



YÜKSEK HIZLI TRENLERDE TEKER RAY ETKİLEŞİMİ VE GÜRÜLTÜNÜN ÖNLENMESİ

Özdenur TOKMAK

**2021
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

**Tez Danışmanı
Doç. Dr. İsmail ESEN**

**YÜKSEK HIZLI TRENLERDE TEKER RAY ETKİLEŞİMİ VE GÜRÜLTÜNÜN
ÖNLENMESİ**

Özdenur TOKMAK

**T.C.
Karabük Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği Dalında
Yüksek Lisans Tezi
Olarak Hazırlanmıştır**

**Tez Danışmanı
Doç. Dr. İsmail ESEN**

**Karabük
Haziran 2021**

Özdenur TOKMAK tarafından hazırlanan “ YÜKSEK HIZLI TRENLERDE TEKER RAY ETKİLEŞİMİ VE GÜRÜLTÜNÜN ÖNLENMESİ ” başlıklı bu tezin YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak uygun olduğunu onaylarım.

Doç. Dr. İsmail ESEN

.....

Tez Danışmanı, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından Oy Birliği ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

Başkan : Doç. Dr. İsmail ESEN (KBÜ)

.....

Üye : Doç. Dr. Selami SAĞIROĞLU (KBÜ)

.....

Üye : Dr. Öğr. Üyesi M. Akif KOÇ (KBÜ)

.....

KBÜ Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Hasan SOLMAZ

.....

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürü

“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”

Özdenur TOKMAK

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

YÜKSEK HIZLI TRENLERDE TEKER RAY ETKİLEŞİMİ VE GÜRÜLTÜNÜN ÖNLENMESİ

Özdenur TOKMAK

Karabük Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Doç. Dr. İsmail ESEN

Mayıs 2021, 106 sayfa

Günümüz ulaşımında raylı sistemlerin önemi tartışılmaz bir gerçektir. Zamandan tasarruf ve konforlu seyahat ihtiyacı yüksek hızlı trenlere olan talebi arttırmıştır. Yüksek hızlı trenlerde seyahat konforunu etkileyen en önemli etkenler teker ve ray arasındaki etkileşimin kalitesidir. Trenin hareketi sırasında tekerden veya raydan kaynaklanabilecek bozucu etki güvenliği, ses seviyesini ve seyahat sırasında yaşanan sarsıntıları doğrudan etkilemektedir. Teker ve ray arasında oluşan titreşim ve sürtünme gibi bozucu etkiler raylı sistem bileşenlerinin yorulmasına, aşınmasına ve ömrünün kılmasına neden olmaktadır. Bu durum sonucunda bakım ve işletim maliyeti artmaktadır. Bu tez çalışmasında teker ve ray arasındaki etkileşimler ve bu etkileşimlerin oluşabilecek gürültü üzerine çalışılmıştır. SolidWorks ile tasarımı yapılan raylı araç modelinin

ANSYS ortamında analizi yapılmıştır. Teker ve ray arasındaki etkileşimin oluşabilecek gürültüye etkisi incelenmiştir ve raporlanmıştır.

Anahtar Sözcükler : Ansys, teker, ray, gürültü, dinamik analiz.

Bilim Kodu : 91433

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

WHEEL RAIL INTERACTION AND PREVENTION OF NOISE IN HIGH-SPEED TRAINS

Özdenur TOKMAK

**Karabük University
Institute of Graduate Programs
Department of Mechanical Engineering**

Thesis Advisor:

Assoc. Prof. Dr. İsmail ESEN

May 2021, 106 pages

The importance of rail systems in today's transportation is an indisputable fact. Time savings and the need for comfortable travel has increased the demand for high-speed trains. The most important factor affecting travel comfort in high-speed trains is the quality of the interaction between the wheel and the rail. The disturbance that may arise from the wheel or the rail during the movement of the train directly affects the safety, sound level and the vibrations experienced during the journey. Disruptive effects such as vibration and friction between the wheel and the rail cause the rail system components to fatigue, wear and shorten their life. As a result, maintenance and operating costs increase. In this thesis, the interactions between the wheel and the rail and the noise that may occur in these interactions have been studied. The rail vehicle model designed with

SolidWorks was analyzed in ANSYS environment. The effect of the interaction between the wheel and the rail on the noise that may occur has been investigated and reported.

Keywords : Ansys, wheel, rail, noise, dynamic analysis.

Science Code : 91433

TEŐEKKÖR

Bu tez alıŐmasının konusunun belirlenmesinde, araŐtırılmasında, planlanmasında, yÖrÖtÖlmesinde ilgi ve desteğini esirgemeyen, yÖnlendirme ve bilgileriyle tecrÖbelerinden yararlandığım danıŐman hocam Do. Dr. İsmail ESEN'e ve ayrıca tez çalıŐması boyunca bana yardımlarını eksik etmeyen değerli arkadaŐım Elif İSEN'e teŐekkÖr ederim.

Öniversite hayatım boyunca tecrÖbelerinden ve bilgi birikimlerinden faydalandığım derslerinde bulunmaktan onur duyduğum değerli hocalarıma ve bu günlere gelmemizde maddi manevi desteklerini esirgemeyen aileme teŐekkÖrlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

KABUL	ii
ÖZET	iv
ABSTRACT	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xiii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xvi
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2	3
DEMİRYOLUNUN ANA BÖLÜMLERİ	3
2.1. ALTYAPI TANIMI VE ELEMANLARI	3
2.1.1. Platform	3
2.1.2. Dolgular	3
2.1.3. Yarmalar	4
2.1.4. Tüneler.....	4
2.1.5. Köprüler.....	4
2.1.6. Geçitler	4
2.2. ÜSTYAPI TANIMI VE ELEMANLARI	4
2.2.1. Ray.....	5
2.2.2. Travers	8
2.2.3. Balast	10
2.2.4. Boji	11
2.2.4.1. Birincil Süspansiyon	12
2.2.4.2. İkincil Süspansiyon.....	13
2.2.4.3. Cer Kutusu	14
2.2.4.4. Tekerlek Takımı.....	16

BÖLÜM 3	17
DEMİRYOLUNA ETKİYEN KUVVETLER.....	17
3.1. DÜŞEY KUVVETLER.....	18
3.2. YATAY KUVVETLER	19
3.3. BOYUNA KUVVETLER.....	20
BÖLÜM 4	21
TEKER- RAY TEMASI.....	21
4.1. TEKER RAY DENGESİ.....	21
4.1.1.Hat Genişliği (Ekartman).....	22
4.1.2.Hat Açıklığı	22
4.1.3. Hat Eksenleri Arasındaki Açıklık.....	22
4.1.4. Budenler Arası Genişlik	22
4.2.TEKER RAY TEMASI.....	22
4.3. EŞDEĞER KONİKLİK	25
4.3.1. Ekartmanın Eşdeğer Konikliğe Etkisi.....	27
4.3.2. Tekerlek Profilinin Eşdeğer Konikliğe Etkisi.....	27
4.3.3. Ray Profilinin Eşdeğer Konikliğe Etkisi.....	27
4.3.4. Ray Eğiminin Eşdeğer Konikliğe Etkisi	28
4.4. TEKERLEĞİN YANAL HARTEKETİ VE KLİNGEL TEORİSİ.....	28
4.5. NADAL KURAMI.....	32
4.6. HERTZ TEOREMİ VE HERTZ YAYI	33
BÖLÜM 5	36
TEKER-RAY TEMAS GERİLMELERİ.....	36
5.1. TEKERLEK APLETİ GERİLMELERİ	39
BÖLÜM 6	41
TİTREŞİM VE GÜRÜLTÜ	41
6.1. TİTREŞİM.....	41
6.2. DEMİRYOLU TİTREŞİMLERİ.....	45
6.3. DEMİRYOLU TAŞITINDA TİTREŞİM AZALTMA YÖNTEMLERİ.....	49
6.4. DEMİRYOLU HATTINDA TİTREŞİM AZALTMA YÖNTEMLERİ	50
BÖLÜM 7	55
GÜRÜLTÜ.....	55

7.1. SES İLE İLGİLİ TEMEL KAVRAMLAR.....	55
7.2. SESİN YAYILMASI	58
7.2.1. Geometrik Yayılma	58
7.2.2. Atmosferik Emilim	58
7.2.3. Bariyerler ile Kırılım	58
7.2.4. Rüzgar Etkisi ve Hava Sıcaklığı Değişimi	59
7.3. SESİN ÖZELLİKLERİ	60
7.3.1. Sesin Hızı.....	60
7.3.2. Sesin Şiddeti ve Basıncı.....	60
7.4. GÜRÜLTÜ SEVİYELERİ.....	61
7.4.1. Ses Basınç Seviyesi	61
7.4.2. Ses Gücü Seviyesi.....	63
7.5. RAYLI ULAŞIM SİSTEMLERİNDEN KAYNAKLI GÜRÜLTÜLER	63
7.6. DEMİRYOLU ARAÇLARINDAN KAYNAKLANAN GÜRÜLTÜLER	65
7.6.1. Vagonlar	65
7.7. LOKOMOTİFLER.....	68
7.8. ARAÇ İLE YOLUN ETKİLEŞİMİNDEN KAYNAKLANAN GÜRÜLTÜLER	69
7.8.1. Aliymanda Meydana Gelen Tekerlek Ray Gürültüsü ve Kontrolü.....	69
7.8.2. Normal Yuvarlanma Gürültüsü	70
7.9.GÜRÜLTÜNÜN ÖNLENMESİ	72
BÖLÜM 8	76
TASARIM VE ANALİZ	76
8.1. SOLİDWORKS İLE DEMİRYOLU ARACININ KATI MODELLERİNİN OLUŞTURULMASI	76
8.2. SOLİDWORKS İLE MODELLEME İŞLEMİ YAPILAN PARÇALARIN MONTAJLANMASI	80
8.3. ANSYS ANALİZ PROGRAMI İLE YÜKSEK HIZLI RAYLI SİSTEM ARACININ SINIR ŞARTLARININ OLUŞTURULMASI	84
8.4. YÜKSEK HIZLI RAYLI SİSTEM ARACINDA BAĞLANTI NOKTALARININ ANALİZİ	86
8.5. MODELİN SONLU ELAMANLARA BÖLÜNMESİ.....	90
8.6. MODEL TEKNİK DEĞERLERİNİN TANIMLANMASI	91

8.7. MODELİN SERBESTLİK DERESESİNİN TANIMLANMASI VE GEREKLİ YÜK DEĞERİNİN OLUŞTURULMASI.....	93
BÖLÜM 9	95
ANALİZ DEĞERLENDİRMELERİ	95
9.1. 3 TON YÜK ALTINDA TEKER-RAY DURUMU	95
9.2. GERİLME DEĞERİ ANALİZ SONUÇLARI.....	96
9.3. X-EKSENİ GERİLME ANALİZ SONUÇLARI	97
9.4. MODAL ANALİZ SONUÇLARI.....	98
9.4.1. Yüksek Hızlı Tren Hızının 100 km/s Olması Durumunun İncelenmesi.....	98
9.4.2. Yüksek Hızlı Tren Hızının 200 km/s Olması Durumunun İncelenmesi.....	99
9.4.3. Yüksek Hızlı Tren Hızının 250 km/s Olması Durumunun İncelenmesi.....	100
BÖLÜM 10	102
SONUÇ VE ÖNERİLER	102
KAYNAKLAR	104
ÖZGEÇMİŞ	106

ŞEKİLLER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 2.1. Demiryolu alt yapı ve üst yapısı	3
Şekil 2.2. Raylı sistemler üst yapı elamanları.....	5
Şekil 2.3. Rayın Bölümleri.....	5
Şekil 2.4. (a) 60 E1 ray profili ve (b) 60 E2 ray profili	6
Şekil 2.5. (a) Oluklu ray, (b) Çift mantarlı ray ve (c) Tek mantarlı ray	7
Şekil 2.6. Ağırlığına göre raylar	7
Şekil 2.7. (a) Ahşap travers, (b) Çelik travers, (c) Beton travers ve (d) Plastik travers	10
Şekil 2.8. Çift balast tabakalı demiryolu üst yapısı ve tek balastlı demiryolu üst yapısı	11
Şekil 2.9. Y25 Boji	12
Şekil 2.10. Birincil süspansiyon sistemi	13
Şekil 2.11. İkincil süspansiyon sistemi	14
Şekil 2.12. Cer kutusu.....	15
Şekil 2.13. Aks-teker.....	16
Şekil 4.1. Demiryolu hattında önemli genişlikler	21
Şekil 4.2. Tekerlek-ray temas noktaları	23
Şekil 4.3. Tekerlek ray temas noktası, $\Delta y=0$ (a), $\Delta y=6$ (b).....	24
Şekil 4.4. (a) Tek nokta temasında ray iç gerilmeleri	25
Şekil 4.5. (b) Çift nokta temasında ray iç gerilmeleri.....	25
Şekil 4.6. Ray teker etkileşim bölgesinin eşdeğer koniklik parametreleri.....	26
Şekil 4.7. Çeşitli ray profili ekartman köşesi yüksekliğinin eşdeğer konikliğe etkisi ..	28
Şekil 4.8. İki koni ile bağlanmış bir demiryolu aracının simülasyonu	29
Şekil 4.9. Tekerlek hareket modeli	29
Şekil 4.10. Kringel hareketi	31
Şekil 4.11. Tekerlek ve raya etki eden kuvvetler	32
Şekil 4.12. Teker-Ray Temas Modeli	34

Şekil 4.13. Hertz problemi.....	35
Şekil 5.1. Demiryolunda gerilme dağılımı	36
Şekil 5.2. Ray gerilmeleri.....	38
Şekil 6.1. Tek kütle-yay modeli	44
Şekil 6.2. Titreşim seviyelerine göre yolculuk konforu	45
Şekil 6.3. Demiryolunda titreşim ve gürültü dağılımı.....	48
Şekil 6.4. Taşıttan kaynaklanan bazı tahrik frekansları.....	50
Şekil 6.5. Odülasyon ve mesnet aralığından kaynaklanan tahrik frekansları.....	51
Şekil 6.6. Demiryolunda kullanılan farklı elastik tabaka seviyeleri.....	52
Şekil 6.7. Yolun öz frekansları.....	54
Şekil 7.1. Ses özellikleri	56
Şekil 7.2. Farklı frekanslara sahip iki sinüs dalgasının süperpozisyonu	57
Şekil 7.3. Ses dalgalarının kırınımı	59
Şekil 7.4. Sesin yayılmasında atmosfer etkisi	60
Şekil 7.5. Ses şiddeti vektörü	61
Şekil 7.6. Ses Basınç seviyelerinin kaynaktan mesafe ile azalması	62
Şekil 7.7. Ses ve titreşim için referans değerleri	63
Şekil 7.8. 114 km/sa hızla giden bir yolcu treninin geçişi sırasında 30 metre mesafeden ölçülen A Ağırlıklı ses seviyesinin değişimi	64
Şekil 7.9. Hızların artışına bağlı olarak gürültüdeki değişim	65
Şekil 7.10. Sürekli kaynaklı raylarda hız artışına göre L_A gürültü seviyesi.....	66
Şekil 7.11. Cebireli raylarda hız artışına göre L_A gürültü seviyesi.....	67
Şekil 7.12. Cebireli raylar ve sürekli kaynaklı raylardaki hız artışına göre L_A gürültü seviyesi karşılaştırması.....	68
Şekil 7.13. Dizel ve elektrikli lokomotifler için ortalama bağıl oktav-band spektrumları.....	70
Şekil 7.14. Yuvarlanma gürültüsünün gelişimi.....	70
Şekil 7.15. Elastikiyet modülü ve ray mantarı eğriliğinin uyarımının pürüzlülük uyarımına eşdeğeri	72
Şekil 7.16. Yüksek hızlı trenlerde kullanılan gürültü bariyeri örneği	74
Şekil 8.1. 60 E2 ray profili	77
Şekil 8.2. Ray katı modeli	77

	<u>Sayfa</u>
Şekil 8.3. Ray katı modeli 2	78
Şekil 8.4. Tekerlek kesiti	78
Şekil 8.5. Tekerlek takımı.....	79
Şekil 8.6. Aks modeli	79
Şekil 8.7. Boji gövdesi modeli.....	80
Şekil 8.8. CAF 65000 tren seti referans ölçüleri	81
Şekil 8.9. Y 25 bojisi montajı	81
Şekil 8.10. Görünüm düzenleme ile oluşturulmuş Y25 bojisi montajı.....	82
Şekil 8.11. Boji ve vagon montajı yakın görünümü	82
Şekil 8.12. Boji ve vagon montajı uzak görünümü.....	83
Şekil 8.13. Montajlanmış vagon seti görünümü.....	83
Şekil 8.14. Modelin Ansys claim ekranında tasarım düzenlemesi	84
Şekil 8.15. Modelin analiz aşamaları	85
Şekil 8.16. Modal görüntüsü	86
Şekil 8.17. Tekerlek ve aks arasındaki temas	87
Şekil 8.18. Ray ile teker arasındaki temas	88
Şekil 8.19. Aks ile boji bağlantı elemanı arasındaki temas.....	88
Şekil 8.20. Şase temas noktaları.....	89
Şekil 8.21. Pabuç ve diğer bağlantı elemanının teması.....	89
Şekil 8.22. Bağlantı tipleri	90
Şekil 8.23. Yüksek hızlı trenin mesh yapısı	91
Şekil 8.24. Yüksek hızlı tren modelinin teknik değer tanımları	92
Şekil 8.25. Yüksek hızlı tren modelinin üretim malzemesi seçimi.....	92
Şekil 8.26. Rayların sabitlemesi.....	93
Şekil 8.27. Modele yük etkisi verilmesi.....	94
Şekil 9.1. 3 ton yük altında yüksek hızlı raylı sistem aracının davranışı	96
Şekil 9.2. Gerilme değerleri.....	97
Şekil 9.3. X-ekseni gerilmeleri	98
Şekil 9.4. Yüksek hızlı tren hızının 100 km/s olması durumu	99
Şekil 9.5. Yüksek hızlı tren hızının 200 km/s olması durumu	100
Şekil 9.6. Yüksek hızlı tren hızının 250 km/s olması durumu	101

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

γ_e	: Eşdeğer koniklik
R_w	: Tekerleğin dış yarıçapı
R_r	: Ray profilinin yuvarlanma anındaki yarıçapı
y	: Ray ekseninin yanal ötelenme limiti
γ	: Tekerlek tabanının konikliği
r	: Merkez konumlu tekerlek setindeki tekerlek yarıçapı
R	: Klingel hareket yörüngesinin kurp yarıçapı $y(x)$
s	: Hat genişliği
y	: Klingel hareketinin yanal deplasmanı
x	: Hat eksenini boyunca mesafe koordinatı
L_K	: Klingel dalga boyu
γ_{max}	: Maksimum yanal ivme
δ	: Budenin koniklik eğimi
Q	: Efektif tekerlek yükü
b	: Tekerlek-ray temas alanı
ν	: Poisson oranı
E	: Elastisite modülü
W	: Ray mukavemet momenti
σ	: Ray gerilmesi
k	: rijitlik katsayısı
I	: Rayın atalet momenti
W	: Kaynaktan ölçülen sesin gücü
f	: Öz frekans
Q	: Tekerlek yükü

h : Bozulma derinliği
W : Ray mukavemet momenti

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Günümüzde raylı sistem taşımacılığı hızla gelişmektedir. Raylı sistemler daha fazla sayıda yolcu, daha az taşıt ile taşıdıkları için dünyada büyük bir ihtiyacı karşılamaktadır. Raylı sistem araçları hem ucuz hem güvenlidir.

Raylı sistem araçlarının en çok tercih edilen türü yüksek hızlı trenlerdir. Seyahat konforu, elverişli ve güvenli olması, zamandan tasarruf sağlaması ve düşük ses seviyesi nedeniyle yüksek hızlı trenlere olan talebi arttırmış. Yüksek hızlı trenler sürekli yenilenen bir teknoloji haline gelmiştir.

Yüksek hızlı trenlerde sürüş hızı ve taşınan yük miktarı sürekli artış eğilimi göstermektedir. Bu artış aks ve rulmanlar üzerine binen yükün artmasına sebep olur. Bu durum aks yatağında sürtünmeye neden olur ve harekete karşı direnç oluşmasını sağlar. Hareket direncinin bir diğer nedeni de buda ile ray arasındaki sürtünmedir. Ray açıklığının azaldığı noktalarda buda raylara sürtünmekte ve bu da hareket direncinin artmasına sebep olmaktadır. Hareket direncinin artması gürültünün artmasını beraberinde getirir.

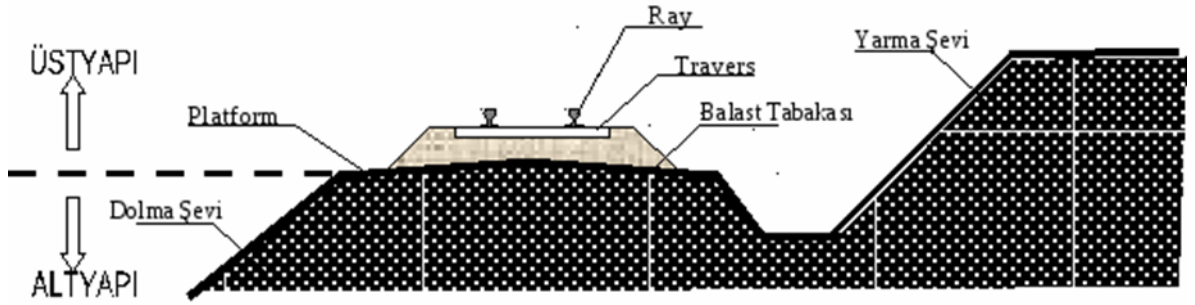
Teker ray etkileşiminden kaynaklı oluşabilecek hareket direnci ve hareket direncinin beraberinde getirdiği gürültü üzerinde çalışılması gereken bir konudur. Teker ray arasındaki etkileşim sonucu oluşabilecek gerek teker gerek ray aşınması büyük maliyet gerektiren bir konudur. Bunun dışında seyahat konforunu ve güvenliği etkileyen başlıca etmenlerdir.

Bu tez çalışmasında yüksek hızlı trenlerde teker ray etkileşiminin ANSYS WORKBENCH kullanılarak analizi yapılmıştır. Yüksek hızlı tren boji ve tekerlek takımı SolidWorks ortamında modellenmiştir. Sürüş esnasında oluşan teker ray etkileşimi değerlendirilmesi yapılmıştır.

BÖLÜM 2

DEMİRYOLUNUN ANA BÖLÜMLERİ

Demiryolu altyapı ve üstyapı olmak üzere iki ana bölümden oluşur.



Şekil 2.3. Demiryolu alt yapı ve üst yapısı [1].

2.1. ALTYAPI TANIMI VE ELEMANLARI

Platform ile zemin arasında yapılan yapıların tamamına altyapı denir. Platform, dolgular, yarmalar, tüneller, köprüler, geçitler demiryolu altyapısını oluşturur.

2.1.1. Platform

Demiryolunun geçtiği bölgelerde yarma ve dolguların üzerine ballast serildiği tesviye edilmiş yüzeylere platform denir.

2.1.2. Dolgular

Demiryolu güzergâhında yolun olması gereken seviyeden çukur olan yerlerinin doldurulması ile elde edilen altyapı türüne dolgu denir.

2.1.3. Yarmalar

Demiryolu güzergâhında yolun olması gereken seviyeden yüksek olan yerlerinin yarılması ile elde edilen altyapı türüne yarma denir.

2.1.4. Tüneller

Demiryolu güzergâhında yolun delinmesi ile elde edilen altyapı türüne tünel denir. Maliyetin fazla olduğu durumlarda bu yöntem kullanılır.

2.1.5. Köprüler

Demiryolu aracının suyun bir tarafından diğer tarafına geçilmesi için oluşturulan yapıya köprü denir. Açıklığı 8.00 metreden fazla olan yapılara köprü, 8.00 metreden küçük olan yapılara menfez adı verilir.

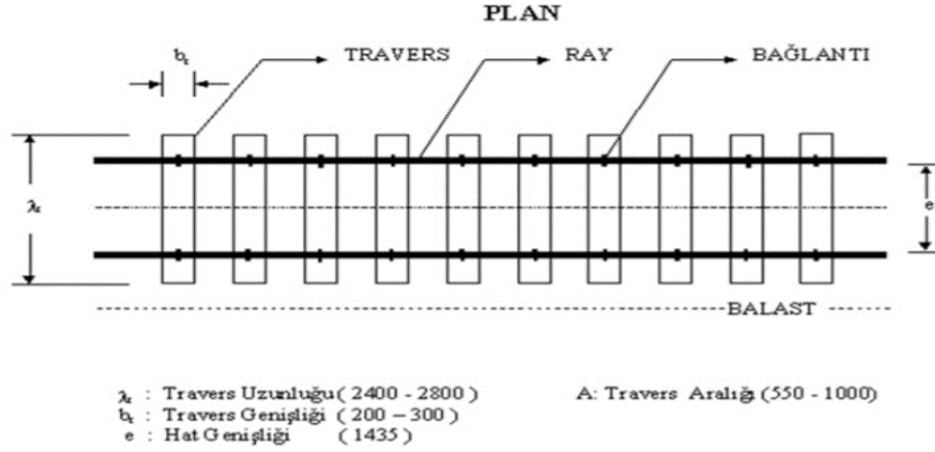
2.1.6. Geçitler

Demiryolunun bir tarafından diğer tarafına geçilmesini sağlayan yapılara geçit denir. Demiryolunu geçiş durumuna göre geçitler

1. Alt geçit
2. Üst geçit
3. Hemzemin geçit olarak sınıflandırılır.

2.2. ÜSTYAPI TANIMI VE ELEMANLARI

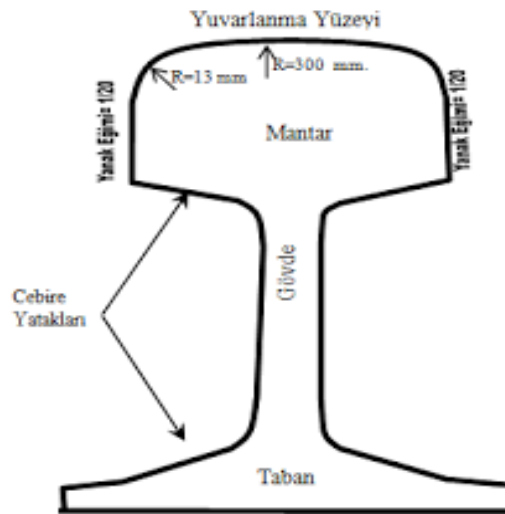
Üstyapı, üzerinde demiryolu araçlarının hareket etmesini sağlayan ve demiryolu yükünü platforma aktaran yol bölümüne denir. Üstyapı genel olarak iki ray, rayları birbirine bağlayan ve gelen yükü üstlenen traversler ve traverslerden gelen yükü altyapıya aktaran balast tabakasından oluşmaktadır.



şekil 2.4. Raylı sistemler üst yapı elamanları [2].

2.2.1. Ray

Üzerinde demiryolu araçlarının hareket etmesini sağlayan ve tekerlekleri kılavuzlayan, ayrıca dingillerden gelen kuvvetleri traverslere aktaran, dökme çelikten yapılmış üst yapı elemanına ray denir. Raylar yumuşak çelikten haddeleme yöntemiyle üretilir. İyi bir ray kırılmayacak kadar sert, açınmayacak kadar yumuşak olmalıdır. Ray profili mantar, gövde, taban olmak üzere 3 bölümden oluşur.



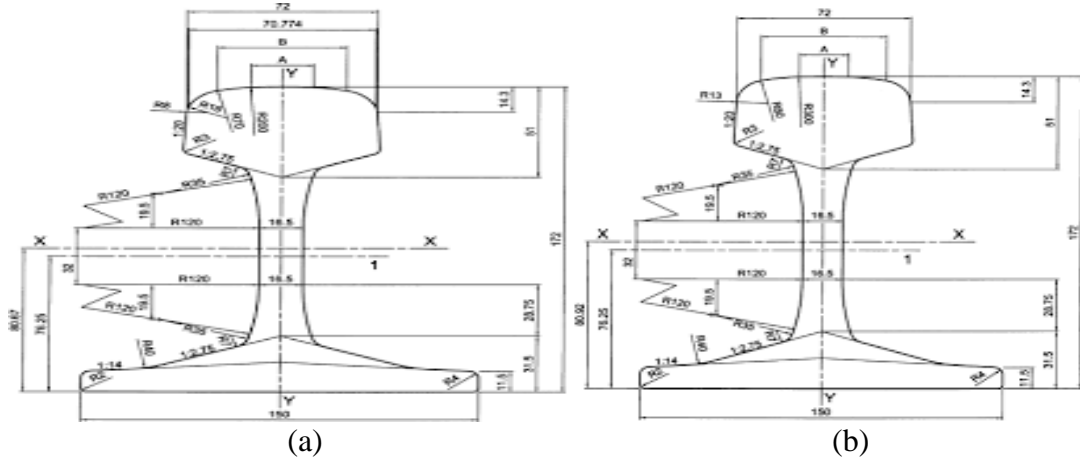
şekil 2.3. Rayın bölümleri [3].

2.2.1.1. Rayların Sınıflandırılması

Profillerine Göre Raylar

Profillerine göre raylar S 39, S 46, 49 E1, 60 E1, 60 E2 olarak isimlendirilir.

TCDD’de mevcut yüksek hızlı tren hatlarında 60 E1 ray profilidir. Ancak yeni yapılan yüksek hızlı tren hatlarında Avrupa’nın da tercih ettiği 60 E2 ray profili kullanılmaktadır.

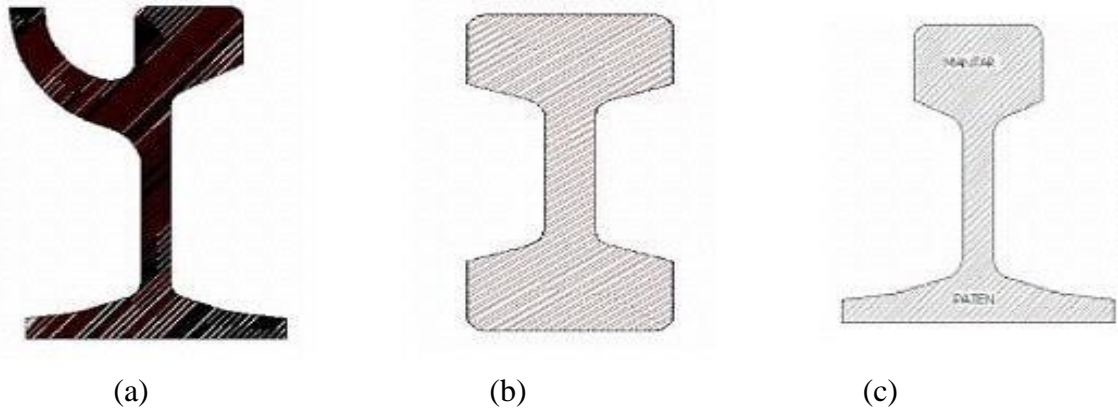


Şekil 2.4. (a) 60 E1 Ray profili ve (b) 60 E2 Ray profili [3].

Mantar Tipine Göre Raylar

Mantar kısmı, tekerleklere yuvarlanma yüzeyi sağlar iken gövde kısmı ise mantar ile taban arasında yer alır ve rayları birbirine cebire ile bağlanmasını sağlar. Son olarak taban kısmı (paten) da rayların traverslere basmasını ve tespitini sağlar [4].

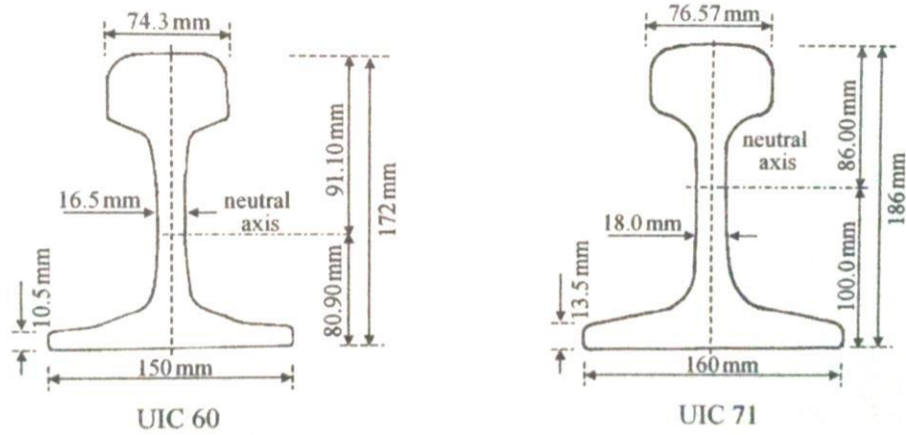
1. Oluklu raylar: Genellikle şehiriçi tramvay hatlarında kullanılır.
2. Çift mantarlı raylar: Bu raylar alt mantar ve üst mantardan oluşmaktadır. Ancak sürtünme ve korozyon etkilerinden dolayı bu ray tipi artık kullanılmamaktadır.
3. Tek mantarlı raylar: Ülkemizde ve dünyada en çok kullanılan ray tipidir.



Şekil 2.5. (a) Oluklu ray, (b) Çift mantarlı ray ve (c) Tek mantarlı ray [4].

Ağırlığına Göre

1 metre ray ağırlığı referans alınarak sınıflandırılma yapılmaktadır. Ray kesitleri Uluslararası Demiryolları Birliği (UIC) tarafından belirlenir. Başlıca tipleri UIC 50 (ağırlık: 50,18 kg/m), UIC 54 (ağırlık: 54,43 kg/m), UIC 60 (ağırlık: 60,34 kg/m), UIC 71 (ağırlık: 71,19 kg/m). Ülkemizde yüksek hızlı tren hatlarında UIC 60 ray tipi kullanılmaktadır.



Şekil 2.6. Ağırlığına göre raylar [5].

Ray demiryolu elemanlarının en önemli parçasıdır. Raylı sistem aracının çıkabileceği hız ve seyahat konforu büyük ölçüde uygun ray seçimine bağlıdır. Çevre şartları ve demiryolu hattının yoğun kullanımı rayın kullanılabilirliğini etkilemektedir. Rayın yüzeyinin çeşitli etkilerle bozulmasına odülasyon denir. Odülasyon demiryolu taşımacılığının en büyük sorunudur. Odülasyon sonucunda demiryolu hattında sürtünme kuvveti artmakta ve bunun sonucunda sürüş hızı azalabilmektedir. Odülasyonun bir diğer sonucu da gürültü oluşumuna etkisidir. Odülasyon sonucunda yapısal gürültü normal kabul edilen seviyeden 10-15 dBV artışa neden olur. Bu nedenle ray bakımı çok büyük önem taşımaktadır. Ray bakımının zamanında yapılmaması durumunda maliyet artmaktadır. Raylarda oluşan odülasyonu önlemek için önleyici taşlama, güvenli kullanılabilirlik süresini arttırmak için koruyucu taşlama metotları kullanılmaktadır.

2.2.2. Travers

Raydan gelen yükleri kendisini etkileyen daha geniş bir yüzeye yayarak balasta ileten, yolun açıklığını koruyan ve yolu yan etkilere karşı ekseninde tutan, raylara dik yönde döşenmiş yol üstyapı parçalarına travers denir. Traverslerin baslıca görevleri:

1. Raylardan gelen kuvvetlerin yayılmasını sağlayarak balasta iletmek
2. Raylara içeri yönde eğim vermek
3. Raylar arası mesafeyi korumak
4. Yolun eksenini belirleyerek patinajı önlemek

Demiryollarında travers seçimi çok önemlidir. Travers aşınmaya karşı dirençli olacak kadar sert olmalıdır ancak kırılmayacak kadar esnek olmalıdır. Gürültüyü azaltmalı izolasyona uygun malzeme seçilmelidir. Elektrik akımını iletmemelidir. Bu özellikleri taşıyan traversler ülkemizde ve dünyada tercih edilmektedir.

Travers çeşitleri:

1. Ahşap Traversler

2. Beton Traversler
3. Çelik traversler
4. Plastik Travers (Poliüretan Travers)

Ahşap traversler doğal olduğu için esnektir. Bu nedenle raydan gelen kuvvetleri yumuşatarak balasta iletir. Darbe etkisini önlediği için gürültüsüz bir sürüş sağlar. Bu özellikleri nedeni ile çok tercih ediliyor olsa da doğal çevre şartlarından çabuk etkilenmeleri ve kısa ömürlü olmaları hatlarda başka malzemeler aranmasına neden olmuştur.

Çelik traversler yanmaya karşı dayanıklıdır. Ahşap traverslere göre uzun ömürlüdür.

Çelik hafif bir malzeme olduğu için taşınması ve döşenmesi kolaydır. Ancak yüksek hızlara ve ağır yük taşınmasına uygun değildir. Rutubetten etkilenir ve sürekli bakım gerektirir. Gürültülü bir sürüş sağlar. Bu nedenlerden dolayı çok tercih edilmez.

Beton traversler ekartmanı koruması bakımından oldukça iyidir. Nem, yağmur, rutubet gibi çevresel faktörlerden etkilenmez. Oluşturduğu gürültü seviyesi oldukça azdır. Bu nedenlerle çok tercih edilir. Ancak bakımı zor, bakım maliyeti yüksektir. Esnek olmadığı için balasta zarar verir.

Plastik (Poliüretan) traversler gürültü ve sarsıntıyı azaltır. Oldukça uzun ömürlüdür. Hafiftir, bakımı kolaydır. İzolasyon yeteneği en yüksek traverstir, elektrik akımını iletmez. Çevresel etmenlere dayanıklıdır. Ancak ağır yük ve yüksek hızlara uygun değildir. Bakım maliyetleri yüksektir.



(a)



(b)



(c)



(d)

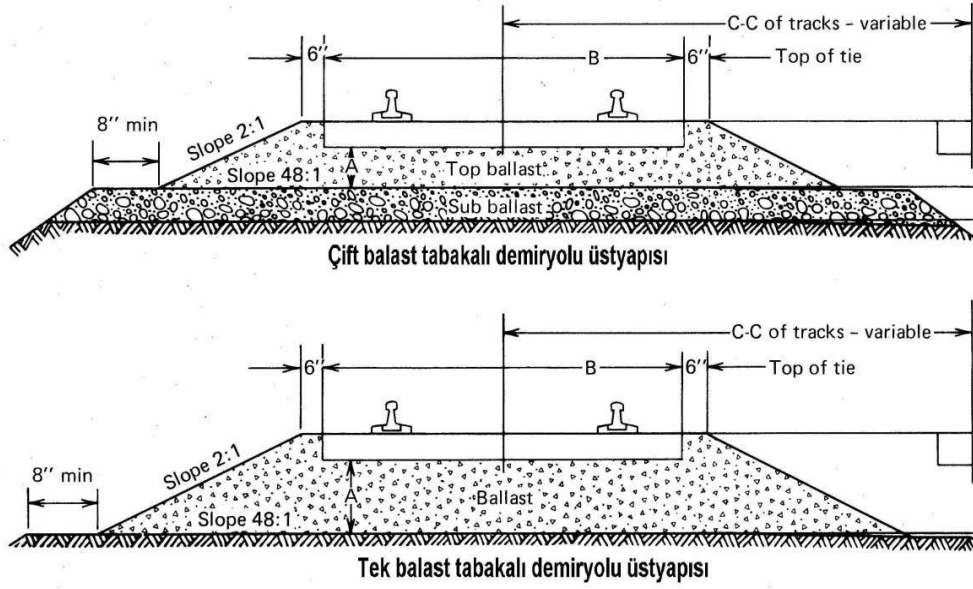
Şekil 2.7. (a) Ahşap travers, (b) Çelik travers, (c) Beton travers ve (d) Plastik travers [5].

2.2.3. Balast

Balastın en önemli görevi, traverslerden gelen etkileri kalıcı çökmelere uğramadan ve daneleri arasındaki sürtünme ile yayarak altyapıya iletmesidir [6]. Granit, bazalt, siyanit, diyolit, diyabaz, sert kalker taşlarından balast yapılabilir. Ancak en ideal balast taşı, granit ve bazaltdan elde edilir. Balast yolun esnekliğini artırır. Demiryolu hattını ekseninde tutar. Platformu yüksek darbelerden korur.

Bir demiryolu hattında balast seçimi çok önemlidir. Balast olarak kullanılacak olan taşlar 6 cm elekten geçmeli 3 cm elekten geçmemelidir. Çevresel etkenlere karşı dayanıklı olmalıdır. Çok fazla su emmemeli, homojen bir yapıya sahip olmalıdır.

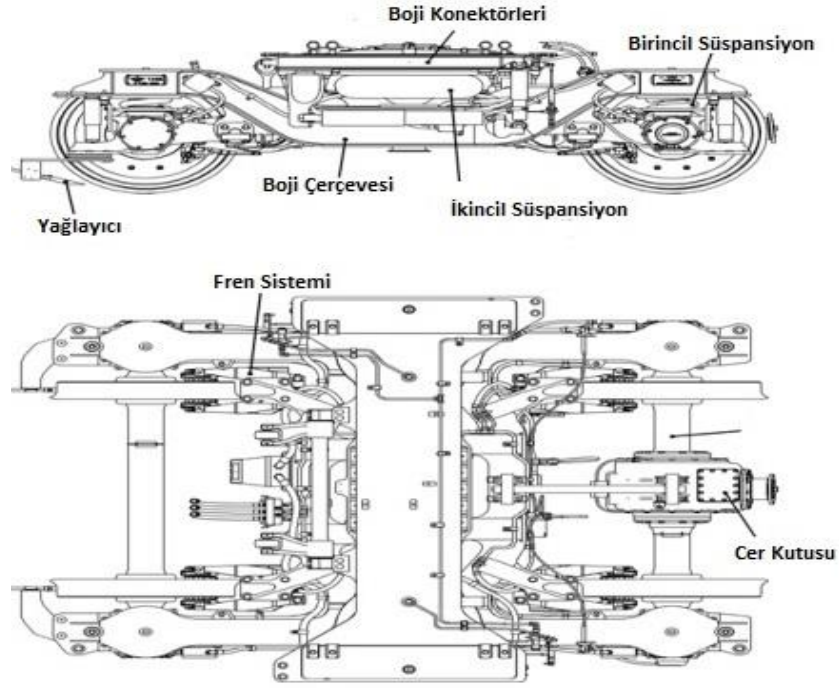
Ülkemizde balast yüksekliği 30 cm'dir. Ancak Alman Demiryolu Mühendisleri balast yüksekliğini 75 cm'ye çıkararak oluşan gürültünün 6 dBV kadar azaldığını görmüşlerdir. Bu durum demiryollarında balast tasarımının gürültüye doğrudan etkisinin bir kanıtıdır. Aşağıdaki şekiller tipik balastlı üstyapı tiplerini göstermektedir.



Şekil 2.8. Çift balast tabakalı demiryolu üstyapısı ve tek balastlı demiryolu üst yapısı [4].

2.2.4. Boji

Raylı araçların ray üzerinde hareket etmesini sağlayan, bu hareket esnasında rayla olan etkileşimlerden (ray ve hat düzensizliğinin sebep olduğu titreşimler ve eğrisel hareketlerin bir sonucu olan yanıl ve tersinir kuvvetler) kaynaklı düşey, yanıl ve aksenel kuvvetleri karşılayarak titreşimlerin etkisini azaltan ve dinamik etkilere karşı raylı araç gövdesi için uygun denge şartlarını oluşturan ürün grubuna boji adı verilmektedir [7].



Şekil 2.9. Y25 boji [7].

Yüksek hızlı trenlerde kullanılan Y 25 boji birincil süspansiyon, ikincil süspansiyon, boji konektörü, boji çerçevesi, yağlayıcı, fren sistemi ve cer kutusundan oluşmaktadır. Boji elemanları Şekil 2.9’da gösterilmiştir.

2.2.4.1. Birincil Süspansiyon

Birincil süspansiyon, sarmal yaylarla sağlanır. Aks kutusunun üst kısmı (2) ve boji kutusunun kenarı, iki eksen arasına her bir aks kutusu için iki eş merkezli yay (1) monte edilmiştir. Çalışma sırasında oluşan yüksek frekanslı titreşimlerin iletilmesini önlemek için aks kutusu ile helisel yaylar arasında bir ara elastik yatak (3) bulunmaktadır. Aks kutusu kılavuz sistemi, boji çerçevesi ile aks-tekerlek tertibatları arasında çekiş, fren ve kavis ayarı hareketinden kaynaklanan yanal ve uzunlamasına kuvvetlerin aktarılmasından sorumludur. Yönlendirme sistemi, aks kutusunun radyal kol ucunu aks kutusunun boji kutusuna bağlayan esnek bir mafsal (4) vasıtasıyla kontrol edilmektedir. Her bir aks kutusu ile boji çerçevesi arasındaki bir hidrolik amortisör (5), bomun dikey

ve şaşırtıcı hareketini hafifletir. Kaldırma yastıkları (6) aynı zamanda bojidir ve hala güvenli bir şekilde tutulurken çıkarılmasına izin verir.

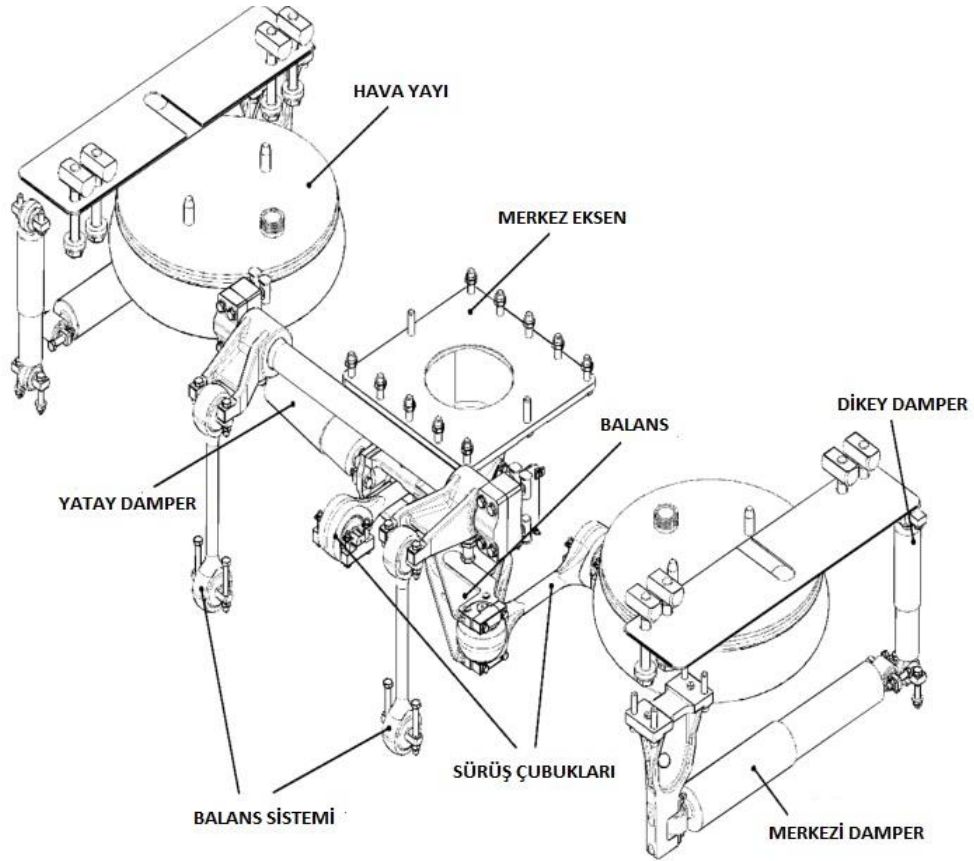


Şekil 2.10. Birincil süspansiyon sistemi.

2.2.4.2. İkincil Süspansiyon

İkincil süspansiyon pnömatiktir. Boji kutusunda her iki tarafta birer tane olmak üzere boji başına iki havadar tava vardır. İkincil süspansiyon, taşınan yükten bağımsız olarak zemin seviyesini sabit bir yükseklikte tutar. Bu, gövdeden kazana olan dikey mesafeye bağlı olarak pnömatik yaylara hava beslemesini kontrol eden bir dengeleme valfi aracılığıyla sağlanır. Yüksek derecede konfor elde etmek için her hava yayı, şasinin altına monte edilmiş bir hava rezervuarına bağlanır. Her vagon dengeleme sistemi üç dengeleme vanasından oluşur; Bir yanda ve diğer yanda iki vana vardır. Tek valfli kazan, hem pnömatik yay hem de dengeleme valfinin bataklık merkez hattına yerleştirilmiştir. Balans vanaları, boji çerçevesine monte edilen bağlantı kirişleri ve kollar sayesinde çalışır. Doğru yüksekliği elde etmek için boji çerçevesi yüke göre hava

yaylarının hava ile doldurulmasına (basıncılı) veya havanın boşaltılmasına (boşaltılmasına) neden olur. Kolların konumlandırılması, kırılma durumunda pnömatik yayların aşırı şişmesi olasılığını ortadan kaldırır. Bu durumda, sadece süspansiyonu söndürmek mümkündür. Bir basınç dengeleme valfi, pnömatik yaylar arasındaki basınç farkını önceden belirlenmiş bir değerle sınırlar. Bu valf, bir hava yayı tarafından aşırı durdurulduğunda, nadir durumlarda aracın çok fazla kaymasını önlemek için gereklidir.

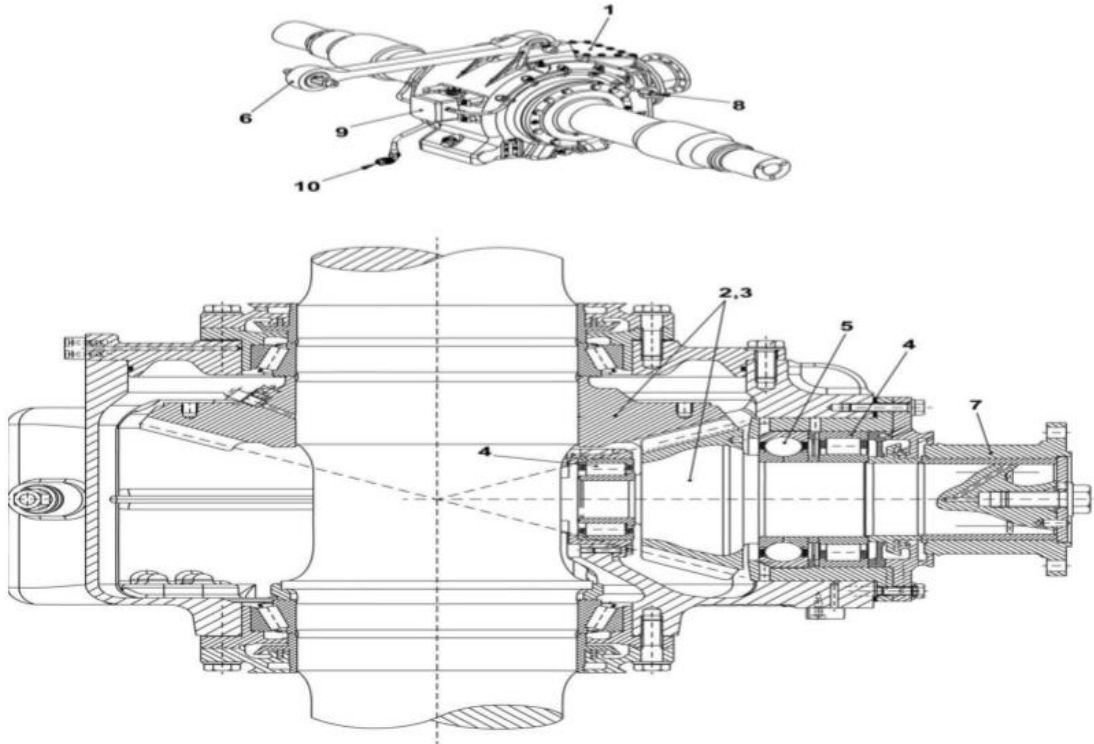


Şekil 2.11. İkincil süspansiyon sistemi [8].

2.2.4.3. Cer Kutusu

Cer kutusu EN-GJS-500-7 kalite sferoidler grafitten yapılmış, bir koruma ve koruma kapağından (1) oluşturulmuştur. Her iki parça da dikey bir flanş yüzeyinde birbirine vidalanmıştır. Konik dişli (2) ve tahrik konik dişlisi (3) spiral dişlere sahiptir ve

sertleştirilmiş krom nikel çelikten imal edilmiştir. Dişler sertleştirilmiş ve dövülmüştür. Konik pervane, silindirik bir presle aks miline sabitlenir. Konik dişli ve tahrikli konik dişli tek parça olarak yapılmıştır. Silindirik makaralı rulman (4) ve dört noktali yatak (5) içindeki konik dişli mili yuvası desteklenmektedir. Aks milindeki konik makaralı rulmanların aksel boşluğu, montaj sırasında doğru şekilde ayarlanır. Dişli çarklar daldırmalı yağlama ile yağlanır. Püskürtme yağı, yapılan toplama oluklarında toplanarak yatağa dağıtılır. Yağ, yağ deposundan yatağa akar. Esnek eklem tork kolu (6) her bir uca bastırılır. Esnek eleman dişli makaraların iç aksına ve boji şasisine vidalanır. Düz tıkaç (7) konik pres bağlantısında konik dişli miline bağlanır ve motor yağı kısa devre tespit tork değerini düşürür. Giriş ve çıkış milindeki sıcaklığı izlemek için dişli kutusunda iki farklı yerde iki sıcaklık sensörü (8) bulunmaktadır. Dişli kutusuna (9) bağlı bir elektrik kutusuna bu termometre kablosu besleme yapar. Esnek bir boru konektörü (10) ve kablo, kutudan bojiye monte edilen elektrik kutusuna gider.

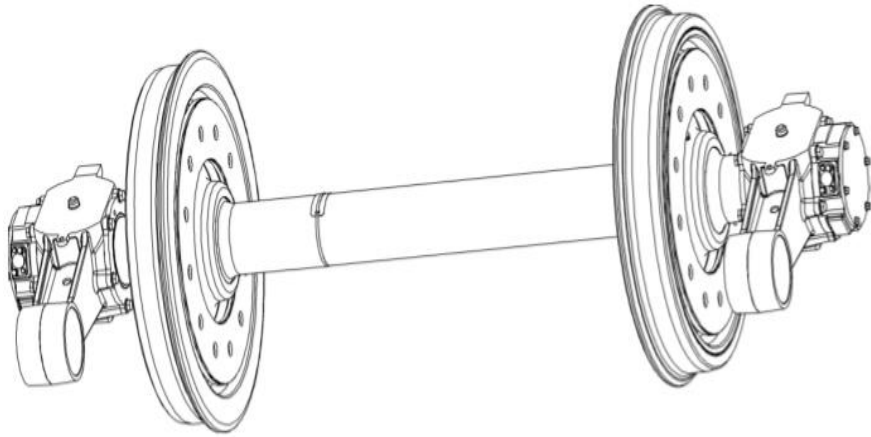


Şekil 2.12. Cer kutusu [8].

2.2.4.4. Tekerlek Takımı

Belirli bir açısal hız ile ray üzerinde yuvarlanarak demiryolu aracını taşır. Bir tekerlek takımı, 1 dingil ve 2 adet tekerlek gövdesinden oluşur. Tekerlek takımının başlıca görevleri aşağıda listelenmiştir.

1. Fren gücünü üzerine alarak taşıtın durdurulmasını sağlar.
2. Üzerine bağlanan hız duyucular veya aks alternatörü vasıtasıyla devir sayısı bilgisi verir.
3. Lokomotifin ağırlığını raya eşit olarak iletir.
4. Yataklar vasıtası ile sürtünme ve yuvarlanma dirençlerini azaltır.
5. Bodenler sayesinde lokomotifin raydan çıkmasını önler.
6. Lokomotifin yön değiştirmesini sağlar.
7. Raydan iletilen yatay, dikey ve karmaşık titreşimlerin bir kısmını sönmüleyerek lokomotifin şasesine iletir.
8. Lokomotifin ağırlığını raya iletirken dinamik yatay, dikey ve karmaşık kuvvetlerin bir kısmını sönmüleyerek iletir. [4]



Şekil 2.13. Aks-teker [8].

BÖLÜM 3

DEMİRYOLUNA ETKİYEN KUVVETLER

Raylı araç tekerlekleri ve raylar arasındaki dinamik etkileşimler demiryolu, araç ve tren özellikleri, işletme koşulları ve çevresel koşulların bir fonksiyonudur. Ray taşıtlarını hareket ettirmek için uygulanan kuvvetler statik yük ve statik yükün üzerine ilave edilen dinamik bileşenin kombinasyonudur. Demiryolu sistemindeki maksimum gerilme ve şekil değiştirmeler genellikle statik yükü arttıran bir katsayı vasıtasıyla ifade edilen dinamik yükleme altında gerçekleşir. Dinamik yük ile statik yük arasındaki fark dinamik artış olarak bilinir [10].

Taşıma gücü ve yolun kalite gereksinimleri büyük ölçüde yük parametrelerine bağlıdır [11].

1. Dingil yükü: Dingil başına düşen statik yük;
2. Tonaj yüklü: Dingil yüklerinin toplamı;
3. Hareket hızı

Ülkemizde Yüksek Hızlı Trenlerde dingil yükleri 180-225 kN olarak tasarlanmıştır. Tonaj yükü genellikle iki ray üzerine eşit olarak dağılmaz. Yüklerin niteliğine bağlı olarak ikiye ayrılabilir:

1. Boş ağırlık, merkezkaç kuvveti ve kurp ve makaslardaki eksenel kuvvetler ve yan rüzgarların sonucu oluşan kuasi-statik yükler
2. Dinamik yüklerin sebepleri ise aşağıdaki gibi sıralanabilir;

- Yol düzgünlüklerine (yatay ve düşey), balast yatağı ve formasyonun değişken özelliklerine ve oturmalarına bağlı düzensiz yol rijitliği,
- Kaynaklar, ek yerleri ve makaslardaki süreksizlikler,
- Düzgün olmayan ray yüzeyi (ondülasyon),
- Tekerlek düzleşmesi, doğal titreşimler ve salınım gibi araç kusurları [12].

Raylı araçlardan hatta aktarılan yükler doğrultularına göre sınıflandırılabilir. Bunlar Düşey Kuvvetler, Yatay Kuvvetler ve Boyuna Kuvvetlerdir.

3.1. DÜŞEY KUVVETLER

Düşey kuvvetler, hatta mekanik gerilmelere neden olur. Düşey kuvvet altında ray ve travers elastik davranış gösterirken, balastlı yapı elastoplastik davranış gösterir.

Ray üzerinde meydana gelen toplam tekerlek yükü yarı-statik yük ve dinamik yük olarak iki grupta toplanır. Kuasi-statik yük üç bileşenden oluşur ve aşağıdaki gibidir;

$$Q_{toplam} = Q_{kuasi-statik} + Q_{dinamik}$$

$$Q_{kuasi-statik} = Q_{statik} + Q_{merkezkaç} \text{ (makas ve kurpta)} + Q_{rüzgar}$$

Burada; Q_{statik} = Statik tekerlek yükü

$Q_{merkezkaç}$ = Kurptaki dış ray üzerindeki tekerlek yükündeki artış.

$Q_{rüzgar}$ = Rüzgar yükünden dolayı tekerlek yükünde meydana gelen artış.

$Q_{dinamik}$ = Dinamik tekerlek yükü.

Dinamik yük bileşeninin büyüklüğünü (magnitudünü) etkileyen en önemli faktörler:

- Trenin hızı,
- Statik tekerlek yükü ve tekerlek çapı,
- Aracın yaylanmayan kütlesi ve aracın durumu,
- Yolun durumu (birleşme yerleri, yol geometrisi ve yol modülü),
- Yolun yapısal durumu ve balast ve altbalastın özellikleridir.

Düşey tekerlek yükü tasarımını belirlemek için farklı demiryolu organizasyonları tarafından bir dizi deneye dayalı formül kullanılmaktadır. Genellikle ampirik olarak statik tekerlek yükünün fonksiyonu olarak ifade edilir [11].

Raylar dış basınca bağlı olarak sıcaklık değişimlerine maruz kalmaktadır. Yüksek sıcaklıklarda uzama eğilimi gösterirken düşük sıcaklıklarda kısıalma eğilimi gösterirler. Sıcaklık ile meydana gelen bir değişimin rayda oluşturduğu kuvvetin formülü şu şekildedir:

$$F = \sigma \cdot A \quad (3.1)$$

$$\sigma = \alpha \cdot E \cdot \Delta T \quad (3.2)$$

Burada;

A = Ray kesit alanı (cm^2)

α = Sıcaklık katsayısı ($1/\text{C}$)

E = Ray çeliği için elastisiye modülü (N/cm^2)

σ = Termak gerilme (N/cm^2)

ΔT = Ölçülen ray sıcaklığı ile montaj sıcaklığı arasındaki farktır.

Raylar nötr sıcaklıkta 3°C tolerans ile kaynaklanmaktadır.

3.2. YATAY KUVVETLER

Yatay kuvvetler sürüş konforunu etkileyen en önemli kuvvetlerdir. Tren güvenliği açısından büyük önem taşır. Yatay hat direnç limiti aşıldığı takdirde hatta kaymalar ve derayman meydana gelebilir. Derayman yatay kuvvet etkisiyle tekerin ray üzerinde seyir edememesi sonucunda oluşabilir. Yüksek hızlı trenlerin kullanımının artmasına bağlı olarak güvenli sürüşün sağlanabilmesi için kurallara uygun ekta koruyucu önlemler alınmalıdır. Yapılacak ölçümler büyük önem taşımaktadır.

Düsey kuvvetler denkleminde benzer olarak, dış ray üzerinde tekerlek tarafından uygulanan yatay kuvvetler kuasi-statik ve dinamik kuvvetlerin toplamına eşittir [11][12].

Buna göre;

$$Y_{toplam} = Y_{kuasi-statik} + Y_{dinamik}$$

$$Y_{kuasi-statik} = Y_{kenar} + Q_{merkezkaç} + Q_{rüzgar}$$

Burada, Y_{kenar} =Rayın dış kenarına doğru kurpta meydana gelen yatay kuvvet,

$Y_{merkezkaç}$ = Karşılanmayan merkezkaç kuvvetine bağlı yatay kuvvet,

$Y_{rüzgar}$ = Rüzgâra bağlı olarak yatay kuvvetteki artış,

$Y_{dinamik}$ = Dinamik yatay kuvvet bileşenidir.

3.3. BOYUNA KUVVETLER

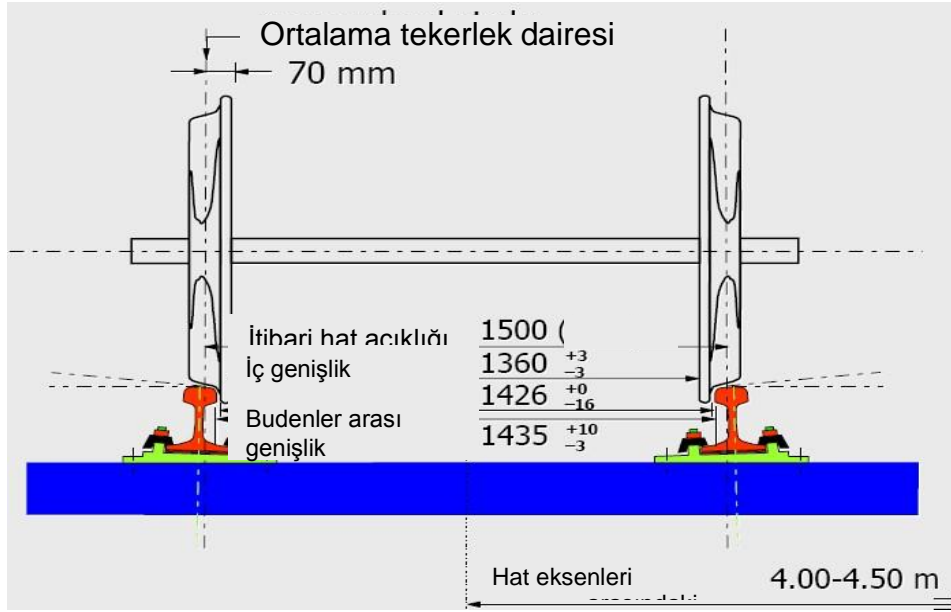
Teker ve ray arasındaki temas, araçta büyük boylamasına kuvvetler oluşturmaktadır. Oluşan en önemli kuvvetler, frenlenmiş dingillerin aracın ön kısmında yüklenmiş olduğu basınç gerilmesi ve aracın arka kısmında raylarda neden olduğu çekme gerilmesidir. Frenleme sırasında yaklaşık 30 m uzunluğunda boyuna kuvvetler meydana gelmektedir. Frenleme kuvvetleri elektrikli trenlerde aks yükünün % 12-15 arasında, dizel trenlerde % 18 ve yük vagonlarında %25'e kadar varmaktadır [13].

BÖLÜM 4

TEKER- RAY TEMASI

4.1. TEKER RAY DENGESİ

Demiryolu taşıtları, tekerleklerin raylar üzerinde yuvarlanmaları ile hareket ederler. Bu hareketin gerçekleşmesi ve demiryolu araçları ile demiryolu hattının dengede olabilmesi için belli genişliklerin sağlanması gerekmektedir. Şekil 4.1’de demiryolu hattında ve demiryolu araçlarının aks düzeneğinde kullanılan önemli genişlikler, büyüklükleriyle birlikte gösterilmiştir.



Şekil 4.1. Demiryolu hattında önemli genişlikler [14].

4.1.1.Hat Genişliği (Ekartman)

Ray üst yüzeyinden 14 mm aşağıdan olmak üzere iki ray arasındaki genişliği ifade etmektedir. Ray üst yüzeyinden 14 mm aşağıda ölçümün yapılmasındaki amaç, bu bölgenin ray mantarındaki bozulmalar ve yanıl aşınmalardan en az etkilenen bölge olmasından dolayıdır. Bu bölge ray mantar yüzünün $r = 13$ mm yarıçaplı kısmına karşılık gelmektedir. Dünyadaki demiryolu hatlarının %60'ında standart hat açıklığı olarak 1435 mm mesafeyi kullanılır.

4.1.2.Hat Açıklığı

Tekerlek dairesini gösteren eksenler arasındaki mesafedir. İtibari hat açıklığı 1500 mm'dir. Bu genişlik özellikle üstyapı elemanlarında yatay ve düşey yüklerin hesaplamalarında kullanılır.

4.1.3. Hat Eksenleri Arasındaki Açıklık

Komşu hatların eksenleri arasındaki genişliği ifade etmektedir. Bu genişliğin, vagonların ve demiryolu çalışanlarının güvenliğini sağlamak için en az 4 m olması gerekmektedir.

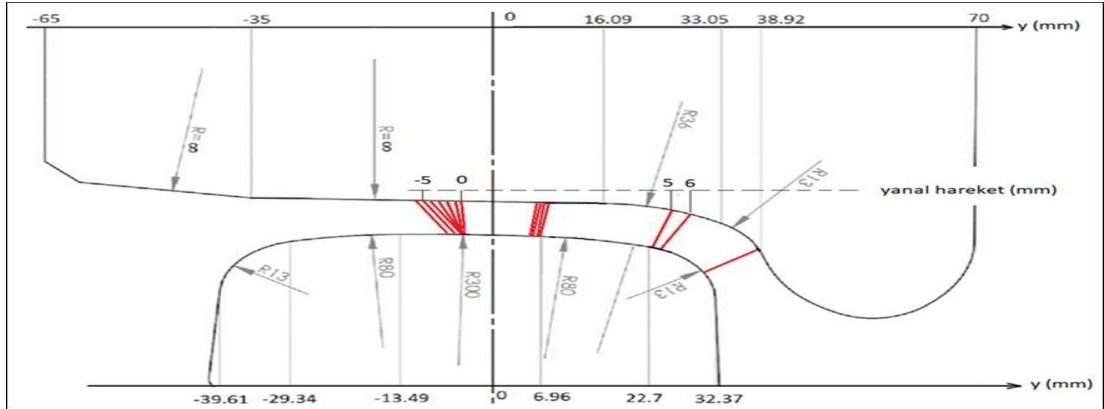
4.1.4. Budenler Arası Genişlik

Tekerlek bandajları budenlidir. Budenler kılavuzlamayı sağlar, yani aracın demiryolu hattından çıkmasını önler [15]. Ray üst yüzeyinden 10 mm aşağıda olmak üzere her iki tekerlek budeni arasındaki genişliği ifade etmektedir. Budenler arası genişlik standartlara göre 1426 mm'dir.

4.2.TEKER RAY TEMASI

Bir raylı aracın dingillerin bağlı olduğu ve birincil süspansiyonlarla sönümlenen ve bojilerdeki ikincil süspansiyonla yataklanan bir gövdeyi içerir [4]. Tekerlerin kılavuzlanması iki şekilde sağlanır;

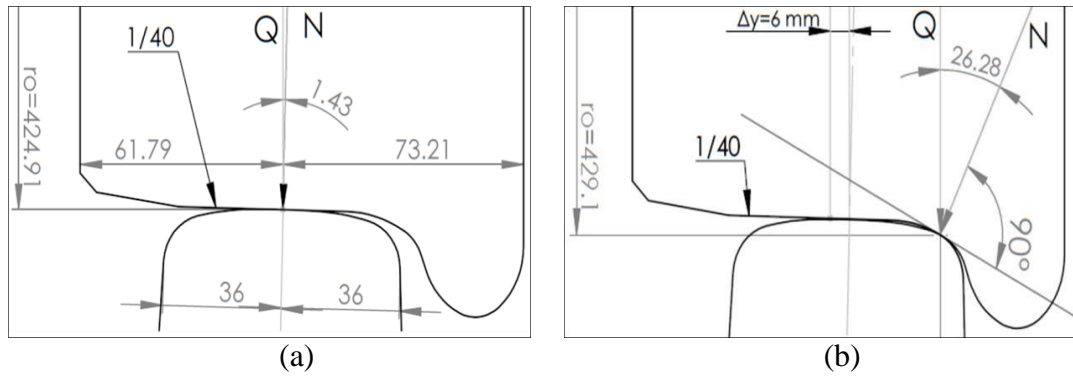
1. Yüksek hızlı trenlerde tekerler konik şeklindedir ve bandaj eğimi genellikle 1/40 eğimlidir. Tekerlek yüklerinin ray mantarının orta eksenine gelmesini sağlamak için raya da içe doğru aynı eğim verilir. Verilen koniklik ve bandaj eğimi sayesinde alıymanda yanıl yönde oluşabilecek bir denge kaybı oluşursa dingillere bir merkezci kuvvet uygulanır. Uygulanan bu merkezci kuvvet dingillerin kurplarda daha iyi radyal hareket etmesini sağlar. Bu sayede daha az kayma ve buna bağılı olarak daha az yorulma olacağından daha fazla yuvarlanma sağlanır.
2. Bir demiryolu hattında güvenli bir sürüş için olması en istenmeyen durum deraymandır. Deraymanları önlemek için tekerlek budenleri vardır. Makaslarda ve kurplarda oluşabilecek yanıl denge kaybını engellemek için teker ray arajındaki yanıl açıklık (jago payı) yeterli olmayabilir. Budenin ray mantarına teması ile yüksek miktarda yanıl kuvvetler oluşur. Bu kuvvetler deraymanın engellenmesinde büyük önem taşır. Budenler teker ray arasındaki denge nin korunmasında büyük önem taşır.



Şekil 4.2. Tekerlek-ray temas noktaları [16].

Yüksek hızlı tren hatlarında kullanılan UIC60 E1 ray profili ile 850 mm yuvarlanma çapındaki S1002 profilli tekerleğin, yanıl hareket sonucu temas noktaları Şekil 4.2'deki gibidir. Bu çalışmada 250 km/h hızı ile giden bir raylı sistem aracının düz hatlarda tekerlek setinin yanıl hareket olmadığı ve 3500 m kurplu hatta ise teker setinin 6 mm yanıl hareket ettiği varsayılmıştır.

Şekil 4.3.a’da ekartman 1435 mm olan hatlarda, tekerlek setinin yanal yönde hareket etmediği sürece temas açısı, tekerlek konikliğinin açısına (1.43 °) eşit ve temas noktasındaki yuvarlanma yarıçapı yaklaşık 425 mm’dir. Temas noktasına gelen dikey kuvvet ise $\cos(1.43) \approx 1$ ’dir ve dikey tekerlek kuvvetine eşittir. Tekerlek setinin 6 mm yanal yönde hareketinde ise ray mantarını köşesi ile tekerlek flanş merkezindeki yuvarlanma yarıçapının temas noktası ve açısı Şekil 4.3.b’deki gibidir. Şekil 4.3’deki Q yükleri alıyman ve kurpta hesaplanan maksimum dinamik tekerlek yükleridir. N kuvvetleri ise temas noktalarına gelen dik kuvvetlerdir.



Şekil 4.3. Tekerlek ray temas noktası, $\Delta y=0$ (a), $\Delta y=6$ (b) [16].

$$N_0 = 118277 \cos(1.43) \approx 118277$$

$$N_6 = 131339 \cos(26.28) = 117764$$

Konik tekerlek profilinin bazı dezavantajları vardır. Tekerin yuvarlanma çapı ray çapından küçük ise tek nokta teması oluşur. Eğer tekerin yuvarlanma çapı rayın çapına eşit ise çift nokta teması oluşur. Tek nokta temasında rayda aşırı gerilmeler oluşur ve bunun sonucu olarak aşınmalar meydana gelir. Çift nokta teması, dingilin kurp geometrisine uygun ayarlanma imkânı olmadığı durumlarda meydana gelir. Bojinin ilk dingili kurba girdiği zaman dış raya belli bir çarpma kuvveti uygular. Uygulanan bu kuvvet rayda sürtünme kuvvetine neden olur. Çift nokta temasında dingilin en ufak yanal kayma hareketi temas noktasının atlanmasına ve buna bağlı olarak sürüş konforunun azalmasına neden olur. Şekil 4.4 ve Şekil 4.5 (a) ve (b) ‘de foto-elastik ölçümlerle elde edilen raydaki gerilme dağılımı gösterilmiştir.



Şekil 4.4. (a) Tek nokta temasında ray iç gerilmeleri [4].

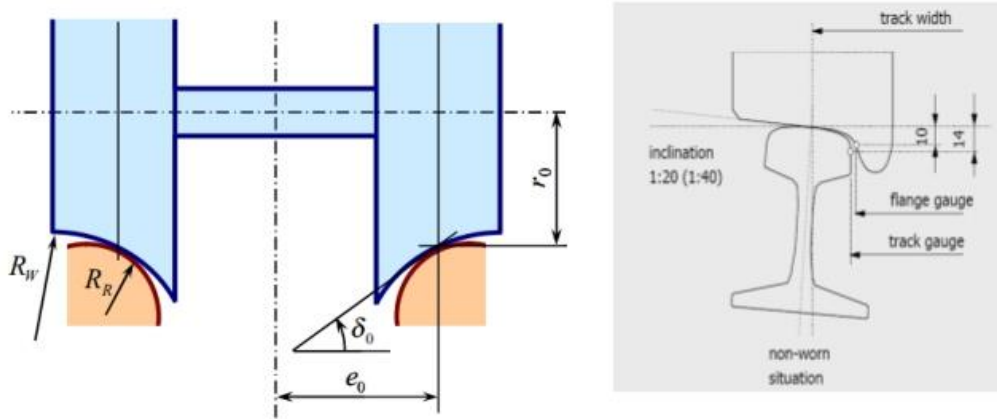


Şekil 4.5. (b) Çift nokta temasında ray iç gerilmeleri[4].

4.3. EŞDEĞER KONİKLİK

Tekerlek profil konikliği, tekerlek profiline, ekartmana, ray mantarı profiline ve ray eğimine bağlıdır. Eşdeğer koniklik üzerinde dingil ve ray bağlantılarının elastik deformasyonu da etkilidir.

Eşdeğer konik (γ_e) tekerlek ile ray arasındaki teması ifade eden bir parametredir.



Şekil 4.6. Ray teker etkileşim bölgesinin eşdeğer koniklik parametreleri [14].

Eşdeğer ya da etkili koniklik aşağıdaki parametre ile hesaplanır:

$$\gamma_e = \Delta r / y = (R_w - R_r) / y$$

R_w = Tekerleğin dış yarıçapı

R_r = Ray profilinin yuvarlanma anındaki yarıçapı

y = Ray ekseninin yanal ötelenme limiti

Yüksek hızlı tren tekerlek sistemleri bir dingile sabitlenmiş rijit tekerlek setinden oluşur, verilen koniklik ile elde edilen eşdeğer koniklik sonucunda klinkel hareketi olarak adlandırılan sürekli tekerlek temas yarıçapı değişimi ile harmonik hareket sağlanır. Ancak istenen klinkel hareketi eşdeğer konikliğin hız kritik değerinin aşılması ile takip hareketine yol açabilir. Bu durumda sürüş konforu ve araç güvenliği tehlikeye girer. Bu hareket deraya sebep olacak seviyeye ulaşmasa bile tren hattının geometrisinde bozunmalara yol açar. Hız arttıkça daha düşük eşdeğer koniklik gerekir. Bu sayede yanal salınımlarla sürüş dinamiği korunmuş olur.

Eşdeğer koniklik,

- Ekartmana,
- Tekerlek profiline,
- Ray profiline
- Ray eğimine bağlıdır. Etkileri aşağıda açıklanmaktadır.

4.3.1. Ekartmanın Eşdeğer Konikliğe Etkisi

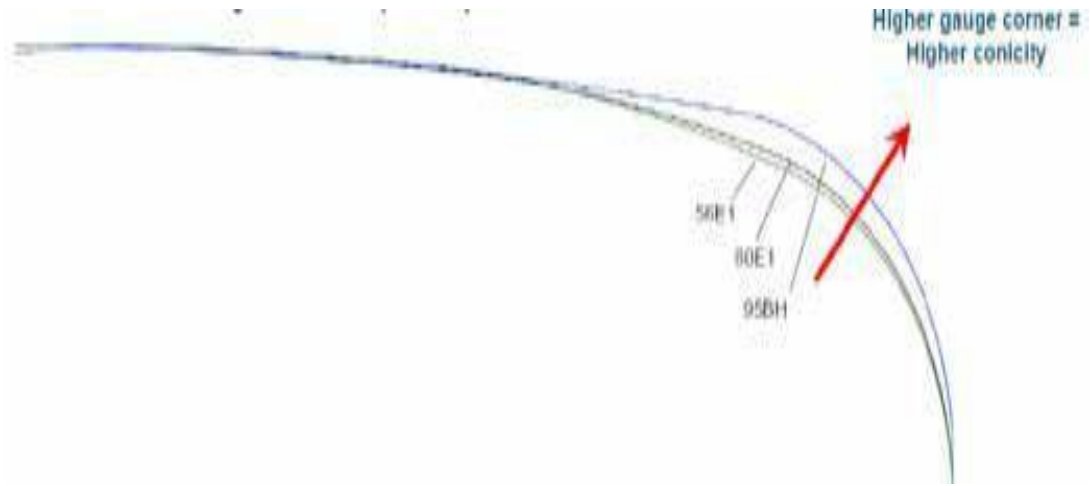
Ekartman ile eşdeğer koniklik arasında ters orantılı bir etki mevcuttur. Tren hattı ekartmanı azaldıkça eşdeğer koniklik değeri artış gösterir Bundan kaynaklı ve araç sürüş stabilitesi hızın artması ile kötüleşir. Ülkemiz yüksek hızlı tren hatlarında çoğu avrupa ülkesinde kullanılan 1435 mm' lik standart ekartman kullanılmaktadır. Yüksek hızlarda (>250) düşük koniklik değerinin artmaması için bazı avrupa ülkeleri ve ülkemizde 300 km/sa ve üstü hızlara uygun olan yeni hatlardaki gibi, 1436 (+2,-1) toleransa sahip olacak hat ekartmanı oluşturarak eşdeğer koniklik artışının önüne geçmeyi amaçlamıştır.

4.3.2. Tekerlek Profilinin Eşdeğer Konikliğe Etkisi

Tekerlek ve ray profilinin birbiri ile uyumlu seçilmediği durumlarda çok yüksek eşdeğer koniklik değerlerine ulaşılabacağından sürüş konforu azalır ve sürüş güvenliği sağlanamaz. Ray eğimi ve ray profiline uygun tekerlek bandajı eğimi verilir. Bu sayede tekerleğin yolculuk boyunca mümkün olduğunca ray mantarının taç kısmında seyir halinde olması sağlanır. Ülkemizde teker ray etkileşimini minimum değerlerde tutmak için aşındırılmış profil tipleri kullanılmaya başlanmıştır. Böylece yüksek hızlar için uygun kombinasyonlar ile gerekli düşük eşdeğer koniklik değerlerine ulaşılmıştır.

4.3.3. Ray Profilinin Eşdeğer Konikliğe Etkisi

Eşdeğer koniklik tekerleğin kurplarda güvenli dönüşü için en önemli etkenlerden biridir. Eşdeğer koniklik değerini düşük tutabilmek için ray mantarı seçimi ve bakımı çok önemlidir. Ray mantarının taç kısmının düzleşmesi ve buna bağlı olarak ekartman köşelerinin yüksekte kalması eşdeğer koniklik değerinin artmasına sebep olur. Ülkemizde yüksek hızlı tren hatlarında 60E2 tipi ray profili kullanılmaktadır. Bunun en önemli sebebi 60E2 tipi ray profilinin ekartman köşesi diğer ray profillerine göre daha düşüktür. Bu nedenle eşdeğer koniklik değer artışı daha uzun vadede olacaktır. (Şekil 4.7)



Şekil 4.7. Çeşitli ray profili ekartman köşesi yüksekliğinin eşdeğer konikliğe etkisi [17].

4.3.4. Ray Eğiminin Eşdeğer Konikliğe Etkisi

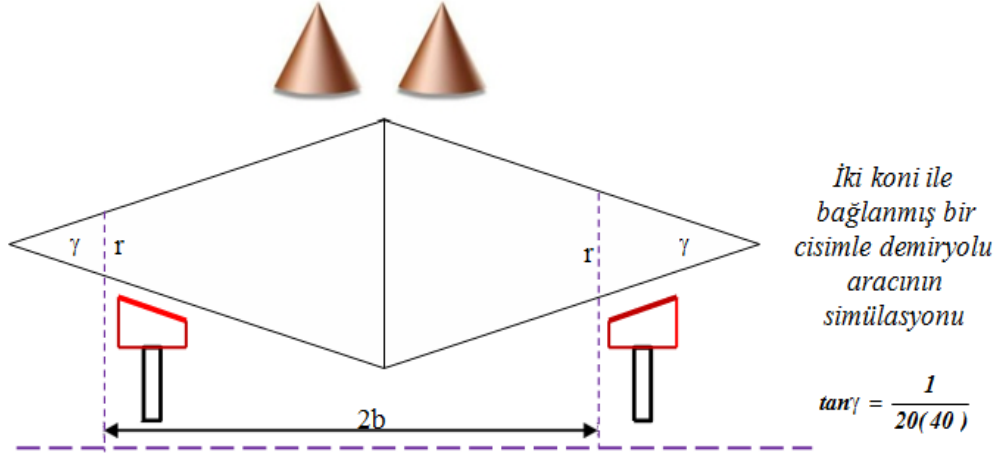
Demiryollarında rayların montajı hatta belli bir eğimle yapılır. Rayların eğimi tekerlerin koniklik açısına göre seçilir ve bu sayede tekerlek setinin boden teması olmadan kendiliğinden hattın durumuna göre yönelim hareketi yapması sağlanır.

Ülkemiz ve birçok Avrupa ülkesinde yüksek hızlı tren hatlarında 1:40 ray eğimi kullanılmaktadır. Kullanılan bu ray eğimi 60E2 tipi profil raylarla uyumludur. Birleşik Krallık 1:20, İsveç 1:30 eğimle, Hollanda NP46 ray profili kullanılan hatlarda 1:20; 54E1,54E5,60E1 profilleri kullanılan hatlarda ise 1:40 eğimi kullanılmaktadır. Ray eğimi arttıkça eşdeğer koniklik değeri azalır.

Ülkemizde ray eğimi 1:40 olup; 300 km/sa hıza göre inşa edilecek yeni YHT hatlarındaki gerekli eşdeğer koniklik uygun ray mantarı profili (60E2), tekerlek profili(S1002) ve Ekartman değeri (1436 +2-1) seçilerek sağlanmaktadır.

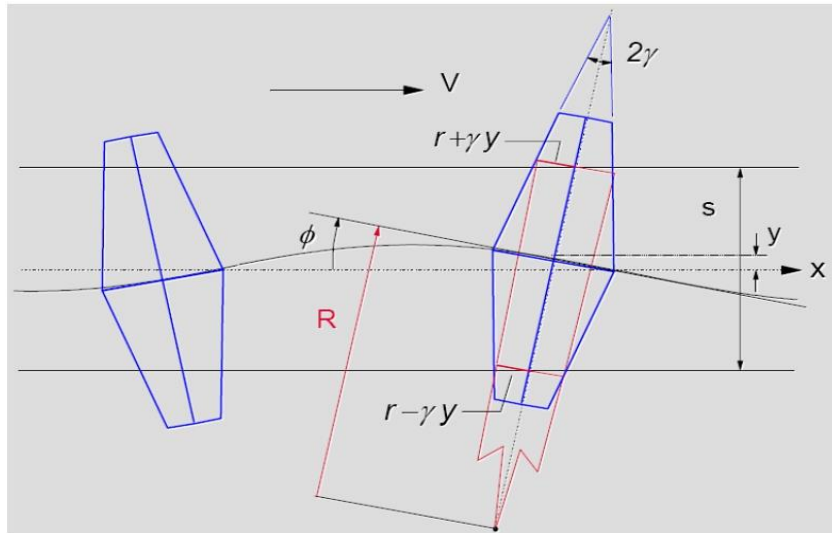
4.4. TEKERLEĞİN YANAL HARTEKETİ VE KLİNGEL TEORİSİ

Raylı sistem taşıtının hareketi tabana iki koni ile bağlanmış bir cisim ile simüle edilebilir. (Şekil 4.8)



Şekil 4.8. İki koni ile bağlanmış bir demiryolu aracının simülasyonu [14].

Konik tekerlek profiline sahip bir tekerlek setinin, merkezi konumdan yatay olarak yeri değiştirilirse tekerleklerin farklı yuvarlanma yarıçaplarına bağlı olarak aksi yönde bir yer değiştirme görülür. Diğer ifade ile, eğer bir dingilin konik profilli tekeri, aksel konumundan yanıl yönde deplase olursa, bu deplasman tekerleklerin farklı yuvarlanma yarıçapları ile dengelenir. Tekerlek setinin periyodik hareket etmesiyle sonuçlanan bu durum, 1883 yılında Klingel tarafından teorik olarak açıklanmış ve bu hareket Klingel hareketi olarak isimlendirilmiştir[4]. Bu durumu analiz etmek için, Şekil 4.9'da görüldüğü gibi, ideal düzgün bir hat üzerinde hareket eden tekerlek seti, konik olarak modellenir.



Şekil 4.9. Tekerlek hareket modeli [14].

Klingel hareketinin matematik formülasyonunda aşağıdaki parametreler kullanılmaktadır:

γ = Tekerlek tabanının konikliği (eğimi 1: 20 – 1: 40),
 r = Merkez konumlu tekerlek setindeki tekerlek yarıçapı
 R = Klingel hareket yörüngesinin kurp yarıçapı $y(x)$
 s = Hat genişliği (Teker eksenleri arasındaki mesafe 1500mm)
 y = Klingel hareketinin yanal deplasmanı
 v = Hız,
 x = Hat eksenini boyunca mesafe koordinatı

Mükemmel bir yuvarlanma hareketinde, tekerlek seti merkez konuma göre yatayda y kadar bir mesafede yer değiştirir. Böylece $2\gamma y$ kadar bir yuvarlanma yarıçapı farklılığı gerçekleşir ve yatay yer değiştirme yörüngesi R eğrilik yarıçapına bir benzerlik gösterir.

Şekil 4.7'den aşağıdaki bağlantı ortaya çıkar.

$$\frac{r + \gamma y}{r - \gamma y} = \frac{R + 1/2^s}{R - 1/2^s} \quad (4.1)$$

Trenin hareketine devam edebilmesi için bu oran sabit kalmalıdır. Eğrilik aşağıdaki ifadeyle tanımlanır.

$$\frac{1}{R} = \frac{d^2 y}{d x^2} \quad (4.2)$$

Bu iki bağlantı kullanılarak aşağıdaki bağlantı bulunur.

$$\frac{d^2 y}{d x^2} + \frac{2\gamma y}{rs} = 0 \quad (4.3)$$

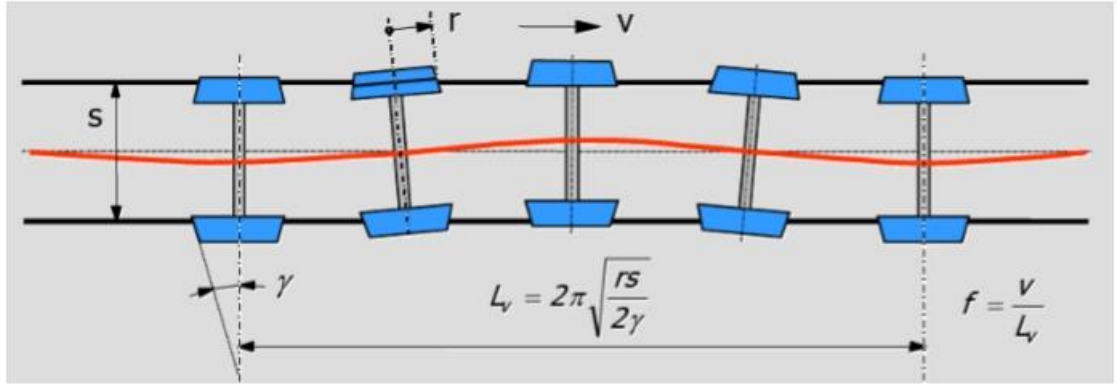
Eğer $y(0)$ olursa denklemin genel çözümü aşağıdaki gibidir.

$$y = y_0 \sin 2\pi \frac{x}{L} \quad (4.4)$$

Yukarıdaki eşitlikte y_0 yatay genliği, L ise dalga boyunu ifade etmektedir. Dalga boyu r , s ve γ 'ya bağlıdır.

$$L_K = 2\pi \sqrt{\frac{rs}{\gamma}} \quad (4.5)$$

Klingel hareketi harmonik bir harekettir. (Şekil 4.10) Yanal deplasman, yatay koordinatın harmonik ve sönümsüz bir fonksiyonudur ve ve jago payı aralığı içinde değişir.



Şekil 4.10. Klingel hareketi [18].

Hızın dikkate alınması durumunda, Klingel hareketinin zaman esaslı frekansı (f) elde edilir.

$$f = \frac{v}{L_K} \quad (4.6)$$

Bu bağlantıdan maksimum yanıl ivme γ_{max} hesaplanır.

$$\gamma_{max} = 4\pi^2 y_0 \frac{v^2}{L_K} \quad (4.7)$$

Yukarıdaki eşitlikten anlaşılacağı gibi, taşıt hareketine bağlı olarak gerçekleşen yatay hareket, Klingel hareket boyu (L_K) ve tren hızına (v) bağlı olarak araçta bir yanıl ivmelenme oluşturmaktadır. 1:40 koniklik, 1:20 koniklik ile

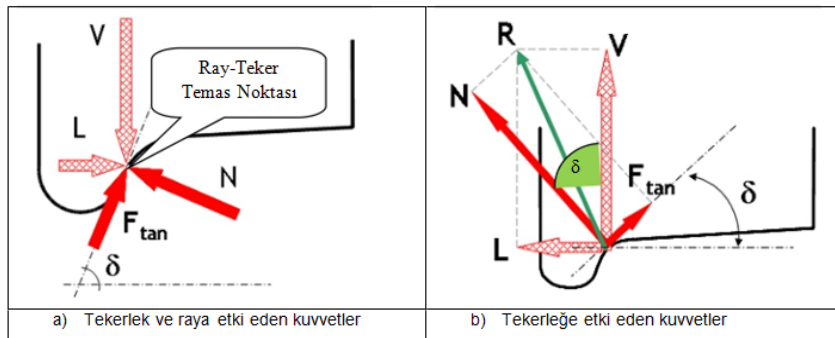
karşılaştırıldığında, 1:40'lık eğim aynı hızda daha büyük dalga boyuna sebep olmaktadır. Bunun sonucunda daha küçük yatay ivme oluşmaktadır. Dalga boyu ile yanal ivme ters orantılıdır. Zaman içinde gerçekleşen yatay dingil hareketiyle tekerlek profilleri aşınmaktadır ve koniklik değeri de aşınmadan kaynaklı olarak artmaktadır. Sonuç olarak yatay hareketin genliği büyütmede ancak ivmelenme değeri küçülmektedir.

Genel olarak ifade etmek gerekirse kaymadan dolayı y_0 jago oranının yarısına eşit olana kadar hız ile doğru orantılı bir şekilde artar. Budenin raya çarpması ile dingil geri sıçrama hareketi yapar. Yani tekerleğin harmonik hareketi bozulur. Dalga boyu kısalmır ve araç doğal frekansına gelene kadar hızla artar. Bu durum sonucunda rezonans meydana gelir.

4.5. NADAL KURAMI

Nadal Kuramı ilk defa 1908 yılında Fransız mühendis Nadal tarafından demiryolu aracının raydan çıkıp çıkmayacağını analiz etmek için öne sürülmüştür.

Nadal teorisi olarak adlandırılan bu analizin hesaplamaları aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 4.11. Tekerlek ve raya etki eden kuvvetler [19].

V = Raya etki eden düşey kuvvet

L = Raya etki eden yatay kuvvet

N = Tekerleğe etki eden tepki kuvveti

δ = Budenin koniklik eğimini göstermektedir.

Raya etki eden N kuvveti ($\mu \cdot N$) sürtünme kuvvetini meydana getirir.

$$F_{\tan} = \mu \cdot N \quad (4.8)$$

F_{\tan} ve N kuvvetlerinin bileşenleri olan V ve L kuvvetlerinin değeri δ açısına bağlı hesaplanabilir:

$$L = N \sin \delta - \mu N \cos \delta \quad (4.9)$$

$$V = N \cos \delta - \mu N \sin \delta \quad (4.10)$$

Raylı sistem aracının raydan çıkma ve çıkmama durumu için kritik sınır Nadal denklemi ile belirlenir.

$$\frac{L}{V} = \frac{N \sin \delta - \mu N \cos \delta}{N \cos \delta - \mu N \sin \delta} \quad (4.11)$$

Yukarıdaki bağlantı sadeleştirildiğinde:

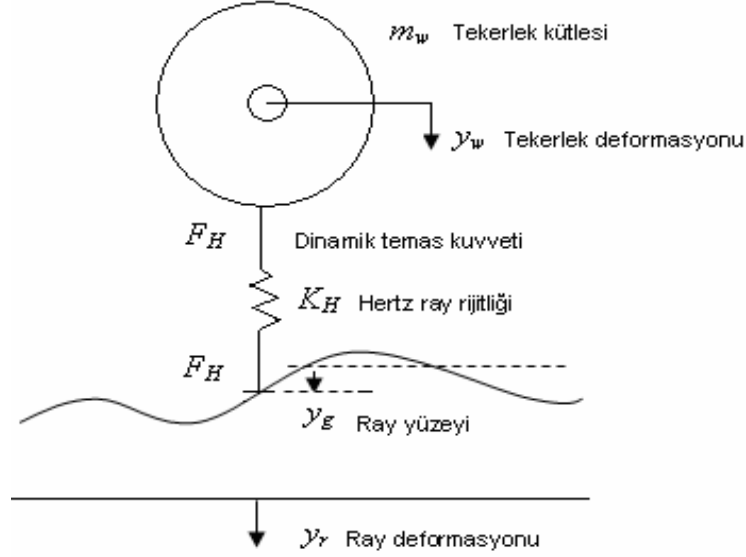
$$\frac{L}{V} = \frac{\tan \delta - \mu}{1 + \mu \tan \delta} \quad (4.13)$$

Elde edilen bağıntıda kritik sınırın budenin koniklik eğimine ve sürtünme katsayısına bağlı olduğu görülür.

4.6. HERTZ TEOREMİ VE HERTZ YAYI

Çoğunlukla araç yol hasarı teker ve ray yüzeylerinde oluşan gerilmelerden meydana gelmektedir. Hertz teorisine göre temas alanında meydana gelen basınç dağılımı

eliptiktir. Yüzeylerde en yüksek gerilmeler temas alanının merkezinde meydana gelir. Yüzeylerde oluşan pürüzlükler düzensiz basınç gerilmelerine sebebiyet verir. Meydana gelen düzensiz basınç gerilmeleri plastik deformasyona ve aynı zamanda teker ve rayda aşınmalara neden olur.

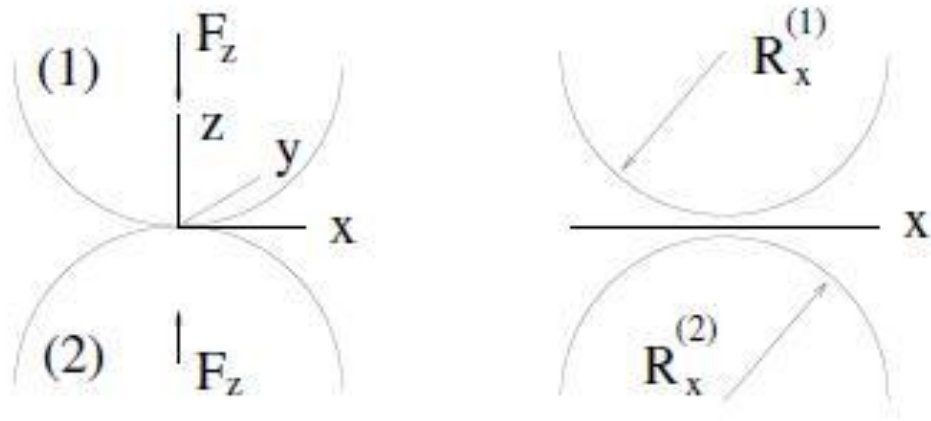


Şekil 4.12. Teker-ray temas modeli [20].

Teker ile ray temas alanının geometrisinden kaynaklanan dinamik kuvvetler ve teker ray arasında oluşan çökme Hertz yayı ile gösterilir. (Şekil 4.12) Hertz temas yayı lineer değildir. Temas kuvveti ile teker ray arasında oluşan deformasyon ilişkisine bağlı olarak ifade edilir. Teker ray temas alanı içerisindeki ilişkinin açıklanabilmesi için bütün parametreler lineer olmalıdır. Bu nedenle Hertz yayı da lineer bir şekilde tanımlanmalıdır.

Hertz problemi;

1 ve 2 olarak numaralandırılan iki parabol ile paralel eksen olarak varsayılır.



Şekil 4.13. Hertz problemi [21].

Bunlar uçlarının birbirine dokundurulmasıyla bir araya getirilir. Ortak teğet düzleminde x ve y düzlemi olarak bir kartezyen koordinat sistemi tanımlanır [21].

Kalker Teorisi, üç boyutlu elastik cisimlerin yuvarlanma hareketi ile oluşan teması incelemektedir. Teker ve ray arasındaki döndürme momentini ve teğetsel kuvvetleri tespit etmek için kullanılır. Bu teori ile raylı sistem taşıtlarının dinamik davranışları kontrol edilmeye çalışılmaktadır.

Hertz ve Kalker teorilerini uygulanabilmesi için mevcut problemlerin, teorilerin sunduğu kısıtlara göre düzenlenmesi, bu teorilerin şartlarına uygun hale getirilerek çözümlenmesi gerekmektedir [22].

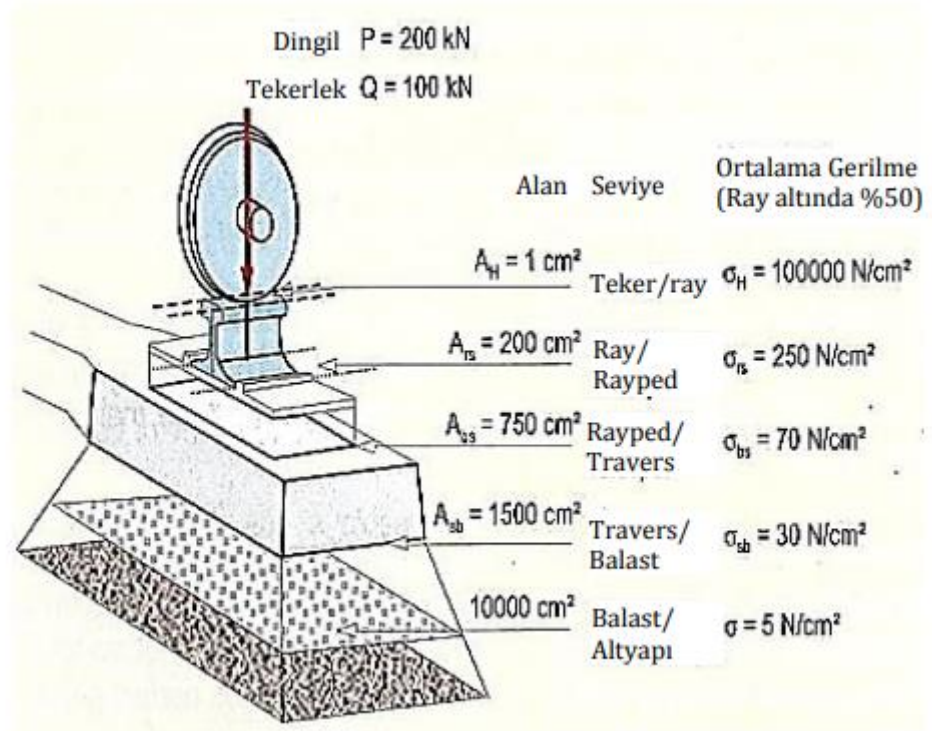
Yeni araştırmalar temas modellerinde umut vermeyen sonuçların ardından Hertz varsayımını ispatladı. Özellikle teker ve rayın temas yüzeyleri ve profil boyunca kavis yarıçapları değişikliği için. Bu yeni yöntem, elips veya sanal penetrasyon setleri olarak Hertz teorisi bir baza sahip olan yöntem ortaya çıkmış olur. Ayrıca teker ray sorunu yuvarlanmalı temas sorununa bağlıdır ve temas kısmındaki kayma yapışma (slip-stick) olgusu ile karşılanmalıdır. Kalker üç boyutlu cisimler için yarı uzay varsayımına dayanan bu sorunu çözmesine rağmen demiryolu araç takip sistemlerinin simülasyonu için çok zaman alıcıdır. Dolayısıyla basitleştirilmiş modelleme sürünme kuvvetleri için yöntemler geliştirmiştir. Çoğu tasarlanmış tabanında Hertz varsayımıyla edilen Kalker doğrusal teorisine dayanmaktadır[23].

BÖLÜM 5

TEKER-RAY TEMAS GERİLMELERİ

Raydaki gerilmelerin nedenleri şunlardır:

1. Hertz gerilmeleri (teker-ray temas noktalarında)
2. Balast eğilmesi
3. Ray mantarı düzleşmesi
4. Sıcaklık değişimi
5. Yüklerin kalkmasının ardından oluşan plastik gerilme



Şekil 5.1. Demiryolunda gerilme dağılımı [11].

Teker ve ray temasında oluşan gerilmeler Dang Von tarafından 1887’de Hertz teorisine göre çözülmüştür. Bu teoriye göre teker ray arasındaki temas yüzeyi eliptik, temas yüzeyinde oluşan gerilmelerin dağılımı yarı eliptiktir.

Temas gerilmesi aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$q_{ortalama} = \sqrt{\frac{\pi EQ}{64(1-\nu^2)rb}} \quad (5.1)$$

r = Tekerlek yarıçapı

Q = Efektif tekerlek yükü

b = Tekerlek-ray temas alanı

ν = Poisson oranı

E = Elastisite modülü

Ray ve teker arasında oluşan toplam yük ray mantarında kesme gerilmesi oluşmasına neden olur. Kesme gerilmesi sonucunda rayda yorulma ve çatlaklar meydana gelir. Boussinesq’in yarı mekan teoremi kullanılarak ray mantarında oluşan gerilme bölgesinin hesabı yapılabilir. Maksimum kesme gerilmesi (5.2)’ye göre hesaplanabilir.

$$\tau_{max} \cong 0.3q_{ortalama} \quad (5.2)$$

Maksimum kesme gerilmesi rayda doğrusal olarak değil, çapraz olarak ortaya çıkar. Boyuna kesme gerilmesi eğilme ile birlikte azalır ve bu durumda maksimum kesme gerilmesi (5.3)’e göre açıklanır.

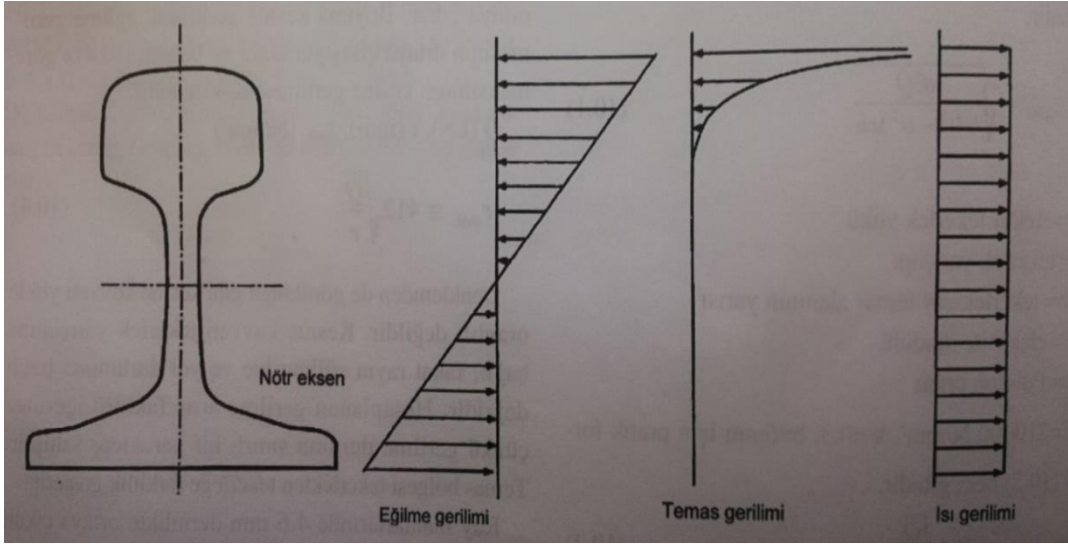
$$\tau_{max} \cong 412 \sqrt{\frac{Q}{r}} \quad (5.3)$$

$$Q \text{ (kN)}, r \text{ (mm)}, \tau_{max} \text{ (N/mm}^2\text{)} \quad (5.4)$$

Denklemden de anlaşılacağı gibi kesme kuvvet tekerlek yarıçapına bağlıdır. Ancak ray eğimine ve yol durumuna bağlı değildir.

$$Q = 610^{-2} r \left(\frac{\sigma}{\nu}\right)^2 \quad (5.5)$$

Düşey yükler raylarda eğilme gerilimine, ray tabanında çekme gerilimine ve ray mantarında basınç gerilimine neden olmaktadır. Sıcaklığın nötr ray sıcaklığından düşük veya yüksek olduğu durumlarda ilave basınç ve çekme gerilmeleri meydana gelir.



Şekil 5.2. Ray gerilmeleri [4].

Tekrarlı yükler altında rayda yorulma çatlakları rayın ayak merkezinde oluşmaya başlar. Ray ayaklarının merkezinde düşey tekerlek yüklerinin etkisi ile meydana gelen statik gerilmelerin ve dinamik eğilme çekme gerilmelerin kombinasyonu ray mukavemetini belirler. Raya etkiyen yanal yüklerin ya da eksantrik düşey yüklerin ray mukavemetine herhangi bir etkisi yoktur.

Ray üretimi esnasında düzeltme ve yuvarlama süreci boylamasına yüksek iç gerilmelere neden olmaktadır. Rayın düzeltilmesi sırasında rayda değişik yönlerde elasto-plastik eğilme gerçekleşir. Hareket yüzeyinde ve ray tabanının ortasında çekme gerilmesi, eğilme gerilmesinin yarısı kadardır.

Gerilme rayın iç kısmına doğru azalır ve ray gövdesine doğru basınç gerilmesi 200 N/mm² 'ye kadar yükselebilir. İçsel kalıcı gerilme haddeleme silindirleri arasındaki mesafeden etkilenmektedir. Bu mesafe 1350 mm'den 1800 mm'ye çıkarıldığında iç gerilme %30'dan fazla oranda azalacaktır. Bir başka seçenek ise polyamitten yapılmış lastikli haddeleme silindirlerinin kullanımınıdır. Bu işlem iç gerilmeyi yaklaşık olarak ray mantarında %25, ray gövdesinde %10, ray tabanında ise %20 oranında azaltmaktadır. Gelişmiş silindir kalibrasyonu da iç gerilmeyi ray mantarında %20, ray pateninde %30 oranında azaltabilmektedir. Soğutma esnasında yapılan özel ölçümler ve ray transformasyon işlemi iyi bir düzeltme sağlamaktadır. Bu durumda iç gerilme düşük düzeltme kuvvetleri nedeniyle daha düşüktür. [24]

5.1. TEKERLEK APLETİ GERİLMELERİ

Apleti tekerlek yüzeyinde oluşan deformasyonlardır. Tekerlerin yassılaştırılması fren esnasındaki kilitlemeler nedeniyle oluşan izler veya raylarda biriken maddeler sonucu meydana gelmektedir. Tekerlerin normal dönüşünde oluşan ray gerilmeleri ile karşılaştırıldığında 400 ve 800 N/mm² arasında değişiklik gösteren bir ek gerilmeye neden olmaktadır.

Kış aylarında düşük sıcaklıklar ray çeliğinin dayanıklılık kabiliyetini düşürdüğü için oluşan kesikli şekildeki gerilmeler büyük oranda zarar vericidir.

Raylarda meydana gelen ek gerilme Schramm formülü ile hesaplanır.

$$\sigma = \frac{(15700 + 1,1Q)\sqrt{h}}{W} \quad (5.6)$$

Q = Tekerlek yükü (N)

h = Bozulma derinliği (mm)

W = Ray mukavemet momenti (cm³)

σ = Ray gerilmesi (N/mm²)

UIC 510-2 standardına göre 630-1000 m çaplı tekerleklerde apleti boyu 60 mm'yi ve derinliği 0.9-1.4 mm'yi geçmemelidir. 1 mm derinliğindeki apleti ahşap traverste 30 kN, beton traverste 50 kN ilave yüke neden olur.

BÖLÜM 6

TİTREŞİM VE GÜRÜLTÜ

6.1. TİTREŞİM

Klotter'e göre yönünü bir defadan fazla değiştiren harekete titreşim denir. Başka bir ifade ile titreşim sistemin denge konumunu korumak için yapmış olduğu harekettir. Buna verilecek en basit örnek basit bir sarkacın salınım hareketidir.

Titreşimler periyodik titreşimler ve periyodik olmayan titreşimler olmak üzere ikiye ayrılır. Eş zaman aralıkları içinde aynen tekrarlanan titreşimlere periyodik titreşimler denir. Her periyodik titreşim bir Fourier serisi ile ifade edilir. Fourier serisi birbirinde farklı frekans ve katsayıları olan harmonik terimlerdir. Bu nedenle harmonik hareket, titreşimlerin esas yapı taşıdır.

Harmonik hareket; A , ω , ϵ olmak üzere,

$$X = A \cos(\omega t + \epsilon) \quad (6.1)$$

(6.1) bağıntısı ile gösterilir.

A , cismin denge konumundan itibaren maksimum sapma genliğini, faz açısını ve dairesel frekansını göstermektedir.

Faz açısı hareketin başlangıç şartlarının belirlenmesinde etkilidir ancak hareketin karakterine etki etmez. Harmonik titreşimlerin dönen vektörlerle gösterilmesi dairesellik özelliği kazandırır.

Harmonik hareket dairesel frekansa göre 2 büyüklüğünde ki periyotlar içinde tekrarlanır. Titreşimin periyodu,

$$T = \frac{2\pi}{\omega} \quad (6.2)$$

(6.2) bağıntısı ile hesaplanır. Titreşimin frekansı ile periyot birbirinin tersidir ve (6.3) bağıntısı ile hesaplanır. Titreşimin birimi Hertz (1/sn)'dir.

$$f = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi} \quad (6.3)$$

Bir mekanik sistemin bir mukayese sistemine göre konumunu belirlemek için gerekli olan bağımsız büyüklüklerin sayısına bu mekanik sistemin serbestlik derecesi denir. Ayrık sistemlerde sonlu sayıda serbestlik derecesi vardır ancak sürekli sistemlerde sonsuz sayıda serbestlik derecesi vardır.

Dinamik sistemlerin çözümünde en çok kullanılan yaklaşım lineer ilişki kabulü yaklaşımıdır. Lineer sistemin sunduğu avantajlar şunlardır:

1. Sistemin tepkisi giriş verileri ile doğru orantılıdır.
2. Süper poze uygulanabilir. (Üst üste bindirilebilir.)
3. Birçok dinamik sistem davranışına benzer yakınlıktadır.
4. Tepki karakteristikleri kolay çözülebilen sistem denklemleri ile elde edilebilir.
5. Kapalı form çözümleri vardır.
6. Nümerik analiz teknikleri kullanılabilir.
7. Daha kompleks yapıdaki lineer olmayan sistemleri anlamada kolaylık sağlar.

Lineer bir sistemde geri getirici kuvvet F , konum koordinatı x ve $F = F(x)$ fonksiyonu orijinden geçen bir doğrudur. Aksi durum oluşturan sistemler lineer olmayan sistemlerdir. Birçok sistem lineer olmamasına rağmen titreşim genliği belirli sınırlar içinde kalmak şartını sağladığından lineer sistem olarak kabul edilir.

Mekanik sistemin titreşimleri üç grupta incelenir.

1. Serbest titreşimler,

2. Zorlanmış titreşimler,
3. Kendinden tahrikli titreşimler.

Titreşen sistemin denge konumundan ayrıldıktan sonra hızsız olarak ya da belirli bir ilk hızla kendi halinde salınması sonucunda geri getirici tesir etkisi sonucunda doğan titreşimlere serbest titreşimler denir.

Neredeyse bütün mekanik sistemler sönüm vardır. Sönüm çok az ise sistem sönümsüz kabul edilir. Sönümsüz kabul edilen sistemlerde sistemdeki toplam mekanik enerji korunur. Bunun sonucunda sistem sonsuza kadar süreklilik potansiyel enerji ve kinematik enerjilerin birbirine dönüşmesi ile titreşir. Sönümsüz titreşimlerin harmonik hareket dairesel frekansı (ω_n) başlangıç şartlarından etkilenmez, sadece sistemin fiziki parametrelerine bağlıdır.

Titreşen m kütesine ve sistemin k rijitlik katsayısına bağlı olarak elde edilen dairesel frekansa, sistemin dairesel öz (doğal) frekansı denir ve (6.4) bağıntısı ile bulunur.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (6.4)$$

m = titreşen cismin kütlesi

k =rijitlik katsayısı

Sönümsüz titreşimin doğal frekansı,

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (6.5)$$

bağıntısı ile bulunur.

Denge konumundan ayrıldıktan sonra kendi haline bırakılan sistemde, sistemin yapısı gereği kendiliğinden mevcut olan veya özellikle ilave edilmiş sönüm kuvvetleri mevcutsa, serbest titreşimlerin genliği zaman ile azalır ve bu titreşimler sönümlü serbest titreşim olarak adlandırılır. Harekete karşı koyan bu direnç hıza bağlıdır.

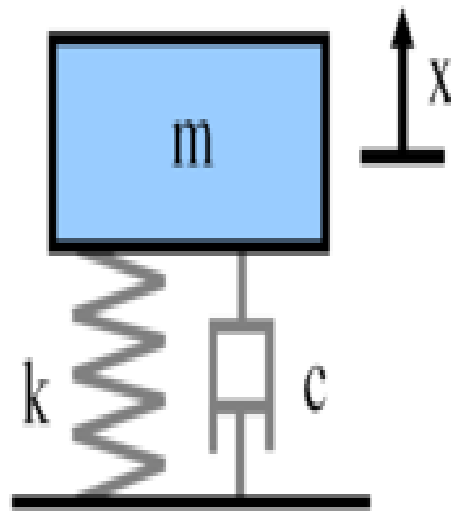
Hızla orantılı direnç kuvveti halinde viskoz veya lineer sönümlü sistemden bahsedilir. Bunun dışındaki durumlarda lineer olmayan sönümlü sistemlerden bahsedilir.

Titreşim yapmaya zorlayan bir etkenin var olduğu titreşimlere zorlanmış titreşimler adı verilir. Tahrik kuvveti rastgele ya da determinist olabilir. Determinist titreşimlerde gelecek zamanki titreşimin frekansı ve genliği geçmiş verilerden hesaplanabilirken, rastgele titreşimlerde istatistiksel olarak değerlerin olma ihtimalleri belirlenir.

Kendinden tahrikli titreşimler determinist ve periyodik titreşimlerdir. Titreşimi tahrik eden periyodik kuvvet titreşimin kendisinden kaynaklanır. Eğer sistem tahrik edici titreşimden korunursa tahrik edici kuvvet varlığını kaybeder.

Bir titreşim sistemi potansiyel enerji depolayan kauçuk, yay ve elastik elemanlardan; kinetik enerji depolayan kütle ve kütle atalet momenti elemanlarından ve enerjiyi yutan amortisör, damper ve sönümleyici elemanlardan oluşur.

En basit dinamik model kütlesi m , rijitlik katsayısı k ve sönüm katsayısı c olan tek kütle yay sistemidir. Tek kütle yay sistemi Şekil 6.1 'de gösterilmiştir.



Şekil 6.1. Tek kütle-yay modeli [25].

Tek serbestlik dereceli sistemin düşey yönde $y(t)$ için diferansiyel denklemi Newton'un 3. Kanununa göre şöyle yazılmalıdır:

$$m\ddot{y}(t) + c\dot{y}(t) + ky(t) = F(t) \quad (6.6)$$

Bağıntısında;

$F(t)$ tahrik kuvveti,

$F_s(t) = ky(t)$ yay kuvveti,

$F_d(t) = c\dot{y}(t)$ sönüm kuvvetidir.

(6.6) diferansiyel bağıntısı çözümünün iki farklı kısmı vardır. Bunlar homojen denklem çözümü ve özel çözümdür.

Homojen çözüm sönümlü serbest titreşimin çözüm metodudur. Özel çözüm ise zorlanmış titreşimin diferansiyel çözüm metodudur. Sönümlü serbest titreşimler ile zorlanmış titreşimlerin birleşimi olan genel harekette, başlangıçta serbest titreşim durumunda olmasına rağmen kısa süre içerisinde kaybolurken, özel çözüm metodunda daha uzun süre kaybolmaz ve harmonik tahrik altında sürekli hal (steady-state) durumunda kalır [25].

6.2. DEMİRYOLU TİTREŞİMLERİ

Demiryolu titreşimlerinin çevreye olan etkisi zemin vasıtası ile iletilen titreşim ve titreşimlerden kaynaklanan yapısal gürültü ile olur. Demiryollarında meydana gelen titreşim ve gürültü seviyeleri belirli bir seviyenin altında olmalıdır.

Titreşim İvme Değeri (m/s ²)	Yolculuk Konforu
<0.315	Konforlu
0.315-0.63	Çok az konforsuz
0.5-1.0	Biraz konforsuz
0.8-1.6	Konforsuz
1.25-2.5	Çok konforsuz
>2.0	Aşırı konforsuz

Şekil 6.2. Titreşim seviyelerine göre yolculuk konforu [4].

Gürültü iki yol ile yayılır. Bunlardan birincisi hava yoluyla yayılan gürültüdür. İkincisi ise yapı yolu ile yayılan gürültüdür. Demiryolu ile tahrik edilen 40-80 Hz arasındaki titreşim frekansları ile yapısal kaynaklı gürültü oluşur. Yapısal kaynaklı gürültü düşük frekanslıdır bu nedenle yalıtımı zordur. Bu gürültünün raylı sistem hattına yakın binaları nasıl etkilediğinin bilinmesi için yapılar içerisinde ölçüm yapılmalıdır.

En kritik durum zemin titreşim frekansı ile yapı öz frekansının eşit olması ile meydana gelir. Yanal titreşimler için yapının temel öz frekansı 1-10 Hz arasında olmalıdır.

Yapısal gürültü ve titreşim seviyelerinin hesaplanması aşağıdaki aşamalardan oluşmaktadır:

1. Teker-ray temasının meydana getirdiği tünel duvarları titreşimini hesaplamak için zeminin rijitliği ve teker-ray sistemi özellikleri sonlu eleman modellemesi,
2. Titreşim seviyelerinin ölçümü,
3. Temelin titreşimi ve yapıların özelliklerinin hesaplanması,
4. Duvarların ve döşemelerin titreşimi ile meydana gelen gürültünün hesaplanması

Bir demiryolu sisteminin dinamik davranışı, üç alt sistemin etkileşimine bağlıdır. Bu alt sistemler; araçlar, demiryolu ve taban zemindir. Trenlerin hareketi, raylardaki birçok dinamik etkiye sebep olur. Yüksek hızla hareket eden araçlar, raylara ve zemine yayılan dalgaları oluştururlar. Bahsedilen etkileri en aza indirmek amacıyla, demiryolu sistemleri için özel tasarımlar gerekmektedir. Teorik araştırmalar, parametrik çalışmalar, ölçümler ve saha gözlemleri aşağıdaki uygulanabilir tavsiyeleri ortaya çıkarmıştır.

1. Çok sert bir taban zemini ve alt balasttan kullanımından kaçınılmalıdır, fakat zeminin ve diğer malzemelerin daha az sıkıştırılmasıyla oluşturulmalıdır.
2. Optimum sıkıştırma en iyi şekilde, sürekli entegre silindir sıkıştırma optimizasyonu ve kontrolü yöntemiyle yapılmalıdır. Bu şekilde bölgesel fazla sıkışmalar önlenir.

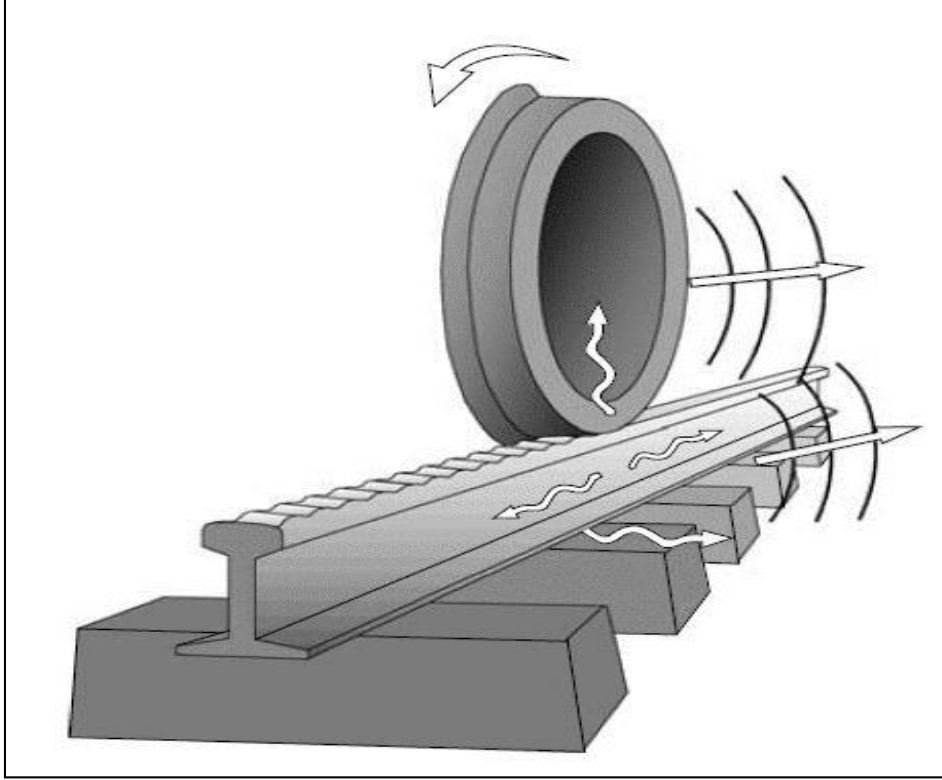
3. Çok katmanlı demiryolu sistemlerinde yükleme-deformasyon davranışı büyük ölçüde, yüzeyler arasındaki etkileşimin büyüklüğüne bağlıdır. Bir sonraki katmana geçmeden önce alt katmanların sıkıştırması sağlanmalıdır.
4. Taban zeminin çok sert olduğu durumlarda esnek ara katmanlar, yüksek absorbe etkisiyle oluşturulmalıdır.
5. Dinamik tren yüklemeleriyle oluşan titreşim, altyapıda düşey bir yer değiştirmeye sebep olur. Bu durum şu faktörlere bağlıdır;
 - Eksenel yüklemeler, tren hızı
 - Raylı sistem araçlarının dinamik özellikleri
 - Teker-ray etkileşimi
 - Üstyapı malzemeleri ve dolguların özellikleri
 - Zemin özellikleri

Yüksek hızlı trenlere olan ihtiyacın artması nedeniyle, ray boyutları için akıllı tasarım modelleri gerekmektedir. Özellikle tren hareketi sonucunda oluşan dinamik kuvvetler dikkate alınmalıdır. Yüksek hızla hareket eden raylı sistem araçları, raya ve zemine yayılarak trenlerin çekiş gücünü etkileyen dalgalar oluştururlar. Statik modeller, bu gereksinimleri karşılamak için yeterli değildir. Basit modeller analitik yöntemlerle çözülemediğinden, nümerik yöntemlerle çözülmelidirler.

Kouroussis'e göre, titreşim oluşmasının nedeni tekerlekten yola aktarılan araç kuvvetleridir. Bu kuvvetler, aracın ağırlığı ve teker-ray ara yüzeyindeki düzensizliklerden kaynaklanır ve daha sonra raydan dışa doğru yayılır. Demiryolu, zemin veya yakınlardaki yapılarda oluşan yaşanan titreşimler kuvvetin bir sonucudur. Bu nedenle, demiryolu titreşimini simüle ederken, raylı sistem aracı ve ortaya çıkan kuvvetlerin iyi bir şekilde modellenmesi gerekmektedir.

Demiryolu modülü hattın kalitesi ve performansı açısından önemli bir parametredir. Bu modül ray altındaki tabaka ile demiryolu temeli arasındaki oluşan deformasyonun düşey yönde oluşan basınca oranı şeklinde belirlenir. Demiryolu modülünün hareket eden bir demiryolu aracı ile ölçülmesi kolay değildir, çünkü ölçüm için gerekli referans nokta stabil değildir.

Rayda veya tekerlekte oluşan bozukluklar ve düzensizlikler titreşim ve gürültüye sebep olmaktadır. Tren yavaş hızla giderken titreşimden dolayı gürültü meydana gelirken, yüksek hızlarda aerodinamik etkiler gürültü oluşturmaktadır [29]. Şekil 6.2'de demiryollarında titreşim ve gürültünün iletimi görülmektedir.



Şekil 6.3. Demiryolunda titreşim ve gürültü dağılımı [26].

Zemin iyileştirmesi maliyeti azaltmak ve performansı iyileştirmek için en önemli yöntemdir. Kimyasal maddeler çoğunlukla düşük mukavemetli, hacim değişimi yüksek, işleme kabiliyeti düşük olan yüksek plastisiteli zeminlerin performansını iyileştirmek için kullanılır. Çimento, kireç, uçucu kül ve bunların kombinasyonları bu amaç için kullanılır. Sorunsuz bir zemin iyileştirmesi elde etmek için katkı maddesinin tipine ve miktarına dikkat edilmesi gerekmektedir.

Teorik hesaplamalar yük-defleksiyon ilişkisine dayanan demiryolu modülünün hesaplanması için avantaj sağlar. Fakat burada en doğru yöntemin hangisi olduğu hakkında fikir birliği sağlanamamıştır. En yaygın olarak bilinen yöntem elastik zemin üzerinde bulunan Winkler yöntemidir. Tekerlek tarafından uygulanan düşey yük (P)

düşey ray defleksiyonu (w) meydana getirir. Bundan dolayı, demiryolu rijitliği (k), tekerlek üzerinden geçtiğinde nokta olarak alınır ve aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$k = \frac{P}{w} \quad (6.7)$$

Demiryolu modülü aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$u = \frac{(k)^{4/3}}{(64EI)^{1/3}} \quad (6.8)$$

E = Rayın elastisite modülü

I = Rayın atalet momentidir.

Düşük mukavemet ve bükülmeden dolayı oluşan yol kusurları birçok demiryolu kazasına neden olur. Demiryolu performansını ve güvenliğini etkileyen en önemli parametre ray temelinin rijitliğinin ölçülmesiyle elde edilen demiryolu modülüdür. Zemin penetrasyon radarı yol altyapısının bütünlüğünü değerlendirmek için kullanılan tahribatsız bir teknolojidir. Bu teknolojiye dielektrik fonksiyonları değişen farklı tabakalar üzerinden elektromanyetik dalgaların yansıtılması ve iletilmesi yöntemleri kullanılır. İstenilen frekanstaki enerjinin elektromanyetik sinyali zemin içine gönderilir ve farklı yeraltı tabakalarından yansıma görüntüsü kaydedilir. Demiryolu ölçüm modülü ve zemin penetrasyon radarı ölçümleri kullanılarak çok değişkenli doğrusal regresyon modeli geliştirilmiştir. Geliştirilen bu modül zemin penetrasyon ölçümleri aracılığı ile demiryolu modülü ölçümlerini öngörebilmektedir. Bu sayede bakım maliyeti ve zaman maliyeti azaltılabilmektedir.

6.3. DEMİRYOLU TAŞITINDA TİTREŞİM AZALTMA YÖNTEMLERİ

Demiryolu taşıttından kaynaklanan titreşimleri azaltmak için alınacak başlıca önlemler şunlardır:

	Tramvay	Tren	Yüksek hızlı tren
İşletme hızı (m/s)	10-20	30-40	60-80
Travers aralığı (m)	0.6-1	0.6	0.6
Travers geçiş frekansı (Hz)	10-33	50-67	100-133
Dingil aralığı (m)	1.5-2	1.5-2	2
Tekerlek geçiş frekansı (Hz)	5-13	15-33	30-40
Boji aralığı (m)	12	20	15
Boji geçiş frekansı (Hz)	0.8-1.7	1.5-2	4-5.3

Şekil 6.4. Taşıttan kaynaklanan bazı tahrik frekansları [4].

1. Yaylandırılmayan kütleleri azaltmak: Yaylandırılmayan kütleleri azaltma işlemi yol titreşiminde 10-15 dBv'ye kadar azalma sağlar. Buna karşın rezonans frekansı azalabilir ve bu sayede yapısal gürültünün önüne geçilebilir.
2. Primer süspansiyon rijitliğinin düşürülmesi: Yumuşak primer süspansiyon sistemine sahip olan raylı sistem aracı daha az titreşime neden olur.
3. Uygun damper sistemi seçimi: Damper sistemleri yaylandırılmayan kütlelerin azaltılmasına sebep olur.
4. Tekerlek tornalama işlemi: Tekerleklerin tornalanması apleti gibi tekerlek düzleşmesi sorununun önüne geçilmesini sağlar. Tekerleklerde meydana gelen apleti titreşimi 10-15 dBv azaltabilir
5. Esnek tekerlek kullanımı: Aks yüklerinin düşük olduğu bazı raylı sistem araçlarında kullanılan esnek tekerlekler titreşimi büyük oranda düşürebilir.
6. Kayma kontrol sistemi kullanımı: Kayma kontrol sistemi kayma esnasında tekerlekte oluşan apletiyi düşürür bu sayede titreşim azalır.
7. Taşıt hızını kontrol etmek: Hız artışı titreşim seviyesini artırır. Bu nedenle yol-hız dengesini sağlamak titreşimi azaltmada büyük rol oynar.

6.4. DEMİRYOLU HATTINDA TİTREŞİM AZALTMA YÖNTEMLERİ

Demiryolu hattında titreşimi azaltmak için alınacak başlıca önlemler şunlardır:

1. Uzun kaynaklı ray kullanımı: Demiryolu hattında contalı ray yerine uzun kaynaklı ray kullanımı darbe yüklerini azaltacağından titreşimi de azaltır.

2. Oynar göbekli makas kullanımı: Yanlış seçilen makas kullanımı zemin titreşimlerinin 10-15 dBv artmasına neden olur. Bu nedenle özellikle yüksek hızlı hatlarda oynar göbekli makas kullanımı demiryolu titreşiminin azalmasını sağlar.
3. Ray taşlaması: Demiryolu hatlarında titreşim seviyelerinin en önemlisi ray mantarındaki odülasyon olarak adlandırılan dalgalı aşınmalardır. Rayların periyodik olarak taşlanması odülasyonu ve titreşimleri 10-15 dBv azaltır.

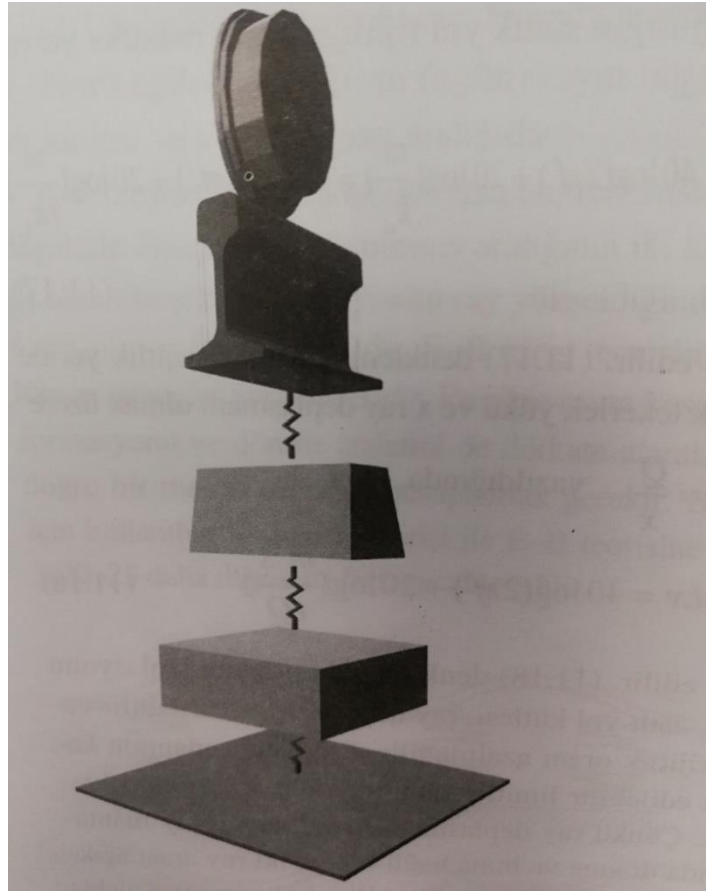
Tahrik Nedeni	Tren Hızı				
	40 km/sa	80 km/sa	100 km/sa	150 km/sa	200 km/sa
$\lambda=0.04$ m dalga boylu ondülasyon	278	556	694	1042	1389
$\lambda=0.15$ m dalga boylu ondülasyon	74	148	185	278	370
$\lambda=0.30$ m dalga boylu ondülasyon	37	74	93	139	185
$a=0.6$ m travers aralığı	19	37	46	69	93
$a=0.75$ m travers aralığı	15	30	37	56	74

Şekil 6.5. Odülasyon ve mesnet aralığından kaynaklanan tahrik frekansları [4].

4. Rayları düzleştirmek: Özellikle yüksek hızlı tren hatlarında kullanılan raylar için yüksek standartlarda ray düzleştirme işlemi yapmak titreşimlerin azaltılması için önemlidir.
5. Elastik ray bağlantı elemanlarının kullanımı: Esnek tabakalar rayın altında kullanılabilir. Standart tabakalar yerine esnek tabaka tercih edilmesiyle titreşimler 5 dBv azaltılabilir.
6. Travers altı elastik tabaka kullanımı: Balast ve traver arasına konulan esnek tabaka yol çökmesini azaltır. Balast ve travers arası temas alanını artırır ve balast basıncını azaltır. Hat geometrisi bozulma hızını 3-4 kat azaltır. Bütün bunlardan kaynaklı olarak zemin titreşimlerinin 8-12 dBv azaltılmasına yardımcı olur.
7. Bohçalı travers kullanımı: Özellikler tünellerden geçen hatlarda yol

yüksekliğini düşürmek için balastlı hat yerine balastsız hatlar tercih edilir. Balastsız hatlarda beton traverslerin etrafı kauçuk bir malzeme ile sarılır. Bu yönteme bohçalama adı verilir. Bohçalama işlemi titreşim seviyesini 8-12 dBv düşürebilir.

8. Balast kalınlığının arttırılması: Balast katmanı traverslerle birlikte tren yükünü taşır. Balast yüksekliğinin arttırılması tren yükünün dağılarak iletilmesini sağladığı için titreşim azaltma yöntemleri arasında sıkça tercih edilmektedir.
9. Balast altı beton döşeme kullanımı: Bazı yollarda yumuşak zemin ve balast altı beton tabaka kullanılabilir. Balast altı beton tabaka kullanımı rezonans frekansını arttırır. Bu sayede düşük frekanslı titreşimleri azaltır.
10. Balast altı elastik tabaka kullanımı: Beton döşemeli hatlarda balast altına yerleştirilen esnek tabaka 30 Hz frekans üzerindeki titreşimleri 10 dBv azaltabilir. Açık hatlar yerine tünel geçitli hatlarda kullanımı daha yararlıdır. Çünkü tünel beton rijitliği daha yüksek olduğu için balast altı elastik tabakaların titreşim azaltma performansı daha yüksektir.



Şekil 6.6. Demiryolunda kullanılan farklı elastik tabaka seviyeleri [27].

11. Zemin iyileştirilmesi: Zemin bazı yöntemlerle sıkılaştırılabilir. Çimento bazlı groutlar granüler zemine enjekte edilebilir. Eğer zemin olması gerekenden fazla yumuşak ise çimento ve kireç karışımı ile sertleştirilir. Bu yöntemler ile oluşan titreşimler büyük ölçüde azaltılabilir.
12. Sürekli ray döşeme kullanımı: Ayrık mesnetli yol üst yapısı mesnet geçiş frekanslarından kaynaklı olarak düşük frekanslı tahrike neden olur. Bu tahrik frekansının önüne geçmek için sürekli mesnetli yollar kullanılmalıdır. Sürekli ray döşeme yöntemi ile titreşim seviyesi 10 dBv kadar azaltılabilir.
13. Kütle-yay sistemi kullanımı: Özellikle tünel içerisindeki balastsız yapıda titreşimi azaltmak için kullanılan en önemli yöntem kütle- yay sistemi kullanımınıdır. Titreşim seviyesi 18-20 dBv kadar azaltılabilir. Yol çevresi esnek yay elemanları ile desteklenerek istenmeyen sistemsel titreşimleri önlemek mümkündür.

Kütle yay sistemi titreşim sorunlarını azaltmak için kullanılan en etkili yöntemdir. Ancak bunun için öz frekansın doğru aralıkta olması gerekmektedir. Elastik malzemenin sönümlendirilmesi ihmal edilirse kütle yay sistemin öz frekans (f) (6.9) bağıntısına göre hesaplanır.

$$f = \frac{5}{\sqrt{y}}, \text{Hz} \quad (6.9)$$

f = Öz frekans

y = Sistemin kendi ağırlığı altındaki yer değiştirmesi

Yolun öz frekansları	Balastlı yol		Balastlı yol		
	Normal yol (Hz)	İlave esnek sistemli (Hz)	Seletli (Hz)	Bloklu (Hz)	Seletli ve bloklu (Hz)
Yapısal öz frekansı (fs)	-	-	<80	<80	-
Yol öz frekansı (ft)	40-140	40-140	100-400	40	140
Anti öz frekansı (fb-a)	80-300	80-300	180-1500	80-700	80-300
Ray öz frekansı (fr)	250-1500	250-1500	250-1500	250-1500	250-1500
İlave selet öz frekansı (fb)	-	100-400	-	-	-
Anti rezonans öz frekansı (fb-a2)	-	180-600	-	-	-
Mesnet öz frekansı (fp-p)	500-1200	500-1200	500-1200	500-1200	500-1200

Şekil 6.7. Yolun öz frekansları [4].

Düşük frekanslı titreşimleri sönmölemek için sistemin öz frekansı düşük olmalıdır. Sistemin öz frekansını düşörmek için en çok kullanılan yöntem esnek tabaka üzerindeki kütleyi arttırmaktır. Bunu sağlamak için yüksek yoğunluklu betonlar kullanılabilir.

BÖLÜM 7

GÜRÜLTÜ

Günümüz toplumunda gelişen teknoloji insan hayatını kolaylaştırmak için yapılan yenilikler ile birlikte olumsuzlukları da beraberinde getirmiştir. Hayatı kolaylaştırırken çevresel etkilerden dolayı insanların yaşam kalitesinde düşüş yaşanmaktadır. Gürültü insanların hayat kalitesini düşüren etmenlerin başında gelmektedir. Gürültünün genel tanımı “istenmeyen ses”tir.

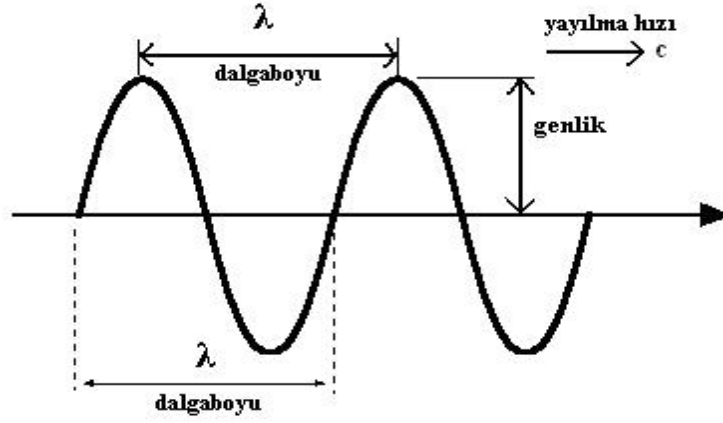
1960’lardan sonra çevresel gürültü önemini arttırmaya başlamıştır. Çevresel gürültü seviyeleri arttıkça insanlar üzerinde hem fiziksel hem psikolojik etkiler görülmeye başlanmıştır.

Raylı sistemlerden kaynaklanan çevresel gürültünün de yapılan araştırma sonuçlarında diğer ulaşım sistemlerinden daha az rahatsız edici olduğu kanısına varılsa da kontrol altına alınması gerekmektedir. Raylı sistem araçlarında gürültünün azaltılması konusu günümüzdeki gelişen demiryolu teknolojisiyle birlikte önem kazanmıştır.

Bu bölümde demiryolu ulaşım sistemlerinden kaynaklı gürültü ve bu gürültünün özellikleri açıklanacaktır. Gürültünün demiryolu aracı kaynaklı ve yol kaynaklı oluşma mekanizmaları tanımlanacak, daha sonra bu gürültünü azaltılabilmesi için alınabilecek yöntemler anlatılacaktır.

7.1. SES İLE İLGİLİ TEMEL KAVRAMLAR

Ses genlik ve frekans ile tanımlanır (Şekil 7.1). Ses birden fazla frekans bileşenlerini içerir ve bu frekans bileşenlerinin tümü sesin spektrumlarını oluşturur.



Şekil 7.1. Ses özellikleri [28].

Şekil (7.1)'de anlaşılacağı gibi genlik maksimum ve minimum noktaları arasındaki basınç düzeyleri arasındaki farka eşittir. Aşağıda kendini tekrarlayan periyodik bir dalganın belirli bir andaki genlik formülü verilmiştir.

$$y=r.\sin[2\pi f(t-x/c)] \quad (7.1)$$

r = genlik,

f = frekans,

x = dalganın aldığı yol,

c = ses hızı,

$2\pi f$ = açısal hızı göstermektedir.

Frekansın tanımı birim zamandaki titreşim sayısı olarak yapılır ve birimi Hertz'dir. İnsan kulağının duyabildiği ses frekans değerleri 16-20000 Hz arasında olan titreşimlerdir. Bir frekansın değeri 16 Hz altında ise bu tür titreşimlere ses altı titreşimler, 20000 Hz üzerinde ise bu tür titreşimlere ses üstü titreşimler adı verilir.

Frekans arttıkça ses incelik. Bu durumda insan kulağının duyabileceği en kalın ses 16 Hz, en ince ses 20000 Hz'dir.

Periyot, titreşim süresidir. Birimi saniyedir. İnsan kulağının duyabileceği ses titreşimleri 1/16-1/16000 sn arasındadır.

Periyot T ile gösterilir ve formülü aşağıdaki gibidir. (7.2)

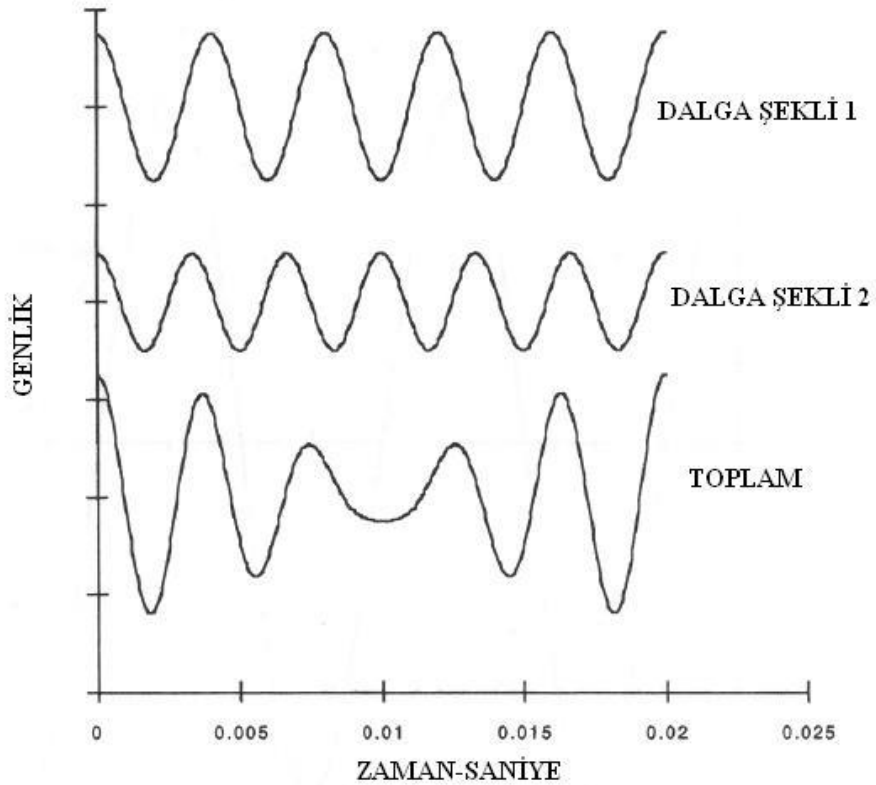
$$T = \frac{1}{f} \quad (7.2)$$

Dalgaboyu, iki dalga tepe noktaları arasındaki mesafedir. Diğer bir tanımla titreşimin bir devir süresinde kat ettiği yoldur. Dalgaboyu sesin titreşim özelliklerine ve yayılma ortamına bağlıdır. Dalgaboyu aşağıdaki formül ile hesaplanmaktadır. (7.3)

$$\lambda \cdot f = c \quad (7.3)$$

Burada; λ dalga boyunu, f frekansı ve c de ses hızını göstermektedir.

Ses farklı frekanslarda çeşitli dalgaların birleşiminden oluşur. Sesin frekans değeri sesi oluşturan dalgaların frekans değerlerinin toplanması ile bulunur. Frekans değerlerinin toplanması dalgaların süperpozisyonu ile sağlanır. Şekil 7.2 'de farklı frekanslara sahip iki sinüs dalgasının toplanması gösterilmiştir.



Şekil 7.2. Farklı frekanslara sahip iki sinüs dalgasının süperpozisyonu [29].

7.2. SESİN YAYILMASI

7.2.1. Geometrik Yayılma

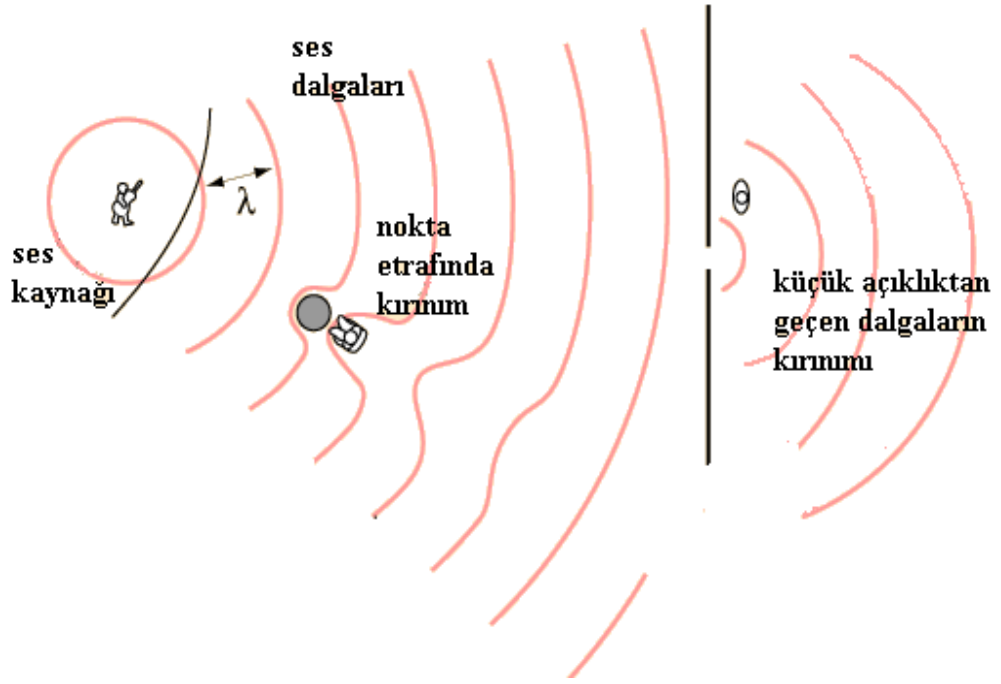
Sesin yayılışını bir yay üzerindeki dalga hareketine benzetebiliriz. Bir yayın sıkıştırıldığında oluşturduğu sıkışma yay boyunca ilerler. Hava moleküllerinin sıkışıp genişmesi de benzer mantıkta meydana gelir. Bu “sıkışma-genleşme” hareketi hava moleküllerinin sıkışıp genişmesini sağlar ve oluşan değişiklikleri hava içerisinde hızla yayılır. Bu titreşimlere ses dalgaları adı verilir. Komşu moleküller arasında enerji aktarımı oluşur, fakat cisimlerde herhangi bir hareket oluşmaz.

7.2.2. Atmosferik Emilim

Havanın içsel sürtünmesi nedeniyle atmosferde oluşan ses dalgalarının enerjisi ve buna bağlı olarak genliği azalır. Ses dalgasının ilerlemesiyle mekanik enerji ısı enerjisine dönüşür. Bu nedenle dalganın enerjisi azalır. Yayılma hareketi gürültünün enerji kabiliyetini azaltır. Özellikle yüksek frekanslarda akustik dalga enerjisinin bir kısmı havanın viskozitesi ile birlikte ısı enerjisine dönüştürülür.

7.2.3. Bariyerler ile Kırılma

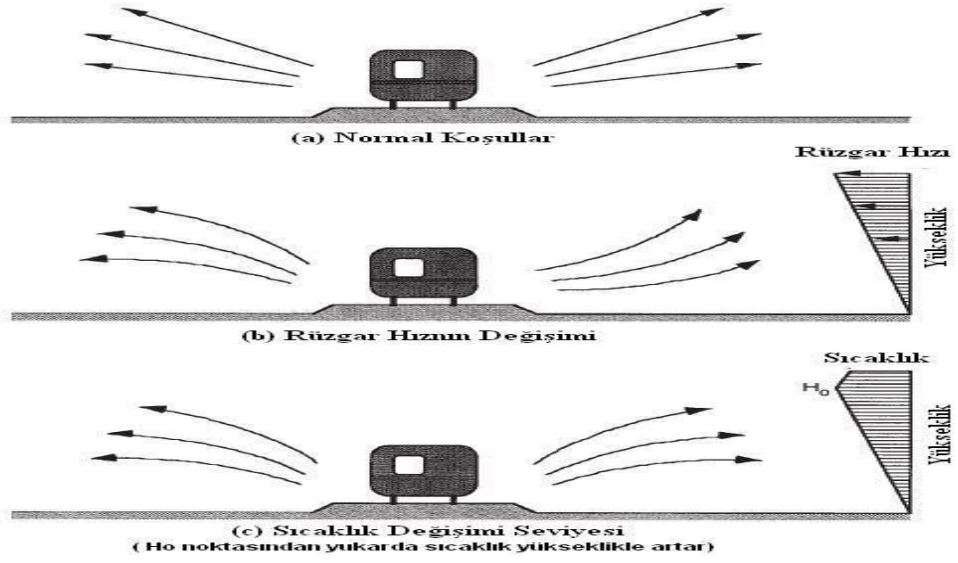
Ses dalgalarının yayılımı suda oluşan dalgalara benzer. Limanlar ve marinalarda ses dalgalarının yüksekliğini azaltmak amacıyla dalgakıranlar ve bariyerler kullanılır. Bu bariyerler kendilerine çarpan ses dalgalarını yansıtır ve ses yüksekliklerini azaltır. Ancak sesin kırınım özelliği bu bariyerlerin etkisinin azalmasına neden olur. Ses dalgaları hem yansıma hem de kırılabilme özelliğine sahiptir. Bu nedenle birçok yolla ses yayılabilir (Şekil 7.3). Kırınım ses dalgasının duvarın üzerinden ya da köşesinden bükülerek ilerlemesidir. Kırınım frekansa bağlıdır. Düşük frekanslı dalgalar yüksek frekanslı dalgalardan çok daha kolay ilerler ve köşeleri dönebilir.



Şekil 7.3. Ses dalgalarının kırınımı [29].

7.2.4. Rüzgar Etkisi ve Hava Sıcaklığı Değişimi

Rüzgar sesin yayılma yönünde değişikliğe sebep olur. Şekil 7.4'te rüzgar etkisinin ve sıcaklık değişiminin ses dalgalarının yayılmasına yaptığı etki gösterilmiştir. Ses dalgalarının kırılma yönü rüzgar yönüyle aynıdır. Rüzgarın yukarı estiği durumlarda ses dalgaları yukarı kırılır, rüzgarın aşağı estiği durumlarda ses dalgaları aşağı kırılır. Sıcaklık değişimleri rüzgar ile benzer bir etkiye neden olur. Sıcaklığın azaldığı durumlarda ses dalgaları yukarı doğru kırılırken, sıcaklığın arttığı durumlarda ses dalgaları aşağı doğru kırılır.



Şekil 7.4. Sesin yayılmasında atmosfer etkisi [30].

7.3. SESİN ÖZELLİKLERİ

7.3.1. Sesin Hızı

Ses dalgasının yayılma hızı (m/sn) olarak ifade edilir. Sesin hızı sesin frekansı ile bağlantılı değildir. Sadece havadaki nem ve basınçtan etkilenir. Hava sıcaklığı ses hızı üzerinde etkilidir, 20° C hava sıcaklığında ses 344 metre/saniye hızla ilerler her 1° C sıcaklık artışında sesin hızı 0.61 metre/saniye artar [29]. Havanın ideal gaz gibi davrandığı varsayılırsa, sesin hızı (m/sn) ve havanın sıcaklığı ($T^{\circ}C$) arasında aşağıdaki aşağıda açıklanmıştır (Şekil7.4).

$$V=331,5+(0.6*T)m/sn \quad (7.4)$$

7.3.2. Sesin Şiddeti ve Basıncı

Sesler birbiri üzerine binmiş birçok frekanstan oluşur. Noktasal kaynaktan yayılan ses dalgası büyüyerek yayılır. Bir ses kaynağı tarafından P ses gücü üretildiğinde, komşu moleküllere bir sesenerjisi yayılır. Yayılmakta olan enerji ses basıncını meydana getirir. Birim alandan birim zamanda geçen geçen enerji miktarına ses

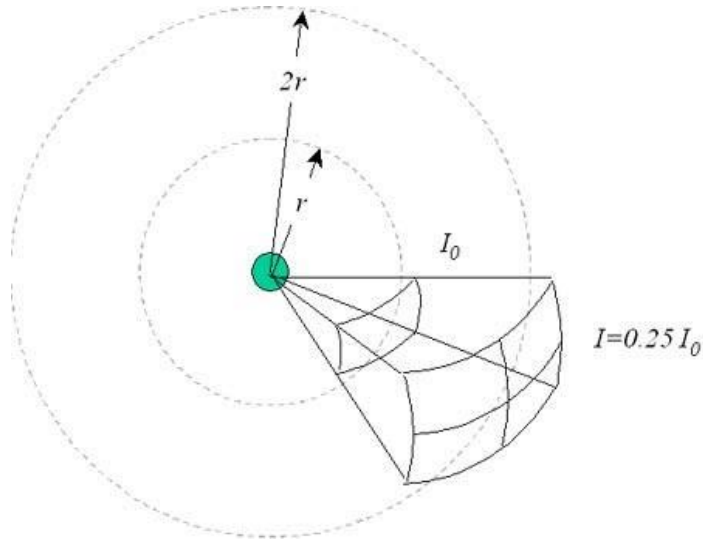
şiddeti denir. Birimi Watt/m^2 dir. Ses şiddeti uzaklığın karesi ile ters orantılı olarak değişir. (7.5)

$$I = \frac{P}{4\pi r^2} = \frac{p^2}{\rho} \quad (7.5)$$

P = güç (watt)

I = şiddet (W/m^2)

p = basınç (N/m^2)



Şekil 7.5. Ses şiddeti vektörü [29].

Şekil 7.5'te ses şiddeti vektörünün mesafeye bağlı olarak azaldığı gösterilmiştir.

7.4. GÜRÜLTÜ SEVİYELERİ

7.4.1. Ses Basınç Seviyesi

Ses basınç seviyesi, gürültü şiddetinin bir ölçüsüdür ve dB olarak ifade edilir. Desibel bir oranı gösterir. Desibel iki büyüklüğün oranının logaritmasını göstermektedir. Desibel; sabit bir büyüklüğün referans büyüklüğüne oranının logaritmasınının 10 katına eşittir. Ses basınç seviyesi, sesin nicelik boyutu,

azlığı/çokluğu ve şiddeti ile ifade edilir. Ses basınç seviyesi ses kaynağındaki ses güç seviyesinin, sesin geçtiği ortama ve mesafeye bağlı olarak değişimini ifade eden bir parametredir. Ses basınç seviyesi, SPL veya L_p olarak gösterilir (Şekil 7.6).

Desibel (dB), ölçülen bir basınç değerinin referans kabul edilen seviyeye oranının logaritması olarak tanımlanır.

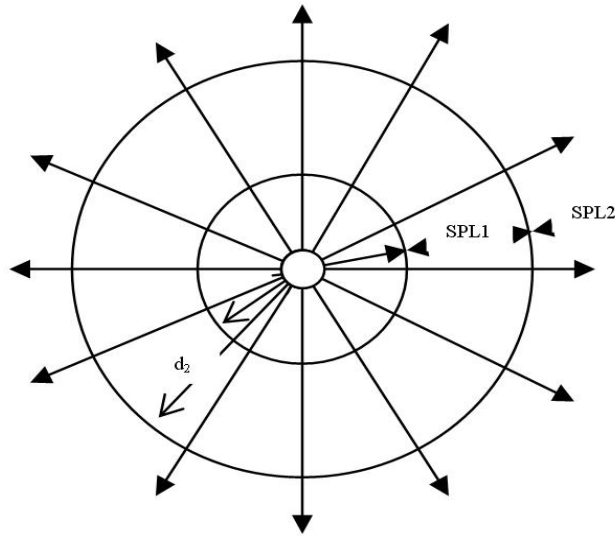
Referans ses basınç (p_0) düzeyi $20 \mu\text{Pa}$ olan duyum eşiği kabul edilmiştir.

$$L_p = 20 \cdot \log(p/p_0) \text{ dB} \quad (7.6)$$

L_p = Ses basınç düzeyi, (db)

p = Ölçülen ses basınç düzeyi,

p_0 = Ses basınç düzeyini ifade etmektedir.



Şekil 7.6. Ses Basınç seviyelerinin kaynaktan mesafe ile azalması [29].

Şekil 7.6'da gösterilen d_1 , d_2 ve SPL_2 ve SPL_1 değerlerinin hesaplamaları aşağıdaki gibidir.

$$d_2 = 2 \times d_1$$

$$SPL_2 = SPL_1 - 6 \text{ dB} \quad (7.7)$$

7.4.2. Ses Gücü Seviyesi

Ses güç seviyesi, ses kaynağından çıkan ses miktarı olarak ifade edilir. Kaynağın ses kapasitesinin bir ölçüsü olarak gösterilir. Ses güç seviyesi kaynaktaki sesin gücüne (W) bağlıdır ve aşağıdaki gibi ifade edilmektedir (7.7).

$$SWL = 10 \log \frac{W}{W_0} \text{ dB} \quad (7.8)$$

W = Kaynaktan ölçülen sesin gücü,

$W_0 = 10^{-12}$ referans gücünü göstermektedir.

SI Birim Sistemine		
İsim	Tanım	Göre Referans Miktarlar
Ses Basınç Seviyesi	$20 \text{ Log}_{10} (p/p_0)$	20×10^{-6} Pascal
Ses Gücü Seviyesi	$10 \text{ Log}_{10} (W/W_0)$	10^{12} Watt
Ses Yoğunluğu Seviyesi	$10 \text{ Log}_{10} (I/I_0)$	10^{12} Watt/m ²
Vibrasyon İvmelenme Seviyesi	$20 \text{ Log}_{10} (a/a_0)$	10^{-5} m/saniye
Vibrasyon Hızı Seviyesi	$20 \text{ Log}_{10} (v/v_0)$	10^{-8} m/saniye
Vibrasyon Yerdeğiştirme Seviyesi	$20 \text{ Log}_{10} (d/d_0)$	10^{-11} m
Vibrasyon Gücü Seviyesi	$20 \text{ Log}_{10} (F/F_0)$	10^{-6} N
Enerji	$10 \text{ Log}_{10} (E/E_0)$	10^{-12} J

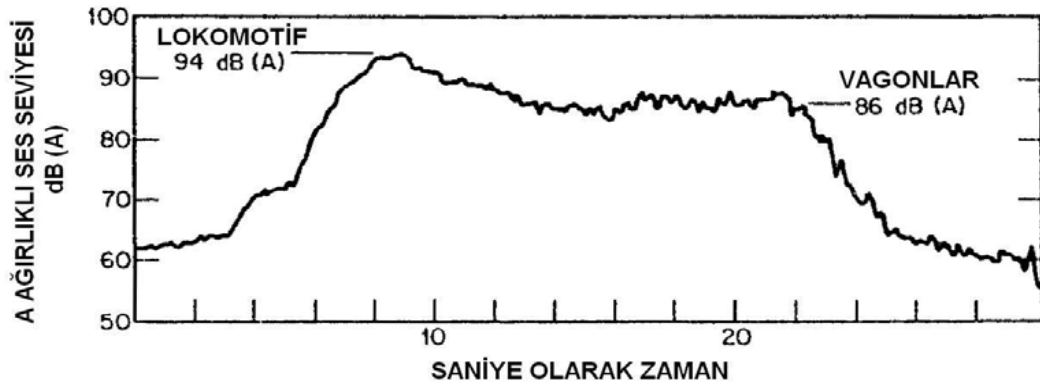
Şekil 7.7. Ses ve titreşim için referans değerleri [29].

7.5. RAYLI ULAŞIM SİSTEMLERİNDEN KAYNAKLI GÜRÜLTÜLER

Raylı ulaşım sistemlerinden kaynaklanan gürültü kaynaklarını araç/yol etkileşimi kaynaklı gürültüler ve araç ve ekipman kaynaklı gürültüler olarak ikiye ayırılır. Gürültü kaynağı olarak kabul edilen başlıca raylı sistem elemanları çeken ve çekilen araçlardır. Yani lokomotif ve vagonlardır. Lokomotif ve vagonların gürültü sebebi tekerlek ray etkileşiminden kaynaklı gürültülerdir.

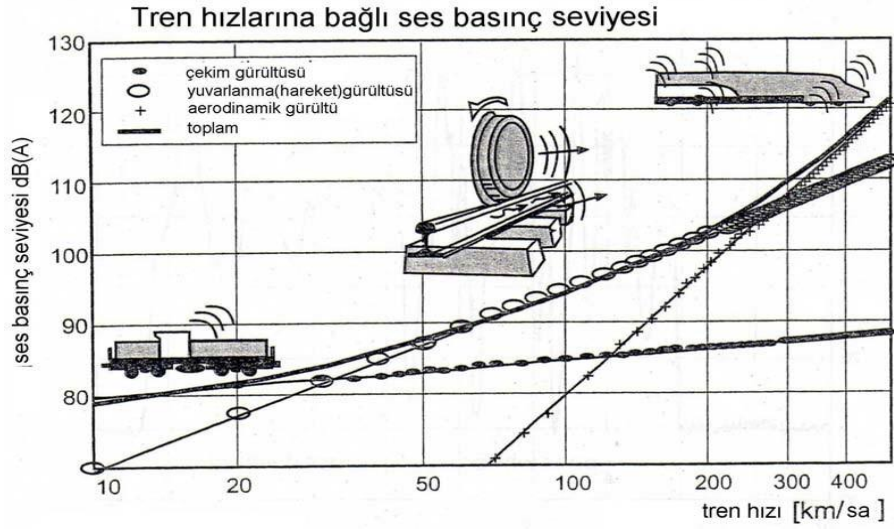
Raylı sistem araçları gürültü kaynakları hattan belirli bir uzaklıkta bulunan ve belirli yükseklikteki mikrofonlarla yapılan ses basınç ölçümleriyle tanımlanır.

Şekil 7.8’ de bir lokomotif tarafından çekilen bir trenin A ağırlıklı ses seviyesi lokomotiften kaynaklı olarak maksimum seviyesine çıkar, bu ses seviyesini lokomotiften daha düşük bir seviyede yükselip alçalan vagon gürültüsü takip eder. Aşağıda lokomotif ve vagonların maksimum gürültü seviyelerinden, buna bağlı olarak spektrumdan, tasarım ve işletme parametrelerinin etkilerinden yararlanılmıştır.



Şekil 7.8. 114 km/sa hızla giden bir yolcu treninin geçişi sırasında 30 metre mesafeden ölçülen A Ağırlıklı ses seviyesinin değişimi [31].

Şekil 7.9’da tren hızlarına bağlı olarak gürültü kaynakları gösterilmiştir. Şekilde de görüldüğü gibi 40 km/sa’ten daha düşük hızlarda baskın olan ses, çekim kuvvetlerinden kaynaklanır, 40 - 250 km/s hızlar arasında baskın olan ses ise yuvarlanma sesidir, 250 km/s hızdan yüksek hızlarda baskın ses kaynağı ise aerodinamik seslerdir. Demiryolunda büyük bir oranda 40 - 250 km/s hızlar arasında işletim yapıldığı için en yüksek oranlı gürültü kaynağı hareket gürültüsüdür.



Şekil 7.9. Hızların artmasına bağlı olarak gürültüdeki değişim [32].

7.6. DEMİRYOLU ARAÇLARINDAN KAYNAKLANAN GÜRÜLTÜLER

7.6.1. Vagonlar

Vagonlardan kaynaklanan gürültülerin ses seviyelerinin ölçülebilmesi için standart koşullarda karşılaştırmaya uygun veriler elde edilebilir, bu nedenle verilen grafiklerde tüm ölçümler hat merkezinden 30 metre uzaklıkta yapılmıştır.

Sürekli kaynaklı ray üzerinde seyir eden vagonların hızları için A-ağırlıklı ses seviyelerinin L_A ölçümleri normalleştirildiklerinde elde edilen veriler ± 6 dB aralığında aşağıdaki şekil ile formüle edilebilir (7.10).

$$(\text{normalleştirilmiş}) L_A = 74 + 30 \log_{10}(v/v_0) \quad \text{dB(A)} \quad (7.9)$$

v = vagon hızı,

v_0 60 km/s referans hızı göstermektedir.

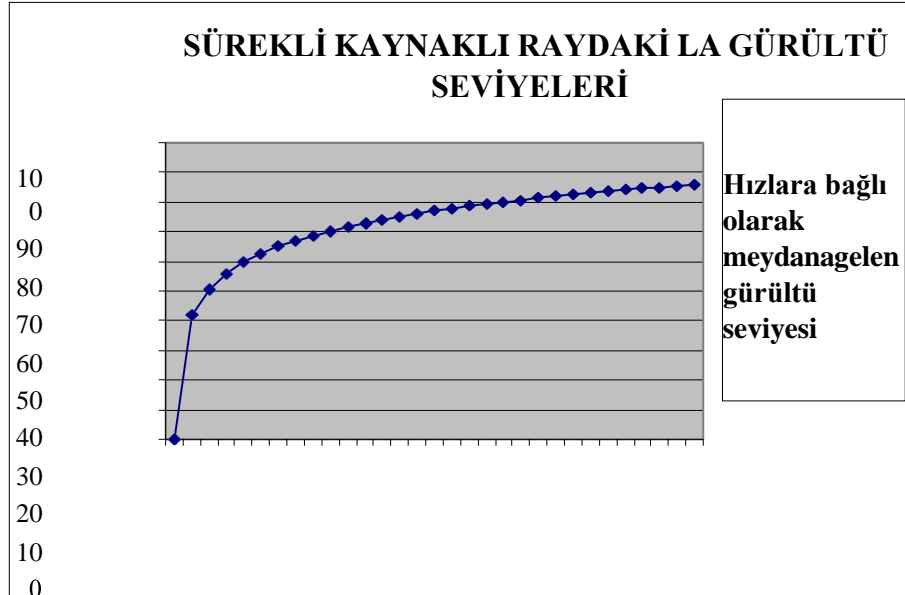
Cebireli ray üzerinde seyir eden vagonlar için yapılan çalışmada normalleştirilmiş A-ağırlıklı ses seviyesi ölçümlerinde elde edilen verilerin %90'ının ± 6 dB aralığının aşağısında olduğu durumlar aşağıdaki şekilde formüle edilebilir (7.10).

$$(normalleştirilmiş) L_A = 81 + 30\log_{10}(v/v_0) \quad \text{dB(A)} \quad (7.10)$$

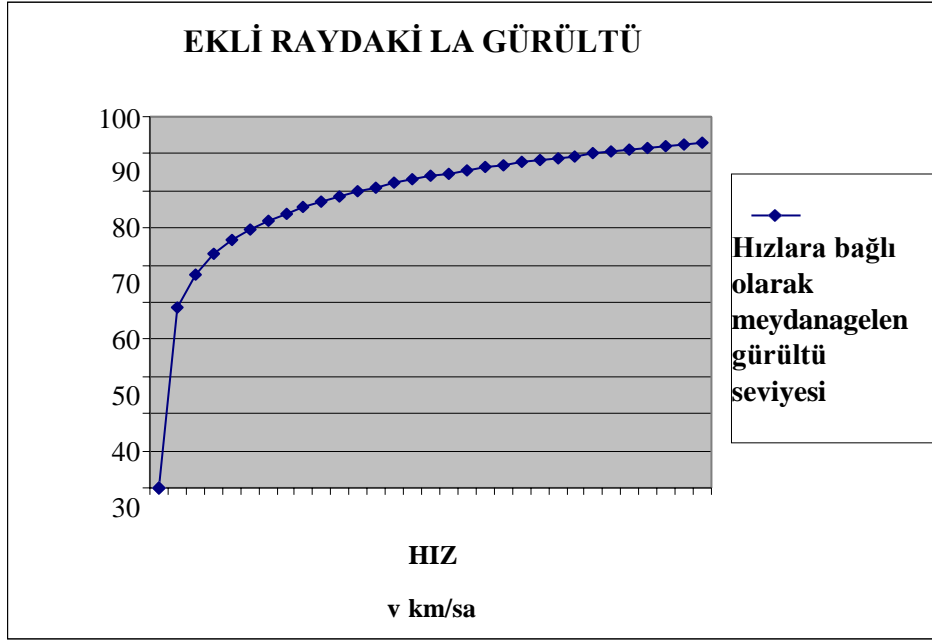
Şekil 7.10., 7.11 ve 7.12'deki grafiklerde eşitlik 7.10 ve 7.11'den yararlanılarak sürekli raylarda ve cebireli raylardaki hız artışına bağlı olarak oluşan gürültü seviyeleri karşılaştırılmıştır. Burada 0km/sa-150km/sa arasındaki hızlar kullanılarak referans hız 60km/sa alınarak oluşan L_A gürültü seviyeleri hesaplanmıştır.

Sürekli kaynaklı rayda hız arttıkça gürültünün artışı ve 150 km/sa hızda 85,93 dB olduğu Şekil 7.10.'da gösterilmiştir. Gürültünün artmasının nedeni hızın artması ile birlikte dinamik etkilerin de artarak gürültü oluşturmasıdır. Ayrıca hız arttıkça teker ray etkileşiminden kaynaklı oluşan gürültü de artmaktadır.

Şekil 7.11.'de cebireli raylarda hızın artması ile gürültü seviyesi artışı meydana gelmektedir. Cebireli raylarda 150 km/sa hızda meydana gelen gürültü seviyesi 92,94 dB olmaktadır. Cebireli raylarda oluşan gürültü seviyesi sürekli kaynaklı raylarda oluşan gürültü seviyesinden fazladır. Bunun nedeni ray ek yerlerinde oluşan darbelerdir.

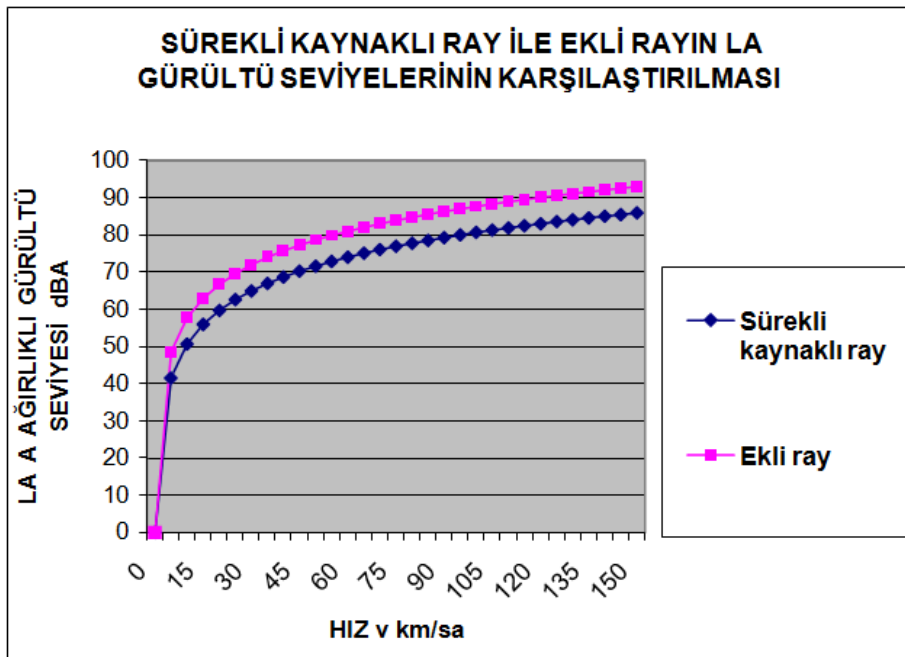


Şekil 7.10. Sürekli kaynaklı raylarda hız artışına göre L_A gürültü seviyesi [29].



Şekil 7.11. Cebireli raylarda hız artışına göre L_A gürültü seviyesi.

Sürekli raylarda ve cebireli raylarda hız arttıkça L_A gürültü seviyesi de artmaktadır. Çeşitli hızlarda cebireli raylarda meydana gelen gürültü seviyesi sürekli kaynaklı raylarda meydana gelen gürültü seviyesinden yaklaşık 5 dB daha fazla olmaktadır.

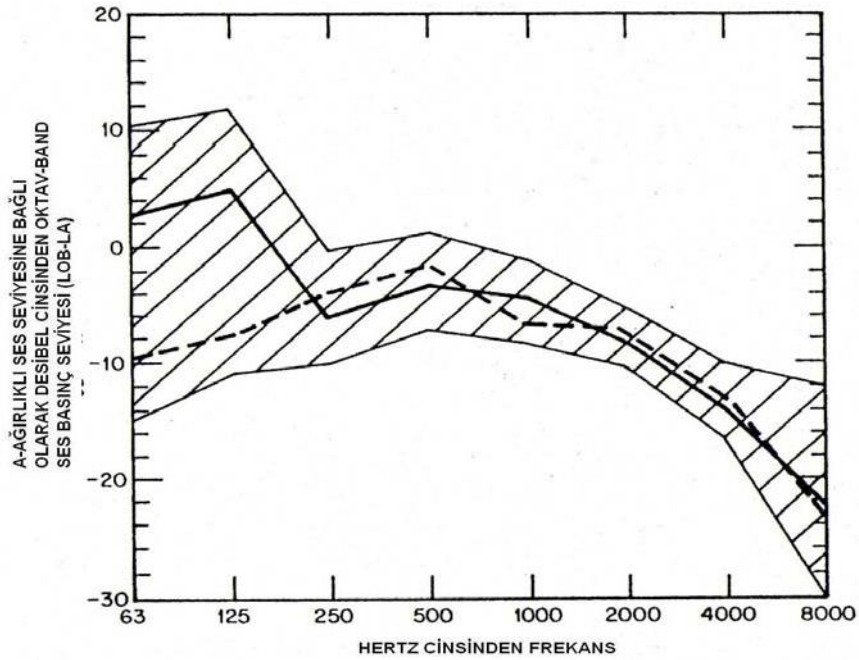


Şekil 7.12. Cebireli raylar ve sürekli kaynaklı raylardaki hız artışına göre L_A gürültü seviyesi karşılaştırması [29].

7.7. LOKOMOTİFLER

Lokomotifler akslara sabitlenmiş elektrik çekimli motorlar tarafından tahrik edilirler. Elektrik gücü dizel veya gaz türbini, jeneratörleri tarafından ya da elektrik güç hatlarından sağlanır.

Hız ve derece tipteki hatlarda dizel-elektrikli lokomotifler için 30 m mesafeden ölçülen gürültü seviyelerinin yüzde 90'ı 87 - 96 dB(A) aralığındadır. Bu mesafede bir lokomotifin gürültüsü 130 km/sa kadar yüksek hızlarda bile vagon gürültüsünden fazladır. Egzoz gürültüsü baskın bir gürültüdür. Egzoz gürültüsü motor yüküne bağlıdır ama hızdan bağımsızdır. Susturucular egzoz gürültülerinin ses seviyelerini 10 dB kadar azaltabilirler. Ancak diğer kaynakların varlığı nedeniyle susturucular lokomotiflerde yalnızca 4-8 dB ye kadar bir azalma elde edebilir. Bu kaynaklar motor gövde vibrasyonu ve soğutma vantilatörü aerodinamik kaynaklarıdır. Dizel ve elektrikli lokomotifler için ses seviyelerine bağlı oktav-band spektrumları Şekil 7.13' te verilmiştir.



Şekil 7.13. Dizel ve elektrikli lokomotifler için ortalama bağıl oktav-band spektrumları [31].

7.8. ARAÇ İLE YOLUN ETKİLEŞİMİNDEN KAYNAKLANAN GÜRÜLTÜLER

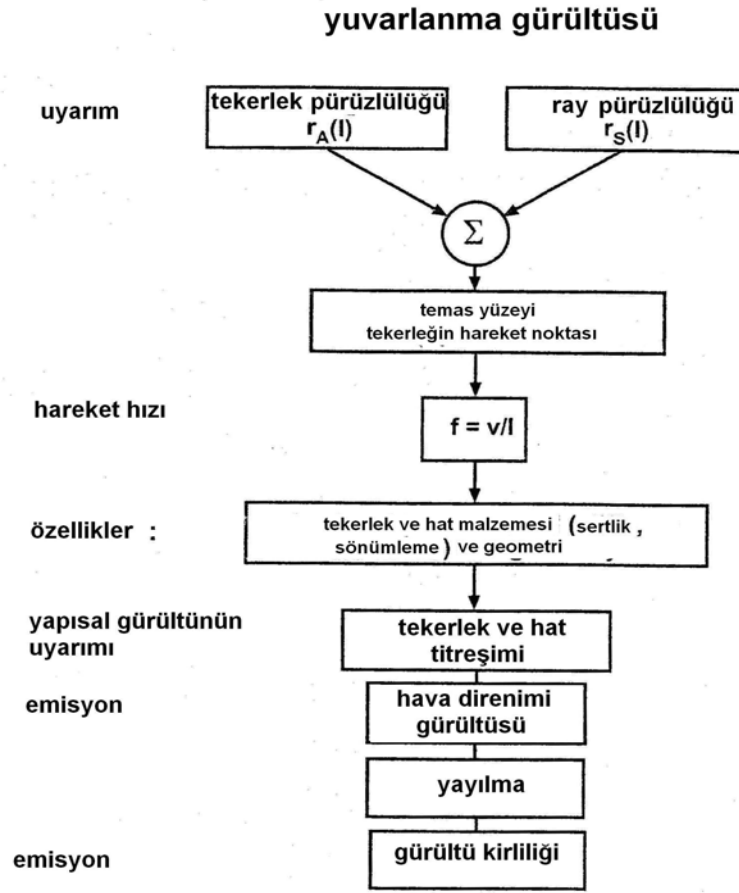
Demiryolunda hareket eden bir araç için en baskın ve rahatsız edici gürültü teker ray etkileşiminden kaynaklanan gürültüdür. Bu gürültü şiddeti araca ve yola bağlı olarak birçok faktör içerir. Bu nedenle kontrol edilmesi zor olan bir gürültü çeşididir. En önemli tekerlek ray gürültü kaynağı tekerlek ve raylarda oluşan bozulmalardır. Yolun yapısı da oluşan gürültüyü büyük ölçüde etkiler. Kurpta ve aliymanda hareket eden bir araçta oluşan gürültünün farklı türleri vardır. Bu nedenle her birinin ayrı ayrı incelenmesi gerekmektedir.

Tekerlek ve rayda oluşan çeşitli aşınmalar da gürültünün şeklini etkiler. Bu nedenle aşınmaların ve oluşturdukları gürültülerin de ayrı ayrı incelenmesi gerekir.

Gürültünün oluşmasını ve yayılımını engellemek için kullanılan çeşitli kontrol yöntemleri mevcuttur. Bu yöntemler gürültünün şekline ve yayılım hızına göre farklılık gösterir.

7.8.1. Aliymanda Meydana Gelen Tekerlek Ray Gürültüsü ve Kontrolü

Aliymanda hareket eden bir demiryolu aracının en önemli gürültü kaynağı tekerlek ray etkileşiminin oluşturduğu gürültüdür. Oluşan bu yuvarlanma gürültüsünün şeması Şekil 7.14.'te gösterilmiştir. Aliymanda oluşan tekerlek ray gürültüsü tekerlek ve rayın yüzey pürüzlülüğüne bağlıdır. Bu pürüzlülük rayın dalgalanmasından ve yüzey aşınmalarından kaynaklanabilir.



Şekil 7.14. Yuvarlanma gürültüsünün gelişimi [24].

Belirli bir hızdaki raylı sistem aracının gürültü verilerindeki dağınıklığın çoğunun nedeni tekerlek ve raylardaki değişimlere bağlıdır. Pürüzsüz tekerlekler ve pürüzsüz sürekli kaynaklı raylar üzerinde seyir eden araçlar kararlı bir gürültü yayarlar ve bu bazen yuvarlanma gürültüsü olarak adlandırılır. Aliyanda meydana gelen bu gürültüye normal yuvarlanma gürültüsü adı verilir.

7.8.2. Normal Yuvarlanma Gürültüsü

Tekerlek ve rayda herhangi bir aşınma, düzleşme, bozulma olmaması durumunda meydana gelen gürültüye normal yuvarlanma gürültüsü denir. Düz hatlarda meydana gelen yuvarlanma gürültüsü 250- 2000 Hz. arasında değişen tepe noktasına sahip geniş bantlı bir frekansa sahiptir.

Yuvarlanma gürültüsüne neden olan dört temel mekanizma vardır bunlar:

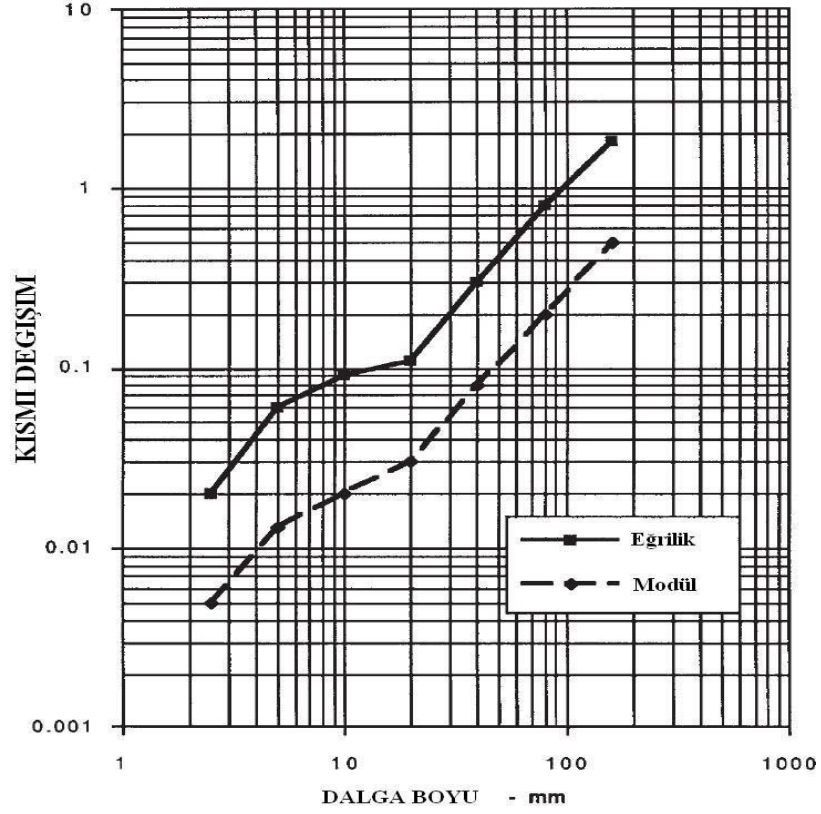
1. Tekerlek ve ray sertliği
2. Parametrelerin değişimi ve modülün heterojenliği
3. Ray yürümesi ve
4. Aerodinamik gürültü

Tekerlek ray sertliği; teker ray arasında oluşan gürültünün en temel sebebidir. Yüzey sertliği sürekli spektruma sahip dalga boylarına ayrılabilir. Kısa dalga boyları temas yüzeyinin boyutlarının bir sonucudur. Temas yüzeyi boyunca sertlik azaltılırsa aynı oranda yüzey sertliği de azaltılmış olur, bu etkinin adı temas yüzeyi filtrelemedir.

Parametrelerin değişimi; ray ve tekerleğin elik elastik modüllerinin, ray sertliğinin ve ray mantarı eğriliğinin yarıçapının değişimleri olarak tanımlanır. Şekil 7.15'te görüldüğü gibi dalga boyları 100- 200 mm arasındadır ve 500-1000 Hz aralığına denk gelmektedir. Bu aralık içerisinde elastikiyet modülü değişimi ray pürüzlülüğü ile aynı miktarda gürültü oluşmaktadır. Ray mantarı yarıçapındaki heterojenlik tekerlek ve rayda dinamik bir harekete neden olmaktadır.

Dinamik yürüme; tekerleklerde boyuna ve yatay dinamik yürüme, ray hattına paralel kayma ve ray hattına dik yönde yürüme durumlarını kapsar. Aliymanda hareket eden raylı sistem araçlarında bu üç tipin de gürültüye fazla etki etmediği görülmüştür.

Aerodinamik gürültü; tekerlek ileriye doğru ilerlerken çevresindeki türbülanslı sınır katmanının meydana getirdiği gürültüdür. Normal hızlardaki sistemlerde bu tür bir gürültünün oluşması beklenmez. Ancak aerodinamik etki sayesinde az da olsa gürültüyü artırıcı etkisi vardır.



Şekil 7.15. Elastikiyet modülü ve ray mantarı eğriliğinin uyarımının pürüzlülük uyarımına eşdeğeri [30].

7.9.GÜRÜLTÜNÜN ÖNLENMESİ

Raylı ulaşım sistemlerinden kaynaklanan gürültülerin en önemlileri yapısal kaynaklı gürültülerdir. Tekerlek ray etkileşiminden kaynaklanan gürültü demiryolu sistemlerinde meydana gelen en baskın gürültüdür. Aliymanda ray ve tekerleklerdeki bozulmalar yuvarlanma gürültüsünü büyük miktarda arttırmaktadır. Bu nedenle tekerlekler ve raylara düzenli bakım yapılmalıdır. Tekerlekler ve raylara yapılan düzenli bakımlar yuvarlanma gürültüsünü azaltmada önemli bir tedbirdir. Normal yuvarlanma gürültü seviyesini azaltmak için yapılan en etkili yöntem gürültü bariyerleri uygulamasıdır. Hat ve araç üzerinde yapılan gürültü engelleyici uygulamalar gürültü seviyesinde maksimum 5 dB azalmaya neden olur. Ancak gürültü bariyeri uygulamasıyla gürültü seviyesi 12 dB'e kadar azaltılabilmektedir. Ray ve tekerlek bozulmalarından kaynaklanan gürültüleri azaltmak için kullanılan en etkili yöntem düzenli olarak ray ve tekerlek taşlama işlemidir. Taşlanma sonucu tekerlek ve raydaki bozulmalar minimum seviyede kalacağından oluşan gürültü

seviyesinde büyük oranda azalma olacaktır. Ray ve tekerlek taşlama işlemi ile gürültü seviyesinde 10 dB'e kadar azalma sağlayabilir. Bir diğer önemli tekerlek ray etkileşiminden kaynaklanan gürültü kurbalardaki çınlamadır. Tekerlek çınlaması kurplardan geçerken raylı sistem aracının üstteki ve alttaki raydan geçen tekerlekleri arasındaki yükseklik farkı nedeniyle kaymasından oluşmaktadır. Kurpta oluşan tekerlek çınlaması gürültüsü yüksek gürültü seviyesine sahiptir. Bu nedenle çok fazla rahatsızlık veren demiryolu gürültülerinden biridir. Kurplardaki tekerlek çınlama gürültü seviyelerini azaltmak için en etkin yöntem elastik özelliğe sahip tekerleklerin seçimidir. Elastik tekerlek seçimi ile oluşan gürültü seviyesinde 20 dB 'e kadar azalma sağlanabilmektedir. Bununla birlikte kurplu kısımlardaki rayın yağlanması sürtünmeyi azalttığı için gürültü seviyesinde 5 dB'e kadar azalma sağlanmaktadır. Elastik tekerleklerin maliyeti fazladır. Bu nedenle kurplu ray kısımlarında rayların yağlanması maliyeti daha düşük olduğu için daha fazla tercih edilmektedir. Yükseltilmiş üst yapılarda balast kullanımı tireşim ve gürültüyü azaltmaktadır. Raylarla traversler, traverslerle yapı gövdesi arasında elastik hasır kullanımı da vibrasyondan doğan ikincil gürültüleri azaltacağından fazlaca tercih edilmektedir. Bunun yanında raylı sistem hattının iki yanına bariyer inşa etme uygulaması da gürültü seviyesinin azalmasında etkilidir. Hem elastik hasır hem gürültü emici bariyer kullanılmasıyla gürültü seviyesinde 28 dB'e kadar azalma sağlanabilmektedir



Şekil 7.16. Yüksek hızlı trenlerde kullanılan gürültü bariyeri örneği.

Demiryolu sisteminden kaynaklanan tüm gürültüleri önlemek için birçok yapısal tedbir bulunmaktadır. Ancak yapısal tedbirleristenen seviyede gürültü önlenmesini sağlayamamaktadır. En etkin çözüm hat kenarlarına inşa edilecek gürültü bariyerleri ile gürültünün yayılmasını engellemektir. Gürültü bariyerleri ses emici özelliğe sahiptir. Gürültü bariyerleri uygulaması oluşabilecek bütün gürültülerin alıcılara ulaşmasını engellediği için sıklıkla tercih edilir. Ancak maliyet ve çevre şartları göz önünde bulundurulduğunda Teker ve ray aşınmalarından kaynaklanan darbe artışının sağladığı titreşim ve gürültünün önlenmesi için tekerlek ve rayların düzenli olarak taşlanması, yağlanması ve pürüzlülük azaltıcı olarak yapılan düzenli bakımlar sayesinde düşük maliyet ve yüksek kullanılabilirlik açısından tercih edilmelidir. Taşınan yük ile doğru boji seçimi ve buna bağlı olarak güçlü ve darbe etkisini

azaltıcı süspansiyon sistemlerinin tercih edilmesi de raylı sistem aracından kaynaklanan titreşim ve gürültünün azaltılmasında büyük rol oynar.

Yapılan araştırmalarda dizel trenlerin elektrikli trenlere göre daha fazla gürültü çıkardığı görülmüştür. Dizel trenler yerine elektrikli ve daha hafif setlerin tercih edilmesi gürültü seviyesinin azalmasında etkili olan bir diğer seçenektir.

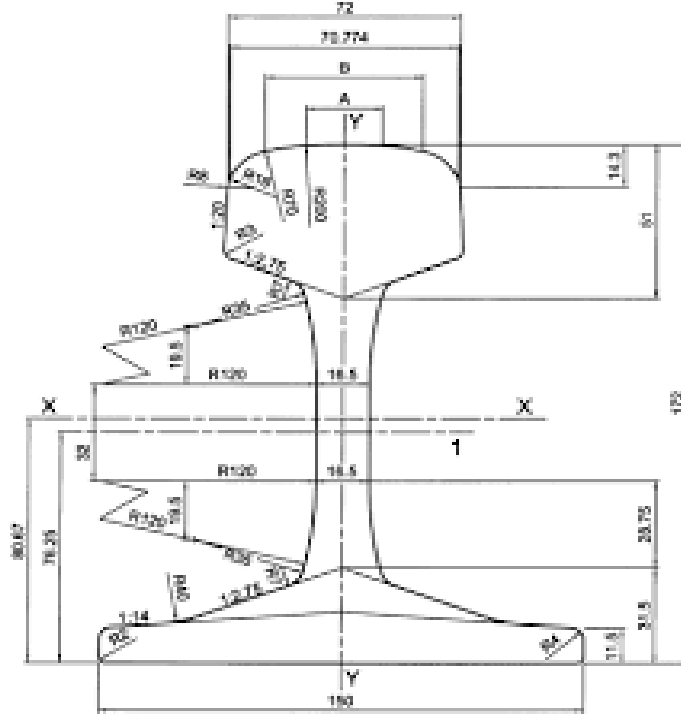
BÖLÜM 8

TASARIM VE ANALİZ

Bu bölümde yüksek hızlı trene ait tüm parçalar bilgisayar ortamında 3 boyutlu olarak modellenmiştir. Bir raylı sistem aracı ray, teker, aks, boji ve vagon elemanlarından meydana gelmektedir. Demiryolu alt yapısında ise ray elemanı bulunmaktadır. Bu parçaların gerekli çizimleri temin edilerek birebir ölçülerde modelleme işlemi yapılmıştır.

8.1. SOLİDWORKS İLE DEMİRYOLU ARACININ KATI MODELLERİNİN OLUŞTURULMASI

Bu bölümde Ansys ortamında analizi yapılacak yüksek hızlı trenin katı modeli oluşturulacaktır. Solidworks ortamında ray, teker ve boji katı modeli oluşturulmuştur. Ray olarak ülkemiz yüksek hızlı tren hatlarında kullanılan 60 E2 ray tipi, teker olarak ülkemiz yüksek hızlı tren sistemlerinde kullanılan S1002 profil tipi teker ve boji olarak ülkemiz yüksek hızlı tren sistemlerinde kullanılan Y25 bojisi ile çalışılmıştır. Referans değerleri ve ölçüleri CAF 65000 trenine göre modelleme yapılmıştır.



Şekil 8.1. 60 E2 ray profili.

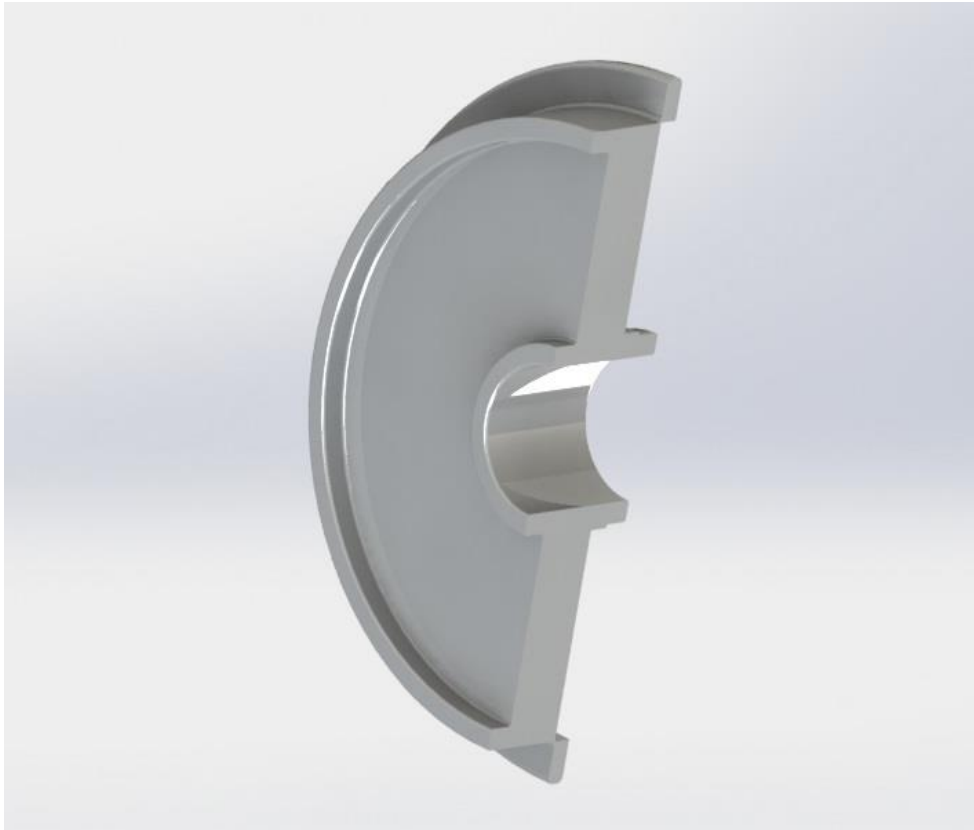
Şekil 8.1'de teknik resmi verilen 60 E2 ray profiline göre ray modeli solidworks yardımı ile modellenmiştir.



Şekil 8.2. Ray katı modeli.

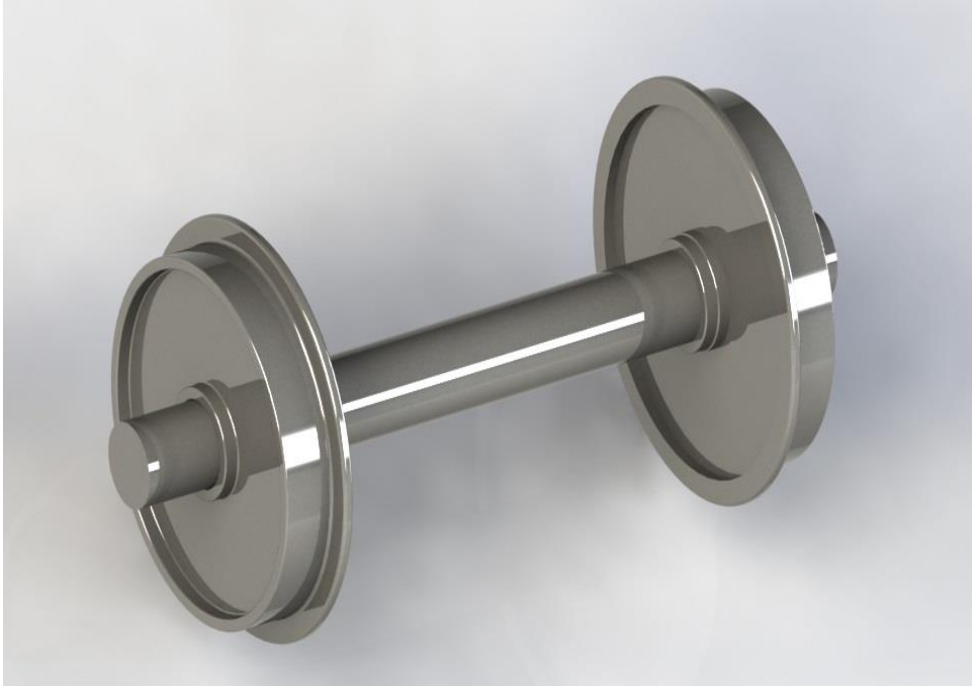


Şekil 8.3. Ray katı modeli 2.

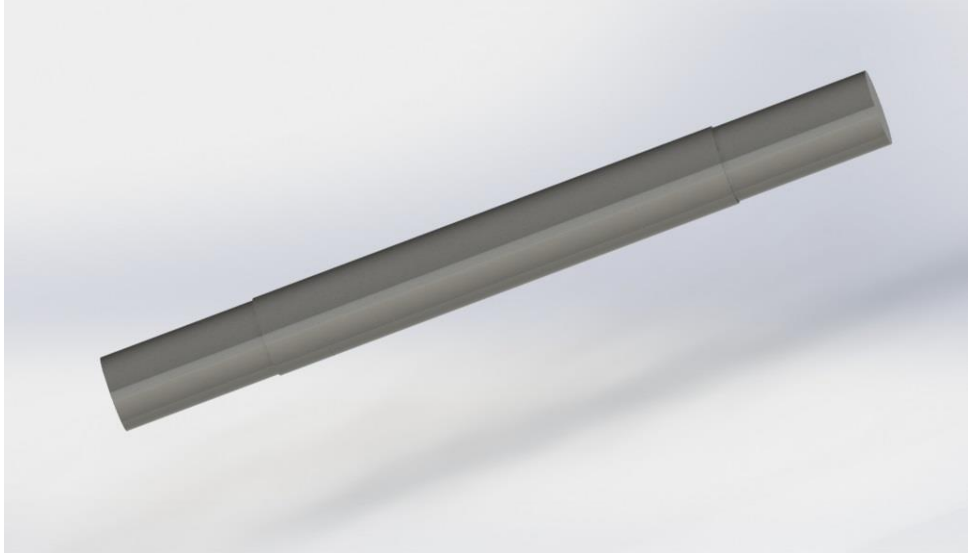


Şekil 8.4. Tekerlek kesiti.

Şekil 8.4' te S 1002 profili tekerlek kesiti gösterilmiştir. Tekerlek malzemesi yapı çeliğidir. Yapı çeliği malzemesi yüksek hıza dayanıklı ve uzun ömürlüdür.



Şekil 8.5. Tekerlek takımı.



Şekil 8.6. Aks modeli.



Şekil 8.7. Boji gövdesi modeli.

Şekil 8.7’de yüksek hızlı trenlerde kullanılan Y25 tipi bojinin boji gövdesi modeli gösterilmiştir.

Yukarıda yüksek hızlı demiryolu aracının gerekli parçalarının her birinin katı modeli gösterilmiştir. Katı modellerinin gösterilmesinin ardından her bir parçanın uygun şekilde montajı yapılacaktır.

8.2. SOLİDWORKS İLE MODELLEME İŞLEMİ YAPILAN PARÇALARIN MONTAJLANMASI

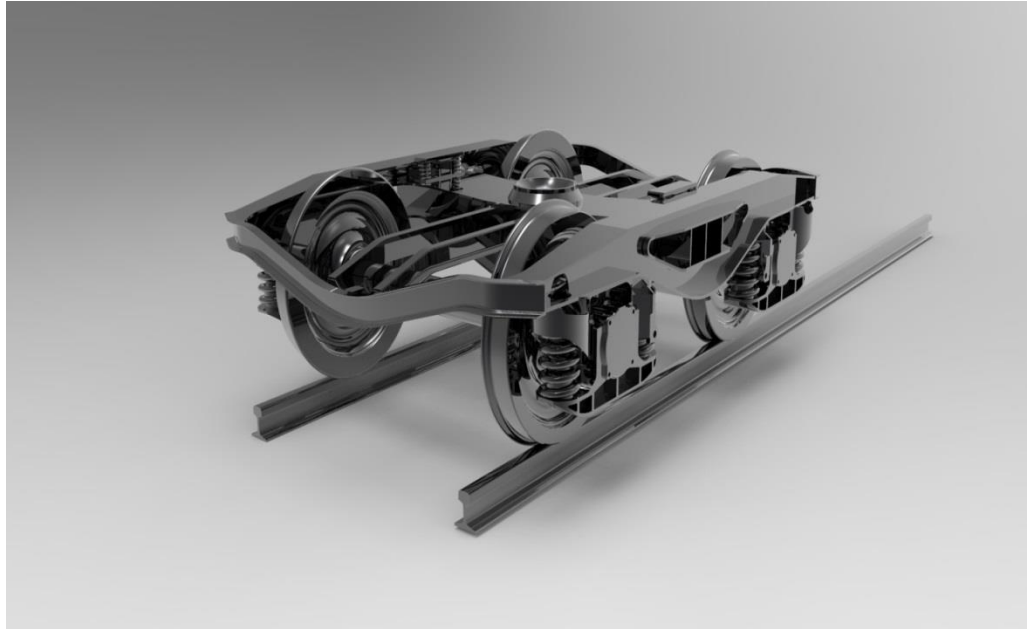
Solidworks programı ile hem Yüksek hızlı demiryolu aracının parçaları modellenmiştir. Modellenen parçalar ile birleştirilmiştir. Yüksek hızlı demiryolu aracında kullanılan ray, teker ve bojinin hat üzerinde belirli bir konumu vardır. Montaj işleminde yüksek hızlı demiryolu aracının hat üzerindeki konumu göz önünde bulundurulmuştur.

Hazırlanan model CAF 65000 yüksek hızlı tren seti referans alınarak oluşturulmuş ve montajlanmıştır.

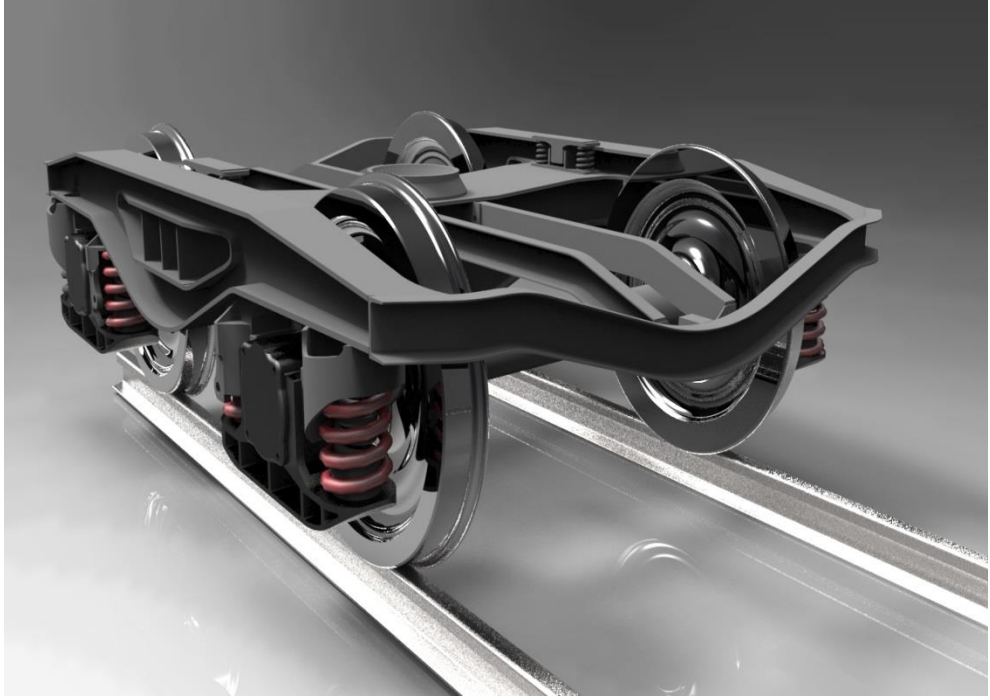
Şekil 8.9. 'da CAF 65000 tren setine ait referans ölçüleri gösterilmiştir. ANSYS analizi CAF 65000 tren setini referans alınarak yapılmıştır.



Şekil 8.8. CAF 65000 tren seti referans ölçüleri.



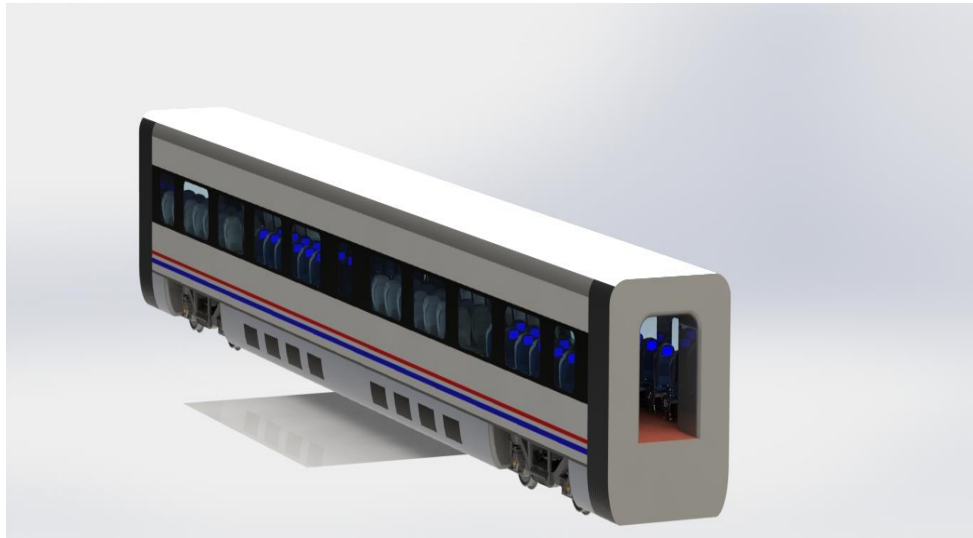
Şekil 8.9. Y 25 bojisi montajı.



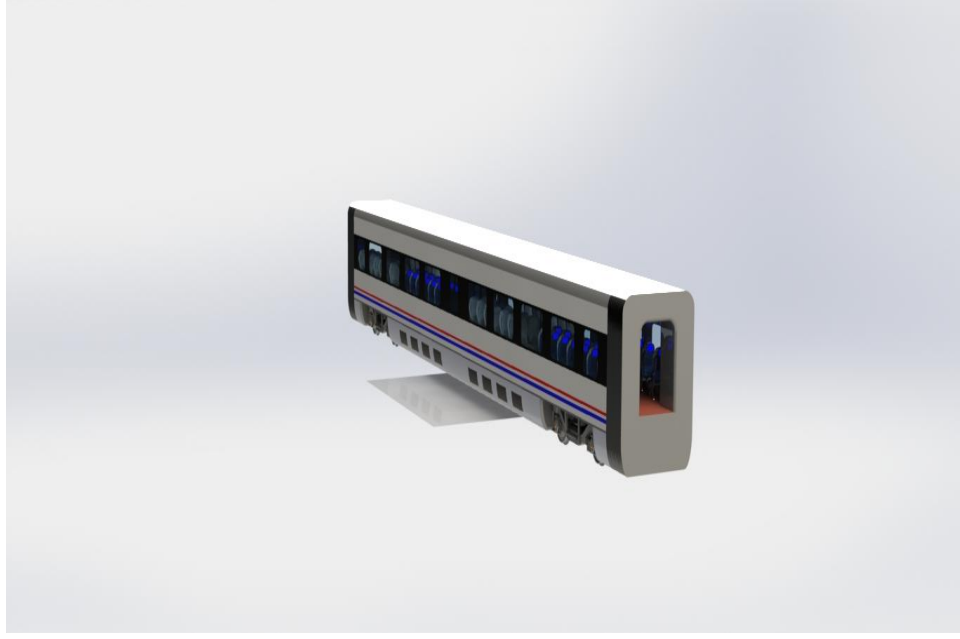
Şekil 8.10. Görünüm düzenleme ile oluşturulmuş Y25 bojsi montajı.

Montaj işlemlerinde parçaların birbiri arasındaki ilişki gerçek değerleri ile oluşturulmuştur. Montajı bitmiş parça hem dönme hem ötelenme hareketi yapmaktadır.

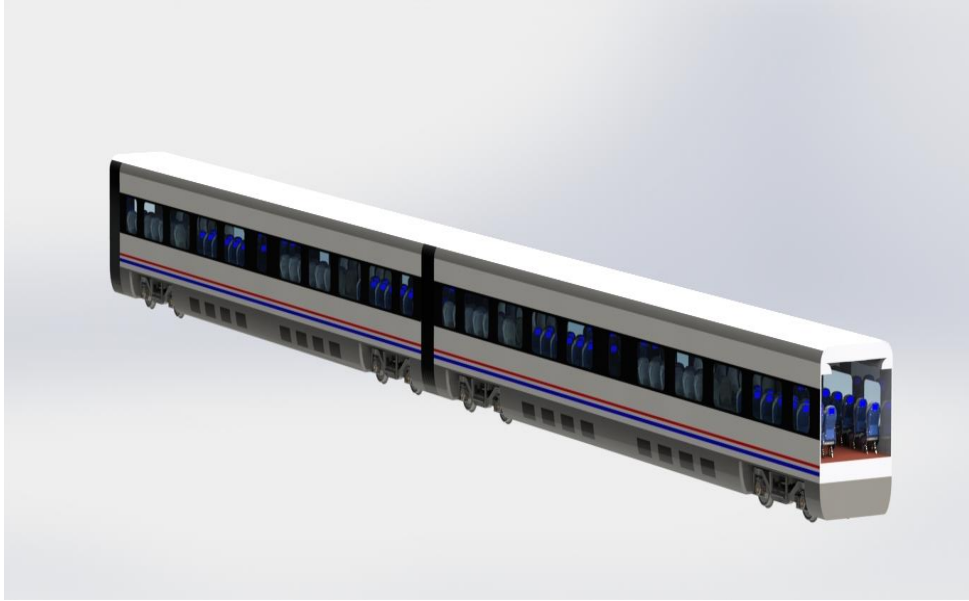
Montaj işlemi ile boji vagon montajı da yapılmıştır. Şekil 8.12’de vagonun montajlı hali gösterilmektedir.



Şekil 8.11. Boji ve vagon montajı yakın görünümü.



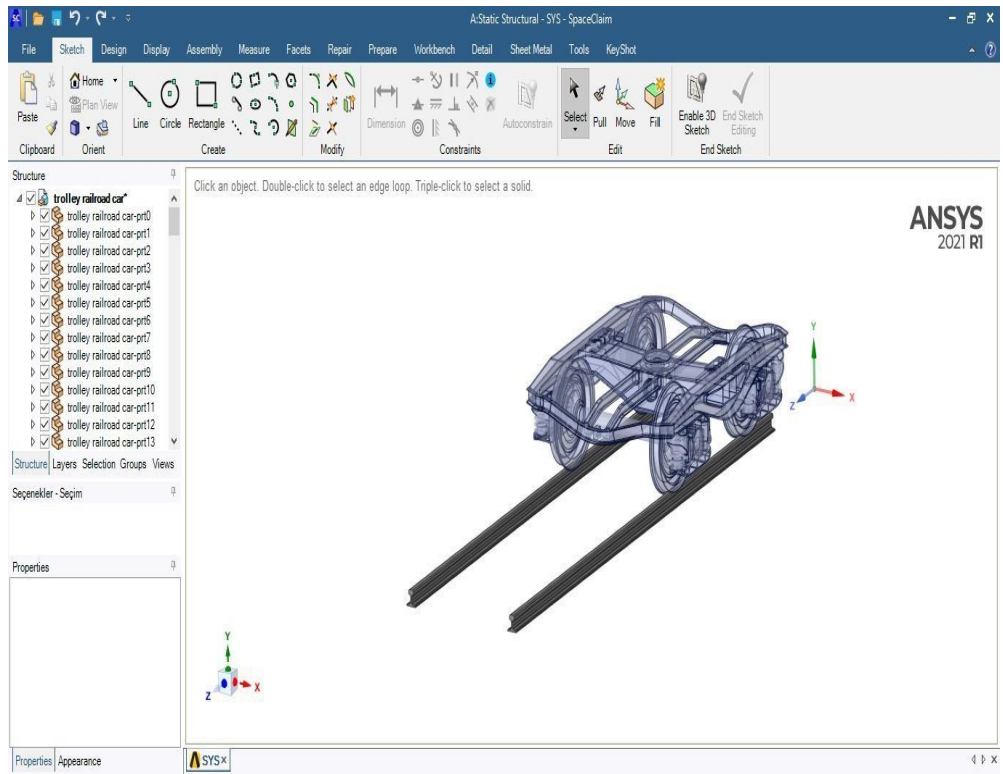
Şekil 8.12. Boji ve vagon montajı uzak görünümü.



Şekil 8.13. Montajlanmış vagon seti görünümü.

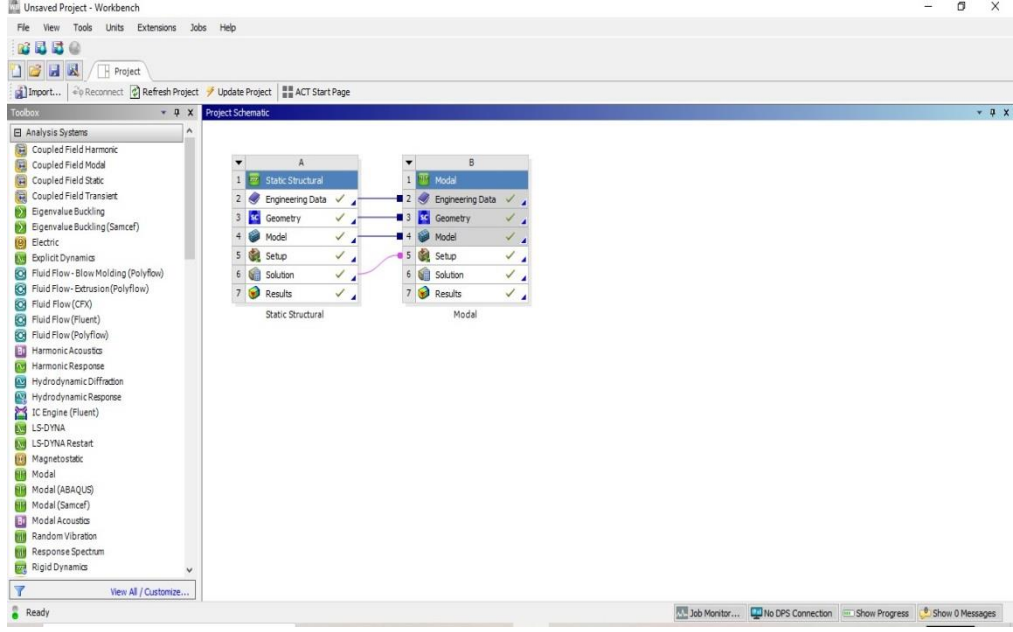
8.3. ANSYS ANALİZ PROGRAMI İLE YÜKSEK HIZLI RAYLI SİSTEM ARACININ SINIR ŞARTLARININ OLUŞTURULMASI

Ansyes programı hem bir analiz programı hem de bir tasarım programıdır. Bu çalışmada Soliworks programının tasarım modülü Ansys programına göre daha gelişmiş olduğu için tasarım aşamasında Solidworks programı kullanılmıştır. Solidworks programında tasarımı ve monajı yapılan parça Ansys ortamına aktarılarak analizi yapılmıştır.



Şekil 8.14. Modelin Ansys claim ekranında tasarım düzenlemesi.

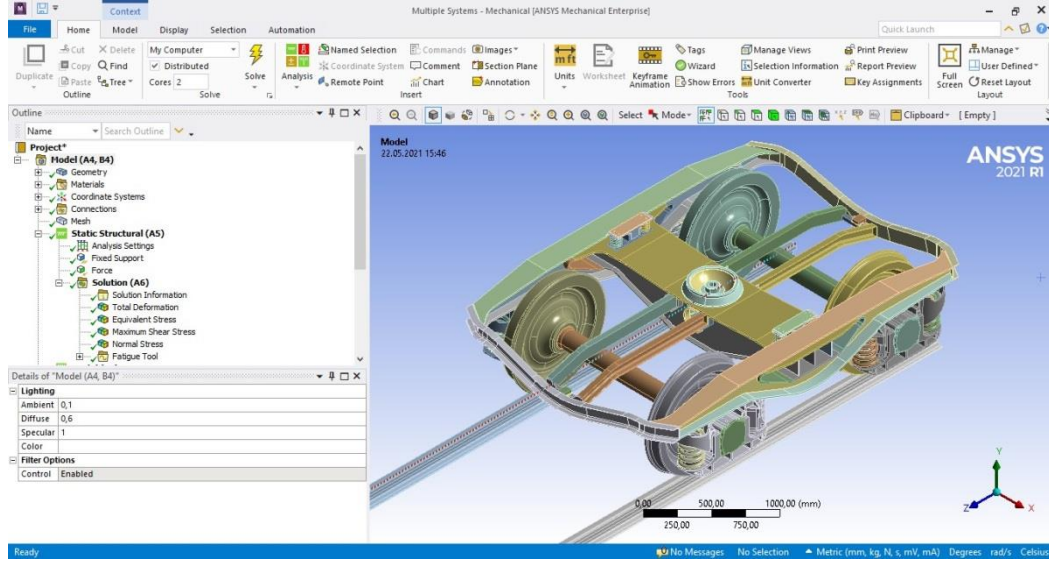
Ansyes space claim ekranında gerekli görülen tasarım düzenlemeleri yapılmıştır.



Şekil 8.15. Modelin analiz aşamaları.

Modelimiz iki metot ile analiz edilmiştir Bu metotlar static structural ve modal analizdir.

Static structural metoduyla analiz yapmamamızın sebebi bize verilen yük değerinin tasarım tarafından karşılanabilecek olup olmadığını görmektir. Eğer karşılanamıyorsa nerede ya da nerelerde zayıflık olduğunu görüp tasarımı o yönde iyileştirmek için bu analiz metodunu kullanılmıştır. Static structural metodundan sonra modal analiz yapılmıştır. Modal analiz yapılmasındaki sebep hareketli parçaların titreşim oluşturmasıdır. Bu titreşimin malzemenin doğal frekansı ile çakışıp bir kazaya veya deformasyona sebebiyet verip vermeyeceğinin araştırılmasıdır.



Şekil 8.16. Modal görüntüsü.

8.4. YÜKSEK HIZLI RAYLI SİSTEM ARACINDA BAĞLANTI NOKTALARININ ANALİZİ

Ansys'te tanımlanabilen birçok temas özelliği bulunmaktadır. Bunlar bonded, no separation, frictionless, rough ve frictional'dır.

Bonded: İki yüzey arasında kayma durumu oluşmaz. Bu temas özelliğinde iki parça sanki birbirine kaynak edilmiş gibi davranır.

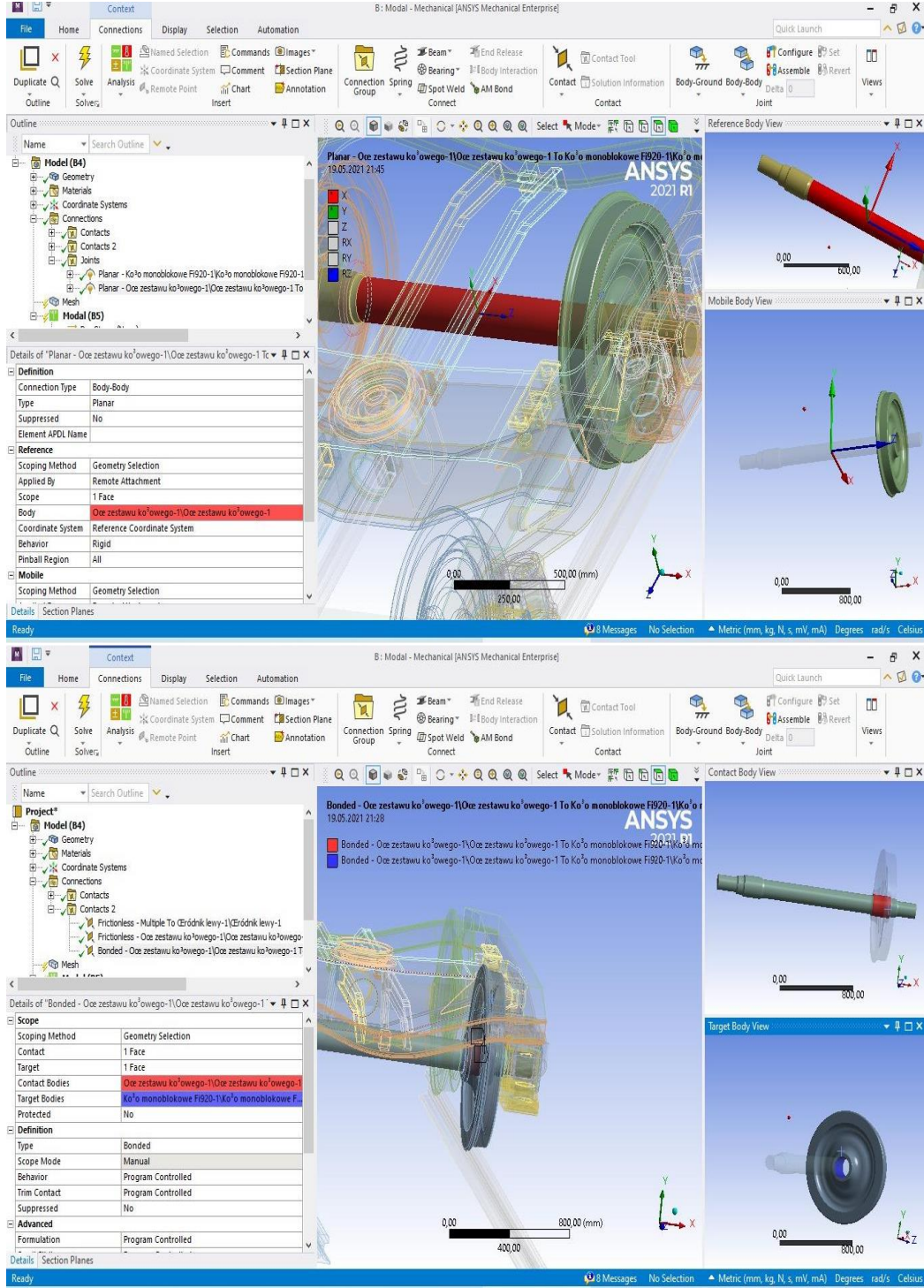
No Separation: Sürtünmesiz temas yüzeyi boyunca kayma durumu oluşabilir.

Frictionless: Nüfuz etmeye izin verilmez fakat yüzeylerde kaymaveya ayrılma durumları görülebilir.

Rough: Sürtünmesiz ile benzerdir ancak kaymaya izin verilmez.

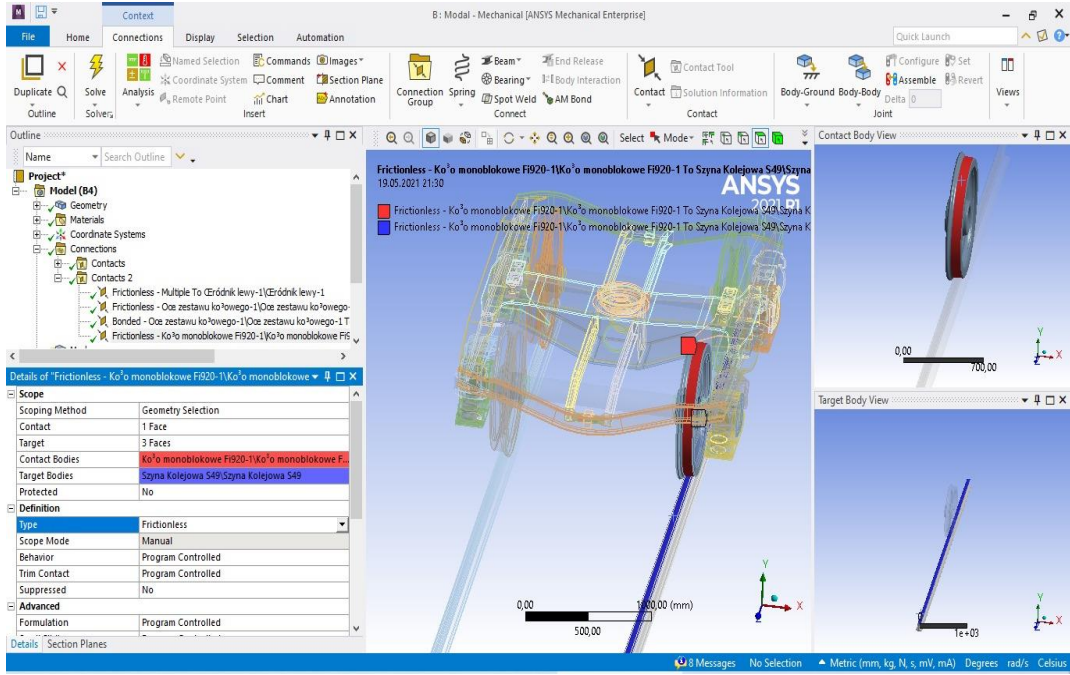
Frictional: Kullanıcının belirleyeceği sürtünme katsayısı ile kayma olabilir.

Tasarımındaki bağlantıların analiz edilebilmesi için gerçekçi bir şekilde birleştirilmesi gereklidir. Bu sebepten ötürü parçalardan tekerlek ve rayın bağlantısını dönme ve öteleme hareketi, tekerlek ve dingil bağlantısını dönme hareketi şeklinde düzenlenmiştir.

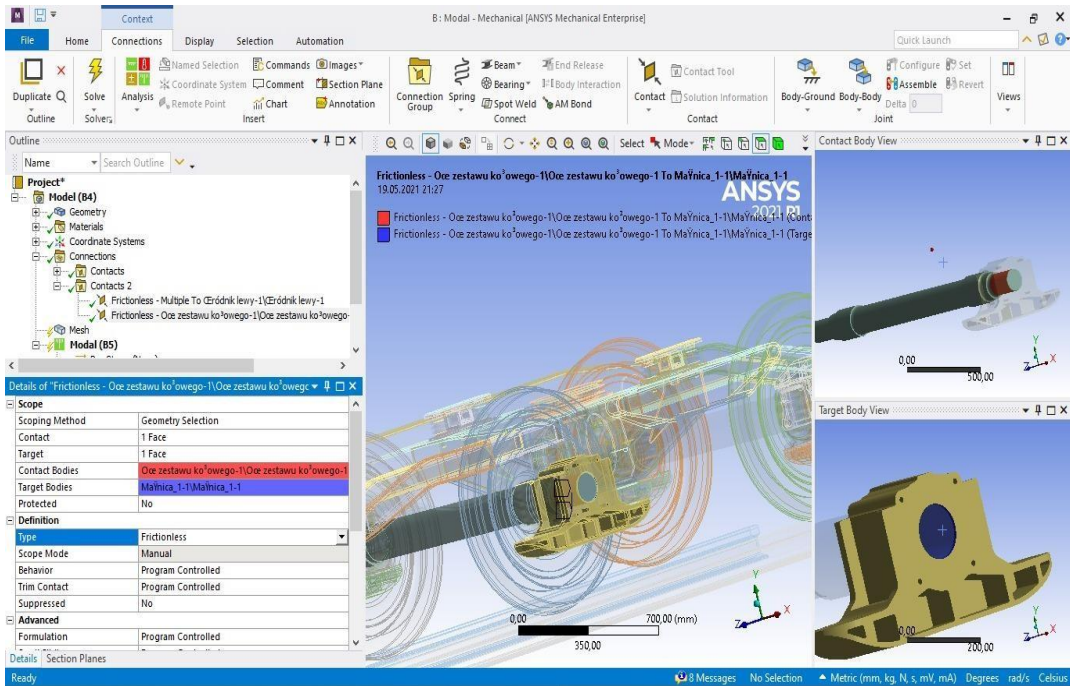


Şekil 8.17. Tekerlek ve aks arasındaki temas.

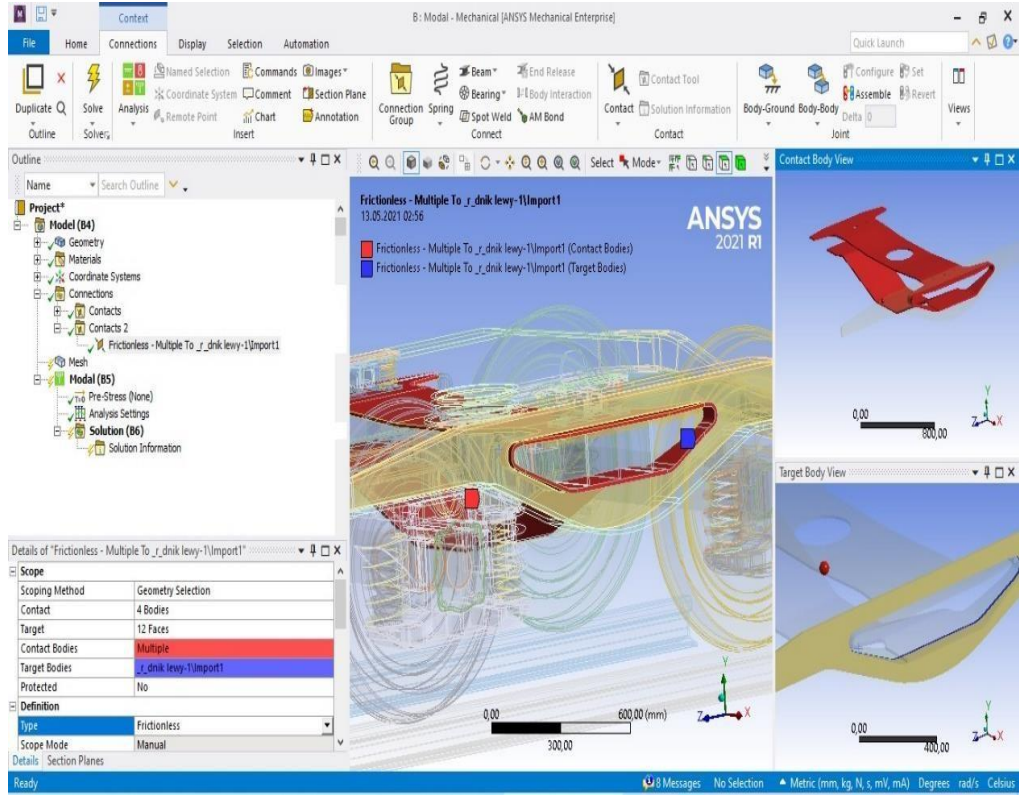
Şekil 8.17’de aks ve teker arasında sürtünmesiz ve bonded bir temas bulunmaktadır. Sürtünme olmadığı için teker ve aks arasında aşınma oluşmamıştır.



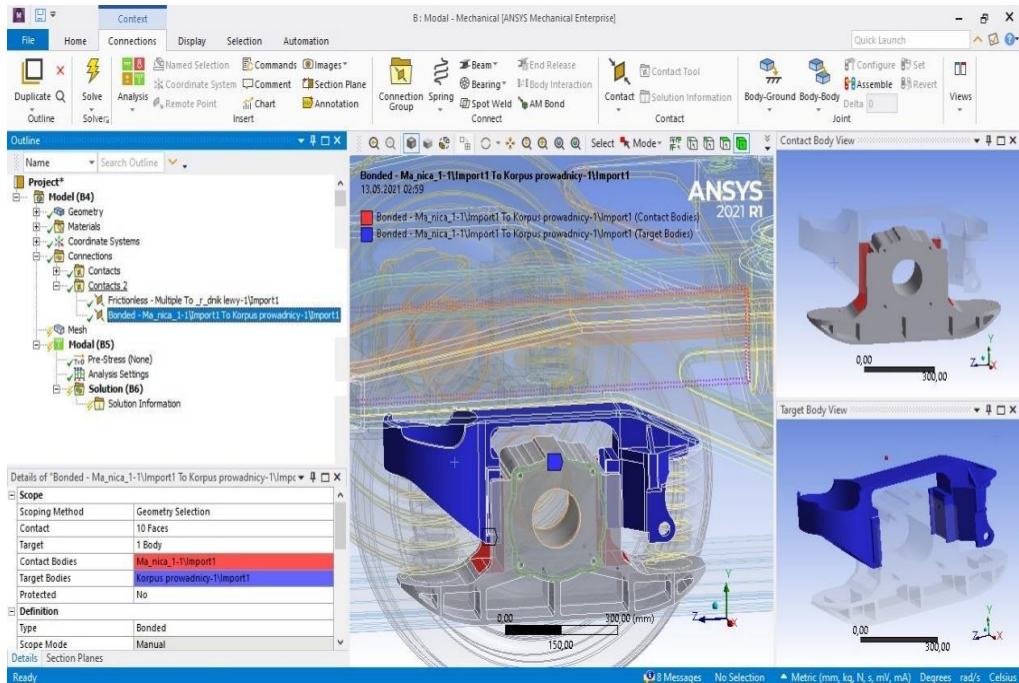
Şekil 8.18. Ray ile teker arasındaki temas.



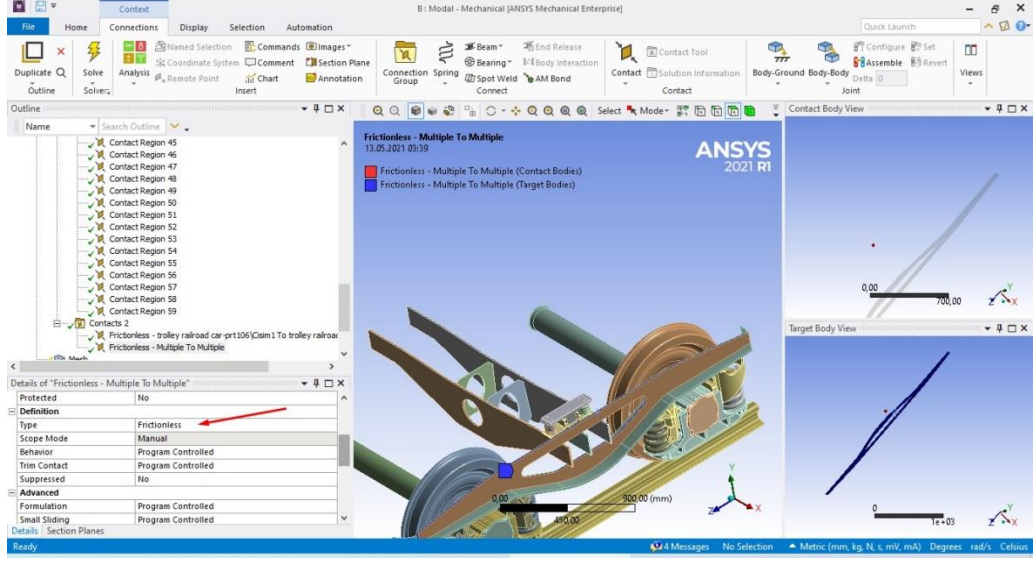
Şekil 8.19. Aks ile boji bağlantı elemanı arasındaki temas.



Şekil 8.20. Şase temas noktaları.



Şekil 8.21. Pabuç ve diğer bağlantı elemanının teması.



Şekil 8.22. Bağlantı tipleri.

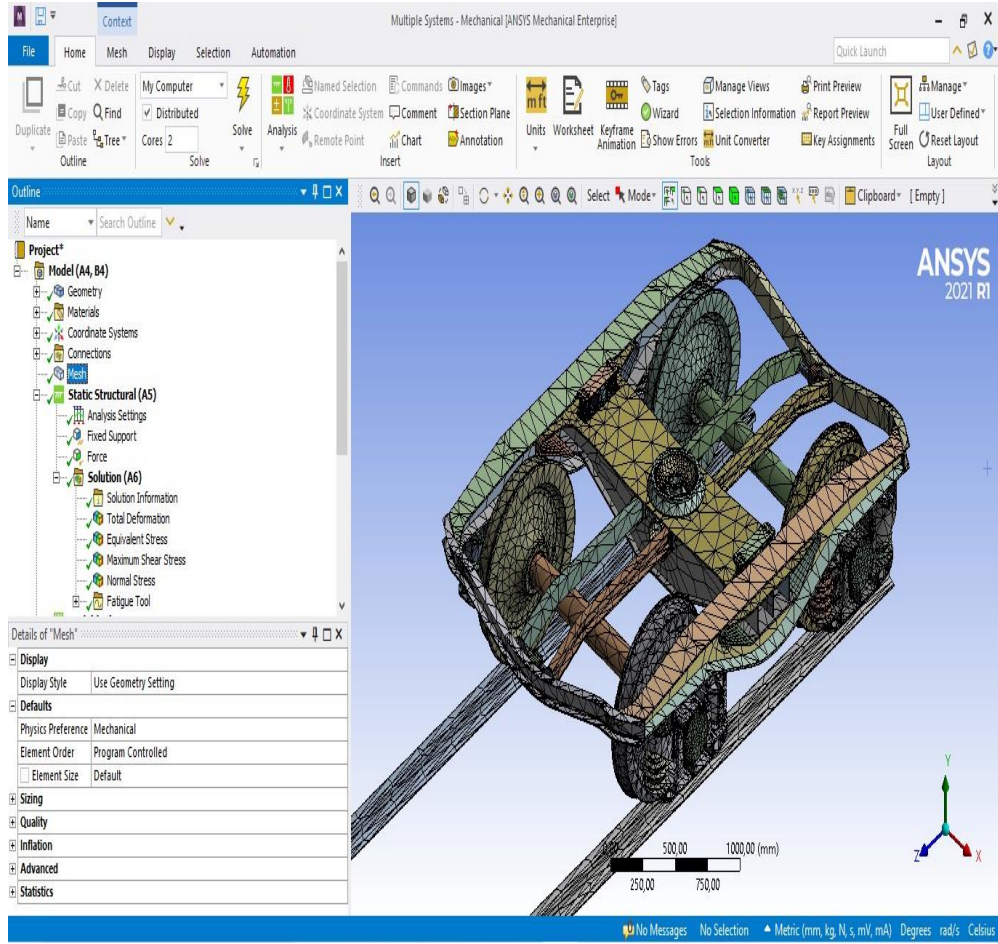
Yüksek hızlı tren aracına ait bağlantı tipleri şekil 8.22’te gösterilmiştir.

8.5. MODELİN SONLU ELAMANLARA BÖLÜNMESİ

Tasarımın analiz edilebilmesi için küçük parçalara ayrılması ve bu parçaların sonlu parçalar olması gerekmektedir. Bu nedenle model mesh sekmesinden sonlu elemanlara ayrılmıştır. Eleman sayısı ne kadar çok olursa o kadar doğru sonuçlar elde edilir ancak mesh sayısının artması analizin çözüm süresini uzatır. Bu nedenle optimum mesh sayısı belirlenmelidir. Birbiri ile temas halinde olan yüzeylerde olabildiğince küçük elemanlar, birbiri ile temas halinde olmayan elemanlarda ise olabildiğince büyük elemanlar yapılmaya çalışılmaktadır.

Çözüm süresi minimum mesh büyüklüğüne bağlıdır. Minimum mesh büyüklüğü artırılarak çözüm süresi kısaltılabilir.

Modelde birbiri ile temas halinde olan elemanların mesh kalitesinin birbirine yakın olması gerekmektedir. Birbiri ile temas eden elemanların mesh kalitesi birbirine yakın olmadığı durumlarda analizin çözülmeme tehlikesi vardır.



Şekil 8.23. Yüksek hızlı trenin mesh yapısı.

Yüksek hızlı trene ait mesh yapısı Şekil 8.24.'te gösterilmiştir. Mesh işlemi sonucunda tüm modelde 3905789 adet düğüm 15792 adet eleman elde edilmiştir. Eğer istenirse mesh yapısı daha da hassas şekilde yapılabilir. Ancak mesh sayısının artırılması analiz süresinin de artmasına neden olacaktır. Bu nedenle doğru mesh sayısı seçimi çok önemlidir.

8.6. MODEL TEKNİK DEĞERLERİNİN TANIMLANMASI

Yüksek hızlı raylı sistem aracının üretim malzemesi yapı çeliğidir. Yapı çeliğinin maksimum basma gerilme değeri 250 MPa, çekme gerilme değeri ise 460 MPa' dır. Bu değerler modelimiz için tanımlanmıştır.

Properties of Outline Row 3: Structural Steel				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	
2	Material Field Variables	Table		
3	Density	7850	kg m ⁻³	
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			
5	Coefficient of Thermal Expansion	1,2E-05	C ⁻¹	
6	Isotropic Elasticity			
7	Derive from	Young's Modulu...		
8	Young's Modulus	2E+11	Pa	
9	Poisson's Ratio	0,3		
10	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa	
11	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa	
12	Strain-Life Parameters			
20	S-N Curve	Tabular		
24	Tensile Yield Strength	2,5E+08	Pa	
25	Compressive Yield Strength	2,5E+08	Pa	
26	Tensile Ultimate Strength	4,6E+08	Pa	
27	Compressive Ultimate Strength	0	Pa	
28	Isotropic Thermal Conductivity	60,5	W m ⁻¹ C ⁻¹	
29	Specific Heat Constant Pressure, C _p	434	J kg ⁻¹ C ⁻¹	
30	Isotropic Relative Permeability	10000		
31	Isotropic Resistivity	1,7E-07	ohm m	

Şekil 8.24. Yüksek hızlı tren modelinin teknik değer tanımları.

The screenshot shows the ANSYS Mechanical Enterprise software interface. The main window displays the 'Engineering Data: Material View' for 'Structural Steel'. The 'Common Material Properties' section is expanded, showing the following values:

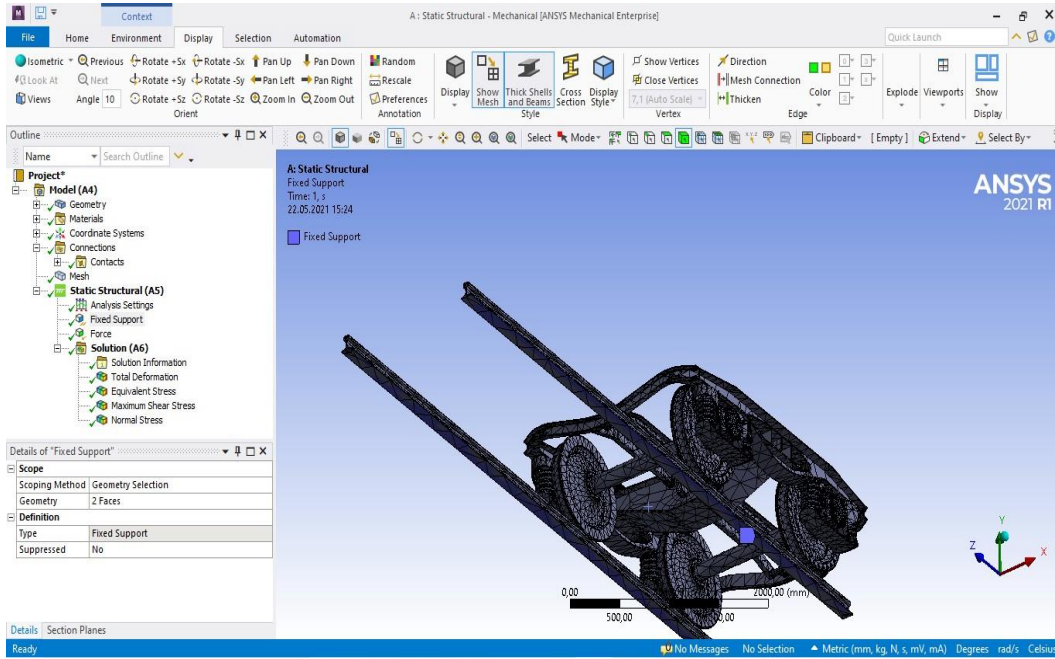
- Density: 7,85e-06 kg/mm³
- Young's Modulus: 2e+05 MPa
- Poisson's Ratio: 0,30000
- Bulk Modulus: 1,6667e+05 MPa
- Shear Modulus: 76923 MPa
- Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion: 1,2e-05 1/°C
- Compressive Ultimate Strength: 0 MPa
- Compressive Yield Strength: 250,00 MPa

The 'Strain-Life Parameters' section is also visible, showing a graph of log(S-N) vs log(N) with a curve and data points.

Şekil 8.25. Yüksek hızlı tren modelinin üretim malzemesi seçimi.

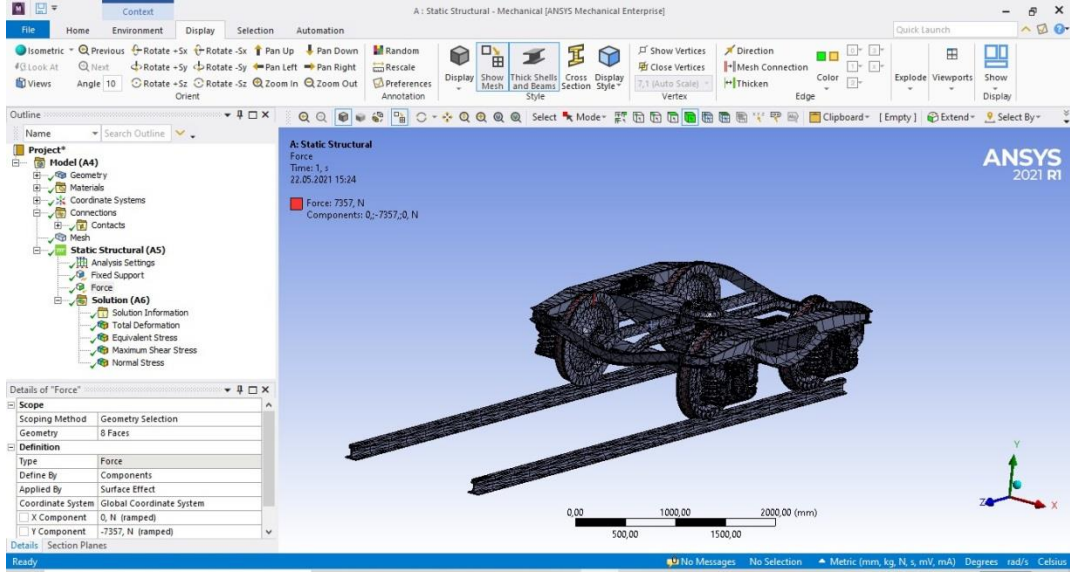
8.7. MODELİN SERBESTLİK DERECESİNİN TANIMLANMASI VE GEREKLİ YÜK DEĞERİNİN OLUŞTURULMASI

Analizin doğru şekilde yapılabilmesi için tasarımdaki serbestlik derecelerini kısıtlamak gerekir. Bu aşamada rayların serbestlik derecesi kısıtlanmıştır. Raylar karaya montajı yapılmış gibi sabitlendi ve hareketi kısıtlandı.



Şekil 8.26. Rayların sabitlenmesi.

Bir yüksek hızlı tren aracı yaklaşık 3 tonluk yükün etkisindedir. Bu durumu referans olarak modele 3 tonluk yük uygulanmıştır. Uygulanan yük Newton cinsindedir.



Şekil 8.27. Modele yük etkisi verilmesi.

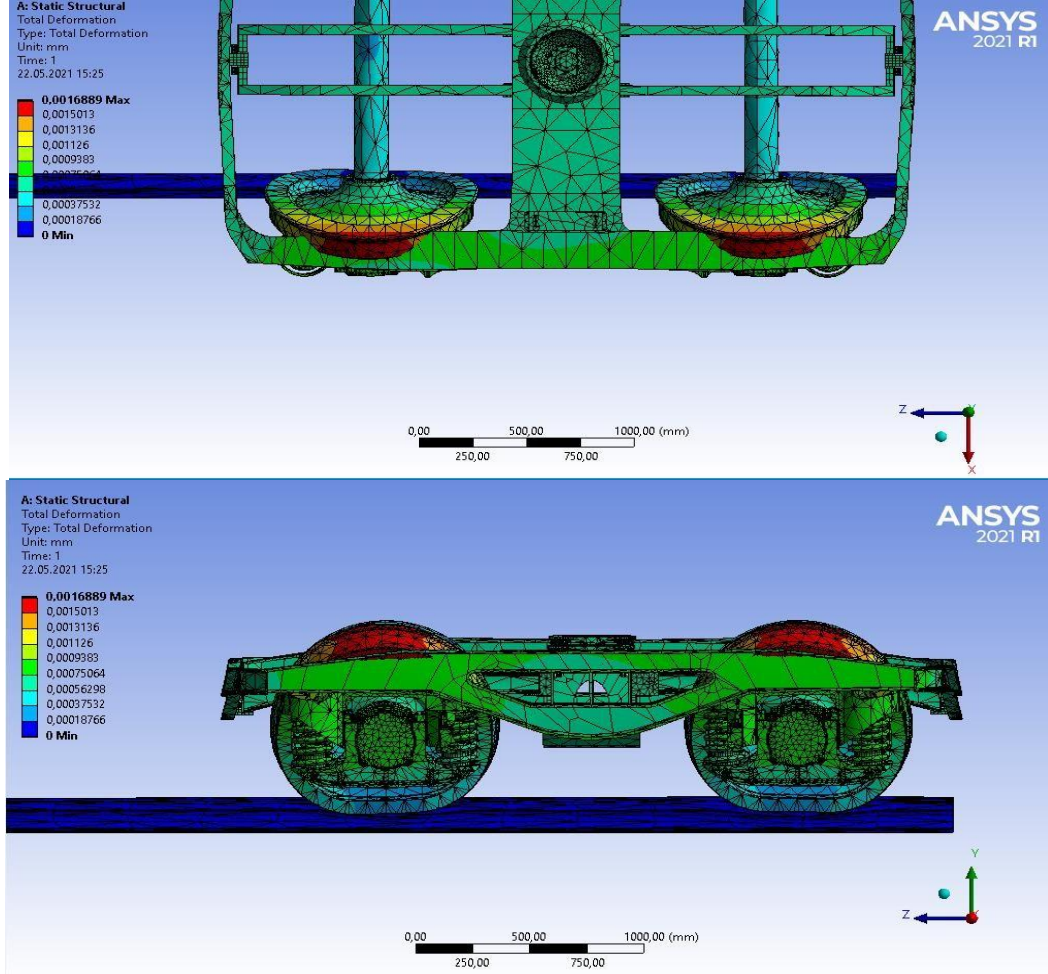
BÖLÜM 9

ANALİZ DEĞERLENDİRMELERİ

Ansys Workbench'te tüm sınır şartları, başlangıç şartları, analiz süreleri, sonlu elemanlara bölme işlemi bitirildikten sonra analiz işlemi başlatılabilir. Bu bölümde yapılan analiz sonuçlarına ait şekiller verilecektir. Yüksek hızlı trenin farklı koşullarda düşey etkileşim analizi yapılmıştır. Düşey etkileşim değerlerini etkileyen en önemli faktör hattın durumu ve teker ray arasındaki etkileşimdir. Bu bölümde yüksek hızlı trenlerin hız analizi değerlendirilmesi yapılacaktır. Yük altında oluşan titreşimler incelenecektir.

9.1. 3 TON YÜK ALTINDA TEKER-RAY DURUMU

Yüksek hızlı raylı sistem modeline 3 ton yük uygulanmıştır. Bu yük altında yüksek hızlı raylı sistem modelinde yaşanan değişimler anlatılacaktır.

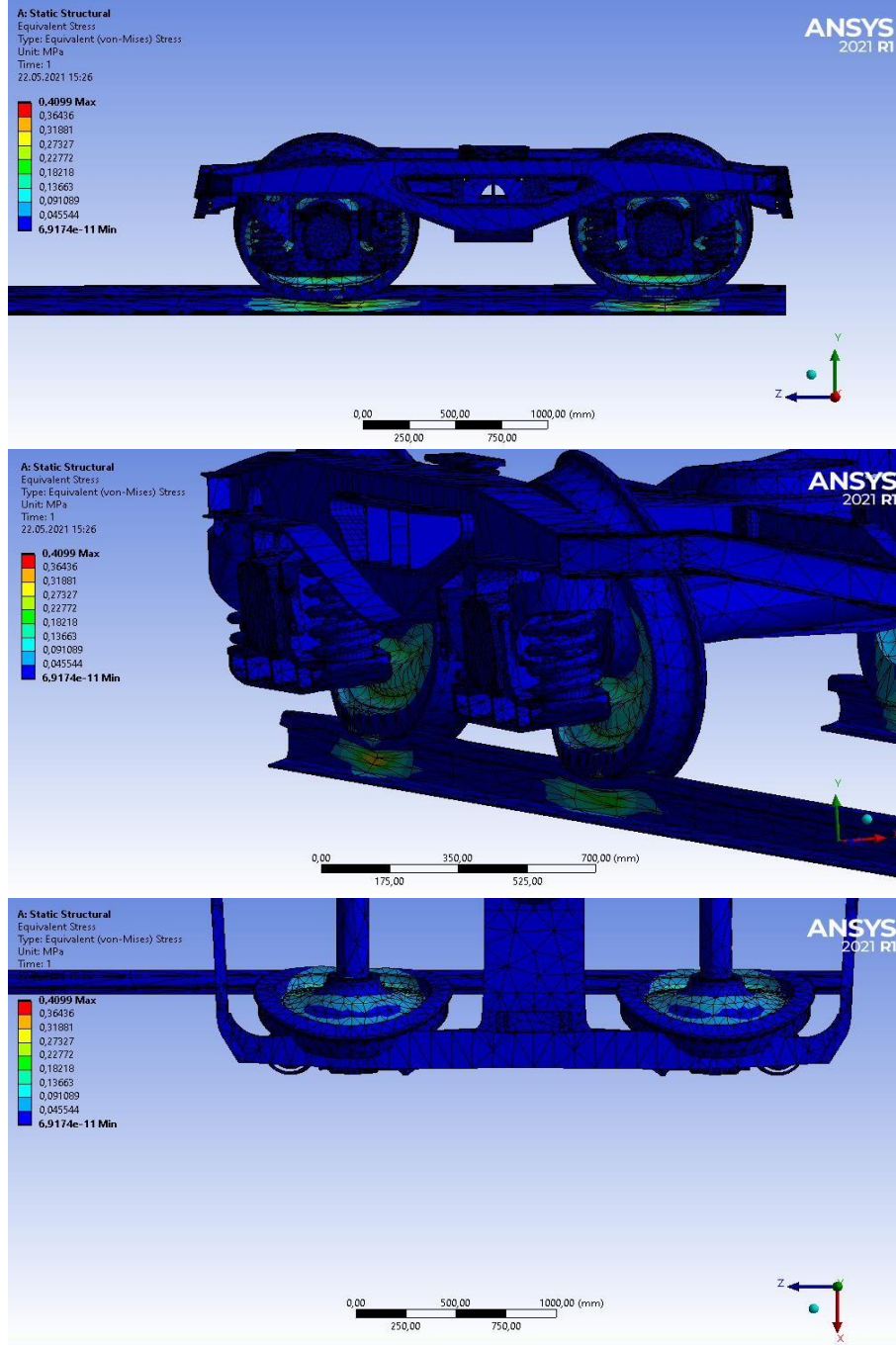


Şekil 9.1. 3 ton yük altında yüksek hızlı raylı sistem aracının davranışı.

3 ton yüke maruz kalan yüksek hızlı tren modeli maksimum 0,0016 mm yer değiştirmiştir. Bu yer değiştirme miktarı normal kabul edilir.

9.2. GERİLME DEĞERİ ANALİZ SONUÇLARI

Şekil 9.2 'de görüldüğü gibi yüksek hızlı trende oluşan von-mises gerilme değerlerine bakıldığında Maksimum gerilme değerinin 0,41 MPa olduğu görülmektedir. Bu değer yapı çeliği malzemesinin üst sınır değerinin çok altındadır. Bu nedenle modelimiz güvenli olarak adlandırılabilir.



Şekil 9.2. Gerilme değerleri.

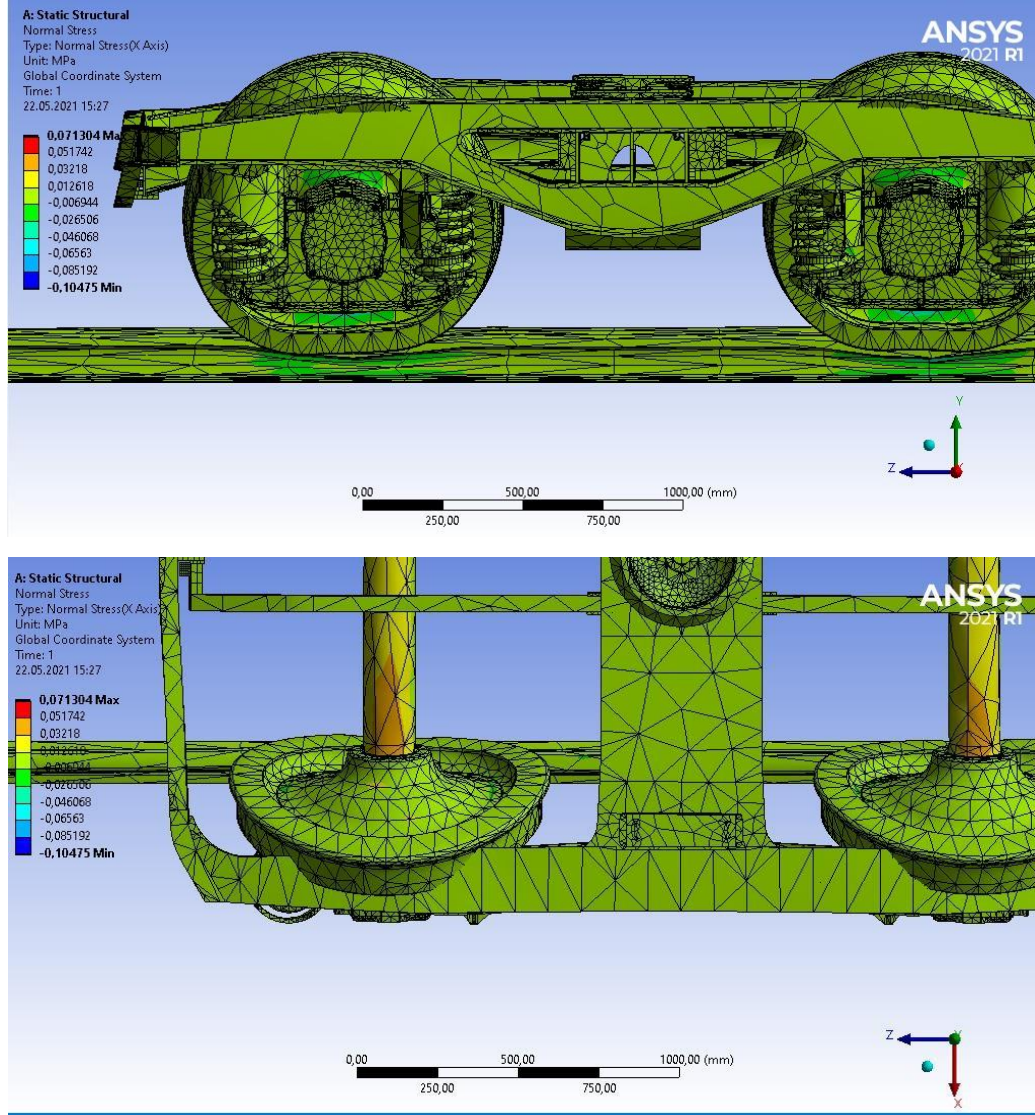
9.3. X-EKSENİ GERİLME ANALİZ SONUÇLARI

Yüksek hızlı tren modelinde x-ekseni gerilme değerleri aşağıda açıklanmıştır.

Maksimum gerilme değeri 0,071 MPa

Genel hatlarıyla modelin aksenal gerilme değeri 0,01MPa dır.

Bu değerler yüksek hızlı tren modelinin yorulma ömrünün uzun olduğu anlamına gelir.



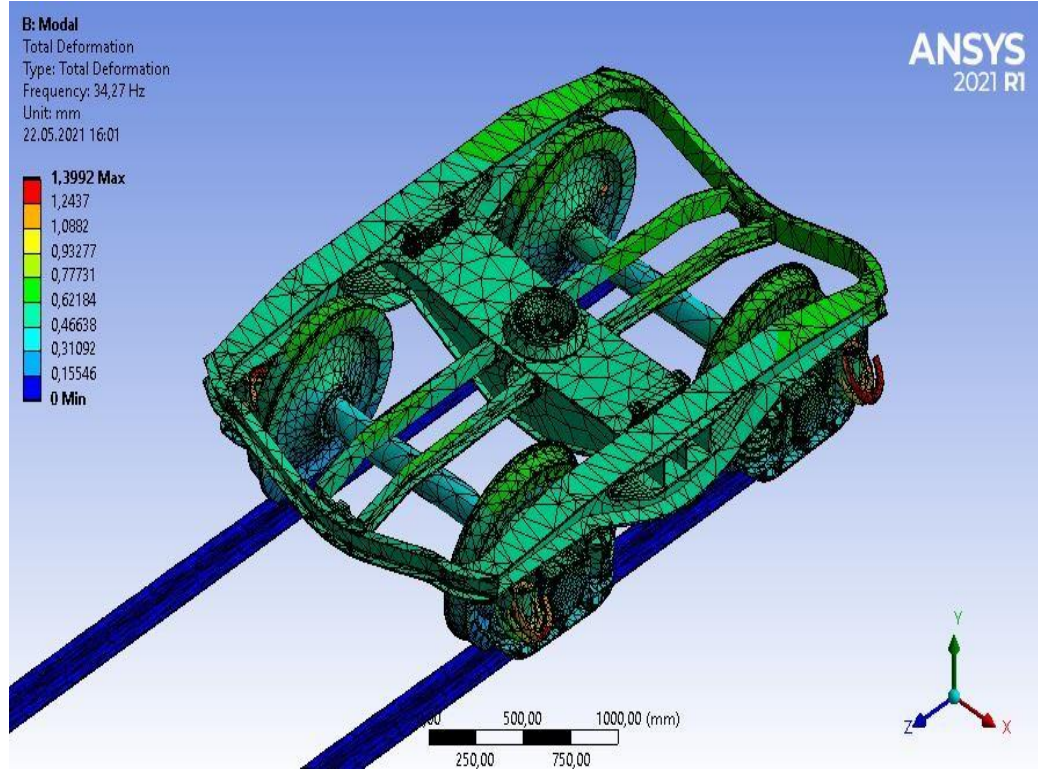
Şekil 9.3. X-ekseni gerilmeleri.

9.4. MODAL ANALİZ SONUÇLARI

9.4.1. Yüksek Hızlı Tren Hızının 100 km/s Olması Durumunun İncelenmesi

Yüksek hızlı tren hızının oluşan vibrasyon ile doğrudan bir bağlantısı vardır. Şekil 9.4.'te yüksek hızlı trenin 100km/s hızında oluşturduğu toplam vibrasyon ve toplam

yer değiştirme miktarları verilmiştir. Vibrasyon değerlerinin ölçümü modal analizi ile yapılmıştır.

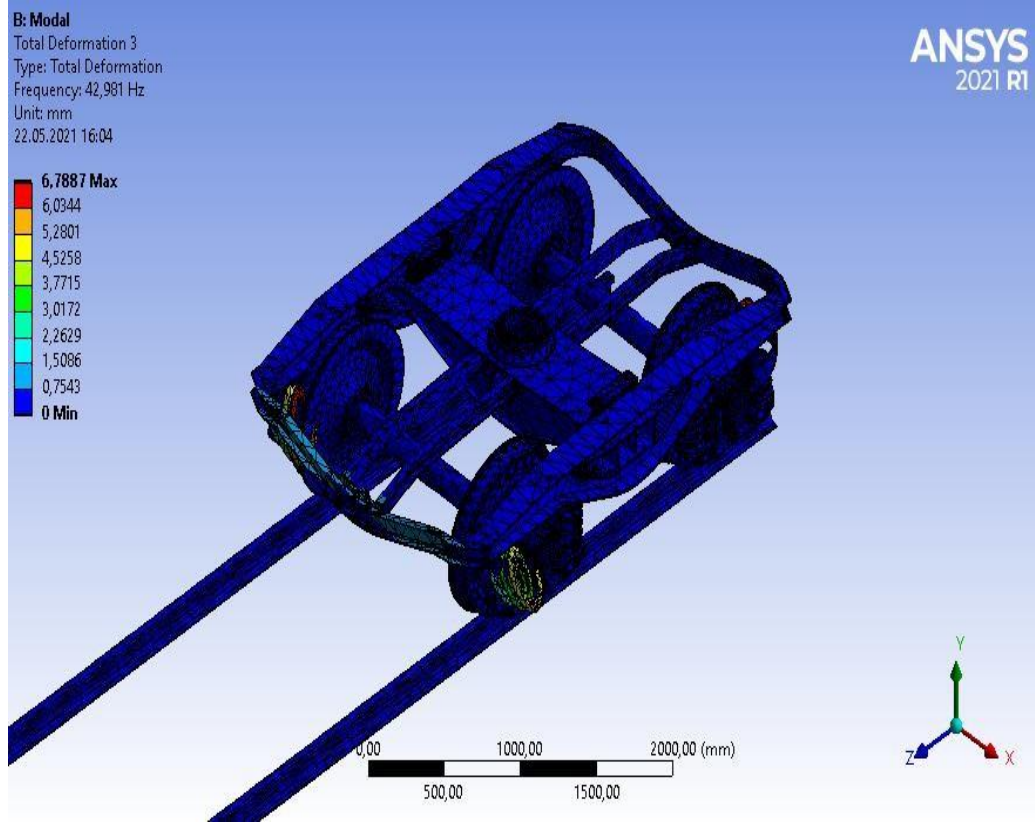


şekil 9.4. Yüksek Hızlı Tren Hızının 100 km/s olması durumu.

100 km/s ve 3 ton yük altında modelde 34,27 Hz frekans oluşturmuştur. Oluşan bu frekans toplamda 1,39 mm yer değiştirmeye sebebiyet vermiştir. Oluşan bu frekans ve yer değiştirme süspansiyonlar tarafında rahatlıkla absorbe edilebilir.

9.4.2. Yüksek Hızlı Tren Hızının 200 km/s Oluşması Durumunun İncelenmesi

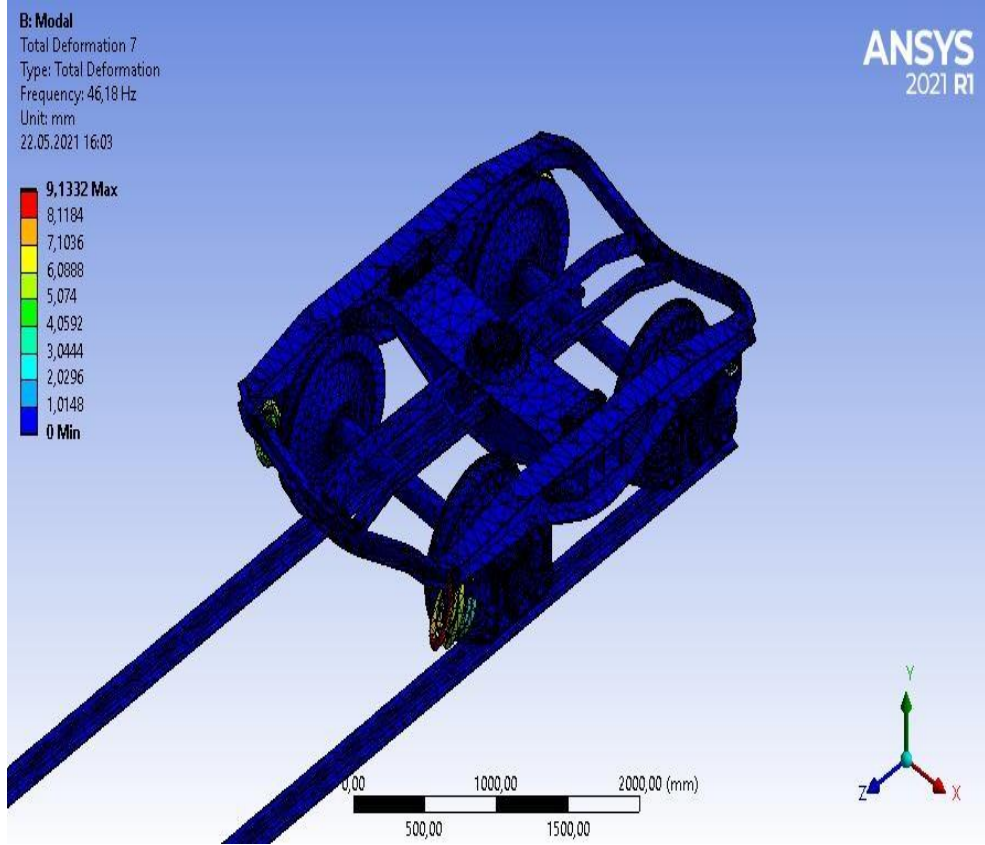
şekil 9.5.'da Yüksek hızlı tren modelinin 200 km/s hızında oluşturduğu frekans ve yer değiştirme değerleri gösterilmiştir 200 km/s ve 3 ton yük altında oluşan frekans değeri 42,98 Hz ve toplam yer değiştirme 6,78 mm'dir. Oluşan bu değerler 100 km/s hıza göre teker ray etkileşiminin artacağını ve bundan kaynaklı olarak teker ve rayda yorulmaların meydana geleceğini göstermektedir. Ancak bu değerler tehlike arz eden değerler değildir. Düzenli bakım ve taşlama işlemleri ile birlikte güvenli sayılabilecek değerlerdir.



Şekil 9.5. Yüksek Hızlı Tren Hızının 200 km/s olması durumu.

9.4.3. Yüksek Hızlı Tren Hızının 250 km/s Olması Durumunun İncelenmesi

Şekil 9.6’de yüksek hızlı tren hızının 250 km/s olması durumunda ortaya çıkan frekans ve toplam yer değiştirme değerleri gösterilmiştir. 250 km/s hız ve 3 ton yük altında yüksek hızlı trende 46,18 Hz frekans ve 9,133 mm yer değiştirme meydana gelmektedir. Titreşimin 46 Hz üzerinde olduğu durumlarda yüksek gürültü oluşmaktadır. Titreşimin fazlalığı nedeni ile sürüş konforunda azalma meydana gelir. 250 km/s hızda sürüş konforunun bozulmaması ve yolculuğun güvenli sayılabilmesi için sönüm elemanları iyileştirilmelidir. Süspansiyon sistemleri güçlendirilmeli, sarsıntısız ve gürültüsüz sürüş sağlanmalıdır.



Şekil 9.6. Yüksek Hızlı Tren Hızının 250 km/s olması durumu.

BÖLÜM 10

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada yüksek hızlı trene ait 3 boyutlu katı model solidworks ortamında modellenmiştir. Modelleme aşamasında CAF 65000 yüksek hızlı tren seti referans alınmış ve gerçek teknik ölçü değerleri kullanılmıştır. Modellenen elemanlar yine solidworks ortamında montajlanmıştır. Ray zemine sabitlenmiş, tekerleklere dönme ve ötelenme hareketi verilmiştir. Modellenen yüksek hızlı tren sonlu elemanlar yöntemine göre analiz edilmiş ve sonuçları aktarılmıştır. Öncelikle çalışma amacına yönelik literatür taraması yapılmış ve bu alanda yapılan çalışmalar detaylı olarak incelenmiştir.

Tez çalışmasında öncelikle demiryollarında altyapı ve üstyapı elemanları incelenmiştir. Tezin konusu üstyapı elemanları ile ilişkili olduğu için üstyapı ayrıntılı olarak ele alınmıştır. Demiryolu aracını etkileyen kuvvetler tanımlanmış ve formülasyonlarla detaylı olarak açıklanmıştır.

Teker ray arasında oluşan gerilmeler, bu gerilmelerin nedenleri ve bu gerilmelere bağlı olarak yaşanan sonuçlar aktarılmıştır.

Mekanik titreşimler tanımlanmış ve demiryolunda yaşanan titreşimler ve bu titreşimlerden kaynaklanan sonuçlar ilişkilendirilerek ifade edilmiştir.

Gürültü tanımı yapılmış, demiryollarında araçtan ya da hattan kaynaklanan gürültüler sınıflandırılmıştır. Gürültü ve titreşim konusu bağdaştırılarak araçta ve hatta gürültü önlemek için alınması gereken önlemler maddelerle açıklanmıştır.

Son olarak katı modellemesi yapılan yüksek hızlı trenin ansys ortamında static structural ve modal analizleri yapılmıştır.

Yüksek hızlı tren elemanları arasında bağlantı tipleri ve temas yüzeyleri gerçek referans değerleri ile tanımlanmış ve bağlantı durumları açıklanmıştır.

Yüksek hızlı tren mesh fonksiyonu kullanılarak sonlu parçalara ayrılmış, parçalar arası kalite uyumu sağlanarak analize hazırlanmıştır.

Farklı hızlarda oluşan titreşimler ve bu titreşimlerin yüksek hızlı trende yol açtığı değişimler incelenmiş, analiz sonuçları listelenmiştir.

Analiz sonuçlarına göre yüksek hızlı trene uygulanan yük sabit kalarak hızın artması ile sistemde oluşan vibrasyon değerlerinin arttığı ve buna bağlı olarak toplam yer değişiminin de arttığı görülmüştür. Teker ray temas alanında yaşanan bu artışın rayın ve tekerin kalitesine doğrudan etki ettiği kanıtlanmıştır. Toplam yer değiştirmenin asıl nedeni teker ve rayda meydana gelen aşınmalar, düzleşmeler, bozulmalardır. Yaşanan bu deformasyonların da gürültü miktarının artması ile doğrudan bir bağı bulunmaktadır. Titreşim arttıkça teker ve rayda deformasyon oluşmaya başlar ve oluşan bu deformasyonlar da gürültü seviyesinin artmasına yol açar. Bu nedenle teker ve ray bakımları düzenli olarak yapılmalıdır. Çalışmanın sonucunda bakım maliyeti uzun ömürlülük sağlaması yönünden ray ve teker taşla işleminin önemi anlaşılmıştır. Yüksek hızlı tren aracında titreşim ve gürültü önlenmesi açısından süspansiyon sistemleri, demiryolu hattında ise titreşim ve gürültü önlenmesi açısından taşlama işleminin önemi yadsınamaz bir gerçektir. Konforlu yolculuk ve güvenli sürüş için dikkat edilmesi gereken temel yapı taşları bunlardır.

KAYNAKLAR

1. Agin, O., “Hızlı Tren Hatlarında Yeni Ray Profili”, Ankara (2017).
2. Altıntaş, S., “CAF-65000 Boji Eğitimi”, Ankara (2016).
3. Akay, E., “Araç Mekaniği Ders Notu”, *Karabük Üniversitesi Raylı Sistemler Mühendisliği Bölümü*, Karabük (2016).
4. Arlı, V. ve Öztürk, Z., “Demiryolu Mühendisliği”, İstanbul (2009).
5. Bayraktar, M., “Raylı Taşıtların Dingillerinin Dinamik Analizi”, İstanbul (2010).
6. Bilgiç, Ş., “Demiryolu Ders Notları-1”, İstanbul (2017).
7. “Demiryolu Mühendisliği Ders Notu”, *Sakarya Üniversitesi*, (2012-2013).
8. Deveci, A. ve Kalyoncu, M., “Yüksek Hızlı Raylı Sistemlerde Tekerlek-Ray Temas Analizi”.
9. Eisenban-Bau und Betriebsordnung (EBO)” (1967), Novellierung (1992).
10. Erkul, C., “Demiryolunun Tarihsel Gelişimi ve Demiryolu Üstyapısı”, Bitirme Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi İnşaat Mühendisliği Bölümü*, İstanbul (2002).
11. Esen, İ. Ve Mızrak, C., “Y 32 Boji Gövdesinin Statik ve Dinamik Yükleme Analizleri”, Karabük (2011).
12. Esveld, C., “Modern Railway Track”, (2001).
13. Esveld, C., “Recording, Estimating and Managing the Dynamic Behaviour of Railway Structures”, Netherlands (2001).
14. Güngör, Y., “Ray ve Bağlantılar”, *T.C. Milli Eğitim Bakanlığı*, Ankara (2013).
15. Harris, C.M., Handbook of Noise Control ,The McGraw-Hill Companies, 978-0070268142. (1979).
16. Indraratna, B., “Advanced Rail Geotechnology-Ballasted Track”, (2011)
17. İYEM Brüel&Kjær, “Akustik ve Titreşim Ölçümleri (SES-F) Ders Notu”, (1998).
18. Kalker, J.J “Rolling Contact Phenomena: Linear Elasticity”.

19. Kaya, Ö., “Titreşim ve Dinamik Davranışlar Dikkate Alınarak Vagon Dinamik Parametrelerinin İncelenmesi”, (2008).
20. Lichtberger, B., “Track Compendium; Formation, Permanent Way, Maintenance, Economics” Hamburg, Germany (2005).
21. Lichtberger, B., “Track Compendium, Eurail Press”, (2005).
22. Mahdi Jalili, M ve Salehi, H “Wheel-Rail Contact Model for Rail Vehicle Dynamic”, (2011).
23. Nelson J. T., TCRP Report 23, Wheel/Rail Noise Control Manual, *National Academy Press*, Washington D.C., (1997).
24. Özgen, Ö., “Demiryolu Gürültüsü ve Etkili Önlemlerin İncelenmesi”, (2010).
25. Özkul, F., “Demiryollarında Ray Birleştirme Yöntemlerinin İncelenmesi, Alüminotermit Ve Yakma Alın Kaynak Yöntemlerinin Karşılaştırılması”, (2014).
26. Selig, E. and Waters, J., “Track Geotechnology and Substructure Management”,(1994).
27. Sözal S., Yol Bilgisi, “TCDD Eskişehir Eğitim Merkezi Yayını”, Eskişehir (2005).
28. Taciroğlu, M., “Derayman Nedenlerinin Araştırılması ve Nadal Kuramı”, Isparta (2008),
29. Thompson D., “Railway Noise and Vibration, Mechanism Modelling and Means of Control, *Elsevier*, Great Britain”, (2006).
30. Thompson D., 2009. Railway Noise and Vibration, Mechanism Modelling and Means of Control, Elsevier, Great Britain 978-0-08-045147-3
31. Yücel, E ve Göloğlu, C “Raylı Sistemlerde Tekerlek Ray Çifti Arasındaki Temas Modellerinin Değerlendirilmesi” *7th International Advanced Technologies Symposium (LATS’13)*, Istanbul (2013).

ÖZGEÇMİŞ

Özdenur TOKMAK, İlköğrenimini Nedret Arif İlköğretim Okulunda, Lise öğrenimini Elvankent Bilgi Anadolu Lisesi'nde tamamladı. 2013 yılında Karabük Üniversite Raylı Sistemler Mühendisliği bölümünde lisans eğitimine başladı. 2018 yılında lisans eğitimini bitirdi. 2018 yılında Karabük Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünde yüksek lisans eğitimine başladı. Şuanda Ankara'da özel bir şirkette Proje Yöneticisi aynı zamanda Analiz ve Test Uzmanı olarak çalışmaktadır.