



T.C.
NECMETTİN ERBAKAN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



**Bir Binek Araç Süspansiyon Sisteminin
Nümerik ve Deneysel Dinamik Analizi**

Himmet OKUTURLAR

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Haziran-2018

KONYA
Her Hakkı Saklıdır
TEZ KABUL VE ONAYI

Himmet OKUTURLAR tarafından hazırlanan “Bir Binek Araç Süspansiyon Sisteminin Nümerik ve Deneysel Dinamik Analizi” adlı tez çalışması 13/07/2018 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

Danışman

Dr. Öğr. Üyesi Mustafa TINKIR

Üye

Prof. Dr. Şahin YILDIRIM

Üye

Dr. Öğr. Üyesi Ümit ÖNEN

İmza



Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Mehmet KARALI
FBE Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

Himmet OKUTURLAR

Tarih: 13/07/2018

ABSTRACT

MS THESIS

Numerical and Experimental Dynamic Analysis of A Vehicle Suspension System

Himmet OKUTURLAR

**THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF
NECMETTİN ERBAKAN UNIVERSITY
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE IN MECHANICAL ENGINEERING**

Advisor: Dr. Lecturer Mustafa TINKIR

2018, 54 Pages

Jury

Dr. Lecturer Mustafa TINKIR

Prof. Dr. Şahin YILDIRIM

Dr. Lecturer Ümit ÖNEN

In this study, numerical and experimental dynamic analysis of a vehicle suspension system are realized. Firstly, mathematical model of MacPherson type suspension system of a real vehicle is created by using Newton-Lagrangian laws, MATLAB/SimMechanics program and solid model. The motion behaviors of the system obtained from different modeling approaches are simulated according to different road inputs and modeling results are compared. The dynamic behavior of both the front and rear suspension systems of a real vehicle is measured experimentally for verifying modeling studies. In experimental works, image processing method is used in measuring of vehicle displacement behavior according to the road input. Image processing processes are performed using the MATLAB / Simulink program. According to the numerical and experimental results, the spring (k) and damping (b) coefficients in the suspension system are compared and these coefficients used in the numerical models are examined according to the experimental results.

As a result in the scope of this thesis; the determination of the spring and damping coefficients of the most important problems encountered in the numerical modeling of the suspension systems is investigated via different approaching methods and the important technical findings are presented in the form of figures and tables.

Anahtar Kelimeler: MacPherson suspension system, mathematical model, numerical and experimental approaches, dynamic analysis, spring and damping coefficients.

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Bir Binek Araç Süspansiyon Sisteminin Nümerik ve Deneysel Dinamik Analizi

Himmet OKUTURLAR

Necmettin Erbakan Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Mustafa TINKIR

2018, 54 Sayfa

Jüri

Dr. Öğr. Üyesi Mustafa TINKIR

Prof. Dr. Şahin YILDIRIM

Dr. Öğr. Üyesi Ümit ÖNEN

Bu çalışmada bir binek aracın süspansiyon sisteminin nümerik ve deneysel dinamik analizi yapılmıştır. Öncelikle gerçek bir araca ait MacPherson tip süspansiyon sisteminin matematiksel modeli Newton-Lagrange yasaları, MATLAB/SimMechanics programı ve katı model kullanılarak oluşturulmuştur. Farklı modelleme yaklaşımlarından elde edilen sistemin hareket davranışları farklı yol girdilerine göre simule edilmiş ve modelleme sonuçları karşılaştırılmıştır. Modelleme çalışmalarının doğrulanması amacı ile gerçek bir aracın hem ön hem arka süspansiyon sisteminin dinamik davranışı deneysel olarak ölçülmüştür. Deneysel çalışmalarda yol girdisine göre aracın deplasman davranışının ölçülmesinde görüntü işleme metodu kullanılmıştır. Görüntü işleme prosesleri MATLAB/Simulink programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Nümerik ve deneysel sonuçlara göre süspansiyon sistemindeki yay (k) ve sönüm (b) katsayıları karşılaştırılmış ve nümerik modellerde kullanılan bu katsayılar deneysel sonuçlara göre irdelenmiştir.

Sonuç olarak bu tez kapsamında; süspansiyon sistemlerinin nümerik modellenmesinde karşılaşılan en önemli problemlerden yay ve sönüm katsayılarının belirlenmesi farklı yaklaşım metodları ile incelenmiş, önemli teknik bulgular şekil ve tablolar halinde sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: MacPherson süspansiyon sistemi, matematiksel model, nümerik ve deneysel yaklaşımlar, dinamik analiz, yay ve sönüm katsayıları

ÖNSÖZ

Çalışmalarımın her aşamasında hiçbir yardımını esirgemeyen, her türlü problemimi titizlikle ele alan, değerli hocam Dr. Öğr. Üyesi Mustafa TINKIR'a, modelleme ve görüntü işleme çalışmalarında bana yardımcı olan Arş.Gör. Abdullah ÇAKAN ve Haşmet Çağrı SEZGEN'e, Gökmen Otomotiv şirketine, bana büyük emekleri geçen, beni yetiştirip bu konuma ulaşmamı sağlayan aileme ve desteklerini hiç esirgemeyen biricik eşime sonsuz teşekkür ederim.

Himmet OKUTURLAR

KONYA-2018

İÇİNDEKİLER

ABSTRACT.....	iv
ÖZET	iv
ÖNSÖZ	vi
İÇİNDEKİLER	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR	viii
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	4
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	9
3.1 Serbest (Bağımsız Süspansiyon) Süspansiyon Sistemi	10
3.1.1 MacPherson Gergi Çubuklu Tipi Bağımsız Süspansiyon Sistemleri	11
3.1.2 Pasif Süspansiyon Sistemleri.....	13
3.2 Süspansiyon Sisteminin Modellenmesi	15
3.2.1 Newton ve Lagrange Yasalarına Göre Sistemin Modellenmesi	16
3.2.2 Sistemin MATLAB/Simulink Modeli	18
3.2.3 Sistemin MATLAB/SimMechanics Modeli.....	19
3.3 Görüntü İşleme Prosesi	26
4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA	30
4.1 Sistemin Farklı Deplasman Girişlerine Göre Davranışı.....	30
4.2 Simülasyon Modelleri İle Test Sonuçlarının Karşılaştırılması	34
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	39
5.1 Sonuçlar	39
5.2 Öneriler	42
KAYNAKLAR	43
ÖZGEÇMİŞ	48

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

M_1	: Çeyrek Araç Kütlesi
M_2	: Tekerlek ve Buna Bağlı Parçaların Kütlesi
K_1	: Süspansiyon Sisteminin Yay Katsayısı
K_2	: Lastiğin Yay Katsayısı
b_1	: Süspansiyon Sisteminin Sönüm Katsayısı
b_2	: Lastiğin Sönüm Katsayısı
W	:Yol Deplasmanı
X_1	: Çeyrek Araç Kütlesinin Deplasmanı
X_2	: Tekerlek Grubunun Deplasmanı
$X_{1Ön}$	: Ön Süspansiyon Çeyrek Araç Kütlesinin Deplasmanı
X_{1Ar}	: Arka Süspansiyon Çeyrek Araç Kütlesinin Deplasmanı
$X_{2Ön}$	: Ön Süspansiyon Tekerlek Grubunun Kütlesinin Deplasmanı
X_{2Ar}	: Arka Süspansiyon Tekerlek Grubunun Kütlesinin Deplasmanı
L	: Lagrange Formülasyonu
V	: Potansiyel Enerji
T	: Kinetik Enerji

Kısaltmalar

Cad	: Computer Aided Design (Bilgisayar Destekli Tasarım)
-----	---

1. GİRİŞ

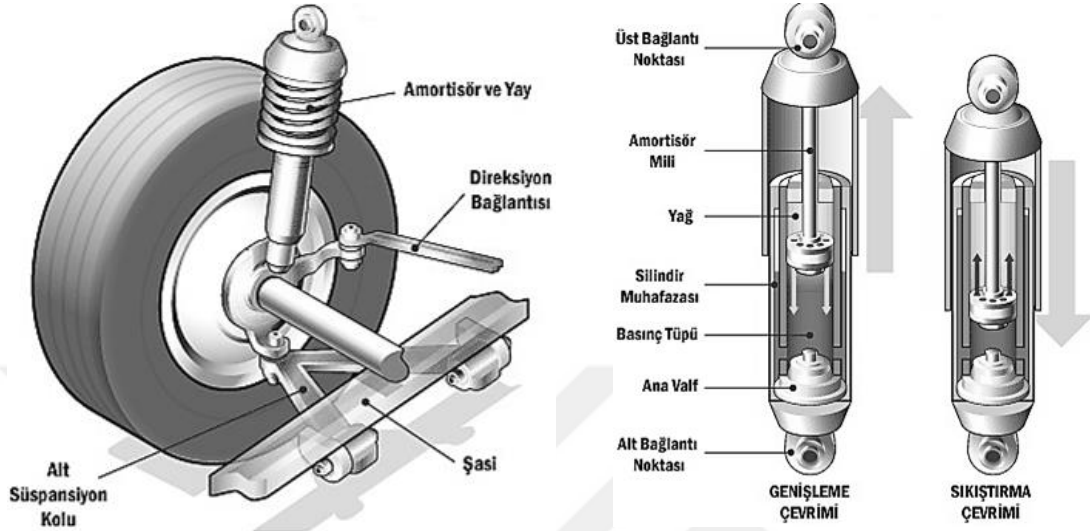
Sürüş güvenliğinin ve sürüş konforunun sağlanması motorlu taşıtlardaki en önemli problemlerdendir. Gelişen taşıt teknolojisiyle birlikte araç süspansiyon sistemleri üzerinde yapılan çalışmaların sayısı da gün geçtikçe artmaktadır. Otomotiv teknolojinin gelişmesine rağmen içten yanmalı, hibrit ve elektrikli motorlara sahip araçların ortak noktası süspansiyon sistemlerinin hemen hemen aynı olmasıdır. Günümüz taşıtlarının sahip olduğu üstün motor teknoloji ile birlikte hız performanslarının artması taşıtların sürüş güvenliğinin ve konforunun sağlanmasını güçleştirmektedir.

Motorlu taşıtlar ve kullanıcılar değişken yol profillerinde ve sürüş dinamiklerinden dolayı farklı frekans değerlerinde gürültü ve mekanik titreşimlere maruz kalmaktadır. Sürüş konforu ve güvenliğinin optimumunu yakalamak amacıyla farklı süspansiyon sistemlerinin tasarımı ve adaptif kontrol teknikleri geliştirilmiştir. Bu tasarım sürecinde karşılaşılan en büyük güçlük; taşıtların çok sayıda bağıl hareketi bir arada gerçekleştirmesidir. Tasarım sürecinin en önemli problemlerinden birisi de sağlanması istenilen ölçütlerin kendi aralarında bir uyumsuzluk içerisinde olmalarıdır. Örneğin yüksek sürüş konforu sürüş güvenliğini azaltırken, sürüş güvenliğini arttırmak amacıyla yapılan müdahaleler de sürüş konforunu azaltmaktadır.

Otomobillerdeki süspansiyon sisteminin amacı, lastiklerle yol arasındaki sürtünmeyi maksimum yaparak, sürüş dengesini optimum seviyeye çıkartmak ve kusursuz yol tutuşu sağlayabilmektir. Newton'un hareket kanununa göre bütün kuvvetlerin yön ve büyüklük bileşenleri vardır. Tekerlek bir tümsekten geçerken, yukarı yönde bir ivmelenme söz konusudur. Bu ivmelenme neticesinde eğer süspansiyon olmasa aracın yerle bağlantısı kesilerek son derece stabil olmayan bir durum oluşacaktır. İşte bu noktada süspansiyonun yukarı ivmelenmeyi sönümleyip tekerleğin yol ile olan bağlantısını sürdürmesini sağlaması gerekmektedir.

Bir süspansiyon sistemini oluşturan kısımlar; şasi, tekerlek ile şasi arasındaki bağlantıyı sağlayan parçalar, yay ve amortisör, direksiyon sistemi, teker ve lastik şeklinde söylenebilir. Süspansiyon sistemindeki en önemli parçalar ise yay ve amortisördür. Süspansiyon sisteminde kullanılan yaylar tekerlekler hariç aracın bütün yükünü üzerlerinde taşırlar. Esnek yapıları sayesinde tekerleğin tümseklerde şasiye yaklaşıp, çukurlarda şasiden uzaklaşmasını sağlarlar. Kısaca üzerlerine gelen yükü yumuşatarak ters yönde iletme görevini üstlenirler. Yani tümsekten geçen araçta

tekerlek şasiye yaklaşır ve yay iyice sıkışır, yay eski haline dönerken büyük bir kuvvetle tekerleği geri iter ve yukarı doğru seken araç yerçekimiyle tekrar yere konar ve yayı sıkıştırır. Bu salınımlar (titreşimler) hiç durmadan devam eder. Bu salınımları sönümleyen ise amortisörlerdir.



Şekil 1.1 MacPherson tip süspansiyon sistemi ve amortisör çalışma prensibi.

Günümüz araçlarının birçoğunda boru tip amortisörler kullanılır. Bu amortisörler tesir yönünden tek tesirli ve çift tesirli olmak üzere ikiye ayrılırlar. Tek tesirli amortisörler, açılma veya kapanma halinden yalnız birinde görev yapar diğerinde serbesttir. Çift tesirli amortisör ise hem açılma ve hem de kapanma halinde görev yaparlar ve en çok kullanılan amortisör tipi de bunlardır.

Amortisör üzerine yük geldiği zaman kapanmaya zorlanır. Bu sırada amortisörün kapanmaya başlamasıyla beraber ucunda piston olan amortisör mili, içi hidrolik yağ ile dolu silindir içinde aşağı doğru ilerlemeye çalışır. Fakat sıvıların sıkıştırılmaz prensibine bağlı olarak hidrolik sıvı yer değiştirir. Pistonun baskısı devam ederken, hidrolik sıvı pistonun ucundaki çift yönlü supaplı küçük deliklerden dışarı çıkmaya çalışır. Bu sayede amortisör yavaş yavaş kapanır ve üzerine etkiyen basıncın büyük bir kısmını hidrolik sıvının sürtünme kuvveti olarak sönümler. Amortisör ters yönde yüklendiğinde yani açılmaya zorlandığında ise, piston üzerindeki çift yönlü supaplı deliklerden sıvı tekrar alt tarafa dolmaya çalışır ve yavaşça amortisör genişler. Sonuçta gerek genişleme gerek sıkışma olsun, amortisör içerisindeki pistonun hareketi yavaşlatılarak iletilir. Bu da tekerleğin salınım hareketinin ve titreşimlerin mümkün olduğunca kısa sürede sönümlenmesini sağlar.

Bu çalışmada, bir binek aracın süspansiyon sisteminin nümerik ve deneysel dinamik analizi yapılmıştır. Öncelikle gerçek bir araca ait MacPherson tip süspansiyon sisteminin matematiksel modeli Newton-Lagrange yasaları, MATLAB/SimMechanics programı ve katı model kullanılarak oluşturulmuştur. Farklı modelleme yaklaşımlarından elde edilen sistemin hareket davranışları farklı yol girdilerine göre simule edilmiş ve modelleme sonuçları karşılaştırılmıştır. Modelleme çalışmalarının doğrulanması amacı ile gerçek bir aracın hem ön hem arka süspansiyon sisteminin dinamik davranışı deneysel olarak ölçülmüştür. Deneysel çalışmalarda yol girdisine göre aracın deplasman davranışının ölçülmesinde görüntü işleme metodu kullanılmıştır. Görüntü işleme prosesleri MATLAB/Simulink programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Nümerik ve deneysel sonuçlara göre süspansiyon sistemindeki yay (k) ve sönüm (b) katsayıları karşılaştırılmış ve nümerik modellerde kullanılan bu katsayılar deneysel sonuçlara göre irdelenmiştir.

Sonuç olarak; süspansiyon sistemlerinin nümerik modellenmesinde karşılaşılan en önemli problemlerden yay ve sönüm katsayılarının belirlenmesi farklı yaklaşım metotları ile incelenmiş, önemli teknik bulgular şekil ve tablolar halinde sunulmuştur.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Taşıtlarda meydana gelen titreşimler hem kullanıcı hem de taşıtı oluşturan elemanlar için önemli bir problem teşkil etmektedir. Literatürde bu problemleri gidermek amacı ile birçok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmaların ana hedefi ise taşıtlarda optimum konfor seviyesinin ve sürüş karakteristiğinin sağlanması olmuştur. Bu nedenle yapılan çalışmaların bir çoğunda süspansiyon sisteminin nümerik modellenmesi ve deneysel çalışmalar ile optimum süspansiyon parametrelerinin gerçeğe uygun şekilde seçilmesi amaçlanmıştır. Diğer yapılan çalışmalarda ise farklı yol girdilerine göre süspansiyon sisteminin aktif kontrolü amaçlanmış ve bu anlamda farklı kontrolcü tasarımları gerçekleştirilmiştir. Süspansiyon sistemlerini pasif, yarı aktif ve tam aktif olmak üzere üç farklı şekilde sıralamak mümkündür. Bu çalışmanın yapılmasında yararlanılan ve çalışmaya ışık tutan literatürdeki çalışmaların bir kısmı aşağıda özetlenmiştir.

Yıldırım (2004) bir otobüs süspansiyon sisteminin kontrolünü yapay sinir ağları kullanarak gerçekleştirmiştir. Çalışmada çeyrek taşıt süspansiyon sistemini kullanılmıştır. Tasarlanan kontrolcünün performansı PID, PI ve PD kontrolcü sonuçlarına göre irdelenmiştir. Karşılaştırmalar sonucunda yapay sinir ağı tabanlı kontrolcünün oldukça başarılı sonuçlar verdiği gözlenmiştir.

Eski ve Yıldırım (2009) yol profillerinden kaynaklanan araç titreşimlerinin sönümlenmesi amaçlı yapay sinir ağı tabanlı kontrolcü geliştirmişlerdir. Çalışmada tam araç modeli kullanılmış ve aracın x eksenine etrafındaki açısal değişimi ve y eksenine etrafındaki açısal varyasyonu dikkate alınmıştır. Rastgele verilen yol profilleri sistemde bozucu etki olarak modellenmiştir. Çalışmada PID kontrolcü performansında denenmiş ve elde edilen sonuçlar yapay sinir ağı tabanlı kontrolcü performansı ile karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmalar sonucunda yapay sinir ağı tabanlı kontrolcünün oldukça başarılı sonuçlar verdiği gözlenmiştir.

Williams (1997b) ise çalışmasında oleo-pnömatik adı altında yeni bir eyleyici yapısı ortaya koymuştur. Bu eyleyici tipinde akışkan olarak yağ ve hava birlikte kullanılmıştır. Eyleyici içerisinde yağ tarafından sıkıştırılmış durumda olan hava bir nevi yay etkisi göstermektedir. Sönümleyici içerisindeki yağ akışı ise sönümleme etkisini oluşturmaktadır.

Ramsbottom ve Crolla (1997) ise çalışmalarında pnömatik sönümleyicilere yer vermişlerdir. Bu sistemlerde sönümleme kuvveti, körük adı verilen bölmelere seviye

kontrol valfleri üzerinden hava basılması ya da tahliye edilmesi sayesinde elde edilmektedir. Burada körükler standart süspansiyon sistemlerindeki yay elemanının seviye kontrol valfleri ise sönümleyici elemanının işlevini yerine getirmektedir.

Bannatyne (1998), Ikenaga ve ark. (1999), Nguyen ve ark. (2001) ile Fialho ve Balas (2002) tarafından yapılan çalışmalarda; eyleyici yapısında sadece hidrolik akışkan malzeme kullanılmıştır. Bu türden bir sistemde yay ve sönümleyicinin işini eyleyici tek başına üstlenmektedir. Eyleyici içerisindeki akışkan miktarı harici bir pompa tarafından sağlanmaktadır. Böylece taşıt üzerindeki her bir süspansiyon grubunun sönümleme değeri ve taşıt sürüş yüksekliği birbirinden bağımsız olarak sağlanabilmektedir.

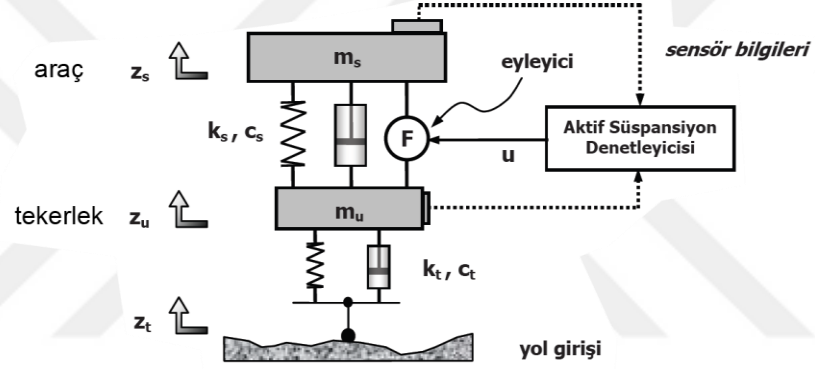
Avesh ve Srivastava (2012) araç süspansiyon sistemini Matlab/Simulink ortamında modellemişler ve süspansiyon sisteminin performansını arttırmak için PID (oransal türevsel ve integral) kontrolcü tasarlamışlar ve optimize ederek uygun kontrolcüyü tasarlamışlardır. Sistemin dinamik performansı kullanılan kontrolcünün etkisiyle yüksek seviyelere ulaşmıştır.

Zulkiffli ve ark. (2012) 'a göre dikey şekilde hareket eden süspansiyon yaylanan ve yaylanmayan iki kütleden oluşmaktadır ve sistem iki serbestlik derecesine sahiptir. Bu iki serbestlik dereceli araç modelini Matlab/Simulink kullanarak geliştirmişlerdir. Bu dikey hareketin gerçek davranışını incelemek amacıyla bir deney düzeneği oluşturmuşlardır. Deneysel ve simulasyon sonuçlarını karşılaştırmışlardır ve sonuçların birbirleriyle örtüştüğünü gözlemlemişlerdir.

Fayyad (2012) çalışmasında sisteminin transfer fonksiyonunu elde etmiş ve Matlab programı kullanarak kontrol uygulamıştır. Aktif süspansiyon sisteminin sürüş konforunu rezonans frekansında dahi arttırdığını gözlemlemiştir. Basamak girişi için yapılan kontrolde yaylanan kütlenin deplasmanının ve ivmesinin azaldığını gözlemlemiştir. Araçlardaki gerçek uygulamanın ise kaçınılmaz olduğunu belirtmiştir.

Aldair ve Wang (2012) çalışmalarında güçlü bir kontrolcü tasarlamak için yapay zeka tabanlı bulanık mantık kontrolcü kullanmışlardır. Bu kontrolcü doğrusal olmayan sistemlerde diğer kontrolcülere göre daha hızlı kontrol sağlamaktadır. Bu kontrolcüyle aracın her köşesindeki titreşimi minimum seviyeye getirmeyi hedeflemişlerdir. Uyguladıkları bu güçlü kontrolcüyü PID kontrolcü ile karşılaştırmışlardır. Sonuçlarda yapay zeka tabanlı bulanık mantık kontrolcünün etkisinin daha iyi olduğunu gözlemlemişlerdir.

Çakan (2013) bir kara taşıtının çeyrek araç süspansiyon sistemini Newton ve Lagrangian yasalarına göre modellemiştir. Daha sonra sistemin açık ve kapalı çevrim pasif mod davranışı incelenmiş, sistemin kararlılık, frekans cevabı ve kök yer eğrileri elde etmiştir. Sistemin dinamik davranışını ifade eden matematiksel denklemleri ve simülasyon modelini Matlab/Simulink ve ADAMS programları kullanarak oluşturmuştur. Her iki programda oluşturulan modeller doğrulanmış ve bu modeller kullanılarak sistemin aktif titreşim kontrolünü farklı türde kontrolcüler kullanarak yapmıştır. Bu kontrolcülerin tasarımında ve uygulanmasında yine MATLAB/Simulink programı kullanılmıştır. Çalışmada PID kontrol (Orantı+İntegral+Türev) ve Yapay Sinir Ağı Tabanlı Bulanık Mantık Kontrol (YSABM) türünde kontrolcülerin performansları simüle edilmiş ve başarılı sonuçlar bulunmuştur.



Şekil 2.1 Çeyrek araç aktif süspansiyon sistemi modeli (Çakan 2013)

Shehata ve ark. (2014) çeyrek araç süspansiyon sisteminin aktif kontrolü için bulanık mantık tabanlı kontrolcü geliştirmişlerdir. Sistemin matematiksel modelini Matlab/Simulink yazılımını kullanarak simüle etmişlerdir. Bulanık mantık kontrolcü tasarımında trapez ve üçgen üyelik fonksiyonları kullanmışlar ve dokuz, yirmi beş ve kırk dokuz kuraldan oluşan farklı kural tabloları oluşturmuşlardır. Her üyelik fonksiyonu ve kural tablosuna göre sistemin kapalı çevrim kontrolünü gerçekleştirmişler ve kontrolcünün performansını irdelemişlerdir. Elde ettikleri sonuçları pasif sistem sonuçları ile karşılaştırmışlar ve en başarılı sonucu trapez üyelik fonksiyonlarının kullanıldığı 25 kuraldan oluşan bulanık mantık kontrolcünün gerçekleştirdiği sonucuna varmışlardır.

Erol (2015) çeyrek taşıt süspansiyon sisteminin modelini sistem kestirim teknikleriyle çıkarılmasından sonra bu model üzerinden durum uzay tabanlı standart tam dereceden ve çok terimli tabanlı $\mathcal{H}_\infty$ kontrolcü kullanarak kontrolünü

gerçekleştirmiştir. Çok terim tabanlı tasarımın temelinde bulunan konveks olmayan yapı kesin pozitif gerçel lemma ile konveks bir şekle indirgenmiştir.

Yin ve ark. (2015) araç süspansiyon sistemleri için arıza tespiti ve izolasyonu üzerine çalışma gerçekleştirmişlerdir. Önerilen yöntem üç aşamaya ayrılmıştır: 1) ana bileşen analizine dayanan küme sayısını doğrulamak; 2) bulanık pozitivistik C-araçları kümeleme ve hata hatları ile arızaların tespit edilmesi ve 3) Fisher diskriminant analiz tekniğini kullanarak hataların kök nedenlerini izole etmektir. Diğer şemalardan farklı olarak, bu yöntem sadece bir araç süspansiyonunun dört köşesine sabitlenen ivme ölçerlerin ölçümüne ihtiyaç duymaktadır. Yöntemin etkinliğini göstermek için tam araç modelini kullanmışlardır.

Zhou ve ark. (2016) yaprak yaylı süspansiyon sistemi için amortisör tasarımı gerçekleştirmişlerdir. Bu nedenle, aracın sürüş konforu ve sürüş güvenliğine sahip olması için optimum sönümleme tasarımını elde etmek amacıyla çeyrek araç modelini kullanmışlardır. Sürüş güvenliğine dayalı süspansiyonun optimal sönümleme oranının matematiksel modeli oluşturmuşlar ve buna dayanarak, süspansiyonlu dinamik sapmanın kök ortalama kare değeri, araç sürüşü için gerçek yol koşulları altında elde edilen yaprak yaylı titreşim genliği ve araç için gerçek yol koşulları altında elde edilen süspansiyon titreşim hızının kök ortalama kare değeri olarak almışlardır. Sürüş, enerji tasarrufu prensibi ile birleştirilmiş ve yaprak yaylı yükleme-boşaltma testinin yük ve deformasyon dizisi verilerinin analiz edilmesi ve işlenmesiyle, yaprak yayının belirli çalışma koşulu altında eşdeğer sönümlenmesi ve süspansiyon için yaprak yayının sağladığı sönümlenme oranı inşa edilmiştir. Daha sonra, kayma süper pozisyon prensibini kullanarak yaprak yay tarafından sağlanan süspansiyon oranıyla sürüş konforuna ve sürüş güvenliğine dayalı süspansiyonun optimal sönüm oranını birleştirerek, en uygun sönümleme oranını, amortisörün en uygun sönümle eşleşmesiyle sağlamasını yaylı süspansiyon ile elde etmişlerdir. Buna dayanarak, düzgünlük-güvenlik oranı ve iki yönlü oran kullanılarak, amortisörün hız karakteristiğinin matris süspansiyonunun optimal süspansiyonuna uygun bir hız modeli oluşturulmuştur. Pratik bir örnekle, yaprak yaylı süspansiyon sistemi için amortisörün en uygun sönümleme oranı ve hız karakteristiği tasarlanmış ve en uygun sönümleme eşleştirme yöntemi simülasyon ile doğrulanmıştır. Sonuç olarak amortisör için teorik tasarım yönteminin kullanılmasının, vücut dikey titreşim ivmesinin kök ortalama kare değerinin, geleneksel deneyim yöntemine göre% 7.67 oranında azaldığını gösterilmiştir. Ayrıca, sonucun doğruluğunu göstermek için araç sürüş konfor testi yapmışlardır. Sonuç, amortisör için

teorik tasarım yönteminin kullanılmasının, vücut dikey titreşim ivmesinin kök ortalama kare değerinin, geleneksel deneyim yöntemine göre% 6.72 azaldığı bulunmuştur.

Putgül ve ark. (2016) aracın dinamik hareketi, güvenliği ve konforunu ele alarak tasarlanan ön düzen süspansiyon geometrisinin yapısal özelliklerini incelenmişlerdir. Süspansiyon sistemlerinin taşıt hareketleri üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Farklı mekanizmalar incelenmiş ve bunların birbirlerine göre üstün ve eksik yönlerinin neler olduğu belirlenmiştir. Tüm bu çalışmaların sonucunda ideal bir ön düzen geometrisinde süspansiyon sisteminin sahip olması gereken nitelikler ortaya koyulmuştur.

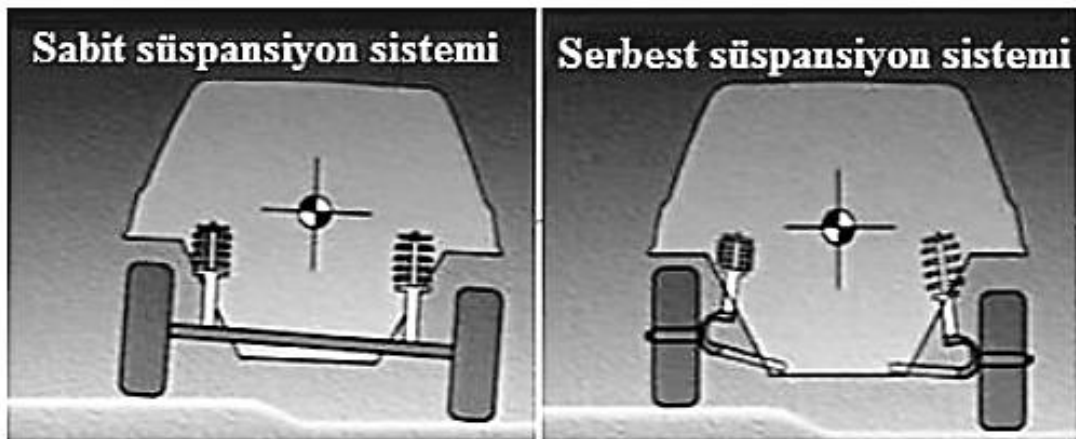
Gönen ve ark. (2017) bir midibüsün konfor özelliğini sağlayan ön ve arka aks dikey doğal frekanslarını farklı yay katsayıları için hesaplamış, ön ve arka aks doğal frekanslarının birbirlerine olan oranlarını sabit tutarak aracın viraj dönme karakteristiğini incelenmişlerdir. MSC Adams yazılımında tam araç modelini oluşturmuşlar ve viraj senaryosu ile aracın farklı süspansiyon parametreleri için yalpa karakteristiğini belirlemişlerdir. Viraj dönme esnasında oluşan yanal ivmenin yalpa açısına oranı aynı kalacak şekilde viraj denge çubuğu kullanımının araç dinamiğine olan etkisi incelenmiş, konfor ve yol tutuş arasındaki ilişki ortaya koyulmuştur.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Farklı yol profillerinden veya sürüşten kaynaklanan titreşimleri sürüş güvenliğini ve konforunu azaltmadan sönümlemek için süspansiyon sistemleri kullanılmaktadır. Süspansiyon sistemleri farklı parçalardan oluşmasına rağmen araç üzerinde kullanım amaçları aynıdır. Süspansiyon sistemleri araç üzerinde tekerlek ile araç gövdesi arasına yerleştirilerek titreşimlerden kaynaklanan etkilerin sönümlenmesini sağlamaktadır. Süspansiyon sistemlerinin görevlerini maddeler halinde sıralamak mümkündür:

- Sürüş esnasında tekerlekler ile birlikte çalışarak yolcuları veya taşınan yükü korumak ve sürüş konforunu iyileştirmek amacıyla yol yüzeyinin yapısından kaynaklanan titreşimleri, salınımları ve ani şokları sönümleyerek bastırmak ya da yumuşatmaktır. Böylece aynı zamanda şasi ve kaporta da korunmuş olmaktadır.
- Aks grubunun üzerinde taşıt kütlelerini taşımakta ve değişken koşullara göre bu ikisi arasındaki geometrik dengeyi sağlamaktadır.
- Tekerlekler ve yol arasındaki temasın kaybolmamasını ve belirli bir kuvvette sabit kalmasını sağlayarak taşıtın güvenli manevralar (dönüşler, şerit değiştirmeler, ani duruş ve kalkışlar vb. gibi) yapmasına olanak vermektedir.
- Yol yüzeyi ve tekerlekler arasındaki oluşan sürtünmeye bağlı olarak oluşan sürüş ve fren kuvvetlerini taşıt gövdesine iletmektedir.

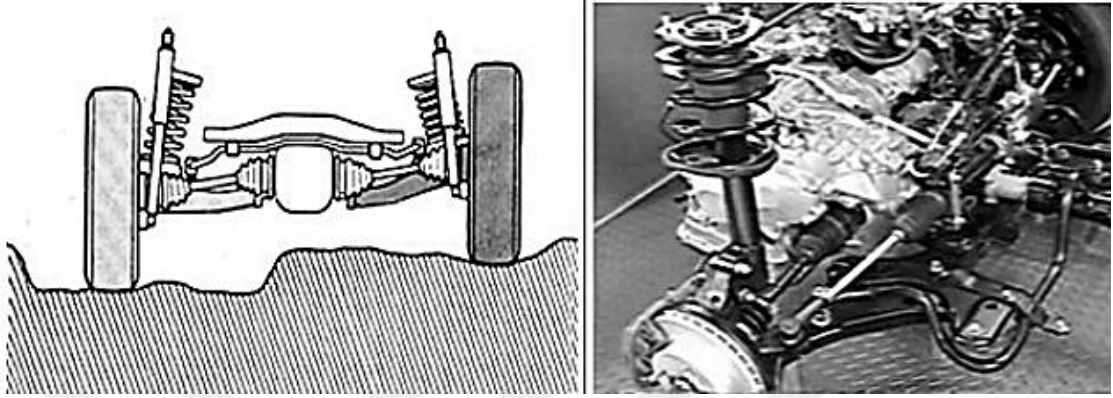
Şekil 3.1’de görüldüğü gibi süspansiyon sistemleri yapı itibari ile sabit ve serbest (bağımsız) olmak üzere de ikiye ayrılır. Bu çalışma kapsamında MacPherson tip pasif serbest süspansiyon sistemi ele alınmış ve çalışma sistematığı buna göre yapılmıştır.



Şekil 3.1 Sabit ve serbest süspansiyon sistemleri.

3.1 Serbest (Bağımsız Süspansiyon) Süspansiyon Sistemi

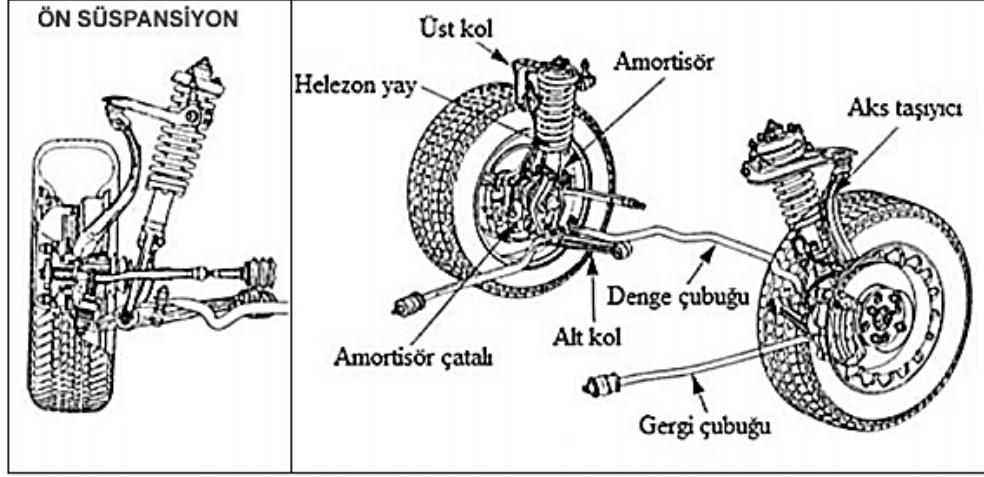
Bu tip süspansiyon sisteminde sağ ve sol tekerlekler doğrudan birbirine bağlı değildir. Tekerlekler birbirlerinden bağımsız olarak hareket ettiklerinden dolayı bu tip süspansiyon sistemlerine serbest yani bağımsız süspansiyon sistemi denir.



Şekil 3.2 Serbest (bağımsız süspansiyon) süspansiyon sistemi.

Serbest süspansiyon sisteminde her tekerlek araç gövdesine bir yay vasıtasıyla bağlanmış olan bağımsız bir kol tarafından desteklenir. Bundan dolayı, sağ ve sol tekerleklerin yukarı aşağı, sağa sola birbirlerinden bağımsız olarak hareket etmesi sağlanır. Böylece gövdenin hareketleri sınırlandırarak yüksek yönlendirme kabiliyeti sağlanmış olur. Bu tip süspansiyon sistemleri, yol yüzeyindeki bozuklukları etkin bir şekilde sönmüleyebilir, rahatlık ve konfor açısından mükemmel bir sürüş sağlar. Yaysız kütle az olduğundan ve aşağıda tutulabildiğinden lastiklerin yol tutuşu çok iyidir ve titreşimler çok daha iyi absorbe edilebilir. Fakat bu sistemlerde tekerlekler çok hareketli olduğundan ve birbirleri ile bağlı olmadıklarından yanal kuvvetlere dayanıklılıkları daha az ve aşınmaları daha kolaydır. Parçaların fazlalığı nedeniyle karmaşık ve maliyeti yüksektir. Ön süspansiyon sistemlerinde uygun geometri ile salıncaklı sistem, bağlı olduğu tekerleğe uygun hareket imkânı vermektedir. Serbest süspansiyon sistemi, mükemmel bir sürüş ve konfor sağlamasından dolayı, binek arabalarının tümünde ön askı sistemi olarak, bazılarında ise arka askı sistemi olarak da kullanılır.

Bu sistemde süspansiyon hareketiyle tekerlek izinin genişliği devamlı olarak değişmektedir. Tekerleklerde zamanından önce aşınmalara neden olan ovma hareketi meydana gelmektedir. Bu nedenle lastiklerin ömrünü uzatmak amacıyla üst ve alt salıncakların boyları ile geliş açıları farklı olarak yapılmaktadır. Şekil 3.3’de serbest süspansiyon sisteminin parçaları verilmiştir. (MEB 2013)



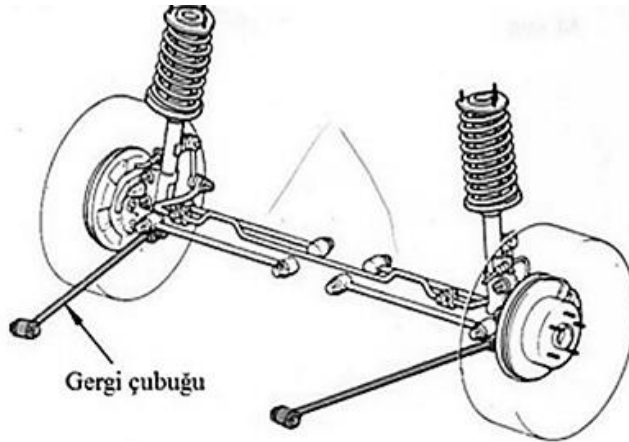
Şekil 3.3 Serbest süspansiyon sisteminin parçaları.

Bağımsız süspansiyon sistemleri, bağlantı türlerine göre yapısal olarak farklılıklar göstermektedir. Bu nedenle bağımsız süspansiyon sistemleri bağlantı türlerine göre aşağıdaki gibi sıralanmıştır.

- MacPherson gergi çubuklu tipi serbest süspansiyon sistemleri,
- Çift salıncaklı (Double Wishbone) bağımsız süspansiyon sistemleri,
- Burulma çubuklu (Double Wishbone) bağımsız süspansiyon sistemleri,
- Yarı çeki salıncaklı bağımsız süspansiyon sistemleri

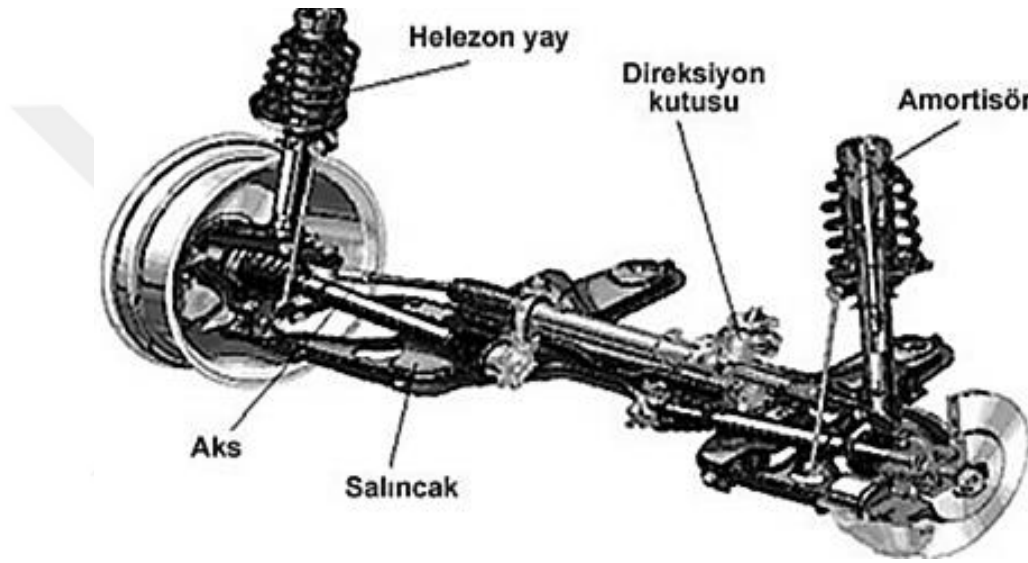
3.1.1 MacPherson Gergi Çubuklu Tipi Bağımsız Süspansiyon Sistemleri

Bu sistem daha çok motorun önde olduğu, önden çekişli araçların ön süspansiyon sistemi için kullanılır. Gergi çubuklu tip olarak da isimlendirilir. Tasarımcısının da adını taşıyarak MacPherson gergi çubuklu olarak adlandırılır. Daha az parçaya sahip, hafif ve basit yapıya sahip bir sistem olduğundan bakımı da kolaydır. Küçük ve orta büyüklükteki araçlarda en çok kullanılan serbest süspansiyon sistemidir. (Şekil 3.4)



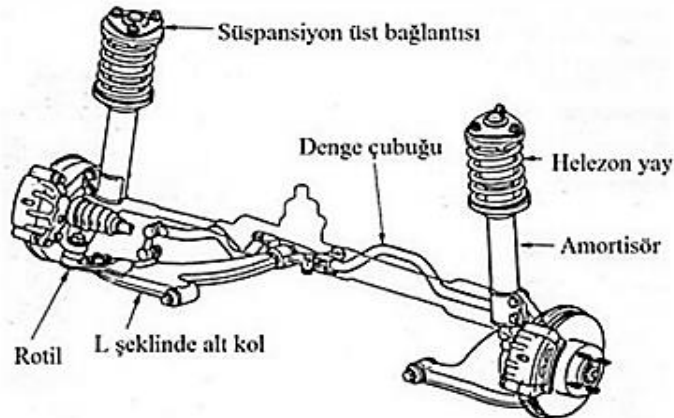
Şekil 3.4 MacPherson gergi çubuklu tipi bağımsız ön süspansiyon sistemi.

Helezon yay, MacPherson tipi dingilde amortisör ile iç içe konumlandırılmıştır. Direksiyon mafsalı amortisör aracılığı ile şasiye bağlanmıştır. Direksiyon kolunun alt ucu ise üçgen bir yapıya bağlı olup bu şekilde uzun bir yay kolu meydana getirilmektedir. Alt salıncak burçlar vasıtasıyla şasiye (gövdeye) uygun bir yerden bağlanmıştır (Şekil 3.5). Aks, alt salıncak ile amortisör arasından tekerleklere kolay bir şekilde hareket verebilmektedir. Amortisörler lastiklerden gelen dikey yüklere maruz kalır. Tekerlek ve amortisör dikey eksenleri paralel değildir. Bu durum amortisörün pistonunda sese neden olur. Bu olumsuzluk amortisör eksenini ile piston kolunun eksenlerinin farklı yapılmasıyla aşılmıştır (MEB 2013).



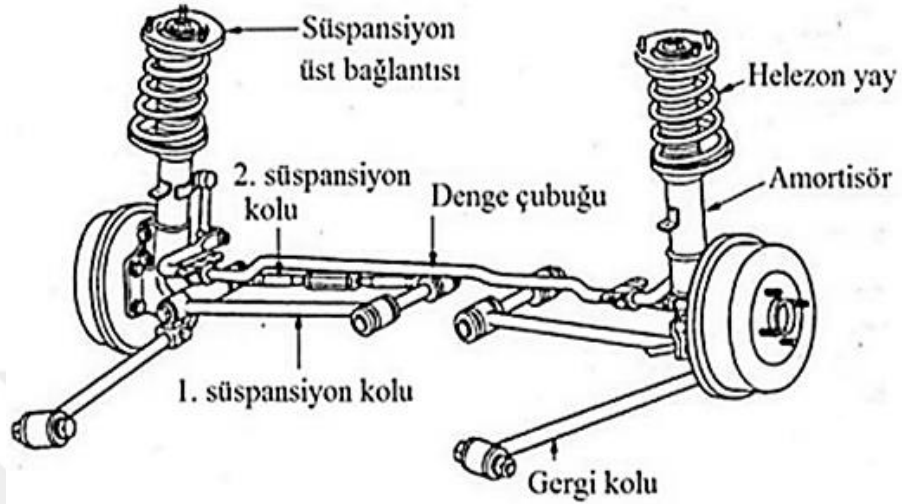
Şekil 3.5 Serbest süspansiyon sisteminin MacPherson destekli ön dingil.

Süspansiyon kolunun L tip ya da çift kollu tip vb. gibi çeşitleri mevcuttur. Şekil 3.6'da ve Şekil 3.7'de çeşitli kol tiplerine sahip MacPherson gergi çubuklu süspansiyon sistemleri görülmektedir.



Şekil 3.6 L Tip Kollu MacPherson ön süspansiyon sistemi.

L tipi kollu MacPherson süspansiyon sisteminde bağlantı noktalarının geniş bir alanda tutulması ile yapı ve dayanma noktalarındaki yük azalmakta ve yumuşak yatak ekipmanlarının kullanımına izin vererek konfor sağlamaktadır. Bu tasarımda pozitif ve negatif kaster açısı vermek mümkündür.



Şekil 3.7 Çift kollu MacPherson arka süspansiyon sistemi.

MacPherson tip serbest süspansiyon sisteminin özelliklerini şu şekilde sıralayabiliriz.

- Süspansiyonun yapısı basittir.
- Parçaların sayısı az olduğundan yaysız kütle azdır.
- Sistem az yer kaplar böylece motorun yerleştirilebileceği alan geniştir.
- Süspansiyon bağlantı noktaları arasındaki mesafe fazla olduğundan ön düzen ayarı bozulmasına neden olabilecek imalat ve montaj hataları çok az etkilidir.

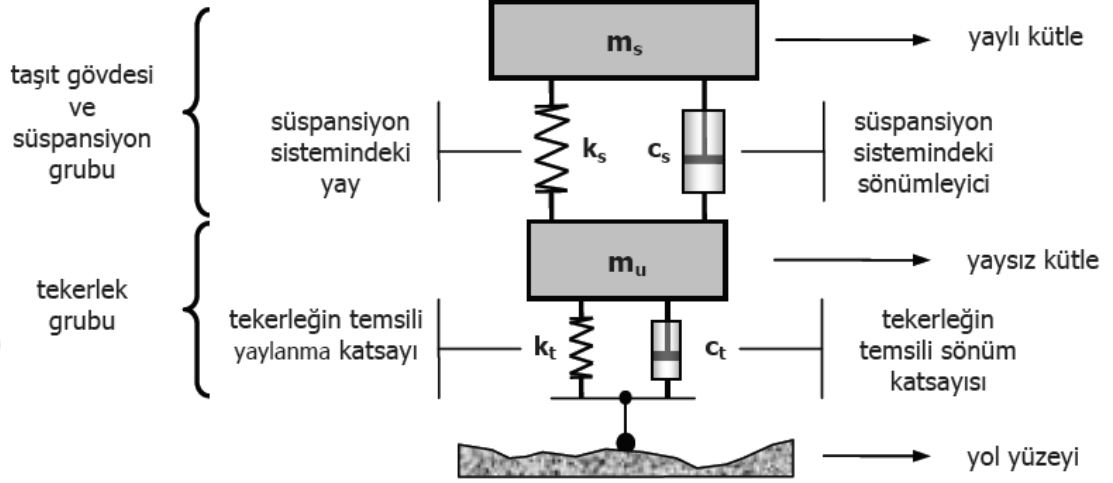
Genel olarak süspansiyon sistemlerinin temel amacı farklı yol profillerinden gelen titreşimleri sönmölmektir. Bu sönmöleme kabiliyetlerine göre süspansiyon sistemlerini kendi içlerinde sınıflandırmak mümkündür. Yoldan gelen ya da sürüş şekline kaynaklanan titreşimleri sönmöleme özelliklerine göre araç süspansiyon sistemleri üç temel şekilde incelenmektedir:

- Pasif Süspansiyon Sistemleri
- Yarı Aktif Süspansiyon Sistemleri
- Aktif Süspansiyon Sistemleri

3.1.2 Pasif Süspansiyon Sistemleri

Bir pasif süspansiyon sistemi karakteristik değerleri sabit olan ve araç seyri esnasında bu değerleri değişmeyen elemanlardan (yani geleneksel yay ve sönmöleyici) oluşmaktadır. Bu karakteristik değerler sistem tasarımcıları tarafından taşıtın tasarımını

esnasında istenilen amaçları (sürüş konforu ve sürüş güvenliği) gerçekleştirecek doğrultuda belirlenmekte ve araç üzerine montajlanmaktadır. Pasif süspansiyon sistemlerinde bu noktadan sonra eleman değerlerinin değiştirilmesinin tek yolu yeni değeri taşıyan elemanların sisteme takılmasıdır.



Şekil 3.8 Pasif süspansiyon sistemi yapısı.

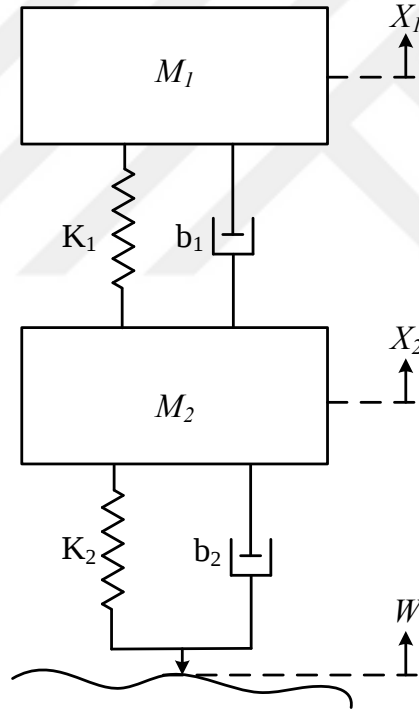
Şekil 3.8’ deki gibi bir pasif süspansiyon sistemi yay üzerinde enerji depolayabilme ve sönümleyici vasıtasıyla da bu enerjiyi dağıtabilme yeteneğine sahiptir. Bu yapı; taşıt gövdesini ve süspansiyon sistemi bloğunu temsil eden yaylı kütle ve tekerlek ile bağlantı elemanlarını temsil eden yaysız kütleden oluşmaktadır. Sistemdeki yaylanma katsayıları k ve sönümlleme katsayıları ise c harfi ile temsil edilmekte ve bu parametre değerleri sürüş esnasında değiştirilememektedir(Çakan 2013).

Süspansiyon sisteminin oluşturulmasında, üzerindeki tüm yükü taşıyabileceği şekilde bir kez yay seçildikten sonra geriye istenilen sönümlleme etkisini sağlayacak sönümleyici katsayısının belirlenmesi kalmaktadır. Sistem için eğer küçük bir sönümlleme katsayısı seçilirse; yaylı ve yaysız kütlelerin doğal frekanslarına sahip bir yol bozukluğu ile karşılaşıldığında taşıt gövdesinde rezonans hareketleri gözlenmektedir. Buna karşın yoldan gelen yüksek frekanslı bileşenlere karşın iyi izolasyon sağlamaktadır. Büyük bir sönümlleme katsayısı seçildiğinde ise; tersi biçimde rezonans hareketlerinde azalma görülmektedir. Ancak bununla birlikte yüksek frekanslı titreşimlere karşı daha az sönüm sağlamaktadır. Yani taşıt gövdesinde daha fazla titreşim hissedilmektedir (Çakan 2013).

Farklı yol ve sürüş koşullarında konfor ve güvenlik ölçütlerini aynı şekilde muhafaza etmek için taşıt süspansiyon sisteminde yer alan parametrelerin değiştirilebilmesi gerekmektedir. Ancak pasif süspansiyon sistemlerinde bu parametreler değiştirilemediğinden taşıt üreticisi, uygun yol koşulu (otoban, şehirlerarası yol, bozuk yol vb.) ya da sürüş şekline (spor kullanım, ekonomik kullanım vb.) göre başlangıçta istediği değerde (yumuşak, orta, sert gibi) eleman kullanmaktadır.

3.2 Süspansiyon Sisteminin Modellenmesi

Çalışma kapsamında öncelikle çeyrek araç süspansiyon sisteminin matematiksel modellenmesi gerçekleştirilmiştir. Matematiksel modelin oluşturulmasında Şekil 3.9’da verilen fiziksel sistem modeli kullanılmıştır. Bu sistem üzerindeki parametreler Tablo 3.1’de verilmiştir.



Şekil 3.9 Çeyrek araç süspansiyon sistemin fiziksel modeli.

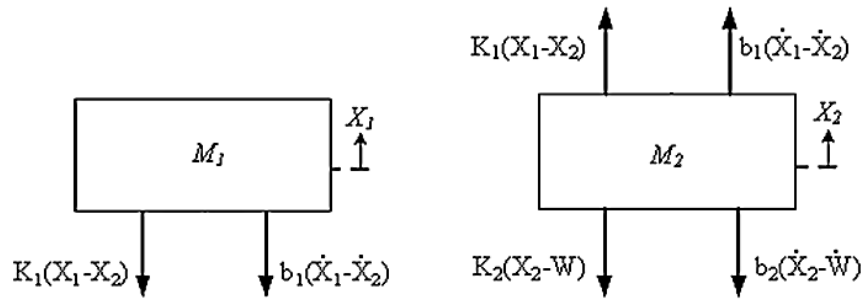
Bu modelde M_1 ile gösterilen yaylı kütle tüm araç ağırlığının dörtte birine eşit alınmaktadır. M_2 ile gösterilen yaysız kütle ise tekerlek ve buna bağlı olan aks grubunun ağırlığıdır. k katsayıları ve b katsayıları ise sırasıyla yaylanma ve sönümleme katsayılarıdır. X_1 ve X_2 ise W yol girişinin etkisiyle oluşan düşey doğrultulu yer değiştirmelerdir. Taşıtın düşey doğrultudaki titreşim hareketlerinin incelenmesi için seçilen fiziksel model yeterli kabul edilmiştir.

Tablo 3.1 Fiziksel modelde kullanılan parametreler

M_1	Çeyrek Araç Kütlesi
M_2	Tekerlek ve Buna Bağlı Parçaların Kütlesi
K_1	Süspansiyon Sisteminin Yay Katsayısı
K_2	Lastiğin Yay Katsayısı
b_1	Süspansiyon Sisteminin Sönüm Katsayısı
b_2	Lastiğin Sönüm Katsayısı

3.2.1 Newton ve Lagrange Yasalarına Göre Sistemin Modellenmesi

Şekil 3.9’da verilen fiziksel modele göre önce sistemin serbest cisim diyagramları oluşturulmuştur. Şekil 3.10’da verilen serbest cisim diyagramlarına göre Newton’un ikinci yasası uygulanmış ve sisteme ait hareket denklemleri elde edilmiştir. Fiziksel sistem iki serbestlik dereceli olduğu için her iki kütleye ait 3.1 ve 3.2 denklemleri bulunmuştur.

**Şekil 3.10** Serbest cisim diyagramları

$$M_1 \ddot{X}_1 = -b_1(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) - K_1(X_1 - X_2) \quad (3.1)$$

$$M_2 \ddot{X}_2 = b_1(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) + K_1(X_1 - X_2) + b_2(\dot{W} - \dot{X}_2) + K_2(W - X_2) \quad (3.2)$$

Newton yasasına göre elde edilen hareket denklemlerinin doğrulanması amaçlı aynı fiziksel sisteme Lagrange yasası uygulanmıştır. Lagrange “ L ” hareket denklemleri, sistemin potansiyel enerjisi “ V ” ve kinetik enerjisi “ T ” arasındaki fark olarak tanımlanır.

$$L = T - V \quad (3.3)$$

Kütlelerin kinetik enerjileri toplamı;

$$T = T_{M_1} + T_{M_2} \quad (3.4)$$

$$T = \frac{1}{2}M_1\dot{X}_1^2 + \frac{1}{2}M_2\dot{X}_2^2 \quad (3.5)$$

Yay elemanlarının potansiyel enerjileri toplamı;

$$V = V_{K_1} + V_{K_2} \quad (3.6)$$

$$V = \frac{1}{2}K_1(X_1 - X_2)^2 + \frac{1}{2}K_2(X_2 - W)^2 \quad (3.7)$$

Sönüm elemanlarının potansiyel enerjilerinin toplamı;

$$V = V_{b_1} + V_{b_2} \quad (3.8)$$

$$V = \frac{1}{2}b_1(\dot{X}_1 - \dot{X}_2)^2 + \frac{1}{2}b_2(\dot{X}_2 - \dot{W})^2 \quad (3.9)$$

Toplam kinetik enerji ve toplam potansiyel enerji farkı;

$$L = \frac{1}{2}M_1\dot{X}_1^2 + \frac{1}{2}M_2\dot{X}_2^2 - \frac{1}{2}K_1(X_1 - X_2)^2 - \frac{1}{2}K_2(X_2 - W)^2 \quad (3.10)$$

Sistemin birinci hareket denklemi

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{X}_1} \right) - \left(\frac{\partial L}{\partial X_1} \right) + \frac{\partial V}{\partial \dot{X}_1} = 0 \quad (3.11)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{X}_1} = M_1\dot{X}_1 \quad (3.12)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{X}_1} \right) = M_1\ddot{X}_1 \quad (3.13)$$

$$\frac{\partial L}{\partial X_1} = -K_1X_1 + K_1X_2 \quad (3.14)$$

$$\frac{\partial V}{\partial \dot{X}_1} = b_1\dot{X}_1 - b_1\dot{X}_2 \quad (3.15)$$

Sistemin ikinci hareket denklemi

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{X}_2} \right) - \left(\frac{\partial L}{\partial X_2} \right) + \frac{\partial V}{\partial \dot{X}_2} = 0 \quad (3.16)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{X}_2} = M_2\dot{X}_2 \quad (3.17)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{X}_2} \right) = M_2\ddot{X}_2 \quad (3.18)$$

$$\frac{\partial L}{\partial X_2} = -K_1X_1 + K_1X_2 + K_2X_2 - K_2W \quad (3.19)$$

$$\frac{\partial V}{\partial \dot{X}_2} = b_2(\dot{X}_2 - \dot{W}) - b_2(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) \quad (3.20)$$

Lagrange sonrası bulunan son denklemler;

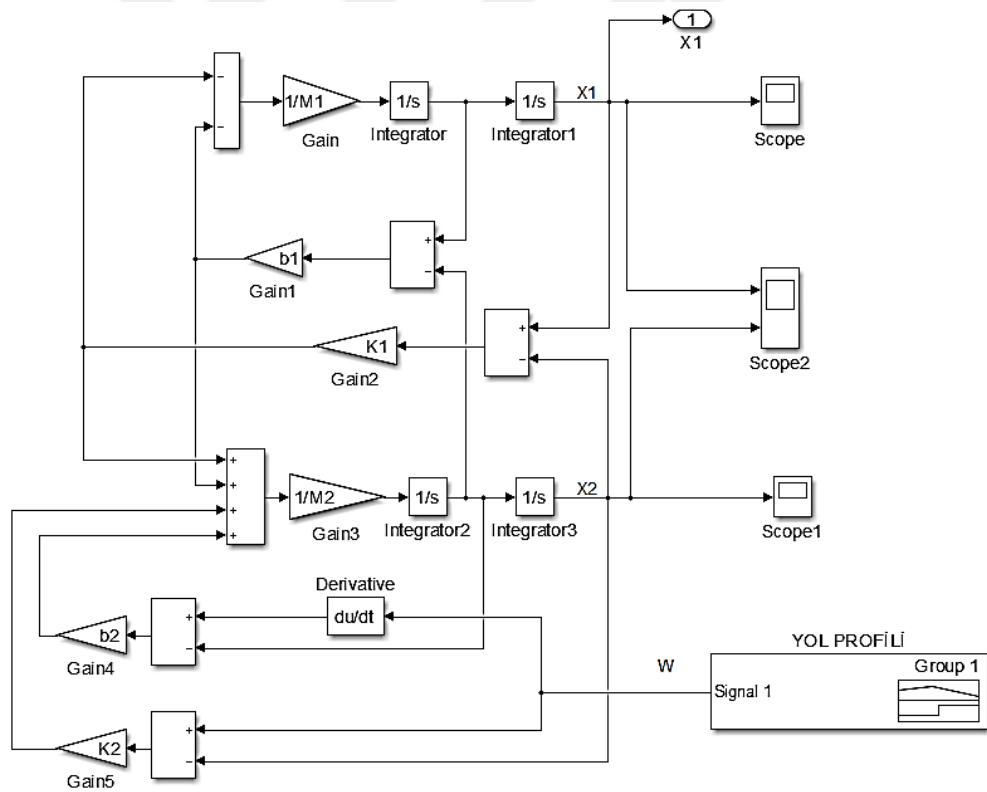
$$M_1\ddot{X}_1 = -b_1(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) - K_1(X_1 - X_2) \quad (3.21)$$

$$M_2\ddot{X}_2 = b_1(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) + K_1(X_1 - X_2) + b_2(\dot{W} - \dot{X}_2) + K_2(W - X_2) \quad (3.22)$$

Görüldüğü gibi hem Newton hem de Lagrange yasasına göre sistemin hareket denklemleri aynı bulunmuştur. Bu şekilde sistemin matematiksel modeli doğrulanmıştır.

3.2.2 Sistemin MATLAB/Simulink Modeli

Denklem 3.21 ve 3.22'e göre sistemin matematiksel modeli MATLAB/Simulink programında Şekil 3.11'de görüldüğü gibi oluşturulmuştur.



Şekil 3.11 Sistemin MATLAB/Simulink programında oluşturulan simülasyon modeli.

Tez kapsamında yapılan modelleme çalışmalarının doğrulanması amaçlı gerçek araç üzerinde çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Bu nedenle simülasyon modellerinde deneysel ölçümlerin gerçekleştiği aracın parametreleri kullanılmıştır. Simülasyon

çalışmalarında kullanılan k yay ve b sönüm katsayıları ilk başta literatürde yer alan çalışmalara göre belirlenmiştir. Özellikle lastiğin modellenmesine hem yayın hem de sönümün olduğu kabulü yapılmıştır. Hem fiziksel sistem modelinde hem de elde edilen hareket denklemlerinden lastik modeli için bu şekilde bir kabulün yapıldığı görülmektedir. Çalışmanın gerçek araç üzerinden ölçümlerinde Şekil 3.12’de verilen C segmentinde yer alan VW marka 2017 model 1.2 TSI motora sahip Jetta marka (1325 kg.) araç kullanılmıştır. Bu araç modeline göre M_1 ve M_2 kütleleri belirlenmiştir. Yay ve sönüm sabitlerinin gerçeğe yönelik belirlenmesinde karşılaştırmalar yapılmış, teorik sonuçlar deneysel sonuçlardan elde edilenlere göre revize edilmiştir. Buna göre simülasyon modellerinde kullanılan sistem parametreleri Tablo 3.2’de verilmiştir. Çeyrek araç kütlesi kullanıcı kütlesi (75 kg.) dahil edilerek alınmıştır. Yay ve sönüm katsayıları literatürde yer alan çalışmalara göre belirlenmiştir (Çakan 2013).

Tablo 3.2 Simülasyon modelinde kullanılan parametrelerin sayısal karşılığı

M_1	Çeyrek Araç Kütlesi (Kullanıcı+araç)	350 kg.
M_2	Tekerlek ve Buna Bağlı Parçaların Kütlesi	40 kg.
K_1	Süspansiyon Sisteminin Yay Katsayısı	15000 N/m
K_2	Lastiğin Yay Katsayısı	200000 N/m
b_1	Süspansiyon Sisteminin Sönüm Katsayısı	800 Ns./m
b_2	Lastiğin Sönüm Katsayısı	1000 Ns./m

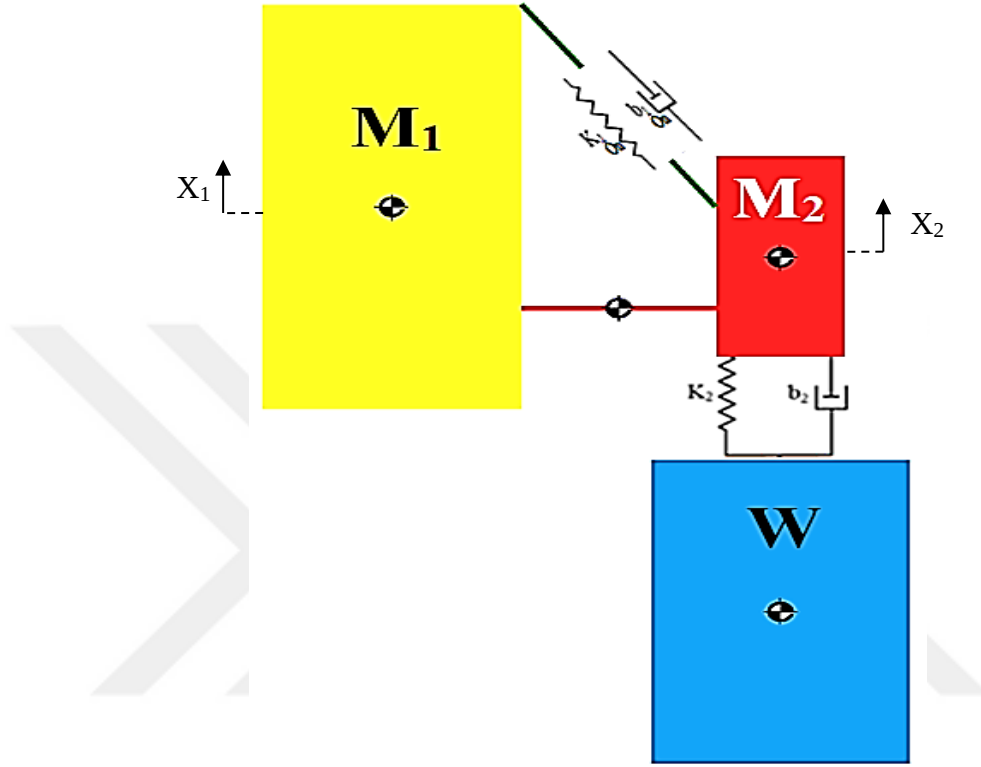


Şekil 3.12 Çalışmada kullanılan gerçek araç modeli.

3.2.3 Sistemin MATLAB/SimMechanics Modeli

Çalışma kapsamında MATLAB/SimMechanics programı ile çeyrek araç süspansiyon sisteminin modellenmesi yapılmıştır. Bu modelleme mantığında MacPherson tip süspansiyon sisteminin çeyrek araç modeli için oluşturulması

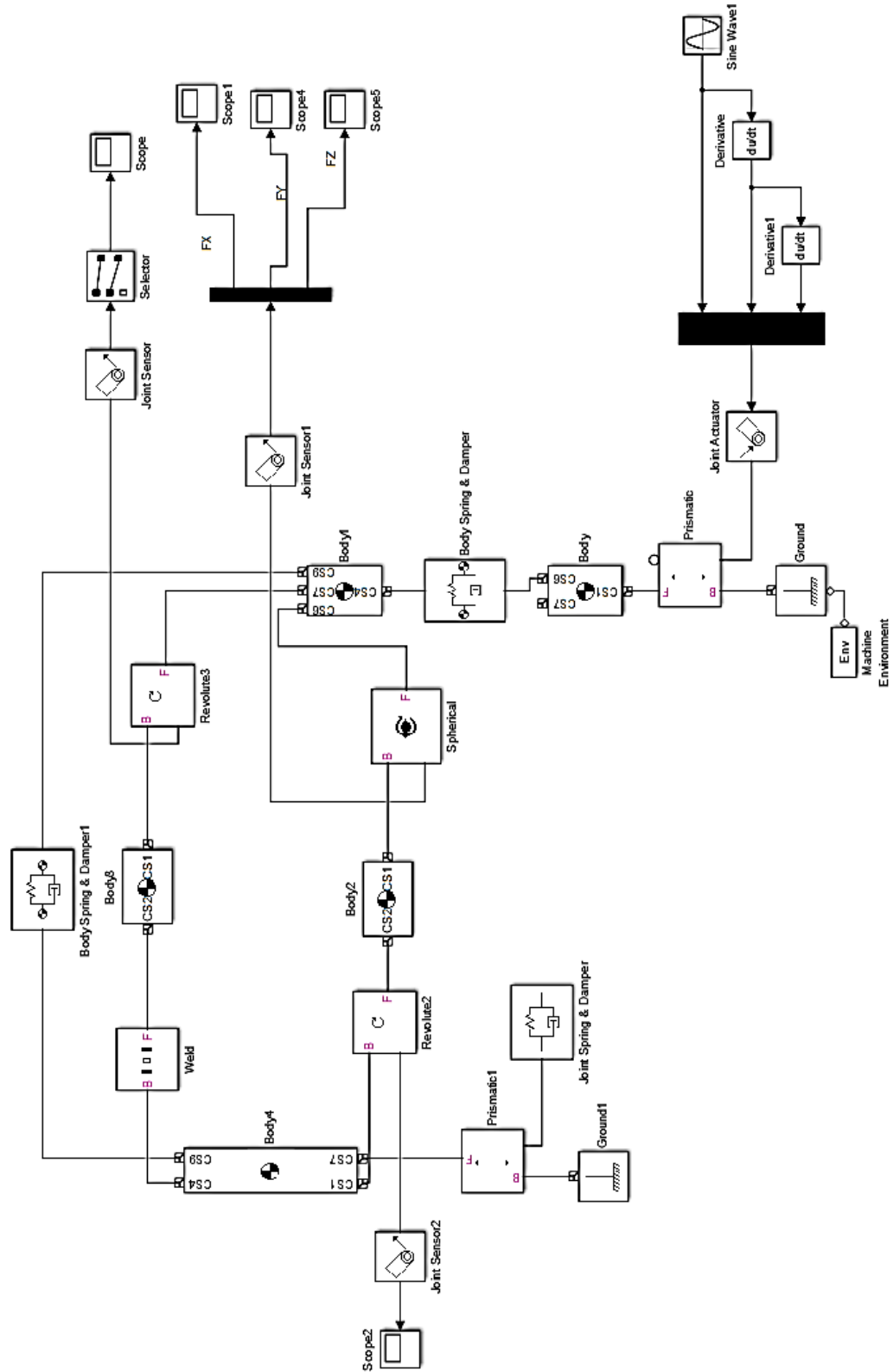
amaçlanmıştır. Modellemede kullanılan sistem parametreleri Tablo 3.2’de verilen değerler ile aynıdır. Sistem parametrelerin aynı olmasındaki amaç, Newton ve Lagrange yasalarından elde edilen modelleme sonuçları ile SimMechanics modelinden elde edilen sonuçların karşılaştırılması ve doğrulanmasıdır. Şekil 3.13’de sistemin MATLAB/SimMechanics kullanılarak oluşturulan modeli verilmiştir.



Şekil 3.13 MATLAB/SimMechanics de oluşturulan çeyrek araç süspansiyon sistemi modeli.

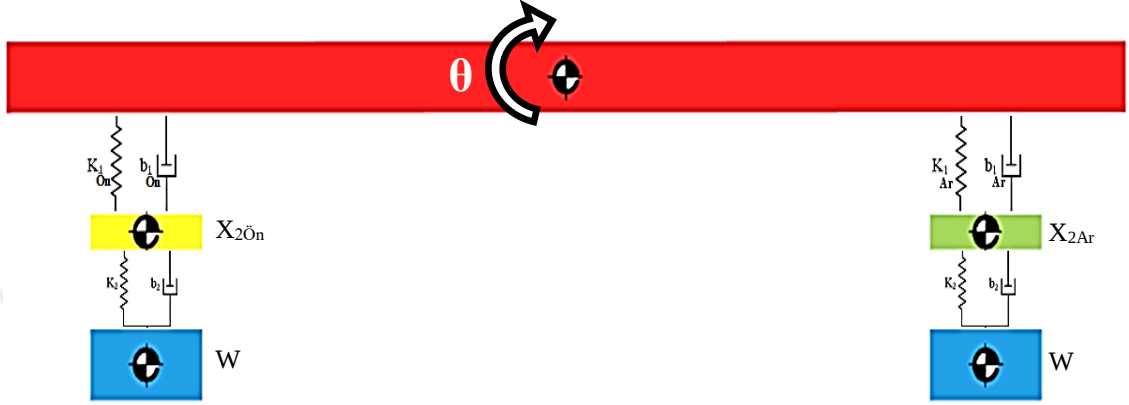
Bu modelde MacPherson tip süspansiyon sistemi oluşturulmak istenmiştir. Modelde lastik Şekil 3.9’da olduğu gibi yay (K_2) ve sönüm (b_2) elemanı şeklinde oluşturulmuştur. Lastiğin bağlı olduğu jant ve porya parçaları M_2 , çeyrek aracın kütlesi ise M_1 şeklinde modellenmiştir. Süspansiyon sistemindeki amortisör ise K_1 ve b_1 sönüm elemanı şeklinde modele dahil edilmiştir. Kısacası Şekil 3.9’da ele alınan çeyrek taşıt süspansiyon sistemin farklı bir şekilde modellenmesi amaçlanmıştır. Bu modelin Şekil 3.11’de verilen Simulink modelinden farkı alt salıncak kolunun da modele dahil edilmesi olmuştur. Ayrıca amortisörü şase ile poryaya bağlayan parçada modellenmiştir. Alt salıncak kolunu poryaya küresel mafsallarla şaseye ise döner mafsallarla bağlanmıştır. Gerçek araç süspansiyon modelinde de durum bu şekildedir. Ayrıca amortisörü şase ile poryaya bağlayan parça; poryaya döner mafsallarla, şaseye ise kaynaklı birleştirme şeklinde bağlanmıştır. Bu modelin Newton ve Lagrange yasalarından elde edilen hareket

denklemlerinden ayıran özelliği, dinamik yük altında sistemin deplasman, hız, ivme sonuçlarının belirlenmesini sağlamak aynı zamanda mafsallara gelen yüklerinde ölçülmesine imkan kılmasıdır. Şekil 3.14’de MATLAB/SimMechanics’de oluşturulan modelin blok şeması verilmiştir.



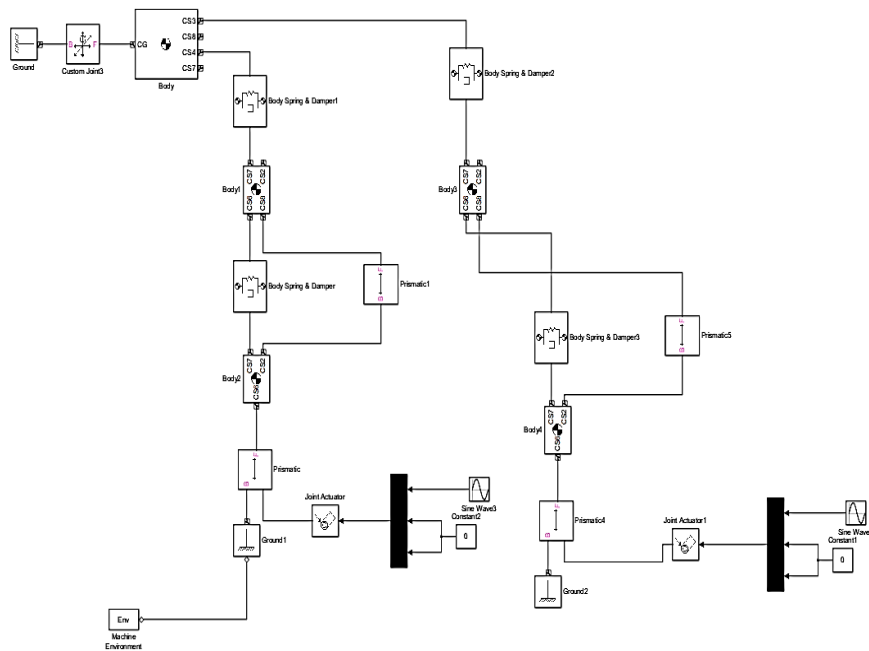
Şekil 3.14 Sistemin SimMechanics blok şeması

Bu modele ilave olarak yine MATLAB/SimMechanics programı kullanılarak yarım araç modeli oluşturulmuştur. Bu modelin oluşturulmasındaki amaç araçlardaki ön ve arka süspansiyon sistemlerinin farklı olmasıdır. Çalışma kapsamında deneysel ölçümlerin yapıldığı gerçek araç ölçümlerinin teorik yaklaşım sonuçları ile karşılaştırılması için yarım araç modeli de oluşturulmuştur. Şekil 3.15’de yarım araç modeli verilmiştir.



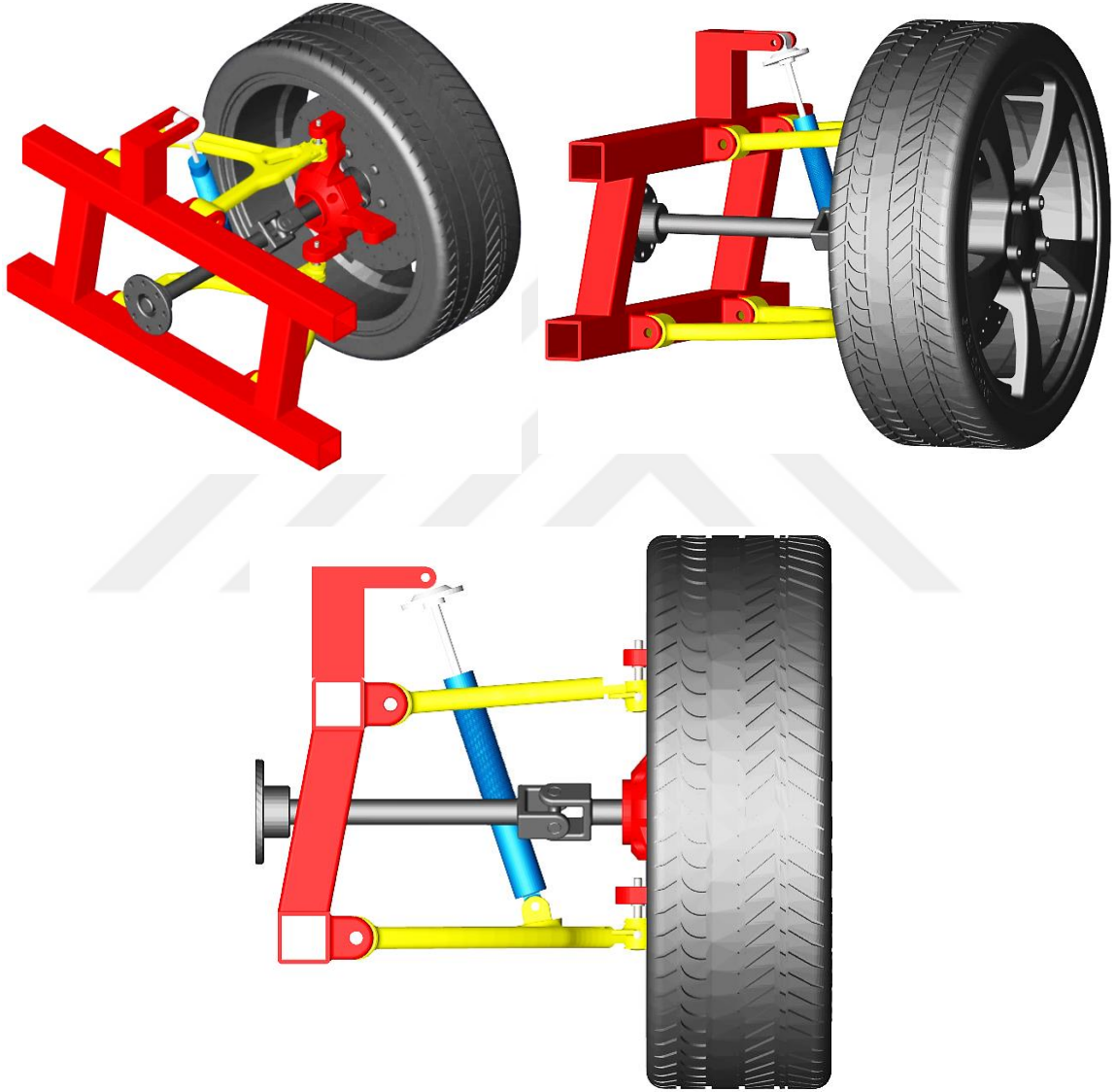
Şekil 3.15 MATLAB/SimMechanics de oluşturulan yarım araç süspansiyon sistemi modeli.

Bu modelde ön ve arka lastiklerin yay ve sönüm katsayıları Tablo 3.2’de verilen değerler ile aynı alınmıştır. Ön süspansiyon sistemi yay ve sönüm katsayıları da Tablo 3.2’de verilenlere göre modele dahil edilmiştir. Ancak arka süspansiyon sisteminin yay katsayısı $K_{1Ar}=25000$ N/m, sönüm katsayısı ise $b_{1Ar}=1100$ N.s/m şeklinde modellenmiştir. Şekil 3.16’da yarım araç modelinin MATLAB/SimMechanics blok şeması verilmiştir.



Şekil 3.16 Yarım araç süspansiyon sisteminin MATLAB/SimMechanics blok şeması.

Simulink ve SimMechanics modellerine ilave olarak sistemin SolidWorks programında katı modeli (Cad) oluşturulmuştur. Bu katı model MATLAB/SimMechanics modeline dönüştürülmüştür. Sistem parametreleri diğer modellerde olduğu gibi Tablo 3.2'e göre alınmıştır. Şekil 3.17'de katı modele göre oluşturulan SimMechanics modeli ve Şekil 3.18'de bu modele ait SimMechanics blok şeması verilmiştir.



Şekil 3.17 Katı modele göre oluşturulan SimMechanics modeli.

Bu modellemede lastiğin altından W yol giriş sinyali verilmiş ve şasenin deplasmanı irdelenmiştir. Modellemede kullanılan yay ve sönüm katsayıları diğer modellemeler ile aynı olup farklı bir modelle yaklaşımı ile de sistemin modeli çıkarılmıştır. Diğer modelleme çalışmalarından elde edilen sonuçlar ile bu modelin sonuçları karşılaştırılmış ve araştırma ve bulgular kısmında verilmiştir.

Çalışmada kullanılan gerçek araca ait ön ve arka süspansiyon sisteminin görüntüleri Şekil 3.19 ve Şekil 3.20’de verilmiştir.



Şekil 3.19 Aracın ön süspansiyon sistemi.



Şekil 3.20 Aracın arka süspansiyon sistemi.

3.3 Görüntü İşleme Prosesi

Görüntü işleme; görüntüyü dijital form haline getirmek ve bazı işlemleri gerçekleştirmek için geliştirilmiş, spesifik görüntü elde etmek veya ondan bazı yararlı bilgiler çıkarmak için kullanılan bir yöntemdir. Bu yöntemin girdisi video kesiti veya fotoğraf gibi bir görüntüdür. Çıktısı ise görüntünün istenilen ya da dikkat edilmesi gereken bölümüne karşılık gelir. Genellikle Görüntü işleme sistemi, önceden belirlenmiş sinyal işleme (Signal Processing) yöntemlerini uygularken görüntüleri iki boyutlu sinyaller olarak ele alır. Görüntü işleme temel olarak aşağıdaki üç adımı içerir.

- Görüntünün optik tarayıcı ile veya dijital fotoğraflarla alınması.
- Veri sıkıştırma, görüntü iyileştirme ve uydu fotoğrafları gibi insan gözü olmayan lekelenme kalıplarını içeren görüntüyü analiz etme ve kullanma.
- Çıktı, sonuçların görüntü analizine dayalı olarak değiştirilmiş, kullanıma hazır hale getirme işlemidir.

Görüntü işlemenin amacı 5 gruba ayrılmıştır. Bunlar;

- Görselleştirme: Görünmesi zor nesneleri gözlemlemedir.
- Görüntü keskinleştirme ve yenileme: Gürültülü görüntüleri iyileştirir.
- Görüntü alımı: İlgi çekici ve yüksek çözünürlüklü görüntü aramadır.
- Desen Tanıma: Bir görüntüdeki çeşitli nesneleri tanımlamadır.
- Görüntü Tanıma: Bir görüntüdeki nesneleri ayırt etme şeklinde tanımlanır.

Görüntü işleme için kullanılan iki yöntem vardır. Bunlar analog ve dijital görüntü işleme yöntemidir. Fotokopiler ve fotoğraflar gibi basılı kopyalar için analog veya görsel görüntü işleme teknikleri kullanılabilir. Görsel tekniklerle görüntü işleme alanındaki bir diğer önemli araç ise ham veri yani geçmişte toplanmış ve işlenmemiş görüntüdür.

Dijital işleme teknikleri dijital görüntülerin bilgisayarlarla manipüle edilmesine yardımcı olur. Uydu platformundan alınan görüntüler, algılayıcı hatası nedeniyle eksiklik içerir. Bu kusurları aşmak ve bilginin özgünlüğünü elde etmek için, çeşitli işleme aşamalarından geçmek zorundadır. Her türlü verinin dijital tekniği kullanırken geçmesi gereken üç genel aşama vardır; Ön-işleme, geliştirme-görüntüleme ve bilgi çıkarımıdır. Bu çalışma kapsamında dijital görüntü işleme yöntemi kullanılmıştır. Süspansiyon sisteminin davranışını belirlemek için gerçek aracın dinamik davranışının

video görüntüsü alınmış ve MATLAB/Computer Vision System Toolbox’ında bu görüntü işlenmiştir. Görüntü işlemenin daha kolay yapılabilmesi için beyaz renge sahip bir araç seçilmiştir. Aracın ön-arka tekerleri ve davlumbazları da beyaz renge kaplanmıştır. Ölçümlerin alınacağı tekerlek merkezi ve bunun doğrultusundaki şaseye ait çamurluk üzerine 4 cm çapında dairesel siyah nokta şeklinde şeritler yapıştırılmıştır. Aşağıda video işlemi için araç üzerinde yapılan hazırlıklara ait resimler Şekil 3.21 ve Şekil 3.22’ de verilmiştir.



Şekil 3.21 Görüntü işlemi prosesi için aracın hazırlanması.

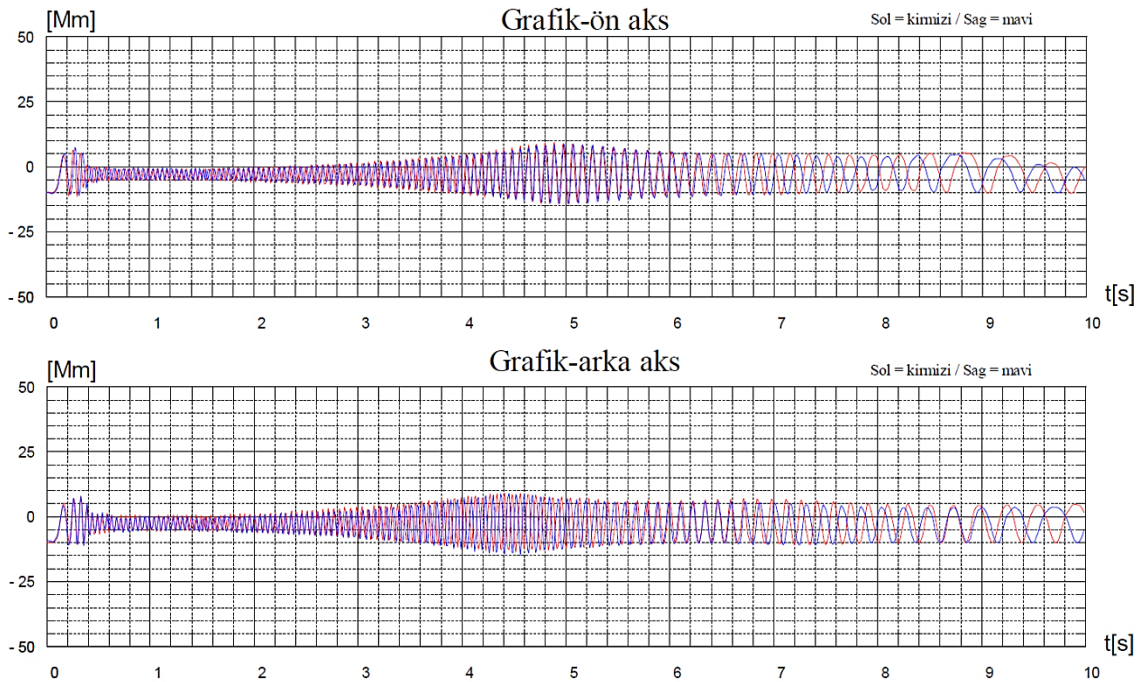


Şekil 3.22 Görüntü işlemi prosesi için kameranın konumlandırılması.

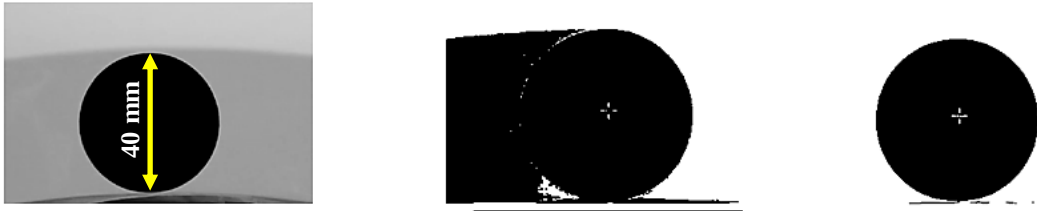
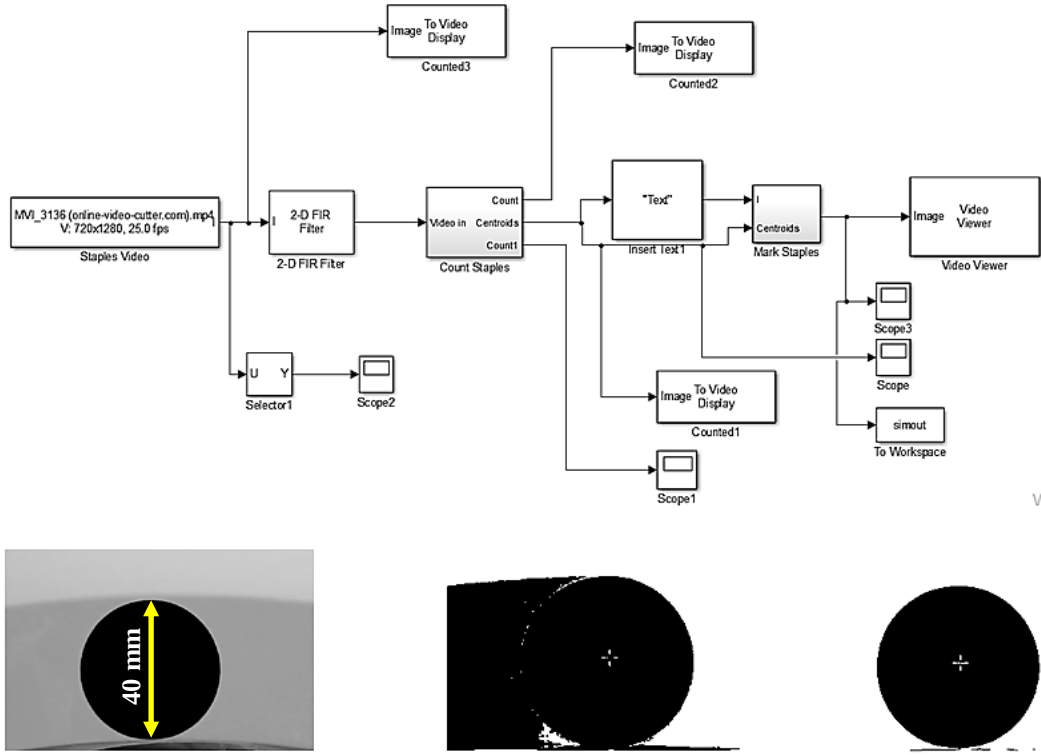
Ayrıca yol profilinin (W) verildiği mekanik ve yazılım sisteminin görüntüsü Şekil 3.23’de verilmiştir. Bu sistemin esas amacı değişken genlikte ve frekansta deplasman vererek araçların süspansiyon sisteminin kontrolünü sağlamaktır. Mekanik sistemin vermiş olduğu deplasmana göre aracın süspansiyon sisteminin senkronizasyonu irdelenmektedir. Saha çalışması kapsamında bu cihaz kullanılmış ve verilen sinüzoidal yol profiline ait grafik Şekil 3.24’de verilmiştir. Simülasyon çalışmalarında da aynı yol girdisi uygulanmış ve şasenin hareketi incelenmiştir. Saha çalışmasında şasenin hareketinin belirlenmesinde yukarıda bahsedilen görüntü işleme yöntemi kullanılmıştır. Hem teorik simülasyonlardan hem de saha çalışmasından elde edilen sonuçlar karşılaştırılmış ve irdelenmiştir. Elde edilen sayısal bulgular bir sonraki bölümde ayrıntılı verilmiştir.



Şekil 3.23 Yol profilinin (W) verildiği mekanik ve yazılım sistemi.



Şekil 3.24 Değişken genlikte ve frekansta verilen yol deplasman (W) giriş sinyali.



Şekil 3.25 MATLAB/Computer Vision System Toolbox’ında oluşturulan görüntü işleme modeli.

Şekil 3.25’de MATLAB/Simulink/Computer Vision System Toolbox’ında gerçekleştirilen görüntü işleme bloğu verilmiştir. Görüntü işleme için ilk önce aracın çamurluğuna (şase) yapıştırılan siyah noktanın deplasman (W) girişine karşın kamera görüntüsü alınmış, görüntünün netleştirilmesi için korelasyon filtresi ve karakteristik özelliklerin ayrılması yapılmıştır. Daha sonra nokta merkezinin bulunmasını ve nesnelerin sayılması işlemi için eş merkezlilik uygulanmıştır. Son olarak merkez noktasının işaretlenmesi (+) yapılmış ve çekilen görüntüye göre noktanın yer değiştirmesi incelenmiştir. Görüntü işlemede Canon EOS 600D marka ayaklı kamera kullanılmıştır. Kamera ait özellikler Tablo 3.3’de verilmiştir.

Tablo 3.3 Görüntü işlemede kullanılan kamera özellikleri.

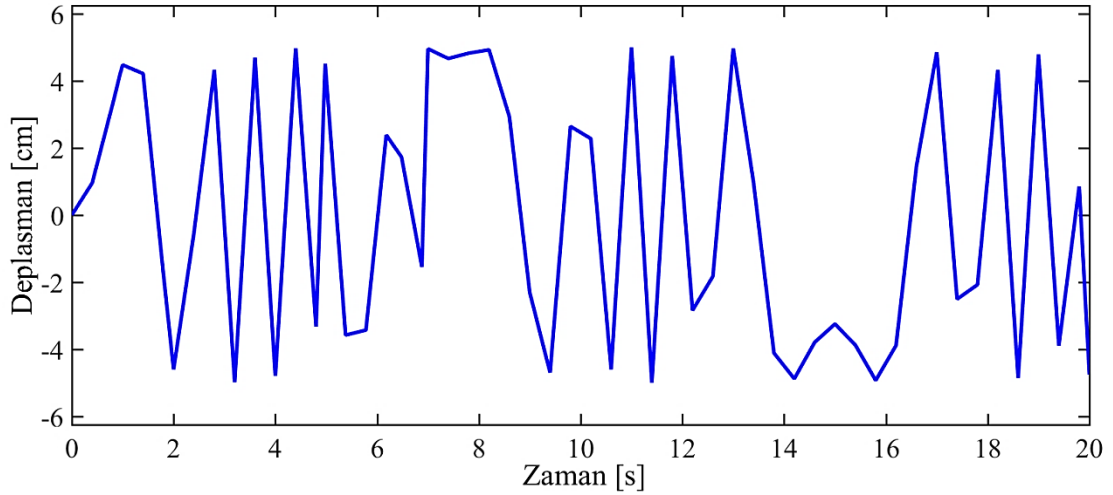
Çerçeve Genişliği	1280
Çerçeve Yüksekliği	720
Veri Hızı	46085 kb/s
Toplam Bit Hızı	47613 kb/s
Resim Karesi Hızı	50.000 kare/s

4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

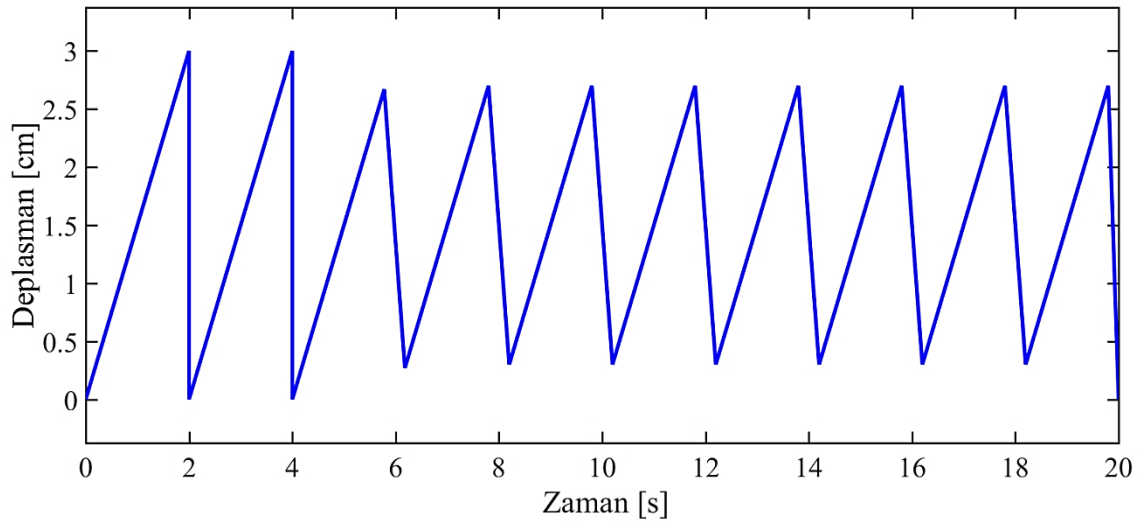
Çalışmanın bu kısmında Newton-Lagrange, SimMechanics ve Cad model yaklaşım yöntemleri ile modellenen sistemin farklı yol deplasman giriş sinyallerine göre davranışı karşılaştırılmıştır. Farklı modelleme simülasyon sonuçlarının irdelenmesi yapıldıktan sonra gerçek araç üzerinden yapılan görüntü işleme prosesi ile simülasyon modellerinden elde edilen sonuçların karşılaştırılması gerçekleştirilmiştir.

4.1 Sistemin Farklı Deplasman Girişlerine Göre Davranışı

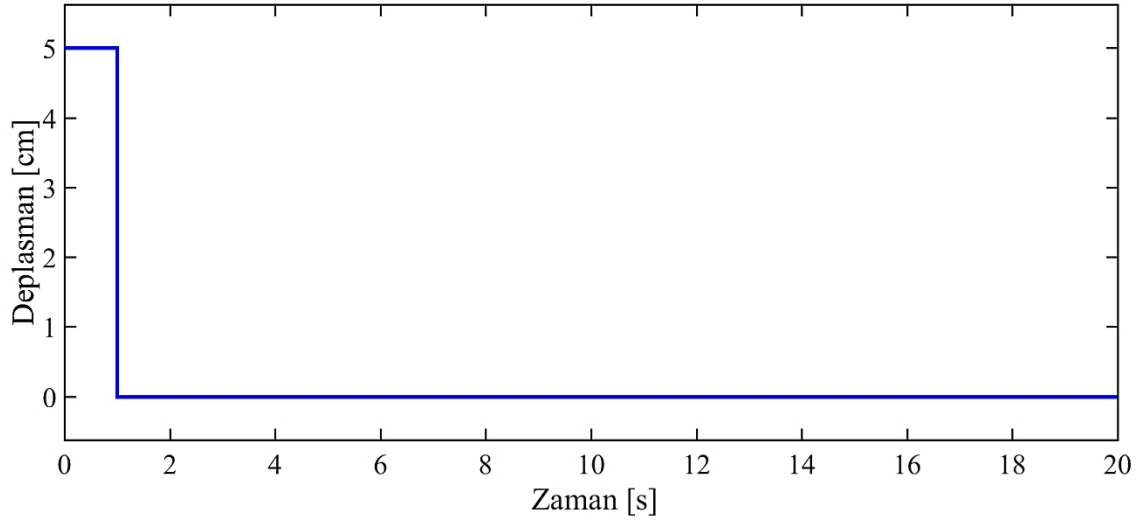
Öncelikle ön süspansiyon sisteminin farklı yol giriş (W) profillerine göre simülasyonları yapılmıştır. Yol deplasman profili olarak dört farklı giriş sinyali seçilmiş ve Şekil 4.1-Şekil 4.4’de verilmiştir. Şekil 4.5’de bu sinyallere örnek olarak hazırlanan simülasyon blok şeması görülmektedir.



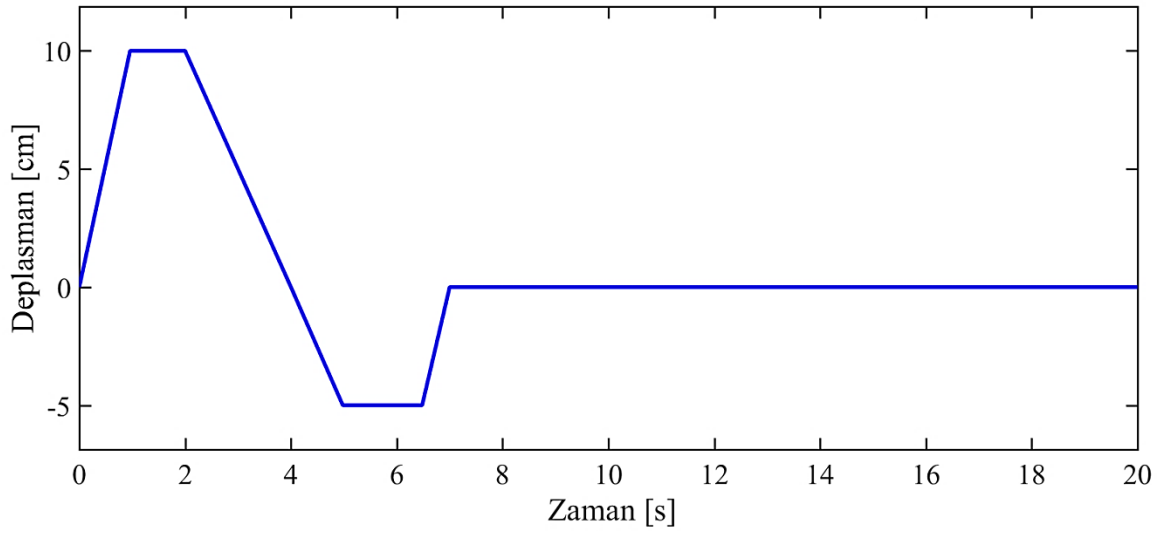
Şekil 4.1. Değişken frekans ve genlikte yol profili (Maks. 4 cm genliğinde, 0.01 Hz-10 Hz.).



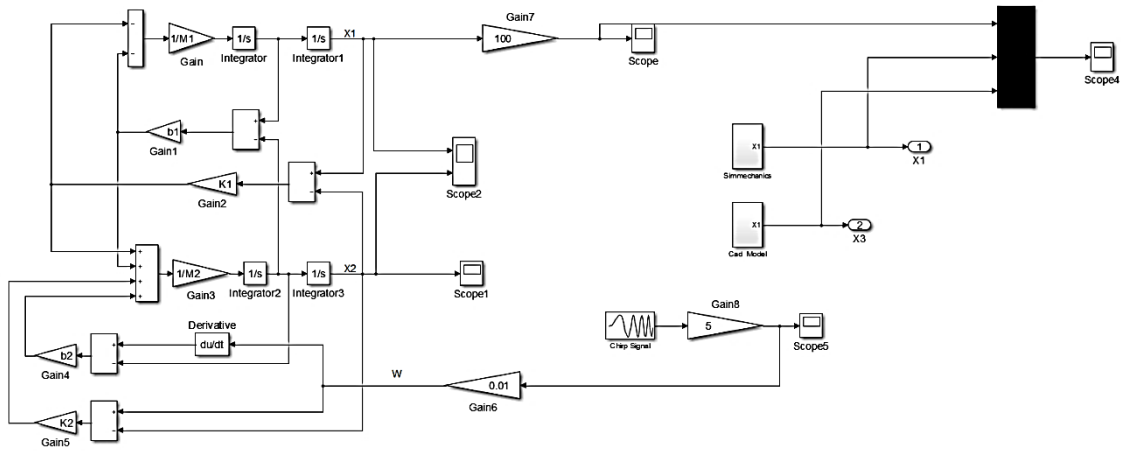
Şekil 4.2. Değişken genlikte tekrarlamalı yol profili (Maks. 3 cm genliğinde, 0.5 Hz.).



Şekil 4.3. Basamak giriş yol profili (Baş:5 cm, Bitiş: 0).

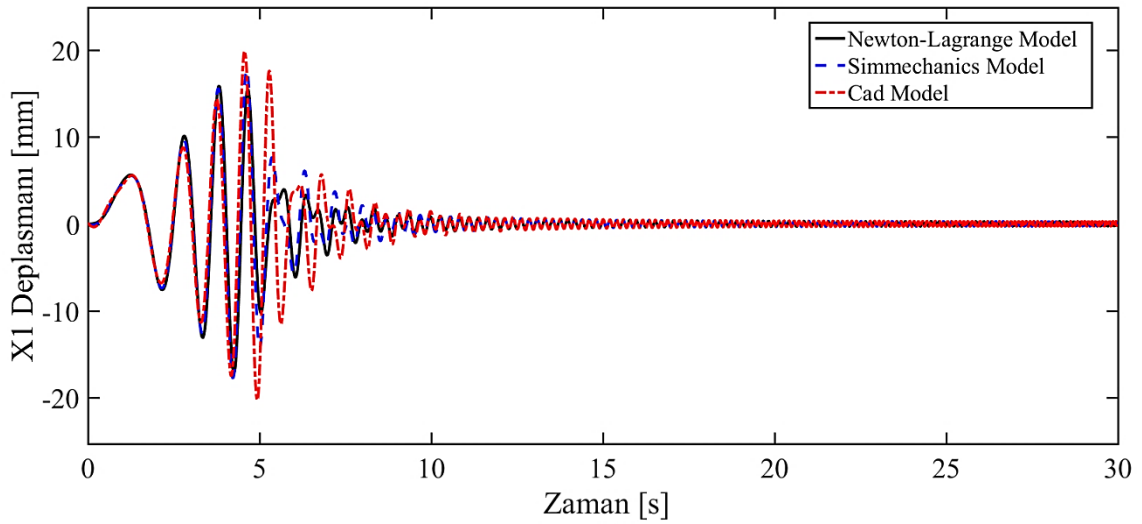


Şekil 4.4. İkili trapez yol profili (10cm Kasis ve 5 cm Çukur).

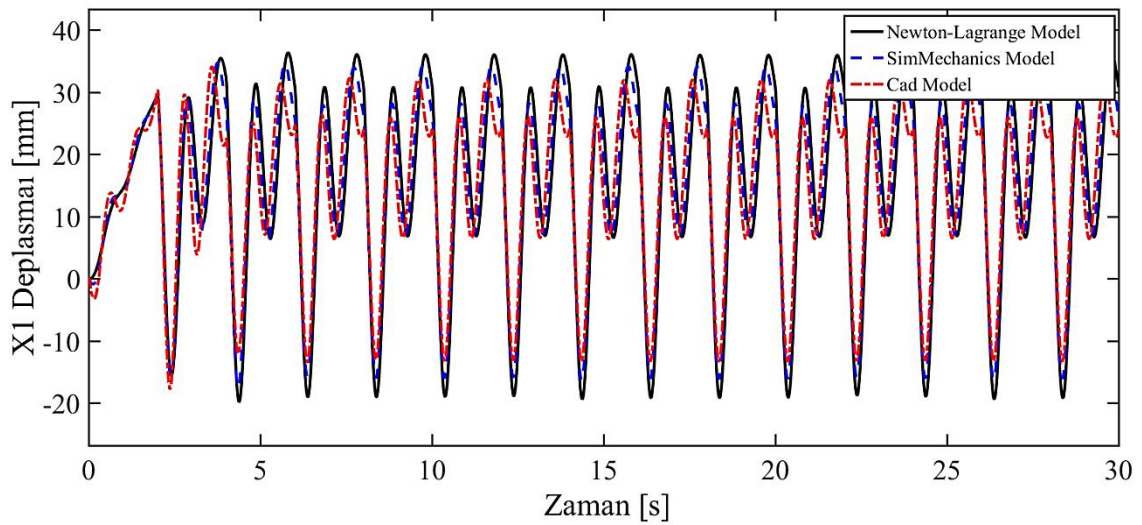


Şekil 4.5 Simülasyon modellerinin aynı anda simüle edilmesi.
(Örn: Şekil 4.1'deki Chirp sinyalinin uygulanması)

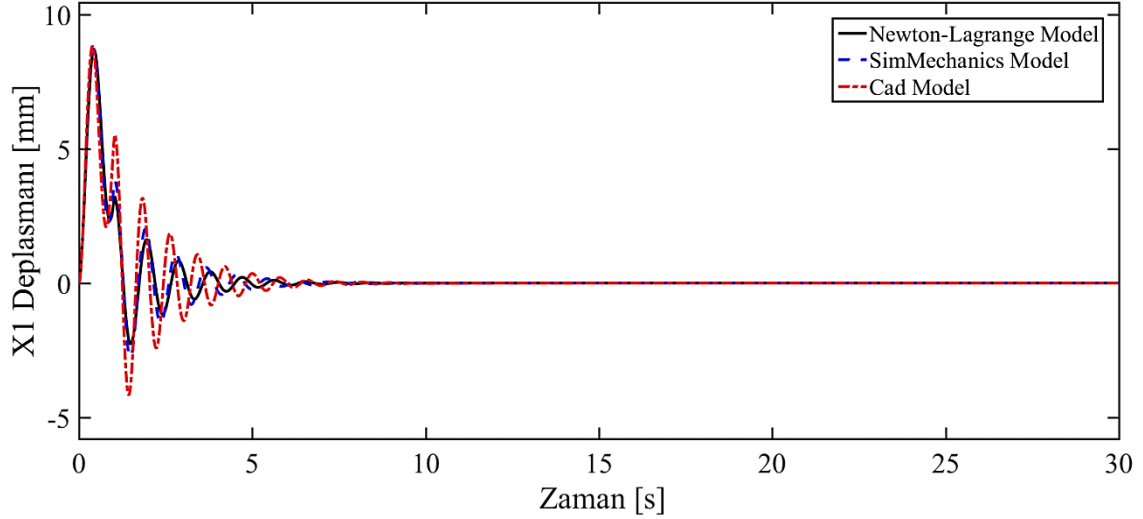
Dört farklı yol deplasman (W) giriş sinyaline göre farklı modelleme metotları ile matematiksel modeli elde edilen çeyrek araç ön süspansiyon sisteminin $X_{1\text{ön}}$ deplasman cevapları bulunmuş ve aynı grafiklerde karşılaştırılmıştır. Bulunan sonuçlar sırası ile Şekil 4.6, Şekil 4.7, Şekil 4.8 ve Şekil 4.9'da verilmiştir. $X_{2\text{ön}}$ deplasmanının değişimi yol deplasman giriş sinyallerine benzer çıktığı için bulgular kısmına konulmamıştır. Bunun nedeni ise sistemin giriş sinyalinin deplasman olması ve ilk etki ettiği kütlenin (M_2) yani tekerlek grubunun hareket girişine karşı aynı tepkiye benze şekilde hareket göstermesidir. Süspansiyon sisteminin amacı üst kütlenin yani şasenin yol girişine karşı sönümlenmesidir. Bu nedenle grafiklerde M_1 kütlesine ait $X_{1\text{ön}}$ deplasman sonuçları irdelenmiştir.



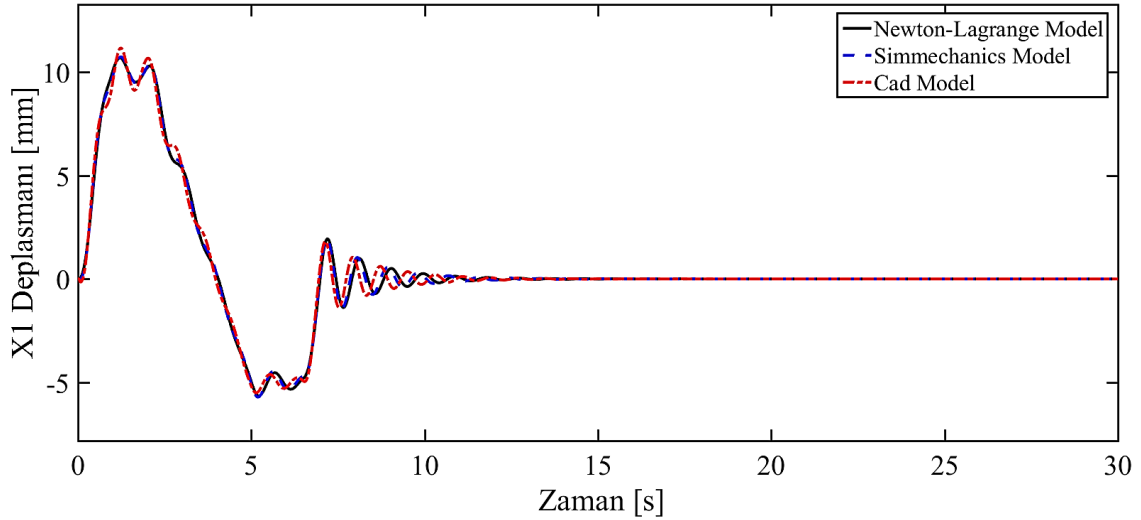
Şekil 4.6 Şekil 4.1'de verilen yol profiline göre sistemin $X_{1\text{ön}}$ deplasman cevabı.



Şekil 4.7 Şekil 4.2'de verilen yol profiline göre sistemin $X_{1\text{ön}}$ deplasman cevabı.



Şekil 4.8 Şekil 4.3’de verilen yol profiline göre sistemin $X_{1\text{ön}}$ deplasman cevabı.



Şekil 4.9 Şekil 4.4’de verilen yol profiline göre sistemin $X_{1\text{ön}}$ deplasman cevabı.

Simülasyon sonuçlarına göre dört farklı yol girişine karşın sistemin $X_{1\text{ön}}$ davranış cevaplarının hemen hemen aynı olduğu görülmektedir. Bunun nedeni ise farklı modelleme yöntemlerinin çeyrek taşıt modeline uygun bir şekilde oluşturulması ve modellerde kullanılan sistem parametrelerinin aynı olmasıdır. Sonuçlara bakıldığında Newton-Lagrange modeli ile SimMechanics sonuçlarının birbirine çok benzer olduğu görülmektedir. Cad model davranışının ise diğer sonuçlardan biraz farklı çıkmasının nedeni ise katı modeldeki kütle merkezlerinin ve ataletlerin daha gerçekçi modele dahil edilmesindendir. Ayrıca lastiğin yay ve sönüm parametreleri porya ile lastik arasında alınmış ve bu durum da sistem davranışına etki etmiştir. Bu modelin diğer modellere göre daha gerçekçi olduğunu söylemek mümkündür. Ancak tüm modelleme

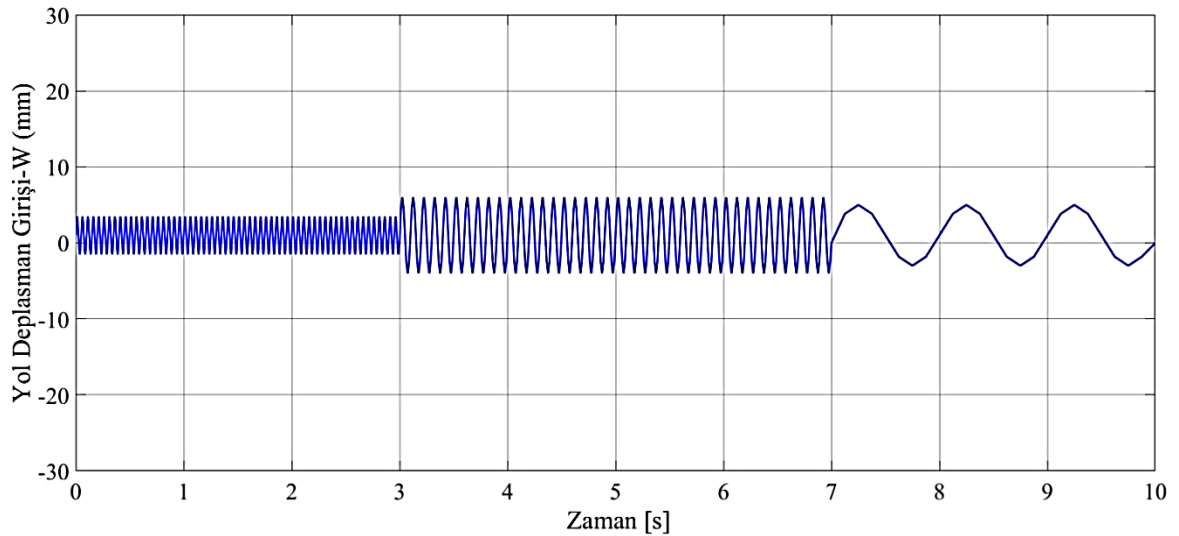
sonuçlarının yakın çıkması modelleme yöntemlerinin doğruluğunu göstermektedir. Örnek olarak Şekil 4.6'a göre simülasyon sonuçlarının birbirine ortalama yakınlığı Tablo 4.1'de verilmiştir. Ortalama yakınlık hesaplamasında iki fonksiyon zamana bağlı olarak birbirinden çıkarılmış ve toplam veri sayısına bölünmüştür. Referans bir fonksiyon olmadığı için modelleme sonuçları ayrı ayrı karşılaştırılmıştır.

Tablo 4.1 Modelleme sonuçlarının karşılaştırılması.

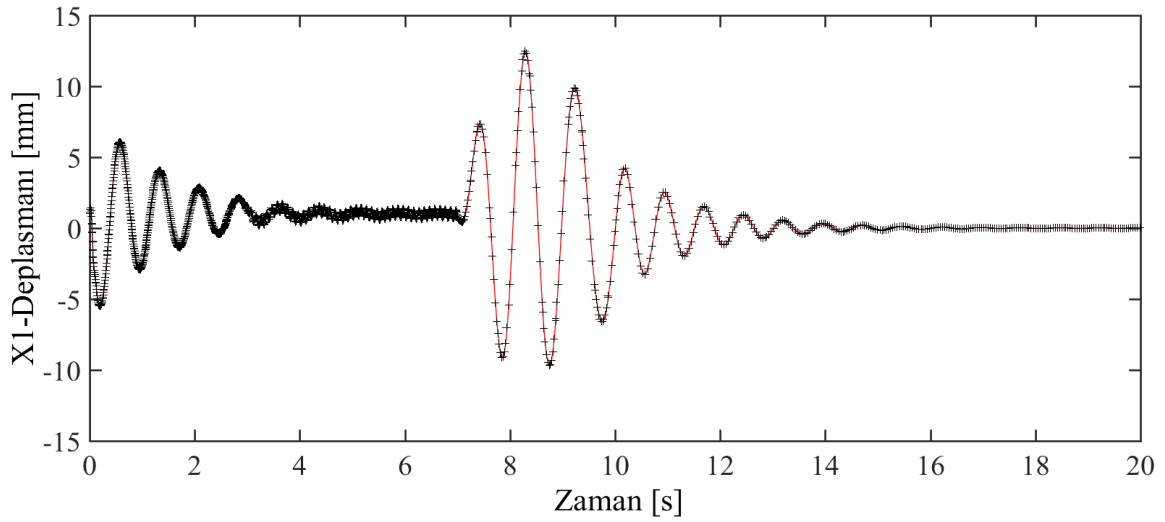
Modelleme Yöntemleri	Ortalama Deplasman Davranış Farkı
Newton-Lagrange Model ile SimMechanics Modelinin Yakınlığı	3.38×10^{-7} mm.
Newton-Lagrange Model ile Cad Modelinin Yakınlığı	2.66×10^{-6} mm.
SimMechanics Model ile Cad Modelinin Yakınlığı	2.32×10^{-6} mm.

4.2 Simülasyon Modelleri İle Test Sonuçlarının Karşılaştırılması

Modelleme sonuçları karşılaştırıldıktan sonra saha testlerinde kullanılan süspansiyon sistemi test cihazının oluşturmuş olduğu yol deplasman giriş sinyaline benzer bir giriş sinyalinin MATLAB/Simulink ortamında oluşturulması yapılmıştır. Şekil 3.24'de verilen test cihazına ait deplasman-zaman grafiği incelenmiş ve bu sinyale benzer değişken frekans ve genlikte bir yol deplasman giriş sinyali üretilmiştir. Bu türde bir yaklaşımın nedeni ise test cihazında verilen giriş sinyalinin cihazının yazılımından sayısal veri olarak alınamamasındandır. Bu nedenle simülasyon sonuçlarının görüntü işleme sonuçları ile karşılaştırılabilmesi için Şekil 4.10'daki sinyal elde edilmiştir. Bu sinyal üç farklı genlik ve frekansta sinüs fonksiyonun (5 mm-20 Hz, 10 mm-10 Hz ve 8 mm-2 Hz) birleştirilmesinden meydana gelmiştir.

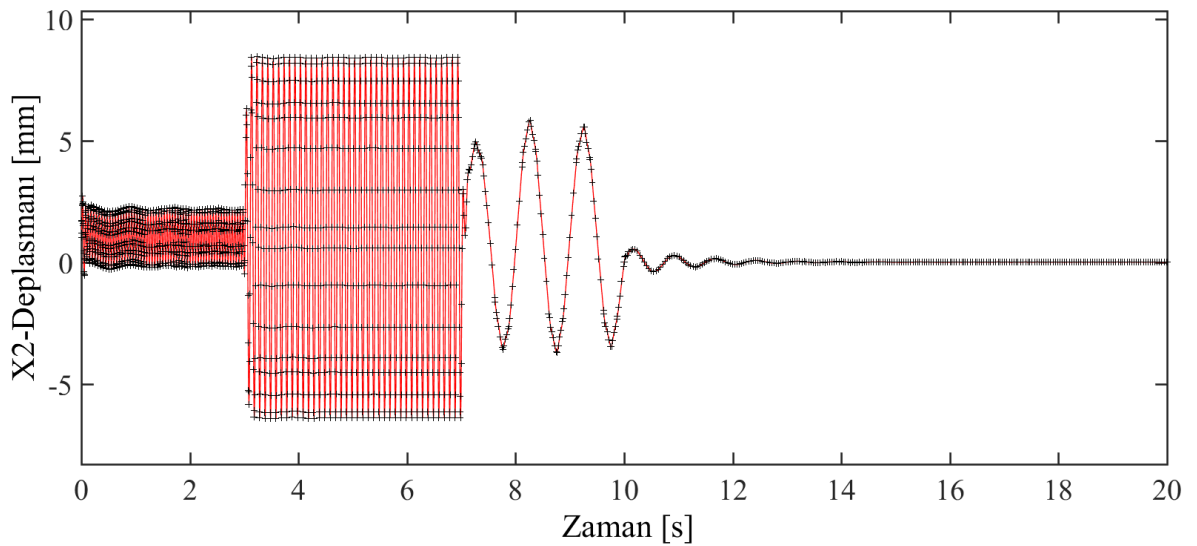


Şekil 4.10 Gerçek yol deplasman giriş sinyaline göre oluşturulan simülasyon giriş sinyali.



Şekil 4.11 Görüntü işleme sonucundan elde edilen $X_{1\text{Ön}}$ deplasmanının değişimi.

Şekil 4.11’de görüntü işleme sonucunda elde edilen ön süspansiyon sisteminin $X_{1\text{Ön}}$ deplasmanının değişimi görülmektedir. Buna göre $X_{1\text{Ön}}$ deplasmanının değişimi sıfırdan konumdan başlamamıştır. Bu nedenle sistemin davranışını bozmayacak şekilde ilk başlangıç değeri sıfıra çekilmiştir. Bunun nedeni ise görüntü işlemede meydana gelen gürültü sinyalleri ve kamera açısının değişimi olduğunu söylemek mümkündür. Son olarak da markerların (+) üzerine uygun yörünge (kırmızı) eklenmiştir.

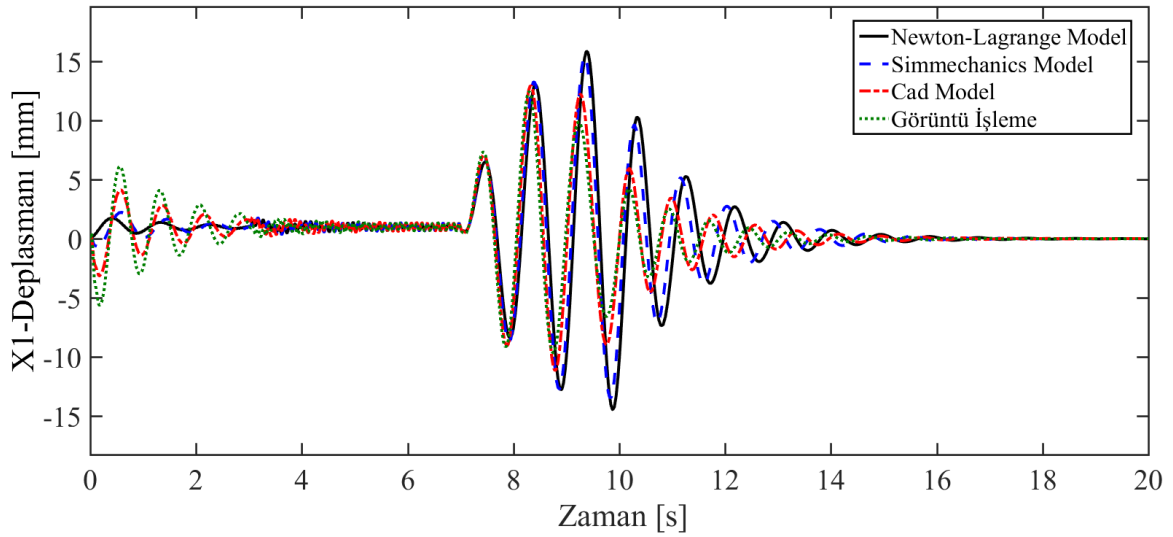


Şekil 4.12 Görüntü işleme sonucundan elde edilen $X_{2\text{Ön}}$ deplasmanının değişimi.

Şekil 4.12’de görüntü işleme sonucunda elde edilen $X_{2\text{Ön}}$ deplasmanının değişimi verilmiştir. Grafiğe bakıldığında $X_{2\text{Ön}}$ deplasmanın yol giriş sinyaline benzer şekilde değiştiği görülmektedir. Bunun nedeni ise yol girişinin deplasman şeklinde

olması ve bu nedenle tekerlek grubunun deplasman girişine benzer davranış sergilemesindendir. Markerların başlangıcı Şekil 4.11’de olduğu gibi sıfır konumundan başlamamaktadır. Dolayısıyla Şekil 4.11’dekine benzer filtreleme yapılmıştır.

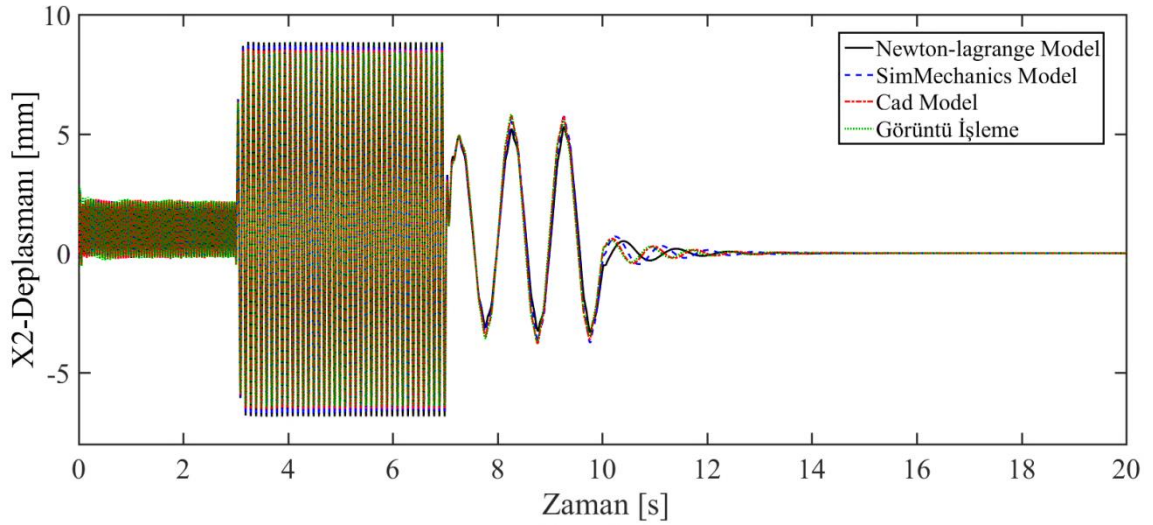
Şekil 4.10’da verilen yol deplasman girişine göre çalışmada kullanılan farklı modelleme yöntemleri ve gerçek araç üzerinden ölçülen X_1 deplasmanının değişimi Şekil 4.13’de verilmiştir.



Şekil 4.13 Simülasyon ve görüntü işlemeden elde edilen $X_{1ön}$ deplasmanının karşılaştırılması.

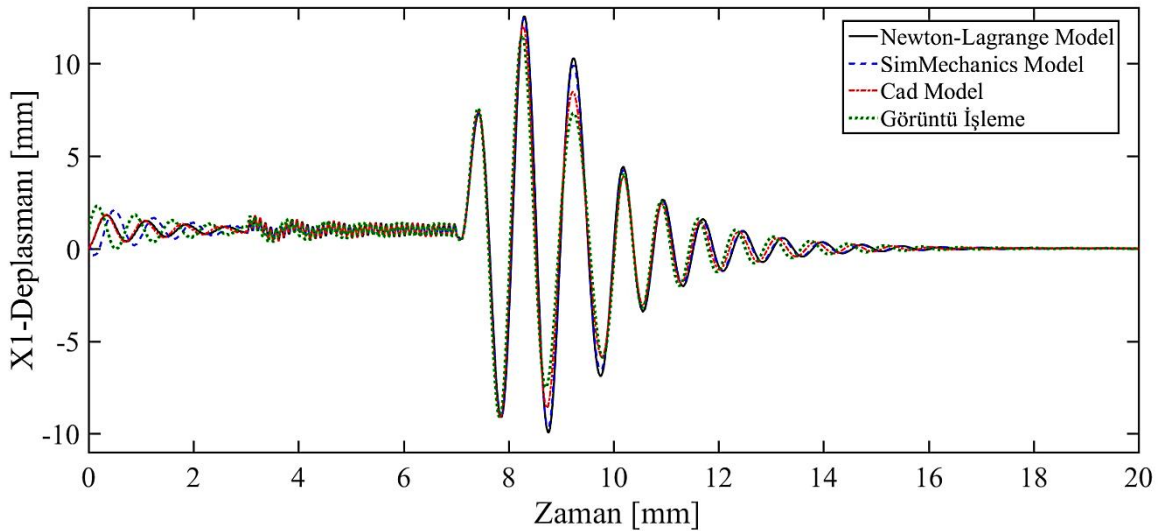
Giriş deplasmanı on saniye sonra gerçekte olduğu gibi sıfırlanmaktadır. Bu nedenle Şekil 4.13’de sönümlenmenin görülebilmesi için yirmi saniyelik zaman aralığı sonucunda $X_{1ön}$ deplasmanının değişimi verilmiştir. Simülasyonlar ve gerçek ölçümler sonucunda $X_{1ön}$ deplasmanının yirmi saniye içinde sönümlendiği tespit edilmiştir. Sonuçlara bakıldığında görüntü işleme ile elde edilen X_1 deplasmanının değişiminin diğer simülasyon modelleri sonuçlarına çok yakın çıktığı görülmektedir. İlk etki esnasında gerçek araç ölçümünde diğer modellere göre biraz daha fazla aşma olmasına rağmen zaman ilerledikçe süspansiyon sistemi davranışının diğer modellerle aynı eğilimde olduğu söylenebilir. Özellikle gerçek araç süspansiyon sistemi modelinin Cad modelleme sonucuna daha yakın bir davranış sergilediği görülmektedir. Bu nedenle Cad modelleme yaklaşımı ile yapılan simülasyonların gerçek sonuçlara daha yakın çıktığını söylemek mümkündür. Oluşan sapmaların ise gerçek araç üzerindeki mafsallı sürtünmelerinden ve ataletlerden dolayı olduğu söylenebilir. Ancak grafiğin tümüne bakıldığında, simülasyon modellerinde sistem davranışına etkisi oldukça fazla olan yay (K_1 ve K_2) ve sönüm katsayılarının (b_1 ve b_2) seçiminin uygun olduğunu söylemek mümkündür.

Şekil 4.14’de simülasyonlar ve görüntü işleme sonucunda ön süspansiyon sisteminde tekerlek grubunun deplasmanını temsil eden $X_{2Ön}$ ’ün Şekil 4.10’da verilen yol profil girişine göre karşılaştırılması verilmiştir.



Şekil 4.14 Simülasyon ve görüntü işlemeden elde edilen $X_{2Ön}$ deplasmanının karşılaştırılması.

Şekil 4.14’de, hem simülasyon hem de görüntü işleme yöntemlerine göre ön süspansiyon sistemi tekerlek grubunun $X_{2Ön}$ deplasman cevabı $X_{1Ön}$ deplasman cevabına nazaran daha küçük genliklerde olduğu görülmektedir. Şekil 4.15’de arka süspansiyon sisteminin X_{1Ar} deplasman cevabının karşılaştırılması verilmiştir.



Şekil 4.15 Simülasyon ve görüntü işlemeden elde edilen X_{1Ar} deplasmanının karşılaştırılması.

Şekil 4.15’e göre X_{1Ar} deplasman cevaplarının tüm yaklaşım modellerinde birbirine yakın olduğu görülmektedir. Ayrıca ön süspansiyon sistemine ($X_{1Ön}$) göre aynı yol giriş sinyali etkisi altında daha küçük titreşim hareketi yapmaktadır. Bunun nedeni ise arka süspansiyon sistemindeki yay ve sönüm katsayılarının öne göre daha rijit

olmasındandır. Arka süspansiyon sisteminin X_{2Ar} deplasman sonuçları ön süspansiyon sisteminin $X_{2Ön}$ deplasman sonuçlarına çok benzediği için bulgular kısmına eklenmemiştir. Elde edilen sonuçların sayısal olarak karşılaştırılması Tablo 4.2’de verilmiştir.

Tablo 4.2 Farklı modelleme yaklaşımlarının sayısal karşılaştırılması.

Modelleme Yöntemleri	Maksimum Genlik	Sönümlenme Zamanı	Kalıcı Durum Hatası	Görüntü İşleme Sonucuna Göre Ortalama Deplasman Davranış Farkı
	$X_{1Ön}$	$X_{1Ön}$	$X_{1Ön}$	$X_{1Ön}$
Newton-Lagrange Model	15.1 mm	19.6 sn.	0	4.61×10^{-7}
SimMechanics Model	14.7 mm.	19.5 sn.	0	4.18×10^{-7}
Cad Model	13.2 mm.	19.3 sn.	0	7.92×10^{-8}
Görüntü İşleme	12.4 mm.	19 sn.	0	0
Modelleme Yöntemleri	Maksimum Genlik	Sönümlenme Zamanı	Kalıcı Durum Hatası	Görüntü İşleme Sonucuna Göre Ortalama Deplasman Davranış Farkı
	$X_{2Ön}$	$X_{2Ön}$	$X_{2Ön}$	$X_{2Ön}$
Newton-Lagrange Model	9 mm.	15.2 sn.	0	1.97×10^{-7}
SimMechanics Model	8.8 mm.	14.9 sn.	0	1.96×10^{-7}
Cad Model	8.6 mm.	14.8 sn.	0	1.94×10^{-7}
Görüntü İşleme	8.5 mm.	14.7 sn.	0	0
Modelleme Yöntemleri	Maksimum Genlik	Sönümlenme Zamanı	Kalıcı Durum Hatası	Görüntü İşleme Sonucuna Göre Ortalama Deplasman Davranış Farkı
	X_{1Ar}	X_{1Ar}	X_{1Ar}	X_{1Ar}
Newton-Lagrange Model	12.3 mm.	18.8 sn.	0	1.98×10^{-7}
SimMechanics Model	12.3 mm.	18.5 sn.	0	1.34×10^{-7}
Cad Model	12 mm.	18.3 sn.	0	1.12×10^{-7}
Görüntü İşleme	11.8 mm.	18.1sn.	0	0

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1 Sonuçlar

Literatürde araç süspansiyon sistemleri üzerine birçok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmalar pasif, yarı aktif ve tam aktif süspansiyon sistemlerinin dinamik davranışı üzerine gerçekleştirilmiştir. Pasif süspansiyon sistemleri hakkında yapılan çalışmalarda süspansiyon sisteminin farklı yol profilleri karşısında davranışı matematiksel olarak modellenmiş ve incelenmiştir. Aktif süspansiyon sistemleri üzerine yapılan çalışmalarda araştırmacılar özellikle kontrolcü tasarıma yoğunlaşmışlardır. Araştırmaların bir kısmında sadece simülasyon modelleri ile teorik yaklaşımlar yapılmıştır. Geri kalan çalışmalarda ise farklı türde tasarlanan test düzenekleri kullanılmış ve elde edilen teorik sonuçlar ile test sonuçları karşılaştırılmıştır.

Tez kapsamında yapılan bu çalışmanın amacı ise; farklı nümerik modelleme yaklaşımlarının doğruluğunu irdelemek ve deneysel sonuçlar ile nümerik sonuçları karşılaştırıp teorik modellerin gerçekçiliğini tespit etmektir.

Bu amaç doğrultusunda çalışmada; bir binek aracın pasif süspansiyon sisteminin nümerik ve deneysel dinamik analizi yapılmıştır. Öncelikle çeyrek araç süspansiyon sisteminin fiziksel modeli oluşturulmuştur. Kullanılan fiziksel model iki serbestlik dereceli ayırık sistem olarak doğrusallaştırılmış ve hem Newton hem de Lagrange yasaları kullanılarak bu modelin hareket denklemleri elde edilmiştir. Daha sonra MachPherson tip çeyrek araç süspansiyon sisteminin fiziksel modeli MATLAB/SimMechanics programı ve katı (Cad) model kullanılarak oluşturulmuştur. Ayrıca MATLAB/SimMechanics programında deneysel ölçümler ile karşılaştırmalar yapabilmek için yarım araç süspansiyon sisteminin modeli yapılmıştır. Katı model SolidWorks programında yapılmış ve MATLAB/SimMechanics programında simülasyonları gerçekleştirilmiştir.

Üç farklı türde yapılan modelleme yaklaşımlarından elde edilen sistemin hareket davranışları farklı yol girdilerine göre simule edilmiş ve modelleme sonuçları karşılaştırılmıştır. Modelleme çalışmalarının doğrulanması amacı ile MachPherson tip süspansiyon sistemine sahip gerçek bir aracın hem ön hem arka süspansiyon sisteminin dinamik davranışı deneysel olarak ölçülmüştür. Deneysel çalışmalarda yol girdisine karşı aracın ön ve arka süspansiyon sisteminin deplasman davranışı görüntü işleme metodu ile belirlenmiştir. Görüntü işleme yöntemi MATLAB/Computer Vision System

toolbox'ı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Görüntü işleme prosesinin daha kolay yapılabilmesi için beyaz renge sahip bir araç seçilmiş ve tekerleri de beyaz renkte kaplanmıştır. Dört santimetre çapında dairesel siyah şerit noktalar aracın tekerlek merkezi ile çamurluk üzerine yerleştirilmiştir. İlk yapılan görüntü işleme çalışmalarında tekerlek merkezi ile çamurluk (şase) üzerinde olan iki noktanın deplasman davranışları birlikte analiz edilmiştir. Ancak görüntü işlemede her iki noktanın merkezlenmesi ve hareket analizi tam olarak gerçekleştirilememiştir. Bu nedenle sadece tekerlek ve sadece şase üzerindeki noktaların görüntüleri ayrı ayrı görüntü işleme prosesine tabii tutulmuştur. Testlerde kullanılan yol giriş deplasmanını yaratan test makinasının hareketi ile tekerlek üzerindeki nokta hareketinin hemen hemen aynı olduğu tespit edilmiştir. Bu nedenle görüntü işlemede özellikle şasenin deplasman davranışı üzerine yoğunlaşmıştır. Görüntü işleme yöntemi ile ön süspansiyon sistemindeki şasenin ($X_{1Ön}$) ve tekerlek grubunun deplasman ($X_{2Ön}$) davranışı ve arka süspansiyon sistemindeki şasenin deplasmanı (X_{1Ar}) belirlenmiştir. Elde edilen test sonuçları ile simülasyonlardan elde edilen sonuçlar aynı grafiklerde karşılaştırılmıştır.

Bu karşılaştırmalar sonucunda farklı modelleme yaklaşımları ile görüntü işleme sonuçlarından elde edilen sonuçların birbirine çok yakın olduğu görülmüştür. Bu nedenle nümerik yaklaşımlarda kullanılan süspansiyon sistemindeki yay (k) ve sönüm (b) katsayılarının uygun seçildiğini söylemek mümkündür.

Sonuç olarak bu tez kapsamında; süspansiyon sistemlerinin nümerik modellenmesinde karşılaşılan en önemli problemlerden yay ve sönüm katsayılarının belirlenmesi farklı yaklaşım metotları ile incelenmiş, önemli teknik bulgular şekil ve tablolar halinde sunulmuştur.

Çalışma sonunda;

- Çalışmanın ilk kısmında; üç farklı nümerik modelleme yönteminin aynı sistem parametreleri ve aynı giriş sinyalleri kullanılarak elde edilen sonuçları karşılaştırılmış ve sunulmuştur.
- Nümerik yaklaşımlarda; tüm modelleme yöntemlerinin sonuçları birbirine yakın çıkmıştır. Ancak Newton-Lagrange yasaları kullanılarak elde edilen model ile MATLAB/SimMechanics programı kullanılarak yapılan modelleme sonuçlarının daha yakın olduğu görülmüştür.
- Görüntü işleme yöntemi ile süspansiyon test makinası girişine karşın gerçek bir aracın şase hareketi ölçülmüş ve sunulmuştur.

- Nümerik modelleme ve görüntü işleme sonuçları karşılaştırılmış ve sunulmuştur.
- Çalışmada kullanılan araç dikkate alındığında, süspansiyon sisteminin nümerik modellenmesinde seçilen yay ($K_{1Ön-Ar}$, $K_{2Ön-Ar}$) ve sönüm ($b_{1Ön-Ar}$, $b_{2Ön-Ar}$) katsayılarının aracın amortisör parametrelerine yakın olduğunu söylemek mümkündür.
- Bu çalışmada kullanılan katı modelleme yaklaşımını birçok benzer sistemin modellenmesinde uygulanabileceğini söylemek mümkündür.
- Yapılan bu çalışmada elde edilen sonuçların gerçek çalışmalarda kullanılabileceğini, ayrıca bulunan sonuçların gelişmeye yönelik olduğunu, kullanılan modelleme yaklaşımlarının benzer çalışmalara ve literatüre ışık tutacağını söylemek mümkündür.

5.2. Öneriler

Çalışma kapsamında yapılan farklı nümerik modelleme yöntemleri benzer ayırık sistemlerin modellenmesinde kullanılabilecek yaklaşımlar olup, literatüre katkı sağlamaktadır. Tez kapsamında süspansiyon sisteminin modellenmesinde kullanılan bu yaklaşımlar ile başarılı sonuçlar elde edilmiştir. Ayrıca görüntü işleme yöntemi ile daha ekonomik ölçüm sonuçlarının elde edilmesi mümkündür. Süspansiyon sistemi davranışlarının belirlenmesinde seyir halinde araç üzerinden yapılacak deplasman ve kuvvet verileri ile daha gerçekçi yaklaşımlar yapılabilir. Bu çalışmada kullanılan test makinası yerine farklı genlikte ve frekansta yol giriş sinyalleri üretebilen test makinaları ile daha farklı dinamik davranışların tespit edilmesi mümkündür.



KAYNAKLAR

- Ahmadian, M. (2001). Active Control of Vehicle Vibration. In: S. Braun, D. Ewins, S.S. Rao (Editors), Encyclopedia of Vibration (2002). Academic Press, San Diego, USA. vol.1, p.37-45
- Bannatyne, R., (1998). Future Developments in Electronically Controlled Steering and Suspension Systems. In: R.K.Jurgen (Editor), Electronic Steering and Suspension Systems (1999), Society of Automotive Engineers, Warrendale-PA, USA, p. 539-557.
<http://www.bilgiustam.com>
<http://blog.udentify.co/04/2017/goruntu-isleme-nedir/>
- Chen, P.C., A.C. Huang, (2005). Adaptive Sliding Control of Non-Autonomous Active Suspension Systems with Time-Varying Loadings. Journal of Sound and Vibration, vol. 282(2005):1119-1135.
- Chung, S.K., H.B. SHIN, (2004). High-Voltage Power supply for Semi-Active Suspension System with ER-Fluid Damper. IEEE Transactions on Vehicular Technology, vol.53, no.53, p.206-214.
- Çakan A., (2013). Karayolu Taşıtları Süspansiyon Sisteminde Aktif Titreşim Kontrolü. Yüksek Lisans Tezi, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü. Makine Müh. ABD, 80 s.
<http://ctms.engin.umich.edu/CTMS/index.php?example=Suspension§ion=SimulinkModeling>
- Demerdash, S.M., (1998). Performance of Limited Bandwidth Active Suspension Based on a Half Car Model, 981118. In: R.K.Jurgen (Editor), Electronic Steering and Suspension Systems (1999), Society of Automotive Engineers, Warrendale-PA, USA, p. 251-259.
- Demerdash, S.M., A.R. Plummer, D.A. Crolla, (1995). Digital Control for Active Suspension Systems, C498/19/068/95. In: R.K.Jurgen (Editor), Electronic Steering and Suspension Systems (1999), Society of Automotive Engineers, Warrendale-PA, USA, p. 401-408.
- Donahue, M.D., (2001). Implementation of an Active Suspension, Preview Controller for Improved Ride Comfort. MSc Thesis, The University of California at Berkeley, USA.
- Emura, J., S.Kakızakı, F. Yamaoka, M. Nakamura. (1994). Development of the Semi-Active suspension System Based on the Sky-Hook Damper Theory, 940863. In: R.K.Jurgen (Editor), Electronic Steering and Suspension Systems (1999), Society of Automotive Engineers, Warrendale-PA, USA, p. 298-306.

- Erol B., (2015). Çeyrek Taşıt Aktif Süspansiyon Modeli Çıkarımı ve Kontrolü. Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Elektronik ve Haberleşme Mühendisliği ABD., 105 s.
- Eski, İ., Yıldırım, Ş., (2009). Vibration control of vehicle active suspension system using a new robust neural network control system. *Simulation Modelling Practice and Theory*, 17(5), 778-793.
- Fischer, D., R Isermann, (2004). Mechatronic Semi-Active and Active Vehicle Suspensions. *Control Engineering Practice* 12(2004), p.1353-1367.
- Gillespie, T.D., (1992). *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Society of Automotive Engineers Publications, Warrendale, PA, USA.
- Goldner, R.B., P. Zerigian, J.R. Hull, (2001). A Preliminary Study of Energy Recovery in Vehicles by Using Regenerative Magnetic Shock Absorbers, 2001-01-2071. Society of Automotive Engineers, 8 p.
- Gordon, T.J., R.S. Sharp. (1998). On Improving The Performance of Automotive Semi-Active Suspension Systems Thorough Road Preview. *Journal of Sound Vibration*, 217(1):163-182.
- Gönen E., Sert, E., Tutu, G., (2017). Aracın Yalpa Karakteristiğinin Taşıt Dinamiğine Olan Etkisinin Analitik ve Nümerik Yöntemlerle İncelenmesi. *Mühendis ve Makine*, 58(689), 49-61.
- Griffin, M.J., (2001). Motion Sickness. In: S. Braun, D. Ewins, S.S. Rao (Editors), *Encyclopedia of Vibration* (2002). Academic Press, San Diego, USA. Vol.2, p.857-861.
- Griffin, M.J., (2001). Whole-Body Vibration. In: S. Braun, D. Ewins, S.S. Rao (Editors), *Encyclopedia of Vibration* (2002). Academic Press, San Diego, USA. Vol.3, p.1570-1578.
- He, Y., J. McPhee, (2005). Multidisciplinary Design Optimization of Mechatronic Vehicles with Active Suspensions. *Journal of Sound and Vibration*, vol. 283(2005):217-241.
- Hong, S.K., H.C. Sohn, J.K. Hedrick, (2002). Modified Skyhook Control of Semi Active Suspensions: A New Model, Gain Scheduling and Hardware-In-The-Loop-Tuning. *Transactions of the ASME - Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, vol.124, p.158-167.
- Hoogterp, F.B., J.H. Beno, D.A. Weeks, (1997). An Energy Efficient Electromagnetic Active Suspension System, 970385. In: R.K.Jurgen (Editor), *Electronic Steering and Suspension Systems* (1999), Society of Automotive Engineers, Warrendale-PA, USA, p. 367-371.

- Hwang, S.H., S.J. Heo, K. Park, (1998). Design and Evaluation of Semi-Active Suspension Control Algorithms Using Hardware-In-The-Loop Simulations. *Int. Journal of ehicle Design*, vol.19, no.4, p.540-551.
- Isermann, R., (1996). On the Design and Control of Mechatronic Systems - A Survey. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol.43, no.1, p.4-15.
- Jordan, T.C., M.T. Shaw, (1989). Electrorheology. *IEEE Transactions of Electrical Insulation*, vol.24, no.5, p.849-878.
- Karaçay, T., (2002). Bir Taşıtın Sürüş Karakteristiğinin Durağan Olmayan İstatistiksel Analizi. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Ankara. 132 sayfa.
- Law, A.M., W.D. Kelton, (1997). *Simulation Modelling and Analysis*. McGraw Hill Higher Education Publication, New Jersey - USA, 544p.
- Liu, Y., T.P. Waters, M.J. Brennan, (2005). A Comparison of Semi-Active Damping Control Strategies for Vibration Isolation of Harmonic Disturbances. *Journal of Sound and Vibration*, vol. 280(2005):21-39.
- Mcconnell, K.G., (2001). Transducers for Absolute and Relative Motion. In: S. Braun, D. Ewins, S.S. Rao (Editors), *Encyclopedia of Vibration* (2002). Academic Press, San Diego, USA. Vol.3, p.1381-1406.
- MSI, (2005). <http://www.msiusa.com/piezo/documentation.asp>. Erişim Tarihi: 07.02.2005, Konu: Energy Generation Using PiezoFilm, Measurment Specialist Inc. USA.
- MSI, 2005b. <http://www.msiusa.com/piezo/documentation.asp>. Erişim Tarihi: 07.02.2005, Konu: Piezo Film Sensors Technical Manual, part 6-18, Measurment Specialist Inc. USA.
- Pinkos, A., E. Shtarkman, (1996). Electronically Controlled Smart Materials in Active Suspension Systems, 96C004. In: R.K.Jurgen (Editor), *Electronic Steering and Suspension Systems* (1999), Society of Automotive Engineers, Warrendale-PA, USA, p. 393-400.
- Ramsbottom, M., D.A. Crolla, A.R. Plummer, (1999). Robust Adaptive Control of an Active Vehicle Suspension System. *Proceedings of Institution of Mechanical Engineers*, vol.213, part.D, p.1-17.
- Ramsbottom, M., D.A. Crolla, (1997). Development and Analysis of a Prototype Controllable Suspension, 972691. In: R.K.Jurgen (Editor), *Electronic Steering and Suspension Systems* (1999), Society of Automotive Engineers, Warrendale-PA, USA, p. 383-391.
- Robson, J.D., (1979). Road Surface Description and Vehicle Response. *International Journal of Vehicle Design*, vol.1, no.1, p.25-35.

- Putköl, Y., Altıparmak, D., (2016). Taşıt Süspansiyon Sistemi Çeşitleri ve Ön Düzen Geometrisine Etkileri. Gazi Üniversitesi Politeknik Dergisi, 19(2), 195-202.
- Sayers, M.W., S.M. Karamihas, (1998). The Little Book of Profiling. University of Michigan Transportation Research Institute Ders Notları, Michigan, USA.
- Sharp, R.S., D.A. Crolla, (1987). Road Vehicle Suspension System Design - A Review. Vehicle System Dynamics, vol.16, p.167-192.
- Shehata A., Metered H., Oraby W., A., H., (2014). Vibration Control of Active Vehicle Suspension System Using Fuzzy Logic Controller. Vibration Engineering and Technology of Machinery, 23(2), 389-399.
- Şiren, M.N., (1996). Bir Yarı Aktif Süspansiyon Sisteminin Tasarımı ve Analizi. Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi, Bursa.
- T.C. Milli Eğitim Bakanlığı (MEB) (2013). Motorlu Araçlar Teknolojisi-Süspansiyon Sistemleri, Ankara. 151 sayfa.
- Teramura, E., S. Haseda, Y. Shimoyama, T. Abe, K. Matsuoka, (1997). Semi-Active Damping Control System with Smart Actuator. New Technologies and New Cars (1997):529-535.
- Thirupathi, S.R., N.G. Naganathan, (1995). A New Class of Smart Automotive Active Suspensions Using Piezoceramic Actuation, 950588. n: R.K.Jurgen (Editor), Electronic Steering and Suspension Systems (1999), Society of Automotive Engineers, Warrendale-PA, USA, p. 329-339.
- Trevett, N.R., (2002). X-by-Wire, New Technologies for 42V Bus Automobile of the Future. Honors Thesis, South Carolina Honors College, USA.
- Walker, G.W., (1997). Constraints Upon the Achievable Performance of Vehicle Suspension System. PhD Thesis, Cambridge University, England.
- Weeks, D.A., D.A. Bresie, J.H. Beno, A.M. Guenin, (1999). The Design of an Electromagnetic Linear Actuator for an Active Suspension, 1999-01-0730. Society of Automotive Engineers, 11 p.
- Weeks, D.A., J.H. Beno, A.M. Guenin, D.A. BREISE, (2000). Electromagnetical Active Suspension Demonstration for Off-Road Vehicles, 2000-01-0102. Society of Automotive Engineers, 10 p.
- Wickert, J., (2001). Equations of Motion. In: S. Braun, D. Ewins, S.S. Rao (Editors), Encyclopedia of Vibration (2002). Academic Press, San Diego, USA. Vol.3, p.1324-1332.
- Williams, R.A., (1997). Automotive Active Suspensions, Part.1: Basic Principles. Proceedings of Institution of Mechanical Engineers, vol.211, part.D, p.415-426.

- Williams, R.A., 1997. Automotive Active Suspensions, Part.2: Practical Considerations. Proceedings of Institution of Mechanical Engineers, vol.211, part.D, p.427-444.
- Yang, B., (2001). Theory of Vibration. In: S. Braun, D. Ewins, S.S. Rao (Editors), Encyclopedia of Vibration (2002). Academic Press, San Diego, USA. Vol.3, p.1290-1333.
- Yıldırım, Ş., (2004). Vibration control of suspension systems using a proposed neural network. Journal of sound and vibration. 277 (4-5), 1059-1069.
- Yin, S., Huang, Z., (2015). Performance Monitoring for Vehicle Suspension System via Fuzzy Positivistic C-Means Clustering Based on Accelerometer Measurements. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 20(5), 2613- 2620.
- Yoshida, H., K. TANGE, K. MORIKAWA, (1999). Development of Actuator for Suspension Control. Society of Automotive Engineers of Japan Review vol. 20 (1999):487-492.
- Zhou, C., Pan, L., Yu, Y., Zhao, L., (2016). Optimal damping matching for shock absorber of vehicle leaf spring suspension system. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 32(7), 106-113.

ÖZ GEÇMİŞ

HİMMET OKUTURLAR

Fevzi Çakmak Mahallesi, Ankara Yolu üzeri No:192, 42050
Karatay/Konya

E-Posta: hokuturlar@gmail.com



KİŞİSEL BİLGİLER

Doğum Tarihi ve Yeri: 1981 - Beyşehir

Uyruğu : T.C.
Medeni Durumu : Evli
Cinsiyet : Erkek
Askerlik Durumu : Yapıldı
Ehliyet : B Sınıfı

EĞİTİM BİLGİLERİ

LİSANS

Selçuk Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü (1999-2003)

İŞ DENEYİMİ

GÖKMEN OTOMOTİV (VW)

2004- devam ediyor

Görev : Servis Müdürü

YAZILIM BİLGİLERİ

Mühendislik Hesaplamaları Yazılımları: Matlab, Simulink, SimMechanics (İyi derecede)

CAD/CAM Yazılımları: Solidworks (Orta derecede)

Office Yazılımları: Microsoft Word, Excel, Powerpoint (Hepsi iyi derecede)

DİL BİLGİLERİ

İngilizce: Reading (İyi), Listening (Orta), Writing (Orta), Speaking (İyi)

SERTİFİKALAR

- A Sınıfı İş Güvenliği Uzmanlığı Sertifikası
- Tehlikeli Madde Atık Danışmanlık Sertifikası

EK BİLGİLER

Hobiler: Otomotiv, balık tutmak, motor sporları