



**ARAÇ HIZI VE KÜTLESİNİN,
SÜSPANSİYON SİSTEMİNDEKİ
YERDEĞİŞTİRME İLETGENLİĞİNİN
ARAŞTIRILMASI.
YÜKSEK LİSANS TEZİ**

Ümit CAN

Danışman

Prof. Dr. Abdurrahman KARABULUT

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Haziran 2019

AFYON KOCATEPE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**ARAÇ HIZI VE KÜTLESİNİN, SÜSPANSİYON SİSTEMİNDEKİ
YERDEĞİŞTİRME İLETGENLİĞİNİN ARAŞTIRILMASI.**

Ümit CAN

Danışman
Prof. Dr. Abdurrahman KARABULUT

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Haziran 2019

TEZ ONAY SAYFASI

Ümit CAN tarafından hazırlanan “ARAÇ HIZI VE KÜTLESİNİN, SÜSPANSİYON SİSTEMİNDEKİ YERDEĞİŞTİRME İLETGENLİĞİNİN ARAŞTIRILMASI” adlı tez çalışması lisansüstü eğitim ve öğretim yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca 13/06/2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından **oy birliği** ile Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü **Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. Abdurrahman KARABULUT

İmza

Başkan : Dr. Öğr. Üyesi Lütfiye DAHİL
İstanbul Aydın Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi

Üye : Prof. Dr. Abdurrahman KARABULUT
Afyon Kocatepe Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Özgür VERİM
Afyon Kocatepe Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi

Afyon Kocatepe Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu’nun
...../...../..... tarih ve
..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. İbrahim EROL
Enstitü Müdürü

BİLİMSEL ETİK BİLDİRİM SAYFASI
Afyon Kocatepe Üniversitesi

**Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım
bu tez çalışmada;**

- Tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- Atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- Ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

13/06/2019


Ümit CAN

ÖZET
Yüksek Lisans Tezi

**ARAÇ HIZI VE KÜTLESİNİN, SÜSPANSİYON SİSTEMİNDEKİ
YERDEĞİŞTİRME İLETGENLİĞİNİN ARAŞTIRILMASI.**

Ümit CAN
Afyon Kocatepe Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Abdurrahman KARABULUT

Bu araştırmada, tek serbestlik dereceli araba modeli ve iki serbestlik dereceli araba modeli üzerinde çalışılmıştır. Titreşim hakkında temel bilgiler verilir, Matlab ve LMS Amesim programlarında hesaplamalar yapılmış, grafik değerleri görselleştirilmiştir. Ayrıca Ek 1’de Simulink modeli verilmiştir. Tek serbestlik dereceli araba modelinde verilen değerler üzerinden deplasman hesabı yapılmıştır. İki farklı kütle ve dört farklı hızda davranışının deplasmanı ve frekans değerleri bulunmuştur. İki serbestlik dereceli araba modeli verilmiş ve hareket diferansiyel denklemleri türetilmiş ve durum değişkenleri tanımlanmıştır. Durum değişkenlerine göre Matlab da program hazırlanmıştır. LMS Amesim programından kısaca bahsedilip, iki serbestlik dereceli çeyrek araba sistemi modellenmiştir. Tek serbestlik dereceli model üzerinde parametreler atanıp grafikler alınmıştır. Hızın deplasmana etkisi grafik olarak elde edilmiştir. LMS Amesim programında süspansiyon sistemi yay sabiti ve sönümleme sabitinin alt ve üst değerleri atanıp karşılaştırma yapılmıştır. Ek 2’de yay sabiti alt ve üst değerleri ve sönümleme sabiti alt ve üst değerlerinin sistemdeki etkileri vardır. Hız arttıkça genliğin azaldığı görülmektedir. Aynı zamanda kütle değerlerinin artmasıyla doğal frekansın azaldığı görülmektedir.

2019, ix + 77 sayfa

Anahtar Kelimeler: LMS Amesim programı, Araç titreşimi, Yol pürüzlülüğü, İvme ve hız diagramı, Titreşim analizi

ABSTRACT
M.Sc. Thesis

VEHICLE SPEED AND MASS, INVESTIGATION OF DISPLACEMENT
TRANSMISSIBILITY IN THE SUSPENSION SYSTEM.

Ümit CAN

Afyon Kocatepe University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Abdurrahman KARABULUT

In this research, single and two degrees of freedom car model is studied on. Fundamental information about vibration is given, graphical values are visualized and calculations are done with Matlab and Amesim. Smulink model is shown in Appendix 1. The displacement calculation was made on the values given in the single degree of freedom car model. The displacement and frequency values of the behaviour of two different masses and four different velocities were found. Two degree of freedom car model is given, movement differential equations are derived and state variables are defined in the study. A program is prepared in Matlab according to the state variables. LMS Amesim program is mentioned briefly and two degree of freedom quarter car model is modeled. Parameters are assigned on a single degree car model. The effect of velocity on displacement was obtained graphically. The upper and lower values of the suspension spring and dumping constant are assigned and compared in the Amesim Program. The effects of the upper and lower values of the spring constant and the upper and lower values of deflection constant in the system are shown in Appendix 2. Amplitude decreases with increasing speed. At the same time, natural frequency decreases with increasing mass values.

2019, ix + 77 pages

Keywords: LMS Amesim program, Vehicle vibration, Road roughness, Acceleration and speed diagram, Vibration analysis

TEŞEKKÜR

Bu araştırmanın konusu, deneysel çalışmaların yönlendirilmesi, sonuçların değerlendirilmesi ve yazımı aşamasında yapmış olduğu büyük katkılarından dolayı tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Abdurrahman KARABULUT, araştırma ve yazım süresince emeği geçen fakülte öğretim elemanlarına ve arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Bu araştırma boyunca maddi ve manevi desteklerinden dolayı aileme teşekkür ederim.

Ümit CAN

Afyonkarahisar, 2019

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

Sayfa

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER DİZİNİ.....	iv
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
TABLolar DİZİNİ.....	ix
1. GİRİŞ	1
1.1 Sürüş Konforu	1
1.2 Sürüş Modelleri.....	2
2. LİTERATÜR BİLGİLERİ.....	3
3. MATERYAL ve METOT.....	23
3.1 Temel Bilgiler	23
3.2 Viskoz Sönümlü Serbest Titreşim	25
3.2.1 Hareket Denklemleri.....	25
3.2.2 Kritik Sönümleme Sabiti ve Sönümleme Oranı	27
3.3 Zemin Uyarısı.....	32
3.4 Harmonik Yol Uyarıcı Zeminde Araç Kütlesi ve Hızdaki Değişimin Deplasmana Etkisi.....	34
3.4.1 Matlab Hesap Programında Denklemlerin Yazılması	35
3.5 İki Serbestlik Dereceli Çeyrek Araba Modeli	35
3.5.1 İki Serbestlik Dereceli Çeyrek Araba Modelinin MATLAB Yazılımını Kullanarak Simülasyonu	37
3.6 LMS Amesim Programını Kullanarak Çeyrek Araba Sistemi Kontrolü	39
3.6.1 LMS Amesim Programında Çeyrek Araba Sistemi	41
3.6.2 Tek Serbestlik Dereceli Araba Modelinin LMS Amesim Programında Analizi	42
4. BULGULAR.....	43
4.1 Sönümlü Sistemler	43
4.2 Yol Profilinin Sisteme Etkisi.....	49
4.2.1 Yol Profilinde Dalga Boyu ve Dalga Yüksekliğinin Değişimi.....	49

4.2.2 Dalga Boyu Değişiminin Sisteme Etkisi	51
4.2.3 Basamak Girdili Yol Profilinde Araç Yanıtı.....	53
4.3 Kütle Artışının Hesaplama Parametrelerine Etkisi.....	57
4.4 Sönümleme Oranının Sisteme Etkisi.....	61
5. SONUÇ	66
6. KAYNAKLAR	69
ÖZGEÇMİŞ.....	75
EKLER	76



SİMGELER ve KISALTMALAR

Simgeler

ω	Açısal frekans
m_a, m_2	Araç kütlesi
ω_b	Baz (zemin) hareketin frekansı
C	Belirlenmemiş sabit
s	Belirlenmemiş sabit
ω_n	Doğal frekans
f	Frekans
r	Frekans oranı
u, V, v	Hız
s_1, s_2	Kökler
c_c	Kritik sönümlleme
m	Kütle
$\dot{x}$	Kütlenin yer değiştirme hızı
$\ddot{x}$	Kütlenin yer değiştirme ivmesi
L	Mesafe
x_p	Özel çözüm
T	Periyot
ζ	Sönümlleme oranı
c	Sönümlleme sabiti
ω_d	Sönümlü titreşim frekansı
c_c, c_2	Süspansiyon sönümlleme sabiti
k_c, k_2	Süspansiyon yay sabiti
m_1	Teker kütlesi
k_1	Teker yay sabiti
F	Viskos sönümlleme kuvveti
k	Yay sabiti
x	Yer değiştirme
$y(t), y$	Yol yüzeyi fonksiyonu
Y	Yol yüzeyinin genliği
t	Zaman

Kısaltmalar

AMESim	Advance Modeling Environment for performing Simulations
--------	---

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 3.1	Frekans oranının bir fonksiyonu olarak yer değiştirme aktarımı	24
Şekil 3.2	(a) Viskoz sönümlü tek serbestlik dereceli sistem. (b) Serbest cisim diyagramı	26
Şekil 3.3	Zayıf sönümlü hal çözümü: $0 < \zeta < 1$	30
Şekil 3.4	Sönüm ile ω_d 'nin değişimi	30
Şekil 3.5	Farklı sönüm tiplerinin hareketlerinin karşılaştırılması	31
Şekil 3.6	(a) Harmonik zemin uyarılı sönümlü yay kütle modeli. (b) (a) uyarı hareketinin serbest cisim diyagramı	32
Şekil 3.7	Sinüzoidal yolda hareket eden taşıt tek serbestlik dereceli modeli	34
Şekil 3.8	İki serbestlik dereceli çeyrek araba modeli	36
Şekil 3.9	LMS Amesim yeni model oluşturma ekranı	40
Şekil 3.10	LMS Amesimde çeyrek araba sistemi modeli	41
Şekil 3.11	$m_2 = 300$ kg kütleli arabanın 10 cm basamak sinyaline vermiş olduğu cevap	41
Şekil 3.12	LMS Amesimde, sinüzoidal yol profili girdisinde, tek serbestlik dereceli araba modeli	42
Şekil 4.1	Süspansiyon sistemi	43
Şekil 4.2	X_1 1200 kg genlik- hız grafiği	44
Şekil 4.3	X_2 1500 kg genlik- hız grafiği	44
Şekil 4.4	Kütle değişiminde genlik- zaman grafiği	45
Şekil 4.5	Kütle değişiminde ivme- zaman grafiği	45
Şekil 4.6	Kütle değişiminde hız- zaman grafiği	46
Şekil 4.7	$m=1200$ kg arabanın belirli hızlardaki davranışı	47
Şekil 4.8	Şekil 4.6 detay görünüşü	47
Şekil 4.9	$v= 30$ km/h hızda kütle parametrelerindeki değişimin sisteme etkisi	48
Şekil 4.10	c ve k değerlerindeki yüzde yirmibeşlik artış ve azalmanın sisteme etkisi	48
Şekil 4.11	Dalga boyu ve dalga yüksekliğinin değişiminin zemin frekansına etkisi	50
Şekil 4.12	1200 kg araç kütlelerinde, yol değişimindeki genlik – hız davranışı	50
Şekil 4.13	1500 kg araç kütlelerinde, yol değişimindeki genlik – hız davranışı	51
Şekil 4.14	1200 kg araç kütlelerinde, dalga boyu değişimindeki genlik – hız davranışı	52
Şekil 4.15	1500 kg araç kütlelerinde, dalga boyu değişimindeki genlik – hız davranışı	53
Şekil 4.16	Yol koşullarında bir adım değişikliği ile karşılaşan araba süspansiyonu	53
Şekil 4.17	Aracın yer değişimini karayolundaki değişime bağlı olarak değiştirmesi	55

Şekil 4.18 Kütle değişimi ile aracın yer değişimini karayolundaki değişime bağlı olarak değiştirmesi	56
Şekil 4.19 Sinüzoidal yolda kütle – doğal frekans değişim grafiği	58
Şekil 4.20 Sinüzoidal yolda kütle – sönüm oranı değişim grafiği	59
Şekil 4.21 Sinüzoidal yolda kütle – frekans oranı değişim grafiği	60
Şekil 4.22 Basamaklı yolda c ve ζ değerlerinin deplasmana etkisi	62
Şekil 4.23 c - ζ değişimi	62
Şekil 4.24 c - X değişimi	63
Şekil 4.25 ζ - X değişimi	64
Şekil 4.26 Basamaklı yolda k ve ζ değerlerinin deplasmana etkisi	65



TABLÖLAR DİZİNİ

Sayfa

Tablo 3.1 Şekil (3.7)'de analizi yapılan sistemin m, c, k, v parametreleri	35
Tablo 3.2 Şekil (3.9) sistem parametrelerinin sayısal değerleri	37
Tablo 4.1 Araç hızı ve kütle değişiminin, yerdeğiştirme ve frekansının karşılaştırması	44
Tablo 4.2 Dalga boyu 10 m, dalga yüksekliği 0,2 m yol profilinde araç hızı ve kütle değişiminin yerdeğiştirme ve frekansının karşılaştırılması	49
Tablo 4.3 Dalga boyu 10 m, dalga yüksekliği 0,1 m yol profilinde araç hızı ve kütle değişiminin yerdeğiştirme ve frekansının karşılaştırılması	52
Tablo 4.4 Sinüzoidal yol profilinde kütle değişiminin parametrelere etkisi	58
Tablo 4.5 Sinüzoidal yol profilinde kütle – doğal frekans değerleri	58
Tablo 4.6 Sinüzoidal yol profilinde kütle – frekans oranı değerleri	59
Tablo 4.7 Sinüzoidal yol profilinde kütle – sönümlleme oranı değerleri	60
Tablo 4.8 Basamak yol profilinde kütle değişiminin parametrelere etkisi	61
Tablo 4.9 Sinüzoidal yol profilinde c değişiminin, ζ ve deplasmana etkisi	61
Tablo 4.10 Sönümlleme sabiti – sönümlleme oranı değerleri	62
Tablo 4.11 Sönümlleme sabiti – Konum değerleri	63
Tablo 4.12 ζ - Konum değerleri	64
Tablo 4.13 Sinüzoidal yol profilinde k değişiminin, ζ ve yerdeğiştirmeye etkisi	64

1. GİRİŞ

Ulaşım araçlarının ortaya çıkışından itibaren sürüş konforu ve güvenliği ön plana çıkmaktadır. Teknolojinin gelişimiyle beraber araç hızlarındaki artış ile konforun ve güvenliğin iyileştirilmesi gerekmektedir. Konforun iyileştirilmesi ile aracın güvenliğine katkı vereceği söylenebilir.

Kullanmış olduğumuz ulaşım araçları yol yüzeyindeki pürüzlülükleri araca iletmekte ve kullanıcı bu titreşimlere maruz kalmaktadır. Bu etkileri en aza indirmek için bir çok farklı tasarım ve yöntemler geliştirilmektedir. Kullanmış olduğumuz tasarım özellikleri, araç tekeri karakteristikleri, süspansiyon özellikleri, araç kütlesi ve araç hızı bu titreşimlerin genliğini ve frekansını belirlemektedir.

Kara yolu ulaşım taşıtlarında, sürüş konforunu arttırmak için yoldan gelen titreşimlerin bastırılması gerekmektedir. Bunun için ilk olarak titreşimin analizi yapılmalıdır. Düşey doğrultudaki hareketler en baskın titreşim hareketleridir.

Taşıtlardaki titreşim hareketlerini sönmölemek için süspansiyon sistemleri kullanılmaktadır. Süspansiyon sisteminin tasarımı için sistemin analitik bir modeli oluşturulmalı, matematiksel olarak ifade edilerek yol girdisi verilmelidir. Tasarlanan sistem üzerinde gerekli olan değerlere ulaşmak için analiz yapılmaktadır.

Analizler için çeşitli bilgisayar destekli programlar kullanılmaktadır. Bu çalışmada bu programlardan yararlanılmıştır. Sistemin modeli oluşturuldu, parametreler verilerek sistemin davranışı matematiksel olarak ifade edilerek grafikler alındı. Alt ve üst değerler atanarak sistemin davranışı karşılaştırılmıştır. Düşük maliyet ve sıfır risk ile analiz oluşturulmaktadır. Tasarımlar aynı zamanda geliştirilmeye ve revize edilmeye kolaylık sağlamaktadır. Uygulanan parametreler ile farklı çalışmalar elde etmek mümkündür.

1.1 Sürüş Konforu

Sürüş kalitesi , taşıttaki sürücü ve yolcuların duygu ve hisleri ile ilgili bir terimdir.

Sürüş kalitesini belirleyen temel faktörler, taşıtın cevabı ve çevredir. Taşıt kararlılığı güvenlik için önemli iken, dinamik cevap, sürüş kalitesini belirleyen anahtar elementtir (Çetinkaya 2014).

Araçlardaki sürüş konforu aracın ergonomisi, aerodinamik yapısı ve titreşim gibi değerlerin uygun forumda olması ve uzun süre yolculuk sırasında titreşimlerin yolcuyu rahatsız etmemesi aracın konforunu belirlemektedir (Çetinkaya 2014).

Bugün 1-1,5 Hz aralığında kalan frekanslar konforlu sayılabilir. 2 Hz ve daha üzerindeki değerler insan için rahatsız edicidir. Yüksek performanslı spor otomobillerde bu değer 2-2,5 Hz arasında değişmektedir. İnsanın biniş konforuna olan duyarlılığı yürüyüş sırasında ortaya çıkan salınımların şiddetiyle orantılıdır. Yetişkin bir insan dakikada 70-90 adım atar ve yaklaşık 5 cm yükselir. Bu da 1 ile 1,5 Hz arasında bir frekansa eşdeğerdir. İlk tasarımlar bu bağıntı dikkate alınarak gerçekleştirilmiş ve nispeten konfor şartları sağlanabilmiştir. Seyahat sırasında yatay doğrultularda meydana gelen 1-2 Hz frekansındaki titreşimler insan için rahatsız edicidir. Konforlu bir sürüş için rüzgar, motor ve güç iletim mekanizmaları ve yoldan kaynaklı titreşimler minimize edilmelidir. Süspansiyon sisteminin doğal frekansları konforlu sürüşün köşe taşlarını oluşturmaktadır (Boyalı 2002).

1.2 Sürüş Modelleri

Genellikle araçlar karmaşık titreşim sistemi gösterir. Çok serbestlik dereceli sistemlerdir. Araçlar bir düşey yönde birde dönerekten konum değiştirilir. Bununla birlikte oturak sistemide konum değiştirmeye yarar. Taşıt gövdesi aracın yaylanmasını sağlar (Çetinkaya 2014).

Taşıtın titreşim karakterlerinin değerlendirilmesinde , Newtonun ikinci hareket kanunu yardımıyla formüle edilir. Aracın titreşim şekli titreşim modelinde gösterildiği gibi kütle yay ve sönüm elemanından oluşur. Araçların serbestlik dereceleri arttıkça titreşim analizde zorlaşmaktadır. Çok serbestlik dereceli bu durumlarda yazılım programları yardımıyla çözüm yapılır (Çetinkaya 2014).

2. LİTERATÜR BİLGİLERİ

Günümüzde bu konuda yapılan çalışmalardan bazıları bu bölümde ifade edilmiştir. Çok sayıda bu alanda çalışma yapılmıştır. Halende yapılmaya devam etmektedir. Taşıtların her geçen gün geliştirilmesinde bu çalışmaların etkisi olmaktadır.

Taşıt içerisinde seyahat eden yolcunun yoldan kaynaklanan tümsek, çukur, yol pürüzlülüğü vb. herhangi bir dış etki sonucu oluşacak rahatsızlıklarının önlenmesi ve sürüş konforunun iyileştirilmesi amaçlanmaktadır. Bu etki esnasında taşıt gövdesine süspansiyon aracılığı ile iletilen, zemine göre dikey yöndeki konum değişimi ve ivme değerlerinin mümkün olduğunca düşük tutulması hedeflenmektedir. Bu çalışmada süspansiyon sisteminin ve araç gövdesinin dinamik davranışları gerçek taşıt ve süspansiyon sistemini temsil eden bir deney düzeneği üzerinde araştırılacak ve geliştirilecek olan aktif kontrolcü ile elde edilen sonuçlar tartışılacaktır. Bu deney düzeneği üzerinde yapılacak olan çalışmalar ile taşıt titreşimlerinin azaltılması ve yolcu konforunun iyileştirilmesi incelenmiştir (Delen 2014).

Bugünün dünyasında insansız hava araçlarının sayısı hızlı bir şekilde günden güne artmaya devam etmektedir. Hava araçlarının geleceği şekillendirecek olma ihtimaline rağmen kara araçları da bir çok bakımdan olmazsa olmaz kalmaya devam edeceklerdir. Bu çalışmada, bu iki birbirinden bağımsız sistemin; insansız hava aracının ve 8x8 kara aracının bir problemi çözmek için beraber çalıştığı bir durum incelenmiştir. Problem, zorlu arazi şartlarında personel konforunun sağlanmasındaki güçlüklerdir. Bu problemi çözmek adına, yol taramak için kullanılan bir lazer sistemi taşıyan dört motorlu insansız hava aracını ve aktif süspansiyona sahip 8 tekerli bir kara aracını içeren simülasyon dünyası yaratılmıştır. Çalışma, 4 motorlu insansız hava aracının modellenmesiyle başlamış, 8x8 aracın modellenmesiyle devam etmiştir. 2 sistem için de duruma özel kontrol teorileri çalışılmış ve uygun kontrolcüler geliştirilmiştir. Farklı senaryolarda insansız hava aracıyla 8x8 kara aracının beraber çalışması durumunun avantajları ve dezavantajları anlaşılmasına çalışılmıştır. 8x8 aracın aktif süspansiyonun insansız hava aracından gelen yol bilgisiyle optimize edilmesi sağlanmıştır. Paralelde de 8x8 aracın insansız hava aracını kendi önünde kendi hareketiyle senkronize bir şekilde kontrol etmesi kurgulanmıştır (Sancar 2018).

Dört nokta kabin süspansiyon sistemi ile donatılmış 44 ton ağırlığında 11.295m x 1.7m x 3m boyutlarında sekiz tekerlekli bir taktik aracın kabin süspansiyon tasarımı yapılarak farklı yol girdileri altında dinamik cevapları incelenmiştir (Gögen 2014).

Aracın yolu kavrayışı, araç kullanım performansı ve aracın rahatlık özellikleri, sürüşün verimini etkileyen karakterler için birini iyileştirirken bir taraftan diğer karakterden vazgeçmemiz gereken durumlar olduğunu gözlemlemişlerdir. Mekanik sistemlerde araç kullanım performansını artırırken araç konforundan azaltmalar yapılması gerektiği görülmüştür. Araç kullanım performansı ve konforundan vazgeçmemek için farklı tasarımlar arayışı içerisinde olunmaktadır ve tasarlanmaktadır (Büyükkördek 2011).

Doğrusal matris eşitsizlik tabanlı otomatik kontrol yaklaşımı ve bu yaklaşımın bir uygulaması olarak düşey ivme ölçümlü çeyrek araç modeli aktif süspansiyon sistemi tasarımı çalışılmıştır. Tasarım amaçları H_∞ performansı, H_2 performansı, zaman bölgesi kısıtları ve kapalı çevrim kutup alanındaki kısıtların bir karışımıdır. Tasarımı gerçekleştirebilmek için iki serbestlik dereceli çeyrek araç modelinin matematiksel ifadesi kullanılmış ve sistem beyaz gürültü yol girdisine göre tanımlanmıştır. Doğrusal matris eşitsizlik yaklaşımı ile geri beslemeli kontrolcü tasarımı yapılması amaçlanmıştır. Bu kontrolcünün süspansiyon ve tekerlek deformasyonunu istenilen değerlerde tutarken, yolcu konforunu sağlamak amacıyla düşey ivmeyi mümkün olduğu kadar küçültebilmesi gerekmektedir. MATLAB simülasyonları kullanılarak, aktif süspansiyon ve pasif süspansiyon sistemleri karşılaştırılması yapılmıştır. Önerilen yaklaşım, kısıtları verilen değerlerde tutarken mümkün olan en iyi yol konforunu sağlamaktadır (Soyiç 2009).

Günümüzde araçlarda kullanılan şasi sistemi, süspansiyon sistemi, şok ve sönümleyiciler, sürüş kontrol dinamiği kontrol sistemleriyle beraber araç pasif süspansiyonuna ait tümsek üzerinden geçme anı için uygun yay seçimi detaylıca irdelenmiştir. Bunun kapsamında araçlarda kullanılan pasif süspansiyon sisteminine ait yayın Matlab ve Simulink kullanılarak, belli bir tümsek üzerinden geçme durumu için uygun yay rijitlik ve sönümleme katsayılarının seçimi aracı kararlı tutulmasını sağlaması gözetilerek belli bir çözüm uzayından seçilmesi sağlanmıştır (Yılmaz 2018).

Bir aracın süspansiyon sisteminin sayısal ve deneysel kontrolü yapılmış. Bir aracta kullanılan MacPherson süspansiyon sistemi kullanılmıştır. Sisteme ait sayısal model Newton yasaları ve bilgisayar destekli hesaplama programı ve bilgisayar destekli katı model tasarımı yapılarak analiz modeli elde edilmiştir. Oluşturulan sistemin dinamik davranışları değişen yol pürüzlülükleri değerleri ile analiz edilmiş, çıkan sonuçlar karşılaştırılarak değerlendirme yapılmıştır. Modellemenin doğruluğunu görmek için kullanılmakta olan bir taşıtın ön ve arka süspansiyon sistemi deneysel olarak değerlendirilmiştir. Sayısal ve deneysel çalışmalarda çıkan sonuçlar süspansiyon sisteminde kullanılan yay katsayısı ve sönüm katsayıları karşılaştırılmıştır ve sayısal modelde kullanılan değerler deney sonuçlarında çıkan değerlere göre karşılaştırılmıştır (Okuturlar 2018).

8x8 mobil vinç aracının süspansiyon sistemi modellenmiş, araç kullanım rahatlığına olan etkisi incelenmiştir. Askeri araç ve ağır iş makinelerinde bu sistemler kullanılmaktadır. Bu çalışmada hidropnömatik süspansiyon sisteminin nonlineer modeli, sönümleme ve yay etkilerinin ayrı ayrı tasarlanması ile oluşturulmuştur. Sürüş konforuna etkileri öncelikle 1/8 taşıt modeli oluşturularak , sonrasında tam araç modeli üzerinde çalışılmıştır. Non lineer model 1/8 araç modeli ve tam araç modeline uygulanırken, proje kapsamında tasarlanan taşıta ait parametre kümesi kullanılmıştır. Yay ve sönümleme parametrelerinin en uygun değerleri elde edilerek bu değerleri analizlerde kullanarak sonuçların karşılaştırılması yapılmıştır. Genetik algoritma kullanılarak gerçekleştirilen optimizasyon sürecinde, literatürde yer alan hedef fonksiyonlar irdelenmiş. Süspansiyon sisteminin ileriki dönemde düzlenmesi için gerekli matematiksel alt yapı da kurulmuş, farklı tasarımlar elde edilmiştir (Küçük 2014).

Araç kullanım konforu ve kullanım güvenliğinin sağlanması en çok çalışılan konular arasındadır. Yapılan bu çalışmada, yol pürüzlülüğünün açmış olduğu titreşimlerin kontrolü için yöntem gösterilmiştir. Çeyrek araç modelinin matematiksel modeli Newton yasaları kullanılarak oluşturulmuştur. Sistemin kararlılığı irdelenmiştir. Taşıt titreşimlerinin aktif titreşim kontrolünde kullanmak için iki çeşit titreşim kontrolcüsü tasarlanmıştır. Matlab/Simulink ve ADAMS yazılımları kullanılarak yapılan

simülasyonlarda tasarlanan kontrolcülerin performansı incelenmiştir. Tasarlanan titreşim kontrolcülerinin farklı yol pürüzlülük fonksiyonları kullanılması durumunda performansı, maksimum aşma, yerleşme zamanı, kalıcı durum hatası, yükselme zamanı gibi performans kriterlerinin sağlanma durumu esas alınarak karşılaştırılmış, tasarlanan kontrolcülerin kullanılabilirliği irdelenmiştir. Çalışma kapsamında, Matlab/Simulink ve ADAMS yazılımlarından elde edilen simülasyon sonuçları karşılaştırılarak bu yazılımların kullanılabilirliği de değerlendirilmiştir (Çakan 2013).

Araç süspansiyon sistemleri, araç kontrolü alanında yapılan önemli çalışma konuları içerisinde yer almaktadır. Çalışmada pasif süspansiyon sistemleri oluşturulmuştur. Pasif süspansiyon sistemleri anlatılarak sistemi oluşturan yay ve sönümleme elemanlarının parametreleri belirlenen değerler ile karşılaştırılmış ve sisteme nasıl etkisi olduğu tartışılmıştır. ¼ araç modeli oluşturularak süspansiyon sisteminin modeli gösterilmiştir. Çalışmanın üçüncü kısmını yarı-aktif süspansiyon sistemleri oluşturmaktadır. Yarı-aktif süspansiyon sistemi oluşturularak pasif süspansiyon sistemi ile karşılaştırılması yapılmıştır. Aktif süspansiyon sistemi oluşturularak yarı-aktif ve pasif sistemler ile karşılaştırılarak Bu bölümde aktif süspansiyon sistemlerinin pasif ve yarı-aktif sistemlerden farklılıkları ortaya konmuştur. Performans kıstaslarını sağlayabilmek ve optimize etmek için aktif süspansiyon sistemine kontrolcü yöntemi uygulanmıştır. Kontrolcüye farklı parametreler uygulayarak testi yapılmıştır (Gündüz 2010).

Günümüzde hızla gelişen otomotiv endüstrisinde müşteri beklentilerinin artması ve sektör içi rekabetin giderek tırmanması otomotiv üreticilerini daha mükemmel araçları daha kısa sürelerde tasarlamak ve üretmek zorunda bırakmaktadır. Daha iyi aracın, birçok ölçütü olmakla beraber dayanıklılık ve konfor firmaların araştırma- geliştirme (Ar-ge) ve ürün geliştirme bölümlerinin sıklıkla üzerinde çalıştıkları konulardır. Karayolu taşıtında konfor ve dayanıklılığın etkileyen kuvvetler, yoldaki düzensizliklerden oluşmakta ve süspansiyon sistemi aracılığıyla araç gövdesine iletilmektedir. İletilen bu kuvvetlerin tasarım aşamasında en doğru şekilde tespit edilip olabildiğince azaltılması önemlidir. Yapılan çalışmada, bilgisayar ortamında çeşitli süspansiyon modelleri oluşturulmuş ve incelenmiştir. Süspansiyon sistemi tarafından iletilen kuvvetlerin azaltılması için Perküsyon Merkezi Teorisi'nden faydalanılmıştır.

Bu teoriye göre tasarlanan modeller ile diğer modeller karşılaştırılmıştır. Bununla beraber aktarılan bu kuvvetlerin en doğru biçimde belirlenebilmesi için süspansiyon modelleri esnek cisimler içerecek şekilde modellenmiştir. Genelde rijit cisim kabulü yapılarak oluşturulan modeller ile esnek cisimli modeller karşılaştırılmış ve ilettikleri yükler arasındaki farklar incelenmiştir. Yapılan analizler sonucu süspansiyon sisteminin taşıt gövdesine aktardığı kuvvetlerin en doğru şekilde belirlenebilmesi için bilgisayar ortamında oluşturulan modellerde esnek cisimlerin kullanılması gerekliliği görülmüştür. Bu kuvvetlerin azaltılması için ise Perküsyon Merkezi Teorisi'nden yararlanılabileceği ortaya çıkmıştır (Karadeniz 2004).

Taşıtlarda meydana gelen titreşimler sürüş konforunu etkilemekte, aynı zamanda aracın ömrünü kısaltmakta ve taşıtın kontrolünde zorlaştırmaktadır. Bu nedenle araçta meydana gelecek titreşimler izole edilmelidir. Bunu gerçekleştirebilmenin bir yolu süspansiyon yerdeğiştirmesinin mümkün olabildiğince azaltılmasıdır. Bu çalışmada, sürüş konforunun en iyi durumda olabilmesi için bağımsız, arka bağımlı ve bağımlı aks taşıt tiplerinin titreşim analizleri bir bilgisayar programı yardımıyla yapılmıştır. Bu incelemede yol pürüzlülüğü basamak fonksiyon olarak tanımlanmış ve her bir taşıt modeli için hareket denklemleri Lagrange metodu kullanılarak oluşturulmuştur. Yedi serbestlik dereceli taşıt modelinin dikkate alındığı bu uygulamada zamana bağlı simülasyonlar ve frekans analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu çalışma da, bağımsız, arka bağımlı ve bağımlı akslı taşıtların titreşimler açısından avantaj ve dezavantajları bulunmuştur. Süspansiyon sisteminde kullanılan yay ve sönüm elemanlarının dinamik özelliklerinin ne olması gerektiği konusunda öneriler yapılmıştır (Alarçın 1999).

Bond Graf metodu genel prensipleriyle tanıtıldı. Kütle kapasite analojisi, çizgi- nokta kavramı ve durum denklemleri hakkında bilgi verildi. Bir sonraki bölümde bir Mc Pherson Strut tipi Süspansiyon basit bir taşıt modeli üzerinde modellendi. Bu modelin durum denklemleri Bond graf yardımıyla çıkarıldı. Süspansiyon sistemine amortisörde kuru sürtünme, açıklık ve lineer olmayan yay gibi elemanlar dahil edilerek Non-lineer Sistem Modeli elde edildi. Çalışmada Viskoz Band tipi Kuru Sürtünme Modeli kullanıldı. Direkt olarak Bond Graf ' ın TUTSIM Bilgisayar Programına tanımlanması suretiyle lineer haldeyken sistem parametrelerinin değişmesinin etkisi ve non lineer

halde iken sistemin dinamik davranışı incelendi. Bölümün sonuna bütün non lineer elemanların dahil edildiği bir bond graf modeli ve bilgisayar programı eklendi. Sistem girdisi olarak darbe dürtü kullanıldı. Son bölümde Bond Graf Modeli çıkarılmak suretiyle geliştirilmiş bir Taşıt Modeli üzerinde, amortisörlerinde kuru sürtünme olan süspansiyonlar kullanılarak sistem elemanlarının dinamik davranışı ve kuru sürtünmenin süspansiyonun çalışması ve seyir konforu üzerindeki etkisi incelendi. Sürtünme kuvveti, Taşıt Hızı ve Yol Pürüzü ile süspansiyonların ve taşıtın dinamik davranışı arasındaki ilişki simule edildi. Sistem Simulasyonu esnasında taşıtın basamak yol profili üzerinden geçtiği kabul edildi ve taşıt hızına bağlı olarak hesaplanan sistem dürtüsü kullanıldı (Yağız 1993).

Yapılan bu çalışmada araç için gerekli yol kavrayışı ve sürüş konforunun arttırılması için süspansiyon sistemi olarak yarı aktif sistem tasarlanmış. Bilgisayar benzetimleri için çeşitli araç modelleri hazırlanarak bu modellerde araç verileri girilmiştir. Model ve kontrolcülerin başarımları gözlenerek değerlendirilmiştir. Yarı aktif süspansiyon sisteminde kullanılan üç temel kontrol algoritmasından bahsedilmiştir (Emekli 2008).

Süspansiyon sistemleri, yol pürüzlülüğünden kaynaklanan titreşimlerin etkisini azaltarak sürüş konforunu en iyi düzeyde tutmayı amaçlayan sistemlerdir. Bu tez çalışmasında, öncelikle süspansiyon sistemlerinin seyir emniyeti ve konfor açısından analizinde Yapay Sinir Ağları (YSA) kullanılmıştır. Bunla birlikte, yarım taşıt modeline ait altı parametrenin titreşim analizi YSA kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, TÜBİTAK desteği ile kurulan yarı aktif süspansiyon sisteminden elde edilen deneysel veriler yardımıyla yapılan titreşim analizinde YSA kullanılmıştır. Her üç analiz için de, elde edilen sonuçlar incelendiğinde Radyal Esaslı Yapay Sinir Ağı (REYSA) yapısının en iyi performans sağladığı görülmüştür. Bu tez çalışmasının esasını ihtiva eden aktif süspansiyon sisteminin kontrolü için iki farklı taşıt modeli dikkate alınmıştır. Öncelikle çeyrek taşıt modeline ait aktif süspansiyon sisteminin kontrolü için Gürbüz Model Esaslı Yapay Sinir Ağı (GMEYSA) kontrol sistemi geliştirilmiştir. Geliştirilen kontrol sistemi ile PID kontrol organı aktif süspansiyon sisteminin denetiminde kullanılmıştır ve her iki kontrol yapısının performansını mukayese edebilmek için beş farklı yol pürüzlülüğü kullanılmıştır. Çeyrek taşıt modeline göre daha karmaşık yapıya sahip tam

taşıt modeline ait yedi parametrenin denetimi için Gürbüz Yapay Sinir Ağı (GYSA) kontrol sistemi geliştirilmiştir. Dört farklı yol pürüzlülüğü kullanılarak elde edilen sonuçlara göre, geliştirilen GYSA kontrol sistemi standart PID kontrol organından çok daha iyi performansa sahip olduğu tespit edilmiştir (Eski 2007).

Paletli araçlarda gittikçe artan kontrol teknolojileri, araçların değişik yol şartlarındaki davranışının incelenmesi çalışmalarını arttırmakta ve süspansiyon sistemlerinin değişik yol profilleri için optimizasyon çalışmaları yapılmaktadır. Bu çalışmada bir paletli araçta kullanılan pasif hidropnömatik süspansiyon sistemi modellenmiştir. Aracın yol şartlarındaki dinamik etkilerine göre sistemin yük taşıyan parçaları sonlu elemanlar metodu ile incelenmiştir. Birinci bölümde süspansiyon sistemleri ile ilgili literatürdeki çalışmalar hakkında bilgiler verilmiş ve yapılan çalışmanın kapsam ve amacı anlatılmıştır. İkinci bölümde ise süspansiyon çeşitleri anlatılarak, genel tanımları ve çalışma prensipleri verilmiştir. Üçüncü bölümde ise hidropnömatik süspansiyon sisteminin matematiksel modeli incelenmiştir. Hidropnömatik süspansiyon sistemine etki eden kuvvetler anlatılmıştır. Dördüncü bölümde bilgisayar destekli tasarım ve sonlu elemanlar yöntemi hakkında bilgiler verilmiştir. Beşinci bölümde sistemin bağlantıları ve eklemleri oluşturulmuş ve kinematik çözümleme bilgisayar destekli tasarım programı ile gerçekleştirilmiştir. Altıncı bölümde yorulma teorisi hakkında bilgiler verilerek sonlu elemanlar yöntemi ile yorulma analizleri hakkında açıklamalarda bulunulmuştur. Yedinci bölümde ise hidropnömatik süspansiyon sistemine ait biyel kolunun sonlu elemanlar yöntemi ile analizleri gerçekleştirilmiştir (Çoban 2010).

Bu çalışmada, yol pürüzlülüğünden dolayı oluşan titreşimler bulanık mantıklı kontrolcü ile azaltılmaya çalışılmıştır. Tam araç modeli ve kullanılan süspansiyon sisteminin matematiksel modeli elde edilmiştir (Gözütok 2010).

Yol pürüzlülüğünden kaynaklanan düzensizlikler araç gövdesinde titreşimlere sebep olmaktadır. oluşan titreşimler sürüş konforunu etkilemektedir. Etkileri en aza indirmek için süspansiyon sistemleri kullanılmaktadır (Gözütok 2010).

Sisteme yarı-aktif kontrol uygulanmıştır. Kontrolde hacim sayıları değişken değerler alınmıştır. Sürüş konforu ve kütle ivmesini en aza indirmek için araca çift konrolcü eklenmiştir. Uygulamalar sonucu zaman frekans grafikleri çizdirilerek karşılaştırılması yapılmıştır. (Gözütok 2010).

Titreşim konforu, insan sağlığı ve konforu açısından oldukça önemlidir. Günümüzde çeşitli otomotiv firmalarının bu konudaki amacı uzun süren sürüş sonrası insanlarda meydana gelen yorgunluk hissini ve taşıtın insanlarda hissettirdiği konforsuzluğu minimum düzeye indirmek yönündedir. Koltuk konforu ile ilgili yapılan çalışmalar, koltuktan düşey yönde gelen titreşimlerin oldukça önemli olduğunu anlatmaktadır. Taşıt koltukları yaklaşık olarak 4 Hz’de rezonansa girmektedir. Düşey koltuk titreşimleri 4 Hz’de ve çevresinde güçlenmektedir (Yavuz 2017).

Araç koltuklarını, taşıta düşey yönden gelen titreşimler açısından değerlendirmek için yaygın olarak ISO 2631-1 standardı kullanılmaktadır. Tez kapsamında yapılan çalışmada ISO 2631-1 standardındaki kriterler ve dönüşümler dikkate alınmıştır. ISO 2631-1 Standardı, taşıt titreşimlerini değerlendirmek için, taşıttan ölçülen rms ivme değerlerinin kullanılmasını ifade etmiştir. İnsan vücudunun tüm vücut titreşimlerine olan hassasiyeti frekans değerlerine göre değişiklik göstermektedir. Farklı frekans değerleri vücut kısımları üzerinde farklı etkiler yapabilir. Bundan dolayı ISO 2631-1 Standardı kapsamında frekans başına verilen frekans ağırlıklandırma eğrileri kullanılır. Yapılan çalışma kapsamında sadece düşey yöndeki frekans ağırlıklandırma eğrileri kullanılmıştır. Kullanılan bu eğriler, elde edilen rms ivme değerleriyle çarpılarak taşıt konforunu belirler (Yavuz 2017).

Bu çalışmada geliştirdiği ara yüz sayesinde giriş parametreleri bilinen aracın koltuk konforu, tekerlek ve koltuk yay yolu, rms ivme değeri hesaplamaları ve grafiklerinin çıktıları alınabilmektedir. ISO 2631-1 Standardı’na göre sadece koltuk düşey yöndeki titreşimler incelenmiştir. Arayüzden elde edilen değerlere göre mevcut taşıtın konfor analizleri ve değişik yol, hız durumlarında karşılaştırmalar yapılmıştır. Elde edilen verilere göre mevcut araçla ne kadar süre konforsuzluğa maruz kalmadan seyahat edilebileceği ISO 2631-1 Standardı’ndaki sağlık uyarı bölgeleri temel alınarak

hesaplanmıştır. Farklı yol pürüzlülüklerinde ve farklı hızlarda, aracı konforlu şekilde sürebileceğimiz sürelerin farklı olduğu gösterilmiştir. Bu tezde elde edilen çalışma sayesinde, seçilen bir taşıtın giriş parametreleri arayüze tanımlandığında konfor ile ilgili birçok bilgiye sahip olabileceğimiz değerler elde edilebilmektedir (Yavuz 2017).

Araç sürüşü sırasında oluşan titreşimlerin hesaplanması önem teşkil etmektedir. Titreşimlerin insan vücudunda olumsuz sonuçlara sebep olduğu araştırmalar sonucunda bilinmektedir. Olumsuz sonuçları azaltmak için araç titreşimlerini azaltmak önem teşkil etmektedir. Yapılan bu çalışmada kamyonun titreşim davranışı ve şaiye etkisi araştırılmıştır. Kamyon kabin modeli bilgisayar destekli program ile modellenmiştir. Çalışmada yol pürüzlülüklerinin zararlarını azaltmak için tekerlek kuvvetlerindeki azaltmak ön plana çıkarılmaktadır. Çalışmada araç modeli bilgisayar destekli analiz programında modellenmiş ve uygun kritik noktaları belirlenerek analizler yapılmıştır. Çıkan analiz sonuçlarına göre revizyon önerileri yapılmıştır (Özgener 2002).

Araçların yol ile etkileşimini sağlayan sistemler süspansiyon sistemleridir. Süspansiyon sistemleri yol pürüzlülüğünden titreşimleri azaltmakta ve sürüş konforu ve verimini belirlemektedir. Süspansiyon sisteminin geometrik yapısı gövde hareketlerini belirlemektedir. Taşıtta meydana gelen hareketler yalpa, ziftlenme ve savrulma olarak tanımlanabilir. Yalpa hareketleri taşıtın yalpa eksenini etrafında yaptığı hareketlerdir ve seyir emniyeti açısından büyük bir öneme sahiptir. Gövdede meydana gelen diğer hareketler genellikle biniş konforu açısından incelenmektedir. Yol araçlarının tasarımında, yol tutuş, seyir dinamiği ve biniş konforu gibi etkenler göz önüne alındığında, tasarım mühendisleri şasi sisteminin tüm parametrelerini ayarlamaya çalışır. Süspansiyon sistemi tasarımı birçok parametre ile ilişkilidir. Bu ilişkilerden dolayı parametrelerden taviz vermek gerekmektedir. Taviz vermektense en uygun çözüm optimizasyon değerleriyle olmaktadır. Optimizasyon değerleri için karmaşık modeller ve analizlerin kullanılması ortaya çıkmaktadır. Deneme yanılma ziyade bilgisayar destekli programlar yardımıyla modelleme, simülasyon ve analizler kolaylıkla alınmaktadır. Bilgisayar destekli analiz ve simülasyon kullanımı tasarım sürecinde sanayide hızla yaygınlaşmaya başlamıştır. Yapılan bu çalışmada ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) programı kullanılmıştır.

ADAMS, bir çok sektörde kullanılmasının yanında süspansiyon sistemlerinin davranışlarının ya da bütün bir taşıtın biniş konforu ve seyir dinamiği özelliklerinin analizi için otomotiv endüstrisinde de kullanılmaktadır. Çalışmada, ADAMS programında ön süspansiyon sistemi modellenmiş ve tasarıma parametreler tanımlanarak simülasyonu yapılmıştır. Nu simülasyon sonucunda çeşitli grafikler elde edilmiş ve karşılaştırmalar yapılmıştır. Her hangi bir mekanizmanın tasarımında, istenilen kriterlerin karşılanması için sistem içerisinde belirlenen değişkenlerin bu kritere etkileri tespit edilir. Bu kriterlere amaç fonksiyonları veya performans kriterleri denilmektedir. Süspansiyon sistemi ele alındığında, biniş konforu, seyir emniyeti, kullanılabilirlik gibi amaçlara ulaşabilmek için sistemin geometrisi, yay katılığı ve sönüm katsayısı gibi karakteristik özellikler tasarım değişkenleri olarak kullanılabilir. Seyir performansı, süspansiyon sisteminin toe, kamber, kaster gibi kinematik karakteristiklerine bağlıdır. Bu kinematik karakteristikler, süspansiyon sistemi içerisinde bulunan elemanları birbirlerine bağlayan katı noktaların koordinatları tarafından belirlenir. Taşıt tekerleklerinde yüksek hızlarda ve dönemeçlerde bu kinematik karakteristiklere bağlı olarak yan kuvvetler meydana gelir. Bu yan kuvvetler seyir dinamiği açısından istenmeyen etkiler doğururlar. Toe ve kamber açılan seyahat esnasında taşıt karakterine uygun olarak izin verilen oranlarda değişmelidir. Bu çalışmada tekerleklerde meydana gelen toe ve kamber açılarının değişimlerinin minimizasyonu amaç fonksiyonu olarak seçilmiştir. Toe ve kamber açılan sistem içerisinde katı noktaların koordinatları tarafından belirlendiklerinden amaç fonksiyonlarına etki eden tasarım değişkenleri bu katı noktaların koordinatları olarak belirlenmiştir. Tasarım değişkenlerindeki değişimlere karşılık amaç fonksiyonundaki değişim miktarı tespit etmek için hassasiyet analizi kullanılmaktadır. Yaptığımız çalışmada hassasiyet analizleri sonucunda amaç fonksiyonlarına en çok etki eden tasarım değişkenleri saptanarak optimize edilmiştir (Boyalı 2002).

Yapılan çalışmada, araçlarda kullanılan amortisörler hakkında bilgi verilmiştir. Aracın amortisörün valf tasarımı bilgisayar programında modellenmiştir. Parametreler programa tanımlanarak değerler elde edilmiştir. Bilgisayar programında araca ait valf tasarımı ve çalışma performansı testi yapılarak karşılaştırılmıştır (Çotur 2010).

Bu çalışmada A kategorisinde tarım traktöründe kullanılan sürücü koltuğunun standart deneyi yapılmıştır. Deneyde dinamik ve statik davranışları incelenmiştir. Testte kullanılan koltuklar mekanik ve pnömatik olarak iki gruba ayrılmıştır. Mekanik süspansiyon grubu kendi içerisinde 3 gruba ayrılmıştır. Grup içerisinde L, düşey ve yatay tip olarak gruplanmıştır. Pnömatik süspansiyonlu grupta kendi içerisinde otomatik ve manuel kütle ayarlı olmak üzere iki tip kullanılmıştır. Statik ve dinamik karakterleri elde edilmiştir. Standartlarda belirtilen 3 titreşim sınıfına göre testler yapılmıştır. Üç sınıfta yapılan değerler arasında farklılıklar karşılaştırılmıştır (Çay 2006).

Teknolojinin ve ekonominin gelişimiyle araç süspansiyon sistemleri üzerinde çalışmalar artmıştır. Bu çalışmalar üretici ve tüketici sınıfının taleplerini daha iyi karşılamak için gelişim göstermektedir. Araç üreticileri müşterilerin konforunu sağlamak için arge çalışmalarına zaman ayırmaktadırlar. Uygun seviyede performans ve düşük maliyet ön plana çıkmaktadır (Türkdoğru 2008).

Son yıllarda otomobillerin geliştirilmesinde en çok üzerinde durulan nokta elektronik sistemler olmuştur. Öyle ki sürücülerin en zor şartlar altında bile zorlanmadan ve konforu kaybetmeden yoluna devam edebilmesi için üretilen ESP (elektronik savrulma önleyici sistem), ABS (fren anında tekerlerin kilitlenmesini önleyici sistem), GPS (uydu yardımı ile aracın yerini ve pozisyonunu bulan sistem) gibi birçok teknolojik sistem, artık neredeyse otomobillerin olmazsa olmazı haline gelmiştir (Türkdoğru 2008).

Yapılan tez çalışmasında aktif süspansiyon sistemi hakkında bilgi verilmiştir. Uygun performansı elde etmek için çeşitli yöntemler ile simülasyonlar sonucu alınarak karşılaştırmalar yapılmıştır (Türkdoğru 2008).

Süspansiyon sistemi çeyrek araç modeli incelenmiştir. Çeyrek araç modeli, araç kütlesi, yay, damper, süspansiyon kütlesi ve tekerlek elemanlarından oluşturulmaktadır. Süspansiyon sisteminin matematiksel modeli oluşturularak bilgisayar destekli simülasyonları elde edilmiştir. Bilgisayar destekli modeli oluşturularak karşılaştırmalar yapılmıştır. Çalışmada model üzerinde damper ve yay karakterleri optimizasyonu yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar incelenmiştir (Koray 2009).

Sürücü konforu ve rahatlığı uzun yol taşımacılığında önemli yere sahiptir. Çalışmada kabin süspansiyonu için pasif sistem tasarlanmış ve mevcut sistemler ile karşılaştırılması yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar doğrultusunda farklı tasarımlara yöenlinmiştir. Bilgisayar destekli modeli oluşturularak tasarlanan modellerin performans karşılaştırmaları yapılmıştır. Yarı aktif süspansiyon sistemli model hazırlanmış ve prototip araç üzerinde yol testleri uygulanarak performansları ölçülmüştür (Çakır 2006).

Yarı-aktif süspansiyon sistemlerinde kullanılan manyetoreolojik (MR) sıvılar hakkında bilgi verilmiştir. Manyetik alan testleri bilgisayar destekli sonlu eleman programı kullanılarak manyetik alan etkisi modellenmiştir (Ergin 2013).

Yarı-aktif süspansiyon sisteminin sönümleme performansını pasif sistem ile karşılaştırmak için MR sıvıların farklı akımlardaki eşdeğer sönümleme katsayıları hesaplanmıştır. İki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli kullanılarak süspansiyon sisteminin matematiksel modeli durum uzayı formunda elde edilmiştir. Daha sonra, bu matematiksel modele göre yarı-aktif ve pasif süspansiyon sistemlerinin simülasyonları MATLAB/Simulink'te oluşturulmuştur (Ergin 2013).

Daha sonra, bu matematiksel modele göre yarı-aktif ve pasif süspansiyon sistemlerinin simülasyonları MATLAB/Simulink'te oluşturulmuştur. Bu simülasyonlarda basamak, sinüs ve rastgele sinüs yol uyarıları kullanılmıştır. Sonuçlar, her iki sistem için zaman ve frekans alanı ortamında sunulmuştur. Yarı-aktif süspansiyon sisteminin pasif sistemle karşılaştırıldığında, sürüş konfor ve güvenliği açısından kayda değer bir gelişmeye sahip olduğu görülmüştür (Ergin 2013).

Demir yolu ulaşımında yolcu güvenliği ve konforu için yüksek kalitede hizmet verebilmek için çalışmalar yapılmaktadır. İhtiyaşların karşılanması için raylı sistem aracın moedeli ele alınarak fiziksel modeli ve matematiksel modeli elde edilmiştir. Sonra, sistemin bilgisayar yardımıyla simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Smülasyonda MATLAB programı kullanılmıştır. Yapılan simülasyonda farklı yol prüzükleri ve araç alternatiflerine göre programlaması yapılmış ve analizler alınmıştır (Metin 2007).

Bu çalışmada bir aracın modeli ADAMS/Car bilgisayar destekli yazılım programı kullanılarak araç modeli oluşturulmuştur. Parametrelerin sürüş etkisi incelenmiştir. Gerçek araçta yapılan testler ile modellenen sistem analizi karşılaştırılmıştır (Ayçiçek 2002).

Bu çalışmada araç süspansiyon sistemindeki gelişmeler, süspansiyon sistemi elemanları, süspansiyon çeşitleri hakkında bilgiler verilmiştir. Pasif süspansiyon sistemli çeyrek araç modelinde teorik optimizasyon yapılmıştır. Sonraki aşamada yarı aktif süspansiyon sistemlerinden faydalanılmıştır. Matematiksel modeli MATLAB programından faydalanarak hesaplanılmıştır. Aktif süspansiyon sistemi kullanılarak model oluşturulmuş sağlamış olduğu avantajlar görülmüştür. Aktif ve pasif sistemler karşılaştırılmıştır (Ulukapı 2005).

Bu çalışmada kamyon kabininin sürüş konforunun kalitesinin artırılması amaçlanmıştır. İlk olarak yol pürüzlülük verileri toplanmış ve toplanan datalar sistemin elemanlarına etkileri bulunarak çalışmaya devam edilmiştir. Matlab modeli oluşturularak sürüş konforu ve süspansiyon parametre değerleri bulunmuştur (Tuncel 2008).

Taşıt titreşimlerinin analizi ve kontrolü üzerine deneysel ve teorik bir çalışma gerçekleştirildi. Bu çalışmanın sonucu olarak bir deney düzeneği ve taşıt titreşimlerinin kontrolü üzerine yeni bir yaklaşım geliştirildi (Taşkın 2008).

Modellenen çeyrek taşıt deney düzeneğine ait model parametre değerleri hem deneyler hem de bilgisayar simülasyonları ile belirlendi. Zaman, frekans analizleri ve pasif dinamik sönümleyici uygulaması ile deney düzeneği ve modelinin uygun ve yeterli olduğu gösterildi (Taşkın 2008).

Önerilen aktif dinamik sönümleyici için öncelikle çeyrek taşıt modeli üzerinde geliştirilen bir algoritma ile optimum dinamik sönümleyici parametre değerleri belirlendi. Kayan kipli kontrol yöntemi kullanılarak çeyrek taşıt modelinde aktif dinamik sönümleyici tasarımları geliştirildi. Elde edilen bilgi ve tecrübe ile tam taşıt modeli üzerinde aktif dinamik sönümleyici tasarımları gerçekleştirildi. Bütün tasarım

alışmalarında referans bir taşıt için deneysel olarak elde edilen model parametre değeri kullandı. Elde edilen zaman ve frekans cevabı sonuçları dinamik sönümleyicisiz pasif tam taşıt modeli ile karşılaştırıldı. Bulanık mantık yöntemi kayan kipli kontrol yöntemi ile birleştirilerek kontrolcü geliştirildi (Taşkın 2008).

Yapılan bu çalışmada çeyrek aracın titreşim analizi yapılmıştır. İki çeyrek taşıt süspansiyon sistemi modellenmiştir. Bir modelde analitik method uygulanırken diğeri methodda sonlu elemanlar methodu uygulanmıştır. Modellere Matlab programı hazırlanmıştır. Matlab programında grafikler alınmıştır (Güler 2006).

Bu çalışmada vagonun düşey titreşimleri incelenmiştir. Sistem modeli titreşimleri en iyi şekilde yansıtacak şekilde modellenmesi yapılmıştır. Bazı elemanların kütleleri tek bir kütle gibi düşünülmüştür. Vagon için hareket denklemleri elde edilmiştir. Denklemler Matlab programında yazılarak hesaplanmıştır. Hesapların karşılaştırılması için bilgisayar destekli tasarım programında model hazırlanmıştır. İki program arasında alınan değeri karşılaştırılmıştır. Matlab programında parametreler değiştirilerek sisteme etkilerinin nasıl olduğu analizi yapılmıştır (Kaya 2008).

Bu çalışmada bir araca ait sönümleme elemanı karakteristikleri düzenlemesi üzerinde çalışılmıştır. Süspansiyon modelleri olarak çeyrek araç, yarım araç ve tam araç modeli kullanılmıştır. Bilgisayar destekli program kullanılarak doğrulama yapılmıştır. Farklı yol profilleri kullanarak parametrelerde optimizasyon yapılmıştır. Elde edilen değeri grafiklerde gösterilmiştir. Matlab programında çalışmalar için kod hazırlanmıştır (Özcan 2009).

Bu çalışmada pasif süspansiyon sisteminin yanı sıra, yarı-aktif süspansiyon sistemi üzerinde çalışılmıştır. Araç için tasarlanan kontrol algoritmaları, bilgisayar destekli benzetim ve gerçek araç testleri yapılarak karşılaştırması yapılmıştır (Özcan 2009).

Bu çalışmada ayrıca, araçlar için istenen sürüş konforu ve yol tutuşunu en kaliteli şekilde sağlayacak karakterlerin belirlenmesinde kullanılacak yöntem önerilmiştir. Tasarım kısa sürede ve ekonomik olacağı belirtilmektedir (Özcan 2009).

Aktif süspansiyon sistemleri kara taşıtları için sürüş konforu ve güvenliği için önemli bir teşkil etmektedir. Çalışmada kontrol için çeyrek araç modeli oluşturulmuştur. Aktif ve süspansiyon sistemlerinin sayısal denklemleri oluşturulmuştur (Altun 2017).

Bu çalışmada bilgisayar destekli model ile gerçek bir sistemin ölçüm sonuçlarının karşılaştırılması hedeflenmektedir. Bilgisayar destekli tasarım programı olarak ADAMS (*Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems*) programı kullanılmıştır. Ön teker süspansiyon sistemi modellenerek karşılaştırılmıştır. Çıkan deneysel sonuçlar ve bilgisayar benzeşimi sonuçları kıyas edilmiştir (Özdalyan 2001).

Taşıt titreşimlerinin kontrolü için lineer ne non-lineer kullanarak aktif süspansiyon sistemleri karşılaştırılmıştır. Çalışmada aktif süspansiyon modellemek için parametrelere bağımlı ağırlık fonksiyonları uygulanmıştır. Aktif süspansiyon sisteminin en iyi performansı göstereceği durum göstermektedir (Onat vd. 2006).

Askeri araçlarda arazi koşullarından dolayı çekiş kuvveti aranmaktadır. 6x6 araçların performansı istenilen değerde olduğundan çok sık kullanılmaktadır. Teorik çalışmalarda tam taşıt modeli hazırlanmıştır. Çalışmada üç serbestlik dereceli ve dokuz serbestlik dereceli olarak modellenmiştir. Deneysel olarak çalışma yapılmış ve karşılaştırılmıştır. Durumlar için öneriler geliştirilmiştir (Demir ve Tahralı 2005).

Traktör kullanımında titreşim dolayısıyla kullanıcılar rahatsızlanmaktadır. Yapılan bu çalışma ile insan sağlığına etkisi değerlendirilmiştir. Titreşim hakkında temel bilgiler verilerek ergonomik tasarım önerileri verilmiştir. düşey yönlü titreşimin önemli bir etkisi olduğu söylenmiştir (Melemez ve Tunay 2010).

Çalışmada genellikle dört tekerlekli araçlar üzerinde çalışmalar yapıldığı belirtilmiş. Yapılan bu çalışmaları 6x6 taşıta uygulanmıştır. Çalışmada üç boyutlu model oluşturulmuştur. Matematiksel modelinde tam araç modeli kullanılmıştır. Üç serbestlik dereceli sistemin denklemleri hazırlanmış ve Matlab programında çözümlenmiştir. Testler cihazlar kullanılarak yapılmış ve sonuçları karşılaştırılmıştır (Demir 2004).

Kara yolu araçlarında yol pürüzlülüğünden kaynaklanan titreşimleri en aza indirmek ve güvenliğini arttırmak için aktif kontrolcülü lineer eyleyici kullanılmıştır. Sistemin matematiksel modeli Matlab ortamında çözülmüştür. Farklı kontrolcüler tasarlanarak performansları değerlendirilmiştir (Çakan vd. 2015).

Bu çalışmada Hidro-Pnömatik (HP) süspansiyon sistemlerinin taşıt performansına etkileri incelenmiştir. Öncelikle lastik tekerlekli bir aracın, birbirine bağlı HP süspansiyon sistemi ve bağımsız HP süspansiyon sistemi ile donatılmış matematiksel modelleri türetilmiştir. Daha sonra aracın düşey öteleme ve yunuslama hareketleri için direngenlik ve sönümleme ifadeleri, her iki süspansiyon sistemi ayrı ayrı ele alınarak elde edilmiş; direngenlik ve sönüm özellikleri birbirleri ile karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonunda düşey yönde direngenlik ve sönümleme özelliklerinin her iki durumda belirgin bir farklılık göstermediği gözlemlenmiştir. Yunuslama durumunda ise, birbirine bağlanmış HP süspansiyon sisteminin, bağımsız HP süspansiyon sistemine göre daha yüksek direngenlik ve sönümlemeye neden olduğu görülmüştür. Bir sonraki aşamada, birbirine bağlanmış ve bağımsız HP süspansiyonlarla donatılan lastik tekerlekli bir askeri aracın atış performansı ve sürüş konforu yapılan benzetimlerle incelenmiştir. Benzetimler birbirine bağlı HP süspansiyon ile donatılmış aracın atış şokundan gelen bozucu kuvvetlere karşı daha iyi performans sergilediğini göstermiştir. Buna karşın yoldan gelen bozucu kuvvetlere karşı, bağlı HP süspansiyon ile donatılmış aracın, bağımsız HP süspansiyon ile donatılmış araca göre az da olsa performans kaybına uğradığı görülmüştür (Sağlam ve Ünlüsoy 2015).

Bu çalışmada demiryolu ulaşımının en temel ulaşım ve taşımacılıkta tercih edilen bir yol olduğuna değinilmiştir. Demir yolu ulaşımı ve taşımacılığına olan talebin fazlalığı bu alandaki araştırma ve çalışmaları arttırmaktadır. Bu çalışmada yolcu konforu ön planda tutulmuştur. Tam vagonun dinamik modeli Matlab programında hazırlanmıştır. Konforu etkileyen parametreler atanarak elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır (Müderrişoğlu vd. 2015).

Bu çalışmada altı serbestlik dereceli yarım araç modeli olarak çalışılan araçta, köprü gibi esnek bir yolun pürüzlülüğü ve aracın lastik sertliğinin yolcu konforu üzerine etkisi

araştırılmıştır. Yol pürüzlülüğü, yol asfalt kalitesi ISO-8608 yol standardı indeksleri kullanılarak, modelde temsil edilmiştir. Farklı yol sınıflarında araç tekerlek, süspansiyon sistemi, araç gövdesi ve yolcu koltuğunun ivmelenmeleri ve yer değiştirmeleri analiz edilmiştir. Ayrıca farklı araç hızlarında yol pürüzlülüğünün konfor üzerindeki etkisi de çalışmada sunulmuştur. Aracın dinamik modeli ön, arka araç tekerlekleri, süspansiyon sistemi, araç gövdesi ile şoför ve yolcu koltuklarından oluşmaktadır. Araç ve üzerinde bulunduğu esnek sistemin bütünleşik hareket denklemi esnek sistem olan köprü ile aracın hareket denklemlerinin bütünleştirilmesi ile elde edilmiştir (Esen ve Koç 2015).

Yapılan bu çalışmada belli hızda hareket etmekte olan aracın bir engel ile karşılaştığında vermiş olduğu cevap incelenmiştir. İki serbestlik dereceli sistem modeli hazırlanarak ikinci dereceden iki adet denklem elde edilmiştir. Çözümde sonlu farklar yöntemi kullanılarak program hazırlanmış ve programa verilen değerler için grafikler alınarak karşılaştırmaları yapılmıştır (Yiğit ve Aslan 2004).

Bu çalışmada, taşıt dinamik hareketinin sürüş güvenliği ve sürüş konforu değerlendirilerek tasarlanmış olan süspansiyonun özellikleri incelenmiştir. Hareket halindeki taşıtlarda süspansiyon sisteminin etkileri araştırılmıştır. Farklı süspansiyon mekanizmaları incelenmiş ve farklılıklarının sisteme avantaj ve dezavantajları belirlenmiştir. İdeal bir süspansiyon sisteminin elde edilmesi için nitelikler belirlenmiştir (Putgöl ve Altıparmak 2016).

Yapılan bu araştırmada pürüzlü bir yolda değişken hızda hareket etmekte olan aracın sürüş karakteristiği değerlendirmesi yapılmıştır. Çalışmada iki serbestlik dereceli çeyrek araç modeli kullanılmıştır (Karaçay vd. 2003).

Yapılan bu çalışmada çeyrek araç modeli hazırlanmıştır. Hazırlanan modelde süspansiyon sistemi aktif süspansiyon sistemi olarak seçilmiştir. Durum değişkenleri modellenerek ölçülmüştür. Modellemek için Luenberger gözlemleyicisi seçilmiştir. Matlab bilgisayar destekli hesaplama programı ortamında kontrolör modellenmiş,

kontrolöre birden fazla yol pürüzlülüğü sinyali verilmiştir. sinyallere vermiş olduğu cevaplar tartışılmıştır (Özdemir ve Maden 2013).

Yapılmış olan bu çalışmada yazılım programı olarak Matlab kullanılmıştır. Programda çeyrek araç modeli hazırlanmıştır. İki çeşit kontrolör kullanılmıştır. Bunlar, PID ve Bulanık Mantık kontrol yöntemleridir. Kullanılan parametreler performans için önemlidir. Tasarlanmış olan süspansiyon sisteminden en fazla verimi alabilmek için parametrelerin uyumlu seçilmesi önemlidir. Yapılan hesaplamalar sonucunda iki kontrolör arasındaki farklar tartışılmış ve PID kontrol yönteminin tasarım için daha iyi olacağı kararlaştırılmıştır (Doğan vd. 2015).

Araç sürüş dinamiği üzerine yapılan çalışmalar fazla olmasına rağmen halen istenilen düzeye ulaşıldığı söylenemez. Araç kullanım konforunu iyileştirirken aracın yol tutuşundan taviz vermek gerekmektedir. Bir çelişki olmaktadır. bu çelişki araç üretime geçmeden çözülmesi önemlidir. Bu aşamaları verimli atlatmak için sayısal model hazırlanmış ve yapılan analiz çalışmaları anlatılmıştır (Pir vd. 2014).

Makinalar çalışma şartlarından dolayı titreşimlere maruz kalmaktadır. Bu titreşimlerin hepsi sönmölenmek istense de sönmölenmeyen sistem hareketleri olmaktadır. yapılan çalışmada tamamı sönmölenmesede bir kısmının sönmölenmesi üzerine çalışmalar yapılmıştır. Yapılan analizler sonucunda, titreşimleri azaltmak için makine tasarımında değişiklikler yapmak için örnekler verilmiştir (Mendi ve Külekci 2001).

Yapılan bu çalışmada, aktif süspansiyon sistemi üzerinde çalışılmıştır. Süspansiyon sisteminden istenen görevleri kaliteli bir şekilde yerine getirmesi için alternatif çalışmalar yapılmıştır. Tasarımlar simölasyon ortamında hazırlanarak analizler yapılmış, çıkan sonuçlar pasif süspansiyon sistemindeki değerler ile karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak elde edilen değerler tartışılarak en iyi performansı verecek sistem geliştirilmeye çalışılmıştır (Akkaya vd. 2004).

Yapılmış olan bu çalışmada, araç serbestlik derecesi iki, taşıt modeli çeyrek, süspansiyon sistemi olarak aktif sistem seçilmiştir. Deney düzeneği hazırlanmış,

modelin doğrulanması için çalışılmıştır. Pasif süspansiyon sistemi deneyinde elde edilen sonuçlar, aktif süspansiyon sisteminde elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılarak parametreler elde edilmiştir. Çalışmada sonuçların değerlendirilmesi ile en uygun sistemin kararı verilmesi amaçlanmıştır (Delen ve Taşkın 2013).

Yapılan bu çalışmada, yaylanan araç kütlelerinin ivmesinin azaltılması için çalışmalar yapılmıştır. Çalışmalarda aktif süspansiyon sistemleri ve yarı-aktif süspansiyon sistemleri yerine ağırlık sönümleyisi ve pasif sistemler kullanılarak maliyeti düşürmek hedeflenmiştir. Yapılan çalışmada serbestlik derecesi arttığı görülmekte ve kararmaşıklıklar olmaktadır. Sistem basitleştirilerek çeyrek araç modeli hazırlanmıştır. Parametreler atanarak uygun değerlere ulaşılmaya çalışılmıştır (Kayabaşı vd. 2014).

Yapılan bu çalışmada, yol pürüzlülüklerinden dolayı araçta oluşan titreşimlerin deney ortamında simülasyonu yapılmıştır. Genel bir sinüsoidal hareket uygulanmıştır. Çıkan sonuçlar yapılan diğer çalışmalar ile karşılaştırılmıştır. Sistem basitleştirilerek yorumlar yapılmıştır (Yüksel 2006).

Yapılan bu çalışmada aktif süspansiyon sistemi kullanılarak sürüş konforu ve araç gövdesi yer değiştirmesi kontrolü yapılmıştır. Aracın çeyrek modeli hazırlanmış, matematiksel modeli elde edilmiştir. Tasarlanan aktif sistemli düzenekte benzetimler uygulanmıştır. Sonuçlar karşılaştırılarak verim alındığı görülmüştür (Sağlam ve Ünlüsoy 2014).

Bu çalışmada sistem kestirim teknikleri ile çeyrek taşıt aktif süspansiyon sisteminin modelinin çıkarılması sunulmaktadır. Gerçek zamanlı dinamik sistemlerin analizinde ilk ve en önemli adım, bu sistemin modelinin çıkarılmasıdır. Fiziksel yasalar çerçevesinde model çıkarım oldukça kapsamlı bilgi ve uğraş gerektirmektedir. Sistem tanımlama teknikleri ile gerçek sistemin modeli, hiçbir ön bilgiye gereksinim duyulmadan, sadece kestirimi yapılacak sisteme uygulanan giriş ve bunun sonucunda elde edilen çıkış verileri kullanarak çıkarılabilmektedir. Model kestirimi Matlab altında bulunan System Identification Toolbox® kullanılarak yapılmış olup, elde edilen model sistem üzerinde gerçek zamanlı test edilmiştir. Kestirim sonucu elde edilen modeller arasından daha

uygun olan seçilip, bu model için H_{∞} tipi geri beslemeli kontrolör tasarlanmıştır (Erol ve Delibaşı 2014).

Bu çalışmada otomobil sektörünün en karmaşık ürünlerinden biri olan 4 tekerden çekişli (4X4) bir arazi aracına ait yol dışı (off-road) performansının ve sürüş esnasında oluşan dış kuvvetlerin kinematik ve dinamik analizleri yapılmıştır. Aracın zorlandığı düşünülen parkurları temsil eden zemin profilleri oluşturulmuş ve bu parkurlarda yapılan dinamik analizlerle süspansiyon sistemine ve dolayısıyla araç şasisinde ve ona bağlı parçalarda oluşan reaksiyon kuvvetleri hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar, araç ve şasi elemanlarının yapısal optimizasyonunda kullanılmıştır (alışkan ve Bayram 2014).



3. MATERYAL VE METOT

3.1 Temel Bilgiler

Titreşim genel anlamda bir sistemin denge durumu etrafındaki salınımları olarak düşünülebilir. Yol pürüzlüğünden kaynaklanan düzgünsüzlük araçlarda titreşimlere sebep olmaktadır. Titreşim nedeniyle yolcular ve araç sarsılmakta ve dinamik yükler oluşmaktadır. Sürüş emniyetine etkide bulunmaktadır.

Taşıt sürücüsü ve yolcular seyir esnasında kendilerini rahat hissettiklerinde kaliteli bir yolculuk yaptıkları söylenebilir. Kaliteyi belirleyen faktörler, taşıtın yol boyunca bize nasıl hissettirdiği ve çevre koşullarıdır.

Araç çevre koşullarından kaynaklanan titreşimleri sürücüye iletir. İletimi teker ve süspansiyon sistemleri ile kullanıcıya olan etkisini sağlıklı bir şekilde aktarılır. Titreşimi tanımlayan temel kavramlar aşağıda açıklanmıştır.

Periyot (T): Titreşim hareketinde bir tam tekrarının gerçekleşmesi için geçen süredir ve birimi saniyedir.

$$T = \frac{2\pi}{\omega} \quad (3.1)$$

Frekans (f): Birim zamandaki salınım sayısına denir. Kullanılan zaman dilimine frekans için kullanılan birimi ifadeleri farklıdır. Bir saniyede gerçekleşen titreşim hareketidir ve birimi hertz (Hz)'dir. Bir dakikada gerçekleşen titreşim hareketidir ve birimi rpm'dir.

$$f = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi} \quad (3.2)$$

Açısal frekans (ω): 2π ye göre titreşimlerin sıklık oranı. Birimi, radyan/saniye.

$$\omega = 2\pi f = \frac{2\pi}{T} \quad (3.3)$$

Doğal frekans (ω_n): Sistemin serbest titreşiminin frekansı. Birimi radyan /saniye.

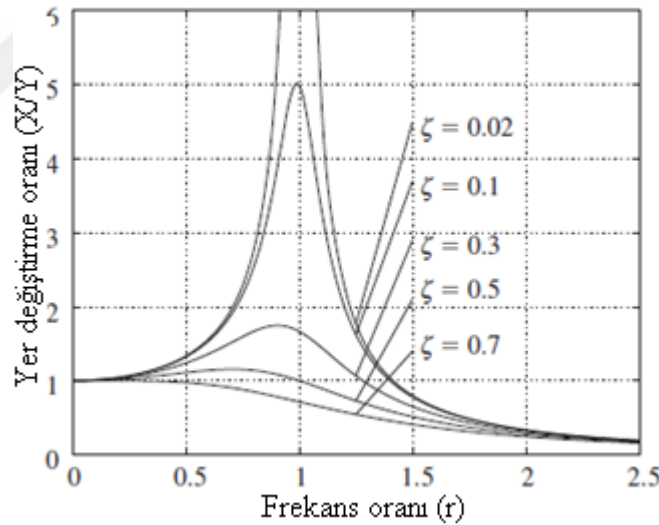
$$\omega_n = \sqrt{k/m} \quad (3.4)$$

Burada k katsayısı yaya ait bir özellik olup, rijitlik katsayısı, direngenlik katsayısı veya yay sabiti diye isimlendirilir. m, cismin kütlesidir.

Baz hareketin frekansı (ω_b): Harmonik yer değiştirmede, araç sürüşünde zemin frekansı olarak tanımlanır. Birimi radyan /saniye.

Frekans oranı (r): zorlama frekansı olarak tanımlanır. Birimsizdir.

$$r = \omega_b / \omega_n \quad (3.5)$$



Şekil 3.1 Frekans oranının bir fonksiyonu olarak yer değiştirme aktarımı (Inman).

$r = 1$ olduğunda rezonansa girer, kütle deplasmanı maksimum miktarda hareket eder. $r = 0$ ise, yani $\omega = 0$, ya da $\omega_n = \infty$ ise yay sönümleyicinin diğer tarafına aynen iletilir. $\omega = 0$ olması, uygulanan kuvvet veya yer değiştirmenin sabit olduğu anlamına gelir. $\omega_n = \sqrt{k/m} = \infty$ olduğunda ise, dinamik olarak ya yay sabiti sonsuza yaklaşmakta, yada kütle sıfıra gitmektedir.

$r = \sqrt{2}$ özel bir frekans olup bu durumda sönüm oranı ne olursa olsun, her iki iletim oranı da 1.0 olmaktadır.

$r < \sqrt{2}$ bu frekans bölgesinde iletim oranlarının azaltılması, yani yalıtımın iyileştirilmesi için ζ' nin artırılması gereklidir. Bu bölgede ω 'nın değerleri küçük olduğundan, harmonik hareket sırasında ortaya çıkan hızlarda düşüktür. Bu yüzden sönümleyicinin ilettiği kuvvet, yayın ilettiği kuvvete göre daha azdır.

$r > \sqrt{2}$ bu frekans bölgesinde iletim oranlarının azaltılması için ζ' nin mümkün olduğunca azaltılması gereklidir. Bu bölgede ω 'nın değerleri büyük olduğundan harmonik hareket sırasında oluşan hızlar da yüksek olmakta ve kuvvet iletimi ağırlıklı olarak sönümleyici üzerinden olmaktadır.

$r \rightarrow \infty$ iken, $\omega_n = \sqrt{k/m} \rightarrow 0$ olduğuna göre, dinamik olarak ya yay sabiti sıfıra yaklaşmakta, ya da kütle sonsuza gitmektedir. Birinci durumda temel yapısıyla kütle arasındaki bağlantı zayıfladığından, ikinci durumda ise kütlenin eylemsizliği sonsuza gittiğinden iletim oranları sıfıra gitmektedir.

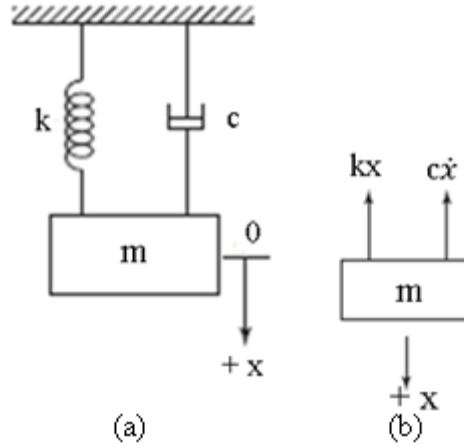
3.2 Viskoz Sönümlü Serbest Titreşim

3.2.1 Hareket Denklemleri

Viskoz sönümleme kuvveti F , hız $\dot{x}$ ya da v ile doğru orantılıdır ve şu şekilde ifade edilebilir:

$$F = -c\dot{x} \quad (3.6)$$

Burada c sönümleme sabiti ya da viskoz sönümleme katsayısıdır. Negatif işareti sönümleme kuvvetinin hızın yönüne ters olduğunu gösterir. Viskoz sönümlemeli bir tek serbestlik dereceli bir sistem gösterilmektedir (Şekil 3.2).



Şekil 3.2 (a) Viskoz sönümlü tek serbestlik dereceli sistem. **(b)** Serbest cisim diyagramı (Rao)

Eğer x , m kütesinin denge konumundan itibaren ölçülürse, Newton'un kanununun uygulanması hareketin denklemini verir:

$$m\ddot{x} = -c\dot{x} - kx$$

ya da

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (3.7)$$

Denklem (3.8) ' i çözmek için çözümün şeklini şöyle kabul edelim:

$$x(t) = Ce^{st} \quad (3.8)$$

Burada C ve s belirlenmemiş sabitlerdir. Bu fonksiyonu Denklem (3.8)'e yerleştirerek şu karakteristik denklemi elde ederiz.

$$ms^2 + cs + k = 0 \quad (3.9)$$

Bu denklemin kökleri

$$s_{1,2} = \frac{-c \pm \sqrt{c^2 - 4mk}}{2m} = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}} \quad (3.10)$$

şeklindedir. Bu kökler (3.8) denkleminin iki çözümünü verir:

$$x_1(t) = C_1 e^{s_1 t} \text{ ve } x_2(t) = C_2 e^{s_2 t} \quad (3.11)$$

Denklem (3.8)' in genel çözümü, $x_1(t)$ ve $x_2(t)$ çözümlerinin bir birleşimi olarak verilir:

$$\begin{aligned} x(t) &= C_1 e^{s_1 t} + C_2 e^{s_2 t} \\ &= C_1 e^{\left\{-\frac{c}{2m} + \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}}\right\}t} + C_2 e^{\left\{-\frac{c}{2m} - \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}}\right\}t} \end{aligned} \quad (3.12)$$

Burada C_1 ve C_2 sayıları, sistemin başlangıç şartlarından elde edilecek olan sabitlerdir.

3.2.2 Kritik Sönümleme Sabiti ve Sönümleme Oranı

Kritik sönümleme c_c , sönümleme sabiti c 'nin Denklem (3.11)'deki kökün değerini sıfır yapan değeri olarak tanımlanır.

$$\left(\frac{c_c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m} = 0$$

ya da

$$c_c = 2m \sqrt{\frac{k}{m}} = 2\sqrt{km} = 2m\omega \quad (3.13)$$

Herhangi sönümlü bir sistem için, sönümleme oranı ζ , sönümleme sabitinin kritik sönümleme sabitine oranı olarak tanımlanır:

$$\zeta = c/c_c \quad (3.14)$$

(3.14) ve (3.13) denklemlerini kullanarak

$$\frac{c}{2m} = \frac{c}{c_c} \cdot \frac{c_c}{2m} = \zeta \omega_n \quad (3.15)$$

yazabiliriz. Şu halde;

$$s_{1,2} = \left(-\zeta \pm \sqrt{\zeta^2 - 1} \right) \omega_n \quad (3.16)$$

olur. Denklem (3.12) şu şekilde yazılabilir:

$$x(t) = C_1 e^{(-\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1})\omega_n t} + C_2 e^{(-\zeta - \sqrt{\zeta^2 - 1})\omega_n t} \quad (3.17)$$

Kökler s_1 ve s_2 'nin doğası dolayısıyla (3.17) çözümünün davranışı sönümlemenin büyüklüğüne bağlıdır. $\zeta = 0$ hali sönümsüz titreşimlere götürür. Dolayısıyla, $\zeta \neq 0$ olduğunu kabul edelim ve aşağıdaki şu üç durumu ele alalım.

Durum 1. Zayıf sönümlü sistem ($\zeta < 1$ ya da $c < c_c$ ya da $c/2m < \sqrt{k/m}$). Bu şart için ($\zeta^2 - 1$) negatiftir ve s_1 ve s_2 kökleri şu şekilde ifade edilebilir:

$$s_1 = \left(-\zeta + i\sqrt{1 - \zeta^2} \right) \omega_n$$

$$s_2 = \left(-\zeta - i\sqrt{1 - \zeta^2} \right) \omega_n$$

(3.17) çözümü, farklı şekillerde yazılabilir:

$$\begin{aligned} x(t) &= C_1 e^{(-\zeta + i\sqrt{1 - \zeta^2})\omega_n t} + C_2 e^{(-\zeta - i\sqrt{1 - \zeta^2})\omega_n t} \\ &= e^{-\zeta\omega_n t} \left\{ C_1 e^{i\sqrt{1 - \zeta^2}\omega_n t} + C_2 e^{-i\sqrt{1 - \zeta^2}\omega_n t} \right\} \\ &= e^{-\zeta\omega_n t} \left\{ (C_1 + C_2) \cos\sqrt{1 - \zeta^2}\omega_n t + i(C_1 - C_2) \sin\sqrt{1 - \zeta^2}\omega_n t \right\} \\ &= e^{-\zeta\omega_n t} \left\{ C'_1 \cos\sqrt{1 - \zeta^2}\omega_n t + C'_2 \sin\sqrt{1 - \zeta^2}\omega_n t \right\} \\ &= X_0 e^{-\zeta\omega_n t} \sin\left(\sqrt{1 - \zeta^2}\omega_n t + \Phi_0\right) \\ &= X e^{-\zeta\omega_n t} \cos\left(\sqrt{1 - \zeta^2}\omega_n t - \Phi\right) \end{aligned} \quad (3.18)$$

Burada (C'_1, C'_2) , (X, Φ) ve (X_0, Φ_0) başlangıç şartlarından belirlenecek keyfi sabitlerdir. $x(t=0)=x_0$ ve $\dot{x}(t=0)=\dot{x}_0$ başlangıç şartlarından yola çıkılarak C'_1 ve C'_2 bulunabilir:

$$C'_1 = x_0 \text{ ve } C'_2 = \frac{\dot{x}_0 + \zeta\omega_n x_0}{\sqrt{1-\zeta^2}\omega_n} \quad (3.19)$$

Çözüm

$$x(t) = e^{-\zeta\omega_n t} \left\{ x_0 \cos\sqrt{1-\zeta^2}\omega_n t + \frac{\dot{x}_0 + \zeta\omega_n x_0}{\sqrt{1-\zeta^2}\omega_n} \sin\sqrt{1-\zeta^2}\omega_n t \right\} \quad (3.20)$$

şekline girer. (X, Φ) ve (X_0, Φ_0) sabitleri şu şekilde ifade edilebilir:

$$X = X_0 = \sqrt{(C'_1)^2 + (C'_2)^2} = \frac{\sqrt{X_0^2\omega_n^2 + \dot{x}_0^2 + 2x_0\dot{x}_0\zeta\omega_n}}{\sqrt{1-\zeta^2}\omega_n} \quad (3.21)$$

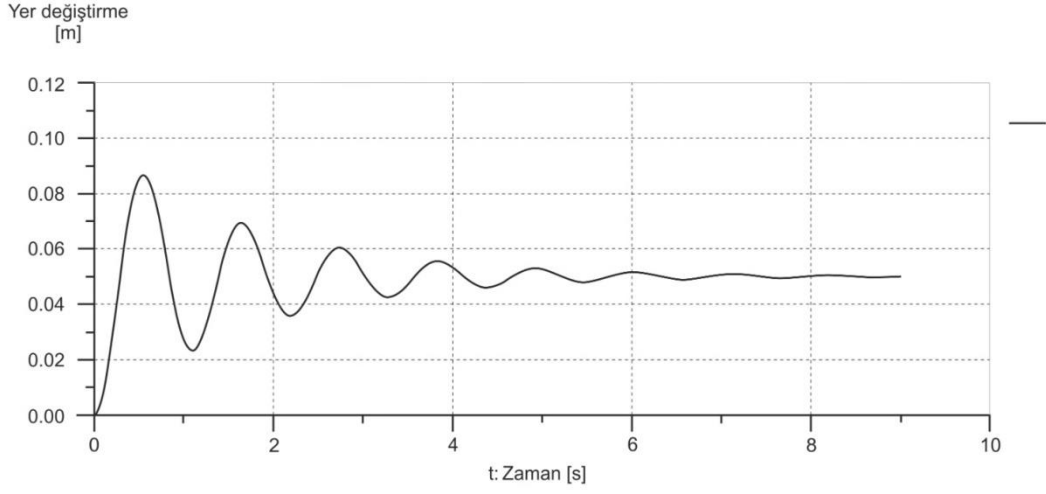
$$\Phi_0 = \tan^{-1}\left(\frac{C'_1}{C'_2}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{x_0\omega_n\sqrt{1-\zeta^2}}{\dot{x}_0 + \zeta\omega_n x_0}\right) \quad (3.22)$$

$$\Phi = \tan^{-1}\left(\frac{C'_2}{C'_1}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{\dot{x}_0 + \zeta\omega_n x_0}{x_0\omega_n\sqrt{1-\zeta^2}}\right) \quad (3.23)$$

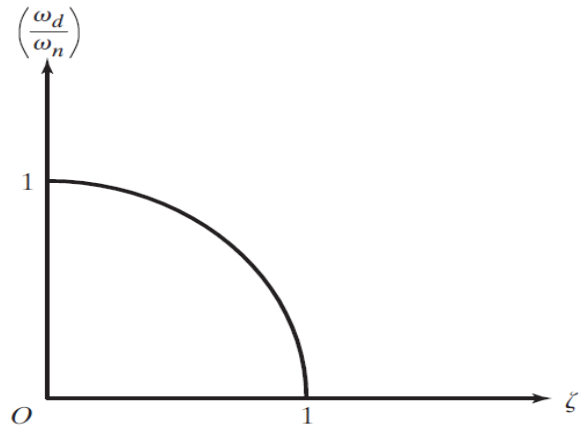
Denklem (3.21) tarafından tanımlanan hareket, açısal frekansı $\sqrt{1-\zeta^2}\omega_n$ olan bir sönümlü harmonik harekettir, fakat $e^{-\zeta\omega_n t}$ çarpanı dolayısıyla genlik, zamanla üstel olarak azalmaktadır (Şekil 3.3).

$$\omega_d = \sqrt{1-\zeta^2}\omega_n \quad (3.24)$$

büyüklüğü sönümlü titreşim frekansı adını alır. Sönümlü titreşimin frekansı ω_d ' nin her zaman sönümsüz doğal frekans ω_n ' den küçük olduğu görülebilir. Denklem (3.24)'in ifade ettiği artan sönümlenme miktarı ile sönümlü titreşimin frekansındaki düşüş grafiksel olarak gösterilmektedir (Şekil 3.4).



şekil 3.3 Zayıf sönümlü hal çözümü: $0 < \zeta < 1$ (Inman).



şekil 3.4 Sönüm ile ω_d ' nin değişimi (Rao).

Durum 2. Kritik sönümlü sistem ($\zeta = 1$ ya da $c = c_c$ ya da $c/2m = \sqrt{k/m}$). Bu durumda Denklem (3.17)'deki s_1 ve s_2 kökleri birbirine eşittir:

$$s_1 = s_2 = -\frac{c_c}{2m} = -\omega_n \quad (3.25)$$

katlı kökler dolayısıyla Denklem (3.8)'in çözümü,

$$x(t) = (C_1 + C_2 t)e^{-\omega_n t} \quad (3.26)$$

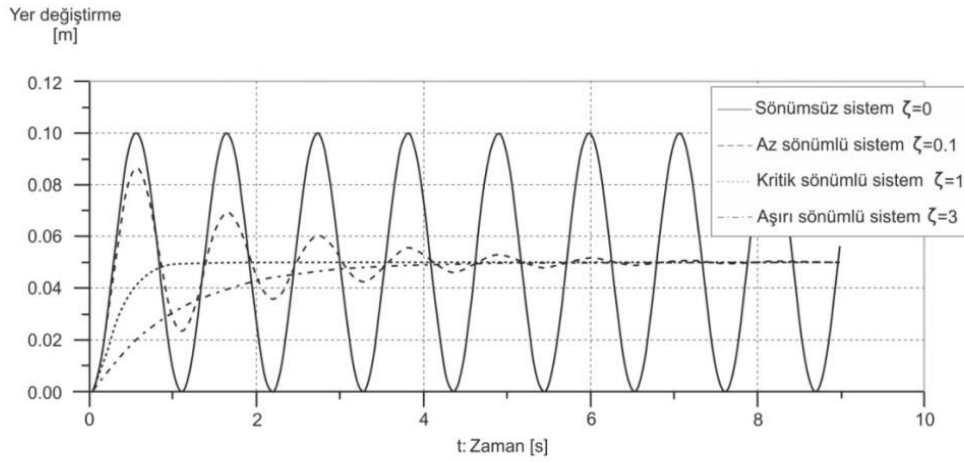
Bu hal için, $x(t=0) = x_0$ ve $\dot{x}(t=0) = \dot{x}_0$ başlangıç şartlarının uygulanması

$$\begin{aligned} C_1 &= x_0 \\ C_2 &= \dot{x}_0 + \omega_n x_0 \end{aligned} \quad (3.27)$$

verir ve çözüm şu hale gelir:

$$x(t) = [x_0 + (\dot{x}_0 + \omega_n x_0)t]e^{-\omega_n t} \quad (3.28)$$

Denklem (3.29)'un temsil ettiği hareketin periyodik olmadığı görülebilir. $t \rightarrow \infty$ için $e^{-\omega_n t} \rightarrow 0$ olduğundan, hareket sıfırlanacaktır (Şekil 3.5).



Şekil 3.5 Farklı sönüm tiplerinin hareketlerinin karşılaştırılması.

Durum 3. Aşırı sönümlü sistem ($\zeta > 1$ ya da $c > c_c$ ya da $c / 2m > \sqrt{k/m}$). $\sqrt{\zeta^2 - 1} > 0$ olduğundan, Denklem (3.17) kökleri s_1 ve s_2 köklerinin reel ve farklı olduklarını ve

$$s_1 = (-\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1}) \omega_n < 0$$

$$s_2 = (-\zeta - \sqrt{\zeta^2 - 1}) \omega_n < 0$$

olarak verildiklerini gösterir. Burada $s_2 \ll s_1$ ' dir. Bu durumda (3.17)

$$x(t) = C_1 e^{(-\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1}) \omega_n t} + C_2 e^{(-\zeta - \sqrt{\zeta^2 - 1}) \omega_n t} \quad (3.29)$$

olarak ifade edilebilir. $x(t = 0) = x_0$ ve $\dot{x}(t = 0) = \dot{x}_0$ başlangıç şartları için C_1 ve C_2 sabitleri

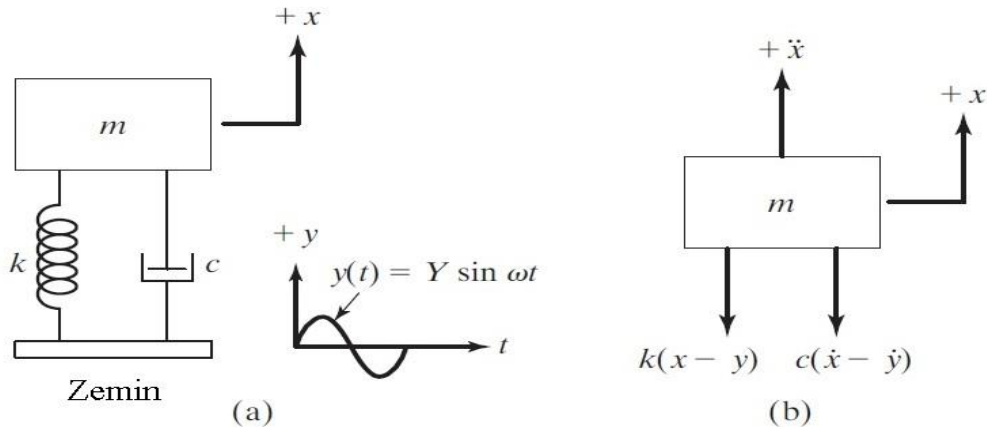
$$C1 = \frac{x_0 \omega_n (\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1}) + \dot{x}_0}{2 \omega_n \sqrt{\zeta^2 - 1}}$$

$$C2 = \frac{-x_0 \omega_n (\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1}) - \dot{x}_0}{2 \omega_n \sqrt{\zeta^2 - 1}} \quad (3.30)$$

olarak bulunur. Denklem (3.29) sisteme uygulanan başlangıç şartlarına bağlı olmaksızın hareketin periyodik olmadığını gösterir. S_1 ve S_2 köklerinin her ikisi de negatif olduğundan, Şekil (3.5)'te gösterildiği gibi hareket zamanla üstel olarak azalır.

3.3 Zemin Uyarısı

Çoğu zaman, makineler veya makinelerin parçaları, harmonik olarak uyarılır, Yaylar ve kısa çizgiler ile modellenebilir. Örneğin bir otomobil süspansiyon sistemi, bir amortisör yoluyla bir yol yüzeyi tarafından harmonik olarak uyarılır. Bir viskoz amortisör ile paralel bir lineer yay ile modellenebilir. Modellenen temel uyarma veya destek hareketi problemi (Şekil 3.6).



Şekil 3.6 (a) Harmonik zemin uyarılı sönümlü yay kütle modeli. (b) (a) uyarı hareketinin serbest cisim diyagramı (Rao).

(Şekil 3.6)'daki sistemin denklemi aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0 \quad (3.31)$$

Burada $(x - y)$ yay uzaması ve sönümlemenin olduğu hız $(\dot{x} - \dot{y})$. Zemin uyarı problemlerinde harmonik olarak hareket eden uyarı olduğu varsayılır.

$$y(t) = Y \sin \omega_b t \quad (3.32)$$

Y, taban hareketinin genliğini ve ω_b frekansı temsil eder. Denklem (3.31) ve Denklem (3.32) düzenlendikten sonra,

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = cY\omega_b \cos \omega_b t + kY \sin \omega_b t \quad (3.33)$$

Bu yay- kütle- damper sistemi iki harmonik girişe sahip olduğu düşünülebilir. Sönümlü sistemin harmonik zorlamaya tepkisi $F_0 = cY\omega_b$ ve $\omega = \omega_b$, ekstra zorlama terimi $kY \sin \omega_b t$.

Denklem (3.33)'ü m ye bölüp ve tanımlı sönümleme oranı ve doğal frekans kullanarak

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega_n\dot{x} + \omega_n^2 x = 2\zeta\omega_n\omega_b Y \cos \omega_b t + \omega_n^2 Y \sin \omega_b t \quad (3.34)$$

Böylece $f_0 = 2\zeta\omega_n\omega_b Y$ yazılarak, cosinüs uyarımı nedeniyle $x_p^{(1)}$ özel çözümü:

$$x_p^{(1)} = \frac{2\zeta\omega_n\omega_b Y}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega_b^2)^2 + (2\zeta\omega_n\omega_b)^2}} \cos(\omega_b t - \theta_1) \quad (3.35)$$

Burada

$$\theta_1 = \tan^{-1} \frac{2\zeta\omega_n\omega_b}{\omega_n^2 - \omega_b^2} \quad (3.36)$$

$x_p^{(2)}$ hesabında, harmonik giriş $\omega_n^2 Y \sin \omega_b t$ belirsiz katsayılar metodu ile tekrar uygulanır.

$$x_p^{(2)} = \frac{\omega_n^2 Y}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega_b^2)^2 + (2\zeta\omega_n\omega_b)^2}} \sin(\omega_b t - \theta_1) \quad (3.37)$$

Denklem (3.35) ve Denklem (3.37) toplamaları

$$x_p t = \omega_n Y \left[\frac{\omega_n^2 + (2\zeta\omega_b)^2}{(\omega_n^2 - \omega_b^2)^2 + (2\zeta\omega_n\omega_b)^2} \right]^{1/2} \cos(\omega_b t - \theta_1 - \theta_2) \quad (3.38)$$

Burada

$$\theta_2 = \tan^{-1} \frac{\omega_n}{2\zeta\omega_b} \quad (3.39)$$

Özel çözümü, $x_p t$, X ile belirtmek uygun olur.

$$X = Y \left[\frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2} \right]^{1/2} \quad (3.40)$$

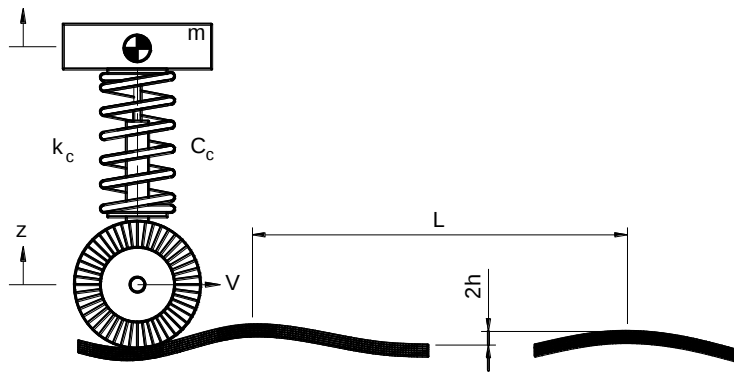
Burada frekans oranı $r = \omega_b/\omega_n$. Denklem (3.40)'i Y ile bölersek temel hareket,

$$\frac{X}{Y} = \left[\frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2} \right]^{1/2} \quad (3.41)$$

3.4 Harmonik Yol Uyarıcı Zeminde Araç Kütlesi ve Hızdaki Değişimin Deplasmana Etkisi

Bu bölümde harmonik zeminde araç hızı ve kütlesindeki değişimlerin frekans ve yerdeğiştirme etkilerinin karşılaştırılması yapılmıştır. Matlab programında denklemler yazılıp, hız ve kütle değişimleri uygulanarak sistemdeki etkileri tabloda verilmiştir.

Çalışmada tek serbestlik dereceli taşıt modeli (Şekil 3.7), düzgün olmayan bir yol üzerinde hareket etmektedir. Karayollarında sinüzoidal şekilli yol profilleri ile sıklıkla karşılaşmaktadır. Yol yüzey fonksiyonu $y(t) = (2h \text{ m}) \sin \omega_b t$ olarak tanımlanmıştır. Hesaplamalarda kullanılan süspansiyon sistemi parametreleri, araç kütlesi ve hız değerleri Tablo (3.1)'de verilmiştir. $2h = 0.05 \text{ m}$, $L = 7 \text{ m}$.



Şekil 3.7 Sinüzoidal yolda hareket eden taşıt tek serbestlik dereceli modeli.

Tablo 3.1 Analizi yapılan sistemin m, c, k, v parametreleri

Araç kütlesi (m) [kg]	Yay sabiti (k) [N/m]	Sönümleme sabit (c) [Ns/m]	Araç hızı (V) [km/h]
1200	40000	2000	30

3.4.1 Matlab Hesap Programında Denklemlerin Yazılması

Matlab hesap programında .m dosyası hazırlanarak hesaplar yapılmıştır. Hesaplamalarda $m = 1200$ kg ve $m = 1500$ kg olarak alınmıştır. Hesabın yapılmasında kullanılan denklemlerin .m dosyası;

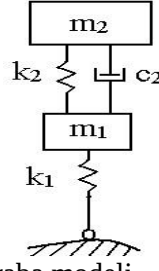
```

m=1200; %ARAÇ KÜTLESİ
k=40000; %SÜSPANSİYON YAY KATILIĞI
c=2000; %SÜSPANSİYON SÖNÜM SABİTİ
L=0.007; %DALGA BOYU
H=0.1; %YOL DALGA YÜKSEKLİĞİ
V=30; %ARAÇ HIZI
wb=v*(2*pi)/(L*3600); %FREKANS
wn=sqrt(k/m); %DOĞAL FREKANS
r=wb/wn; %FREKANS ORANI
z=c/(2*sqrt(k*m)); %SÖNÜMLEME ORANI
X=(0.05)*(sqrt((1+[2*z*r]^2)/([1-r^2]^2+[2*z*r]^2))); %YERDEĞİŞTİRME

```

3.5 İki Serbestlik Dereceli Çeyrek Araba Modeli

Yol yüzeyinin düzgünsüzlüğü üzerinde hareket eden bir arabanın fiziksel çeyrek araba modeli verilmiştir. Sistem iki serbestlik derecelidir. m_2 , araba kütlesi, m_1 , sönümsüz teker kütlesi, k_1 , süspansiyon yay sertlik değeri, c_2 , süspansiyon sönümleme sabiti, k_1 , sönümsüz teker yay sertliği, x_a , araç kütlesi yerdeğiştirmesi, x_t , sönümsüz teker kütlesi yerdeğiştirmesi, y , yol profili olarak verilmiştir (Şekil 3.8).



Şekil 3.8 İki serbestlik dereceli çeyrek araba modeli.

m_2 araç kütlesi için diferansiyel denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

Denklemden ele almanız gereken parametreler; k_2 , c_2 olarak belirlenir

$$m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} = -c_2 \left(\frac{dx_2}{dt} - \frac{dx_1}{dt} \right) - k_2 (x_2 - x_1) \quad (3.42)$$

(3.42)'de verilen denklemdeki parametreleri toplanmış ve sıralanmış hale sokulduğunda,

$$m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} + c_2 \left(\frac{dx_2}{dt} - \frac{dx_1}{dt} \right) + k_2 (x_2 - x_1) = 0 \quad (3.43)$$

m_1 kütlesi için ilgilenmemiz gereken parametreler; k_2 , c_2 , k_1 olarak belirlenip,

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} = -c_2 \left(\frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_2}{dt} \right) - k_2 (x_1 - x_2) - k_1 (x_1 - y) \quad (3.44)$$

(3.44)'de verilen denklemdeki parametreleri toplanmış ve sıralanmış hale sokulduğunda,

$$\begin{aligned} m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + c_2 \left(\frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_2}{dt} \right) + k_2 (x_1 - x_2) + k_1 (x_1 - y) &= 0 \\ m_1 \frac{d^2 x_{st}}{dt^2} + c_2 \left(\frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_2}{dt} \right) + k_2 (x_1 - x_2) + k_1 x_1 &= k_1 y \end{aligned} \quad (3.45)$$

Elde edilen denklemleri matris forma çevirdiğimizde,

$$\begin{bmatrix} M_2 & 0 \\ 0 & M_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{d^2 x_2}{dt^2} \\ \frac{d^2 x_1}{dt^2} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{dx_2}{dt} \\ \frac{dx_1}{dt} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_2 & -k_2 \\ -k_1 & k_2 + k_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_2 \\ x_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ k_1 y \end{bmatrix} \quad (3.46)$$

3.5.1 İki Serbestlik Dereceli Çeyrek Araba Modelinin MATLAB Yazılımını Kullanarak Simülasyonu

Şekil 3.8’de verilen modelde, m_2 , araç kütlesi, m_1 , süspansiyon kütlesi, k_1 , teker yay katsayısı, k_2 süspansiyon yay katsayısı, c_2 süspansiyon sönüm katsayısı olarak verildiği belirtilmişti. Sistemin parametre değerleri verilmiştir (Tablo 3.2). Zemin hareketi fonksiyonu $y=(A/2)(1-\cos(2\pi(Vt/L_0)))$, A , engel yüksekliği, L_0 , engel uzunluğu ve V , araç hızını belirtmektedir.

Tablo 3.2 Sistem parametrelerinin sayısal değerleri.

m_1 [kg]	m_2 [kg]	k_1 [N/m]	k_2 [N/m]	c_2 [Ns/m]
35	300	160000	16000	2350

Şekil (3.8)’de fiziksel modeli kurulan iki serbestlik dereceli çeyrek araba modelinin hareket denklemleri bulunacaktır. Hareket denklemleri sırasıyla; Newton’un 2. Kanununun mekanik sistemlere uygulanması ile elde edilecektir. Elde edilen hareket denklemlerine durum değişkenleri tanımlanarak, düzenleme yapılarak birinci dereceden dört diferansiyel denklem bulunacaktır.

Sistemde hareketin olduğu dikey yönde Newtonun 2. Kanunu yazılırsa m_1 kütlesine etki eden kuvvetler bu kütlenin ivmelenmesine sebep olur.

$$\sum F_{m_1} = m_1 \ddot{x}_1 \quad (3.47)$$

$$m_1 \ddot{x}_1 - c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - k_2(x_2 - x_1) + k_1(x_1 - y) = 0 \quad (3.48)$$

m_2 kütlesine etki eden kuvvetler de bu kütlenin ivmelenmesine sebep olur.

$$\sum F_{m_2} = m_2 \ddot{x}_2 \quad (3.49)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_2(x_2 - x_1) = 0 \quad (3.50)$$

Durum değişkenleri:

$$\mathbf{x}_1 = x_1 \quad \mathbf{x}_2 = \dot{x}_1 \quad \mathbf{x}_3 = x_2 \quad \mathbf{x}_4 = \dot{x}_2 \quad (3.51)$$

(3.51) durum değişkenlerini elde ettiğimiz denklemlere uyguladığımızda:

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}_1 &= \mathbf{x}_2, \\ \dot{\mathbf{x}}_2 &= \frac{1}{m_1} [c_2(\dot{\mathbf{x}}_2 - \dot{\mathbf{x}}_1) + k_2(x_2 - x_1) - k_1(x_1 - y)], \\ \dot{\mathbf{x}}_3 &= \mathbf{x}_4, \\ \dot{\mathbf{x}}_4 &= \frac{1}{m_2} [-c_2(\dot{\mathbf{x}}_2 - \dot{\mathbf{x}}_1) - k_2(x_2 - x_1)]. \end{aligned} \quad (3.52)$$

(3.51) durum değişkenlerini kullanarak tekrar düzenlersek birinci dereceden dört diferansiyel demklem bulunur:

$$\dot{\mathbf{x}}_1 = \mathbf{x}_2, \quad (3.53)$$

$$\dot{\mathbf{x}}_2 = \frac{1}{m_1} [-c_2\mathbf{x}_2 + c_2\mathbf{x}_4 + k_2\mathbf{x}_3 - (k_1 + k_2)\mathbf{x}_1 + k_1y], \quad (3.54)$$

$$\dot{\mathbf{x}}_3 = \mathbf{x}_4, \quad (3.55)$$

$$\dot{\mathbf{x}}_4 = \frac{1}{m_2} [c_2\mathbf{x}_2 - c_2\mathbf{x}_4 + k_2\mathbf{x}_1 - k_2\mathbf{x}_3]. \quad (3.56)$$

Denklem (3.53), (3.54), (3.55), (3.56) kullanarak MATLAB m.dosyasına kaydedilir. Standart ode45 foksiyonu kullanılır.

.m dosyasına; function koduyla denklem tanımlanır. Tanımlanan denkleme dosyanın adı verilerek almak istediğimiz zaman-konum tanımlaması yapılır. Verilen değerler yazılarak kullanılacak sayısal parametreler tanımlanır.

```
function dx=tez2M(t,x)
m1=35; m2=300;
k1=160000; k2=16000;
c2=2350;
L0=7; v=30; A=0.1;
```

```

y=(A/2)*(1-cos(2*pi*(v*t/L0)));
dx=[x(2);(-(c2)*x(2)+c2*x(4)-(k1+k2)*x(1)+k2*x(3)+k1*y)/m1;
    x(4);(c2*x(2)-(c2)*x(4)+k2*x(1)-(k2)*x(3))/m2]
end

grafik almak için, ayrı .m dosyası açarak;
[t,x]=ode45('tez2M',[0 1],[0;0;0;0]);
plot(t,x);
xlabel('t[s]');
ylabel('x1(t)[m],v1(t)[m/s],x2(t)[m],v2(t)[m/s]');
legend('x1(t)','v1(t)','x2(t)','v2(t)');
grid on;

```

yazılan grafik matlab kodunu run komutuyla çalıştırılır.

EK 1. Matlab/ Simulink blok diyagramı verilmiştir. Diagram tek serbestlik dereceli çeyrek model olarak hazırlanmıştır. Modelde iki tip yol sinyali girilip davranışları kontrol edilebilir şekilde modellenmiştir.

Yay, damper ve kütle parametrelerindeki değişimlerin sisteme etkisini LMS Amesim programından faydalanarak karşılaştırılması yapılmıştır.

3.6 LMS Amesim Programını Kullanarak Çeyrek Araba Sistemi Kontrolü

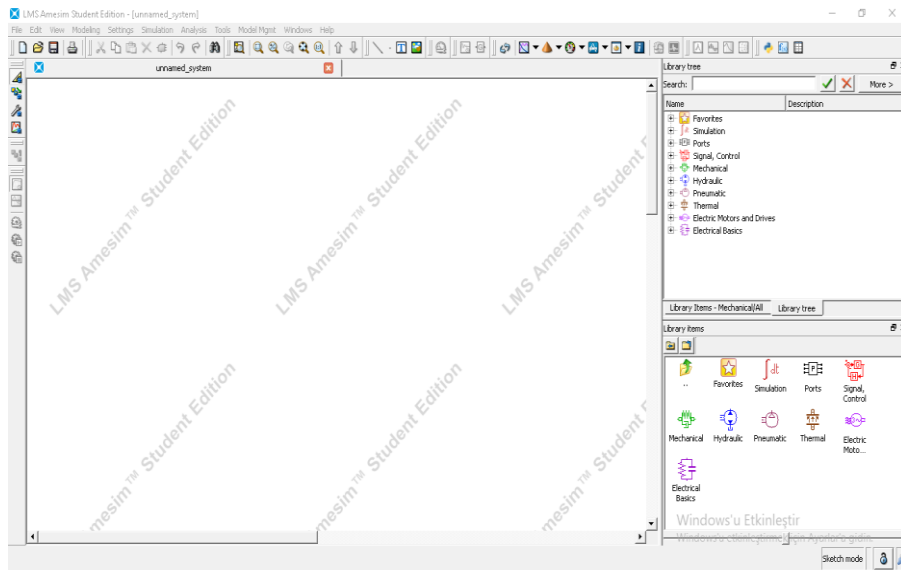
AMESim (Advance Modeling Environment for Performing Simulations), ileri mühendislik sistemlerini tek platform altında bir boyutlu olarak modelleme imkanı sunmaktadır. Sistem içindeki bağımsız bileşenleri temsil etmek için semboller kullanır.

Mühendislik alanında kullanılan standart sembollere dayanarak hidrolik bağlantılar için ISO semboller ya da kontrol sistemleri için blok diyagram sembolleri bulunmaktadır. Standart sembol olmadığında kolayca tanımlanabilir temsili semboller sistemi oluşturulabilmektedir. AMESim'i kullanarak, çizim alanı içinde simgeler, semboller

ekleyerek mühendislik sistemlerini oluşturursunuz. Çizim tamamlandığında, sonraki aşamada sistemin simülasyonu yapılır.

Matematiksel tanımları, bileşenlerin simgeleri ile ilişkilidir. Bileşenlerin özellikleri ayarlanır. Simülasyon çalışması başlatılır. Sistemin yorumlanması için grafikler alınır.

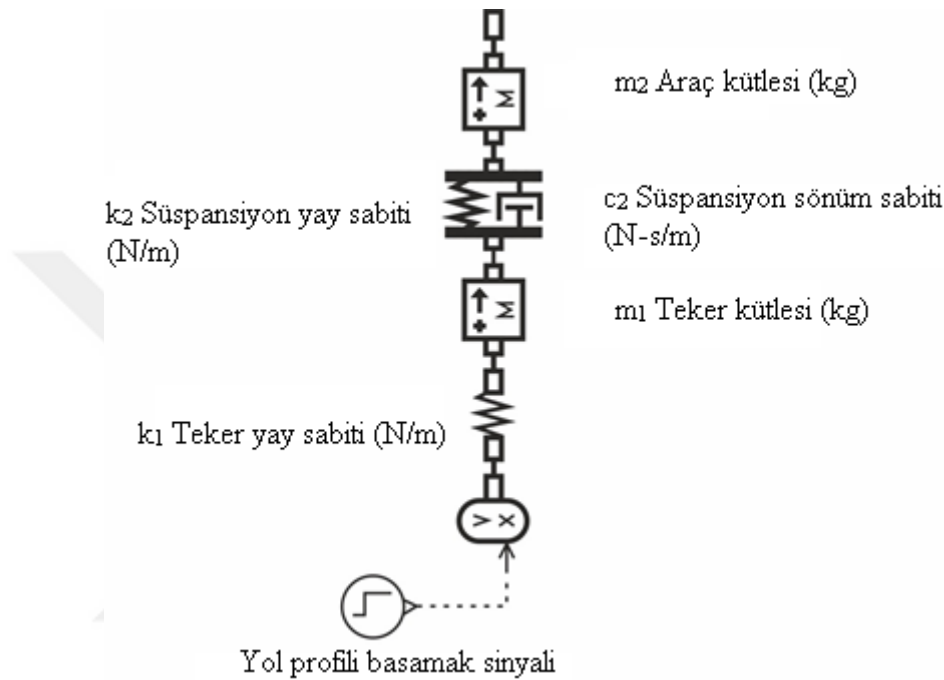
Program içerisinde dinamik davranış ve mühendislik sistemleri denklemleri tanımlanmıştır. Modeller ilgili koddan oluşturulmuştur. Standart kütüphanesi, kontrol, mekanik ve alt modülleri sağlar. Çok çeşitli mühendislik sistemlerinin simülasyonunu yapmamıza olanak sağlar. Ek olarak, hidrolik bileşen tasarımı, hidrolik direnç, pnömatik, termal, termal-hidrolik, soğutma sistemi, aktarma organları ve doldurma gibi isteğe bağlı kütüphaneler vardır. Yeni model ekranı görülmektedir (Şekil 3.9). Sketch mode da sistem modellenir (Şekil 3.10). Mechanical library den sistemde kullanılan bloklar taşınır. Submodel mode de premier submodel seçilir. Parameter mode gerekli parametreler atanır. Simulation mode de run the simulation seçilerek çalıştırılır. Çalışma ekranındaki m kütlesi seçilip, displacement port 1 sol tuş ile çalışma alanına sürüklenir. Aameplot penceresi açılır (Şekil 3.11). Açılan grafikte yerdeğiştirme değeri görülmektedir. m kütlesinin hızı için velocity at port 1 seçilerek aynı şekilde hız zaman grafiği açılır.



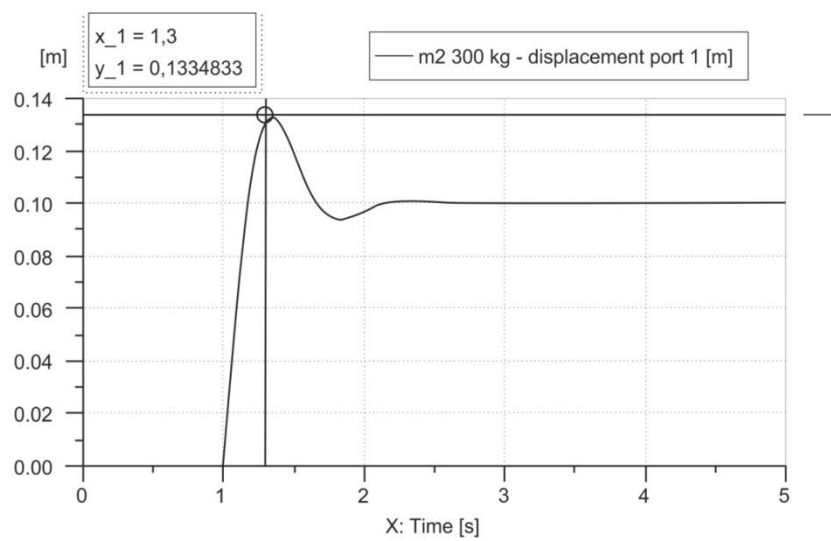
Şekil 3.9 LMS Amesim yeni model oluşturma ekranı.

3.6.1 LMS Amesim Programında, Çeyrek Araba Sistemi

Bu çalışmada model hazırlanmıştır (Şekil 3.10). Model mekanik bileşen ve sinyalden oluşmaktadır. Arabanın bir adımdan geçerken kütle yer değiştirmesi simüle edilmiştir. Tablo 3.3’de verilen değerler sistemde atanmıştır. Grafik elde edilmiştir (Şekil 3.11).



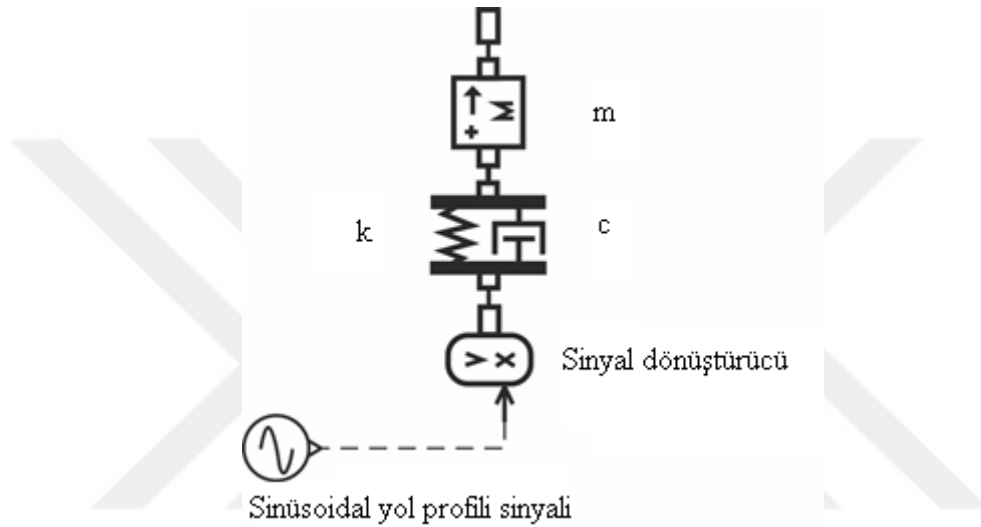
Şekil 3.10 LMS Amesimde çeyrek araba sistemi.



Şekil 3.11 m_2 300 kg kütleli arabanın 10 cm basamak sinyaline vermiş olduğu cevap.

3.6.2 Tek Serbestlik Dereceli Araba Modelinin LMS Amesim Programında Analizi

Tek serbestlik dereceli araba modelini LMS Amesim programında modelleyerek sistemin davranışı grafikleri alındı. Sistemin modeli (Şekil 3.12). Modelin grafikleri, Bölüm 4 Bulgularında verilmiştir. Program içerisinde bloklara tanımlanmış denklemleri kullanarak program grafikleri elde etmektedir.



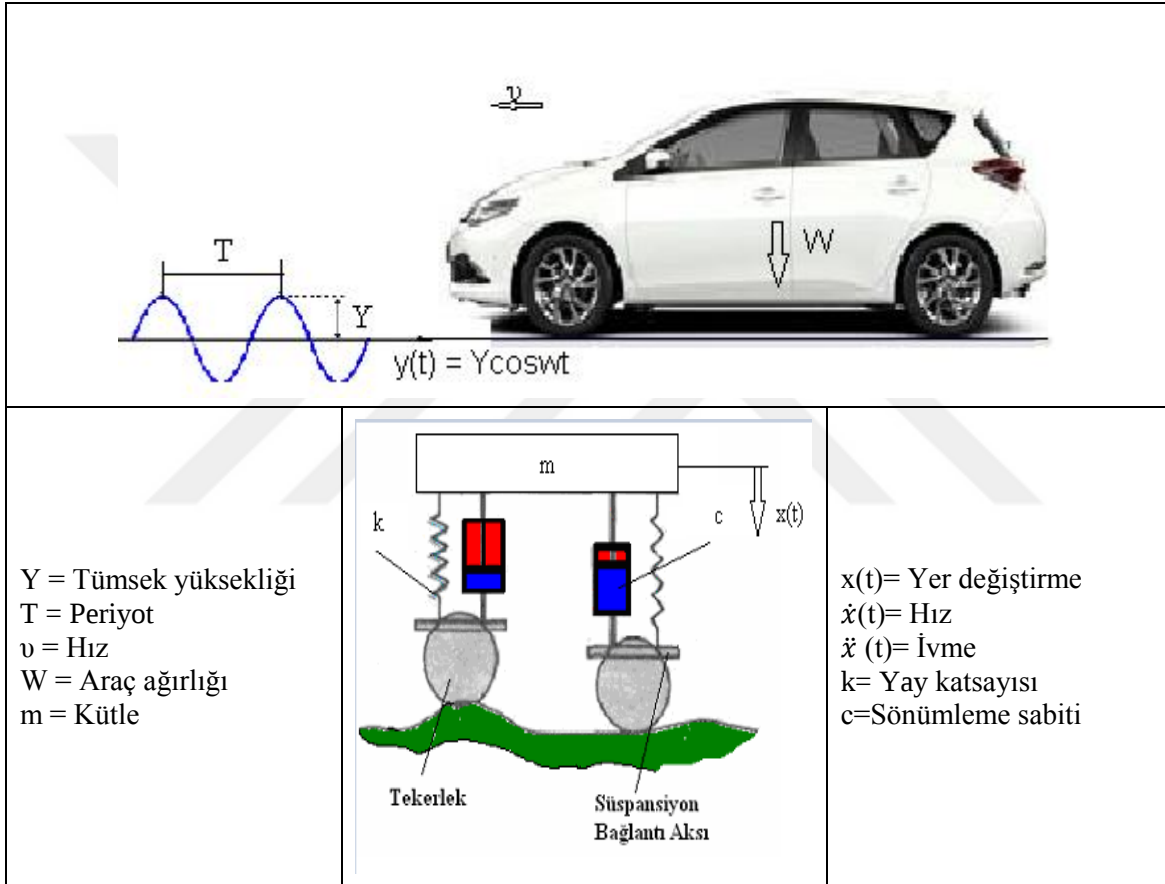
Şekil 3.12 LMS Amesim, sin yol profili girdisinde, tek serbestlik dereceli araba modeli.

Sin yol profili olarak tanımlanmıştır. Sinyal dönüştürücü, sinyali konuma dönüştürmektedir. k ve c değerleri sistemde parametreleri atanmıştır. m kütlesi araç kütlesi olmaktadır. Hareket yönü olarak -90 değeri verilmektedir. Dampere kuvvet olarak araç kütlesini $9,81$ yer çekimi kuvveti ile çarparak değeri verilmektedir. LMS Amesim programı kurulan blokları yazılım içerisinde tanımlanmış olan denklemleri kullanarak grafik değerini elde etmektedir. Yazılım içerisine tanımlanan denklemler literatürde, hesaplamalarda kullanılan denklemlerdir.

4. BULGULAR

Araçlara ait fiziki yapı titreşim modeline dönüştürülmüş olup problemlerin çözümünde titreşim modeli kullanılmıştır. Titreşim modelinde kullanılan elemanlar tek tek tanımlanmış olup konu içinde geniş olarak açıklanmıştır.

4.1 Sönümlü Sistemler

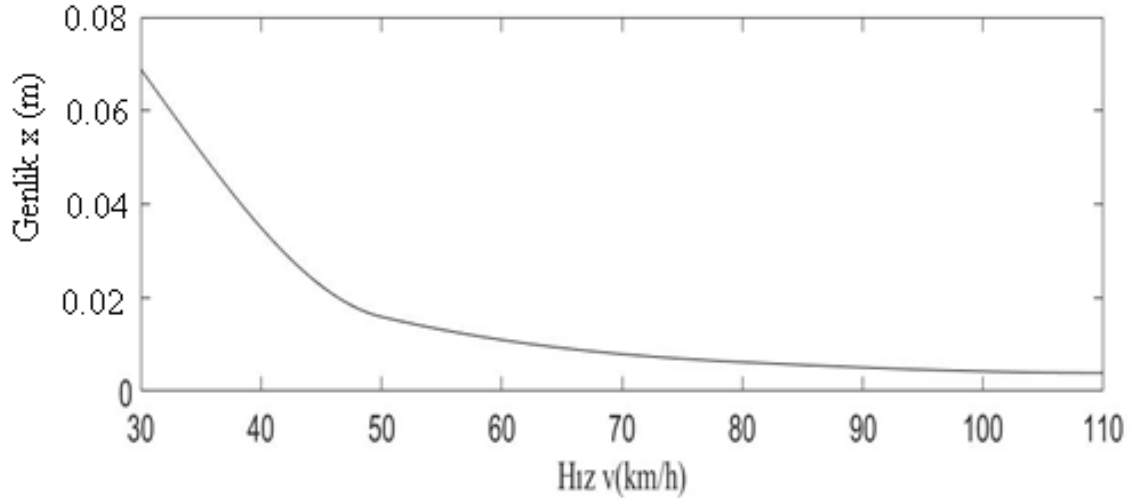


Şekil 4.1 Süspansiyon sistemi

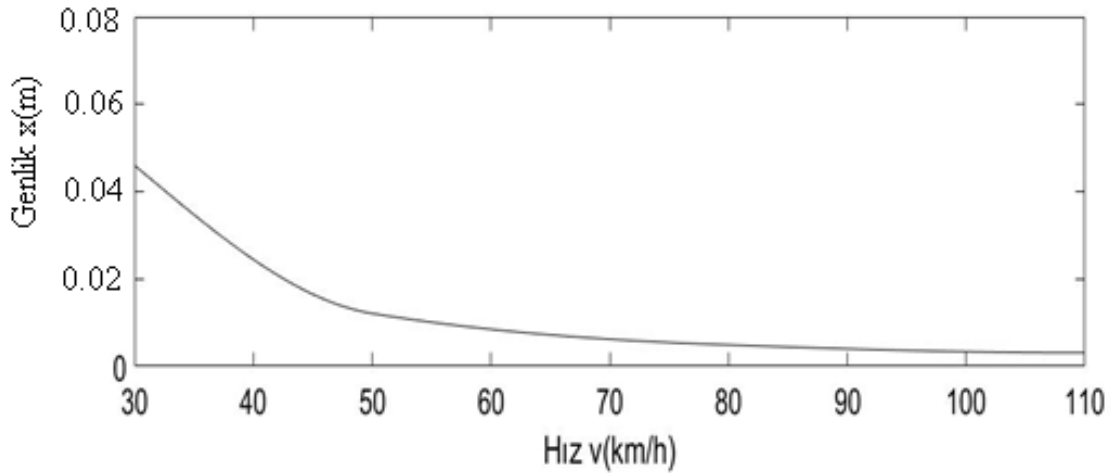
Şekil (3.7)'de verilen aracın genlik değerleri hesaplanmıştır. Bölüm (3.4.1)'de Matlab programı verilmiştir. Hesaplamalarda, denklem (3.40) kullanılarak farklı hızlarda belli bir kasisten geçerken genlik değerleri hesaplanmıştır. Çalışmada iki ayrı kütle kullanılmıştır. Tablo (3.1)'de kullanılan parametreler verilmiştir. Hesaplanan değerler Tablo (4.1)'de görülmektedir.

Tablo 4.1 Araç hızı ve kütle değişiminin, deplasman ve frekansının karşılaştırması.

Hız (km/h)	ω_b	r_1	r_2	X_1 (cm)	X_2 (cm)
30	7,48	1,295	1,448	6,89	4,60
50	12,466	2,159	2,414	1,59	1,21
82	20,445	3,541	3,959	0,62	0,49
110	27,426	4,750	5,311	0,39	0,31



Şekil 4.2 X_1 1200 kg aracın genlik- hız grafiği



Şekil 4.3 X_2 1500 kg aracın genlik- hız grafiği

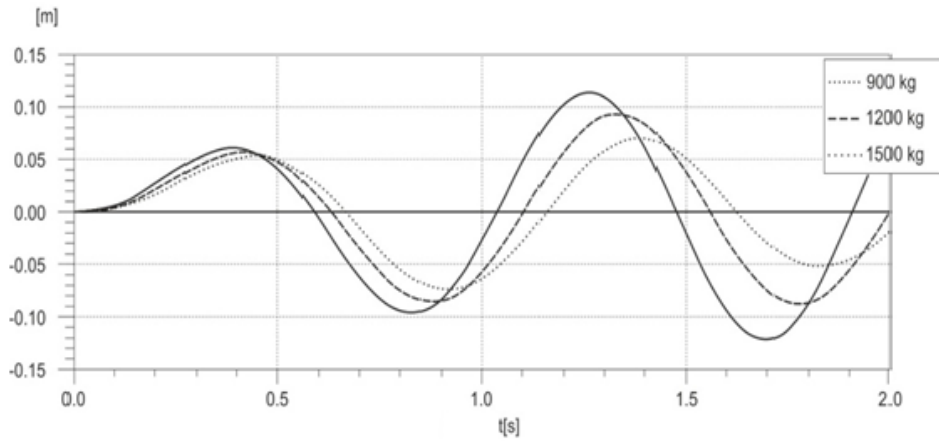
İncelendiğinde hız artışına göre aracın genliği düşmektedir (Tablo 4.1). 30 km/h hızdaki aracın genliği 6,89 cm iken 50 km/h hızdaki aracın 1,59 cm dir. Hız arttıkça genliğin düştüğünü görmekteyiz (Şekil 4.2).

Bu hesaplamada dikkat çeken ikinci husus kütledir. Araç kütleleri ile genlik arasında bir bağıntı vardır. Araç kütlesi arttıkça genlik değerinin o oranda düştüğünü

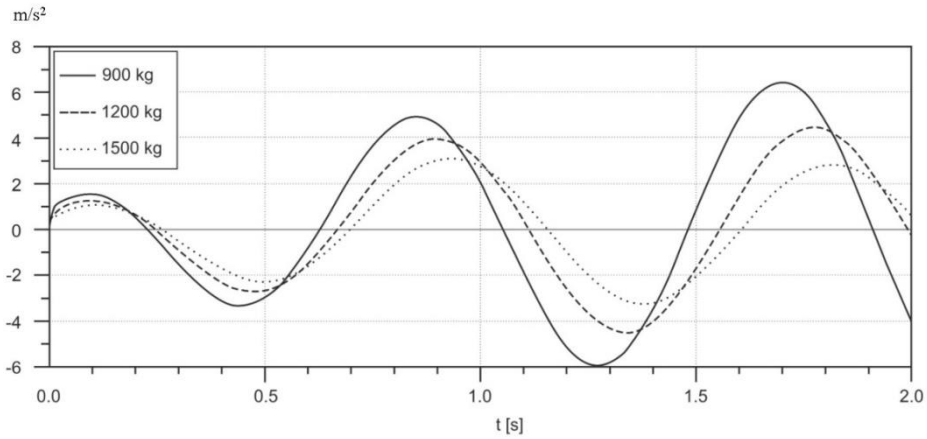
görmekteyiz. Yani kütle ile genlik ters orantılı olarak değişmektedir. LMS Amesim programında almış olduğumuz kütle değişiminin sisteme etkisinin Genlik- Zaman grafiği Şekil 4.4 de verilmiştir.

Kütlenin artması ile doğal frekansın düştüğünü görmekteyiz. Doğal frekans azaldığı zaman frekanslar oranı (r) değeri artmaktadır. r değerinin artması ile genliğin düştüğünü görmekteyiz. 30 km/h hızdaki aracın r değeri 1,295 iken 50 km/h hızdaki aracın 2,159 olduğu görülmektedir (Tablo 4.1). Genlik değerinin azalmasını hem hız hem de kütle etkilemektedir (Şekil 4.2 ve Şekil 4.3).

Kütle değişimine bağlı olarak ivmedeki değişim görülmektedir (Şekil 4.5). Kütlenin artımıyla ivmede düşme olmaktadır.

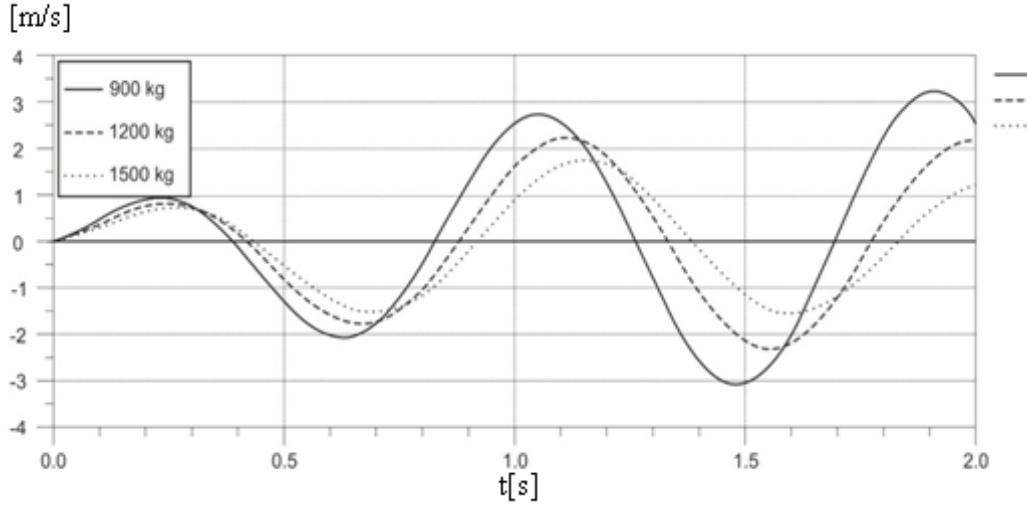


Şekil 4.4 Kütle değişiminde genlik- zaman grafiği.



Şekil 4.5 Kütle değişiminde ivme- zaman grafiği.

Kütledeki yer değiştirme hızı kütlenin artışıyla düşmektedir (Şekil 4.6). Düşük ağırlıklı araçlar daha kısa sürede yer değiştirmeye başlar diyebiliriz. İvme hız ve zaman ile ilişkili olduğu bilinmektedir. Kütledeki hızın düşmesi ile ivmeninde düşeceği söylenebilir.



Şekil 4.6 Kütleye göre hız- zaman grafiği.

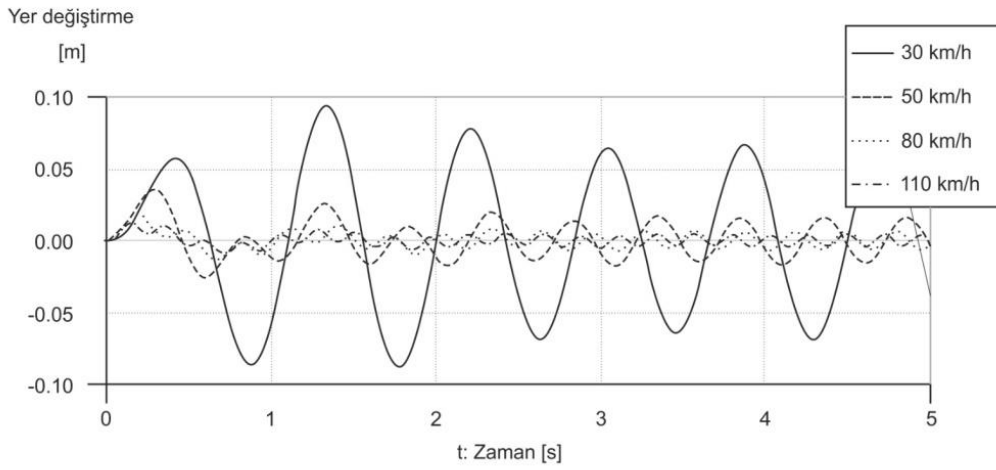
Değerler yerden oluşan pürüzler sonucu aracın yer değiştirmesi olarak bildiğimiz genlik değerlerini göstermektedir (Tablo 4.1). Genlik değerlerinin değişmesi ile aracın alt takımlarına iletilen kuvvetin şiddeti de artmaktadır. Aracın hızı ile kuvvet iletimi ters orantılıdır. Böylece aracın genliğinin azalması durumunda aracın alt takımlarına iletilen kuvvetin artmış olduğunu söyleyebiliriz. Aracın genliği ile iletilen kuvvetin ters orantılı olduğu görölmektedir. Buradan şu sonuca varılır. Kasisten geçerken yüksek hızla geğmek doğru değildir. Çünkü dramatik olarak kuvvetin artmış olduğunu görüyoruz. Bu kuvvetin aracın alt takımlarına ciddi zarar verecektir. Kasisten geçerken uygun hızda geğilmesi gerekir.

Aracın genliğini etkileyen önemli parametreden biriside uyarı frekansıdır (ω_b). ω_b , yer pürüzlölüğü ve aracın yatay hızıyla ilgilidir. Burada yer pürüzlölüğü yüksekliği ve pürüzlölülük tepeleri arasında periyot aracın düşey genliğine etki etmektedir.

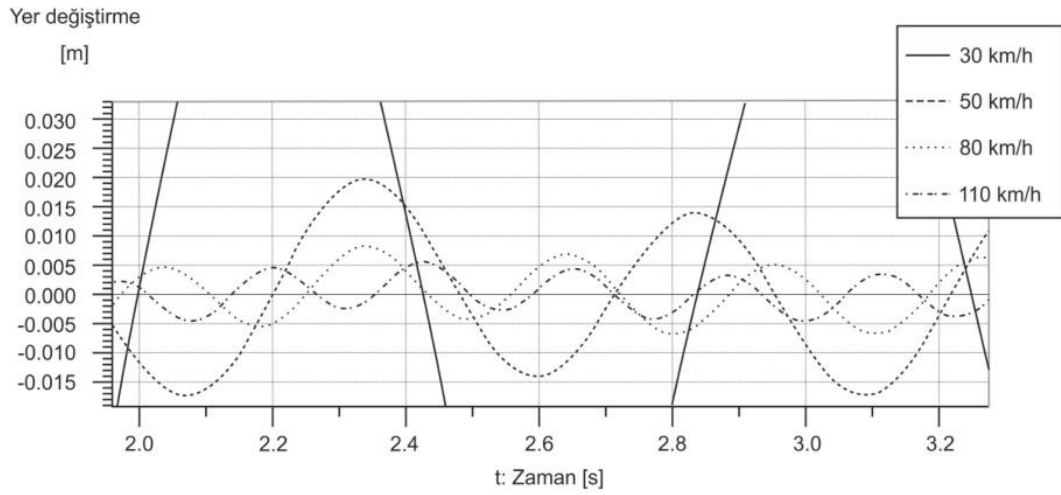
Bu bilgiler ışığında pürüzlü yollarda uygun hızda giderek araç genliğini ve alt takımlara gelen kuvvetini uygun sınırlarda tutmak gerekmektedir.

Matlab ve LMS Amesim programlarında grafikler alınarak görsel olarak değerlendirme yapılmıştır.

Şekil (4.7)'de Şekil (3.13)'de verilen modelin belirli hızlardaki davranış grafiği alındı. Hız artışına bağlı olarak araba kütleisindeki deplasmanın düştüğü görülmektedir.

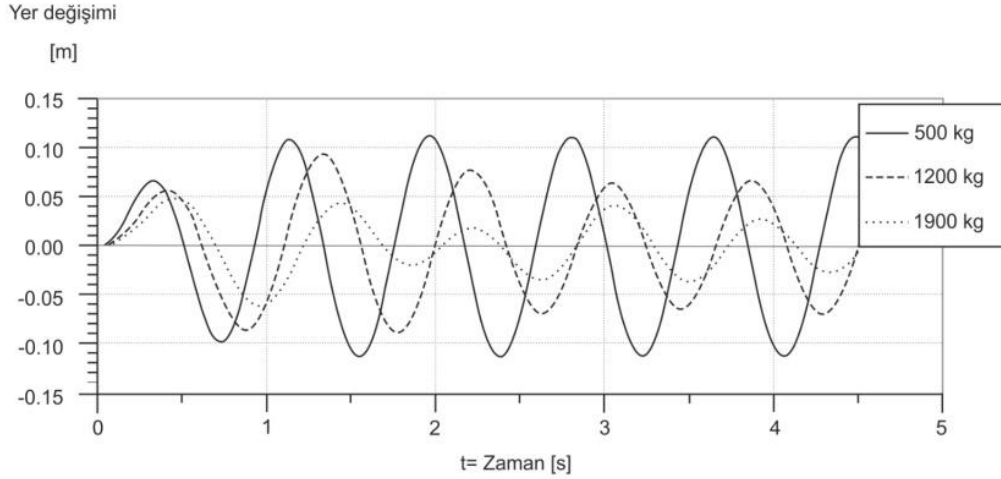


Şekil 4.7 $m=1200$ kg arabanın belirli hızlardaki davranış.



Şekil 4.8 Şekil 4.6 detay görünüşü

30 km/h hızdaki aracın kütesinin alt ve üst verilerek yerdeğiştirme davranışı grafik olarak verildi (Şekil 4.9). Kütle artışı yerdeğiştirmeyi düşürmekte, olumlu yönde etkilediği görülmektedir. Kütlenin artışı ile ivmelenme düşecek (Şekil 4.5).



Şekil 4.9 $v = 30$ km/h hızda kütle parametrelerindeki değişimin sisteme etkisi.

Workspace		Workspace		Workspace	
Name ▲	Value	Name ▲	Value	Name ▲	Value
c	2500	c	2000	c	1500
H	0.1000	H	0.1000	H	0.1000
k	50000	k	40000	k	30000
L	0.0070	L	0.0070	L	0.0070
m	1200	m	1200	m	1200
r	4.2489	r	4.7504	r	5.4853
v	110	v	110	v	110
wb	27.4266	wb	27.4266	wb	27.4266
wn	6.4550	wn	5.7735	wn	5
X	0.0050	X	0.0039	X	0.0029
z	0.1614	z	0.1443	z	0.1250

Şekil 4.10 c ve k değerlerindeki yüzde yirmibeşlik artış ve azalmanın sisteme etkisi.

Damper yay sabiti ve sönümlleme sabitindeki değişimler yerdeğiştirmeyi etkilemektedir. Yüzde yirmibeşlik oranda artış ve azalmanın olması durumunda sistemin matlab programında alınan değerleri görülmektedir (Şekil 4.10). Değerler incelendiğinde artış olması durumunda yerdeğiştirme ve doğal frekans artmakta frekans oranı azalmaktadır. $c=1500$ N-s/m ve $k=30000$ N/m değerinde deplasman 2.9 cm iken, $c=2500$ N-s/m ve $k=50000$ N/m değerinde yerdeğiştirme 5 cm olarak hesaplanmaktadır. Sönümlleme

oranı, c değerinin azalmasıyla azalmaktadır. $c=2500$ N-s/m değerinde, $\zeta=0.1614$ iken $c=1500$ N-s/m değerinde, $\zeta=0.1250$ olarak azalmaktadır. Doğal frekansları karşılaştırdığımızda üst değerde $\omega_n=6,455$ iken, alt değerde $\omega_n=5$ olmaktadır. Damper parametrelerindeki artış doğal frekansı arttırmaktadır. Frekans oranı üst değerde $r=4,2489$ iken, alt değerde $r=5,4853$ olmaktadır. Damper parametrelerindeki artış ile frekans oranı azalmaktadır.

4.2 Yol Profilinin Sisteme Etkisi

Bu kısımda yol profili sinüsoidal olup ilk olarak dalga boyu ve dalga yüksekliği değiştirilerek sisteme etkisi karşılaştırıldı. İkinci çalışma olarak dalga yüksekliği sabit tutularak dalga boyu değiştirildi, sisteme etkisi karşılaştırıldı.

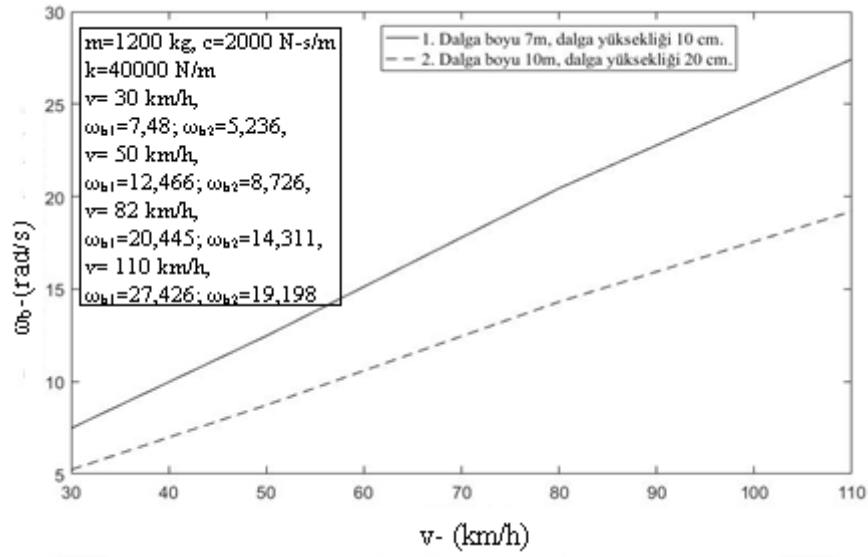
4.2.1 Yol Profilinde Dalga Boyu ve Dalga Yüksekliğinin Değişimi

Dalga boyu 10 m ve dalga yüksekliği 0,20 m olarak analiz edilerek yol profilindeki değişimin sisteme etkisi karşılaştırılmıştır. Tablo 4.1 deki değerler 7 m dalga boyu ve 0.10 m dalga yüksekliğindeki yol profilindeki davranış değerleri verilmiştir. Hesaplanan değerler Tablo (4.2)'de görülmektedir.

Tablo 4.2 Dalga boyu 10 m, dalga yüksekliği 0.2 m yol profilinde araç hızı ve kütle değişiminin yerdeğiştirme ve frekansının karşılaştırılması.

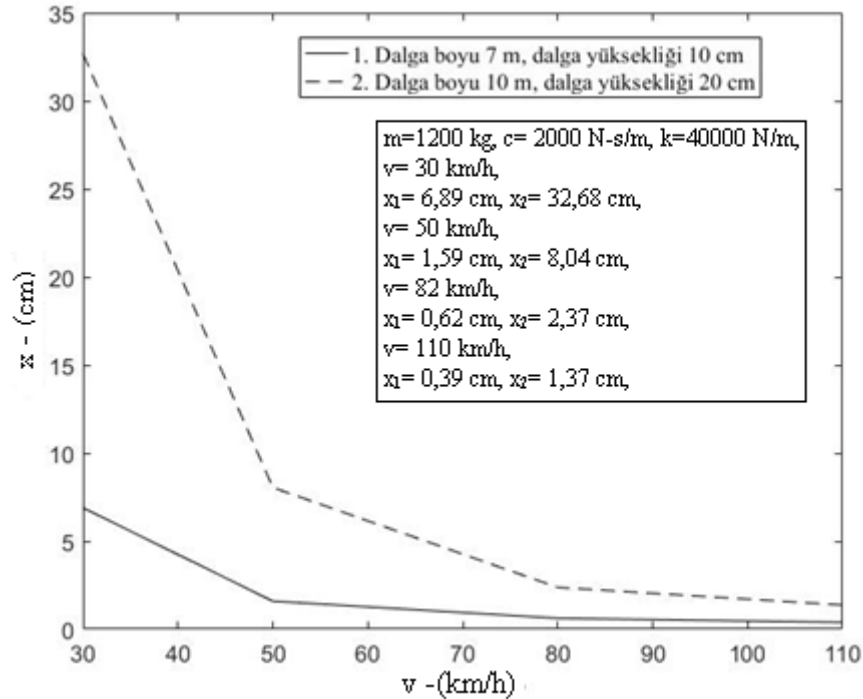
Hız (km/h)	ω_b (rad/s)	r_1	r_2	X_1 (cm)	X_2 (cm)
30	5,236	0,9069	1,0139	32,68	39,26
50	8,7266	1,5115	1,6899	8,04	5,72
82	14,3117	2,4789	2,7714	2,37	1,83
110	19,1986	3,3253	3,7178	1,37	1,08

Tablo 4.1 ile Tablo 4.2 karşılaştırması yapıldığında ω_b değerlerinde azalma olduğu görülmektedir. W_b zeminin pürüzlülüğüne ve aracın hızına bağlıdır.

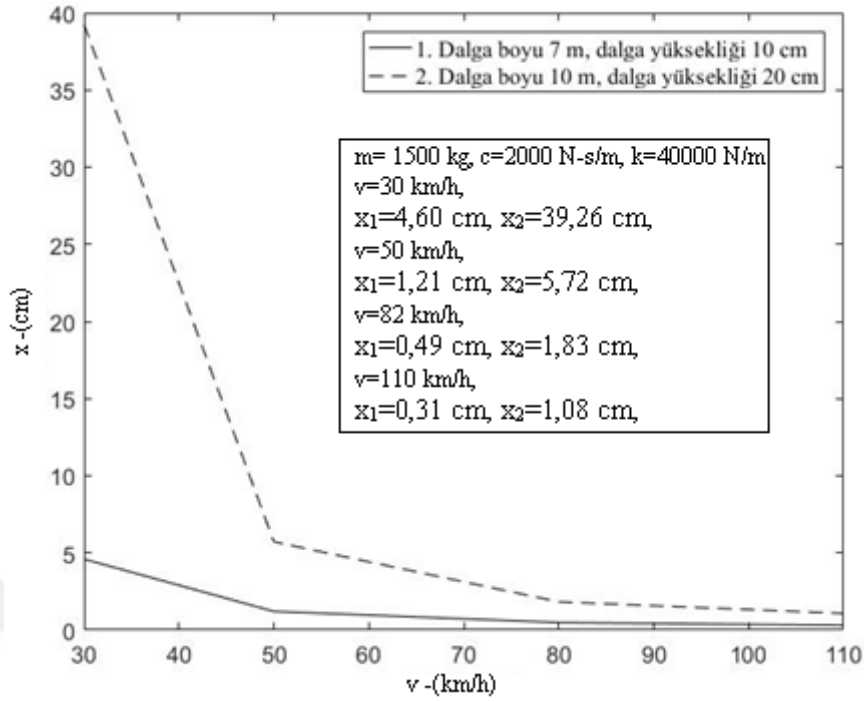


Şekil 4.11 Dalganın boyu ve dalganın yüksekliğindeki değişimin zemine frekansına etkisi.

30 km/h hızda, 7 m dalganın boyu ve 0.2 m dalganın yüksekliğinde $\omega_b=7,48$ iken ikinci durumda dalganın boyundaki uzama ve yüksekliğin artışıyla $\omega_b=5,236$ değerine düştüğü görülmektedir (Şekil 4.11).



Şekil 4.12 1200 kg araç kütlesinde, yol değişimindeki genlik-hız davranışı.



Şekil 4.13 1500 kg araç kütlesinde, yol değişimindeki genlik-hız davranışı.

1200 kg araç kütlesinde 30 km/h hızdaki ilk durumda $r_1 = 1,295$ iken ikinci durumda $r_1 = 0,9069$ olarak düşmektedir. İlk durumdaki deplasman ile ikinci durumdaki yerdeğiştirmeyi karşılaştırdığımızda ikinci durumda artış olduğu incelendiğinde görülmektedir (Şekil 4.12 ve Şekil 4.13).

Birinci durum ile ikinci durumdaki, Tepe değerinde azalma = (İkinci durum – Birinci durum) / Birinci durum. 1200 kg araç kütlesinde 82 km/h hızdaki tepe değerindeki azalma oranını bulmak istediğimizde. Tepe değerindeki azalma $= \frac{2,37-0,62}{2,37} = 73\%$. 73% oranında ikinci durumda artış olmaktadır. Dalga boyu ve dalga yüksekliğinin artmasıyla sürüş konforu azalacağını söyleyebiliriz.

4.2.2 Dalga Boyu Değişiminin Sisteme Etkisi

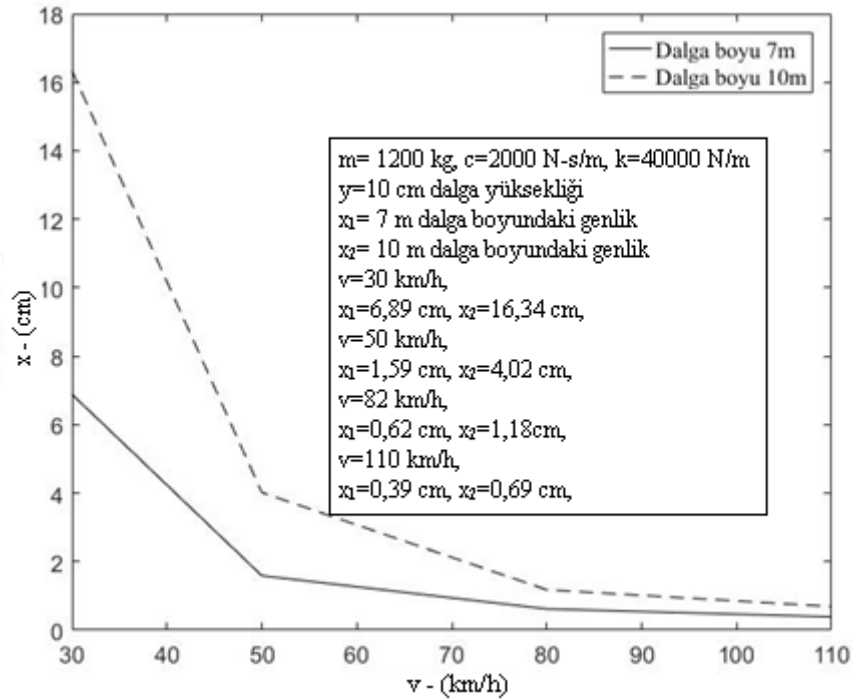
Bu kısımda dalga yüksekliği ilk durumdaki gibi 10 cm alındı. Dalga boyunu 7 m ve 10 m olarak Matlab programında hesaplanmıştır. Araç ağırlıkları 1200 kg ve 1500 kg olarak seçildi.

Tablo 4.3 Dalga boyu 10 m, dalga yüksekliği 0.1 m yol profilinde araç hızı ve kütle değişiminin yerdeğiştirme ve frekansının karşılaştırılması.

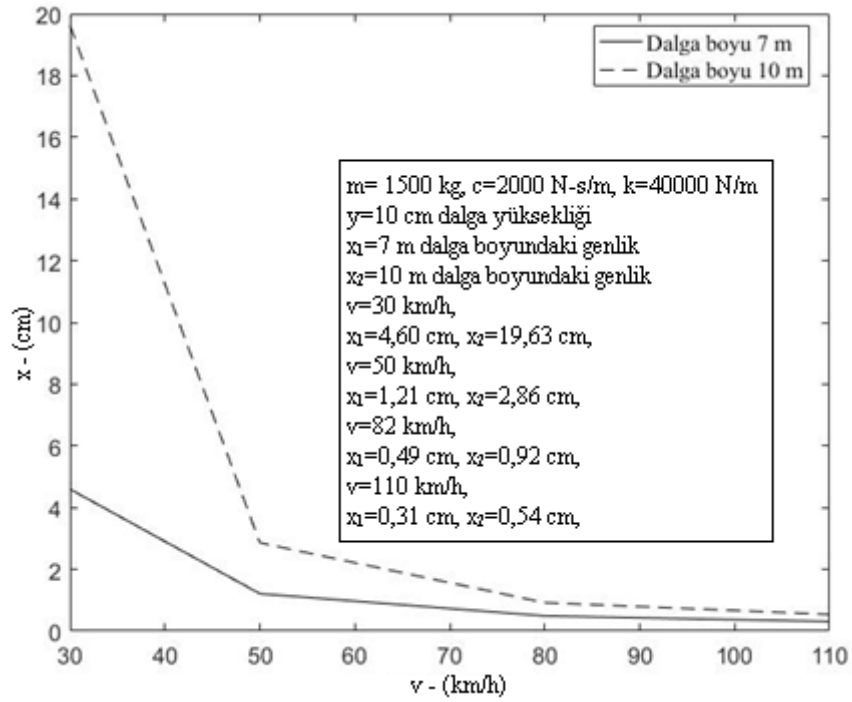
Hız (km/h)	ω_b	r_1	r_2	X_1 (cm)	X_2 (cm)
30	5,236	0,9069	1,0139	16,34	19,63
50	8,7266	1,5115	1,6899	4,02	2,86
82	14,3117	2,4789	2,7714	1,18	0,92
110	19,1986	3,3253	3,7178	0,69	0,54

Dalga boyundaki artış ile yerdeğiştirmede artış olduğu görülmektedir (Tablo 4.3). 1200 kg araç kütleğinde, 30 km/h hızda, 7m dalga boyunda $X_1= 6,89$ cm iken 10 m dalga boyunda $X_1=16,34$ cm olarak hesaplanmıştır. Dalga boyunun azalmasıyla, Deplasmandaki Azalma% = $\frac{16,34-6,89}{16,34} = 57$ % azalma olduğu görülmektedir. Dalga boyunun artımı ile ω_b % azalma = $\frac{7,48-5,236}{7,48} = 30$ % azalma olduğu görülmektedir.

Şekil 4.14’de 1200 kg araç kütleindeki, dalga boyu değişimiyle genlik değişim grafiği görülmektedir. 1500 kg araç kütleindeki, dalga boyunun değişimiyle genlik değişimi grafiği Şekil 4.15 de verilmiştir.



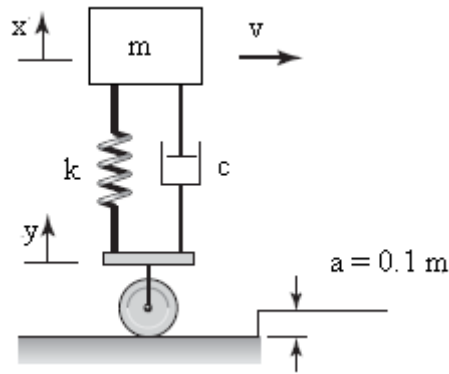
Şekil 4.14 1200 kg araç kütleinde, dalga boyu değişimindeki genlik-hız davranışı.



Şekil 4.15 1500 kg araç kütlesinde, dalga boyu değişimindeki genlik-hız davranışı.

4.2.3 Basamak Girdili Yol Profiline Araç Yanıtı

Bu kısımda basamak girdili yol profilinde aracın cevabı incelenmiştir. Şekil 4.16 araç modeli görülmektedir.



Şekil 4.16 Yol koşullarında bir adım değişikliği ile karşılaşan araba süspansiyonu

Çalışmada $m = 1200 \text{ kg}$, $k = 40000 \text{ N/m}$, $c = 2000 \text{ N}\cdot\text{s/m}$ olarak alınmıştır. Araç hızı $v = 82 \text{ km/h}$ ve $t = 0$ konumundaki araç 200 m uzaklıktaki $a = 0,1 \text{ m}$ basamak değişimi olmaktadır. Araç değiştirme yanıtını belirleyeceğiz.

Araç için temel Denklem 4.1’de verilmiştir.

$$\frac{d^2x}{dt^2} + 2\zeta\omega_n \frac{dx}{dt} + \omega_n^2 x = 2\zeta\omega_n \frac{dy}{dt} + \omega_n^2 y \quad (4.1)$$

Burada $x(t)$ aracın yer değiştirme yanıtı ve $y(t)$ temel hareketi olmaktadır. Araç adım değişimini $t_0 = (200 \text{ m}) \times (360 \text{ s/hr}) / (82 \times 10^3 \text{ m/hr}) = 8,780 \text{ s}$, temel hareket karakteri adım değişimi ile tanımlandığında

$$y(t) = au(t - t_0) \quad (4.2)$$

Yer değiştirme tepkisini belirlemek için sistemin çözümünü bulmamız gerekir.

$$\frac{d^2x}{dt^2} + 2\zeta\omega_n \frac{dx}{dt} + \omega_n^2 x = 2\zeta\omega_n a\delta(t - t_0) + \omega_n^2 u(t - t_0) \quad (4.3)$$

Bir step fonksiyonunun türevinin impuls fonksiyonu olduğu gerçeğinden faydalandık; yani,

$$\frac{du(t - t_0)}{dt} = \delta(t - t_0) \quad (4.4)$$

Verilen parametre değerleri için, sönümleyici faktörü

$$\zeta = \frac{2000}{2 \times \sqrt{40000 \times 1200}} = 0,1443$$

Zayıf sönümlü sistem $0,4082 < 1$ olduğu görülmektedir. Yerdeğiştirme cevabı

$$\begin{aligned} x(t) &= \frac{2\zeta a}{\sqrt{1 - \zeta^2}} e^{-\zeta\omega_n(t - t_0)} \sin(\omega_d(t - t_0)) u(t - t_0) \\ &+ a \left[1 - \frac{e^{-\zeta\omega_n(t - t_0)}}{\sqrt{1 - \zeta^2}} \sin(\omega_d(t - t_0) + \varphi) \right] u(t - t_0) \end{aligned} \quad (4.5)$$

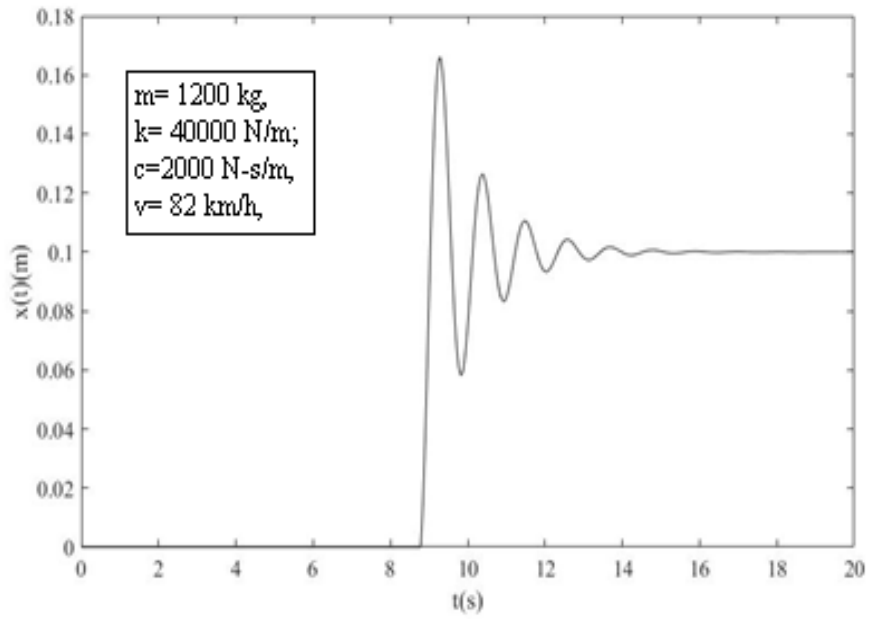
Burada adım fonksiyonu $u(t - t_0)$, adımın yalnızca $t \geq t_0$ için yanıt etkilediğini gösterir. Verilen parametre değerleri için

$$\omega_n = \sqrt{\frac{40000 \text{ N/m}}{1200 \text{ kg}}} = 5,7735 \text{ rad/s}$$

$$\omega_d = 5,7735\sqrt{1 - 0,4082^2} = 5,7130 \text{ rad/s}$$

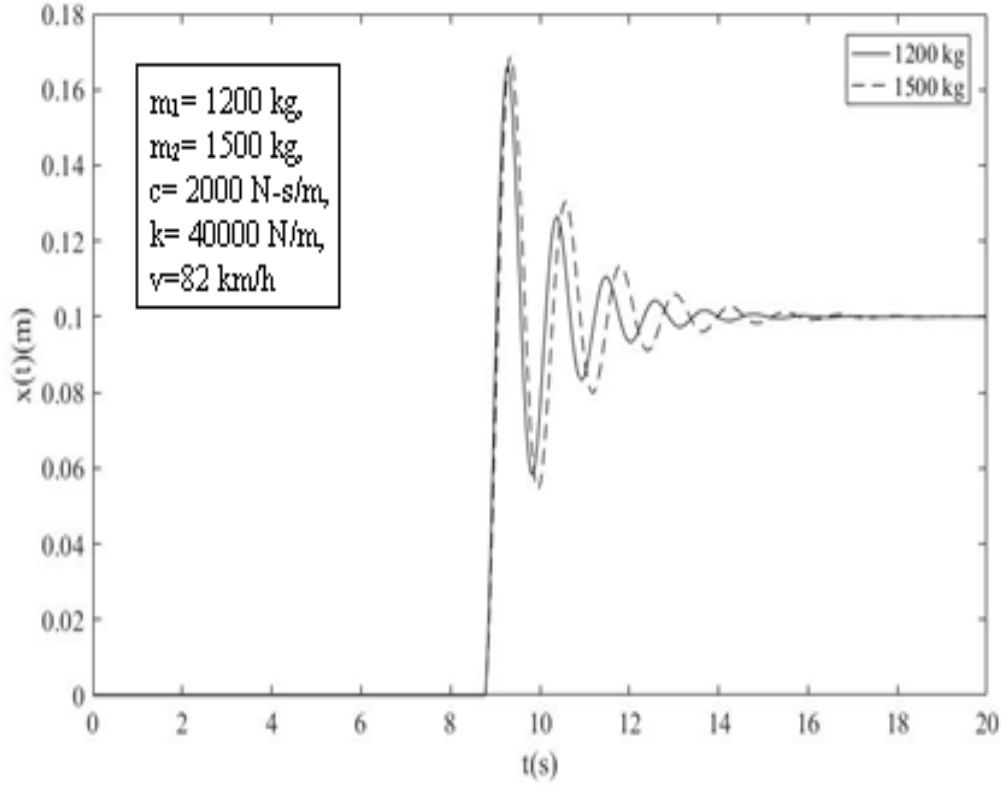
$$\varphi = \tan^{-1} \frac{\sqrt{1 - 0,1443^2}}{0,1443} = 1,4260 \text{ rad}$$

Bu değerlerin Denklem 4.5 de yerine koyulması ve $a = 0.1 \text{ m}$ ve $t_0 = 8,7805$ belirtilmesiyle, Şekil 4.16'de belirtilen aracın yer değiştirme tepkisinin grafiği Şekil 4.17'de görülmektedir.



Şekil 4.17 Aracın yer değişimini karayolundaki değişime bağlı olarak değiştirmesi.

Araç tepkisi, adımdan kaynaklanan ani değişiklikten önce $x = 0$ denge pozisyonundadır. Yol kotunda meydana gelen ani değişiklikle bu karşılaşma, bir süre sonra ortaya çıkan yanıtta geçici sonuçlar üretmekte ve araç yanıtı, $x = a$ pozisyonuna yeni yerleşmektedir (Şekil 4.17).



Şekil 4.18 Kütle değişimi ile aracın yer değişimini karayolundaki değişime bağlı olarak değiştirmesi.

Kütle artışına bağlı olarak yerdeğiştirmede bir miktar artma olduğu görülmektedir. Sinüzoidal yol profilinde kütle artışı ile yerdeğiştirme düşmekte (Tablo 4.1), seyir halinde ani bir adım ile karşılaşıldığında kütle artışı yerdeğiştirmeyi arttırmakta (Şekil 4.18).

Grafikleri almakta kullandığımız Matlab kodu:

```
%% analytical solution
```

```
%m=1200;
```

```
%m=1500;
```

```
k=50000;
```

```
c=2000;
```

```
v=82;
```

```
a=0.1;
```

```
L=200;
```

```
t0=L*(3600/(v*10^3));
```

```

zeta=c/(2*sqrt(m*k));
wn=sqrt(k/m);
wd=wn*sqrt(1-zeta^2);
theta=atan((1-zeta^2)/zeta);
f0=2*a*zeta*wn*m;
t=0:0.01:20;
Heaviside=stepfun(t,t0); % define Heaviside step function for 0<t<12
xt = (2*zeta*a)/(sqrt(1-zeta^2));
xt = xt * exp(-zeta*wn*(t-t0)).*sin(wd*(t-t0));
xt = xt .* Heaviside;
xt = xt + a * ( 1-( exp(-zeta*wn*(t-t0)))/sqrt(1-zeta^2) .*sin(wd*(t-t0)+theta) ) .*
Heaviside;
plot(t,xt);
xlabel('t(s)')
ylabel('x(t)(m)')
hold on

```

olarak hazırlanmıştır. Parametrelerde değişiklikler yapılarak hesaplamalar yapılabilir, elde edilen değerler karşılaştırılabilir.

4.3 Kütle Artışının Hesaplama Parametrelerine Etkisi

Kütle artışının sinüzoidal yol profilinde deplasmanı azalttığı, basamak ile karşılaşıldığında yerdeğiştirme bir miktar arttırdığı bilinmektedir. Sinüzoidal yol profilinde kütle değişimi, doğal frekansı, doğal frekansa bağlı frekans oranını ve doğal frekansa bağlı sönümlleme oranını etkilemektedir. Basamak ile karşılaştığında, sönüm oranına bağlı faz açısını ve sönümlleme frekansını etkilemektedir.

1200 kg ve 1500 kg ağırlıklı araç kütlesi için çalışma yapıldığında, Tablo 4.4 ve Tablo 4.7 de verilen değerler elde edilmektedir.

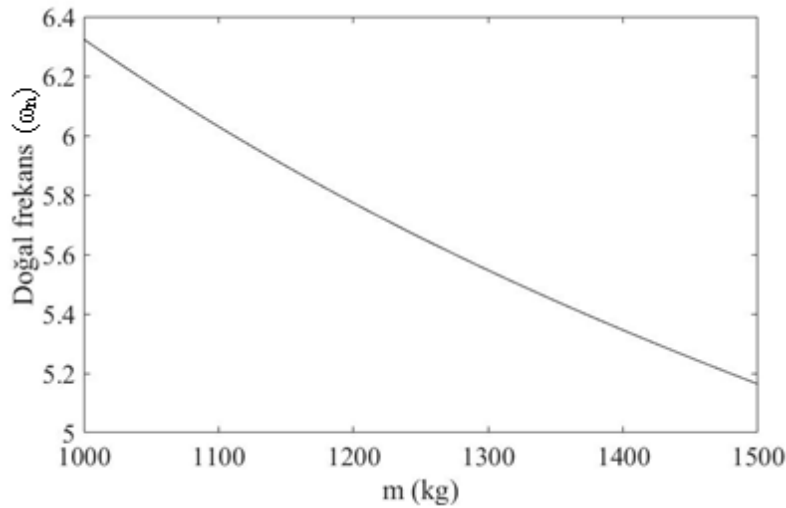
Tablo 4.4 Sinüzoidal yol profilinde kütle değişiminin parametrelere etkisi.

$v = 82 \text{ km/h, } L=10 \text{ m, } h=10 \text{ cm}$	1200 kg	1500 kg
$\omega_n = \sqrt{k/m}$	5,7735	5,1640
$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{mk}}$	0,1443	0,1291
$r = \frac{\omega_b}{\omega_n}$	2,4789	2,7714

Araç kütlesi 1200kg dan 1500 kg olması durumunda, kütle artışına bağlı olarak parametrelerde artmalar ve azalmalar olmaktadır. Doğal frekansta $\omega_n \% = \frac{5,7735-5,1640}{5,7735} = 10 \%$ azalma, sönüm oranında $\zeta \% = \frac{0,1443-0,1291}{0,1443} = 10 \%$ azalma, frekans oranında $r\% = \frac{2,7714-2,4789}{2,7714} = 10 \%$ artma olmaktadır (Tablo 4.4).

Tablo 4.5 Sinüzoidal yol profilinde kütle – doğal frekans değerleri.

m (kg)	ω_n
1000	6,324
1100	6,030
1200	5,773
1300	5,547
1400	5,345
1500	5,164

**Şekil 4.19** Sinüzoidal yolda kütle – doğal frekans değişim grafiği.

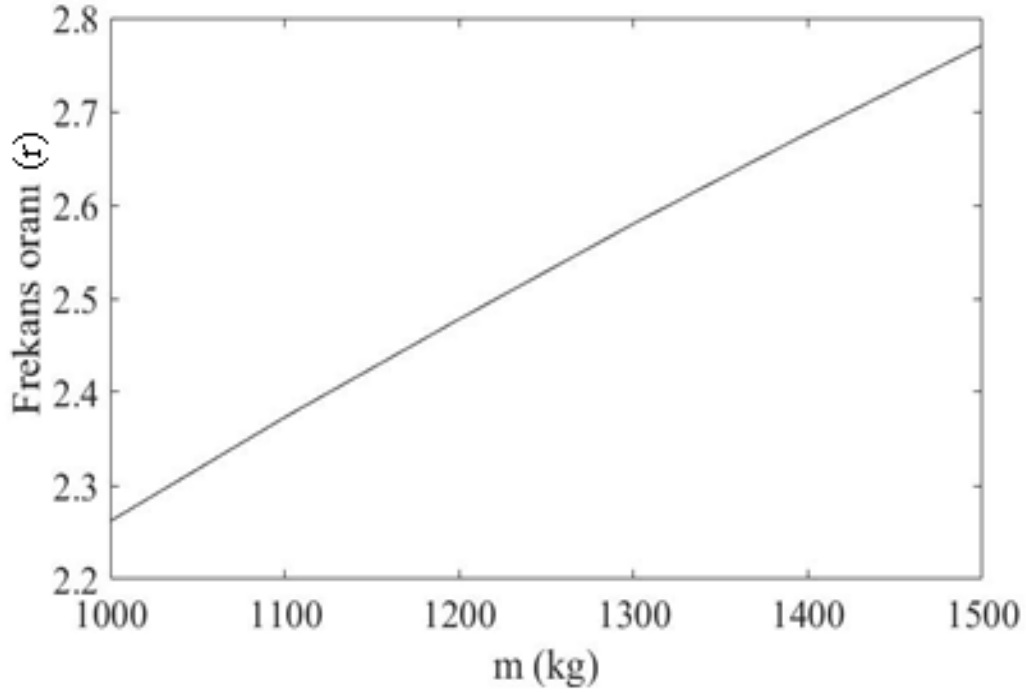
Kütle artışı ile doğal frekans düşmektedir (Şekil 4.19). 1000 kg araç kütlesinde doğal frekans 6,324 iken 1100 kg araçta 6,030 değerine düşmektedir. $\frac{6,324-6,030}{6,324} = 4\%$ azalma olmaktadır. Araç kütlesi 1200 kg olduğunda doğal frekans 5,773 olmaktadır..

100 kg artış ile $\frac{6,030-5,773}{6,030} = 4\%$ azalma olduğu görülmektedir (Tablo 4.5).

Kütle ve doğal frekans ters orantılı değişmektedir. Kütle arttıkça doğal frekans azalmaktadır.

Tablo 4.6 Sinüzoidal yol profilinde kütle – frekans oranı değerleri.

m (kg)	r
1000	2,262
1100	2,373
1200	2,478
1300	2,580
1400	2,677
1500	2,771



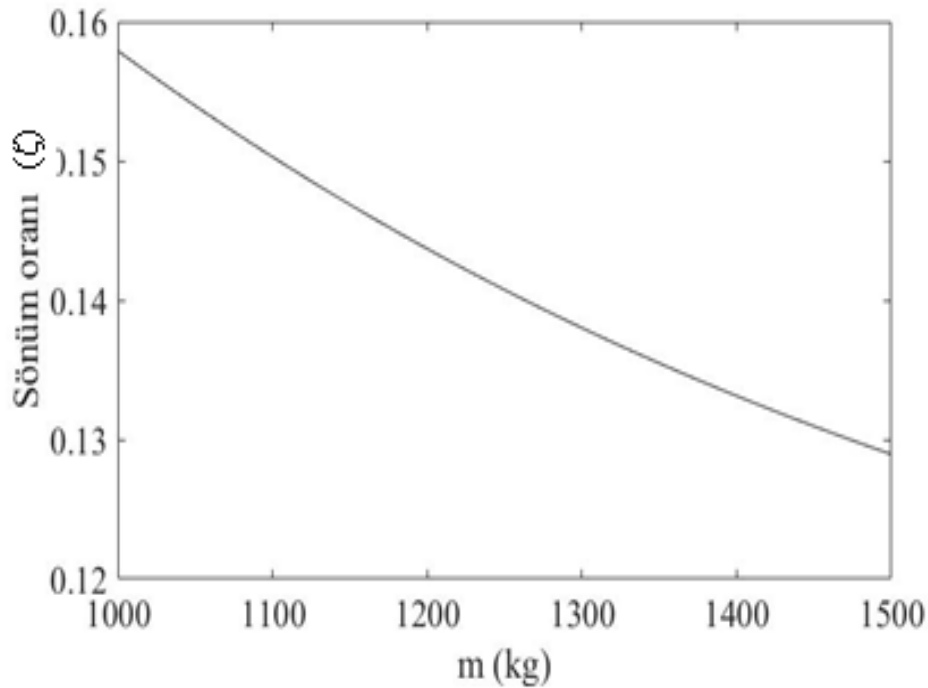
Şekil 4.20 Sinüzoidal yolda kütle – frekans oranı değişim grafiği.

Kütle artışına bağlı olarak frekans oranında artış olmaktadır (Şekil 4.20). 1000 kg araç kütlesinde 2,262 iken 1100 kg da 2,373 olmaktadır. Her 100 kg artış ile aynı oranda artış olmaktadır. Kütledeki 100 kg lık azalma ile doğal frekansın düşmesine bağlı olarak, frekans oranında %4 - %3 azalma olduğu görülmektedir (Tablo 4.6).

Tablo 4.7 Sinüzoidal yol profilinde kütle – sönümleme oranı değerleri.

m (kg)	ζ
1000	0,158
1100	0,150
1200	0,144
1300	0,138
1400	0,133
1500	0,129

Sönüm oranı ζ , sönüm sabiti c ve kritik sönüm sabiti c_c değerine göre değişmektedir. C_c ise sistemin özelliğine bağlıdır.



Şekil 4.21 Sinüzoidal yolda kütle – sönüm oranı değişim grafiği.

Kütle artışı ile sönümleme oranı düşmektedir (Şekil 4.21). 1000 kg kütleli araçta sönümleme oranı 0,158 iken araç kütlesi 100 kg artırılmasıyla sönümleme oranı 0,150 olmaktadır. %5 azalma olmaktadır. 1100 kg dan 1200 kg çıktığında %4 azalma olmaktadır. 1300 kg dan 1400 kg çıktığında azalma oranı %3 olmaktadır. 1000 kg ile 1500 kg arasında 100 kg kütle artışı sönümleme oranını %4 ile %3 arasında azaltmaktadır (Tablo 4.7).

Tablo 4.8 Basamak yol profilinde kütle değişiminin parametrelere etkisi.

$v = 82 \text{ km/h, } L=200 \text{ m, } h=10 \text{ cm}$	1200 kg	1500 kg
$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}$	5,7130	5,1208
$\varphi = \tan^{-1} \frac{\sqrt{1 - \zeta^2}}{\zeta}$	1,4260	1,4413

ω_d , kütle artışı ile düşmekte, φ , kütle artışıyla düşmektedir (Tablo 4.8).

4.4 Sönümleme Oranının Sisteme Etkisi

ζ parametresi hesaplamalarda önemli bir yere sahiptir. Parametreyi etkileyen parametreler; c , m ve k değerleridir. $\zeta = \frac{c}{2\sqrt{mk}}$ denkleminde, c değerinin artmasıyla ζ değeri artmakta, m ve k değerlerinin artmasıyla ζ değeri düşmektedir.

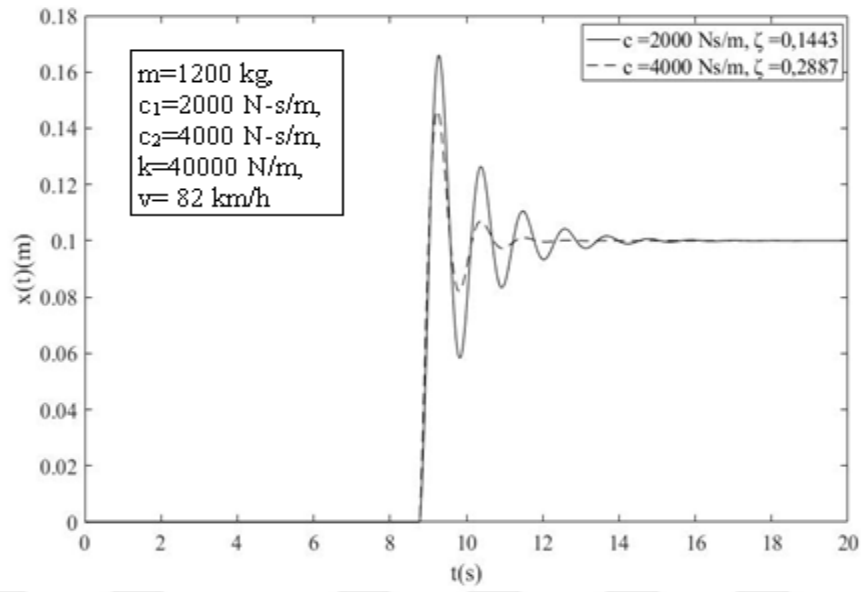
Yerdeğiştirmeye etkisini görmek için sinüzoidal yol profilinde hesaplama yapıldı ve Tablo 4.9 daki yerdeğiştirme değerleri elde edildi. Hesaplama, $v = 82 \text{ km/h}$, $m=1200 \text{ kg}$ araç kütlesi, $c_1= 2000 \text{ N-s/m}$ ve $c_2 = 4000 \text{ N-s/m}$, $k = 40000 \text{ N/m}$ olarak sabit tutuldu. Ayrıca c değerinin sisteme etkisi de elde edilmektedir. Hesaplama sonucunda;

Tablo 4.9 Sinüzoidal yol profilinde c değişiminin ζ ve deplasmana etkisi.

$c \text{ (Ns/m)}$	ζ	$X \text{ (cm)}$
2000	0,1443	1,18
4000	0,2887	1,63

ζ değerinin artımı ve c değerinin artması, yerdeğiştirmede artış olarak görülmektedir (Tablo 4.9). $c = 2000 \text{ N-s/m}$, $\zeta = 0,1443$ değerinde $x = 1,18 \text{ cm}$ iken, $c = 4000 \text{ N-s/m}$, $\zeta = 0,2887$ değerinde $x = 1,63 \text{ cm}$ olarak hesaplanılmıştır. c değerinin iki katı artış ζ değerinde de iki katına çıkarmıştır. $x \% = 38 \%$ yerdeğiştirmede artış olmaktadır.

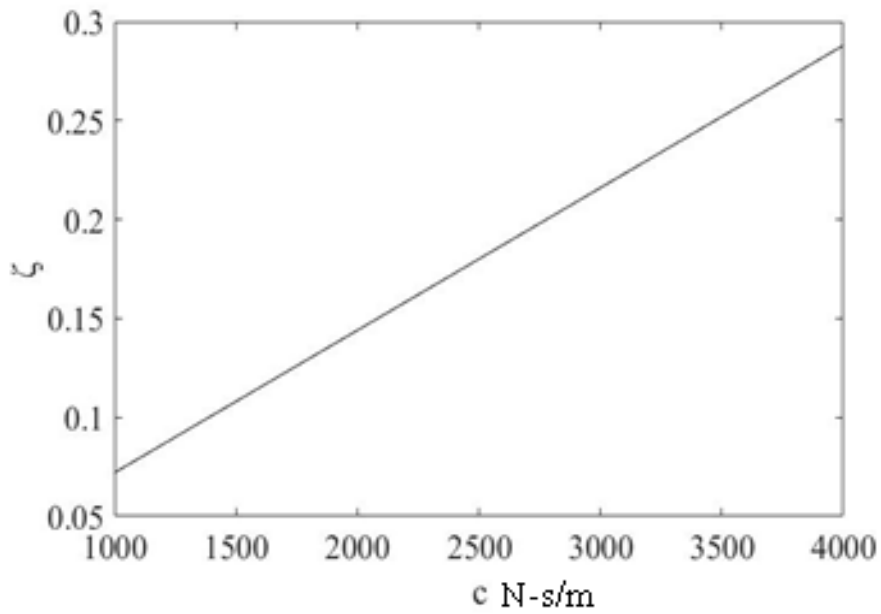
Basamak girdili yol probleminde hesaplama tekrar yapıldığında, c ve ζ değerindeki artış sonucu basamak çıkarken yerdeğiştirmeyi düşürdüğü görülmektedir (Şekil 4.22).



Şekil 4.22 Basamaklı yolda c ve ζ değerlerinin deplasmana etkisi.

Tablo 4.10 Sönümleme sabiti – sönümleme oranı değerleri.

c N-s/m	ζ
1000	0,072
1500	0,108
2000	0,144
2500	0,180
3000	0,216
3500	0,252
4000	0,288

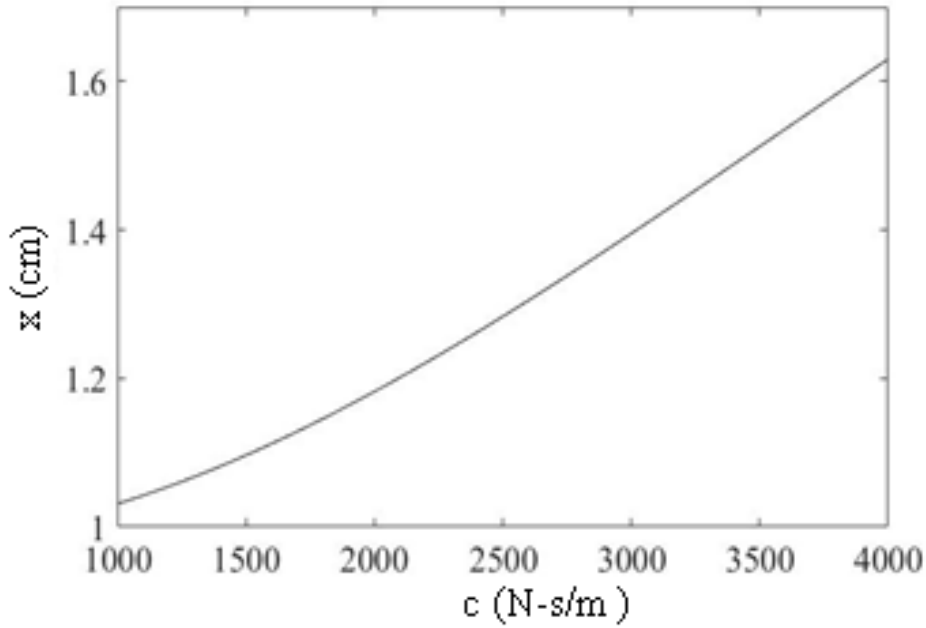


Şekil 4.23 c – ζ değişimi.

Sönümlleme sabitinin artması ile sönümlleme oranında artış olduğu görülmektedir (Şekil 4.23). Sönümlleme sabiti 1000 olan araçta, ζ değeri 0,072 iken 1500 olan araçta ζ değeri 0,108 olmaktadır. 500 değer artışı ζ değerini 0,036 arttırmaktadır (Tablo 4.10).

Tablo 4.11 Sönümlleme sabiti – Konum değerleri.

c N-s/m	x cm
1000	1,03
1500	1,10
2000	1,18
2500	1,28
3000	1,40
3500	1,51
4000	1,63

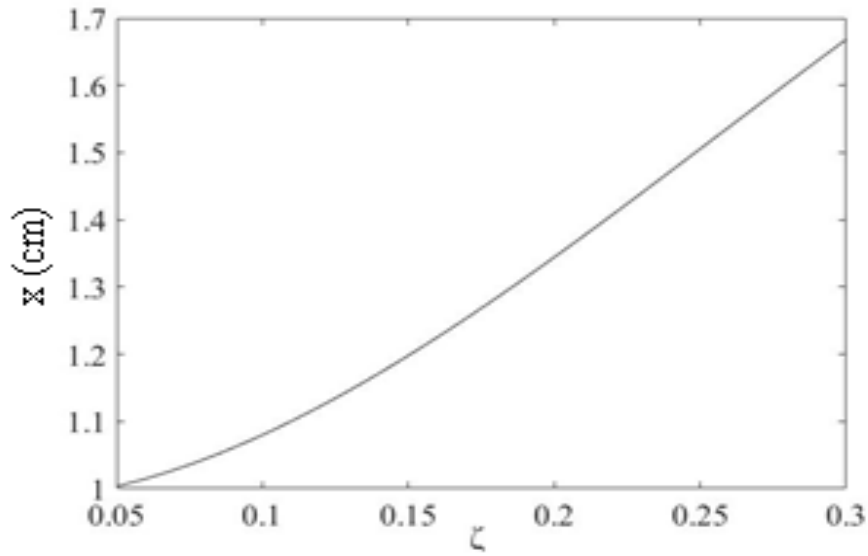


Şekil 4.24 c – x değişimi.

c değerinin artması ile yerdeğiştirmede artış olduğu görülmektedir (Şekil 4.24). Sönümlleme sabiti 1000 N-s/m değerinde deplasman 1,03 cm iken 1500 N-s/m'e çıkarıldığında yerdeğiştirme 1,10 cm olduğu görülmektedir (Tablo 4.11). Sönümlleme sabiti 4000 N-s/m den 1000 N-s/m'e düşürüldüğünde yerdeğiştirmede %36 azalma olmaktadır.

Tablo 4.12 ζ – Konum değerleri.

ζ	x cm
0,072	1,03
0,108	1,10
0,144	1,18
0,180	1,28
0,216	1,40
0,252	1,51
0,288	1,63

**Şekil 4.25** ζ – x değişimi.

Yay sabitinin kisi değerini ve yerdeğiştirmedeki etkisini görmek için, $c=2000$ N-s/m değerinde, $k_1 = 40000$ N/m ve $k_2 = 60000$ N/m alınarak artış sonucundaki değişimi sinüzoidal yol profili için Tablo 4.14 de verilen değerler elde edilmektedir.

Tablo 4.13 Sinüzoidal yol profilinde k değişiminin ζ ve deplasmana etkisi.

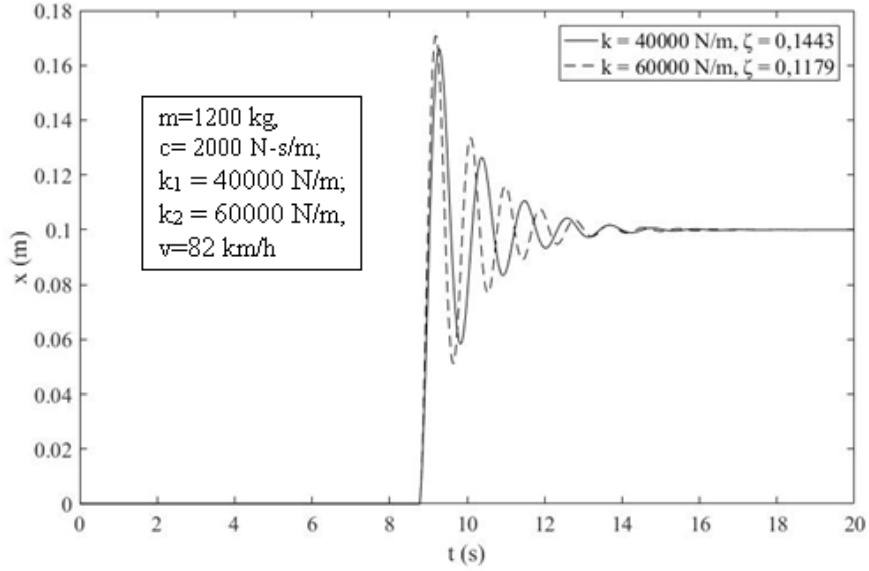
k (N/m)	ζ	x (cm)
40000	0,1443	1,18
60000	0,1179	1,77

k değerinin artımı ile sönümlleme oranında ζ % azalma = $\frac{0,1443-0,1179}{0,1443} = 18$ % azalma

olmaktadır. Sönümlleme oranının azalmasıyla yerdeğiştirme X % artma = $\frac{1,18-1,77}{1,18} =$

50 % artma olmaktadır (Tablo 4.14).

Aynı değerleri kullanarak basamak ile karşılaşan araçtaki yerdeğiştirme davranışı görülmektedir. k sabitinin artmasıyla yerdeğiştirme artmaktadır. Salınım süresi azalmaktadır (Şekil 4.26).



Şekil 4.26 Basamaklı yolda k ve ζ değerlerinin yerdeğiştirmeye etkisi.

Yay katsayısı küçük olanın sönüm oranı büyük, yay katsayısı büyük olanın sönüm oranı küçüktür. Bu şartlarda her iki eğrinin genliği birbirine yakındır. Titreşim periyotlarında aynı periyot sonrası son bulmaktadır. Şekil 4.26 incelendiğinde genlikte küçük değişimler vardır.

5. SONUÇ

Araçlarda yol pürüzlülüğünden dolayı sürücülere gelen ve yolcuya gelen titreşimler problem olmuştur. Sürücü ve yolcu olumsuz yönde titreşimlerden etkilenmektedir. Araçların seyir halinde yoldaki pürüzlükten dolayı zeminden aldıkları uyarı kuvvetleri araçta bulunan süspansiyon sisteminde bir kısmı sönümlenir kalan kısmı ise sürücü ve yolculara iletilir. Araçların süspansiyon sistemleri pasif yalıtım sistemi ve aktif yalıtım sistemi diye iki çeşittir. Aktif yalıtım sistemi pahalı olmasından dolayı çoğu araçta kullanılmaz. Özel yapımlı araçlarda kullanılmaktadır. Bu yüzden araçların çoğunda pasif yalıtım sistemi kullanılmaktadır. Pasif yalıtım sisteminin üç temel ögesi vardır. Kütle, yay katsayısı ve sönüm sabitidir. Bunlar bir biri ile uyumlu olmalıdır. Yani kütlenin hareketini karakterize eden, yaylanma ve sönüm sabitidir. Kütlenin hareketini bu iki değer azaltır veya artırır.

Bu yüzden süspansiyon sisteminin tasarımında araç kütlesi dikkate alınarak, analitik ve deneysel yollar ile titreşim büyüklüğü belirlenir. Sönüm sabiti ve yay katsayısı değerleri tespiti yapılır. Süspansiyon sistemi alttan gelen uyarı kuvvetlerini izole eder, yutar veya filtre eder. Yol pürüzlülükleri bu çalışmada önemli bir parametre olarak ele alınmıştır. Çünkü aracın titreşim genliğini etkileyen yer pürüzlülüğüdür. Bu çalışmada yer pürüzlülüğü periyodik bir eğri gibi düşünülmüştür, hatta sinüs eğrisi formatında kabul edilmiştir. Genelde bilimsel çalışmalarda yer pürüzlülüğü değerleri sinüs eğrisi olarak kabul edilir. Yer pürüzlülüğünün ölçüm değerleri foriyer serisi kullanılarak, analitik olarak hesaplandığında toplam eğrinin periyodik bir eğriye eşdeğer olduğu görülmüştür. O yüzden bilimsel çalışmalarda sinüs eğrisinin kullanılması uygun olduğu görüşü ortaya atılmıştır. Araçların konforunu belirleyen süspansiyon sistemidir. Yolcunun araçta rahatını ve uzun süre yorulmadan dinç kalmasını belirleyen süspansiyon sistemidir. Süspansiyon sistemi aracın sönümlü dairesel frekansını etkilemektedir.

Aynı zamanda genliğini, hızını ve ivmesinide etkiler. Daha doğrusu kasisten uyarı frekansı sonucunda aracın denge konumu etrafındaki zamana bağlı bütün değişimleri belirleyen süspansiyon sistemidir. Dengesiz veya düzensiz bir süspansiyon sistemi ile düzenli iyi tasarlanmış süspansiyon sistemi arasında fark vardır. Yüksek ivme üreten bir

süspansiyon sistemi yolcuları yorar. Dünya sağlık örgütünün yaptığı bir çalışmada, yüksek ivmeye maruz kalan yolcunun yorgunluk sınırına kısa sürede gireceği, düşük ivme ile seyahat eden bir yolcunun yorgunluk sınırına girme süresi daha uzun olacağı belirtilmiştir. Yani aynı araçta yüksek ivmeli bir yolcu üç saat sonra yorgunluk sınırına girer ise düşük ivmeli bir seyahatte yolcu beş saatte yorgunluk sınırına girebilir. Yorgunluk sınırı, yolcudaki enerji kaybıdır. Vücutta yorgunluk başlama sınırıdır. Vücutta bitkinlik gibi hatta kaslarda laktik asitin birikmesi olarak tanımlanan olgudur. Bu yüzden uygun süspansiyon sistemi tasarlayarak yorgunluk sınırını arttırmak gerekir.

Bu çalışmada, araç süspansiyon sistemi üzerinde LMS Amesim programı kullanılarak araç değerleri ve yol pürüzlülük şartları göz önüne alınarak grafikler çizilmiştir. Değişkenler artırılarak ve azaltılarak farklı sonuçlara ulaşılmıştır. Ayrıca analitik olarak bu parametreler incelenmiş, oluşturulan matematiksel modeller Matlab ile çözümlenmiştir. Her iki sonuçlar birbiri ile karşılaştırılmış buna göre elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi çıkar.

Grafiklerde, kütle, hız, ivme ve yer değiştirme gösterilmiştir. Kütle değeri artar ise ivme, yerdeğiştirme ve hız değerlerinin düştüğü görülmüştür. Kütle değeri azalır ise bu değerlerin arttığı görülmektedir. Aynı zamanda aracın hız değerinin artması ile araç genliğinin düştüğü görülmüştür. Zemin uyarı frekansı aracın hızına bağlı olarak bulunmaktadır. Bu değer hız ile orantılı olarak değişmektedir. Yol pürüzlülüğü zemin uyarı frekansını etkilemektedir. Yol pürüzlülüğünün artması frekans değerinde arttırmaktadır. Yol pürüzlülük değerinin yüksekliği ve dalga boyu olarak bilinen periyodu iki şekilde değişken olarak göz önüne alınır ise periyodun uzunluğu da uyarı frekansını etkilemektedir. Yol pürüzlülük değeri genlik bakımından artar ise aracın düşey yöndeki zıplamasında arttırmaktadır. Araç genliği ve hızı hiperbolik olarak değişmektedir. Yani birinin artması ile diğeri azalmaktadır.

Yer değiştirme zaman eğrisinde, sönüm oranına göre hareketin bitmesi bunun içinde sönüm oranı azalır ise hareket uzun süre devam etmekte, sönüm oranı artar ise hareket kısa sürede son bulmaktadır. Kütle ile doğal frekan arasında da önemli bir bağın olduğu görülmüştür. Kütle arttıkça, doğal frekansın azaldığı görülmüştür. Kütlesi fazla olan bir

aracın doğal frekansının azalacağı bilgisine ulaşılmıştır. Yay sabiti doğal frekans ile orantılı olarak değişmektedir. Yay sabitinin artması ile doğal frekansın arttığı görülmüştür. Bu değişimler doğrultusunda da süspansiyon sisteminin araç kütlesini kontrolde çok önemli bir görev üstlendiğini görmekteyiz. Süspansiyon sistemi üzerindeki kütle, yay ve sönümleme elemanı istenen hareketi elde etmek için uygun değerlerden oluşması gerektiği kanaatine varılmıştır. Sönüm sistemi, araç kütlesine göre seçilmelidir. Yay katsayısı da kütle ve sönüm elemanına göre seçilmelidir. Bilindiği gibi yaylanma potansiyel enerji depolamakta, enerji değişimi sırasında sistemdeki hareketi sönüm elemanı durdurmaya çalışmaktadır. Bundan dolayı kütle, yay katsayısı ve sönüm elemanı birlikte tasarımı yapılmalıdır.



6. KAYNAKLAR

- Akkaya, A. V., Sağırılı, A. ve Boğuçlu M. E. (2004). Taşıt süspansiyon sisteminin kendini ayarlayabilen bulanık mantık ile kontrolü. *Sigma Mühendislik ve Fen Bilimleri Dergisi*, 2: 82-90.
- Alarçın F. (1999). Dört Tekerli Tahrikli Bir Aracın Aktif ve Pasif Süspansiyon Sisteminin Dinamik İncelenmesi ve Performanslarının Karşılaştırılması. Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Altun, Y. (2017). Çeyrek taşıt aktif süspansiyon sistemi için LQR ve LQI denetleyicilerinin karşılaştırılması. *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, 5: 61-70.
- Ayçiçek T. (2002). Bir Taşıt Seyir Dinamiği Modeli. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Boyalı A. (2002). Yol Taşıtları Ön Süspansiyon Sistemlerinin Bilgisayar Destekli Analizi ve Optimizasyonu. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Büyükördek C. (2011). Bir Hidropnömatik Süspansiyon Sisteminin Modellenmesi ve Analizi. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Çakan A. (2013). Karayolu Taşıtları Süspansiyon Sisteminde Aktif Titreşim Kontrolü. Yüksek Lisans Tezi, Selçuk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya.
- Çakan, A., Botsalı, F. ve Tınkır, M. (2015). Çeyrek Araç Modelinde PID ve Bulanık Mantık Kontrolcü ile Aktif Titreşim. Uluslararası Katılımlı 17. Makina Teorisi Sempozyumu, İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü, İzmir, 14-17 Haziran, 401-404.
- Çakır Ç. (2006). Pasif ve Yarı- Aktif Kamyon Kabini Süspansiyon Sistemleri Tasarımı ve Optimizasyonu. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Çalışkan, M. ve Bayram, E. (2014). Bir Arazi (Off-Road) Aracı Süspansiyon Sisteminin Dinamik Analizi ve Optimizasyonu. I. Uluslararası Endüstriyel Tasarım Mühendisliği Sempozyumu, Karabük Üniversitesi, Karabük, 8-9 Mayıs, 210-216.

- Çay C. İ. (2006). Tarım Traktörleri Sürücü Koltukları Titreşim Sönümleme Elemanları Üzerine Bir Araştırma. Doktora Tezi, Ankara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Çetinkaya, S. (2014). Taşıt Mekaniği. Nobel Akademik Yayıncılık Eğitim Danışmanlık Tic. Ltd. Şti, 7. Baskı, İstanbul, Türkiye.
- Çoban A. (2010). Paletli Araçlarda Süspansiyon Sisteminin Modellenmesi ve Optimizasyonu. Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Üniversitesi, Sakarya.
- Çotur (2010). Araçlarda Kullanılan Amortisörlerin Bilgisayar Destekli Valf Tasarımı, Uygulaması ve Performans Testleri. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- Delen G. (2014). İki Serbestlik Dereceli Aktif Süspansiyon Sisteminin Kontrolü. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Delen, G. ve Taşkın, Y. (2013). İki Serbestlik Dereceli Aktif Süspansiyon Sistemi için Benzetim Modeli Doğrulaması ve PID Kontrolcü Uygulaması. Türk Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı, İnönü Üniversitesi, Malatya, 26-28 Eylül, 811-816.
- Demir, C. (2004). Altı tekerlekli taşıtın deneysel ve teorik olarak frekans analizi, dinamik absorber uygulaması. *Havacılık ve Uzay Teknolojileri Dergisi*, **4**: 27-40.
- Demir, C. ve Tahralı, N. (2005). Altı tekerlekli taşıtın dinamik analizi. *Havacılık ve Uzay Teknolojileri Dergisi*, **2**: 1-14.
- Doğan, H., Kaplan, K., Kuncan, M. ve Ertunç H. M. (2015). Araç Süspansiyon Sistemi Kontrolüne PID ve Bulanık Mantık Yaklaşımları. Türk Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı, Pamukkale Üniversitesi, Denizli, 10-12 Eylül, 699-704.
- Emekli M. E. (2008). Hafif Ticari Bir Araç İçin Yarı- Aktif Süspansiyon Sistemi Tasarımı. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Ercan, Y. (2003). Mühendislik Sistemlerinin Modellenmesi ve Dinamiği. Literatür Yayınları, 2. basım, İstanbul, Türkiye.
- Ergin T. (2013). Manyetoreolojik (MR) Sıvılı Yarı- Aktif Bir Amortisörün Tasarımı ve

- Prototip İmalatı. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Erol, B. ve Delibaşı, A. (2014). Aktif Süspansiyon Sistem Modelinin Kestirimi. Türk Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı, Kocaeli Üniversitesi, Kocaeli, 11-13 Eylül, 207-212.
- Esen, İ. ve Koç, M. A. (2015). Esnek Bir Yapı Üzerinde Yol Pürüzlülüğüne Bağlı Olarak Araç Lastik Sertliğinin Yolcu Konforu Üzerine Etkisinin Dinamik Analizi. Uluslararası Katılımlı 17. Makina Teorisi Sempozyumu, İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü, İzmir, 14-17 Haziran, 504-512.
- Eski İ. (2007). Yapay Sinir Ağı Denetim Organı Kullanarak, Taşıtlarda Aktif Süspansiyon Sistemi Kontrolü. Doktora Tezi, Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri.
- Gögen E. (2014). 8x8 Tekerlekli Taktik Aracın Kabin Süspansiyon Sistemi Tasarımı. Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.
- Gözütok M. (2010). Otobüslerde Seyir Konforunun Bulanık Mantıklı Kontrolcü Kullanılarak İyileştirilmesi. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Güler D. (2006). Çift Enine Yön Verici Askı Sisteminin Dinamik Analizi. Yüksek Lisans Tezi, İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü, Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.
- Gündüz S. (2010). Taşıtlarda Aktif Süspansiyon Sistemi Kontrolü. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Inman, D. J. (2007). Engineering Vibration. Pearson Education, Inc., 3. edition, New Jersey, United States of America.
- Karabay, S. (2011). Mekanik Titreşimler Cilt-1. Birsen Yayınevi, İstanbul, Türkiye.
- Karaçay, T., Eroğlu, M. ve Aktürk, N. (2003). Gerçek yol girdisine maruz iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modelinin sürüş karakteristiğinin incelenmesi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, **18-4**: 1-13
- Karadeniz Z. M. (2004). Süspansiyon Sistemi Dinamiği Analizi. Yüksek Lisans Tezi,

İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

- Kaya Ö. (2008). Titreşim ve Dinamik Davranışlar Dikkate Alınarak Vagon Dinamik Parametrelerinin İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Kayabaşı, S., Başlamışlı, S. Ç. ve Cigeroğlu, E. (2014). Zincir Yapılı Kütle Yay Sönümleyicili Sistemler ile Sürüş Konforunun Arttırılması. 7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Uludağ Üniversitesi, Bursa, 26-27 Mayıs, 8.
- Koray Y. (2009). Süspansiyon Mekanizmalı Dörtte Bir Araç Modeli. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Küçük K. (2014). 8x8 Ağır Ticari Taşıtın Süspansiyon Sisteminin Modellenmesi ve Taşıt Dinamiğine Etkilerinin Optimizasyonu. Yüksek Lisans Tezi, Selçuk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya.
- Melemez, K. ve Tunay, M. (2010). Ormancılıkta traktör titreşiminin ergonomik değerlendirmesi. *Süleyman Demirel Üniversitesi Orman Fakültesi Dergisi*, **1**: 96-108.
- Mendi, F. ve Külekci, M. K. (2001). Dinamik yüklemde sistem davranışlarının kontrolü. *Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, **5-1**: 99-106.
- Metin M. (2007). Raylı Sistem Araçlarının Modellenmesi ve Titreşimlerinin Kontrolü. Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Müderrişoğlu, K., Arısoy, D. O., Ahan, A. O., Bayraktar, M. ve Güçlü, R. (2015). Bir Raylı Taşıtta Farklı Koşullar Altında Yolcu Konforu Analizi. Uluslararası Katılımlı 17. Makina Teorisi Sempozyumu, İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü, İzmir, 14-17 Haziran, 499-503.
- Okuturlar H. (2018). Bir Binek Araç Süspansiyon Sisteminin Nümerik ve Deneysel Dinamik Analizi. Yüksek Lisans Tezi, Necmettin Erbakan Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya.
- Onat, C., Yüksek, İ. ve Sivrioğlu, S. (2006). Bir aktif süspansiyon sistemi için H_∞ kontrol temeline dayalı doğrusal olmayan kontrolcü tasarımı. *Mühendis ve Makina Dergisi*, **552**: 36-43.

- Özcan D. (2009). Süspansiyon Parametreleri Optimizasyonu ve Yarı-Aktif Eleman İle İstenen Pasif Damper Karakteristiklerinin Elde Edilmesi. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Özdalyan, B. (2001). Bilgisayar benzeşimi ile ön süspansiyon sisteminin kinematik analizi. *Teknoloji Dergisi*, **3-4**: 1-8.
- Özdemir, A. ve Maden, D. (2013). Aktif süspansiyon sistemli çeyrek araç modelinin gözlemleyiciyle optimal kontrolü. *Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, **17-2**: 181-187.
- Özgener L. (2002). Bir Kamyon Kabininde Yol Düzgünsüzlükleri Sonucu Oluşan Titreşimin Bilgisayar Yardımıyla Modellenmesi, Analizinin Yapılması ve Konstrüktif Önlemlerinin Alınması. Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.
- Pir, F., Albak, İ. E., Karen, İ., Kaya, N., Öztürk, F. ve Korkmaz, İ. (2014). Araç Konfor Özelliklerinin Testler ve Sayısal Model ile Analizi. 7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Uludağ Üniversitesi, Bursa, 26-27 Mayıs, 9.
- Putgöl, Y. ve Altıparmak, D. (2016). Taşıt süspansiyon sistemi çeşitleri ve ön düzen geometrisine etkileri. *Politeknik Dergisi*, **19**: 195-202
- Rao, S. S. (2004). Mechanical Vibration. Pearson Education, Inc., 5. Edition, New Jersey, United States of America.
- Sağlam, F. ve Ünlüsoy, Y. S. (2015). Birbirine Bağlı Hidro-Pnömatik Süspansiyon Sistemlerinin Araç Performansına Etkisi. Uluslararası Katılımlı 17. Makina Teorisi Sempozyumu, İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü, İzmir, 14-17 Haziran, 490-498.
- Sağlam, F. ve Ünlüsoy, S. (2014). Hidro-Pnömatik Süspansiyonlu Araçlar için Tümüleşik Sürüş Konforu ve Yükseklik Kontrolü. 7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Uludağ Üniversitesi, Bursa, 26-27 Mayıs, 3.
- Sancar A. (2018). 8x8 Araçlar İçin İha Destekli Önceden Yol Taramalı Optimal Aktif Süspansiyon Sistemi. Yüksek Lisans Tezi, Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

- Soyiç A. (2009). Doğrusal Matris Eşitsizlik Tabanlı Otomatik Kontrol ve Çeyrek Araç Modeli Aktif Süspansiyon Sistemine Uygulanması. Yüksek Lisans Tezi, Anadolu Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir.
- Taşkın Y. (2008). Taşıt Titreşimlerinin Analizi ve Kontrolü. Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Tuncel H. O. (2008). Kamyon Kabin Süspansiyonunun İncelenmesi ve Konfor Optimizasyonu. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Türkdoğru N. G. (2008). Aktif Süspansiyon Sistemlerinde Hata Tespiti ve Analizi. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Ulukapı M. (2005). Aktif ve Yarı Aktif Süspansiyon Sistemlerinin Simülasyon Ortamında İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Yağız N. (1993). Bond Graf Metodu ile Taşıt Süspansiyon Sisteminin Modelleme ve Similasyonu. Doktora Tezi, İstanbul Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Yavuz A. (2017). Taşıt Koltuklarının Titreşim Konforu Açısından Değerlendirilmesi. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Yılmaz S. (2018). Pasif Süspansiyon Sistemi Optimizasyonu. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Yiğit, O. ve Aslan, E. (2004). Yollardaki engellerde taşıtların dinamik davranışının iki serbestlik dereceli yarım taşıt modeli ile incelenmesi. *Politeknik Dergisi*, **4**: 315-319.
- Yüksel, H. (2006). Non-Lineer amortisörlerin dinamiği. *Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, **8.2**: 29-39.

ÖZGEÇMİŞ

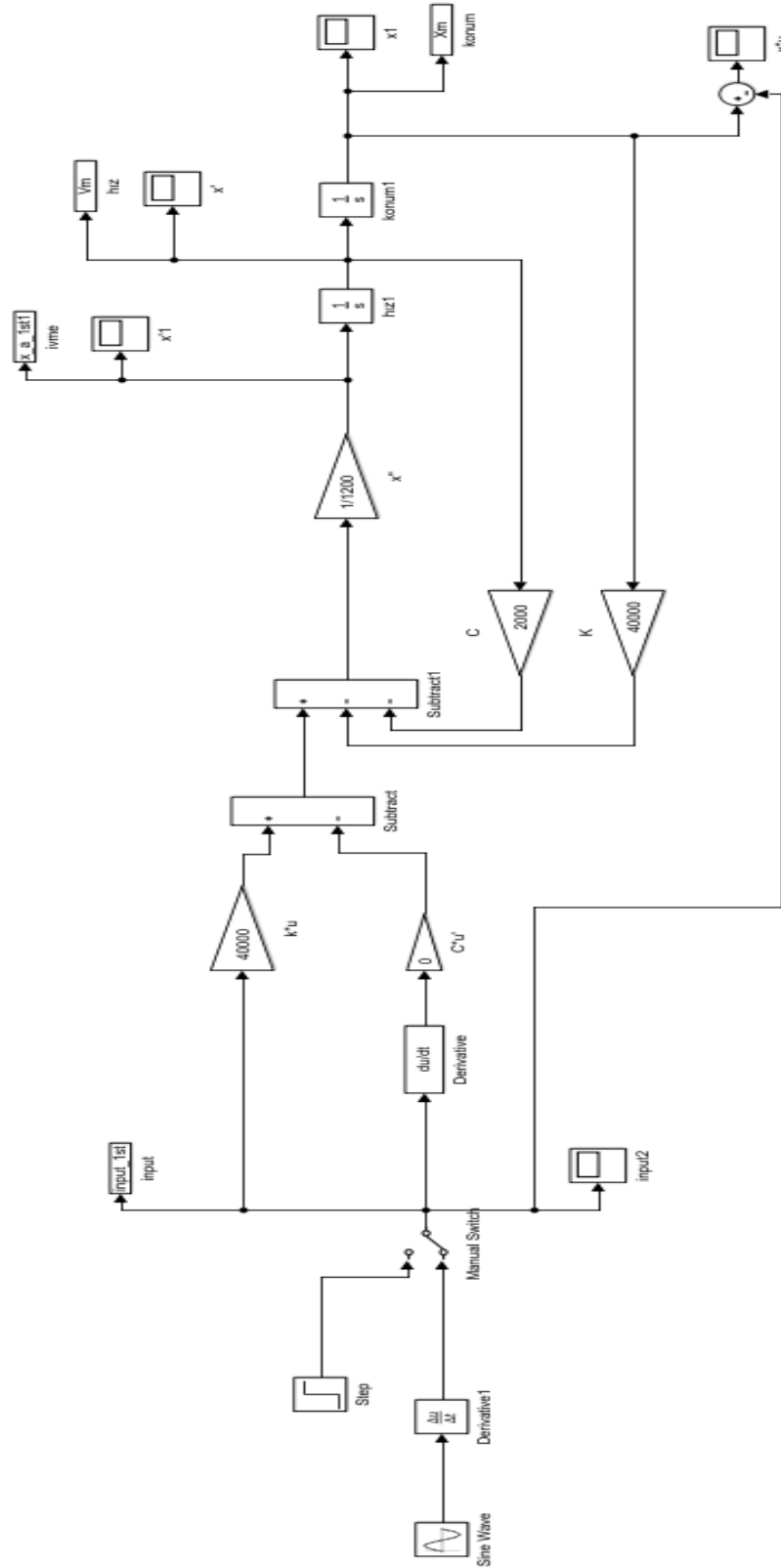
Adı Soyadı : Ümit CAN
Doğum Yeri ve Tarihi : İnönü / ESKİŞEHİR 05.01.1987
Yabancı Dili : İngilizce
İletişim (Telefon/e-posta) : 505 846 28 91 / canumitcan@gmail.com

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Eskişehir, Atatürk Teknik Lisesi, Makine Dalı (2001-2005)
Lisans : Afyon Kocatepe Üniversitesi, Makine Resim Konstrüksiyon
Öğretmenliği (2007-2011)

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl : Koşar Endüstriyel Makine - 2013-2014
Secant Teknoloji Geliştirme - 2014-2018

EK 1. Tek serbestlik dereceli araba modeli MATLAB/ Simulink Block Diyagramı



EK 2. Amesim programında damper parametrelerindeki değişimin sisteme etkisi

