

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**RAYLI TAŞITLARIN DİNGİLLERİNİN
DİNAMİK ANALİZİ**

Makine Yüksek Mühendisi Meral BAYRAKTAR

**FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programında
Hazırlanan**

DOKTORA TEZİ

Tez Savunma Tarihi	: 16 Nisan 2010
Tez Danışmanı	: Doç. Dr. Rahmi GÜÇLÜ (YTÜ)
Jüri Üyeleri	: Prof. Necati TAHRALI (YTÜ)
	: Prof. Dr. Nurkan YAĞIZ (İÜ)
	: Prof. Dr. Ertuğrul TAÇGIN (MÜ)
	: Doç. Dr. Ferhat DİKMEN (YTÜ)

İSTANBUL, 2010

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ	iv
ŞEKİL LİSTESİ	vi
ÇİZELGE LİSTESİ	ix
ÖZET	xi
ABSTRACT	xii
1. GİRİŞ	1
2. RAYLI SİSTEMLER	40
2.1 LRT Taşımacılığı	44
2.2 İstanbul Ulaşımında Kentsel Raylı Sistem Hatları	45
2.2.1 Metro	46
2.2.2 Tramvay	47
2.2.3 LRT	47
2.3 LRT Sistemlerindeki Gelişmeler ve Yenilikler	47
2.3.1 Bojilerdeki Gelişmeler	48
2.3.1.1 Küçük Tekerlekler	48
2.3.1.2 Bağımsız Dönen Tekerlekler	49
3. RAYLI SİSTEMLERDE YOL VE TAŞIT ELEMANLARI	50
3.1 Demiryollarında Yol Üstyapı Tipleri	50
3.1.1 Balastlı Yol Yapısı	50
3.1.2 Rijit Yol Yapısı	50
3.2 Raylı Taşıtların Yapısı	51
3.2.1 Boji ve Parçaları	51
3.2.2 Boji Türleri	52
3.2.3 Tekerlek Seti	56
3.2.4 Hafif Metro Taşıt Süspansiyonu	57
3.2.4.1 Birincil Süspansiyon: Şevron Yayları	57
3.2.4.2 İkincil Süspansiyon: Hava Yastıkları	57
4. RAYLI TAŞITLARIN VE AKSLARININ DİNAMİK MODELLENMESİ VE ANALİZİ	61
4.1 Taşıt - Yol Sisteminde Oluşabilecek Dinamik Problemler	61
4.1.1 Bojinin Bileşenlerini ve Yaylandırılmamış Kütleli İçeren Problemler	65
4.2 Taşıt İçin Dinamik Modeller	66
4.3 Hareket Denklemlerinin Lagrange Yöntemiyle Elde Edilmesi	68
4.4 Aksın Dahil Edildiği 6-Serbestlik Dereceli Hafif Raylı Yarım Taşıt Modeli	68
4.4.1 Raylı Taşıt Akslı Model	68
4.4.2 Yol Düzensizlikleri (Bozucu Giriş)	70
4.4.3 Tekerlek - Ray Etkileşimi ve Hertz Temas Yayısı	72
4.4.4 Simülasyon Sonuçları	74
4.5 16-Serbestlik Dereceli Raylı Taşıt Bojisinin Dinamik Modeli	75
4.5.1 Simülasyon Sonuçları	81

4.6	Modal Analiz	84
4.6.1	Teorik Modal Analiz	84
4.6.2	Deneyisel Modal Analiz	84
4.6.2.1	Çekiç (Darbe) Testi ile Aksın Doğal Titreşim Frekanslarının Ölçülmesi	88
4.6.3	Tekerlek Setinin Modal Analizi	98
5.	RAYLI TAŞIT BOJİSİNDE VE AKSINDA TİTREŞİM ÖLÇÜMLERİ	105
5.1	LRT Hafif Metro Taşıtının Aksından Ölçülen Titreşimler	107
5.2	LRT Hafif Metro Taşıtının Bojisinden Ölçülen Titreşimler	113
5.3	Ölçüm Sonuçlarının Değerlendirilmesi	118
6.	AKS MİLLERİNİN KIRILMALARININ DEĞERLENDİRİLMESİ VE WÖHLER DİYAGRAMLARINA GÖRE ÖMÜR HESAPLARI	120
6.1	Yorulma Kırılması	120
6.2	Aks Kırılması ve Çatlaması	121
6.3	Birikimli (Kümülatif) Hasara Göre Aks Millerinin Ömür Hesabı	125
6.3.1	Palmgren-Miner Denkleminin Göre Eşdeğer Gerilmenin Belirlenmesi	125
6.3.2	Palmgren-Miner Teorisinin Cer Dingili Problemine Uygulanması	126
6.4	Kırılan Dingillerden Elde Edilen Ömür Diyagramları	128
6.5	Dingillerde Ömür Hesapları	132
6.5.1	Titreşimin Ömür Üzerindeki Etkisi	132
6.5.2	TR Çalışma Durumunda Yük Tekrarı Esas Alınarak Elde Edilen Logaritmik Ömür Denklemleri	133
6.5.3	TR-LRT Müşterek Çalışma Durumunda Yük Tekrarı Esas Alınarak Elde Edilen Logaritmik Ömür Denklemleri	134
6.5.4	İstatistikî Değerlendirme	134
7.	SONUÇLAR VE ÖNERİLER	137
	KAYNAKLAR	140
Ek 1	Model parametreleri ve matrisleri	147
Ek 2	İstanbul Ulaşım Sanayi ve Ticaret A. Ş. tarafından verilen ömür değerleri	151
Ek 3	Raydan çıkan 565 no'lu araca ait resimler	157
Ek 4	Boji cer dingilinin mukavemet hesapları	158
Ek 5	Viraja girme ve düz yol durumunda gerilme hesabı	165
Ek 6	Standard değişken	173
Ek 7	Güvenirlikli sürekli mukavemet değerlerinin hesabı	175
Ek 8	Titreşimden kaynaklanan gerilmenin hesabı	176
Ek 9	Genel logaritmik ömür denkleminin elde edilmesi	178
Ek 10	Logaritmik ömür denklemlerinin elde edilmesi	181
Ek 11	ABB Araç değerleri	183
Ek 12	Raylı sistem araçlarında tahribatsız muayene uygulamaları	186
	ÖZGEÇMİŞ	190

SİMGE LİSTESİ

c	Süspansiyon sönüm katsayısı
C	Hasar oranı
$[C]$	Sönüm matrisi
E_k	Toplam kinetik enerji
E_p	Toplam potansiyel enerji
E_s	Toplam sönüm enerjisi
F_z	Titreşimlere neden olan bozucu etki sinüzoidal bir yol düzensizliği
f_d	Dinamik faktör
G	Güvenirlilik
H	Hasar
H_R	Hata oranı
J	Kütle atalet momenti
K	Süspansiyon yay katsayısı
$k_{eş}$	Süspansiyon eşdeğer yay katsayısı
k_h	Hertz yayı katsayısı
$[K]$	Katılık matrisi
$\log N$	Logaritmik ömür
m_b	Boji kütlesi
m_g	Raylı taşıt gövdesinin kütlesi
m_t	Tekerlek setinin kütlesi
$[M]$	Kütle matrisi
n	Yük tekrarı
N	Ömür
$\bar{N}$	Ortalama ömür
$N_{eş}$	Eşdeğer ömür
S_N	Ömrün standart sapması
S_σ	Gerilmenin standart sapması
Q_j	Genelleştirilmiş kuvvetler
Q_i	Genelleştirilmiş koordinatlar
V	Raylı taşıtın hızı
Z_a	Aksın düşey yer değişimi
Z_b	Bojinin düşey yer değişimi
Z_g	Gövdenin düşey yönde yer değişimi
Z_t	Tekerlek setinin düşey yönde yer değişimi
Z_y	Yol girişi
z_α	Standart değişken
σ_g	Gerilme genliği
$\bar{\sigma}$	Ortalama gerilme
σ_I	Tam yük durumundaki gerilme değeri
σ_{II}	Orta yük durumundaki gerilme değeri
σ_{III}	Düşük yük durumundaki gerilme değeri
$\sigma_{eş}$	Eşdeğer gerilme değeri
$((\sigma_e)_{titreşim})_g$	Titreşim kaynaklı gerilme
δ_{din}	Dinamik yer değiştirme
θ	Ox eksenini etrafında dönme (yuvarlanma hareketi)
$\emptyset$	Oy eksenini etrafında dönme (yunuslama hareketi)
Ψ	Oz eksenini etrafında dönme (yalpa hareketi)

KISALTMA LİSTESİ

LRT	Hafif Raylı Taşıt (Light Rail Transit)
MBS	Çok Serbestlik Dereceli Sistem (Multi-Body System)
TR	Tramvay
UITP	International Union of Public Transport

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Richard Trevithick'in <i>Penydarren</i> adlı lokomotifi (Smith ve Hillmansen, 2004).....	2
Şekil 1.2 Wöhler'in raylı akslar üzerinde yaptığı deneyler esnasında kullandığı aparat ve aks benzeri numunelerin eğilmesini incelediği yorulma makinası (Smith ve Hillmansen, 2004)....	3
Şekil 1.3 Klingel'e göre konik profilli rijit tekerlek takımının sinüzoidal hareketi (Knothe, 2008).....	6
Şekil 1.4 2-akslı tekerlek setli taşıtın kararsız davranışı (Knothe, 2008).....	6
Şekil 1.5 Carter'in modelinde kullandığı bojinin diyagramı (Knothe, 2008).	7
Şekil 1.6 Lokomotifin "kararlı olmayan Klingel hareketi" nden kaynaklanan ray deformasyonu (Knothe, 2008).....	7
Şekil 1.7 Tekerlek deraymanının oluşması (Braghin vd., 2006).....	11
Şekil 1.8 Taşıt-yol sisteminin blok diyagramı (Popp vd., 1999).....	14
Şekil 1.9 Çok serbestlik dereceli bir sistemdeki radyal elastik tekerlek modeli (Claus, 2000).15	
Şekil 1.10 Elastik damper kavramalı tekerlek seti modeli (Lieh ve Yin, 1998).....	17
Şekil 1.11 Bir tekerlek setinin katı cisim modeli (Morys, 1998).	18
Şekil 1.12 Elastik ray üzerinde yuvarlanan bir elastik tekerlek seti (Meywerk, 1997).....	18
Şekil 1.13 Sonlu elemanlar ile modellenen tekerlek setinin öz modları (Fingberg, 1990).	19
Şekil 1.14 Altı serbestlik dereceli çeyrek raylı taşıt modeli (Metin, 2007).....	21
Şekil 1.15 (a) Raylı taşıt-rijit yol modeli (7 SD), (b) Raylı taşıt-balastlı yol modeli (8 SD) (Yalçın vd. 2007).....	22
Şekil 1.16 22-serbestlik dereceli yarım raylı taşıt modeli (Metin ve Güçlü 2009).	23
Şekil 1.17 Literatürde kullanılan modellere örnekler a) Kruse ve Popp, 2001, b) Zboifiski, 1998, c) Zhai ve Wang, 2006, d) Chudzikiewicz, 2000, e)) Hoffmann ve True, 2006, f) Luo, Gabbitas, Brickle, Wu, 1998) g) Carsten Nordstrom Jensen, Hanstrue,1997, h) Schiehlen, 2000, i) Tomioka, Takigami, Suzuki, 2006, j) Xia, Cole, Wolfs, 2007, k) Sun ve Dhanasekar, 2002, l) Zheng, Zolotas ve Goodall, 2006, m) Docquier, P. Fissette, H. Jeanmart, 2007.	28
Şekil 1.18 Shinkansen aks tasarımları, a) Aks ağırlığı 526 kg, maksimum seyir hızı 220 km/saat, b) Aks ağırlığı 367 kg, maksimum seyir hızı 270 km/saat, c) Aks ağırlığı 368 kg, maksimum seyir hızı 300 km/saat, d) Aks ağırlığı 338 kg, maksimum seyir hızı 280 km/saat, (Hirakawa ve Kubato, 2001).	32
Şekil 1.19 Tren hızı-dinamik aks yükü, Auersch (2005).....	33
Şekil 1.20 Tipik eğilebilen tren (Goodall ve Kortüm, 2002).....	35
Şekil 1.21 Tekerlek ray değme eğriliği yarıçapı (Knothe, 2008).	37
Şekil 1.22 Redtenbacher'in değme mekaniği modeli (Knothe, 2008).	38
Şekil 2.1 İstanbul raylı ulaşım sistemi ağ haritası.	46
Şekil 2.2 Küçük tekerlekler.	48
Şekil 2.3 Bağımsız tekerleklere sahip taşıtlar (Alstahom).	49
Şekil 3.1 Balastlı yol (Yalçın, 2006).	50
Şekil 3.2 Bazı rijit üstyapı tipleri a) Rasengleis monolitik katı üstyapı sistemi, b) Shinkansen prefabrik üstyapı sistemi, c) Rheda 2000 taşıma tabakası içine gömülü travers mesnetli rijit üstyapı, d) GETRAC taşıma tabakası üzerine döşeli travers mesnetli katı üstyapı sistemi, e) PORR taşıma tabakası içine gömülü travers mesnetli katı üstyapı sistemi (Yalçın, 2006).	51
Şekil 3.3 Boji ve parçaları.	52
Şekil 3.4 Boji türleri, a) ETR-500 Tren Bojisi (İtalyan), b) E2 Serisi Shinkansen Bojisi (Japon), c) X-2000 Serisi Birinci Süspansiyon "şevron" Yaylı Boji (İsveç), d) ETR-460 Tren Bojisi (İtalyan), e) Y25 Boji. (V.A. Profillidis, "Railway Engineering", Section of Transportation Democritus Thrace University, Ulaşım A.Ş. Kütüphanesi).....	53
Şekil 3.5 Klasik rijit boji (a), dümenli boji (b).	54
Şekil 3.6 Eğilen boji (a) katı model (b) kuvvetler (Park, vd., 2006).	55
Şekil 3.7 İç ve dış yataklarla tekerlek setleri.	56
Şekil 3.8 Tekerlek ve aks üzerindeki fren diskleriyle tekerlek setleri.....	56

Şekil 3.9 Asimetrik ve simetrik dişli pozisyonlu tekerlek setleri.	56
Şekil 3.10 Şevron yayı.....	57
Şekil 3.11 Tipik bir hava yayına ait çalışma prensibinin şematik gösterimi: (a) Denge konumu; (b) Bası konumu; (c) Genişleme konumu (Orlova ve Boronenko, 2006).	58
Şekil 3.12 Hava yayı dinamik modelleri, a) Düşey hava yayı dinamiği, b) Nishimura hava yayı, Düşey hava yayı dinamiği, c) VAMPIRE hava yayı modeli, Düşey hava yayı dinamiği, d) SIMPACK lineer hava yayı modeli, Düşey hareket, e) 6 parametreleri yanal hareketli GENSYS modeli, f) 7 parametrelili düşey hareketli GENSYS modeli,(Pellegrini vd., 2006). .	59
Şekil 4.1 Demiryolu taşıt modeli ve demiryolu taşıtlarının hareketleri (Kumaran vd., 2002).	62
Şekil 4.2 Raylı sistem taşıtı titreşim modları (Bleakley, 2006).	63
Şekil 4.3 Demiryollarında seyir hızı (m/s), frekans (Hz) ve dalga boyu (m) arasındaki ilişki (Knothe, 2001).	65
Şekil 4.4 Taşıt modelleri, a) 1-serbestlik dereceli taşıt modeli, b) 3-serbestlik dereceli taşıt modeli, c) 5- serbestlik dereceli taşıt modeli.	67
Şekil 4.5 Hafif raylı yarım taşıt modeli.	70
Şekil 4.6 Yol düzensizliği a) Sinüsoidal fonksiyon girişi, b) Sinüsoidal giriş profili.	71
Şekil 4.7 Basamak girişi yol düzensizliği.	72
Şekil 4.8 Tekerlek-ray temas modeli (Esveld, 2001).	72
Şekil 4.9 Tesir sayıları yardımıyla aks yay katsayısının (k_a) hesabı.	73
Şekil 4.10 Aksın eşdeğer yay katsayılarının gösterilmesi.	74
Şekil 4.11 Raylı taşıt gövdesinin, bojinin ve aksın yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları.	75
Şekil 4.12 Raylı taşıt bojisinin modeli	1
Şekil 4.13 Raylı taşıt bojisinin ve tekerlek setlerinin yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları.	82
Şekil 4.14 Raylı taşıt bojisinin ve tekerlek setlerinin açısal yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları.	83
Şekil 4.15 Raylı taşıt bojisinin (yunuslama hareketinin) yer değiştirme ve ivmesinin frekans cevabı.	83
Şekil 4.16 Deneysel modal analizde genel bir ölçüm düzeneği.	85
Şekil 4.17 Deneysel modal analizde kuvvetin farklı noktalara uygulanışı.	86
Şekil 4.18 Deneysel modal analizde tahrik kuvvetinin sabit bir noktadan uygulanışı.	86
Şekil 4.19 Brüel Kjaer marka darbe çekici (Tip 8210) ve teknik özellikleri.	88
Şekil 4.20 Darbe çekici için kullanılacak başlığın seçiminde kullanılan frekans eğrileri.	89
Şekil 4.21 Çekiç testi için ölçüm planı.	90
Şekil 4.22 Frekans analizi için darbe çekici ile sisteme darbe girişinin uygulanması.	91
Şekil 4.23 I.ölçümden elde edilen a) frekans cevabı, b) faz, c) uygunluk eğrileri.	92
Şekil 4.24 II. ölçümden elde edilen a) frekans cevabı, b) faz, c) uygunluk eğrileri.	93
Şekil 4.25 III. ölçümden elde edilen a) frekans cevabı, b) faz, c) uygunluk eğrileri.	94
Şekil 4.26 IV. ölçümden elde edilen a) frekans cevabı, b) faz, c) uygunluk eğrileri.	95
Şekil 4.27 V. ölçümden elde edilen a) frekans cevabı, b) faz, c) uygunluk eğrileri.	96
Şekil 4.28 VI. ölçümden elde edilen a) frekans cevabı, b) faz, c) uygunluk eğrileri.	97
Şekil 4.29 Tekerlek setinin sonlu elemanlar modeli.	98
Şekil 4.30 Tekerlek setinin sınır şartları.	98
Şekil 4.31 Tekerlek setinin elastik modları, a) 1.mod, b) 2.mod, c) 3.mod, d) 4.mod, e) 5. mod, f) 6. mod, g) 7. mod, h) 8.mod, i) 9. mod, j) 10. mod.	104
Şekil 5.1 PULSE Tip 3560C-E01 titreşim analiz cihazı.	105
Şekil 5.2 Aks kutusu üzerine yerleştirilen ivme ölçer.	106
Şekil 5.3 Boji üzerine yerleştirilen ivme ölçer.	106
Şekil 5.4 Boji ve aks kutusu üzerine yerleştirilen ivme ölçerler.	106
Şekil 5.5 LRT Hafif metro taşıtının aksından ölçülen titreşimin yer değişim genlikleri.	107

Şekil 5.6 LRT Hafif metro taşıtının aksından ölçülen titreşimin ivme genlikleri.	107
Şekil 5.7 LRT Hafif metro taşıtının aksından ölçülen titreşimin frekans yerdeğişim grafiği.	108
Şekil 5.8 LRT Hafif metro taşıtının aksından ölçülen titreşimin frekans ivme grafiği.	108
Şekil 5.9 LRT Hafif metro taşıtının aksından ölçülen titreşimin yer değişim genlikleri.	109
Şekil 5.10 LRT Hafif metro taşıtının aksından ölçülen titreşimin ivme genlikleri.	109
Şekil 5.11 LRT Hafif metro taşıtının aksından ölçülen titreşimin frekans yerdeğişim grafiği.	110
Şekil 5.12 LRT Hafif metro taşıtının aksından ölçülen titreşimin frekans ivme grafiği.	110
Şekil 5.13 LRT Hafif metro taşıtının aksından ölçülen titreşimin yer değişim genlikleri.	111
Şekil 5.14 LRT Hafif metro taşıtının aksından ölçülen titreşimin ivme genlikleri.	111
Şekil 5.15 LRT Hafif metro taşıtının aksından ölçülen titreşimin frekans yerdeğişim grafiği.	112
Şekil 5.16 LRT Hafif metro taşıtının aksından ölçülen titreşimin frekans ivme grafiği.	112
Şekil 5.17 LRT Hafif metro taşıtının bojisinden ölçülen titreşimin yer değişim genlikleri.	113
Şekil 5.18 LRT Hafif metro taşıtının bojisinden ölçülen titreşimin ivme genlikleri.	113
Şekil 5.19 LRT Hafif metro taşıtının bojisinden ölçülen titreşimin frekans yerdeğişim grafiği.	114
Şekil 5.20 LRT Hafif metro taşıtının bojisinden ölçülen titreşimin frekans ivme grafiği.	114
Şekil 5.21 LRT Hafif metro taşıtının bojisinden ölçülen titreşimin yer değişim genlikleri.	115
Şekil 5.22 LRT Hafif metro taşıtının bojisinden ölçülen titreşimin ivme genlikleri.	115
Şekil 5.23 LRT Hafif metro taşıtının bojisinden ölçülen titreşimin frekans yerdeğişim grafiği.	116
Şekil 5.24 LRT Hafif metro taşıtının bojisinden ölçülen titreşimin frekans ivme grafiği.	116
Şekil 5.25 LRT Hafif metro taşıtının bojisinden ölçülen titreşimin yer değişim genlikleri.	117
Şekil 5.26 LRT Hafif metro taşıtının bojisinden ölçülen titreşimin ivme genlikleri.	117
Şekil 5.27 LRT Hafif metro taşıtının bojisinden ölçülen titreşimin frekans yerdeğişim grafiği.	118
Şekil 5.28 LRT Hafif metro taşıtının bojisinden ölçülen titreşimin frekans ivme grafiği.	118
Şekil 6.1 Tam değişken zorlanma durumu.	121
Şekil 6.2 Kırılan bölgenin boji üzerinde montajlı resmi (LRT Aracı Aks Raporu, 2005).	122
Şekil 6.3 Kırık parça yüzeyinden çekilen resim (a) dişli kutusu tarafından (b) tekerlek tarafından (LRT Aracı Aks Raporu, 2005).	123
Şekil 6.4 Kırılan aks milinin tekerleği makasların arasına düşmüş durumda (565 no'lu araçta aks kırılması raporu, 2007).	124
Şekil 6.5 Farklı gerilme genliklerine tekabül eden “n” çevrimlerinin her gerilme için “N” toplam ömrün gösterildiği spektrum yükleme.	125
Şekil 6.6 Güvenirlilik-Ömür Diyagramı.	129
Şekil 6.7 Güvenirlilik-Ömür Diyagramı.	130
Şekil 6.8 Gerilme-Ömür Diyagramı [km].	131
Şekil 6.9 Gerilme-Ömür [yük tekrarı].	131
Şekil 6.10 TR: Ömür-LogN.	133
Şekil 6.11 TR-LRT: Ömür-LogN [yük tekrarı].	134

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 1.1 Kazalar ve sebepleri (Hoddinott, 2004).	4
Çizelge 1.2 Dinamik raylı taşıt modelleri ve problem alanları (Popp vd., 1999).....	16
Çizelge 1.3 Dinamik yol modelleri ve problem alanları (Popp vd., 1999).....	17
Çizelge 1.4 Parametrelerin yapılan testlerle doğrulanması.	34
Çizelge 2.1 Raylı sistem türlerinin özellikleri.	40
Çizelge 2.2 Şehir içi ulaşım taşıtlarının emisyon değeri (gr-yolcu/km).....	42
Çizelge 2.3 Bazı çevresel etkilerin birim maliyetleri (Toprak, 2009).	42
Çizelge 2.4 Yolcu taşımacılığı açısından trafiğin çevresel maliyeti (€/100 yolcu-km) (Toprak, 2009).	43
Çizelge 2.5 Yük taşımacılığı açısından trafiğin çevresel maliyeti (€/100 ton-km) (Toprak, 2009).....	43
Çizelge 2.6 Şişhane - Atatürk Oto Sanayi Metro su hat bilgileri.	46
Çizelge 2.7 Zeytinburnu - Kabataş Tramvay hat bilgileri.	47
Çizelge 2.8 Aksaray - Havalimanı LRT hat bilgileri.....	47
Çizelge 4.1 Orta ve yüksek frekanslarda taşıt-yol etkileşimi problemleri (Knothe, 2001).	64
Çizelge 4.2 16 Serbestlik dereceli raylı taşıt bo jisi ve tekerlek takımlarına ait model parametreleri (Ek 1).....	76
Çizelge 4.3 Brüel&Kjaer 4506 B tip ivmeölçere ait teknik özellikler.	89
Çizelge 4.4 Elde edilen modlar ve frekanslar.....	99
Çizelge 5.1 Brüel&Kjaer 4506 B 003 tip ivmeölçere ait teknik özellikler.	105
Çizelge 5.2 Aks ve bojinin düşey titreşimlerinin maksimum değerleri.	119
Çizelge 5.3 Aks ve bojinin düşey titreşimlerinin RMS değerleri.....	119
Çizelge 6.1 Kırılan aks milinin nerede, ne kadar çalıştığını gösteren tablo (565 no'lu araçta aks kırılması raporu, 2007).....	124
Çizelge 6.2 Günlük çalışma yüzdeleri.....	127
Çizelge 6.3 Yük tahmin çizelgesi.....	127
Çizelge 6.4 Virajdan ve düz yoldan geçme yüzdeleri	127
Çizelge 6.5 Titreşim kaynaklı ilave gerilmeler ve hesaplarda gerekli parametre değerleri ...	132
Çizelge 6.6 İstatistiki hesap değerleri.....	135
Çizelge 6.7 İstatistiki gerçek ömür değerleri.....	135
Çizelge 6.8 Rölatif hata.	136

ÖNSÖZ

Her akademik çalışma gibi doktora tez çalışması da, yoğun emek ve disiplin isteyen bir süreç gerektirmektedir. Tüm çalışmaların temelinde insanın bireysel mutluluğunun yanı sıra, ülke ve toplum menfaatlerinin sağlanması amaçlanmaktadır. Ülkemiz gibi gelişmekte olan memleketlerde ele alınan konuların ülke ve toplum merkezli fayda sağlamanın gerekliliği yadsınamaz bir gerçektir. Özellikle artan nüfus ve hızlı şehirleşme ile paralellik gösteren hızlı, konforlu, güvenli ve ekonomik ulaşım ihtiyacı her geçen gün kendini daha belirgin olarak hissettirmektedir. İstanbul gibi sadece ülkemizin değil, dünyanın da sayılı metropollerinden biri olan bir şehirde trafik ve ulaşım sorunu, çözülmesi gereken ana konuların başında gelmektedir. Sorunun en basit çözümünün toplu ulaşım olduğu ise önemle vurgulanmaktadır.

Toplu ulaşımın vazgeçilmezlerinden olan raylı sistemler ise aslında Osmanlı İmparatorluğu'ndan bu yana ülkemizin aşına olduğu fakat gereken önemin maalesef verilmediği bir çözüm olarak durmaktadır. Günümüzde dünyanın birçok yerinde kullanılmakta olan ve 250-300 km/saat hızla giden yüksek hızlı trenler düşünüldüğünde ülkemiz için yapılması gereken çalışmaların ciddiyeti daha da önem arz etmektedir. Böylesine önemli bir konuda bana çalışma fırsatı sağlayan danışmanım Sayın Doç. Dr. Rahmi GÜÇLÜ ve değerli hocam Sayın Prof. Necati TAHRALI' ya en içten teşekkürlerimi sunarım. Katkılarından dolayı Sayın Prof. Dr. Faruk YİĞİT ve Yrd. Doç.Dr. Cihan DEMİR hocalarıma da ayrıca teşekkürlerimi sunmak istiyorum.

Bu çalışma sırasında bize her türlü imkânı sağlayan, İstanbul Ulaşım A.Ş.'nin değerli yöneticilerine, teorik ve pratik bilgilerini paylaşan AR-GE eski Müdürü Murat KAVAK, Sabit Tesisler Müdürü Dr. Mühendis Veysel ARLI, Uçak Yüksek Mühendisi Selami KORKMAZ, Makine Mühendisi Yüksel APAYDIN ve Teknisyen Mehmet ÇAKIL'a, deneylerimiz sırasında yardımcı olan teknisyen ve makinist arkadaşlara ve emeği geçen tüm şirket çalışanlarına teşekkürlerimi sunarım.

Birçok konuda beraber çalıştığımız, bilgi ve fikir alışverişinde bulunduğumuz ekip arkadaşlarım Arş. Gör. Hakan YAZICI, Arş. Gör. Muzaffer METİN ve İnşaat yüksek Mühendisi N. Sevgi YALÇIN'a, verdikleri desteklerden dolayı meslektaşlarım ve arkadaşlarım Arş. Gör. İlknur KESKİN, Arş. Gör. Özgür DEMİR, Arş. Gör. Yavuz Hakan ÖZDEMİR, Arş. Gör. Onur ALPAY ve Seyhan ÖZEN'e teşekkürlerimi sunarım.

Bana annelik duygusunu tattıran; kimi zaman bilgisayarımı paylaşmak zorunda kaldığım, kimi zaman notlarımı karalayan, kimi zaman da flash disklerimi hiç olmadık yerlere saklayarak beni uğraştıran, bana sabırlı olmayı öğreten, her geçen yoğun günün ardından dönüp baktığımda bana güç veren, geleceğe daha umutla bakmamı sağlayan, yaşam sevincim olan sevgili kızım İKRA'cığıma ve yoğun çalışmaları arasında bana zaman ayırarak elinden geldiğince destek olmaya çalışan sevgili eşim Yrd. Doç. Dr. Seyfettin BAYRAKTAR'a da sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Üzerimde sonsuz emekleri olan, beni bu günlere getiren, küçük yaştan itibaren ne olursa olsun okumayı öğütleyen, varlarıyla yoklarıyla iyi ve kötü günlerimde beni asla yalnız bırakmayan, en iyi arkadaşlarım olan sevgili annem Zeliha BARUT'a ve babam Ali BARUT'a, hayatımın her aşamasında bana daima yol gösteren çok değerli sevgili ağabeyim Mustafa BARUT'a ve ailemize katıldığı günden bu yana daima yanımda olan sevgili eşi Nazlı YILDIRIM BARUT'a tüm kalbimle şükranlarımı sunarım.

ÖZET

Bu çalışmada İstanbul Ulaşım Sanayi ve Ticaret A. Ş.'ye ait raylı taşıtların aks milleri incelenmiştir.

Raylı taşıtın titreşim analizini gerçekleştirmek amacıyla 6-serbestlik dereceli yarım raylı taşıt ve 16-serbestlik dereceli boji modelleri oluşturulmuş ve diferansiyel denklemleri çıkartılmıştır. MATLAB-Simulink programının kullanıldığı frekansa bağlı simülasyonlarda aks miline ait titreşimler incelenmiştir.

Tekerlek setinin modal analizi deneysel olarak gerçekleştirilmiştir. Tekerlek setine uygulanan çekiç testi sonucunda elde edilen frekans cevapları incelenerek tekerlek setine ait kritik hızlar belirlenmiştir. ABB aracına ait olan ve deneysel modal analizi yapılan tekerlek setinin sonlu elemanlar modeli oluşturulmuş ve NASTRAN programı ile modal analizi bilgisayar ortamında gerçekleştirilmiştir. Yapılan çekiç testlerinin sonuçları, aks milinin sonlu elemanlar analizi ile birlikte değerlendirilmiştir.

Gerçek hatda seyreden araç üzerinden, aracın bojisine ve aks miline ait titreşim ölçümleri farklı hız değerleri (30 km/saat, 40 km/saat ve 50 km/saat) için gerçekleştirilerek, yerdeğişimleri ve ivmeleri, zaman ve frekans cevapları incelenmiştir.

İstanbul Ulaşım Sanayi ve Ticaret A. Ş.'ye ait raylı taşıtların aks millerinde meydana gelen kırılmalar incelenmiştir. Firmadan alınan kırılma değerleri laboratuvar ortamında çalışmış gibi düşünülerek, deneyler sonucunda kırılmalara kadar geçen [km] değerleri ömür olup, yalnız tramvay (TR) çalışma durumunda ve tramvay-hafif metro (TR-LRT) müşterek çalışma durumları ayrı ayrı incelenmiş ve logaritmik ömür denklemleri elde edilmiştir.

Yapılan çalışmalarda metro/tramvay vagonlarının tam, orta ve düşük yükleme şartlarının yanısıra vagonlara virajlarda etkiyen ilave gerilme süreleri de göz önüne alınarak birikimli hasar teorilerinden Palmgren-Miner teoremi yardımıyla eşdeğer gerilmeler hesaplanmıştır. Elde edilen gerilme değerlerine maruz kalması durumunda aks milinin yaşayacağı ömür değerleri %10, %50 ve %90 güvenilirlikli olarak ifade edilmiştir.

Titreşimin ömür üzerindeki olumsuz etkisi üzerinde durularak aks milinde meydana gelen titreşim kaynaklı ilave eğilme gerilmeleri de hesaplara dahil edilmiştir. Aks millerinin ömürleri [yük tekrarı] cinsinden olmak üzere, %90 güvenilirlikli olarak belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlar İstanbul Ulaşım Sanayi ve Ticaret A. Ş. tarafından verilen değerlerle mukayese edilmiş ve titreşimin dahil edilmesiyle ortaya konan ömür değerlerinin gerçek ömür değerlerine yakınlığı hata payları ile sunulmuştur.

Anahtar kelimeler: Raylı taşıt titreşimleri, aks mili, birikimli hasar, ömür, modal analiz.

DYNAMIC ANALYSIS OF RAIL VEHICLE AXLES

ABSTRACT

In this study, failures in axles of rail vehicles of Istanbul Transportation Co. have been investigated.

A half rail vehicle model with 6 DOF and a bogie model with 16 DOF have been considered to analyze the vibrations of rail vehicles. The vibrations of axles of rail vehicles are examined through simulations in frequency domain using MATLAB-Simulink program.

Modal analysis of the wheel set which belongs to an ABB rail vehicle has been performed experimentally. The critical frequencies of the wheel set have been determined by the examination of the frequency response which is obtained by impact test. Later, its modal analysis is conducted by using NASTRAN program. Then the experimental and simulation results are evaluated and compared with each other.

The vibration measurements at different speeds (30 km/hour, 40 km/hour and 50 km/hour) have been made on the bogie and axle of the running rail vehicle to determine displacement, acceleration, time, and frequency response.

Fractures of axles of rail vehicles of Istanbul Transportation Co. have also been examined. The logarithmic life equations for the cases where (i) only tramway is in operation (ii) both tramway and light metro are in operation have been obtained with the fracture data taken from Istanbul Transportation Co. assuming that the vehicles run under the idealized conditions.

Besides full, medium and low loading situations of metro/tramway wagons durations of additional stresses which are effective in curved rail roads are considered and equivalent stresses have been calculated by using Palmgren-Miner's theorem as a cumulative failure theorem. The life of the axle exposed to the calculated equivalent stresses has been expressed with 10%, 50% and 90% reliability.

In addition to the equivalent stresses explained above, negative effects of vibrations on life of the axle have been pointed out and additional vibration induced bending stresses have been included in the calculations. Then, life of the axles (as load cycle) has been calculated with 90% reliability. Finally, the results obtained are compared to the data reported by Istanbul Transportation Co. The differences between the calculated life with inclusion of the effect of vibrations and the real values are presented in the form of error percentages.

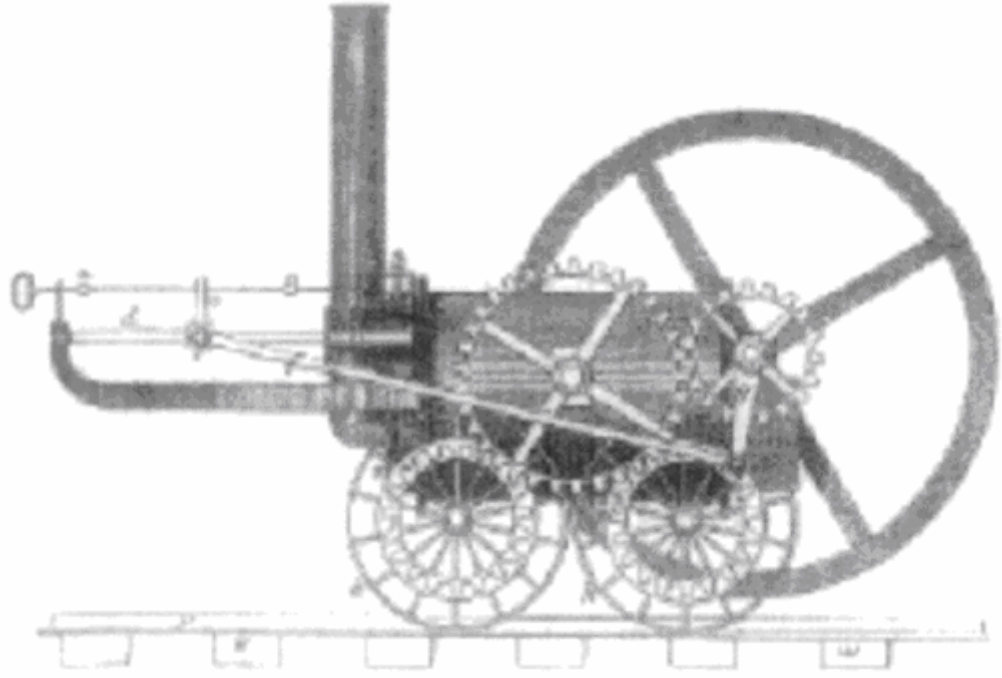
Keywords: Rail vehicle vibrations, axle, cumulative failure, life, modal analysis.

1. GİRİŞ

İlk defa 19. yüzyılın başlarında İngiliz maden ocaklarında şekillenmeye başlayan raylı sistem çalışmaları, 1973-1974 yıllarındaki enerji gereksiniminin ve 1990'lı yıllarda çevreye olan hassasiyetin artması ile hız kazanmıştır. Dünyadaki bu gelişme son yirmi yıldır ülkemize de yansımıştır. İstanbul ilindeki Aksaray-Esenler raylı sistemi 1989 yılında işletmeye açılarak ülkemizde bir ilk olmuştur. Bugün İstanbul, Ankara, İzmir, Eskişehir, Konya, Kayseri, Adana ve Antalya illerimizde raylı sistemler kullanılmakta ve bazı illerimizde de raylı sistem planlama çalışmaları devam etmektedir. Gelişmiş ülkelerdeki hızlı tren çalışmalarına bakıldığında ise Fransa'da TGV (Train a Grande Vitesse) 330 km/saat, Almanya'da ICE (German Intercity Express) 200 km/saat ve Japonya Shinkansen trenlerinin 350 km/saat hız yaptığı görülmektedir. Hız ve konforun önemli olduğu raylı sistem taşımacılığı hakkında ülkemizde ve dünyada birçok çalışmalar yapılmakta ve farklı projeler geliştirilmektedir. Raylı sistemlere ait çalışmalar ve karşılaşılan problemler aşağıda ana başlıklar altında toplanarak sunulmuştur.

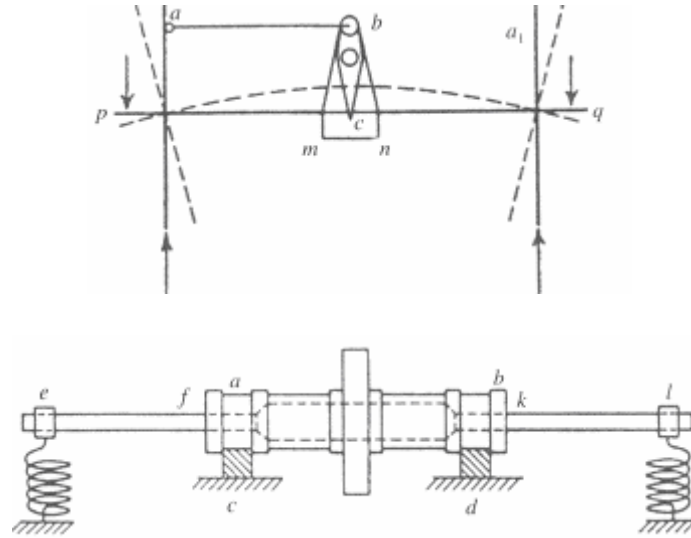
Dingil Yorulması ve Kırılması ile İlgili Yapılmış Çalışmalar:

1804'de Richard Trevithick'in 70 yolcu taşıyabilen, 10 ton ağırlığında ve demir malzemeden imal edilmiş 5 vagonlu *Penydarren* (Şekil 1.1) ismini verdiği lokomotifi saatte 8 km hız ile Güney Wale'den Merhyr Cardiff Kanalı'na kadar olan 14,5 km'lik yolculuğu yaparak demiryolu taşımacılık devrini başlatmıştır. Ancak maalesef *Penydarren* sadece üç sefer gerçekleştirebilmiştir. 7 ton ağırlığındaki motor nedeniyle dökme demir raylar kırılmış ve projeden vazgeçilmiştir. Ancak 1981'de Welsh Endüstriyel ve Denizcilik Müzesi bir kopyasını yaptırmıştır. Kısa bir demiryolu hattı üzerinde tekrar çalışmaya başlayan *Penydarren* bir süre sonra yalpa yaparak üzerindeki kömürlerle beraber hat yakınında yer alan bir çocuk oyun alanına devrilmiştir. Kaza, metalin kristalizasyonu sonucu oluşan yorulma kırılması ve aks kusuru olarak demiryolu taşımacılık tarihine geçmiştir. Çatlak yüzeyi incelendiğinde aks ile küçük çaplı mil arasındaki geçiş yarıçapının çok küçük olduğu ve kama yuvasının gereğinden uzun açıldığı anlaşılmıştır (Smith ve Hillmansen, 2004).



Şekil 1.1 Richard Trevithick'in *Penydarren* adlı lokomotifi (Smith ve Hillmansen, 2004).

Dingil, tekerlek ve ray kırılmaları sonucu oluşan kazalar malzeme yorulması alanında yeni araştırmaların doğmasına neden olmuştur. Zerbst vd. (2005), çalışmalarında 1848'te James ve Galton'un değişen yükler altındaki raylı taşıt akslarına benzetilen büyük demir çubuklar ile ilgili deney sonuçlarını yayınladıklarını rapor etmişlerdir. Statik yüklerle karşılaştırıldığında hataya neden olan yüklerin üçte iki azaltıldığını göstermişlerdir. Bu çalışmalardan birkaç yıl sonra Alman mühendis August Wöhler, 1858 ve 1871 yılları arasında sonuçlarını yayınladığı deneylerine başlamıştır. Bu deneyler ömrün, dinamik gerilmenin genliğine bağlı olduğunu göstermiştir ki, bu sonuç Wöhler'in adını verdiği gerilme-ömür (σ -N) eğrisinin doğmasına ışık tutmuştur. Bu gelişme sadece demiryolu mühendisliği için değil tüm mühendislik uygulamaları için büyük önem taşımıştır. Wöhler, aks ve tekerlek bağlantı noktasındaki gerilmeleri azaltmayı amaçlayan çalışmada profildeki kademeli geçişin yararını açıkça ifade etmiştir. Aynı zamanda sıkı geçme aks ve tekerlek arasındaki mikro kaymaların neden olduğu aşınma problemlerini de incelemiştir (Smith, 2005). Wöhler, aks kırılmaları konusunda yaptığı deneysel ölçümlerde Şekil 1.2'de görülen düzeneğe aks benzeri numuneleri test etmiştir.



Şekil 1.2 Wöhler'in raylı akslar üzerinde yaptığı deneyler esnasında kullandığı aparat ve aks benzeri numunelerin eğilmesini incelediği yorulma makinası (Smith ve Hillmansen, 2004).

Raylı taşıt ve demiryolu teknolojisinin ilk zamanlarında ortaya çıkan problemlerin uzun süre önce üstesinden gelinmiştir. Ancak 21. yüzyılın daha yüksek hızlı taşıtlara ve daha fazla yük taşıyabilen akslara olan ihtiyacı yeni araştırmaların yapılmasını gerektirmiştir.

Hirakawa vd. (1998), çalışmalarında tekerleğin, dişlinin ve fren diskinin aksa sıkı geçme olarak oturtulduğu kısımlarda yorulmanın gözlemlendiğini belirtmişlerdir. Bu kısımlarda yorulma dayanımını arttırmak için şekil ya da malzeme değişikliği önermişlerdir. Japonya'da ise, hızlı raylı taşıtlarda sıkı geçme kısımlarda yorulma dayanımını arttırmak için aksların indüksiyonla sertleştirildiği belirtilmiştir.

Zerbst vd. (2005), demiryolu elamanlarının hasar tolerans analizi için bir prosedür sunmuşlar ve aks için uygulamışlardır. Çalışmalarında, son zamanlarda geliştirilen Avrupa kusur değerlendirme prosedürü SINTAP'ı yorulma ve çatlak ilerlemesi için olan NASGRO/ESACRACK prosedürünü temel almışlardır. Üzerinde çalıştıkları örnek sonucunda mevcut bakım planı ile mukayese yapılması durumunda tahribatsız muayene ile çatlak boyutunun belirlenebileceğini belirtmişlerdir.

Gerdun vd. (2007) çalışmalarında, otuz yıldır serviste olan ve akaryakıt taşımacılığında kullanılan bir vagonda ortaya çıkan aks ve rulman hasarlarını incelemişlerdir. Araştırmaları sonucunda iç rulmanın iç ve dış bileziklerinin, iç rulmanın kafesinin, dış rulman kafesinin üstünün, her iki rulmanın da üst kısımlarındaki makaraların ve aks kutusunun içinin tamamen hasara uğradığı belirtilmiştir. Sonuç olarak aks deforme olmuş ve kırılmıştır. Meydana gelen

hasarın ilk olarak aksta başlayıp başlamadığı ya da tersinin olup olmadığı ayrıca incelenmiştir. Çalışma sonucunda rulmanların iç bileziklerinde zamanla dinamik gerilmelerden dolayı genişleme olduğu, aksın rulmanların içinde kaymaya başladığı ve sürtünme nedeniyle rulmanların ısındığı ortaya çıkmıştır. Böylece pirinç kafes erimeye başlamış, yüksek sıcaklıkla birlikte aksın dayanımı düşmüş ve kayma deformasyonu gerçekleşmiştir. Aks dönerek aks kutusuna doğru kaymış ve burayı deforme ederek kırılmıştır. Sonuç olarak kafeslerin pirinç malzeme yerine başka bir malzemeden yapılmasını önermişlerdir.

Hoddinott (2004), serviste olan taşıtların akslarında ortaya çıkan kusurlardan dolayı meydana gelen beş kazayı inceleyerek nedenlerini rapor etmiştir (Çizelge 1.1).

Çizelge 1.1 Kazalar ve sebepleri (Hoddinott, 2004).

Kaza Mahalli	Kaza Tarihi	Taşıt	Aks Yüğü	Kaza Nedeni
Rickerscote, Stafford	08.03.1996	TTB 2-akslı tank vagon	23 ton	Korozyon kaynaklı yorulma çatlağı
Shields Kavşağı, İskoçya	29.01.1998	PGA 2-akslı tuz yüklü vagon	25 ton	Gerilme kaynaklı yorulma çatlağı
Bennerley Kavşağı, Nottingham	21.06.2002	HFA MGR 2-akslı kömür yüklü vagon	23 ton	Toz kaynaklı yorulma çatlağı
Luton İstasyonu	25.07.2002	319 (EMU)	12.5 ton	Elektrik kıvılcımı kaynaklı yorulma çatlağı
Basingstoke	17.12.2002	442 (EMU)	13.5 ton	Elektrik kaynaklı hasar

Hoddinott (2004) tarafından yapılan çalışmada, akslarla ilgili tüm bilgiler göz önüne alınarak akslara uygulanan yük ve akslarda oluşan gerilmeler, kullanılan malzeme ile tasarım açısından bir standart oluşturulmaya çalışılmıştır.

Yorulma ve kırılma mekaniğindeki gelişmeler aks kusurlarının tespitinde kullanılan istatistiksel tekniklerin gelişmesine yardımcı olmuştur. Hillmansen ve Smith (2004) gerçekleştirdikleri çalışmada tahribatsız muayene yöntemine (*NDT non-destructive testing*) yer vermişlerdir. Tahribatsız muayene yönteminin ultrasonik ve manyetik muayenelerden farkı vurgulanmıştır. Ultrasonik muayenede aks üzerine ultrasonik ses dalgası gönderilerek yansımalar ölçülmekte ve standart yansımalarla karşılaştırılmaktadır. Manyetik muayene yönteminde ise tekerlek, fren diski gibi elemanlar akstan tamamen uzaklaştırılarak çatlağın

ilerleme hızı ölçülür. NDT metodunda küçük çatlaklardan ziyade büyük çatlaklar önem taşımaktadır. Küçük çatlakların ilerlemesi yavaş iken, büyük çatlaklarda daha hızlı bir ilerleme söz konusudur. NDT yönteminde küçük çatlaklara olan hassasiyeti geliştirmekten çok, bir çatlak kaçırma ihtimalinin azaltılmasının daha yararlı olacağı vurgulanmıştır.

Klingel Hareketi ve Stabilite ile İlgili Yapılmış Çalışmalar:

Klingel hareketi taşıtın kararlı olmayan sinüzoidal hareketidir. Johann Klingel, 1883'te tekerlek takımını konik profilli ve rijit, rayı da keskin köşeli olarak kabul etmiş ve modellemiştir. Sinüzoidal hareket ise Denklem 1.1'de görüldüğü gibi ifade edilmiştir.

$$L = 2\pi \sqrt{\frac{e_0 r_0}{\gamma}} \quad (1.1)$$

Burada L dalga boyunu, r_0 yuvarlanma yarıçapını, $2e_0$ ray uzaklığını ve γ konikliği ifade etmektedir (Şekil 1.3). L dalga boyu, tekerlek takımının hızı olan V'den bağımsız olup

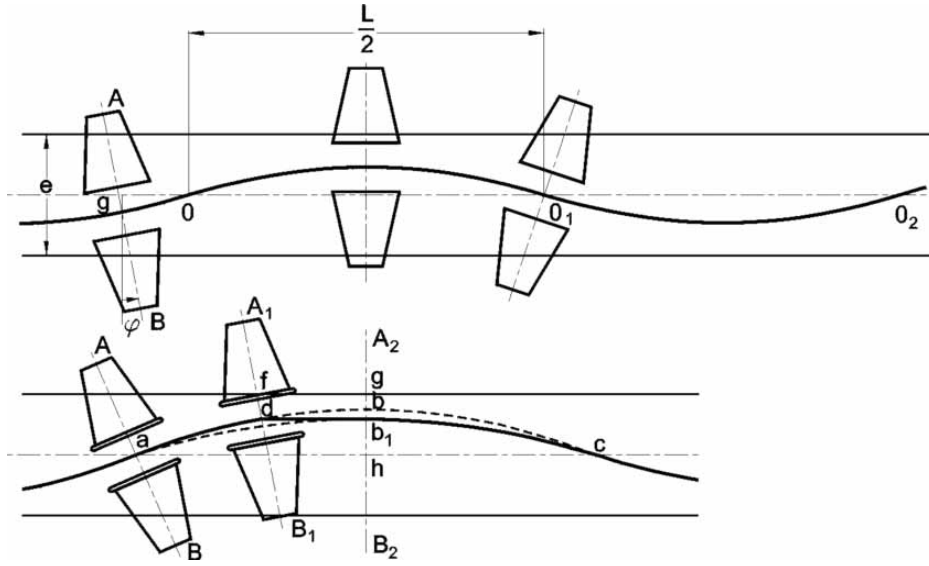
Klingel frekansı olarak bilinen $f = \frac{V}{L}$ bağıntısı ile ilişkilendirilmiştir (Knothe, 2008). Eğer

aracın frekansı Klingel frekansı ile çakışırsa yüksek genlikler ortaya çıkar ve önlenmesi gereken rezonans durumu oluşur. Eşdeğer koniklik Klingel tarafından Denklem 1.2' de gösterildiği gibi tanımlanmıştır.

$$\gamma_{equiv} = \left[\frac{2\pi}{L} \right]^2 e_0 r_0 \quad (1.2)$$

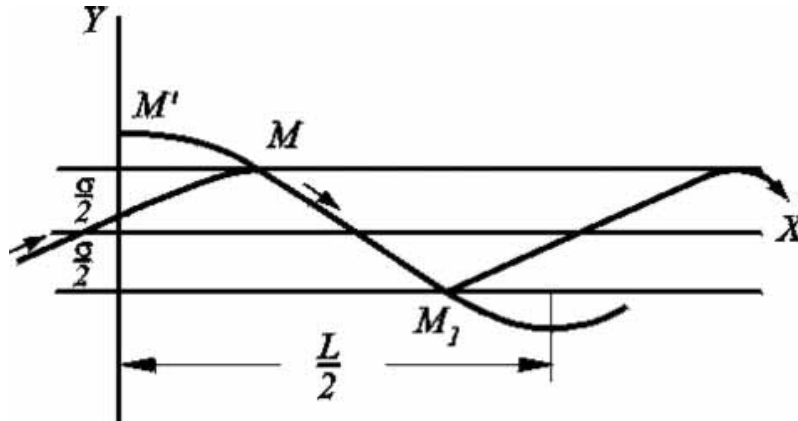
Denklem 1.2 ile tanımlanan eşdeğer koniklik sinüzoidal hareketin maksimum genliği ile ilgilidir. Bu ise doğrusal-olmayan (non-linear) analiz için önemli bir basamak oluşturur.

Christoph Boedecker 1. süspansiyon ve katı bir çerçeve ile katı 2-akslı bir taşıtı modellemiştir. Bu çalışmada tekerlekler konik olarak düşünülmüş, yüzeyi ise dairesel kabul edilmiştir. Rölatif hareketler oluşmaya başladığında tam kayma ve yerelleştirilmiş Coulomb Kanunu kullanılmıştır.



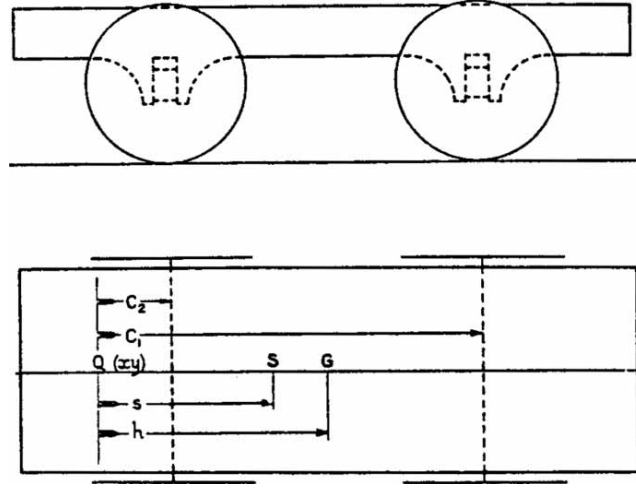
Şekil 1.3 Klingel'e göre konik profilli rijit tekerlek takımının sinüzoidal hareketi (Knothe, 2008).

Böylece basit bir doğrusal-olmayan (non-linear) bir model kurulmuştur. Boedecker tarafından yapılan analiz sonucunda aracın Şekil 1.4' de gösterildiği gibi kararsız çalıştığı görülmüştür. 30 yıl sonra Şekil 1.5' de gösterilen Boedecker'ın modelini değme mekaniğinde bir takım değişiklikler yaparak Carter kullanmıştır.



Şekil 1.4 2-akslı tekerlek setli taşıtın kararsız davranışı (Knothe, 2008).

Yeni modelde doğrusal (linear) bir kanun uygulanmasına rağmen Boedecker tarafından gösterildiği gibi taşıtın kararsız çalıştığı görülmüştür.



Şekil 1.5 Carter'in modelinde kullandığı bojinin diyagramı (Knothe, 2008).

Carter uygun 2. süspansiyonun taşıta ilavesi ya da trenin yüklenmesi ile stabilitenin elde edilebileceğini açıklamıştır. Carter'ın doğrusal (linear) ve Boedecker'ın doğrusal-olmayan (non-linear) değme mekaniği çalışmaları aynı sonucu vermiştir. Yüksek hız sonucunda ortaya çıkan kararsızlık Şekil 1.6' da görülmektedir.



Şekil 1.6 Lokomotifin “kararlı olmayan Klingel hareketi” nden kaynaklanan ray deformasyonu (Knothe, 2008).

Raylı taşıt dinamiğinde hızın yükselmesiyle birlikte azalan sönüm ve artan frekans, taşıtı Klingel hareketi denilen kararsız bir duruma iter. Taşıt kritik hızdan daha yüksek bir hızla çalışmaya devam ettiğinde bu kararsız davranış görülür. Günümüzde mühendisler 500 km/saat'e kadar hız yapabilen raylı taşıtları tasarlamaktadırlar. Taşıt hızlarındaki bu artış süspansiyon sistemlerinin gelişmesi ile mümkün olmuş ve Klingel hareketi konusunda birçok ciddi problemin önüne geçilmesini de sağlamıştır. He ve McPhee (2002) çalışmalarında bir raylı taşıtın yanal stabilitesini çok serbestlik dereceli cisim dinamiği, ardışık ikinci dereceden programlama ve genetik algoritmanın birleşimi ile optimize etmeye çalışmışlardır. Analitik olarak çözümledikleri 17-serbestlik dereceli doğrusal raylı taşıt modelini AGEM olarak isimlendirilen çok serbestlik dereceli cisim dinamiği analizi programı ile elde ettikleri simülasyon sonuçları ile karşılaştırmışlardır. Taşıtın kararsız olduğu kritik hız değerini ardışık ikinci dereceden programlama kullanarak hesaplamışlar ve özel bir örnekle geçerliliğini ortaya koymuşlardır. İşlemden kritik hız ve süspansiyon katılığını ifade eden diyagramda keskin süreksiz tepe noktalarının varlığını tespit etmişlerdir. Bu tepe noktaları ile gradyan temelli optimizasyon metodları uyumlu olmadığından, gradyan bilgisi gerektirmeyen genetik algoritma ve Nelder-Mead'in tek yönlü algoritmasını kullanarak sonuçları karşılaştırmışlardır. Yanal stabilitenin ölçülmesini daha pratik bir hale getirmek için tepe noktalarındaki kritik hızın tanımlanması da genelleştirilmiştir.

Rinehart (1978), üç akslı lokomotif bojisinin Klingel hareket stabilitesi üzerinde çalışmıştır. Sadece bir bojiyi simgeleyen 11-serbestlik dereceli bir model kullanarak sistemi basitleştirmiştir. Doğal frekans ve mod şekilleri ile ilgili bir takım laboratuvar test verilerini kullanarak modelin geçerliliğini göstermiştir. Sonuçlara göre 4 Hz'den fazla Klingel hareketi frekansı elde edilmiştir ve matematik modelden alınan Klingel hareketi frekans tahminlerinin ölçüm sonuçları ile uyum sağladığı görülmüştür.

Tuten vd. (1979), çeşitli tekerlek profillerinin ve asimetrik yüklemenin vagon stabilitesini nasıl etkilediğini araştırmışlardır. Çalışmalarında 9-serbestlik dereceli bir vagon modeli kullanmışlardır. Sonuçlar vagon stabilitesinin, farklı efektif koniklik ve değme açıları değerlerine sahip aksların konumuna bağlı olduğunu göstermiştir. Tekerlek profilinin bojinin kılavuz boji olup olmadığından daha büyük bir öneme sahip olduğu ve asimetrik yüklemenin yanal stabiliteyi etkilediği anlaşılmıştır.

Renger (1984), yanal stabiliteyi ve sürüş kalitesini incelemek amacıyla iki akslı boji modellemiştir. Taşıtın yanal düzensizliği ve yolun çapraz-seviyeli sapsmalara karşı cevabı

değerlendirilmiştir. Simülasyon sonucunda; ikincil yanal sönümleyici optimize edilerek stabilitenin ve sürüş kalitesinin iyileştirilebileceği görülmüş ve birinci sönümleyici kullanmak yerine ilk katılığın optimizasyonu sayesinde stabilitenin ve yanal sürüş kalitesinin daha iyi geliştirilebileceği sonucuna varılmıştır.

De Pater vd. (1999), iki akslı bojiye sahip bir vagonun yanal stabilitesini konu alan analitik bir çalışma yapmışlardır. Kullandıkları matematik modelle iki tekerlek takımını bağlayan yanal katılığın uygun seçimiyle kritik hızın arttırılabileceğini göstermişlerdir.

Ahmadian (1998), tekerlek takımının doğrusal-olmayan salınımını araştırmıştır. Klingel hareketine bağlı kararsızlığı analiz etmek için Bifurkasyon teorisi uygulanmıştır. Doğrusal olmayan birincil savrulma damperlerini kapsayan tekerlek takımı ele alınmıştır. Çalışmada flanş değmesinin, ray açıklığının ve savrulma damperlerinin neden olduğu non-lineeriteye bağlı lineer analiz sayesinde Klingel hareketinin kritik hızın altındaki hızlarda da ortaya çıkabileceği sonucuna varılmıştır.

Yabuna vd. (2001) tekerlek takımlarının Klingel hareketi için stabilize kontrolü üzerinde durmuşlardır. Tekerlek takımının Klingel hareketini sınırlamak amacıyla bir kontrol stratejisi önermişlerdir. Kontrol metodu, Klingel hareketinin önemli nedenlerinden biri olan katılık matrisindeki asimetriğe odaklanmıştır. Matrisin asimetrik bileşeninin etkisini azaltmak için savrulma hareketine orantılı yanal bir kuvvet uygulanmıştır. Teorik sonuçların yeterliliğini göstermek için deneysel bir çalışma da yapılmıştır ve kontrol stratejisinin kritik hızı önemli ölçüde arttıracağı sonucuna varılmıştır.

Mohan (2003), çeşitli birinci ve ikinci katılık ve sönümleme parametrelerinin kullanılmasıyla vagonların Klingel hareket stabilitesinin geliştirilmesi amacıyla kontrol edilebilir birinci süspansiyonların doğrusal-olmayan analizi üzerinde bir araştırma yapmıştır. Vagonların kritik hızının diğer parametrelerle karşılaştırıldığında birinci boyuna katılığa karşı daha duyarlı olduğu sonucuna varılmıştır. Ayrıca birinci boyuna katılığın yarı aktif kontrolünü kullanarak Klingel hareket stabilitesini kontrol edebilecek bir metot önermiştir.

Lin vd. (2009), yeni bir raylı taşıt kavramı olan üç akslı bir üniteli taşıtı önermişlerdir. Genelde tek akslı bir taşıt, kısa ve geniş taşıt gövdesi gerektirir ki gelecekteki raylı taşıt jenerasyonunda sistem tasarımı olacaktır. Bu çalışmada önerilen taşıt, üç yük vagonu kullanmaktadır ve klasik bir trendeki standart gövde uzunluğuna sahiptir. Taşıtın en önemli özelliği daha hafif gövde kullanarak elastik gövde titreşimlerini azaltmak ve vagonu taşıtın

ortasında konumlandırmaktır. Bu sistem tasarımı stabilite (denge), kurp performansı ve aks yük limitleri gibi yüksek bir performans sergilemektedir. Analizler, çok gövdeli dinamik simülasyonlarla yapılmış ve temel karakteristikler açıklanmıştır. En sonunda 1/10 ölçekli bir model yapılarak test edilmiştir.

Derayman ile İlgili Yapılmış Çalışmalar:

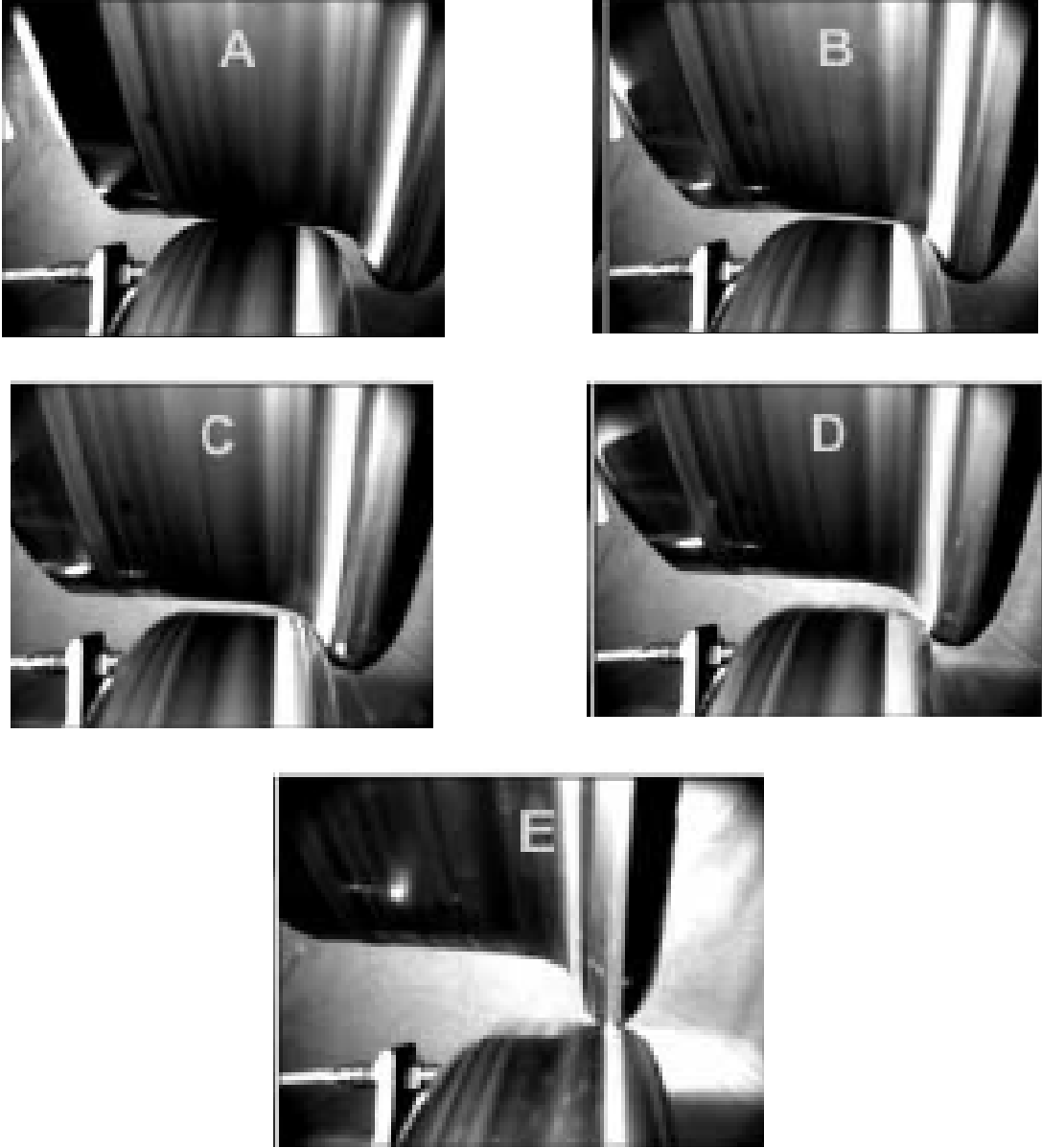
Bir taşıtın yoldan çıkması aşağıda kısaca belirtilen bazı nedenlerden kaynaklanır.

- *Hat kayması:* Çok büyük yanal yükler altında hat tamamen kayar ve taşıtın deraymanına neden olur. Bu olay yüksek hızlarda gerçekleşebilir.
- *Tekerleğin rayda dönmemesi:* Tekerlekle ray arasındaki yanal kuvvet belli bir değere ulaştığı zaman tekerlekler dönmez ve deraymana neden olur. Bu durum düşük hızlarda olabilir (olmaması için Nadal formülü ile verilen şartların sağlanması gerekir).
- *Taşıtın devrilmesi:* Taşıt denge durumunu aştığı için raydan devrilmesidir. Normal hatlarda en kötü durumda (ağırlık merkezinin hattan yüksekliği 2,25 m) yanal ivme, $g/3$ 'e eşit olursa taşıt devrilebilir.

Sweet vd. (1984), tekerlek tırmanması sonucu raydan çıkma problemine karşı vagonların sürüş güvenliğini incelemişlerdir. Çalışmada teorik modellemeye ve deneylere yer verilmiştir. Tekerlek ray ara yüzündeki raydan çıkma oranı ya da yanal kuvvetin dikey kuvvete oranı (L/V), raydan çıkmaya karşı güvenliği tahmin etmek için tek başına yeterli değildir. Dinamik koşullar altında, eğer sadece çok kısa bir sürede meydana gelmediyse mevcut raydan çıkmalara neden olmaksızın önemli ölçüde daha büyük raydan çıkma oranları meydana gelmiştir. Dolayısıyla hem raydan çıkma oranı, hem de ilgili süreler için raydan çıkma kriteri göz önüne alınmalıdır.

Haque vd. (1996), raydan çıkma problem tahmini için doğrusal-olmayan bir tekerlek takımı modeli sunmuşlardır. Model, hem eğimli hem de kurplu yollarda giden tekerlek takımının, güvenliği üzerinde durulmasını sağlamaktadır.

Çalışmada modelin, tekerlek tırmanması, tekerlek yükselmesi, kurp karakteristikleri ve eğimli yolda sınır çevrim davranış ile ilgili tekerlek takımının dinamik davranışının tahmin edilebildiği gösterilmiştir.



Şekil 1.7 Tekerlek deraymanının oluşması (Braghin vd., 2006).

Nagase vd. (2002), gerçekleştirdikleri çalışmada tekerlek tırmanması sonucu raydan çıkma olayının deneysel sonuçlarını rapor etmişlerdir. Deney 1:5 ölçeğinde boji ve demiryolu modeli kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Raydan çıkma riskinin değerlendirilmesinde Nadal formülü (tekerleğe uygulanan yanal kuvvetin dikey yüke oranı) kullanılmış ve yüksek tahmin hassasiyetli lazer yer değiştirme sensörü kullanılarak gerçekleştirilen tekerleğin dikey yer değiştirme ölçümü ile desteklenmiştir. Sonuç olarak, adhezyon katsayısının tekerlek tırmanması sonucu oluşan raydan çıkma olayının ortaya çıkmasında çok büyük bir etkiye sahip olduğu anlaşılmıştır.

Brabie ve Anderson (2006), dört akslı yüksek hızlı bir raylı taşıtın kapsamlı bir MBS simülasyon modelini geliştirmişlerdir. Taşıtın raydan çıkma öncesi ve sonrası durumlar için model kullanılmış ve raydan çıkmayla sonuçlanan gerçek kaza verileri yardımıyla da geçerliliği irdelenmiştir. Simülasyon verilerinden, düşük tutuş özelliğine sahip fren diski ve boji çerçevesinin, kurplarda flanş tırmanması neticesinde raydan çıktıktan sonra tekerlek takımlarının yanal sapmalarını minimize ederek mekanizmanın yönlendiricisiymiş gibi davrandıkları sonucuna varmışlardır. Bu bulgularını ise Almanya ve İsveç'te meydana gelen kaza sonuçları ile desteklemişlerdir. Tekerleklerin transvers üzerindeki hareketlerini MBS modeline dahil etmediklerinden, bu etkileşimi sonlu eleman modeli ile incelemişlerdir. Tekerlek değme kuvveti için histerisiz verisi elde ederek daha hassas bir tekerlek-travers etkileşim algoritması geliştirmişler ve MBS bilgisayar programına uygulamışlardır. Sonuç olarak, tren vagonları arasındaki iç bağlantılar, dış sınırlamalar, boji yalpa direnci, ağırlık merkezinin yüksekliği gibi çeşitli parametrelerin bir fonksiyonu olarak taşıt yanal sapma eğilimi üzerindeki çalışmalara imkân sağlanmıştır.

Optimizasyon ile İlgili Yapılmış Çalışmalar:

Karayel ve Erel (1997), mevcut alt ve üstyapı şartları altında arzu edilen hız ve konfor isteklerine en iyi cevap verebilecek taşıt tasarımını ve mevcut taşıtlarda yapılması gerekli değişiklikleri ele almışlardır. Bu amaçla süspansiyon sisteminin optimum tasarımı ve aktif süspansiyon sisteminin mevcut sisteme adaptasyonu üzerinde durmuşlardır.

Matsumoto vd. (1999), vagonun Klingel hızını azaltmadan kurp davranışını optimize etmek amacıyla bazı metotlar önermişlerdir. Bu metotlar arka aksta ve boyuna birinci süspansiyonun asimetrik düzenindeki bağımsız dönen tekerleklerin aşınmış bandaj profillerinin optimizasyonunu içermektedir.

Mastuni vd. (2001), çalışmalarında raylı taşıtın dinamik cevabını analitik denklemlerle tanımlamak amacıyla iki serbestlik dereceli basit bir model kullanmışlar ve dinamik cevabın geliştirilmesi için çoklu objektif programlamayı (MOP) esas alan bir optimizasyon metodu tanıtarak raylı taşıtın ikinci süspansiyon parametrelerini optimize etmişlerdir.

Shieh vd. (2005), hafif raylı taşıtın aktif süspansiyon sisteminin tasarımı için sistematik ve efektif bir optimizasyon işlemi önermişlerdir. Çalışmalarında 9-serbestlik dereceli üç vagonlu trenin çok gövdeli dinamik modelini oluşturmuşlar ve d'Alembert kuvvet yöntemini kullanarak hareket denklemlerini elde etmişlerdir. Düzensiz yol değerlerine bağlı olarak sürüş

kalitesini arttırmak amacıyla süspansiyon yay ve damper parametrelerinin değişim algoritmaları ile optimum tasarımı üzerinde durmuşlardır.

Shevtsov vd. (2005), çalışmalarında sayısal optimizasyon tekniği kullanarak geometrik tekerlek-ray temas karakteristiklerine dayanarak bir tekerlek profili tasarımı için gereken işlemleri göstermişlerdir. Bu işlemler Danimarka'daki Delft Teknoloji Üniversitesi'ndeki Demiryolu Mühendislik Grubu tarafından geliştirilmiştir. Optimizasyon süresince tekerlek profili değiştirilmiş ve yuvarlanma yarıçapı fark fonksiyonu ve ray profili için yeni bir tekerlek profili önerilmiştir. Sonuç olarak aşınma ve güvenlik fonksiyonunu kontrol etmek için ADAMS / Rail bilgisayar programı kullanılmıştır.

Enblom (2006), raylı taşıt tasarımında değişik mekanik alt sistemlerin birbirleri ile etkileşimini ve aralarındaki farklılıkları göstermiştir. İki seviyeli optimizasyon işlemini içeren çok gövdeli taşıt dinamiği simülasyonu ve sonlu eleman yapısal analiz uygulamalarını kullanmıştır. Üç vagonlu tren setinde kütle azaltımına gitmiş ve doğal frekans cinsinden uygun olmayan başlangıç dizaynına rağmen başarılı sonuçlar elde edilmiş olduğu bildirilmiştir.

Park vd. (2006), Kore'de geliştirilen eğilebilen trenin bojilerinin yorulma dayanımını sonlu eleman yöntemi kullanarak incelemişlerdir. ADAMS bilgisayar programını kullandıkları analizlerinde 100 km/saat hız yapan trenin 300 m çapındaki kurpan ve 100 m'lik eğimden geçişini benzeşim yaparak ele almışlardır. Geri beslemeli yapay sinir ağı (ANN) ve genetik algoritma (GA) kullanarak bojinin ağırlığını % 4.7 oranında minimize etmeyi başarmışlardır.

Modelleme Teknikleri ile İlgili Yapılmış Çalışmalar:

Iwnicki ve Stow, 1998 raylı taşıtların modellenmesi üzerine çalışmışlar ve çözüm metotlarını açıklamışlardır. Adams-Rail, Medyna, Nucars, Simpack ya da Vampire gibi özel bilgisayar programlarının çeşitli ray konfigürasyonları üzerinde çalışan taşıtları analiz edebilme imkânı verdiğini, özellikle farklı süspansiyon elemanlarının etkilerinin incelenebildiğini ifade etmişlerdir. İlave olarak, yük taşıtlarındaki süspansiyonların doğrusal-olmamalarından dolayı modellenmelerinin karmaşık olduğunu belirterek, çalışmalarında üç parçalı bir bojinin yaprak yay süspansiyonunu Medyna adlı bilgisayar programı ile modellemişler ve benzeşimini gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada açıkladıkları çözüm metotları aşağıda özetlenmiştir.

Özdeğer analizi: Modellemenin başlangıç aşamasında özdeğer analizini uygulamak genellikle faydalıdır. Bu özdeğerler hareket denklemlerinden elde edilirler ve taşıt gövdesi için mümkün

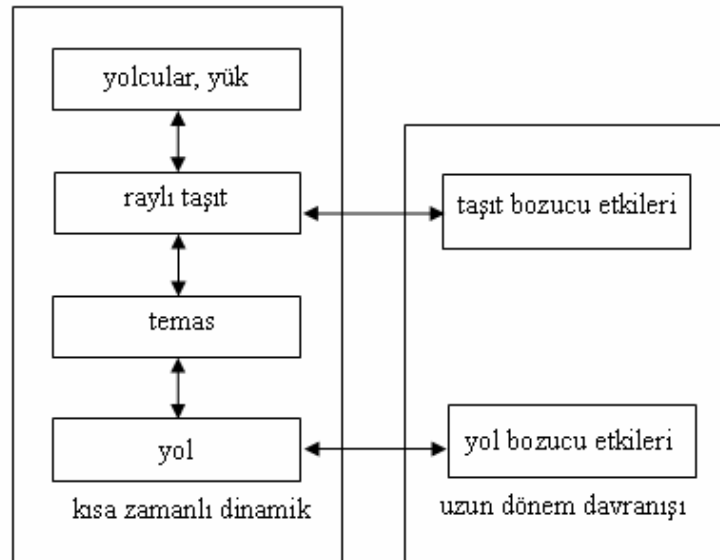
olan titreşimlerin çeşitli modlarına ait doğal frekansları verirler. Bu analiz özellikle yüksek hızlarda ortaya çıkan Klingel hareketi denilen kararsızlık durumunda kullanılmaktadır.

Stokastik analiz: Bilinen bir yol girişine karşın taşıtın herhangi bir parçasının frekans spektrumunu bulmak için kullanılır ve hareket denklemlerinden karmaşık bir transfer fonksiyonu kullanılarak hesaplanır. Frekans spektrumundaki özel bir sınır değerinden daha az olması gereken titreşim seviyelerinin olduğu taşıt kabul işlemlerinde ve sürüş ile ilgili problemlerin olduğu durumlarda kullanılan ideal bir metottur.

Basamaktan basamağa entegrasyon metodu: Yük vagonlarındaki doğrusal-olmama durumundan dolayı hareket denklemleri analitik olarak çözülemezler. Denklemlerin entegrasyonu için sayısal çözüm gereklidir. Bir önceki basamakta elde edilen sonuçlar bir sonraki basamaktaki sistem davranışının tahmini için kullanılır. Runge-Kutta Metodu genellikle en çok kullanılan metottur ve çok iyi sonuçlar vermektedir.

Taşıt-yol Dinamiğinde Modelleme:

Kritik hız problemlerinden sonra raylı taşıt alanındaki bilimsel çalışmalar taşıt-yol dinamiğine odaklanmıştır. Kararlılık ve konfor problemleri 50 Hz'e kadar olan frekans aralığında, akustik problemler ise 500 Hz'in üzerindeki frekans aralığında ortaya çıkmaktadır. 50 Hz ile 500 Hz aralığı ise daha fazla dikkat çekmesine rağmen detaylı bir araştırma yapılmamıştır. Geçmişte tüm sistemin dinamik analizi (Şekil 1.8) iki kısma ayrılırdı.



Şekil 1.8 Taşıt-yol sisteminin blok diyagramı (Popp vd., 1999).

Şekil 1.9 Çok serbestlik dereceli bir sistemdeki radyal elastik tekerlek modeli (Claus, 2000).

Dolayısıyla basit yol modelleri yeterli olabilmektedir. Ancak, yüksek frekanslarda, farklı yol bileşenlerinin ataleti önem kazanmaktadır. 250 Hz'e kadar frekans değerlerinde balast ve alt yapı özellikleri baskın olmaktadır, 700 Hz'e kadar olan frekans aralığında pedler önem arz etmektedirler. 700 Hz'in daha da üzerindeki frekans değerlerinde ise ray geometrisi öne çıkmaktadır.

Lieh ve Yin (1998), hem rijit hem de bağımsız tekerlekli sistemlerin avantajını elde etmek için elastik tekerlek seti kavramasını modelleyerek (Şekil 1.10) stabilitesi üzerinde çalışmışlardır.

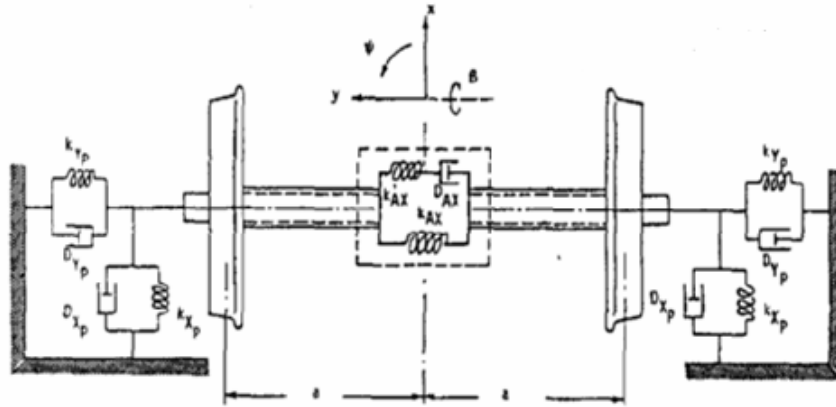
Taşıt-yol dinamiği ve problemleri konusundaki çalışmalar Çizelge 1.2 ve 1.3'de verilmiştir. Bu çizelgelerde a)-h) farklı taşıt ve yol bileşenlerini, A)-E) ise farklı model tiplerini ifade etmektedir. Burada hem taşıt alt sistemi hem de yol alt sistemi için belirtilen üç model tipi basitlik açısından seçilmiştir. Ortak olan bozucu ve hasar modellerinin ise orta frekans aralığında büyük önem taşımaktadır.

Çizelge 1.2 Dinamik raylı taşıt modelleri ve problem alanları (Popp vd., 1999).

MODELLER ELEMANLAR	A) RİJİT ÇOK SERBESTLİK DERECELİ MODELLER 0–50 Hz	B) ELASTİK ÇOK SERBESTLİK DERECELİ MODELLER 50 Hz–20 kHz	E) BOZUCU VE HASAR MODELLERİ
a)TAŞIT GÖVDESİ	-sürüş konforu	-yapısal titreşimler -iç gürültü	-sert rüzgar
b) BOJİ	-sürüş kararlılığı	-yorulma -tekerlek seti yatakları	
c) TEMASLI TEKER TAKIMI	-e) ile kesişim -sürüş kararlılığı	- e) ile kesişim -yuvarlanma gürültüsü -yorulma	-dengesizlikler -dinamik tekerlek yükleri -yuvarlak olmayan tekerlekler -tekerlek yassılığı -tekerlek olukları

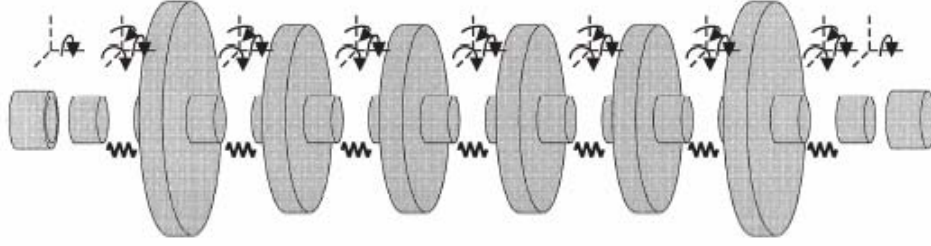
Çizelge 1.3 Dinamik yol modelleri ve problem alanları (Popp vd., 1999).

MODELLER ELEMANLAR	C) SÜREKLİ MODELLER (sonsuz uzunluk)	D) AYRIK MODELLER (sonlu/sonsuz uzunluk)	E) BOZUCU VE HASAR MODELLERİ
a) TEMASLI RAY	-E) ile kesişim	-E) ile kesişim	-yükleme -düzensizlikler -oluklar -yorulma
b) ELASTİK PED	-modelleme parametreleri	-modelleme parametreleri	-ara yüzey sürtünmesi -hasar, aşınma
c) TRAVERS	-tabakalı modellerin parametreleri	-yanal hareket	-ara yüzey sürtünmesi -bozucu etkiler
d) BALASTLI YA DA BETON	-modelleme parametreleri	-modelleme parametreleri	-bozunma -pulverisasyon (toz haline gelme) -yerleşme
e) ALT YAPI	-yarı-yer parametreleri	-ray ve alt yapının eşleşmesi	-alt yapının sertleşmesi -yerleşme

Tekerlek Seti Modelleri:

Şekil 1.10 Elastik damper kavramalı tekerlek seti modeli (Lieh ve Yin, 1998).

Şekil 1.11’de görülen model ise ADAMS yazılımı kullanılarak Morys, 1998 tarafından geliştirilmiştir. Dönme katılık parametrelerinin adaptasyonu ile 0-150 Hz aralığında elastik özellikler açısından başarılı bir yaklaşım gerçekleştirmiştir.

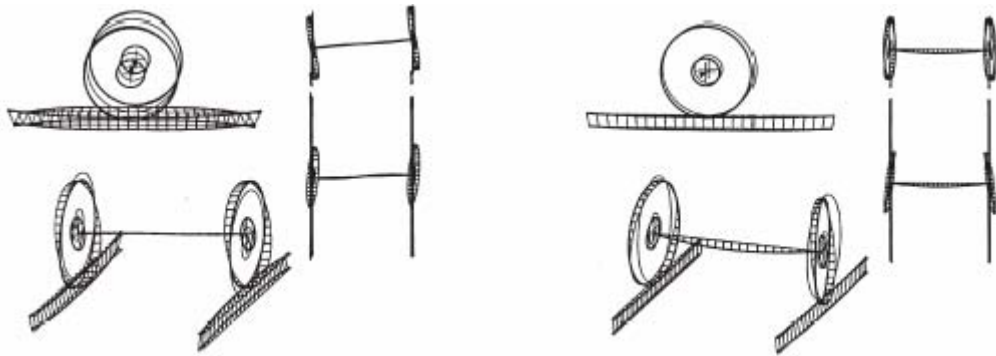


Şekil 1.11 Bir tekerlek setinin katı cisim modeli (Morys, 1998).

Tekerlek setinin modellenmesinde diğer bir yol sürekli modellemedir. Orta ve yüksek frekans aralığındaki bir tekerlek setinin modellenmesinde aşağıdaki hususlar göz önüne alınmalıdır:

- 1) Fren diskinin yeri dikkate alınarak tekerlek setinde kütle ve atalet açısından gerçek bir dağılımın sağlanması
- 2) Jantın eksantrik bağlantısı
- 3) Eğilmeyi ve burulmayı içeren üç boyutlu deformasyonlar
- 4) Aksın uzamasını ve kayma deformasyonunu hesaba dâhil edildiği daha detaylı modeller
- 5) Esneme ve şemsiye modlarını içeren tekerleğin düzlem dışı deformasyonu
- 6) Dönme ile ilgili ön yükleme etkileri ve giroskobik (topaç hareketi) etkiler

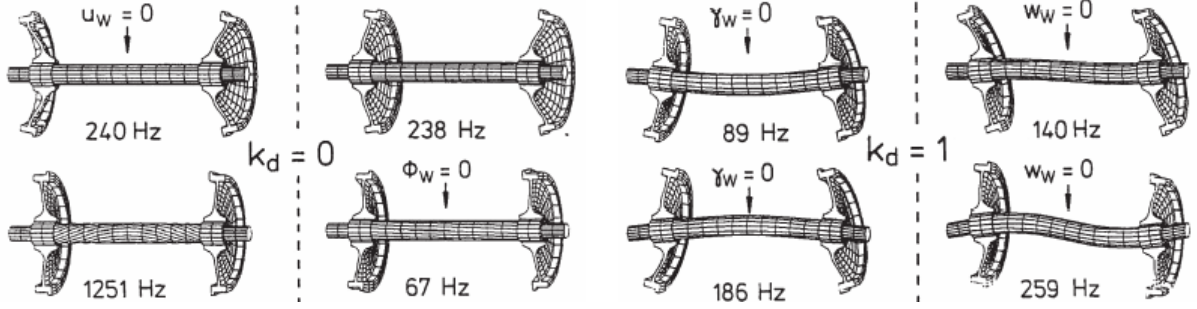
Meywerk (1997), tekerlek seti ve tekerleğin jantları için bir boyutlu sürekli model ve tekerlek diskleri için de iki boyutlu sürekli model kullanmıştır. Şekil 1.12’de bu çalışmasındaki elastik ray üzerinde yuvarlanan yapının en zayıf sönümlü öz modları görülmektedir.



Şekil 1.12 Elastik ray üzerinde yuvarlanan bir elastik tekerlek seti (Meywerk, 1997).

Günümüzde çok serbestlik dereceli modellerin kurulması ve çözümlenmesi hızlı bilgisayarlar ve paket programlar sayesinde çok daha kolay olabilmektedir. Yüksek boyutlu sistemlerin

diferansiyel denklemleri model ayrıklaştırma ile basitleştirilebilmektedir. Şekil 1.13’de ise düşük öz frekanslara karşılık gelen öz modlar verilmiştir (Fingberg, 1990).



Şekil 1.13 Sonlu elemanlar ile modellenen tekerlek setinin öz modları (Fingberg, 1990).

Modal Analiz ile İlgili Çalışmalar:

Literatürde raylı taşıtın gövdesi olmak üzere, boji ve tekerlek setine ait frekans analizi çalışması mevcuttur.

Dietz vd. (1998), çalışmasında raylı taşıt bojisinin frekans analizini gerçekleştirmiş ve burulma modu frekansını 42 Hz, düşey eğilme modu frekansını 52 Hz ve yanal eğilme modu frekansını 48 Hz olarak bulmuştur.

Kotil vd. (1999), bir tramvayın statik ve dinamik analizini sonlu elemanlar metoduyla yapmışlardır. Çalışmalarında ANSYS yazılımını kullanarak 0–100 Hz aralığına tekabül eden doğal frekansları ve mod şekillerini belirleyerek araç üzerinde gerekli değişiklikleri yapmışlardır.

Carlbom (2001), raylı taşıtın gövdesini sonlu elemanlar metodu ile ANSYS yazılımını kullanarak modelleyerek frekans analizini gerçekleştirmiş ve en düşük sekiz doğal frekans aralığının 9.1 ile 16.2 Hz arasında olduğunu göstermiştir.

Özsoy (2005), çalışmasında TVS 2000 yolcu vagonunun ve Y32 bojisinin ve sistem alt parçalarının ayrı ayrı doğal frekans hesaplamalarını yapmış ve titreşim şekillerini ve frekanslarını elde etmişlerdir. Sistem alt parçalarının birbiriyle olan ilişkilerini ve tüm aracın davranışını inceleyerek tüm aracın titreşim şekillerinin bojilerden bağımsız, gövdeye ise bağımlı olduğunu tespit etmiştir. Vagona ait I. eğilme modu frekans değeri 7.075 Hz, II. eğilme modu frekans değeri 23.029 Hz, burulma mod frekansı 27.95 Hz olarak bulunmuştur. Bojiye ait I. burulma modu frekans değeri 68.352 Hz, I. eğilme modu frekans değeri 116.947 Hz, II. eğilme mod frekansı 160.832 Hz olarak bulunmuştur. Sistem bütün olarak analiz

edildiğinde ise 6–28 Hz frekans aralığı ortaya çıkmıştır.

Yağız ve Gürsel (2005), bir yolcu vagonu için en düşük esneklik eğilme modu frekansının 8–12 Hz aralığında olduğunu çalışmalarında belirtmişlerdir. Çalışmalarında, bojiye ait doğal frekans 12.64 Hz ve gövdeye ait doğal frekans değerleri ise 0.87, 1.14, ve 1.53 Hz olarak sunulmuştur.

Baeza (2008), raylı taşıtın tekerlek setinin modal analizini gerçekleştirmiş ve doğal frekans değerlerini 0.80, 93.7, 93.7, 146.8, 146.8, 226.7, 287.6, 287.6 Hz şeklinde hesaplamıştır.

Zheng vd., (2006) ise çalışmaları sonucunda gövdeye ait frekans değerlerini 0.67, 0.85, 8.49, 23.2 Hz ve ön, arka boji frekans değerini ise 10.55 Hz olarak vermişlerdir. Raylı sistemlerde düşey titreşimlere ait frekans aralığının 0–16 Hz olduğunu ayrıca Dong (1994), Aba (1994), Knothe (2001), Gürsel ve Yağız (2005)'in çalışmalarından bilinmektedir.

Titreşim ve Gürültü ile İlgili Yapılmış Çalışmalar:

Tekerlek ray ilişkisinin neden olduğu çevresel titreşim ve gürültü, raylı ulaşımındaki gürültü kaynaklarının temelini oluşturmaktadır. Rayın sertliği ve dayanıklılığı, taşıt tekerleğinin üzerinde yatay düz bir form oluşması veya tahrip olmuş olması, raylar arasında küçük açıklıkların bulunması ve bu açıklıkların kaynaklanmış olması trenin hareketiyle birlikte gürültünün ortaya çıkmasına neden olur. Taşıtın süspansiyon sistemi, yoldaki elastik ve kalıcı çökmeler, tekerleklerdeki ve ray üst yüzeyindeki pürüzlülükler, travers ve makas geçişleri ve taşıtın hızı titreşimlere sebebiyet vermektedirler. Aktürk vd. (2003), çalışmalarında raylı ulaşımında iyi bir kontrol ve bakım çalışması ile diğer şehir içi ulaşım sistemlerine oranla daha az gürültüye sebebiyet verilebileceği ve açığa çıkan gürültünün düşük seviyede kalacağını ortaya koymuşlardır.

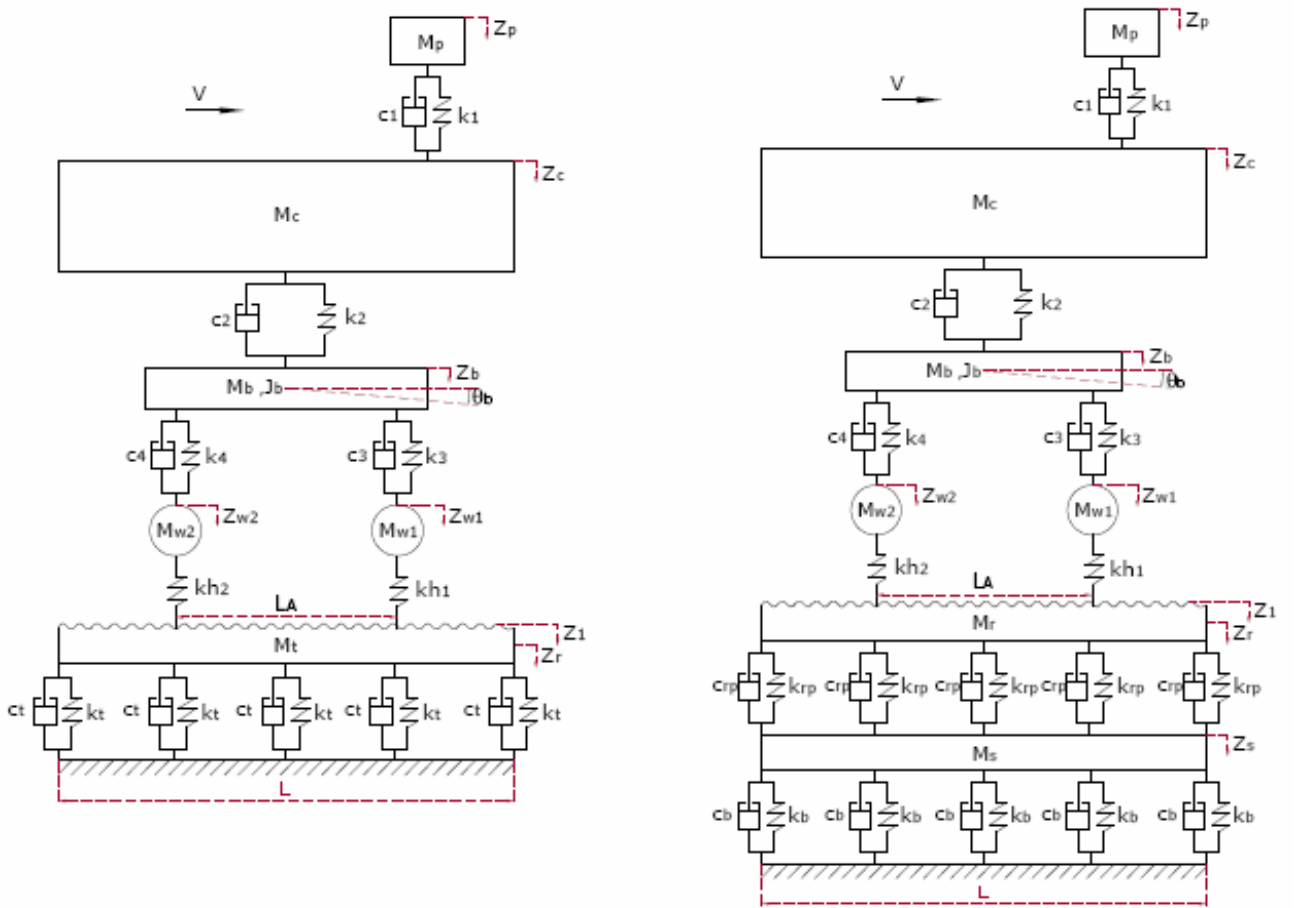
Yılmaz (2004), çalışmasında RTX 2000 taşıtlarının dinamik karakteristiklerini incelemiştir. Analizlerini ADAMS/Rail bilgisayar yazılımını kullanarak gerçekleştirmiş ve 20 Hz'e kadar olan frekansları incelemiştir. Bunun yanında çalışmada, konfor analizini yapmak amacıyla taşıt gövdesinde dikey ve yatay ivmelenmeler ölçülmüştür. Sonuç olarak süspansiyon sistemlerinin uygun olarak seçildiği ve raydan gelen titreşimlerin insanlar üzerindeki etkisinin iyi bir şekilde azaltıldığı gösterilmiştir.

Toprak ve Aktürk (2006), Demiryolu Gürültü Modeli (Railway Noise Model, RNM) yardımıyla hızlı raylı ulaşım sistemi ve hafif raylı ulaşım sistemlerinin neden olduğu çevresel gürültüyü modellemişlerdir. Alınan ölçümlerle modelleme karşılaştırıldığında uyuşmanın

Şekil 1.14 Altı serbestlik dereceli çeyrek raylı taşıt modeli (Metin, 2007).

Yalçın vd. (2007), 6-serbestlik dereceli raylı taşıt modeline ilave olarak ray yolunun modellenmesini incelemiştir. Göz önüne alınan yol, kütle-yay-damper sistemi şeklinde düşünülmüştür. Raylı taşıt ile beraber ele alındığında 7-serbestlik dereceli rijit yol 8-serbestlik dereceli balastlı yol olmak üzere iki farklı şekilde modellenmiştir (Şekil 1.15). İki farklı yol yapısının titreşim karakteristikleri yolcu konforu ve güvenliği açısından karşılaştırılmıştır

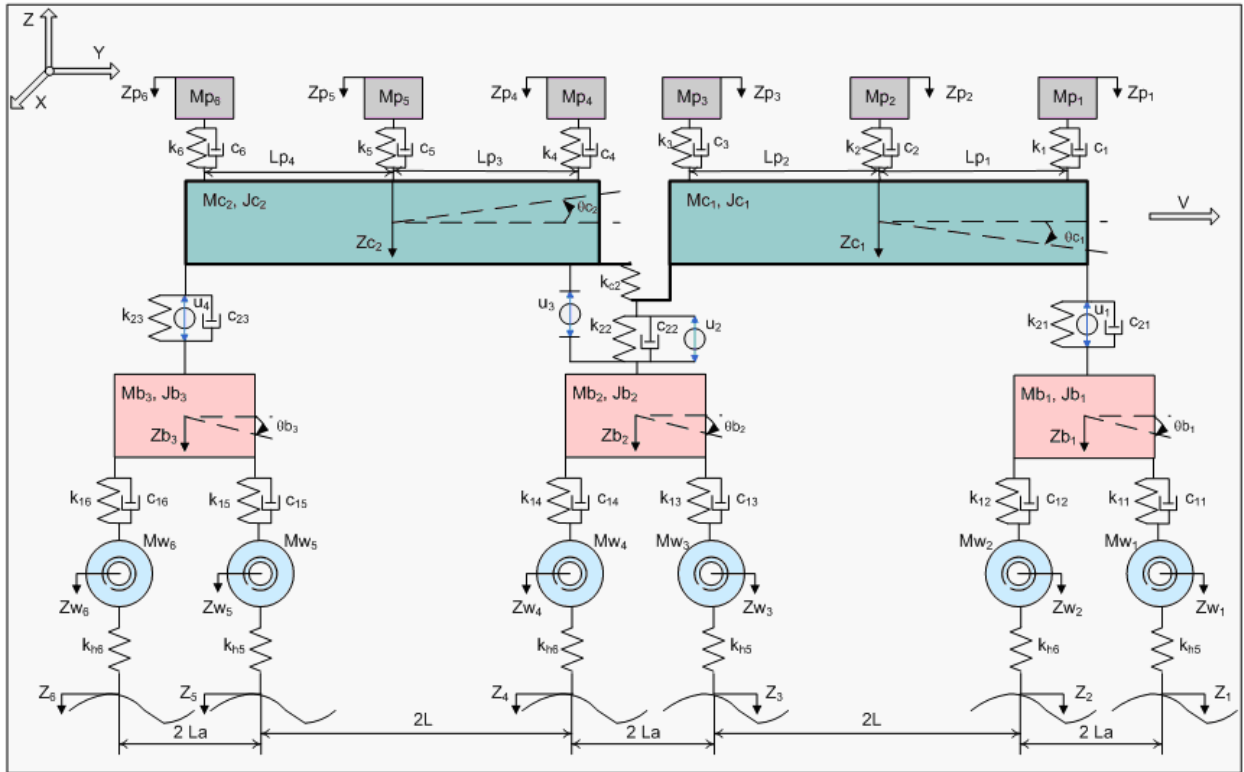
Metin (2007), gerçekleştirdiği çalışmada hafif metro taşıtının 4-serbestlik dereceli temel raylı taşıt, 6-serbestlik dereceli çeyrek raylı taşıt ve Şekil 1.16'de görülen 22-serbestlik dereceli yarım raylı taşıt dinamik modellerini kurarak kontrolörlü ve kontrolörsüz durumlarda titreşim analizlerini gerçekleştirmiştir.



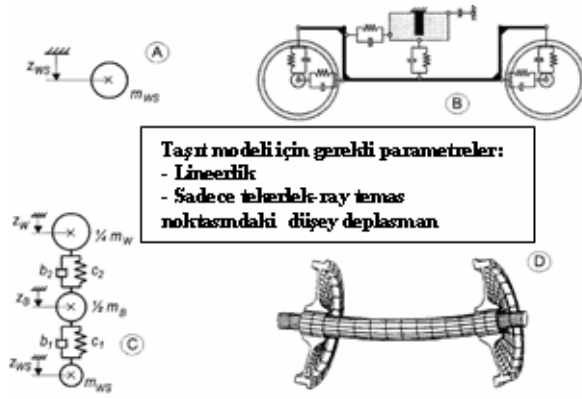
Şekil 1.15 (a) Raylı taşıt-rijit yol modeli (7 SD), (b) Raylı taşıt-balastlı yol modeli (8 SD) (Yalçın vd. 2007).

Sinüzoidal yol girişi uyguladığı analizler sonucunda 4 ve 6-serbestlik dereceli raylı taşıt modellerine ait titreşimlerin zaman ve frekans cevapları, modellerinin benzerliğinden dolayı birbirlerine çok yakın olduğu görülmüştür. 22-serbestlik dereceli modelde ise boji ve tekerlek sayılarının artması nedeniyle süspansiyon sistemleri daha etkin sonuçlar vererek 4 ve 6-serbestlik dereceli sistemlere göre %50 küçülmüştür.

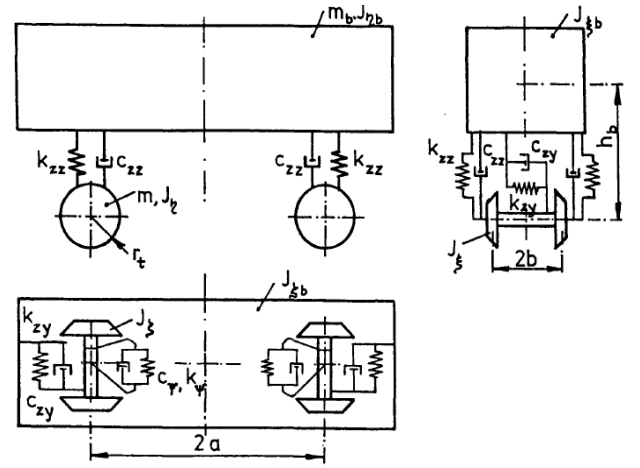
Aba (1994), çalışmasında raylı taşıtın düşey titreşimlerini inceleyebilmek için gerçek sisteme yakın bir dinamik eşdeğer sistem modeli geliştirerek, toplu kütleli ve sürekli elastik çubuk sistem modellerini sönümlü ve sönümsüz haller için incelemiştir. Literatürde bulunan dinamik tasarım kriterleri ve standartlarda belirtilen konfor değerlerini elde edebilmek için geliştirilen programlar ile sistem davranışını hesaplamış, sistemin fiziksel parametrelerinin sistem davranışı üzerindeki etkilerini incelemiştir. Çalışmada, akslardan harmonik tahrik kuvvetleri ve taşıt gövdesine aerodinamik kuvvetlerin etkisi halinde geçici rejim titreşimleri de dâhil edilerek sistem davranışı sönümlü ve sönümsüz haller için ele alınmıştır.



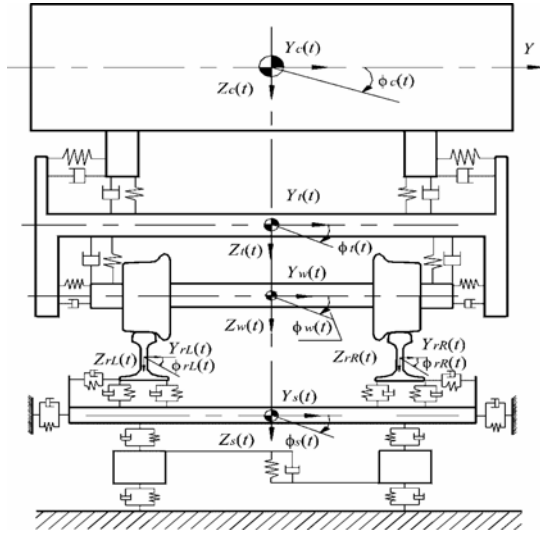
Şekil 1.16 22-serbestlik dereceli yarım raylı taşıt modeli (Metin ve Güçlü 2009).



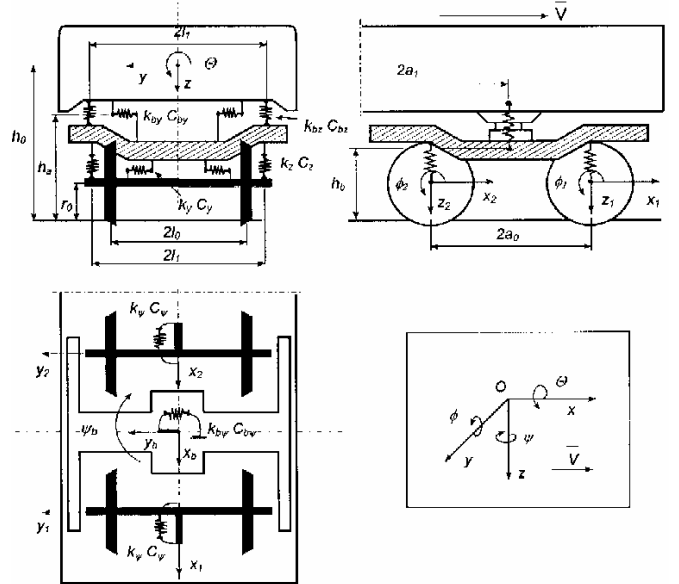
(a)



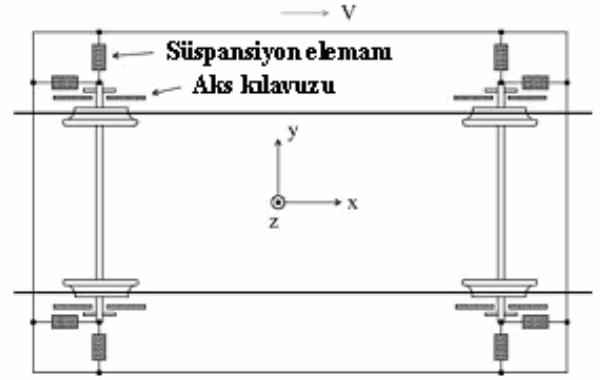
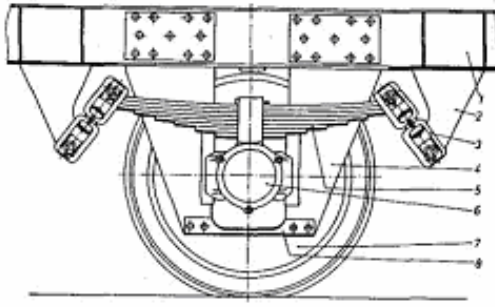
(b)



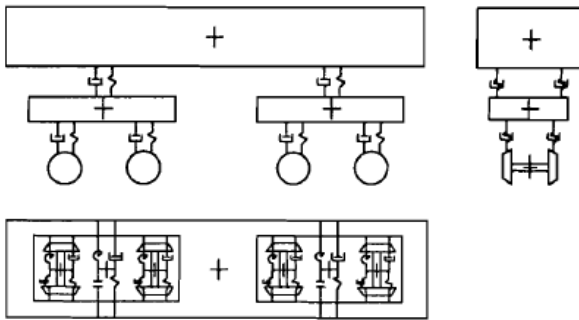
(c)



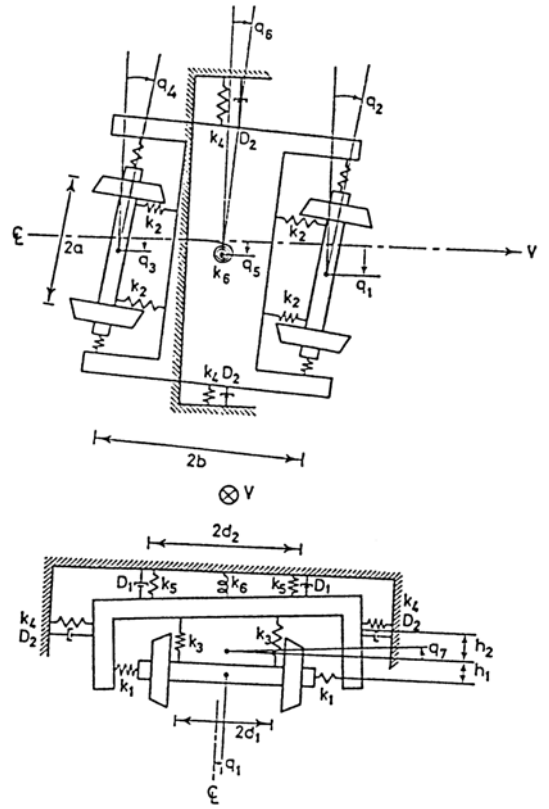
(d)



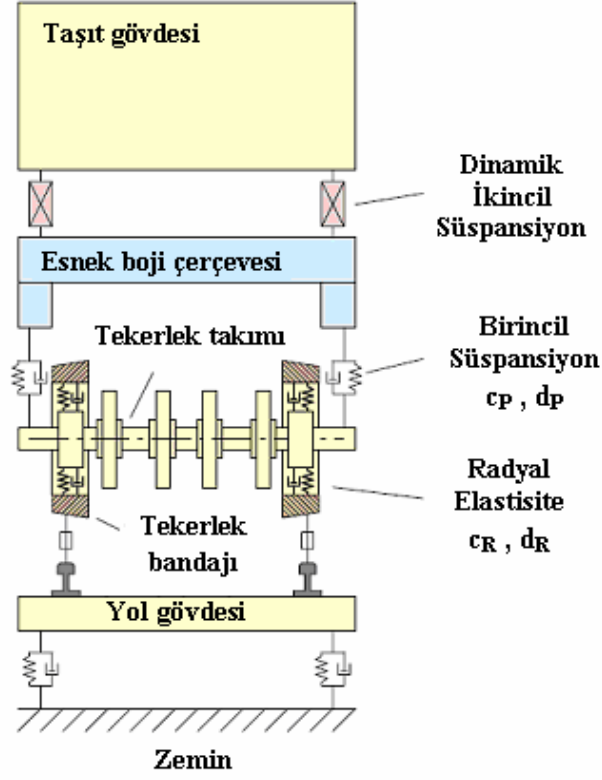
(e)



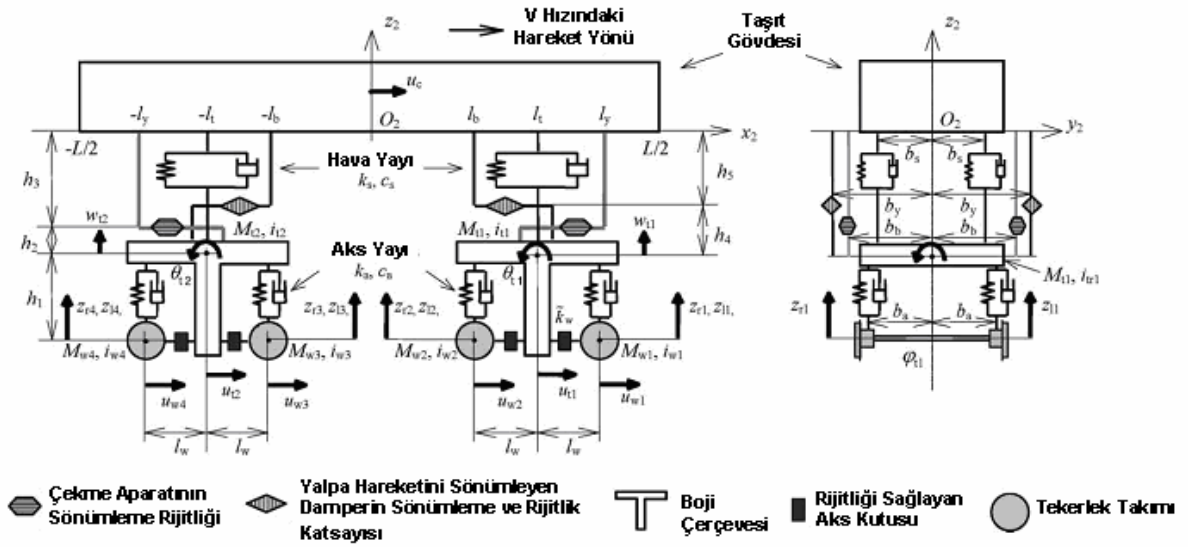
(f)



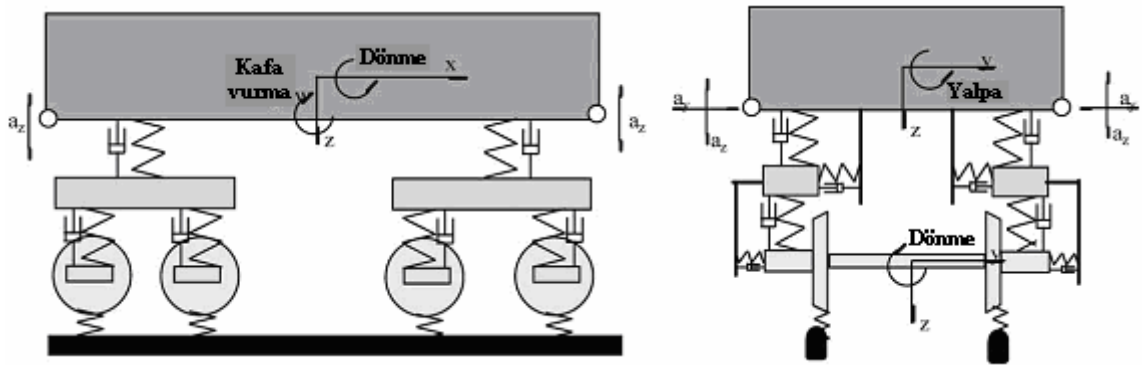
(g)



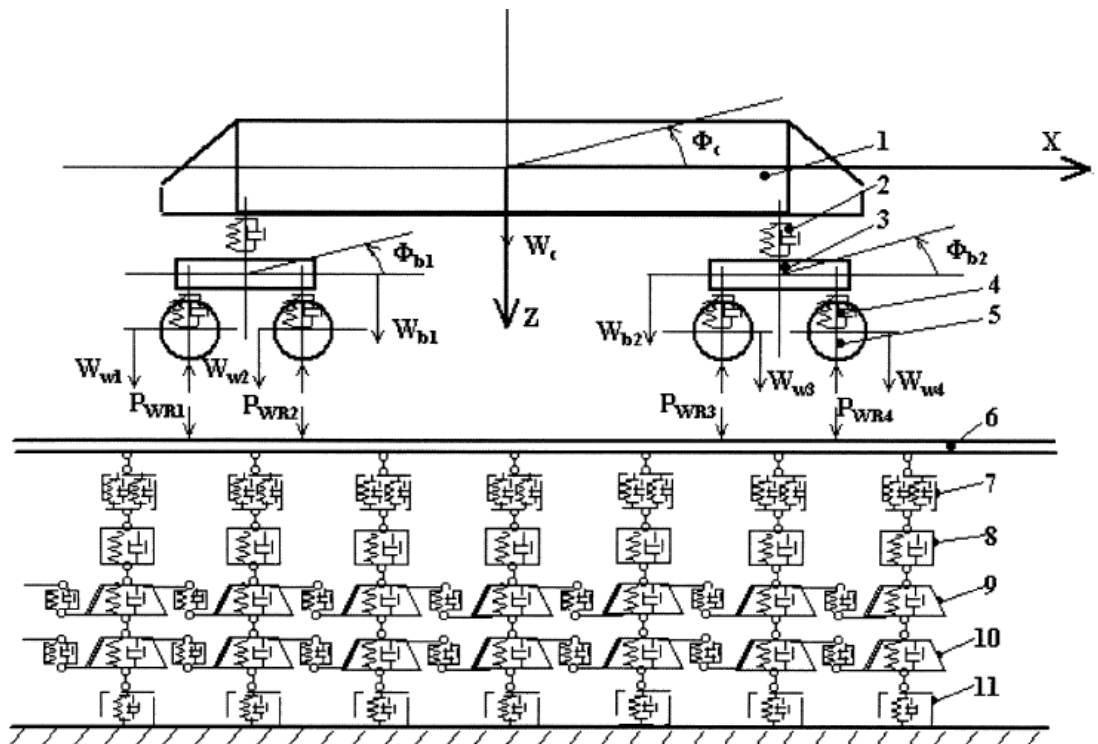
(h)



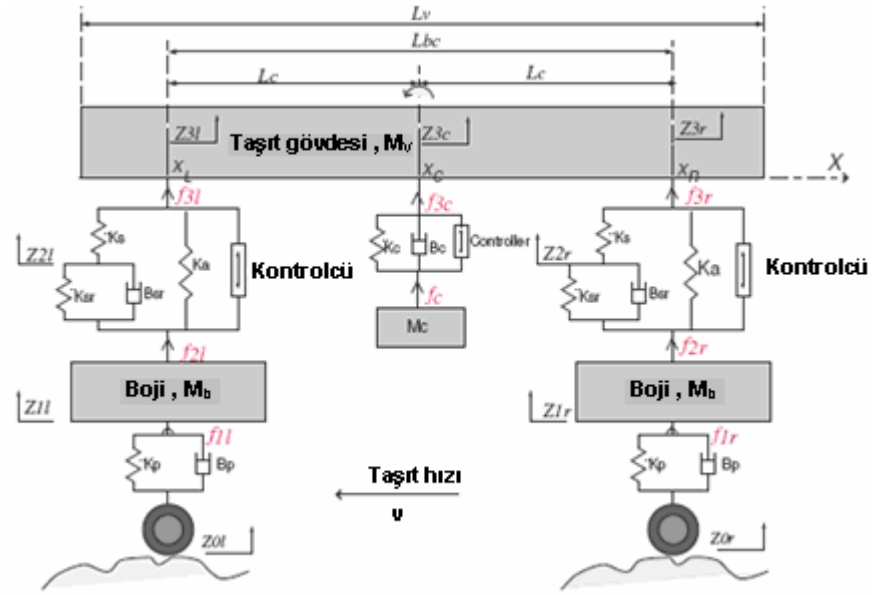
(i)



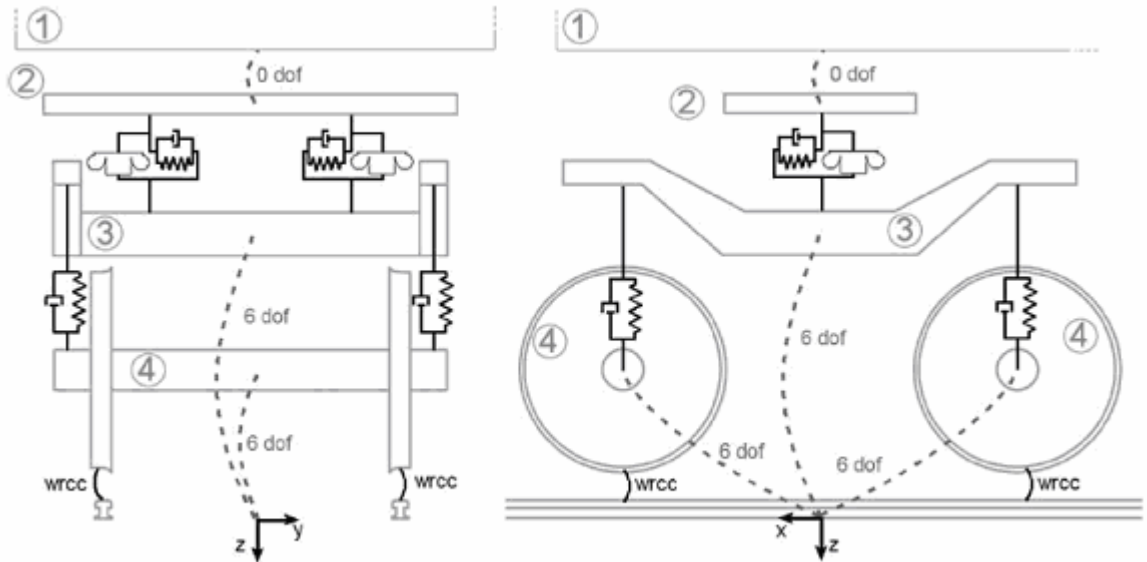
(j)



(k)



(l)



1 Taşıt Gövdesi 2 Bolster 3 Çerçeve 4 Tekerlek takımları

(m)

Şekil 1.17 Literatürde kullanılan modellere örnekler a) Kruse ve Popp, 2001, b) Zboifiski, 1998, c) Zhai ve Wang, 2006, d) Chudzikiewicz, 2000, e) Hoffmann ve True, 2006, f) Luo, Gabbitas, Brickle, Wu, 1998) g) Carsten Nordstrom Jensen, Hanstrue, 1997, h) Schiehlen, 2000, i) Tomioka, Takigami, Suzuki, 2006, j) Xia, Cole, Wolfs, 2007, k) Sun ve Dhanasekar, 2002, l) Zheng, Zolotas ve Goodall, 2006, m) Docquier, P. Fissette, H. Jeanmart, 2007.

Carlbon (2001), çalışmasında raylı bir taşıtın doğrusal olmayan çok serbestlik dereceli modelini, taşıt gövdesinin sonlu eleman modeli ile birleştirmiştir. Hareket denklemlerinin nümerik çözümü için birleşik esnek gövdeli model kullanımı uygulamıştır.

Ju vd. (2006), çalışmalarında hareketli tekerlek elemanı, yay-damper elemanı, kümelenmiş kütle ve rijit birleşme etkileri de dâhil edilmek suretiyle basit bir sonlu elemanlar metodu geliştirilmiştir. Bu tip taşıt modelinin avantajları: (1) dinamik matris denkleminin simetrik olması, (2) teori ve formülasyonun oldukça basit olması ve standart dinamik sonlu eleman programına dâhil edilebilmesi, (3) klasik sonlu eleman metotlarında kolaylıkla yapılabildiği gibi oldukça karmaşık taşıt modelleri de önerilen bu elemanların monte edilmesiyle kullanılabilir olmasıdır. Modelin doğruluğu sağlanarak önerilen bu sayısal simülasyonun değeri ile hemen hemen aynı değerleri verdiği gözlenmiştir. Simülasyonun doğruluğunu göstermek amacıyla arazi ölçümleri de gerçekleştirilmiştir.

Yugat vd. (2007), demiryolu tekerleklerinin profil düzensizliklerinin neden olduğu tekerlek-ray dinamik etkileşiminden kaynaklanan titreşimleri tahmin etmek için nümerik bir model geliştirmişlerdir. Tekerlek-ray etkileşiminden kaynaklanan normal kuvvetlerin hesabı için bir zaman tanım alanı modeli kullanmışlardır. Bu etkileşim, non-lineer Hertz temas teorisini ve basitleştirilmiş tekerlek ve demiryolu modelini içermektedir. Lineerleştirilmiş bu Hertz temas modelinin sınırlamaları ve idealize edilmiş temas uygulamaları tartışılmıştır. Bu metotla özel bir model, betonarme traversin dinamik davranışını kapsamak üzere sunulmuştur. Burada amaç bu betonarme traversin yol ile olan etkileşimini saptamaktır. Ayrıca çalışmalarında titreşim üretim modeli, demiryolu modeli, yuvarlanma sistem modeli, tekerlek-ray temas kuvveti modeli ve basitleştirilmiş betonarme travers modeli ayrıntılı bir şekilde verilmiştir.

Raylı taşıtlarda hafiflik ve yapısal basitlik, hızın artmasına, zemin titreşiminin azalmasına ve maliyet açısından kazanca imkân vermesine karşın, yapıda katılık ve sönüm problemlerini beraberinde getirmektedir. Bu nedenle modern raylı taşıtlarda düşey yönde taşıt gövdesinin eğilme titreşimi büyük önem taşımaktadır. Eğilme titreşimlerinin bazı düşük modları insanlar için yüksek duyarlılıklı frekans bölgesinde ortaya çıkarlar. Bu nedenle sürüş kalitesini etkileyen bu titreşimlerin bastırılması büyük önem taşır. Tomioka vd. (2006), üç boyutlu eğilme titreşimini incelemek amacıyla analitik bir model sunmuşlardır. Önerdikleri modelde taşıt gövdesinin tavan ve tabanını ortotropik elastik plak, sağ sol yanlarını ise elastik kiriş şeklinde olan bir kutu şeklinde modellemişlerdir. Sayısal sonuçlarla ölçüm sonuçlarını karşılaştırdıklarında, ele alınan taşıtın eğilme titreşim mod şekillerinin çok karmaşık olmasına

rağmen analitik modelin üç boyutlu titreşim modlarını, doğal frekanslarını ve eğilme modlarını başarılı bir şekilde açıkladığını görmüşlerdir. Ancak ölçüm sonuçlarının, taşıt gövdesi kesitinin kayma deformasyonunu kapsayan modlarla tutarlı olmadığını belirtmişlerdir.

Simülasyonların Değerlendirilmesi ile İlgili Yapılmış Çalışmalar:

Taşıt dinamiği simülasyonlarında yanlış cevaba ulaşmak oldukça olasıdır. Doğru hazırlanmış tek yolculu bir taşıt modeli, geometri, ataletler ve süspansiyon karakteristikleri gibi yüzlerce farklı giriş değişkeninin varlığını ortaya çıkaracaktır. Bu kadar çok sayıdaki değişkenlerde yapılabilecek herhangi bir küçük hata dahi sonucu kolayca değiştirebilir. Her ne kadar model doğru olsa bile simülasyon sonuçları hala doğru olarak seçilen verilere, tekerlek ray profiline ve sürtünme şartlarına bağlı olacaktır. Sonuçlar ayrıca integrasyon algoritması, zaman adımı veya yuvarlatma etkileri gibi hala pek çok kullanıcı tarafından çok iyi derecede anlaşılamamış simülasyon değişkenlerine bağlı olabilir. Çok güç fark edilen hatalar bile sonuca etki edebilir. Söz konusu bu arka plana karşı bu çalışmada dikkat çekilen bazı anahtar zorluklar şu şekilde özetlenmiştir:

Bir matematik modelin gerçek bir sistemi temsil ettiğinden nasıl emin olabiliriz?

Bir model daima gerçeğin basitleştirilmiş bir hali olacaktır fakat bu basitleştirmeler iyi bilinip anlaşılmalı ve kontrol edilmelidir. Bu durum hava yolları gibi karmaşık bileşenlerin fonksiyonlarını iyi anlamayı gerektirir. Güvenilirlik, dayanıklı (robust) kontrol teknikleri ve geçmiş deneyimlerle mukayese etmeden yapılan hatalara karşı temel teşkil eder.

Gerçekte tekerlek-ray temasını nasıl temsil edebiliriz?

Literatürde bu konu üzerine yapılmış çok sayıda çalışma ve model mevcuttur. Bunlardan bazıları birden çok temas noktası ve Hertz olmayan temas gibi alternatif modellerdir. Modelin doğruluk derecesi ile simülasyon zamanı arasında ilişki vardır. Ancak, gerçek hayattaki simülasyonları elde etmek için gerçek değişken olarak; ray profili, tekerlek aşınmasının etkileri, değişken tekerlek-ray sürtünme ve yağlama şartlarının gösterilmesi gerekir.

Girilen değerler doğru mudur?

Pek çok dinamik simülasyondaki temel giriş ray geometrisidir. Maalesef, ray geometri verisinin elde edilmesi zordur. Pek çok ölçüm sistemi bunun elde edilmesinde oldukça yetersiz kalmaktadır. Bu nedenle ray geometrisi ölçüm sistemlerinin oldukça kısıtlı ve sınırlı olduğunun farkında olunmalıdır ve geometri üzerindeki filtrelemenin varlığı da gözardı

edilmemelidir. Kaçınılmaz olarak yanlış veri girişi yanlış sonuçlar verecektir.

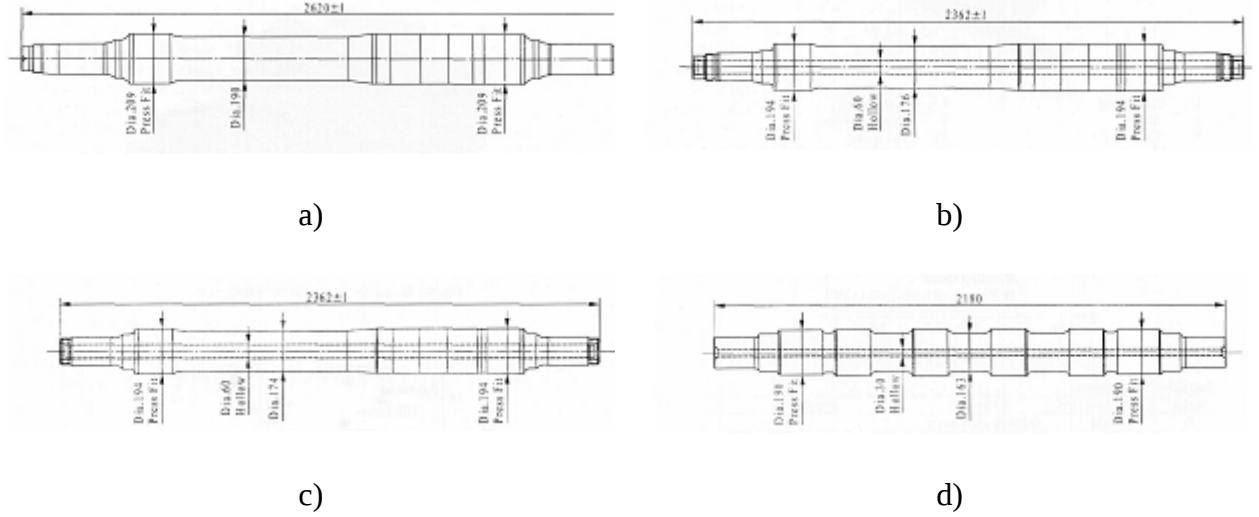
Sonuçların doğru olduğu nasıl ispatlanmalıdır?

Simülasyon sonuçlarının doğruluklarının ispatlanması hala uğraştırıcıdır. UIC tarafından önerilen metodoloji (yöntem) kapsamlı testler gerektirir ve pahalıdır. Doğruluğun ispatlanmasının zor olduğu unutulmamalıdır. Çünkü doğruluğu ispatlanan modelin gerçekte doğruluk ispatında kullanılan veriler ve test şartlarına bağlı olduğu hatırdan çıkarılmamalıdır. Pratikte doğruluğu kanıtlanmış bir model kullanılsa bile; simülasyon sonuçları, verilerin tanımlanması ve simülasyon koşullarından ötürü yine de yanlış sonuçlar elde edilebilir (Evans ve Berg, 2009).

Konstrüksiyon ile İlgili Yapılmış Çalışmalar:

Dikmen, (1989) çalışmasında TCDD işletmesine ait vagonun dinamik modelini oluşturarak vagonun gövde, boji ve dingillere gelen dinamik kuvvetlerin hız, vagon yükü, süspansiyon durumu ve yol şartları ile nasıl değiştiğini incelemiştir. Dinamik kuvvetler için bulduğu teorik sonuçları Alman Demiryolları tarafından 1944’de yapılan ve kullanılmakta olan deneysel sonuçlarla mukayese etmiştir. Sonuçlar son derece uyumlu bulunmuştur. Bu çalışma, raylı taşıtlar konusunda hem dinamik modellemenin hem de ömür hesaplarının ele alındığı ufuk açan bir çalışma olmuştur.

Hirakawa ve Kubato (2001) çalışmalarında yüksek hızlı raylı sistemlerde güvenliğin muhafaza edilmesi üzerinde durmuşlardır. Japonya’daki ve Avrupa’daki TGV ve ICE (Inter City Express) trenleri arasındaki farklılıklar aks tasarımı açısından incelenmiştir. Shinkansen taşıtlarının her birinin iki ya da dört boji ile desteklendiği ve yüksek hızda sürüş stabilitesinin sağlanması için yayın altındaki kütle azaltılmasının ya da tekerlek takımının ağırlığının azaltılmasının etkili olacağı belirtilmiştir. Aks yükünün hız arttıkça düştüğü gösterilmiştir. Shinkansen treninde hızı arttırmak için şekil ve boyut değişikliği önerilmiştir. Hız artınca akstaki gerilmelerin artmasına rağmen aksın ağırlığının, aksın içinin boşaltılmasıyla ya da aks çapının ve uzunluğunun daha kısa yapılmasıyla azaltılabileceğini ifade etmişlerdir. Aynı zamanda çalışmada farklı hızlarda, farklı ağırlık ve farklı geometriye sahip Shinkansen aks tasarımları da sunulmuştur (Şekil 1.18).



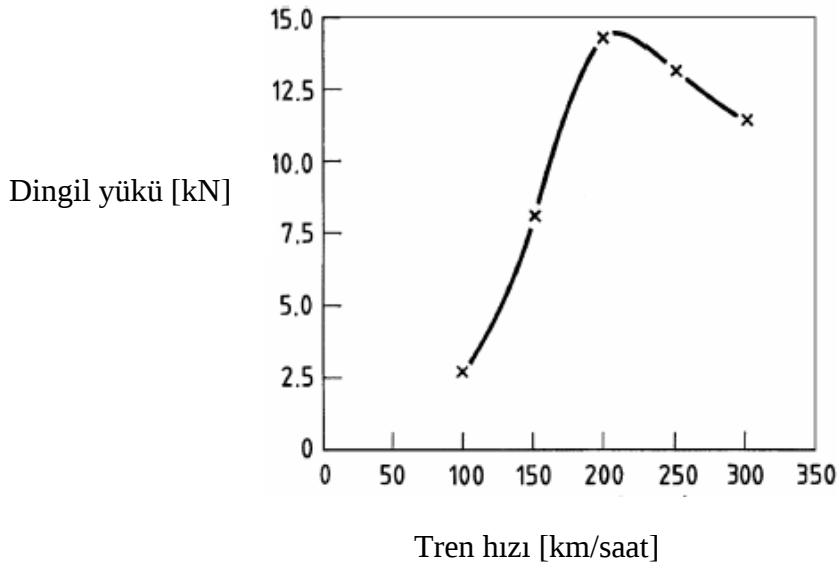
Şekil 1.18 Shinkansen aks tasarımları, a) Aks ağırlığı 526 kg, maksimum seyir hızı 220 km/saat, b) Aks ağırlığı 367 kg, maksimum seyir hızı 270 km/saat, c) Aks ağırlığı 368 kg, maksimum seyir hızı 300 km/saat, d) Aks ağırlığı 338 kg, maksimum seyir hızı 280 km/saat, (Hirakawa ve Kubato, 2001).

Ekberg (2004), akslarda oluşan aşınma yorulmalarını tahmin eden sonlu eleman temelli sayısal bir model üzerinde çalışmıştır. Aşınma yorulmasının sıkı geçme kısımlarda ortaya çıktığını vurgulamış ve yüklü aksın eğilmeye maruz kalarak aks ve tekerlek arasında ilave gerilmelere neden olacağını açıklamıştır. Geçiş bölgelerinde yapılacak yuvarlatmalarla aşınma dayanımının %50 oranında artırılabilceği ifade edilmiştir.

Auersch (2005), ICE hatlarında yaptığı araştırmada, travers geçiş tahrikinden kaynaklanan dinamik yüklerin frekansla veya tren hızı ile birlikte hızlı bir şekilde arttığını ve 200 km/saat hızda rezonans olayı ile birlikte maksimum seviyeye ulaştığını ispatlamıştır (Şekil 1.19). Yüksek hızlı demiryolları için çok önemli olan bu çalışma ile daha yüksek hızlarda veya frekanslarda dinamik kuvvet ve zemin titreşimleri azalarak 10 kN civarında sabit bir değere ulaşmakta olduğu açıklanmaktadır.

Dedmon vd. (2001) Güney Amerika yük taşımacılığında kullanılan farklı taşıtların aks tasarımlarının performanslarını incelemişlerdir. Aks gerilmelerinin analizinde dört farklı metot; modifiye edilmiş Reuleaux metodu (Bryne, 1967), UIC 513-3 metodu (Uluslararası Demiryolları Birliği, 1994), CEN pr EN 13103 metodu (Avrupa Komitesi Standartları, 2000), BASS 504 metodu (İngiliz Demiryolları, 1985) ve dört farklı tasarımlı aks; 6-1/2×12 F sınıfı, 6-1'2×9 K sınıfı, 7×12 G sınıfı, 7×9 M sınıfı kullanmışlardır. Analiz sırasında aks üzerinde belirlenen beş farklı noktaya göre hesaplama yaparak sonuçları karşılaştırmışlar ve CEN pr

EN 13103 metodunun kullanılmasını tavsiye etmişlerdir.



Şekil 1.19 Tren hızı-dinamik aks yükü, Auersch (2005).

Smith ve Hillmansen (2004), çalışmalarında aksta en az gerilmenin görüldüğü kısmın aks merkezi olduğunu belirterek aksın içinin boşaltılması halinde kütle ve dayanım oranının nasıl etkilendiğini açıklamışlardır. Aynı aks kütlesi için dış çaptaki %5'lik bir artış maksimum eğilme gerilmesinde %13'lük bir azalmaya neden olmaktadır. Aynı aks gerilmesi için dış çaptaki %5'lik bir artış da aks kütlesinde %30'luk bir azalmaya neden olabilmektedir.

Snell (2004), çalışmasında İngiltere'de eskiden yürürlükte olan standartlar ile şu an Avrupa Birliği Normalleştirme Komitesi tarafından önerilen standartlar arasındaki farkları aks tasarımı açısından incelemiştir.

Deneyisel Çalışmalar:

Taşıt modeline ait çoğu değişken, doğrulama deneyi ölçüm sonuçlarından en az birini etkiler ve bu nedenle aşağıdaki tabloda özetlendiği gibi ilgili durumlarda iyi bir sonuç elde edildiği takdirde model doğrulanmış olarak düşünülebilir (Çizelge 1.4).

Çizelge 1.4 Parametrelerin yapılan testlerle doğrulanması.

Parametre	Test	Doğrulama
Tüm taşıt kütlesi	Ağırlık ölçümü	Tekerlek yükleri
Taşıt gövdesinin kütlesi	Sürüş testi	Zıplama frekansı
Ağırlık merkezinin konumu	Ağırlık ölçümü	Tekerlek yükleri
Ağırlık merkezinin yüksekliği	Titreşim testi	Titreşim
Dönme, kafa vurma, yalpa atalet momenti	Sürüş testi	Dönme, kafa vurma, yalpa frekansı
İkincil yanal katılık	Titreşim testi Sürüş testi	Süspansiyon yer değiştirmeleri Yalpa frekansı
İkincil yanal bumpstop	Titreşim testi	Süspansiyon yer değiştirmeleri
İkincil düşey katılık	Sürüş testi	Zıplama ve kafa vurma frekansları
İkincil dönme katılığı	Titreşim testi Burulma testi Sürüş testi	Gövde dönme açısı Yüklenmemiş tekerlek Titreşim frekansı
Gövde burulma katılığı	Burulma testi	Yüklenmemiş tekerlek
İkincil yalpa katılığı	Boji dönme testi	Boji yalpa karakteristiği
İkincil yalpa sürtünmesi	Boji dönme testi	Boji yalpa karakteristiği
Birincil yanal katılık	Titreşim testi	Süspansiyon yer değiştirmeleri
Birincil düşey katılık	Burulma testi	Tekerleğin yüklenmemiş karakteristiği
Birincil düşey sürtünme	Burulma testi	Tekerleğin yüklenmemiş karakteristiği
Boji burulma katılığı	Burulma testi	Yüklenmemiş tekerlek
İkincil düşey sönümleme	Sürüş testi	Zıplama ve kafa vurma genlikleri
İkincil yanal sönümleme	Sürüş testi	Yalpa ve titreşim genlikleri

Fakat, özellikle taşıt stabilitesini doğru bir şekilde tahmin edebilmek için hayati önem arz eden birincil yalpa (sapma) katılığı ve ikincil yalpa sönümleme katsayısı gibi bazı önemli taşıt değişkenlerinin, normal statik deneylerle veya seyir esnasındaki ivme ölçümleri ile iyi bir şekilde doğrulukları saptanamayabilir. Hatta yüklü tekerlek ölçümleri yol kuvvetlerini ölçmek için kullanılır ve bu durumda sadece yanal ve düşey kuvvetleri belirlemek için gerekmektedir.

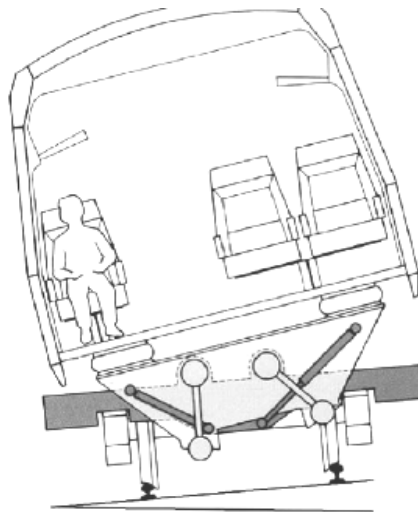
Birincil yalpa, katılığının belirlenmesinde iyi bir rol oynamaz çünkü normal olarak bu deney programı taşıtın kritik hızına ulaşamayacaktır. Model aracılığı ile tahmin edilen kritik hızın doğrulanması mümkün olamamaktadır.

Eğer simülasyonlar yeni tekerleklerin kullanıldığı testlerle yapılarak doğrulanmış ise, güvenliği kontrol etmek için aşınmış tekerleklerin kullanıldığı modellerle tekrar simülasyon yapılmalıdır. Dikkat edilecek hususlardan biri de, birincil yalpa katılığının, yanal katılığın ve ikincil yalpa sürtünmesinin veya sönümlemesinin modellenmesi esnasında mümkün olduğunca katı bir yaklaşım uygulanmalıdır.

Standartlarda yer alan doğrulama testlerine ek olarak, taşıt model parametrelerini doğrulamaya ve anlamaya yardımcı olabilecek nitelikte birtakım diğer fiziksel testler de kullanılabilmektedir. Bu testler, rezonans testlerini, itme-çekme testlerini, düşme testlerini ve “roller rig” testlerini kapsamaktadır.

Kim (1996), ise Kore’de geliştirilen eğilen trenin (tilting train) boji çerçevesinin yorulma dayanımını incelemiştir. Yükleme koşullarının değerlendirilmesi için çok serbestlik dereceli dinamik analizler gerçekleştirilmiştir. Mukavemet analizleri için sonlu elemanlar metodu kullanılmış ve gerilmenin yoğun olduğu alanlar incelenmiştir. Toplam 25 gerilme ölçer bu bölgelere yerleştirilerek statik testler yapılmıştır. Yorulma analizlerine dayanılarak boji çerçevesinin yapısal güvenliği sağladığı görülmüştür.

Goodall ve Kortüm (2002), raylı taşıtlarda süspansiyon, çekiş ve frenleme sistemlerine uygulanan mekatronik yaklaşımla ilgili bir çalışma yapmışlar ve sürüş kalitesini düşürmeden mevcut hatta %20-25 daha hızlı gidebilen eğilen trenlerin dinamiğini çalışmışlardır. Trenin eğilebilmesi kurptan geçiş esnasında yolcu tarafından hissedilen yanal kuvvetlerin ve ivmelenmelerin azaltılmasını sağlamaktadır (Şekil 1.20).



Şekil 1.20 Tipik eğilebilen tren (Goodall ve Kortüm, 2002).

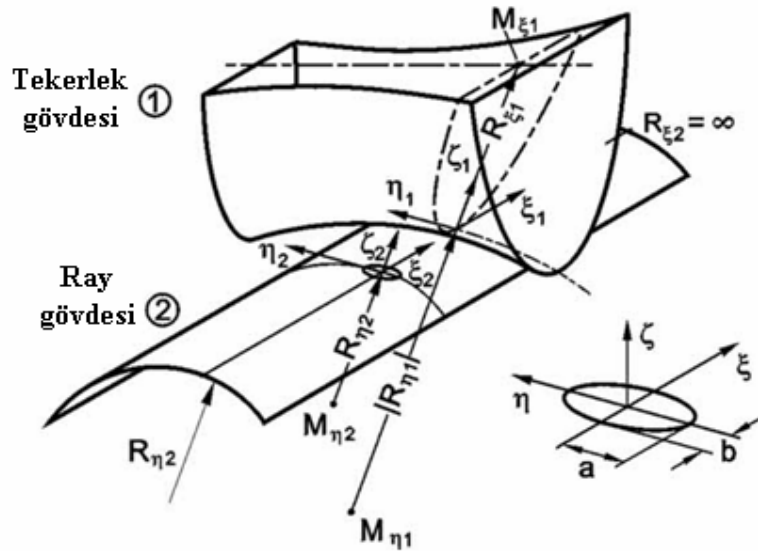
Braghin vd. (2006) tarafından farklı değişkenlerin raydan çıkan bir tekerlek takımına etkilerini belirlemek amacıyla bir takım deneysel çalışmalar yapılmıştır. Aynı zamanda tekerlek-ray temasını modelleyerek flanş tırmanma olayı da incelenmiştir. Deneyler “roller rig” düzeneğinde gerçekleştirilmiş ancak mekanizmanın tasarımından kaynaklanan nedenlerden dolayı raydan çıkma kriterleri sadece yarı-kararlı durum için incelenmiştir. Ancak bu durum kararsız tekerlek-ray değmesinin etkilerinin incelenmesine imkân vermemiştir.

Kolka (2007), hareket halindeki demiryolu taşıtlarının akslarının geometrik özellikleri için bir model üzerindeki ölçüm sonuçlarını göstermiştir. Üç farklı ölçüm metodunun kullanıldığı çalışmada temas eden ve etmeyen sensörlerden yararlanılmıştır. Elde edilen ölçümlerin duyarlılığı açısından metodların uygulanabilirliği gösterilmiştir.

Tekerlek-Ray Etkileşiminin Temeli:

Temas mekaniğinin konusu olan tekerlek-ray teması 19. yüzyılın ortalarından bu yana üzerinde çalışılan önemli bir alandır. 1855 yılında Redtenbacher ray mantarının kontrolünü düşünen ilk kişi olmuştur. Taşıt stabilitesi açısından büyük önem taşıyan bu alan ile ilgili çalışmalar ise Boedecker ile başlamış ve Carter ile devam etmiştir. Tekerlek-ray temas mekaniği konusunda temel çalışmalara imza atan isimler ise Heinrich Hertz ve Ferdinand Redtenbacher'dir.

Yapılan çalışmalarda Hertz, tekerlek-ray temas problemlerinde tamamen doğrusal (lineer) kabuller yapmıştır (lineer kinematik denklemler, lineer elastik malzeme gibi). Sürtünmeyi göz ardı etmiş, cisimleri yarım yüzey olarak düşünmüş ve yüzeyleri ikinci dereceden polinom olarak ifade etmiştir. Temas yüzeyleri birer ikinci dereceden polinom ise ve ana eğrilik çapının düzlemleri çakışıyorsa iki cismin yüzeylerinin tanımı için eğriliğin iki çapı da gereklidir düşüncesinden yola çıkılmıştır. Şekil 1.21'de bu durum tekerlek-ray teması için gösterilmiştir.



Şekil 1.21 Tekerlek ray değme eğriliği yarıçapı (Knothe, 2008).

Bir düzlem ve bir küre arasındaki değme özel bir durum olup analitik çözümü aşağıdaki gibidir:

$$c = \left[\frac{3(1-\nu^2)}{2E} NR \right]^{1/3} \quad (1.3)$$

$$v = \frac{c^2}{R} \quad (1.4)$$

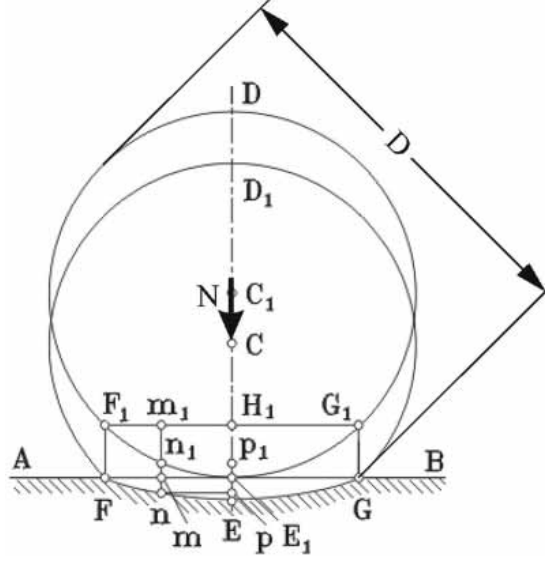
$$p_o = \frac{3}{2\pi c^2} N \quad (1.5)$$

Daha sonra sunulan Redtenbacher'ın çözümünü iyi yorumlayabilmek için (1.3) no'lu denklem (1.5) no'lu denklem ile birlikte ifade edilmiştir.

$$\frac{N}{R^2} = \frac{2\pi^3 p_0^3}{3} \left[\frac{1 - v^2}{E} \right]^2 \quad (1.6)$$

Farklı durumlarında aynı p_0 gerilmesini elde edebilmek için N/R^2 , nin sabit olması gereklidir.

Hertz teorisindeki birtakım eksikliklerden dolayı Redtenbacher kendi teorisini geliştirmiştir. Şekil 1.22’de görülen düzlem üzerindeki silindir ile iki boyutlu bir temas problemini modellemiştir.



Şekil 1.22 Redtenbacher'in değme mekaniği modeli (Knothe, 2008).

Redtenbacher, çalışmasında iki yarım yüzey yerine tekerlek ve ray arasında rijitliğini bilmediği bir elastiklik olduğunu kabul etmiştir ve b 'nin yanal mesafesi üzerindeki N tekerlek yükünün dağılımını;

$$\frac{N^2}{b^2 R} = \frac{N_{ref}^2}{b_{ref}^2 R_{ref}} = \text{sabit} \quad (1.7)$$

şeklinde ifade etmiştir. Karşılaştırma yapıldığında Hertz'in iki boyutlu temas problemi için çözümü;

$$\frac{N}{bR} = \text{sabit} \quad (1.8)$$

şeklinde idi. Gerçek yüzeyler pürüzlü olduğundan bu çözümlerin geçerliliği devam etmekte ve yuvarlanma yüzeyi temas problemleri için başarılı bir şekilde kullanılmaya devam edilmektedir (Knothe, 2008).

Küçük deformasyonların meydana geldiği sürtünmenin, aşınmanın, sıcaklığın ve yorulmanın etkisinin büyük rol oynadığı tekerlek-ray temas problemine çözüm getirmek için çeşitli yaklaşımlar sunulmaktadır. Knothe (2003) çalışmasında sınır eleman ve sonlu eleman formülasyonlarını anlatarak sınır eleman yaklaşımının sonlu eleman formülasyonuna göre raylı taşıt dinamiği açısından daha etkili sonuçlar verirken, malzeme özelliklerinin ve aşınmanın modellenmesi açısından ise daha sınırlı bir yapıya sahip olduğunu açıklamıştır.

Küçük yarıçaplı kurplu yollarda ($R < 500$ m) ve büyük yanal tekerlek-ray temas kuvvetinin söz konusu olduğu durumlarda rayın yan taraflarında ciddi aşınmalar ortaya çıkar ve bu aşınmalar sürüş güvenliğini olumsuz etkiler. Zhai ve Wang (2006) rayı düzleştiren, ray açıklığını arttıran, traverslerin çatlamasına neden olan bu büyük dinamik tekerlek-ray etkileşim problemi üzerinde teorik ve deneysel çalışmalar yapmışlardır. Elastik yol üzerindeki taşıtın dinamik performansını analiz etmek için TTISIM bilgisayar paket programı tasarlanmıştır. Çin'de bulunan Chengd-Chongqing hattı üzerindeki sahada test yaparak ölçümler almışlardır. Bu verilerle simülasyon sonuçlarının uyumlu olduğunu ifade etmişlerdir. Küçük çaplı kurplu yol kesimlerini güçlendirdiklerinde rayların yanal yer değiştirmelerinin ve ray açıklığının genişlemesinin %67 azaldığını göstermişlerdir.

Zeng ve Wu (2004) çalışmalarında 17-serbestlik dereceli yüksek hızlı bir taşıtın matematik modelini kurmuşlar ve süspansiyon değişkenlerinden ve tekerlek-ray etkileşiminden kaynaklanan non-lineerlikler üzerinde çalışmışlardır. Gerilmedeki Coupler çekme kuvveti, taşıt hızının bir fonksiyonu olan sıkıştırma durumu ve trenin pozisyonu da modelde ayrıca göz önünde bulundurulmuştur. Çalışmada, ray yarıçapının etkisi ve kritik hız üzerindeki yüksek artımların etkisi incelenmiştir. Yapılan çalışmalarda taşıt sisteminin denge pozisyonundaki stabilite kaybının sadece düz raylar da değil aynı zamanda yüksek yarıçaplara sahip raylarda olduğu da gözlenmiştir. Limit devir salınımları bifurkasyondan (dallanmadan) dolayı hem düz hem de kurplu raylarda görülmüştür. Tren setindeki kritik hızlar, itme ve çekme durumlarında farklı alınmıştır. Tren setindeki taşıtın kritik hızı, ray eğrilik yarıçapı arttıkça artmıştır. Düz raydaki ve kurplu raydaki taşıtın non-lineer kritik hızları lineer kritik hızlardan daha az olmuştur. Bu nedenle taşıt raylarda çalıştığında non-lineer kritik hız, limit hız olarak alınmalıdır.

2. RAYLI SİSTEMLER

Çizelge 2.1 Raylı sistem türlerinin özellikleri.

Karakteristikler	RAYLI SİSTEM TÜRÜ				
	Hafif Raylı Sistem	Ağır Raylı Sistem	Banliyö	Kentler arası Tren	Hızlı Tren
Taşıtlar	Modern körüklü otomotris vagonlar	Modern yeraltı ya da yerüstü otomotris ve vagonlar	Lokomotifle çekilen ya da otomotris vagonlar	Lokomotifle çekilen vagonlar	Lokomotifle çekilen ya da otomotris vagonlar
Tren Uzunluğu (vagon)	1–3	4–10	2–8	2–14	8–12
Çekim Sistemi	Katanerden alınan elektrikle	3. raydan alınan elektrikle	Elektrik ya da Dizel-elektrik (a)	Elektrikle, ya da Dizel-elektrik	Katanerden alınan elektrikle
Yol Gereksinimleri	Yeni bir yol	Yeni bir korunmuş yol	Varolan demiryolu hatları	Varolan demiryolu hatları	İyileştirilmiş demiryolu hatları ya da yeni hatlar
Ortalama Rota Uzunluğu (km)	5–25	10–25	30–80	80–3000	150–800
Ortalama İstasyon Aralığı (km)	0,4–1,6	0,8–3,2	3,2–8	8–80	15–80
İstasyon Peronları	Alçak - yüksek	Yüksek	Alçak	Alçak	Yüksek
Tipik Ücret Toplama Yöntemi	Self-servis	İstasyonda	Taşıtta	Taşıtta	İstasyon ya da taşıtta
Maksimum Hız (km/saat)	80	110	130	130–150	200–400
Ortalama Hız (km/saat)	15–30 (b) 30–50 (c)	40–65	50–80	60–120	160–250
Kullanıldığı Yolculuklar	Yoğun kentsel bölgeler içinde	Yoğun kentsel bölgeler içinde	Metropolitan bölgelerde, banliyöler ile merkezi iş alanlarına sahip kent merkezleri arasında	Kentler arasında uzun mesafeli	Büyük metropolitan bölgeler arasındaki uzun mesafeli
SIKLIK					
Pik-Periyot (dakika)	5–10	5–10	30–60	60–120	30–60
Pik Periyot Dışı (dakika)	10–20	10–20	60–180	Günlük	1–2

(a) Dizel-elektrik, dizel-hidrolik ya da dizel-mekanik. (b) Yolun diğer karayolu taşıtları ile ortak kullanımında (c) Sisteme özgün korunmuş yol

Raylı Sistemlerin Avantajları

Ulaşımında hafif raylı veya ağır raylı sistemlerin kullanılması halinde aşağıdaki avantajlar elde edilir:

Ekonomik, hızlı ve konforlu taşıma: Elektrik enerjisi kullanımından dolayı işletme maliyetleri düşüktür. Sarsıntısız düzgün ivmelenen hareket kabiliyetine sahiptir. Bu da seyahat konforunu sağlamaktadır. İvmelenme ve duruş zamanları kısa olduğu için daha seri hareket etmekte ve seyahat süresi kısa olmaktadır. Demiryolu hattının yapımı ve bakımı otoyollara göre çok daha ucuz ve daha uzun ömürlüdür.

Şehir içi trafiğine çözüm: Hafif raylı sistem taşıtları ile taşınan yolcu sayısı yüksek rakamlarda olacağı için şehir içi lastik tekerlekli taşıtlara olan talebin düşmesine sebebiyet verecektir. Aynı zamanda modern, hızlı, konforlu ve güvenli olmasından dolayı tercih edilecek, dolayısıyla şehir içi trafik problemi çözümü yönünde olumlu katkıda bulunacaktır.

Bir metro tren dizisinin taşıyabileceği 1.000 yolcuyu taşıyabilmek için 25 otobüse veya 560 özel otoyola ihtiyaç vardır. Başka bir deyişle, bir yönde 1.000 yolcuyu taşıyabilmek için 5,5 m genişliğinde bir metro hattı yeterli iken, aynı yolcu için 30,5 m genişliğinde bir trafik koridorunda 3'lü diziler halinde 9 şeritli otobüs yolu veya 199 m genişliğindeki bir trafik koridorunda 10'lu diziler halinde 57 şeritli özel oto yolu gereklidir. Bir yolcu kilometresi başına sarf edilecek yakıt miktarı metroda 1 birim ise otobüste 4 katı, özel otoda 12 katıdır. İşte bu nedenlerle Japonlar, İngilizler, Fransızlar, Almanlar, Ruslar, şehirlerinde ve şehirlerarası yollarında yolculuklarını %80–95 oranında raylı sistemlerle yapmaktadır.

Çevre kirliliğinin azaltılması: Raylı sistem taşıtları, elektrik motorları ile tahrik edildiğinden dolayı temiz enerji kullanarak çevreye zararlı gaz emisyonları yapmamaktadır. Çizelge 2.2' de verilen oranlar raylı sistemlerin otomobil ve diğer kara nakil taşıtları ile karşılaştırıldıklarında çevresel açıdan üstünlüklerini açıkça göstermektedir. Çizelge 2.2' de yer alan HC: Hidrokarbon, CO: Karbonmonoksit, NOx: Azot oksitleri, SOx: Kükürt oksitleri ve PM: Partiküler maddeyi simgelemektedir.

Çevresel etkilerin maliyetlerinin belirlenmesi için gelişmiş ülkelerde ve Avrupa Demiryolu Birliği'ne üye Almanya, Hollanda, Fransa, İsviçre, Belçika gibi ülkelerde geniş çaplı gözlem, sayım ve ölçüm çalışmalarına dayanan araştırmalar yürütülmüş ve Çizelge 2.2, Çizelge 2.3 ve Çizelge 2.4' de verilen sonuçlar elde edilmiştir. Bu çizelgelerden Çizelge 2.3 Avrupa

Demiryolları Birliği adına yapılan çalışmalardan, Çizelge 2.4 ve Çizelge 2.5 ise Almanya için yapılan çalışmalardan elde edilmiştir. Verilen bu tablolar incelendiğinde birim trafiğe düşen en büyük çevresel etkilerin ve bunların maliyetlerinin karayollarında meydana geldiği ve özellikle de otomobil trafiğinin en olumsuz sonucu oluşturduğu görülmektedir. Yapılan çalışmalarda demiryolunun çevresel etkileri diğer sistemlerle karşılaştırıldığında tüm çevresel etkiler açısından avantajlı bir konuma sahip olduğu belirlenmiştir. Bu etkilerin maliyetleri bazında yapılan değerlendirmede de demiryoluna ait maliyetin oldukça düşük olduğu saptanmıştır (Toprak, 2009).

Çizelge 2.3’ de kaza, hava kirliliği, gürültü gibi istenmeyen durumlarda karayolu ve demiryolu taşımacılığının maliyet analizleri gösterilmiştir. Görüldüğü gibi demiryolu ulaşım tüm parametreler için en düşük maliyete sahip bir ulaşım çeşidi olarak önemini ortaya koymaktadır.

Çizelge 2.2 Şehir içi ulaşım taşıtlarının emisyon değeri (gr-yolcu/km)
(VTPI, 2005; WBCSD, 2005).

Taşıt Cinsi	Yolcu Adedi	HC	CO	NO _x	SO _x	PM
Otomobil	1	3,15	23,570	1,910	0,07	0,10
Dizel otobüs	20	0,11	1,500	0,670	0,09	0,17
Raylı taşıma	53	0,00	0,001	0,003	0,00	0,00

Gürültü açısından çevresel etkisi: Gürültünün insan sağlığı üzerinde oldukça olumsuz etkileri olup konforlu bir seyahat için gürültü üst düzeyi 65 dBA, tahammül bölgesi 65-75 dBA, rahatsızlık bölgesi ise 75-120 dBA olarak kabul edilmektedir.

Çizelge 2.3 Bazı çevresel etkilerin birim maliyetleri (Toprak, 2009).

Maliyet Türü	Yolcu Trafiği €/1000 (yolcu)-km		Yük Trafiği €/1000 (ton)-km	
	Karayolu	Demiryolu	Karayolu	Demiryolu
Kazalar	22,40	0,05	8,20	0,02
Tıkanma	2,70	0,00	8,10	0,00
Hava Kirliliği	4,00	0,90	7,80	0,40
Gürültü	1,30	0,70	0,60	0,70
Toplam	30,40	1,65	24,70	1,12

Çizelge 2.4 Yolcu taşımacılığı açısından trafiğin çevresel maliyeti (€/100 yolcu-km) (Toprak, 2009).

Maliyet Türü	Demiryolu	Otomobil	Otobüs
Hava Kirliliği	0,11	1,84	0,38
Zemin ve suyun bozulması	0,00	0,19	0,05
Gürültü	0,20	0,03	0,05
Kazalar	0,24	1,67	0,29
Araziyi Bölme Etkisi	0,00	0,04	0,01
Alan Kullanım	0,02	0,03	0,01
Toplam	0,57	3,80	0,79

Çizelge 2.5’ de hava kirliliği, zemin ve suyun bozulması, gürültü gibi değişkenlere göre demiryolu taşımacılığının ülkemizde de yaygın olarak tercih edilen otomobil ve otobüs taşımacılığına göre olan avantajları gösterilmiştir.

Çizelge 2.5 Yük taşımacılığı açısından trafiğin çevresel maliyeti (€/100 ton-km) (Toprak, 2009).

Maliyet Türü	Demiryolu	Otomobil	Otobüs
Hava Kirliliği	0,17	1,20	0,17
Zemin ve suyun bozulması	0,00	0,20	0,00
Gürültü	0,35	0,18	0,00
Kazalar	0,06	0,91	0,01
Araziyi Bölme Etkisi	0,00	0,03	0,00
Alan Kullanım	0,01	0,03	0,00
Toplam	0,59	2,55	0,18

Şehir gelişimini yönlendirme: Hafif raylı sistemin bilinçli ve uygun tasarlanması durumunda, hem şehrin uzun vadeli ulaşım ihtiyaçlarına cevap verir, hem de şehrin istenilen istikamette gelişmesini yönlendirir, imar planlarına uygun katkıda bulunur.

Trafik kazalarını önleme: Raylı sistemler lastik tekerlekli taşıtlarla kıyaslandığında kaza yapma oranları çok düşüktür. Toplam trafik kazaları içinde, otoyol kazalarının önemli bir payı vardır. Raylı sistem uygulaması ile trafik yoğunluklarının azalması, hat koruma sistemleri ile güvenliğin artırılması, insan faktörünün en aza indirilerek bilgisayarlı kumanda kontrolü yapılması, trafik kazalarını azaltacaktır.

Emniyetli güvenilir kısa sürede yolculuk: Kurallı ve belirgin seyir yöntemlerinin uygulanması, sinyal ve otomatik fren gibi özel emniyet sistemlerinin tekrarlanması, periyodik bakımlar, işletme emniyetinin hava koşullarından etkilenmemesi raylı ulaşım sistemlerinde kazaların daha az olmasının başlıca nedenleri arasındadır. Uluslararası Demiryolu Birliği istatistiklerine göre 1 milyar yolcu-km başına kazalarda ölen yolcu sayısı demiryolları ve havayollarında 1

kişi, karayollarında ise 30 kişidir. Avrupa’da yapılan başka bir araştırmaya göre ise, ulaştırma sistemlerinde ölüm riski 1 milyar yolcu-km başına raylı sistemlerde 17 iken karayollarında 140; yaralanma riski de raylı sistemlerde 41 iken karayollarında 8.500-10.000 arasındadır (Gökdağ ve Üçüncü, 1992). 1997 yılı verilerine göre ülkemizde 1 milyar yolcu-km başına düşen kaza sayısı; karayollarında 2.390 iken, raylı ulaştırma sistemlerinde 77 olmuştur. Meydana gelen kazalardaki ölü sayısı 1 milyar yolcu-km başına karayollarına 32 iken raylı sistemlerde 3’dür (Toprak, 2009).

Trafik koridorlarının verimli kullanımı: Taşınan yolcu sayılarının yüksek olması, koridorların verimli kullanılmasını sağladığı gibi, yeni koridor taleplerini de azaltacaktır.

Düşük işletme maliyetleri: Raylı sistem uygulamalarında, taşınan yolcu başına istihdam edilen personelin çok az olması, yolcu başına kullanılan enerjinin az ve ucuz olması, sistem taşıt faydalı kullanım ömürlerinin uzun süreli olması gibi faktörler işletme maliyetlerini en aza indirmektedir (S.Asanlar, 1997).

2.1 LRT Taşımacılığı

LRT (Light Rail Transit) kendine has bir yolda, yer altında, zemin seviyesinde ya da belirli bir yükseklikte işletilen modern tramvaydan hızlı taşımacılığa kadar olan bir alanı içeren raylı taşıma türüdür. UITP (International Union of Public Transport)’nin bu tanımına göre tramvaylar da LRT’nin bir grubu durumundayken ülkemizde durum biraz daha farklıdır. Ülkemizde LRT trafikten bağımsız kendine has bir yolda işletilen hafif metro raylı sistem taşımacılığı olarak kabul edilmektedir.

Günümüzde 50 ülkede aktif olarak çalışan 400’den fazla LRT sistemi vardır. 60’dan fazla sistem inşaat aşamasında ve 200 adet sistem de plan aşamasındadır. Avrupa, işletilmekte olan 170 sistem ile LRT açısından en yoğun kıtadır. Kuzey Amerika (30 adet işletilen sistem ve 10 adet inşaat aşamasında olan sistemle) ve Asya yeni raylı sistemlerin başlaması açısından oldukça aktiftir. Ortadoğu ise bu sistemlerin ortaya çıktığı başka bir bölgedir. Bu hızlı yaygınlaşmanın nedenleri ise aşağıdaki gibi sıralanabilir:

1) Cadde tramvayı otobüs kapasitesi sınırından 7.000 yolcu/saat/yön kapasitesine kadar, metrolar 40.000 yolcu/saat/yön’den 80.000 yolcu yolcu/saat/yön’e kadar hizmet verebilmektedirler. Bu durumda örneğin 20.000 yolcu/saat/yön değerindeki bir talebin karşılanması durumunda tramvay yeterli olmamakta ve metro da mali açıdan bakıldığında pahalı olmaktadır. Tramvay ve metro arasındaki bu boşluğu doldurmak maksadıyla LRT

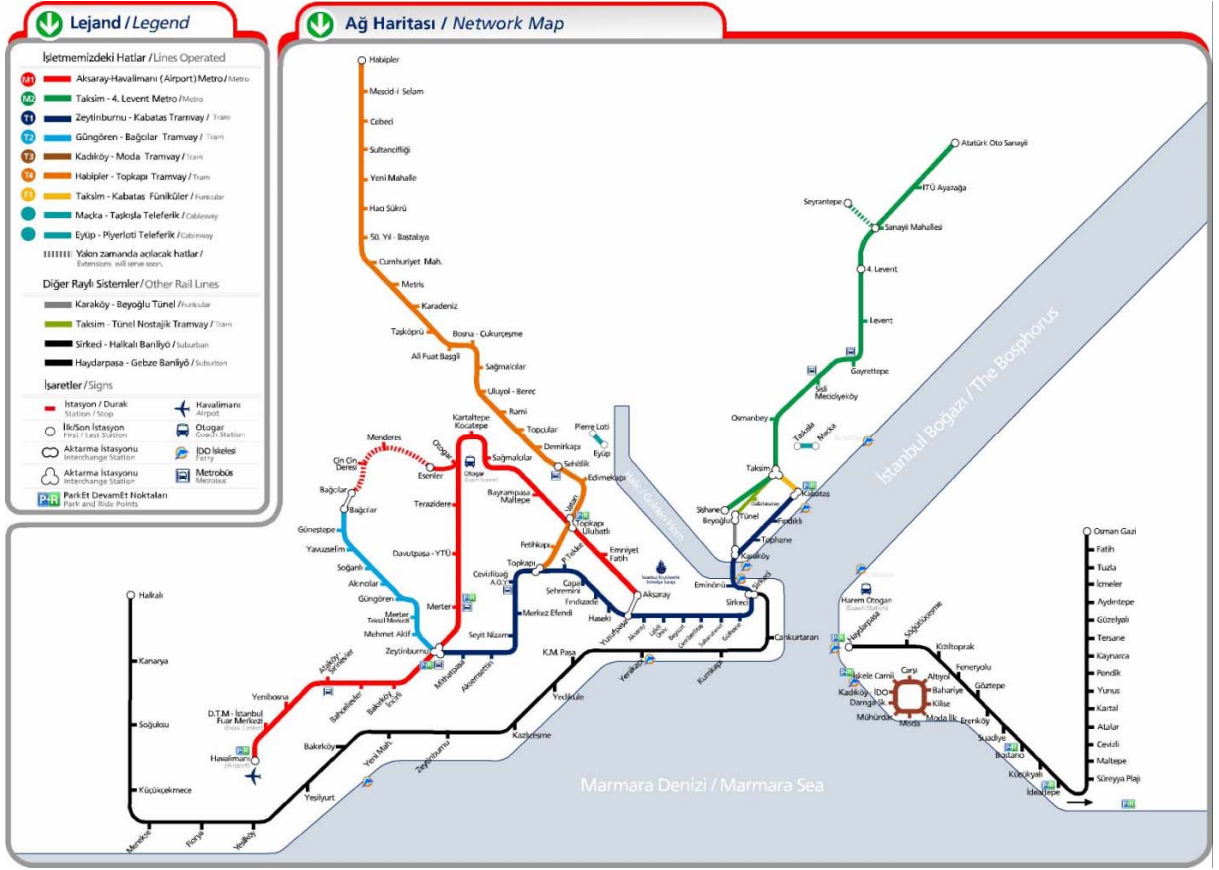
sistemleri hayata geçirilmeye başlanmıştır. LRT sistemleri cadde trafiğine katılan, esnek bir yapıya sahip olan, gerektiğinde kapasitenin artırılmasına olanak sağlayan, yatırımın aşamalı şekilde gerçekleştirilmesini mümkün kılan bir uygulamadır.

- 2) LRT taşıtlarındaki gürültü seviyesi standartların altında olduğundan yolcuya rahat bir seyahat imkânı sağlar.
- 3) Taşıt tabanları düşük olduğundan yaşlı, hasta ve özürlü yolculara iniş ve biniş sırasında kolaylık sağlar.
- 4) Kendilerine ayrılmış yolda yüksek olmayan hızda seyretmeleri taşıtların güvenliğini artırır.
- 5) LRT sistemleri pek çok ortama uyarlanabilir. Zemin seviyesinde, yer altında veya yerden belirli bir yükseklikte işletilmesi mümkündür.
- 6) Şehrin imajını bozmadan olumlu katkı yaparlar.
- 7) LRT taşıtları elektrik motorlarıyla çalıştığından çevreye sıfır emisyon yayarlar. Modern tahrip ekipmanları, rejeneratif frenleme enerjisine izin vererek enerji tasarrufu sağlarlar.

2.2 İstanbul Ulaşımında Kentsel Raylı Sistem Hatları

Günümüzde İstanbul'da yolcu taşımacılığında kullanılan raylı sistem hatları Şekil 2.1' de gösterilmiştir. Şekildeki haritada metro, hafif metro, tramvay, fönüküler ve teleferik hatları görölmektedir. Her ne kadar gösterilen hatlar henüz İstanbul gibi kalabalık bir şehir için yeterli olmasa da ulaşımı büyük ölçüde rahatlatmaktadır. Şu anda yapımı devam eden ve ileriki yıllarda da hayata geçmek üzere projelendirilen yeni hatlarla beraber İstanbul'daki artık kronik bir sorun haline gelen trafik sıkışıklığının çözümüne katkıda bulunulacaktır.

Marmaray tüp geçit projesi gibi yüksek maliyetli ancak ulaşım sorununa tartışmasız büyük katkılar sağlayacak büyük çaplı projelerin hayata geçirilmesi ile karayolundaki trafik yükü azaltılmış olacaktır.



Şekil 2.1 İstanbul raylı ulaşım sistemi ağ haritası.

2.2.1 Metro

Günümüzde İstanbul'da Şişhane-Atatürk Oto Sanayi hattı (Çizelge 2.6) olmak üzere tek bir metro hattı mevcuttur. Yapımına 1992 yılında başlanan ve 16.09.2000 tarihinde hizmete açılan Taksim - 4. Levent metrosu 8 km üzerinde, 6 istasyon ile hizmet vermektedir. Yapılan ilave çalışmalar bu hattın uzunluğu 14.5 km'ye çıkarılarak toplam 10 istasyonda hizmet vermektedir. Hattın kuzey yönünde Seyrantepe ve Darüşşafaka bağlantıları, güney yönünde ise Yenikapı bağlantısı için inşaat çalışmaları devam etmektedir.

Çizelge 2.6 Şişhane - Atatürk Oto Sanayi Metrosu hat bilgileri.

Hat Uzunluğu	: 14.5 km
İstasyon Sayısı	: 10 istasyon
Vagon Sayısı	: 34 adet
Sefer Sıklığı	: Şişhane-Taksim: 2dk./Taksim-4.Levent:12 dk/4.Levent-AOS: 7 dk
Sefer Saatleri	: 06:15 / 00:30
Taşınan Yolcu Sayısı	: 195.000 yolcu / gün
Günlük Sefer Sayısı	: 394
Sinyalizasyon	: Sistem kontrol odasından tam otomatik olarak idare edilmektedir.

2.2.2 Tramvay

İlk bölümü olan Sirkeci - Aksaray arası 1992 yılında açılan hat (Çizelge 2.7), önce Topkapı ve Zeytinburnu'na daha sonra Eminönü'ne bağlanmış, son olarak 29.06.2006 tarihinde Kabataş bağlantısı ile Taksim - Kabataş Fünikülerine dolayısı ile Taksim - 4. Levent metrosuna bağlanarak, 4. Levent'ten Havalimanına raylı ulaşım sağlanmıştır.

Çizelge 2.7 Zeytinburnu - Kabataş Tramvay hat bilgileri.

Hat Uzunluğu (km)	: 14
İstasyon Sayısı	: 24
Vagon Sayısı (adet)	: 52
Sefer Sıklığı (dakika)	: Gün boyu 5
Sefer Süresi (dakika)	: Tek yönde 50
Sefer Saatleri	: 05:30 / 00:00
Taşınan Yolcu Sayısı	: 245 000 yolcu / gün
Günlük Sefer Sayısı	: 389
Sinyalizasyon	: Kara trafiğinin de yer aldığı kavşaklarda tramvaya öncelik sağlayan sinyalizasyon sistemi mevcuttur. Taşıtların sevk ve idaresi kumanda merkezinden telsiz aracılığı ile birbiriyle koordineli olarak yapılmaktadır. Hat içinde yer alan herhangi bir tramvay taşıtı diğerlerinden bağımsız hareket edememektedir.

2.2.3 LRT

03.09.1989 tarihinde Aksaray - Kartaltepe arasında yolcu taşımaya başlayan hat (Çizelge 2.8), 20.12.2002 tarihinde Havalimanına bağlanmıştır, hattın doğu ucunda Yenikapı bağlantısı için yapım çalışmaları devam etmektedir.

Çizelge 2.8 Aksaray - Havalimanı LRT hat bilgileri.

Hat Uzunluğu (km)	: 20
İstasyon Sayısı	: 18
Vagon Sayısı (adet)	: 80
Sefer Sıklığı (dakika)	: Yoğun saatlerde 5, Otogar-Esenler (ring sefer) 5, Gün boyu 10
Sefer Süresi (dakika)	: Tek yönde 31
Sefer Saatleri	: 06:00 / 00:00
Taşınan Yolcu Sayısı	: 240 000 yolcu / gün
Günlük Sefer Sayısı	: 416
Sinyalizasyon	:LRT sinyalizasyon ve makas sistemi uzaktan kumanda ile çalışır. Sinyal ihlali durumunda taşıt otomatik olarak frenlemeye geçer.

2.3 LRT Sistemlerindeki Gelişmeler ve Yenilikler

Avrupa ülkelerinde 2000'li yılların başlarında 30 – 40 yıl ömre sahip bu taşıtlar ömürlerini tamamlayacaklardır. Bu nedenle yeni dönemde kullanılacak olan taşıtlar müşteri istekleri de göz önüne alınarak geliştirilecektirler.

LRT taşıtlarında son 15 yılda gözlenen gelişmeler modülerlik, malzeme ve birleştirme teknikleri, boji, tahrik ve güç sistemleri alanlarında olmuştur.

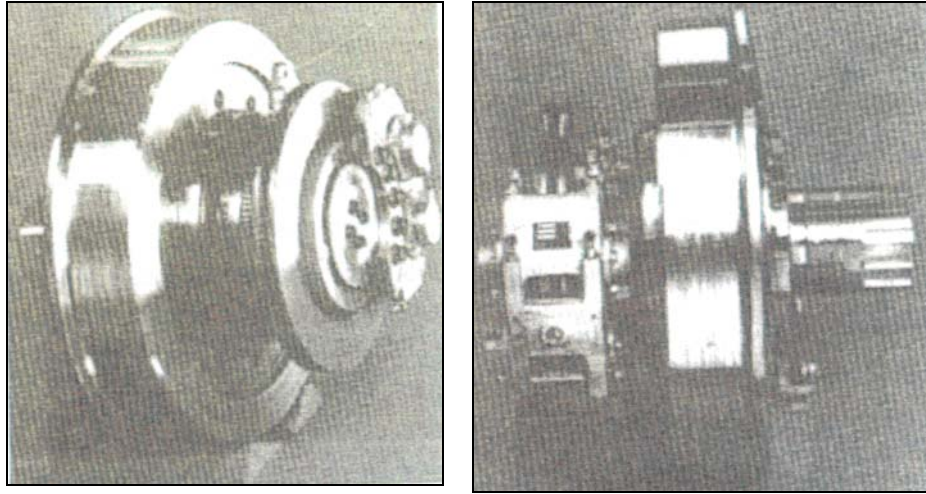
2.3.1 Bojilerdeki Gelişmeler

Düşük tabanlı taşıtlara olan trendin artması ve aynı taşıtı hem banliyö hem de LRT hattında kullanma isteği gibi son yıllarda artan eğilimler taşıtın yürüyen aksamı olarak bilinen bojileri üzerindeki çalışmaları geliştirmiştir.

2.3.1.1 Küçük Tekerlekler

Geleneksel tekerlek takımlarıyla aynı itiş özelliğine sahip olan küçük tekerleklerin merkezleme hareketleri daha güçlüdür. Yapılan çalışmalarda sistemin güvenliği açısından küçük tekerleklerin geleneksel tekerleklere göre aynı yada daha az raydan çıkma riskine sahip olduğu da ortaya konmuştur (Şekil 2.2).

Küçük tekerlekler kullanılması durumunda tekerlek ve ray etkileşiminden doğan yaysız kütle (süspansiyon sistemiyle taşınmayan ağırlık) ciddi bir şekilde azalır, böylece dişliler ve raydan gelen şok ve titreşim dalgaları önemli ölçüde azaltılmış olur. Bu tekerlekler geleneksel tekerleklere göre daha ucuzdur ve taşıttan sökülüp takılması daha kolaydır.



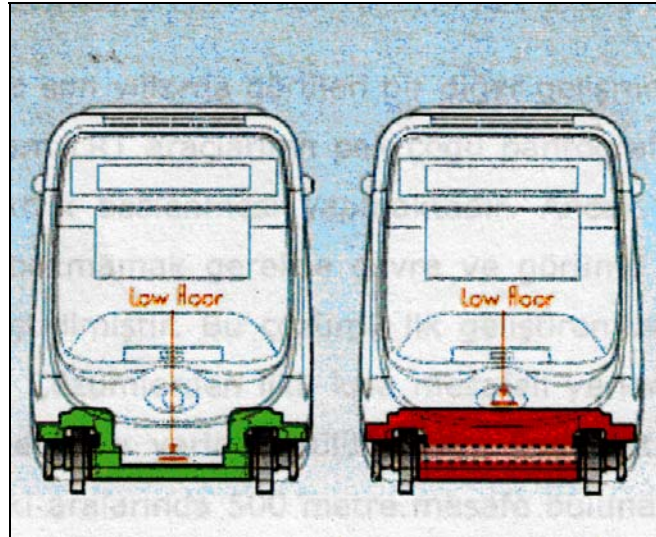
Şekil 2.2 Küçük tekerlekler.

Bunların yanında, ray ve tekerlek arasındaki değme gerilmesi ve aşınma için daha az radyal malzeme kalınlığına sahip olması bu tekerleklerin aşınma ömrünün kısalmasına neden olmaktadır. Aşınma ömrüne bağlı bakım fiyatının yüksek olması da başka bir dezavantajdır.

2.3.1.2 Bağımsız Dönen Tekerlekler

Bağımsız dönen tekerlekler de düşük tabanlı taşıtlara olan ilginin neticesinde geliştirilmiş mekanizmalardandır. Dört adet bağımsız olarak dönen tekerleklerin taşıyıcı bojilerde kullanılması son yıllarda pek çok taşıtta görülmüştür. Tekerlekler genellikle boji kirişlerine monte edilmişlerdir (Şekil 2.3).

Tekerleklerin arka arkaya tam ve düzgün olarak sıralanması, geleneksel bojilerdekine benzer şekilde kranklı aks ve boji arasında birincil süspansiyona izin verilmesi, sağ ve sol tekerleklerin paralel kalınmasının sağlanması bu mekanizmanın avantajları olarak sıralanabilir. Bu avantajlarla birlikte bağımsız dönen tekerleklerin dezavantajları da mevcuttur. Eğer bu tekerleklerin koniklikleri ve profilleri iyi ayarlanmışsa ve seçilmişse, düz rayda bojinin rayda kalmasını sağlayacak şekilde küçük bir gerici kuvvet uygulanır. Aynı durum geleneksel bojilerde de vardır. Ancak kurpta olay biraz farklıdır. Taşıt kurba girdiğinde, önceki tekerleğin dış kısmıyla, rayın dış kısmı arasında “hücum açısı” denilen bir açı meydana gelir. Bu açının büyümesi, yanal kuvvetleri arttırarak tekerlekleri raydan çıkmaya zorlar. Bu da hem rayın hem de tekerleklerin aşınmasına neden olur. Başka bir sorun ise sağ ve sol tekerlekler arasında aks olmadığından çekişin iki tekerlek arasında paylaşılamamasıdır. Bu tip tekerlekler sürme ve frenleme hallerinde, yüksek değişkenlikte adhezyondan dolayı dönme hareketine meyillidirler. Geleneksel bojilerde ise tekerlekler aks ile birbirine bağlandığından benzer durum söz konusu değildir. Bu dezavantajı ortadan kaldırmak için tramvaylarda, cevap süresi kısa olan etkili dönme-kayma kontrolü uygulanır.



Şekil 2.3 Bağımsız tekerlekli taşıtlar (Alstahom).

3. RAYLI SİSTEMLERDE YOL VE TAŞIT ELEMANLARI

3.1 Demiryollarında Yol Üstyapı Tipleri

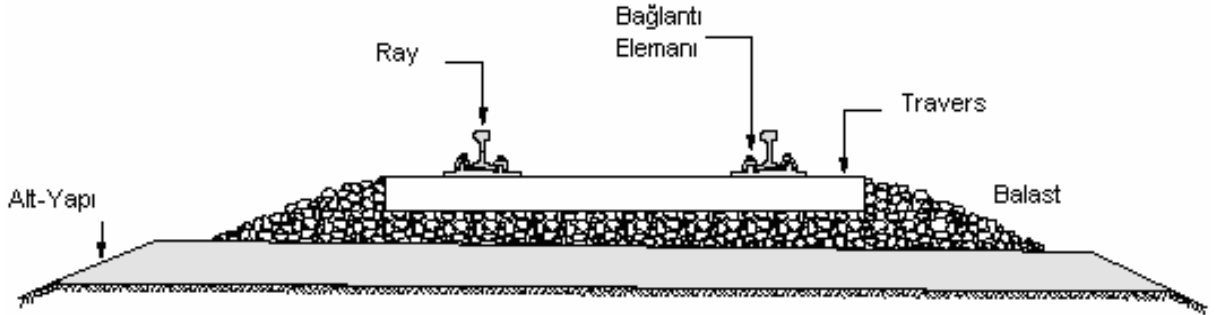
Demiryollarında yol üstyapısı tipleri iki ana grupta toplanabilir, bunlar;

Balastlı Yol Yapısı

Rijit Yol Yapısı

3.1.1 Balastlı Yol Yapısı

Bugün dünyada kullanılan demiryollarının çoğunluğunun üstyapısı, balast tabakası üzerine döşenmiş ahşap, çelik veya betonarme traverslere mesnetlenmiş ray dizilerinden meydana gelmektedir. Balastlı yol elemanları balast tabakası, traversler, çelik ray ve bağlantı elemanlarından oluşur (Şekil 3.1). Yapım, bakım, onarım kolaylıkları ve düşük maliyetli olmaları nedeniyle balastlı üstyapı sistemlerinin gelecekte de uzun bir süre kullanılacağı aşikârdır. Fakat rijit yol maliyeti daha fazla olmasına ve nitelikli işçilik gerektirmesine karşın, kullanılabilirlik süresi klasik balastlı yoldan daha fazla, bakımı için harcanan zaman ve maliyet ise daha azdır. Bu durum, günümüzün gittikçe artan trafik yoğunluğunda bakım ve yenileme işlemlerinin yapılabilmesi için büyük bir avantaj sağlamaktadır (Yalçın, 2006).



Şekil 3.1 Balastlı yol (Yalçın, 2006).

3.1.2 Rijit Yol Yapısı

Rijit yol yapısı, balast tabakası yerine; daha az şekil değiştiren beton, betonarme ya da asfalttan yapılan taşıma tabakalarının kullanıldığı bir demiryolu üstyapı tipidir (Şekil 3.2). Taşıma tabakası asfalt ya da beton olabilir. Katı üstyapı için gerekli elastiklik, ray ve travers arasında ve/veya travers altında elastik malzemeler kullanılarak sağlanır.

Günümüzde, yatırım maliyetlerinin yüksek olması, katı üstyapı sistemlerinin yaygın kullanımını engellemiştir. Katı üstyapıda, en büyük tasarruf tünel ve köprülerde elde edilmektedir. Daha etkili inşaat metotlarının kullanılmasıyla inşaat maliyetinin daha da

düşürülmesi sağlanabilecektir.

Katı üstyapının en önemli nitelikleri;

- Gevşek bağlantılı balastta yetersiz olan yük iletiminin, yükü dağıtan daha katı bir tabaka ile sağlanması,
- Balastlı üstyapının etkili elastikliğinin, yol boyunca ray tabanının altına ya da travers tabanı altına konulan elastik elemanlarla sağlanmasıdır.



(a)



(b)



(c)



(d)



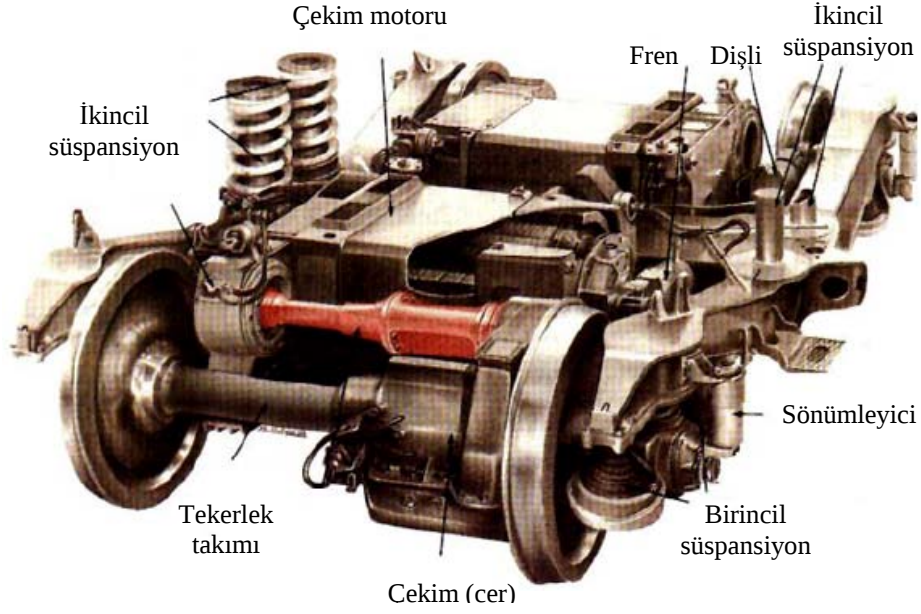
(e)

Şekil 3.2 Bazı rijit üstyapı tipleri a) Rasengleis monolitik katı üstyapı sistemi, b) Shinkansen prefabrik üstyapı sistemi, c) Rheda 2000 taşıma tabakası içine gömülü travers mesnetli rijit üstyapı, d) GETRAC taşıma tabakası üzerine döşeli travers mesnetli katı üstyapı sistemi, e) PORR taşıma tabakası içine gömülü travers mesnetli katı üstyapı sistemi (Yalçın, 2006).

3.2 Raylı Taşıtların Yapısı

3.2.1 Boji ve Parçaları

Şu an kullanılmakta olan vagonların çoğu bir gövde ve iki bojiden oluşur. Boji iki tekerlek takımı ve bir şasiden meydana gelen taşıt elemanıdır. Gövde iki boji üzerine göbekten esnek olarak oturtulur. Şekil 3.3' de boji ve elemanları görülmektedir.

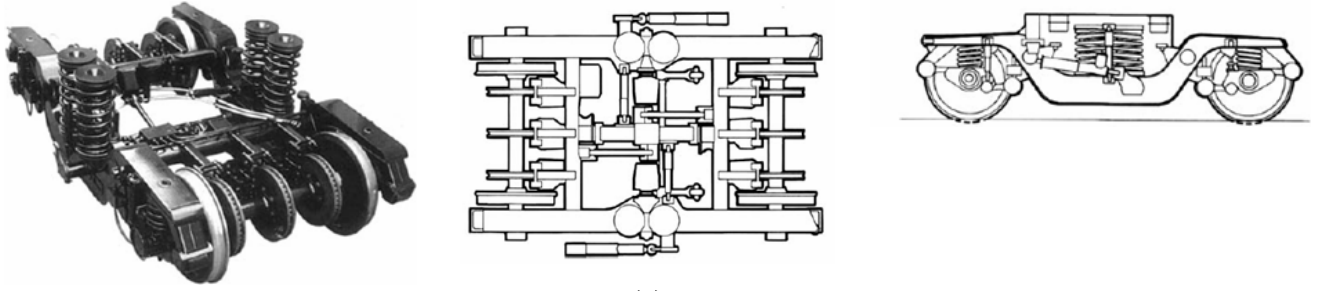


Şekil 3.3 Boji ve parçaları.

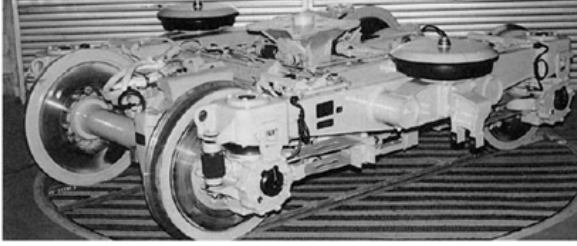
3.2.2 Boji Türleri

Demiryolu taşıtlarında dingil sayılarının artması dingilleri gruplandırmayı gerektirmiştir. Bunun için iki dingilin bağlandığı bojiler vardır. Genelde kullanılan bojilerde dingil ve tekerlekler katı olarak bağlandığı için aynı açısal hızda yuvarlanırlar. Boji çerçevesi karoseriye bağlıdır ve taşıtın her iki doğrultuda süspansiyonunu sağlayan yay ve darbe emicilerle dingillere bağlıdır.

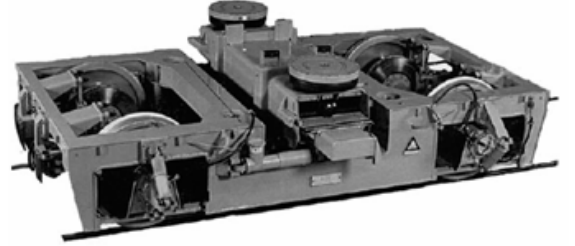
Klasik boji tipi yüksek hızlarda (250-300 km/saat) oldukça yeterli bir şekilde yolcu konforu ve güvenliği sağlar. Buna karşın dar yarıçaplı kurplarda yapılan testler tekerleğin kaydığını ve budenin dış raya temas ettiğini göstermiştir. Bu durum yeni boji tiplerinin tasarlanması ve geliştirilmesi ile giderilmiştir. Kendinden kılavuzlu bojiler, kama kontrollü bojiler ve bağımsız dönen tekerleklerin olduğu bojiler örnek verilebilir.



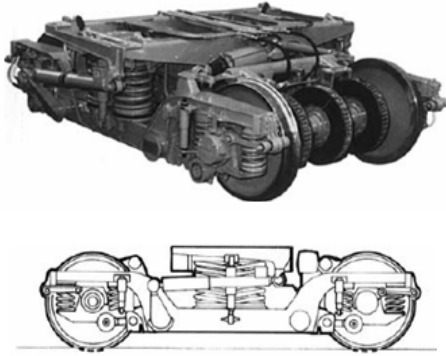
(a)



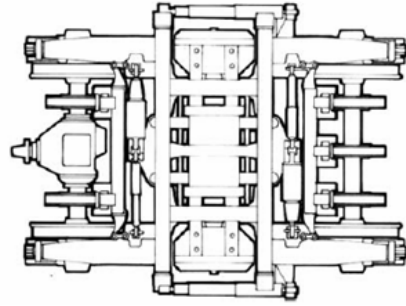
(b)



(c)



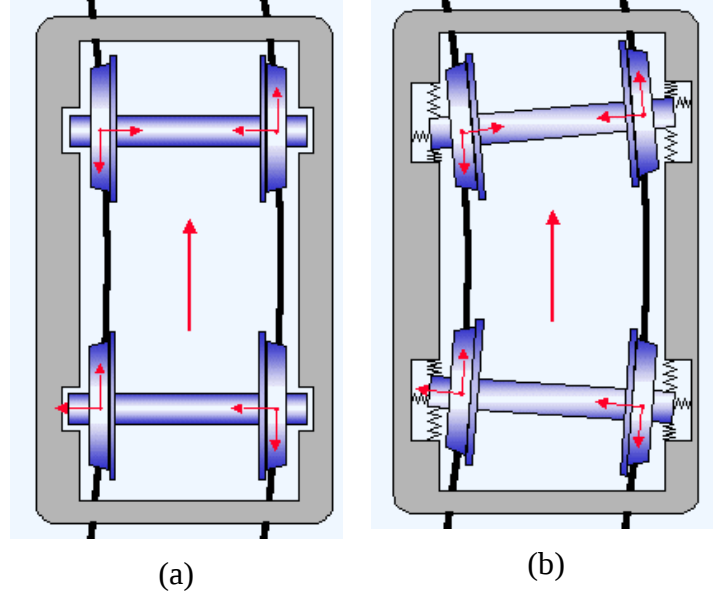
(d)



(e)

Şekil 3.4 Boji türleri, a) ETR-500 Tren Bojisi (İtalyan), b) E2 Serisi Shinkansen Bojisi (Japon), c) X-2000 Serisi Birinci Süspansiyon “şevron” Yaylı Boji (İsveç), d) ETR-460 Tren Bojisi (İtalyan), e) Y25 Boji. (V.A. Profillidis, “Railway Engineering”, Section of Transportation Democritus Thrace University, Ulaşım A.Ş. Kütüphanesi).

Avrupa’da yaygın olarak kullanılmakta olan Y25 bojilerinin en önemli özelliği iç içe geçmiş yay sistemidir. Dışta bulunan helisel yay tüm yükleme koşullarında çalışırken, içteki yay sadece yükün temasıyla çalışır. Bu şekilde farklı yükleme koşullarında benzer çalışma frekansları elde edilmektedir. Eğimli bağlantı konstrüksiyonu dış yayın üstündeki yükün bir kısmını iticiye ileterek sürtünme elemanının çalışması için normal yükü sağlamaktadır.



Şekil 3.5 Klasik rijit boji (a), dümenli boji (b).

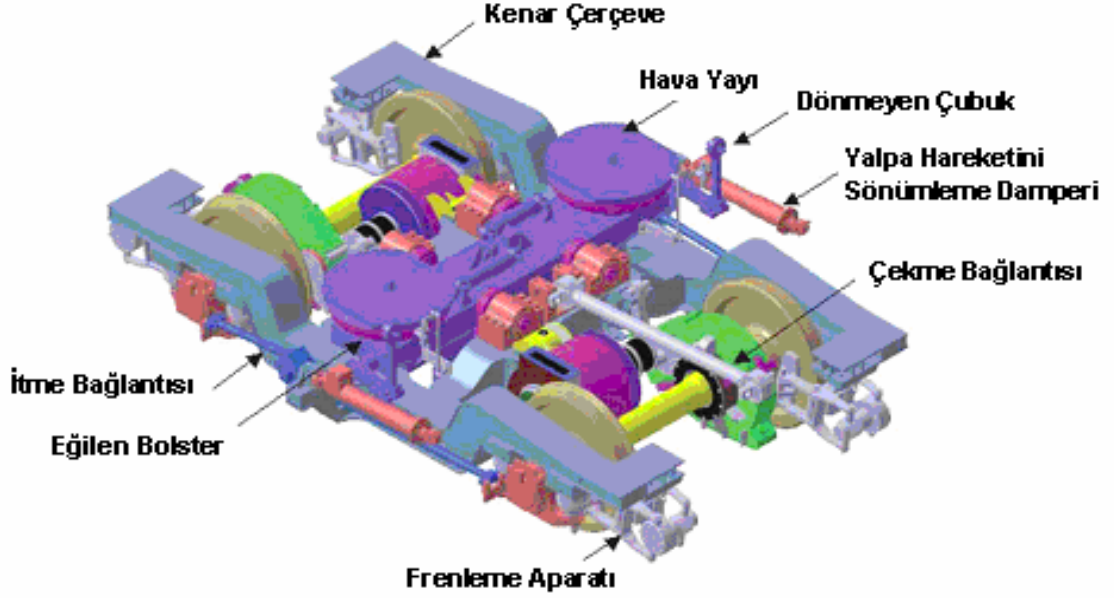
Klasik rijit bojide, bir çift tekerlek, rijit olarak aksa sabitlenerek tekerlek setini oluşturmaktadır. Çoğu boji Şekil 3.5 (a)’da gösterildiği gibi rijit çerçevelerden oluşmaktadır. Boji çerçevesi, rayların kılavuzladığı kılavuz tekerlek seti vasıtasıyla kurplardaki dönüşü gerçekleştirebilmektedir. Ancak rijit tekerlek setlerine kurplarda dönüş esnasında bir miktar kayma ile beraber birçok kuvvet etkimektedir.

Rijit boji çerçevesine monte edilmiş rijit tekerlek setlerinde karşılaşılan mekanik problemlerin üstesinden gelmek için Şekil 3.5 (b)’de gösterilen, radyal hareket edebilen yapıya sahip modern tasarımlar gerçekleştirilmiştir.

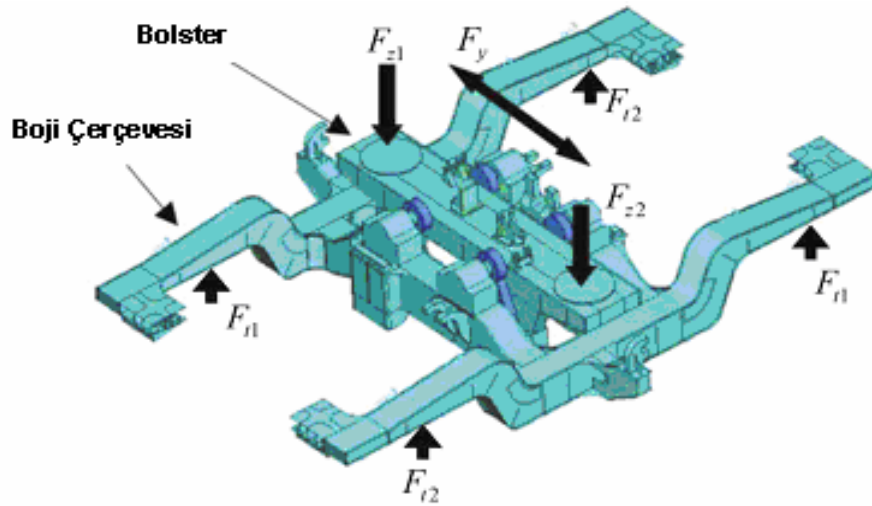
Bu tip tasarımlarda, tekerlek seti rijit boji çerçevesinde serbest olarak hareket edebilmektedir. Böylece boji çerçevesine gelen gerilmelerin azalmasıyla birlikte tekerlek bandajı ve buden aşınmaları da azalmaktadır. Ayrıca boji çerçevesinin de rijit olmadığı birtakım tasarımlar mevcuttur. Bu tasarımlarda hareket kılavuz ve iz tekerlek setleri arasındaki mekanik bağlantılar vasıtasıyla gerçekleşmektedir.

Eğilen Boji Yapısı

Eğilen trenler İtalya, İspanya, Almanya, İsveç, İngiltere, Japonya başta olmak üzere birçok ülkede başarılı bir şekilde kullanılmaktadır. Bu trenlerin çalışma prensibi eğimli kurplarda kurp yönünde yatarak yolcular tarafından hissedilen ivmelenmeyi azaltmak şeklindedir. Eğilen trenlerde kullanılan eğilen boji yapısı ve mekanizması Şekil 3.6' da gösterilmektedir.



(a)

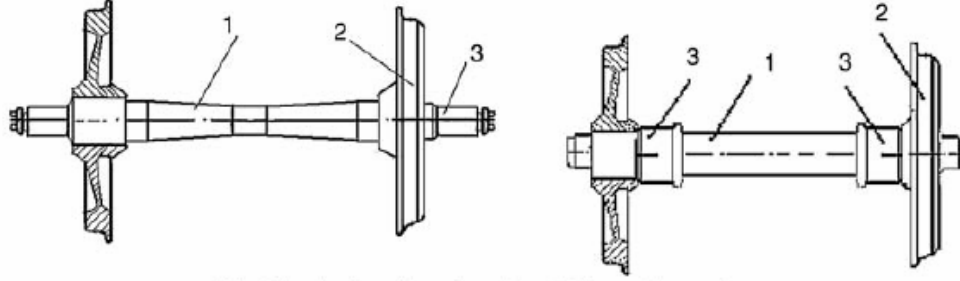


(b)

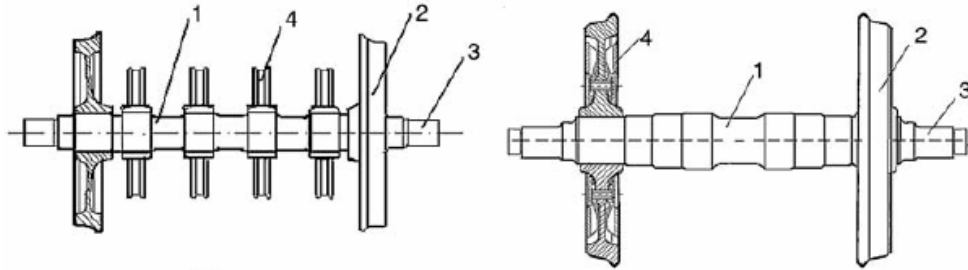
Şekil 3.6 Eğilen boji (a) katı model (b) kuvvetler (Park, vd., 2006).

3.2.3 Tekerlek Seti

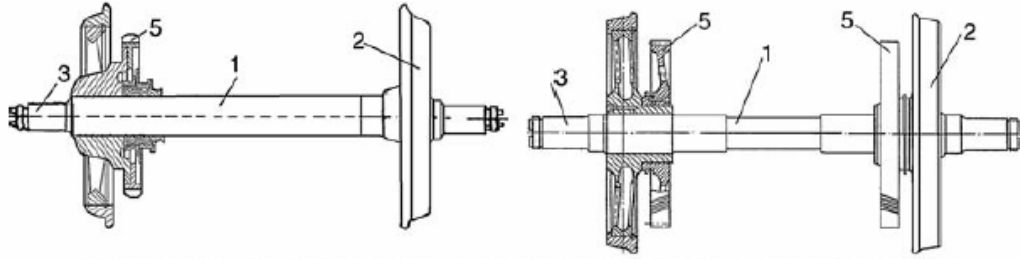
Taşıt ve demiryolu arasındaki gerekli mesafeyi sağlayan, çekiş ve frenleme kuvvetlerinin raylara iletilmesinde rol alan elemandır. Tekerlek seti tasarım tipleri (1-aks, 2-tekerlek, 3-yatak, 4-fren diski, 5-dişli) Şekil 3.7, Şekil 3.8, Şekil 3.9’da gösterilmiştir.



Şekil 3.7 İç ve dış yataklarla tekerlek setleri.



Şekil 3.8 Tekerlek ve aks üzerindeki fren diskleriyle tekerlek setleri.



Şekil 3.9 Asimetrik ve simetrik dişli pozisyonlu tekerlek setleri.

Tekerlekler çiftler olarak bir dingile (aks) bağlanır. Taşıtta en az iki dingil vardır. Tren ağırlığının artması ile artan altyapıya gelen yükleri belli limitler içinde tutmak için üçüncü ve hatta dördüncü dingillere ihtiyaç duyulmuştur. Dört dingilli taşıtlar günümüzde bir şart olarak kabul edilmiştir.

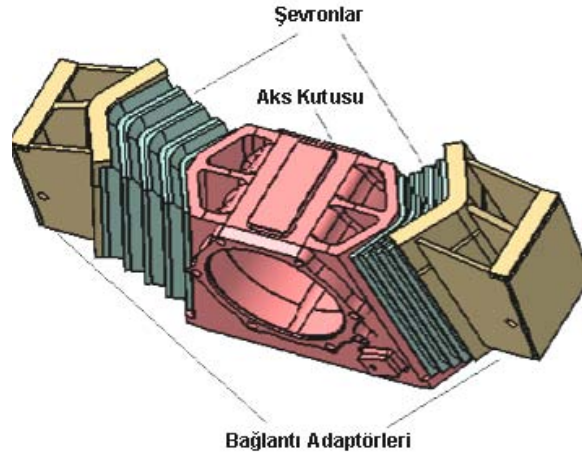
Bir taşıtın sabit en uzak dingil eksenleri arasındaki mesafeye taşıtın tekerlek tabanı denilir. Bu mesafe arttıkça aliymanda daha kararlı bir durum oluşurken kurpta hareket etmesi daha zor olur. R yarıçapı kurptan taşıtın geçmesini sağlayan maksimum tekerlek taban uzunluğu

$\delta_{maks} = 0,3\sqrt{R}$ eşitliği ile elde edilir. Motor dingil yük gerilmeleri hem eğilme hem de burulma şeklindedir, tahriksiz dingillerin gerilmesi sadece eğilme şeklindedir (V.A. Profillidis, “Railway Engineering”, Section of Transportation Democritus Thrace University, Ulaşım A.Ş. Kütüphanesi).

3.2.4 Hafif Metro Taşıt Süspansiyonu

3.2.4.1 Birincil Süspansiyon: Şevron Yayları

Bojiler, raylı sistem taşıtlarında, taşıtların yol ile temasını sağlarlar. Çelik ayırıcı plakalara yapııştırılmış olan dört kauçuk tabakadan oluşan şevron yayları aks kutusu ile boji çerçevesi arasında yer alırlar (Şekil 3.10). Hem taşıtın kendi ağırlığından kaynaklanan hem de tekerlek ray temasından kaynaklanan düzensiz yaylanmaları, yatay ve dikey hareketlenmeleri minimum seviyeye indirirler. Taşıt kurplara girdiğinde akslarının kurp yönünde esnemelerine izin verirler. Bir bojide sekiz adet şevron mevcuttur.



Şekil 3.10 Şevron yayı.

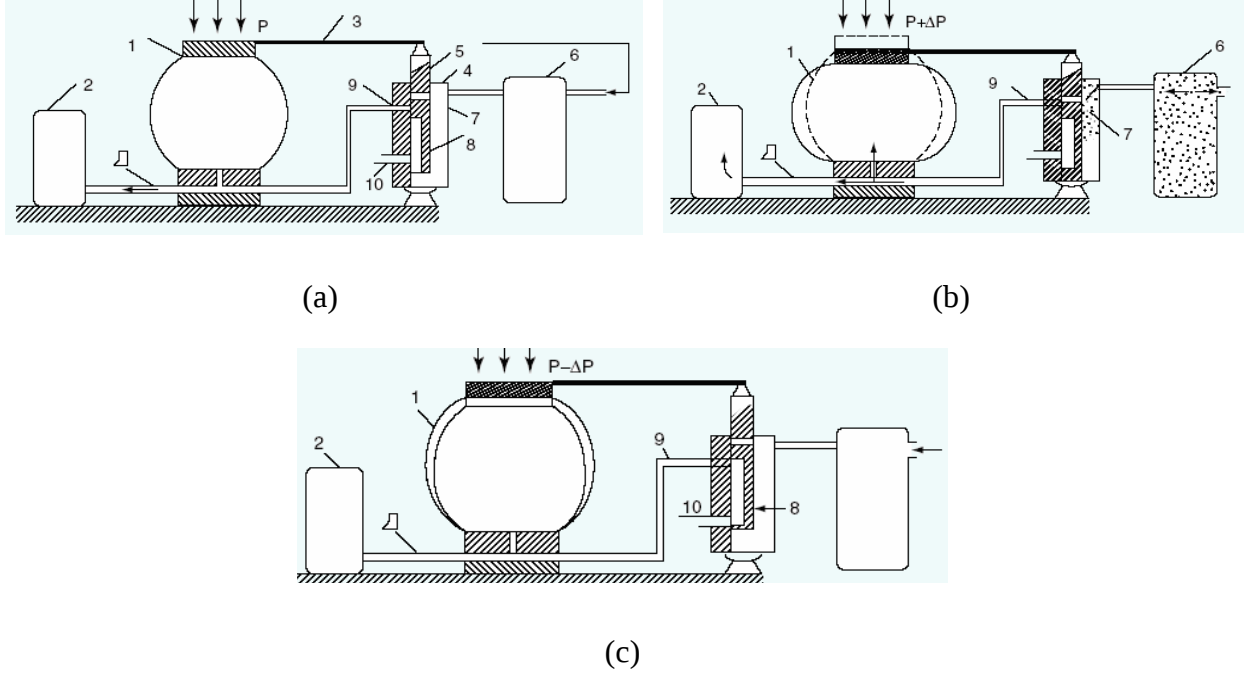
3.2.4.2 İkincil Süspansiyon: Hava Yastıkları

Hafif metro ve tramvay taşıtlarında her bir bojide ikişer adet olmak üzere toplam altı adet hava yastığı vardır. Her bir hava yastığı boji ile kiriş arasına yerleştirilmiş olup, taşıt gövdesinin bojiye olan yüksekliğini ayarlar. Hava yastıkları ayrıca taşıyıcı kiriş ve boji şasesi arasındaki dikey ve yanal hareketlenmeleri sönmüleyerek konfor sağlarlar.

3.2.4.3 Hava Yastıklarının Modellenmesi

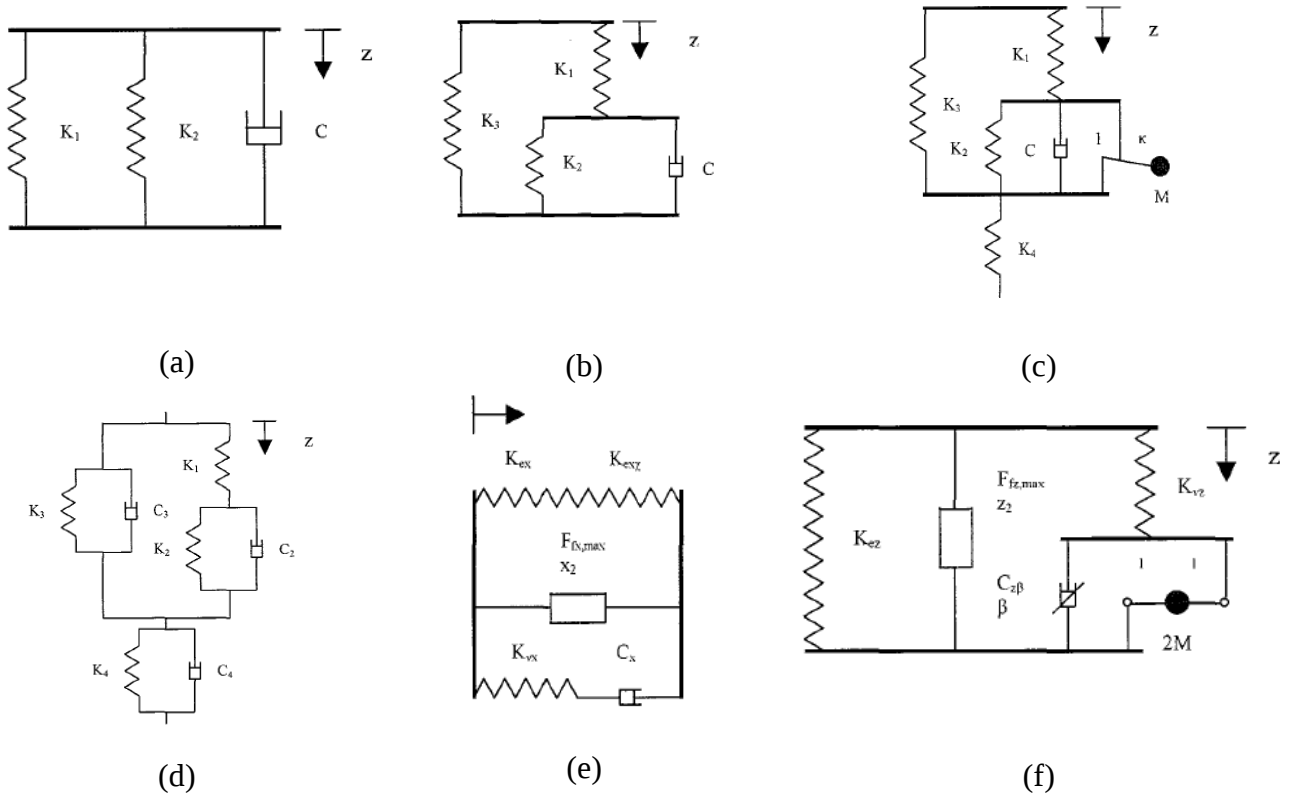
Presthus, 2002, Berghuvud ve Stensson, 2001, Docquier vd., 2007, Pellegrini vd., 2006, Zheng vd. 2006, Yağız ve Gürsel, 2005 bu konuda çeşitli çalışmalar yapmışlardır. Hava

yastıklarının modellenmesinde yatağın elastik kauçuk kılıf ile kaplanarak kapatılmasıyla oluşur ve içerisi sıkıştırılmış gaz (çoğunlukla hava) ile doldurulur. Kütlelerinin düşük olması, mükemmel gürültü ve titreşim izolasyonu ve değişik yol ve sürüş şartlarında taşıtın düşey konumunu sabit tutma yeteneği ile öne çıkmaktadır. Bu tip yaylar yaygın olarak, modern raylı sistemlerde ikincil süspansiyonlarda görülür.



Şekil 3.11 Tipik bir hava yayına ait çalışma prensibinin şematik gösterimi: (a) Denge konumu; (b) Bası konumu; (c) Genişleme konumu (Orlova ve Boronenko, 2006).

Taşıtın düşey konumunu korumakta olan elastik kılıf içerisindeki hava basıncı, sistemi statik denge konumunda (Şekil 3.11(a)) tutar. Yaya ait katılık katsayısını azaltmak için elastik kılıf (airbag) ek bir havuza (2) bağlıdır. Yük arttığı zaman hava yastığı (1) sıkışır ve kontrol sistem (4) valfini (5) aşağı doğru hareket ettirir (Şekil 3.11(b)). Ana haznedeki (6) sıkıştırılmış hava böylece boru (9) ve menfez (7) yardımıyla hava yayı sistemine doğru akar ve bu şekilde basınç artar. Basıncın artması ile hava yayı tekrar denge konumuna ulaşır ve kontrol valfi kapanarak hava akışını durdurur. Yükün azalmasıyla hava yastığı yükselerek kontrol valfini aradaki bağlantı(3) yardımıyla yukarı doğru iter (Şekil 3.11(c)). Bu halde ise boru (10) atmosfere bağlanır ve menfez (8) hava yastığındaki havayı dışarı bırakır. Yay yüksekliği düşer ve hava yayı statik dengeye tekrar ulaşır. Şekil 3.12’de dinamik modellemelerde kullanılabilecek hava yayı modelleri gösterilmektedir.



Şekil 3.12 Hava yayı dinamik modelleri, a) Düşey hava yayı dinamiği, b) Nishimura hava yayı, Düşey hava yayı dinamiği, c) VAMPIRE hava yayı modeli, Düşey hava yayı dinamiği, d) SIMPACK lineer hava yayı modeli, Düşey hareket, e) 6 parametreli yanal hareketli GENSYS modeli, f) 7 parametreli düşey hareketli GENSYS modeli, (Pellegrini vd., 2006).

Hidrolik Damperler

Raylı taşıt süspansiyon sistemlerinde sönümleme; viskoz ve sürtünme sönüm elemanları ile sağlanmaktadır. Kuru sürtünme, iki rijit gövdenin birbiri üzerinde kayması sonucu ortaya çıkmaktadır. Daima rölatif yer değişimine karşı koyan sürtünme kuvveti, sabit olabildiği gibi taşıt kütesine bağlı olarak da değişebilir. Viskoz sönüm ise iki ayrı parçanın viskoz akıcı bir madde ile ayrılması sonucu ortaya çıkar. Hidrolik damperler bunlara örnek verilebilir.

Hidrolik damperler genellikle yolcu bojilerinde kullanılmakla birlikte, bazen modern yük bojilerinde de kullanılmaktadır. Bu damper tiplerinde enerji hızla doğru orantılı olarak sönümlenir ve bu da sönümün, titreşimin genliğine ve frekansına bağlı olduğunu gösterir. Böylece hidrolik damper, dinamik uyarımlara karşı kendi kendine ayarlanabilir ve bu da taşıt salınımlarının öngörülebilir ve güvenilir şekilde sönümlenmesini sağlar.

Hidrolik damperler, taşıtın titreşimi esnasında süspansiyon sisteminde meydana gelen salınımla, damper içerisindeki akışkanın bir odacıktan diğerine akış kontrol valfı üzerinden akışı sırasında zorlanması prensibine göre çalışırlar.

Hidrolik damperlerin taşıta bağlantısı, daima elastik olarak ya da yüksek frekanslı titreşimlerin önlenmesi için burçlanarak yapılır. Damper içerisindeki iç basınç, elastik özellikler hakkında bilgi verir. Bu nedenle, hidrolik damperler genellikle yaylar ve viskoz damperlerin seri bağlanması ile modellenirler.

Ani yüklerden ve titreşimlerden meydana gelen etkiyi montaj konumuna göre belli bir oranda sönümleyen elemandır. Hafif metro ve tramvay taşıtlarında her bir bojiye iki adet dikey, bir adet yatay olmak üzere toplam dokuz adet hidrolik damper mevcuttur.

4. RAYLI TAŞITLARIN VE AKSLARININ DİNAMİK MODELLENMESİ VE ANALİZİ

Raylı taşıtların ve tekerlek seti, aks gibi taşıt bileşenlerinin dinamik davranışı tamamen titreşim olayı ile ilişkilidir. Taşıtların yol üzerinde hareketi esnasında oluşan titreşimi azaltmak ve titreşim sonucu taşıt ve yolda oluşacak hasarları en aza indirebilmek için, taşıt-yol sistemine ilişkin dinamik davranışın çok iyi bir şekilde tanımlanması gerekir.

Raylı taşıtların ve aksların dinamik modellemesi ve analizi konusuna değinmeden önce raylı taşıt ve elemanlarının dinamik davranışında etkili olan, farklı frekans aralıklarındaki taşıt-yol etkileşimi sonucunda ortaya çıkabilecek problemlerle ilgili bir inceleme sunulacaktır.

4.1 Taşıt - Yol Sisteminde Oluşabilecek Dinamik Problemler

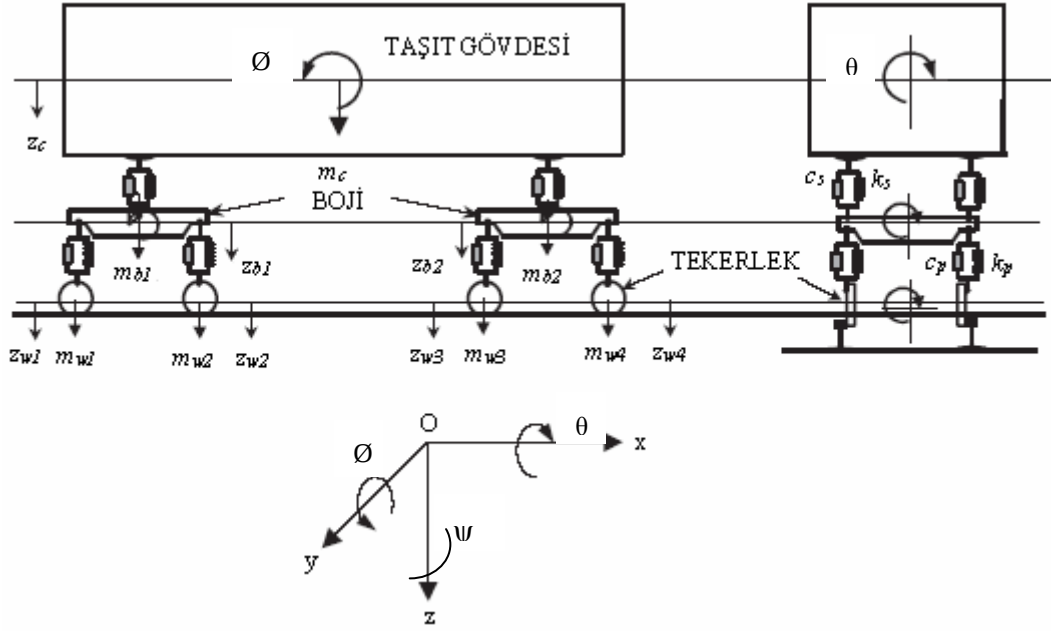
Taşıt dinamik bir sistem olup, kendisine etkiyen iç ve dış kuvvetlerden dolayı titreşime maruz kalır. Taşıt titreşimlerine neden olan faktörler; yoldaki pürüzlülükler, tekerleklerdeki aplatilik gibi düzensizlikler, tekerleklerdeki rijitlik değişimi ile güç ve moment ileten elemanlardaki (dingilin tahrik ve çekim motoru, dişliler, vb.) dengesizliklerdir. Taşıt titreşimlerini etkileyen faktörler ise; süspansiyon sistemine ilişkin özellikler, dingil mesafesi, dingil ağırlığı, yol ve tekerlek özellikleri şeklinde sıralanabilir.

Demiryolu taşıtının seyri sırasında ortaya çıkan ve zararlı olan üç tür hareket mevcuttur (Şekil 4.1, Şekil 4.2) :

Yuvarlanma hareketi: Ox eksenini etrafındaki dönme hareketidir. Yükselti (nivelman) bozuklukları, yanal şoklar (kurba geçişleri) ile oluşur. Bu hareket rezonans tehlikesi oluşturur.

Yunuslama (kafa vurma) hareketi: Oy eksenini etrafındaki dönme hareketidir. Rayların birleşim yerlerindeki geçişlerde (conta, kaynak geçişlerinde) ve yükselti (nivelman) bozukluğu bulunan kesimlerde oluşur. Yuvarlanma hareketi gibi bu hareket düzensizliği de rezonans oluşumuna sebep olabilir.

Yalpa hareketi: Oz eksenini etrafındaki dönme hareketidir. Bandaj konikliği ve yoldaki düzensizlikler nedeniyle meydana gelen sinüzoidal harekettir.



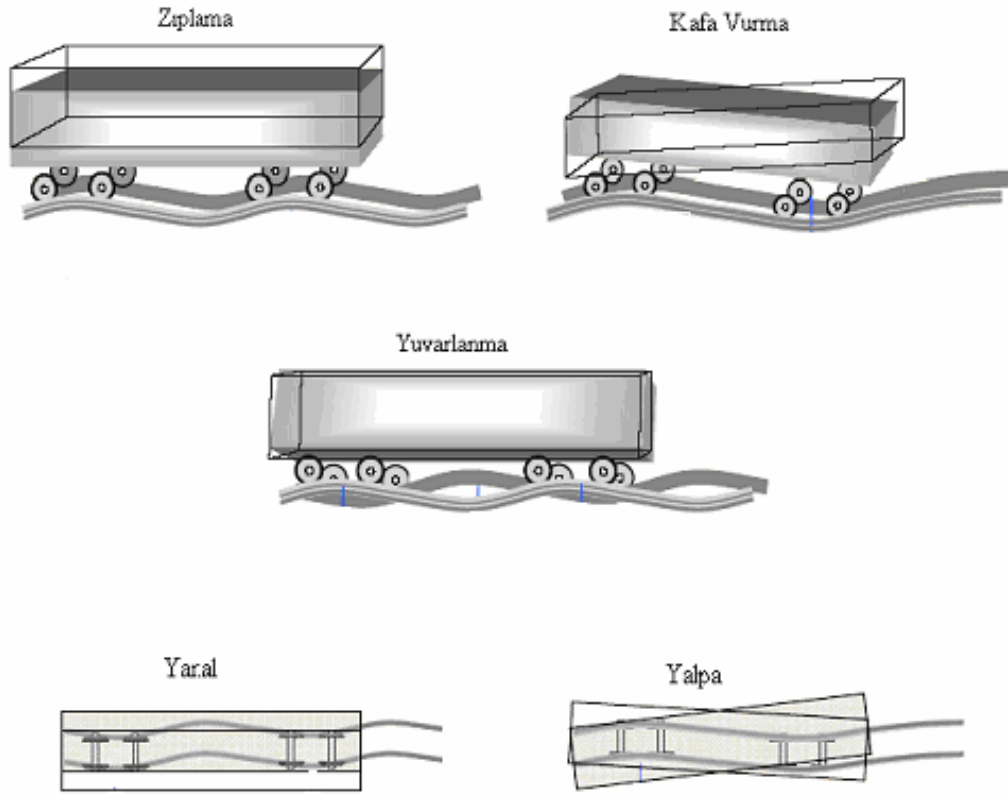
Şekil 4.1 Demiryolu taşıt modeli ve demiryolu taşıtlarının hareketleri (Kumaran vd., 2002).

Bu hareketlerden yuvarlanma ve yunuslama hareketleri taşıttaki asılı yükleri etkiler. Yuvarlanma, yunuslama ve yalpa hareketleri yol ve taşıtta dinamik etkileşimlere neden olarak hasarlara yol açmaktadır. Ayrıca bu hareket düzensizlikleri, sürüş kalitesi ve yolcu konforunu da olumsuz yönde etkilemektedir. Bu hareketler sonucu oluşan dinamik etkileşimleri minimuma indirmek için, yolun en iyi şekilde tasarlanması ve taşıtın yol ile uyumlu olması gerekir (Yalçın, 2006). Demiryollarında titreşimin oluşma nedenleri şu şekilde sıralanabilir;

- Tekerleklerin engellerde (conta gibi) sekerek sıçraması, yalpa hareketi, yunuslama hareketi gibi düzgün olmayan hareketler. Bu hareketlerin oluşturduğu frekanslar 10 Hz'den küçük olup, azaltmak için fazla bir şey yapılamaz. Bunların titreşim enerjileri genellikle düşüktür,
- Dingil takımının düşey doğal eğilme titreşimleri (frekansları 45–90 Hz arasındadır),
- Tekerleklerdeki eksantriklik, balanssızlık ve aplatilik gibi düzensizlikler (0–1500 Hz),
- Yaylandırılmış tekerleklerin visko-elastik titreşimlerinin yola aktarılması (0–500 Hz),
- Periyodik tekerlek geçişlerinin visko-elastik tabana oturan yol çerçevesinde (raylar ve traverslerde) oluşturduğu sönümlü titreşimler (0–1500 Hz),
- Tekerleklerin contalar, kaynak yerleri, makaslar, hemzemin geçitler ve ondülasyonlu raylar üzerinden geçişleri ile uyarılan ve yola aktarılan titreşimler (0–1500 Hz).

Taşıt ve yol hatalarının, düzensizliklerin bulunmadığı durumlarda, frekansları 40–100 Hz arasında değişen titreşimler oluşur. Yolun ve altyapının doğal frekansları da bu değerlerde olduğundan, uygun sönümleyiciler kullanılmazsa rezonans olayı meydana gelebilir ki, bu da yolun ve altyapının aşırı zorlanmasıyla neden olabilir. 1500 Hz'e kadar ulaşabilen yüksek frekanslı titreşimler ise, daha çok taşıt ve yoldaki düzensizliklerden, aşınmalardan kaynaklanır. Bu titreşimlerin en büyük etkisi gürültü olarak ortaya çıkar. Yüksek frekanslardaki tekerlek/ray etkileşiminin en önemli sonucu gürültü olduğu için, ilgilenilen maksimum frekanslar insanın duyma limiti olan 5000 Hz civarındadır.

Mevcut yollarda seyir hızlarının, dingil yüklerinin, trafik miktarının ve çekim kuvvetinin artmasıyla birlikte, taşıt ve yol etkileşimi konusunda birçok yeni sorunlar ortaya çıkmıştır. Bu sorunları anlayabilme ve çözüm üretebilme gereksinimi, araştırmaları taşıt ve yolun dinamik davranışları üzerine yönlendirmiştir. Çizelge 4.1' de, taşıt-yol etkileşimi sonucunda değişik dinamik problemlerin olduğu bölgeler ile frekans alanları özetlenmiştir (Knothe ve Grassie, 1993).



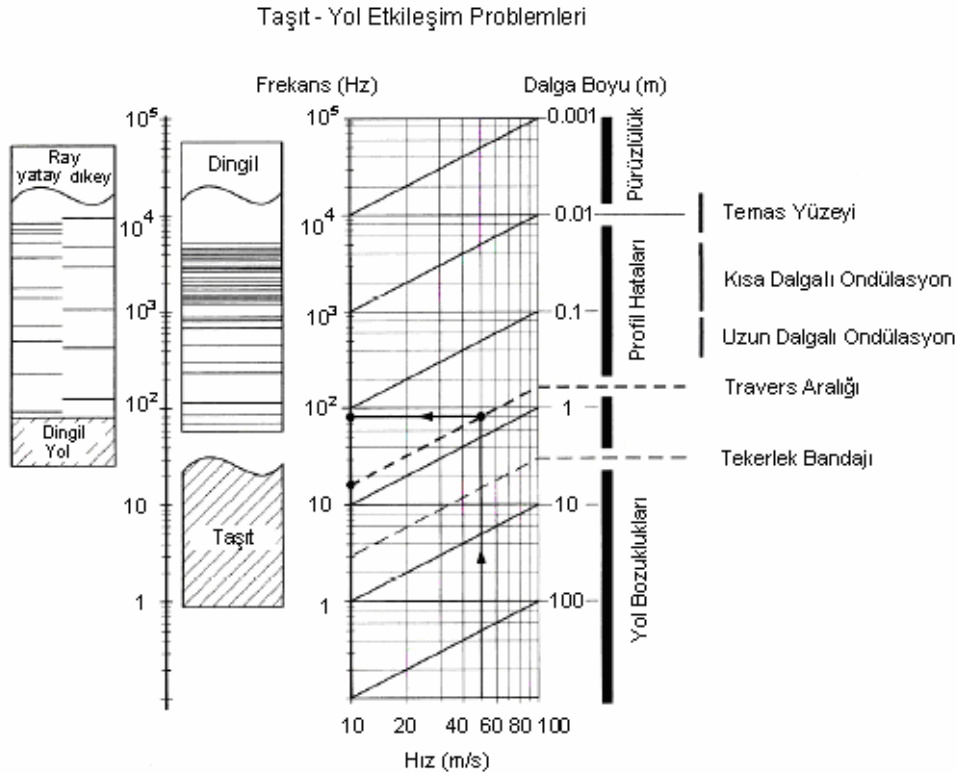
Şekil 4.2 Raylı sistem taşıt titreşim modları (Bleakley, 2006).

Çizelge 4.1 Orta ve yüksek frekanslarda taşıt-yol etkileşimi problemleri (Knothe, 2001).

No	Problem Bölgesi	Frekans Bölgesi (Hz)
1	TAŞIT (a) Stabilité (b) Kurbada seyir-sürüş koşulları (c) Konfor	0 – 30
2	BOJİ VE YAYLANDIRILMAMIŞ KÜTLELER (a) Tekerlek yatakları (b) Dingil, yatak ve fren elemanlarının işletme (yorulma) mukavemetleri (c) Dingillerin işletme (yorulma) mukavemeti (d) Boji çerçevelerinin işletme (yorulma) mukavemeti	0 – 200
3	TEKERLEK VE RAY YUVARLANMA YÜZEYİ PROBLEMLERİ (a) Aplatilikler (Tekerlek) ve patinaj-kayma yerleri (ray) (b) Yuvarlak olmayan tekerlekler (c) Tekerlek poligonlaşma nedenleri (d) Tekerlek ondülasyonu (e) Uzun dalgalı ray ondülasyonu (f) Kısa dalgalı ray ondülasyonu (2 – 10 cm) (g) Conta yerleri, kötü taşlanmış kaynak yerleri (h) Yuvarlanma temas yorulması hasarları (i) Eş şekilli tekerlek ve ray aşınmaları	0 – 1500
4	HAT BİLEŞENLERİ (a) Rayların işletme (yorulma) mukavemeti (b) Ara mesnetler (c) Beton traversler (d) Balast çökmesi ve yol durumunun kötüleşmesi (e) Altyapıda çökmeler	0 – 1500
5	RAY – TEKERLEK GÜRÜLTÜSÜ (a) Yuvarlanma gürültüsü (b) Çarpma şeklindeki zorlanma gürültüleri (c) Kurbalarda sürtünme gürültüsü	0 – 5000
6	GÜRÜLTÜ VE TİTREŞİMLER (a) Altyapıda titreşim yayılması (b) Köprülerde titreşim ve gürültü yansıması (c) Gürültü emisyonu (d) Vagon kasalarında gürültü ve yansıma	0 – 500

Özetle; taşıt ve yolun karşılıklı dinamik etkileşimleri sırasında ortaya çıkan dinamik yükler, bir yandan yolda yorulma hasarları oluştururken, aynı zamanda taşıt elemanlarına da zarar vermektedir. Olası problemlerin önlenmesi ya da en azından azaltılması, bakım masraflarında ve kullanım ömrü maliyetlerinde de önemli ölçüde azalma sağlamaktadır.

Şekil 4.3'te demiryollarında seyir hızı (m/s), frekans (Hz) ve dalga boyu (m) arasındaki ilişki gösterilmiştir. Eğik doğrular dalga uzunluğunu göstermektedir. Doğal ve rezonans frekansları şeklin solunda gösterilmiştir. Örneğin; travers aralığı 60 cm olan bir yolda 36 km/saat (10 m/s) hızla seyreden bir tren, 16.6 Hz frekansında bir titreşim oluşturur. Bu da taşıtın doğal frekansına karşıt gelir. Taşıt hızı 180 km/saat (50 m/s) ise tahrik frekansı 83 Hz olup, bu da rijit bir yolda dingil, ray ve traversin rezonansına karşı gelmektedir (Knothe, 2001).



Şekil 4.3 Demiryollarında seyir hızı (m/s), frekans (Hz) ve dalga boyu (m) arasındaki ilişki (Knothe, 2001).

4.1.1 Bojinin Bileşenlerini ve Yaylandırılmamış Kütleyi İçeren Problemler

Pratikte bojinin bileşenlerini ve yaylandırılmamış kütleyi içeren ve özellikle de yüksek frekanslardaki dinamik yüklerden dolayı oluşan problemlerle sık sık karşılaşılır, fakat bu konu hakkında bugüne kadar çok az sayıda araştırma yapılmıştır ve ayrıca demiryolu taşıtlarının 10-50 Hz civarı frekans değerlerindeki davranışlarının tanımlandığı modellerin gelişimi de

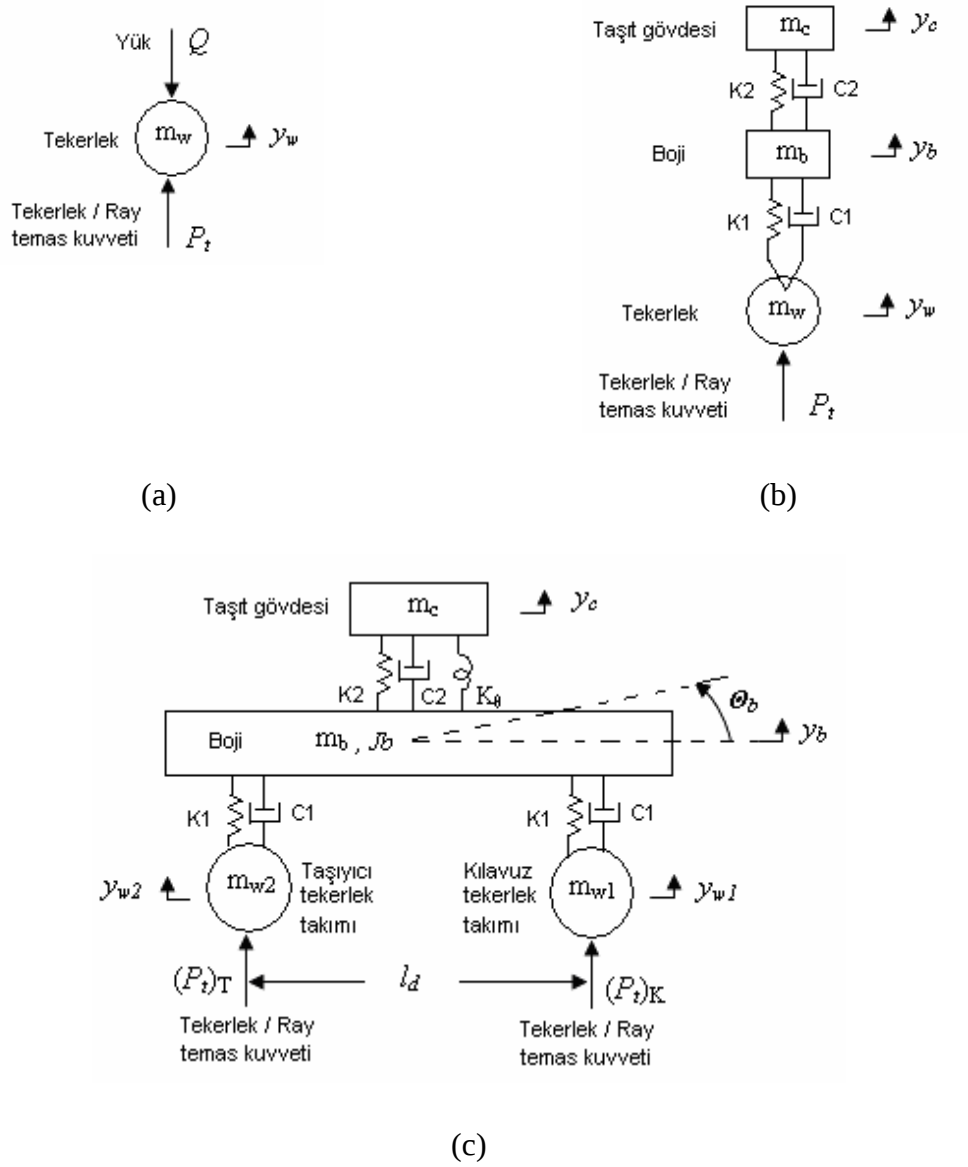
oldukça az olmuştur. Bu frekanslarda, tekerlek takımı dinamik olarak bojiden izole edilirken, aynı zamanda bir elastik yapı olarak kendi deformasyonu belirgin (dikkati çeken) değerlere ulaşır. Dinamik yüklerden kaynaklanmadığı halde şiddeti artabilen problemlere örnek olarak, dingil yataklarının, fren donanımının, dingile asılı çekim motorlarının ve bojiye eklenmiş diğer elemanların yorulmaları verilebilir. Daha önce yapılmış çalışmalarda dinamik yüklerin tekerlek yatakları üstündeki etkisi konusunda bir parça daha fazla ilgilenmişlerse de, bu alanda diğer araştırmacılar tarafından hazırlanmış ve yayınlanmış çok az sayıda çalışmalar da bulunmaktadır. 100-200 Hz civarındaki frekansların oluşturduğu kuvvetler öncelikle tekerlek ataleti ile karşılandığından, uzun dalga boyuna sahip düzensizliklerin neden olduğu düşük frekanslı kuvvetler, özellikle yataklar için zararlıdır. Buna örnek verilirse, 300 kN'dan daha fazla tekerlek-ray kuvveti doğuran ve kullanımı önerilen frenleme tertibatları, dalga boyu bir kaç yüz mm olan düşük frekanslı kuvvetlerle beraber, tipik yük katarlarında tekerlek yatağının ömründe %50 azalmaya sebep olabilirler. Frenlemeden dolayı tekerleklerdeki yorulma hasarı Lunden tarafından incelenmiştir (Knothe ve Grassie, 1993).

4.2 Taşıt İçin Dinamik Modeller

Dinamik çalışmalarda ele alınan taşıt modeli tipi; esas olarak problemde dikkate alınan ilgili frekans aralığına bağlıdır. Düşük frekans aralığı için (20 Hz'ten düşük frekanslar), sistemdeki esas problem taşıtların kurbllardaki hareketi, stabilite, yolcu ve yük için sürüş kalitesidir. 10 Hz gibi düşük frekans aralığında, yol oldukça rijit bir yay gibi davranarak taşıt davranışını düşey yönde fazla etkilememektedir.

Genel olarak analizlerde taşıt, yaylandırılmış kütle ve yaylandırılmamış kütle olmak üzere iki kısımda incelenir. Yaylandırılmış kütle sistemi; taşıt gövdesi ve bojiyi içerir. Yaylandırılmamış kütleler; tekerlek takımı, dişliler, dingilin çekim ve tahrik motorunu içerir. Şekil 4.4' de dinamik analizler için kullanılabilecek taşıt modelleri gösterilmiştir. Model I'deki, bir serbestlik dereceli sistem sadece sabit bir yük etkisindedir. Model II üç serbestlik derecesine sahip olup, yaylandırılmamış ve yaylandırılmış kütleli tek tekerlekten oluşmaktadır. Model III'teki beş serbestlik dereceli taşıt sistem modeli ise; iki dingilli, yarı araç kütesinden oluşmaktadır. Taşıttaki en etkin bileşen, dingil veya yaylandırılmamış küttedir. Bu nedenle Newton ve Clark'ın kullanmış olduğu gibi; modelde sadece sabit bir kuvvetle yüklenmiş etkili tekerlek kütesini almak yeterli olacaktır (Şekil 4.4-a). Eğer mesnetlerdeki dinamik kuvvetler dikkate alınır, modele yaylandırılmış kütlelerin katılması gerekir (Şekil 4.4-b). Tekerleklerin farklı dingiller üzerindeki etkileşimleri dikkate alınacaktır;

birden fazla serbestlik dereceli, yarı-taşıt modelleri kullanılabilir (Şekil 4.4-c).



Şekil 4.4 Taşıt modelleri, a) 1-serbestlik dereceli taşıt modeli, b) 3-serbestlik dereceli taşıt modeli, c) 5-serbestlik dereceli taşıt modeli.

Taşıt davranışını incelemek üzere NUCARS, MEDYNA, VAMPIRE ve VOCO gibi bilgisayar programları da kullanılabilir.

4.3 Hareket Denklemlerinin Lagrange Yöntemiyle Elde Edilmesi

Hareket denklemlerinin çıkarılmasında Lagrange yöntemi kullanılmıştır. Lagrange denklemlerinin en genel ifadesi aşağıdaki gibidir:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}_j} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial x_j} + \frac{\partial E_p}{\partial x_j} + \frac{\partial E_s}{\partial \dot{x}_j} = Q_j \quad (4.1)$$

Burada;

E_k : Toplam kinetik enerji

E_p : Toplam potansiyel enerji

E_s : Toplam sönüm enerjisi

Q_j : Genelleştirilmiş kuvvetler

x_j : Genelleştirilmiş koordinatlar.

4.4 Aksın Dahil Edildiği 6-Serbestlik Dereceli Hafif Raylı Yarım Taşıt Modeli

4.4.1 Raylı Taşıt Akslı Model

Bu yarım raylı taşıt modelinde m_g raylı taşıt gövdesinin kütlesini, m_b boji kütlesini, m_a aksın kütlesini, J_g , J_b ve J_a ise sırasıyla taşıtın, bojinin ve aksın atalet momentlerini ifade etmektedirler. k_{es1} , k_{es2} ve c_1 , c_2 ikincil süspansiyonların eş değer yay katsayılarını ve sönümleme katsayılarını; k_1 , k_2 ve c_3 , c_4 ise birincil süspansiyonların yay katsayılarını ve sönümleme katsayılarını göstermektedir. k_a aksın yay katsayısını ifade etmektedir. k_{h1} ve k_{h2} ise tekerlek-ray temasını ifade etmek için kullanılan doğrusal formdaki Hertz yay katsayılarını belirtmektedirler. Açıklanan bu parametrelere ait sayısal değerler Ek 1’de verilmiştir.

Raylı taşıt modeli 6 serbestlik derecesine sahiptir. Bunlar; z_g , z_b , z_a , θ_g , θ_b ve θ_a ’dır. z_g , raylı taşıt gövdesinin düşey yer değişimini, z_b , bojinin düşey yer değişimini, z_a , aksın düşey yer değişimini θ_g , θ_b ve θ_a ise gövdenin, bojinin ve aksın açısal yer değişimini ifade etmektedir.

Şekil 4.5’ de fiziksel modeli gösterilen raylı taşıtın, Lagrange denklemleri ile matematiksel modelinin çıkartılması için gereken enerji denklemleri aşağıdadır;

$$E_k = \frac{1}{2} \left[m_g \cdot \dot{z}_g^2 + m_b \cdot \dot{z}_b^2 + m_a \cdot \dot{z}_a^2 + J_g \cdot \dot{\theta}_g^2 + J_b \cdot \dot{\theta}_b^2 + J_a \cdot \dot{\theta}_a^2 \right] \quad (4.2)$$

$$E_P = \frac{1}{2} \left[\begin{aligned} & \text{kes}_1 \cdot (z_g - z_b - L_1 \cdot \theta_g)^2 + \text{kes}_2 \cdot (z_g - z_b + L_1 \cdot \theta_g)^2 \\ & + k_1 \cdot (z_b - z_a - L_1 \cdot \theta_b)^2 + k_2 \cdot (z_b - z_a + L_1 \cdot \theta_b)^2 \\ & + k_{h1} \cdot (z_a - z_{y1} - L_2 \cdot \theta_a)^2 + k_{h2} \cdot (z_a - z_{y2} + L_2 \cdot \theta_a)^2 \end{aligned} \right] \quad (4.3)$$

$$E_S = \frac{1}{2} \left[\begin{aligned} & c_1 \cdot (\dot{z}_g - \dot{z}_b - L_1 \cdot \dot{\theta}_g)^2 + c_2 \cdot (\dot{z}_g - \dot{z}_b + L_1 \cdot \dot{\theta}_g)^2 \\ & + c_3 \cdot (\dot{z}_b - \dot{z}_a - L_1 \cdot \dot{\theta}_b)^2 + c_4 \cdot (\dot{z}_b - \dot{z}_a + L_1 \cdot \dot{\theta}_b)^2 \end{aligned} \right] \quad (4.4)$$

Sisteme ait diferansiyel denklemler;

$$\begin{aligned} m_g \cdot \ddot{z}_g + \text{kes}_1 \cdot (z_g - z_b - L_1 \cdot \theta_g) + \text{kes}_2 \cdot (z_g - z_b + L_1 \cdot \theta_g) + c_1 \cdot (\dot{z}_g - \dot{z}_b - L_1 \cdot \dot{\theta}_g) \\ + c_2 \cdot (\dot{z}_g - \dot{z}_b + L_1 \cdot \dot{\theta}_g) = 0 \end{aligned} \quad (4.5)$$

$$\begin{aligned} m_b \cdot \ddot{z}_b + \text{kes}_1 \cdot (z_g - z_b - L_1 \cdot \theta_g) - \text{kes}_2 \cdot (z_g - z_b + L_1 \cdot \theta_g) + k_1 \cdot (z_b - z_a - L_1 \cdot \theta_b) \\ + k_2 \cdot (z_b - z_a + L_1 \cdot \theta_b) - c_1 \cdot (\dot{z}_g - \dot{z}_b - L_1 \cdot \dot{\theta}_g) - c_2 \cdot (\dot{z}_g - \dot{z}_b + L_1 \cdot \dot{\theta}_g) \\ + c_3 \cdot (\dot{z}_b - \dot{z}_a - L_1 \cdot \dot{\theta}_b) + c_4 \cdot (\dot{z}_b - \dot{z}_a + L_1 \cdot \dot{\theta}_b) = 0 \end{aligned} \quad (4.6)$$

$$\begin{aligned} m_a \cdot \ddot{z}_a - k_1 \cdot (z_b - z_a - L_1 \cdot \theta_b) - k_2 \cdot (z_b - z_a + L_1 \cdot \theta_b) + k_{h1} \cdot (z_a - z_{y1} - L_2 \cdot \theta_a) \\ + k_{h2} \cdot (z_a - z_{y2} + L_2 \cdot \theta_a) - c_3 \cdot (\dot{z}_b - \dot{z}_a - L_1 \cdot \dot{\theta}_b) - c_4 \cdot (\dot{z}_b - \dot{z}_a + L_1 \cdot \dot{\theta}_b) = 0 \end{aligned} \quad (4.7)$$

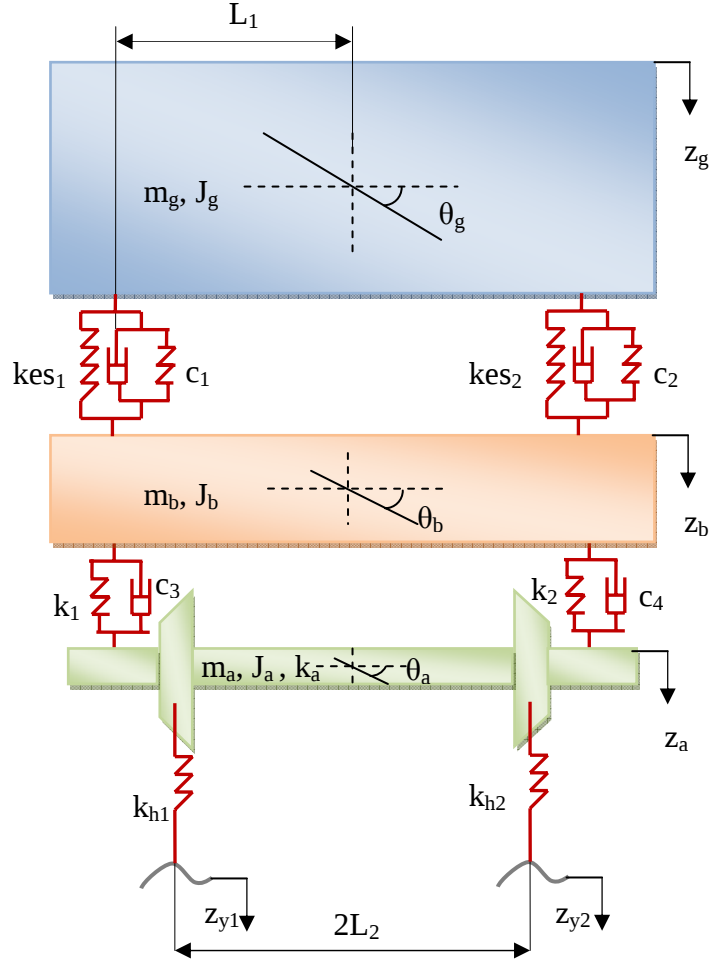
$$\begin{aligned} J_g \cdot \ddot{\theta}_g - \text{kes}_1 \cdot L_1 \cdot (z_g - z_b - L_1 \cdot \theta_g) + \text{kes}_2 \cdot L_1 \cdot (z_g - z_b + L_1 \cdot \theta_g) - c_1 \cdot L_1 \cdot (\dot{z}_g - \dot{z}_b - L_1 \cdot \dot{\theta}_g) \\ + c_2 \cdot L_1 \cdot (\dot{z}_g - \dot{z}_b + L_1 \cdot \dot{\theta}_g) = 0 \end{aligned} \quad (4.8)$$

$$\begin{aligned} J_b \cdot \ddot{\theta}_b - k_1 \cdot L_1 \cdot (z_b - z_a - L_1 \cdot \theta_b) + k_2 \cdot L_1 \cdot (z_b - z_a + L_1 \cdot \theta_b) - c_3 \cdot L_1 \cdot (\dot{z}_b - \dot{z}_a - L_1 \cdot \dot{\theta}_b) \\ + c_4 \cdot L_1 \cdot (\dot{z}_b - \dot{z}_a + L_1 \cdot \dot{\theta}_b) = 0 \end{aligned} \quad (4.9)$$

$$J_a \cdot \ddot{\theta}_a - k_{h1} \cdot L_2 \cdot (z_a - z_{y1} - L_2 \cdot \theta_a) + k_{h2} \cdot L_2 \cdot (z_a - z_{y2} + L_2 \cdot \theta_a) = 0 \quad (4.10)$$

Sistemin dinamik davranışını ifade eden diferansiyel denklem takımı Lagrange denklemini kullanılarak matris formunda elde edilmiştir.

$$[M] \ddot{z} + [C] \dot{z} + [K] z = Fz \quad (4.11)$$

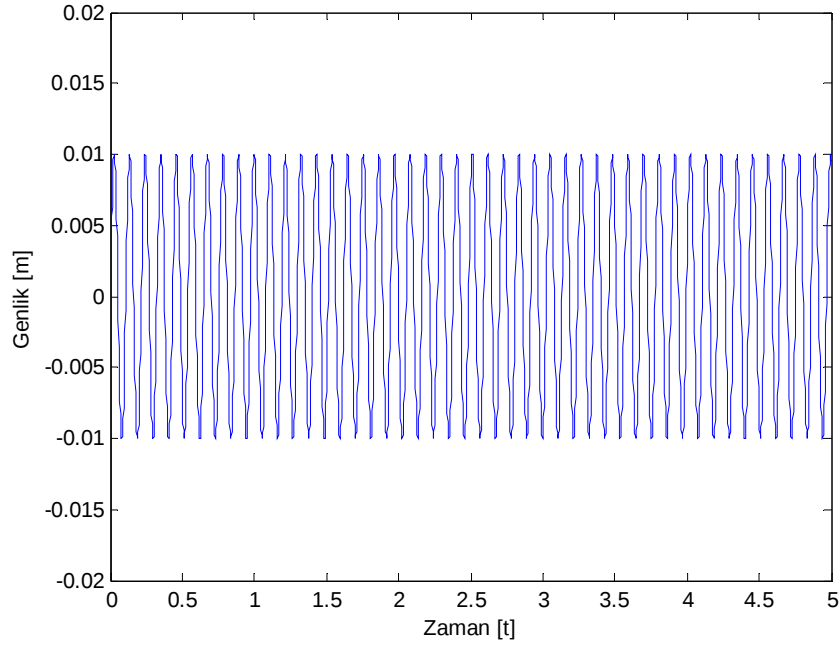


Şekil 4.5 Hafif raylı yarım taşıt modeli.

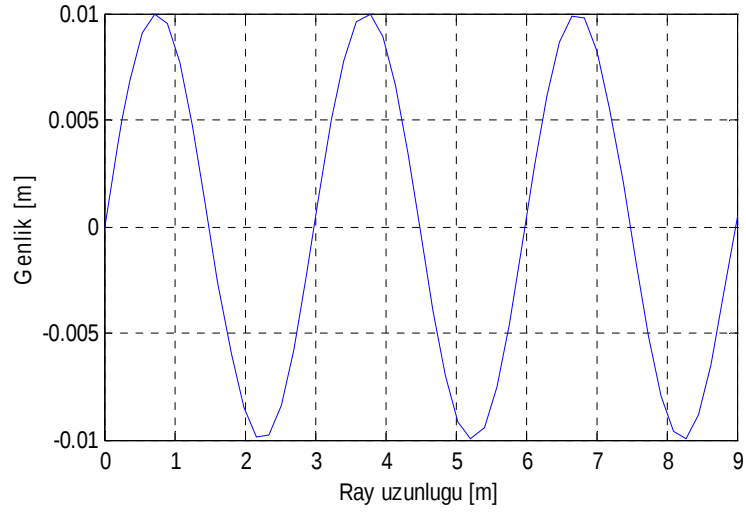
Titreşimlere neden olan bozucu etki F_z yol düzensizliğidir. Bu düzensizlik raylı taşıt sistemine rijit tekerlekler üzerinden etkimektedir. $[M]$, $[C]$ ve $[K]$ ise kütle, sönüm ve katılık matrisleri olup, Ek 1’de sunulmuştur.

4.4.2 Yol Düzensizlikleri (Bozucu Giriş)

z_{y1} ve z_{y2} yoldaki düzensizliklerden dolayı tekerleklerle gelen bozucu girişlerdir. $z_y = \sin \omega t$ şeklinde bir fonksiyon olup ω açısal hızı, V taşıt hızını, y periyodu ifade eder ve aralarında $\omega = 2\pi V/3,6y$ şeklinde bir bağıntısı vardır. Bu girişler raydaki düzensizlikler olup, çalışmada sinüs fonksiyonu (Şekil 4.6) ve bir basamak fonksiyonu (Şekil 4.7) şeklinde sisteme tatbik edilecektir.

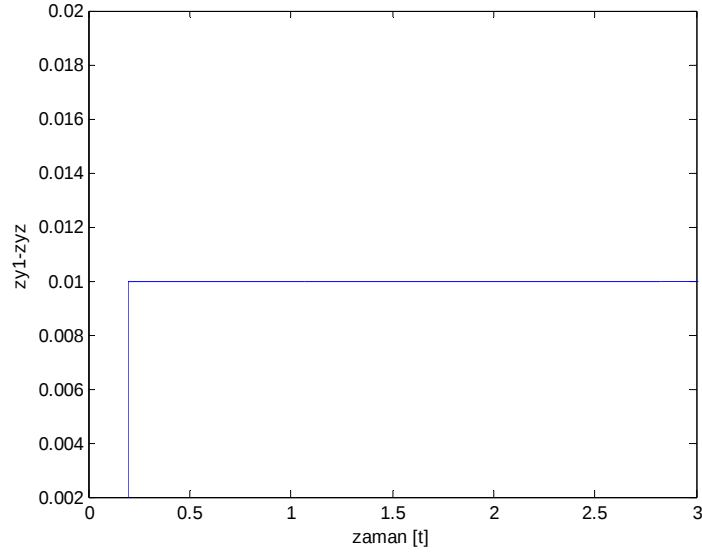


a)



b)

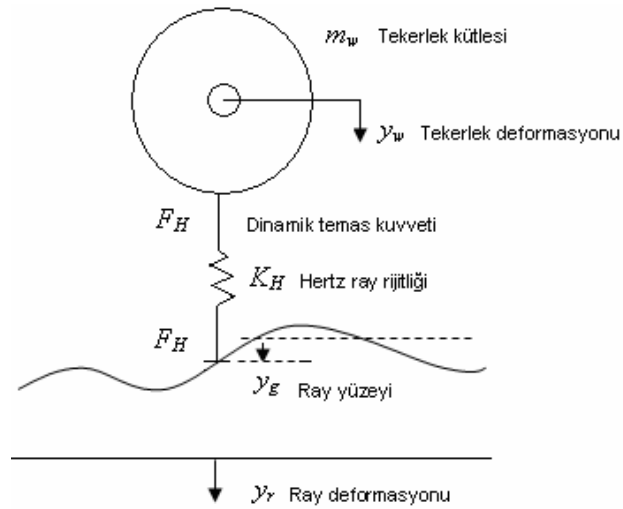
Şekil 4.6 Yol düzensizliği a) Sinüsoidal fonksiyon girişi, b) Sinüsoidal giriş profili.



Şekil 4.7 Basamak girişi yol düzensizliği.

4.4.3 Tekerlek - Ray Etkileşimi ve Hertz Temas Yayı

Çoğu taşıt-yol hasarı, tekerlek-ray ara yüzeyinde oluşan dinamik kuvvetlerden kaynaklanmaktadır. Taşıt-yol etkileşimi esnasında oluşan kuvvetler tekerlek-ray temas alanı ile iletilirler. Tekerlek ile ray arasındaki temas alanının geometrisinden dolayı, dinamik tekerlek-ray etkileşimi için kuvvet ve çökme arasındaki ilişki Hertz temas yayı ile tanımlanır (Şekil 4.8). Hertz temas yayı lineer olmayıp, temas kuvveti ile ray-tekerlek temas yüzeyinde oluşan çökme arasındaki ilişkiye bağlı olarak ifade edilir. Tekerlek-ray arasındaki ilişkinin açıklanabilmesi için tüm bileşenlerin lineer olması gerekir, dolayısıyla Hertz yayının da lineer bir şekilde tanımlanması gerekir.



Şekil 4.8 Tekerlek-ray temas modeli (Esveld, 2001).

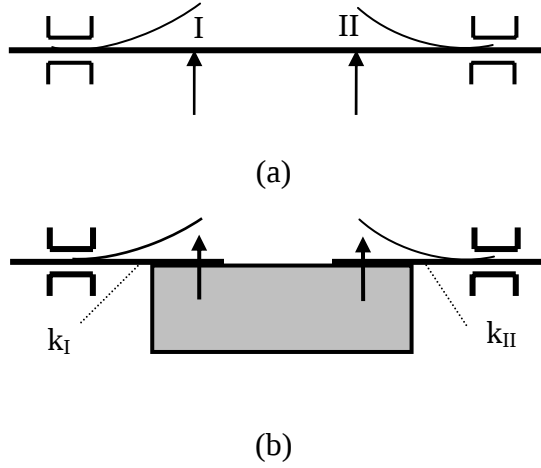
Hertz temas yayının değeri ise statik tekerlek yüküne bağlı olarak kuvvet-yer değiştirme ilişkisiyle aşağıdaki gibi ifade edilir;

$$k_h = dF/dy = 3 \cdot \left(c_h^{2/3} \cdot F^{1/3} \right) / 2 \quad [N/m] \quad (4.12)$$

Denklemden, F [N] statik tekerlek kuvvetidir. c_h [$Nm^{-3/2}$] değeri ise, Hertz yay sabiti olup tekerlek ve rayın yarıçapı ve malzeme özelliklerine bağlı bir sabittir.

Aks Yay Katsayılarının Hesabı

Aks yay katsayısının hesabında tesir sayıları yöntemi kullanılmıştır. Tesir sayısı (α) esneklik yani $1/k_a$ anlamına gelmektedir. Şekil 4.9 (a)'da I ve II noktalarına etkiyen tepki kuvvetleri sonucunda, bu noktalarda oluşan tesir kuvvetleri (α_{I-I} , α_{I-II} , α_{II-I} , α_{II-II}) ve esneklikleri (k_{I-I} , k_{I-II} , k_{II-I} , k_{II-II}) hesaplanmıştır.



Şekil 4.9 Tesir sayıları yardımıyla aks yay katsayısının (k_a) hesabı.

I noktasına etkiyen kuvvetin I noktasında doğurduğu tesir sayısından;

$$k_{I-I} = 1/\alpha_{I-I} = 130701,8 \cdot 10^3 N/m$$

I noktasına etkiyen kuvvetin II noktasında doğurduğu tesir sayısından;

$$k_{I-II} = 1/\alpha_{I-II} = 213675,2 \cdot 10^3 N/m$$

II noktasına etkiyen kuvvetin II noktasında doğurduğu tesir sayısından;

$$k_{II-II} = 1/\alpha_{II-II} = 130701,8 \cdot 10^3 N/m$$

II noktasına etkiyen kuvvetin I noktasında doğurduğu tesir sayısından;

$$k_{II-I} = 1/\alpha_{II-I} = 213675,2 \cdot 10^3 \text{ N/m}$$

olarak bulunur. Yukarıda bulunan değerlerden;

$$k_{I-I} = k_{II-II} \text{ ve } k_{I-II} = k_{II-I}$$

olduğu görülmektedir.

Şekil 4.9 (a)'daki konstrüksiyonun Şekil 4.9 (b)'deki konstrüksiyona eşdeğer olduğu kabulü ile ve Maxwell karşılık teoremi kullanılarak sehimler hesaplandığında I ve II noktalarındaki sehimlerin de eşit olması nedeniyle k_I , k_{II} yaylarının paralel bağlı olduğu ve aksın eşdeğer yay katsayısı; $k_a = 344377,7 \cdot 10^3 \text{ N/m}$ olarak hesaplanmıştır. Şekil 4.10'de ise k_1 ve k_2 yaylarının k_a ile oluşturdukları seri bağlı eşdeğer yay katsayıları k_{es3} ve k_{es4} olarak gösterilmiş olup, bu parametrelerin değerleri, Ek 1'de verilmiştir.

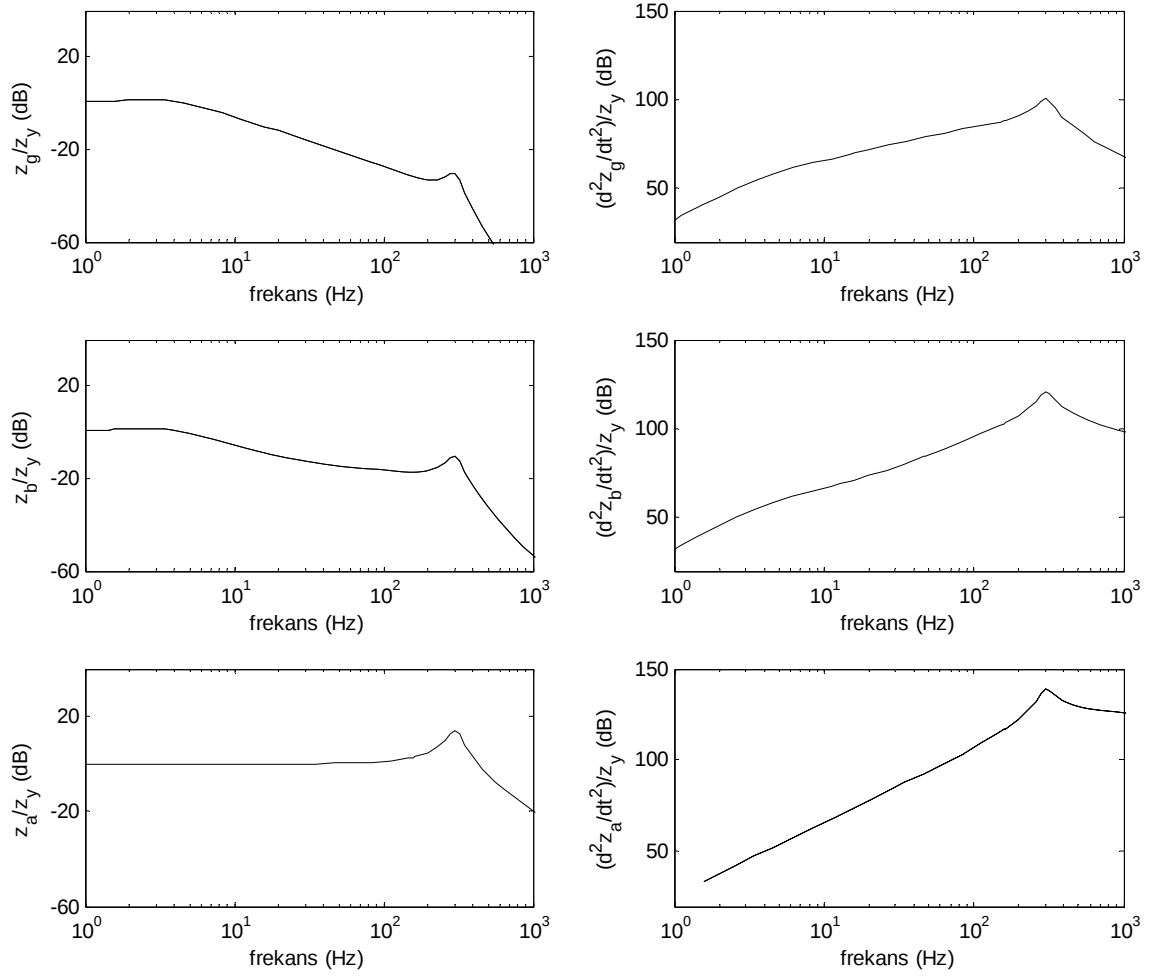


Şekil 4.10 Aksın eşdeğer yay katsayılarının gösterilmesi.

4.4.4 Simülasyon Sonuçları

Yarım raylı taşıt titreşimlerini analiz etmek için uygulanan bozucu giriş, önce bir sinüs fonksiyonu daha sonra ise bir basamak fonksiyonu şeklinde uygulanmıştır. Sinüsoidal yol düzensizliğinin genliği 0,01 m ve dalga boyu 3 m olup taşıt gövdesinin, bojinin ve aksın yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları, Şekil 4.11'de gösterilmiştir.

Sistem altı serbestlik derecesine sahip olduğundan sisteme ait 6 adet doğal frekans değeri mevcuttur. Bunlar 0.09, 0.29, 6.78, 7.99, 306.08 ve 327.44 [Hz] değerleridir.



Şekil 4.11 Raylı taşıt gövdesinin, bojinin ve aksın yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları.

4.5 16-Serbestlik Dereceli Raylı Taşıt Bojisinin Dinamik Modeli

Raylı taşıt modelinin bojisinden ve iki adet tekerlek setinden oluşan model 16 serbestlik derecesine sahiptir. Bunlar; z_b , x_b , y_b , z_{t1} , x_{t1} , y_{t1} , z_{t2} , x_{t2} , y_{t2} , θ_b , θ_{t1} , θ_{t2} , ψ_b , ψ_{t1} , ψ_{t2} , ϕ_b 'dir.

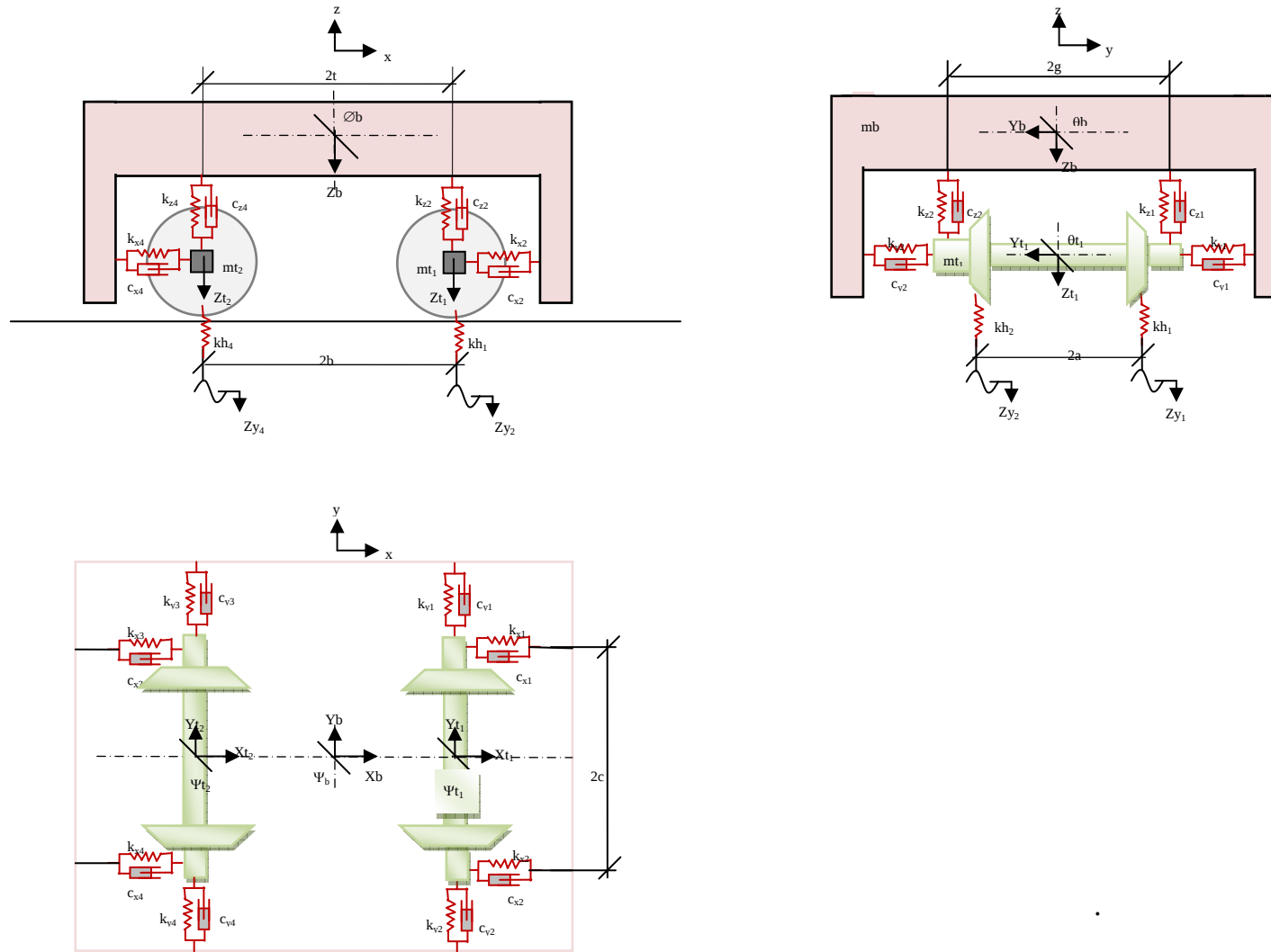
z_b , x_b , y_b bojinin düşey, boyuna ve yanal yer değişimini, z_{t1} , x_{t1} , y_{t1} , z_{t2} , x_{t2} , y_{t2} ise sırasıyla 1. ve 2. tekerlek setlerinin düşey, boyuna ve yanal yer değişimlerini ifade etmektedir.

θ_b , θ_{t1} , θ_{t2} bojinin ve tekerlek setlerinin x eksenini etrafında açısal yer değişimini (yuvarlanma), ψ_b , ψ_{t1} , ψ_{t2} bojinin ve tekerlek setlerinin z eksenini etrafında açısal yer değişimini (yalpa) ve ϕ_b bojinin y eksenini etrafında açısal yer değişimini (yunuslama) ifade etmektedir.

Zb bojinin düşey hareketini, Zt tekerlek setinin düşey, θ_g ve θ_b ise gövdenin ve bojinin açısai yer değişimini ifade etmektedir.

Çizelge 4.2 16 Serbestlik dereceli raylı taşıt bojisi ve tekerlek takımlarına ait model parametreleri (Ek 1).

Parametreler	Tanımlar
m_b	Raylı taşıt boji kütlesi
m_{t1}, m_{t2}	1. ve 2. tekerlek setlerinin kütleleri
J_{xb}, J_{yb}, J_{zb}	Bojinin kütle atalet momentleri
J_{xt1}, J_{zt1}	1.tekerlek setinin kütle atalet momentleri
J_{xt2}, J_{zt2}	2.tekerlek setinin kütle atalet momentleri
$k_{y1}, k_{y2}, k_{y3}, k_{y4}$	Birincil süspansiyon yay katsayıları (yanal)
$k_{x1}, k_{x2}, k_{x3}, k_{x4}$	Birincil süspansiyon yay katsayıları (boyuna)
$k_{z1}, k_{z2}, k_{z3}, k_{z4}$	Birincil süspansiyon yay katsayıları (düşey)
$k_{h1}, k_{h2}, k_{h3}, k_{h4}$	Tekerlek-ray etkileşimi Hertz yayı katsayıları
$c_{y1}, c_{y2}, c_{y3}, c_{y4}$	Birincil süspansiyon sönüm katsayıları (yanal)
$c_{x1}, c_{x2}, c_{x3}, c_{x4}$	Birincil süspansiyon sönüm katsayıları (boyuna)
$c_{z1}, c_{z2}, c_{z3}, c_{z4}$	Birincil süspansiyon sönüm katsayıları (düşey)
$Z_{y1}, Z_{y2}, Z_{y3}, Z_{y4}$	Raya ait yol girişleri
V	Hafif raylı taşıt hızı



Şekil 4.12 Raylı taşıt bojisinin modeli

Şekil 4.12’de fiziksel modeli verilen raylı taşıt bojisinin Lagrange denklemleri ile matematiksel modelinin çıkartılması için gereken enerji denklemleri şu şekildedir;

$$E_k = \frac{1}{2} \left(\begin{aligned} &Mb.\dot{Z}b^2 + Mb.\dot{X}b^2 + Mb.\dot{Y}b^2 + J_z b.\dot{\psi}b^2 + J_x b.\dot{\theta}b^2 + J_y b.\dot{\phi}b^2 \\ &+ Mt_1.\dot{Z}t_1^2 + Mt_1.\dot{X}t_1^2 + Mt_1.\dot{Y}t_1^2 + J_{zt_1}.\dot{\psi}t_1^2 + J_{xt_1}.\dot{\theta}t_1^2 \\ &+ Mt_2.\dot{Z}t_2^2 + Mt_2.\dot{X}t_2^2 + Mt_2.\dot{Y}t_2^2 + J_{zt_2}.\dot{\psi}t_2^2 + J_{xt_2}.\dot{\theta}t_2^2 \end{aligned} \right) \quad (4.13)$$

$$E_p = \frac{1}{2} \left(\begin{aligned} &k_{z1}.\left(Zb - Zt_1 + g.\theta b - g.\theta t_1 + t.\phi b\right)^2 + k_{z2}.\left(Zb - Zt_1 - g.\theta b + g.\theta t_1 + t.\phi b\right)^2 + \\ &k_{z3}.\left(Zb - Zt_2 + g.\theta b - g.\theta t_2 - t.\phi b\right)^2 + k_{z4}.\left(Zb - Zt_2 - g.\theta b + g.\theta t_2 - t.\phi b\right)^2 \\ &+ k_{y1}.\left(Yb - Yt_1 + t.\psi b\right)^2 + k_{y2}.\left(Yb - Yt_1 + t.\psi b\right)^2 + k_{y3}.\left(Yb - Yt_2 - t.\psi b\right)^2 \\ &+ k_{y4}.\left(Yb - Yt_2 - t.\psi b\right)^2 + k_{x1}.\left(Xb - Xt_1 + c.\psi b - c.\psi t_1\right)^2 \\ &+ k_{x2}.\left(Xb - Xt_1 - c.\psi b + c.\psi t_1\right)^2 + k_{x3}.\left(Xb - Xt_2 + c.\psi b + c.\psi t_2\right)^2 \\ &+ k_{x4}.\left(Xb - Xt_2 - c.\psi b + c.\psi t_2\right)^2 \\ &+ kh_1.\left(Zt_1 - Zy_1 + a.\theta t_1\right)^2 + kh_2.\left(Zt_1 - Zy_2 - a.\theta t_1\right)^2 \\ &+ kh_3.\left(Zt_2 - Zy_2 + a.\theta t_2\right)^2 + kh_4.\left(Zt_2 - Zy_4 - a.\theta t_2\right)^2 \end{aligned} \right) \quad (4.14)$$

$$E_s = \frac{1}{2} \left(\begin{aligned} &c_{z1}.\left(\dot{Z}b - \dot{Z}t_1 + g.\dot{\theta}b - g.\dot{\theta}t_1 + t.\dot{\phi}b\right)^2 + c_{z2}.\left(\dot{Z}b - \dot{Z}t_1 - g.\dot{\theta}b + g.\dot{\theta}t_1 + t.\dot{\phi}b\right)^2 \\ &+ c_{z3}.\left(\dot{Z}b - \dot{Z}t_2 + g.\dot{\theta}b - g.\dot{\theta}t_2 - t.\dot{\phi}b\right)^2 + c_{z4}.\left(\dot{Z}b - \dot{Z}t_2 - g.\dot{\theta}b + g.\dot{\theta}t_2 - t.\dot{\phi}b\right)^2 \\ &+ c_{y1}.\left(\dot{Y}b - \dot{Y}t_1 + t.\dot{\psi}b\right)^2 + c_{y2}.\left(\dot{Y}b - \dot{Y}t_1 + t.\dot{\psi}b\right)^2 + c_{y3}.\left(\dot{Y}b - \dot{Y}t_2 - t.\dot{\psi}b\right)^2 \\ &+ c_{y4}.\left(\dot{Y}b - \dot{Y}t_2 - t.\dot{\psi}b\right)^2 + c_{x1}.\left(\dot{X}b - \dot{X}t_1 + c.\dot{\psi}b - c.\dot{\psi}t_1\right)^2 \\ &+ c_{x2}.\left(\dot{X}b - \dot{X}t_1 - c.\dot{\psi}b + c.\dot{\psi}t_1\right)^2 \\ &+ c_{x3}.\left(\dot{X}b - \dot{X}t_2 + c.\dot{\psi}b + c.\dot{\psi}t_2\right)^2 + c_{x4}.\left(\dot{X}b - \dot{X}t_2 - c.\dot{\psi}b + c.\dot{\psi}t_2\right)^2 \end{aligned} \right) \quad (4.15)$$

Bu enerji ifadeleri, Lagrange denklemleri içerisinde her genelleştirilmiş koordinat için ayrı ayrı düzenlenir. Sisteme ait diferansiyel denklemler;

$$\begin{aligned}
& Mb.\ddot{Z}b + k_{z1} \cdot (Zb - Zt_1 + g.\theta b - g.\theta t_1 + t.\phi b) + k_{z2} \cdot (Zb - Zt_1 - g.\theta b + g.\theta t_1 + t.\phi b) \\
& + k_{z3} \cdot (Zb - Zt_2 + g.\theta b - g.\theta t_2 - t.\phi b) + k_{z4} \cdot (Zb - Zt_2 - g.\theta b + g.\theta t_2 - t.\phi b) \\
& + c_{z1} \cdot (\dot{Z}b - \dot{Z}t_1 + g.\dot{\theta}b - g.\dot{\theta}t_1 + t.\dot{\phi}b) + c_{z2} \cdot (\dot{Z}b - \dot{Z}t_1 - g.\dot{\theta}b + g.\dot{\theta}t_1 + t.\dot{\phi}b) \\
& + c_{z3} \cdot (\dot{Z}b - \dot{Z}t_2 + g.\dot{\theta}b - g.\dot{\theta}t_2 - t.\dot{\phi}b) + c_{z4} \cdot (\dot{Z}b - \dot{Z}t_2 - g.\dot{\theta}b + g.\dot{\theta}t_2 - t.\dot{\phi}b) = 0
\end{aligned} \tag{4.16}$$

$$\begin{aligned}
& Mb.\ddot{X}b + k_{x1} \cdot (Xb - Xt_1 + c.\psi b - c.\psi t_1) + k_{x2} \cdot (Xb - Xt_1 - c.\psi b + c.\psi t_1) \\
& + k_{x3} \cdot (Xb - Xt_2 + c.\psi b - c.\psi t_2) + k_{x4} \cdot (Xb - Xt_2 - c.\psi b + c.\psi t_2) \\
& + c_{x1} \cdot (\dot{X}b - \dot{X}t_1 + c.\dot{\psi}b - c.\dot{\psi}t_1) + c_{x2} \cdot (\dot{X}b - \dot{X}t_1 - c.\dot{\psi}b + c.\dot{\psi}t_1) \\
& + c_{x3} \cdot (\dot{X}b - \dot{X}t_2 + c.\dot{\psi}b - c.\dot{\psi}t_2) + c_{x4} \cdot (\dot{X}b - \dot{X}t_2 - c.\dot{\psi}b + c.\dot{\psi}t_2) = 0
\end{aligned} \tag{4.17}$$

$$\begin{aligned}
& Mb.\ddot{Y}b + k_{y1} \cdot (Yb - Yt_1 + t.\psi b) + k_{y2} \cdot (Yb - Yt_1 - t.\psi b) \\
& + k_{y3} \cdot (Yb - Yt_2 - t.\psi b) + k_{y4} \cdot (Yb - Yt_2 + t.\psi b) \\
& + c_{y1} \cdot (\dot{Y}b - \dot{Y}t_1 + t.\dot{\psi}b) + c_{y2} \cdot (\dot{Y}b - \dot{Y}t_1 - t.\dot{\psi}b) \\
& + c_{y3} \cdot (\dot{Y}b - \dot{Y}t_2 - t.\dot{\psi}b) + c_{y4} \cdot (\dot{Y}b - \dot{Y}t_2 + t.\dot{\psi}b) = 0
\end{aligned} \tag{4.18}$$

$$\begin{aligned}
& J_x b.\ddot{\theta}b + k_{z1} \cdot g \cdot (Zb - Zt_1 + g.\theta b - g.\theta t_1 + t.\phi b) - k_{z2} \cdot g \cdot (Zb - Zt_1 - g.\theta b + g.\theta t_1 + t.\phi b) \\
& + k_{z3} \cdot g \cdot (Zb - Zt_2 + g.\theta b - g.\theta t_2 - t.\phi b) - k_{z4} \cdot g \cdot (Zb - Zt_2 - g.\theta b + g.\theta t_2 - t.\phi b) \\
& + c_{z1} \cdot g \cdot (\dot{Z}b - \dot{Z}t_1 + g.\dot{\theta}b - g.\dot{\theta}t_1 + t.\dot{\phi}b) - c_{z2} \cdot g \cdot (\dot{Z}b - \dot{Z}t_1 - g.\dot{\theta}b + g.\dot{\theta}t_1 + t.\dot{\phi}b) \\
& + c_{z3} \cdot g \cdot (\dot{Z}b - \dot{Z}t_2 + g.\dot{\theta}b - g.\dot{\theta}t_2 - t.\dot{\phi}b) - c_{z4} \cdot g \cdot (\dot{Z}b - \dot{Z}t_2 - g.\dot{\theta}b + g.\dot{\theta}t_2 - t.\dot{\phi}b) = 0
\end{aligned} \tag{4.19}$$

$$\begin{aligned}
& J_y b.\ddot{\phi}b + k_{z1} \cdot t \cdot (Zb - Zt_1 + g.\theta b - g.\theta t_1 + t.\phi b) + k_{z2} \cdot t \cdot (Zb - Zt_1 - g.\theta b + g.\theta t_1 + t.\phi b) \\
& - k_{z3} \cdot t \cdot (Zb - Zt_2 + g.\theta b - g.\theta t_2 - t.\phi b) - k_{z4} \cdot t \cdot (Zb - Zt_2 - g.\theta b + g.\theta t_2 - t.\phi b) \\
& + c_{z1} \cdot t \cdot (\dot{Z}b - \dot{Z}t_1 + g.\dot{\theta}b - g.\dot{\theta}t_1 + t.\dot{\phi}b) + c_{z2} \cdot t \cdot (\dot{Z}b - \dot{Z}t_1 - g.\dot{\theta}b + g.\dot{\theta}t_1 + t.\dot{\phi}b) \\
& - c_{z3} \cdot t \cdot (\dot{Z}b - \dot{Z}t_2 + g.\dot{\theta}b - g.\dot{\theta}t_2 - t.\dot{\phi}b) - c_{z4} \cdot t \cdot (\dot{Z}b - \dot{Z}t_2 - g.\dot{\theta}b + g.\dot{\theta}t_2 - t.\dot{\phi}b) = 0
\end{aligned} \tag{4.20}$$

$$\begin{aligned}
& J_z b \ddot{y}b + k_{y1} t \cdot (Yb - Yt_1 + t \cdot \dot{y}b) + k_{y2} t \cdot (Yb - Yt_1 + t \cdot \dot{y}b) \\
& - k_{y3} t \cdot (Yb - Yt_2 - t \cdot \dot{y}b) - k_{y4} t \cdot (Yb - Yt_2 - t \cdot \dot{y}b) \\
& + k_{x1} \cdot c \cdot (Xb - Xt_1 + c \cdot \dot{y}b - c \cdot \dot{y}t_1) - k_{x2} \cdot c \cdot (Xb - Xt_1 - c \cdot \dot{y}b + c \cdot \dot{y}t_1) \\
& + k_{x3} \cdot c \cdot (Xb - Xt_2 + c \cdot \dot{y}b - c \cdot \dot{y}t_2) - k_{x4} \cdot c \cdot (Xb - Xt_2 - c \cdot \dot{y}b + c \cdot \dot{y}t_2) \\
& + c_{y1} t \cdot (\dot{Y}b - \dot{Y}t_1 + t \cdot \ddot{y}b) + c_{y2} t \cdot (\dot{Y}b - \dot{Y}t_1 + t \cdot \ddot{y}b) \\
& - c_{y3} t \cdot (\dot{Y}b - \dot{Y}t_2 - t \cdot \ddot{y}b) - c_{y4} t \cdot (\dot{Y}b - \dot{Y}t_2 - t \cdot \ddot{y}b) \\
& + c_{x1} \cdot c \cdot (\dot{X}b - \dot{X}t_1 + c \cdot \ddot{y}b - c \cdot \ddot{y}t_1) - c_{x2} \cdot c \cdot (\dot{X}b - \dot{X}t_1 - c \cdot \ddot{y}b + c \cdot \ddot{y}t_1) \\
& + c_{x3} \cdot c \cdot (\dot{X}b - \dot{X}t_2 + c \cdot \ddot{y}b - c \cdot \ddot{y}t_2) - c_{x4} \cdot c \cdot (\dot{X}b - \dot{X}t_2 - c \cdot \ddot{y}b + c \cdot \ddot{y}t_2) = 0
\end{aligned} \tag{4.21}$$

$$\begin{aligned}
& Mt_1 \ddot{Z}t_1 - k_{z1} \cdot (Zb - Zt_1 + g \cdot \theta b - g \cdot \theta t_1 + t \cdot \phi b) - k_{z2} \cdot (Zb - Zt_1 - g \cdot \theta b + g \cdot \theta t_1 + t \cdot \phi b) \\
& + kh_1 \cdot (Zt_1 - Zy_1 + a \cdot \theta t_1) + kh_2 \cdot (Zt_1 - Zy_2 + a \cdot \theta t_1) \\
& - c_{z1} \cdot (\dot{Z}b - \dot{Z}t_1 + g \cdot \dot{\theta}b - g \cdot \dot{\theta}t_1 + t \cdot \dot{\phi}b) - c_{z2} \cdot (\dot{Z}b - \dot{Z}t_1 - g \cdot \dot{\theta}b + g \cdot \dot{\theta}t_1 + t \cdot \dot{\phi}b) = 0
\end{aligned} \tag{4.22}$$

$$\begin{aligned}
& Mt_1 \ddot{Y}t_1 - k_{y1} \cdot (Yb - Yt_1 + t \cdot \dot{y}b) - k_{y2} \cdot (Yb - Yt_1 + t \cdot \dot{y}b) \\
& - c_{y1} \cdot (\dot{Y}b - \dot{Y}t_1 + t \cdot \ddot{y}b) - c_{y2} \cdot (\dot{Y}b - \dot{Y}t_1 + t \cdot \ddot{y}b) = 0
\end{aligned} \tag{4.23}$$

$$\begin{aligned}
& Mt_1 \ddot{X}t_1 - k_{x1} \cdot (Xb - Xt_1 + c \cdot \dot{y}b - c \cdot \dot{y}t_1) - k_{x2} \cdot (Xb - Xt_1 - c \cdot \dot{y}b + c \cdot \dot{y}t_1) \\
& - c_{x1} \cdot (\dot{X}b - \dot{X}t_1 + c \cdot \ddot{y}b - c \cdot \ddot{y}t_1) - c_{x2} \cdot (\dot{X}b - \dot{X}t_1 - c \cdot \ddot{y}b + c \cdot \ddot{y}t_1) = 0
\end{aligned} \tag{4.24}$$

$$\begin{aligned}
& J_{x1} t_1 \ddot{\theta}t_1 - k_{z1} \cdot g \cdot (Zb - Zt_1 + g \cdot \theta b - g \cdot \theta t_1 + t \cdot \phi b) + k_{z2} \cdot g \cdot (Zb - Zt_1 - g \cdot \theta b + g \cdot \theta t_1 + t \cdot \phi b) \\
& + k_{h1} \cdot a \cdot (Zt_1 - Zy_1 + a \cdot \theta t_1) - k_{h2} \cdot a \cdot (Zt_1 - Zy_2 + a \cdot \theta t_1) \\
& - c_{z1} \cdot g \cdot (\dot{Z}b - \dot{Z}t_1 + g \cdot \dot{\theta}b - g \cdot \dot{\theta}t_1 + t \cdot \dot{\phi}b) + c_{z2} \cdot g \cdot (\dot{Z}b - \dot{Z}t_1 - g \cdot \dot{\theta}b + g \cdot \dot{\theta}t_1 + t \cdot \dot{\phi}b) = 0
\end{aligned} \tag{4.25}$$

$$\begin{aligned}
& J_{z1} t_1 \ddot{y}t_1 - k_{x1} \cdot c \cdot (Xb - Xt_1 + c \cdot \dot{y}b - c \cdot \dot{y}t_1) + k_{x2} \cdot c \cdot (Xb - Xt_1 - c \cdot \dot{y}b + c \cdot \dot{y}t_1) \\
& - c_{x1} \cdot c \cdot (\dot{X}b - \dot{X}t_1 + c \cdot \ddot{y}b - c \cdot \ddot{y}t_1) + c_{x2} \cdot c \cdot (\dot{X}b - \dot{X}t_1 - c \cdot \ddot{y}b + c \cdot \ddot{y}t_1) = 0
\end{aligned} \tag{4.26}$$

$$\begin{aligned}
& Mt_2 \ddot{Z}t_2 - k_{z3} \cdot (Zb - Zt_2 + g \cdot \theta b - g \cdot \theta t_2 - t \cdot \phi b) - k_{z4} \cdot (Zb - Zt_2 - g \cdot \theta b + g \cdot \theta t_2 - t \cdot \phi b) \\
& + k_{h3} \cdot (Zt_2 - Zy_3 + a \cdot \theta t_2) + k_{h4} \cdot (Zt_2 - Zy_4 - a \cdot \theta t_2) = 0
\end{aligned} \tag{4.27}$$

$$\begin{aligned}
& M t_2 \cdot \ddot{Y} t_2 - k_{y3} \cdot (Yb - Y t_2 - t \cdot \dot{\psi} b) - k_{y4} \cdot (Yb - Y t_2 - t \cdot \dot{\psi} b) \\
& - c_{y3} \cdot (\dot{Y} b - \dot{Y} t_2 - t \cdot \dot{\psi} b) - c_{y4} \cdot (\dot{Y} b - \dot{Y} t_2 - t \cdot \dot{\psi} b) = 0
\end{aligned} \tag{4.28}$$

$$\begin{aligned}
& M t_2 \cdot \ddot{X} t_2 - k_{x3} \cdot (\dot{X} b - \dot{X} t_2 + c \cdot \dot{\psi} b - c \cdot \dot{\psi} t_2) - k_{x4} \cdot (Xb - X t_2 - c \cdot \dot{\psi} b - c \cdot \dot{\psi} t_2) \\
& - c_{x3} \cdot (\dot{X} b - \dot{X} t_2 + c \cdot \dot{\psi} b - c \cdot \dot{\psi} t_2) - c_{x4} \cdot (\dot{X} b - \dot{X} t_2 - c \cdot \dot{\psi} b - c \cdot \dot{\psi} t_2) = 0
\end{aligned} \tag{4.29}$$

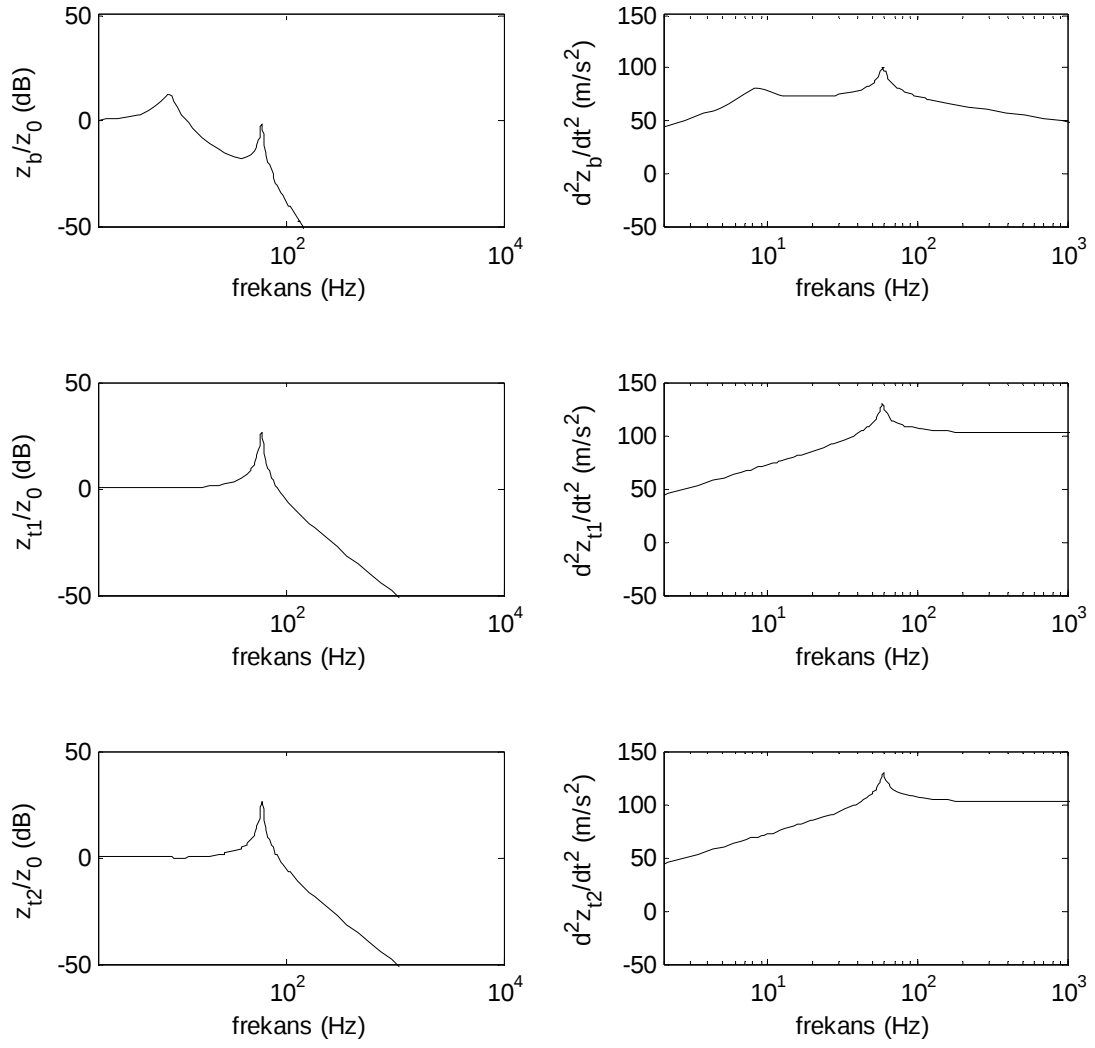
$$\begin{aligned}
& J_{x t_2} \cdot \ddot{\theta} t_1 - k_{z3} \cdot g \cdot (Zb - Z t_2 + g \cdot \theta b - g \cdot \theta t_2 - t \cdot \dot{\phi} b) + k_{z4} \cdot g \cdot (Zb - Z t_2 - g \cdot \theta b + g \cdot \theta t_2 - t \cdot \dot{\phi} b) \\
& + k_{h3} \cdot a \cdot (Z t_2 - Z y_3 + a \cdot \theta t_2) - k_{h4} \cdot a \cdot (Z t_2 - Z y_4 - a \cdot \theta t_1) \\
& - c_{z3} \cdot g \cdot (\dot{Z} b - \dot{Z} t_2 + g \cdot \dot{\theta} b - g \cdot \dot{\theta} t_2 - t \cdot \dot{\phi} b) + c_{z4} \cdot g \cdot (\dot{Z} b - \dot{Z} t_2 - g \cdot \dot{\theta} b + g \cdot \dot{\theta} t_2 - t \cdot \dot{\phi} b) = 0
\end{aligned} \tag{4.30}$$

$$\begin{aligned}
& J_{z t_2} \cdot \ddot{\psi} t_2 - k_{x3} \cdot c \cdot (Xb - X t_2 + c \cdot \dot{\psi} b - c \cdot \dot{\psi} t_2) + k_{x4} \cdot c \cdot (Xb - X t_2 - c \cdot \dot{\psi} b + c \cdot \dot{\psi} t_2) \\
& - c_{x3} \cdot c \cdot (\dot{X} b - \dot{X} t_2 + c \cdot \dot{\psi} b - c \cdot \dot{\psi} t_2) + c_{x4} \cdot c \cdot (\dot{X} b - \dot{X} t_2 - c \cdot \dot{\psi} b + c \cdot \dot{\psi} t_2) = 0
\end{aligned} \tag{4.31}$$

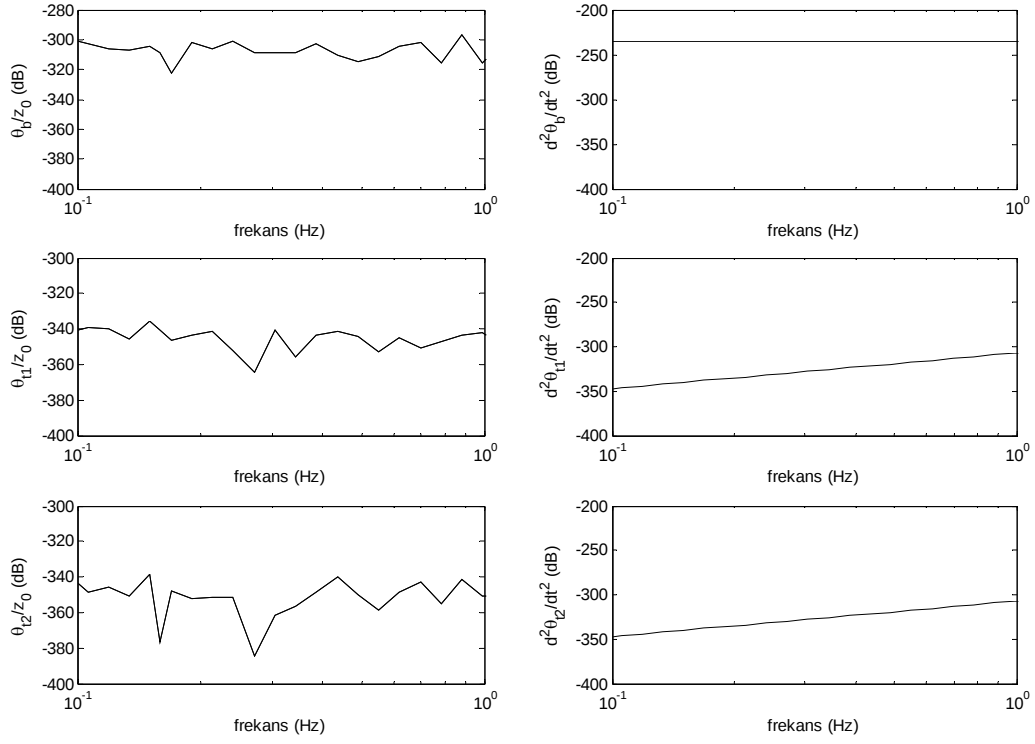
4.5.1 Simülasyon Sonuçları

Sisteme uygulanan sinüsoidal giriş sonucunda raylı taşıt bojisinin ve tekerlek setlerinin yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları Şekil 4.13’de, raylı taşıt bojisinin ve tekerlek setlerinin açısall yer değiştirme (yuvarlanma) ve ivmelerinin frekans cevapları Şekil 4.14’de verilmiştir. Şekil 4.15’de ise bojinin yunuslama hareketinin yer değiştirme ve ivmesinin frekans cevabı gösterilmiştir.

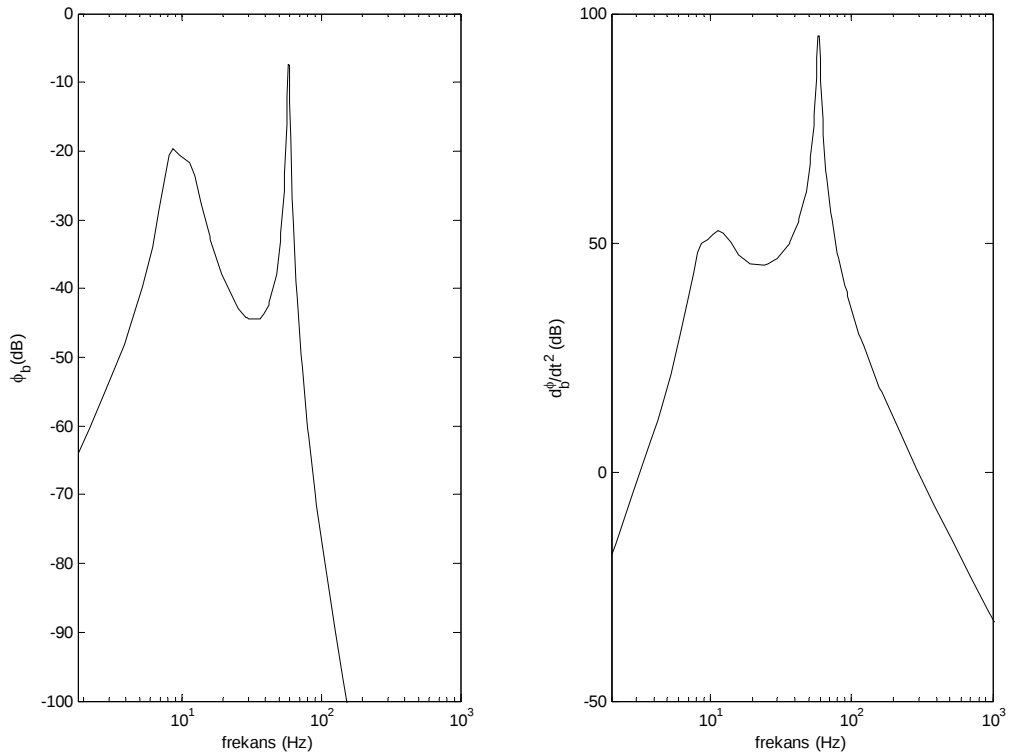
Sistem on altı serbestlik derecesine sahip olduğundan sisteme ait 16 adet doğal frekans değeri mevcuttur. Bunlar 0.2, 0.68, 1.5, 6.5, 9.51, 10.92, 14.41, 16, 17.29, 24.14, 26.78, 36.61, 48.78, 59.14, 89.21, 89.19, [Hz] değerleridir.



Şekil 4.13 Raylı taşıt bojisinin ve tekerlek setlerinin yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları.



Şekil 4.14 Raylı taşıt bojisinin ve tekerlek setlerinin açılal yer değıştirme ve ivmelerinin frekans cevapları.



Şekil 4.15 Raylı taşıt bojisinin (yunuslama hareketinin) yer değıştirme ve ivmesinin frekans cevabı.

4.6 Modal Analiz

Bir dinamik sistemin frekans analizi doğal frekanslarının ve mod şekillerinin bulunması ile gerçekleştirilir. Yapının dinamik karakteristiklerini ortaya koyması ve dinamik yükler altında nasıl cevap vereceğinin belirlenmesi açısından son derece önemlidir. Frekans analizinin önem arz etmesinin nedenleri ise şöyledir (Demir, 2004):

Analitik modeli doğrulamak: Eğer fiziksel modelle uygun sonuçlar çıkarsa, bu analitik model daha sonraki değişiklikler ve analizler için kullanılabilir.

Sorun giderme: Yapının her bir rezonans frekansında, dinamik olarak nasıl davranacağını anlayarak yapısal zayıflıkları bulmada yararlı olur.

Gerekli düzeltmelerin değerlendirilmesi: Gürültü ve titreşim problemlerinin giderilmesi.

4.6.1 Teorik Modal Analiz

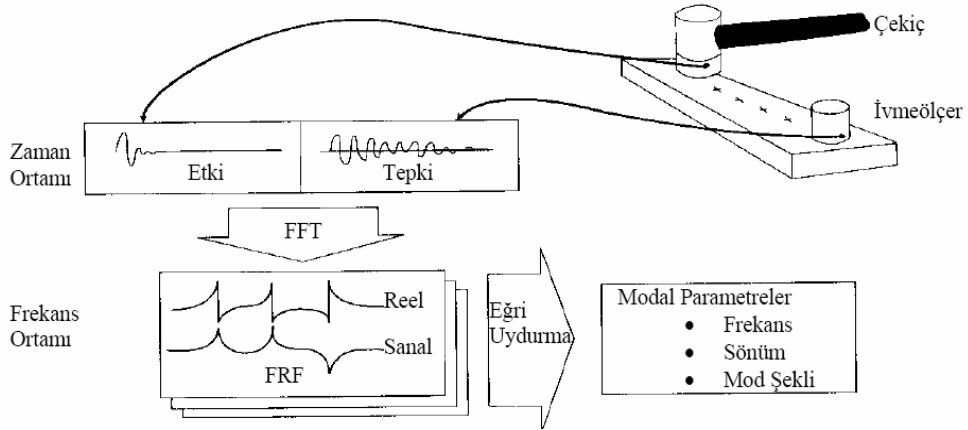
Teorik modal analiz yapıya ait hareket denklemleri kullanarak yapılmaktadır. Sönümsüz çok serbestlik dereceli bir sistem için bu hareket denklemi denklem 4.32’de verilmiştir.

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{0\} \quad (4.32)$$

Bu denklemin çözümünden serbestlik sayısı kadar sönümsüz doğal açısal frekans elde edilir. Her bir doğal frekansa karşılık yapının almış olduğu şekil mod şekli olarak tanımlanır. Doğal frekansların küçükten büyüğe doğru sıralanması sonucunda elde edilen en küçük frekans temel frekans ve bu frekansa karşılık gelen mod şekli birinci mod şekli olarak adlandırılır (Petyt, 1990).

4.6.2 Deneysel Modal Analiz

Deneysel modal analiz 1970’li yılların başında FFT spektrum (tayf) analizlerinin gelişmesiyle popülerlik kazanmıştır. Bilgisayar teknolojisinin ilerlemesiyle ise bilgisayar destekli ölçüm cihazları deneysel modal analizin daha hızlı yapılmasına olanak sağlamıştır. Bu yöntemle sistemlerin dinamik karakteristikleri olarak bilinen doğal frekanslar, mod şekilleri ve sönüm oranları deneysel olarak elde edilebilmektedir. Modlar rezonans titreşimlerinin basit ve verimli bir şekilde karakterize edilmesinde kullanılmaktadırlar. Bir yapısal titreşim problemini en iyi şekilde anlamak için bu yapının rezonanslarının tanımlanması gereklidir. Bunun gerçekleştirmenin en yaygın yolu ise yapının modal değişkenlerinin tanımlanmasıdır.



Şekil 4.16 Deneysel modal analizde genel bir ölçüm düzeneği.

Deneysel modal analizde yapıya bilinen (ölçülen) bir kuvvet verilmekte ve bu kuvvete tepkisi ölçülmektedir. Şekil 4.16’da görüldüğü üzere yapıya uygulanan kuvvet için çekiç, yapının tepkisini ölçmek için ivmeölçer ve verileri değerlendirmek için ise bir sinyal analizörü kullanılır. Uygun darbe kuvvetini sağlayacak farklı ölçülerdeki çekiçlere ihtiyaç duyulacağını belirtmek gerekir. Yapının ölçülerine göre büyük veya küçük yapılar için küçük darbe çekiçleri kullanmak gerekir. Yapıya uygulanan etki (impact), çekiğin başlığına yerleştirilen bir ivmeölçerle zaman ortamında ölçülür. Yapı, sınır koşullarına ve malzeme özelliklerine bağlı olarak uygulanan bu kuvvet altında bir titreşim hareketi yapar. Etkiye gösterilen bu tepki de, yapıya bağlanan ivmeölçer vasıtasıyla zaman ortamında ölçülür. Hızlı Fourier dönüşümü FFT (Fast Fourier Transform) kullanılarak etki ve tepki fonksiyonları zaman ortamından frekans ortamına dönüştürülür. FFT Fourier serisi periyodik bir sinyali meydana getiren basit harmonik sinyallerin oluşturduğu seridir. Bu çevrim sonucu belirlenen harmonik sinyallerin frekans ekseninde dizildiği grafik FFT spektrumu olarak adlandırılır. Yapıya ait frekans cevap fonksiyonu FRF (Frequency Response Function), Fourier dönüşümleri yapılmış tepki fonksiyonlarının etki fonksiyonuna bölünmesiyle elde edilir (Denklem 4.33) (Schwarz ve Richardson, 1999).

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} \quad (4.33)$$

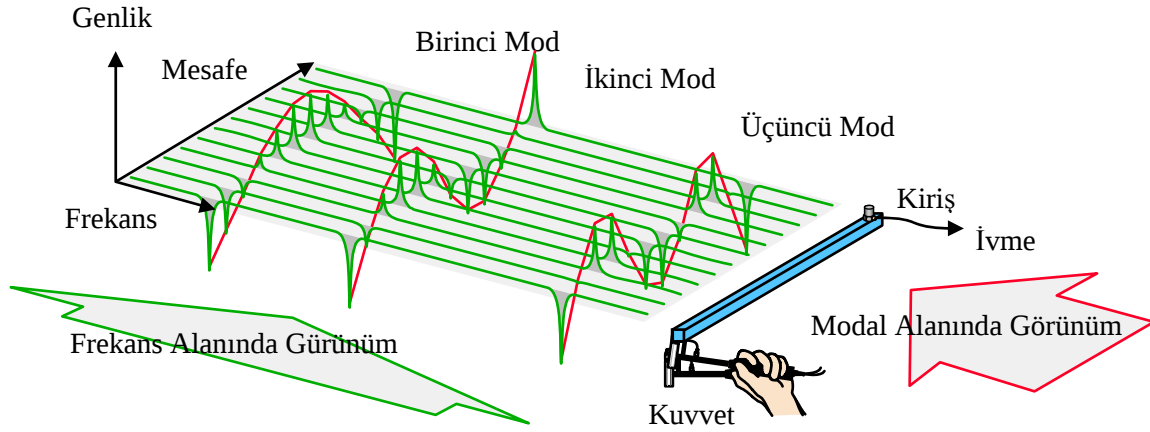
$X(\omega)$: Frekans ortamındaki tepki fonksiyonu,

$F(\omega)$: Frekans ortamındaki etki fonksiyonu,

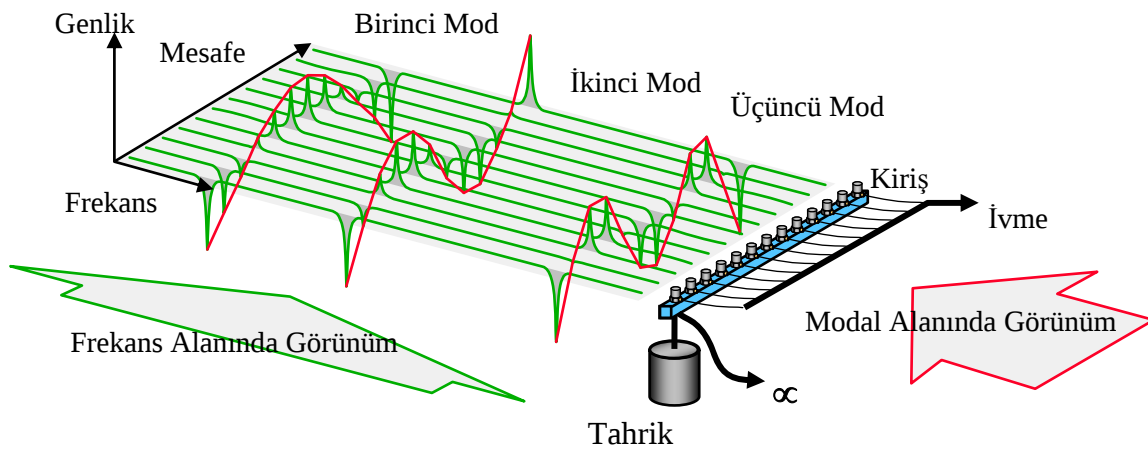
$H(\omega)$: Frekans cevap fonksiyonunu göstermektedir. Bu cevap fonksiyonları tüm noktalar için tespit edildiğinde, cismin modal hareketleri belirlenmiş olur. FRF grafiği incelendiğinde

görülen tepeler bir doğal frekansa işaret edebilir, ama burada şart faz diyagramının incelenmesidir. Bu tepe noktasının bulunduğu frekansa denk gelen faz açısında 180 derecelik bir değer görülmesidir. Bu şekilde bir tepe noktası, sözü edilen faz değerini göstermiyorsa o tepe noktası başka bir kaynaktan gelen bir titreşimdir ve doğal frekans değildir.

Modal analizi yapılmak istenen cismin ölçümleri iki şekilde yapılabilir: 1) Cisim üzerine daha önce tespit edilmiş noktalar çekiçle vurulurken titreşim sensörü bir noktada sabit kalır (Şekil 4.17) ve değişik yerlerden gelen titreşimlerin o tek noktaya etkisini ölçer. 2) Hep aynı noktaya çekiçle vurulurken titreşim sensörü gezdirilerek (Şekil 4.18) daha önce tespit edilmiş olan noktalarda ölçüm yapılır. Bu iki durum hareket denklemi matrislerinin simetrik olması nedeniyle aynı sonucu verir (Çağlayan, 2009).



Şekil 4.17 Deneysel modal analizde kuvvetin farklı noktalara uygulanışı.



Şekil 4.18 Deneysel modal analizde tahrik kuvvetinin sabit bir noktadan uygulanışı.

Ölçüm sırasında dikkat edilmesi gereken bazı hususlar vardır. Bunlar: çekicinin ve ivmeölçerinin hassasiyetleri, ağırlık fonksiyonları, ölçüm frekans aralığı ve darbenin ortalama sayısının belirlenmesidir.

Ağırlık fonksiyonları ölçüm kanallarında oluşan sinyalleri güçlendirmek ve böylece ölçüme karışan, istenilmeyen gürültüleri azaltmak amacıyla kullanılan fonksiyonlardır.

Frekans aralığı belirlenirken yapının titreşim yapabilme kabiliyeti yani esnekliği önemlidir. Eğer yapı uzun süre titreşim yapıyorsa frekans aralığı küçük (0–50 Hz gibi), kısa süre titreşim yapıyorsa frekans aralığı büyük (0–1600 Hz gibi) seçilmelidir. Yüksek frekans ölçümünde çekice sert uç, düşük frekans ölçümünde ise yumuşak uç takılır. Yapı türüne bağlı olmakla birlikte, genellikle 0–400 Hz frekans aralığı yapıların ilk 3 ile 10 frekanslarını elde etmek için yeterli olmaktadır (Bayraktar ve Türker, 2005).

Darbe ortalama sayısı ise yapıya kaç kez vurulacağını belirler. Ortalama, bir vuruş sonrası elde edilen değerlerin bir sonraki vuruş sonucu elde edilen değerlerle ortalamasına karşı gelmektedir. Ortalama işlemi sayesinde ölçülen değerlerdeki hata miktarı azalmaktadır. Genellikle lineer ortalama yöntemi kullanılır ve 5 ortalama çoğu yapı için yeterli olmaktadır (Gatzwiller ve Herlufsen). Darbe sensör yönünden uygulanmalıdır (Köse, 2009).

Sönüm oranının tespit edilmesinde izlenen yol ise şöyledir: Doğal frekanslar, frekans cevap fonksiyonunu tepe noktasına karşılık gelen frekans değerleridir. Bu tepe noktalarından 3dB aşağıda yarı-güç noktaları belirlenerek sönüm oranları hesaplanabilmektedir. Herhangi bir mod için sönüm oranı, Denklem 4.32’de verilmiştir (Lang, 1978). Burada, Δf yarı-güç noktaları arasındaki frekans genişliğini ve f_r rezonans frekansını göstermektedir.

$$\zeta_r = \frac{\Delta f}{2 f_r} \quad (4.34)$$

Deneyisel ölçüm sonucu elde edilen grafiklerin özellikleri ise ölçümlerin doğruluğu açısından son derece önemlidir (Bayraktar ve Türker, 2005):

- Frekans cevap fonksiyonu, yapının doğal frekanslarına karşılık gelen frekans değerlerinde tepe yapmalıdır. (Bu frekanslarda sistem en ufak bir uyarıya çok yüksek genlikte cevap verecektir. Buna karşın tepeler değil de vadilerde sistem yüksek genlikteki uyarılara dahi duyarsız olacak, genliği pek değişmeyecek demektir.)
- İki doğal frekans değeri arasında (iki tepe noktası arasında) bir anti rezonans noktası (ters tepe) oluşmalıdır.

- Anti rezonans bölgelerine karşılık gelen kısımlarda uygunluk (coherence) fonksiyonunda bozulmalar oluşmalıdır. Uygunluk, çift kanallı cihazlarda bulunan iki kanal arasında alınan sinyaller arasındaki faz ilişkisi ile, her iki kanaldan, aynı sinyalin alınıp alınmadığını gösteren grafiklerdir. Uygunluk değeri 1'e yakın ise, iyi sonuçlar verecektir. 0–0,8 arasında sonuçların kullanılması uygun olmamaktadır. Rezonans frekansları normalde 1'e çok yakın uygunluk değeri verir, anti-rezonans frekansları genelde sıfıra yakın uygunluk verir. 40 Hz'in altında küçük çekiş testi, 1400 Hz üstünde büyük çekiş testi yetersiz uygunluğa sebep vermektedir (Arlı, 2008).

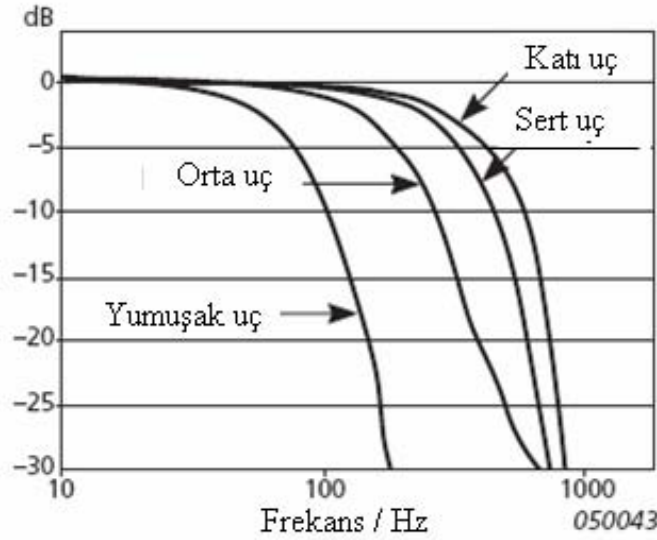
4.6.2.1 Çekiş (Darbe) Testi ile Aksın Doğal Titreşim Frekanslarının Ölçülmesi

Ölçümlerde aksı titreştirmek için, Brüel&Kjaer darbe çekici (Tip 8210) ve aksın titreşimlerini ölçmek için ise 4506 B tipli ivmeölçer kullanılmıştır. Elde edilen sinyaller için ise Brüel&Kjaer marka “PULSE Tip 3560 C-E01” analizör kullanılmıştır. Çekiş resmi ve teknik özellikleri Şekil 4.19'da, ivmeölçere ait teknik özellikler ise Çizelge 4.3'de verilmiştir. Darbe çekici için yüksek frekans aralığı için kullanılan siyah başlık tercih edilmiştir. Şekil 4.20'de bu başlığın seçiminde kullanılan frekans eğrileri yer almaktadır.



Hassasiyet	: 0.225 V/g
Kuvvet Aralığı	: 22.2 kN
Lineer Hata	: < ±2% Tüm skala

Şekil 4.19 Brüel Kjaer marka darbe çekici (Tip 8210) ve teknik özellikleri.



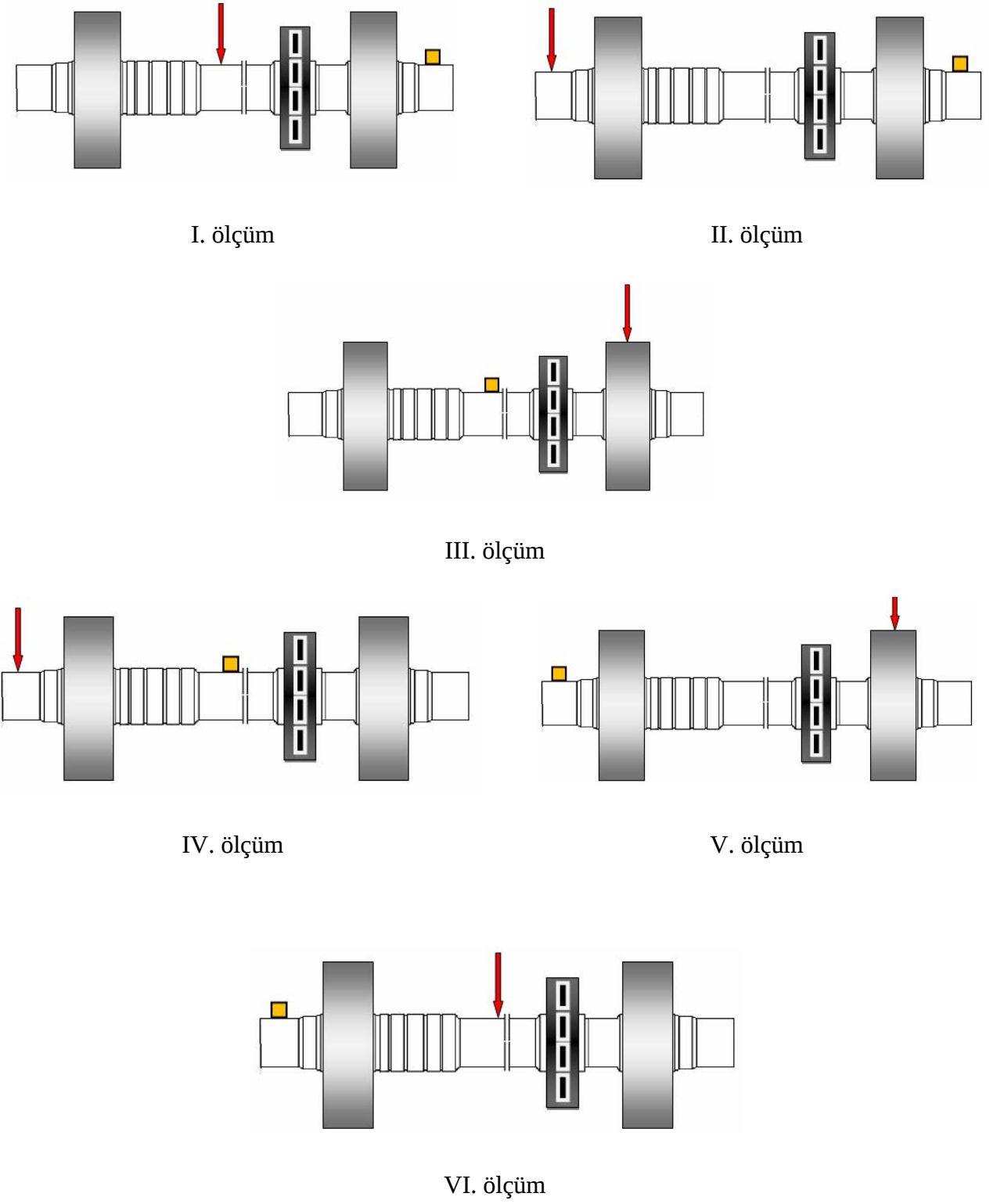
Şekil 4.20 Darbe çekici için kullanılacak başlığın seçiminde kullanılan frekans eğrileri.

Çizelge 4.3 Brüel&Kjaer 4506 B tip ivmeölçere ait teknik özellikler.

4506 B		X	Y	Z
Frekans aralığı [kHz]	Genlik ($\pm 10\%$)	0.3-5.5	0.6-3	0.6-3
	Faz (± 5)	3-3	3-3	3-3
Rezonans frekansı [kHz]		18	9.5	9.5

Ölçüm işlemi için ise öncelikle ivmeölçerin bağlanacağı noktalar ve darbe girişinin uygulanacağı yerler planlanmış ve Şekil 4.21’de sunulmuştur. Çalışma ile ilgili fotoğraflar ise Şekil 4.22’de gösterilmiştir.

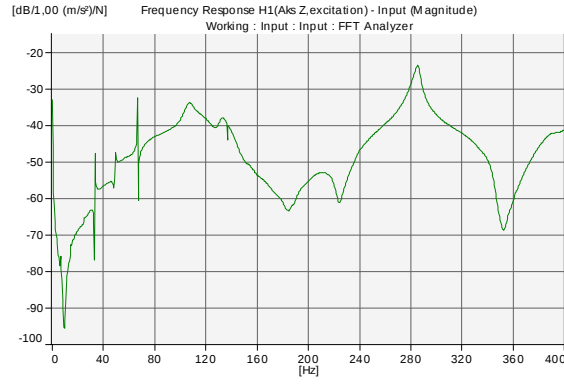
Şekil 4.21’de verilen ölçüm planına bakıldığında I. ölçümde, tahrik kuvveti orta noktaya tatbik edilmiş olup sensör sağ uç kısma yerleştirilmiştir. II. ölçümde ise sensör yeri sabit kalarak darbe sol uç kısımdan uygulanmıştır. III. ölçümde, sensör orta bölgeye yerleştirilmiş ve tahrik sağ tekerlek üzerinden uygulanmıştır. IV. ölçümde, sensör aynı orta bölgede kalırken kuvvet sol uç kısımdan etki ettirilmiştir. V. ölçümde, sensör sol uç kısma alınmış, kuvvet sağ tekerleğe uygulanmıştır. Son olarak VI. ölçümde sensör sol uç kısımdadır ve kuvvet aksın ortasına uygulanmıştır. Deney sonrasında elde edilen frekans cevapları, faz ve uygunluk eğrileri Şekil 4.23-Şekil 4.28’de sunulmuştur.



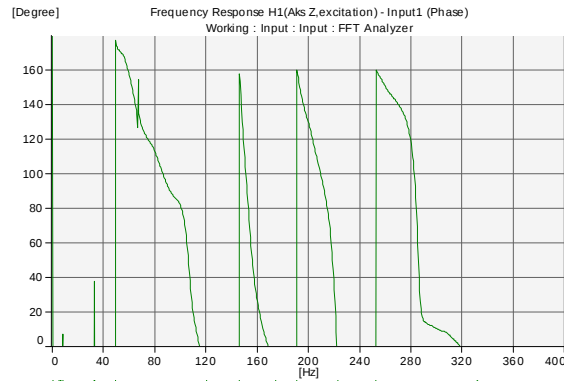
Şekil 4.21 Çekiç testi için ölçüm planı.



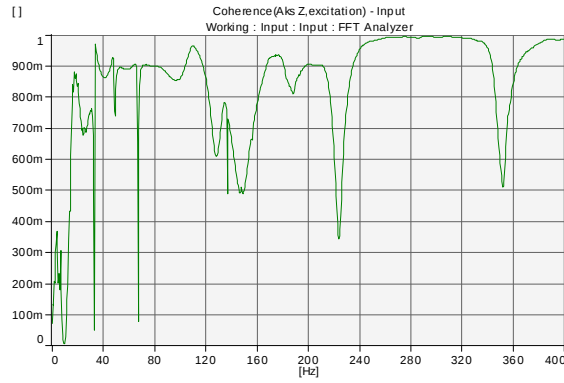
Şekil 4.22 Frekans analizi için darbe çekici ile sisteme darbe girişinin uygulanması.



(a)



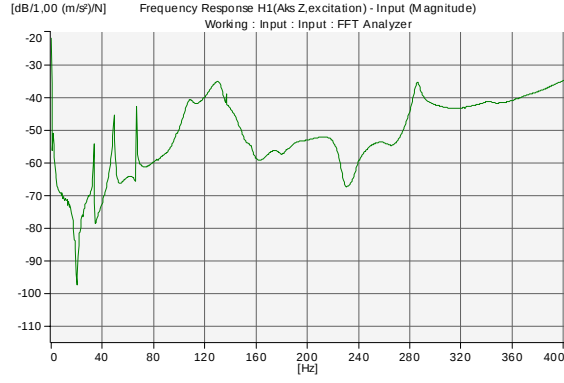
(b)



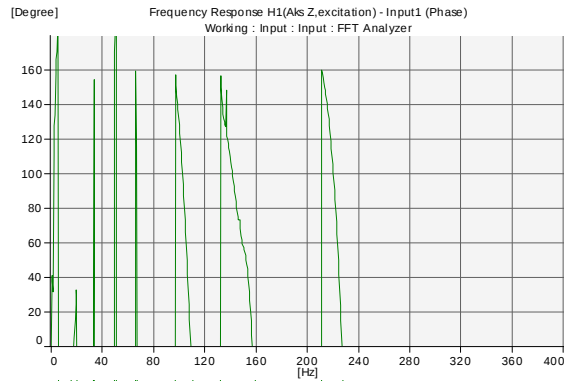
(c)

Şekil 4.23 I.ölçümden elde edilen a) frekans cevabı, b) faz, c) uygunluk eğrileri.

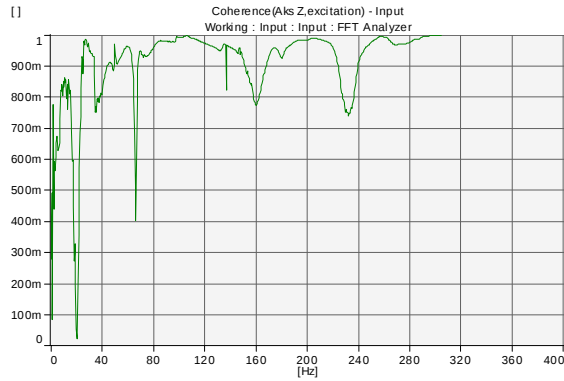
I.ölçüm sonuçları değerlendirildiğinde 6.5 Hz, 33 Hz, 49.5 Hz, 66 Hz, 107 Hz, 137 Hz ve 285 Hz’de doğal frekans tepeleri görülmektedir. . Bu tepelerin faz ve uygunluk eğrileriyle beraber incelenmesi durumunda ise 49.5 Hz değerindeki pigin gerçek doğal frekans değeri olduğu anlaşılmaktadır.



(a)



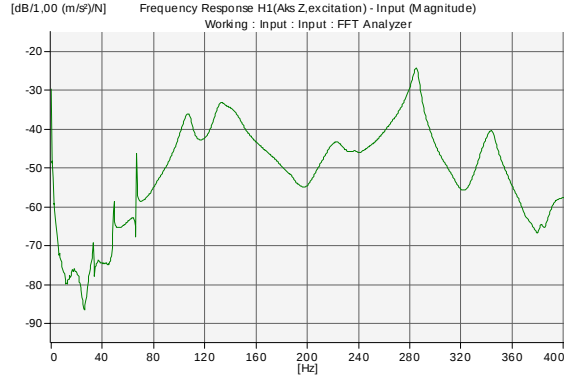
(b)



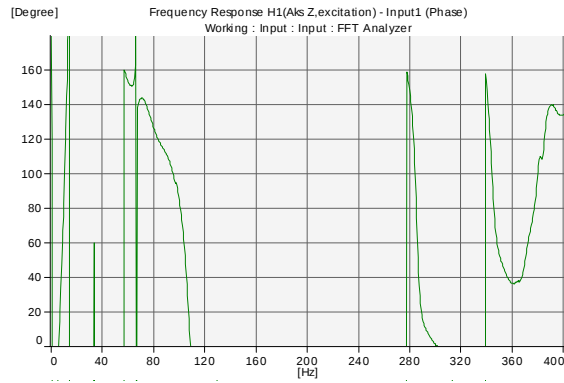
(c)

Şekil 4.24 II. ölçümden elde edilen a) frekans cevabı, b) faz, c) uygunluk eğrileri.

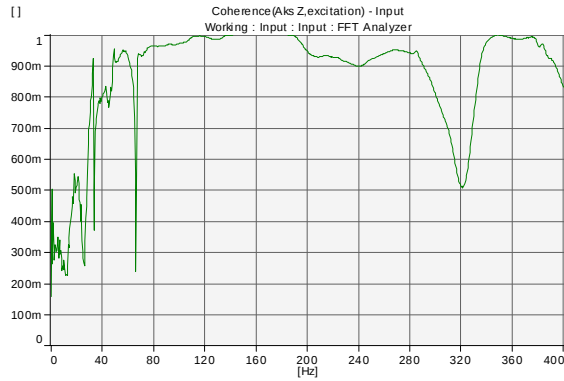
II.ölçüm sonuçları değerlendirildiğinde 33 Hz, 49.5 Hz, 66 Hz, 107 Hz, 129 Hz, 137 Hz ve 285 Hz’de doğal frekans tepeleri görülmektedir. . Bu tepelerin faz ve uygunluk eğrileriyle beraber incelenmesi durumunda ise 33 Hz, 49.5 Hz ve 66 Hz, değerindeki piglerin gerçek doğal frekans değerleri olduğu anlaşılmaktadır.



(a)



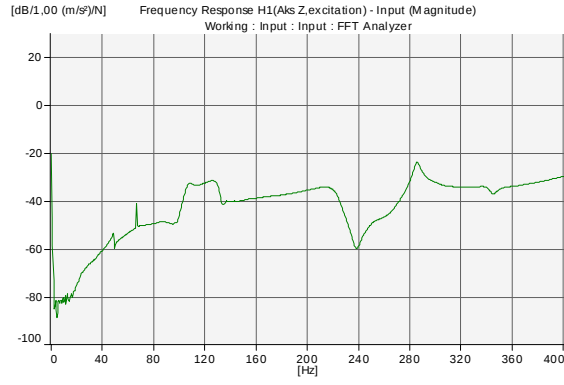
(b)



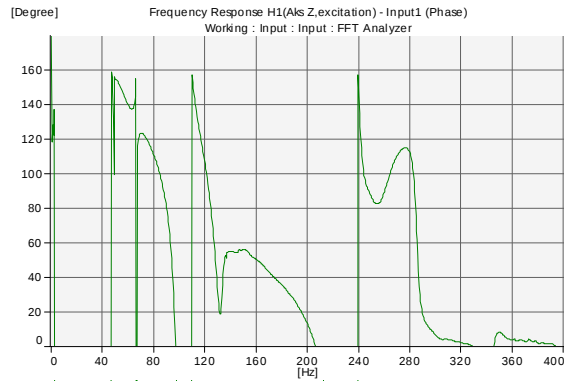
(c)

Şekil 4.25 III. ölçümden elde edilen a) frekans cevabı, b) faz, c) uygunluk eğrileri.

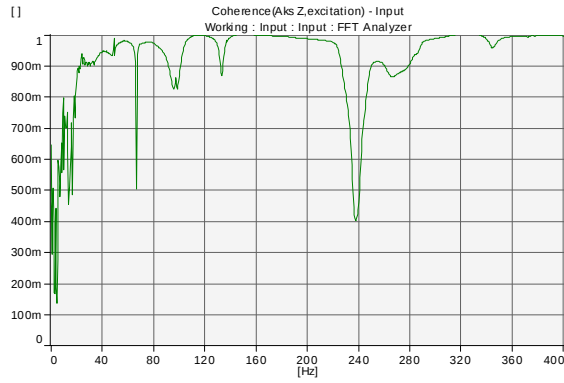
III.ölçüm sonuçları değerlendirildiğinde 6.5 Hz, 33 Hz, 49.5 Hz, 66 Hz, 107 Hz, 133 Hz, 222 Hz, 285 Hz, 343 Hz ve 382 Hz’de doğal frekans tepeleri görülmektedir. . Bu tepelerin faz ve uygunluk eğrileriyle beraber incelenmesi durumunda ise 66 Hz, değerindeki pigin gerçek doğal frekans değeri olduğu anlaşılmaktadır.



(a)



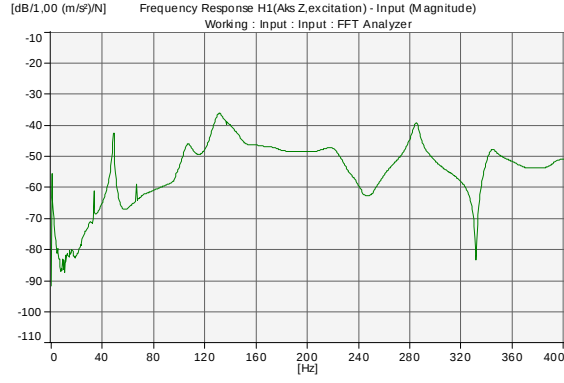
(b)



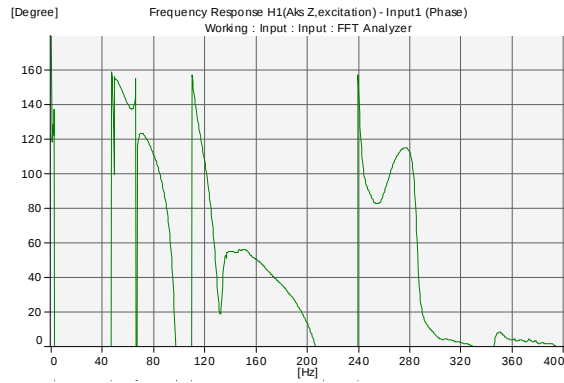
(c)

Şekil 4.26 IV. ölçümden elde edilen a) frekans cevabı, b) faz, c) uygunluk eğrileri.

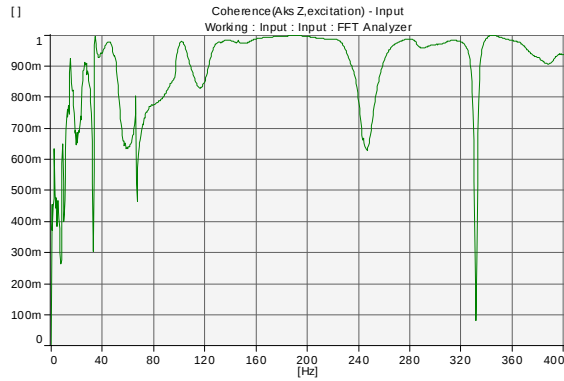
IV.ölçüm sonuçları değerlendirildiğinde 49.5 Hz, 66 Hz, 107 Hz, 125 Hz, 213 Hz ve 285 Hz’de doğal frekans tepeleri görülmektedir. Bu tepelerin faz ve uygunluk eğrileriyle beraber incelenmesi durumunda ise 49.5 Hz ve 107 Hz, değerindeki piglerin gerçek doğal frekans değerleri olduğu anlaşılmaktadır.



(a)



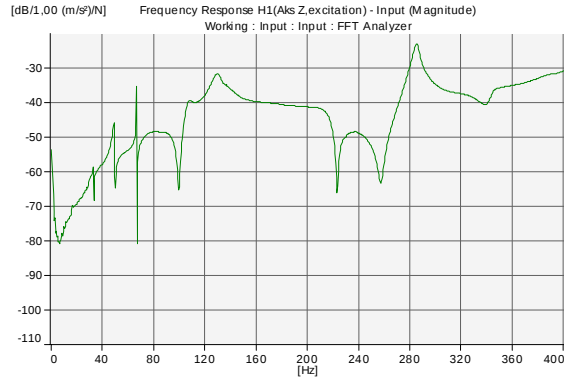
(b)



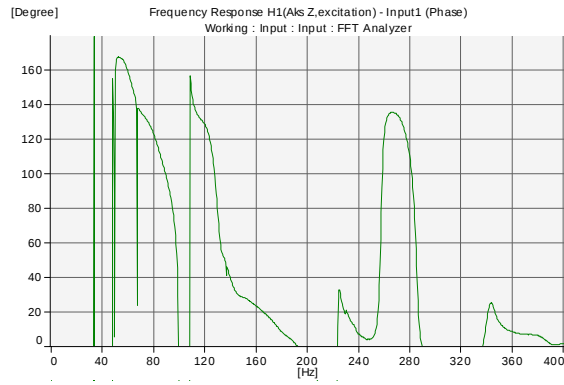
(c)

Şekil 4.27 V. ölçümünden elde edilen a) frekans cevabı, b) faz, c) uygunluk eğrileri.

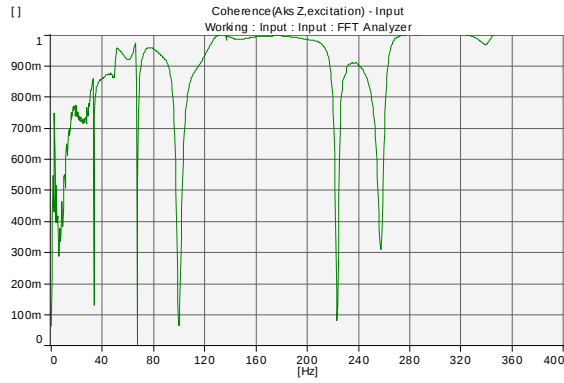
V.ölçüm sonuçları değerlendirildiğinde 33 Hz, 49.5 Hz, 66 Hz, 107 Hz, 131 Hz, 217 Hz, 285Hz ve 344 Hz’de doğal frekans tepeleri görülmektedir. Bu tepelerin faz ve uygunluk eğrileriyle beraber incelenmesi durumunda ise 49.5 Hz ve 131 Hz, değerindeki piglerin gerçek doğal frekans değerleri olduğu anlaşılmaktadır.



(a)



(b)



(c)

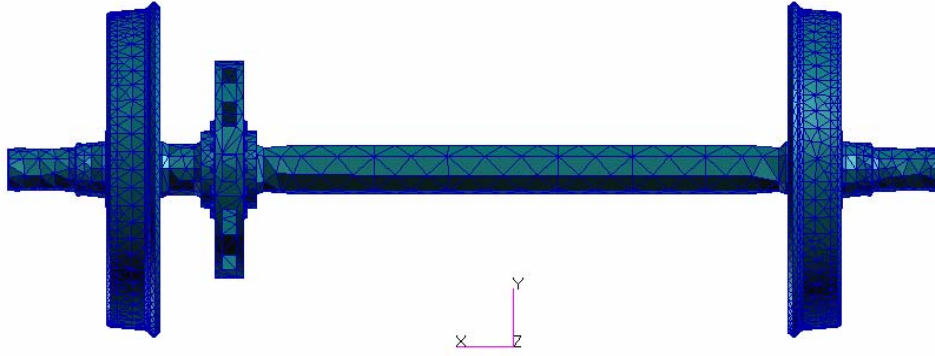
Şekil 4.28 VI. ölçümden elde edilen a) frekans cevabı, b) faz, c) uygunluk eğrileri.

VI.ölçüm sonuçları değerlendirildiğinde 33 Hz, 49.5 Hz, 66 Hz, 107 Hz, 129 Hz ve 285 Hz’de doğal frekans tepeleri görülmektedir. Bu tepelerin faz ve uygunluk eğrileriyle beraber incelenmesi durumunda ise 49.5 Hz ve 107 Hz, değerindeki piglerin gerçek doğal frekans değerleri olduğu anlaşılmaktadır.

Gerçek doğal frekans değerleri dışındaki tepeler ise başka bir kaynaktan gelen titreşimlerdir ve doğal frekans değerleri değildir.

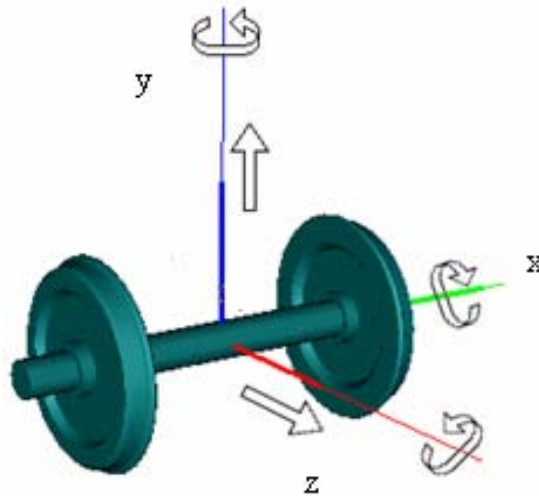
4.6.3 Tekerlek Setinin Modal Analizi

Deney ile doğal frekans değerleri bulunduğundan sonra tekerlek seti sonlu elemanlar metodu ile modellenmiştir (Şekil 4.29) ve NASTRAN (NASA Structural Analysis: NASA Yapısal Analiz) programı ile modal analizi gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.29 Tekerlek setinin sonlu elemanlar modeli.

Sınır şartlarının deney şartlarıyla uyumluluk gösterilmesi gerektiğinden sınır şartları Şekil 4.30'da ifade edildiği gibi belirlenmiştir. Tekerlek setinin ray üzerinde olduğu düşünülerek, x-doğrultusu boyunca hareketi sınırlandırılmış olup, x, y ve z eksenleri etrafında dönmesi ile, y ve z- doğrultularında öteleme yapmasına izin verilmiştir. Analiz sonrasında elde edilen frekans değerleri ve mod şekilleri Çizelge 4.4'de ve Şekil 4.31'de verilmiştir.



Şekil 4.30 Tekerlek setinin sınır şartları.

Analiz sonrası frekans değerleri incelendiğinde elde edilen 31.51 Hz, 50.87 Hz ve 65.51 Hz ile deney yoluyla belirlenen 33 Hz, 49 Hz ve 66 Hz değerlerinin birbirine yakın olduğu görülmektedir. Bundan sonra yapılacak olan çalışmalar için bu modelin kullanabilirliği de mümkün olacaktır.

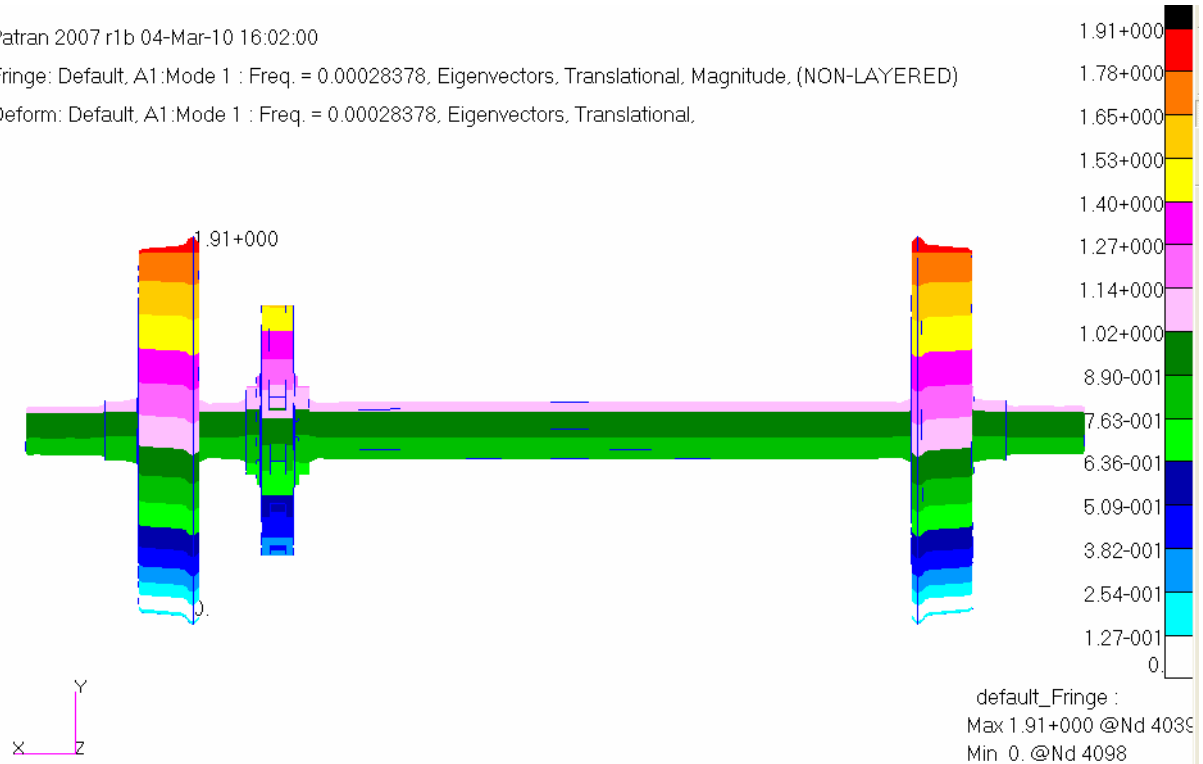
Çizelge 4.4 Elde edilen modlar ve frekanslar.

Mod Numarası	Frekans [Hz]	Şekil Numarası
1	0,00028	a
2	31,51	b
3	50,87	c
4	65,51	d
5	141,66	e
6	145,29	f
7	218,85	g
8	291,78	h
9	294,86	i
10	352,54	j

Patran 2007 r1b 04-Mar-10 16:02:00

Fringe: Default, A1:Mode 1 : Freq. = 0.00028378, Eigenvectors, Translational, Magnitude, (NON-LAYERED)

Deform: Default, A1:Mode 1 : Freq. = 0.00028378, Eigenvectors, Translational,

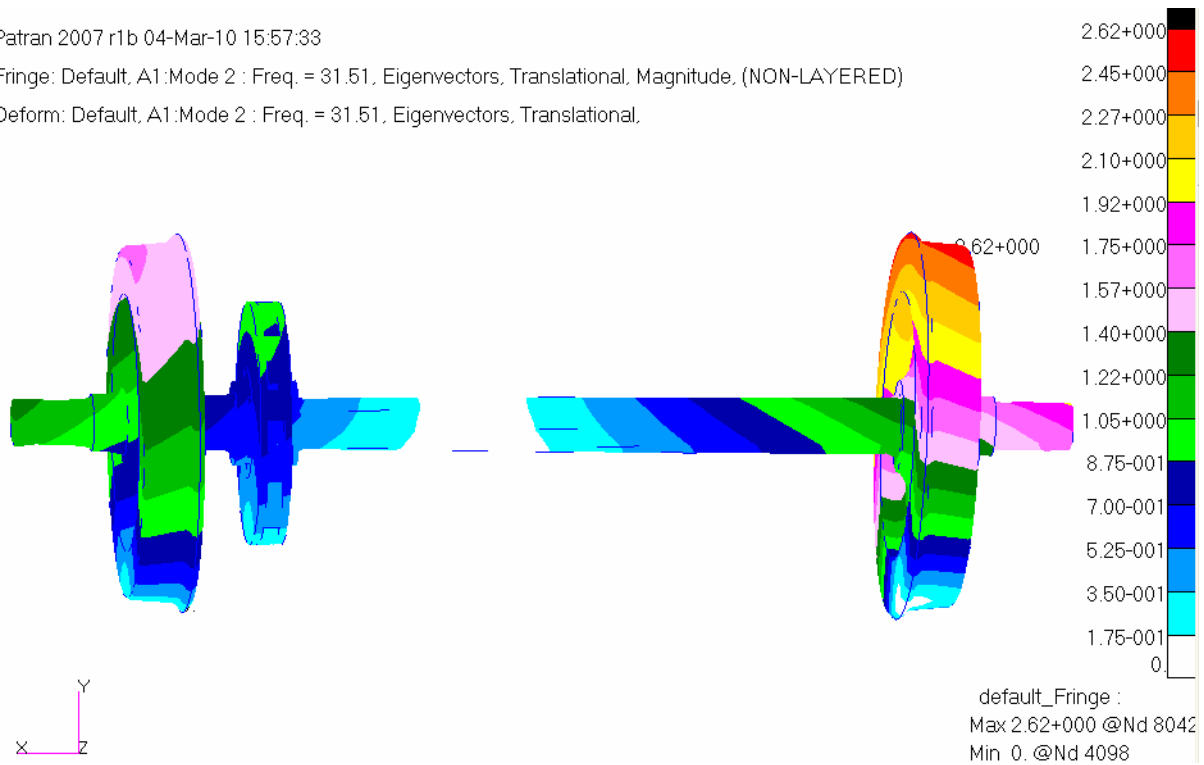


(a)

Patran 2007 r1b 04-Mar-10 15:57:33

Fringe: Default, A1:Mode 2 : Freq. = 31.51, Eigenvectors, Translational, Magnitude, (NON-LAYERED)

Deform: Default, A1:Mode 2 : Freq. = 31.51, Eigenvectors, Translational,

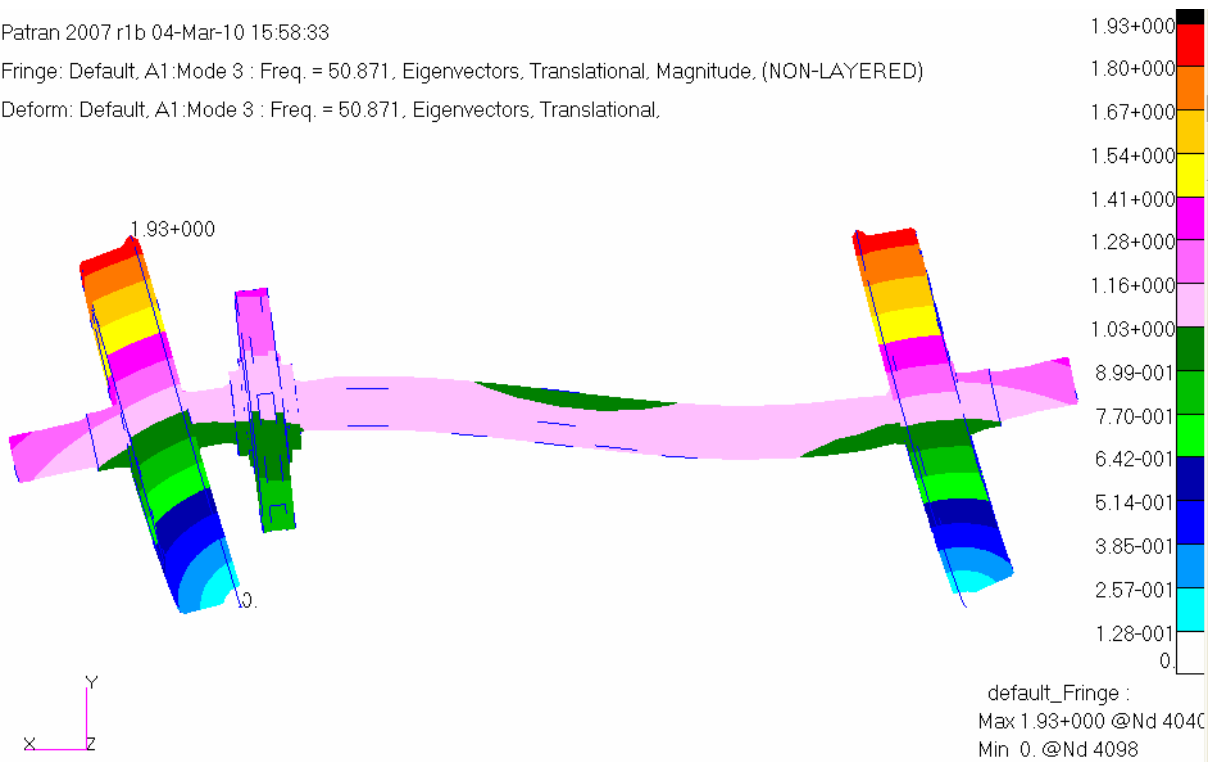


(b)

Patran 2007 r1b 04-Mar-10 15:58:33

Fringe: Default, A1:Mode 3 : Freq. = 50.871, Eigenvectors, Translational, Magnitude, (NON-LAYERED)

Deform: Default, A1:Mode 3 : Freq. = 50.871, Eigenvectors, Translational,

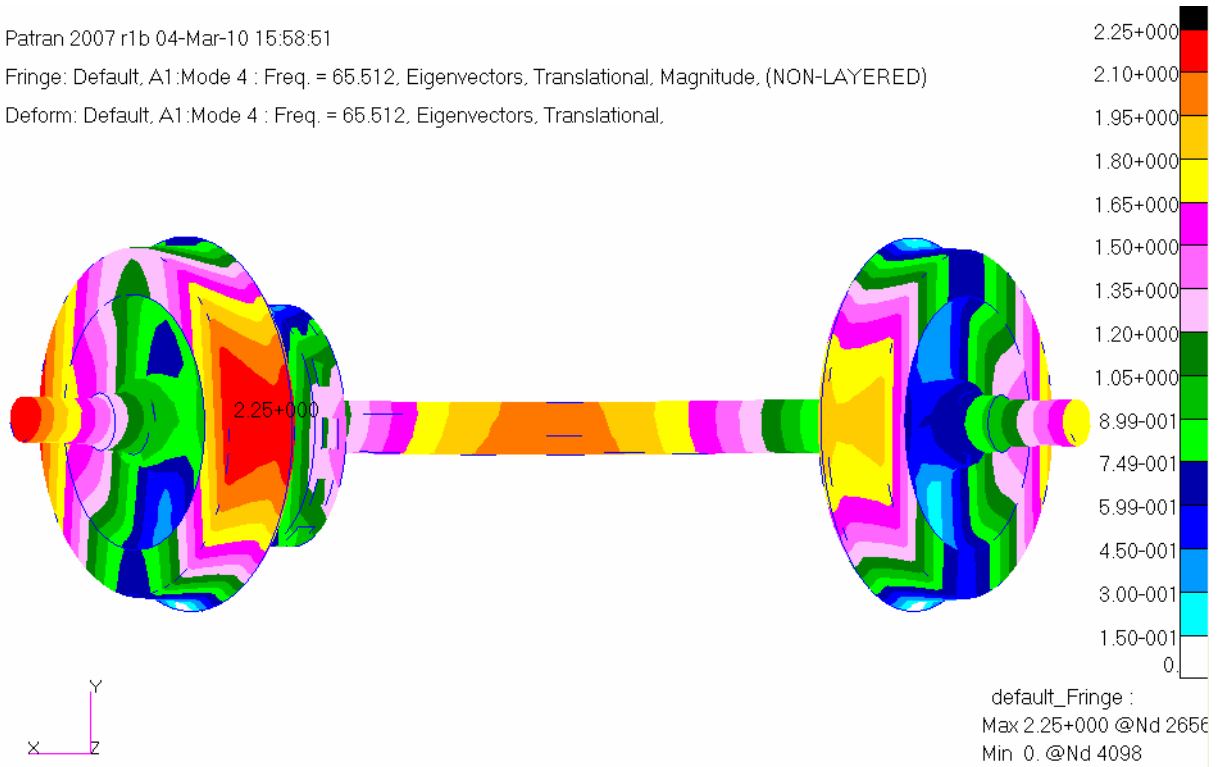


(c)

Patran 2007 r1b 04-Mar-10 15:58:51

Fringe: Default, A1:Mode 4 : Freq. = 65.512, Eigenvectors, Translational, Magnitude, (NON-LAYERED)

Deform: Default, A1:Mode 4 : Freq. = 65.512, Eigenvectors, Translational,

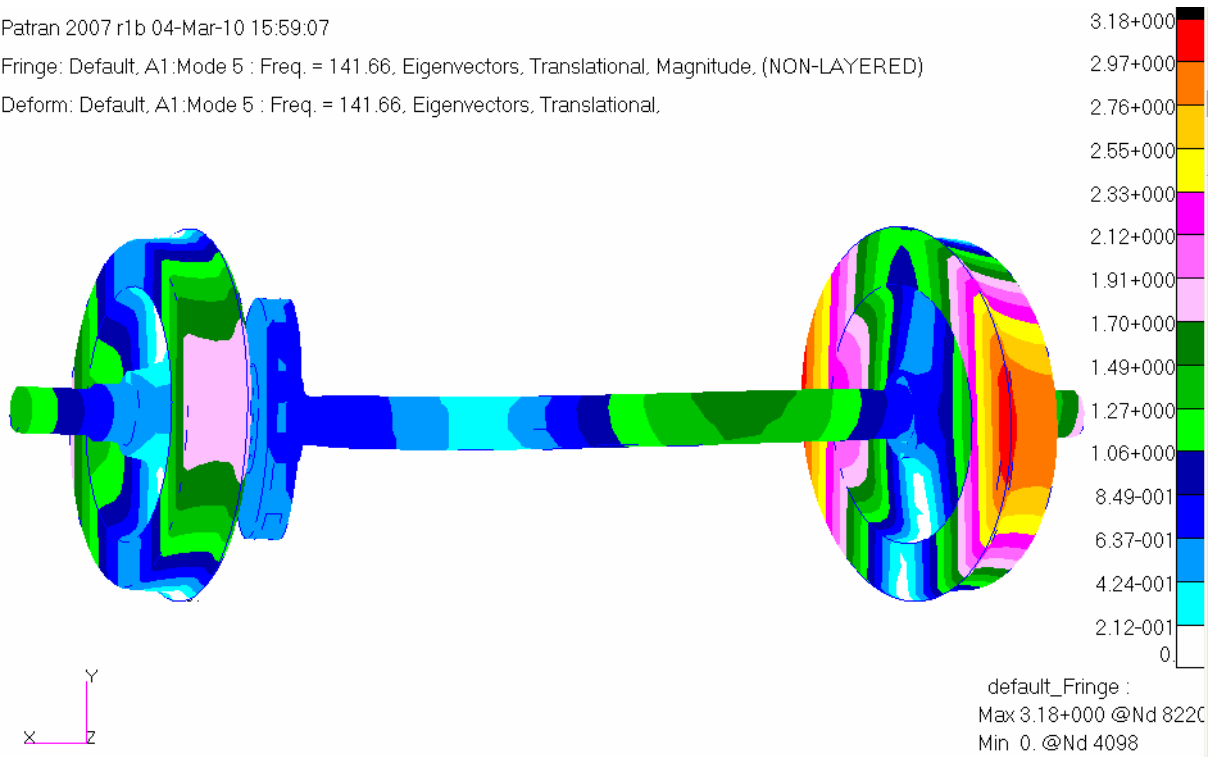


(d)

Patran 2007 r1b 04-Mar-10 15:59:07

Fringe: Default, A1:Mode 5 : Freq. = 141.66, Eigenvectors, Translational, Magnitude, (NON-LAYERED)

Deform: Default, A1:Mode 5 : Freq. = 141.66, Eigenvectors, Translational,

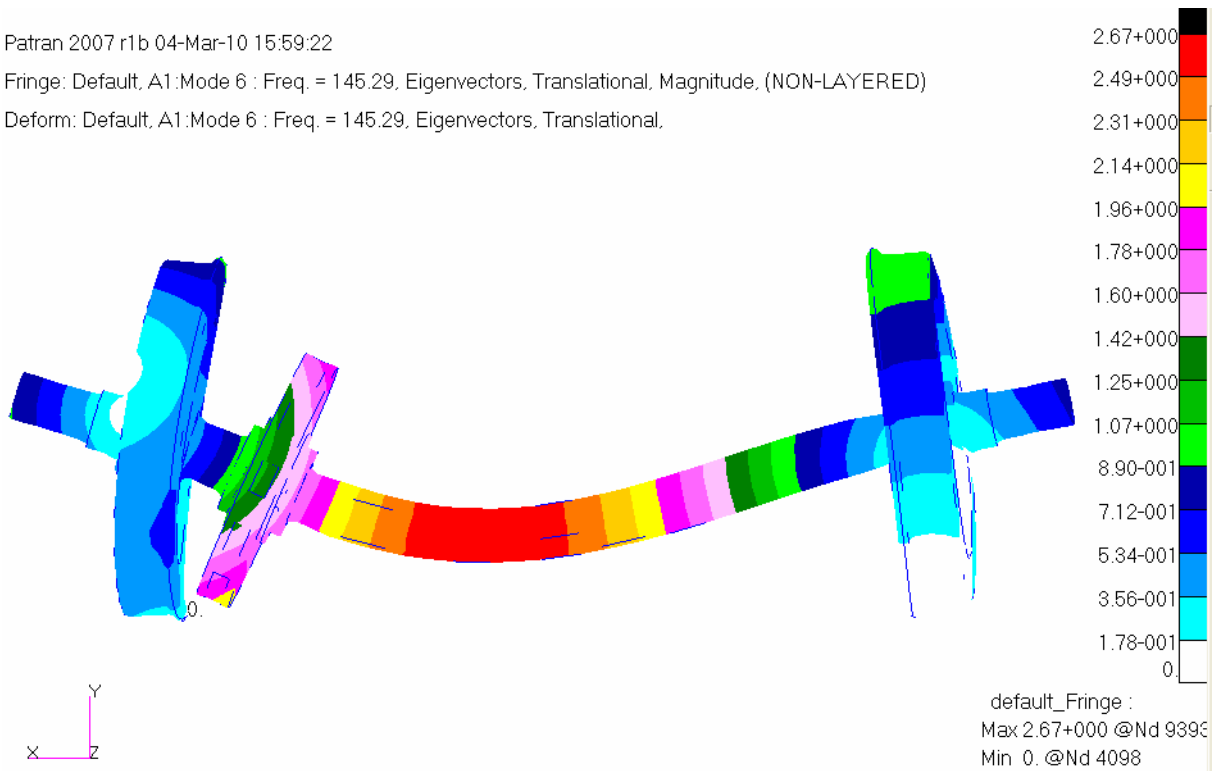


(e)

Patran 2007 r1b 04-Mar-10 15:59:22

Fringe: Default, A1:Mode 6 : Freq. = 145.29, Eigenvectors, Translational, Magnitude, (NON-LAYERED)

Deform: Default, A1:Mode 6 : Freq. = 145.29, Eigenvectors, Translational,

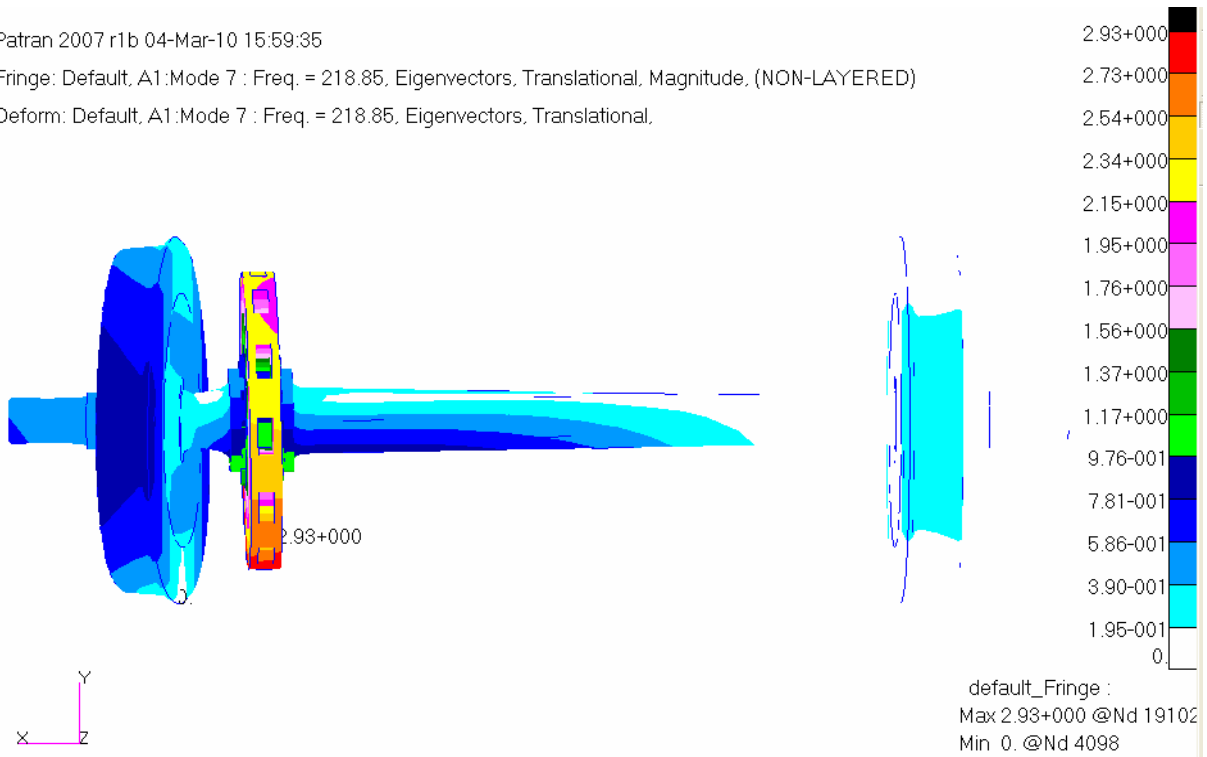


(f)

Patran 2007 r1b 04-Mar-10 15:59:35

Fringe: Default, A1:Mode 7 : Freq. = 218.85, Eigenvectors, Translational, Magnitude, (NON-LAYERED)

Deform: Default, A1:Mode 7 : Freq. = 218.85, Eigenvectors, Translational,

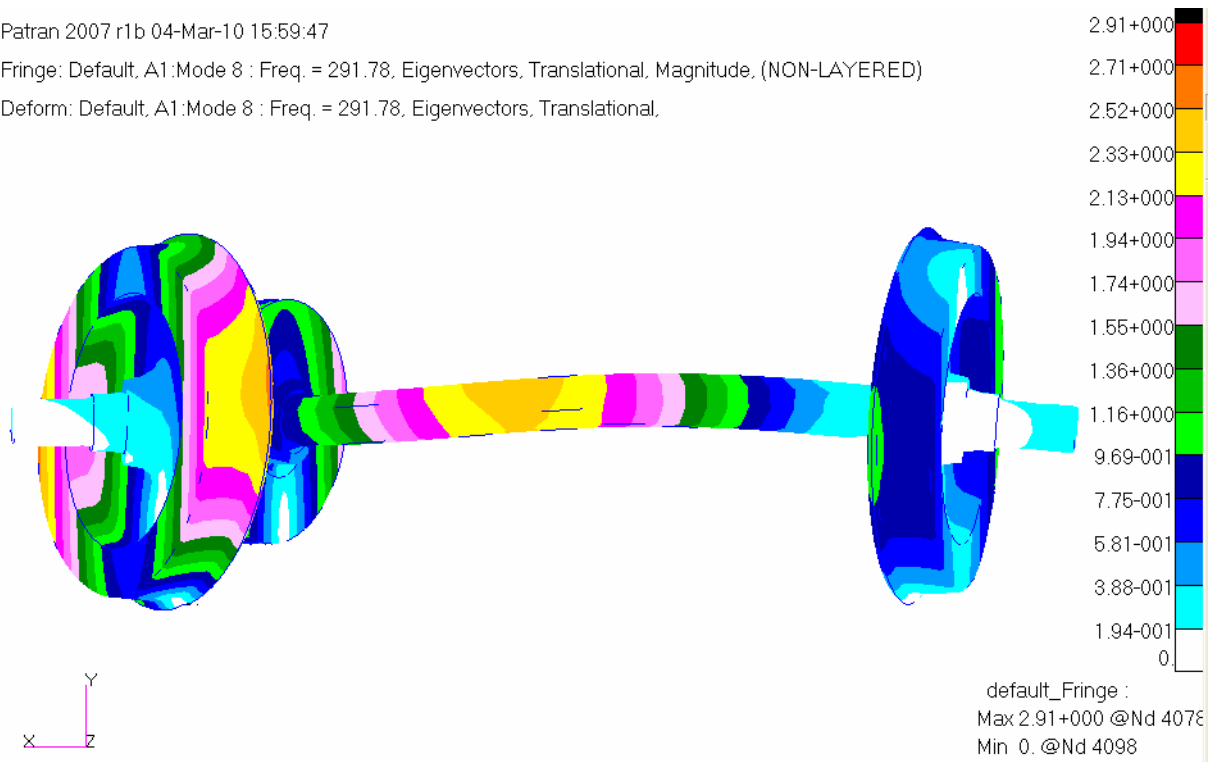


(g)

Patran 2007 r1b 04-Mar-10 15:59:47

Fringe: Default, A1:Mode 8 : Freq. = 291.78, Eigenvectors, Translational, Magnitude, (NON-LAYERED)

Deform: Default, A1:Mode 8 : Freq. = 291.78, Eigenvectors, Translational,

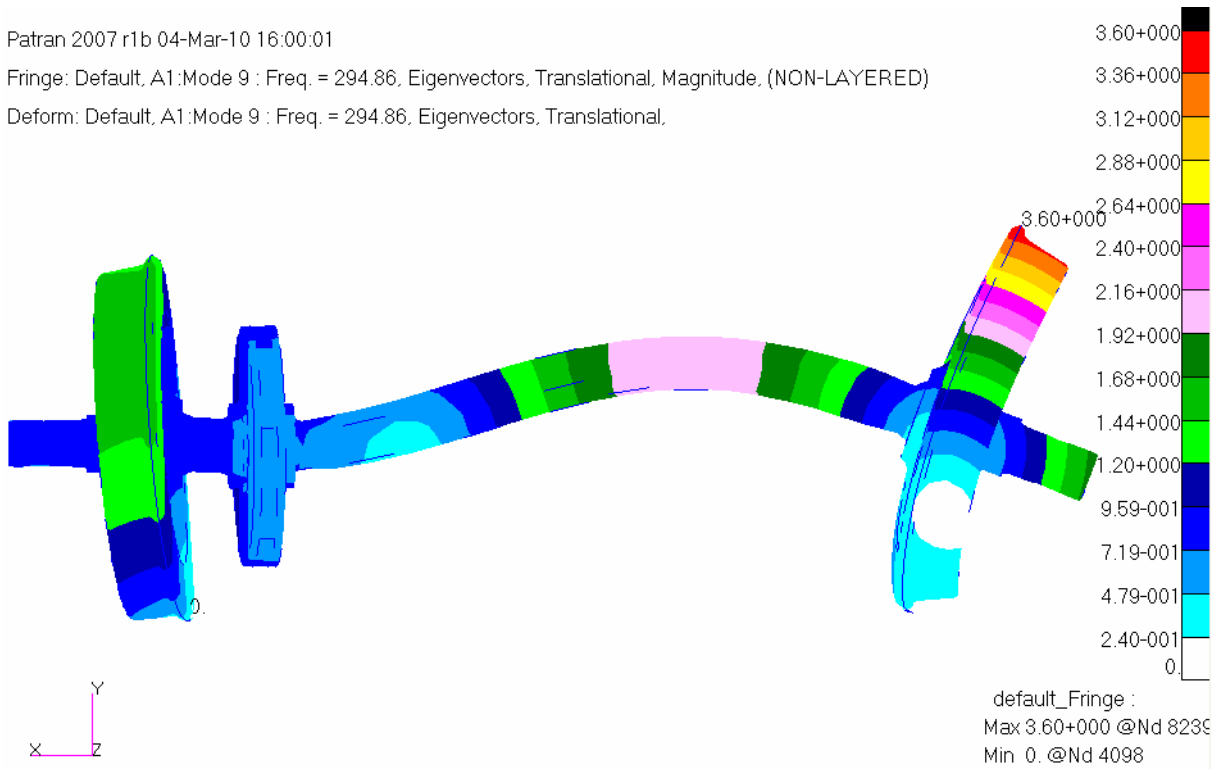


(h)

Patran 2007 r1b 04-Mar-10 16:00:01

Fringe: Default, A1:Mode 9 : Freq. = 294.86, Eigenvectors, Translational, Magnitude, (NON-LAYERED)

Deform: Default, A1:Mode 9 : Freq. = 294.86, Eigenvectors, Translational,

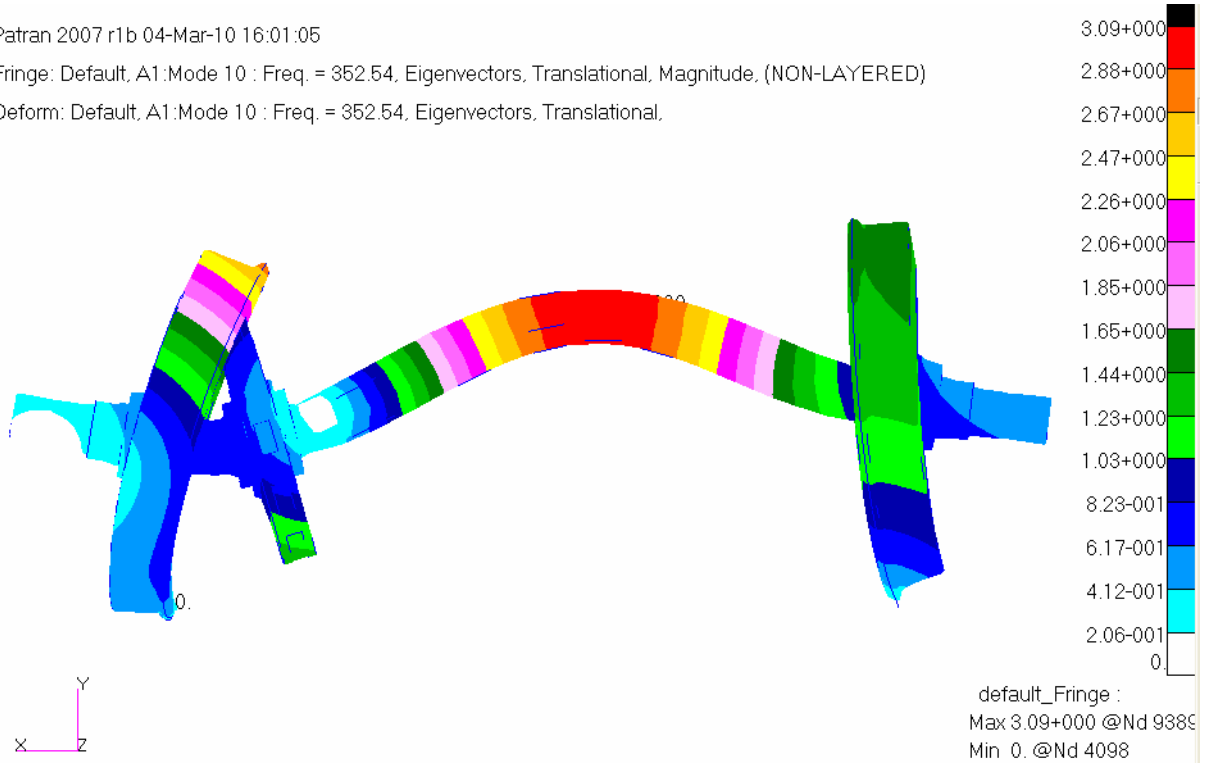


(i)

Patran 2007 r1b 04-Mar-10 16:01:05

Fringe: Default, A1:Mode 10 : Freq. = 352.54, Eigenvectors, Translational, Magnitude, (NON-LAYERED)

Deform: Default, A1:Mode 10 : Freq. = 352.54, Eigenvectors, Translational.



(j)

Şekil 4.31 Tekerlek setinin elastik modları, a) 1.mod, b) 2.mod, c) 3.mod, d) 4.mod, e) 5. mod, f) 6. mod, g) 7. mod, h) 8.mod, i) 9. mod, j) 10. mod.

5. RAYLI TAŞIT BOJİSİNDE VE AKSINDA TİTREŞİM ÖLÇÜMLERİ

Brüel&Kjaer firmasının bilgisayar tabanlı “PULSE Type 3560C-E01” titreşim analiz cihazı ile taşıt gövdesi, boji ve aks üzerinden titreşim ölçümleri gerçekleştirilerek, zaman ve frekans alanında cevaplar elde edilmiştir. PULSE, Brüel&Kjaer firmasının bilgisayar tabanlı analiz sisteminin genel adı olup, bilgisayar, uygulama yazılımı, analizör ve transdüserlerden meydana gelmektedir. Pulse-6 Kanallı DynX Input Modülü (ICP & Charge) (3035) ile desteklenen ölçüm cihazı, her kanalda 160 dB’e kadar ölçüm yapabilme imkânına sahiptir. Ölçümde kullanılan ivmeölçerler ise Brüel&Kjaer marka tip 4506 B ve 4506 B 003’dür. 4506 B tip ivmeölçere ait teknik özellikler bir önceki bölümde Çizelge 4.3’ de verilmiştir.

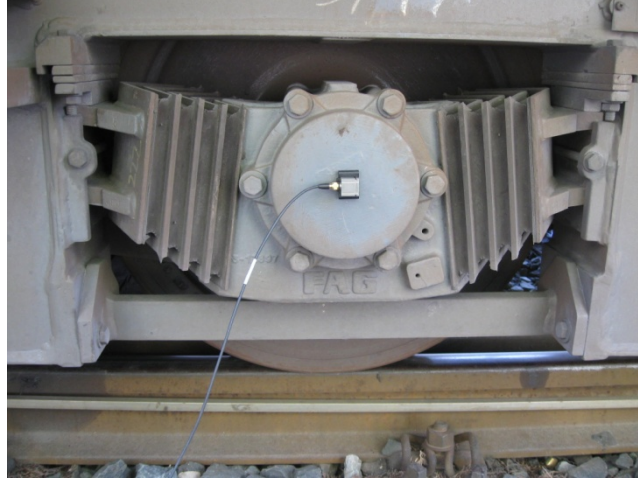


Şekil 5.1 PULSE Tip 3560C-E01 titreşim analiz cihazı.

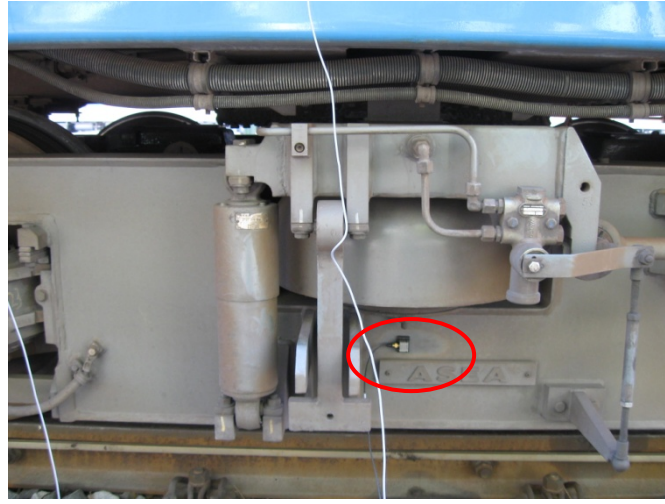
4506 B 003 tip ivmeölçere ait teknik özellikler ise aşağıda Çizelge 5.1’de sunulmuştur.

Çizelge 5.1 Brüel&Kjaer 4506 B 003 tip ivmeölçere ait teknik özellikler.

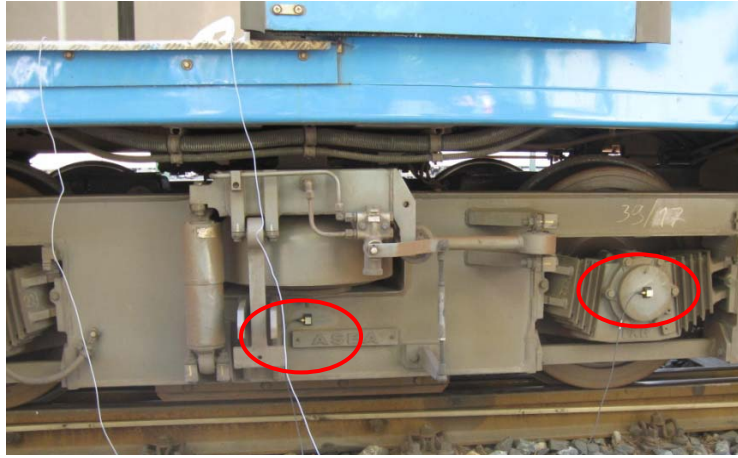
4506 B 003		X	Y	Z
Frekans aralığı [kHz]	Genlik ($\pm 10\%$)	0.3-0.4	0.3-0.2	0.3-2
	Faz (± 5)	2-2.5	2-2.5	2-2.5
Rezonans frekansı [kHz]		14	7	7



Şekil 5.2 Aks kutusu üzerine yerleştirilen ivme ölçer.



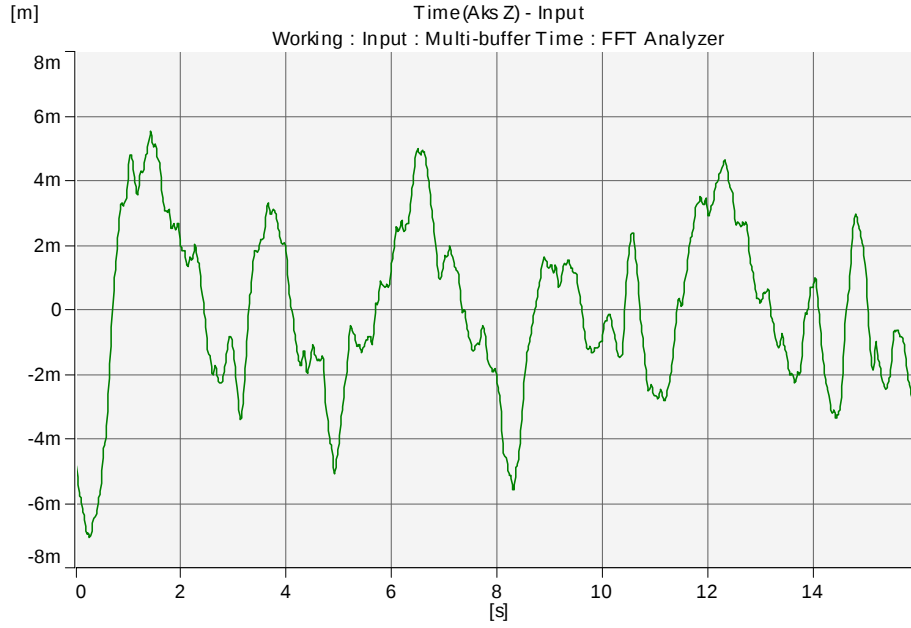
Şekil 5.3 Boji üzerine yerleştirilen ivme ölçer.



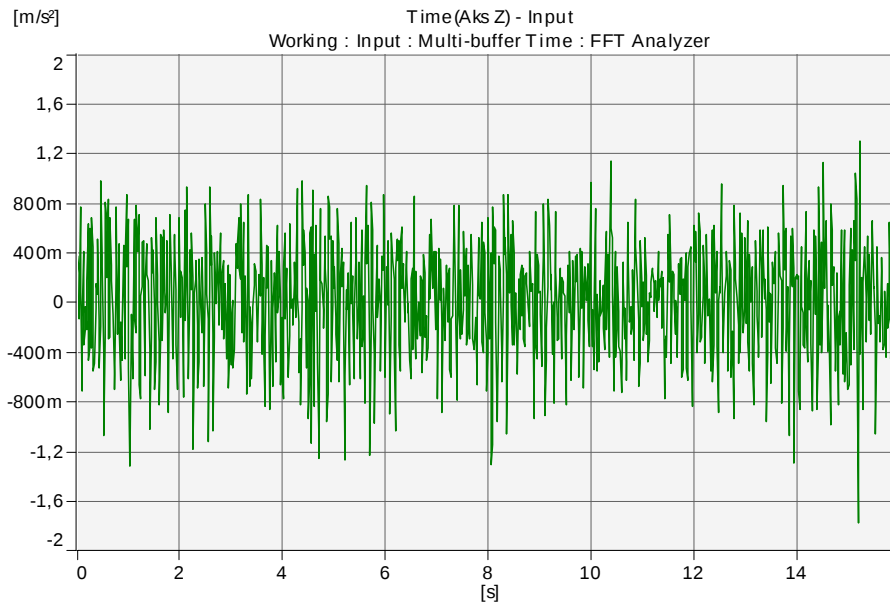
Şekil 5.4 Boji ve aks kutusu üzerine yerleştirilen ivme ölçerler.

Ölçümler ABB 514 nolu taşıt ve motorlu boji üzerinden alınmış olup Bakırköy - Bahçelievler istasyonları arasında bulunan tünelde yapılmıştır. Yol ise balastlı yoldur. Raylı taşıtın seyir hızı 50 km/saat, 40 km/saat ve 30 km/saat olarak belirlenmiştir.

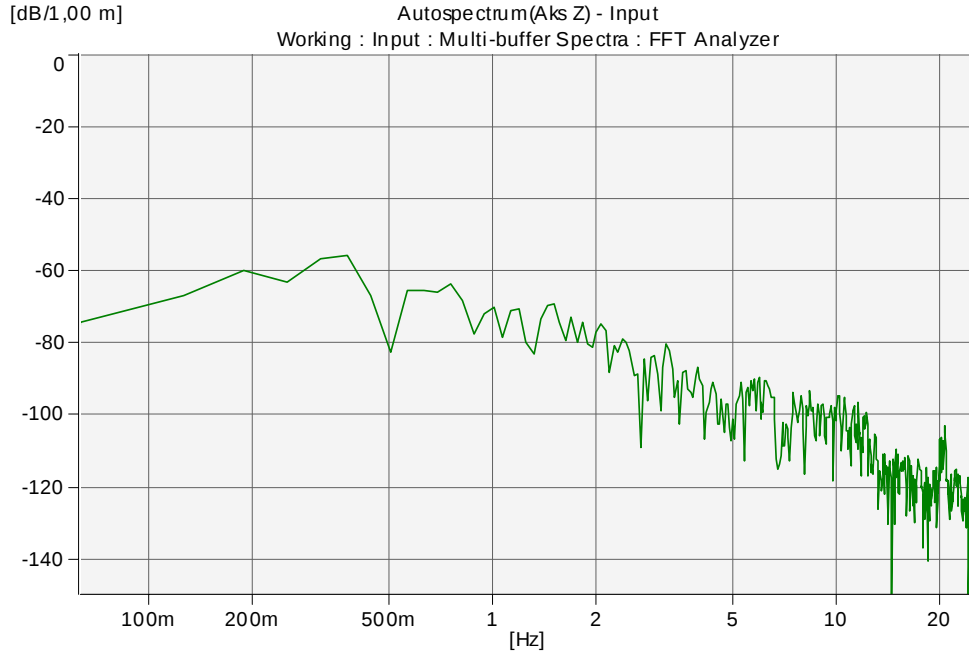
5.1 LRT Hafif Metro Taşıtının Aksından Ölçülen Titreşimler *V = 50 km/saat İçin Yapılan Ölçümler:*



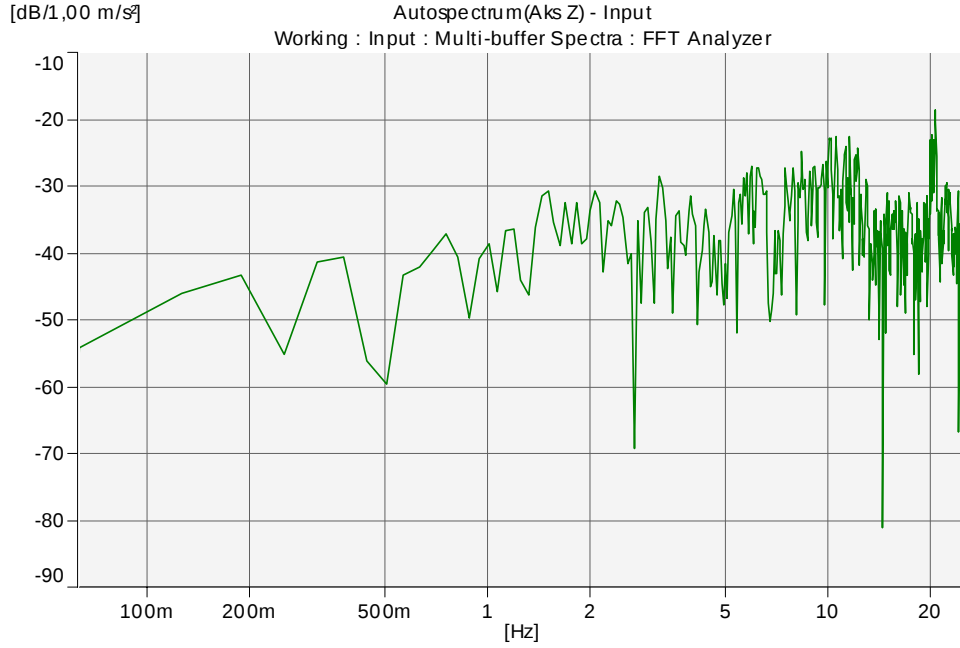
Şekil 5.5 LRT Hafif metro taşıtının aksından ölçülen titreşimin yer değişim genlikleri.



Şekil 5.6 LRT Hafif metro taşıtının aksından ölçülen titreşimin ivme genlikleri.

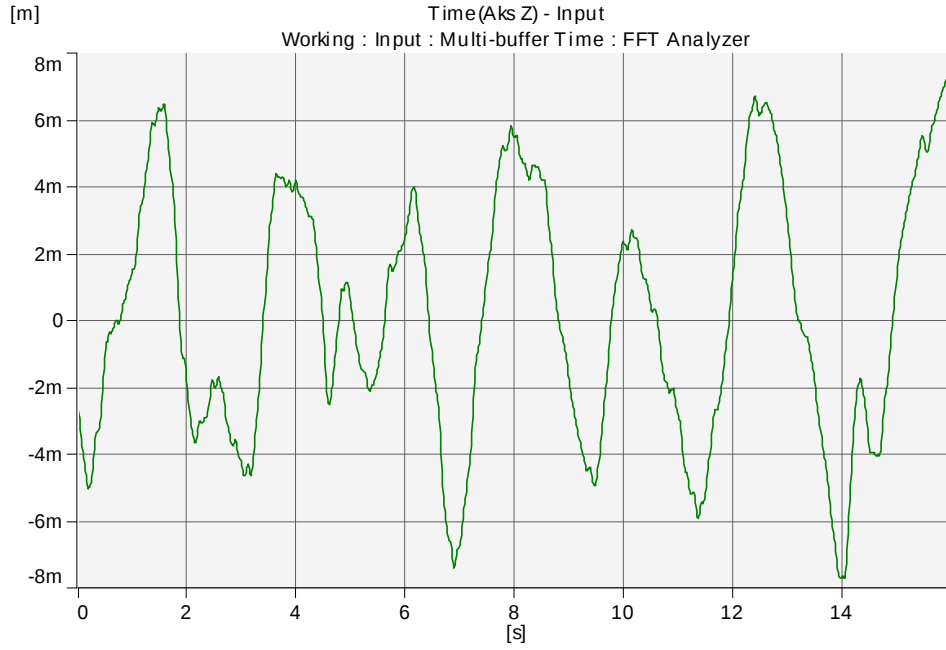


Şekil 5.7 LRT Hafif metro taşıtının aksından ölçülen titreşimin frekans yerdeğişim grafiği.

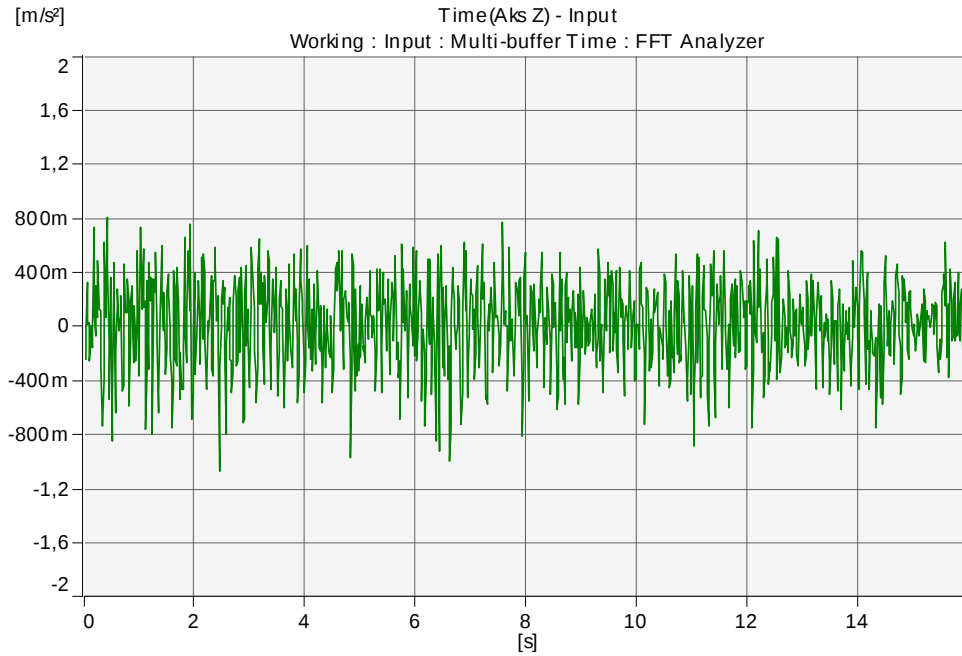


Şekil 5.8 LRT Hafif metro taşıtının aksından ölçülen titreşimin frekans ivme grafiği.

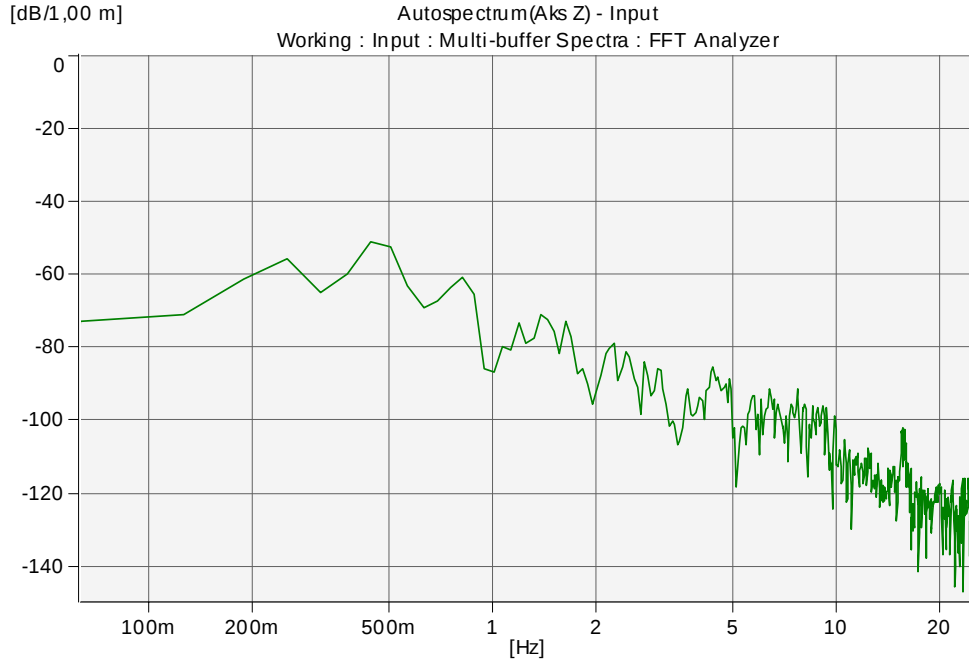
V = 40 km/saat İçin Yapılan Ölçümler:



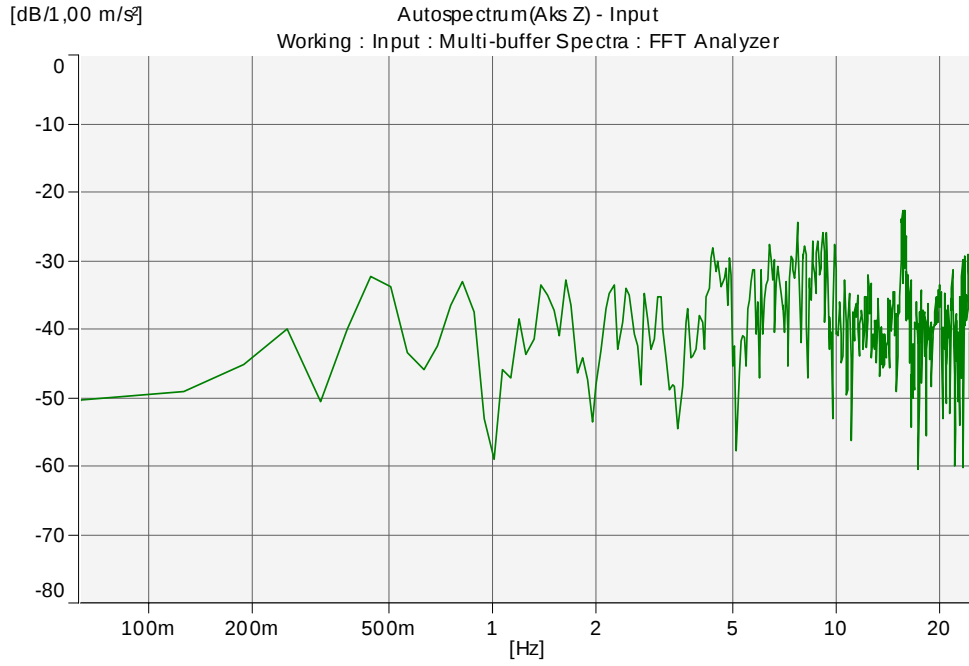
Şekil 5.9 LRT Hafif metro taşıtının aksından ölçülen titreşimin yer değişim genlikleri.



Şekil 5.10 LRT Hafif metro taşıtının aksından ölçülen titreşimin ivme genlikleri.

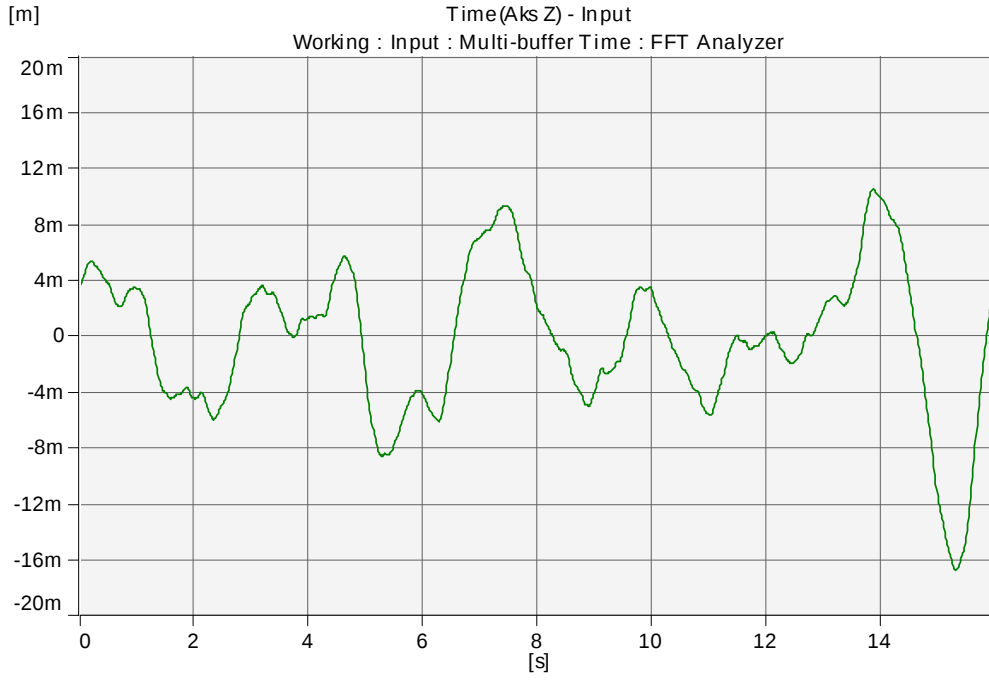


Şekil 5.11 LRT Hafif metro taşıtının aksından ölçülen titreşimin frekans yerdeğişim grafiği.

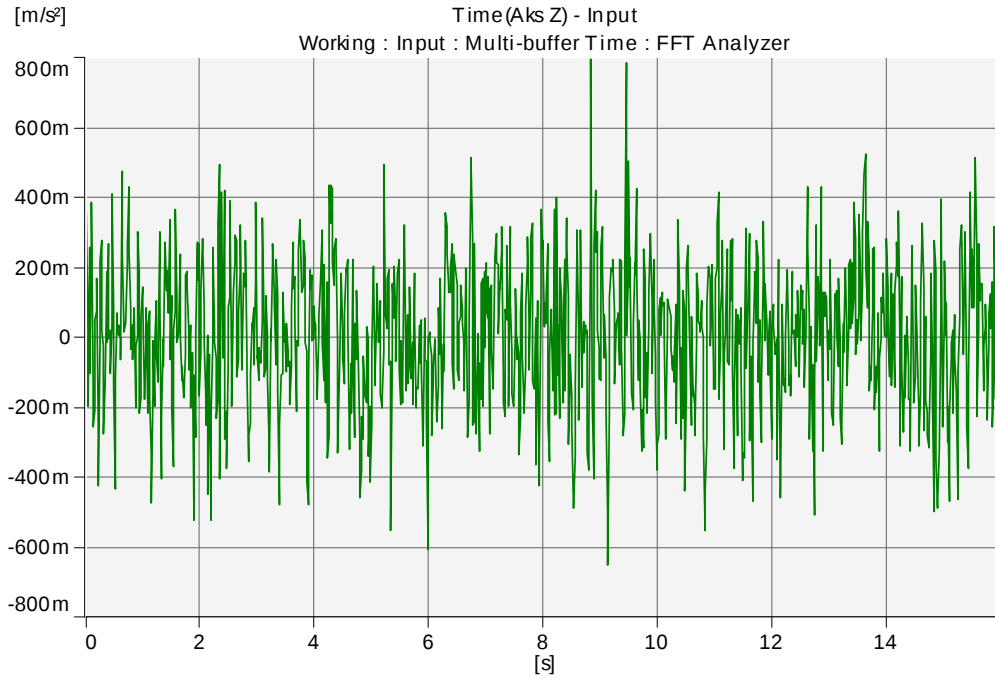


Şekil 5.12 LRT Hafif metro taşıtının aksından ölçülen titreşimin frekans ivme grafiği.

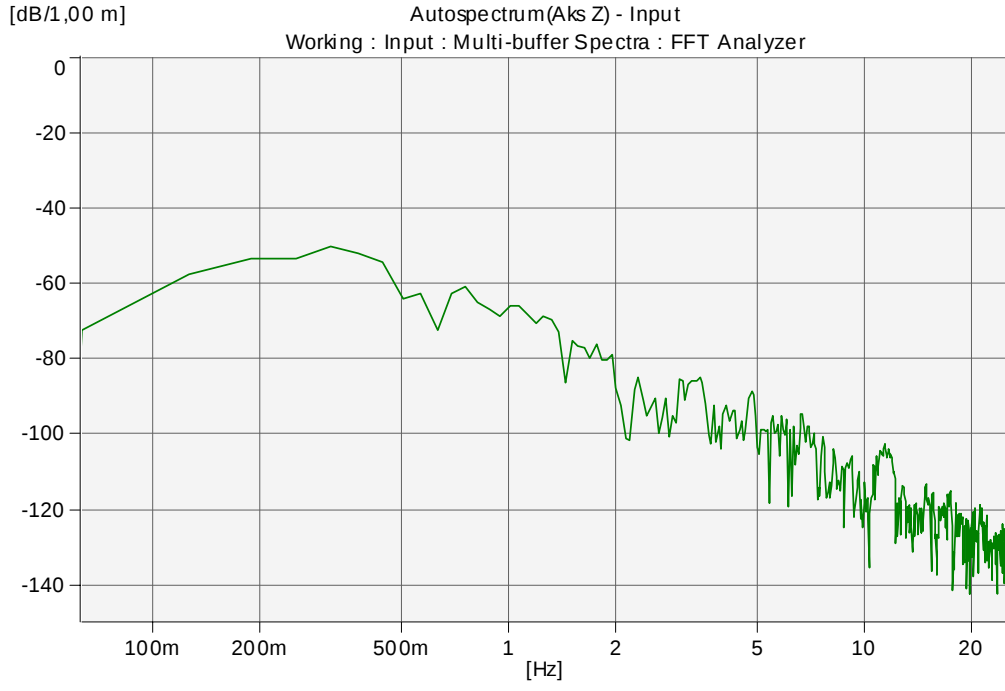
V = 30 km/saat İçin Yapılan Ölçümler:



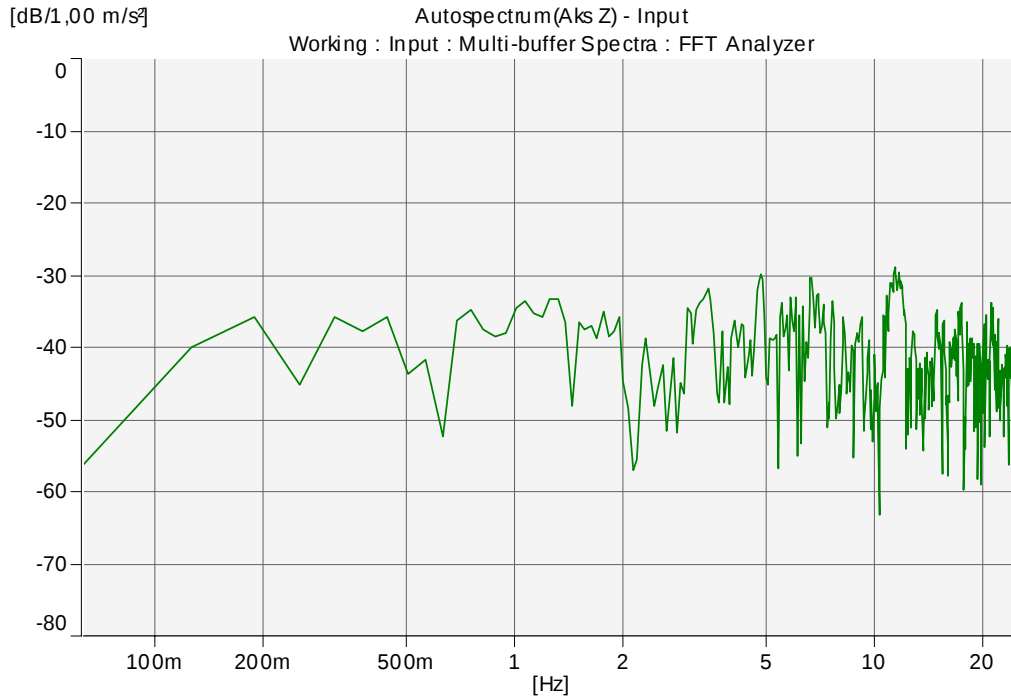
Şekil 5.13 LRT Hafif metro taşıtının aksından ölçülen titreşimin yer değişim genlikleri.



Şekil 5.14 LRT Hafif metro taşıtının aksından ölçülen titreşimin ivme genlikleri.



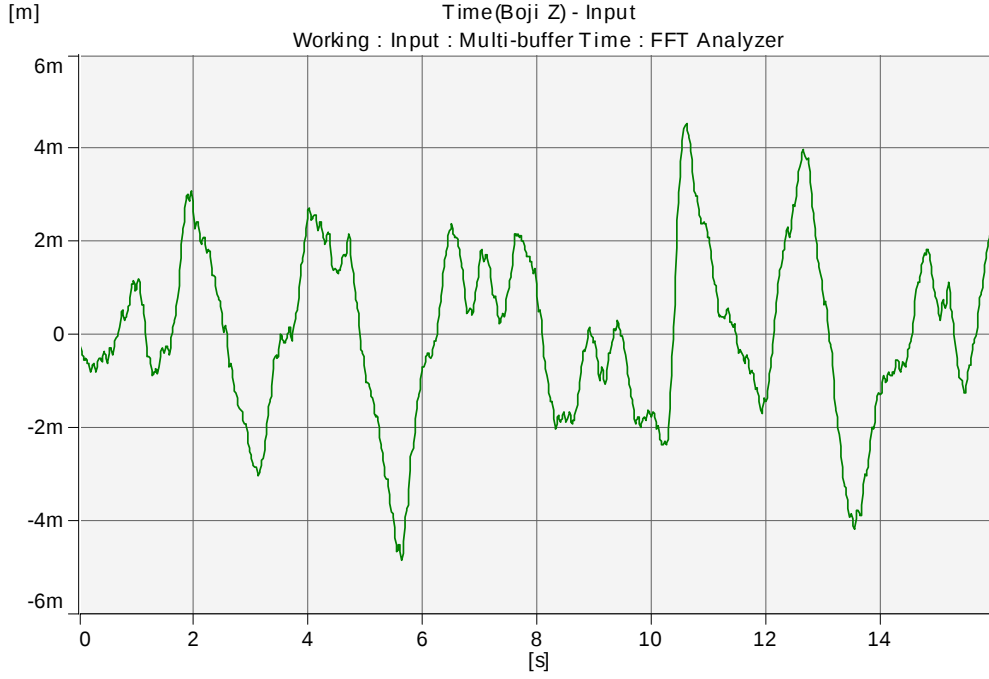
Şekil 5.15 LRT Hafif metro taşıtının aksından ölçülen titreşimin frekans yerdeğişim grafiği.



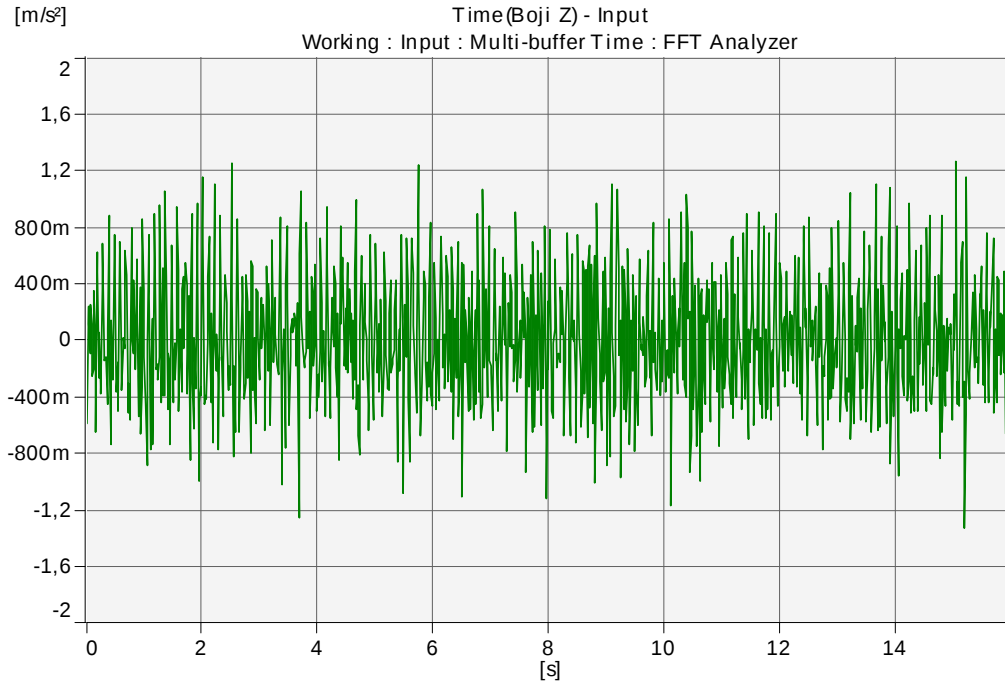
Şekil 5.16 LRT Hafif metro taşıtının aksından ölçülen titreşimin frekans ivme grafiği.

5.2 LRT Hafif Metro Taşıtının Bojisinden Ölçülen Titreşimler

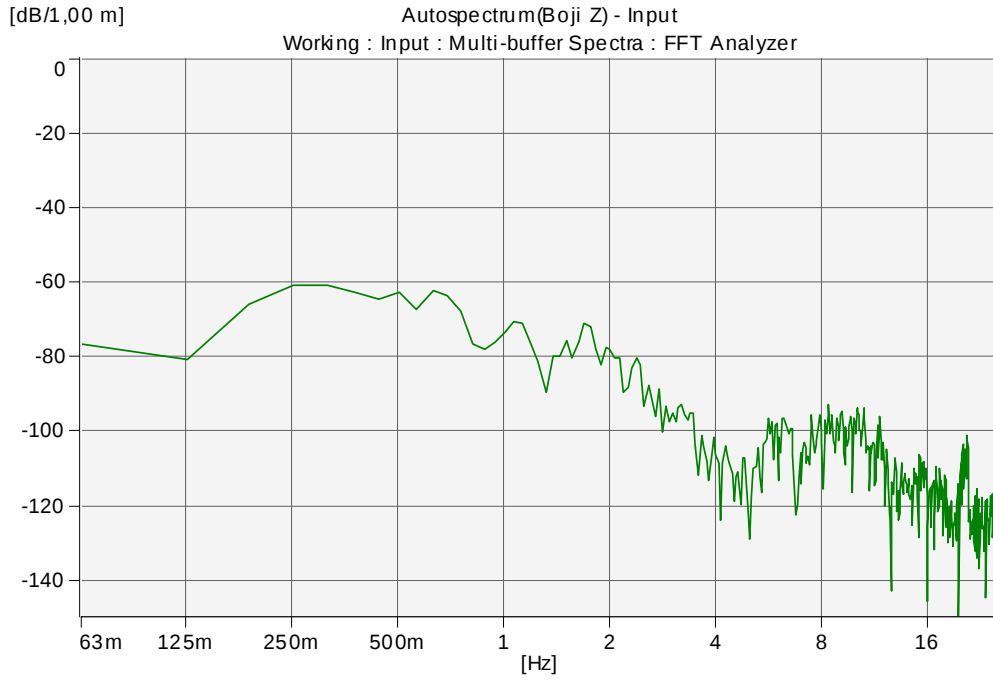
V = 50 km/saat İçin Yapılan Ölçümler:



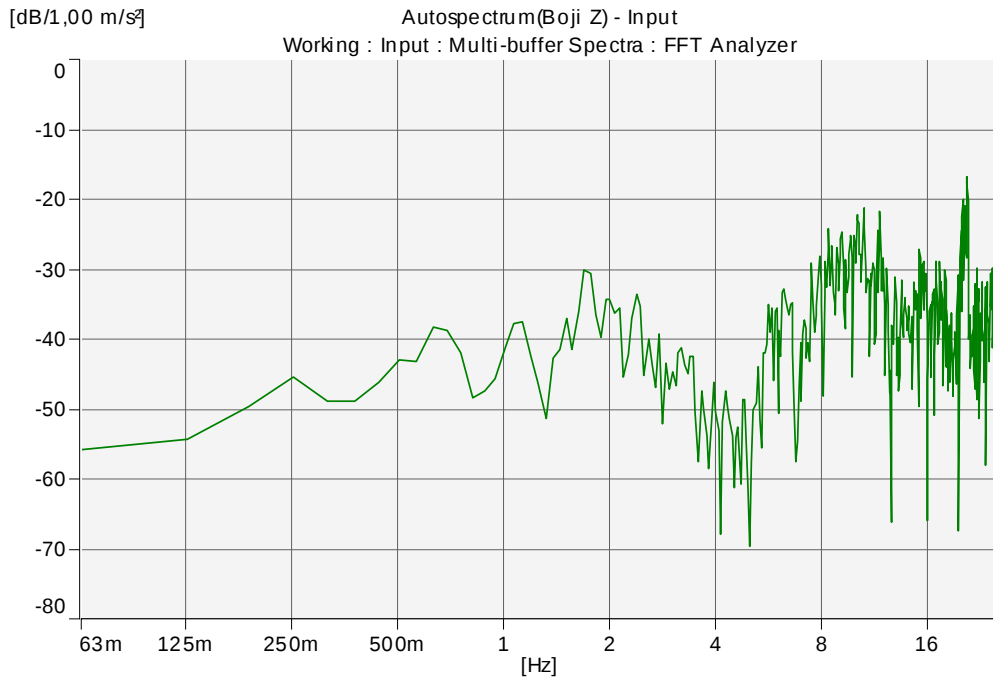
Şekil 5.17 LRT Hafif metro taşıtının bojisinden ölçülen titreşimin yer değişim genlikleri.



Şekil 5.18 LRT Hafif metro taşıtının bojisinden ölçülen titreşimin ivme genlikleri.

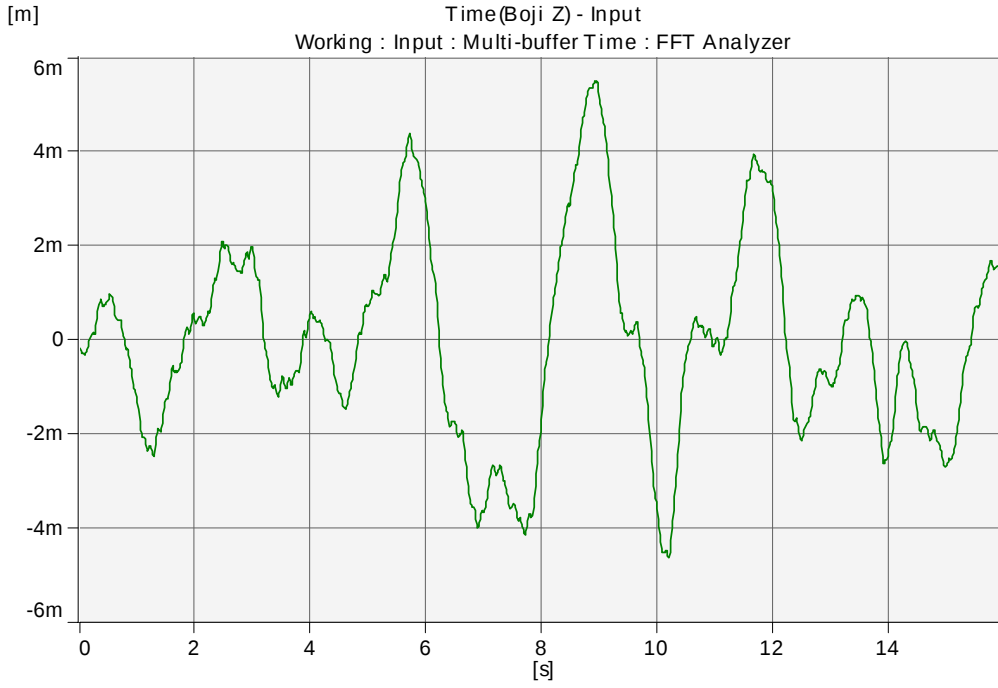


Şekil 5.19 LRT Hafif metro taşıtının bojisinden ölçülen titreşimin frekans yerdeğişim grafiği.

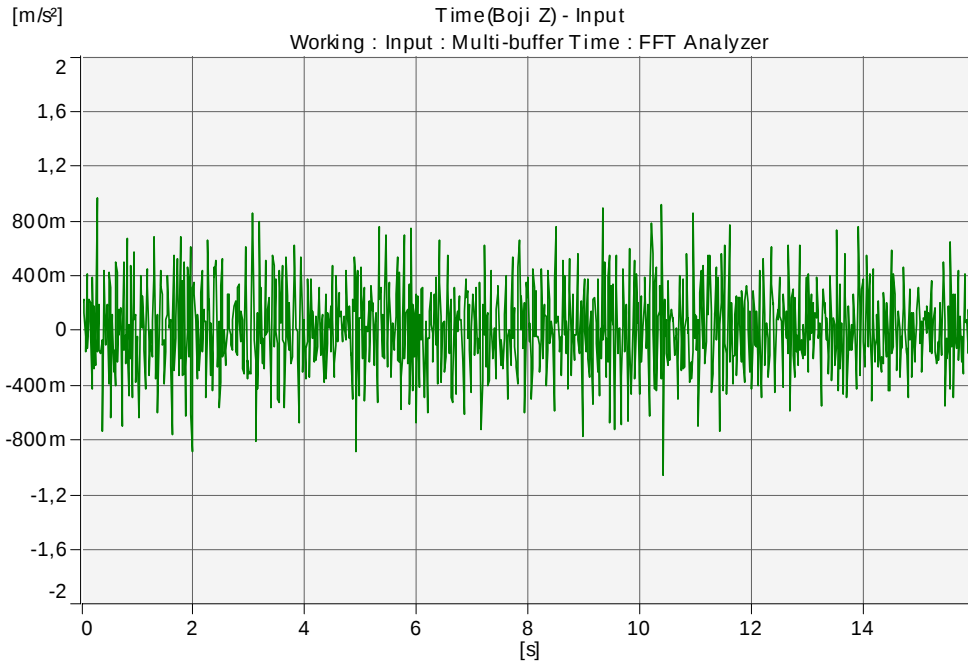


Şekil 5.20 LRT Hafif metro taşıtının bojisinden ölçülen titreşimin frekans ivme grafiği.

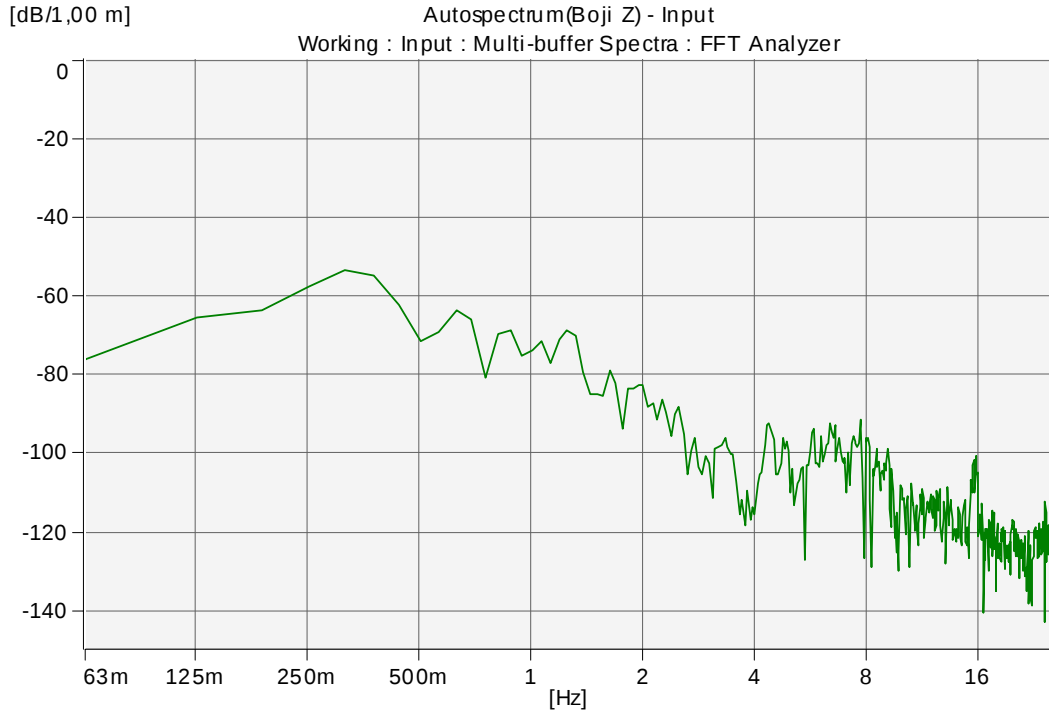
V = 40 km/saat İçin Yapılan Ölçümler:



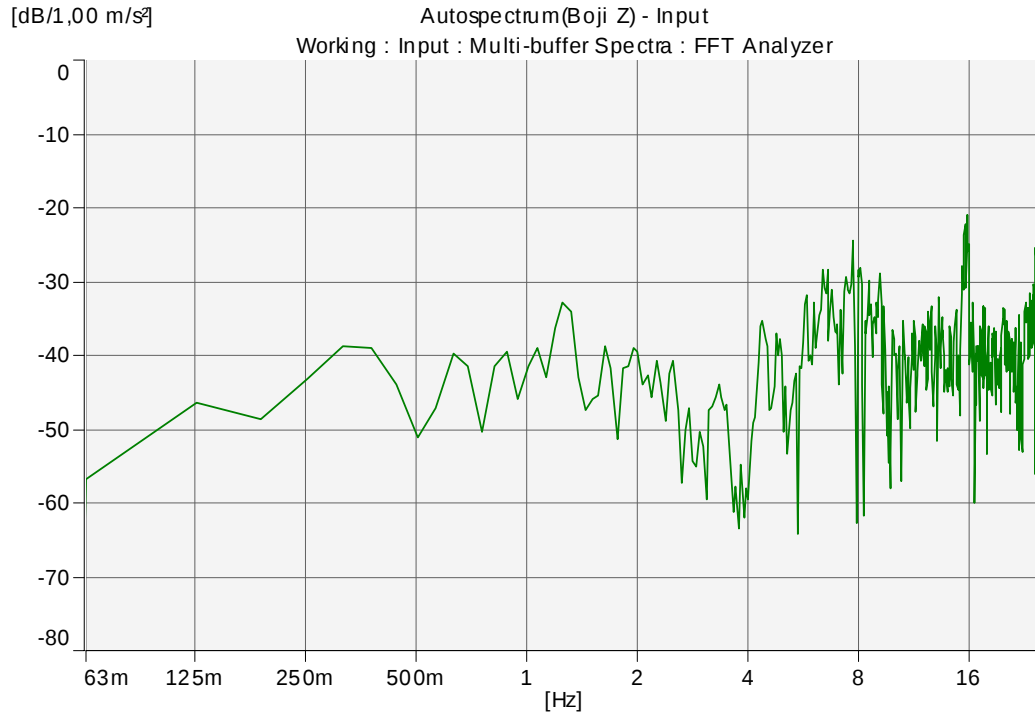
Şekil 5.21 LRT Hafif metro taşıtının bojisinden ölçülen titreşimin yer değişim genlikleri.



Şekil 5.22 LRT Hafif metro taşıtının bojisinden ölçülen titreşimin ivme genlikleri.

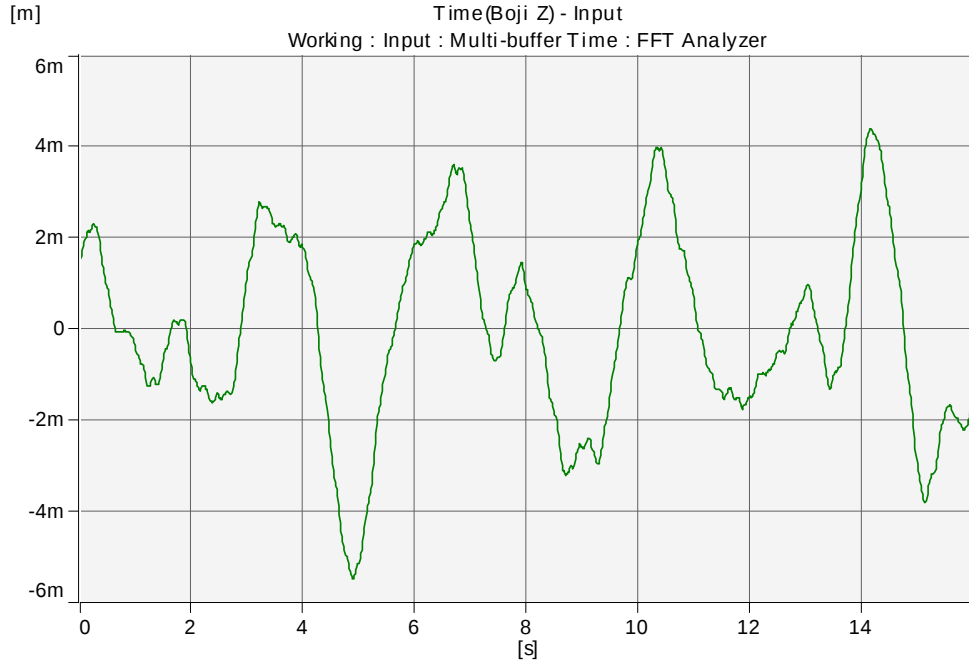


Şekil 5.23 LRT Hafif metro taşıtının bojisinden ölçülen titreşimin frekans yerdeğişim grafiği.

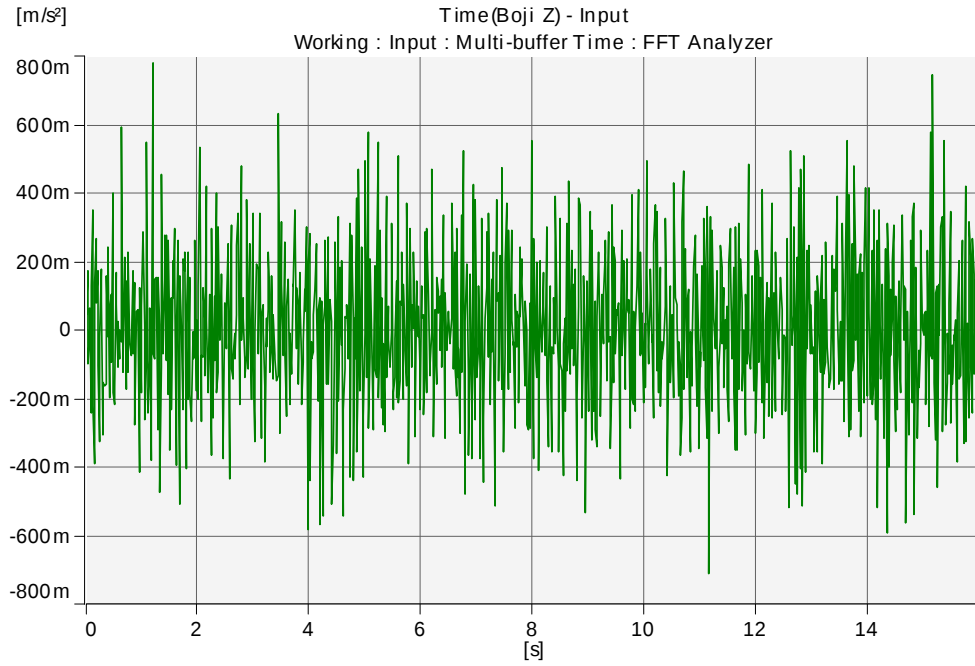


Şekil 5.24 LRT Hafif metro taşıtının bojisinden ölçülen titreşimin frekans ivme grafiği.

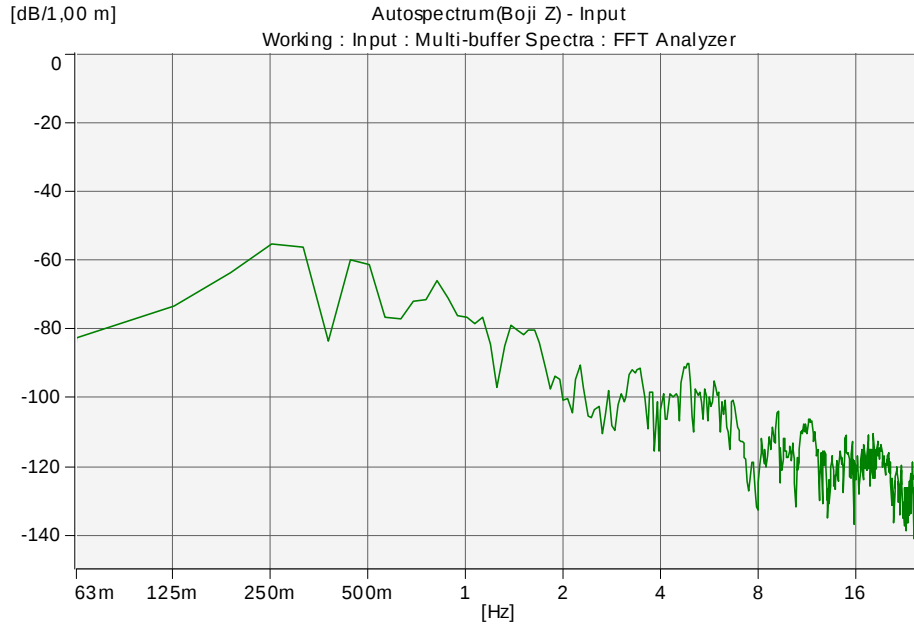
V = 30 km/saat İçin Yapılan Ölçümler:



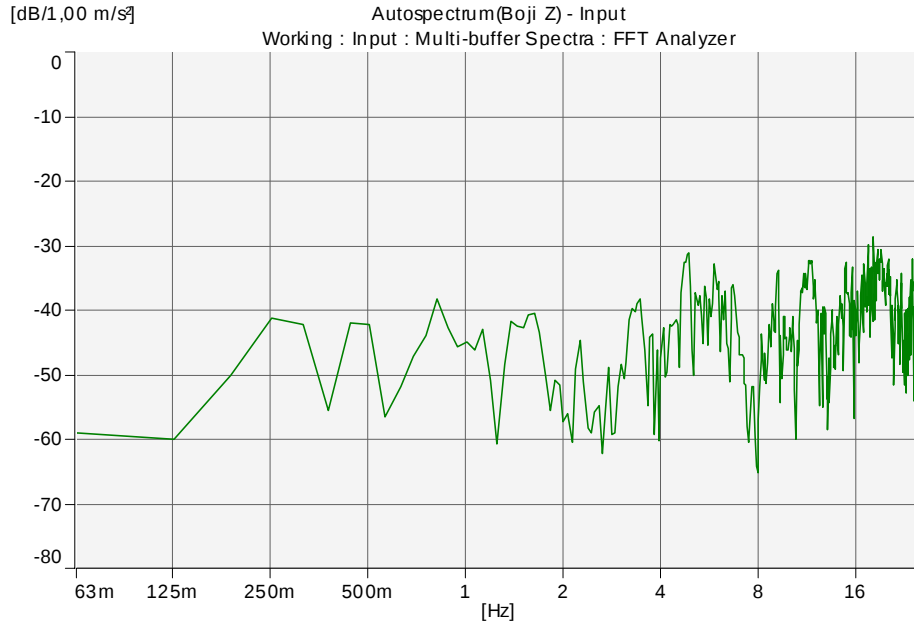
Şekil 5.25 LRT Hafif metro taşıtının bojisinden ölçülen titreşimin yer değişim genlikleri.



Şekil 5.26 LRT Hafif metro taşıtının bojisinden ölçülen titreşimin ivme genlikleri.



Şekil 5.27 LRT Hafif metro taşıtının bojisinden ölçülen titreşimin frekans yerdeğişim grafiği.



Şekil 5.28 LRT Hafif metro taşıtının bojisinden ölçülen titreşimin frekans ivme grafiği.

5.3 Ölçüm Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Farklı hızlarda meydana gelen boji ve aks titreşimlerine ait ivme ve yer değiştirmelerin maksimum değerleri Çizelge 5.2’de, RMS değerleri ise Çizelge 5.3’de verilmiştir.

Çizelge 5.2 Aks ve bojinin düşey titreşimlerinin maksimum değerleri.

AKS		
TAŞIT HIZI (km/saat)	İVME (m/s^2)	YERDEĞİŞİM (mm)
	Zaman FFT maksimum	Zaman FFT maksimum
50	1,29	5,49
40	0,8	7,21
30	0,792	10,4
BOJİ		
TAŞIT HIZI (km/saat)	İVME (m/s^2)	YERDEĞİŞİM (mm)
	Zaman FFT maksimum	Zaman FFT maksimum
50	1,25	4,48
40	0,961	5,46
30	0,780	4,36

Çizelge 5.3 Aks ve bojinin düşey titreşimlerinin RMS değerleri.

AKS		
TAŞIT HIZI (km/saat)	İVME (m/s^2)	YERDEĞİŞİM (mm)
	Zaman FFT maksimum	Zaman FFT maksimum
50	2,9765	0,00260
40	0,31387	0,00372
30	0,20705	0,0052
BOJİ		
TAŞIT HIZI (km/saat)	İVME (m/s^2)	YERDEĞİŞİM (mm)
	Zaman FFT maksimum	Zaman FFT maksimum
50	0,4485	0,0017
40	0,3051	0,00210
30	0,222	0,00208

6. AKS MİLLERİNİN KIRILMALARININ DEĞERLENDİRİLMESİ VE WÖHLER DİYAGRAMLARINA GÖRE ÖMÜR HESAPLARI

Bu bölümde Ek 2’de verilen tabloların alındığı İstanbul Ulaşım Sanayi ve Ticaret A. Ş.’ye ait Tramvay (TR) ve Hafif Metro (LRT) araçlarının aks millerinin ömürleri, birikimli hasar teorileri göz önüne alınarak elde edilen denklemlere göre ömür-güvenirlilik grafikleri ve sayısal değerleri gösterilmiştir. Böylece ilgili firmanın aks millerini değiştirme süreleri belirlenmiştir.

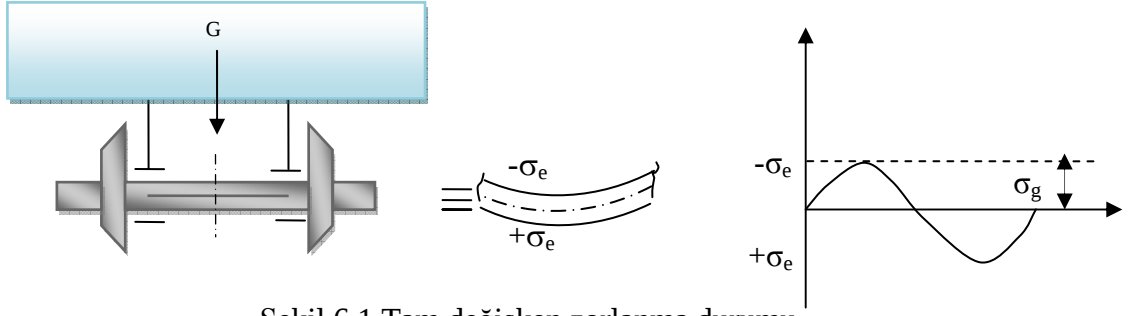
Aks millerinin rezonans bölgelerine zaman zaman yaklaşımları dolayısıyla titreşim gerilmelerin artışları söz konusu olmaktadır İstanbul Ulaşım Sanayi ve Ticaret A. Ş. tarafından verilen Ek 2’deki ömür değerleri göz önüne alınarak:

Burada verilen değerler gerçek işletme şartlarında çalışmış; yani gerçek bir laboratuvar ortamında deneyler yapılarak kırılmalara kadar geçen [km] değerleri ömür olup, yalnız TR çalışma durumunda ve TR-LRT müşterek çalışma durumları ayrı ayrı incelenmiş ve logaritmik ömür denklemleri elde edilmiştir.

Kırılma kesitindeki gerilmeler için İstanbul Ulaşım Sanayi ve Ticaret A. Ş. tarafından verilen ilgili tablolardan *dizayn aks yükü* esas alınarak, tarafımızdan yapılan teorik hesaplarda vagonun tam, orta ve düşük yüklenme sınıflandırmaları ile ayrıca virajlardaki ilave gerilmeler de etkiye süreleriyle göz önüne alınmıştır. Titreşimin neden olduğu eğilme gerilmesinin de hesaplara dahil edilmesiyle, eşdeğer bir gerilme ortaya konmuştur. Bu gerilme değerinden yola çıkarak logaritmik ömür denklemleri çıkartılmış ve aks millerinin teorik ömürleri hesaplanmıştır. İstanbul Ulaşım Sanayi ve Ticaret A. Ş. tarafından verilen tablolardaki gerçek ömür değerleriyle, hesaplanan ömür değerlerinin mukayeseleri yapılmış ve birbirlerine çok yakın olduğu görülmüştür.

6.1 Yorulma Kırılması

Makine elemanları genellikle tekrarlı yükler altında çalışırlar. Yükler statik olsa dahi, çalışma esnasında elemanın kesitinde meydana gelen gerilmeler değişken olabilirler. Statik yük altında çalışan bir mil ele alındığında, milin herhangi bir anında üst tarafı basma, alt tarafı ise çekmeye maruzdur. Milin 180° dönmesi halinde, bir süre önce çekmeye çalışan kısım basmaya, basmaya maruz olanlar ise çekmeye zorlanmaktadır. Örneğin, LRT aracının maksimum 80 km/h hızında, 663 dev/dak. (4590/6,92) ile dönen aks milinin kesitinde tarafsız eksenin utsunda kalan bölgede dakikada 663 kere basmaya ve alttaki kesitte de çekmeye maruz kalırlar. Böylece mil, pozitif ve negatif eşit değerler arasında periyodik olarak bir değişim gösteren gerilmelere, yani tam değişken zorlanmaya (Şekil 6.1) maruz kalır.



Şekil 6.1 Tam değişken zorlanma durumu.

Değişken gerilmelerle zorlanan maruz makine parçalarında gerilmelerin maksimum değerleri gerilme genliğidir ve bunların periyodik değişimi, yani tekrarı önemlidir. Periyodik olarak değişen gerilmeler elemanın mikro yapısında kılcal çatlaklar ve ayrılmalar doğurur, bu nedenle malzemede kopma olayı statik sınırların çok altında olur. Değişken zorlanmada kopma, iç bünyede bulunan bir hatadan veya dış yüzeydeki zayıf bir noktadan başlar. Bu nokta civarındaki malzeme önce yorulur, bir çatlak meydana gelir, zamanla bu çatlak ilerler ve en sonunda çatlak dışındaki bölgede, gerilme mukavemet sınırını aşınca, birdenbire kırılır. Buna yorulma kırılması, elemanın yoruluncaya kadar dayandığı süreye de ömür denir. Genellikle elemanın ömrü N ile simgelenen yük değişme (gerilme çevrimi) çevrim sayısı ile tarif edilir. Kırılan yüzeyler incelendiğinde, yüzeyde birbirinden çok farklı iki bölge göze çarpar. Yüzeyin bir kısmı mat ve düzgündür, bu yüzey önceden meydana gelen ve zamanla büyüyen çatlağı gösterir. Diğer bir kısmı ise parlak ve tanelidir. Bu bölge de birdenbire kopan kısımdır (Akkurt, 2000).

Makine elemanlarında yorulma olayını etkileyen faktörler ise şöyledir: Malzemenin tane boyutu ve yönü, ısıtma işlemi, kaynak etkisi, yükleme tipi, çentik etkisi, boyut faktörü, yüzey düzgünlüğü, artık gerilme faktörü, işletme sıcaklığı, korozyon, işletme hızı, ortalama gerilmenin ve gerilme genliğinin etkisiyle oluşan hasar birikimidir.

6.2 Aks Kırılması ve Çatlaması

Aks (dingil), demiryolu araçlarında taşıtın ağırlığını tekerleklere ileten, yürüyen aksamındaki en önemli parçalardan biridir. Akslar (dingiller) eğer tekerleklere tahrik momentini iletirlerse, “cer dingili” veya “aks-mili” olarak isimlendirilmektedir. Statik ve dinamik hareketlerinde oluşan yanal ve radyal yükleri karşılamak gibi ana işlevleri vardır. Bunların dışında tahrik momenti, diskli fren sistemlerde fren momenti de bu mil tarafından taşınır. Ayrıca motordaki cer hareketini ve dinamik frenleme kuvvetlerini de tekerleklere aks mili iletir. Aks milleri

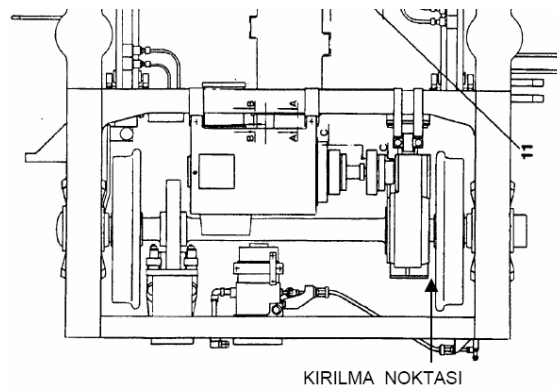
genellikle daire kesitli kütük çelik malzemelerden dövme ve ısıt işlem uygulanarak imal edilirler.

İstanbul Ulaşım Sanayi ve Ticaret A.Ş. raylı araçlarının motorlu aks millerinde, 1997 yılında başlayan ve sonrasında görülen çatlama, kırılma problemleri meydana gelmiştir. Problemliler daha önce tramvay hattında çalışan aks milleri olup, 1992 yılından itibaren kötü yol şartlarında, keskin virajlı tramvay hattında çalışmışlardır. Burada aşırı değişken gerilmelere maruz kalmış, korozyona ve metal yorulmasına uğramışlardır. Araçların LRT hattında kullanılması ve hızın da 2-3 katına çıkartılması ile bu aks millerinde yorulmaya bağlı çatlağın oluşması ve ilerlemesi hızlanmıştır.

Tramvay aracı olarak da kullanılan LRT araçlarının aks mili malzemesi, 34CrNiMo6, (MKE 4340, İsveç 2541- 94 veya 95) dir ve daire kesitlidir. Bu araçlar tramvay aracı olarak kullanılırken ilk 378000 kilometreden başlayarak, motorlu aksın hep aynı noktasından (tekerlek ile dişli kutusu arasındaki geçiş bölgesi) olmak üzere kırılmıştır (LRT Aracı Aks Raporu, 2005).

Kırık yüzeyler incelendiğinde, son kırılma yüzeyinin toplam yüzeyin % 10'dan daha az olduğu gözlenmiştir. Ayrıca, yüzeylerde birbirinden çok farklı iki bölge göze çarpmaktadır, kesitin % 90 yüzeyinin zamanla büyüyen çatlağı gösteren mat ve düzgün yüzeyde olduğu saptanmıştır (LRT Aracı Aks Raporu, 2005).

Şekil 6.2'de kırılan bölgenin boji üzerinde montajlı resmi görülmektedir. Dişli kutusu ve tekerlek arasında kaldığı için bu bölgeye erişme zorluğu söz konusu olmaktadır.



Şekil 6.2 Kırılan bölgenin boji üzerinde montajlı resmi (LRT Aracı Aks Raporu, 2005).

Daha önce kırılan ve iki parçaya ayrılan 200790 no'lu dişli kutusundan çıkan cer milinin, kırılma yüzeylerinden çekilen resimleri ise Şekil 6.3' de gösterilmiştir.



Şekil 6.3 Kırık parça yüzeyinden çekilen resim (a) dişli kutusu tarafından (b) tekerlek tarafından (LRT Aracı Aks Raporu, 2005).

İlk aks mili kırılması tramvay hattında 513 no'lu aracın 1 aksında, 08.06.1997 tarihinde olmuş ve araç Eminönü bölgesinde raydan çıkmıştır. Aks kırılması aynı yıl içerisinde 529 ve 532 no'lu araçlarda da meydana gelmiştir.

LRT hattında ilk aks mili kırılması ise, 03.09.2002 yılında, 1032000 kilometredeki, 536 no'lu aracın 1 aksında olmuştur. Araç garaj sahasına alınırken baş makasta raydan çıkmıştır. LRT hattında çalışmış aks millerinde o günden sonra kırılmaya rastlanmamıştır.

2004 Haziran ayında YTA araçlarının tramvay hattında hizmete girmesi ve eski araçların Esenler'e çekilmesi ile bir kısım eski tramvay araçları LRT hattında çalışmaya başlamıştır. Dolayısı ile uzun yıllar tramvay hattında çok zor şartlarda, fakat daha düşük devirde çalışıp yorulan aks milleri, LRT hattında daha yüksek devirlerde çalışmaya başlamışlardır. 2005 yılında, özellikle tramvaydan LRT'ye dönüştürülen akslarda, ilk 5 ayda toplam 5 adet aks milinde çatlak ve bir kırılma tespit edilmiştir.

Son olarak ise 06 Ocak 2007 tarihinde Otogar orta yolda 565 no'lu aracın 200783 no'lu dişli kutusuna ait 1 no'lu aks milinin yorulma kırılması sonucu araç raydan çıkmıştır (Şekil 6.4).



Şekil 6.4 Kırılan aks milinin tekerleği makasların arasına düşmüş durumda (565 no’lu araçta aks kırılması raporu, 2007).

Araç 1998–2004 yılları arasında Tramvay hattında çalışmış ve burada 743000 km yapmıştır. 2004 yılından itibaren kırılncaya kadar LRT’de 268289 km yapmıştır. Her iki hatta toplam olarak 1011289 km yol yapmış olduğu Çizelge 6.1’ de görülmektedir.

Çizelge 6.1 Kırılan aks milinin nerede, ne kadar çalıştığını gösteren tablo (565 no’lu araçta aks kırılması raporu, 2007)

HAT	Araç No	Çalıştığı Süre	Aks No	Yaptığı km
TR	523	8 yıl	1	245.000
	514	2 yıl	5	156.000
	514	6 yıl	1	342.000
Tramvayda çalıştığı toplam km				743.000
LRT	539	23 gün	1	537
	565	2,5 yıl	1	267.752
LRT’de çalıştığı toplam km				268.289
Genel toplam				1.011.289

Olay yerinde durum tespiti yapıldıktan sonra aracın 1 ve 2 no’lu aks milinin tekerlekleri kurtarma arabaları üzerine alınarak depoya çekilmiştir (Ek 3).

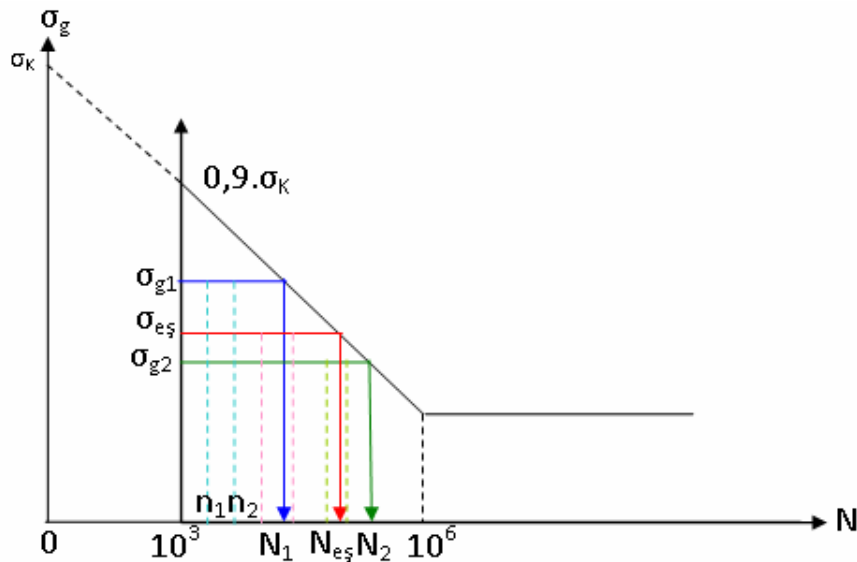
6.3 Birikimli (Kümülatif) Hasara Göre Aks Millerinin Ömür Hesabı

6.3.1 Palmgren-Miner Denklemine Göre Eşdeğer Gerilmenin Belirlenmesi

İlk birikimli hasar teorisi 1920’lerde rulmanlı yatakların ömürlerini tahmin etmek için İsveç’te A.Palmgren tarafından uygulanmıştır. Ardından 1937’de daha genelleştirilmiş koşullarla B.F.Langer kullanmıştır. Yine de kural, 1945’de M.A. Miner’in bir dokümanında ortaya çıkıncaya kadar yaygın bir şekilde bilinip kullanılmıyordu. Hala yaygın bir şekilde kullanılan bu lineer teori *Palmgren-Miner Hipotezi* veya *Lineer Hasar Kuralı* olarak bilinir [Saatçi ve Tahralı (2003a)].

Değişken genlikli bir yükleme durumuna maruz kalan bir makine parçası göz önüne alındığında σ -N (gerilme-ömür: Şekil 6.5) ilişkisine göre bu parça, σ_1 gerilmesinde çalışmakta ve N_1 (belirli bir yük tekrarı) çevrimi sonunda hasara uğramaktadır (işe yaramamaktadır). N_1 ’den daha küçük olan n_1 çevrim sayısında çalışmak ise daha küçük bir hasar oranı oluşturacaktır. Farklı gerilme (σ) değerlerinde çalışarak farklı ömürlere ya da farklı hasar oranlarına sahip olacaktır. İşte bu gerilmelerin her biri, elamanda ayrı hasarlar meydana getirmektedir. Kırılmaya sebep olan hasar bunların birikmesinden meydana geldiğinden bu olaya *birikimli hasar* veya *birikmiş hasar yorulması* denmektedir [Saatçi ve Tahralı (2003b)].

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \dots + \frac{n_i}{N_i} = K \quad (6.1)$$



Şekil 6.5 Farklı gerilme genliklerine tekabül eden “n” çevrimlerinin her gerilme için “N” toplam ömürün gösterildiği spektrum yükleme.

Denklem 6.1’de, $n_1, n_2, \dots, n_i$ sırası ile $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_i$ ’ye tekabül eden çalışma yük tekrarları, $N_1, N_2, \dots, N_i$ ise $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_i$ ’ye tekabül eden elemanın birikimli hasardaki ömrüdür ve K değeri, yorulma kırılmalarındaki hesaplarda 1 alınmaktadır (Tahralı ve Dikmen, 1995).

$n_1, n_2, \dots, n_i$ değerlerinin belirlenmesi zor olduğundan, bunlar $c_1, c_2, \dots, c_i$ hasar oranı faktörü olmak üzere elemanın $N_{eş}$ toplam ömrünün $n_1 = c_1 \cdot N_{eş}, n_2 = c_2 \cdot N_{eş}, \dots, n_i = c_i \cdot N_{eş}$ kısımları olarak ifade edilirse aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\frac{c_1}{N_1} + \frac{c_2}{N_2} + \frac{c_3}{N_3} + \dots + \frac{c_i}{N_i} = \frac{1}{N_{eş}} \quad (6.2)$$

Aks milleri ömrü boyunca karışık yüklemelere maruz kaldığı düşünüldüğünde Palmgren-Miner metodu doğru sonuçlar verecektir. Literatürde uygulamaların farklılığına göre önem kazanan, farklı lineer olmayan birikimli hasar teorileri de mevcuttur: Marco-Starkey birikimli hasar teorisi, Henry birikimli hasar teorisi, Gatts birikimli hasar teorisi, Corten-Dolan birikimli hasar teorisi, Marin birikimli hasar teorisi, Manson çift lineer birikimli hasar teorisi [Marin(1966), Collins(1995), Rao (2001)].

6.3.2 Palmgren-Miner Teorisinin Cer Dingili Problemine Uygulanması

Hafif metro aracı 06:00–24:00 saatleri arasında 19,95 km uzunluğundaki hatta hizmet vermekte ve bir seferini 31 dakikada tamamlamaktadır. Araçta, ön ve arka gövde bölümlerinin birleştiği körük bölgesinde bir taşıyıcı boji, uç kısımlarında birer motorlu çekici boji olmak üzere toplam 3 adet boji bulunmaktadır. Her bojide ikişer adet tekerlek seti bulunduğu için toplamda 6 adet tekerlek seti vardır.

Bir aks miline gelen yük hesaplanırken aracın hizmet verdiği 18 saat (günlük çalışma sürelerinin yüzdeleri toplam 18 saate göre hesaplanarak Çizelge 6.2’ de sunulmuştur) boyunca farklı doluluk oranları (yolcu sayısı) ile seferini yapıyor olması problemin çözümündeki en önemli başlangıç noktası olmuştur. Çizelge 6.3’ de verilen yük tahmin çizelgesi ile bu durum değerlendirilerek aks miline gelen yükün hesabında kullanılmıştır. Ayrıca, virajlardaki süreler (Çizelge 6.4) ve merkezkaç kuvvetlerinin oluşturduğu devirme momentlerinin meydana getirdiği ilave eğilme gerilmeleri (Ek 5)’de göz önüne alınarak, eşdeğer gerilme hesaplanmıştır. Çizelge 6.3’ deki gerilmeler ise, yolcu sayılarının değişmesiyle hesaplanan aks yüklerine göre elde edilmiştir.

Çizelge 6.2 Günlük çalışma yüzdeleri

Günlük çalışma yüzdesi (C)	
Tam yük	$C_{maks}=0,33=C_1$
Orta yük	$C_{ort}=0,44=C_2$
Düşük yük	$C_{min}=0,22=C_3$

Çizelge 6.3 Yük tahmin çizelgesi

	Koltuk sayısı	Kişi/m ²	Ayaktaki yolcuya ayrılan alan	Ayakta yolcu sayısı	Toplam yolcu sayısı	Aracın boş ağırlığı	Toplam ağırlık (yolcu+araç)
	adet		(m ²)	adet	adet	(kg)	(kg)
Tam yük	32	8	35,342	282	314	32000	55550
Orta yük	32	4		141	173		44975
Düşük yük	32	-		-	32		34400

Aracın sefer süresi 31 dakikadır, virajlardan geçme süresi ise hattın kurp haritası ve hız değeri göz önüne alınarak geçiş süresi 5 dakika olarak belirlenmiştir.

Çizelge 6.4 Virajdan ve düz yoldan geçme yüzdeleri

Virajdan geçme yüzdesi	Düz yoldan geçme yüzdesi
$c_1' = 0,487$	$c_2' = 0,513$
$c_1' = 0,365$	$c_2' = 0,635$
$c_1' = 0,731$	$c_2' = 0,269$

Tam yük:

$$\frac{1}{\sigma_{esI}} = \frac{c_1'}{(\sigma_1)_{tamyük / viraj}} + \frac{c_2'}{(\sigma_2)_{tamyük / düz}} \quad (6.3)$$

σ_{esI} : Tam yük durumunda, düz yol ve virajdan geçiş durumunda geçiş sürelerinin de dikkate alınmasıyla hesaplanan aks milinde oluşan eş değer gerilme değeri.

Orta yük:

$$\frac{1}{\sigma_{esII}} = \frac{c_1'}{(\sigma_1)_{ortayük / viraj}} + \frac{c_2'}{(\sigma_2)_{ortayük / düz}} \quad (6.4)$$

σ_{esII} : Orta yük durumunda, düz yol ve virajdan geçiş durumunda geçiş sürelerinin de dikkate alınmasıyla hesaplanan aks milinde oluşan eş değer gerilme değeri.

Düşük yük:

$$\frac{1}{\sigma_{esIII}} = \frac{c_1'}{(\sigma_1)_{düşükyük / viraj}} + \frac{c_2'}{(\sigma_2)_{düşükyük / düz}} \quad (6.5)$$

σ_{esI} : Tam yük durumunda, düz yol ve virajdan geçiş durumunda geçiş sürelerinin de dikkate alınmasıyla hesaplanan aks milinde oluşan eş değer gerilme değeri.

σ_{esIII} : Düşük yük durumunda, düz yol ve virajdan geçiş durumunda geçiş sürelerinin de dikkate alınmasıyla hesaplanan aks milinde oluşan eş değer gerilme değeri.

Eşdeğer gerilme:

$$\frac{1}{\sigma_{eş}} = \frac{C_1}{\sigma_{esI}} + \frac{C_2}{\sigma_{esII}} + \frac{C_3}{\sigma_{esIII}} \quad (6.6)$$

Çizelge 6.2, 6.3 ve 6.4'deki değerler denklem 6.3, 6.4 ve 6.5'de yerlerine konulduğunda, denklem 6.6'dan $\sigma_{eş} = 220,24 \text{ N/mm}^2$ olarak elde edilir (Ek 5).

6.4 Kırılan Dingillerden Elde Edilen Ömür Diyagramları

Ek-2'deki tabloda verilen ömür değerleri esas alınarak çalıştığı sürelere göre eşdeğer gerilmeler hesaplanmış ve bu gerilme değerleri aşağıdaki istatistik dağılım fonksiyonuna göre değerlendirilerek diyagramlar çizilmiştir. Bunların değerlendirilmeleri için ise denklem 6.7-6.12 kullanılacaktır.

Ömürlerin ortalaması:

$$\bar{N} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n N_i \quad (6.7)$$

Ömürlerin standart sapması:

$$S_N = \left[\sum_{i=1}^n \frac{(N_i - \bar{N}_i)^2}{n-1} \right]^{1/2} \quad (6.8)$$

Standart değişken:

$$N_i = \bar{N}_i + z_{\alpha} \times S_N \quad (6.9)$$

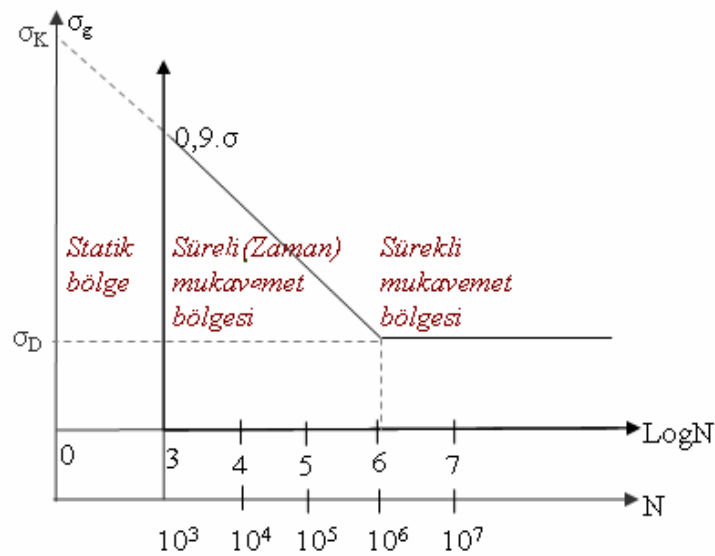
z_{α} , (Ek 6'daki tablodan seçilecektir). Birikimli hasarda $\sigma_{eşI}$, $\sigma_{eşII}$, ve $\sigma_{eşIII}$ gerilmelerinin güvenilirlikli olarak hesaplanabilmesi için:

$$\bar{\sigma} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \sigma_i \quad (6.10)$$

$$S_{\sigma} = \left[\sum_{i=1}^n \frac{(\sigma_i - \bar{\sigma})^2}{n-1} \right]^{1/2} \quad (6.11)$$

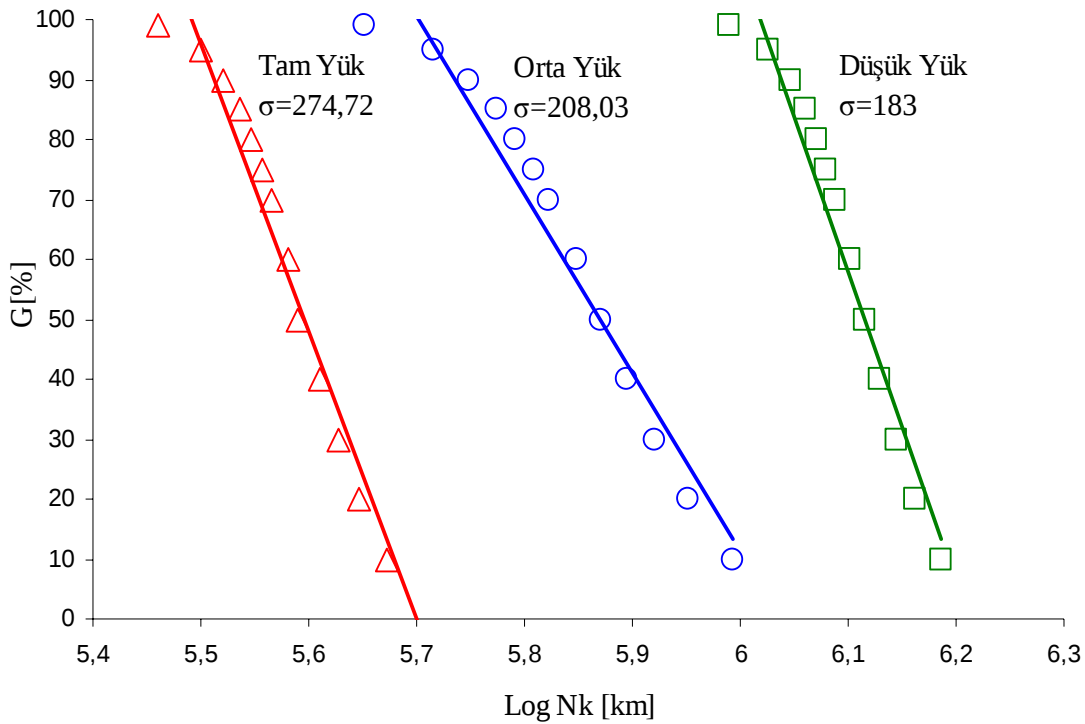
$$\sigma_i = \bar{\sigma}_i + z_{\alpha} \times S_{\sigma} \quad (6.12)$$

Logaritmik denklemler, Wöhler diyagramı (σ -N:gerilme-ömür) esas alınarak, zaman mukavemeti bölgesinde (Şekil 6.6) σ -N arasındaki bağıntıyla elde edilmiştir.



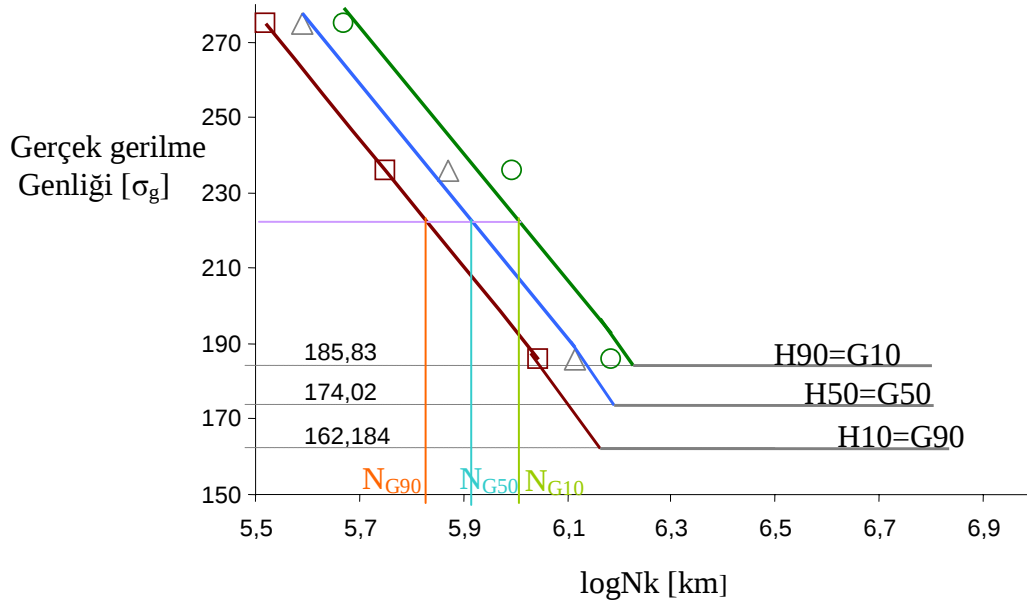
Şekil 6.6 Güvenirlik-Ömür Diyagramı.

Bu bölümde sunulan diyagramlar %10, %50, %90 güvenilirlikli ömürler için çizilmiştir. %0,1...%99,9'a kadar güvenilirlikli olarak da çizim yapmak mümkündür. Ancak %0,1-%10 ve %90-%99,9 güvenilirlikli değerler firmaların rekabeti söz konusu olduğu takdirde büyük önem kazanmaktadır. Güvenirlik kavramı burada hasara (kırılma, çatlak, vb.) uğramama anlamına gelmektedir. Bu çalışmada aks millerinin hasarı incelendiğinden %10, %50, ve %90 güvenilirlikli değerler ele alınmıştır [Niemann (1975), Gnilke (1980), Winter ve Hirt (1973)]. Palmgren-Miner denklemleri esas alınarak hesaplanan tam, orta ve düşük yükteki gerilmelere göre güvenilirlik-ömür eğrileri Şekil 6.7' de gösterilmiştir. Bu eğrilerden aks milinin söz konusu gerilme değerlerinde çalıştırılması durumunda, %10 ile %90 arasındaki tüm güvenilirlikli değerler için erişeceği ömürleri elde etmek mümkündür. Bu gerilmeler değerleri ise, aks milinin konstrüksiyonu, çalışma şartları (saat, yolcu yükü, yoğunluk, viraj, kötü yol, vs.) göz önüne alınarak hesaplanmış ve Ek 2'de verilmiştir.

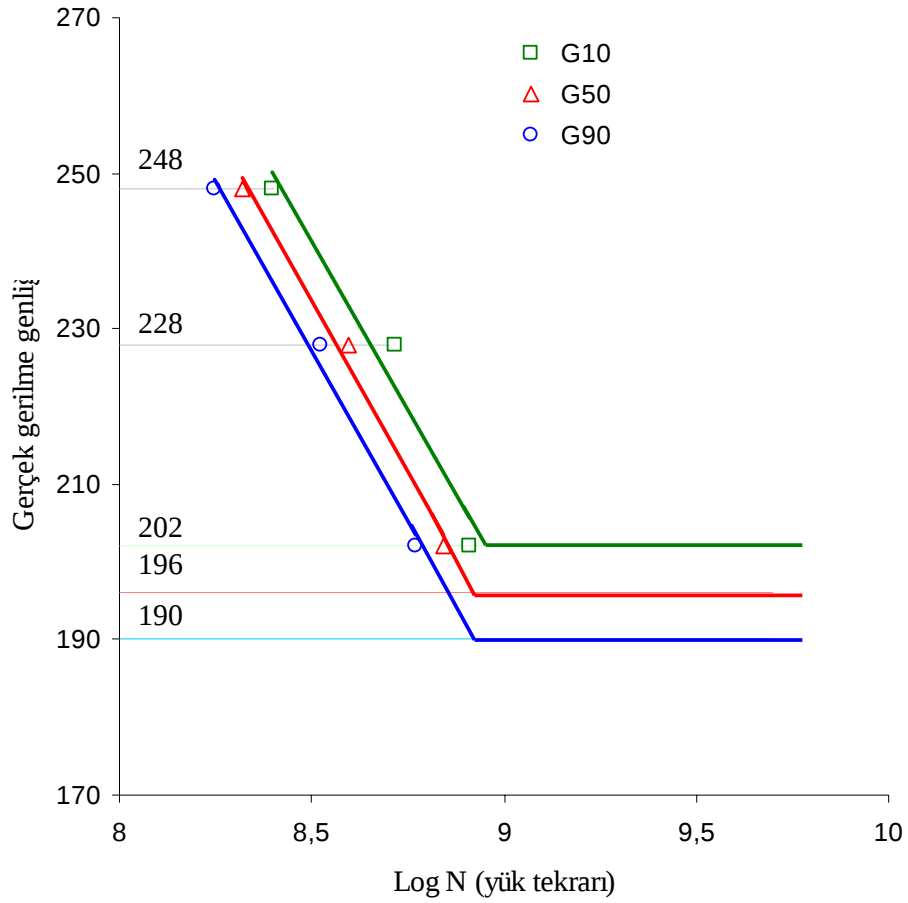


Şekil 6.7 Güvenirlik-Ömür Diyagramı.

Şekil 6.8'de ve Şekil 6.9'da ise %10, %50, %90 güvenilirlikli değerler için km ve yük tekrarı esas alınarak ulaşacağı ömür değerleri elde edilebilmektedir.



Şekil 6.8 Gerilme-Ömür Diyagramı [km].



Şekil 6.9 Gerilme-Ömür [yük tekrarı].

6.5 Dingillerde Ömür Hesapları

İstanbul Ulaşım Sanayi ve Ticaret A. Ş. tarafından verilen Ek 2'deki ömür değerleri göz önüne alınarak:

Söz konusu değerler gerçek işletme şartlarından elde edilmiş olup yalnız TR (Tramvay) çalışma durumunda ve TR-LRT (Tramvay-Hafif Metro) müşterek çalışma durumunda ayrı ayrı istatistik olarak değerlendirilmiştir.

Aks milinin %10 güvenilirlikli ömür değerinin hesabında aks malzemesinin minimum kopma gerilmesi değeri (σ_{Kmin}) kullanılmaktadır. %90 güvenilirlikli ömür değerinin hesabında ise maksimum kopma gerilmesi değeri σ_{Kmaks} kullanılmıştır.

6.5.1 Titreşimin Ömür Üzerindeki Etkisi

Buraya kadar olan hesaplarda aracın doluluk oranı, vagonun tam, orta ve düşük yüklenme durumları ile virajlardaki ilave gerilmeler de etkiye süreleriyle göz önüne alınarak, eşdeğer gerilme hesaplanmıştır. Bu kısımda ise, Bölüm 5'de sunulan farklı seyir hızlarında (50, 40, 30 km/saat) akstan alınan titreşim ölçümlerinden elde edilen yer değiştirme ve frekans değerleri incelenmiş ve söz konusu hızlarda aksın kritik kesitinde meydana gelen titreşimin neden olduğu ilave gerilmeler Çizelge 6.5'de, ilgili hesaplar ise Ek 8'de verilmiştir.

Çizelge 6.5 Titreşim kaynaklı ilave gerilmeler ve hesaplarda gerekli parametre değerleri

Hız, V [km/saat]	Genlik, δ [mm]	Frekans, ω [1/sn]	Dinamik kuvvet, F_{din} [N]	Eğilme momenti, Me [Nmm]	Eğilme gerilmesi, $((\sigma_e)_{titreşim})_g$ [N/mm ²]
50	0,00260	46,29	13,35	650429,32	12,77
40	0,00372	37,03	44,32	2159004,48	42,39
30	0,0052	27,77	89,38	4354057,32	85,49

Ek 2'de verilen tablonun istatistik değerlendirmesinden elde edilen gerçek ömür değerleri ile teoriye uygun olarak hesaplanan %90 ve %10 güvenilirlikli ömür değerleri, gerçek gerilme genliği ile zorlanan aks milinin, tabloda belirtilen yük çevrimine (ömür) yakın çıkmalıdır. Bu düşünce göz önüne alındığında logaritmik ömür denklemlerinin hesabında kullanılacak olan gerilme değeri, titreşimli durumun da ilave edildiği yeni eşdeğer gerilme olacaktır.

6.5.2 TR Çalışma Durumunda Yük Tekrarı Esas Alınarak Elde Edilen Logaritmik Ömür Denklemleri

Ek 2'deki tablo esas alınarak logaritmik ortalama ömür $\bar{N}_1 = 8,4185$ ve standart sapması

$S_{N_1} = 0,1161$ olarak hesaplanmıştır.

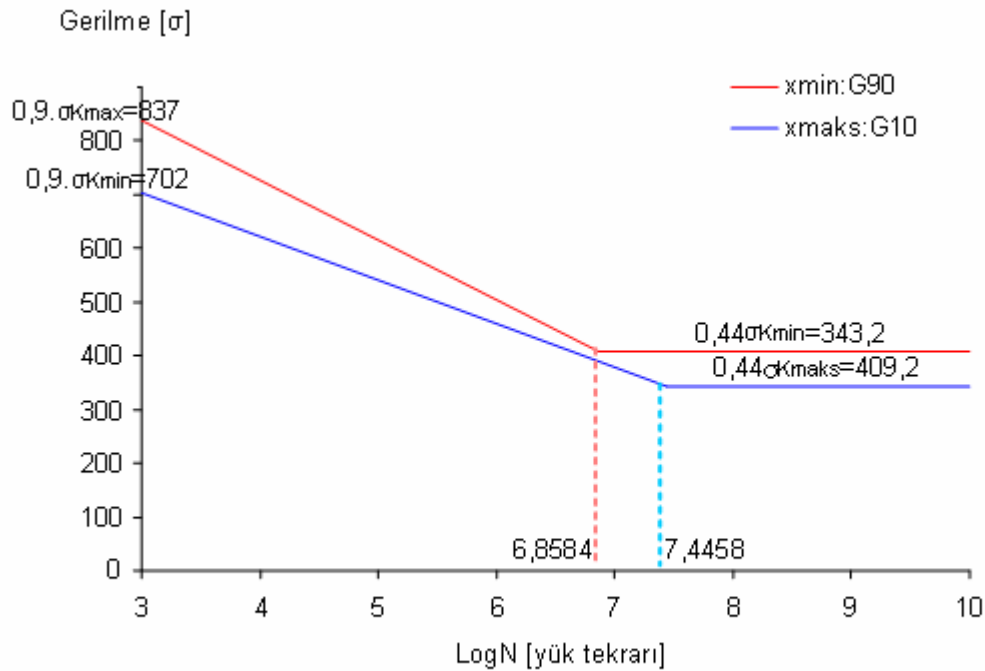
%90 Güvenirlikli logaritmik ömür denklemi (Ek 10):

$$\log(N)_{G90} = 10,5489 - 8,3877 \frac{\sigma_g}{\sigma_{Kmaks}} \quad (6.13)$$

%10 Güvenirlikli logaritmik ömür denklemi (Ek 10):

$$\log(N)_{G10} = 11,6982 - 9,6647 \frac{\sigma_g}{\sigma_{Kmin}} \quad (6.14)$$

%90 ve %10 güvenirlikli ömür denklemleri belirtilmiş ve bu denklemlerin oluşturduğu eğriler Şekil 6.10 ve 6.11'de gösterilmiştir.



Şekil 6.10 TR: Ömür-LogN.

6.5.3 TR-LRT Müşterek Çalışma Durumunda Yük Tekrarı Esas Alınarak Elde Edilen Logaritmik Ömür Denklemleri

Ek 2'deki tablo esas alınarak logaritmik ortalama ömür $\bar{N}_l = 8,7728$ ve standart sapması

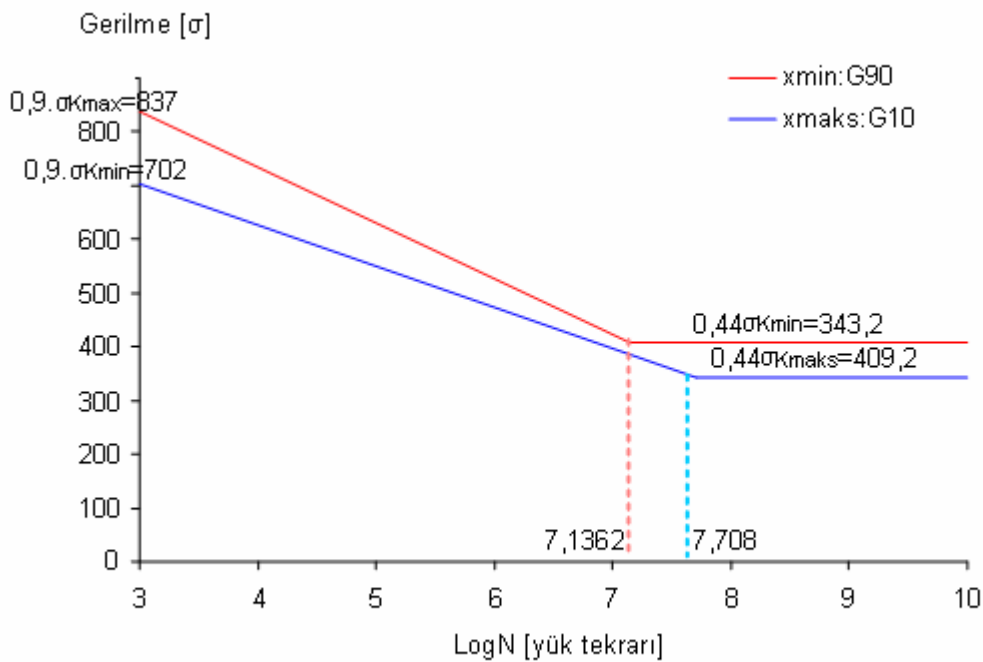
$S_{N_l} = 0,0962$ olarak hesaplanmıştır.

%90 Güvenirlikli logaritmik ömür denklemi (Ek 10):

$$\log(N)_{G90} = 11,0924 - 8,9916 \frac{\sigma_g}{\sigma_{Kmaks}} \quad (6.15)$$

%10 Güvenirlikli logaritmik ömür denklemi (Ek 10):

$$\log(N)_{G10} = 12,2112 - 10,2347 \frac{\sigma_g}{\sigma_{Kmin}} \quad (6.16)$$



Şekil 6.11 TR-LRT: Ömür-LogN [yük tekrarı].

6.5.4 İstatistikî Değerlendirme

TR ve TR-LRT çalışma durumlarında aks milinde meydana gelen titreşim gerilmelerinin hesaba dahil edilmesiyle elde edilen eşdeğer gerilmenin (376 N/mm^2) esas alındığı %90 ve %10 güvenirlikli ömür değerlerinin ise gerçek tablo değerlerine çok yakın olduğu

görülmektedir (Çizelge 6.6 ve Çizelge 6.7). Bu rakamlara ait rölatif hata değerleri ise Çizelge 6.8’ de sunulmuştur.

Çizelge 6.6 İstatistiki hesap değerleri.

		$\sigma=220,24 \text{ N/mm}^2$ (Titreşim yok)		$\sigma=252,7 \text{ N/mm}^2$ (Titreşim var)	
		N_{Hesap} [yük tekrarı]	N_{Hesap} [km]	N_{Hesap} [yük tekrarı]	N_{Hesap} [km]
%90 Güvenirlikli Ömür	TR	$10^{8,5625}$	688.336	$10^{8,2698}$	350.833
	TR-LRT	$10^{8,9631}$	1.731.414	$10^{8,6492}$	840.428
%10 Güvenirlikli Ömür	TR	$10^{8,9722}$	1.768.076	$10^{8,5670}$	695.506
	TR-LRT	$10^{9,3234}$	3.969.181	$10^{8,8955}$	1.481.838

Çizelge 6.7 İstatistiki gerçek ömür değerleri.

		Gerçek ömür değeri (Ek 2)	
		N_{Gercek} [yük tekrarı]	N_{Gercek} [km]
%90 Güvenirlikli Ömür	TR	$10^{8,2699}$	350.914
	TR-LRT	$10^{8,6497}$	841.397
%10 Güvenirlikli Ömür	TR	$10^{8,5671}$	695.666
	TR-LRT	$10^{8,8959}$	1.483.204

Çizelge 6.8 Rölatif hata.

Logaritmik Ömür Denklemi	Çalışma Durumu	LogN _{Gerçek}	LogN _{Hesap}	$H_R = \frac{(N_{Gerçek} - N_{Hesap})}{N_{Gerçek}}$
$\log(N)_{G90} = 10,5489 - 8,3877 \frac{\sigma_g}{\sigma_{Kmaks}}$	TR	8,2699	8,2698	% 0,023 (81 km)
$\log(N)_{G90} = 11,0924 - 8,9916 \frac{\sigma_g}{\sigma_{Kmaks}}$	TR-LRT	8,6497	8,6492	% 0,11 (924 km)
$\log(N)_{G10} = 11,6982 - 9,6647 \frac{\sigma_g}{\sigma_{Kmin}}$	TR	8,5671	8,5670	% 0,023 (159 km)
$\log(N)_{G10} = 12,2112 - 10,2347 \frac{\sigma_g}{\sigma_{Kmin}}$	TR-LRT	8,8959	8,8955	% 0,092 (1363 km)

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tezde, İstanbul şehir içi trafiğinde hizmet vermekte olan İstanbul Ulaşım Sanayi ve Ticaret A. Ş.'ye ait ABB hafif raylı taşıtların aksları incelenerek hem dinamik davranışları, hem de yaşayacakları ömür değerleri konusunda çalışmalar yapılmıştır.

Raylı taşıt aksının dinamik davranışını incelemek amacıyla 6-Serbest dereceli yarım taşıt modeli ve 16-Serbest dereceli boji modeli oluşturulmuş ve hareket denklemleri elde edilerek gövdenin, bojinin ve aksın yer değişim ve ivmelerinin frekans cevapları irdelenmiştir.

Tekerlek setinin modal analizi deneysel olarak gerçekleştirilmiştir. Tekerlek setine uygulanan çekiş testi sonucunda elde edilen frekans cevapları incelenerek tekerlek setine ait kritik hızlar belirlenmiştir.

Deneysel modal analizi yapılan ABB aracına ait tekerlek setinin sonlu elemanlar modeli oluşturulmuş ve NASTRAN programı ile modal analizi bilgisayar ortamında gerçekleştirilmiştir. Analiz sonrasında tekerlek setinin mod şekilleri elde edilmiş ve kritik hızlar belirlenmiştir.

ABB 514 nolu LRT aracına ait ölçümler Bakırköy-Bahçelievler istasyonları arasındaki hatta gerçekleştirilmiştir. Raylı taşıtın seyir hızı 50 km/saat, 40 km/saat ve 30 km/saat olarak belirlenmiştir. Raylı taşıtın boji ve aksından alınan düşey titreşim ölçümleri zaman ve frekans alanında gerçekleştirilmiştir.

Çalışmanın ömür hesapları ile ilgili kısmında, İstanbul Ulaşım Sanayi ve Ticaret A.Ş. tarafından verilen Ek 2'deki ömür değerleri göz önüne alınarak:

Burada verilen değerler, gerçek işletme şartlarında deneyler yapılarak kırılmalara kadar geçen [km] değerleri ömür olup, yalnız TR (Tramvay) çalışma durumunda ve TR-LRT (Tramvay ve Hafif Metro) müşterek çalışma durumları ayrı ayrı incelenmiş ve logaritmik ömür denklemleri elde edilmiştir.

Kırılma kesitindeki gerilmeler için İstanbul Ulaşım Sanayi ve Ticaret A. Ş. tarafından verilen ilgili tablolardan dizayn aks yükü esas alınarak, tarafımızdan yapılan teorik hesaplarda vagonun tam, orta ve düşük yüklenme sınıflandırmaları ile ayrıca virajlardaki ilave gerilmeler de etkiye süreleriyle göz önüne alınarak birikimli hasara göre eşdeğer gerilme hesaplanarak teorik ömür bulunmuştur. Titreşimin sistemler üzerindeki olumsuz etkileri üzerinde durularak titreşim kaynaklı ilave eğilme gerilmesinin ömür üzerindeki etkisi incelenmiştir. Elde edilen logaritmik ömür denklemleri kullanılarak aks milinin vereceği ömür ortaya konmuş ve

İstanbul Ulaşım Sanayi ve Ticaret A. Ş. tarafından verilen tablolardaki ömür değerleriyle mukayeseleri yapılmıştır. Gerçek kırılma ömür değerleriyle birikimli hasar teorisine göre hesaplanan ömür değerleri birbirine yakın çıkmıştır:

Yalnız TR çalışma durumunda %90 güvenilirlikli ömür değeri 350.833 km olarak hesaplanmıştır. Bu durumdaki aks millerinin gösterdiği (gerçek) ömür değeri ise 350.914 km'dir.

TR-LRT çalışma durumunda ise %90 güvenilirlikli ömür değeri 840.428 km olarak hesaplanmıştır. Yaşanan gerçek ömür değerine bakıldığında ise verilen değer 841.397 km'dir.

Sonuç olarak titreşimin etkisinin de ömür hesaplarına dahil edilmesiyle TR çalışma durumundaki aks millerinin % 90 güvenilirlikli hesabında 0,00023 (81 km) hata ile yaşanan gerçek ömürlere yaklaşılmışken, TR-LRT çalışma durumunda ise %90 güvenilirlikli ömür hesabında 0,0011 (924 km) hata payı söz konusu olmuştur.

Ek 12'de verilen Tahribatsız Muayene Uygulamaları usullerine göre, Ulaşım A.Ş. tarafından aks millerinin periyodik muayeneleri yapılarak hasar durumları ve ömürleri takip edilmektedir.

Bu tez çalışmasında Birikimli Hasar Teorilerine göre belirlenen Wöhler (ömür) diyagramları ve ömür denklemleri elde edilmiştir. Bunlar göz önüne alınarak, belirlenen ve yukarıda belirtilen ömürlerin güvenilirlikli olarak gerçekleşeceği bilinerek, periyodik muayenelerin buna göre değerlendirilmesi Ulaşım A.Ş.'ye teknik kolaylık sağlayacaktır.

Ayrıca, mevcut konstrüksiyonda (malzeme, çaplar, vs.) aynı kaldığı takdirde daha fazla ömür elde edilmesi mümkün değildir.

Eğer, İstanbul Ulaşım Sanayi ve Ticaret A.Ş. tarafından yukarıda belirtilen ömür değerlerinden daha fazlası elde edilmek isteniyorsa konstrüksiyon parametrelerinde değişiklikler yapılması gerekmektedir.

Özellikle, titreşimlerin aks üzerinde etkili ilave gerilmeler meydana getirmesinin sebebi Çizelge 6.5'de verilen hızlarda çalışma yüzdeleri göz önüne alınarak, belirlenen dinamik kuvvetlerin rezonans bölgesine yakın olmasıdır. Dinamik kuvvetleri etkileyen parametreler düşünüldüğünde, aksın katılığının veya dinamik yer değiştirmelerin artması durumunda dinamik kuvvet artacaktır. Dinamik kuvvetlerin artması ise, titreşim kaynaklı ilave gerilmeleri arttıracığından ömrü olumsuz etkileyecektir.

Bu çalışmadaki taşıt modellerinde tekerlek ve ray teması Hertz teorisine göre

gerçekleştirilmiştir. Alt yapının ve rayın modellenerek çalışmaya dahil edilmesi daha geniş bir perspektiften bakılması açısından oldukça faydalı olacaktır.

Elde ettiğimiz ölçüm sonuçlarının incelenmesi sırasında literatürde aksa ait standartlara ulaşamamıştır. Yapılacak çalışmalar ve çeşitli ölçümler sonucunda aks ile ilgili standartların oluşturulması ise bundan sonraki tüm çalışmalara yön verecektir.

Taşıt modellerinde küçük çaplı tekerleklerin ya da elastik tekerleklerin kullanılması ve simülasyonların gerçekleştirilmesi ile ilgili çalışmaların yapılması mümkündür.

Bu tez çalışmasında, eşdeğer gerilme hesapları sırasında aracın tam, orta ve düşük yüklü durumlarının değerlendirilmesinde İstanbul Ulaşım Sanayi ve Ticaret A.Ş.'den alınan istatistikler esas alınmıştır. Raylı taşıtın gövdesinin altına ya da akslara yerleştirilebilen bir sensör vasıtasıyla farklı yüklerin belirlenmesi daha da gerçekçi sonuçlara ulaşılmasına imkân verecektir.

Aks millerinin farklı konstrüksiyonlarının (içi boş mil ya da farklı kesitli mil) kullanılması durumunda aks miline gelen gerilmeler ve aksın yaşayacağı ömür değerlerinin incelenmesi faydalı bir çalışma olacaktır.

KAYNAKLAR

ABB Hafif Metro ve Tramvay Araçları Ultrasonik Muayene Talimatı, İstanbul Ulaşım San. ve Tic. A.Ş.

Aba, E., (1994), “Bir Yolcu Vagonunun Dinamik Tasarımı ve Titreşim Konforunun Analizi Üzerine Bir Yaklaşım”, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, İstanbul.

Ahmadian, M., (1998), “Hopff Bifurcation and Klingel Behaviour in Rail Wheelset with Flange Contact”, *Nonlinear Dynamics* 15:15-30.

Akkurt, M., (2000), “Makine Elemanları”, Cilt I-II, Birsen Yayınevi, Cağaloğlu, İstanbul.

Aktürk, N., Toprak, R. ve Asiloğulları, E., (2003), “Hızlı Raylı Ulaşım Sistem Kaynaklı Çevresel Gürültü”, *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der. Cilt* 18, No 3, 15-25.

Apaydın, Y., (2007), “Raylı Sistem Araçlarında Tahribatsız Muayene Uygulamaları”, *Kent İçi Raylı Sistemler Teknik-Eğitim-Kültür Bülteni*, Temmuz-Ağustos Sayısı, 16-20.

Arlı, V., (2008), “Ray-tekerlek Titreşimlerinin Demiryolu Elemanlarına Etkisinin İncelenmesi”, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, İstanbul.

Aslanlar, S., (1997), “Ulaşım Problemlerinde Ağır ve Hafif Raylı Sistemlerin Kombineli Kullanımı ve Çözüm Metodları”, 2. Ulusal Demiryolu Kongresi, 15-17 Aralık, İstanbul.

Auersch L., (2005), “The Excitation of Ground Vibration by Rail Traffic: Theory of Vehicle-Track-soil Interaction and Measurements on High-speed Lines, *Journal of Sound and Vibration*, 284, 103-132.

Baeza, L., Fayos, J., Roda, A. ve Insa, R., (2008), “High Frequency Railway Vehicle-Track Dynamics Through Flexible Rotating Wheelsets”, *Vehicle System Dynamics*, Vol.46, No.7, 647-662.

Bayraktar, A. ve Türker, T., (2005), “Deneyisel Modal Analiz Yöntemiyle Düzlem Çerçevelerin Dinamik Karakteristiklerinin Belirlenmesi”, *Deprem Sempozyumu*, Kocaeli.

Berghuvud, A., ve Stensson, A., (2008), “Consequences of Nonlinear Characteristics of a Secondary Suspension in a Three-piece Freight Car Bogie”, *Vehicle System Dynamics*, Vo.36, No.1, 37-55.

Brabie, D. ve Andersson, E., (2006), “Dynamic Simulation of Derailments and Its Consequences”, *Vehicle System Dynamics*, 44, 652-662.

Braghin, F., Bruni, S. ve Diana G., (2006), “Experimental and Numerical Investigation on the Derailment of a Railway Wheelset with Solid Axle”, *Vehicle System Dynamics*, 44, 4: 305-325.

Carlbom, P., (2001), “Car Body and Passangers in Rail Vehicle Dynamics”, *Royal Institute of Technology*.

Carsten N. ve Jensen, H., (1997), “On a New Route to Chaos in Railway Dynamics”, *Nonlinear Dynamics*, 13:117-129.

Chudzikiewicz, A., (2000), “Simulation of Rail Vehicle Dynamics in MATLAB Environment”, *Vehicle System Dynamics*, 33, 107-119.

Claus, H., (2000), “On Dynamics of Radialelastic Wheelset”, *Proceedings of VSDIA'2000*, Budapest, 06-08 November, 263-270.

- Claus, H.ve Schiehlen, W., (1998), “Modelling and Simulation of Railway Bogie Structural Vibrations”, *Vehicle System Dynamics Supplement*, 28: 538-552.
- Collins, J., (1993), “Failure of Materials in Mechanical Design”, 2. Edition, John Wiley & Sons, A.B.D.
- Çağlayan, İ. H., (2009), “Rezonans: Makinelerin ve Yapıların Gizli Düşmanı”, *Mühendis ve Makine*, Cilt 50, Sayı 598.
- Dedmon, S. L., Pilch, J.M. ve Lonsdale, C.P., (2001), “A Comparison of Railroad Axle Stress Results Using Different Design Sizes, Loading Criteria and Analysis Methods”, *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, New York, NY, 11 November 2001, 11-16.
- De Pater, A.D., Meijers, P.ve Shevtsof, I.Y., (1999), “Technical Report no. LTMI 196-Simulation of the Motion of Railway Vehicle Along Curved Tracks”, *Laboratory for Engineering Mechanics*, Delft University of Technology.
- Demir, C., (2004), “Altı Tekerlekli Taşıtın Deneysel ve Teorik Olarak Frekans Analizi, Dinamik Absorber Uygulaması”, *Havacılık ve Uzay Teknolojileri Dergisi*, Cilt1, Sayı 4, 27-40.
- Dietz, S., Netter, H. ve Sachau, D., (1998), “Fatigue Life Prediction of Railway Bogie Under Dynamic Loads Through Simulation”, *Vehicle System Dynamics*, 29, 385-402.
- Dikmen, F., (1989), “Raylı Taşıtlarda Dingil Kırılmaları ve Önlenmesi Bilgisayar Yardımıyla Dinamik Analiz ve Konstrüksiyon Değerlendirmeleri”, *Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul.
- Docoquier, N., Fiset, P. ve Jeanmrt, H., (2007), “Multiphysics Modelling of Railway Vehicles Equipped with Pneumatic Suspensions”, *Vehicle System Dynamics*, Vol.45, No 6, 505-524.
- Dong, R., (1994), “Vertical Dynamics of Railway Vehicle-Track System”, *Concordia University, Canada*, Doctoral Thesis.
- Ekberg, A., (2004), “Fretting Fatigue of Railway Axles-A Review of Predictive Methods and an Outline of a Finite Element Model”, *Proc. Instn. Mech. Engrs., Part E*, Vol 218,.
- Enblom, R., (2006), “Two-level Numerical Optimization of Ride Comfort in Railway Vehicles”, *Proc. Instn. Mech. Engrs*, Part F, 220.
- Fingberg, U., (1990), “A Model of Wheel-Rail Squealing Noise”, *J. Sound vibration*, 143, 365-377.
- Gatzwiller, K. ve Herlufsen, H., “Application Notes”, *Bruehl&Kjaer*.
- Gerdun, V., Sedmak, T., Sinkovec, V., Kovse, I. ve Cene, B., (2007), “Failures of Bearings and Axles in Railway Freight Wagons”, *Engineering Failure Analysis* 14, 884-894.
- Gnilke, W., (1980), “Lebensdauerberechnung der Machinelemente”, *Carl Hanser Verlag München Wien*, page 119-124.
- Goodall, R. M. ve Kortüm, W., (2002), “Mechatronic Developments for Railway Vehicles of the Future”, *Control Engineering Practise* 10: 887-898.
- Gökdağ, M., Üçüncü, O., (1992), “Trafik ve Gürültü”, Sayı 1, 41-44.

Güçlü, R. ve Metin, M., (2009), “Fuzzy Logic Control of Vibrations of a Light Rail Transport Vehicle in Use in Istanbul Traffic”, *Journal of Vibration and Control*, Vol. 15, n.9, 1423-1440.

Gürsel, A., (2003), “Raylı Taşıtların Aktif Süspansiyon Kontrolü”, İ.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Yağız, N. ve Gürsel, A., (2005), “Active Suspension Control of a Railway Vehicle with a Flexible Body”, *Int. J. Vehicle Autonomous Systems*. Vol.3, No: 1.

Haque, I., Mc Girt, P. ve Nagurka, M.L., (1996), “A Non-linear Wheelset Model to Predict Derailment”, *Proceeding of the ASME Dynamics System* Vol.58: 141-148.

He, Y. ve McPhee, J., (2002), “Optimization of the Lateral Stability of Rail Vehicles”, *Vehicle System Dynamics*, 38:5, 361-390.

Hillmansen, S. ve Smith, R.A., (2004), “The Management of Fatigue Crack Growth in Railway Axles”, *Proc. Inst. Mech. Engrs. Part E: J.Rail and Rapid Transit* Vol 218.

Hirakawa, K., Toyama, K. ve Kubota, M., (1998), “The Analysis and Prevention of Failure in Railway Axles”, *Int. J. Fatigue*, 20: 135-144.

Hirakawa, K. ve Kubota, M., (2001), “On the Fatigue Design Method for High-Speed Railway Axles”, *Proc. Instn. Mech. Engrs.* 215:Part F.

Hoddinott, D.S., (2004), “Railway Axle Failure Investigations And Fatigue Crack Growth Monitoring Of An Axle”, *Proc. Inst. Mech. Engn. Vol 215, Part E, J.Rail and Rapid Transit*.

Hoffmann, M. ve True, H., (2006), “Dynamics of Two-axle Railway Freight Wagons with UIC Standard Suspension”, *Vehicle System Dynamics*, vol.44, Issue S1, 139-146.

Iwinicki, S., (2003), “Simulation of Wheel-Rail Contact Forces”, *Fatigue Frac. Eng. Material Structure*, 26, 887-900.

Iwnicki, S. ve Stow, J., “Modelling the Behavior of Freight Vehicles”, *Institution of Civil Engineers Railway Seminars - The Interaction of Vehicle and Track Design*, 20th May 1998.

İstanbul Ulaşım San. Ve Tic. A.Ş., (2007), “565 Nolu Araçta Aks Kırılması Raporu ”.

İstanbul Ulaşım San. Ve Tic. A.Ş., (2005), “LRT Aracı Aks Raporu(Ergül Cankaya)”.

Ju, S.H., Lin, H.T., Hsueh, C.C. ve Wang S.L., (2006), “A Simple Finite Element Model Vibration Analyses Induced by Moving Vehicles”, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 68, 1232-1256.

Karayel, D. ve Erel, G.K., (1997), “Raylı Taşıtlarda Süspansiyon Sistemlerinin Performans Analizi”, 2.Ulusal Demiryolu Kongresi.

Kim, J-S., (2006), “Fatigue Assessment Of Tilting Bogie Frame for Korean Tilting Train: Analysis and Static Tests”, *Engineering Failure Analysis*, 13, 1326-1337.

Knothe, K. ve Grassie, S.L., (1993), “Modelling of Railway Track and Vehicle/Track Interaction at High Frequencies”, *Vehicle System Dynamics* 22, 209-262, Netherlands.

Knothe, K. ve Grassie, S.L., (1993), “Modelling of Railway Track Interaction at High Frequencies”, *Vehicle system dynamics*, 22, 209-262.

Knothe, K., (2001), “Gleisdynamik” Technische Universität, Berlin, ISBN 3-433-01760-3, 50

Knothe, K., (2008), “History of Wheel/Rail Contact Mechanics: From Redtenbacher to Kalker”, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 46, Nos. 1-2, 9-26.

- Kolka, A., (2007), "An Approach to Measurement of Axle Sets of Train in Motion", 11th International Research /Expert Conference "Trends in the Development of Machinery and Associated Technology", p.776.
- Kotil, T., Yücesan, G. ve Mecitoğlu, Z., (1999), "Bir Tramvay Aracının Sonlu Elemanlar Metoduyla Yapısal Analizi", 4. ANSYS Kullanıcılar Toplantısı, İTÜ, İstanbul, 21-23 Ekim.
- Köse, I., (2009), "Rezonans-Kritik Hız Makine Arızalarının Temel Sorunu", Mühendis ve Makine, Cilt 45, Sayı 538.
- Kruse, H. ve Popp, K., (2001), "A Modular Algorithm for Linear, Periodic, Train-track Models", *Archieve of Applied Mechanics* 71, 473-486.
- Lang, G.F., (1978), "Understanding Vibration Measurements", Nicolet Scientific Corporation, New Jersey.
- Lari, A. A., Younesian, D. ve Schmid, F., (2007), "Tangential Force Variation due to the Bogie Direction Reversal Procedure", *Vehicle System Dynamics*, 45:4: 359-373.
- Li, P., Goodall, Weston, P., Chung, S.L., Goodman, C. ve Roberts, C., (2007), "Estimation of Railway Vehicle Suspension Parameters for Condition Monitoring", *Control Engineering Practice* 15, 43-55.
- Lieh, J. ve Yin, J., (1998), "Stability of a Flexible Wheelset for High speed Rail Vehicles With constant and Varying Parameters", *journal of vibration and Acoustics*, Vol. 120, page 997-120.
- Lin, S., Suda, Y. ve Hirai A., (2008), "Dynamics of Three-Axle-One-Unit Vehicle with Self-steering Single Axle", *Vehicle System Dynamics*, Vol.46, Supplement, 837-847.
- Luo, R.K., Gabbittas, B.L., Brickle, B.V. ve Wu, W.X., (1998), "Fatigue Damage Evaluation for a Railway Vehicle Bogie Using Appropriate Sampling Frequencies", *Vehicle System Dynamics Supplement* 28 (1998), pp. 404-415.
- Marin, J., (1999), "Mechanical Behaviour of Materials", Prentice Hall, 2. Edition, A.B.D.
- Mastinu, G.R.M., Gobbi, M. ve Pace, G.D., (2001), "Analytical Formulate for the Design of a Railway Vehicle Suspension System", *Proc.Instn. Mech. Eng.* Vol 215, Part C.
- Matsumoto, A., Sato, A., Ohno, Y., Suda, H., Nishimura, Y., Tanimoto ve R. Oka, M., (1999), "Compatibility of Curving Performance and Klingel Stability of Railway Bogie", *Vehicle System Dynamics Supplement* 33: 740-748.
- Metin, M., Güçlü, R., Yazıcı, H. ve Yalçın, N.S., (2007a), "Fuzzy Logic Control of High-Speed Rail Vehicle Vibrations on Corrugated Rail", *Inter-noise 2007*, İstanbul, Türkiye.
- Metin, M., Güçlü, R., Yazıcı, H. ve Yalçın, N.S., (2007b), "Raylı Taşıt Titreşimlerinin Bulanık PID Kontrolör ile Aktif Kontrolü ", *TOK 2007*, Sabancı Üniversitesi, Türkiye.
- Metin, M., (2007), "Raylı Sistem Araçlarının Modellenmesi ve Titreşimlerinin Kontrolü", *YTÜ, Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul.
- Meywerk, M., (1997), "Stabilitat und Verschleissverhalten bbei auf Schienen laufenden Eisenbahnradsetzen", *Dissertation*, TU Braunschweig.
- Mohan, A., (2003), "Nonlinear Investigation of the Use of Controllable Primary Suspensions to Improve Klingel hareketi in Railway Vehicles", Virginia, USA, Virginia Polytechnic.
- Morys, G.B., (1998), "Zur Entstehung und Verstarkung von Unrundheiten an Eisenbahnradern bei hohen Geschwindigkeiten", *Dissertation*, Universität, Karlsruhe (TH).

- Nagase, K., Wakabayashi, Y. ve Sakahara, H., (2002), "A Study of the Phenomenon of Wheel Climb Derailment: Results of Basic Experiment Using Model Bogies ", Proc.Inst.Mech. Engrs. Part F:Journal Rail and Rapid Transit.216:237-247.
- Niemann, G., (1975), "Maschinelemente" Band I 2. Puflage Springer-Verlag Hidelberg New York, page 64.
- Özsoy, M., (2005), "TVS 2000 Yolcu Vagonlarında Ray Düzgünsüzlüğünün Titreşim Konforuna Etkisi", Sakarya Üniversitesi, Doktora Tezi.
- Park, B.H., Kim, N.P., Kim, J S. ve Lee, K.Y., (2006), "Optimum Design of Tilting Bogie Frame in Consideration of Fatigue Strength and Weight ", Vehicle System Dynamics, Vol.44, No. 12, 887-901.
- Pellegrini, C., Gherardi, F., Spinelli, D., Saporito ve Romani, M., (2006), "Wheel-rail dynamic of DMU IC4 car for DSB:modelling of the secondary air springs and effects on calculation results", Vehicle System Dynamics, Vol.44, 443-442.
- Petyt, M., (1990), "Introduction to Finite Element Vibration Analysis", Cambridge University Pres, Cambridge.
- Piotrowski, J. ve Chollet, H., (2005), "Wheel-Rail Contact Models for Vehicle System Dynamics Including Multi-point Contact ", Vehicle System Dynamics, Vol. 43, No:6-7, 455-483.
- Polach, O., (2006), "Comparability of the non-linear and linearized stability assessment during railway vehicle design", Vehicle System Dynamics Supplement, 44: 129-138.
- Pooprath, S., Benatzky, C., Bilik, C., Kozek, M., Stribersky, A. ve Wasserman, J., (2006), "Experimental Modal Analysis of a Scaled Car Body", ICSV13-Vienna, The Third International Congress on Sound and Vibration, Vienna, Australia, July 2-6.
- Rao, J.S., (2001) "Blade life: A comparison by Cumulative Damage Theories", Journal of Engineering for Gas Tirbunes and Power, Transactions of the ASME, Vol.123, 886-892.
- Reicke, L. ve Popp, K., (2005), "Identification of the Running State of Railway Wheelsets", PAMM, Proc. Appl. Math. Mech. 5, 513-514.
- Renger, A., (1984), "Lateral Dynamics of Complete Four-Axled Vehicles with Powered Two-Axled Bogies", Proc. of 8th IAVSD Symposium.
- Rinehart, R.E., (1978), "Klingel Stability of Three Axle Locomotive Truck", Journal of Engineering for Industry, Transaction of ASME, 100: 483-491.
- Saatçi, G.E. ve Tahralı, N., (2003a), "Birlikimli Hasar Teorileri ve Yorulma Çatlağına Göre Ömür Değerlendirmesi", Havacılık ve Uzak Teknolojileri Dergisi, Cilt1, Sayı2, 33-39.
- Saatçi, G.E. ve Tahralı, N., (2003b), "Birlikimli Hasar Teorileri ve Hareket İletim Elemanına Uygulanması", Havacılık ve Uzak Teknolojileri Dergisi, Cilt1, Sayı1, 21-30.
- Schiehlen, W., University of Stuttgart, 2000.
- Schwarz, B.J., Richardson, M.H., (1999), "Experimental Modal Analysis", CSI Reliability Week, Orlando, FL.
- Sevincer, E., Korkmaz, M.S. ve Mecitoglu, Z., (2000), "Bir Banliyö-Metro Aracının On Tasarımı, Statik ve Modal Analizleri", Ulusal Makine Teknolojileri ve İmalat Kongresi (UMTIK 2000).

- Stichel, S. ve Knothe, K., (1998), "Fatigue Life Prediction for an S-Train Bogie", *Vehicle System Dynamics Supplement*, 28: 390-403.
- Shevtsov, I. Y., Markine, V.L. ve Esveld, C., (2005), "Optimal Design of Wheel Profile for Railway Vehicles", *Wear* 258, 1022-1030.
- Shieh, N-C., Lin, C-L, Lin, Y-C. ve Liang, K-Z., (2005), "Optimal Design for Passive Suspension of a Light Rail Vehicle Using Constrained Multiobjective Evolutionary Search", *Journal of Sound and Vibration*, 285, 407-424.
- Smith, R.A. ve Hillmanssen, S., (2004), "A Brief Historical of the Fatigue of Railway Axles", *Proc.Inst.Mech. Engrs.*, 218, PartE.
- Smith, R.A., (2005), "Railway Fatigue Failures: An Overview of a Long Standing Problem", *Mat.-wiss.u. Werkstofftech*, 36, 11.
- Snell, J.R., (2004), "Key Issues in the Application of Unified Railway Axle Standards", *Proc. Inst. Mech. Engn. Vol 218 Part E J.Rail and Rapid Transit*.
- Sun, Y.Q. ve Dhanasekar, M., (2002), "A Dynamic Model for the Vertical Interaction of the Rail Track and Wagon System", *International Journal of Solids and Structures* 39, 1337-1359.
- Sweet, L.M., Budell, R.A., Karmel, A., Lassman, D. ve Schulte, D., (1984), "Theory and Measurement of Derailment Quotients", 8th IAVSD Symposium, Cambridge.
- Tahralı, N. ve Dikmen, F., (1995), "Konstrüksiyon Elemanlarında Güvenirlilik ve Ömür Hesapları", *Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Yayını*, No:303, İstanbul.
- Tanifuji, K., Sato, T. ve Goodall, R., (2003), "Active Steering of a Rail Vehicle with Two-Axle Bogies Based on Wheelset Motion ", *Vehicle System Dynamics*, vol.39, No:4, 309-327.
- Tomioka, T., Takigami, T. ve Suzuki, Y., (2006), "Numerical Analysis of Three-Dimensional Flexural Vibration of Railway Vehicle Car Body", *Vehicle System Dynamics*, 44, 272-285.
- Tomioka, T., Suzuki, Y. ve Takigami, T., (2003), "Three Dimensional Flexural Vibration of Lightweight Railway Vehicle Carbody and New Analytical Method for flexural Vibration", *QR of RTRI*, Vol. 44, No.1.
- Toprak, R. ve Aktürk, N., (2006), "Ankara'da Hızlı ve Hafif Raylı Ulaşım Sistemlerinin Neden Olduğu Çevresel Gürültünün Modellenmesi", *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der.*, Cilt 21, No 1, 167-176.
- Toprak, R., (2009), "Raylı Ulaşım Sistemlerinin Çevresel Etkisi", *Raylı Sistemler Bülteni*, Sayı 12.
- Tuten, J.M., Law, E.H. ve Cooperrider, N.K., (1979), "Lateral Stability of Freight Cars With Axles Having Different Wheel Profiles and Asymmetric Loading ", *Journal of Engineering for Industry*, 101: 1-16.
- Xia, F., Cole, C. ve Wolfs, P., (2007), "An Inverse Railway Wagon Model and Its Applications", *Vehicle System Dynamics*, Vol. 45, No. 6, June 2007, 583-605.
- Yalçın, N.S., Güçlü, R., Metin, M. ve Yazıcı, H., (2007), "Analyses of Railway Induced Vibrations for Different Track Types ", *Inter-Noise 2007*, İstanbul, Türkiye.
- Yılmaz, D., (2004), "Bir Raylı Aracın Dinamik Analizi", *YTÜ, Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul.

Yugat, J.O., Miralles, J.M., Sandos, M.A.D.I., ve Foix S.C.I., (2007), "Study of Vibrations Generated by the Passage of a Train Influence of the Dynamic Behavior", 11th International Research/Expert Conference "Trends in the Development of Machinery and Associated Technology", p.771.

Winter, H. ve Hirt, M., (1973), "Die Zahnfußfestigkeits Problem der Allgemeinen" Festigkeitsberechnung VDI-Berichte nr. 195, page 119-134.

Zeng, J. ve Wu, P., (2004), "Stability Analysis of High Speed Railway Vehicles", JSME International Journal, Series C., Vol.47, No.2, 464-470.

Zerbst, U., Madler, K. ve Hintze, H., (2005), "Fracture Mechanics in Railway Applications-an Overview", Engineering Fracture Mechanics, 72: 63-194.

Zerbst, U., Vormwald, M., Andersch, C., Madler, K. ve Ptuff, M., (2005), "The Development of a Damage Tolerance Concept For Railway Components and Its Demonstration for a Railway Axle", Engineering Fracture Mechanics, 72: 209-239.

Zhai, W.M. ve Wang, K.Y., (2006), "Lateral Interactions of Trains and Tracks on Small-Radius Curves: Simulation and Experiment", Vehicle System Dynamics, 44, 520-530.

Zheng, X., Zolotas, A. C. ve Goodall R.M., (2006), "Modeling Of Flexible-Bodied Railway Vehicles For Vibration Suppression", ICSE, Coventry, UK.

Zboifiski, K., (1998), "Dynamical Investigation of Railway Vehicles on a Curved Track" Eur. J. Mech. A/Solids 17 1001-1020.

EKLER**Ek 1 Model parametreleri ve matrisleri**

Aksın dahil edildiği 6-serbestlik dereceli yarım taşıt modelinin parametreleri (Güçlü, Metin 2009, Metin 2007):

Kütle Değerleri	Katılık Değerleri	Sönümleme Değerleri	Diğer Parametreler
$m_g=4330\text{kg}$	$k_1=1600000\text{N/m}$	$c_1=400000\text{Ns/m}$	$L_1=0,943\text{m}$
$m_b=1750\text{kg}$	$k_2=1600000\text{N/m}$	$c_2=400000\text{Ns/m}$	$L_2=0,805\text{m}$
$m_a=550\text{kg}$	$k_{e1}=7244\text{N/m}$	$c_3=110000\text{Ns/m}$	$V=100\text{km/saat}$
$J_g=37550\text{kgm}^2$	$k_{e2}=7244\text{N/m}$	$c_4=110000\text{Ns/m}$	$a=0,01\text{m}$
$J_b=1121\text{kgm}^2$	$k_{h1}=1015549009\text{N/m}$		$y=3\text{m}$
$J_a=310\text{kgm}^2$	$k_{h2}=1015549009\text{N/m}$		
	$k_{e3}=1592000\text{N/m}$		
	$k_{e4}=1592000\text{N/m}$		
	$c_h=1.10^{11}\text{N/m}^{3/2}$		

16-serbestlik dereceli boji modelinin parametreleri (He ve Phee, 2002):

Kütle Değerleri	Katılık Değerleri	Sönümleme Değerleri	Diğer Parametreler
$m_b = 3072\text{kg}$	$k_{y1}=k_{y2}=k_{y3}=k_{y4}=3,96.10^6\text{ N/m}$	$c_{y1}=c_{y2}=c_{y3}=c_{y4}=5220\text{Ns/m}$	$c=0,386\text{m}$
$m_{t1}, m_{t2}=1190\text{kg}$	$k_{x1}=k_{x2}=k_{x3}=k_{x4}=3,15.10^7\text{ N/m}$	$c_{x1}=c_{x2}=c_{x3}=c_{x4}=666\text{Ns/m}$	$g=0,813\text{m}$
$J_{xb}=1144\text{kgm}^2$	$k_{z1}=k_{z2}=k_{z3}=k_{z4}=2.10^6\text{ N/m}$	$c_{z1}=c_{z2}=c_{z3}=c_{z4}=9910\text{Ns/m}$	$t=b=1.042\text{m}$
$J_{yb} =$ $J_{zb}=1622\text{kgm}^2$	$k_{h1}=k_{h2}=k_{h3}=k_{h4}=8.10^7\text{ N/m}$		$a=0,756\text{m}$
$J_{xt1}=J_{xt2}=300\text{kgm}^2$			$V=80\text{km/saat}$
$J_{zt1}=J_{zt2}=408\text{kgm}^2$			$y_1=0.1\text{m}$
			$y_2=0,05\text{m}$
			$z_a=0,01\text{m}$

Aksın dahil edildiği 6-serbestlik dereceli yarım raylı taşıt modelinin parametreleri [M], [K], [C] matrisleri:

Kütle Matrisi:

$$[M] = \begin{bmatrix} m_g & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_b & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_a & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_g & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_b & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_a \end{bmatrix}$$

Katılık Matrisi:

$$[K] = \begin{bmatrix} (kes_1 + kes_2) & -(kes_1 + kes_2) & 0 & -L_1(kes_1 - kes_2) & 0 & 0 \\ -(kes_1 + kes_2) & (kes_1 - kes_2 + k_1 + k_2) & -(k_1 + k_2) & L_1(kes_1 - kes_2) & L_1(k_2 - k_1) & 0 \\ 0 & -(k_1 + k_2) & (k_1 + k_2 + kh_1 + kh_2) & 0 & L_1(k_1 - k_2) & L_2(kh_2 - kh_1) \\ L_1(kes_2 - kes_1) & L_1(kes_1 - kes_2) & 0 & L_1^2(kes_1 + kes_2) & 0 & 0 \\ 0 & L_1(k_2 - k_1) & L_1(k_1 - k_2) & 0 & L_1^2(k_1 + k_2) & 0 \\ 0 & 0 & L_2(kh_2 - kh_1) & 0 & 0 & L_2^2(kh_1 + kh_2) \end{bmatrix}$$

Sönüm Matrisi:

$$[C] = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -(c_1 + c_2) & 0 & L_1(c_2 - c_1) & 0 & 0 \\ -(c_1 + c_2) & (c_1 + c_2 + c_3 + c_4) & -(c_3 + c_4) & L_1(c_1 - c_2) & L_1(c_4 - c_3) & 0 \\ 0 & -(c_3 + c_4) & (c_3 + c_4) & 0 & L_1(c_3 - c_4) & 0 \\ L_1(c_2 - c_1) & L_1(c_1 - c_2) & 0 & L_1^2(c_1 + c_2) & 0 & 0 \\ 0 & L_1(c_4 - c_3) & L_1(c_3 - c_4) & 0 & L_1^2(c_3 + c_4) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Yol Düzensizliğine Ait Matris:

$$[F_z] = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ (-kh_1 L_2 z_{y1} + kh_2 L_2 z_{y2}) \end{bmatrix}$$

16-serbestlik dereceli boji modelinin [M], [K], [C] matrisleri:

Kütle Matrisi:

$$M = \begin{bmatrix} Mb & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & Mb & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Mb & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_x b & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_y b & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_z b & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & Mt_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & Mt_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & Mt_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_x t_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_z t_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & Mt_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & Mt_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & Mt_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_x t_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_z t_2 \end{bmatrix}$$

Katılık Matrisi:

$$K = \begin{bmatrix} A_{8 \times 8} & B_{8 \times 8} \\ C_{8 \times 8} & D_{8 \times 8} \end{bmatrix}$$

$$A = \begin{bmatrix} (k_{x1} + k_{x2} + k_{x3} + k_{x4}) & 0 & 0 & (k_{x1} - k_{x2} + k_{x3} - k_{x4})g & (k_{x1} + k_{x2} - k_{x3} - k_{x4})t & 0 & -(k_{x1} + k_{x2}) & 0 \\ 0 & (k_{x1} + k_{x2} + k_{x3} + k_{x4})g & 0 & 0 & 0 & (k_{x1} - k_{x2} + k_{x3} - k_{x4})c & 0 & 0 \\ 0 & 0 & (k_{y1} + k_{y2} + k_{y3} + k_{y4})g & 0 & 0 & (k_{y1} + k_{y2} - k_{y3} - k_{y4})t & 0 & -(k_{y1} + k_{y2}) \\ (k_{x1} - k_{x2} + k_{x3} - k_{x4})g & 0 & 0 & (k_{x1} + k_{x2} + k_{x3} + k_{x4})g^2 & (k_{x1} - k_{x2} - k_{x3} + k_{x4})g.t & 0 & -(k_{x1} + k_{x2})g & 0 \\ (k_{x1} + k_{x2} - k_{x3} - k_{x4})t & 0 & 0 & (k_{x1} - k_{x2} - k_{x3} + k_{x4})g.t & (k_{x1} + k_{x2} + k_{x3} + k_{x4})t^2 & 0 & -(k_{x1} - k_{x2})t & 0 \\ 0 & (k_{x1} - k_{x2} + k_{x3} - k_{x4})c & (k_{y1} + k_{y2} - k_{y3} - k_{y4})t & 0 & 0 & \left((k_{y1} + k_{y2} - k_{y3} - k_{y4})t^2 \right. \\ & & & & & \left. + (k_{x1} - k_{x2} + k_{x3} - k_{x4})c^2 \right) & 0 & -(k_{y1} + k_{y2})t \\ -(k_{x1} + k_{x2}) & 0 & 0 & -(k_{x1} + k_{x2})g & -(k_{x1} + k_{x2})t & 0 & (k_{x1} + k_{x2}) & 0 \\ 0 & 0 & -(k_{y1} + k_{y2}) & 0 & 0 & -(k_{y1} + k_{y2})t & 0 & (k_{y1} + k_{y2}) \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & -(k_{x1} + k_{x2})g & 0 & -(k_{x3} + k_{x4})g & 0 & 0 & (k_{x4} - k_{x3})g & 0 \\ -(k_{x1} + k_{x2}) & 0 & (k_{x2} - k_{x1})c & 0 & 0 & -(k_{x3} + k_{x4}) & 0 & (k_{x4} - k_{x3})c \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -(k_{y3} + k_{y4}) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -(k_{x1} + k_{x2})g^2 & 0 & -(k_{x3} + k_{x4})g & 0 & 0 & -(k_{x3} + k_{x4})g^2 & 0 \\ 0 & -(k_{x1} + k_{x2})t.g & 0 & (k_{x3} + k_{x4})t & 0 & 0 & (k_{x3} - k_{x4})t.g & 0 \\ (k_{x2} - k_{x1})c & 0 & -(k_{x1} + k_{x2})c^2 & 0 & (k_{y3} + k_{y4})t & -(k_{x3} + k_{x4})c & 0 & -(k_{x1} + k_{x4})c^2 \\ 0 & (k_{x1} - k_{x2})g + (k_{h1} - k_{h2})a & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 0 & -(k_{x1} + k_{x2}) & 0 & 0 & 0 & -(k_{x1} + k_{x2})c & 0 & 0 \\ -(k_{x1} + k_{x2})g & 0 & 0 & -(k_{x1} + k_{x2})g^2 & -(k_{x1} + k_{x2})g.t & 0 & (k_{x1} + k_{x2})g + (k_{h1} - k_{h2})a & 0 \\ 0 & -(k_{x1} + k_{x2})c & 0 & 0 & 0 & -(k_{x1} + k_{x2})c^2 & 0 & 0 \\ -(k_{x3} - k_{x4}) & 0 & 0 & -(k_{x3} + k_{x4})g & (k_{x3} + k_{x4})t & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -(k_{y3} - k_{y4}) & 0 & 0 & (k_{y3} + k_{y4})t & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -(k_{x3} + k_{x4})g & 0 & 0 & -(k_{x3} + k_{x4})g^2 & (k_{x3} - k_{x4})g.t & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -(k_{x3} + k_{x4})c & 0 & 0 & 0 & -(k_{x3} + k_{x4})c^2 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$D = \begin{bmatrix} (k_{x1} + k_{x2}) & 0 & (k_{x1} + k_{x2})c & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & (k_{x1} + k_{x2})g^2 + (k_{h1} + k_{h2})a^2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ (k_{x1} - k_{x2})c & 0 & (k_{x1} + k_{x2})c & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & (k_{x3} + k_{x4}) + (k_{h3} + k_{h4}) & 0 & 0 & (k_{x3} - k_{x4})g + (k_{h3} - k_{h4})a & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & (k_{y3} + k_{y4}) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & (k_{x3} + k_{x4}) & 0 & (k_{x3} - k_{x4})c \\ 0 & 0 & 0 & (k_{x3} - k_{x4})g + (k_{h3} + k_{h4})a & 0 & 0 & (k_{x3} + k_{x4})g^2 + (k_{h3} + k_{h4})a^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & (k_{x3} - k_{x4})c & 0 & (k_{x3} + k_{x4})c^2 \end{bmatrix}$$

Sönüm Matrisi:

$$C = \begin{bmatrix} A'_{8 \times 8} & B'_{8 \times 8} \\ C'_{8 \times 8} & D'_{8 \times 8} \end{bmatrix}$$

$$A' = \begin{bmatrix} (c_{21} + c_{22} + c_{23} + c_{24}) & 0 & 0 & (c_{21} - c_{22} + c_{23} - c_{24})g & (c_{21} + c_{22} - c_{23} - c_{24})t & 0 & -(c_{21} + c_{22}) & 0 \\ 0 & (c_{x1} + c_{x2} + c_{x3} + c_{x4}) & 0 & 0 & 0 & (c_{x1} - c_{x2} + c_{x3} - c_{x4})c & 0 & 0 \\ 0 & 0 & (c_{y1} + c_{y2} + c_{y3} + c_{y4}) & 0 & 0 & (c_{y1} + c_{y2} - c_{y3} - c_{y4})t & 0 & -(c_{y1} + c_{y2}) \\ (c_{x1} - c_{x2} + c_{x3} - c_{x4})g & 0 & 0 & (c_{21} + c_{22} + c_{23} + c_{24})g^2 & (c_{21} - c_{22} - c_{23} + c_{24})gt & 0 & (-c_{21} + c_{22})g & 0 \\ (c_{x1} + c_{x2} - c_{x3} - c_{x4})t & 0 & 0 & (c_{21} - c_{22} - c_{23} + c_{24})gt & (c_{21} + c_{22} + c_{23} + c_{24})t^2 & 0 & (-c_{21} - c_{22})t & 0 \\ 0 & (c_{x1} - c_{x2} + c_{x3} - c_{x4})c & (c_{y1} + c_{y2} - c_{y3} - c_{y4})t & 0 & 0 & \left(\begin{matrix} (c_{y1} + c_{y2} + c_{y3} + c_{y4})t^2 \\ + (c_{x1} + c_{x2} + c_{x3} + c_{x4})c^2 \end{matrix} \right) & 0 & -(c_{y1} + c_{y2})t \\ -(c_{21} + c_{22}) & 0 & 0 & (-c_{21} + c_{22})g & -(c_{21} + c_{22})t & 0 & (c_{21} + c_{22}) & 0 \\ 0 & 0 & -(c_{y1} + c_{y2}) & 0 & 0 & -(c_{y1} + c_{y2})t & 0 & (c_{y1} + c_{y2}) \end{bmatrix}$$

$$B' = \begin{bmatrix} 0 & (-c_{21} + c_{22})g & 0 & -(c_{23} + c_{24})g & 0 & 0 & (c_{24} - c_{23})g & 0 \\ -(c_{x1} + c_{x2}) & 0 & (c_{x2} - c_{x1})c & 0 & 0 & -(c_{x3} + c_{x4}) & 0 & (c_{x4} - c_{x3})c \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -(c_{y3} + c_{y4}) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -(c_{21} + c_{22})g^2 & 0 & -(c_{23} + c_{24})g & 0 & 0 & -(c_{23} + c_{24})g^2 & 0 \\ 0 & (-c_{21} + c_{22})tg & 0 & (c_{23} + c_{24})t & 0 & 0 & (c_{23} - c_{24})tg & 0 \\ (c_{x2} - c_{x1})c & 0 & -(c_{x1} + c_{x2})c^2 & 0 & (c_{y3} + c_{y4})t & -(c_{x3} + c_{x4})c & 0 & -(c_{x1} + c_{x4})c^2 \\ 0 & (c_{21} - c_{22})g & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$C' = \begin{bmatrix} 0 & -(c_{x1} + c_{x2}) & 0 & 0 & 0 & (-c_{x1} + c_{x2})c & 0 & 0 \\ (-c_{x1} + c_{x2})g & 0 & 0 & -(c_{x1} + c_{x2})g^2 & (-c_{x1} + c_{x2})gt & 0 & (c_{21} - c_{22})g & 0 \\ 0 & (-c_{x1} + c_{x2})c & 0 & 0 & 0 & (-c_{x1} - c_{x2})c^2 & 0 & 0 \\ (-c_{23} - c_{24}) & 0 & 0 & (-c_{23} + c_{24})g & (c_{23} + c_{24})t & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & (-c_{y3} - c_{y4}) & 0 & 0 & (c_{y3} + c_{y4})t & 0 & 0 \\ 0 & -(c_{x3} + c_{x4}) & 0 & 0 & 0 & (-c_{x3} + c_{x4})c & 0 & 0 \\ (-c_{23} + c_{24})g & 0 & 0 & -(c_{23} + c_{24})g^2 & (c_{23} - c_{24})gt & 0 & 0 & 0 \\ 0 & (-c_{x3} + c_{x4})c & 0 & 0 & 0 & -(c_{x3} + c_{x4})c^2 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$D' = \begin{bmatrix} (k_{x1} + k_{x2}) & 0 & (k_{x1} + k_{x2})c & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & (k_{21} + k_{22})g^2 + (kh_1 + kh_2)a^2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ (k_{x1} - k_{x2})c & 0 & (k_{x1} + k_{x2})c & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & (k_{23} + k_{24}) + (kh_3 + kh_4) & 0 & 0 & (k_{23} - k_{24})g + (kh_3 - kh_4)a & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & (k_{y3} + k_{y4}) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & (k_{x3} + k_{x4}) & 0 & (k_{x3} - k_{x4})c \\ 0 & 0 & 0 & (k_{23} - k_{24})g + (kh_3 + kh_4)a & 0 & 0 & (k_{23} + k_{24})g^2 + (kh_3 + kh_4)a^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & (k_{x3} - k_{x4})c & 0 & (k_{x3} + k_{x4})c^2 \end{bmatrix}$$

Ek 2 İstanbul Ulaşım Sanayi ve Ticaret A. Ş. tarafından verilen ömür değerleri

ULTRASONİK MUAYENE PERYODU		ARAÇ NO	TARİH	KM	MEYDANA GELDİĞİ HAT (TR / LRT)	AKSİN ÖNCEDEN NEREDE ÇALIŞTIĞI
LRT 100.000 Km	TR 18.000 Km	513	08.06.1997	378.800	TR	TR
		529	22.08.1997	360.000	TR	TR
		532	25.11.1997	380.000	TR	TR
		533	24.03.1998	390.167	TR	TR
		557	14.09.1998	332.761	TR	TR
		514	11.10.1998	446.000	TR	TR
		517	12.05.1999	507.500	TR	TR
		513	08.06.1999	499.064	TR	TR
		517	11.11.1999	543.750	TR	TR
		526	14.12.1999	545.630	TR	TR
		529	26.10.2000	571.701	TR	TR
		530	04.01.2001	622.000	TR	TR
		105	18.04.2001	510.300	TR	TR
		536	03.09.2002	1.032.000	LRT	LRT
LRT 30.000Km	TR 18.000 Km	504	07.02.2003	761.000	TR	TR
		503	06.10.2003	821.000	TR	TR
		101	24.12.2004	612.525	LRT	TR
		561	16.03.2005	1.289.000	LRT	TR
		560	06.05.2005	1.291.000	LRT	TR
		101	20.05.2005	659.708	LRT	TR
LRT 10.000 Km	TR 6.000 Km	530	24.05.2005	866.500	LRT	TR
		558	24.05.2005	813.500	LRT	TR
		131	24.05.2005	1.234.377	LRT	TR
		107	16.06.2005	1.261.298	LRT	TR
		525	06.09.2005	901.279	LRT	TR
		520	21.09.2005	871.800	LRT	TR
		520	21.09.2005	871.800	LRT	TR
		111	02.12.2005	1.276.400	LRT	TR
		556	07.02.2006	1.404.655	LRT	TR
		514	24.02.2006	879.239	LRT	TR
		560	05.05.2006	1.391.275	LRT	TR
		517	26.07.2006	950.000	LRT	TR
		107	09.11.2006	1.471.441	LRT	TR
		565	06.01.2007	1.501.000	LRT	TR
		116	12.01.2007	1.443.922	LRT	TR
		555	12.01.2007	1.485.698	LRT	TR
		111	15.01.2007	1.381.371	LRT	TR
		111	25.01.2007	1.384.576	LRT	TR
		507	29.01.2007	861.627	LRT	TR
		507	29.01.2007	861.627	LRT	TR
		510	19.04.2007	859.917	LRT	TR
		503	17.05.2007	893.314	LRT	TR
		132	31.05.2007	1.439.114	LRT	TR
		523	04.07.2007	1.000.286	LRT	TR
		505	15.08.2007	945.487	LRT	TR
		524	19.09.2007	1.256.356	LRT	TR
		520	04.09.2007	1.082.673	LRT	TR

TR çalışma durumu

ARAÇ NO	KM	Yük Tekrarı (N)	Log(N)	Log(N _{km})
513	378.800	200959641,5	8,303109	5,57841
529	360.000	190985931,7	8,281001	5,556303
532	380.000	201596261,2	8,304482	5,579784
533	390.167	206990022,3	8,315949	5,591251
557	332.761	176535193,4	8,246831	5,522132
514	446.000	236610348,7	8,374034	5,649335
517	507.500	269237112,1	8,430135	5,705436
513	499.064	264761675,1	8,422855	5,698156
517	543.750	288468334,4	8,460098	5,735399
526	545.630	289465705,3	8,461597	5,736898
529	571.701	303296800,4	8,481868	5,757169
530	622.000	329981248,7	8,518489	5,79379
105	510.300	270722558,2	8,432524	5,707826
504	761.000	403723039	8,606084	5,881385
503	821.000	435554027,6	8,639042	5,914343

Yük tekrarı

$$\bar{N}_1 = 8,4185$$

$$S_{\bar{N}_1} = 0,1161$$

$$\left(N_1\right)_{G10} = 8,4185 + (1,28 \times 0,1161) = 8,5671$$

$$\left(N_1\right)_{G90} = 8,4185 - (1,28 \times 0,1161) = 8,2698$$

Tablolarda ve hesaplarda kullanılan *yük tekrarı* ve *km* arasındaki bağıntı ise şöyledir:

$$L = N_k = \frac{N \cdot \text{Çevre} [\text{m}]}{1000} [\text{km}]$$

$$\text{Çevre} = \pi D_0 [\text{mm}]$$

D₀: Tekerlek çapı (600mm)

TR-LRT çalışma durumu

ARAÇ NO	KM	Yük Tekrarı (N)	Log (N)	Log(N _{km})
561	1.289.000	683835590,9	8,8349517	6,110253
560	1.291.000	684896623,6	8,835625025	6,110926
530	866.500	459692427,8	8,66246735	5,937769
558	813.500	431575060,6	8,63505634	5,910358
131	1.234.377	654857195,6	8,816146604	6,091448
107	1.261.298	669139226,6	8,82551649	6,100818
525	901.279	478143256,4	8,679558035	5,954859
520	871.800	462504164,6	8,665115648	5,940417
520	871.800	462504164,6	8,665115648	5,940417
111	1.276.400	677151084,7	8,830685578	6,105987
556	1.404.655	745192460,7	8,872268452	6,14757
514	879.239	466450675,8	8,668805727	5,944107
560	1.391.275	738094151,8	8,868111764	6,143413
517	950.000	503990544,1	8,702422388	5,977724
107	1.471.441	780623526,5	8,892441636	6,167743
565	1.501.000	796305059,6	8,901079475	6,176381
116	1.443.922	766024246,7	8,884242516	6,159544
555	1.485.698	788187098,3	8,896629322	6,171931
111	1.381.371	732839917,7	8,865009117	6,14031
111	1.384.576	734540222,7	8,866015582	6,141317
507	861.627	457107221,6	8,660018083	5,935319
507	861.627	457107221,6	8,660018083	5,935319
510	859.917	456200038,6	8,659155318	5,934457
503	893.314	473917693,6	8,675702923	5,951004
132	1.439.114	763473524,1	8,882793981	6,158095
523	1.000.286	530668089,9	8,724822973	6,000124
505	945.487	501596323,7	8,700354345	5,975656
524	1.256.356	666517414,7	8,823811501	6,099113
520	1.082.673	574375741,4	8,759196089	6,034497

Yük tekrarı

$$\bar{N}_1 = 8,7728$$

$$S_{\bar{N}_1} = 0,0962$$

$$\left(N_1\right)_{G10} = 8,8959 + (1,28 \times 0,0962) = 8,8959$$

$$\left(N_1\right)_{G90} = 8,8959 - (1,28 \times 0,0962) = 8,6496$$

ARA Ç NO	KM	Yük Tekrarı	N*10 ⁸	Log (N)	Log(Nk)	
513	378.800	200959704,6	2,009597046	8,303108984	5,57840997	Tam yük
529	360.000	190985991,7	1,909859917	8,281001514	5,556302501	KM
532	380.000	201596324,6	2,015963246	8,30448261	5,579783597	(N _k) _i =5,596481446
533	390.167	206990087,3	2,069900873	8,315949548	5,591250534	S(N _k) _i =0,059028428
=557	332.761	176535248,9	1,765352489	8,246831434	5,522132421	Yük tekrarı
514	446.000	236610423,1	2,366104231	8,374033872	5,649334859	N _i =8,32118046
513	499.064	264761758,2	2,647617582	8,422855257	5,698156243	S(N _i) =0,059028428

517	507.500	269237196,6	2,692371966	8,43013506	5,705436047	Orta Yük
105	510.300	270722643,2	2,707226432	8,432524582	5,707825568	KM
517	543.750	288468425	2,88468425	8,460098283	5,73539927	(N _k) _i =5,871642106
526	545.630	289465796,3	2,894657963	8,461597254	5,736898241	S(N _k) _i =0,095137159
529	571.701	303296895,7	3,032968957	8,481867965	5,757168952	
101	612.525	324954707,1	3,249547071	8,511822832	5,787123819	Yük tekrarı
530	622.000	329981352,3	3,299813523	8,518489398	5,793790385	(N _i)=8,59634112
101	659.708	349986073,9	3,499860739	8,544050764	5,819351751	S(N _i) _i =0,095137159
504	761.000	403723165,8	4,037231658	8,60608367	5,881384657	
558	813.500	431575289,6	4,315752896	8,635056571	5,910357557	
503	821.000	435554164,4	4,355541644	8,63904217	5,914343157	
510	859.917	456200280,6	4,562002806	8,659155548	5,934456535	
507	861.627	457107464,1	4,571074641	8,660018313	5,9353193	
507	861.627	457107464,1	4,571074641	8,660018313	5,9353193	
530	866.500	459692671,7	4,596926717	8,66246758	5,937768567	
520	871.800	462504409,9	4,625044099	8,665115878	5,940416865	
520	871.800	462504409,9	4,625044099	8,665115878	5,940416865	
514	879.239	466450923,2	4,664509232	8,668805957	5,944106944	
503	893.314	473917945	4,73917945	8,675703154	5,95100414	
525	901.279	478143510,1	4,781435101	8,679558265	5,954859252	
505	945.487	501596589,8	5,015965898	8,700354575	5,975655562	
517	950.000	503990811,5	5,039908115	8,702422619	5,977723605	

523	1.000.286	530668371,4	5,306683714	8,724823204	6,00012419	Düşük Yük
536	1.032.000	547493176,2	5,474931762	8,738378711	6,013679697	KM
520	1.082.673	574376046,1	5,743760461	8,75919632	6,034497306	(N _k) _i =6,116119734
131	1.234.377	654857543	6,54857543	8,816146834	6,091447821	S(N _k) _i =0,054561277
107	1.261.298	669139581,6	6,691395816	8,82551672	6,100817707	
111	1.276.400	677151443,9	6,771514439	8,830685809	6,105986796	Yük tekrarı
561	1.289.000	683835953,6	6,838359536	8,834951931	6,110252917	(N _i)=8,840818747
560	1.291.000	684896986,9	6,848969869	8,835625256	6,110926242	S(N _i) _i =0,054561277
111	1.381.371	732840306,5	7,328403065	8,865009348	6,140310334	
111	1.384.576	734540612,4	7,345406124	8,866015813	6,141316799	
560	1.391.275	738094543,4	7,380945434	8,868111995	6,143412981	
556	1.404.655	745192856,1	7,451928561	8,872268683	6,147569669	
132	1.439.114	763473929,1	7,634739291	8,882794211	6,158095198	
116	1.443.922	766024653,1	7,660246531	8,884242747	6,159543733	
107	1.471.441	780623940,6	7,806239406	8,892441866	6,167742853	
555	1.485.698	788187516,4	7,881875164	8,896629552	6,171930539	
565	1.501.000	796305482,1	7,963054821	8,901079706	6,176380692	

Gerilme Hesabı [KM]	
265,126529	$\bar{\sigma} = 262,0646$
268,872256	$S_{\bar{\sigma}} = 10,0013$
264,893792	
262,950918	
274,661783	
253,109537	
244,8376	
243,604164	$\bar{\sigma} = 215,4434$
243,199301	$S_{\bar{\sigma}} = 16,1193$
238,527415	
238,27344	
234,83892	
229,763587	
228,634053	
224,303123	
213,792723	
208,883768	
208,208477	
204,800614	
204,654434	
204,654434	
204,239448	
203,79074	
203,79074	
203,16552	
201,996909	
201,343728	
197,820154	
197,46976	
193,674369	$\bar{\sigma} = 174,0209$
191,377623	$S_{\bar{\sigma}} = 9,2444$
187,850441	
178,201164	
176,613599	
175,737787	
175,014966	
174,900883	
169,922258	
169,75173	
169,396569	
168,69229	
166,908922	
166,663493	
165,274294	
164,564763	
163,810762	

Gerilme Hesabı [Yük tekrarı]

243,2113434 $\bar{\sigma} = 241,6467134$
 245,12541 $S_{\bar{\sigma}} = 5,11068638$
 243,0924147
 242,0996063
 248,0838585
 237,0706604
 232,8437007

232,2134147 $\bar{\sigma} = 217,8232797$
 232,0065297 $S_{\bar{\sigma}} = 8,23698345$
 229,6191962
 229,4894152
 227,7343753
 225,1408803
 224,5636885
 222,3505832
 216,9797688
 214,4712926
 214,126219
 212,384801
 212,3101028
 212,3101028
 212,098045
 211,8687551
 211,8687551
 211,5492678
 210,9521079
 210,618332
 208,8177857
 208,6387343

206,6992897 $\bar{\sigma} = 196,6563855$
 205,5256528 $S_{\bar{\sigma}} = 4,723920097$
 203,7232624
 198,7924819
 197,9812363
 197,5336962
 197,164335
 197,1060385
 194,5619612
 194,4748214
 194,2933338
 193,9334474
 193,0221462
 192,8967319
 192,1868514
 191,8242812
 191,4389865

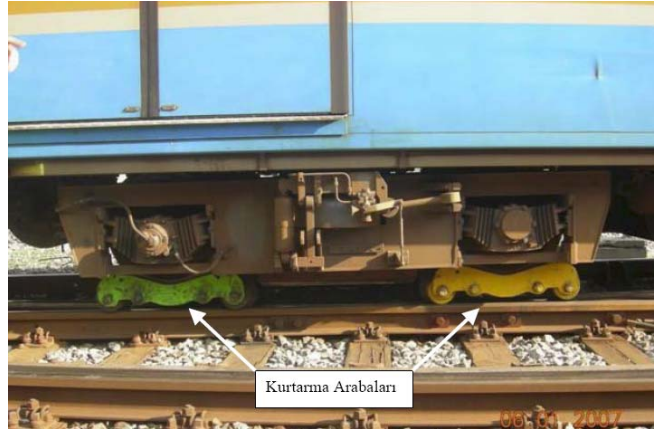
Tam Yük	$\bar{\sigma}_g = 241,64$ $S_{\sigma_g} = 5,1106$	$\left(\sigma_g\right)_{G10} = 248,18$ $\left(\sigma_g\right)_{G90} = 235,09$
Orta Yük	$\bar{\sigma}_g = 217,82$ $S_{\sigma_g} = 8,2369$	$\left(\sigma_g\right)_{G10} = 228,36$ $\left(\sigma_g\right)_{G90} = 207,27$
Düşük Yük	$\bar{\sigma}_g = 196,65$ $S_{\sigma_g} = 4,7239$	$\left(\sigma_g\right)_{G10} = 202,69$ $\left(\sigma_g\right)_{G90} = 190,6$

	Log N			σ_g
Tam Yük	8,3966	8,3211	8,2455	248
Orta Yük	8,718	8,5963	8,5207	228
Düşük Yük	8,9105	8,8408	8,7710	202
	G10	G50	G90	

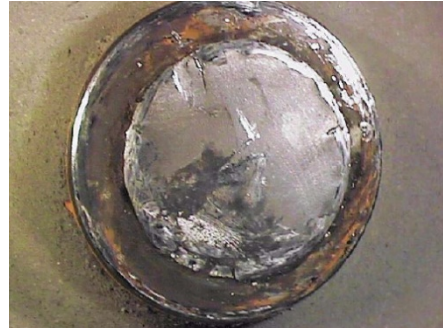
Ek 3 Raydan çıkan 565 no'lu araca ait resimler



Şekil Ek 3.1 Hidrolik pompalarla araç kaldırılarak kurtarma arabaları tekerlek altlarına yerleştirilir (565 no'lu araçta aks kırılması raporu, 2007).



Şekil Ek 3.2 Kurtarma arabaları (565 no'lu araçta aks kırılması raporu, 2007).



Şekil Ek 3.3 Kırık parça yüzeyinden çekilen resim
(a) dişli kutusu tarafından (b) tekerlek tarafından

Ek 4 Boji cer dingilinin mukavemet hesapları

Boji dingiline gelen yatak yükleri ve tekerleklerle gelen tepki kuvvetleri araştırılmış ve bu yüklerin meydana getirdiği eğilme momenti değerleri aşağıda olduğu gibi elde edilmiştir. Bu değerlere göre tehlikeli noktalarda gerilme analizi yapılmıştır. Mil malzemesi (34CrNiMo6) için $\sigma_{Ak} = 590 \text{ N/mm}^2$ ve $\sigma_K = 780 - 930 \text{ N/mm}^2$ 'dir. Tekerleklerle gelen tepki kuvvetleri:

$$-41000 + F_A - 1350 - 450 + F_B - 41000 = 0$$

$$(-41000.199,5) + (1350.185,5) + (450.1270,5) - (F_B.1481) + (41000.1680,5) = 0$$

$$F_A = 41555,13 \text{ N ve } F_B = 42244,87 \text{ N}$$

Mil üzerinde belirlenen I, II, III, IV, V ve VI kesitleri için hesaplanan eğilme momentleri:

I. Kesitinde: $x = 0$, $M_I = 0$

II. Kesitinde: $x = 199,5 \text{ mm}$, $M_{II} = -8179500 \text{ Nmm}$

III. Kesitinde: $x = 385 \text{ mm}$, $M_{III} = -7948738 \text{ Nmm}$

IV. Kesitinde: $x = 1470 \text{ mm}$, $M_{IV} = -8063748 \text{ Nmm}$

V. Kesitinde: $x = 1680 \text{ mm}$, $M_V = -8180786 \text{ Nmm}$

VI. Kesitinde: $x = 1880 \text{ mm}$, $M_{VI} = -1459,56 \text{ Nmm}$

Hesaplanan eğilme moment değerlerine göre eğilme moment diyagramı ölçekli olarak çizilir.

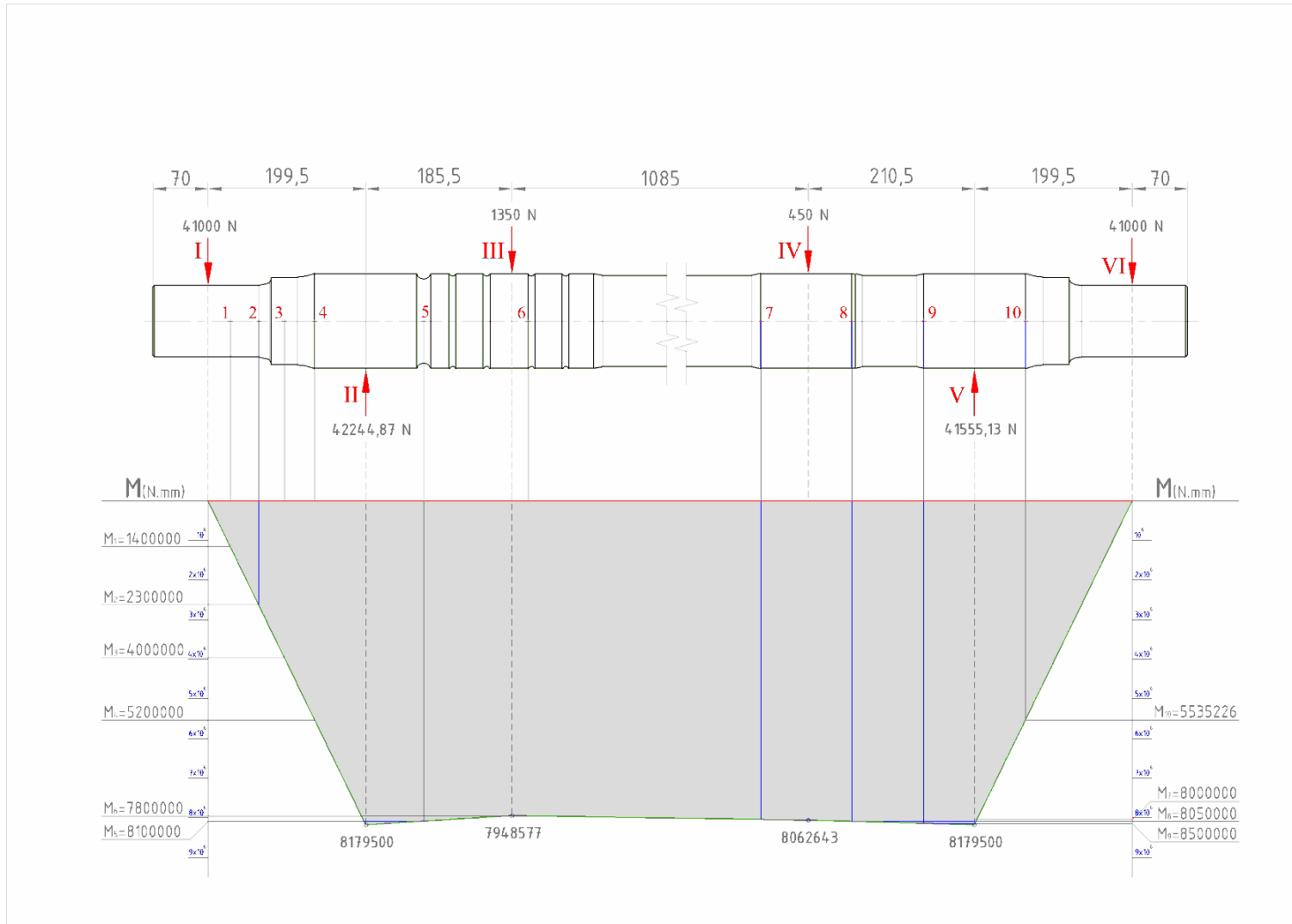
Çizilen diyagram üzerinden 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 ve 9 kesitlerinde oluşan moment değerleri Şekil Ek 4.1'de verilen diyagramdan okunarak Çizelge Ek 4.1'de listelenmiştir.

Çizelge Ek 4.1 Diyagramdan okunan eğilme moment değerleri

1/1 ölçeğindeki değer	Diyagramdan okunan eğilme moment değeri
$x_1 = 100\text{mm}$	$M_1 = 1400000\text{Nmm}$
$x_2 = 134\text{mm}$	$M_2 = 2300000\text{Nmm}$
$x_3 = 162\text{mm}$	$M_3 = 4000000\text{Nmm}$
$x_4 = 205\text{mm}$	$M_4 = 5200000\text{Nmm}$
$x_5 = 558\text{mm}$	$M_5 = 8100000\text{Nmm}$
$x_6 = 1410\text{mm}$	$M_6 = 7800000\text{Nmm}$
$x_7 = 1530\text{mm}$	$M_7 = 8000000\text{Nmm}$
$x_8 = 1616\text{mm}$	$M_8 = 8050000\text{Nmm}$
$x_9 = 1745\text{mm}$	$M_9 = 8500000\text{Nmm}$

Hesaplanan ve diyagramdan okunan moment değerlerinden 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9 ve I, II, III, IV, V, VI kesitlerinde oluşan gerilme değerleri ve emniyet katsayıları (S) elde edilir.

Çizelge Ek 4.2 incelendiğinde, statik durum için hesaplanan emniyet katsayıları görülmektedir. Yol şartlarının dahil edilmesi ve dinamik şartların oluşmasıyla bu değerlerde düşme gerçekleşecektir. Hesaplanan emniyet katsayılarından en küçüğünün ise 5 no'lu kesitte olduğu görülmektedir. Bu kesit kırılmaların meydana geldiği kesittir.



Şekil Ek 4.1 Aks mili eğilme moment diyagramı

Çizelge Ek 4.2 Emniyet katsayısı (S) değerinin hesabı

$(\sigma_e)_{\text{nominal}}$	$(\sigma_e)_{\text{gerçek}} = \frac{K_{\zeta}}{K_b K_y} (\sigma_e)_{\text{nominal}}$	$S = \frac{\sigma_K}{(\sigma_e)_{\text{gerçek}}}$
$\sigma_I = \frac{M_I}{W_1} = 0$		
$\sigma_1 = \frac{M_1}{W_1} = 19,5 \text{ N/mm}^2$	$(\sigma_1)_g = 19,5 \text{ N/mm}^2$	$S = 40$
$\sigma_2 = \frac{M_2}{W_1} = 32,13 \text{ N/mm}^2$	$(\sigma_2)_g = 54,81 \text{ N/mm}^2$	$S = 14,2$
$\sigma_3 = \frac{M_3}{W_2} = 30,61 \text{ N/mm}^2$	$(\sigma_3)_g = 30,61 \text{ N/mm}^2$	$S = 25,4$
$\sigma_4 = \frac{M_4}{W_3} = 31,43 \text{ N/mm}^2$	$(\sigma_4)_g = 53,3 \text{ N/mm}^2$	$S = 14,6$
$\sigma_{II} = \frac{M_{II}}{W_3} = 49,44 \text{ N/mm}^2$	$(\sigma_{II})_g = 49,44 \text{ N/mm}^2$	$S = 15,7$
$\sigma_5 = \frac{M_5}{W_4} = 69,27 \text{ N/mm}^2$	$(\sigma_5)_g = 159 \text{ N/mm}^2$	$S = 4,9$
$\sigma_{III} = \frac{M_{III}}{W_5} = 46,85 \text{ N/mm}^2$	$(\sigma_{III})_g = 46,85 \text{ N/mm}^2$	$S = 16,6$
$\sigma_6 = \frac{M_6}{W_5} = 45,97 \text{ N/mm}^2$	$(\sigma_6)_g = 99,2 \text{ N/mm}^2$	$S = 7,8$
$\sigma_7 = \frac{M_7}{W_6} = 70,39 \text{ N/mm}^2$	$(\sigma_7)_g = 150,2 \text{ N/mm}^2$	$S = 5,19$
$\sigma_{IV} = \frac{M_{IV}}{W_7} = 48,13 \text{ N/mm}^2$	$(\sigma_{IV})_g = 48,13 \text{ N/mm}^2$	$S = 16,2$
$\sigma_8 = \frac{M_8}{W_6} = 70,83 \text{ N/mm}^2$	$(\sigma_8)_g = 151 \text{ N/mm}^2$	$S = 5,16$
$\sigma_9 = \frac{M_9}{W_3} = 51,37 \text{ N/mm}^2$	$(\sigma_9)_g = 87,17 \text{ N/mm}^2$	$S = 8,94$
$\sigma_V = \frac{M_V}{W_3} = 49,44 \text{ N/mm}^2$	$(\sigma_V)_g = 49,44 \text{ N/mm}^2$	$S = 15,7$

$\sigma_{10} = \frac{M_{10}}{W_3} = 30,22 \text{ N/mm}^2$	$(\sigma_{10})_g = 51,22 \text{ N/mm}^2$	$S = 15,2$
$\sigma_{VI} = \frac{M_{VI}}{W_1} = 0$		

Çizelge Ek 4.3 Büyütme faktörü değerleri

Mil çapı $d(\text{mm})$	Kesit atalet momenti $W = \frac{\pi d^3}{32} (\text{mm}^3)$	Büyütme faktörü $\frac{K_\zeta}{K_b K_y}$
$d_1 = 90$	$W_1 = 71569,4$	1,706
$d_2 = 110$	$W_2 = 130670,6$	–
$d_3 = 119$	$W_3 = 165440,09$	1,697
$d_4 = 106$	$W_4 = 116927,1$	2,296
$d_5 = 120$	$W_5 = 169646$	2,16
$d_6 = 105$	$W_6 = 113649,5$	2,134
$d_7 = 119,5$	$W_7 = 167534,2$	–

$$(\sigma_e)_{\text{gerçek}} = \frac{K_\zeta}{K_b K_y} (\sigma_e)_{\text{nominal}} : \frac{K_\zeta}{K_b K_y} \text{ çentik, boyut ve yüzey etkilerini içeren}$$

düzeltilme faktörüdür ve birden küçük bir ifadedir.

Çentik Faktörünün (K_ζ) Hesabı:

$$K_\zeta = q(K_t - 1) + 1$$

q : çentik hassasiyetidir. Hesaplarda $q = 1$ alınacaktır.

K_t : teorik gerilme yığılma faktörüdür. “ $\frac{r}{d}$ ” ve “ $\frac{D}{d}$ ” hesaplanarak tablodan K_t değeri okunacaktır:

$$M_I \text{ ve } M_{II} \text{ momentlerinin meydana geldiği kesitte; } \sigma_{eI} = (\sigma_{eI})_{\text{gerçek}}$$

M_2 momentinin meydana geldiği kesitte; $K_t = 1,278$

$$\frac{D}{d} = \frac{102,7}{89,8} = 1,14$$

$$\frac{r}{d} = \frac{30}{89,8} = 0,33$$

M_3 momentinin meydana geldiği kesitte; $\sigma_{e3} = (\sigma_{e3})_{\text{gerçek}}$

M_4 momentinin meydana geldiği kesitte; $K_t = 1,238$

$$\frac{D}{d} = \frac{119}{110} = 1,08$$

$$\frac{r}{d} = \frac{30}{89,8} = 0,36$$

M_5 momentinin meydana geldiği kesitte; $K_t = 1,7$

$$\frac{D}{d} = \frac{112}{106} = 1,05$$

$$\frac{r}{d} = \frac{10}{109} = 0,09$$

M_{II} ve M_{III} momentlerinin meydana geldiği kesitte; $\sigma_{eII} = (\sigma_{eII})_{\text{gerçek}}$

M_6 momentinin meydana geldiği kesitte; $K_t = 1,58$

$$\frac{D}{d} = \frac{120}{105} = 1,14$$

$$\frac{r}{d} = \frac{20}{105} = 0,19$$

M_7 momentinin meydana geldiği kesitte; $K_t = 1,58$

$$\frac{D}{d} = \frac{120}{105} = 1,14$$

$$\frac{r}{d} = \frac{20}{105} = 0,19$$

M_8 ve M_9 momentinin meydana geldiği kesitte; $K_t = 1,17$

$$\frac{D}{d} = \frac{105}{119} = 0,88$$

$$\frac{r}{d} = \frac{20}{119} = 0,16$$

$$\sigma_{eIV} = (\sigma_{eIV})_{\text{gerçek}}$$

$M_{IV, V, VI}$ momentlerinin meydana geldiği kesitte; $\sigma_{eV} = (\sigma_{eV})_{\text{gerçek}}$

$$\sigma_{eVI} = (\sigma_{eVI})_{\text{gerçek}}$$

M_{10} momentinin meydana geldiği kesitte; $K_t = 1,158$

$$\frac{D}{d} = \frac{119}{110} = 1,08$$

$$\frac{r}{d} = \frac{20}{110} = 0,18$$

Boyut Faktörünün (K_b) Hesabı:

d(mm)	K_b
60	0,8
120	0,75

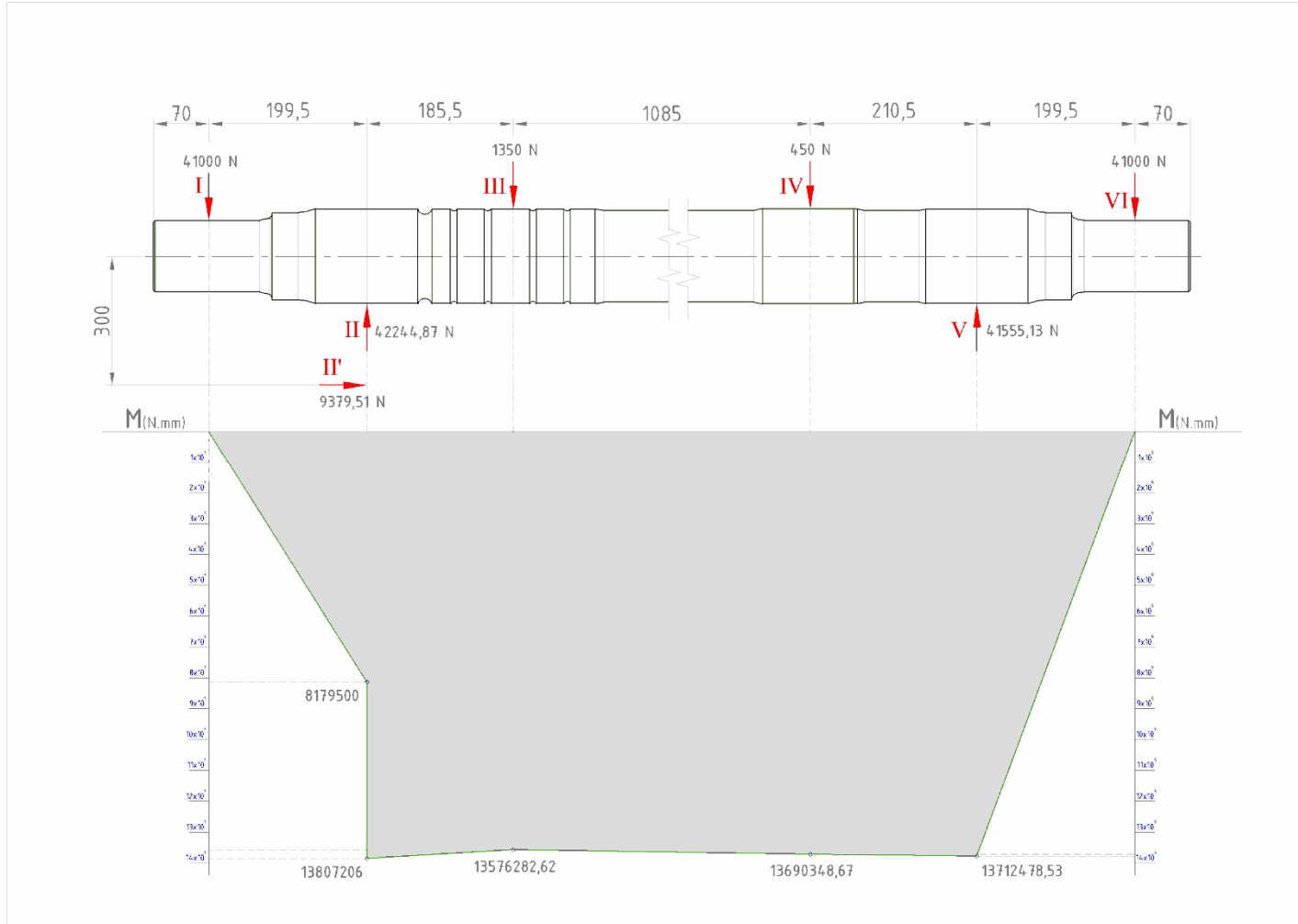
Yüzey Faktörünün (K_y) Hesabı:

	700 N/mm ²	800 N/mm ²
Parlatılmış	0,975	0,972

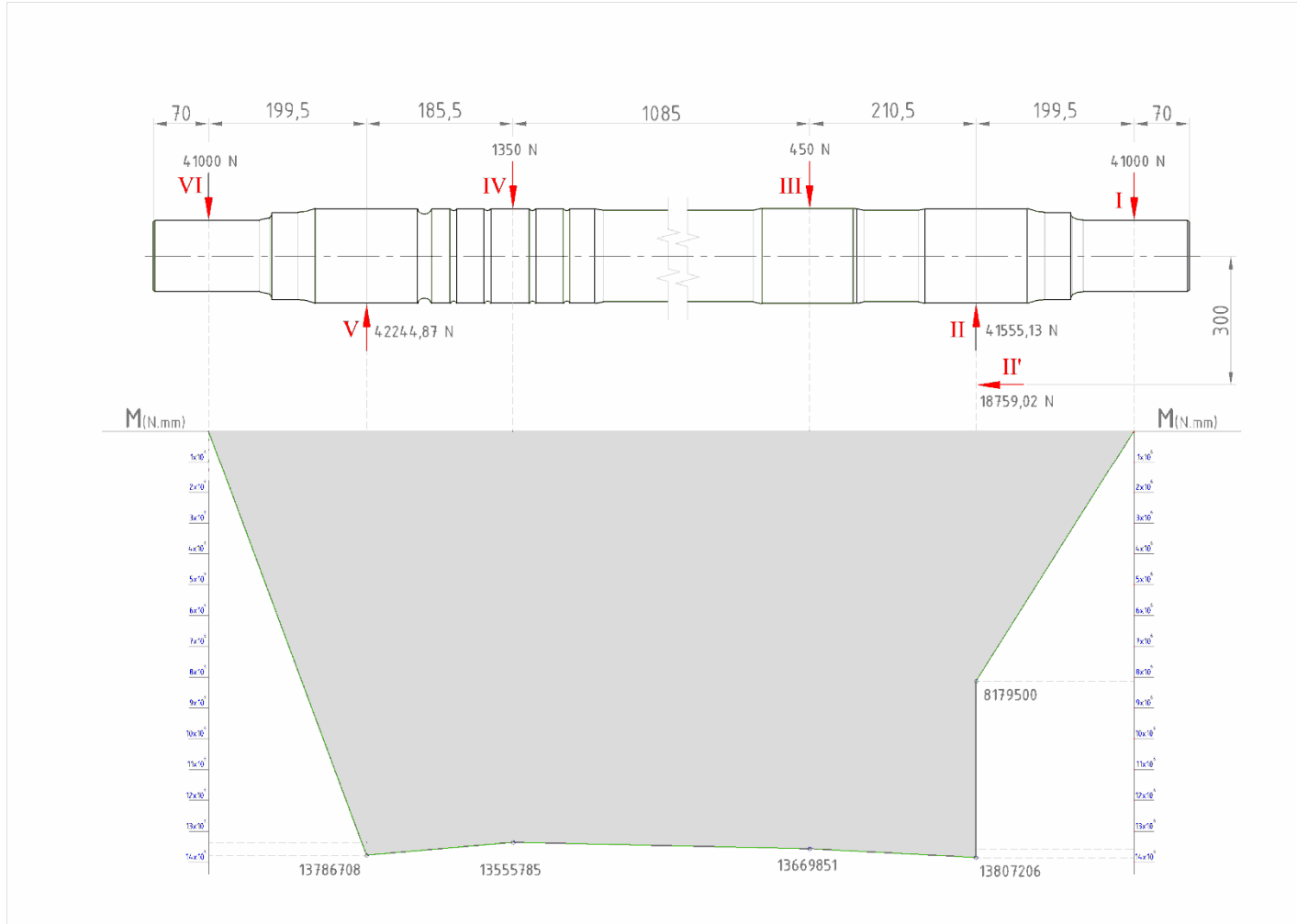
$\sigma_K = 780 \text{ N/mm}^2$ için interpolasyon yapılmış ve $K_y = 0,9726$ olarak hesaplanmıştır.

.

Ek 5 Viraja girme ve düz yol durumunda gerilme hesabı



Şekil Ek 5.1 Sağa dönüş durumunda merkezkaç kuvvetin de dahil edilmesiyle elde edilen eğilme moment diyagramı



Şekil Ek 5.2 Sola dönüş durumunda merkezkaç kuvvetin de dahil edilmesiyle elde edilen eğilme moment diyagramı

Viraja Girme Durumu

Tam Yük:

Tam Yk=89183,3 N

$$F_{\text{sant}} = \frac{89183,3}{9,81} \times \frac{22,22^2}{220} = 20402,33\text{N}$$

$$Me = -\left(\frac{89183,3}{2} \times 199,5\right) - (20402,33 \times 300) = 15016733,18\text{Nmm}$$

$$(\sigma_{\text{maks}})_{\text{viraj}} = \frac{Me}{W_4}$$

$$(\sigma_{\text{maks}})_{\text{viraj}} = \frac{15016733,18}{116927,72} = 128,42\text{N/mm}^2$$

$$(\sigma_e)_{\text{gerçek}} = \frac{K_{\xi}}{K_b K_y} (\sigma_e)_{\text{no min al}}$$

$$\sigma_g = 2,296 \times 128,42 = 294,86\text{N/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{bil}} = \sqrt{(\sigma_g)^2 + 3(\tau)^2}$$

$$\sigma_{\text{bil}} = \sqrt{(294,86)^2 + 3(12,61)^2} = 295,66\text{N/mm}^2$$

Orta Yk:

Orta Yk=71558,3 N

$$F_{\text{sant}} = \frac{71558,3}{9,81} \times \frac{22,22^2}{220} = 16370,23\text{N}$$

$$Me = -\left(\frac{71558,3}{2} \times 199,5\right) - (16370,29 \times 300) = 12049027,43\text{Nmm}$$

$$(\sigma_{\text{maks}})_{\text{viraj}} = \frac{Me}{W_4}$$

$$(\sigma_{\text{maks}})_{\text{viraj}} = \frac{12049027,43}{116927,72} = 103,04 \text{ N/mm}^2$$

$$(\sigma_e)_{\text{gerçek}} = \frac{K_{\zeta}}{K_b K_y} (\sigma_e)_{\text{no min al}}$$

$$\sigma_g = 2,296 \times 103,04 = 236,59 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{bil}} = \sqrt{(\sigma_g)^2 + 3(\tau)^2}$$

$$\sigma_{\text{bil}} = \sqrt{(236,59)^2 + 3(12,61)^2} = 237,6 \text{ N/mm}^2$$

Düşük Yük:

Düşük Yük=53930 N

$$F_{\text{sant}} = \frac{53930}{9,81} \times \frac{22,22^2}{220} = 12337,49 \text{ N}$$

$$Me = -\left(\frac{53930}{2} \times 199,5\right) - (12337,49 \times 300) = 9080764,73 \text{ Nmm}$$

$$(\sigma_{\text{maks}})_{\text{viraj}} = \frac{Me}{W_4}$$

$$(\sigma_{\text{maks}})_{\text{viraj}} = \frac{12337,49}{116927,72} = 77,66 \text{ N/mm}^2$$

$$(\sigma_e)_{\text{gerçek}} = \frac{K_{\zeta}}{K_b K_y} (\sigma_e)_{\text{no min al}}$$

$$\sigma_g = 2,296 \times 77,66 = 165,32 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{bil} = \sqrt{(\sigma_g)^2 + 3(\tau)^2}$$

$$\sigma_{bil} = \sqrt{(165,66)^2 + 3(12,61)^2} = 166,75 \text{ N/mm}^2$$

Düz Yol Durumu

Tam Yük:

$$M_e = 44591,65 \times 199,5 = 8896034,17 \text{ Nmm}$$

$$(\sigma_{maks})_{viraj} = \frac{M_e}{W_4}$$

$$(\sigma_{maks})_{viraj} = \frac{8896034,17}{116927,72} = 76,08 \text{ N/mm}^2$$

$$(\sigma_e)_{gerçek} = \frac{K_\zeta}{K_b K_y} (\sigma_e)_{no \text{ min al}}$$

$$\sigma_g = 2,296 \times 76,08 = 174,67 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{bil} = \sqrt{(\sigma_g)^2 + 3(\tau)^2}$$

$$\sigma_{bil} = \sqrt{(174,67)^2 + 3(12,61)^2} = 176,03 \text{ N/mm}^2$$

Orta Yük:

$$M_e = 71558,3 \times 199,5 = 7137940,42 \text{ Nmm}$$

$$(\sigma_{maks})_{viraj} = \frac{M_e}{W_4}$$

$$(\sigma_{\text{maks}})_{\text{viraj}} = \frac{7137940,42}{116927,72} = 61,04 \text{ N/mm}^2$$

$$(\sigma_e)_{\text{gerçek}} = \frac{K_{\xi}}{K_b K_y} (\sigma_e)_{\text{no min al}}$$

$$\sigma_g = 2,296 \times 61,04 = 140,16 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{bil}} = \sqrt{(\sigma_g)^2 + 3(\tau)^2}$$

$$\sigma_{\text{bil}} = \sqrt{(140,16)^2 + 3(12,61)^2} = 141,85 \text{ N/mm}^2$$

Düşük Yük:

$$M_e = 53930 \times 199,5 = 5379517,5 \text{ Nmm}$$

$$(\sigma_{\text{maks}})_{\text{viraj}} = \frac{M_e}{W_4}$$

$$(\sigma_{\text{maks}})_{\text{viraj}} = \frac{5379517,5}{116927,72} = 46 \text{ N/mm}^2$$

$$(\sigma_e)_{\text{gerçek}} = \frac{K_{\xi}}{K_b K_y} (\sigma_e)_{\text{no min al}}$$

$$\sigma_g = 2,296 \times 46 = 105,63 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{bil}} = \sqrt{(\sigma_g)^2 + 3(\tau)^2}$$

$$\sigma_{\text{bil}} = \sqrt{(105,63)^2 + 3(12,61)^2} = 107,86 \text{ N/mm}^2$$

Yapılan hesaplar sonucu elde edilen bileşik gerilmeler dinamik faktörün de dahil edilmesiyle aşağıda verilmiştir.

Çizelge Ek 5.1 Bileşke gerilme değerleri.

	Düz yolda σ_{bil} (N/mm ²)	Virajda σ_{bil} (N/mm ²)
Tam yük	176,03×1,25=220,03	295,66×1,25=369,57
Orta yük	141,85×1,25=177,31	237,6×1,25=297
Düşük yük	107,86×1,25=134,82	166,75×1,25=208,43

Bu bileşik gerilme değerleri denklem 6.3, 6.4 ve 6.5 de yerine konularak denlem 6.6'daki eşdeğer gerilmeye ulaşılır.

Tam yük:

$$\frac{1}{\sigma_{esI}} = \frac{c_1'}{(\sigma_1)_{tamyük / viraj}} + \frac{c_2'}{(\sigma_2)_{tamyük / düz}} \quad (6.3)$$

$$\frac{1}{\sigma_{esI}} = \frac{0,487}{369,57} + \frac{0,513}{220,03}$$

$$\sigma_{esI} = 274,72 \text{ N/mm}^2$$

Orta yük:

$$\frac{1}{\sigma_{esII}} = \frac{c_1'}{(\sigma_1)_{ortayük / viraj}} + \frac{c_2'}{(\sigma_2)_{ortayük / düz}} \quad (6.4)$$

$$\frac{1}{\sigma_{esII}} = \frac{0,365}{297} + \frac{0,635}{177,31}$$

$$\sigma_{esII} = 208,03 \text{ N/mm}^2$$

Düşük yük:

$$\frac{1}{\sigma_{esIII}} = \frac{c_1'}{(\sigma_1)_{düşükyük / viraj}} + \frac{c_2'}{(\sigma_2)_{düşükyük / düz}} \quad (6.5)$$

$$\frac{1}{\sigma_{\text{esIII}}} = \frac{0,731}{208,43} + \frac{0,269}{134,82}$$

$$\sigma_{\text{esIII}} = 183 \text{ N/mm}^2$$

Ek 6 Standard değişken

Çizelge Ek 6.1 Normal dağılım tablosu (Tahralı ve Dikmen, 1995).

z_{α}	,00	,01	,02	,03	,04	,05	,06	,07	,08	,09
0,0	,5000	,4960	,4920	,4880	,4840	,4801	,4761	,4721	,4681	,4641
0,1	,4602	,4562	,4522	,4483	,4443	,4404	,4364	,4325	,4286	,4247
0,2	,4207	,4168	,4129	,4090	,4052	,4013	,3974	,3936	,3897	,3859
0,3	,3821	,3783	,3745	,3707	,3669	,3632	,3594	,3557	,3520	,3483
0,4	,3446	,3409	,3372	,3336	,3300	,3264	,3228	,3192	,3156	,3121
0,5	,3085	,3050	,3015	,2981	,2946	,2912	,2877	,2843	,2810	,2776
0,6	,2743	,2709	,2676	,2643	,2611	,2578	,2546	,2514	,2483	,2451
0,7	,2420	,2389	,2358	,2327	,2296	,2266	,2236	,2206	,2177	,2148
0,8	,2119	,2090	,2061	,2033	,2005	,1977	,1949	,1922	,1894	,1867
0,9	,1841	,1814	,1788	,1762	,1736	,1711	,1685	,1660	,1635	,1611
1,0	,1587	,1562	,1539	,1515	,1492	,1469	,1446	,1423	,1401	,1379
1,1	,1357	,1335	,1314	,1292	,1271	,1251	,1230	,1210	,1190	,1170
1,2	,1151	,1131	,1112	,1093	,1075	,1056	,1038	,1020	,1003	,0985
1,3	,0968	,0951	,0934	,0918	,0901	,0885	,0869	,0853	,0838	,0823
1,4	,0808	,0793	,0778	,0764	,0749	,0735	,0721	,0708	,0694	,0681
1,5	,0668	,0655	,0643	,0630	,0618	,0606	,0594	,0582	,0571	,0559
1,6	,0548	,0537	,0526	,0516	,0505	,0495	,0485	,0475	,0465	,0455
1,7	,0446	,0436	,0427	,0418	,0409	,0401	,0392	,0384	,0375	,0367
1,8	,0359	,0351	,0344	,0336	,0329	,0322	,0314	,0307	,0301	,0294
1,9	,0287	,0281	,0274	,0268	,0269	,0256	,0250	,0244	,0239	,0233
2,0	,0228	,0222	,0217	,0212	,0207	,0202	,0197	,0192	,0188	,0183
2,1	,0179	,0174	,0170	,0166	,0162	,0158	,0154	,0150	,0146	,0143
2,2	,0139	,0136	,0132	,0129	,0125	,0122	,0119	,0116	,0113	,0110
2,3	,0107	,0104	,0102	,0099	,0096	,0094	,0091	,0089	,0087	,0084
2,4	,0082	,0080	,0078	,0075	,0073	,0071	,0069	,0068	,0066	,0064
2,5	,0062	,0060	,0059	,0057	,0055	,0054	,0052	,0051	,0049	,0048
2,6	,0047	,0045	,0044	,0043	,0041	,0040	,0039	,0038	,0037	,0036
2,7	,0035	,0034	,0033	,0032	,0031	,0030	,0029	,0028	,0027	,0026
2,8	,0026	,0025	,0024	,0023	,0023	,0022	,0021	,0020	,0020	,0019
2,9	,0019	,0018	,0017	,0017	,0016	,0016	,0015	,0015	,0014	,0014

Çizelge Ek 6.2 Normal Dağılım Tablosu Esas Alınarak Hesaplanan
% 1'den % 99'a Güvenirlikli Ömür Değerleri (Tahralı ve Dikmen, 1995).

Güvenirlik (%)	Z_{α}	G
1	+2,32	$N = +2,32S_N + \bar{N}$
10	+1,28	$N = +1,28S_N + \bar{N}$
20	+0,84	$N = +0,84S_N + \bar{N}$
30	+0,52	$N = +0,52S_N + \bar{N}$
40	+0,25	$N = +0,25S_N + \bar{N}$
50	0	$N = 0 + \bar{N}$
60	-0,25	$N = -0,25S_N + \bar{N}$
70	-0,52	$N = -0,52S_N + \bar{N}$
80	-0,84	$N = -0,84S_N + \bar{N}$
90	-1,28	$N = -1,28S_N + \bar{N}$
99	-2,32	$N = -2,32S_N + \bar{N}$

Ek 7 Güvenirlikli sürekli mukavemet değerlerinin hesabı

[km] esas alınarak gerilme-ömür bağıntısını veren Wöhler diyagramında hesaplanan sürekli mukavemet değerleri:

% 10 güvenirlikli sürekli mukavemet değeri:

$$\left(\sigma_g \right)_{H90 = G10} = 174,02 + (1,28 \times 9,244) = 185,83 \text{ N / mm}^2$$

% 50 güvenirlikli sürekli mukavemet değeri:

$$\left(\sigma_g \right)_{H50 = G50} = 174,02 \text{ N / mm}^2$$

% 90 güvenirlikli sürekli mukavemet değeri:

$$\left(\sigma_g \right)_{H10 = G90} = 174,02 - (1,28 \times 9,244) = 162,18 \text{ N / mm}^2$$

[yük tekrarı] esas alınarak gerilme-ömür bağıntısını veren Wöhler diyagramında hesaplanan sürekli mukavemet değerleri:

% 10 güvenirlikli sürekli mukavemet değeri:

$$\left(\sigma_g \right)_{H90 = G10} = 196,65 + (1,28 \times 4,7239) = 202,69 \text{ N / mm}^2$$

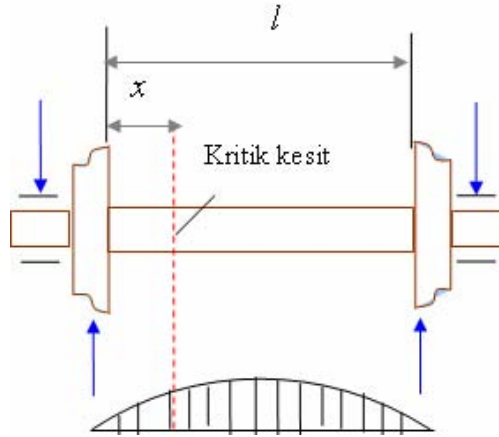
% 50 güvenirlikli sürekli mukavemet değeri:

$$\left(\sigma_g \right)_{H50 = G50} = 196,65 \text{ N / mm}^2$$

% 90 güvenirlikli sürekli mukavemet değeri:

$$\left(\sigma_g \right)_{H90 = G10} = 196,65 - (1,28 \times 4,7239) = 190,6 \text{ N / mm}^2$$

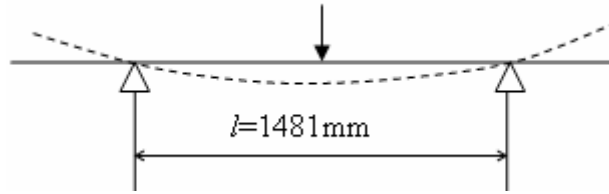
Ek 8 Titreşimden kaynaklanan gerilmenin hesabı



Şekil Ek 8.1 Aks milinin kritik kesitinde oluşan eğilme gerilmesi.

Çizelge 6.5’de belirtilen kritik kesitte meydana gelen eğilme momenti $M_e = \frac{W \cdot x}{2}(1-x)$

formülü ile, dinamik kuvvet ise $F_{\text{din}} = (k_e - m\omega^2) \cdot \delta_{\text{din}}$, ve $w = \frac{v}{r}$ formülleri ile hesaplanmıştır.



Şekil Ek 8.2 Aks milinde oluşan statik çökme.

$$k_e = \frac{48 \times 210.000 \times \frac{\pi \times 112^4}{64}}{1481^3} = 23968 \times 10^3 \text{ N/m}$$

V=30 km/saat hızında:

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{30.000/3600}{0,3} = 27,77 [1/\text{sn}]$$

$$F_{\text{din}} = (23968 \times 10^3 - 8788,9 \times 27,77^2) \times 52 \times 10^{-7} = 89,38 [N]$$

$$M_e = \frac{89,38 \times 69}{2} \times (1481 - 69) = 4354057,32 [Nmm]$$

$$\left((\sigma_e)_{\text{titreşim}} \right)_{\text{no min al}} = \frac{4354057,32}{116927} = 37,23 [N/mm^2]$$

$$\left(\left(\sigma_e \right)_{\text{titresim}} \right)_{\text{gerçek}} = 37,23 \times 2,296 = 85,49 \left[\text{N} / \text{mm}^2 \right]$$

V=40 km/saat hızında:

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{40.000/3600}{0,3} = 37,03 \left[1/\text{sn} \right]$$

$$F_{\text{din}} = \left(23968 \times 10^3 - 8788,9 \times 37,03^2 \right) \times 37,2 \times 10^{-7} = 44,32 \left[\text{N} \right]$$

$$M_e = \frac{44,32 \times 69}{2} \times (1481 - 69) = 2159004,48 \left[\text{Nmm} \right]$$

$$\left(\left(\sigma_e \right)_{\text{titresim}} \right)_{\text{no min al}} = \frac{2159004,48}{116927} = 18,46 \left[\text{N} / \text{mm}^2 \right]$$

$$\left(\left(\sigma_e \right)_{\text{titresim}} \right)_{\text{gerçek}} = 18,46 \times 2,296 = 42,39 \left[\text{N} / \text{mm}^2 \right]$$

V=50 km/saat hızında:

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{50.000/3600}{0,3} = 46,29 \left[1/\text{sn} \right]$$

$$F_{\text{din}} = \left(23968 \times 10^3 - 8788,9 \times 46,29^2 \right) \times 26 \times 10^{-7} = 13,352 \left[\text{N} \right]$$

$$M_e = \frac{13,352 \times 69}{2} \times (1481 - 69) = 650429,32 \left[\text{Nmm} \right]$$

$$\left(\left(\sigma_e \right)_{\text{titresim}} \right)_{\text{no min al}} = \frac{650429,32}{116927} = 5,56 \left[\text{N} / \text{mm}^2 \right]$$

$$\left(\left(\sigma_e \right)_{\text{titresim}} \right)_{\text{gerçek}} = 5,56 \times 2,296 = 12,77 \left[\text{N} / \text{mm}^2 \right]$$

$$\frac{1}{\left(\sigma_{\text{titresim}} \right)_{\text{eş}}} = \frac{C_1}{12,77} + \frac{C_2}{42,39} + \frac{C_3}{85,49}$$

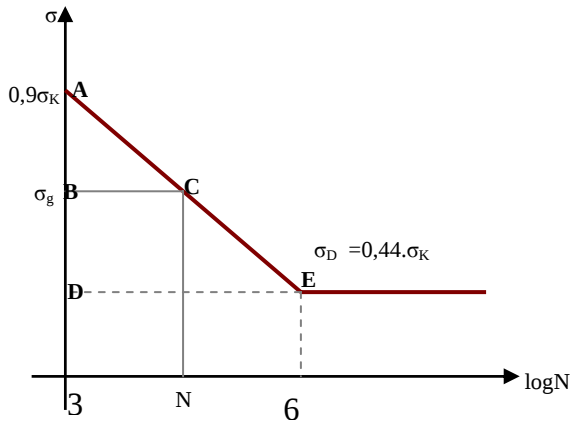
$$\left(\sigma_{\text{titresim}} \right)_{\text{eş}} = 32,46 \text{ N} / \text{mm}^2$$

Ek 9 Genel logaritmik ömür denkleminin elde edilmesi

Diyaigramların çiziminde izlenilen yol şöyledir: Grafiklerdeki herhangi bir gerilme genliği değerine karşılık gelen N ömrünü, bu eğri üzerinden okuyabilmek için N yük tekrarındaki σ_g gerilmesi ele alınmıştır. Burada ABC ve ADE üçgenleri arasındaki benzer üçgen bağıntıları yazılarak eğilme durumunda tam değişken zorlanma altında 34CrNiMo6 malzemesinin ömür denkleminin elde edilmiştir. Gerekli mukavemet değerleri Çizelge Ek 9.1’den alınmıştır.

Çizelge Ek 9.1 Tam değişken zorlanmada (σ_D) ve titreşimli zorlanmada (σ_{DT}) Mukavemet Değerleri (Tahralı ve Dikmen, 1995).

	Dinamik Zorlanmalar					
	Çekme		Eğilme		Burulma	
	σ_D	σ_{DT}	σ_D	σ_{DT}	τ_D	τ_{DT}
Genel İmalat Çelikleri	$0,45 \sigma_K$	$1,3 \sigma_D$	$0,49 \sigma_K$	$1,5 \sigma_D$	$0,35 \sigma_K$	$1,1 \tau_D$
İslah Çelikleri	$0,41 \sigma_K$	$1,7 \sigma_D$	$0,44 \sigma_K$	$1,7 \sigma_D$	$0,3 \sigma_K$	$1,6 \tau_D$
Sementasyon Çelikleri	$0,40 \sigma_K$	$1,6 \sigma_D$	$0,41 \sigma_K$	$1,7 \sigma_D$	$0,3 \sigma_K$	$1,4 \tau_D$



$$\frac{AB}{AD} = \frac{BC}{DE}$$

$$\frac{0,9\sigma_K - (\sigma_g)}{0,9\sigma_K - 0,44\sigma_K} = \frac{\log N - 3}{6 - 3}$$

$$1,9565 - 2,1739 \frac{\sigma_g}{\sigma_K} = \frac{\log N - 3}{x - 3} \quad (\text{Ek 9.1})$$

Şekil Ek 9.1 Pratik Wöhler diyaigramı ve genel logaritmik denklemin elde edilmesi

Denklem Ek 9.1 genel bir ifade olup TR ve TR-LRT çalışma durumlarında logaritmik ömür denklemlerinin elde edilmesinde esas alınacaktır.

Ayrıca başka çalışmalara ışık tutması amacıyla farklı malzeme ve zorlanma türleri için elde edilen logaritmik ömür denklemleri de aşağıda sunulmuştur.

Genel imalat çelikleri için titreşimli zorlanma durumunda çizilen pratik Wöhler diyaigramlarından elde edilen ömür değerleri:

Çekme Durumunda;

$$\log N = 11,571 - 9,52 \frac{\left(\sigma_g\right)_{\text{çekme gerçek}}}{\sigma_K}$$

Eğilme Durumunda;

$$\log N = 19,36 - 18,3 \frac{\left(\sigma_g\right)_{\text{egilme gerçek}}}{\sigma_K}$$

Burulma Durumunda;

$$\log N = 8,242 - 5,825 \frac{\tau_g}{\sigma_K}$$

Genel imalat çelikleri için tam değişken zorlanmada çizilen pratik Wöhler diyagramlarından elde edilen ömür değerleri:

Çekme Durumunda;

$$\log N = 9 - 6,66 \frac{\left(\sigma_g\right)_{\text{çekme gerçek}}}{\sigma_K}$$

Eğilme Durumunda;

$$\log N = 9,5853 - 7,317 \frac{\left(\sigma_g\right)_{\text{egilme gerçek}}}{\sigma_K}$$

Burulma Durumunda;

$$\log N = 12,20 - 17,72 \frac{\tau_g}{\sigma_K}$$

Islah çelikleri için titreşimli zorlanmada çizilen pratik Wöhler diyagramlarından elde edilen ömür değerleri:

Çekme Durumunda;

$$\log N = 16,3 - 14,77 \frac{\left(\sigma_g\right)_{\text{çekme gerçek}}}{\sigma_K}$$

Eğilme Durumunda;

$$\log N = 20,763 - 19,736 \frac{\left(\sigma_g\right)_{\text{egilme gerçek}}}{\sigma_K}$$

Burulma Durumunda;
$$\log N = 9,428 - 7,142 \frac{\tau_g}{\sigma_K}$$

Semantasyon çelikleri için tam değişken zorlanmada çizilen pratik Wöhler diyagramlarından elde edilen ömür değerleri:

Çekme Durumunda;
$$\log N = 8,4 - 6 \frac{\left(\sigma_g \right)_{\text{çekme gerçek}}}{\sigma_K}$$

Eğilme Durumunda;
$$\log N = 8,49 - 6,12 \frac{\left(\sigma_g \right)_{\text{egilme gerçek}}}{\sigma_K}$$

Burulma Durumunda;
$$\log N = 8,625 - 6,25 \frac{\tau_g}{\sigma_K}$$

Ek 10 Logaritmik ömür denklemlerinin elde edilmesi

TR çalışma durumunda *yük tekrarı* esas alınarak elde edilen logaritmik ömür denklemleri

$$(N_I)_{G90} = \bar{N}_I - \left(1,28 \times S_{N_I}\right) = 8,4185 - (1,28 \times 0,1161) = 8,2699$$

$$(N_I)_{G10} = \bar{N}_I + \left(1,28 \times S_{N_I}\right) = 8,4185 + (1,28 \times 0,1161) = 8,5671$$

% 90 Güvenirlikli logaritmik ömür denklemi:

$$1,9565 - 2,1739 \frac{\sigma_g}{\sigma_{Kmaks}} = \frac{\log(N)_{G90} - 3}{x_{\min} - 3} \quad (\text{Ek 9.1})$$

$$x_{\min} = 6,8584$$

$$\log(N)_{G90} = 10,5489 - 8,3877 \frac{\sigma_g}{\sigma_{Kmaks}} \quad (6.13)$$

% 10 Güvenirlikli logaritmik ömür denklemi:

$$1,9565 - 2,1739 \frac{\sigma_g}{\sigma_{K \min}} = \frac{\log(N)_{G10} - 3}{x_{\max} - 3}$$

$$x_{\max} = 7,4458$$

$$\log(N)_{G10} = 11,6982 - 9,6647 \frac{\sigma_g}{\sigma_{K \min}} \quad (6.14)$$

TR-LRT müşterek çalışma durumunda *yük tekrarı* esas alınarak elde edilen logaritmik ömür denklemleri

$$(N_I)_{G90} = \bar{N}_I - \left(1,28 \times S_{N_I}\right) = 8,7728 - (1,28 \times 0,0962) = 8,6497$$

$$(N_I)_{G10} = \bar{N}_I + \left(1,28 \times S_{N_I}\right) = 8,7728 + (1,28 \times 0,0962) = 8,8959$$

% 90 Güvenirlikli logaritmik ömür denklemi:

$$1,9565 - 2,1739 \frac{\sigma_g}{\sigma_{Kmaks}} = \frac{\log(N)_{G90} - 3}{x_{\min} - 3}$$

$$x_{\min} = 7,1362$$

$$\log(N)_{G90} = 11,0924 - 8,9916 \frac{\sigma_g}{\sigma_{Kmaks}} \quad (6.15)$$

%10 Güvenirlikli logaritmik ömür denklemi:

$$1,9565 - 2,1739 \frac{\sigma_g}{\sigma_{K\min}} = \frac{\log(N)_{G10} - 3}{x_{maks} - 3}$$

$$x_{maks} = 7,7080$$

$$\log(N)_{G10} = 12,2112 - 10,2347 \frac{\sigma_g}{\sigma_{K\min}} \quad (6.16)$$

Ek 11 ABB Araç değerleri



Üretici Firma (Orjinal)	ABB
Genel tanıtım	
Çalıştığı Bölge	Aksaray-Havaalanı, Otogar Esenler
Kaç Adet Var	105
Açılış Tarihi	1988
Boyutlar	
Boy	23.200 mm
Araç Genişliği	2.650 mm
Araç iç Tavan yüksekliği	2.100 mm
Araç Dış Tavan Yüksekliği	3.360 mm
Koridor Genişliği	635 mm
Kapı Eşik Seviyesi	920 mm
Kapı Genişliği	1.400 mm
Kapı Yüksekliği	2.000 mm
Sürücü Kabin Sayısı	1 Sürücü Kabin+ Manevra paneli
Ray açıklığı	1.435 mm
Platform Yüksekliği	910 mm
Alt ekipman ray kotundan yükseklik	111 mm
Bogi Merkezleri arası mesafe	8.000 mm
Katener Yüksekliği	5.500- 4.000 mm
Aks boyu	2020 mm
Araç ağır. ve yolcu kapas.	
Yolcu (m ² 'de 6 kişi)	300(268+32)
Boş ağırlık	30.000 kg
Boş Ağırlık/m	1.293 kg/m
Dolu Ağırlık(m ² de 6 kişi)	49.000 kg
Dolu Ağırlık/m	2.112 kg/m
Bogiler	

Ortalama Boş Aks Yüğü	5.000 kg
Ort. Dolu Aks yüğü	7.560 kg
Maksimum aks dizayn yüğü	8.000 kg
Dizayn Aks Yüğü	8.200 kg
Tekerlek Çapı	680-600 mm
Tekerlek Genişliği	125 mm
Tekerlek Tipi	Bandajlı Katı Tip
Tekerlek Merkezleri Ara mesafe	1.800 mm
Bogi motorlu Ağırlık	4.800 kg
Motorsuz Ağırlık	3.100 kg
Dişli Çevrim Oranı	6,92
Tahrik Sistemi	
Araç Gücü	300 kW
Güç/metre	12,93 kW/m
Dolu Güç/Ton	6,12 kW/ ton
Besleme Voltajı	750 VDC
Motor Gücü	75 kW (her bir motorlu aks için)
Tahrik Sistemi	Katener
Sürücü Tipi	GTO/ DC Motor
Bogi Motorları Bağlantı Şekli	Seri bağlı
Motor Tipi	Serbest Uyarımlı DC motor
Motor Gerilimi	750/2 V
Alan Sargı Beslemesi	340/2 V
Motor Devri	Max. 4.590 d/dk Nom.: 2.200 d/dk
Motor Armatür Akımı	Max. 400 A Nominal: 260 A
Motor Alan Akımı	Max. 22 A Nominal: 16,9 A
Motor Ağırlığı	368 kg Rotor: 110 kg
Motor Komütatör Çapı	Yeni:200 mm
Motor Soęutma Şekli	Harici (cebri) soęutma
Kömür Fırça Sayısı	4 fırça tutucu, 8 kömür
Enerji harcaması	3.5kWh/km- AW1(4p/m²)
Performans	
Maksimum Hız	80 km/h
Hızlanma İvmesi	0,7 m/sn²
Frenleme İvmesi	1,1 m/sn²
Acil frenleme ivmesi	1,27 m/sn²
Yatay Kurp (hatta)	50 m
Yatay Kurp(Depoda)	30 m
Dikey Kurp	300 m
Eęim	6%
Frenler	
Frenleme Sistemi	Elektriki+Pnömatik
Mekanik Frenler	Disk+Ray Freni
Ekipmanlar	

Yardımcı Güç Sistemi	3 faz GTO, 27kVA
Otomatik Kuplaj	Elektrik+Mekanik
Sabit Kuplaj	-
Elektrik Kuplaj Tahrik Sistemi	Yaylı
Kuplaj Sıkıştırma Mukavemeti	400 kN
Kuplaj Çekme Mukavemeti	400 kN
Gövde	Çelik Şasi+ Paslanmaya Mukavim Gövde
Akü Gerilimi	24 VDC
Kapı Kontrol Tahriği	Pnömatik
Kompresör	1 kademeli,Pistonlu
Kompresör Motor Gücü	7,5 kW
Isıtma Havalandırma, Klima	Isıtma/Havalandırma (52 araç, Safkar Klima)

Ek 12 Raylı sistem araçlarında tahribatsız muayene uygulamaları

Tahribatsız malzeme muayene yöntemleri raylı sistem araçlarının sorunsuz ve güvenli bir şekilde çalışması için kullanılan test ve muayene yöntemlerinden biridir. Malzemenin herhangi bir şekilde bütünlüğünü ve kullanılabilirliğini bozmadan yüzeyinde ve iç yapısında bulunan hataların ve metalürjik durumun test edildiği bir yöntemdir. Tahribatsız malzeme muayenesi sadece standardın altında olan malzemeleri reddeden değil, aynı zamanda malzemenin güvencesi olan bir yöntemdir.

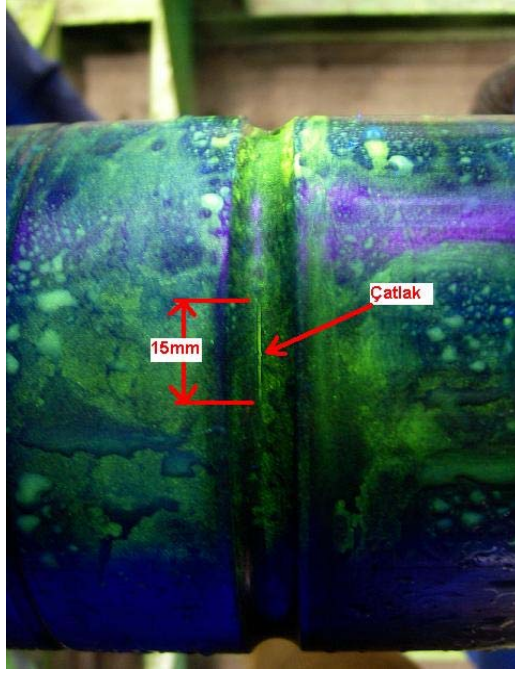
Tahribatsız malzeme muayene testini gerçekleştiren uzman, test edilecek yapının ve bileşeninin cinsine, şekline ve aranan hataların tiplerine göre en uygun tahribatsız test yöntemini seçmelidir. Sağlıklı bir sonuç elde edebilmek için çoğu kez birden fazla yöntemin kullanılması gerekebilmektedir. Özellikle raylı sistem araçlarının aks kontrolünde, ultrasonik muayene ile beraber sıvı penetrant veya manyetik parçacık testi de yapılabilir.

Radyografi

X yada gama ışınlarıyla malzemelerdeki kalınlık değişimleri, yapısal değişiklikler, içteki hatalar, montaj detayları tespit edilebilmektedir. Bu ışınların dalga boyları çok küçük olduğundan gözle görülmezler ve malzemeleri delebilmeleri özellikleri vardır. X ışını radyografisinde X ışınlarının delme gücü, X ışın tüpüne uygulanan voltaj ile ayarlanabilir. Gama radyografisinde delme gücünü izotop belirler. 1/2" ten 1" e kadar çelikler için İridyum 192, 3/2" ten 2 1/2" e kadar çelikler için Sezyum 134 kullanılır. Kast içindeki film, test parçasının arkasına yerleştirilerek X ışınlarıyla pozlanır. Pozlanmış film banyo edildikten sonra kararma miktarına bakılır.

Manyetik Partikül Yöntemi

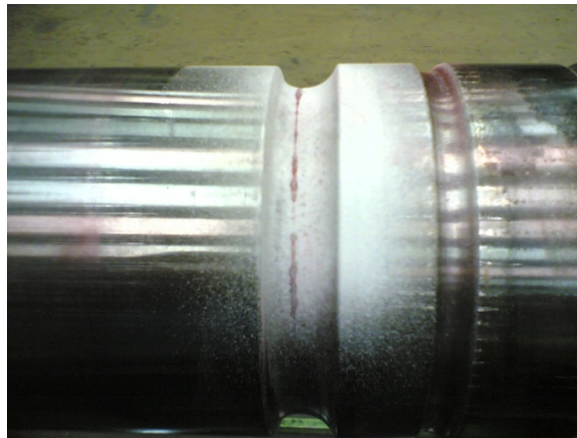
Yüzey ve yüzeye yakın hataları tespit etmede kullanılan bir yöntemdir. Parçaya akım verilerek manyetik bir alan oluşturulur. Çatlaklarda manyetik alan değişerek alanda saçılma meydana gelir. Bu durumda şüphelenilen yere süspansiyon içerisinde uygulanan demir tozu püskürtülür. Püskürtülen demir tozu çatlak olan yerde birikerek çatlağın yeri ve büyüklüğü hakkında bilgi verir.



Şekil Ek 12.1 Püskürtülen demir tozuyla bir aks çatlağının belirlenmesi
(Ulaşım A.Ş.Atölye Müdürlüğü)

Penetrant Yöntemi

Yüzey hatalarını tespit etmede kullanılan bir yöntemdir. Yağ, kir ve yabancı maddelerden arındırılmak amacıyla parçanın yüzeyi kimyasal sıvı ile iyi bir şekilde temizlenerek penetrant test edilecek parçanın yüzeyine püskürtülür. Gözle görülmeyen kılcal çatlağa girmesi için yaklaşık 15 dakika beklendikten sonra yüzeydeki fazlalık olan penetrant yüzeyden bir bez ile temizlenir. Çatlak içerisinde bir miktar kalmış olan penetrantın dışarı çıkmasını sağlamak amacıyla yüzeye sprej püskürtülür. Kısa bir süre sonra çatlağın şekil ve boyutu Şekil Ek 12.2’de görüldüğü gibi meydana çıkar.



Şekil Ek 12.2 Penetrant yönteminin uygulanarak akstaki çatlağın belirlenmesi
(Ulaşım A.Ş.Atölye Müdürlüğü)

Ultrasonik Muayene Yöntemi

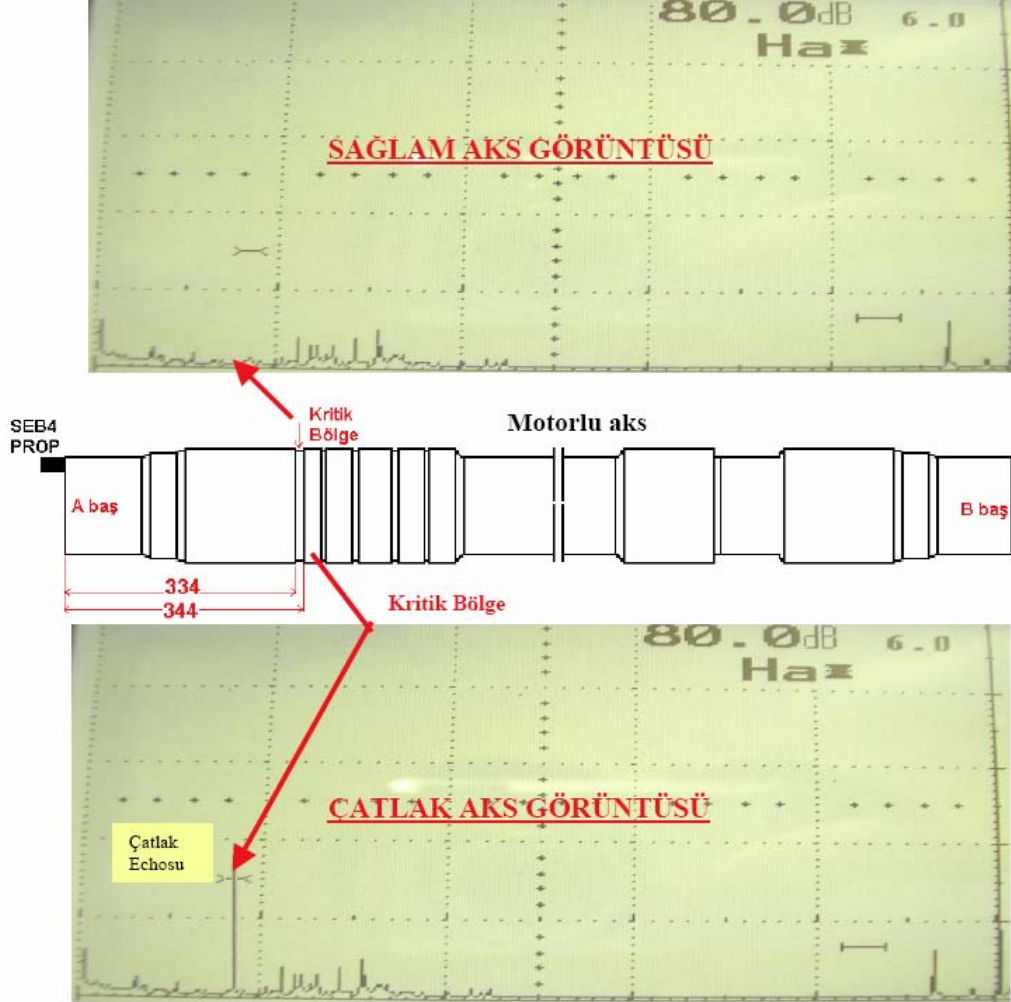
Bu yöntemde test edilecek parçadaki hataları belirlemek için 0.2-0.25 MHz aralıkta yüksek frekanslı ses dalgaları kullanılmakta olup malzeme içindeki yayılan ses demetinin, akustik empedansta meydana gelen değişim sonucu kısmen veya tamamen yansması prensibine dayanmaktadır. Ultrasonik ses dalgalarının yayılması test edilecek malzemenin atomları ve molekülleri arasındaki bağ kuvvetlerine esneklik sınırları içerisinde etki edilmesiyle sağlanır. Ultrasonik cihaz ile proba elektrik sinyalleri gönderilir, prop kendisine gelen elektrik sinyallerini piezo elektrik kristalleri vasıtasıyla mekanik enerjisine dönüştürerek ultrasonik ses dalgalarını oluşturur. Oluşan ses dalgaları muayene yapılacak malzeme içine gönderilir. Malzeme içine yayılan ses dalgaları malzemenin diğer ucundan yansıyarak proba geri döner. Muayene edilen parçanın diğer ucundan ve malzeme içerisindeki hatadan geri dönen ses dalgaları prop içerisindeki piezo kristallere basınç uygulayarak kristalde elektrik sinyalleri oluşturur. Meydana gelen elektrik sinyalleri ultrasonik muayene cihazına gönderilir. Cihazın dijital ekranında görülen ilk ve son yankılar parça boyunu ifade eder, arada çıkan yankı ise hata yankısı olup derinliği ve büyüklüğü hakkında bilgi verir.

Muayene yapılacak malzemenin yüzeyi temiz olmalıdır ki akustik empedans farkı oluşmadan doğru sonuç alınabilsin. Prop ile muayenesi yapılan malzeme arasındaki temas yüzeyinde çok az da olsa hava kabarcıkları kaldığında, havanın akustik empedansı ile aksın akustik empedansı arasındaki fark çok büyük olduğundan proptan çıkan ultrasonik ses dalgaları aksın içine geçemez ve sağlıklı bir ölçüm yapılamaz. Bu nedenle prop ile aks temas yüzeyi arasına, özel temas sıvısı sürülerek aradaki hava boşluğu giderilmektedir.



Şekil Ek 12.3 Akslar ultrasonik muayene yapılırken (Ulaşım A.Ş.Atölye Müdürlüğü)

Araç akslarının muayenesi için KrautKramer USM 25 DAC 110 dB kapasiteli 10000 mm menzilli portatif dijital ultrasonik Muayene cihazı kullanılmaktadır (Apaydın, 2007).



Şekil Ek 12.4 Ultrasonik muayene cihazında belirlenen çatlak
(ABB Hafif Metro ve Tramvay Araçları Ultrasonik Muayene Talimatı)

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	09.08.1978	
Doğum yeri	Silifke/Mersin	
Lise	1989-1996	Mersin Eğitim Vakfı Toros Lisesi
Lisans	1997-2001	Balıkesir Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fak. Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2001-2004	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Programı
Doktora	2004-2010	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Programı
Çalıştığı kurum	2001-2008	YTÜ Makine Fakültesi Araştırma Görevlisi (Konstrüksiyon Anabilim Dalı)
	2008-2010	YTÜ Makine Fakültesi Araştırma Görevlisi (Makine Teorisi sistem Dinamiği ve Kontrol Anabilim Dalı)