

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**KAMYON KABİN SÜSPANSİYONUNUN
İNCELENMESİ VE KONFOR OPTİMİZASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makina Müh. H. Ozan TUNCEL

Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Programı : OTOMOTİV

HAZİRAN 2008

**KAMYON KABİN SÜSPANSİYONUNUN
İNCELENMESİ VE KONFOR OPTİMİZASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Makina Müh. H. Ozan TUNCEL
(503041706)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 2 Mayıs 2008
Tezin Savunulduğu Tarih : 13 Haziran 2008

Tez Danışmanı : Prof.Dr. Ahmet GÜNEY
Diğer Jüri Üyeleri Prof.Dr. İrfan YAVAŞLIOL (Y.T.Ü.)
Prof.Dr. Murat EREKE(İ.T.Ü.)

HAZİRAN 2008

ÖNSÖZ

Bütün mekanik sistemlerde olduğu gibi taşıtlarda da titreşim olgusu, hem yolcu hem de taşıtı oluşturan elemanlar için sorun teşkil etmektedir. 1886'da Manneheim'da hareket eden ilk taşıttan günümüze kadar bu titreşim probleminin önlenmesi için çeşitli süspansiyon sistemleri tasarlanmış ve geliştirilmiştir. Araç konforunu olumsuz yönde etkilemekte olan bu titreşimler, artan müşteri ve konfor beklentilerinin karşılanamamasına sebep olmaktadır. Kamyon, çekici gibi ağır vasıtaların neredeyse günün %70 ini yolda geçirdiği göz önüne alındığında araç konforunun sürücü için önemi ortaya çıkmaktadır.

Bu çalışmada Ford Cargo kamyonun kabin konforunun iyileştirilmesi amaçlanmıştır. Çalışma kapsamında üretim maliyetlerini arttırmamak için kabin süspansiyonu ana elemanlarında büyük dizayn değişikliğinden kaçınılarak konforun iyileştirilmesi yapılmıştır. Özellikle şasi ile kabin arasında yer alan süspansiyon elemanları üzerine yoğunlaşmış ve bu parametre ayarlanarak konforda iyileştirme sağlanmıştır.

Bu tezin hazırlanmasında bana verdiği destek ve katkılarından dolayı tez danışmanım Prof. Dr. Ahmet Güney'e, öğrenim hayatım boyunca bana sonsuz yardım ve desteklerini sunan sevgili aileme ve Ford Otosan Ürün Geliştirme Departmanındaki meslektaşlarıma teşekkürü bir borç bilirim.

Haziran 2008

H.Ozan TUNCEL

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	v
TABLO LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
SEMBOL LİSTESİ	ix
ÖZET	x
SUMMARY	xi
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATUR ARAŞTIRMASI VE TEORİ	3
2.1. Giriş	3
2.2. Sönümlü Zorlanmış Titreşim	4
2.2.1. Hız ve İvme Cevabı	8
2.2.2. Kuvvet Geçirgenliği	8
2.3.3. Histerezis	10
2.2.4. Rezonans Frekansları	11
2.3. Taşıtların Modelleri	11
2.4. Taşıtlarda Konfor	14
2.5. Titreşim Konforu	14
2.5.1. Titreşim Duyarlılığı	17
2.5.2. İyilik Sayısı	19
2.6. Titreşimin İnsan Üzerindeki Etkileri	19
2.6.1. Etki Suresi	20
2.6.2. Sağlık Etkilenmesi	20
3. KABİN SÜSPANSİYONUN İNCELENMESİ	23
3.1. Ford Cargo Kamyonun Tanıtılması ve Ürün Yelpazesi	23
3.2. Ford Cargo 1830 Çekici Kamyon	24
3.2.1. Ford Cargo 1830 Çekici Kamyon Kabin Süspansiyonu	25
3.2.2. Kabin Süspansiyon Parametreleri	26
3.2.3. Kabin Süspansiyonun Araç Üzerindeki Yerleşimi	26
4. DENEYSEL ÇALIŞMA	28
4.1. Data Toplama Cihazı	28
4.2. Sensörler	29
4.3. Sensör Yerleşimi	31
5. ÖLÇÜM SONUÇLARININ ANALİZİ	34

5.1. Zaman Ekseninde Toplanan Datanın İncelenmesi	34
5.2. Sistemler Arası Transfer Fonksiyonlarının Bulunması	36
5.3. Hidrolik Sarsıcı Testi ve Doğal Frekansların Bulunması	40
5.3.1. Kabin Rig Test Düzeneği	41
5.3.2. Kontrollü Test Sonucun Analizi	42
6. MODEL DOĞRULAMASI VE KABİN KONFOR İYİLEŞTİRMESİ	43
6.1. Dört Kademeli Sistem Matematik Modeli (MATLAB)	43
6.2. Matlab Arayüzü	46
6.3. Matlab Modelinin Doğrulanması	47
6.4. Sürüş Konforunun Matematiksel İfadesi	50
7. SONUÇLAR VE TARTIŞMA	54
KAYNAKLAR	56
EK-1	57
EK-2	64
ÖZGEÇMİŞ	68

KISALTMALAR

FFT	: Fast Fourier Transform
GUIDE	: MATLAB Graphical User Interface
ICP	: Integrated Circuit Piezoelectric
ISO	: International Organization for Standardization
MTS	: Material Testing Systems
RPC	: Remote Parameter Control
T.F	: Transfer Function

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 2.1: Ağırlık Fonksiyon Parametreleri.....	16
Tablo 2.2: Titreşim Duyarlılığı Kareleri Değerleri.....	19
Tablo 3.1: 1830 Ford Cargo Kamyon Teknik Özellikleri.....	24
Tablo 4.1: ICP Tip Kübik İvme Ölçer Teknik Özellikler.....	29
Tablo 4.2: Koltuk Tip İvme Ölçer Teknik Özellikler.....	30
Tablo 5.1: Transfer Fonksiyonu Sonuçları.....	39
Tablo 6.1: Temel Frekans Ağırlıklandırma Eğrilerinin Uygulanışı..	50
Tablo 6.2: 1/3 Oktav Bandında Temel Frekans Ağırlıklandırmaları.	51
Tablo 7.1: Yeni Tasarım Yay Sertlikleri ve Konfor Sayısı.....	54
Tablo 7.2: Sistem Doğal Frekansları.....	55

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1 : İnsan Vücutu Doğal Frekanslar.....	3
Şekil 2.2 : Sönümlü Tek Serbestlik Dereceli Sistem ve Kütleyle Etkiyen Kuvvet.....	4
Şekil 2.3 : Viskoz Sönümlü Sistemin Cevap Faktörleri.....	6
Şekil 2.4 : Faz Açısı Değişimi.....	6
Şekil 2.5 : Cevap Faktörünün Faz İçi Bileşeni.....	7
Şekil 2.6 : Cevap Faktörünün Faz Dışı Bileşeni.....	7
Şekil 2.7 : Viskoz Sönümlü Sistemin Geçirgenliği.....	9
Şekil 2.8 : Kuvvet Geçirgenliği Faz Açısı Değişimi.....	10
Şekil 2.9 : Histerezis Eğrisi.....	11
Şekil 2.10 : İki Katlı Yaylanmış Taşıt Modeli.....	13
Şekil 2.11 : Taşıt Titreşimleri İletim / Sönümlenme Elemanları.....	14
Şekil 2.12 : Sürücüye Etki Eden Titreşimler.....	15
Şekil 2.13 : Eşdeğer Konfor Eğrileri.....	17
Şekil 2.14 : Titreşim duyarlılığının kareleri.....	18
Şekil 2.15 : Titreşimden Etkilenme.....	20
Şekil 2.16 : Temel Ağırlıklandırılmalar İçin Frekans Ağırlıklandırma Eğrileri...	21
Şekil 2.17 : Sağlık Etkilenmesi (ISO 2631-1) Titreşim Duyarlılıkları.....	21
Şekil 2.18 : Titreşim Rahatsızlık Bölgeleri.....	22
Şekil 3.1 : Cargo Kamyon Urun Yelpazesi.....	23
Şekil 3.2 : Ford Cargo 1830 Çekici Kamyon.....	24
Şekil 3.3 : Kabin Süspansiyonu - Ön.....	25
Şekil 3.4 : Kabin Süspansiyonu - Arka.....	25
Şekil 3.5 : Kabin Süspansiyonu Araç Üzerinde Yerleşimi – Yandan Görünüş	26
Şekil 3.6 : Kabin Süspansiyonu Araç Üzerinde Yerleşimi – İzometrik Görünüş.....	27
Şekil 4.1 : Test Yolu 1.....	28
Şekil 4.2 : Test Yolu 2.....	28
Şekil 4.3 : Scadas Data Toplama Cihazı.....	29
Şekil 4.4 : Tek Eksenli İvme Ölçer Frekans Cevabı.....	30
Şekil 4.5 : Koltuk Tipi İvme Ölçer Frekans Cevabı.....	30
Şekil 4.6 : Sürücü Koltuğuna Yerleştirilen İvme Ölçer.....	31
Şekil 4.7 : Kabin Üzerine Yerleştirilen İvme Ölçerler.....	32
Şekil 4.8 : Şasi Kolu Üzerine Yerleştirilen İvme Ölçer.....	32
Şekil 4.9 : Aks Üzerine Yerleştirilen İvme Ölçer.....	33
Şekil 5.1 : Bozuk Yüzeyle Test Yolu.....	34
Şekil 5.2 : Yoldan Toplanan Zamana Bağlı İvme Datası.....	35
Şekil 5.3 : Şasi – Aks Arasındaki Transfer Fonksiyonu.....	36
Şekil 5.4 : Kabin – Aks Arasındaki Transfer Fonksiyonu.....	37
Şekil 5.5 : Koltuk - Aks Arasındaki Transfer Fonksiyonu.....	37
Şekil 5.6 : Kabin – Şasi Arasındaki Transfer Fonksiyonu.....	38

Şekil 5.7	: Koltuk – Şasi Arasındaki Transfer Fonksiyonu.....	38
Şekil 5.8	: Koltuk – Kabin Arasındaki Transfer Fonksiyonu.....	39
Şekil 5.9	: Fourier Dönüşüm Grafikleri	40
Şekil 5.10	: Kamyon Kabin Rig Testi Test Düzenegi.....	41
Şekil 5.11	: Şasiye Girişine Göre Kabinin Transfer Fonksiyonu (Servo Hidrolik Test).....	42
Şekil 6.1	: Araç Sürüş Konfor Matematik Modeli.....	44
Şekil 6.2	: Matlab/Guide ile Tasarlanmış Arayüz.....	47
Şekil 6.3	: Şasi – Aks Arasındaki Transfer Fonksiyonu.....	48
Şekil 6.4	: Kabin - Aks Arasındaki Transfer Fonksiyonu.....	48
Şekil 6.5	: Koltuk – Aks Arasındaki Transfer Fonksiyonu.....	49
Şekil 6.6	: Kabin - Şasi Arasındaki Transfer Fonksiyonu.....	49
Şekil 6.7	: Temel Ağırlıklandırmalar için Frekans Ağırlıklandırma Eğrileri....	52
Şekil 6.8	: Düşey Yön Ağırlıklandırma Eğrisi – Genlik Boyutunda.....	52

SEMBOL LİSTESİ

k	: Yay sertliği katsayısı
c	: Sönüm Katsayısı
c_c	: Kritik sönümlenme katsayısı
ω	: Doğal frekans
ω_n	: Sönümsüz doğal frekans
F	: Kuvvet
F_T	: İletilen kuvvet
F_o	: Etkiyen kuvvet
ζ	: Kritik sönümlenme oranı
θ	: Faz açısı
R_d	: Boyutsuz cevap faktörü
R_v	: Hız cevap faktörü
R_a	: İvme cevap faktörü
T	: Geçirgenlik
ψ	: Faz açısı
W	: Enerji
\bar{h}^2	: Karesel ortalama
C_j	: Fourier katsayısı
ϕ_j	: Faz açıları
Ω	: Birim uzunluk başına çevrim sayısı
Ω_j	: Frekanslar
ϕ_j	: Frekanslara karşılık gelen ve rastgele seçilecek olan faz açıları
K	: Titreşim konforu
v_1^2	: Aks doğal frekansı
v_2^2	: Gövde doğal frekansı
z	: Titreşim genliği
B	: Duyarlılık
Φ	: Spektrum yoğunluğu
O^2	: İyilik katsayısı
W_k	: Düşey Frekans Ağırlıklandırma Faktörü

KAMYON KABİN SÜSPANSİYONUNUN İNCELENMESİ VE KONFOR OPTİMİZASYONU

ÖZET

Konfor, rahatsızlıktan uzak olma, insanın kendini iyi hissetmesi durumu olarak tanımlanmıştır. Günümüzde artan müşteri beklentileri otomotiv firmalarının daha çok müşteri odaklı çalışmalarını gerektirmektedir. Bir ticari aracın da binek araçlarına yaklaşacak seviyede konforlu olması beklenmektedir. Bu da ticari araç üreticilerinin özellikle konfor iyileştirmesi konusunda ürün geliştirme çalışmalarına ağırlık vermesini gerektirmektedir.

Konfor açısından, ağır ticari bir aracın ana elemanları olan aks, şasi, kabin ve koltuğun doğal frekanslarının birbirleriyle çakışmaması önemli bir ürün geliştirme hedefidir. Bu ana elemanların doğal frekanslarının insan vücudunun duyarlı olduğu 4–8 Hz aralığında olmaması gerekmektedir.

Bu tezde Ford Cargo kamyonun kabin konforunun iyileştirilmesi amaçlanmıştır. Bunun için öncelikle bozuk yüzeyli yollarda ivme datası toplanmış, data incelenerek sistem ana elemanlarının doğal frekansları bulunmuştur. Doğal frekanslar şasi-aks, kabin-aks, koltuk-aks, kabin-şasi, koltuk-şasi, koltuk-kabin arasındaki transfer fonksiyonlarının hesaplanması ve sistem ana elemanlarına ait ivme datalarından Fourier eğrileri çıkarılarak hesaplanmıştır. Daha sonra araç sürüş konforunu incelemek ve süspansiyon parametrelerini yeniden bulmak için Matlab modeli kurulmuş, bu modelin doğruluğu toplanan yol datası ile kontrol edilmiştir. Çalışmalar ve konfor sayısı hesabı ISO 2631 standardı temel alınarak yapılmıştır. Çalışma süresince yukarıda bahsi geçen ana elemanlarda dizayn değişikliğinden kaçınılması ve üretim maliyetlerini arttırmadan konforun iyileştirilmesi dikkate alınmıştır. Bu sebeple şasi ile kabin arasında yer alan süspansiyon elemanları üzerine yoğunlaşmış ve bu parametre ayarlanarak konforda iyileştirme sağlanmıştır.

INVESTIGATION OF TRUCK CABIN SUSPENSION AND RIDE COMFORT OPTIMIZATION

SUMMARY

Comfort is defined as a state of being relaxed and feeling no pain. Today automotive firms have to carry on a customer-oriented work because of the increased customer expectations. A commercial vehicle is also expected to be as comfortable as an automobile. This situation leads the commercial vehicle producers to focus on the product development especially in the subject of the comfort improvement.

One of the main challenges of heavy-duty truck comfort optimization is to make sure that natural frequencies of axis, chassis, and cabin and seat subsystems are well separated. The design objective should also aim that frequencies of these subsystems are not in the range of 4-8 Hz, to which the human body is sensitive.

The objective of this thesis is to improve the Ford Cargo Truck cabin comfort. For this purpose, firstly road acceleration data was collected, afterwards this data was analyzed and the natural frequencies of the main system components were calculated. The natural frequencies were calculated by calculating the transfer functions between chassis-axis, cabin-axis, seat-axis, cabin-chassis, seat-chassis, seat-cabin, and by extracting the Fourier curves from the acceleration data of the main elements of the system. Finally, a Matlab model was built in order to analyze and improve the ride comfort, using this model new suspension parameters were calculated. The reliability of the Matlab model was correlated by the road data. All studies and the comfort number calculations were done according to ISO 2631 standard.

It has been avoided to make any changes regarding the design of the parts mentioned above and to improve the driving comfort without increasing production costs. Therefore, the focus of the work has been to improve the cabin suspension elements (suspension springs and shock absorbers) in order to achieve the design objectives.

1. GİRİŞ

Yol pürüzlülüğü, taşıtın dönen elemanlarının düzgünsüzlüğü, motor titreşimleri, seyir hareketleri, taşıttan sürücüye ve yolcuya etkiyen titreşimlerin ana kaynaklarıdır. Gürültü, titreşim ve hareketin seyahat sırasında sürücü ve yolcular üzerinde bıraktığı etki konfor, daha açık bir ifadeyle “sürüş konforu” olarak tanımlanır. Kelime anlamı olarak konfor; rahatsızlıktan uzak olma, insanın kendini iyi hissetmesi durumu olarak tanımlanmıştır.

Müşteri beklentileri otomotiv sektöründe her geçen gün artmakta, bu da otomotiv firmalarının daha çok müşteri odaklı çalışmalarını gerektirmektedir. Öncelikle binek araç müşterilerinde ortaya çıkan bu yüksek müşteri beklentileri, binek araçlarla sınırlı kalmamaktadır. Günümüzde bir ticari aracın da binek araçlarına yaklaşacak seviyede konforlu olması beklenmektedir. Bu da ticari araç üreticilerinin özellikle konfor iyileştirmesi konusunda ürün geliştirme çalışmalarına ağırlık vermesini gerektirmektedir.

Konfor açısından, ağır ticari bir aracın ana elemanları olan aks, şasi, kabin ve koltuğun doğal frekanslarının birbirleriyle çakışmaması önemli bir ürün geliştirme hedefidir. Bu ana elemanların doğal frekanslarının insan vücudunun duyarlı olduğu 4–8 Hz aralığında olmaması gerekmektedir.

Bu çalışmada Ford Cargo kamyonun kabin konforunun iyileştirilmesi amaçlanmıştır. Çalışma süresince yukarıda bahsi geçen ana elemanlarda tasarım değişikliğinden kaçınılması ve üretim maliyetlerinin arttırılmadan konforun iyileştirilmesi dikkate alınmıştır. Bu sebeple şasi ile kabin arasında yer alan süspansiyon elemanları üzerine yoğunlaşmış ve bu parametre ayarlanarak konforda iyileştirme sağlanmıştır.

Çalışmada öncelikle mevcut kamyon üzerinden ivme verileri toplanmış, bu veri analiz edilmiş, aks, şasi, kabin ve koltuk sistemlerinin doğal frekansları bulunmuştur. Daha sonra toplanan data kullanılarak kabin sürüş konforunu analiz etmeye olanak sağlayacak MATLABTM matematik modeli kurulmuştur. Bu model ile yoldan gelen tahriklerin sürücüye şasi, kabin ve koltuk sistemlerinden nasıl iletildiği belirlenmiş

ve sürüş konfor katsayısını hesaplanmıştır. Son olarak, doğruluğu toplanan veri ile kontrol edilmiş olan Matlab modeli yardımıyla yeni kabin süspansiyon parametreleri hesaplanmış, kabin konforu iyileştirilmiştir.

2. LİTERATUR ARAŞTIRMASI VE TEORİ

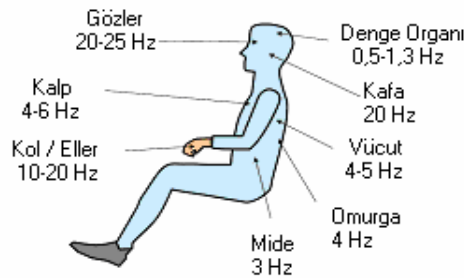
2.1 Giriş

Seyir halindeki taşıtlar, esas olarak yoldan gelen uyarılarla titreşim yaparlar. Bu titreşimler genelde 0 Hz ile 25 Hz frekans aralığında olmaktadır [1].

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

Yoldan gelen uyarılar, tekerlekler aracılığıyla, yay ve sönüm elemanları üzerinden gövdeye geçerler. Genelde dört tekerlekli olan taşıtların gövdeleri dikey, yatay, başurma ve yalpa titreşimleri yapmaktadır. Taşıtların içinde oturan kişiye bu titreşimler yine yay ve sönüm elemanlarından oluşan koltuk sistemi aracılığıyla iletilmektedir.

İnsan vücudu titreşim yapan bir sistem olarak ele alındığında, farklı doğal frekansları olan organların titreşim genliklerine göre değil, daha çok frekanslarına göre algılama yaptıkları ve etkilendikleri bilinmektedir.. Bu konuda yapılan araştırmalar subjektif algılar ile fiziksel ölçüm değerleri arasında frekansa bağlı bir ilişki olduğunu göstermektedir. Aşağıdaki grafikte insan vücudunun çeşitli organlarının doğal frekansları gösterilmiştir. Bu frekansların Taşıtların doğal frekansları ile mümkün olduğunca çakışmaması veya çakışma durumunda titreşime maruz kalınan sürenin minimum olması seyir konforunu olumlu yönde etkileyecektir.



Şekil 2.1: İnsan vücudu doğal Frekanslar [2]

Bundan sonraki bölümler de temel titreşim bilgileri verilecek, taşıt titreşimleri ve insan üzerindeki etkileri açıklanacaktır.

2.2 Sönümlü Zorlanmış Titreşim

Titreşim sistemleri potansiyel enerjinin depolanması (yay), kinetik enerjinin depolanması (kütle veya atalet) veya enerjinin kademeli olarak sönümlenmesini (damper) içerir. Bir sistemin titreşimi, enerjisinin potansiyel enerjiden kinetik enerjiye yada kinetik enerjiden potansiyel enerjiye dönüşmesi ile sonuçlanır. Sönümlü bir sistemde her bir döngüde belli bir miktar enerji kaybolur. Bu nedenle kararlı bir titreşim amaçlanıyor ise mutlaka dış bir etken tarafından kaybolan enerji sisteme dahil edilmelidir.

Şekil 2.2' deki m kütesine aşağıda belirtilmiş olan F kuvveti uygulanması durumunda sönümlü ve tek serbestlik dereceli sistemin diferansiyel denklemi şöyle olur;

$$F = F_o \cdot \sin(\omega t) \quad (2.1)$$

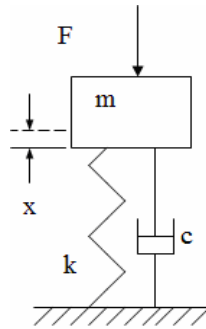
$$m \cdot \ddot{x} + c \cdot \dot{x} + k \cdot x = F_o \cdot \sin \omega t \text{ dir.} \quad (2.2)$$

Bu eşitliğin çözüm formu sönüm katsayısının kritik sönüm katsayısından düşük, bu katsayıya eşit yada kritik sönüm katsayısından büyük olmasına bağlıdır. Kritik sönüm katsayısı;

$$c_c = 2\sqrt{k \cdot m} = 2m\omega_n \text{ dir.} \quad (2.3)$$

$$\zeta = \frac{c}{c_c} \quad (2.3a)$$

oranına ise kritik sönümlenme oranı denir.



Şekil 2.2: Sönümlü Tek Serbestlik Dereceli Sistem ve Kütleyle Etkiyen Kuvvet

Kütleye etkiyen ω frekanslı kuvvetin oluşturduğu titreşim hareketinde sönümlenme katsayısı c sıfırdan büyük olduğunda kuvvet ile titreşim hareketi arasındaki faz sıfırdan farklı olur. Buna göre x deplasmanı aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$x = R \cdot \sin(\omega t - \theta) = A_1 \sin \omega t + B_1 \cos \omega t \quad (2.4)$$

2.3 nolu eşitliği 2.2 noludan çıkarttığımızda aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\frac{x}{F_o / k} = \frac{\sin(\omega t - \theta)}{\sqrt{(1 - \omega^2 / \omega_n^2)^2 + (2\zeta \omega / \omega_n)^2}} = R_d \cdot \sin(\omega t - \theta) \quad (2.5)$$

burada

$$\theta = \tan^{-1}\left(\frac{2\zeta \omega / \omega_n}{1 - \omega^2 / \omega_n^2}\right) \text{ dir.} \quad (2.5a)$$

R_d boyutsuz cevap faktörü olarak adlandırılır ve titreşim hareketi sonucu oluşan deplasmanın, F kuvvetinin statik şekilde uygulandığı durumdaki yay deplasmanına oranını tanımlar. Çok düşük frekanslarda R_d yaklaşık olarak 1' dir ve frekans ω_n e çok yakinken bir maksimum yapar ve ω çok büyük değerler aldıkça R_d de sıfıra yaklaşır. Deplasman cevabı bu frekans koşullarında şöyle ifade edilir;

$$x \cong \left(\frac{F_o}{k}\right) \sin \omega t \quad [\omega \ll \omega_n] \quad (2.6)$$

$$x = \frac{F_o}{2k\zeta} \sin\left(\omega_n t + \frac{\pi}{2}\right) = -\frac{F_o \cos(\omega t)}{c \omega_n} \quad [\omega = \omega_n] \quad (2.6a)$$

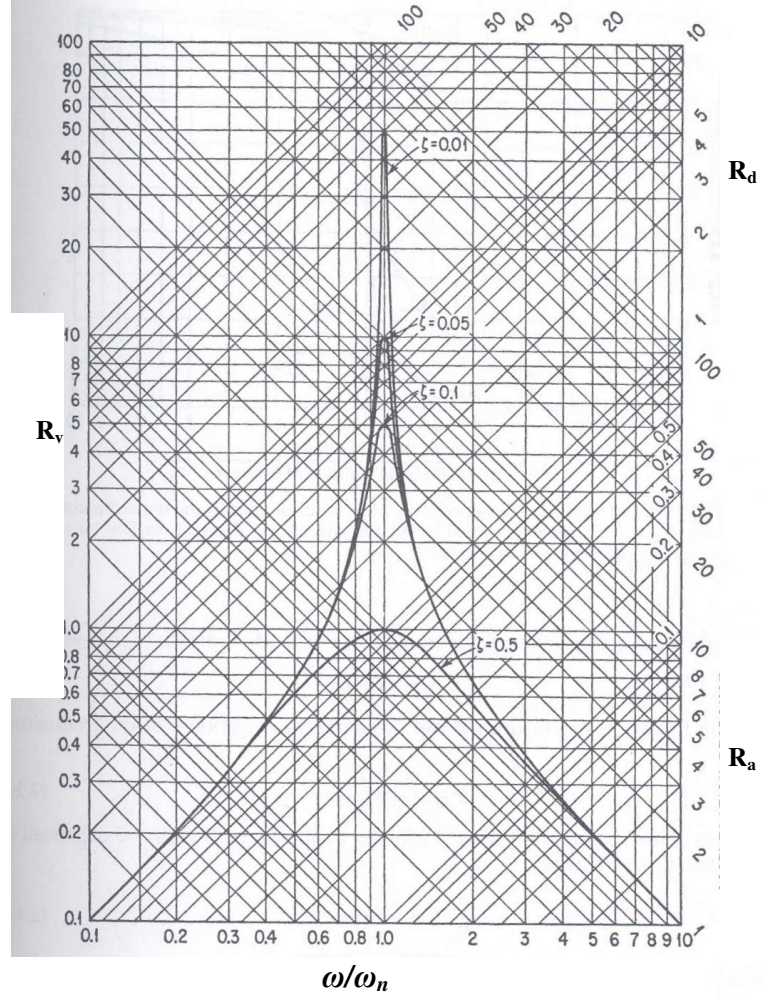
$$x \cong \frac{\omega_n^2 F_o}{\omega^2 k} \sin(\omega t + \pi) = \frac{F_o}{m \omega^2} \sin \omega t \quad [\omega = \omega_n] \quad (2.6b)$$

Şekil 2.3' de pozitif 45° lik açıyla çizilmiş olan eğriler boyutsuz cevap faktörünü (R_d) frekans oranının (ω/ω_n) bir fonksiyonu olarak göstermektedir. Faz açısı (θ) eğrileri ise Şekil 2.4' de gösterilmiştir.

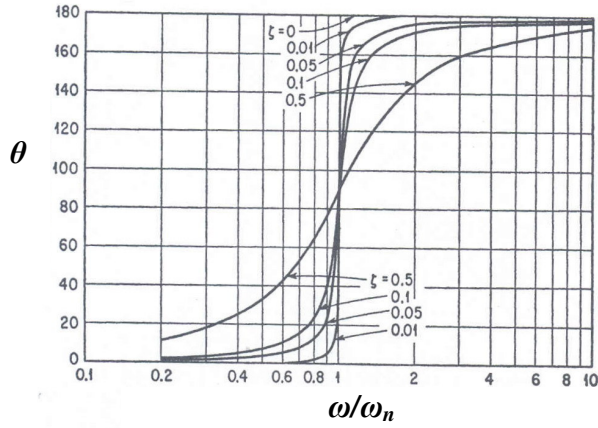
2.5 ve 2.6b nolu eşitlikler yerine aşağıdaki eşitlik de kullanılabilir.

$$\frac{x}{F_o / k} = \frac{(1 - \omega^2 / \omega_n^2) \sin \omega t - 2\zeta (\omega / \omega_n) \cos \omega t}{(1 - \omega^2 / \omega_n^2)^2 + (2\zeta \omega / \omega_n)^2} \quad (2.7)$$

$$\frac{x}{F_o / k} = (R_d)_x \sin \omega t + (R_d)_R \cos \omega t \quad (2.7a)$$

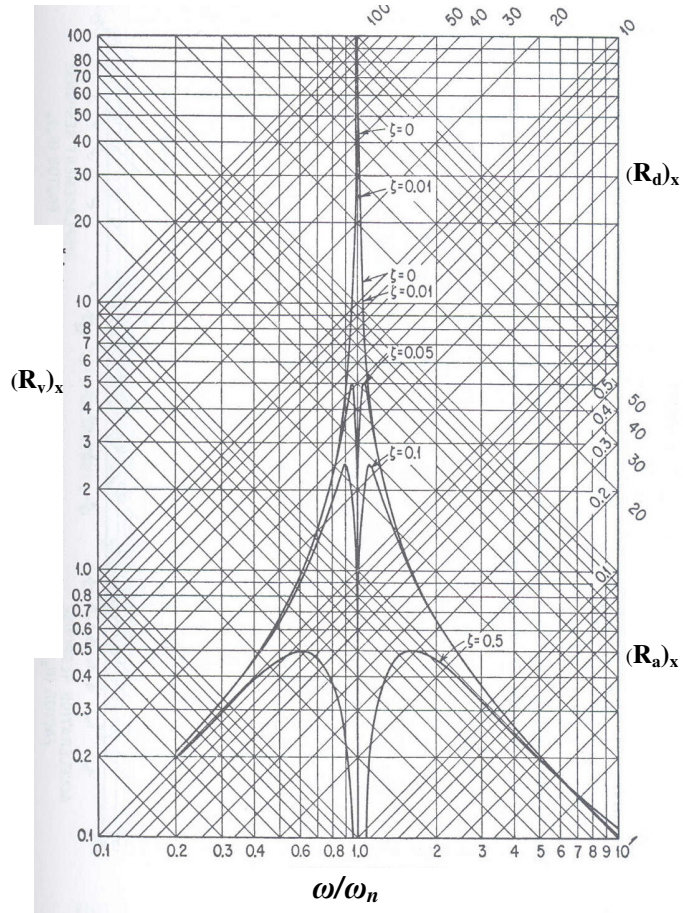


Şekil 2.3: Visköz Sönümlü Sistemin Cevap Faktörleri

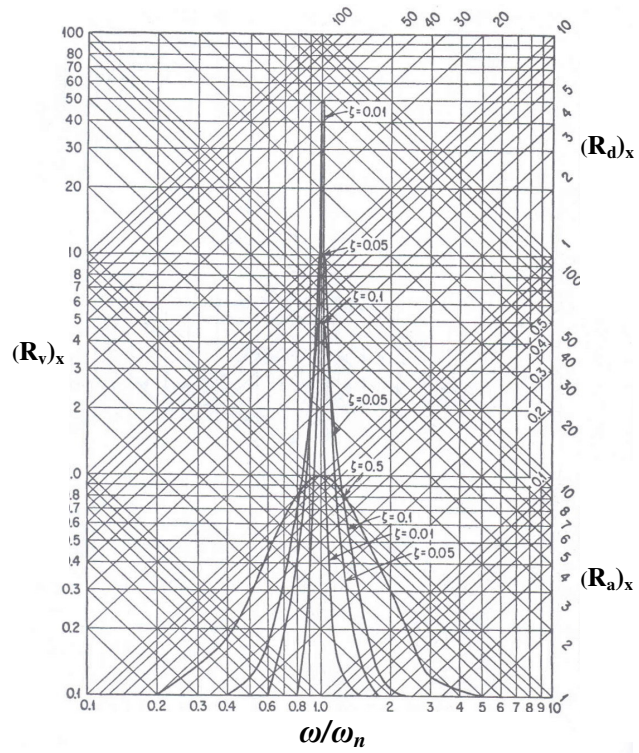


Şekil 2.4: Faz Açısı Değişimi

Bu eşitlik, kuvvetle aynı fazda $[(R_d)_x \cdot \sin(\omega t)]$ ve 90° fazın dışında $[(R_d)_R \cdot \cos(\omega t)]$ olan cevabın bileşenlerini göstermektedir. $(R_d)_x$ ve $(R_d)_R$ frekans oranının fonksiyonu olarak Şekil 2.5 ve Şekil 2.6' de gösterilmiştir [3].



Şekil 2.5: Cevap Faktörünün Faz İçi Bileşeni



Şekil 2.6: Cevap Faktörünün Faz Dışı Bileşeni

2.2.1 Hız ve İvme Cevabı

Deplasman (x) yerine hız (\dot{x}) veya ivme (\ddot{x}) çizilirse cevap eğrilerinin şekli belirgin bir şekilde değişiklik gösterir. 2.5 nolu eşitliğin zamana göre türevi alınırsa sistemin hız cevabı aşağıdaki gibi elde edilir;

$$\frac{\dot{x}}{F_o / \sqrt{k.m}} = \frac{\omega}{\omega_n} R_d \cos(\omega t - \theta) = R_v \cos(\omega t - \theta) \quad (2.8)$$

2.8 nolu eşitliğin zamana göre türevinin alınması ile de sistemin ivme cevabı elde edilir.

$$\frac{\ddot{x}}{F_o / m} = -\frac{\omega^2}{\omega_n^2} R_d \sin(\omega t - \theta) = -R_a \sin(\omega t - \theta) \quad (2.9)$$

Sırasıyla 2.8 ve 2.9 da elde edilen sistemin hız ve ivme cevap faktörleri Şekil 2.2' de -45° eğimle çizilmiş eğriler ile gösterilmiştir. $\omega \rightarrow 0$ ve $\omega \rightarrow \infty$ iken hız cevap faktörü sıfıra yaklaşmaktadır. İvme cevap faktörü ise $\omega \rightarrow 0$ iken sıfıra, $\omega \rightarrow \infty$ iken ise 1 e yaklaşmaktadır [3].

2.2.2 Kuvvet Geçirgenliği

Sistemin temeline iletilen kuvvet

$$F_T = c\dot{x} + kx \quad \text{dir.} \quad (2.10)$$

$c\dot{x}$ ve kx kuvvetleri arasında 90° lik bir faz farkı olduğundan iletilen F_T kuvvetinin şiddeti,

$$|F_T| = \sqrt{c^2 \dot{x}^2 + k^2 x^2} \quad \text{dir.} \quad (2.11)$$

İletilen F_T kuvvetinin kütleyle etkiyen kuvvete (F_o) oranı geçirgenlik (T) cinsinden şu şekilde ifade edilebilir;

$$\frac{F_T}{F_o} = T \sin(\omega t - \psi) \quad (2.12)$$

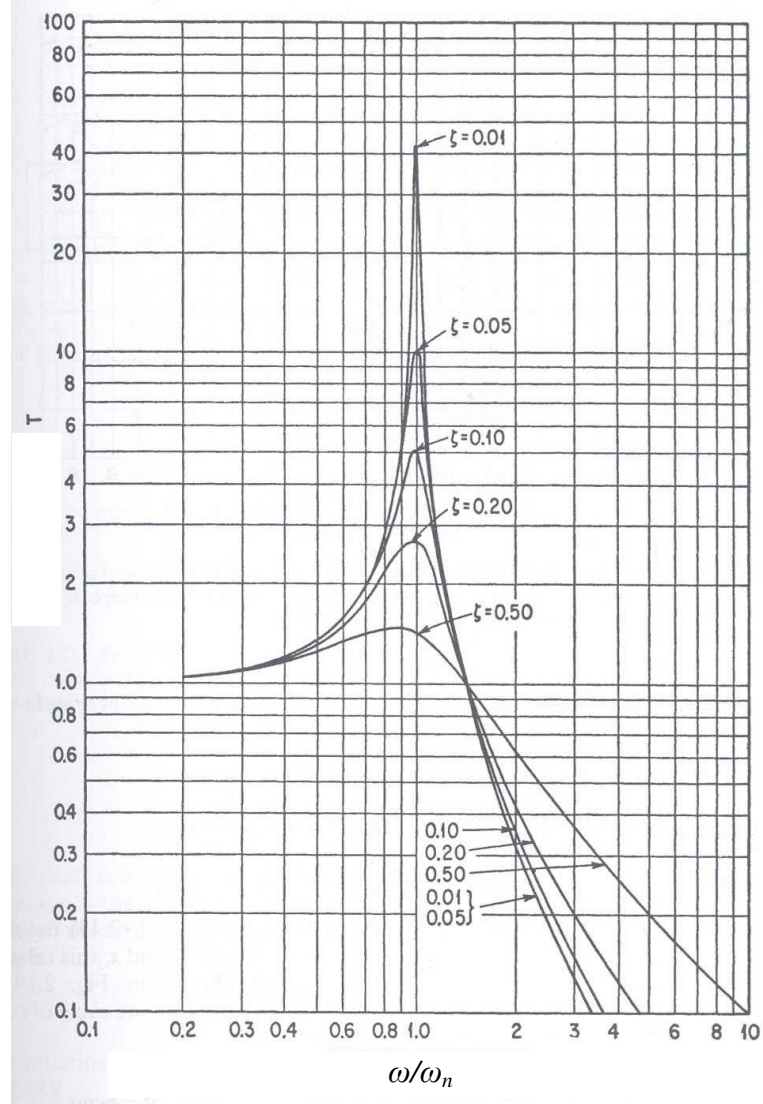
burada

$$T = \sqrt{\frac{1 + (2\zeta\omega / \omega_n)^2}{(1 - \omega^2 / \omega_n^2)^2 + (2\zeta\omega / \omega_n)^2}} \quad (2.13)$$

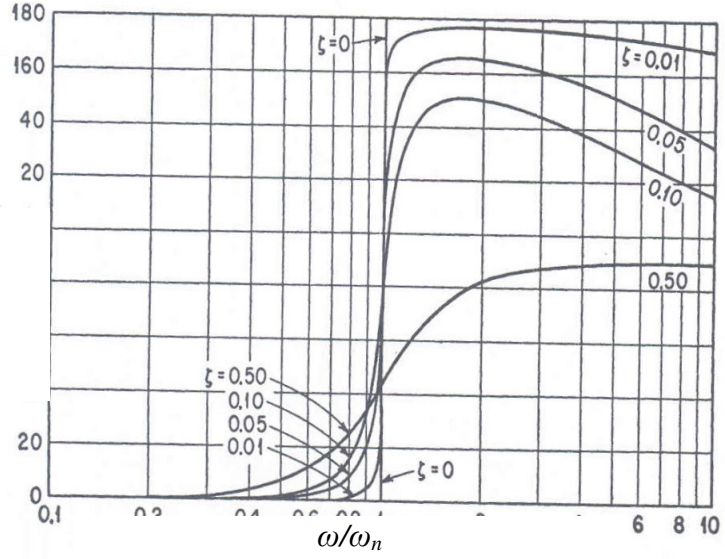
ve

$$\psi = \tan^{-1} \frac{2\zeta(\omega/\omega_n)^3}{1 - \omega^2/\omega_n^2 + 4\zeta^2\omega^2/\omega_n^2} \quad (2.14)$$

Sırasıyla Şekil 2.7 ve Şekil 2.8' de geçirgenlik (T) ve faz açısı (ψ) çeşitli kritik sönümlenme oranı (ζ) için frekans oranının (ω/ω_n) bir fonksiyonu olarak gösterilmektedir [3].



Şekil 2.7: Viskoz Sönümlü Sistemin Geçirgenliği



Şekil 2.8: Kuvvet Geçirgenliği Faz Açısı Değişimi

2.2.3 Histerezis

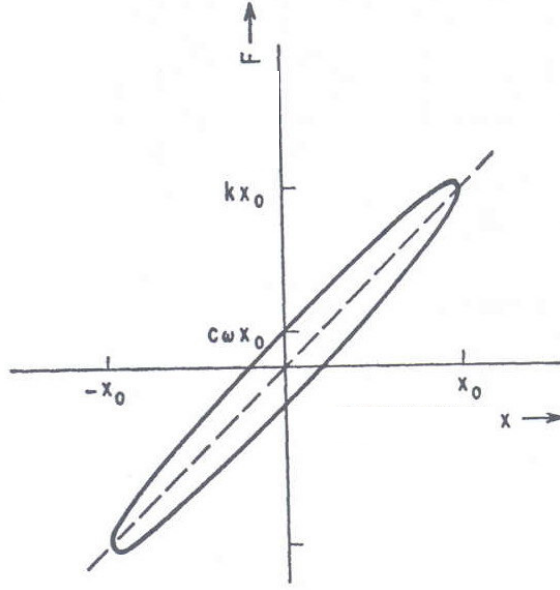
Şekil 2.2' de gösterilen viskoz sönümlü tek serbestlik dereceli sistem aşağıda belirtilen hareket fonksiyonu (2.15 nolu denklem) ile titreşim hareketine zorlanırsa yay ve sönümleyici tarafından kütleyle iletilen kuvvet aşağıda belirtildiği gibi olur.

$$x = x_0 \sin \omega t \quad (2.15)$$

$$F = k.x_0 \sin \omega t + c\omega.x_0 \cos \omega t \quad (2.16)$$

2.15 ve 2.16 nolu eşitlikler kuvvet (F) ve deplasman (x) arasındaki ilişkiyi ortaya koymaktadır. Bu ilişki Şekil 2.9' de gösterilmiştir. Salınımın bir döngüsünde kaybolan enerji

$$W = \int_T^{T+2\pi/\omega} F \frac{dx}{dt} dt = \pi.c.\omega.x_0^2 \text{ dir.} \quad (2.15)$$



Şekil 2.9: Histerezis Eğrisi

2.2.4 Rezonans Frekansları

Zorlanmış kararlı hal titreşimli bir sistemin deplasman, hız ve ivme cevaplarının maksimum olduğu çeşitli frekanslar vardır. Rezonans frekansı her ne kadar cevabın maksimum olduğu frekans olarak tanımlansa da, basit bir sistem genel olarak 3 rezonans frekansına sahiptir. Çeşitli rezonans frekansları, sönümlü doğal frekans ve sönümsüz doğal frekans (ω_n) arasındaki ilişki şöyledir;

$$\text{Deplasman rezonans frekansı : } \omega_n \sqrt{1-2\zeta^2} \quad (2.16)$$

$$\text{Hız rezonans frekansı: } \omega_n \quad (2.17)$$

$$\text{İvme rezonans frekansı: } \omega_n / \sqrt{1-2\zeta^2} \quad (2.18)$$

$$\text{Sönümlü doğal frekans: } \omega_n \sqrt{1-\zeta^2} \quad (2.19)$$

Fiziksel sistemlerin içerdiği sönümleme derecesi göz önüne alındığında bu üç rezonans frekansı arasındaki fark ihmal edilebilir düzeydedir [3]

2.3 Taşıt Modelleri

Yoldaki düzensüzlüklerden dolayı taşıtta oluşan titreşimleri belirleyebilmek ve taşıt titreşimlerini analiz edebilmek için çeşitli taşıt modelleri kullanılabilir. Bu modeller az veya daha karmaşık olabilir.

Modelini oluşturmak istediğimiz sistemin özelliğine, modelin karmaşıklık düzeyine ve elde etmek istediğimiz sonuçların kesinliğine göre bir takım taşıt modelleri oluşturabiliriz.

Bunlar temel olarak;

- Dörtte bir (çeyrek) taşıt modeli

Bu modelde sadece bir tekerlek ve buna isabet eden taşıt kütlesi yer alır. Ancak modellenecek taşıtın ve istenilen ayrıntıya göre birçok çeşit çeyrek taşıt modeli söz konusudur.

- Yarım taşıt modeli

Bu tip bir modelde taşıtın iki akslı olduğu göz alınmakla birlikte sağ ve solun özdeş olduğu ve aynı şekilde uyarıldığı varsayımı yapılmaktadır. Sonuç olarak aracın sadece bir yanı (sağ veya sol) modellenir.

- Bütün taşıt modeli

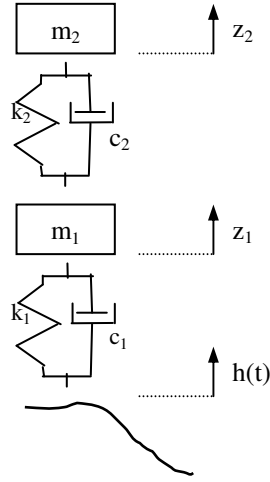
Modelin adından da anlaşılacağı gibi bu modelde taşıtın iki akslı olduğu dikkate alınarak ve sağ/ sol ayrımı yapılmadan modellenmesi esastır. Bu modelde taşıtın dört noktasına da farklı yol düzgünlüğüne denk gelen farklı titreşim fonksiyonları uygulanabilir.

Bu çalışmada çeyrek Taşıt modeli temel alınarak data toplama ve modelleme yapılmıştır. Aşağıdaki çözümlemede çeyrek Taşıt modeli 'iki katlı yaylanmış taşıt modeli' olarak incelenmiş, hareket denklemleri ve frekans cevabının elde edilmesi verilmiştir.

$$m_2 \ddot{z}_2 = -k_2(z_2 - z_1) - c_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \quad (2.25)$$

$$m_1 \ddot{z}_1 = +k_2(z_2 - z_1) + c_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) - k_1(z_1 - h(t)) - c_1(\dot{z}_1 - \dot{h}(t)) \quad (2.26)$$

Yukarıdaki hareket denklemleri 'lastik tekerlekli ve asılıklı modelin' hareket denklemleridir. Fakat kabin – süspansiyon modeli ile de benzerdir.



Şekil 2.10: İki Katlı Yaylanmış Taşıt Modeli

Bu denklemlerin düzenlenmesi ile;

$$m_2 \ddot{z}_2 + c_2 \dot{z}_2 + k_2 z_2 - c_2 \dot{z}_1 - k_2 z_1 = 0 \quad (2.27)$$

$$m_1 \ddot{z}_1 - c_2 \dot{z}_2 - k_2 z_2 + (k_2 + k_1) z_1 + (c_2 + c_1) \dot{z}_1 = k_1 h(t) + c_2 \dot{h}(t) \quad (2.28)$$

bulunur.

Sistemin doğal frekanslarını bulabilmek için 2.27 numaralı denklem ele alınır. Sönümlerin sıfır alınması ile formel olarak bir çözüm bulunabilir, ve

$$\nu_2^2 = \frac{k_2}{m_2} \quad (2.29)$$

$$\nu_1^2 = \frac{k_2 + k_1}{m_1} \quad (2.30)$$

olmak üzere,

$$\nu_{1,2}^2 = \frac{1}{2}(\nu_1^2 + \nu_2^2) \pm \frac{1}{2}(\nu_1^2 + \nu_2^2) \sqrt{1 - \frac{4k_1 k_2}{m_1 m_2 (\nu_1^2 + \nu_2^2)^2}} \quad (2.31)$$

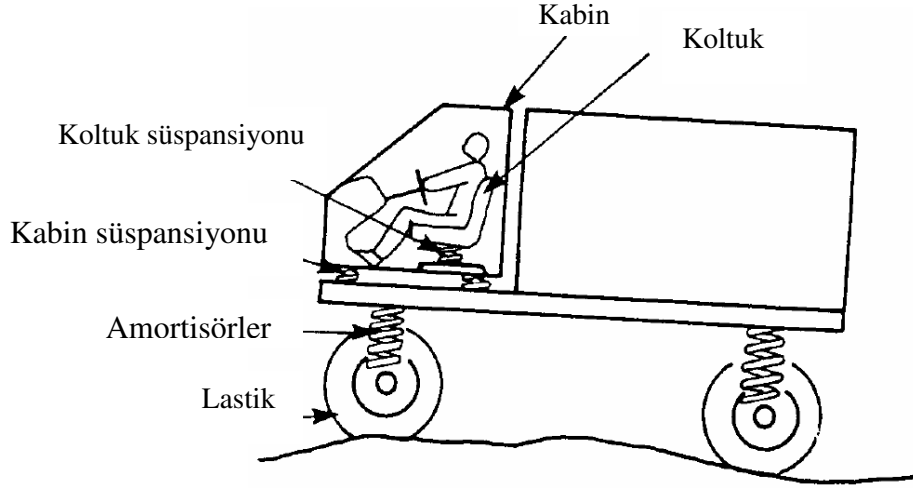
hesaplanabilir.

Bu frekanslardan 2.29 nolu frekans gövde frekansı, 2.30 nolu frekans ise aks frekansı adını alır. Gövde frekansı 0.8 Hz ve 2 Hz arasında, aks frekansı da 8 Hz ile 16 Hz arasında olur [4].

2.4 Taşıtlarda Konfor

Taşıtlarında konfor; seyir konforu, kumanda konforu, transport konforu, iklim konforu ve iç gürültü konforu olmak üzere 5 başlık altında toplanabilir.

Bu tezde yukarıdaki başlıklardan Seyir Konforu incelenecektir.



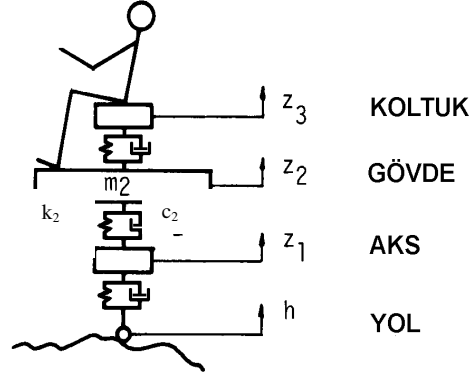
Şekil 2.11: Taşıt Titreşimleri İletim / Sönümleme Elemanları [5]

Şekil 2.11' de taşıt titreşimlerinin iletimini ve sönümünü sağlayan elemanlar görülmektedir. Taşıttaki sürücüye ve yolcuya etkiyen titreşimler; yol pürüzlülüğü, taşıtın dönen elemanlarının düzgünsüzlüğü, motor titreşimleri, seyir hareketlerinde kaynaklanmaktadır. Bu tezde kullanılacak olan titreşim verisi gerçek zamanlı olarak toplanmış yol datası toplanarak elde edilmiştir.

2.5 Titreşim Konforu

Taşıt titreşimlerinin irdelenmesinde en önemli kriterlerden biri taşıtın içinde bulunan kişilerin bu titreşimlerden duyduğu rahatsızlığı gösteren titreşim konforudur.

Kişi taşıt içinde genellikle oturur durumda bulunur (Şekil 2.12).



Şekil 2.12: Sürücüye Etki Eden Titreşimler

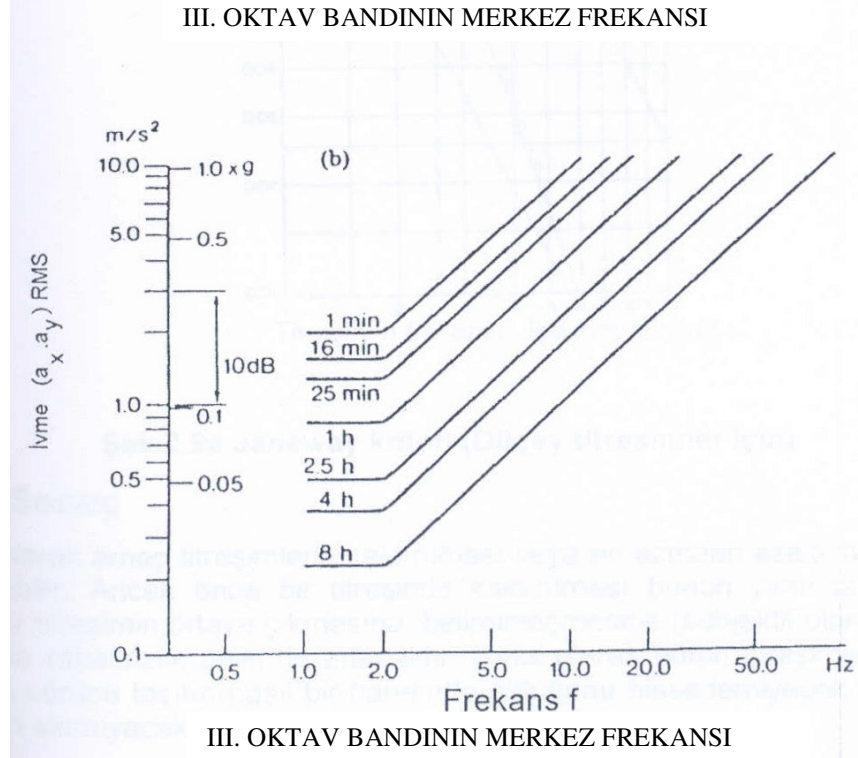
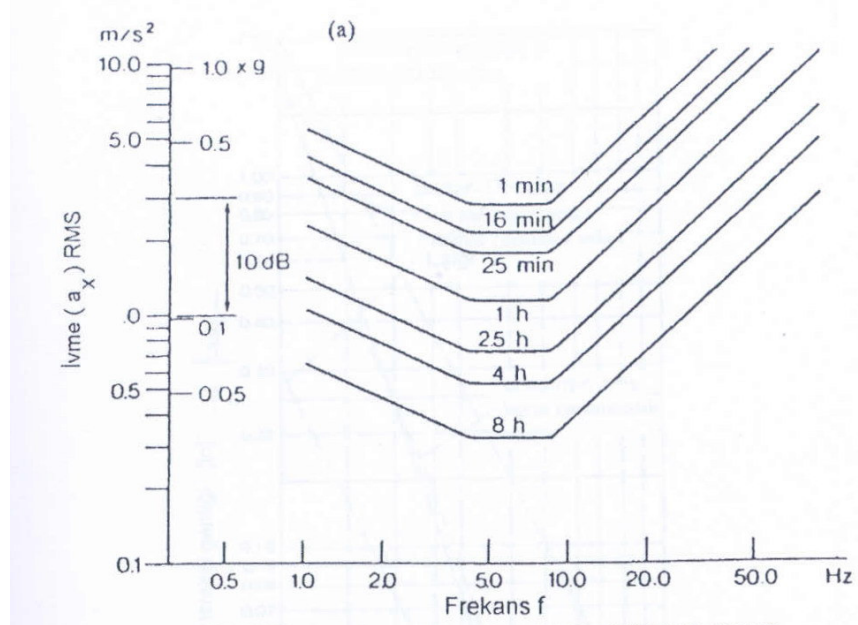
Cadde taşıtlarındaki artan konfor talepleri nedeniyle koltukta oturan sürücü ve yolcu için daha önce göz önüne alınmayan el ve ayak konforu gibi bazı parametreler için bazı kriterler getirilmiştir. Şekil 2.12' de cadde taşıtlarında konfor için ölçülen hareketler gösterilmiştir. Belirtilen bu hareketlerin kendisi değil ivmeler göz önüne alınmaktadır. Rastlantısal titreşimler söz konusu olduğunda efektif değerler göz önüne alınmaktadır [4].

Tablo 2.1' de bu ağırlık fonksiyonları için önerilen ifadeler verilmiştir. İfadeler efektif değerler ile değerlendirme arasındaki bağlantılardır.

Şekil 2.13' de eşdeğer konfor eğrileri verilmiştir. Bu eğrilerden görülen düşük ivme efektif değerlerinde frekansa bağlılığın düşük olduğudur. Ancak yüksek ivme değerlerinde frekansa bağlılık ortaya çıkmaktadır [4].

Tablo 2.1: Ağırlık Fonksiyon Parametreleri

	Frekans Aralığı				
Koltuk	0 – 0.2 Hz $0 < \omega < 0.4\pi$	0.2 – 4 Hz $0.4\pi < \omega < 8\pi$	4 – 8 Hz $8\pi < \omega < 16\pi$	> 8Hz $\omega > 16\pi$	
Fonksiyon	4.48	$4\sqrt{\omega}$	20	$\frac{1000}{\omega}$	
	Frekans Aralığı				
El ve Ayak	0 – 8 Hz $0 < \omega < 16\pi$	8 – 16 Hz $16\pi < \omega < 32\pi$	> 16 Hz $\omega > 32\pi$		
Fonksiyon	0.125ω	6.3	$628 / \omega$		
	Frekans Aralığı				
Kafa Vurma ve Yalpa	0 – 0.3 Hz $0 < \omega < 0.6\pi$	0.3 – 1 Hz $0.6\pi < \omega < 2\pi$	1 – 7 Hz $2\pi < \omega < 14\pi$	7 – 10 Hz $20\pi < \omega < 14\pi$	> 10 Hz $\omega > 20\pi$
Fonksiyon	112	$400 / \omega^2$	10	$19345 / \omega^2$	5



Şekil 2.13: Eşdeğer Konfor Eğrileri

2.5.1 Titreşim Duyarlılığı

Oturan kişiye titreşimler, oturduğu koltuk üzerinden, ayaklarından ve ellerinden etki ederler. Burada dikkat edilecek husus, insan vücudunun çeşitli kısımlarının, değişik titreşimlere maruz kaldığıdır. Şöyle ki, koltuk üzerinde kalan vücut kısmı, koltuktan gelen titreşimlere, ayaklar ve bacakların alt kısımları, taşıt gövdesi titreşimlerine, sürücünün elleri ve kolları da direksiyon simidi titreşimlerine maruz kalırlar. Bu titreşimler farklı olduğu gibi, insan vücudunun bu değişik kısımlarının titreşime

duyarlılıkları da farklıdır. İnsana etkiyen titreşimlerin toplam tesiri, her bir vücut parçası için ayrı ayrı ele alınıp sonunda bir bütün halinde irdelenmelidir. Belli bir frekanstaki titreşim konforu (K), o frekanstaki titreşim genliği (z) ile duyarlılığın (B) çarpımı ile bulunur.

$$K(\omega) = B \cdot \ddot{z}(\omega) \quad (2.32)$$

Konfor sayısının bulunması için de bütün frekans alanı göz önüne alınmalıdır. Duyarlılık, büyütme fonksiyonu ve uyarı spektrum yoğunluğu yardımıyla, konfor sayılarının kareleri aşağıdaki şekilde bulunur:

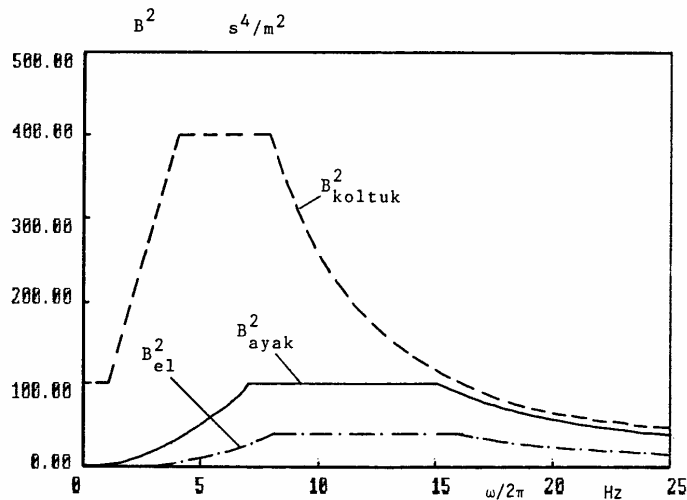
$$K_{koltuk}^2 = \int_0^{\infty} B_{koltuk}^2 \left| \frac{\ddot{\hat{z}}_{koltuk}}{\hat{h}} \right|^2 \Phi_h(\omega) d\omega \quad (2.33)$$

$$K_{el}^2 = \int_0^{\infty} B_{el}^2 \left| \frac{\ddot{\hat{z}}_{el}}{\hat{h}} \right|^2 \Phi_h(\omega) d\omega \quad (2.34)$$

$$K_{ayak}^2 = \int_0^{\infty} B_{ayak}^2 \left| \frac{\ddot{\hat{z}}_{ayak}}{\hat{h}} \right|^2 \Phi_h(\omega) d\omega \quad (2.35)$$

Toplam titreşim konforu değeri ise bu konfor sayılarının karesel toplamıyla elde edilir.

$$K = \sqrt{K_{koltuk}^2 + K_{el}^2 + K_{ayak}^2} \quad (2.36)$$



Şekil 2.14: Titreşim duyarlılığının kareleri

Kişinin duyarlılık eğrilerinin karesel şekli, Şekil 2.14’de gösterilmiştir. Bu eğrilerin hesabı için de, frekansa bağlı değerleri Tablo 2.2’ de verilmiştir [1].

Tablo 2.2: Titreşim Duyarlılığı Kareleri Değerleri

	Frekans $\omega/2\pi$	B^2
Koltuk	0 – 1	100
	1 – 4	$16.\omega$
B^2_{koltuk}	4 – 8	400
	8 -----	$(1000/\omega)^2$
El – kol	0 – 8	$(\omega/8)^2$
	8 – 16	40
B^2_{el}	16 -----	$4.10^5 / \omega^2$
Ayak	0 – 7	$\omega^2/20$
	7 – 15	100
B^2_{ayak}	15 -----	$9.10^5 / \omega^2$

2.5.2 İyilik Sayısı

Yukarıda gördüğümüz kriterlerle tek tek yapılan optimizasyonlar, bazen taşıt verilerinin değişik yönlerde seçilmesini gerektirirler. Örneğin konfor için az sönüm gerekirken, seyir emniyeti için çok sönüm gerekebilir. Bu sebepten bu kriterlerden en önemlileri olan seyir emniyeti ve konfor kriterleri, ağırlık faktörleri yardımıyla tek bir iyilik sayısı altında toplanır.

$$O^2 = g_F \left(\frac{\sigma_F}{F_{z,st}} \right)^2 + g_K K^2 \quad (2.37)$$

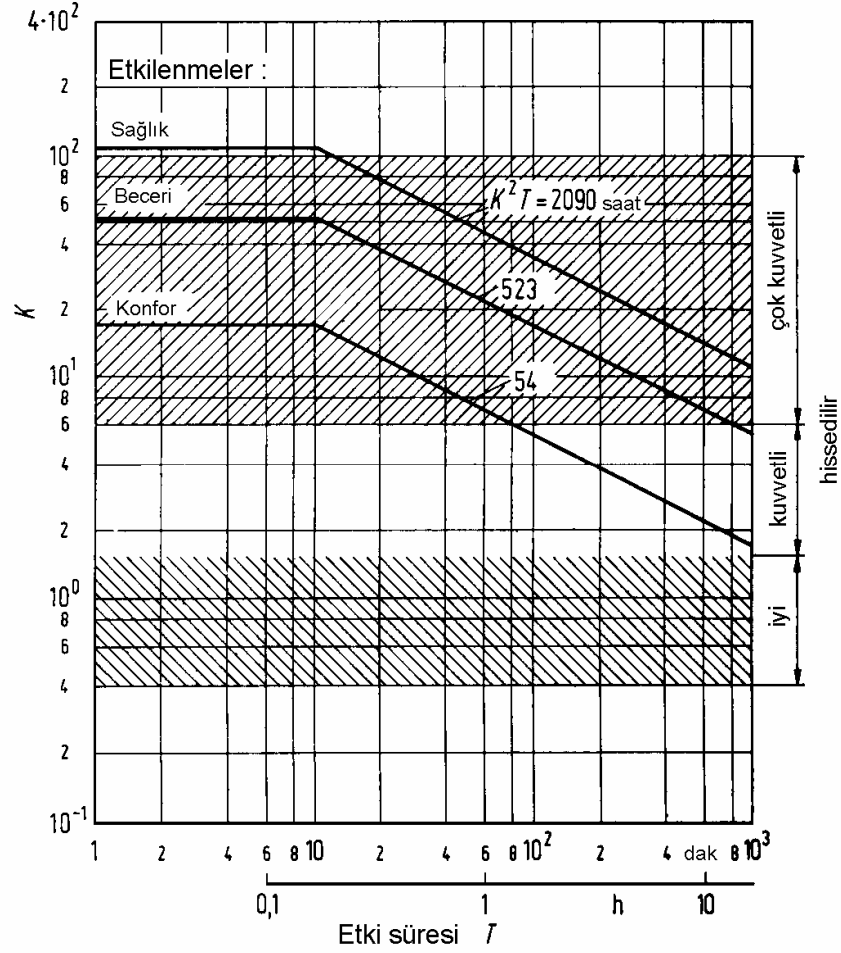
Ağırlık faktörleri, taşıtta konfora veya seyir emniyetine verilen öneme göre dengelenirler. Örneğin iki kritere de aynı oranda bağlı kalınmak istenirse, ağırlık faktörleri, 2.37 denklemindeki toplamın iki yanındaki ifadelerin, sayısal olarak eşit olacağı şekilde seçilmelidirler. Bu şekilde hesaplanan iyilik sayısı en ufak olacak şekilde taşıt verileri optimizm edilebilirler [1].

2.6 Titreşimin İnsan Üzerindeki Etkileri

Titreşimin insan üzerindeki etkileri etki süresi ve sağlık etkilenmeleri açısından incelenebilir.

2.6.1 Etki Süresi

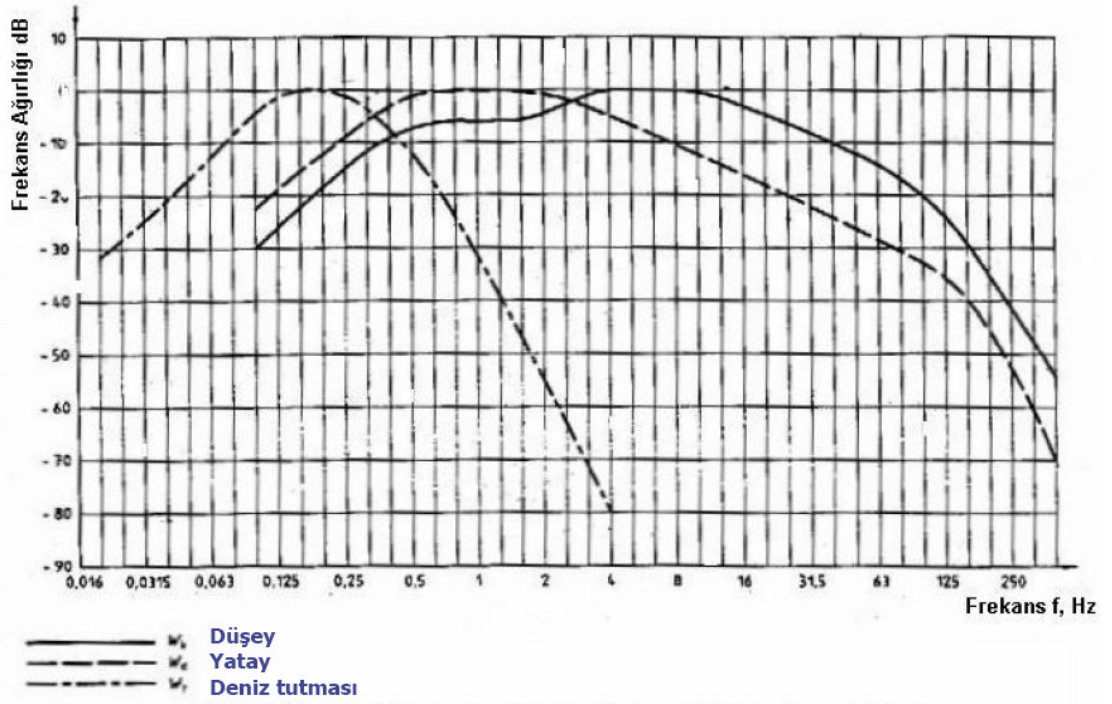
Bir önceki bölümdeki 2.37 ifadesiyle bulunan konfor sayısı, Şekil 2.15' de verilen titreşimden etkilenme eğrileri ile değerlendirilir. Etkilenme, titreşime maruz kalma süresiyle artar. Örneğin $K = 12.5$ olan bir konfor durumunda yaklaşık 4 saat sonra becerilerde bir etkilenme, 10 saat sonra ise sağlıkta bir etkilenme beklenir.



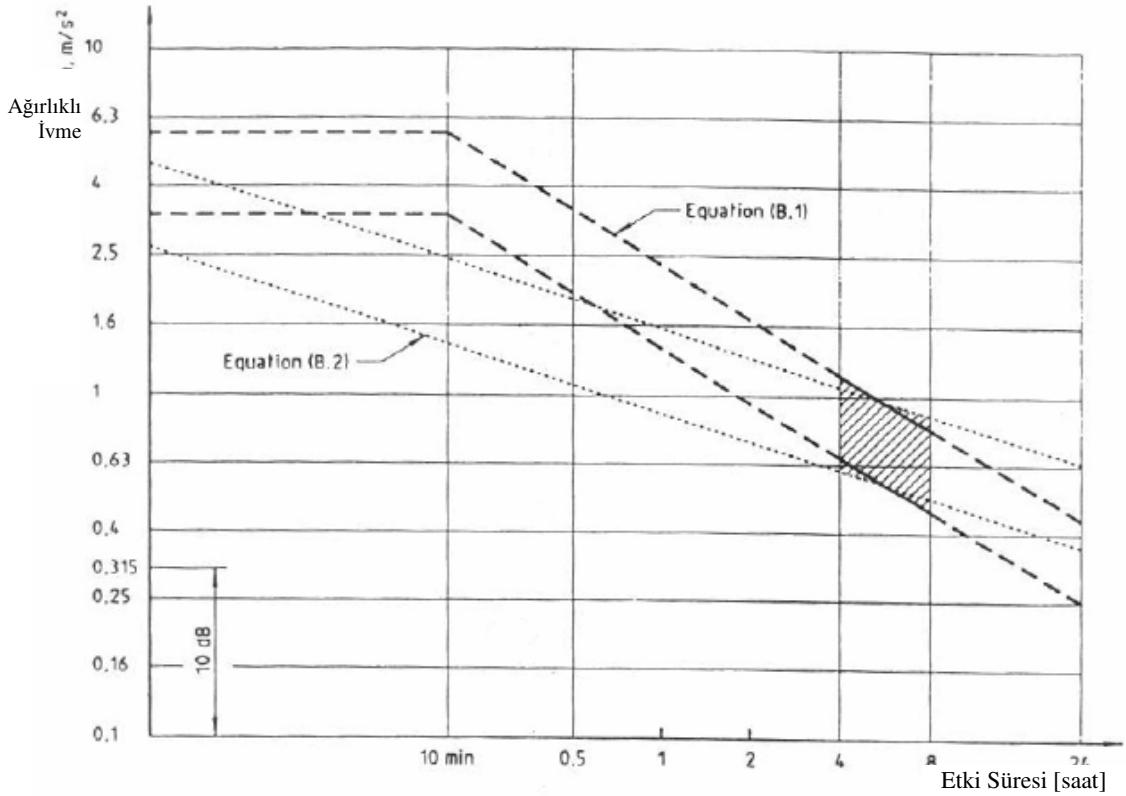
Şekil 2.15: Titreşimden Etkilenme

2.6.2 Sağlık Etkilenmesi

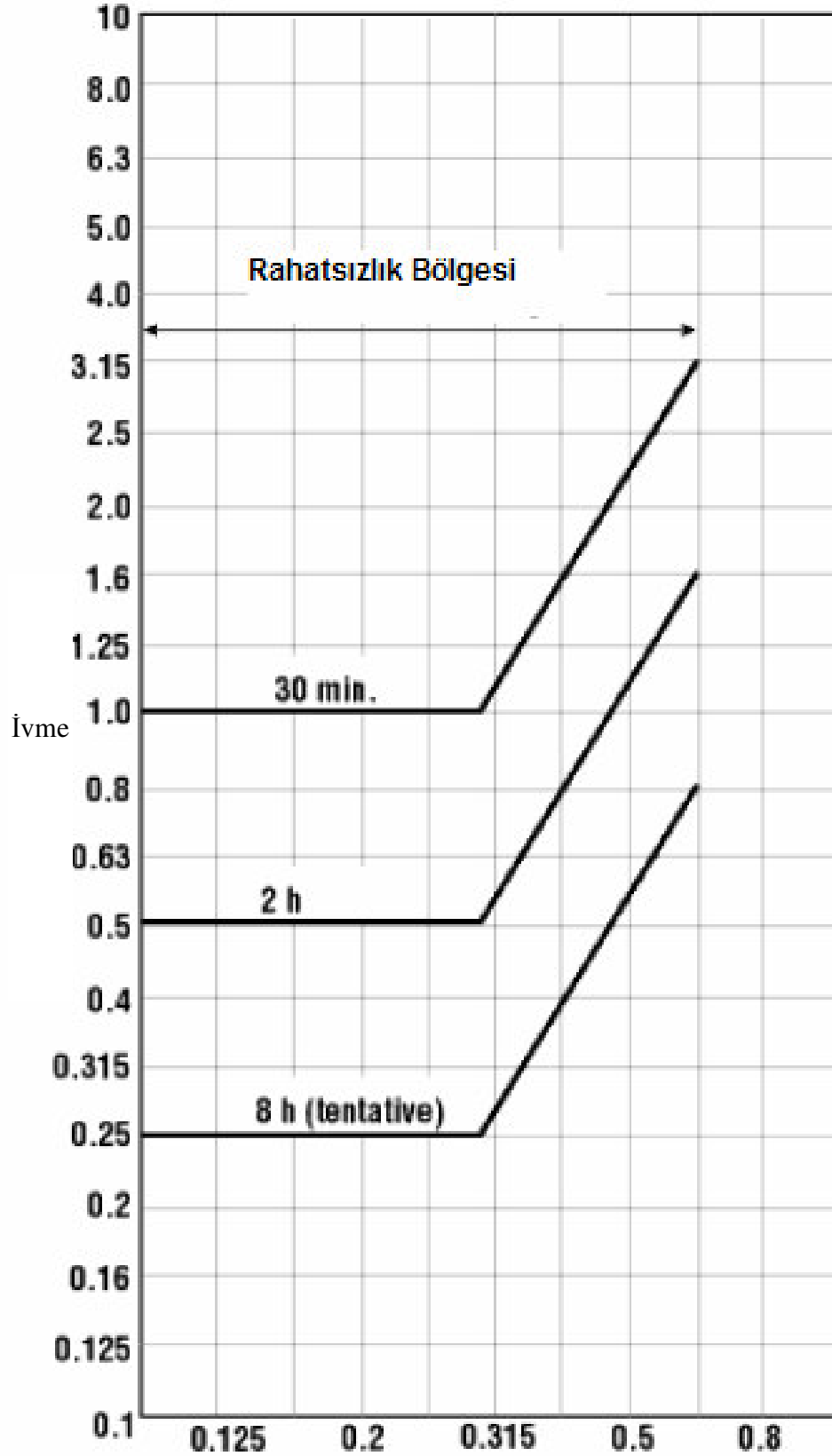
Şekil 2.16 – 2.18' de titreşimlerin frekansa bağlı olarak insan sağlık etkilenmesi üzerindeki etkileri gösterilmiştir.



Şekil 2.16: Temel Ağırlıklandırmalar İçin Frekans Ağırlıklandırma Eğrileri [8]



Şekil 2.17: Sağlık Etkilenmesi (ISO 2631-1) Titreşim Duyarlılıkları [8]



III. OKTAV BANDININ MERKEZ FREKANSI

Şekil 2.18: Titreşim Rahatsızlık Bölgeleri

3. KABİN SÜSPANSİYONUN İNCELENMESİ

Bu bölümde öncelikle Ford Cargo Kamyon tanıtılacak, daha sonra tezin konusu olan konfor optimizasyonun gerçekleştirdiği 1830 çekici kamyonun kabin süspansiyonu incelenecektir.

3.1 Ford Cargo Kamyonun Tanıtılması ve Ürün Yelpazesi

Tezin konusu olan Ford Cargo Kamyon Eskişehir İnönü fabrikasında 1983 yılından bu yana üretim yapmaktadır. Yıllık üretim kapasitesi 14000'dir. Sekil 3,2'de Ford Cargo Kamyon ürün yelpazesi gösterilmiştir.



Şekil 3.1: Cargo Kamyon Ürün Yelpazesi [14]

Sekil 3.2'de görüldüğü üzere 4 haneli taşıt tanımlama sistemi kullanılmaktadır. İlk 2 hane araç kapasitesini, son iki hanenin 10 katı da kamyonun gücünü simgelenmektedir. 4 haneden sonra gelen harf ise kamyonun kullanım alanına göre verilmiştir. Örneğin 3230S kamyon için ilk iki hanede yer alan 32 kamyonun kendi

ağırlığı dahil maksimum 32 ton yüklenebileceğini, son 2 hanedeki 30 ise bu kamyonun 300 Beygir olduğunu simgeler.

3.2 Ford Cargo 1830 Çekici Kamyon

Kabin konfor optimizasyonu ve konfor iyileştirmesi Ford Cargo ürün yelpazesinde yer alan 1830 çekici kamyonunda yapılmıştır. Ford çekici kamyonuna uygulanan bu metot, ürün gamında yer alan diğer kamyonlara kabin süspansiyonlarının birbiri ile aynı olması sebebiyle diğer kamyonlara uyarlanabilecektir. Şekil 3.3`de üzerinde çalışma yapılan çekici kamyonun dijital modeli vardır.



Şekil 3.2: Ford Cargo 1830 Çekici Kamyon

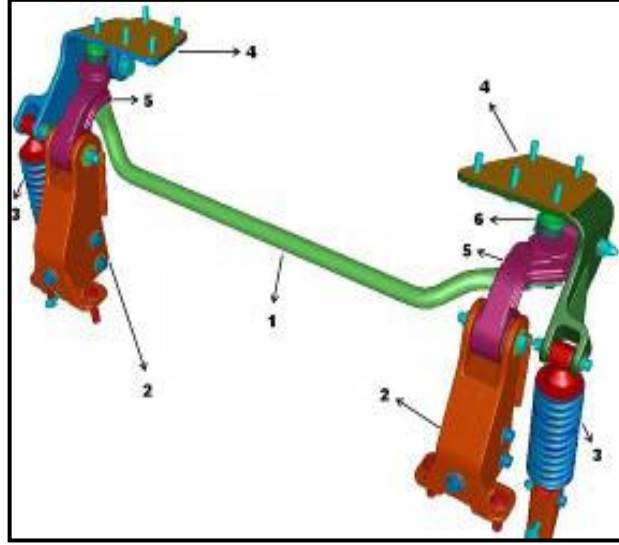
Tablo 3.1: 1830 Ford Cargo Kamyon Teknik Özellikleri [14]

Motor Hacmi	7330 / 6 silindir
Güç (PS /dd)	300 / 2400
Tork (Nm/dd)	1100 / 1440-1800 (ISO 1585)
Şanzıman	ZF 16S109, 16+2 Vites
Süspansiyon	Önde: Yarı eliptik, çok yapraklı çelik yaylar, arkada havalı süspansiyon, önde ve arkada amortisörler ve anti-roll barlar
Şasi	Yüksek mukavemetli Niobium alaşımlı çelik şasi, iç ve dış takviyeler
Lastikler	295/80 R 22,5
Lastik sayısı	6 + 1
Min. Dönüş Yarıçapı (m)	7.5
Max. Hız (km/h)	120

3.2.1. Ford Cargo 1830 Çekici Kamyon Kabin Süspansiyonu

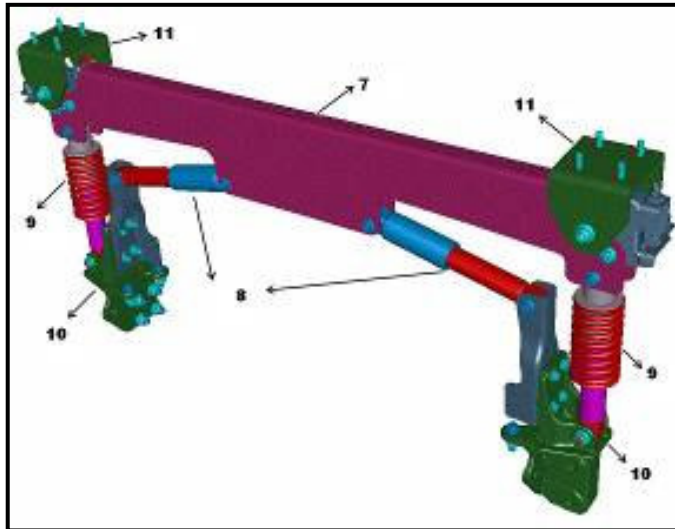
Ford Cargo Kabin Süspansiyonu aşağıda listelenen elemanlardan oluşmaktadır.

1. Gergi Çubuğu
2. Ön Süspansiyon Kulesi
3. Kabin Ön Süspansiyon Yay ve Damperi
4. Tarak Braketi
5. Ön Süspansiyon Salıncağı
6. Ön Süspansiyon Takoğu



Şekil 3.3: Kabin Süspansiyonu – Ön

7. Arka Braket
8. Yanal Damper
9. Kabin Arka Süspansiyon Yay ve Damperi
10. Arka Süspansiyon Bağlantı Braketi
11. Kabin Kilit Braketi



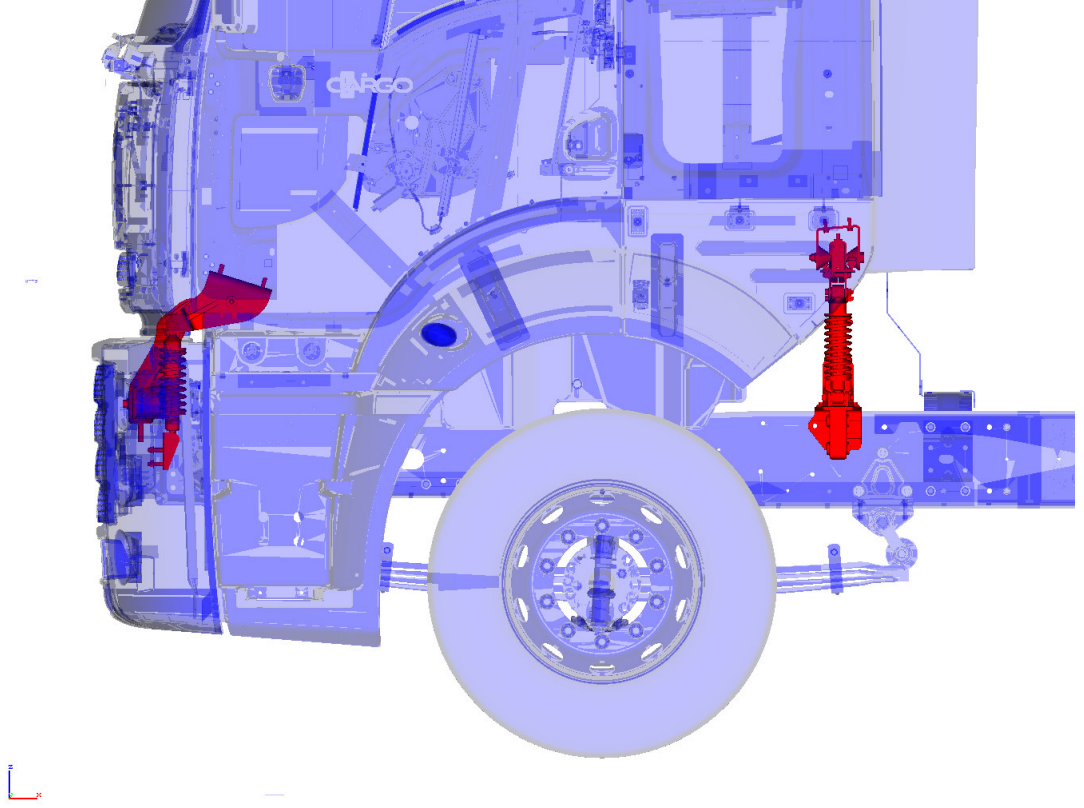
Şekil 3.4: Kabin Süspansiyonu – Arka

3.2.2. Kabin Süspansiyon Parametreleri

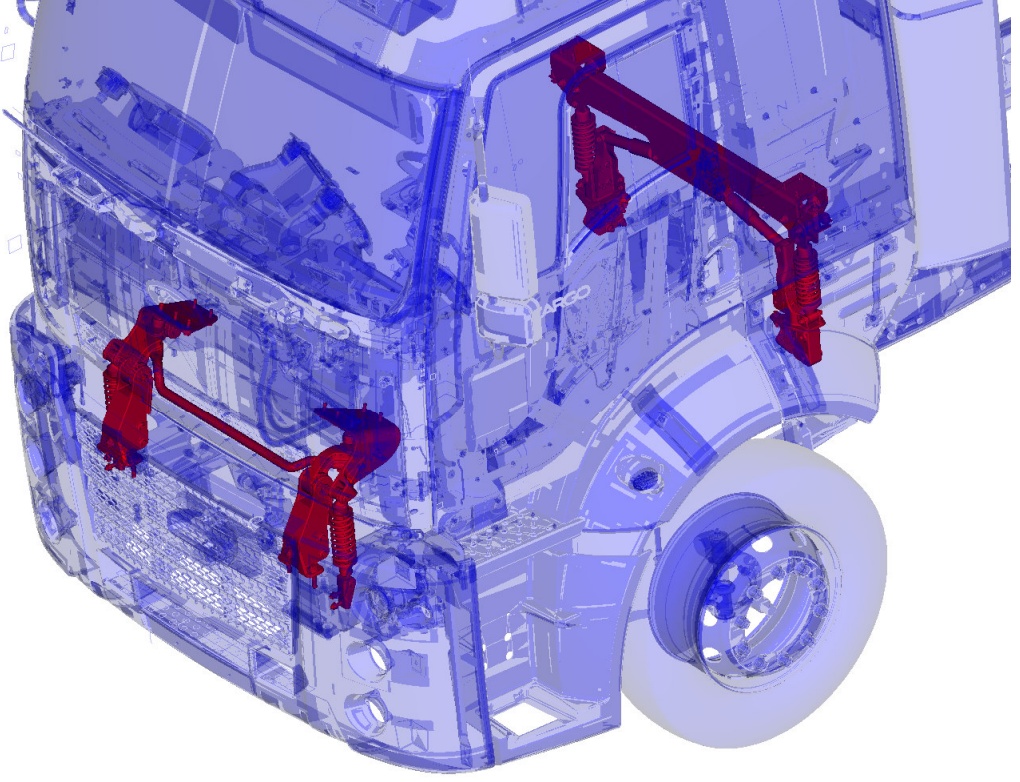
Kabin konfor optimizasyonu yapılırken dizayn değişikliklerinden kaçınmak ve yeni üretim maliyetleri yaratmadan konfor iyileştirmek hedeflenmiştir. Bu sebeple kabin süspansiyon parametreleri üzerine yoğunlaşmış, bu elemanlar üzerinde ayarlamalar yapılmıştır. Çalışma öncesi değerler kabin ön süspansiyonu yayı için 37 kN/mm ve kabin arka süspansiyon yayı için 30 kN/mm`dır.

3.2.3. Kabin Süspansiyonun Araç Üzerinde Yerleşimi

Kabin süspansiyonun araç üzerindeki yerleşimi değişik açılardan Şekil 3.5 ve Şekil 3.6`da gösterilmiştir. Çizimler Vismockup programında hazırlanmıştır. Şekil 3.5 ve 3.6`da Kırmızı renkte ön ve arka kabin süspansiyonu yerleşimi gösterilmiştir.



Şekil 3.5: Kabin Süspansiyonu Araç Üzerinde Yerleşimi – Yandan Görünüş



Şekil 3.6: Kabin Süspansiyonu Araç Üzerinde Yerleşimi – İzometrik Görünüş

4. DENEYSEL ÇALIŞMA

Koltuk, kabin, şasi ve aksın doğal frekanslarının ve sistemin karakteristiğinin belirlenmesi için bozuk yüzeyli yollarda ivme datası toplanmıştır. Bu şekilde kamyon geniş ve farklı frekanslarda tahrik edilerek, şasi, kabin ve koltuğun doğal frekanslarının görülmesi sağlanmıştır.



Şekil 4.1: Test Yolu 1



Şekil 4.2: Test Yolu 2

Şekil 4.1 ve 4.2`de gösterilen test yollarında data toplama çalışması yapılmıştır. Toplanan datanın irdelenmesi sonucunda Test Yolu-2 tarzı tümsek – araca anlık uyarı veren test yollarının kullanılmaması gerektiği sonucu çıkmıştır. Test Yolu-2 tüm frekans değerlerinde uyarı yaratmamakta, sistem doğal frekansları rahatlıkla bulunamamaktadır. Test Yolu-1, 1.5 km uzunluğunda çeşitli yüzey düzgünlüklerine sahip, bozuk yoldur.

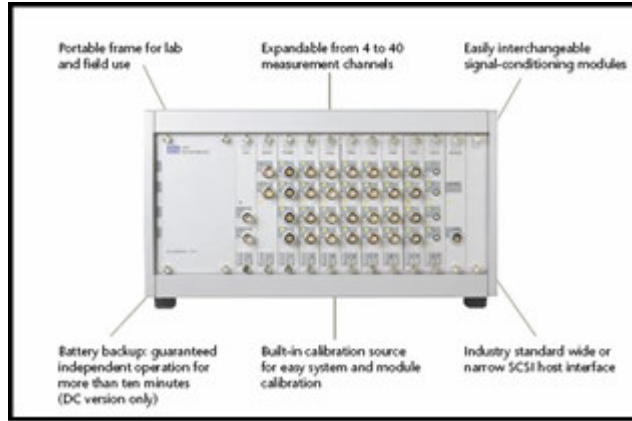
Ölçümler sırasında data toplama cihazının minimum inebildiği 64 Hz değeri örnekleme frekansı olarak seçilmiş, Test Yolu 1`de örneklemenin fazla olabilmesi için uzun süreli (~15 dakika) data toplanmıştır.

4.1 Data Toplama Cihazı

Deneysel çalışma için LMS marka Scadas-310DC model data toplama sistemi kullanılmıştır. Data toplama cihazı 20 Kanal ivme datasını aynı anda toplayabilme

kapasitesine sahiptir. Bunun dışında cihaz özellikleri arasında gerilim ölçümü, rpm ölçümü yer almaktadır.

Scadas data toplama sistemi ile 64 Hz ile 100 kHz arası ölçüm yapabilmek mümkündür. Konfor çalışmalarında özellikle 4-8 Hz arası kritiktir. Bu da en az 0-11 Hz arasının detaylı çalışılması gereğini ortaya çıkarır. Deneysel çalışma sırasında Aliasing problemi ile karşılaşmamak için 11 Hz değerinin 5 kati alınmış ve çıkan 55Hz değerine en yakın olan 64 Hz örnekleme frekansı seçilip, ölçümler yapılmıştır.



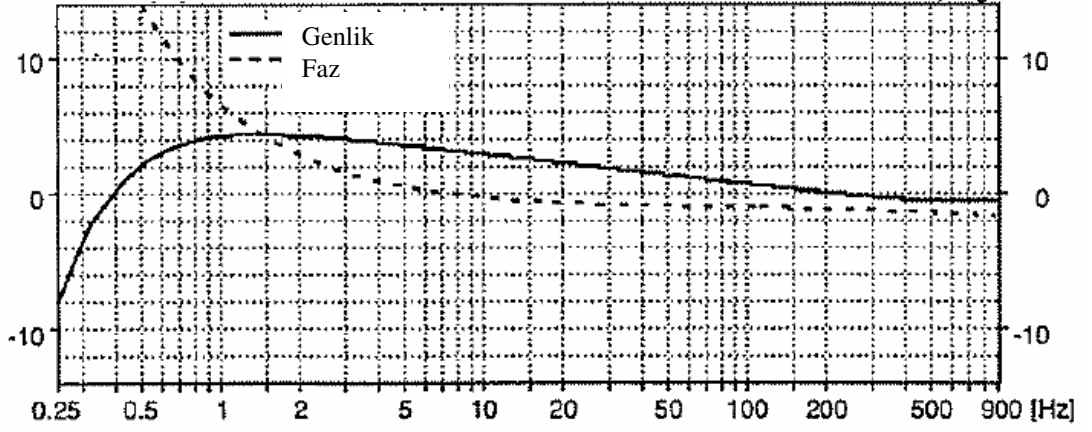
Şekil 4.3: Scadas Data Toplama Cihazı

4.2 Sensörler

Deneysel çalışma sırasında Brüel & Kjaer marka ivmeölçerler kullanılmıştır. Kabin, şasi ve aks üzerinde tek eksenli ivmeölçerler, düşey yönde kullanılmıştır. Tablo 4.1`de tek eksenli ivme ölçer özellikleri yer almaktadır.

Tablo 4.1: ICP Tip Kübik İvme Ölçer Teknik Özellikler

Marka	Brüel & Kjaer
Model No	4507 B004
Hassasiyet (mV/ms^{-2})	10.05
Ölçüm Aralığı (Hz)	0.3 - 6000
Ölçüm Aralığı (ms^{-2})	700

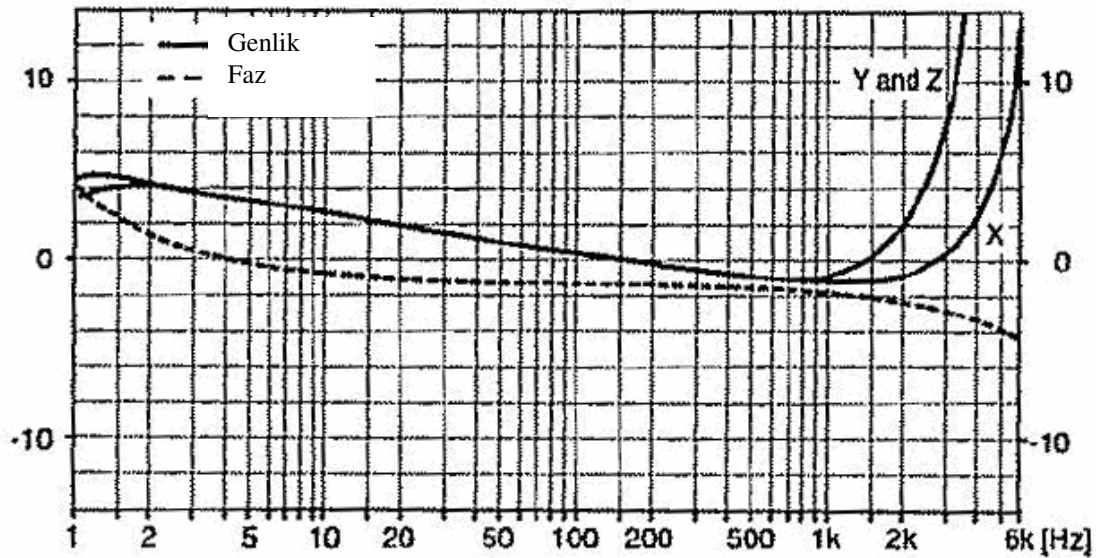


Şekil 4.4: Tek Eksenli İvme Ölçer Frekans Cevabı

Koltuk üzerinde ise sürücüye gelen düşey titreşimleri ölçebilmek için koltuk tipi ivmeölçer kullanılmıştır. Bu sensör üzerine sürücü oturabilmekte böylelikle koltuktan sürücüye aktarılan titreşimler doğru bir şekilde ölçülebilmektedir.

Tablo 4.2: Koltuk Tipi İvme Ölçer Teknik Özellikler

Marka	Brüel & Kjaer
Model No	4515 B
Hassasiyet (mV/ms^{-2})	10.05
Ölçüm Aralığı (Hz)	0.25 - 900



Şekil 4.5: Koltuk Tipi İvme Ölçer Frekans Cevabı

Şekil 4.4 ve Şekil 4.5'te deneysel çalışma sırasında kullanılan ivme ölçerlerin frekans cevap eğrileri yer almaktadır. Konfor iyileştirme çalışmalarında kullanılan ivme ölçerlerin, çalışma sırasında üzerinde yoğunlaşılacak 1-10 Hz aralığında doğrusal davranış göstermesi gerekmektedir. Grafiklerden de görüleceği üzere çalışmada kullanılmış olan sensörler bu şartı sağlayacak şekilde seçilmiştir.

4.3 Sensör Yerleşimi

Yoldaki düzensizliklerden dolayı taşıtta oluşan titreşimleri belirleyebilmek ve taşıt titreşimlerini analiz edebilmek için çeşitli taşıt modelleri kullanılabilir. Bu çalışmada dörtte bir (çeyrek) taşıt modeli kullanılmıştır. Sensör yerleşimi de bu prensibe uygun olacak şekilde mümkün olan bölgelerde yapılmıştır.



Şekil 4.6: Sürücü Koltuğuna Yerleştirilen İvme Ölçer

Şekil 4.4 koltuk tipi ivme ölçer yerleşimi gösterilmiştir. Ölçüm basınçlı hava ile yüksekliği ve sertliği ayarlanabilen havalı süspansiyonlu sürücü koltuğu üzerinde yapılmıştır. Sensör koltuk minderi üzerinde tam merkeze gelecek şekilde merkezlenmiş, üzerine test şoförü oturmuş ve bu şekilde yol verileri toplanmıştır.



Şekil 4.7: Kabin Üzerinde Yerleştirilen İvme Ölçerler



Şekil 4.8: Şasi Kolu Üzerine Yerleştirilen İvme Ölçer

Şekil 4.5 ve Şekil 4.6' da sırası ile kabin ve şasi üzerine yerleştirilen ivme ölçerler yer almaktadır. Yol testi sırasında toplanan datanın kalitesinin bozulmaması ve motor titreşimlerinden en az seviyede etkilenmek için çaba harcanmıştır. Şasi kolu üzerinden bir kaç noktadan data toplanmış, bu etkinin noktaya ait ivme datası analizlerde kullanılmıştır.



Şekil 4.9: Aks Üzerine Yerleştirilen İvme Ölçer

Şekil 4.9’da aks doğal frekansının bulunması için kullanılmış olan ivme ölçer yerleşimi gösterilmektedir.

Koltuk tipi ivme ölçer dışında tüm ivme ölçerler, ivme ölçerler üzerinde bulunan raylar vasıtasıyla plastik tablolara takılmıştır. Bu plastik tablalar HBM marka X-60 yapıştırıcısı kullanılarak ölçüm yapılacak noktalara yapıştırılmış, böylece yapıştırıcı direk olarak ivme ölçer üzerine sürülmeyerek ivme ölçer diğer kullanımlar için hasardan korunmuş ve ölçüm sırasında sağlam ve sürekli bir bağlantı sağlanmıştır.

5. ÖLÇÜM SONUÇLARININ ANALİZİ

Deneysel çalışma ile Ford Cargo 1830 çekici kamyonun ana elemanları olan koltuk, kabin, şasi ve aksin doğal frekanslarının bulunması amaçlanmıştır. Ayrıca toplanan yol datası kullanılarak Matlab modeli doğrulanmış, konfor iyileştirmesi için gerekli olan yeni sistem parametreler, doğruluğu toplanan data ile kontrol edilmiş olan Matlab modeli kullanılarak hesaplanmıştır.

Bu bölümde öncelikle toplanan ivme datası ile elde edilen transfer fonksiyonları irdelenmiş, transfer fonksiyonları ve fourier dönüşüm grafikleri (FFT) kullanılarak koltuk, kabin, şasi ve aksin doğal frekansları bulunmuştur. Son olarak yol datası ile bulunan veriler, laboratuvar ortamında hidrolik sarsıcılarla (Instron) yapılan kontrollü test sonuçları ile karşılaştırılmış, sonuçların doğruluğundan emin olunmuştur.

5.1 Zaman Ekseninde Toplanan Datanın İncelenmesi

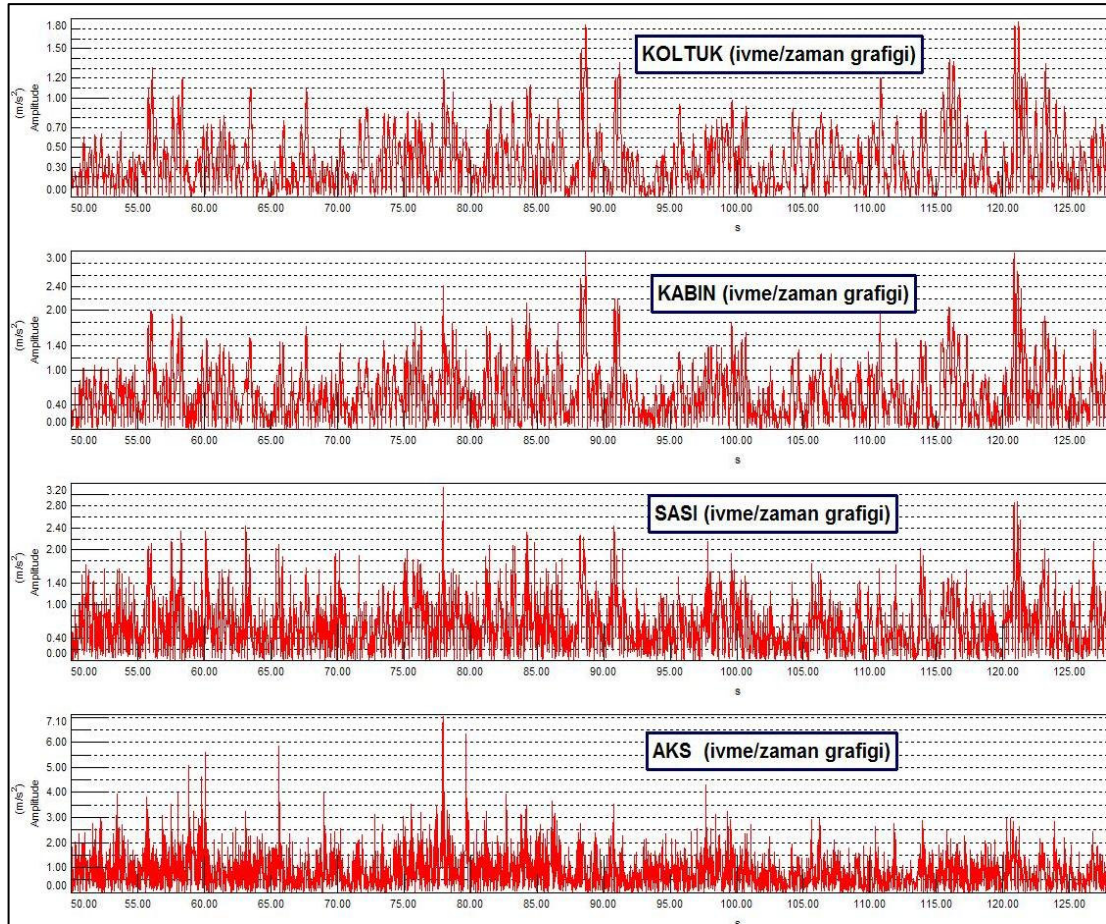
Data toplama aşaması sırasında bozuklu yol yüzeyi seçilmiş böylece kamyon geniş ve farklı frekanslarda tahrik edilerek sistemin ana elemanlarının doğal frekanslarının görülmesi sağlanmıştır.



Şekil 5.1: Bozuk Yüzeyli Test Yolu

Şekil 5.2`de akstan, şasiden, kabinden ve koltuktan toplanan zamana bağlı ivme datası gösterilmektedir. İvme ölçer lokasyonları dördüncü bölümde verildiğinden tekrar bu bölümde gösterilmemiştir.

Şekil 5.2`de yer alan ivme dataları incelendiğinde; aksta oluşan düşey yönlü (Z) ivmeler kamyon süspansiyon elemanlarının etkisiyle koltuğa sönümlenerek iletilmektedir. Bu etki ilk olarak ivme datası genlikleri arasındaki farklardan gözlemlenebilir. Akstan şasiye olan ivme iletimine bakıldığında 7.1 m/s^2 genlikten 3.2 m/s^2 genliğe düşmüştür. Bu oranda bir düşüş şasi kabin arasında olmamakta 3.2 m/s^2 `den 3 m/s^2 ye bir düşüş olmaktadır. Bu da kabin süspansiyonun aks şasi arasında kalan süspansiyona göre daha kötü çalıştığını göstermektedir. Bu çalışmanın amacı da kabin süspansiyon parametrelerinin Matlab modeli ile tekrar hesaplanmasıdır.



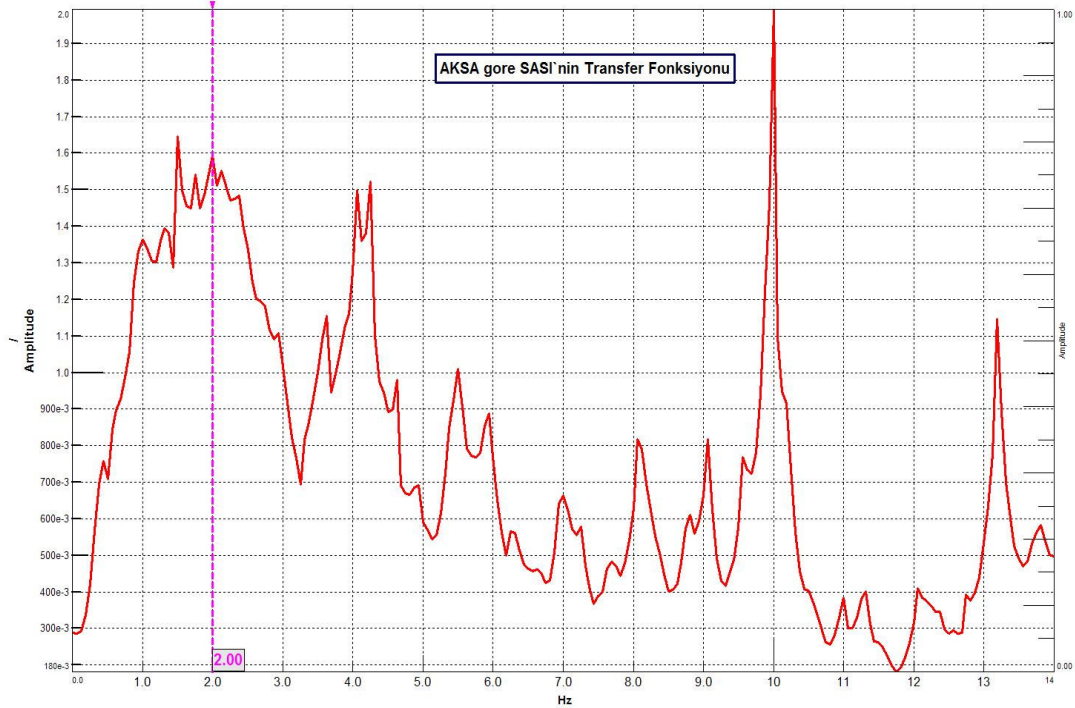
Şekil 5.2: Yoldan Toplanan Zamana Bağlı İvme Datası

5.2 Sistemler Arası Transfer Fonksiyonlarının Bulunması

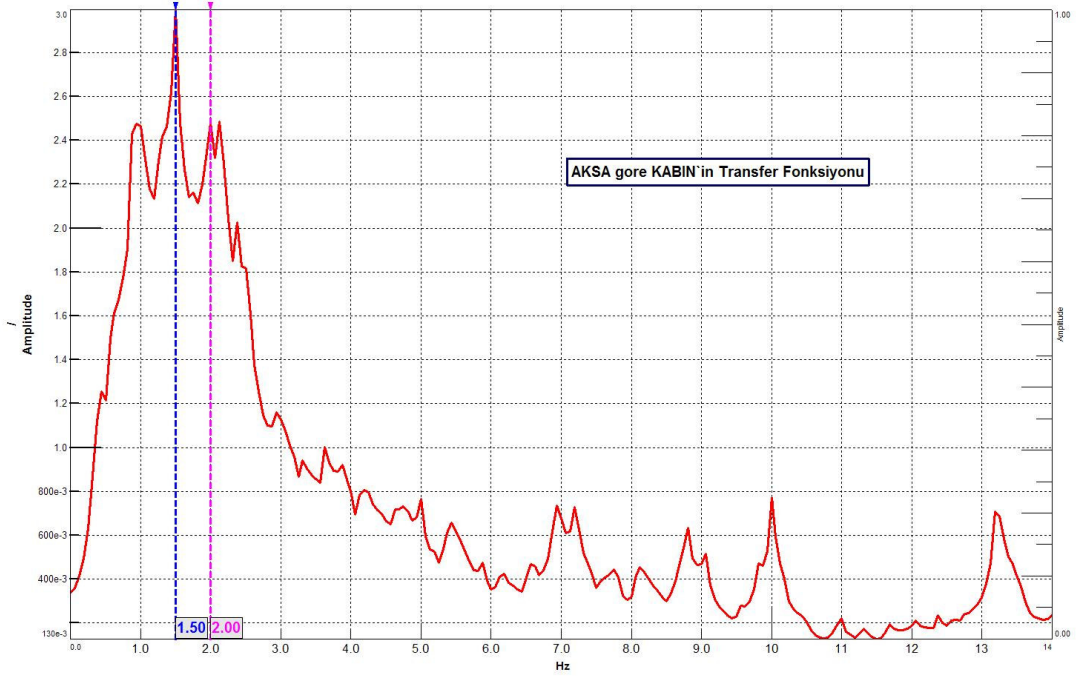
Şasi, kabin ve koltuğun doğal frekanslarının bulunması için transfer fonksiyon grafikleri LMS Test Lab. Programı ile hesaplanıp, çizdirilmiştir. Aksın doğal frekansı ise, akstan toplanan ivme datasının Fourier dönüşümü alınarak bulunmuştur.

Bu tezde transfer fonksiyonlarının açıklanması için aşağıdaki şekilde bir terminoloji kullanılmıştır. `Koltuk – Aks Arasındaki Transfer Fonksiyonu` denildiğinde aks girişine göre koltuğun cevabi açıklanmış, `Kabin – Aks Arasındaki Transfer Fonksiyonu` ile şasiye gelen titreşimlere göre kabinin cevabi belirtilmiştir.

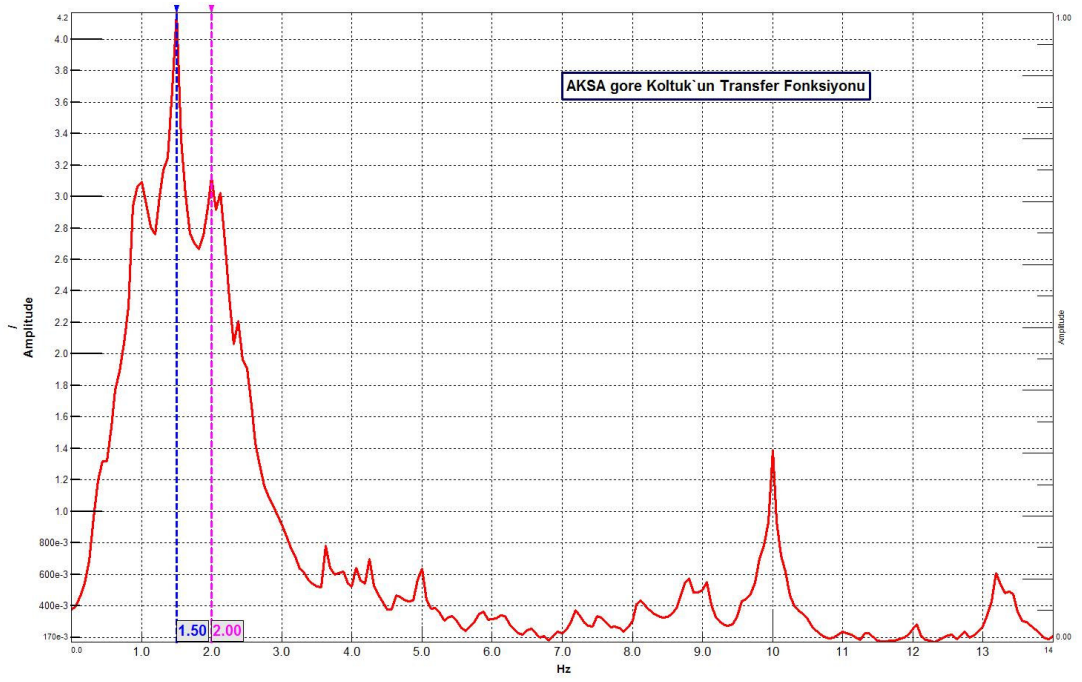
Bundan sonraki sayfalarda sırası ile aksa göre şasinin, kabinin ve koltuğun, şasiye göre kabinin ve koltuğun , kabine göre koltuğun transfer fonksiyonları verilmiştir.



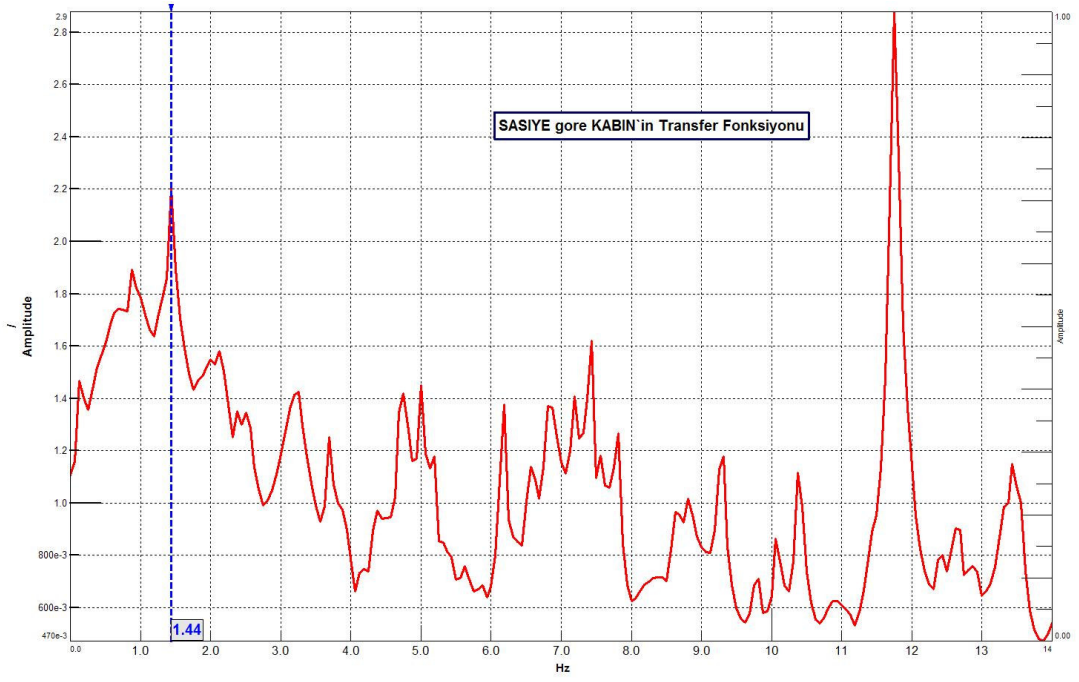
Şekil 5.3: Şasi – Aks Arasındaki Transfer Fonksiyonu



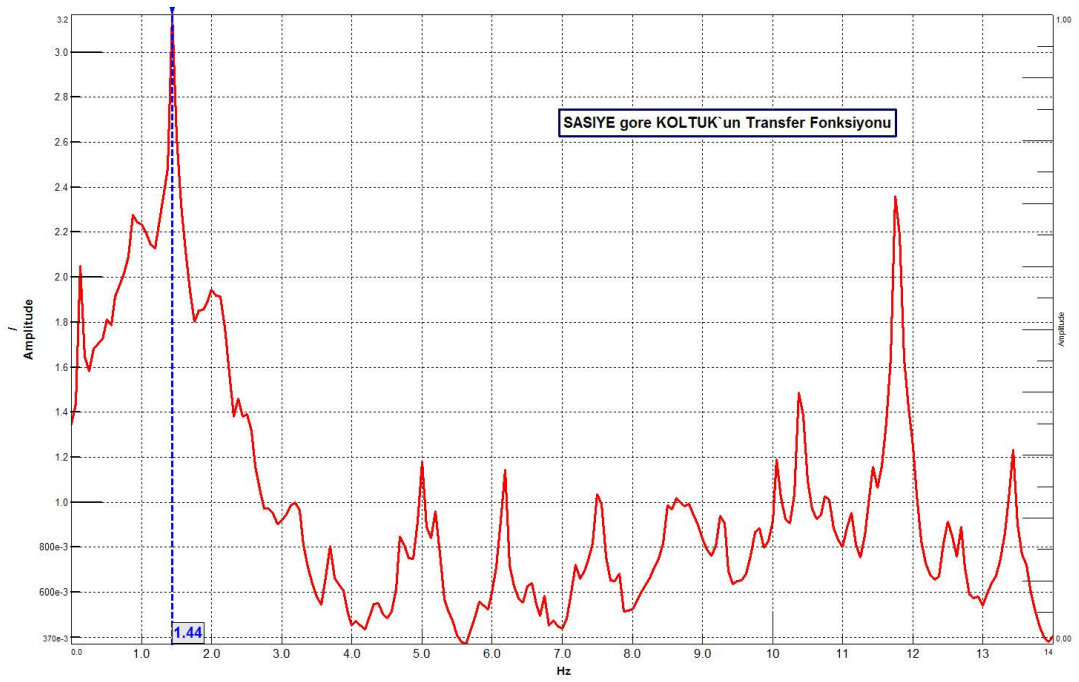
Şekil 5.4: Kabin – Aks Arasındaki Transfer Fonksiyonu



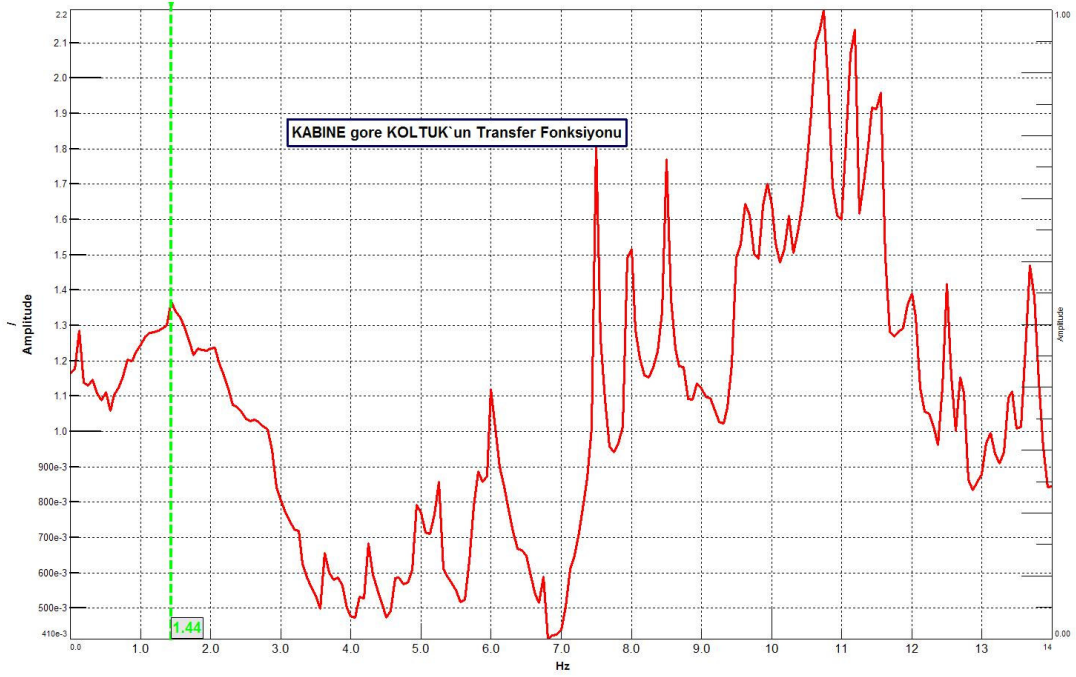
Şekil 5.5: Koltuk – Aks Arasındaki Transfer Fonksiyonu



Şekil 5.6: Kabin – Şasi Arasındaki Transfer Fonksiyonu



Şekil 5.7: Koltuk – Şasi Arasındaki Transfer Fonksiyonu



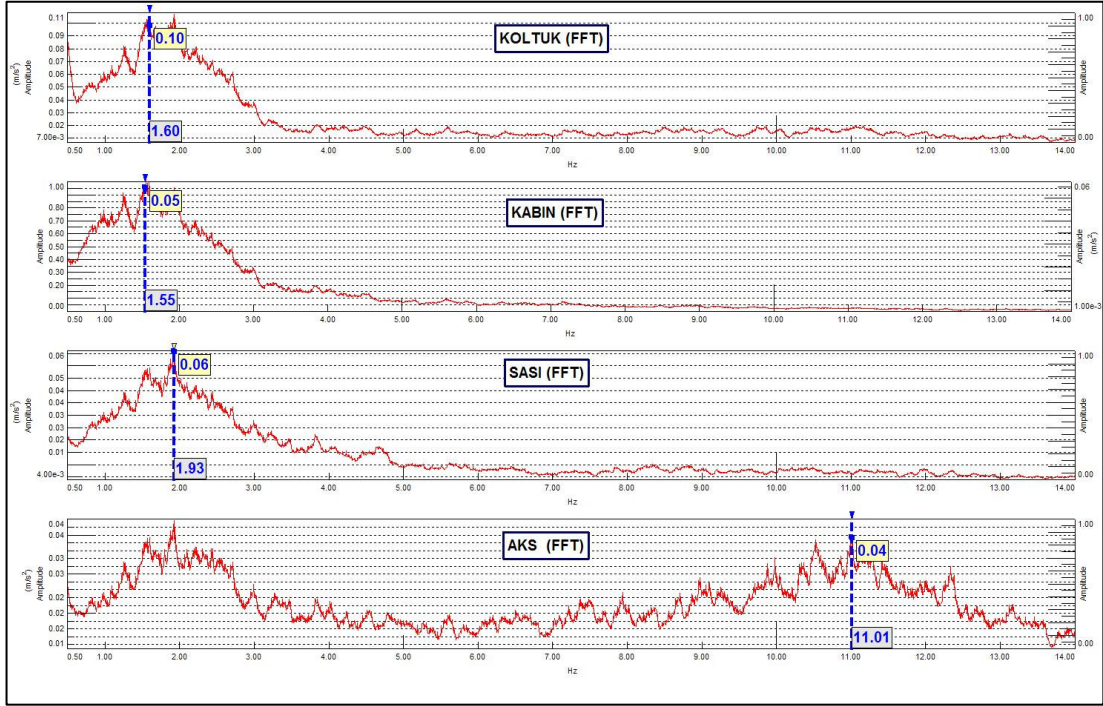
Şekil 5.8: Koltuk – Kabin Arasındaki Transfer Fonksiyonu

Şekil 5.3 ile 5.8 arasında yer alan transfer fonksiyon sonuçları Tablo 5.1`de özetlenmiş, sistem doğal frekansları bulunmuştur.

Tablo 5.1: Transfer Fonksiyonu Sonuçları

T.F= Çıkış / Giriş		ÇIKIS				
		şasi	Kabin		Koltuk	
GİRİS	Aks	2 Hz	1.5 Hz	2 Hz	1.5 Hz	2 Hz
	şasi	-	1.44 Hz		1.44 Hz	
	Kabin	-	-		1.44 Hz	

Şekil 5.2`de şasi – aks arasındaki transfer fonksiyonu grafiğinden şasinin doğal frekansının 2 Hz olduğu bulunmuştur. Bir sonraki grafikte Şekil 5.3`de kabin – aks arasındaki transfer fonksiyonunda 2 adet tepe noktası görülmektedir. Bu tepelerden biri şasiye biri de kabine aittir. Şasiye ait olan tepe noktası tekrar 2 Hz`de oluşmuş, kabinin doğal frekansı da 1.5 Hz`de çıkmıştır. Koltuk - şasi veya koltuk – kabin arasındaki transfer fonksiyonu grafikleri incelediğinde ise koltuğun doğal frekansının 1.44 Hz olduğu görülmektedir. Bu değer kabinin doğal frekansına oldukça yakındır, frekansların üst üste çakışması söz konusudur.



Şekil 5.9: Fourier Dönüşüm Grafikleri

Sistem elemanlarına ait; transfer fonksiyonları ile bulunan doğal frekanslar, toplanan datadan hesaplanan Fourier dönüşüm sonuçları ile karşılaştırılarak sonuçların doğruluğu teyit edilmiştir.

Bu grafiklere göre aksın doğal frekansı 11.01 Hz, şasinin doğal frekansı 1.93 Hz, kabinin doğal frekansı 1.55 Hz, koltuğun doğal frekansı ise 1.6 Hz çıkmıştır. Burada da koltuk ve kabin doğal frekansları arasında 1.55 Hz civarında bir çakışma görülmüştür.

Sonuç olarak; koltuk ve kabinin doğal frekansları 1,5 Hz civarında yoğunlaşmaktadır. Bu da konforu olumsuz yönde etkilemektedir. Kabin süspansiyon parametreleri ile oynanarak bu çakışmanın önüne geçilip, değerlerde farklılık yaratmak, konfor iyileştirmesi sağlamak çalışmanın amacı olmuştur.

5.3 Hidrolik Sarsıcı Testi ve Doğal Frekans Bulunması

Bu bölüme kadar yoldan toplanan data kullanılarak analizler yapılmış, sistem elemanlarına ait doğal frekanslar bulunmuştu. Bu bölümde ise data toplama ve analizler laboratuvar ortamında kontrollü olarak yapılmıştır.

5.3.1 Kabin Test Düzeneği

Ford Otosan Ürün Geliştirme Test Merkezi'nde bulunan Servo Hidrolik test odasında, Kabin Rig testi düzeneği kurulmuştur.

Kabin rig test düzeneği; şasi kolları, kabin süspansiyon elemanları ve kabinden oluşmaktadır. Hidrolik sarsıcılar 1. dingil on ve arka makas kulaklarına mafsallar vasıtasıyla bağlanmıştır. Böylece yoldan gelen uyarıları temsil eden sinyaller şasiye buradan da kabine iletilmiştir. Şekil 5.10'da kamyon kabin rig testi düzeneği görülmektedir.



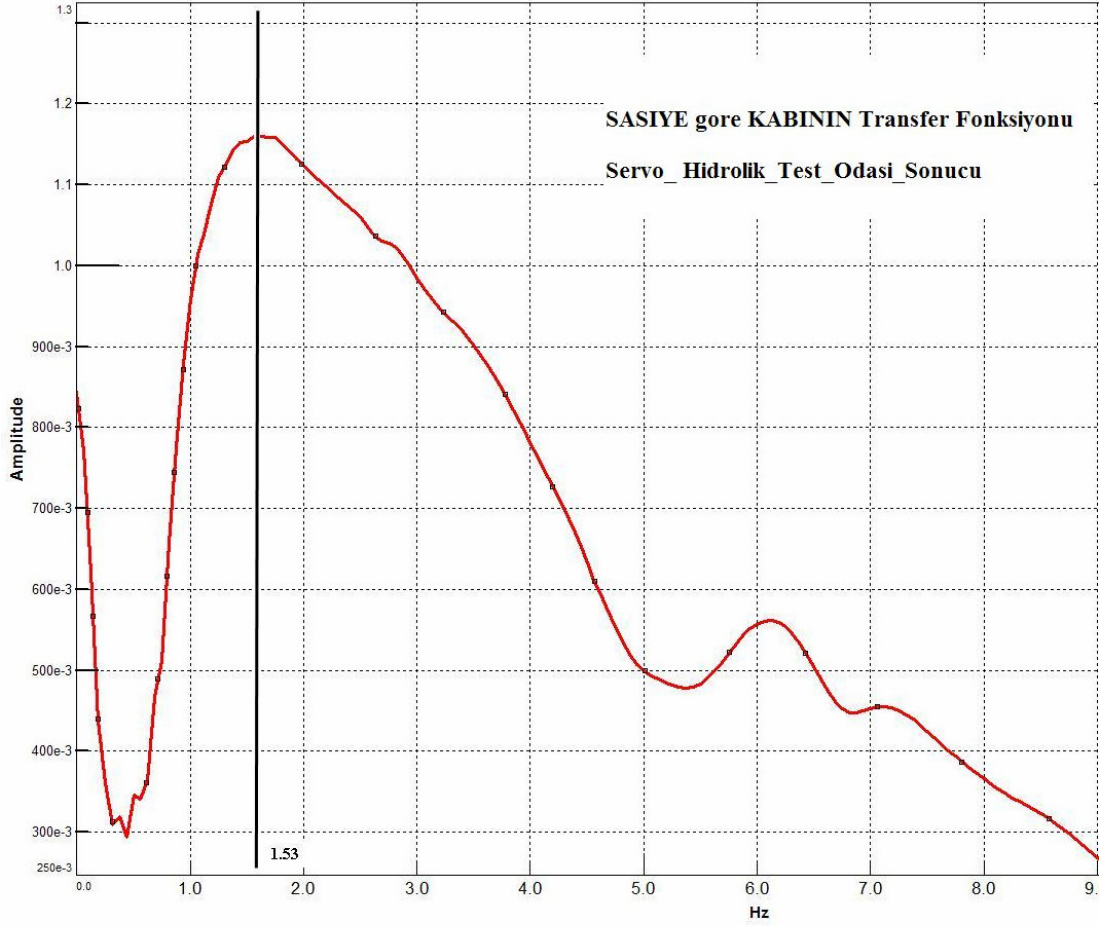
Şekil 5.10: Kamyon Kabin Rig Testi Test Düzeneği

Hidrolik sarsıcıların kontrolü, MTS marka FlexGt kontrol sistemi ile sağlanmıştır. MTS-RPC Remote Parametre Kontrol (yazılımı ile) test yolundan toplanan datanın laboratuvar ortamında simülasyonu veya beyaz gürültü şeklinde sinyal çalınması mümkündür. Hidrolik sarsıcılar deplasman kontrollü olarak çalıştırılmış kabin ve şasi kolları üzerinden, test sırasında data toplanmıştır.

Hidrolik sarsıcılar sistemi geniş frekans değerlerinde tarayarak, kabinin doğal frekansının bulunmasına olanak sağlarlar. Bu da yol datasında takip edilen metoda benzer bir yoldur.

5.3.2 Kontrollü Test Sonucunun Analizi

Hidrolik sarsıcılar ile şasiye verilen titreşim datası, şasiye ve kabin konan ivme ölçerler vasıtasıyla toplanmış, kabin – şasi arasındaki transfer fonksiyonu hesaplanmıştır. Şekil 5.11`deki transfer fonksiyonu grafiğinden de görüleceği üzere kabinin doğal frekansı 1.53Hz çıkmıştır. Bu değer test yol datası ile bulunan sonuçlarla uyuşmakta olup, bu sayede yol datası sonuçlarının doğruluğu da ispatlanmıştır.



Şekil 5.11: Kabin – Şasi Arasındaki Transfer Fonksiyonu (Servo Hidrolik Test)

6. MODEL DOĞRULAMASI VE KABİN KONFOR İYİLEŞTİRLMESİ

Bu bölümde araç verileri girilerek Matlab'de aracın ana elemanlarının doğal frekanslarının bulunması amaçlanmış, mevcut durum için konfor katsayısı hesaplanmıştır. Matlab modelinin doğruluğu, toplanan datadan elde edilen grafikler ile Matlab modelinden elde edilen eğrilerin karşılaştırılması ile ispatlanmıştır.

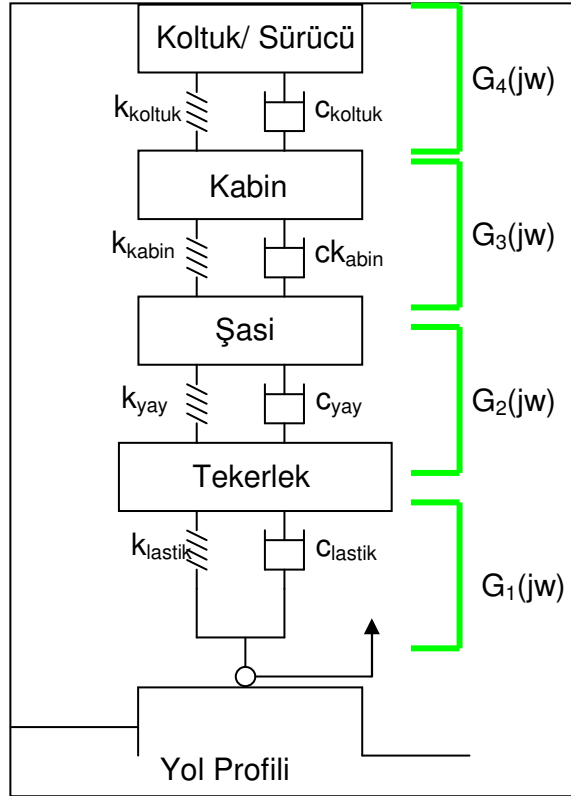
Matlab modeli ile yol datasının uyumu görüldükten sonra, bu model kullanılarak kabin yayları yeni parametrelerinin seçimi yapılarak, konfor iyileştirmesi yapılmıştır.

6.1 Dört Kademeli Sistem Matematik Modeli (MATLAB)

Araç sürüş konforunu incelemek için literatürde çeşitli matematik modeller geliştirilmiştir [7,11]. Aracın titreşim karakteristiğini incelemek için aracı oluşturan bütün katı cisimler için hareket denklemleri Newton'un 2. kuralına göre çıkarılmalıdır. Bu sistemlerin doğal frekansları ve de genlik oranları titreşimin doğal frekanslarında incelenebilir. Kamyon sistemleri bir çok serbestlik derecesinden oluşan kompleks bir titreşim sistemidir. Fakat aracın belli hareketlerini incelemek için bu kompleks sistemin birkaç serbestlik derecesinden oluşan doğrusal bir şekilde ifade edilmesi mümkündür.

Araç sürüş konforunu çalışmak için Şekil 6.1'de gösterilen 4 kademedен oluşan kütle-yay-damper modeli oluşturulmuştur. En üst kademede koltuk ve sürücü ağırlıkları, ayrıca koltuğun sertlik ve sönümlenme değerleri kullanılmıştır. Bunun altında kabin sisteminde kabinin kütlesi ve de kabin yay ve amortisörlerinin eşdeğer yay ve sönümlenme (ön ve arka yay ve amortisörler) katsayıları gösterilmiştir. Şasi sistemi ise toplam şasinin kütlesinin birinci aks üzerine katkısı olan eşdeğer kütlesi, yaprak yayların eşdeğer sertlik ve amortisörlerin eşdeğer sönümlenme özelliklerini kapsamaktadır. En alt sistem olan teker/lastik sistemi ise teker/lastik/aks kütlelerinin eşdeğeri ve de lastiğin sertlik ve sönümlenme katsayılarıyla ifade edilen matematiksel bir sistemdir. Sistem denklemleri doğrusal kuvvet-deplasman ve kuvvet-hız karakteristiğine sahip yay ve amortisör için hesaplanmıştır.

Sekil 6.1`de $G_1(j\omega)$, $G_2(j\omega)$, $G_3(j\omega)$ ve $G_4(j\omega)$ sırası ile aks-yol, şasi-teker, kabin-şasi, koltuk-kabin sistemleri arasındaki transfer fonksiyonlarını göstermektedir. Aynı grafikte Z_{yol} , Z_{lastik} , $Z_{şasi}$, Z_{kabin} , ve Z_{koltuk} sırası ile yol, aks, şasi, kabin, ve koltuk düşey pozisyonlarını göstermektedir. Bu sistemler arasındaki çıkış ve giriş genlikleri her bir sistemin performansının bir göstergesidir. Örnek olarak koltuk-yol arasındaki transfer fonksiyonunun genliği yoldan gelen tahriklerin sürücü tarafından nasıl algılandığının bir ifadesidir. İyi bir tasarımın amacı yol ve koltuk arasındaki transfer fonksiyonunun genliğinin düşük olduğu bir tasarımdır. Bu değer ise her bir sistem transfer fonksiyonunun (aks-yol, şasi-yol, kabin-şasi, ve koltuk-kabin) transfer fonksiyonlarının genlikleri, bu genliklerin maksimum değerlerinin hangi frekanslarda olduğu ve de sönümleme katsayıları ile bağlantılıdır.



Şekil 6.1: Araç Sürüş Konfor Matematik Modeli

Sistem denklemleri aşağıdaki formatta yazılabilir :

$$\mathbf{M} \cdot \frac{d^2 \mathbf{z}}{dt^2} + \mathbf{C} \cdot \frac{d \mathbf{z}}{dt} + \mathbf{K} \cdot \mathbf{z} = \mathbf{B} \cdot u(t) \quad (6.1)$$

Durum değişkeni, \mathbf{z} , vektörü ve de giriş vektörü (yol profili ve onun türevi), \mathbf{u} , 6.2 numaralı eşitlikte gösterilmiştir. \mathbf{M} , \mathbf{C} , \mathbf{K} , \mathbf{B} matrisleri 2-5 numaralı eşitliklerde ifade edilmiştir.

$$\mathbf{z} = \begin{bmatrix} z_{seat} \\ z_{cabin} \\ z_{chassis} \\ z_{tire} \end{bmatrix}, \quad \frac{d\mathbf{z}}{dt} = \begin{bmatrix} \frac{dz_{seat}}{dt} \\ \frac{dz_{cabin}}{dt} \\ \frac{dz_{chassis}}{dt} \\ \frac{dz_{tire}}{dt} \end{bmatrix}, \quad \frac{d^2\mathbf{z}}{dt^2} = \begin{bmatrix} \frac{d^2z_{seat}}{dt^2} \\ \frac{d^2z_{cabin}}{dt^2} \\ \frac{d^2z_{chassis}}{dt^2} \\ \frac{d^2z_{tire}}{dt^2} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{u} = \begin{bmatrix} z_{road} \\ \frac{dz_{road}}{dt} \end{bmatrix} \quad (6.2)$$

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_{seat} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{cabin} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{chassis} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{tire} \end{bmatrix} \quad (6.3)$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_{seat} & -c_{seat} & 0 & 0 \\ -c_{seat} & c_{seat} + c_{cabin} & -c_{cabin} & 0 \\ 0 & -c_{cabin} & c_{cabin} + c_{leaf} & -c_{leaf} \\ 0 & 0 & -c_{leaf} & c_{leaf} + c_{tire} \end{bmatrix} \quad (6.4)$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_{seat} & -k_{seat} & 0 & 0 \\ -k_{seat} & k_{seat} + k_{cabin} & -k_{cabin} & 0 \\ 0 & -k_{cabin} & k_{cabin} + k_{leaf} & -k_{leaf} \\ 0 & 0 & -k_{leaf} & k_{leaf} + k_{tire} \end{bmatrix} \quad (6.5)$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -k_{tire} & -c_{tire} \end{bmatrix} \quad (6.6)$$

Burada;

M : Kütle matrisini

C : Sönümlenme matrisini

K : Yay serlik matrisini göstermektedir.

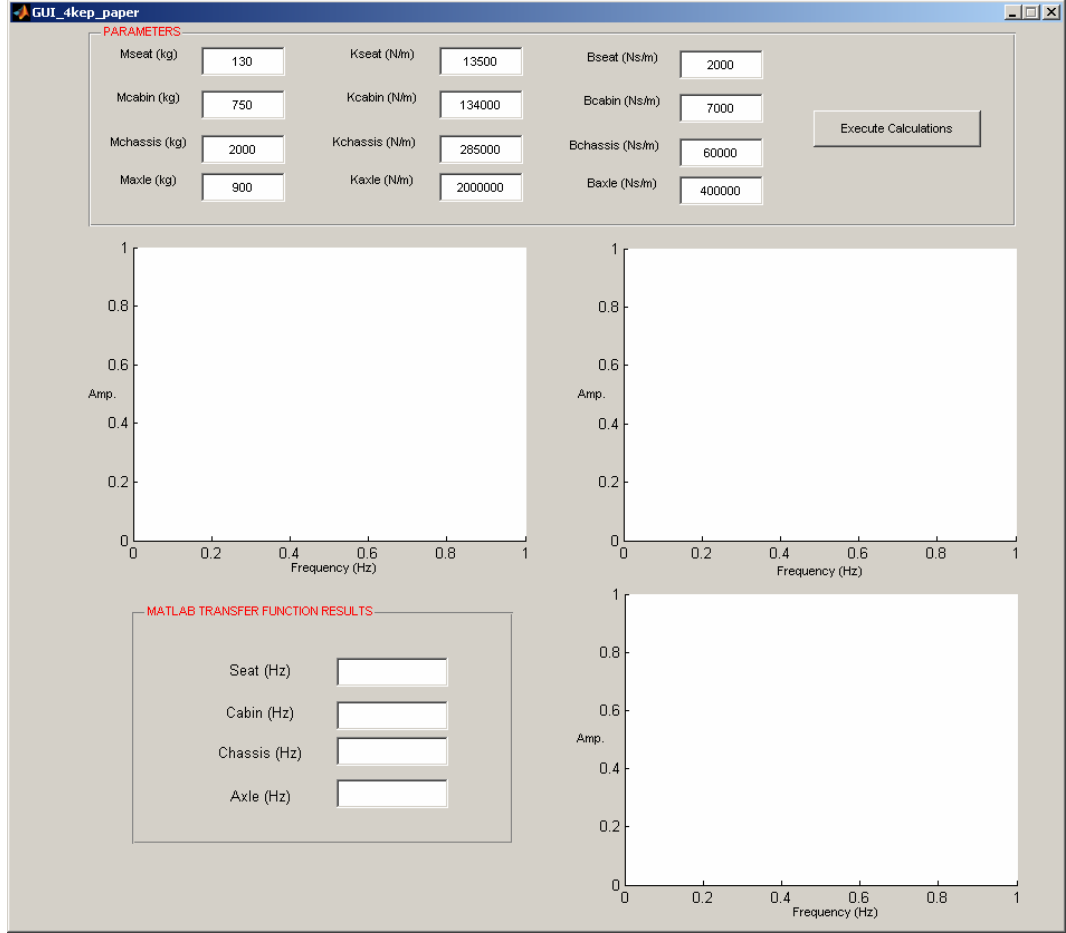
Sistemin sönümsüz doğal frekansları [9] aşağıdaki denklemde bilinmeyen w 'nın çözümüyle hesaplanabilir:

$$\det(-\omega^2 \cdot \mathbf{M} - \mathbf{K}) = 0 \quad (6.7)$$

Burada ω sistem ana elemanları doğal frekansıdır.

6.2 Matlab Arayüzü

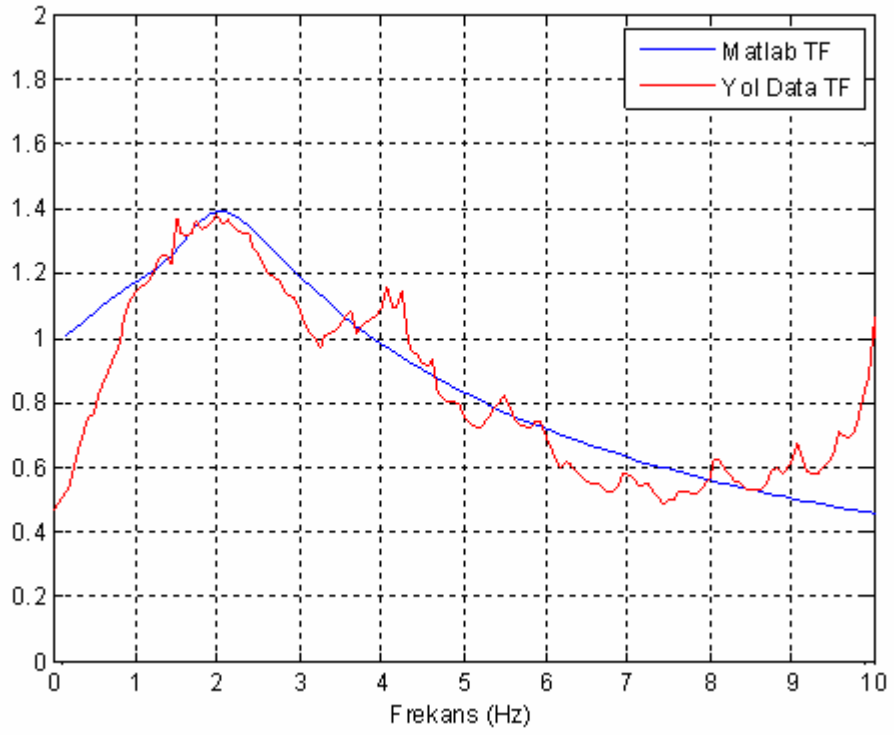
MATLAB Graphical User Interface (GUIDE) [10] araç kutusu ile arayüz yazmak mümkündür. Bu arayüz kullanıcının modelin parametrelerini girmesini, sonuçları (tablo ve figürler şeklinde) daha çabuk almasını, parametrelerde iterasyon konularında çok büyük esneklikler sağlar. Arayüz özetlemek gerekirse; kullanıcının parametre değerlerini girebilmesi için `bilgi giriş` kutucukları, yukarıdaki matris ve doğal frekansların hesaplanabilmesi, .m dosyalarının uygulanması için gerekli olan `uygulama butonları`, sonuçların grafiksel olarak görüntülenmesi için `grafiklerden` oluşmaktadır. Arayüzün en üst kısmında kullanıcı modele girdi olacak parametreleri tanımlamaktadır. Bunlar modeldeki 4 kütle, 4 sertlik katsayısı ve de 4 sönümlenme katsayısıdır. Bu parametrelerden bazıları ölçümlerden bilinmektedir. Doğruluğundan emin olunmayan parametreler ise bu arayüz kullanılarak iterasyonlar sonucu yol dadasından elde edilen transfer fonksiyonlarına benzetilecek şekilde değiştirilerek bulunmuştur. Kullanıcı hesapların yapılmasını sağlayan “bilgi giriş” kutusuna basınca arayüzde tanımlanan transfer fonksiyonları çeşitli grafiklerde gösterilir ve de sistemin doğal frekansları tablo halinde özetlenir.



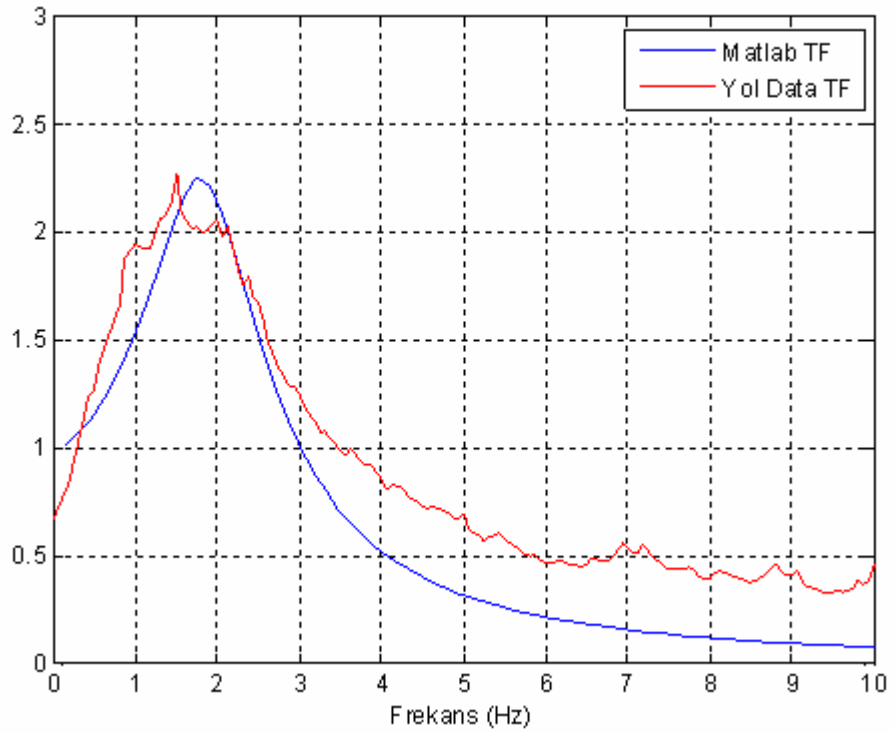
Sekil 6.2: Matlab/GUIDE ile tasarlanmış arayüz

6.3 Matlab Modelinin Doğrulanması

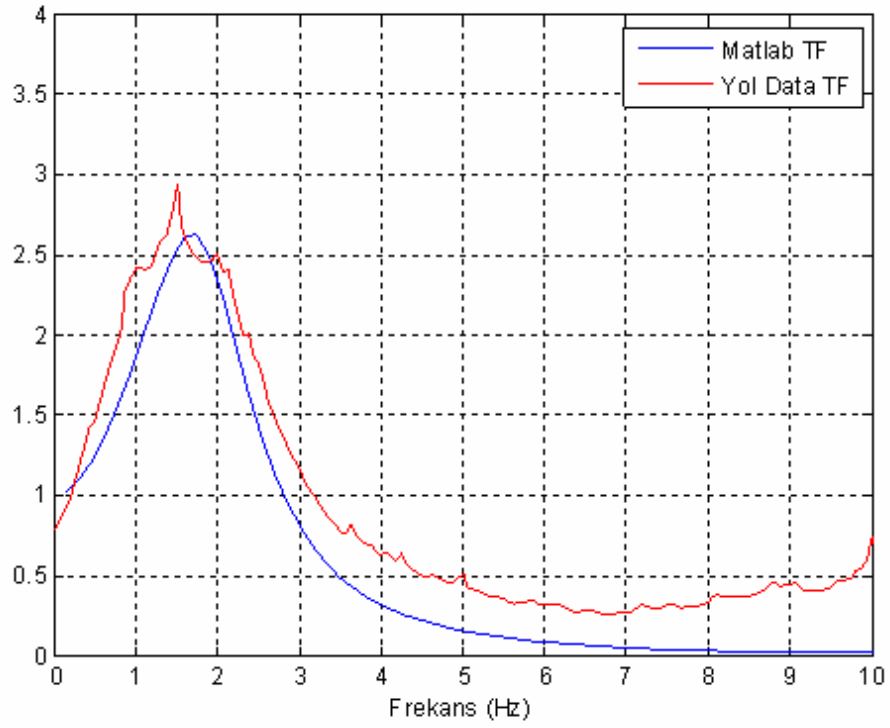
Matlab modeli ve de yoldan dadasından çıkarılmış transfer fonksiyonları Sekil 6.3`de aks ve şasi arasındaki, Sekil 6.4`de aks ve kabin arasındaki, Sekil 6.5`de aks ile koltuk arasındaki, Sekil 6.6`da şasi ve kabin arasındaki ve Sekil 6.7`de kabin ve koltuk arasındaki gösterilmiştir. Bu grafiklerde yer alan Matlab eğrisi ile yol dadası eğrisi arasındaki benzerlik modelin gerçeğe yakınlığının bir ölçüsüdür. Aks ve koltuk arasındaki transfer fonksiyonu yoldan gelen tahriklerin sürücü tarafından hissiyatının bir göstergesi olduğundan dolayı “sürüş konfor katsayısı” [8] hesaplanmasında da kullanılacaktır. Bu transfer fonksiyonları gerek genliklerin maksimum değerlerini ve de buna karşılık gelen frekansları kabul edilebilir bir doğrulukla hesaplamaktadır. Bu grafiklerin zaman entegrali de sürüş konfor katsayısının matematiksel bir göstergesidir. Bu değer ne kadar küçük olursa araç sürüş konforu o kadar iyi demektir.



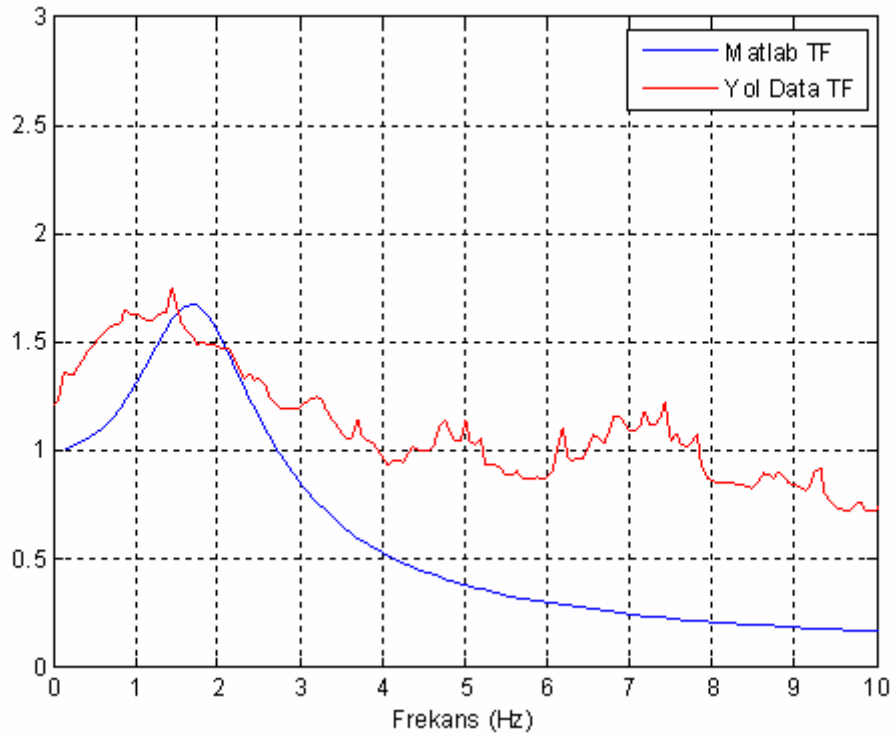
Şekil 6.3: Şasi – Aks Arasındaki Transfer Fonksiyonu



Şekil 6.4: Kabin - Aks Arasındaki Transfer Fonksiyonu



Şekil 6.5: Koltuk – Aks Arasındaki Transfer Fonksiyonu



Şekil 6.6: Kabin - Şasi Arasındaki Transfer Fonksiyonu

EK 1`de dört kütleden oluşan sistemin Matlab modeline ait kodlama yer almaktadır.

6.4 Sürüş Konfor Sayısının Hesaplanması

ISO 2631-1:1997 Uluslararası standardı; periyodik, rastlantısal ve süresiz titreşim hareketlerinin, insanların sağlık, algı, konfor tepkileri ile ilişkili olarak değerlendirilmesini kapsamaktadır. ISO 2631 standardı ışığında konfor sayısı hesaplaması yapılmıştır.

İnsanların tüm vücut titreşimlerine hassasiyeti frekansa bağlı olarak değişmektedir. Frekansların insanlar üzerine etkileri; W_k , W_d , W_f olarak tanımlanan frekans ağırlıklandırmaları ile yansıtılmaktadır. Vücudun farklı eksenleri için farklı frekans ağırlıklandırmaları gerekmektedir. Tablo 3.1 hangi frekans ağırlıklandırmalarının hangi yönlere uygulanması gerektiğini göstermektedir.

Tablo 6.1: Temel Frekans Ağırlıklandırma Eğrilerinin Uygulanışı [8]

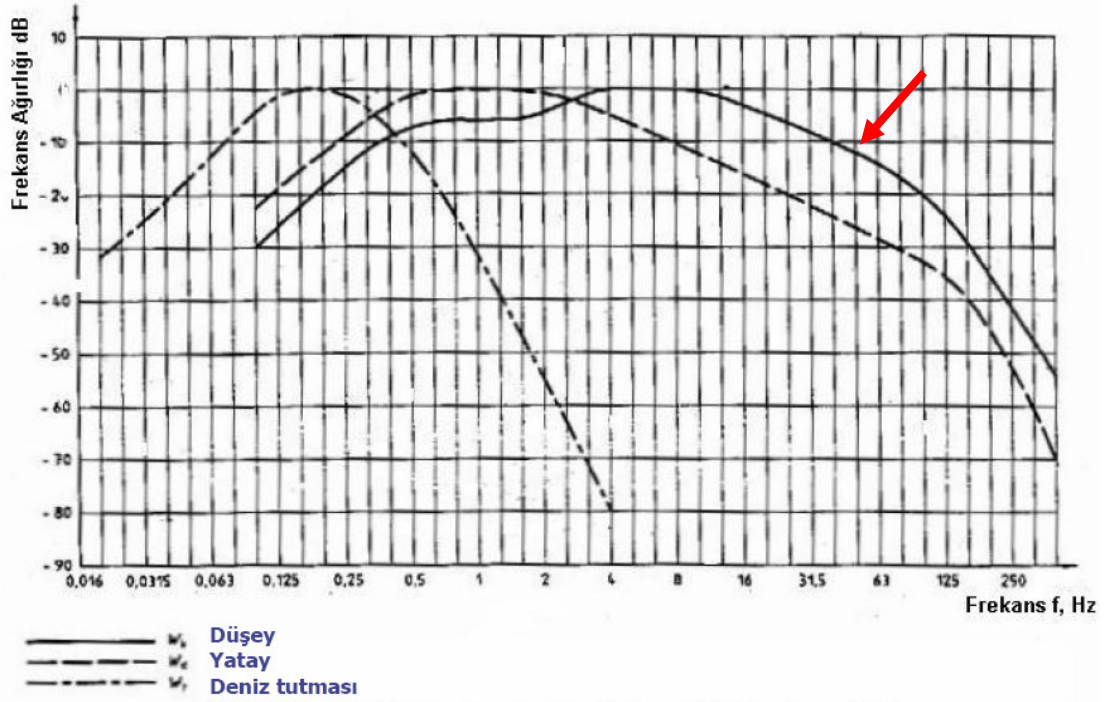
Frekans Ağırlığı	Sağlık	Konfor	Algı	Hareket Hastalığı
W_k	Z eksen, Koltuk yüzeyi	z eksen, Koltuk yüzeyi Z eksen, Ayakta Dikey uzanmış (kafa dışında) x, y, z eksenleri Ayak (oturmuş insanın)	z eksen, Koltuk yüzeyi Z eksen, Ayakta Dikey uzanmış (kafa dışında) x, y, z eksenleri Ayak (oturmuş insanın)	-
W_d	x eksen, Koltuk yüzeyi y eksen, Koltuk yüzeyi	x eksen, Koltuk yüzeyi y eksen, Koltuk yüzeyi x, y eksenleri, Ayakta Yatay uzanmış y, z eksenleri, Koltuk arkası	x eksen, Koltuk yüzeyi y eksen, Koltuk yüzeyi x, y eksenleri, Ayakta Yatay uzanmış	-
W_f	-	-	-	Dikey

Konfor sayısı hesaplamalarında +Z yönünde koltuktan sürücüye etki eden titreşim değerleri kullanılacaktır. Bu sebeple yukarıdaki tabloda ilk satırda yer alan W_k düşey ağırlıklandırma faktörü hesaplarda yer alacaktır. Ağırlandırma faktörlerinin frekansa bağlı değerleri Tablo 6.2’de verilmiştir.

Tablo 6.2: 1/3 Oktav Bandında Temel Frekans Ağırlıklandırmaları [8]

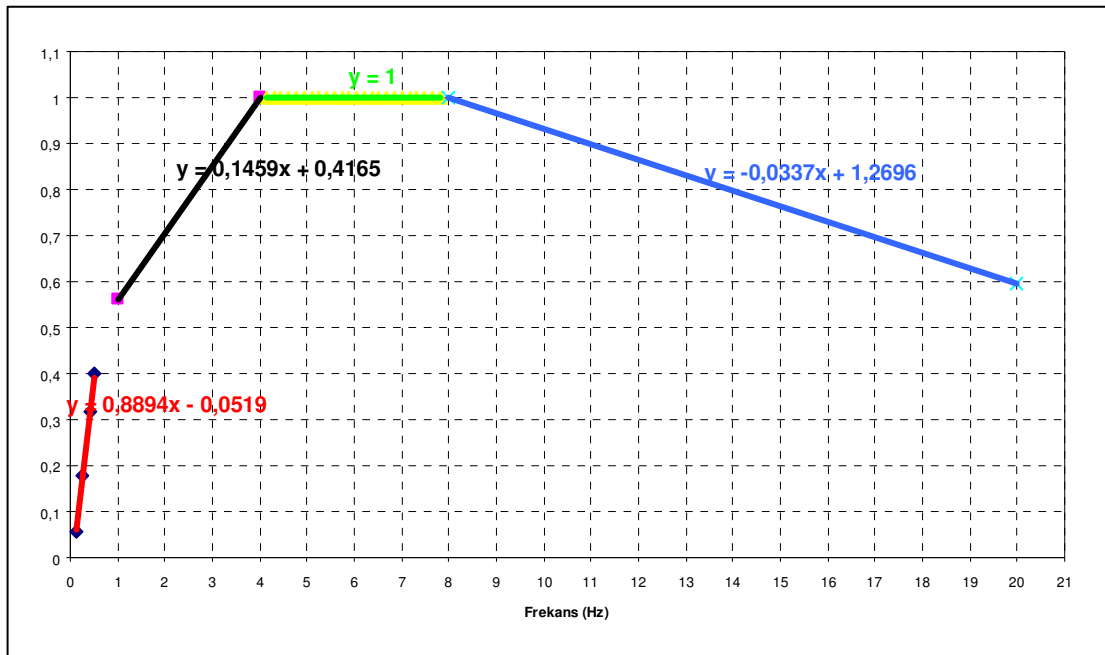
Frekans f Hz	W_k faktör x 1 000	W_d faktör x 1 000	W_f faktör x 1000
0.02			24.2
0.025			37.7
0.0315			59.7
0.04			97.1
0.05			157
0.063			267
0.08			461
0.1	31.2	62.4	695
0.125	48.6	97.3	895
0.16	79	158	1,006
0.2	121	243	992
0.25	182	365	854
0.315	263	530	619
0.4	352	713	384
0.5	418	853	224
0.63	459	944	116
0.8	477	992	53
1	482	1,011	23.5
1.25	484	1,008	9.98
1.6	494	968	3.77
2	531	890	1.55
2.5	631	776	0.64
3.15	804	642	0.25
4	967	512	0.097
5	1,039	409	
6.3	1,054	323	
8	1,036	253	
10	988	212	
12.5	902	161	
16	768	125	
20	636	100	
25	513	80	
31.5	405	63.2	
40	314	49.4	
50	246	38.8	
63	186	29.5	
80	132	21.1	
100	88.7	14.1	
125	54	8.63	
160	28.5	4.55	
200	15.2	2.43	
250	7.9	1.26	
315	3.98	0.64	
4 00	1.95	* 0.31	

İnsan vücudunun, her eksenindeki titreşimlere olan farklı hassasiyeti, çarpım faktörleri ile değerlendirilmektedir. Frekans ağırlıklandırılmış ivme değerleri ağırlıklandırma faktörleri ile çarpılarak konfor değerlendirmesi yapılır.



Şekil 6.7: Temel Ağırlıklandırmalar için Frekans Ağırlıklandırma Eğrileri

Tablo 7.2'de yer alan değerlere göre Şekil 6.7'de yer alan eğriler elde edilmiştir. Konfor sayısı hesabında W_k ağırlandırma faktörü kullanılacaktır. Bu faktöre ait eğri Şekil 6.7'de kırmızı okla gösterilmiştir. Konfor sayısı hesabı için dB biriminde olan W_k eğrisinin genlik birimine dönüşümü yapılmıştır. Şekil 6.8'de genlik dönüşümü yapılmış W_k ağırlandırma eğrisi yer almaktadır.



Şekil 6.8: Düşey Yön Ağırlıklandırma Eğrisi – Genlik Boyutunda

Şekil 6.8’de yer alan genlik boyutundaki W_k grafiği, koltuk üzerinden toplanan ivme dadasının Fourier dönüşümü alınmış hali ile çarpılarak konfor katsayısı Matlab modeli ile hesaplanmıştır. Çarpım sonucu elde edilen grafiğin altında kalan alan konfor sayısı olarak kullanılmıştır. Şekil 6.8’den de görüleceği üzere W_k ağırlıklandırma eğrisi en büyük etkiyi insan vücudunun titreşime en hassas olduğu 4-8 Hz aralığında yapmaktadır. 4-8 Hz frekans aralığı dışında kalan bölgelerde bu oran daha azdır.

EK 2`de konfor sayısı hesabına ait kodlama yer almaktadır

7. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bir önceki bölümde bahsi geçen konfor hesaplama yöntemi kullanılarak çeşitli seviye yaylar için konfor katsayıları bulunmuş, Matlab matematik modeli kullanılarak birçok yay ve sönüm elemanı karşılaştırılmış, konforda artışı sağlayacak yeni tasarım seviyesi için sistem ana elemanları olan aks, şasi, kabin ve koltuğun doğal frekansları tekrar hesaplanmıştır.

Yeni tasarıma ulaşılırken yayların ve amortisörlerin sertliklerinin optimizme edilmesi, konfor sayısının düşürülmesi (konforda artış) ve $D=c/c_{kr}=0,25$ olmasına dikkat edilmiştir.

Tasarım iyileştirmesi ve kabin konfor optimizasyonu yapılırken orijinal kabin yay sertlikleri %70 ile %125 oranında değişecek şekilde varyasyonlar yapılmış, minimum konfor sayısını verecek tasarım seviyesine ulaşılmaya çalışılmıştır.

Tablo 7.1`de çeşitli tasarım seviyeleri ve bunlara karşılık gelen hesaplanmış konfor katsayıları yer almaktadır. Tasarım Seviyesi – 5`de en düşük konfor katsayısı yani en yüksek konfora ulaşılmıştır.

Tablo 7.1: Yeni Tasarım Yay Sertlikleri ve Konfor Sayısı

	Yay Sertlikleri (N/mm)		Konfor Sayısı
	Ön	Arka	
Mevcut Durum	37	30	4.23
Tasarım - 1	45	30	4.42
Tasarım - 2	45	35	4.54
Tasarım - 3	35	30	4.15
Tasarım - 4	35	35	4.28
Tasarım - 5	30	25	3.81
Tasarım - 6	35	25	4.00

Kabin ön yayları yay sertliği mevcut değere göre %19 azaltılmış, kabin arka yayları yay sertliği ise mevcut duruma göre %17 oranında azaltılmıştır. Yapılan bu değişiklikler ile kabin konforunda %10 artış sağlanmıştır.

Tablo 7.2: Sistem Doğal Frekansları

	Doğal Frekanslar (Hz)			
	Koltuk	Kabin	Şasi	Aks
Mevcut Durum Transfer Fonk. Göre	1,45	1,44	2	11,01
Mevcut Durum FFT'lere Göre	1,6	1,55	1,93	11,01
Mevcut Durum Matlab`da Hesaplanan	1.5	1.53	2	10.7
Yeni Tasarım Matlab`da Hesaplanan	1,2	1,6	2,4	10,7

Tablo 7.2’de çalışma öncesi mevcut durum için yol datası kullanılarak ve Matlab modeli vasıtasıyla hesaplanan koltuk, kabin, şasi, aks doğal frekansları verilmiştir. Değerlerden de görüleceği üzere 1,5 Hz civarında koltuk ile kabin doğal frekansları arasında bir çakışma söz konusudur. Çalışma boyunca bu çakışmanın önüne geçmek amaçlanmıştır. Tasarım seviyesi 5’de bu hedefe ulaşılmış, sistem ana elemanları doğal frekansları birbirinden ayrılmış, aynı zamanda konfor sayısı düşürülmüştür. Tablo 7.2 son satırda Tasarım Seviyesi 5 için Matlab modeli ile hesaplanan doğal frekanslar verilmiştir. Buna göre koltuğun doğal frekansı 1,2 Hz’e düşürülmüş, kabinin doğal frekansı 1,6 Hz’e çıkmıştır. Sonuç olarak sistem ana elemanları doğal frekanslarında görülen çakışmalar giderilmiş, insan vücudunun hassas olduğu 4-8 Hz frekans aralığına girilmeden kabin konforunda iyileştirme sağlanmıştır.

KAYNAKLAR

- [1] **Güney, A.**, 1989. Taşıt Titreşimleri ve İrdelenmesi, İ.T.Ü Makina Fakültesi Matbaası, İstanbul.
- [2] **Polster, A.**, 2007. Minimum health and safety requirements regarding the exposure of workers to the risks arising from physical agents (vibration), 4. *Atlantic Alliance Conference*, Munich, Germany, April 20-21.
- [3] **Harris, C.M.**, 1996. Shock and Vibration Handbook, McGraw-Hill, New York.
- [4] **Erzi, A.I.**, 2002. Cadde ve Ray Taşıtları Titreşimleri 42088 Ders Notları, İ.T.Ü Makina Fakültesi Matbaası, İstanbul.
- [5] **Göktan, A.G.**, 2003. Taşıt Tasarımı Ders Notları, İ.T.Ü Makina Fakültesi Matbaası, İstanbul.
- [6] <http://www.ford.com.tr/cargo/>
- [7] **Gillespie, T. D.**, 1992. Fundamentals of Vehicle Dynamics, SAE, Warrendale, PA.
- [8] **ISO 2631-1**, 1997. Mechanical Vibration and Shock – Evaluation of Human Exposure to Whole Body Vibration, *International Organization for Standardization*, Geneva.
- [9] **Karnopp, D., Margolis, D. L., Rosenberg, R. C.**, 1990. System Dynamics: A Unified Approach, 2nd edition, Wiley-Interscience.
- [10] **MATLAB®** GUIDE Manual, The Mathworks, Inc.
- [11] **Wong, J. Y.**, 1993. Theory of Ground Vehicles, 2nd edition, John Wiley & Sons, Inc.

EK 1

Dört Kademeli Sistem Matematik Modeli (MATLAB)

```
function varargout = GUI_4kep(varargin)
gui_Singleton = 1;
gui_State = struct('gui_Name',    mfilename, ...
                  'gui_Singleton', gui_Singleton, ...
                  'gui_OpeningFcn', @GUI_4kep_OpeningFcn, ...
                  'gui_OutputFcn', @GUI_4kep_OutputFcn, ...
                  'gui_LayoutFcn', [] , ...
                  'gui_Callback', []);
if nargin && ischar(varargin{1})
    gui_State.gui_Callback = str2func(varargin{1});
end
if nargout
    [varargout{1:nargout}] = gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
else
    gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});end
function GUI_4kep_OpeningFcn(hObject, eventdata, handles, varargin)
handles.output = hObject;
guidata(hObject, handles);
function varargout = GUI_4kep_OutputFcn(hObject, eventdata, handles)
varargout{1} = handles.output;
function pushbutton1_Callback(hObject, eventdata, handles)
Mseat=str2double(get(handles.edit9,'String'));
Mcabin=str2double(get(handles.edit10,'String'));
Mchassis=str2double(get(handles.edit11,'String'));
Maxle=str2double(get(handles.edit12,'String'));
Kseat=str2double(get(handles.edit13,'String'));
Kcabin=str2double(get(handles.edit14,'String'));
Kchassis=str2double(get(handles.edit15,'String'));
Kaxle=str2double(get(handles.edit16,'String'));
Bseat=str2double(get(handles.edit17,'String'));
Bcabin=str2double(get(handles.edit18,'String'));
Bchassis=str2double(get(handles.edit19,'String'));
Baxle=str2double(get(handles.edit20,'String'));
assignin('base','Mseat',Mseat);
assignin('base','Mcabin',Mcabin);
assignin('base','Mchassis',Mchassis);
assignin('base','Maxle',Maxle);
```

```

assignin('base','Kseat',Kseat);
assignin('base','Kcabin',Kcabin);
assignin('base','Kchassis',Kchassis);
assignin('base','Kaxle',Kaxle);
assignin('base','Bseat',Bseat);
assignin('base','Bcabin',Bcabin);
assignin('base','Bchassis',Bchassis);
assignin('base','Baxle',Baxle);
Mseat=evalin('base', 'Mseat');
Mcabin=evalin('base', 'Mcabin');
Mchassis=evalin('base', 'Mchassis');
Maxle=evalin('base', 'Maxle');
Kseat=evalin('base', 'Kseat');
Kcabin=evalin('base', 'Kcabin');
Kchassis=evalin('base', 'Kchassis');
Kaxle=evalin('base', 'Kaxle');
Bseat=evalin('base', 'Bseat');
Bcabin=evalin('base', 'Bcabin');
Bchassis=evalin('base', 'Bchassis');
Baxle=evalin('base', 'Baxle');
kep4_newnplot;
assignin('base','Vnew',V);
assignin('base','F1new',F1);
assignin('base','FKnew',FK);
assignin('base','F3new',F3);
assignin('base','F2new',F2);
assignin('base','calfreqnew',calfreq);
Vnew=evalin('base', 'Vnew');
axes(handles.axes1)
plot(Vnew(:,1),(Vnew(:,2)./(max(Vnew(:,2)))));hold
plot(Vnew(:,1),(Vnew(:,3)./(max(Vnew(:,3)))),'r');
plot(Vnew(:,1),(Vnew(:,4)./(max(Vnew(:,4)))),'g');grid on
hold
axis([0 20 0 1.2])
legend('Pdin/h(kN/m)', 'Pdin', 'z2"/h');
axes(handles.axes2)
plot(Vnew(:,1),(Vnew(:,5)./(max(Vnew(:,5)))));hold
plot(Vnew(:,1),(Vnew(:,8)./(max(Vnew(:,8)))),'r');
plot(Vnew(:,1),(Vnew(:,10)./(max(Vnew(:,10)))),'g'); grid on;
hold
axis([0 20 0 1.2])
legend('z3"/h', 'zk/h', 'z3/zk');
axes(handles.axes3)
plot(Vnew(:,1),(Vnew(:,11)./(max(Vnew(:,11)))));hold
plot(Vnew(:,1),(Vnew(:,12)./(max(Vnew(:,12)))),'r');
plot(Vnew(:,1),(Vnew(:,13)./(max(Vnew(:,13)))),'g');
grid on

```

```

hold
axis([0 20 0 1.2])
legend('zk/z2','z2/z1','z1"/h')
F1new=evalin('base', 'F1new');
FKnew=evalin('base', 'FKnew');
F3new=evalin('base', 'F3new');
F2new=evalin('base', 'F2new');
format bank
set(handles.edit1,'String',num2str(F3new));
set(handles.edit2,'String',num2str(FKnew));
set(handles.edit3,'String',num2str(F2new));
set(handles.edit4,'String',num2str(F1new));
calfreqnew=evalin('base', 'calfreqnew');
calfreqseat=calfreqnew(1);
calfreqchassis=calfreqnew(2);
calfreqcabin=calfreqnew(3);
calfreqaxle=calfreqnew(4);
set(handles.edit5,'String',num2str(calfreqseat));
set(handles.edit7,'String',num2str(calfreqchassis));
set(handles.edit6,'String',num2str(calfreqcabin));
set(handles.edit8,'String',num2str(calfreqaxle));
function pushbutton2_Callback(hObject, eventdata, handles)
Vnew=evalin('base', 'Vnew');
axes(handles.axes1)
plot(Vnew(:,1),(Vnew(:,2)./(max(Vnew(:,2)))));
hold
plot(Vnew(:,1),(Vnew(:,3)./(max(Vnew(:,3)))),'r');
plot(Vnew(:,1),(Vnew(:,4)./(max(Vnew(:,4)))),'g');
grid on
hold
axis([0 20 0 1.2])
legend('Pdin/h(kN/m)','Pdin','z2"/h');
axes(handles.axes2)
plot(Vnew(:,1),(Vnew(:,5)./(max(Vnew(:,5)))));
hold
plot(Vnew(:,1),(Vnew(:,8)./(max(Vnew(:,8)))),'r');
plot(Vnew(:,1),(Vnew(:,10)./(max(Vnew(:,10)))),'g');
grid on;
hold
axis([0 20 0 1.2])
legend('z3"/h','zk/h','z3/zk');
axes(handles.axes3)
plot(Vnew(:,1),(Vnew(:,11)./(max(Vnew(:,11)))));
hold
plot(Vnew(:,1),(Vnew(:,12)./(max(Vnew(:,12)))),'r');
plot(Vnew(:,1),(Vnew(:,13)./(max(Vnew(:,13)))),'g');grid on
hold

```

```

axis([0 20 0 1.2])
legend('zk/z2','z2/z1','z1"/h')
F1new=evalin('base','F1new');
FKnew=evalin('base','FKnew');
F3new=evalin('base','F3new');
F2new=evalin('base','F2new');
format bank
set(handles.edit1,'String',num2str(F3new));
set(handles.edit2,'String',num2str(FKnew));
set(handles.edit3,'String',num2str(F2new));
set(handles.edit4,'String',num2str(F1new));
calfreqnew=evalin('base','calfreqnew');
calfreqseat=calfreqnew(1);
calfreqchassis=calfreqnew(2);
calfreqcabin=calfreqnew(3);
calfreqaxle=calfreqnew(4);
set(handles.edit5,'String',num2str(calfreqseat));
set(handles.edit7,'String',num2str(calfreqchassis));
set(handles.edit6,'String',num2str(calfreqcabin));
set(handles.edit8,'String',num2str(calfreqaxle));
function edit1_Callback(hObject, eventdata, handles)
function edit1_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end
function edit2_Callback(hObject, eventdata, handles)
function edit2_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');end
function edit3_Callback(hObject, eventdata, handles)
function edit3_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');end
function edit4_Callback(hObject, eventdata, handles)
function edit4_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end
function edit5_Callback(hObject, eventdata, handles)
function edit5_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');end

```



```

function edit6_Callback(hObject, eventdata, handles)
function edit6_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');end
function edit7_Callback(hObject, eventdata, handles)
function edit7_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');end
function edit8_Callback(hObject, eventdata, handles)
function edit8_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end
function edit9_Callback(hObject, eventdata, handles)
: get(hObject,'String') returns contents of edit9 as text
function edit9_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');end
function edit10_Callback(hObject, eventdata, handles)
function edit10_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end
function edit11_Callback(hObject, eventdata, handles)
function edit11_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');end
function edit12_Callback(hObject, eventdata, handles)
function edit12_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');end
function edit13_Callback(hObject, eventdata, handles)
function edit13_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end
function edit14_Callback(hObject, eventdata, handles)
function edit14_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)

```

```

if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');end
function edit15_Callback(hObject, eventdata, handles)
function edit15_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end
function edit16_Callback(hObject, eventdata, handles)
function edit16_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');end
function edit17_Callback(hObject, eventdata, handles)
function edit17_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');end
function edit18_Callback(hObject, eventdata, handles)
function edit18_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');end
function edit19_Callback(hObject, eventdata, handles)
function edit19_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');end
function edit20_Callback(hObject, eventdata, handles)
function edit20_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end
function pushbutton3_Callback(hObject, eventdata, handles)
Mseat=str2double(get(handles.edit9,'String'));
Mcabin=str2double(get(handles.edit10,'String'));
Mchassis=str2double(get(handles.edit11,'String'));
Maxle=str2double(get(handles.edit12,'String'));
Kseat=str2double(get(handles.edit13,'String'));
Kcabin=str2double(get(handles.edit14,'String'));
Kchassis=str2double(get(handles.edit15,'String'));
Kaxle=str2double(get(handles.edit16,'String'));
Bseat=str2double(get(handles.edit17,'String'));
Bcabin=str2double(get(handles.edit18,'String'));
Bchassis=str2double(get(handles.edit19,'String'));

```

```
Baxle=str2double(get(handles.edit20,'String'));
assignin('base','Mseat',Mseat);
assignin('base','Mcabin',Mcabin);
assignin('base','Mchassis',Mchassis);
assignin('base','Maxle',Maxle);
assignin('base','Kseat',Kseat);
assignin('base','Kcabin',Kcabin);
assignin('base','Kchassis',Kchassis);
assignin('base','Kaxle',Kaxle);
assignin('base','Bseat',Bseat);
assignin('base','Bcabin',Bcabin);
assignin('base','Bchassis',Bchassis);
assignin('base','Baxle',Baxle);
```

EK-2

Konfor Sayısı Hesabı (MATLAB)

```
%' 4 kutleli titresim modelinde konfor
M=zeros(4, 4); C=zeros(4, 4); K=zeros(4, 4); A=zeros(8, 8); B=zeros(8, 8);
R=zeros(8, 1); H=zeros(8, 1); v=zeros(70, 20);
%'Kütle
M3=Mseat;   %M3 = 108;
MK=Mcabin;  %MK = 900;
M2=Mchassis; %M2 = 400;
M1=Maxle;   %M1 = 800;
%'Yay
C3=Kseat;   %C3 = 86340;
CK=Kcabin;  %CK = 256000/4;
C2=Kchassis; %C2 = 57000/2;
C1=Kaxle;   %C1 = 4000000;
%'Sönüm
K3=Bseat;   %K3 = 264;
KK=Bcabin;  %KK = 245;
K2=Bchassis; %K2 = 11456;
K1=Baxle;   %K1 = .1 * C1 * 0;
V = 20; % m/s
W = 2;
PHI = .000004;
%'ARA HESAPLAR
PI = 3.1416;
C23 = C2 + C3;
C = C1 + C2;
M = M1 + M2 + M3 + MK;
G = M * 9.81;
%' Yaklaşık doğal frekans ve sönüm oranlarz
F3 = sqrt(C3 / M3) / 2 / PI;
FK = sqrt(CK / MK) / 2 / PI;
F2 = sqrt(C2 / (M2 + MK + M3)) / 2 / PI;
F1 = sqrt((C1 + C2) / M1) / 2 / PI;
D3 = K3 / sqrt(C3 * M3) / 2;
DK = KK / sqrt(CK * MK) / 2;
D2 = K2 / sqrt(C2 * (M2 + M3 + MK)) / 2;
S1 = G / C1;
SK = (MK + M3) * 9.81 / CK;
M12 = M1 / M2;
M21 = M2 / M1;
M31 = M3 / M1;
```

```

%'ARACIKIS
%'VERI YAZDIRMA
%'SABITLERIN HESABI
FAKTOR = V ^ (W - 1) * PHI;
M(1, 1) = M3; M(2, 2) = MK; M(3, 3) = M2; M(4, 4) = M1;
C(1, 1) = C3; C(1, 2) = -C3; C(2,1) = -C3; C(2,2) = C3 + CK; C(2, 3) = -CK;
C(3, 2) = -CK; C(3, 3) = C2 + CK; C(3, 4) = -C2;
C(4, 3) = -C2; C(4, 4) = C1 + C2;
R(4, 1) = C1;
ei=eig(C*inv(M));
%disp (sqrt(ei)/2/pi);
calfreq=sqrt(ei)/2/pi;
PDIN = 0;
Z2PP = 0;
Z3PP = 0;
KSE2 = 0;
KEE2 = 0;
KAE2 = 0;
KZE2 = 0;
O2E = 0;
Z32PP = 0;
Z21PP = 0;
Z3KH = 0;
Z3KPP = 0;
ZK2PP=0;
%'FREKANSANIN BAGLI TERIMLER; % O=2*PI*W OLMAK UZERE,
OEND = 127;
for ADIM = 1 : OEND;
  DOMEGA = 1;
  O = ADIM;
  O2 = O ^ 2; O4 = O2 ^ 2;
  for i = 1 : 4;
    for j = 1 : 4;
      A(i, j) = C(i, j) - M(i, j) * O2;
      A(i + 4, j) = K(i, j) * O;
      A(i, j + 4) = -K(i, j) * O;
      A(i + 4, j + 4) = C(i, j) - M(i, j) * O2;
    end
  end
  K(1, 1) = K3; K(1, 2) = -K3;
  K(2,1) = -K3; K(2, 2) = K3 + KK; K(2, 3) = -KK;
  K(3, 2) = -KK; K(3, 3) = -K2+ KK; K(3, 4) = -K2;
  K(4, 3) = -K2; K(4, 4) = (K1/O+ K2);
  R(8, 1) = K1 / O;
  SPEKTRUM = O ^ (-W) * FAKTOR;
  FSPEK = SPEKTRUM * DOMEGA;
  H = inv(A) * R;
  REELZ3 = H(1, 1);
  REELZK = H(2, 1);
  REELZ2 = H(3, 1);

```

```

REELZ1 = H(4, 1);
IMAGZ3 = H(5, 1);
IMAGZK = H(6, 1);
IMAGZ2 = H(7, 1);
IMAGZ1 = H(8, 1);
%'KONFOR HESABI (eski standart)
if O / 2 / PI < 1 ; B2 = 100;
elseif O / 2 / PI < 4 ; B2 = 16 * O;
elseif O / 2 / PI < 8 ; B2 = 400;
else; B2 = (100 / O) ^ 2;end
if O / 2 / PI < 8 ; BE2 = (O / 8) ^ 2;
elseif O / 2 / PI < 16 ; BE2 = 40;
else ;BE2 = (40000 / O) ^ 2; end
if O / 2 / PI < 7 ; BA2 = O ^ 2 / 20;
elseif O / 2 / PI < 15 ; BA = 100;
else ; BA2 = (900000 / O) ^ 2; end
%' PDIN HESABI
PD = O4 * ((REELZ1 * M1 + REELZ2 * M2 + REELZ3 * M3 + REELZK * MK) ^
2 + (IMAGZ1 * M1 + IMAGZ2 * M2 + IMAGZK * MK + IMAGZ3 * M3) ^ 2);
PDH = PD * SPEKTRUM;
%' tepki fonksiyonlarz (ivme/yol)
Z1 = O4 * (REELZ1 ^ 2 + IMAGZ1 ^ 2);
Z2 = O4 * (REELZ2 ^ 2 + IMAGZ2 ^ 2);
Z3 = O4 * (REELZ3 ^ 2 + IMAGZ3 ^ 2);
ZK = O4 * (REELZK ^ 2 + IMAGZK ^ 2);
%' ivme spektrum yoşunluklarz
Z2H = Z2 * SPEKTRUM;
Z3H = Z3 * SPEKTRUM;
ZKH = ZK * SPEKTRUM;
%' konfor sayzlarz
KS2 = Z3H * B2;
KE2 = ZKH * BE2;
KA2 = ZKH * BA2;
KZ2 = KS2 + KE2 + KA2;
GP2 = 1 ; GK2 = 1000;
O2 = PDH * GP2 + KZ2 * GK2;
GP1 = 1 ; GK1 =1000;
O1 = sqrt(PD) * GP1 + sqrt(Z3) * GK1;
%' transfer fonksiyonlarz (ivme/ivme)
Z3K = sqrt(REELZ3 ^ 2 + IMAGZ3 ^ 2) - sqrt(REELZK ^ 2 + IMAGZK ^ 2);
ZK2 = sqrt(REELZK ^ 2 + IMAGZK ^ 2) - sqrt(REELZ2 ^ 2 + IMAGZ2 ^ 2);
Z3KH = Z3K * SPEKTRUM;
ZK2H = ZK2 * SPEKTRUM;
V(ADIM, 1) = O / 2 / PI;
V(ADIM, 2) = sqrt(PD) / 1000;
V(ADIM, 3) = (PDH);
V(ADIM, 4) = sqrt(Z2);
V(ADIM, 5) = sqrt(Z3);
V(ADIM, 6) = Z2H;
V(ADIM, 7) = Z3H;

```

```

V(ADIM, 8) = sqrt(ZK);
V(ADIM, 9) = ZKH;
V(ADIM, 10) = sqrt(Z3)/sqrt(ZK);
V(ADIM, 11) = sqrt(ZK)/sqrt(Z2);
V(ADIM, 12) = sqrt(Z2)/sqrt(Z1);
V(ADIM, 13) = sqrt(Z1);
%'EFEKTIF DEGERLER
PDIN = PDIN + PDH * DOMEQA;
Z2PP = Z2PP + Z2H * DOMEQA;
Z3PP = Z3PP + Z3H * DOMEQA;
KSE2 = KSE2 + KS2 * DOMEQA;
KEE2 = KEE2 + KE2 * DOMEQA;
KAE2 = KAE2 + KA2 * DOMEQA;
KZE2 = KZE2 + KZ2 * DOMEQA;
O2E = O2E + O2 * DOMEQA;
Z3KPP = Z3KPP + Z3KH * DOMEQA;
ZK2PP = ZK2PP + ZK2H * DOMEQA;end
close all
%clear all
%freq=V(:,1);
%accz=V(:,15);
w=[0.16:0.16:16];
for i=1:1:length(w)
if (w(i)>=0.125 && w(i)<0.5)
    tfindex(i)=0.8894.*w(i)-0.0519;
elseif (w(i)>0.5 && w(i)<=4)
    tfindex(i)=0.1459.*w(i)+0.4165;
elseif (w(i)>4 && w(i)<8)

    tfindex(i)=1;
else
    tfindex(i)=-0.0337.*w(i)+1.2696;
end
end
figure
plot(w,tfindex)
xlabel('Frequency')
ylabel('TF Amplitude')
axis([0 16 0 1.2])
figure
plot(freq,accz)
xlabel('Frequency')
ylabel('Acceleration Amplitude')
amplitudemultiply=tfindex(1:100).*accz(1:100)
figure
plot(w(1:100),amplitudemultiply)
comfortindexnew = trapz(w(1:100),amplitudemultiply)

```

ÖZGEÇMİŞ

Ozan TUNCEL 1981 yılında İstanbul'da doğdu. İlköğretimini Eşrefbey İlkokulu'nda tamamladı (1987–1992). Orta ve lise eğitimini Gebze Anadolu Lisesi'nde (1992–1999) tamamladıktan sonra 1999 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi (İ.T.Ü.) Makine Fakültesi'nde yüksek öğrenim hayatına başladı. 1 yılı hazırlık olmak üzere 5 yıllık lisans eğitimini başarıyla tamamlamasının ardından 2004 yılında Makine Mühendisi olarak İ.T.Ü'den mezun oldu. Ozan TUNCEL 2004 yılından bu yana İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Otomotiv programında yüksek lisans öğrenimine devam etmektedir.