

66604

TAŞITLARIN SEYİR KONFORU

DOKTORA TEZİ

Yük. Müh. İbrahim Hilmi ÇAĞIL

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 15 Kasım 1996

Tezin Savunulduğu Tarih : 25 Şubat 1997

Tez Danışmanı

: Prof.Dr. Mehmet Yaşar ÖZEMİR

Diğer Jüri Üyeleri

: Prof.Dr. Ali Güvenç GÖKTAN 16.05.97

: Prof.Dr. Faris KAYA 21.05.97

: Prof.Dr. Orhan DENİZ 22.05.1997

: Prof.Dr. İ.Murat EREKE 16.05.97

ŞUBAT 1997

ÖNSÖZ

Taşıtlar günlük yaşamın ayrılmaz bir parçası haline gelmiş olan ve insanların ulaşım ihtiyacını gideren araçlardır. İnsanlar faydalandıkları taşıtların gerek titreşim açısından ve gerek ergonomik açıdan konforlu olmasını isterler. Bu istem taşıtın albenisini arttırdığı gibi sürücünün yorulmasını, dikkatinin dağılmasını önleme açısından da değer kazanır. Trafik kazalarının çoğunun dikkatsizlik ve tedbirsizlik nedenlerinden kaynaklandığı nazara alındığında, seyir konforunun ne denli önem kazandığı da ortaya çıkar.

Yaptığım bu çalışmada, taşıtlara gelen düşey titreşimlerin etkisi, matematiksel yol ile incelenmiş, sürücüye gelen titreşimler için matematiksel yoldan konfor sayıları bulunmuştur. Konfor sayıları üzerinde irdeleme yapılarak sürücü koltuğu yaslanma yayının sert yapılması gerekliliği sonucuna varılmıştır.

Bu doktora konusunu bana teklif ederek çalışmamda büyük emeği olan sayın Prof. Dr. Mehmet Yaşar Özemer'e teşekkürü borç bilirim.

İstanbul, Kasım 1996

Yük. Müh. İbrahim Hilmi Çağıl

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ		ii
SEMBOL LİSTESİ		vi
ŞEKİL LİSTESİ		ix
TABLO LİSTESİ		xvii
ÖZET		xviii
SUMMARY		xix
BÖLÜM 1	GİRİŞ	1
1.1	Çalışmanın Amacı	1
1.2	Seyir Konforu	1
1.3	Daha Önce Yapılan Çalışmalar	3
1.4	Çalışmayı Özendiren Nedenler	7
BÖLÜM 2	TAŞIT TİTREŞİMLERİ İÇİN MATEMATİKSEL MODEL KURULMASI VE TİTREŞİM PROBLEMİNİN FORMÜLASYONU	8
2.1	Matematiksel Model Kurulması	8
2.2	Taşıt Titreşimlerinin Formülasyonu	11
BÖLÜM 3	MATEMATİKSEL MODELİN BİLGİSAYAR İLE ÇÖZÜMÜ	14
3.1	Matematiksel Modelin Çözüme Hazırlanması	14
3.2	Yeni Durum Değişkenleri İle Matematik Modelin Kurulması	15
3.3	Sürekli Durum Uzayında Matematik Modelin İfadesi	16

3.3.1	$\dot{x} = Ax + Bu$ bağıntısındaki A matrisinin ifadesi	17
3.3.2	$\dot{x} = Ax + Bu$ bağıntısındaki B matrisinin ifadesi	18
3.3.3	Sinusoidal giriş fonksiyonu	19
3.3.4	Matlab'in c2d fonksiyonunun kullanılması	19
3.3.5	Özdeğerlerin incelenmesi	19
3.3.6	Matematiksel modelin zamana bağlı davranışlarının incelenmesi	20
BÖLÜM 4	ÇÖZÜM İÇİN SÖZÜ EDİLEN SAYISAL YÖNTEMLERİN MATEMATİK MODELE UYGULANIŞI	21
4.1	Özdeğerlerin Bulunuşu	21
4.2	c2d.m Alt Programı İle Ayrık Zaman Uzayı İçin AD Ve BD Matrislerinin Hesabı	21
4.3	Giriş Fonksiyonlarının Zamana Bağlı Olarak Verilmesi	22
4.3.1	Sürekli sinus giriş için giriş fonksiyonlarının program içindeki ifadeleri	22
4.3.2	Engel aşmadaki sinus giriş fonksiyonlarının program içindeki ifadeleri	23
4.4	Gradient Sayısal Türev Alt Programı	25
4.5	İncelemenin Yapıldığı Yer	27
4.6	Konfor İncelemesi İçin Tanımlar Ve Hesaplama Yöntemi	28
4.7	Konfor Hesaplama Yöntemi	29
4.8	Zamansal Düşey Uyarı Spektrum Yoğunluğunun İfadesi	30
4.9	El Ve Ayak İçin Düşey Titreşim İvmesinin Ağırlık Merkezi Düşey Titreşim İvmesinden Hareketle Hesaplanması	30

4.10	Konfor Sayısının Hesabı	31
4.10.1	Koltuk konfor sayısının hesabı	31
4.10.2	El konfor sayısının hesabı	32
4.10.3	Ayak konfor sayısının hesabı	33
4.10.4	Koltuk baş vurması konfor sayısının hesabı	33
4.11	Konfor Sayısının Frekans Boyunca İntegrasyonla ve Karekök İşlemi İle Bulunması	34
BÖLÜM 5	SONUÇLAR	35
5.1	Engel Aşma Hali	38
5.2	Sinusoidal Yol Formundaki İncelemeler	41
5.2.1	Sürücü düşey titreşim ivmeleri $\ddot{y}_4$ ve sürücü baş vurma titreşim ivmeleri $\ddot{\theta}_2$	41
5.3	Parametrik İnceleme	43
5.3.1	Koltuk baş vurma yay sertliğinin konfor sayısına etkisi	43
5.3.2	Koltuğun yerinin taşıt ağırlık merkezine göre konumu	56
5.3.3	Koltuk yay sertliği	56
5.3.4	Koltuk sönümü	79
5.3.5	Ön ve arka asılış yay sertliği	79
5.3.6	Ön ve arka asılış sönümü	102
5.3.7	Taşıt hızı	102
5.4	Öneriler	114
KAYNAKLAR		115
EK A	MATEMATİK MODELİN HAREKET DENKLEMLERİNİN AÇIKLAMASI	118
ÖZGEÇMİŞ		122

SEMBOL LİSTESİ

Latin harfleri:

simge	adı	birimi
a	ivme	m/s^2
c	sönüm sabiti	Ns/m
c_{01}	ön tekerlek sönümü	Ns/m
c_{02}	arka tekerlek sönümü	Ns/m
c_1	ön asılış sönümü	Ns/m
c_2	arka asılış sönümü	Ns/m
c_3	koltuk sönümü	Ns/m
D_2	gövde boyutsuz sönüm katsayısı	
D_3	koltuk boyutsuz sönüm katsayısı	
f	frekans	Hz
f_1	aks tabii frekansı	Hz
f_2	gövde tabii frekansı	Hz
$f_{\phi G}$	gövde baş vurma tabii frekansı	Hz
f_3	koltuk tabii frekansı	Hz
$f_{\phi K}$	koltuk baş vurma tabii frekansı	Hz
G	taşıtın ağırlık merkezi	
G'	sürücü + koltuğun ağırlık merkezi	
h	düzensizlik genliği	m
$\overline{h(t)^2}$	yol pürüzlülüğünün kompleks genliğinin karesel ortalaması	m^2
I_{G_3}	gövde atalet momenti	kgm^2
I_{G_4}	koltuk + sürücü atalet momenti	kgm^2
i_1	gövde jirasyon yarıçapı	m
i_2	koltuk jirasyon yarıçapı	m
k	yay sabiti	N/m
K	sürücü ve koltuğun baş vurma yay sertliği	Nm/rad
k_{01}	ön tekerlek yay sertliği	N/m
k_{02}	arka tekerlek yay sertliği	N/m
k_1	ön asılış yay sertliği	N/m
k_2	arka asılış yay sertliği	N/m

k_3	koltuk yay sertliği	N/m
KZ	konfor değeri	
L_1	ön aksın taşıt ağırlık merkezine mesafesi	m
L_2	arka aksın taşıt ağırlık merkezine mesafesi	m
L_3	koltuğun taşıt ağırlık merkezine mesafesi	m
m_1	tekerlek dahil ön aks kütlesi	kg
m_2	tekerlek dahil arka aks kütlesi	kg
m_3	sürücü ve koltuğu hariç taşıt gövdesi kütlesi	kg
m_4	sürücü ile koltuğunun kütlesi	kg
T	örnekleme periyodu	s
$u(t)$	uyarı fonksiyonu	
v	taşıt hızı	m/s
w	yol dalgalılık faktörü	
$y_{01}(t)$	yol engebe fonksiyonu / ön dingilin zamana bağlı olarak yer değiştirmesini veren fonksiyon	
$y_{02}(t)$	yol engebe fonksiyonu / arka dingilin zamana bağlı olarak yer değiştirmesini veren fonksiyon	
$y_1(t)$	ön dingilin düşey yerdeğiştirmesi	m
$y_2(t)$	arka dingilin düşey yerdeğiştirmesi	m
$y_3(t)$	taşıt kütlelerinin G ağırlık merkezine göre düşey yer değiştirmesi	m
$y_4(t)$	koltuğun düşey yer değiştirmesi	m

Grek Harfleri:

$\Phi_h(\Omega_0)$	yol spektrumu	cm^3
Ω_0	yola bağlı dairesel frekans	m^{-1}
ω	açısal hız	rad/s
$\Theta_1(t)$	gövdenin x0y düzlemindeki dönmesi	rad
$\Theta_2(t)$	koltuğun x0y düzlemindeki dönme	rad

Vektörler:

$\vec{u}$	öteleme vektörü	m
$\vec{\Theta}$	dönme vektörü	rad

İndisler:

a	ayak
e	el
φ	baş vurma
G	gövde
K	koltuk

Üsler:

.	birinci mertebeden türev
..	ikinci mertebeden türev



ŞEKİL LİSTESİ

		<u>Sayfa No.</u>
Şekil 1.1	Eşit değerlendirilmiş titreşim şiddeti eğrilerinin KZ titreşim frekansına ve ivmesine bağlı karakteristikleri	2
Şekil 1.2	Taşıt titreşimlerinin insanlara etkisini irdeleyen değerlendirme fonksiyonları	5
Şekil 1.3	Etki süresine bağlı konfor değerleri	6
Şekil 2.1	İdeal modeli kurulacak olan taşıt	8
Şekil 2.2	Taşıtın G kütle merkezine indirgenmiş yer değiştirme vektörleri ve bunların teknik adları	9
Şekil 2.3	Matematiksel model	10
Şekil 2.4	Serbest cisim diyagramı	11
Şekil 5.1	Birim sinus engelinin şeklinin zaman ekseninde gösterilimi	38
Şekil 5.1a	Engel aşma halinde ön aksın sinus engelini geçişinin zaman ekseninde gösterilimi	38
Şekil 5.1b	Engel aşma halinde arka aksın sinus engelini geçişinin zaman ekseninde gösterilimi	38
Şekil 5.2	Engel aşma halinde taşıtın ağırlık merkezinin (y_3) ve koltuk üzerindeki kişinin (y_4) düşey yer değiştirme titreşimleri	39
Şekil 5.3	En büyük ivme büyütme fonksiyonu genlikleri	40
Şekil 5.4	Sürekli sinus şeklindeki uyarıda kararlı olan büyütme fonksiyonu eğrileri	42
Şekil 5.5	Konfor sayısının koltuk baş vurma yay sertliği K ile değişimi	44
Şekil 5.6a	Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $L_3 = -0,50m$	45
Şekil 5.6b	Koltuk düşey titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $L_3 = -0,50m$	45
Şekil 5.6c	Ele gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $L_3 = -0,50m$	46
Şekil 5.6d	Ayağa gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $L_3 = -0,50m$	46

Şekil 5.6e	Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $L_3 = - 0,25m$	47
Şekil 5.6f	Koltuk düşey titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $L_3 = - 0,25m$	47
Şekil 5.6g	Ele gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $L_3 = - 0,25m$	48
Şekil 5.6h	Ayağa gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $L_3 = - 0,25m$	48
Şekil 5.6i	Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $L_3 = 0,0m$	49
Şekil 5.6j	Koltuk düşey titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $L_3 = 0,0m$	49
Şekil 5.6k	Ele gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $L_3 = 0,0m$	50
Şekil 5.6l	Ayağa gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $L_3 = 0,0m$	50
Şekil 5.6m	Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $L_3 = 0,25m$	51
Şekil 5.6n	Koltuk düşey titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $L_3 = 0,25m$	51
Şekil 5.6o	Ele gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $L_3 = 0,25m$	52
Şekil 5.6p	Ayağa gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $L_3 = 0,25m$	52
Şekil 5.6r	Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $L_3 = 0,50m$	53
Şekil 5.6s	Koltuk düşey titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $L_3 = 0,50m$	53
Şekil 5.6t	Ele gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $L_3 = 0,50m$	54
Şekil 5.6u	Ayağa gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $L_3 = 0,50m$	54
Şekil 5.6	Koltuğun taşıt ağırlık merkezine göre konumunun L_3 konfor üzerine etkisi	55
Şekil 5.7a	Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_3 = 5000 N/m$	57

Şekil 5.7b	Koltuk düşey titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_3 = 5000 \text{ N/m}$	57
Şekil 5.7c	Ele gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_3 = 5000 \text{ N/m}$	58
Şekil 5.7d	Ayağa gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_3 = 5000 \text{ N/m}$	58
Şekil 5.7e	Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_3 = 10000 \text{ N/m}$	59
Şekil 5.7f	Koltuk düşey titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_3 = 10000 \text{ N/m}$	59
Şekil 5.7g	Ele gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_3 = 10000 \text{ N/m}$	60
Şekil 5.7h	Ayağa gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_3 = 10000 \text{ N/m}$	60
Şekil 5.7i	Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_3 = 20000 \text{ N/m}$	61
Şekil 5.7j	Koltuk düşey titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_3 = 20000 \text{ N/m}$	61
Şekil 5.7k	Ele gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_3 = 20000 \text{ N/m}$	62
Şekil 5.7l	Ayağa gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_3 = 20000 \text{ N/m}$	62
Şekil 5.7m	Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_3 = 40000 \text{ N/m}$	63
Şekil 5.7n	Koltuk düşey titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_3 = 40000 \text{ N/m}$	63
Şekil 5.7o	Ele gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_3 = 40000 \text{ N/m}$	64
Şekil 5.7p	Ayağa gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_3 = 40000 \text{ N/m}$	64
Şekil 5.7r	Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_3 = 80000 \text{ N/m}$	65
Şekil 5.7s	Koltuk düşey titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_3 = 80000 \text{ N/m}$	65
Şekil 5.7t	Ele gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_3 = 80000 \text{ N/m}$	66

Şekil 5.7u	Ayağa gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_3 = 80000 \text{ N/m}$	66
Şekil 5.7.	Koltuk yay sertliğinin k_3 konfor üzerine etkisi	67
Şekil 5.8a	Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_3 = 132,5 \text{ Ns/m}$	68
Şekil 5.8b	Koltuk düşey titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_3 = 132,5 \text{ Ns/m}$	68
Şekil 5.8c	Ele gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_3 = 132,5 \text{ Ns/m}$	69
Şekil 5.8d	Ayağa gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_3 = 132,5 \text{ Ns/m}$	69
Şekil 5.8e	Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_3 = 265 \text{ Ns/m}$	70
Şekil 5.8f	Koltuk düşey titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_3 = 265 \text{ Ns/m}$	70
Şekil 5.8g	Ele gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_3 = 265 \text{ Ns/m}$	71
Şekil 5.8h	Ayağa gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_3 = 265 \text{ Ns/m}$	71
Şekil 5.8i	Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_3 = 530 \text{ Ns/m}$	72
Şekil 5.8j	Koltuk düşey titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_3 = 530 \text{ Ns/m}$	72
Şekil 5.8k	Ele gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_3 = 530 \text{ Ns/m}$	73
Şekil 5.8l	Ayağa gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_3 = 530 \text{ Ns/m}$	73
Şekil 5.8m	Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_3 = 1060 \text{ Ns/m}$	74
Şekil 5.8n	Koltuk düşey titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_3 = 1060 \text{ Ns/m}$	74
Şekil 5.8o	Ele gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_3 = 1060 \text{ Ns/m}$	75
Şekil 5.8p	Ayağa gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_3 = 1060 \text{ Ns/m}$	75
Şekil 5.8r	Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_3 = 2120 \text{ Ns/m}$	76

Şekil 5.8s	Koltuk düşey titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_3 = 2120 \text{ Ns/m}$	76
Şekil 5.8t	Ele gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_3 = 2120 \text{ Ns/m}$	77
Şekil 5.8u	Ayağa gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_3 = 2120 \text{ Ns/m}$	77
Şekil 5.8	Koltuk sönümünün c_3 konfor üzerine etkisi	78
Şekil 5.9a	Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_1 = k_2 = 10102,5 \text{ N/m}$	80
Şekil 5.9b	Koltuk düşey titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_1 = k_2 = 10102,5 \text{ N/m}$	80
Şekil 5.9c	Ele gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_1 = k_2 = 10102,5 \text{ N/m}$	81
Şekil 5.9d	Ayağa gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_1 = k_2 = 10102,5 \text{ N/m}$	81
Şekil 5.9e	Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_1 = k_2 = 20205 \text{ N/m}$	82
Şekil 5.9f	Koltuk düşey titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_1 = k_2 = 20205 \text{ N/m}$	82
Şekil 5.9g	Ele gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_1 = k_2 = 20205 \text{ N/m}$	83
Şekil 5.9h	Ayağa gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_1 = k_2 = 20205 \text{ N/m}$	83
Şekil 5.9i	Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_1 = k_2 = 40410 \text{ N/m}$	84
Şekil 5.9j	Koltuk düşey titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_1 = k_2 = 40410 \text{ N/m}$	84
Şekil 5.9k	Ele gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_1 = k_2 = 40410 \text{ N/m}$	85
Şekil 5.9l	Ayağa gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_1 = k_2 = 40410 \text{ N/m}$	85
Şekil 5.9m	Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_1 = k_2 = 80820 \text{ N/m}$	86
Şekil 5.9n	Koltuk düşey titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_1 = k_2 = 80820 \text{ N/m}$	86
Şekil 5.9o	Ele gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_1 = k_2 = 80820 \text{ N/m}$	87

Şekil 5.9p	Ayağa gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_1 = k_2 = 80820 \text{ N/m}$	87
Şekil 5.9r	Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_1 = k_2 = 161640 \text{ N/m}$	88
Şekil 5.9s	Koltuk düşey titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_1 = k_2 = 161640 \text{ N/m}$	88
Şekil 5.9t	Ele gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_1 = k_2 = 161640 \text{ N/m}$	89
Şekil 5.9u	Ayağa gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $k_1 = k_2 = 161640 \text{ N/m}$	89
Şekil 5.9	Ön ve arka asılış yay sertliğinin $k_1 = k_2$ konfor üzerine etkisi	90
Şekil 5.10a	Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_1 = c_2 = 570 \text{ Ns/m}$	91
Şekil 5.10b	Koltuk düşey titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_1 = c_2 = 570 \text{ Ns/m}$	91
Şekil 5.10c	Ele gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_1 = c_2 = 570 \text{ Ns/m}$	92
Şekil 5.10d	Ayağa gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_1 = c_2 = 570 \text{ Ns/m}$	92
Şekil 5.10e	Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_1 = c_2 = 1140 \text{ Ns/m}$	93
Şekil 5.10f	Koltuk düşey titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_1 = c_2 = 1140 \text{ Ns/m}$	93
Şekil 5.10g	Ele gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_1 = c_2 = 1140 \text{ Ns/m}$	94
Şekil 5.10h	Ayağa gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_1 = c_2 = 1140 \text{ Ns/m}$	94
Şekil 5.10i	Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_1 = c_2 = 2280 \text{ Ns/m}$	95
Şekil 5.10j	Koltuk düşey titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_1 = c_2 = 2280 \text{ Ns/m}$	95
Şekil 5.10k	Ele gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_1 = c_2 = 2280 \text{ Ns/m}$	96
Şekil 5.10l	Ayağa gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_1 = c_2 = 2280 \text{ Ns/m}$	96

Şekil 5.10m	Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_1 = c_2 = 4560 \text{ Ns/m}$	97
Şekil 5.10n	Koltuk düşey titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_1 = c_2 = 4560 \text{ Ns/m}$	97
Şekil 5.10o	Ele gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_1 = c_2 = 4560 \text{ Ns/m}$	98
Şekil 5.10p	Ayağa gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_1 = c_2 = 4560 \text{ Ns/m}$	98
Şekil 5.10r	Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_1 = c_2 = 9120 \text{ Ns/m}$	99
Şekil 5.10s	Koltuk düşey titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_1 = c_2 = 9120 \text{ Ns/m}$	99
Şekil 5.10t	Ele gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_1 = c_2 = 9120 \text{ Ns/m}$	100
Şekil 5.10u	Ayağa gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_1 = c_2 = 9120 \text{ Ns/m}$	100
Şekil 5.10	Ön ve arka asılış sönümünün $c_1 = c_2$ konfor üzerine etkisi	101
Şekil 5.11a	Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $v = 10 \text{ m/s}$	103
Şekil 5.11b	Koltuk düşey titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $v = 10 \text{ m/s}$	103
Şekil 5.11c	Ele gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $v = 10 \text{ m/s}$	104
Şekil 5.11d	Ayağa gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $v = 10 \text{ m/s}$	104
Şekil 5.11e	Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $v = 15 \text{ m/s}$	105
Şekil 5.11f	Koltuk düşey titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $v = 15 \text{ m/s}$	105
Şekil 5.11g	Ele gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $v = 15 \text{ m/s}$	106
Şekil 5.11h	Ayağa gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $v = 15 \text{ m/s}$	106
Şekil 5.11i	Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $v = 20 \text{ m/s}$	107

Şekil 5.11j	Koltuk düşey titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $v = 20$ m/s	107
Şekil 5.11k	Ele gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $v = 20$ m/s	108
Şekil 5.11l	Ayağa gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $v = 20$ m/s	108
Şekil 5.11m	Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $v = 25$ m/s	109
Şekil 5.11n	Koltuk düşey titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $v = 25$ m/s	109
Şekil 5.11o	Ele gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $v = 25$ m/s	110
Şekil 5.11p	Ayağa gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $v = 25$ m/s	110
Şekil 5.11r	Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $v = 30$ m/s	111
Şekil 5.11s	Koltuk düşey titreşimlerinin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $v = 30$ m/s	111
Şekil 5.11t	Ele gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $v = 30$ m/s	112
Şekil 5.11u	Ayağa gelen titreşimlerin $\Phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $v = 30$ m/s	112
Şekil 5.11	Taşıt hızının v konfor üzerine etkisi	113

TABLO LİSTESİ

		<u>Sayfa No.</u>
Tablo 1.1	Taşıt titreşimlerinin insanlara etkisini irdeleyen değerlendirme fonksiyonları denklemleri	5
Tablo 5.1	Örnek taşıt dataları	37
Tablo 5.2	Koltuğun taşıt ağırlık merkezine göre konumunun L_3 değiştirilmesinde hesaplanan konfor sayıları	55
Tablo 5.3	Koltuk yay sertliğinin k_3 değiştirilmesinde hesaplanan konfor sayıları	67
Tablo 5.4	Koltuk sönümünün c_3 değiştirilmesinde hesaplanan konfor sayıları	78
Tablo 5.5	Ön ve arka asılış yay sertliğinin $k_1 = k_2$ değiştirilmesinde hesaplanan konfor sayıları	90
Tablo 5.6	Ön ve arka asılış sönümünün $c_1 = c_2$ değiştirilmesinde hesaplanan konfor sayıları	101
Tablo 5.7	Taşıt hızının v değiştirilmesinde hesaplanan konfor sayıları	113

ÖZET

Taşıt titreşimleri ortaya çıkardıkları yük salınımları ile irdelenen seyir dinamiği ve emniyetle ilgili etkilerinin yanında ivme salınımları ile de sürücü ve yolcuların konforunu etkilemektedir. Taşıtın tabi olduğu dinamik yük uyarılarının ve bu uyarıların etkilerinin objektif yöntemlerle incelenmesi mümkündür. Ancak ivme değişimlerinin insan üzerine olan etkilerinin incelenmesi subjektif değerlendirmelere göre yapılabilmektedir.

Bu güne kadar yapılan çalışmalarda, titreşimlerin insana ve insan sağlığına etkisi incelenmiş kurulan matematik modellerde koltuk baş vurma yayı alınmamış, koltuk arkalığının koltuk oturağına rijit bağlı olduğu varsayılmıştır.

Çözüm işlemleri sırasında hareket denklemleri sürekli durum uzayında birinci dereceden bir diferansiyel denklem takımına dönüştürülmüş ve daha sonra ayrık durum uzayına taşıt dinamiğinde daha önce kullanılmamış bir yöntemle geçilmiştir.

Diferansiyel denklem takımının çözümü sırasında matlab dilinin 4.üncü jenerasyon özellikleri kullanılmıştır. Parametrik incelemeler için her seferinde alınan örnek taşıt datalarından biri değiştirilerek konfor sayısını veren çözümler elde edilmiştir. Bu çözümler değerlendirilerek taşıt tasarımı için yol gösterici sonuçlara varılmıştır.

Çözüm işlemleri için frekans boyunca genlik incelemelerine geçilirken değişik frekanslarda sinus uyarı fonksiyonları kullanılmış, elde edilen genlik değerleri ile yol pürüzlülüğü yol fonksiyonundan alınarak yol kalitesine bağlı gerçek uyarı genlikleri ile gövde ağırlık merkezine, koltuk ağırlık merkezine, ellere ve ayaklara ulaşan düşey ve baş vurma titreşim ivmelerinin genlikleri bu frekanslar için bulunmuştur.

Parametrelerin seçiminde elde edilen sonuçlara dayanılarak aşağıdaki tavsiyelerde bulunmak mümkündür:

Yay katsayıları maksimum konfor değerlerinin yanısıra çökme miktarlarının değerlendirilmesi ile seçilmelidir. Sönüm katsayıları minimum konfor sayısını yani maksimum konforu sağlayacak şekilde seçilmelidir. Düşük hızda taşıt kullanımı konforlu taşıt kullanabilme süresini artırmaktadır. Sürücü koltuğunun ağırlık merkezi taşıt ağırlık merkezinden bir miktar geride olması sürücü konforunu artırmaktadır. Başvurma yay sertliğinin çok sert olduğu bir koltukta bile başvurma konfor sayısı toplam konfor sayısının yaklaşık %35 lik payını tek başına etkilemektedir. Örnek taşıtta, koltuk başvurma yay sertliğinin 20000 - 60000 Nm/rad olması halinde ise baş vurma konfor sayısı çok yüksek olmakta ve bu husus taşıtın konforsuzluğunda büyük rol oynamaktadır. Bu nedenle koltuk yaslanma yayının sert yapılması istenir. Bu da incelememde koltuk baş vurma yay sertliğinin ele alınmasının önemini gösteren bir sonuçtur.

THE RIDE COMFORT

SUMMARY

Since they cause load oscillations, vehicle vibrations have a considerable effect on safety and the dynamic characteristics of motion. At the same time vehicle vibrations bring forth the vertical body acceleration oscillations that constitute a decisive factor on the ride comfort of the driver and the passengers.

Dynamics' loads imposed on the vehicle and their effects can be studied by some objective methods. But the effects of the acceleration variations on the human body can only be brought to picture by some subjective considerations. A great deal of research has done on the subject. In this work we investigate the properties of vehicle vibrations in connection with the precautions to be taken to increase the comfort of the driver and as a consequence to improve the safety.

The factors causing vehicle vibrations are road surface unevenness, defects of alignment in the rotating parts, engine vibrations and some dynamic effects of the motion of vehicle.

Riding comfort is a concept expressing the degree the discomfort and fatigue caused by the vibrations due to the above mentioned factors.

Drivers and passengers are subjected to the effects of vibrations as a result of their transmission from floor to soles, feet and legs and from steering wheel and arm rests to hands and arms. In addition to vertical direction, vibrations are being transmitted in inclined directions as rolling and pitching.

When it is considered as a vibrating system, the human body can be assumed of consisting of several masses connected with springs and dampers. Therefore it is concluded that the human body is influenced by the frequencies of these masses that have different natural frequencies, rather than their amplitudes.

Research showed that there is a relation between subjective perception and physical measurement data in terms of frequencies.

This relation varies with the direction of the effect depending on the particular part of the body.

To determine the factors effecting the riding comfort subjects sitting on a vibration plate oscillating with different amplitude and frequencies were being used. Subjects categorized various vibration conditions as noneffective, effective, discomforting etc.

Experimental research concludes that in the frequency band from 1 to 4 Hz. human body sensitiveness increases with frequency, from 4 to 8 Hz. it remains constant and beyond 8 Hz. it tends to decrease.

In the work that has been done on the subject until now a general mathematical formulation of the problem has not been introduced. The general mathematical formulation obtained in this work facilitates the calculations involved and is applicable to all types of vehicles.

Vehicles consist of several elastic parts linked to each other with different types of connections. Setting up a mathematical model including these connections and parts with their degrees of freedom brings on many formidable calculation difficulties

depending on the degrees of freedom. Just the formulation of the problem requires comprehensive manipulations. For this reason a simple mathematical model with lower degrees of freedom that is capable of representing the essential properties of the vibrating system is chosen.

If the car body is assumed to be rigid then its motion can be represented by specifying a translation $\vec{u}$ and a rotation vector $\vec{\Theta}$ only. In this fashion the degree of freedom of the vehicle body becomes 6.

As far as the riding comfort is concerned the important displacements are u_y and Θ_z . Degrees of freedom that do not contribute any significant effect on these displacement components, which are the essential ones for the vibration system, may not be taken into account. For example, in case when a vehicle moves on a straight road where lateral unevenness negligibly small compared to longitudinal defects, it can be assumed that $u_z = 0$. For the same road condition one also may write $\Theta_x = 0$ and $\Theta_y = 0$. By substituting $u_z = \Theta_x = \Theta_y = 0$ in the mathematical model it is assumed that only the degrees of freedom in the vertical plane containing the road axis may be considered.

The front and rear axles including the wheels are idealized as being rigid bodies. As it is done for the vehicle body, for each axle one translation $\vec{u}$ and one rotation vector $\vec{\Theta}$ are defined. This way, in general, each axle has 6 degrees of freedom. As a result, the sum of the degrees of freedom of a vehicle body and axles are 18. The axles of the vehicle are idealized as rigid bodies, vibrating in x0y plane and executing only translational modes.

Considering the effects of its position and its properties on riding comfort the driver seat is idealized as a rigid body having translational and rotational degrees of freedom in x0y plane.

Above mentioned rigid parts and the elastic links connecting them are represented by springs and dampers.

This simplified model is shown in figure 2.3. In the model, m_1 and m_2 indicate the masses of the front and the rear axles respectively, including the wheels. m_3 represents the mass of the vehicle body except for the driver and his seat. m_4 is the total mass of the driver and his seat. This way 4 rigid bodies of masses m_1, m_2, m_3 , and m_4 and the springs and dampers connecting them constitute a plane model.

$y_{01}(t)$ and $y_{02}(t)$ are the road surface roughness functions of the front and rear axle respectively. $y_1(t)$ and $y_2(t)$ represent the absolute vertical displacements of the front and rear axles respectively. $y_3(t)$ stands for the absolute vertical displacement of the center of gravity G of the car body. $\Theta_1(t)$ indicates the absolute rotation of the car body in the plane of motion. $y_4(t)$ is the absolute vertical displacement of the center of gravity G' of the mass consisting of the driver and his seat. $\Theta_2(t)$ shows the absolute rotation of this total mass in the plane motion.

k_{0i} ($i = 1,2$) and k_i ($i = 1,2,3$) are the constants of the springs used in idealization. K is the constant of the torsional spring of the driver and his seat. c_{0i} ($i = 1,2$) and c_i ($i = 1,2,3$) are the damper constants.

For the purpose of writing down the equation of motion of each part of the model shown in figure 2.3 representing a vehicle in motion, the free body diagrams of each part are given in figure 2.4.

I_{G_3} and I_{G_4} being the polar inertia moments of the bodies of masses m_3 and m_4 with respect to their center of gravities G and G' respectively, we write the equations

of motion for all rigid parts and after some rearrangement we get a set of differential equations as follows:

$$\begin{aligned} & [m_1 \ddot{y}_1 + (c_1 + c_{01}) \dot{y}_1 + (k_1 + k_{01}) y_1] + [-c_1 \dot{y}_3 - k_1 y_3] + [-c_1 L_1 \dot{\Theta}_1 - k_1 L_1 \Theta_1] \\ & = c_{01} \dot{y}_{01} + k_{01} y_{01} \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} & [m_2 \ddot{y}_2 + (c_2 + c_{02}) \dot{y}_2 + (k_2 + k_{02}) y_2] + [-(c_2 \dot{y}_3 + k_2 y_3)] + [L_2 (c_2 \dot{\Theta}_1 + k_2 \Theta_1)] = \\ & c_{02} \dot{y}_{02} + k_{02} y_{02} \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} & [m_3 \ddot{y}_3 + (c_1 + c_2 + c_3) \dot{y}_3 + (k_1 + k_2 + k_3) y_3] + [-(c_1 \dot{y}_1 + k_1 y_1)] + [-(c_2 \dot{y}_2 + k_2 y_2)] \\ & + [(c_1 L_1 + c_3 L_3 - c_2 L_2) \dot{\Theta}_1 + (k_1 L_1 + k_3 L_3 - k_2 L_2) \Theta_1] + [-c_3 \dot{y}_4 - k_3 y_4] = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} & [I_{G_3} \ddot{\Theta}_1 + (L_1^2 c_1 + L_2^2 c_2 + L_3^2 c_3) \dot{\Theta}_1 + (L_1^2 k_1 + L_2^2 k_2 + L_3^2 k_3 + K) \Theta_1] \\ & + [(L_1 c_1 - L_2 c_2 + L_3 c_3) \dot{y}_3 + (L_1 k_1 - L_2 k_2 + L_3 k_3) y_3] \\ & + [L_2 c_2 \dot{y}_2 + L_2 k_2 y_2] + [-L_1 c_1 \dot{y}_1 - L_1 k_1 y_1] + [-L_3 c_3 \dot{y}_4 - L_3 k_3 y_4] + [-K \Theta_2] = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

$$[I_{G_4} \ddot{\Theta}_2 + K \Theta_2 - K \Theta_1] = 0 \quad (5)$$

$$[m_4 \ddot{y}_4 + c_3 \dot{y}_4 + k_3 y_4] + [-(c_3 \dot{y}_3 + k_3 y_3)] + [-L_3 (c_3 \dot{\Theta}_1 + k_3 \Theta_1)] = 0 \quad (6)$$

The notations (·) and (··) placed above the functions indicate the first and second order derivatives with respect to time. The vector of unknowns of the set of differential equations is:

$$\{u\} = \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \\ \Theta_1 \\ \Theta_2 \\ y_4 \end{Bmatrix} \quad (7)$$

It has 6 independent elements. In other words, the vibration has six degrees of freedom. In the equations the letters y and Θ represent translations and rotations respectively.

The terms on the right hand sides of the equations are the forced functions representing the unevenness of the road surface. These are known functions.

When riding comfort is concerned it may be necessary to calculate the velocities and accelerations and amplitudes of the functions $\Theta_2(t)$ and $y_4(t)$.

On the other hand knowing all the elements of the vector $\vec{u}$ is important for design purpose.

In the earlier works done on the subject of riding comfort equations of motion similar to those given above were obtained and for solution researchers in general

relied on the Laplace Transformation Method. But it was inevitable to run into some difficulties since it requires the inverse transformations of the functions including polynomials of degree twice the degree of freedom of the system as factors in the denominators.

In this work, however, a state space system representation of equations is employed to reduce the solution process to some entirely algebraic calculations done by using a programming language and solver named Matlab. This method does not have the setbacks of inverse transform applications.

Using the names of the state space system variables instead of the names of the mathematic model

names of the state space system variables	names in the mathematical model
---	------------------------------------

$$\begin{aligned}
 x_1 &= y_1 \\
 x_2 &= \dot{y}_1 \\
 x_3 &= y_2 \\
 x_4 &= \dot{y}_2 \\
 x_5 &= y_3 \\
 x_6 &= \dot{y}_3 \\
 x_7 &= y_4 \\
 x_8 &= \dot{y}_4 \\
 x_9 &= \Theta_1 \\
 x_{10} &= \dot{\Theta}_1 \\
 x_{11} &= \Theta_2 \\
 x_{12} &= \dot{\Theta}_2
 \end{aligned}$$

The set of state space system of equations can be rewritten as,

$$\begin{aligned}
 &[m_1 \dot{x}_2 + (c_1 + c_{01})x_2 + (k_1 + k_{01})x_1] + [-(c_1 x_6 + k_1 x_5)] + [-L_1(c_1 x_{10} + k_1 x_9)] \\
 &= c_{01} \dot{y}_{01} + k_{01} y_{01}
 \end{aligned} \tag{8}$$

$$\begin{aligned}
 &[m_2 \dot{x}_4 + (c_2 + c_{02})x_4 + (k_2 + k_{02})x_3] + [-(c_2 x_6 + k_2 x_5)] + [L_2(c_2 x_{10} + k_2 x_9)] \\
 &= c_{02} \dot{y}_{02} + k_{02} y_{02}
 \end{aligned} \tag{9}$$

$$\begin{aligned}
 &[-(c_1 x_2 + k_1 x_1)] + [-(c_2 x_4 + k_2 x_3)] + [m_3 \dot{x}_6 + (c_1 + c_2 + c_3)x_6 + (k_1 + k_2 + k_3)x_5] \\
 &+ [(L_1 c_1 - L_2 c_2 + L_3 c_3)x_{10}] + (L_1 k_1 - L_2 k_2 + L_3 k_3)x_9 + [-(c_3 x_8 + k_3 x_7)] = 0
 \end{aligned} \tag{10}$$

$$\begin{aligned}
 &[-L_1(c_1 x_2 + k_1 x_1)] + [L_2(c_2 x_4 + k_2 x_3)] + [(L_1 c_1 - L_2 c_2 + L_3 c_3)x_6] \\
 &+ [(L_1 k_1 - L_2 k_2 + L_3 k_3)x_5] \\
 &+ [I_{G_3} \dot{x}_{10} + (L_1^2 c_1 + L_2^2 c_2 + L_3^2 c_3)x_{10} + (L_1^2 k_1 + L_2^2 k_2 + L_3^2 k_3 + K)x_9] \\
 &- Kx_{11} + [-L_3(c_3 x_8 + k_3 x_7)] = 0
 \end{aligned} \tag{11}$$

$$[-K]x_9 + [I_{G_4}\dot{x}_{12} + Kx_{11}] = 0 \quad (12)$$

$$[-(c_3x_6 + k_3x_5)] + [-L_3(c_3x_{10} + k_3x_9)] + [m_4\dot{x}_8 + c_3x_8 + k_3x_7] = 0 \quad (13)$$

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (14)$$

$$\dot{x}_3 = x_4 \quad (15)$$

$$\dot{x}_5 = x_6 \quad (16)$$

$$\dot{x}_7 = x_8 \quad (17)$$

$$\dot{x}_9 = x_{10} \quad (18)$$

$$\dot{x}_{11} = x_{12} \quad (19)$$

The solution has been achieved by original transformation of these equations from continuous state space representation into discretized domain in the sense of application area. Furthermore acceleration values are calculated by taking appropriate time derivatives of the state variables and by using the maximum amplitudes of the oscillations in the stable region normalized amplitudes versus frequency's ranging from 0 to 20 is calculated. Magnification function of accelerations and weighting function for the parts of the body are multiplied. Square of this multiplication and the amplitude h of wavy road function are then multiplied to integrate the resulting function through frequency giving the square of riding comfort number related to the type of acceleration which are might be

- a) Vertical vibration of the seat
- b) Pitch vibration of the seat
- c) Vertical vibration of hands and arms
- d) Vertical vibration of feet.

For the numerical example the following natural frequency values are calculated:

Seat natural frequency	2,90 Hz
Vehicle body natural frequency	1,43 Hz
Axle natural frequency	11,00 Hz

The driver is also subjected to the pitch vibrations together with the seat. This is one of the factors that decrease the riding comfort by 35%. For this reason, the pitch vibrations are important, so that we included in the model.

The evaluation of the numerical results of the calculations with various data ensures that a softly sprung system with lower accelerations offers more comfort. For a high level ride comfort the suspension system should be equipped with soft springs and damping elements. Furthermore soft seat springs and hard seat damping tend to increase the riding comfort. In addition, the position of the seat has an effect on the riding comfort too. The seat should be placed a little backwards to the center of gravity of the vehicle.

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1 Çalışmanın Amacı

Taşıt titreşimleri, ortaya çıkardıkları yük salınımları ile irdelenen seyir dinamiği ve emniyetle ilgili etkilerinin yanında ivme salınımları ile de sürücü ve yolcuların konforunu etkilemektedir. Taşıtın tabi olduğu dinamik yük uyarılarının ve bu uyarıların etkilerinin objektif yöntemlerle incelenmesi mümkündür. Ancak ivme değişimlerinin insan üzerine olan etkilerinin incelenmesi subjektif değerlendirmelere göre yapılabilmektedir. Bu konuda yapılmış çok sayıda araştırma mevcut olup, bu çalışmada taşıtlardaki titreşim özelliklerini, sürücünün konforunu ve dolayısıyla kullanım güvenilirliğini arttırmak üzere iyileştirmek için alınacak önlemler incelenmiştir.

1.2 Seyir Konforu

Taşıt titreşimine yol açan etkenler, geometrik yol düzgünlükleri, taşıtın dönen elemanlarındaki dengesizlikler, motor titreşimleri ve taşıtın seyir hareketleridir. Seyir konforu, taşıtın yukarıda sıralanan nedenlerle ortaya çıkan titreşimlerinin sürücü ve yolcular üzerindeki rahatsız edici veya yorucu etkilerinin derecesi ile ilgili bir kavramdır.

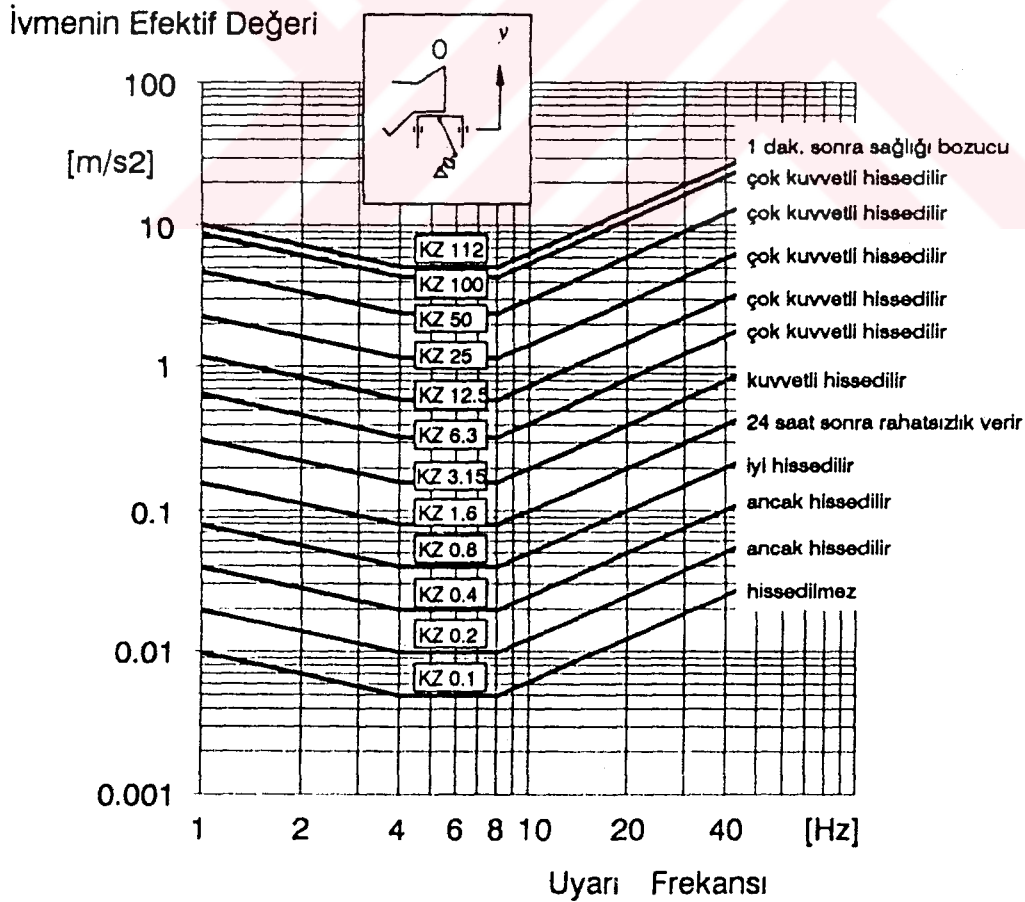
Taşıtta bulunan sürücü ve yolcular vücutlarına etki eden titreşimlere, koltuktan üst bacak ve gövdeye, zeminden ayaklar ve alt bacağa, direksiyon ve kol dayanaklarından da el ve kollara iletmeleri sonucunda maruz kalırlar. Bu titreşimler düşey doğrultu yanında, yalpa ve baş vurma şeklinde açısal olarak da etki etmektedir.

İnsan vücudu titreşim yapan bir sistem olarak ele alındığında, birbirlerine yay ve sönümleyicilerle bağlı kütlelerden meydana geldiği ve dolayısıyla değişik tabii

frekansları olan bu kütle veya organların titreşim genliklerine göre değil, daha çok frekanslarına göre algılama yaptıkları ve etkilendikleri anlaşılmaktadır. Bu konuda yapılan araştırmalar subjektif algılar ile fiziksel ölçüm değerleri arasında frekansa bağlı bir ilişki olduğunu göstermiştir. Mitschke'ye göre [1] bu ilişkiler vücudun değişik kısımları için ve değişik etki doğrultularında farklı olmaktadır.

Seyir konforunun incelenmesi için değerlendirme faktörleri, deneklerin bir titreşim tablasına oturtularak değişik genlik ve frekanslardaki sinüs salınımları ile uyarılmaları yoluyla elde edilmektedir. Denekler değişik titreşimleri hissedilmez, iyi hissedilir, rahatsız eder v.b. önceden verilmiş katagorilere uygun şekilde değerlendirmektedirler.

Yapılan araştırmalar, titreşim ivmesine duyarlılığı yönünden insan gövdesinin 4....8 Hz arasında sabit değerde duyarlı bir bölge olduğunu göstermiştir. İnsana düşey doğrultuda etkiyen titreşim ivmesi ve frekansa bağlı olarak eşit değerlendirilen titreşim şiddeti eğrileri şekil 1.1 de gösterilmiştir [2].



Şekil 1.1 Eşit değerlendirilmiş titreşim şiddeti eğrilerinin KZ titreşim frekansına ve ivmesine bağlı karakteristikleri.

1.3 Daha Önce Yapılan Çalışmalar

Sürücünün seyir konforunu tespit etmek için çeşitli araştırmacılar tarafından fizyolojik deneyler yapılmıştır. Bu çalışmalarda vücut üzerinde değişik mekanik titreşimler denenmiştir.

Dieckmann [3-5] insan vücuduna etkiyen düşey titreşim sonucu insan vücudunun 4-5 Hz lik frekans aralığında rezonansa girdiğini, bu sırada kalçaya göre sırtta yüksek genliklerin oluştuğunu, başda en büyük genliğin 5 Hz de meydana geldiğini saptamıştır. 7 Hz in üstündeki frekanslarda sırt ve baştaki genlikler kalçadakine nazaran daha azdır. Yatay doğrultudaki titreşimde 1-2 Hz frekans aralığında rezonans meydana gelir. Coermann [6] insan vücudunun tabii frekansının 4-6 Hz aralığında olduğunu saptamıştır. Zeller [7] ve Békésy [8] aynı tür çalışmalar sonucu 0-7 Hz frekans aralığında rezonansdan dolayı vücutta titreşimlerin arttığını saptamıştır.

Koltuğun yapı şekline göre koltuk-insan sisteminin tabii frekansının 2,5-5 Hz aralığında bulunduğu Dieckmann [9] tarafından saptanmıştır. Smith ve Kwak [10] 1975 model Ford Maverick marka otomobilin koltuğunda yaptıkları çalışmada koltukta rezonansın 4.9 Hz de oluştuğunu saptamışlardır.

Bilindiği üzere titreşimler insana sadece öznel bir yük vermekle kalmayıp nesnel olarak ölçülebilen rahatsızlıklara da yol açarlar. Özemer [11] traktörlerde, yalnızca lastik ve koltuktaki yay sönüm elemanlarının kullanımının yetersizliğini göstermiştir. Rosseger [12], Christ ve Dupuis [13] traktör sürücülerinde uzun süreli titreşimlerin etkisi sonucu kan dolaşımı bozukluğu gibi ciddi rahatsızlıkların meydana geldiğini saptamıştır. Benzer çalışmalar Coermann [14-16], Zeller [17-18], Müller [19], Kreidel [20], Meister [21] ve Schmitz, Simons ve Hornick [22] tarafından da yapılmıştır.

Diğer çalışmalarda titreşimler nedeniyle insan vücudundaki kayıplar incelenmiştir. Coermann [23], Hoffmann ve Kottenhoff [24] çalışmalarında titreşime tabi tutulan insanın direksiyon hakimiyetini, reaksiyon süresini, görme yeteneğini, psikomotorik koordinatlama yeteneğini ve denge durumunu incelemiştir.

Denenen insanların fizik yapılarındaki farklılıklar nedeniyle titreşimlerin insanlara ne kadar etkidiği hakkında tam olarak bir sonuca varılmasa da taşıt titreşimlerinin insana fiziksel olarak etkidiği ve insanda kalıcı etkiler bırakabileceği görülmüştür.

Yukarıda belirtilen bu çalışmaların çoğunda fiziksel titreşimler ile bunların insan vücudunda algılanmaları arasında bir bağıntı kurulmağa çalışılmıştır. Bu tür çalışmaların laboratuarda sinüs titreşimleri ile yapılanlarının sonuçları 2057 sayılı VDI- çizelgesinde toplanmıştır.

Taşıt titreşimlerinin konfora etkisini inceleyen Güney [25] günümüzde en çok kullanılan konfor yönetmeliklerinin ISO 2631 standartı [26] ve 1987 yılında yeniden düzenlenen ve son şeklini alan VDI 2057 yönetmeliği [27] olduğunu bildirmiştir.

VDI 2057 yönetmeliğine göre, farklı frekanslarda aynı şiddeti haiz titreşimler farklı algılanır. Bu nedenle, titreşim (titreşim ivmesi, titreşim hızı, titreşim yolu) frekansa bağlı fonksiyon olarak verilmelidir. Düşey doğrultudaki, yani y doğrultusundaki etkiye frekans bölgesi üçe ayrılabilir. Buna göre y doğrultusundaki titreşim şiddeti KZ :

- 1 Hz - 4 Hz aralığında titreşim ivmesi ile frekansın kare kökünün çarpımına yaklaşık eşittir.
- 4 Hz - 8 Hz aralığında titreşim ivmesine yaklaşık eşittir.
- 8 Hz - 80 Hz aralığında ise titreşim hızı ile orantılıdır.

Buna göre değerlendirilen KZ için aşağıdaki eşitlikler yazılabilir.

$$1 \leq f \leq 4 \text{ Hz} : KZ = 10 a_y \sqrt{f} \quad (1.1)$$

$$4 < f \leq 8 \text{ Hz} : KZ = 20 a_y \quad (1.2)$$

$$8 < f < 80 \text{ Hz} : KZ = 160 \frac{a_y}{f} \quad (1.3)$$

Burada :

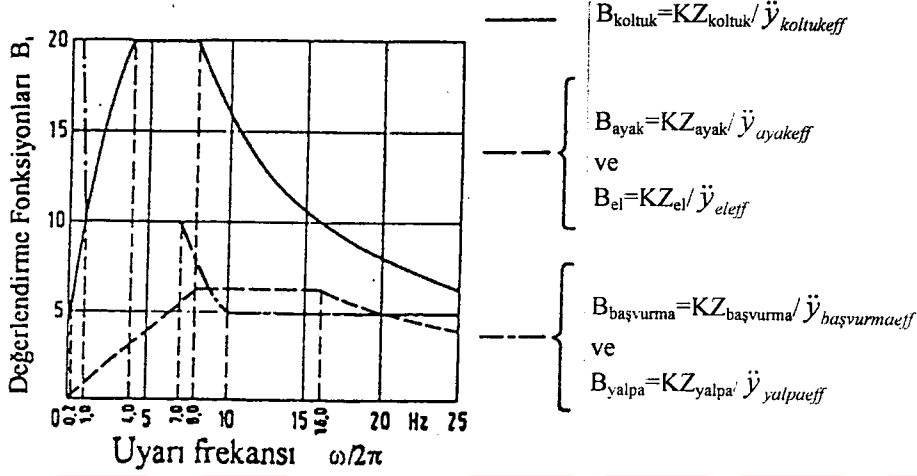
f frekans [Hz]

a_y y doğrultusundaki ivmenin efektif değeridir [m/s^2].

Koltuğa düşey yönde gelen titreşimlerin değerlendirilmesi Şekil 1.1 de gösterilmiştir. Ancak yolda giden taşıt içinde bulunan insana direksiyon ve şaseden de

titreşim etkimesi olur. Bundan başka insan üzerine etkiyen başvurma titreşimi de vardır. Bunun için değerlendirmeleri genişletmek gerekir.

Şekil 1.2 de el ve ayak, koltuk ve başvurma için değerlendirmeler gösterilmiştir [1].



Şekil 1.2 Taşıt titreşimlerinin insanlara etkisini irdeleyen değerlendirme fonksiyonları

Tablo 1.1 Taşıt titreşimlerinin insanlara etkisini irdeleyen değerlendirme fonksiyonları denklemleri

Frekans Bölgesi	0.....0,2 Hz 0<ω<0,4π	0,2.....4 Hz 0,4π<ω<8π 4√ω	4.....8 Hz 8π<ω<16π 20	>8 Hz ω>16π 1000/ω	
B _{koltuk} =KZ _{koltuk} / $\ddot{y}_{koltukeff}$	4,48				
Frekans Bölgesi	0.....8 Hz 0<ω<16π	8.....16 Hz 16π<ω<32π	>16 Hz ω>32π		
B _{ayak} =KZ _{ayak} / $\ddot{y}_{ayakeff}$					
ve	0,125ω	6,3	628/ω		
B _{el} =KZ _{el} / $\ddot{y}_{eleff}$					
Frekans Bölgesi	0.....0,3 Hz 0<ω<0,6π	0,3.....1 Hz 0,6π<ω<2π	1.....7 Hz 2π<ω<14π	7.....10 Hz 14π<ω<20π	>10 Hz ω>20π
B _{başvurma} =KZ _{başvurma} / $\ddot{y}_{başvurmaeff}$					
ve	112	400/ω ²	10	19345/ω ²	5
B _{yalpa} =KZ _{yalpa} / $\ddot{y}_{yalpaeff}$					

Buna göre, el-kol sistemi 8-16 Hz arasında en çok duyarlıdır. Ayak için aynı değerlendirme eğrisi kabul edilir. Başvurma değerlendirmesi Simic'in çalışmalarından elde edilmiştir. Simic çalışmalarında düşey doğrultudaki titreşimler ile başvurma titreşimlerini araştırmış olduğundan başvurma titreşimleri buradan hesaplanır. Buna

göre, 1-7 Hz arasında ve 10 Hz den sonra değerlendirilen titreşim şiddeti frekansdan bağımsızdır. 0,3-1 Hz arasında ise hızlı bir azalma vardır.

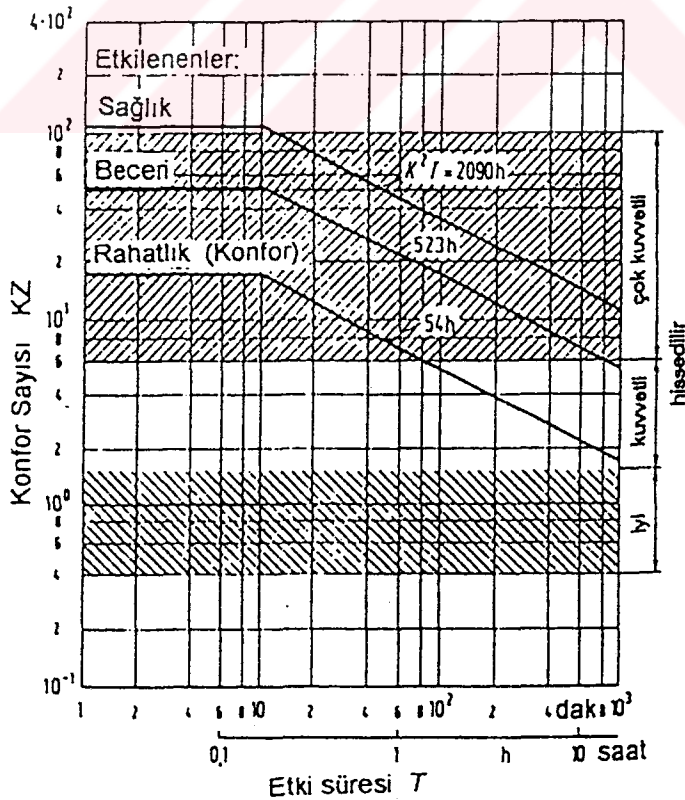
İnsana dışarıdan etkiyen titreşimler genlik, frekans, süre, yön ve etki noktası olarak bir bütün halinde etki ederler. İnsan vücuduna etkiyen titreşimlerin toplam tesirinin irdelenmesi için, her etkilenen vücut parçası için ayrı ayrı subjektif araştırmalar yapılmıştır.

Belli bir frekanstaki titreşim konforu KZ o frekansdaki titreşim ivmesi genliği $\ddot{y}$ ile değerlendirme B nin çarpımı ile bulunur.

$$KZ(\omega) = \ddot{y}(\omega) \cdot B(\omega) \quad (1.4)$$

Konfor sayısı olarak adlandırılan KZ sayısının karesi , zamansal düşey uyarı spektrum yoğunluğu $\Phi_h(\omega)$ ile $KZ(\omega)$ nın karesinin çarpımının frekans üzerinde entegre edilmesiyle elde edilir.

$$KZ^2 = \int \Phi_h(\omega) KZ^2(\omega) d\omega \quad (1.5)$$



Şekil 1.3 Etki süresine bağlı konfor değerleri

Bulunan bu konfor sayısı şekil 1.3 de verilen eğrilerle titreşim etki süresine göre irdelenebilir.

10 dakikalık seyir süresinden sonra

$$(KZ)^2 * T = \text{sabit} \quad (1.6)$$

olur.

Burada

h..... saat olmak üzere,

$(KZ)^2 * 54h =$ rahatlık (konfor) sınırını belirtmektedir.

$(KZ)^2 * 523h =$ becerinin etkilenmeğe başladığı sınırı belirtmektedir.

$(KZ)^2 * 2090h =$ sağlığı etkilemeğe başladığı sınırı belirtmektedir.

Diğer çalışmalarda taşıtların matematik modelleri kurulmuş ve tek serbestlik dereceli sistemlerden (Bender [28]) beş serbestlik dereceli sistemlere (Dahlberg [29]) kadar çalışmalar yapılmıştır.

1.4 Çalışmayı Özendiren Nedenler

Ülkemizde taşıt endüstrisi yeni gelişme durumundadır. Kendi ekonomik koşullarımıza, kendi işgücü becerimize uygun bir taşıt modeli geliştirmek, genelde, teknoloji üretmenin bir parçasıdır. Teknolojiyi üretmeden ülke iç pazarı tatmin edilemeyeceği gibi, dış satım olanakları da sınırlı kalır. Bu çalışma ile ülkemizde konforlu taşıt üretimi çalışmalarına bir katkıda bulunmak amaçlanmaktadır.

BÖLÜM 2

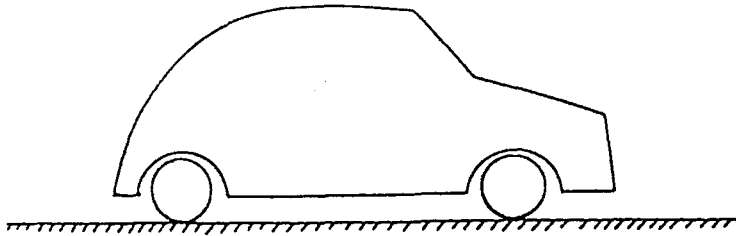
TAŞIT TİTREŞİMLERİ İÇİN MATEMATİKSEL MODEL KURULMASI VE TİTREŞİM PROBLEMİNİN FORMÜLASYONU

2.1 Matematiksel Model Kurulması

Taşıtlar çeşitli bağlarla birbirine bağlanmış elastik kısımlardan oluşurlar. Bu bağları ve kısımları tüm serbestlik dereceleri ile gözönüne alan bir model kurarak matematiksel çözüm aramak, serbestlik derecesine bağlı olarak, önemli işlem zorlukları getirmektedir. Formel olarak problemin formülasyonu bile büyük işlem hacimlerine ulaşmaktadır. Çözümlerde, alışlageldiği üzere, etkin bir yöntem olarak bilinen Laplace Dönüşümü yöntemi kullanılmaktadır. Çözümü elde etmek üzere Ters Laplace Dönüşümü işlemi yapılırken, seçilen modelin serbestlik derecesinin iki katı kadar dereceden polinomun payda olarak işleme girdiği fonksiyonların "kutup analizi" ile uğraşılmasını gerektirmektedir [30].

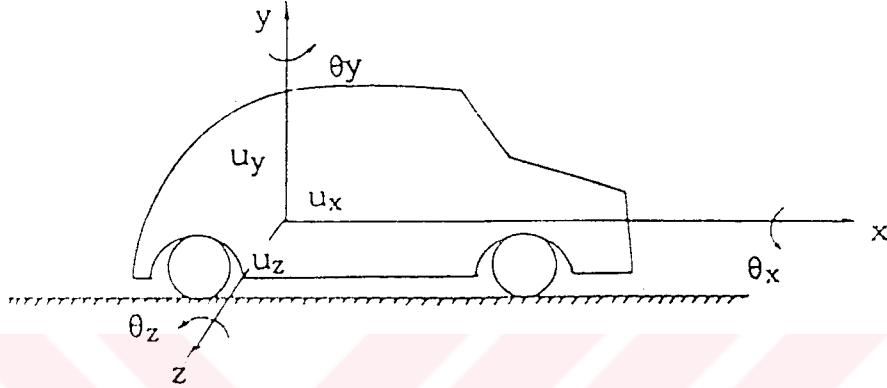
Böyle durumlarda, gerek kapalı çözümler gerek sayısal sonuçlar elde etmede önemli zorlukların zuhur edeceği açıktır [31,32].

Titreşim sisteminin temel niteliklerini temsil yeteneği olan ve fakat az serbestlikli yalın bir matematiksel model seçimi, çözümde ilk aşamayı oluşturur.



Şekil 2.1 İdeal modeli kurulacak olan taşıt

İdeal modeli kurulacak olan taşıt şekil 2.1 de gösterilmiştir. taşıtın gövdesi rijid bir cisim gibi göz önüne alınırsa, gövdenin hareketi bir $\vec{u}$ öteleme serbestliği ve bir $\vec{\Theta}$ dönme serbestliği vektörleri ile temsil edilebilir. Dolayısıyla taşıt gövdesinin serbestlik derecesi 6 adet olur. Taşıtın G kütle merkezine indirgenmiş bu yer değiştirme vektörleri ve bu vektörlerin karteziyen bileşenlerinin teknik adları şekil 2.2 de verilmiştir.



u_x = İleri - geri hareket

u_y = Aşağı - yukarı hareket

u_z = Savrulma hareketi

Θ_x = Yalpa hareketi

Θ_y = sağlama - sollama hareketi

Θ_z = Baş vurma hareketi

Şekil 2.2 Taşıtın G kütle merkezine indirgenmiş yer değiştirme vektörleri ve bunların teknik adları

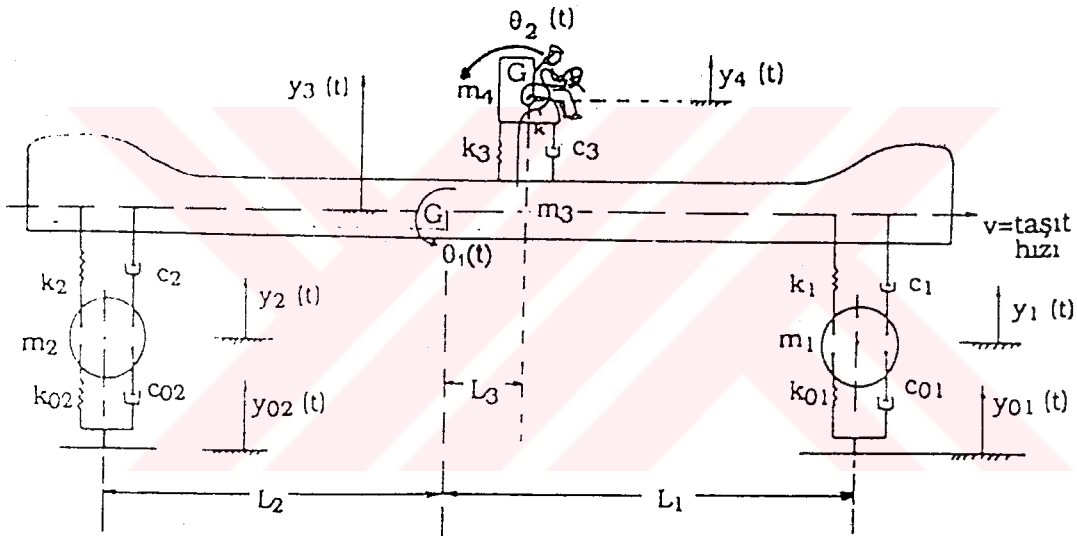
Seyir konforu bakımından önemli yer değiştirme bileşenleri u_y ve Θ_z dir. Titreşim niteliğinde bu yer değiştirme bileşenlerine katkısı önemsiz olan hareket serbestlikleri işleme sokulmayabilir. Örneğin, taşıt doğrusal yolda seyrettiği ve yolun enine kusurlarının, boyuna yol kıvrımlarına oranla daha az önemli olduğu hallerde $u_z = 0$ alınabilir. Aynı yol özelliklerine göre $\Theta_x = 0$ ve $\Theta_y = 0$ yazılabilir. Matematiksel modelimizde $u_z = \Theta_x = \Theta_y = 0$ seçilerek taşıtın yol eksenini içine alan düşey düzlemde (Şekil 2.2 de x0y düzleminde) hareket serbestliği olabileceği var sayılmıştır.

Taşıtın ön aksı ve arka aksı, tekerlekleri ile birlikte, birer rijid cisim olarak idealleştirilmektedir. Taşıtın gövde idealleştirmesinde olduğu gibi, her aks için bir $\vec{u}$ öteleme ve bir $\vec{\Theta}$ dönme serbestliği vektörü tanımlanabilir. Böylece her aksın genel olarak 6 serbestlik derecesinin olabileceği söylenebilir. Dolayısıyla gövdesi ve iki aksı ayrı ayrı birer rijid cisim olarak idealleştirilen taşıtın hareket serbestliği 18 adettir.

18 serbestlik dereceli bir titreşimde 36. dereceden polinomların karmaşık sayılı köklerinin hesabına dayalı Ters Laplace Dönüşümü ile çözümler aramak çok karışık işlemleri gerektirir. Taşıt akslarını yalnız x_0y düzeminde öteleme titreşimleri yapar rijid cisimler olarak idealleştireceğiz.

Sürücünün oturduğu koltuk, yeri ve niteliklerinin seyir konforu üzerindeki etkisi gözönünde tutularak, x_0y düzleminde dönme ve öteleme serbestlikleri olan rijid bir cisim olarak idealleştirilecektir.

Sözü edilen rijid parçaları birbirine bağlayan esnek bağlar ise yay ve sönüm elemanları ile temsil edilecektir.



Şekil 2.3 Matematiksel model

Bütün bu yalınlaştırıcı varsayımlara uyarak, seçtiğimiz matematiksel model şekil 2.3 de gösterilmiştir. Kurulan modelde m_1 , ve m_2 , sırasıyla, tekerlekler dahil ön ve arka aks kütlelerini göstermektedir. m_3 kütlesi, sürücü ve sürücü koltuğunun dışında, taşıt gövdesinin kütleini temsil etmektedir. m_4 kütlesi ise sürücü ile sürücü koltuğunun toplam kütleini temsil etmektedir. Böylece kütleleri m_1 , m_2 , m_3 , ve m_4 , olan 4 rijid cismin, yaylar ve sönüm elemanları ile birbirine bağlanmış bir düzlemsel modeli oluşturulmuştur.

$y_{01}(t)$ ve $y_{02}(t)$ sırasıyla, ön ve arka tekerleğin oturduğu yolun engebe fonksiyonlarıdır. $y_1(t)$ ve $y_2(t)$ sırasıyla, ön ve arka aksın düşey yer değiştirmelerini

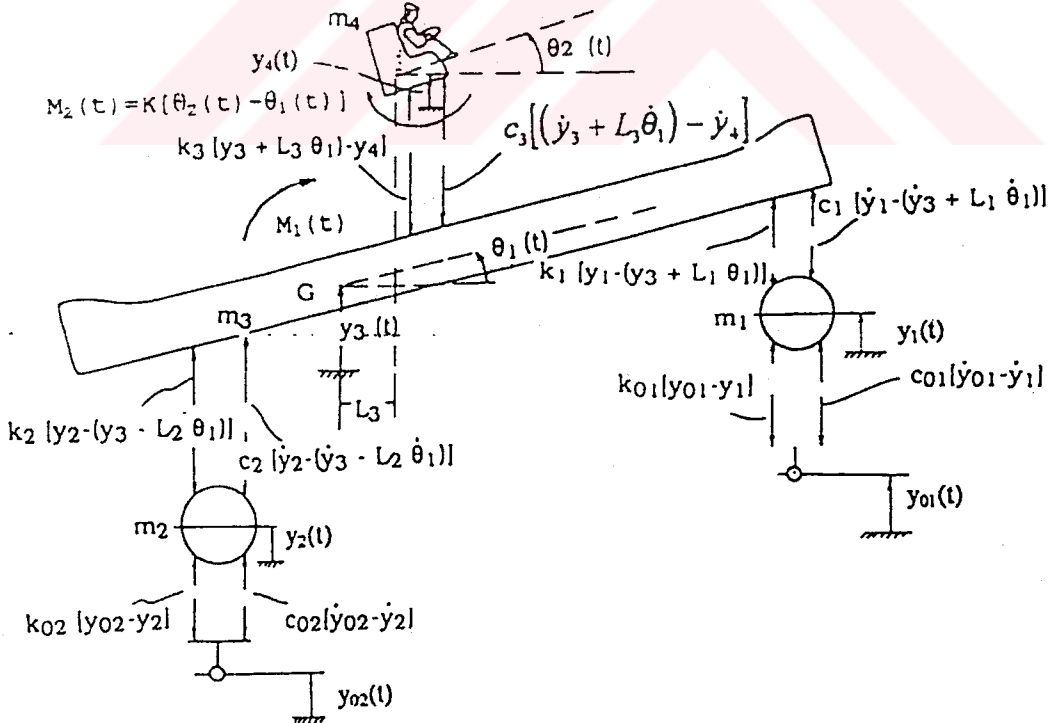
temsil etmektedir. $y_3(t)$ taşıt gövdesinin G ağırlık merkezinin düşey yer değiştirmesini, $\Theta_1(t)$ ise gövdenin hareket düzlemi içinde dönmesini göstermektedir.

$y_4(t)$ koltuk ile sürücünün oluşturduğu kütle G' kütle merkezinin düşey yer değiştirmesini, $\Theta_2(t)$ ise bu kütlein hareket düzlemi içinde dönmesini göstermektedir.

İdealleştirmede yararlanılan yayların yay sertlikleri k_{0i} ($i=1,2$) ve k_i ($i=1,2,3$) ile, sürücü ve koltuğunun burulma yayının yay sertliği (baş vurma yay sertliği) K ile, sönüm elemanlarının sabitleri c_{0i} ($i=1,2$) ve c_i ($i=1,2,3$) ile gösterilmiştir.

2.2 Taşıt Titreşimlerinin Formülasyonu

Hareket halindeki taşıtın Şekil 2.3 deki modelinin m_1 , m_2 , m_3 , ve m_4 , kütleli rijid parçalarının her biri için ayrı ayrı hareket denklemlerini yazmak amacıyla, modelin tüm kısımlarının serbest cisim diyagramları Şekil 2.4 de verilmiştir.



Şekil 2.4 Serbest cisim diyagramı

m_3 kütleli cismin G ağırlık merkezine göre kutupsal atalet momenti I_{G_3} , m_4 kütleli cismin G' ağırlık merkezine göre kutupsal atalet momenti I_{G_4} olmak üzere, söz konusu rijid parçalarının tümünün hareket denklemleri yazılıp düzenlenirse, aşağıdaki diferansiyel denklem takımı elde edilir.

Düşey doğrultuda, yani y-ekseninde ön aksın hareket denklemi:¹

$$\begin{aligned} & [m_1\ddot{y}_1 + (c_1 + c_{01})\dot{y}_1 + (k_1 + k_{01})y_1] + [-c_1\dot{y}_3 - k_1y_3] + [-c_1L_1\dot{\Theta}_1 - k_1L_1\Theta_1] \\ & = c_{01}\dot{y}_{01} + k_{01}y_{01} \end{aligned} \quad (2.1)$$

Düşey doğrultuda, yani y-ekseninde arka aksın hareket denklemi:

$$\begin{aligned} & [m_2\ddot{y}_2 + (c_2 + c_{02})\dot{y}_2 + (k_2 + k_{02})y_2] + [-(c_2\dot{y}_3 + k_2y_3)] + [L_2(c_2\dot{\Theta}_1 + k_2\Theta_1)] = \\ & c_{02}\dot{y}_{02} + k_{02}y_{02} \end{aligned} \quad (2.2)$$

Düşey doğrultuda, yani y-ekseninde gövdenin hareket denklemi:

$$\begin{aligned} & [m_3\ddot{y}_3 + (c_1 + c_2 + c_3)\dot{y}_3 + (k_1 + k_2 + k_3)y_3] + [-(c_1\dot{y}_1 + k_1y_1)] + [-(c_2\dot{y}_2 + k_2y_2)] \\ & + [(c_1L_1 + c_3L_3 - c_2L_2)\dot{\Theta}_1 + (k_1L_1 + k_3L_3 - k_2L_2)\Theta_1] + [-c_3\dot{y}_4 - k_3y_4] = 0 \end{aligned} \quad (2.3)$$

Gövdenin açısal yönde hareket denklemi:

$$\begin{aligned} & [I_{G_3}\ddot{\Theta}_1 + (L_1^2c_1 + L_2^2c_2 + L_3^2c_3)\dot{\Theta}_1 + (L_1^2k_1 + L_2^2k_2 + L_3^2k_3 + K)\Theta_1] \\ & + [(L_1c_1 - L_2c_2 + L_3c_3)\dot{y}_3 + (L_1k_1 - L_2k_2 + L_3k_3)y_3] \\ & + [L_2c_2\dot{y}_2 + L_2k_2y_2] + [-L_1c_1\dot{y}_1 - L_1k_1y_1] + [-L_3c_3\dot{y}_4 - L_3k_3y_4] + [-K\Theta_2] = 0 \end{aligned} \quad (2.4)$$

Koltuk+sürücünün açısal hareket denklemi:

$$[I_{G_4}\ddot{\Theta}_2 + K\Theta_2 - K\Theta_1] = 0 \quad (2.5)$$

Düşey doğrultuda yani y-ekseninde koltuk+sürücünün hareket denklemi:

$$[m_4\ddot{y}_4 + c_3\dot{y}_4 + k_3y_4] + [-(c_3\dot{y}_3 + k_3y_3)] + [-L_3(c_3\dot{\Theta}_1 + k_3\Theta_1)] = 0 \quad (2.6)$$

Bu denklem takımında zamana göre birinci ve ikinci mertebeden türevler, fonksiyon üzeri (.) ve (..) ile gösterilmiştir. Diferansiyel denklem takımının bilinmeyenler vektörü

¹ Terimlerin açıklaması Ek A da verilmiştir

$$\{u\} = \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \\ \Theta_1 \\ \Theta_2 \\ y_4 \end{Bmatrix} \quad (2.7)$$

olup 6 bağımsız elemana sahiptir. Diğer bir deyişle, titreşim 6 serbestlik derecelidir. (2.7) de y ler ötelemeleri, Θ lar ise dönmeleri göstermektedir.

$y_{01}(t)$ ve $y_{02}(t)$ yol engebe fonksiyonları, (2.1,....,2.6) diferansiyel denklem takımının ikinci yan terimlerini, yani "uyarıları" oluştururlar. Uyarı fonksiyonları bilinen fonksiyonlardır.

Seyir konforu bakımından $\bar{u}$ vektörünün $\Theta_2(t)$ ve $y_4(t)$ titreşim fonksiyonlarının genliklerinin, hız ve ivmelerinin hesabı gerekli olabilir. $\bar{u}$ vektörünün tüm elemanlarının bilinmesi ise taşıtın tasarımı bakımından önem taşır.

BÖLÜM 3

MATEMATİKSEL MODELİN BİLGİSAYARLA ÇÖZÜMÜ

3.1 Matematiksel Modelin Çözüme Hazırlanması

Elimizdeki diferansiyel denklem takımı altı adet 2.dereceden diferansiyel denklemden oluşmaktadır. Çözümde kullanacağımız yöntem gereği bu diferansiyel denklem takımı yerine 12 adet birinci dereceden diferansiyel denklemle bu matematiksel modeli temsil edeceğiz. Bunun için:

Dönüştürülen Durum Değişkenleri	Matematik Modeldeki Karşılığı
------------------------------------	----------------------------------

$$x_1 = y_1$$

$$x_2 = \dot{y}_1$$

$$x_3 = y_2$$

$$x_4 = \dot{y}_2$$

$$x_5 = y_3$$

$$x_6 = \dot{y}_3$$

$$x_7 = y_4$$

$$x_8 = \dot{y}_4$$

$$x_9 = \Theta_1$$

$$x_{10} = \dot{\Theta}_1$$

$$x_{11} = \Theta_2$$

$$x_{12} = \dot{\Theta}_2$$

alındığında durum değişkeni sayısı iki katına çıkmakta ve denklemleri çözmek için 2.derece yerine 1.derece denklemlerinin kullanılması da çözüm hassaslığı üzerinde

ayrıca etkili olmaktadır. Bunun için yeni durum değişkenleri ile matematik modelin kurulmasına gereksinim duyulmaktadır.

3.2 Yeni Durum Değişkenleri İle Matematik Modelin Kurulması

y_{01} ön aksın zamana bağlı olarak yer değiştirmesini veren fonksiyon

y_{02} arka aksın zamana bağlı olarak yer değiştirmesini veren fonksiyon

olarak ele alındığında, matematik model aşağıda yazılmıştır.

$$\begin{aligned} & [m_1 \ddot{x}_2 + (c_1 + c_{01})\dot{x}_2 + (k_1 + k_{01})x_1] + [-(c_1 x_6 + k_1 x_5)] + [-L_1(c_1 x_{10} + k_1 x_9)] \\ & = c_{01} \dot{y}_{01} + k_{01} y_{01} \end{aligned} \quad (3.1)$$

$$\begin{aligned} & [m_2 \ddot{x}_4 + (c_2 + c_{02})\dot{x}_4 + (k_2 + k_{02})x_3] + [-(c_2 x_6 + k_2 x_5)] + [L_2(c_2 x_{10} + k_2 x_9)] \\ & = c_{02} \dot{y}_{02} + k_{02} y_{02} \end{aligned} \quad (3.2)$$

$$\begin{aligned} & [-(c_1 x_2 + k_1 x_1)] + [-(c_2 x_4 + k_2 x_3)] + [m_3 \ddot{x}_6 + (c_1 + c_2 + c_3)\dot{x}_6 + (k_1 + k_2 + k_3)x_5] \\ & + [(L_1 c_1 - L_2 c_2 + L_3 c_3)x_{10}] + (L_1 k_1 - L_2 k_2 + L_3 k_3)x_9 + [-(c_3 x_8 + k_3 x_7)] = 0 \end{aligned} \quad (3.3)$$

$$\begin{aligned} & [-L_1(c_1 x_2 + k_1 x_1)] + [L_2(c_2 x_4 + k_2 x_3)] + [(L_1 c_1 - L_2 c_2 + L_3 c_3)x_6] \\ & + [(L_1 k_1 - L_2 k_2 + L_3 k_3)x_5] \\ & + [I_{G_3} \ddot{x}_{10} + (L_1^2 c_1 + L_2^2 c_2 + L_3^2 c_3)x_{10} + (L_1^2 k_1 + L_2^2 k_2 + L_3^2 k_3 + K)x_9] \\ & - Kx_{11} + [-L_3(c_3 x_8 + k_3 x_7)] = 0 \end{aligned} \quad (3.4)$$

$$[-K]x_9 + [I_{G_4} \ddot{x}_{12} + Kx_{11}] = 0 \quad (3.5)$$

$$[-(c_3 x_6 + k_3 x_5)] + [-L_3(c_3 x_{10} + k_3 x_9)] + [m_4 \ddot{x}_8 + c_3 x_8 + k_3 x_7] = 0 \quad (3.6)$$

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (3.7)$$

$$\dot{x}_3 = x_4 \quad (3.8)$$

$$\dot{x}_5 = x_6 \quad (3.9)$$

$$\dot{x}_7 = x_8 \quad (3.10)$$

$$\dot{x}_9 = x_{10} \quad (3.11)$$

$$\dot{x}_{11} = x_{12} \quad (3.12)$$

3.3 Sürekli Durum Uzayında Matematik Modelin İfadesi

Durum uzayı notasyonu yüksek dereceden adi diferansiyel denklem sistemlerini ifade etmek için uygun bir gösterilim tarzıdır. Böylece n'inci dereceden bir adi diferansiyel denklem sistemi n tane birinci dereceden diferansiyel denklem olarak ifade edilebilir. Bu durumda x_1, x_2, x_3 durum değişkeni olarak anılırlar.

Kararlılık analizinin yapılabilmesi için özdeğerlerin hesaplanması gerekmektedir. Diğer taraftan zamana bağlı çıkış değerlerinin bilgisayar yardımıyla hesaplanması için ve genelde çözüm elde edebilmek için ise ayrık sisteme geçiş zorunludur. Bu nedenle işbu denklem takımlarını $\dot{x} = Ax + Bu$ şeklinde düzenleyecek olursak

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (3.13)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_2 = & \frac{1}{m_1} [-(k_1 + k_{01})x_1 - (c_1 + c_{01})x_2 + k_1x_5 + c_1x_6 + L_1k_1x_9 + L_1c_1x_{10}] \\ & + \frac{1}{m_1} [c_{01}\omega \cos \omega t + k_{01} \sin \omega t] \end{aligned} \quad (3.14)$$

$$\dot{x}_3 = x_4 \quad (3.15)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_4 = & \frac{1}{m_2} [-(k_2 + k_{02})x_3 - (c_2 + c_{02})x_4 + k_2x_5 + c_2x_6 - L_2k_2x_9 - L_2c_2x_{10}] \\ & + \frac{1}{m_2} [c_{02}\omega \cos(\omega t + \Delta t) + k_{02} \sin(\omega t + \Delta t)] \end{aligned} \quad (3.16)$$

$$\dot{x}_5 = x_6 \quad (3.17)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_6 = & \frac{1}{m_3} [k_1x_1 + c_1x_2 + k_2x_3 + c_2x_4 - (k_1 + k_2 + k_3)x_5 - (c_1 + c_2 + c_3)x_6 \\ & + k_3x_7 + c_3x_8 - (L_1k_1 - L_2k_2 + L_3k_3)x_9 - (L_1c_1 - L_2c_2 + L_3c_3)x_{10}] \end{aligned} \quad (3.18)$$

$$\dot{x}_7 = x_8 \quad (3.19)$$

$$\dot{x}_8 = \frac{1}{m_4} [k_3 x_5 + c_3 x_6 - k_3 x_7 - c_3 x_8 + L_3 k_3 x_9 + L_3 c_3 x_{10}] \quad (3.20)$$

$$\dot{x}_9 = x_{10} \quad (3.21)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_{10} = \frac{1}{I_{G_3}} [& L_1 k_1 x_1 + L_1 c_1 x_2 + L_2 k_2 x_3 - L_2 c_2 x_4 - (L_1 k_1 - L_2 k_2 + L_3 k_3) x_5 \\ & - (L_1 c_1 - L_2 c_2 + L_3 c_3) x_6 + L_3 k_3 x_7 + L_3 c_3 x_8 - (L_1^2 k_1 + L_2^2 k_2 + L_3^2 k_3 + K) x_9 \\ & - (L_1^2 c_1 + L_2^2 c_2 + L_3^2 c_3) x_{10} + K x_{11}] \end{aligned} \quad (3.22)$$

$$\dot{x}_{11} = x_{12} \quad (3.23)$$

$$\dot{x}_{12} = \frac{K}{I_{G_4}} [x_9 - x_{11}] \quad (3.24)$$

elde edilir.

Burada

y_{01} ön aksın zamana bağlı olarak yer değiştirmesini veren fonksiyon

y_{02} arka aksın zamana bağlı olarak yer değiştirmesini veren fonksiyon

olup sinusoidal yüzeyli yol düzgünsüzlüğünün incelenmesi için burada $y_{01} = \sin \omega t$ ve $y_{02} = \sin(\omega t + \Delta t)$ olarak alınmıştır.

Δt ise taşıtın hızına bağlı arka tekerleğin ön tekerleğin karşılaştığı aynı düzgünsüzlükle karşılaşması için geçen zaman (faz farkı) dır.

3.3.1 $\dot{x} = Ax + Bu$ bağıntısındaki A matrisinin ifadesi:

A matrisi 12x12 lik bir matristir. A matrisinin sıfırdan farklı elemanları:

$$A_{1,2} = 1$$

$$A_{2,1} = -\frac{k_1 + k_{01}}{m_1}; \quad A_{2,2} = -\frac{c_1 + c_{01}}{m_1}; \quad A_{2,5} = \frac{k_1}{m_1}; \quad A_{2,6} = \frac{c_1}{m_1}; \quad A_{2,9} = \frac{L_1 k_1}{m_1}; \quad A_{2,10} = \frac{L_1 c_1}{m_1}$$

$$A_{3,4} = 1$$

$$\begin{aligned}
A_{4,3} &= -\frac{k_2 + k_{02}}{m_2}; \quad A_{4,4} = -\frac{c_2 + c_{02}}{m_2}; \quad A_{4,5} = \frac{k_2}{m_2}; \quad A_{4,6} = \frac{c_2}{m_2}; \quad A_{4,9} = -\frac{L_2 k_2}{m_2}; \quad A_{4,10} = -\frac{L_2 c_2}{m_2} \\
A_{5,6} &= 1 \\
A_{6,1} &= \frac{k_1}{m_3}; \quad A_{6,2} = \frac{c_1}{m_3}; \quad A_{6,3} = \frac{k_2}{m_3}; \quad A_{6,4} = \frac{c_2}{m_3}; \quad A_{6,5} = -\frac{k_1 + k_2 + k_3}{m_3}; \quad A_{6,6} = -\frac{c_1 + c_2 + c_3}{m_3} \\
A_{6,7} &= \frac{k_3}{m_3}; \quad A_{6,8} = \frac{c_3}{m_3}; \quad A_{6,9} = -\frac{L_1 k_1 - L_2 k_2 + L_3 k_3}{m_3}; \quad A_{6,10} = -\frac{L_1 c_1 - L_2 c_2 + L_3 c_3}{m_3}; \\
A_{7,8} &= 1
\end{aligned} \tag{3.25}$$

$$\begin{aligned}
A_{8,5} &= \frac{k_3}{m_4}; \quad A_{8,6} = \frac{c_3}{m_4}; \quad A_{8,7} = -\frac{k_3}{m_4}; \quad A_{8,8} = -\frac{c_3}{m_4}; \quad A_{8,9} = \frac{L_3 k_3}{m_4}; \quad A_{8,10} = \frac{L_3 c_3}{m_4}; \\
A_{9,10} &= 1 \\
A_{10,1} &= \frac{L_1 k_1}{I_{G_3}}; \quad A_{10,2} = \frac{L_1 c_1}{I_{G_3}}; \quad A_{10,3} = -\frac{L_2 k_2}{I_{G_3}}; \quad A_{10,4} = -\frac{L_2 c_2}{I_{G_3}}; \quad A_{10,5} = -\frac{L_1 k_1 - L_2 k_2 + L_3 k_3}{I_{G_3}}; \\
A_{10,6} &= -\frac{L_1 c_1 - L_2 c_2 + L_3 c_3}{I_{G_3}}; \quad A_{10,7} = \frac{L_3 k_3}{I_{G_3}}; \quad A_{10,8} = \frac{L_3 c_3}{I_{G_3}}; \quad A_{10,9} = -\frac{L_1^2 k_1 + L_2^2 k_2 + L_3^2 k_3 + K}{I_{G_3}}; \\
A_{10,10} &= -\frac{L_1^2 c_1 + L_2^2 c_2 + L_3^2 c_3}{I_{G_3}}; \quad A_{10,11} = \frac{K}{I_{G_3}} \\
A_{11,12} &= 1 \\
A_{12,9} &= \frac{K}{I_{G_4}}; \quad A_{12,11} = -\frac{K}{I_{G_4}}
\end{aligned}$$

3.3.2 $\dot{x} = Ax + Bu$ bağıntısında B matrisinin ifadesi:

B matrisi 12x2 lik bir matristir. B matrisinin sıfırdan farklı terimleri:

$$B_{2,1} = 1 \tag{3.26}$$

$$B_{4,2} = 1$$

3.3.3 Sinüsoidal giriş fonksiyonu

Sinüsoidal giriş fonksiyonu 2x1 lik bir vektör olup ifadesi aşağıda verilmiştir.

$$u_1 = c_{01}\omega \cos \omega t + k_{01} \sin \omega t \quad (3.27)$$

$$u_2 = c_{02}\omega \cos(\omega t + \Delta t) + k_{02} \sin(\omega t + \Delta t)$$

Böylece matematiksel modelimizin sürekli ortam durum denklemlerini tanımlamış bulunuyoruz. Bu denklemlerin bilgisayar ile çözümünde ayrık zamanlı durum uzayına karşı gelen matrisler (AD , BD) aşağıda tanımlanmıştır [33].

A ve B sürekli ortam durum denklemi matrisleri olmak üzere ayrıklaştırılmış sürekli ortam matrisleri $T=$ örnekleme periyodu ve u giriş fonksiyonunun örnekleme periyodu süresince değişmediği kabul edilerek

$$\begin{aligned} AD &= e^{AT} \\ BD &= \left(\int_0^T e^{A(T-t)} dt \right) B \end{aligned} \quad (3.28)$$

ile tanımlanır. Bu durumda ayrık zaman durum denklemi

$$x((k+1) * T) = AD(T) * x(kT) + BD * u(kT) \quad (3.29)$$

olur.

3.3.4 Matlab'in "c2d" fonksiyonunun kullanılması

Bilgisayar yardımıyla Matlab'in "c2d" fonksiyonundan yararlanarak A ve B matrisleri $T=0,001$ s örnekleme periyodu ile AD ve BD matrislerine dönüştürülerek hesaplarda kullanılmıştır.

3.3.5 Özdeğerlerin incelenmesi

A matrisinin özdeğerleri incelenmiştir. Değişik parametrelili çözümlerde sistemin kararlı kalıp kalmadığına dikkat edilmiştir. Bilindiği üzere sistemin kararlı olması için özdeğerlerin negatif olması, yani özdeğerler < 0 koşulunun sağlanması gerekmektedir.

3.3.6 Matematik modelin zamana bağlı davranışlarının incelenmesi

Matematik modelimizin zamana bağlı davranışları incelenmiş, değişik frekans değerlerinde ivme değerlerinin kararlı hal için titreşim genliklerinin giriş fonksiyonuna oranı grafik üzerinde gösterilmiştir.



BÖLÜM 4

ÇÖZÜM İÇİN SÖZÜ EDİLEN SAYISAL YÖNTEMLERİN MATEMATİK MODELE UYGULANIŞI

4.1 Özdeğerlerin Bulunuşu

Özdeğerlerin bulunmasında Matlab'in eig fonksiyonundan yararlanılmıştır. Özdeğerler ei-dizisine atanmıştır. Özdeğerlerin negatif olması ($e_i < 0$) kararlılık koşulu olarak kullanılmıştır. ei giriş verisi olarak A matrisini kullanmaktadır. Sistemin özdeğerleri giriş fonksiyonundan bağımsızdır.

4.2 c2d.m Alt Programı İle Ayırık Zaman Uzayı İçin AD Ve BD Matrislerinin Hesabı

function [AD, BD] = c2d(a, b, t)

c2d Durum uzayı modelini sürekli ortamdan ayırık zamana çevirir.

[AD, BD] = c2d(A,B,T) sürekli zamandaki sistemi dönüştürür:

$$\dot{x} = Ax + Bu$$

Ayrık zaman uzayı sistemi:

$$x[n+1] = AD * x[n] + BD * u[n]$$

Giriş fonksiyonunun T zaman adım aralığında sabit olduğu kabul edilmiştir.

[m,n] = size(a); A matrisinin satır ve sütun büyüklükleri

[m,nb] = size(b); B matrisinin satır ve sütun büyüklükleri

$s = \expm([a \ b]^*t; \text{zeros}(nb, n+nb));$

t = örnekleme zamanı

$AD = s(1:n, 1:n);$

$BD = s(1:n, n+1:n+nb);$

Böylece AD ve BD matrisleri s matrisinden elde edilir.

4.3 Giriş Fonksiyonlarının Zamana Bağlı Olarak Verilmesi

Çalışmada özdeğerler dışındaki tüm incelemeler zaman ekseninde yapılmış olup giriş fonksiyonu zamana bağlı olarak verilmiştir.

4.3.1 Sürekli sinus giriş için giriş fonksiyonlarının program içindeki ifadeleri

Taşıtın yolda karşılaştığı sürekli sinus yol formunun neden olduğu zamana bağlı durum değişkenleri ($y_1, y_2, y_3, y_4, \Theta_1, \Theta_2$) yardımıyla bunların ivmelerini incelemek için öncelikle giriş fonksiyonu olarak yol formunun ön aks ve arka aks için hıza bağlı faz farkı ile ve frekansa bağlı peryot uzunluğu dikkate alınarak aşağıdaki bağıntılarla tanımlama yapılmıştır.

$kk=1/h*2;$

for $k=1:kk;$

$T(k+1,:)=k*h;$

$u(k,1)=C01*\omega*\cos(\omega*T(k+1,:))+K01*\sin(\omega*T(k+1,:));$

$u(k,2)=C02*\omega*\cos(\omega*(T(k+1,:)+DT))+K02*\sin(\omega*(T(k+1,:)+DT));$

$x(k+1,:)=(AD*x(k,:)' + BD*u(k,:))';$

end

Burada :

h	=	Örnekleme zamanı (s)
kk	=	Giriş fonksiyonunun örnekleme adedi
T	=	Giriş fonksiyonunun örneklendiği an
ω	=	Açısal hız = $2\pi f$
$DT = L/V$		
$u(k,1)$ ve $u(k,2)$	=	Her $T(k)$ için giriş fonksiyonu değerleri
$x(k+1,:)$	=	Durum değişkenlerinin $T = (k+1)*h$ daki değerleri
$K01, K02$	=	İncelenen taşıtın lastiğinin yay katsayısıdır. Böylece giriş fonksiyonunu büyütme fonksiyonu ile çarpılmış olur.
$C01, C02$	=	İncelenen taşıtın lastiğinin sönüm katsayısıdır.

4.3.2 Engel aşmadaki sinus giriş fonksiyonlarının program içindeki ifadeleri

Taşıtın yolda karşılaştığı sinus formundaki engelin neden olduğu zamana bağlı durum değişkenleri ($y_1, y_2, y_3, y_4, \Theta_1, \Theta_2$) yardımıyla bunların ivmelerini incelemek için öncelikle giriş fonksiyonu olarak engelin ön aks ve arka aks için hıza bağlı faz farkı ile frekansa bağlı peryot uzunluğu dikkate alınarak aşağıdaki bağıntılarla tanımlama yapılmıştır.

```

kk=1/h*2;           % 2 saniyelik zaman ekseninde inceleme için gerekli adım miktarı
kk2f=kk/(4*f)       % engelin kapsadığı adım sayısı; f= frekans
ke=DT/h             % faz farkı süresinin adım sayısı cinsinden değeri
for k=1:kk;          % kk (giriş fonksiyonunun örnekleme adedi) kere tekrarlama
    T(k+1,:)=k*h;     % giriş fonksiyonunun örneklendiği an
    u(k,1)=C01*omega*cos(omega*T(k+1,:))+K01*sin(omega*T(k+1,:));    omega= açısal hız;
    u(k,2)=C02*omega*cos(omega*(T(k+1,:)-DT))+K02*sin(omega*(T(k+1,:)-DT));

```

```

if k>kk2f          % u1 in tanımladığı engelin sonu
u(k,1)=0;
end
if abs(k*h-DT)<h ;   % u2 nin tanımladığı engelin başlangıcı
ke=k;
end
if k*h<DT;          % arka aks engele daha girmemişse
u(k,2)=0;
end
if k>kk2f+ke;       %arka aks engeli terkettiğinde
u(k,2)=0;
end
x(k+1,:)=(AD*x(k,:)+BD*u(k,:))';   %ayrık zaman durum değişkenleri değerleri
end

```

- Bu algoritmaların çalıştırılması sonucunda zamana bağlı durum değerleri hesaplanır.

Bunlar:

$$x_1 = y_1 ; \quad x_2 = \dot{y}_1 ; \quad x_3 = y_2 ; \quad x_4 = \dot{y}_2 ; \quad x_5 = y_3 ; \quad x_6 = \dot{y}_3 ; \quad x_7 = y_4 ; \quad x_8 = \dot{y}_4 ;$$

$$x_9 = \Theta_1 ; \quad x_{10} = \dot{\Theta}_1 ; \quad x_{11} = \Theta_2 ; \quad x_{12} = \dot{\Theta}_2$$

dırlar.

for k=1:kk

$$zz1(k)=x(k,2);$$

$$zz2(k)=x(k,4);$$

$$zz3(k)=x(k,6);$$

$$zz4(k)=x(k,8);$$

$$zz5(k)=x(k,10);$$

```
zz6(k)=x(k,12);
```

```
end
```

Hesaplanan durum değişkenleri zz1,.....zz6 vektörlerine atanır.

Elde edilen durum değişkenleri arasında incelemelerimizde kullanılması gereken ikinci dereceden türev değerleri bulunmamaktadır. Bu nedenle zamana bağlı fonksiyon değerlerinden hareketle zaman ekseninde türev alarak ikinci dereceden türevleri oluşturmamız gerekmektedir.

sayısal türev

```
dy=h; (h= örnekleme zamanı)
```

```
y1=gradient(zz1,dy)/K01;
```

```
y2=gradient(zz2,dy)/K01;
```

```
y3=gradient(zz3,dy)/K01;
```

```
y4=gradient(zz4,dy)/K01;
```

```
y5=gradient(zz5,dy)/K01;
```

```
y6=gradient(zz6,dy)/K01;
```

```
function [xx,yy] = grad(a,xax,yax)
```

4.4 Gradient Sayısal Türev Alt Programı

```
% If Y is a vector, GRADIENT(Y) and GRADIENT(Y,DX) return the one
```

```
% dimensional numerical derivative dY/dX.
```

```
[m,n] = size(a);
```

```
if nargin == 1, xax = 1; yax = 1; end % nargin = giren argüman sayısı
```

```
if nargin == 2, yax = xax; end
```

```
if length(xax) == 1, xax = xax .* (0:n-1); end % length = vektörün eleman sayısı
```

```
if length(yax) == 1, yax = yax .* (0:m-1); end
```

```
y = [];
```

```
ax = xax(:).';
```

```
for i = 1:2
```

```
x = y;
```

```
[m,n] = size(a);
```

```
y = zeros(m, n);
```

```
j = 1:m;
```

```
if n > 1
```

```
d = ax(2) - ax(1);
```

```
y(j, 1) = (a(j, 2) - a(j, 1)) ./ d;    % sol kenar.
```

```
d = ax(n) - ax(n-1);
```

```
y(j, n) = (a(j, n) - a(j, n-1)) ./ d;    % sağ kenar.
```

```
end
```

```
if n > 2
```

```
k = 1:n-2;
```

```
d = ones(m, 1) * (ax(k+2) - ax(k));
```

```
y(j, k+1) = (a(j, k+2) - a(j, k)) ./ d;    % ara nokta türevleri.
```

```
end
```

```
a = a.';
```

```
ax = yax(:).';
```

```
end
```

```
z = (x + sqrt(-1) .* y.');
```

```
if nargout < 2
```

```
% nargout = çıkan argüman sayısı
```

```
xx = z;
```

```
else
```

```
xx = real(z); yy = imag(z);
```

```
end
```

4.5 İncelemenin Yapıldığı Yer

Türev işlemini tamamladıktan sonra ikinci dereceden türevlerin zamana bağlı değişimi üzerinde artık inceleme yapılabilir.

Sistemin 1,5 saniye sonunda kararlılığa ulaştığı incelemede görüldüğünden, toplam inceleme süresinin son dörttebirlik kısmında (toplam inceleme süresi 1s, 2s,...ns olabilir) inceleme yapılmıştır.

```
kk2=3*kk/4;
```

ifadesi zaman aralığının 2 saniye alınmasında $(1-3/4)*2 = 1/4$ yani son 1,5-2 saniye arasında inceleme yapmamıza olanak sağlamaktadır.

a(ff,..) h ile normalize edilmiş ivme değerlerini göstermek üzere

```
a(ff,1)=(max(y1(kk2:kk))-min(y1(kk2:kk)))/h;
```

```
• a(ff,2)=(max(y2(kk2:kk))-min(y2(kk2:kk)))/h;
```

```
a(ff,3)=(max(y3(kk2:kk))-min(y3(kk2:kk)))/h;
```

```
a(ff,4)=(max(y4(kk2:kk))-min(y4(kk2:kk)))/h;
```

```
a(ff,5)=(max(y5(kk2:kk))-min(y5(kk2:kk)))/h;
```

```
a(ff,6)=(max(y6(kk2:kk))-min(y6(kk2:kk)))/h;
```

```
WW(ff)=f;
```

```
end
```

2 saniyelik sürenin son 1/2 saniyesinde zamana bağlı ivme değerlerinin maksimum ve minimum değerleri arasındaki fark değişik frekans için ölçülerek bu farkların yani ivmelerin titreşim genliklerinin frekansa bağlı değişimleri grafikleri çizilerek incelemeler yapılmıştır. Bu genlikler taşıt konforu ile direkt ilgilidir.

4.6 Konfor İncelemesi İçin Tanımlar Ve Hesaplama Yöntemi

Gerçek bir yol pürüzlülüğü üzerinde seyreden taşıtı zamana bağlı rastlantısal bir fonksiyon olarak uyardığı için $h_G(t)$ ile tanımlanabilir. $-T < t < T$ zaman aralığında bu fonksiyon temsil edilmek istendiğinde, tanımlanan aralık dışında 0 olan bu fonksiyon sınırlandırılmış bir yol fonksiyonu olacaktır. Bu sınır içinde geçerli olacak fonksiyon için frekans aralığına geçilerek Fourier dönüşümü ile yol pürüzlülüğü kompleks genliği aşağıdaki gibi ifade edilebilir [34]:

$$h(\omega) = \int_{-T}^T h(t) e^{-i\omega t} dt \quad (4.1)$$

Yol pürüzlülüğünün kompleks genliğinin karesel ortalaması ise

$$\overline{h(t)^2} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^T h(t)^2 dt \quad (4.2)$$

ifade edilebilir. Zamansal düşey uyarı spektrum yoğunluğu ile karesel ortalama birbirine aşağıdaki eşitlikteki bağıntı ile bağlıdır.

$$\overline{h(t)^2} = \int_0^\infty \Phi_h(\omega) d\omega \quad (4.3)$$

Deneysel yol pürüzlülük ölçümleri sonunda elde edilen yol pürüzlülük spektrumlarının çift logaritmik eksenlerde doğru ile gösterilebilecek uzun dalga boylarında büyük kısa dalga boylarında küçük spektrum yoğunlukları sergileyen bir karakterde

$$\Phi_h(\Omega) = \Phi_h(\Omega_0) \left| \frac{\Omega}{\Omega_0} \right|^{-w} \quad (4.4)$$

denklemiyle tanımlanması mümkündür.

Bu denklemde seyir hızından bağımsız kalmak amacıyla ω yerine yol dairesel frekansı Ω kullanılmıştır. Burada

$$\omega = v * \Omega \quad (4.5)$$

$$\Phi_h(\omega) = \frac{1}{v} \Phi_h(\Omega) \quad (4.6)$$

bağıntılarından yararlanılarak yol spektrum yoğunluğunun (zamansal düşey uyarı spektrum yoğunluğu) zamana (hıza) bağlı ifadesi bulunur ve bu ifade yol spektrum yoğunluklarını konfor hesaplamalarına aktaran bir işlevi yerine getirmek için kullanılır.

4.7 Konfor Hesaplama Yöntemi

Konforsuzluk taşıt içinde seyir halindeki insanların rahatsızlığına, beceri azalmasına ve giderek sağlıklarının bozulmasına yol açabilecek önemli bir parametredir. İnsanların dayanma gücü göz önüne alındığında yüksek konforsuzluğa daha az süre dayanabilecekleri VDI-2057 yönetmeliklerinde değerlendirilmiştir.

Konforsuzluğa neden olan titreşim ivmelerinden konfor hesaplamasına geçerken titreşim ivmeleri düzgünsüzlük genliği ile normalize edilerek ms^{-2}/m biriminde ifade edilir.

B değerlendirme fonksiyonu insanların titreşimlere karşı olan duyarlılıklarını simgeleyen bir ağırlık fonksiyonudur.

Aşağıdaki yöntemle el, ayak, koltuk, baş vurma halleri için değerlendirme fonksiyonu eğrisi çizilmiştir:

Frekansa bağlı sonuç karesel etkilenme fonksiyonu yol spektrum yoğunluğu ile normalize edilmiş titreşim ivmeleri genliğinin karesi ve değerlendirme fonksiyonunun karesinin çarpımıyla oluşan bir fonksiyondur. Genel tanıma göre, bu frekansa bağlı fonksiyonun frekans bandındaki entegrasyonunun karekökü bize konfor sayısını verecektir. Biz bu konfor sayısını konfor irdelemelerinde insanların değişik uzuvlarının farklı etkilenmelerini de göz önüne alarak (karşı gelen uygun değerlendirme fonksiyonlarını kullanarak) inceleyeceğiz.

KZ konforu belirtmek üzere, bu hesaplamayı sağlayacak eşitlik

$$KZ^2 = \int_0^{\infty} \left| \frac{\ddot{y}}{h} \right|^2 \Phi_h B^2 d\omega \quad (4.7)$$

dir.

Bu integralde $0 - \infty$ sınırı çözümlerimizde $0 - 20$ Hz arası sayısal entegrasyon değeri ile eşleştirilmiştir.

4.8 Zamansal Düşey Uyarı Spektrum Yoğunluğunun İfadesi

(4.4) ve (4.6) eşitliklerinden

$$\Phi_h(\omega) = \Phi_h(\Omega_0) \left| \frac{\Omega}{\Omega_0} \right|^{-w} \quad v = \Phi_h(\Omega_0) \left[\frac{\frac{\omega}{v}}{\Omega_0} \right]^{-w} \quad v \quad (4.8)$$

elde edilir.

Burada beton-asfalt orta kalite yol için $\Phi_h(\Omega_0) = 22 \text{ cm}^3$ ve $\Omega_0 = 1 \text{ m}^{-1}$ alındığında

$$\Phi_h(\omega) = 22 \left[\frac{1}{\omega^2} \right] v 10^{-6} \quad [\text{m}^3]$$

elde edilir.

$$fi(ff)=22*(2*3.14159*ff/ndiv)^{-2}*1.e-6*V;$$

$$WW(ff)=f;$$

Zamansal düşey uyarı yoğunluğu $\Phi_h(\omega)$ dan hareketle bu yoğunluğun frekans boyunca integrasyonu ile elde edilen değerle düzgünsüzlük uyarı genliği h hesaplanır.

$$H=\text{sqrt}(\text{trapz}(WW,fi))$$

4.9 El Ve Ayak İçin Düşey Titreşim İvmesinin Ağırlık Merkezi Düşey Titreşim İvmesinden Hareketle Hesaplanması

Sürücünün el ve ayaklarının konumları gövde ağırlık merkezinden farklı bir noktada bulunduğu için ön ve arka aksa gelen uyarı titreşimleri uyaran fonksiyon aynı fonksiyon olmasına karşın bir faz farkı oluşturmaları söz konusu olabilir. Bu faz farkı

sonucu ağırlık merkezi düşey titreşimine ek olarak gövde baş vurma nedeniyle ikinci bir artırma faktörü ortaya çıkmaktadır. Bunun hesabı:

El için düşey titreşim ivmesi = Gövde ağırlık merkezi düşey titreşim ivmesi +
Elin gövde ağırlık merkezine uzaklığı * Baş vurma
açısal ivmesi olmaktadır.

Ayak için düşey titreşim ivmesi = Gövde ağırlık merkezi düşey titreşim ivmesi +
Ayağın gövde ağırlık merkezine uzaklığı *
Baş vurma açısal ivmesi olmaktadır.

Bu da formül olarak:

$$\ddot{y}_{el} = \ddot{y}_3 + (L_3 + L_{el}) * \ddot{\Theta}_1 \quad (4.9)$$

$$\ddot{y}_{ayak} = \ddot{y}_3 + (L_3 + L_{ayak}) * \ddot{\Theta}_1 \quad (4.10)$$

Burada $L_3 = 0.25$ m koltuğun gövde ağırlık merkezine uzaklığı

$L_{el} = 0.50$ m ellerin koltuk ağırlık merkezine uzaklığı

$L_{ayak} = 0.80$ m ayakların koltuk ağırlık merkezine uzaklığı

gösterilir.

Bu denklemler yazılırken direksiyon ve ayakların gövde üzerinde durduğu yerin gövde ile rijit bağlı olduğu ve birbirine göre hareket etmediği kabul edilir.

4.10 Konfor Sayısının Hesabı

Konfor sayısını hesaplarken tüm uzuvların konfor sayılarını ayrı ayrı hesaplamak ve bunların toplamını almak gerekir.

4.10.1 Koltuk konfor sayısının hesabı

koltuk ivmesinin büyütme fonksiyonunun karesi : $\left(\frac{\ddot{y}_4}{h} \right)^2 \quad (4.11)$

$$ak(ff,4)=a(ff,4)*a(ff,4);$$

koltuk ivmesinin büyütme fonksiyonunun karesinin yol spektrum fonksiyonu ile

çarpımı: (Koltuk ivmesinin frekansa bağlı spektrumu) $\left(\frac{\ddot{y}_4}{h}\right)^2 * \Phi_h(\omega)$ (4.12)

$akfi2(ff)=ak(ff,4)*fi(ff);$

Değerlendirme fonksiyonu B (koltuk için): B_{koltuk}

$bb1(ff)=interp1(f1,b1,WW(ff));$

Değerlendirme fonksiyonu B (koltuk için) nin karesi: B_{koltuk}^2 (4.13)

$bbk1(ff)=bb1(ff)*bb1(ff);$

Koltuk için konfor fonksiyonu: $\left(\frac{\ddot{y}_4}{h}\right)^2 * \Phi_h(\omega) * B_{koltuk}^2$ (4.14)

$akfibk2(ff)=akfi2(ff)*bbk1(ff);$

bulunur.

4.10.2 El konfor sayısının hesabı

El ivmesinin büyütme fonksiyonunun karesi : $\left(\frac{\ddot{y}_{3e}}{h}\right)^2$ (4.15)

$ak(ff,3)=a(ff,3)*a(ff,3);$

El ivmesinin büyütme fonksiyonunun karesinin yol spektrum fonksiyonu ile çarpımı:

(El ivmesinin frekansa bağlı spektrumu) $\left(\frac{\ddot{y}_{3e}}{h}\right)^2 * \Phi_h(\omega)$ (4.16)

$akfi1(ff)=ak(ff,3)*fi(ff);$

Değerlendirme fonksiyonu B (el için): B_{el}

$bb2(ff)=interp1(f2,b2,WW(ff));$

Değerlendirme fonksiyonu B (el için) nin karesi: B_{el}^2 (4.17)

$bbk2(ff)=bb2(ff)*bb2(ff);$

Eller için konfor fonksiyonu:

$$\left(\frac{\ddot{y}_{3e}}{h}\right)^2 * \Phi_h(\omega) * B^2 \quad (4.18)$$

akfibk1(ff)=akfi1(ff)*bbk2(ff);

bulunur.

4.10.3 Ayak konfor sayısının hesabı

Ayak ivmesinin büyütme fonksiyonunun karesi :

$$\left(\frac{\ddot{y}_{3a}}{h}\right)^2 \quad (4.19)$$

ak(ff,3)=a(ff,3)*a(ff,3);

Ayak ivmesinin büyütme fonksiyonunun karesinin yol spektrum fonksiyonu ile çarpımı:

$$(\text{Ayak ivmesinin frekansa bağlı spektrumu}) \quad \left(\frac{\ddot{y}_{3a}}{h}\right)^2 * \Phi_h(\omega) \quad (4.20)$$

akfi1(ff)=ak(ff,3)*fi(ff);

Değerlendirme fonksiyonu B (ayak için):

B_{ayak}

bb2(ff)=interp1(f2,b2,WW(ff));

$$\bullet \text{ Değerlendirme fonksiyonu B (ayak için) nin karesi: } B_{ayak}^2 \quad (4.21)$$

bbk2(ff)=bb2(ff)*bb2(ff);

Ayak için konfor fonksiyonu:

$$\left(\frac{\ddot{y}_{3a}}{h}\right)^2 * \Phi_h(\omega) * B_{ayak}^2 \quad (4.22)$$

akfibk1(ff)=akfi1(ff)*bbk2(ff);

bulunur.

4.10.4 Koltuk başvurması konfor sayısının hesabı

$$\text{Koltuk başvurma ivmesinin büyütme fonksiyonunun karesi : } \left(\frac{\ddot{\theta}_2}{h}\right)^2 \quad (4.23)$$

ak(ff,6)=a(ff,6)*a(ff,6);

Koltuk başvurma ivmesinin büyütme fonksiyonunun karesinin yol spektrum fonksiyonu ile çarpımı:

$$(\text{Koltuk başvurma ivmesinin frekansa bağlı spektrumu}) \left(\frac{\ddot{\Theta}_2}{h} \right)^2 * \Phi_h(\omega) \quad (4.24)$$

$$\text{akfi3(ff)} = \text{ak(ff,6)} * \text{fi(ff)};$$

Değerlendirme fonksiyonu B (koltuk başvurma için): B_φ

$$\text{bb3(ff)} = \text{interp1(f3,b3,WW(ff))};$$

Değerlendirme fonksiyonu B (koltuk başvurma için) nin

$$\text{karesi:} \quad B_\varphi^2 \quad (4.25)$$

$$\text{bbk3(ff)} = \text{bb3(ff)} * \text{bb3(ff)};$$

$$\text{Koltuk başvurma konfor fonksiyonu:} \quad \left(\frac{\ddot{\Theta}_2}{h} \right)^2 * \Phi_h(\omega) * B_\varphi^2 \quad (4.26)$$

$$\text{akfibk3(ff)} = \text{akfi3(ff)} * \text{bbk3(ff)};$$

bulunur.

end;

4.11 Konfor Sayısının Frekans Boyunca İntegrasyonla Ve Karekök İşlemi İle Bulunması

$$\text{qakfibk1e} = \text{sqrt}(\text{trapz(WW,akfibk1e)}) \quad \text{el için düşey titreşim konfor sayısı} \quad KZ_{el}$$

$$\text{qakfibk1a} = \text{sqrt}(\text{trapz(WW,akfibk1a)}) \quad \text{ayak için düşey titreşim konfor sayısı} \quad KZ_{ayak}$$

$$\text{qakfibk2} = \text{sqrt}(\text{trapz(WW,akfibk2)}) \quad \text{koltuk için düşey titreşim konfor sayısı} \quad KZ_{koltuk}$$

$$\text{qakfibk3} = \text{sqrt}(\text{trapz(WW,akfibk3)}) \quad \text{koltuk başvurma konfor sayısı} \quad KZ_{başvurma}$$

$$\text{Toplam konfor sayısı: } KZ = \sqrt{(KZ_{el}^2 + KZ_{ayak}^2 + KZ_{koltuk}^2 + KZ_{başvurma}^2)} \quad (4.27)$$

$$\text{qakfibkt} = \text{sqrt}(\text{trapz(WW,akfibk1e)} + \text{trapz(WW,akfibk1a)} + \text{trapz(WW,akfibk2)} + \text{trapz(WW,akfibk3)})$$

BÖLÜM 5

SONUÇLAR

Seyir konforunu irdeleyebilmek için koltuk üzerinde oturan kişinin düşey ve baş vurma titreşimlerinin ivmelerinin ($\ddot{y}_4$ ve $\ddot{\Theta}_2$) birim genlikli farklı frekanslı sinüs uyarısına cevaplarının frekans üzerinde değişimleri hesaplanmış, insanın vücuduna, el-kol ve ayak-bacaklarına gelen düşey titreşim ivmelerinin büyütme fonksiyonları ile baş vurma titreşimlerinin büyütme fonksiyonu çizilmiş, bunların karesi ile yol spektrum fonksiyonunun zamansal düşey uyarı spektrum yoğunluğu ile çarpımı çizilmiş, bu çarpım değerlendirme fonksiyonunun karesi ile çarpılmış ve değerlendirilmiş salınım şiddeti dağılımı fonksiyonu çizilmiş, elde edilen eğrinin alanı hesaplanarak karekökü alınmış ve insanın çeşitli uzuvları için konfor sayısı hesaplanmıştır. Buradan da toplam konfor sayısı hesaplanmıştır. Örnek taşıt dataları seçilirken, koltuk tabii frekansının 2,9 Hz, koltuk baş vurma tabii frekansının 2,9 Hz, taşıt gövde tabii frekansının 1,43 Hz, gövde baş vurma tabii frekansının 1,43 Hz, aks tabii frekansının da 11 Hz olması göz önüne alınmıştır. Tabii frekans hesaplarında aşağıdaki yaklaşık eşitlikler kullanılmıştır:

Aks tabii frekansı:

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{01} + k_1}{m_1}} = 11 \text{ Hz} \quad (5.1)$$

Gövde tabii frekansı:

$$f_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_1 + k_2}{m_3}} = 1,43 \text{ Hz} \quad (5.2)$$

Gövde baş vurma tabii frekansı:

$$f_{\phi G} = f_2 = 1,43 \text{ Hz} \quad (5.3)$$

Koltuk tabii frekansı:

$$f_3 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_3}{m_4}} = 2,9 \text{ Hz} \quad (5.4)$$

Koltuk baş vurma tabii frekansı:

$$f_{\phi K} = f_3 = 2,9 \text{ Hz} \quad (5.5)$$

Yaylanmamış kütlelerin yaylanmış kütleyle oranı:

$$(m_1 + m_2)/m_3 = 0,124 \quad (5.6)$$

Gövde boyutsuz sönüm katsayısı:

$$D_2 = \frac{c_1 + c_2}{2\sqrt{(k_1 + k_2)m_3}} = 0,25 \quad (5.7)$$

Koltuk boyutsuz sönüm katsayısı:

$$D_3 = \frac{c_3}{2\sqrt{k_3 m_4}} = 0,24 \quad (5.8)$$

Jirasyon yarıçapı i

Boş otomobilde $i/(L_1 + L_2) \cong 0,5$ alındığından [1]

$$i_1 = 1,25 \text{ m} \quad (5.9)$$

• hesaplanır.

Buradan gövde atalet momenti

$$I_{G3} = i_1^2 * m_3 = 1562,5 \text{ kgm}^2 \quad (5.10)$$

hesaplanır.

Benzer şekilde sürücü + koltuk atalet momenti

$$I_{G4} = i_2^2 * m_4 = (0,25)^2 * 60 = 3,75 \text{ kgm}^2 \quad (5.11)$$

olarak hesaplanır.

Kuplaj kütlesi $m_K = 0$ hesaplanmıştır.

Yol dalgalılık faktörü $w = 2$ alınmıştır.

Örnek taşıtın beton-asfalt orta kalite yol için hesapları yapıldığından, $\Phi_h (\Omega_0) = 22 \text{ cm}^3$

ve $\Omega_0 = 1 \text{ m}^{-1}$ alınmıştır.

Bu şekilde seçilen örnek taşıt dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.

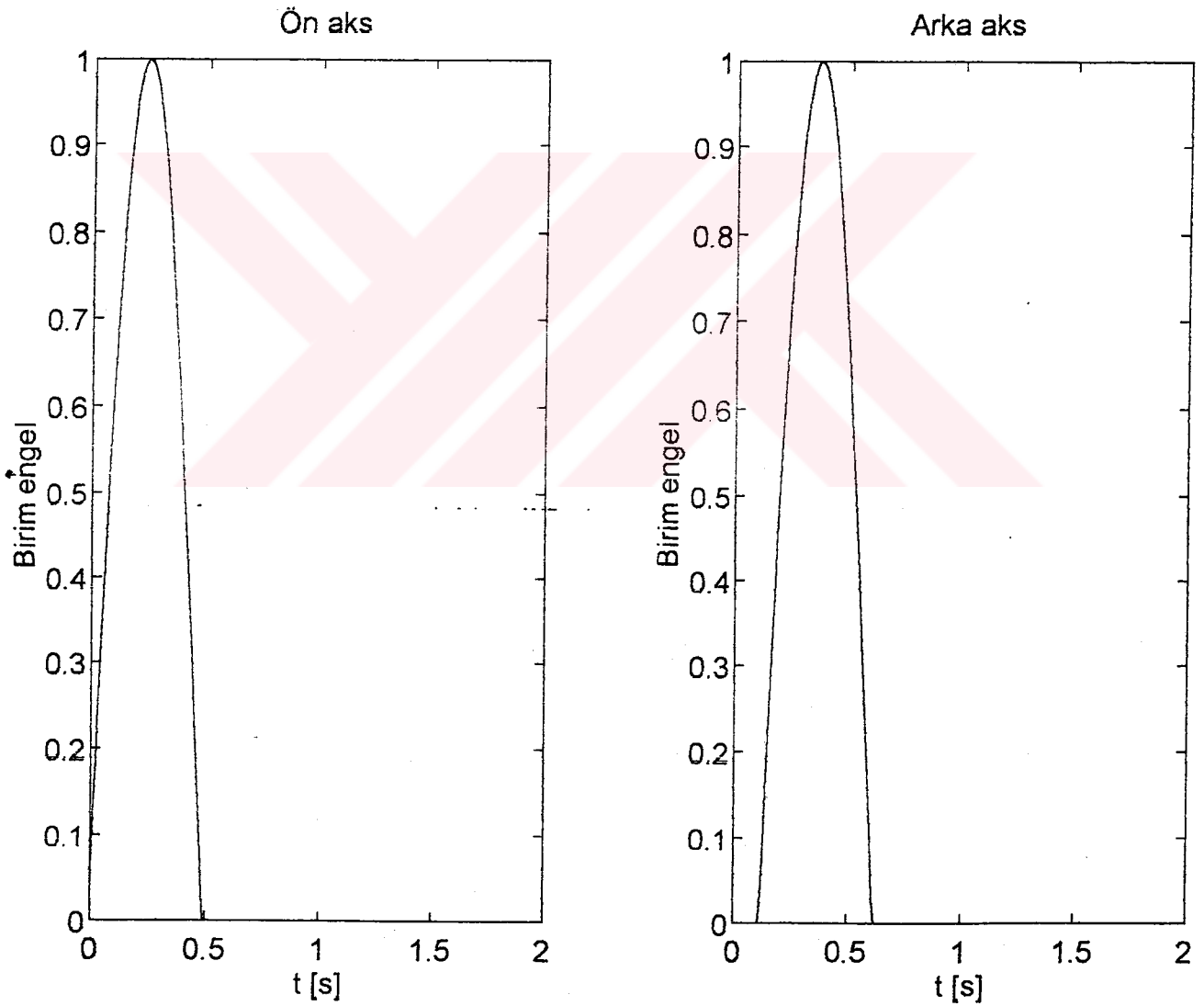
Tablo 5.1 Örnek Taşıt Dataları

c_{01}	0	Ns/m	Ön tekerlekler sönümü
c_{02}	0	Ns/m	Arka tekerlekler sönümü
c_1	2280	Ns/m	Ön asılış sönümü
c_2	2280	Ns/m	Arka asılış sönümü
c_3	530	Ns/m	Koltuk sönümü
D_2	0,25		Gövde boyutsuz sönüm katsayısı
D_3	0,24		Koltuk boyutsuz sönüm katsayısı
$f_{\phi G}$	1,43	Hz	Gövde baş vurma tabii frekansı
$f_{\phi K}$	2,9	Hz	Koltuk baş vurma tabii frekansı
f_1	11	Hz	Aks tabii frekansı
f_2	1,43	Hz	Gövde tabii frekansı
f_3	2,9	Hz	Koltuk tabii frekansı
i_1	1,25	m	Gövde jirasyon yarıçapı
i_2	0,25	m	Koltuk jirasyon yarıçapı
I_{G3}	1562,5	kgm ²	Gövde atalet momenti
I_{G4}	3,75	kgm ²	Sürücü + koltuk atalet momenti
K	200000	Nm/rad	Koltuk baş vurma yay sertliği
k_{01}	256000	N/m	Ön tekerlekler yay sertliği
k_{02}	256000	N/m	Arka tekerlekler yay sertliği
k_1	40410	N/m	Ön asılış yay sertliği
k_2	40410	N/m	Arka asılış yay sertliği
k_3	20000	N/m	Koltuk yay sertliği
L_1	1,25	m	Ön aksın taşıt ağırlık merkezine mesafesi
L_2	1,25	m	Arka aksın taşıt ağırlık merkezine mesafesi
L_3	0,25	m	Koltuğun taşıt ağırlık merkezine mesafesi
m_1	62	kg	Ön aks kütlesi
m_2	62	kg	Arka aks kütlesi
m_3	1000	kg	Gövde kütlesi
m_4	60	kg	Sürücü + koltuk kütlesi
$(m_1+m_2)/m_3$	0,124		Yaylanmamış kütlenin yaylanmış kütleye oranı
v	20	m/s	Taşıt hızı
w	2		Yol dalgalılık faktörü
Ω_0	1	m ⁻¹	Yola bağlı dairesel frekans
$\Phi_h(\Omega_0)$	22	cm ³	Yol spektrumu

Çeşitli taşıt parametrelerinin koltuk üzerinde oturan sürücü titreşimlerine etkisini tespit edebilmek için bu datalar model taşıtın datalarından dört farklı değerle değiştirilmiş ve bulunan sonuçlar irdelenmiştir.

5.1 Engel Aşma Hali

Üçüncü bölümde sözü edildiği üzere, engel olarak sinus engeli ele alınmıştır. Bu engelin şekli Şekil 5.1 de görülmektedir.



Şekil 5.1 Birim sinus engelinin şeklinin zaman ekseninde gösterilimi

Şekil 5.1a Engel aşma halinde ön aksın
sinus engelini geçişinin zaman
ekseninde gösterilimi

Şekil 5.1 b Engel aşma halinde arka aksın
sinus engelini geçişinin zaman
ekseninde gösterilimi

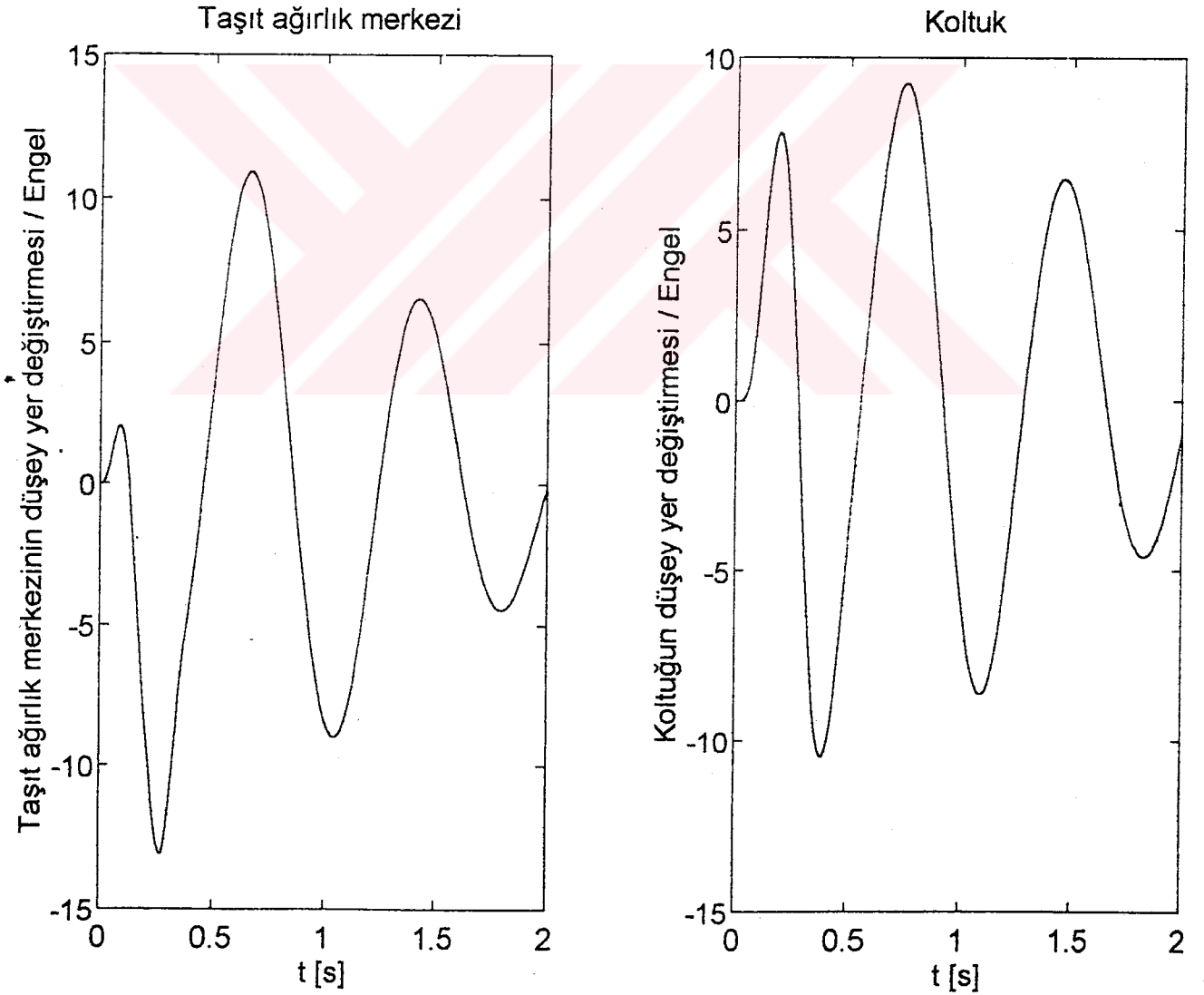
Şekil 5.1a da ön aksın, Şekil 5.1b de ise arka aksın aynı engelden geçişleri zaman ekseninde gösterilmiştir. İki şekil arasındaki zaman farkı taşıtın aks açıklığına ve taşıt hızına bağlıdır. Şekildeki örnekte taşıt hızı 20 m/s, aks açıklığı 2,50 m alındığından,

$$\Delta t = \frac{l}{v} = \frac{2,50}{20} = 0,125s \quad (5.12)$$

zaman kaymasının 0,125 s olduğu görülmektedir.

Böyle bir engelden aşan taşıt sönümden dolayı giderek genliği azalan bir titreşim cevabı vermektedir.

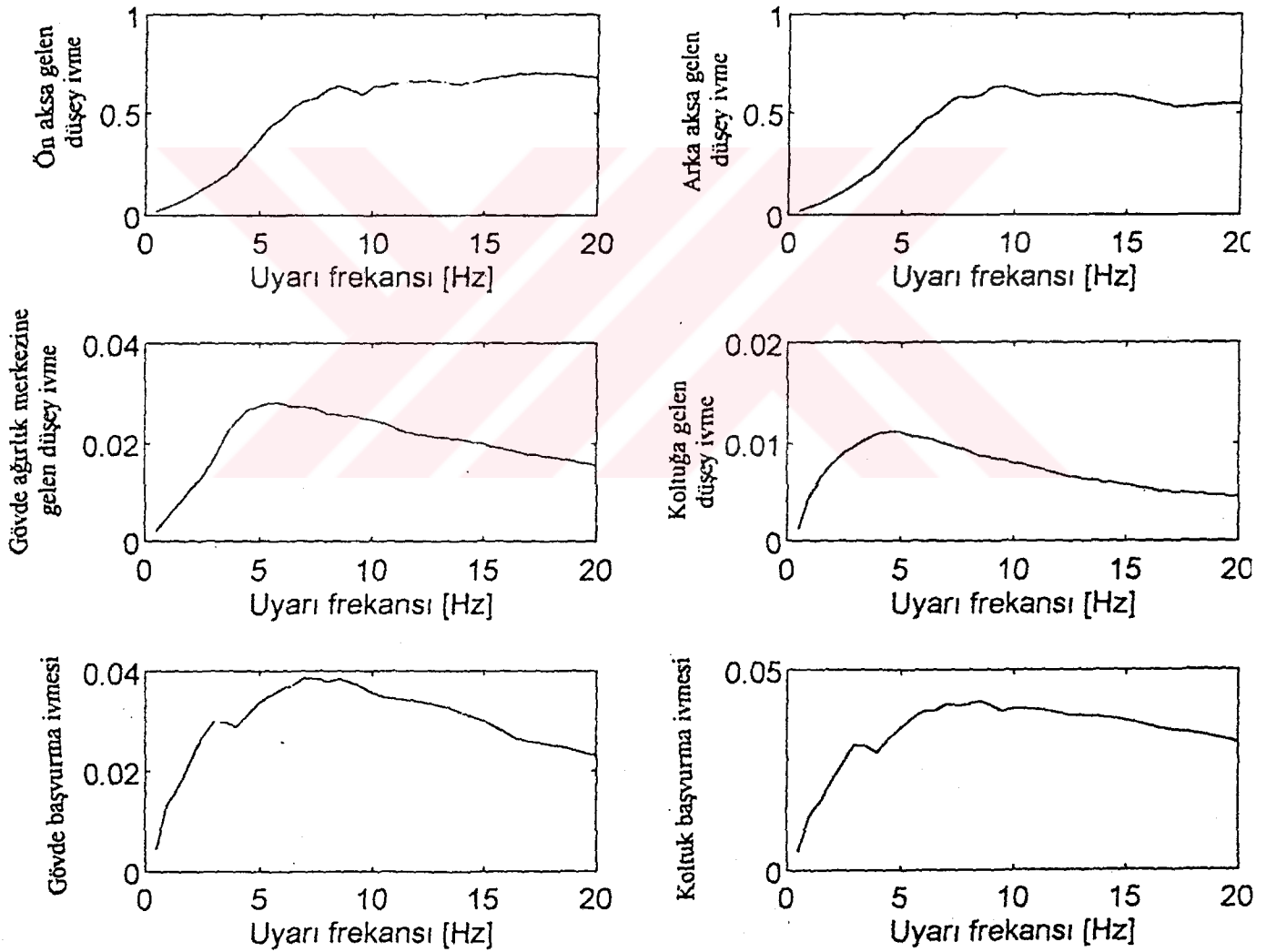
Taşıtın ağırlık merkezinin (y_3) ve koltuk üzerindeki kişinin (y_4) düşey yer değiştirme titreşimleri Şekil 5.2 de gösterilmiştir.



Şekil 5.2 Engeli aşma halinde taşıtın ağırlık merkezinin (y_3) ve koltuk üzerindeki kişinin (y_4) düşey yer değiştirme titreşimleri (Örnek taşıtın dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.)

Taşıtın hızına ve engelin uzunluğuna bağlı olarak taşıt sabit bir frekans ile salınımına geçmektedir. Frekansın değişmesi taşıt cevabının genliğine etkimektedir. Bu nedenle değişik uyarı frekansına sebep olan engellerin etkileri de incelenmelidir.

Bu amaçla engeli tanımlayan yarım dalga boylu sinusun dalga boyu değiştirilmiştir. Taşıtta 0,.....,20 Hz arasında titreşimlere sebep olan engel aşma hallerinde, çeşitli noktalardaki en büyük ivme büyütme fonksiyonu genlikleri Şekil 5.3 de gösterilmiştir.



Şekil 5.3 En büyük ivme büyütme fonksiyonu genlikleri
(Örnek taşıtın dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.)

Engel aşma halinde kararlı durum 0 genlik olduğundan, ivme büyütme fonksiyonu geçici rejim için hesaplanmış ve Şekil 5.3 deki eğriler elde edilmiştir. Şekilden görüleceği üzere, eğri 5 Hz civarında bir maksimumdan geçtiğine göre, örnek olarak 5 Hz lik bir uyarıya neden olacak engel 20 m/s hızla giden bir taşıt için tanımımıza göre 2m lik bir engel genişliğine karşı gelmekte olup maksimum genliği vermektedir. Aynı titreşimi oluşturacak engel 10 m/s hız için ise 1 m genişliğinde olmalıdır.

Engel aşma sırasında aksların etkilenmesi ise 5 Hz den sonraki frekanslarda artmaktadır. Bu da kısa engellerin akslara daha zararlı olacağını göstermektedir.

5.2 Sinusoidal Yol Formundaki İncelemeler

5.2.1 Sürücü düşey titreşim ivmeleri $\ddot{Y}_4$ ve sürücü baş vurma titreşim ivmeleri $\ddot{\Theta}_2$

Koltuk üzerinde oturan sürücünün maruz kaldığı düşey titreşimler seyir konforunun en önemli belirtisidir. Bu amaçla uyarı frekansı 0 ile 20 Hz arasında değiştirilerek düşey ivme titreşimlerinin kararlı bölge içindeki genliklerini (büyütme fonksiyonunu) gösterir eğrisi çizilmiştir.

Taşıt gövdesinin ağırlık merkezinin düşey titreşimleri ve baş vurma titreşimleri için, gövde kütlelerinin ön ve arka kısımlarında titreşim açısından bağımsız olmalarının kabulü ile aşağıdaki beklentiler vardır:

Gövde ağırlık merkezi titreşimlerinin en büyük olduğu yerler:

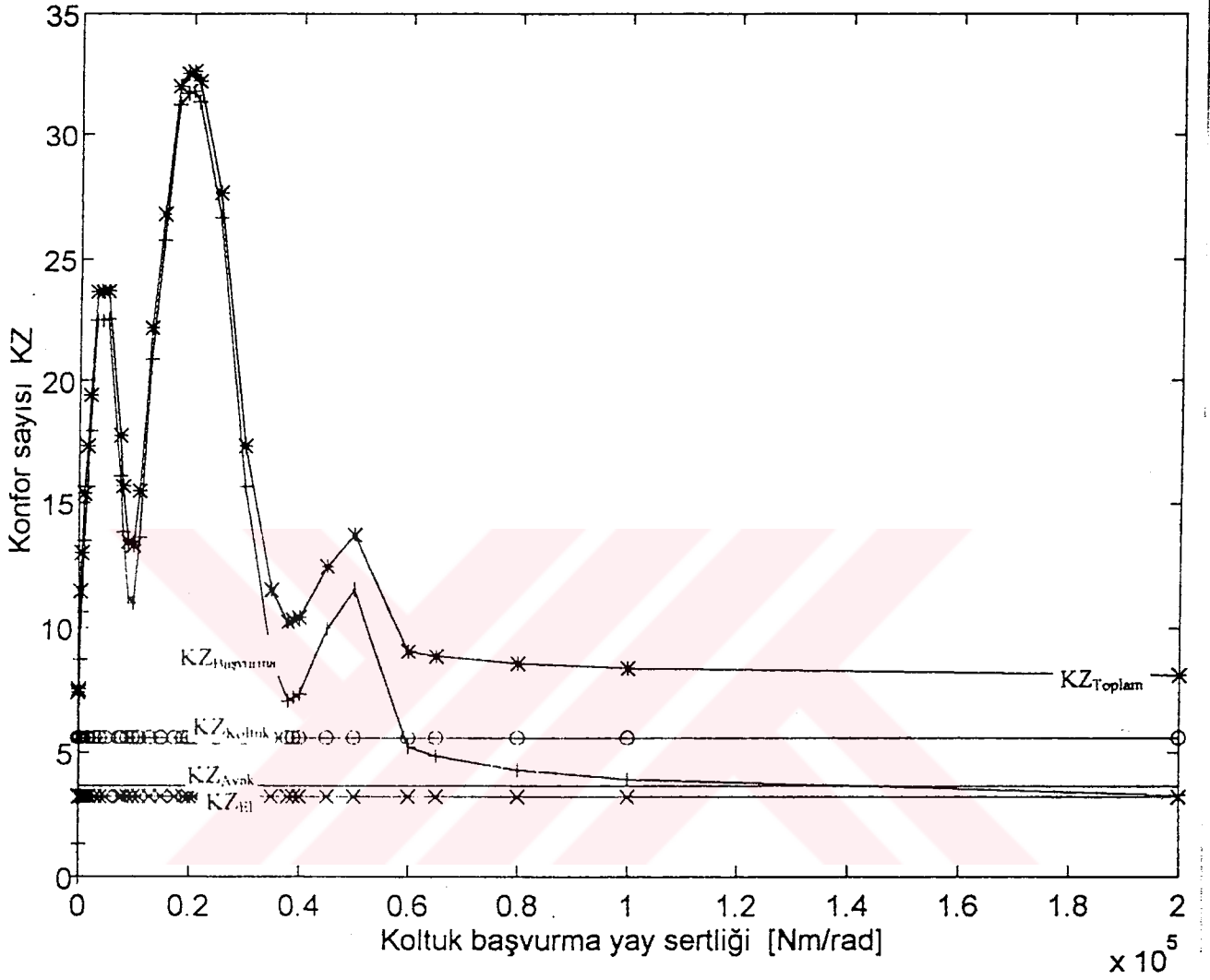
$$\omega * \Delta t = \omega * \frac{L}{v} = n * 2\pi \quad (n \text{ tam sayı olmak üzere}) \quad (5.13)$$

bağıntısından bulunur. Şekil 5.4 örneğinde $L = 2,50m$; $v = 20 \frac{m}{s}$

ve $L_3 = 0$ olduğundan,

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = n * \frac{v}{L} = n * \frac{20}{2,5} = n * 8 \quad Hz \quad (5.14)$$

bulunur.



Şekil 5.5 Konfor sayısının koltuk baş vurma yay sertliği K ile değişimi
Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.

İncelemeler nispeten değişmeyen koltuk başvurma yay sertliğinin asimptotik olduğu tahmin edilen konfor sayısına karşı gelen değeri için yapılacaktır. Bunun için koltuk başvurma yay sertliği $K = 200000 \text{ Nm/rad}$ alınmıştır.

Başvurma yayının bu kadar sert olduğu bir koltukta bile başvurma konfor sayısı toplam konfor değerinin yaklaşık %35 lik payını tek başına etkilemektedir. Bu da incelememizde koltuk başvurma yay sertliğinin ele alınmasının önemini gösteren bir sonuçtur.

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \left(n + \frac{1}{2}\right) * \frac{v}{L} = \left(n + \frac{1}{2}\right) * 8 \text{ Hz} \quad (5.16)$$

dolayısıyla 4;12; 20; 28 Hz frekanslarda bu ivmelerin sıfır olduğu görülmektedir.

Baş vurma ivmeleri (momentler) ise düşey ivmelerde tam ters davranırlar. Düşey titreşimlerin sıfır olduğu frekanslarda momentler maksimum, düşey titreşimlerin maksimum olduğu frekanslarda da momentler sıfır olmaktadır.

5.3 Parametrik İnceleme

Örnek taşıt dataları ile oluşturulan modelimizde aşağıdaki büyüklükler parametre olarak seçilmiş ve bu parametrelerden diğerleri sabit tutulurken yalnızca biri değiştirilerek konfor sayısı üzerindeki etkiler incelenmiştir. Burada konforlu bir taşıtı düşük KZ-sayıları tanımlar.

Ele alınan parametreler:

Koltuğun yerinin taşıt ağırlık merkezine göre konumu

Koltuk yay sertliği

Koltuk sönümü

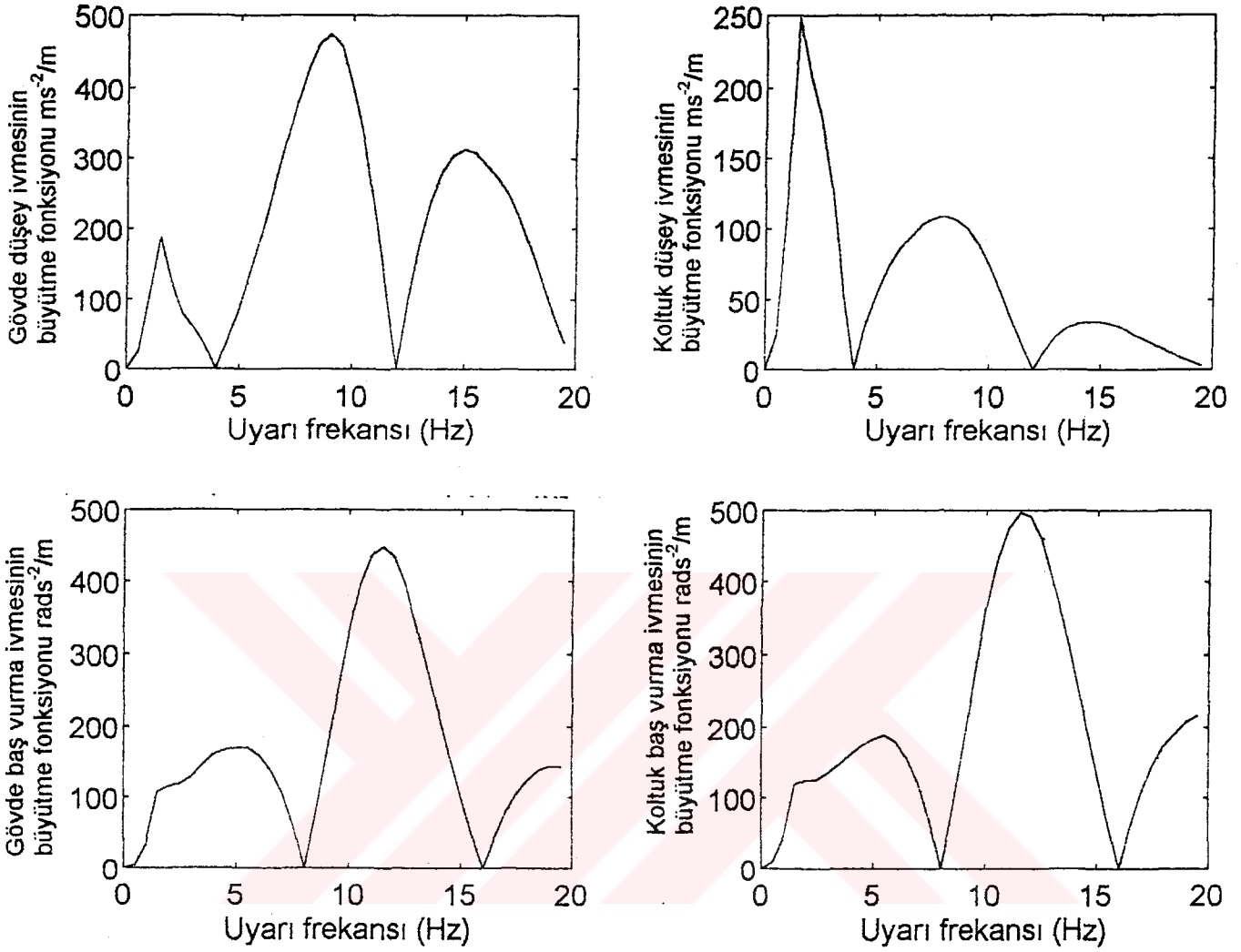
Ön ve arka asılış yay sertliği

Ön ve arka asılış sönümü

Taşıt hızı

5.3.1 Koltuk başvurma yay sertliğinin konfor sayısına etkisi

Şekil.5.5 de görüldüğü üzere koltuk baş vurma yay sertliği belirli bir rijitlik değerine ulaşana kadar (60000 Nm/rad) konfor sayısı 5 ila 33 arasında keskin değişimler sergilemekte, bu değerden sonra yumuşak bir azalma izleyerek konfor sayısı 3 değerine asimptotik olarak yaklaşmaktadır. Bu sonuç sık noktalarla çizilen grafik üzerinden alınan değerlerden elde edilmiştir.



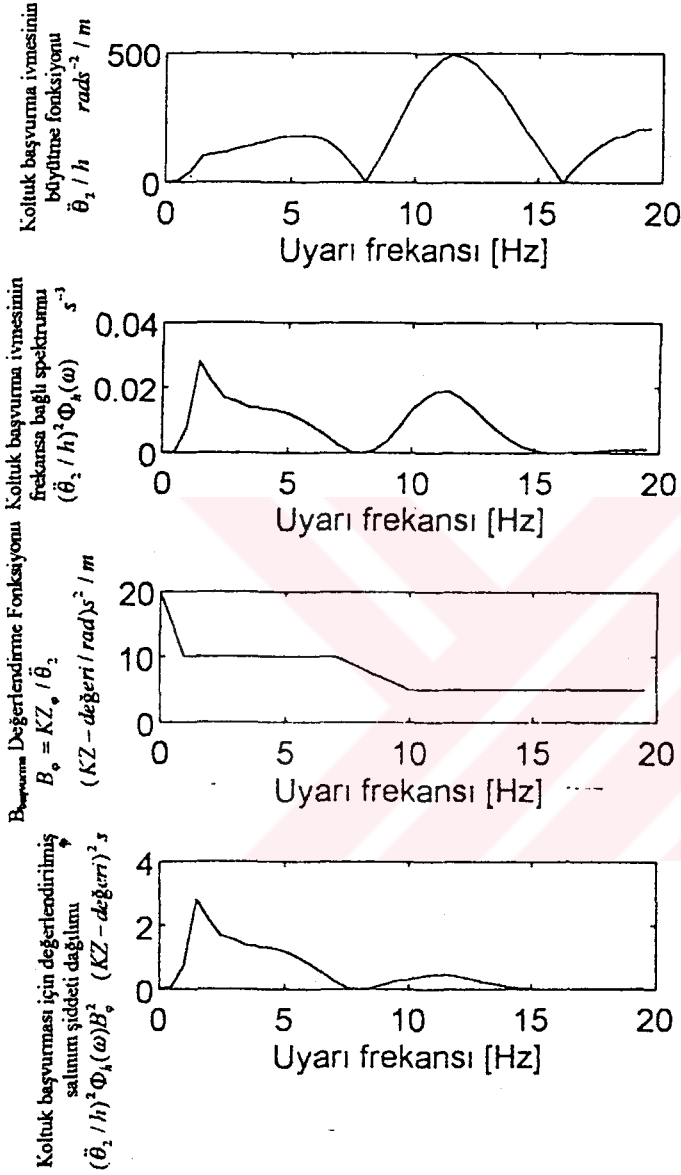
Şekil 5.4 Sürekli sinus şeklindeki uyarıda kararlı olan büyütmeye fonksiyonu eğrileri
 $L_3 = 0$, $v = 20$ m/s, örnek taşıtın diğer dataları için Tablo 5.1 deki değerler alınmıştır.

Dolayısıyla 8; 16; 32; Hz frekanslarda $\ddot{y}_3$ gövde ağırlık merkezi ve bu örnekte ağırlık merkezi üzerinde bulunan ($L_3 = 0$) $\ddot{y}_4$ koltuk ivmesi maksimum değerlerini almakta olduğu görülmektedir.

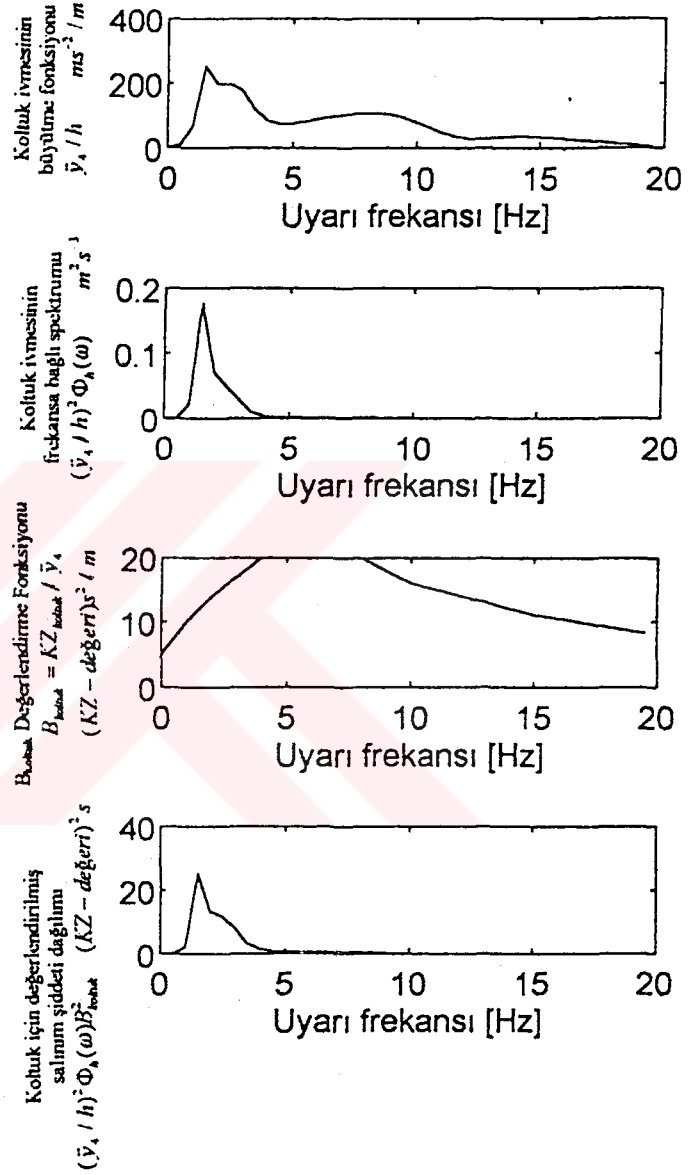
Bu ivmelerin sıfır olduğu noktalar ise

$$\omega * \Delta t = \omega * \frac{L}{v} = (2n+1)\pi \quad (n \text{ tam sayı olmak üzere}) \quad (5.15)$$

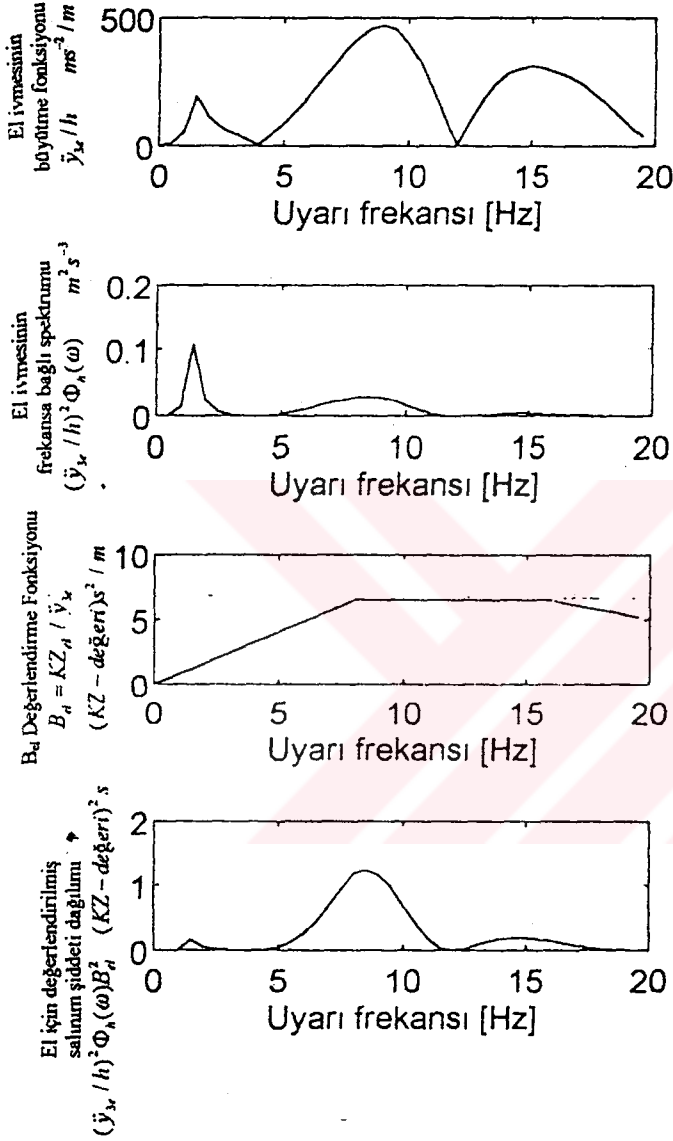
bağıntısından bulunur. Aynı Şekil örneğinde,



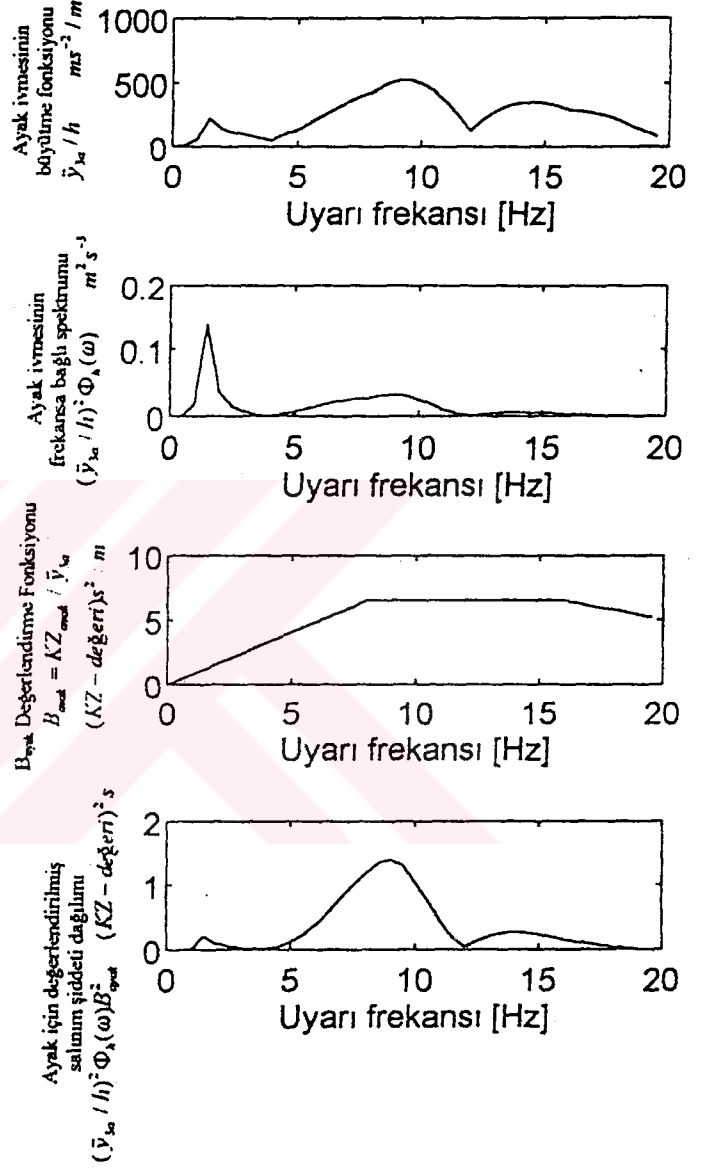
Şekil 5.6.a Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $L_3 = -0,50m$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_\phi = 3,20$



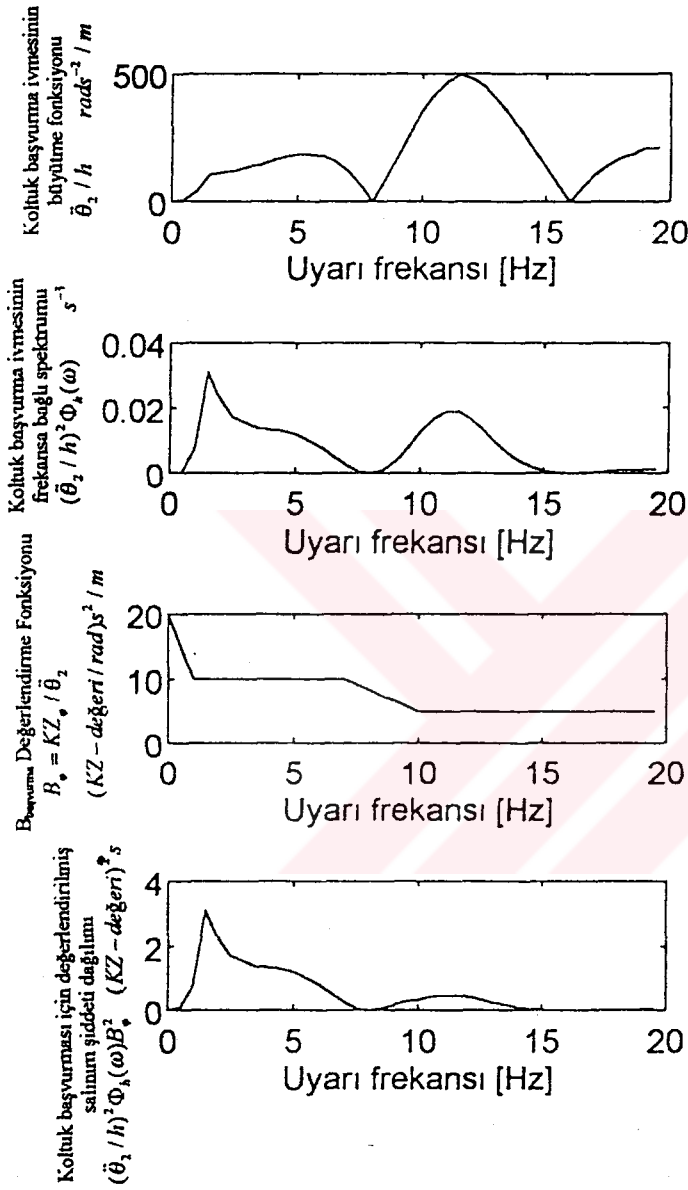
Şekil 5.6b Koltuk düşey titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $L_3 = -0,50m$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_k = 6,09$



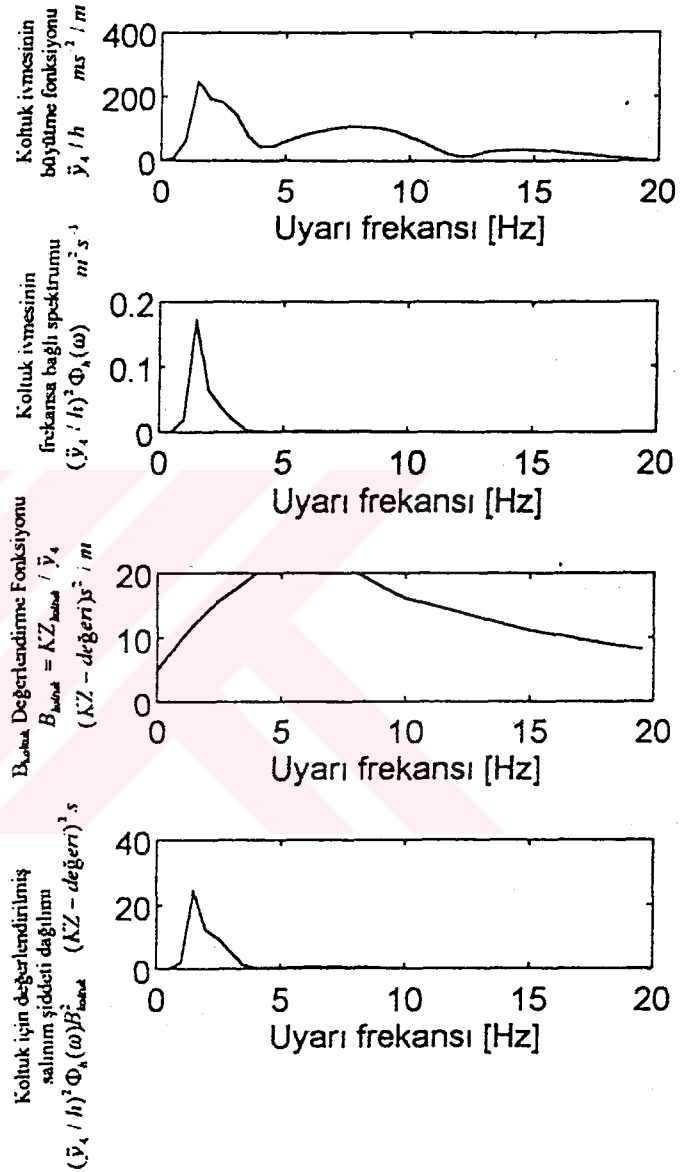
Şekil 5.6c Ele gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $L_3 = -0,50m$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{el} = 2,23$



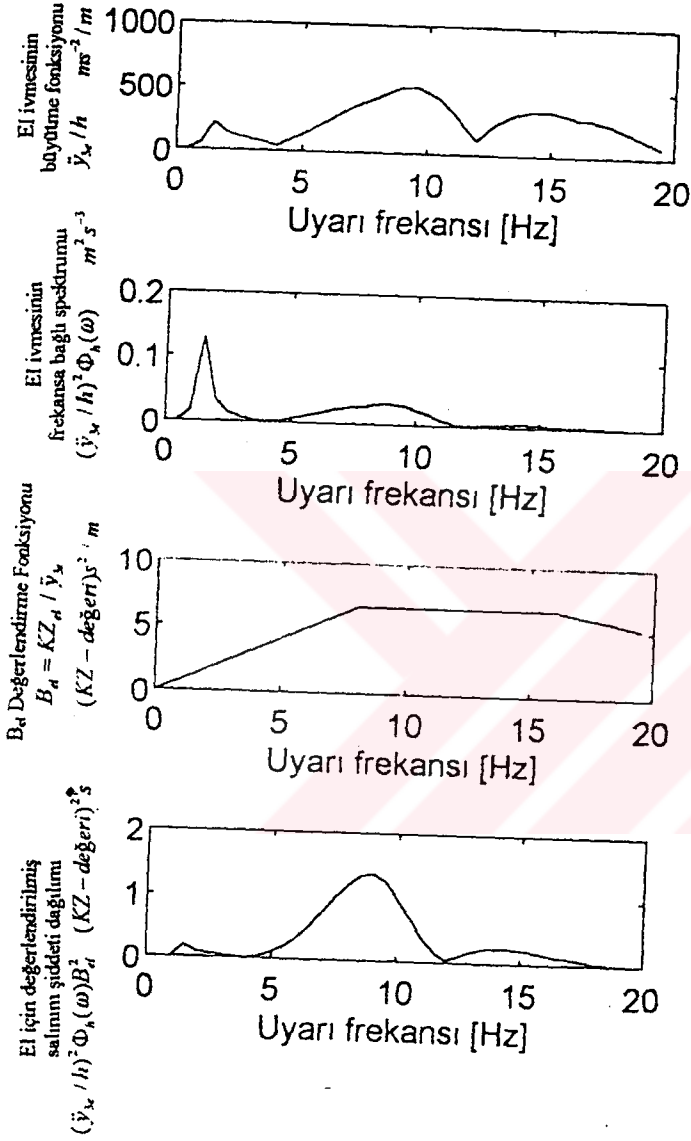
Şekil 5.6d Ayağa gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $L_3 = -0,50m$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{ayak} = 2,59$



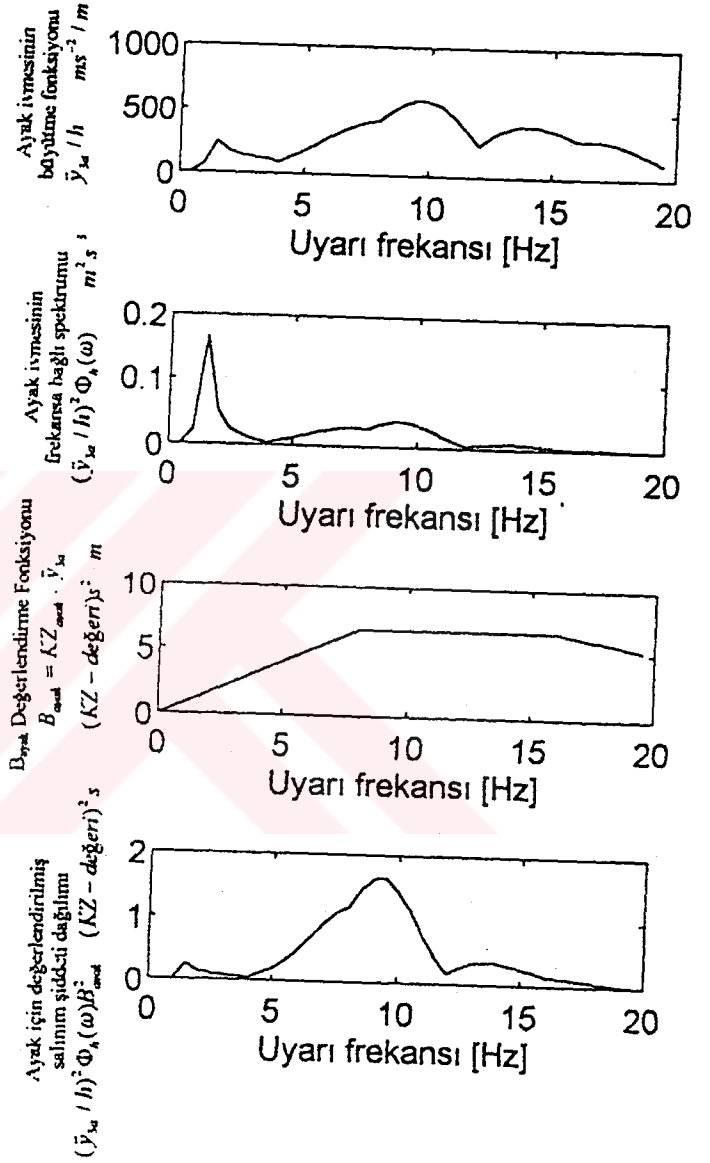
Şekil 5.6e Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $L_3 = -0,25\text{m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_\varphi = 3,24$



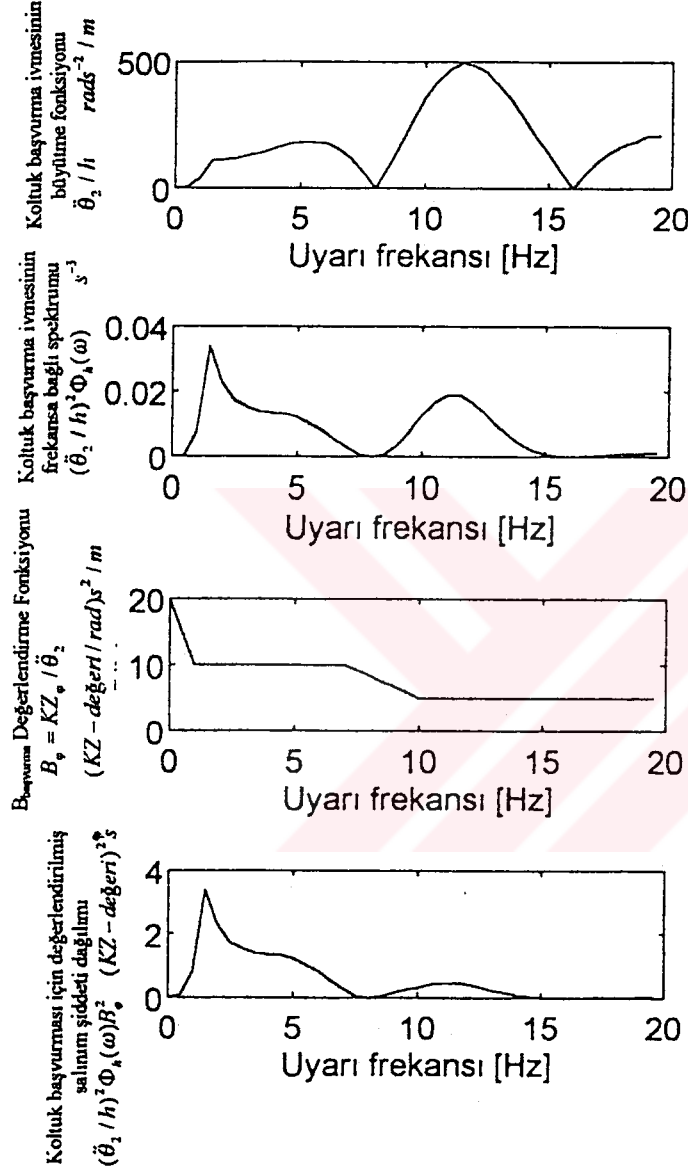
Şekil 5.6f Koltuk dikey titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $L_3 = -0,25m$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_k = 5,60$



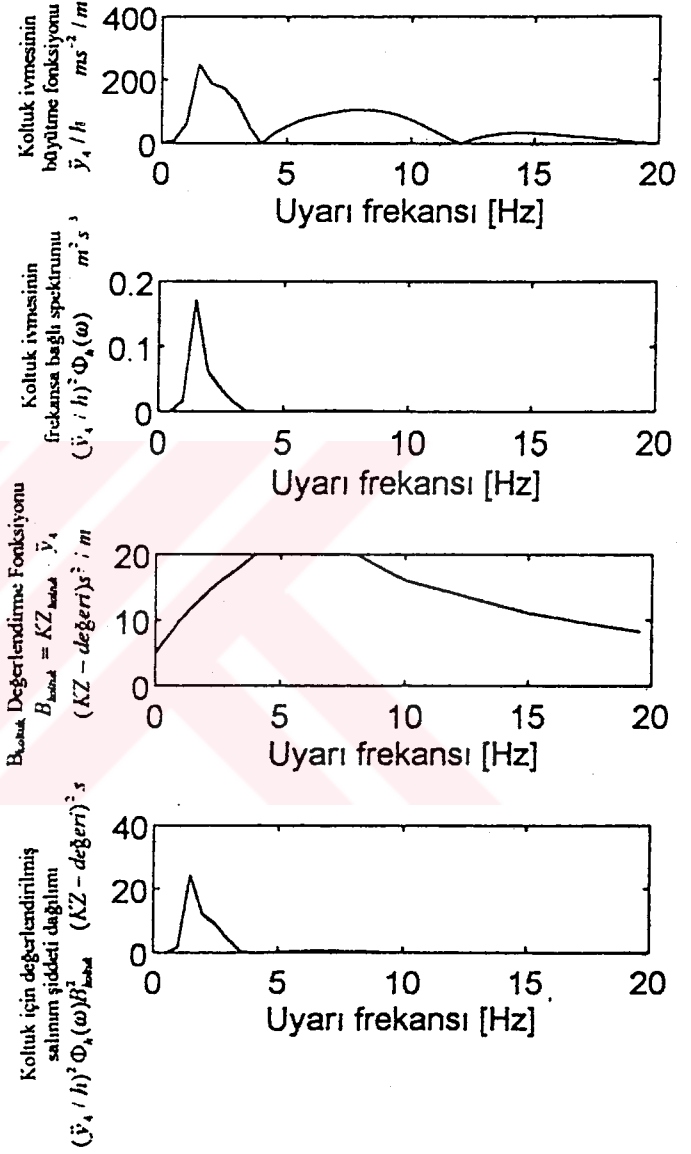
Şekil 5.6g Ele gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $L_3 = -0,25m$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{el} = 2,52$



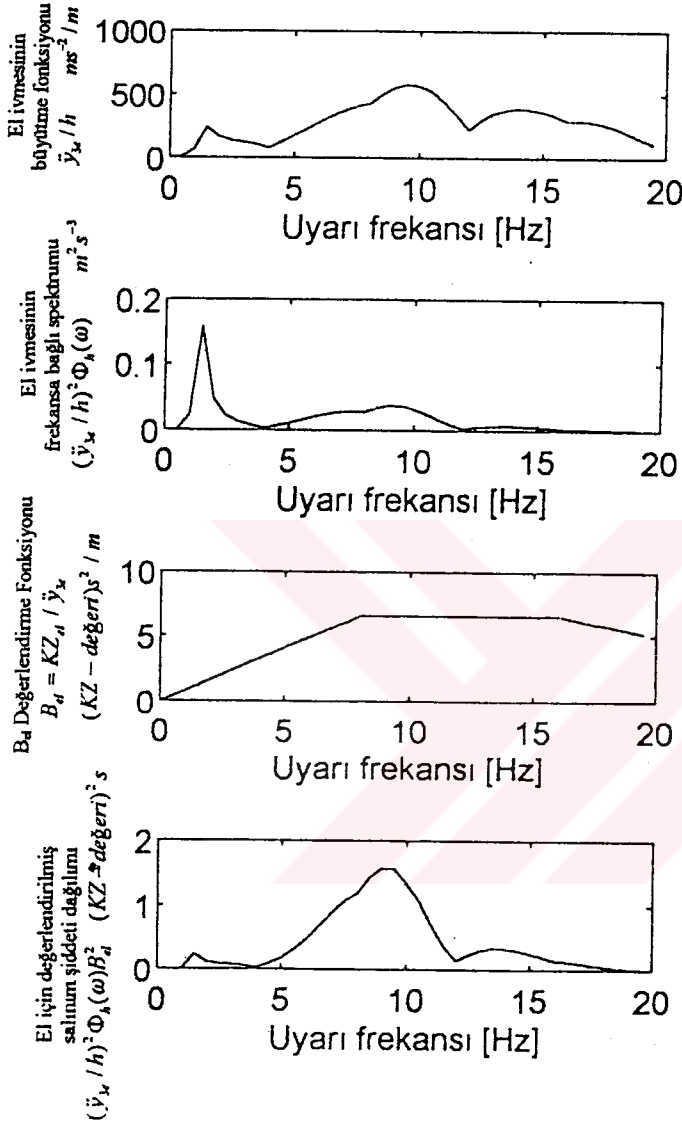
Şekil 5.6h Ayağa gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $L_3 = -0,25m$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{ayak} = 2,92$



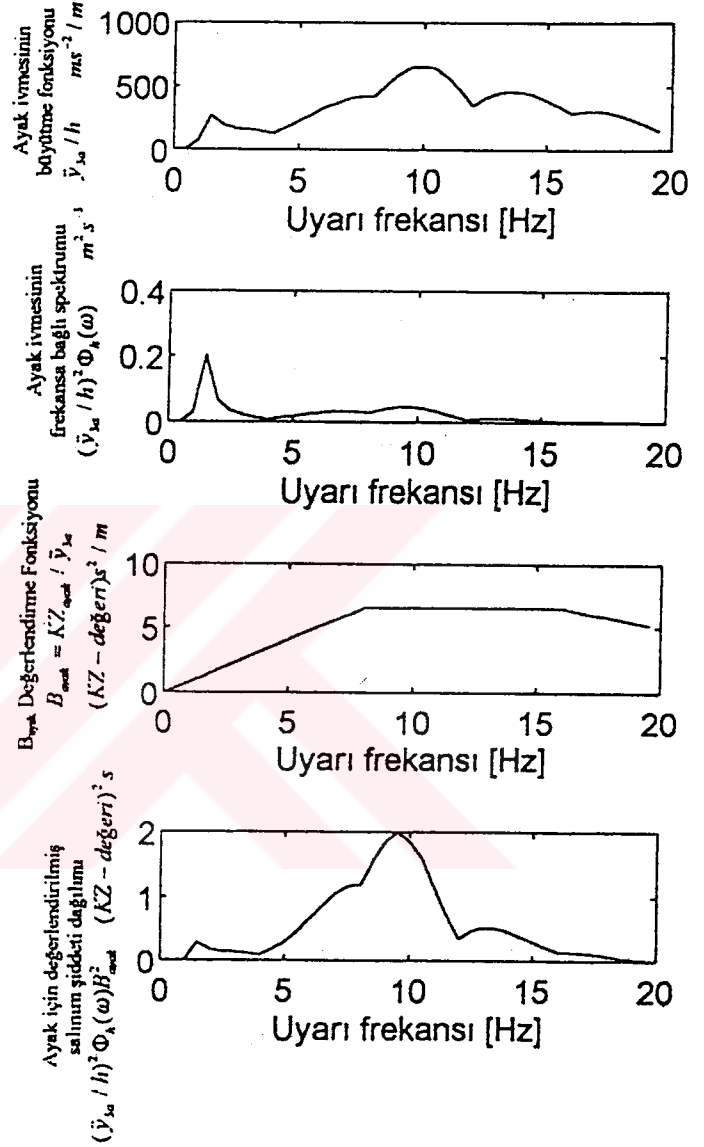
Şekil 5.6i Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $L_3 = 0,0\text{m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_\phi = 3,27$



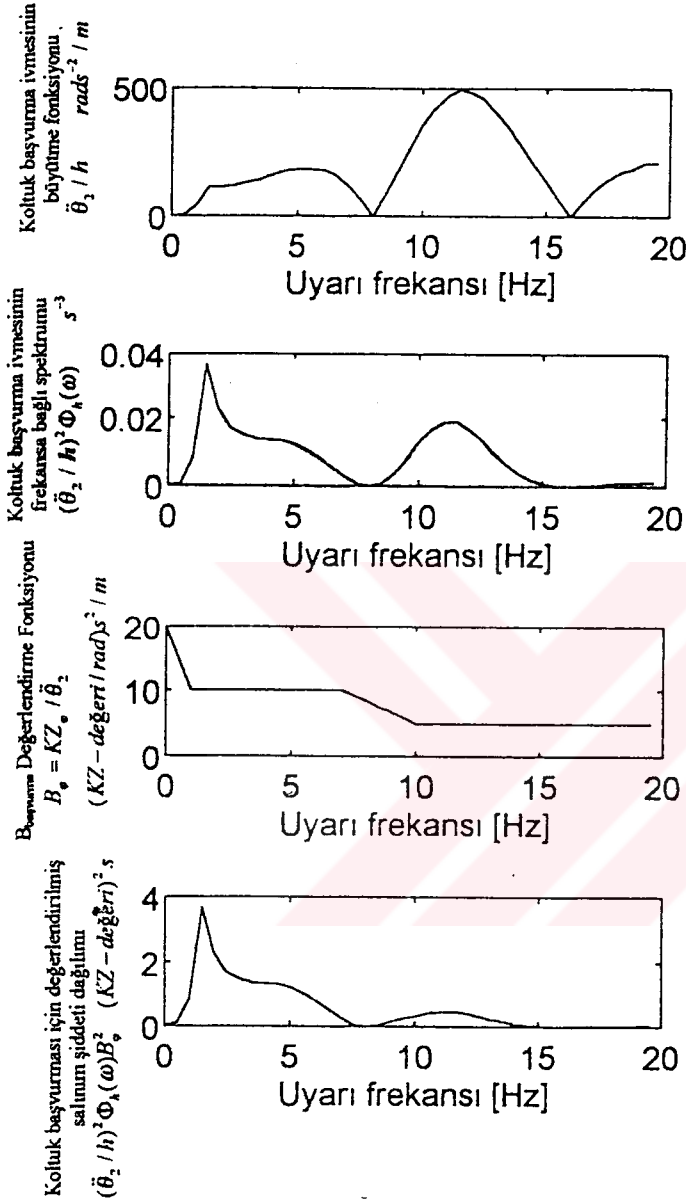
Şekil 5.6j Koltuk düşey titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $L_3 = 0,0\text{m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_k = 5,41$



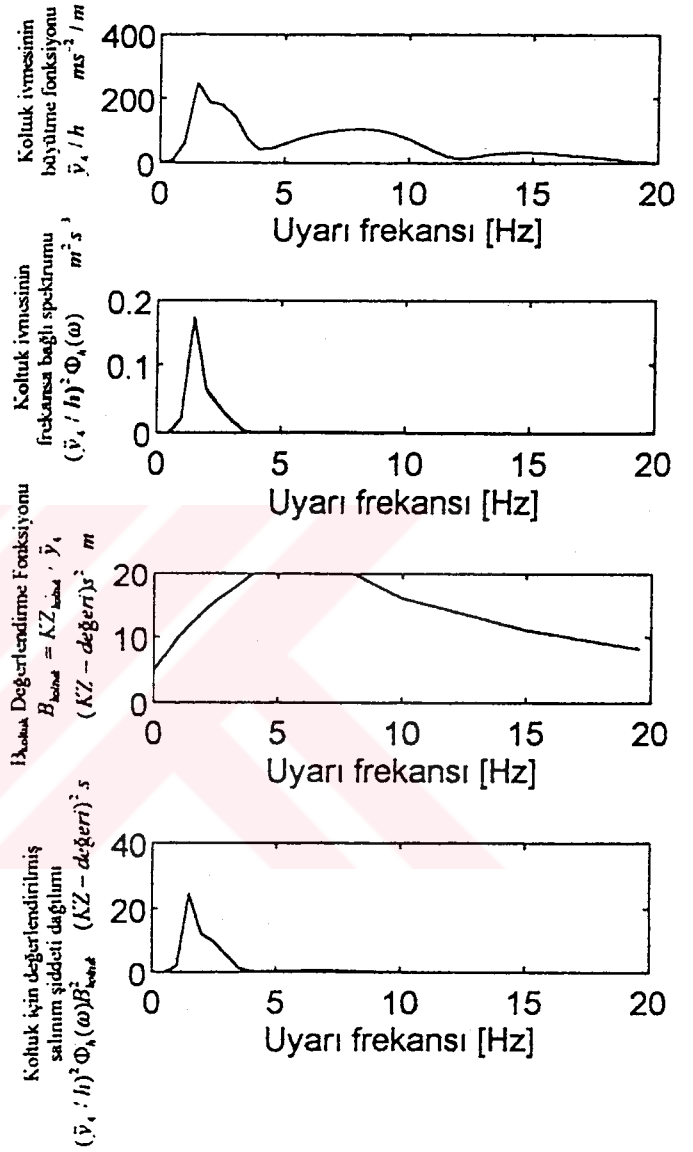
Şekil 5.6k Ele gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $L_3 = 0,0m$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{el} = 2,85$



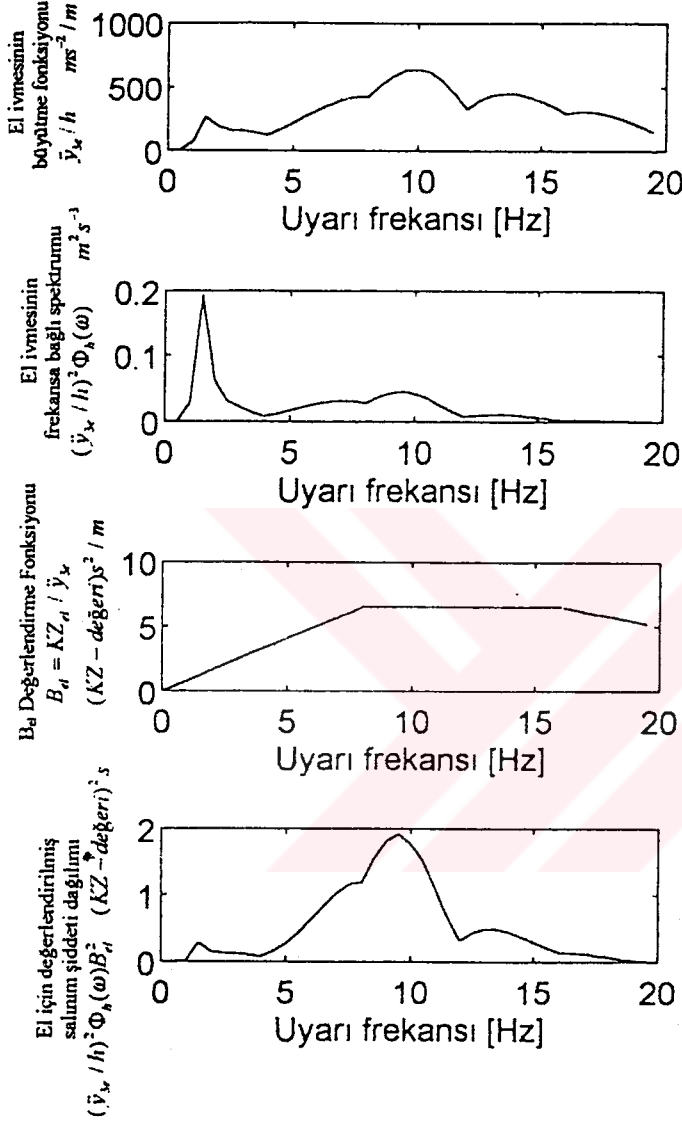
Şekil 5.6l Ayağa gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $L_3 = 0,0m$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{ayak} = 3,28$



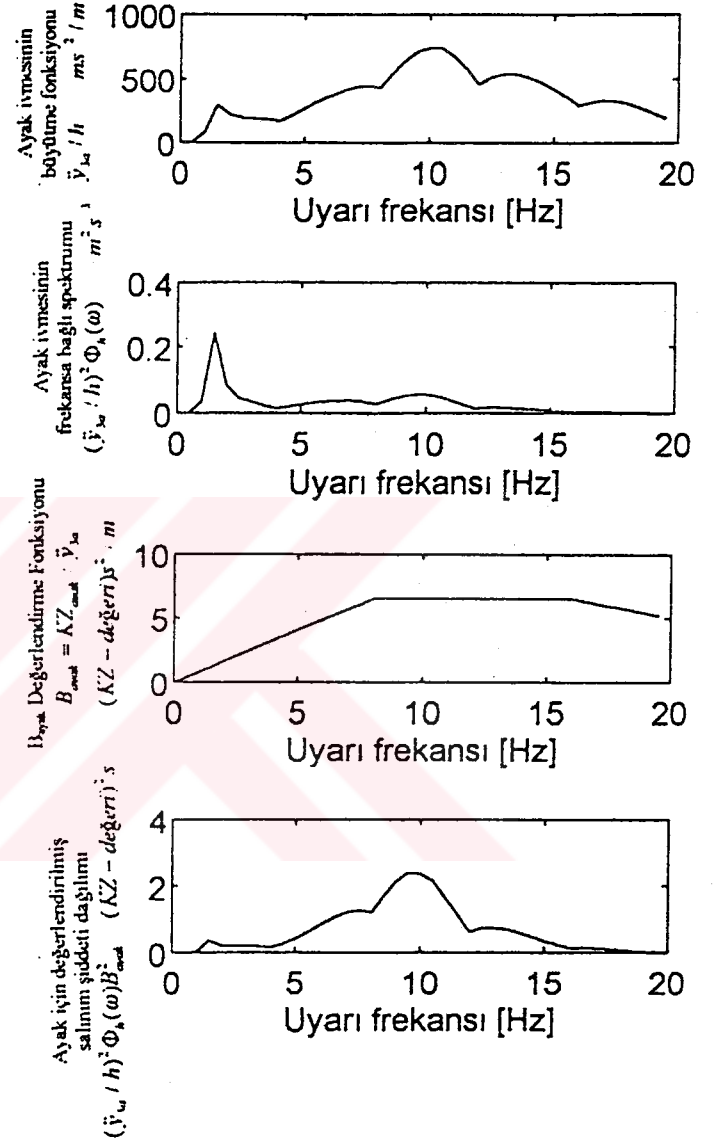
Şekil 5.6m Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $L_3 = 0,25\text{m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_\varphi = 3,29$



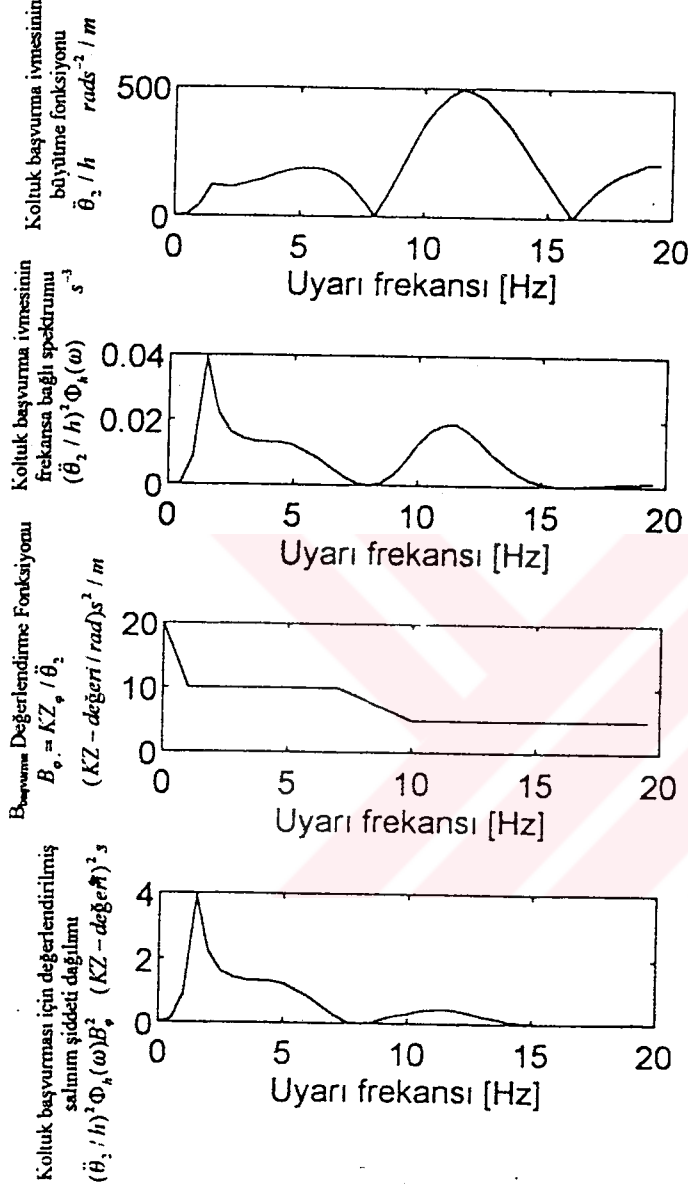
Şekil 5.6n Koltuk düşey titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $L_3 = 0,25\text{m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_k = 5,59$



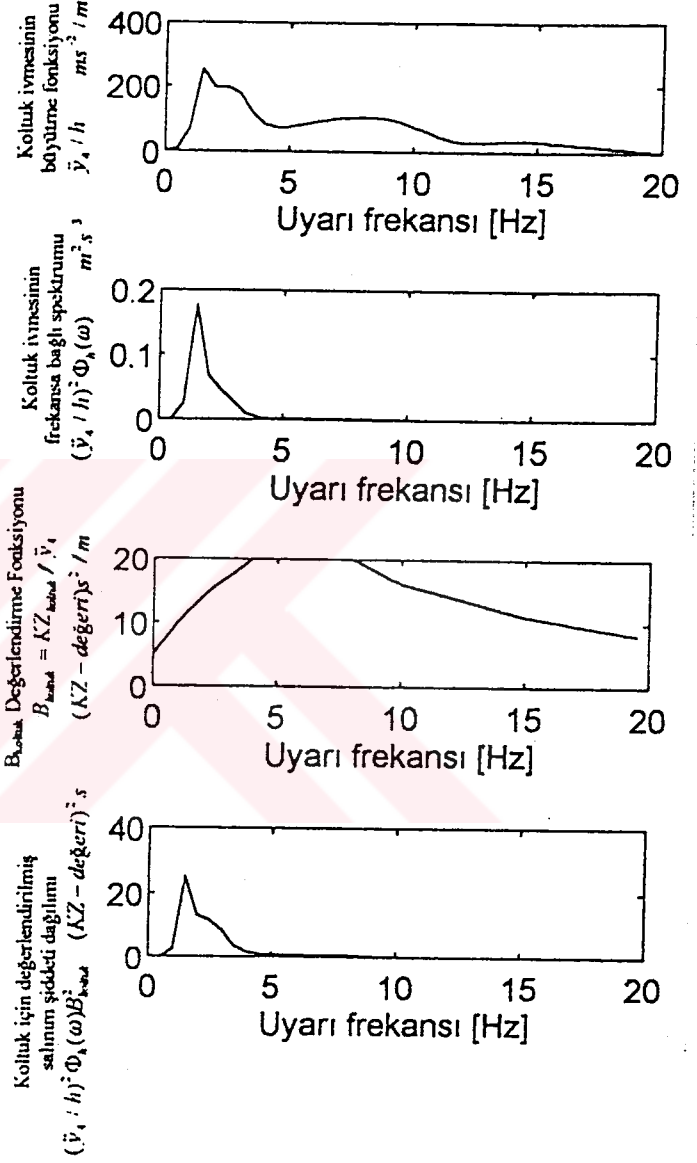
Şekil 5.6a Ele gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $L_3 = 0,25\text{m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{el} = 3,21$



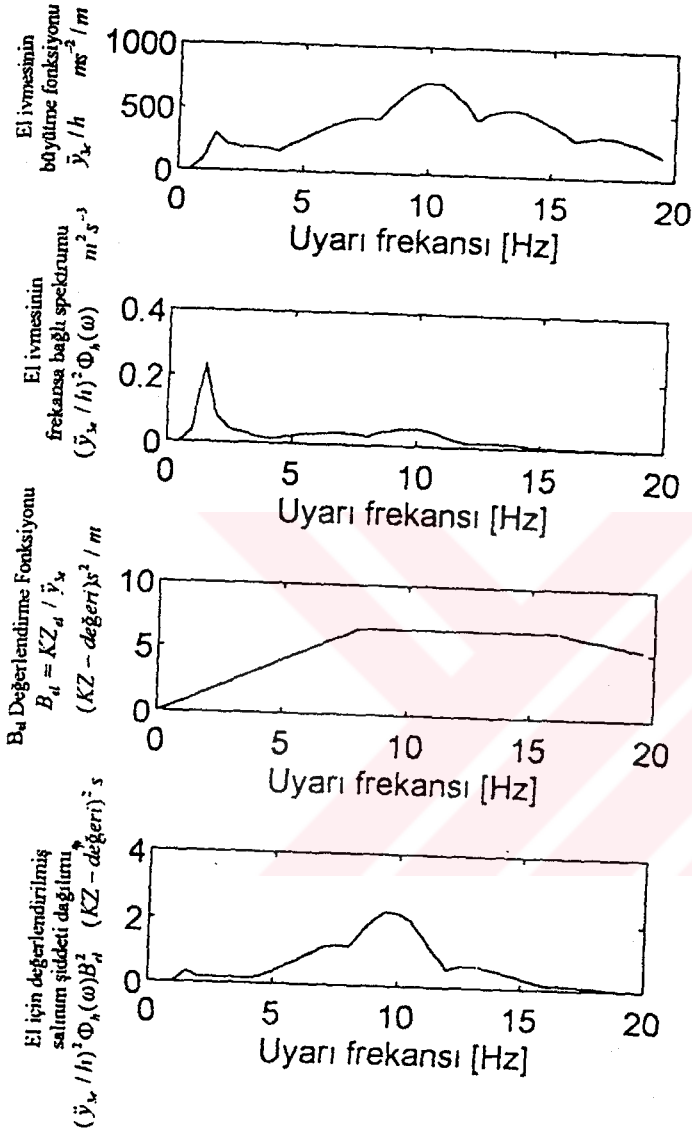
Şekil 5.6p Ayağa gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $L_3 = 0,25\text{m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{ayak} = 3,65$



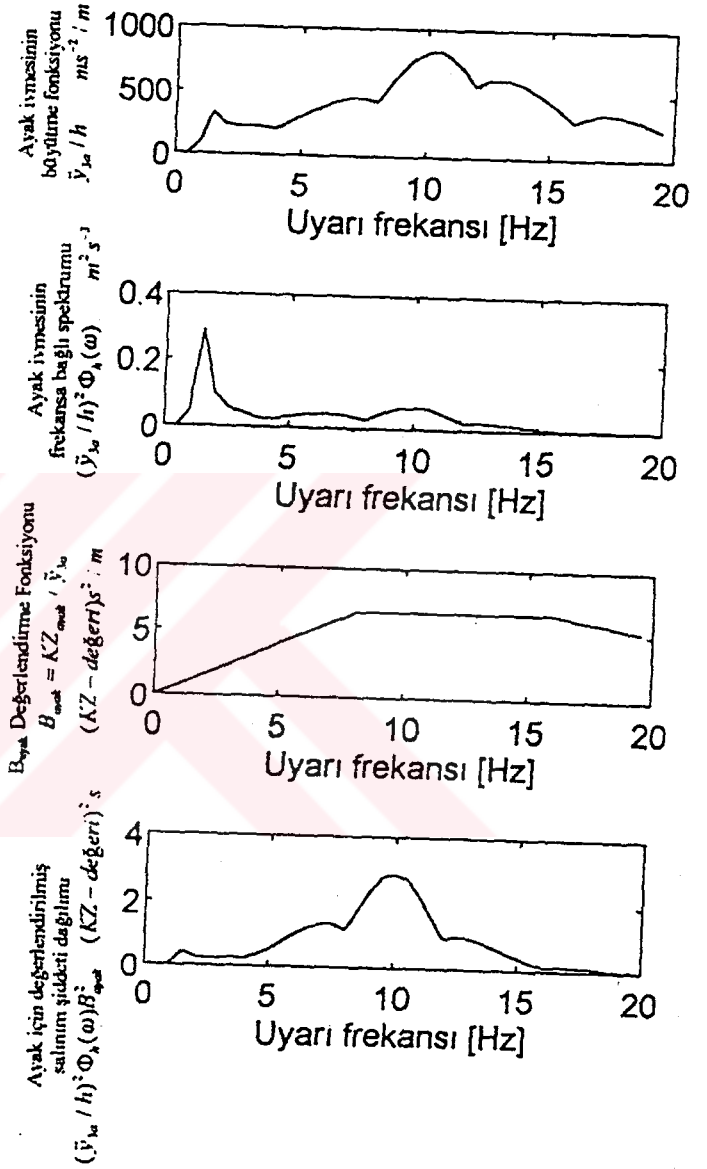
Şekil 5.6r Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $L_3 = 0,50m$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_\phi = 3,30$



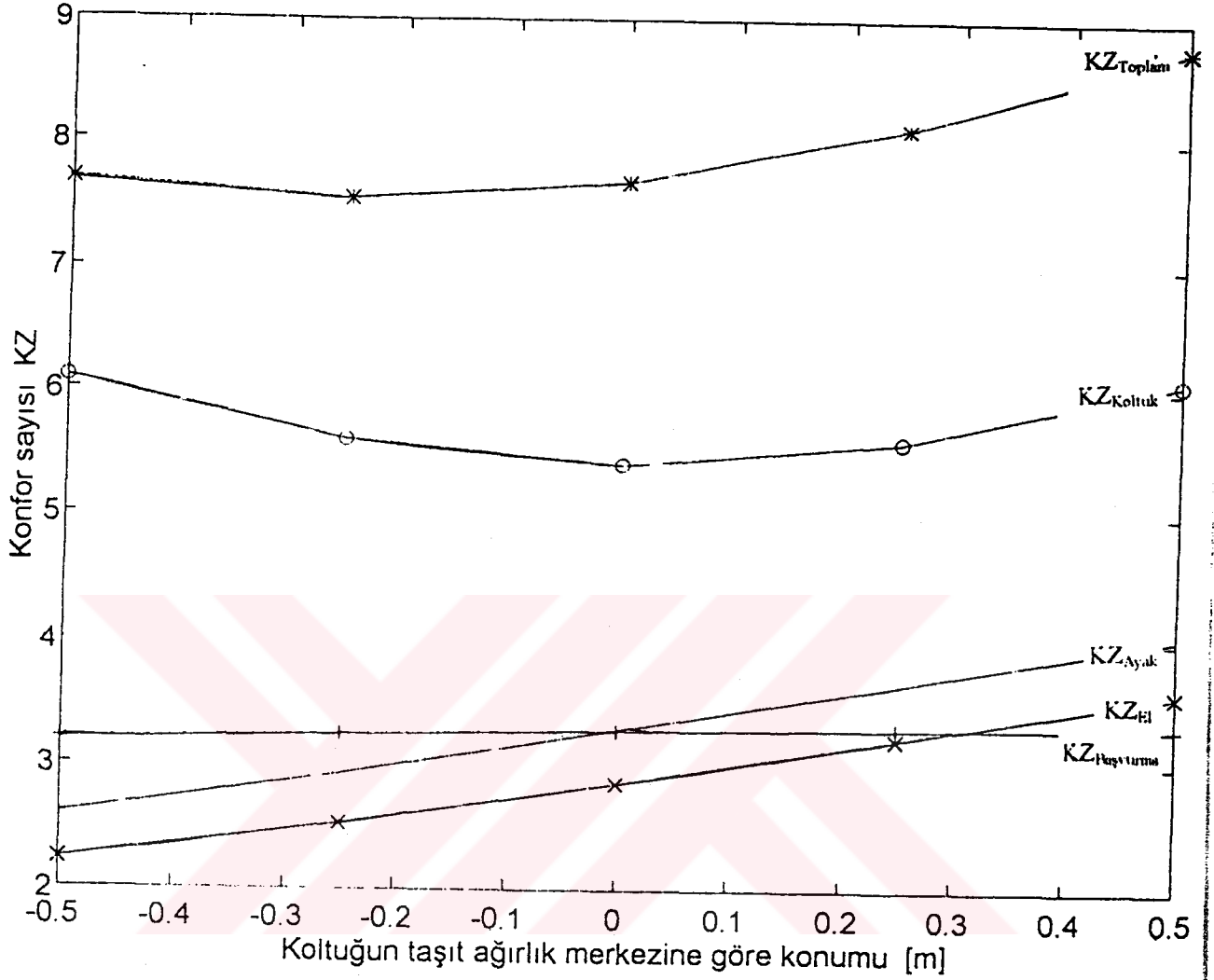
Şekil 5.6s Koltuk düşey titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $L_3 = 0,50m$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_k = 6,07$



Şekil 5.6t Ele gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $L_3 = -0,50\text{m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{el} = 3,58$



Şekil 5.6u Ayağa gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $L_3 = -0,50\text{m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{ayak} = 4,04$



Şekil 5.6 Koltuğun taşıt ağırlık merkezine göre konumunun L_3 konfor üzerine etkisi. Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.

Tablo 5.2 Koltuğun taşıt ağırlık merkezine göre konumunun L_3 değiştirilmesinde hesaplanan konfor sayıları

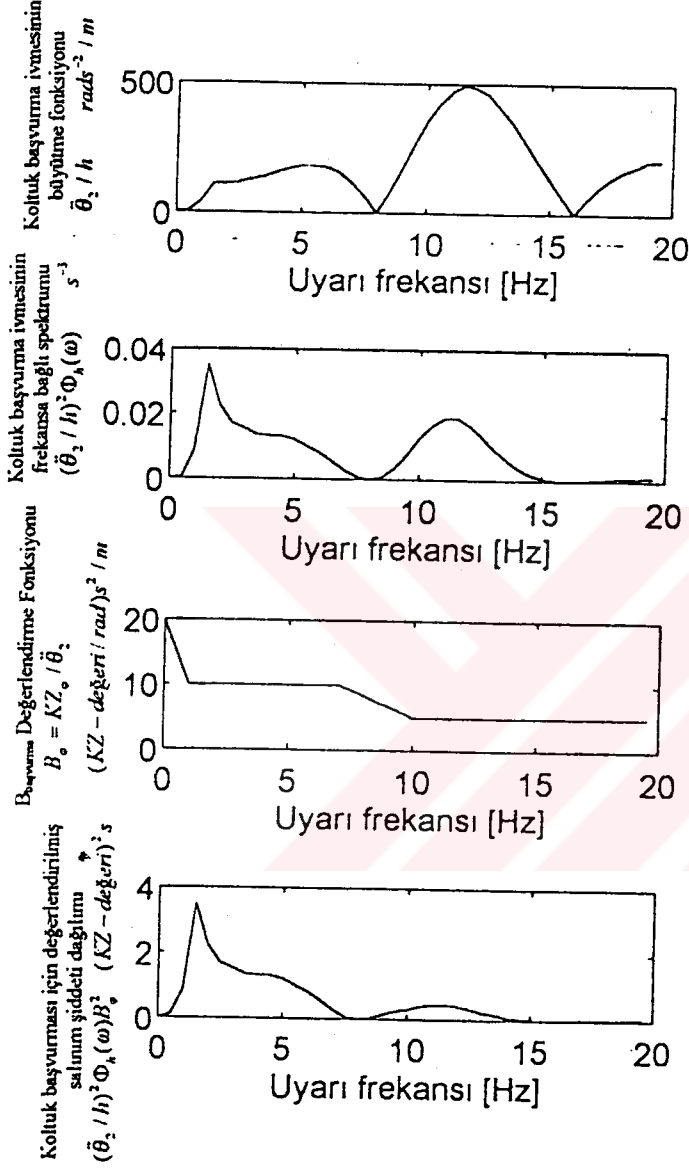
L_3 [m]	-0,50	-0,25	0	0,25	0,50
KZ_{el}	2,23	2,52	2,85	3,21	3,58
KZ_{ayak}	2,59	2,92	3,28	3,65	4,04
KZ_{koltuk}	6,09	5,60	5,41	5,59	6,07
$KZ_{başvurma}$	3,20	3,24	3,27	3,29	3,30
KZ_{toplam}	7,69	7,54	7,67	8,11	8,77

5.3.2 Koltuğun yerinin taşıt ağırlık merkezine göre konumu

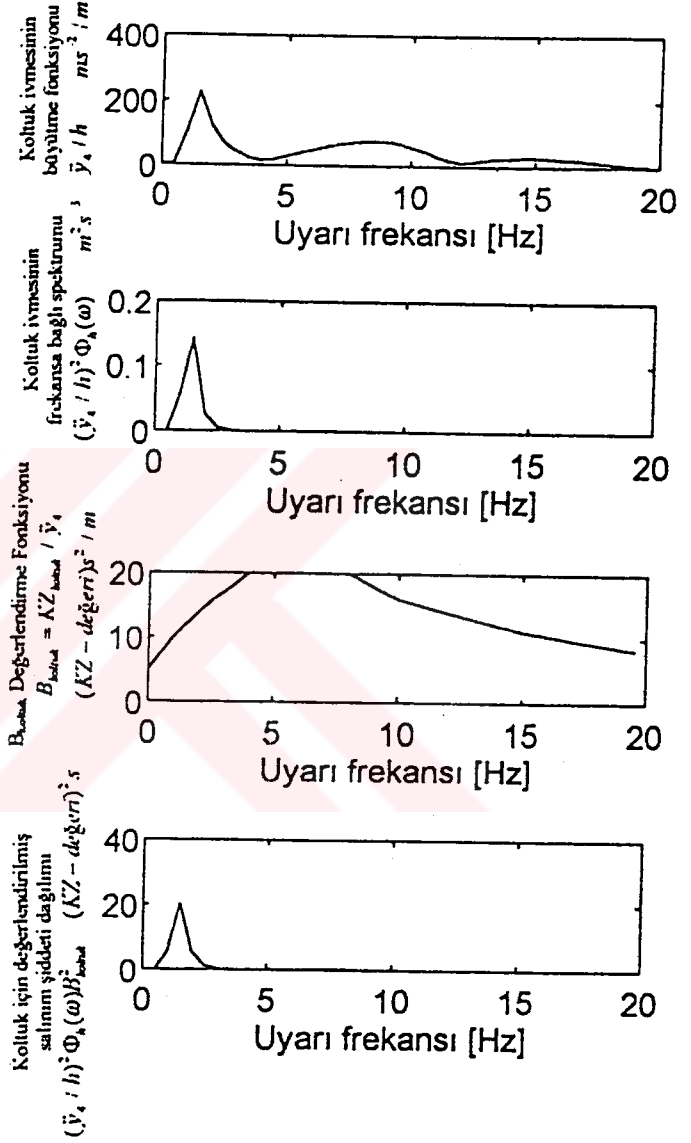
Taşıt içi sınırları göz önüne alınarak koltuğun yeri Şekil 5.6 da taşıt ağırlık merkezine göre $-0,50\text{m} - +0,50\text{m}$ arasında değiştirilerek incelenmiştir. Koltuk düşey titreşim konforu koltuğun ağırlık merkezinde olması halinde azami değerine ulaşır. Koltuk ağırlık merkezinden uzaklaştırıldığında konfor değeri azalmaktadır. Diğer taraftan eller ve ayaklar vücuda göre ön tarafta bulunduğu için, koltuğun ağırlık merkezine göre arkada olması halinde eller ve ayaklar ağırlık merkezi yakınında olacağından bu organların konforu artmakta, koltuğun ağırlık merkezine getirilmesinde ise eller ve ayaklar ağırlık merkezinden uzaklaşmış olduğundan, bunların konforu azalmaktadır. Taşıt yapı itibarıyla sürücü koltuğu ağırlık merkezinin önünde bulunduğu için, koltuğun geriye çekilmesi koltuğun ağırlık merkezine yaklaştırılması anlamını taşıdığından, koltuk konforunu artırır nitelikte sayılabilir. Motor kütlelerinin olabildiğince öne konulması taşıt ağırlık merkezinin öne alınması anlamını taşıyacağından, bu husus sürücü + koltuğunun ağırlık merkezini taşıt ağırlık merkezine yaklaştırıcı etken olarak etkiyeceğinden sürücü konforunu artırır niteliktedir. Bilindiği gibi sürücü konforunun artması sürücünün daha uzun süre güvenli şekilde araç kullanmasını sağlar. Şekil 1.3 deki titreşimden etkilenme süreleri eğrisi nazara alındığında, koltuğun konumunun ağırlık merkezine göre $+0,25\text{m}$ den $-0,25\text{m}$ ye alınmasında konforlu araç kullanım süreleri 40 dakikadan 60 dakikaya kadar artmaktadır. Bu husus da konforlu araç kullanım süresini %50 oranında artması anlamına gelir. Beceri süresi ise 6,5 saatten 10 saate çıkmaktadır.

5.3.3 Koltuk yay sertliği

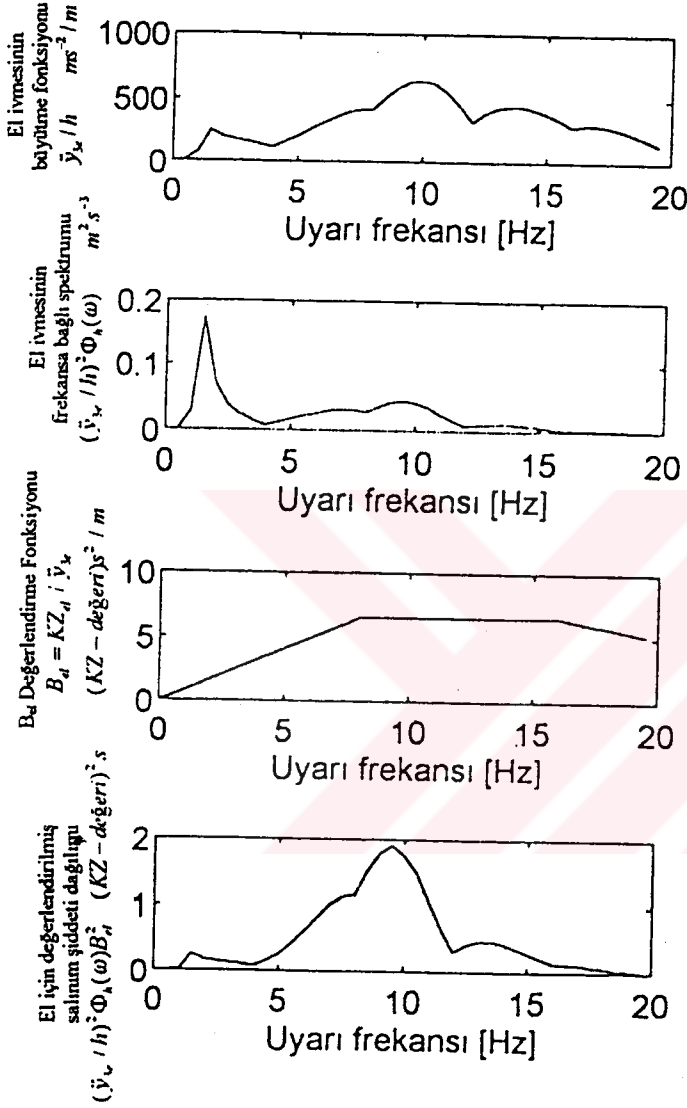
Örnek taşıt datasında koltuk yay sertliği 20000 N/m olarak alınmış ve koltuk yay sertliği 5000 N/m ile 80000 N/m arasında değiştirilerek elde edilen sonuçlar Şekil.5.7 de gösterilmiştir. Koltuk yay sertliğinin 10000 N/m ile 40000 N/m arasındaki değerleri için koltuk düşey titreşim konforu toplam konfor sayısının %60 ı oranındadır. Daha büyük yay sertliklerinde koltuk yay sertliğinin konforsuzluğa etkisi daha fazla olmaktadır. Konforsuzluktaki hızlı artış göz önüne alındığında, koltuk yay sertliğinin 40000 N/m değerini aşmaması tavsiye edilir. Koltuk yayı yumuşak olması halinde koltuğun konforu artacak, ancak sürücü koltuk içine gömülecektir. Bu husus ise araç kullanmayı zorlaştırır mahiyette olduğundan, bu tür yumuşak yaylar tavsiye edilmez.



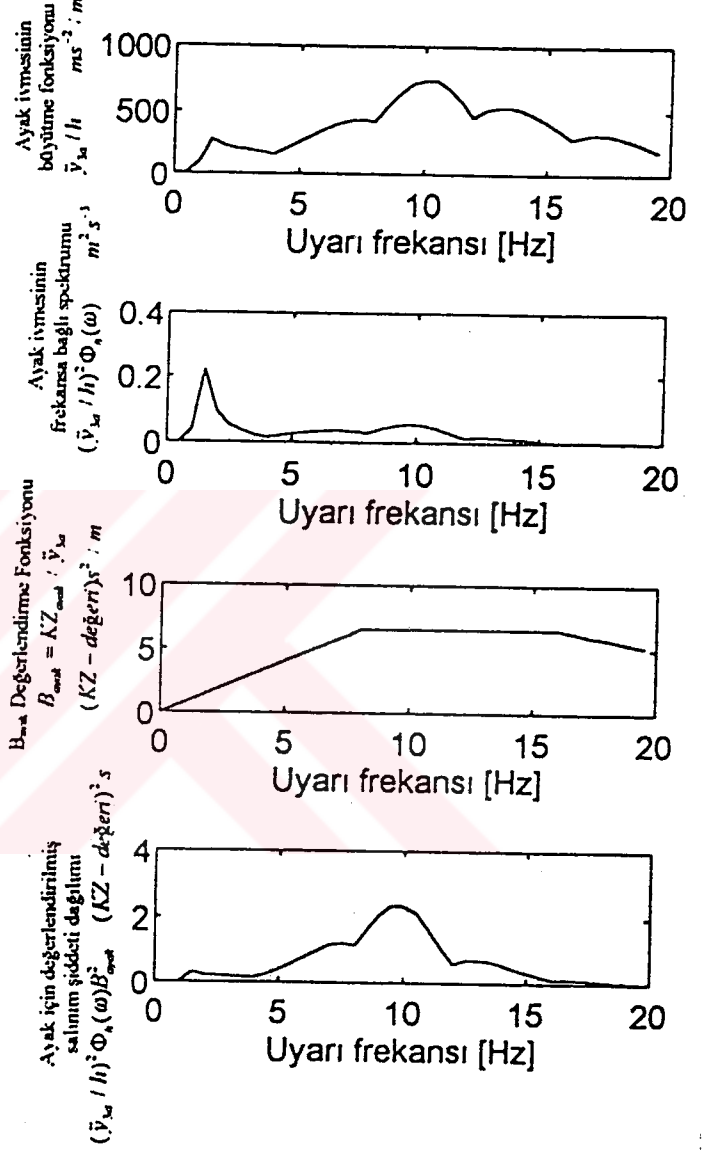
Şekil 5.7a Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_3 = 5000 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_\varphi = 3,28$



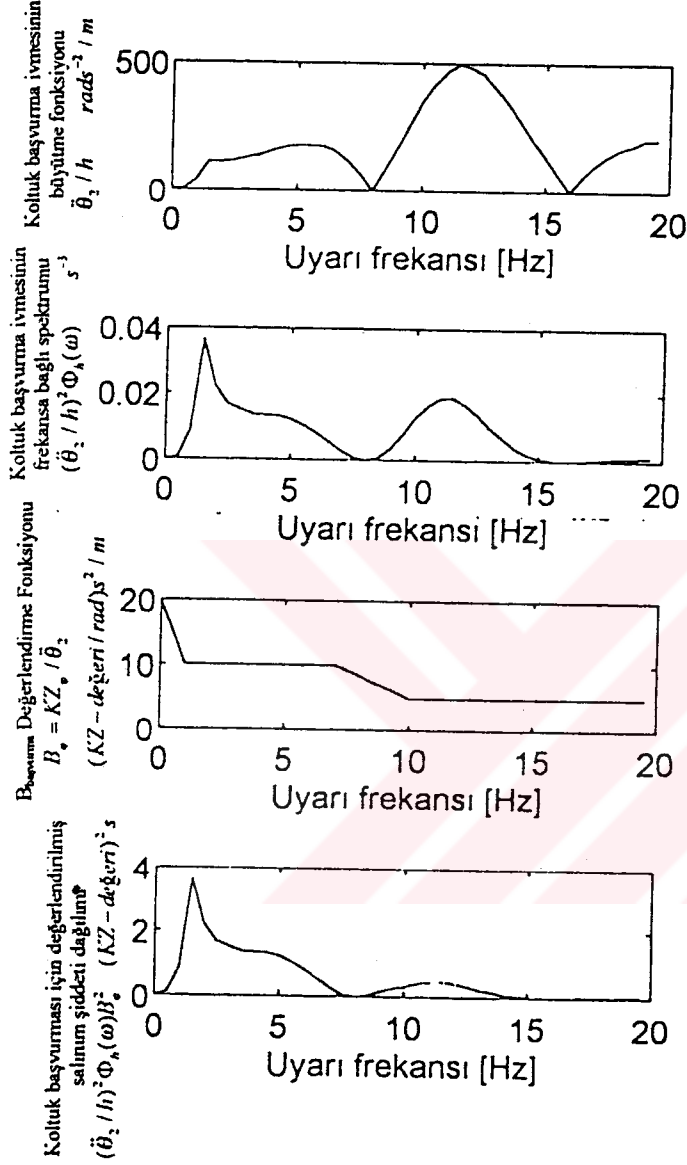
Şekil 5.7b Koltuk düşey titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_3 = 5000 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_k = 4,26$



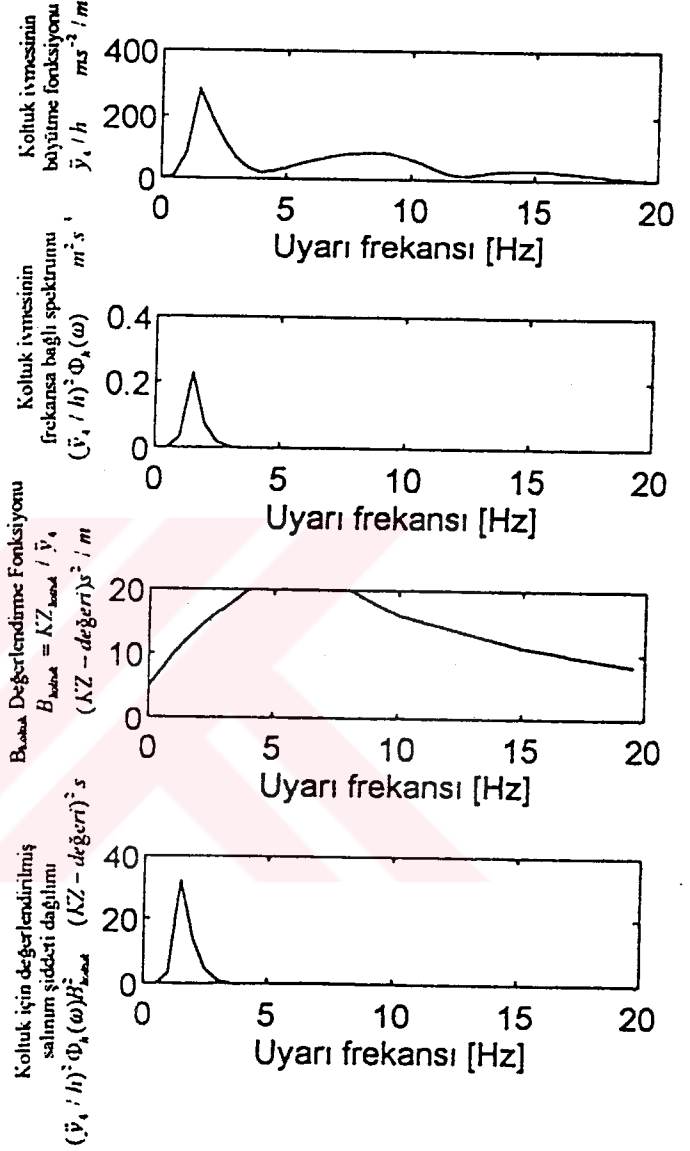
Şekil 5.7c Ele gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_3 = 5000 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{el} = 3,20$



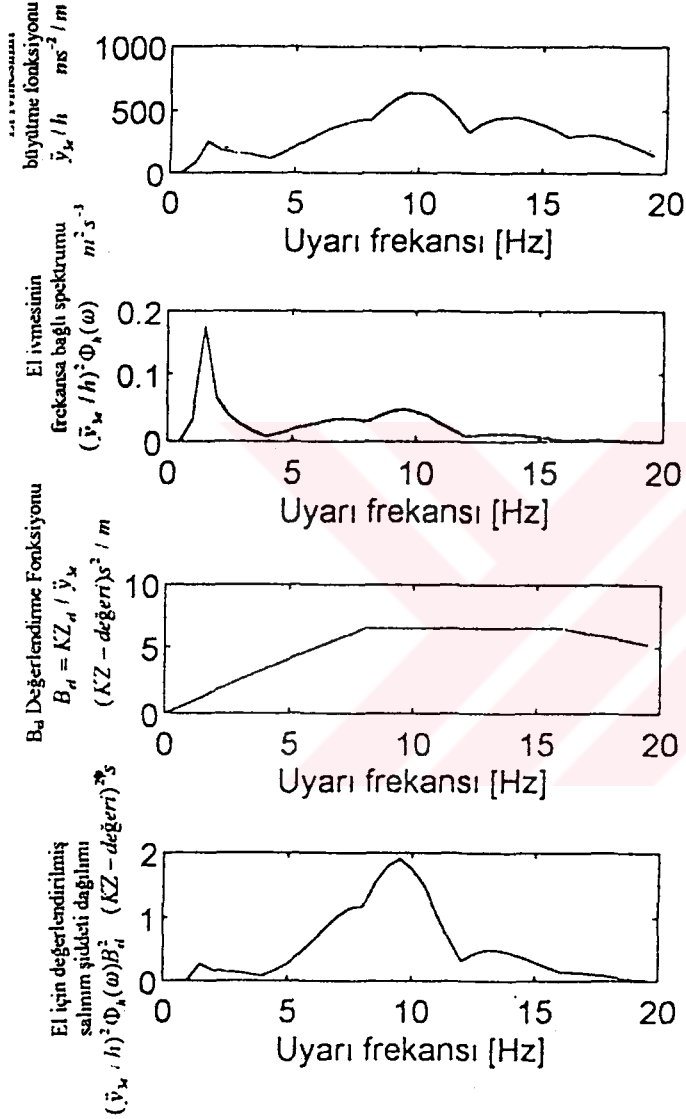
Şekil 5.7d Ayağa gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_3 = 5000 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{ayak} = 3,63$



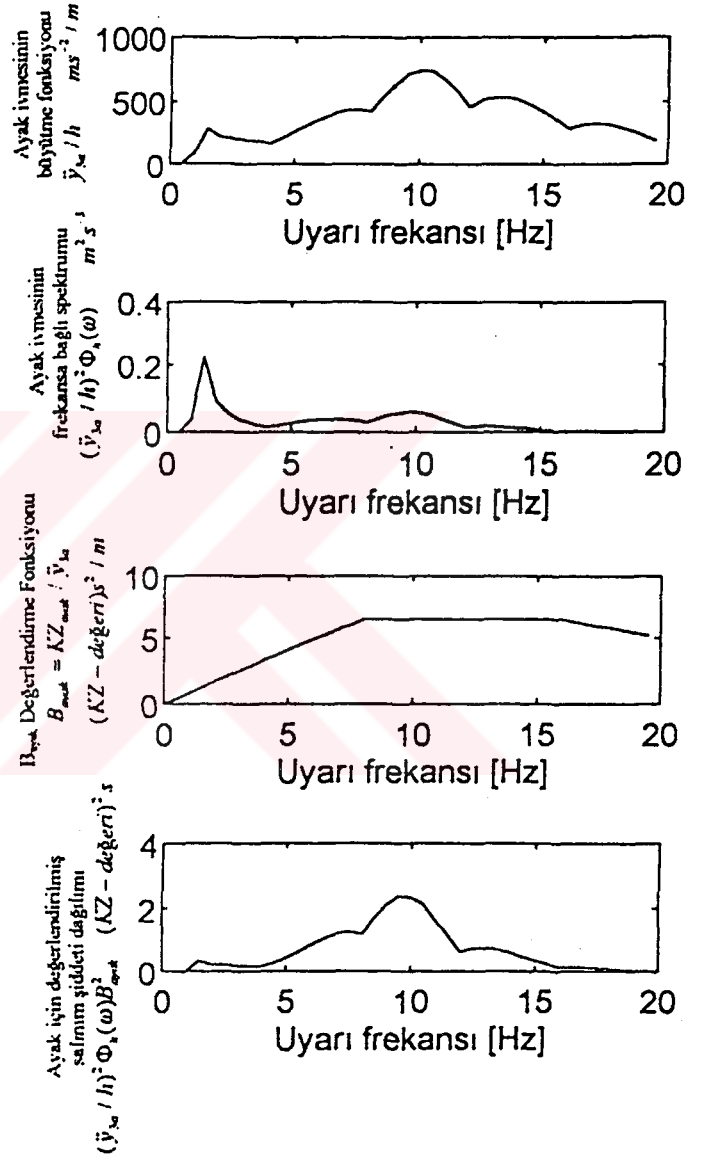
Şekil 5.7e Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_3 = 10000 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{\phi} = 3,28$



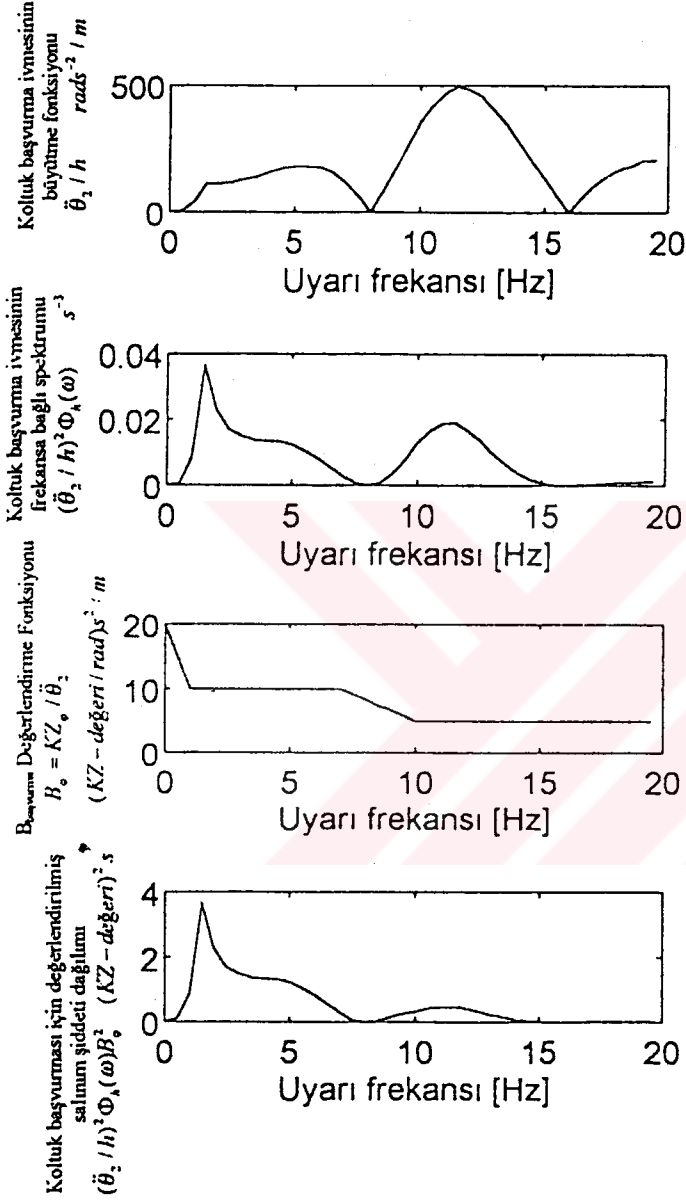
Şekil 5.7f Koltuk düşey titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_3 = 10000 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_k = 5,41$



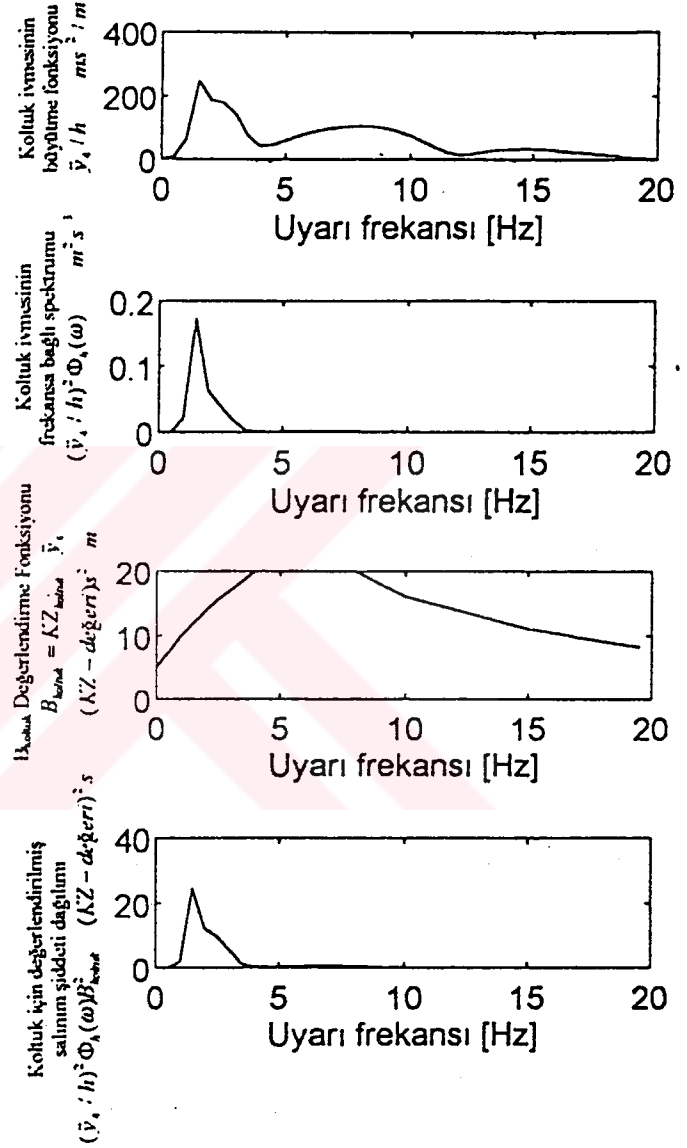
Şekil 5.7g Ele gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_3 = 10000 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{el} = 3,20$



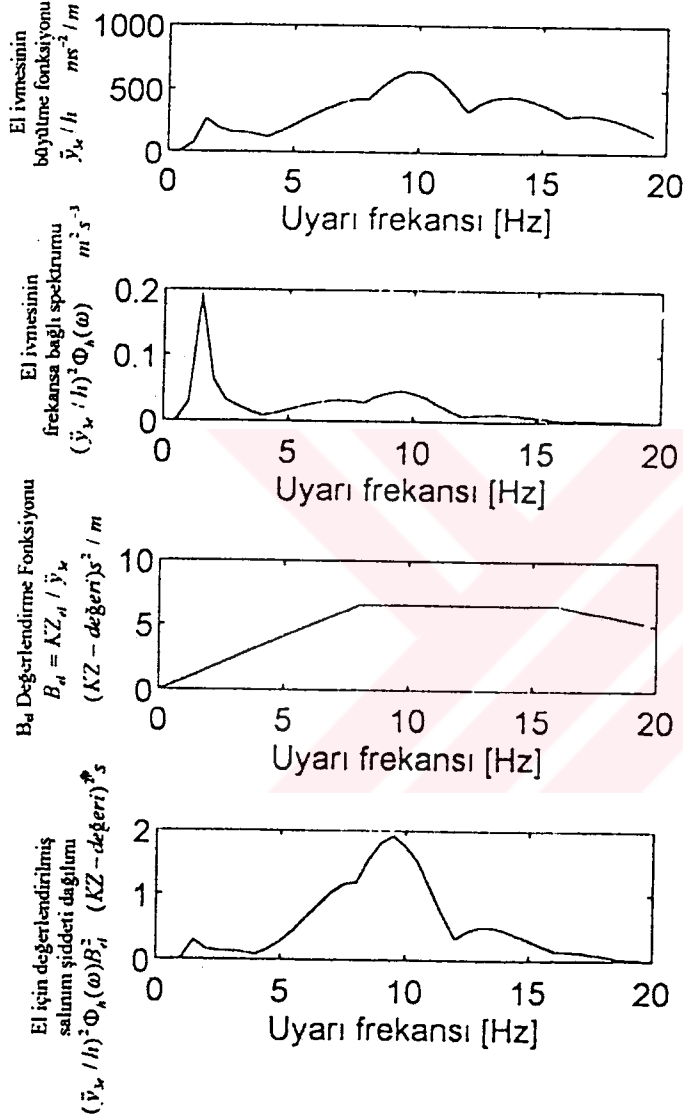
Şekil 5.7h Ayağa gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_3 = 10000 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{ayak} = 3,65$



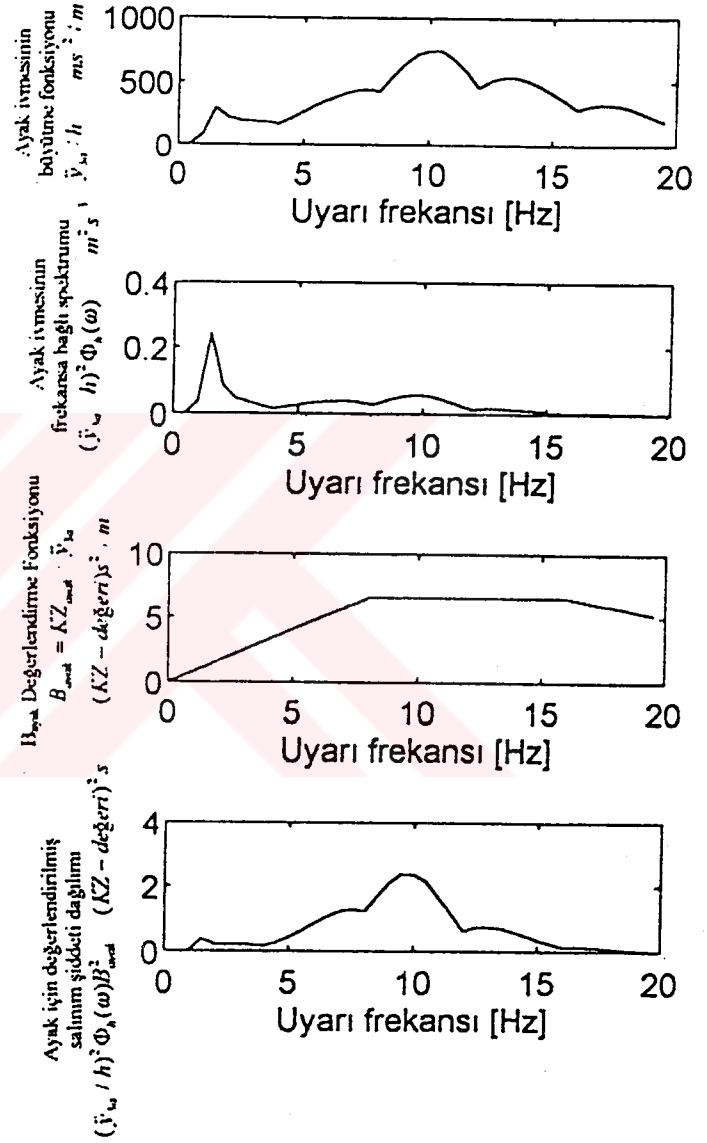
Şekil 5.7i Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_3 = 20000 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_\phi = 3,29$



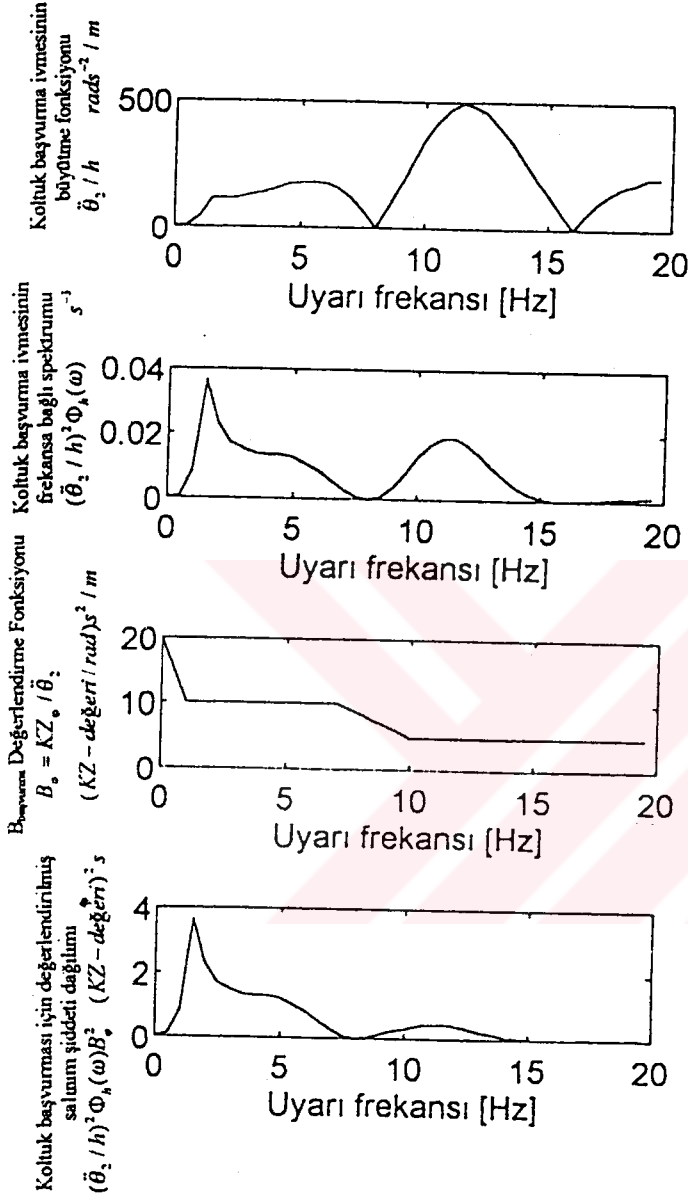
Şekil 5.7j Koltuk düşey titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_3 = 20000 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_k = 5,59$



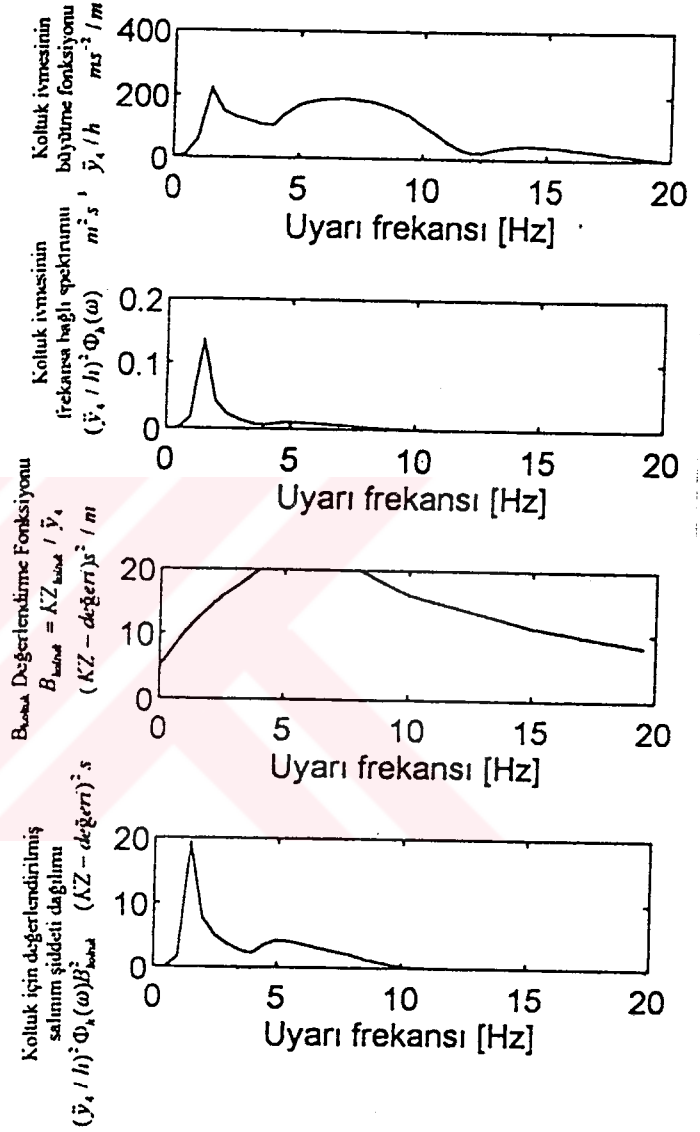
Şekil 5.7k Ele gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_3 = 20000 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{el} = 3,21$



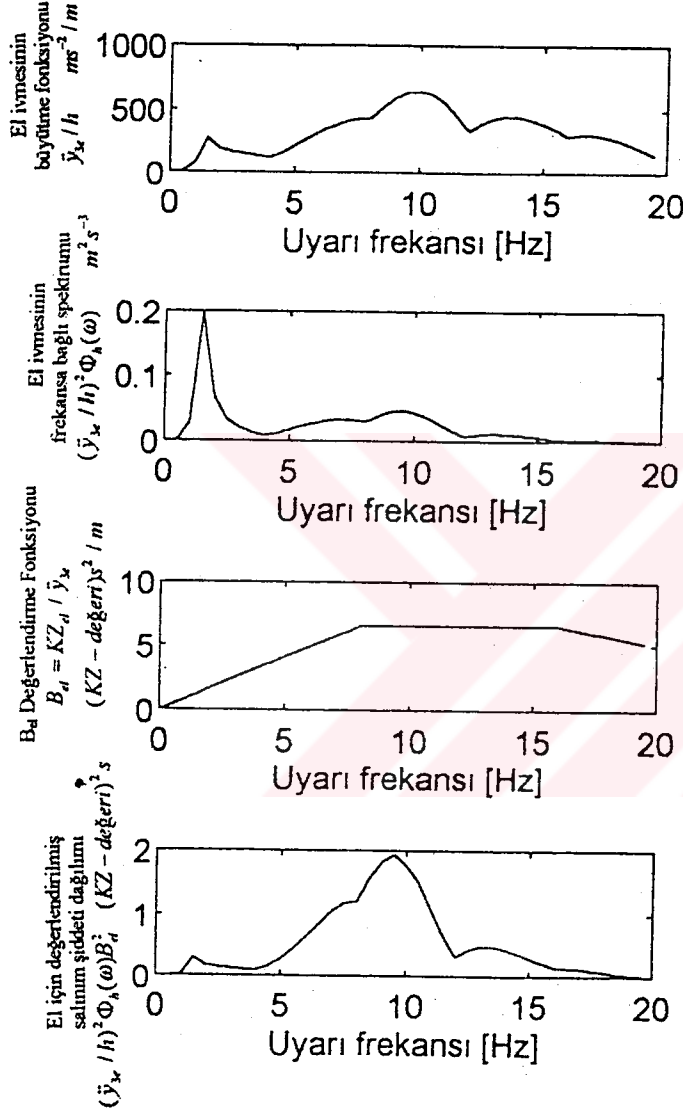
Şekil 5.7l Ayağa gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_3 = 20000 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{ayak} = 3,65$



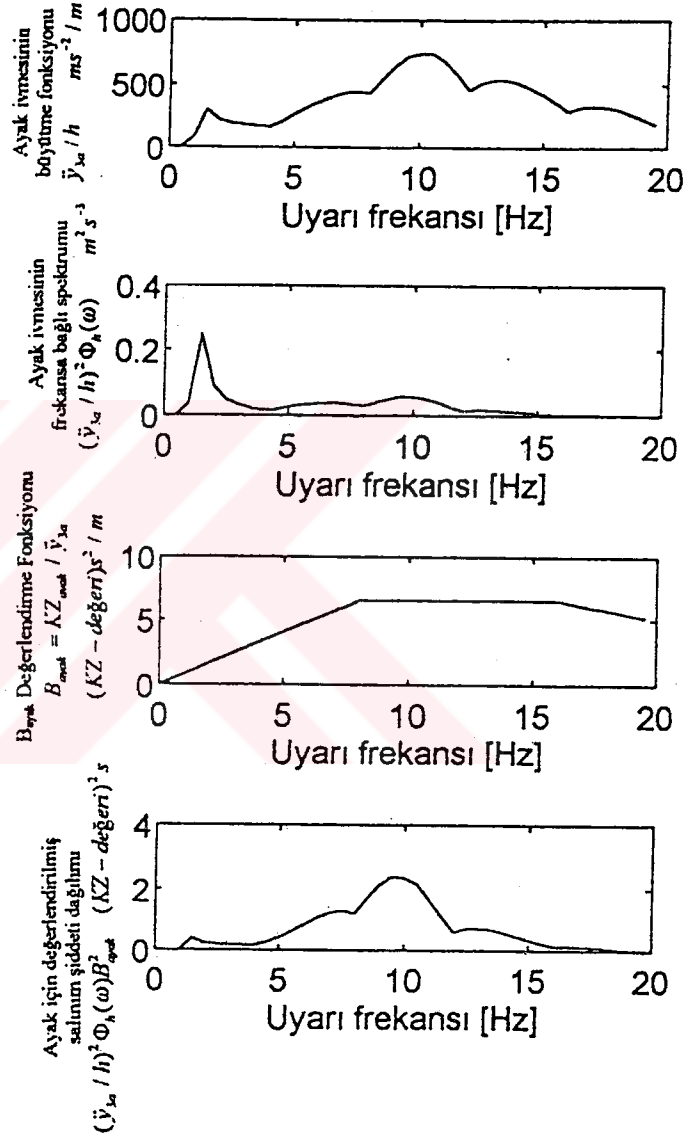
Şekil 5.7m Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_3 = 40000 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_\psi = 3,29$



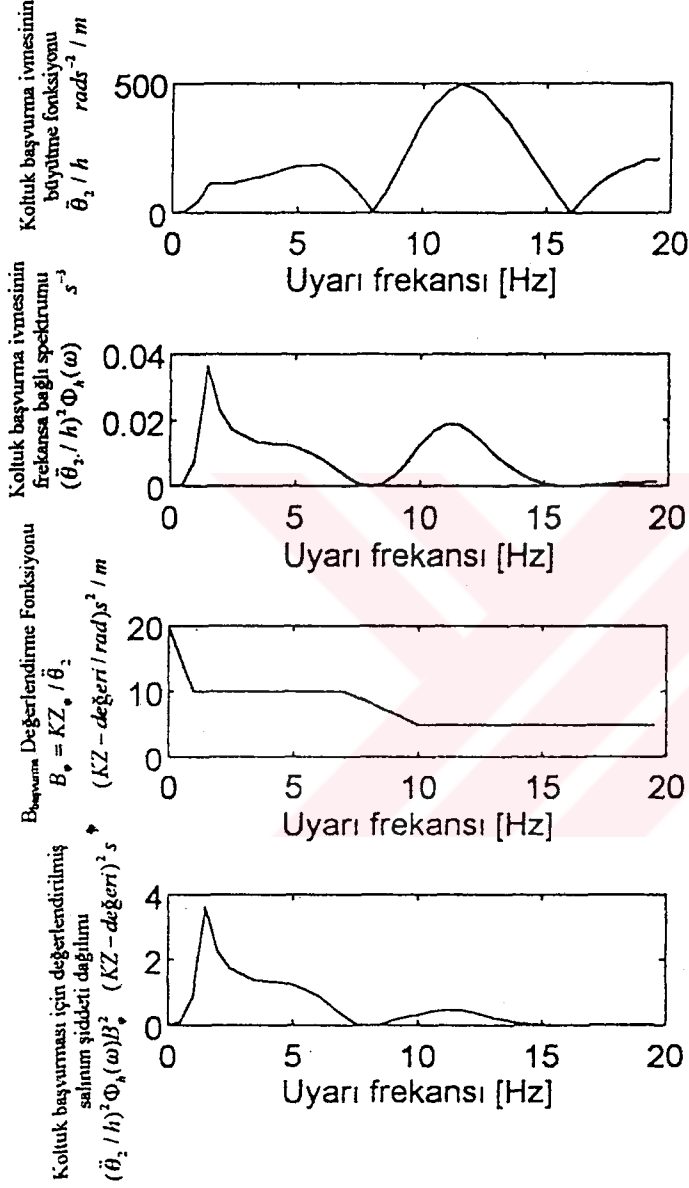
Şekil 5.7n Koltuk düşey titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_3 = 40000 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_k = 6,04$



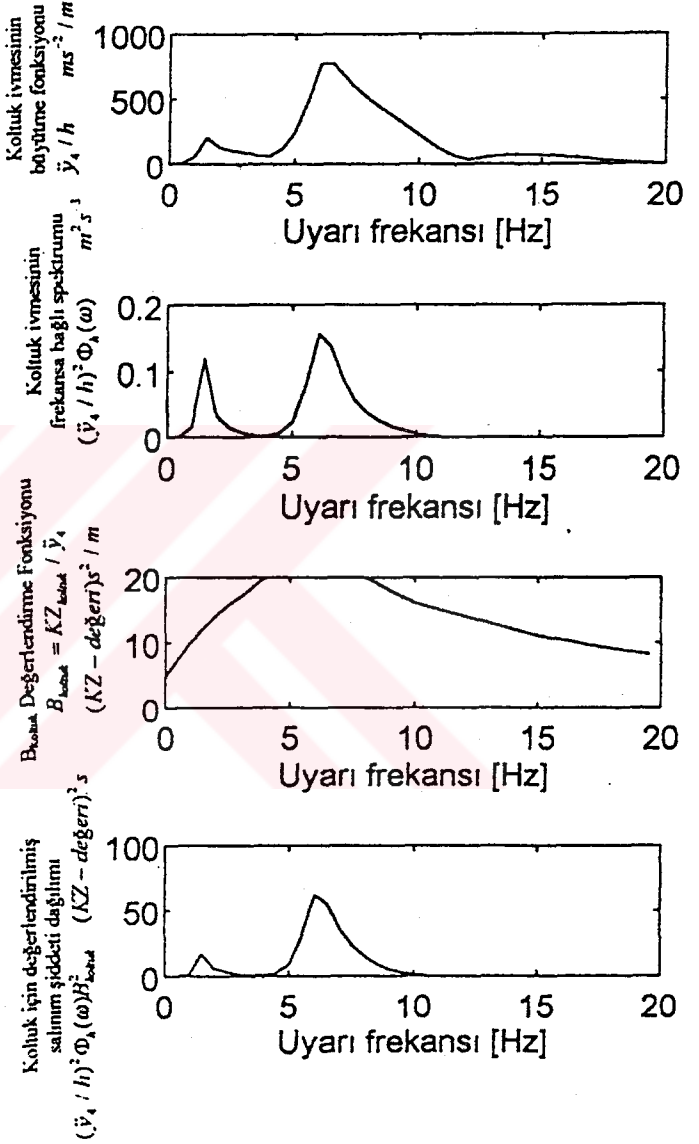
Şekil 5.7o Ele gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_3 = 40000 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{el} = 3,23$



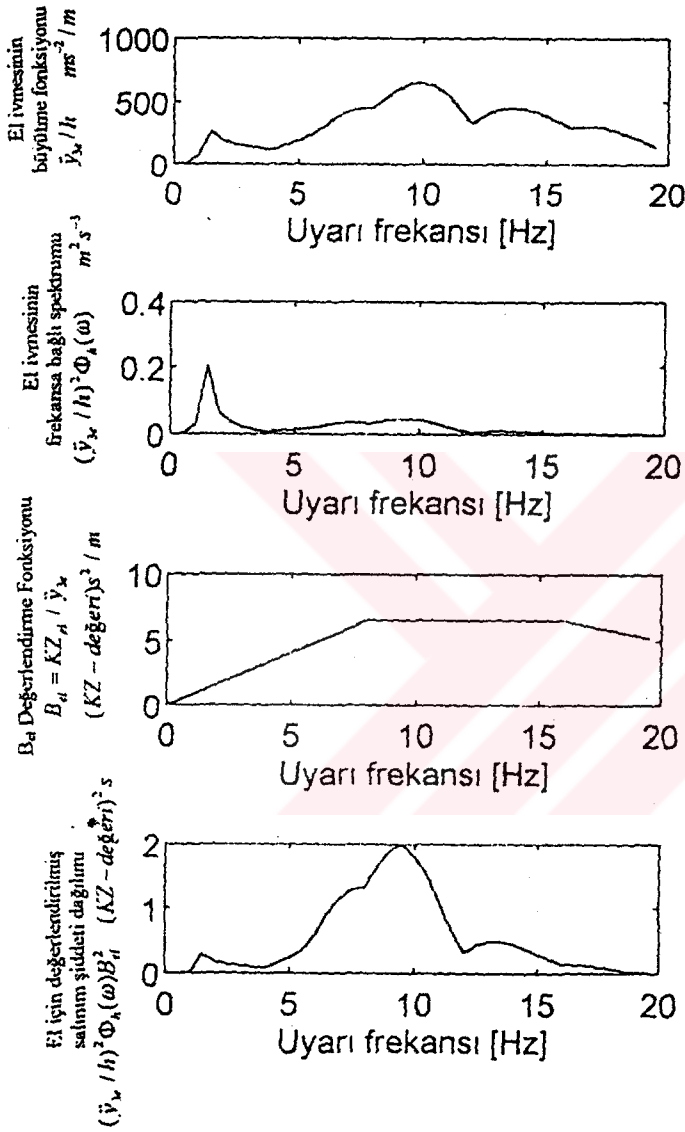
Şekil 5.7p Ayağa gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_3 = 40000 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{ayak} = 3,67$



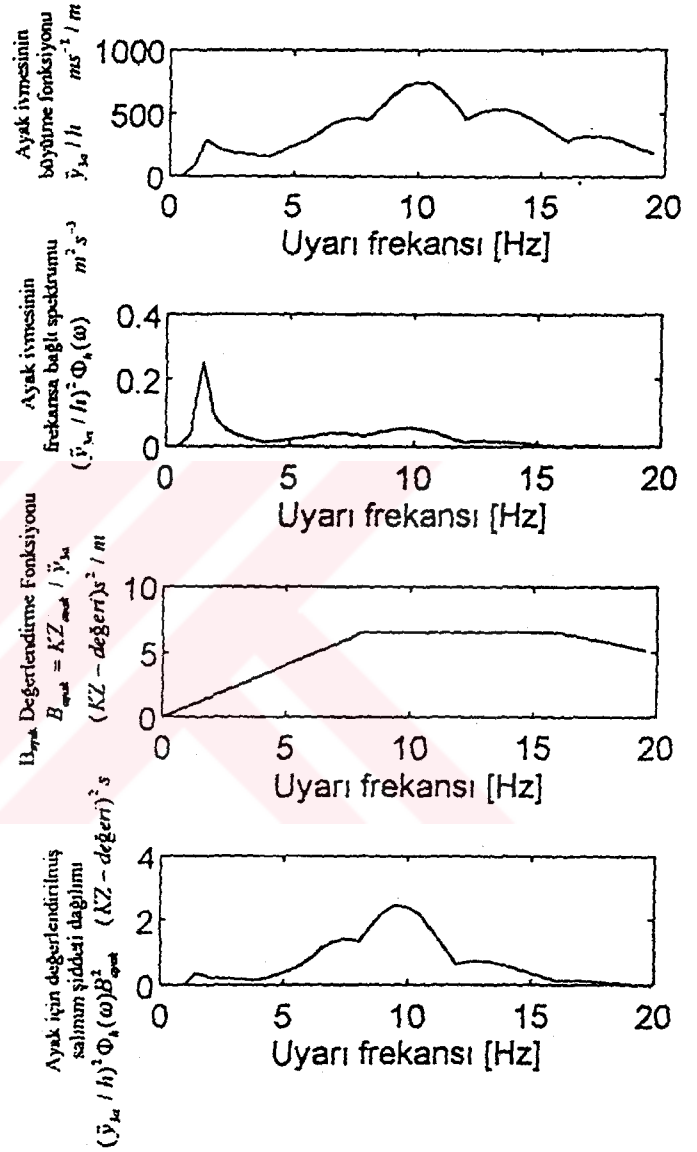
Şekil 5.7r Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_3 = 80000 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{\phi} = 3,30$



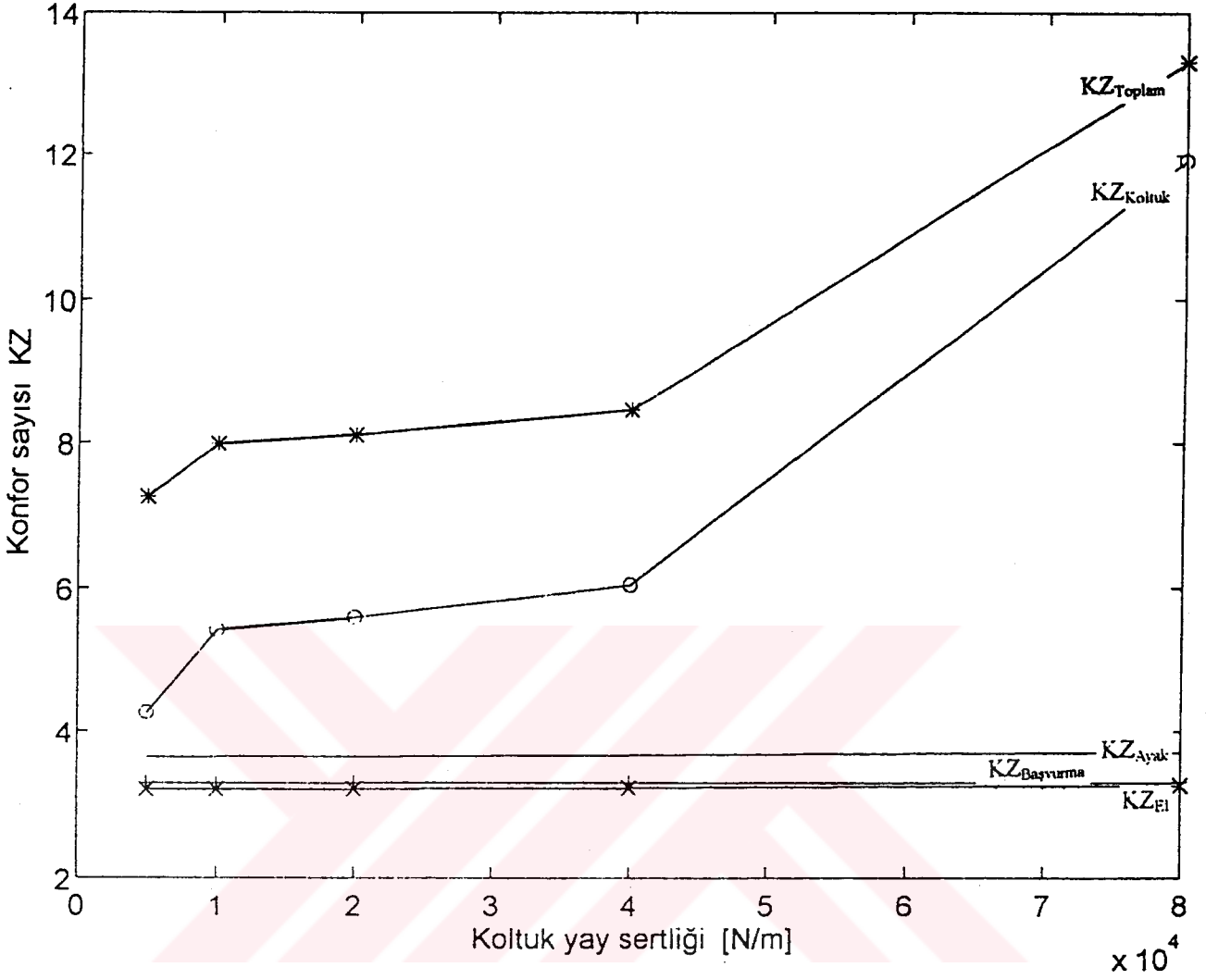
Şekil 5.7s Koltuk düşey titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_3 = 80000 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_k = 11,92$



Şekil 5.7t Ele gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_3 = 80000 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{el} = 3,26$



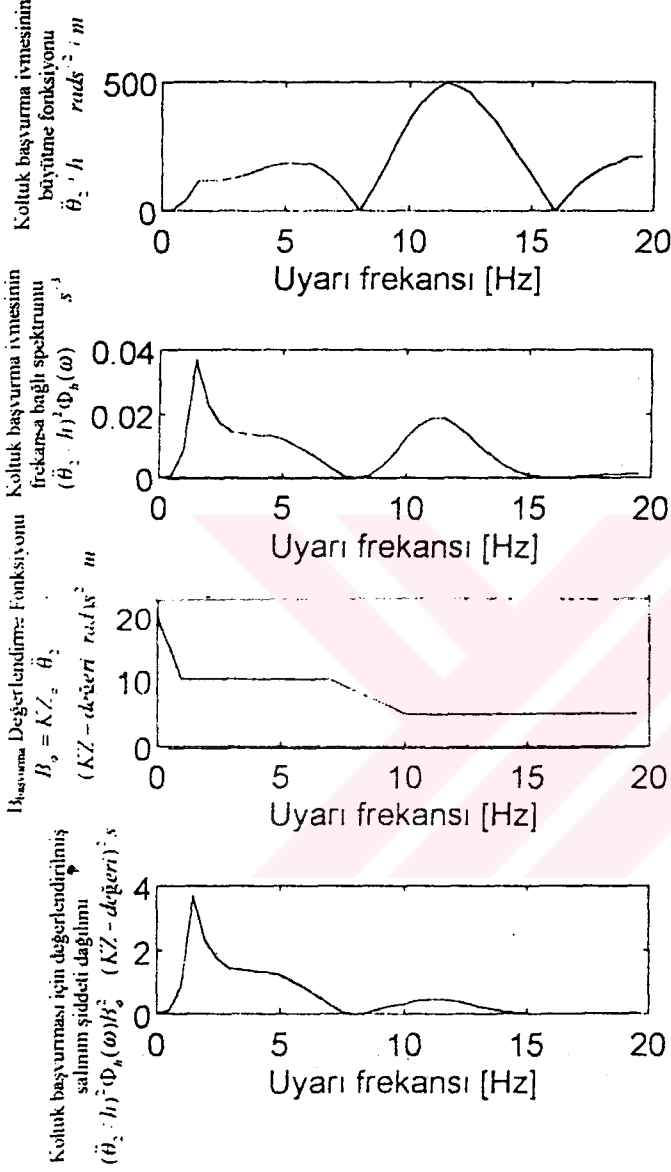
Şekil 5.7u Ayağa gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_3 = 80000 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{ayak} = 3,71$



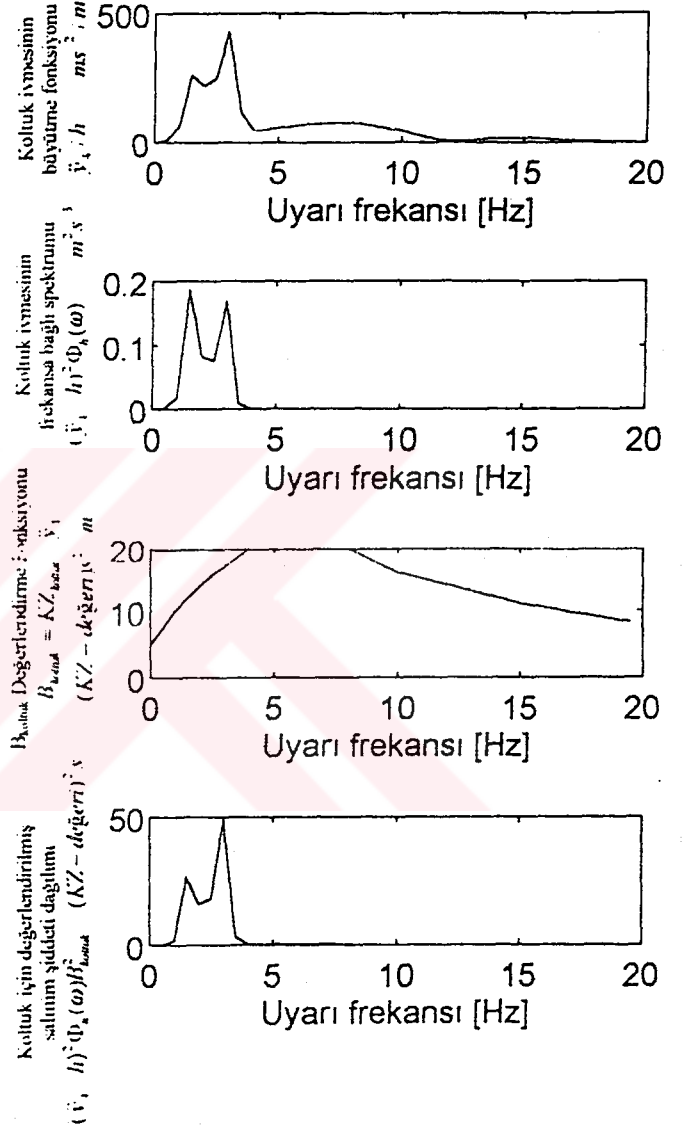
Şekil 5.7 Koltuk yay sertliği k_3 konfor üzerine etkisi
Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.

Tablo 5.3 Koltuk yay sertliğinin k_3 değiştirilmesinde hesaplanan konfor sayıları

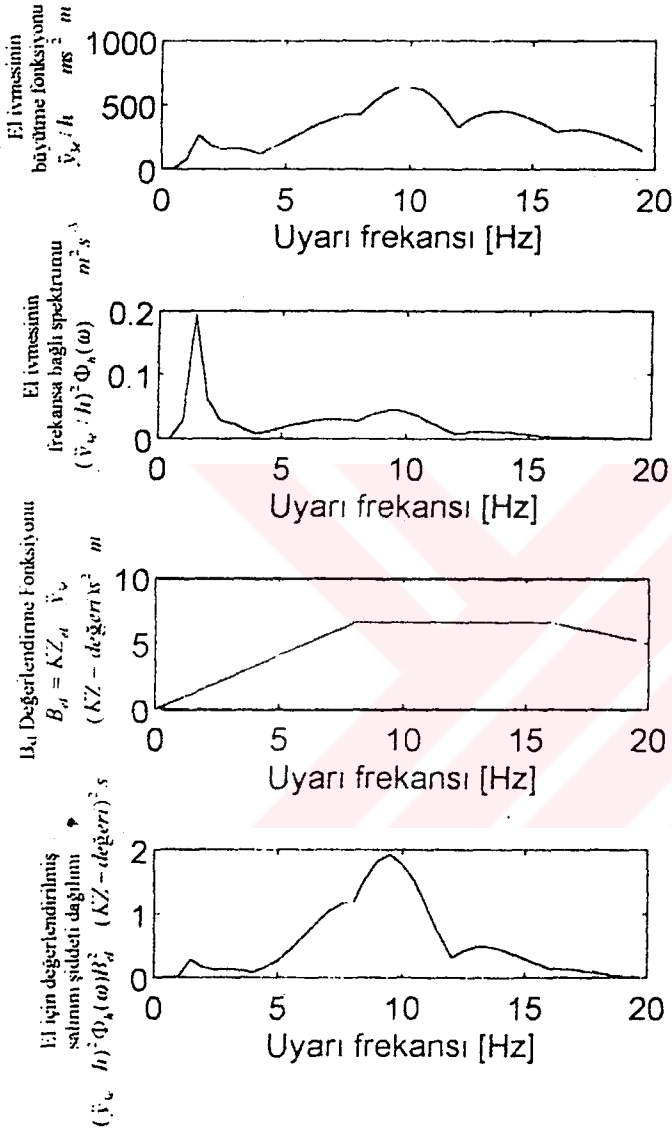
k_3 [N/m]	5000	10000	20000	40000	80000
KZ _{el}	3,20	3,20	3,21	3,23	3,26
KZ _{ayak}	3,64	3,65	3,65	3,67	3,71
KZ _{koltuk}	4,26	5,41	5,59	6,04	11,92
KZ _{başvurma}	3,28	3,28	3,29	3,29	3,30
KZ _{toplam}	7,24	7,98	8,11	8,45	13,32



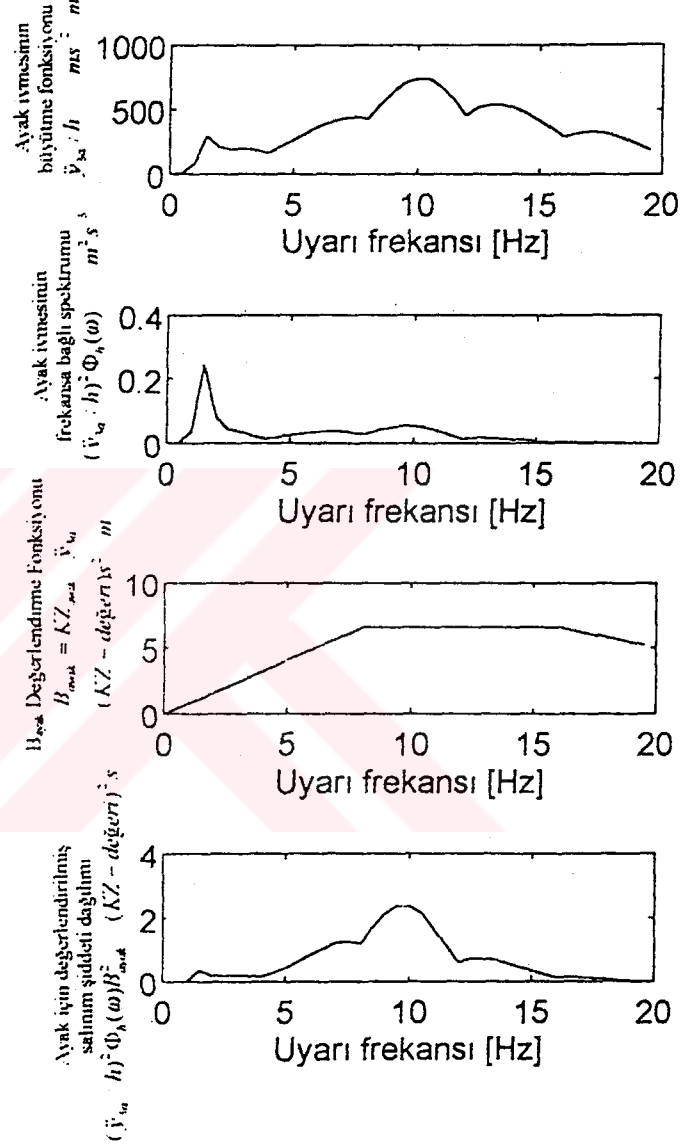
Şekil 5.8a Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_3 = 132,5 \text{ Ns/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_\phi = 3,29$



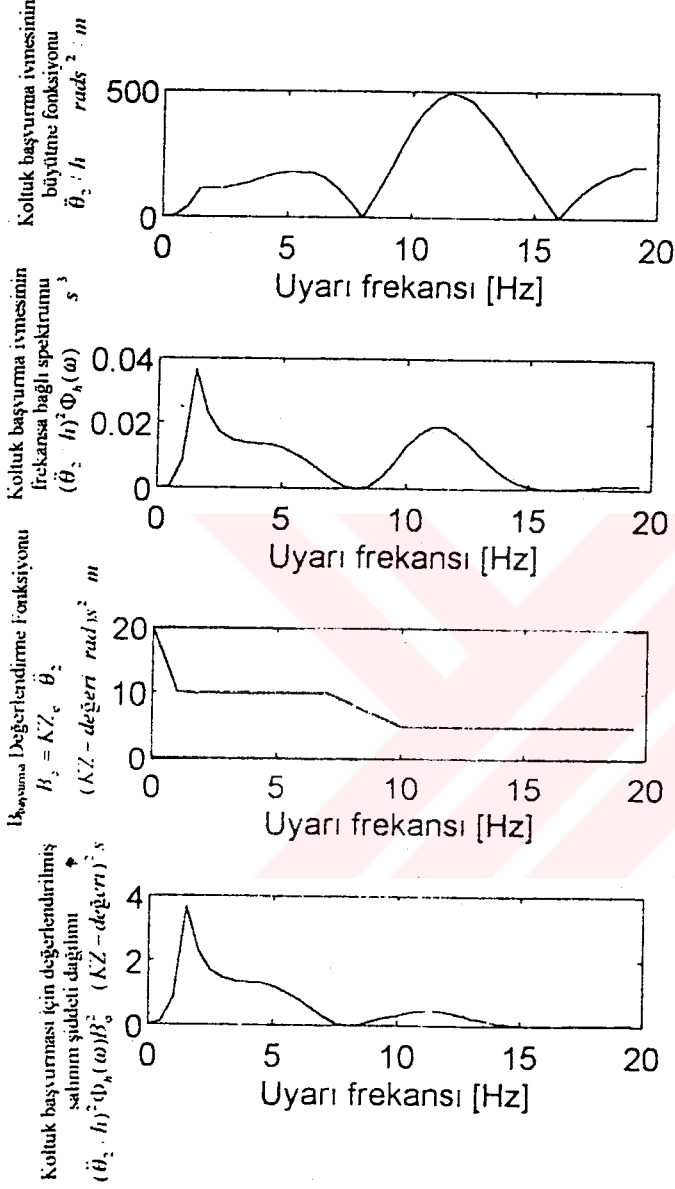
Şekil 5.8b Koltuk düşey titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_3 = 132,5 \text{ Ns/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_k = 7,73$



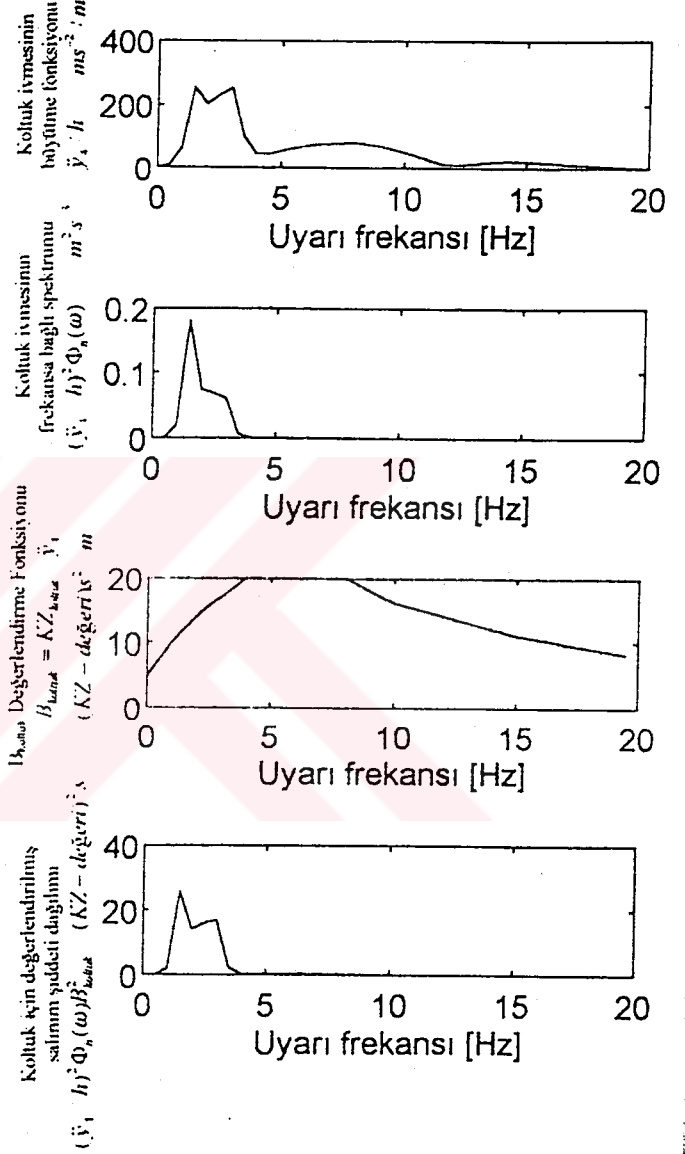
Şekil 5.8c Ele gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_3 = 132,5$ Ns/m
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{el} = 3,22$



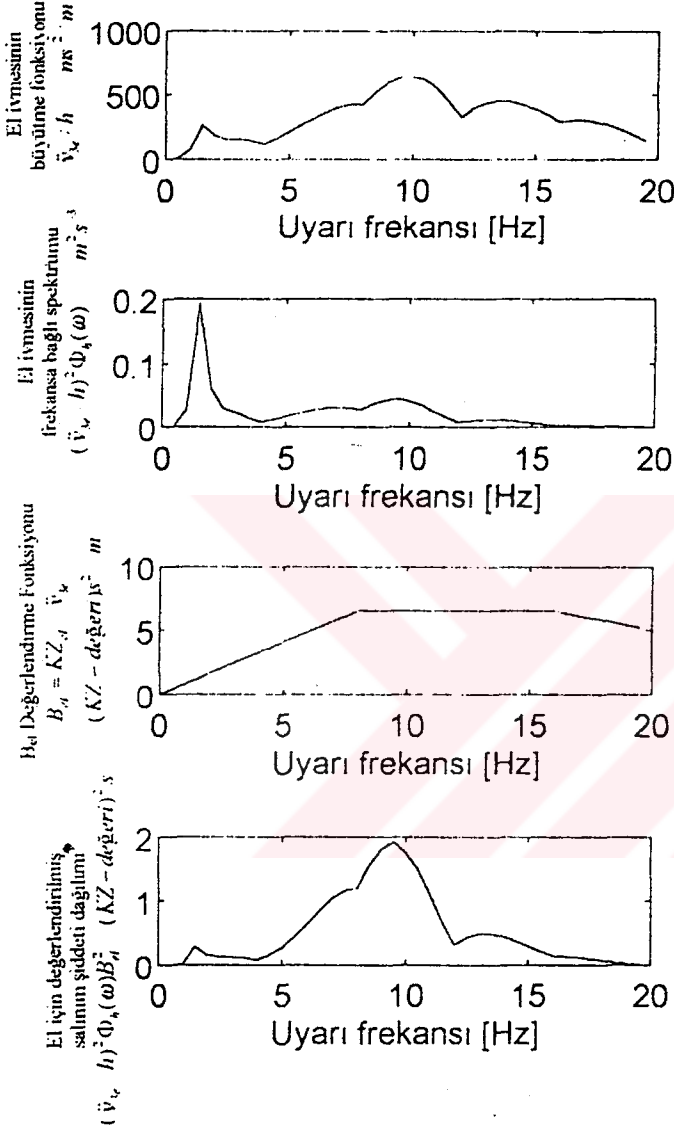
Şekil 5.8d Ayağa gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_3 = 132,5$ Ns/m
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{ayak} = 3,66$



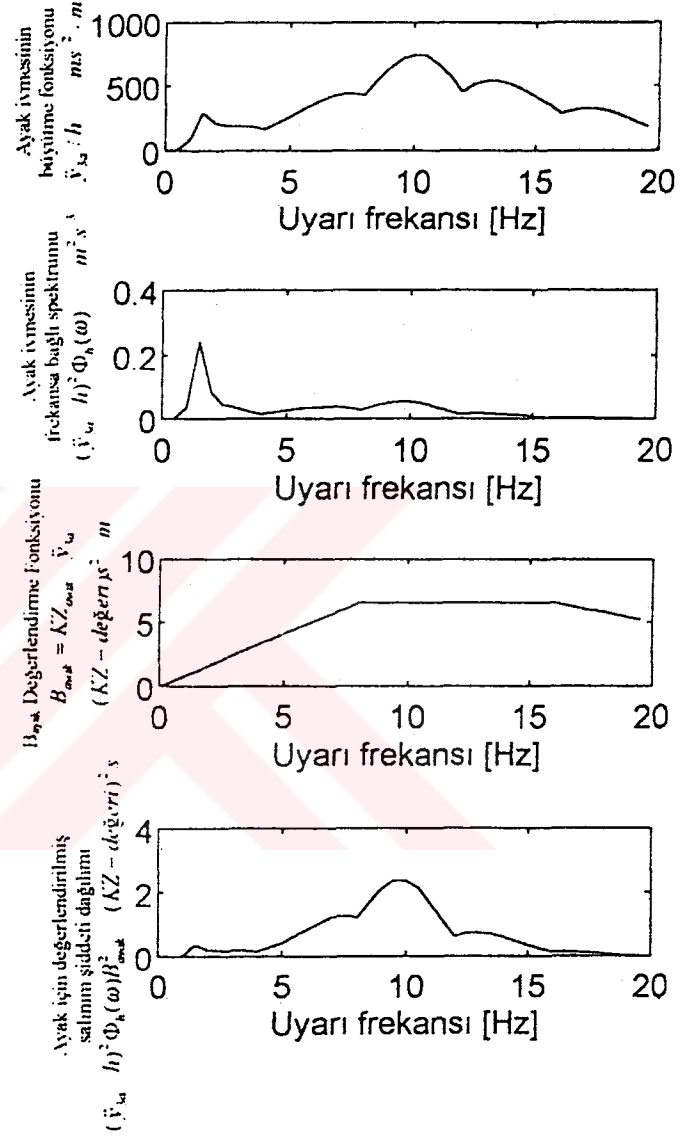
Şekil 5.8e Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_3 = 265 \text{ Nm/s}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_\varphi = 3,29$



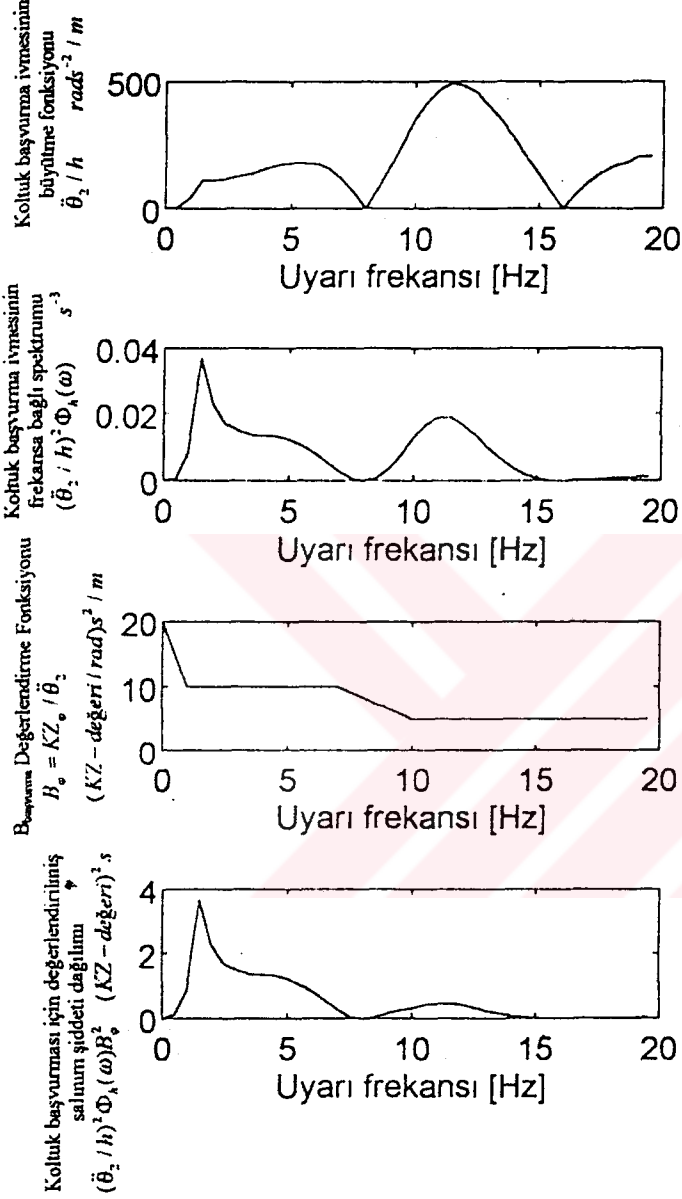
Şekil 5.8f Koltuk düşey titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_3 = 265 \text{ Ns/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_k = 6,41$



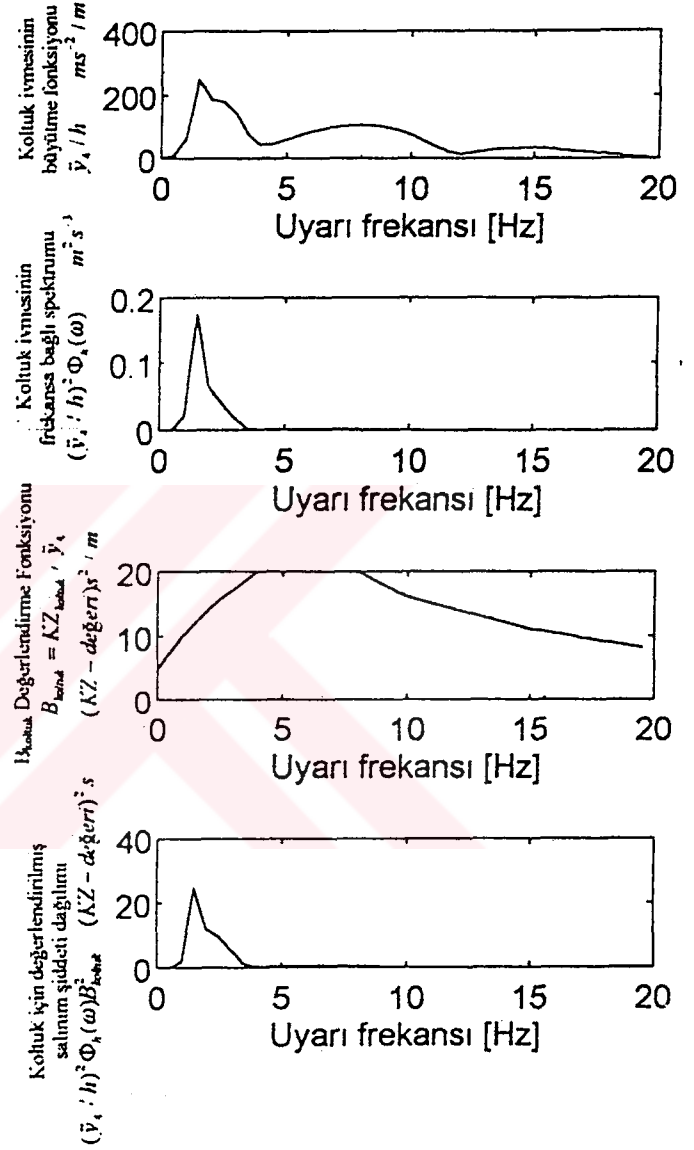
Şekil 5.8g Ele gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_3 = 265 \text{ Ns/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{el} = 3,21$



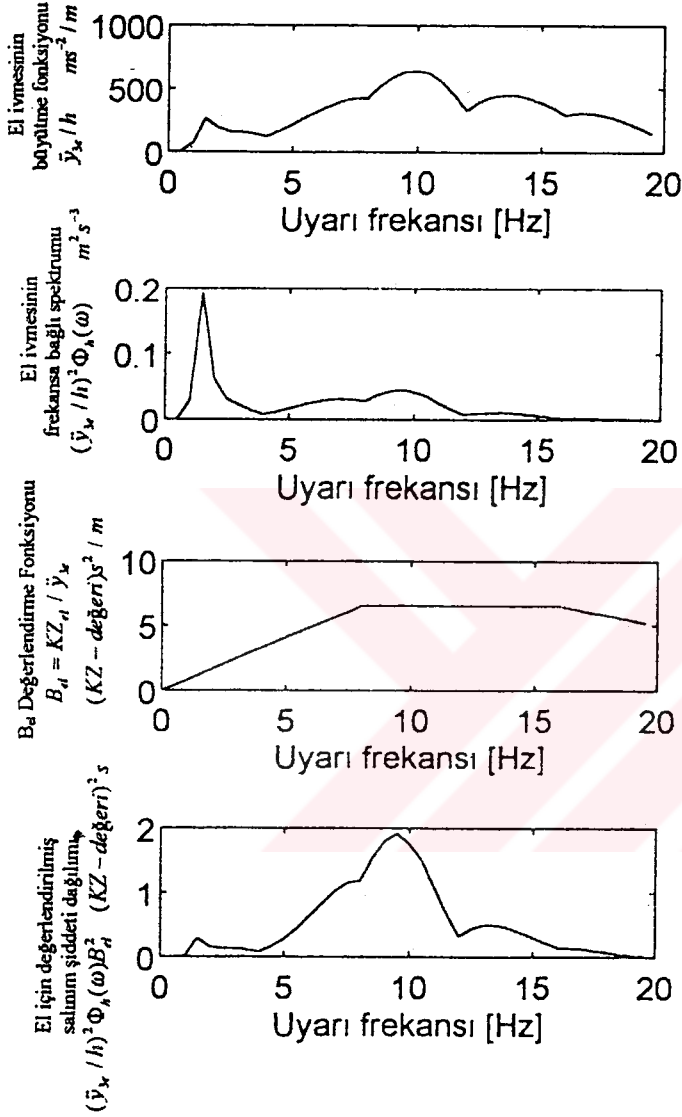
Şekil 5.8h Ayaga gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_3 = 265 \text{ Ns/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{ayak} = 3,66$



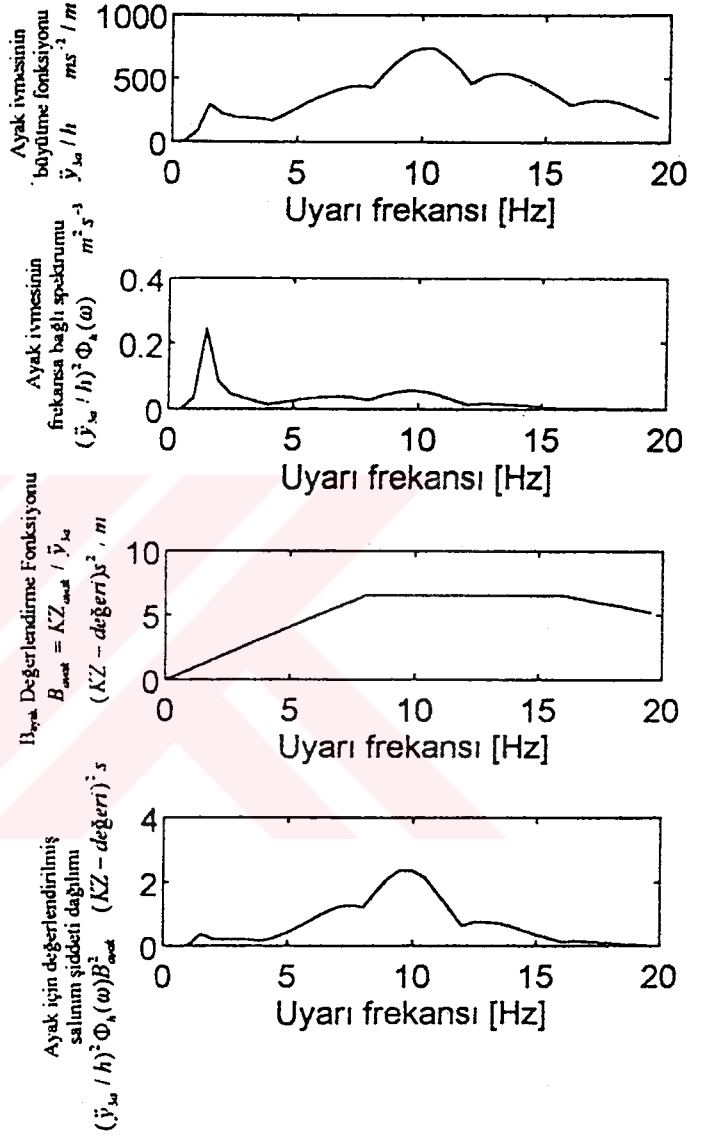
Şekil 5.8i Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_3 = 530 \text{ Ns/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_\theta = 3,29$



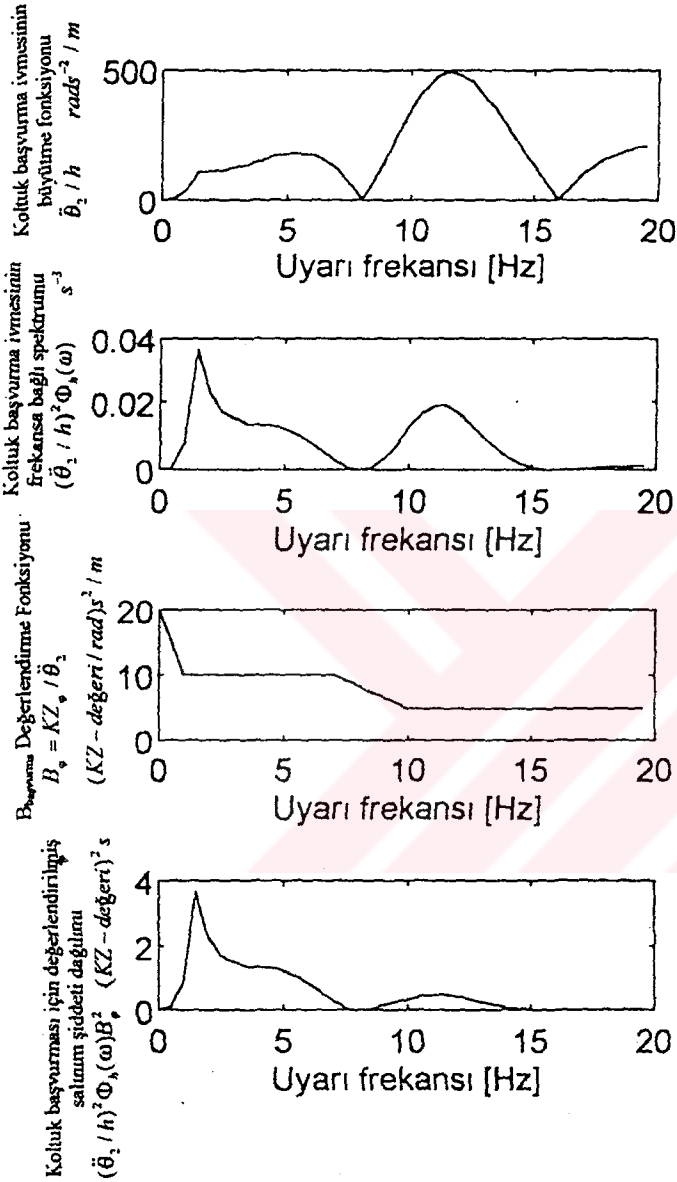
Şekil 5.8j Koltuk düşey titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_3 = 530 \text{ Ns/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_k = 5,59$



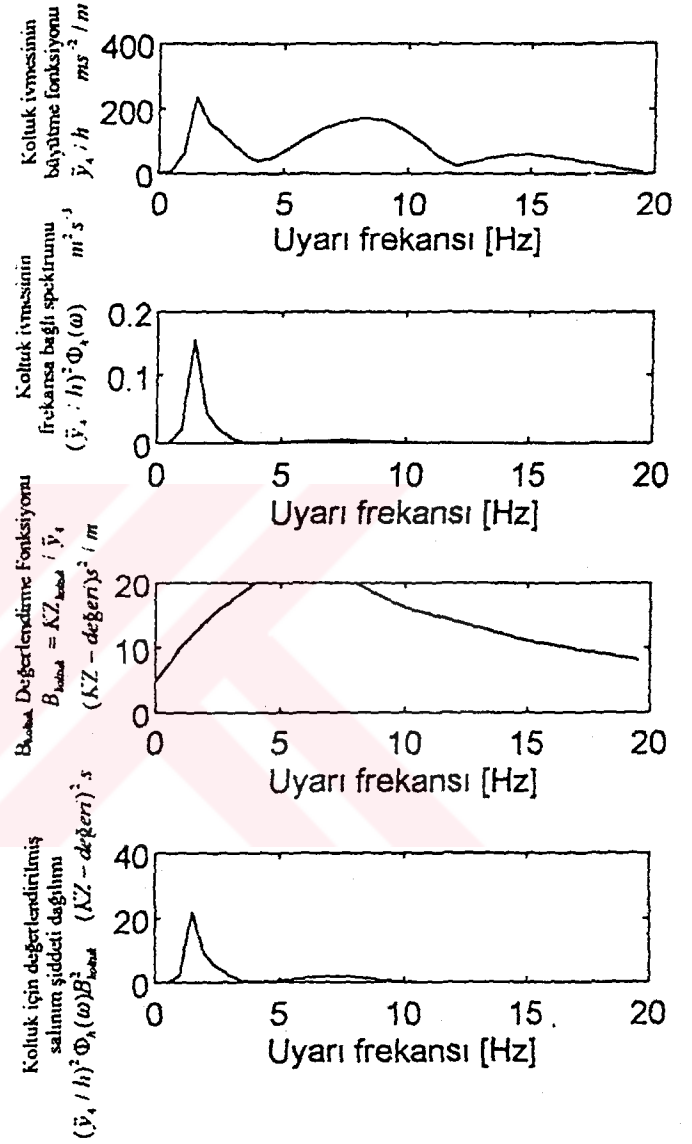
Şekil 5.8k Ele gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_3 = 530 \text{ Ns/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{el} = 3,21$



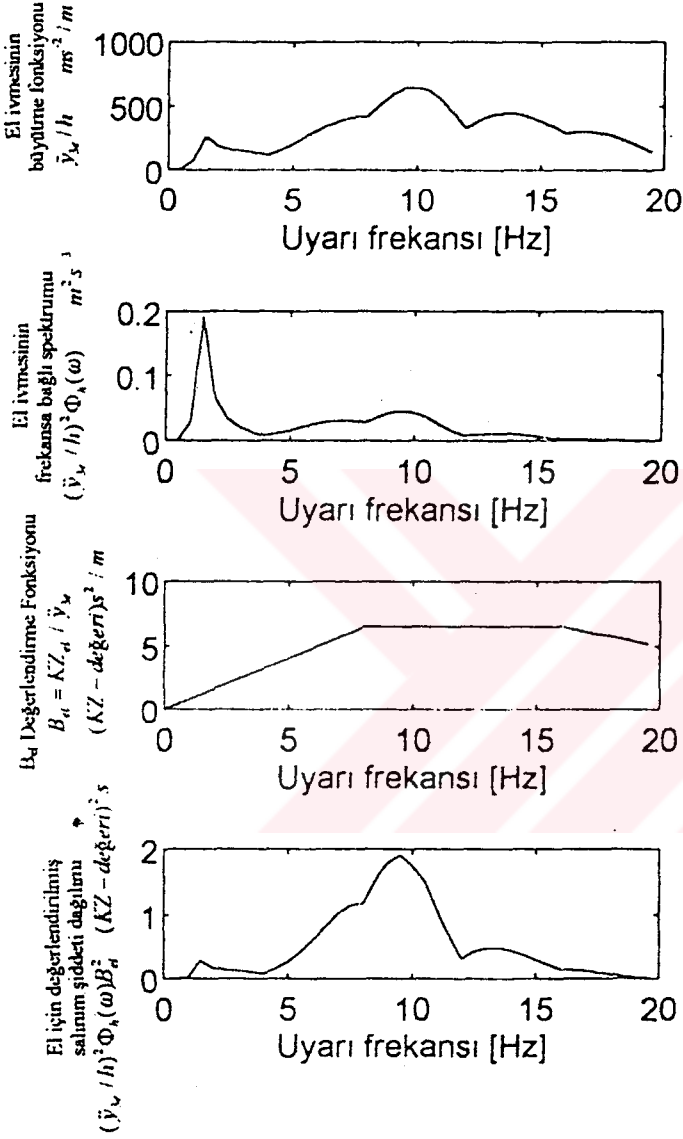
Şekil 5.8l Ayağa gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_3 = 530 \text{ Ns/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{ayak} = 3,65$



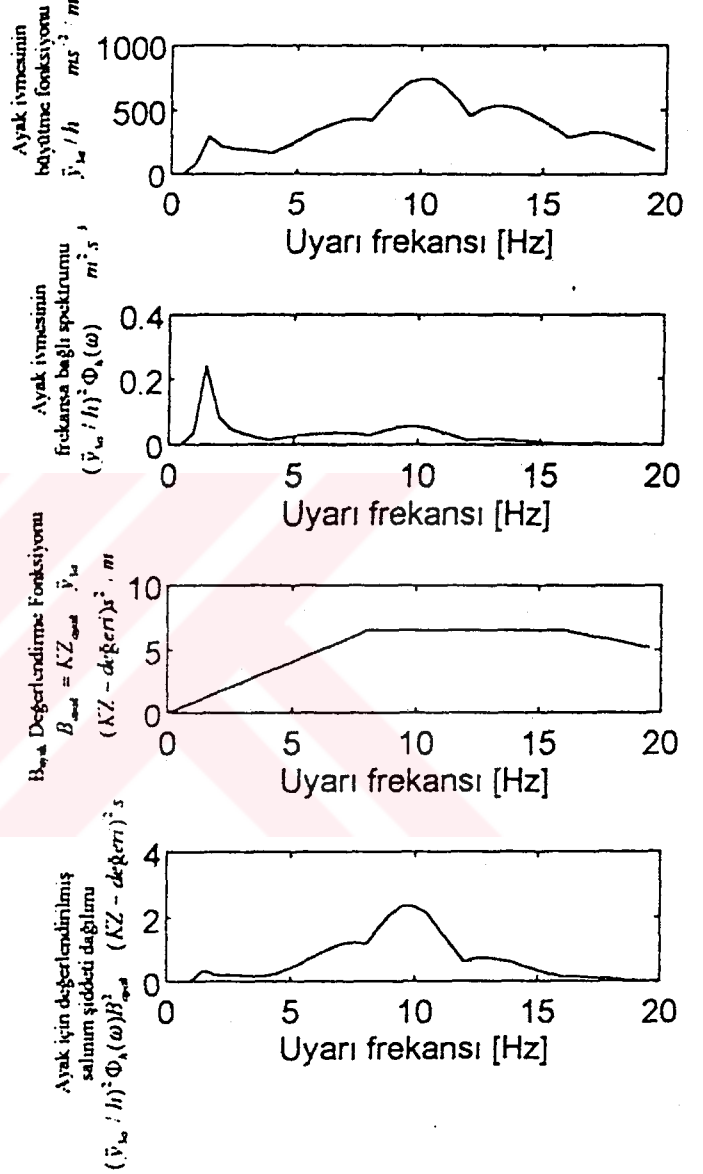
Şekil 5.8m Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_3 = 1060 \text{ Ns/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_\phi = 3,29$



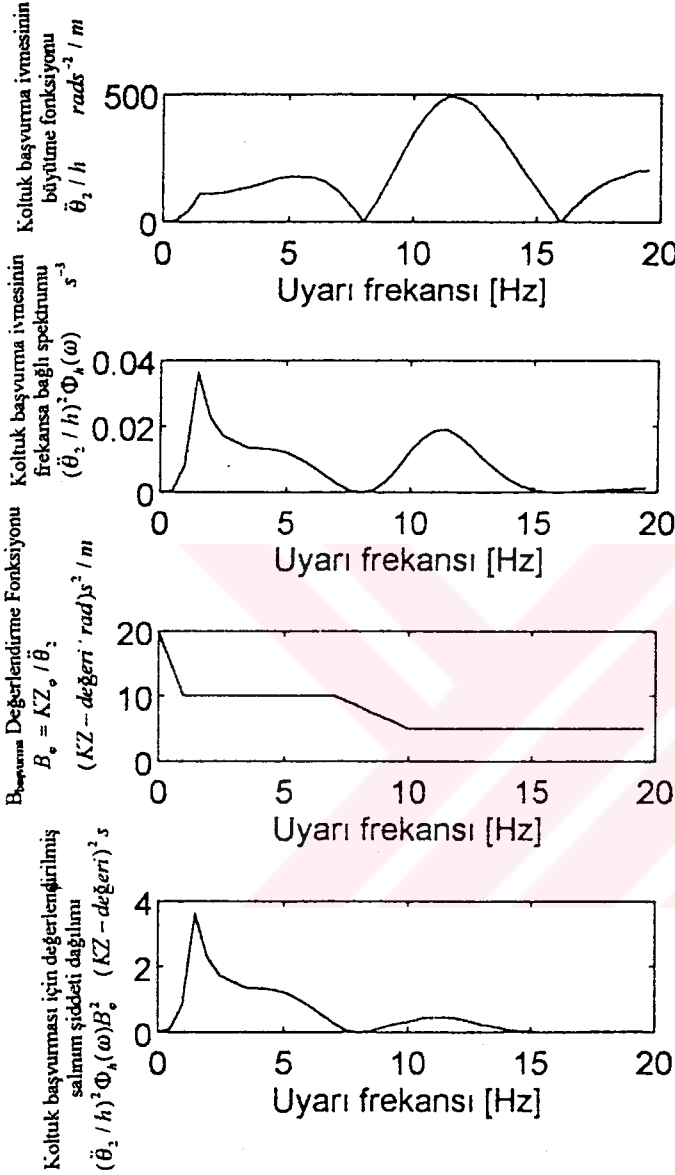
Şekil 5.8n Koltuk düşey titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_3 = 1060 \text{ Ns/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_k = 5,31$



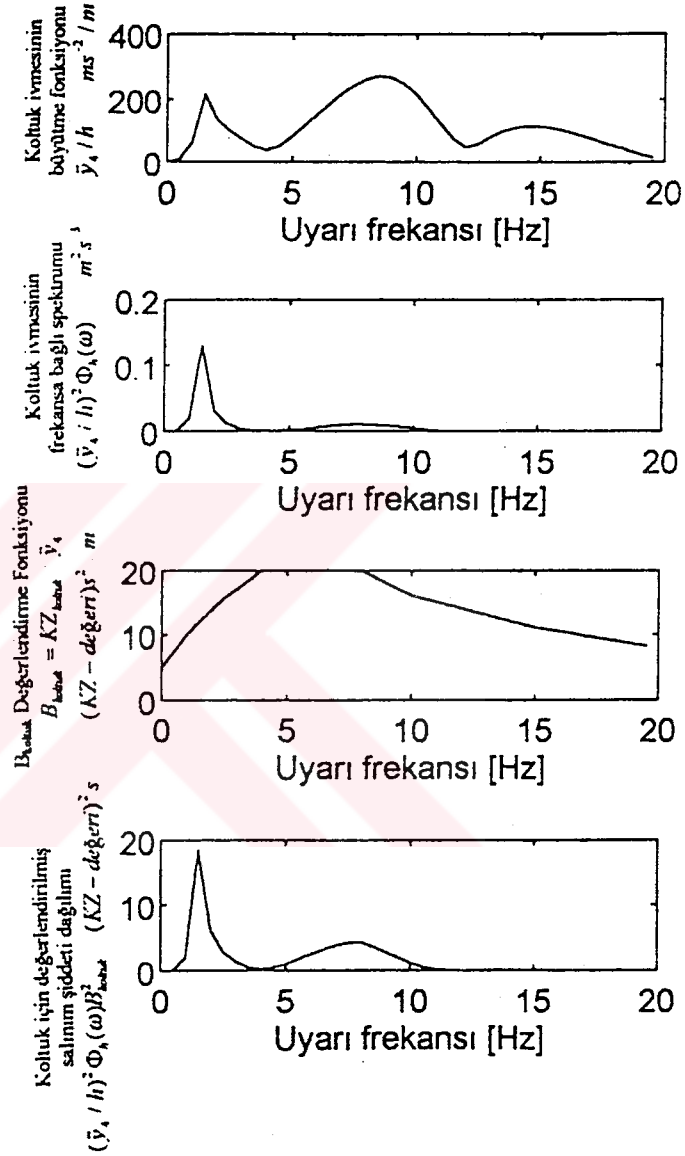
Şekil 5.8o Ele gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_3 = 1060 \text{ Ns/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{el} = 3,19$



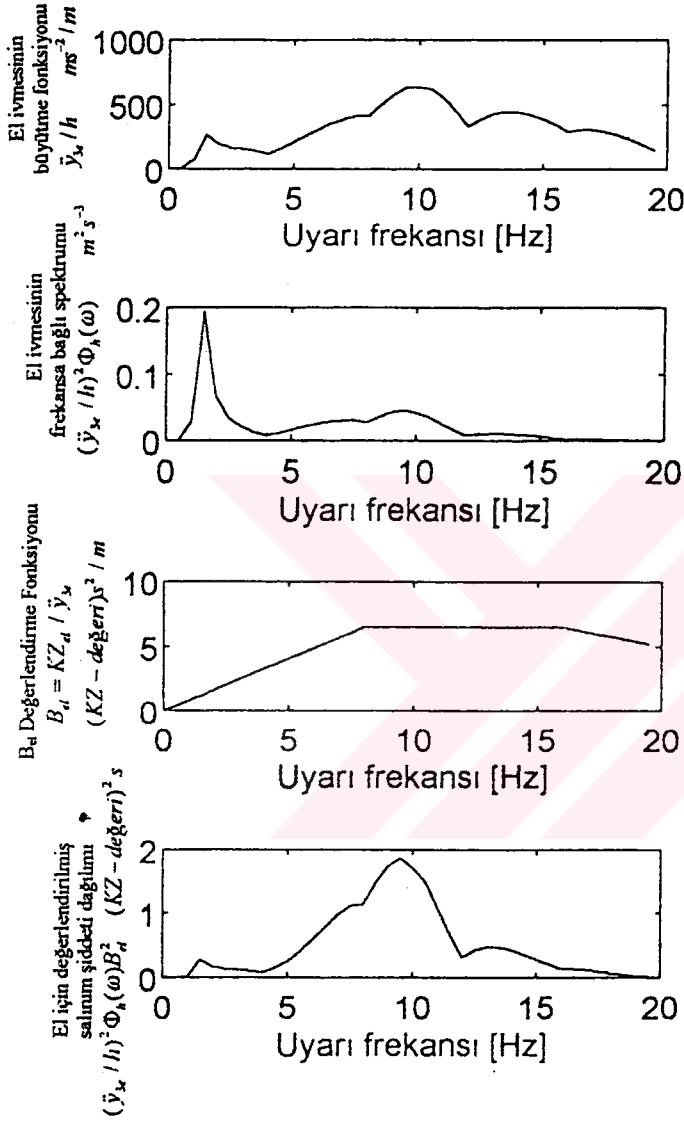
Şekil 5.8p Ayağa gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_3 = 1060 \text{ Ns/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{ayak} = 3,64$



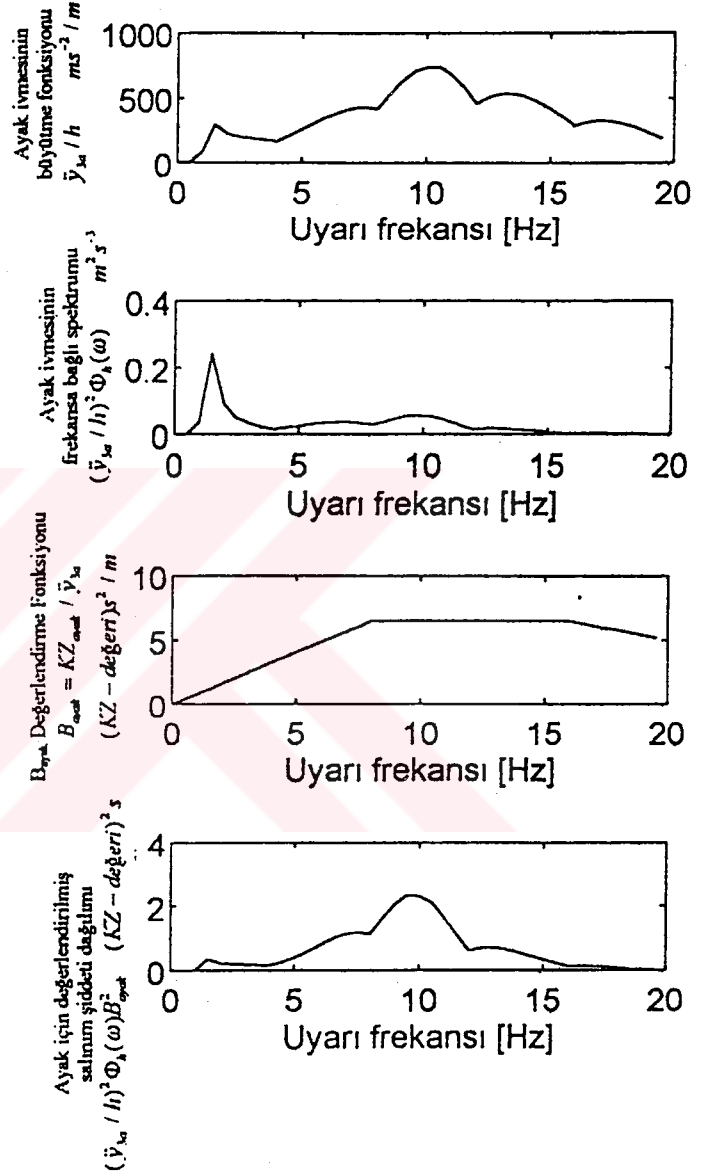
Şekil 5.8r Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_3 = 2120 \text{ Ns/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{\phi} = 3,29$



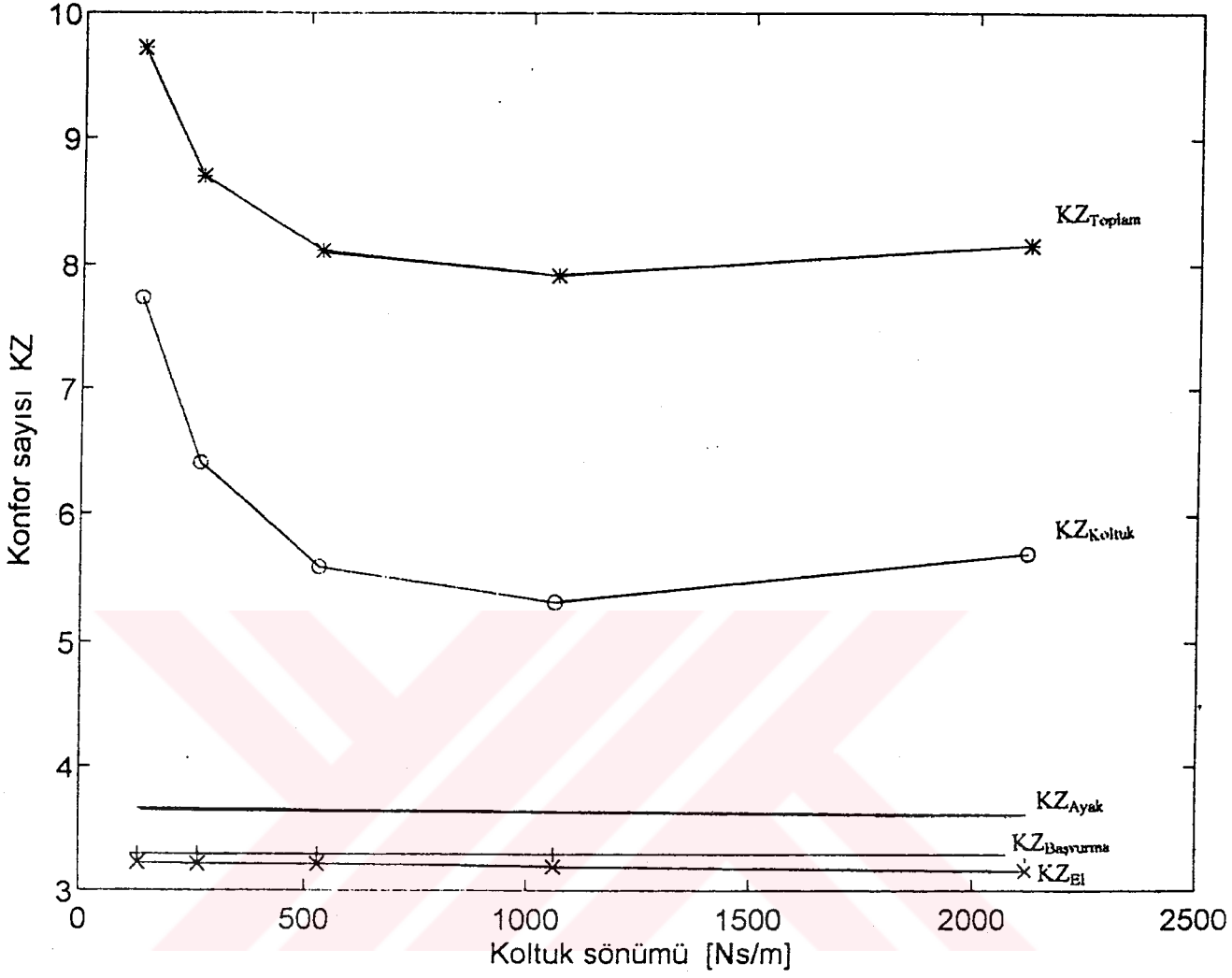
Şekil 5.8s Koltuk düşey titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_3 = 2120 \text{ Ns/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_k = 8,15$



Şekil 5.8t Ele gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_3 = 2120 \text{ Ns/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{el} = 3,16$



Şekil 5.8u Ayağa gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_3 = 2120 \text{ Ns/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{ayak} = 3,61$



Şekil 5.8 Koltuk sönümünün c_3 konfor üzerine etkisi
Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.

Tablo 5.4 Koltuk sönümünün c_3 değiştirilmesinde hesaplanan konfor sayıları

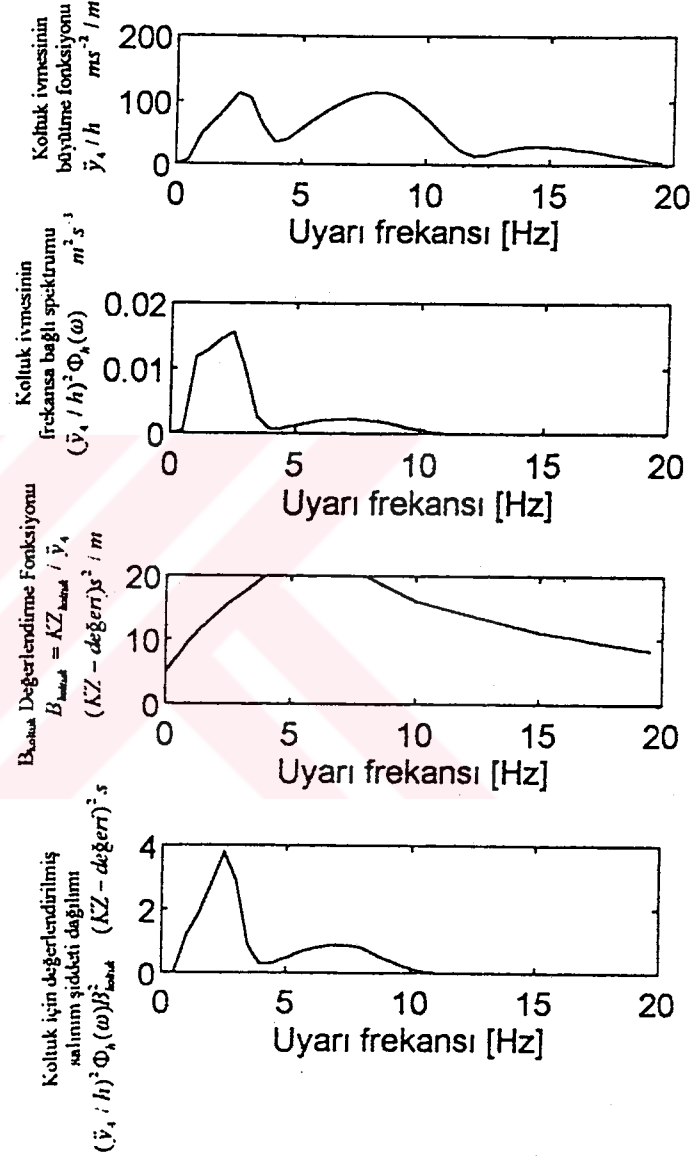
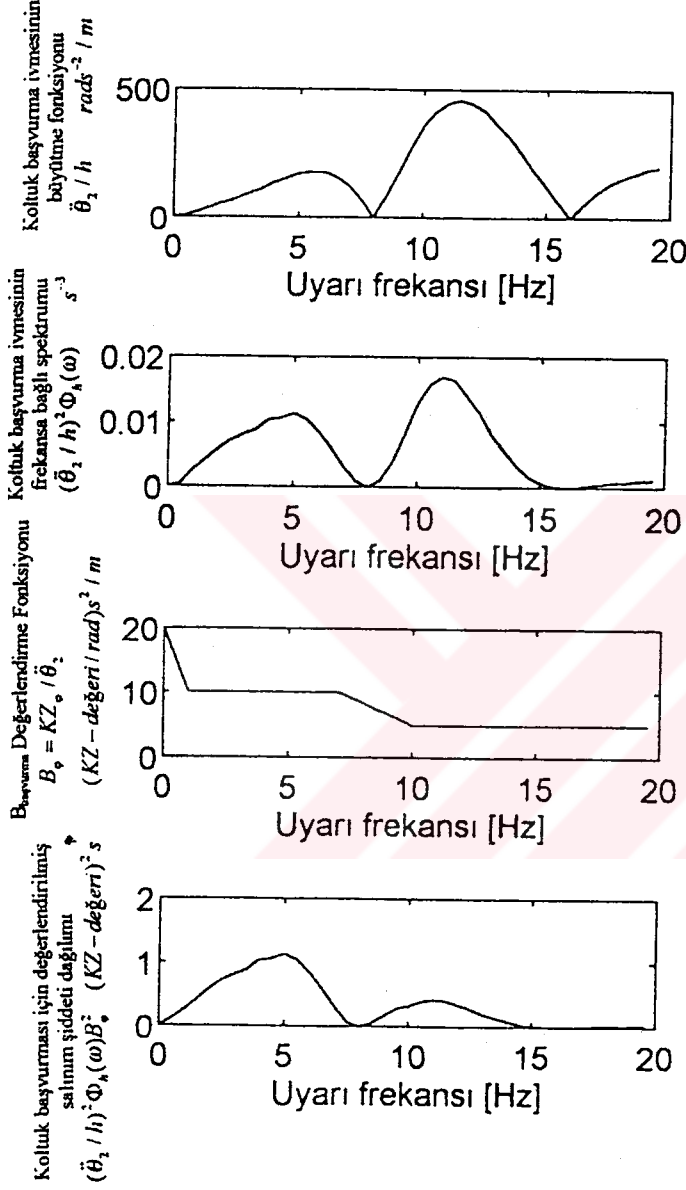
c_3 [Ns/m]	132,5	265	530	1060	2120
KZ _{el}	3,22	3,21	3,21	3,19	3,16
KZ _{ayak}	3,66	3,66	3,65	3,64	3,61
KZ _{koltuk}	7,73	6,41	5,59	5,31	5,70
KZ _{başvurma}	3,29	3,29	3,29	3,29	3,29
KZ _{toplam}	9,72	8,70	8,11	7,91	8,15

5.3.4 Koltuk sönümü

Örnek taşıt datasında koltuk sönümü 530 Ns/m olarak alınmış ve koltuk sönümü 132,5 Ns/m ile 2120 Ns/m arasında değiştirilerek elde edilen sonuçlar Şekil.5.8 de gösterilmiştir. Yumuşak sönümleyicide konfor azalmakta, sönümleme etkisi artırıldığında konfor önce artmakta, ancak belirli bir değerden sonra ise konfor tekrar azalmaya başlamaktadır. Örnekte konfor 1060 Ns/m de maksimum olmaktadır.

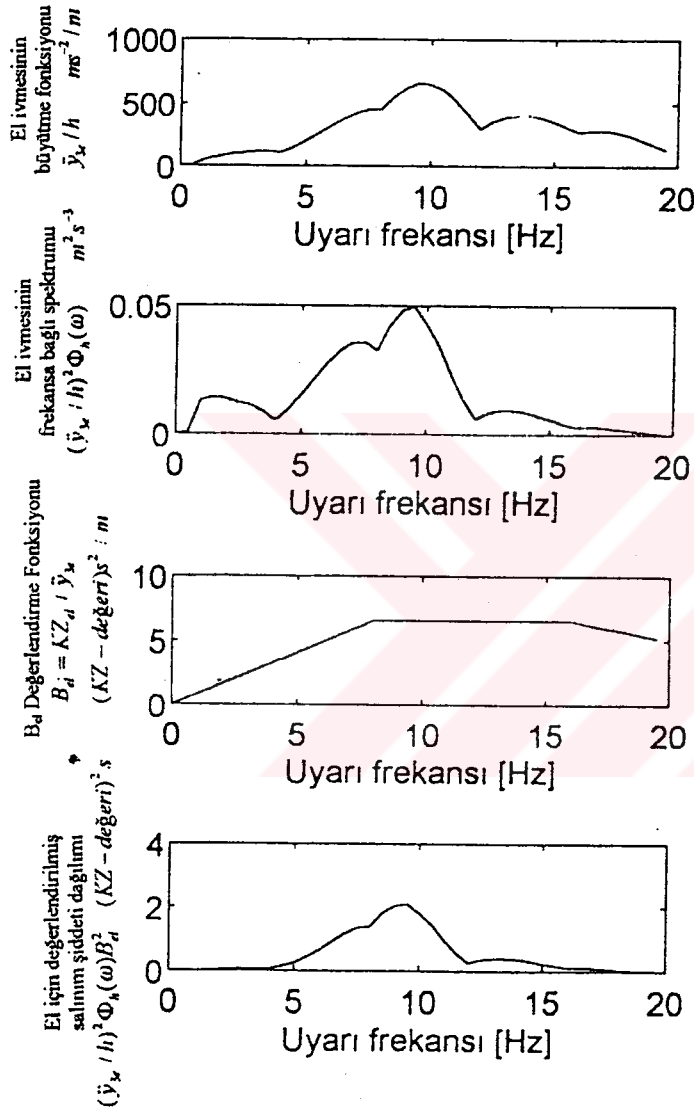
5.3.5 Ön ve arka asılış yay sertliği

Örnek taşıt datasında ön ve arka asılış yay sertliği 40410 N/m olarak alınmış ve ön ve arka asılış yay sertliği 10102,5 N/m ile 161640 N/m arasında değiştirilerek elde edilen sonuçlar Şekil.5.9 da gösterilmiştir. Eğrilerden görüldüğü üzere, yay sertliği artırıldığında konfor tüm bileşenlerinde kötüleşmektedir. Minimum değer en konforlu gözükmeye karşı kullanılacak yayın sertliği taşıtın tasarımı ile orantılı olup izin verilebilecek en küçük değer seçilmelidir.

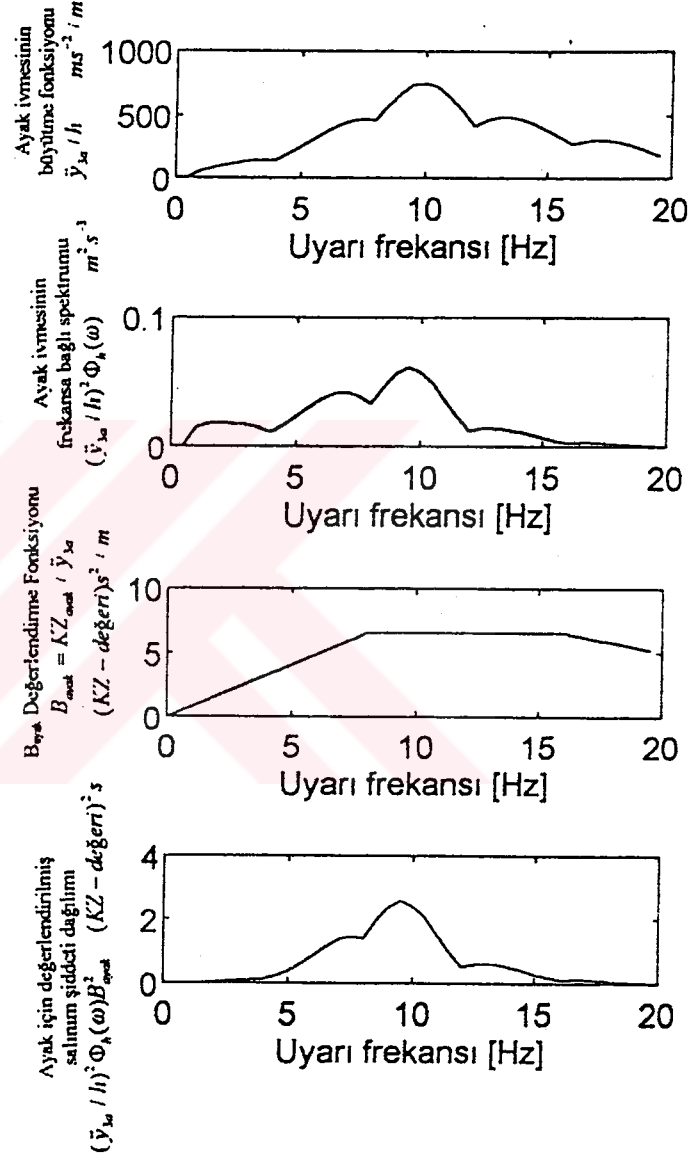


Şekil 5.9a Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_1 = k_2 = 10102,5 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_\phi = 2,56$

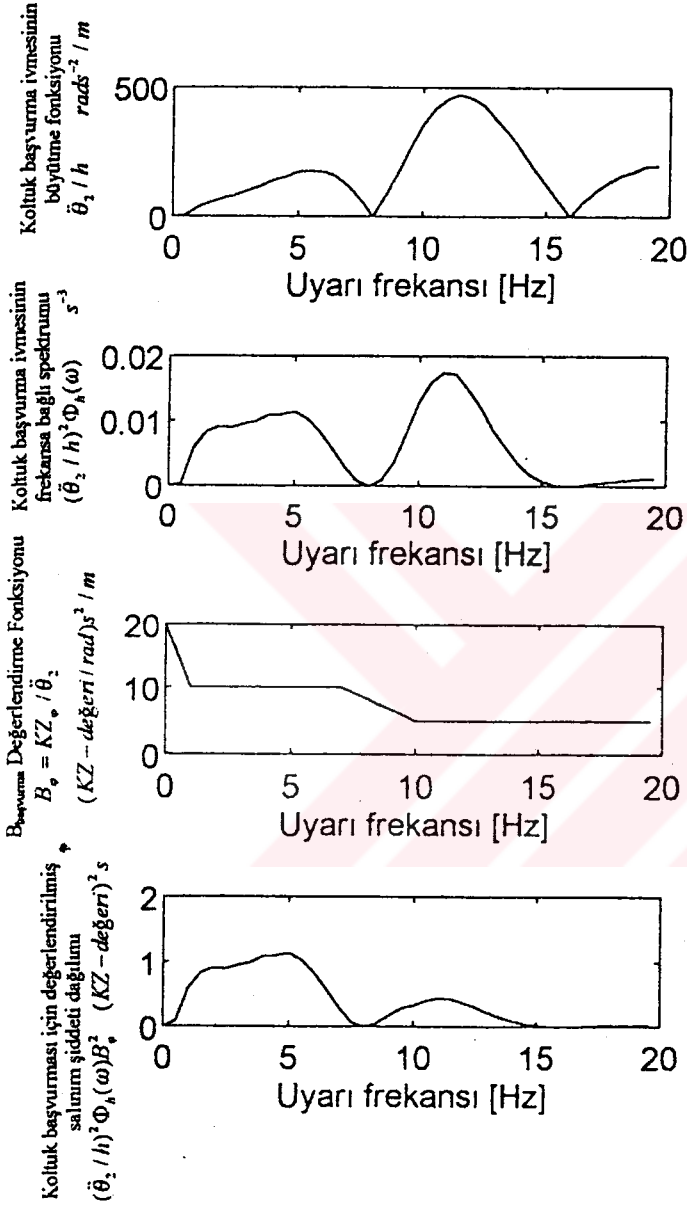
Şekil 5.9b Koltuk düşey titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_1 = k_2 = 10102,5 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_k = 3,23$



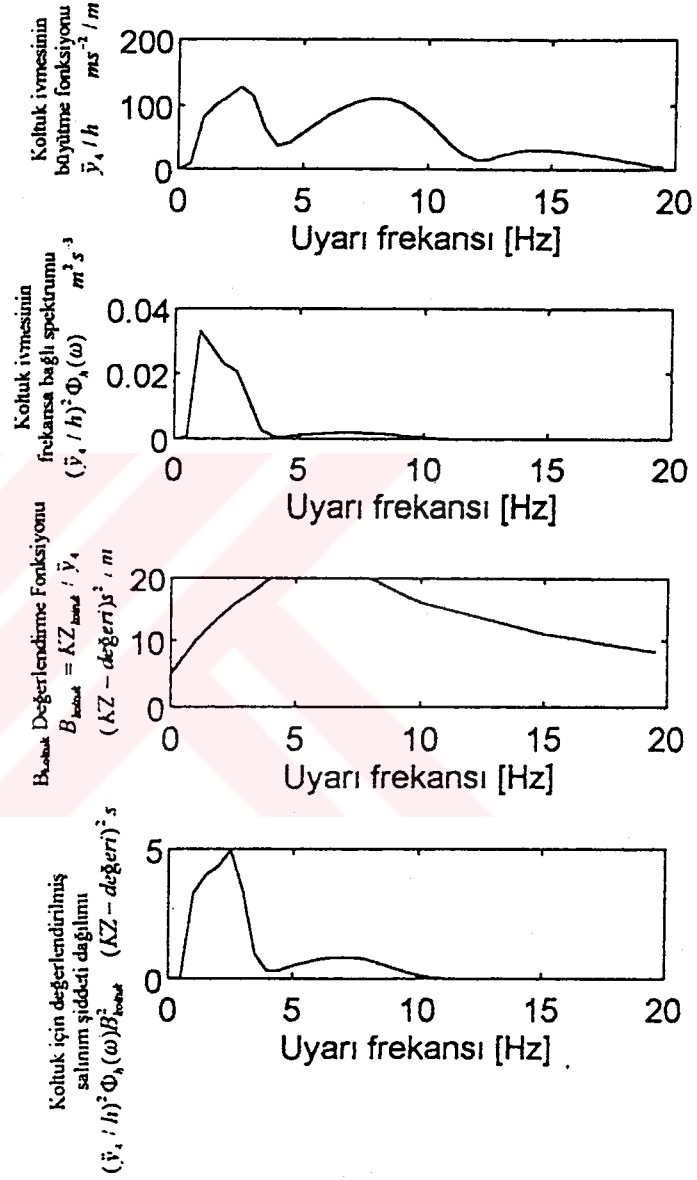
Şekil 5.9c Ele gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_1 = k_2 = 10102,5 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1. de verilmiştir.
 $KZ_{el} = 3,19$



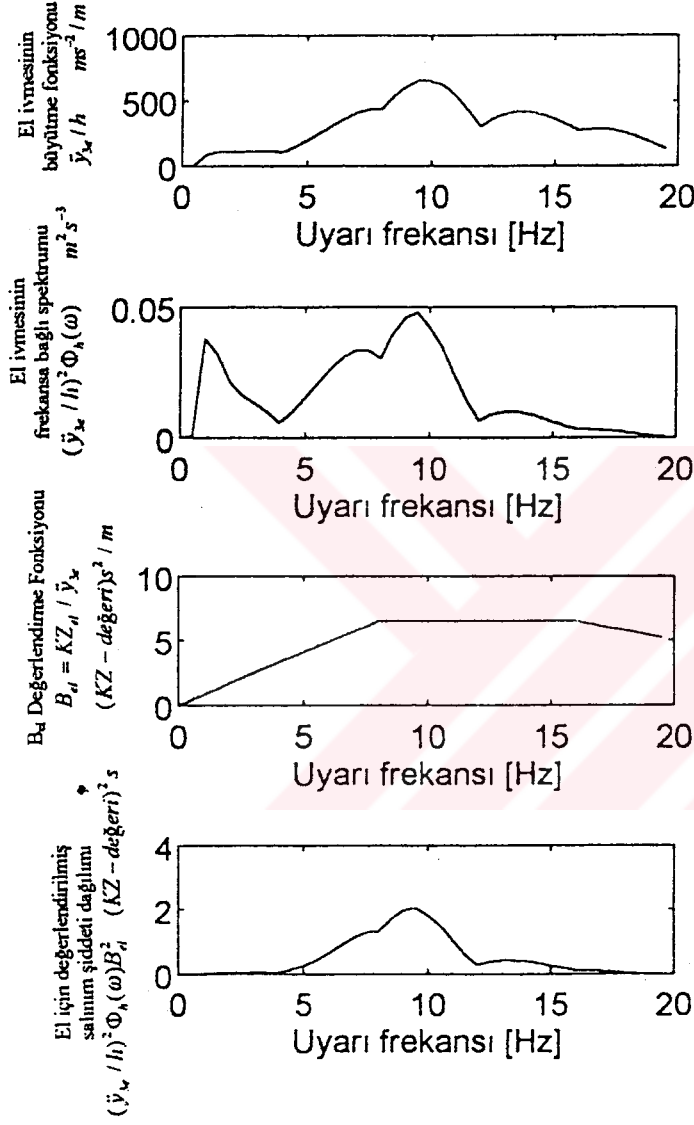
Şekil 5.9d Ayağa gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_1 = k_2 = 10102,5 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1. de verilmiştir.
 $KZ_{ayak} = 3,61$



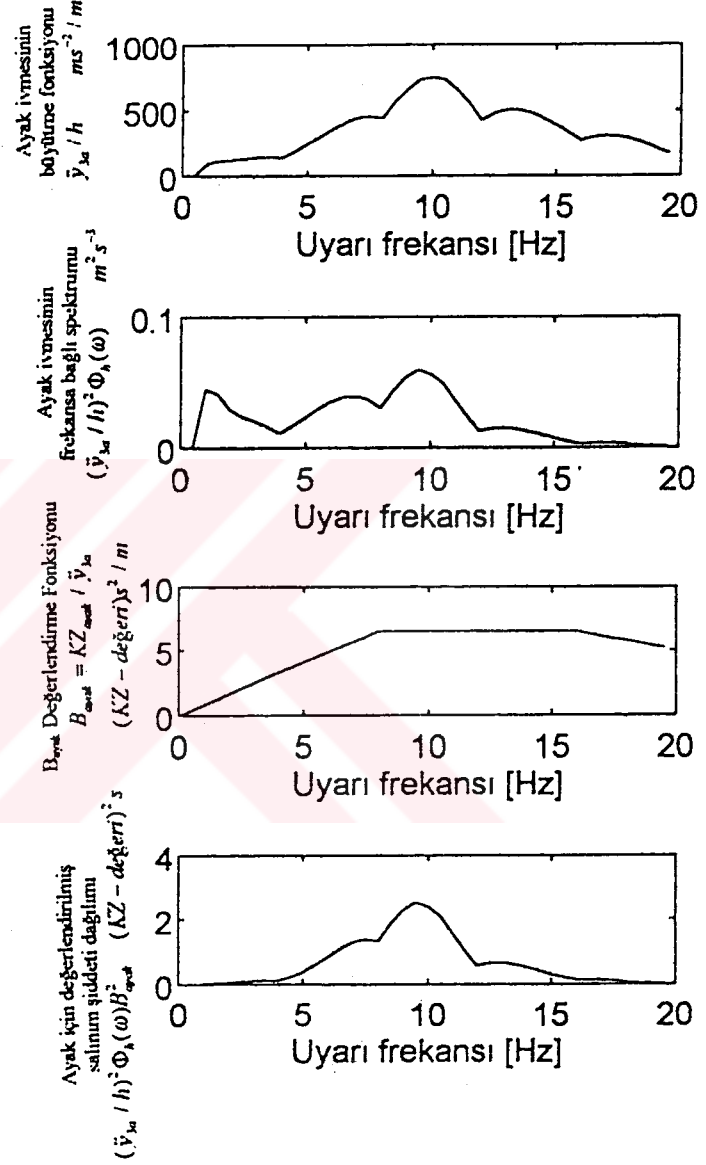
Şekil 5.9e Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_1 = k_2 = 20205 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $\text{KZ}_{\phi} = 2,71$



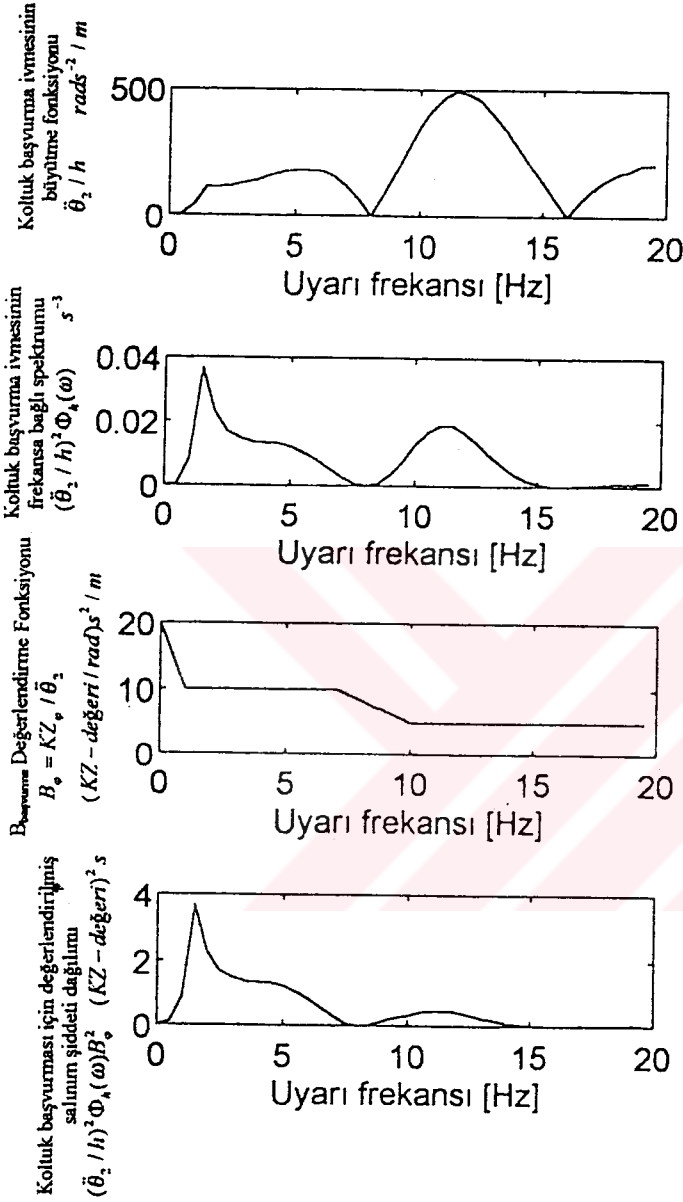
Şekil 5.9f Koltuk düşey titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_1 = k_2 = 20205 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $\text{KZ}_k = 3,76$



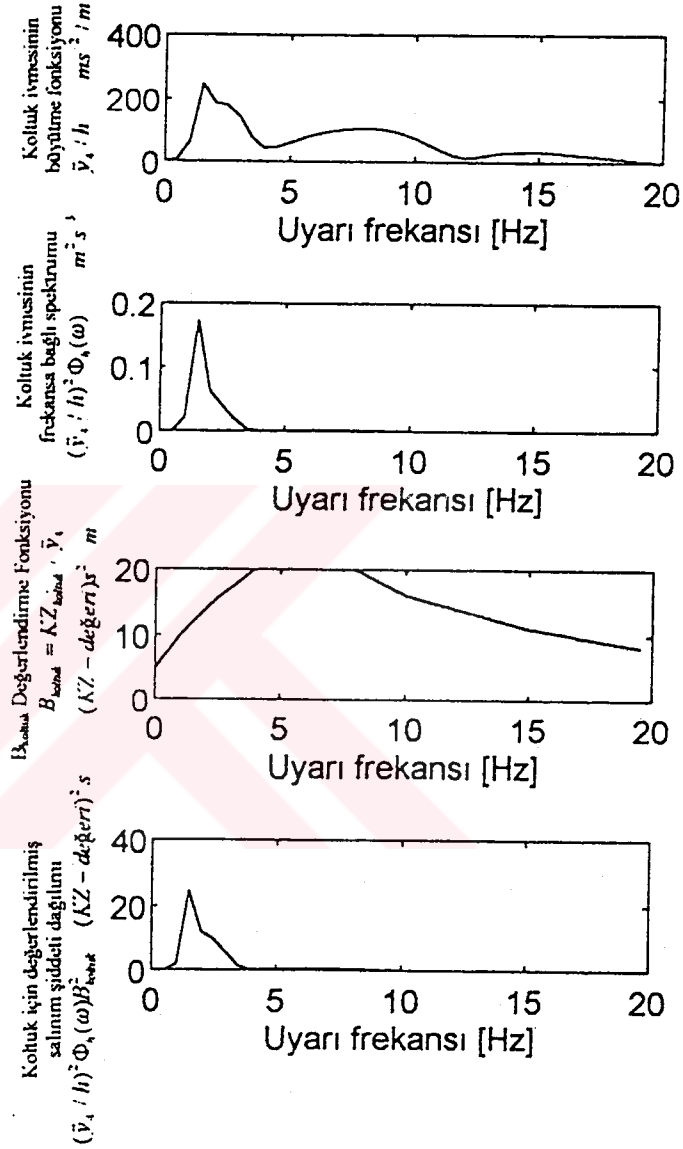
Şekil 5.9g Ele gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_1 = k_2 = 20205 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{el} = 3,17$



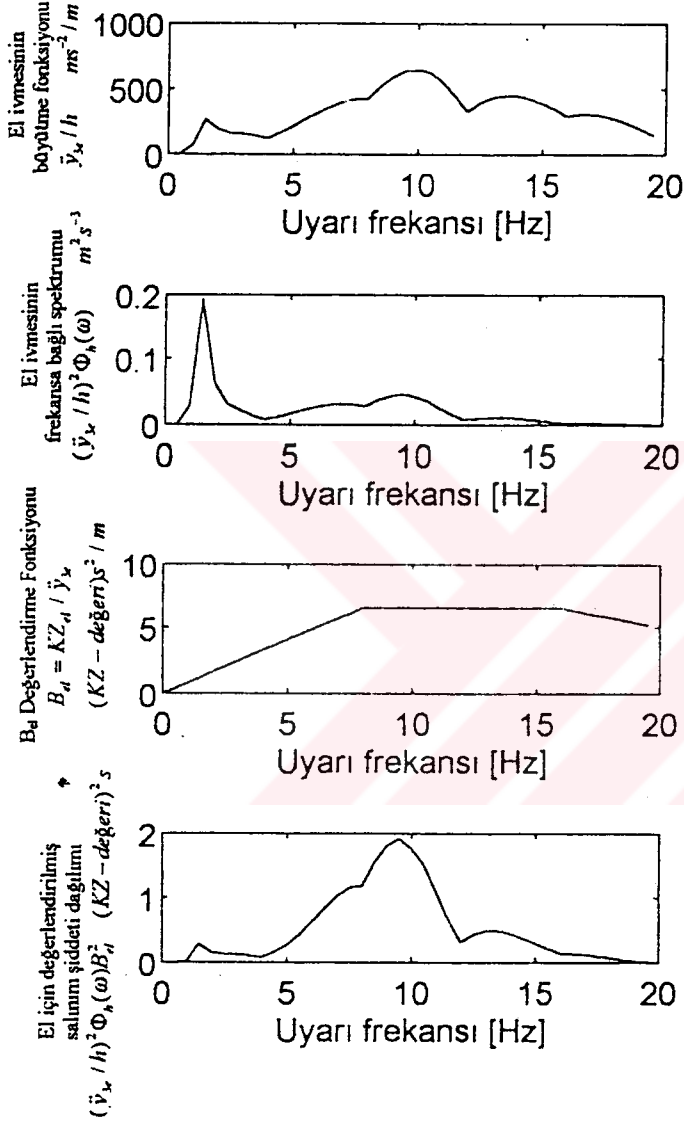
Şekil 5.9h Ayağa gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_1 = k_2 = 20205 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{ayak} = 3,60$



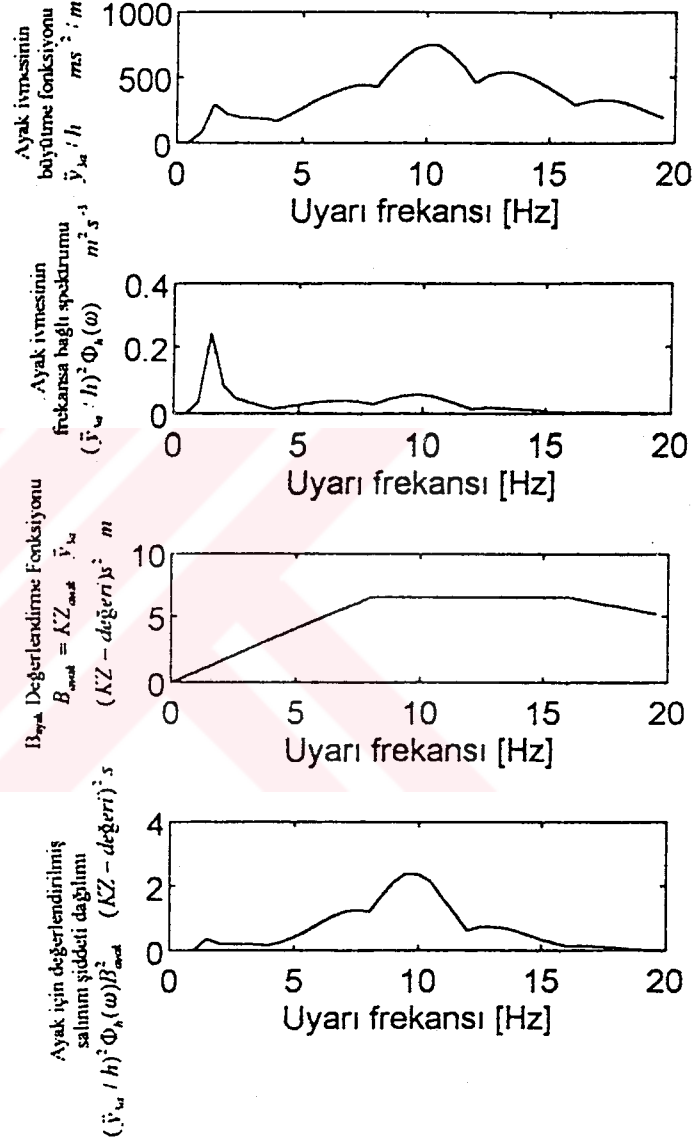
Şekil 5.9i Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_1 = k_2 = 40410 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_\phi = 3,29$



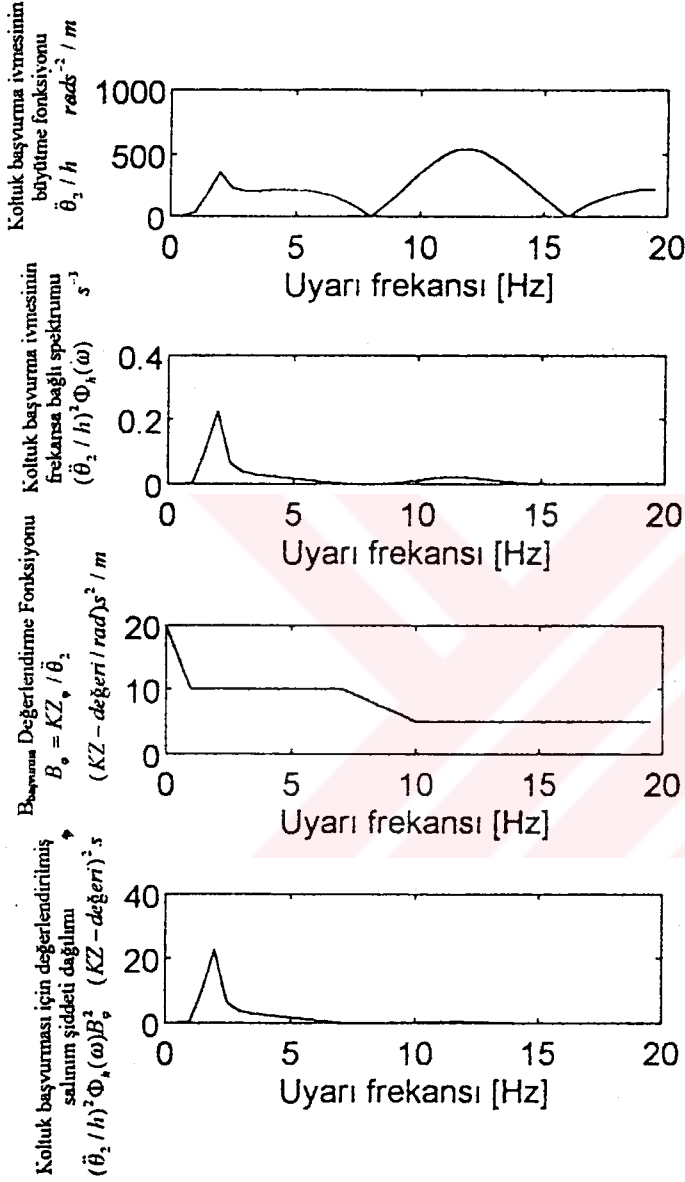
Şekil 5.9j Koltuk düşey titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_1 = k_2 = 40410 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_k = 5,59$



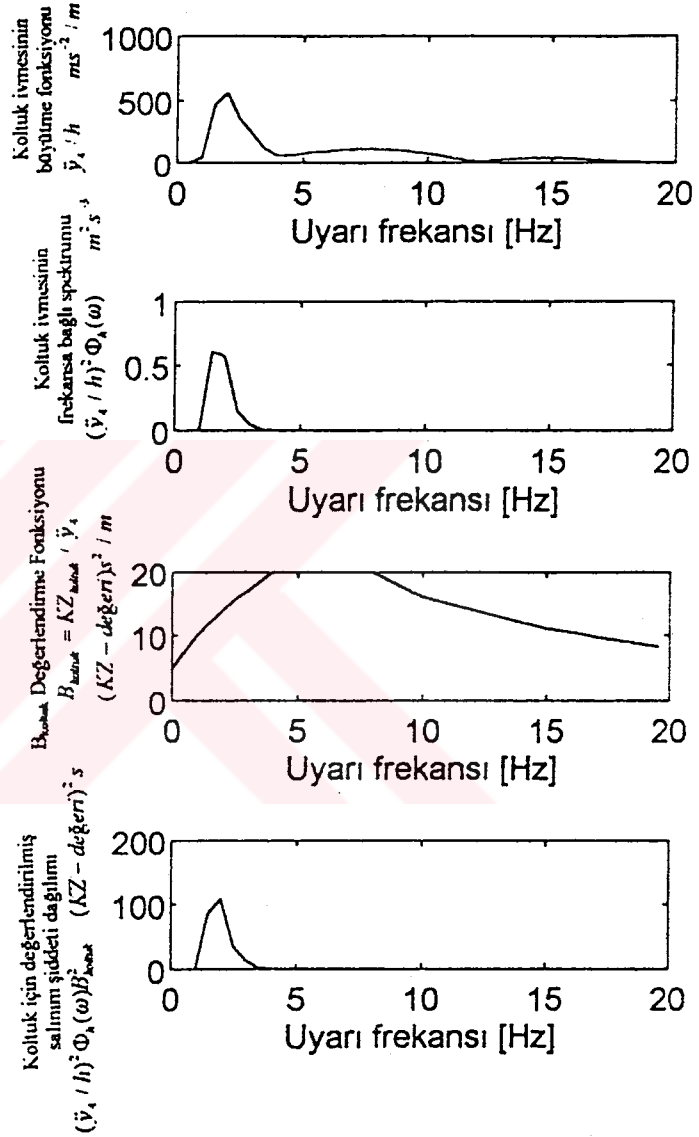
Şekil 5.9k Ele gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_1 = k_2 = 40410 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{el} = 3,21$



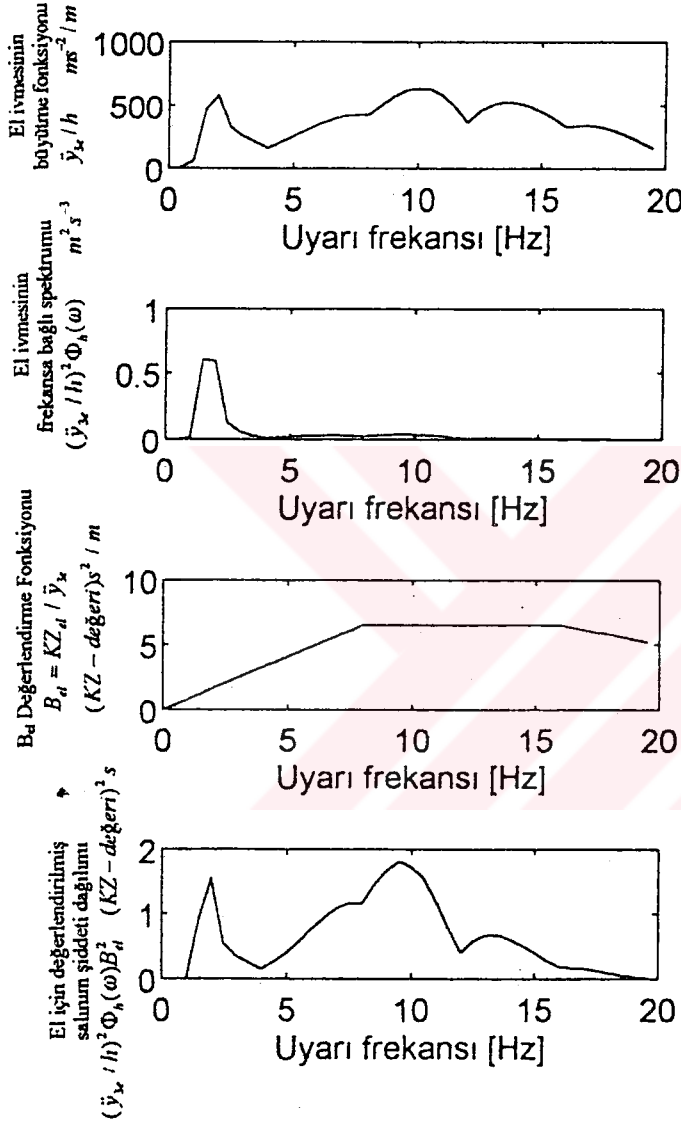
Şekil 5.9l Ayağa gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_1 = k_2 = 40410 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{ayak} = 3,65$



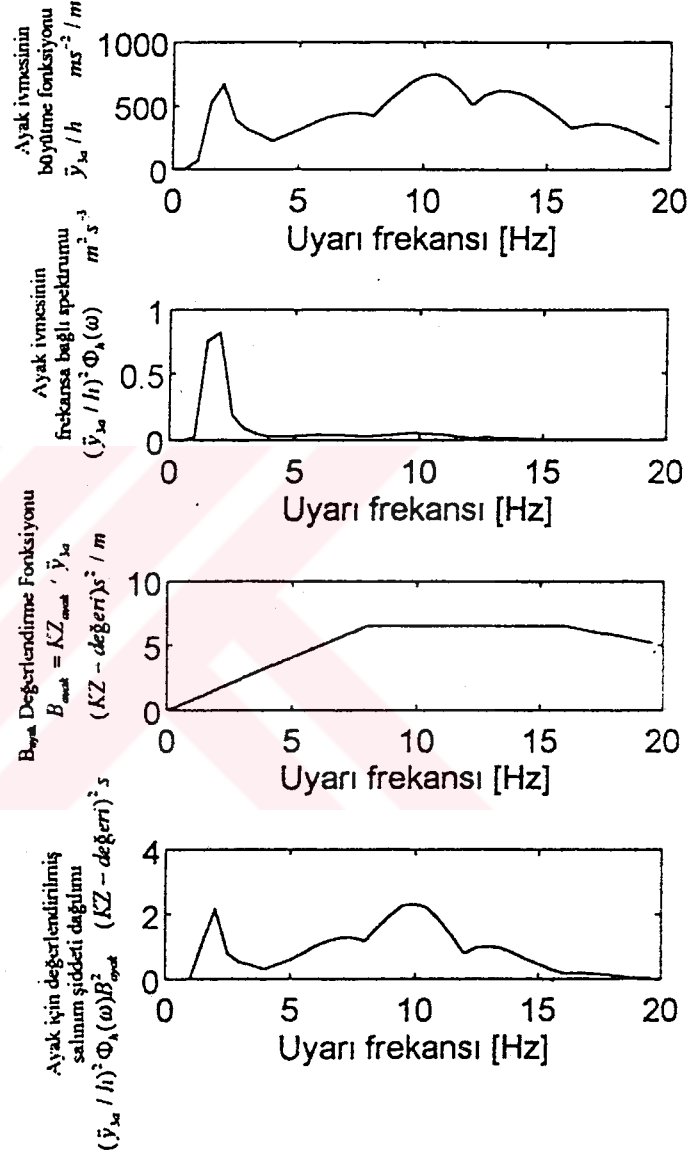
Şekil 5.9m Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_1 = k_2 = 80820 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_\phi = 5,49$



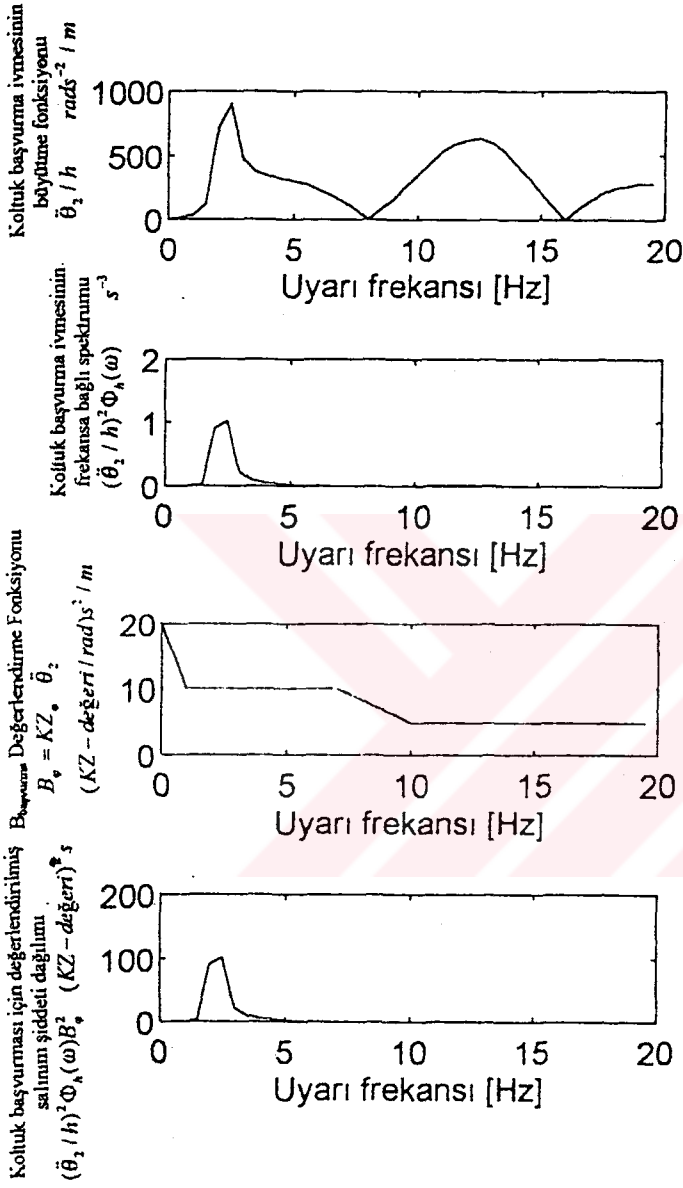
Şekil 5.9n Koltuk düşey titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_1 = k_2 = 80820 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_k = 11,36$



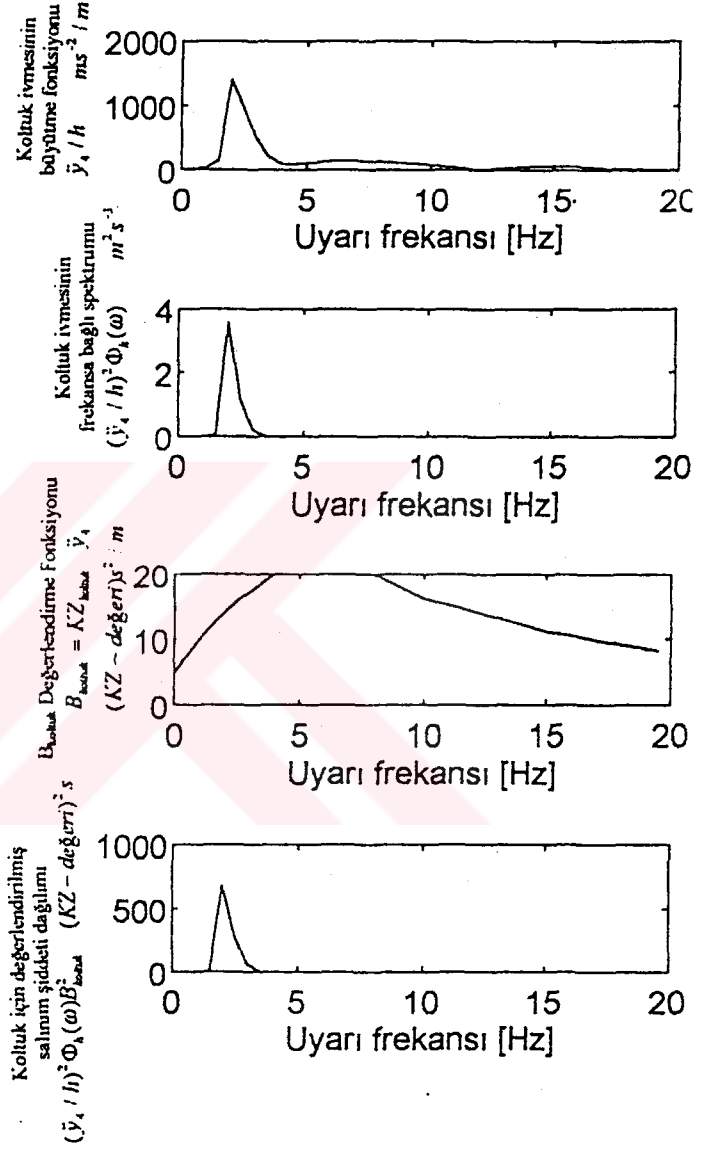
Şekil 5.9o Ele gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_1 = k_2 = 80820 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{el} = 3,54$



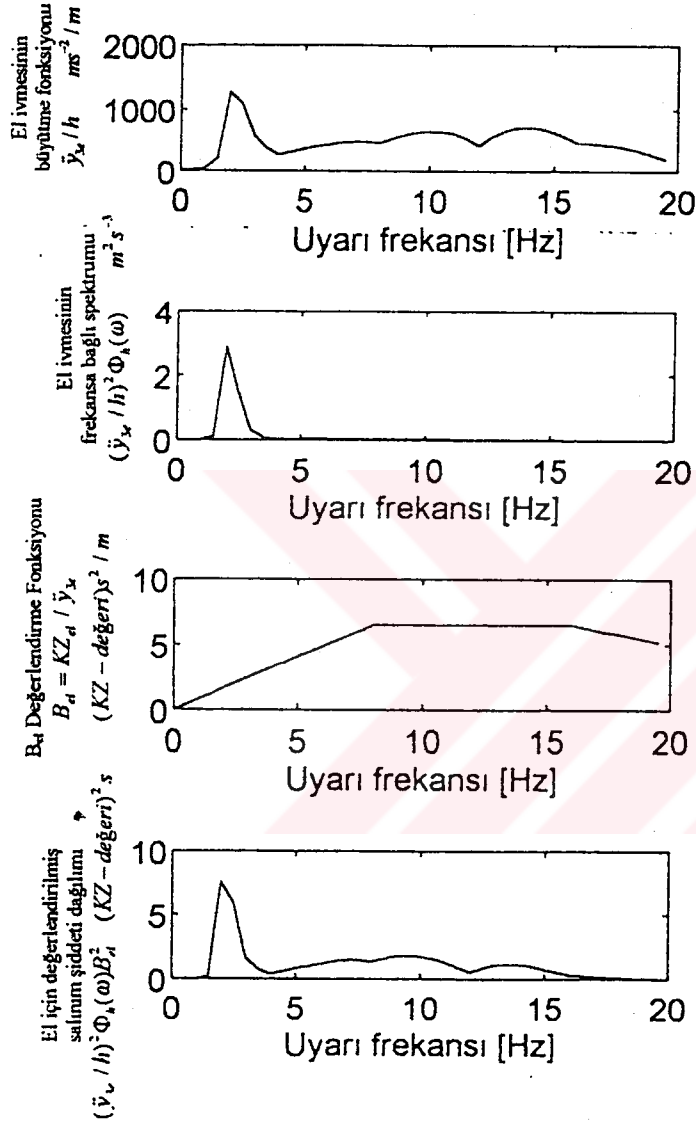
Şekil 5.9p Ayağa gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_1 = k_2 = 80820 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{ayak} = 4,08$



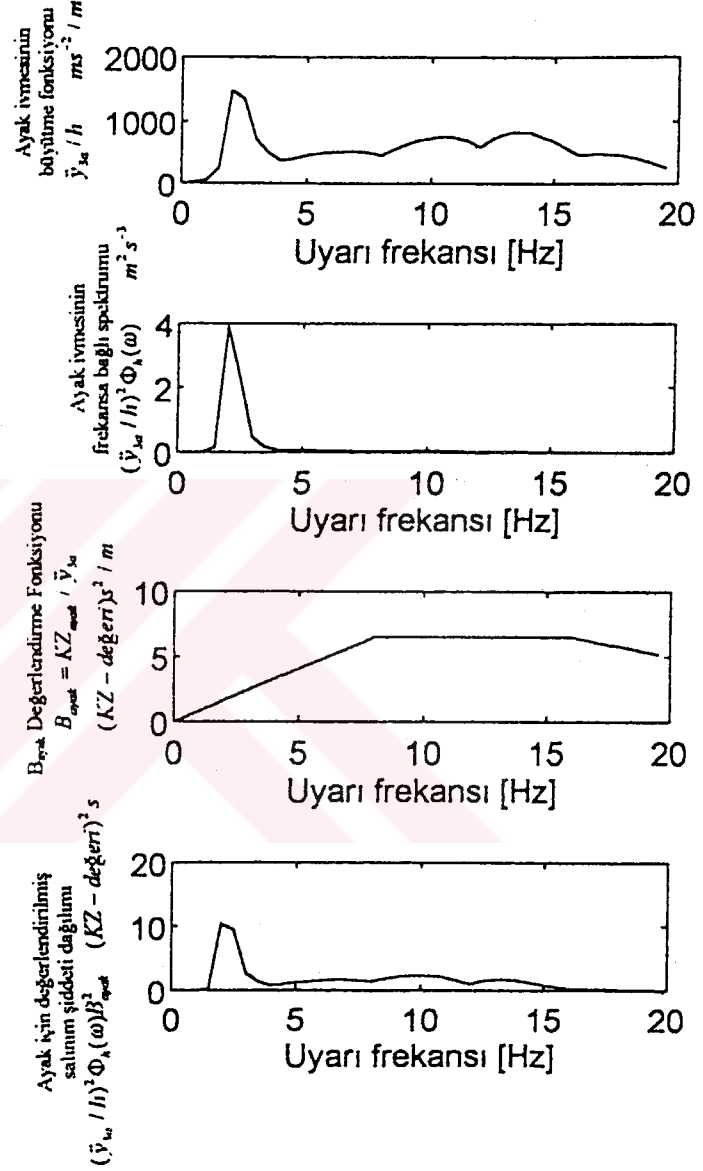
Şekil 5.9r Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_1 = k_2 = 161640 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_\varphi = 11,23$



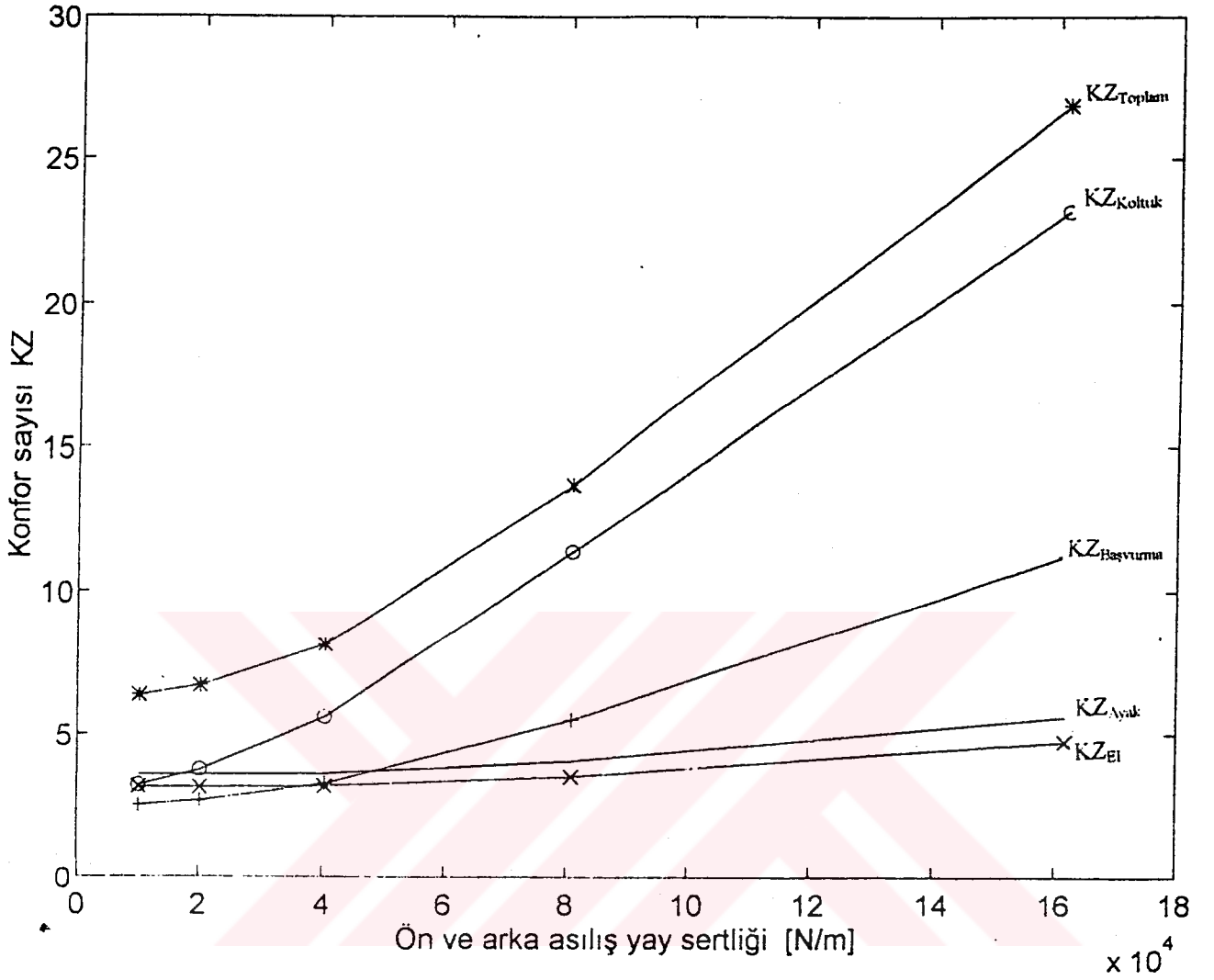
Şekil 5.9s Koltuk düşey titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_1 = k_2 = 161640 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_k = 23,18$



Şekil 5.9t Ele gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_1 = k_2 = 161640 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{el} = 4,76$



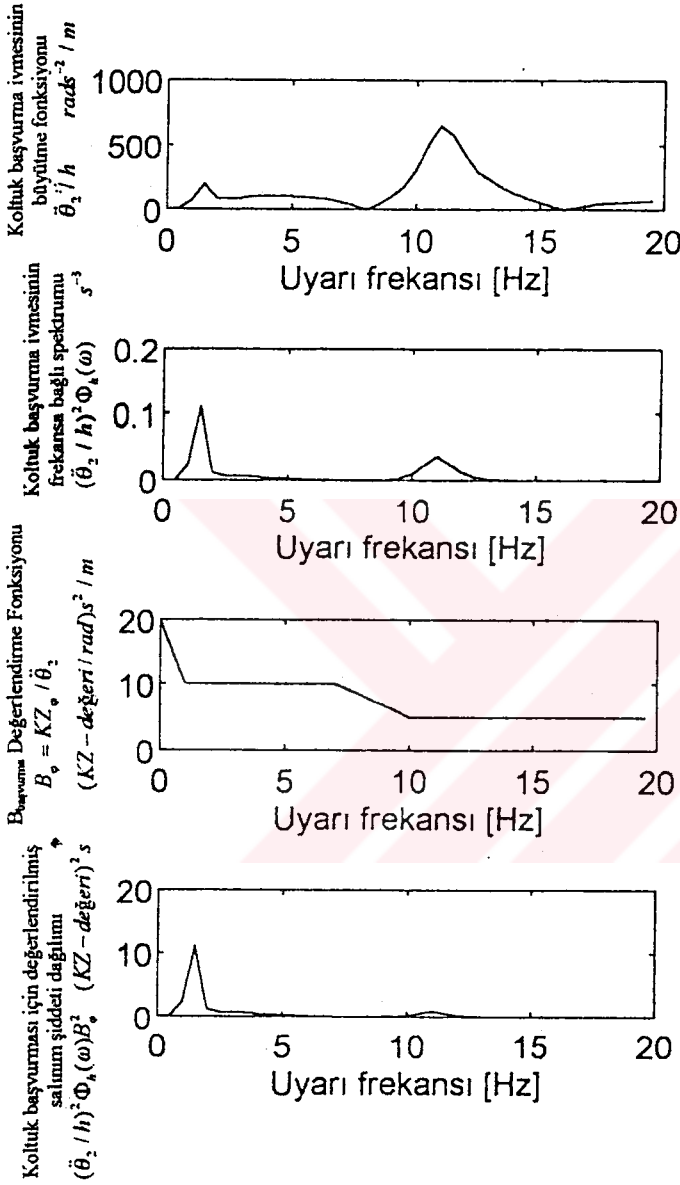
Şekil 5.9u Ayağa gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $k_1 = k_2 = 161640 \text{ N/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{ayak} = 5,59$



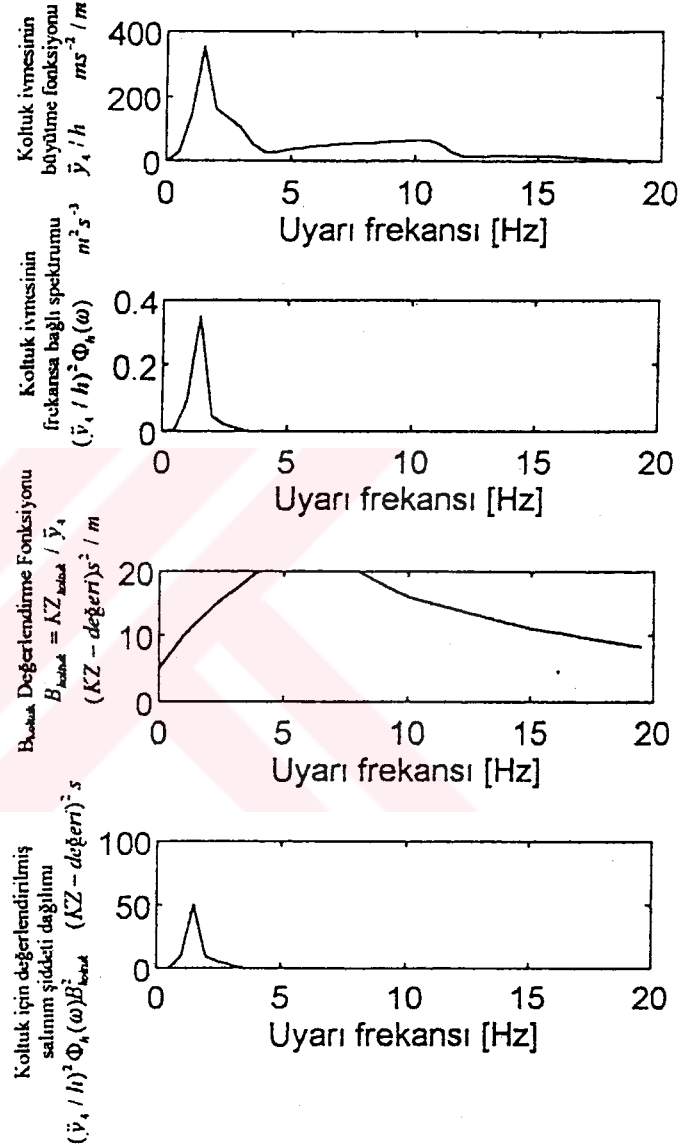
Şekil 5.9 Ön ve arka asılış yay sertliğinin $k_1 = k_2$ konfor üzerine etkisi
Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.

Tablo 5.5 Ön ve arka asılış yay sertliğinin $k_1 = k_2$ değiştirilmesinde hesaplanan konfor sayıları

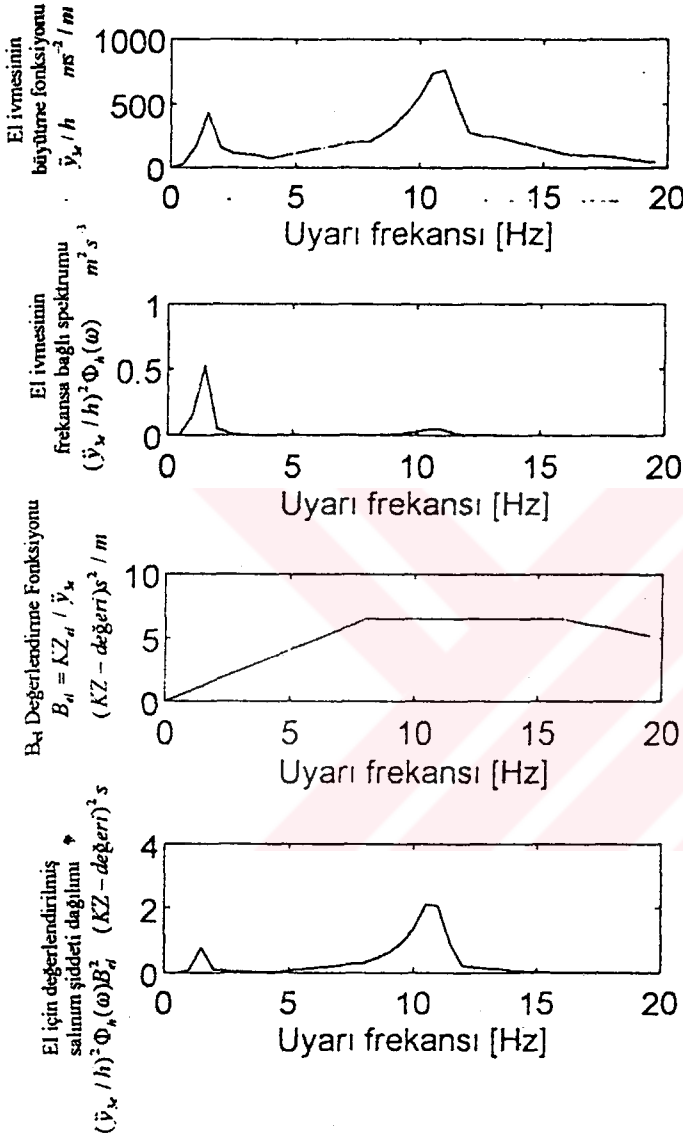
$k_1 = k_2$ [N/m]	10102,5	20205	40410	80820	161640
KZ _{el}	3,19	3,17	3,21	3,54	4,76
KZ _{ayak}	3,61	3,60	3,65	4,08	5,59
KZ _{koltuk}	3,23	3,76	5,59	11,36	23,18
KZ _{başvurma}	2,56	2,71	3,29	5,49	11,23
KZ _{toplam}	6,34	6,67	8,11	13,73	26,78



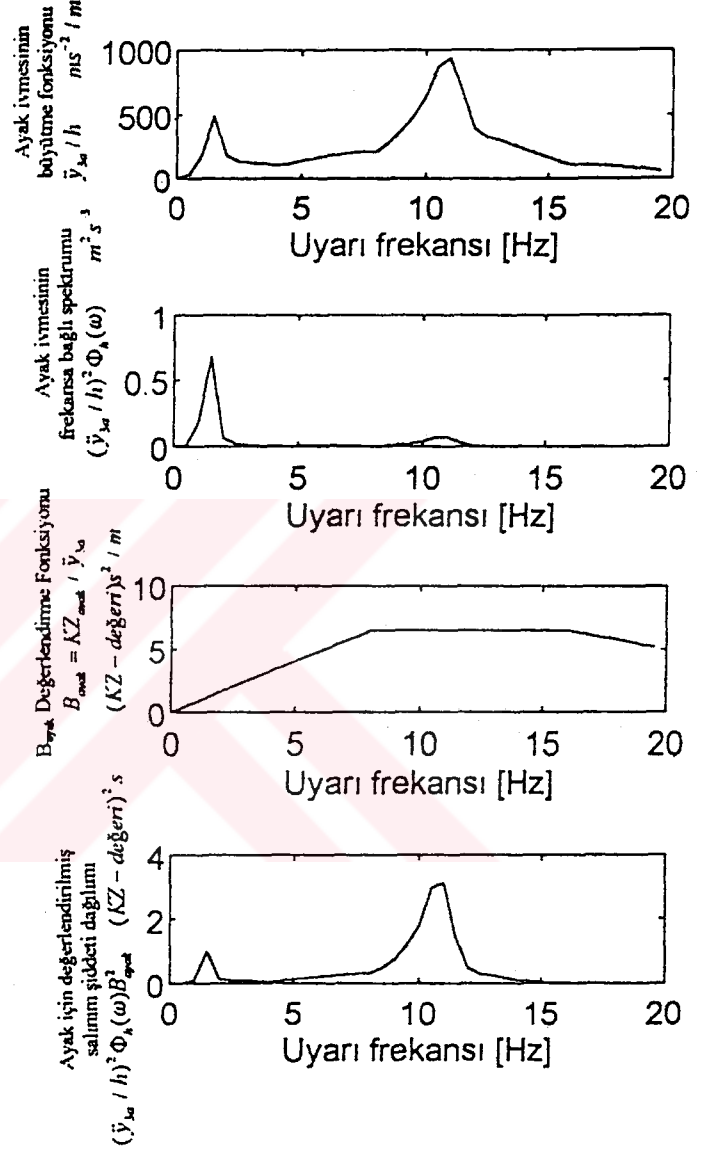
Şekil 5.10a Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_1 = c_2 = 570 \text{ Ns/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_\phi = 3,34$



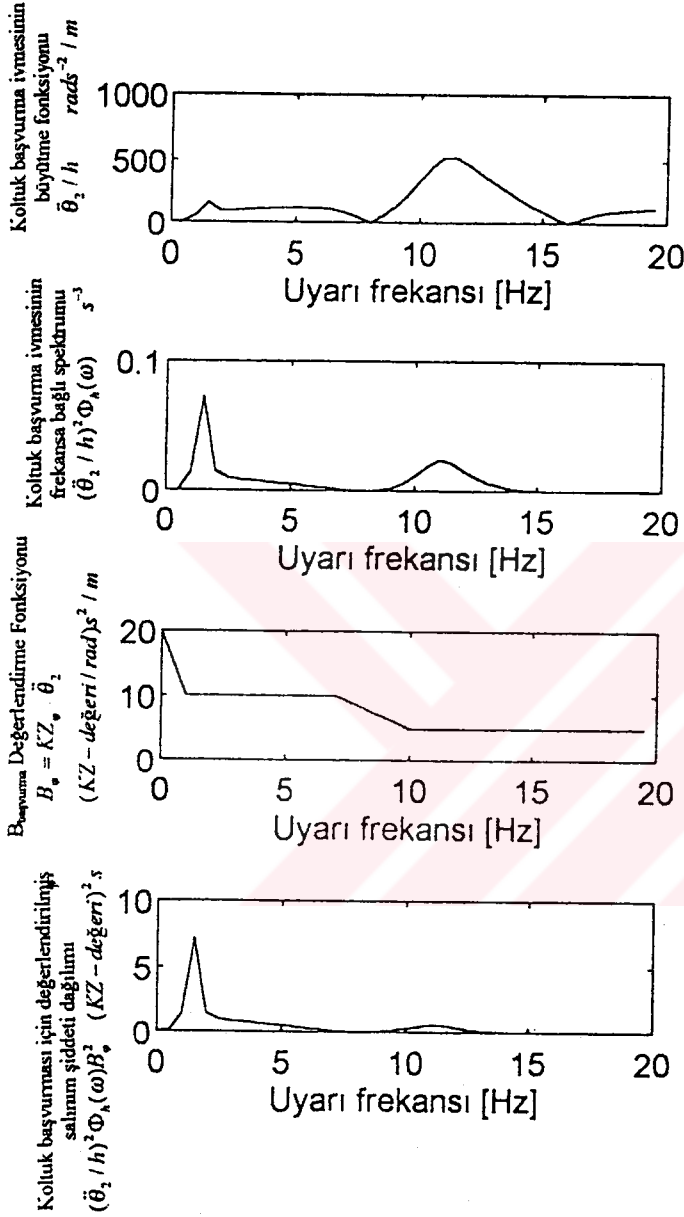
Şekil 5.10b Koltuk düşey titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_1 = c_2 = 570 \text{ Ns/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_k = 6,34$



Şekil 5.10c Ele gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_1 = c_2 = 570 \text{ Ns/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{el} = 2,46$

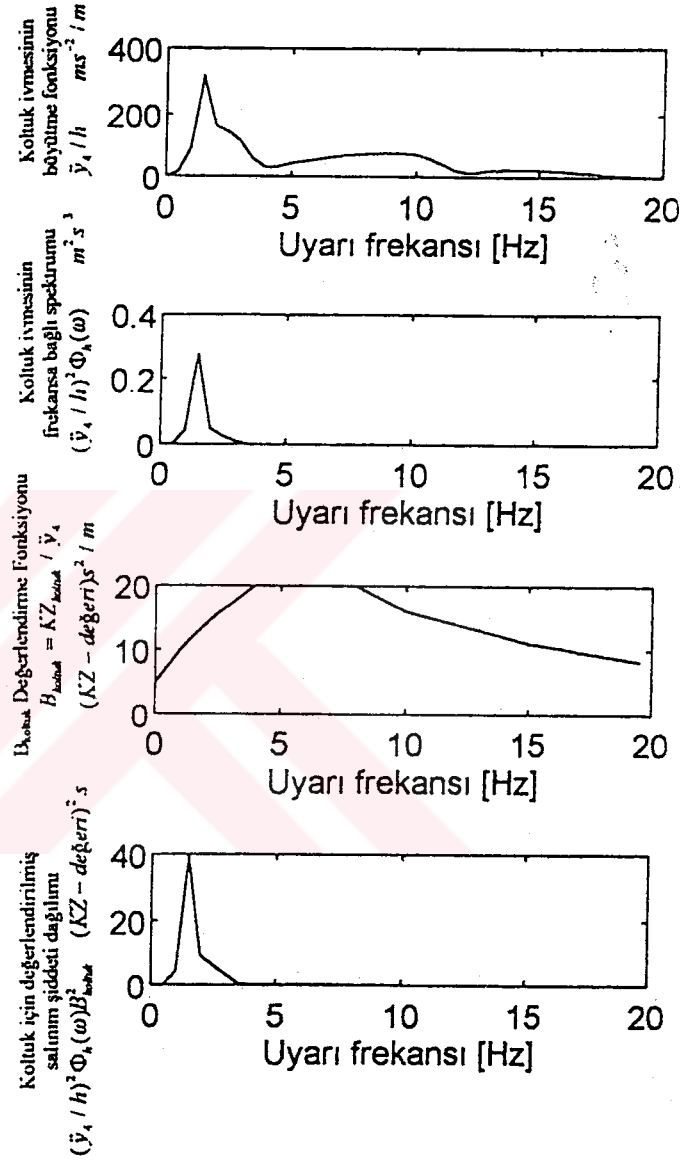


Şekil 5.10d Ayağa gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_1 = c_2 = 570 \text{ Ns/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{ayak} = 2,90$



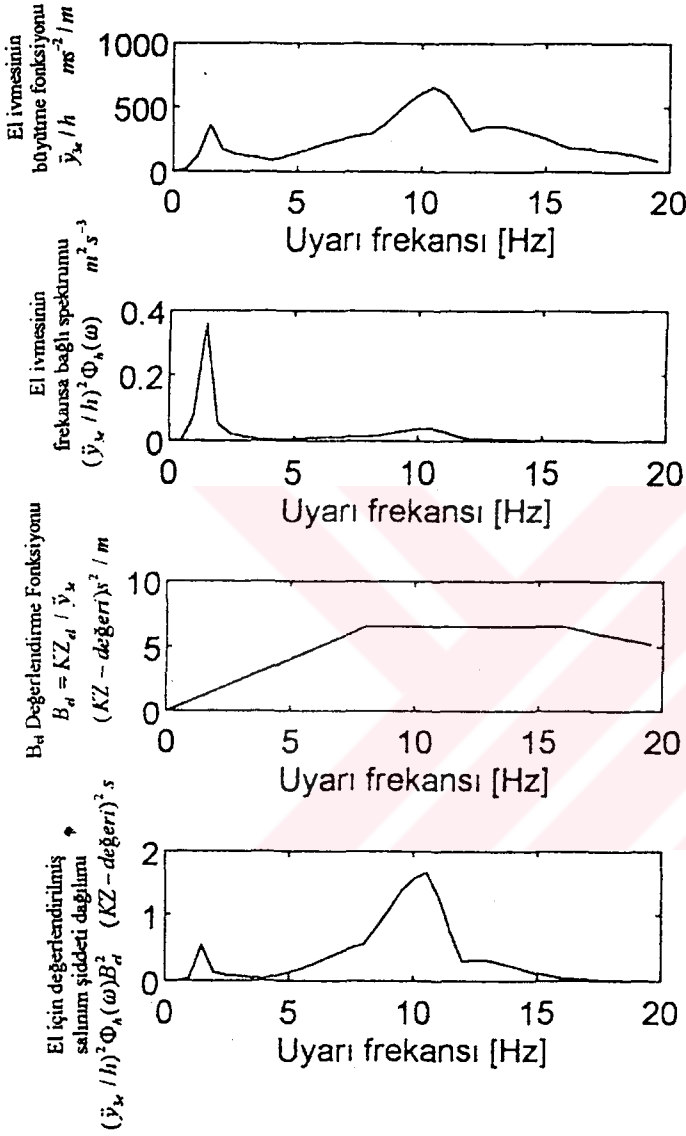
Şekil 5.10e Koltuk baş vurma titreşimlerinin

$\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_1 = c_2 = 1140 \text{ Ns/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{\varphi} = 3,08$

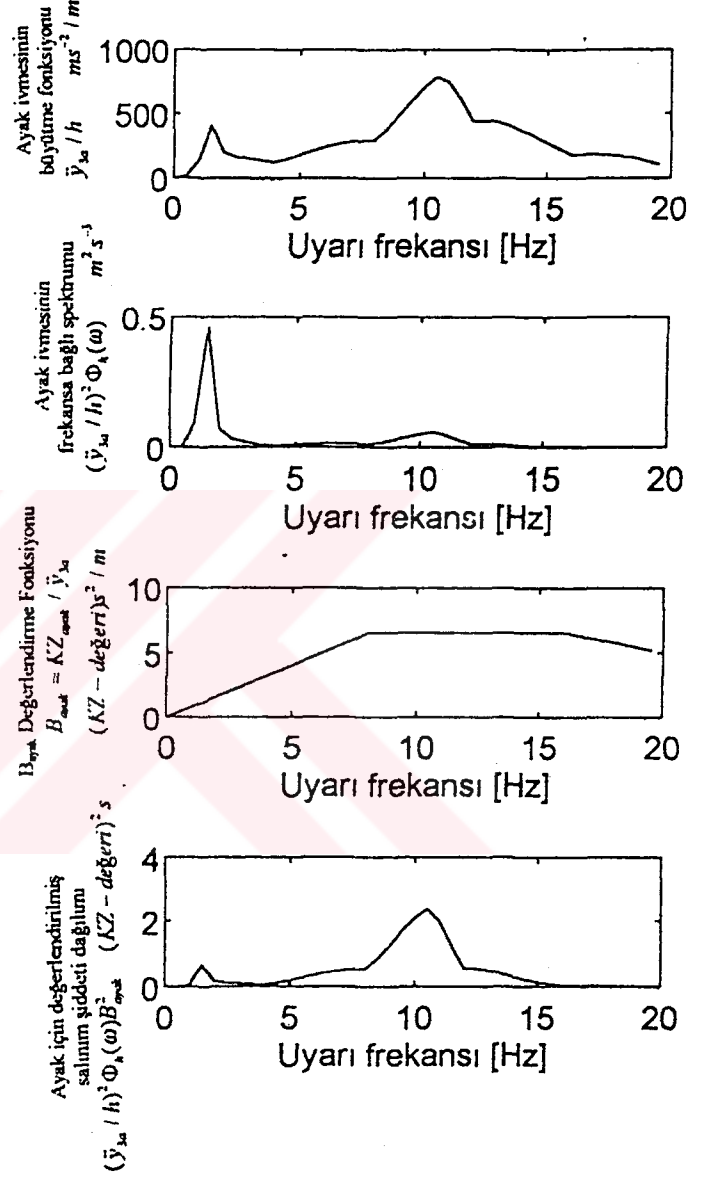


Şekil 5.10f Koltuk düşey titreşimlerinin

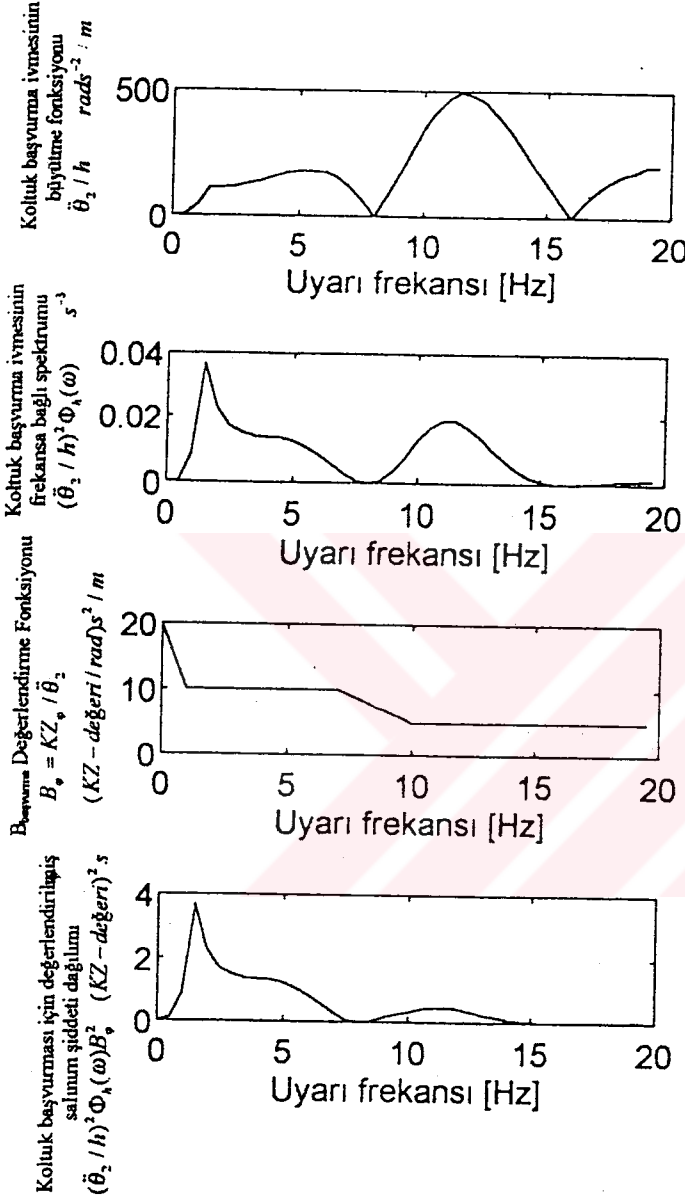
$\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_1 = c_2 = 1140 \text{ Ns/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_k = 5,81$



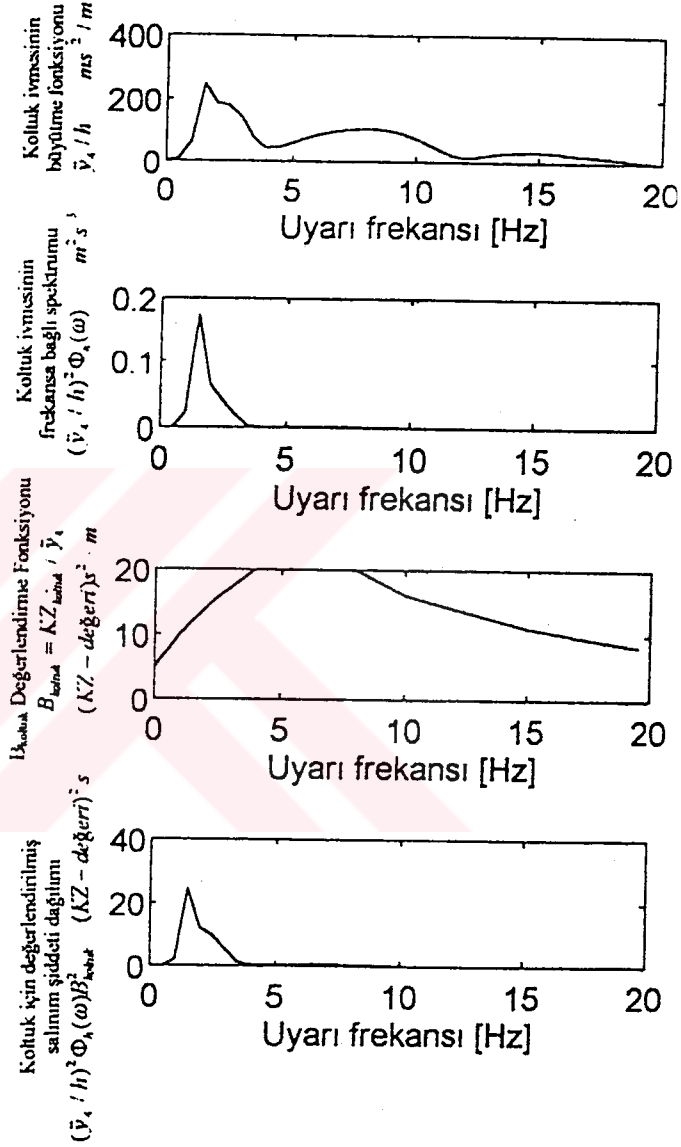
Şekil 5.10g Ele gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_1 = c_2 = 1140 \text{ Ns/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{el} = 2,65$



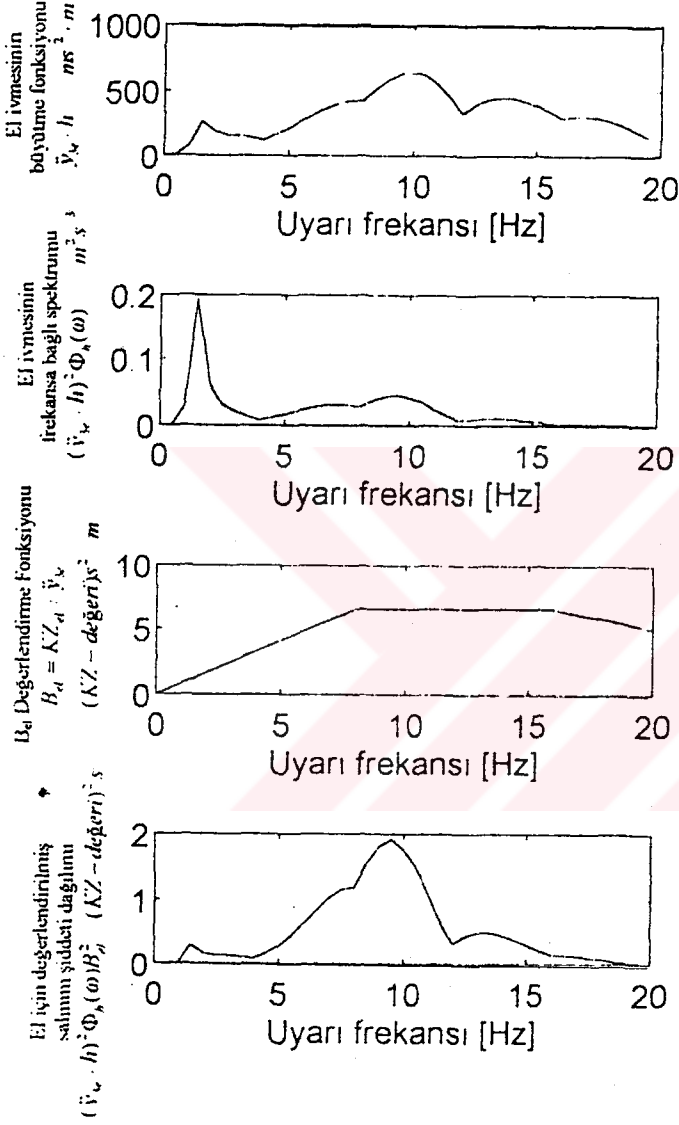
Şekil 5.10h Ayağa gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_1 = c_2 = 1140 \text{ Ns/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{ayak} = 3,07$



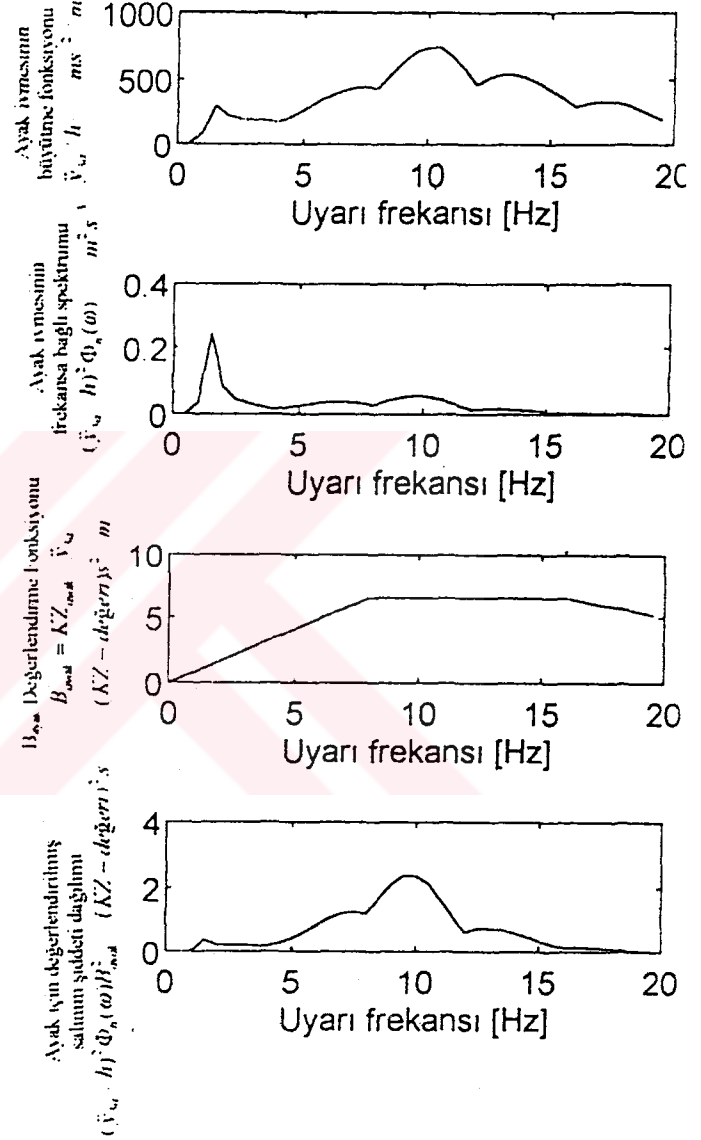
Şekil 5.10i Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_1 = c_2 = 2280 \text{ Ns/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_\varphi = 3,29$



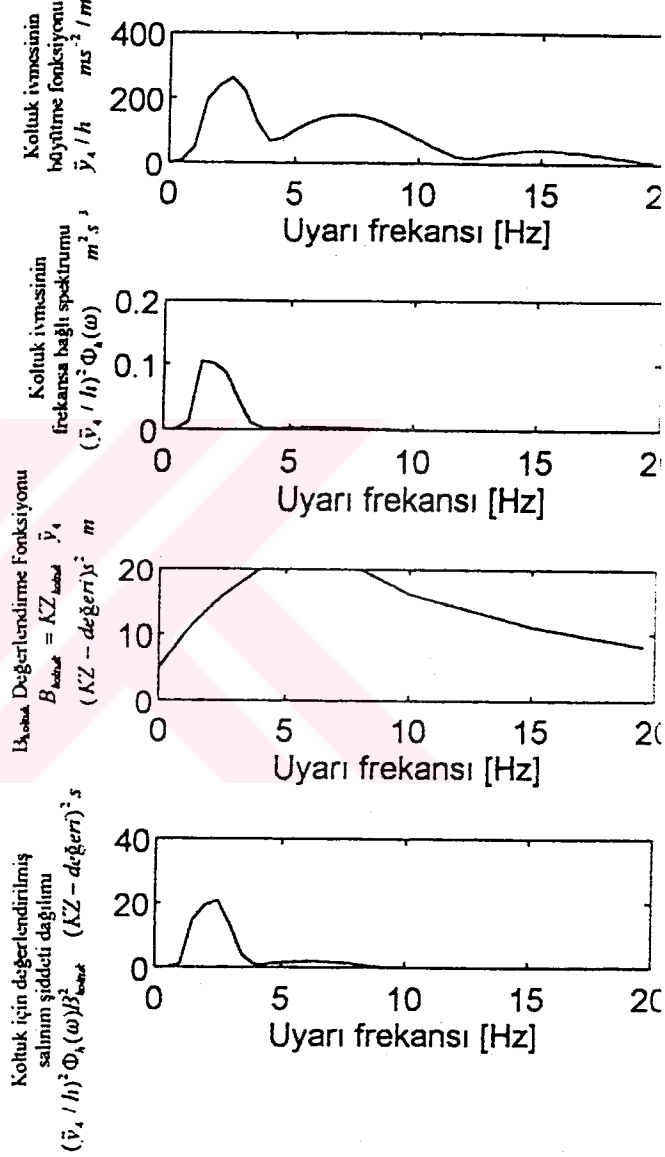
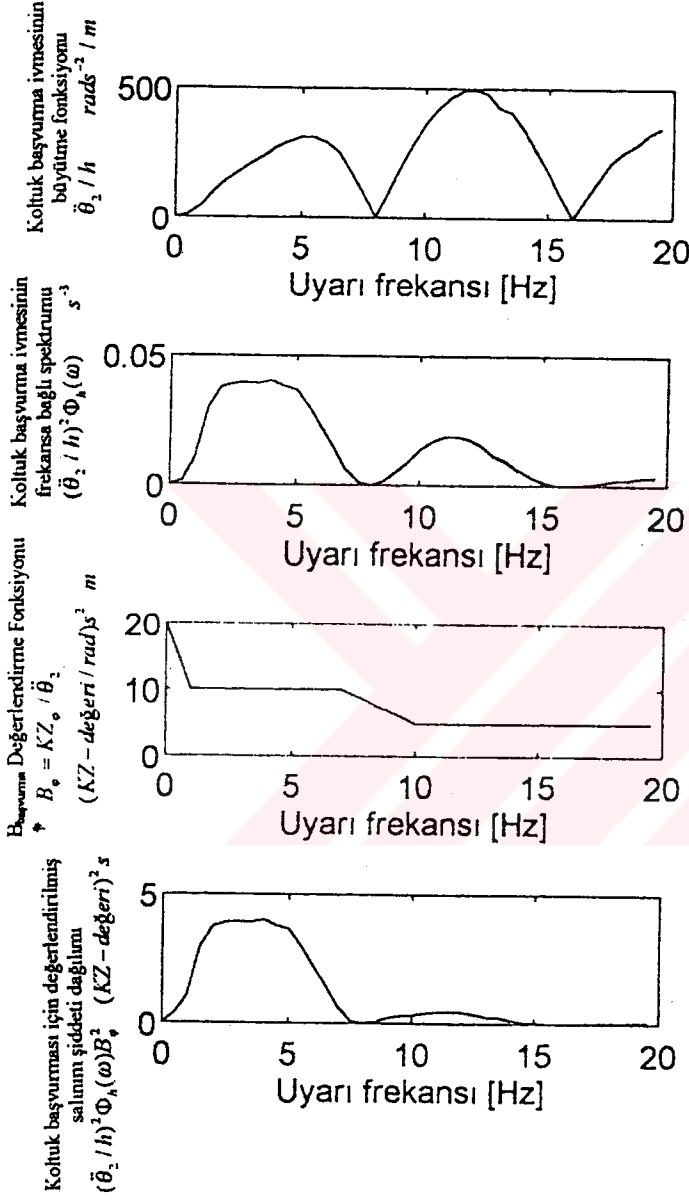
Şekil 5.10j Koltuk düşey titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_1 = c_2 = 2280 \text{ Ns/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_k = 5,59$



Şekil 5.10k Ele gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_1 = c_2 = 2280 \text{ Ns/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{el} = 3,21$



Şekil 5.10l Ayağa gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_1 = c_2 = 2280 \text{ Ns/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{ayak} = 3,65$



Şekil 5.10m Koltuk baş vurma titreşimlerinin

 $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_1 = c_2 = 4560 \text{ Ns/m}$

Örnek taşıtın diğer dataları

Tablo 5.1 de verilmiştir.

 $KZ_{\phi} = 4,63$

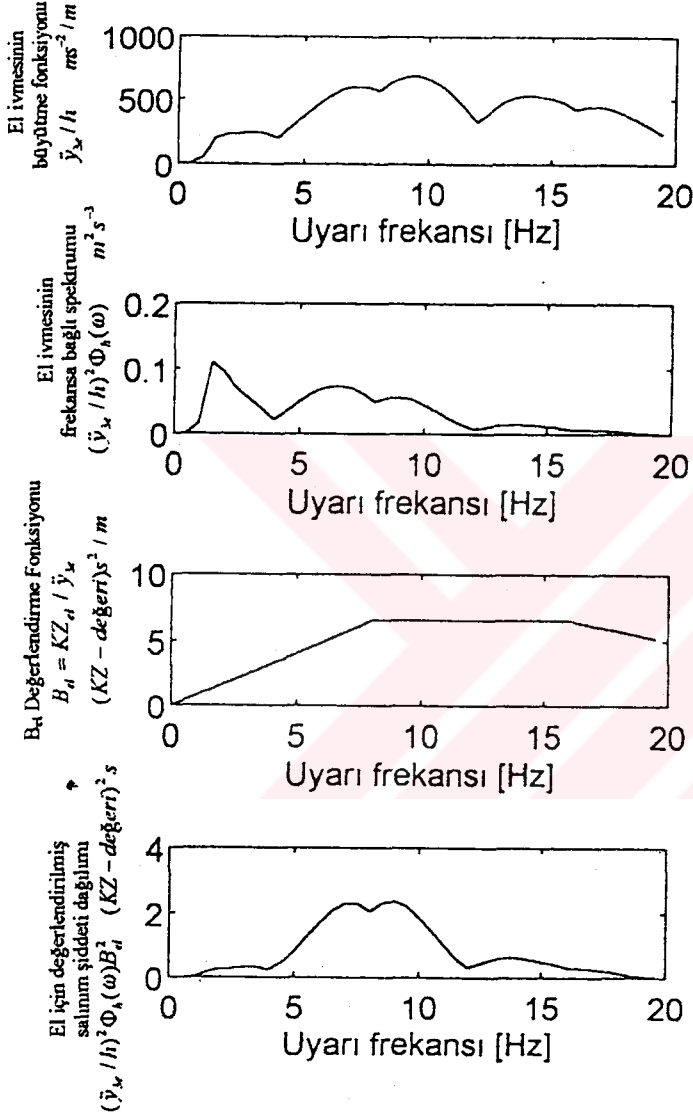
Şekil 5.10n Koltuk düşey titreşimlerinin

 $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi $c_1 = c_2 = 4560 \text{ Ns/m}$

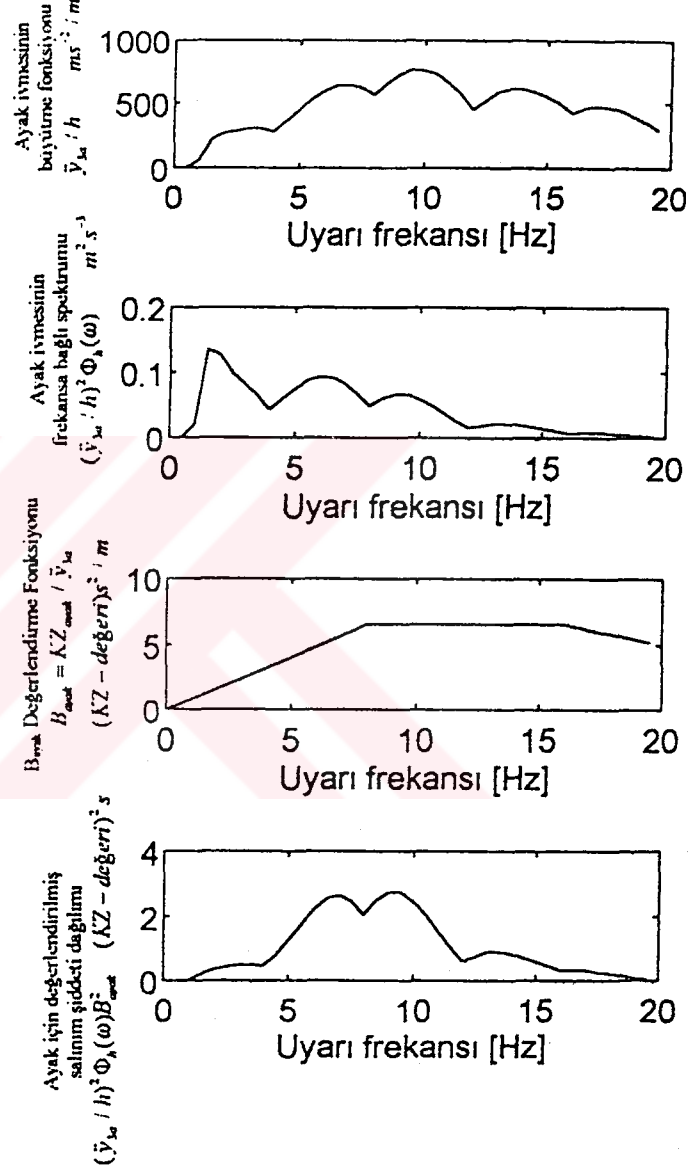
Örnek taşıtın diğer dataları

Tablo 5.1 de verilmiştir.

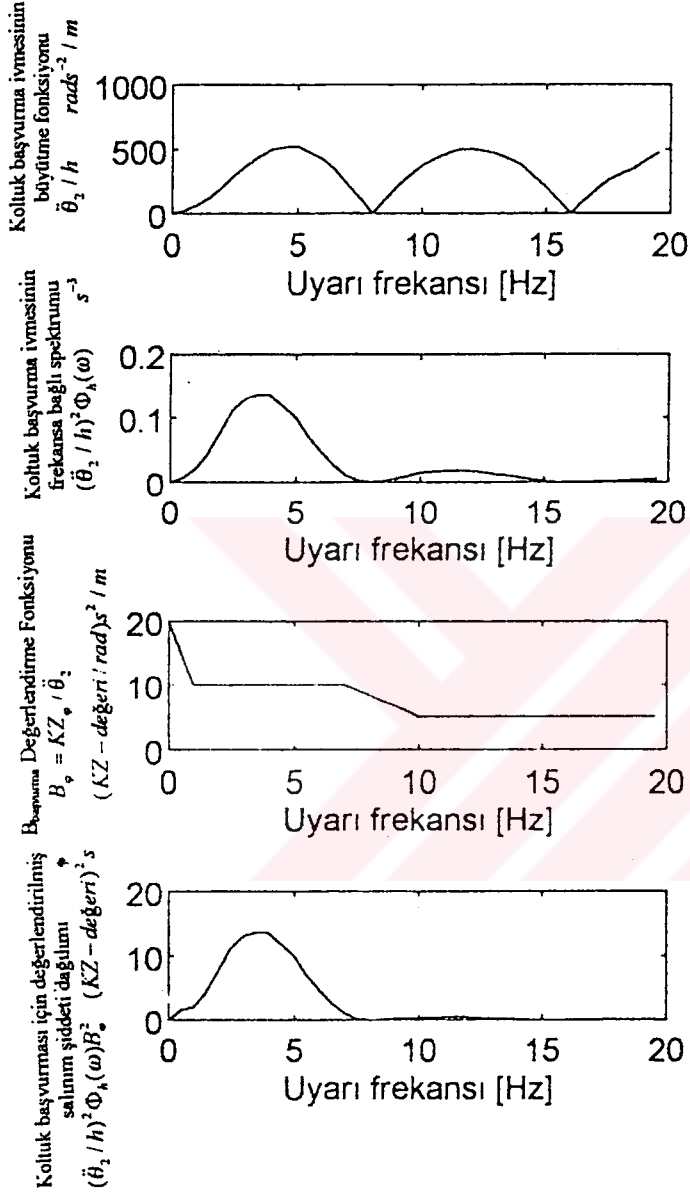
 $KZ_k = 6,66$



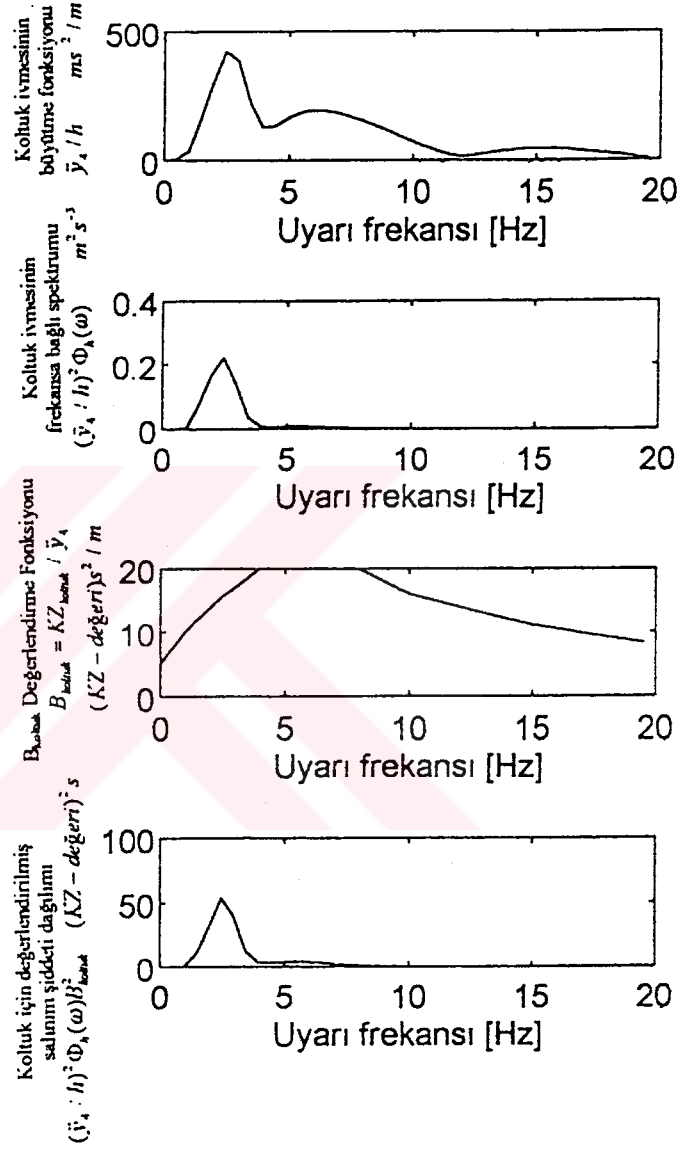
Şekil 5.10o Ele gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_1 = c_2 = 4560 \text{ Ns/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{el} = 3,99$



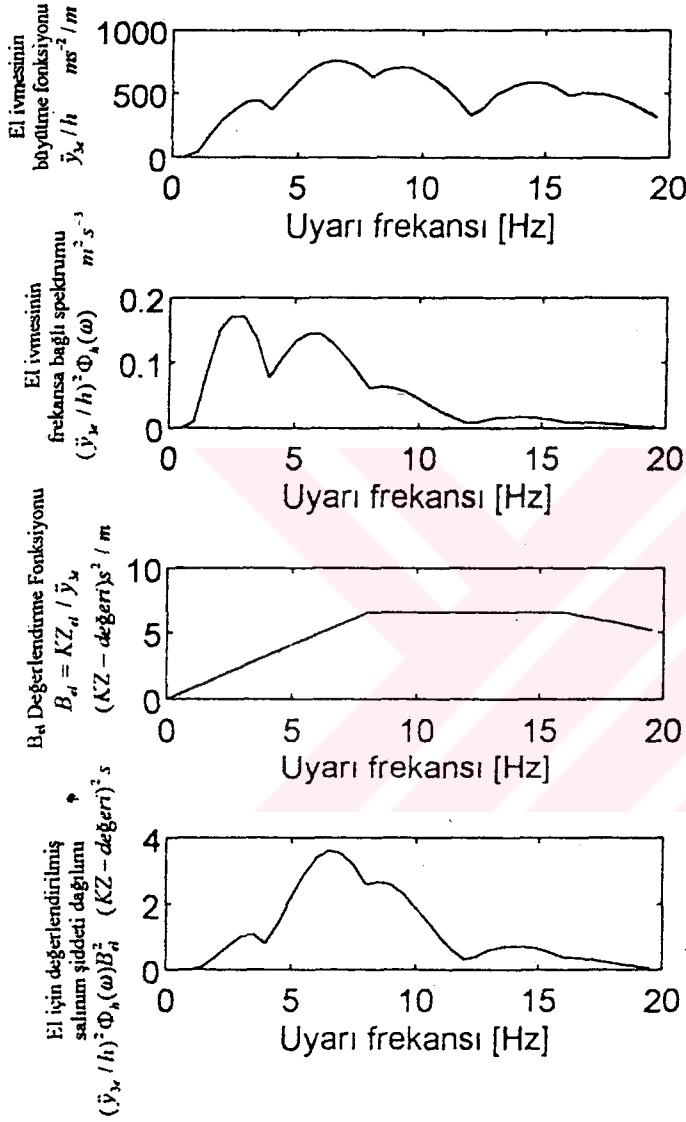
Şekil 5.10p Ayağa gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_1 = c_2 = 4560 \text{ Ns/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{ayak} = 4,51$



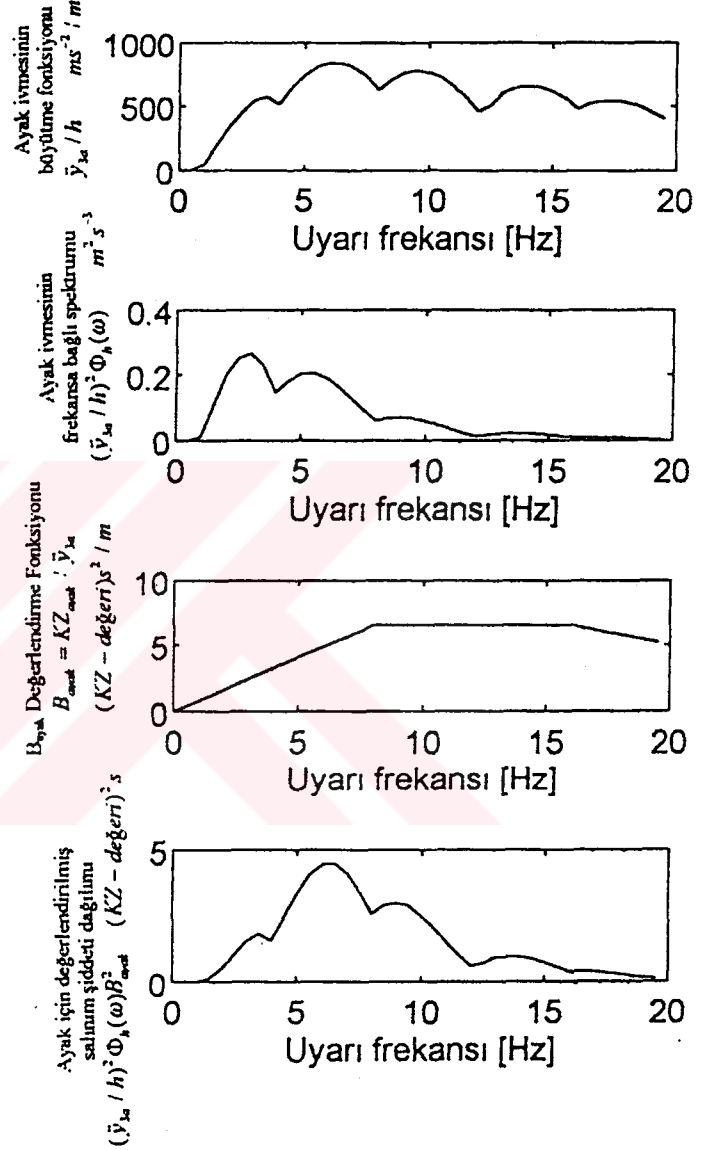
Şekil 5.10r Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_1 = c_2 = 9120 \text{ Ns/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_\varphi = 7,37$



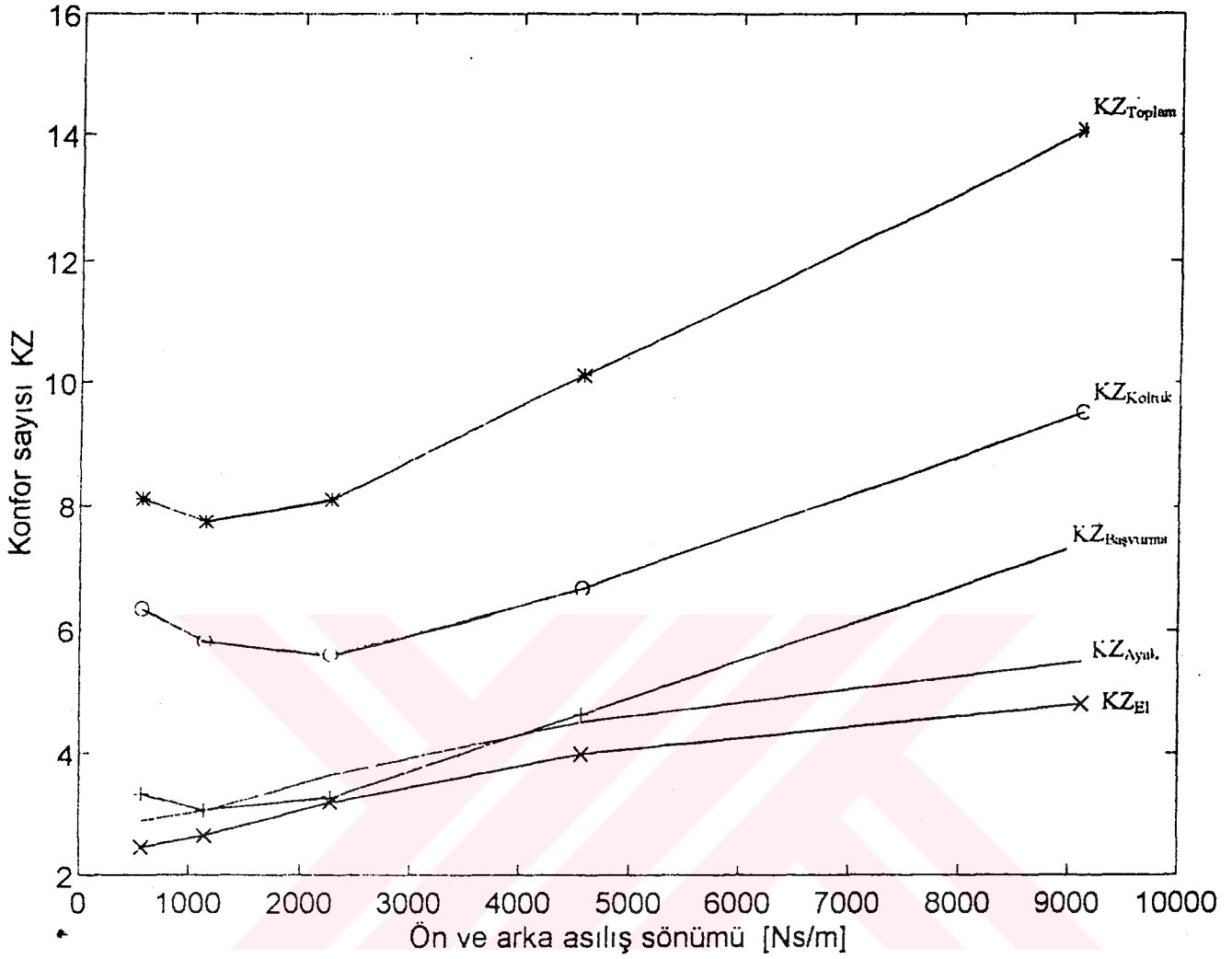
Şekil 5.10s Koltuk düşey titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_1 = c_2 = 9120 \text{ Ns/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_k = 9,51$



Şekil 5.10t Ele gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_1 = c_2 = 9120 \text{ Ns/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{el} = 4,80$



Şekil 5.10u Ayağa gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $c_1 = c_2 = 9120 \text{ Ns/m}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{ayak} = 5,49$



Şekil 5.10 Ön ve arka asılış sönümünün $c_1 = c_2$ konfor üzerine etkisi
Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.

Tablo 5.6 Ön ve arka asılış sönümünün $c_1 = c_2$ değiştirilmesinde hesaplanan konfor sayıları

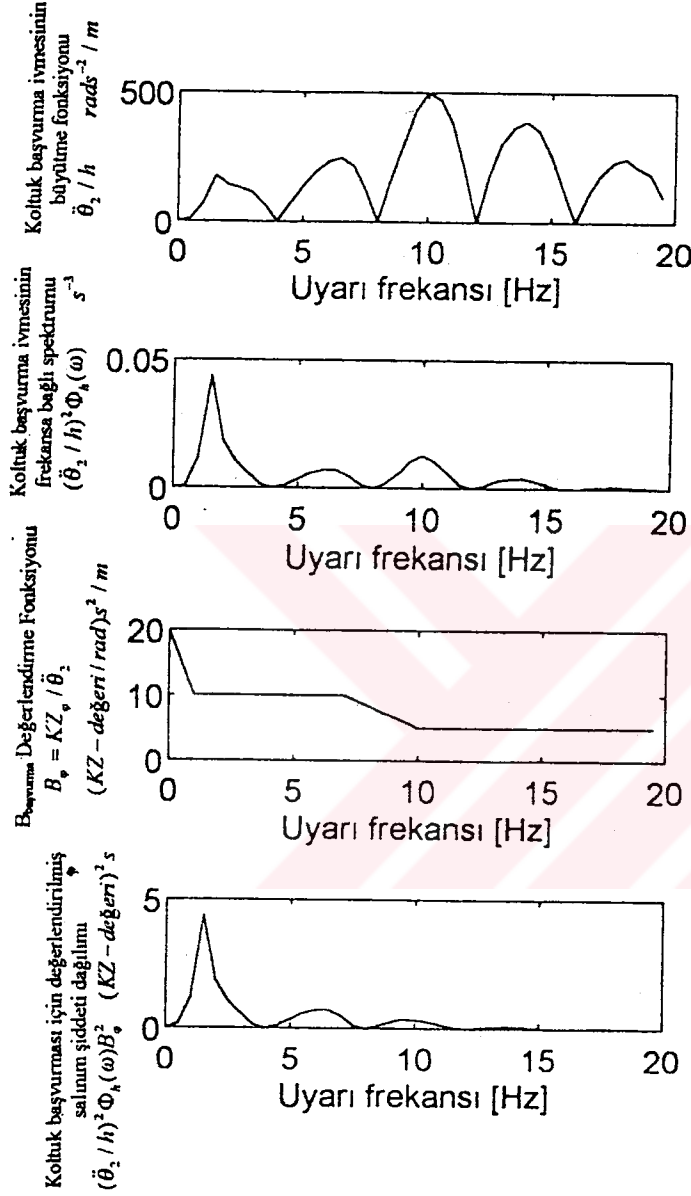
$c_1=c_2$ [Ns/m]	570	1140	2280	4560	9120
KZ _{el}	2,46	2,65	3,21	3,99	4,80
KZ _{ayak}	2,90	3,07	3,65	4,51	5,49
KZ _{koltuk}	6,34	5,81	5,59	6,66	9,51
KZ _{başvurma}	3,34	3,08	3,29	4,63	7,37
KZ _{toplam}	8,12	7,73	8,11	10,11	14,07

5.3.6 Ön ve arka asılış sönümü

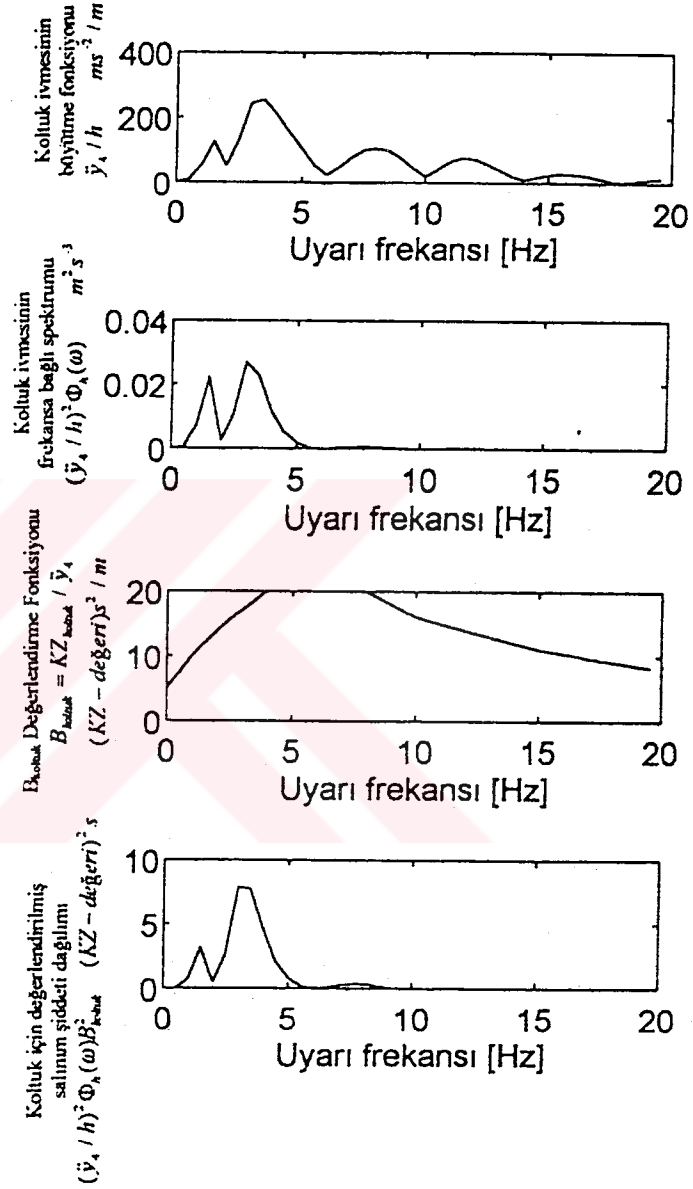
Örnek taşıt datasında ön ve arka asılış sönümü 2280 Ns/m olarak alınmış ve ön ve arka asılış sönümü 570 Ns/m ile 9120 Ns/m arasında değiştirilerek elde edilen sonuçlar Şekil.5.10 da gösterilmiştir. Yumuşak sönümleyicide konfor azalmakta, sönümleme etkisi artırıldığında konfor önce artmakta, ancak belirli bir değerden sonra ise konfor tekrar azalmaya başlamaktadır. Örnekte konfor 1140 Ns/m de maksimum olmaktadır.

5.3.7 Taşıt hızı

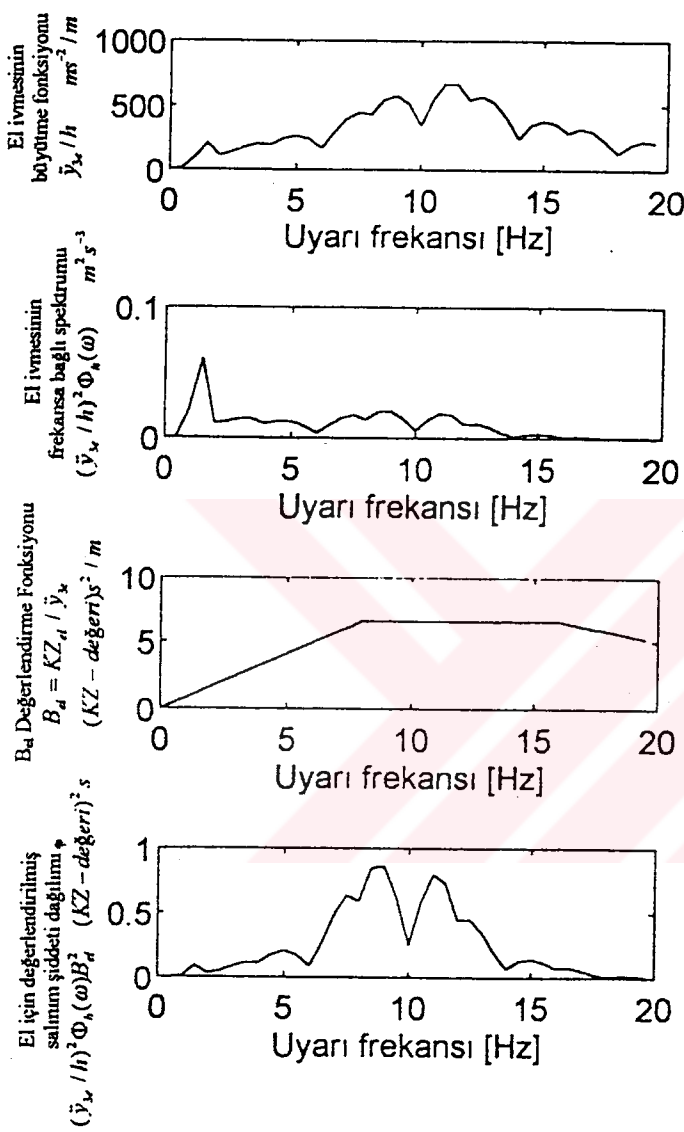
Örnek taşıt datasında taşıt hızı 20 m/s olarak alınmış ve taşıt hızı 10 m/s ile 30 m/s arasında değiştirilerek elde edilen sonuçlar Şekil.5.11 de gösterilmiştir. Taşıt hızı arttıkça konfor azalmaktadır. Taşıt hızının artması en çok koltuk düşey titreşim konforunun azalmasına sebep olmaktadır. Örnek taşıt datalarına göre ele alınan taşıtta hızın 10 m/s den 30 m/s ye çıkması halinde toplam konfor sayısı 6 dan 11 e yükselmekte, bu da konforlu araç kullanım süresini 80 dakikadan 30 dakikaya indirmektedir. Dayanma gücünü ise 13 saatten 5 saate indirmektedir.



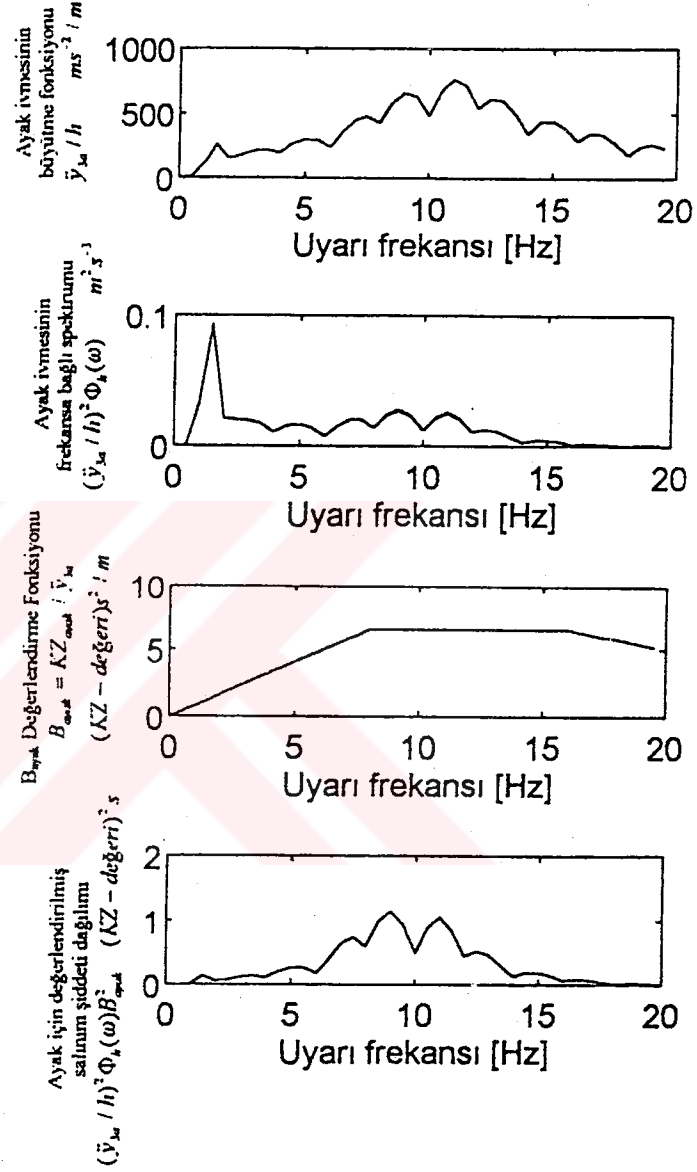
Şekil 5.11a Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $v = 10 \text{ m/s}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_\phi = 2,67$



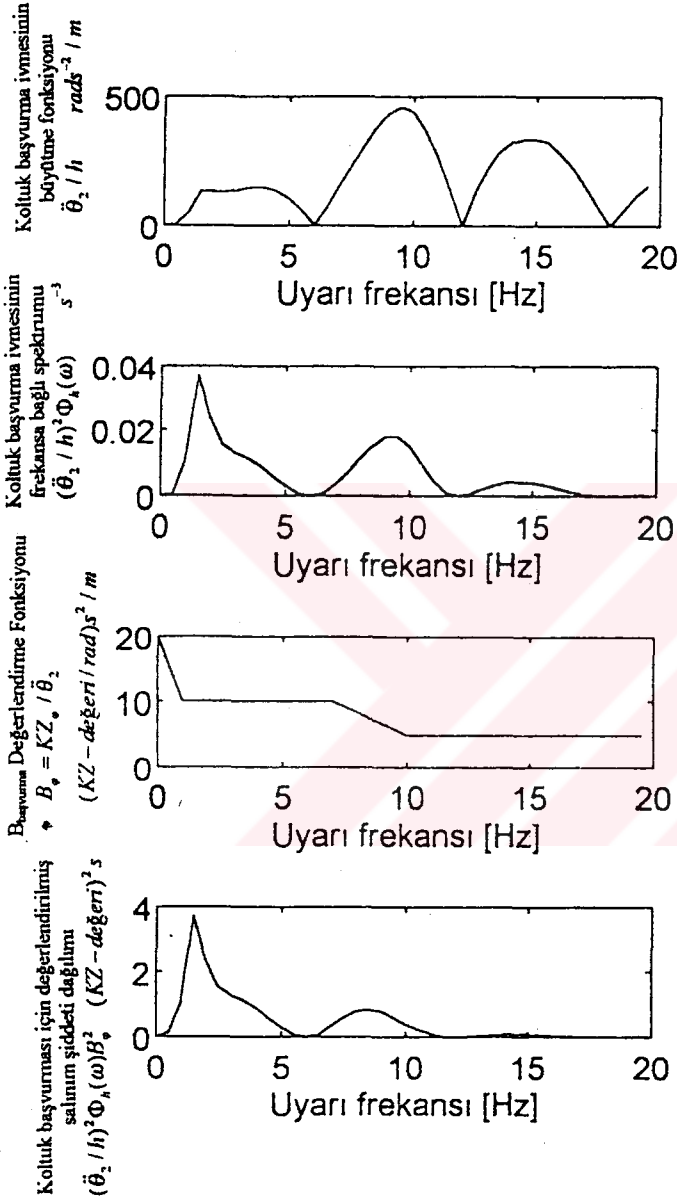
Şekil 5.11b Koltuk düşey titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $v = 10 \text{ m/s}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_k = 4,00$



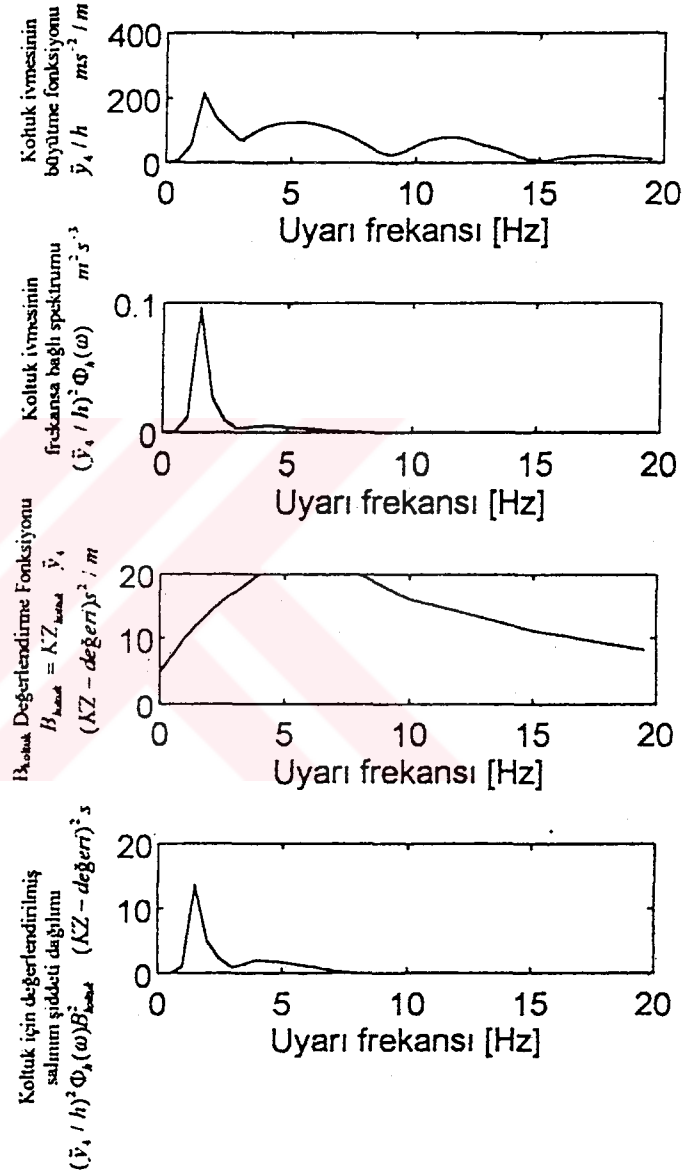
Şekil 5.11c Ele gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $v = 10 \text{ m/s}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{el} = 2,24$



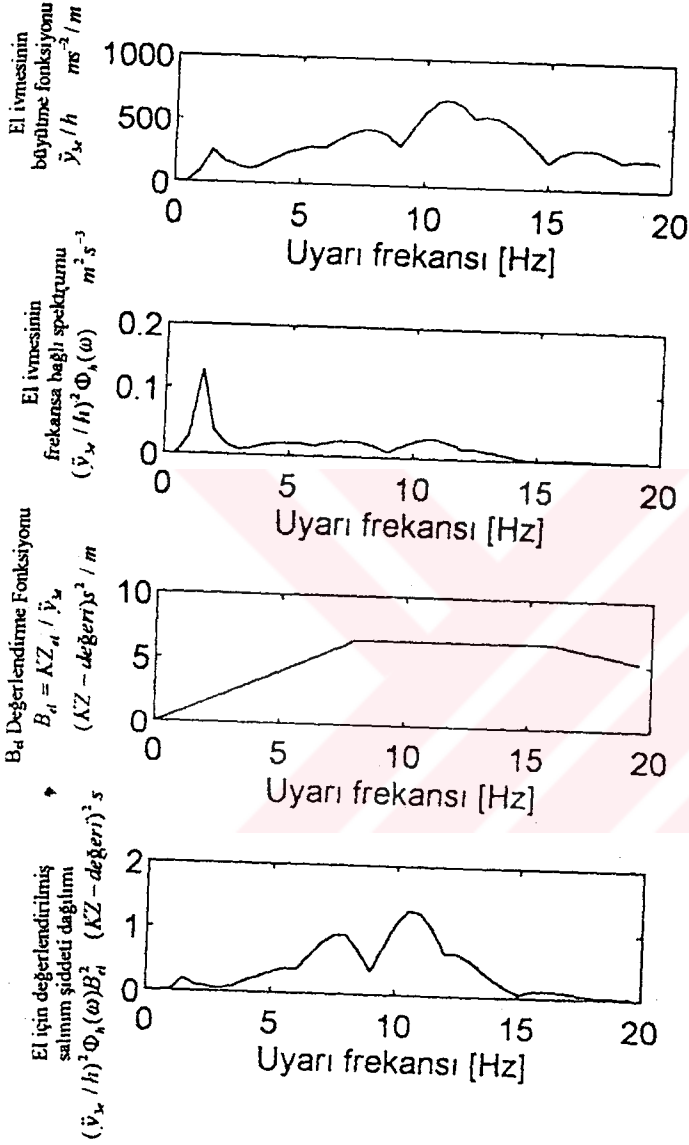
Şekil 5.11d Ayağa gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $v = 10 \text{ m/s}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{ayak} = 2,56$



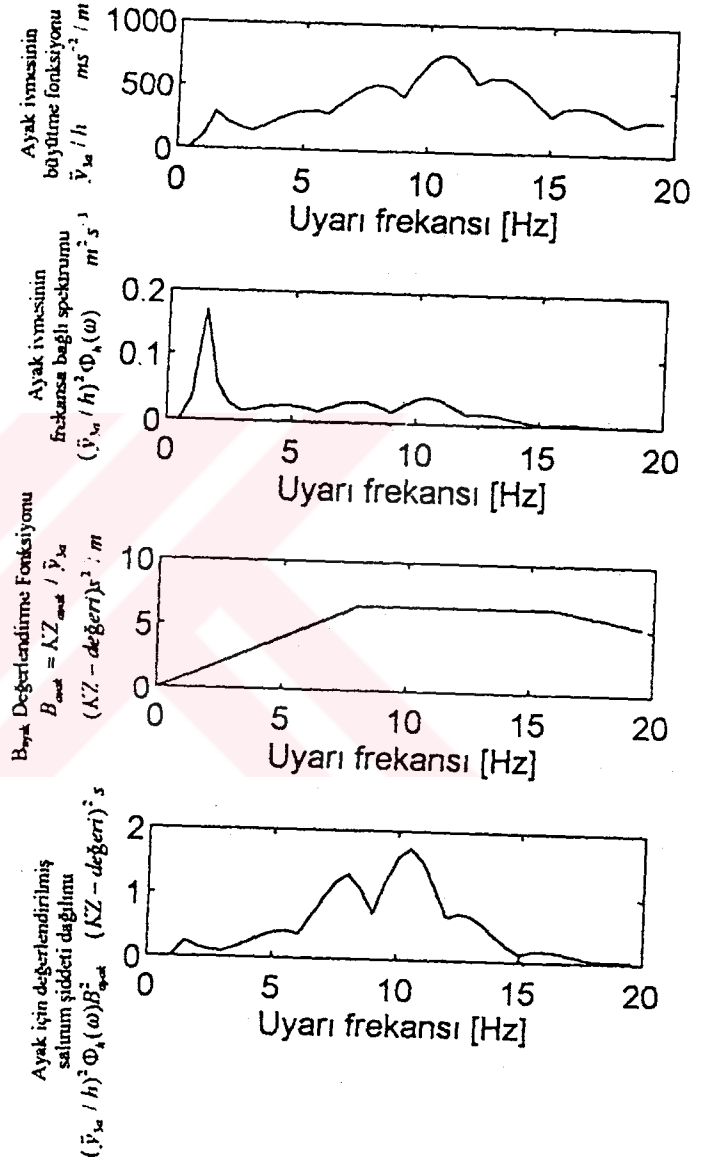
Şekil 5.11e Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $v = 15 \text{ m/s}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_\phi = 3,03$



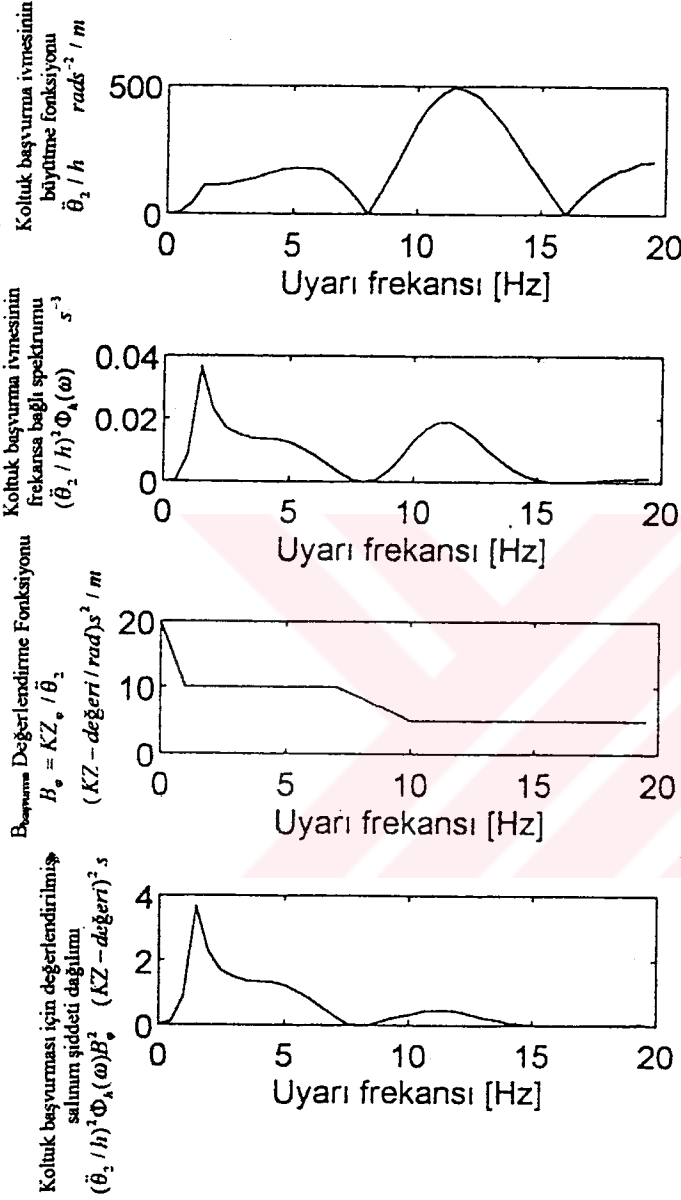
Şekil 5.11f Koltuk düşey titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $v = 15 \text{ m/s}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_k = 4,16$



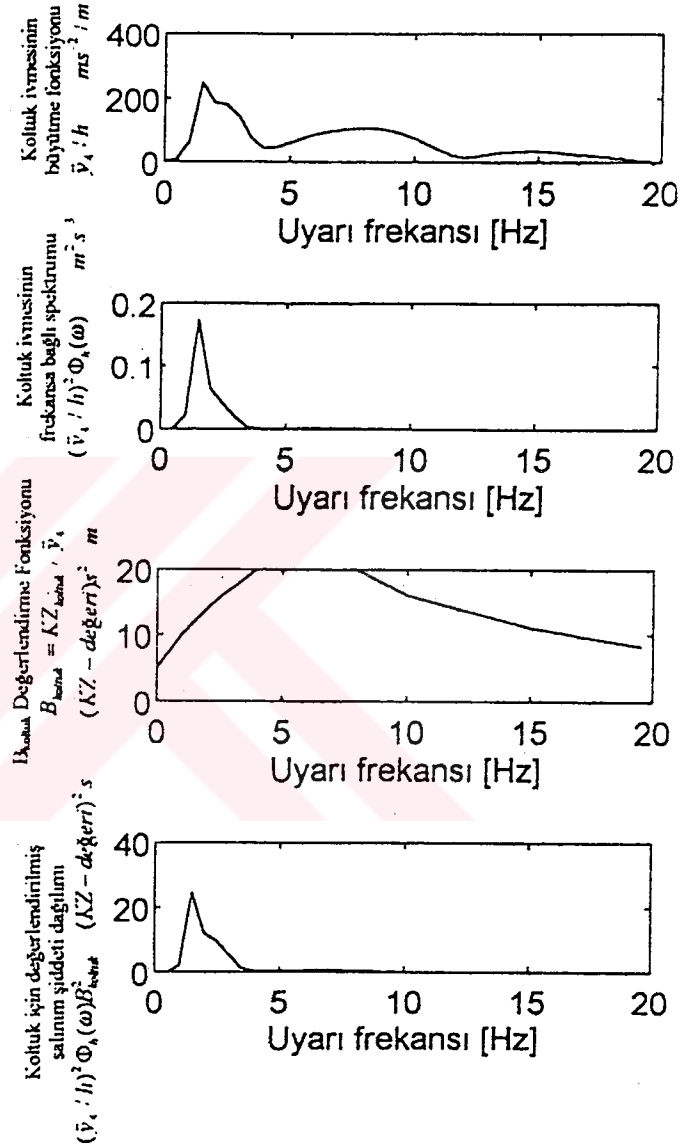
Şekil 5.11g Ele gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $v = 15$ m/s
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{el} = 2,74$



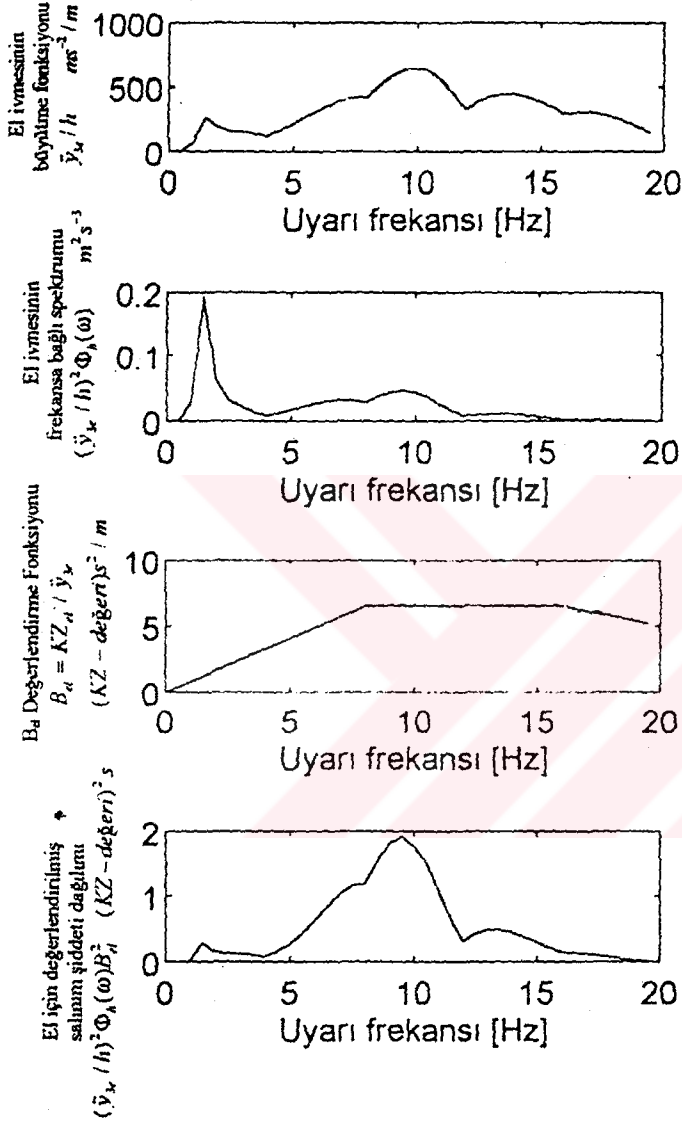
Şekil 5.11h Ayağa gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $v = 15$ m/s
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{ayak} = 3,15$



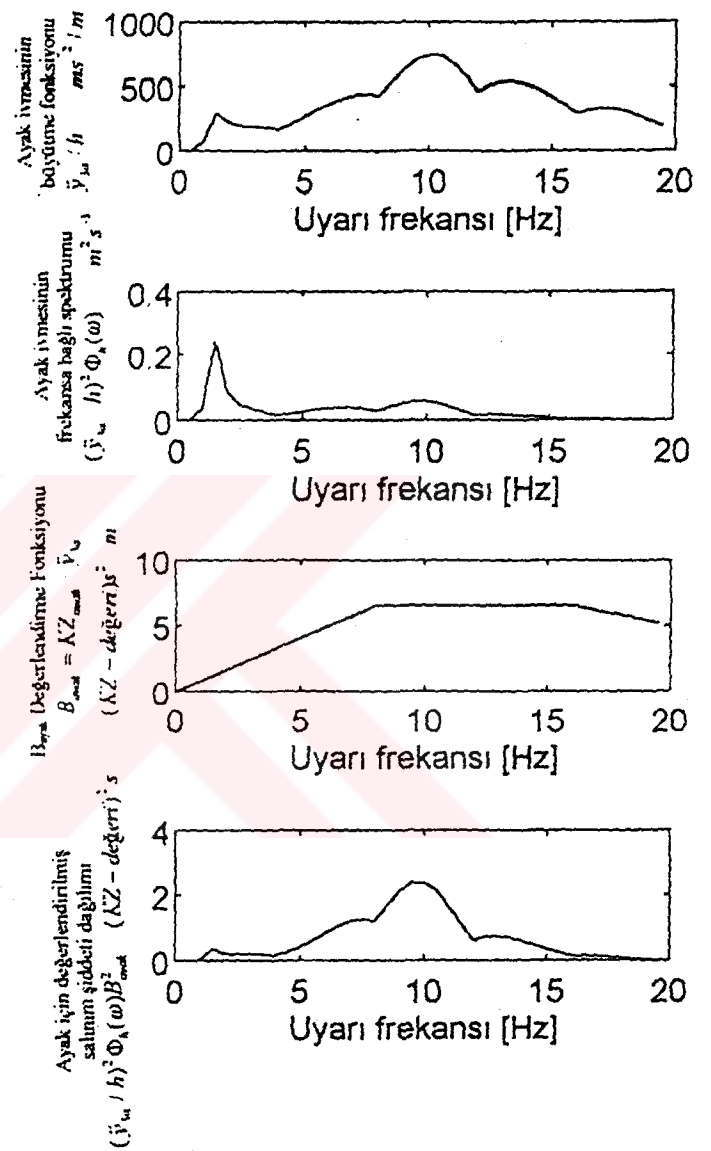
Şekil 5.11i Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $v = 20 \text{ m/s}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_\phi = 3,29$



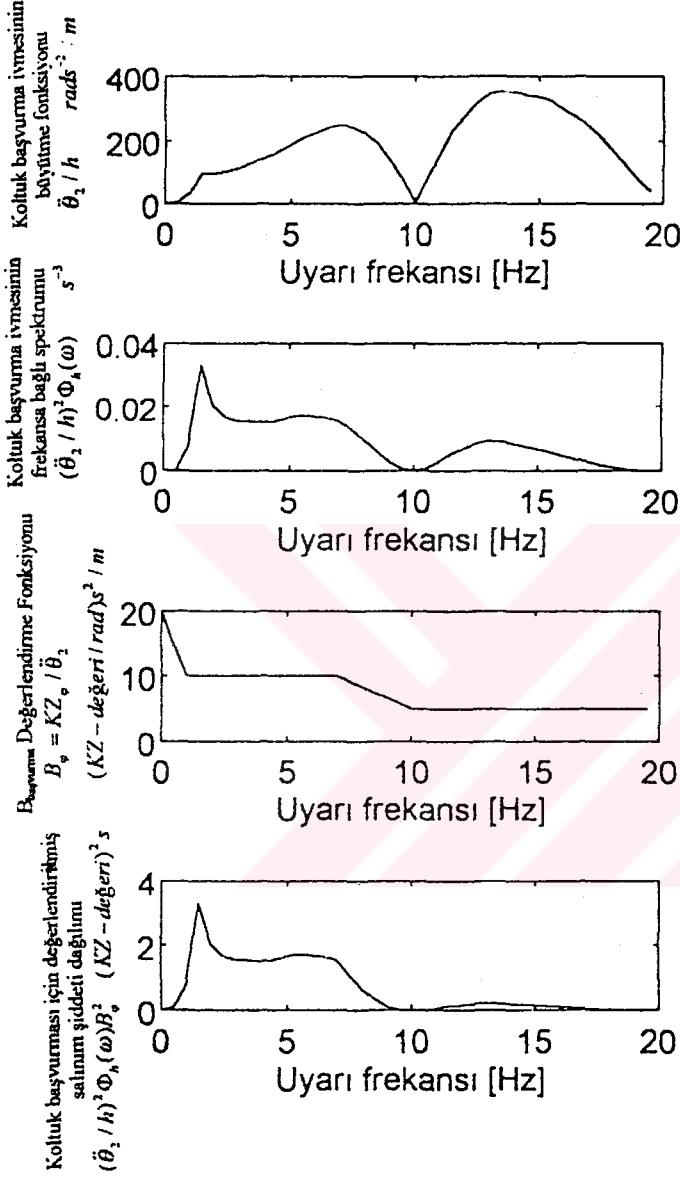
Şekil 5.11j Koltuk düşey titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $v = 20 \text{ m/s}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_k = 5,59$



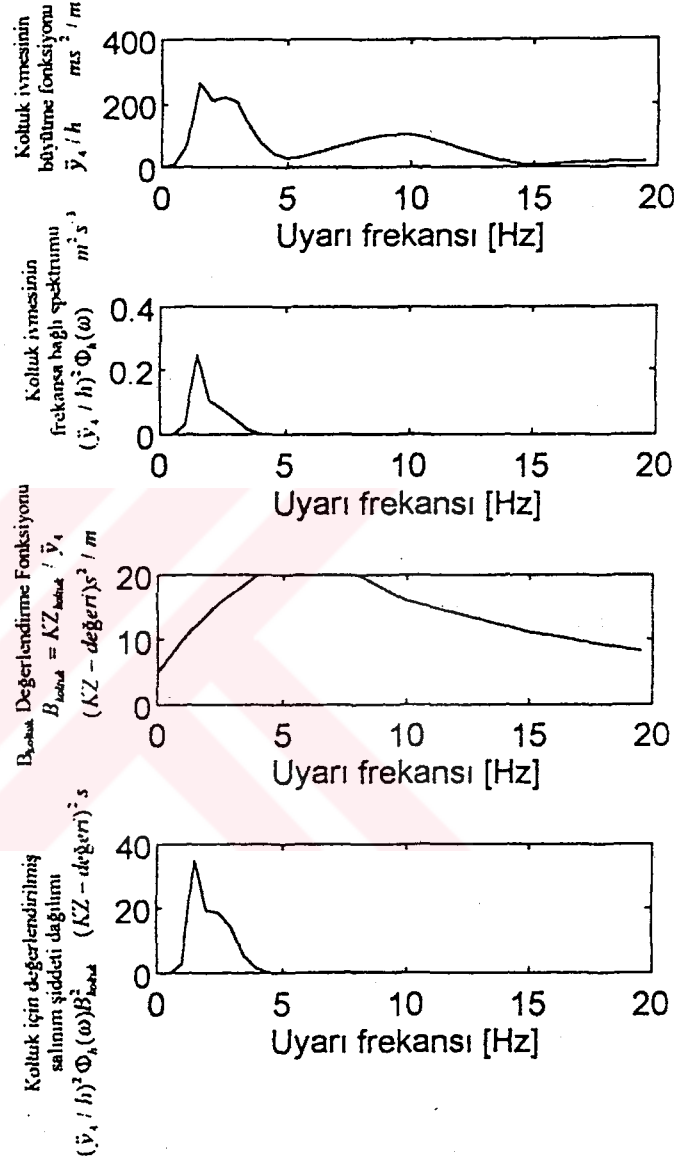
Şekil 5.11k Ele gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $v = 20 \text{ m/s}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{el} = 3,21$



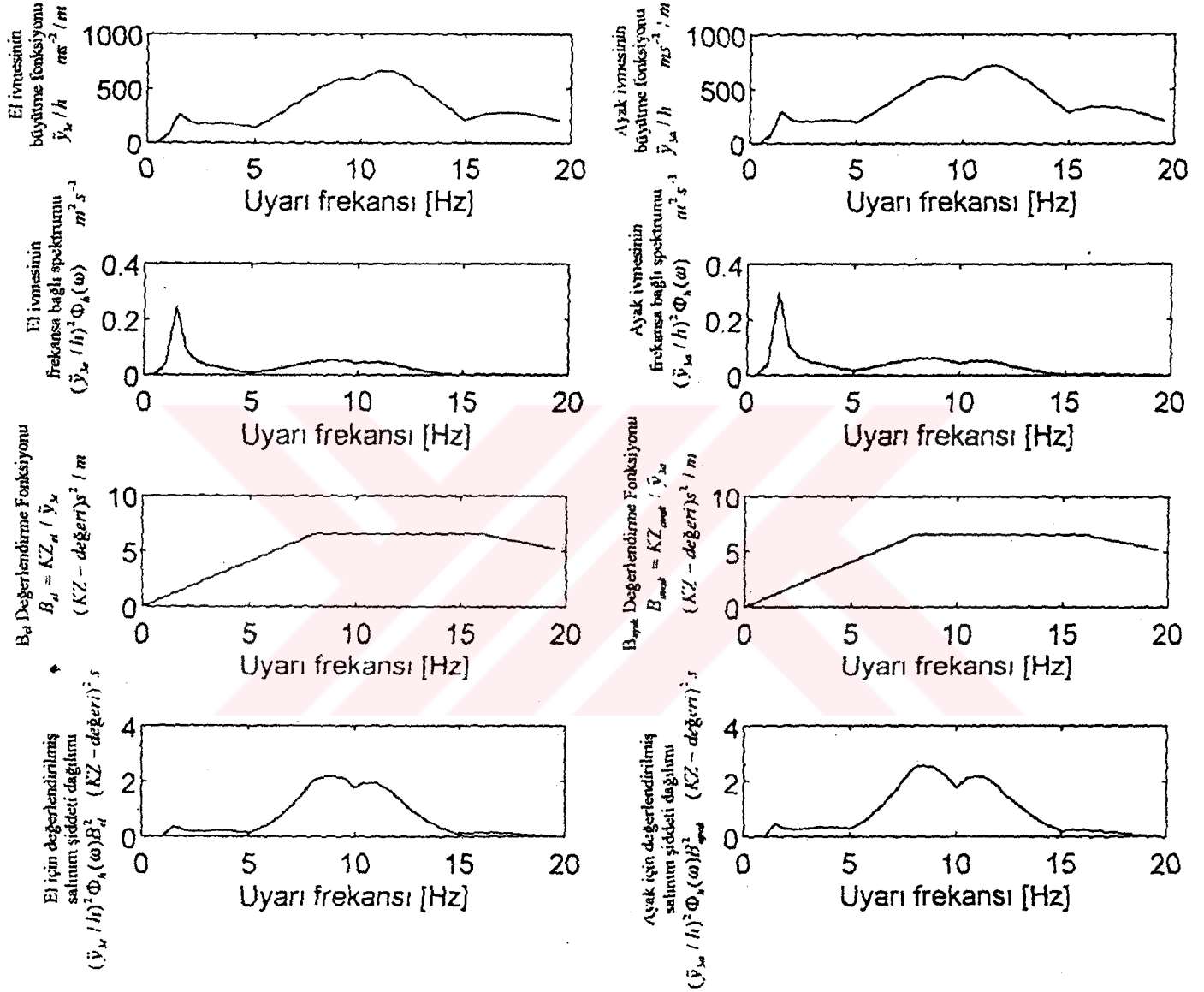
Şekil 5.11l Ayağa gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $v = 20 \text{ m/s}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{ayak} = 3,65$



Şekil 5.11m Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $v = 25$ m/s
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_\phi = 3,63$

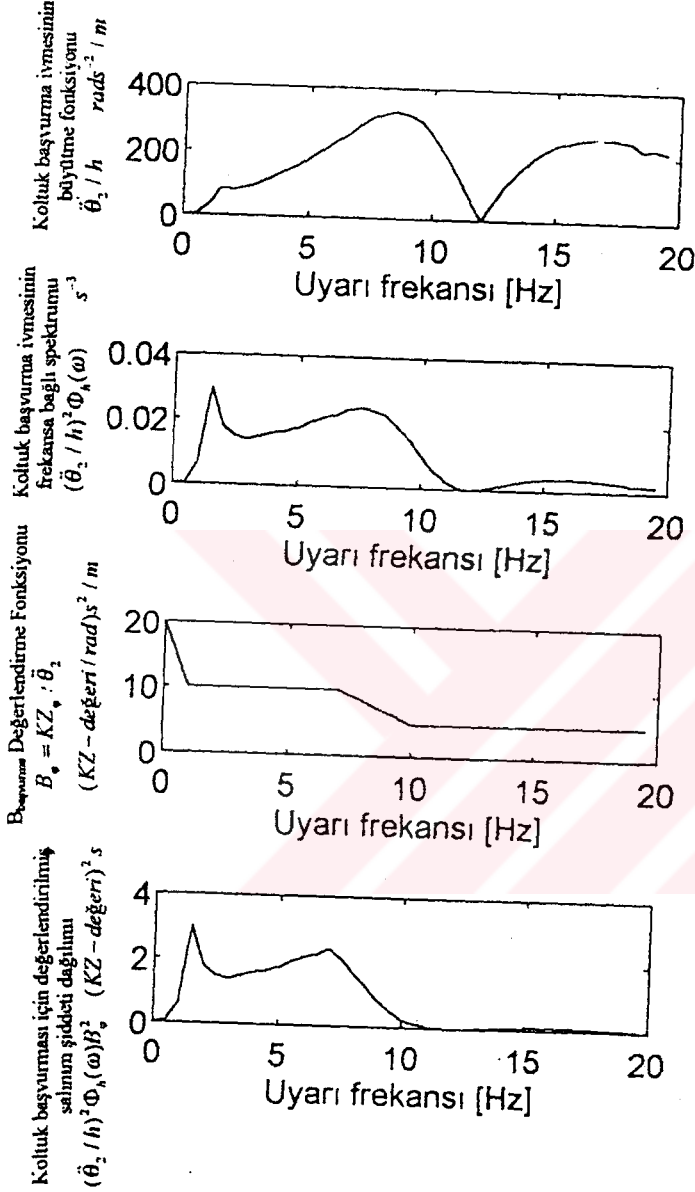


Şekil 5.11n Koltuk düşey titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $v = 25$ m/s
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_k = 7,15$

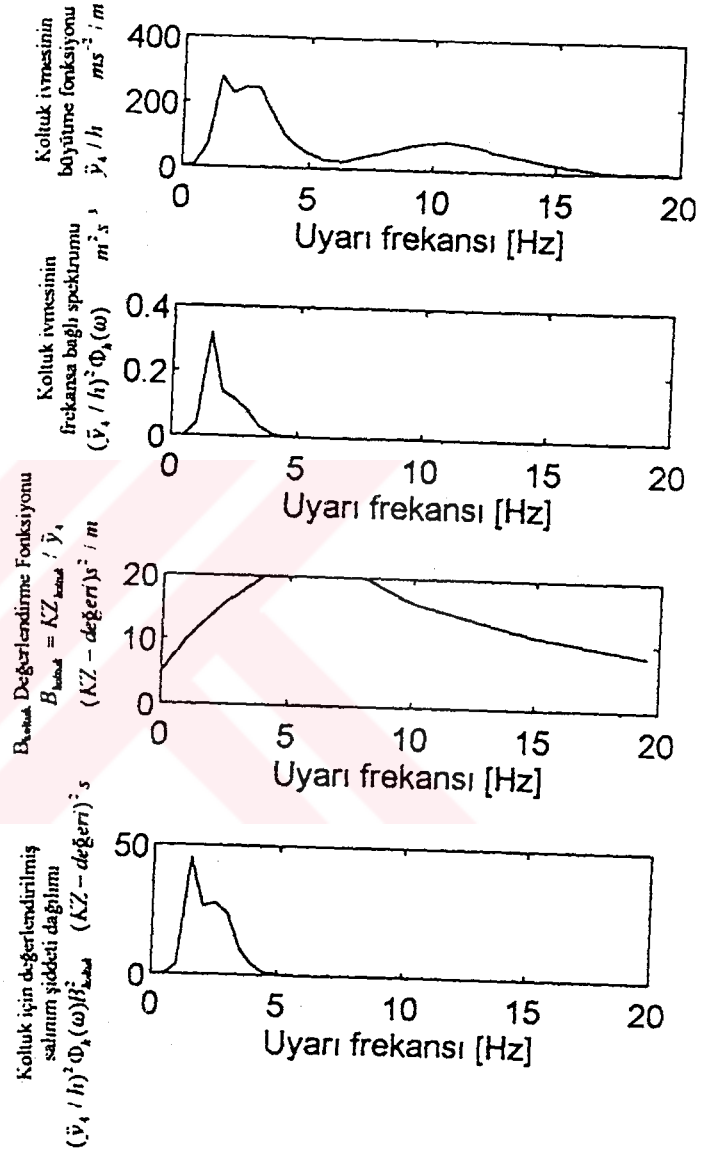


Şekil 5.11o Ele gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $v = 25$ m/s
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{el} = 3,67$

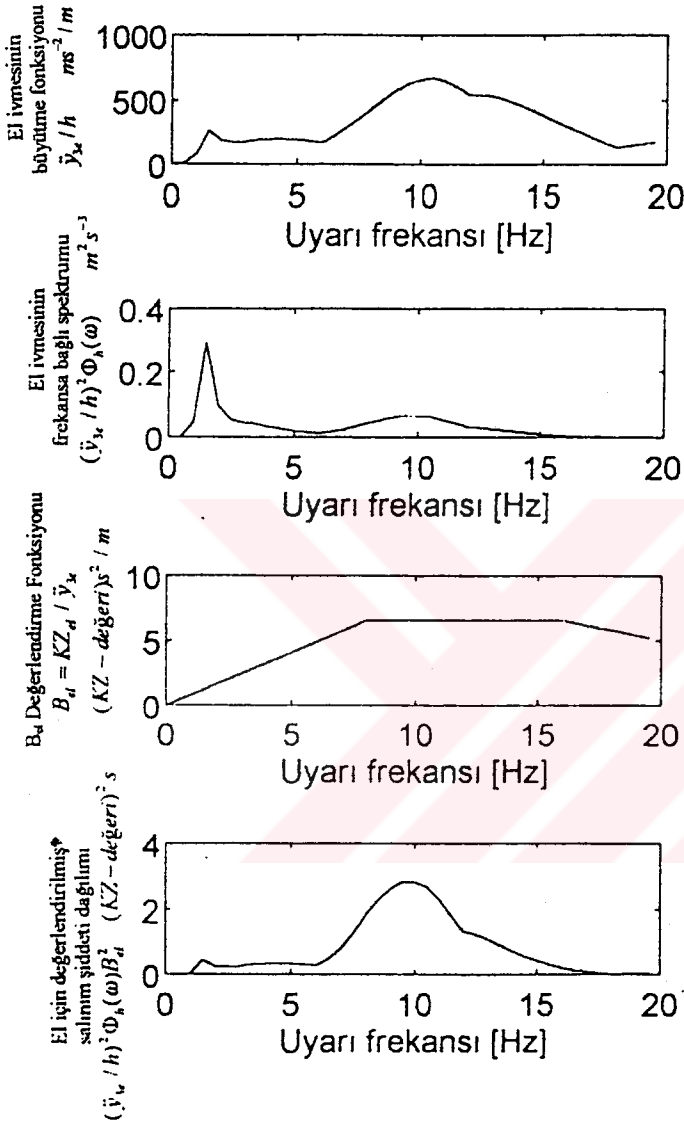
Şekil 5.11p Ayağa gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $v = 25$ m/s
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{ayak} = 4,11$



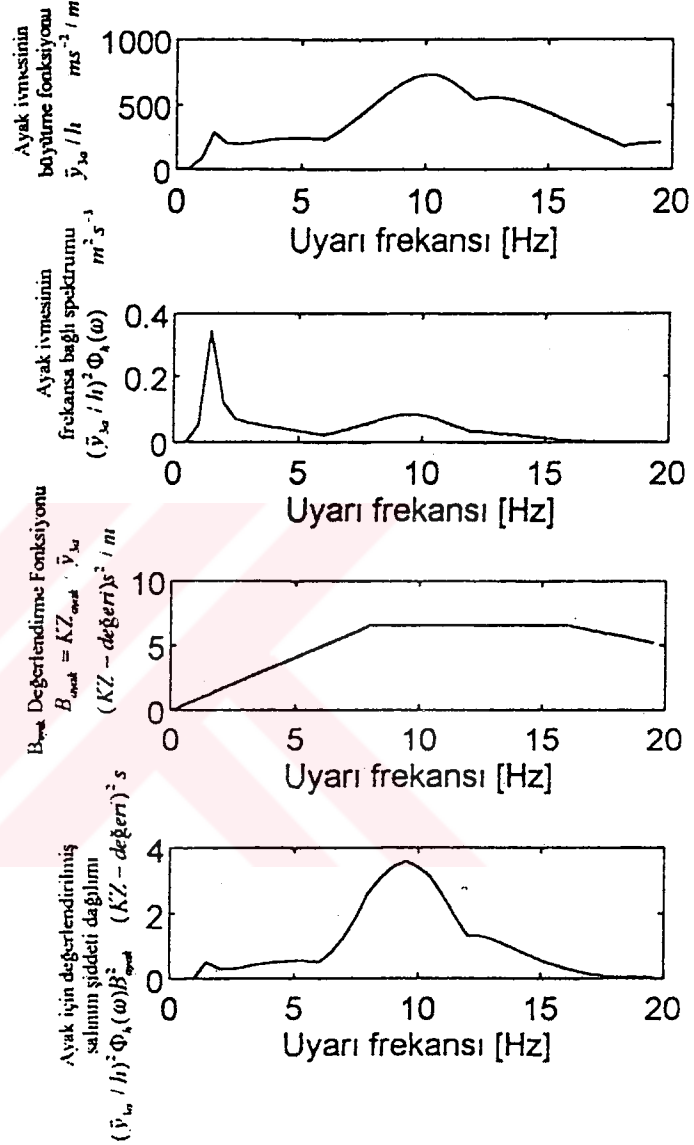
Şekil 5.11r Koltuk baş vurma titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $v = 30 \text{ m/s}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_\varphi = 3,95$



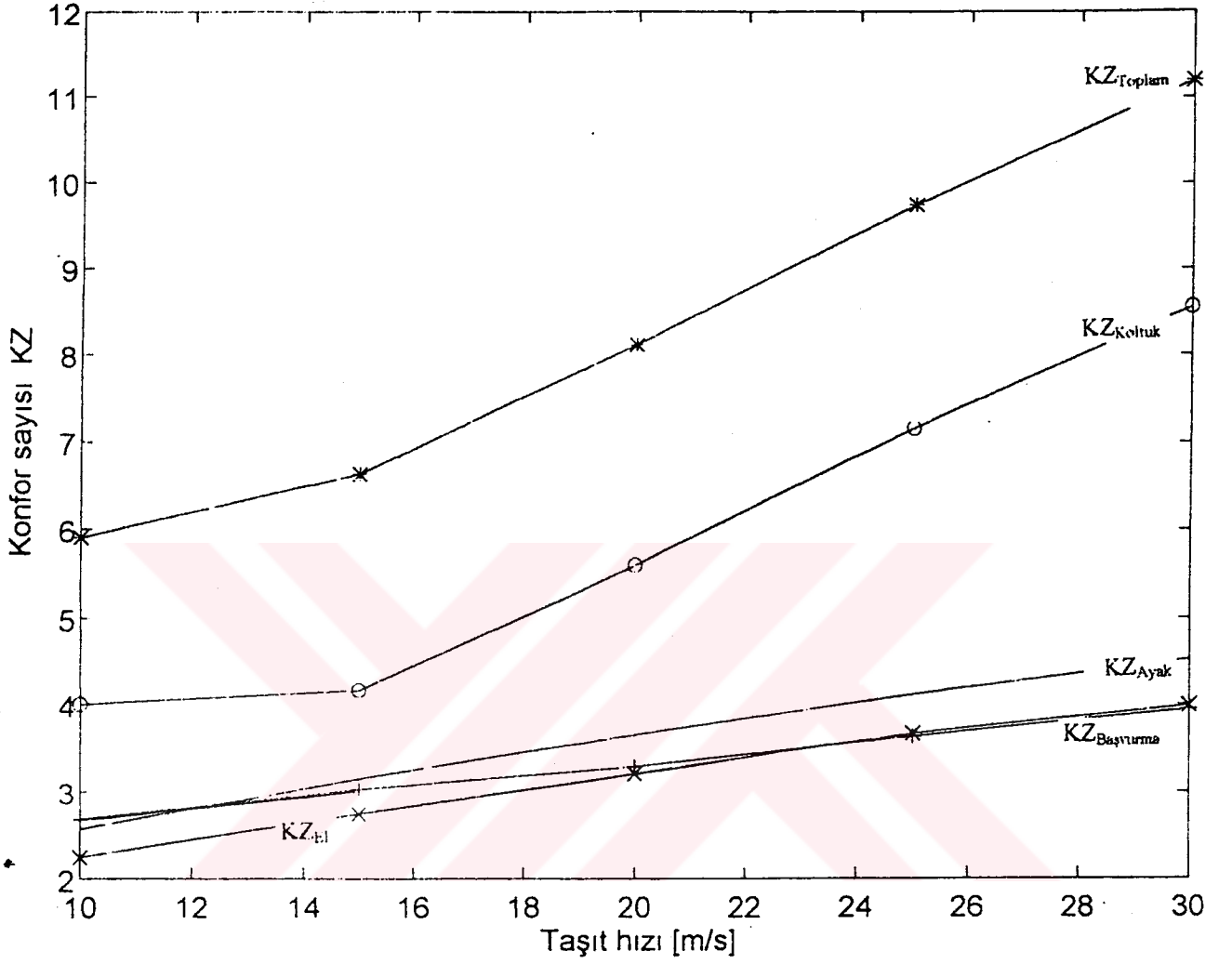
Şekil 5.11s Koltuk düşey titreşimlerinin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $v = 30 \text{ m/s}$
 Örnek taşıtın diğer dataları
 Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_k = 8,56$



Şekil 5.11t Ele gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $v = 30 \text{ m/s}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{el} = 3,99$



Şekil 5.11u Ayağa gelen titreşimlerin $\phi_h(\omega)$ ile konfor analizi
 $v = 30 \text{ m/s}$
 Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.
 $KZ_{ayak} = 4,52$



Şekil 5.11 Taşıt hızının v konfor üzerine etkisi
Örnek taşıtın diğer dataları Tablo 5.1 de verilmiştir.

Tablo 5.7 Taşıt hızının v değiştirilmesinde hesaplanan konfor sayıları

v [m/s]	10	15	20	25	30
KZ _{el}	2,24	2,74	3,21	3,67	3,99
KZ _{ayak}	2,56	3,15	3,65	4,11	4,52
KZ _{koltuk}	4,00	4,16	5,59	7,15	8,56
KZ _{başvurma}	2,67	3,03	3,29	3,63	3,95
KZ _{toplam}	5,90	6,63	8,11	9,74	11,20

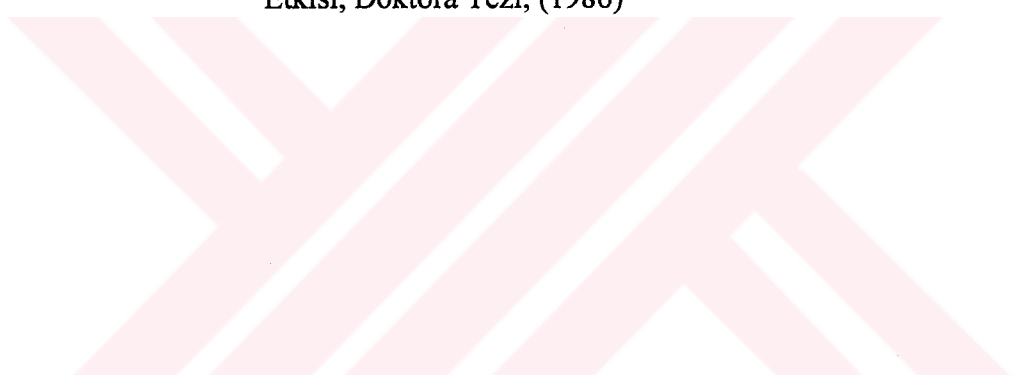
5.4. Öneriler

Parametrelerin seçiminde elde edilen sonuçlara dayanılarak yay katsayıları maksimum konfor değerlerinin yanısıra çökme miktarlarının değerlendirilmesi ile seçilmelidir. Sönüm katsayıları minimum konfor sayısını yani maksimum konforu sağlayacak şekilde seçilmelidir. Düşük hızda taşıt kullanımı konforlu taşıt kullanabilme süresini artırmaktadır. Sürücü koltuğunun ağırlık merkezi taşıt ağırlık merkezinden bir miktar geride olması sürücü konforunu artırmaktadır. Başvurma yay sertliğinin çok sert olduğu bir koltukta bile başvurma konfor sayısı toplam konfor değerinin yaklaşık %35 lik payını tek başına sağlamaktadır. Koltuk başvurma yay sertliğinin 20000 - 60000 Nm/rad olması halinde ise başvurma konfor sayısı çok yüksek olmakta ve bu husus taşıtın konforsuzluğunda büyük rol oynamaktadır. Bu nedenle koltuk yaslanma yayının sert yapılması istenir. Bu da incelememizde koltuk başvurma yay sertliğinin ele alınmasının önemini gösteren bir sonuçtur.

KAYNAKLAR

- [1] Mitschke, M. Dynamik der Kraftfahrzeuge Band B Springer Verlag, (1985)
- [2] Göktan, A. Taşıt Tasarımı, Ders Notu, (1992)
- [3] Dieckmann, D. Einfluß vertikaler mechanischer Schwingungen auf den Menschen, Internationale Zeitschrift für angewandte Physiologie einschl. Arbeitphysiologie 16 s.519 - 564, (1957)
- [4] Dieckmann, D. Einfluß horizontaler mechanischer Schwingungen auf den Menschen, Internationale Zeitschrift für angewandte Physiologie einschl. Arbeitsphysiologie 17 s.83 - 100, (1958)
- [5] Dieckmann, D. - Die Wirkung mechanischer Schwingungen (0,5 - 100 Hz) auf
Lehmann, G. den Menschen, Forschungsbericht Nr.362 des Wirtschafts-
und Verkehrsministeriums Nordrhein-Westfalen, (1957)
- [6] Coermann, R. The mechanical Impedance of the Human Body in Sitting or
Standing Position at low frequencies. ASA Technical Report
s.61 - 592, (1961)
- [7] Zeller, W. Maßeinheit für Schwingungsstärke und Schwingungs
empfindungsstärke, ATZ 5, (1949)
- [8] v.Békésy, G. Über die Empfindlichkeit des stehenden und sitzenden
Menschen gegen sinusformige Erschütterungen, Akustische
Zeitschrift 4 s.360 - 369, (1939)
- [9] Dieckmann, D. Die Minderung der Schwingungsbelastung des Menschen in
Kraftfahrzeugen, Forschungsbericht des Wirtschafts- und
Verkehrsministeriums Nordrhein - Westfalen Nr.635, (1963)
- [10] Smith, C.C. - Identification of the Dynamic Characteristics of a Bench -
Kwak, Y.K. Type Automotive Seat for the Evaluation of Ride Quality,
Transactions of the ASME, Journal of Dynamic Systems,
Measurement and Control, Vol.100, s.42 - 49, March (1978)
- [11] Özemir, Y. Schlepperschwingungen und Fahrkomfort, İ.T.Ü. Makina
Fakültesi Motorlar Enstitüsü Yayınları No.43, (1973)
- [12] Rosegger, R. - Arbeitsmedizinische Erkenntnisse beim Schlepperfahren,
Rosegger, S. Archiv für Landtechnik 2 s.3 - 65, (1960)
- [13] Christ, W. - Beanspruchung des Menschen durch Fahrzeugschwingungen
Dupuis, H. ATZ 64, s.364 - 366, (1962)

- [14] Coermann, R. Untersuchungen über die Einwirkung von Schwingungen auf den menschlichen Organismus, Zeitschrift für Luftfahrtmedizin 4, s.73, (1940)
- [15] Coermann, R. Übertragung von Fahrzeugschütterungen auf den Menschen und ihre Wirkung auf den Organismus, Arbeitswissenschaft Beiheft 3, Krauskopf - Verlag, Mainz, s.126 - 130, (1965)
- [16] Coermann, R. - Vegetative Reaktion des Menschen bei niederfrequenter Schwingungsbelastung, Internationale Zeitschrift für angewandte Physiologie einschl. Arbeitsphysiologie 21, (1965)
- [17] Okada, A. - Frieling, J.
- [17] Zeller, W. Vorschlag für ein Maß der Schwingungsstärke ZVDI, s.323, (1933)
- [18] Zeller, W. Die Wirkung von mechanischen Bewegungen auf den menschlichen Organismus, Doktora Tezi, Braunscheig, (1932)
- [19] Müller, E.A. Die Wirkung sinusförmiger Vertikalschwingungen auf den sitzenden und stehenden Menschen, Arbeitsphysiologie 10, s.459 - 474, (1939)
- [20] Kreidel, W.D. Vibrationsrezeption (der Erschütterungssinn des Menschen), Erlanger Forschungen, Bd.2 Erlangen Universitätsbund, Erl. e.V., (1956)
- [21] Meister, F.J. Die physiologische Wertung von Erschütterungsmessungen, Akustische Zeitschrift 2, s.1 - 10, (1937)
- [22] Schmitz, M.A. - Research into the effects of vibration on man, Report presented at Symposium of Midwest Human Factors Society BRL Report Nr. 136 o.O., (1961)
- [22] Simons, A.K. - Hornick, R.J.
- [23] Coermann, R. Die Wirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen u. seine Arbeitsleistung, Werkstatttechnik 52, s.18 - 25, (1962)
- [24] Hoffmann, H. - Der Einfluß von Vibration auf Leistungsfunktionen und emotionales Verhalten, Internationale Zeitschrift für angewandte Physiologie einschl. Arbeitsphysiologie 19, s.149 - 167, (1962)
- [24] Kottenhoff, H.
- [25] Güney, A. Taşıt Titreşimlerinin Konfora Etkisinin İncelenmesi, (1988)
- [26] ISO 2631 Guide for the Evaluation of Human Exposure to Whole Body Vibration, (1987)
- [27] VDI 2057. Beurteilung der Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen Blatt 1, Blatt 2, Blatt 3, (1987)

- [28] Bender, E.K. Optimum Linear Preview Control with Application to Vehicle Suspension, Transaction of the ASME, Journal of Basic Engineering, s.213 - 221, June (1968)
 - [29] Dahlberg, T. Optimization Criteria for Vehicles Travelling on a Randomly Profiled Road - a Survey, Vehicle System Dynamics 8, s.239 - 252, (1979)
 - [30] Thomson, W.T. Laplace Transform, Prentice - Hall, Inc., New Jersey, (1962)
 - [31] Kurosh, A. Higher Algebra, Mir Publishers, Moscow, (1975)
 - [32] Stanton, R.G. Numerical Methods for Science and Engineering, Prentice Hall of India Private Limited, New Delhi, (1967)
 - [33] Ogata, K. Modern Control Engineering, Prentice Hall, (1970)
 - [34] Ereke, İ.M. Katı Ön Aksda Yol Pürüzlülüğünün Direksiyon Sarsıntısına Etkisi, Doktora Tezi, (1986)
- 

EKLER

EK A MATEMATİK MODELİN HAREKET DENKLEMLERİNİN AÇIKLAMASI

A.1 Düşey Doğrultuda Yani y Yönünde Ön Aksın Hareket Denklemi:

$$[m_1 \ddot{y}_1 + (c_1 + c_{01}) \dot{y}_1 + (k_1 + k_{01}) y_1] + [-c_1 \dot{y}_3 - k_1 y_3] + [-c_1 L_1 \dot{\Theta}_1 - k_1 L_1 \Theta_1] = c_{01} \dot{y}_{01} + k_{01} y_{01} \quad (A.1)$$

ön tekerlek atalet terimi

Sönüm net kuvveti

Yay net kuvveti

Gövdenin Açısal hareketi nedeniyle gelen kuvvet katkısı sönüm + yay kuvveti

yol düzgünlüğünden gelen ön tekerlek sönüm ve yay sertliği kuvveti katkıları

Gövdenin ötelemesinden gelen sönüm ve yay kuvveti katkıları

A.2 Düşey Doğrultuda Yani y Yönünde Arka Aksın Hareket Denklemi:

$$[m_2 \ddot{y}_2 + (c_2 + c_{02}) \dot{y}_2 + (k_2 + k_{02}) y_2] + [-(c_2 \dot{y}_3 + k_2 y_3)] + [L_2 (c_2 \dot{\Theta}_1 + k_2 \Theta_1)] = c_{02} \dot{y}_{02} + k_{02} y_{02} \quad (A.2)$$

arka tekerlek atalet terimi

Sönüm net kuvveti

Yay net kuvveti

Gövdenin Açısal hareketi nedeniyle gelen kuvvet katkısı sönüm + yay kuvveti

yol düzgünlüğünden gelen arka tekerlek sönüm ve yay sertliği kuvveti katkıları

Gövdenin ötelemesinden gelen sönüm ve yay kuvveti katkıları

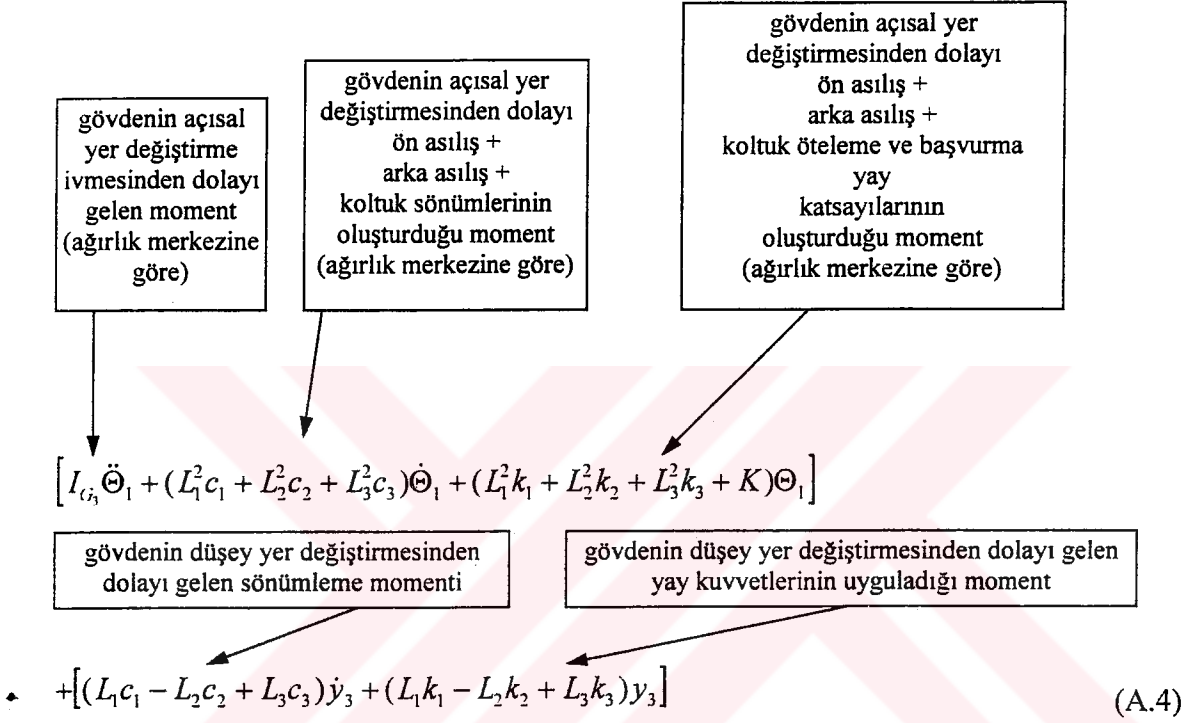
A.3 Düşey Doğrultuda Yani y Yönünde Gövdenin Hareket Denklemi:

gövdenin başlangıç konumundan sapması nedeniyle (y yönünde) atalet kuvveti	gövdenin başlangıç konumundan sapması nedeniyle (y yönünde) sönüm kuvveti	gövdenin başlangıç konumundan sapması nedeniyle (y yönünde) yay kuvveti	ön dingilin konumu (yol etkisi sonucu) itibarıyla gövdeye uyguladığı sönüm ve yay kuvveti	arka dingilin konumu (yol etkisi sonucu) itibarıyla gövdeye uyguladığı sönüm ve yay kuvveti
--	---	---	---	---

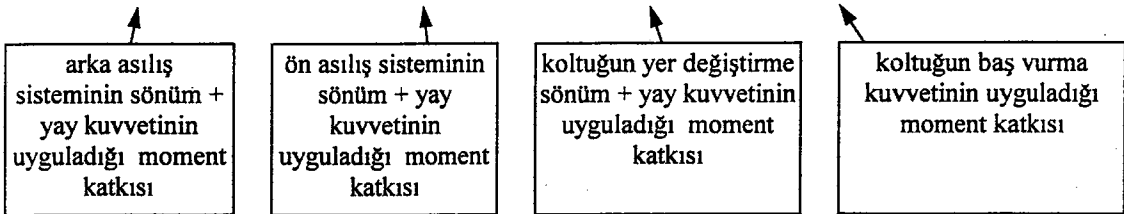
$$\begin{aligned}
 & [m_3 \ddot{y}_3 + (c_1 + c_2 + c_3) \dot{y}_3 + (k_1 + k_2 + k_3) y_3] + [-(c_1 \dot{y}_1 + k_1 y_1)] + [-(c_2 \dot{y}_2 + k_2 y_2)] \\
 & + [(c_1 L_1 + c_3 L_3 - c_2 L_2) \dot{\Theta}_1 + (k_1 L_1 + k_3 L_3 - k_2 L_2) \Theta_1] + [-c_3 \dot{y}_4 - k_3 y_4] = 0
 \end{aligned}
 \tag{A.3}$$

Gövdenin açısal hareketinden dolayı gelen sönüm kuvveti	Gövdenin açısal hareketinden dolayı gelen yay kuvveti	Koltuğun etkisi dolayısıyla gelen sönüm ve yay kuvveti
---	---	--

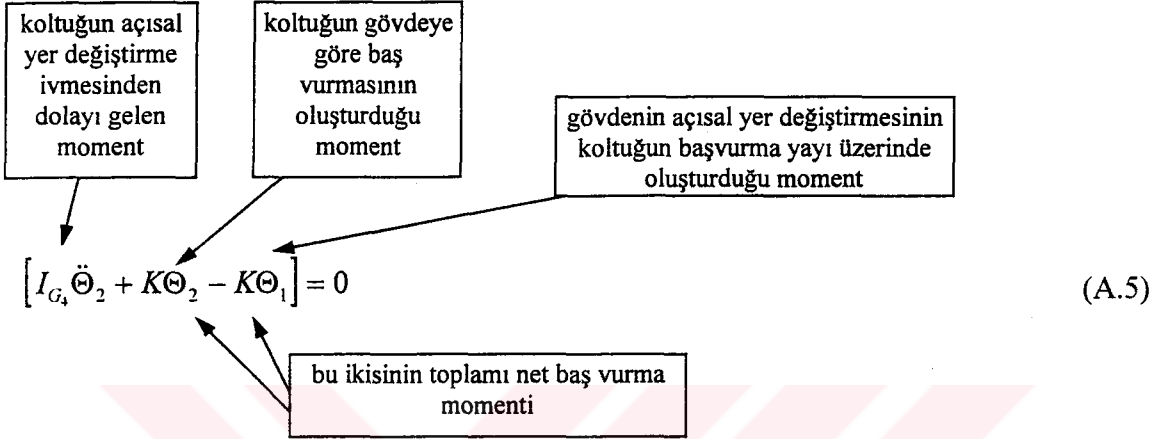
A.4 Gövdenin Açısal Yönde Hareket Denklemi:



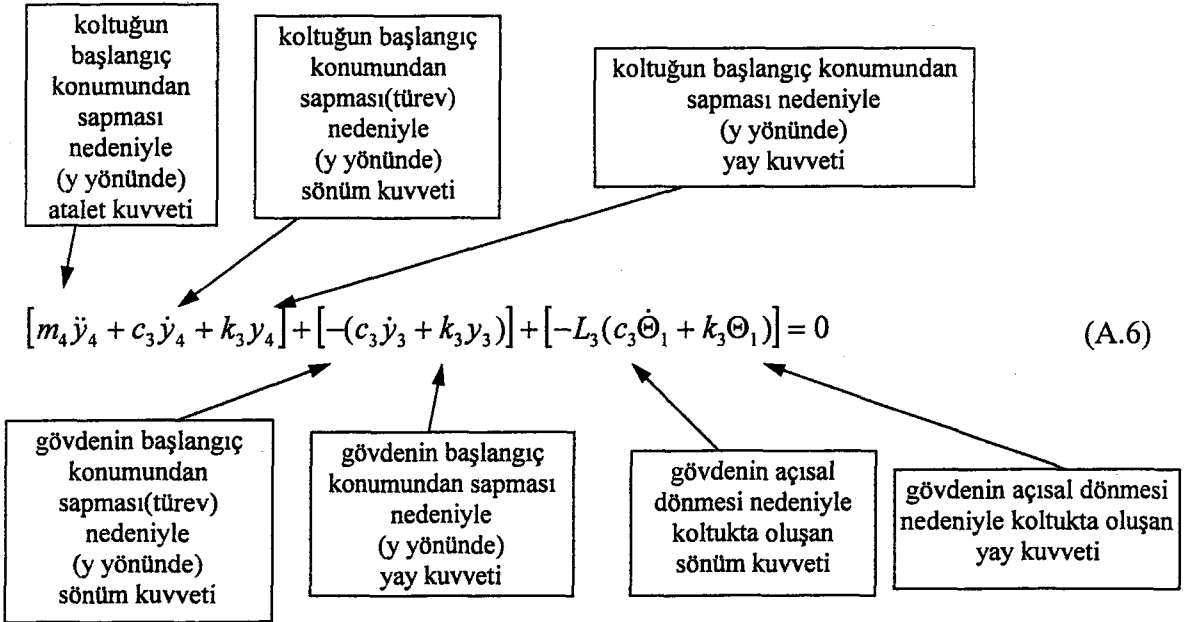
$$+ [L_2 c_2 \dot{y}_2 + L_2 k_2 y_2] + [-L_1 c_1 \dot{y}_1 - L_1 k_1 y_1] + [-L_3 c_3 \dot{y}_4 - L_3 k_3 y_4] + [-K \Theta_2] = 0$$



A.5 Koltuğun Açısal Yönde Hareket Denklemi:



A.6 Düşey Doğrultuda Yani y Yönünde Koltuğun Hareket Denklemi:



ÖZGEÇMİŞ

İbrahim H. Çağıl 1946 yılında İstanbul'da doğdu. İlk öğrenimini Erenköy İlk Okulunda, orta öğrenimini Sankt Georg Avusturya Lisesinde tamamladıktan sonra İ.T.Ü. Mühendislik - Mimarlık Fakültesine girdi. Bu fakültenin Makina Bölümünü bitirerek Makina Mühendisi ünvanını aldı. İ.T.Ü. Makina Fakültesinden de mezun olarak Makina Yüksek Mühendisi ünvanını kazandı.

İbrahim H. Çağıl halen İ.T.Ü. Makina Fakültesi Otomotiv Anabilim Dalında Öğretim Elemanı olarak çalışmakta olup evli ve iki çocuk babasıdır. Askerlik hizmetini 1975 yılında ifa etmiştir.

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMENTASYON MERKEZİ