olarak verilebilir. Raylarda ve hatta oluşabilecek kusurlar ve düzensizlikler fazla ise taşıt dinamiğini bozarak deray yaşanmasına sebebiyet verebilmektedir. Şekil 2.52'de deprem nedeniyle raylarda oluşan yanal deformasyon gösterilmiştir.



Şekil 2.52. Deprem nedeniyle raylarda meydana gelen yanal deformasyon (Azevedo ve diğerleri, 2009)

Raylı taşıtların seyir güvenliği açısından dinamik analizleri TS EN 14363 standardına göre yapılmaktadır. TS EN 14363'e göre Y/Q değerleri burkulmuş hat ve S-kurp için hesaplanır ve Nadal kriterine göre kontrol edilir. Burkulmuş hat ve S-kurp örnekleri Şekil 2.53'te gösterilmiştir.



Şekil 2.53. a) Burkulmuş hat (Anonim, Twisted rail, 2021), b) S kurp (Anonim, Test and Validation Center in Wegberg-Wildenrath, 2022)

2.5.3. Raylı Taşıtlarda Konfor

Sürüş kalitesi, bir kişinin raylı taşıt ortamında dinamik ve ortam gibi bir dizi fiziksel koşula verdiği tepkidir. Yalnızca taşıt dinamiği dikkate alındığında genellikle her üç yöndeki (boyuna, yanal ve dikey) ivmeler ve değişiklikler, bu yönlerdeki açısal hareketler, şok ve sarsıntı gibi ani hareketler konforu etkileyen durumlar olarak sıralanabilir (Spiryagin ve diğerleri, 2014).

Raylı taşıtlarda yolcu konforunu değerlendirmek için birden fazla sürüş kalitesi standardı mevcuttur. Bu standartlar dünya çapındaki büyük demiryolu kuruluşlarının raylı taşıt sürüş kalitesi ve konforunu nasıl ölçtüğünü ve değerlendirdiğini belirtir. Kullanılan bazı standartlar ve yöntemler aşağıda verilmiştir (Spiryagin ve diğerleri, 2014) ;

- EN 12299.
- ISO 2631.
- Sperling Sürüş İndeksi.

2.5.4. Ray-Teker Profillerinin Aşınma Kaynaklı Değişimi

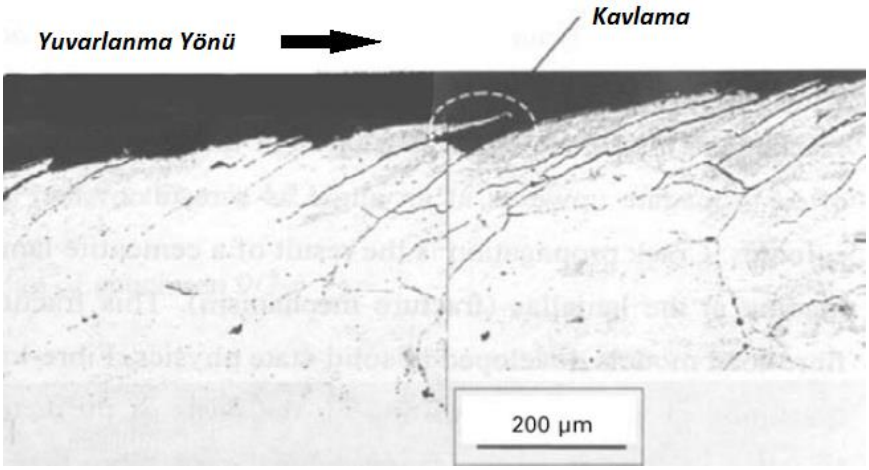
Aşınma, malzemenin temas eden yüzeyinden kaybı veya yer değiştirmesi olarak tanımlanabilir. Bir malzemenin nasıl aşındığı malzemenin doğasına ve çevre koşullarını içeren sistemin diğer ögelerine de bağlıdır. Örneğin aşınma kalıntıları ve ray-teker teması durumunda sürtünme düzenleyiciler gibi herhangi bir etkenin bulunup bulunmadığına bağlıdır (Lewis & Olofsson, 2009).

Ray-teker teması durumunda ilgilenilmesi gereken iki durum vardır, kayma ve yuvarlanma. Nominal olarak bir yuvarlanma durumu olsa da ray-teker teması kayma ve kayma olmayan bölgelere bölünmüştür. Bu nedenle bir miktar mikro kayma meydana gelmektedir. Aşınmaya neden olma açısından kayma hareketi, çarpma ve yuvarlanma gibi durumlara nazaran daha yüksek potansiyele sahiptir. Hafif temas koşullarında ve şiddetli temas koşullarında kaymanın sonucu olarak farklı aşınma türleri meydana gelebilir. Temas bölgesinde kum gibi sürtünme artırıcılar var ise abrasif aşınma meydana gelebilir.

Çok şiddetli kayma koşulları (çok dar kuplarda görülebilir) temasta sıkışmaya ve yüksek ısı oluşumuna sebep olabilir, bu durum da malzemenin termal bozulmasına neden olabilmektedir (Lewis & Olofsson, 2009).

Yuvarlanma hareketi ile aşınma davranışına hâkim olan temel mekanizmalar yorulma kaynaklıdır. Genel olarak bu durum yuvarlanma yüzey yorgunluğu olarak adlandırılmaktadır ve tekrarlanan döngü deformasyon mekanizmalarının formlarıdır. Yüzey yorulma mekanizmaları yüzeyden parçacıkların kaybına yol açan çatlakların oluşumunu ve yayılmasını içerir. Bu çatlaklar yüzeyin altında oluşma ve yüzeye yayılma eğilimindedir. Bununla birlikte önemli bir çekişin olduğu durumlarda yüzey çatlakları oluşur. Yuvarlanma esnasında aynı zamanda kayma oluşursa bu kayma çekişi doğurur. Kayma, farklı hızlarda hareket eden iki bileşenin bir sonucu olarak ortaya çıkar. Ray-teker teması yuvarlanma/kayma hareketinin klasik bir örneğidir (Lewis & Olofsson, 2009).

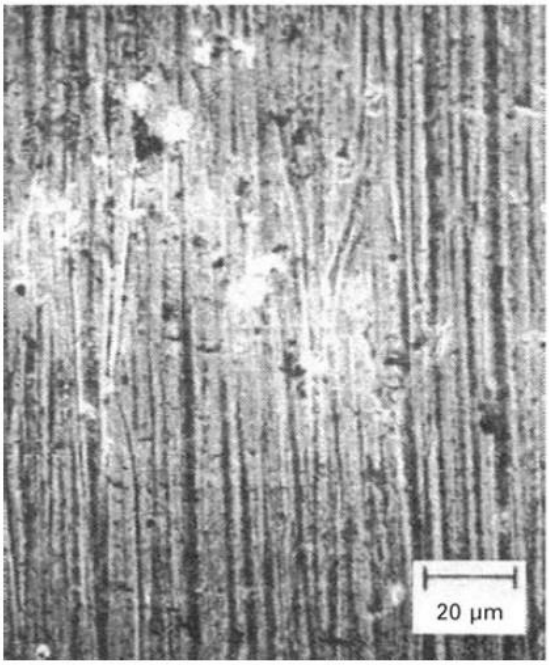
Şekil 2.54'te gerçek bir tay-teker temasında yuvarlanma/kayma koşullarını simule etmek için çift diskli bir testte, teker çelik diskine karşı haddelenmiş ray çeliğinden yapılan bir diskin kesiti gösterilmiştir. Tekrarlanan yükleme döngüleri yüzey malzemesinin deformasyonuna ve malzemenin kaybına sebep olan yüzey çatlaklarının gelişmesine yol açmıştır.



Şekil 2.54. Yüzey çatlağından ötürü malzeme kaybının gösterimi (Lewis & Olofsson, 2009)

Aşınmanın açıklanması için farklı mekanizma tanımlamalarına ihtiyaç duyulmaktadır. Adhezif aşınma mekanizmaları için temel kavram, yüzeyler arasındaki fiili temasın görülen temas alanı içindeki ayrı noktalarda meydana gelmesidir. Bağlantı adı verilen bu noktalarda yüzey pürüzleri arasında bağlanma meydan gelmektedir. Yüzeyler birbirine göre hareket ettiğinde bu bağlantılar kırılır ve yenileri oluşur. Genellikle uç, yumuşak pürüzden koparılır ve daha sert yüzeye yapışmalarını sağlar. Bu sünek veya gevrek bir kırılma yoluyla olabilir. Şiddetli hasar bazen makroskobik malzeme parçalarının yırtılmasına sebep olabilir. (Lewis & Olofsson, 2009).

Abrasif aşınma ya daha sert pürüzlerin ya da yüzeyler arasında sıkışan sert partiküllerin o yüzeye göre hareketi nedeniyle ortaya çıkan bir bileşen yüzeyindeki hasardır. Bu tür parçacıklar dış ortamdan bir kirletici olarak iki yumuşak yüzey arasına sokulabilir veya oksitlenme ya da başka bir kimyasal işlemle yerinde oluşturulmuş olabilir. Abrasif aşınma Şekil 2.55'te görülebileceği üzere kayma yönünde uzanan uzun paralel oluklardan oluşan karakteristik bir yüzey verir. Abrasif aşınmalar, aşınma sorunlarının yaklaşık %50'sini oluşturmaktadır (Lewis & Olofsson, 2009).



Şekil 2.55. Abrasif aşınma örneği (Lewis & Olofsson, 2009)

Oksidatif aşınma mekanizması, malzemenin yüzeyinde oksit oluşumunu içerir. Malzemenin oksidasyona uğrama kabiliyeti ve oksijenin mevcudiyeti ile açıkça bağlantılıdır. Oksidatif aşınmanın oluşup oluşmayacağı temasta oluşan sıcaklıklara ve bağıl neme bağlıdır. Aşınma oranları mekanik aşınma süreçlerinde görülenlerden daha düşüktür (Lewis & Olofsson, 2009).

Termal aşınma mekanizması, temasta sürtünmeli ısınmanın neden olduğu sıcaklıktaki artışla doğrudan önemlidir. Bu kategorideki başlıca aşınma süreci türü, bir malzemenin viskoz bir sıvı gibi yer değiştirebilecek kadar erimesi veya yumuşamasıdır (Lewis & Olofsson, 2009).

Aşınma durumlarının modellenmesine bakabilmek için kullanılan bir yöntem, aşınma hacminin V_k, temas üzerindeki yük F ve kayma mesafesi ile doğru orantılı l, yüzey sertliği H ile ters orantılı olduğunu öne süren Archard aşınma denklemidir ve Denklem 2.14'te gösterilmiştir.

$$V_k = \frac{kFl}{H} \tag{2.14}$$

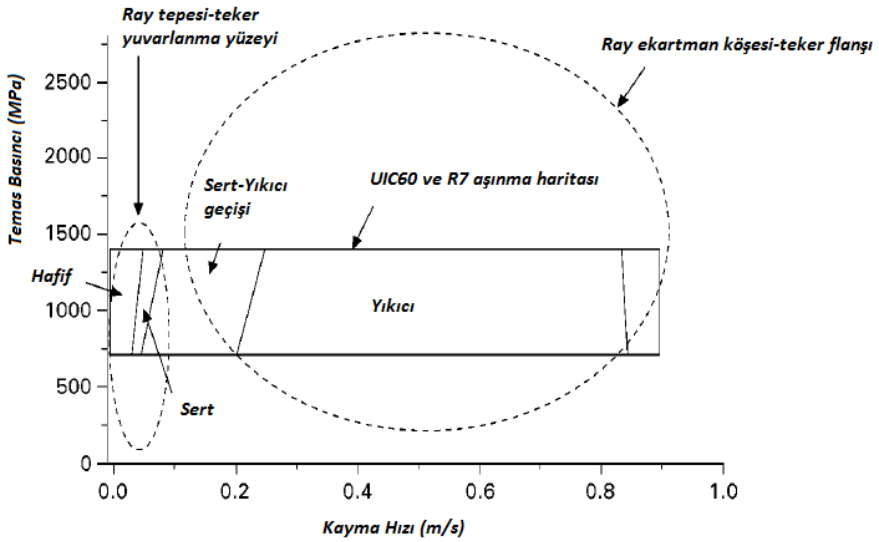
Denklem 2.14'te k, aşınma katsayısıdır ve farklı malzeme çiftleri için değişmektedir ve Çizelge 2.5'te farklı durumlar için k değerleri verilmiştir.

Çizelge 2.5. Örnek k değerleri (Hamarat, 2015)

Malzeme Türü	k
Aynı İki Metal Arasında	
Kuru Ortam	$2x10^{-4}$ - 0,2
Yağlanmış Ortam	$9x10^{-7}$ - $9x10^{-4}$
Farklı İki Metal Arasında	
Kuru Ortam	$6x10^{-4}$ – $2x10^{-3}$
Yağlanmış Ortam	$9x10^{-8}$ – $3x10^{-4}$
Plastik Metal Arasında	
Kuru Ortam	$3x10^{-7}$ – $8x10^{-5}$

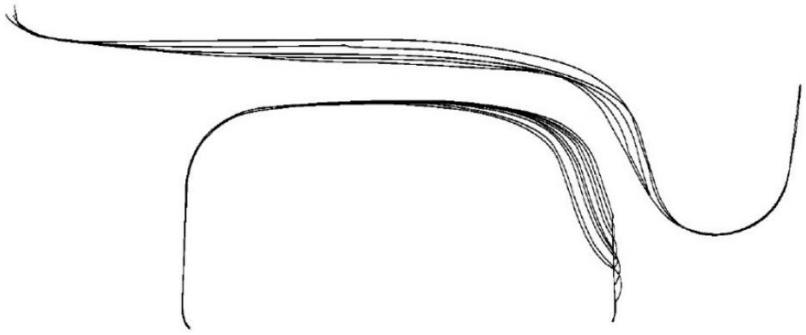
Yağlanmış Ortam	$1x10^{-6} – 5x10^{-6}$

Aşınma verilerini göstermenin bir yolu aşınma haritasıdır. Şekil 2.56'da ray-teker teması için aşınma haritası örneği gösterilmiştir. Görülebileceği üzere teker yuvarlanma yüzeyi ve ray tepesi teması hafif-sert aşınma bölgesinde, teker flanşı-ray ekartman köşesi şiddetli-yıkıcı bölgesinde aşınma ortaya çıkmaktadır. Bu harita uygulamada görülen durumla eşleşmektedir (Lewis & Olofsson, 2009).



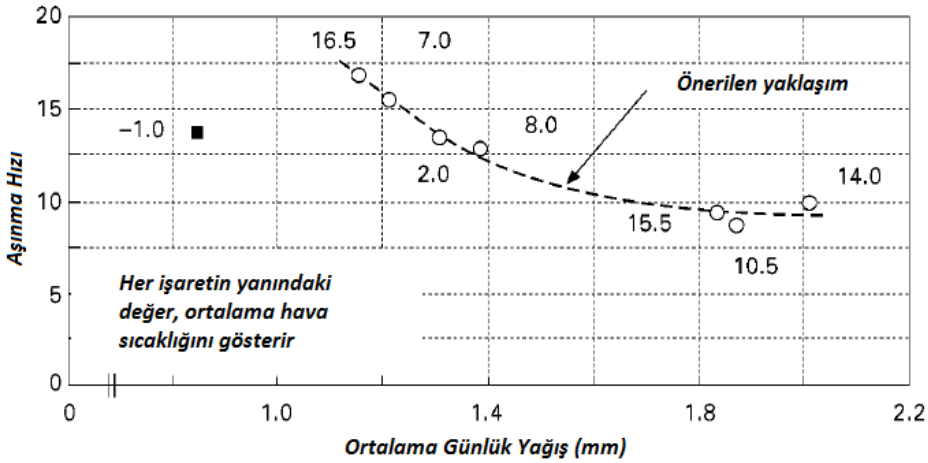
Şekil 2.56. Ray-teker aşınma haritası (Lewis & Olofsson, 2009)

Stockholm yerel trafiğinde kullanılan bir raylı taşıta ait ray ve teker profillerinin aşınma ile değişimi Şekil 2.57'de gösterilmiştir.



Şekil 2.57. Ray-teker profillerinde aşınma kaynaklı oluşan değişim (Lewis & Olofsson, 2009)

Ray-teker teması açık bir sistem olduğundan aşınma, nem gibi faktörlerden etkilenecektir. Hava koşulları ile rayda meydana gelen aşınma arasındaki ilişki analizi Şekil 2.58'de gösterilmiştir. Görüleceği üzere aşınma üzerinde yağışın etkisi oldukça yüksektir (Lewis & Olofsson, 2009).



Şekil 2.58. Yağış ile aşınma hızının değişimi (Lewis & Olofsson, 2009)

Teker profillerinin aşınması raylı sistemlerin maliyetini ve performansını etkileyen önemli kriterlerden birisidir. Teker profillerinin aşınma ile beraber gösterdiği değişiklik elbette ki taşıt dinamiğini etkileyecektir. Bu nedenle teker profilinde görülen aşırı değişikleri gidermek için teker tornalanarak orijinal profiline geri getirilmelidir. Teker çapının düşeceği minimum limitten sonra tornalama yapılmamalı teker değişikliği gerçekleştirilmelidir. Teker tornalama ve değiştirme işlemleri bakım maliyetleri üzerinde

büyük bir etkiye sahiptir ve bu nedenle aşınmayı azaltmak için çok sayıda çalışma yapılmıştır.

Tekerde oluşacak aşınmayı tahmin edebilmek için aşınma indeksi ifadesi kullanılmaktadır. W_i, aşınma numarası olmak üzere Denklem 2.15'te gösterildiği gibi hesaplanmaktadır (Shevtsov, 2008).

$$W_i = F_x\zeta_x + F_y\zeta_y \tag{2.15}$$

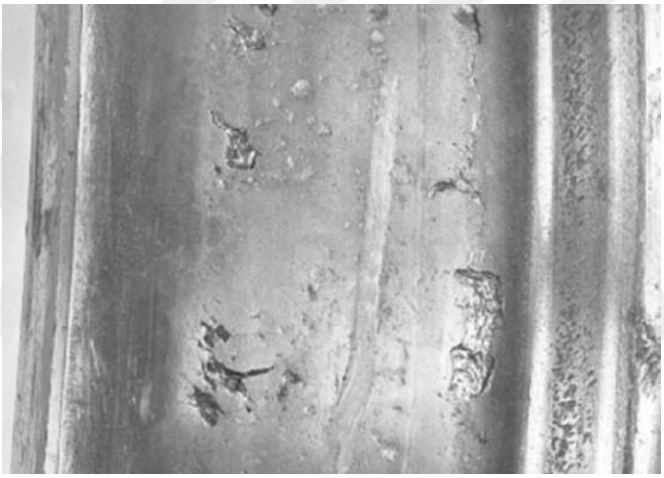
Denklem 2.15'e göre aşınma numarası değerlerine göre gözlemlenebilecek durumlar aşağıda sıralanmıştır (Iwnicki S. D., 2009);

- Aşınma numarası 0-15 arasında ise, yüzeyde çatlak başlangıcı için yeterli enerjinin bulunmadığı, bu sebepten ötürü aşınma ya da hasarın ortaya çıkmayacağı varsayılır.
- Aşınma numarası 15-65 arasında ise yüzeyde çatlak oluşumu için yeterli enerji oluşur ve yuvarlanma temas yorgunluğu görülebilir.
- Aşınma numarası 65-175 arasında ise yüzeyde aşınma oluşumuna sebep verecek bir enerjinin biriktiği anlaşılmaktadır. Aşınma numarası değerinin bu aralıkta olması aşınmanın ve çatlakların rekabet içinde ortaya çıkma eğiliminde olduğunu göstermektedir.
- Aşınma numarası 175'ten büyük bir değere sahip ise rayda yalnızca aşınma görülecektir, yuvarlanma temas yorgunluğu hasarlarına rastlanmayacaktır.

Denklem 2.15'ten görüleceği üzere teker aşınmasını azaltmak için ray/teker temasındaki teğetsel sürünme kuvvetleri ve/veya kaymalar azaltılmalıdır. Teker yuvarlanma yüzeyi ray tepesi teması düşük sürünme kuvvetleri ve kaymalar nedeniyle en düşük aşınma numarasını oluşturur. Bu tip aşınmaya hafif aşınma adı verilmektedir. Tek nokta temasında hafif aşınma durumu gözlemlenir. Çift nokta teması daha büyük kaymalar nedeniyle aşınma numarasını artırır. Bu durumda aşınma hafiften şiddetliye kadar değişebilir (Shevtsov, 2008).

Teker flanşı ve ray ekartman köşe teması artan kayma ve sürünme kuvvetleri nedeniyle daha büyük bir aşınma numarası üretir. Genellikle bu alanda şiddetli aşınma gözlemlenir (Shevtsov, 2008).

Tekerlerin yüzey kaynaklı yorulmalarında yorulma çatlakları yüzey malzemesinin plastik akışından kaynaklanmaktadır. Bu durum yüzey malzemesinin yorulması ile beraber çatlak başlangıcına sebep olmaktadır. Çatlak bir kez başladığında teker malzemesinde 5 mm derinliğe kadar büyüyebilir. Nihai kırılma çatlaklar tekerin yuvarlanma yüzeyine doğru dallandığında meydan gelir. Yüzeyden oluşan yorulma kusurunun örneği Şekil 2.59'da gösterilmiştir.



Şekil 2.59. Teker yüzeyi yorulma kusuru örneği (Lewis & Olofsson, 2009)

Yüzeyde oluşan çatlaklar normalde bir güvenlik sorunu değildir. Bununla birlikte tekerlerde görülen en yaygın yorulma hasarı türüdür. Tekerin tornalanması ile beraber yüzeyde oluşan çatlaklar giderilebilir. Yüzey altı yorulma durumunda çatlaklar yüzeyin birkaç mm altında başlayacaktır. Yüzeyin altında büyümeye devam ederler ve normalde yüzeye doğru dallanma nedeniyle kırılma meydan gelir. Böyle bir hasar, teker yüzeyinin büyük bir parçasının kopmasına yol açacaktır (Lewis & Olofsson, 2009).

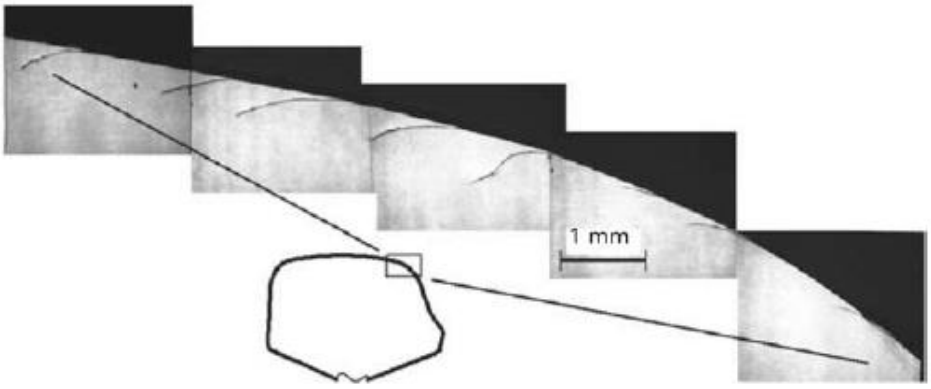
Raylardaki yüzey yorgunluğu yüzeyde çatlaklara veya çökme oluşumuna yol açabilir. Yüzey altı yorgunluğu ise soyulma ve oval boşluk oluşumuna neden olabilmektedir.

Yüzey yorgunluğunun sebep olduğu çökme hasarı örneği Şekil 2.60'ta gösterilmiştir (Lewis & Olofsson, 2009).



Şekil 2.60. Ray yüzeyinde oluşan çökme (Iwnicki S. D., 2009)

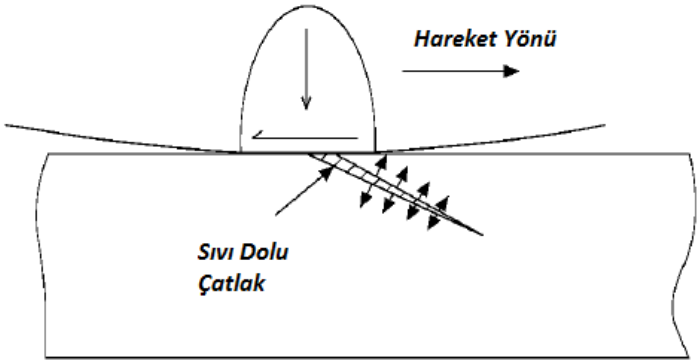
Yüzey çatlakları ray kusurlarında en büyük sorunu teşkil etmektedir ve genellikle kurp bölgelerinde ekartman köşelerinde görülür. Yüzey çatlakları, gerinim artışının birikmesinden ve yüzey malzemesi sünekliliğinin kaybolmasından kaynaklanır. Yüksek yük ve sürtünme yüzey çatlaklarının artışına sebebiyet verecektir. Ray ekartman köşesinde oluşan yüzey çatlağı Şekil 2.61'de gösterilmiştir (Lewis & Olofsson, 2009).



Şekil 2.61. Yüzeyde oluşan çatlaklar (Lewis & Olofsson, 2009)

Temas yüklerinin tekrarlanması nedeniyle yüzeyde oluşan çatlak uzar ve derinleşir. Rayda oluşan eğilme gerilmeleri çatlağın ray enine kesitinde ilerlemesine sebep olur. Bu ilerleme kritik bir uzunluğa ulaşırsa ray kırılması ile sonuçlanan hızlı bir kırılma meydana gelebilir (Lewis & Olofsson, 2009).

Kirlilik yorulma çatlağının yayılması üzerinde önemli bir etkiye sahip olabilir. Bir çatlakta tutunan su ve yağlayıcılar çatlağın ilerleme hızını artırabilir. Bunun nedeni, ray çatlaklarına sıkışıp kaldıklarında tekerlerin üzerinden geçerken basınçlandırmaya neden olmaları ve bunun da çatlak büyüme oranını artırmasıdır. Bu durum Şekil 2.62'de şematize edilmiştir (Lewis & Olofsson, 2009).



Şekil 2.62. Çatlak içinde bulunan akışkan (Lewis & Olofsson, 2009)

Çökme kusuru düz hatta ray tepesinin yüzeyinde meydan gelmektedir. Ray üzerinde karartılmış alanlar olarak ortaya çıkarlar. Biri hareket yönünde diğeri ise zıt yönde daha uzun olan iki çatlaktan oluşur (Lewis & Olofsson, 2009).

Soyulma, kurplarda ray ekartman köşesinde meydana gelir ve yüzey altı kaynaklı bir kusurdur. Eliptik kabuk benzeri çatlaklar ray yüzeyine paralel olarak ilerler ve çoğu durumda malzemenin parçalanmasına neden olur. Oval boşluk, hidrojenin varlığından kaynaklanan boşluklardan dolayı ray tepesi yüzeyinin yaklaşık 10-15 mm altında gelişen kusurlardır ve Şekil 2.63'te gösterilmiştir (Lewis & Olofsson, 2009).

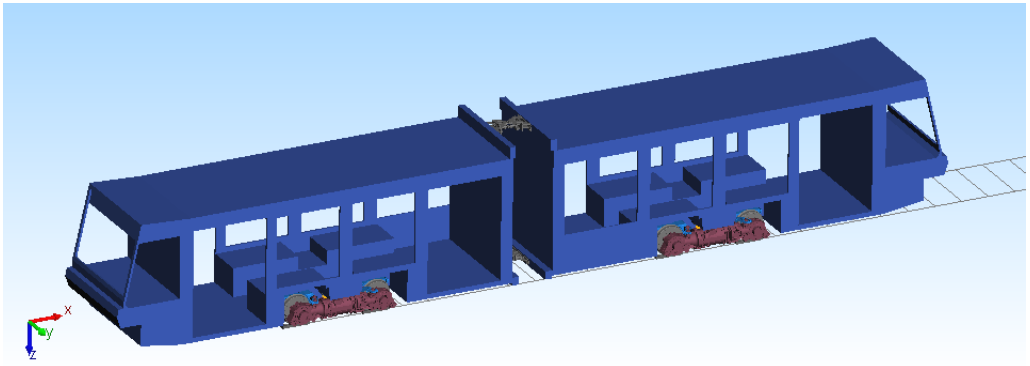


Şekil 2.63. Oval boşluk ray kusuru (Yılmaz, 2014)

3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1 Materyal

Çalışma kapsamında çift yönlü, iki modüllü bir tramvayın iki farklı teker profili ve iki farklı ray profilinde taşıt dinamiği incelenmiştir. Dinamik analizler Simpack 2018.1 programı ile gerçekleştirilmiştir. Analizleri yapılan tramvayın genel görünümü Şekil 3.1'de gösterilmiştir.

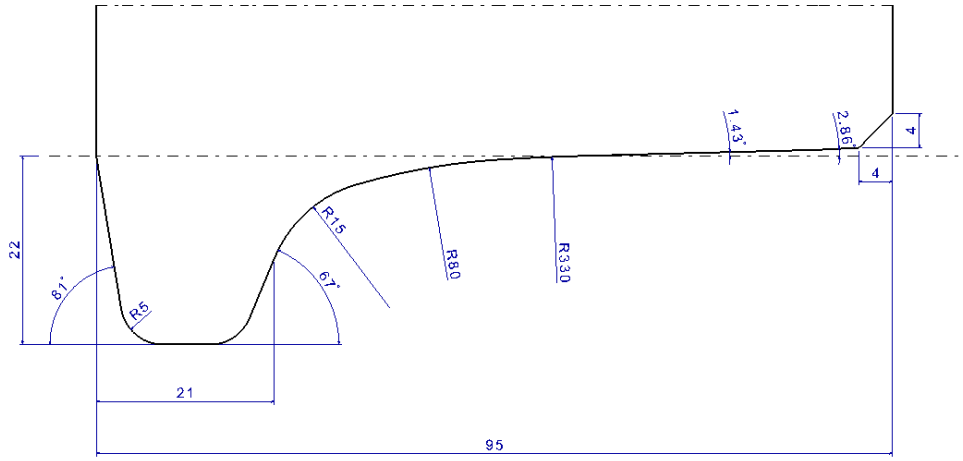


Şekil 3.1. Analizleri yapılan tramvayın genel görünümü

Teker ve ray profillerinin taşıt dinamiğine etkisini görebilmek adına iki farklı teker profili ve iki farklı ray profili çaprazlanarak dört farklı analiz gerçekleştirilmiştir. Birinci teker

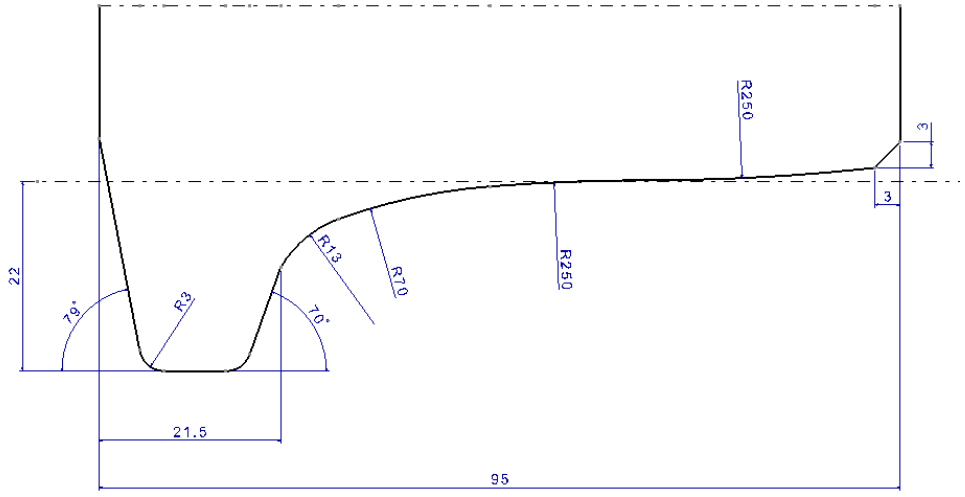
profili için WP1, ikinci teker profili için WP2, birinci ray profili için RP1, ikinci ray profili için RP2 kısaltmaları kullanılacaktır.

67° flanş açısına ve 15 mm flanş radyuslu, eğrisel geçiş ve konikliğe sahip olan WP1 Şekil 3.2'de gösterilmiştir.



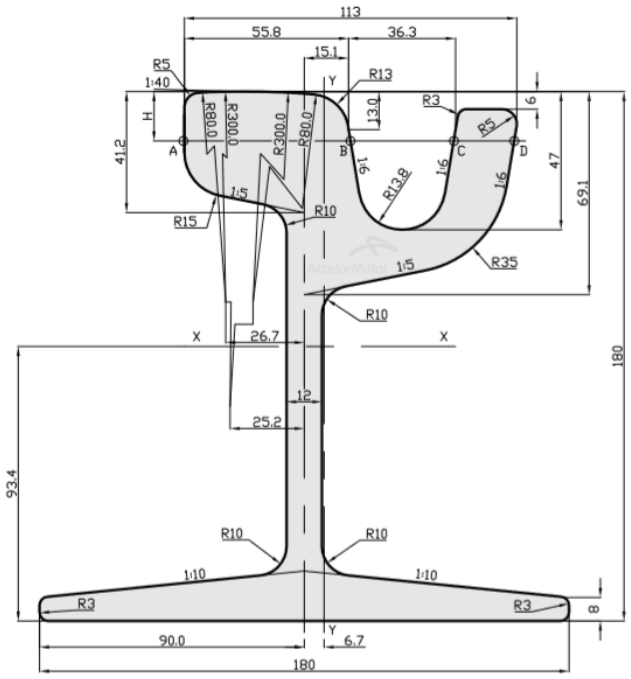
Şekil 3.2. Analizlerde kullanılan teker profili 1 - WP1

70° flanş açısına ve 13 mm flanş radyuslu, eğrisel geçişe sahip olan WP2 Şekil 3.3'te gösterilmiştir.



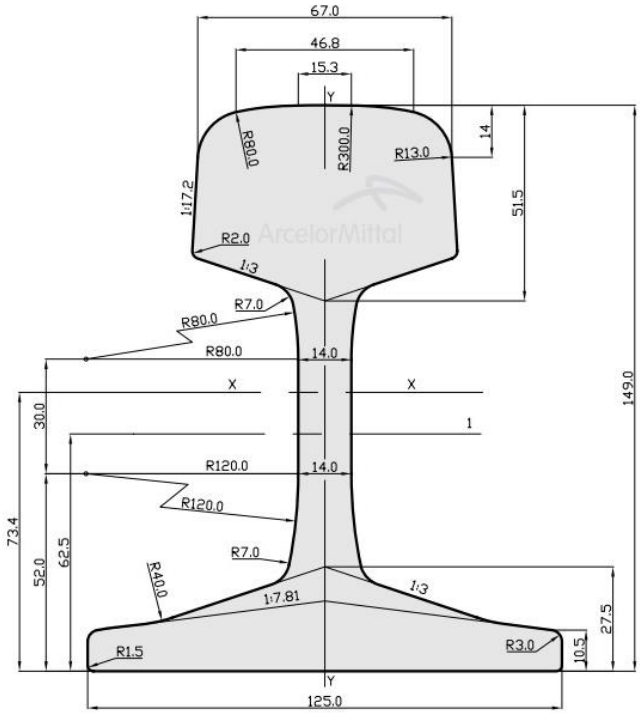
Şekil 3.3. Analizlerde kullanılan teker profili 2 - WP2

60Ri2 tasarımına sahip oluklu RP1 Şekil 3.4'te gösterilmiştir.



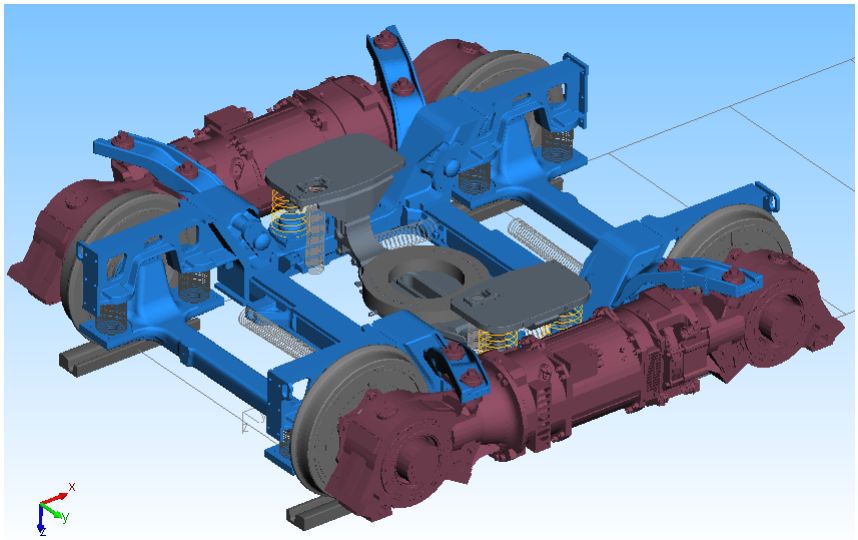
Şekil 3.4. Analizlerde kullanılan ray profili 1 - RP1 (ArcelorMittal, 2022)

S49 tasarımına sahip RP2 Şekil 3.5'te gösterilmiştir.



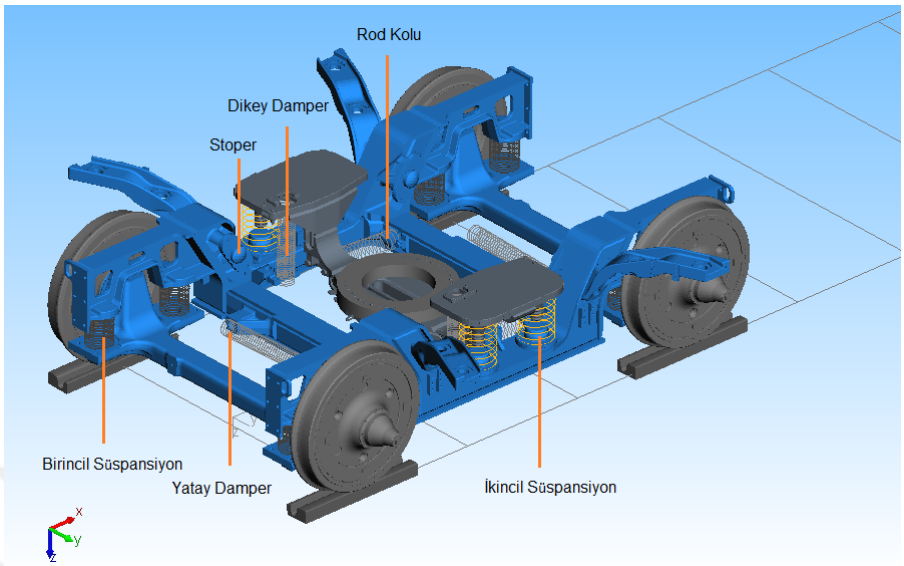
Şekil 3.5. Analizlerde kullanılan ray profili 2 - RP2 (ArcelorMittal, 2022)

Analizleri gerçekleştirilen tramvay sahte akslı ve bolsterlı iki adet motor bojiye sahiptir. Boji tasarımında kauçuk birincil süspansiyonlar, lineer yaya sahip ikincil süspansiyonlar, hidrolik damperler, kauçuk rod kolu ve kauçuk stoperler kullanılmıştır. Boji tasarımının genel görünümü Şekil 3.6'da gösterilmiştir.



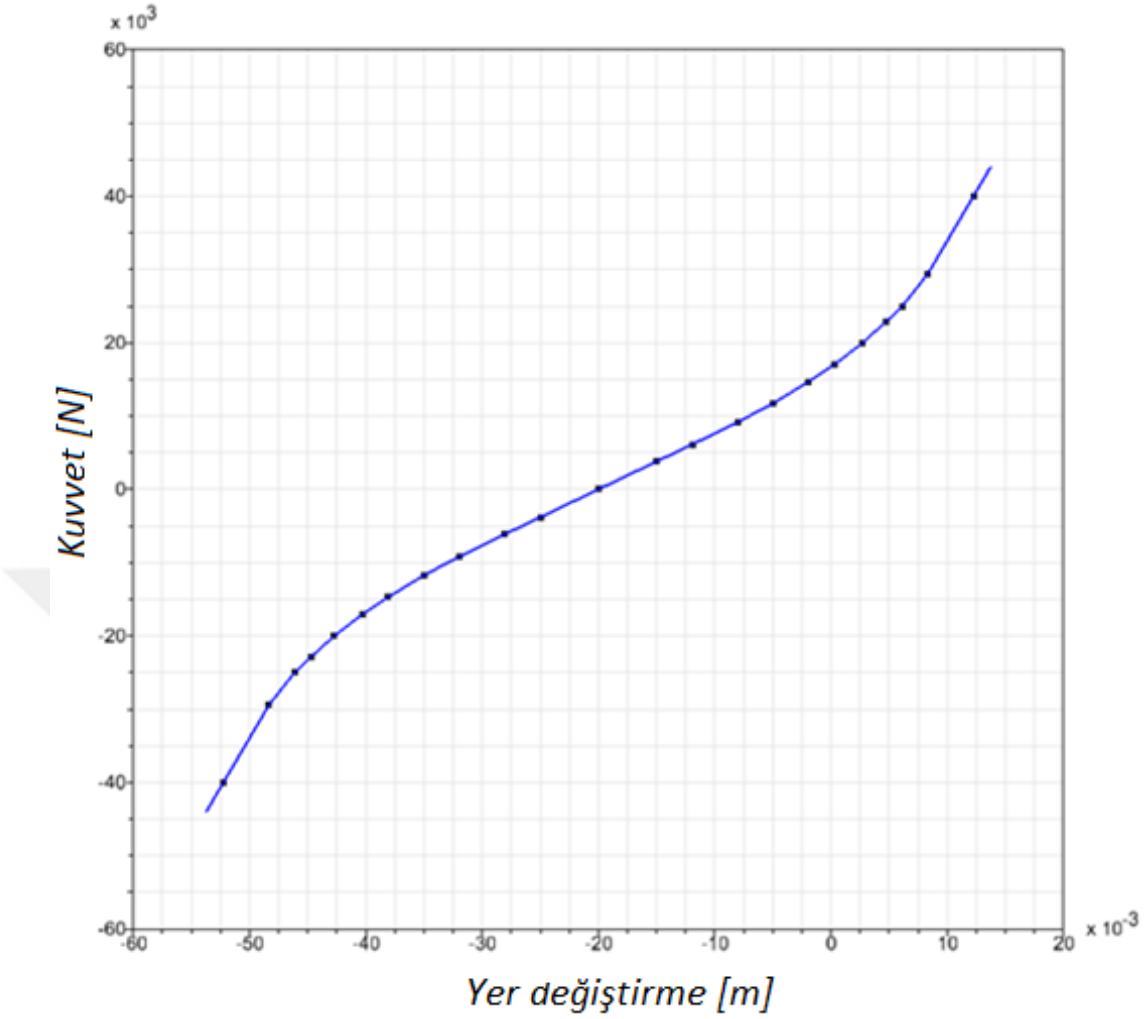
Şekil 3.6. Boji tasarımının genel görünümü

Boji tasarımında kullanılan dinamik elemanlar Şekil 3.7'de gösterilmiştir.



Şekil 3.7. Boji üzerinde yer elan dinamik elemanlar

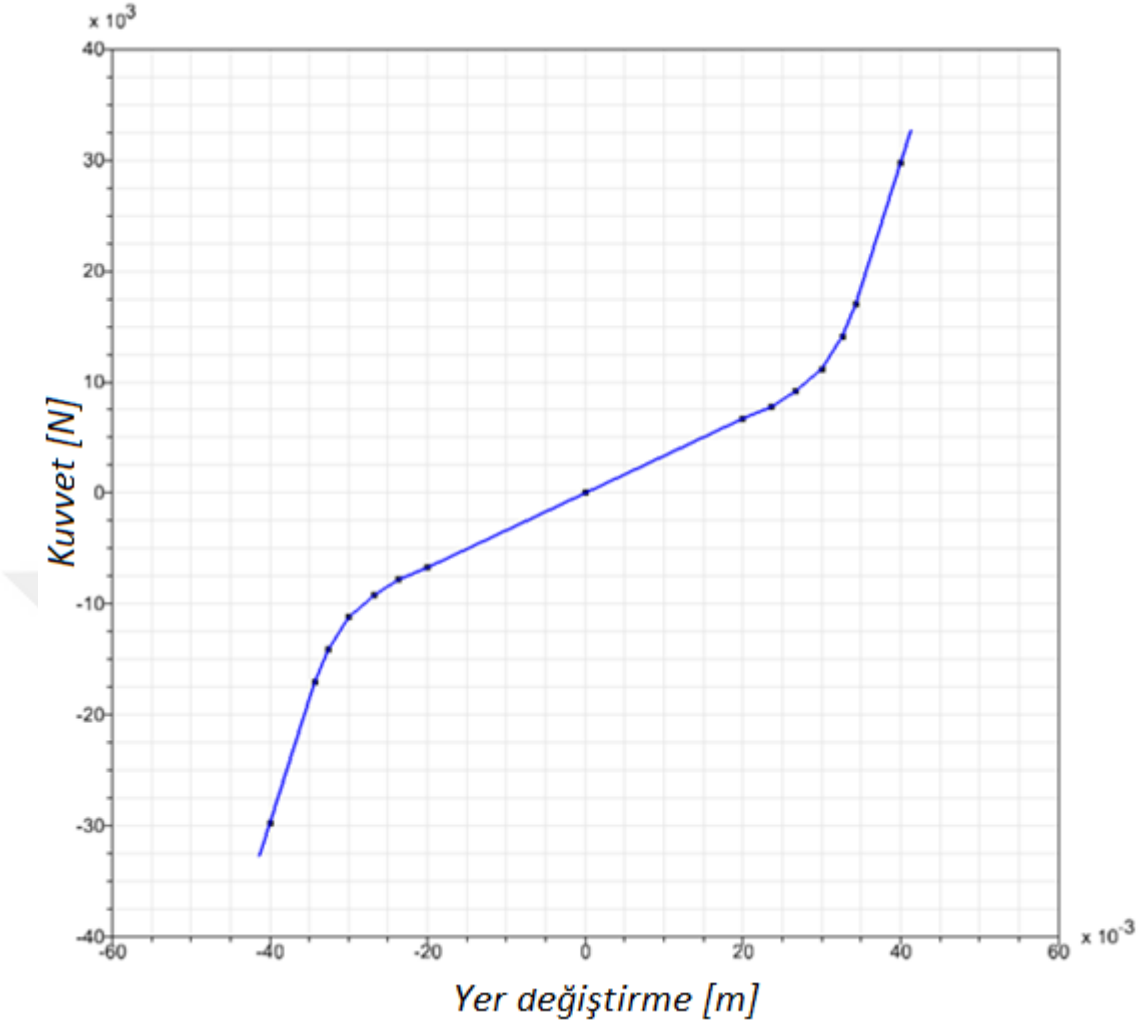
Kauçuk tasarıma sahip birincil süspansiyonların, araca montajlı halde iken düşey yöndeki rijitlik grafiği Şekil 3.8'de gösterilmiştir.



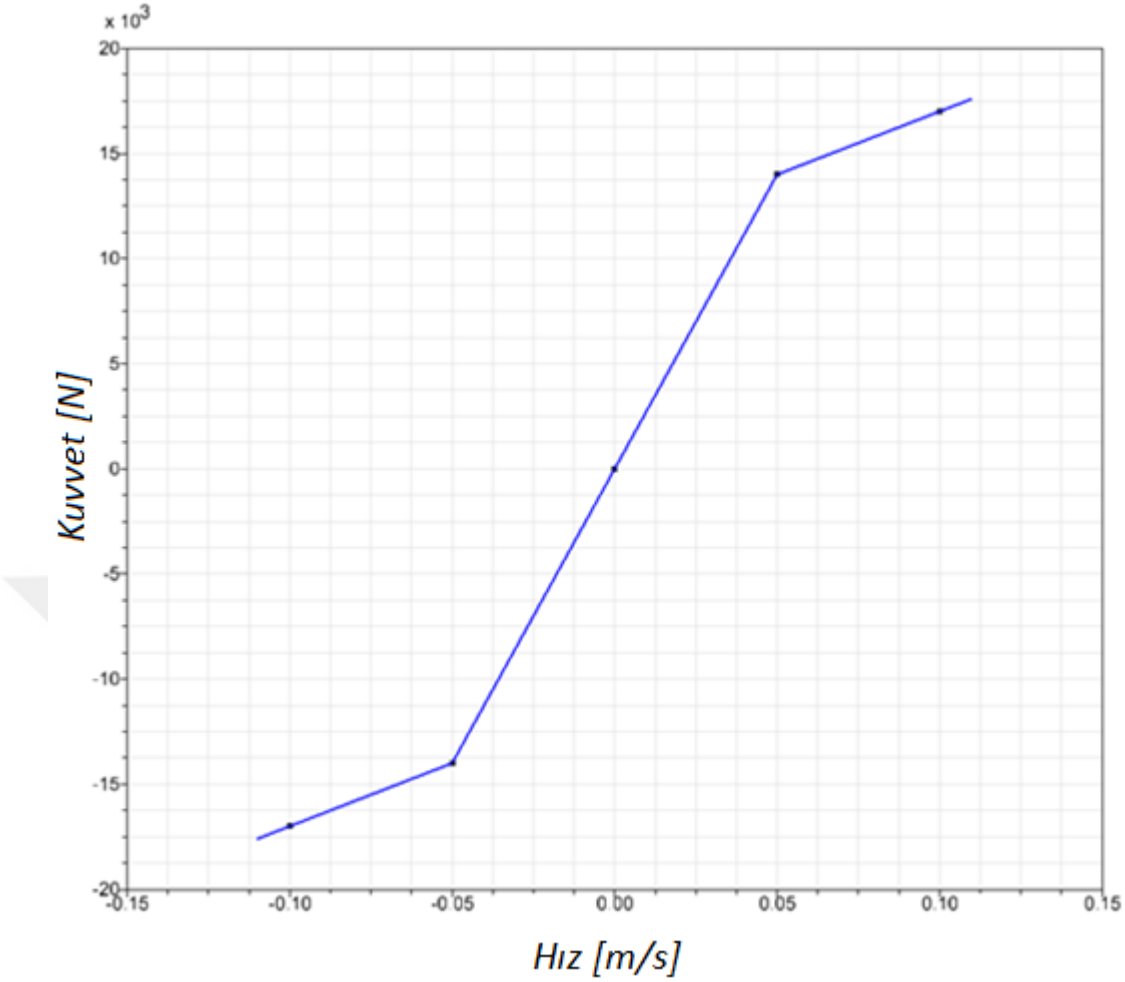
Şekil 3.8. Birincil süspansiyon rijitlik grafiği

Aracın nominal çalışma koşullarında, birincil süspansiyon rijitlik değeri Şekil 3.8'e göre yaklaşık olarak 850 N/mm'dir.

İkincil süspansiyonlar lineer yaya sahiptir ve düşey yöndeki rijitlik değeri 665 N/mm'dir. Yatay dampere ait rijitlik ve sönümleme grafikleri Şekil 3.9'da ve Şekil 3.10'da gösterilmiştir.

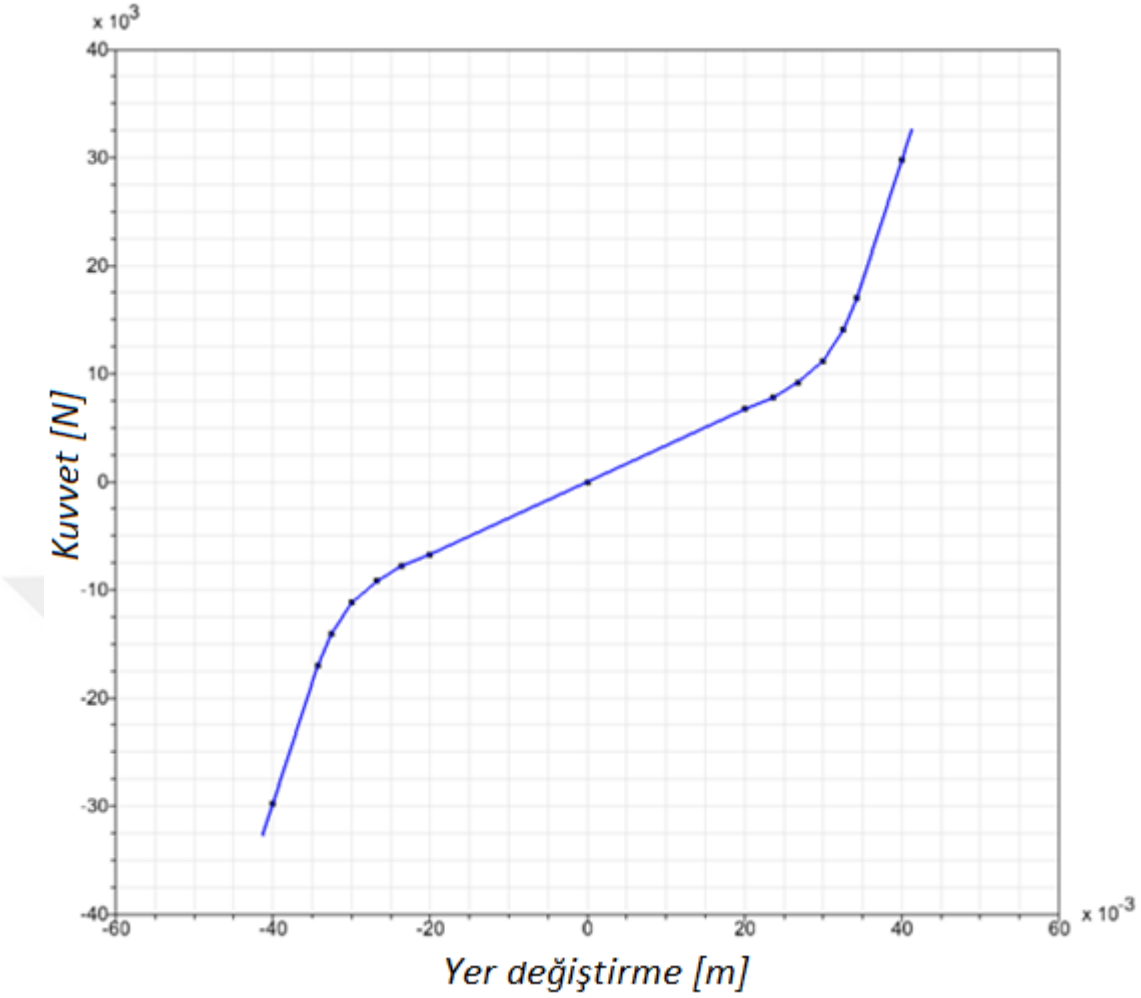


Şekil 3.9. Yatay damper rijitlik grafiği

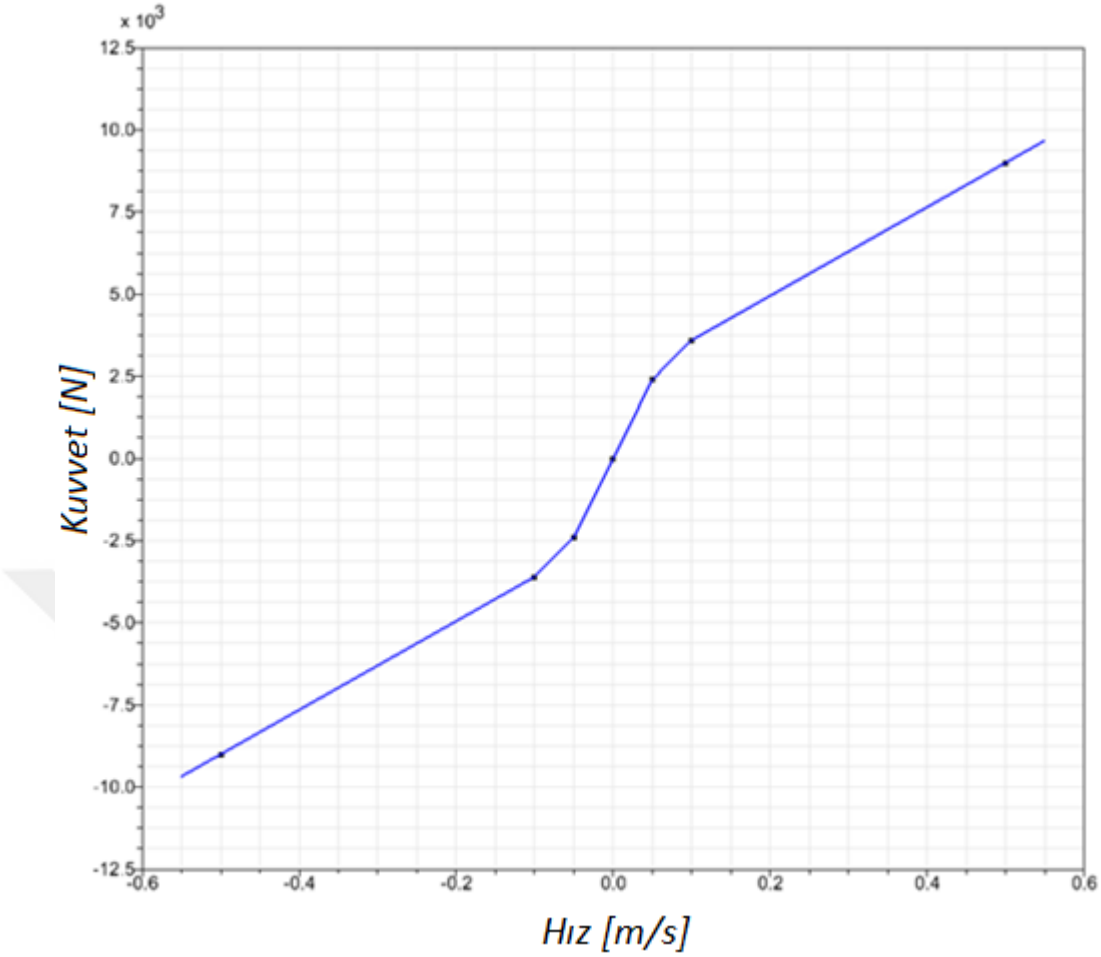


Şekil 3.10. Yatay damper sönümleme grafiği

Dikey dampere ait rijitlik ve sönümleme grafikleri Şekil 3.11'de ve Şekil 3.12'de gösterilmiştir.



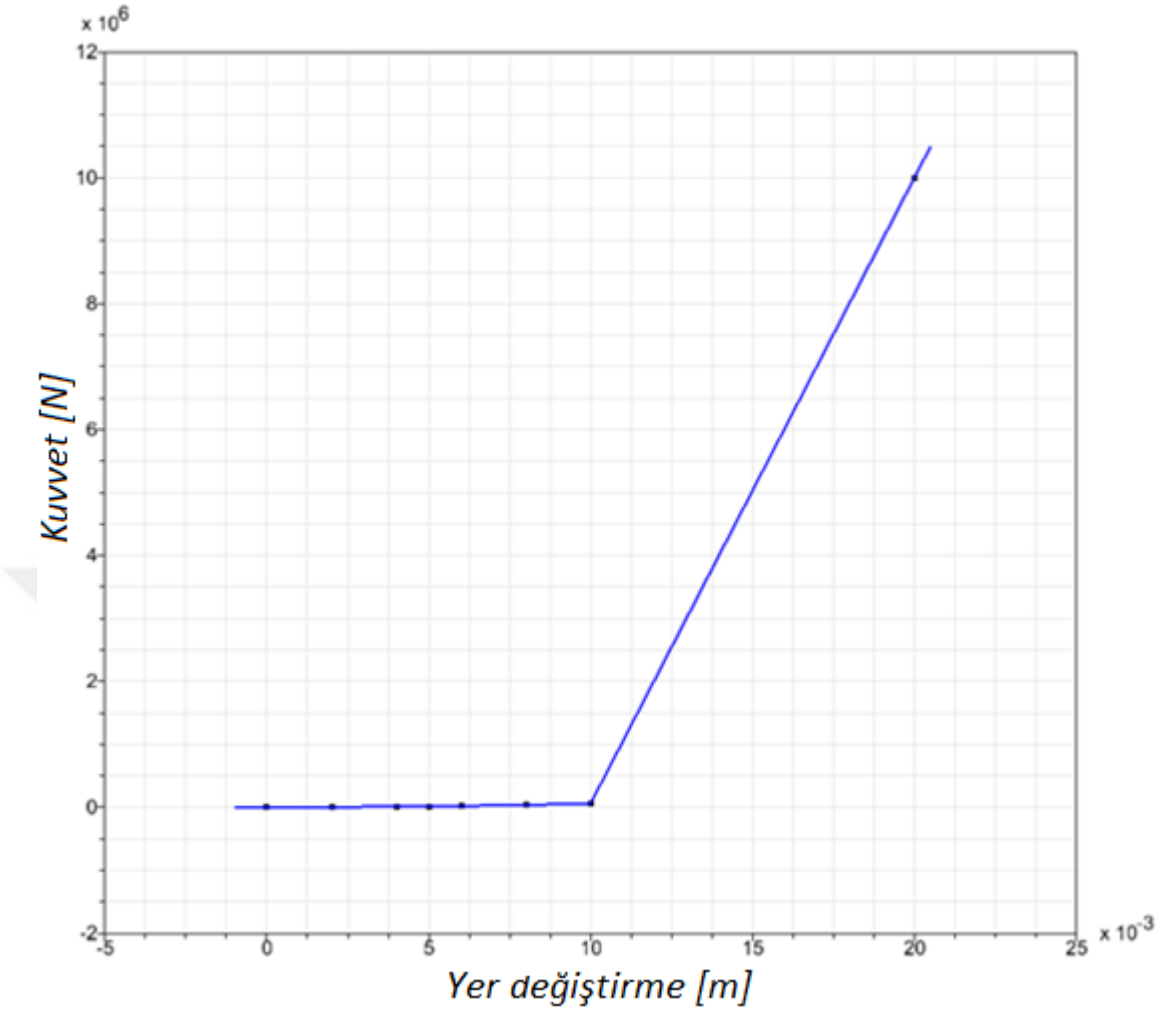
Şekil 3.11. Dikey damper rijitlik grafiği



Şekil 3.12. Dikey damper sönümleme grafiği

Kauçuk burca sahip rod kolunun radyal yöndeki rijitlik değeri 35 000 N/mm'dir.

Gövdenin bojiye göre hareketlerini durdurmak için kullanılan stoperlerin rijitlik grafiği Şekil 3.13'te verilmiştir.



Şekil 3.13. Stoper rijitlik grafiği

Stoper rijitlik grafiğine göre, stoperin 10 mm stoper ezilmesinden sonra gövde hareketine izin verilmemektedir.

Modüller, artikülasyon yapısı gereği birbirlerine göre x, y ve z eksenlerinde dönüş yapabilmektedir. X ekseni taşıt gidiş yönünü, y ekseni yatay yönü, z ekseni ise düşey yönü temsil etmektedir.

3.2 Yöntem

Dinamik analizler, seyir emniyeti ve teker aşınması için gerçekleştirilmiş olup; teker ve ray profillerinin seyir emniyetine ve teker aşınmasına olan etkileri incelenmiştir. Seyir

güvenliği analizleri “TS EN 14363 – Demiryolu uygulamaları - Demiryolu taşıtlarının seyir karakteristiklerinin kabul deneyleri - Seyir davranışlarının denenmesi ve durağan deneyler” standardının belirlediği hat durumlarına göre ve 20 m yarıçapa sahip kurp için yapılmıştır. TS EN 14363 standardı çeşitli hat tiplerine göre raylı taşıtın seyir emniyeti analizlerini ve testlerini tanımlamaktadır.

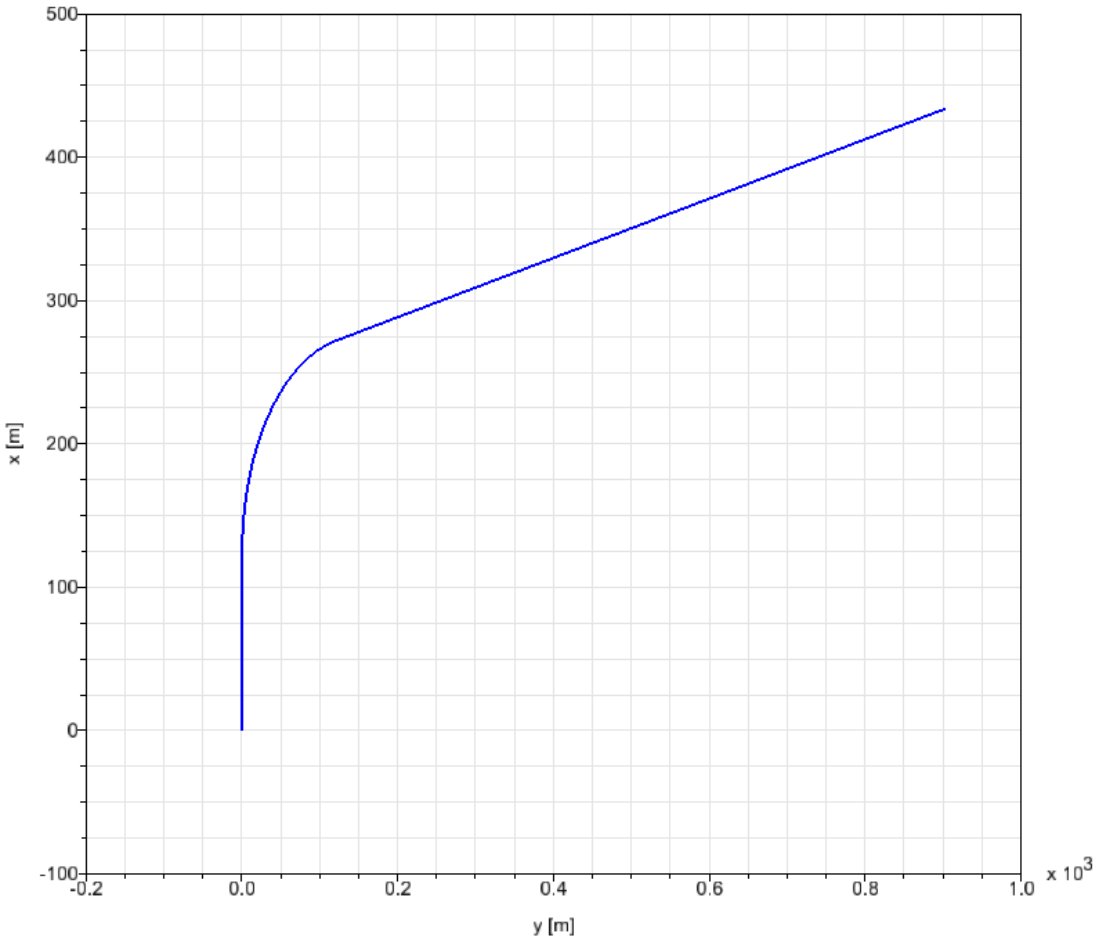
Teker aşınma analizleri için yaklaşık 4 km uzunluğunda hat profili oluşturulmuştur. Seyir güvenliği ve teker aşınma analizleri, tramvayın yolcusuz ağrılığı olan 29 100 kg durumuna göre gerçekleştirilmiştir.

3.2.1 Seyir Emniyeti Analizleri

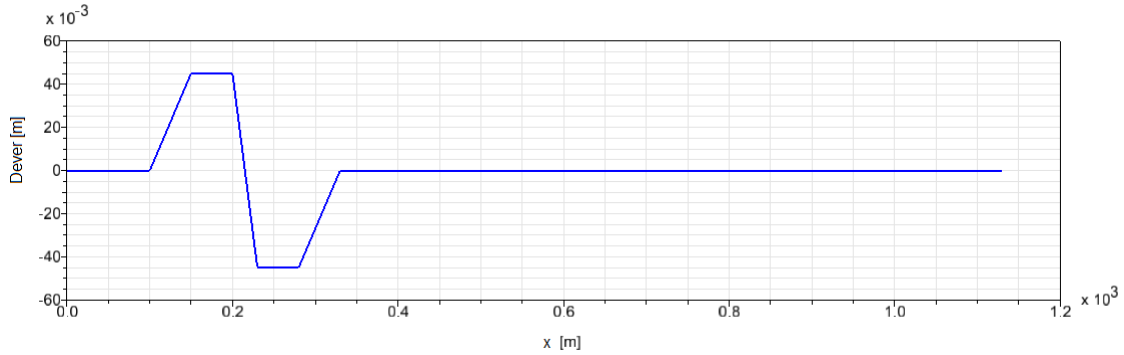
TS EN 14363 standardına göre yapılan seyir emniyeti analizleri burkulmuş hat ve s kurp için gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar, Denklem 2.12’e göre hesaplanan Y/Q limit değerlerine göre karşılaştırılmıştır. Sürtünme katsayısı 0,36 olarak alındığında WP1 için Y/Q limit değeri 1,1 iken, WP2 için limit değer 1,2 olmaktadır.

Burkulmuş hat senaryosunda, TS EN 14363’te yük boşalma durumu olarak belirtilen dQ/Q durumu için de kontroller gerçekleştirilmiştir. Standarda göre dQ/Q limiti 0,6’dır. Ek olarak ilgili standart teker yükselme değerinin limitini de 5 mm olarak belirlemiştir.

1 m/s taşıt hızı durumu için yapılan burkulmuş hat detayları Şekil 3.14’te ve Şekil 3.15’te gösterilmiştir. Burkulmuş hat 150 m yarıçapında kurba ve deverli bir yapıya sahiptir.



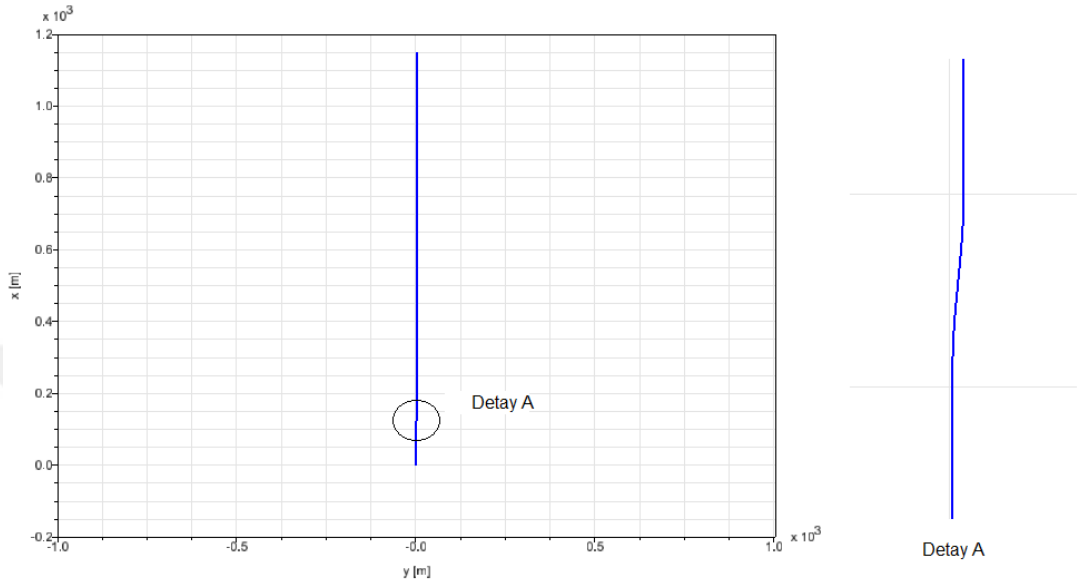
Şekil 3.14. Burkulmuş hat genel görünümü



Şekil 3.15. Burkulmuş hat dever değerleri

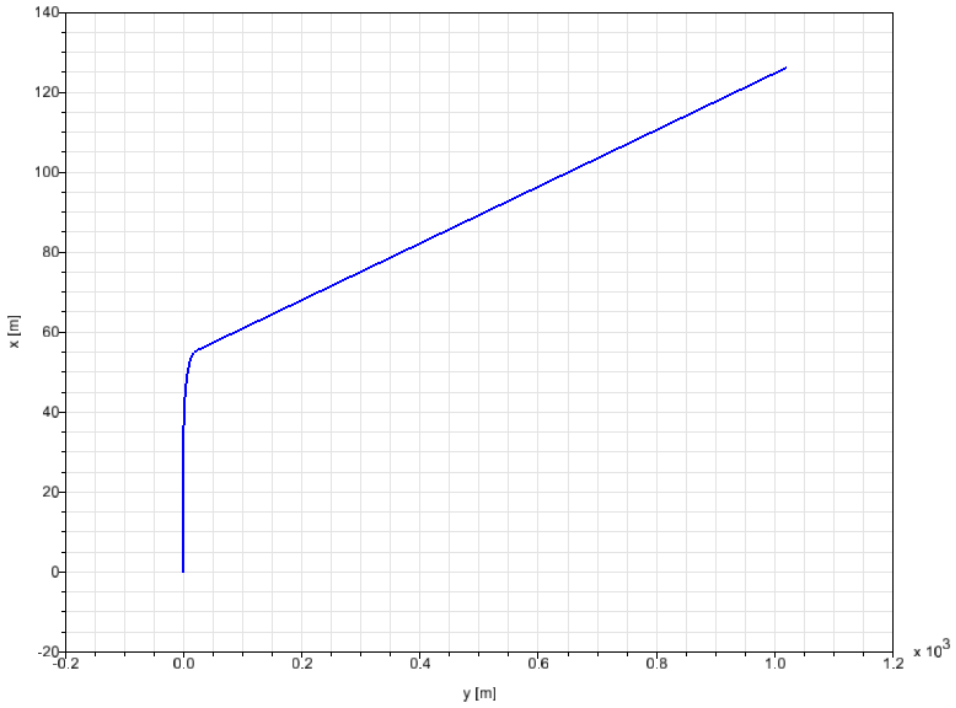
Hatta bulunan dever Şekil 3.15'te görülebileceği üzere 45 mm'dir.

Taşıt hızının 40 km/h alınarak analizlerin gerçekleştirildiği s kurba sahip hat görünümü Şekil 3.16'da gösterilmiştir. S kurba sahip hatta önce sağa doğru 190 m yarıçapında, ardından sola doğru 190 m yarıçapında kurplar mevcuttur. Hatta dever bulunmamaktadır.



Şekil 3.16. S kurba sahip hat görünümü

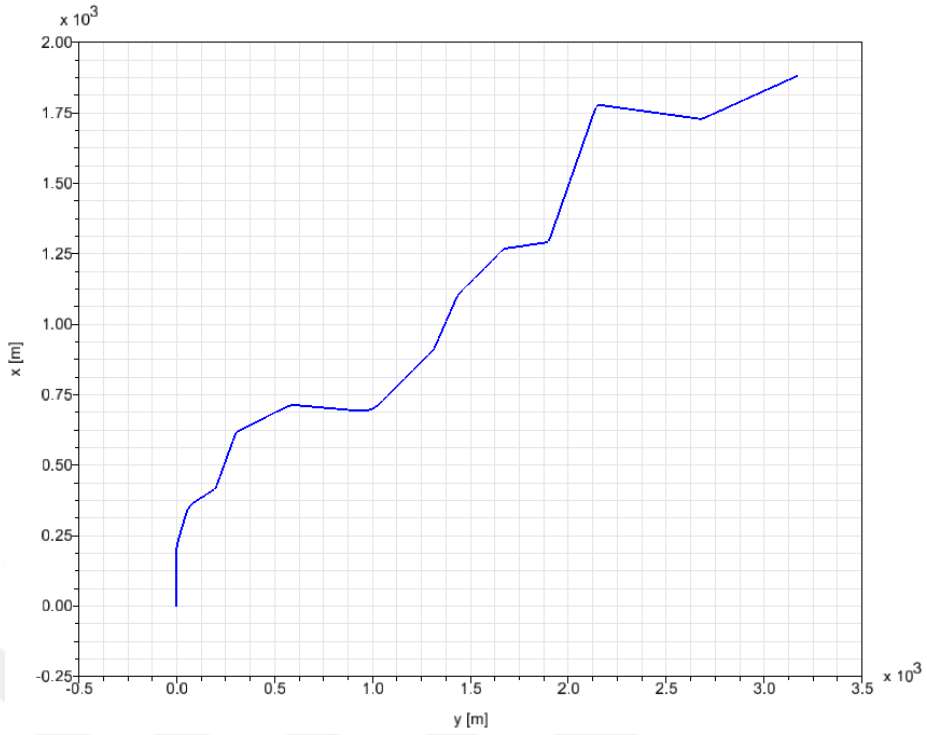
TS EN 14363'te tanımlanan hat özelliklerinden bağımsız olarak gerçekleştirilen 20 m yarıçapa sahip hattın genel görünümü Şekil 3.17'de gösterilmiştir. Hatta dever bulunmamaktadır. Analizler taşıt hızının 15 km/h olduğu durum için yapılmıştır.



Şekil 3.17. 20 m kurp yarıçaplı hattın görünümü

3.2.2 Teker Aşınması Analizleri

Teker aşınmasının kontrolü için tanımlanan hat profilinin görünümü Şekil 3.18'de gösterilmiştir. Hatta bulunan minimum kurp yarıçapı 20 m'dir ve hatta dever bulunmamaktadır. Analizler taşıt hızının 5 km/h olduğu durum için gerçekleştirilmiştir. Aşınmanın net bir şekilde ortaya çıkışını gözlemleyebilmek için hatta yüksek oranda keskin kuplar kullanılmıştır.

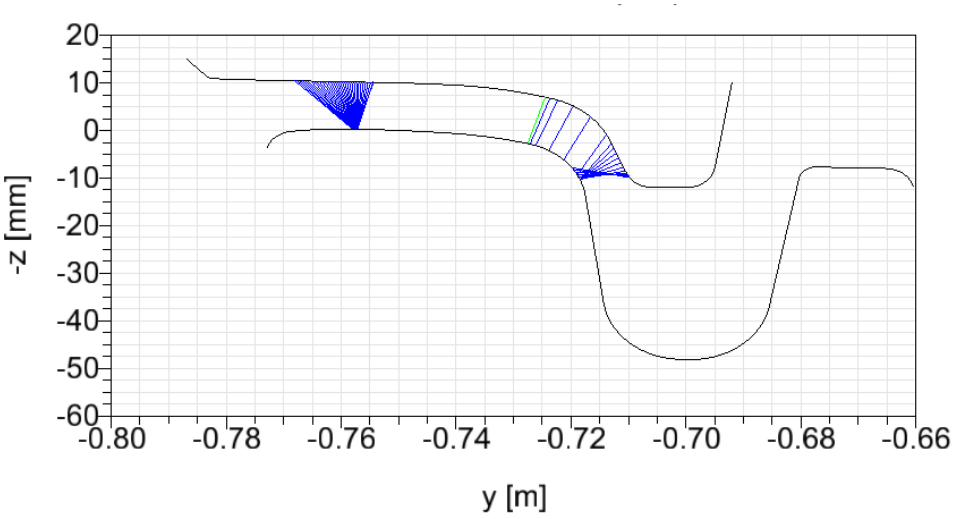


Şekil 3.18. Teker aşınma kontrolü için oluşturulan hat profili

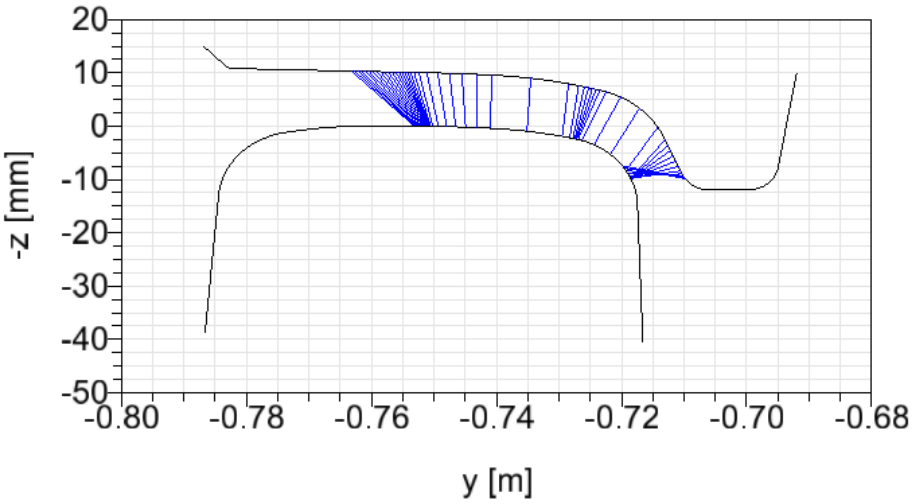
4. BULGULAR

4.1 Ray-Teker Teması Durumları

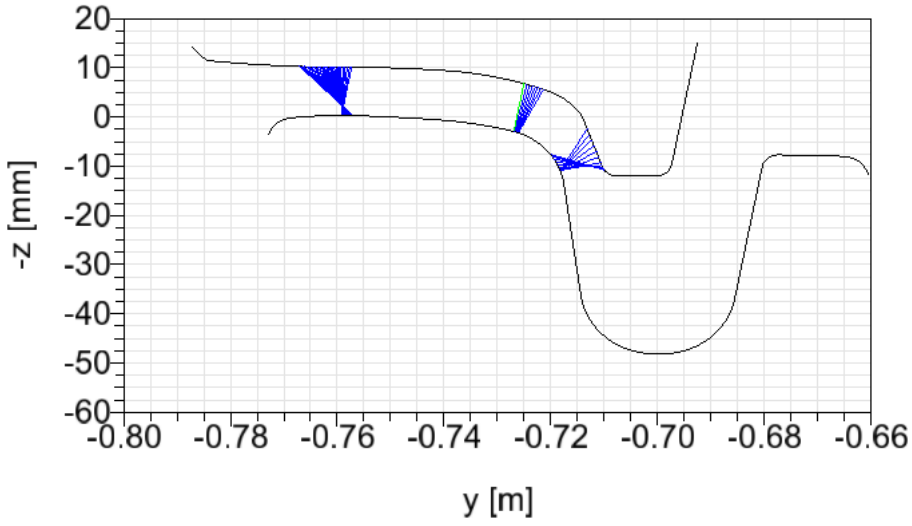
Ray eğiminin 1:40 olduğu durumda, yapılan dört farklı analiz senaryosu için ray ve teker temas durumları Şekil 4.1'de, Şekil 4.2'de, Şekil 4.3'te ve Şekil 4.4'te gösterilmiştir.



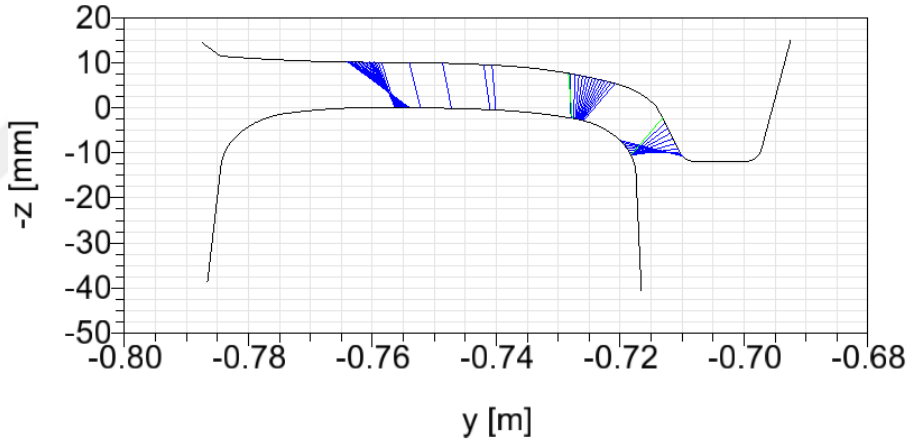
Şekil 4.1. WP1-RP1 senaryosu için temas noktalarının ray ve teker üzerindeki yerleri ve dağılımı



Şekil 4.2. WP1-RP2 senaryosu için temas noktalarının ray ve teker üzerindeki yerleri ve dağılımı



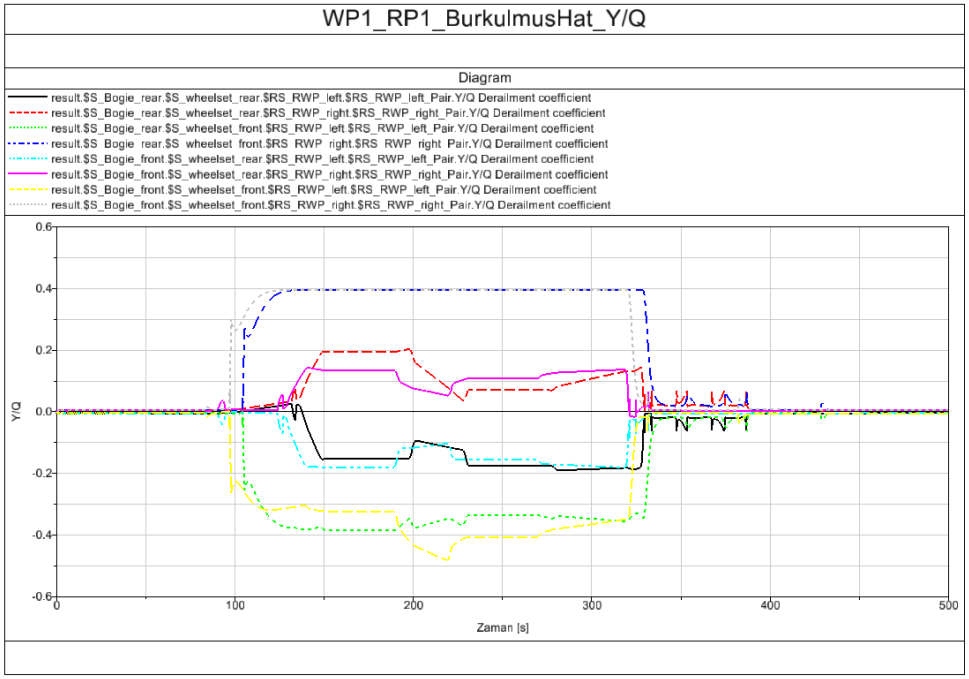
Şekil 4.3. WP2-RP1 senaryosu için temas noktalarının ray ve teker üzerindeki yerleri ve dağılımı



Şekil 4.4. WP2-RP2 senaryosu için temas noktalarının ray ve teker üzerindeki yerleri ve dağılımı

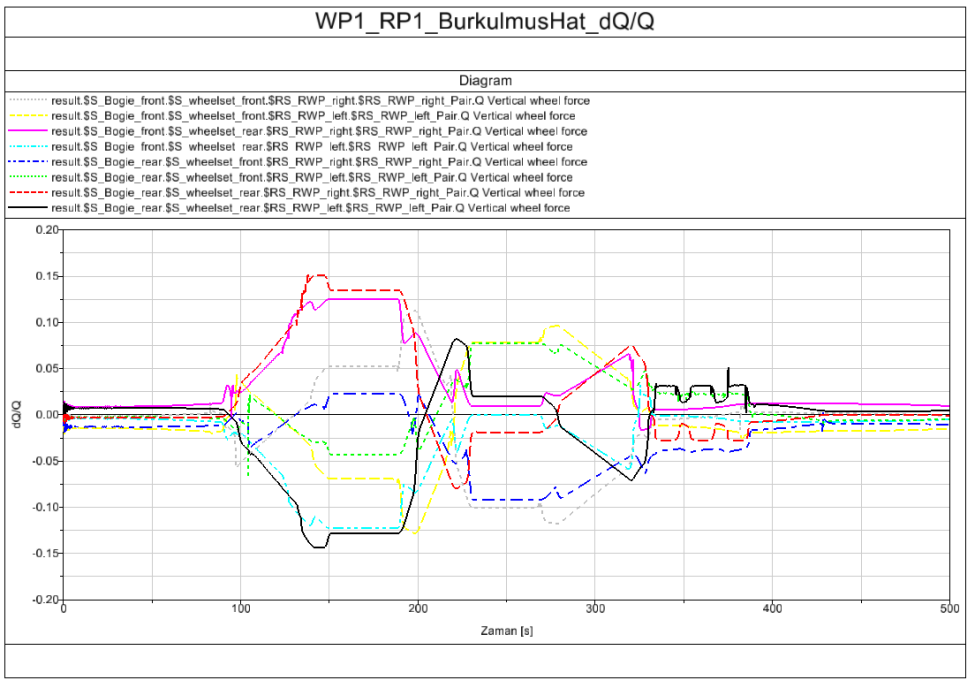
4.2 Seyir Emniyeti Analizi Sonuçları

Burkulmuş hatta yapılan seyir emniyeti analizlerinin WP1-RP1 senaryosu için deray oranları, Şekil 4.5'te, dQ/Q oranları Şekil 4.6'da teker yükselme değerleri Şekil 4.7'de gösterilmiştir.



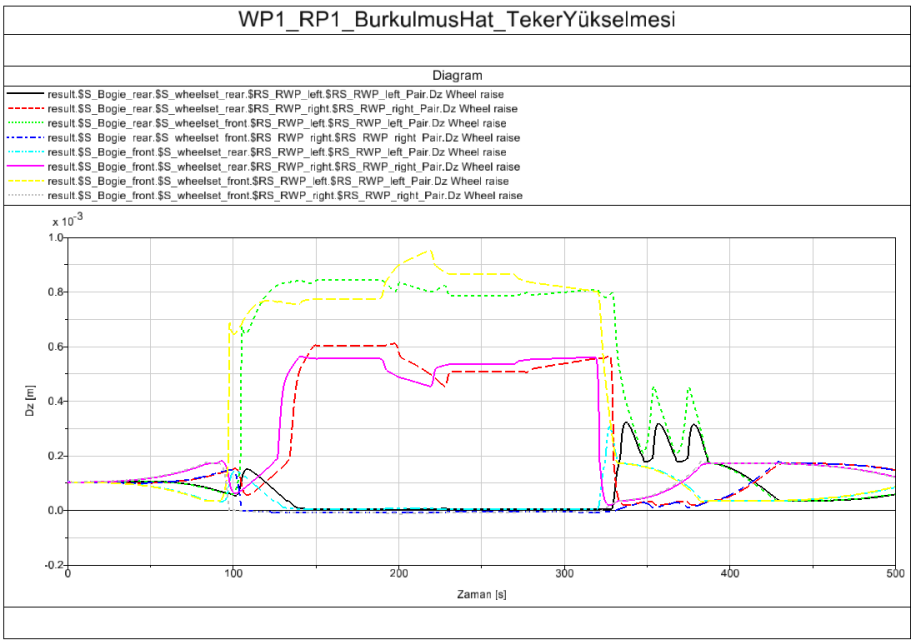
Şekil 4.5. WP1-RP1 senaryosunda burkulmuş hatta deray oranları

Limit değer göz önüne alındığında, deray oranları uygun gözükmektedir.



Şekil 4.6. WP1-RP1 senaryosunda burkulmuş hatta dQ/Q oranları

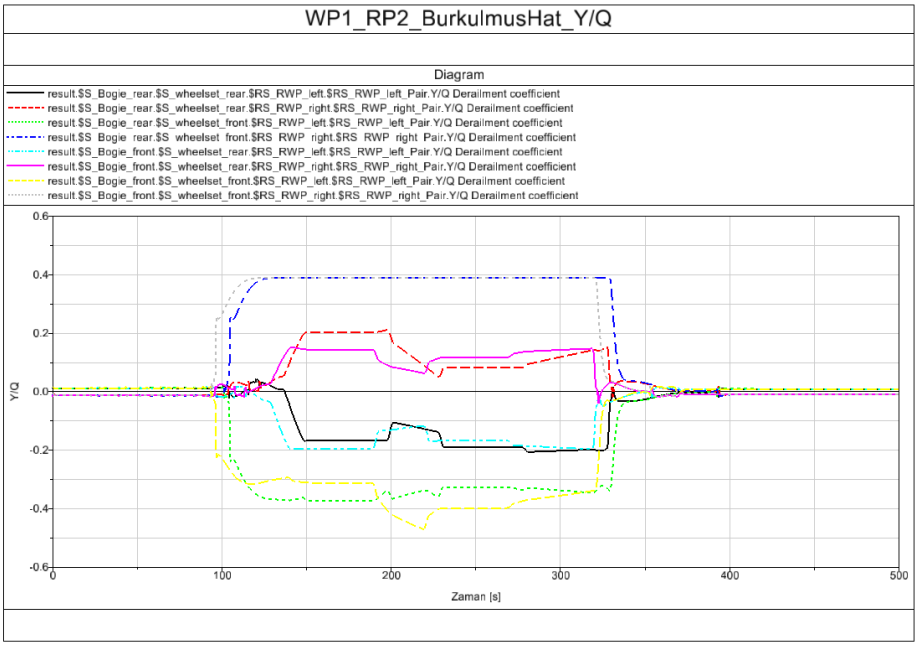
Limit değer göz önüne alındığında, dQ/Q oranları uygun gözükmektedir.



Şekil 4.7. WP1-RP1 senaryosunda burkulmuş hatta teker yükselme değerleri

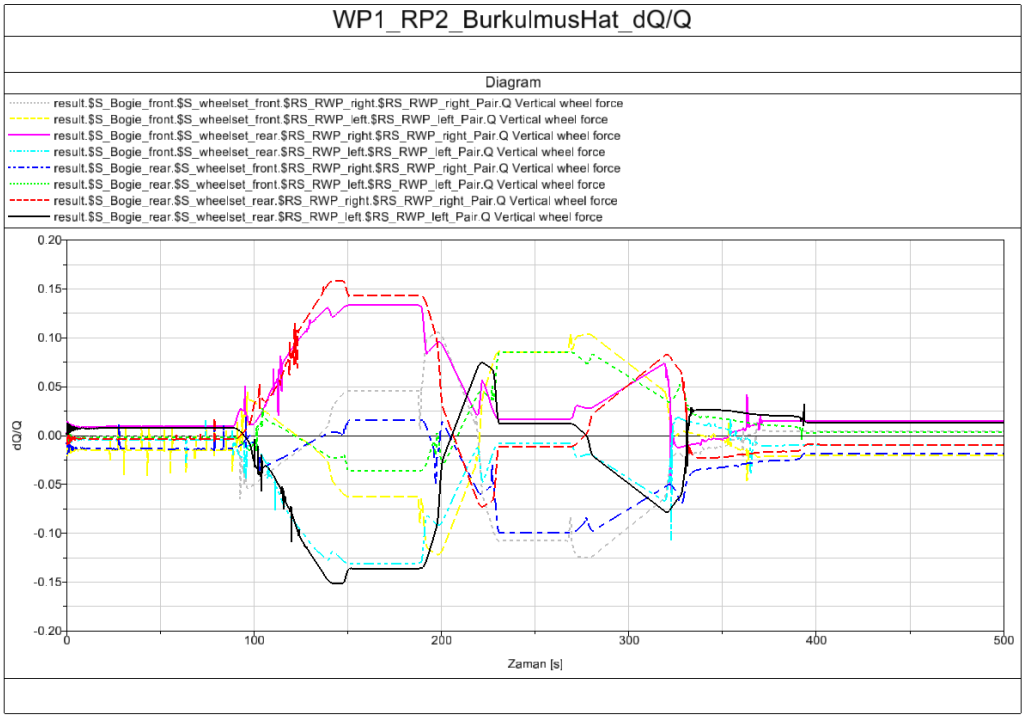
Limit değer göz önüne alındığında, teker yükselme değerleri uygun gözükmektedir.

Burkulmuş hatta yapılan seyir emniyeti analizlerinin WP1-RP2 senaryosu için deray oranları, Şekil 4.8'de, dQ/Q oranları Şekil 4.9'da teker yükselme değerleri Şekil 4.10'da gösterilmiştir.



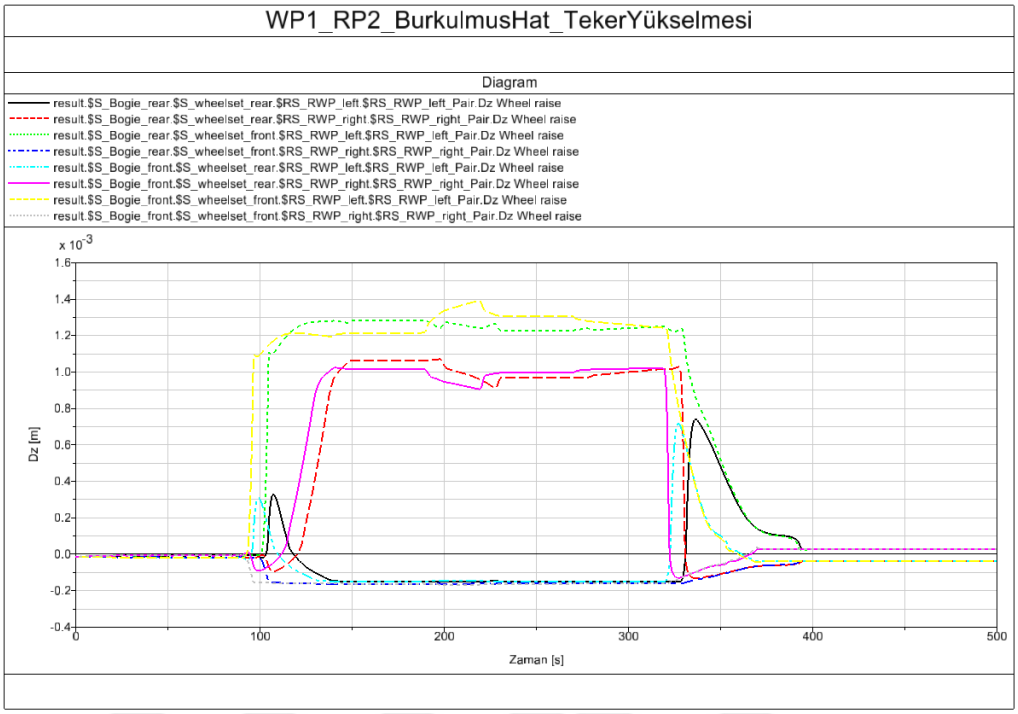
Şekil 4.8. WP1-RP2 senaryosunda burkulmuş hatta deray oranları

Limit değer göz önüne alındığında, deray oranları uygun gözükmektedir.



Şekil 4.9. WP1-RP2 senaryosunda burkulmuş hatta dQ/Q oranları

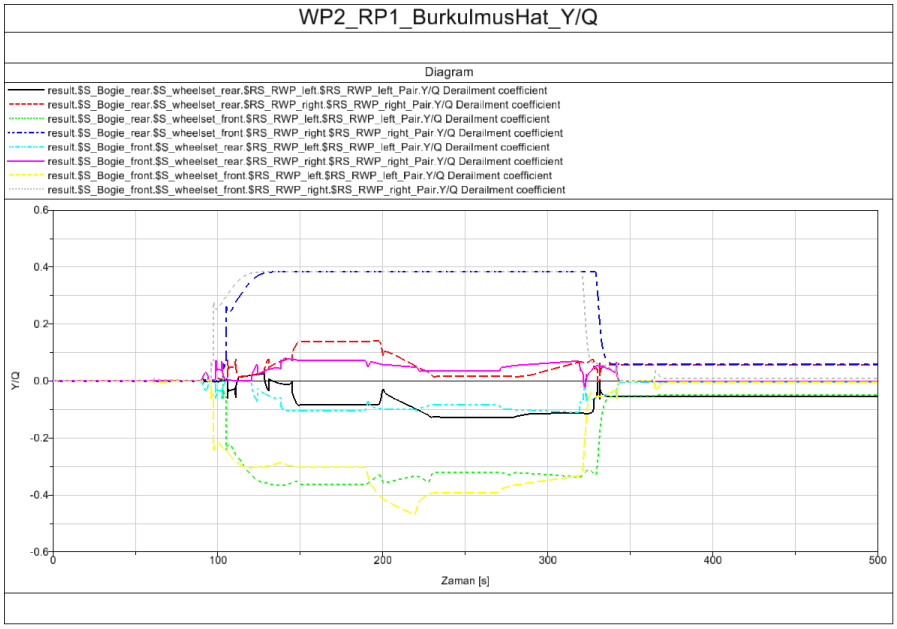
Limit değer göz önüne alındığında, dQ/Q oranları uygun gözükmektedir.



Şekil 4.10. WP1-RP2 senaryosunda burkulmuş hatta teker yükselme değerleri

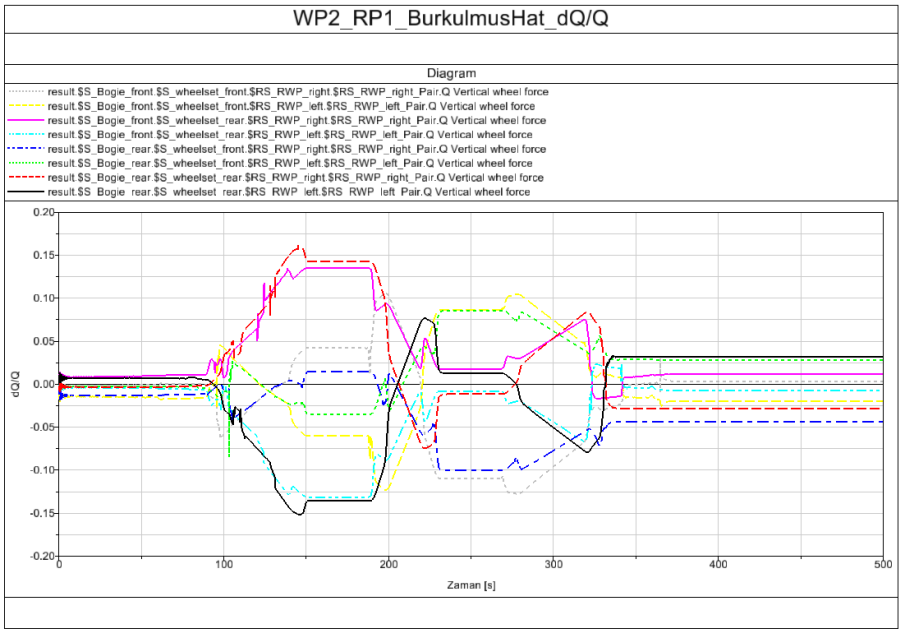
Limit değer göz önüne alındığında, teker yükselme değerleri uygun gözükmektedir.

Burkulmuş hatta yapılan seyir emniyeti analizlerinin WP2-RP1 senaryosu için deray oranları, Şekil 4.11'de, dQ/Q oranları Şekil 4.12'de, teker yükselme değerleri Şekil 4.13'te gösterilmiştir.



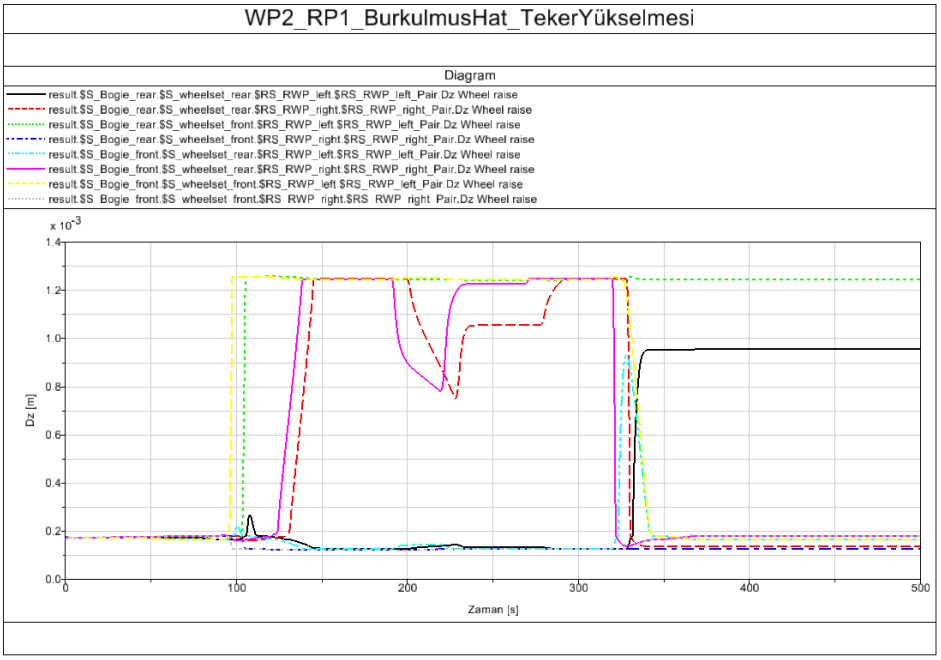
Şekil 4.11. WP2-RP1 senaryosunda burkulmuş hatta deray oranları

Limit değer göz önüne alındığında, deray oranları uygun gözükmektedir.



Şekil 4.12. WP2-RP1 senaryosunda burkulmuş hatta dQ/Q oranları

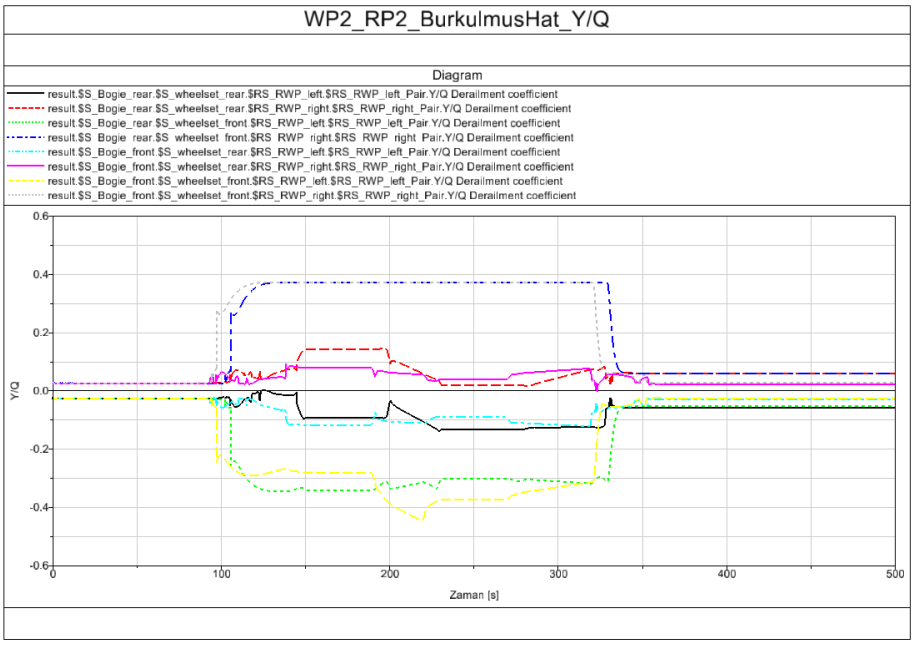
Limit değer göz önüne alındığında, dQ/Q oranları uygun gözükmektedir.



Şekil 4.13. WP2-RP1 senaryosunda burkulmuş hatta teker yükselme değerleri

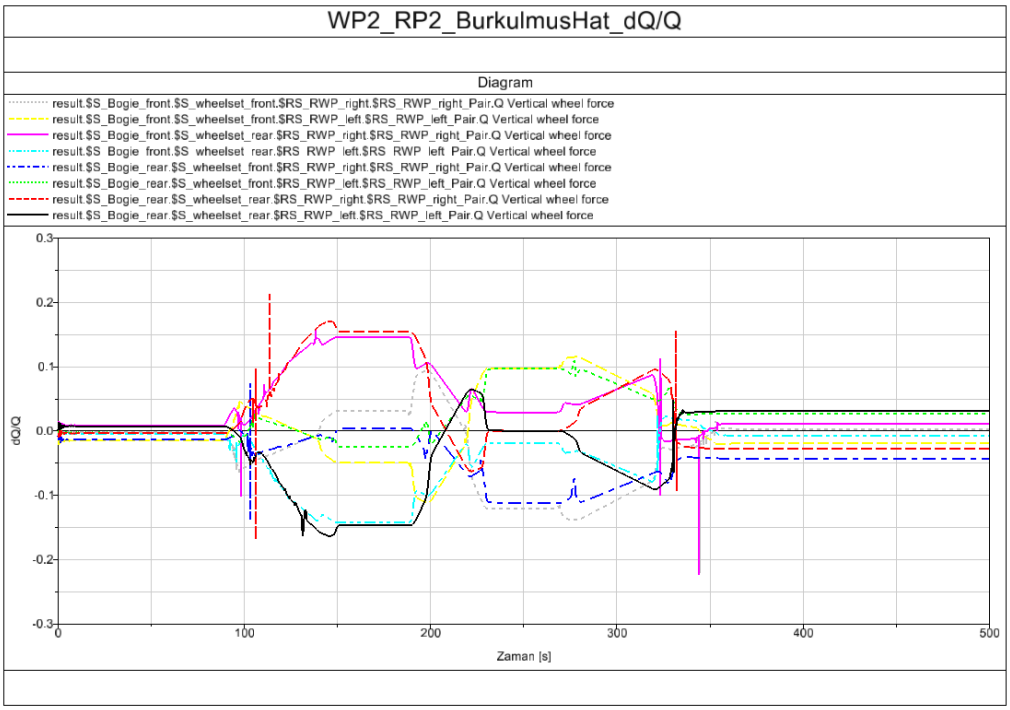
Limit değer göz önüne alındığında, teker yükselme değerleri uygun gözükmektedir.

Burkulmuş hatta yapılan seyir emniyeti analizlerinin WP2-RP2 senaryosu için deray oranları, Şekil 4.14'te, dQ/Q oranları Şekil 4.15'te, teker yükselme değerleri Şekil 4.16'da gösterilmiştir.



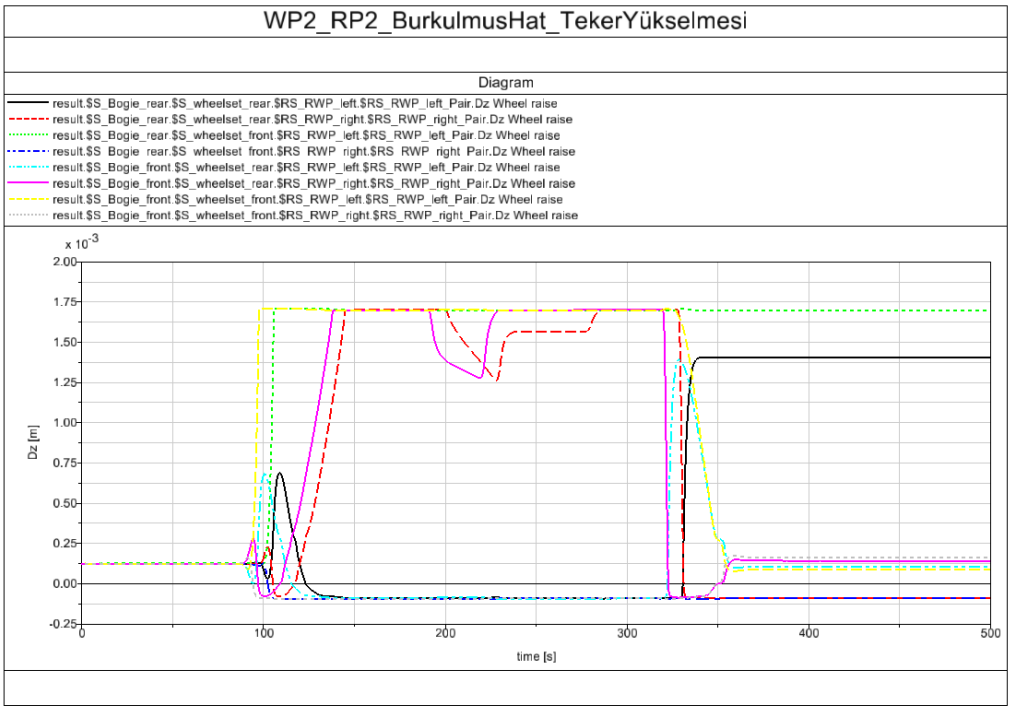
Şekil 4.14. WP2-RP2 senaryosunda burkulmuş hatta deray oranları

Limit değer göz önüne alındığında, deray oranları uygun gözükmektedir.



Şekil 4.15. WP2-RP2 senaryosunda burkulmuş hatta dQ/Q oranları

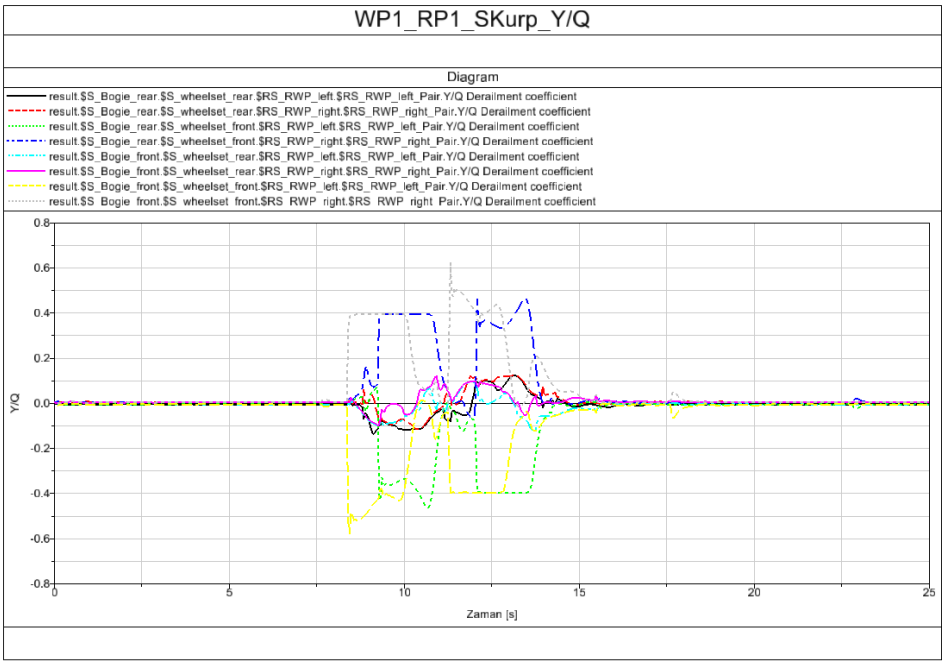
Limit değer göz önüne alındığında, dQ/Q oranları uygun gözükmektedir.



Şekil 4.16. WP2-RP2 senaryosunda burkulmuş hatta teker yükselme değerleri

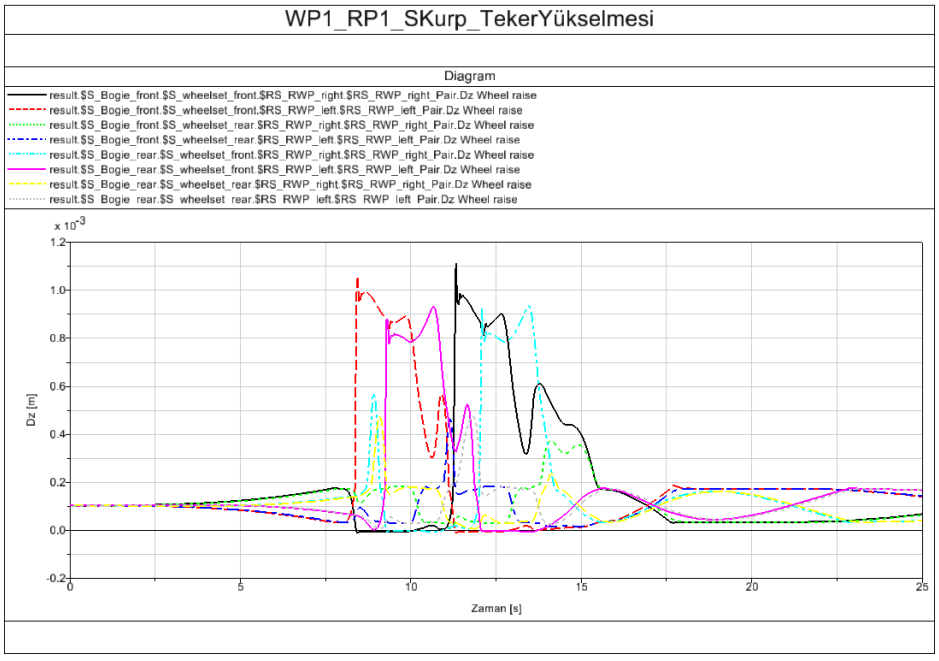
Limit değer göz önüne alındığında, teker yükselme değerleri uygun gözükmektedir.

S kurp içeren hatta yapılan seyir emniyeti analizlerinin, WP1-RP1 senaryosu için deray oranları ve teker yükselme değerleri Şekil 4.17'de ve Şekil 4.18'de gösterilmiştir.



Şekil 4.17. WP1-RP1 senaryosunda s kurp içeren hatta deray oranları

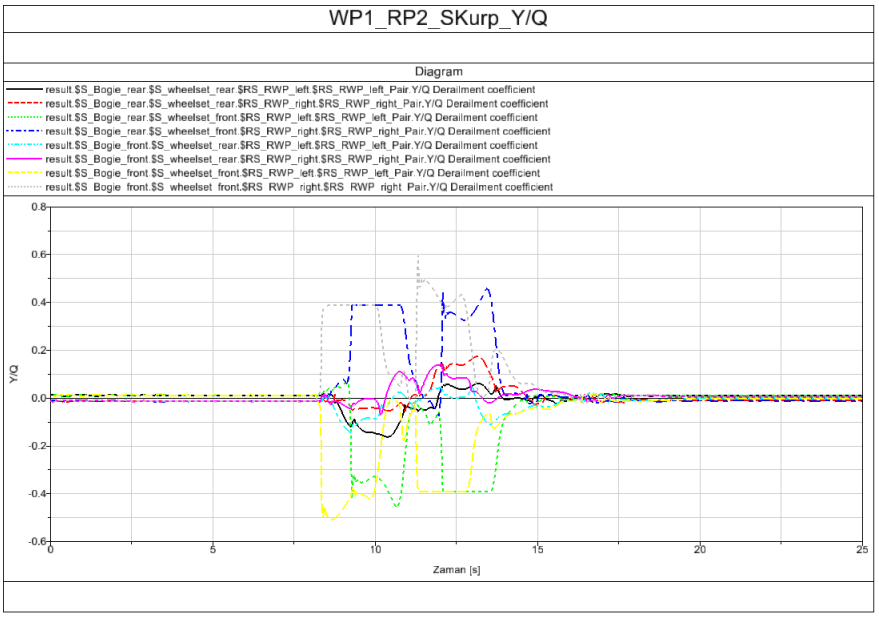
Limit değer göz önüne alındığında, deray oranları uygun gözükmektedir.



Şekil 4.18. WP1-RP1 senaryosunda s kurp içeren hatta teker yükselme değerleri

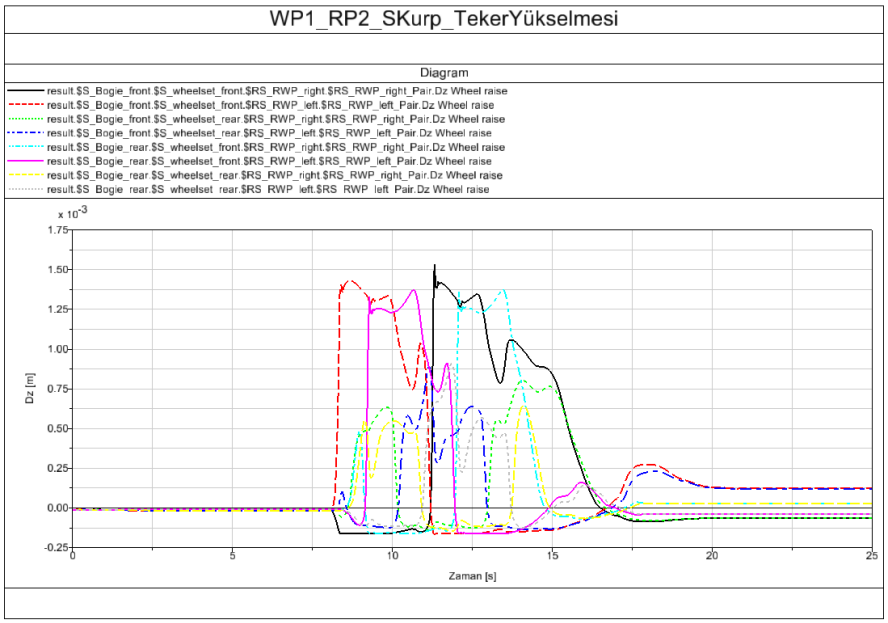
Limit değer göz önüne alındığında, teker yükselme değerleri uygun gözükmektedir.

S kurp içeren hatta yapılan seyir emniyeti analizlerinin, WP1-RP2 senaryosu için deray oranları ve teker yükselme değerleri Şekil 4.19'da ve Şekil 4.20'de gösterilmiştir.



Şekil 4.19. WP1-RP2 senaryosunda s kurp içeren hatta deray oranları

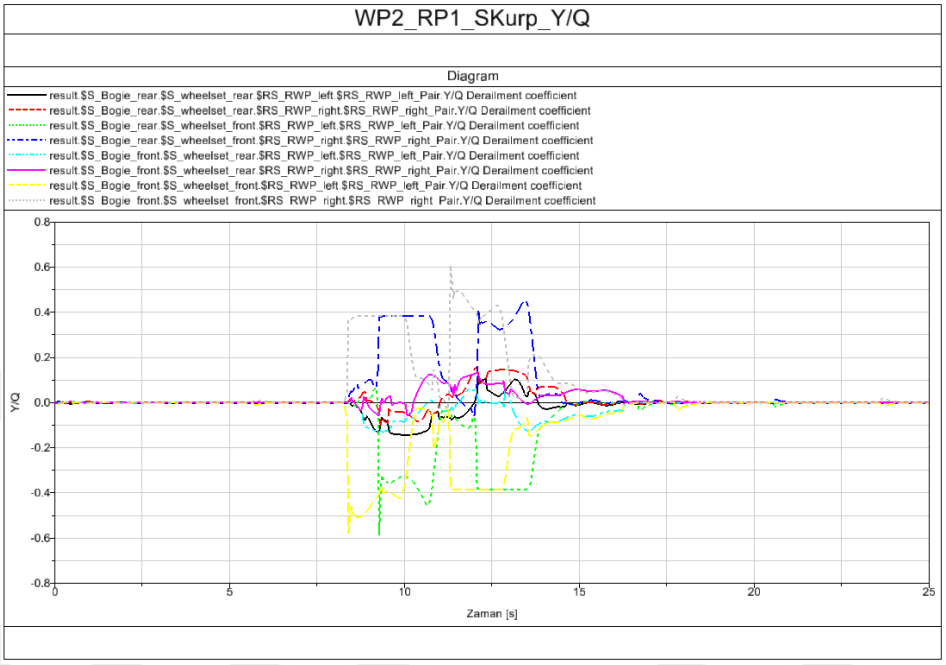
Limit değer göz önüne alındığında, deray oranları uygun gözükmektedir.



Şekil 4.20. WP1-RP2 senaryosunda s kurp içeren hatta teker yükselme değerleri

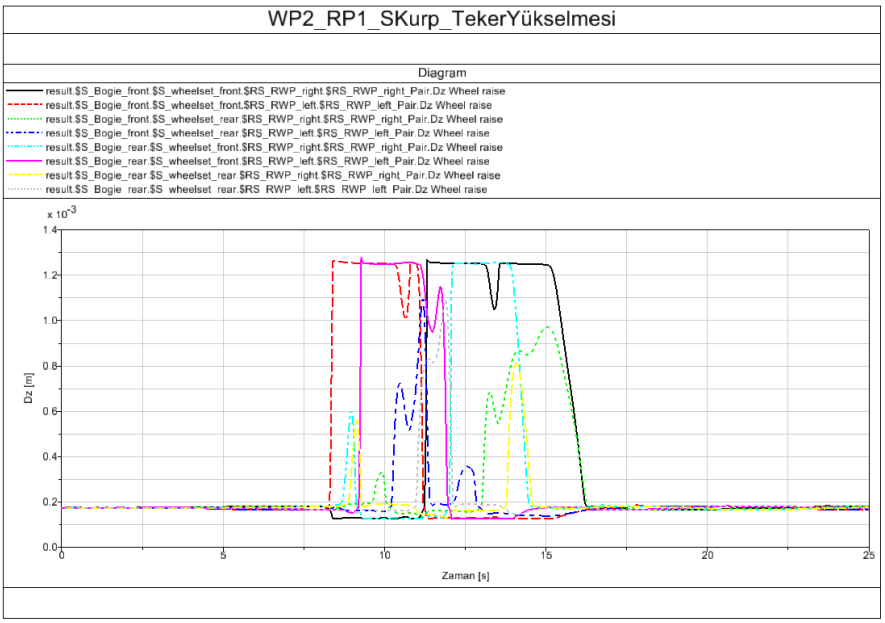
Limit değer göz önüne alındığında, teker yükselme değerleri uygun gözükmektedir.

S kurp içeren hatta yapılan seyir emniyeti analizlerinin, WP2-RP1 senaryosu için deray oranları ve teker yükselme değerleri Şekil 4.21'de ve Şekil 4.22'de gösterilmiştir.



Şekil 4.21. WP2-RP1 senaryosunda s kurp içeren hatta deray oranları

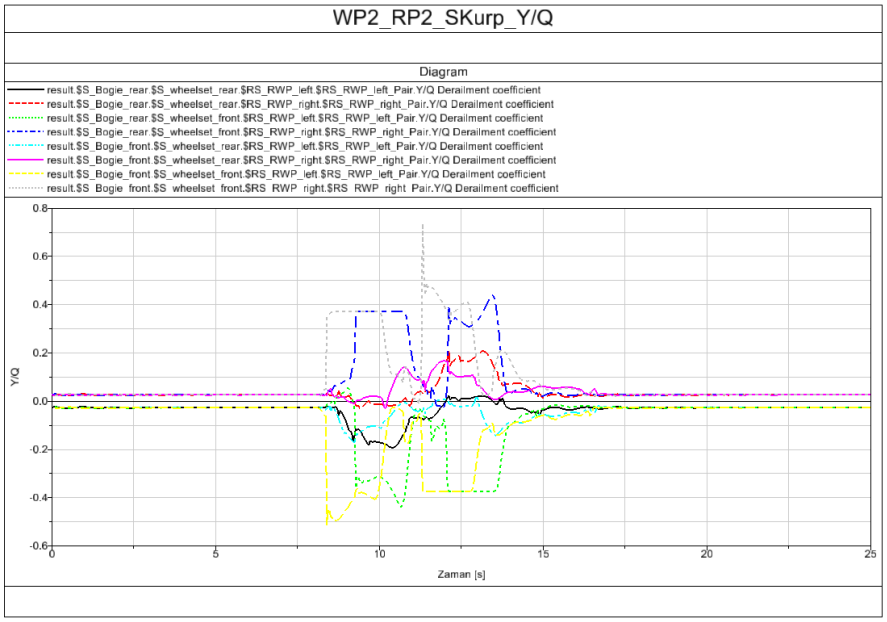
Limit değer göz önüne alındığında, deray oranları uygun gözükmektedir.



Şekil 4.22. WP2-RP1 senaryosunda s kurp içeren hatta teker yükselme değerleri

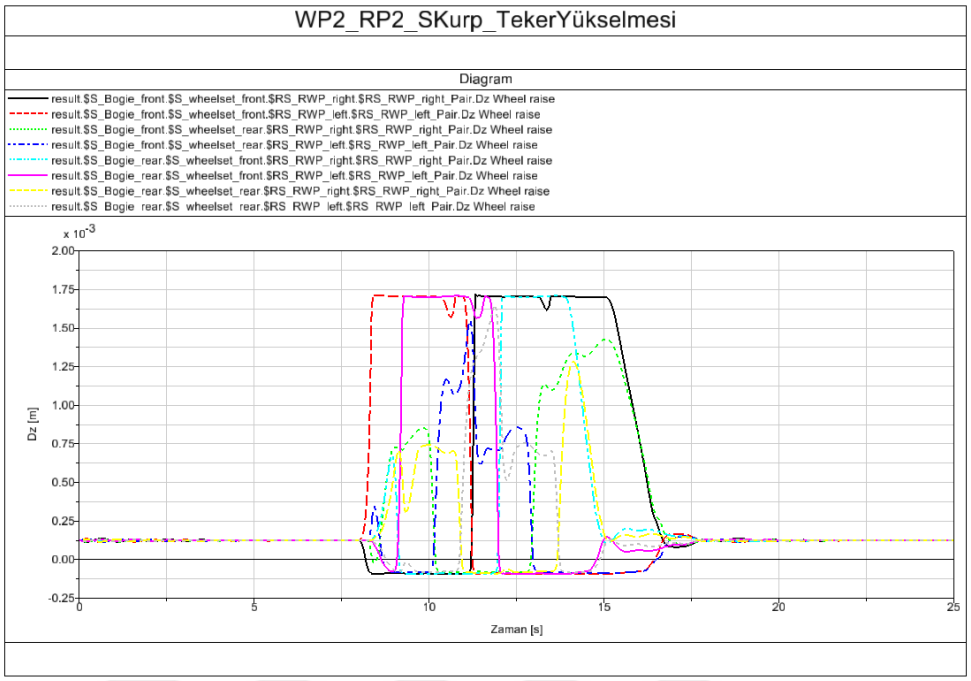
Limit değer göz önüne alındığında, teker yükselme değerleri uygun gözükmektedir.

S kurp içeren hatta yapılan seyir emniyeti analizlerinin, WP2-RP2 senaryosu için deray oranları ve teker yükselme değerleri Şekil 4.23'te ve Şekil 4.24'te gösterilmiştir.



Şekil 4.23. WP2-RP2 senaryosunda s kurp içeren hatta deray oranları

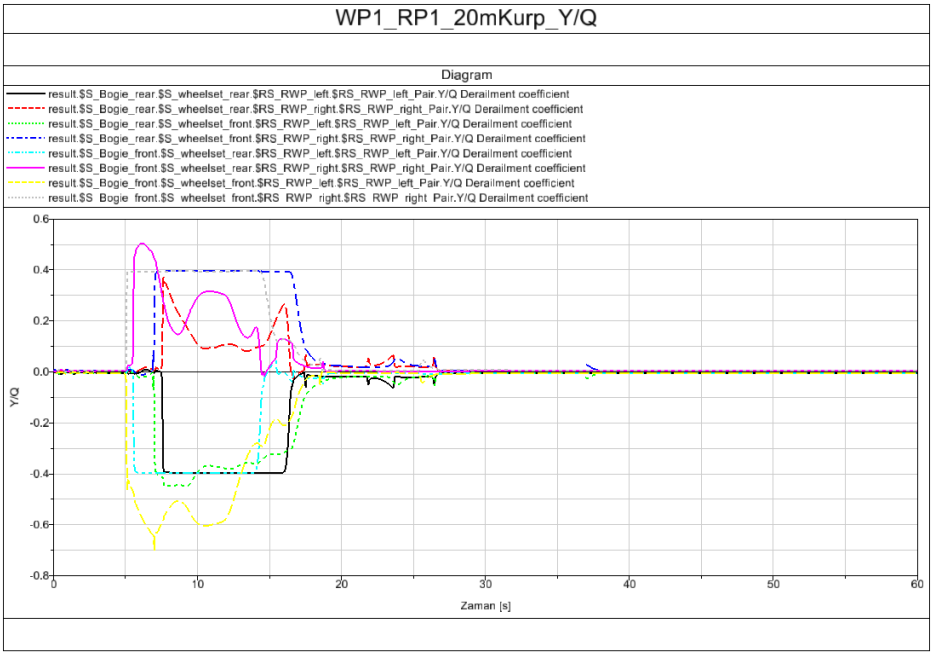
Limit değer göz önüne alındığında, deray oranları uygun gözükmektedir.



Şekil 4.24. WP2-RP2 senaryosunda s kurp içeren hatta teker yükselme değerleri

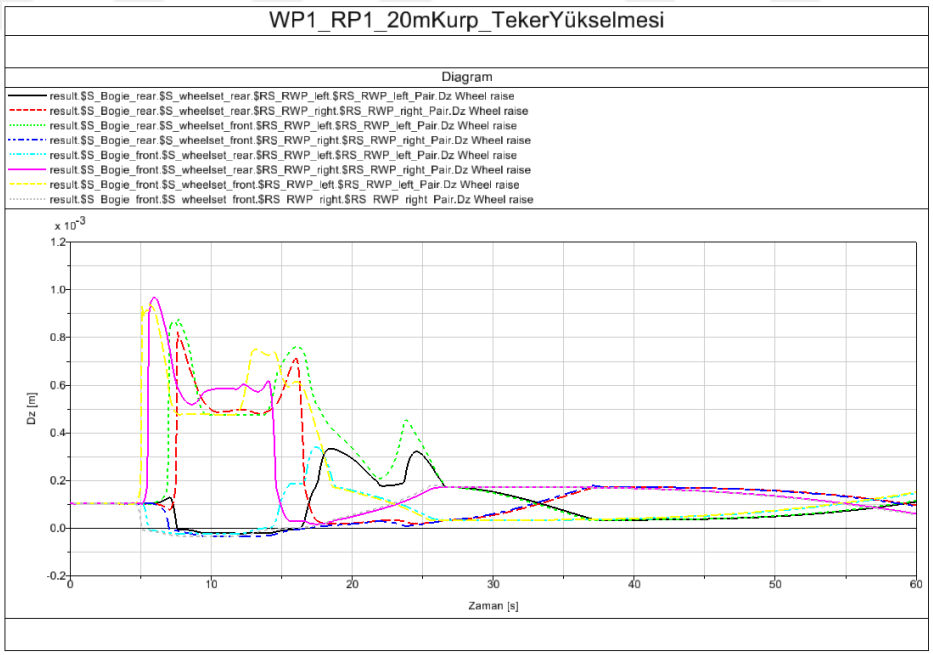
Limit değer göz önüne alındığında, teker yükselme değerleri uygun gözükmektedir.

20 m kurp yarıçapı içeren hatta yapılan seyir emniyeti analizlerinin, WP1-RP1 senaryosu için deray oranları ve teker yükselme değerleri Şekil 4.25'te ve Şekil 4.26'da gösterilmiştir.



Şekil 4.25. WP1-RP1 senaryosunda 20 m yarıçaplı hatta deray oranları

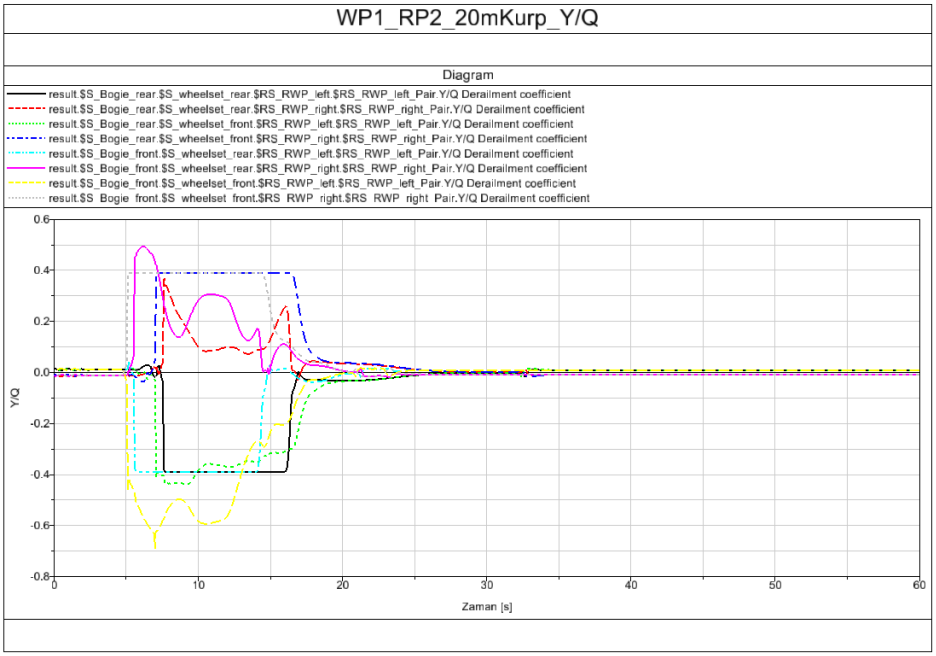
Limit değer göz önüne alındığında, deray oranları uygun gözükmektedir.



Şekil 4.26. WP1-RP1 senaryosunda 20 m yarıçaplı hatta teker yükselme değerleri

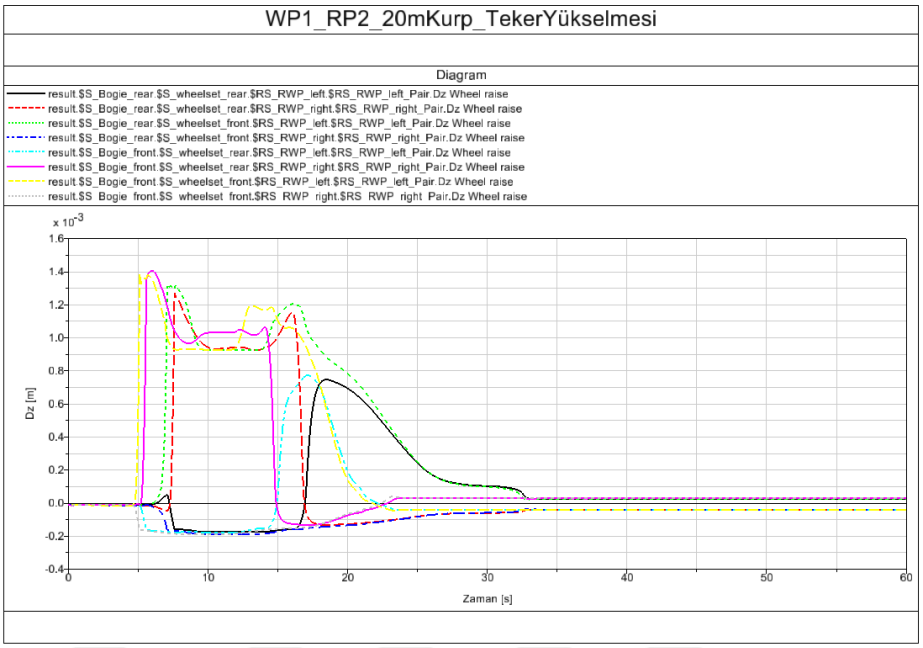
Limit değer göz önüne alındığında, teker yükselme değerleri uygun gözükmektedir.

20 m kurp yarıçapı içeren hatta yapılan seyir emniyeti analizlerinin, WP1-RP2 senaryosu için deray oranları ve teker yükselme değerleri Şekil 4.27'de ve Şekil 4.28'de gösterilmiştir.



Şekil 4.27. WP1-RP2 senaryosunda 20 m yarıçaplı hatta deray oranları

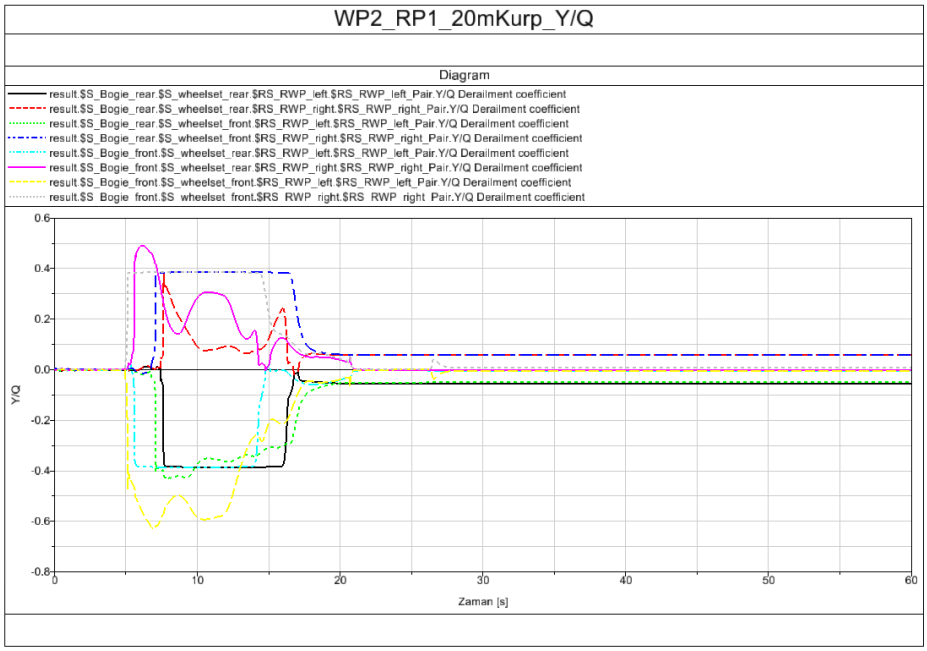
Limit değer göz önüne alındığında, deray oranları uygun gözükmektedir.



Şekil 4.28. WP1-RP2 senaryosunda 20 m yarıçaplı hatta teker yükselme değerleri

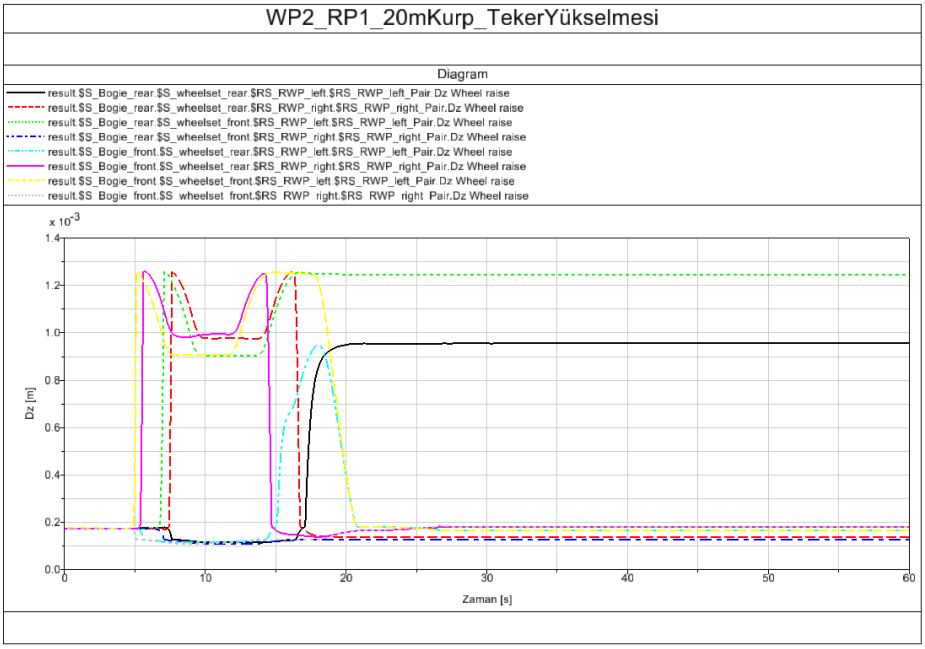
Limit değer göz önüne alındığında, teker yükselme değerleri uygun gözükmektedir.

20 m kurp yarıçapı içeren hatta yapılan seyir emniyeti analizlerinin, WP2-RP1 senaryosu için deray oranları ve teker yükselme değerleri Şekil 4.29'da ve Şekil 4.30'da gösterilmiştir.



Şekil 4.29. WP2-RP1 senaryosunda 20 m yarıçaplı hatta deray oranları

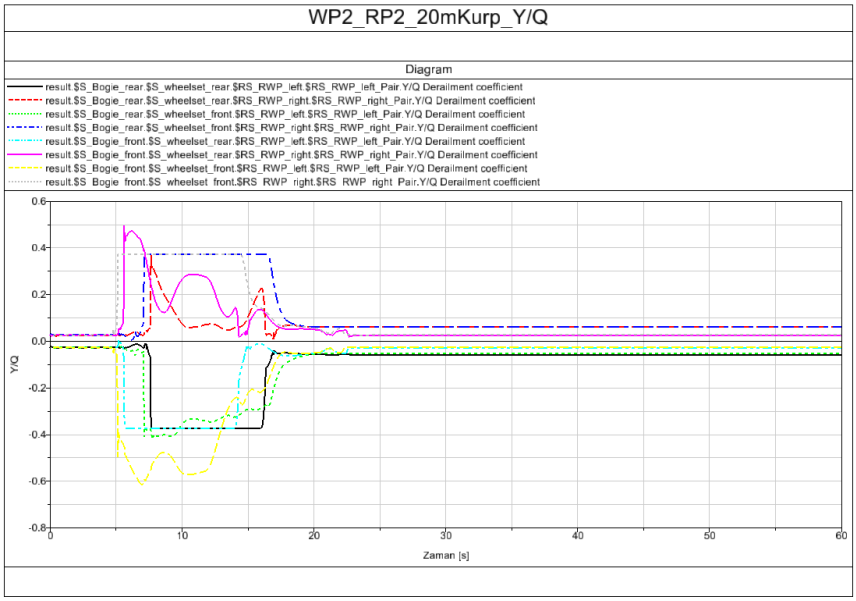
Limit değer göz önüne alındığında, deray oranları uygun gözükmektedir.



Şekil 4.30. WP2-RP1 senaryosunda 20 m yarıçaplı hatta teker yükselme değerleri

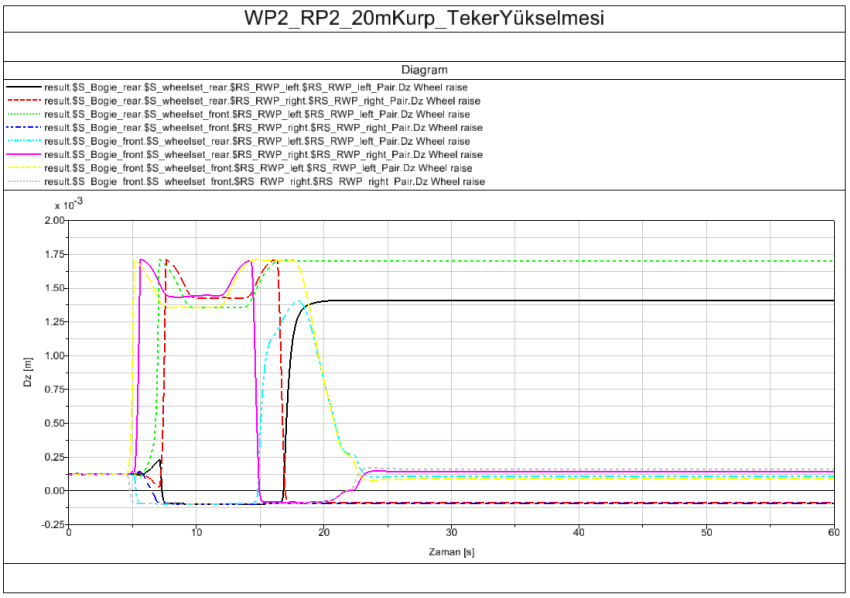
Limit değer göz önüne alındığında, teker yükselme değerleri uygun gözükmektedir.

20 m kurp yarıçapı içeren hatta yapılan seyir emniyeti analizlerinin, WP2-RP2 senaryosu için deray oranları ve teker yükselme değerleri Şekil 4.31'de ve Şekil 4.32'de gösterilmiştir.



Şekil 4.31. WP2-RP2 senaryosunda 20 m yarıçaplı hatta deray oranları

Limit değer göz önüne alındığında, deray oranları uygun gözükmektedir.

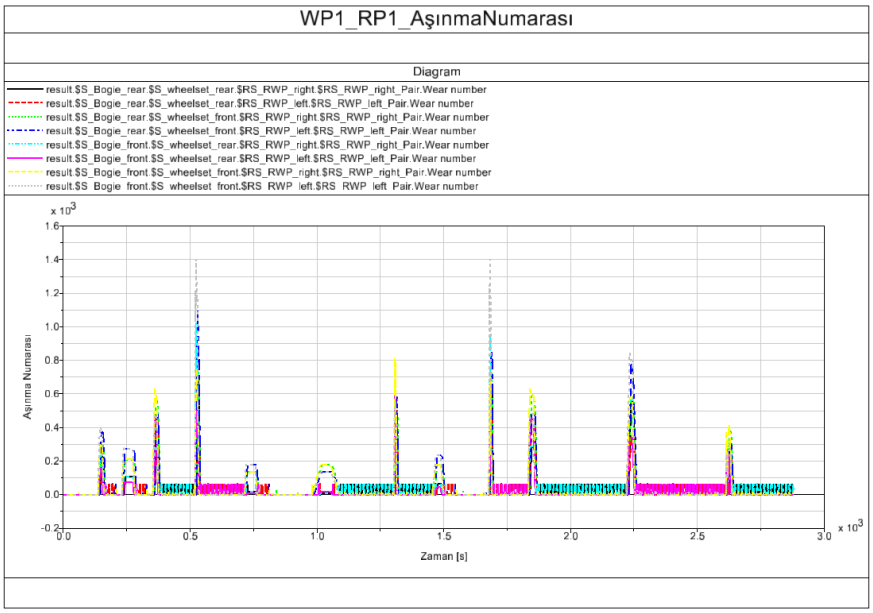


Şekil 4.32. WP2-RP2 senaryosunda 20 m yarıçaplı hatta teker yükselme değerleri

Limit değer göz önüne alındığında, teker yükselme değerleri uygun gözükmektedir.

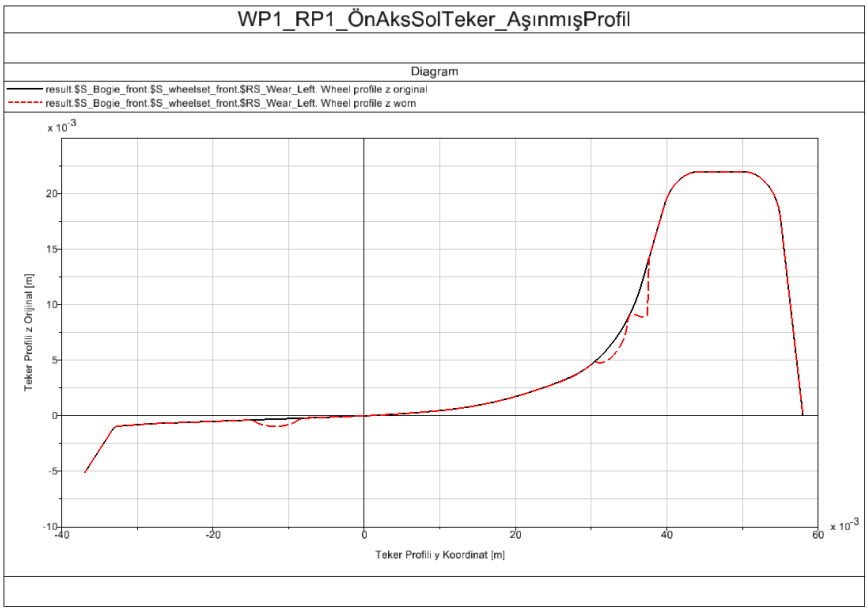
4.3 Teker Aşınması Analiz Sonuçları

Teker aşınması analizlerinin, WP1-RP1 senaryosu için aşınma numaraları ve aşınmış teker profilleri Şekil 4.33'te, Şekil 4.34'te ve Şekil 4.35'te gösterilmiştir.

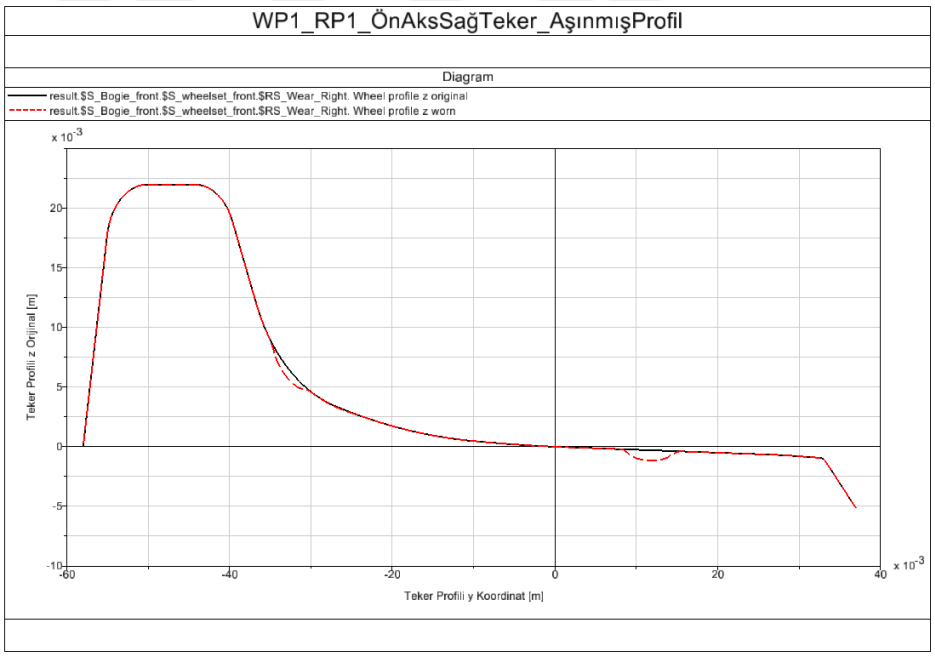


Şekil 4.33. WP1-RP1 senaryosunda aşınma numaraları

Aşınma numaralarının 175'ten büyük olduğu tekerlerde yuvarlanma temas yorgunluğu değil, aşınmanın olması beklenmektedir.

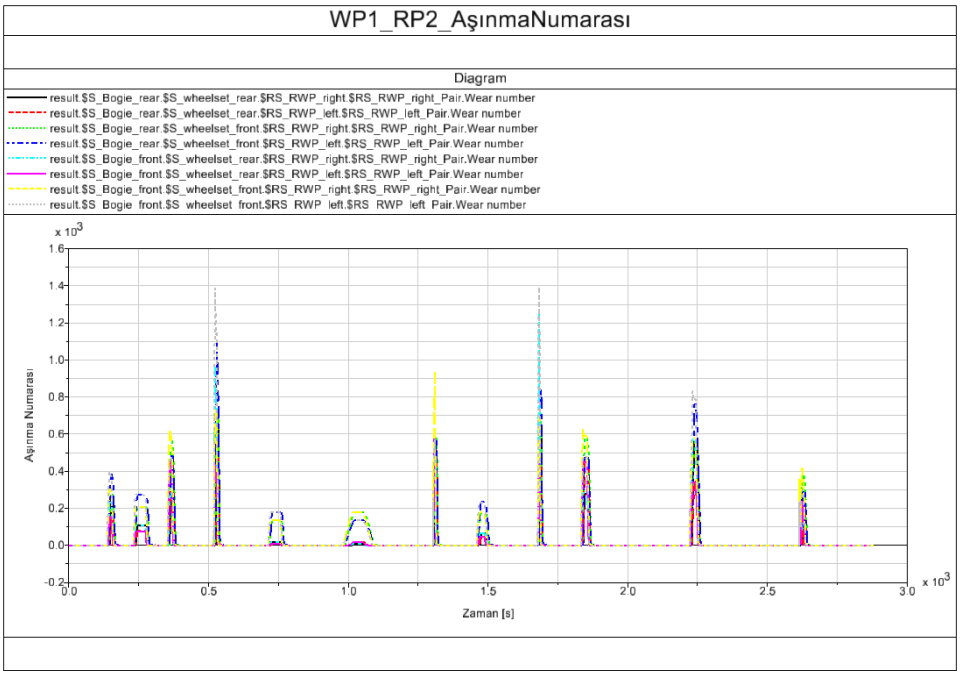


Şekil 4.34. WP1-RP1 senaryosunda ön boji, ön aks, sol tekerin aşınmış profili



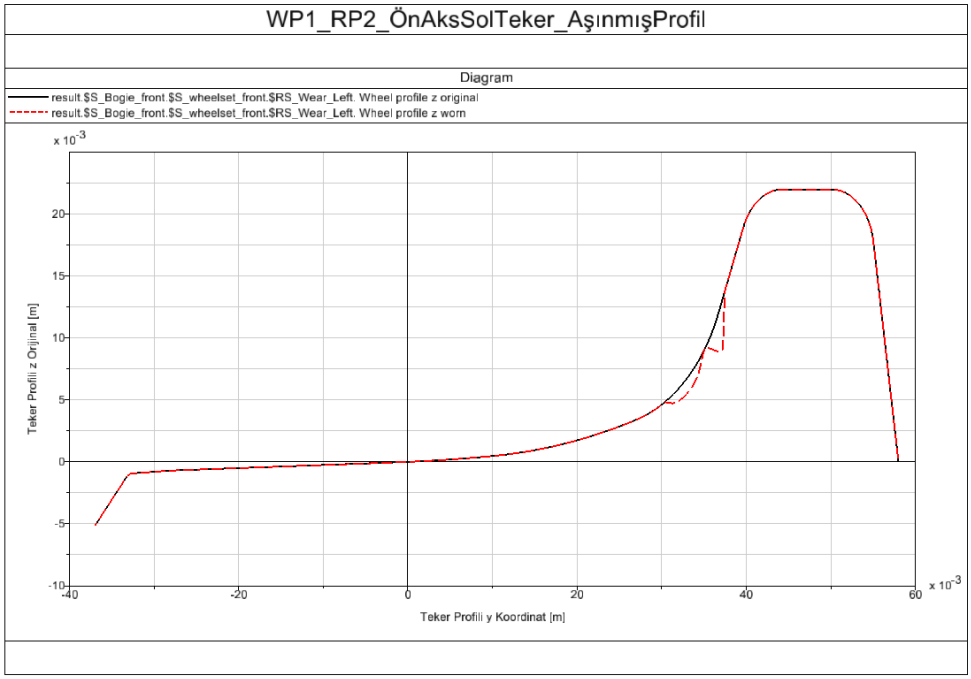
Şekil 4.35. WP1-RP1 senaryosunda ön boji, ön aks, sağ tekerin aşınmış profili

Teker aşınması analizlerinin, WP1-RP2 senaryosu için aşınma numaraları ve aşınmış teker profilleri Şekil 4.36'da, Şekil 4.37'de ve Şekil 4.38'de gösterilmiştir.

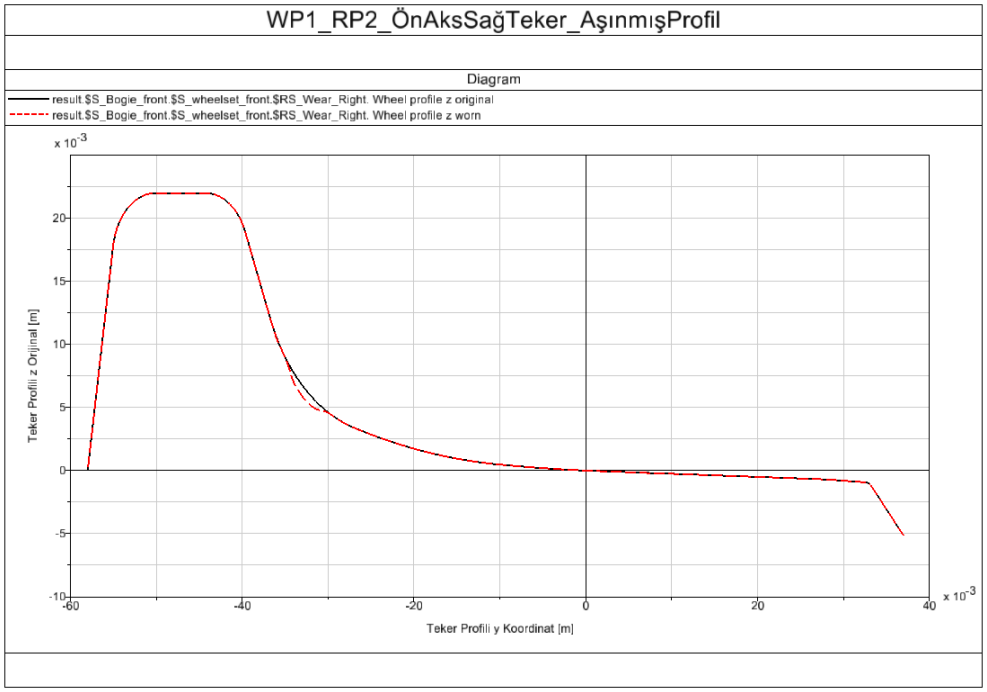


Şekil 4.36. WP1-RP2 senaryosunda aşınma numaraları

Aşınma numaralarının 175'ten büyük olduğu tekerlerde yuvarlanma temas yorgunluğu değil, aşınmanın olması beklenmektedir.

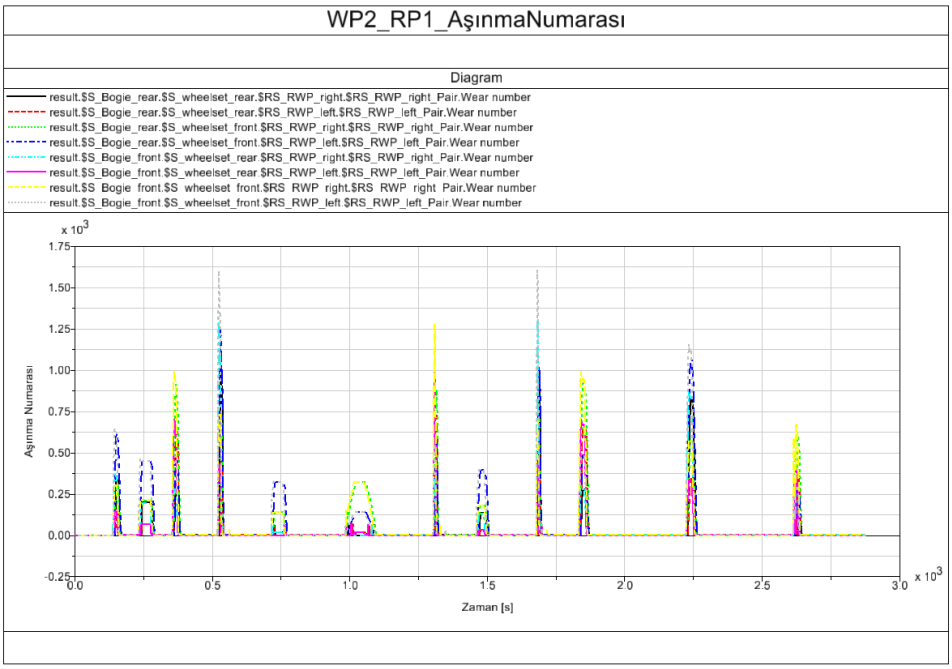


Şekil 4.37. WP1-RP2 senaryosunda ön boji, ön aks, sol tekerin aşınmış profili



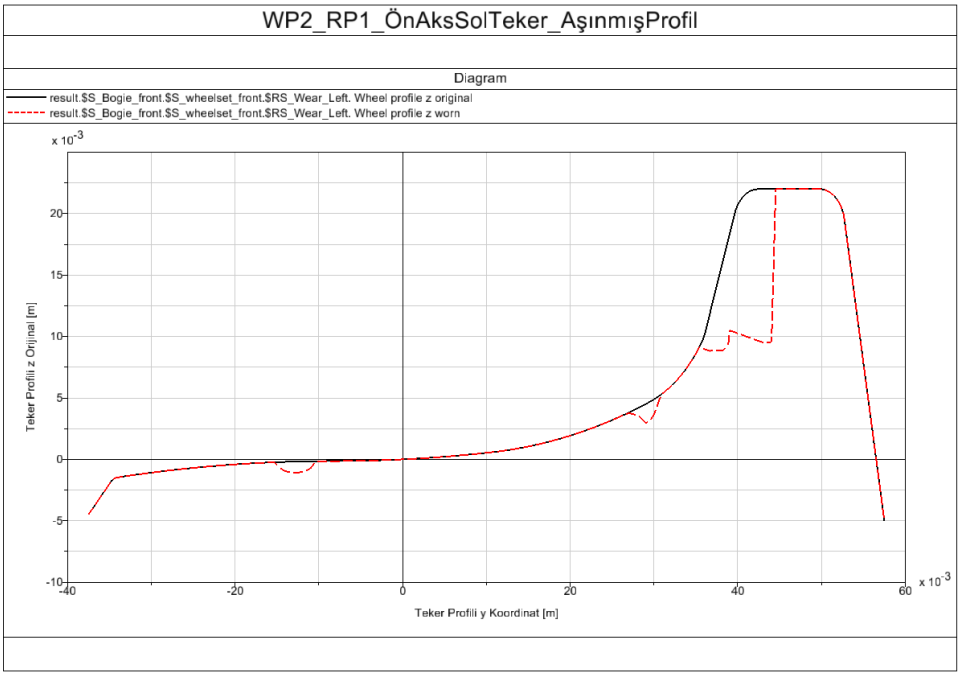
Şekil 4.38. WP1-RP2 senaryosunda ön boji, ön aks, sağ tekerin aşınmış profili

Teker aşınması analizlerinin, WP2-RP1 senaryosu için aşınma numaraları ve aşınmış teker profilleri Şekil 4.39'da, Şekil 4.40'ta ve Şekil 4.41'de gösterilmiştir.

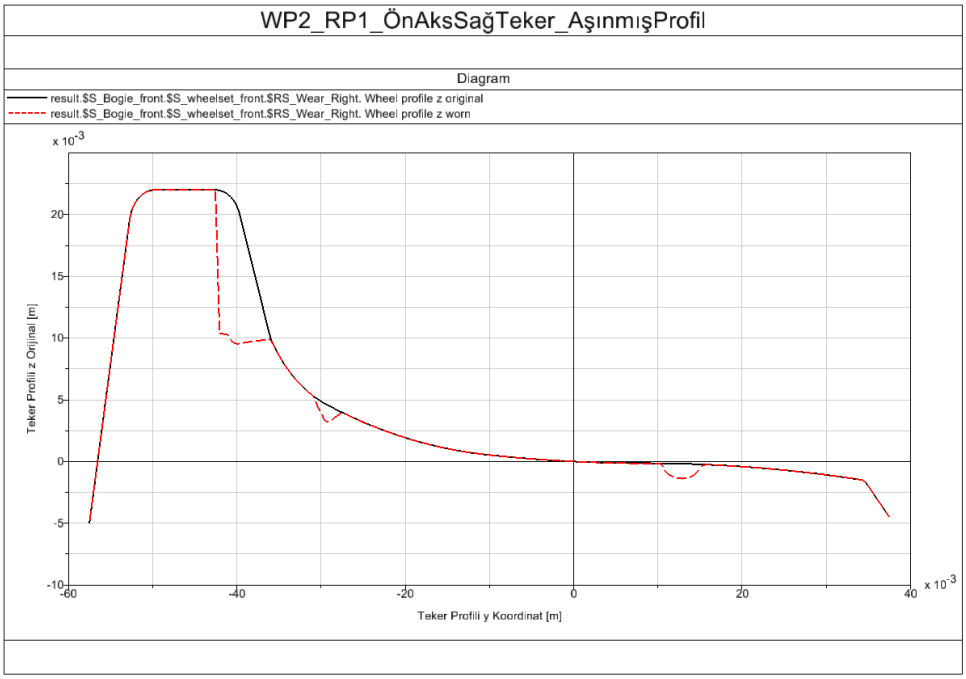


Şekil 4.39. WP2-RP1 senaryosunda aşınma numaraları

Aşınma numaralarının 175'ten büyük olduğu tekerlerde yuvarlanma temas yorgunluğu değil, aşınmanın olması beklenmektedir.

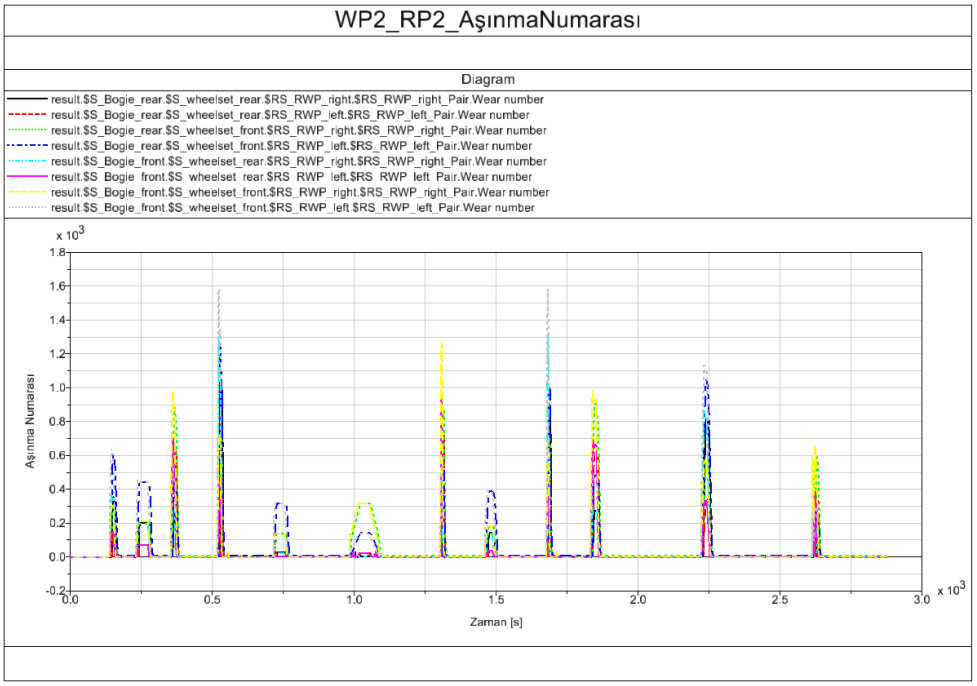


Şekil 4.40. WP2-RP1 senaryosunda ön boji, ön aks, sol tekerin aşınmış profili



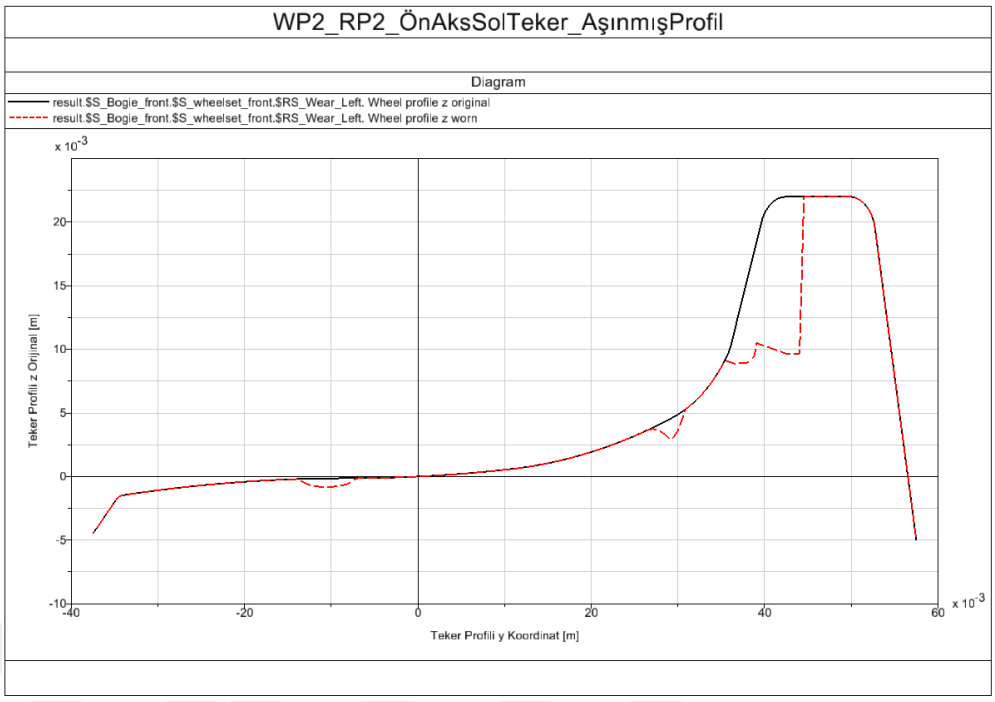
Şekil 4.41. WP2-RP1 senaryosunda ön boji, ön aks, sağ tekerin aşınmış profili

Teker aşınması analizlerinin, WP2-RP2 senaryosu için aşınma numaraları ve aşınmış teker profilleri Şekil 4.42'de, Şekil 4.43'te ve Şekil 4.42'de gösterilmiştir.

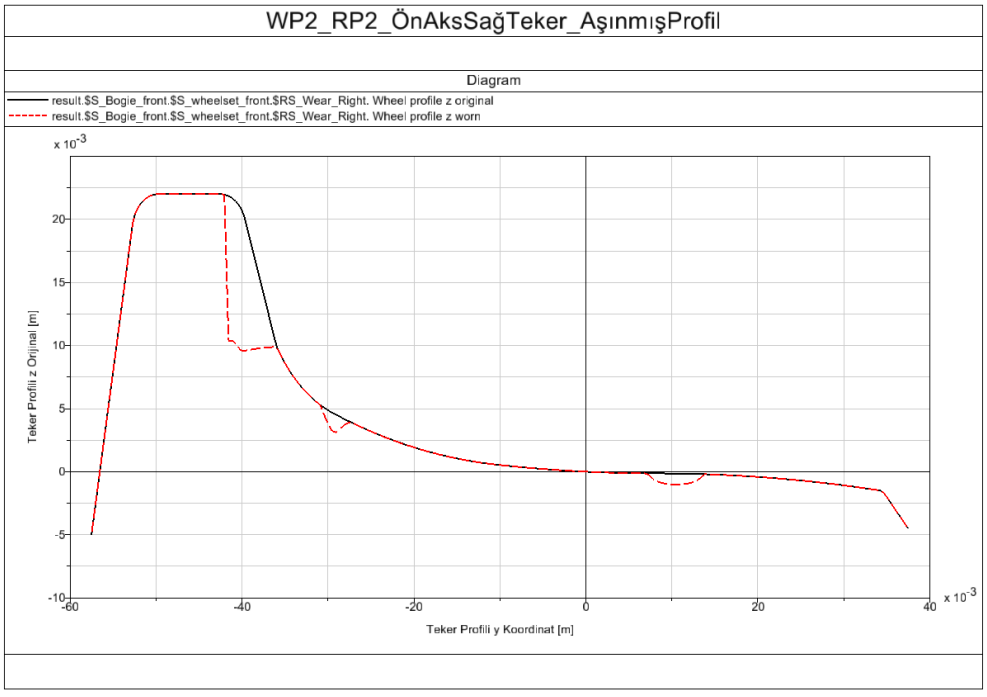


Şekil 4.42. WP2-RP2 senaryosunda aşınma numaraları

Aşınma numaralarının 175'ten büyük olduğu tekerlerde yuvarlanma temas yorgunluğu değil, aşınmanın olması beklenmektedir.



Şekil 4.43. WP2-RP2 senaryosunda ön boji, ön aks, sol tekerin aşınmış profili



Şekil 4.44. WP2-RP2 senaryosunda ön boji, ön aks, sağ tekerin aşınmış profili

4.4 Analiz Sonuçlarına Göre Teker ve Ray Profillerinin Karşılaştırılması

Burkulmuş hatta yapılan analiz sonuçlarına göre teker ve ray profillerinin karşılaştırması Çizelge 4.1'de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Burkulmuş hat sonuçlarının teker ve ray profilleri açısından karşılaştırılması

	WP1-RP1	WP1-RP2	WP2-RP1	WP2-RP2
Y/Q	0,48	0,47	0,46	0,44
dQ/Q	0,15	0,15	0,16	0,22
Teker Yükselmesi (mm)	0,95	1,39	1,25	1,70

Burkulmuş hat analizlerine göre her iki ray ve teker profili de seyir emniyeti açısından uygun gözükmektedir. Deray oranları için en düşük değer WP2-RP2 senaryosunda, dQ/Q durumu için en düşük değer WP1-RP1 ve WP1-RP2 senaryolarında, teker yükselmesi için ise en düşük değer WP1-RP1 senaryosunda görülmüştür.

S kurp içeren hatta yapılan analiz sonuçlarına göre teker ve ray profillerinin karşılaştırılması Çizelge 4.2'de verilmiştir.

Çizelge 4.2. S kurp içeren hat sonuçlarının teker ve ray profilleri açısından karşılaştırılması

	WP1-RP1	WP1-RP2	WP2-RP1	WP2-RP2
Y/Q	0,62	0,59	0,61	0,74
Teker Yükselmesi (mm)	1,11	1,53	1,28	1,72

S kurp analizlerine göre en düşük Y/Q oranı WP1-RP2 senaryosunda, en düşük teker yükselmesi de yine WP1-RP1 senaryosunda görülmüştür. Bütün senaryolar seyir emniyeti açısından uygun gözükmektedir.

20 m kurp yarıçaplı hatta yapılan analiz sonuçlarına göre teker ve ray profillerinin karşılaştırması Çizelge 4.3'te verilmiştir.

Çizelge 4.3. 20 m kurp yarıçaplı hat sonuçlarının teker ve ray profilleri açısından karşılaştırılması

	WP1-RP1	WP1-RP2	WP2-RP1	WP2-RP2
Y/Q	0,70	0,69	0,63	0,61
Teker Yükselmesi (mm)	0,97	1,40	1,26	1,71

20 m kurp yarıçaplı hatta yapılan seyir emniyeti analizlerine göre en düşük deray oranı WP2-RP2 senaryosunda, en düşük teker yükselmesi ise WP1-RP1 senaryosunda görülmekle beraber bütün senaryolar seyir emniyeti açısından uygun gözükmektedir.

Teker aşınması için yapılan analiz sonuçlarına göre teker ve ray profillerinin karşılaştırması Çizelge 4.4'te verilmiştir.

Çizelge 4.4. Maksimum aşınma numarasının teker ve ray profilleri açısından karşılaştırılması

	WP1-RP1	WP1-RP2	WP2-RP1	WP2-RP2
Aşınma Numarası	1405	1395	1606	1582

Teker aşınma analizlerine göre en düşük aşınma numarası WP1-RP2 senaryosunda görülmüştür.

5. SONUÇ

Bu tez kapsamında, iki modüllü çift yönlü bir tramvayın dinamik modeli oluşturularak analizleri yapılmıştır. Dinamik modelde iki farklı ray ve teker profili kullanılarak, ray ve teker profillerinin taşıt dinamiğine etkisi incelenmiştir. Taşıt dinamiği kapsamında, seyir emniyeti ve teker aşınma durumları için analizler yapılıp; ray ve teker profilleri karşılaştırılmıştır.

Raylı taşıtın yolcusuz durumu için TS EN 14363 standardı kapsamında yapılan seyir emniyeti analizleri üç farklı senaryoda gerçekleştirilmiştir. Burkulmuş hat ve s kurp analizleri için yapılan hat detayları standart tarafından tanımlanmış olmakla beraber 20 m kurp yarıçaplı hat senaryosu standart tarafından tanımlanmamaktadır. Ancak değerlendirme kriterleri her üç durum için de standarda göre yapılmıştır. Düşük yarıçaplı kurp hattında seyir emniyeti analizlerinin de gerçekleştirilmesinin sebebi, şehir içi yolcu taşımacılığı yapan tramvay hatlarında düşük yarıçaplı kurpların yüksek oranda mevcut olabilmesidir.

Seyir emniyeti senaryoları için yapılan analizlere göre her iki ray ve teker profili de standarda göre uygun olmakla beraber çıkan sonuçlarda farklılık görülmektedir. Diğer tüm dinamik elemanlar aynı olmasına rağmen deray oranları, dQ/Q ve teker yükselmesinde farklılıkların meydan gelmesinin sebebi, Şekil 4.1'de, Şekil 4.2'de, Şekil 4.3'te ve Şekil 4.4'te açıkça görülebileceği üzere ray-teker temasının teker ve ray profiline göre değişkenlik göstermesidir.

Teker aşınma analizlerine göre yapılan analizlerde en yüksek aşınma numarası WP2-RP1 senaryosunda, en düşük aşınma numarası ise WP1-RP2 senaryosunda görülmüştür. Bütün senaryolarda aşınma numarası 175'ten büyük olduğu için tüm senaryolarda aşınmalar meydana gelmiştir. Ray-teker teması bütün senaryolarda farklı olduğu için, beklendiği üzere teker profilindeki aşınma kaynaklı değişimler farklılık gösterilmiştir. Teker profilindeki aşınma kaynaklı değişim incelenirken, en fazla aşınmanın görülmesinin beklendiği ilk akstaki sağ ve sol teker profilleri incelenmiştir. Aşınma analizleri göstermiştir ki ray-teker teması ne kadar düzgün dağılır ve noktasallıktan uzaklaşır ise

aşınma numarası o kadar düşük olmaktadır. Temasın düzgün dağılması teker profilinde aşınma kaynaklı değişimin de düzgün dağılmasını beraberinde getirmiştir.

Seyir emniyeti analizleri ve aşınma analizleri beraber değerlendirildiğinde en uygun sonuçlar WP1-RP2 senaryosu için görülmektedir. Seyir emniyeti açısından tüm senaryolar standarda uygun olmakla beraber en düşük aşınma numarası WP1-RP2 senaryosunda görülmüştür. İşletmeler için teker ve ray aşınmaları büyük maliyetler getirebileceğinden WP1-RP2 senaryosu teker ve ray profili seçiminde ön plana çıkmıştır.

KAYNAKLAR

Anonim. (2017, Mayıs 22). *kurp*. railturkey: https://tr.railturkey.org/demiryolu-sozlugu/kurp/

Anonim. (2018, Nisan 18). *Temel raylı sistemler teknolojisi dersi demiryolu inşaatı modülü ders notları*. muhaz: https://muhaz.org/temel-rayli-sistemler-teknolojisi-dersi-demiryolu-insaati-modu.html

Anonim. (2019, Eylül 24). *Network Rail to carry out pioneering autumn train braking trials*. globalrailwayreview: https://www.globalrailwayreview.com/news/89549/network-rail-braking-trials/

Anonim. (2021, Ocak 19). *Twisted rail*. https://www.miningmonthly.com/markets/international-coal-news/1274481/twisted-rail.

Anonim. (2022, Nisan 11). *Test and Validation Center in Wegberg-Wildenrath*. https://www.mobility.siemens.com/global/en/portfolio/rail/services/qualification-services/certified-test-and-validation.html.

Anonim. (2022, Mart 14). *Curving*. the-contact-patch: https://the-contact-patch.com/book/rail/r0415-curving

Anonim. (2022, Mart 22). *EN 13674-1 Demiryolu Uygulamaları - Demiryolu Hattı - Ray - Bölüm 1: 46 kg/m ve Üzeri Vignole Demiryolu Rayları*. laboratuar: https://www.laboratuar.com/testler/metal-test-laboratuvari/en-13674-1-demiryolu-uygulamalari-demiryolu-hatti-ray-bolum-1-46-kg-m-ve-uzeri-vignole-demiryolu-raylari/

Anonim. (2022, Mart 22). *Grooved Rail Profiling For Tramways*. rail-vision: https://www.rail-vision.co.uk/node/531

ArcelorMittal. (2022, Nisan 15). Grooved rail 60R2 (Ri60N). https://rails.arcelormittal.com/types-rails/tram-rails/tram-grooved-rails/rail-60r2-ri60n

ArcelorMittal. (2022, Nisan 15). Rail 49E1/S49. https://rails.arcelormittal.com/types-rails/transport-rails/european-standards/rail-s49-49e1

Arslan, C. (2011). *Raylı taşıtlarda bakım planlaması, deray şartları ve emniyet değerlendirmesi.* (Yüksek Lisans Tezi), İstanbul Teknik Üniveritesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı. Ulusal Tez Merkezi veri tabanından erişildi (349624).

Azevedo, J., Guerreiro, L., Bento, R., Lopes, M., & Proença, J. (2009). Seismic vulnerability of lifelines in the greater Lisbon area. *Bulletin of Earthquake Engineering, 8*(1), 157-180. https://doi.org/10.1007/s10518-009-9124-7

Bilgiç, Ş. (2017). *Demiryolu Ders Notları-1*. https://web.ogu.edu.tr/Storage/akalin/Uploads/demiryolu-dersnotu-1-2017.pdf.

Braun, M. (2019, Ağustos 22). *First painted car body presented for the new Vienna metro*. https://press.siemens.com/global/en/pressrelease/first-painted-car-body-presented-new-vienna-metro

Crosbee, D., Allen, P., & Carroll, R. (2017). Analysis of design and performance of tram-train profiles for dual-operation running. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 231*(5), 578-597. https://doi.org/10.1177/0954409716679448

Derailment. (2022, Mart 31). Wikipedia. https://en.wikipedia.org/wiki/Derailment.

Engineer, D. (2011, Şubat 11). FRA's "New and Improved" High-Speed Rail Regulations. Systemic Failure.

Engineer, D. (2011, Şubat 11). FRA's "New and Improved" High-Speed Rail Regulations. *Systemicfailure*. https://systemicfailure.wordpress.com/2011/02/11/fras-new-and-improved-high-speed-rail-regulations/.

Fernández, M. M. (2014). *Multi-Body modelling of a Multi-ArticulationTramway in SIMPACK v9 and Research into the Influence of Rail-Excitations on Forces acting in the Yaw Dampers.* (Yüksek Lisans Tezi), Technische Universitat Kaiserslautern. https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/22902/PFC_margarita_marmol_fernandez_2014.pdf?sequence=1&isAllowed=y.

Flexicoil suspension. (2022, Ocak 3). Wikipedia. https://en.wikipedia.org/wiki/Flexicoil_suspension.

Ghh-Bonatrans. (2022, Nisan 8). Wheels. *https://www.ghh-bonatrans.com/en/products-and-services/wheels/*.

GMT. (2022, Nisan 10). Traction link: https://gmt.com.my/product/railway-traction-links/

Greencity LRV. (2022, Haziran 20). https://www.durmaray.com/greencity-lrv/: https://www.durmaray.com/greencity-lrv/

Gündem Bursa. (2015, Ekim 01). *İpekböceği bir şehirde daha*. https://www.gundembursa.com/haber/ipekbocegi-bir-sehirde-daha-132375.html

Hamarat, M. Z. (2015). *Raylı sistemlerde tekerlek-ray arasındaki aşınma.* (Yüksek Lisans Tezi), Yıldız Teknik Üniveritesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Bilim Dalı. Ulusal Tez Merkezi veri tabanından erişildi (406297).

Hessami, A. G. (2018). *Modern Railway Engineering.* Intechopen. https://doi.org/10.5772/68005

Iwnicki, S. (2006). *Handbook of Railway Vehicle Dynamics.* CRC Press/Taylor & Francis Group. https://doi.org/10.1201/9781420004892

Iwnicki, S. D. (2009). The Effect of Profiles on Wheel and Rail Damage. *International Journal of Vehicle Structures and Systems, 1*(4), 99-104. https://doi.org/https://doi.org/10.4273/ijvss.1.4.07

Klingel, W. (1883). Uber den Lauf der Eisenbahnwagen auf Gerarder Bahn. *Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens, 38*, 113-123.

Kozak, M. (2016). Demiryolunda dever uygulaması ve güvenliğe etkisi. *Mühendislik Bilimleri ve Tasarım Dergisi, 4*(1), 41-48.

Laude, B. (2020, Nisan 9). *Recommendations on the use of tram air conditioners during an epidemic*. https://www.intelligenttransport.com/transport-articles/97966/recommendations-on-the-use-of-tram-air-conditioners-during-an-epidemic/

Lewis, R., & Olofsson, U. (2009). *Wheel-Rail Interface Handbook.* Woodhead Publishing. https://doi.org/10.1533/9781845696788

Metin, M. (2007). *Raylı sistem araçlarının modellenmesi ve titreşimlerinin kontrolü.* (Yüksek Lisans Tezi), Yıldız Teknik Üniveritesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı. Ulusal Tez Merkezi veri tabanından erişildi (213255).

Milković, D. D., Simić, G. Ž., Tanasković, J. D., Lučanin, V. J., & Radulović, S. Z. (2017). Uncertainty of the wheel-rail angle of attack measurements using laser based wayside system. *FME Transactions, 45*(1), 69-79. https://doi.org/10.5937/fmet1701069M

Nadal, M. J. (1908). Collection Encyclopedie Scientifique. *Biblioteque de Mecanique Appliquee et Genie, 186*.

Orvnäs, A. (2011). On Active Secondary Suspension in Rail Vehicles to Improve Ride Comfort.

Pektaş, İ. (2017). *Raylı ulaşım sistemleri sektör analizi.* Anadolu raylı ulaşım sistemleri kümelenmesi. https://www.anadoluraylisistemler.org/content/upload/document-files/rayli-sistemler-sektor-an-20180106120111.pdf

Popovici, R. (2010). *Friction in Wheel - Rail Contacts.* (Doktora Tezi), Twente Üniversitesi. https://www.utwente.nl/en/et/ms3/research-chairs/rj-temp/stt-archive/research/publications/phd-theses/Thesis_Popovici.pdf.

Shevtsov, I. Y. (2008). *Wheel/Rail Interface Optimisation.* (Doktora Tezi), Delft Teknoloji Üniversitesi, İnşaat Mühendisliği ve Yerbilimleri Fakültesi, Karayolu ve Demiryolu Mühendisliği Bölümü. https://repository.tudelft.nl/islandora/object/uuid:a728ca2a-9fa9-4b0f-959f-2fca6ca25365?collection=research.

Shi, H., Li, F., & Guo, J. (2021). Numerical and experimental investigation of the wheel/rail interaction and dynamics for a high-speed gauge-changeable railway vehicle. *Vehicle System Dynamics*. https://doi.org/10.1080/00423114.2021.1942506

Siemens Mobility GmbH. (2020, Mayıs). SF 35 Motor bogie for low-floor tram car Avenio. https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:67afff1c-e169-4470-a6a1-bf105db846b1/mors-b10025-00-datasheet-bogies-sf35-deenus-144_original.pdf

SKF. (2012). Bogie designs. https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d1968019f48b-RTB-1-02-Bogie-designs_tcm_12-62732.pdf

Spiryagin, M., Cole, C., Sun, Y., McClanachan, M., Spiryagin, V., & McSweeney, T. (2014). *Design and Simulation of Rail Vehicles.* CRC Press/Taylor & Francis Group. https://doi.org/10.1201/b17029

Suarez, B., Chover, J., Rodriguez, P., & Gonzalez, F. (2011). Effectiveness of resilient wheels in reducing noise and vibrations,. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part F Journal of Rail and Rapid Transit, 225*(6), 545-565. https://doi.org/10.1177/0954409711404104

Türk Standartları Enstitüsü, & European Norms. (2019). Demiryolu uygulamaları - Demiryolu taşıtlarının seyir karakteristiklerinin kabul deneyleri - Seyir davranışlarının denenmesi ve durağan deneyler (TS EN Standart No. 14363:2016+A1:2018). https://intweb.tse.org.tr/Standard/Standard/Standard.aspx?081118051115108051104119110104055047105102120088111043113104073099085106098117106103121079109069

Türk Standartları Enstitüsü, & European Norms. (2021). Demiryolu uygulamaları - Tekerlek takımları ve bojiler - Boji şaselerinin yapısal şartları belirleme metotları (TS EN Standart No. 13749:2021). https://intweb.tse.org.tr/Standard/Standard/Standard.aspx?081118051115108051

1041191101040550471051021200881110431131040730980780870810670890
82101052097067
Vollebregt, E., Six, K., & Polach, O. (2021). Challenges and progress in the understanding and modelling of the wheel–rail creep forces. *Vehicle System Dynamics2021, 59*(7), 1026-1068. https://doi.org/10.1080/00423114.2021.1912367
Weinstock, H. (1984). Wheel Climb Derailment Criteria for Evaluation of Rail Vehicle Safety. *Proceedings of ASME Winter Annual Meeting.* 84-WA/RT-1, New Orleans, LA.
Wickens, A. (2005). *Fundamentals of rail vehicle dynamics : guidance and stability.* Taylor & Francis. https://doi.org/10.1201/9780203970997
Wikimedia. (2009, Mayıs 13). *File:Tram 71-619 inside.JPG*. https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Tram_71-619_inside.JPG
Yılmaz, H. (2014). *Ray kusurlarının örnek hat üzerinde ultrasonik yöntemle incelenmesi ve ray gerilmelerinin belirlenmesi.* (Yüksek Lisans Tezi), İstanbul Teknik Üniveritesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İnşaat Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Ulaştırma Mühendisliği Bilim Dalı. Ulusal Tez Merkezi veri tabanından erişildi (352315).