

**TAŞIT SÜRÜŞ KARAKTERİSTİĞİNİN DURAĞAN OLMAYAN
İSTATİSTİKSEL ANALİZİ**

114747

Tuncay KARAÇAY

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
(MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ)**

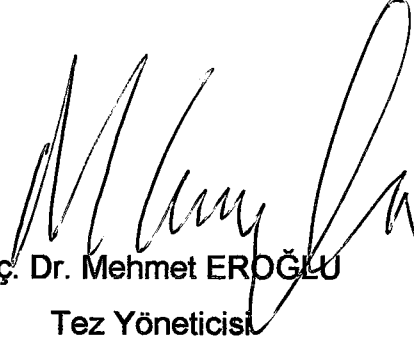
**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**Aralık, 2001
ANKARA**

114747

Tuncay KARAÇAY tarafından hazırlanan BİR TAŞITIN SÜRÜŞ
KARAKTERİSTİĞİNİN DURAĞAN OLMAYAN İSTATİSTİKSEL ANALİZİ adlı
bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım


Doç. Dr. Mehmet EROĞLU
Tez Yöneticisi

Bu çalışma, jürimiz tarafından Makina Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek
Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Prof. Dr. Yücel ERCAN

Üye : Doç. Dr. Mehmet EROĞLU (Danışman)

Üye : Doç. Dr. Nizami AKTÜRK

Üye : _____

Üye : _____

Bu tez, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına
uygundur.



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ	iv
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	v
SİMGELER VE KISALTMALAR	ix
1. GİRİŞ	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....	5
3. YOLUN KARAKTERİSTİĞİ VE MODELLENMESİ	20
3.1. Yol Profili	20
3.1.1. Yol profilinin ölçümü	21
3.1.1.1. Centve ve Nivo.....	22
3.1.1.2. Dipstick	23
3.1.1.3. Ataletsel profil ölçme cihazı.....	24
3.1.2. Yol profillemeye cihazının ve profilin geçerliliği	28
3.1.3. Profilin işlenmesi	30
3.1.3.1. Örnekleme aralığı.....	30
3.1.3.2. Filtreleme	33
3.1.3.3. Frekans cevabı.....	37
3.1.3.4. Güç spektral yoğunluk fonksiyonu.....	39
3.2. Yol Profilinin Matematiksel Modelleri.....	41
4. SİSTEMİN STOKASTİK MODELİ	47
4.1. Spektral Analiz	50
4.1.1. Güç spektrum yoğunluğunun hesaplanması	51

4.1.2.	Taşıtların belirli bir zorlamaya cevabı.....	55
4.1.3.	Taşıtların gelişigüzel bir zorlamaya cevabı	59
4.1.3.1.	Verilerin hazırlanması	59
4.1.3.2.	Verilerin analizi ve taşıt cevabı.....	66
4.1.4.	Hızlanan taşıtların gelişigüzel zorlamaya cevabı.....	72
5.	BULGULAR, YORUMLAR VE TARTIŞMALAR.....	76
5.1.	Sönüm Oranının Etkisi	92
5.2.	taşıt gövdesinin ve aks sisteminin kütle oranlarının etkisi ...	100
6.	SONUÇ VE ÖNERİLER	101
KAYNAKLAR.....		104
EKLER		109
ÖZGEÇMİŞ.....		132

**TAŞIT SÜRÜŞ KARAKTERİSTİĞİNİN DURAĞAN OLMAYAN
İSTATİSTİKSEL ANALİZİ
(Yüksek Lisans Tezi)**

Tuncay KARAÇAY

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
Aralık, 2001**

ÖZET

Düzensiz olmayan bir yolda seyahat hızı değişen bir taşıtın sürüş karakteristiği analiz edilmiştir. Problemin durağan olmayan yapısından kaynaklanan çözüm zorluğunu aşmak için yeni bir yöntem geliştirilmiş ve bu yöntemle hızı değişen bir taşıtın sürüş karakteristiği zaman/frekans bölgesinde analiz edilmiştir. Analizler için matematiksel fonksiyonlar yerine gerçek yol profili verileri kullanılmış ve böylece diğer analizlerde ortaya çıkmayan yüksek frekanslı harmoniklerin sürüş karakteristiğine olan etkisi de görülmüştür. Taşıt ve süspansiyon sisteminin parametrelerinin sürüş karakteristiğine olan etkileri de bu yöntemle incelenmiştir. Ayrıca veri analizi sırasında karşılaşılan spektral analizdeki değişkenlerin etkisi de incelenmiştir.

Bilim Kodu :625.01.04

Anahtar Kelimeler : Sürüş, süspansiyon, yol profili, stokastik analiz

Sayfa Adedi : 132

Tez Yöneticisi : Doç. Dr. Mehmet EROĞLU

**NON-STATIONARY STOCHASTIC ANALYSIS OF VEHICLE RIDE
CHARACTERISTICS
(M.Sc Thesis)**

Tuncay KARAÇAY

**GAZİ UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY
December, 2001**

ABSTRACT

Ride characteristic of a vehicle moving on a rough ground with changing travel velocity is analysed in this thesis. Solution is difficult due to the non-stationary characteristic of the problem, so a new technique has been developed to analyse ride characteristic of a vehicle with changing velocity in time/frequency domain. Actual road roughness profile has been employed instead of their mathematical functions, in order to observe high frequency harmonics of ride characteristics as well as low frequency characteristics. Effect of vehicle and suspension system parameters are also investigated with this technique beside effect of different parameters of spectral analysis techniques.

Science Code : 625.01.04
Key Words : Ride, suspension, road profile, stochastic analysis
Page Number : 132
Adviser : Doç. Dr. Mehmet EROĞLU

TEŞEKKÜR

Çalışmalarımı yüksek lisans eğitime yönlendiren ve bu eğitim sırasında tez danışmanlığımı üstlenerek bana olan desteğini esirgemeyen Doç. Dr. Mehmet EROĞLU'na, çalışmalarım süresince beni her konuda yönlendiren, sonuçlarımı kontrol eden ve tezi taslak halinde okuyup eksiklerini de düzelten Doç. Dr. Nizami AKTÜRK'e, karşılaştığım her türlü problemde cevaplarıyla bana yol gösteren Makina Teorisi ve Dinamiği Öğretim Üyeleri Prof. Dr. Yücel ERCAN, Prof. Dr. Yaşar T. HONDUR ve Y. Doç. Dr. Şefaadtin YÜKSEL'e, derslerde ve Araştırma Görevlisi olarak yaptığım diğer çalışmalarda da desteklerini esirgemeyen bütün Makina Mühendisliği Bölümü Öğretim üyeleri, Araştırma Görevlileri ve diğer personele, manevi desteklerini esirgemeyen bütün arkadaşlarıma ve bu seviyeye ulaşmamda en büyük emek sahibi aileme teşekkür ederim.

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2.1. Taşıt dinamiğindeki gelişme sürecinin özeti (Crolla, 1996)	6
Çizelge 3.1. Yol yüzey karakteristiği (Sharp and Crolla, 1987)	42
Çizelge 3.2. Eşitlik 2.10'daki a ve b değişkenleri (Tamboli and Joshi, 1999)	44
Çizelge 3.3. Eşitlik 2.16.a'daki sabitler.....	45
Çizelge 3.4. Eşitlik 2.16.b'daki sabitler.....	46
Çizelge 5.1. Belirli sönüm oranı değerleri için GSY ve KOK'nün aldığı en büyük değerler ve bu değerlerin oluştuğu frekanslar	96

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1.	Taşıt titreşim sistemi (Gillespie, 1992) 8
Şekil 2.2.	Yol yükselti profillerinin tipik spektral yoğunlukları (Gillespie, 1992) 9
Şekil 2.3.	Dinamik taşıt modelleri, (a) çeyrek taşıt (1 SD), (b) yarım taşıt (2 SD), (c) çeyrek taşıt (2 SD), (d) yarım taşıt (4 SD), (e) tüm taşıt (7 SD) 11
Şekil 2.4.	Nokta kütleli eşdeğer taşıt..... 13
Şekil 3.1.	Yol profilleri (Sayers and Karamihas, 1998)..... 21
Şekil 3.2.	Cetvel ve Nivo'lu profillemeye cihazı (Sayers and Karamihas, 1998)..... 23
Şekil 3.3.	Dipstick (Sayers and Karamihas, 1998)..... 24
Şekil 3.4.	Ataletsel profil ölçüm cihazı (Sayers and Karamihas, 1998) 25
Şekil 3.5.	Farklı cihazlarla ölçülen üç profil..... 26
Şekil 3.6.	Filtrelenmiş yol profilleri, (a) Dipstick, (b) ICC Laser, (c) K.J. Law 27
Şekil 3.7.	Aynı yolun Dipstick ve ProRut ile alınan profili (Sayers and Karamihas, 1998)..... 29
Şekil 3.8.	Yol yapısının eğimi (Sayers and Karamihas, 1998) 32
Şekil 3.9.	Örneklenmiş profilde eğim 33
Şekil 3.10.	Hareketli ortalama filtresi (Sayers and Karamihas, 1998) ... 35
Şekil 3.11.	Aynı yol profilinin değişik filtrelerden geçirilmiş durumları (a) detaylandırma, 1 m taban genişliği, (b) detaylandırma 5 m taban genişliği, düzgünleştirme 1 m taban genişliği, (c) detaylandırma 25 m taban genişliği, düzgünleştirme 5m taban genişliği 36
Şekil 3.12.	Zamana göre değişmeyen, doğrusal sistem 37
Şekil 3.13.	Sinüs sinyalinin girişi ve çıkışı (Ogata, 1997)..... 38

Şekil 3.14.	Yol profilinin güç spektral yoğunlukları (80 km/sa sabit hız için), yerdeğiştirme, (b) hız, (c) ivme	40
Şekil 3.15.	Yol profili güç spektral yoğunluğunun analitik modeli (Marcondes et al., 1991).....	45
Şekil 4.1.	Bir serbestlik dereceli taşıt modelinin tipik frekans cevabı ..	49
Şekil 4.2.	İki serbestlik dereceli taşıt modelinin tipik frekans cevabı ...	49
Şekil 4.3.	Klasik (parametrik olmayan) spektral hesap (Candy, 1988)	52
Şekil 4.4.	Korelasyon metodu blok diyagramı (Candy, 1988)	53
Şekil 4.5.	Welch Metodu blok diyagramı (Candy, 1988)	55
Şekil 4.6.	Sinüs eğrisinin giriş ve ivmesi	56
Şekil 4.7.	Sinüs dalgası ivme girişinin GSY	57
Şekil 4.8.	Bir SD'li taşıt modelinin cevap kazancı ve sinüs dalgası şeklinde bir ivme girişine cevabının GSY	58
Şekil 4.9.	İki SD'li taşıt modelinin cevap kazancı ve sinüs dalgası şeklinde bir ivme girişine cevabının GSY	58
Şekil 4.10.	(a) Ham veriler, (b) filtrelenmiş veriler	60
Şekil 4.11.	AFD ile hesaplanan Fourier katsayılarının periyodikliği (Newland, 1997)	61
Şekil 4.12.	Sinyalin bant genişliği π/Δ' 'yı geçtiğinde oluşan alias bozulması (Newland, 1997)	62
Şekil 4.13.	Yol profili verilerinin ortalama değerleri ve standart sapmaları	66
Şekil 4.14.	Yol profili verilerinin (a) yerdeğiştirme, (b) hız, (c) ivme zorlamaları	67
Şekil 4.15.	Yol profili zorlamalarının güç spektral yoğunlukları, (a) yerdeğiştirme, (b) hız, (c) ivme	68
Şekil 4.16.	Bir SD'li taşıtın (a) cevap kazancı, (b) yerdeğiştirme cevabı GSY	68
Şekil 4.17.	İki SD'li taşıtın (a) cevap kazancı, (b) yerdeğiştirme cevabı GSY	69
Şekil 4.18.	Bir SD'li taşıtın (a) cevap kazancı, (b) hız cevabı GSY	69

Şekil 4.19.	İki SD'li taşıtın (a) cevap kazancı, (b) hız cevabı GSY.....	70
Şekil 4.20.	Bir SD'li taşıtın (a) cevap kazancı, (b) ivme cevabı GSY	70
Şekil 4.21.	İki SD'li taşıtın (a) cevap kazancı, (b) ivme cevabı GSY	71
Şekil 4.22.	V_1 hızında ilerleyen taşıt için lastik bant üzerine kaydedilmiş yol profili ölçümü	73
Şekil 4.23.	Lastik bant modeli (V_1 ve V_2 hızları için)	74
Şekil 5.1.	Sabit taşıt hızı için yolun ivme güç spektral yoğunlukları; (a) 10 km/sa, (b) 20 km/sa, (c) 30 km/sa, (d) 40 km/sa, (e) 50 km/sa, (f) 60 km/sa, (g) 70 km/sa, (h) 80 km/sa, (i) 90 km/sa	77
Şekil 5.2.	Yolun ivme GSY'nun hızla değişimi (10-90 km/sa)	78
Şekil 5.3.	Yolun ivme GSY'nun hızla değişimi (1-100 km/sa); (a) görüntü yönü [-105,12], (b) görüntü yönü [-88,22], (c) görüntü yönü [-135,15].....	80
Şekil 5.4.	Bir SD'li çeyrek taşıtın sabit hızda ivme cevabı GSY, (a) 10 km/sa, (b) 20 km/sa, (c) 30 km/sa, (d) 40 km/sa, (e) 50 km/sa, (f) 60 km/sa, (g) 70 km/sa, (h) 80 km/sa, (i) 90 km/sa	83
Şekil 5.5.	Bir serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli ivme cevabı hızla değişen GSY, (a) görüntü yönü [-105,12], (b) görüntü yönü [88,22], (c) görüntü yönü [-135,15].....	85
Şekil 5.6.	İki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli ivme cevabı hızla değişen GSY, (a) görüntü yönü [-105,12], (b) görüntü yönü [88,22], (c) görüntü yönü [-135,15].....	87
Şekil 5.7.	Bir serbestlik dereceli taşıtın KOK ivme cevabı	88
Şekil 5.8.	İki serbestlik dereceli taşıtın KOK ivme cevabı	88
Şekil 5.9.	Taşıtın hız cevabı GSY	89
Şekil 5.10.	Taşıtın yerdeğiştirme cevabı GSY	90
Şekil 5.11.	Taşıtın yerdeğiştirme cevabı GSY (GSY eksenini doğrusal) .	90
Şekil 5.12.	5 m/s^2 sabit ivmeye sahip taşıtın ivme cevabı GSY	92
Şekil 5.13.	Değişik sönüm oranı değerleri için cevap kazancı	93

Şekil 5.14.	Değişik sönüm oranları için ivme cevabı GSY, (a) $\zeta=0.3$, (b) $\zeta=0.5$, (c) $\zeta=0.7$, (d) $\zeta=0.9$ 95	
Şekil 5.15.	GSY'nun en büyük değerinin sönüm oranıyla değişimi..... 97	
Şekil 5.16.	KOK'nun en büyük değerinin sönüm oranıyla değişimi..... 97	
Şekil 5.17.	Taşıt gövdesi kütlesi ile aks sistemi kütlesinin farklı oranları için ivme cevabı GSY, (a) $M/m=4$, (b) $M/m=7$, (c) $M/m=10$ 99	
Şekil 5.18.	Farklı kütle oranları için taşıtın cevap kazancı	100



SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
a	İvme, m/s^2
A	Genlik
B	Hareketli ortalama taban genişliği
N	Örnek sayısı
f	Frekans, Hz
j	Kompleks operatör
V	Taşıt hızı
s	Taşıt konumu
S_x	Güç spektral yoğunluğu
M	Taşıt ağırlığı, kg
m	Aks sistemi ağırlığı, kg
y	Yerdeğiştirme zorlaması
Z	Taşıt gövdesi yerdeğiştirmesi
z	Aks sistemi yerdeğiştirmesi
k	Süspansiyon yay sabiti
c	Süspansiyon sönüm sabiti
k_t	Tekerlek yay sabiti
ω	Frekans, rad/s
ν	Dalga numarası
φ	Faz açısı
τ	Gecikme
P_x	Periodogram güç spektral yoğunluğu
P_{fL}	Düzgünleştirme filtresi uygulanmış profil
P_{fH}	Detaylandırma filtresi uygulanmış profil

R_x	Kovaryans
$E[.]$	Beklenti (expectation)

Kısaltmalar	Açıklama
AFD	Ayrık Fourier Dönüşümü
FD	Fourier Dönüşümü
GSY	Güç Spektral Yoğunluk
HFD	Hızlı Fourier Dönüşümü
HO	Hareketli Ortalama
KOK	Karelerin Ortalamasının Karekökü
SD	Serbestlik Derecesi
TAFD	Ters Ayrık Fourier Dönüşümü
TFD	Ters Fourier Dönüşümü

1. GİRİŞ

Bütün mekanik sistemlerde olduğu gibi taşıtlarda da titreşim hem yolcu hem de taşıtı oluşturan elemanlar için problem teşkil etmektedir. 1886'da Manneheim'da hareket eden ilk taşıttan günümüze kadar bu problemin önlenmesi için çeşitli süspansiyon sistemleri tasarlanmış ve geliştirilmiştir.

Son zamanlarda süspansiyon sistemleri konusundaki çalışmaların bir kısmı aktif süspansiyon sistemleri üzerine kaymış olmasına rağmen, bu sistemlerin elektronik ve akışkan sistemi aksamalarının maliyetinin yüksekliği ve sistemin genel olarak karmaşık olmasından dolayı ortaya çıkan güvenilirlik problemleri sebebiyle geleneksel pasif süspansiyonlar güncelliğini korumaktadır. Pasif süspansiyon sistemlerinin ucuzluğu, taşıta ek bir ağırlık getirmemesi, sistem güç kaynaklarını kullanan elemanlarının olmayışı, basitliği ve güvenilirliğini kanıtlamış olması en önemli avantajlarıdır.

Bir süspansiyon sisteminin tasarlanabilmesi için taşıtın bütün süspansiyon parametrelerine nasıl tepkiler verdiğinin iyi bilinmesi gereklidir. Aslında süspansiyon tasarımında iki hedef vardır; bunlardan birincisi yolcunun fiziksel ve ruhsal yapısında etkilenmeyi veya zedelenmeyi en aza indirecek konfor sağlanması, diğeri ise taşıtın yol ile olan temas kuvvetinin değişmemesi, yani seyir karakteristiğinin iyi olmasıdır. Bu iki özellik birbirine sıkı sıkıya bağlıdır ve genel anlamda birinin iyileşmesi diğerrinin kötüleşmesi anlamına gelmektedir.

Süspansiyon sistemlerinin sürüş ve seyir özellikleri birbirine bu derece bağlı olmasına karşın problemin karmaşıklığından dolayı problem ayrı ayrı incelenmeli ve eğer bir iyileştirme düşünülüyor ise incelenen problem sonuçları birleştirilerek yapılmalıdır.

İyi bir süspansiyon sistemi tasarlamak için sistemin, temel parametrelerin değişimine verdiği cevaplar iyi bilinmelidir. Bu amaçla problem çok karmaşık

hale getirilmeden incelenen parametreye göre özel çözümler elde edilmelidir. Bu çözümler olmadan hem pasif, hem de daha gelişmiş aktif yapıda süspansiyon sistemlerinin tasarlanması mümkün değildir. Taşıtın kütlesi, süspansiyon katılığı ve sönüm oranının konfor ve seyir karakteristiğine olan etkileri konusunda şu ana kadar yapılmış birçok çalışma vardır ve bunlar bu çalışmanın ilgili bölümlerinde detaylı bir şekilde açıklanmıştır. Diğer taraftan süspansiyon parametreleri, araç ve yol şartlarının değişiminin sürüş ve seyir karakteristiği üzerine etkileri konusundaki çalışmaların yeterli sayıda olduğu düşünülmektedir.

Yol yapımı, taşıt üretim teknikleri ve kullanılan teknolojiler ilk zamanlara göre oldukça büyük gelişim göstermiştir ve bu direkt olarak taşıtların hızlarına yansımıştır. Artan taşıt hızları süspansiyon sistemlerinde yeni tasarım arayışlarına sebep olmuştur, bunlardan en önemlileri aktif süspansiyon sistemleri ve daha iyi tasarlanmış pasif süspansiyonlardır. Bu sebeple taşıt hızının taşıtın titreşimine olan etkisi çok iyi bilinmesi gereklidir.

Taşıtın hızının taşıt davranışlarında yaptığı değişiklik sadece süspansiyon sistemi tasarımı için değil yol yapım teknikleri için de oldukça önemlidir. Trafik akışının düzgün ve güvenli bir şekilde sağlanabilmesi için şehir içinde ve özellikle kavşak ve geçişlerde sürücünün taşıtını belirli hızların altında kullanmasını sağlamak gereklidir. Bunu sağlamak için her sürücünün yanına bir kolluk kuvveti verilemeyeceğine göre yol şartları değiştirilerek sürücünün hızını azaltması sağlanabilir. Fakat buradaki en önemli nokta hız düşürme konusundaki zorlamanın taşıtın ve özellikle de yolcunun güvenliğini tehlikeye atmadan sağlama zorunluluğudur.

Taşıtların sürüş karakteristiklerini incelemenin birçok yolu vardır. Bunlardan en önemlileri zaman ve frekans bölgesinde yapılan analizlerdir. Diğer taraftan bu analizlerde belirli girişlerin kullanılması ve istatistiki girişlerin kullanılması gibi birçok altbaşlık bulunmaktadır. Fakat sabit hızla ilerleyen taşıtların analizinde olduğu gibi bazı durumlarda bu iki önemli çözüm yöntemi birlikte

kullanılmalı, yani zaman/frekans analizi yapılmalıdır. Bu fiziksel ve matematiksel analizlerin yanısıra kişilerin süspansiyon sistemini kötü, orta, iyi ve çok iyi gibi tanımlamalarının istatistik olarak incelenmesi sonucunda da sürüş karakteristiği konusunda sonuçlara varılabilir. Bu inceleme şekli matematiksel ve fiziksel sonuçlarla belirli tolerans aralıklarında uyum gösterse de daha çok sosyal ve psikolojik içerikli çalışmalar arasına girmektedir.

Taşıtlar seyahat ettikleri yüzey üzerinde gerçekte çok karmaşık yol profilleri üzerinde hareket etmektedir. Fakat analizler sırasında genellikle belirli girişler kullanılmakta veya elde edilen yol profili matematiksel işlemlerle zamana, konuma veya frekansa göre değişen fonksiyonlar şeklinde ifade edilerek taşıta giriş olarak uygulanmaktadır. Fakat gerçeğe en uygun sonuçların elde edilmesi için yol profilinin bütün özellikleriyle ifade edilmesi ve bu gerçek profile taşıtın verdiği cevap bulunmalıdır. Mevcut yöntemlerle bu analizi yapmanın en iyi yolu istatistiki analiz yöntemlerini kullanmaktır.

Gelişen teknoloji taşıtların hızlarında bir artışa neden olduğu gibi çözüm yöntemlerinde ve dijital bilgisayar hızlarında da bir gelişmeye sebep olmuştur. Çözüm yöntemlerindeki gelişmeler sayısal analiz sonuçlarının analitik çözümlere çok büyük oranda yaklaşmasına, bilgisayar hızları da bu çözümlerin etkin ve hızlı yapılmasını sağlamaktadır. Fakat hazır paket programların çözümü direkt ve doğru olarak vermesi beklenmemelidir. Çünkü iyi tanımlanmamış bir problemle programlar çözüme ulaşmamakta, ya da yanlış çözüme ulaşmaktadırlar.

Bu tezin amacı pürüzlü bir yol üzerinde seyahat eden taşıtın hızında meydana gelen değişikliğin sürüş karakteristiği nasıl etkilediğinin ortaya çıkarılmasıdır. Bu amaçla matematiksel yol profilleri yerine gerçek yol profil ölçümleri kullanılmış ve taşıtın bu profillere verdiği cevap bulunmuştur. Bütün analiz ve incelemelerde sürüş karakteristiği konfor açısından ele alınmıştır. Çözüme ulaşmak için daha önceki çalışmalar ışığında yeni bir zaman/

frekans analiz yöntemi geliştirilmiştir. Geliştirilen yöntemle yapılan örnek çalışmaların bilgisayar çözümlerinde MATLAB® programı ve yüksek seviye programlama dili kullanılmıştır. Ayrıca dijital sinyal analizi teknikleri ve algoritmalarının parametrelerinin çözümü ve çözüm süresini nasıl etkilediği de incelenmiştir. Bu çözüm ve analiz sonuçlarının daha iyi sürüş karakteristiğine sahip süspansiyon sistemlerinin tasarlanması ve daha güvenli ve sağlıklı yolların yapılmasında yardımcı olacağı düşünülmektedir.



2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Oldukça yeni bir konu olmasına rağmen taşıtlarla ilgili araştırmalar oldukça fazladır. Bu çalışmalar oldukça geniş alanlarla ilgili olmasına karşın, bu bölümde sadece tezin konusu kapsamına giren önemli çalışmalardan bahsedilmiştir. Bu çalışmalar taşıt dinamiği, yol karakteristiği ve sürüş karakteristiği ile ilgili istatistiki çalışmaları içermektedir.

Taşıt dinamiği ile ilgili dikkate çeken ilk çalışmalar 1920'lerde yapılmış olmasına rağmen, yönlendirme, kararlılık ve süspansiyon konusundaki yayınlar 1930'larda görülmüştür. Bu yıllardan 90'lı yıllara taşıt dinamiğindeki temel gelişmeler Segel (1993) tarafından özetlenmiştir ve bu özet Crolla (1996) tarafından bir çizelge şeklinde verilmiştir (Çizelge 2.1).

Taşıtların sürüş hareketlerinin anlaşılmasıyla ilgili ilk adımlar mühendislik titreşim teorisi prensiplerinin uygulanmasıyla atılmıştır. Fakat süspansiyon tasarımının kapsamı çok geniş olduğundan teorinin pratiğe dökülmesi o kadar kolay olmamıştır. İlk önce sürüş ve seyir konuları geliştirilmiştir ve daha sonra da "Gerçek dünyada taşıtlar sürüş ve seyir girişlerine aynı anda maruz kaldığına göre bu ikisi arasında nasıl bir denge olmadır" sorusunun cevabı aranmaya başlanmıştır. Bu sorunun cevabının teori ve pratiğin birleşimiyle bulunabileceği sonucuna varılmıştır.

Seyir ve sürüş cevaplarının birbirinden ayrı ele alınabilirliğini incelemek için taşıtın cevap modları ele alınmalıdır. İlk olarak sürüşü baskılayan modlar (zıplama, yunuslama, yuvarlanma, aks dikey hareketleri) dinamik açıdan seyiri baskılayan modlarla (yanal, yalpa, ileri hız, yuvarlanma) zayıf bağlı olduğu savunulabilir. Pratik açıdan bu teorik düşünce dikey yöndeki zorlama girişlerinin o yöndeki hareketi (sürüş) baskılayacağını ve yatay veya yalpalama hareketlerini az etkileyeceğini önerir (Crolla, 1996). Benzer şekilde lastiklerde üretilen yanal kuvvetler tamamen seyir cevabını baskırlar ve sürüş üzerinde oldukça az etkileri vardır. Elbette bu ayırma metodu

mükemmel bir şekilde doğru değildir ve otomotiv mühendisliğinde yuvarlanmanın seyir ve sürüşün birbirine olan bağlılığında önemli bir faktör olduğunu mutlaklıdır. Fakat uygulamada bütün taşıt dinamiğini bir anda incelemek çok zordur. Bu nedenle, eğer çalışmalar pratik tasarım özelliklerinde kullanılabilecek taşıt dinamik tepkilerini anlamayla ilgili ise sürüş ve seyir analizi ayrı ayrı ele alınabilir.

Çizelge 2.1. Taşıt dinamiğindeki gelişme sürecinin özeti (Crolla, 1996).

1. Periyot (1930'ların başına kadar)
Taşıt dinamik davranışları hakkında ampirik gözlemler
Jant balansı ile ilgili çalışmalar
Sürüş konforunun taşıtın önemli performans özelliği olarak farkedilmesi
2. Periyot (1930'ların başlarından 1952'ye)
Basit lastik dinamiğinin ve kayma açısının anlaşılması
Dönememe (understeer) ve aşırı dönmenin (oversteer) tanımlanması
Durağan durumun öneminin kavranması
Basit iki serbestlik dereceli hareket denkleminin geliştirilmesi
Sürüş deneylerinin başlaması
Bağımsız ön süspansiyonun sunulması
3. Periyot (1952'den sonra)
Deney düzenekleri sonuçlarından ve modellemelerden lastik davranışının anlaşılması
Üç serbestlik dereceli hareket denkleminin geliştirilmesi
Analizlerin kararlılık ve yön cevaplarını da kapsayacak şekilde genişletilmesi
Gelişigüzel titreşim teorisini kullanarak sürüş karakteristiğinin tahmini çalışmaları

Teknolojideki büyük ilerlemeler taşıt hızlarına da yansımıştır. Taşıt hızlarındaki bu artış taşıtların yol üzerindeki hareketi sırasında karşılaştığı titreşim frekans aralığını da artırmıştır. Bu titreşimler yolcuya ivme

(hissedilen), görme ve duyma olarak üç şekilde iletilmektedir. Sürüş karakteristiği bu titreşimlerden hissedilen ve görsel olanlarını kapsamaktadır, işitsel titreşimler gürültü olarak sınıflandırılabilir. Bu titreşimleri sınıflandırmanın başka bir yolu da spektrumun 0-25 Hz frekanstakini sürüş titreşimlerinin kaynağı ve 25-20000 Hz frekanstakileri gürültü olarak bölmektir (Gillespie, 1992). 25 Hz frekans sınırı yaklaşık olarak kulağın duyma alt sınırıdır, aynı zamanda da tüm motorlu taşıtlar için basit titreşimlerin üst sınırıdır.

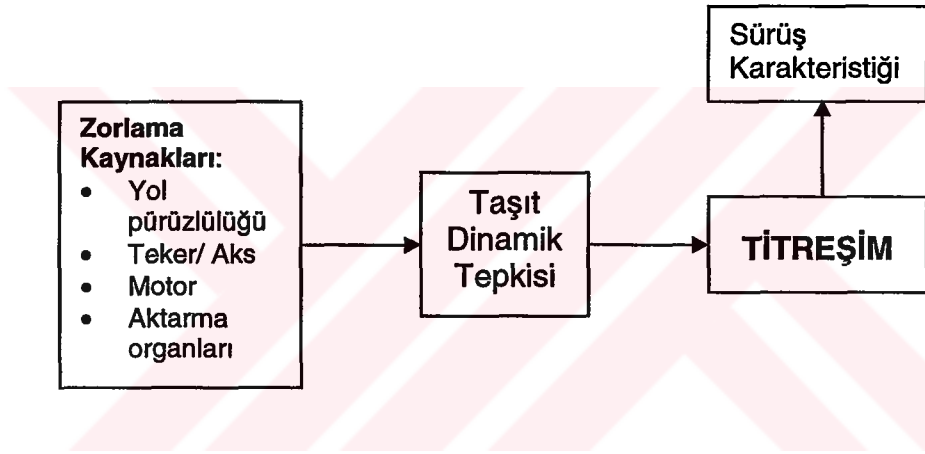
Titreşimin taşıt ve yolcusu üzerinde birçok etkisi vardır. Fizyolojik zararın en önemli nedeni yolcu vücuduna aşırı miktarda kuvvet iletilmesidir. Uzun süreli olarak basınç uygulanması dokulara kan iletiminin kesilmesine yol açabilir ve mekanik hasarlara yol açabilir (Parasad et al., 1995). Bu tür basınçlara maruz kalma süresi ile basınç şiddetinin büyüklüğü arasında ters orantı vardır.

Otoyol ve yol dışı taşıt sürücülerinin güvenliği ve sağlığı ile ilgili yapılan bazı çalışmalar düşük frekans ve büyük genlikli titreşimlerin ya zarar verici fiziksel semptomlara yol açtığı ya da sürücünün belirli dış zorlamalara olan cevabını kötü yönde etkilediğini göstermiştir (Mansfield and Griffin, 2000; Kitazaki and Griffin, 1998). Özellikle süspansiyon sistemi iyi ayarlanmamış veya böyle bir sisteme sahip olmayan traktör gibi taşıtlarda iç organların rezonans frekansı civarında zorlanmalarının tehlikeli olduğu ve bu tip taşıtları kullanan sürücülerde omurga ve bel problemleri ortaya çıktığı ispatlanmıştır (Parasad et al., 1995; Mehta et al., 2000). Bu sonuçlarda baz alınarak yolcunun titreşim problemiyle ilgili standartlar geliştirilmiştir (ISO 2631, 1997).

Diğer taraftan titreşim ortamı insanların taşıtın tasarımı ve üretim kalitesi hakkında fikir beyan etmelerinde en önemli kriterlerden biridir (Gillespie, 1992). Taşıt titreşiminin birçok kaynağı olduğundan ve bu titreşim kaynakları ile yolcu arasında birçok parametre rol oynadığından bu konuyu hedef alan çalışmalar yapmak oldukça zordur (Şekil 2.1). Buna rağmen düşük frekans

titreşimler tüm lastik tekerlekli taşıtlarda ortak özellikler gösterdiğinden sürüş karakteristiğini incelemek için bazı kabuller yapılabilir.

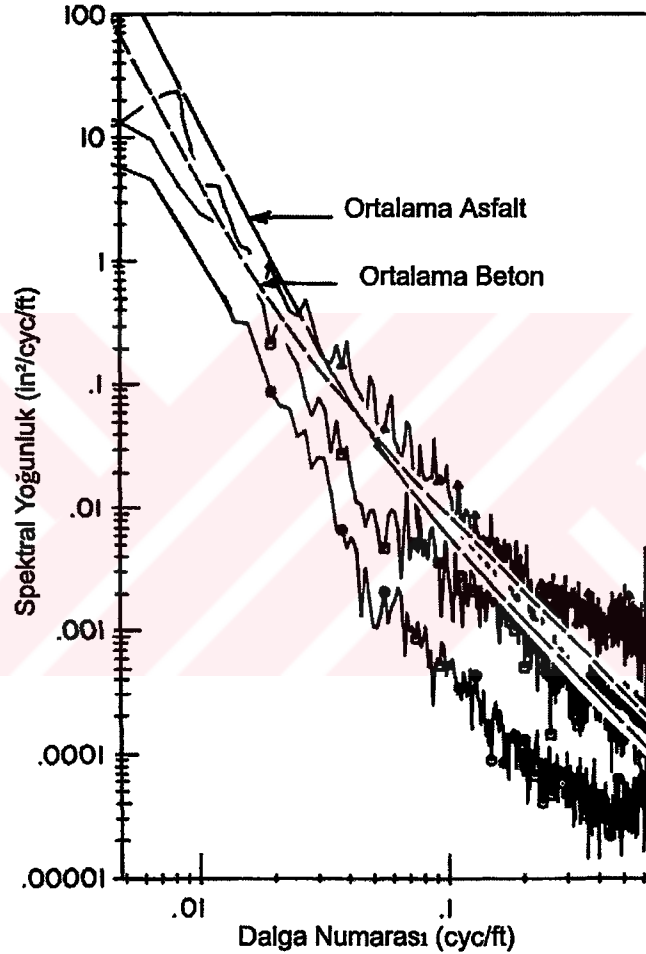
Aslında taşıt titreşim kaynakları ve taşıtın dinamik tepki elemanlarının özellikleri birbirinden ayrı düşünülemez, çünkü bir parametrenin değişimi diğer parametreyi bazen iyi, bazen de kötü yönde etkiler. Fakat taşıtın belirli yönlerdeki titreşimleri gözönüne alınarak uygun modeller kullanıldığında ve incelenen titreşim frekans spektrumu uygun seçildiğinde yapılan hatalar azaltılabilir.



Şekil 2.1. Taşıt titreşim sistemi (Gillespie, 1992)

Taşıtın sürüş karakteristiğinde en etkili titreşim kaynağı taşıtın ilerlediği yolun pürüzlülüğüdür. Bu pürüzlülük yol üzerindeki çukurlar, kasisler, yapım hataları ve elbette yol malzemelerinin karakteristik özelliklerinden oluşmaktadır (Gillespie, 1992; Newland, 1997). Pürüzlülük taşıtın ilerlediği tekerlek izinin yükselti profiliyle tanımlıdır ve *geniş bant gelişigüzel sinyaller* olarak sınıflandırılabilirler. Bu profiller ya direkt kendi kendileriyle ya da istatistiki özellikleriyle tanımlanabilirler (Sayers and Karamihas, 1996, 1998; Newland, 1997). İstatistiki özellikleriyle tanımlamanın en uygun yolu Güç Spectral Yoğunluk (GSY) fonksiyonudur;

Şekil 2.2'de bazı yolların tipik güç spektral yoğunlukları verilmiştir. Şekilden de görülebileceği gibi sürüş karakteristiğinin incelendiği düşük frekanslarda yol pürüzlülüğünün etkisi büyüktür. Genel bir karakteristik olarak artan frekansla birlikte spektral yoğunluk düşer.



Şekil 2.2. Yol yükselti profillerinin tipik spektral yoğunlukları (Gillespie, 1992).

Lee et al. (1997) yaptıkları çalışmada süspansiyon sisteminin 200 Hz'e kadar dikkate değer bir titreşim ilettiğini ve yüksek frekans karakteristiğinin sönümleyici ve yayın karakteristiğinden oldukça etkilendiğini belirtmektedir. Diğer taraftan süspansiyon sisteminin genel sürüş frekanslarında (0-10 Hz) iyi bir izolasyon sağladığını fakat 50 Hz'den 200 Hz'e kadar olan frekans aralığında taşıt içi gürültü oluşturduğunu deneysel ve teorik çalışmalarla

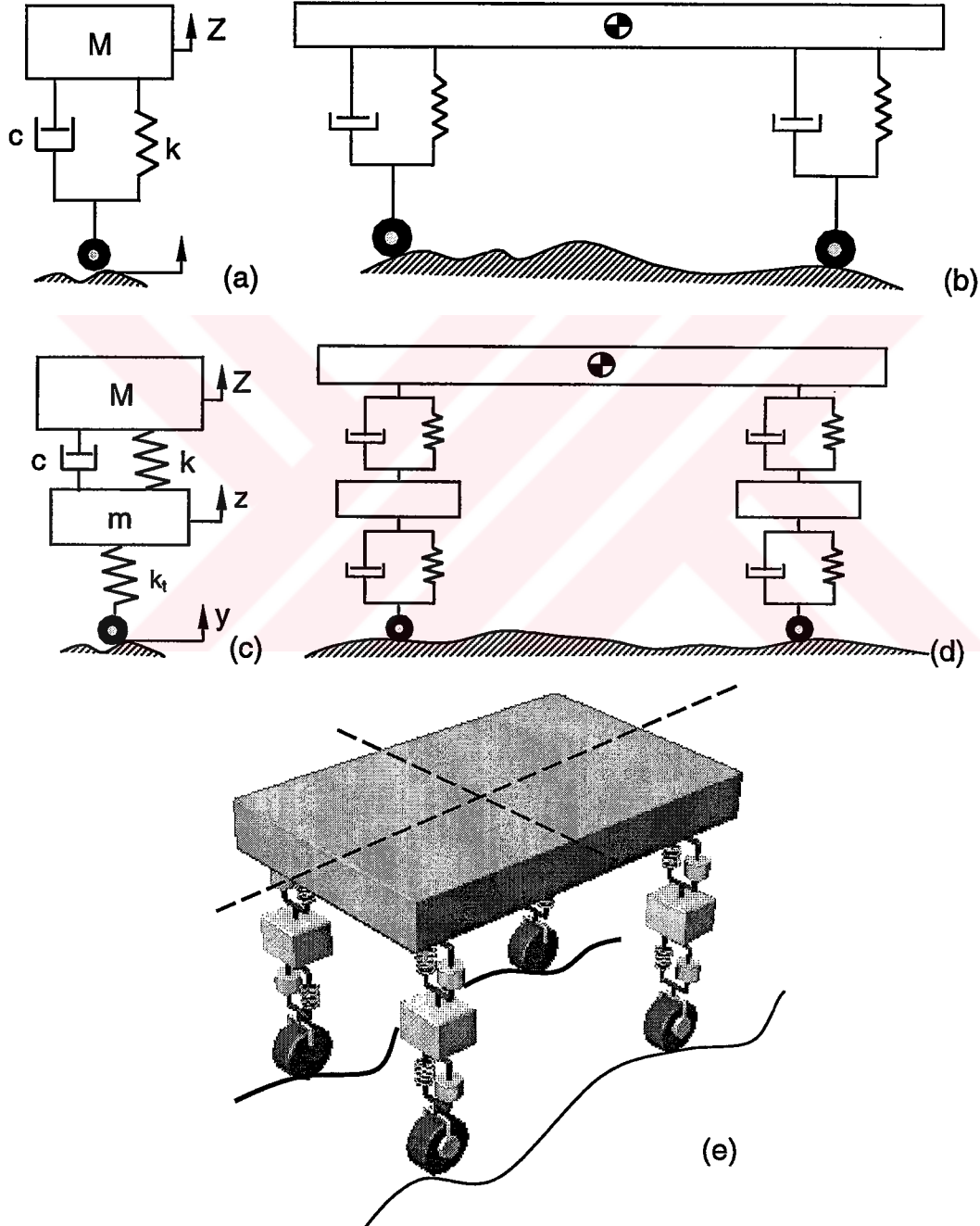
göstermiştir. Lee et al. (1997) çalışmalarında teorik model olarak basit tekeri, deneysel kısımda ise McPherson tipi süspansiyon sistemi kullanmışlardır.

Motor taşıt için ana güç kaynağı olarak hizmet eder. Rotasyonel parçalara sahip olduğu için aktarma organlarına sürekli olarak değişen torklar gönderir ve taşıtın titreşim kaynaklarından birini oluşturur. Motor çalışması sırasında taşıtta yapısal titreşimler oluşturur (Gillespie, 1992). Bu titreşimler motorun taşıta yerleştirilme geometrisine göre daha çok yuvarlanma titreşimi veya başsallama titreşimi şeklindedir. Örneğin dört silindirli bir motor 600-6000 d/d arasında 20-200 Hz, sekiz silindirli bir motor aynı hız aralığında 40-400 Hz frekans aralığında titreşime neden olmaktadır. Bunun yanı sıra hareket halinde vites değiştirmeler sırasında küçük şoklar oluşmaktadır (Yu et al., 2001). Görüldüğü gibi motorun verdiği titreşimlerde temel sürüş titreşimi frekanslarının dışında kalmaktadır. Buna ilaveten motor volanı ve bağlantıları iyi ayarlanarak daha düşük frekans titreşimlerinin bir kısmı izole edilebilir, hatta motor titreşim izolatörü haline getirilebilir (Gillespie, 1992).

Motordan hareket alan ve dönel parçalardan oluşan aktarma organları vites değiştirme öncesi ve sonrasında 5-20 Hz frekans arasında tork titreşimi oluşturmaktadır. Bu titreşimler kavrama sisteminin özelliklerine ve sürücünün taşıtı kullanmasına göre değişmektedir. Günümüzde gelişen kavrama sistemleri ve aktarma organları bağlantılarında esnek elemanlar kullanılmasıyla bu titreşimler daha da düşürülmüştür (Centea et al., 2001). Yukarıda belirtildiği gibi aktarma organları titreşimleri daha çok vites değiştirme sırasında oluştuğuna göre belirli bir vitede yapılan hareketler sırasında bu titreşimler sürüş titreşimlerinin kapsamından çıkarılabilir.

Taşıtların sürüş karakteristiklerinin incelenmesinde değişik taşıt modelleri kullanılmaktadır. Bu modeller genellikle 1-13 arası serbestlik derecesine (SD) sahip çeyrek, yarım ve tüm taşıt modelleridir (Şekil 2.3). Sürücü koltukları modele dahil edilecek olursa serbestlik derecesi herbir koltuk için bir daha artacaktır. Serbestlik derecesinin artması çalışmayı oldukça karmaşık hale

getireceğinden serbestlik derecesi sadece dikey yöndeki titreşimlerin (sürüş titreşimleri) incelendiği çeyrek taşıt modeline kadar indirgenebilir (Mitschke, 1962; Sharp and Crolla, 1987; Macvean, 1980). Bunu sağlamak için bazı kabuller yapmak ve bazı serbestlik derecelerini ihmal etmek gereklidir.



Şekil 2.3. Dinamik taşıt modelleri, (a) çeyrek taşıt (1 SD), (b) yarım taşıt (2 SD), (c) çeyrek taşıt (2 SD), (d) yarım taşıt (4 SD), (e) tüm taşıt (7 SD)

Süspansiyon sistemlerinin iki görevi vardır, bunlardan birincisi yolcunun konforunu sağlamak, diğeri ise taşıtın sürekli olarak yola tutunmasını sağlamaktır. Çok iyi konfor özellikleri gösteren süspansiyon sistemi tasarlanabilir, fakat bu tip bir sisteme sahip taşıtın yol tutuş özellikleri çok kötü olur (Sharp and Crolla, 1987). Bunun tam tersi de geçerlidir. Bu iki tasarımın birbirine veya diğeri parametrelere olan bağlantılarının iyi bilinmesi gereklidir, böylece gerçek taşıt tasarımında ikisi arasında iyi bir denge kurulabilir.

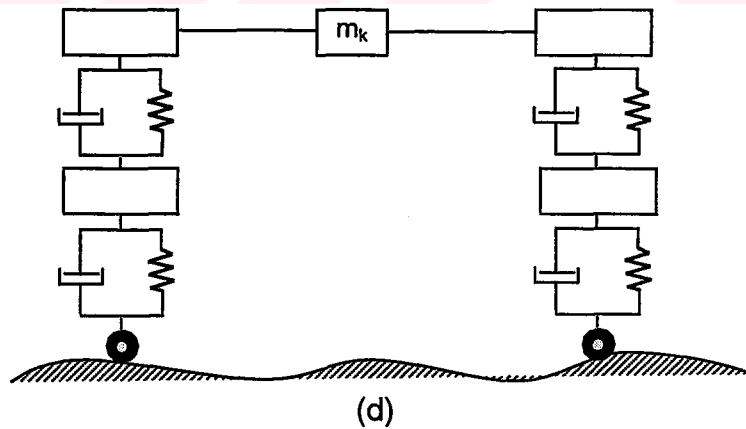
Sürüş karakteristiği konusunda yapılan stokastik çalışmaların çoğunda problemin zorluğu nedeniyle taşıt hızı sabit tutulmuş, böylece gelişigüzel titreşim problemi zamana göre değişmeyen -durağan- hale getirilmiştir (Newland, 1997; Tamboli and Joshi, 1999). Diğeri bir grup çalışmada ise durağan olmayan problemin zaman/frekans olarak analitik çözümü yapılmaya çalışılmıştır. Bu çalışmaların sonucunda elde edilen denklemler ise nümerik olarak çözülmüştür (Hammond and Harrison, 1981; Harrison and Hammond, 1986c). Bu çözüm yöntemi akustikteki Doppler etkisi ve radar sinyallerinin incelenmesi gibi daha birçok alanda da kullanılmaktadır.

Teorik araç dinamiği çalışmalarındaki ilk aşama taşıtın sistem modelinin çıkarılmasıdır. Literatürde bir serbestlik dereceli taşıttan çok daha yüksek serbestlik derecesine sahip birçok taşıt modeli bulunmaktadır. Bu taşıt modelleri de kullanıldıkları alanlara göre farklılık göstermektedir. Süspansiyon sistemlerinin tasarımında ve analizinde en çok 1, 2, 4 ve 7 serbestlik dereceli temel taşıt modelleri kullanılmaktadır (Bkz. Şekil 2.3) (Mitschke, 1962; Elbeheiry et al., 1995; Sharp and Crolla, 1987; Hrovat, 1993).

Çok serbestlik derecesinin olması çalışmayı ve temel sonuçları oldukça karmaşık hale getireceğinden bu çalışmada sadece taşıtın dikey yönündeki titreşimleri incelenecektir. Şekil 2.3.e'de görülen modelde sol ve sağ izlerdeki yol profillerinin eşit olduğu kabul edilir ise yuvarlanma ve yalpalama

hareketleri dikey yöndeki hareketten bağımsız hale gelir. Taşıt bu durumda hareket doğrultusuna göre simetrik hale gelir ve bu iki yöndeki hareket ihmal edilebilir. Bu kabul sonucunda taşıt modeli Şekil 2.3.d'deki modele indirgenir. Bu modelde gövdenin kütlesi ve atalet momenti akslardaki yay ve sönümleyiciler ile hareket yönü doğrultusundaki eksene göre olan ağırlık merkezinde dengelenmektedir. Bu yay ve sönümleyicilerin pozisyon ve hıza göre orantılı kuvvet ürettikleri, yani doğrusal oldukları kabul edilmiştir. Bunun yanı sıra akslardan kütlesi hareketlerinden oluşan kuvvetlerin sadece yay ve sönümleyiciler üzerinden iletildiği de kabul edilmiştir (Mitschke, 1962; Sharp and Crolla, 1987).

Teorik çalışma için gövdenin üç noktasal kütle ile yer değiştirilmesi pratik bir uygulamadır (Şekil 2.4). Bu noktasal kütlelerden ikisi yay ve sönümleyici kuvvetlerinin uygulama noktası üzerindedir, bağdaştırıcı kütle olarak adlandırılan üçüncü kütle m_k ağırlık merkezindedir. Özel bir durum olarak $m_k=0$ için iki aks üzerindeki hareket birbirinden bağımsız hale gelir. Bu durumda taşıt modeli Şekil 2.3.c'dekine benzer (Mitschke, 1962).



Şekil 2.4. Nokta kütleli eşdeğer taşıt

Gerçek problem bu forma sadece uzun dalga boyları, yani düşük frekanslar için yaklaşır, fakat yüksek frekanslarda da gövde hareketi çok fazla olmadığı için akslar arasındaki bağlantının önemini kaybettiği ve yol taşıtları için sürüş

karakteristiği daha düşük frekanslarda incelendiğinden dolayısıyla bu modelin kullanılabilir olduğu birçok yazar tarafından kabul edilmektedir (Sharp and Crolla, 1987).

Çeyrek taşıt modeli aks aralığı filtresi veya bunun yan al eşleniği olan iz genişliği filtresi gibi dört akslı taşıtın geometrik etkilerini göstermez. Doğrusal bağlantının çalışılması ihtimali, arkadaki performansı artırmak için ön süspansiyon özelliklerinin değiştirilmesi ve gövdenin yuvarlanma rezonans frekansının tespiti de mümkün değildir (Sharp and Crolla, 1987). Fakat bu model gerçek problemin birçok özelliklerini içerdüğinden, hız değişimini tanımlayabildiğinden ve yol pürüzlülüğünden kaynaklanan titreşimin temel özelliklerini içerdüğinden sürüş karakteristiğinin belirlenmesi çalışmaları için uygundur (Mitschke, 1962; Macvean, 1980; Sharp and Crolla, 1987).

Bu çeyrek taşıt modelinin sürüş karakteristiği özelliğini ikincil süspansiyon olarak adlandırılan taşıt süspansiyon sisteminden aldığı da düşünülürse, daha az etkili olan ve birincil süspansiyon olarak adlandırılan pnömatik lastik tekerlekler rijit olanıyla değiştirilerek taşıt modeli Şekil 2.3.a'daki modele indirgenebilir. Bu 1 SD'li modelin verdiği cevaplar ile 2 SD'li modelin verdiği cevaplar karşılaştırılarak birincil ve ikincil süspansiyonun etkileri ayırtedilebilir ve bu süspansiyon parametrelerinin etkileri daha iyi anlaşılabilir. Ayrıca iki modelin karşılaştırılması aks ağırlığının sürüş karakteristiğine olan etkiside ortaya çıkarabilir. Bütün bu sebeplerden dolayı bu çalışmada 1 ve 2 SD'li taşıt modelleri kullanılmıştır.

İncelenecek olan bir serbestlik dereceli ve iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modellerinde (Bkz. Şekil 2.3.a ve b) M kütlesi yaklaşık olarak taşıtın çeyrek ağırlığını göstermektedir. Burada etkili dinamik eşdeğerli kütleyi tam olarak hesaplamak için taşıtın aks aralığındaki ağırlık merkezinin yeri dikkate alınmalıdır. İki serbestlik dereceli modeldeki m kütlesi ise tekerleğin kütlesi ve süspansiyon bağlantı kollarının kütlesini kapsamaktadır. Bu modeller

genellikle sürüşten kaynaklanan rahatsızlığın temel özelliklerini yakalamak için yeterli hassasiyete sahiptir (Sharp and Crolla, 1987). Zorlama yol pürüzlülüğü y'den kaynaklanmaktadır.

Sürüş karakteristiği Çizelge 2.1'de de belirtildiği gibi 1930'ların başında önemi kavranan ve üzerinde çalışılmaya başlanan bir konudur. Bu konudaki çalışmalar titreşim teorisindeki çalışmalar ile paralel ilerlemiştir (Crolla, 1996). Düzgün olmayan yolun karakteristiği ve bu yol üzerinde ilerleyen tekerlekli taşıtların dinamik tepkileri ve sürüş karakterstikleriyle ilgili ilk çalışmalar uçakların iniş takımları üzerinde gerçekleştirilmiştir (Crandall and Mark, 1963). Bu çalışmalar aynı zamanda gelişigüzel titreşimler teorisinde temel düşüncelerin ve temellerin atılmasını sağlamıştır.

Yol taşıtlarının süspansiyon sistemlerinin tasarımıyla ilgili geniş bir tarama Sharp and Crolla (1987) tarafından yayınlanmıştır. Bu çalışma süspansiyon sistemi tasarımıdaki temel tanımlamaları ve süspansiyon parametrelerinin sürüş dinamiğine ve diğer taşıt dinamiği özelliklerini nasıl etkilediğini de içermektedir. Taşıt süspansiyon sistemleri ile ilgili geniş bir kaynak taraması ise Elbeheiry et al. (1995) tarafından verilmiştir. Elbeheiry et. al. (1995) süspansiyon sistemlerinden yol pürüzlülüğüne, taşıt modellenmesinden sürüş karakteristiğine kadar yayınlanmış birçok önemli çalışmayı gözden geçirmişlerdir.

Yol ve taşıt özelliklerinin sürüş karakteristiğine etkileri konusunda yapılan ilk kayda değer çalışma Mitschke'ye (1962) aittir. Mitschke (1962) öncelikle taşıtın matematiksel modelini oluşturmuş ve çeyrek taşıt modeli kullanmaktaki gerekçelerini açıklamıştır. Daha sonra bu model üzerinden yolun ve taşıtın birçok parametresini değiştirerek sürüş karakteristiğine olan etkilerini incelemiştir. Yaptığı teorik çalışmanın yanısıra deneyler de yaparak sonuçları karşılaştırmıştır. Taşıtın birincil ve ikincil süspansiyonunun katılıkları ve sönüm katsayılarının, taşıtın kütlesinin ve aks ağırlığının taşıtın frekans cevabını nasıl değiştirdiği ve bu cevabın sürüş karakteristiğine olan

etkileri de incelenmiştir. Ayrıca taşıt hızının ve yol pürüzlülüğünün etkileri de araştırılmıştır.

Healey et al. (1977) yol pürüzlülüğünden kaynaklanan taşıtın dikey yöndeki titreşimi üzerine teorik ve deneysel çalışmalar yapmışlardır. Bu çalışmalar sonucunda teorik ve deneysel sonuçlar arasındaki en önemli hatanın yol pürüzlülüğünde yapılan kabullerden kaynaklandığını ispatlamışlardır. Çalışmalar iki, dört ve yedi serbestlik dereceli taşıt modelleriyle tekrarlanmıştır. Sonuç olarak iyi tanımlanmış yol pürüzlülükleriyle çalışıldığında yedi serbestlik dereceli taşıt modelinin deneysel ölçüm sonuçlarıyla düşük frekanslarda uyduğu gösterilmiştir. Fakat cevabın yüksek frekans bileşenlerinde bu uyuşma tam olarak yakalanamamıştır.

Ramamurti and Sujatha (1990) sürüş karakteristiğinin yanı sıra hareket sırasında yol pürüzlülüğü sonucu oluşan gerilmeleride inceleyebilmek için bir otobüsü sonlu elemanlar metoduyla modellemişlerdir. Daha sonra bu taşıtın sabit hızda hareket ettiği kabulü yapılarak ölçüm sonucu elde edilen yol pürüzlülüğü modele GSY olarak girilmiştir. Çalışma sonucunda sonlu elemanlar modelinin belirli noktalarındaki dikey ivme ve gerilmeler bulunmuştur.

Abel (1994) özellikle yarış otomobillerinin sürüş karakteristiği ve dinamik tepkileri üzerine araştırmalar yapmıştır. Aşağı doğru olan aerodinamik kuvvetlerin sürüş karakteristiğine ve taşıtın geçici cevabına olan etkilerini incelemiştir. Bu amaçla aşağı yöndeki aerodinamik kuvvetler üreten bir taşıt için çeyrek taşıt modeli kullanmış ve bu taşıtın çeşitli hızlar için tepkilerini incelemiştir.

Taşıtların sürüş karakteristiklerinin belirlenmesinin yanı sıra, taşıtların belirli kriterlere göre iyileştirilmesi de oldukça önemlidir. Bu iyileştirmenin yapılabilmesi için öncelikle bir amaç fonksiyonu ve bu amaç fonksiyonunun içindeki ağırlık parametreleri gereklidir. Cucuz (1994) bu ağırlık

parametrelerini sürüş konforu açısından değerlendirmiş ve yeni ağırlık parametreleri ve amaç fonksiyonları çıkarmıştır.

Belirli noktalarda ivme değerlerinin düşük olması için de çeşitli iyileştirme çalışmaları yapılmıştır. Pintado and Benitez (1990) ve Castillo et al. (1990) bu problemi bir matematik programlama problemi haline getirmiş ve problemi zaman ve frekans bölgesinde çözmüşlerdir. Tamboli and Joshi (1999) aks aralığının sürüş karakteristiğine olan etkisi ve konfor açısından bu etkilerin en aza indirilmesi için gerekli en iyi tasarımın bulunması konusunda bir çalışma yapmışlardır. Çalışmada ön ve arka tekerlekler arasındaki zaman gecikmesi için yeni bir oran tanımlanmış ve bu oranla gerçekleştirilen hesaplar gerçek sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Sürüş karakteristiği çalışmalarının çoğunda taşıtın sabit hızla hareket ettiği kabulü yapılmıştır, çünkü bu durumda yol pürüzlülüğünün taşıtı zorlaması olayı durağan bir gelişigüzel zorlamadır. Eğer taşıt hızı değişiyor ise, yani ivme sözkonusu ise gelişigüzel süreç durağan olmaktan çıkmaktadır (Harrison and Hammond, 1986a). Bu durumda problemin çözümü oldukça zorlaşmaktadır. Bu zorlukları aşmak için Virchis and Robson (1971) ve Sobczyk and Macvean (1976) zaman bölgesi yaklaşımı kullanmışlardır (Yadav and Nigam, 1978). Böylece taşıtın ikinci derece durağan olmayan istatistiki cevabını elde etmişlerdir. Macvean (1980) benzer bir çalışmayla taşıtın durağan olmayan pozisyon cevabının taşıtın ivmesinden bağımsız olduğunu ivme cevabının ise göze görünür bir şekilde bağımlı olduğunu göstermiştir.

Durağan olmayan zemin zorlamasına maruz taşıtların cevabının bulunması için diğer bir yöntemde zaman/frekans spektral analizidir. Yadav ve Nigam (1978) bu metodu kullanarak bir serbestlik dereceli doğrusal ve doğrusal olmayan taşıt modellerinin yol pürüzlülüğüne cevabını incelemişlerdir. Hammond and Harrison (1981) düzgün olmayan yolu ifade etmek için “uzaysal” şekil filtresi kullanarak herhangi bir serbestlik derecesine sahip

doğrusal taşıt modelinin cevabının varyansını hesaplamışlardır. Zaman/frekans spektral analizinde yeni olan bu yöntem aynı yazarlar tarafından kullanılarak birden çok tekeri olan taşıtların durağan olmayan cevaplarının bulunmasında ve doğrusal olmayan taşıt modelinin durağan olmayan istatistiki zorlamalara olan yaklaşık cevabının zaman bölgesinde analizinde de kullanılmıştır (Harrison and Hammond, 1986b, 1986d). Priestley'e (1965) göre bu tür durağan olmayan problemler "frekans modülasyonu yapılmış" süreçler olarak adlandırılmış ve bu sınıf problemlerin çözümünde zaman/frekans spektral analizinin kullanılamayacağı belirtilmiştir (Harrison and Hammond, 1986c). Harrison and Hammond (1986c) "kovaryans eşitliği" olarak adlandırılan yeni bir yöntemle bu sınıf problemlerin çözümünde de zaman/frekans analizini kullanılabilir hale getirmişler ve prosedürü düzgün olmayan yolda ilerleyen bir taşıtı üzerinde vermişlerdir. Zaman/frekans spektral analizinin bu sınıf problemlere nasıl uygulanacağı da Hammond and White (1996) ve Dalianis and Hammond (1997) tarafından incelenmiş ve çeşitli uygulamalarla örneklenmiştir.

Özellikle trafikteki hız değişimlerinden dolayı taşıtın değişen sürüş cevabını incelemek için Peter and Bellay (1986) yol profilinin spektrasını hıza göre bozmayı önermişlerdir. Böylece hesaplamalarda kullanılmak üzere bir integral dönüşümü çıkarmışlardır.

Değişken hızlarda hareket eden bir taşıtın zeminden kaynaklanan zorlamalarının optimal kontrolü konusunda da Harrison (1993) tarafından bir çalışma yapılmıştır. Bu çalışma ile uzay bölgesinde karşılaşılan bazı teknik sorunların üstesinden gelinmiş ve yaklaşık bir sonuç elde edilmiştir.

Taşıtların sürüş karakteristiği probleminde, özellikle değişen seyahat hızlarında analitik çözüm çok zor olduğu için sisteme giriş olarak verilen yol profili belirli eğri geçirme işlemleriyle matematiksel fonksiyonlar haline getirilerek bir kolaylık sağlanmaya çalışılmaktadır. Yol profili pürüzlülüğü gelişigüzel süreç olduğu için bu matematiksel fonksiyonlar yol profilinin

içerdiği bilgilerin bazılarının kaybolmasına neden olmaktadır. Bu çalışmada gerçek yol profilleri kullanılarak önceki çalışmalardaki eksiklerin bir kısmının tamamlanmasına çalışılmıştır. Ayrıca yeni bir yöntem geliştirilerek daha kolay ve hızlı çözüme ulaşılmıştır. Böylece problemin bütün değişik halleri için çözüm yapılmış ve dolayısıyla taşıtın seyahat hızıyla değişen sürüş karakteristiği tam olarak ortaya konmuştur.



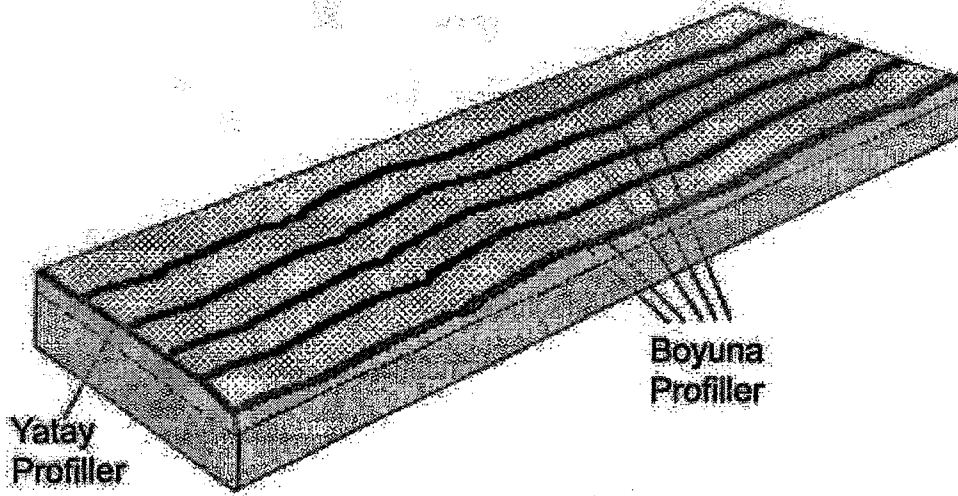
3. YOLUN KARAKTERİSTİĞİ VE MODELLENMESİ

Taşıtların sürüş karakteristiği çalışmaları için öncelikle sistemin tanımlanması ve daha sonra mevcut zorlamalara olan cevabının bulunması gereklidir. Taşıtların dinamik modellenmesi ve bu modellemeye zorlamaların nasıl giriş olarak verildiği daha önceki bölümde anlatılmıştır, fakat girişlerin yapısından bahsedilmemiştir. Bu bölümde taşıt titreşimi bakımından en önemli zorlama olan yol profilinin karakteristiği belirlenmek ve yol profilini modellemek için yapılan çalışmalardan bahsedilecektir. Tezde gerçek yol profili kullanılacağı için yol profilinin nasıl ölçüldüğü ve ne gibi işlemlerden geçirilerek kullanılabilir veri haline getirildiği de anlatılmıştır.

3.1. Yol Profili

Yol pürüzlülüğü yol kaplamasının bölgesel bozulmalarından oluşan çukurlardan, yolun yapım ve bakımında ulaşılabilecek hassasiyetin pratik sınırına kadar bütün gelişigüzel bozuklukları kapsamaktadır. Pürüzlülük taşıtın geçtiği teker izlerindeki yükselti profilleri üzerinde tanımlanmıştır. Yol profili yol yüzeyinin bir sanal çizgiden alınan iki boyutlu kesitidir. Yatay çizgide alınan profiller yol tasarımının kademeli yükseltilerini, başka bir ifadeyle taç şeklini göstermekle beraber taşıtlar tarafından oluşturulan teker izlerini ve diğer yatay gerilme bozukluklarını da ifade eder. Yol boyunca alınan profiller tasarım eğimini, pürüzlülüğü ve yüzey şeklini gösterir. Bu çalışmada taşıtın hareketi sırasındaki dikey titreşimler inceleneceği için sadece yol boyunca alınan profiller incelenecek ve kullanılacaktır (Şekil 3.1).

Yol, kaplama veya zeminin profili yüzey üzerindeki herhangi sürekli bir imajiner hat üzerinde ölçülebilir. Eğer ölçüm tekrarlanacaksa aynı profil sadece aynı imajiner hattın takip edildiği durumda elde edilebilir. Uygulamada bunu sağlamaya yardımcı olmak için imajiner hat boya veya başka fiziksel işaretleyicilerle belirginleştirilir.



Şekil 3.1. Yol profilleri (Sayers and Karamihas, 1998)

Bir yol için herbiri farklı çizgide olan birçok profil alınabilir. Eğri çizgi için profil ölçümü yapmakda mümkündür. Normal olarak yol geometrisini takip edecek bir merkez çizgisine veya başka bir referansa eşit uzaklıkta olunarak bu gerçekleştirilebilir. Genellikle bir şerit için taşıtın iki izine karşılık gelen iki profil ölçümü yapılır. Daha detaylı bilgi edinmek için istenilen sayıda çizgide profil çıkartılabilir.

Ölçüm çizgisinin kalınlığı standart değildir. Kalınlık genellikle kullanılan ölçüm cihazı tarafından belirlenir. Örneğin lazer sistemiyle yapılan ölçüm sadece birkaç milimetre kalınlığındaki bir çizgiyi kaplar, diğer taraftan ultrasonik sistemle yapılan ölçümler birkaç cm kalınlığında bir kesiti kaplar. Profil genişliğinin etkisi henüz anlaşılamamıştır, fakat profil için olan çizgi çok ince olduğunda ölçümü aynen tekrarlamak oldukça zordur (Sayers and Karamihas, 1998).

3.1.1. Yol profilinin ölçümü

Yol profilini çıkartmak için çeşitli özelliklerde cihazlar kullanılmaktadır. Temelde bu cihazların hepsi yoldaki imajiner bir çizgideki gerçek profil ile ilgili anlamlı sayılar üretmektedir. Bazı cihazlardan çıkan bu sayıların gerçek

profile eşit olması gerekli değildir. Bir cihaz her zaman tam olarak gerçek profili ölçmez, özel bir amaç için gerekli gerçek profilin bileşenlerini ölçer. Fakat gerçek profil ile cihazın ürettiği sayılar serisinin arasındaki ilişki daha sonra açıklanacak bazı özelliklere sahip olmalıdır. Bir profil ölçme cihazı üç özelliği kullanarak çalışır;

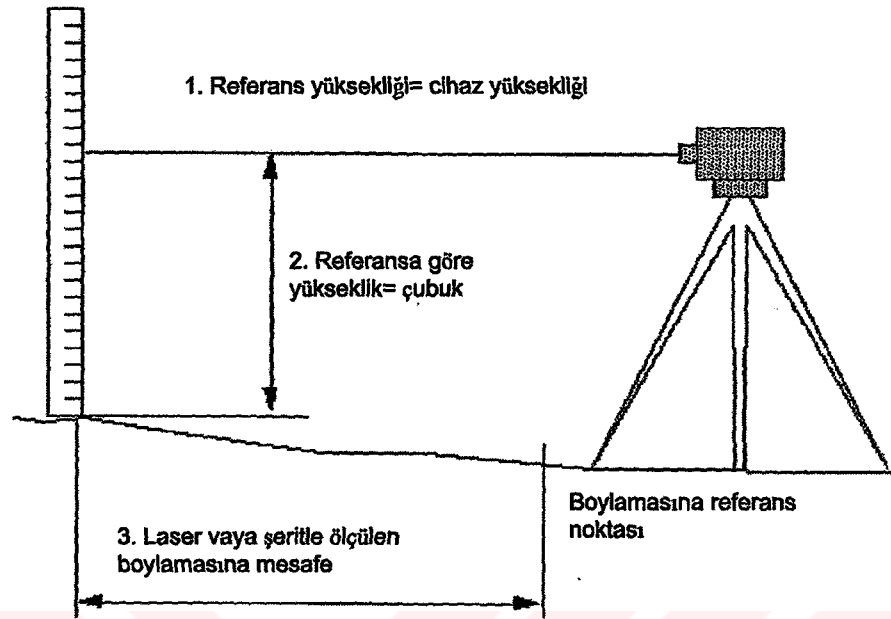
1. bir referans yükseklik
2. referansa göre bir yükseklik
3. boylamasına mesafe

Bu üç özellik cihazın tasarımına göre farklı kombinasyonlarda kullanılır. Kullanılan cihazlar ve bu özelliklerin kombinasyonları aşağıda verilmiştir.

3.1.1.1. Cetvel ve Nivo

Bu cihaz en çok bilinen profil çıkartma cihazlarından biridir (Şekil 3.2). Nivo referans yüksekliğini sağlar, cetvelden okunan değerler referansa göre olan yüksekliği verir ve ikisi arasındaki mesafenin ölçülmesi her bir ölçümün konumunu belirler.

Cetvel ve Nivo'dan oluşan profil cihazı *statik* olarak adlandırılır, çünkü ölçüm alınırken cihaz hareket etmez. Bu cihaz birçok mühendis tarafından iyi bilinmesine rağmen pürüzlülüğü hesaplamak için gerekli profil ölçüm kapasitesine sahip değildir. Profil ölçümü için her bir ölçüm arasındaki mesafe 30 cm veya daha kısa olmalıdır, ayrıca her bir ölçüm 0,5 mm veya daha çok hassasiyette olmalıdır (Sayers and Karamihas, 1998). Diğer taraftan diğer uygulamalarda oldukça özen gösterilmesi gereken cihazın tam yüksekliği bu uygulamada fazla önemli değildir.

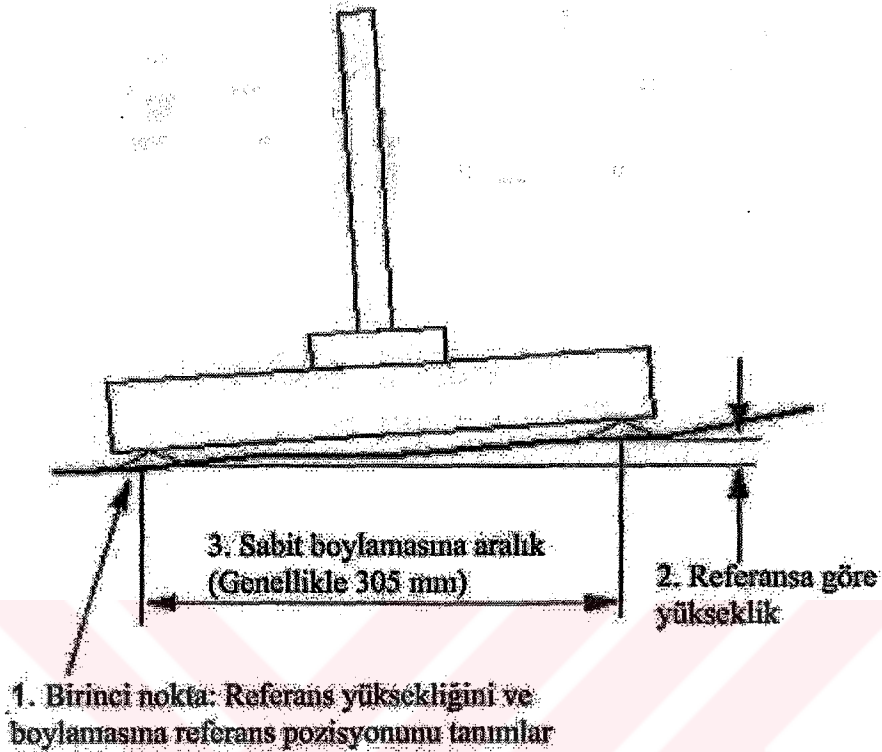


Şekil 3.2. Cetvel ve Nivo'lu profillemeye cihazı (Sayers and Karamihas, 1998)

3.1.1.2. Dipstick

Dipstick™ Face Company tarafından geliştirilmiştir. Bu cihaz cetvel ve Nivo'dan daha hızlıdır ve pürüzlülük analizi için profil ölçümüne daha uygundur. Cihaz bir bataryadan güç almaktadır ve üzerine yerleştirilmiş bir bilgisayarla profili oluşturmak için alınan verilere gerekli algoritmaları uygulayabilmektedir (Şekil 3.3).

Cihaz profili çıkarılacak çizgi üzerinde yürütülür. Normal olarak 305 mm aralıkla yerleştirilmiş iki destek arasında yükseklik farkını ölçen eğim ölçerler bulunmaktadır. Yüzey boyunca profil almak için cihaz tüm ağırlığı ikinci desteğe verilerek 180° döndürülür ve ilerlenen noktaya yeni bir destek konur. Bağlı olan bilgisayar sensörü sürekli olarak izler. Cihazın sabit konuma geldiğini hissederek hissetmez otomatik olarak verileri alır ve sesli uyarı ile sonraki aşamaya geçilebileceğini ifade eder.



Şekil 3.3. Dipstick (Sayers and Karamihas, 1998)

Bu tasarımda referans yüksekliği daha önceki nokta için hesaplanan değerdir. Referansa göre olan yükseklik yerçekimine göre cihazın eğimi ve destekler arası mesafeye birlikte hesaplanır. Boylamasına mesafe ise bilinen aralıkla ölçüm sayısının çarpımına eşittir.

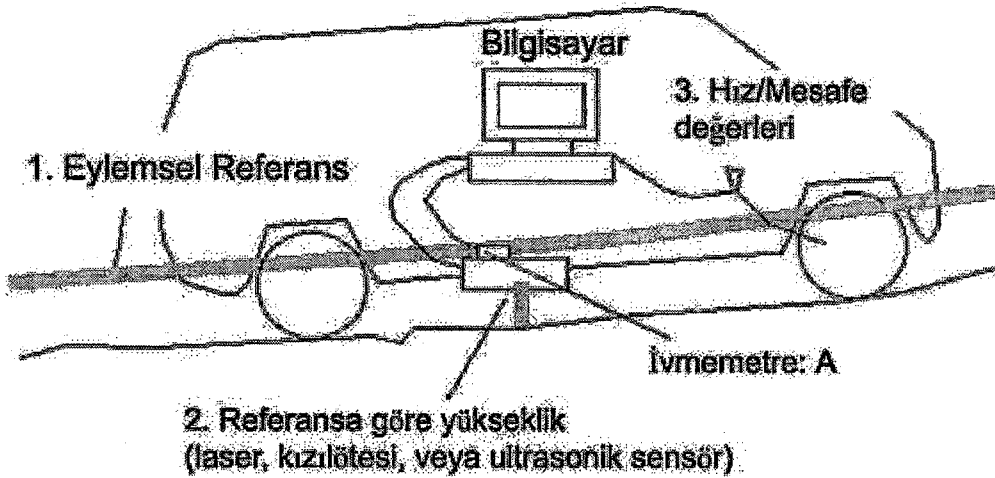
İlk yükseklik değeri (başlangıç referans) cetvel ve Nivo'dakine eşitlenirse Dipstick'le elde edilen profiller çubuk ve seviye ölçerdekiyle birebir karşılaşır (Sayers and Karamihas, 1998).

3.1.1.3. Ataletsel profil ölçme cihazı

1960'larda yepyeni bir tasarım geniş yol ağlarının profillerini izlemeye imkan sağlayan yüksek hız profilemeyi mümkün hale getirmiştir. Bu cihaz General Motors Araştırma Laboratuvarlarında geliştirilen ataletsel profileme cihazıdır.

Bu cihazdan alınan ölçümler diğer iki cihazda kullanılan üç özelliği birleştirmektedir (Şekil 3.4). Ataletsel referans ivmeyi ölçen bir sensör olan ivmeölçer tarafından sağlanmaktadır. Veri işleme algoritmaları dikey titreşim ölçümlerini ataletsel referansa çevirerek bağlı olduğu taşıttaki ivmeölçerin anlık yüksekliğini tanımlamaktadır. Dolayısıyla zeminin referansa göre yüksekliği taşıttaki ivmeölçer ile ivmeölçerin hemen altındaki zemin arasındaki mesafedir. Bu yükseklik lazer transduseri gibi temassız sensörlerle ölçülmektedir. Ölçümün boylamasına mesafesi ise genellikle taşıtın hız göstergesinden alınmaktadır.

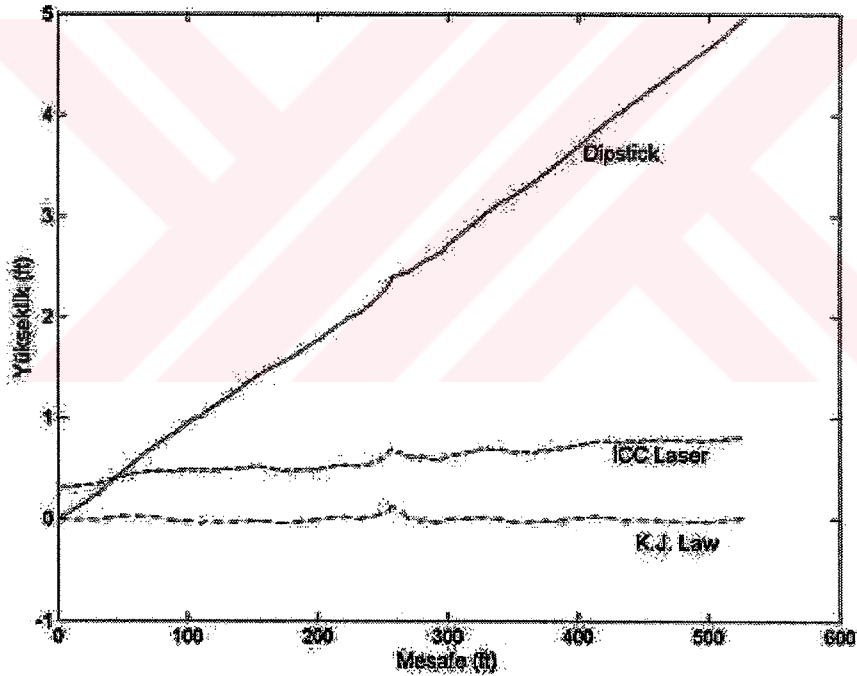
Bu tip ölçüm cihazları sadece otoyol hızlarında çalışmaktadır, yani belirli bir hız gerekmektedir. Örneğin en iyi ataletsel profil ölçüm cihazları bile 15 km/sa altındaki hızlarda iyi çalışmazlar. 100 km/sa hızlarda ilerlerken zemin ile ölçüm aleti arasındaki bağlantıyı görmek statik cihazlara göre daha zordur. İvmemetre ve sensörü profili çıkarılacak imajiner çizgi üzerinde tutmak da zordur ve tecrübeli sürücüler gereklidir.



Şekil 3.4. Ataletsel profil ölçüm cihazı (Sayers and Karamihas, 1998)

Bu cihazdan alınan ölçümler statik cihazlardan alınanlara benzemezler. Ataletsel referans kullanışlıdır, fakat statik cihazlarda olduğu gibi gösterimi

kolay değildir. Ataletsel profil cihazlarıyla elde edilen profil bazı açılardan statik cihazlarla elde edilenlerle uyuşur, fakat başka açılardan pek ilişki kurulamaz. Örneğin Şekil 3.5'de Dipstick ve iki ayrı ataletsel profillemeye cihazıyla alınmış profiller görülmektedir. Ataletsel cihazlarla yapılan ölçümler normal otoyol hızlarında alındığından bu üç ölçümün de tamamen aynı profili yansıttığı söylenemez, fakat bu aynı yol için tamamen farklı üç profili açıklayamaz. Dipstick 100 m'de yaklaşık 1 m eğim göstermektedir, bu eğim ICC Laser'da sadece 0,5 m dir. K.J.Law cihazı ise oldukça düz bir yol göstermektedir.

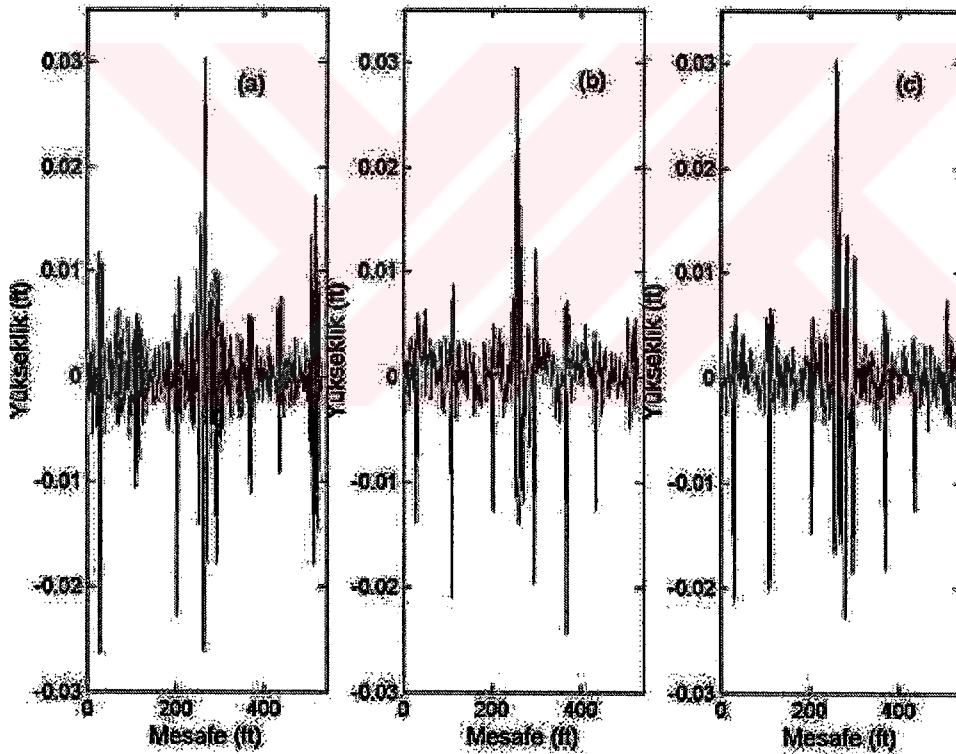


Şekil 3.5. Farklı cihazlarla ölçülen üç profil

Bu üç cihazla alınan ölçümlerin mesafeye göre çizimleri aynı profili göstermelerine rağmen birbiriyle benzerlik göstermemektedir. Aynı gerçek profil daha başka cihazlarla ölçülse, hatta aynı cihazlarla ölçümler tekrarlınsa bile ölçüm sonuçları yine de tamamen aynı olmayacaktır. Aynı cihazla yapılan ölçüm tekrarlarında cihaz ayarlarında yapılan değişiklikler bile elde

edilen profilleri değiştirmektedir. Bütün bunların sebeplerinden birisi ayrı ayrı ölçümlerde aynı profil imajiner çizgisinin yakalanamamasıdır, fakat görüntüdeki farkın sebebi cihazların ölçme şekilleridir.

Dipstick ile ataletsel profillemeye cihazlarının grafikleri aynı olmadığından bu metodla ölçüm yanlış görülebilir, fakat gerekli işlemlerden geçirildikten sonra her iki metodla yapılan ölçümün pürüzlülük ve profil değeri aynı çıkmaktadır. Şekil 3.6'da Dipstick ve ICC Laser'le alınan profillerin filtrelendikten sonraki durumu görülmektedir.



Şekil 3.6. Filtrelenmiş yol profilleri (a) Dipstick, (b) ICC Laser (c) K.J. Law

Ataletsel profillemeye cihazlarıyla yapılan ölçümler statik yöntemlere oranla daha güvenilirdir. Bu sistemler statik olanlara nazaran daha otomatik olduklarından insan hatası gibi birçok potansiyel hata kaynağını ortadan kaldırmakta ve böylece birçok durumda daha hassas sonuçlar verebilmektedir. Bu cihazın daha önceki tasarımında bağıl yüksekliği ölçmek

için kullanılan ve pürüzlülüğü yüksek yollarda zıplama yaparak hatalı sonuçlar veren takip tekerleği temassız olan sensörler ile değiştirildiğinden yeni sistemler daha da güvenilir ve hassastır (Sayers and Karamihas, 1998).

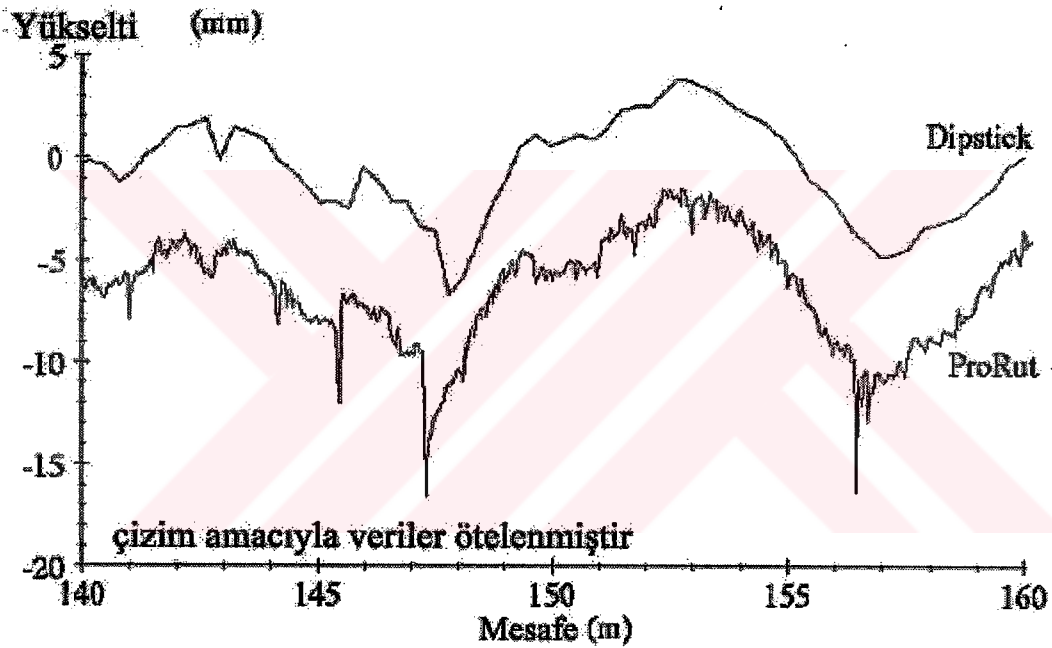
3.1.2. Yol profillemeye cihazının ve profilin geçerliliği

Yol profili karışık ve dalgalı çizgiler gurubu olmaktan daha öte özelliklere sahip olmalıdır. Bir profil cihazı tarafından çıkarılan profilin geçerli olabilmesi için gerçek profile belirli bir derecede ilişkiye sahip olması gereklidir. Gerçek profil çok fazla miktarda bilgiyi kapsamaktadır: yolun yokuş yukarı veya aşağı olması, pürüzlülüğü ve yapısı bu bilgilerden sadece bir kısmıdır. Bu bilgiler bizim kullandığımız bilgilerden çok daha fazlasını kapsamaktadır. Genellikle daha fazla bilgi toplamak, daha fazla maliyet getirmektedir. Yolun yapısını tam olarak çıkartacak ve yolu çevresinin topografik özellikleriyle tanımlayacak kadar detaylı bilgi toplamak hem ekonomik değildir, hem de kullanışsızdır. Bu detayda bir kilometrelik bir mesafede bilgi toplamak bir bilgisayarın hafızasını kolaylıkla doldurabilir ve elde edilen bu verileri işleyip yararlı hale getirmek çok fazla emek ve zaman gerektirir. Bunun yerine gerçek profilin sadece belirli bir kısmını ölçmek yeterli olabilir.

Bir profillemeye cihazı gerçek profilden elde edilen istatistiki değerleri sağladığı sürece geçerlidir. Geçerli profillemeye cihazı gerçek profili çıkartmak için gerekli bütün bilgileri ölçmese de ihtiyaç duyulan bütün verileri sağlamaktadır. Hiçbir ölçüm cihazı mükemmel değildir ve mutlaka bir miktar hata içermektedir, bu hata seviyesi ile maliyet ve harcanan emek ters orantılıdır.

Bir cihazın geçerliliği onun kullanım alanına göre değişmektedir. Herbir cihazın geçerli olduğu sınırlı bir uygulama alanı vardır, örneğin Dipstick taşıt cevabını etkileyen pürüzlülük kalitesini özetleyen bir istatistik olan Uluslararası Pürüzlülük Endeksi (International Roughness Index, IRI) tanımlanmasında ve de yol eğiminin çıkarılmasında geçerlidir. Fakat bu cihaz çatlakları tespit edemez veya destekleri arasında kalan mesafeye göre

oldukça küçük olan profil özelliklerini göremez. Şekil 3.7’de Dipstick ve Federal Otoyol Yönetimi (Federal Highway Administration, FHWA) tarafından geliştirilen ProRut ataletsel profillemeye cihazı tarafından alınan aynı yol profili görülmektedir. ProRut 50 mm gibi oldukça kısa aralıklarla ölçüm almaktadır. Her iki cihaz da yolun temel profil şeklini ortaya çıkarmıştır, fakat 147 m ve 156,5 m mesafedeki iki derin çatlak sadece ProRut tarafından tespit edilmiştir (Sayers and Karamihas, 1996).



Şekil 3.7. Aynı yolun Dipstick ve ProRut ile alınan profili (Sayers and Karamihas, 1998)

Eğer profillemeye cihazından alınan verilerle istatistiki hesaplamalar yapıldığında sistematik hatalara rastlanıyor ise bunun cihazın kalibrasyon değişikliğiyle düzeltilmesi yanlıştır. Profil istatistiklerindeki sistematik hatalar profilin geçerli olmadığını gösterir. Bir yol profilinde ortaya çıkan sistematik hatanın %20 civarında olması başka yol için alınan profilde de aynı olacağı anlamına gelmez. Hata kaynağı tam olarak tespit edilmediği sürece hatanın zamanla olan ilişkisinin kalıcı olup olmadığı da anlaşılamaz.

Ayrı ayrı yapılan ölçümlerde karşılaşılan gelişigüzel hata miktarının da çok yüksek olması profilin geçerli olmadığına bir göstergesidir. Hatanın çokluğu yapılan ölçümün büyüklüğüne göre göreceli olarak değişir, örneğin geniş yol ağlarının profillemesinde birçok gelişigüzel hata tolere edilebilir, fakat belirli bir kaplamanın profili çıkarılırken yapılan hata kabul edilemez boyutlara ulaşabilir (Sayers and Karamihas, 1996).

3.1.3. Profil verilerinin işlenmesi

Ölçümler sonucu elde edilen profil verileri kaplamanın durumu hakkında bilgi edinmek isteyen inşaat mühendisleri ve yol ağlarının idaresinden sorumlu kişilerin planlama yapmaları için kullanılırlar. Fakat yol profilleri sadece bu verileri içermez, makina mühendisleri ve otomotiv mühendislerinin kullanabileceği verileri de içerir.

Profilleme cihazlarının ölçümleri birkaç ardışık sayılar zinciri şeklindedir ve bunlar *sinyal* olarak adlandırılır. Bu sinyaller sinyal işleme teknikleri kullanılarak analiz edilir ve başka veri gruplarına dönüştürülür. Bu işlemedeki temel amaçlar;

- veriler içerisinde istenmeyen gürültüleri atarak ölçüm kalitesini artırmak
- sinyallerden gerekli olan bilgiyi çıkartmaktır.

Yol profil verilerine uygulanan sinyal işleme tekniklerinin anlaşılabilmesi için örnekleme aralığı, filtreleme, frekans cevabı gibi terimlerin anlaşılması gereklidir.

3.1.3.1. Örnekleme aralığı

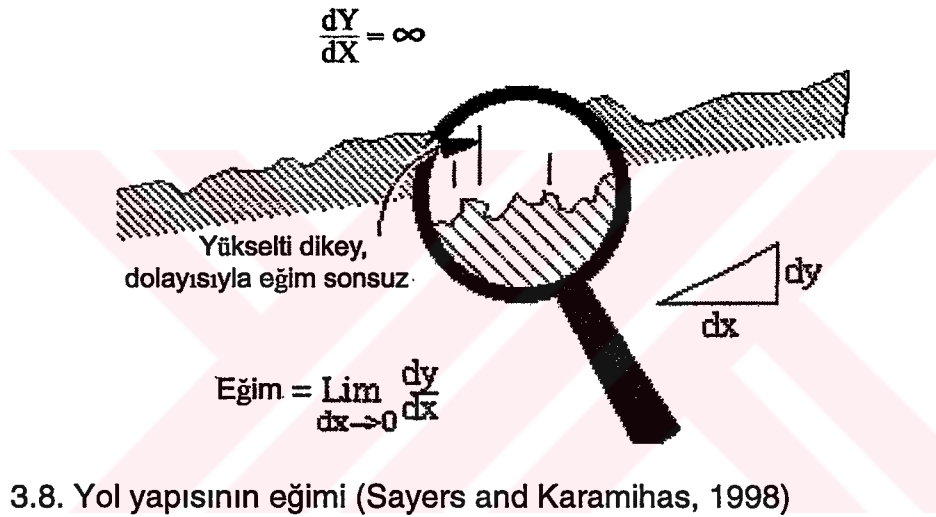
Gerçek profil, kaplamanın veya zemin yüzeyinin sürekli bir kesitidir. Bu tip sürekli ölçüm alan cihazlar *analog* olarak adlandırılır. Alternatif olarak

değişkenlerin sürekli olarak değil de ardışık sayılar zinciri olarak gösterilmesi dijital olarak adlandırılır. Günümüzde kullanılan cihazların hemen hemen tümü dijitaldir. Dipstick ve cetvel-Nivo gibi statik metodlarla alınan ölçümler her bir kurulum için yükseklik değeri verdiği için yapısal olarak dijitaldir, bu cihazların analog çeşiti yoktur.

Ataletsel profillemeye cihazlarında algılayıcılar bilgisayara bağlıdır. Belirli zaman veya mesafe aralıklarında bilgisayar ivmeölçer ve yükseklik sensöründen belirli değerler alır. Bu değerler sayısal olarak gösterilir ve bilgisayarın profil çıkartma algoritmalarına gönderilerek örnekleme alınır. İlk yapılan cihazlar elektronik işlemciler ve manyetik bantlı veri depolayıcılarla değişken voltajı saklayan analog yapıdaydılar, fakat dijital bilgisayarlar daha fazla analiz seçeneği sunduğu için cihazların bilgisayar tabanlı olanları üretilerek dijital teknolojiye geçilmiştir. Bu geçiş aynı zamanda maliyeti düşürmüş ve cihazlar daha az bakıma ihtiyaç duymaya başlamıştır.

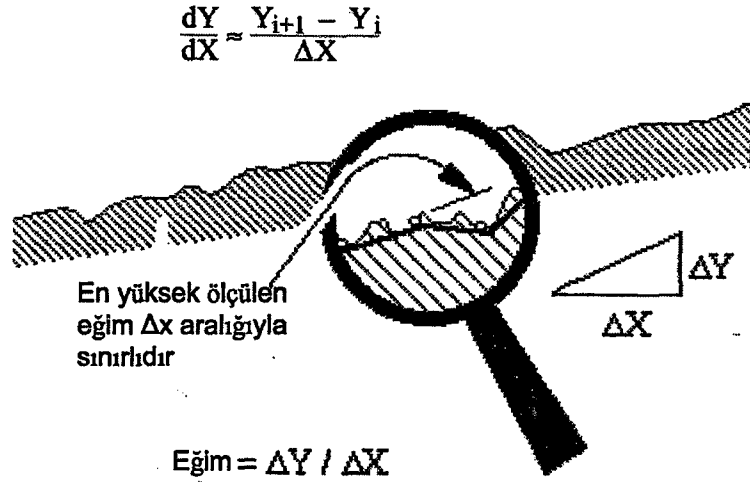
Örnekleme aralığı yükseklik değerleri arasındaki boylamasına mesafedir. Dipstick için örnekleme aralığı iki destek arasındaki mesafedir. Cetvel ve Nivo için bu mesafe çubuğun yerleştirildiği noktalar arasındadır. Yüksek hızlı ataletsel profillemeye cihazları için örnekleme aralığı bilgisayarın algılayıcılardan aldığı iki veri arasında taşıtın katettiği mesafedir. Örnekleme aralığı kilometre başına depolanan veri sayısını belirler. Eğer örnekleme aralığı Δx 'in birimi metre ise kilometrede $1000/\Delta x$ örnek vardır. Küçük örnekleme aralığı profili kaydetmek için daha fazla hafızaya ihtiyaç olduğu anlamına gelir. Bu aynı zamanda profilin analizinin daha uzun zaman alacağı anlamına da gelir, çünkü işlenecek veri sayısı çoktur. Verimlilik açısından örnekleme aralığının çok küçük olması istenmez, çünkü gerekenden çok verinin kaydedilmesi, işlenmesi ve analizi boşa harcanan hafıza, çalışma süresi ve maliyet demektir.

Örnekleme aralığı profilin içerdği bilgiyi sınırlar. Bir ölçümden sonra profil hakkında elimizde olan bilgi ölçüm yapılan noktalardan ibarettir. Bu noktalar arasında gerçek profilin ne yaptığı hakkında bilgi yoktur. İdeal olarak örnekleme aralığı ilgilenilen profil karakteristiğini yakalayacak kadar küçük olmalıdır. Yol pürüzlülüğünü gösteren birçok istatistik eğimlerden oluşmaktadır, fakat gerçek profilin bazı noktalardaki eğimi sonsuzdur (Şekil 3.8).



Şekil 3.8. Yol yapısının eğimi (Sayers and Karamihas, 1998)

Yol profilinin sürekli değil de örneklenmiş yükseltilerle oluşturulduğu durumda eğim iki nokta arasında hesaplanır (Şekil 3.9). Bu eğimin karelerinin ortalamasının karekökü (KOK) değerinin örnekleme aralığı Δx 'in azalmasıyla arttığı anlamına gelir. Bu durumda pürüzlülük endeksi olarak gerçek KOK eğimi kullanıldığında, örnekleme aralığı belirtilmeden bunun standart bir anlam taşımayacağı söylenebilir.



Şekil 3.9. Örneklenmiş profile eğim

3.1.3.2. Filtreleme

Ölçüm cihazlarıyla alınan profil verileri matematiksel filtrelerden geçirilerek sadece istenilen bilgilerin olduğu yeni veri setleri elde edilir. Bir sayı serisini yeni bir sayı serisine dönüştüren dijital filtreler bilgisayar ortamındaki algoritmalarıdır. Profil ölçümlerinin kullanımı için ölçümde elde edilen bütün veriler filtrelendir. Mevcut profil ölçüm cihazlarında bu işlem otomatik olarak yapılmaktadır, fakat filtrelemenin yapısını anlamak ve bunu profil ölçümünün ve yorumlanmasının bir parçası olarak görmek gereklidir. Örneğin daha önce (Bkz. Şekil 3.6) ayrı cihazlarla yapılan ölçümlerin filtrelendiğinde aslında aynı profili verdikleri görülmüştü. Burada yapılan esas işlem mevcut verilerden yol eğiminin ve düşük frekanslı dalgaların filtrelenerek atılmasıydı.

Filtreleme özellikle yüksek hız ataletsel profillemeye cihazlarından elde edilen verilerin görüntülenmesinde önemlidir. Bunun sebebi filtrelenmemiş ölçümün en görülebilir yerinin en az hassas olmasıdır. Herbir ataletsel profillemeye cihazı en az bir filtre içermektedir. Filtreleme ivmeölçer ve yükseklik sensöründen gelen verileri aynı birime çevirmek için kullanılmaktadır. Ayrıca hesaplanan profile hataya yol açmaması için elektronik ölçüm gürültülerini

önleyen filtreler de eklenmiştir. Bazı yaygın analizlerde bir filtrenin çıkışının diğer bir filtrenin girişi olduğu çoklu filtreler kullanılır.

Bütün uygulamalar için kullanılan tek bir filtre yoktur. Bu işlem sayı serilerinin değiştiren bir matematiksel dönüştürme işlemi olduğuna göre sonsuz sayıda filtre düşünülebilir ve programlanabilir. Yol profiline uygulanan bazı standart filtreler vardır ve bunlar rutin olarak uygulanmaktadır (Sayers and Karamihas, 1996).

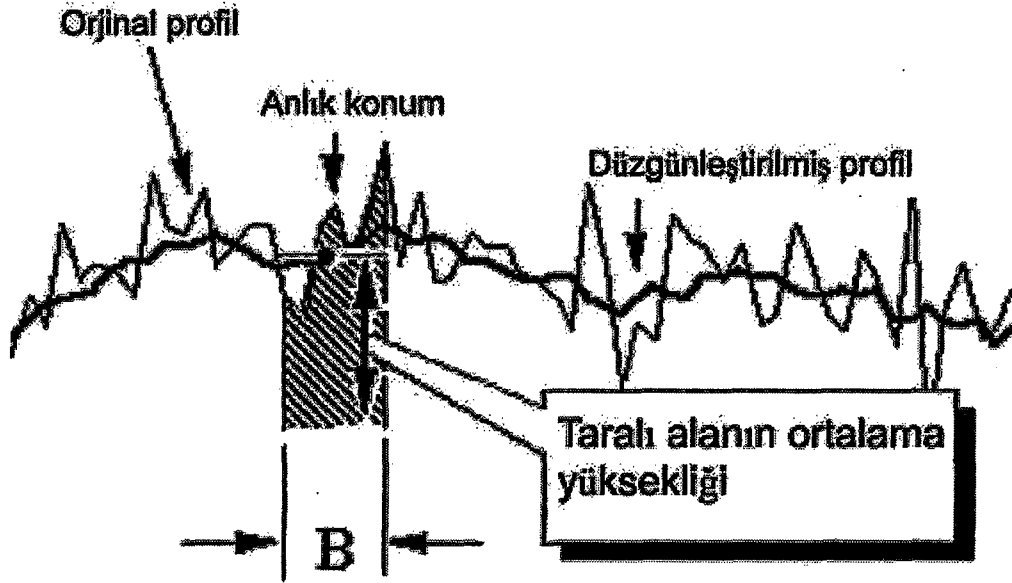
3.1.3.2.1. Hareketli ortalama (HO)

Hareketli ortalama (HO) profil analizinde özellikle profilin grafik gösterimini oluştururken kullanılan basit bir filtredir. Bir HO filtresi herbir profil noktasını birkaç komşu noktanın ortalamasıyla değiştirir. Δx örnekleme aralığıyla ölçülmüş p profili için HO düzgünleştirme filtresi aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$p_{fL}(i) = \frac{1}{N} \sum_{j=i-\frac{B}{2\Delta x}}^{i+\frac{B}{2\Delta x}} p(j) \quad (3.1)$$

Burada p_{fL} düzgünleştirilmiş profildir, B ; HO'nın taban genişliği ve N toplama işaretindeki örnek sayısıdır.

Bu filtrenin etkisi Şekil 3.10'de görülmektedir. Bu etki noktadan noktaya olan dalgalanmaların ortalamaları alınarak birleştirilmesidir.

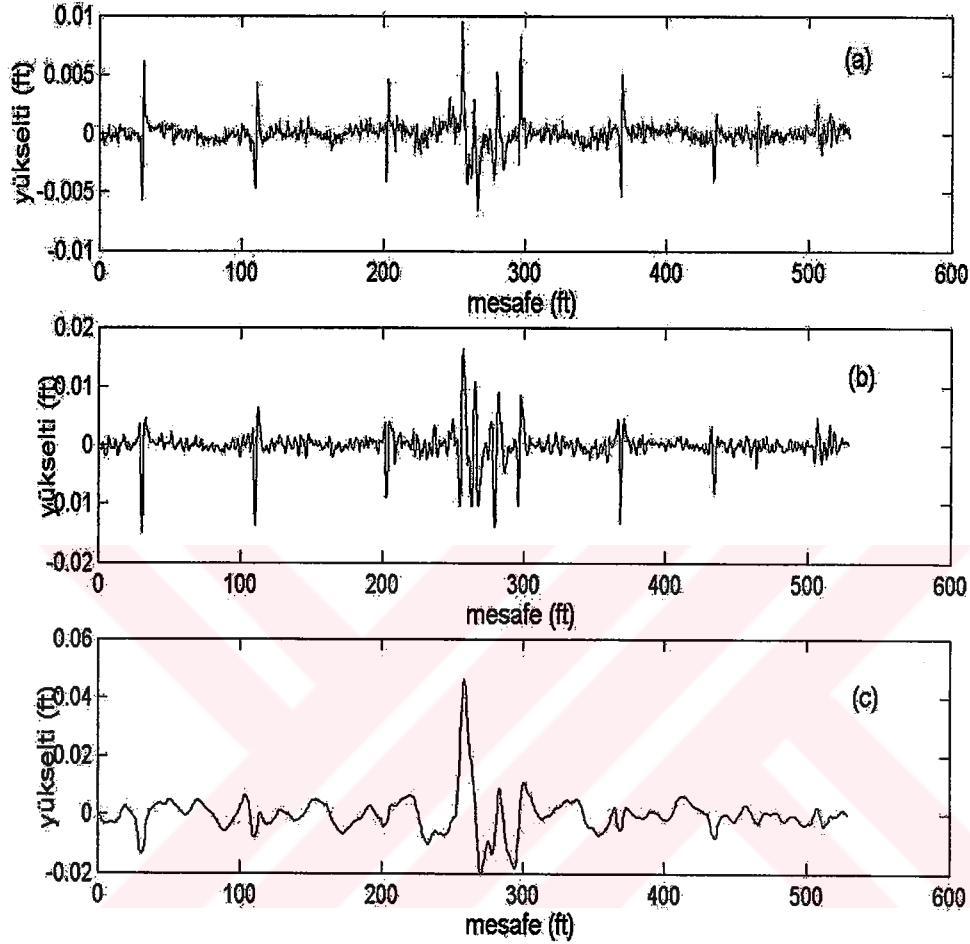


Şekil 3.10. Hareketli ortalama filtresi (Sayers and Karamihas, 1998)

HO düzgünleştirilmiş profili atmak için de kullanılabilir. Birçok durumda çok düzgünleştirilmiş profil bize sadece yolun eğimi hakkında bilgi verir. Hatta ataletsel profillemeye cihazlarında uzun süreli eğim bilgileri daha az hassastır. Bütün bunların yerine taşıt sürüş performansını düşüren ve yolcuyla rahatsız eden düzgünleştirilmiş profilden olan sapmalar gereklidir. HO'daki basit bir değişiklikle düzgünleştirilmiş profil orjinalinden çıkartılır. HO'nın bu yeni formuna detaylandırma filtresi denir.

$$p_{FH}(i) = p(i) - \frac{1}{N} \sum_{j=i-\frac{B}{2\Delta x}}^{i+\frac{B}{2\Delta x}} p(j) \quad (3.2)$$

HO filtrenin her iki tipi de kullanışlıdır. Profil yorumlamak için belirli bir taban genişliği yoktur, ayarlamalar verilerin kullanılacağı amaca göre yapılır. Örneğin Şekil 3.11'te ataletsel profillemeye cihazıyla alınmış bir yolun değişik filtrelerden geçirildiği durumlar görülmektedir, her bir sonuç değişik bilgiler içermektedir.



Şekil 3.11. Aynı yol profilinin değişik filtrelerden geçirilmiş durumları detaylandırma, 1 m taban genişliği, (b) detaylandırma 5 m taban genişliği, düzgünleştirme 1 m taban genişliği, (c) detaylandırma 25 m taban genişliği, düzgünleştirme 5 m taban genişliği.

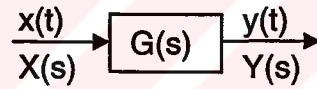
Birinci grafik sadece profildeki çok kısa süreli kasisleri göstermektedir. Yaklaşık 80 ft aralıklı yol hataları oldukça baskındır ve bu hatalar arasındaki yol püzürlülükleri çok belirgindir. İkinci grafikte kalıp hataları arasındaki düşük frekanslı yükseltiler (eğimler) uzaklaştırılmış ve hataların baskınlığı artmıştır. Üçüncü grafikte ise 5 m taban genişliğine sahip düzgünleştirme ile ilk iki grafikte görülen sapmalar tamamen ortadan kaldırılmıştır, 25 m taban

genişliğine sahip detaylandırma ile eğim ve uzun dalga boylu profiller ortadan kaldırılmış ve sonuçta sadece yolun uzun süreli meyilini gösteren fakat yolun kalıp hatalarını göstermeyen bir grafik elde edilmiştir.

3.1.3.3. Frekans cevabı

Profil ölçümünde kullanılan cihazlar, filtreler, taşıt ve diğer bütün sistemler bir giriş ve bir çıkışı olan kapalı kutular gibidir. Bu sistemlerin giriş/çıkış davranışlarının tanımlanmasının en iyi yolu frekans cevabıdır, bu nedenle frekans cevabının bir özeti aşağıda verilmiştir.

Frekans cevabı terimiyle lineer bir sistemin bir sinüs girişe durağan durum cevabı kastedilmektedir. Örneğin zamana göre değişmeyen, doğrusal bir sistem ele alalım (Şekil 3.12). Bu sisteme $x(t)$ gibi bir sinüs girişi verilir ise;



Şekil 3.12. Zamana göre değişmeyen, doğrusal sistem.

$$x(t) = X \sin \omega t \quad (3.3)$$

eğer sistem kararlı ise $y(t)$ cevabı

$$y(t) = Y \sin(\omega t + \phi) \quad (3.4)$$

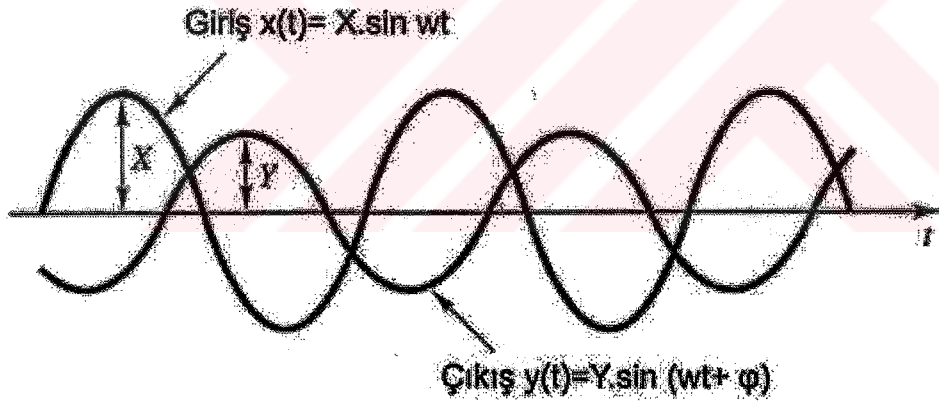
şeklinde olacaktır. Burada;

$$Y = X |G(j\omega)| \quad (3.5)$$

ve

$$\phi = \angle G(j\omega) = \tan^{-1} \left[\frac{G(j\omega)\text{'nin sanal kısmı}}{G(j\omega)\text{'nin gerçek kısmı}} \right] \quad (3.6)$$

Kararlı ve zamana göre değişmeyen doğrusal bir sistem bir sinüs girişe maruz kaldığında, durağan durumda girişle aynı frekansta bir sinüs çıkışa sahiptir. Fakat çıkışın genlik ve fazı genellikle girişinkinden farklı olur. Aslında çıkışın genliği belirli bir oranla (kazanç) çarpılır ve girişe göre belirli bir miktar (ϕ) gecikir. Böyle bir sistemin sinüs girişi ve çıkışı Şekil 3.13'te gösterilmiştir (Ogata, 1997).



Şekil 3.13. Sinüs sinyalinin girişi ve çıkışı (Ogata, 1997).

Frekansın bir karmaşık fonksiyonu olan sinüs transfer fonksiyonu, frekans parametre olarak, genlik ve faz açısıyla karakterize edilir. Sinüs transfer fonksiyonunun gösteriminde yaygın olarak üç metod kullanılmaktadır. Bunlar:

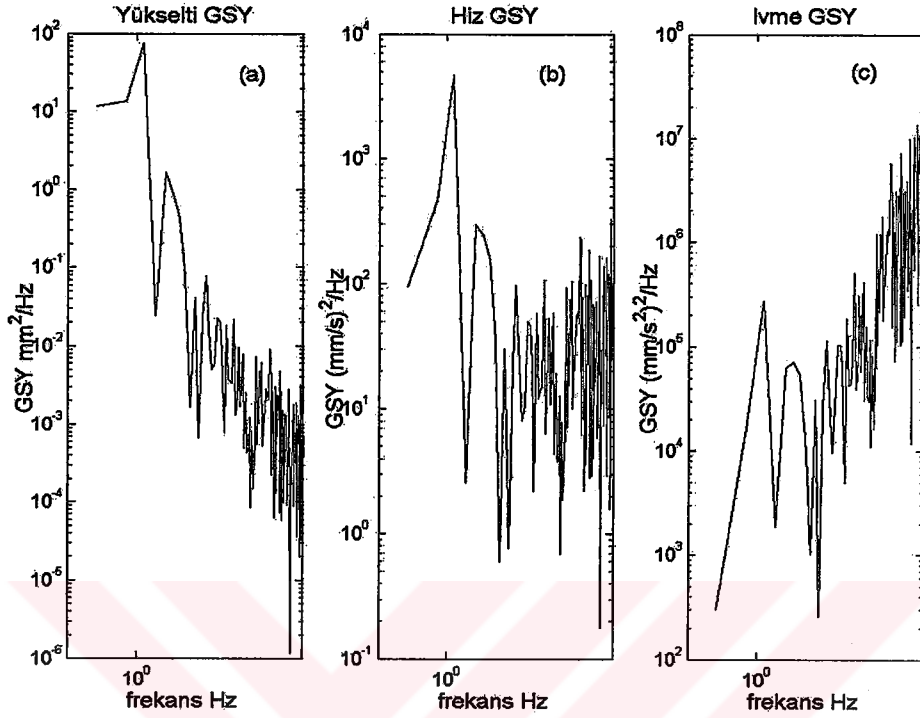
1. Bode diyagramları
2. Nyquist plot
3. Faz çizimine göre genliğin logaritmasıdır.

3.1.3.4. Güç spektral yoğunluk fonksiyonu

Tipik bir yol profili direkt olarak bir sinüs eğrisine benzemez, fakat bir seri sinüs eğrisine ayrılabilir. Karmaşık şekilli fonksiyonlar matematiksel olarak değişik dalga boyları, genlikler ve fazlardan oluşan sinüs eğrilerinden oluşturulabilir. Bir profili oluşturmak için birbirine eklenmesi gereken sinüs eğrilerinin genliklerini hesaplayan matematiksel dönüşüme Fourier dönüşümleri adı verilir (Bkz. Ek1). Bu yaklaşımın altında yatan mantık, gelişigüzel olayların içinde bulunan frekans bilgilerini dolaylı olarak ortaya çıkartmaktır (Sayers and Karamihas, 1998; Newland, 1997).

Güç spektral yoğunluğunun güç ile bir ilgisi yoktur, bu isim elektronik uygulamalarından gelmektedir. Bir rezistanstaki voltajın değişimi güç ile orantılıdır, buna göre güç spektral yoğunluğu frekansa göre elektrik gücünü verir. Fakat yol profilinin güç spektral yoğunluğunun güç ile hiçbir ilgisi yoktur. Yol profilinin güç spektral yoğunluk birimi yerdeğiştirmenin karesinin frekansa oranıdır (Newland, 1997).

Herbir yolun frekansı ile genliği arasındaki gerçek ilişki birbirinden farklıdır, fakat bütün yollar benzer bir meyil gösterirler. Genel olarak artan frekansla birlikte genlik hızla düşer (Şeikl 3.14.a). Bu profilin hız ve ivme güç spektral yoğunluğu elde edilmek istendiğinde hız için bir, ivme için iki kez türevi alınır (Newland, 1997). Her yol profilinin güç spektral yoğunluğu birbirine benzediğine göre aynı durum hız ve ivme spektral yoğunlukları için de geçerlidir (Şekil 3.14.b,c). Bu şekilde ivmenin spektral yoğunluğunun artan frekansla hızlı bir şekilde arttığı gözden kaçmamalıdır (Gillespie, 1992; Sayers and Karamihas, 1998).



Şekil 3.14. Yol profilinin güç spektral yoğunlukları (80 km/sa sabit hız için), yerdeğiştirme, (b)hız, (c) ivme

Yol profilinin güç spektral yoğunluğu hesaplanırken taşıtın hareket hızı sadece grafiklerin ölçeğini değiştirir, fakat grafiklerin temel şekli çok fazla değişmez. Yol pürüzlülüğü ivme girişi olarak gösterildiğinde taşıt hızının birincil etkisi kolaylıkla görülebilir. Verilen bir zamana ait frekasta ivmenin genliği hızın karesiyle artacaktır. Bu durum yol profilini belirli bir frekansa sahip sinüs dalgası olarak kabul edildiği durum için kolayca gösterilebilir.

$$Z_r = A \cdot \sin(2\pi\nu X) \quad (3.7)$$

burada:

Z_r = Yol profili yükseltisi

A = Sinüs dalgasının genliği

ν = Dalga numarası

X = Yol boyunca ilerlenen mesafe

Şimdi katedilen mesafe taşıt hızı V ile geçen süre t 'nin çarpımı olduğundan Eşitlik 2.7 aşağıdaki şekilde yeniden yazılabilir.

$$Z_r = A \sin(2\pi v V t) \quad (3.8)$$

İvmeyi elde etmek için bu ifadenin iki defa türevi alınırsa;

$$\ddot{Z}_r = -(2\pi v V)^2 A \sin(2\pi v V t) \quad (3.9)$$

Eşitlik 2.9'dan da görülebileceği gibi ivmenin genliği hızın karesiyle artmaktadır. Bu durum Şekil 3.14.c'nin yukarı doğru ötelemesi anlamına gelmektedir. Aynı zamanda karşılık gelen zamana bağlı frekans değiştiği için eğri bir miktar da sola öteleyecektir ve bu da ivme genliğinde bir miktar artışa sebep olacaktır. Fakat bu artış hızın karesiyle olan artışa göre daha az etkilidir (Gillespie, 1992).

3.2. Yol Profilinin Matematiksel Modelleri

Yapılan yol profil ölçümlerinin ardından sabit hızda yol pürüzlülüğünün normal dağılım gösterdiği ve durağan bir gelişigüzel süreç olarak gösterilebileceği anlaşılmıştır. Buna göre deneysel ölçümlere yakın sonuçlar veren değişik formüller geliştirilmiş ve bu formüller birçok sürüş karakteristiği probleminde kullanılmıştır. Buradaki amaç yapılan çalışmalarda bir genel ifade elde etmek ve analitik çalışmalarda işlem kolaylığı sağlamaktır.

Yol pürüzlülük çalışmaları ilk olarak uçak pistlerinde başlamıştır. Bu çalışmalar sonucunda Houbolt (1962)

$$S(f) = \frac{A}{f^2} \quad (3.10)$$

şeklinde bir model geliştirmiştir. Burada A yüzeyin pürüzlülüğüne göre $9,77563 \times 10^{-5}$ ile $8,503102 \times 10^{-3}$ arasında değişen bir katsayıdır. Fakat bu önerilen modelin taşıtların kullandığı yol için uygulanabilirliği yoktur. Bu nedenle yol pürüzlülüğünün modellenmesi ve taşıtın bu pürüzlülüğü ile ilgili ilk çalışmalardan biri Robson ve Dodds (1973) tarafından yapılan çalışma olarak kabul edilir. Bu çalışmada deneysel sonuçlardan yararlanarak, düzgün ve pürüzlü bir yol için yüzey pürüzlülüğünün spektral yoğunlukları elde edilmiştir (Healey et al., 1977).

$$S(p) = \begin{cases} S(p_0)(p/p_0)^{-\omega_1}, & p \leq p_0 \\ S(p_0)(p/p_0)^{-\omega_2}, & p > p_0 \end{cases} \quad (3.11)$$

burada $S(p)$ ($\text{m}^2/\text{salınım}/\text{m}$) uzay spektral yoğunluk, $S(p_0)$ $p_0=1/2\pi$ 'deki pürüzlülük katsayısı, ω_1 ve ω_2 yol dalgalılık katsayısı ve p yol pürüzlülüğünün uzay frekansıdır. Bu denklem için genel olarak kullanılabilecek değerler $p_0=1/(2\pi)$ salınım/m, $\omega_1=3,14 \pm 0,76$, $\omega_2=2,11 \pm 0,38$ dir. Robson (1979) birçok durum için aşağıdaki tek eğimli spektrumu önermiştir.

$$S(p) = S(p_0) \cdot p^{-\omega} \quad (3.12)$$

Burada $\omega=2,5$ olarak verilmiştir ve $S(p_0)$ 'ın alabileceği değerler Çizelge 3.1'de verilmiştir (Sharp and Crolla, 1987).

Çizelge 3.1. Yol yüzey karakteristiği (Sharp and Crolla, 1987).

Yol	$S(p_0)$ ($\text{m}^2/\text{salınım}/\text{m}$) (aralık)	Ortalama
Otoyol	$3 \times 10^{-8} - 50 \times 10^{-8}$	10×10^{-8}
Ana yol	$3 \times 10^{-8} - 800 \times 10^{-8}$	50×10^{-8}
Tali yol	$50 \times 10^{-8} - 3000 \times 10^{-8}$	500×10^{-8}

Macvean (1980) düzgün olmayan yol üzerinde ivmelenen bir taşıtın cevabını çalıştığı makalesinde üstel bir korelasyon gösteren yol profili seçmiş ve buna göre profilin güç spektral yoğunluğunu aşağıdaki şekilde tanımlamıştır.

$$S_y(n) = \frac{2\beta\sigma y^2}{\pi(\beta^2 + n^2)^2} \quad (3.13)$$

Macvean (1980) bu şekilde bir model kullanılarak profilin türevlenebilirliğinin garanti edildiğini ve böylece hız ve ivme ile ilgili istatistikler istendiğinde kolaylıkla ulaşılabileceğini ifade etmiştir. Ayrıca bu modelde nümerik tanımlamaların gereksiz olduğunu da belirtmiştir. Yazar çalışmasında sabit değerler için $\alpha=0,3$ ve $\beta=0,7$ değerlerini seçmiştir. Modeldeki σ yol pürüzlülüğünün standart sapmasını ifade etmektedir.

Yol profili ölçümü ve ölçüm aletlerinin kalibrasyonu üzerinde çalışmalar yürüten Gillespie (1992) yolun ortalama özelliklerini veren güç spektral yoğunluk için

$$G_z(v) = G_0 [1 + (v_0/v)^2] / (2\pi v)^2 \quad (3.14)$$

modelini önermiştir. Burada;

- $G_z(v)$ = Güç spektral yoğunluğunun genliği (ft²/salınım/foot)
- v = Dalga numarası (salınım/ft)
- G_0 = Pürüzlülük seviyesi, (kaba yol için 1,25x10⁵ ve düzgün yol için 1.25x10⁶)
- v_0 = Kesme dalga numarası, (asfalt için 0,05 salınım/ft ve beton için 0,02 salınım/ft)

Yukarıdaki denklem uygun bir gelişigüzel sayı serisiyle birlikte kullanıldığında tipik bir yolun spektral yoğunluğunu ifade eden sonuçlar vermektedir.

Benzeri bir çalışma yapan Tamboli (1999) otoyol tipi bir yolun güç spektral yoğunluğu için aşağıdaki şekilde üstel bir yaklaşım getirmiştir. Bu yaklaşımla birlikte yol profilini şehir içi ve şehir dışı şeklinde iki ayrı karakteristiğe de ayırarak her ikisi için formülde yerine konması gereken sabitleri vermiştir. Bu sabitlerde Çizelge 2.2'de verilmiştir.

$$G(f) = ae^{(-bf)} \quad (3.15)$$

Çizelge 3.2. Eşitlik 2.10'daki a ve b değişkenleri (Tamboli, 1999).

Yol tipi	a (m^2/Hz)	b
Şehir dışı	$46,85 \times 10^{-4}$	0,19
Şehir içi	$23,0244 \times 10^{-4}$	0,213

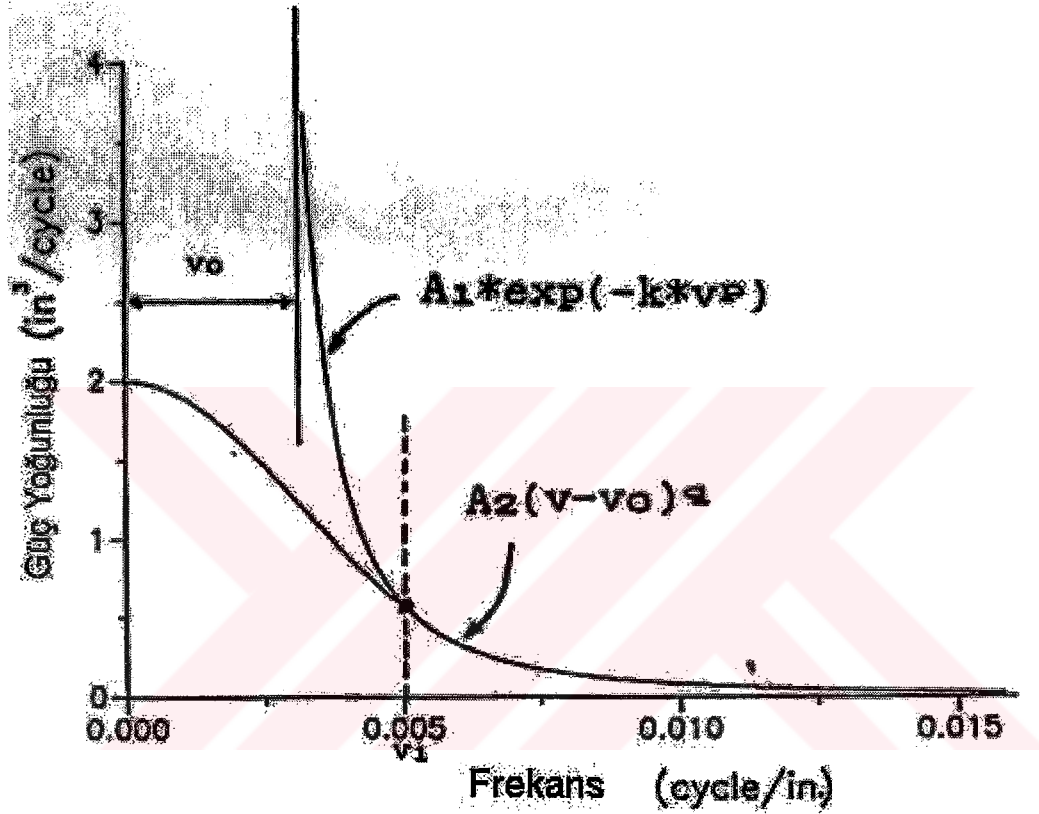
Marcondes et.al. (1991,1992) yaptıkları çalışmalarda yukarıda da bahsedilen çalışmaların yol profilinin spektral yoğunluğunu tam olarak tanımlayamadığını, özellikle yüksek dalga boyları için spektral ayrımın yeterli olmadığını belirterek yeni bir model önermişlerdir. Bu modelde tipik yolun spektral yoğunluğu iki kısma ayrılmış ve bu iki kısım ayrı ayrı modellenerek bu modeller birleştirilmiştir (Şekil 3.15). Böylece model yüksek dalga boylarındaki tanımlamalarda tipik bir yolu ifade edecek kapasiteye gelmiştir.

$$PD(\nu) = A_1 \exp(-k\nu^p), \quad \nu \leq \nu_1 \quad (3.16.a)$$

$$PD(\nu) = A_2(\nu - \nu_0)^q, \quad \nu > \nu_1 \quad (3.16.b)$$

Burada $PD(\nu)$ ($m^2/(\text{salınım}/m)$); güç spektral yoğunluğunun uzay frekans ν 'ya göre fonksiyonunu, ν_1 ($\text{salınım}/m$); süreksizlik frekansını, ν_0 ($\text{salınım}/m$);

asimptot frekansını ve A_1 , A_2 , k , p , q değerleri Çizelge 3.3 ve Çizelge 3.4'te verilen sabitleri göstermektedir (Marcondes et al.,1991,1992).



Şekil 3.15. Yol profili güç spektral yoğunluğunun analitik modeli (Marcondes et al., 1991)

Çizelge 3.3. Eşitlik 2.16.a'daki sabitler

Kategori	A_1	k	p
Eski beton yol	1,3- 7,2	7000-67000	1,6- 2,0
Yeni beton yol	1,5- 3,4	24000-83000	1,8- 2,0
Asfalt yol	1,8- 5,7	63000-240000	2,0- 2,2

Çizelge 3.4. Eşitlik 2.16.b'deki sabitler.

Kategori	A_2	v_0	q
Eski beton yol	$5,9 \times 10^{-7} - 4,2 \times 10^{-5}$	$0 - 3,9 \times 10^{-3}$	-2,6- -1,5
Yeni beton yol	$6,0 \times 10^{-7} - 6,0 \times 10^{-5}$	$2,5 \times 10^{-3} - 4,9 \times 10^{-3}$	-2,2- -1,1
Asfalt yol	$1,4 \times 10^{-4} - 7,7 \times 10^{-4}$	$4,6 \times 10^{-3} - 5,2 \times 10^{-3}$	-1,1- -0,5

4. SİSTEMİN STOKASTİK MODELİ

Sistemin herhangi bir girişe verdiği cevabın iyi olarak anlaşılabilmesi ve süspansiyon parametreleri olarak kullanılan değerlerin sistem cevabına ne kadar etkili olduğunu daha açık görebilmek için daha önceki bölümlerde anlatıldığı gibi çeyrek taşıt modeli kullanılacaktır. Bu model bazı doğrultularda oluşan cevapları göstermemekle birlikte çalışmada incelenmek istenen dikey yöndeki hareketi oldukça iyi yansıtmaktadır.

Sistem modellerinin doğrusal hareket denklemleri, bir serbestlik dereceli model için (Bkz. Şekil 2.3.a);

$$M\ddot{Z} + c(\dot{Z} - \dot{y}) + k(Z - y) = 0 \quad (4.1)$$

ve iki serbestlik dereceli model için de (Bkz. Şekil 2.3.c) aşağıdaki şekildedir

$$\begin{aligned} M\ddot{Z} + c(\dot{Z} - \dot{y}) + k(Z - y) &= 0 \\ m\ddot{z} - c(\dot{Z} - \dot{y}) - k(Z - y) + k_t(z - y) &= 0. \end{aligned} \quad (4.2)$$

Taşıt modelinin cevabı taşıt gövdesinin dikey doğrultudaki ivmesi $\ddot{Z}$ dir. Sürüş rahatsızlığı bu ivmeden yola çıkılarak hesaplanır. İvme büyüdükçe rahatsızlık artar.

Yol pürüzlülüğü y ile taşıt gövdesinin konumu arasındaki transfer fonksiyonu bir serbestlik dereceli taşıt için;

$$H_1(j\omega) = \frac{cj\omega + k}{-m\omega^2 + cj\omega + k} \quad (4.3)$$

ve iki serbestlik dereceli model için de aşağıdaki şekildedir

$$H_2(j\omega) = \frac{k_1 k_2 + j\omega k_1 C}{[\chi\omega^4 - (k_1 + k_2\chi + k_2)\omega^2 + k_1 k_2] + j[k_1 C\omega - (1 + \chi)C\omega^3]} \quad (4.4)$$

burada:

$\chi = m/M =$ aks ağırlığı ve taşıt gövdesi kütlelerinin oranı

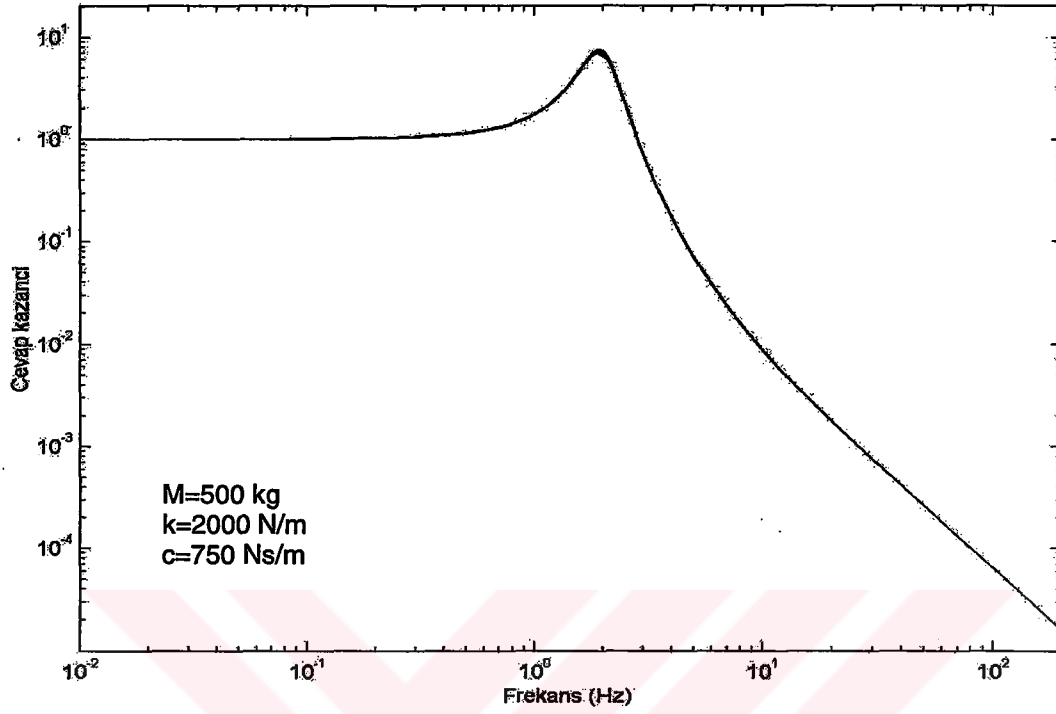
$C = c/M$

$k_1 = k_v/M$

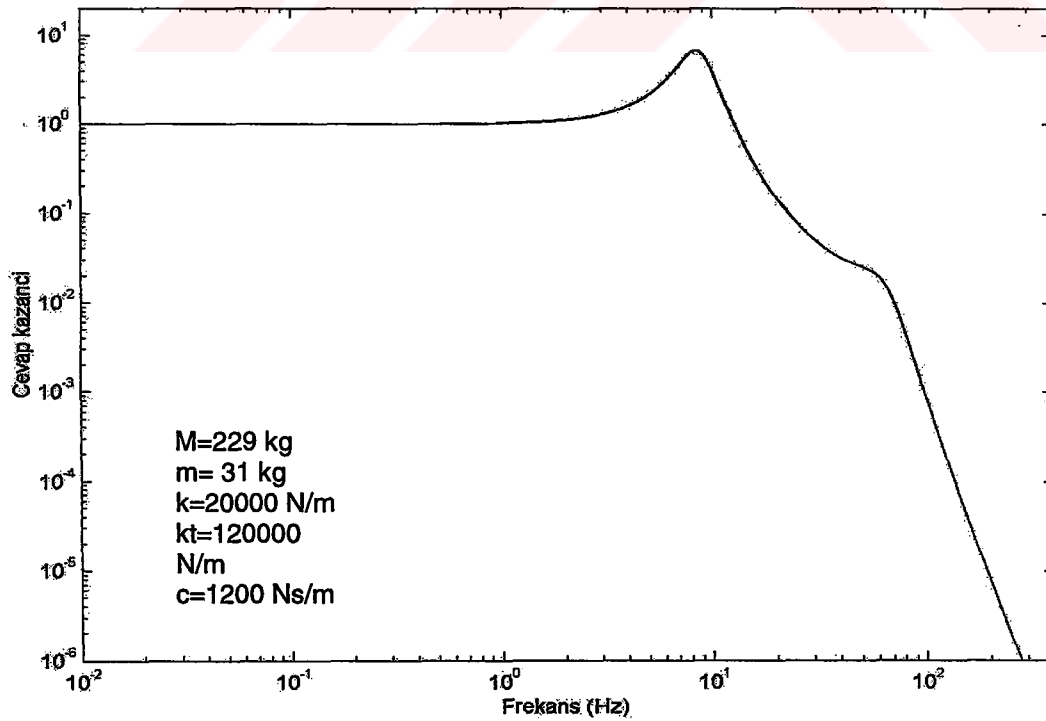
$k_2 = k/M$

$j =$ kompleks operatördür.

Eşitlik 3.3 ve 3.4 gerçekte ve sanal kısımlardan oluşan kompleks bir yapıdadır. Genlik oranlarını elde etmek için pay ve paydaları çalışılan frekansta ayrı ayrı elde edilmelidir. Daha sonra payın büyüklüğü gerçekte ve sanal kısımlarının karelerinin toplamının karekökü alınarak hesaplanır. Paydanın büyüklüğü de aynı şekilde hesaplandıktan sonra oran elde edilebilir. Çalışılan frekans aralığı için bu oranların tipik şekilleri Şekil 4.1 ve Şekil 4.2’te verilmiştir.



Şekil 4.1. Bir serbestlik dereceli taşıt modelinin tipik frekans cevabı.



Şekil 4.2. Bir serbestlik dereceli taşıt modelinin tipik frekans cevabı.

4.1. Spektral Analiz

Bir doğrusal sistemin dinamik karakteristiğini tanımlamanın zaman bölgesindeki yöntemlerden tamamen farklı olan bir yöntem de sinüs dalgalarına olan cevabının hesaplanmasıdır. Kullanılan taşıt modelleri için bu hesaplamalar yapılmıştır (Bkz. Şekil 4.1, Şekil 4.2).

Bu frekans cevapları giriş ve çıkışın Fourier dönüşümleri ilişkilendirmek için kullanılabilir (Newland, 1997). Taşıtın daha önceden belirlenmiş zorlamalara olan cevabının bulunması için zorlamanın Fourier dönüşümü alınarak daha önceki bölümlerde anlatıldığı gibi frekans cevabının büyüklüğü ile çarpılır.

Mühendislik uygulamaları açısından bir zorlamanın Fourier dönüşümü alınabilmesi için aşağıdaki şartı sağlaması gerekmektedir (Bkz. Ek1).

$$\int_{-\infty}^{\infty} |x(t)| dt < \infty \quad (4.5)$$

Bu eşitlik klasik teoremin sadece $t \rightarrow \infty$ sifıra giden fonksiyonlar için kullanılabileceğini anlatır.

Eğer zorlama bu şartı sağlıyor ise fonksiyonun Fourier dönüşümü

$$X(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-j\omega t} dt \quad (4.6)$$

şeklindedir ve bu zorlamaya sistemin cevabı

$$Y(\omega) = H(\omega) X(\omega) \quad (4.7)$$

şeklindedir. Sonucun ters dönüşümü alınarak sistemin zaman bölgesindeki cevabı aşağıdaki şekilde bulunur,

$$y(t) = \int_{-\infty}^{\infty} H(\omega) \left\{ \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-j\omega t} dt \right\} e^{j\omega t} d\omega \quad (4.8)$$

Doğrusal sistemlerde aynı mantıkla güç spektral yoğunluğu tek giriş ve tek çıkış için

$$S_y(\omega) = |H(\omega)|^2 S_x(\omega) \quad (4.9)$$

ve çok giriş-tek çıkış için

$$S_y(\omega) = \sum_{r=1}^N |H_r(\omega)|^2 S_{x_r}(\omega) \quad (4.10)$$

şeklindedir (Newland, 1997; Bendat and Piersol, 1986).

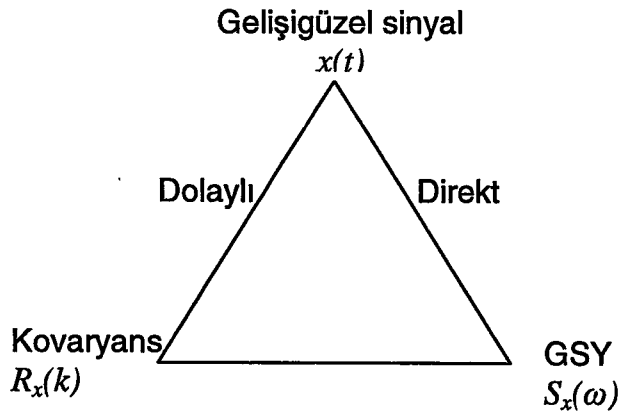
4.1.1. Güç spektral yoğunluğunun hesaplanması

Gelişigüzel ayırık sinyallerin güç spektral yoğunluklarının hesaplanması için yapılan çalışmalar yaklaşık 200 yıl önce Schuster (1898) in güneş ışığı miktarı üzerine yaptığı çalışmalarla başlamıştır. Gelişigüzel sinyallerin Fourier analizi, kovaryans ile güç spektrumu arasında ilişki kuran Wiener- Khintchine teoreminin bulunmasıyla yeni bir döneme girmiştir. Son olarak bir ayırık Fourier dönüşümü (AFD) algoritması olan hızlı Fourier dönüşümlerinin (HFD) keşfi ve dijital bilgisayarların gelişmesiyle parametrik olmayan klasik yaklaşımın temelleri atılmıştır (Candy, 1988).

Bu sinyallerin spektral analizinde modern (parametrik) ve klasik (parametrik olmayan) şeklinde iki yaklaşım kullanılmaktadır. Parametrik veya modern

yaklaşım, incelenen sürecin tam olarak veya yaklaşık olarak seçilen bir model ile ifade edilebileceği temeline dayanır. Parametrik spektra hesaplama yaklaşımı (1) modelin seçilmesi, (2) verilerden ve kovaryans gecikmelerinden model parametrelerinin hesaplanması ve (3) hesaplanan model kullanılarak spektral yoğunluğun hesaplanması olarak üç aşamadan oluşmaktadır. Model tabanlı bu metodun en önemli avantajı veriler pencereden geçirilmediği için yüksek frekans çözünürlüğüne ulaşılabilmesidir. Bu yaklaşımda öncelikle uygun model hesaplanıp buradan GSY'na geçildiği için direkt olmayan bir yapıdadır (Candy, 1988).

Klasik spektral analiz yaklaşımı direkt ve direkt olmayan şeklinde iki kategoriye ayrılmaktadır (Şekil 4.3). Şekil 4.3'ten de görülebileceği gibi direkt metod işlenmemiş verileri frekans bölgesine dönüştürmek ve sonucu oluşturmak şeklinde çalışmaktadır. Dolaylı metotta ise öncelikle kovaryans işlemi hesaplanmakta ve daha sonra bu frekans bölgesine dönüştürülmektedir. Yani dolaylı metod Wiener-Khintchine teoreminin bir uygulamasıdır (Newland, 1997; Candy, 1988).



Şekil 4.3. Klasik (parametrik olmayan) spektral hesap (Candy, 1988).

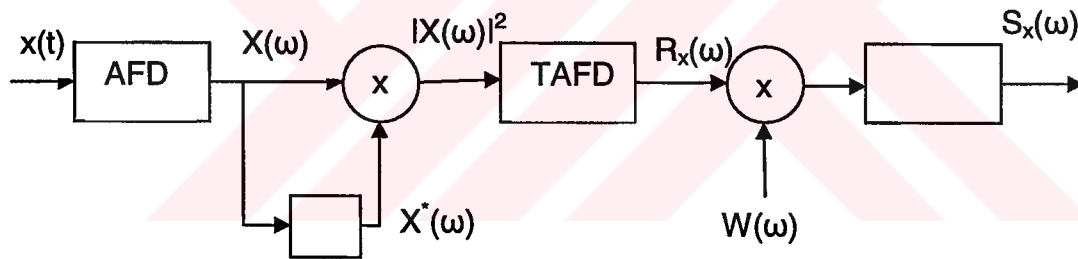
Gelişigüzel $x(t)$ süreci için otokorelasyon fonksiyonu $x(t)x(t+\tau)$ çarpımının ortalamasıdır (Eşitlik 3.11). Süreç durağan olduğu sürece bu değer zamandan bağımsızdır ve sadece zaman gecikmesi τ 'ya bağlıdır. Buna göre

$$E[x(t)x(t+\tau)] = f(\tau) = R_x(\tau) \quad (4.11)$$

buradan spektral yoğunluk

$$S_x(\omega) = AFD[R_x(\tau)] \quad (4.12)$$

şeklindedir (Newland, 1997; Bendat and Piersol, 1986). Bu teknik gürültülü spektral hesaplamalar vermeye meyillidir, fakat otokorelasyon genellikle gecikme penceresi olarak adlandırılan bir pencere fonksiyonu, W , ile çarpılarak daha düzgün sonuçlar elde edilebilir. Pencere temel olarak spektral kaçakları azaltır ve spektral yoğunluk hesabını geliştirir. Bu yöntemin blok diyagramı Şekil 4.4'te verilmiştir.



Şekil 4.4. Korelasyon metodu blok diyagramı (Candy, 1988).

Bu blok diyagramı aşağıdaki şekilde özetlenebilir.

1. $x(t)$ 'nin AFD'nün hesaplanması, yani $X(\omega)$,
2. $X(\omega)$ 'nin konjügesiyle çarpılarak $|X(\omega)|^2$ nin elde edilmesi,
3. TAFD ile kovaryansın elde edilmesi,
4. Kovaryansın $W(\tau)$ gecikme penceresiyle çarpılması,
5. Pencereden geçirilmiş kovaryansın AFD ile GSY'nun hesaplanması, yani $S_x(\omega) = AFT[R_x(\tau)W(\tau)]$.

Direkt metod olarak adlandırılan periodogramın istatistiki özellikleri korelasyon metoduyla aynıdır. Periodogram istatistikçiler tarafından gürültülü veri kayıtlarındaki periyodik hareketleri tespit etmek için oluşturulmuş bir metottur. Bu geliştirilmiş spektral hesap yöntemi

$$P_x = \frac{1}{N} |X(\omega)|^2 = \frac{1}{N} \sum_{k=-(N-1)}^{N-1} R_x(\tau) e^{j\omega\tau} \quad (4.13)$$

şeklinde tanımlanmıştır. Periodogram metodu istatistiki ortalama ve pencereyle düzgünleştirme yöntemleriyle daha da geliştirilebilir. Bu geliştirilmiş metod *Welch Metodu* olarak adlandırılır.

Welch Metodunun uygulanması için takibi gerekli basamaklar aşağıda sıralanmıştır ve Şekil 4.5'te Welch Metodunun blok diyagramı verilmiştir.

1. Eldeki veriler, $\{x(t)\}$, $t=1, \dots, N$ herbiri L uzunluğunda K parçaya bölünür, yani;

$$K = N / L$$

(4.14)

$$x_i(t) = x(t + L(i-1)), \quad i = 1, \dots, K, \quad t = 0, \dots, L-1$$

2. $x_i(t)W_i(t)$ elde etmek için veriler pencereden geçirilir.
3. AFD kullanılarak K adet periodogram hesaplanır,

$$P(\omega, i) = \frac{1}{U} |AFT[x_i(t)W_i(t)]|^2 \quad i = 1, \dots, K \quad (4.15)$$

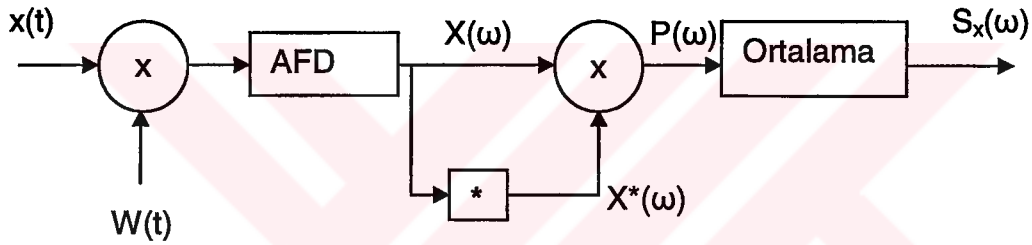
burada,

$$U = \frac{1}{L} \sum_{t=0}^{L-1} W^2(t). \quad (4.16)$$

4. Aşağıdaki formül kullanılarak spektrum hesaplanır.

$$S_x(\omega) = \frac{1}{K} \sum_{i=1}^K P(\omega, i) \quad (4.17)$$

Bu hesaplanan spektrumun varyansı $1/K$ ile ve çözünürlük hatası K/N ile orantılıdır.



Şekil 4.5. Welch Metodu blok diyagramı (Candy, 1988).

4.1.2. Taşıtların belirli bir zorlamaya cevabı

Bir sistemin dinamik davranışları hakkında bilgi edinmek için sisteme özellikleri bilinen ve frekans bölgesi çalışmalarında en çok kullanılan zorlama olan sinüs dalgası şeklinde bir zorlama yapılır. Böylece çıkan sonuçlardan sistemin hem frekans bölgesinde hem de zaman bölgesinde gösterdiği performans hakkında bilgi sahibi olunur (Kuo, 1991; Ogata, 1997). Bu amaçla taşıtın frekansı 16 Hz ve genliği 0.01 birim olan bir sinüs dalgası şeklinde yol üzerinde sabit hızla ilerlediği düşünülürse dışarıdan bakan bir gözlemciye göre yol girişi $x(t)$ ve taşıtın bu yol girişine olan cevabı $y(t)$ sadece zamana bağlıdır. Bu durumda doğrusal model için titreşim problemi durağandır ve taşıtın durağan cevabı Eşitlik 4.9'dan bulunabilir (Newland, 1997).

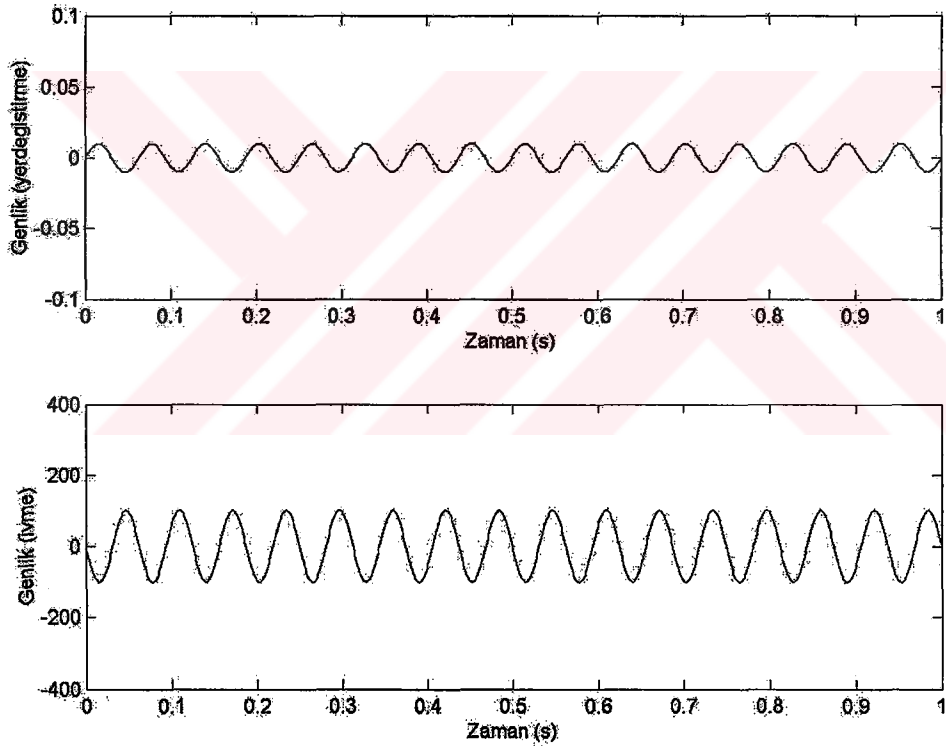
Özellikleri verilen sinüs dalgası yol girişi

$$x(t) = A \sin(2\pi f t) = 0.01 \sin(32\pi t) \quad (4.18)$$

şeklinde ise Eşitlik 4.18'in iki defa türevi alınırsa taşıt için yolun ivme girişi;

$$\ddot{x}(t) = -101.06 \sin(32\pi t) \quad (4.19)$$

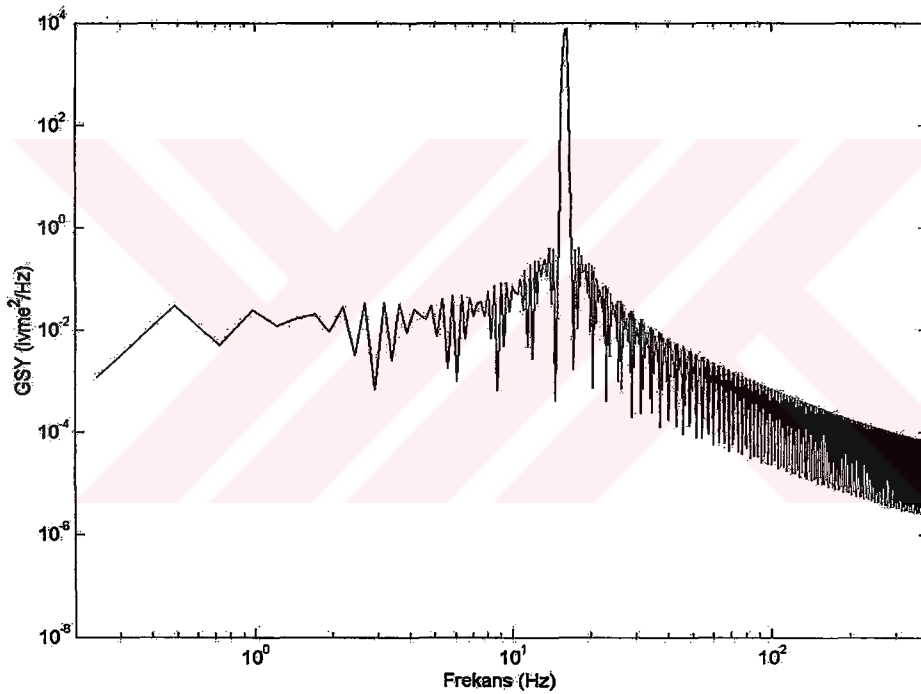
şeklinde olur (Şekil 4.6).



Şekil 4.6. Sinüs eğrisi giriş ve ivmesi.

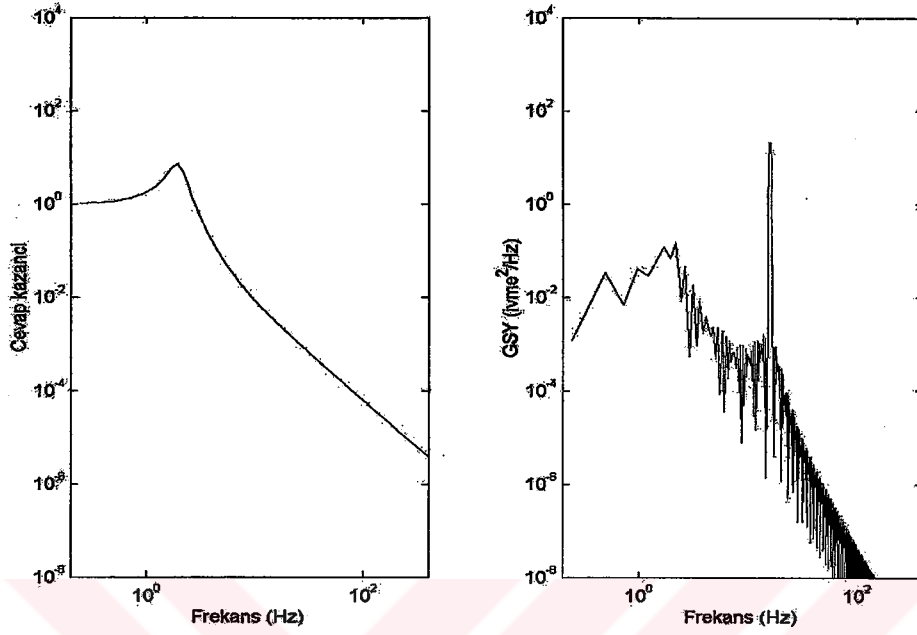
Bu durağan sinüs eğrisi yol girişinin Welch Metodu kullanılarak GSY hesaplanırsa Şekil 4.7'deki grafik elde edilir. Eşitlik 4.9 kullanılarak sinüs eğrisi yol ivmesi girişinin güç yoğunluğu taşıtın frekans cevabının karesi ile çarpılır ise bir ve iki SD'li taşıt modellerinin durağan cevabı Şekil 4.8 ve Şekil 4.9'daki şekilde oluşur. Görüldüğü gibi sistemin tabi frekansı 2 Hz'dedir. Buna

karşılık zorlama ivmesinin frekansı 16 Hz'dir. O halde bir SD'li sistemde bir tane tabii frekansta, bir tane de zorlama frekansında tepe değer görülmektedir. Fakat zorlama frekansı tabii frekanstan daha büyük olduğundan baskın olan zorlama frekansındaki genliktir. Benzer şekilde iki SD'li sistemde iki tanesi sisteme ait, bir tanesi de ivme zorlamasına ait üç adet tepe değer görülmektedir. Bir SD'li sistemde olduğu gibi iki SD'li sistemde de baskın olan zorlama frekansı genliğidir.

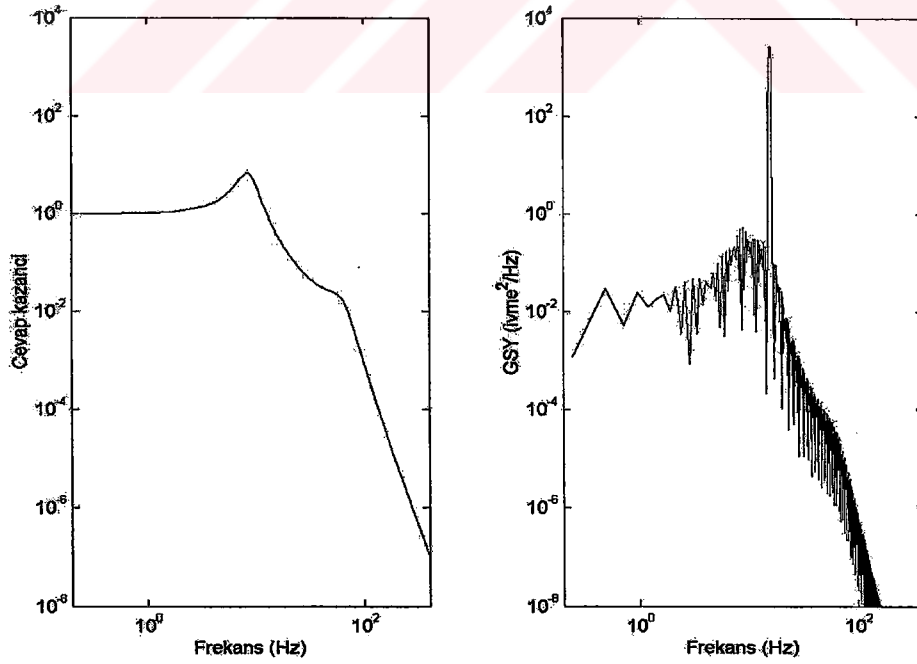


Şekil 4.7. Sinüs dalgası ivme girişinin GSY.

Oluşturulan sinüs eğrisi yol profili ölçümleri gibi ayrık ve sonlu verilerden oluştuğu için Şekil 4.7'deki grafikte sinüs frekansında oluşan zirvenin iki tarafında 0,0001 mertebesinde hatalar oluşmaktadır. GSY hesabında Welch metodu kullanıldığı için hata mertebesi diğer GSY hesap yöntemlerindeki kadar değildir.



Şekil 4.8. Bir SD'li taşıt modelinin cevap kazancı ve sinüs dalgası şeklinde bir ivme girişine cevabının GSY



Şekil 4.9. İki SD'li taşıt modelinin cevap kazancı ve sinüs dalgası şeklinde bir ivme girişine cevabının GSY.

4.1.3. Taşıtların gelişigüzel bir zorlamaya cevabı

Taşıtların gelişigüzel zorlamaya olan cevaplarını bulmak için öncelikle gelişigüzel zorlamayı oluşturan dijital verilerin belirli hazırlık işlemlerinden geçirilmesi gereklidir. Bu hazırlık işlemlerinden geçirilen verilerin özelliklerine göre veriler üzerinde bazı işlemler yapılması gereklidir (Bendat and Piersol,1986).

Gelişigüzel zorlama için gerekli olan veriler Michigan Üniversitesi Taşımacılık Araştırmaları Enstitüsü'nün (University of Michigan Transportation Research Institute, Ann Arbor) Birleşik Devletler Federal Otoyol Yönetimi'nin desteğiyle yaptığı Uzun Dönem Kaplama Performansı Programı (Long-term Pavement Performance Program, 1992) çerçevesinde elde ettiği yol profili belirleme çalışmalarından alınmıştır. Bu veriler 3. bölümde ayrıntısı verilen ataletsel profillemeye cihazlarıyla ölçülmüştür ve ölçüm sırasında cihaz tarafından belirli işlemlerden geçirilmiştir. Fakat bu verilerin yapısı ve özellikleri taşıt için gerekli tipte zorlamaların yapılmasına uygun değildir ve üzerinde aşağıda belirtilen çalışmalar yapılarak uygun hale getirilmiştir.

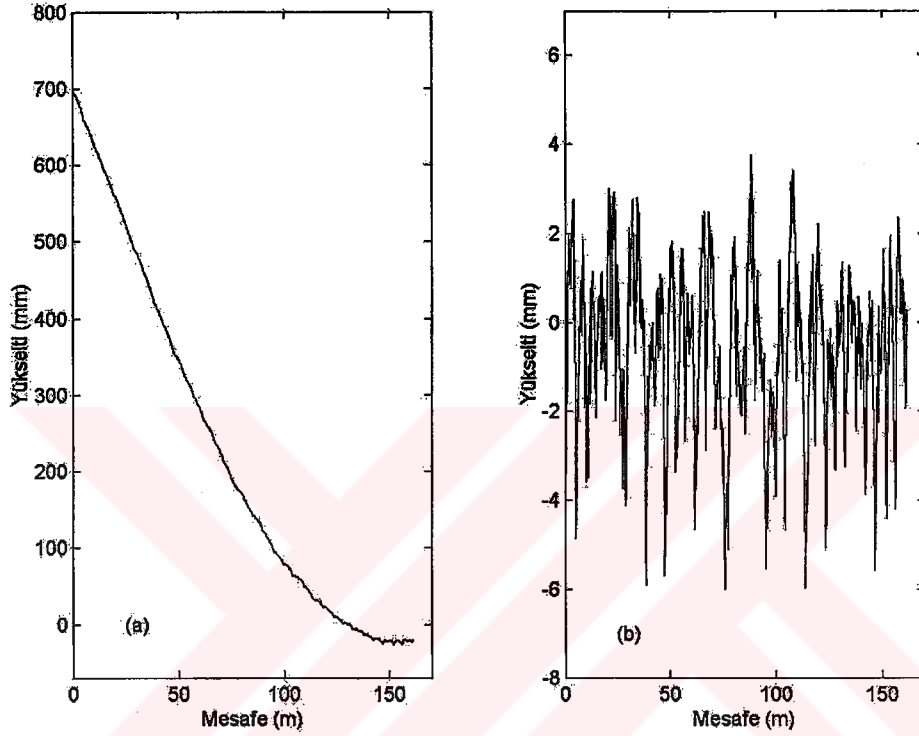
4.1.3.1. Verilerin hazırlanması

Ölçüm cihazlarıyla alınan veriler analizlerde direkt olarak kullanılamaz. Bu verilerin öncelikle belirli işlemlerden geçirilmesi ve incelemeye uygun hale getirilmesi gereklidir. Daha sonra bu verilerin analiz için gerekli nitelikleri taşıyıp taşımadıklarının araştırılması için çeşitli testlerden geçirilmesi ve bu testlerin sonucuna göre kullanılabilirliğine karar verilmelidir.

4.1.3.1.1. Ham verilerin filtrelenmesi

Alınan ölçümler ölçüm aletinin karakteristik bir yapısı olarak yol eğimi gibi uzun dalga boylu zorlamaları da içermektedir. Bu sebeple veriler uygun hale getirilmek için üçüncü bölümde anlatılan hareketli ortalama filtresiyle taban

genişliği 55 olan detaylandırma filtresiyle filtrelenmiştir. Ham veriler ve verilerin filtrelenmiş hali şekil 4.10'de verilmiştir.



şekil 4.10. (a) Ham veriler, (b) filtrelenmiş veriler.

4.1.3.1.2. Örnekleme testi

Bir zaman serisinin $\{x_r\}$, $r=0, 1, 2, \dots, (N-1)$ 'ın AFD'ü

$$X_k = \frac{1}{N} \sum_{r=0}^{N-1} x_r e^{-i(2\pi kr / N)} \quad k = 0, 1, 2, \dots, (N-1) \quad (4.20)$$

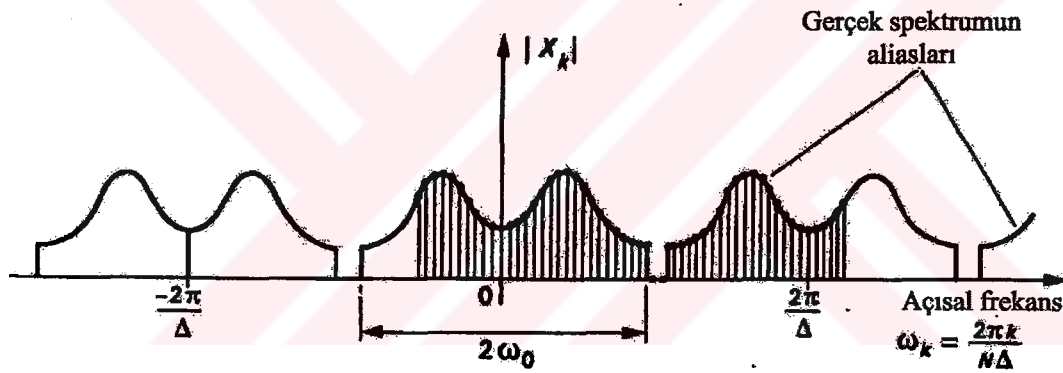
şeklinde tanımlanmıştır (Newland, 1997). k 'nın $(N-1)$ 'den daha büyük olduğu bir durum için X_k 'yı hesaplamayı denersek, $k=N+l$ için;

$$\begin{aligned}
 X_{N+l} &= \frac{1}{N} \sum_{r=0}^{N-1} x_r e^{-i(2\pi/N)(N+l)} \\
 &= \sum_{r=0}^{N-1} x_r e^{-i(2\pi l/N)} e^{-i2\pi r}
 \end{aligned}
 \quad (4.21)$$

burada $e^{-i2\pi r}$, r 'nin değeri ne olursa olsun 1'dir. Bu durumda

$$X_{N+l} = X_l \quad (4.22)$$

elde edilir. Buradan da görüleceği üzere $k > (N-1)$ için X_k kendisini tekrar eder. Bunu görmek için $\omega_k = 2\pi k/N\Delta$ açısal frekans eksenine göre $|X_k|$ büyüklüğü çizilecek olursa Şekil 4.11 elde edilir.



Şekil 4.11. AFD ile hesaplanan Fourier katsayılarının periyodikliği (Newland, 1997)

Eşiklik 3.20'ye bakıldığında zaman serisinin elemanları reel sayı ise;

$$X_{-l} = X_l^* \quad (\text{kompleks eşleniği}) \quad (4.23)$$

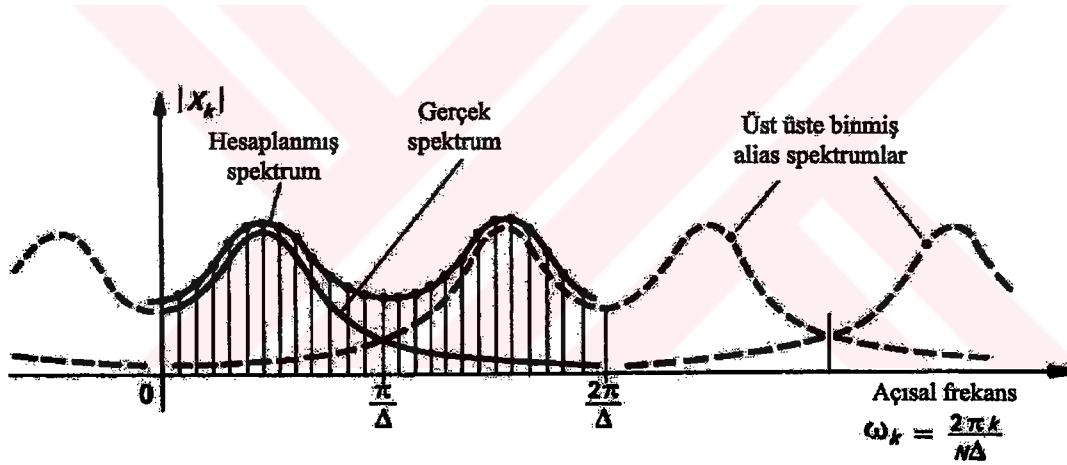
ve buradan da

$$|X_l| = |X_{-l}| \quad (4.24)$$

elde edilir. Yani Şekil 3.12 sıfır frekans konumuna göre simetriktir. Grafiğin sadece $|\omega| < \pi/\Delta$ rad/s olan kısmı benzersizdir. Yüksek frekanstaki Fourier katsayıları π/Δ 'dan küçük katsayıların birer tekrarıdır. Bu durumda Fourier katsayıları sadece

$$\omega_k = \frac{2\pi k}{N\Delta} = \frac{\pi}{\Delta} \quad k = 0, 1, 2, \dots, N/2 \quad (4.25)$$

frekansına kadar doğrudur. Bu durumda eğer orjinal sinyal π/Δ 'nın üzerinde frekanslara sahipse grafikte bir bozulma olur (Şekil 4.12). Bu bozulmaya *aliasing* denir.



Şekil 4.12. Sinyalin bant genişliği π/Δ 'yı geçtiğinde oluşan alias bozulması (Newland, 1997)

Eğer $x(t)$ serisinindeki en yüksek frekans bileşeni ω_0 ise, aliasing oluşmaması için örnekleme aralığı Δ yeterince küçük olmalıdır, yani

$$\frac{\pi}{\Delta} > \omega_0 \quad (4.26)$$

veya eğer $f_0 = \omega_0/2\pi$ alınır ise

$$\frac{1}{2\Delta} > f_0 \quad (4.27)$$

olur. Bu frekansa Nyquist frekansı denir ve Δ (saniye) aralığıyla örnekleme yapılmış bir sinyalde gözlenebilecek en büyük frekansı verir (Newland, 1997).

Bu çalışmada kullanılan yol profili verileri çalışılan frekans aralığı için gerekli örnekleme sıklığına, yani birim zamandaki veri sayısına sahiptir. Bu sebeple inceleme sırasında çizilen spektral yoğunluklarında aliasingle karşılaşılmasıdır.

4.1.3.1.3. Verilerin standart hale getirilmesi

Bir zaman serisinden oluşan $\{x_r\}$, $r=1,2,\dots,N$ için ortalama değer

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{r=1}^N x_r \quad \text{dir.} \quad (4.28)$$

Fakat spektral analiz için kullanılan eşitlikler için zaman serisinin ortalaması $\bar{x} = 0$ kabulü yapılmıştır (Bendat and Piersol, 1986). Bu nedenle yol profili için kullanılan veriler aşağıdaki eşiklik yardımıyla ortalama değeri sıfır olacak şekilde değiştirilmiştir.

$$u_r = u(t_0 + r\Delta t) = x_r - \bar{x} \quad (4.29)$$

kullanılan yol profili verileri de Eşitlik 3.29 kullanılarak standart hale getirilmiştir ve işlemler bu standart veriler üzerinden gerçekleştirilmiştir.

4.1.3.1.4. Eğilimlerin uzaklaştırılması

Bu durum örneklenmiş veri içerisinde baskın bir eğilim olduğunda veya veri uzunluğundan daha uzun düşük frekans dalga boyları olduğunda ortaya çıkar. Baskın eğilimlerin kaynağı genellikle ölçüm aletindeki sapmalar ve sinyal integrasyonu sırasındaki hatalardır. Eğer verilerdeki bu tip eğilimler uzaklaştırılmazsa korelasyon ve spektral yoğunluk hesaplarında büyük bozulmalar gözlenir. Eğer fiziksel olarak bu tip bir eğilim beklenmiyorsa ve verilerde gözle görülür bir eğilim yok ise bu işlem gerekli değildir (Bendat and Piersol, 1986).

Kullanılan yol profili verileri düşük frekanslı dalga boylarını uzaklaştırmak için daha önceden filtrelendiği için ve filtreleme sonrası (Bkz. Şekil 4.10.b) gözle görünür bir eğilim de saptanmadığından kullanılan verilerde bu tip bir işleme gerek yoktur.

4.1.3.1.5. Periyodiklik testi

Uygulamada periyodik bileşenler otospektrumda keskin zirveler şeklinde kendi gösterir ve bu dar-band gelişigüzel olaylarla karıştırılabilir. Bu sebeple periyodikliğin tespiti ve eğer var ise bu periyodik bileşenlerin verinin içerisinde uzaklaştırılması gereklidir. Eğer periyodik veriler yoğun ise bunların varlığı kolayca görülebilir, fakat az yoğunluklu periyodik veri bileşenlerinin tespiti zordur. Gelişigüzel veriler içerisindeki periyodik verilerin tespiti aslında gelişigüzel verilerin incelenmesi sürecinin bir parçasıdır. Uygulamada bu periyodikliklerin tespiti durağan verilerin otospektral yoğunluk fonksiyonu veya güç spektral yoğunluğunun gözle kontrolü şeklindedir (Bendat and Piersol, 1986).

Şekil 3.14'te çizilen örnek yol profili GSY'na bakıldığında beklenenin dışında herhangi bir periyodiklik olmadığı görülmektedir.

4.1.3.1.6. Durağanlık testi

Belkide örneklenmiş gelişigüzel verilerin durağanlığını tespit etmenin en kolay yolu verileri oluşturan olayın fiziğini dikkate almaktır. Eğer temel fiziksel faktörler, olayı zamandan bağımsız kılıyor ise daha fazla çalışma yapmadan elde edilen veriler durağan kabul edilebilir (Bendat and Piersol, 1986). Taşıt pürüzlü bir yolda sabit hızla ilerlerken dışarıdan bakan bir gözlemciye göre taşıtın dikey yönde yaptığı hareket zamandan bağımsız olduğuna göre, bu olay ve elde edilen veriler durağandır (Newlan 1997; Harrison and Hammond 1986a; Peter and Bellay, 1986).

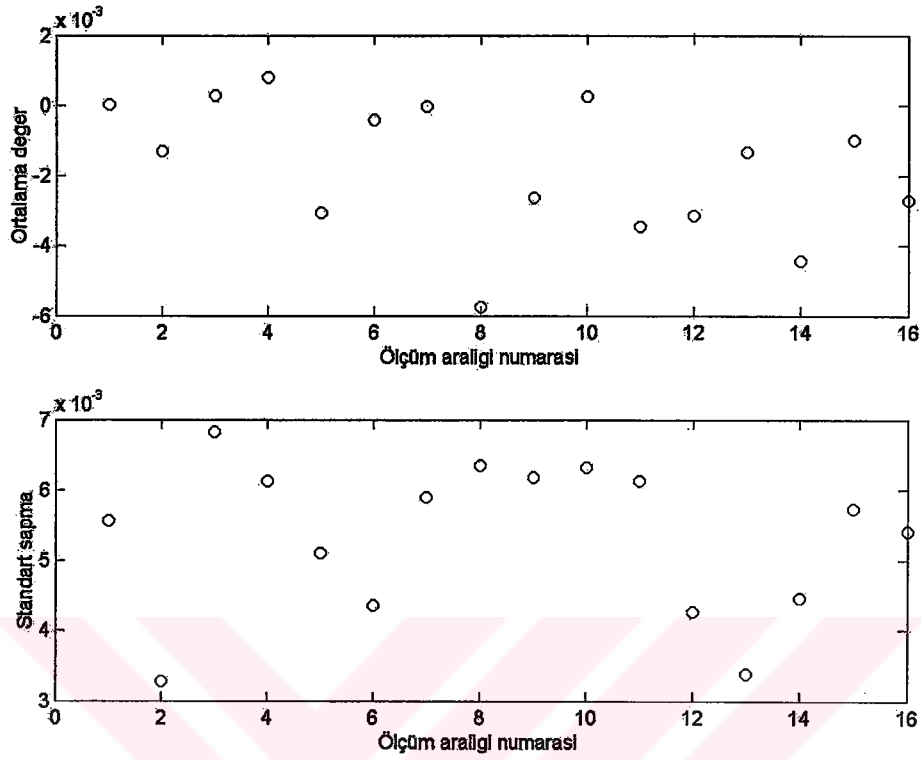
Bu temel yaklaşımın ötesinde verilerin durağanlığı gerekli olmamasına rağmen verinin ortalamasına ve varyansına bakılarak durağanlığı test edilebilir. Bu amaçla aşağıdaki yöntem izlenir.

1. Örneklenmiş veriler N sayıda eşit zaman aralıklarına bölünür. Bu bölüntüler birbirinden bağımsız kabul edilebilir.
2. Her bir aralık için ayrı ayrı ortalama değer ve varyans (veya köklerin ortalaması) hesaplanır ve bu örnek değerler zamana göre dizilir:

$$\bar{x}_1^2, \bar{x}_2^2, \bar{x}_3^2, \dots, \bar{x}_N^2$$

3. Beklenen örnekleme değişiklikleri dışında bir eğilim ve değişim olup olmadığını bakılır.

Kullanılan yol profiline bu testin uygulanması sonucu zamana göre sıralanan ortalama değerler ve varyanslar Şekil 4.13'te görülmektedir. Şekil 4.13'te ortalama değerlerin ve varyansın belirgin bir eğilim olmadığı ve dolayısıyla durağan olduğu açıktır.

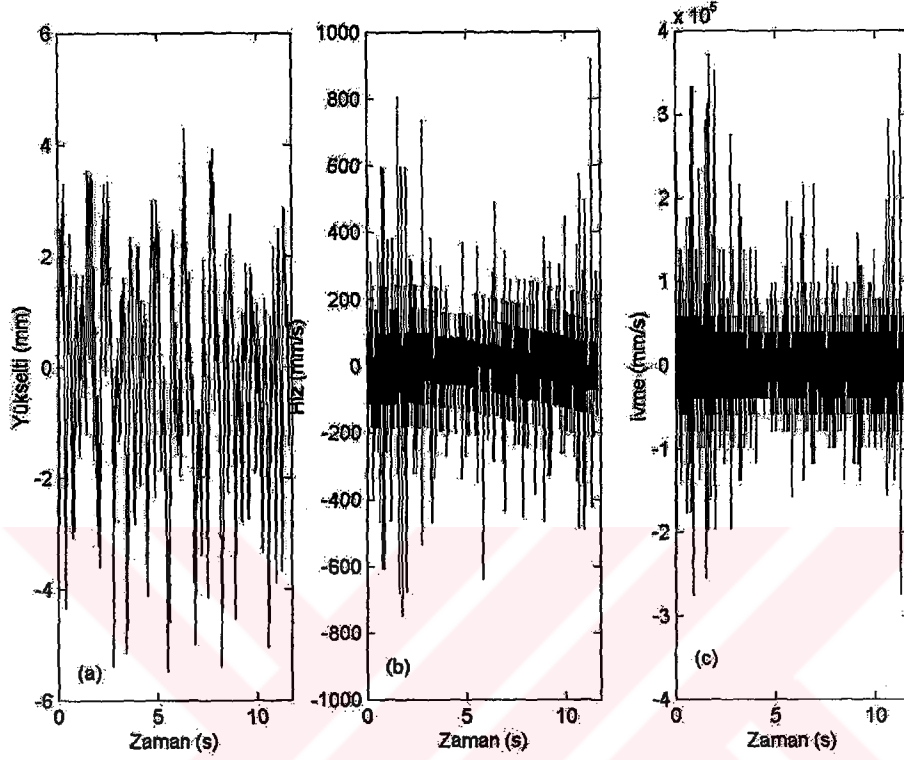


Şekil 4.13. Yol profili verilerinin ortalama değerleri ve standart sapmaları

4.1.3.2. Verilerin analizi ve taşıt cevabı

Doğrusal özellik gösteren bir taşıt özellikleri zamana göre değişmeyen bir yol profili üzerinde sabit hızla hareket ettiğinde taşıtın bu yol profiline dikey yönde yaptığı titreşim hareketinin özellikleri de zamana göre değişmez, yani durağandır (Newland, 1997). Bu durumda taşıtın cevabının incelenmesi için durağan süreçler için geliştirilen spektral analiz yöntemleri kullanılabilir.

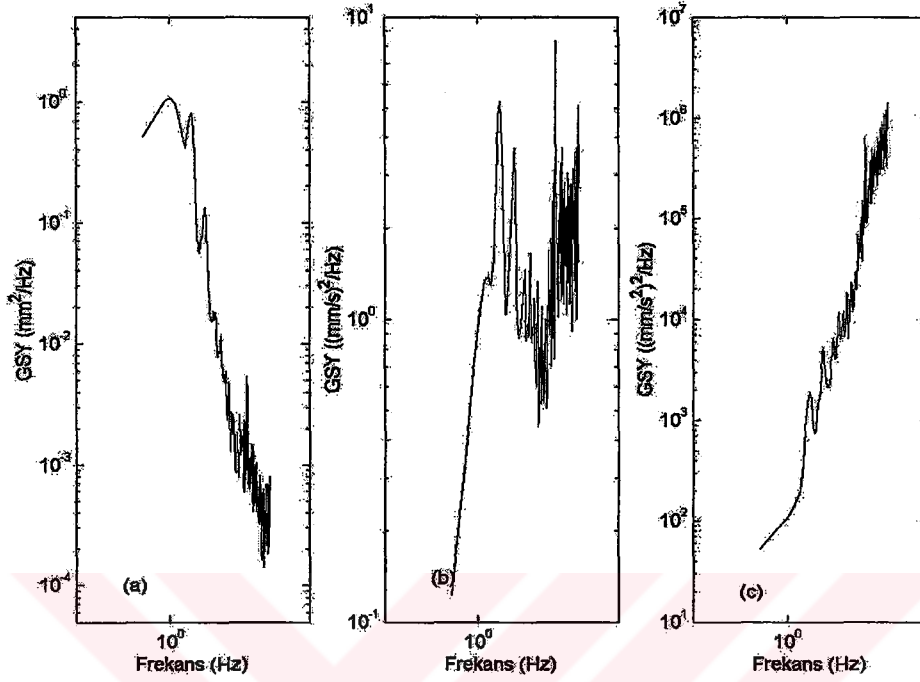
Bu amaçla taşıtın titreşim hareketinin genliği, hızı ve ivmesi hesaplamak için yol profili girişinin bir defa zamana göre türevi alınarak hız girişi ve iki defa türevi alınarak ivme girişi elde edilebilir. Kullanılan yol profilinin 50 km/sa sabit hızla geçildiğinde oluşturduğu yerdeğiştirme (yükselti), hız ve ivme zorlaması Şekil 4.14'te görülmektedir.



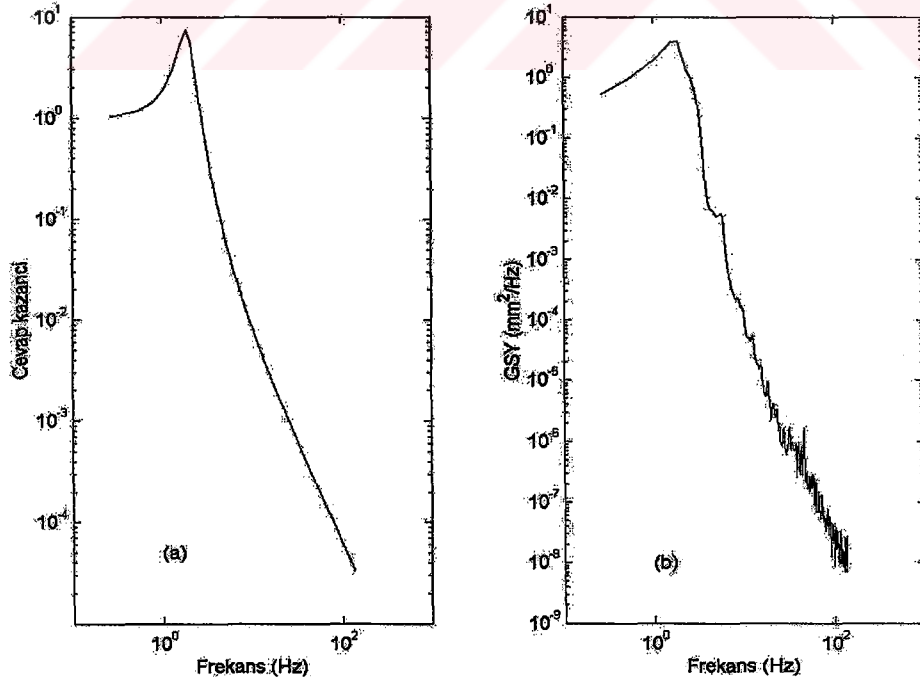
Şekil 4.14. Yol profili verilerinin (a) yerdeğiştirme, (b) hız, (c) ivme zorlamaları

Bu zorlamaların güç spektral yoğunlukları daha önceki bölümde anlatıldığı gibi hesaplanarak Şekil 4.15 oluşturulabilir.

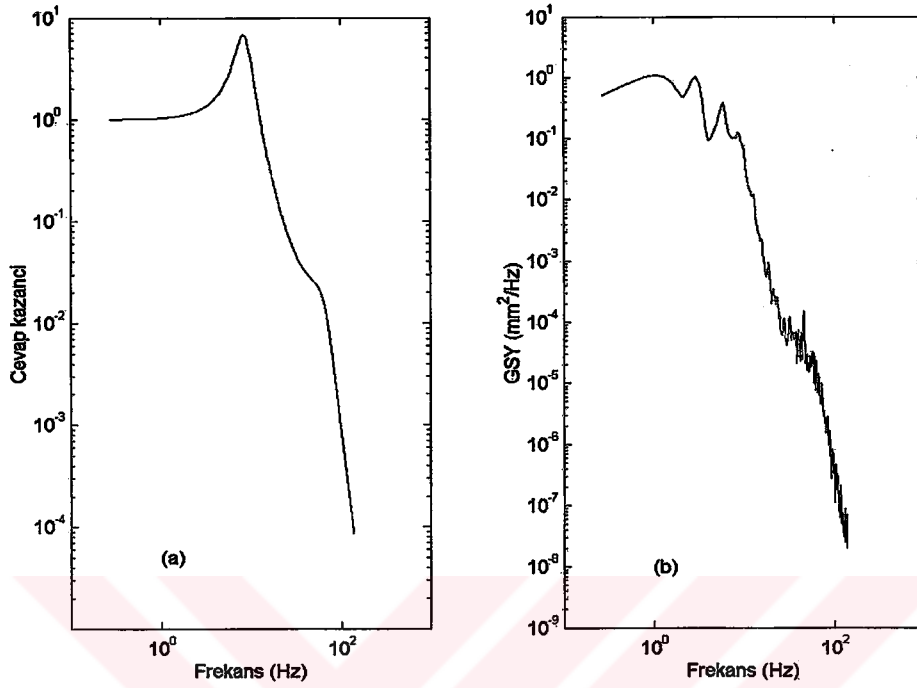
Hesaplanan frekanslarda bir ve iki SD'li taşıtların cevap kazançları hesaplanıp bu cevap kazançları Şekil 4.15'deki güç spektral yoğunluklarıyla ayrı ayrı çarpıldığında taşıtın yerdeğiştirme, hız ve ivme cevapları bulunur (Şekil 4.16, Şekil 4.17, Şekil 4.18, Şekil 4.19, Şekil 4.20, Şekil 4.21).



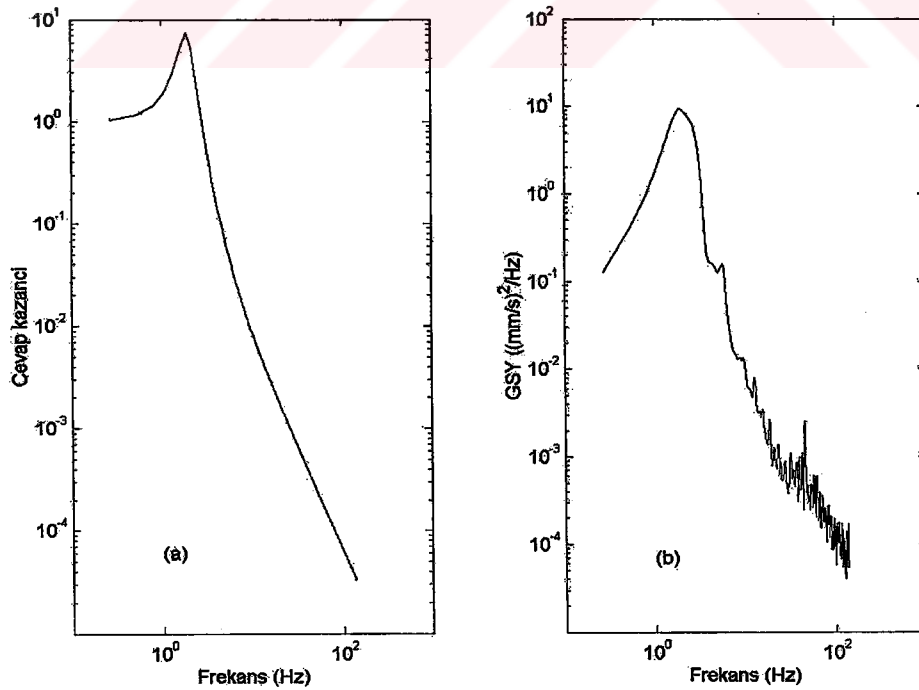
Şekil 4.15. Yol profili zorlamalarının güç spektral yoğunlukları, (a) yerdeğiştirme, (b) hız, (c) ivme



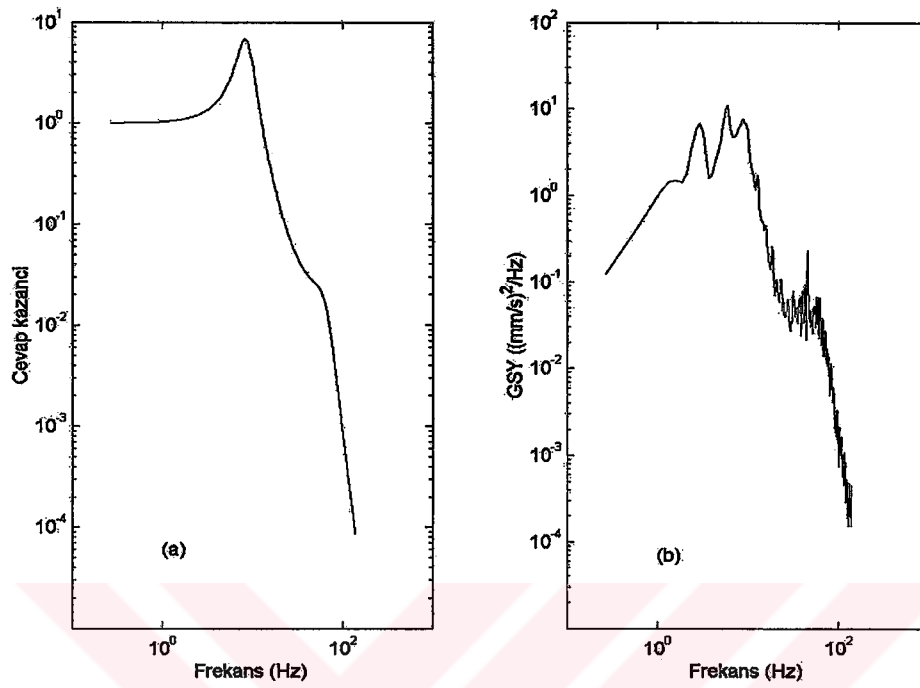
Şekil 4.16. Bir SD'li taşıtın (a) cevap kazancı, (b) yerdeğiştirme cevabı GSY



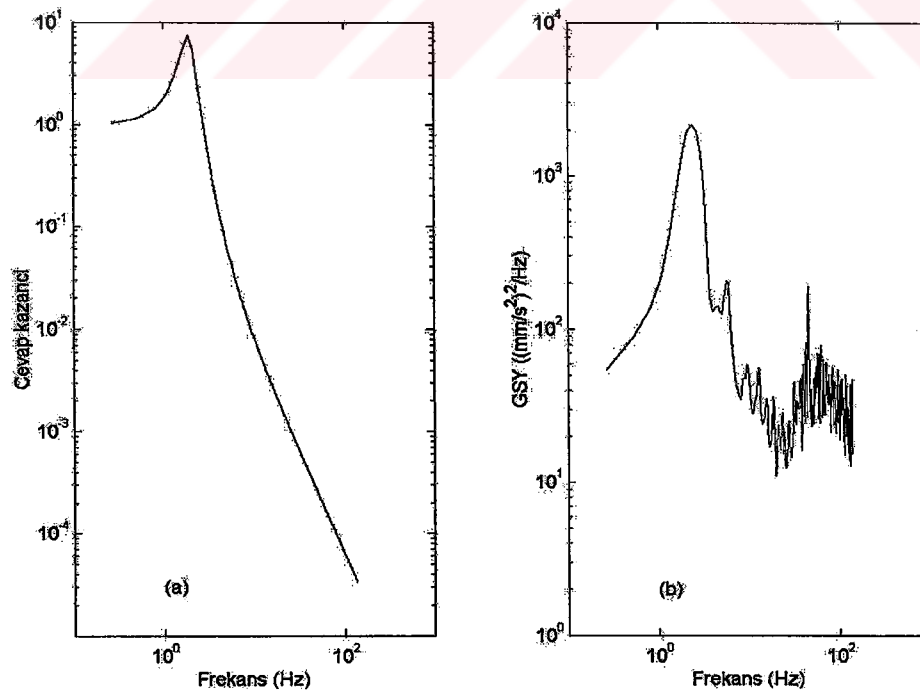
Şekil 4.17. İki SD'li taşıtın (a) cevap kazancı, (b) yerdeğiştirme cevabı GSY



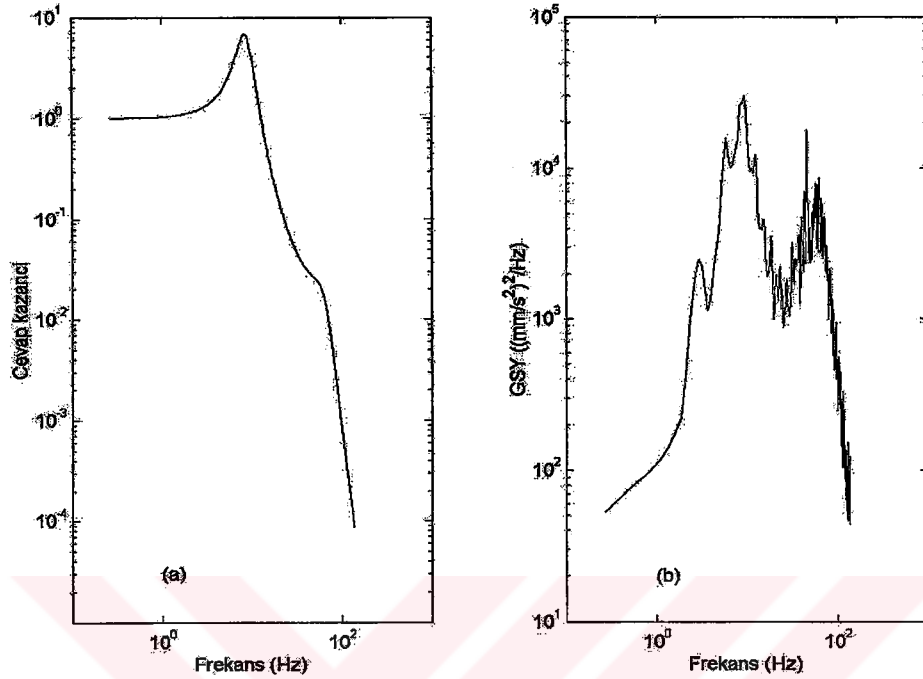
Şekil 4.18. Bir SD'li taşıtın (a) cevap kazancı, (b) hız cevabı GSY



Şekil 4.19. İki SD'li taşıtın, (a) cevap kazancı, (b) hız cevabı GSY



Şekil 4.20. Bir SD'li taşıtın, (a) cevap kazancı, (b) ivme cevabı GSY



Şekil 4.21. İki SD'li taşıtın, (a) cevap kazancı, (b) ivme cevabı GSY

Bu şekiller incelendiğinde yerdeğiştirme cevabının GSY artan frekansla birlikte hızla düştüğü görülmektedir. Hız cevabı ise frekansın artışıyla birlikte fazla bir değişiklik göstermemekte ve paralele yakın bir seyir izlemektedir. Yol profilinin GSY'nun artan frekansla yükselme oranı cevap kazancının artan frekansla düşme oranından daha büyük olduğu için ivme cevabının GSY yüksek frekanslarda artmaktadır. Bu artış iki SD'li taşıt modelinde özellikle aks sisteminin doğal frekansına yakın bir frekansta baskınlık göstermektedir ve taşıt gövde ağırlığının doğal frekansında fazla bir bozulmaya yol açmamaktadır. Bu nedenle yol profilinin özellikleri tam olarak bilinmese bile taşıtın bu yol profiline olan cevabı ölçümle bulunduğunda taşıtın frekans cevabı hakkında bir fikir elde edilebilir.

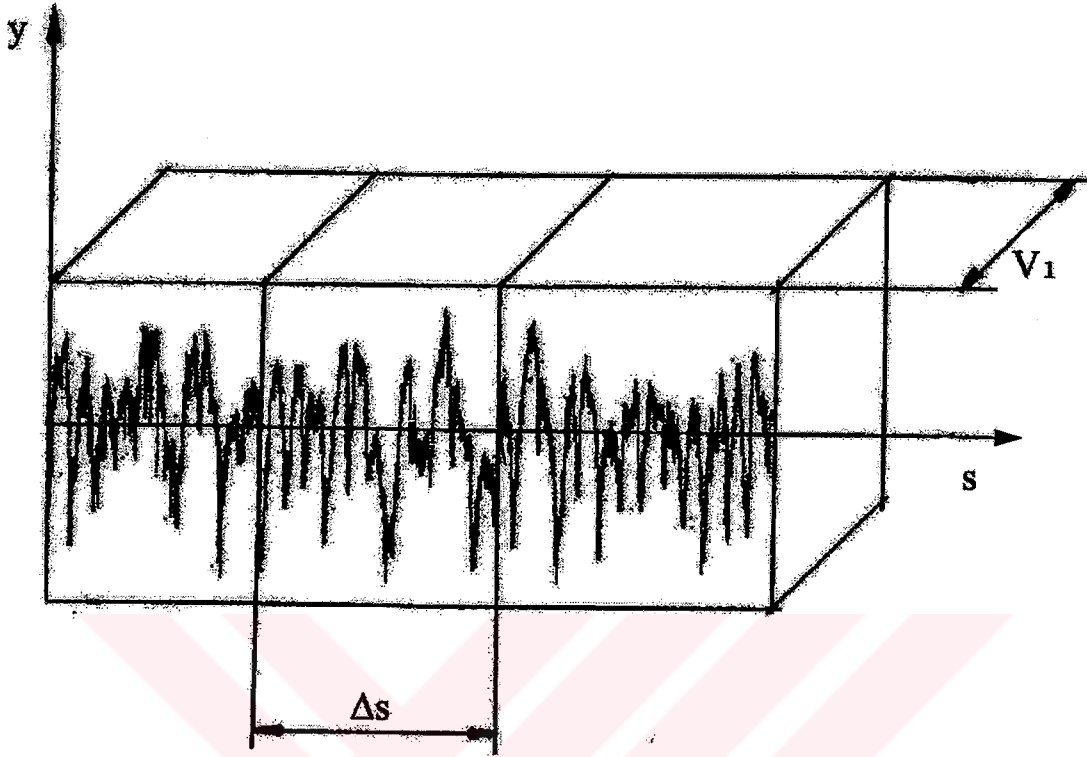
4.1.4. Hızlanan taşıtların gelişigüzel zorlamaya cevabı

Seyahat hızının sabit olması durumunda istatistiksel yol profili süreci ikinci dereceye kadar durağan bir Gauss süreci olarak düşünülebilir (Peter and Bellay, 1986). Bu bölümde ise hızlanan bir taşıtın yol profili zorlaması spektrumunun nasıl değiştiği incelenecektir. Dinamik etkilerden dolayı yol profilinin spektrumunda oluşan bozulmalar incelenmeyecektir. Ayrıca taşıtın seyir hızının değişim süreci de yol profili sürecinden ayrı ve durağan kabul edilmiştir.

Bu bölümde de bir ve iki SD'li çeyrek taşıt modeli kullanılmıştır ve değişken taşıt hızında ardışık hareket eden tekerler arasındaki çapraz spektrumlar da incelenmemiştir.

Değişken hıza sahip bir taşıtın sürüş titreşimini incelemek amacıyla Peter and Bellay (1986) yol profili için ilk olarak Michelberger'in (1980) tarafından tanımlanan lastik bant modelini kullanılmışlardır (Şekil 4.22). Bu model kullanılarak yeni bir benzetim sistemi oluşturulmuş ve bu sistemle hızlanan taşıtların sürüş karakteristikleri incelenmiştir.

Michelberger'in (1980) lastik bant modelini tanımlamak için taşıt tekerinin üzerinde sabit V_1 hızıyla ilerlediği bir yol profili ölçümü ele alalım (Şekil 4.22). Şekil 4.22'deki üçüncü boyutun taşıtın hızını gösterdiğini kabul edelim. İlk durumda taşıt sabit V_1 hızı ile hareket ettiğinden görüldüğü gibi bu boyutta herhangi bir değişim söz konusu değildir. Bu profil üzerinde Δs uzunluğunda bir aralık ele alalım. Şimdi taşıtın tanımlanmış Δs aralığında farklı bir V_2 hızıyla ilerlediğini ve diğer kısımlarda yine V_1 hızıyla ilerlediğini düşünelim. Bu V_1 'den V_2 'ye olan sürekli hız değişimini ihmal edilecektir.



Şekil 4.22. V_1 hızında ilerleyen taşıt için lastik bant üzerine kaydedilmiş yol profili ölçümü

Δs uzunluğundaki aralığı geçmek için birinci durumda gerekli süre $t_1 = \Delta s / V_1$ ve ikinci durumda $t_2 = \Delta s / V_2$ 'dir. İkinci durumda Δs aralığındaki yol pürüzlülüğünü geçmek için gerekli süre hızlar oranı cinsinden

$$t_2 = \frac{V_1}{V_2} t_1 \quad (4.30)$$

şeklinde olacaktır. Şimdi her yerde sabit bir V hızıyla (bu hız V_1 'de olabilir) hareket eden bir taşıt düşünelim. Bu taşıtın aldığı yol iki değişik hız için sırasıyla $\Delta s = V t_1$ ve $\Delta s' = V t_2$ olacaktır. Yani

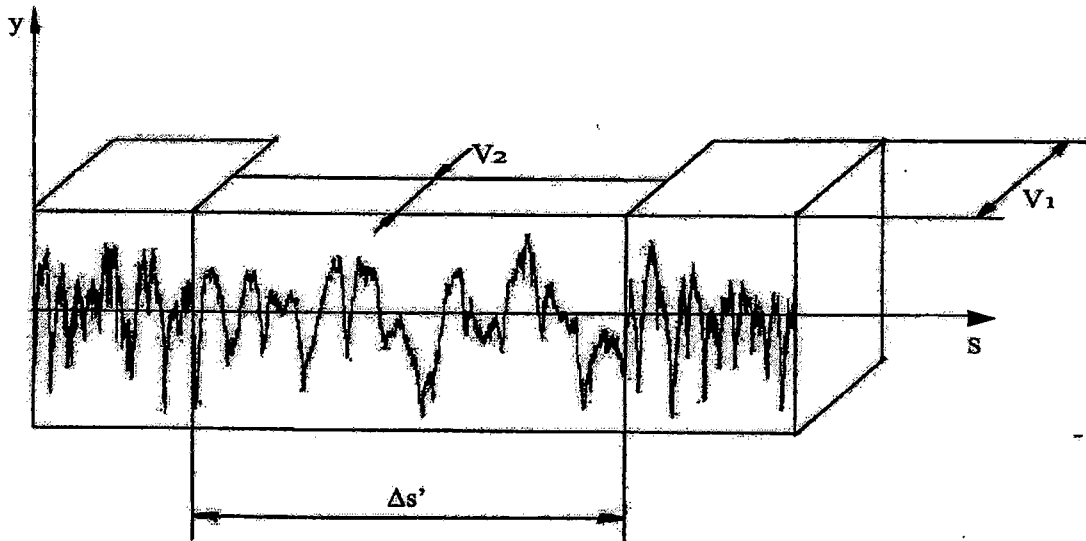
$$\Delta s' = V \left(\frac{V_1}{V_2} \right) t_1 \quad (4.31)$$

ya da

$$\Delta s' = \frac{V_1}{V_2} \Delta s \quad (4.32)$$

olacaktır. Bu durum Şekil 4.23'te görülmektedir. Dikkat edilirse $\Delta s'$ aralığında aynı yol profili biraz uzatılmış oldu. Dolayısıyla aynı yol profilinde farklı iki hızda seyahat eden taşıt tekerleği zaman boyutunda aynı zorlamayı hissedecektir (Peter and Bellay, 1986). Başka bir deyişle aynı yoldan birincisinde yavaş ikincisinde hızlı geçmiş gibi olacaktır.

Bu olay Michelberger (1980) tarafından tanımlanmış ve lastik bant modeli olarak adlandırılmıştır ve sabit V_1 hızında ölçülmüş yol profili verilerinin lastik bant üzerine yazılması prensibinden ortaya çıkartılmıştır. Orijinal lastik bant üzerinde belirtilmiş Δs aralığında taşıtın $V_2 < V_1$ hızında seyahati sırasında bu aralık $\Delta s'$ olacak şekilde sündürülmelidir (Şekil 3.24) (Peter and Bellay, 1986). Bu yaklaşımın sunduğu kolaylık açıktır. Herhangi bir hızda alınmış yol profilini kullanarak bütün hızlar için ölçüm yapmaya gerek kalmadan inceleme yapılabilir.



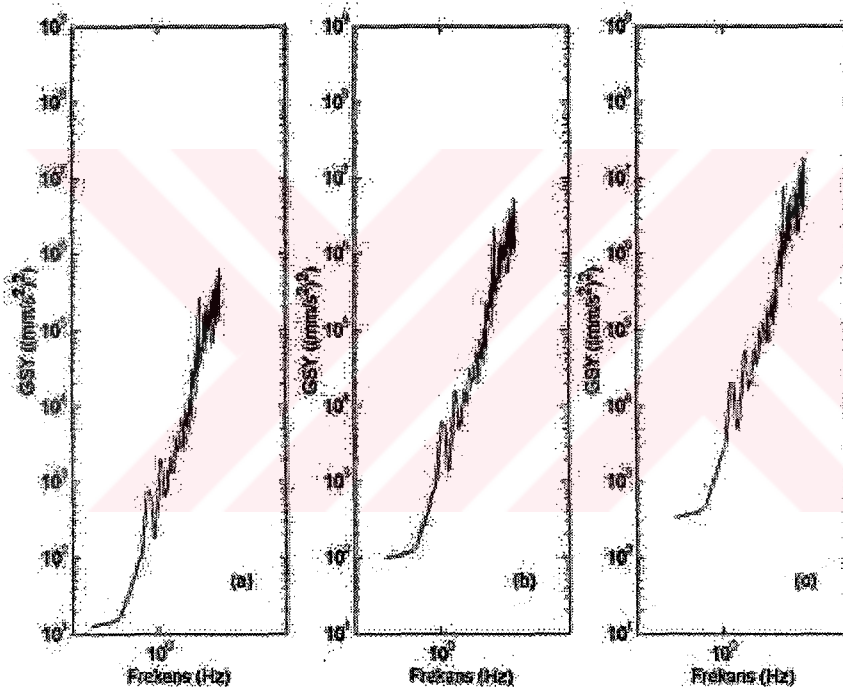
Şekil 4.23. Lastik bant modeli (V_1 ve V_2 hızları için)

Her bir zaman aralığı için bu yaklaşım genelleştirilerek hızlanan bir taşıt için sürüş karakteristiğini oluşturacak yol profili verileri elde edilebilir ve bu veriler kullanılarak taşıtın sürüş karakteristiğinin zamana göre değişimini veren yüzey grafikleri elde edilebilir.

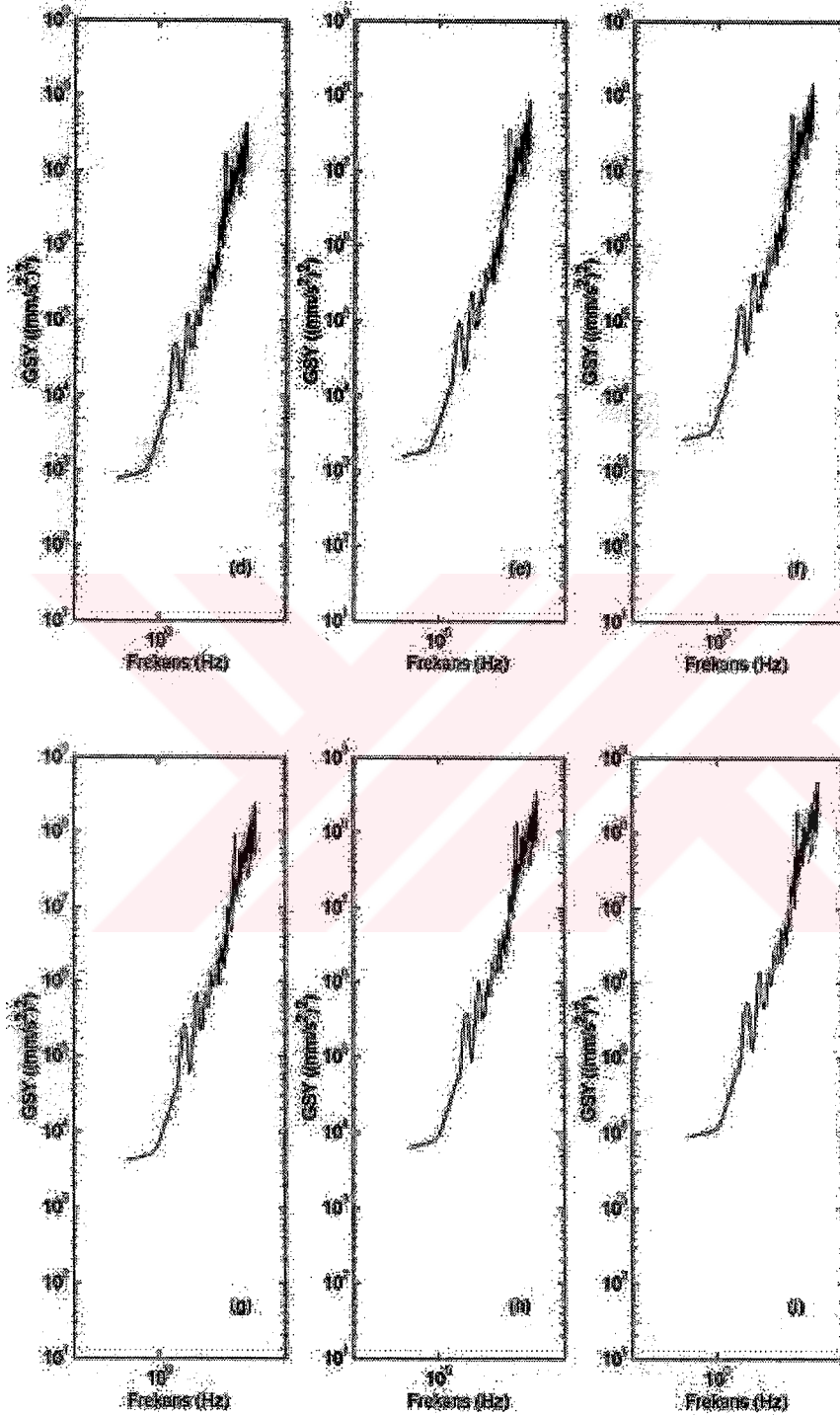


5. BULGULAR, YORUMLAR VE TARTIŞMALAR

Gerçek yol profili ölçüm değerlerinin değişik sabit hız geçişleri için ivme güç spektral yoğunlukları Şekil 5.1'de verilmiştir. Hesaplamalarda Matlab® programından yararlanılmıştır (MathWorks Inc, 2000). Bu program güç spektral yoğunluğunu hesaplarken Welch Metodu'nu kullanmaktadır (Bkz. Ek2).

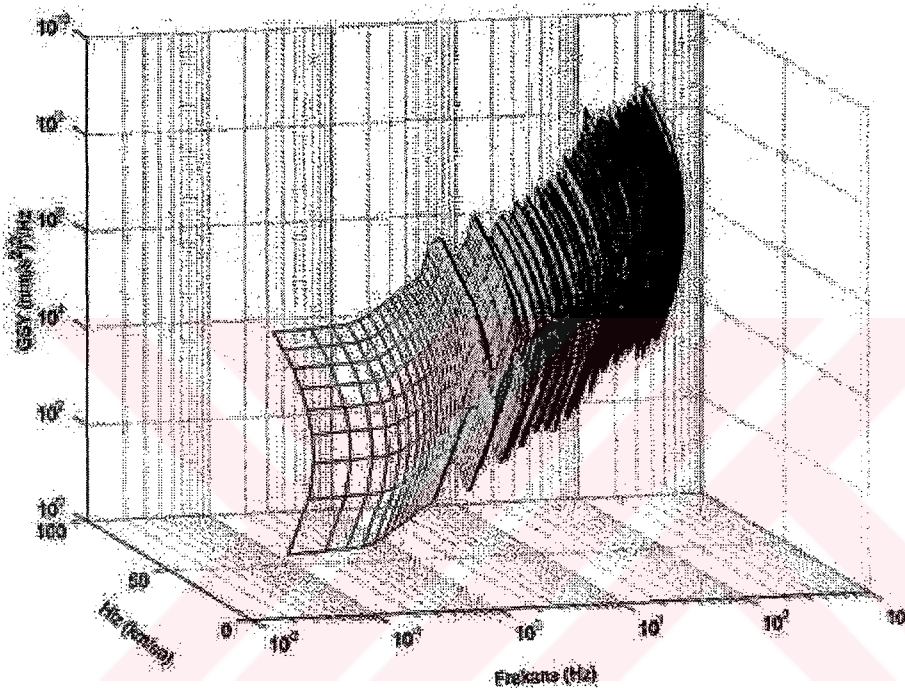


Şekil 5.1. (devam ediyor)



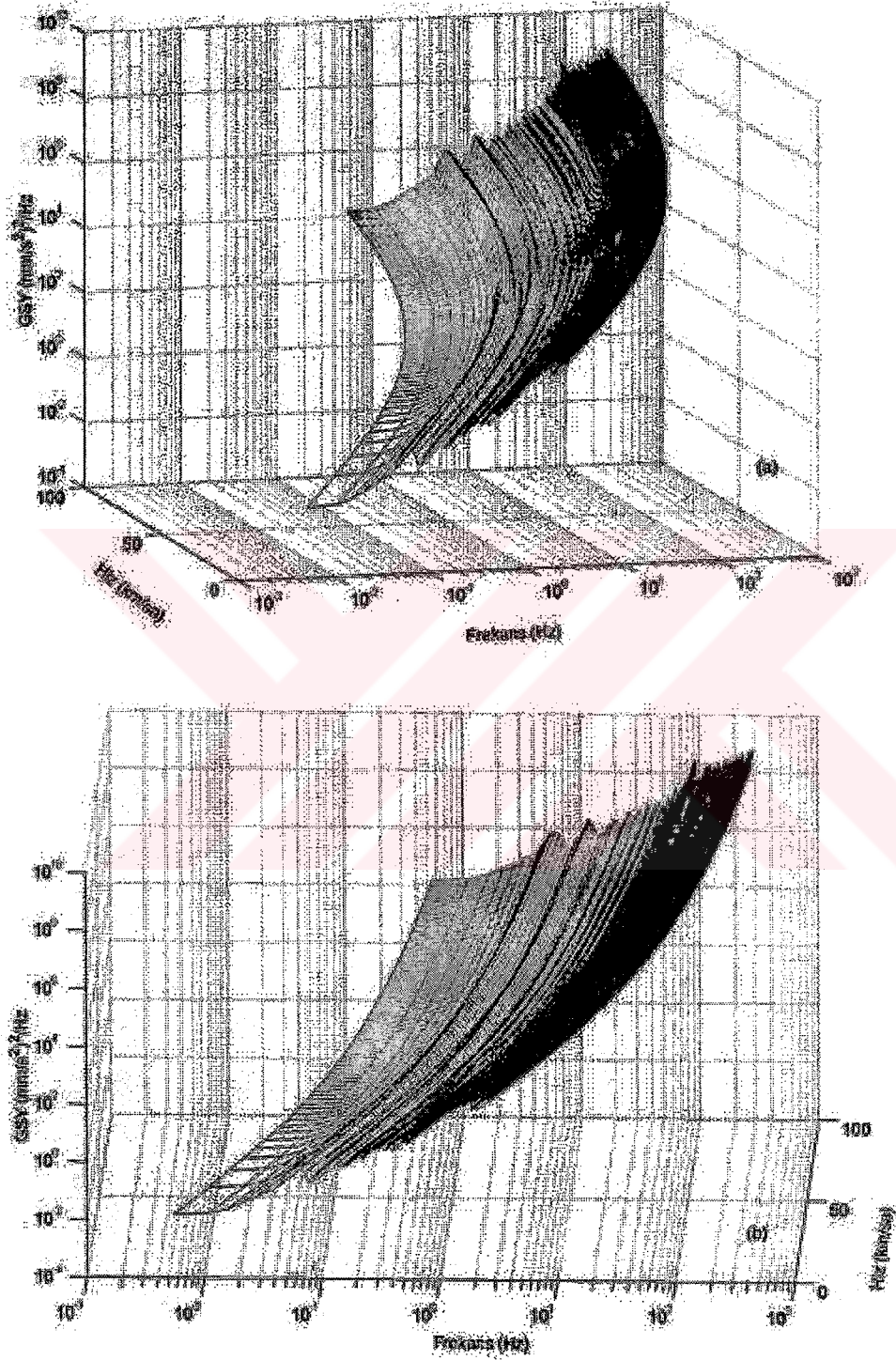
Şekil 5.1. Sabit taşıt hızı için yolun ivme güç spektral yoğunlukları;(a) 10 km/sa,(b) 20 km/sa,(c) 30 km/sa, (d) 40 km/sa, (e) 50 km/sa, (f) 60 km/sa, (g) 70 km/sa, (h) 80 km/sa, (i) 90 km/sa

Lastik bant modeli (Bkz. Bölüm 4) kullanılarak sabit hızlarda elde edilen GSY'ları hız artışına göre arka arkaya yerleştirilerek yolun GSY'larının hızla değişen şekli elde edilir (Şekil 5.2). Şekil 5.2 yolun GSY'nun 10-90 km/sa arasındaki değişimini ifade eden yüzeydir.

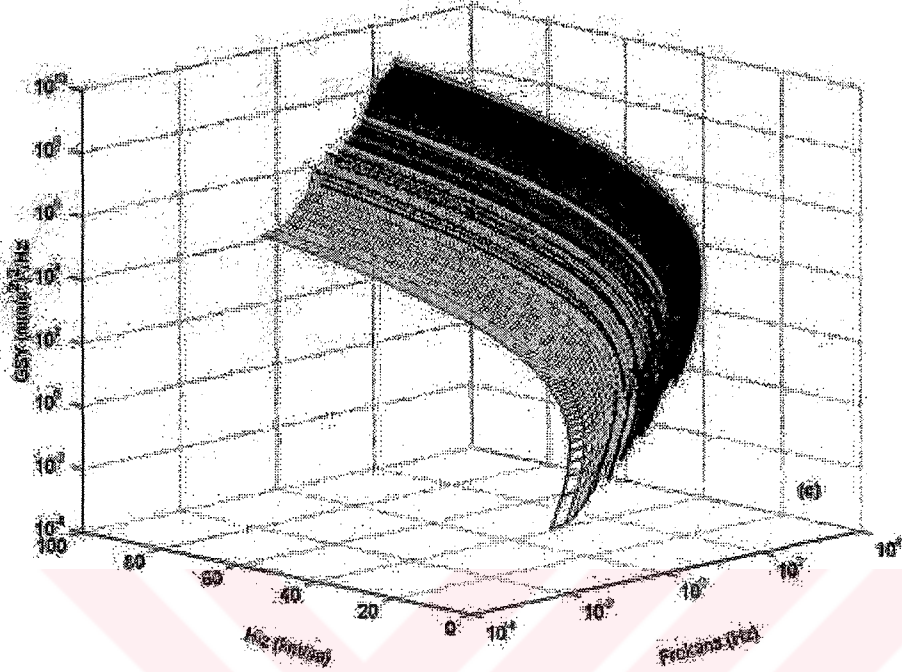


Şekil 5.2. Yolun ivme GSY'nun hızla değişimi (10- 90 km/sa)

GSY'nun hızla değişiminin daha iyi görülebilmesi için hız aralıkları 1 km/sa olacak şekilde daraltılırsa Şekil 5.3 elde edilir. Daha detaylı bir yüzey elde etmek amacıyla daha da dar hız aralıkları kullanılabilir, fakat Şekil 5.3'ten de görüleceği gibi seçilen 1 km/sa hız aralıkları yüzeyi ifade etmek için yeterlidir. Daha dar hız aralıklarıyla çalışmak bilgisayar işlem zamanının artmasına neden olmasına karşın sonuçlarda göreceli olarak çok az bir iyileşmeye neden olacaktır. Dolayısıyla bu çalışmada 1 km/sa hız aralığı yeterli görülmüştür.



Şekil 5.3. (devam ediyor)



Şekil 5.3. Yolun ivme GSY'nun hızla değişimi (1- 100 km/sa), (a) görüntü yönü [-105,12], (b) görüntü yönü [-88,22],(c) görüntü yönü [-135,15]

Aslında yol profilinin ivme GSY'nun hızla değişimi sürekli bir olaydır ve gelişigüzel titreşimler açısından bakıldığında durağan olmayan bir süreçtir. Lastik bant modeli kullanılarak bu GSY'nun hıza bağlı değişimi ayırık hale getirilmiştir. Kullanılan modelde her bir ayırık çözüm sabit hızda hesaplandığı için süreç durağan hale getirilmiştir ve bu durağan sürecin çözümü oldukça basittir. Böylece GSY'nun hızla değişimi kolay bir şekilde hesaplanabilmektedir.

Daha önceki çalışmalarda bu GSY hesaplanması durağan durumu tanımlayan $R_{yy}=(s2-s1)=E[y(s1)y(s2)]$ (y yol pürüzlülüğü, s taşıtın pozisyonu ve $E[.]$ ihtimali tanımlamaktadır) şeklindeki ifade de taşıt hızını tanımlamak için taşıtın pozisyonu $s(t)$ şeklinde bir fonksiyonla ifade etmek gerekliydi. Bu

* Görüntü yönü olarak verilen sayılardan birincisi eksen takımının z ekseninin döndürülme açısını, ikinci sayı değeri ise görüntü vektörünün x-y düzlemi ile yaptığı açıyı ifade etmektedir. Her iki açının birimide derecedir.

durumda durağan olmayan durum için girişin eşdeğer temporal otokorelasyon fonksiyonu

$$R_{yy}(t_1, t_2) = E[y(s(t_1))y(s(t_2))] = R_{yy}[s(t_2) - s(t_1)] \quad (5.1)$$

şeklinde olur. Eğer $g(\tau)$ taşıtın itme cevabı ve $z(t)$ taşıtın genel cevabı ise taşıt cevabının otokorelasyon cevabı

$$R_{zz}(t_1, t_2) = \int_{-\infty}^{t_1} \int_{-\infty}^{t_2} g(t_1 - \tau_1) g(t_2 - \tau_2) R_{yy}(\tau_1, \tau_2) d\tau_1 d\tau_2 \quad (5.2)$$

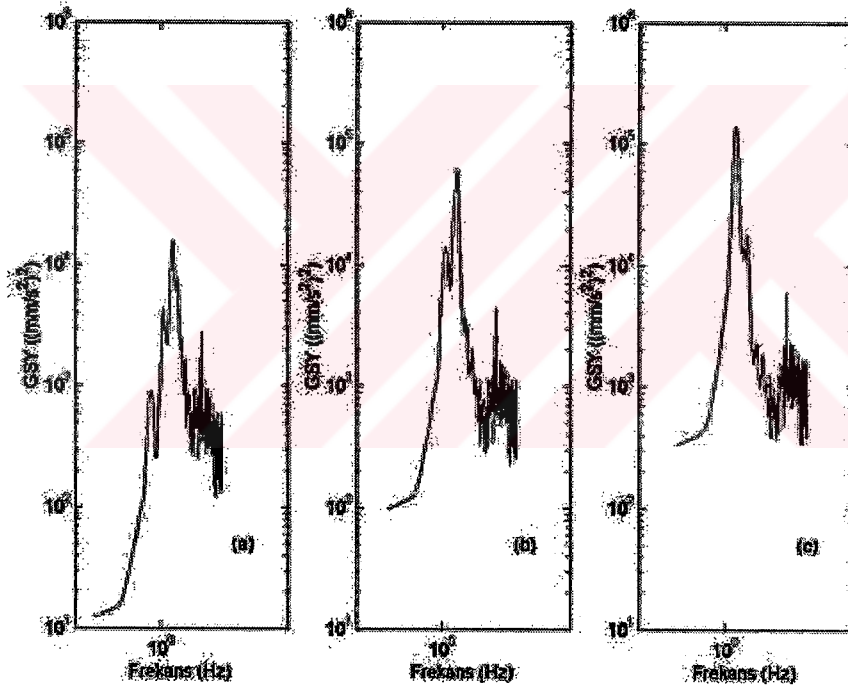
integralinden elde edilebilir. Bu çözümü zor olan integralin sonucu basit hız değişimi problemleri için Sobczyk and Macvean (1976) tarafından elde edilmiştir. İşlemler oldukça basit olmasına karşın oldukça zaman alıcı ve karışıktır (Hammond and Harrison, 1981).

Durağan olmayan durumun modellenmesi ve çözümü için Hammond and Harrison (1981) tarafından önerilen çözüm ise taşıtın hareket denkleminin ve zorlamaların durum değişkenleri cinsinden ifadesiyle, seçilen taşıt seyahat hızı profiline göre nümerik integrallerle sıfır gecikmeli cevap kovaryanslarının hesabı şeklindedir. Burada zorlamalar uzaysal şekil filtre modeli gerektirmektedir. Önerilen bu yöntemin basit olduğu savunulsa da teorisi ve integrallerin çözümü zordur.

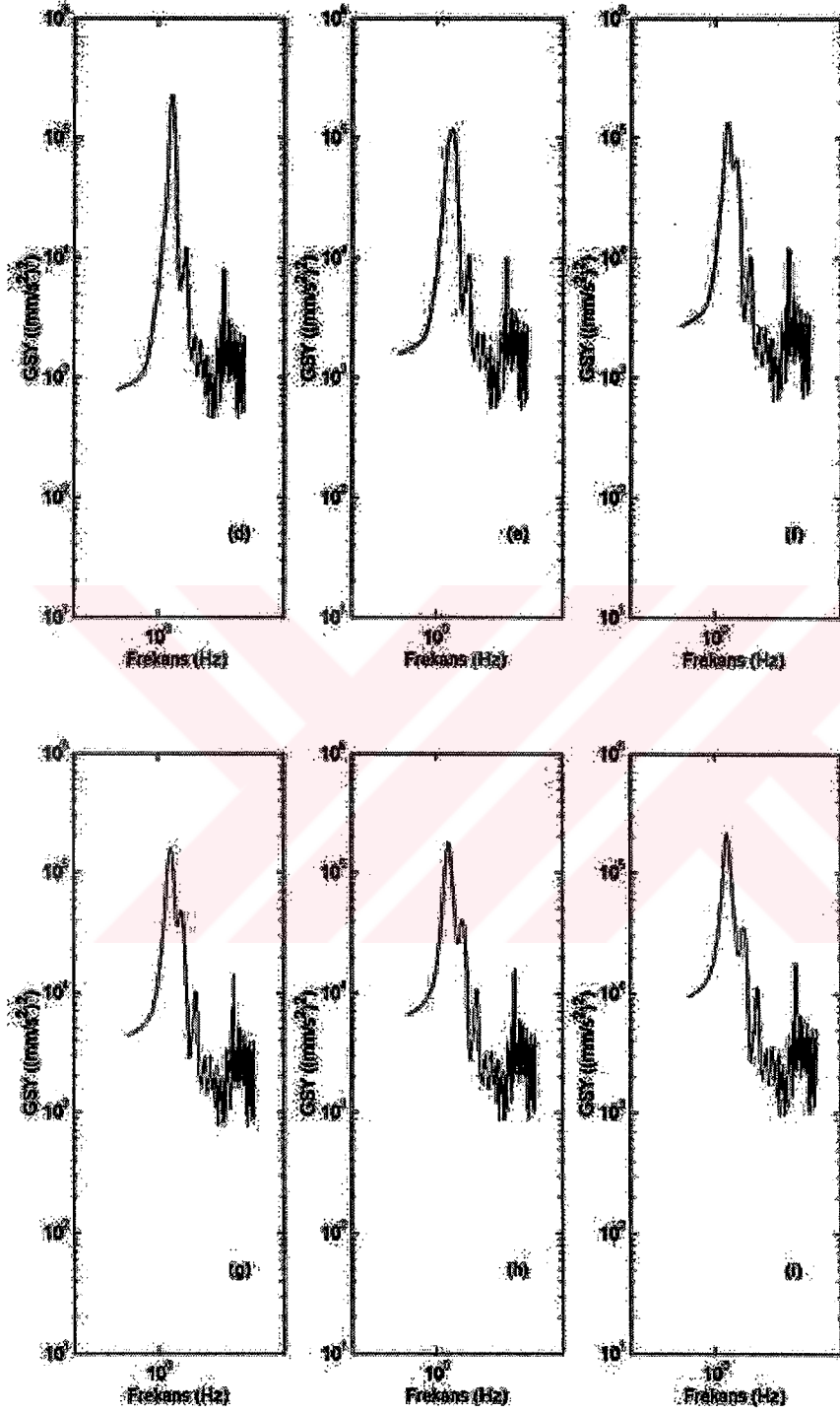
Güç spektral yoğunlukları her bir sabit hız için hesaplanırken başlangıç olarak 1 km/sa hız seçilmiştir, çünkü problemin matematiksel çözümünde 0 km/sa hızda süreksizlik söz konusudur. Bu durumda çözüm durağan halden harekete geçen bir taşıt için değil de 1 km/sa sabit hızla ilerlerken hızlanmaya başlayan bir taşıt içindir. Fakat taşıt hareketsiz haldeyken yoldan hiçbir zorlama gelmeyeceği için GSY'nun her frekans noktasında sıfır değerini alacağı açıktır. Bu nedenle GSY'nun hızla değişimini ifade eden

yüzey grafiklerinin 0 km/sa hız kısımları sıfırlarla doldurularak bu çözüme de ulaşılabilir. Diğer taraftan hareketsiz halden harekete geçiş sırasında GSY'nun geçici cevabının nasıl olacağı da ayrı bir çalışma gerektirmektedir.

Kullanılan bir ve iki SD'i çeyrek taşıt modellerinin yol profilinin ivme GSY'na verdikleri cevabı bulmak için bu GSY'ları daha önce anlatıldığı gibi taşıtların cevap kazançlarıyla çarpılır ise sabit hız geçişleri için Şekil 5.4 elde edilir.

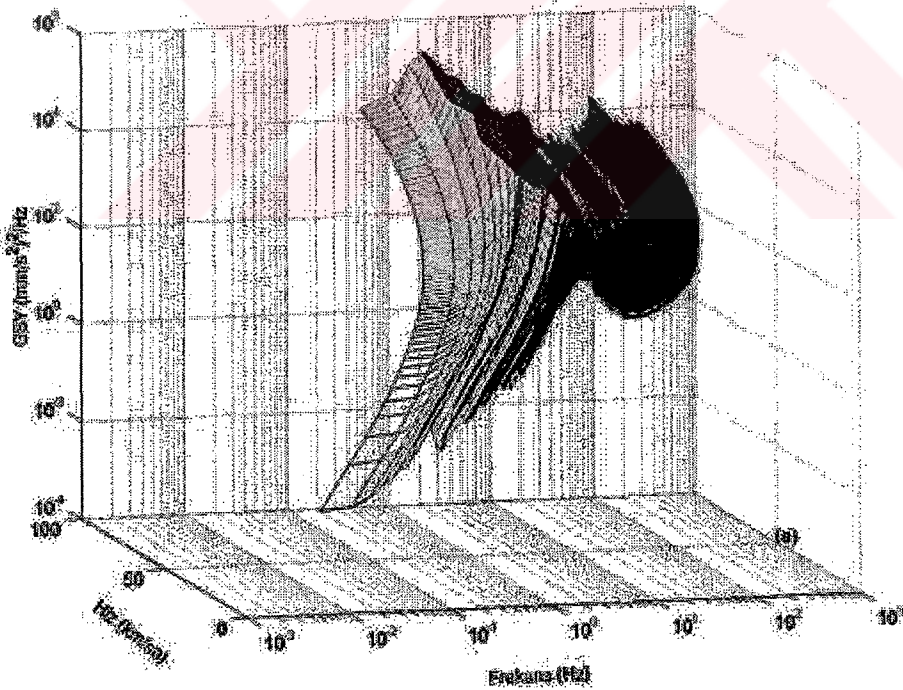


Şekil 5.4. (devam ediyor)

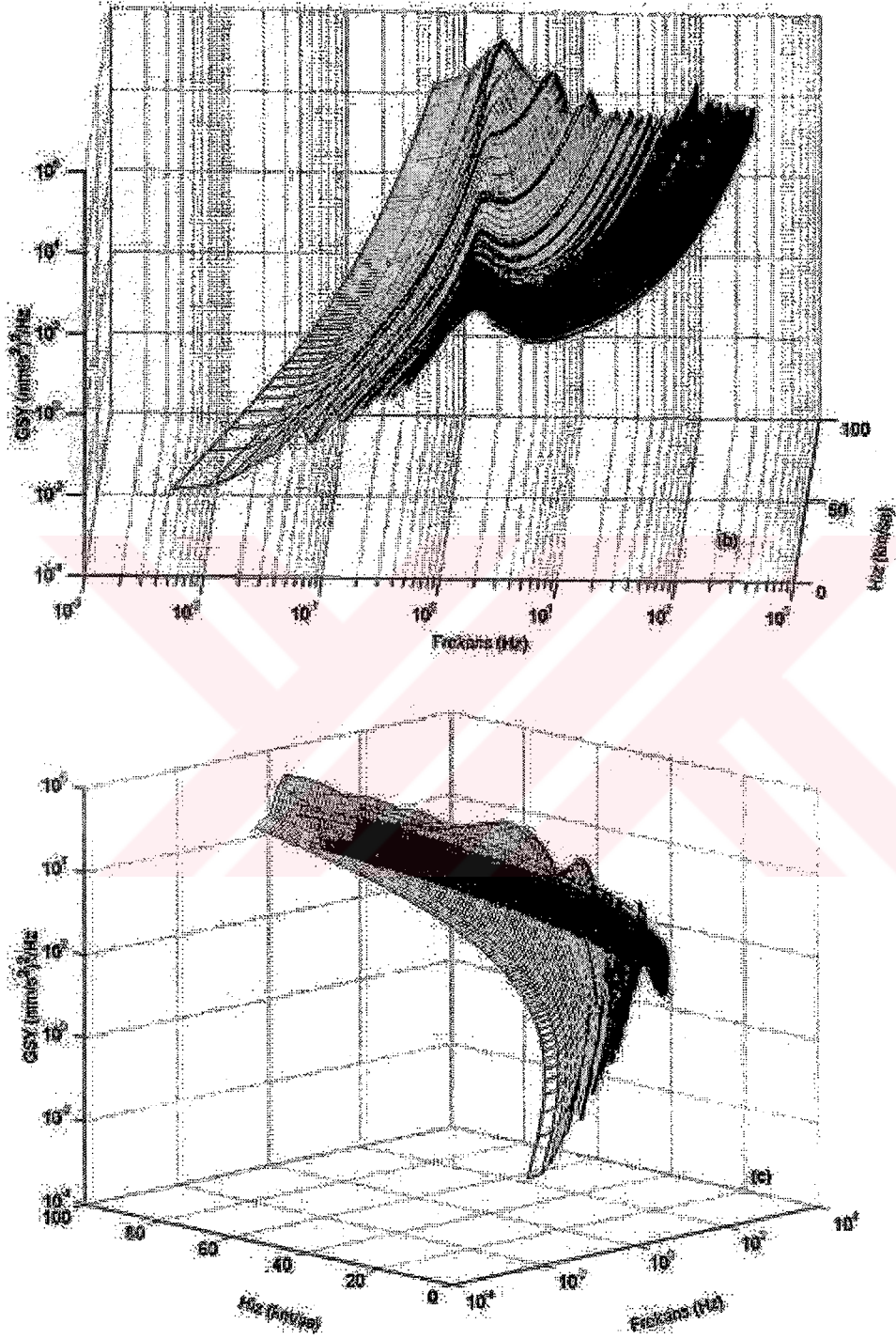


Şekil 5.4. Bir SD'li çeyrek taşıtın sabit hızda ivme cevabı GSY, (a) 10 km/sa, (b) 20 km/sa, (c) 30 km/sa, (d) 40 km/sa, (e) 50 km/sa, (f) 60 km/sa, (g) 70 km/sa, (h) 80 km/sa, (i) 90 km/sa

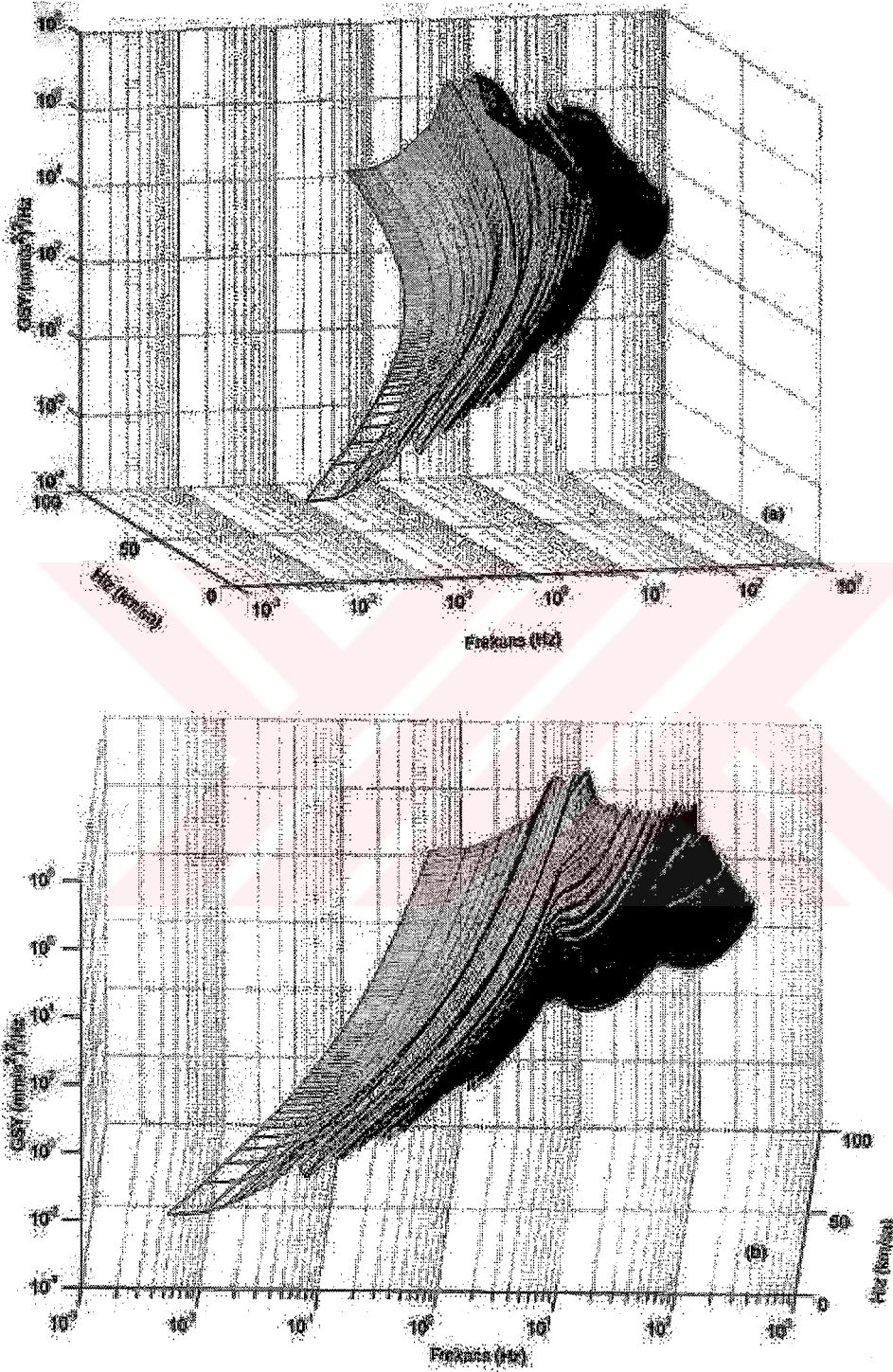
Hızla değişen ivme GSY'nu elde edebilmek için yine lastik bant modeli kullanılır ise 1 km/sa aralıklarla 1-100 km/sa arası hızlarda, bir serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli için Şekil 5.5 ve iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli için Şekil 5.6 elde edilir. Kullanılan bir serbestlik dereceli taşıt modelinin parametreleri sönüm oranı $\zeta=0,2$ ve sönümsüz doğal frekans $\omega_n=2$ Hz olacak şekilde taşıt kütlesi $m=500$ kg, süspansiyon yay katılığı $k=2000$ N/m ve sönüm sabiti $c=400$ Ns/m seçilmiştir. İki serbestlik dereceli taşıt modeli için ise taşıt kütlesi $M=229$ kg, aks sistemi ağırlığı $m=31$ kg, süspansiyon yay katsayısı $k=12000$ N/m, lastik yay katsayısı $k_t=120000$ N/m, süspansiyon sönüm sabiti $c=1200$ Ns/m seçilmiştir. Bu seçimler için Gillespie (1992) ve Gobbi, M and Mastinu, G.'nun (2001) çalışmaları örnek alınmıştır.



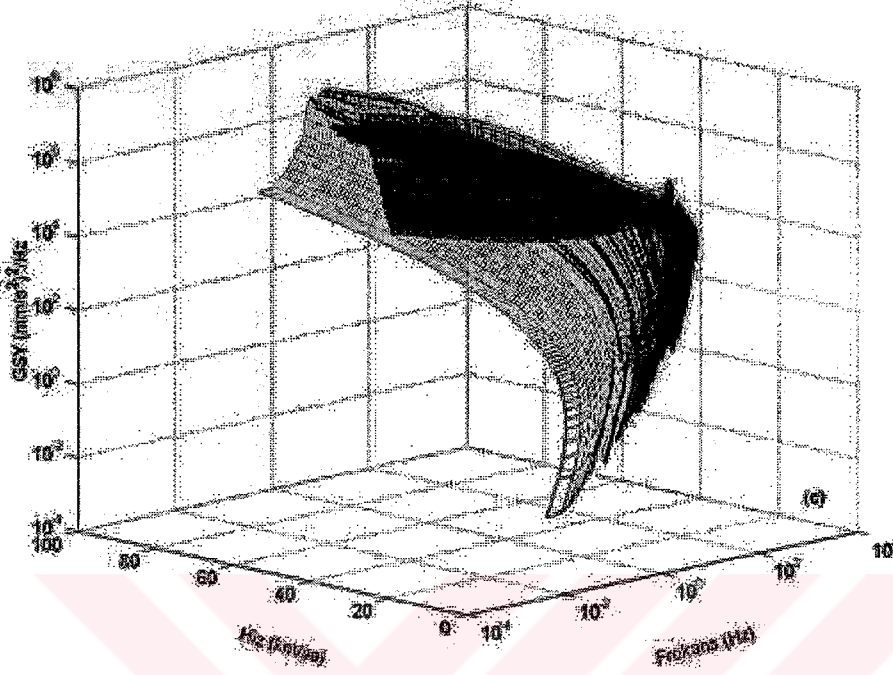
Şekil 5.5. (devam ediyor)



Şekil 5.5. Bir serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli ivme cevabı hızla değişen GSY, (a) görüntü yönü $[-105,12]$, (b) görüntü yönü $[-88,22]$, (c) görüntü yönü $[-135,15]$



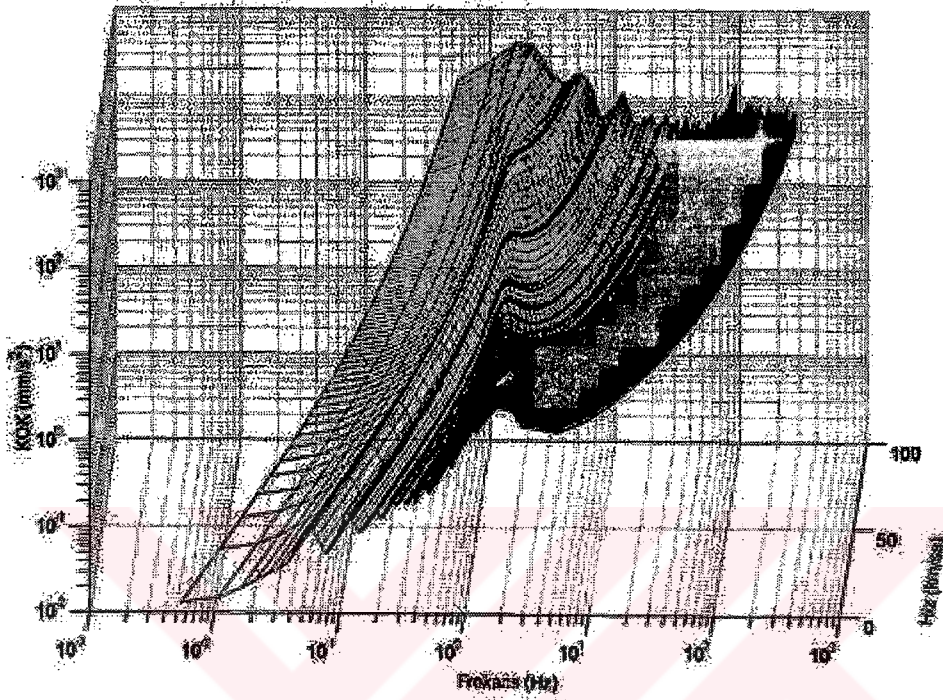
Şekil 5.6. (devam ediyor)



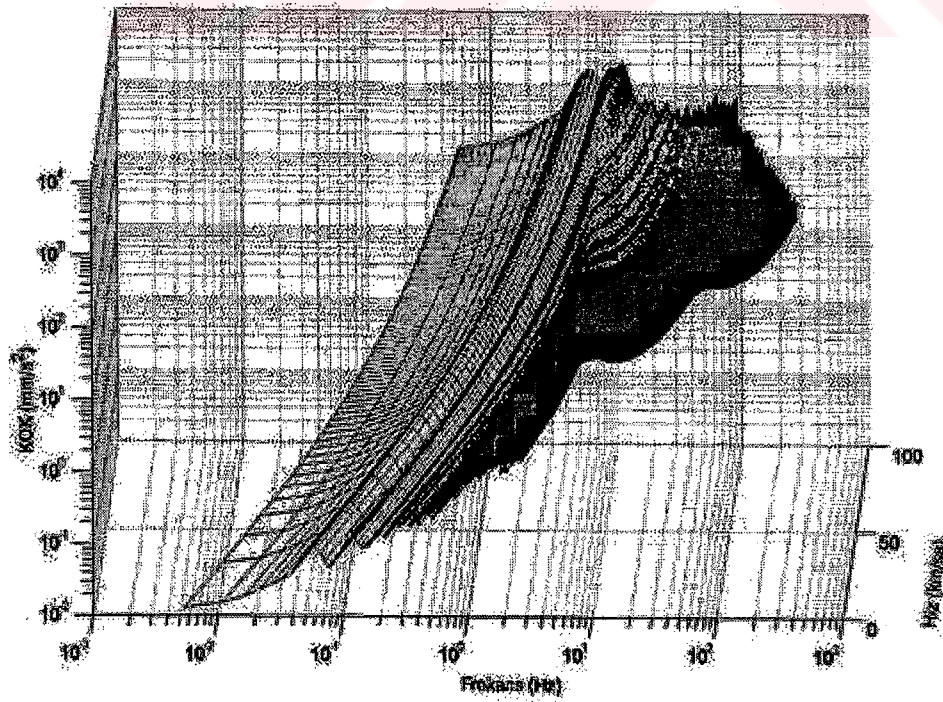
Şekil 5.6. İki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli ivme cevabı hızla değişen GSY, (a) görüntü yönü [-105,12], (b) görüntü yönü [-88,22], (c) görüntü yönü [-135,15]

Araç içindeki sürücü ve yolcularda yorgunluk değişken kuvvetin değerinin artmasıyla artmaktadır. Şekil 5.5 ve Şekil 5.6'dan da görülebileceği gibi artan hızla birlikte ivme değerleri artmaktadır. İvme değerinin artması değişken kuvvetin büyüklüğünün de artması anlamına gelmektedir. Dolayısıyla yüksek hızlarda seyahat eden insanlarda yorgunluk belirtileri daha erken ortaya çıkmaktadır. GSY grafiklerinde bütün hız değerlerinde aynı frekansta oluşan sırt, taşıtın doğal frekansında zorlayan harmonikleri içermektedir. İki serbestlik dereceli taşıtta yaklaşık 40 Hz civarında oluşan sırt ise aks sisteminin doğal frekansında zorlanması sonucunda oluşmaktadır.

Uluslararası standartlarda ve taşıtlarda yolcu konforuyla ilgili yapılan çalışmalarda GSY yerine ivme cevabı KOK değerleri verilmektedir. Daha önce anlatıldığı gibi GSY eğrilerinin integrali alınıp, bu değerlerin karekökleri alınarak KOK eğrileri elde edilebilir (Şekil 5.7 ve Şekil 5.8).

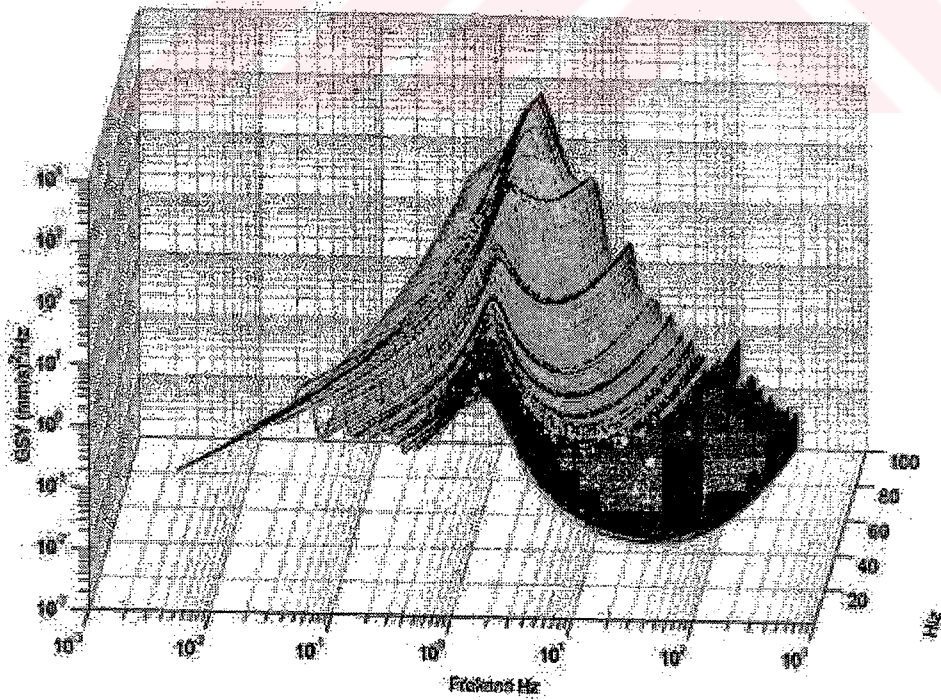


Şekil 5.7. Bir serbestlik dereceli taşıtın KOK ivme cevabı

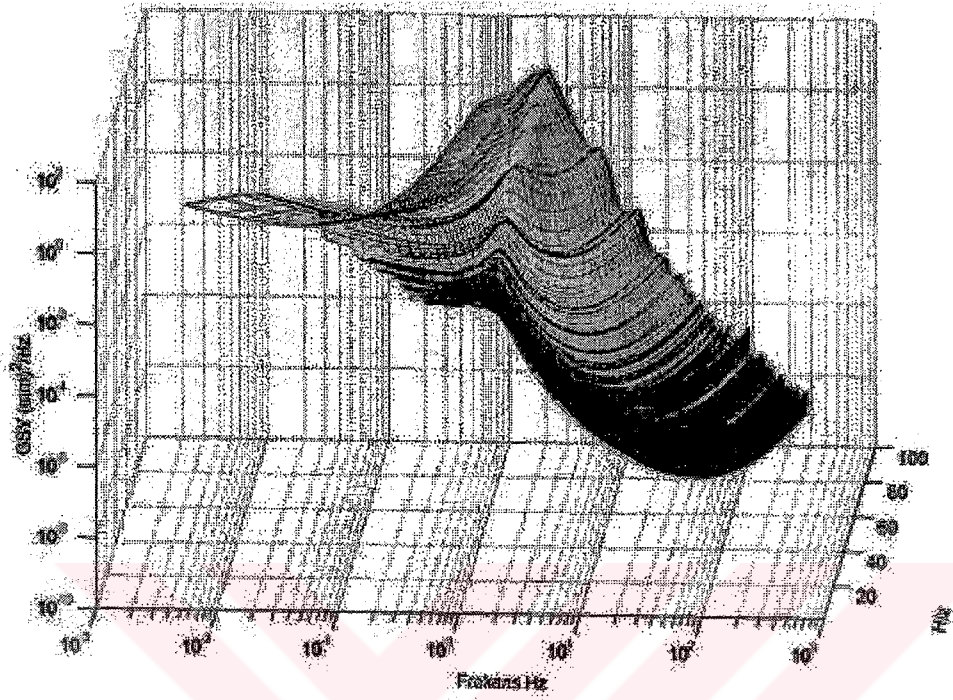


Şekil 5.8. İki serbestlik dereceli taşıtın KOK ivme cevabı

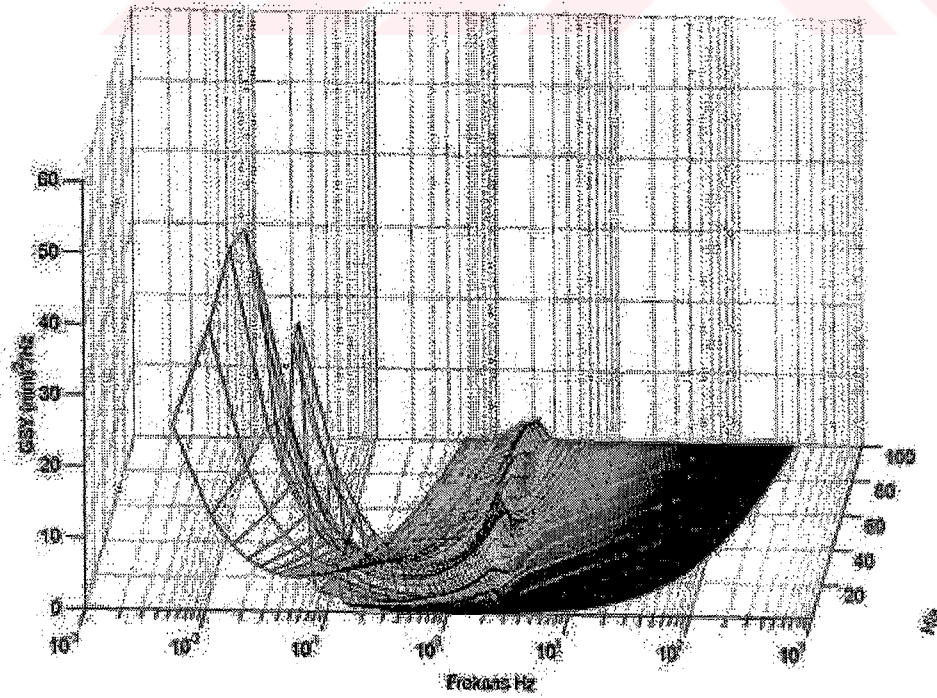
Taşıtların hız ve yerdeğiştirme cevabının GSY ise şekil 5.9 ve şekil 5.10'da verilmiştir. Yol profilinin hız GSY belirli frekans arıında fazla bir değişiklik göstermediği, buna karşılık yüksek frekanslarda taşıtın cevap kazancı hızlı bir düşüş gösterdiğinden dolayı şekil 5.10'dan da görülebileceği gibi hız cevabının GSY artan frekansla birlikte hızlı bir düşüş göstermektedir. Diğer taraftan hız cevabının GSY ivme cevabında olduğu gibi artan seyahat hızıyla birlikte artmaktadır. Yol profilinin yerdeğiştirme GSY düşük frekans aralıında yoğunluk gösterdiğinden dolayı taşıtın yerdeğiştirme cevabı GSY'da düşük frekanslarda yoğunlaşmaktadır. Önemli olan diğer bir nokta ise ivme ve hız cevabının GSY'nun aksine yerdeğiştirme cevabı GSY artan seyahat hızıyla birlikte hızlı bir düşüş göstermektedir, yani yüksek hızlarda taşıt yerdeğiştirme zorlamasına hemen hemen duyarsız kalmaktadır. Bu olay şekil 5.11'de GSY değerinin logaritmik yerine doğrusal bir grafikte gösterilmesiyle daha iyi görülebilmektedir.



şekil 5.9. Taşıtın hız cevabı GSY



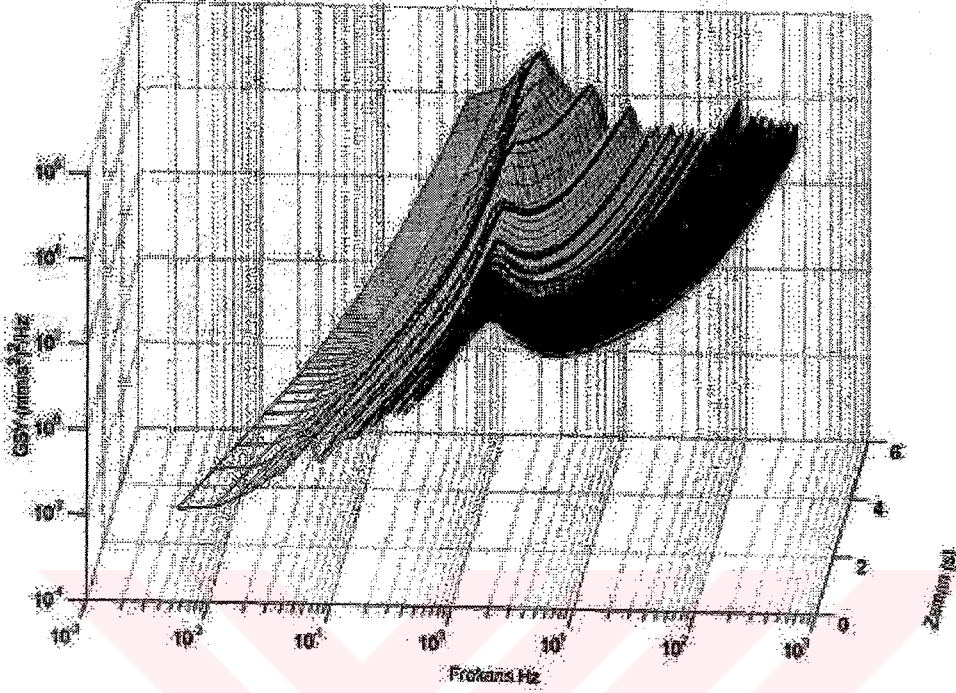
Şekil 5.10. Taşıtın yerdeğiştirme cevabı GSY



Şekil 5.11. Taşıtın yerdeğiştirme GSY (GSY eksenı doğrusal)

GSY ve KOK grafikleri incelendiğinde hıza bağılı frekanslar ve hızdan bağımsız sabit rezonans frekansları görülmektedir. Hıza bağılı frekanslar kalıp arası uzaklıklar, kaplama tane boyutu gibi yol ile ilgili frekanslardır, hızdan bağımsız frekanslar ise doğal frekanslar gibi taşıtla ilgili frekanslardır. Şekil 5.4 tekrar incelenecek olursa beklenenin aksine 40 km/sa hızdaki GSY değerinin en büyük değeri 50 ve 60 km/sa hızlardakinden daha büyüktür. Bunun esas nedeni 20 km/sa hızda görülen rezonans frekansının hemen solundaki zamana bağılı frekansın 40 km/sa hızda rezonans frekansıyla çakışmasıdır. Takip edilecek olursa bu frekans hızla birlikte artmaktadır ve Şekil 5.4.f'de GSY'nun rezonans frekansı olan en büyük değerinin hemen sağında ortaya çıkmaktadır.

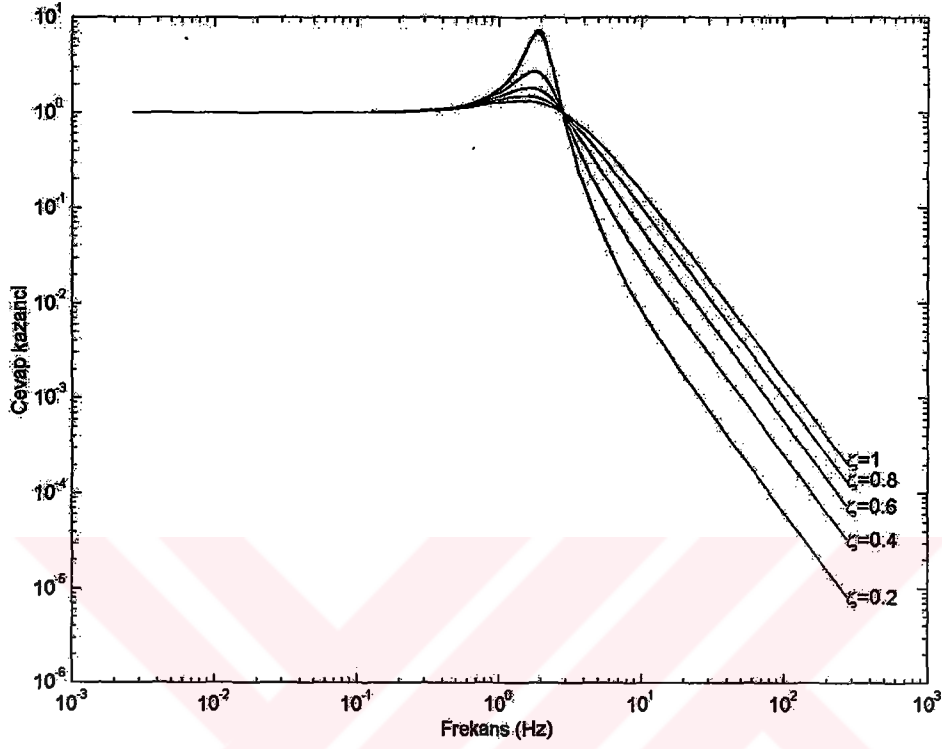
Elde edilen taşıt seyahat hızıyla değişen ivme cevabı güç spektral yoğunlukları taşıtın ivmesi bilindiği durumlarda zaman/frekans analizine dönüştürülebilir. Örnek olarak Şekil 5.15'de taşıtın 5 m/s^2 sabit ivmeye sahip olduğu durum için ivme cevabı GSY çizilmiştir. Bunu elde etmek için taşıt hız eksenini sabit ivme değerine bölünmüştür. Analiz sabit ivmelenme için yapılmış olmasına rağmen ivme profili bilinen taşıtlar için de algoritma değişikliği ile spektral analizi yapılabilir. İvme cevabı için yapılan analizlerin tümü hız ve yerdeğiştirme cevaplarına da uygulanabilir.



Şekil 5.12. 5 m/s² sabit ivmeye sahip taşıtın ivme cevabı GSY

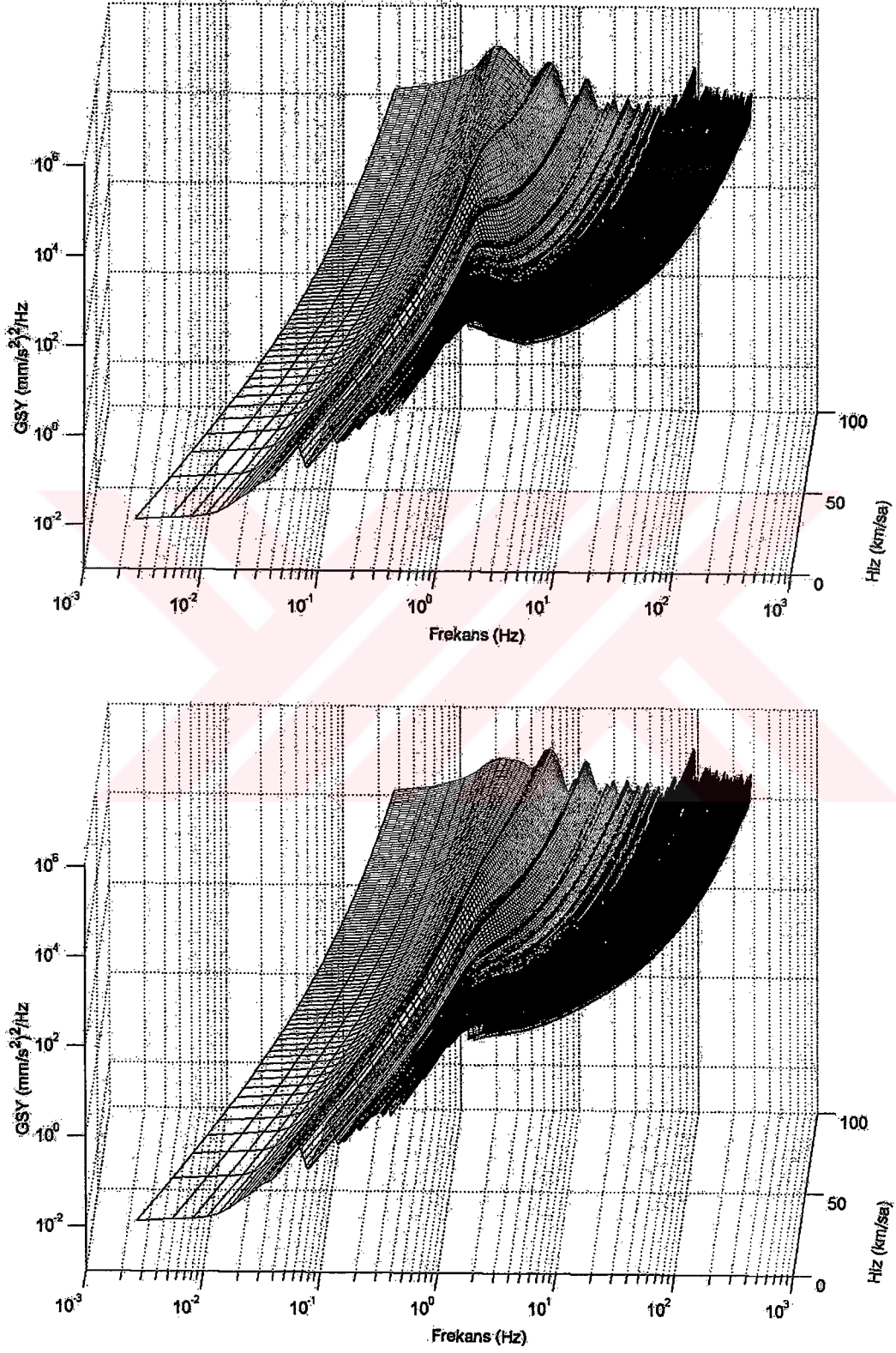
5.1. Sönüm Oranının Etkisi

Önceki bölümde de belirtildiği gibi şimdiye kadarki hesaplamalar bir SD'li taşıtın sönüm oranı $\zeta=0,2$ değeri için yapılmıştır. Sönüm oranının taşıtın sürüş karakteristiğini nasıl etkilediğini tespit etmek için oranlar için taşıtın cevap kazancı hesaplanmıştır (Şekil 5.13).

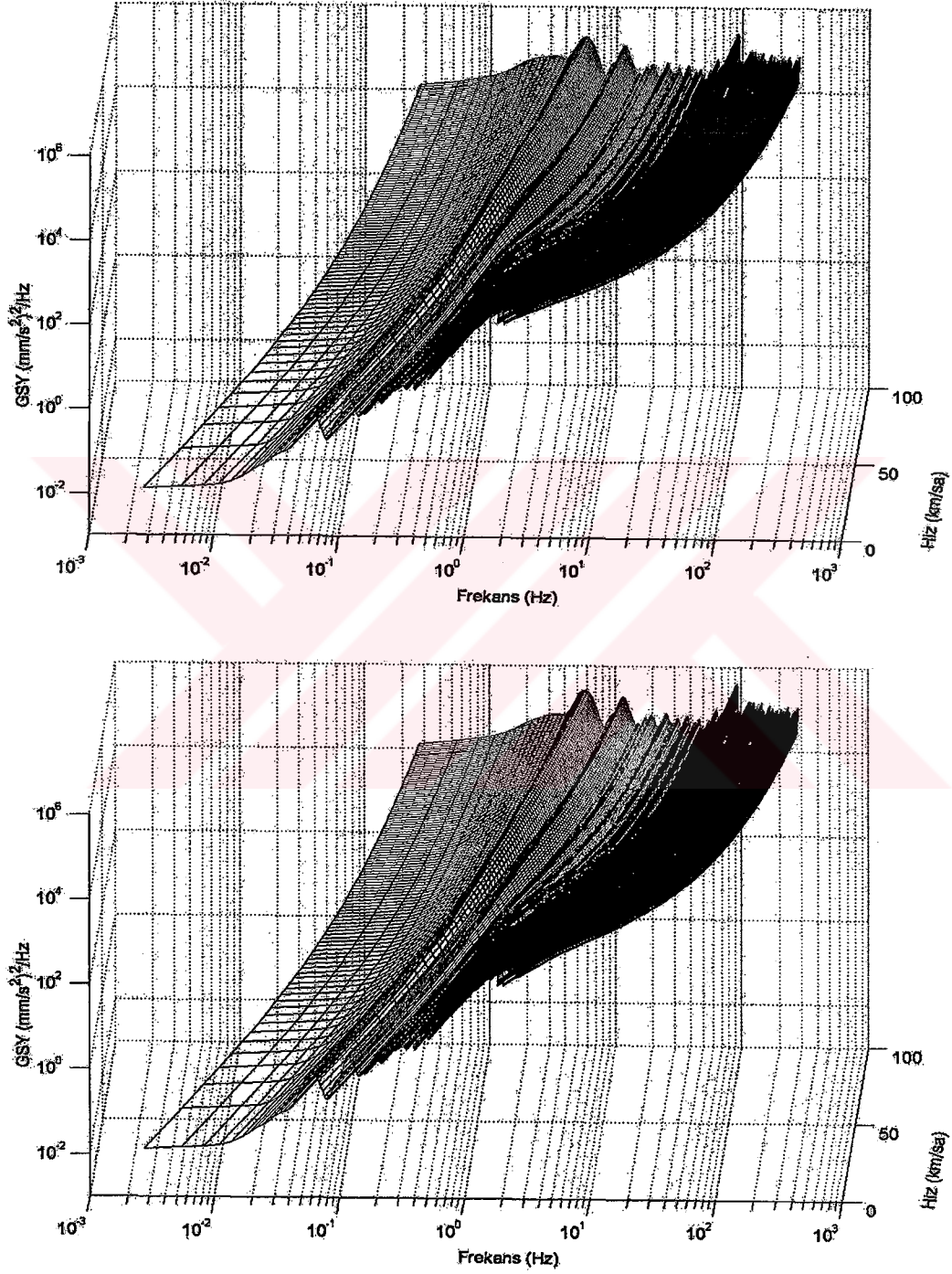


Şekil 5.13. Değişik sönüm oranı değerleri için cevap kazancı

Hesaplanan bu sönüm oranı değerleri için taşıtın yol pürüzlülüğüne olan ivme cevabının GSY'ları çizilir ise Şekil 5.14 elde edilir.



Şekil 5.14. (devam ediyor)



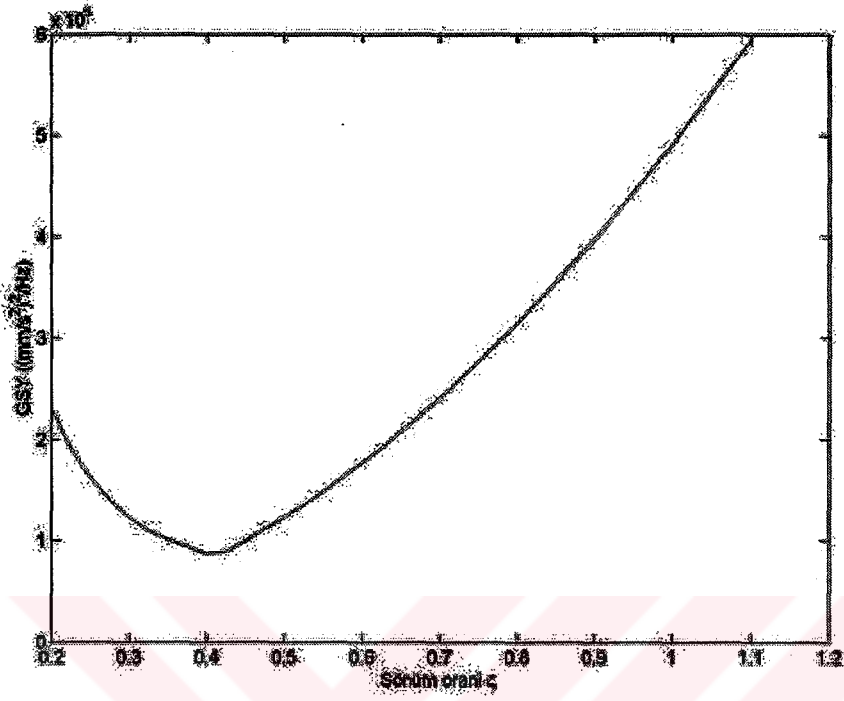
Şekil 5.14. Değişik sönüm oranları için ivme cevabı GSY, (a) $\zeta=0,3$, (b) $\zeta=0,5$, (c) $\zeta=0,7$, (d) $\zeta=0,9$

Çizelge 5.1’de belirli sönüm oranı değerleri için ivme cevabı GSY’nun aldığı en büyük değerler sıralanmıştır.

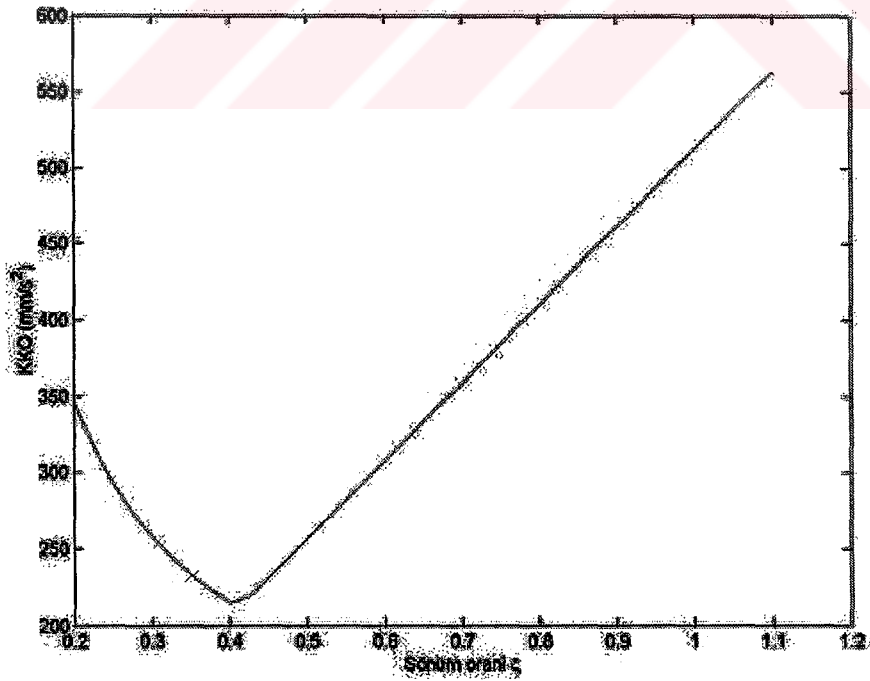
Çizelge 5.1. Belirli sönüm oranı değerleri için GSY ve KOK’nün aldığı en büyük değerler ve bu değerlerin oluştuğu frekanslar

Sönüm oranı	GSY değeri	Frekans	KOK değeri	Frekans
0,20	$2,3149 \times 10^5$	1,8989	346,2873	1,8989
0,25	$1,6235 \times 10^5$	1,8989	293,2887	1,8989
0,30	$1,2342 \times 10^5$	1,8989	257,9237	1,8989
0,35	$1,0096 \times 10^5$	2,1702	233,1772	1,8989
0,40	$0,8701 \times 10^5$	2,1702	215,2093	1,8989
0,45	$0,9960 \times 10^5$	92,5033	230,7406	92,2320
0,50	$1,2294 \times 10^5$	92,5033	256,3529	92,2320
0,55	$1,4873 \times 10^5$	92,5033	281,9629	92,2320
0,60	$1,7697 \times 10^5$	92,5033	307,5698	92,2320
0,65	$2,0766 \times 10^5$	92,5033	333,1730	92,2320
0,70	$2,4080 \times 10^5$	92,5033	358,7721	92,2320
0,75	$2,7638 \times 10^5$	92,5033	384,3667	92,2320
0,80	$3,1441 \times 10^5$	92,5033	409,9562	92,2320
0,85	$3,5487 \times 10^5$	92,5033	435,5402	92,2320
0,90	$3,9778 \times 10^5$	92,5033	461,1183	92,2320
0,95	$4,4312 \times 10^5$	92,5033	486,6902	92,2320
1,00	$4,9090 \times 10^5$	92,5033	512,2555	92,2320
1,50	$5,4110 \times 10^5$	92,5033	537,8137	92,2320
1,10	$5,9374 \times 10^5$	92,5033	563,3645	92,2320

GSY ve KOK değerleri sönüm oranına göre çizilecek olursa Şekil 5.15 ve Şekil 5.16 elde edilir.



Şekil 5.15. GSY'nun en büyük değerinin sönüm oranıyla değişimi

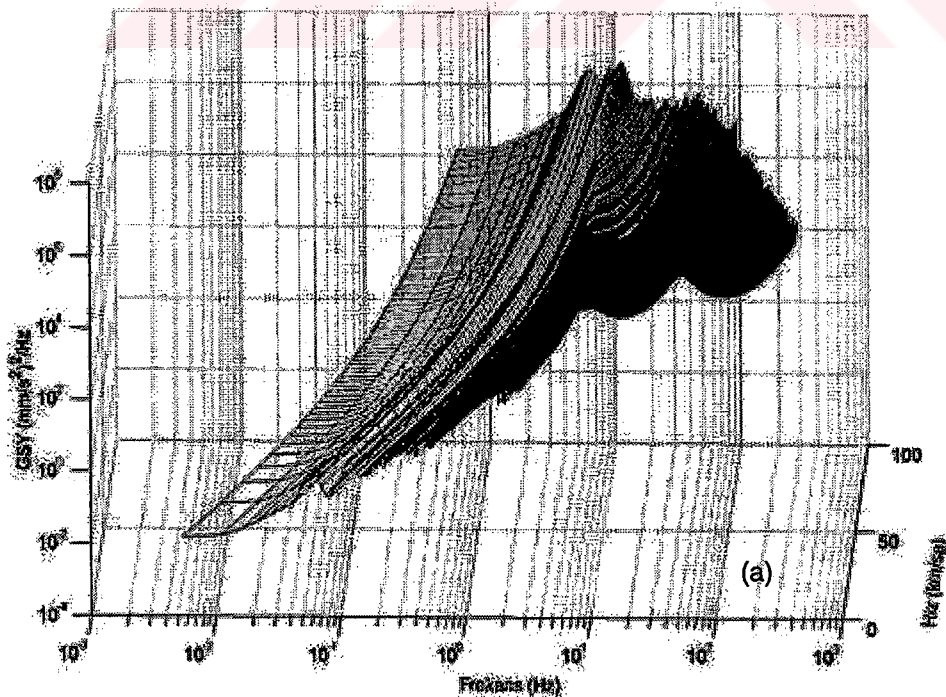


Şekil 5.16. KOK'nun en büyük değerinin sönüm oranıyla değişimi

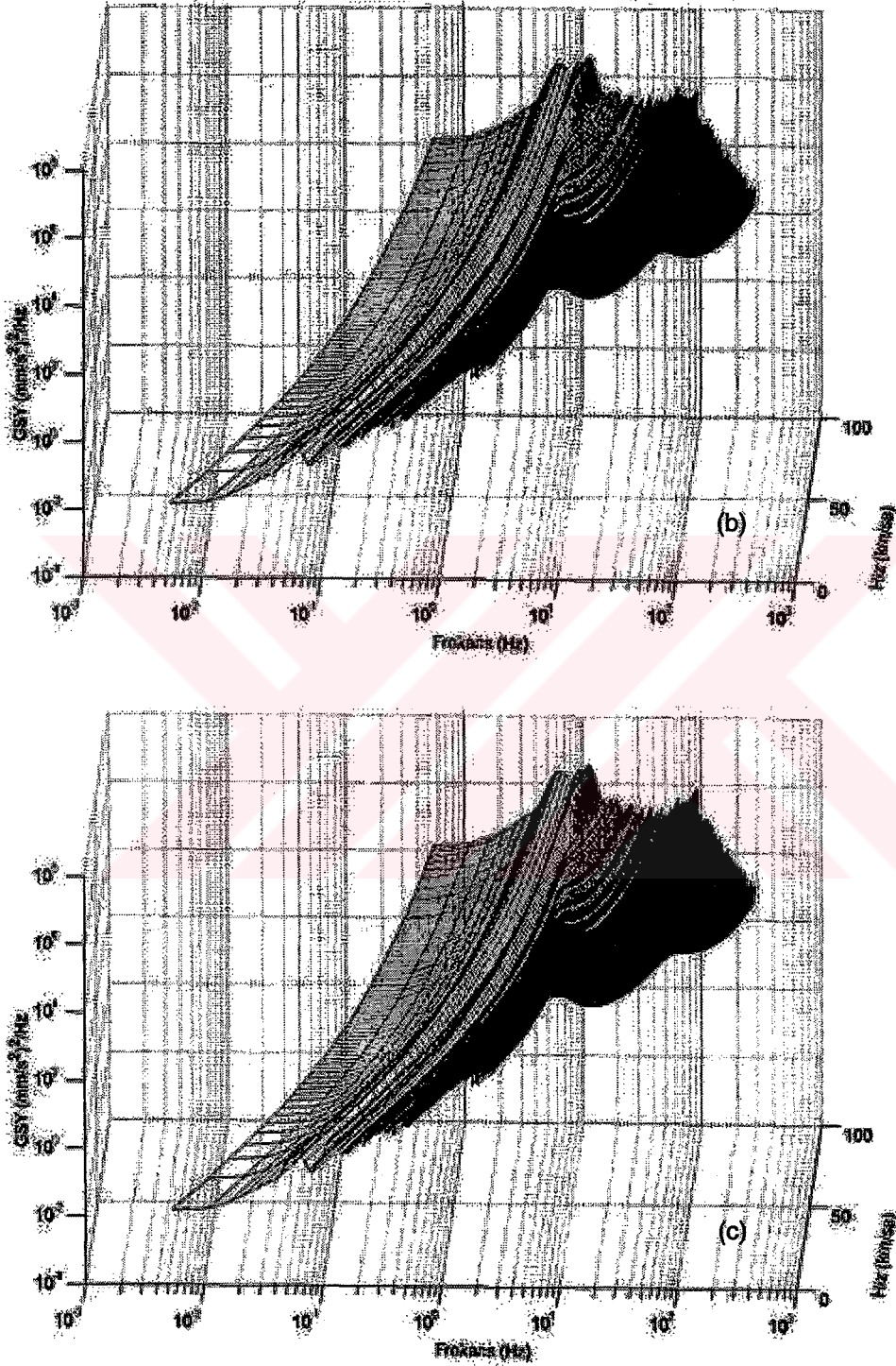
Şekil 5.14, Şekil 5.15 ve Şekil 5.16 incelendiğinde düşük zeta değerlerinde GSY ve KOK değerlerinin maksimum değeri taşıtın rezonans frekansında oluşmasına karşın büyük zeta değerlerinde daha yüksek frekanslı bileşenlerin baskın hale gelmesinden dolayı maksimum değerler daha yüksek frekanslara kaymaktadır. Bu nedenden dolayı taşıtlar konfor şartları düşünüldüğünde sönüm oranı 0.2-0.7 değerleri arasında kalacak şekilde tasarlanmaktadır.

5.2. Taşıt Gövdesi ve Aks Sisteminin Kütle Oranlarının Etkisi

Günümüzde taşıtların gövde ve aks sisteminin kütleleri arasındaki oran 5 ile 8 arasında değişmektedir; küçük taşıtlar ilk değere, büyük taşıtlar ise ikinci değere yakın oranlara sahiptir (Sharp and Crolla, 1987). Bu çalışmada kütleler arasındaki oran 3 ile 10 arasında herbir değer için hesaplanmıştır ve sonuçlardan bazıları Şekil 5.17'te verilmiştir.

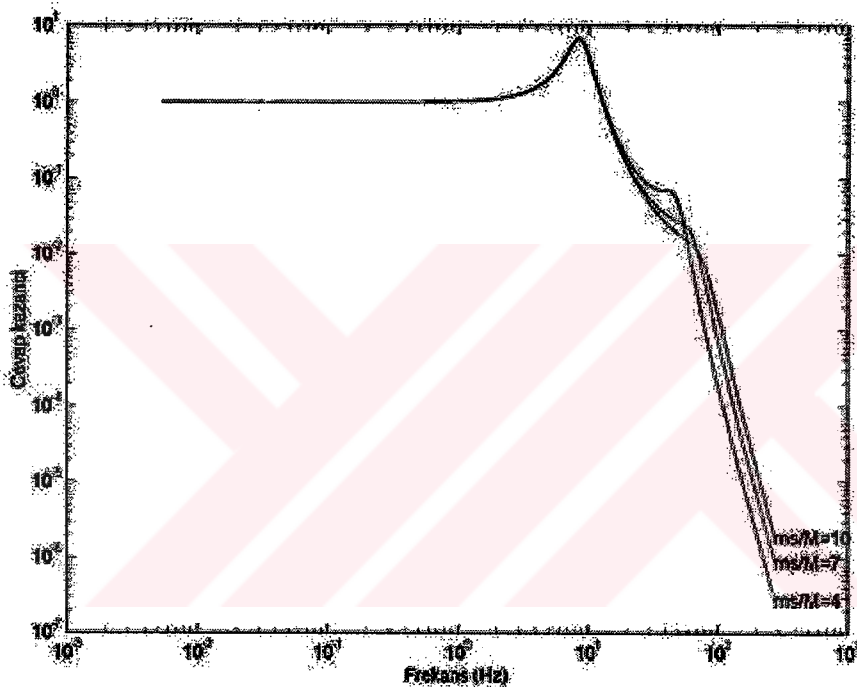


Şekil 5.17. (devam ediyor)



Şekil 5.17. Taşıt gövdesi kütlesi ile aks sistemi kütlesinin farklı oranları için ivme cevabı GSY, (a) $M/ms=4$, (b) $M/ms=7$, (c) $M/ms=10$

Şekil 5.17'den de görülebileceği gibi aks sisteminin kütlesi taşıt kütlesine göre göreceli olarak azaldığı zaman aks sisteminin rezonans frekansı artmakta ve bu frekanstaki ivme cevabı GSY düşmektedir. Bu farklı kütle oranı değerleri için taşıtın cevap kazancı çizilecek olursa bu oranın etkisi daha iyi anlaşılmaktadır (Şekil 5.18).



Şekil 5.18. Farklı kütle oranları için taşıtın cevap kazancı

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tezde lastik bant modeli kullanılarak durağan olmayan gelişigüzel süreçlerin analizi ve çözümü için yeni bir zaman/frekans analizi yöntemi geliştirilmiş ve bu yöntemle bir taşıtın sürüş karakteristiğinin durağan olmayan cevabı bulunmuştur.

Geliştirilen bu yöntem sadece taşıtların titreşim ve sürüş karakteristiğiyle ilgili çalışmalarda değil, durağan olmayan gelişigüzel süreçlerin tamamında kullanılabilir.

Yapılan analizlerde seyahat hızı değişen taşıtların sürüş karakteristiği ile ilgili aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:

- Taşıt seyahat hızının artmasıyla yükselti cevabı GSY hızlı bir şekilde düşmekte ve bir noktadan sonra hızın artışı bir değişikliğe neden olmamaktadır. Özetle yükselti GSY düşük hızlarda ve düşük frekans aralığında yoğunlaşmıştır.
- Taşıt seyahat hızının artmasıyla hız cevabı GSY değerinde fazla bir değişim gözlenmemektedir.
- Taşıt seyahat hızının artmasıyla ivme cevabı GSY değeri ve dolayısıyla ivme cevabı KOK değeri artmaktadır.
- Taşıtın sönüm oranının artmasıyla ivme cevabı GSY'nun yüksek frekanslardaki değerlerinde artış olmaktadır. Bu nedenle belirli bir sönüm oranı değerinden sonra GSY'nun en yüksek değeri taşıtın rezonans frekansı yerine, yüksek frekanslardaki harmoniklerde gerçekleşmektedir.
- Taşıtların gövde kütleleri ile aks kütleleri arasındaki oranın yüksek olması (aks sistemi kütlelerinin düşük olması) taşıtların sürüş karakteristiklerinde olumlu etki yapmaktadır.

- Spektral analizde uygulanan pencere boyutu arttıkça GSY grafiklerinin çözünürlüğü artmakla birlikte özellikle yüksek frekanslardaki varyanslar da artmaktadır.
- Mevcut yol profili değerlerinin spektral analizi için 50 veri uzunluğunda artımlarla belirli boyutlarda pencereler uygulanmış ve en uygun pencere boyutunun mevcut veri uzunluğunun tam böleni olduğu için 403 olduğu saptanmıştır.
- Model olarak kullanılan taşıtın ivme GSY değerinin en düşük değerlerini sönüm oranının 0.425 değerinde aldığı tespit edilmiştir.
- Spektral analiz hesaplamalarında HFD nokta sayısının çözüm süresinde çok etkili bir rol oynaması sebebiyle çözünürlüğü de yeterli seviyede tutarak 1024 nokta HDF'nün kullanılan veriler için en uygun olduğu saptanmıştır.

Seyahat hızı değişen taşıtların sürüş karakteristiklerinin belirlenmesinde olduğu gibi, durağan olmayan süreçlerin çözümü oldukça zordur. Analitik yaklaşımlarla elde edilen fonksiyonların çözümü dahi sayısal olarak yapılmaktadır. Bu nedenle geliştirilen yeni çözüm yönteminin benzer olayların çözümünde oldukça etkili olduğu ve büyük bir rol oynayacağı düşünülmektedir.

Bu çalışmada geliştirilen yöntemle taşıtın durağan konumdan harekete geçmesindeki, yani sıfır hızdaki süreksizlik incelenememiştir. Yöntem daha da geliştirilerek bu tip süreksizliklerin de analizi yapılabileceği düşünülmektedir. Ayrıca bu yöntemle bulunan sonuçların oldukça etkin sonuçlar verdiği gözlemlenmekte birlikte bu çalışmanın deneysel çalışmalarla desteklenmesinin daha iyi sonuçlar vereceği düşünülmektedir.

Geliştirilen yöntem bütün durağan olmayan gelişgüzel süreçlere uygulanabilmektedir. Bu sebeple bu yöntem kullanılarak sadece taşıt alanında değil şaft, rulman ve diğer makina elemanlarının sebep olduğu

titreşimlerde de kullanılabilir. Veri analizi yönünden bakıldığı zaman çalışmanın perspektifi daha da geniştir. Örneğin çeşitli değişikliklerle durağan olmayan akustik sinyallerin analizi (Doppler etkisi gibi), elektrik ve elektromanyetik sinyallerin analizinde de kullanılabileceği ve bu sebeple çalışma alanlarının çok geniş olduğu açıktır.

Taşıtların sürüş karakteristiği açısından düşünüldüğünde bu çalışmanın sonraki adımı öngörülü kontrol sistemine sahip süspansiyon sistemleridir. Taşıtın hareketi sırasında önünde yeralan profil özellikleri bilinir ise aktif elemanlar yardımıyla süspansiyon tasarım parametreleri değiştirilerek daha iyi sürüş performansı elde edilebilir. Bunun yerine taşıtın artan hızıyla birlikte karakteristiği değişen aktif elemanlar kullanılarak ta yeni aktif süspansiyon sistemleri tasarlanabilir.

KAYNAKLAR

Abel, S.O., 1994, Transient dynamic response of racing cars, **Int. J. Of Vehicle Design**, 15, 6, 639-649.

Bendat, J.S., Piersol, A.G., 1986, Random Data Analysis And Measurement Procedures, **John Wiley& Sons, Inc., USA.**

Candy, J.V., 1988, Signal Processing: The Modern Approach, **McGraw-Hill Book Co., USA.**

Castillo, J.M., Pintado, P., Benitez, F.G., 1990, Optimization for vehicle suspension 2: frequency domain, **Vehicle System Dynamics**, 19, 331-352.

Centea, D., Rahnejat, H., Munday, M.T., 2001, Non-linear multi-body dynamic analysis for the study of clutch torsional vibrations (judder), **Applied Mathematical Modelling**, 25, 177-192.

Crandall, S.H., Mark, W.D., 1963, Random Vibration In Mechanical Systems, **Academic Press, USA.**

Crolla, D.A., 1996, Vehicle dynamics- theory into practice, **Proc. ImechE Automobile Division**, 210, 83-94.

Cucuz, S., 1994, Evaluation of ride comfort, **Int. J. Of Vehicle Design**, 15, 3/4/5, 318-325.

Dalianis, S.A. and Hammond J.K., 1997, Time-frequency spectra for frequency-modulated processes, **Mechanical System and Signal Processing**, 11, 4, 621-635.

Elbeheiry, E.M., Karnopp, D.C., Elaraby, M.E., Abdelraaouf, A.M., 1995, Advanced ground vehicle suspension system- a classified bibliography, **Vehicle System Dynamics**, 24, 231-258.

Gillespie, T.D., 1992, Fundamentals Of Vehicle Dynamics, **SAE**, USA.

Gobbi, M., and Mastinu, G., Analytical description and optimization of the dynamic behaviour of passively suspended road vehicles, **Journal of Sound and Vibrations**, 245, 3, 457-481.

Hammond, J.K. and Harrison, R.F., 1981, Nonstationary response of vehicles on rough ground- a state space approach, **Journal of Dynamic System, Measurement, and Control**, 103, 245-250.

Hammond, J.K. and White, P.R., 1996, The analysis of non-stationary signals using time-frequency methods, **Journal of Sound and Vibration**, 190, 3, 419-447.

Harrison, R.F. and Hammond, J.K., 1986, Analysis of the nonstationary response of vehicles with multiple wheels, **Journal of Dynamic System, Measurement, and Control**, 108, 69-73.

Harrison, R.F. and Hammond, J.K., 1986, Evolutionary (frequency/time) spectral analysis of the response of vehicles moving on rough ground by using "covariance equivalent" modeling, **Journal of Sound and Vibrations**, 107, 1, 29-38.

Harrison, R.F. and Hammond, J.K., 1986, Approximate, time domain, non-stationary analysis of stochastically excited, non-linear system with particular reference to the motion of vehicles on rough ground, **Journal of Sound and Vibrations**, 105, 3, 361-371.

- Harrison, R.F., 1993, Optimal control of vehicle suspension dynamics incorporating front-to-rear excitation delays: an approximate solution, **Journal of Sound and Vibration**, 168, 2, 339-354.
- Healey, A.J., Nathman, E., Smith, C.C., 1977, An analytical and experimental study of automobile dynamics with random roadway inputs, **Journal of Dynamic System, Measurement, and Control**, Dec 1977, 284-292.
- Hrovat, D., 1993, Applications of optimal control to advanced automotive suspension design, **Journal of Dynamic System, Measurement, and Control**, 115, 328-342.
- ISO 2631, 1997, Mechanical vibration and shock –Evaluation of human exposure to whole- body vibration- , **International Standard Organization**, Switzerland.
- Kitazaki, S. and Griffin, M.J., 1998, Resonance behavior of the seated human body and effect of posture, **Journal of Biomechanics**, 31,143-149.
- Kuo, B.C., 1991, Automatic Control Systems, **Prentice-Hall Int. Inc.**, USA.
- Lee, J., Yoo, H.H., Lee, J.M., 1997, High frequency characteristic of a front wheel suspension, **Vehicle System Dynamics**, 28, 261-271.
- Macvean, D.B., 1980, Response of vehicle accelerating over random profile, **Ingenieur Archiv**, 49, 375-380.
- Mansfield, N.J. and Griffin, M.J., 2000, Difference thresholds for automobile seat vibration, **Applied Ergonomics**, 31, 255-261.

- Marcondes, J.A., Burgess, G.J., Harichandran, R., Snyder, M.B., 1991, Spectral analysis of highway pavement roughness, **Journal of Transportation Engineering**, 117, 5, 540-549.
- Marcondes, J.A., Snyder, M., B., Singh, S.P., 1992, Predicting vertical acceleration in vehicles through road roughness, **Journal of Transportation Engineering**, 118, 1, 33-49.
- Mehta, C.R., Shyam, M., Singh, P., Verma, R.N., 2000, Ride vibration on tractor-implement system, **Applied Ergonomics**, 31, 323-328.
- Mitschke, M., 1962, Influence of road and vehicle dimensions on the amplitude of body motions and dynamic wheel loads (theoretical and experimental vibration investigations), **SAE Transactions**, 70, 434-447.
- Newland, D.E., 1997, An Introduction To Random Vibrations, Spectral & Wavelet Analysis, **Longman**, UK.
- Ogata, K., 1997, Modern Control Engineering, **Prentice-Hall Int. Inc.**, USA.
- Peter, T. and Bellay, A., 1986, Integral transformations of road profile excitation spectra for variable vehicle speeds, **Vehicle System Dynamics**, 15, 19-40.
- Pintado, P. and Benitez, F.G., 1990, Optimization for vehicle suspension 1: time domain, **Vehicle System Dynamics**, 19, 273-288.
- Prasad, N., Tewari, V.K., Yadav, R., 1995, Tractor ride vibration- a review, **Journal of Terramechanics**, 32, 4, 205-219.

Ramamurti, V. and Sujatha, C., 1990, Bus vibration study- theoretical response analysis and experimental verification, **Int. J. of Vehicle Design**, 11, 4/5, 401-409.

Sayers, M.W. and Karamihas, S.M., 1996, Interpretation of Road Roughness Profile Data, **University of Michigan Transportation Research Institute Report 96-19**, Michigan, USA.

Sayers, M.W. and Karamihas, S.M., 1998, The Little Book of Profiling, **University of Michigan Transportation Research Institute ders notlari**, Michigan, USA.

Sharp, R.S. and Crolla, D.A., 1987, Road vehicle suspension system design- a review, **Vehicle System Dynamics**, 16, 167-192.

Tamboli, J.A., and Joshi, S.G., 1999, Optimum design of a passive suspension system of a vehicle subjected to actual random road excitations, **Journal of Sound and Vibrations**, 219, 2, 193-205.

The Mathworks Inc., 2000, Matlab 6 User Guide, **The Mathworks Inc.**, USA.

University of Michigan Transportation Research Institute World Wide Web sitesi, www.umtri.umich.edu, **University of Michigan, Ann Arbor**.

Yadav, D., and Nigam, N.C., 1978, Ground induced non-stationary response of vehicles, **Journal of Sound and Vibration**, 61, 1, 117-126.



EK-1**Fourier Analizi**

Periyodik fonksiyonlar harmonik bileşenlerine ayrıştırılabilir ya da harmonik bileşenleri birbirlerine eklenerek yeniden oluşturulabilirler. Örneğin $x(t)$ zaman bölgesinde T periyotlu bir periyodik fonksiyon ise

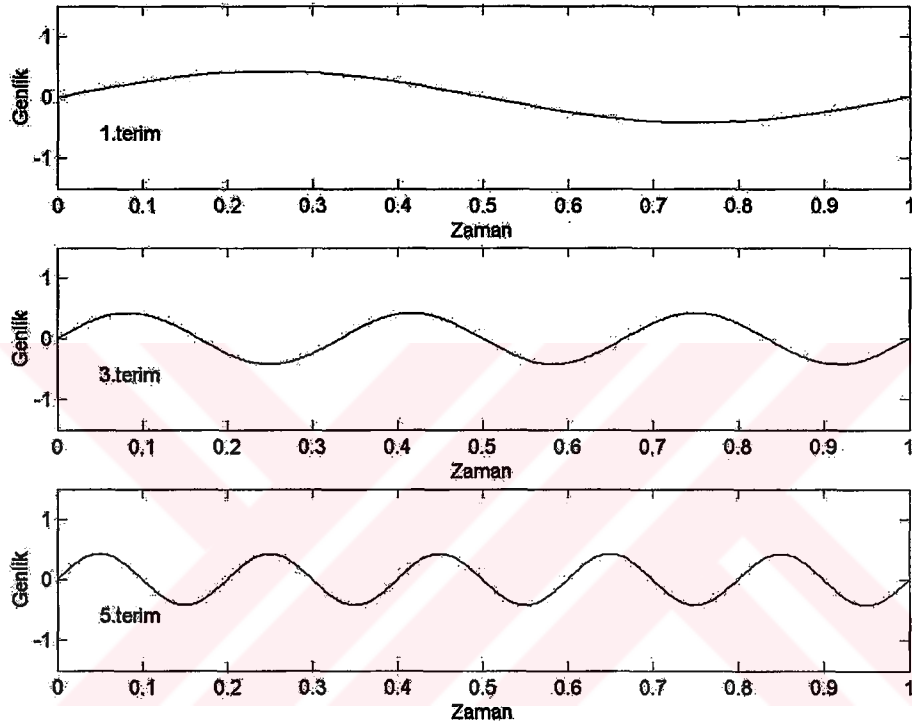
$$\begin{aligned} x(t) = a_0 + a_1 \cos\left(\frac{2\pi t}{T}\right) + a_2 \cos\left(\frac{4\pi t}{T}\right) + \dots \\ + b_1 \sin\left(\frac{2\pi t}{T}\right) + b_2 \sin\left(\frac{4\pi t}{T}\right) + \dots \end{aligned} \quad (\text{E-1.1})$$

şeklinde sonsuz bir trigonometrik seri şeklinde ifade edilebilir. Bu seriye Fourier serisi adı verilir. Eşitlik E-1.1'deki a_0 , a_k ve b_k sabitleri Fourier katsayılarıdır ve aşağıdaki eşitliklerle ifade edilir (Newland, 1997);

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) dt \\ a_k &= \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) \cos \frac{2\pi kt}{T} dt \\ b_k &= \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) \sin \frac{2\pi kt}{T} dt \end{aligned} \quad (\text{E-1.2})$$

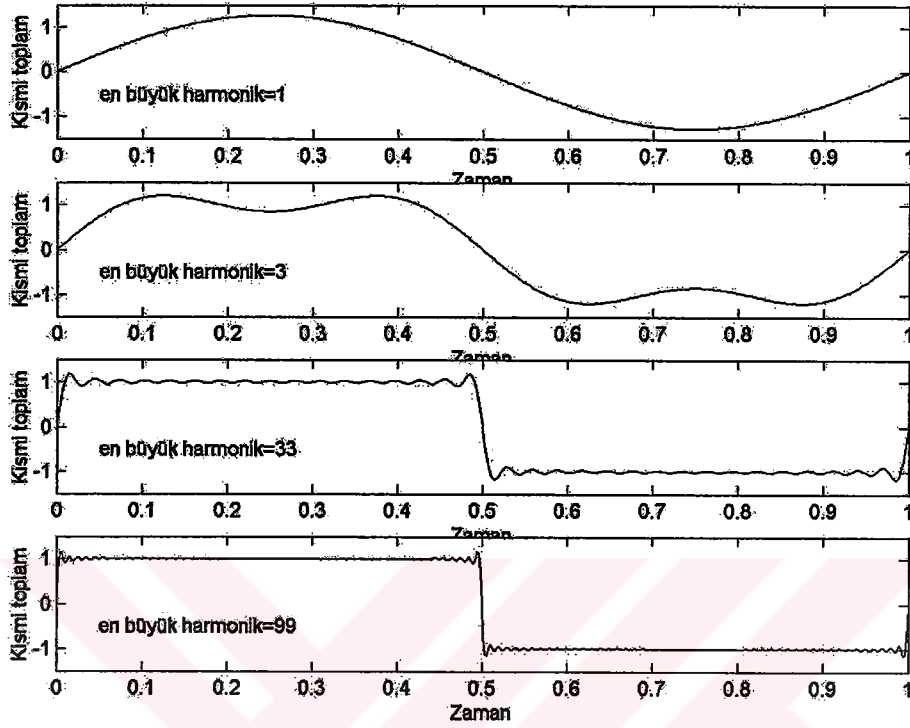
Örnek olarak periyodik bir kare sinyal elde etmek için Fourier serisi yaklaşımı ile elde edilebilir. Bu amaçla öncelikle Fourier harmonikleri ayrı ayrı elde edilmelidir. Şekil Ek-1.1'de hesaplanmış bazı harmonikler görülmektedir.

Şekil Ek-1.2'de ise bu harmoniklerin birbirine eklenmesiyle elde edilen kare sinyalin oluşumu görülmektedir. Görülebileceği gibi en büyük harmonik arttıkça kare sinyale daha yakın bir sonuç elde edilmektedir.

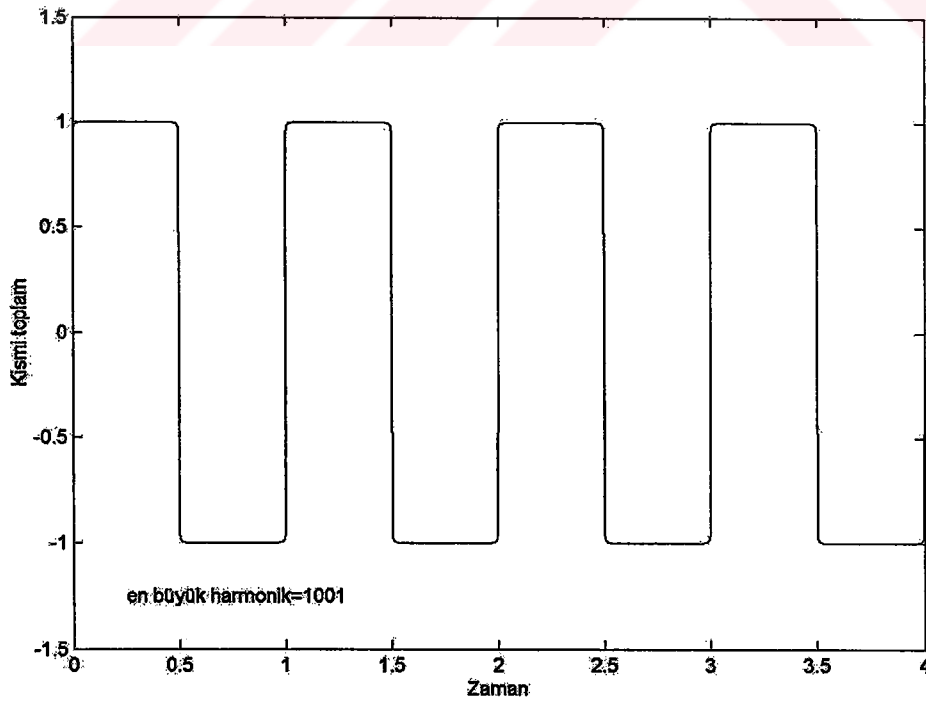


Şekil Ek-1.1 Fourier serisi harmoniklerinden bazıları

Fourier harmoniklerinin sayısı arttıkça sinyal istenilene daha da yaklaşacaktır. Şekil Ek-1.3'te 1001 inci harmoniğe kadar Fourier serisi sonucu oluşturulan kare sinyal görülmektedir.



Şekil Ek-1.2. Farklı sayıda Fourier harmoniklerinin oluşturduğu seriler.



Şekil Ek-1.3. Fourier serisi sonucu elde edilen kare sinyal (1001 harmonik).

Fourier serileri çeşitli matematiksel işlemlerle aşağıdaki şekilde Fourier integrallerine dönüştürülebilir (Newland, 1997);

$$x(t) = 2 \int_0^{\infty} A(\omega) \cos \omega t d\omega + 2 \int_0^{\infty} B(\omega) \sin \omega t d\omega \quad (\text{E-1.3})$$

bu eşitlikteki $A(\omega)$ ve $B(\omega)$ terimleri $x(t)$ 'nin Fourier dönüşümü bileşenleri ve Eşitlik E-1.3 Fourier integrali veya ters Fourier dönüşümüdür.

Sürekli zaman serisi $x(t)$ nin bilinmediği ve sadece eşit aralıklarla örneklenmiş ayrık zaman serisi $\{x_r\}$, $r=0,1,2,\dots,(N-1)$; $t=r\Delta$ ve $\Delta=T/N$ biliniyor ise Fourier serisini yaklaşık olarak hesaplamak için

$$X_k = \frac{1}{N} \sum_{r=0}^{N-1} x_r e^{-i(2\pi k r / N)} \quad (\text{E-1.4})$$

eşitliği kullanılabilir. Bu yaklaşımla örnekleme aralığı yeterince küçültülerek sürekli Fourier dönüşümü ayrık Fourier dönüşümü şeklinde yaklaşık olarak hesaplanabilir. Hızlı Fourier Dönüşümü olarak adlandırılan bilgisayar algoritmaları sayesinde AFD hızlı ve daha az hatalı olarak hesaplanabilmektedir.

Fourier analizi hakkında daha fazla bilgi ve eşitliklerin eldesi (Newland, 1997) kaynağında bulunabilir.

EK-2

MATLAB® *pwelch* Fonksiyonu , (The Mathworks Inc., 2000)

Spektral hesaplamalarda kullanılan MATLAB® programının *pwelch* fonksiyonunun değişkenleri ve bunların anlamı aşağıda verilmiştir

Yazım Şekli

```
[Pxx,w]=pwelch(x)
[Pxx,w]=pwelch(x,nwin)
[Pxx,w]=pwelch(x,nwin,noverlap)
[Pxx,w]=pwelch(x,nwin,noverlap,nfft)
[Pxx,f]=pwelch(x,nwin,noverlap,nfft,fs)
[Pxx,w]=pwelch(x,nwin,noverlap,...,'range')
pwelch(...)
```

Tanım

[Pxx,w]=pwelch(x) Welch değiştirilmiş periodogram spektrum hesaplama metodu kullanarak x giriş sinyalinin Pxx GSY'nu hesaplar.

Fonksiyonun diğer değişkenleri girilmediği zaman:

- x vektörü herbiri %50 oranında üst üste binecek şekilde sekiz eşit parçaya bölünür
- sekiz eşit parçaya bölünen kısmın dışında kalan veriler atılır
- bütün bölüntülere aynı uzunlukta Hamming penceresi uygulanır (Bkz. Ek-4).

GSY güç/rad/örnek olarak hesaplanır. Karşılık gelen w frekanslar Pxx ile aynı uzunlukta rad/örnek olarak hesaplanır.

Gerçek değerli bir x giriş vektörü frekans olarak tek taraflı GSY oluştururken karmaşık değerli x vektörü iki taraflı GSY üretir.

Genellikle HFD'nün uzunluğu N ve giriş vektörü x 'in uzunluğu P_{xx} 'in uzunluğunu ve karşılık gelen normalize frekansın menzili tayin eder. Bu yazım şekli için HFD'nün uzunluğu varsayılan olarak bölüntünün uzunluğundan daha büyük olan 2'nin ilk kuvveti ve 256'dan büyük olanıdır. Çizelge 1 bu yazım şekli için P_{xx} ve karşılık gelen normalize frekansın menzili göstermektedir.

Çizelge Ek-2.1. GSY ve karşılık gelen frekans vektörlerinin uzunlukları

Gerçek/ karmaşık giriş verileri	P_{xx} 'in uzunluğu	Karşılık gelen normalize frekans
Gerçek değerli	$(N/2)+1$	$[0, \pi]$
Karmaşık değerli	N	$[0, 2\pi)$

Bu çalışmada pwelch fonksiyonunun aşağıdaki yazım şekli kullanılmıştır. Temel özellikler yukarıdaki yazım şekli ile aynı olmakla birlikte fonksiyondaki değişkenlerin anlamı ve GSY hesaplamasındaki etkileri aşağıda anlatılmıştır.

$[P_{xx}, w] = \text{pwelch}(x, nwin, noverlap, nfft, fs)$

- $nwin$ = uygulanan Hamming penceresinin uzunluğudur. $nwin$ pozitif bir tamsayı olmak zorundadır.
- $noverlap$ = yanyana olan bölüntülerde ortak olan veri örneklerinin sayısını verir. Bu değer pencere boyutundan küçük olmak zorundadır. Varsayılan değer % 50'dir ve boş vektör işareti konularak varsayılan değer atanabilir.
- $nfft$ = Welch metodu kullanılarak yapılan GSY hesabında HFD nokta sayısını belirleyen pozitif tamsayıdır. Bu değer eğer [] şeklinde boş vektör olarak verilir ise yukarıdaki yazım şeklinde varsayılan değer atamasındaki kriter uygulanır. P_{xx} uzunluğu w frekansının menzili

$nfft$ değeri, x vektörünün değerleri ve örnekleme frekansının (f_s) değeriyle değişir (Çizelge 2).

- $f_s = \text{GSY } P_{xx}$ ve karşılık gelen w frekanslarını hesaplamak için belirlenen örnekleme frekansının Hz olarak değeridir. Bu durumda frekans vektörünün değerleri Hz cinsinden ve GSY değeri ise güç/Hz cinsindendir. Bu değer $[]$ şeklinde boş vektör olarak verilir ise varsayılan örnekleme frekansı 1 Hz'dir.

Çizelge Ek-2.2. GSY ve frekans vektörünün f_s ve $nfft$ 'ye göre uzunluğu

Gerçek/ karmaşık giriş verileri	$nfft$ (çift/tek)	P_{xx} 'in uzunluğu	f 'in menzili
Gerçek değerli	Çift	$(nfft/2+1)$	$[0, f_s/2]$
Gerçek değerli	Tek	$(nfft+1)/2$	$[0, f_s/2]$
Karmaşık değerli	Çift veya tek	$nfft$	$[0, f_s)$

Bu algorithmada uygulanan pencere tipini değiştirmek için $nwin$ değeri yerine pencere tipinin fonksiyonu yazılır (Bkz. Ek-4). Kullanılan bütün değişkenlerle algoritma için bir örnek aşağıda yazılmıştır.

```
[Pxx, f]=pwelch(x,bartlett(403),[],1024,140)
```

burada x giriş vektörüne 403 veri boyutunda bartlett tipinde pencere uygulanmış, varsayılan (%50) oranda üst üste bindirilmiş, 1024 nokta HFD 140 Hz'de örnekleme ile hesaplanarak P_{xx} GSY ve karşılık gelen f frekans vektörleri hesaplanmıştır.

EK-3**Örnek Bilgisayar Programı**

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Tuncay KARAÇAY
% Bir Taşıtın Sürüş Karakteristiginin Duragan Olmayan İstatistiksel Analizi
%
% Pürüzlü bir yol üzerinde hızlanan bir serbestlik dereceli taşıtın sürüş
% karakteristiğini hesaplar
%Değişkenler;
% windowl= uygulanan pencerenin boyutu
% x=mesafe vektörü
% y=yükselti vektörü
% constv=sabit hız değerleri
% v= hız vektörü
% pacc= yolun ivme GSY
% pvel= yolun hız GSY
% pelev= yolun yükselti GSY
% hw1= taşıtın karmaşık frekans cevabı fonksiyonu
% pyacc= taşıtın ivme cevabı GSY
% pyvel= taşıtın hız cevabı GSY
% pyelev= taşıtın yükselti cevabı GSY
% rmsar= taşıtın ivme cevabı KOK
% scrtime= işlem süresi

clear
clc

aa=clock;
windowl=403;

%Verilerin standart hale getirilmesi
% ASCII formatındaki dosyalar load komutu ile MATLAB ortamına aktarılır.
load prorut7.txt -ascii

% x eksen verilerin birinci sütunu olan mesafeler (birim çevirme de yapıldı ft==>m)
x7=prorut7(:,1).*12.*25.4./1e3;
x=x7;

% Gereksiz değişkenler silinir
clear x7

% y eksen verilerin ikinci sütun olan yükselti (birim çevirme de yapıldı ft==>mm).
y7=prorut7(:,2).*12.*25.4;

% veriler standart hale getirilir, yani ortalama değeri sıfıra eşitlenir.

for ii=1:3226
    y(ii)=y7(ii)-mean(y7);
end

% Ortalama değeri kontrol edilir.
y=y';
ort=mean(y)
clear ort ii y7 prorut7

```

% Yol pürüzlülüğünden hız ve ivmeye geçiş

```
for constv=1:100 %km/h olarak
    deltat(:,constv)=0.04999939/(constv/3.6);      % 3,6 ya bölerek hız m/s ye çevirilir.
    t(:,constv)=x./(constv./3.6);
    v(:,constv)=diff(y)./diff(t(:,constv));        % hız
    a(:,constv)=diff(v(:,constv))./diff(t(1:end-1,constv)); % ivme
end
```

% Yükselti ve ivmenin GSY hesaplanır

```
for ind=1:100
    [pacc(:,ind),f(:,ind)]=pwelch(a,hamming(windowl,[],1024,1./deltat(:,ind)));
    [pvel(:,ind),f(:,ind)]=pwelch(v,hamming(windowl,[],1024,1./deltat(:,ind)));
    [pelev(:,ind),f1(:,ind)]=pwelch(y,hamming(windowl,[],1024,1./deltat(:,ind)));
end
```

%Taşıt modeli değerleri girilir

```
% Bir serbestlik dereceli taşıt modeli değerleri
m=500;
k=2000;
c=750;
```

% Taşıt modelinin frekans cevapları bulunur.

```
for ind=1:100
    hw1(:,ind)=((c*j*f(:,ind)+k)./(-m*f(:,ind).*f(:,ind)+c*j*f(:,ind)+k));
end
```

```
hw12=hw1.*conj(hw1);
```

```
pyacc=pacc.*hw12;
pyvel=pvel.*hw12;
pyelev=pelev.*hw12;
```

% İvme cevabının ivme cevabı KOK hesaplanır. (pyacc'nin frekansa göre integrali alınır)

```
for ind=1:100
    for ind2=1:513
        df(ind2,ind)=f(2,ind)-f(1,ind);
        AA(ind2,ind)=pyacc1(ind2,ind).*df(ind2,ind);
    end
end
```

```
for ind1=1:512
    rmsartemp(ind1,:)=AA(ind1,:)+AA(ind1+1,:);
end
```

```
rmsar1=sqrt(rmsartemp(:,,:));
scrttime=etime(clock,aa)
```

```
clear m k c M kt ks cs ms k1 k2 ind ind1 ind2 hw1 hw2 kapa v c1 AA rmsartemp aa constv
pack
```

% İvme cevabı GSY grafiğini çizdirmek için

```
a=1:100;
```

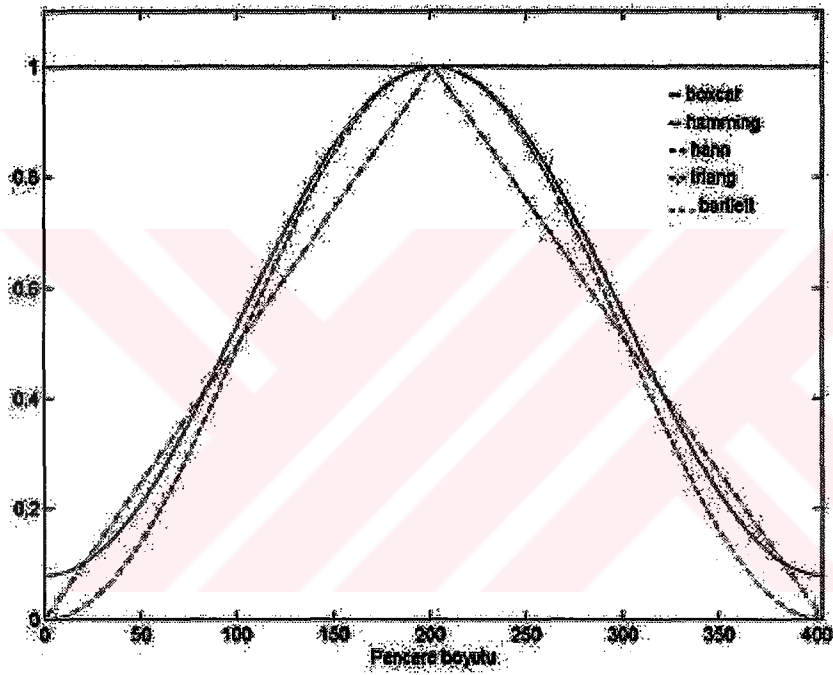
```
xeks=repmat(a,513,1)
H_surf=surf(xeks,f,pyacc1)
hf_axes=gca;
set(hf_axes,'yscale','log','ydir','reverse','zscale','log','view',[-86 22]);
H_xlabel=xlabel('Zaman (s)','fontname','arial unicode ms');
H_ylabel=ylabel('Frekans Hz','fontname','arial unicode ms');
H_zlabel=zlabel('GSY (mm/s^2)^2/Hz','fontname','arial unicode ms');
set(H_surf,'facecolor','none'),rotlabels
```



EK- 4

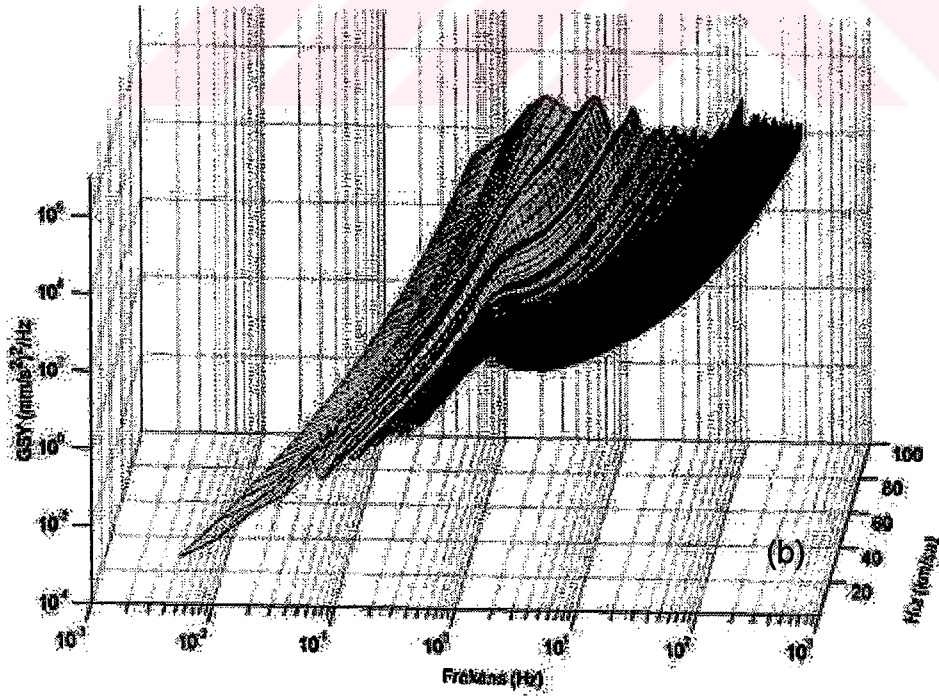
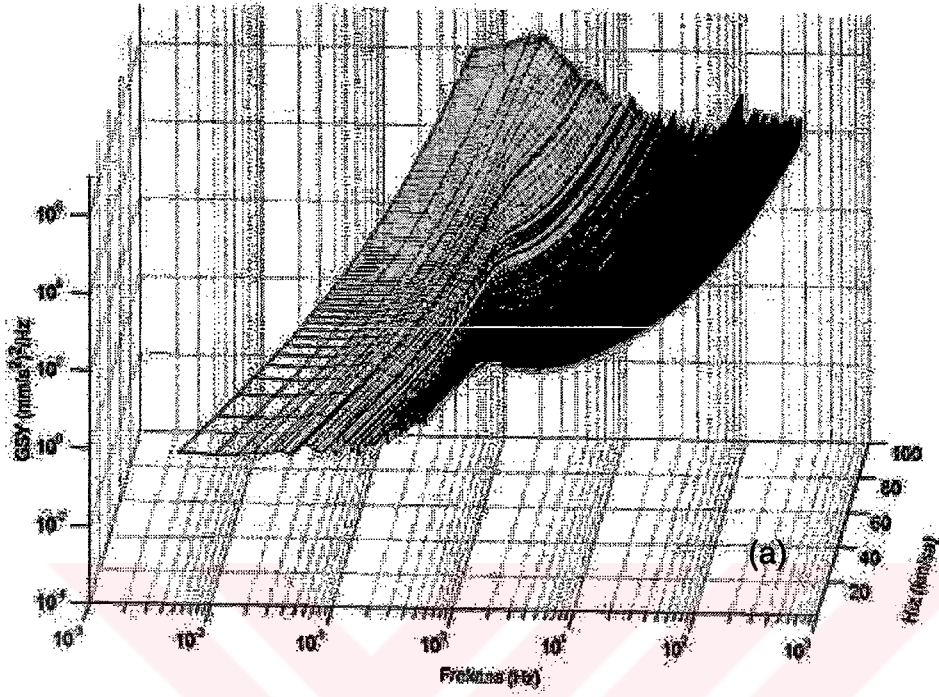
Farklı Pencere Tipleriyle Elde Edilmiş Güç Spektral Yoğunlukları

Bu çalışmada çeşitli özelliklerinden dolayı Hamming tipi pencere kullanılmıştır. Diğer pencere tiplerinin zaman bölgesindeki grafikleri Şekil Ek-4.1'de verilmiştir.

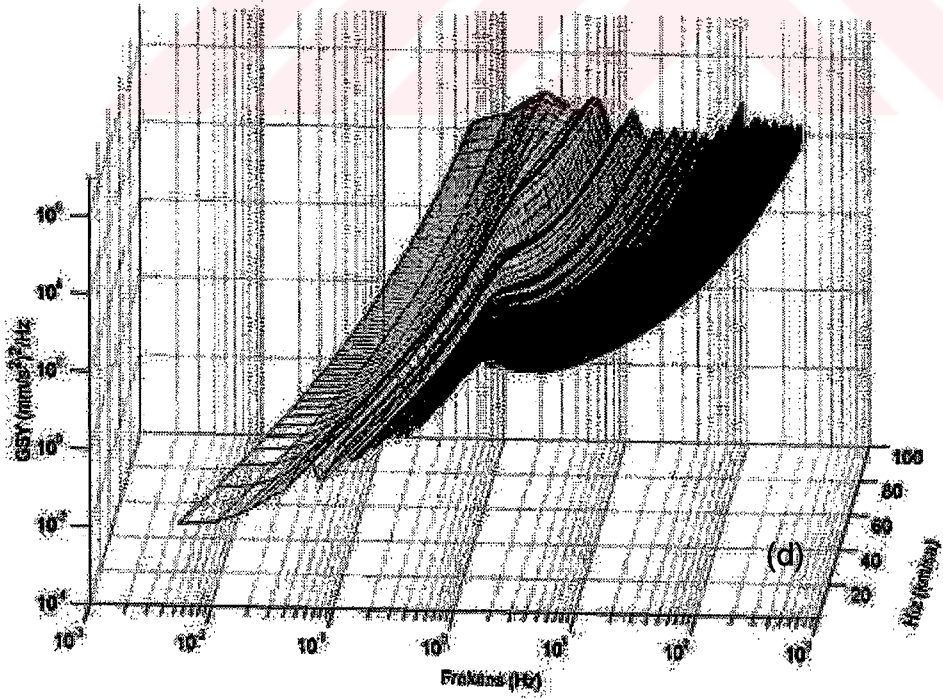
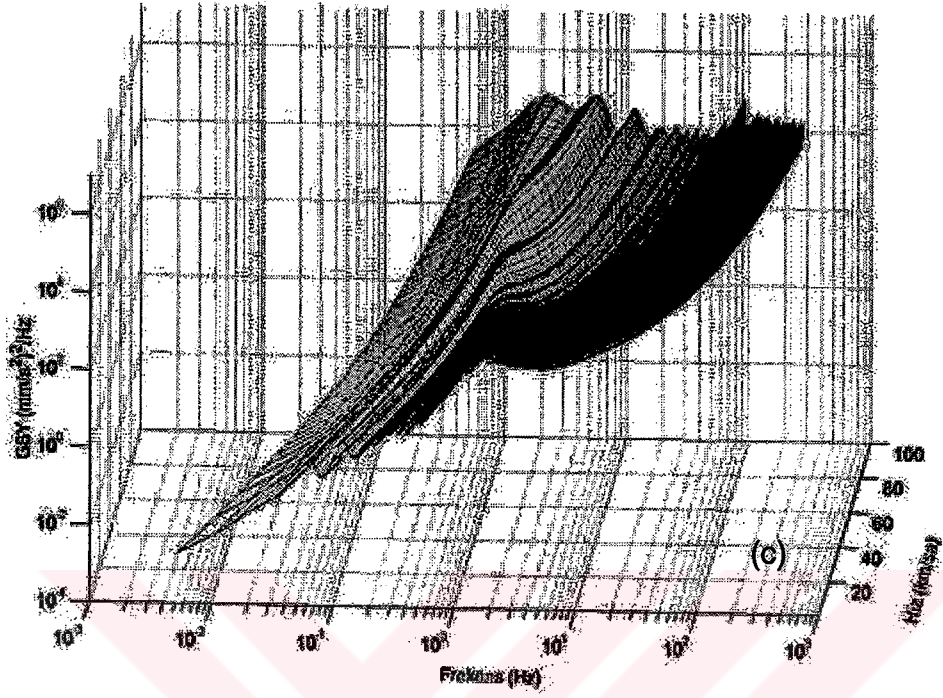


Şekil Ek-4.1. Pencere tipleri

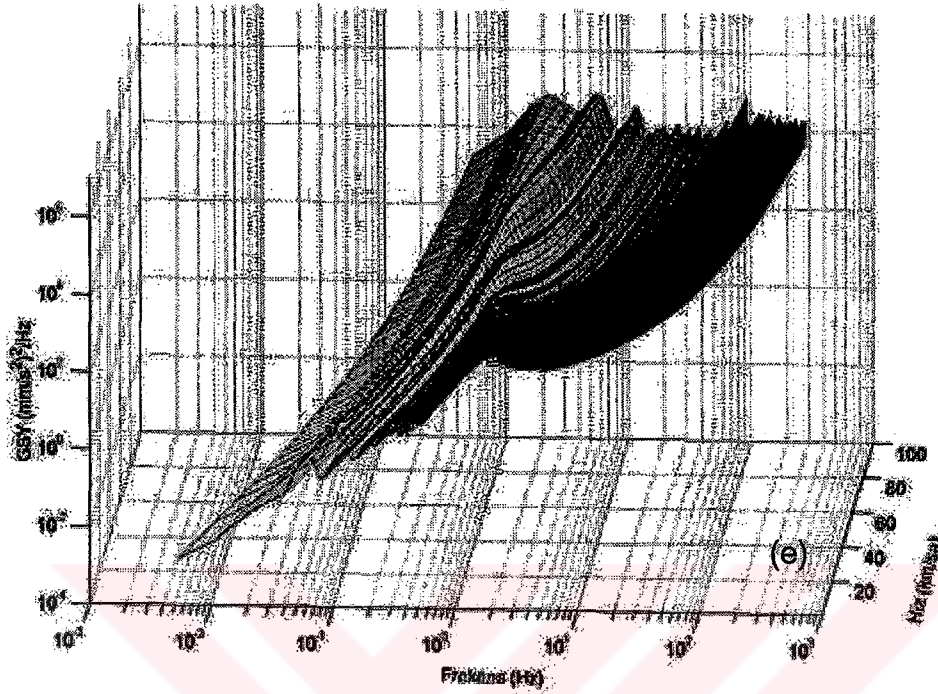
Farklı pencere tipleriyle taşıtın ivme cevabı GSY grafikleri de Şekil Ek-4.2'de görülmektedir.



Şekil Ek-4.2. (devam ediyor)



Şekil Ek-4.2. (devam ediyor)



Şekil Ek-4.2. Farklı pencere tipleriyle hesaplanmış ivme cevabı GSY, (a) Kare, (b) Bartlett, (c) Hann, (d) Hamming, (e) Üçgen

Görüldüğü gibi pencerenin tipi GSY'nun temel şeklini fazla değiştirmemekle birlikte GSY'nun varyansı ve çözünürlüğü değişmektedir. Özellikle kare pencere tipinde düşük frekans aralığı diğer pencere tiplerinden farklı olarak yüksek değerlerde oluşmakta ve yüksek frekans değerlerindeki çözünürlük çok yüksek oluşmaktadır. Hamming ve Hann pencere tipleri birbirlerine çok yakın olduğu için sadece düşük frekanslardaki şekil değişikliği fark olarak göze çarpmaktadır.

EK-5

Pencere Boyutunun Etkisi

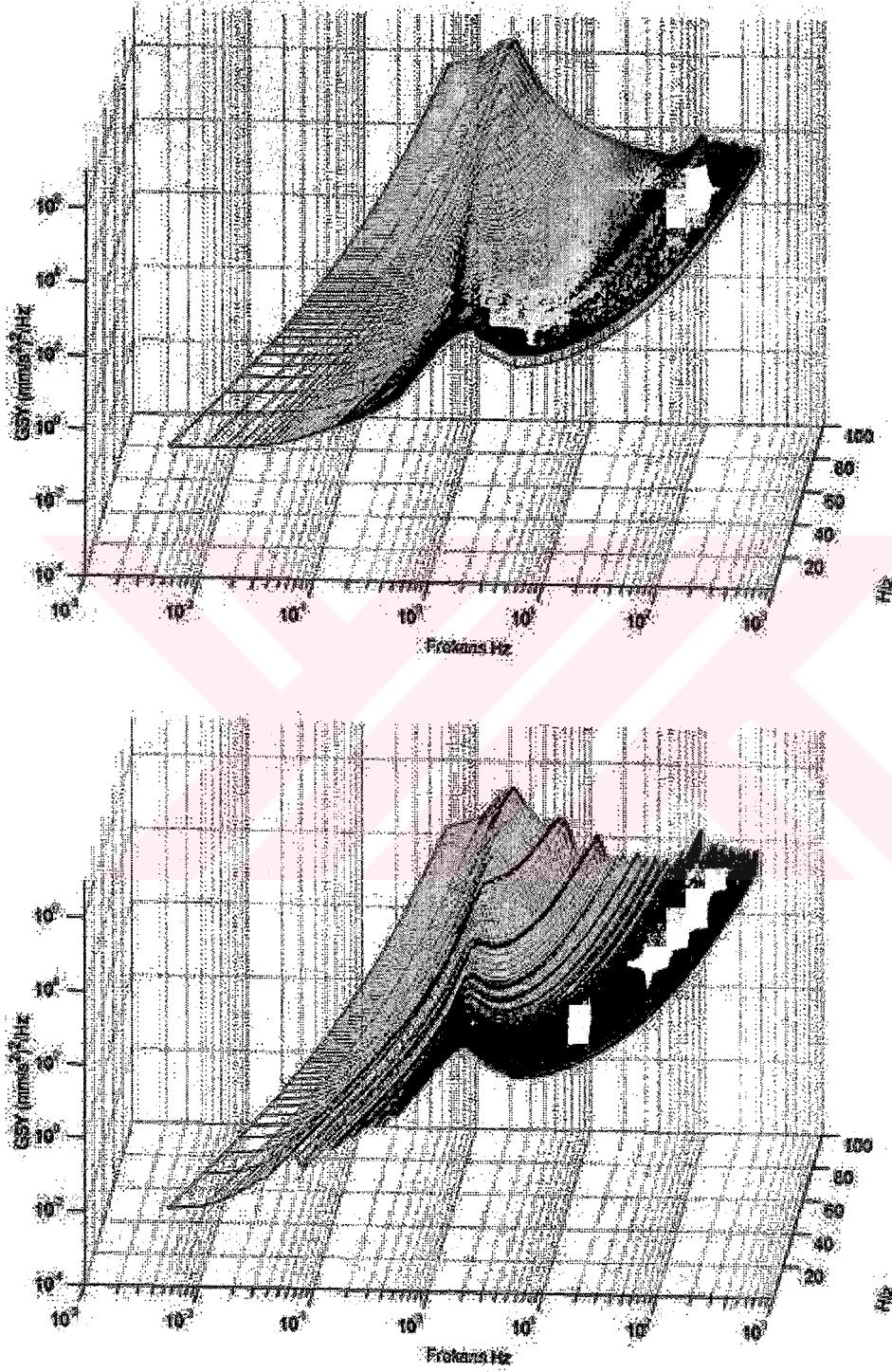
Çalışmada spektrum yoğunluklarının değer olarak yeterli hassasiyette ve içerik olarakda yeterli çözünürlükte olmasını sağlamak amacıyla mevcut yol profili ölçüm değerlerinin spektral analizi konusunda çalışmalar yapılmıştır. Bu amaçla 3224 veriden oluşan ölçüm verilerine 50'den 3200'e 50'şer aralıklarla farklı boyutlarda Hamming tipi pencere uygulanmıştır.

Bilindiği gibi spektral analizinde periodogram uygulanacak bölüntü sayısı ile spektrumun varyansı arasında ters orantı vardır. Diğer taraftan spektrumun çözünürlüğü de pencere boyutuyla ters orantılıdır. Yani $N=LK$ sabit uzunlukta veriye sahip ölçümler için, N ; veri sayısı, L ; pencere boyutu ve K =pencere sayısı ise

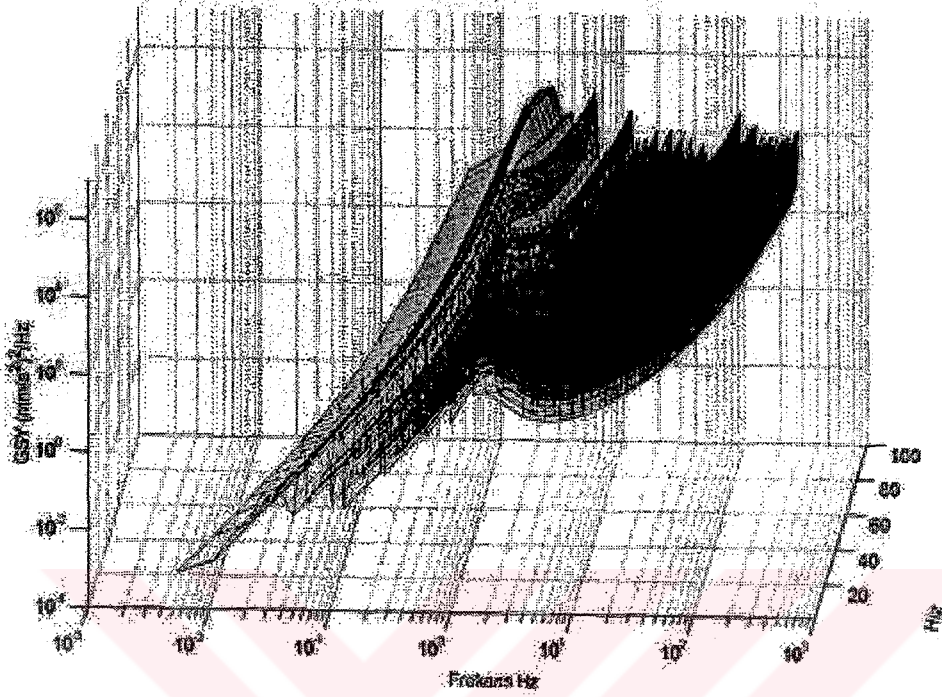
$$\text{var} \propto \frac{1}{K} \quad \text{ve} \quad \text{çözünürlük} \propto \frac{K}{N}$$

bu olay spektrum analizinde varyans ve çözünürlük arasındaki değişimi ifade etmektedir. Sabit uzunlukta veriler için pencere boyutunu artırmak çözünürlüğü iyileştirirken varyansa kötü etki etmektedir, bunun tam tersi de geçerlidir.

En uygun pencere boyutunu seçmek amacıyla yapılan çalışmada elde edilen ivme GSY grafiklerinden bazıları Şekil Ek-5.1'de görülmektedir.



Şekil Ek-5.1. (devam ediyor)



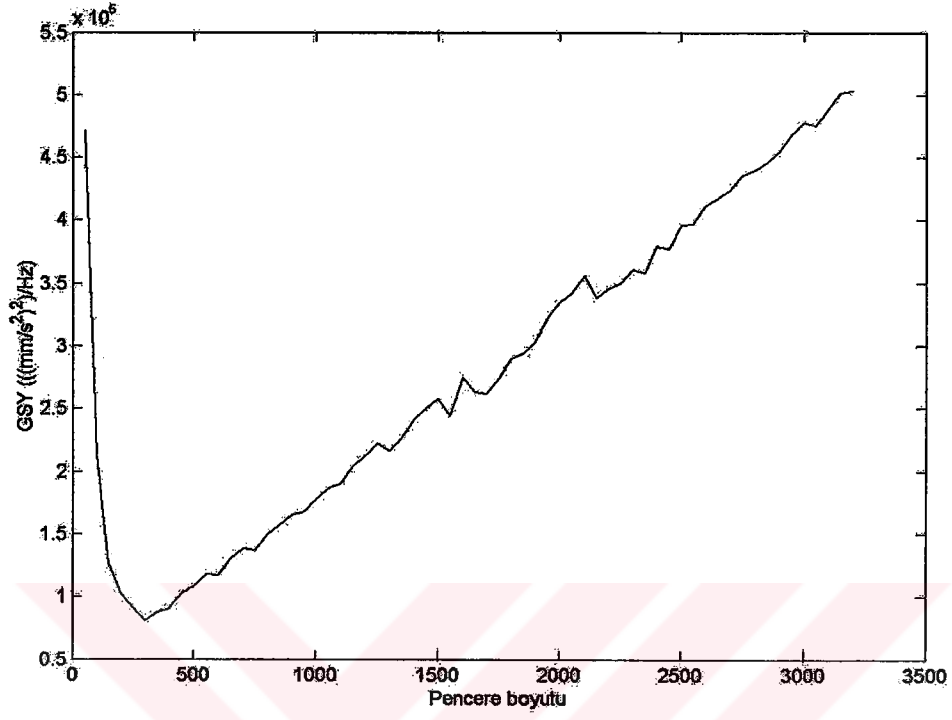
Şekil Ek-5.1. İvme GSY, (a) pencere boyutu=50, (b) pencere boyutu=403, (c) pencere boyutu 1600

Farklı pencere boyutlarında ivme GSY'nun ve KOK'nün aldığı bazı değerler ile bu değerlerin hangi sönüm oranında gerçekleştiği Çizelge Ek-5.1'de verilmiştir.

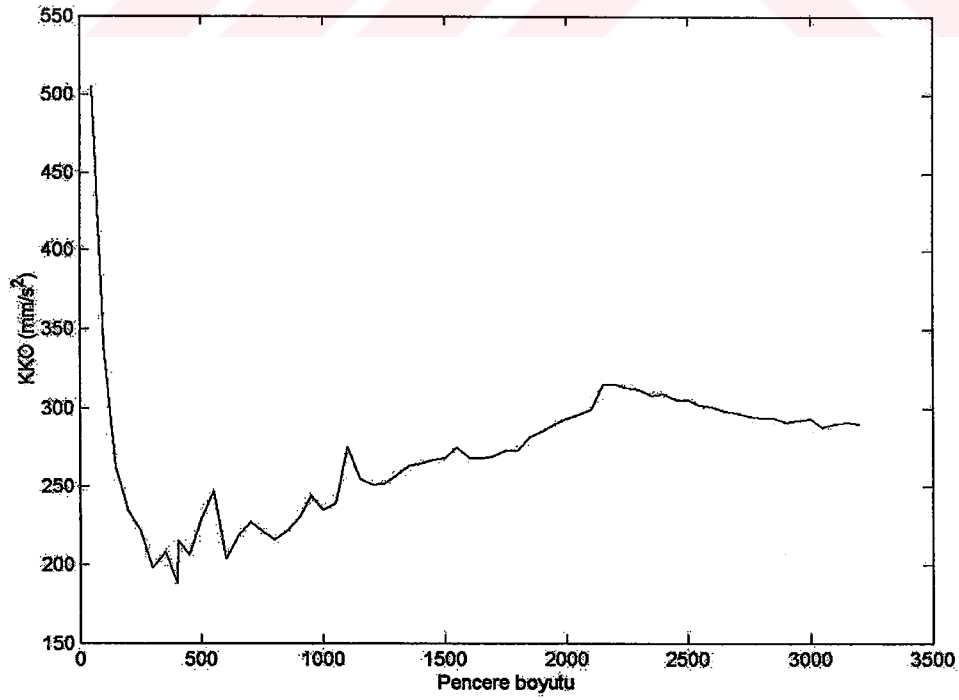
Çizelge Ek-5.1. Değişik pencere boyutlarında GSY ve KOK'nün aldığı en büyük değerler ve bu değerlerin oluştuğu sönüm oranları

Pencere boyutu	GSY değeri (mm/s ²) ² /Hz	GSY sönüm oranı, ζ	KOK değeri (mm/s ²)	KOK Sönüm oranı, ζ
50	4,71x10 ⁵	1,1	505	1,1
100	2,13 x10 ⁵	0,95	339	0,95
150	1,27 x10 ⁵	0,65	262	0,65
200	1,02 x10 ⁵	0,525	234	0,525
250	9,1 x10 ⁴	0,475	222	0,475
300	8,12 x10 ⁴	0,425	198	0,4
350	8,79 x10 ⁴	0,425	208	0,4
400	9,04 x10 ⁴	0,425	188	0,35
403	9,23 x10 ⁴	0,425	215	0,35
450	1,03 x10 ⁵	0,425	206	0,4
500	1,08 x10 ⁵	0,425	229	0,425
550	1,18 x10 ⁵	0,425	247	0,325
600	1,17 x10 ⁵	0,425	204	0,325
650	1,3 x10 ⁵	0,425	218	0,325
700	1,38 x10 ⁵	0,425	227	0,325
750	1,37 x10 ⁵	0,425	221	0,3
800	1,49 x10 ⁵	0,425	216	0,3
850	1,57 x10 ⁵	0,425	221	0,3
900	1,65 x10 ⁵	0,425	230	0,3
950	1,68 x10 ⁵	0,425	244	0,3
1000	1,77 x10 ⁵	0,425	235	0,3

Bu değerler pencere boyutunun 50-3200 arasındaki değerleri için çizilecek olursa GSY için Şekil Ek-5.2 ve KOK için Şekil Ek-5.3 elde edilir.



Şekil Ek-5.2. GSY değerinin pencere boyutuyla değişimi



Şekil Ek-5.3. KOK değerinin pencere boyutuyla değişimi

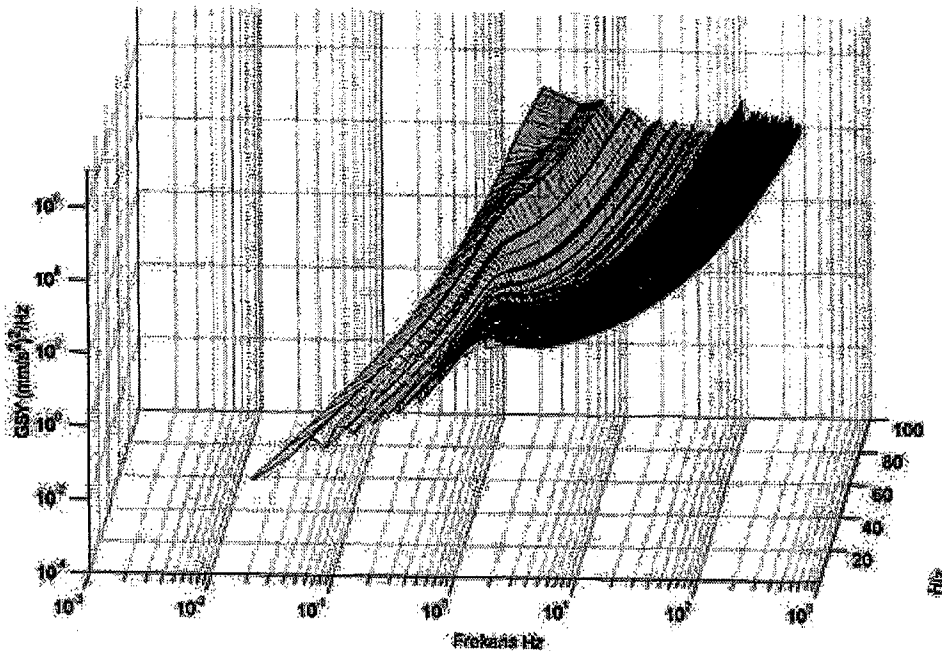
Bu hesaplamalar sonucunda en uygun pencere boyutu olarak 403 veri seçilmiştir, çünkü Şekil Ek-5.2'den da görülebileceği gibi GSY değeri 300 ile 500 değeri arasında en düşük değerlerini almaktadır, bu varyansın düşüklüğüne işaret etmektedir. Diğer taraftan elde edilen GSY grafiklerindeki çözünürlükte frekans bileşenlerinin ayrımı için yeterli görünmektedir (Bkz. Şekil Ek-5.1.b). 403 değerinin seçilmesindeki ikinci bir sebepte mevcut yol profili verilerinin sabit uzunluğunun 3224 olması ve bu değer 403'e tam olarak bölünebilmesidir. MATLAB® programının GSY'nu hesaplayan *pwelch* algoritması pencere boyutu dışarısında kalan verileri atmaktadır (The Mathworks Inc, 2000), bu sebeple bütün frekans bileşenlerinin sistemin içerisinde kalabilmesi için veri sayısına tam bölünebilen bir pencere boyutu seçilmiştir.

EK-6

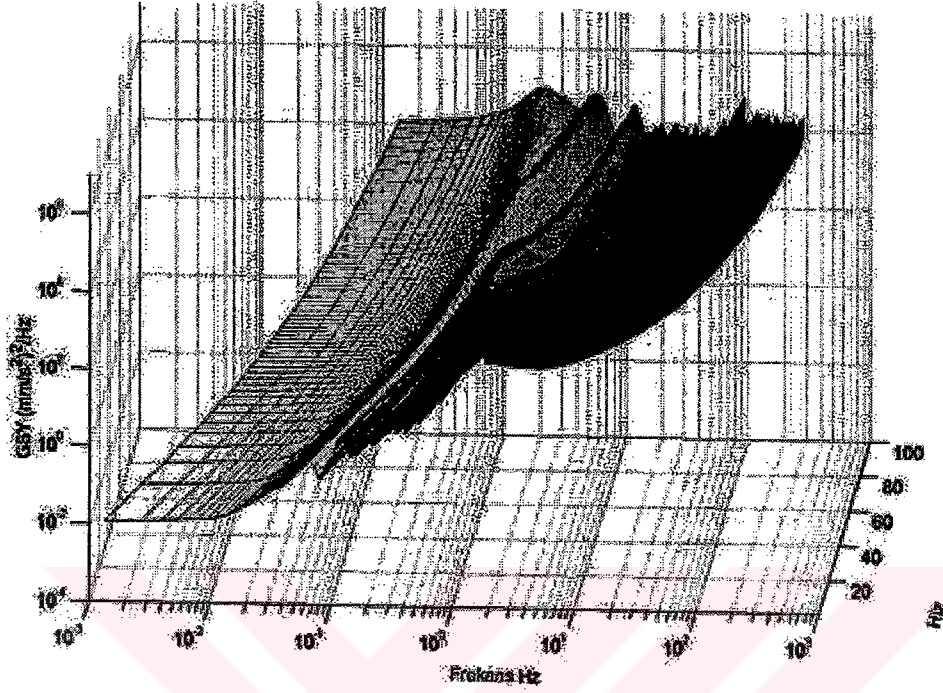
Hızlı Fourier Dönüşümü Nokta Sayısının Etkisi

Hızlı Fourier Dönüşümü nokta sayısı elde edilen spektrum matrisinin uzunluğunu değıştirdiği için yeterli çözünürlüğe sahip olmak amacıyla HFD nokta sayısının etkileri de incelenmiştir. Şekil Ek-6.1'de 256 nokta ve Şekil Ek-6.2'de 4096 nokta HFD ile elde edilmiş ivme güç spektral yoğunlukları görölmektedir.

Yüksek nokta sayısına sahip çözümler doğal olarak daha uzun bilgisayar işlem zamanı gerektirmektedir. Ayrıca nokta sayısının ikinin katı olup olmaması da işlem zamanını oldukça etkilemektedir. Bir çözümün elde edilebilmesi için örnek nokta sayıları için bilgisayar işlem zamanları Çizelge Ek-6.1'de verilmiştir. Şekil Ek-6.1, Şekil Ek-6.2 ve Çizelge Ek-6.1 incelenerek bu çalışmada 1024 nokta HFD ile spektral analiz yapılmıştır. Böylece yeterince çözünürlük nispeten daha kısa zamanda elde edilmiştir. Güç spektral yoğunluklarının çözünürlüğü bu çalışma için yeterlidir.



Şekil Ek-6.1. İvme GSY (256 nokta HFD)



Şekil Ek-6.2. İvme GSY (4096 nokta HFD)

Çizelge Ek-6.1. HFD nokta sayısı ile bilgisayar işlem zamanının değişimi

HFD nokta sayısı	Bilgisayar işlem zamanı (s)
256	22,8130
512	24,9760
514	26,8390
1024	32,0360
1028	34,7000
2048	46,3470
4096	89,0680

ÖZGEÇMİŞ

Tuncay KARAÇAY Temmuz 1977'de Ankara'da doğdu, 1994 yılında Mersin Fen Lisesi'nden mezun oldu. İngilizce hazırlık Haziran 1995'te ve lisans eğitimini Haziran 1999'da Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünde tamamladı. Aynı yılın Eylül ayında Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde yüksek lisans eğitimine başladı. Ocak 2000 tarihinden itibaren Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü, Makina Teorisi ve Dinamiği Anabilimdalı'nda Araştırma Görevlisi olarak çalışmaya başladı ve halen aynı görevi sürdürmektedir.