İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DEMİRYOLU GÜRÜLTÜSÜ VE ETKİLİ ÖNLEMLERİN İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Özlem ÖZGEN

Anabilim Dalı : İnşaat Mühendisliği

Programı : Ulaştırma Mühendisliği

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Zübeyde ÖZTÜRK

OCAK 2010

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DEMİRYOLU GÜRÜLTÜSÜ VE ETKİLİ ÖNLEMLERİN İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Özlem ÖZGEN
(501061421)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 19 Aralık 2009
Tezin Savunulduğu Tarih : 28 Ocak 2010

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Zübeyde ÖZTÜRK (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Doç. Dr. İsmail ŞAHİN (YTÜ)
Doç. Dr. Murat ERGÜN (İTU)

OCAK 2010

ÖNSÖZ

Gelişen nüfus ve artan ulaşım ihtiyacı ile birlikte toplu ulaşım hayatımızın ayrılmaz bir parçası haline gelmiştir. En önemli toplu ulaşım araçlarından biri olan demiryolu da gittikçe gelişmektedir. Demiryolunun gelişmesiyle birlikte demiryolundan kaynaklanan çevresel gürültüyle ilgili çalışmalar yapılması da zorunlu hale gelmiştir. Bu çalışmada demiryolundan kaynaklanan çevresel gürültü ve gürültü kontrol yöntemleri incelenmektedir.

Ocak 2010

Özlem Özgen
İnşaat Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **iii**
İÇİNDEKİLER ..... **v**
KISALTMALAR ..... **vii**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **ix**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xi**
ÖZET ..... **xiii**
SUMMARY ..... **xv**
1. GİRİS **1**
2. SESLE İLGİLİ TEMEL KAVRAMLAR **3**
2.1. Sesin Yayılması 4
2.1.1. Geometrik yayılım 3
2.1.2. Atmosferik emilim 3
2.1.3. Bariyerler ile kırınım 3
2.1.4. Rüzgar ve hava sıcaklığı değişimi 4
2.2. Sesin Özellikleri 7
2.2.1. Sesin hızı 7
2.2.2. Basit harmonik hareket saf ton 7
2.2.3. Sesin şiddeti ve basıncı 7
2.2.4. RMS genlik 8
2.3. Gürültü Seviyeleri 9
2.3.1. Ses basınç seviyesi 9
2.3.2. Ses gücü seviyesi 10
2.3.3. Frekans analizi ve dB(A) 11
2.3.4. Ses seviyelerinin toplanması ve çıkarılması 18
3. TOPLUMUN GÜRÜLTÜYE TEPKİSİ **21**
4. RAYLI ULAŞTIRMA SİSTEMİ KAYNAKLI GÜRÜLTÜLER **27**
4.1. Demiryolu Araçlarından Kaynaklanan Gürültüler 28
4.1.1. Vagonlar 28
4.1.2. Aliymanda vagon gürültüsünün ölçülmesi 32
4.1.3. Lokomotifler 33
4.1.4. Lokomotifler için gürültü seviyeleri ve spektrum 33
4.1.5. Lokomotif sinyal ve uyarı aletleri 34
4.2. Araçla Yolun Etkileşiminden Kaynaklanan Gürültüler 34
4.2.1. Aliymanda tekerlek/ray gürültüsü meydana gelmesi ve kontrolü 35
4.2.1.1. Normal yuvarlanma gürültüsü 36
4.2.1.2. Normal yuvarlanma gürültüsü kontrol yöntemleri 42
4.2.1.3. Aşırı yuvarlanma gürültüsü 46
4.2.1.4. Aşırı yuvarlanma gürültüsü kontrol yöntemleri 46
4.2.1.5. Ray Kusurlarından, contalardan ve tekerlek düzlüklerinden meydana gelen darbe gürültüleri 47
4.2.1.6. Ray Kusurlarından, contalardan ve tekerlek düzlüklerinden meydana gelen darbe gürültüleri kontrol yöntemleri 50
4.2.1.7. Ondülasyonlu Ray Gürültüsü 53
4.2.1.8. Ondülasyonlu Ray Gürültüsü Kontrol Yöntemleri 57
4.2.2. Kurbada tekerlek/ray gürültüsü meydana gelmesi 62

4.2.2.1. Tekerlek çınlaması 63
4.2.2.2. Kurbalı hatlarda tekerlek-ray gürültü kontrolü 68
4.2.2.3. Kurbalarda hareket eden ray araçları için ses seviyesi ve spektrumları 70
4.2.3. Yüksek üstyapılardan kaynaklanan gürültü yayılımı 70
4.2.4. Yüksek üstyapılardan yayılan gürültü kontrol teknikleri 73
4.2.5. Yük sınıflandırma alanlarından kaynaklanan gürültü yayılımı 77
5. İSTANBUL METRO SİSTEMİ ÇEVRESEL GÜRÜLTÜ ÖLÇÜMLERİ .. 79
6. SONUÇ VE ÖNERİLER 86
KAYNAKLAR 89

KISALTMALAR

SPL : Ses basınç seviyesi
Hz : Hertz
kHz : Kilo Hertz
RMS : Root Mean Square
dB : Desibel
NEL : Noise exposure level, Açığa çıkan gürültü seviyesi
SEL : Single Event Noise Exposure Level, Tek Durum Gürültü Açığa Çıkma Seviyesi

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Bazı seslerin güç seviyeleri ve spektrumları 11
Çizelge 2.2 : İki ses kaynağının toplamasının ifadesi..... 18
Çizelge 2.3 : Ses ve titreşim için referans miktarlar..... 19
Çizelge 4.1 : Frekansın iki katına çıkarılmasıyla değişen oktav bant ses basınç Seviyeleri 33
Çizelge 4.2 : Normal yuvarlanma gürültüsü kontrol yöntemleri..... 45
Çizelge 4.3 : Ondülasyonlar olmayan durumda aşırı yuvarlanma gürültüsü kontrol yöntemleri..... 48
Çizelge 4.4 : Ray bozulmaları sonucu oluşan darbe gürültüleri kontrol yöntemleri 53
Çizelge 4.5 : Ondülasyonlu ray gürültüsü kontrol yöntemleri 60
Çizelge 4.6 : Tekerlek , ray tipleri ve bozulmalarının aliymanda oluşan yolkenarı gürültüsüne etkileri 61
Çizelge 4.7 : Tekerlek gıcırtısı kontrol uygulamaları..... 68
Çizelge 4.8 : Çeşitli yüksek yapılardaki hatlar ile eşdüzey seviyedeki hatların ölçülen A-ağırlıklı ses seviyeleri artışının karşılaştırması 72
Çizelge 4.9 : Demiryolu köprüleri ve yükseltilmiş üstyapılarındaki gürültü kontrolü uygulamalarının sonuçlarının özeti..... 75
Çizelge 5.1 : İstanbul metro sistemi dış ortam gündüz gürültü ölçüm sonuçları 80
Çizelge 5.2 : İstanbul metro sistemi dış ortam gece gürültü ölçüm sonuçları..... 81
Çizelge 5.3 : Hesaplanan eşdeğer gürültü seviyesi..... 83
Çizelge 5.4 : İki farklı yöntemle hesaplanan gündüz gece eşdeğer gürültü seviyeleri 83

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Ses karakteristikleri ... 3
Şekil 2.2 : 250 Hz ve 300 Hz frekansa sahip iki sinüs dalgasının süperpozisyonu ... 4
Şekil 2.3 : Ses dalgalarının kırınımı ... 6
Şekil 2.4 : Sesin yayılmasında atmosferin etkisi ... 6
Şekil 2.5 : Ses şiddeti vektörü ... 8
Şekil 2.6 : Ses düzeyi parametreleri ... 8
Şekil 2.7 : Ses basınç seviyelerinin kaynaktan mesafe ile azalması ... 10
Şekil 2.8 : Basit dalga formları ve frekanslar ... 12
Şekil 2.9 : Bant geçirgen filtreler ve bant genişliği ... 13
Şekil 2.10 : 1/3 ve 1/1 oktav band filtreleri ... 13
Şekil 2.11 : İşitme sınırları ... 14
Şekil 2.12 : Arı sesler için eşdeğer gürültü eğrileri ... 15
Şekil 2.13 : Frekans ağırlık eğrileri ... 16
Şekil 2.14 : 40 dB eşdeğer gürültü eğrisi ve A ağırlıklı filtre ... 17
Şekil 3.1 : Çeşitli hızlara göre açığa çıkan gürültü seviyesi ... 24
Şekil 3.2 : Geçiş sayılarına göre Leq eşdeğer gürültü seviyeleri ... 25
Şekil 4.1 : 114km/sa hızla giden bir yolcu treninin geçişi sırasında 30 metre mesafeden ölçülen A-ağırlıklı ses seviyesinin zamanla değişimi ... 28
Şekil 4.2 : Hızların artışına bağlı olarak gürültüdeki değişim ... 28
Şekil 4.3 : Hız artışına göre sürekli kaynaklı raylardaki L_A gürültü seviyesi ... 30
Şekil 4.4 : Hız artışına göre ekli raylardaki L_A gürültü seviyesi ... 30
Şekil 4.5 : Ekli raylar ve sürekli kaynaklı raylardaki hız artışına göre L_A gürültü seviyesinin karşılaştırılması ... 31
Şekil 4.6 : Trenler ve lastik tekerlekli transit sistem araçları için ortalama bağıl oktav band spektrumları ... 32
Şekil 4.7 : Lokomotifler için ortalama bağıl oktav bant spektrumları ... 34
Şekil 4.8 : Yuvarlanma gürültüsü gelişimi ... 35
Şekil 4.9 : Elastikiyet modülü ve ray mantarı eğriliğinin uyarımının pürüzlülük uyarımına eşdeğeri ... 37
Şekil 4.10 : Tekerlek/ray gürültü yayılımı paralel mekanik empedans modeli ... 38
Şekil 4.11 : Dipol yayılım şeması ... 39
Şekil 4.12 : BART treninin geçişi sırasında ölçülen A-ağırlıklı ses seviyesi ... 39
Şekil 4.13 : Çeşitli trenlerin yolkenarı maksimum gürültü seviyelerinin güçyitimi ... 41
Şekil 4.14 : İdealize edilmiş tekerlek örnekleri ... 49
Şekil 4.15 : Ray aşınmasına bağlı gürültü 1/3 oktav band spektrumu ... 54
Şekil 4.16 : 18 m/s hızla ondülasyonlu rayda hareket eden bir trenin iç gürültüsü ... 55
Şekil 4.17 : 30m/s hızla ondülasyonlu rayda hareket eden bir trenin iç gürültüsü ... 56
Şekil 4.18 : Farklı yüzey kaliteleri ve dalga boylarına göre ray bozulmalarının seviyesi ... 57
Şekil 4.19 : Gömülü hatta 26,5 m yarıçaplı bir kurbada ilerleyen elastik tekerlekli

mafsallı hafif ray aracının tekerlek çınlama gürültüsü 63
Şekil 4.20 : Şehiriçi bir raylı sistem aracının 43m yarıçaplı bir kurbada giderken çıkardığı çınlama sesinin spektrumu 64
Şekil 4.21 : Üretan içerikli gömülü hatta 26,5 yarıçaplı bir kurbada ilerleyen elastik tekerleklerin çınlama gürültüsü 64
Şekil 4.22 : Kurba geçişinde yanal kayma geometrisi 65
Şekil 4.23 : Aracın yanlamasına hareketinin gerçek durumu 66
Şekil 4.24 : Tekerlek gıcırdaması modeli 67
Şekil 4.25 : Çeşitli hatlar ve köprü üzerindeki demiryolu yapıları için hız değişim sınırı- ayarlı A-ağırlıklı (L'A) ve tüm (L'P) ses basınç seviyeleri 71
Şekil 4.26 : Yüksek bir yapı üzerinden 60km/sa hızla geçen bir trenin yol kenarı gürültüsünün ortalama bağıl oktav-band spektrumu 73

DEMİRYOLU GÜRÜLTÜSÜ VE ETKİLİ ÖNLEMLERİN İNCELENMESİ

ÖZET

Bu çalışmada demiryollarından kaynaklanan çevresel gürültü, bu gürültünün yapısı ve bileşenleri, kaynakları detaylıca anlatılmış ve bu gürültülerin kontrol yöntemleri verilmiştir. Çalışmanın başında gürültü "istenmeyen ses" olarak tanımlandığından gürültüyle ilgili çeşitli hesaplar ve birimler için sesle ilgili temel kavramlar, sesin yayılması, ölçülmesi ve bu ölçümlerin değerlendirilmesiyle ilgili konular verilerek teze giriş yapılmıştır. Daha sonra demiryolu kaynaklı gürültü kısmına geçilmiştir. Demiryolundan kaynaklanan gürültüler sınıflandırılmış, araç kaynaklı gürültüler ve araç yol etkileşimi kaynaklı gürültüler olarak ikiye ayrılmıştır. Araç kaynaklı gürültüler vagonlar, lokomotifler ve lokomotif sinyal uyarı aletleri, araç yol etkileşimi kaynaklı gürültüler tekerlek/ray gürültüsü olarak ayrılmıştır. Tekerlek/ray etkileşimi kaynaklı gürültüler, yolun durumuna bağlı olarak aliymanda ve kurbada hareket eden araçlarda ayrı ayrı ele alınmıştır. Aliymanda oluşan tekerlek ray etkileşimi gürültüsü, normal yuvarlanma gürültüsü, aşırı yuvarlanma gürültüsü, bozulmalardan ve darbelerden oluşan gürültü, ondülasyonlu ray gürültüsü olarak ayrılmıştır. Bu gürültülerin oluşma nedenleri, modellemeleri ve çeşitli trenler için ölçülen gürültü seviyeleriyle birlikte bu seviyelerle ilgili hesap yöntemleri verilmiştir. Tüm bu oluşan gürültülerin kontrol yöntemleri, uygulama alanları ve maliyetleri verilmiş ve çizelgelerde özetlenmiştir. Toplumun bu gürültüye verdiği tepkinin hesap yöntemi verilmiş ve grafiklerle karşılaştırmalar yapılmıştır. Son olarak İstanbul metrosunda yapılan örnek bir gürültü ölçümüne yer verilmiş ve bu gürültü ölçümlerinden yola çıkılarak eşdeğer gürültü seviyeleri hesaplanarak tablolaştırılmıştır. Sonuç olarak raylı sistemlerden kaynaklanan gürültülerin nedenleri ve bu gürültüleri önlemeye yönelik yöntemler belirlenmiştir. Gürültülerin kaynaklarına ve oluşum şekillerine göre gürültüyü azaltmak için en uygun yöntemler belirlenmiştir. Bu yöntemler maliyet, uygulanabilirlik ve etkinliklerine göre ayrılmıştır.

INVESTIGATION OF RAILWAY NOISE AND EFFECTIVE TREATMENTS

SUMMARY

In this study, the noise emissions from railway operations and the structures, sources, components of these noises are particularly given. At the begining of the thesis, noise is described as “unwanted sound” and several calculations, units, the diffraction, the measurements and the assesments of these measurements about sound are given. Afterwards, the study continues with the railway noise. The noise sources from railway operations are classified. The railway noise sources divided as noise sources from railway vehicles and from the interaction between vehicles and track. Noise sources from railway vehicles are divided as railcars, locomotives and locomotive signaling and warning devices. The noise from interaction between vehicle and track is defined as wheel/rail noise. Wheel/rail noise is divided into sections of tangent track noise and curved track noise. Tangent track noise is explained seperately as normal rolling noise, excessive rolling noise, the noise from rail imperfections and the noise from rail ondulations. The reasons of these noises, the modellings and the noise level measurements of various trains are given. The noise control techniques of all these noises, the areas of these control techniques and their budget for treatments are given in tables. The community response to noise and the calculation methods are given in graphics. Finally, an example case study of noise level measurements from Istanbul Transportation Company is given and equal sound level L_{eq} is calculated from these measurements. As a result, the reasons of enviromental noise from railway operations and their measurements are summarized. The most suitable noise control tecniques are determined. These tecniques classified according to their budgets, sources and mechanisms.

1. GİRİŞ

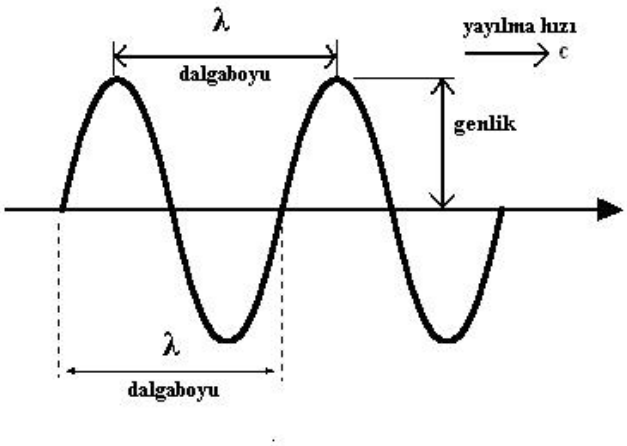
Günümüz modern toplumunda, gelişen teknolojiyle insan hayatını kolaylaştırmak için yapılan yenilikler beraberinde olumsuzlukları da getirmiştir. Bu olumsuzlukların başında çevreye verilen zarar gelmektedir. Hayat kolaylaşırken çevresel etkilerden dolayı insanların yaşam kalitesinde düşüş görülmektedir. Gürültü de insanların hayat kalitesini düşüren etmenlerin başında gelmektedir. Gürültünün genel tanımı "istenmeyen ses"tir. Gürültünün şiddetine ve süresine bağlı olarak insanlar üzerinde hem fiziksel hem de psikolojik etkileri vardır.

Özellikle 1960'lardan sonra çevresel gürültü önemli bir konu olarak görülmeye başlanmıştır. Çevresel gürültü seviyeleri arttıkça insanlar gürültünün önemini kavramaya başlamıştır. Raylı sistemlerden kaynaklanan çevresel gürültü de her ne kadar araştırma sonuçlarına göre diğer ulaştırma sistemlerinden çok daha az rahatsız edici olsa da kontrol altına alınmalıdır. Bu konuda çalışmalar günümüzdeki gelişen demiryolu teknolojisiyle birlikte hız kazanmıştır.

Tezin amacı demiryolu ulaştırma sisteminde oluşan gürültüyü ve bu gürültünün özelliklerini açıklamaktır. Bu gürültü tanımlandıktan sonra gürültünün demiryolu aracı kaynaklı ve yol kaynaklı oluşma mekanizmaları tanımlanmış, daha sonra bu gürültünü azaltılabilmesi için alınabilecek yöntemler ve bunların ortalama maliyetleri verilmiştir.

2. SESLE İLGİLİ TEMEL KAVRAMLAR

Ses genlik ve frekans ile tanımlanır (Şekil 2.1). Genellikle ses birçok değişik frekans bileşenlerini içerir ve bunların tümü sesin spektrumlarını oluşturur.



Şekil 2.1 : Ses karakteristikleri

Şekil 2.1'de de görüldüğü gibi, genlik maksimum ve minimum basınç düzeyleri arasındaki farktır. Aşağıda sinüs veya kosinüs şeklindeki kendini tekrarlayan periyodik dalganın herhangi bir anındaki genlik (uzanım) formülü verilmiştir **(2.1)**.

$$y = r.Sin\left[2\pi f(t - x/c)\right] \qquad \textbf{(2.1)}$$

Formülde r genlik, f frekans, t zaman, x dalganın aldığı yol, c ses hızı ve $2\pi f$ açısal hızı göstermektedir. Frekans birim zamandaki (sn) titreşim sayısıdır. f ile gösterilir. Frekans birimi Hertz'dir (Hz). 1 Hz, saniyede bir titreşim demektir. Yüksek frekans değerleri için Hertz'in bin katı olan kilohertz (kHz) birimi kullanılır. İnsan kulağının duyabildiği ses frekans değerleri 16 ile 20000 Hz arasında olan titreşimlerdir. Eğer bir frekans 16 Hz'in altında ise bu tür titreşimlere ses altı titreşimler, frekansı 20 kHz'in üzerindeki titreşimlere ise ses üstü titreşimler denilmektedir.

Frekans yükseldikçe, yani saniyedeki titreşim sayısı arttıkça ses incelir. 16 Hz işitilebilen en kalın ses, 20.000 Hz ise en ince sestir.

Periyot, bir titreşimin süresidir. Birimi saniyedir. İnsan kulağı tarafından duyulan seslerin titreşimi 1/16 ile 1/16000 sn arasındadır.

Periyot T ile gösterilirse, periyotun formülü aşağıdaki şekildedir**(2.2)**.

$$T = \frac{1}{f} \qquad \textbf{(2.2)}$$

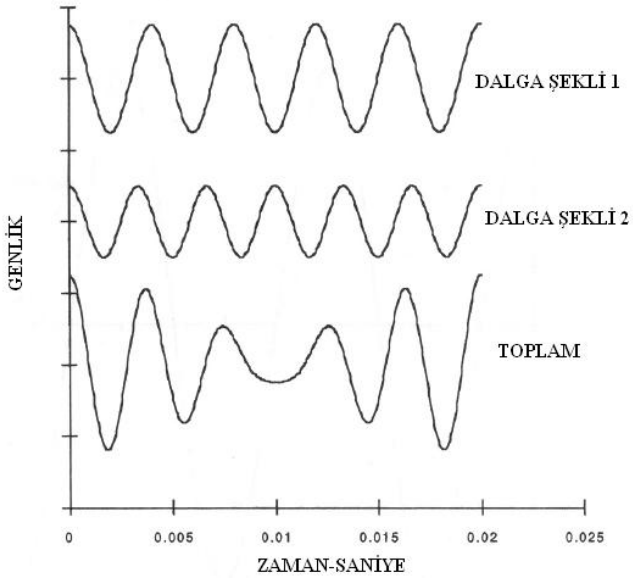
Formülde *f* frekansı göstermektedir.

Dalgaboyu, iki dalga tepesi arasındaki dik mesafedir. Bir başka deyişle, titreşimin yayılışında, titreşimin bir devir süresi içinde gittiği yola verilen isimdir. Dolayısıyla dalga boyu sesin titreşim hareketi özellikleriyle ortamın özelliklerine bağlıdır. Sesin ortamlara göre yayılma hızı farklı olacağından doğal olarak dalga boyu da farklı olacaktır. Dalga boyu aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır **(2.3)**

$$\lambda . f = c \qquad \textbf{(2.3)}$$

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

Ses farklı frekanslara sahip çeşitli dalgaların birleşiminden oluştuğundan ses seviyesinin frekans değerini bulmak için bu dalgaların frekans değerlerinin toplanması gerekir. Bu da dalgalarının süperpozisyonu ile gerçekleşir. Şekil 2.2'de iki sinüs dalgasının toplanması gösterilmiştir.



Şekil 2.2 : 250 Hz ve 300 Hz frekansa sahip iki sinüs dalgasının süperpozisyonu

2.1.Sesin Yayılması

2.1.1. Geometrik yayılma

Sesin yayılışı yay üzerinde bir dalga hareketi ile benzerlik gösterir. Bir yay sıkıştırıldığında oluşan "sıkışma" yay boyunca ilerler. Hava molekülleri sıkışıp genleştiğinde de benzer bir olay meydana gelir. Bu "sıkışma-genleşme" hareketi hava moleküllerinin sıkışıp genleşmesine yol açar ve bu basınç değişiklikleri hava içerisinde yayılır. Ses dalgaları adı verilen bu titreşimler, komşu moleküller arasında enerji naklederek, fakat cisimlerde bir hareket olmadan katı, sıvı ya da gaz ortamdan geçebilmektedir. Su örneğinde olduğu gibi, dalgalar taşın suya girdiği noktadan başlar. Halbuki ilerleyen suyun kendisi değildir. Su sadece yüzeyindeki periyodik dalgaları oluşturacak şekilde aşağı-yukarı hareket etmektedir.

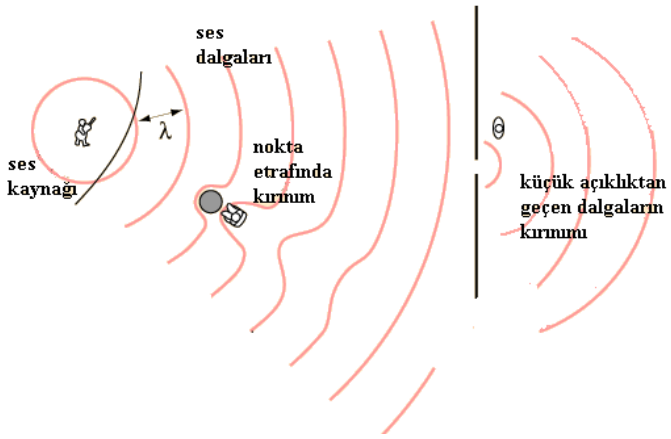
2.1.2. Atmosferik emilim

Atmosferde ilerleyen ses dalgasının genliği ve enerjisi havanın içsel sürtünmesi nedeniyle azalır. Ses dalgası ilerledikçe mekanik enerji ısı enerjisine çevrilerek dalganın enerjisinin azalmasına neden olur. Yayılma gürültünün enerji yoğunluğunun azalmasına neden olur, aynı zamanda özellikle yüksek frekanslarda bir kısım akustik dalga enerjisi havanın viskozitesiyle ısı enerjisine dönüştürülür.

2.1.3. Bariyerler ile kırınım

Ses dalgalarının yayılımı suda oluşan dalgalara benzediği için marinalar ve limanlarda bulunan dalgakıranlara benzer şekilde ses dalgalarının yüksekliğinin azalması için de bariyerler kullanılmaktadır. Bu bariyerler kendilerine çarpan ses dalgalarını yansıtarak bariyer arkasındaki ses yüksekliğini azaltır. Ancak bu duvarlar sesin kırınım özelliği nedeniyle tam olarak etkili olamazlar.

Ses dalgaları hem yansıyıp hem de kırılabildikleri için ses dalgaları köşelerden dönebilir, merdivenleri çıkabilir, koridorlarda ilerleyebilir (Şekil 2.3). Kırınım ses dalgasının duvarın köşesinden ya da üzerinden bükülerek ilerlemesidir. Kırınım frekansa bağlıdır, düşük frekanslı dalgalar yüksek frekanslı dalgalardan çok daha kolayca köşeleri dönebilirler.

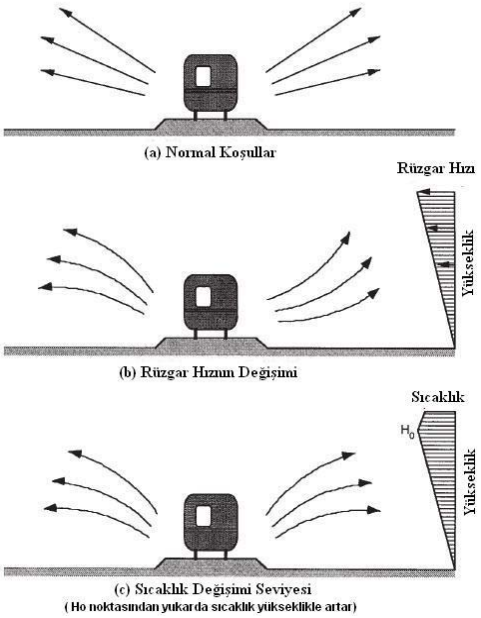


Şekil 2.3 : Ses dalgalarının kırınımı

2.1.4. Rüzgar ve hava sıcaklığı değişimi

Rüzgar sesin yayılmasında değişikliğe neden olur. Şekil 2.4'de rüzgarın ve sıcaklığın ses dalgalarının yayılımındaki etkisi görülmektedir. Genellikle yerden yükseldikçe rüzgârın hızı artar bu nedenle rüzgâr yukarı eserse ses dalgaları yukarıya doğru, aşağı eserse aşağıya doğru kırılır.

Sıcaklık değişimi de benzer bir ektiye neden olur. Yükseklik arttıkça sıcaklık azalır ve ses dalgaları yukarıya doğru kırılır. Ancak sıcaklık yukarıya çıkıldıkça artıyorsa bu ses dalgalarının aşağıya doğru kırılmasına neden olur. Bu tür bir duruma akşamları ya da günün ilk saatlerinde rastlanabilir.



Şekil 2.4 : Sesin yayılmasında atmosferin etkisi, Nelson (1997)

2.2.Sesin Özellikleri

2.2.1. Sesin hızı

Ses dalgasının ortamda yayılma hızını (m/sn) ifade eder. Sesin hızı frekanstan bağımsızdır yalnızca havadaki nem ve basınçtan bir miktar etkilenir. Hava sıcaklığının ses hızı üzerinde önemli bir etkisi vardır, 20° C hava sıcaklığında ses 344 metre/saniye hızla ilerler her 1° C sıcaklık artışında sesin hızı 0.61 metre/saniye artar. Havanın ideal gaz gibi davrandığı varsayımı ile, sesin hızı (m/sn) ve havanın sıcaklığı (T °C) arasında aşağıdaki bağıntı vardır **(2.4)**.

$$V = 331,5 + (0,6 * T) \text{ m/sn} \qquad \textbf{(2.4)}$$

2.2.2. Basit harmonik hareket saf ton

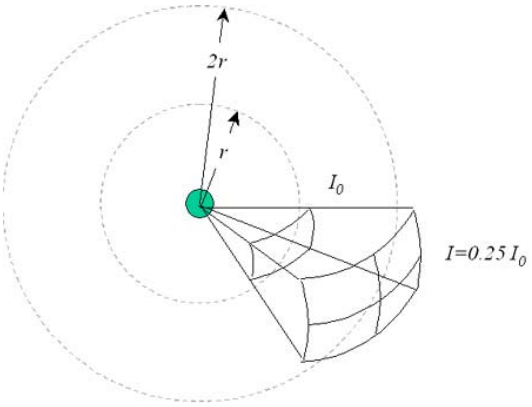
Ses, basınç dalgalarının genliği ve frekanslarıyla tanımlanır. En basit dalga formu, sinüs dalgasıdır. Tek frekanslı bir ses dalgası saf ton olarak tanımlanır, bu tür bir ses dalgasının hareketi, temel bir frekansla kendini tekrarlayan ve basit harmonik hareket oluşturan periyodik bir dalgadır.

2.2.3. Sesin şiddeti ve basıncı

Duyduğumuz sesler genellikle birbiri üzerine binmiş birçok frekanstan oluşur. Bir noktasal kaynaktan yayılan ses dalgası, serbest alanda, (başka bir ses kaynağı veya yansıtıcı yüzey olmaksızın) giderek büyüyerek, küresel olarak yayılır (Şekil 1.5). Bir ses kaynağı tarafından P gibi bir ses gücü üretildiğinde, kaynaktan komşu hava moleküllerine doğru bir enerji akışı meydana gelir. Yayılmakta olan enerji, geçtiği her noktada ses basıncına sebebiyet verir. Yayılan bu enerjinin belli bir yönde birim zamanda birim alandan geçen miktarına "Ses Şiddeti" denir. Birimi Watt/m^2 dir. Bir dalganın ses kaynağına uzaklığı iki kat arttığında, küresel alanı dört kat artar. Ses şiddeti uzaklığın karesi ile ters orantılı olarak azalır (**2.5**).

$$I = \frac{P}{4\pi r^2} = \frac{p^2}{\rho . c} \qquad \textbf{(2.5)}$$

Formülde P, watt cinsinden gücü, I J/s/m^2 ya da W/ m^2 cinsinden şiddeti, ve p N/m^2 cinsinden basıncı ifade etmektedir.

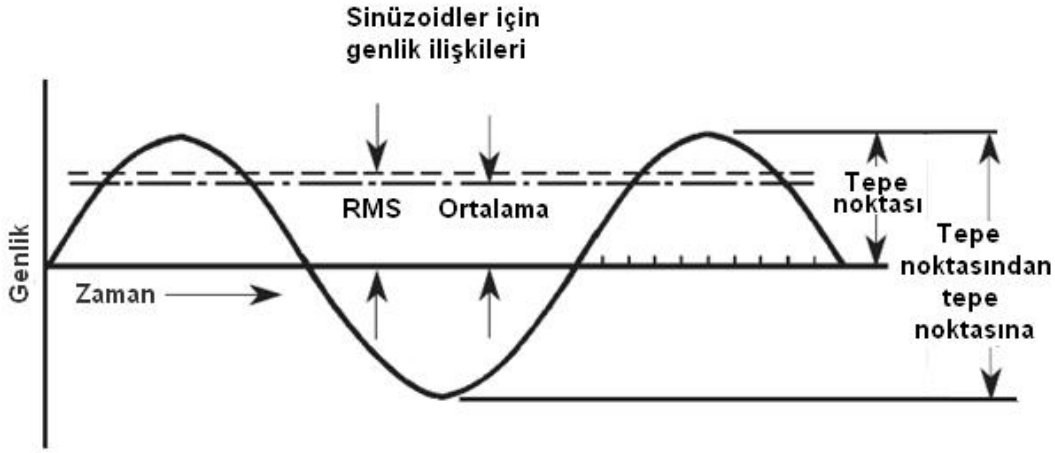


Şekil 2.5 : Ses şiddeti vektörü, (IYEM-Brüel ve Kjær)

Şekil 2.5'de ses şiddeti vektörünün mesafe ile azalması gösterilmiştir. Burada da görüldüğü gibi r yarıçaplı bir kürede şiddet vektörü I_0 olarak kabul edilirse yarıçap 2r olduğundaki ses şiddeti vektörü I_0'ın dörtte biri olmaktadır.

2.2.4. RMS genlik

Bir sinyalin tanımlanmasında RMS (Root Mean Square), Ortalama ve Tepe (Peak) en çok kullanılan parametrelerdir (Şekil 2.6) .



Şekil 2.6 : Ses düzeyi parametreleri, Everest ve Pohlmann (2009)

Ortalama değer bir sinyal hakkında çok fazla bilgi vermediği için kullanılmaz. Tepe ve RMS en çok kullanılan değerlerdir. Tepe bir sinyalin ulaştığı en yüksek (pozitif veya negatif) değeri gösterirken, Tepe Faktörü ise bir sinyalin sinüzoidalliğini gösterir **(2.6) (2.7)**. Örneğin içerisinde sadece birkaç tane tepe yer alan sinyalin tepe faktörü oldukça büyüktür.

$$RMS=\sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T x^2(t)dt} \quad \textbf{(2.6)}$$

$$TepeFaktörü=\frac{Tepe}{RMS} \quad \textbf{(2.7)}$$

RMS (Root mean square),

2.3. Gürültü Seviyeleri

2.3.1. Ses basınç seviyesi

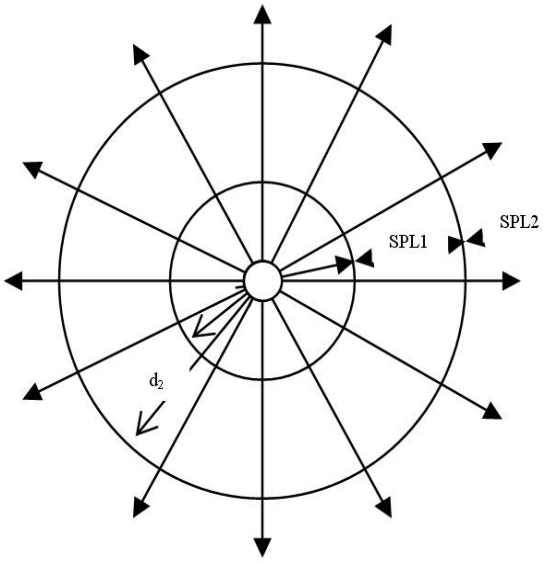
Ses basınç seviyesi yaşadığımız çevre ortamında gürültü şiddetinin bir ölçüsüdür ve dB olarak ifade edilir. Desibel, bir oranı veya göreli bir değeri gösterir. Alexander Graham Bell'in anısına bel adı verilen birim, iki büyüklüğün oranının logaritması olarak tanımlanmaktadır. Yani 1 bel, oranları 10 olan iki büyüklüğü göstermektedir. Bu oranın çok büyük olmasından dolayı "Desibel" adı verilen ve oranların logaritmasının 10 katı olarak tanımlanan birim daha yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu sayılardan biri bilinen bir sayı olarak alındığından, Desibel; söz konusu bir büyüklüğün referans büyüklüğüne oranının logaritmasının 10 katıdır. Ses basınç seviyesi denildiğinde, sesin azlığı/çokluğu, nicelik boyutu ve şiddeti akla gelmektedir. Ses basınç seviyesi kaynaktaki ses güç seviyesinin, sesin geçtiği ortama ve mesafeye bağlı olarak değişimini ifade eden bir parametredir. Ses basınç seviyesi, SPL veya L_p olarak gösterilir (Şekil 2.7) **(2.8)**.

Desibel (dB), ölçülen bir basınç değerinin referans kabul edilen seviyeye oranının logaritması olarak tanımlanır. Referans ses basınç (p_0) düzeyi 20 μPa olan duyum eşiği kabul edilmiştir.

$$L_p=20.\log(p/p_0)\ dB \quad \textbf{(2.8)}$$

$L_{p,}$; dB cinsinden ses basınç düzeyini, p; ölçülen ses basınç düzeyini ve p_0; referans ses basınç düzeyini ($20x10^{-6}$ Pa)' ni göstermektedir.

Bu tanımda dikkat edilmesi gereken "ses basıncı"nın yanına bir referansa göre belli bir düzeye sahip olduğunu belirten "düzeyi" kelimesinin getirilmesidir.



Şekil 2.7 : Ses basınç seviyelerinin kaynaktan mesafe ile azalması

Şekil 2.7'de gösterilen d_2, d_1, SPL_2 ve SPL_1 değerlerinin hesaplamaları aşağıdaki gibidir **(2.9)**.

$$d_2=2 \times d_1$$
$$SPL_2 = SPL_1 - 6\ dB \qquad \textbf{(2.9)}$$

Ses düzeyindeki 3dB'lik bir değişim (1,4 kat artış/azalış) ancak hissedilebilir bir düzeydir. 10 dB'lik bir değişim ise (3,16 kat artış/azalış) sesin bir kat daha gürleştiği hissini uyandırır. Buradan anlaşıldığı üzere dB cinsinden belirtilen ses seviyesi düzeyi ile insanların algıladığı ses seviyesi arasında doğrusal bir bağıntı bulunmamaktadır.

2.3.2. Ses gücü seviyesi

Ses güç seviyesi, ses kaynağından çıkan ses miktarına verilen isimdir. Dolayısıyla kaynağın ses kapasitesinin doğrudan bir ölçüsüdür. Referans seviyesi genelde 1.10^{-12} Watt' tır. Ses güç seviyesi kaynaktaki sesin gücüne (W) bağlıdır; ve aşağıdaki gibi ifade edilmektedir **(2.10)**.

$$SWL=10 \log \frac{W}{W_0} \quad dB \qquad \textbf{(2.10)}$$

Formüldeki W; kaynaktaki ölçülen sesin gücünü, W_0; 1.10^{-12} referans gücü göstermektedir.

Yukarıdaki tanıma göre bazı seslerin referans güç seviyesi ile buna karşılık gelen ses düzeyi değerleri Çizelge 2.1'de verilmiştir.

Çizelge 2.1: Bazı seslerin ses gücü seviyeleri ve ses düzeyleri

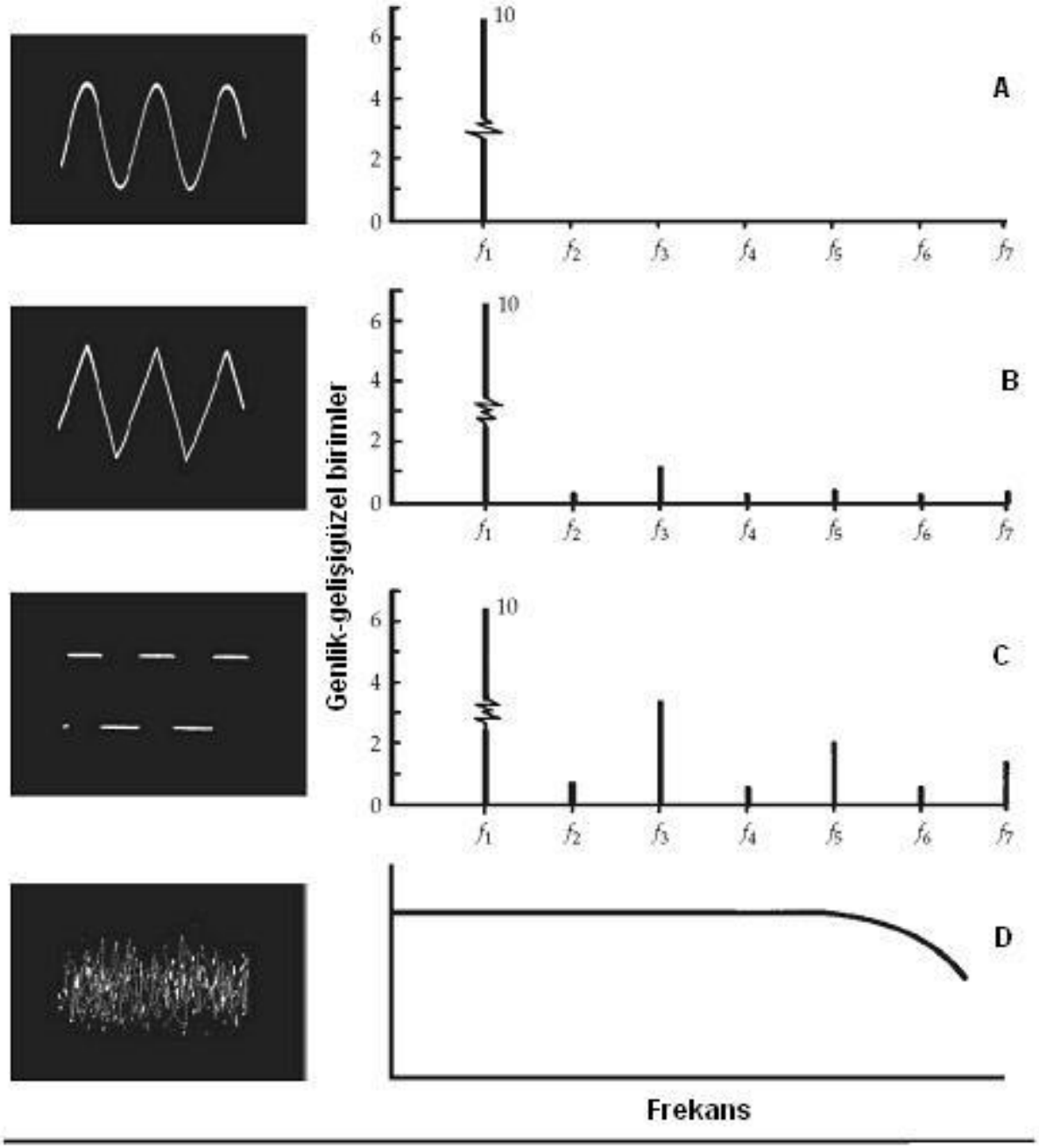
KAYNAK	SES BASINCI (P_a)	SES BASINÇ SEVİYESİ dB (A)
Satürn roketi	100,000	194
Dinamik tazyikli jet motoru	2,000	160
Pervaneli uçak	200	140
Perçinleme makinesi	20	120
Yük kamyonu	2	100
Gürültülü bir ofis ya da yoğun trafik	0,2	80
Karşılıklı konuşma	0,02	60
Sessiz daire	0,002	40
Yaprakların hışırdaması	0,0002	20
Duyma eşiği, maksimum frekanslarda tepki	0,00002	0

2.3.3. Frekans analizi ve dB(A)

Şekil 2.8'de dört farklı frekanstaki ses ile bunların toplamına ilişkin zaman ve frekans eksenlerinde nasıl görüldüğü tariflenmiştir. Şekil 2.8'de A; saf sinüzoid dalga formunu göstermektedir, tamamen tek bir frekans içerir, B üçgensel dalga formunu ,C kare dalga formunu göstermektedir, bunların her biri ana frekansa ait çeşitli sayıda harmonik hareket içerir ve D gelişigüzel gürültünün dalga formunu göstermektedir.

Çevre gürültüsünün pek çok ses sinyalinin karmaşık yapısından oluştuğunu düşündüğümüzde, frekans analizinin bize kazandırdığı şey, bir sinyalin hangi büyüklükteki hangi frekans bileşenlerinden meydana geldiğini göstermesidir. Elde edilen frekans bileşenlerinin sayısı (spektrumdaki çizgi sayısı), analizin hassasiyetini belirleyen bir faktördür ve kullanıcı tarafından belirlenebilmektedir.

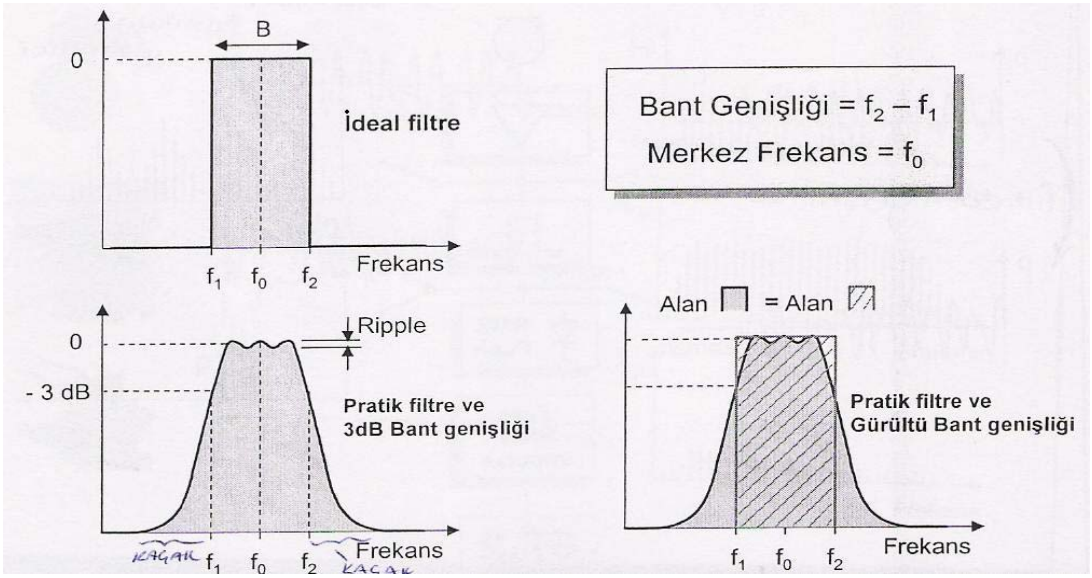
Ses sinyallerini analiz edebilmek için frekans filtrelerine ihtiyaç vardır. Yukarıda gösterilen akış diyagramı basit bir ses ölçüm cihazındaki elemanları göstermektedir. Bu akış şemasına göre ilk başta alıcı görevinde bir mikrofon yer alır ve sinyal yükseltici vasıtasıyla sinyalin seviyesi yükseltilir. Frekans filtrelerinden geçen sinyal standart zaman sabitlerine (hızlı, yavaş, darbe) sahip olacak şekilde rektifiye edilir ve dB'e çevrilerek ekrana aktarılır.



Şekil 2.8 : Basit dalga formları ve gürültünün karşılaştırılması,Everest ve Pohlman (2009)

İdeal filtreler sadece matematiksel olarak kabul edilirler, ancak gerçekte kullanılan filtrelerin düzgün bir şekli yoktur. Matematiksel kabul halindeki tepesi düzgün bir filtre ile gerçek filtrelerin birbirinden farkı "Ripple" (dalgalanma faktörü) olarak adlandırılır (Şekil 2.9).

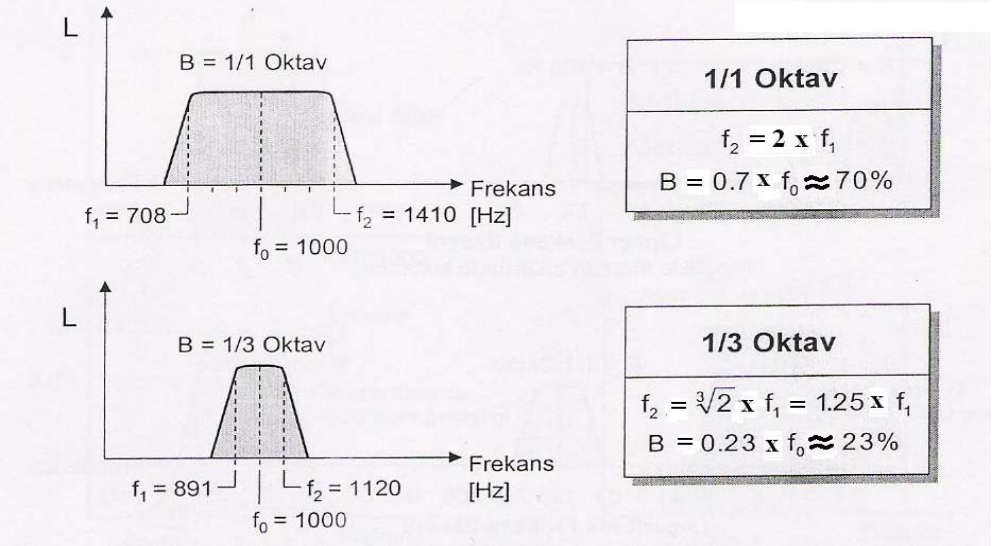
Bir filtrenin "Bant genişliği", seviyenin 3 dB (metrik olarak 0,707'sine) düştüğü noktadaki frekansların farkı olarak tarif edilir. Bir filtrenin "gürültü bant genişliği" ise gerçek filtrenin taradığı alana eş alan tarayan ideal bir filtrenin bant genişliğidir.



Şekil 2.9 : Bant geçirgen filtreler ve bant genişliği ,IYEM-Brüel&Kjær

Bant genişliği sabit olan (örneğin 400 Hz gibi) filtreler lineer bir frekans ekseninde gösterilir. Bu tip filtreler çoğunlukla titreşim sinyallerinin analizi sırasında kullanılmaktadır.

Bant genişliğinin merkez frekansa oranı sabit olan filtreler ise logaritmik bir eksende gösterilirler. Bu tip filtreler insan kulağının filtreleme yapısına en yakın karakteristiğe sahip olduğundan akustik uygulamalarda daha çok kullanılır (örneğin oktav filtreleri) (Şekil 2.10).



Şekil 2.10 : 1/1 ve 1/3 oktav filtreleri ,IYEM-Brüel&Kjær

Kullanılan en geniş oktav filtresinin bant genişliği 1 oktavdır. Bunun dışında 1/3 veya 1/12 gibi daha dar genişlikte oktav bantları bulunmaktadır. Bu tip filtrelere "sabit oranlı bant genişliği" filtreleri denilmektedir. Burada orandan kasıt bant

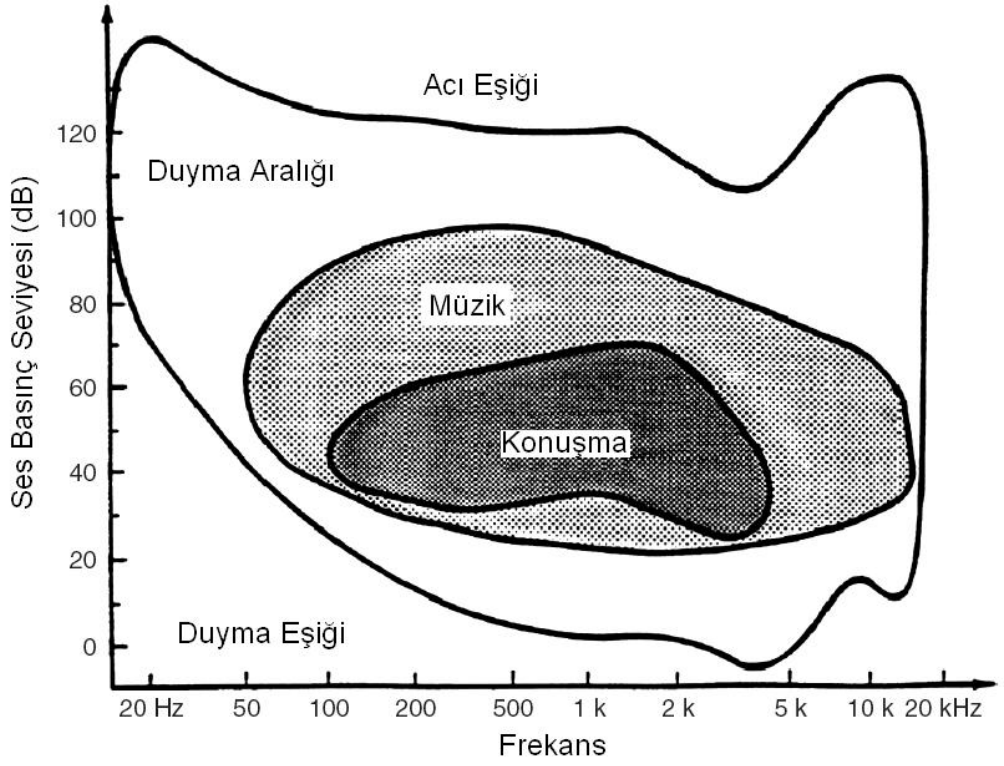
genişliğinin merkez frekansına oranının sabit olmasıdır. Örneğin 1/1 oktav filtresinde bant genişliğinin merkez frekansına oranı yaklaşık olarak %70'dir.

En popüler olanlar ise 1/3 oktav filtreleridir. Bu filtrelerin en büyük avantajı, özellikle 500 Hz üzerindeki bantların insan duyu sisteminde yer alan frekans filtrelerine benzemesidir.

Bugüne kadar geliştirilen en dar banda sahip filtre 1/96 oktavdır.

Sabit oranlı bant genişliğine sahip filtrelerin bir avantajı, komşu iki filtrenin birleşerek bant genişliği her bir filtrenin iki katı olan tek ve düzgün bir filtre meydana getirebilmek özelliğidir. Birbirine komşu 1/3 oktavlık üç oktav bandı birleştiğinde 101 oktav filtresi oluşturur.

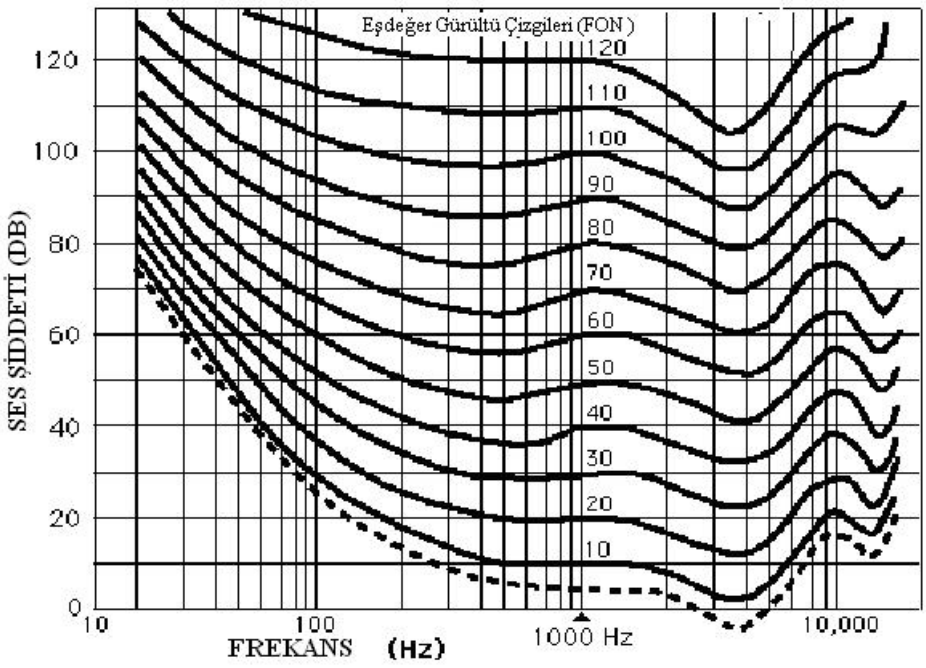
Sonuç olarak, 1/3 oktav bant filtreleri kullanılsa dahi bir "frekans aralığından" söz edilmektedir. Gürültünün tam olarak hangi frekansta olduğunu söyleyebilmek için daha ayrıntılı çözünürlüğe sahip ölçümler yapmak gerekir. Bu da hem pahalıdır hem de daha çok zaman gerektirir.



Şekil 2.11 : İşitme sınırları, Crocker (2007)

Şekil 2.11'de bir insanın işitebileceği sesin limitleri gösterilmektedir. En altta yer alan sınır çizgisi arı sesin duyulmaya başladığı en düşük seviyeye karşılık gelmektedir. En üstteki kesik çizgi sınırı ise acı verme eşiğini belirler.

İnsan kulağı en fazla 500 Hz ile 4000 Hz frekans aralığına sahip seslere duyarlıdır. Bu değerler konturları dışında yer alan seslere ise daha az duyarlıdır. Şekil 2.12'de arı sesler için eşdeğer gürültü eğrileri gösterilmiştir. En altta yer alan kesik çizgiler duyulabilirlik sınırına karşılık gelmektedir.



Şekil 2.12 : Arı sesler için eşdeğer gürültü eğrileri (Equal Loudness Contours), Crocker (2007)

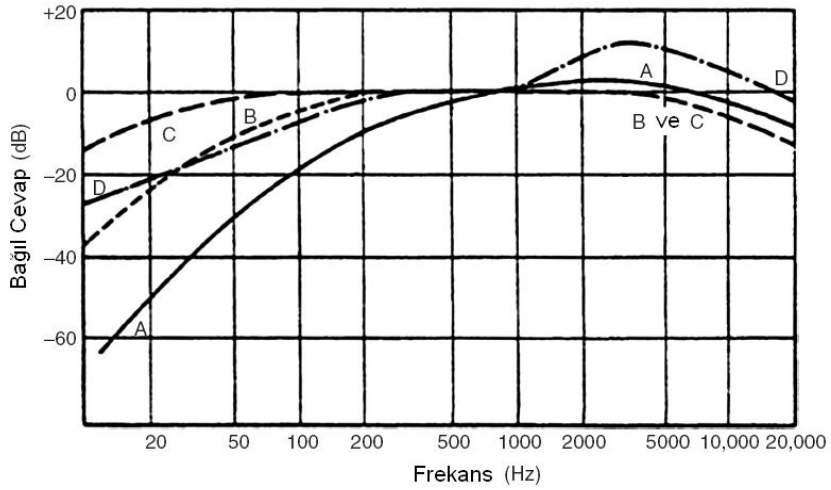
Bu grafik, insan işitme sisteminin ne kadar değişken bir yapıya sahip olduğunu göstermektedir. Örneğin, 1-2 kHz de duyduğumuz bir ses ile 20 Hz'de duyduğumuz bir sesin aynı yüksekliğe sahip olabilmesi için 20 Hz'deki sesin yaklaşık 80 dB daha yüksek bir ses basınç düzeyine ihtiyacı vardır.

Basınçları aynı, fakat frekansları farklı olan sesler, insan kulağı ile farklı algılanmaktadır. Örneğin; 50 dB düzeyindeki iki sesten 70 Hz frekanslı olanı ancak işitilebilirken 1000 Hz frekanslı olanı yüksek bir ses olarak algılanmaktadır. Frekansı da değişken olarak kabul eden ses değerlendirme ölçütü yeğinlik ve bunun birimi de Phon'dur.

Yukarıdaki grafik 1kHz referans alınarak hazırlanmıştır. Eşyükseklik eğrilerinin birimi fon "phon" dur. 1 kHz'de dB ve fon özdeştir. Eğer bir frekanstaki sese ait ses düzeyi biliniyorsa, enterpolasyon ile onun gürültü değeri (loudness) bulunabilir. Böylelikle değişik frekanslara ait sesler karşılaştırılabilir. Daha önce de belirtildiği üzere 1 kHz de dB ve fon özdeştir.

Genel anlamda dBA, A filtresinden geçirilmiş gürültü düzeyi anlamı taşır. Gürültü azaltması veya kontrolünde çok kullanılan dBA birimi, ses yüksekliğinin sübjektif değerlendirmesi ile ilişkili bir kavramdır.

Her bir filtrenin hassaslık gösterdiği frekans farklı olduğundan amaca yönelik belirli ölçümler için belirli ağırlık eğrileri kullanılır (Şekil 2.13). Örneğin A ağırlık eğrisi insan kulağının en çok hassas olduğu orta ve yüksek frekansların özellikle vurgulandığı bir ses değerlendirmesi birimidir ve genellikle ortamın gürültü düzeyinin ölçülmesinde kullanılır. Şekil 2.14'de 40 dB gürültü seviyesine sahip bir eşdeğer gürültü eğrisinin A ağırlıklı filtreden geçirildikten sonraki hali gösterilmiştir. Çevre gürültüsünün (rüzgar tribünü, doğal hayat, vs) ölçümünde C ağırlık eğrisi, Havaalanı gürültüsü için yüksek frekanslara hassas olan (1-10 kHz) ve uçak motorlarından çıkan gürültü düzeyinin de bu aralıkta bulunduğu D eğrisi kullanılmaktadır.

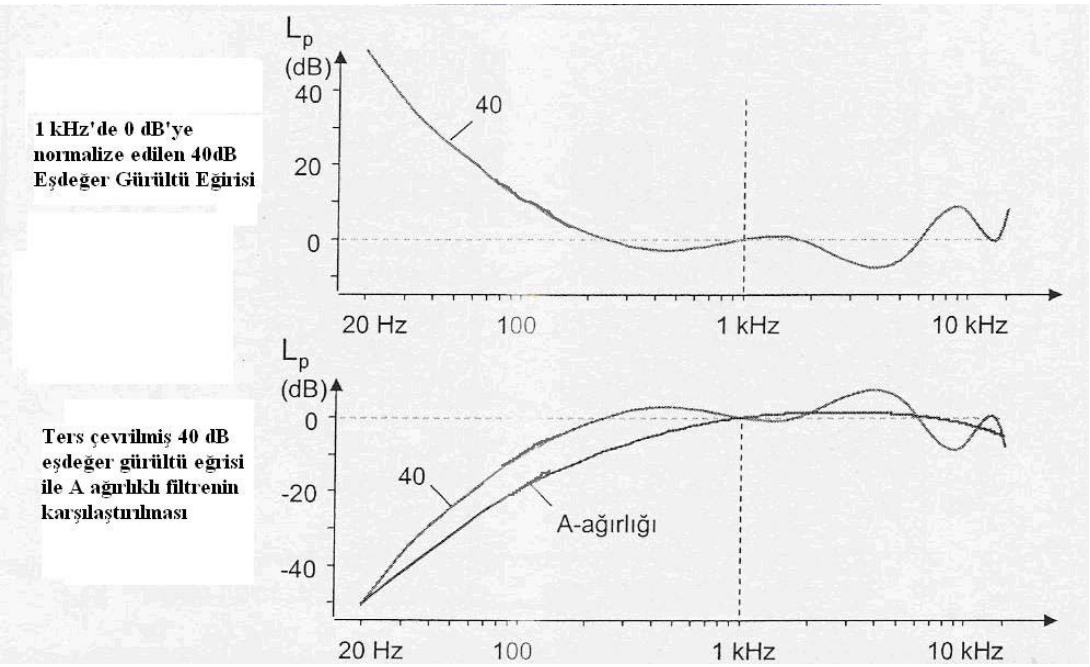


Şekil 2.13 : Frekans ağırlık eğrileri, Crocker (2007)

Eşdeğer Gürültü Seviyesi (Leq): Belirli bir T zaman aralığında düzenli veya düzensiz olarak süreklilik gösteren toplam ses enerjisinin veya ses basınçlarının ölçüm süresine bölünmesiyle elde edilen dBA biriminde bir gürültü ölçeğidir. Simgesi (Leq) olup, aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır **(2.11)**. Başka bir deyişle, oltamda değişen gürültü ile aynı akustik enerjiye sahip olan sabit ses düzeyi olarak tanımlanabilir.

$$Leq = 10 * \log_{10} \frac{1}{T} \int_0^T (\frac{p(t)}{p_0})^2 dt \quad \text{dBA} \qquad \textbf{(2.11)}$$

Formüldeki T; ses seviyesinin toplam ölçüm süresini, p(t); anlık ses basıncını, p_0 referans ses basıncını (20 μPa) göstermektedir.



Şekil 2.14 : 40 dB Eşdeğer gürültü eğrisi ve A-ağırlıklı filtreler, IYEM-Brüel&Kjær

En Yüksek Ses Seviyesi (Lmax): Tepe Düzeyi = Üst Düzey (Lmax): Zamana göre değişen gürültünün herhangi bir anda sahip olduğu en yüksek değerdir.

En Düşük Ses Seviyesi (Lmin): Zamana göre değişen gürültünün herhangi bir anında sahip olduğu en düşük gürültü değeri.

Lgag (Gündüz, akşam, gece gürültü göstergesi): A ağırlıklı uzun dönem ses düzeyi ortalaması olup, günlük rahatsızlık düzeyini,

Lgündüz (Gündüz gürültü göstergesi): A ağırlıklı uzun dönem ses düzeyi ortalaması olup, yılın gündüz sürelerinin tamamına göre belirlenir ve gündüz süresince rahatsızlık düzeyini,

Lakşam (Akşam gürültü göstergesi): A ağırlıklı uzun dönem ses düzeyi ortalaması olup, yılın akşam sürelerinin tamamına göre belirlenir ve akşam süresince rahatsızlık düzeyini,

Lgece (Gece gürültü göstergesi): A ağırlıklı uzun dönem ses düzeyi ortalaması olup, yılın gece sürelerinin tamamına göre belirlenir ve gece süresince uyku kaçırıcı rahatsızlık düzeyini,

LA max: Ölçüm süresi içerisinde A ağırlıklı ses düzeyinin en büyük değerini (dBA olarak ölçülür.) gösterir.

2.3.4. Ses seviyelerinin toplanması ve çıkarılması

dB ölçüm birimleri logaritmik olarak ifade edildiğinden, ses basınç seviyesi ve ses güç seviyesi ile aritmetik olarak işlem yapılamaz. 150'şer dB'lik A ve B adlı iki kaynağın toplam oluşturacağı gürültü seviyesini hesaplarsak:

Kaynak A: 150 dB ve referans seviyesi 1.10^{-12} alınırsa, buna göre;

SWLı= $10 \log \frac{W}{W_0}$ formülünden,

$150 = 10 \log \frac{W}{1.10^{-12}}$ => W=1000 Watt olur.

Kaynak B: 150 dB ve referans yine 1.10^{-12} olsun, buda

$150=10 \log \frac{W}{1.10^{-12}}$ => W=1000 Watt olur.

Kaynak A ve Kaynak B' nin toplam gücü 1000+1000 = 2000 Watt olur.

Buna göre iki kaynağın toplam ses güç seviyesi:

Toplam SWL = $10 \log \frac{2000}{1.10^{-12}}$ ' den 153 dB olarak bulunur.

Dolayısıyla 150 dB +150 dB = 153 dB olmaktadır.

Çizelge 2.2 : İki Ses Kaynağının Toplanmasının İfadesi

Kaynaklar arası dB farkı	Değerlerin en büyüğüne eklenecek fark değeri (dB)
0dB -1dB	3
2dB -3dB	2
4dB -9dB	1
>10dB	0

Bu prosedürden yola çıkarak, eğer eşit ses güç seviyesine sahip iki kaynak varsa bunların toplamı, sadece birisinin değerine 3 dB'lik bir ek değer ekleyerek toplam ses güç seviyesi bulunabileceğini göstermektedir. Çizelge 2.2'de iki kaynak arasındaki farka bağlı olarak toplam ses güç seviyesi değerleri verilmiştir. Çizelge 2.3'de ses ve titreşim için kullanılan tüm referans miktarlar verilmiştir.

Çizelge 2.3 : Ses ve titreşim için referans miktarlar

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

3. TOPLUMUN GÜRÜLTÜYE TEPKİSİ

Toplumun raylı ulaşım sistemi gürültülerine karşı tepkileri çeşitli yöntemlerle değerlendirilebilir. Bunlar L_{eq24} (24 saat eşdeğer gürültü seviyesi), $L_{güge}$ (Gündüz-gece ortalama gürültü seviyesi).Kişisel rahatsızlık gürültünün sadece fiziksel özelliklerine ve tren geçiş sayısına değil, bireyin yaşı, oturduğu yere, ailesinin büyüklüğü gibi başka faktörlere de bağlıdır.

NEL (Noise exposure level, Açığa çıkan gürültü seviyesi)

Açığa çıkan gürültü A-ağırlıklı ses basıncının karesinin, referans basıncın (20 Mikropascal) karesine oranının integralinin 1 saniyelik referans süresindeki dB cinsinden değeridir. Trenin tek bir geçişi için açığa çıkan gürültü seviyesi aşağıdaki formülle hesaplanır **(3.1)**.

$$NEL_T = 10\log_{10}\left(10^{NEL_V/10} + 10^{NEL_L/10}\right) \quad dB \qquad \textbf{(3.1)}$$

NEL_T; trenin geçişi sırasında açığa çıkan toplam gürültü seviyesini, NEL_V; bir ya da daha fazla vagonun geçişi sırasında açığa çıkan gürültü seviyesini, NEL_L; bir ya da daha fazla lokomotifin geçişi sırasında açığa çıkan gürültü seviyesini göstermektedir.

NEL_V ve NEL_L aşağıdaki formüllerle hesaplanır **(3.2) (3.3)**.

$$NEL_V = L_{AVmaks} + 10\log_{10} TE_V \qquad dB \qquad \textbf{(3.2)}$$

$$NEL_L = L_{ALmaks} + 10\log_{10} TE_L \qquad dB \qquad \textbf{(3.3)}$$

Formülde L_{AVmaks} ; vagon kaynaklı (tekerlek ray etkisi baskın) oluşan maksimum gürültü seviyesini, L_{ALmaks} ; lokomotif kaynaklı (tekerlek ray etkisi baskın) oluşan maksimum gürültü seviyesidir eğer birden fazla lokomotif varsa bu değer lokomotiflerin ortalama enerjinin maksimum A-ağırlıklı gürültü seviyesi olarak

hesaplanır., T_{EV} ; vagon için efektif geçiş süresini ve T_{EL} ; lokomotif için efektif geçiş süresini göstermektedir.

Vagon ve lokomotifler için efektif geçiş üreleri aşağıdaki şekilde hesaplanır **(3.4)**. **(3.5)**.

$$T_{EV} \cong \frac{1}{v}\left(1+1,2\frac{d}{l}\right) \quad \text{saniye} \qquad \textbf{(3.4)}$$

$$T_{EL} \cong \frac{\pi d n_L}{2v} \quad \text{saniye} \qquad \textbf{(3.5)}$$

Eşitliklerde d metre cinsinden hattan uzaklık, l toplam tren uzunluğu, v tren hızı m/s ve n_L toplam lokomotif sayısını göstermektedir.

L_{AVmaks} ve L_{ALmaks} aşağıdaki eşitlikten hesaplanabilir **(3.6)**.

$$L_A = 74 + 30\log_{10}(v/v_0) \quad \text{dB(A)} \qquad \textbf{(3.6)}$$

Eşitlikte v trenin geçiş hızını, v_0 referans hızı göstermektedir.

3.1.Gürültü Değerlendirme Ölçümleri

Verilen herhangi bir tren işletimi için eşdeğer sürekli gürültü seviyeleri L_{eq24}(24 saat için), $L_{güge}$ gündüz-gece ortalama ses seviyesi, aşağıdaki eşitliklerle hesaplanabilir **(3.7)**.

$$\left.\begin{matrix} L_{eq}(24) \\ L_{güge} \end{matrix}\right\} = NEL_T + 10\log N - 49 \quad \text{dB} \qquad \textbf{(3.7)}$$

Burada NEL_T seçilen tren tipi için ortalama enerji seviyesi ve N geçiş sayısını göstermektedir.

Geçiş sayıları aşağıdaki eşitlikle hesaplanır **(3.7)**.

$$N = \begin{cases} N_{gü} + N_a + N_{ge} & L_{eq} \text{ için} \\ N_{gü} + N_a + 10N_{ge} & L_{güge} \text{ için} \end{cases} \qquad \textbf{(3.8)}$$

Ngü 7.00-19.00 saatleri arası, Na 19.00-22.00 saatleri arası ve Nge 22.00-07.00 saatleri arasındaki geçiş sayılarını temsil etmektedir.

3.2. Çeşitli Tren Hızları İçin Eşdeğer Gürültü Seviyesi Ölçümleri

Aşağıda bir trenin geçişi sırasında meydana gelebilecek gürültü seviyeleri tren uzunluğuna ve geçiş sürelerine göre hesaplanarak şekil 3.1'de gösterilmiştir. Bu hesaplamalar için gerekli olan lokomotif ve vagon uzunlukları Türkiye Vagon Sanayii Anonim Şirketi TÜVASAŞ ve Türkiye Lokomotif ve Motor Sanayi Anonim Şirketi TÜLOMSAŞ'dan alınmıştır. Uzunluğu 18,942 metre, maksimum hızı 120 km/sa olan bir lokomotif (D22000 dizel elektrikli ana hat lokomotifi, TÜLOMSAŞ) ve uzunluğu 26,4 metre olan 7 adet vagondan (Pulman Vagon TÜVASAŞ) oluşan bir trenin, 30 metre mesafeden çeşitli hızlardaki, NEL_T seviyeleri aşağıdaki grafikte gösterilmiştir.

Ray sürekli kaynaklı ray olarak kabul edilmiş ve eşitlik 3.6 ile V_{maks}=120 km/sa (33,3 m/s) hız için maksimum açığa çıkan gürültü vagonlar için 83 dB olarak aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır. Burada v; m/s cinsinden hızı, v_0; 60 km/sa referans hızı göstermektedir.

$L_{Amaks}= 74 + 30 \log_{10} (120/60) = 83$ dB(A)

Eşitlik 3.4'den vagon için efektif geçiş süresi; hız; v= 33,3 m/s, hattan uzaklık d= 30 m ve toplam tren uzunluğu l= 203,742 m için;

$$T_{EV} \cong \frac{1}{33,3}\left(1+1,2\frac{30}{203,742}\right) = 0,0353 \text{ saniye olarak hesaplanır.}$$

Aynı şekilde lokomotifler için de eşitlik 3.5'den efektif geçiş süresi v= 33,3 m/s, d=30 m, $n_L = 1$ için;

$$T_{EL} \cong \frac{\pi \text{ x } 30 \text{ x } 1}{2 \text{ x } 33,3} = 1,415 \text{ saniye olarak hesaplanır.}$$

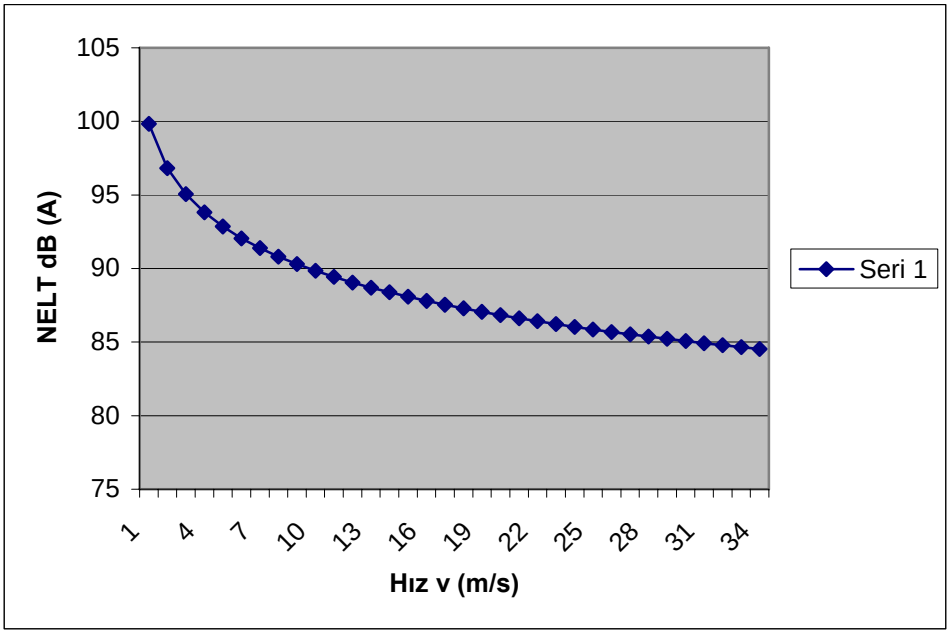
Bu işlem 0-33,3 m/s hız aralığındaki tüm hızlar için yapılmıştır.

Bu değerler ve L_{Amaks} ile birlikte eşitlik 3.2 ve 3.3'den vagonlar ve lokomotif için açığa çıkan gürültü seviyeleri hesaplanmış oradan da eşitlik 3.1'den tek bir geçiş için toplam açığa çıkan gürültü seviyesine ulaşılmıştır.

$NEL_V = 83 + 10 \log_{10} 0{,}0353 = 68{,}48$ dB

$NEL_L = 83 + 10 \log_{10} 1{,}415 = 84{,}50$ dB

$$NEL_T = 10\log_{10}\left(10^{68{,}48/10} + 10^{84{,}50/10}\right) = 84{,}60 \text{ dB}$$



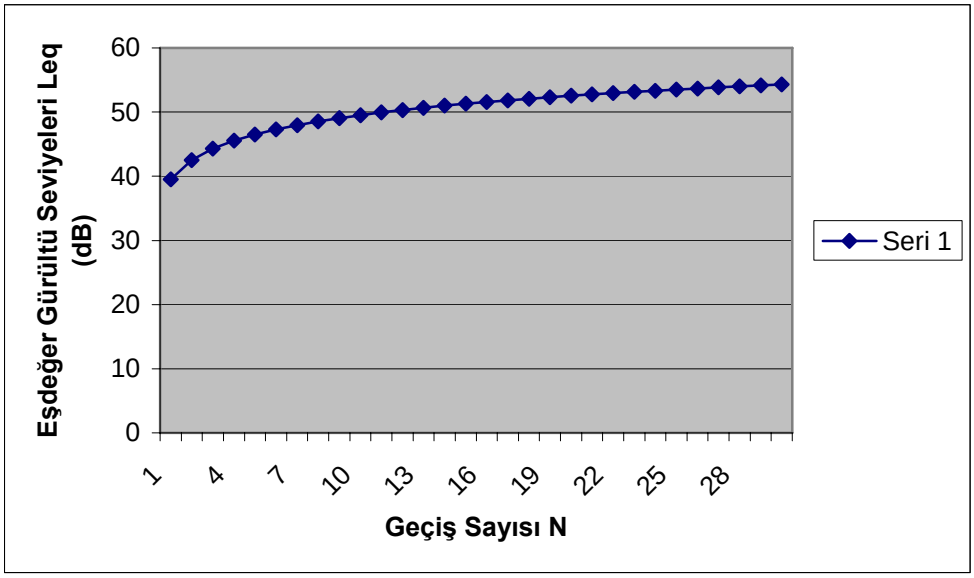
Şekil 3.1 : Çeşitli hızlara göre tek bir geçiş için açığa çıkan gürültü seviyesi

Şekil 3.1'den de görüldüğü gibi sabit mesafeden yapılan ölçümlerde hızlar arttıkça açığa çıkan gürültü seviyesi azalmaktadır, bunun nedeni hızın artmasıyla birlikte efektif geçiş sürelerinin azalmasıdır.

Çeşitli hızlar için açığa çıkan gürültü seviyesi ortalaması ; NEL_{Tort}=88,52 dB (A) olmaktadır. Bu ortalamayla birlikte L_{eq} eşdeğer gürültü seviyesini Eşitlik 3.7'den çeşitli tren geçiş sayıları için hesaplayarak grafikle gösterecek olursak;

N=1 geçiş için L_{eq} = 88,52 + 10 log 1-49 = 39,52 dB olarak hesaplanır. 1 ila 30 arasındaki geçiş sayıları için bu işlem tekrarlanarak Şekil 3.2'deki grafik çizilmiştir.

Şekil 3.2'deki grafikten de görüldüğü gibi geçiş sayıları arttıkça ortaya çıkan gürültü seviyesi artmaktadır.



Şekil 3.2 : Geçiş sayılarının artışıyla oluşan L_{eq} eşdeğer gürültü seviyeleri

4. RAYLI ULAŞTIRMA SİSTEMİ KAYNAKLI GÜRÜLTÜLER

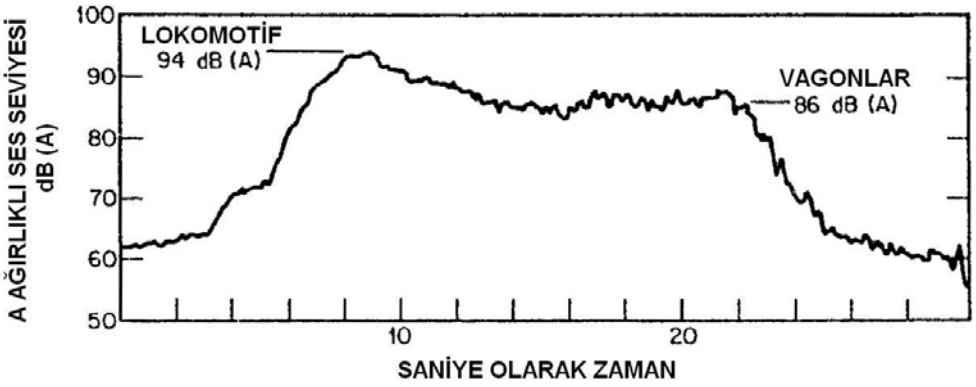
Raylı sistemlerden kaynaklanan gürültü kaynaklarını araç ve ekipman kaynaklı gürültüler ve araç/yol etkileşimi kaynaklı gürültüler olarak ikiye ayırabiliriz. Gürültü kaynağı olan başlıca raylı ulaştırma sistemi araçları vagonlar (hem kendi kendini çekebilen otomotrisler hem de lokomotif tarafından çekilen vagonlar) ve lokomotiflerdir. Bunun yanında lokomotif uyarı sinyalleri ve yük taşımacılığında kullanılan trenlerin yüklerinin toplanarak alındığı alan olan yük sınıflandırma alanları, ilk inşa ve bakım ekipmanları da gürültü kaynağı olarak sayılabilir. Vagonlar ve lokomotiflerin baskın gürültüleri tekerlek ray etkileşiminden kaynaklı gürültülerdir, bunu yanında çekim sistemlerinden kaynaklanan gürültülerde kısmen etkilidir.

Raylı sistem gürültü kaynakları hattan standart bir uzaklıkta bulunan ve standart yükseklikteki mikrofonlarla yapılan ses basınç ölçümleriyle tanımlanır. (Genellikle gürültü kaynaklarını tanımlamak için kullanılan ses gücü seviyesi ve yönlülük lokomotif ve vagonlar gibi geniş kaynaklar için ölçülmesi zor verilerdir.)

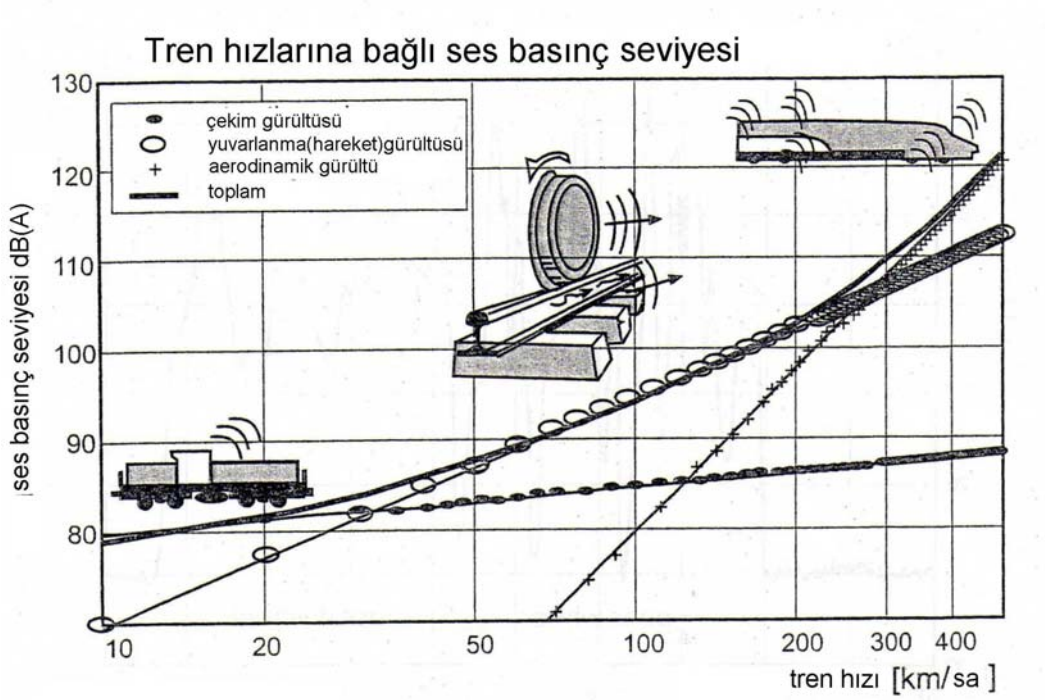
Şekil 4.1 de gösterildiği gibi, lokomotif tarafından çekilen bir trenin A-ağırlıklı ses seviyesi lokomotif nedeniyle belirgin bir maksimum seviye içerir, bunu lokomotiften daha düşük bir maksimum seviyede yükselip alçalan vagon gürültüsü takip eder. Otomotrislerden oluşan trenlerde, başlangıçtaki maksimum gürültü seviyesi yoktur. Aşağıda lokomotifler ve vagonlar hakkındaki görüşlerde bu ortalama maksimum gürültü seviyelerinden, buna ilişkin spektrumdan, tasarım ve işletme parametrelerinin bu miktarlara etkilerinden yararlanılmıştır. Aksi belirtilmediği sürece aşağıdaki görüşlerde açık alanlardaki, eğimli, travers üzerinde ve balastlı hatlardaki trenlerin üzerinde durulmuştur.

Şekil 4.2'de tren hızlarına bağlı olarak gürültü kaynakları gösterilmiştir. Şekilde de görüldüğü gibi 40 km/sa'ten daha düşük hızlarda baskın olan ses, çekim kuvvetlerinden kaynaklanır, 40 ile 250 km/s hızlar arasında baskın olan ses ise yuvarlanma sesidir, 250 km/s hızdan yüksek hızlarda baskın ses kaynağı ise

aerodinamik seslerdir. Demiryolunda büyük bir oranda 40 ile 250 km/s hızlar arasında işletim yapıldığı için en yüksek oranlı gürültü kaynağı yuvarlanma (hareket) gürültüsüdür.



Şekil 4.1 : 114 km/sa hızla giden bir yolcu treninin geçişi sırasında 30 metre mesafeden ölçülen A-Ağırlıklı ses seviyesinin değişimi, Harris (1979)



Şekil 4.2 : Hızların artışına bağlı olarak gürültüdeki değişim, Lichtberger (2005)

4.1. Demiryolu Araçlarından Kaynaklanan Gürültüler

4.1.1. Vagonlar

Vagonlardan kaynaklanan gürültünün A-ağırlıklı ses seviyelerinin ölçülebilmesi için standart koşullar ortaya koyarak karşılaştırmaya uygun veriler elde edilebilir, bu nedenle verilen grafiklerde tüm ölçümler hat merkezinden 30 metre uzaklıktan

yapılmış, trenler ise uzun tren (uzun tren, uzunluğu ölçüm mesafesinin 3 katından fazla olan trendir) olarak standartlaştırılmıştır.

Kaynaklı Ray, sürekli kaynaklı ray üzerinde hareket eden çeşitli yolcu vagonlarının hızları için A-ağırlıklı ses seviyelerinin L_A ölçümleri normalleştirildiklerinde (referans uzaklık ve uzun tren için) elde edilen veriler ±6 dB aralığında aşağıdaki şekilde formüle edilebilir **(4.1)**.

$$\text{(normalleştirilmiş) } L_A = 74 + 30\log_{10}(v/v_0) \quad \text{dB(A)} \qquad \textbf{(4.1)}$$

Formülde v km/sa cinsinden vagon hızı ve v_0 60 km/s referans hızı göstermektedir.

Eşitlik 4.1'de hız iki katına çıkarılırsa A-ağırlıklı ses seviyesinin 9 dB(A) arttığı görülmektedir. Bu genellikle hıza bağlı olsa da bazı raylı sistemlerde değişik bağlılıklar görülmektedir. Örneğin Japonya Shinkansen hatlarında hızın iki katına çıkmasıyla gürültüdeki artış 6 dB(A) olmaktadır.

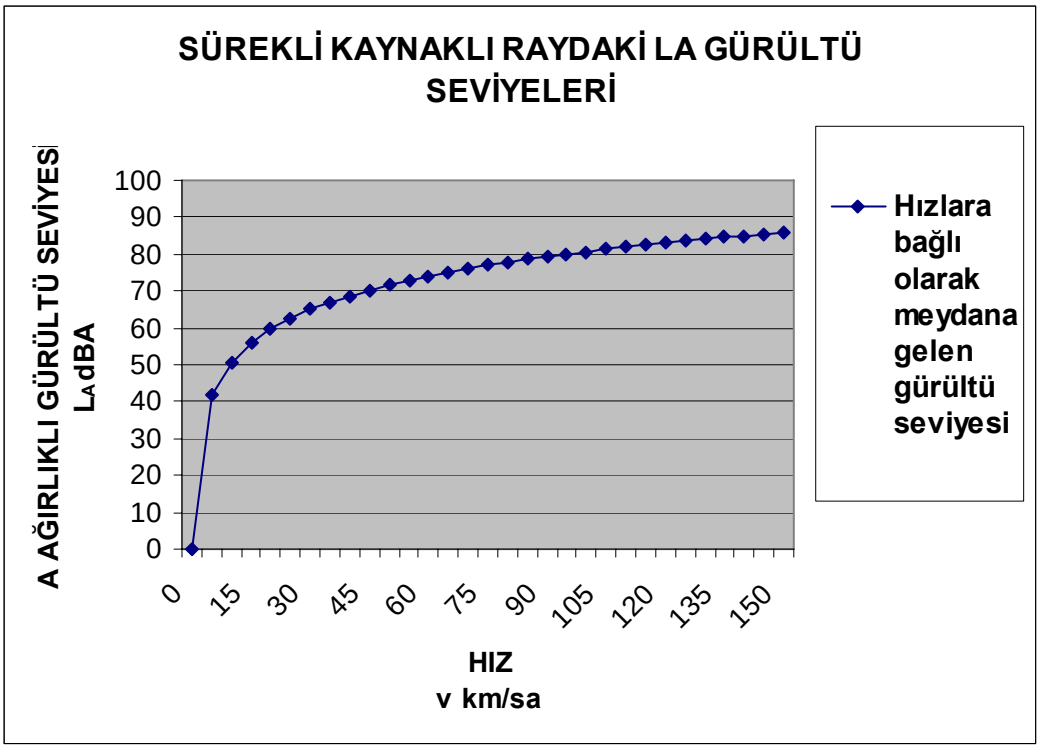
Ekli (cebireli) ray, yolcu vagonları için yapılan ekli raylardaki normalleştirilmiş A-ağırlıklı ses seviyesi ölçümlerinde elde edilen verilerin %90'ının ±6 dB aralığında aşağıdaki şekilde formüle edilebilir **(4.2)**.

$$\text{(normalleştirilmiş) } L_A = 81 + 30\log_{10}(v/v_0) \quad \text{dB(A)} \qquad \textbf{(4.2)}$$

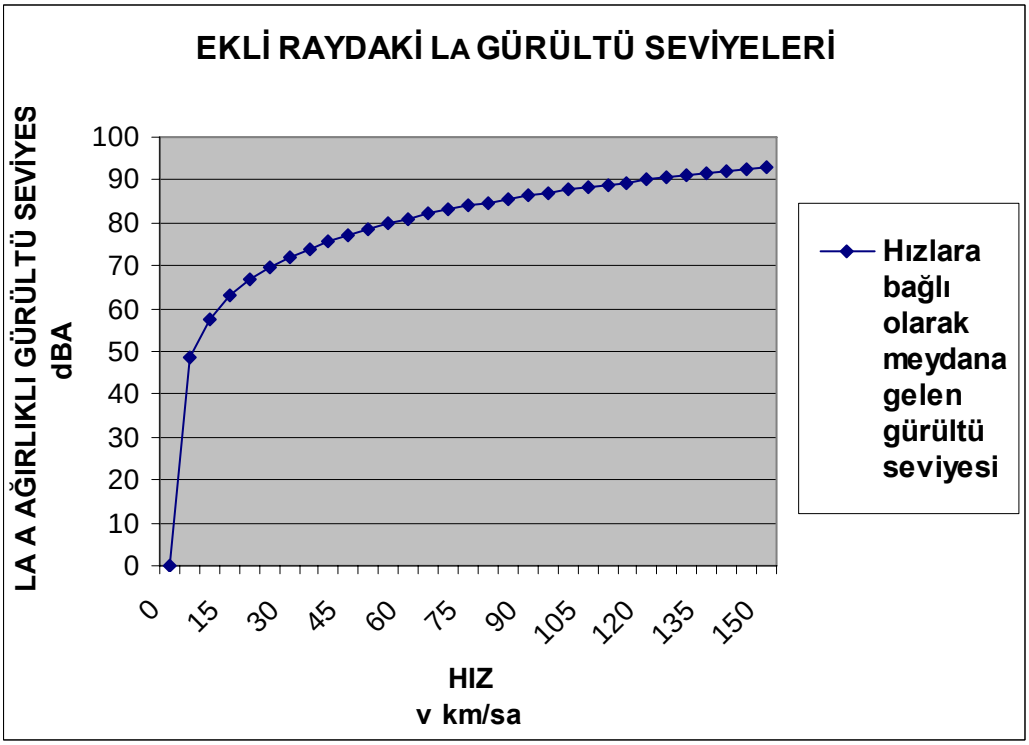
Şekil 4.3, 4.4 ve 4.5'deki grafiklerde eşitlik 4.1 ve 4.2'den yararlanılarak sürekli kaynaklı raylarda ve ekli raylardaki hız artışına bağlı olarak meydana gelen gürültü seviyeleri gösterilmiştir. Burada 0km/sa ile 150km/sa arasındaki hızlar kullanılarak referans hız 60km/sa alınarak oluşan L_A gürültü seviyeleri hesaplanmıştır.

Sürekli kaynaklı rayda hızın arttıkça gürültünün arttığı ve 150 km/sa hızda 85,93 dB (A) olduğu Şekil 4.3'de görülmektedir. Gürültünün artmasının nedeni artan hızla birlikte dinamik etkilerin artarak daha fazla gürültü oluşturmasıdır. Ayrıca hız arttıkça baskın olan gürültü tekerlek ray etkileşimi gürültüsü olmaktadır bu da gürültü seviyelerinin artmasına neden olur.

Şekil 4.4'de ekli raylarda hızın artmasıyla meydana gelen gürültü seviyesi artışı görülmektedir. Ekli raylarda 150 km/sa hızda meydana gelen gürültü seviyesi 92,94 dB (A) olmaktadır. Ekli raylardaki gürültü seviyeleri ray ek yerlerinden kaynaklanan darbe gürültüleri nedeniyle sürekli kaynaklı raylara göre daha fazla olmaktadır.



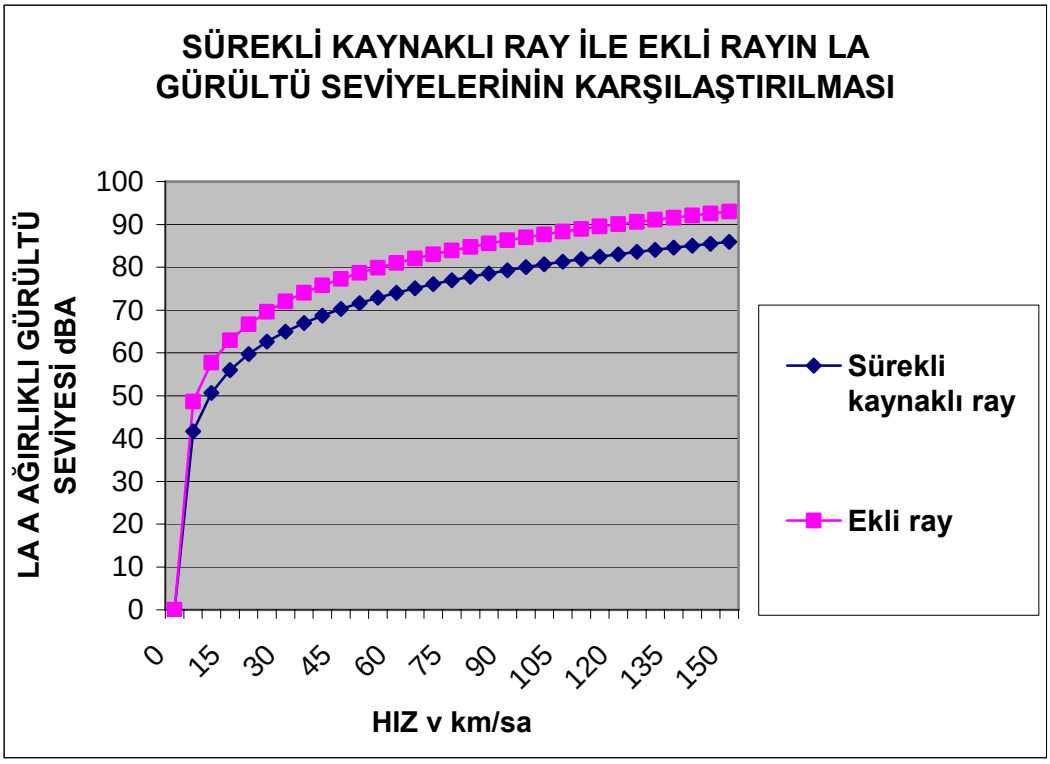
Şekil 4.3 Hız artışına göre sürekli kaynaklı raylardaki L_A gürültü seviyeleri



Şekil 4.4 : Hız artışına göre ekli raylardaki L_A gürültü seviyeleri

Şekil 4.5'de görüldüğü gibi hem sürekli kaynaklı hem de ekli raylarda L_A A-ağırlıklı gürültü seviyesi hız artıkça artmaktadır. Çeşitli hızlarda ekli raylarda meydana gelen

gürültü seviyesi sürekli kaynaklı raylarda meydana gelen gürültü seviyesinden yaklaşık 5 dB daha fazla olmaktadır.

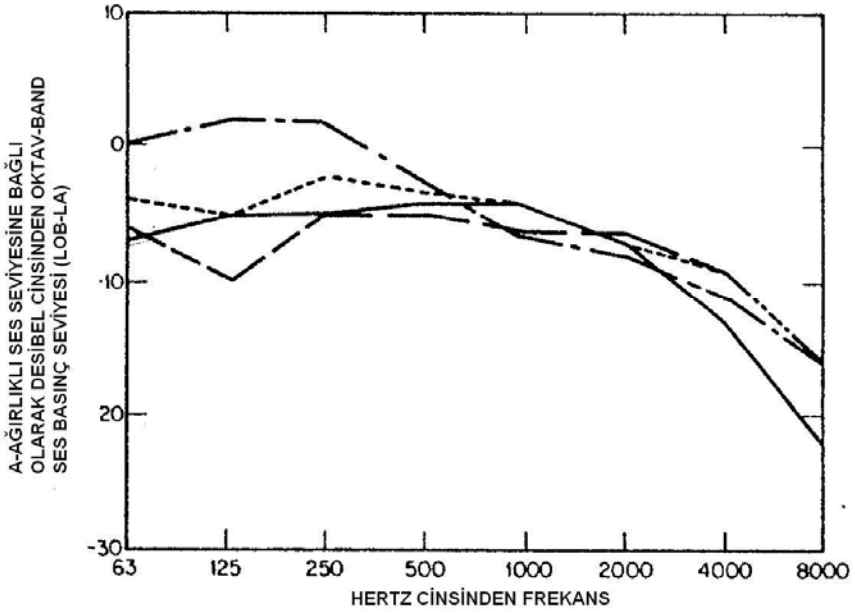


Şekil 4.5 : Ekli raylar ve sürekli kaynaklı raylardaki hız artışına göre L_A gürültü seviyesi karşılaştırması

Ekli rayların sürekli kaynaklı raylarla değiştirilmesiyle meydana gelen gürültü seviyesinde yaklaşık 5 dB (A) azalmaya neden olacaktır.

Şekil 4.6'da üç tipteki araç için A.B.D'de yapılan çalışmalar sonucu elde edilen A-ağırlıklı ses seviyelerine bağlı olan oktav-bandı spektrumları gösterilmiştir. İlgili spektrumlar verilen geçiş gürültüsü ölçümleri için A-ağırlıklı ses seviyesinin aynı ölçümlerin ağırlıksız (unweighted) oktav-bandı ses basınç seviyesinden çıkarılmasıyla elde edilir. Her çeşit vagon için ortalama spektrum kaynaklı ve ekli raylardan, belirli bir hız aralığından, tekerlek durumundan alınan verilere dayanır. Bu veriler göstermektedir ki A.B.D de bulunan vagonların gürültü spektrumlarında hıza bağlı olarak tutarlı bir değişim görülmemektedir. Bu hızın artmasıyla spektrumda daha yüksek frekanslara bir geçiş görülen Avrupa trenlerinden alınan verilerle bir tezat oluşturmaktadır. Bu örnekteki "elektrik çekimli yolcu trenleri" tramvayları, hızlı trenleri ve şehirlerarası trenleri kapsamaktadır bu değişik kullanımlar dolayısıyla oluşan sistematik spektral değişimler ayrı olarak ele almak için çok

küçüktür. Kaynaklı ve contalı rayların bağıl spektralları arasında tutarlı bir fark bulunmamaktadır.



Şekil 4.6 : Trenler ve lastik tekerlekli transit sistem araçları için ortalama bağıl oktav-bant spektrumları, Harris (1979)

Şekil 4.6'da sürekli çizgi ———— elektrik gücüyle çalışan yolcu trenlerini, kesikli çizgi – – – – – – motorsuz yolcu vagonlarını, çizgi-nokta-nokta lastik tekerlekli transit araçları – · – · – · – ve nokta noktalı çizgi ····· de yük vagonlarını temsil etmektedir. Düşük frekanslarda en yüksek ses basınç seviyelerinin lastik tekerlekli araçlarda olduğu frekanslar yükseldikçe motorsuz yolcu vagonlarının ve yük vagonlarının ses basınç seviyelerinin arttığı ancak lastik tekerlekli araçlarda ses basınç seviyelerinin azaldığı görülmektedir. Buradan da hız arttıkça lastik tekerlekli transit araçların normal vagonlara göre daha avantajlı olduğunu söylemek mümkündür.

4.1.2. Aliymanda vagon gürültüsünün ölçülmesi

Genel olarak **(4.1)** ve **(4.2)** eşitlikleri uzun trenlerin 30 metre (100 ft) gözlem mesafesinde A-ağırlıklı ses seviyeleri hesaplamak için direkt olarak kullanılabilir. İyi tasarlanmış ve bakımı yapılan sistemlerde A-ağırlıklı ses seviyeleri bu eşitliklerden tahmin edilen değerlerden 6 dB(A) daha düşük olmaktadır. Diğer sistemlerde ses seviyeleri hesaplamak için daha düşük değerlerden başlanır. Birleştirilmiş durumlardaki toplam etkiyi ölçmede, uzmanlar ölçümün en büyük tekil etki baz

alınarak yapılmasını önermektedir Örnek vermek gerekirse, düzleşmiş (flatted) normal tekerleklerin pürüzlü bir ray üzerinde üzerindeki A- ağırlıklı ses seviyesi ile düzgün elastik tekerleklerin düzgün kaynaklı ray üzerindeki A- ağırlıklı ses seviyesi farkı 12 dB(A) olmaktadır. Bu yaklaşım takip edilirse 30 metre (100 ft) uzaklıktan, düzleşmiş sıradan tekerlekler ve pürüzlü kaynaklı ray üzerinde 40 km/sa hızla giden uzun elektrik çekimli bir yolcu aracının tipik A- ağırlıklı ses seviyesi aşağıdaki gibi ölçülür:

$$L_A = \underbrace{(74-6)+30\log_{10}(\frac{40}{60})}_{\text{40km/sa hızda sessiz sistem}} + \underbrace{12}_{\text{en büyük etki}} = 75dB(A)$$

Çizelge 4.1'deki elektrikli yolcu trenleri için bu değerin ortalama bağıl spektruma eklenmesiyle aşağıdaki hesaplanmış spektrum elde edilir.

Çizelge 4.1 Frekansın iki katına çıkarılmasıyla değişen oktav bant ses seviyeleri

Frekans, Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Oktav-bant seviyesi ,dB	68	70	70	71	71	68	62	53

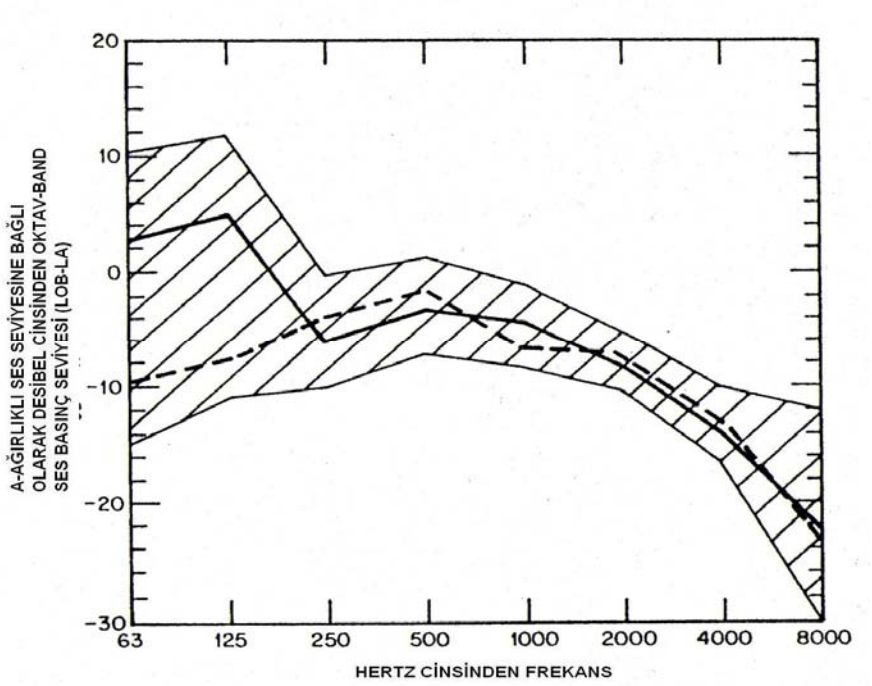
4.1.3. Lokomotifler

Birkaç istisna ile birlikte, ticari amaçla kullanılan lokomotifler akslara sabitlenmiş elektrik çekimli motorlar tarafından hareket ettirilirler. Elektrik gücü lokomotifteki dizel veya gaz türbini, jeneratörleri tarafından ya da yukarıdaki elektrik güç hatlarından sağlanır.

4.1.4. Lokomotifler için gürültü seviyeleri ve spektrum

Çok geniş aralıktaki hız, derece ve tipteki hatlarda dizel-elektrikli lokomotifler için 30 metre mesafeden ölçülen maksimum gürültü seviyelerinin yüzde 90'ı 87 ile 96 dB(A) aralığındadır. Bu mesafede bu türdeki bir lokomotifin gürültüsü 129 km/sa kadar yüksek hızlarda bile genellikle vagon gürültüsünü aşar. Egzoz gürültüsü baskın gürültüdür. Egzoz gürültüsü motor yüküne bağlıdır ve tekerlek gürültüsünün tersi olarak hızdan bağımsızdır. Susturucular egzoz gürültülerinin A-ağırlıklı ses seviyelerini 10 dB(A) kadar azaltabilirler. Ancak diğer kaynakların varlığı nedeniyle susturucular dizel-elektrik lokomotiflere takıldıklarında yalnızca 4'den 8-dB(A) ya kadar bir azalma elde edilmektedir. Bu kaynaklar motor gövde vibrasyonu ve

soğutma vantilatörü aerodinamik kaynaklarıdır. Elektrik ve türbin lokomotifler susturucu takılmamış dizel-elektrik lokomotiflere göre ortalama 6 ila 7 dB(A) düşük gürültü seviyesine sahiptir. Dizel ve elektrik lokomotifler için maksimum A-ağırlıklı ses seviyelerine bağlı oktav band spektrumları Şekil 4.7' de verilmiştir.



Şekil 4.7 Lokomotifler için ortalama bağıl oktav-band spektrumları , Harris (1979)

4.1.5. Lokomotif sinyal ve uyarı aletleri

Karakteristik olarak lokomotif korna ve düdükleri lokomotifin 30 metre önünde yaklaşık 105 dB(A) kadar A-ağırlıklı ses seviyesi üretirler ki bu hattın kenarındaki ses seviyesinden 5dB (A) daha azdır.

4.2. Araçla Yolun Etkileşiminden Kaynaklanan Gürültüler

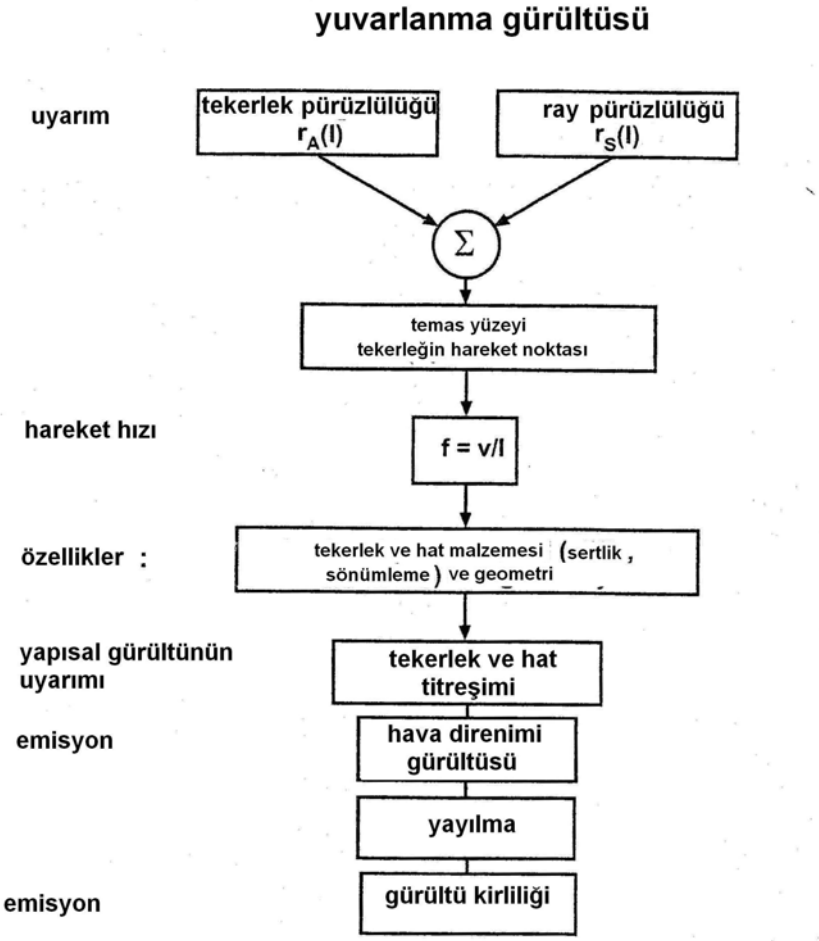
Demiryolunda hareket eden bir araç için en baskın ve rahatsız edici gürültü tekerlek/ray etkileşiminden kaynaklanan gürültüdür. Bu gürültü şiddeti hem araç hem de yola bağlı birçok faktöre bağlıdır. Bu nedenle kontrol edilmesi zor bir gürültüdür. En önemli tekerlek/ray gürültü kaynağı tekerlek ve raylarda oluşan bozulmalardır. Yolun yapısı da oluşan gürültüyü etkiler. Kurbada hareket eden bir araç ile aliymandaki hareket eden bir araçta oluşan gürültünün türleri farklıdır. Bu nedenle her birinin ayrı ayrı ele alınması gerekmektedir.

Tekerlek ve rayda oluşan çeşitli bozulmalar da gürültünün şeklini etkiler. Bu nedenle bozulmaların ve oluşturdukları gürültülerin de ayrı ayrı ele alınması gerekir.

Gürültünün oluşmasını ya da yayılımını engellemek için kullanılan çeşitli kontrol yöntemleri mevcuttur. Bu yöntemler gürültünün şekline ve yayılımına göre değişiklik gösterirler.

4.2.1. Aliymanda tekerlek/ray gürültüsü meydana gelmesi ve kontrolü

Aliymanda hareket eden bir demiryolu aracının baskın gürültü kaynağı tekerlek-ray etkileşiminden kaynaklanan gürültüdür. Oluşan bu yuvarlanma gürültüsünün gelişim şeması şekil 4.8'de gösterilmiştir. Buna göre aliymanda tekerlek-ray gürültüsü tekerlek ve rayın yüzey pürüzlülüğüne bağlıdır, bu pürüzlülük rayın dalgalanmasından ve rasgele yüzey bozulmalarından oluşabilir.



Şekil 4.8 : Yuvarlanma gürültüsünün gelişimi, Lichtberger (2005)

Sonuç olarak belirli bir hızdaki raylı sistem aracı gürültüsü verilerindeki dağınıklığın birçoğunun nedeni tekerlek ve raylardaki değişikliklere bağlıdır. Pürüzsüz tekerlekler ve pürüzsüz sürekli kaynaklı (eksiz) raylar üzerinde yol alan araçlar kararlı geniş bantlı bir gürültü yayarlar ki bu bazen yuvarlanma gürültüsü olarak adlandırılır. Aliymandaki bu gürültü: Normal yuvarlanma gürültüsü, aşırı yuvarlanma gürültüsü, ray bozulmalarından, ek yerlerden ve tekerlek düzlüklerinden kaynaklanan darbe gürültüleri ve ondülasyonlu ray gürültüsü olmak üzere dörde ayrılır.

4.2.1.1.Normal yuvarlanma gürültüsü

Tekerlek ve rayda herhangi bir bozulma olmaması durumunda meydana gelen gürültüye normal yuvarlanma gürültüsü adı verilir. Birçok transit sistem bu gürültü dikkate alınarak tasarlanır. Düz hatlarda meydana gelen yuvarlanma gürültüsü 250 ila 2000 Hz. arasında değişen tepe noktasına sahip geniş bantlı bir frekansa spektrumuna sahiptir.

Yuvarlanma gürültüsüne neden olan dört temel mekanizma vardır bunlar:

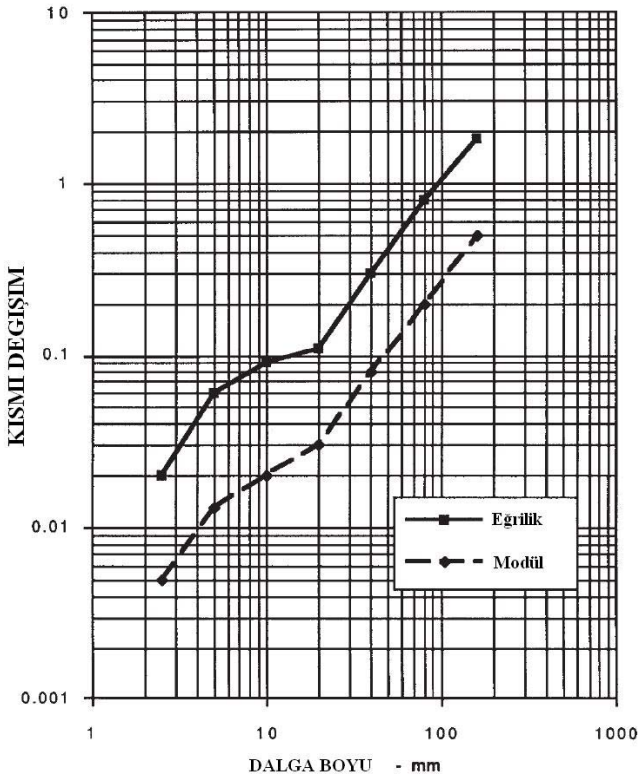
- Tekerlek ve ray sertliği
- Parametrelerin değişimi ve modülün heterojenliği
- Ray yürümesi ve
- Aerodinamik gürültü

Tekerlek ray sertliğinin tekerlek/ray gürültüsünün bilinen en önemli nedeni olduğuna inanılmaktadır. Yüzey sertliği profili sürekli spektruma sahip dalga boylarına ayrılabilir. Kısa dalgaboyları temas yüzeyinin boyutları ile ilgilidir, temas yüzeyi boyunca sertlik azaltılırsa yüzey sertliği azaltılmış olur, bu etki temas yüzeyi filtreleme olarak adlandırılır.

Parametrelerin değişimi, rayın ve tekerleğin çelik elastik modüllerinin, ray destek sertliğinin ve rayın mantarının enine eğriliğinin yarıçapının değişimleri olarak adlandırılır. Şekil 4.9'da görüldüğü gibi en yüksek dalga boyu 100 mm ile 200 mm arasındadır ve 500 ila 1000 Hz aralığına denk gelmektedir. Bu aralık içerisinde elastikiyet modülü aralığının %3 ila %10 u arasındaki değişimi ray pürüzlülüğü ile aynı miktarda gürültü oluşmaktadır. Ray mantarı yarıçapındaki heterojenlik tekerlek ve rayda dinamik bir harekete neden olmaktadır.

Dinamik yürüme; tekerleklerde boyuna ve yanal dinamik yürüme, ray hattına paralel dönerek kayma ve ray hattına dik yönde yürümeyi içerir. Aliymanda hareket eden araçlarda bu üç tipin de gürültüye fazla etki etmediği bilinmektedir.

Aerodinamik gürültü, tekerlek ileriye doğru ilerlerken çevresindeki türbülanslı sınır katmanından meydana gelir. Normal hızlardaki transit sistemlerde bu tür bir gürültünün oluşması beklenmez.



Şekil 4.9 :Elastikiyet Modülü ve Ray Mantarı Eğriliğinin Uyarımının Pürüzlülük Uyarımına Eşdeğeri, Nelson (1997)

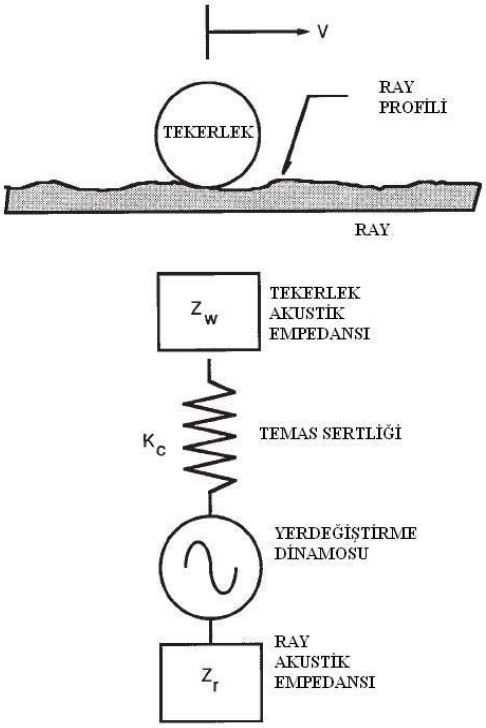
Paralel mekanik akustik empedans modeli

Tekerlek-Ray etkileşimi gürültüsünün standart lineer modellenmesi Şekil 4.10'da gösterilmiştir. Model paralel empedans modeli olarak adlandırılır çünkü rayın ve tekerleği mekanik dikey empedansı birbirlerine paralel olarak görülürler ve temas sertliği K_c ile birlikte ray ve tekerleğin birbirlerinin üzerine baskı sertliklerinin cevabı olan dinamik etkileşim kuvvetleri hesaplanır. Mekanik empedans temas kuvvetinin tepki hızına oranının frekansın bir fonksiyonu olarak değeridir.

Gürültünün yayılımı

Ölçülen değerler hem rayın hem de tekerleğin önemli bir gürültü kaynağı olduğunu göstermektedir bu yüzden hem ray hem de tekerlek için gürültü kontrolü çözümleri

düşünülmelidir. Tekerlekten yayılan akustik güç tekerleğin yüzeyinin rms (root mean square) hızının ve havanın özel empedansının ρc (burada ρ havanın yoğunluğu 1.2 kg/m^3 ve c sesin yayılma hızı 340m/sn) çarpılmasıyla elde edilir. Raydan yayılan gürültü modellenirken rayın boyuna eşit uzunlukta yarıçapa sahip bir silindir olduğu kabul edilir. Ray ve tekerleğin temas noktasından yayılan gürültü tekerlek ve rayın birbirine yakınlığından dolayı kesin olarak hesaplanamamaktadır. Traversler bile belirgin gürültü kaynağı olarak kabul edilebilir. Birçok kaynakta sürekli kaynaklı ray tipleri içi raylar ana gürültü kaynağı olarak kabul edilmiştir. Ancak yapılan deneylerde tekerleklerinde raylar kadar gürültü yaydığı tespit edilmiştir.

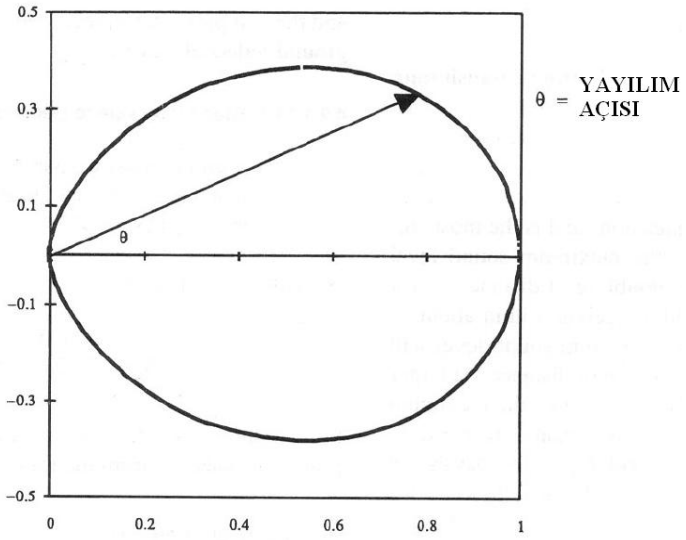


Şekil 4.10 : Tekerlek ray gürültü yayılımı paralel empedans modeli, Nelson(1997)

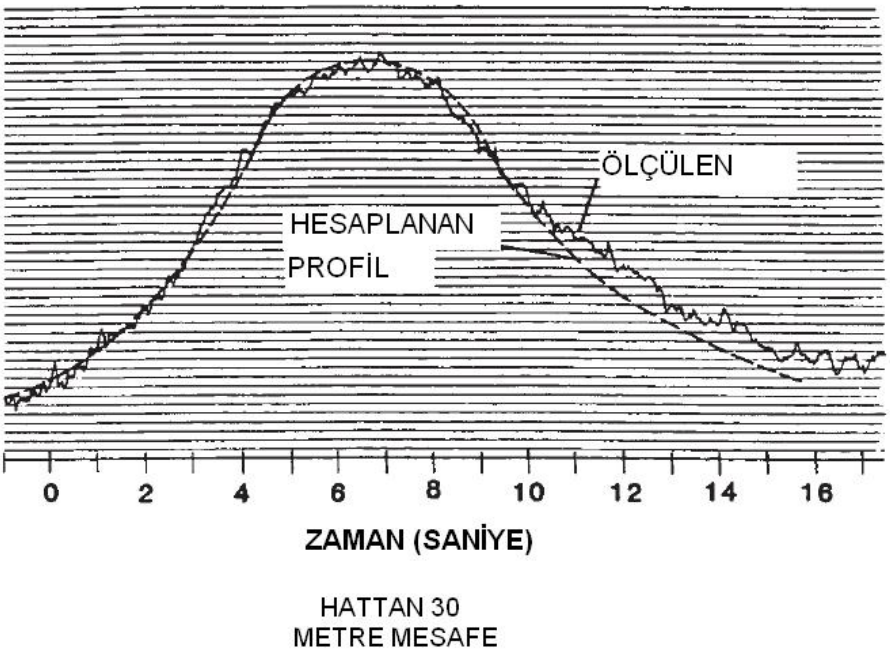
Yönelme

Trenlerden yayılan gürültünün yayılma şablonunun dipol yayıcı (dipole radiators) eğrisi olduğunu belirlenmiştir, Nelson (1997). Dipol yayılma şeması Şekil 4.11'de verilmiştir. Dipol yayıcı için yayılma yönünün normalindeki birim alandaki ses şiddeti maksimum yayılımın yönü ve yayılım yönü arasındaki açının kosinüsünün karesine eşittir. Şekil 4.12'de BART (Bay Area Rapid Transit) transit treninin geçiş gürültüsünün dipol yayılım modellemesine göre hesaplanan değerleri ile ölçüm

değerleri verilmiştir. Değerlerin yakınlığından da anlaşılacağı üzere dipol yayılım gerçeğe en yakın sonuçlar Şekil 4.11'deki modellemedir.



Şekil 4.11 : Dipol yayılım şeması



Şekil 4.12 : BART (Bay Area Rapid Transit) treninin geçişi sırasında ölçülen ve hesaplarla bulunan A-ağırlıklı ses seviyeleri, Nelson (1997)

Mesafe ile güçyitimi

Bir şehirlerarası trenden açık alana yayılan gürültünün mesafe ile gücünü yitirmesinin iki ana nedeni vardır, bunlar zeminin ve atmosferin emilimidir. Geometrik yayılma kaybı enerjinin üç yönde dağılması sonucu oluşur ve nokta kaynaklarda çok belirgindir, maksimum ses seviyesi uzaklık her ikiye katlandığında

6dB kadar azalır. Tren gibi bir çizgi kaynakta ise trenin uzunluğunun yarısı kadar mesafede bulunan alıcı için maksimum ses seviyesi mesafe her ikiye katlandığında 3dB kadar güçyitirir. Daha uzak mesafelerde trenin tümünden kaynaklanan gürültünün mesafenin iki katına çıkmasıyla maksimum ses seviyesindeki güçyitimi 3dB den daha fazla olur. L_{eq} (eşdeğer gürültü seviyesi) ve L_{dn} (gündüz gece eşdeğer gürültü seviyesi) eşdeğer ses seviyesi ve gündüz-gece seviyesi trenin uzunluğundan bağımsız olarak mesafenin iki katına çıkmasıyla geometrik yayılma nedeniyle 3dB oranında azalır. Aşırı güçyitimi ses enerjisinin zemin tarafından emilmesinden kaynaklanır.

Geometrik yayılma nedeniyle güçyitimi

Dipol kaynak özelliği gösteren bir kaynağın geçiş sırasındaki maksimum ses basınç seviyesi aşağıdaki hesaplanabilir **(4.3)**.

$$L_{maks}=(\text{dB re } 20\ \mu \text{ Pascal})=10\text{Log}\left[\frac{3}{4}\frac{\rho_c Q_D W'_D}{4\pi R}\{2\alpha+\sin(2\alpha)\}\right]+94 \qquad \textbf{(4.3)}$$

Eşitlikte; W'_D ; birim tren uzunluğundaki dipol ses gücünü ifade etmektedir ve birimi Watt/metre'dir. L; tren uzunluğunu belirtmektedir, birimi metre'dir. R; hattın merkezinden uzaklıktır, birimi metre'dir. ρ_c; havanın özgül empedansını göstermektedir, bu değer 407 rayls ($kg/m^2/sn$)'dir. Q_D; rayın enine doğrultuda dik düzlemdeki yayılma şablonuyla ilgili olan yönelme faktörüdür. Q_D, yönelme faktörü, tamamen emici zemin için (balastlı hat ve çim set) 1, tamamen yansıtıcı zeminler (gömülü hat) için 2 ila 4 arasında bir değer olarak alınır. Eğer gürültünün büyük bir kısmı raydan yayılıyorsa Q_D değeri beton taban ve direkt tespitli bağlantılı hatlarda 4, balastlı ve traversli hatlarda 1 olarak alınır.

Eşitlik 4.3'deki α açısıaşağıdaki formülle hesaplanır **(4.4)**.

$$2\alpha=\arctan\left(\frac{L}{2R}\right) \qquad \textbf{(4.4)}$$

Formüldeki R kurp yarıçapı ve L tren uzunluğudur.

Pratikte ölçümlerin tümü standart bir uzaklıktan yapılır ve ses seviyeleri ve diğer uzunluklar hep uzaklığın bir oranı olarak ifade edilir. Bu durumda havanın akustik

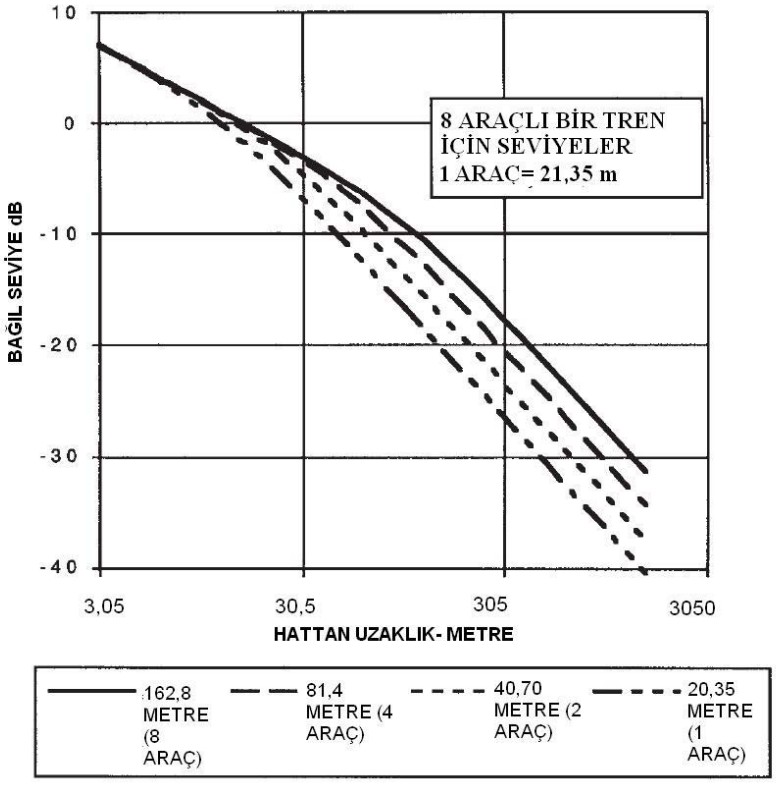
empedansı ρc ve hattın birim uzunluğundaki ses basınç seviyesi değerleri birbirlerini götürür. Bu yaklaşımın başka bir biçimi de SEL (Single Event Noise Exposure Level , Tek Durum Gürültü Açığa Çıkma Seviyesi) 'yi hesaplamaktır **(4.5)**.

$$SEL=10Log_{10}\left[\frac{3}{4}\frac{\rho_c Q W_D' L}{p_0^2 4Rv}\right] \qquad \textbf{(4.5)}$$

burada v m/s cinsinden tren hızı ve p_0 referans ses basıncını göstermektedir.

Maksimum ses seviyesi tren uzunluğu ve mesafe verilirse SEL'e (Single Event Noise Exposure Level, Tek Durum Gürültü Açığa Çıkma Seviyesi) bağlı olarak da hesaplanabilir **(4.6)**.

$$L_{maks}=(\text{dB re } 20\ \mu \text{ Pascal})=SEL+10Log\left[\frac{V}{\pi L}\right]+10Log_{10}\left[2\alpha+\sin(2\alpha)\right] \qquad \textbf{(4.6)}$$



Şekil 4.13 : Çeşitli trenlerin yol kenarı maksimum gürültü seviyelerinin güç yitirmesi, Nelson (1997)

Şekil 4.13'de yol kenarı maksimum gürültü seviyelerinin güç yitirmesi, dipol gürültü kaynaklı bir trenden uzaklığın fonksiyonu olarak gösterilmiştir. Trene yakın mesafelerde tre bir çizgi gürültü kaynağı olarak davranmakta ve mesafeye karşı güç yitimi mesafenin iki katına çıkartılmasıyla 3 dB olmaktadır. Daha uzak mesafelerde tren bir nokta kaynak gibi davranmaya başlar ve mesafenin iki katına çıkmasıyla mesafeye bağlı yayılma nedeniyle güç yitimi 6 dB olur.

Uzaklığa bağlı L_{eq} eşdeğer gürültü seviyesi hesabı, gürültü karakteristiğine, tren hızına ve uzunluğa ve dolayısıyla SEL (Single Event Noise Exposure Level, Tek Durum Gürültü Açığa Çıkma Seviyesi) ye bağlıdır. L_{eq} (eşdeğer gürültü seviyesi) ve L_{dn} (gündüz ve gece gürültü seviyesi) zemin etkileri, yapılar tarafından koruma, atmosferik emilim etkilerinin olmadığı durumlarda mesafenin iki katına artmasıyla 3 dB azalır. Bu basit sonuç transit sistem gürültüsünün hesaplanmasında çok büyük kolaylık sağlar.

Aşırı Güç yitimi

Zemin etkileri göz önüne alındığında SEL (Single Event Noise Exposure Level, Tek Durum Gürültü Açığa Çıkma Seviyesi) ve L_{dn}'nin (gündüz ve gece gürültü seviyesi) hattan olan mesafenin ikiye katlanmasıyla 4,5 dB azaldığı genel olarak kabul edilir. Bu durumda, maksimum ses seviyesi yukarıda verilen formülle SEL (Single Event Noise Exposure Level, Tek Durum Gürültü Açığa Çıkma Seviyesi)'den ½ dB civarında yakınlıkla hesaplanabilir. Bu sonuç maksimum ses seviyesinin geometrik yayılma kaybının mesafeyle yaklaşık 1,5 dB azalması nedeniyle gerçekleşir.

4.2.1.2.Normal yuvarlanma gürültüsü kontrol yöntemleri

Araç Üzerindeki Uygulamalar

Normal yuvarlanma gürültüsü için araç üzerinde alınabilecek önlemler; araçlarda kenarlarında etekler, araç altı gürültü izolasyonu, araçtan yayılan gürültü iletim kaybını arttırma olarak sıralanabilir.

Araç kenar etekleri; Araç etekleri eğer eteklerin iç yüzeylerinde ses emilimi de sağlanırsa yol kenarı gürültüsünü 2 dB'e kadar azaltabilir. Etekler tekerlekten yayılan gürültüyü yansıtarak ve emerek engellerler. Balastlı hatlarda balast gürültü emiliminde daha etkili olduğu için kullanılmazlar. Etekler raylardan yayılan gürültüyü engellemekte etkili değillerdir.

Araç altında gürültü emilimi; en etkili ve en ucuz yöntemdir. Araç altında uygulamanın yapılabilmesi için yeterli alan olmayabilir ya da uygulama araca bakım yapılmasını engelleyebilir.

Elastik tekerlekler; 1-2 dB'e kadar gürültüde azalma sağlayabilir ancak daha etkili oldukları kısım kurba çınlamasıdır. Elastik tekerlekler sadece yuvarlanma gürültüsünü engellemek için kullanılmazlar.

Araç gövdesinde ses izolasyonu; bu uygulama araç içi gürültünün azaltılması için uygulanan standart bir yöntemdir. Günümüzde üretilen araçlarda gürültü emilimi için iki tabaka arasına cem yünü uygulaması yapılmaktadır.

Yol Üzerinde Uygulamalar

Hat yatağı absorbsiyonu; bu yöntem betonarme üzerine direkt bağlantılı hatlarda etkilidir. Balastlı hatlar balastın gürültü emici özelliğinden dolayı direkt bağlantılı betonarme hatlara göre 4-5 dB daha az gürültüye neden olmaktadır. Yapılan uygulamalar (1) tedlar-encased(PVF polivinil florlu filmlerle örtülmüş) 0,5 kgf/cm^2 basınç dayanımına sahip cam yününün delinmiş metal ya da fiberle güçlendirilmiş plakalarla korunarak uygulanması. (2) püskürtülebilen çimento bazlı gürültü absorbsiyonu (3) balast.

Ray titreşimi emiciler, titreşim emiciler içerilerinde vibrasyon enerjisini emen ve dağıtan sönümleme elemanları da bulunan yaylı ağırlık sistemleridir. Bunlar raylara kenetlerle bağlanırlar ve balasta değmezler. Ses bariyerlerinin uygulanamadığı ve gürültü seviyesinde birkaç desibel azalma istenen yerlerde bu uygulama yapılabilir.

Hat arası bariyerleri; Hatların arasına konan bariyerler istasyon seviyesindeki gürültüyü azaltabilir. Bariyerin iki yüzü de gürültü emici malzeme ile kaplanır. Bariyerin yüksekliği aracın yüksekliğinden fazla olmalıdır.

Elastik ray bağlantıları ray ile travers arasındaki bağlantı elemanlarının elastik malzemelerle tespit edilmesidir. Bu tür elastik bağlantılar genel olarak tekerlek/ray gürültüsü azaltma yöntemi olarak uygulanmazlar. Bu yöntem düşük frekanslı zemin kaynaklı ve yapısal gürültünün azaltılması için uygulanır. Elastomer yaylar elastik bağlantılarla birlikte kullanılarak tekerlek/ray gürültüsünü azaltmak için kullanılabilirler. Elastik ray bağlantıları gevşemeden raya destek sağlarlar ve trenin geçişi sırasında rayla travers arasında oluşan darbe gürültülerini azaltmaya yardımcı olurlar.

Yol kenarındaki uygulamalar

Gürültü Bariyerleri; gürültü bariyerleri normal yuvarlanma gürültüsü kontrolündeki en etkili uygulamadır. Gürültü bariyerlerinin etkinsi arttırmak için ses yutucu malzemeler kullanılabilir. Gürültü bariyeri uygulamadaki alanla ilgili sınırlar (1) hat seviyesindeki araç bakımları için uygun giriş olmaması (2) hat ve duvar arasında kalabilecek olan insanların güvenliğini sağlayacak yeterli mesafe olmaması (3) kaynağın ve alıcının yüksekliklerinin pratik bariyer yüksekliği için gürültü azaltılmasına uygun olmaması (4) yüksek gürültü bariyerlerinin istenmemesi (5) yüksek rüzgâr yükleri, dik eğimler ve sağlam temel yapılması gereken zayıf zeminler.

Gürültü bariyeri yapımında çok değişik türde malzeme kullanma olanağı vardır. Örneğin Fransa'da yapılanların %60'ı prefabrike beton elemandan, %20'si cam ve plastik kökenli malzemeden, %10'u metal levhalardan ve %10'u da pişirilmiş kil ve benzeri malzemeden inşa edilmektedir. Bu malzemelerden en yaygın olarak kullanılanı prefabrike betondur. Prefabrike beton elemanın montaj kolaylığı, istenilen ölçüde üretilebilmesi, dayanıklılığı ve bakım gerektirmemesi gibi özelliklerinden dolayı diğer tür malzemelerden daha yaygın bir biçimde kullanılmaktadır.

Banketler; banketler görsel olarak daha cazip olan gürültü bariyerleridir, deraymana karşı bir güvenlik duvarı oluşturur ve aynı boydaki bir gürültü bariyeriyle aynı derecede gürültü azalması sağladığı düşünülmektedir.

Emici Gürültü Bariyerleri; gürültü bariyerlerinin hat tarafındaki kenarına bariyerin performansını arttırmak ve yansımayı engellemek ya da azaltmak için gürültü emici malzeme kullanılması ile oluşur. Emici bariyerlerin en etkili olduğu durum direkt tespitli betonarme hatlardadır. Balastlı hatlarda bariyer hatta yakınsa balastın gürültü emici özelliği nedeniyle etkinliği sınırlanabilir.

Havai Hat Bariyerleri; trenin dinamik alanında yapılmış olan yapıların üzerine konulan bariyerlerdir. Bariyerlerin yüksekliği yolcular aracın tabanından bariyerden atlayarak kurtulabilecek şekilde tasarlanır. Bariyerin performansını arttırmak için püskürtülen gürültü emici çimento malzeme kullanılır. Çevirme kuşatma; Hong Kong'da uygulanan bu yöntemde metro gibi yangın kontrolü, havalandırma ve tahliye gerekmektedir. Gürültü emici malzeme kaplamanın iç yüzeyine uygulanır. Çizelge 4.2'de anlatılan yuvarlanma gürültüsü kontrol yöntemleri, yöntemlerin uygulama yerleri, maliyetleri ve uygulamadaki sınırlar özetlenmiştir.

Kontrol yönteminin uygulama bölgesi araç üzerinde, hat üzerinde ve yol kenarında olmak üzere üçe ayrılır.

Çizelge 4.2 : Normal yuvarlanma gürültüsü kontrol yöntemleri, Nelson (1997)

KONUM	UYGULAMA SEÇENEĞİ	GÜRÜLTÜ AZALMASI dB	FİYAT	ALANA ÖZEL SINIRLAMALAR
Araç Üzerinde	Araç altında sönümleme	3	3500 $ / araç	Balastlı hatlarda etkili değildir
	Elastik tekerlekler	1 - 2	2400 $ - 3000 $ / tekerlek	Pedallı fren sistemlerinde uygun olmayabilir.
	Etek ile örtmek	1 – 2	5000 $ - 10000 $ / araç	Üçüncü ray açıklığı. Araç altında gürültü absorbsiyonu ile birleşik kullanılabilir.
	Araç altında gürültü sönümlemesi	2 – 3	3500 $ / araç	Araç içinde kullanılabilir. Araç altındaki teçhizata göre sınırlandırılır.
	Araç gövdesi yalıtımı	0 – 5 dB	Orijinal teçhizat	Camları gövdeyi ve kapıları kapsar. Alana göre sınırlandırmalar yoktur.
Hat üzerinde	Yol yatağı sönümlemesi	5	100 $ / m^2	Balastlı hatlarda etkili değildir.
	Hat arası bariyerleri	3 - 5	150$ - 300$ / metre-hat	Tren yolu tavanı absorbsiyonu ile birlikte kullanılmalıdır.
	Ray titreşimi sönümleyiciler	1 - 2	1500$ / metre	Ray ve tersi arasında boşluk bulunmalıdır. Alanda bulunan diğer yapılardan düşme tehlikesi olabilir.
Yol kenarında	Gürültü bariyerleri	5 - 10	150-200 /m^2	Mevcut topografyaya ve görünüme kötü etki.
	Emici bariyerler	7 - 12	250$ /m^2	Balastlı hatlarda daha az etkili.
	Toprak banketler	7 - 12	Alana bağlı	Peyzaj düzenlemesine olumlu katkı.
	Sıkıştırılmış zemin	5 - 10	Alana bağlı	
	Alıcı ile ilgili uygulamalar	0 - 10	5000-10000 / alıcı	Havalandırma olması gerekir. Yapısal eksiklikler olabilir.
	Çevirme, kuşatma	10 dB	Bilinmiyor	Yangın kontrolü, tahliye ve havalandırma.
	Metro duvarı uygulaması	5	21-30 / m^2	
	İstasyon uygulaması	5 - 10	21-30 / m^2	
	Havalandırma ve havalandırma şaftı akustik emilim	5 - 15	21-30 / m^2	

4.2.1.3. Aşırı yuvarlanma gürültüsü

Herhangi bir bozulma olmaksızın gerçekleşen aşırı yuvarlanma gürültüsünün nedeni anormal derece sertlikteki raylar ve tekerleklerdir. Sertlik gözle görülür olabilir ya da olmayabilir, gözle görülebilir oyuklar, parçacıklar ve diğer ray bozulmaları da mevcut olabilir.

Aşınma şeridinin zayıf bağlantısı ve düzensiz genişlikler de aşırı yuvarlanma gürültüsüne neden olabilir. Profilometreler kullanılarak ray sertliği genliği dalgaboyunun bir fonksiyonu olarak ölçülebilir. Rayın bilenmesi ile elde edilen gürültü azalması aşırı sert rayın varlığını doğrulamaktadır.

4.2.1.4. Aşırı yuvarlanma gürültüsü kontrol yöntemleri

Hat üzerindeki uygulamalar

Aşırı yuvarlanma gürültüsü için hat üzerindeki temel uygulama rayların taşlanmasıdır. Normal yuvarlanma gürültüsü kontrolü için uygulanan yöntemler de uygundur ancak bu uygulamalar rayların taşlanmasından sonra yapılmalıdır.

Rayın taşlanması, aşırı yuvarlanma gürültüsü kontrolünde tekerleklerin düzeltilmesiyle birlikte rayların taşlanması en etkili uygulamadır. Rayların taşlanması yuvarlanma yüzeyi aşınmayacak ve metal yorgunluğunu azaltacak şekilde optimum seviyede tutulmalıdır.

Taşlama ekipmanı doğru seçilmeli ve iyi durumda olmalıdır, böylece taşlanan tekerleklerde derin taşlamış yüzeylere yol açan kırıntıların birikmesi ve çatırdama engellenebilir. Uygulama sırasında oluşabilecek sorunlar şöyledir (1) tünellerde taşlama makinesi için yeteri kadar açıklık olmaması (2) işletimle çakışması sonucu hatta girişin olamaması (3) hemzemin hatlarda taşlamanın yapılamaması

Araç üzerindeki uygulamalar

Tekerlek düzeltmesi, aşırı yuvarlanma gürültüsü kontrolündeki temel araçüstü uygulamasıdır ve normal yuvarlanma gürültüsü kontrolü için yapılan uygulamalardan öne düşünülmelidir. Tekerlek düzeltmesi tekerlek üzerindeki bozulmalardan kaynaklanan aşırı yuvarlanma gürültüsünün kontrolü için en etkin yöntemdir ve periyodik araç bakımının bir parçası olarak düşünülmelidir. Düzenli tekerlek düzeltmesi yapılmayan sistemlerde büyük ihtimalle anormal yükseklikte yuvarlanma gürültüsü oluşacaktır. Eğer raylar da taşlanarak düzeltilmiş ise pürüzlü

tekerleklerin düzeltilmesiyle birlikte ilk aşamada 7 ile 10 dB arasında gürültü azalması görülebilir gerçek gürültü azalma seviyesi tekerleklerin ve rayların pürüzlülüğüne bağlıdır. Kullanılan tekerlek düzeltme makinesinin türü (frezeleme ya da torna) elde edilen sonuçta çok az değişikliğe yol açmaktadır. İyi bir ray taşlaması olmadan tekerleklerin düzeltilmesi istenilen an az gürültü seviyesine ulaşmayı sağlayamaz çünkü raydan kaynaklanan gürültü devam eder ancak ray taşlaması olmadan sadece tekerlek düzeltilmesi daha sessiz bir sistem için gereklidir ve yapılmalıdır.

Tekerlek düzeltilmesi için alan açısından herhangi bir sınırlama yoktur. Tekerlek düzeltmenin maliyeti hem tekerlek düzeltme makinesi maliyetine ve onun bakım maliyetlerine bağlıdır. Bir tekerlek düzeltme makinesinin ortalama maliyeti 1 milyon dolar civarındadır, Nelson (1997). Frezeleme ile çalışan makineler taşlama ile çalışan makinelere göre daha ucuzdur ancak daha az bulunurlar. Tekerlek düzeltme makinesinin seçimi önemlidir. Tek motorlu araç tiplerinin ön ve arka tekerlekleri arasındaki tekerlek çapı farkı çok az olmalıdır. Tek motorlu araçlar söz konusu olduğunda seçilen tekerlek düzeltme makinesinin toleransları çok iyi incelenmelidir.

Yol kenarındaki uygulamalar

Tekerlek düzeltmesinin geometrik kısıtlamalar, yetersiz maliyetler, ve ekipman eksikliği gibi nedenlerle gerçekleştirilememesi durumunda gürültü bariyerleri ya da banketleri bir seçenek olarak düşünülebilir. Geniş bir alanda yapılması gerekiyorsa bu uygulamalar ray taşlama ve tekerlek düzeltme ekipmanından daha maliyetli olabilirler. Tekerlek ve raylar iyi durumda değillerse yol kenarında yapılan uygulama maliyetleri bakımı düzenli yapılan tekerlek ve raylara göre daha fazla olmaktadır.

4.2.1.5. Ray kusurlarından, contalardan ve tekerlek düzlüklerinden meydana gelen darbe gürültüleri

Darbe gürültüsü aliymanda büyük genlikte sertliğe sahip hatlarda, ray ek yerlerinde, ray bozulmalarında, ray yuvarlanma yüzeyindeki diğer süreksizliklerde ve tekerlek düzlüklerinde meydana gelen özel tipte bir tekerlek-ray gürültüsüdür Meydana gelen darbe gürültülerini ray bozulmalarına, tren yönüne ve hıza göre sınıflandırılmıştır (Nelson,1997).

Çizelge 4.3 : Ondülasyonlar olmayan durumda aşırı yuvarlanma gürültüsü kontrol yöntemleri, Nelson (1997)

KONUM	UYGULAMA SEÇENEĞİ	GÜRÜLTÜ AZALMASI dB	TAHMİNİ FİYAT	AÇIKLAMA
Hat Üzerinde	Rayın taşlanması (tekerleğin düzeltilmesi ile birlikte)	7-10	15 $ / metre /yıl	
	Bozuklukların kaynakla ya da taşlanarak düzeltilmesi	5	200 $ / bozulma	
	Bağlantıların bakımı ve sıkılması	5	6 $ / bağlantı / yıl	
	Bağlantıların kaynaklanması	5	600 $ / bağlantı	
	Elastomer bağlanmış elastik ray bağlantıları	5 – 10 dB	50 $ / bağlantı	Gevşek tespit nedeniyle oluşan darbe gürültülerini ve yapısal gürültüleri azaltır.
	Normal yuvarlanma gürültüsü için yukarıda listelenen diğer uygulamalar.			
Araç Üzerinde	Tekerlek düzeltmesi (ray taşlanması ile birlikte)	7 - 10	60$ / tekerlek seti	
	Kayma kontrolü		5000-10000 / araç	Tekerlek düzlüklerinin gerçekleşme sıklığını azaltır
	Normal yuvarlanma gürültüsü için yukarıda listelenen diğer uygulamalar.			
Yol kenarında	Normal yuvarlanma gürültüsü için yukarıda listelenen diğer uygulamalar.			

Pürüzsüz düzensizlikler

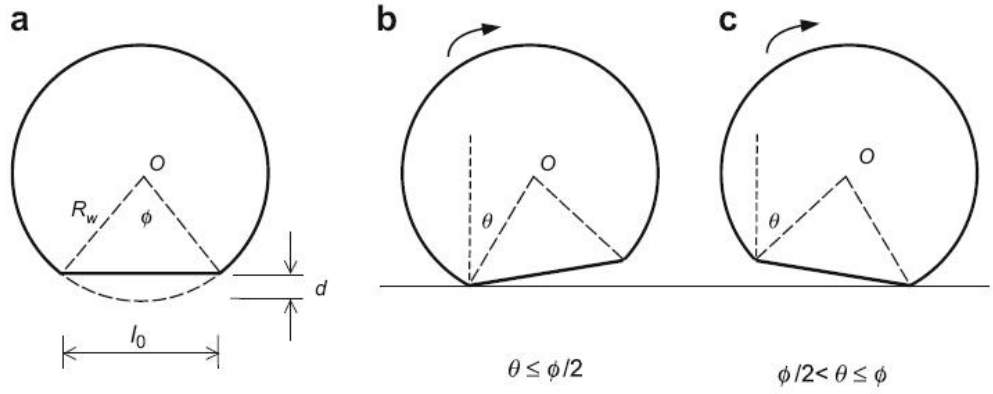
Pürüzsüz düzensizlikler tren aşağıdaki formülle tanımlanan kritik hızı aşarsa darbe gürültüleri oluşturabilir **(4.7)**.

$$V_{CE} = \left[\frac{g\left(1+\frac{M}{m}\right)}{d^2y/dx^2}\left(1+\frac{m}{p}\frac{\beta}{2}\right) \right]^{1/2} \qquad \textbf{(4.7)}$$

Eşitlikte; g yerçekimi ivmesi, M tekerlek tarafından desteklenen toplam araç uzunluğu, m tekerlek kütlesi, ρ rayın özgül ağırlığı ve y rayın boyuna profilidir. β rayın destek modülüne ve ray kesitine bağlıdır, aşağıdaki formül ile hesaplanır **(4.8)**.

$$\beta = \left[\frac{\mu}{\Delta EI} \right]^{1/4} \tag{4.8}$$

Rayın darbe gürültüsü oluşturması için görünür bir bozukluğa sahip olması gerekmez çünkü pürüzsüz raylarda bile ayrılma gerçekleşebilir. Teori ayrılmanın düşük tekerlek yüklerinde yüksek tekerlek yüklerine göre daha düşük hızlarda gerçekleştiğini öne sürmektedir. Bu nedenle hafif raylı sistemler yük trenlerine göre dinamik temas açılmasına, yanal kaymaya daha yatkındır.



Şekil 4.14 : İdealize edilmiş tekerlek düzlükleri

Tekerlek düzlüğü (Wheel flat) tekerlek temas yüzeyinin aşınarak düzleşmesidir, Şekil 4.14'de şematik olarak gösterilmiştir. Bu durum genellikle tekerlek-ray arasındaki zayıf bağlı yüzeylerdeki frenlerin kilitlenmesinden meydana gelir. Bu tür tekerlekler yüksek seviyede gürültüye neden olurlar. Tekerleğin rayla temasını kaybettiği bir kritik hız vardır. Bu kritik hız aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$V_{CE} = \left[ag\left(1+\frac{M}{m}\right)\left(1+\frac{m}{p}\frac{\beta}{2}\right) \right]^{1/2} \tag{4.9}$$

Burada a tekerleğin yarıçapıdır.

Yüksek hızlarda hız arttıkça tekerlek düzlüklerinden oluşan darbe gürültüleri azalır ve yeteri kadar yüksek bir hıza ulaşılırsa küçük tek bir tekerleğin oluşturduğu darbe gürültüsü normal yuvarlanma gürültüsünün altında anlaşılmaz hale gelir.

Tekerlekler düz alanlar oluşturduklarında ya da araçlar ray yüzeyindeki devamsızlıklardan geçtiklerinde örneğin ray ek yerleri (contaları) ya da makaslar gibi

özel hat işlerinde tekerlek-ray gürültüsüne genellikle 0.01 saniyede yükselen ve 0.05 saniye süren (içinde maksimum 10 dB) ardışık geniş bantlı darbe sesleri hakim olur.

Yüksek Ray Contaları en ciddi darbe gürültüsüne neden olan bağlantı elemanlarıdır, çünkü artan hızla birlikte bir pik noktasından sonra gürültünün azalmasına neden olan bir kritik hız yoktur. Darbe her zaman gerçekleşir ve darbe hızı tren hızıyla doğrudan ilgilidir. Sonuç olarak yüksek contalardan kaynaklanan gürültü alçak bağlantılar ve tekerlek düzlükleri gibi normal yuvarlanma gürültüsüyle maskelenemez.

4.2.1.6. Ray kusurlarından, contalardan ve tekerlek düzlüklerinden meydana gelen darbe gürültüleri kontrol yöntemleri

Ray taşlanması ve tekerlek düzeltmesinin yapılmadığı ya da düzensiz yapıldığı demiryollarında darbe gürültüleri en belirgin gürültü kaynaklarıdır. Darbe gürültüsü nedenleri çentikler, parçacıklar, yanıklar ray ek yerleri ve boyuna yönde ray yüzeyinin aşırı eğriliğidir.

Hat üzerindeki uygulamalar

Darbe gürültüleri için uygulamalar ray taşlaması, bozulmaların kaynaklanması ya da taşlanması, bağlantıların bakımının yapılması, bağlantıların kaynaklanması ve gevşek hat desteklerinin ayıklanması olarak sıralanabilir. Bu uygulamalar normal yuvarlanma gürültüsü için yapılacak olan uygulamalardan önce düşünülmelidir.

Çizelge 4.4'de de görüldüğü gibi ray taşlama, ray üzerindeki bozulmalardan dolayı oluşan darbe gürültülerinin azaltılmasındaki en etkin yöntemdir. Ray taşlama aracı boyuna yönde yaklaşık iki metrelik bir mesafenin ray yüksekliğinin eşitlik kontrolünü yapabilmelidir aksi takdirde boyuna yönde aşırı ray yüksekliği nedeniyle darbe gürültüleri oluşabilir. Yatay yönde tek- taşlama makinesi ray yükseklik değişimini ölçmek için yeterli değildir. Taşlama makinesi yorulma çatlaklarını, çukurlukları, çentikleri ve parçacıkları gidermek için yeterli metali çıkarmalıdır. Yeniden taşlama gerilmeyi azaltmak ve ray üzerindeki sertlik farklılıklarını ortadan kaldırmak için yapılabilir. Yapılan ilk derin taşlama sonrası rayın temas yüzeyinin genişliği ve konumunun uygunluğu kontrol edilmelidir. (Nelson,1997)

Bozulmaların kaynaklanması ve taşlanması, bu yöntemde rayın üzerine elektrik kullanılarak kaynak yapılır ve daha sonra o kaynak taşlanarak pürüzsüz bir

yuvarlanma yüzeyi elde edilir. Alan kaynağının maliyeti her bozulmada 2 saat 2 adet hat bakım işçisiyle çalışıldığı varsayılarak, bozulma başına yaklaşık 200 dolar civarındadır. Alan yönünden kısıtlamalar malzemenin kaynağa uygun olup olmamasını içerebilir. Raylarda daha ciddi bir sorun olup olmadığı önceden araştırılmalıdır. Eğer rayda büyük bir problem varsa en iyi seçenek rayı değiştirmek olacaktır. Çatlaklar ve yongalar kaynaklamadan temas yüzeyi tabakası kaldırılarak temizlenmelidir. Eğer çatlaklar ve yongalar çok derin değilse bu bozulmalar rayın taşlama treni ile taşlanmasıyla temizlenebilir.

Ek yeri bakımı, darbe gürültüleri ek yerlerindeki boşluklardan ve yükselti devamsızlığı sonucu oluşur (Çizelge 4.4). Uzun ek yeri boşlukları kısa ek yeri boşluklarına göre daha fazla gürültü oluşmasına neden olur. Yuvarlanma yüzeyi yüksekliğinin düzgün ilerlememesi de darbe gürültüsüne neden olur. Bunun yanında rayın son noktalarının daha düzgün olması için kaynakla doldurma ve taşlama yapılabilir. Ek yeri bakımı ray ek yerlerinin sıkılarak boşlukların azaltılmasını, yuvarlanma yüzeyi yükselti farklılıklarının düzeltilmesini ve ezilmiş ray sonlarının tamirini içerir. Ek yerlerinin ve plaka bağlantılarının düzenli bir şekilde sıkılması darbe gürültülerinin kabul edilebilir seviyelere düşmesine neden olur.

Alanda ek yerlerinin kaynaklanması, ek yerlerinin tüm alanda kaynaklanması ya da ekli rayların sürekli kaynaklı raylarla değiştirilmesi darbe gürültülerini azaltır ve bakım maliyetlerini azaltır (Çizelge 4.4). Alanda ek yerlerinin kaynaklanması ya da ekli rayların sürekli kaynaklı rayla değiştirilmesi havai yapılarda sıcaklık farklılıklarından dolayı oluşacak gerilme kuvvetleri nedeniyle uygun değildir.

Ek yerlerinin kaynaklanmasının maliyeti ek yeri başına 600 dolar civarındadır. Kaynaklama yapıldıktan sonra kaynaklar taşlanarak ray yuvarlanma yüzeyi ile aynı seviyeye getirilmelidir.

Hat desteklerinin gevşekliğinin giderilmesi, standart ahşap traversler ve seletler düşeyde gevşemeye izin veren tirfonlarla tespit edilmişlerdir bu da rayın ve bağlantı elemanın bir çekiç gibi darbe gürültüsü oluşturmasına neden olur. Traverslerin ve seletlerin bağlantılarının elastik bağlantı elemanlarıyla değiştirilmesi gevşek elemanlar arasındaki darbe gürültülerinin azalmasına neden olur ve elastomer bağlantı elemanları da sönümleme sağlayarak rayın gürültü yayılımının azalmasına

neden olur (Çizelge 4.4). Elastik ray bağlantıları aynı zamanda yüksek yapılardaki çelik kiriş sistemi destekli sistemleri kaynaklı gürültünün azalmasına yardımcı olur.

Araç üzerindeki uygulamalar

Tekerlek düzeltmesi ve kayma-yapışma kontrolü darbe gürültülerini azaltmak için temel uygulamalardır. Bu uygulamalar normal yuvarlanma gürültüsü için yapılacak olan uygulamalardan önce göz önüne alınmalıdır.

Tekerlek düzeltmesi, ray taşlanması gibi tekerleğin yuvarlanma yüzeyindeki aplatilerin, çatlakların, yongaların ve parçacıkların giderilerek oluşan darbe gürültülerinin azaltılmasındaki en etkin yöntemdir (Çizelge 4.4) . Rayların düzgün ve pürüzsüz olduğu kabul edilerek tekerleklerin düzeltilmesiyle düzeltilmemiş hale göre gürültü seviyesinde 10dB'e kadar azalma görülebilir. Tekerleklerin düzeltilmesiyle oluşan gürültünün yapısında da değişiklik olur rayların düzgün ve pürüzsüz olduğu bakımlarının düzenli yapıldığı durumlarda tekerleklerin düzeltilmesi gürültünün darbe gürültülerinden arınmasına ve düzgün yuvarlanma gürültüsüne dönüşmesine neden olur.

Kayma kızaklama kontrolü, aracın hızlanması sırasında tekerleğin kızaklanmasını ve frenleme sırasında kaymasını sınırlandırarak aplatileri ve yanıkları engelleyen yardımcı elektromekanikal bir sistemdir ve birçok raylı ulaşım aracında standart olarak bulunmaktadır. Frenleme basınçları ve motor eğilme momenti tekerlek setinin dairesel hızını dengeleyecek şekilde ayarlanmıştır. Tekerlek aplatileri kayma-kızaklama sistemi olsa bile oluşabilir bu nedenle tekerlek düzeltmesi her durumda gereklidir. Ancak tekerleğin bakıma alınarak düzeltilme aralıkları uzatılabilir bu da maliyetleri düşürür. Kayma-kızaklama sistemine sahip olan raylı sistem araçlarında tekerlek düzlüklerinde kabaca %50 oranında azalma beklenir bu da tekerlek düzeltme maliyetlerinin %50 oranında azalmasına neden olur. Kayma-kızaklanma kontrolü ayrıca yağışlı havalarda çekim gücünü ve frenlemeyi arttırır bu da gürültü kontrolü yanında fazladan yarar sağlar. Kayma-kazıklama kontrolünün maliyetini belirlemek zordur çünkü araçlarda standart olarak bulunmaktadır ancak araç başına 5000 ila 10000 dolar arasında değiştiği söylenebilir. Maliyet artan tekerlek ömrü ve azalan tekerlek düzeltme maliyetleriyle karşılaştırılarak dengelenmelidir.

Yol kenarındaki uygulamalar

Gürültü bariyerleri standart bir uygulama olup darbe gürültülerinin de engellenmesinde etkilidir. Ancak darbe gürültüsü kontrolünde öncelikle araç

üzerindeki ve hat üzerindeki uygulamalara öncelik verilmelidir. Ancak normal yuvarlanma gürültüsü çok yüksekse bariyerler bir gürültü kontrolü yöntemi olarak düşünülmelidir. Ancak geometrik ve ekonomik nedenlerle tekerlek düzeltilmesi ve ray taşlaması yapılamıyorsa gürültü bariyeri uygulanması düşünülebilir.

Çizelge 4.4 : Ray bozulmaları sonucu oluşan darbe gürültüleri kontrol yöntemleri, Nelson (1997)

KONUM	TİPİ	GÜRÜLTÜ AZALMASI dB	FİYAT	AÇIKLAMA
Araç Üzerinde	Rayın taşlanması	7-10	1000-7000 $ / hat mili	Tekerlek düzeltme ile birlikte yapılmalıdır. Fiyatlar çok değişkendir.
	Bozuklukların kaynakla ya da taşlanarak düzeltilmesi	0-3	200 $ / bozulma	Gürültü azaltılması bozulmaların sayısına bağlıdır. Fiyatlar yerel duruma ve sahadaki koşullara bağlıdır.
	Bağlantıların bakımı	2-3	200-400 $ / bağlantı	Eski transit sistemlerdeki çelik yüksek yapılarla ilgilidir.
	Sahada bağlantıların kaynaklanması	5	600 $ / bağlantı	Bakımı azaltarak maliyette tasarruf sağlar.
	Rayların bağlantı gevşekliklerini gidermek	5	66-100 $	Elastik diret ray bağlantıları y da yaylı kenetlere sahip beton traverslerde başarılıdır
Hat üzerinde	Tekerlek düzeltmesi	7 - 10	60$ / tekerlek seti	En önemli uygulamadır çünkü darbe gürültülerinin esas nedeni tekerleklerdeki düzlüklerdir.
	Kayma kontrolü	7-10	5000-10000 / araç	Tekerlek düzlüklerini %50 oranında azaltır böylece tekerlek düzeltme maliyetleri azalır.
Yolkenarında	Normal ve aşırı yuvarlanma gürültüsü için yukarıda listelenen uygulamalar.			

4.2.1.7. Ondülasyonlu Ray Gürültüsü

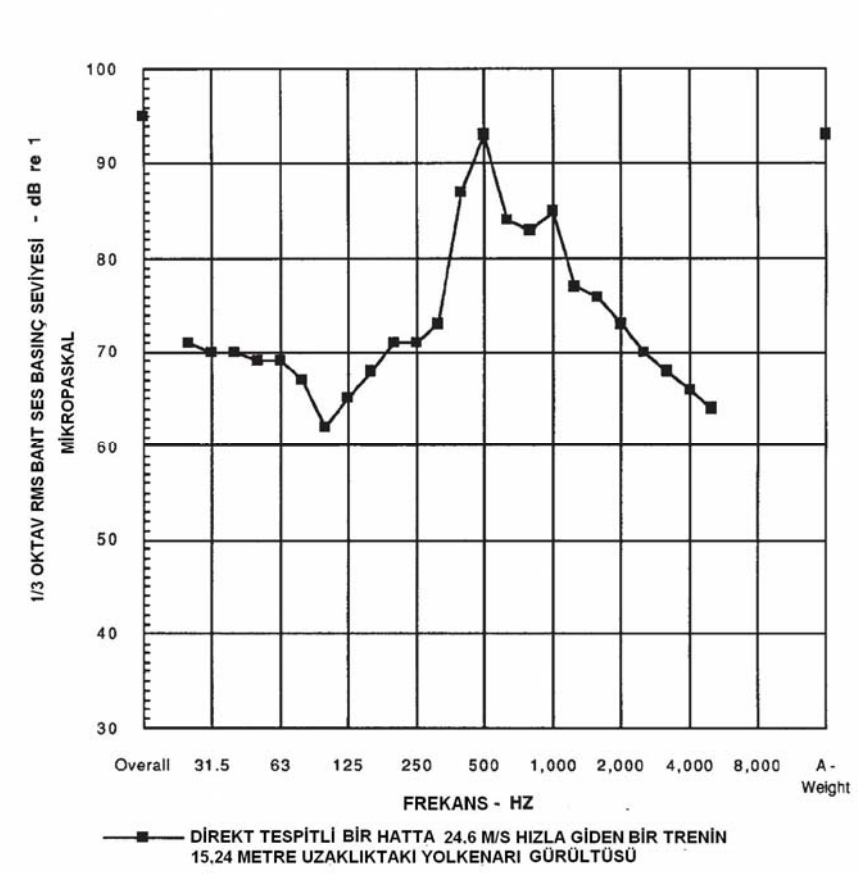
Raylardaki ondülasyon raylı sistemlerdeki en önemli tekerlek/ray etkileşimi sorunlarından birisidir. Gürültü çok rahatsız edicidir ve sisteme yakın yerleşimlerde zarar verici hale gelebilir.

Ray ondülasyonu rayların mantarları profilinin boylamasına periyodik olarak aşınması ya da rayın yuvarlanma yüzeylerinin plastik olarak şekil değiştirmesi olarak tanımlanır. Ray ondülasyonları temel olarak üç temel dalga boyu sistemine sahiptir; Gürültülü raylar 2,5 ila 7,5 cm arasındaki dalga boyuna sahip raylardır. Bu tür dalga boyuna sahip ondülasyonlar genelde hafif raylı taşıma sistemlerinde görülmektedir.

Orta dalga boyuna sahip ondülasyonların dalga boyları 15 ila 46 cm arasındadır. Bu tür ondülasyonlar ağır dingil yüküne sahip yük trenlerinin geçtiği hatlarda özellikle kurbalardaki alçak raylarda görülürler.

Yüksek dalga boyuna sahip ondülasyonların dalga boyları 60cm den büyüktür. Bu tür ondülasyonlar yüksek hızlı yolcu trenlerindeki hatlarda görülür.

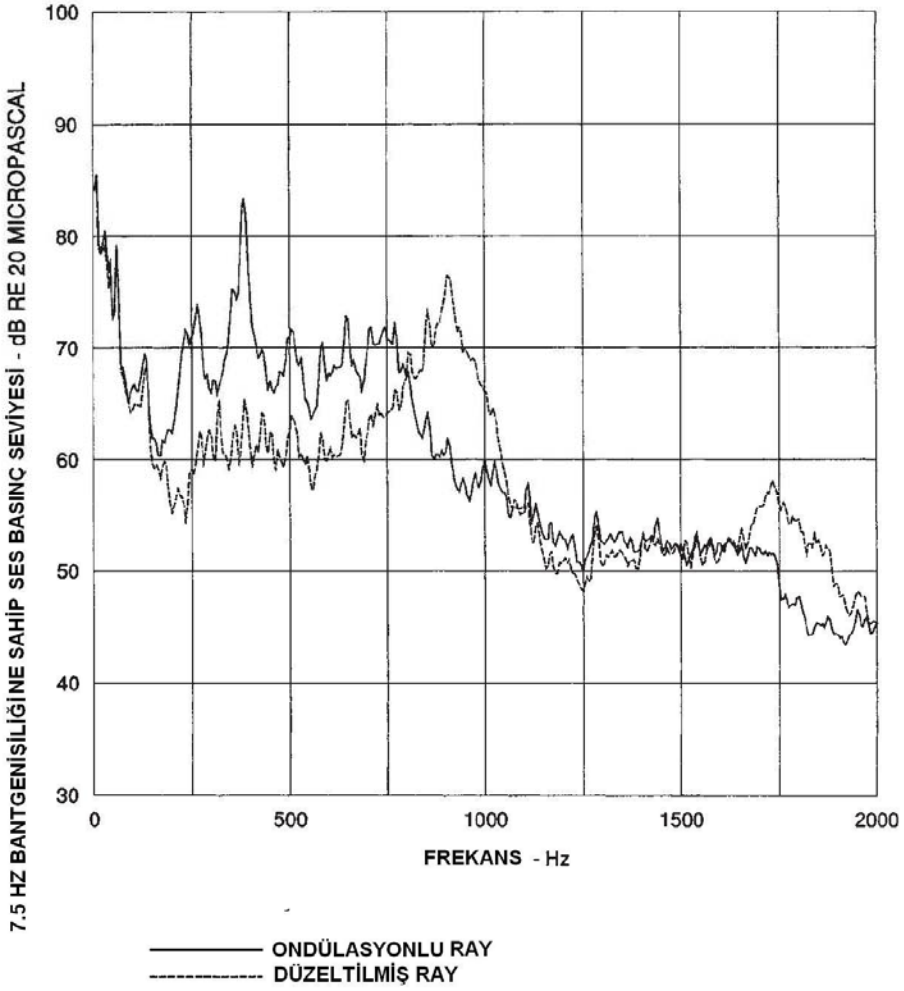
Eğer raylarda ondülasyon varsa oluşan gürültü normal yuvarlanma gürültüsüne göre oldukça yüksektir ve bu geçiş gürültüsü 1/3 oktav bant filtrelerinden geçirilirse birçok ayrık frekansa sahip bir spektrumları olduğu görülür. Şekil 4.15'de raylardaki ondülasyona bağlı olarak oluşan gürültünün 1/3 oktav bant spektrumu görülmektedir. Grafikteki durumda ondülasyonun varlığı 500 Hertz frekansında bir spektral pik yapmasından anlaşılmaktadır. Burada ondülasyonun frekansı açıkça görülmektedir.



Şekil 4.15 : Ray aşınmasına bağlı gürültünün 1/3 oktav bant spektrumu

Ondülasyonlu rayların dalga boyları dar bant gürültü analizleriyle açığa çıkmaktadır. Şekil 4.16 ve Şekil 4.17'deki grafiklerde farklı hızlara sahip aynı ondülasyonlu ray üzerinde hareket eden iki trenin araç içerinden ölçümlerden elde edilen dar bant frekansları gösterilmiştir. Grafiklerden de görüldüğü gibi ondülasyonların frekansları

hızla birlikte lineer bir değişim göstermektedir. Hız arttıkça ray ve tekerlek temas edemez ve ondülasyon frekansları genişler.

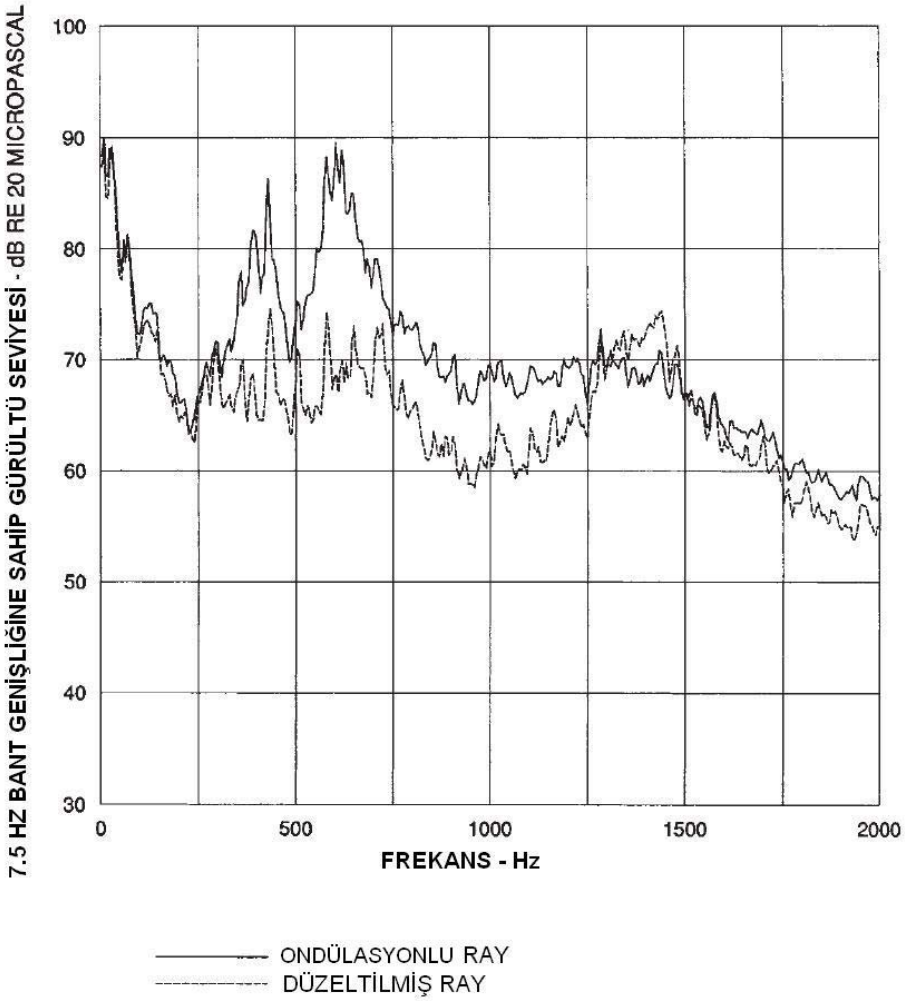


Şekil 4.16 : 18m/s hızla ondülasyonlu rayda hareket eden bir trenin iç gürültüsü

Rayda bir ondülasyonun varlığında tekerlek-ray etkileşimi normal yuvarlanma gürültüsünde anlatılan lineer modelden çok daha kompleks bir yapı göstermektedir. Bunun temel nedeni tekerleğin rayın ondülasyonlu yuvarlanma yüzeyini takip edememesinden oluşan temas ayrılmalarıdır. Bir örnek vermek gerekirse yaklaşık 363 kg ağırlığındaki bir tekerleğin ağırlık merkezinin yerini 0,13 mm değiştirmek için gereken kuvvet 4536 kg civarındadır bu da tekerlek rijit olarak kabul edilirse aşağı yukarı tekerleğe etkiyen statik kuvvete eşittir.

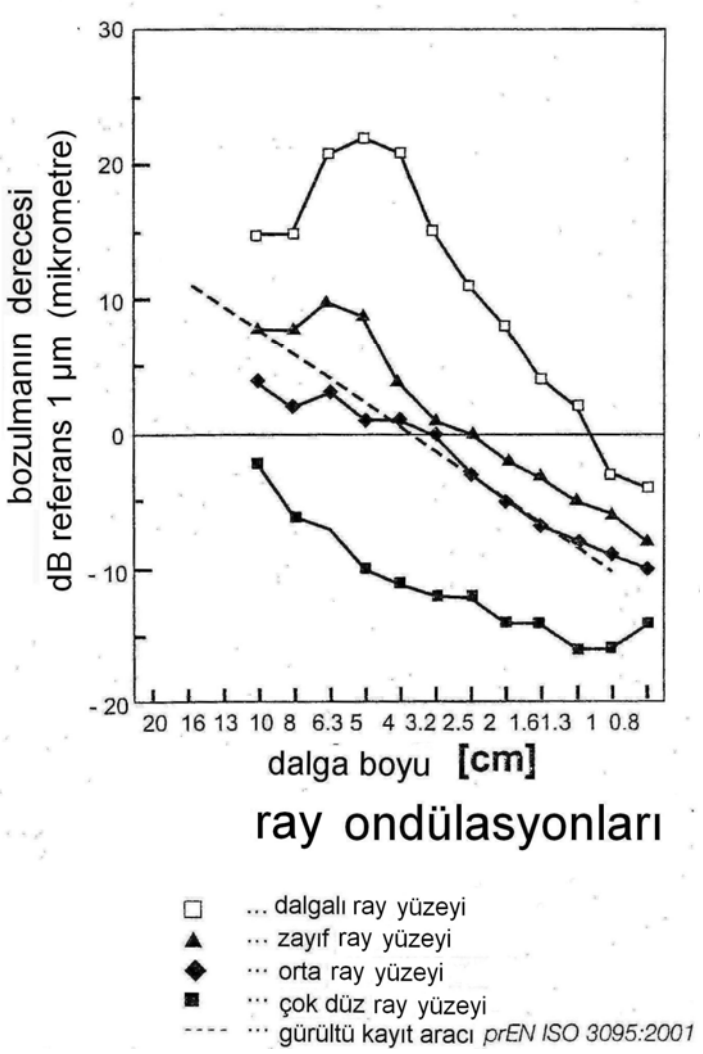
Temas yüzeyi sertliği, ray uyumu ve tekerlek rezonansı bu hesabı değiştirebilir. Daha yüksek genliğe sahip ondülasyonlar daha yüksek dinamik etkilere yol açarlar, statik yüklerin belirli bir sınırda durmasının aksine dinamik yükler tekrar tekrar yüklenip

boşalarak bir döngü oluşturabilirler. Böylece daha yüksek genliklerde temas yüzeylerinde ayrılma oluşur. Daha orta derecedeki genliğe sahip ondülasyonlarda bile temas yüzeylerinde ayrılma olması beklenebilir.



Şekil 4.17 : 30m/s hızla ondülasyonlu rayda hareket eden bir trenin iç gürültüsü

Şekil 4.18'de oluşan gürültünün dalga boyu referans alınarak ray ondülasyonlarının dereceleri gösterilmiştir. Burada ray yüzeyleri ondülasyonların derecelerine göre sınıflandırılmış, en kötü durumdaki ray yüzeyi "dalgalı yüzey", biraz daha iyi durumdaki yüzey "zayıf yüzey", normal koşullardaki ray yüzeyi "orta yüzey" en iyi durumdaki ray yüzeyi de "çok düz yüzey" olarak adlandırılmıştır. Birçok transit sistemde ray ondülasyonları aşırı gürültülerin başlıca nedenidir ve kontrol altına alınması gerekir.



Şekil 4.18 : Farklı yüzey kaliteleri ve oluşan gürültünün dalga boylarına göre ray bozulmalarının seviyesi, Lichtberger (2005)

4.2.1.8. Ondülasyonlu ray gürültüsü kontrol yöntemleri

Ray ondülasyonu sebebiyle oluşan gürültü aliymanda tekerlek/ray etkileşimi kaynaklı gürültülerin en rahatsız edici ve en zor kontrol edilen türüdür. Ondülasyon gürültüsü sert bir ses karakterine sahiptir bu nedenle en kolay duyulabilen ve tanımlanabilen, büyük alanlara etkiyen bir gürültüdür. Ray ondülasyonu gürültüsü sürekli raylı sistem kullanıcıları içi acı verici olabilir, karşılıklı konuşmaları böler, raylı sistemle ilgili şikayet edilen aşırı gürültüler doğrudan ray ondülasyonları ile ilgilidir. Ray ondülasyonu nedeniyle gürültü oluşturan raylar gürültülü raylar (roaring rail) olarak adlandırılırlar. Ciddi şekilde ondülasyonlu raylarda tekerlekle rayın temasını periyodik bir şekilde kaybetmesiyle darbe gürültüleri oluşur. Darbe gürültüleriyle ilgili araştırmalar göstermiştir ki raylarda ortalama genlikte bir ondülasyonun varlığı bile ray tekerlek temasının kaybedilmesine neden olabilir.

Rayın taşlanması ray ondülasyonlarını gidermek için en etkili yöntemdir ancak ray ondülasyonu meydana getiren etkileri ortadan kaldırmaz.

Hat üzerindeki uygulamalar

Ray ondülasyonu için uygulamalar öncelikle sert ray taşlamasıdır. İkinci bir yöntem de yüzey sertleştirilmesidir. Ek olarak hat alanı değerlendirilerek hat bakımı yapılırken rayın desteklerinin sertliğinin azaltılması, rayla destekleri arasındaki boşlukların azaltılması, üst tabakanın sertleştirilmesi ve vibrasyon emiciler konulması gibi uygulamalar ondülasyonların azaltılmasında yardımcı olurlar (Çizelge 4.5).

Sert ray taşlaması, tekrarlanan kronik ray ondülasyonları için en etkili yöntem rayın yuvarlanma yüzeyinin, uzun dönem malzeme kayıplarını en aza indiren ve maliyetleri azaltan bir ray taşlama programı kullanılarak düzeltilmesidir. Ondülasyon oranının üssel olarak arttığı kabul edilirse ondülasyon oluşmasının ilk aşamalarında genlik temas ayrılmasına neden olmadan ve ondülasyonu gidermek için yeteri kadar metal kaldırıldığında rayın taşlanma aralığı ondülasyonun oluşma aralığından hesaplanabilir ki ondülasyon oluşma aralığı %170 artar. Hem uzun hem de kısa aralıklarla rayların taşlanması yüksek oranlarda metalin kaldırılmasına ve rayın ömrünün azalmasına neden olur. Eğer rayın taşlanma aralığı yüksek olursa gürültü artar, sık aralıklarla yapılırsa gürültü azalır ancak maliyetler artar. Rayın taşlanmasından sonra ondülasyonun oluşma hızı görülebilir bir ondülasyon için yeterli olmayabilir ancak ondülasyonlar duyulabilir bir gürültü seviyesi oluşturdukları bir noktaya ulaştıklarında ondülasyon oluşma hızı yukarda anlatılan sınırı geçmiş olabilir. Bu nedenle raylar sık sık taşlanmalı ve gürültü oluşumuna neden olabilecek görülür ondülasyonlar engellenmelidir. Optimum taşlama aralığını belirlemek zordur, ondülasyon gelişiminin dikkatlice izlenmesi gereklidir. Ray taşlamanın maliyeti, ray taşlama makinesinin maliyeti, yakıt, ray taşlama malzemesi ve çalışanların maliyetlerinden oluşur. Çıkan malzemenin temizlenmesi için kurulacak olan vakumlu sistemler de bu maliyete dahil edilebilir.

Yüzey kaplaması, ray ondülasyonunu kontrol altına almak için Avrupa demiryollarında özellikle hafif raylı sistemlerde uygulanan ray mantarının çok sert bir malzeme ile kaplanmasıdır. Aşırı ondülasyon oluşmuş kısa bölümlerde

uygulanabilir ancak ray üreticileri bu yöntemi önermemektedir. Kaplama ile yüzey sertleştirilmesinin maliyeti 15 ila 36 dolar civarındadır (Çizelge 4.5).

Alaşımlı ya da sertleştirilmiş raylar, krom, vanadyum gibi metallerin raylarda kullanılarak özellikle ağır yük taşınan hatlarda kurbalardaki ondülasyon kontrolü için uygulanırlar (Çizelge 4.5). Alaşımlı raylarda sertlikleri ve aşınma karakterleriyle karbon alaşımlı normal raylara göre daha az ondülasyon oluşumu görülür. Alaşımlı rayların kaynaklanabilirliğinde azalma görülebilir. Bu tür raylar ondülasyon kontrolü için metalürji uzmanlarının görüşü alınarak dikkatli bir değerlendirme ile düşünülebilir.

Hat destek sertliği, rayın ondülasyon artışı ile hattın destek sertliği arasında kesin bir ilişki kanıtlanamamakla birlikte yumuşak ray desteklerinin bir faydası trenin geçişi sırasında rayların bağlantı elemanlarının hareketinden daha az zarar görmesini sağlar. Ayrıca doğal bir sönümleme oluşturarak rayların ve tekerleklerin ondülasyon genliklerini azaltır.

Araç üzerindeki uygulamalar

Araç üzerinde yapılan uygulamalar ray ondülasyonu nedeniyle oluşan gürültüyü azaltmazlar, ancak ray ondülasyon oluşumun azalmasına yardımcı olurlar. Araç üzerinde yapılan uygulamalar hala inceleme ve test aşamasındadır ondülasyona etkileri tam olarak ispatlanmamıştır ancak ondülasyonun vibrasyon ve dinamik etkilerden oluştuğu göz önüne alınırsa uygulamaların ondülasyonu etkilediği düşünülebilir.

Tekerlek profili, tekerleğin yuvarlanma yüzeyi ray mantarı ve tekerlek arasındaki etkileşimi doğrudan etkiler. Yüksek tekerlek/ray uygunluğunun dönme kayma etkisini arttırarak ondülasyonların oluşumunu azalttığı Vancouver Skytrain hattında tanımlanmıştır. Tekerlek konikliğinin korunması için düzenli aralıklarla tekerleklerin düzeltilmesi tekerlek ray uygunluğunu azalttığından dolayı tekerleklerin düzeltilmesiyle birlikte rayların da taşlanması gerekmektedir.

Kuru- yapışma sürtünme değiştirici, tekerleğin yuvarlanma yüzeyinin yağlanması yapışarak kaymayı ve dönerek kaymayı azalttığından dolayı ondülasyonları azaltır. Bu uygulamanın maliyeti araç başına yıllık 1500 dolar civarındadır.

Sönümlemeli tekerlekler, tekerleğin ondülasyonlara tepkisini azaltmak için sönümleme elemanı eklenmesi henüz ondülasyonları azalttığına dair bir veri

bulunmasa da ilgi çekici bir uygulamadır. Her durumda sönümleme elemanlı tekerleklerin ondülasyonu arttırmadıkları kesindir.

Yol kenarındaki uygulamalar

Normal yuvarlanma gürültüsü kontrolünde anlatılan uygulamalar ondülasyonlu raylardaki gürültülerin kontrolü için de uygundur. Ancak ondülasyonlu raylardaki gürültü şiddeti daha fazla olduğundan uygulama yapılmadan önce incelenmesi gerekir. Gürültü bariyerleri, banketler çeşitli gürültü emici malzemeler büyük ihtimalle ondülasyonlu raylardaki gürültüyü engellemede etkili olamayacağı için hat üzerinde yapılacak olan uygulamalara öncelik verilmelidir.

Çizelge 4.5 : Ondülasyonlu ray gürültüsü kontrol yöntemleri

KONUM	TİPİ	GÜRÜLTÜ AZALMASI dB	FİYAT	AÇIKLAMA
Araç Üzerinde	Tekerlek düzeltmesi	Mevcut değil	160 $ / tekerlek seti	Vancouver hattında etklili olduğuna inanılmaktadır.
	Sürtünme değiştiriciler	Mevcut değil	1400 $ / araç sene	
	Sönümlemeli tekerlekler	Mevcut değil	500 $ / tekerlek	Etkinliği tam bilinmemekle birlikte titreşimi azalttığından dolayı nondülasyonu azaltmaya etkisi olduğu düşünülebilir.
Hat üzerinde	Sert ray taşlaması	7 - 10	1000 ila 7000 $ / hat mil	Gürültüyü azaltmada ve ondülasyonu kontrol altına almada kesinlikle etkilidir.
	Ray destek sertliğinin azaltılması	Mevcut değil		
Yolkenarında	Normal ve aşırı yuvarlanma gürültüsü için yukarıda listelenen uygulamalar.			

Çizelge 4.6'da rayların ve tekerleklerin durumlarına göre oluşan gürültü seviyeleri farkları verilmiştir. Rayların ve tekerleklerin pürüzsüzlüğü özel tekerlek düzleştirme makineleri (Wheel trueing machines) ve ray taşlama trenleriyle (rail grinding trains) sağlanır. Yeni ray yerleştirildikten sonra için genellikle taşlanır. Tekerlek ve ray pürüzlülüğü yüzeyler kaplama ile sertleştirildiğinden dolayı birçok durumda gelişigüzeldir. Çizelge 4.6'da pürüzlülük gelişirse A- ağırlıklı ses seviyesinin arttığı görülmektedir. Buna göre pürüzlü ve pürüzsüz kaynaklı ray arasında ortalama 4 dB, pürüzlü tekerlekle pürüzsüz tekerlek arasında ortalama 5dB gürültü seviyesi farkı oluşmaktadır.

Çizelge 4.6 :Tekerlek ve rayların tipleri ve durumlarının aliymanda oluşan yol kenarı gürültüsüne etkileri

Gürültülü durum /sessiz durum	Tipik farklar (ve aralıklar) A-ağırlıklı ses seviyesi dBA
Pürüzlü kaynaklı ray / taşlanmış pürüzsüz kaynaklı ray	4 (3-6)
Pürüzlü tekerlekler / düzeltilmiş pürüzsüz tekerlekler	5(3-6)
Ondülasyonlu ray / ondülasyonsuz ray	10 (5-15)
Aplatili tekerlekler / aplatileri düzeltilmiş tekerlekler	12 (7-15)
Contalı ray / Kaynaklı Ray	
(a) Yolcu araçları	7 (4-10)
(b) Yük , ana hat	2 (0-3)
(c) Yük , düşük hızlı hat	6 (4-8)
Makaslı / makassız	6 (5-8)
Normal tekerlekler / viskoelastik sönümleme elemanı olan tekerlekler	1 (0-2)
Normal tekerlekler / tespit çemberi şeklinde sönümleme elemanı olan tekerlekler	1 (0-1)
Normal tekerlekler / elastik monte edilmiş jantlar	2 (0-3)

Ondülasyonlar bazen özellikle kurbalarda ve istasyon girişlerinde aşınırken rayın yuvarlanma yüzeyinde gelişirler. Bunun gibi bir yüzeyde hareket eden tekerlek hemen hemen periyodik uyarıma maruz kalır bu da ondülasyonsuz (uncorrugated) bir rayda hareket eden bir tekerleğe göre büyük ölçüde yüksek A- ağırlıklı ses seviyesi oluşumuyla sonuçlanır. Çizelge 4.6'da Ondülasyonlu ray ile ondülasyonsuz ray arasında ortalama 10 dB gürültü seviyesi farkı olduğu görülmektedir.İyi tasarım ve

bakım uygulamalarıyla kentlerde ve banliyölerdeki ulaştırma (transit) uygulamalarında özel hat çalışmaları hariç bu darbe gürültüleri engellenebilir. Ek yeri (conta) gürültüsü sürekli kaynaklı ray kullanılarak engellenebilir. Contalı ray kullanılan sistemlerde contalar düzgün ve doğru olarak bakımı yapılarak korunmalıdır. Tekerleklerde düzlükler oluşması tekerleklerin kaymasını engelleyen fren sistemleri kullanılarak engellenebilir ve eğer bu düzlükler oluşmuşsa en kısa zamanda düzeltilmelidirler.

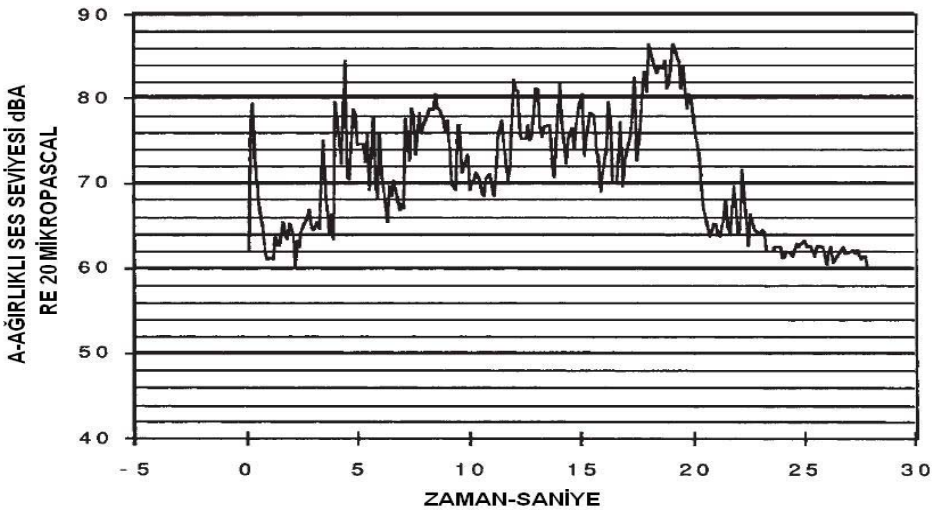
Çizelge 4.6'da normal ray aracı tekerleklerinin, sönümleme elemanı ya da elastik yerleştirilmiş jantlı tekerleklere göre ortalama 1 dB daha gürültülü olduğu görülmektedir.

Diğer tasarım özellikleri daha da sessiz sistemler sağlayabilmektedir örneğin disk frenlerin kullanıldığı araçlarda tekerlek frenlerinin kullanıldığı araçlara göre (frenler uygulanmasa bile) ve araçlarda çok elastik birincil süspansiyon kullanılması yerine orta kısımdaki elastikiyet sağlanmasının daha araçlarda daha az gürültü seviyesine neden olduğu görülmektedir.

4.2.2. Kurbada tekerlek/ray gürültüsü meydana gelmesi

Kurba gürültüsü hem aliymanda oluşan normal yuvarlanma gürültüsünü hem de kurbaya özel tekerlek sırtının rayda yanal kaymasıyla oluşan kurbaya özel gürültüyü içerir. Yanal kayma nedeniyle oluşan gürültü kendini sürekli yoğun bir çınlama (squeal) olarak gösterir, bu da sürünmeye karşı negatif sönümlemeyle birlikte sürtünme sonucu oluşur. Şekil 4.19'da tekerleğine elastik sönümleme elemanı yerleştirilmiş bir demiryolu aracının oluşturduğu çınlama gösterilmiştir. Küçük yarıçaplı kurbalarda özellikle tekerlerde çınlama olan durumlarda tren hızının düşük olması nedeniyle normal yuvarlanma gürültüsü belirgin değildir. Yüksek hızlı kurbalarda yuvarlanma gürültüsü aliymandaki gibi ele alınabilir.

İki tip kurba gürültüsü mevcuttur. Birincil ve en yaygın olanı tekerleğin yanal titreşim hareketinden oluşan tekerlek çınlamasıdır (wheel squeal). İkinci daha az yaygın olan ise tekerlek uğuldamasıdır (wheel howl) ve tekerleğin dinamik yanal sürünme kuvvetlerine karşı oluşturduğu tepkidir.



Şekil 4.19 : Gömülü hatta 26,5 m yarıçaplı bir kurbada ilerleyen elastik tekerlekli mafsallı hafif ray aracının tekerlek çınlama gürültüsü

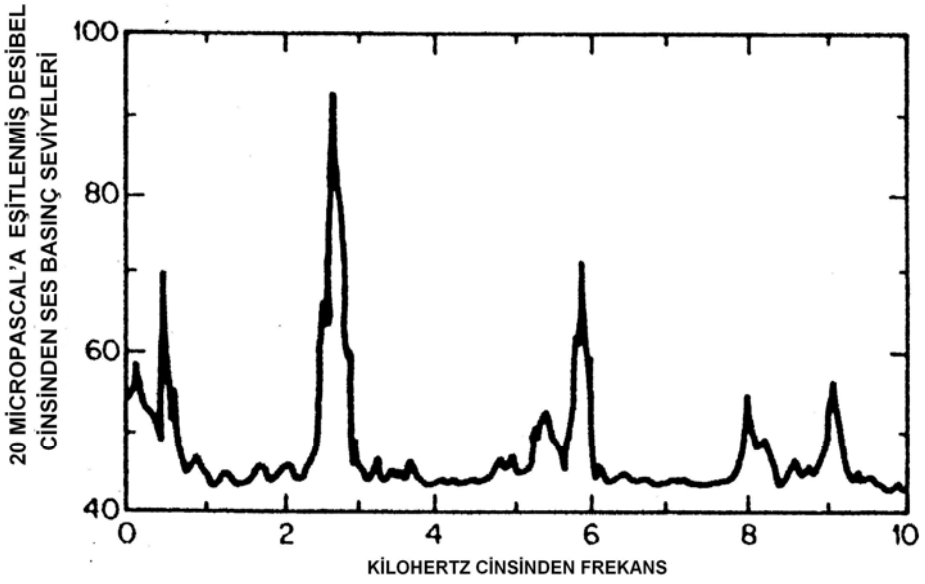
Kurba gürültüsünün ikiye ayrıldığına dair bu olgu aşağıdaki nedenlerden kaynaklanır: (1) ikisi aynı sesi çıkarmazlar, (2) tekerlek uğuldaması tren hızıyla artar ancak tekerlek çınlaması yeterli hızlarda kaybolur, (3) tekerlek/ray uğuldaması kurbalardaki kısa ondülasyonlarla yakından ilişkili olabilir. Ancak tekerlek uğuldamasının sadece alüminyum merkezli tekerlek ve raylarda oluştu düşünülmektedir. Bu tür tekerlek ve raylar sadece Amerikadaki BART (Bay Area Rapid Transit) sisteminde kullanılmaktadır. Bu nedenle bu gürültünün sadece bu sisteme özel bir gürültü olduğu düşünülmektedir.

4.2.2.1. Tekerlek çınlaması

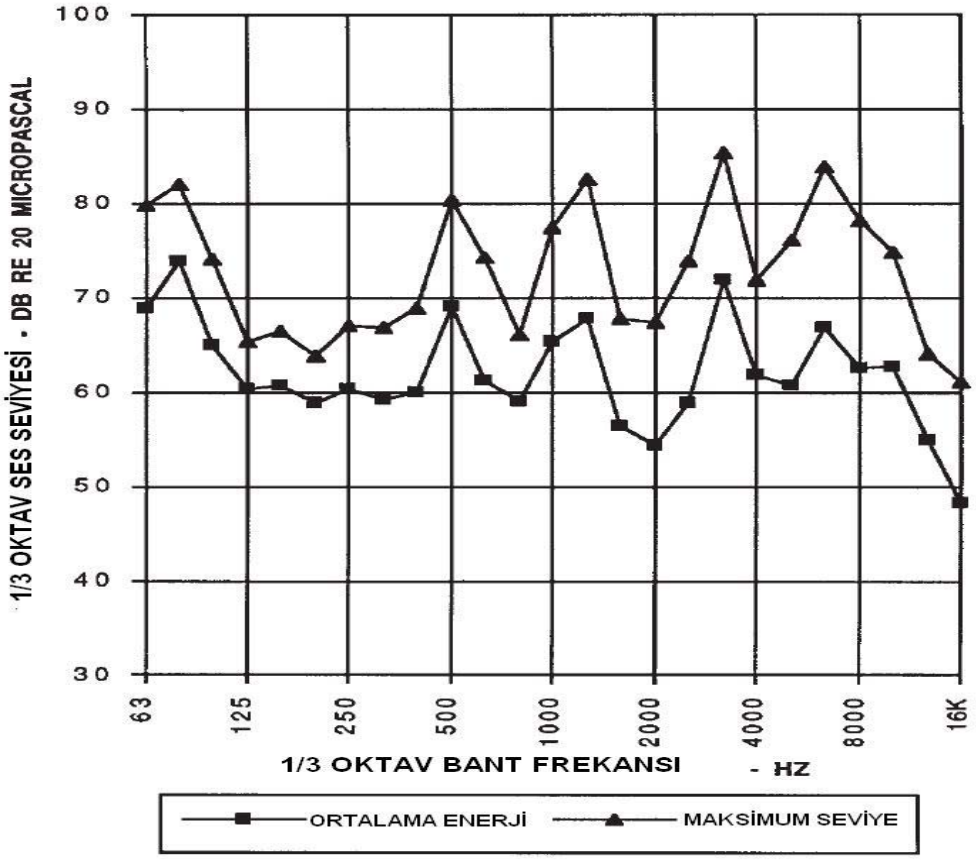
Üç tip yapışma-kayma (stick-slip) hareketinin tekerlek çınlamasına neden olduğu düşünülmektedir bunlar:

1) Uzunlamasına yapışma-kayma
2) Flanşların açıklık yüzüne temas etmesi
3) Tekerleğin sıfırdan farklı bir açıyla ilerlemesiyle ray mantarı üzerinden uzunlamasına sürünmesiyle oluşan yapışma-kayma hareketi

Şekil 4.20'de şehiriçi raylı sisteme ait bir trenin çınlama sesinin spektrumu gösterilmektedir. Oluşan gürültü çeşitli frekanslara ve ses seviyelerine sahiptir. Maksimum ses seviyesi yaklaşık 93 dB civarındadır ve frekansı yaklaşık 2,7 Hz'dir.



Şekil 4.20 : Şehir içi bir raylı sistem aracının 43m çapındaki bir kurbadan dönerken çıkardığı çınlama sesinin spektrumu



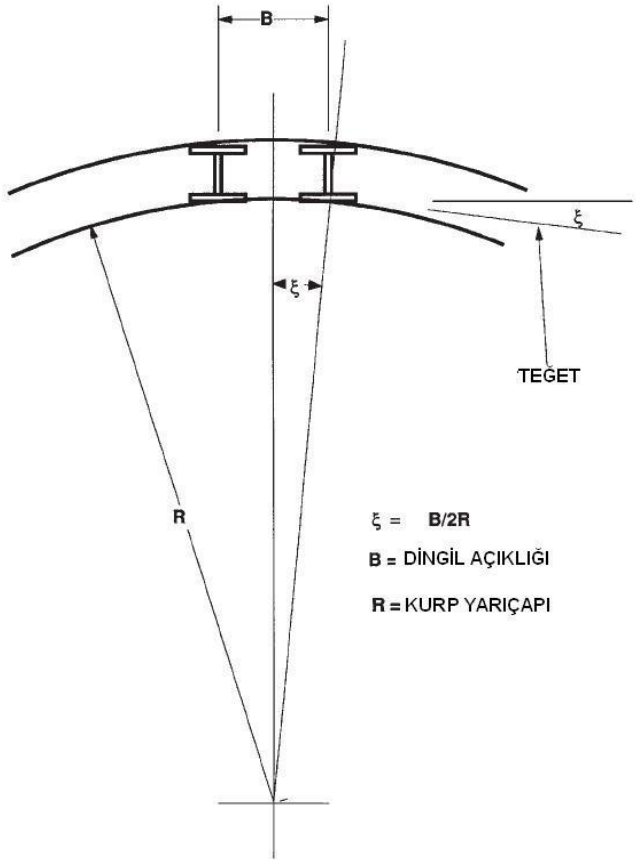
Şekil 4.21 : Üretan gömülü hatta 26,5 m yarıçaplı bir kurbada ilerleyen elastik tekerleğin (portland, tri-met tipi) çınlama gürültüsü

Boylamasına yapışma-kayma hareketi yüksek ve alçak raylarda hareket eden tekerlekler arasındaki çevrim hızı farkları nedeniyle oluşur. Bandaj konikliği yaklaşık 610 metreden daha fazla yarıçapa sahip kurbalarda farklılığı telafi edebilmektedir, daha küçük yarıçaplı kurbalarda da ray mantarı profilinin bilenerek düzeltilmesiyle boylamasına kayma giderilebilir. Tüm bu nedenlerden ötürü boylamasına kaymanın tekerlek çınlamasına etkisi olduğu düşünülmemektedir.

Flanş sürtünmesi, flanş ile yüksekteki rayın temas etmesi sonucu oluşur. Bu durum birçok kişi tarafından ray çınlamasının nedeni olarak kabul edilmektedir. Bununla birlikte flanşın yağlanması her zaman tekerlek çınlamasını gidermez ve alçak seviyedeki flanş etkisine maruz kalmayan raylarda da tekerlek çınlaması görülmüştür, Nelson (1997). Bu gözlemler flanş sürtünmesinin çınlamaya önemli bir etkisi olmadığını göstermektedir.

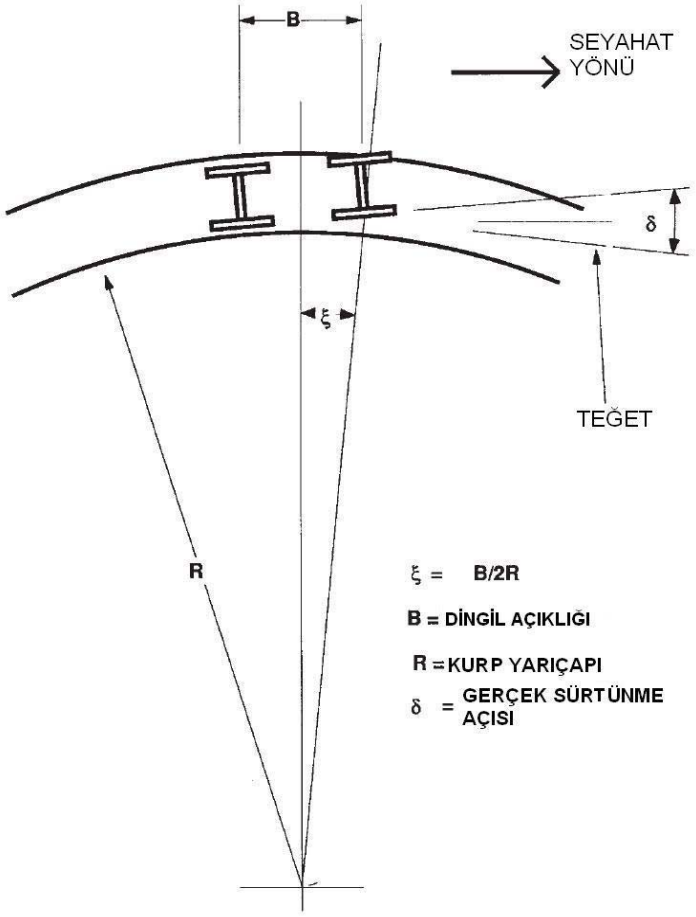
Yanal kayma modeli

Şekil 4.22'de bir transit aracının kurbadan geçmesinin literatürde geçen şekliyle durumu gösterilmiştir.



Şekil 4.22 : Kurba geçişi ve yanal kaymanın geometrisi

Burada aracın dingil açıklığı B ve ray eğriliğinin yarıçapı ray mantarında yanal kayma oluşmasını gerektirmiştir. Ancak bu kurba diyagramı gerçek durumu yansıtmamaktadır. Şekil 4.23'de aracın gerçek koşullardaki kayması gösterilmektedir.



Şekil 4.23 :Aracın yanlamasına hareketinin gerçek durumu

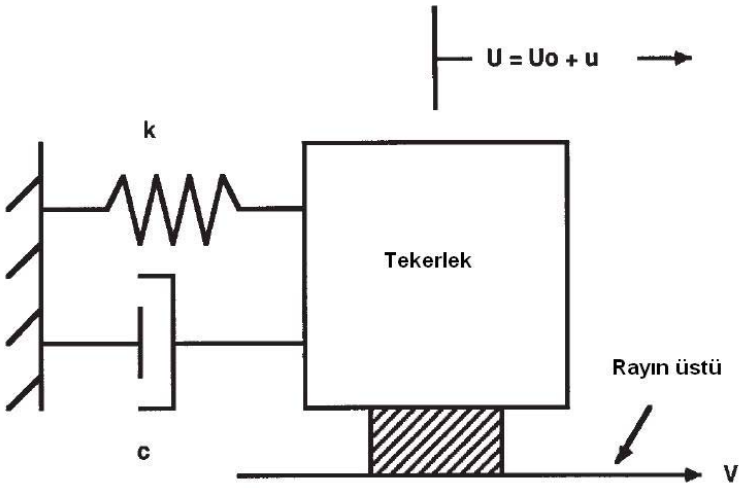
Bu durumda aracın başındaki aks aracı kurbanın dışına doğru taşır bu sırada rayın açıklık yüzeyine karşı sadece yüksekte bulunan ray tekerleğinin flanşı tarafından sınırlanır. Ancak bu sırada arkadaki aks yüksek ve alçak raylar arasında hareket eder ve düşük raydaki tekerleğin flanşı düşük ray açıklığının yüzeyine temas eder. Sonuçta arka aksın sürünme açısında azalma olur ancak öndeki aksın açısı büyür. Sürekartman (açıklık genişlemesi) ancak bu şartlar altında gerçek sürtünme açısının büyütür. Yapışma-kayma salınımı teorisi aşağıda detaylı bir şekilde anlatılmıştır. Şekil 4.24'de tekerlek ray sisteminin bir şeması gösterilmiş ve çeşitli parametreler belirtilmiştir. Bu modelleme sonucu elde edilen tekerlek çınlaması formülü aşağıdaki şekildedir **(4.10)**.

$$u=u_0 e^{\pm i\left[\frac{k}{m} - \frac{1}{4m}\left(c+v\frac{W}{S}\right)\right]^{1/2}} e^{-\frac{1}{2m}\left(c+v\frac{W}{S}\right)} \qquad \textbf{(4.10)}$$

Formüldeki değerler Şekil 4.24'deki tekerlek çınlaması modelinde açıklanmaktadır.

Problemi çözmek için düşünülebilecek en yararlı yol problemi tekerleğin yerçekimi merkezinden ele almak ve rayı yanal yönde ortalama hızla tekerleğin altında kayıyor gibi düşünmektir.

Meteorolojik durum çınlamanın oluşmasını etkiler. Yağışlı havalarda nemden dolayı sürtünmenin azalmasıyla, çınlama oluşması oldukça azalır. Kurbalardaki çınlamayı engellemek için kullanılan yöntemlerden biri su püskürtmedir.



Sapma :	U
Yay dönüş kuvveti :	-kU
İçsel sönümleme kuvveti :	-cdU/dt
Sürtünme kuvveti :	$-\mu W$
Sürtünme katsayısı :	$\mu(\xi)$
Yanal kayma :	ξ = (V-dU/dt)/S
Ortalama kayma hızı :	V
Yuvarlanma hızı:	S
Düşey yük :	W

Şekil 4.24 : Tekerlek çınlaması modeli

4.2.2.2. Kurbalı hatlarda tekerlek-ray gürültü kontrolü

Kurbadaki tekerlek çınlamasını kontrol etmek için tekerlek titreşimini sönümlemek en yaygın pratik yöntemdir. Bunun için yaklaşımlar zorluk ve maliyetine bağlı olarak şu şekilde sıralanmaktadır: (1) tespit-çemberi (tcdd internet sitesinden) sönümlemesi varolan ya da yeni bir tekerlekte jant (rim) dolgusu içerisinde bir oluk açılarak bu oluğun içerisine biraz büyük bir çelik halka konması; bu 1000 Hz'in üzerindeki ayrık frekanslarda ses basınç seviyesinde 6 ila 18 dB düşüşe neden olmaktadır (fakat daha düşük frekanslarda az miktarda düşüşe neden olur) (2) Kısıt tabakası sönümlemesi ki bu yöntemle çınlama hemen hemen giderilir; bu işlem varolan ya da yeni yapılacak olan tekerleklere uygulanabilir (3) Elastik tekerlekler ki bunlar çelik jant (rim) ile bağlantı levhası arasında elastometrik materyaller içerirler bu da çınlamayı hemen hemen giderir.

Çizelge 4.7 : Tekerlek çınlaması kontrol uygulamaları, Nelson (1997)

KONUM	UYGULAMA SEÇENEĞİ	GÜRÜLTÜ AZALMASI dB	FİYAT	ALANA ÖZEL SINIRLAMALAR
Araç Üzerinde	Elastik tekerlekler	10 – 20	2000-2300 $ / tekerlek	Etkili olduğu kanıtlanmıştır.
	Sıkıştırılmış tabakalı sönümlemeli tekerlekler	5 – 15	500 $ - 1200 $ / tekerlek	Etkilidir.
	Tespit çemberi sönümlemeli tekerlekler	5 – 10	30 $ - 50 $ / tekerlek başına	Amerikadaki çeşitli hatlarda kullanılmıştır. Ekonomik bir uygulama olmayabilir.
	Tekerlek vibrasyonu emilimi	5 – 15	500 -700 / tekerlek	Denemelerde etkili olduğu kanıtlanmıştır.
	Konik şekilde tekerlek inceltilmesi	Geniş çaplı kurbalarda ortadan kalkar	0 $	Hat genişletmesi, ie birlikte uygulanmalıdır.
	Esnek birincil süspansiyon	Geniş çaplı kurbalarda ortadan kalkar	Bilinmiyor	Yarıçapla hat açıklığı arasındaki ilginin sağlanabilmesi için konikleştirme uygulaması yapılmalıdır.
	Yönlendirilebilir araçlar	Geniş çaplı kurbalarda ortadan kalkar	Bilinmiyor	Yarıçapla hat açıklığı arasındaki ilginin sağlanabilmesi için konikleştirme uygulaması yapılmalıdır.
	Araç üstü sürtünme değiştirme	Muhtemel ortadan kalkma	1400 $ /araç/yıl	72 metre çapın atındaki kurbalarda sınırlı etki.

Çizelge 4.7'den devam : Tekerlek çınlaması kontrol uygulamaları

KONUM	UYGULAMA SEÇENEĞİ	GÜRÜLTÜ AZALMASI dB	FİYAT	ALANA ÖZEL SINIRLAMALAR
Hat üzerinde	Asimetrik ray profili	Geniş çaplı kurbalarda ortadan kalkar.	Maliyeti yok	Konik tekerlekler ve esnek araçla birlikte etkilidir.
	Petrol ürünleri ile kaygan hale getirme	Kısmi olarak çınlamayı ortadan kaldırır	10000$ - 40000$	Sadece flanşı yağlayabildiği için etkisi sınırlıdır.
	Su püskürtülerek kaygan hale getirme	Çınlamayı ortadan kaldırır	10000$ - 40000$ / kurba başına	Donlu havalarda uygun değildir ancak suya antifiriz katılabilir.
	Kurbalarda hat açıklığı daraltılması	Aracın yanal hareketini azalttığı için çınlamada etkilidir	Maliyeti yok	Elastik tekerleklerle birlikte hat daraltılması çınlamayı giderir.
	Kısıtlanmış raylar	Tutarsız etkiye sahiptir.	100 -200 $ /hat/metre	Yana hareketi engellediği için çınlamayı giderir, flanşların yağlanması gerekir.
	Ray vibrasyonu sönümleme	Bilinmiyor	20 -50 $ /metre	Avrupada etkin olduğu bildirilmiştir.
	Ray kaplaması (çınlamaya karşı)	Çınlamayı azaltır		
Yol kenarında	Gürültü bariyerleri	7 - 10	2$ /m^2	Çınlamayı ortadan kaldırmaz.
	Emici bariyerler	9 - 12	2,5$ /m^2	Çınlamayı ortadan kaldırmaz.
	Toprak banketler	10 - 13	Alana bağlı	Çınlamayı ortadan kaldırmaz.
	Metro duvarı uygulaması	5-7	0,7-1 $ / m^2	Çınlamayı ortadan kaldırmaz.

Kurbada ilerleyen araçların oluşturduğu en önemli gürültü olan tekerlek çınlamasını kontrol uygulamaları Çizelge 4.7'de verilmiştir. Burada araç üzerinde uygulanan en ekonomik yöntemin tekerleklere sönümleme için tespit çemberi yerleştirmek olduğu görülmektedir. Hat üzerindeki kontrol yöntemleriyle ilgili gürültü seviyesindeki azalmayı belirleyebilmek için yeterli çalışma olmamakla birlikte var olan uygulamaların oldukça pahalı ve etkilerinin sınırlı oldukları görülmektedir. Yol kenarında uygulanan yöntemler içerisinde toprak banket uygulamalarının en etkin ve en ekonomik yöntem olduğu görülmektedir.

Tekerlek sönümlemesi harici diğer gürültü kontrol yöntemleri (1) kurbalar inşa edilirken yarıçaplarını 100 ile 150 metreden daha küçük yapmamak (2) aksları

birbirine paralel değil kurba yarıçapına uygun konumda durmasına izin veren vagonlar (bazen radyal vagonlar olarak da isimlendirilirler) kullanmak (3) sürtünen arayüzlerin sürtünme karakterlerini değiştirmek örneğin tekerlek flanşını ya da ray başlığının kenarını yağlamak

4.2.2.3. Kurbalarda hareket eden ray araçları için ses seviyesi ve spektrumlar

100 metre yarıçapından daha küçük yarıçapa sahip kurbalarda hareket eden ray araçları için önleyici tedbirler alınmazsa hakim gürültü çınlama ve tiz bir sestir ki bunlar bir ya da daha fazla saf ton (ayrı frekanslar) içerir. Saf tonlar içeren tekerlek-ray gürültüsü büyük yarıçaplı kurbalarda da oluşabilir. Kurbalardaki tiz sesin ortalama A- ağırlıklı ses seviyesi şehiriçi transit sistemlerde (30 m mesafeye göre normalleştirilmiş) 89 dB(A)'dır, bu çeşitli sebeplerle ± 10 dB(A) aralığında değişebilir. Yuvarlanma gürültüsü ve ani gürültü kurbalarda daha düşük bir seviyede sabitlenmiştir. Bu tür tiz bir sesin spektrumunun ayırt edici özelliği ahenksiz, ayrık frekans bileşenlerinin baskın oluşudur. Spektrum şekilleri oldukça değişkendir tek bir kurbada aynı sıradaki araçlarda ya da aynı araçta farklı günlerde değişiklik gösterebilir.

4.2.3. Yükseltilmiş Üstyapılardan Kaynaklanan Gürültü Yayılımı

Yükseltilmiş üstyapılar terimi hem raylı ulaşımda kullanılan yükseltilmiş üstyapıyı hem de demiryolu köprülerini kapsamaktadır. Tren böyle bir yükseltilmiş bir üstyapının üzerinden geçerken yol kenarı gürültü seviyesi normal hat seviyesinden geçen trenlerin gürültü seviyesine göre 20 dB(A)'ya kadar yükselebilir. (Çizelge 4.8) Bunun öncelikli nedeni yüksek yapının titreşen bileşenlerinin yaydığı ikincil yayılımlardır. Yükseltilmiş bir üstyapının yakınındaki ses seviyesi birçok parametreye bağlıdır bunlar; araç tipi ve aracın durumu, tren hızı, tren ya da köprü uzunluğu, ray bileşim türü (kaynaklı ya da cebireli bileşimler) ve birleşim yerinin durumu, üstyapı tipi (balastlı ya da balastsız ahşap travers, beton plak, ya da çelik kaplı yatak) ve destekleyen yapının tipidir.

Çeşitli yüksek yapıların yakınındaki gürültü seviyeleri yaygın olarak ölçülmüş ve bu yapılan ölçümler değerlendirilmiştir. Şekil 4.25'de çeşitli yükseltilmiş üstyapı konfigürasyonları için hıza göre uyarlanmış hat yanı gürültü seviyeleri aralıklarını ve bunların aritmetik karşılıklarını göstermektedir.

I. Direkt sabitleme, çelik plaka yatak, çelik plaka ya da kutu kiriş (5)

II. Boylamasına kirişler üzerine ahşap travers çelik levha yatak, çelik plaka kirişler (2)

III. Ahşap travers, açık yatak, çelik plaka kirişler (3)

IV. Boylamasına kirişler üzerine ahşap travers

V. çelik levha yatak, kafes kirişler (4)

VI. Boylamasına kirişler üzerine direkt ray tesbiti, çelik levha yatak, çelik levha kirişler

VII. Ahşap travers, açık yatak, kirişli köprü ya da kafes kirişler (2)

VIII. Beton yatak üzerine direkt tesbit, çelik levha ya da kutu kiriş (5)

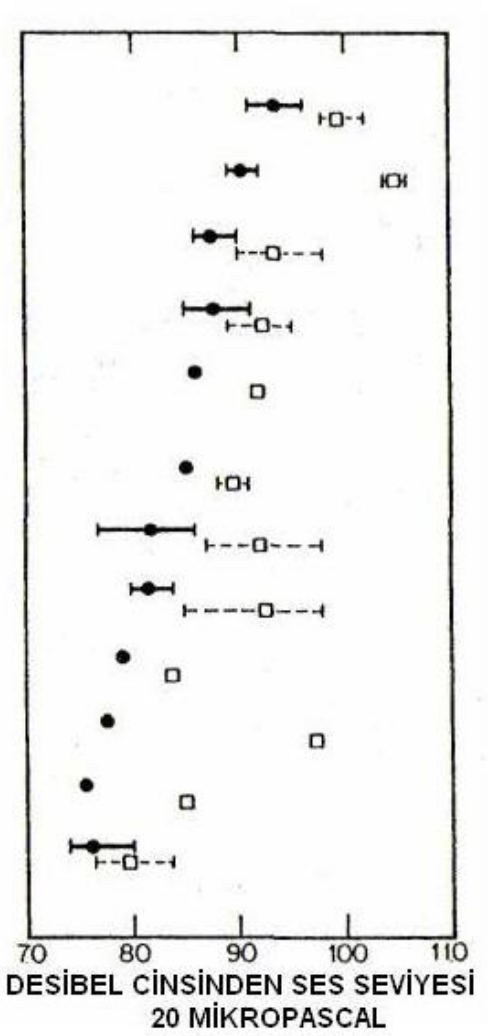
IX. Bağlı/balastlı hat, çelik levha yatak,çelik levha ya da kutu kiriş (4)

X. Beton yatağa direkt tesbit, beton destek yapısı(2)

XI. Bağlı/balastlı hat, beton yatak,çelik levha kiriş (2)

XII. Bağlı/balastlı hat, beton yatak,beton destek yapısı

XIII. Eşdüzey, Bağlı/balastlı hat (4)



Şekil 4.25 : Çeşitli hatlar ve köprü üzerindeki demiryolu yapıları için hız değişim sınırı- ayarlı A-ağırlıklı (L'_A) ve tüm (L'_P) ses basınç seviyeleri

20 ila 120 km/ sa arasındaki hızlar için uzun bir trenden 30 metre uzaklıktaki A-ağırlıklı ses seviyesi L_A aşağıdaki formülde verilmiştir (**4.11**).

$$L_A = L'_A + 30\log_{10}(v/v_0) \qquad \textbf{(4.11)}$$

Formülde v_0 referans tren hızı 60 km/sa, v km/sa cinsinden gerçek tren hızıdır. L_A' ve L_p' şekil 4.25'de gösterilmiş olan hızı düzeltilmiş ses basınç ve A-ağırlıklı ses seviyeleridir. Normalleştirilmiş ses basınç seviyesi L_P aşağıdaki formülde verilmiştir **(4.12)**.

$$L_P = L'_P + 20\log_{10}(v/v_0) \qquad \textbf{(4.12)}$$

Formülde v_0 referans tren hızı 60 km/s, v km/s cinsinden gerçek tren hızını, L'_A ve L_P' şekil 4.25'te gösterilmiş olan hızı düzeltilmiş seviyelerdir.

Çizelge 4.8'de seçilen yüksek yapı üzerindeki hatla eş düzey hat arasındaki yol kenarı A-ağırlıklı ses seviyesi farklılıkları özetlenmektedir. Bir önceki bölümde verilen bilgiler birlikte bu tablo yüksek yapılardaki ses seviyesi ölçümleri ve yüksek yapı gürültüsünde tekerleğin ve gürültü kontrol yöntemlerinin yapıya etkilerini belirlemek için kullanılabilir.

Çizelge 4.8 : Çeşitli yüksek yapılardaki hatlar ile eşdüzey seviyedeki hatların ölçülen A-ağırlıklı ses seviyelerinin artışının karşılaştırılması

Yapı Tipi	Ses seviyesi artışı dB(A)
Balastlı hatta beton ya da kompozit (beton yatak, çelik kirişler) yapı (XI, X)	0-5
Balastsız hatta beton ya da kompozit yapı (IX, VII)	5-10
Balastlı hat ve çelik yapı (VIIII)	5-10
Balastsız kirişli gövde ile çelik yapı (II-IV, VI), uzunlamasına kirişler üzerine direkt bağlı raylar (V)	10-15
Çelik levha gövde üzerine direkt bağlı çelik yapı (I)	15-20

Şekil 4.25'te 60 km/s hızla giden bir tren için demiryolu köprü yapıları ve kentsel raylı sistem yüksek yapılarındaki bağıl oktav-bant spektrumlarının ortalamasını göstermektedir. II. ve X. yapı tiplerinin bağıl frekansları 500 Hz altı frekanslar için şekil 4.25'teki aralığın üst sınırına düşmektedir. IV, VI ve IX. yapı tipleri içinse 500 Hz altındaki spektrumlar aralığın alt kısımlarına düşmektedir. Bu spektrumların şekli hızla birlikte değişmektedir. Şekil 4.25'deki LA' ve LP' seviyelerindeki 60 km/sa hızla giden bir tren için hattan 30 metre mesafeden ölçülerek hesaplanmıştır. Şekilde A ağırlıklı ses seviyeleri aralığı ; ———— ile , ses basınç seviyeleri aralığı

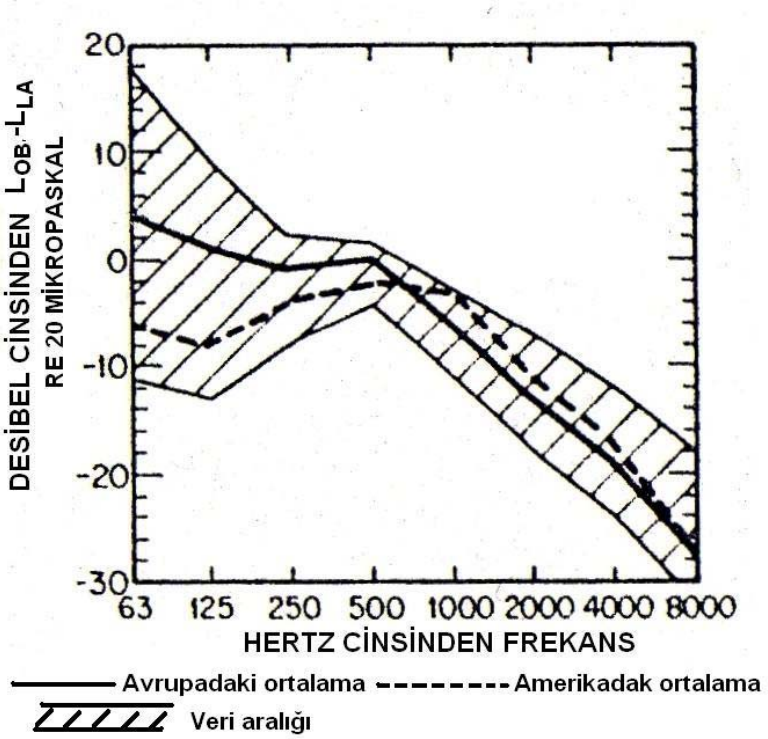
– – – – – ile, ortalama ses basınç seviyesi □ ile ve ortalama A-ağırlıklı ses seviyesi ● ile temsil edilmektedir.

4.2.4. Yükseltilmiş üstyapılardan yayılan gürültü kontrol teknikleri

Bir tren yükseltilmiş üstyapıdan karşıya geçerken, tekerlek ve raylar arasındaki etkileşim hem araç bileşenlerini (araç gövdesi, yük vagonu, ve tekerlekler) hem de hattı ve destek yapılarını (raylar, yapı gövdesi, destek kirişleri, ve yürüyüş yolu, yan yollar gibi bağlı yüzeyler) uyarır ve titreşime neden olur. Tüm bu titreşen bileşenlerin toplam yayılan gürültüye katkısı yüksek yapının tipine bağlıdır. Yüksek yapı gürültü kontrolü için yapılan işlemler genel olarak aşağıdaki kategorilerin bir ya da birkaçı içerisinde kalmaktadır.

Kaynak Azaltma, Yukarıda tanımlanan tekerlek-ray gürültüsü azaltma teknikleri ile aynı uygulamalar genellikle bu kategori için de uygulanabilir (Çizelge 4.9)

Titreşim İzolasyonu, Aşağıdaki uygulamalar için baskın etken titreşim izolasyonudur:



Şekil 4.26 : Yükseltilmiş bir üstyapı üzerinden 60km/sa hızla geçen bir trenin yol kenarı gürültüsünün ortalama bağıl oktav-band spektrumu.

Elastik Ray Bağlama Malzemesi, elastomerik yastık (Çizelge 4.9, Ib ve IIIc) elastik hat desteklerinin etkili bir şekilde kullanımı için (ilave ağırlık olmadan), yay

elemanlarının tren hat üzerinden geçerken en az 2 mm sıkışması gerekir, köprü elemanlarının herhangi birinin tekil eğrilme durumlarında bu sıkışma daha da fazla olmalıdır. (Bu ikinci gereksinim çelik yüksek yapılarda ya da köprülerde aydınlıkta karşılaşılmamıştır.) Elastomerik yastıklarla yapılan içsel sönümleme aynı zamanda raylarda da sönümleme sağlamaktadır.

Balast Hasırları, (Çizelge 4.9, VIII ve XI) balast hasırları kauçuk malzemeden üretilmişlerdir, yaklaşık 25 mm kalınlığındadırlar, bu hasırlar balastlı yükseltilmiş üstyapılarda balastın altına yerleştirilirler.

Şekil 4.26'da yükseltilmiş bir üstyapı üzerinden 60 km/sa hızla geçen bir trenin yol kenarı gürültüsü Avrupa ve Amerikadaki trenler için verilmiştir. Grafik oktav-bant ses basınç seviyesiyle A-ağırlıklı ses seviyesinin farkı oktav-bant merkez frekansının bir fonksiyonu olarak çizilmiştir. Ortalamalar birbirine yakın olmakla birlikte düşük frekanslarda Avrupadaki trenlerin daha yüksek spektrumlara sahip olduğu görülmektedir.

Elastik Raylar (Çizelge 4.9, yapı IIIb'ye bakınız) Elastik raylar çelik yüksek yapılarda hem yol kenarı gürültüsünü hem de yapısal titreşim seviyesini azaltır. Bu tür raylar ray mantarı ve ray ayağı arasındaki titreşimi izole eder ayrıca ray sönümlemesini arttırır böylece titreşen ve gürültü yayan kısmın uzunluğu azalmış olur.

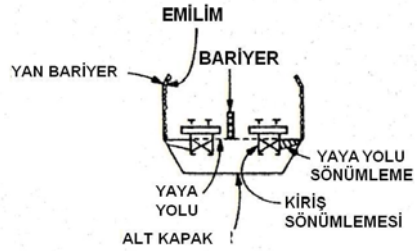
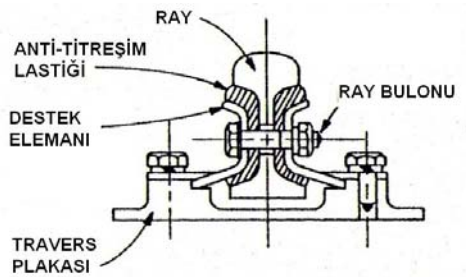
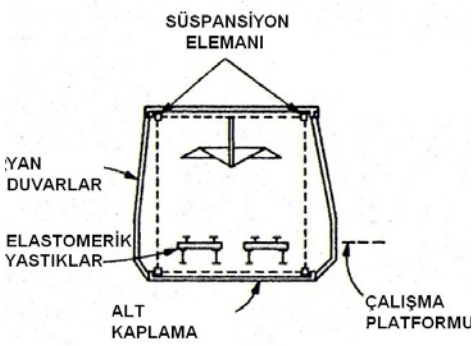
Yapısal Bileşenler arasında izolasyon Yapısal bileşenler arası izolasyon; traversler ve kirişler arasında elastomerik yastıkları, beton döşeme yatağının çelik destek kirişlerinden izolasyonunu, yaya yolu ve kanal gibi yük taşımayan bileşenlerin izolasyonunu ve bariyerler, alt kaplamalar gibi belirli gürültü izolasyonlarını kapsamaktadır.

Vibrasyon Sönümleme Titreşim genliği titreşen bileşenlerin sönümlemesini arttırarak azaltılabilir, örnek vermek gerekirse, elastik rayların kullanımı, rayların ve traverslerin altına viskoelastik hasırlar, balast, yapısal ve yapısal olmayan elemanlara yüzey sönümleme bu uygulamalardandır.

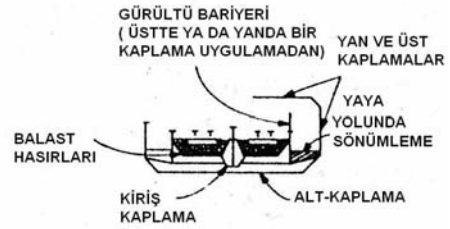
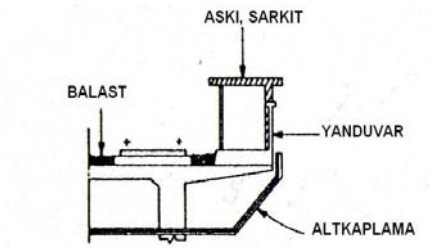
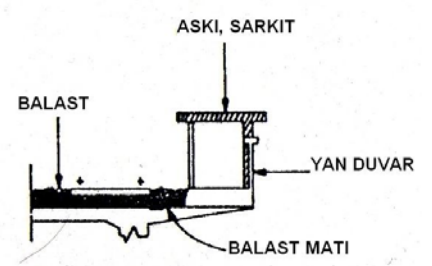
ΔL_A yapıda gürültü kontrol uygulamasından öncesi ve sonrasındaki A-ağırlıklı ses seviyesindeki farklılıkları temsil etmektedir, ölçümler 15 ile 30 metre arasındaki mesafeden ve yerden 1.2 -1.6 metre arası yükseklikten yapılmıştır.

Herhangi bir gürültü azaltma uygulaması yapılmamış çelik köprülerden yayılan gürültü ya ek kum ya da balast malzeme kullanılarak ya da sıkıştırılmış tabaka sönümlemesi kullanılarak azaltılabilir.

Çizelge 4.9 Demiryolu köprüleri ve yükseltilmiş üstyapılarındaki gürültü kontrolü uygulamalarının sonuçlarının özeti.

Uygulama yapılmamış yapı tipi	Gürültü kontrol uygulamalarının açıklaması	ΔL_A dB A
Ia	Direkt ray bağlantısını ahşap travers/ balastlı hatla değiştirmek	13
Ib	Elastik ray bağlantılarını [rayın birim uzunluk için sertliği K=3.5 x 10^7 N/m^2 (5100 psi)] ray altında sürekli elastiklerle değiştirmek [rayın birim uzunluk için sertliği K=1.5 x 10^8 N/m^2 (22000 psi)]	-7
IIIa 	1. Yan duvarlar (emilim yok) + travers yaya yolu. 2. Uygulama 1 + basamağın ve kirişin sönümlenmesi 3. 2 + hatlar arası bariyer, bariyer ve yan duvarlarda gürültü emilimi, elastiki asılmış, yüksek iletim kayıplı köprü tabliyesi.	7 9 19
IIIb 	Standart rayın elastik rayla değiştirilmesi	4-6
III c	1. Traverslerle kirişler arası lastik yastık 2. Raylar ve traversler arası lastik yastık	5 5
	1. Çalışma platformu monte edilmesi 2. 1 + traverslerin altına elastomer emdirilmiş hasırlar 3. 2 + Bariyer 2 metre emici yan duvar 4. 3. madde+ yan duvarlar 4 metreye yükseltilmiş 5. 3. madde ile yan duvarlar 6 metreye yükseltilmiş 6. 5 ile üste kaplama yapmak (tamamen çevirme) 7. 6 ile çalışma platformunun kaldırılması	3 3 13 18 18 28 27

Çizelge 4.9'dan devam: Demiryolu köprüleri ve yükseltilmiş üstyapılarındaki gürültü kontrolü uygulamalarının sonuçlarının özeti

Uygulama yapılmamış yapı tipi	Gürültü kontrol uygulamalarının açıklaması	ΔL_A dB A
VIIa	1.Yan duvarlar (emilim yok) + kirişlere sönümleme elemanı	4
	2.1 + emilim sağlayan malzeme duvarlara ve hatta yerleştirilmiş + basamağa sönümleme elemanı	10
VII b	1. Kiriş sönümlemesi, her biri 3.2 mm olan3 katman şeklinde uygulanır,	3
	2. 1 + seçilen bölgelerde sönümleme malzemesinin kalınlığının 16 mm'ye çıkartılması	11
VIII 	1. 25 mm kalınlığında balast hasırları	8
	2. 1 + ana kiriş yanlarında bariyer	13
	3. 2 + ana kiriş ve yaya yolu yanında bariyer + hattın altında ana kirişin çevrilerek kapatılması	13
	4. 3 + alt kaplamanın elastik olarak asılması + üstte ve yanda kısmi kaplama	6
IXa 	1. 1.9 metre yüksekliğinde yan duvar (gürültü emilimi yok)	7
	2. 1+ 2 m gürültüyü emen askı	10
	3. 2 + içten emici alt kaplama	11
	4. 3 + döşemenin üstüne 0.3 metre balast tabakası	11
IXb	İç yüzeylerinde gürültü emici malzeme olan 1.2 metre yüksekliğinde bariyer. Araç gövdesi ile bariyer arasında 0.2 metre boşluk bulunmaktadır.	9
XI 	1. Gürültü emici olmayan, 1.9 metre yan duvarlar	7
	2. 1 + balast hasırı	10
	3. 2.4 metre yüksek gürültü emici yan duvar + balast hasırı	11
	4. 3 + 1.5 m gürültü emici askı	12
	5. 3 + 2 m gürültü emici askı	12

İlave Ağırlık, bir yapıdaki sabit miktardaki vibrasyon enerjisi için, ağırlığı arttırmak (örnek olarak balastın ya da ağır izole edilmiş beton katların kullanılması) titreşim seviyesinin azalmasına ve bundan dolayı da yayılan ses enerjisinin azalmasına yol açmaktadır.

Akustik İzolasyon, bir gözlemciyi tekerleklerden, raylardan, döşeme yatağından, kirişlerden, direklerden v.b yayılan gürültüden "korumak" sadece gürültü yayan birincil yüzeyin gözlemciyle arasındaki görüş hattı bariyer, gürültü emici malzeme içeren bariyer ya da kısmi kapatma yapılarak bloke edilmişse etkin olabilir.

Bariyer ve yapı arasında yapılan elastik izolasyon bariyerin kendisinin bir ana gürültü kaynağı yüzeyi haline gelmesini önleyebilir.

Ses Emilimi, ses emilimi sağlayacak uygulamalar balastı, hatta ve bariyerlere ses yutucu malzemeler uygulanmasını içerir.

Gürültü Yayan Alanın Azaltılması, gürültünün yayılmasını azaltmak için, gürültü yayan alan azaltılmalıdır. İki hatlı köprüler ortadan ayrılmalıdır, böylece tren bir taraftan geçerken köprünün sadece o tarafı gürültü kaynağı gibi davranır. Bağlanan elemanların yüzey alanları mümkün olduğunca az tutulmalıdır. Bu şekilde kafes kiriş bir köprü plak kirişlere sahip çelik köprülerden genellikle daha az gürültü yayılımına neden olurlar.

Yükseltilmiş üstyapıların gürültü ölçümleri

Yüksek yapılardaki ray araçlarının gürültü ölçümleri için birçok kılavuz bulunmaktadır. Örnek olarak ölçümlerin yer seviyesinden 1.6 metre yükseklikte ve hattan 25-30 metre uzaklıkta yapılması tavsiye edilmektedir.

Yerden yüksekteki gürültü seviyesinin değişimini karakterize etmek için ek ölçümler yapılması gerekebilir.

4.2.5. Yük sınıflandırma alanlarından kaynaklanan gürültü yayılımı

Yük sınıflandırma alanları çeşitli varış noktaları için yola çıkmış olan trenlerin vagonlarını alır ve bunları aynı güzergahlara gitmek üzere ayrılacak olan trenlere monte eder. Buna ek olarak lokomotif ve vagonların bakımları yapılır ve bazen bu alanlarda depolanırlar. Bu sınıflandırma, depolama ve bakım etkinlikleri çeşitli gürültüler üretirler ki bu gürültüler alan tasarımı ve operasyona bağlı olarak genellikle olarak yoğunluk, sayı, mevki, süreklilik açısından değişiklik gösterirler.

Gündüz-Gece ortalama ses seviyesinin (Lin) grafiğini çizmek için var olan prosedürler eğer alan düzeni, operasyonlar ve ses dağılımının şartları biliniyorsa bir grafik oluştururlar.

Ayrılan trenlere şekil vermek için bir başka yöntem de bir grup vagonu bir tepenin üzerine doğru çeken bir makaslayıcı lokomotif kullanmaktır. Bir vagon ya da vagon grubu serbest bırakılır ve tümsekten aşağı bir makas serisine ve çeşitli sınıflandırma rayları üzerine doğru salıverilir. Yol boyunca, uzaktan kumandalı aktif hız kesiciler aracı ağırlığına ve gereken kayma mesafesine göre yavaşlatır. Aktif hız kesicilerin aracın tekerleklerini sıkması sonucu çoklu saf tonları içeren bir çınlama sesi üretir. Belirli hattaki ilk araç uzak uçta yaylı-yüklenmiş ya da ağırlıkla-yüklenmiş hareketsiz bir hız kesici tarafından durdurulur. Sonra gelen araç çiftleri zaten hatta olan araçlara otomatikman çarpar, bu da 1 ila 3 saniye arasında süren 30 m mesafede maksimum 70 ila 110 dB(A) arası ses seviyesine sahip darbe gürültülerine neden olur. Benzer çarpma gürültüleri lokomotifler bütün bir treni çekerlerken vagonların arasındaki bağlantıların hareket etmesiyle de oluşur. Tren harekete geçtiğinde içsel frenlerde de aktif demir frenler gibi bir çınlamalı ses oluşturur. Bu gürültü genellikle tasnif alanlarındaki en rahatsız edici gürültü olarak adlandırılmaktadır.

5. İSTANBUL METRO SİSTEMİ ÇEVRESEL GÜRÜLTÜ ÖLÇÜMLERİ

Bu çalışmada, İstanbul metro hattının kenarında farklı sürelerle maksimum gürültü seviyesi, eşdeğer gürültü seviyesi (Leq) ve gürültüye maruz kalma seviyesi SEL (Sound Exposure Level) ölçülmüştür. Eşdeğer gürültü seviyesi, aynı süre içinde değişken gürültü ile aynı enerjiyi içeren stabil gürültünün ses düzeyidir. Bu eşdeğer gözlem süresinde algılanan akustik enerjinin ortalamasını temsil etmektedir. Ölçümler hatta en yakın seçilen konutun dış duvarının 1m önünde ve yerden 1.5m yükseklikte yapılmıştır. Ölçümler için ray ile aynı kot seviyesinde bulunan ve önünde sesi engelleyecek hiçbir engelin olmadığı bölgeler seçilmiştir (Öztürk Z., Arlı V. 2009).

Çalışma kapsamında, ölçüm yapılan Aksaray-Otogar-Havalimanı metro sistemi, 18 istasyonlu, 20 km uzunluğundadır. Çift hat günlük yaklaşık 200.000 yolcu taşıma kapasitesine sahiptir, 06^{00}-00^{40} saatleri arasında hizmet veren hafif metro taşıtlarının maksimum hızları 80 km/sa, ortalama seyir süresi 31 dakikadır. Aksaray-Yenibosna arasındaki 18 km balastlı hat ve Yenibosna-Havaalanı arasında 2 km balastsız hat inşa edilmiştir. S49 900A rayı, HM (Vossloh W14) elastik bağlantı sistemi, makas ve viyadüklerde ahşap travers, diğer kısımlarda ise B55 beton travers kullanılmıştır. Hat uzun kaynaklı ve normal ekartmanlıdır (1435mm), minimum kurp yarıçapı 225m ve maksimum dever 140 mmdir. Hatta kullanılan balast tabakası, 30-60 mm tane çaplı bazalt taşından olup, yüksekliği travers altından itibaren 30-40 cm arasında değişmektedir. Maksimum aks yükü yüklü durumda 85 kN ve yıllık toplam trafik yükü ise 10.5 MGT (milyon gros ton) olmaktadır.

Ölçümler gündüz 10-11.09.2009 ve 16-17.09.2009 tarihlerinde olmak üzere iki defa 09:30-16:30 saatleri arasında, gece 01-03.10.2009 tarihleri arasında 23:00-24:00 saatleri arasında SVAN 947 tip SLM (Sound Level Meter) cihazı ile 1/3 oktav bantlarında gerçekleştirilmiştir. Ölçümler, A frekans ağırlık eğrileri kullanılarak yapılmıştır. Ölçümlerden önce sistemin kalibrasyonu kontrol edilmiştir. Bu amaçla, SVAN ND9 tipi ses düzeyi kalibratörü kullanılmıştır. Bu kalibratörün, kalibrasyon hassasiyeti, ±0.3 dB düzeyindedir.

Çizelge 5.1 : Öztürk ve Arlı (2009) İstanbul metro sistemi dış ortam gündüz gürültü ölçüm sonuçları

Ölçüm Yeri	Ölçüm süresi	L max, dbA			Leq, dbA			SEL, dBA		
		1.ölçüm	2.ölçüm	Ort.	1.ölçüm	2.ölçüm	Ort.	1.ölçüm	2.ölçüm	Ort.
Sağmalcılar-Bayrampaşa istasyonları arası	Arka plan (2 dak.)	85,1	78,8	82,0	74,7	73,5	74,1	94,1	93,2	93,7
	Tek tren (4 dak)	87,4	85,1	86,3	75,4	74,7	75,1	98,1	95,6	96,9
	10 dak.	87,6	86,6	87,1	75,2	74,5	74,9	103	101,9	102,5
	30 dak.	92,1	90,2	91,2	77,1	74,5	75,8	109,7	107,1	108,4
	60 dak.	95,4	102,2	98,8	74,8	76	75,4	110,4	111,6	111,0
Otogar-T.dere istasyonları arası	Arka plan (2 dak.)	83,5	71,6	77,6	71,6	64	67,8	93	82,5	87,8
	Tek tren (4 dak)	82,2	85,7	84,0	70,9	71,7	71,3	95	91,4	93,2
	10 dak.	82,8	82,5	82,7	71,4	69,5	70,5	99,2	97,3	98,3
	30 dak.	87,6	87,9	87,8	71,3	70,3	70,8	102,5	102,9	102,7
	60 dak.	91,4	90,8	91,1	72,1	71,4	71,8	107,7	107	107,4
T.dere-D.paşa istasyonları arası	Arka plan (2 dak.)	79,7	76	77,9	66,7	66,3	66,5	87,9	84,6	86,3
	Tek tren (3 dak)	89,3	81	85,2	69,8	71,1	70,5	91,6	88,3	90,0
	10 dak.	79,1	79,4	79,3	66,5	66,3	66,4	94,3	94,1	94,2
	30 dak.	90,5	90,1	90,3	70,3	68,7	69,5	102,9	101,3	102,1
	60 dak.	90,3	88,7	89,5	68,2	69,2	68,7	103,8	104,8	104,3
D.paşa-Merter istasyonları arası	Arka plan (2 dak.)	75,4	71,5	73,5	60,9	56,3	58,6	80,8	77,2	79,0
	Tek tren (3 dak)	83	80,6	81,8	69,7	68,7	69,2	92,8	87,5	90,2
	10 dak.	89,2	81,3	85,3	70,2	65,7	68,0	96	93,5	94,8
	30 dak.	70	80,2	75,1	60,2	64,3	62,3	96,2	96,9	96,6
	60 dak.	95,6	81,7	88,7	72,5	63,9	68,2	98,4	99,5	99,0

Çizelge 5.2 : Öztürk ve Arlı (2009) İstanbul metro sistemi dış ortam gece gürültü ölçüm sonuçları

Ölçüm Yeri	Ölçüm süresi	L max, dBA	Leq, dBA	SEL, dBA
Sağmalcılar-Bayrampaşa istasyonları arası	Arka plan (2 dak.)	81,7	72,0	94,7
	Tek tren (4 dak)	81,4	74,5	97,5
	10 dak.	96,9	73,8	101,6
Otogar-T.dere istasyonları arası	Arka plan (2 dak.)	77,2	67,6	88,6
	Tek tren (4 dak)	76,7	66,0	91,2
	10 dak.	77,7	66,6	94,6
T.dere-D.paşa istasyonları arası	Arka plan (2 dak.)	80,2	-	-
	Tek tren (3 dak)	84,1	70,8	89,7
	10 dak.	84,2	65,5	93,7
Davutpaşa-Merter istasyonları arası	Arka plan (2 dak.)	77,1	70,1	91,1
	Tek tren (3 dak)	84,6	76,4	94,8
	10 dak.	83	70,1	98,2

Gündüz yapılan çevresel gürültü ölçüm sonuçları Çizelge 5.1'de ve gece yapılan çevresel gürültü ölçüm sonuçları Çizelge 5.2'de verilmiştir. Ölçüm sonuçlarına göre;

- Farklı zamanlarda yapılan ölçüm sonuçlarının 3 dBA farkla birbirine yakın çıktığı görülmektedir.
- Eşdeğer gürültü ölçüm sonuçlarına göre, Davutpaşa-Merter arası hariç arka plan gürültüsünün 65-75 dBA arasında olduğu ve gündüz-gece değerlerinin birbirine yakın çıktığı görülmektedir. D.paşa-Merter arasında ise gündüz 58,6 dBA'dan gece 70,1 dBA'ya çıkmıştır.
- Eşdeğer gürültü ölçüm sonuçlarına göre, metro aracının arka plan gürültü seviyesini gündüz fazla 3 dBA, gece 2 dBA artırdığı görülmektedir.

- Eşdeğer gürültü Leq ölçüm sonuçlarına göre 30 dakika süre ile yapılan ölçüm sonucunun diğer zaman aralıklarında yapılan ölçüm sonuçlarına göre farklı çıkabildiği ama diğer sonuçların çok yakın çıktığı görülmektedir.

Daha sonra ölçüm sonuçları ABD Federal Ulaştırma İdaresinin kullandığı gürültü hesabına göre yapılmış ve Çizelge 5.3'de sunulmuştur. Eşdeğer gürültü seviyesi aşağıdaki bağıntıdan hesaplanmaktadır **(5.1)**.

$$L_{eq(gündüz,gece)}=SEL_{Ref}+10\log N+20\log\left(\frac{V}{80}\right)+10\log S_{gündüz,gece}-35,6+ \qquad \textbf{(5.1)}$$

Formülde N trendeki araç sayısı, V(km/sa) trenin hızı ve $S_{gündüz,\ gece}$ gündüz veya gece saatleri arasında bir saat içinde geçen tren sayısıdır. Gündüz saatleri 07.00-22.00 arası olmak üzere 15 saat ve gece saatleri 22.00-07.00 arası olmak üzere 9 saat kabul edilir. Formüldeki k değeri contalı hat için 5 dB, gömülü hat için 3 dB, ve yükseltilmiş balastsız hat için 4 dB alınır.

SEL_{ref} seviyesi bir tren geçişi sırasında yapılan ölçüm sonucuna göre aşağıdaki şekilde hesaplanır **(5.2)**.

$$SEL_{Ref}=SEL_{ölçüm}+10\log\left(\frac{D}{15}\right)-10\log N+20\log\left(\frac{V}{80}\right) \qquad \textbf{(5.2)}$$

Burada D metre cinsinden ölçüm noktasının hat eksenine olan mesafedir. Gündüz-gece eşdeğer gürültü seviyesi $L_{gü,ge}$ aşağıdaki formülden hesaplanır **(5.3)**.

$$L_{gü,ge}=10\log\left(15x10^{L_{eq,gündüz}/10}+9x10^{(L_{eq,gece}+10)/10}\right)-13,8 \qquad \textbf{(5.3)}$$

İstanbul metro sisteminde bir dizi dört araçtan oluşmaktadır ve tren hızı V, 80 km/saattir. İstanbul metro hattında her iki yolda gündüz saatlerinde toplam 280 ve gece saatlerinde 50 tren geçtiğine göre;

$S_{gündüz}$=280/15=19.33 ve S_{gece}=50/9=4.44 olmaktadır.
Gündüz-gece eşdeğer gürültü seviyesi gün içinde bir saatlik eşdeğer gürültü ölçümü ile yaklaşık olarak hesaplanabilir.

07.00-19.00 saatleri arası için aşağıdaki formül geçerlidir **(5.4)**.

$$L_{dn}=L_{eq}(sa)-2 \qquad \textbf{(5.4)}$$

Çizelge 5.3 : Öztürk ve Arlı (2009) Hesaplanan eşdeğer gürültü seviyeleri

Ölçüm Yeri	D (m)	SEL_{ref}	L_{eq} (gündüz)	L_{eq} (gece)	Ldn
Sağmalcılar-Bayrampaşa	6	88,1	70,14	63,74	71,86
Otogar-Terazidere	5	84,2	65,70	59,30	67,42
Terazidere-Davutpaşa	3	78,6	60,23	53,83	61,95
Davutpaşa-Merter	5	82,3	62,65	56,25	64,37

19.00-22.00 saatleri arası için aşağıdaki formül geçerlidir **(5.5)**.

$$L_{dn}=L_{eq}(sa)+3 \quad \textbf{(5.5)}$$

19.00-22.00 saatleri arası için aşağıdaki formül geçerlidir **(5.6)**.

$$L_{dn}=L_{eq}(sa)+8 \quad \textbf{(5.6)}$$

Buna göre ölçüm sonucuna göre L_{dn} hesaplanmış Çizelge 5.4'de verilmiştir ve iki farklı yönteme göre hesaplanan gündüz-gece eşdeğer gürültü seviye değerleri birbirine yakın olmaktadır.

Çizelge 5.4 : Öztürk ve Arlı (2009) İki farklı yöntemle hesaplanan gündüz-gece eşdeğer gürültü seviyesi

Ölçüm Yeri	(1.5) bağıntısına göre hesaplanan Ldn	(1.4) bağıntısına göre hesaplanan Ldn
Sağmalcılar-Bayrampaşa	71,86	73,40
Otogar-Terazidere	67,42	69,75
Terazidere-Davutpaşa	61,95	66,70
Davutpaşa-Merter	64,37	66,20

Çizelge 5.4'de ABD Federal Ulaştırma İdaresinin gürültü hesabına göre elde edilen gündüz-gece eşdeğer gürültü seviye değerleri Terazidere-Davutpaşa arasında hariç 2 dBA farkla birbirine yakın çıkmıştır. Ancak Çizelge 5.4'de hesaplanan Leq (gündüz) ve Leq (gece) değerleri ile gündüz 60 dakika ve gece 10 dakika süre ile yapılan

eşdeğer gürültü ölçüm sonuçlarının birbirinden çok farklı çıktığı görülmektedir. Ama sonuç olarak hem ölçümlere göre hem de hesap sonuçlarına göre gürültü seviyeleri Yönetmeliğin limit değerlerinin üstünde kaldığı ve bunun başlıca kaynağının karayolu gürültüsü olduğu anlaşılmaktadır.

Bu çalışmada İstanbul metro sisteminin çevresel gürültü seviyeleri ölçülerek değerlendirilmiştir. Ölçüm sonuçlarına göre;

- İstanbul metro istasyonlarında gürültü seviyelerinin limit değerlerin altında olduğu, ancak gündüz ve gece çevresel gürültü seviyesinin limit değerlerin üstünde kaldığı anlaşılmıştır.
- Çevresel gürültünün başlıca kaynağının arka plan gürültüsünü oluşturan karayolu gürültüsü olduğu ve demiryolunun eşdeğer gürültü seviyesini en fazla 2-3 dBA artırdığı sonucuna varılmıştır.
- Hat çevresinde sadece Davutpaşa-Merter istasyonları arasındaki kısımda 2m yükseklikte bir ses perdesi yapılarak veya her altı ayda bir periyodik ray taşlama yapılarak gürültü sorunu önlenebilir.
- Metro hattına paralel olan karayolu çevresinde ses perdesi gibi gürültü önlemlerinin alınması gerektiği anlaşılmıştır.

Genel olarak demiryolu gürültüsünden şikayet gece saatlerinde ve özellikle sıcak havalarda camların açık olduğu zamanlarda olmaktadır. Yağışlı havalarda rayların ıslak olması ve sürtünme katsayısının buna bağlı olarak düşmesi nedeniyle gürültü daha az olmaktadır. Bu nedenle dar kurplarda raydan veya araçtan yağlama sistemleri gürültünün azaltılmasında etkili olmaktadır. Bunun dışında ondülasyondan kaynaklanan gürültü için periyodik ray taşlama gürültüyü kontrol etmede yeterli önlemler olacaktır. Bu imkanları olmayan işletmeci kuruluşların ses perdesi gibi diğer çözümleri değerlendirmesi gerekmektedir, Öztürk ve Arlı (2009).

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Raylı ulaştırma sisteminden kaynaklanan gürültülerin en önemlileri yapısal kaynaklı gürültülerdir. Tekerlek/ray gürültüsü demiryolu sistemlerinde meydana gelen en önemli ve en baskın gürültüdür. Aliymanda raylardaki ve tekerleklerdeki bozulmalar yuvarlanma gürültüsünü arttırmaktadır. Bu nedenle tekerlekler ve raylara yapılan düzenli bakımlar yuvarlanma gürültüsünün artmasını engelleyici önemli bir tedbirdir. Aliymandaki normal yuvarlanma gürültüsü fazla rahatsız edici olmamakla birlikte hareket sırasında her bölgede oluştuğu için önlem alınması gereken bir gürültüdür. Normal yuvarlanma gürültüsü seviyesini azaltmak için en etkin yöntem gürültü bariyerleri uygulamasıdır. Hat üzerinde ve araç üzerinde yapılan uygulamalar gürültü seviyesinde maksimum 5 dB azalmaya neden olurken gürültü bariyeri uygulamasıyla ses seviyesi 12 dB'e kadar azaltılabilmektedir. Ray ve tekerlek bozulmaları aşırı yuvarlanma gürültülerine neden olurlar bu tür gürültülerin seviyesini azaltmak için kullanılabilecek en etkin yöntem ray ve tekerleğin düzenli olarak taşlanmasıdır. Taşlanma sonucu tekerlek ve raydaki bozulmalar minimum seviyede kalacağından oluşan gürültü seviyesinde azalma olacaktır. Bu yöntemle gürültü seviyesinde 10 dB'e kadar azalma sağlanabilmektedir. Bir diğer önemli tekerlek/ray gürültüsü kurbalardaki çınlamadır. Bu çınlama kurbalardan geçerken trenin üstteki raydan ve alttaki raydan geçen tekerlekleri arasındaki yükseklik farkı nedeniyle kaymasından oluşmaktadır. Kurbada oluşan tekerlek çınlaması gürültüsü yüksek gürültü seviyelerine sahip olduğu için en fazla rahatsızlık veren demiryolu gürültülerinden biridir. Kurbadaki çınlama gürültüsü seviyelerini azaltmak için en etkin yöntem elastik malzemeye sahip tekerleklerin kullanımıdır. Bu uygulamayla gürültü seviyesinde 20 dB 'e kadar azalma sağlanabilmektedir. Bunun yanında düzenli olarak kurbalı kısımlarda rayın yağlanması ya da ıslatılması sürtünmeyi azalttığı için gürültü seviyelerinde 5 dB'e kadar azalma sağlanmaktadır. Elastik tekerleklerin maliyeti fazla olduğun için kurbalı kısımlarda rayların yağlanması ya da ıslatılması daha fazla tercih edilmektedir.

Yükseltilmiş üstyapılarda balastın kullanılması ve raylarla traversler, traverslerle yapının gövdesi arasında elastik hasır uygulanması vibrasyondan doğan ikincil gürültüleri azaltacağından en etkin yöntemdir. Bunun yanında yapının iki yanına bariyer uygulaması yapılması da gürültü seviyesinin azalmasında etkilidir. Hem elastik hasır hem gürültü emici bariyer kullanılmasıyla gürültü seviyesinde 28 dB'e kadar azalma sağlanabilmektedir.

Teorik olarak tren hızının artması da gürültü oluşumunu arttırmasına rağmen, rahatsızlık seviyesi hızın artmasıyla azalmaktadır. Bunun nedeni hızın artmasıyla birlikte maruz kalınan gürültünün süresinin kısalmasıdır, bu da "Leq" eşdeğer gürültü düzeylerinin azalmasına neden olmaktadır.

Demiryolu kaynaklı tüm gürültüleri engellemek için alınan birçok yapısal tedbir bulunmasına rağmen, yapısal önlemlerle istenen seviyelerde gürültü azaltımı sağlanamamaktadır. En etkin çözüm hat kenarlarında gürültü bariyerleri ile gürültünün yayılmasını engellemektir. Bu bariyerler ses emici özelliğe sahip olduklarında etkinlikleri daha da fazla olmaktadır. Gürültü bariyerleri uygulaması her türlü gürültünün alıcıya ulaşmasını engellediği için her türlü gürültü için kullanılabilir. Bununla birlikte demiryolu hatlarında ve araçlarında yapılan düzenli bakımlar özellikle bozulmalardan oluşan darbe gürültülerini engellemek için en etkin ve ekonomik yöntemdir.

Sonuç olarak ülkemiz gibi gelişmekte olan ülkelerde çevresel etkilere karşı alınan önlemlerin arttırılması, toplumun yaşam kalitesinin yükselmesinde büyük fayda sağlayacaktır. Her ne kadar demiryolunun taşımadaki payı konusunda istenilen düzeye ulaşılamamış olsa da, artık hızlı tren hatları yapımına da başlayan ülkemizde, demiryollarından kaynaklanan gürültülerin azaltılması konusunda önlem almaya başlanması gelecek açısından da çok faydalı olacaktır.

KAYNAKLAR

Aktürk, N., Toprak, R. , Asiloğulları, E., 2003. Hızlı Raylı Ulaşım Sistem Kaynaklı Çevresel Gürültü, *Gazi Üniversitesi Müh. Mim. Fak. Dergisi,* Cilt:18 No:3, 15-25.

Berksoy B., 1998. Demiryolu Alt ve Üst İnşaatı Onarım ve Bakımı Teknik Terimler Sözlüğü

Crocker M. J., 2007. *Handbook of Noise and Vibration Control*, John Wiley and sons, Inc. , New Jersey, 978-0-471-39577-7

Çevresel Gürültünün Değerlendirilmesi ve Yönetimi Yönetmeliği (2002/49/EC)

Harrıs, C.M. ,1979. *Handbook of Noise Control* ,The McGraw-Hill Companies, 978-0070268142

Koch, B., 2008**, N**oise emission caused by rail traffic and measures to reduce them

Everest, F.A. and Pohlmann K.C., 2009. *Master Handbook of Acoustics*, Fifth Edition, The McGraw-Hill Companies, 978-0-07-160332-4

Lichtberger, B, 2005. *Track Compendium*, Eurail Press

Nelson J. T., 1997**,** TCRP Report 23**,** *Wheel/Rail Noise Control Manual*, National Academy Press, Washington D.C., 0-309-06060-5

Ögren M., 2006. Noise Emissions From Rail Traffic, VTI Rapport559

Öztürk, Z., 1998. Karayolu ve Demiryolunda Yol Yakınında Alınabilecek Gürültü Önlemlerinin İncelenmesi, *4. Akustik ve Gürültü Kongresi,* Kaş, Antalya, Türkiye, Ekim 29-31.

Öztürk, Z., 1992. Ulaşım Kaynaklı Gürültü Azaltmaya Yönelik Bazı Önlemlerin incelenmesi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Dergisi,* Cilt:50 No:4, 1-9.

Öztürk Z., Arlı V., 2010. İstanbul Metro Sisteminde Çevresel Demiryolu Gürültüsünün Değerlendirilmesi, *Kentiçi Raylı Sistemler Bülteni*, Ocak Şubat Mart 2010, Sayı 14, Sayfa 14

Thompson D., 2009. *Railway Noise and Vibration*, Mechanism Modelling and Means of Control, Elsevier, Great Britain 978-0-08-045147-3

İYEM Brüel&Kjær, 1998. Akustik ve Titreşim Ölçümleri (SES-F) Ders Notu.

Türkiye Lokomotif ve Vagon Sanaii A.Ş., http://www.tulomsas.com.tr/

Türkiye Vagon Sanayi Anonim Şirketi, http://www.tuvasas.com.tr/

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Özlem ÖZGEN

Doğum Yeri ve Tarihi: İstanbul 23.10.1984

Adres: Postane Mah. Yalıboyu Cad. Taybe Sok. No:6/2 Tuzla /İST

Lisans Üniversite: Yıldız Teknik Üniversitesi