



T. C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ARAÇ SÜSPANSİYON PARAMETRELERİNİN KONTROLÜ
İÇİN MODEL GELİŞTİRİLMESİ**

İlhan YUNUS

Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bursa- 2016
Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

İlhan YUNUS tarafından hazırlanan 'Araç Süspansiyon Parametrelerinin Kontrolü İçin Model Geliştirilmesi' adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **Yüksek Lisans Tezi** olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK

Üye: Prof.Dr. Ferruh ÖZTÜRK

Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi
Otomotiv Mühendisliği

İmza

Üye: Prof.Dr. Necmettin KAYA

Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği

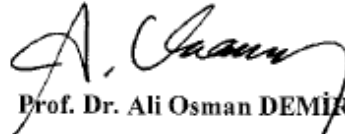
İmza

Üye: Yrd.Doç.Dr. Erdem UZUNSOY

Bursa Teknik Üniversitesi Doğa Bil. MİM. ve Müh. Fak.
Makine Mühendisliği

İmza

Yukarıdaki Sonucu Onaylarım


Prof. Dr. Ali Osman DEMİR
Enstitü Müdür V.
18.07.2016 (Tarih)

U.Ü. 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.

.././....

İmza

İlhan YUNUS

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ARAÇ SÜSPANSİYON PARAMETRELERİNİN KONTROLÜ İÇİN MODEL GELİŞTİRİLMESİ

İlhan YUNUS

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK

Son yıllarda yaşanan elektronik alandaki gelişmeler sayesinde daha konforlu daha verimli daha akıllı sistemler geliştirilmeye ve endüstride uygulanmaya başlanmıştır. Önümüzdeki yıllarda da bu durumun kendini katlayarak devam edeceğini öngörmek yanlış olmaz. Otomobil teknolojileri de bu gelişimden etkilenmekte ve sistemlerinin birçoğunda elektronik alandaki bu gelişmelerin izlerini taşımaktadır. Aktif ve yarı aktif süspansiyon sistemleri bu örneklerdendir.

Bu tez çalışmasında süspansiyon sisteminin matematiksel modeli Matlab&Simulink ortamında kurularak, PID ve LQR gibi sistemi aktif şekilde kontrol eden ve bunlara gözleyicinin de eklendiği algoritmalar geliştirilerek, sistemin davranışı çeşitli yol şartlarında simüle edilmiş ve kazanılabilecek faydalar ortaya konmaya çalışılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Aktif süspansiyon sistemleri, PID, süspansiyon optimal kontrol LQR, gözleyici tasarımı

2016, ix + 37 sayfa

ABSTRACT

MSc Thesis

DEVELOPMENT OF MODEL FOR VEHICLE SUSPENSION PARAMETERS CONTROL

İlhan YUNUS

Uludağ University

Graduate School Of Natural And Applied Sciences

Department Of Automotive Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK

In recent years within developments in electronics more comfortable, more productive intelligent systems has started to be developed and applied in industry. In the coming years to predict the situation will continue to fold itself and increasingly rise is not wrong. The Automotive technology are also being affected by these developments and holding the sign of this fashion in many electronic systems. Active and semi-active suspension systems can be one of the example of these systems.

In this thesis, suspension mathematical models was built in Matlab&Simulink environment and active suspension algorithms such as PID and LQR developed and observer of algorithms that are added in. the system behavior under various road conditions were simulated to demonstrate the benefits of the control algorithms.

Key Words: Active suspension systems, PID, suspension optimal control, LQR, observer design

2016, ix + 37 pages.

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Hayatım boyunca hiçbir zaman maddi ve manevi desteğini esirgemeyen aileme ve tez çalışması esnasında her türlü desteği sağlayarak yardımcı olan başta danışman hocam Prof. Dr. Ferruh Öztürk olmak üzere değerli hocalarıma teşekkür ederim.

İlhan YUNUS

.././...

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	ix
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Kapsamı	2
1.2. Taşıt Eksen Takımları	2
1.3. Taşıt Eksen Etrafındaki Hareketleri	4
2. LİTERATÜR TARAMASI.....	5
2.1. Sürüş Konforu ve ilgili otomotiv standartları	5
2.2. Süspansiyon sistemlerinde tarihsel gelişim.....	6
2.3 Aktif süspansiyon sisteminin yapısı ve elemanları	8
2.4. Yarı Aktif ve Tam Aktif Süspansiyon Sistemleri ve Algoritmaları.....	10
3. SÜSPANSİYON SİSTEMİ MATEMATİKSEL MODELLERİ.....	12
3.1. Çeyrek Taşıt Modeli.....	12
3.2. Yarım Taşıt modeli	16
3.3. Tam Taşıt Modeli.....	17
4. KONTROL ALGORİTMASI GELİŞTİRİLMESİ.....	18
4.1. PID Kontrol algoritması.....	18
4.2 LQR Kontrol algoritması	20
4.3. Kontrol algoritmasına gözleyici eklenmesi.....	22
5. SİMÜLASYON ÇALIŞMALARI VE BULGULAR	24
5.1 Çeyrek Taşıt Modelinin Doğrulanması.....	24
5.2. Çeşitli Yol Girdileri ile Kontrolcü Algoritması Performans Değerlendirilmesi	25
5.3. Gözleyici Performansının Analiz Edilmesi.....	32
6. SONUÇLAR VE ONERİLER	34
KAYNAKLAR	35

ÖZGEÇMİŞ37



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklamalar
M1	$\frac{1}{4}$ Gövde kütlesi
M2	Tekerlek kütlesi
K2	Tekerlek sertlik katsayısı
b2	Tekerlek sönümlenme katsayısı
K1	Süspansiyon sertlik katsayısı
b1	Süspansiyon sönümlenme katsayısı
a	İvme
e	Hata sinyali

Kısaltmalar	Açıklamalar
ISO	International Standards Organization
SAE	Society of Automotive Engineering
MATLAB	Matrix Laboratory
PID	A proportional–integral–derivative controller
LQR	Linear quadratic regulator
PSD	Power spectral density

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1. SAE koordinat sistemi.....	3
Şekil 1.2. ISO koordinat sistemi.....	3
Şekil 1.3. ISO 8855 de açıklanan tekerlek lokal koordinat sistemi.....	3
Şekil 2.1 Sürüş konforu dinamik sistemi.....	5
Şekil 2.2 İnsan vücudunun biyomekanik modeli ve taşıt için PSD diyagramı.....	6
Şekil 2.3 Sürüş konforu ile yol tutuş arasındaki ilişki	7
Şekil 2.4 Aktif süspansiyon sistemi elemanları ve araç üzerindeki yerleri.....	8
Şekil 2.5 Aktif süspansiyon sisteminin ana bölümleri (MEB, 2013)	8
Şekil 2.6 Aktif süspansiyon sisteminin akış şeması (MEB, 2013)	9
Şekil 2.7 Süspansiyon sistemlerinin çalışma aralıkları ve enerji gereksinimleri.....	11
Şekil 3.1 Süspansiyon sistemlerinin modellenmesi (Savaresi S.M. ve ark., 2010)	13
Şekil 3.2 Serbest cisim diyagramı.....	13
Şekil 3.3 Simulink ortamındaki çeyrek taşıt modeli.....	15
Şekil 3.4 Yarım taşıt modeli (Savaresi S.M. ve ark., 2010)	16
Şekil 3.5 Tam taşıt modeli (Savaresi S.M. ve ark., 2010).....	17
Şekil 4.1 Aktif kontrol sistemi (Cakan A., 2013)	18
Şekil 4.2 PID kontrol sistemi (Yüksel İ., 2014)	19
Şekil 4.3 Simulink ortamında PID kontrol sistemi.....	19
Şekil 4.4 Simulink ortamında PID kontrol sisteminin araca entegre edilmiş hali.....	19
Şekil 4.5 Durum geri beslemeli sistem (Özdemir A, Maden D, 2013)	20

Şekil 4.6	Simulink ortamında LQR kontrol sisteminin araca entegre edilmiş hali.....	21
Şekil 4.7	Durum gözleyici sistem (Özdemir A, Maden D, 2013).....	22
Şekil 5.1	ADAMS Modeli ve analiz sonuçları.....	24
Şekil 5.2	Simulink modelinin doğrulanması.....	25
Şekil 5.3	Hız kesici yol kasis profili (Anonim, 2016)	25
Şekil 5.4	Bozucu yol darbe girişi.....	26
Şekil 5.5	Bozucu darbe girişine karşı geliştirilen algoritma içeren sistem cevabı.....	27
Şekil 5.6	Bozucu yol sinus girişi.....	28
Şekil 5.7	Bozucu sinus girişine karşı geliştirilen algoritmaları içeren sistem cevabı....	28
Şekil 5.8	Bozucu periyodik yol girişi.....	29
Şekil 5.9	Bozucu periyodik girişine karşı geliştirilen algoritma içeren cevaplar.....	31
Şekil 5.10	Bozucu periyodik girişe karşı tekerlek yer değiştirmesi ve kontrol sinyali...31	
Şekil 5.11	Gerçek değer ile gözleyiciden edilen değer arasındaki fark.....	32
Şekil 5.12	Gerçek değer ile gözleyiciden edilen değer karşılaştırılması.....	33
Şekil 5.13	Gözleyiciye sahip LQR kontrol algoritması ve pasif sistem cevabı.....	33

ÇİZELGELER DİZİNİ

					Sayfa
Çizelge	3.1.	Otobüs	için	süspansiyon	sistem
verileri.....					12
Çizelge 5.1	Periyodik yol uyarısında frekans ve genlik değerleri.....				29



1. GİRİŞ

Bu tez çalışmasında teknolojik ve elektronik alandaki gelişmeler ve yapılan yatırımlar da dikkate alınarak araç süspansiyon sistemleri ve bu sistemlerdeki parametrelerin kontrolü için algoritma geliştirilmesi ele alınmıştır.

Gelişen teknolojiler ve rekabetçi ortam, otomotiv firmalarının yeni stratejiler üretmesine ve klasik pasif sistemleri aktifleri ile değiştirme arayışına girmelerine sebep olmuştur. Bunların en başında gelen de süspansiyon sistemidir. Süspansiyon sistemi yay ve damper elemanları sayesinde yollardan gelen istenmeyen yol pürüzlülüklerinden dolayı oluşan vibrasyonları sönmölemek amacıyla aracın yol tutuş ve konfor özelliklerini geliştirmede kullanılır. Süspansiyon(asıltı) kelimesi ayrıca kimya biliminde de bir sıvı içerisinde katı bir maddenin çözülmeden askıda kalması olarak tanımlanır (Anonim, 2016). Bu tanımın benzeri olan otomotivde olduğu gibi; araç gövdesinin yaylar üzerinde askıda durduğu düşünülebilir.

Şu anda hali hazırda kullanılmakta olan aktif ve yarı aktif süspansiyon sistemleri mevcuttur. Yolun pürüzlüğünden kaynaklı girdilerin araç gövdesine etkisinin azaltılması ile konfor özelliklerinde iyileştirme sağlanabilir. Bu problem tanımlandıktan sonra sistemin analizi için kullanılan matematiksel model kurulması gerekmektedir. Literatürde genellikle iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli sistem analizinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Farklı yol girdileri sisteme uygulanarak sistemin cevabı gözlemlenebilir ve analiz edilebilir. Dizayn edilen kontrolcü sayesinde yol girdilerinin sisteme olan etkisi minimize edilmeye çalışılmaktadır. Ayrıca sistemdeki durumların tamamının ölçülemediği durumlar için gözleyici tasarlanmış ve performansı değerlendirilmiştir.

Son olarak sistem kontrolü için kullanılan endüstride de tercih edilen bir yöntem olan PID kontrolcü tasarlanarak performansı simüle edilmiş buna ek olarak gelişmiş LQR kontrolcü algoritması da sistem üzerine uygulanarak iki sistem birbiri ile karşılaştırılmıştır. Sonuç kısmında bu iki sistemin birbirlerine göre artı ve eksileri ortaya konularak pasif haldeki sistem üzerinde sağladıkları etkiler analiz edilerek ortaya konmuştur.

1.1 Tezin Kapsamı

Bu tez süspansiyon teknolojileri ve özellikle optimize ve kontrol edilmiş aktif süspansiyonlar üzerlerinde yapılmış ve geliştirilmiş algoritma oluşturma çalışmalarını simülasyonlar ile test edilip karşılaştırılmasını içermektedir.

Birinci bölümde tezin kapsamı ve bölümlerinin yapısı genel hatlarıyla verilmiştir.

İkinci bölümde ise literatür taraması sonuçları ile günümüze kadar yapılmış çalışmalar incelenmiştir.

Üçüncü bölümde, bu çalışmada kullanılacak olan araç matematiksel modelleri çıkarılarak iki serbestlik dereceli çeyrek araç modeli Matlab/Simulink ortamında modellenmiştir. Ayrıca yarım ve tam araç dinamik denklemleri verilmiştir.

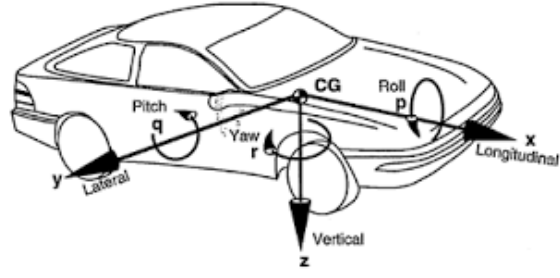
Dördüncü bölümde PID ve LQR aktif kontrol algoritmaları ve gözleyici tasarımı incelenmiş, kontrol modelleri Matlab/Simulink üzerinde oluşturularak çeyrek araç modellerine entegre edilmiştir.

Beşinci bölümde ise PID ve LQR aktif kontrol algoritmalarının uygulandığı model çeşitli yol girdileri uygulanarak sistem üzerinde konfor ve yol tutuş açısından etkileri incelenmiştir. Ayrıca gözleyici tasarımı algoritmaya eklenmesiyle elde edilen süspansiyon performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir.

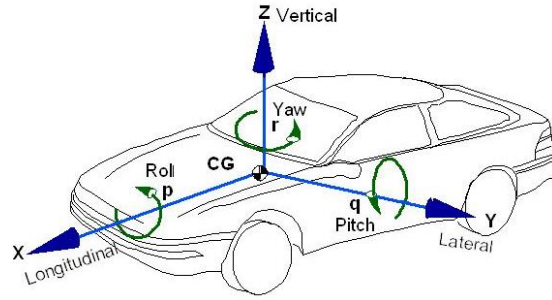
Bölüm 6 da analiz sonuçları incelenmiş ve ileride yapılacak çalışmalar için genel bir özet verilmiştir.

1.2. Taşıt Eksen Takımları

Araçların koordinatları tanımlanırken yaygın olarak iki farklı koordinat sistemi kullanılmaktadır. Bu koordinat sistemleri ISO tarafından yayınlanan ISO koordinat sistemi ve SAE tarafından yayınlanan SAE koordinat sistemidir. Koordinat sistemleri aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir.

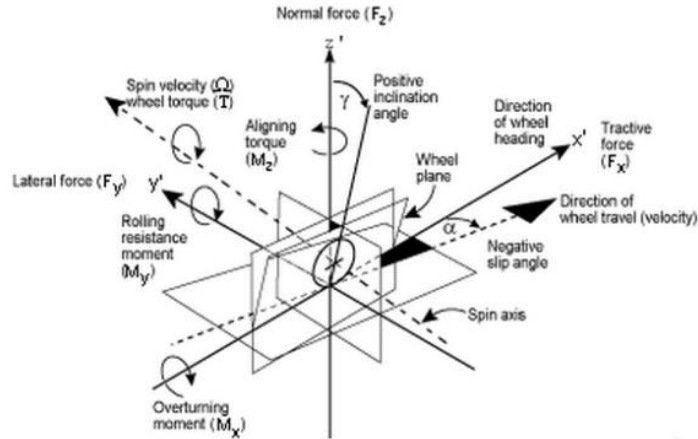


Şekil 1.1. SAE koordinat sistemi (T.D. Gillespie, 1992)



Şekil 1.2. ISO 8855 koordinat sistemi

Koordinat sistemlerinde X, Y ve Z aksislerinin doğrultuları aynı fakat yönleri farklılık göstermektedir. Araç üzerinde çalışmalara başlanmadan önce hangi koordinat sisteminde çalışılacağı seçilmelidir. Bu çalışmada ISO 8855 standartlarındaki koordinat sistemi seçilmiştir. Ayrıca tek bir lastik için de lokal olarak kullanılan koordinat sistemi seçilmiştir.



Şekil 1.3 ISO 8855'de açıklanan tekerlek lokal koordinat sistemi (T.D. Gillespie, 1992)

1.3. Taşıtın Ekseni Etrafındaki Hareketleri

Taşıtın dinamik davranışı genel olarak kendi üzerine sabitlenmiş eksen takımı üzerinden gerçekleşir. ISO koordinat takımına göre taşıt gövdesi toplamda altı serbestlik derecesine sahiptir. Bunlar: X eksenini boyunca boylamasına hareket, X eksenini etrafında yalpalama (roll) hareketi, Y eksenini boyunca yanall hareket, Y eksenini etrafında kafa vurma (pitch) hareketi, Z eksenini boyunca dikey hareket ve Z eksenini etrafında savrulma (yaw) hareketidir. Bu çalışmada aracın Z eksenini boyunca dikey hareketi incelenecek gerekli duyulan durumlar için ayrıca aracın Y eksenini etrafında kafa vurma (pitch) hareketi de dikkate alınabilir.

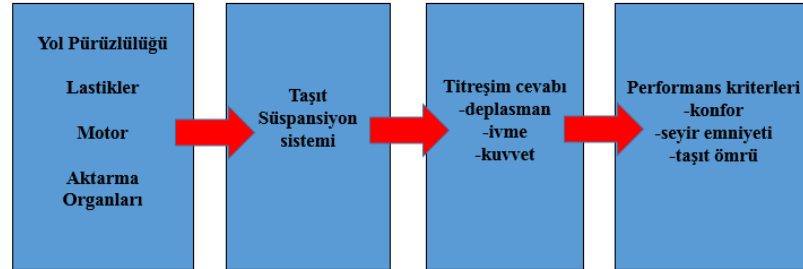


2. LİTERATÜR TARAMASI

Bu bölümde öncelikle sürüş konforunu bozan etkilerden bahsedilecek ve ana hatlarıyla süspansiyon sisteminin yapısı anlatılacaktır. Bu probleme karşı düşünülen çözüm yöntemleri, literatürde yapılmış çalışmalar ile endüstride karşılaşılan uygulamaların biçimleri verilmeye çalışılacaktır.

2.1. Sürüş Konforu ve ilgili otomotiv standartları

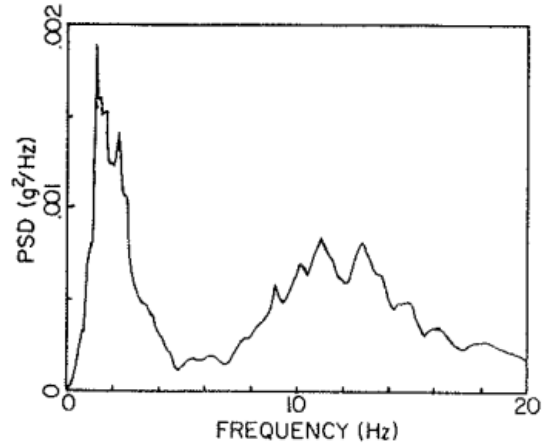
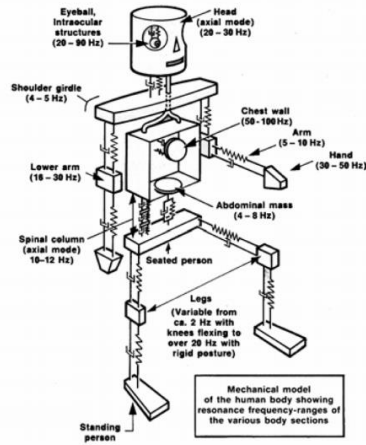
Sürüş konforu araç üreticileri için önemli bir parametredir. Sürüş konforu araca yoldan düşey yönde gelen etkiler olarak tanımlanmaktadır. Bu etkilerin sürücü ve yolcular üzerinde oluşturduğu etkiler aracın sürüş konforunu belirlemektedir. Yoldaki düzensizlikler sonucunda oluşan titreşim sorunu, sürücü kabinine taşınarak sürüş konforuna etki eder genel olarak bu sorunu doğuran basamaklar Şekil 2.1’de verilmiştir. Otomotivde sürüş kalitesi ile ilgili birçok standart bulunmasına karşın genel olarak ISO 2631-1:1985 standardı sayesinde insan vücudunun titreşimlere verdiği cevaba uygun sistemler geliştirilmekte ve bu standart sürüş kalitesi ölçümünde kullanılabilmektedir.



Şekil 2.1 Sürüş konforu dinamik sistemi

Çeşitli standartlar bulunmasına rağmen sürüş konforu sürücüye bağlı olarak değiştiği için hesaplanması zor bir olgudur. Bununla birlikte, konfor terimi yaygın olarak, aracın gövdesinin düşey hareketine ait ivme değeriyle ilişkilendirilmektedir (Hrovat, D. 1997)

Taşıtlar gövde düşey ivmesinin Güç Spektrum Yoğunluğu (PSD) değerleri konfor değerlendirme yöntemi olarak kullanılabilir. PSD fonksiyonu zamanla değişen sinyal serilerinde gücün frekansa göre dağılımı olarak tanımlanabilir. Yol düzensizliğünün içerdiği frekansların insan vücudunda oluşturduğu etkiler de dikkate alınmalıdır. İnsan vücudu organlarının farklı doğal frekans değerleri Şekil 2.2’de görülebilir.



Şekil 2.2 İnsan vücudunun biyomekanik modeli ve taşıt için PSD diyagramı (Griffin M., 1984)

İnsan vücudu için kritik olan 0-5 Hz arasında taşıt gövde ivmesinin PSD diyagramına bakılarak konfor analizi yapılabilir ve yol pürüzlülüğünün taşıt gövdesine etkisi incelenebilir. Bu frekans değerleri arasındaki PSD eğrisinin en yüksek değeri ne kadar düşükse sürüş konforunun da o kadar iyi olduğu söylenebilir.

Bugün dünyada yaygın olarak konfor performansının değerlendirilmesinde Avrupa'da ISO 2631, İngiltere'de BS 6841, Almanya ve Avusturya'da VDİ 2057 kullanılmaktadır (Chen H.Y. , Huang S.J., 2005).

2.2. Süspansiyon sistemlerinde tarihsel gelişim

Taşıt süspansiyonları birçok sistemde olduğu gibi sürekli teknolojiden etkilenmiştir. İlk uygulamalar metal yayların geliştirildiği 17. yüzyıl ve hemen sonrasındaki yaprak yaylar ile olmuştur. Daha sonra bunu sönümleyici elemanlar ve damperlerdeki gelişmeler izlemiştir (E. Guglielmino ve ark. 2008).

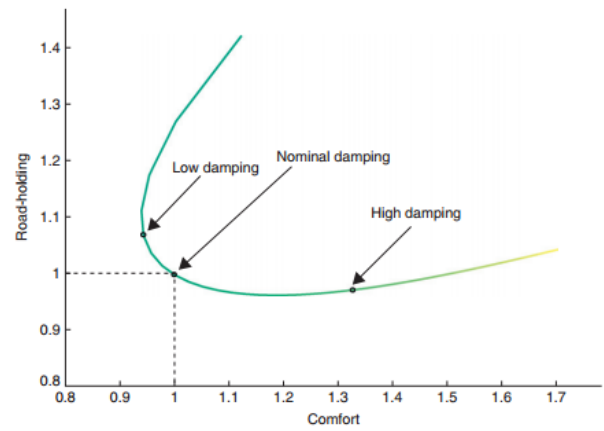
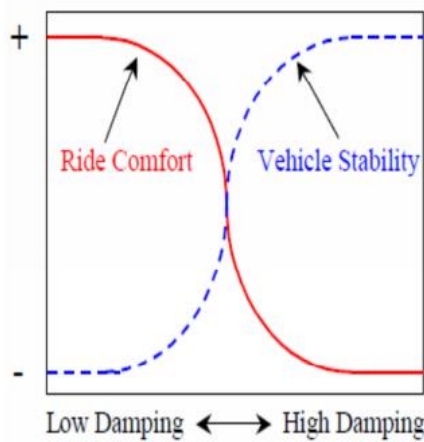
Genel olarak süspansiyon sistemleri bağımlı ve bağımsız olmak üzere iki ana kategoriye ayrılabilir. Tekerlekteki süspansiyon sistemlerinin birbirine bağlı olmaması onları bağımsız olarak nitelendirilir, tam tersi durum ise bağımlı olarak sınıflandırılabilir (Bastow D.,1993). Çoğunlukla binek araçların önündeki süspansiyon sistemi bağımsız arkada ise bağımlı süspansiyon olarak tercih edilmektedir. Yine önlerde klasik ve yaygın olarak MacPherson tipi süspansiyon kullanılır. Bu sistem ismini 1940'larda dizayncısı Earle S. MacPherson'dan almaktadır (E. Guglielmino ve ark. 2008).

Gelişen bilgisayarlar ve çözüm gücü sayesinde daha karmaşık modeller oluşturularak daha gerçekçi çözümler bulunması süspansiyon sisteminin de gelişimini etkilemiştir. Süspansiyon geometrilerinin hesaplanması ve tasarımı bu çalışmanın kapsamı dâhilinde değildir.

Günümüzde gelişen teknoloji sayesinde birçok araçta aktif süspansiyon sistemleri görmektediriz. Bu sistem ilk olarak 1983 yılında Lotus model Formula 1 yarış araçlarında görülmüştür (Milliken, 1994). Bu tarihten sonra birçok yarış aracında 15 yıl boyunca kullanılmıştır. Teknolojik gelişmeler ile sistemin ucuzlaması ve müşteri istekleri de göz önünde bulundurularak bu sistemler binek otomobillere de uygulanmaya başlanmıştır. Mercedes CL Coupe, Toyota Celica ve Volvo marka otomobiller bunlara birer örnektir (E. Guglielmino ve ark. 2008).

Bir diğer ilginç süspansiyon sistemi de Bose doğrusal elektromanyetik süspansiyondur ismini tasarımcısı Dr Amar Bose den alan sistem doğrusal elektrik motoru ile donatılmış süspansiyon sistemi sayesinde konfor ve yol tutuş kriterlerini sağlamaktadır (E. Guglielmino ve ark. 2008).

Modern taşıt süspansiyon sistemlerinin iki ana görevi vardır. İlki, yol bozukluklarının sebep olduğu titreşimleri taşıt gövdesinden ve yolculardan izole etmektir. İkincisi ise, taşıtın yol tutuşunu iyileştirmek için yol ile tekerlek arasındaki tutuşu veya bağlantıyı devam ettirmektir (Bastow D., 1993). Bu ilişki Şekil 2.3'de görüldüğü gibi özetlenebilir.



Şekil 2.3 Sürüş konforu ile yol tutuş arasındaki ilişki (A. A. Aly, and F.A. Salem 2013) ve (S.M. Savaresi ve ark., 2010)

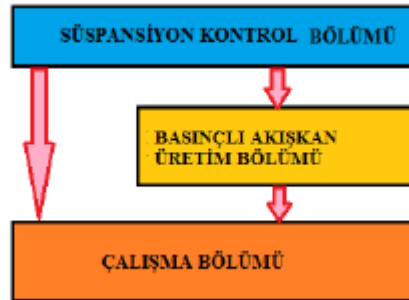
2.3 Aktif süspansiyon sisteminin yapısı ve elemanları

Süspansiyon elemanlarının çalışma koşulları değiştirilerek sisteme olan etkileri ile aktif bir şekilde sistem kontrol edilebilir. Bu şekildeki Aktif süspansiyon sisteminin yapısı ve çalışması incelendiğinde sistem elemanlarının çokluğuna rağmen bunların bilgisayar tarafından denetlenerek çok çabuk (birkaç milisaniye) içerisinde mevcut sürüş durumunun özelliklerine uyarlanabilmesi gerekmektedir (MEB, 2013). Şekil 2.4’de aktif süspansiyon sistemi ve araç üzerindeki elemanları görülmektedir.



Şekil 2.4 Aktif süspansiyon sistemi elemanları ve araç üzerindeki yerleri (MEB, 2013)

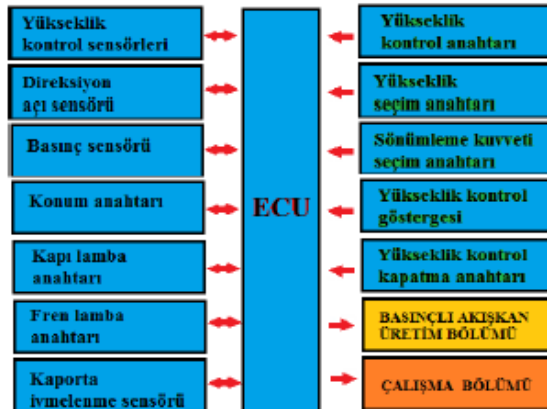
Sensörler; tekerleklerin durumuna, aracın hızına, direksiyon açısına ve yük durumuna ilişkin bilgileri toplamak ile görevlidirler. Sistemdeki eyleyici durumundaki selenoid supaplar, konfor veya sert sürüş arasında seçim yapan ECU'nun gönderdiği kontrol sinyalleri ile sistemdeki bütün tekerleklerin amortisörlerini farklı seviyelerle ayarlanabilir, amortisörleri en iyi duruma getirerek ve aracın seviye kontrolünü de yapabilmektedir (MEB, 2013).



Şekil 2.5 Aktif süspansiyon sisteminin ana bölümleri (MEB, 2013)

Şekil 2.5’de görüldüğü gibi bu sistem kontrol bölümü, basınçlı akışkan üretim bölümü ve çalışma bölümü olmak üzere üç ana elemandan oluşmaktadır.

Modern taşıtlarda kullanılan aktif kontrollü süspansiyon sistemlerinde çalışma maddesi olarak hava veya hidrolik yağ kullanılmaktadır. Buna göre aktif kontrollü süspansiyon sistemlerini, aktif kontrollü havalı süspansiyon sistemleri ve aktif kontrollü hidrolik süspansiyon sistemleri olmak üzere farklı iki grupta incelemek daha uygun olmaktadır. Kullanılan çalışma maddesine göre basınçlı akışkan üretim bölümü ve çalışma bölümlerinde farklılık göstermektedir. Fakat süspansiyon kontrol bölümü elemanları, temel prensipte çalışma maddesinden bağımsız olarak aynıdır. Bundan dolayı sistem, süspansiyon kontrol bölümü ortak, diğer bölümler ise çeşitlerine uygun olarak farklı incelenmelidir. Bu sistemlere eleman yapısını değiştirici aktif sistemler de örnek verilebilir; süspansiyon ünitesi delikleri azaltılarak akışkan yolu daraltılır ve sürüş sert (spor) konuma doğru kademeli olarak geçiş yapar. Süspansiyon delikleri çoğaltılarak akışkan yolu genişletilir ve sürüş yumuşak (konfor) konumuna doğru geçiş yapar. Ayrıca araç yükseklik ayarı için, süspansiyon ünitesindeki akışkan miktarı değiştirilerek araç seviyesi ayarlanabilir (MEB, 2013).



Şekil 2.6 Aktif süspansiyon sisteminin akış şeması (MEB, 2013)

Şekil 2.6’da süspansiyon sistemi kontrol bölümü elemanları görülmektedir. Çeşitli sensörler (yükseklik kontrol sensörleri, direksiyon açısı sensörü, fren lambası anahtarı, kaporta ivmelenme sensörü, kapı lamba anahtarı, konum anahtarı ve basınç sensörü) tarafından toplanan bilgiler ECU’ye iletilir. ECU, sensörlerden ve kumanda anahtarlarından aldığı sinyalleri kullanarak tahmin edilen sürüş şartlarına karar verir ve akışkan üretim bölümünde hazırlanan basınçlı akışkana, eyleyicilere (selenoid valflere) kumanda ederek yön verir. Bu şekilde sistem davranışı kontrol edilmiş olunur. Süspansiyon parametrelerindeki varyasyonların sistem davranışını etkilediği açıktır. Bu etkiyi başka bir çalışmanın konusu olarak bırakıp bu çalışmada

bu elemanlara ilaveten bir kuvvet oluşturucu eyleyicinin sisteme eklendiği ve sistemi kontrol etmede kullanılan algoritmaların geliştirilmesine yoğunlaşılacaktır.

2.4. Yarı Aktif ve Tam Aktif Süspansiyon Sistemleri ve Algoritmaları

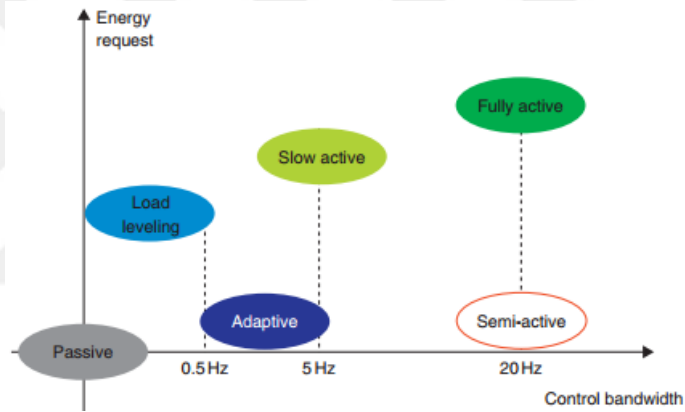
Pasif süspansiyon sistemlerindeki parametrelerin değiştirilememesi yol tutuş ve konfor özelliklerinin belirli oranda en iyileştirilmesine imkân vermektedir. Bu sorun yarı-aktif süspansiyon sistemlerinde damper sertliğinin kontrol edilebilmesi ile çözülmeye çalışılmıştır. Yarı aktif süspansiyon sistemleri sayesinde süspansiyon performans kriterleri belirli oranda iyileştirilebilir (Hac A, Youn I., 1992). Aktif süspansiyon sistemlerinde ise sisteme doğrudan kuvvet uygulayarak sistemin istenilen performans kriterlerinde çalışması sağlanır. Aktif süspansiyon sistemleri sensörler, denetleyiciler ve her bir tekerlek üzerine yerleştirilmiş eyleyiciler ile aktif olarak kuvvet ve enerji uygulayabilen elemanlardan oluşmaktadır.

Literatürde aktif süspansiyon sistemleri ile ilgili ilk makaleler 1950’li yıllarda yayınlanmıştır. 1975 yılında ise Hedrick ve Wormely tarafından bu tarihe kadar geliştirilmiş olan aktif süspansiyon sistemlerinin geniş bir taraması niteliğindeki makaleleri literatüre kazandırılmıştır. Bunu 1983’te Göödall ve Kortum’un çalışmaları ve 1988’de Crolla ve A.Nour’un aktif sistemin avantaj ve dezavantajlarını ortaya koydukları makaleler izlemiştir. Son olarak aktif süspansiyon sistemlerindeki gelişmeleri tarihsel gelişim ve tasarım kriterleri dahilinde 1995 yılındaki Crolla’nın çalışmaları takip eder. Bu tarihten sonra aktif sistem için kullanılan eyleyici tipleri üzerine çalışmalar yoğunlaşır. Bunlar hidrolik, pinomatik, elektromagnetik veya hibrid olan yapılardır (Crolla DA, Aboul Nour AMA, 1988), (E. Guglielmino ve ark. 2008).

Özellikle son 30 yılda aktif süspansiyonlar için literatürde çeşitli kontrol algoritmaları geliştirilmiş ve çeşitli yöntemler denenmiştir. Süspansiyon parametrelerinin doğru bilinmesinin sistemin dinamiklerine büyük etkisi olduğu görölmüştür. Sistem tanımlama yoluna gidilerek Majjad ve Bradshaw 1997 yılındaki çalışmalarında sistem tanımlama tekniklerini sistem üzerine başarılı şekilde uygulamışlardır. Sistemin analiz edilmesinde bir diğer önemli kısım da sistemin matematiksel modelinin oluşturulmasıdır. 1976 yılında Thompson çeyrek taşıt modeli üzerine geliştirdiği geri beslemeli algoritmayı ortaya koymuştur. Bunu Chalasani’nin 1987 de tam araç modeli üzerine yaptığı

çalışmalar izler. İleri kontrol algoritmaları da sistem üzerine 2000’li yıllarda uygulanmaya başlar. Sammier ve arkadaşlarının kullandığı H_{∞} bunlardan biridir (E. Guglielmino ve ark. 2008).

1998’deki Park ve Kim’in çalışmaları 7 DOF (serbestlik dereceli) konfor modeli kullanılarak genişletilmiştir. Yine aynı yıl Kim ve Rao kayan modlu kontrolcü algoritması ile sistemi kontrol etmeye çalışmıştır (E. Guglielmino ve ark. 2008). Görüldüğü gibi süspansiyon sistemleri üzerine gerek akademik gerek endüstriyel anlamda yoğun bir çalışma olan bir alandır. Enerji kullanımının azaltılmasına yönelik günümüz trendini de dikkate alarak bu sistemlerin performans üstünlüklerinin yanında enerji gereksinimlerinin de minimum olması beklenir. Sistemlerin çalışma aralıkları ile enerji gereksinimlerinin gösterildiği şekil sistemlere genel bir bakış sağlar.



Şekil 2.7 Süspansiyon sistemlerinin çalışma aralıkları ve enerji gereksinimleri (S.M. Savaresi ve ark., 2010)

3. SÜSPANSİYON SİSTEMİ MATEMATİKSEL MODELLERİ

Araçların konfor özelliklerini incelemek için Matlab/Simulink ortamında süspansiyon sisteminin matematiksel modeli oluşturularak kontrol algoritmaları bu modeller üzerinde analiz edilebilir, sürüş konfor analizi yapılabilir. Ayrıca sürüş konforunu iyileştirirken yarım araç modeli ile aracın kafa vurma açısındaki değişimler ivmelenme analizleri incelenebilir.

Modeli oluşturulacak sistem yay ve damper katsayısından dolayı doğrusal değildir. Fakat bu değerler sistem modelini basitleştirmek adına sabit kabul edilebilir. Ayrıca lastiklerin sönümlenme özellikleri diğer parametrelerin yanında ihmal edilebilir seviyededir. Bu sebepten hesaplamalara katılmayacaktır.

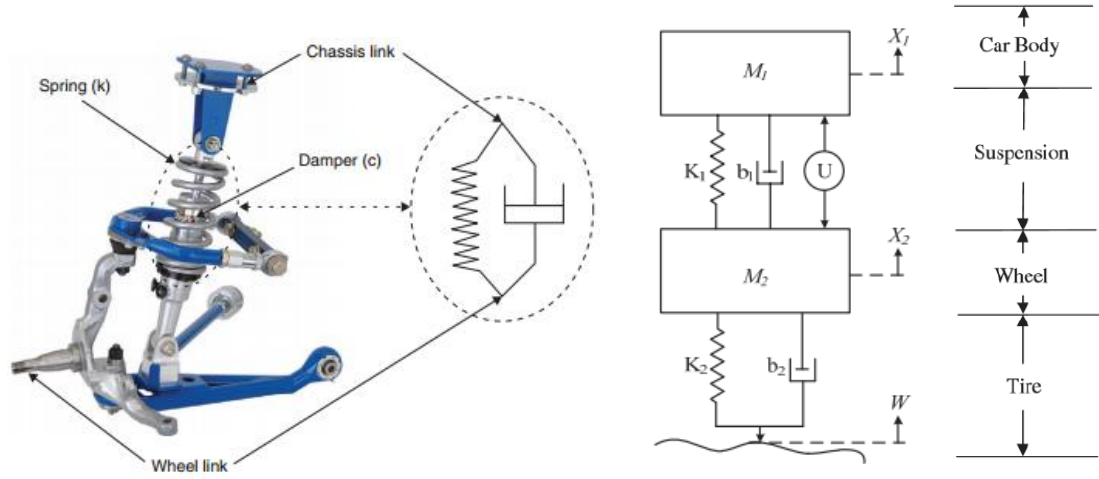
Yapılan simülasyonlar için önemli olan araç parametreleri aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

Çizelge 3.1. Otobus için Süspansiyon sistem verileri

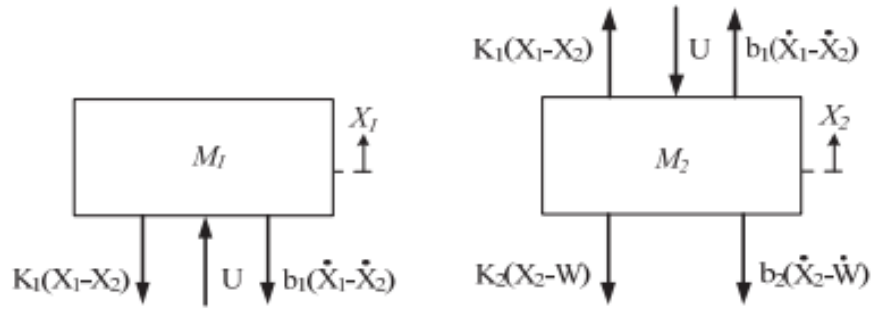
	Parametre	Miktar	Birim
M_1	$\frac{1}{4}$ Gövde kütlesi	2500	kg
M_2	Tekerlek kütlesi	320	kg
K_2	Tekerlek sertlik katsayısı	50000	N/m
b_2	Tekerlek sönümlenme katsayısı	15020	Ns/m
K_1	Süspansiyon sertlik katsayısı	8000	N/m
b_1	Süspansiyon sönümlenme katsayısı	1550	Ns/m

3.1. Çeyrek Taşıt Modeli

Çeyrek taşıt modeli süspansiyon analizlerinde oldukça yaygın şekilde kullanılmaktadır. Aracın kütlelerinin $\frac{1}{4}$ 'unun sönümlenmiş kütle olarak düşünülmesi tekerlek ağırlığının sönümlenmemiş kütle ve lastiklerin de sönümleyici ve yay özelliklerinin alınmasıyla model oluşturulur. Şekil 3.1'de grafiksel olarak modelin oluşturulmasındaki yaklaşım verilmiştir. Sistem Z_1 ve Z_2 araç (sönümlü) ve tekerlek (sönümsüz) gövdelerinin Z eksenindeki dikey yer değiştirmeleri olmak üzere iki serbestlik derecesine sahiptir.



Şekil 3.1 Süspansiyon sistemlerinin modellenmesi (S.M. Savaresi ve ark., 2010)



Şekil 3.2 Serbest cisim diyagramı

2 Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli Matematiksel Modelin Çıkarılması için Serbest Cisim Diyagramı (SCD) çizilme ve kuvvetler gösterilmiştir. Newton'un 2. Yasası uygulanarak kuvvet eşitliği yazıldıktan sonra elde edilen 2 denklem şu şekildedir:

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

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

Sistem denklemlerinin matris formunda gösterilmesi:

$$\begin{bmatrix} \dot{X}_1 \\ \ddot{X}_1 \\ \dot{Y}_1 \\ \ddot{Y}_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{-b_1 b_2}{M_1 M_2} & 0 & \left[\frac{b_1}{M_1} \left(\frac{b_1}{M_1} + \frac{b_1}{M_2} + \frac{b_2}{M_2} \right) - \frac{K_1}{M_1} \right] & \frac{-b_1}{M_1} \\ \frac{b_2}{M_2} & 0 & -\left(\frac{b_1}{M_1} + \frac{b_1}{M_2} + \frac{b_2}{M_2} \right) & 1 \\ \frac{K_2}{M_2} & 0 & -\left(\frac{K_1}{M_1} + \frac{K_1}{M_2} + \frac{K_2}{M_2} \right) & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ \dot{X}_1 \\ Y_1 \\ \dot{Y}_1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{1}{M_1} & \frac{b_1 b_2}{M_1 M_2} \\ \left(\frac{1}{M_1} + \frac{1}{M_2} \right) & \frac{-K_2}{M_2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U \\ W \end{bmatrix}$$

$$Y = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ \dot{X}_1 \\ Y_1 \\ \dot{Y}_1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U \\ W \end{bmatrix}$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{-b_1 b_2}{M_1 M_2} & 0 & \left[\frac{b_1}{M_1} \left(\frac{b_1}{M_1} + \frac{b_1}{M_2} + \frac{b_2}{M_2} \right) - \frac{K_1}{M_1} \right] & \frac{-b_1}{M_1} \\ \frac{b_2}{M_2} & 0 & -\left(\frac{b_1}{M_1} + \frac{b_1}{M_2} + \frac{b_2}{M_2} \right) & 1 \\ \frac{K_2}{M_2} & 0 & -\left(\frac{K_1}{M_1} + \frac{K_1}{M_2} + \frac{K_2}{M_2} \right) & 0 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{1}{M_1} & \frac{b_1 b_2}{M_1 M_2} \\ \left(\frac{1}{M_1} + \frac{1}{M_2} \right) & \frac{-K_2}{M_2} \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

$$D = \begin{bmatrix} 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Hareket denklemlerinin çıkarılmasında ‘‘Lagrange’’ yöntemi de kullanılabilir. Bu yöntem ile de aynı denklemler elde edilebilir. Lagrange denklemlerinin en genel ifadesi aşağıdaki gibidir:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}_j} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial x_j} + \frac{\partial E_p}{\partial x_j} + \frac{\partial E_D}{\partial \dot{x}_j} = Q_j \quad (3.3)$$

Burada; E_k : Toplam kinetik enerji, E_p : Toplam potansiyel enerji, E_D : Toplam sönüm enerjisi, Q_j : Genelleştirilmiş kuvvetler, x_j : Genelleştirilmiş koordinatları göstermektedir.

Sistemin toplam kinetik enerji ifadesi,

$$E_k = \frac{1}{2}(m_1\dot{x}_1^2 + m_2\dot{x}_2^2) \quad (3.4)$$

Sistemi toplam potansiyel enerji ifadesi,

$$E_p = \frac{1}{2}k_1(x_1 - x_2)^2 + \frac{1}{2}k_2(x_2 - x_y)^2 \quad (3.5)$$

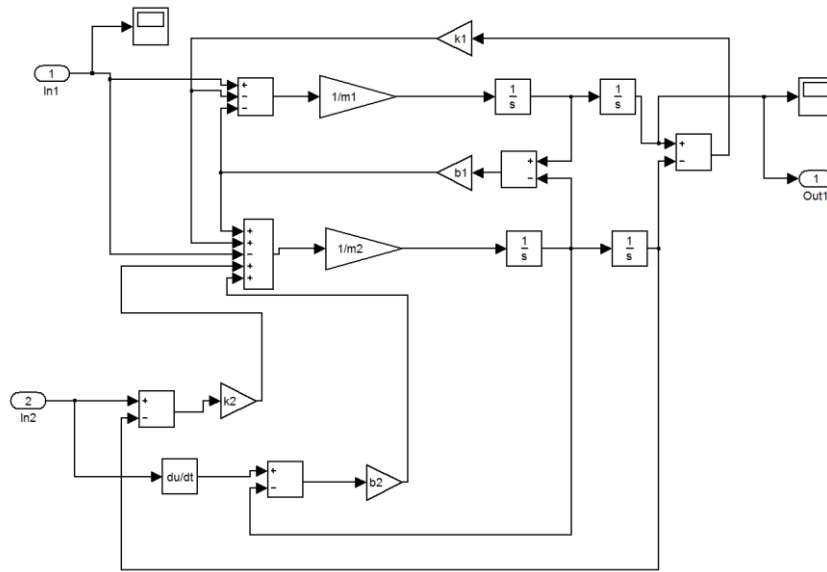
Sistemi toplam sonum enerji ifadesi,

$$E_D = \frac{1}{2}C_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)^2 + \frac{1}{2}C_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_y)^2 \quad (3.6)$$

Bu yöntem sonunda da yine daha önceden elde edilmiş 2 hareket denklemi elde edilir. Bu denklemler, sade bir şekilde matris formunda düzenlenip aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_1 & -C_1 \\ -C_1 & C_1 + C_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 + k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ k_2 \end{bmatrix} (x_y) + \begin{bmatrix} 0 \\ C_2 \end{bmatrix} [\dot{x}_y] \quad (3.7)$$

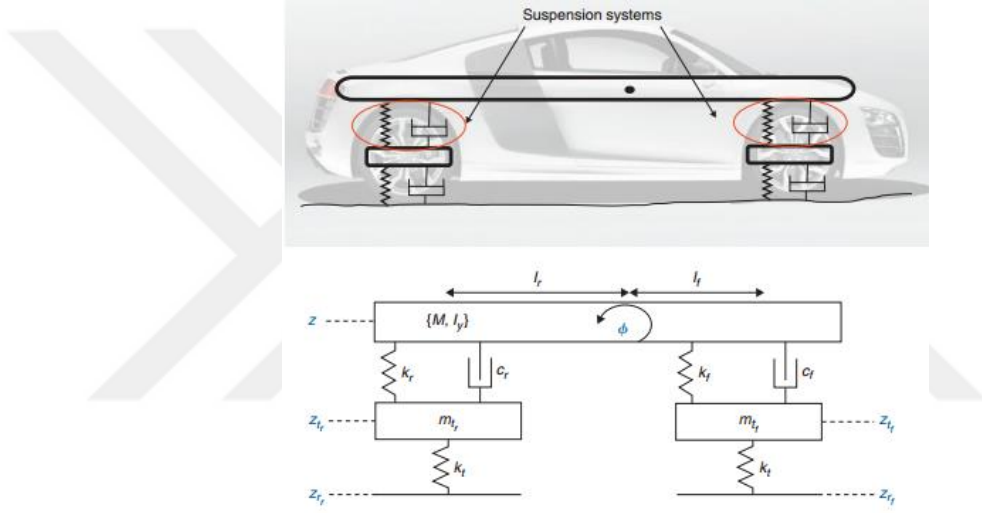
Sistem denklemleri daha sonra Matlab/Simulink ortamında modellenmiştir.



Şekil 3.3 Simulink ortamındaki çeyrek taşıt modeli

3.2. Yarım Taşıt modeli

Aracın yandan bakılır şekilde ön ve arka lastiklerin bir bütün olarak düşünülmesiyle modellenme yoluna gidilebilir. Bu yaklaşım ile aracın süspansiyon sistemlerinden gelen 2 serbestlik derecesine, toplam araç gövdesinin dikey yönlü hareketi ve yunuslama hareketi de eklenerek serbestlik derecesi sayısı 4'e çıkar ve ileri analizler için matematiksel model kurulmuş olur. Bu bölümde araç modellemesi için gerekli hareket denklemleri verilecektir.



Şekil 3.4 Yarım taşıt modeli (S.M. Savaresi ve ark., 2010)

Kuvvet ve moment eşitliklerinden 4 hareket denklemleri yazılabilir:

$$M\ddot{z} = -k_f(z_f - z_{tf}) - k_r(z_r - z_{tr}) - c_f(\dot{z}_f - \dot{z}_{tf}) - c_r(\dot{z}_r - \dot{z}_{tr}) \quad (3.9)$$

$$m_{tf}\ddot{z}_{tf} = k_f(z_f - z_{tf}) - c_f(\dot{z}_r - \dot{z}_{tf}) - k_t(z_{tf} - z_{rf}) \quad (3.10)$$

$$m_{tr}\ddot{z}_{tr} = k_r(z_r - z_{tr}) - c_r(\dot{z}_r - \dot{z}_{tr}) - k_t(z_{tr} - z_{rt}) \quad (3.11)$$

$$I_y\ddot{\phi} = l_f(k_f(z_f - z_{tf}) + c_f(\dot{z}_f - \dot{z}_{tf}) - l_r(k_r(z_r - z_{tr}) + c_r(\dot{z}_r - \dot{z}_{tr}) + M_{dy} \quad (3.12)$$

Geometrik bağıntıdan:

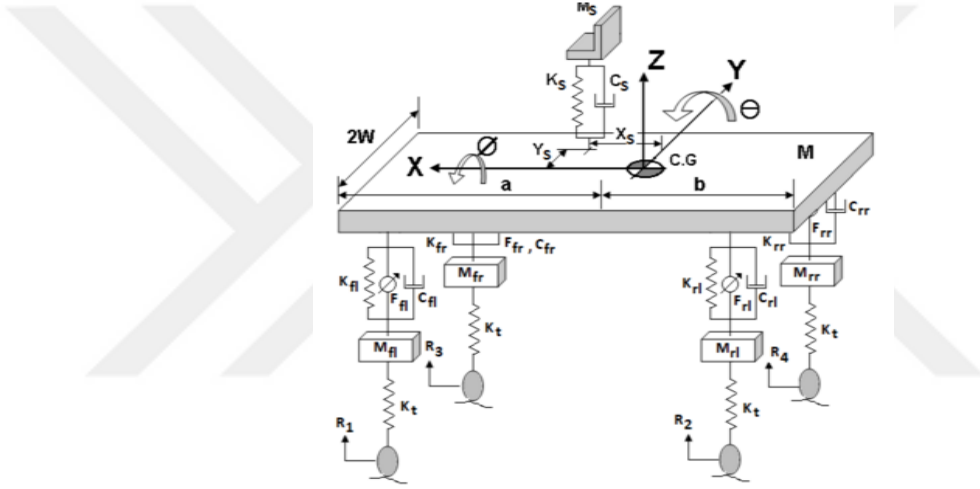
$$z_f = z + l_f \cos(\phi) \quad (3.13)$$

$$z_r = z + l_r \cos(\varphi) \quad (3.14)$$

Şeklinde sisteme ait hareket denklemleri çıkarılmış olur.

3.3. Tam Taşıt Modeli

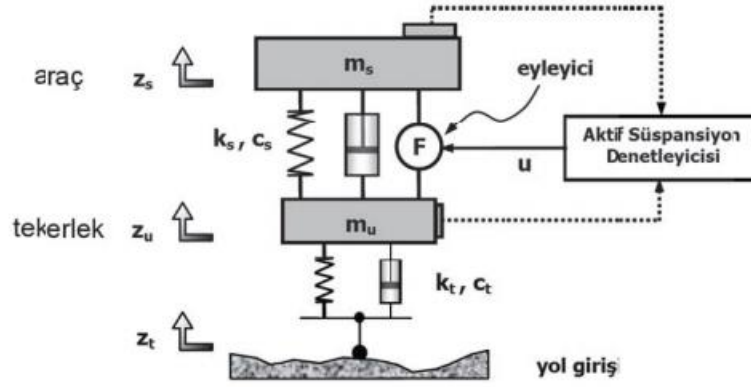
Her teker için dikey yönde 4 ve aracın gövdesi içinde dikey yönde öteleme, yunuslama (pitch) ve devrilme (roll) olmak üzere 3 serbestlik derecesi ile araç toplam 7 serbestlik dereceli olarak tanımlanabilir. Tam araç modeli bu çalışmada kullanılmayacaktır. İleriki çalışmalarda bu model de oluşturularak, üzerine uygulanan kontrol algoritmaları sayesinde sistem performansı kapsamlı bir şekilde analiz edilebilir.



Şekil 3.5 Tam taşıt modeli (S.M. Savaresi ve ark., 2010)

4. KONTROL ALGORİTMASI GELİŞTİRİLMESİ

Tekerlek ile taşıt gövdesi arasında, geri beslemeli kontrol edilebilen bir eyleyici yerleştirilmesiyle meydana getirilen aktif süspansiyon sistemleri için çeşitli kontrol metotları kullanılmaktadır. Bu bölümde PID kontrol ve LQR kontrol teorisi üzerinde durularak, algoritmaların oluşturulmasında kullanılan metotlar açıklanmaya çalışılacaktır.



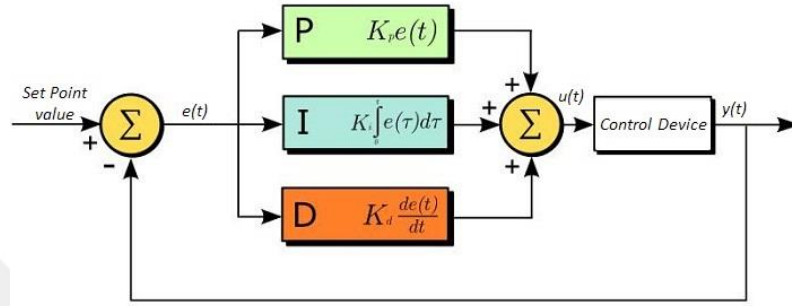
Şekil 4.1 Aktif kontrol sistemi (A. Cakan, 2013)

4.1. PID Kontrol algoritması

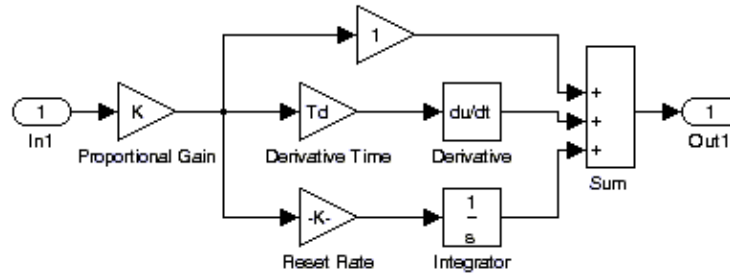
PID tip kontrolcüler endüstride oldukça geniş bir şekilde kullanılmaktadır, sisteme görülmesini istenilen referans değeri ile ölçülen değer arasındaki fark sonucunda bir hata sinyali oluşur, bu sinyalin PID kontrolcüye giriş olarak verilip kontrol sinyali sayesinde hatanın sıfıra oturması hedeflenmektedir. PID kontrolcüye giren hata sinyalinin bir katsayı ile çarpımı, hatanın integralinin alınıp bir katsayı ile çarpımı, hatanın türevinin alınıp bir katsayı ile çarpımı ve bu üç terimin toplamı ile kontrolcü kuvveti “u” elde edilmiş olur (İ.Yüksel, 2014).

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(\tau) d\tau + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (4.1)$$

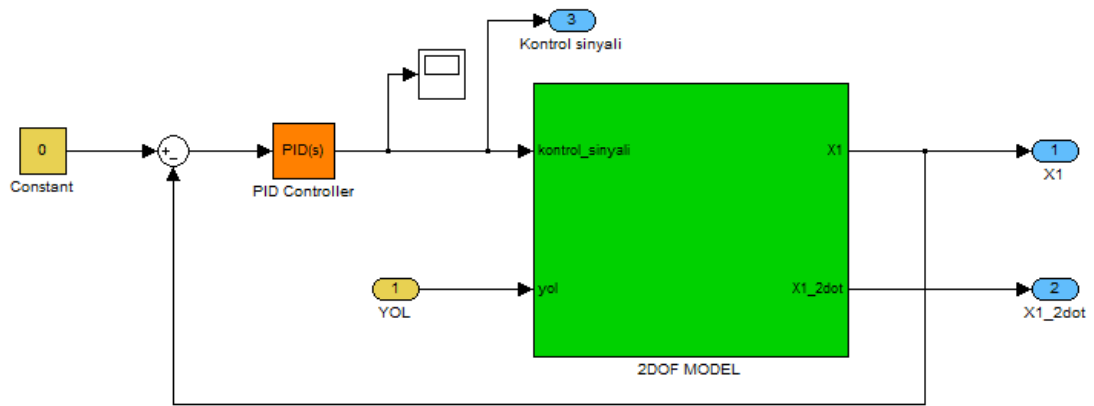
Şekil 4.1’de PID kontrolcü genel yapısı ve Şekil 4.2’de Simulink ortamında modellenmesi görülmektedir. PID kontrolcünün katsayılarının belirlenmesi için çeşitli ayar yöntemleri olduğu gibi, deneme yanılma yöntemi ile de ayarı yapılabilir. Bu çalışmada Matlab/Simulink ortamındaki PID kontrol toolbox (MathWorks, 2016) kullanılarak kontrolcü parametreleri seçilmiştir.



Şekil 4.2 PID kontrol sistemi (İ.Yüksel, 2014)



Şekil 4.3 Simulink ortamında PID kontrol sistemi



Şekil 4.4 Simulink ortamında PID kontrol sisteminin araca entegre edilmiş hali

Kontrolcü için seçilen parametreler aşağıda görülebilir:

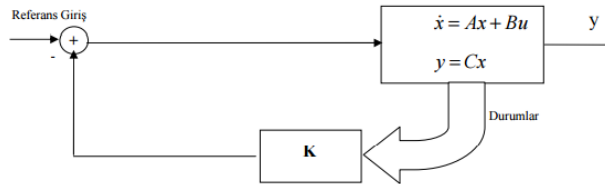
Controller parameters

Proportional (P):	4500	<input type="checkbox"/> Compensator formula
Integral (I):	100	
Derivative (D):	450	
Filter coefficient (N):	100	

$P + I \frac{1}{s} + D \frac{N}{1 + N \frac{1}{s}}$

4.2 LQR Kontrol algoritması

PID kontrol sistemlerinde kontrol parametrelerinin seçimi açısından çeşitli yöntemlerin olduğu belirtilmişti. Bunun yanında istenilen kriterleri sağlayacak kontrol parametre seçimi de deneme yanılma yöntemi kullanılarak tasarlanabilir (İ.Yüksel, 2014). Optimal kontrol teorisinde ise sisteme uygun bir davranış ölçütü tanımlanarak belirli bir sistem için en uygun çözüm bulunmaya çalışılır. LQR, durum geri besleme ile denetim sağlayan optimal kontrol tekniklerinden birisidir. Gelişen teknolojiler ile optimal kontrol gün geçtikçe önem kazanmakta ve çeşitli endüstriyel sistemlerde uygulama alanı bulmaktadır (A. Özdemir, D. Maden, 2013). Denetleyicinin yapısı Şekil 4.4'te görülmektedir.



Şekil 4.5 Durum geri beslemeli sistem (A. Özdemir, D. Maden, 2013)

Durumların stabil olması için geçen süre ve kullanılan kontrolcü sinyalinin başka bir deyişle harcanan enerjinin kriterler olarak seçilerek bunlar arasında bir denge sağlanmaya çalışılır. Minimize edilmeye çalışılan sistem giriş ve çıkışına bağlı J karesel performans fonksiyon formu şu şekilde gösterilebilir:

$$J = \int_0^{\infty} [X^T Q x + u^T R u] dt \quad (4.2)$$

Burada $Q(x)$ ve $R(x)$ durum bağımlı ve pozitif tanımlı ($Q = Q^T \geq 0$ ve $R = R^T > 0$) ağırlık matrisleridir. Seçilen Q ve R matrisleri ile ilgili kriterler arasında bir ağırlık dağılımı yapılabilir. Burada $u = -Kx$ olarak seçilecektir. Böylece amacımız performans ölçütünü minimize eden K kazanç vektörünü belirleme problemine indirgenmiş olur. J karesel performans fonksiyonu ile ifade edilen maliyet fonksiyonunu en aza indirmek için durum geri besleme kazancı, K , hesabında kullanılan S cebirsel değeri, Riccati diferansiyel denklemleri yardımıyla bulunur.

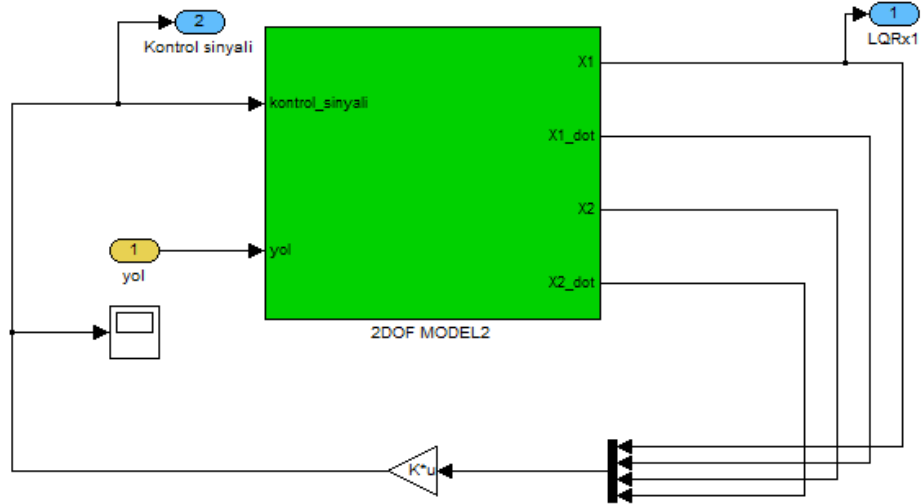
$$A^T P + PA - PBR^{-1}B^T P + Q = 0 \quad (4.3)$$

Buradan kazanç matrisi K şu şekilde yazılabilir:

$$K = R^{-1}B^T P \quad (4.4)$$

Bu şekilde R ve Q değerleri belirlendikten sonra kazanç matrisi K hesaplanmış olur.

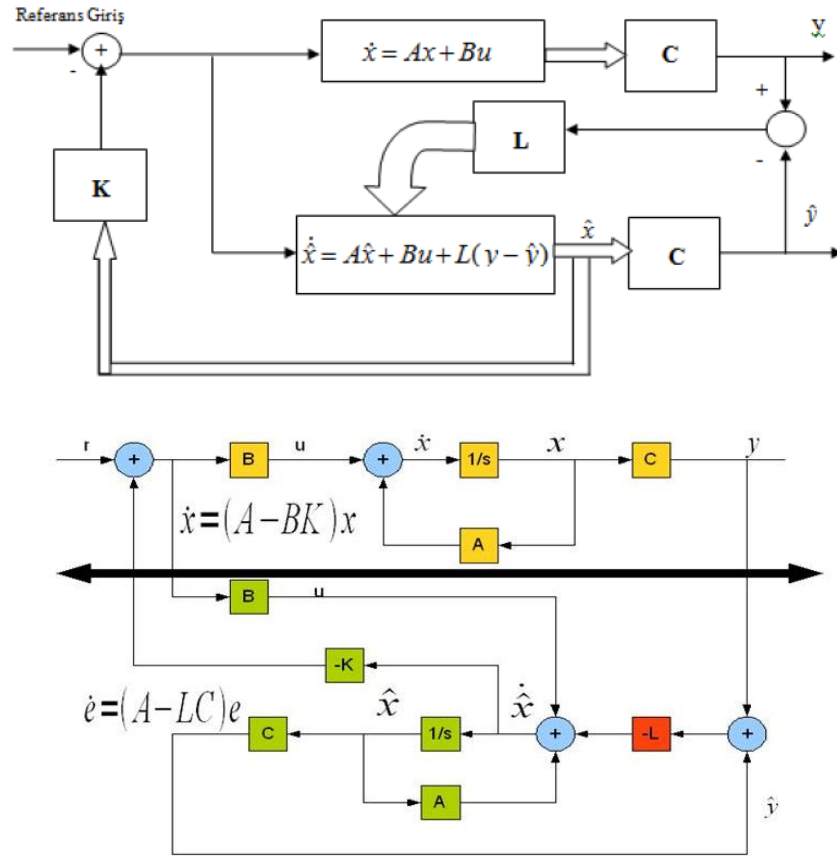
Daha sonra kontrol algoritması Simulink ortamında modellenmiştir.



Şekil 4.6 Simulink ortamında LQR kontrol sisteminin araca entegre edilmiş hali

4.3. Kontrol algoritmasına gözleyici eklenmesi

Daha önce tasarlanan LQR optimal kontrolcünün sistemin durumlarını anlık olarak bilmesi gerektiği görülmüştür. Gerçek hayatta ise kontrol yönteminde kullanılan sistem durumlarını anlık olarak ölçebilmek genelde çok zor ya da pahalı bir şekilde mümkün olmaktadır. Bu yüzden, sistem durumlarını anlık olarak ölçmek yerine iyi bir şekilde tahmin etmek çok daha kolay ve ucuz olmakla beraber kontrol açısından da kabul edilebilir sonuçlar doğuracaktır. Bütün bu durumların Gözleyici kontrol sinyalini ve ana modelin durum değişkenlerini kendine giriş olarak alan bir alt sistemdir. Gözleyicinin matematik modeli ana model ile aynıdır. Tek fark olarak ek olarak tahmin hatasını da eşitlik içine almasıdır (A. Özdemir, D. Maden, 2013).



Şekil 4.7 Durum gözleyici sistem (A. Özdemir, D. Maden, 2013)

Bu bölümde Luenberger tipi gözleyici (Luenberger DG, 1964) tasarlanacaktır.

$$\hat{\dot{x}} = (A - k_e C)\hat{x} + Bu + k_e y \quad (4.5)$$

Luenberger tipi gözleyici aşağıdaki formül şeklinde gösterilebilir. Buradaki L matrisi gözleyici matrisi olarak adlandırılır.

$$\dot{\hat{x}} = A\hat{x} + Bu + L(y - C\hat{x}) \quad (4.6)$$

Hata değeri şu şekilde yazılabilir:

$$e = x - \hat{x} \quad (4.7)$$

$$e = (x - \hat{x}) = (A - LC)e + Gw(t) \quad (4.8)$$

Gözleyicide hata oranının sıfıra yaklaşması buradaki A-LC değerinin özdeğerleri ile sağlanabilir. L matrisinin seçiminde kutupların yerleştirilmesi yöntemi kullanılabilir.

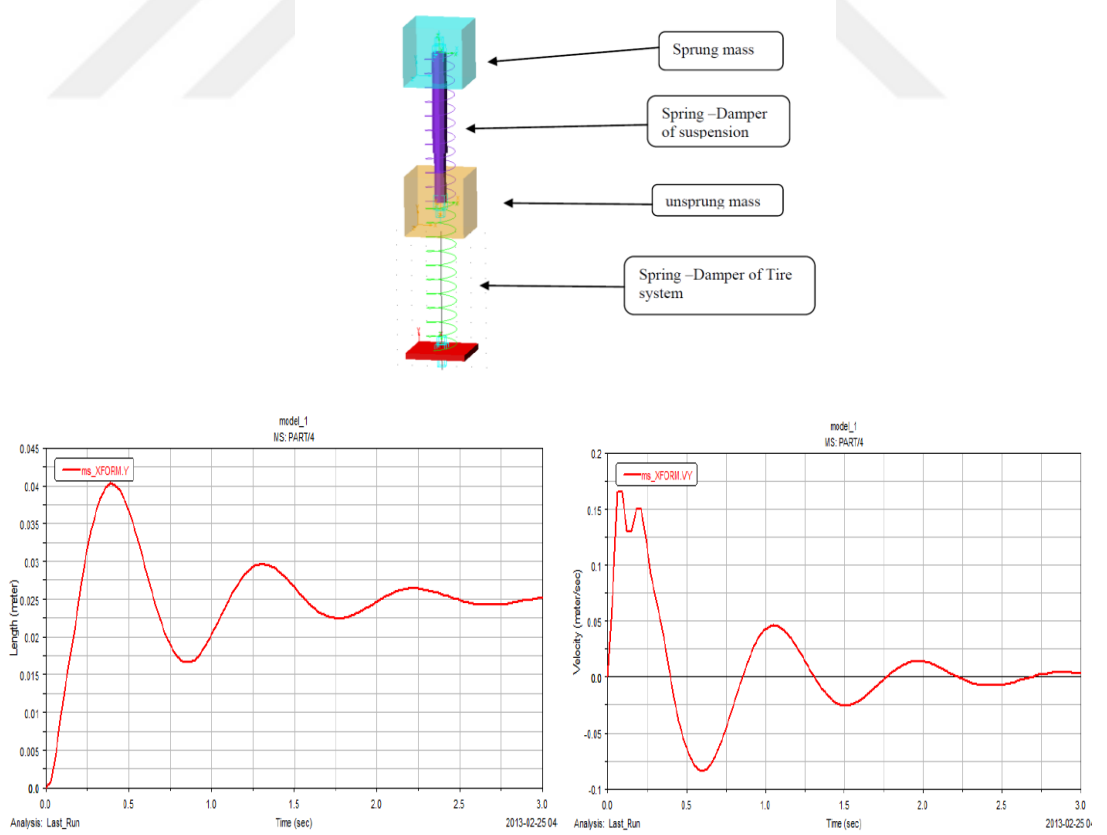
Literatürde gözleyici cevap hızı durum değişkenleri kestirilecek sistem cevap hızından 3 ile 10 kat daha hızlı olacak şekilde seçilmesi tavsiye edilmektedir (A. Özdemir, D. Maden, 2013). Gözleyici kazanç matrisi L'nin elde edilmesi için bu çalışmada literatürde sıkça rastlanan Ackerman yöntemi kullanılmıştır. Gözlemcinin ne kadar hızlı ve ne kadar iyi performans gösterdiğinin anlaşılabilmesi ve değerlendirilebilmesi için sistem durumlarının tahmin hatalarına bir başlangıç değeri verilerek oluşacak olan hatalar gözlenebilir. Hatanın sıfıra indirgenebilmesi ve indirgenme hızı gözlemcinin performansını ortaya koymaktadır. Tasarlanan gözlemci ile erişmesi güç ya da pahalı olan durumların ölçümlerinin tahmini sağlanmaya çalışılmıştır. Gözlemcinin performansı ileriki bölümlerde simülasyonlar ile değerlendirilecektir.

5. SİMÜLASYON ÇALIŞMALARI VE BULGULAR

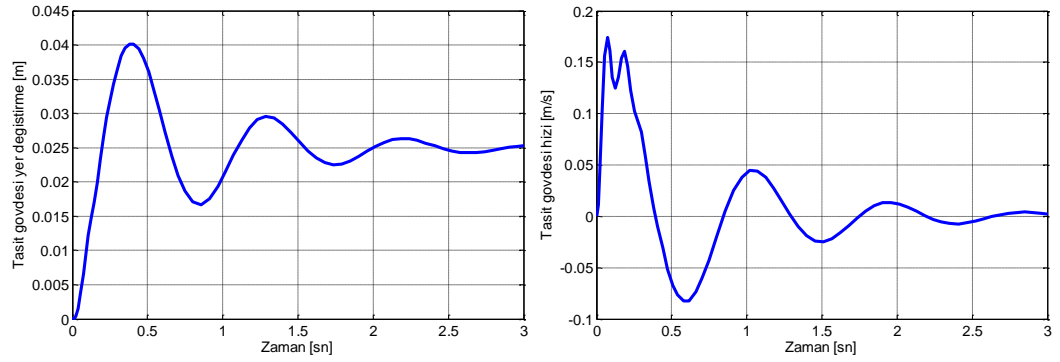
5.1 Çeyrek Taşıt Modelinin Doğrulanması

Literatürde çeyrek taşıt modeli kullanılarak birçok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmada da kullanılan matematiksel model çeyrek taşıt modelidir. Bu modelin çıktılarının analiz çalışmalarına ışık tutması beklenmektedir bunun için modelin testler ile doğrulanmış olması gerekir. Literatürdeki (S. J. Chikhale¹, S. P. Deshmukh, 2013)'nin çalışmasında çeyrek taşıt modeli gerçeğe daha yakın sonuçlar veren daha karmaşık çoklu cisim modeli (Blundell M, Harty D., 2004) ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Bu çalışmadaki model de o çalışmanın verileri kullanılarak analiz edilmiş ve modelin doğrulanması yapılmıştır. Şekillerde sonuçların birbirine ne kadar yakın olduğu görülebilir. Bu sayede ileriki bir aşama olan kontrolcü algoritması bu doğrulanmış çeyrek taşıt modeli üzerinde geliştirilebilir.

$m_s = 660.48$; $m_u = 132.82$; $c_s = 2167.8$; $k_s = 36537$; $k_t = 331790$; basamak girişi $0.025m$



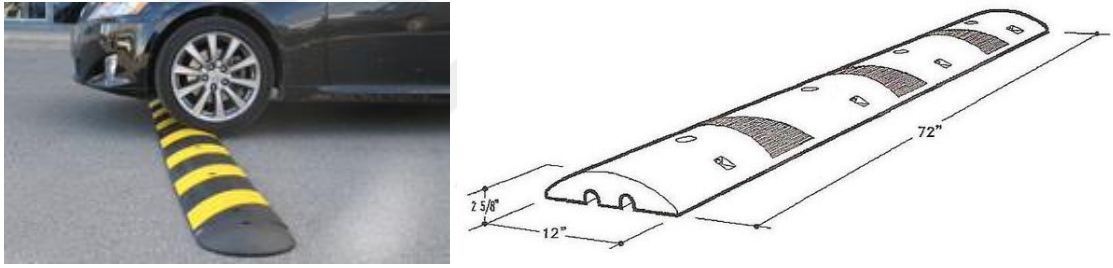
Şekil 5.1 ADAMS Modeli ve analiz sonuçları



Şekil 5.2 Simulink modelinin doğrulanması

5.2. Çeşitli Yol Girdileri ile Kontrolcü Algoritması Performans Değerlendirilmesi

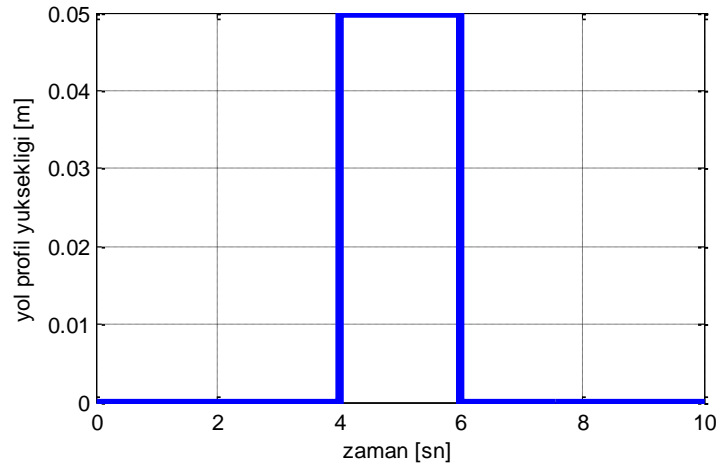
Yapılan çalışmalar sonucunda elde edilen bilgiler bu kısımda değerlendirilecektir. Kara yolu standartlarında belirtilen ölçülere uygun şekilde hız kesici yol kasisleri yollara uygulanmaktadır. Şekil 5.3’de yaklaşık ölçüler görünmektedir.



Şekil 5.3 Hız kesici yol kasis profili (Anonim, 2016)

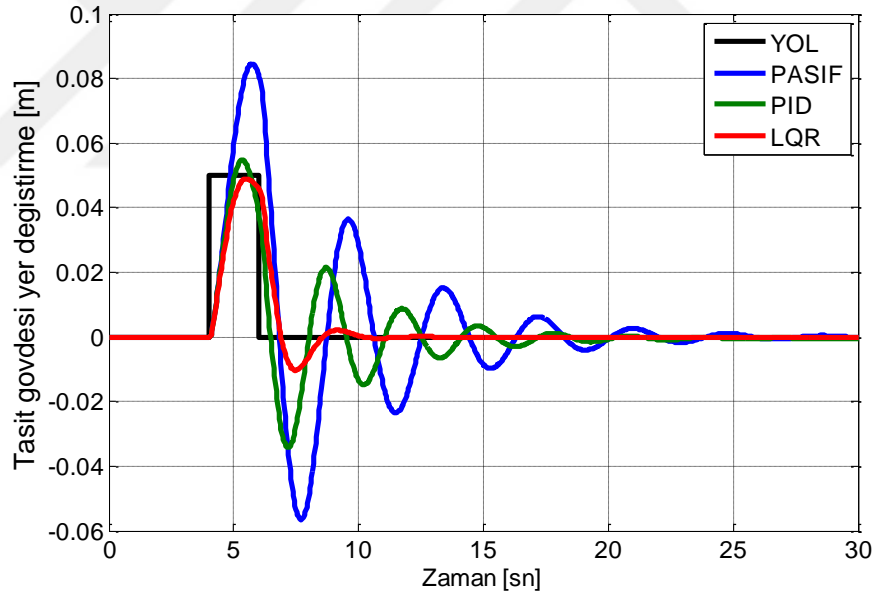
Bu bölümde PID ve LQR aktif kontrol algoritmalarının uygulandığı modele çeşitli yol girdileri uygulanarak sistem üzerindeki konfor etkileri incelenecektir. Literatürden de yararlanılarak üç çeşit farklı yol girdisi sisteme uygulanmıştır bunlar sıra ile verilecektir.

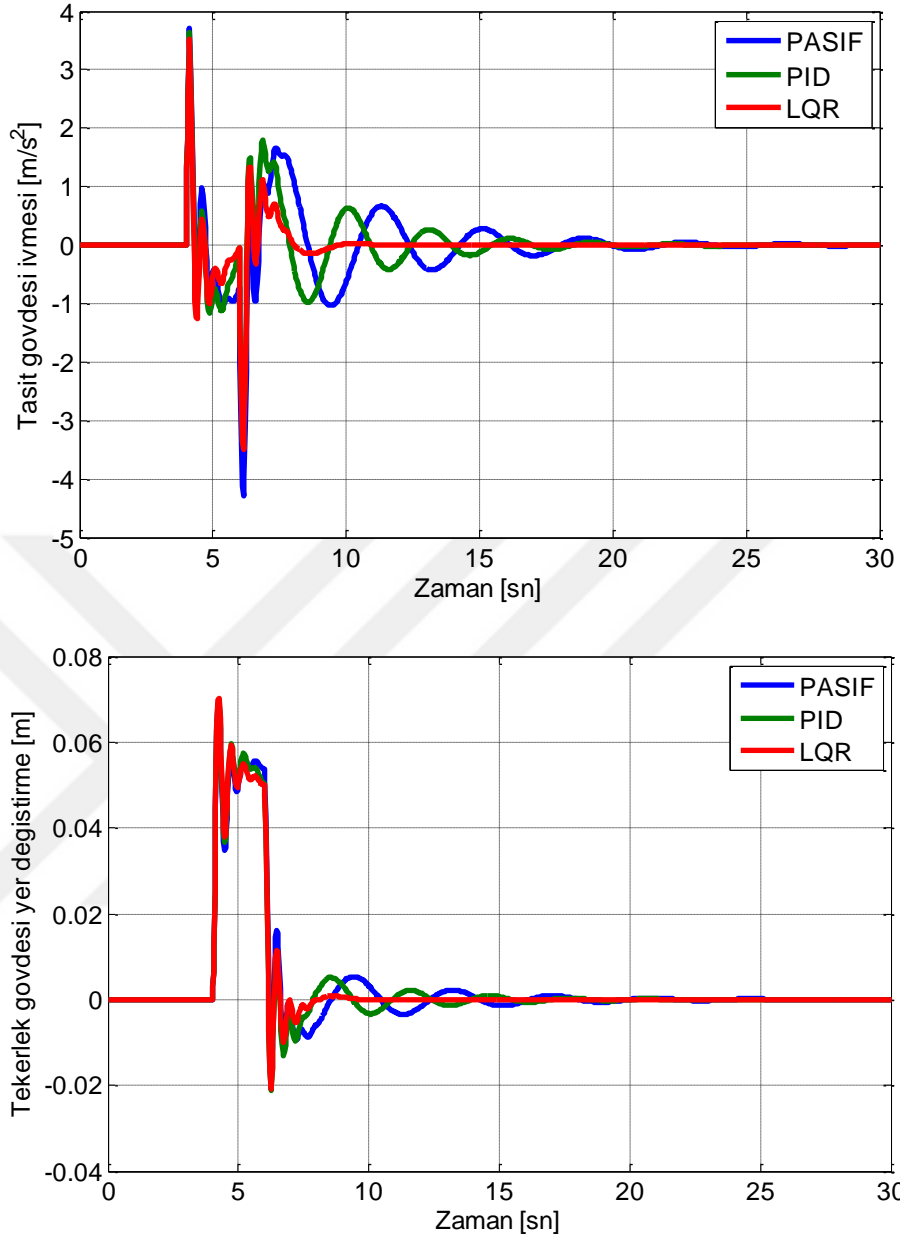
1. olarak süspansiyon sistemin 5 cm’lik iki saniye süresince bozucu bir yol darbe girişi uygulanmakta ve sistemin verdiği cevap analiz edilmiştir.



Şekil 5.4 Bozucu yol darbe girişi

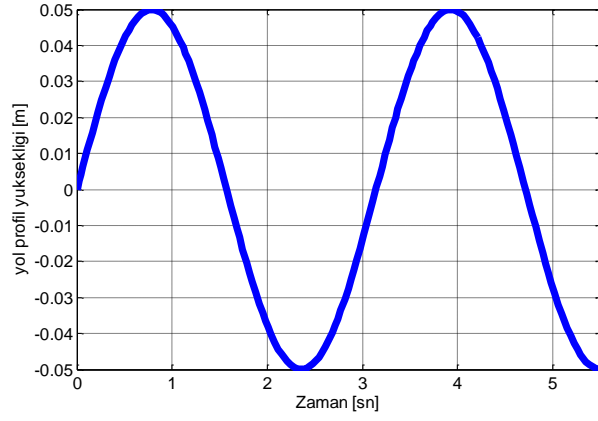
PID kontrolcüsünün kullanıldığı algoritma sayesinde oluşan titreşimler azaltılmaktadır. Aynı şekilde LQR kullanılarak yapılan simülasyon sonuçları analiz edilmektedir. Sonuçlar aşağıdaki grafikte karşılaştırmalı olarak görülebilir.



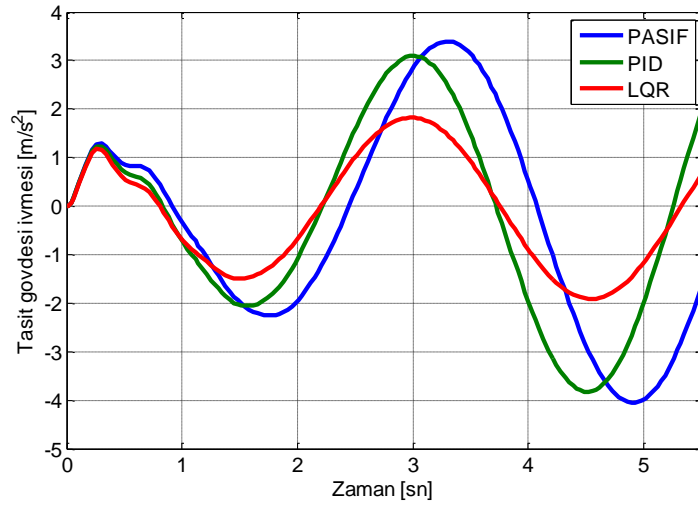
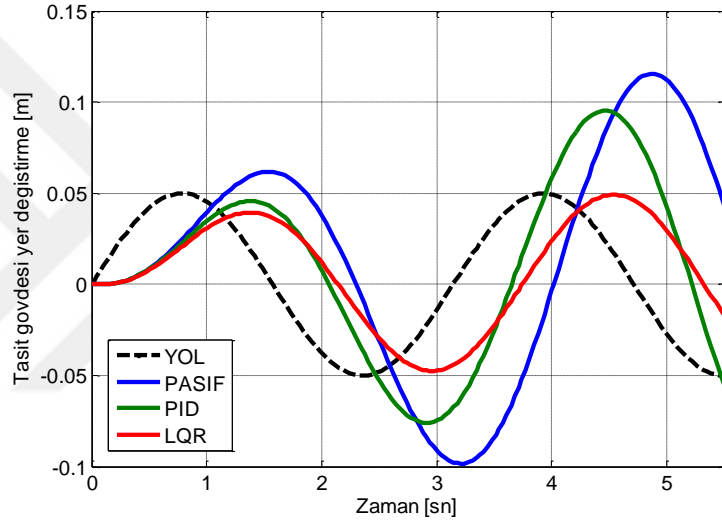


Şekil 5.5 Bozucu yol darbe girişine karşı geliştirilen algoritmaları içeren sistem cevapları

2. olarak sisteme harmonik (Sinüs) Yol girdisi verilmiş ve sistem performansı analiz edilmiştir. Frekansı 2 Hz, genliği 0.05 m olan Sinüs yol uyarısı sinüs yol fonksiyonu seçilmiştir (M. Şengirgin ve ark, 2000). PID ve LQR algoritmaları sayesinde taşıt gövdesinin titreşim genliği ve gövde ivmesi değerlerinde azalma sağlanmıştır.



Şekil 5.6 Bozucu yol sinus girişi



Şekil 5.7 Bozucu yol sinus girişine karşı geliştirilen algoritmaları içeren sistem cevapları

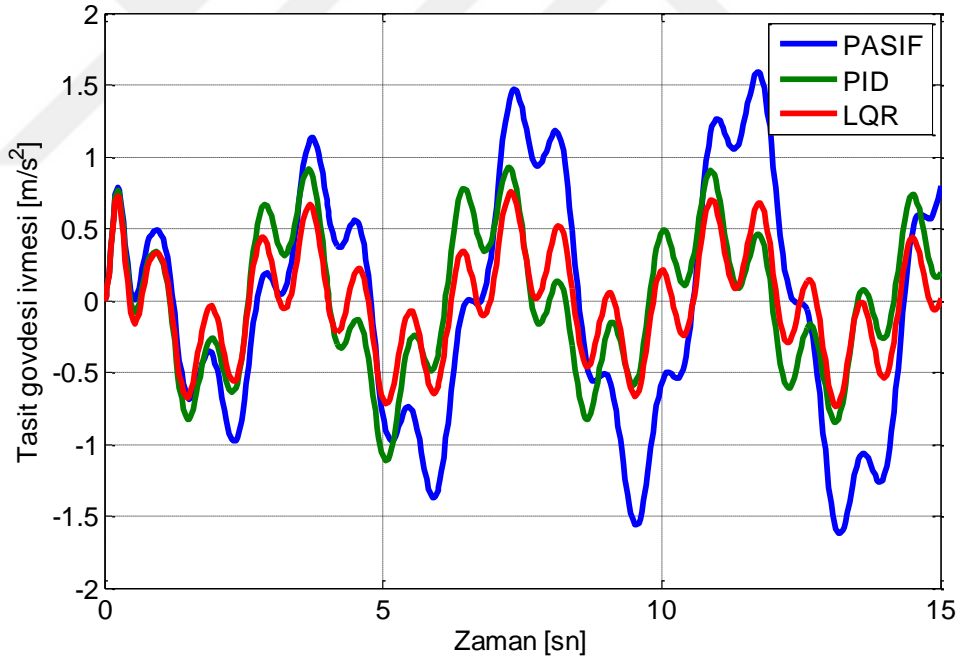
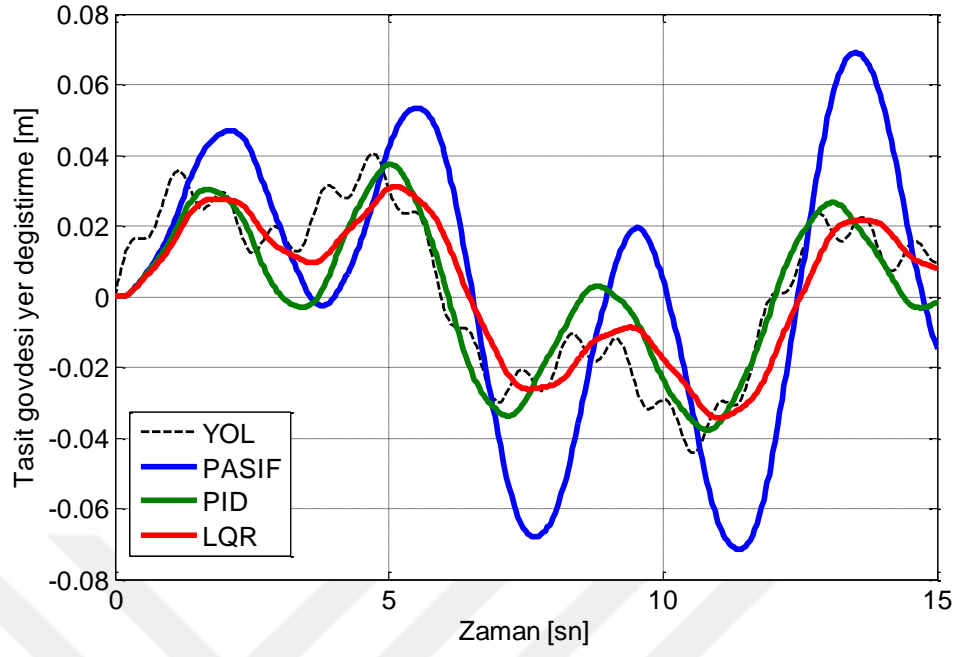
3. olarak sisteme periyodik Yol girdisi verilerek sistem performansı analiz edilmiştir. (M. Şengirgin ve ark, 2000). Harmonik yol uyarısında tek bir sinüs yol profili seçilmiştir. Periyodik yol girdisi için üst üste bindirilmiş üç sinüs fonksiyonunun toplamı alınmıştır. Periyodik yol uyarısı için frekans ve genlikler seçilirken, yüksek frekanslı harmonik yol uyarılarının genliklerinin düşük olmasına dikkat edilmiştir. Periyodik yol uyarısını oluşturan harmonik fonksiyonların frekans ve genlik değerleri Tablo 'da verilmiştir. Fonksiyonların frekans ve genlik değerleri aşağıdaki gibidir:

Çizelge 5.1 Periyodik yol uyarısında frekans ve genlik değerleri

Frekans (Hz)	Genlik (m)
0.5	0.03
1.6	0.015
7	0.005

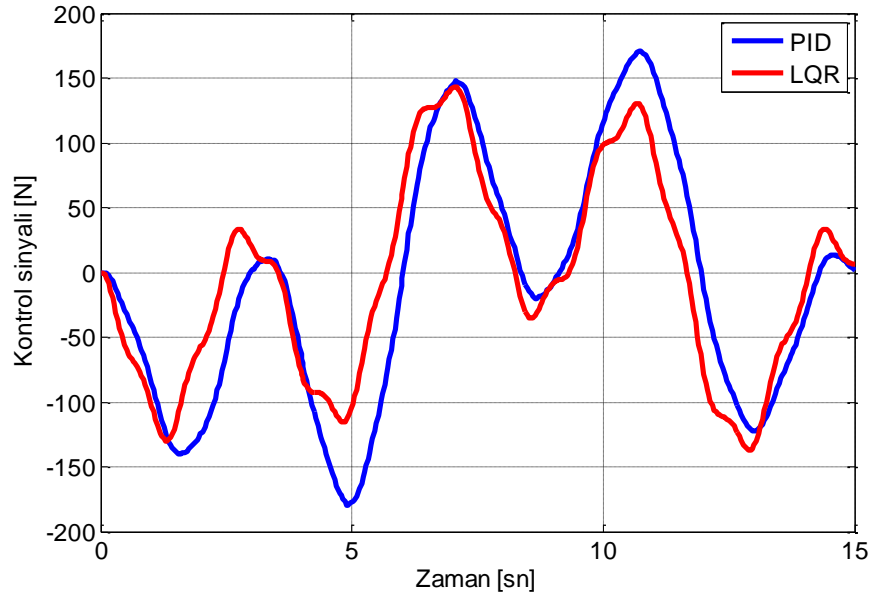
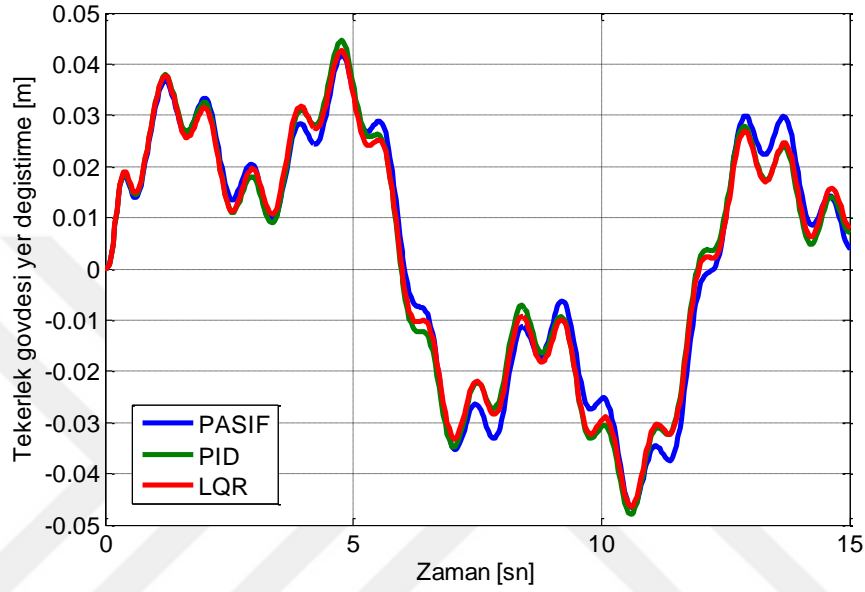


Şekil 5.8 Bozucu periyodik yol girişi



Şekil 5.9 Bozucu periyodik yol girişine karşı geliştirilen algoritmaları içeren sistem cevapları

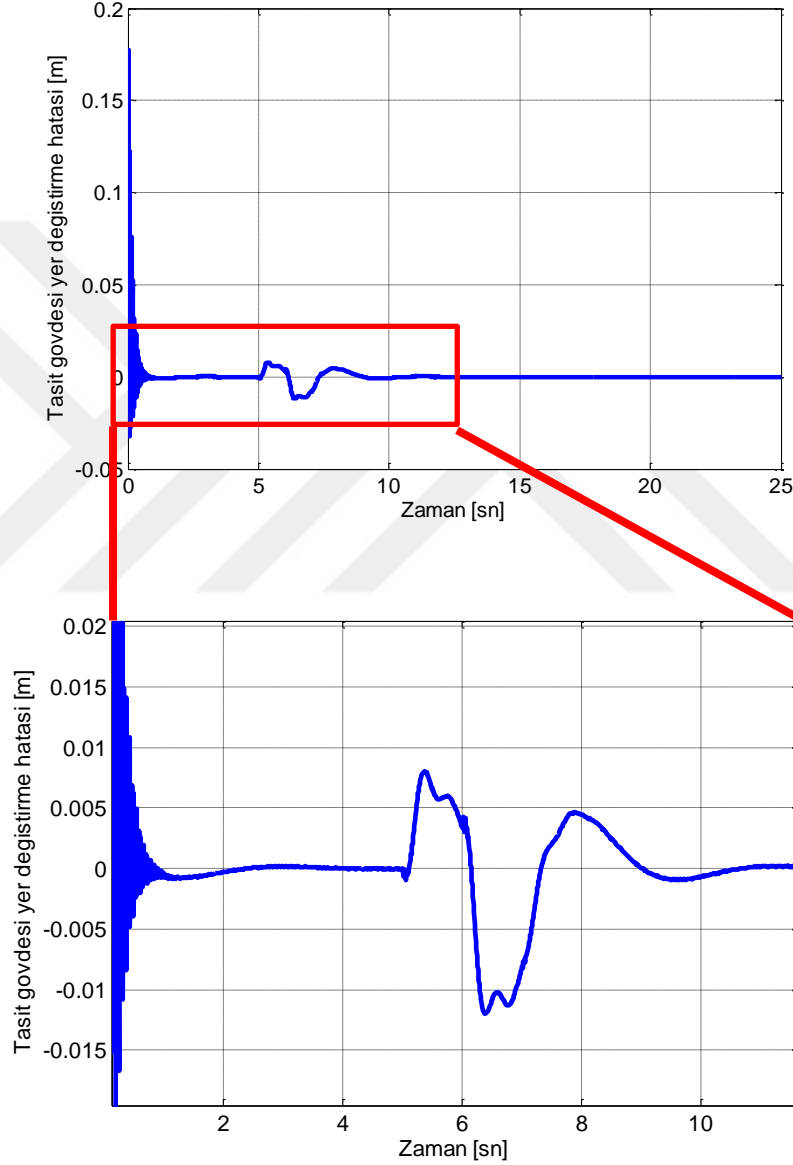
Periyodik yol uyarısında diğer iki yol uyarısında elde edilen sonuçlara benzer sonuçlar elde edilmiştir. Periyodik yol uyarısında yarı aktif süspansiyon sisteminin kullanılması ile pasif süspansiyona göre taşıt gövdesinin titreşim genliği ve gövde ivmesinin maksimumlarında azalma sağlanmış, dinamik tekerlek gövdesi yer değiştirme değerinde belirgin bir değişim görülmemiştir.



Şekil 5.10 Bozucu periyodik yol girişine karşı tekerlek gövdesi yer değiştirmesi ve kontrol sinyalleri

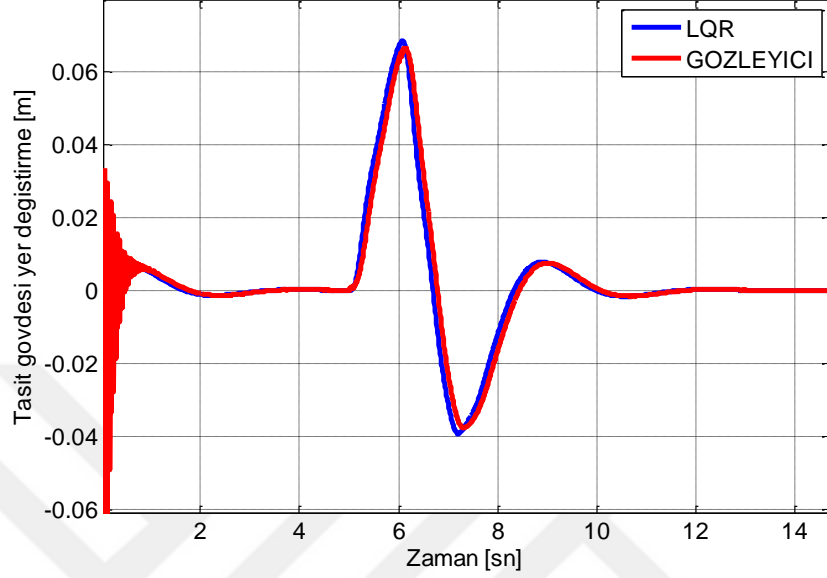
5.3. Gözleyici Performansının Analiz Edilmesi

Daha önce (Bölüm 4) tasarlanan LQR optimal kontrolcünün sistemin durumlarını anlık olarak bilmesi gerektiği görülmüştür. Gözleyicinin performansını analiz etmek için gerçek değer ile tahmin edilen değer arasındaki farkı gösteren aşağıdaki grafik incelenebilir.



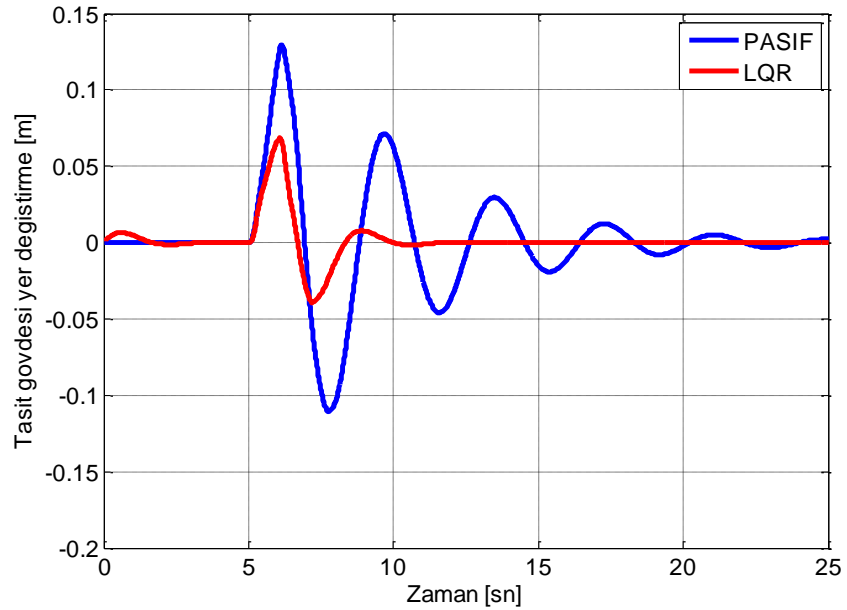
Şekil 5.11 Gerçek değer ile gözleyiciden edilen değer arasındaki fark

Hatanın çok az ve kabul edilebilir ölçüde olduğunu görmek için araç gövdesi yer değiştirme grafiği LQR-bizim gerçek durumumuzu ve gözleğiden okunana durum değerini karşılaştırmalı olarak aşağıda verilmiştir.



Şekil 5.12 Gerçek değer ile gözleyiciden edilen değerin karşılaştırılması

Gözleyici kullanan aktif sistem algoritmasının performansı ile pasif sistem performansı karşılaştırılmıştır. Gözleyiciye sahip LQR kontrol algoritması sistem salınımlarını istenilen şekilde sönümlediği görülmüştür.



Şekil 5.13 Gözleyiciye sahip LQR kontrol algoritması ve pasif sistem cevabı

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Araç süspansiyon sistemi için yapılan analiz sonuçlarına göre aracın sürüş konforunu iyileştirmek için parametrelerin uygun seçilmesinin kritik olduğu görülmüştür. İki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli sistem modellemesinde kullanılmıştır. Sistemin konfor performansını iyileştirmek için PID ve LQR teorisine dayalı farklı kontrol algoritmaları oluşturulmuştur. Geliştirilen algoritmalar sayesinde araç titreşimlerinde kayda değer bir azalma elde edilmiştir. Algoritma performanslarının karşılaştırılmasıyla da birbirlerine olan avantaj ve dezavantajlar ortaya konmuştur. Simülasyonlar sonucunda LQR kontrolcü algoritmasının titreşimleri sönümlemede optimum çözüm verdiği ve PID kontrolcüsüne göre daha performanslı olduğu açıktır. Fakat endüstride geniş kabul görmüş ve kullanım yaygınlığına sahip PID kontrolcülerin P,I,D parametrelerinin doğru seçilmesiyle de istenen çözüme oldukça yaklaşılabılır. Ayrıca LQR kontrol algoritması için gözleyici tasarımı yapılmış ve performansı değerlendirilmiştir. Bu çalışmanın bir sonraki adımı geliştirilen algoritmaların daha da geliştirilerek daha kompleks modeller üzerinde test edilmesi ve ilerleyen aşamalarda ise gerçek testler ile simülasyon çalışmalarının doğrulanması olabilir.

KAYNAKLAR

Aly A. A., and Salem F.A., 2013 Vehicle Suspension Systems Control: A Review. International Journal of Control, Automation and Systems vol.2 no.2, 46-54 pp.

Anonim, 2016.

http://www.tdk.gov.tr/index.php?option=com_bts&view=bts&kategori1=veritbn&kelimesec=22521 (Erişim Tarihi 27.06.2016).

Anonim, 2016. <http://www.secure-lane.com/Speed-Bumps-and-Car-Stops.html>(Erişim Tarihi 27.06.2016).

Bastow D., 1993 Car suspension and handling. Pentech, London

Blundell M, Harty D., 2004 The multi-body systems approach to vehicle dynamics. Elsevier Butterworth-Heinemann, UK

Cakan A., 2013 Karayolu Taşıtları Süspansiyon Sisteminde Aktif Titreşim Kontrolü *Yüksek Lisans Tezi*, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya

Chikhale1 S. J. and Deshmukh S. P., 2013 Comparative Analysis Of Vehicle Suspension System in Matlab-SIMULINK and MSc-ADAMS with the help of Quarter Car Model, International Journal of Innovative Research in Science, India

Chen H.Y. , Huang S.J., 2005 Adaptive Control for Active Suspension System, International Conference on Control and Automatic. June. Budapest, Hungary.

Crolla DA, Aboul Nour AMA, 1988 Theoretical comparisons of various active suspension systems in terms of performance and power requirements. Proc IMechE Advanced Suspensions Conference, London, UK, pp 1–9

Gillespie T.D., 1992 Fundamentals of vehicle Dynamics SAE Publications, Warrendale PA, USA

Griffin M., 1984 Vibration dose values for whole body vibration: some examples. Human Factor Research Unit, ISVR, Southampton, UK

Guglielmino ve ark., 2008, Semi-active Suspension Control Improved Vehicle Ride and Road Friendliness, Springer-Verlag London Limited, UK, 1-16 pp.

Hac A, Youn I. 1992 Optimal semiactive suspension with preview based on a quarter car model. J. Vib. Acoust. 114; 1: sayfa 84–92

Hrovat, D. 1997. Survey of advanced suspension development and related optimal control application, Automatica, Vol. 30, No. 10, pp.

Luenberger D.G, 1964 Observing the state of a linear system. IEEE Trans Mil Electron 8: sayfa 74–80

MathWorks 2016 online: <http://www.mathworks.com/products/matlab/>

MEB, 2013 Motorlu araçlar teknolojisi süspansiyon sistemleri, Ankara

Milliken, 1994 Race Car Vehicle Dynamics *SAE International Technology & Engineering*, Warrendale PA, USA

Özdemir A., Maden D., 2013 Aktif süspansiyon sistemli çeyrek araç modelinin gözlemleyiciyle optimal kontrolü, SAÜ. Fen Bil. Der. 17. Cilt, 2. Sayı, s. 181-187

Savaresi ve ark., 2010. Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles Elsevier Ltd., Amsterdam, The Netherlands, 1-57 pp.

Şengirgin ve ark, 2000 Pasif ve yarı aktif süspansiyon sistemlerinin titreşim yalıtım performansının incelenmesi, 9. Uluslararası Makina Tasarım ve İmalat Kongresi, Ankara

Yüksel İ., 2014 Otomatik Kontrol Sistem Dinamiği ve Denetim Sistemleri, Dora Yayınları, Bursa

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : İlhan YUNUS
Doğum Yeri ve Tarihi : Bulgaristan, 27/12/1986
Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Turhan Tayan Anadolu Lisesi, 2006
Lisans : Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Bölümü, 2011
Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü,
Otomotiv Mühendisliği Ana Bilim Dalı, 2016

Çalıştığı Kurum ve Yıl : Surrey Üniversitesi 2014-2015
AVL Mühendislik 2016-...
İletişim(e-posta) : ilhanyns@gmail.com