

**AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNDE HATA TESPİTİ
VE ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Elk. Müh. Nadiye Gülkan TÜRKDOĞRU
504041111

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 25 Nisan 2008
Tezin Savunulduğu Tarih : 9 Mayıs 2008

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Metin GÖKAŞAN
Diğer Jüri Üyeleri Prof.Dr. Hakan TEMELTAŞ
Prof.Dr. Cingiz HACIYEV

HAZİRAN 2008

ÖNSÖZ

Aktif süspansiyon sistemi, ilk olarak seksenli yıllarda otomobilin önde gelen markalarından olan Lotus markası tarafından geliştirilen ve daha sonra, 1992 yılında Williams tarafından mükemmelleştirilen, bilgisayar aracılığı ile pistteki engelleri önceden saptayan ve sürücüye bildiren bir elektronik sistemdir.

Günümüzde ise, yüksek fiyata ve donanıma sahip birçok arabada standart olarak bulunur. Bu sistem sayesinde tümsek, engebe vs gördüğünde hemen kendini ayarlayarak, araba içindeki insanların hiç bir sarsıntıya maruz kalmadan yolculuk etmesini sağlar.

Aktif süspansiyon sisteminin diğer araç kontrol sistemlerine nazaran daha genç bir teknoloji olması ve bu yöndeki gelişimlerin kısa süre içerisinde çok yol alması bu tez çalışmasında aktif süspansiyon sistemlerinin seçilmesinde büyük etkindir. Ayrıca süspansiyon sisteminin araçların güvenliğindeki en önemli unsurlardan biri olması bu sistemin gerekliliğini de bir kez daha vurgular.

Hazırlık süresi boyunca, bana yol gösteren tüm hocalarıma, beni yetiştiren, tüm öğrenim yaşamım boyunca sabır, sevgi ve içtenliklerini benden esirgemeyen anne ve babama, kaynak konusunda bana yardımcı olan Ahu Ece KARCI ve sevgili ablam Nurkan TÜRKDOĞRU'ya teşekkürü bir borç bilirim.

05.05.2008

Nadiye Gülkan TÜRKDOĞRU

İÇİNDEKİLER	
ÖNSÖZ	ii
İÇİNDEKİLER	iii
TABLO LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
1. GİRİŞ	9
1.1. Süspansiyon Sistemleri	11
1.1.1. Süspansiyonun Anatomisi	11
1.1.1.1. Araç Süspansiyon Sistemleri ve Yaylar	13
1.1.1.2. Süspansiyon ve Lastikler Arasındaki İlişki	13
1.1.2. Amortisör	14
1.1.2.1. Amortisörlerin Rolü	14
1.1.2.2. Amortisörlerin Yapısı ve Tipleri	15
1.1.3. Direksiyon Sistemi	15
1.1.4. Aktif Süspansiyon Sistemlerinin Tanımı	16
2. ARAÇ SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNİN MODELLENMESİ	18
2.1. 2-Serbestlik Derecesine Sahip Süspansiyon Sistemi	18
2.2. 4-Serbestlik Derecesine Sahip Süspansiyon Sistemi-PITCH	20
3. AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNDE LQR KONTROLÜ	24
3.1. Aktif Süspansiyon Sistemlerinin Matematiksel Modeli	24
3.2. Kontrol Edilebilirlik ve Gözlemlenebilirlik	28
3.3. Geri Besleme Durum Kontrolü için LQR Kontrolörü	39
3.4. Simulasyon Sonuçları	33
3.5. Sistem Sonuçları	35
4. AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNDE H_{SONSUZ} KONTROLÜ	36
4.1. Aktif Süspansiyon Sistemlerinin Matematiksel Modeli	36
4.2. Aktif Süspansiyon Kontrolü	41
4.3. Aktif Süspansiyon Sistemlerinde H_{SONSUZ} Kontrolü	41
5. AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNDE HATA TESPİTİ VE TEŞHİSİ	47
5.1. Giriş	47
5.2. Hata Tespit ve Teşhisi	47

6. BULANIK MANTIK KONTROLLÜ AKTİF VE PASİF SÜSPANSİYON SİSTEM SİMÜLASYONU	43
7. SONUÇ	60
KAYNAKLAR	61
EKLER	63
ÖZGEÇMİŞ	71

TABLO LİSTESİ

Tablo 5.1. Sensör Hataları.....	49
---------------------------------	----

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1. 2-Serbestlik Derecesine Sahip Araç Modeli.....	18
Şekil 2.2. 4-Serbestlik Derecesine Sahip Araç Modeli-Pitch	20
Şekil 2.3. Aracın Ön ve Arka Tekerleklerine Etkiyen Kuvvetler	21
Şekil 2.4. Askıdaki Kütle Üzerine Etkiyen Kuvvetler	21
Şekil 3.1. 2-Serbestlik Derecesine Sahip Çeyrek Taşıt Modeli.....	24
Şekil 3.2. Açık ve Kapalı Sistemin Karşılaştırılması.....	31
Şekil 3.3. Aktif Süspansiyon Simulink Modeli	33
Şekil 3.4. Yol ve Gövde Yüğü Konumu	34
Şekil 3.5. Gövde yüğü Hızı	35
Şekil 4.1. 2-Serbestlik Derecesine Sahip Çeyrek Taşıt Modeli.....	37
Şekil 4.2. Çeyrek Taşıt Modeli Kontrol Şeması	43
Şekil 4.3. Süspansiyon Sapmasına Ait Bode Genlik Diyagramı.....	44
Şekil 4.4. Araç Gövde Hızına Bağlı Transfer Fonksiyonuna Ait Bode Genlik Diyagramı	45
Şekil 4.5. Farklı Parametre Değerleri ile Kontrol Edilmiş Aktif Süspansiyon Sistemi ve Pasif süspansiyon Sistemine Ait Süspansiyon Sapması Bode Genlik Diyagramı	46
Şekil 5.1. Sistem Hata Tespit ve Teşhisi	48
Şekil 6.1. Çeyrek Taşıt Modeli için Yarı Aktif Süspansiyon Sistemi Simulasyon Modeli.....	50
Şekil 6.2. Beyaz Gürültü Sinyali.....	51
Şekil 6.3. Bulanık Mantık Kontrol Diyagramı	52
Şekil 6.6. Pasif Süspansiyon Modeli İvme Grafiğı	53
Şekil 6.7. Yarı Aktif Süspansiyon Modeli İvme Grafiğı.....	54
Şekil 6.8. Pasif Süspansiyon Modeli Teker Yüğü Grafiğı.....	55
Şekil 6.9. Yarı Aktif Süspansiyon Modeli Teker Yüğü Grafiğı	56
Şekil 6.10. Pasif Süspansiyon Modeli Süspansiyon Değışimi	57
Şekil 6.11. Yarı Aktif Süspansiyon Modeli Süspansiyon Değışimi.....	58
Şekil 6.12. Araç Gövde İvmelenme Grafiğı.....	59

AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNDE HATA TESPİTİ VE ANALİZİ

ÖZET

Ekonomik ve teknolojik gelişimin bir sonucu olarak, araç sistemleri zaman içerisinde değişime uğramış ve işletmeler ile tüketicilerin sürekli değişen ihtiyaçlarını daha iyi karşılayabilmek üzere gelişim göstermiştir.

Otomobil üreticileri müşteri memnuniyetini en üst seviyede tutabilmek amacıyla otomobile ait parçaların geliştirilmesi için büyük miktarlarda zaman ve para harcamaktadırlar. Burada amaç makul seviyede bir performans sunmakla birlikte özellikle konforlu ekipmanlar üretmek ve bunu gerçekleştirirken de maliyetleri minimuma indirmektir.

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

En yeni teknolojilerden biri olan Aktif Süspansiyon Sistemi, otomobillerde konfor ve performansı bir arada sunmayı hedeflemektedir. Bu sistem üzerine çalışmaların çok eskilere dayanmasına rağmen son yıllara kadar üzerinde durulmamıştır. Birkaç yıldır ise otomotiv sektörünün önde gelen firmaları bu sistemi hayata geçirmiş ve üst sınıf otomobillerinde kullanmaya başlamıştır.

Aktif süspansiyon sistemini tanıtarak, hata tespitlerinin ve teşhislerinin yapılmasını amaçlayan bu tez çalışmasında, istenilen sonuçlara ulaşmada farklı yöntemler kullanılmış ve bu yöntemlerin hepsi ayrı bölümler halinde anlatılmıştır. Son olarak ise simülasyon sonuçları verilmiştir.

AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNDE HATA TESPİTİ VE ANALİZİ

ABSTRACT

The era we live is technology era. So automotive industry is developing continuously to answer the customers questions.

Automotive companies spends a lot of time and money to produce new technology for customers. Here, the aim is to make the performance cars with maximum comfort and minimum cost.

In automotive the objective was electronica systems for last few years. For example, ESP, ABS, GPS. You can see these systems in a lot cars.

One of the newest technology for vehicles is Active Suspension System. This system is gives more performance and comfort to automobiles. Too many years ago people began to study about tis system but for last few years automotive companies began to use the system in luxury cars.

In this study you can find examples and solutions about Active suspension System. There are so many different methods for analizing Active Suspension System. A few of these methods are explained in this study.

In the end you can find some simulations for system.

1. GİRİŞ

Otomotiv sektöründe geçmişten günümüze kadar, sürekli değişim gösteren piyasa ve talep yapısına uyum sağlayabilmek amacıyla çeşitli üretim sistemleri geliştirilmiş ve yeni teknolojilere imza atılmıştır. Önceleri basit sistemler kullanılan otomobillerde, tüketici istek ve gereksinimlerindeki farklılaşmalar ile teknolojilerindeki gelişmelerin bir sonucu olarak, karmaşık yapıda ürün ve hizmetlerin üretilebildiği tüketici odaklı geniş elektronik sistemler üretilmiştir.

Rekabetin yoğun olarak yaşandığı günümüzde, işletmelerin başarılı olabilmeleri için farklı gruplara ayrılmış tüketici taleplerini en iyi şekilde yönetmeleri gerekmektedir. Bu amaçla işletmeler, üretim sistemlerini bilgisayar ve bilişim teknolojileri ile bütünleştirerek, ürün gruplarını bireysel talepler doğrultusunda çeşitlendirmektedirler.

Otomobillerde konforun ve performansın en önemli sürüş parametreleri olduğu günümüzde, geliştirilen yeni teknolojiler sürücüyü zahmetsiz bir sürüş deneyimi kazandırmayı amaçlamaktadır. Otomotiv firmalarının tüketicilerin ihtiyaçlarını karşılamak için geliştirdiği son teknolojilerden biri olan aktif süspansiyon sistemi otomobillerde sürüş konforu ve performansı bir arada sunmayı planlamaktadır. Otomobilin yere yakınlığı, amortisörlerin durumu ve yayların sertliği gibi unsurlar otomobillerde güvenliğin ve performansın vazgeçilmez öğeleridir. İşte bu noktada aktif süspansiyon sistemleri devreye girer.

Aktif süspansiyon sistemi, ilk olarak seksenli yıllarda otomobilin önde gelen markalarından olan Lotus markası tarafından geliştirilen ve daha sonra, 1992 yılında Williams tarafından mükemmelleştirilen, bilgisayar aracılığı ile pistteki engelleri önceden saptayan ve sürücüyü bildiren bir elektronik sistemdir.

Bu sistemler tümsek, engebe, vs ile karşılaştığı zaman araç içindekilerin hiçbir sarsıntıya maruz kalmadan yolculuk etmesini sağlar. Günümüzde, yüksek fiyata ve donanıma sahip birçok arabada standart olarak aktif süspansiyon sistemini bulmak mümkündür.

Bu çalışmanın temel amacı, aktif süspansiyon sistemleri ile ilgili temel kavramları ve sistemin çalışmasını açıklayarak, araç sistemlerindeki önemini ortaya koymaktır. Ayrıca

yapılan uygulamalar ile sistemin ne kadar hata ile çalıştığı ve nasıl daha iyiye gidebileceğinin düşünülmesi de sağlanmıştır.

Çalışma altı bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde, genel olarak süspansiyon sistemleri, süspansiyon sistemlerinin ana parçaları ve aktif süspansiyon sisteminin kısa bir tanımı üzerinde durulmuştur.

İkinci bölümde 2-serbestlik derecesine ve 4-serbestlik derecesine sahip araç modellerine ait denklemler çözümlenmiştir.

Üçüncü bölümde aktif süspansiyon sistemlerin kontrol yöntemlerinden biri olan LQR ile çeyrek modeli üzerinde çalışılmıştır.

Dördüncü bölümde aktif süspansiyon sistemlerin kontrol yöntemlerinden biri olan H_{sonsuz} kontrol yöntemi ile çeyrek taşıt modeli üzerinde çalışılmıştır.

Beşinci bölümde ise aktif süspansiyon sistemlerin kontrol yöntemlerinden biri olan bulanık mantık kontrolü ile hata tespiti yapılmıştır.

Son bölüm olan altıncı bölümde ise bulanık mantık kontrolü ile kontrol edilmiş aktif süspansiyon sistemi ve pasif süspansiyon sistemleri arasındaki farka ait bir simülasyon örneği verilmiştir.

1.1.Süspansiyon Sistemleri

1.1.1. Süspansiyonun Anatomisi

Bağımsız süspansiyon sistemi artık birçok otomobilde kullanılıyor. Yol yüzeyi, çukurlar ve tümsekler nedeniyle hiçbir zaman tamamen düz değildir. Otomobil zemin yüzeyi nasıl olursa olsun, sürüş esnasında konfor açısından yoldaki bozuklukları mümkün olduğunca az hissettirmelidir. Sürücülerin iyi bildiği; ancak ne kadar önemli olduğunun farkında olmadıkları helezon yay sürüş konforunda önemli bir göreve sahiptir. Helezon yay konforu sağlamak için yolu okumak durumundadır. Bu yay bir tümsek aşılrken şokun enerjisini emmek için ezilir, engel aşıldıktan sonra tekrar açılır. Burada sağlanmaya çalışılan yayın ezildiği kadar çabuk açılmasıdır. Ezilmesinde otomobilin ağırlığı etken olduğundan süre kısadır, açılmasındaysa orijinal uzunluğunu bulana dek birkaç kez açılır kapanır. Bağımsız süspansiyon sistemi artık birçok otomobilde kullanılıyor.

Tam sertlikte yani hiç esnemeyen bir helezon yayla tümseğin üzerindeki etkiyi hayal ederseniz, otomobil sadece zıplar ve tekrar yol üzerinde kontrol sağlamak neredeyse imkansız hale gelir. Dolayısıyla konforun yanı sıra yol tutuş için de yayın hareketlerini yumuşatmak gerekir. Helezon yayın sertlik derecesi üreticinin hedeflediği sonuca göre ayarlanır. Seçilen yay sertliği otomobilin konfor seviyesini belirleyen faktörlerin başında gelir. Yayın hareketleri karoserin hareketlerini de etkilediğinden aracın yol tutuşuna önemli etki eder. Amortisör teleskopik bir tüpün içinde hareket eden bir piston ve supaptan oluşur. Amortisör, içindeki yağ ya da gazın sıkıştırılması yardımıyla tekerleği yere doğru ittirerek yola temasının sürmesini sağlamaya çalışır. Otomobilin konforu büyük ölçüde süspansiyonun yumuşaklığına bağlıdır. Örneğin aile tipi bir sedanda konfor hedeflenerek yumuşak süspansiyon kullanılır. Bu tip süspansiyonlarda amortisörler yol üzerindeki bozuklukları iyi emecek basınca ve açılma durumunda mümkün olduğunca az oynama sağlayan bir sertliğe sahiptir. Modern otomobillerin çoğunda dört tekerlekte bağımsız süspansiyon sistemi kullanılır. Bir tekerleğin yukarı doğru hareketi yandaki tekerleği etkilemez. Süspansiyonun ve tekerleklerin çalışması için en iyi koşulların sağlanması hedeflenmiştir. Bu da sürekli düz bir satıh üzerinde hareket ediyormuş izlenimi verir. Süspansiyonlar karosere sabitlenmiş ve süspansiyon kollarına bağlanmıştır. Bu kollar da bağlantı çubuklarıyla aksa yakın bir yere yerleştirilmiştir. Süspansiyon kolları hareketlerini temel üç açı üzerinde yapar: uzunlamasına, yana ve yukarıya. Bu açılan süspansiyonun hareketleri ve tekerleğin yere basış şekli belirler.

Her otomobilin süspansiyon geometrisi tasarım aşamasında belirlenir. Bu geometrinin temelinde süspansiyon parçalarının (rotlar, rotiller, salıncak kolları, amortisörler, arkadan itişli araçlarda diferansiyel kovanı gibi) birbirleriyle yaptıkları açılar yatar.

Bu açıların bozulması durumunda sürüş konforu ve güvenliği bozulur. Bu açılar dört başlıkta toplanır: Kaster, kamber, toe ve kingpin. Kaster açışı, araca yandan bakıldığında dingilin tekerlek düşey eksenine yaptığı açıdır. Bu açının normalden farklı olması aracın yolda gezinmesine, düzensiz ve çabuk aşınmalara sebep olur. Kamber açısı lastiklerin dik eksenine içe ya da dışa doğru yaptıkları açıdır. Daha farklı bir anlatımla aynı dingilde; lastiklerin tabanlarının birbirine yakın ya da uzak olması kamber açışı adını alır. Lastik tabanlarının birbirlerine yakın olması (pozitif kamber) lastik tabanını dış kenarlarının çabuk aşınmasına ve virajlarda lastiğin aracın altına doğru katlanmasına ve aracın kaymasına sebep olur. Tabanların birbirinden uzak olması (negatif kamber) yani üst kısımların birbirine yakın olmasıysa lastik tabanının iç kısmının aşınmasına sebep olur. Toe açışı paralel eksenine lastiklerin ön ya da arka kısımlarının birbirlerine yakın olmasıdır.

Eğer lastiklerin ön kısımları birbirine yakınsa buna toe-in denir ve lastik tabanının iç kısmında aşınmalara sebep olur. Lastiklerin arka kısımlarının birbirine yakın olmasına toe-out adı verilir ve bu durumda lastik tabanının dış kısmının aşırı aşınma problemi yaşanır. Kingpin açısıysa ön aksın alt ve üst bağlantı noktalarının birbiriyle yaptığı açıdır. Kingpin açışı aks ya da amortisör kovani ve kulesinin eğrilmesiyle bozulur ve aracın yol tutuşu olumsuz etkilenir. Açı değişiklikleri arka takım için de geçerlidir; fakat burada tekerleklerin önler gibi sağa-sola dönmesi söz konusu değildir. Buna rağmen arka tekerleklerde güvenliği ve konforu artırma açısından az da olsa dönerler. Bu hareketlerin sağlanabilmesi için sağlam olduğu kadar belli bir oynama hareketi gösteren kauçuk takozdan üretilmiş malzeme kullanılır.

Arka takımlarda genellikle otomatik yön alan bir sistemden bahsedilebilir. Bu şekilde otomobilinizin dengesi mükemmel şekilde sağlanır. Viraj içinde otomobilin kasası virajın yönüne doğru eğilir. Bunu önlemek için amortisörler mümkün olduğunca sertleştirilerek açılma hareketi minimuma indirilir. Bu işlem yapıldığında şüphesiz konfordan da fedakarlık etmek gerekir. Bunun yanında aynı dingil üzerinde hareket eden tekerlekler arasındaki mesafe de arttırılabilir. Bir diğer çözüm de viraj çubuğudur. Bu çubuk dingilin üzerine monte edilerek kullanılır. Bu sabit çubuk tamamen pasif bir işlev görür; şasiye sabitlenerek tekerleklere montajı yapılır. Çalışma prensibi torsiyon çubuğuyla aynı olup, çapına göre az yada daha kuvvetli olarak bir direnç gösterir. Buradaki en önemli işlevi de viraj içinde karoserin yatmasını önlemesidir.

1.1.1.1. Araç Süspansiyon Sistemleri ve Yaylar

Yayların araç süspansiyon sistemlerinde kullanılmaları geçen yüzyıla kadar dayanır. İlk kullanılan yaylar kalın çelik yaylardır. Bunların yoldan gelen darbeleri bir ölçüde yutmaları, daha hızlı ve rahat yolculuk yapma imkanını ortaya çıkarmıştı. Daha sonraları halk arasında makas olarak bilinen yaprak yayların büyükten küçüğe doğru yerleştirilmesi ile meydana gelen yaylar, geniş kullanım alanı bulmuştur. Bu yayların ön ve arka dingil ile şasi arasında kullanılmasıyla araç gövdesi dolaylı olarak dingillere oturtulmuş olur. Böylece yoldan gelen sarsıntılar kadar, aracın kalkma ve fren sırasındaki sarsılmaları da yumuşatılmış oluyordu. İlk defa 1928'de otomobil imalatındaki bir uygulamayla süspansiyon sistemi her bir tekerleğe bağımsız olarak uygulanmış, yani dingil kullanılmasından vaz geçilerek her tekerlek ayrı olarak yataklanmıştır. Böylece bir tekerlek tarafından alınan darbe diğerine iletilmediğinden seyahat rahatlığı artırılmıştır.

Bugün helezon yaylar, burulma çubukları, yaprak yaylar gibi kullanılan birçok yay tipi vardır. Genellikle ön tekerlekler için helezon yaylar kullanılırken, arka dingil yaprak yaylardan yapılan makaslar üzerine oturtulur.

Yaylar enerji depolama kabiliyetleri yüksek olan elastik elemanlardır. Bu özellikleri, dolayısıyla yol sathından alınan darbeleri, boyut değiştirerek ve enerji depolayarak şasiye iletmeden alırlar. Fakat yalnız başlarına kullanıldıklarında ilk anda depoladıkları enerjyi sonra geri verirler ve bir salınım hareketine sebep olurlar. Bu salınımın sadece bir kısmı yayın rijitliği, yani iç moleküller sürtünmesi dolayısıyla ısıya çevrilerek yutulur ve salınımın durması zaman alır. Eğer bu salınımların devam etmesine müsaade edilirse araçta da sallanmalar görülür.

Bilhassa İkinci Dünya Savaşı sırasında metalurji sahasındaki son ilerlemeler yayların enerji depolama kabiliyetlerini, yani elastikiyetlerini arttırmış ve araç süspansiyon sistemlerinde yaylar yanında enerji yutma kabiliyetleri yüksek amortisörlerin kullanılması bir ihtiyaç halini almıştır. Bugün amortisörler, araç süspansiyon sistemlerinde geniş bir şekilde kullanılmaktadır.

1.1.1.2. Süspansiyon ve Lastikler Arasındaki İlişki

Otomobillerimizin yerle bağlantısını sağlayan süspansiyon sistemi, aracın yol tutuşunu garanti altına aldığı gibi konforunu da sağlar. Süspansiyon sistemini oluşturan amortisör ve helezon yaylarının yanı sıra lastik ve jant ölçüleriyle oynayarak otomobilin yol tutuş ve konfor karakterini değiştirebilirsiniz.

Otomobilin yol tutuş yetenekleri sürüş güvenliğinin sağlanmasındaki en önemli faktördür. Otomobilin yerle bağlantısı ve yol tutuşu birçok parçanın birlikte çalışmasıyla sağlanır. Bunlar; yürüyen aksam, direksiyon, süspansiyon, fren, tekerlekler ve lastiklerdir. Tüm bu parçalar karosere bağlıdır. Süspansiyon sistemi otomobilin ağırlığına dayanabildiği gibi lastiklerin yere sağlam basmasını da sağlamalıdır. Otomobilin yere sağlam basması hayati önem taşır; çünkü aracın aktif güvenliği, dengesi ve konforu bu parçaların sağlıklı çalışmasına bağlıdır.

1.1.2. Amortisör

Amortisör makinalarda çalışma sırasında meydana gelen sarsıntı ve titreşimlerin şiddetini ve etkisini azaltmak için kullanılan elemanlar. Amortisörler hareket yönüne ters, hız ile orantılı bir direnç gösterirler. Böylece sarsıntı ve titreşim doğuran enerjiyi ısıya çevirerek yutarlar. Her türlü darbeli çalışan makinalarda (tekstil makinaları, presler, iş makinaları, kaldırma makinaları, otomobiller...) kullanılmalarına rağmen, en yaygın kullanma alanı araçlardır.

1.1.2.1. Amortisörlerin Rolü

Amortisörler, araç süspansiyon sistemlerinde yaylarla birlikte kullanılarak yoldan tekerleklere gelen sarsıntı ve titreşimlerin araba şasisine iletilmeden emilmesini sağlarlar. Burada amortisörlerin rolü yaylardan daha değişik bir karakter gösterir.

Bu sistemlerde yay tarafından depolanan enerji, salınımlar halinde şasiye iletilmeden amortisörler tarafından emilir. İşte bu prensibe dayanarak yolun düzensizliklerinden dolayı meydana gelen darbe ve salınımları, yaylar, araç gövdesine iletmeyerek depolarlar. Amortisörler ise hareket yönüne ters doğrultuda gösterdikleri direnç ile gerek ilk anda tekerlekten gelen enerjiyi ve gerekse yayda depolanan enerjiyi yutarak ısıya çevirirler. Böylece sarsıntıları yok ederler.

Amortisörler, sadece aracın konforu için gerekli elemanlar değildir. Aynı zamanda tekerleklerin yolu iyi kavramaları gibi önemli bir fonksiyonu da yerine getirirler. İyi bir amortisör virajda savrulmayı önler. Tekerleklerin yere iyi basmalarını ve zıplamamalarını sağlayarak hem çekişi artırır, hem de fren yapıldığında duruş mesafesini kısaltır.

1.1.2.2. Amortisörlerin Yapısı ve Tipleri

Genel olarak amortisörlerin çalışma prensibi sürtünme yoluyla harekete karşı bir direnç göstererek, hareket enerjisinin ısıya dönüştürülüp, yutulması esasına dayanır. Amortisörler kuru ve akışkan esaslı tipler olmak üzere iki ana bölüme ayrılırlar.

- Kuru tipler, yaylar ve lastiklerde olduğu gibi cisimlerin iç moleküler sürtünmesine dayanarak veya doğrudan birbirine sürtünen cisimlerde olduğu gibi dış sürtünme esasına dayanarak sarsıntı ve titreşim doğuran hareket enerjisini ısıya çevirerek yutarlar.
- Akışkan tipleri ise sıvı veya gaz esaslı olabilirler. Sıvı tiplerde daha çok yağ kullanılır. Yağların iç moleküler sürtünmesi olan yüksek viskozite (kıvamlılık) özelliğine dayanılarak basınç altındaki yağın dar kanallardan geçmeye zorlanmasıyla sıkışan moleküllerin arasındaki sürtünme yardımıyla ısıya çevrilen enerji yutulur. Gaz esaslı tipler de aynı prensibe göre çalışırlar. Gaz olarak daha çok hava kullanılır.

Amortisörlerin bu iki ana esasa bağlı, sanayi ve araçlarda kullanılan birçok tipleri vardır. Araçlarda geniş bir kullanıma alanı bulması dolayısıyla en çok tanınan teleskopik tipdir.

1.1.3. Direksiyon Sistemi

Otomobilin dönme işlemi direksiyon sistemi ile sağlanır. Direksiyon simidinden elle verilen dönme hareketi, bir dişli yolu ile ön tekerleklerle intikal eder. Ön tekerlekler dönecek yöne göre paralel olarak kollar yardımı ile çevrilir. Elle fazla güç tatbik edilmediği halde dişli yardımı ile dönüş temin edilir.

1.1.4. Aktif Süspansiyon Sistemlerinin Tanımı

Otomobilin yol tutuşunda en önemli görevi üstlenen parçalardan biri süspansiyon sistemidir. Otomobilin gücüne ve büyüklüğüne göre ayarlanan bu sistem yol tutuşu güçlendirirken, sürücünün de konforlu bir seyahat yapmasını sağlamaktadır. Satın alınan bir otomobilde süspansiyon sistemi standarttır. Ancak, otomobilin yol tutuşunu ve güvenliğini artırmak için süspansiyon sistemi modifiye edilebilir.

Otomobilin yerden yüksekliği ya da alçaklığı sürüş sırasında çok önemlidir. Ayrıca süspansiyon sisteminin yumuşaklığı, lastiklerin geniş tabanlı olması, konforu artırır. Ancak, otomobilin yere yakın olması, süspansiyonların belirli oranlarda sertliği ve lastiklerin dar tabanlı olması, yol tutuşu ve fren özelliklerini aynı derecede artırır.

Günümüzde, hızla gelişen teknoloji ile birlikte taşıt süspansiyon sistemlerinin kontrolleri için değişik kontrol metodları geliştirilmektedir. Amaç taşıtlarda daha konforlu, aynı zamanda da daha güvenli bir sürüş sağlayabilmektir. Ancak bu durum çoğu zaman ciddi mühendislik analizlerinin yapılmasını kaçınılmaz kılmaktadır. Küçük yay katsayıları sürüş konforunu arttırmakta ancak aracın yola tutunmasına engel teşkil etmektedir. Diğer yandan büyük yay katsayıları aracın yola tutunmasını arttırmakta ancak sürüş konforunu düşürmektedir. Bu problem uzun zamandan beri bir mühendislik problemi olarak çığakalmış ve araştırma konusu olmuştur.

Yol girişlerinin araç üzerine etkisi karşımıza istenmeyen mekanik titreşimler olarak çıkarır. Bu titreşimler konforsuz bir sürüş oluşturmakla beraber çoğu mekanik parçanın da yıpranmasına(metal yorgunluğu) ve deformasyonuna sebep teşkil eder. Bu titreşimler, kontrolcüler vasıtasıyla kontrol edilebilir böylelikle de istenmeyen ve gürültüye neden olan titreşimler giderilmiş olur; taşıt için de daha konforlu aynı zamanda da güvenli bir sürüş gerçekleştirilmiş olunur.

Aktif süspansiyon sistemleri yol anormalliklerini yanıtlamada her bir tekerleği aşağı yukarı hareket ettirerek vücut hareketlerini kontrol eder. Çoğu aktif süspansiyon sistemleri, taşıta göre tekerleklerin pozisyonunu sağlamak için her tekerlekte hidrolik silindirler ile yüksek basınçlı pompalar kullanır. Tekerleğin yukarı-aşağı hareketi elektronik kontrol valfleri tarafından başlatılır. Aktif süspansiyon sistemlerinde güce etki eden diğer alternatifler, elektrik motorları ya da elektromıknatıslardır. Her sistemde, her tekerleğe tekerleğin pozisyonuna göre dik yerleştirilmiş ve tekere etkiyen yolun kuvvetini belirleyen sensörler bulunur. Bilgi sensörlere ulaşmadan önce bazı sistemler yol anormallikleri hakkında bilgi sağlamak için yol gösterim sensörleri (radar veya lazer) kullanarak yol hakkında bilgi verir. Hızı ölçen sensörleri de taşıtın hızlandığı, fren yaptığı ve diğer manevralarında ki hızlarını ölçerek bilgisayara gönderir. Bilgisayar karmaşık bir algoritma ile sürekli bilgi işleyerek her tekerleğin pozisyonuna ne olması gerektiğine karar verir. Helisel yaylar sistemin yetersiz kaldığı anda, her tekerlek süspansiyonun alt kısmının zarar görmesine engel olur. Böylelikle pürüzlü yollarda bile rahat sürüş sağlanmış olunur.

Aktif süspansiyon sistemlerinde iki farklı sisteme rastlamak mümkündür. Bunlardan birincisi yarı aktif süspansiyon sistemleri iken diğeri ise tam-aktif süspansiyon sistemleridir.

Yarı aktif süspansiyon sistemlerinde bulunan amortisör diye de bilinen osilasyon söndürücü elemanlar vardır. Bunların bir optimum frekans aralığı vardır, yani bu frekanslardaki salınımları en etkili biçimde söndürürler. Yarı aktif süspansiyon bu elemanın ayarlarını milisaniyelerle ölçülen sürelerde değiştirerek her frekanstaki salınımda optimum performans göstermesini sağlar.

Tam aktif süspansiyon ise, ciddi güç harcayan birşeydir ve aracın girdiği salınıma karşı yönde ve eşit frekansta salınım üretecek şekilde kuvvet uygular süspansiyon sistemine. Böylece sarsıntı kalmaz.

Aktif süspansiyon sisteminin kontrolünde birçok değişik kontrol yöntemini kullanmak mümkündür. Bunlar LQR, PID, adaptive, model predictive, fuzzy, robust (Hinf and H2) and the hybrids of them olabilir.

Bu tezde yarı aktif süspansiyon sistemleri anlatılmış, hata tespitleri ve analizleri tanımlanmış olan çeyrek bir taşıt modeli üzerinde yapılmıştır.

Ayrıca bu tez çalışmasında aktif süspansiyon sisteminin kontrolü için LQR ve H_{sonsuz} kontrol yöntemleri kullanılmıştır.

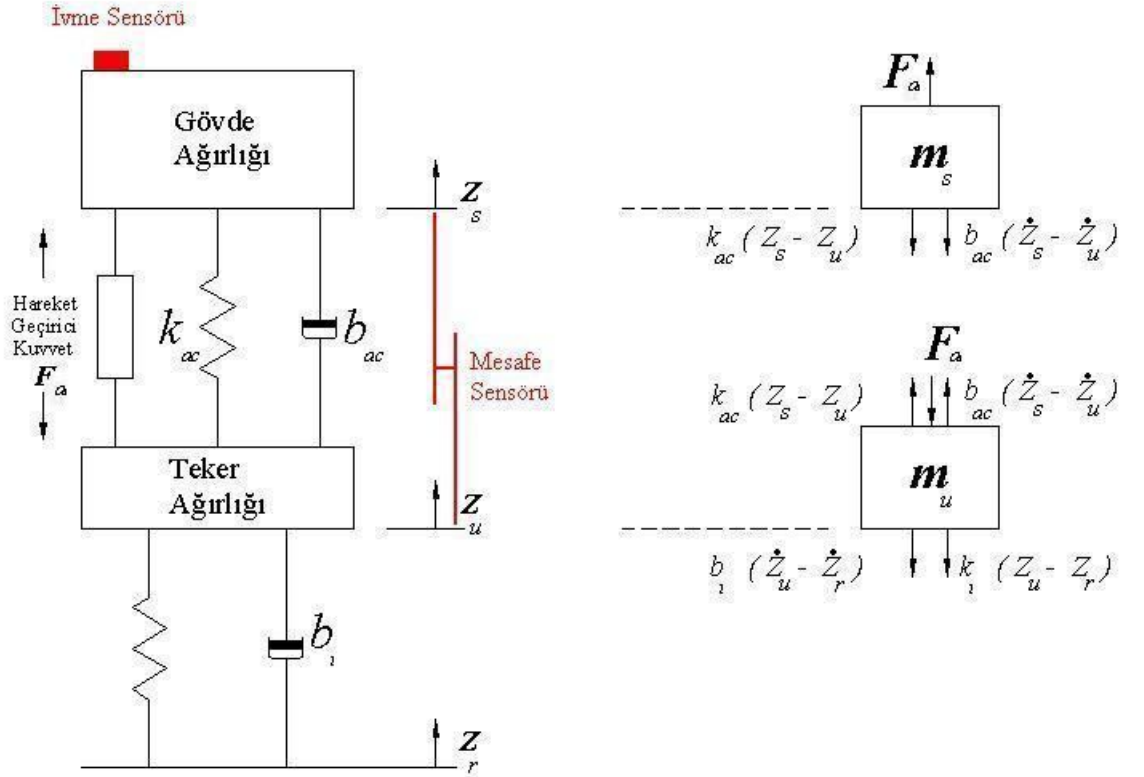
Hata tespiti ve analizinde ise rezidüleri yakalayabilmek için gözlemciler kullanılmıştır. Hatanın anlaşılmasından sonra rezidüer sayesinde hatalı sensör sistemden elimine edilir. Anlaşılacağı gibi burada üzerinde durulan hata sensör hatasıdır.

2. ARAÇ SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNİN MODELLENMESİ

Bu bölümde aktif süspansiyon sistemine ait çeyrek taşıt modeli ve denklemleri anlatılmıştır. Çeyrek taşıt modeli olarak belirtilen şekil bir aracın tek bir tekerleğini kontrol eden süspansiyon sistem modelidir. Burada

2.1. 2-Serbestlik Derecesine Sahip Süspansiyon Sistemi

Bu kısımda 2-serbestlik derecesine sahip bir çeyrek araba modeli ve denklemleri anlatılmıştır.



Şekil 2.1 2-Serbestlik derecesine sahip çeyrek taşıt modeli

Yukarıdaki şekle göre aşağıda denklemler hesaplanabilir.

$$\begin{aligned} m_s \ddot{z}_s + b_{ac} \left(\dot{z}_s - \dot{z}_u \right) + k_{ac} (z_s - z_u) &= F_a \\ m_u \ddot{z}_u + b_t \left(\dot{z}_u - \dot{z}_r \right) + k_t (z_u - z_r) - b_{ac} \left(\dot{z}_s - \dot{z}_u \right) - k_{ac} (z_s - z_u) &= -F_a \end{aligned} \quad (2.1)$$

Tam doğrulukta bir kontrol sağlamak için, iyi bir durum uzay modeli gereklidir. Durum uzay değişkenlerini seçmenin bir çok yolu vardır. Giriş sinyali F_a ve çıkıştan elde edilen ölçüm değerleri süspansiyon sapmasını ve gövde ivmelenmesini gösterir. F_a değerini biraz daha açıklayacak olursak; aktif sistemde pasif sistemden farklı olarak yoldaki sönümlenmeye yardım ettiğini söyleyebiliriz. Yapılan kontrol türüne bağlı olarak birçok durum uzay denklemi gerçekleştirilmek mümkündür. Sistemde bulunan gürültü girişi yol durumu veya yol durumunun türevi şeklindedir. Gürültü sinyalinin genel formu aşağıdaki gibidir.

$$\dot{x} = Ax + BF_a + Wn \quad (2.2)$$

$$y = Cx + DF_a \quad (2.3)$$

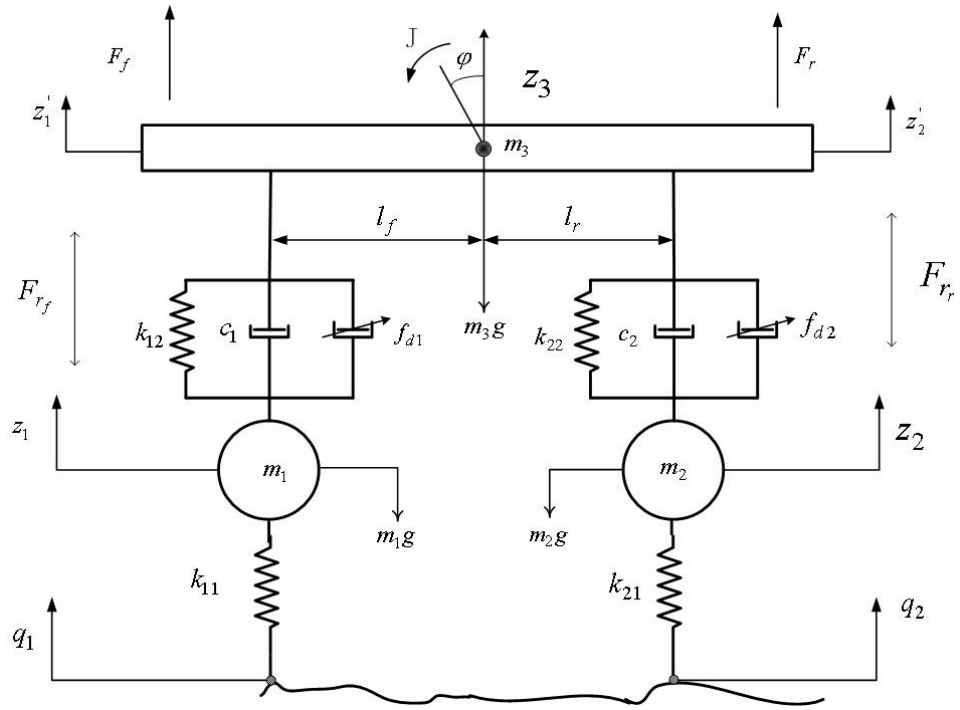
Burada A , sistem matrisi

B , giriş matrisi

W , bozucu matrisi iken n, yoldan gelen bozucu etkilerdir.

2.2. 4-Serbestlik Derecesine Sahip Süspansiyon Sistemi-Pitch

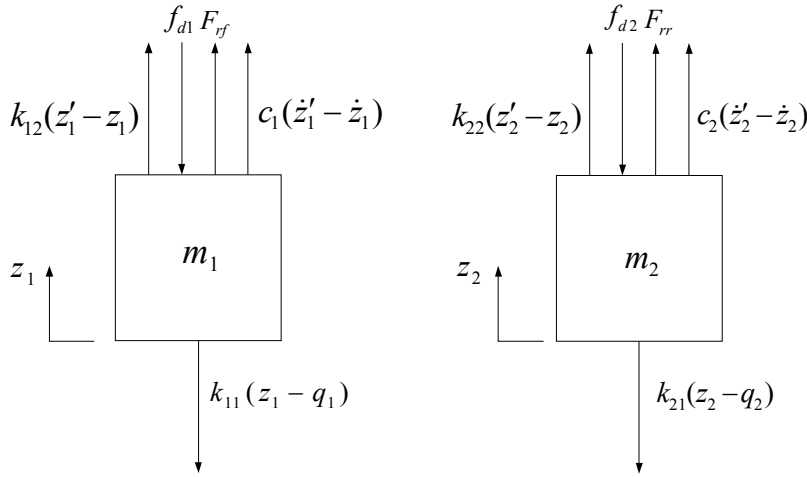
Dört serbestlik derecesine sahip yarım araba süspansiyon modeli aşağıdaki şekilde verilmiştir.



Şekil 2.2. 4-Serbestlik derecesine sahip süspansiyon modeli – Pitch

Bu modelde q_1 ve q_2 aracın tekerleğinin yere dokunduğundu yüzeyinin hareketini, z_1 ve z_2 tekerleklerin ağırlık merkezlerinin hareketini, z_3 aracın ağırlık merkezinin çizgisel hareketini, z'_1 ve z'_2 süspansiyon sistemini araca bağlayan kulelerin hareketini, m_1 ve m_2 aracın tekerleklerinin kütlelerini, m_3 aracın kütesinin yarısını, k_{11} ve k_{21} tekerleklerin esnemesini modelleyen yayların yay sabitlerini, k_{22} ve k_{12} süspansiyon sistemindeki helezon yayların yay sabitlerini, c_1 ve c_2 süspansiyon sisteminde yer alan amortisörlerin sabitlerini, f_{d1} ve f_{d2} süspansiyon sistemindeki aktif hareketlendiricinin uyguladığı kuvveti, J aracın y eksenine etrafındaki ataletini, φ aracın z eksenine olan açısını (pitch angle), l_f ön süspansiyon kulesi ile ağırlık merkezinin arasındaki uzunluğu, l_r arka süspansiyon kulesi ile ağırlık merkezinin arasındaki uzunluğu, F_{rf} ve F_{rr} ön ve arka süspansiyonlardaki sürtünme kuvvetini temsil eder.

Sistemin dinamik denklemleri şekildeki model kullanılarak çıkarılabilir. Şekil ön ve arka tekerleklerin üstüne etkiyen kuvvetleri gösterir. Tekerleklerin ağırlıklarından kaynaklanan kuvvetler, sistemdeki yayların sıfır konumlarındaki kuvvetleriyle dengelendiklerinden şekilde gösterilmemiştir.



Şekil 2.3 Aracın ön ve arka tekerleklerine etkiyen kuvvetler

Tekerleklere ait dinamik denklemler aşağıdaki gibi verilebilir.

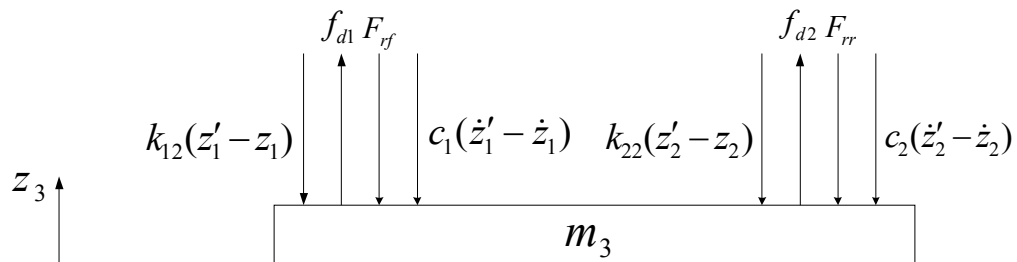
$$m_1 \ddot{z}_1 = -k_{11}(z_1 - q_1) + k_{12}(z'_1 - z_1) + c_1(\dot{z}'_1 - \dot{z}_1) + F_{rf} - f_{d1} \quad (2.3)$$

$$m_2 \ddot{z}_2 = -k_{21}(z_2 - q_2) + k_{22}(z'_2 - z_2) + c_2(\dot{z}'_2 - \dot{z}_2) + F_{rr} - f_{d2} \quad (2.4)$$

Burada ϕ açısının küçük olduğu varsayılırsa

$$\begin{aligned} z'_1 &= z_3 - \phi l_f \\ z'_2 &= z_3 + \phi l_r \end{aligned} \quad (2.5)$$

Şekil askıdaki kütle üstündeki kuvvetleri göstermektedir.



Şekil 2.4 Askıdaki kütle üstüne etkiyen kuvvetler

Askıdaki kütle için z eksenindeki çizgisel ve y eksenin etrafındaki dairesel harekete ait dinamik denklemler Şekil 2.3 ve Şekil 2.4 ' ten faydalanılarak şu şekilde yazılabilir.

$$m_3 \ddot{z}_3 = -k_{12}(z'_1 - z'_1) - k_{22}(z'_2 - z_2) - c_1(\dot{z}'_1 - \dot{z}_1) - c_2(\dot{z}'_2 - \dot{z}_2) + f_{d1} + f_{d2} - F_{r_f} - F_{r_r} \quad (2.6)$$

$$J\ddot{\phi} = -[k_{12}(z'_1 - z_1) + c_1(\dot{z}'_1 - \dot{z}_1)]l_f + [k_{22}(z'_2 - z_2) + c_2(\dot{z}'_2 - \dot{z}_2)]l_r - l_f f_{d1} + l_f F_{r_f} + l_r f_{d2} - l_r F_{r_r} \quad (2.7)$$

Durum uzay denklemleri :

$$\begin{aligned} \dot{X} &= AX + BQ + EU \\ Y &= CX + DQ + FU \end{aligned} \quad (2.8)$$

Burada,

$$X = \begin{Bmatrix} z_1 - z'_1 \\ z_2 - z'_2 \\ q_1 - z_1 \\ q_2 - z_2 \\ \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \\ \dot{z}_3 \\ \dot{\phi} \end{Bmatrix} \quad Y = \begin{Bmatrix} \ddot{z}_3 \\ z_1 - z'_1 \\ z_2 - z'_2 \\ q_1 - z_1 \\ q_2 - z_2 \end{Bmatrix} \quad U = \begin{Bmatrix} f_{d1} \\ f_{d2} \end{Bmatrix} \quad Q = \begin{Bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \\ F_{r_f} \\ F_{r_r} \end{Bmatrix}$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & l_f \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & -l_r \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ \frac{-k_{12}}{m_1} & 0 & \frac{k_{11}}{m_1} & 0 & \frac{-c_1}{m_1} & 0 & \frac{c_1}{m_1} & \frac{-c_1 l_f}{m_1} \\ 0 & \frac{-k_{22}}{m_2} & 0 & \frac{k_{21}}{m_2} & 0 & \frac{-c_2}{m_2} & \frac{c_2}{m_2} & \frac{c_2 l_r}{m_2} \\ \frac{k_{12}}{m_3} & \frac{k_{22}}{m_3} & 0 & 0 & \frac{c_1}{m_3} & \frac{c_2}{m_3} & \frac{-(c_1 + c_2)}{m_3} & \frac{l_f c_1 - l_r c_2}{m_3} \\ \frac{-k_{12} l_f}{J} & \frac{k_{22} l_r}{J} & 0 & 0 & \frac{-c_1 l_f}{J} & \frac{c_2 l_r}{J} & \frac{-c_1 l_f + c_2 l_r}{J} & \frac{-(c_1 l_f^2 + c_2 l_r^2)}{J} \end{bmatrix}$$

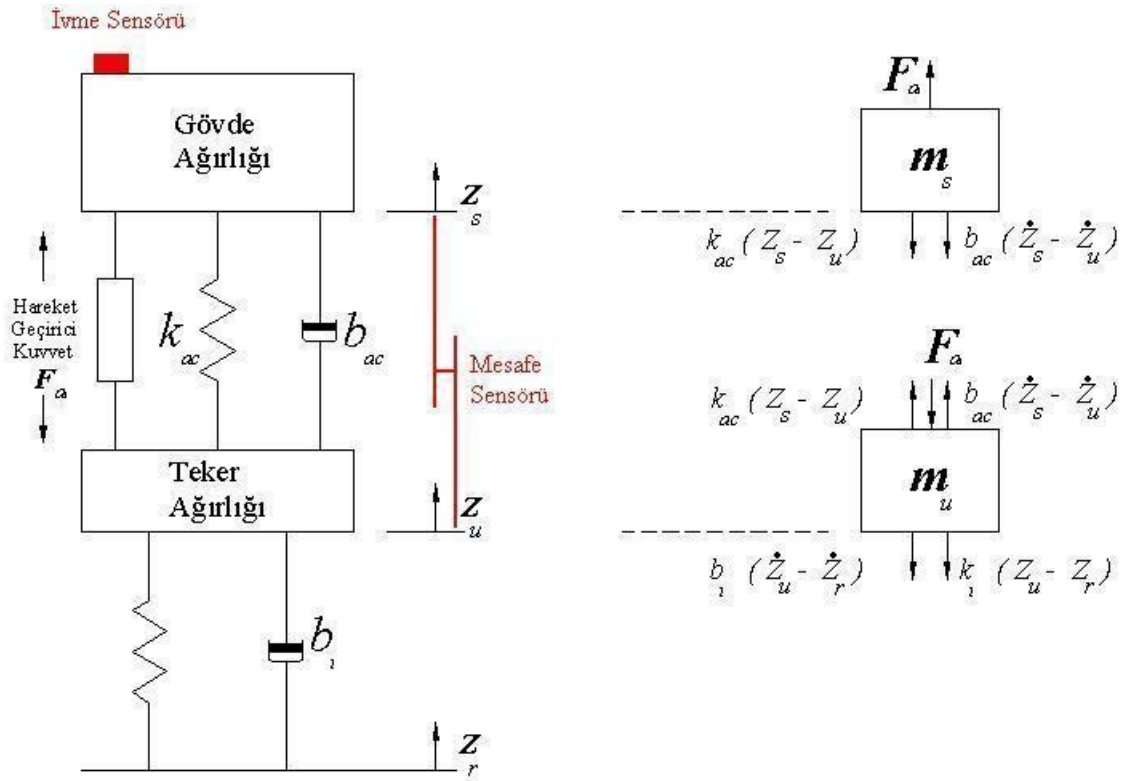
$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{m_1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{m_2} \\ 0 & 0 & -1 & -1 \\ 0 & 0 & l_f & -l_r \end{bmatrix} \quad D = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -1 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad E = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -\frac{1}{m_1} & 0 \\ 0 & -\frac{1}{m_2} \\ \frac{1}{m_3} & \frac{1}{m_3} \\ -\frac{l_f}{J} & \frac{l_r}{J} \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} \frac{k_{12}}{m_3} & \frac{k_{22}}{m_3} & 0 & 0 & \frac{c_1}{m_3} & \frac{c_2}{m_3} & \frac{-(c_1+c_2)}{m_3} & \frac{l_f c_1 - l_r c_2}{m_3} \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad F = \begin{bmatrix} \frac{1}{m_3} & \frac{1}{m_3} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

3. AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNDE LQR KONTROLÜ

Bu bölümde de daha önce bölüm 2 ' de tanımlanmış olan normal bir araca ait çeyrek taşıt modeli kullanılmıştır. Bu bölümde taşıt kontrolü için LQR kontrol yöntemi kullanılacaktır.

3.1. Aktif Süspansiyon Sistemi Matematiksel Modeli



Şekil 3.1 2-Serbestlik derecesine sahip çeyrek taşıt modeli

Yukarıdaki şekle göre aşağıda denklemler hesaplanabilir.

$$\begin{aligned} m_s \ddot{z}_s + b_{ac} \left(\dot{z}_s - \dot{z}_u \right) + k_{ac} (z_s - z_u) &= F_a \\ m_u \ddot{z}_u + b_t \left(\dot{z}_u - \dot{z}_r \right) + k_t (z_u - z_r) - b_{ac} \left(\dot{z}_s - \dot{z}_u \right) - k_{ac} (z_s - z_u) &= -F_a \end{aligned} \quad (3.1)$$

Tam doğrulukta bir kontrol sağlamak için, iyi bir durum uzay modeli gereklidir. Durum uzay değişkenlerini seçmenin bir çok yolu vardır. Giriş sinyali F_a ve çıkıştan elde edilen ölçüm değerleri süspansiyon sapmasını ve gövde ivmelenmesini gösterir. Yapılan kontrol türüne bağlı olarak birçok durum uzay denklemi gerçekleştirmek mümkündür. Sistemde bulunan gürültü girişi yol durumu veya yol durumunun türevi şeklindedir. Gürültü sinyalinin genel formu aşağıdaki gibidir.

$$\dot{x} = Ax + BF_a + Wn \quad (3.2)$$

$$y = Cx + DF_a \quad (3.3)$$

Burada A , sistem matrisi

B , giriş matrisi

W , bozucu matrisi iken n, yoldan gelen bozucu etkilerdir.

3 farklı durum uzay uzay değişken kümesi kullanılarak hangi sistemin daha iyi çalıştığı aşağıda gözlemlenmiştir.

Durum uzay değişkenleri aşağıda gösterildiği gibidir.

$$\left[z_s - z_u \quad \dot{z}_s \quad z_u - z_r \quad \dot{z}_u \right]^T$$

Burada $z_s - z_u$ süspansiyon sapmasıdır.

\dot{z}_s , gövde ağırlığının mutlak hızıdır.

$z_u - z_r$, teker sapmasıdır.

\dot{z}_u , teker ağırlığının mutlak hızıdır.

$$\begin{aligned}
 A &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{b_s}{m_s} & 0 & \frac{b_s}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_s}{m_u} & \frac{b_s}{m_u} & -\frac{k_t}{m_u} & -\frac{(b_s + b_t)}{m_u} \end{bmatrix} \\
 B &= \begin{Bmatrix} 0 \\ 1/m_s \\ 0 \\ -1/m_u \end{Bmatrix}
 \end{aligned} \tag{3.4}$$

$$W = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ \frac{b_t}{m_u} \end{Bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{b_s}{m_s} & 0 & \frac{b_s}{m_s} \end{bmatrix} \tag{3.5}$$

$$D = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ \frac{1}{m_s} \end{bmatrix} \tag{3.6}$$

Durum değişkenleri $\begin{bmatrix} z_u & z_s & \dot{z}_u & \dot{z}_s \end{bmatrix}^T$ için durum uzay denklemleri aşağıdaki gibidir.

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} z_u \\ z_s \\ \dot{z}_u \\ \dot{z}_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{(k_t+k_s)}{m_u} & \frac{k_s}{m_u} & -\frac{(b_t+b_s)}{m_u} & \frac{b_s}{m_u} \\ \frac{k_s}{m_s} & -\frac{k_s}{m_s} & \frac{b_s}{m_s} & -\frac{b_s}{m_s} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_u \\ z_s \\ \dot{z}_u \\ \dot{z}_s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{m_u} \\ \frac{1}{m_s} \end{bmatrix} F_a + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{k_t}{m_u} & \frac{b_t}{m_u} \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_r \\ \dot{z}_r \end{bmatrix}$$

$$y = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -1 & 1 \\ \frac{k_s}{m_s} & -\frac{k_s}{m_s} & \frac{b_s}{m_s} & -\frac{b_s}{m_s} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_u \\ z_s \\ \dot{z}_u \\ \dot{z}_s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m_s} \end{bmatrix} F_a$$

(3.7)

Durum değişkenleri $\begin{bmatrix} z_s & z_s - z_u & \dot{z}_s & \dot{z}_s - \dot{z}_u \end{bmatrix}^T$ için durum uzay denklemleri ise aşağıdaki gibidir.

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} z_s \\ z_s - z_u \\ \dot{z}_s \\ \dot{z}_s - \dot{z}_u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\frac{k_s}{m_s} & 0 & -\frac{b_s}{m_s} \\ 0 & -k_s \left(\frac{1}{m_s} + \frac{1}{m_u} \right) & 0 & -b_s \left(\frac{1}{m_s} + \frac{1}{m_u} \right) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_s \\ z_s - z_u \\ \dot{z}_s \\ \dot{z}_s - \dot{z}_u \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{m_s} \\ -\frac{1}{m_u} \end{bmatrix} F_a + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{k_t}{m_u} & \frac{b_t}{m_u} \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_r \\ \dot{z}_r \end{bmatrix}$$

$$y = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{k_s}{m_s} & 0 & -\frac{b_s}{m_s} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_s \\ z_s - z_u \\ \dot{z}_s \\ \dot{z}_s - \dot{z}_u \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m_s} \end{bmatrix} F$$

(3.8)

3.2. Kontrol Edilebilirlik ve Gözlemlenebilirlik

Bir sistemin kontrol edilebilir ve gözlemlenebilir olabilmesi için bu sistemin kontrol ve gözlem matrislerinin tam ranka sahip olması gerekmektedir. Her bir durum uzay modelini test edebilmek için bir durum parametre kümesine ihtiyacımız vardır. Bu durumda parametre değerleri MATLAB ROBUST CONTROL TOOLBOX yardım klasörlerinden alınmıştır. Ek 1 ' de verilmiş olan kod sistemin kontrol ve gözlem edilebilirliğini test etmek amacı ile yazılmıştır. Aşağıda MATLAB ' den alınmış olan parametre değerleri verilmiştir.

$$m_s = 290 \text{ kg}$$

$$m_u = 59 \text{ kg}$$

$$b_s = 1000 \text{ N/m/s}$$

$$k_s = 16182 \text{ N/m}$$

$$k_t = 190000 \text{ N/m}$$

$$b_t = 0 \text{ N/m/s}$$

Ek 1 ' de verilmiş olan kodlar sistemin ranklarını hesaplamak amacı ile yazılmıştır. Bu kodlardan elde edilen değerler aşağıdaki gibidir.

$$\text{cont1} = 4$$

$$\text{obser1} = 4$$

$$\text{cont2} = 4$$

$$\text{obser2} = 4$$

$$\text{cont3} = 4$$

$$\text{obser3} = 2$$

Yukarıdan görülebileceği gibi sistem 3 ' üncü durum için gözlemlenemezken diğer iki durum için gözlemlenebilirdir. 3. durum için rank 2 dir. Bu şu demektirki $4-2=2$ adet gözlemlenemeyen mod vardır.

3.3. Geri Besleme Durum Kontrolü için LQR Kontrolü

LQR tekniği bir durum geribesleme kontrolüdür. Elde edilen durumların tümü K kontrolörüne verilir ve buradan tekrar sisteme aktarılır.

Aktif süspansiyon sisteminin kontrolü bir denge problemidir. Sistem daha iyi bir yol tutuş veya daha iyi bir sürüş konforu veya her ikisi için modifiye edilebilir. Dolayısı ile en iyi yol optimal kontroldür. Bu kontrol yöntemi tutar fonksiyonunu minimize edecek şekilde yapılır. Genellikle tutar fonksiyonu sistemin formülü şeklindedir. Tutar her denge için ne kadar performans gerektiğini tanımlar. Bu bölümde sistem için LQR tekniği kullanılmıştır.

LQR tekniğinin kullanımı ile ilgili ilk tahmin olarak, durum geribesleme kazanç matrisinin (K) hesaplanması için sistem tam durum çıkışına sahip olmalıdır. Sonrasında, gözlemciye sistemin tüm durumlarına ulaşma imkanı verilecektir.

LQR kontrolü için ikinci durum değişkenler kümesi seçilmiştir. Aşağıdaki tutar fonksiyonu minimize etmek için seçilmiştir.

$$J = \int_0^{\infty} \ddot{z}_s^2 + q_1 z_s^2 + q_2 z_u^2 + q_3 \dot{z}_u^2 + q_4 \dot{z}_s^2 dt \quad (3.9)$$

Buradaki tutar fonksiyonu referans 17 ' de verilmiş olan kitaptaki farklı durum değişkenleri kümeleriyle benzeşmektedir. Hesaplamalar ikinci durum değişkenleri kümesine ulaşma amacı ile modifiye edilmiştir.

$$\ddot{z}_s^2 = \frac{F_a^2}{m_s^2} - \frac{2F_a}{m_s^2} (k_s z_u - k_s z_s + b_s \dot{z}_u - b_s \dot{z}_s) + \frac{1}{m_s^2} \left(k_s^2 z_u^2 + k_s^2 z_s^2 + b_s^2 \dot{z}_u^2 + b_s^2 \dot{z}_s^2 - 2k_s^2 z_u z_s + 2k_s b_s z_u \dot{z}_u - 2k_s b_s z_u \dot{z}_s - 2k_s b_s z_s \dot{z}_u + 2k_s b_s z_s \dot{z}_s - 2b_s^2 \dot{z}_u \dot{z}_s \right) \quad (3.10)$$

LQR kontrolünde aşağıdaki standart tutar fonksiyonu baz alınmıştır.

$$J = \int_0^{\infty} x^T Q x + 2x^T N u + u^T R u dt \quad (3.11)$$

MATLAB programı yürütme sırasında Q , N ve R matrislerine ihtiyaç duyar. Bu yüzden Q, N ve R matrisleri karşılaştırılıp eşleştirildiğinde aşağıdaki gibi elde edilebilirler:

$$Q = \frac{1}{m_s^2} \begin{bmatrix} k_s^2 + q_1 m_s^2 & -k_s^2 & k_s b_s & -k_s b_s \\ -k_s^2 & k_s^2 + q_2 m_s^2 & -k_s b_s & k_s b_s \\ k_s b_s & -k_s b_s & b_s^2 + q_3 m_s^2 & -b_s^2 \\ -k_s b_s & k_s b_s & -b_s^2 & b_s^2 + q_4 m_s^2 \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

$$N = \frac{1}{m_s^2} \begin{bmatrix} -k_s \\ k_s \\ -b_s \\ b_s \end{bmatrix} \quad (3.13)$$

$$R = \frac{1}{m_s^2} \quad (3.14)$$

Kontrolör kazancı aşağıda gösterilen kod ile hesaplanmaktadır. [13] Sistemi optimize etmek asıl amaç olduğundan, q2 ve q4 değerleri diğer değerlerinden daha büyük seçilmiştir.

$$q1=0.3;$$

$$q2=100;$$

$$q3=0.3;$$

$$q4=10;$$

Ek 2 ' de verilmiş olan kod, K kazanç matrisini hesaplarken, E kapalı çevrim sistem matrisi Q, R ve N matrislerine özdeğerlerini vermektedir. Seçilen Q değeri için kodun sonucu aşağıda verilmiştir :

$$K =$$

$$\begin{array}{cccc} -1.525147554854315e+004 & & 1.3500000000000000e+004 & - \\ 8.636266441081983e+002 & -3.714400633192125e+002 & & \end{array}$$

E =

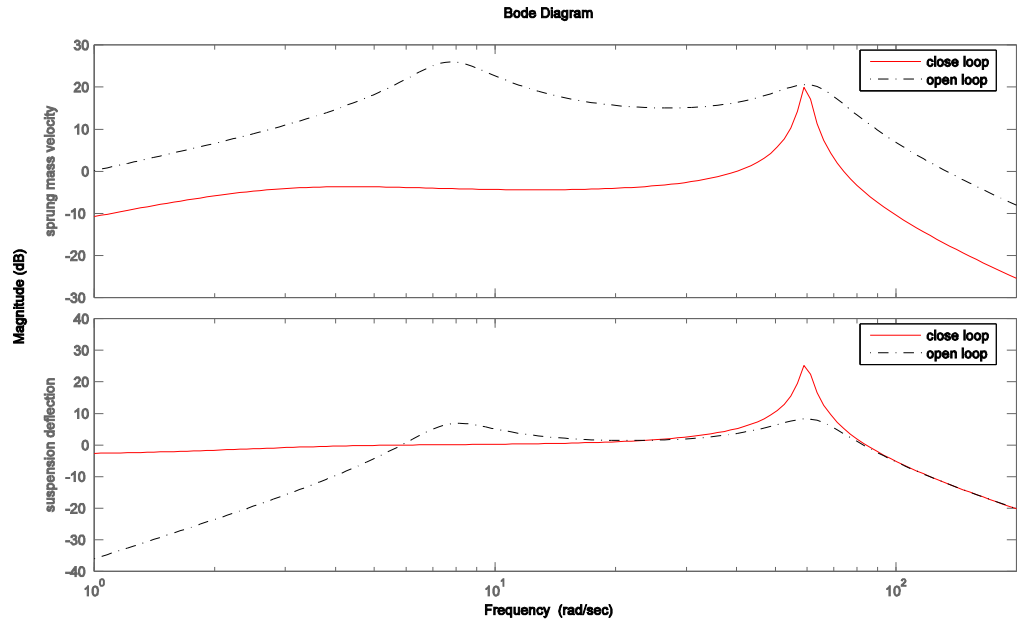
$$-1.519524154075231e+000 + 5.960901673508415e+001i$$

$$-1.519524154075231e+000 - 5.960901673508415e+001i$$

$$-2.738615482472113e+000 + 1.581144591117809e+000i$$

$$-2.738615482472113e+000 - 1.581144591117809e+000i$$

Kapalı ve açık çevrim sistem davranışlarını karşılaştırma amacı ile süspansiyon gövde yükü şekil 2 deki Bode diyagramında gösterilmiştir.



Şekil 3.2 Açık ve Kapalı sistemin karşılaştırılması

Yukarıdan rahatlıkla görülebilir ki, eğer optimizasyon süreci, konfor üzerine odaklanırsa, süspansiyon sapma hareketi açık sistemdekinden daha kötü olacaktır. q değerini değiştirerek denge kontrol ihtiyaçlarına göre değiştirilebilir.

Ayrıca bu kontrol yöntemini H_{sonsuz} kontrol yöntemi ile de karşılaştıracak olursak H_{sonsuz} kontrolünden elde edilen değerlerin daha iyi olduklarını gözlemleyebiliriz.

3.4. Gözlemci Tasarımı

LQR tasarımında sistemin tam durum çıkışına sahip olduğu öngörülür. Fakat sistemin sadece bir çıktısı vardır ve bu sistemin bir durumu değildir. Kontrol sırasında sistemin durumunu görmek için bir gözlemci bulunmalıdır. Gözlemci için dinamik denklem aşağıdaki gibi verilmiştir.

$$\begin{aligned}\hat{\dot{x}} &= A\hat{x} + Bu + L(y - \hat{y}) \\ \hat{y} &= C\hat{x} + Du\end{aligned}\tag{3.15}$$

Yukarıdaki denklemlerde u , kontrolör girişini gösterir. Sisteme uygulanan aynı kontrol gözlemciye de uygulanmaktadır.

y , elde edilen ölçüm değerleridir. \hat{y} ise beklenen durumları gösterir. L , gözlemcinin dinamik davranışını gösteren gözlemci kazanç matrisidir. L matrisi SISO kutup yerleştirmesi Ackermann formülü yardımı ile hesaplanabilir. Gözlemcinin kutupları kapalı çevrim sisteminin dinamik davranışını etkilemeyecek kadar uzağa yerleştirilmelidir (5 -10 kat büyük). Aşağıda gösterilmiş olan kod gözlemci kutuplarını kapalı çevrim kutuplarınının 10 kat uzağına yerleştirmek amacı ile yazılmıştır.

$P=E*10;$

$L=\text{transpose}(\text{acker}(A',C',P))$

Burada P olarak adlandırılan terim elde edilirken kutup yerleri 10 ile çarpılmıştır. L ise parantez içindeki terimlerin tranpozisinin alınması ile meydana gelmiştir.

$L =$

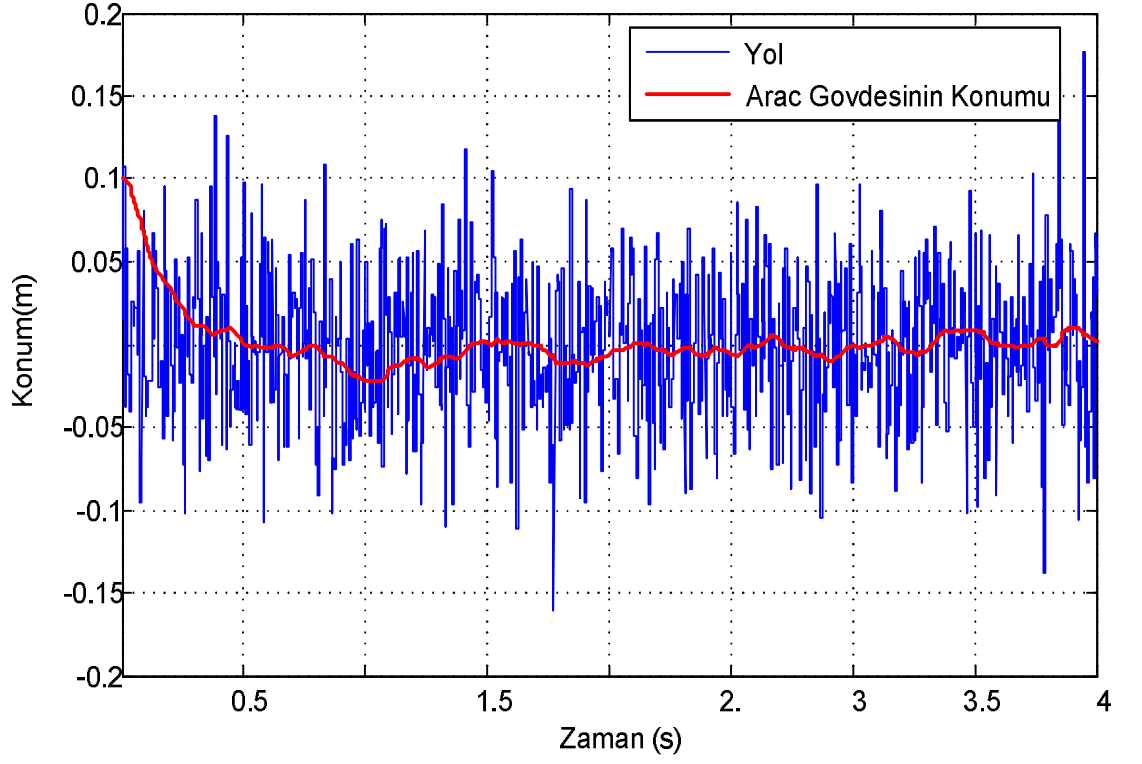
-2.237098095956549e+001

1.194124604254907e+001

-9.977692253389766e+002

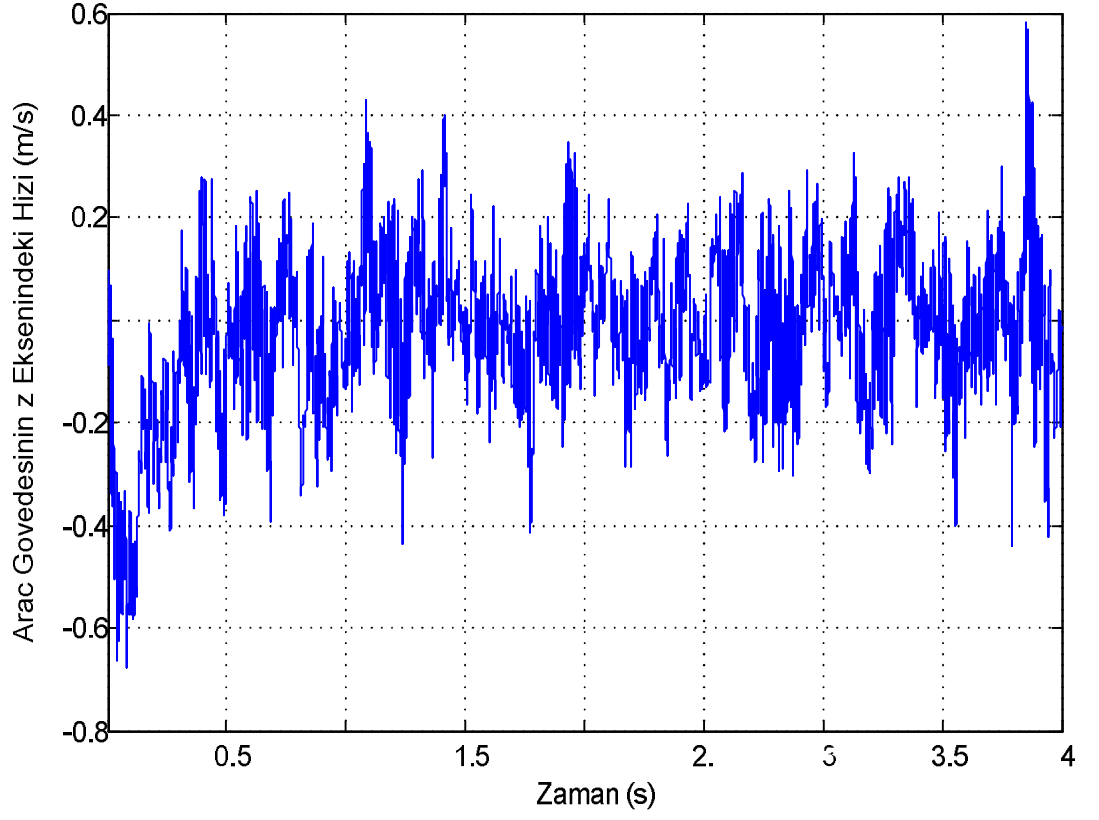
-1.561499999999996e+003

Kutuplar s düzlemi üzerinde herhangi bir yere yerleştirilebilirler, fakat köklerin değeri sonsuza gittiği zaman L matrisinin elemanlarının değeri çok büyük olacaktır. Bu durum sistemin band genişliğini artırır ancak aynı zamanda sistemin gürültülere olan duyarlılığı da artar. Dolayısı ile kutup yerleştirmesi de optimizasyona ihtiyaç duyan bir denge problemi haline gelir.



Şekil 3.4 Yol ve Gövde yükü konumu (4 s)

Kontrolör araç gövde ağırlığı konumunu başarıyla sıfırda kompanze etmektedir.



Şekil 3.5 Gövde yükü hızı

3.5 Sistem Sonuçları

LQR kontrolör tasarımından görüldüğü gibi q değerlerinin doğru seçilmesi ile dengeli bir sonuca ulaşmak mümkündür.

4. AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNDE H_{SONSUZ} KONTROLÜ

4.1. GİRİŞ

Araç süspansiyon sistem dizaynları genellikle 3 adet tamamlayıcı kriterin birleşmesi ile yapılır. Bunlar; yol durumu, yük taşıma kapasitesi ve yolcu konforudur. Süspansiyon sistemi aracı destekleyen bir sistem olmalıdır, bunun yanında direksiyondan gelen manevra etkilerine karşı aracı kontrolü sağlamalı ve yoldan gelen bozucu etkilere karşı da yolcu ve araç gövdesini koruma altına almalıdır. Önceki bölümlerde de bahsedildiği gibi iyi bir sürüş konforu için yumuşak süspansiyon gereklidir, iyi bir yol tutuş için ise sert süspansiyon tercih edilmelidir.

İyi bir yol tutuş için bu ikisinin arasında bir süspansiyon ayarı gerekmektedir.

Aktif süspansiyonlar, yük taşıma, yol tutuş ve sürüş kalitesi seçenekleri arasında yapılacak seçimdeki özgürlüğü arttırmak amaçlıdır.

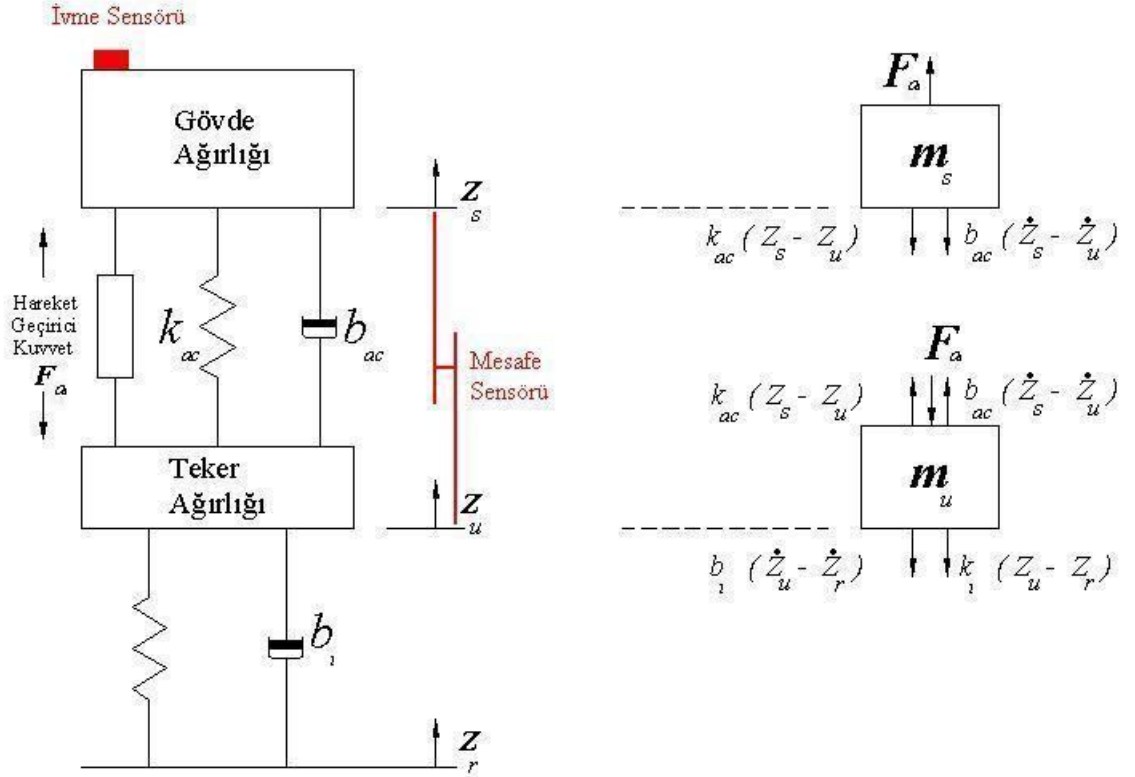
Pasif süspansiyon sistemi ise enerjiyi yay ile depolama ve amortisör ile dağıtma becerisine sahiptir.

Pasif süspansiyonun parametreleri genellikle belli bir derece yol tutuş, yük taşıma ya da konfor düzeyi için sabitlenmiştir.

Bir aktif süspansiyon sistemi enerjiyi depolama, dağıtma ve sisteme sunma becerisine sahiptir. Pasif sistemin aksine, aktif sistem parametrelerini çalışma koşullarına göre ayarlayabilir. Enerji sunumu elektromekanik ya da hidrolik harekete geçiriciler tarafından yapılmaktadır.

4.2. Aktif Süspansiyon Sisteminin Matematiksel Modeli:

Daha önce ikinci ve üçüncü bölümde tanımları yapılmış olan normal bir binek aracına ait çeyrek taşıt modeli ve matematiksel denklemleri aşağıdaki gibidir.



Şekil 4.1 2-Serbestlik derecesine sahip çeyrek taşıt modeli

Yukarıdaki şekle göre aşağıda denklemler hesaplanabilir.

$$\begin{aligned}
 m_s \ddot{z}_s + b_{ac} (\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_{ac} (z_s - z_u) &= F_a \\
 m_u \ddot{z}_u + b_t (\dot{z}_u - \dot{z}_r) + k_t (z_u - z_r) - b_{ac} (\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_{ac} (z_s - z_u) &= -F_a
 \end{aligned}
 \tag{4.1}$$

Tam doğrulukta bir kontrol sağlamak için, iyi bir durum uzay modeli gereklidir. Durum uzay değişkenlerini seçmenin bir çok yolu vardır. Giriş sinyali F_a ve çıkıştan elde edilen ölçüm değerleri süspansiyon sapmasını ve gövde ivmelenmesini gösterir. Yapılan kontrol türüne bağlı olarak birçok durum uzay denklemi

gerçekleştirmek mümkündür. Sistemde bulunan gürültü girişi yol durumu veya yol durumunun türevi şeklindedir. Gürültü sinyalinin genel formu aşağıdaki gibidir.

$$\dot{x} = Ax + BF_a + Wn \quad (4.2)$$

$$y = Cx + DF_a \quad (4.3)$$

Burada A , sistem matrisi

B , giriş matrisi

W , bozucu matrisi iken n, yoldan gelen bozucu etkilerdir.

3 farklı durum uzay uzay değişken kümesi kullanılarak hangi sistemin daha iyi çalıştığı aşağıda gözlemlenmiştir.

Durum uzay değişkenleri aşağıda gösterildiği gibidir.

$$\begin{bmatrix} z_s - z_u & \dot{z}_s & z_u - z_r & \dot{z}_u \end{bmatrix}^T$$

Burada $z_s - z_u$ süspansiyon sapmasıdır.

\dot{z}_s , gövde ağırlığının mutlak hızıdır.

$z_u - z_r$, teker sapmasıdır.

\dot{z}_u , teker ağırlığının mutlak hızıdır.

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{b_s}{m_s} & 0 & \frac{b_s}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_s}{m_u} & \frac{b_s}{m_u} & -\frac{k_t}{m_u} & -\frac{(b_s + b_t)}{m_u} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{Bmatrix} 0 \\ 1/m_s \\ 0 \\ -1/m_u \end{Bmatrix} \quad (4.4)$$

$$W = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ \frac{b_t}{m_u} \end{Bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{b_s}{m_s} & 0 & \frac{b_s}{m_s} \end{bmatrix} \quad (4.5)$$

$$D = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ \frac{1}{m_s} \end{bmatrix} \quad (4.6)$$

Durum değişkenleri $\begin{bmatrix} z_u & z_s & \dot{z}_u & \dot{z}_s \end{bmatrix}^T$ için durum uzay denklemleri aşağıdaki gibidir.

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} z_u \\ z_s \\ \dot{z}_u \\ \dot{z}_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{(k_t + k_s)}{m_u} & \frac{k_s}{m_u} & -\frac{(b_t + b_s)}{m_u} & \frac{b_s}{m_u} \\ \frac{k_s}{m_s} & -\frac{k_s}{m_s} & \frac{b_s}{m_s} & -\frac{b_s}{m_s} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_u \\ z_s \\ \dot{z}_u \\ \dot{z}_s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\frac{1}{m_u} \\ \frac{1}{m_s} \end{bmatrix} F_a + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{k_t}{m_u} & \frac{b_t}{m_u} \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_r \\ \dot{z}_r \end{bmatrix}$$

$$y = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -1 & 1 \\ \frac{k_s}{m_s} & -\frac{k_s}{m_s} & \frac{b_s}{m_s} & -\frac{b_s}{m_s} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_u \\ z_s \\ \dot{z}_u \\ \dot{z}_s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m_s} \end{bmatrix} F_a$$

(4.7)

Durum değişkenleri $\begin{bmatrix} z_s & z_s - z_u & \dot{z}_s & \dot{z}_s - \dot{z}_u \end{bmatrix}^T$ için durum uzay denlemleri ise aşağıdaki gibidir.

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} z_s \\ z_s - z_u \\ \dot{z}_s \\ \dot{z}_s - \dot{z}_u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\frac{k_s}{m_s} & 0 & -\frac{b_s}{m_s} \\ 0 & -k_s \left(\frac{1}{m_s} + \frac{1}{m_u} \right) & 0 & -b_s \left(\frac{1}{m_s} + \frac{1}{m_u} \right) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_s \\ z_s - z_u \\ \dot{z}_s \\ \dot{z}_s - \dot{z}_u \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{m_s} \\ -\frac{1}{m_u} \end{bmatrix} F_a + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{k_t}{m_u} & \frac{b_t}{m_u} \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_r \\ \dot{z}_r \end{bmatrix}$$

$$y = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{k_s}{m_s} & 0 & -\frac{b_s}{m_s} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_s \\ z_s - z_u \\ \dot{z}_s \\ \dot{z}_s - \dot{z}_u \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m_s} \end{bmatrix} F$$

(4.8)

4.3. Aktif Süspansiyon Kontrolü:

Aktif süspansiyon sisteminin kontrolündeki amaç konforu sağlamak ve yoltutuşunu arttırmak için yoldan govde hızına ve teker hızına etkiyen bozucu etkileri azatmaktır.

Aşağıdaki denklemler incelenecek olursa kolaylıkla görülebilir ki doğal frekans değerleri kontrol için önem arzederler.

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{k_s}{m_s}} \quad \omega_2 = \sqrt{\frac{k_t}{m_u}} \quad (4.9)$$

Bu frekanslar için bode diyagramında transfer fonksiyonundan gelen tepe değerler vardır. Bu değerler gövde hızına etkiyen yoldan gelen bozucu etkilerden ve teker sapmasından kaynaklanırlar. Bu transfer fonksiyonu için gerekli olan iki adet diferansiyel denlem toplanacak ve çözümlenecek olursa kolaylıkla görülebilir ki ω_2 frekansındaki kazanç kontrol girişinden tamamen bağımsızdır. Bu koşullarda denebilir ki bu değer sistemin değişmez bir değeridir.

4.4. Aktif Süspansiyon Sisteminde H_{sonsuz} Kontrolü

Bu kontrol yöntemindeki önemli nokta sistemi en kötü haliyle ele almaktır. Kontrol şeması çevrim biçiminden elde edilir. Çevrim biçimi aşağıda belirtildiği gibi bir kurala sahiptir.

$$\forall \omega \text{ için } |S| < \left| \frac{1}{w_p} \right| \quad (4.10)$$

Burada S , duyarlılık fonksiyonu olarak adlandırılırken w_p , S için derecelendirme değeridir. Yukarıda tanımlanan eşitsizlik aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\|S w_p\|_{\infty} < 1 \quad (4.11)$$

Sistemin kararlılığı için yukarıda verilmiş olan performans kriteri eşitsizliğinin sağlanması şarttır.

Daha iyi bir performans elde etmek amacı ile aşağıda gösterilen yeni fonksiyonlar da sisteme eklenebilir.

$$N = \begin{bmatrix} w_p S \\ w_u KS \\ w_t T \end{bmatrix} \quad (4.12)$$

Yukarıda verilmiş olan matriste K elamanı kontrolörü tanımlarken, T olarak verilen değer kapalı çevrim transfer fonksiyonunu gösterir.

Dolayısı ile N olarak tanımlanan H_{sonsuz} formunun norm matrisinin 1 den küçük bütün elemanları alınması, H_{sonsuz} kontrol problemine yol gösterecektir. Başlangıç için durum uzay formları inşa edilmelidir. Aşağıda belirtilen parametreleri kullanarak bu formları elde etmek mümkündür.

$$m_s = 290$$

$$m_u = 59$$

$$b_s = 1000$$

$$k_s = 16182$$

$$k_t = 190000$$

$$b_t = 0$$

Bu problem için de $\begin{bmatrix} z_u & z_s & \dot{z}_u & \dot{z}_s \end{bmatrix}^T$ değerleri, durum uzay değişkenleri olarak

seçilmiştir. Dolayısı ile ek 2 ' de verilmiş olan MATLAB kodları kullanılabilir.

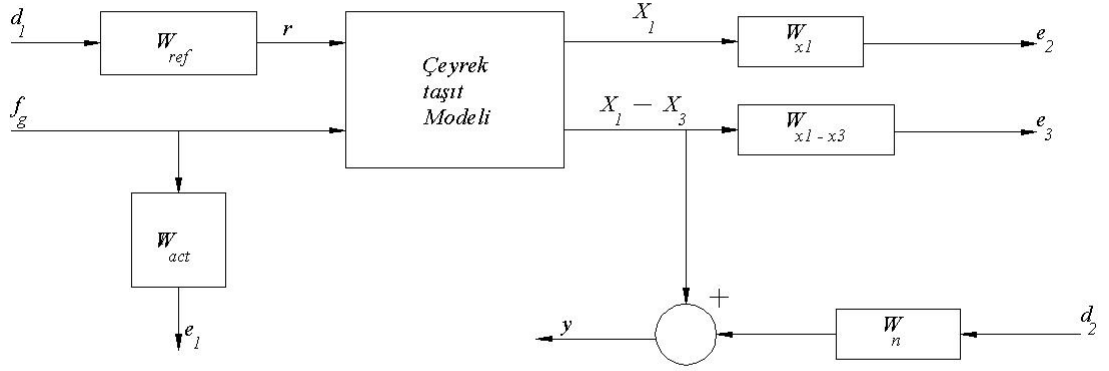
Yukarıda tanımlanan model için girişler sırası ile yolun bozucu etkileri, harekete geçirici güçtür. Çıkışlar ise araç gövde sapması, ivme değerleri ve süspansiyon sapmasıdır. Bu durum için w_2 değişmez frekansının değeri aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$w_2 = \sqrt{k_t / m_u}$$

$$w_2 =$$

$$56.7480$$

Sistemi minimize etmek için bir ağırlık fonksiyonun tanımlanmalıdır.



Şekil 4.2 Çeyrek taşıt modeli kontrol şeması

Yukarıdaki şekilde d_1 bozucu giriş 1 ' i gösterir (bu sistemde yol profilidir). d_2 ise gürültü ölçümüdür. x ' ler durum değişkenleridir. w_n gürültü ölçümündeki derecedir ve bu değer 0.01 metre olarak seçilmiştir. Bu transfer fonksiyonu frekansı bağlı olarak yazılabilir. w_{ref} yol profilini derecelendirmek için kullanılabilir. Eğer yol profilinin 7 cm ile -7 cm değerleri arasında değiştiği varsayılır ise yol profili derecesi 0.07 olacaktır. w_{act} harekete geçirici gücün fonksiyonu olarak seçilebilir. Ağırlığın genliği, kapalı çevrimin band aralığı limitlemek amacı ile yaklaşık 50 rad/s 'den doğru artmalıdır. Dolayısı ile w_{act} değeri aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$w_{act} = \frac{100s + 50}{13s + 500} \quad (4.13)$$

Yukarıdan da görüldüğü gibi w_{act} değeri için bir transfer fonksiyonu tanımlanabilir. Bu transfer fonksiyonunda verilmiş olan değerler varsayım değerleridir ve bant genişliğini etkilemeyecek şekilde seçilmişlerdir.

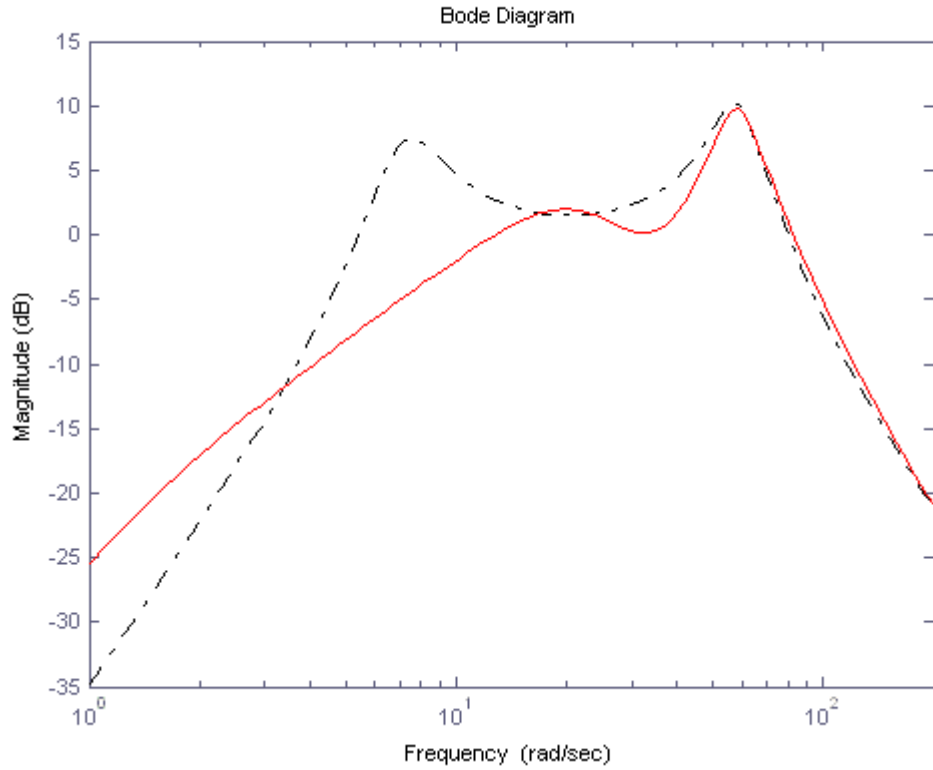
Buradaki önemli ağırlık fonksiyonları w_{x1} ve w_{x1-x3} ' dür. Çünkü bu fonksiyonlar sistemin arzu edilen performansını belirlerler. $x1$ ' i limitleyerek ve $x1-x3$ ' ü serbest bırakarak sistemi konfor açısından modife edebiliriz, bunun yanında yol tutuşundaki modifiye için de bu değerler yardımcı olacaktır.

Öncelikle x_1 için ceza fonksiyonunu aşağıdaki gibi yazabiliriz.

$$w_{x_1} = 8 \frac{2\pi 5}{s + 2\pi 5} \quad (4.14)$$

Yukarıda belirtilmiş olan fonksiyondan yaklaşık olarak 31.4159 rad/s değeri elde edilir. Genel sistemi kurmak için ek 4 ' te verilmiş olan kodlar kullanılır.

Ek 4 ' te verilmiş olan kodlarda bulunan CL1 kapalı çevrim fonksiyonunu göstermektedir. CL1 ' in normu 1 ' den küçük bir değer olan 0.6 olarak alınmıştır. Yol bozukluklarından kaynaklanan süspansiyon sapmasına ait Bode genlik diyagramı aşağıdaki gibi verilmiştir.

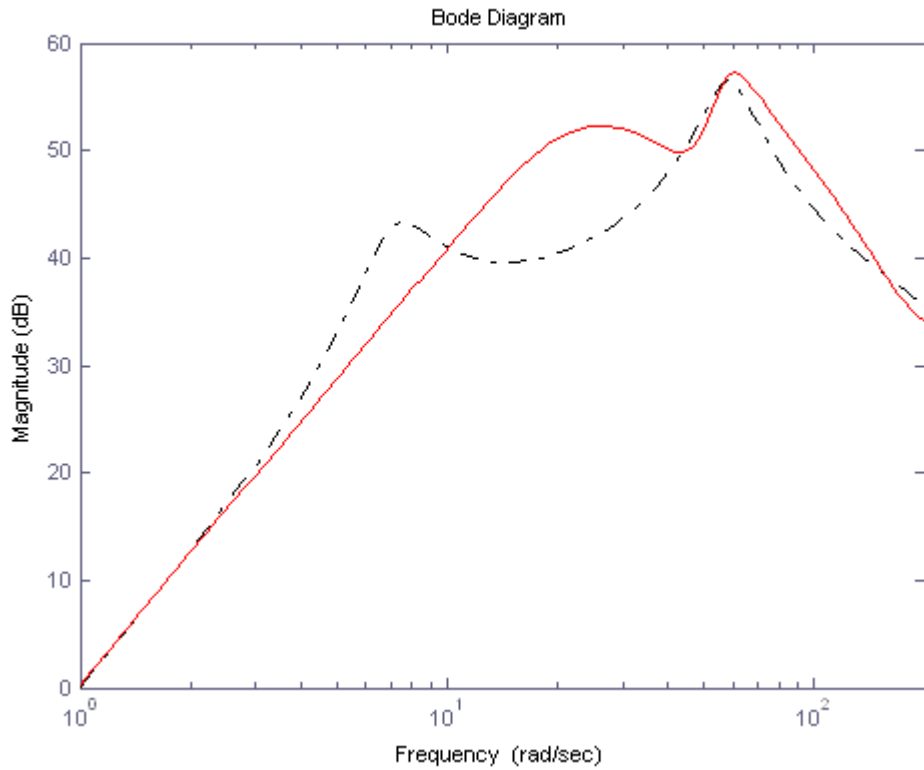


Şekil 4.3 Yol bozukluklarından kaynaklanan süspansiyon sapmasına ait Bode genlik diyagramı

Yukarıdaki şekilde kesikli çizgiler pasif süspansiyon sistemine ait iken kırmızı ile gösterilmiş olan devamlı çizgiler aktif süspansiyon sistemine aittir. Pasif süspansiyon sisteminde görüldüğü üzere iki adet tepe noktası vardır. Bu noktalar daha önce belirtilmiş olan doğal frekans değerlerindeki noktalardır. Aktif sistemde ise birinci frekanstaki genliğin azaldığını ve sönümlendirmenin iyi çalıştığını

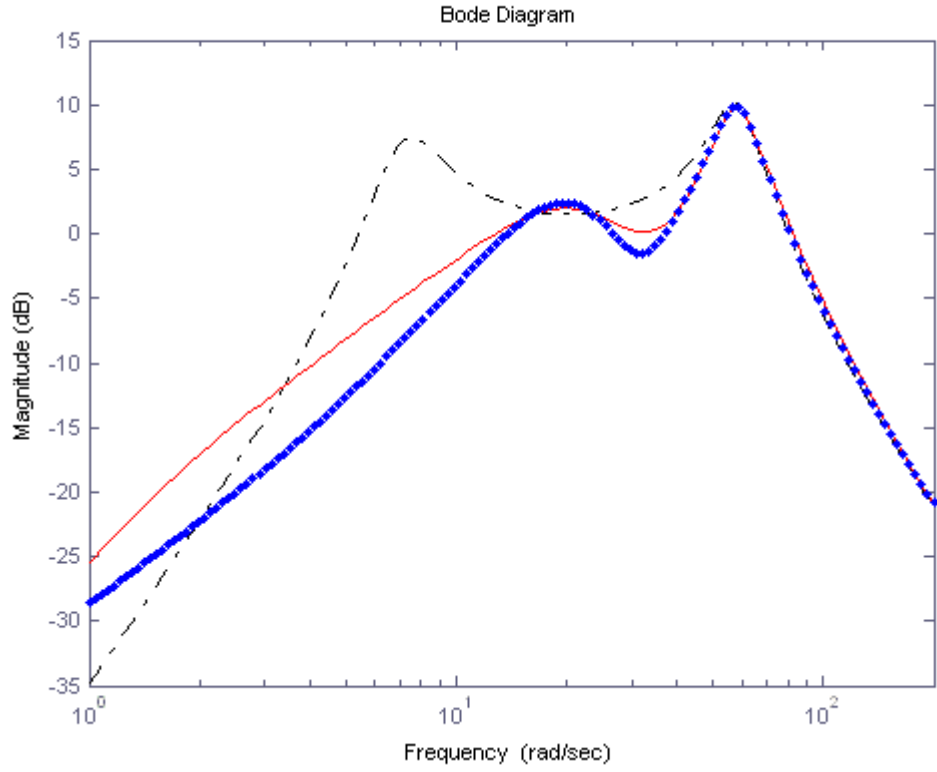
görebiliriz. Ancak ikinci frekansta aynı etki görülmemektedir, bu sebeple ikinci frekansın bağımsız olarak çalıştığını söyleyebiliriz. Sıfır değerinin üzerindeki sönümlendirmelere sahip yerlerde araç tarafından hissedilen bozucu etkiler artar konfor ve yol tutuş azalır. Burada atlanmaması gereken bir diğer nokta ise frekans değerlerinin bize saniyede yolda kaç çukura girildiğini göstermesidir.

Yol bozukluklarından kaynaklanan araç gözde hızına bağlı transfer fonksiyonuna ait Bode genlik diyagramı aşağıdaki gibi verilmiştir.



Şekil 4.4 Yol bozukluklarından kaynaklanan araç gözde hızına bağlı transfer fonksiyonuna ait Bode genlik diyagramı

Aktif süspansiyon sistemi için her iki kontrolör için de tanımlanmış olan ve ayrıca pasif süspansiyon sistemini de kapsayan, yol bozukluklarından kaynaklanan süspansiyon sapmasının Bode genlik diyagramı aşağıdaki gibidir.



Şekil 4.5 Aktif süspansiyon sistemi için her iki kontrolör için de tanımlanmış olan ve pasif süspansiyon sistemini de kapsayan, yol bozukluklarından kaynaklanan süspansiyon sapmasının Bode genlik diyagramı

Buradaki grafikte de kesikli çizgiler pasif süspansiyona ait iken sürekli kırmızı çizgi aktif süspansiyonda H_{sonsuz} parametrelerinin kullanılması ile ortaya çıkmıştır. Parametre değerlerini değiştirecek olur isek mavi kesikli çizgileri elde ederiz. Kırmızı ve mavi çizgiler arasındaki farka baktığımız zaman mavi eğrinin yol tutuşta daha iyi olsa da konforda biraz daha kötü olduğunu söyleyebiliriz.

5. BULANIK MANTIK YÖNTEMİ İLE SİSTEM KONTROLÜ VE HATA ANALİZİ

5.1. Giriş

Bir çok otomatik sistem gibi aktif süspansiyon sisteminin davranışı da sensörlerden gelen bilgiye dayanır. Dolayısı ile hatalı bir sensörden gelecek olan hatalı bilgi sonucu sistem tehlikeli bir davranışa yeltenebilir. Süspansiyon sistemi hata problemi üzerine yazılmış olan birkaç makalede sensör hatalarını gözlemleyebilmek için kur metodu kullanılmıştır [14]. Bu tez de ise hatayı tespit etmek için model tabanlı bir method kullanılacaktır. Sensör hatalarını belirlemek amacı ile rezidüleri anlamak üzere sistem modeli ve gözlemciler tasarlanmıştır.

5.2. Hata Tespit ve Teşhisi

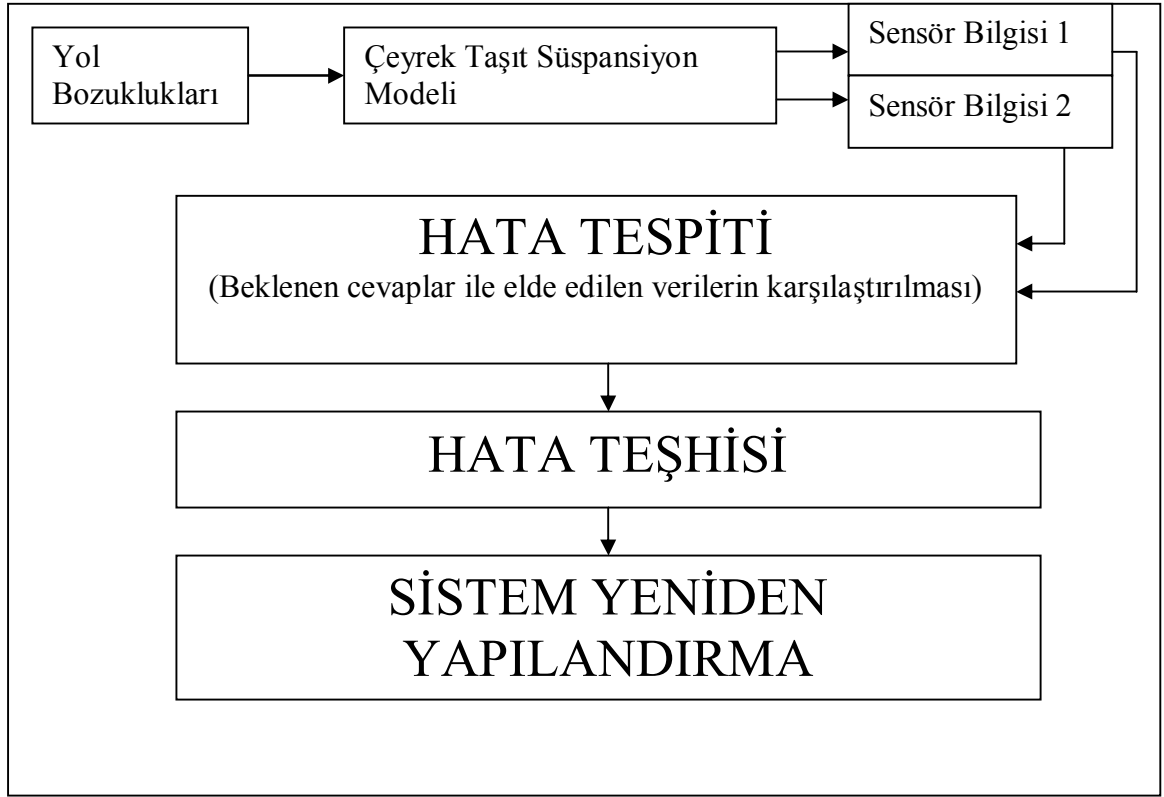
Sistem modeli olarak daha önceki bölümlerde de kullanılmış olan çeyrek taşıt modeli göz önüne alınmıştır. Bu sistemin araçta bulunan sağ ön tekere ait olduğunu düşünebiliriz.

Sistem simülasyonu için MATLAB SIMULINK programını kullanmak mümkündür. Gözlemci olarak daha önceki bölümde tasarlanmış olan gözlemci kullanılabilir.

Sistem kontrolörünün geri beslemesi için gerekli olan en önemli bilgileri sensör ölçümleri verir. Kapalı çevrim sisteminin davranışı sistemin ve çevre koşullarının konumunu gözlemleyen sensörler tarafından sağlanan bilgiye bağlıdır. Dolayısı ile hatalı bir sensör sistemde yanlış bir davranışa sebep olabilir. Sensörlerin yanlış bilgi vermesinin sebebi genelde kazançtan, gürültülerden, offset değerlerinden ve sensör bozulmalarından kaynaklanır. Bu tez de sadece sensör bozulmalarından kaynaklanan hatalı bilgiler üzerinde durulmuştur.

Sensör hatasının belirlenmesi ve elimine edilmesi için model tabanlı bir method kullanılmıştır.

Sensör hatasının belirlenmesi ve sistemin çalışması aşağıdaki şemada olduğu gibi gösterilebilir.



Şekil 5.1 Sistem hata belirleme çalışma şeması

Yukarıdaki şekilden de anlaşılacağı gibi sistemdeki sensörlerden alınan bilgiler ile gözlemciler yoluyla elde edilmiş olan beklenen cevap verileri karşılaştırılır. Bu bilgiler arasında büyük farklar olması sistemin hataya düştüğünü gösterir. Sonuç olarak ise sistem hatanın giderilmesi ile yeniden yapılandırılır ve çalışmasına devam eder.

Sistem beklenen cevaplar ile elde verileri karşılaştırır ve arada fark olduğu anda işlem başlar. Elde edilen sistemde sensör sıfır bilgisini verdiği anda , bu bilgiyi veren sensörde hata var denilebilir. Bu durumda yapılması gereken hangi sensörde hata olduğunun tespit edilmesi ve hatalı sensörün sistemden çıkarılmasıdır. Hatalı sensör sistemden çıkarıldığı zaman sistem elde edilen hatalı veriyi yok edecek ve normal çalışmasına geri dönecektir.

Aşağıdaki tablo sensör hatalarına bir örnek olarak verilebilir.

Tablo 5.1 Sensör Hataları

Sensör Sayısı	Sensör Konumu	
	Teker	Araç Gövdesi
1 adet	1	0

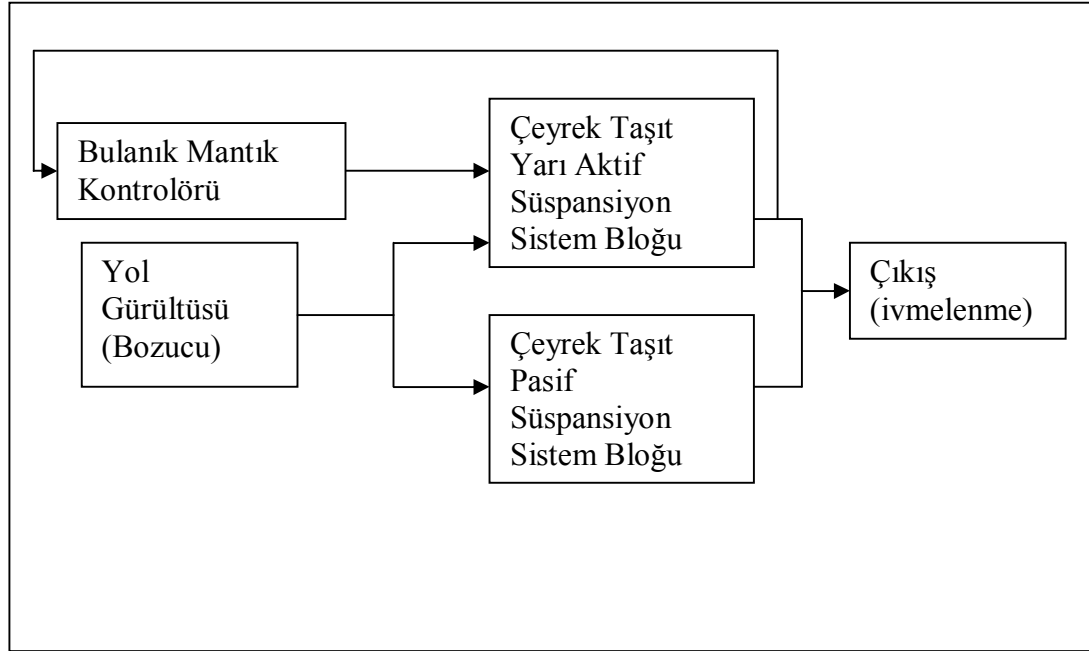
Yukarıdaki tabloda sağ taraftaki iki sütun sensörlerin hangi konumlara yerleştirildiklerini göstermektedir. En soldaki sütun ise belirtilen konumlara kaç adet sensör yerleştirildiğini anlatmaktadır. Tablodan da görüldüğü üzere tekere 1 adet araç gövdesine de 1 adet sensör yerleştirilmiştir. Tekere yerleştirilen sensör tekerdeki yük miktarını ölçmek amaçlıdır. Araç gövdesinde bulunan sensör ise araç gövdesinin ivmesini ölçmek üzere ayarlanmıştır. Tekerdeki sensör “1” i göstermektedir. Bu demek oluyor ki tekerde bulunan sensör sağlıklı çalışmaktadır, tekerden alınan verilen beklenen verilerle uyum göstermektedir. Ancak araç gövdesine yerleştirilen sensör “0” ı göstermektedir. Bunun anlamı ise bu sensörde bir arıza olmasıdır. Aldığımız veri hatalıdır ve beklenen değerler ile uyum göstermemektedir. Bu durumda yapılması gereken işlem daha önce de anlatıldığı gibi bu sensörü sistemden çıkarmaktır.

Yukarıdaki tablo çeyrek taşıt modeline göre tasarlanmıştır. Dolayısı ile tekere ve araç gövdesine yerleştirilen iki adet sensör yarı aktif süspansiyon sistemini kontrol etmek üzere yeterlidir. Eğer taşıt modelini geliştirecek olur ve yarı taşıt ya da tam taşıt modellerini kullanacak olursak sensör sayısını arttırmalı her tekerlek için ayrı sensörler kullanmalıyız. Unutmamalıyız ki günümüzde kullanılan süspansiyon sistemlerinde her tekerlek birbirinden bağımsız olarak çalışmakta ve yerleştirilen sensörlerin gönderdikleri veriler birbirlerinden farklı olmaktadır. Ayrıca sistemi biraz daha geliştirerek sadece teker yükü ve araç ivmesini ölçmekle kalmayıp araç hızını, direksiyon hareketlerini, fren durumlarını ölçen sensörlerin de araç üzerinde gerekli bölgelere yerleştirilmesi mümkündür. Bunun yanında elektronik sistem yerine hidrolik sistemle çalışan yarı aktif süspansiyon sistemlerinin kontrolünde hidrolik valfe yerleştirilecek olan sensörün elde edilen sonuçlara büyük etkisi olacaktır.

6. BULANIK MANTIK KONTROLLÜ AKTİF VE PASİF SÜSPANSİYON SİSTEM SİMÜLASYONU

Bulanık mantık yöntemi günümüzde artık bir çok sistemde kullanılmaktadır. Bu bölümde ise bulanık mantık yöntemi ile kontrol edilmiş olan bir yarı aktif süspansiyon sistemi ve pasif süspansiyon sistemi arasındaki karşılaştırma MATLAB SIMULINK programı üzerinde gösterilmiştir.

Kontrol için daha önce verilmiş olan çeyrek taşıt modeli kullanılmıştır. Yöntem olarak kullanılan bulanık mantık kontrolü ise üyelik fonksiyonları ve bir dizi bulanık kuraldan meydana getirilmiştir. Sistem tasarımı direksiyon hareketleri ve araç dinamiklerine bağlı olarak tasarlanmıştır. Sistem elektronik olarak kontrol edilmektedir. Başlıca kontrol elemanları ayarlanabilen şok emiciler, elektronik kontrol ünitesi ve sensörlerdir. Genel olarak aktif süspansiyonlarda sensörler tekere ve gövdeye yerleştirilirler. Bu bölüm sadece iki sistem arasındaki karşılaştırmayı göstermek amacı ile verilmiştir.

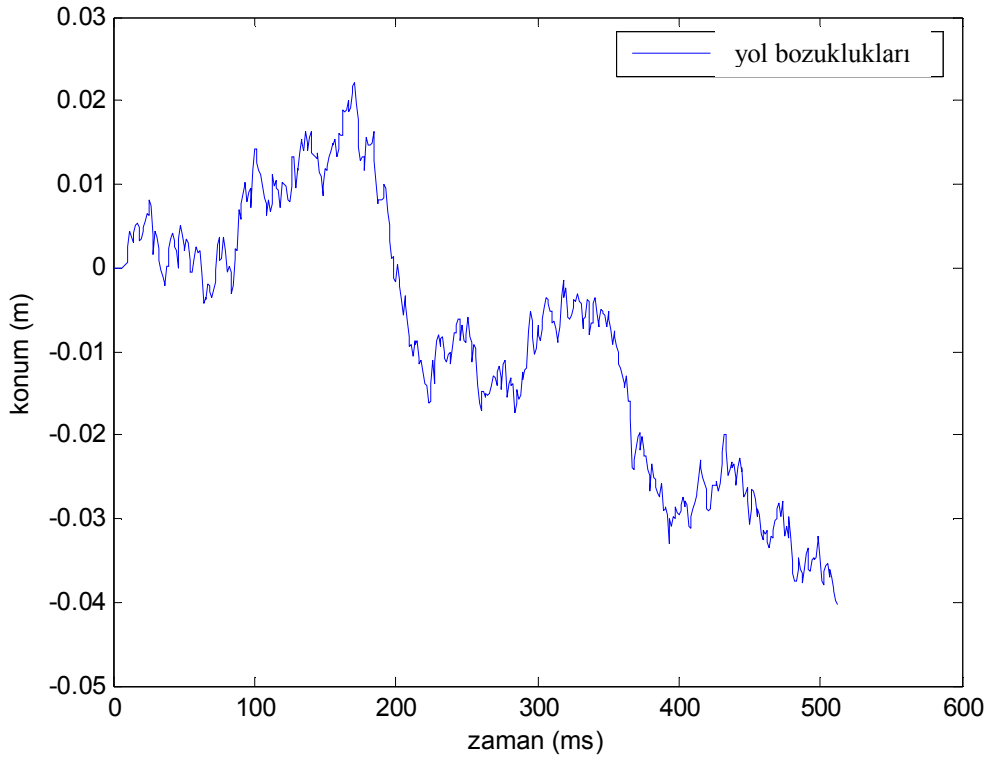


Şekil 6.1 Çeyrek Taşıt modeli için yarı aktif süspansiyon sistemi simülasyon modeli

Yukarıdaki şekilde üstte gösterilmiş olan mavi blok yarı aktif süspansiyon sistemine ait bloğu gösterir iken alt kısımda bulunan mavi blok süspansiyon sistemine aittir. Her iki sistem de daha önce belirtildiği gibi bulanık mantık kontrolörü ile kontrol edilmiştir.

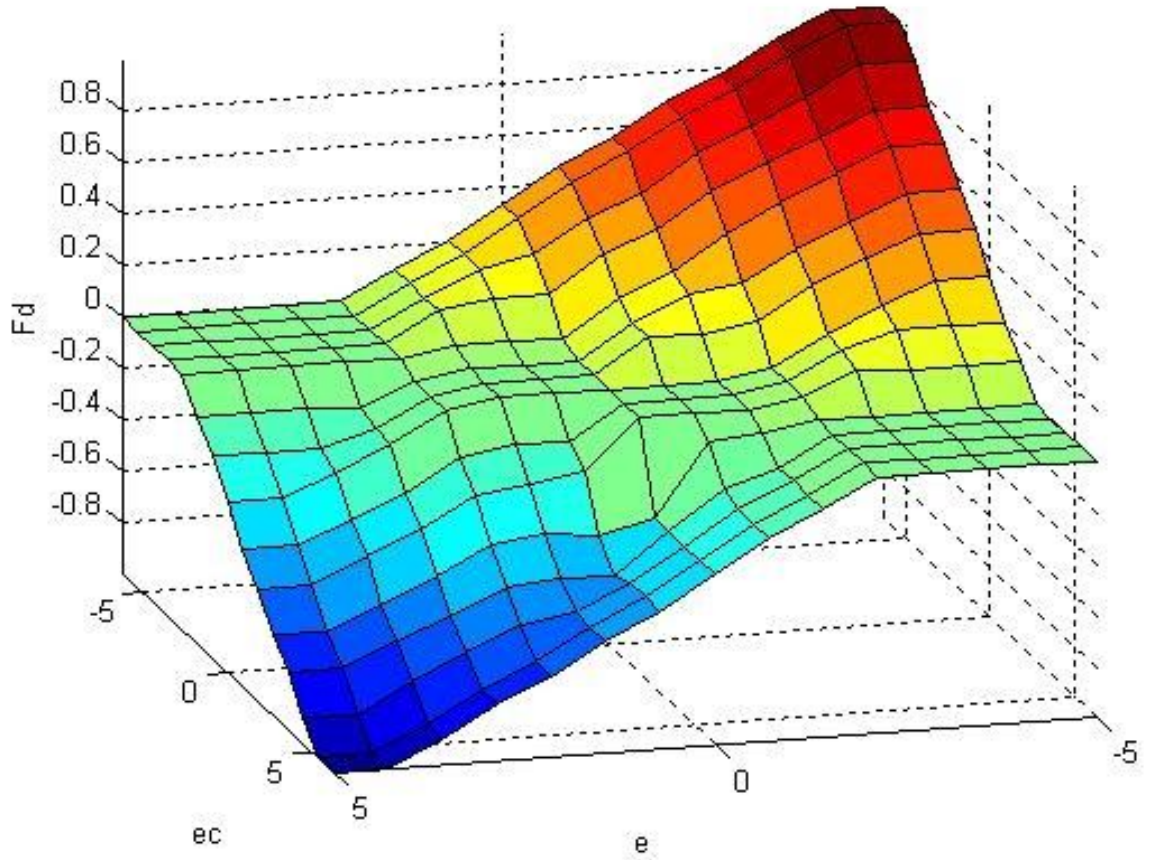
Sistemde giriş olarak verilmiş olan gürültü bloğu görülmektedir. Çıktılar ise gövde ivme değerleri, teker yükü ve süspansiyon sapmasıdır.

Yukarıdaki şekilde beyaz gürültü olarak tanımlanan blok yoldan gelen bozucu etkileri göstermek amacı ile kullanılmıştır. Sistemdeki gürültü değerleri belli limitler arasında sınırlandırılmıştır.



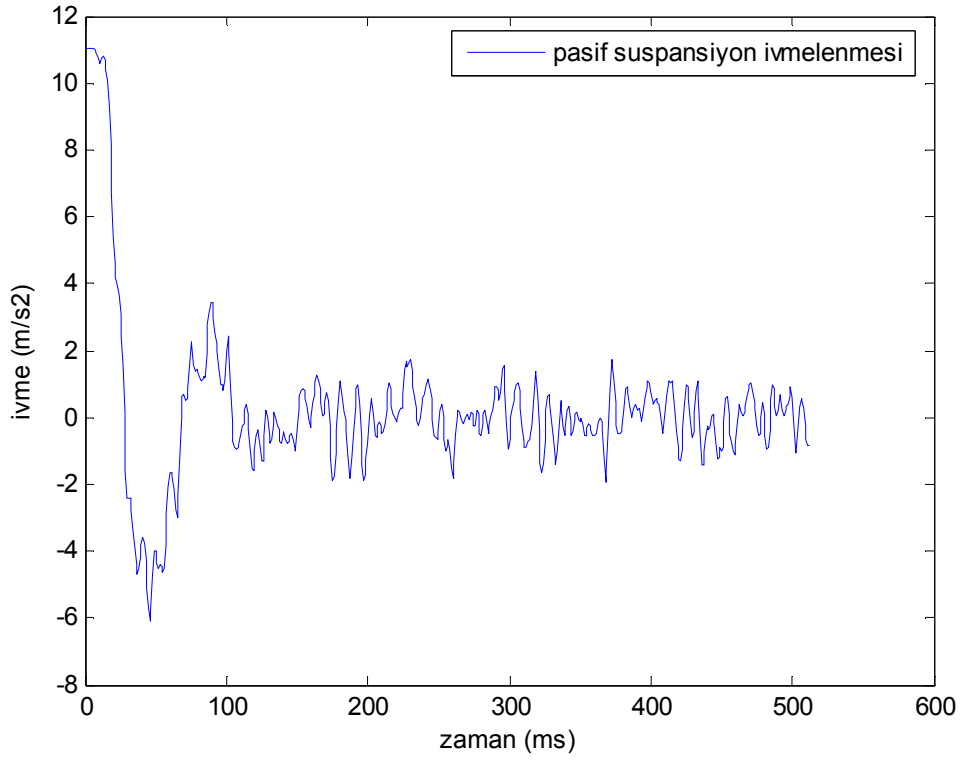
Şekil 6.2 Beyaz Gürültü Sinyali

Yukarıda şekilde ise gürültü sinyali görülmektedir.



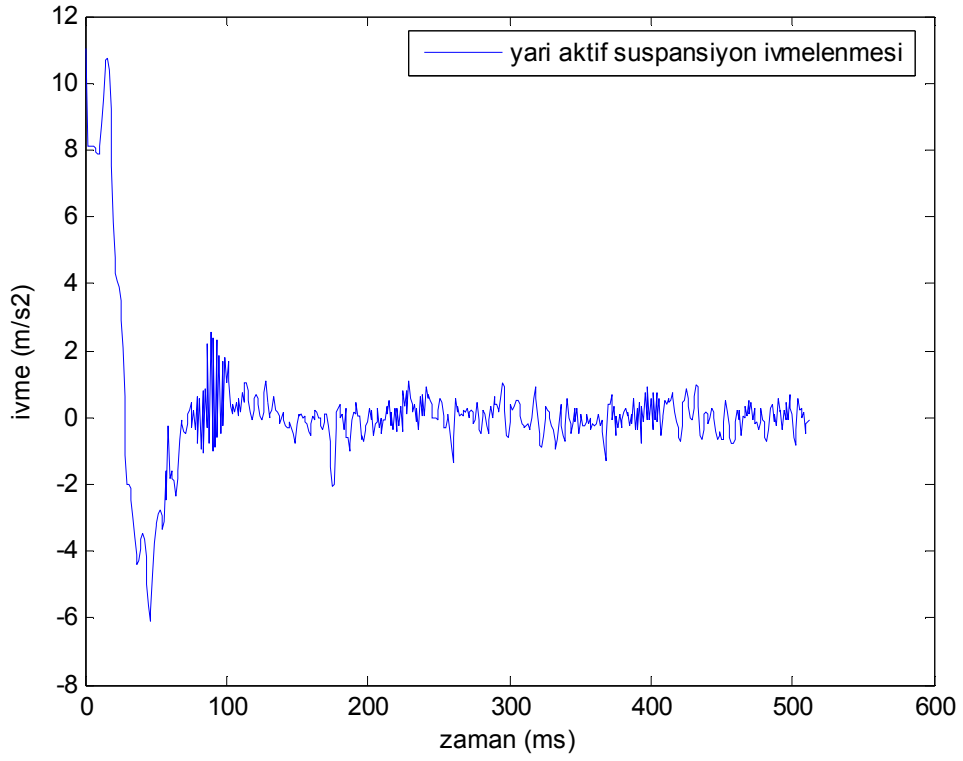
Şekil 6.3 Bulanık Mantık Kontrol Diyagramı

Yukarıdaki grafik bulanık mantık kontrolörüne aittir. Eksen takımları olan F_d sisteme uygulanan kuvveti, e hatayı , ec ise hatadaki değişimi gösterir.



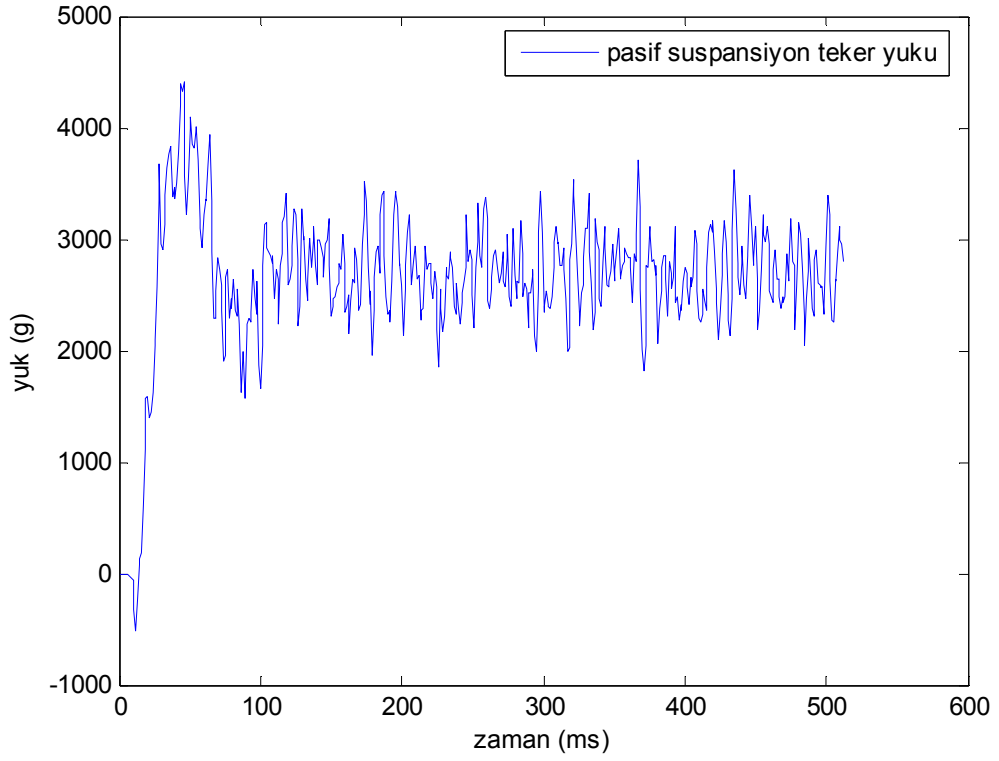
Şekil 6.4 Pasif Süspansiyon Modeli İvme Grafiği

Yukarıdaki şekilde pasif süspansiyon sistemine ait ivme grafiği görülmektedir. Bu sistemdeki değişkenler sabit oldukları için dışarıdan gelen etkilerden kaynaklanan enerjinin emilmesinde yeterli değildir. Şekilden de görüldüğü gibi yatay eksen örnekleme zamanını göstermektedir. Düşey eksen ise ivme değerlerini vermektedir. Grafiğin oturma anından sonra ivme değerlerinin -2 ile +2 arasında yüksek dalgalanmalarla değiştiği görülmektedir.



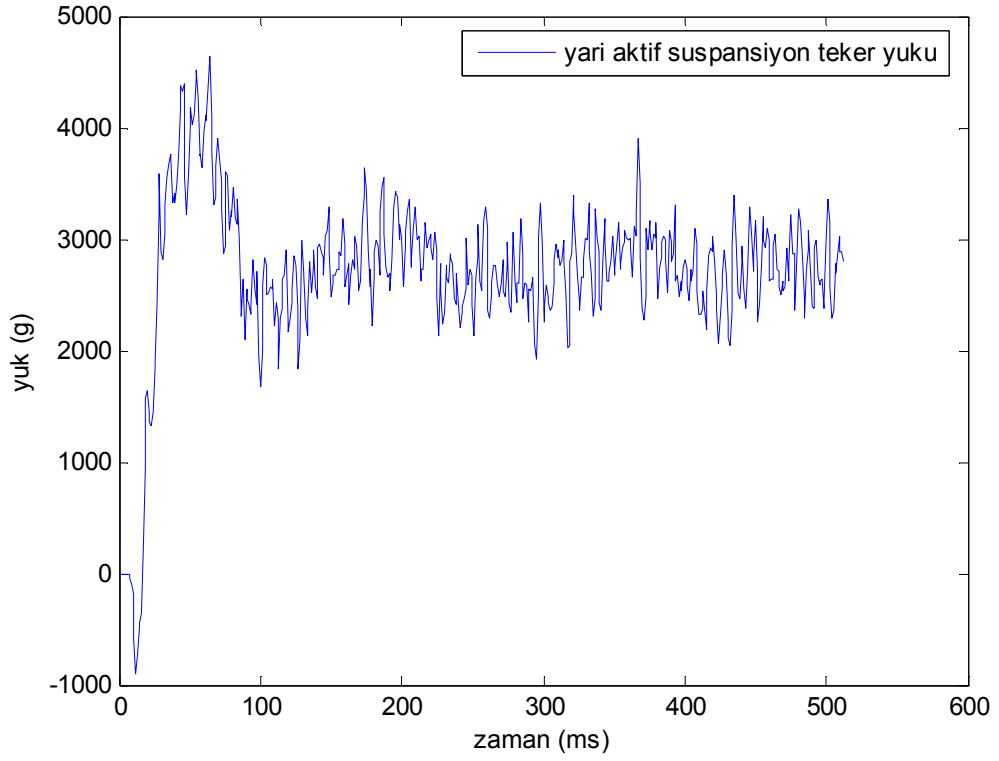
Şekil 6.5 Yarı Aktif Süspansiyon Modeli İvme Grafiği

Yukarıdaki şekilde ise aktif süspansiyon sistemine ait ivme grafiği görülmektedir. Bu sistemde pasifte olduğu gibi değerler sabit değildir, sistemi kontrol ederek bozucuların etkilerini azaltacak şekilde tasarlanmış olan bulanık mantık kontrolörü sayesinde dışarıdan gelen etkilerden kaynaklanan enerjinin emilmesi sağlanır. Şekilden de görüldüğü gibi burada da yatay eksen örnekleme zamanını göstermektedir. Düşey eksen ise ivme değerlerini vermektedir. Grafiğin oturma anından sonra ivme değerlerinin yine -2 ile +2 arasında değiştiği görülmektedir. Ancak burada bir önceki grafikte görmüş olduğumuz dalgalanmalara rastlanmaz, daha sabit bir ivme grafiği gözlemlenir.



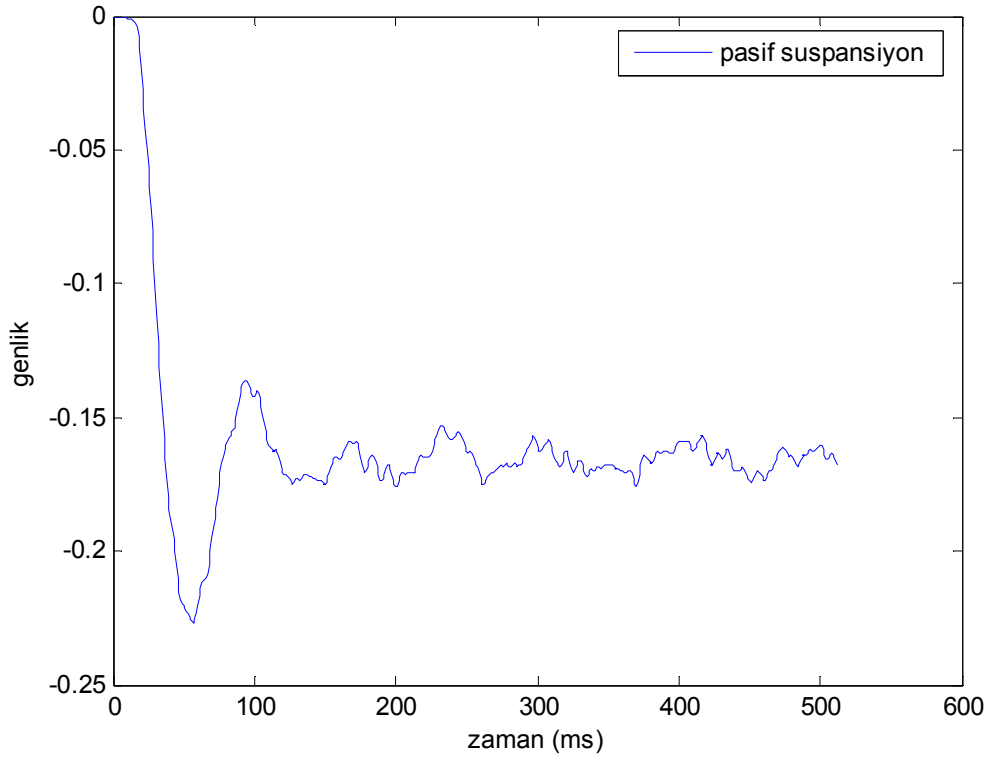
Şekil 6.6 Pasif Süspansiyon Modeli Teker Yüğü Grafiğı

Üstte bulunan şekil pasif süspansiyon sistemine ait teker yüğü grafiğı görölmektedir. Yukarıdaki şekilde yatay eksen ömekleme zamanını göstermektedir. Düşey eksen ise teker yüküne aittir. Grafiğın oturma anından sonra tekere binen yük değerlerinin 200 ile 400 arasında dalgalı bir şekilde değıştiğı gözlemlenmektedir.



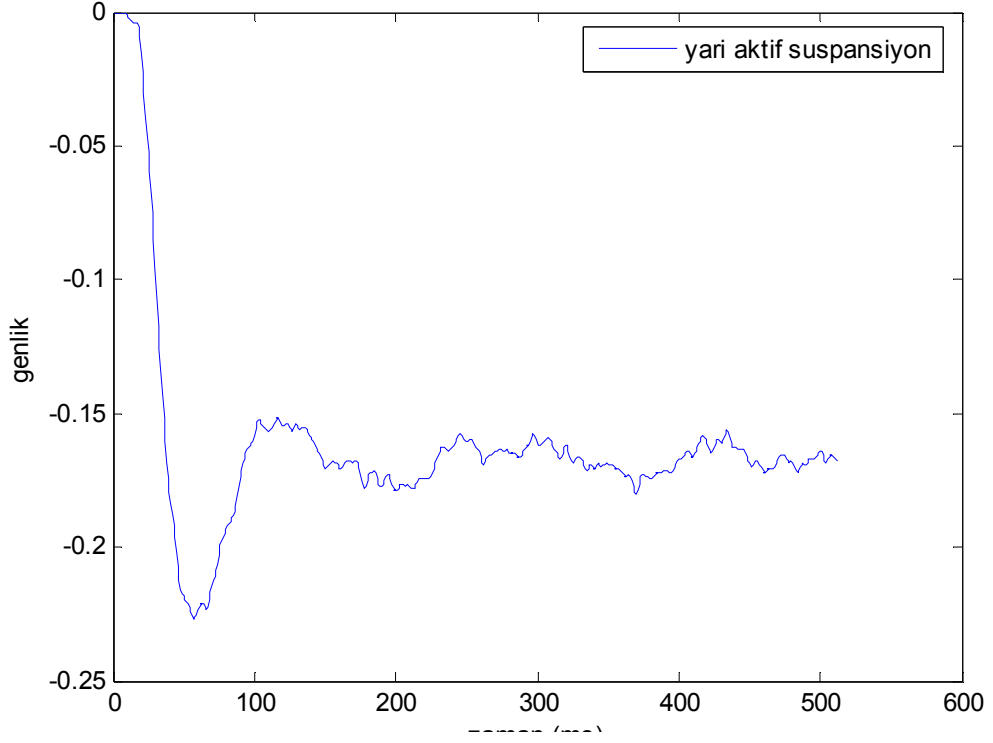
Şekil 6.7 Yarı Aktif Süspansiyon Modeli Teker Yüğü Grafiğı

Üstte bulunan şekil de ise yarı aktif süspansiyon sistemine ait teker yüğü grafiğı görölmektedir. Yukarıdaki şekilde yatay eksen ömekleme zamanını göstermektedir. Düşey eksen ise teker yüküne aittir. Grafiğın oturma anından sonra tekere binen yük değerlerinin 200 ile 400 arasında pasif sisteme oranla daha az dalgalanmalarla değıştığı gözlemlenmektedir.



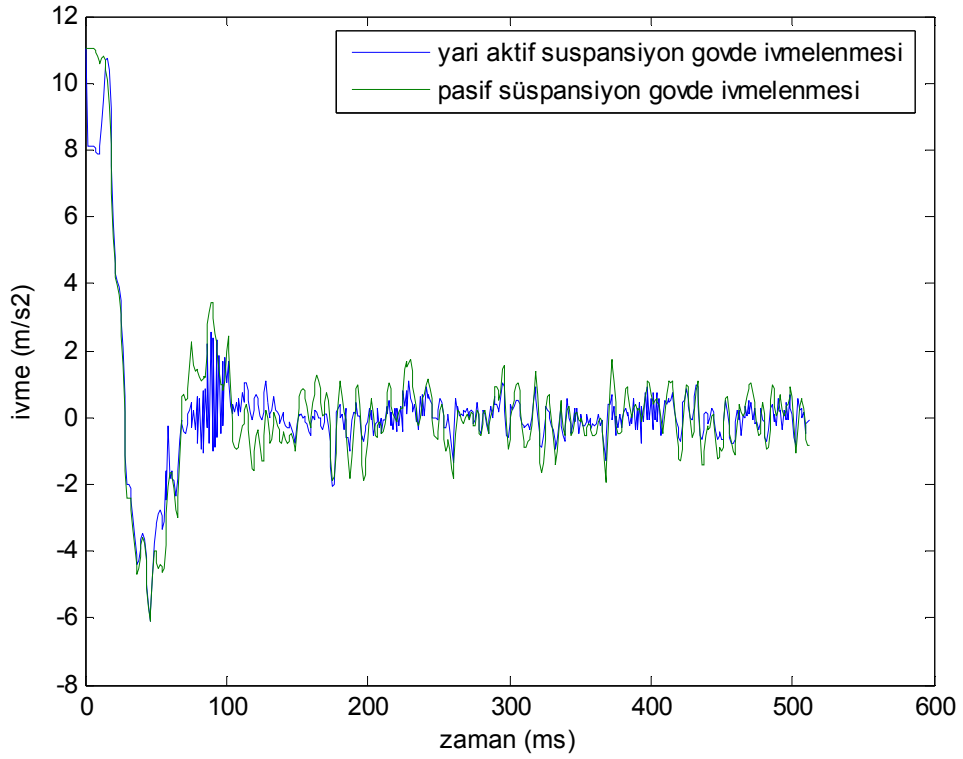
Şekil 6.8 Pasif Süspansiyon Modeli Süspansiyon Değişimi

Üstte bulunan şekil pasif süspansiyon sistemine ait süspansiyon değişim grafiğini göstermektedir. Yukarıdaki şekilde yatay eksen örnekleme zamanını göstermektedir. Düşey eksen ise süspansiyondaki değişim değerleridir. Bu grafikte dışarıdan gelen bozucu etkiler sonucunda süspansiyonun çok büyük dalgalanmalar göstermediği, etkilere karşı olan tepkilerinin belirli limitler içerisinde olduğu görülmektedir.



Şekil 6.9 Yarı Aktif Süspansiyon Modeli Süspansiyon Değişim Grafiği

Üstte bulunan şekil de ise yarı aktif süspansiyon sistemine ait süspansiyon değişim grafiği gösterilmektedir. Yukarıdaki şekilde yatay eksen örnekleme zamanını göstermektedir. Düşey eksen ise süspansiyondaki değişim değerleridir. Bu grafikte dışarıdan gelen bozucu etkiler sonucunda süspansiyon daha büyük dalgalanmalar göstermekte ve olumsuz etkiler karşısında limitler dışına çıkarak daha büyük tepkiler göstermektedir.



Şekil 6.10 Araç Gövde İvmelenme Grafiği

Son olarak ise gövde yüküne etki eden ivme değerlerine ait grafik görülmektedir. Burada pasif ve yarı aktif süspansiyon modellerinin kullanılması sonucu gövde de meydana gelen ivmelenme değerleri aynı grafik üzerinde gösterilmiştir. Mor renk ile belirtilen eğri pasif süspansiyon sistemine ait iken sarı renk ile gösterilmiş olan eğri yarı aktif süspansiyon sistemine aittir. Şekilden iki eğri arasındaki fark rahatlıkla görülebilmektedir. Mor renkteki çizgilerdeki gözlenen dalgalanmanın sarı renktekilere oranla daha fazla olması bize pasif süspansiyon sisteminin araç üzerinde aktif sisteme nazaran daha büyük titreşimler ve bozulmalar meydana getirdiğini göstermektedir. İvme değerlerinin daha dar limitler arasında değişmesi sürüş konforundaki artışın simgesidir. Bu durum aracın yola tutunmasının artması ve araç içerisindeki sarsıntının azalması anlamına gelmektedir. Yani aktif süspansiyon sistemi istendiği gibi çalışmakta ve amacına ulaşmaktadır.

7. SONUÇ

Aktif süspansiyon sistemi, sürücü istekleri doğrultusunda geliştirilmiş, performans, güvenlik ve konforu bir arada sunan bir sistemdir. Günümüzde gittikçe artan teknolojik gelişmelerle, otomobillerdeki elektronik gereksinimler de artmıştır. Yeni geliştirilen sistemler keyifli bir sürüş deneyimi yaşatmaktadır.

Otomotiv dünyasının önde gelen firmaları üretimlerine hergeçen gün yeni bir teknoloji eklemektedirler. Son zamanların en çok konuşulan ve üzerinde durulan araba teknolojilerinden biridir aktif süspansiyon sistemleri.

Otomotiv firmaları bu teknolojiyi şimdilik üst sınıf arabalarında sunmaktadır. Ülkemizde henüz çok fazla karşılaşmamış olsak da birçok Avrupa ve Amerika ülkesinde aktif süspansiyon kontrol sistemine sahip araçları yollarda görmek mümkündür.

Bu sistem sayesinde artık kötü yol koşulları gibi araç sürüşünü ters yönde etkileyen birçok rahatsız edici durum göz ardı edilebilir. Huzurlu ve güvenli bir yolculuk için gerekli olan bu sistem ileride birçok arabada karşımıza çıkacak ve hatta otomobillerin olmazsa olmazları arasına girerek standart üretimde yer alacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] **P. Metallidis, G. Verros, S. Natsiavas, C. Papadimitriou**, 2001. Fault detection and Optimal Sensor Location in Vehicle Suspensions. *Journal of Vibration and Control*, 337-359
- [2] **M. Börner & R. Isermann**, 2005. Model-Based Detection of Critical Driving Situations with Fuzzy Logic Decision Making. *Control Engineering Practice*, 14(5), 527-536
- [3] **D. Fischer, H. P. Schöner, R. Isermann**, 2004. Model-Based Fault detection for an Active Vehicle Suspension. *FISITA World Automotive Congress*, Barcelona
- [4] **D. Füßel**, 1999. Fuzzy Logic for Fault Detection and Diagnosis. *UK Workshop on Fuzzy Systems*, 79-90
- [5] **S. Stölzl, R. Isermann**, 1999. Online Supervision of Fault Tolerant Systems for Safety-Related Applications. *ESREL '99*
- [6] **S. Natsiavas**, 1993. Dynamics of Multiple Degree of Freedom Oscillators with Colliding Components. *Journal of Sound and Vibration*, 165, 439-453
- [7] **C. Papadimitriou**, 2000. Optimal Instrumentation Strategies for Structural Health Monitoring, *ASCE*
- [8] **C. Papadimitriou, J. L. Beck, S. K. Au**, 2000. Entropy-Based Optimal Sensor Location for Structural Model Updating. *Journal of Vibration and Control*, 6, 781-800
- [9] **G. Verros, S. Natsiavas, G. Stepan**, 2000. Control and Dynamics of Quarter Car Models with Dual-Rate Damping. *Journal of Vibration and Control*, 6, 1045-1063

- [10] **Luenberger, DG.** An Introduction to Observers IEEE Transactions on Automatic Control. AC-16(6) (1971),pp. 596-602
- [11] **Patton, R., Frank, P. and Clark, R.** Fault Diagnosis in Dynamic Systems, *Theory and Application. Prentice Hall International (UK) LTD, Hemel Hempstate, UK, 1989*
- [12] **Chow, E.Y. and Willsky, A.S.** A Survey of Design Methods for Failure Detection in Dynamic Systems. *Automatica 12 (1976)*. Pp. 601-611
- [13] **Rajamani Rajesh.** *Vehicle Dynamics and Control*
- [14] **N. Zbiri, A. Rahbi, N. K. M'Sirdi.** Diagnosis on the Vehicle Suspension, *Conference Proceedings, ACD Workshop, Karlsruhe, November 17-18, 2004*, pp 148-153

EK 1

ms = 290; % kg

mu = 59; % kg

bs = 1000; % N/m/s

ks = 16182 ; % N/m

kt = 190000; % N/m

bt = 0; % N/m/s

% for all case input is Fa and accelation of ms (xsdotdot) is the output

% for states zs-zu , zsdot, zu-zr, zudot

A1=[0 1 0 -1; -ks/ms -bs/ms 0 bs/ms;0 0 0 1;ks/mu bs/mu -kt/mu -(bs+bt)/mu];

B1=[0;1/ms;0;-1/mu];

C1=[-ks/ms -bs/ms 0 bs/ms];

D1=[1/ms];

W1=[0;0;-1;bt/mu]; %zrdot is the disturbance input

cont1=rank(ctrb(A1,B1))

obser1=rank(observ(A1,C1))

% for states zu, zs, zudot, zsdot

A2=[0 0 1 0; 0 0 0 1; -(kt+ks)/mu ks/mu -(bt+bs)/mu bs/mu; ks/ms -ks/ms bs/ms -
bs/ms];

B2=[0; 0; 1/ms; -1/mu];

C2=[ks/ms -ks/ms bs/ms -bs/ms];

D2=[1/ms];

W2=[0 0;0 0;kt/mu bt/mu; 0 0]; %zrdot and zr are the disturbance inputs

cont2=rank(ctrb(A2,B2))


```

obser2=rank(observ(A2,C2))

% for states zs, zs-zu, zsdot, zsdot-zudot

A3=[0 0 1 0;0 0 0 1; 0 -ks/ms 0 -bs/ms;0 -ks*(1/ms+1/mu) 0 -bs*(1/ms+1/mu)];
B3=[0;0;1/ms;-1/mu];
C3=[0 -ks/ms 0 -bs/ms];
D3=[1/ms];
W3=[0 0; 0 0; kt/mu bt/mu; 0 0]; %zrdot and zr are the disturbance inputs

cont3=rank(ctrb(A3,B3))

obser3=rank(observ(A3,C3))

```

EK 2

$$a1=(ks/ms)$$

$$a2=ks*bs/ms^2;$$

$$a3=(bs/ms)^2;$$

$$Q=[a1+q1 \ -a1 \ a2 \ -a2; -a1 \ a1+q2 \ -a2 \ a2; a2 \ -a2 \ a3+q3 \ -a3; -a2 \ a2 \ -a3 \ a3+q4];$$

$$R=1/ms^2;$$

$$N=[-ks/ms^2; ks/ms^2; -bs/ms^2; bs/ms^2];$$

$$[K,S,E]=lqr(A,B,Q,R,N)$$

EK 3

$$A12 = [0 \ 1 \ 0 \ 0; [-ks \ -bs \ ks \ bs]/ms];$$

$$A34 = [0 \ 0 \ 0 \ 1; [ks \ bs \ -ks \ -kt \ -bs]/ms];$$

$$B12 = [0 \ 0; 0 \ 10000/ms];$$

$$B34 = [0 \ 0; [kt \ -10000]/ms];$$

$$C = [1 \ 0 \ 0 \ 0; A12(2,:); 1 \ 0 \ -1 \ 0; 0 \ 0 \ 0 \ 0];$$

$$D = [0 \ 0; B12(2,:); 0 \ 0; 0 \ 1];$$

$$qcar = ss([A12; A34],[B12; B34],C,D);$$

EK 4

```
systemnames = 'qcar Wn Wref Wact Wx1';
```

```
inputvar = '[ d1; d2; fs ]';
```

```
outputvar = '[ Wact; Wx1; qcar(3)+Wn ]';
```

```
input_to_qcar = '[ Wref; fs]';
```

```
input_to_Wn = '[ d2 ]';
```

```
input_to_Wref = '[ d1 ]';
```

```
input_to_Wact = '[ fs ]';
```

```
input_to_Wx1 = '[ qcar(1) ]';
```

```
qcaric1 = sysic;
```

ve optimum kontrol aşağıdakilerle yapılabilir

```
ncont = 1;
```

```
nmeas = 1;
```

```
[K1,Scl1,gam1] = hinfsyn(qcaric1,nmeas,ncont);
```

```
CL1 = lft(qcar([1:4 3],1:2),K1);
```

EK 5

```
function [p]=addition_FLC(ke,kec,ku,e,ec)
% Standart FLC fonksiyonu
% fonksiyon girisleri:
% 1) [ke,kec] FLC girislerinin olceklendirme degerleri
% 2) [ku] FLC cikisinin olceklendirme degeri
% 3) e,ec hata ve hatadaki degisim
% 4) kural tabani matrislerden olusur, fonksiyon cikisinda bulunan m dosyasidir
%1) p ek FLC nin cikisi
```

```
%Part_I :Uyelik fonksiyonlari
```

```
b=addmf(b,'input',1,'NB','trapmf',[-5 -5 -4 -2]);
b=addmf(b,'input',1,'NS','trimf',[-4 -2 0]);
b=addmf(b,'input',1,'ZE','trimf',[-2 0 2]);
b=addmf(b,'input',1,'PS','trimf',[0 2 4]);
b=addmf(b,'input',1,'PB','trapmf',[2 4 5 5]);
figure(11);
plotmf(b,'input',1);
```

```
%%% ec nin giris parametresini FIS a eklemek icin:
```

```
b=addvar(b,'input','ec',[-6.25 6.25]);
%%% ec yi bulaniklastirarak EC haline getirmek:
b=addmf(b,'input',2,'NB','trapmf',[-6.25 -6.25 -5 -2.5]);
b=addmf(b,'input',2,'NS','trimf',[-5 -2.5 0]);
b=addmf(b,'input',2,'ZE','trimf',[-2.5 0 2.5]);
b=addmf(b,'input',2,'PS','trimf',[0 2.5 5]);
b=addmf(b,'input',2,'PB','trapmf',[2.5 5 6.25 6.25]);
figure(21);
plotmf(b,'input',2);
```

```
%%%u nun giris parametresini FIS a eklemek icin:
```

```
b=addvar(b,'output','p',[-116.5 116.5]);
%%% p yi bulaniklastirarak P haline getirmek:
b=addmf(b,'output',1,'NB','trapmf',[-116.5 -116.5 -100 -67]);
b=addmf(b,'output',1,'NM','trimf',[-100 -67 -33]);
b=addmf(b,'output',1,'NS','trimf',[-67 -33 0]);
b=addmf(b,'output',1,'ZE','trimf',[-33 0 33]);
b=addmf(b,'output',1,'PS','trimf',[0 33 67]);
b=addmf(b,'output',1,'PM','trimf',[33 67 100]);
b=addmf(b,'output',1,'PB','trapmf',[67 100 116.5 116.5]);
```

```
figure(31);
plotmf(b,'output',1);
```

```
%Part II: Kural Tabanlari
```

```
[Rule_Base_1]=[ 1 1 7 1 1
                1 2 7 1 1
                1 3 4 1 1
```

```
1 4 4 1 1
1 5 4 1 1
2 1 6 1 1
2 2 7 1 1
2 3 4 1 1
2 4 3 1 1
2 5 4 1 1
3 1 6 1 1
3 2 5 1 1
3 3 4 1 1
3 5 2 1 1
4 1 4 1 1
4 2 5 1 1
4 3 3 1 1
4 4 2 1 1
4 5 2 1 1
5 1 4 1 1
5 2 4 1 1
5 3 3 1 1
5 4 1 1 1
5 5 1 1 1];
```

```
[Rule_Base_2]=[ 1 1 4 1 1
```

```
1 2 4 1 1
1 3 4 1 1
1 4 4 1 1
1 5 4 1 1
2 1 4 1 1
2 2 5 1 1
2 3 4 1 1
2 4 3 1 1
2 5 4 1 1
3 1 6 1 1
3 2 5 1 1
3 3 4 1 1
3 5 2 1 1
4 1 6 1 1
4 2 6 1 1
4 3 3 1 1
4 4 2 1 1
4 5 2 1 1
5 1 5 1 1
5 2 5 1 1
5 3 3 1 1
5 4 1 1 1
5 5 1 1 1];
```

```
%%% kural tabanini FIS a eklemek
b=addrule(b,Rule_Base_1);
showfis(b);
showrule(b);
figure(81);
gensurf(b);
```

```
%Part III Bulaniklastirma
```

```
E=ke*e;  
EC=kec*ec;  
  
if E >4  
    E=4;  
elseif E<-4  
    E=-4;  
end  
  
if EC >5  
    EC=5;  
elseif EC<-5  
    EC=-5;  
end  
  
% Part IV Bulanik Arayuz  
add_FLC_input=[E,EC];  
P=evalfis(add_FLC_input,b);  
% Part V Durulastirma  
p=ku*P;
```

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad	Nadiye Gülkan TÜRKDOĞRU
Doğum Tarihi	30.10.1981
Doğum yeri	İzmir
Lise	1992-1999 Sekine Evren Anadolu Lisesi
Üniversite	1999-2004 Yıldız Teknik Üniversitesi
Bitirme Tezi	Motorola Mikrodenetleyici ile Robot Kontrolü
Staj Yaptığı Yerler	Arçelik A.Ş. Siemens A.Ş.