



**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ BÖLÜMÜ**

**6 TEKERLEKLİ BİR KAMYON TAŞITININ
MATLAB SİMULINK İLE MODELLENMESİ VE
TAŞIT GÖVDESİ-SÜRÜCÜ KOLTUĞU
BÖLGESİNİN PID KONTROLÜ**

13065201 Yücel KIROĞLU

MAKİNE TEORİSİ SİSTEM DİNAMİĞİ VE KONTROL ANABİLİM DALINDA HAZIRLANAN

LİSANS BİTİRME TEZİ

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Hakan YAZICI

İstanbul,2018

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Makine Mühendisliği mesleğinin öğrenilmesinin ara kademelerinden biri olan Bitirme Çalışmasının sonuna gelmiş bulunuyorum. Mesleğimin ayrıntılarını öğrenmek ve gelecekte bu mesleği layığıyla icra edebilmek için önümde aşmam gereken birçok engel olduğunun farkında olarak;

Bitirme çalışması süresince bilgi ve tecrübelerinden faydalandığım, birlikte çalışmaktan onur duyduğum, çalışma süresince beni sabırla yönlendiren değerli hocam Yrd. Doç. Dr. Hakan YAZICI'ya ve çalışmanın her aşamasında emeği geçen değerli hocam Arş. Gör. A. Oğuzhan AHAN'a, çalışma süresince bana destek olan ve bugünlere gelmemi sağlayan kıymetli aileme, çalışma süresince ihtiyaç duyduğum her an destek olan değerli arkadaşım Burak URUÇ'a, lisans eğitimim süresince maddi manevi desteklerini esirgemeyen değerli arkadaşlarım Orhan ŞENKUL ve Yasin DURMAZ'a teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	1
ŞEKİL LİSTESİ	4
ÖZET.....	5
1 GİRİŞ.....	6
2 LİTERATÜR ÖZETLERİ.....	7
3 MATEMATİKSEL MODELLEME	16
3.1 Doğrusal Sistemlerin Matematiksel Modellenmesi.....	16
3.2 Modelin Oluşturulması.....	19
3.3 Sisteme Ait Hareket Denklemlerinin Elde Edilmesi	21
3.3.1 Deplasmanlar	21
3.3.2 Kinetik Enerji Denklemi	22
3.3.3 Potansiyel Enerji Denklemi	22
3.3.4 Sönüm Enerji Denklemi	22
3.3.5 Sistem Ait Hareket Denklemleri	22
3.3.6 Durum Uzay Matrislerinin Oluşturulması.....	34
3.3.7 Köklerin Elde Edilmesi	36
4 SİMÜLASYONUN OLUŞTURULMASI	38
5 KONTROLCÜLÜ SİSTEMLER	40
5.1 Oransal Kontrol (P)	41
5.2 İntegral Kontrol (I)	42
5.3 Türev Kontrol (D)	43
5.4 PID Kontrol	43

5.5	Modele Ait Kontrolcü Tasarımı	44
6.	SONUÇLAR	49
	KAYNAKÇA.....	51
	ÖZGEÇMİŞ.....	53

SİMGE LİSTESİ

a : Araç uzunlukları (m)

b : Araç uzunlukları (m)

c : Araç uzunlukları (m)

c_{lu} : Sürücü modeline ait sönüm katsayısı (N.s/m)

c_{pl} : Sürücü modeline ait sönüm katsayısı (N.s/m)

c_{pu} : Sürücü modeline ait sönüm katsayısı (N.s/m)

c_{sp} : Sürücü modeline ait sönüm katsayısı (N.s/m)

c_{uh} : Sürücü modeline ait sönüm katsayısı (N.s/m)

c_s : Sürücü koltuğu sönüm katsayısı (N.s/m)

cs_{11} : Sol ön sönüm katsayısı (N.s/m)

cs_{12} : Sağ ön sönüm katsayısı (N.s/m)

cs_{21} : Sol arka sönüm katsayısı (N.s/m)

cs_{22} : Sağ arka sönüm katsayısı (N.s/m)

cs_{31} : Sol orta sönüm katsayısı (N.s/m)

cs_{32} : Sağ arka sönüm katsayısı (N.s/m)

ct_{11} : Sol ön tekerlek sönüm katsayısı (N.s/m)

ct_{12} : Sağ ön tekerlek sönüm katsayısı (N.s/m)

ct_{21} : Sol arka tekerlek sönüm katsayısı (N.s/m)

ct_{22} : Sağ arka tekerlek sönüm katsayısı (N.s/m)

ct_{31} : Sol orta tekerlek sönüm katsayısı (N.s/m)

ct_{32} : Sağ arka tekerlek sönüm katsayısı (N.s/m)

d : Araç uzunlukları (m)

I_x : Yalpa kütle atalet momenti (kg. m²)

I_y : Kafa vurma kütle atalet momenti (kg. m²)

k_{lu} : Sürücü modeline ait yay katsayısı (N/m)

k_{pl} : Sürücü modeline ait yay katsayısı (N/m)

k_{pu} : Sürücü modeline ait yay katsayısı (N/m)

k_{sp} : Sürücü modeline ait yay katsayısı (N/m)

k_{uh} : Sürücü modeline ait yay katsayısı (N/m)

k_s : Sürücü koltuğu yay katsayısı (N/m)

k_{s11} : Sol ön yay katsayısı (N/m)

k_{s12} : Sağ ön yay katsayısı (N/m)

k_{s21} : Sol arka yay katsayısı (N/m)

k_{s22} : Sağ arka yay katsayısı (N/m)

k_{s31} : Sol orta yay katsayısı (N/m)

k_{s32} : Sağ orta yay katsayısı (N/m)

kt_{11} : Sol ön tekerlek yay katsayısı (N/m)

kt_{12} : Sağ ön tekerlek yay katsayısı (N/m)

kt_{21} : Sol arka tekerlek yay katsayısı (N/m)

kt_{22} : Sağ arka tekerlek yay katsayısı (N/m)

kt_{31} : Sol orta tekerlek yay katsayısı (N/m)

kt_{32} : Sağ orta tekerlek yay katsayısı (N/m)

lh_1 : Sürücü koltuğu ve taşıt ağırlık merkezi arasındaki dikey uzaklık (m)

lh_2 : Sürücü koltuğu ve taşıt ağırlık merkezi arasındaki dikey uzaklık (m)

m : Taşıt ana gövde kütlesi (kg)

m_h : Sürücü modeline ait kütle (kg)

m_l : Sürücü modeline ait kütle (kg)

m_p : Sürücü modeline ait kütle (kg)

m_s : Sürücü koltuğu kütlesi (kg)

m_u : Sürücü modeline ait kütle (kg)

mt_{11} : Sol ön tekerlek kütlesi (kg)

mt_{12} : Sağ ön tekerlek kütlesi (kg)

mt_{21} : Sol arka tekerlek kütlesi (kg)

mt_{22} : Sağ arka tekerlek kütlesi (kg)

mt_{31} : Sol orta tekerlek kütlesi (kg)

mt_{32} : Sağ orta tekerlek kütlesi (kg)

z : Taşıt ana gövde kütlesi yer değiştirmesi (m)

zt_{11} : Sol ön tekerlek kütlesi yer değiştirmesi (m)

zt_{12} : Sağ ön tekerlek kütlesi yer değiştirmesi (m)

zt_{21} : Sol arka tekerlek kütlesi yer değiştirmesi (m)

zt_{22} : Sağ arka tekerlek kütlesi yer değiştirmesi (m)

zt_{31} : Sol orta tekerlek kütlesi yer değiştirmesi (m)

zt_{32} : Sağ orta tekerlek kütlesi yer değiştirmesi (m)

z_h : Sürücü modeline ait yer değiştirme (m)

z_l : Sürücü modeline ait yer değiştirme (m)

z_p : Sürücü modeline ait yer değiştirme (m)

z_s : Sürücü koltuğu kütlelerinin yer değiştirmesi (m)

z_u : Sürücü modeline ait yer değiştirme (m)

θ : Kafa vurma açısı

β : Yalpa açısı

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 3.2.1. Çalışmada kullanılan kamyon ve sürücü modeli

Şekil 3.2.2 Çalışmada kullanılan modelin üstten görünüşü

Şekil 3.3.6.1 Kökler

Şekil 4.1 Çalışmada kullanılan modelin Simulink modeli

Şekil 4.2 Sistem zaman cevapları

Şekil 5.1 Açık çevrim kontrol sistemi

Şekil 5.2 Kapalı çevrim kontrol sistemi

Şekil 5.1.1 Kontrol

Şekil 5.2.1 İntegral kontrol

Şekil 5.4.1 PID kontrol

Şekil 5.5.1 PID kontrolcülü sistem Simulink modeli

Şekil 5.5.2 Kontrolcüsüz sistem Simulink modeli

Şekil 5.5.3 Sonuç karşılaştırma Simulink dosyası

Şekil 6.1 Kontrolcülü ve kontrolcüsüz durumda ms kütlesi yer değiştirmesi-Zaman Cevabı

Şekil 6.2 Modele ait kontrolcülü ve kontrolcüsüz durumda Bode diyagramları-Frekans Cevabı

ÖZET

Ağır vasıta sürücöleri meslekleri gereği zamanlarının büyük bir kısmını araçlarında seyir geçirmektedirler. Böyle durumlarda sürücölerin konforunu ve sağlıklı bir yolculuk sürdürebilmesini optimum düzeyde sağlamak mühendislik biliminin bir görevidir. Taşıtlarda oluşan titreşimlerin iki ana kaynağından biri olan motor ve iletim organlarından gelen titreşimler, hem başarılı bir şekilde yok edilebilmekte hem de yüksek frekanslı olduklarından, doğal frekansı düşük değerler arasında olan insan için önem oluşturmamaktadır. Esas kaynak olan yol pürüzlölüğü ise çalışmaları, yoldan gelen uyarıların anlaşılıp sonra en uygun şekilde sönlümlenmesine doğru kaydırmaktadır. Yoldan kaynaklı titreşimlere maruz kalan sürücöler bu durumdan olumsuz etkilenmektedir. Günümüzde birçok otomotiv firması konfor parametrelerine oldukça önem göstermektedir. Hiçbir sürücö kullandığı taşıtın gerek sağlık açısından gerekse finansal açıdan kendisine olumsuz bir sonuç doğurmasını istemez. Bu kapsamda sürücölerin tıbbi ve ekonomik anlamda yaşayacakları sorunlara çözüm bulabilmek için kontrol uygulamaları önem kazanmaktadır. Bu çalışmada 6 tekerlekli bir kamyon ve sürücö modellenmiş, sürücö koltuğu ve taşıt gövdesi arasına çıkış geri beslemeli PID kontrolcü tasarlanmıştır. Kontrolcölü ve kontrolcösüz durumda açığa çıkan değişiklikler sistem zaman ve frekans cevapları aracılığıyla karşılaştırmalı olarak incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Taşıt modelleme, PID Kontrol, Simölasyon

1. GİRİŞ

Taşıtların ortaya çıktığı günden bugüne dek bir taşıt üzerinde üstesinden gelinmesi gereken ana problemlerden ikisi sürüş güvenliğinin ve sürüş konforunun sağlanmasıdır. Taşıt teknolojisindeki gelişmelere paralel olarak kullandığımız araçların hızları sürekli olarak artış göstermektedir. Hızın artması bu iki ölçütün sağlanmasını güçleştiren bir etmendir.

Taşıt motoru ve aktarma organları, aerodinamik kuvvetler, tekerlekler ve bağlı olduğu grubun statik dengesizlikleri ve en önemlisi de tekerleklerin düzensiz yol yüzeyi ile olan etkileşimleri sürücülerin maruz kaldığı titreşimlerin ana sebeplerindendir. Yol yüzeyindeki bozukluklar, değişkenlik gösterebilir. Neredeyse pürüzsüz yollar da, çok engebeli yollar da bulunmaktadır. Yoldan kaynaklanan titreşimlerin taşıt gövdesine iletilen kısmı bazı tasarım ve çalışma şartlarına bağlı olarak değişmektedir.[4] Yani tekerlek grubunun ve süspansiyon sisteminin statik ve dinamik özellikleri, taşıtın eylemsizlik kuvvetleri ve taşıt hızı iletilen titreşimlerin genlik ve frekans aralığını belirlemektedir.

Taşıt süspansiyon sistemi arabanın tekerlerinden gövdesini fiziksel olarak ayıran sistemdir. Özellikle yolcu konforu, sürüş güvenliği gibi taşıtın kabiliyetini direkt olarak etkilediğinden dolayı süspansiyon sisteminin performansının iyi olması arzu edilir. Süspansiyon sistemi yay, amortisör ve tekeri araca bağlayan bağlantı elemanlarından oluşur. Ana işlevi dikey yönde yolcuya aktarılan ivmeyi elimine etmektir. Bununla beraber, genel olarak otomotiv süspansiyon tasarımı üç amaç için yapılır: yol tutuşu, yük taşıma ve yolcu konforu.

Günümüzde, otomotiv endüstrisinde en iyi modeli üretmek için rekabet sürmektedir. Performans gereksinimlerinden biri ise, sürüş konforu sağlayan gelişmiş süspansiyon sistemidir. Bu çalışmada 14 serbestlik dereceli bir kamyon ve sürücü modeli kullanılmıştır. Söz konusu kamyon modeli 9, sürücü modeli ise 5 serbestlik derecesine sahiptir. Durum uzay yöntemiyle (State Space), sistem kütle, yay ve sönüm elemanlarıyla matematiksel olarak modellenip, hareket denklemleri çıkarıldıktan sonra Matlab Simulink'te simüle edilmiştir. Bu aşamadan sonra, sürücü koltuğu ve kamyon gövdesi arasına, çıkış geri beslemeli PID kontrolcü tasarlanmış ve uygulanmıştır. Çalışmanın amacı, kontrolcülü ve kontrolcüsüz durumda sürücü konforunu ve konforsuzluğunu ölçmektir. Çalışma sonucunda ölçülen değerler kontrolcülü ve kontrolcüsüz sistem cevapları olarak karşılaştırma şeklinde verilmiştir.

2. LİTERATÜR ÖZETLERİ

1. Observer Based Optimal Vibration Control of a Full Aircraft System Having Active Landing Gears and Biodynamic Pilot Model, Hakan Yazıcı-Mert Sever

Bu makale, bir uçak sisteminin aktif bir titreşim azaltma problemi için kutup yeri kısıtlamaları bulunan, gözlem tabanlı bir optimal durum geri besleme kontrolörünün tasarımı ile ilgilenmektedir. Uçak hareket ettirildiğinde, pist hareketinden kaynaklanan uçak titreşimlerini kontrol etmek ve analiz etmek için, aktif açılış dişlileri ve oturmuş bir pilot gövdeye sahip, on bir serbestlik dereceli ayrıntılı tam uçak matematiksel modeli geliştirilmiştir. Pilot gövdenin durum değişkenleri uygulamada ölçüm için mevcut olmadığından, gözlemlenen bir optimal kontrol cihazı LinearMatrix Eşitsizlikler (LMI) yaklaşımı ile tasarlanmıştır. Buna ek olarak, klasik LQR denetleyicisi, önerilen denetleyicinin etkililiğini araştırmak üzere tasarlanmıştır. Sistem daha sonra çarpma ve rastgele uyarıya karşı simüle edilmiştir

Simülasyon sonuçları önerilen gözlemci tabanlı optimal kontrol cihazının kutup pozisyonu kısıtlamasının yolcu mürettebatının konforunu arttırmada etkili olduğunu ve yere yakın uçuş işlemi sırasında frenleme ve manevra performansını arttırmak için daha iyi yol tutma performansı sağladığını göstermektedir.

2. A study on biodynamic models of seated human subjects exposed to vertical vibration, Cho-ChungLiang- Chi-FengChiang

Bu yazıda, sırt dayanağı olmayan, oturmuş insan denekler için toplanmış parametrelili modeller üzerinde kapsamlı bir çalışma yapılmıştır. Dikey titreşim uyarımı gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın bir parçası olarak, tüm modeller sistematik olarak analiz edilmiştir.

Dikey titreşime maruz bırakılmış oturan insan deneklerinin biyodinamik modelleri üzerine bir çalışma yürütülmüştür. Literatürden toplanmış parametrelerle oluşturulan modeller ayrıca çeşitli deneysel verilerin sentezi ile STH iletilebilirliği, DPM empedansı ve AP kütlesi açısından analiz edilmiş ve doğrulanmıştır.

3. Gerçek Yol Girdisine Maruz İki Serbestlik Dereceli Çeyrek Taşıt Modelinin Sürüş Karakteristiğinin İncelenmesi, Tuncay KARAÇAY-Mehmet EROĞLU-Nizami AKTÜRK

Bu makalede düzgün olmayan bir yolda hızı değişerek seyahat eden bir taşıtın sürüş karakteristiği analiz edilmiştir. Problemin durağan olmayan yapısından kaynaklanan çözüm zorluğunu aşmak için yeni bir yöntem geliştirilmiş ve bu yöntemle hızı değişen bir taşıtın sürüş

karakteristiği zaman/frekans bölgesinde analiz edilmiştir. Kullanılan bu yeni tekniğin durağan olmayan süreçlerin bir seri durağan cevaptan elde edilmesinde başarılı bir şekilde uygulanabileceği iki serbestlik dereceli bir çeyrek taşıt modeli kullanılarak gösterilmiştir.

Bu makalede lastik bant modeli kullanılarak durağan olmayan gelişigüzel süreçlerin analizi ve çözümü için yazarlar tarafından geliştirilmiş yeni zaman/frekans tekniği kullanılarak iki serbestlik dereceli bir taşıtın sürüş karakteristiğinin durağan olmayan cevabı elde edilmiştir. Çalışmada GSY'larının frekans ve hız ile olan ilişkileri incelenmiş ve frekans ile olan ilişkinin taşıtın taşıt ve dolayısıyla süspansiyon parametrelerine bağlı olmasına karşın, GSY değerlerinin artan seyahat hızıyla belirgin bir şekilde değiştiği gözlenmiştir. Bu değişim yerdeğiştirme cevabında azalma, hız cevabında göreceli olarak etkisiz ve ivme cevabında artma şeklindedir. Geliştirilen bu yöntem sadece taşıtların titreşim ve sürüş karakteristiğiyle ilgi çalışmalarda değil, durağan olmayan gelişigüzel süreçlerin tamamında kullanılabilir.

4. Integrated Seat and Suspension Control for a Quarter Car With Driver Model Weihua Li, Haiping Du , Nong Zhang

Bu yazıda, sürüş konforunda süspansiyon performansını artırmak için, sürücü modeli olan çeyrek taşıt için entegre bir araç koltuğu ve süspansiyon kontrol stratejisi önerilmiştir. Çeyrek taşıt süspansiyonu, bir koltuk süspansiyonu ve 4 derecelik serbestlik (DOF) sürücü gövde modeli içeren entegre bir koltuk ve süspansiyon modeli ilk sunulmuştur. Bu entegre model, tipik yol bozulmalarında sürücü kafa ivmesi tepkileri açısından sürüş konforu performansını değerlendirmek ve koltuk ve araba süspansiyonlarının entegre bir kontrolü geliştirmek için bir platform sağlanmışır. Entegre modele dayanarak, yol bozulmalarında sürücü kafa ivmesini en aza indirmek için bir H_{∞} durum geri besleme kontrolörü tasarlanmıştır. Bu yazıda entegre bir kontrolör tasarımı için entegre bir koltuk ve süspansiyon geliştirilmiş ve kullanılmışır. Bazı hal değerkenleri pratikte ölçülendirilmediğinden statik bir çıkış geri besleme kontrolörü tasarım yöntemi sunulmuştur. Aktüatörlerin sınırlı kapasitesi göz önüne alındığında, aktüatör uygunluk kısıtı kontrolör tasarım sürecine dahil edilmiştir. Tasarımlı denetleyicilerin performansını doğrulamak için sayısal simulasyonlar kullanılmışır. Sonuçlar, entegre koltuk ve süspansiyon kontrolünün, pasif koltuk ve süspansiyon, aktif koltuk süspansiyon kontrolü ve aktif araba süspansiyon kontrolü ile karşılaştırıldığında en iyi sürüş konforu performansını sağlayabileceğini ortaya koymuştur.

5. Kütlenin Taşıt Titreşimine Etkisinin Modal Analizi Kullanılarak Belirlenmesi **Abdurrahman KARABULUT**

Bu makalede aracın, dört serbestlik derecede hareketi incelenmiştir. Modal analiz metodu uygulanmış, hesaplamalar için MATLAB da bir program yazılmıştır. Araçtaki kütlenin artışı, titreşim genliğinin azalmasına sebep olmuştur. Sönüm sabitinin artması, sönüm oranını artıracığından dolayı kritik sönümlemeye yaklaşılmıştır. Dört serbestlik dereceli aracın hareketi incelenmiştir. Langrange eşitlikleri kullanılarak dört diferansiyel denklem elde edilmiş matris modun da yazılmıştır. Modal analiz metodu uygulanmıştır. Gerekli sayısal değerler elde edilerek grafikleri çizilmiştir. Araçtaki kütlenin artışı titreşim genliğini azalttığı görülmüştür. Aynı zamanda sönümlü frekansın azaldığı görülmüştür. Kütlenin artışı ivme değerinde de azalamaya sebep olduğu görülmüştür. Sönüm sabitinin artması, sönüm oranını artıracığından dolayı kritik sönümlemeye yaklaşılmıştır. sönüm sabiti belirtilen büyük değerler alınması uygun olmadığı görülmüştür. Aracın titreşim iletimi oranı sönüm oranının artışıyla ters orantılıdır. Sönüm oranı azaldıkça frekanslar oranının ($r = 1$) değerinde maksimuma ulaşmaktadır. Frekanslar oranının ($r=1,4$) ten büyük değerleri için iletim $1'$ in altında olduğu görülmüştür.

6. Nonstationary Response of Vehicles on Rough Ground—A State Space Approach J. **K. Hammond and R. F. Harrison**

Bu makale, homojen olmayan bir zemin profili üzerinde hareket eden doğrusal dinamiklerle modellenen bir aracın durağan olmayan cevabının hesaplanması problemine yeni bir yaklaşım sunmaktadır; burada, durağanlık, dolayısıyla hız değişimi sonucudur Yöntem, doğrusal durum uzayı teknikleri kullanır ve önemli bir varsayımı içerir; başka bir deyişle, zemin yüzey dalgalanması, beyaz bir gürültüye uyarılmış şekillendirici filtrenin (uzamsal alanda) çıktısı olarak tanımlanabilir. Bu kısıtlamalara tabi olarak, teori, keyfi boyutlu bir sistem için kolayca yazılabilir, ancak bu yazıda ayrıntılı olarak incelenen örnek, basit bir tek serbestlik dereceli sistemdir. Metodun geçerliliği, diğer çalışanlar tarafından elde edilen sonuçlarla karşılaştırıldığında yeterince desteklenmektedir. Dinamik sistemin ve şekillendirme filtresinin sırası keyfi (fakat sonlu) ve herhangi bir hız değişikliği (çok küçük bir kısıtlamaya tabi tutulur) kolayca dahil edilebilir.

7. Development of a New Off Road Rigid Ring Model For Truck Tires Using Finite Element Analyses Techniques Slade, Jeffrey Lawrence

Goodyear RHD 315 / 80R22.5 tahrikli lastikli traktör yarı römorkler için bir FEA kamyon lastiği modeli üretilmiş ve özellikler imalatçının teknik özelliklerine uyacak şekilde ayarlanmıştır. Simülasyonlar, lastiğin davranışını belirlemek için tipik yükleme koşulları altında gerçekleştirilmiştir. Kumlu lohumu temsil etmek üzere tasarlanmış bir elastik plastik FEA zemin modeli, yayınlanmış verilerden malzeme özelliklerini kullanarak geliştirilmiştir ve daha önce yayınlanmış bir dizi teknik kullanılarak doğrulanmıştır. Lastik ve zemin modellerinin inşası ve geçerlilik için kullanılan yöntemler bu tezde ayrıntılı olarak açıklanmıştır. Rijit yolda çalışan lastik ile yumuşak zemin arasındaki kıyaslama her iki durum için çeşitli simülasyonlar yaparak yapılmıştır. Sonuçlar, genel olarak, kumlu bir kereste bulunan bir lastik için hareket direnci katsayısının katı yollardan yaklaşık üç kat daha fazla olduğunu göstermektedir. Uzunlamasına kayma sertliği, kumlu lohusa katı yola kıyasla dört kat daha düşüktür. Bu, kumlu çamurdaki mevcut çekme kuvvetinin katı yol üzerindeki mevcut çekme kuvvetinin yaklaşık dörtte birine karşılık geldiğini gösterir. İlginç bir şekilde, uzunlamasına veya çekiş kuvveti, kumlu çamurdaki kayma ile birlikte artmaya devam ediyor görünürken, katı yollarda çekiş kuvvetleri, yaklaşık% 20'lik bir zirve noktasına ulaştıktan sonra yükselir. Lastik ve zemin modeli yüksek kayma açısına sahip olduğunda, zeminin lastik üzerinde "yığılmaya" başladığı ve toprağın bastırılması nedeniyle ek bir yanıl kuvvete neden olduğu fark edilmiştir.

8. Vibration Analysis Of a Half Car Model With Semi Active Damping Urszula Ferdek, Jan Łuczko

Bu yazıda, doğrusal ve doğrusal olmayan yarı aktif amortisörler ile bir yarım araba modelinin analizi gerçekleştirilmiştir. Matlab-Simulink yazılımını kullanarak, sistemin değişken frekansın bir harmonik uyarımına ve bir dürtü uyarımına verdiği yanıt bulunmuştur. Yay destekli kütlelerin dağılımının ve destek asimetrisinin, amortisörlerin montaj noktalarında hız ve frezeleme frekans karakteristikleri üzerindeki etkisi analiz edilmiştir. Buna ek olarak yarı aktif amortisörler tarafından üretilen kuvvetlerin özellikleri ve bir engelden geçerken sistemin tepkisi belirlenmiştir.

9. A half-car model for dynamic analysis of vehicles with random parameters W. Gao, N. Zhang and H. P. Du

Bu makaledeki rastgele yol girişi uyarımları altında belirsizliği olan araçların dinamik tepkilerini araştırmak için yarım araba modeli kullanılmıştır. Araç gövdesinin kütlesi, araç gövdesinin kütle atalet momenti, ön / arka tekerleklerin kütleleri, ön / arka süspansiyonların sönüm katsayıları ve yay gerginliği, ön / arka süspansiyon konumlarının, aracın ağırlık merkezine olan mesafeleri. araç gövdesi ve ön / arka lastiklerin rijitliği değişken olarak kabul edilir. Yol düzensizliği Gauss rasgele bir süreç olarak kabul edilir ve basit bir üstel güç spektral yoğunluğu vasıtasıyla modellenir. Taşıtın doğal frekanslarının ortalama değeri ve standart sapması ve taşıtın ortalama karekök değeri, Monte-Carlo simülasyon yöntemi kullanılarak elde edilmiştir. Araç parametrelerinin rastgeleliğinin taşıt üzerindeki dinamik karakteristiği ve tepkisi üzerindeki etkileri pratik bir örnek kullanılarak ayrıntılı olarak incelenmiştir. Bu yazıda, belirsizlik taşıyan araçların dinamik tepkilerini araştırmak için stokastik yarım araba modeli kullanılmıştır. Taşıt parametrelerindeki belirsizliğin, doğal frekansların ve araç rasgele yanıtlarının rastgeleliği üzerindeki etkisi MCSM kullanılarak sunulmuştur. Stokastik araçların dinamik özellikleri ve rastgele tepkileri kolaylıkla elde edilmiştir. Bu yöntem aynı zamanda rastgele araçların dinamik analizine stokastik tam otomobil modelleri kullanılarak da uygulanacaktır.

10. Modeling and control active suspension system for a full car model ROSHEILA BINTI DARUS

Bu yazının amacı LQR kontrolörünü kullanan tam otomobil modeli aktif süspansiyon sisteminin performansını araştırmaktır. Bu çalışmada kullanılan dinamik model doğrusal bir modeldir. Doğrusal bir model, gövde yer değiştirmesi, gövde ivmesi, tekerlek yer değiştirmesi, tekerlek giderme, süspansiyon hareketleri, adım ve esneme gibi araç süspansiyonunun temel performanslarını yakalar. Süspansiyon sisteminin performansı sürüş konforu ve araç kullanımı ile belirlenir. Araç gövdesinin yer değiştirmesi ve tekerlek yer değiştirme performansı ile ölçülebilir. Sistem için iki tip yol profili girişi olarak kullanılır. Simülasyon MATLAB / SIMULINK yazılımını kullanarak matematik modeline dayanır. Sonuçlar, Lineer Kuadratik Regülatör kontrolü (LQR) kullanarak vücut yer değiştirmesi ve tekerlek yer değiştirmesinin performansının iyileştirildiğini göstermektedir.

11. Simulation and Analysis of Full Car Model for various Road profile on a analytically validated MATLAB/SIMULINK model A. Mitra , N. Benerjee , H. A. Khalane , M. A. Sonawane , D. R. Joshi , G.R. Bagul

Süspansiyon sistemi tasarımı, otomobil tasarımcıları için çoklu kontrol parametreleri, karmaşık hedefler ve stokastik bozukluklar açısından zorlu bir görevdir. Aracın her sürüş koşulunda eşzamanlı olarak yüksek bir sürüş konforu şartını korumak zordur Bu yazının amacı, sürüş konforunu ve araç kullanımını analiz etmek için tam bir MATLAB / SIMULINK modelini geliştirmektir. Durum uzayı matrisinin adım adım oluşturulması ile matematiksel modellemenin ayrıntılı çalışmasının yanı sıra, simülink modelinin durum uzayı matrisinin analitik çözümü ile doğrulamaları bu yazıda özenle yapılmıştır.

12. Mathematical Models For Designing Vehicles For Ride Comfort Mahala,K.Manoj; Gadkari, Prasanna , Deb,Anindya

Araç dinamiğini incelemek için lumped parametre modelleri olarak da bilinen çeşitli matematiksel modeller kullanılmıştır. Bu çalışmada, farklı modellerin tepkileri incelenmiş ve farklı yol koşulları için karşılaştırılmıştır. Düşünülen matematiksel modeller: iki serbestlik dereceli sistem (çeyrek taşıt modeli), dört serbestlik dereceli sistem (yarım taşıt modeli) ve yedi serbestlik derecesi sistemi (tam taşıt modeli). Bu sistemler girişlerin pitch ve roll modları için SIMULINK kullanılarak analiz edilmiştir. Temsili pasif süspansiyon sistemi özellikleri kullanılarak vücut hızlanma ve gövde yer değiştirmesi gibi çeşitli tepki parametreleri elde edilmiştir. Mevcut çalışma yukarıda bahsedilen farklı modelleme yaklaşımlarının yeteneklerini ve eksikliklerini değerlendirmiştir.

13. Output-Feedback-Based H_{∞} Control for Vehicle Suspension Systems With Control Delay,Xingjian Jing, Hongyi Li , Hamid Reza Karimi

Bu makale, kontrol gecikmeli aktif çeyrek araba süspansiyon sistemlerinin bir sınıfı için çıkış-geri besleme H_{∞} kontrolünün problemi ile ilgilidir. Süspansiyon sistemlerinin dinamik sistemi ilk olarak kontrol hedefleri, yani sürüş konforu, yol tutuşu, süspansiyon sapması ve maksimum aktüatör kontrol gücü açısından oluşturulmuştur. Daha sonra hedef, H_{∞} bozulma zayıflama seviyesi ve çıkış kısıtlamaları ile kapalı çevrimli sistemin asimptotik stabilitesini sağlamak için dinamik çıkış-geri besleme H_{∞} kontrol cihazının tasarımına yöneliktir. Dahası, Lyapunov teorisi ve doğrusal matris eşitsizliği (LMI) yaklaşımı kullanılarak, kabul edilebilir kontrolörlerin varlığı LMI'ler ile formüle edilmiştir. Bu tatmin edici koşullar ile, istenen bir

dinamik çıkış-geri besleme denetleyicisi kolayca oluşturulabilir. Son olarak, çeyrek araç modeli önerilen yöntemin etkinliğini göstermek için kullanılmıştır.

14. Farklı Aks Modellerinin Taşıt Titreşimlerine Etkisi Fuat ALARÇİN , İsmail YÜKSEK

Seyir halindeki taşıtlar esas olarak yoldan gelen uyarılarla titreşim yaparlar. Bu uyarılar teker, yay ve sönüm elemanları üzerinden gövde ve yolculara geçer. Taşıt titreşimlerinin incelenmesinde en önemli kriterlerden biri yolcuların titreşimlerden duyduğu rahatsızlıktır. Bu çalışmada, bağımsız, bağımlı ve arka bağımlı akslı taşıtın titreşimleri incelenmiştir. Süspansiyonu oluşturan yay ve sönüm elemanlarının katsayıları değiştirilerek, üç farklı modelin analizi yapıldı. Daha sonra bu üç model birbirleri ile karşılaştırılmıştır. Çalışmanın sonunda süspansiyon sisteminde kullanılan yay ve sönümlenme elemanlarının dinamik özellikleri yolcu konforunu sağlayacak şekilde düzenlenmiştir.

Bu çalışmada, bir taşıt için farklı aks modeller tasarlanarak, bunların titreşimler üzerine etkisi incelendi. Yapılan simülasyonlar, aks sistemindeki farklılıkların beklendiği gibi titreşimler üzerinde çok etkili olmadığını göstermektedir. Gövde ve kafa vurma titreşimleri incelendiğinde hemen hemen hiç farklılık gözükmemektedir. Yalpa titreşimlerinde ise bağımsız aksın üstünlüğü görülmektedir. İvme eğrileri incelendiğinde, bağımsız aksa sahip modelin daha iyi sonuçlar verdiği görülmektedir. Özellikle yalpa hareketinde bariz üstünlük kendini göstermektedir.

15. Altı Tekerlekli Taşıtın Dinamik Analizi Cihan DEMİR , Necati TAHRALI

Altı tekerleğinden tahrik edilen (6x6) araçların arazideki seyir durumları ve performansları çok iyi olduğundan dolayı bilhassa askeri amaçlı kullanılması yaygındır. Bu çalışmada literatürdeki teknikler, özel amaçlı altı tekerlekli askeri taşıt için kullanılarak, titreşimlerin, tekerlek ve süspansiyon sistemine ait çeşitli yay ve sönüm değerlerine bağlı değişimi incelenmiştir. Teorik çalışmalarda "Tam Taşıt" esas alınarak dinamik modellemeler gerçekleştirilmiştir. Diferansiyel denklemler, mevcut taşıt için aksları ve gövdesi rijit olarak üç serbestlik dereceli, süspansiyon sistemi takılması durumunda dokuz serbestlik dereceli taşıt modeli için elde edildi. Deneysel çalışmada, mevcut taşıt sarsıcı ile tahrik edilerek titreşim ölçümleri B&K 2515 titreşim analizörüyle, frekans genlik düzleminde gerçekleştirilmiştir. Her iki çalışmadan elde edilen rezonans frekansları karşılaştırılmıştır. Doğruluğu deneylerle ispatlanan taşıt modeli, silah ile atış durumunda arka arkaya yapılan atışların birbirlerini etkileme durumu simülasyonlarında kullanılmıştır. Atış ve sürüş durumları için öneriler getirilmiştir. Mevcut taşıt için yapılan

simülasyonlardan atış sonrası oluşan artık titreşimlerin bir sonraki atışı etkilemediği görülmüştür. Bununla birlikte taşıtın seyir durumu için yapılan teorik ve deneysel çalışmalarda, titreşimlerin ivme değerleri yüksek ve düşük frekanslarda ortaya çıkan rezonans durumları söz konusudur.

16. Modelling And Vibration Analysis Of a Road Profile Measuring System C. B. Patel , P. P. Gohil and B. Borhade

Bu çalışma, yol profillerini doğru bir şekilde ölçebilme yeteneğiyle ilgilidir. Çalışmanın amacı, girilen sinyalleri ölçülen yol profiline dönüştürmek için MATLAB Simulink yazılımını kullanarak bir algoritma geliştirmektir. Algoritma, MATLAB Simulink 4 serbestlik dereceli yarım araba modeliyle kontrol edilir. Tüm Simulink modelini daha gerçekçi yapmak için, ivmeölçer ve lazer sensör özellikleri tanıtılmıştır. Mevcut çalışma yarım otomobil modeli ile belirtilen algoritmanın simülasyonunu içermekte ve sonuçları mesafe, zaman ve frekans alanında incelemektedir.

Bir yol profili ölçüm sistemi için tam bir yarım araba modeli tartışılmıştır. Modelin çıktısı, daha önceki bölümlerde zaman, mesafe ve frekans alanlarında detaylandırılmıştır. Ölçülen yol profilinin giriş yolu profili ile maksimum ve minimum mutabakatı sırasıyla% 98,% 97'dir. Bu nedenle yarım araba modeliyle yol profili ölçüm algoritmasının maksimum doğruluğu 1 mm veya% 96'dır. Tam bir yarım araba yol profil ölçme sisteminin simülasyonundan sonra, sonuç, giriş ve çıkış yolu profili arasında iyi bir anlaşma sağlamıştır.

17. Robust control synthesis for seat suspension systems with actuator saturation and time-varying input delay Yingbo Zhao , Weichao Sun , Huijun Gao

Bu makalede, norm-sınırlı parametre belirsizlikleri, zamana bağlı giriş gecikmesi ve aktüatör doygunluğuna sahip bir yarı aktif koltuk süspansiyon sistemi sınıfı için kontrol sentezi problemi araştırılmıştır. Koltuk altı süspansiyon sistemlerinin modellenmesini daha hassas yapmak için insan vücudunun düşey bir titreşim modeli tanıtıldı. Bir gecikme aralığına bağlı Lyapunov fonksiyonunu kullanarak ve doygunluk doğrusallığının özelliklerini araştırarak, istenen durum-geri besleme kontrolörünün varoluş koşulları lineer matris eşitsizlikleri (LMI) açısından türetilir. Denetleyici, LMI'leri çözerek türetilir ve karşılık gelen kapalı döngü sistemi, garantili bir H1 performansı ile asimptotik olarak kararlıdır. Geliştirilen teorik sonuçların yararlılığını ve avantajlarını gösteren bir tasarım örneği sunulmuştur.

18. Development and Analysis of Human Biodynamic Model Seated on a Driver Seat Exposure to Whole-Body Vibration G. B. Kamalakar, A. C. Mitra

Genellikle traktör ve kamyon gibi ağır hizmet araçlarının pek çok sürücüsü mesleki hayatlarında titremeye bağlı yaralanmalara veya rahatsızlıklara neden olan yüksek seviyeli titreşime maruz kalmaktadır. Birbirine bağlı kütleler, yaylar ve sönümleyicilerden oluşan oturmuş duruş insan vücudunun biyodinamik bir modeli ele alınmıştır. Bu çalışmada, oturmuş insan vücudunun her bir bölümünde titreşim etkisi, MATLAB-SIMULINK Yazılımında matematiksel model oluşturularak ve simule edilerek analiz edildi ve böylece oturan insan üzerindeki titreşim etkisi analiz edildi. Titreşim seviyesi kabul edilebilir aralıktan fazla olduğu takdirde titreşim zararlıdır. Titreşimden kaynaklanan zararlı ısı etkisini önlemek için kaçınılacak ilk şey titreşime maruz kalmaya devam etmektir ve ikincisi de titreşim seviyesini azaltmaktır. Vücut üzerindeki maksimum ve minimum titreşim etkisini bilmek için deplasman ve ivme RMS Değerleri araştırılmıştır. MATLAB-SIMULINK simülasyonu ile durum uzayı modeli ile doğrulanmıştır.

19. Analysis of Vibrations of Automobile Suspension System Using Full-car Model A. Bala Raju and R. Venkatachalam

Bir otomobilin süspansiyon sistemi, araç gövdesi, motor ve yolcuların desteklenmesine yardımcı olur ve aynı zamanda araç sert yollarda hareket ederken yerden gelen şokları absorbe eder. Süspansiyon sisteminin titreşim çalışmaları geçmişteki birçok araştırmacıya ilgi konusu olmuştur. Çoğu çeyrek araba modeli ve yarım araba modeli kullanarak çalışmışlardır. Bu modeller orijinal sistemi yaklaşık olarak temsil eder. Tam otomobil modeli üzerinde çok az insan çalışıyor. Bu nedenle, bu yazıda, hareket denklemlerinin türetilmesi ve farklı rahatsız edici koşullar altında süspansiyon sisteminin titreşimlerinin incelenmesi amaçlanmıştır. Elde edilen yanıtlar, literatürdeki sonuçlar ile yakın bir şekilde uyumludur.

20. Development and validation of a vibration model for a complete vehicle J.W.L.H. Maas

Bu rapor, komple bir otomobilin çok gövdeli bir modelinin geliştirilmesi ve onaylanması üzerine odaklanmıştır. Bu modelin amacı, bir aracın gelişim sürecinin başlarında araç titreşimlerine karşı davranışını öngörmeye yardımcı olmaktır. Modelin geometrisi ve parametreleri için kolayca ayarlamalar yapabilmek için model mümkün olduğunca basit tutulmuştur. Bu çalışmanın sonucu, dört lastik, üç araç gövdesi parçaları, bir motor ve bir ön cam içeren dokuz kitle içeren çok gövdeli bir modeldir. Model, BMW grubunun modal analiz

laboratuvarında gerçek bir araç üzerinde yapılan ölçümler kullanılarak doğrulanmıştır. Bu doğrulamadan, ana tutarsızlıklar motor ve araç gövdesi arasındaki bağlantının yanı sıra tüm modeldeki sönümlenme davranışından da anlaşılacaktır. Bununla birlikte, model ile gerçek araç arasındaki rezonans frekansları karşılaştırılabilir.

3. MATEMATİKSEL MODELLEME

Literatürde matematik modelin çeşitli tanımları bulunmaktadır. Bellomo ve Preziosi matematiksel modellemeyi, bir fiziksel sistemin uzay-zaman gelişimini hesaplamak amacıyla kullanılan eşitlikler bütünü olarak tanımlamıştır. Daha genel bir tanımla, sistemin dinamik davranışını bir denklem veya denklem takımı ile tanımlama işlemine sistemi matematik modelleme adı verilmektedir. Kontrol edilmek istenen dinamik sistemin matematiksel modellenmesi, sistemin analiz ve denetleyici tasarımında önemli bir adımı oluşturur. Kontrol edilen bir sistem verildiğinde, öncelikle sistemin dinamik özelliklerini belirleyen bir değişken takımını tanımlamak gerekir. Matematik model, sistemi oluşturan idealleştirilmiş elemanların özelliklerine bağlı olarak kurulur. Örneğin, kontrol etmek istediğimiz bir elektrik motorunu ele alalım. Burada sargılara uygulanan gerilim, sargılardan akan akım, motorun milinde oluşan moment, rotorun açısal hızı veya konumu sistem değişkeni olarak seçilebilir. Bu değişkenler, motorun dinamiğini ifade eden matematiksel denklemleri tanımlayan fiziksel kurallar üzerinden birbirleriyle ilişkilidir. Burada motorun çalışma koşullarına ve modellerin ayrıntısına bağlı olarak türetilen sistem denklemleri doğrusal, doğrusal olmayan, zamanla değişen ya da zamanla değişmeyen olabilir. Mekanik sistemler kütle, rijitlik ve sönüm elemanları cinsinden idealleştirilir. Gerçekte bir mekanik sistemde bu elemanlar madde içinde yayılmış haldedir.[16]

3.1. Doğrusal Sistemlerin Matematiksel Modellenmesi

Matematiksel model denklemleri doğrusal olan sistemlere doğrusal sistemler denir. Doğrusal sistemlerin en önemli özelliği katlama (süperpozisyon) ilkesinin uygulanabilmesidir. Katlama ilkesi, birden fazla giriş fonksiyonunun aynı anda uygulanması durumunda sistemin verdiği cevap fonksiyonunun, bu giriş fonksiyonlarının ayrı ayrı uygulanması durumunda ortaya çıkan cevap fonksiyonlarının toplamına eşit olduğunu ifade eder. Bir dinamik sistemin deneysel olarak incelemesinde elde edilen giriş çıkış ilişkileri oransal ise, incelenen sistemin doğrusal olduğu kabul edilebilir.

Mühendislik sistemleri gerçekte doğrusal olmayan bir karakteristiğe sahiptir. Doğrusal olarak ele alınan sistemler aslında tam olarak doğrusal olmayan, fakat belli bir çalışma bölgesi için doğrusal kabul edilen sistemlerdir. Doğrusal olmayan sistemlerin matematiksel denklemlerini

ve bunların çözümlerini elde etmek zordur ve bazen analitik çözümler elde edilemeyebilir. Doğrusal olmayan sistemlerin doğrusal olarak ele alınması sadece bir yaklaşıktır. Yapılan bu yaklaşımın gerçek duruma uyması oranında elde edilen model mükemmelere yakın olur. Ayrıca, Laplace dönüşümünün sadece doğrusal sistem modellerine uygulanabilir. Bu durumda, Laplace dönüşümünün uygulanabilmesi için doğrusal olmayan sistem modellerinin çeşitli yöntemlerle doğrusallaştırılması gerekir. [13]

Durum uzay modeli, doğrusal sistemleri modelleme yöntemlerinden birisidir. Durum uzayı modeli, sistemin dinamik davranışını tanımlayan ve durum denklemleri olarak adlandırılan birinci derece denklemlerden oluşan bir denklem takımıdır. Durum denklemleri matris ve vektör gösterim biçimleri kullanılarak ifade edilir. Durum denklemleri kullanılarak yapılan analiz ve tasarım yöntemlerinde matris hesaplama teknikleri kullanılır. Durum değişkeni modeliyle, herhangi bir anda bir sistemin dinamik davranışı o sistemin durum değişkenleri cinsinden tanımlanabilmektedir. Örneğin, n 'inci dereceden bir sistemin durum değişkenleri modeli $x_1(t), x_2(t), \dots, x_n(t)$ olarak seçilen n tane durum değişkeni ve n tane birinci derece diferansiyel durum denklemi içerir. Genel olarak r – girişli, m – çıkışlı bir sistemin durum denklemi ve çıkış denklemi sırasıyla aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{x} = Ax + Bu$$

$$y = Cx + Du$$

Burada,

x : durum vektörü (n elemanlı sütun vektör)

u : kontrol vektörü (r elemanlı sütun vektör)

y : çıkış vektörü (m elemanlı sütun vektör)

A : sistem matrisi ($n \times n$ elemanlı matris)

B : giriş matrisi ($n \times r$ elemanlı matris)

C : çıkış matrisi ($m \times n$ elemanlı matris)

D : doğrudan iletim matrisi ($m \times r$ elemanlı matris)

olarak adlandırılır.

Durum denklemleri, çok girişli çok çıkışlı sistemlere kolaylıkla uygulanabilir ve mevcut bilgisayar programlarıyla sayısal olarak çözülebilir. Durum değişkenleriyle yapılan kontrol

tasarım yöntemleri genellikle modern kontrol yöntemleri olarak bilinirken, transfer fonksiyonu ile yapılan tasarım yöntemleri klasik yöntemler olarak bilinir.

Diferansiyel Denklem Modelinin Giriş Tarafının Türev Terimleri İçermemesi Durumu:

Aşağıdaki n'inci derece diferansiyel denklem modelini ele alalım.

$$y^n(t) + a_1 \cdot y^{n-1}(t) + \dots + a_n \cdot \dot{y}(t) + a_n \cdot y(t) = u(t)$$

$$\begin{array}{l} x_1 = y \\ x_2 = \dot{y} \\ x_3 = \ddot{y} \\ \vdots \\ x_n = y^{(n-1)} \end{array} \quad \rightarrow \quad \begin{array}{l} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = x_3 \\ \vdots \\ \dot{x}_{n-1} = x_n \\ \dot{x}_n = -a_n x_1 - a_{n-1} x_2 - \dots - a_1 x_n + u \end{array}$$

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}u$$

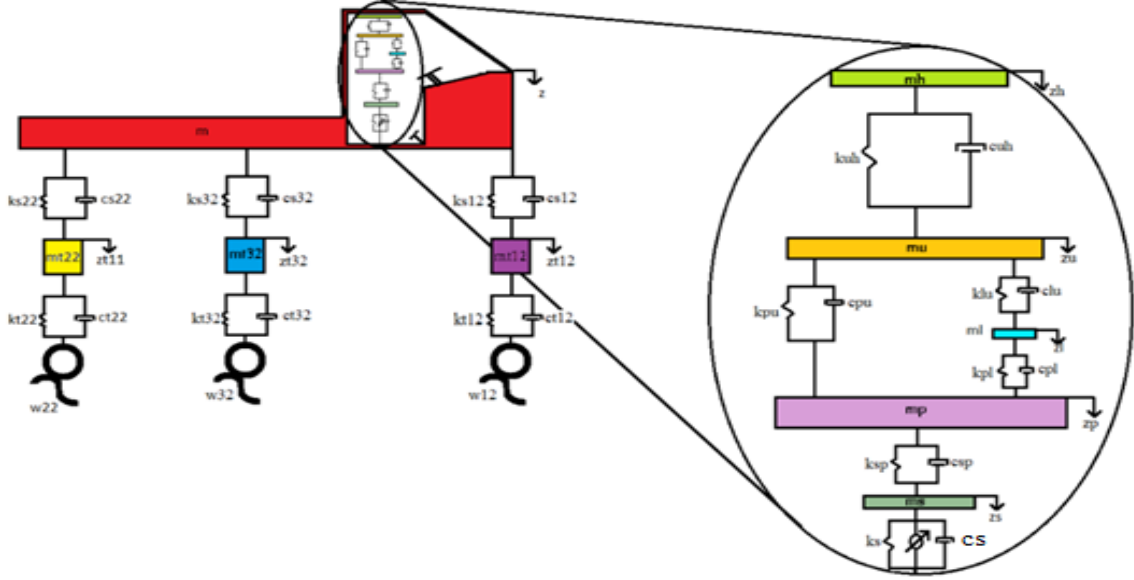
$$y = \mathbf{C}\mathbf{x}$$

Buradaki matris ve vektörler aşağıdaki gibidir;

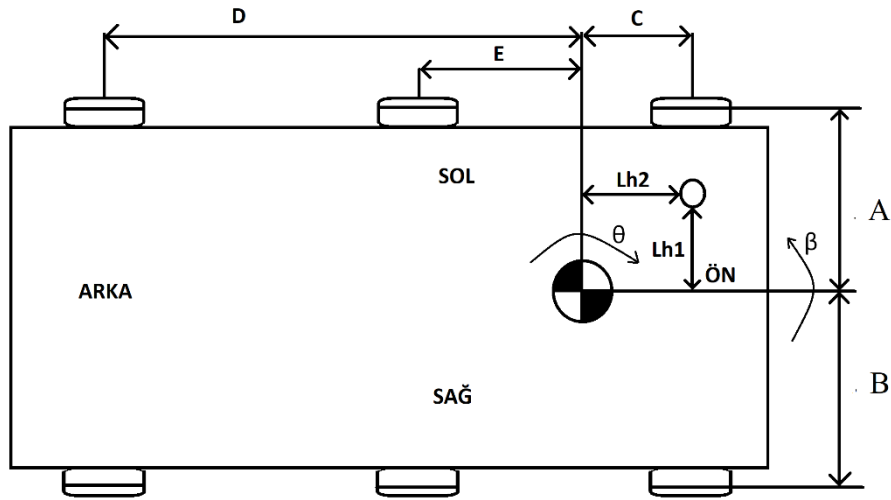
$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_{n-1} \\ x_n \end{bmatrix}, \quad \mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 1 \\ -a_n & -a_{n-1} & -a_{n-2} & \dots & -a_1 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C} = [1 \ 0 \ 0 \ \dots \ 0]$$

3.2. Modelin Oluşturulması

Çalışmada kullanılan model temel olarak Şekil 3.2.1 ve Şekil 3.2.2’de görüldüğü üzere 6 tekerlekli kamyon ve biyodinamik model olan sürücü modelinden oluşmaktadır. [5,6,7]



Şekil 3.2.1. Çalışmada kullanılan kamyon ve sürücü modeli



Şekil 3.2.2 Çalışmada kullanılan modelin üstten görünüşü

Modele ait parametreler aşağıda verildiği gibidir.[1,11,12]

$m = 7000 \text{ kg}$	$c_s = 830 \text{ N.s/m}$	$ct_{12} = 2000 \text{ N.s/m}$
$mt_{11} = 375 \text{ kg}$	$c_{sp} = 2475 \text{ N.s/m}$	$ct_{21} = 2000 \text{ N.s/m}$
$mt_{12} = 375 \text{ kg}$	$c_{pl} = 330 \text{ N.s/m}$	$ct_{22} = 2000 \text{ N.s/m}$
$mt_{21} = 400 \text{ kg}$	$c_{lu} = 200 \text{ N.s/m}$	$ct_{31} = 2000 \text{ N.s/m}$
$mt_{22} = 400 \text{ kg}$	$c_{uh} = 310 \text{ N.s/m}$	$ct_{32} = 2000 \text{ N.s/m}$
$mt_{31} = 730 \text{ kg}$	$c_{pu} = 909.1 \text{ N.s/m}$	$kt_{11} = 765850 \text{ N/m}$
$mt_{32} = 730 \text{ kg}$	$a = 1.2 \text{ m}$	$kt_{12} = 765850 \text{ N/m}$
$m_s = 15 \text{ kg}$	$b = 1.2 \text{ m}$	$kt_{21} = 765850 \text{ N/m}$
$m_p = 36 \text{ kg}$	$c = 5.042 \text{ m}$	$kt_{22} = 765850 \text{ N/m}$
$m_l = 5.5 \text{ kg}$	$d = 3.812 \text{ m}$	$kt_{31} = 765850 \text{ N/m}$
$m_u = 15 \text{ kg}$	$e = 0.84 \text{ m}$	$kt_{32} = 765850 \text{ N/m}$
$m_h = 4.17 \text{ kg}$	$lh_1 = 0.6 \text{ m}$	$k_s = 31000 \text{ N/m}$
$I_x = 600 \text{ kg.m}^2$	$lh_2 = 2 \text{ m}$	$k_{sp} = 49340 \text{ N/m}$
$I_y = 4531 \text{ kg.m}^2$	$ks_{11} = 25000 \text{ N/m}$	$k_{pl} = 20000 \text{ N/m}$
$cs_{11} = 2500 \text{ N.s/m}$	$ks_{12} = 25000 \text{ N/m}$	$k_{pu} = 144000 \text{ N/m}$
$cs_{12} = 5000 \text{ N.s/m}$	$ks_{21} = 30000 \text{ N/m}$	$k_{lu} = 10000 \text{ N/m}$
$cs_{21} = 3000 \text{ N.s/m}$	$ks_{22} = 30000 \text{ N/m}$	$k_{uh} = 166990 \text{ N/m}$
$cs_{22} = 6000 \text{ N.s/m}$	$ks_{31} = 30000 \text{ N/m}$	$V = 25 \text{ m/s}$
$cs_{31} = 3000 \text{ N.s/m}$	$ks_{32} = 30000 \text{ N/m}$	
$cs_{32} = 6000 \text{ N.s/m}$	$ct_{11} = 2000 \text{ N.s/m}$	

3.3.Sisteme Ait Hareket Denklemlerinin Elde Edilmesi [1,2,12,14,15]

3.3.1. Deplasmanlar

$$\delta_{11} = z + c.\theta + a.\beta - zt_{11}$$

$$\delta_{12} = z + c.\theta - b.\beta - zt_{12}$$

$$\delta_{21} = z - d.\theta + a.\beta - zt_{21}$$

$$\delta_{22} = z - d.\theta - b.\beta - zt_{22}$$

$$\delta_{31} = z - e.\theta + a.\beta - zt_{31}$$

$$\delta_{32} = z - e.\theta - b.\beta - zt_{32}$$

$$\delta t_{11} = zt_{11} - w_{11}$$

$$\delta t_{12} = zt_{12} - w_{12}$$

$$\delta t_{21} = zt_{21} - w_{21}$$

$$\delta t_{22} = zt_{22} - w_{22}$$

$$\delta t_{31} = zt_{31} - w_{31}$$

$$\delta t_{32} = zt_{32} - w_{32}$$

$$\delta_{uh} = z_h - z_u$$

$$\delta_{lu} = z_u - z_l$$

$$\delta_{pu} = z_u - z_p$$

$$\delta_{pl} = z_l - z_p$$

$$\delta_{sp} = z_p - z_s$$

$$\delta_s = z_s - z - lh_2.\theta - lh_1.\beta$$

3.3.2. Kinetik Enerji Denklemi

$$\frac{1}{2} \cdot [m \cdot \dot{z}^2 + mt_{11} \cdot \dot{z}_{t11}^2 + mt_{12} \cdot \dot{z}_{t12}^2 + mt_{21} \cdot \dot{z}_{t21}^2 + mt_{22} \cdot \dot{z}_{t22}^2 + mt_{31} \cdot \dot{z}_{t31}^2 + mt_{32} \cdot \dot{z}_{t32}^2 + I_x \cdot \dot{\theta}^2 + I_y \cdot \dot{\beta}^2 + m_h \cdot \dot{z}_h^2 + m_u \cdot \dot{z}_u^2 + m_l \cdot \dot{z}_l^2 + m_p \cdot \dot{z}_p^2 + m_s \cdot \dot{z}_s^2]$$

3.3.3. Potansiyel Enerji Denklemi

$$\frac{1}{2} \cdot [ks_{11} \cdot (z + c \cdot \theta + a \cdot \beta - z_{t11})^2 + ks_{12} \cdot (z + c \cdot \theta - b \cdot \beta - z_{t12})^2 + ks_{21} \cdot (z - d \cdot \theta + a \cdot \beta - z_{t21})^2 + ks_{22} \cdot (z - d \cdot \theta - b \cdot \beta - z_{t22})^2 + ks_{31} \cdot (z - e \cdot \theta + a \cdot \beta - z_{t31})^2 + ks_{32} \cdot (z - e \cdot \theta - b \cdot \beta - z_{t32})^2 + kt_{11} \cdot (z_{t11} - w_{11})^2 + kt_{12} \cdot (z_{t12} - w_{12})^2 + kt_{21} \cdot (z_{t21} - w_{21})^2 + kt_{22} \cdot (z_{t22} - w_{22})^2 + kt_{31} \cdot (z_{t31} - w_{31})^2 + kt_{32} \cdot (z_{t32} - w_{32})^2 + k_{uh} \cdot (z_h - z_u)^2 + k_{lu} \cdot (z_u - z_l)^2 + k_{pu} \cdot (z_u - z_p)^2 + k_{pl} \cdot (z_l - z_p)^2 + k_{sp} \cdot (z_p - z_s)^2 + k_s \cdot (z_s - z - lh_2 \cdot \theta - lh_1 \cdot \beta)^2]$$

3.3.4. Sönüm Enerji Denklemi

$$\frac{1}{2} \cdot [cs_{11} \cdot (\dot{z} + c \cdot \dot{\theta} + a \cdot \dot{\beta} - \dot{z}_{t11})^2 + cs_{12} \cdot (\dot{z} + c \cdot \dot{\theta} - b \cdot \dot{\beta} - \dot{z}_{t12})^2 + cs_{21} \cdot (\dot{z} - d \cdot \dot{\theta} + a \cdot \dot{\beta} - \dot{z}_{t21})^2 + cs_{22} \cdot (\dot{z} - d \cdot \dot{\theta} - b \cdot \dot{\beta} - \dot{z}_{t22})^2 + cs_{31} \cdot (\dot{z} - e \cdot \dot{\theta} + a \cdot \dot{\beta} - \dot{z}_{t31})^2 + cs_{32} \cdot (\dot{z} - e \cdot \dot{\theta} - b \cdot \dot{\beta} - \dot{z}_{t32})^2 + ct_{11} \cdot (\dot{z}_{t11} - \dot{w}_{11})^2 + ct_{12} \cdot (\dot{z}_{t12} - \dot{w}_{12})^2 + ct_{21} \cdot (\dot{z}_{t21} - \dot{w}_{21})^2 + ct_{22} \cdot (\dot{z}_{t22} - \dot{w}_{22})^2 + ct_{31} \cdot (\dot{z}_{t31} - \dot{w}_{31})^2 + ct_{32} \cdot (\dot{z}_{t32} - \dot{w}_{32})^2 + c_{uh} \cdot (\dot{z}_h - \dot{z}_u)^2 + c_{lu} \cdot (\dot{z}_u - \dot{z}_l)^2 + c_{pu} \cdot (\dot{z}_u - \dot{z}_p)^2 + c_{pl} \cdot (\dot{z}_l - \dot{z}_p)^2 + c_{sp} \cdot (\dot{z}_p - \dot{z}_s)^2 + c_s \cdot (\dot{z}_s - \dot{z} - lh_2 \cdot \dot{\theta} - lh_1 \cdot \dot{\beta})^2]$$

3.3.5. Sisteme Ait Hareket Denklemleri

$$\frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{dEk}{dqk} \right) - \frac{dEk}{dqk} + \frac{dEp}{dqk} + \frac{dEd}{dqk} = Q_k$$

1. Denklemler

$$q_k = z \text{ için;}$$

$$\frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{dEk}{dz} \right) = m \cdot \ddot{z}$$

$$\frac{dEk}{dz} = 0$$

$$\begin{aligned} \frac{dEp}{dz} = & k_{S11} \cdot (z + c \cdot \theta + a \cdot \beta - zt_{11}) + k_{S12} \cdot (z + c \cdot \theta - b \cdot \beta - zt_{12}) \\ & + k_{S21} \cdot (z - d \cdot \theta + a \cdot \beta - zt_{21}) + k_{S22} \cdot (z - d \cdot \theta - b \cdot \beta - zt_{22}) \\ & + k_{S31} \cdot (z - e \cdot \theta + a \cdot \beta - zt_{31}) + k_{S32} \cdot (z - e \cdot \theta - b \cdot \beta - zt_{32}) \\ & - k_s \cdot (z_s - z - lh_2 \cdot \theta - lh_1 \cdot \beta) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{dEd}{dz} = & c_{S11} \cdot (\dot{z} + c \cdot \dot{\theta} + a \cdot \dot{\beta} - z\dot{t}_{11}) + c_{S12} \cdot (\dot{z} + c \cdot \dot{\theta} - b \cdot \dot{\beta} - z\dot{t}_{12}) \\ & + c_{S21} \cdot (\dot{z} - d \cdot \dot{\theta} + a \cdot \dot{\beta} - z\dot{t}_{21}) + c_{S22} \cdot (\dot{z} - d \cdot \dot{\theta} - b \cdot \dot{\beta} - z\dot{t}_{22}) \\ & + c_{S31} \cdot (\dot{z} - e \cdot \dot{\theta} + a \cdot \dot{\beta} - z\dot{t}_{31}) + c_{S32} \cdot (\dot{z} - e \cdot \dot{\theta} - b \cdot \dot{\beta} - z\dot{t}_{32}) \\ & - c_s \cdot (z_s - z - lh_2 \cdot \dot{\theta} - lh_1 \cdot \dot{\beta}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} m \cdot \ddot{z} + (c_{S11} + c_{S12} + c_{S21} + c_{S22} + c_{S31} + c_{S32} + c_s) \cdot \dot{z} - c_{S11} \cdot z\dot{t}_{11} - c_{S12} \cdot z\dot{t}_{12} \\ - c_{S21} \cdot z\dot{t}_{21} - c_{S22} \cdot z\dot{t}_{22} - c_{S31} \cdot z\dot{t}_{31} - c_{S32} \cdot z\dot{t}_{32} \\ + (c_{S11} \cdot c + c_{S12} \cdot c - c_{S21} \cdot d - c_{S22} \cdot d - c_{S31} \cdot e - c_{S32} \cdot e + c_s \cdot lh_2) \cdot \dot{\theta} \\ + (c_{S11} \cdot a - c_{S12} \cdot b + c_{S21} \cdot a - c_{S22} \cdot b + c_{S31} \cdot a - c_{S32} \cdot b + c_s \cdot lh_1) \cdot \dot{\beta} \\ - c_s \cdot z_s + (k_{S11} + k_{S12} + k_{S21} + k_{S22} + k_{S31} + k_{S32} + k_s) \cdot z - k_{S11} \cdot zt_{11} \\ - k_{S12} \cdot zt_{12} - k_{S21} \cdot zt_{21} - k_{S22} \cdot zt_{22} - k_{S31} \cdot zt_{31} - k_{S32} \cdot zt_{32} \\ + (k_{S11} \cdot c + k_{S12} \cdot c - k_{S21} \cdot d - k_{S22} \cdot d - k_{S31} \cdot e - k_{S32} \cdot e + k_s \cdot lh_2) \cdot \theta \\ + (k_{S11} \cdot a - k_{S12} \cdot b + k_{S21} \cdot a - k_{S22} \cdot b + k_{S31} \cdot a - k_{S32} \cdot b + k_s \cdot lh_1) \cdot \beta \\ - k_s \cdot z_s = 0 \end{aligned}$$

2. Denklem

qk=zt₁₁ için;

$$\frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{dEk}{dz\dot{t}_{11}} \right) = mt_{11} \cdot z\ddot{t}_{11}$$

$$\frac{dEk}{dz\dot{t}_{11}} = 0$$

$$\frac{dEp}{dz\dot{t}_{11}} = -ks_{11} \cdot (z + c \cdot \theta + a \cdot \beta - zt_{11}) + kt_{11} \cdot (zt_{11} - w_{11})$$

$$\frac{dEd}{dz\dot{t}_{11}} = -cs_{11} \cdot (\dot{z} + c \cdot \dot{\theta} + a \cdot \dot{\beta} - z\dot{t}_{11}) + ct_{11} \cdot (z\dot{t}_{11} - w_{11})$$

$$mt_{11} \cdot z\ddot{t}_{11} - cs_{11} \cdot \dot{z} + (cs_{11} + ct_{11}) \cdot z\dot{t}_{11} - cs_{11} \cdot c \cdot \dot{\theta} - cs_{11} \cdot a \cdot \dot{\beta} - ct_{11} \cdot w_{11} - ks_{11} \cdot z \\ + (ks_{11} + kt_{11}) \cdot zt_{11} - ks_{11} \cdot c \cdot \theta - ks_{11} \cdot a \cdot \beta - kt_{11} \cdot w_{11} = 0$$

3. Denklem

qk=zt₁₂ için;

$$\frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{dEk}{dz\dot{t}_{12}} \right) = mt_{12} \cdot z\ddot{t}_{12}$$

$$\frac{dEk}{dz\dot{t}_{12}} = 0$$

$$\frac{dEp}{dz\dot{t}_{12}} = -ks_{12} \cdot (z + c \cdot \theta - b \cdot \beta - zt_{12}) + kt_{12} \cdot (zt_{12} - w_{12})$$

$$\frac{dEd}{dz\dot{t}_{12}} = -cs_{12} \cdot (\dot{z} + c \cdot \dot{\theta} - b \cdot \dot{\beta} - z\dot{t}_{12}) + ct_{12} \cdot (z\dot{t}_{12} - w_{12})$$

$$mt_{12} \cdot z\ddot{t}_{12} - cs_{12} \cdot \dot{z} + (cs_{12} + ct_{12}) \cdot z\dot{t}_{12} - cs_{12} \cdot c \cdot \dot{\theta} + cs_{12} \cdot b \cdot \dot{\beta} - ct_{12} \cdot w_{12} - ks_{12} \cdot z \\ + (ks_{12} + kt_{12})zt_{12} - ks_{12} \cdot c \cdot \theta + ks_{12} \cdot b \cdot \beta - kt_{12} \cdot w_{12} = 0$$

4. Denklem

$qk = zt_{21}$ için;

$$\frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{dEk}{dz\dot{t}_{21}} \right) = mt_{21} \cdot z\ddot{t}_{21}$$

$$\frac{dEk}{dz\dot{t}_{21}} = 0$$

$$\frac{dEp}{dz\dot{t}_{21}} = -ks_{21} \cdot (z - d \cdot \theta + a \cdot \beta - zt_{21}) + kt_{21} \cdot (zt_{21} - w_{21})$$

$$\frac{dEd}{dz\dot{t}_{21}} = -cs_{21} \cdot (\dot{z} - d \cdot \dot{\theta} + a \cdot \dot{\beta} - z\dot{t}_{21}) + ct_{21} \cdot (z\dot{t}_{21} - w_{21})$$

$$mt_{21} \cdot z\ddot{t}_{21} - cs_{21} \cdot \dot{z} + (cs_{21} + ct_{21}) \cdot z\dot{t}_{21} + cs_{21} \cdot d \cdot \dot{\theta} - cs_{21} \cdot a \cdot \dot{\beta} - ct_{21} \cdot w_{21} - ks_{21} \cdot z \\ + (ks_{21} + kt_{21}) \cdot zt_{21} + ks_{21} \cdot d \cdot \theta - ks_{21} \cdot a \cdot \beta - kt_{21} \cdot w_{21} = 0$$

5. Denklem

$qk = zt_{22}$ için;

$$\frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{dEk}{dz\dot{t}_{22}} \right) = mt_{22} \cdot z\ddot{t}_{22}$$

$$\frac{dEk}{dz\dot{t}_{22}} = 0$$

$$\frac{dEp}{dz\dot{t}_{22}} = -ks_{22} \cdot (z - d \cdot \theta - b \cdot \beta - zt_{22}) + kt_{22} \cdot (zt_{22} - w_{22})$$

$$\frac{dEd}{dz\dot{t}_{22}} = -cs_{22} \cdot (\dot{z} - d \cdot \dot{\theta} - b \cdot \dot{\beta} - z\dot{t}_{22}) + ct_{22} \cdot (z\dot{t}_{22} - w_{22})$$

$$mt_{22} \cdot z\ddot{t}_{22} - cs_{22} \cdot \dot{z} + (cs_{22} + ct_{22}) \cdot z\dot{t}_{22} + cs_{22} \cdot d \cdot \dot{\theta} + cs_{22} \cdot b \cdot \dot{\beta} - ct_{22} \cdot w_{22} - ks_{22} \cdot z \\ + (ks_{22} + kt_{22}) \cdot zt_{22} + ks_{22} \cdot d \cdot \theta + ks_{22} \cdot b \cdot \beta - kt_{22} \cdot w_{22} = 0$$

6. Denklemler

$qk = zt_{31}$ için;

$$\frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{dEk}{dz\dot{t}_{31}} \right) = mt_{31} \cdot z\ddot{t}_{31}$$

$$\frac{dEk}{dz\dot{t}_{31}} = 0$$

$$\frac{dEp}{dz\dot{t}_{31}} = -ks_{31} \cdot (z - e \cdot \theta + a \cdot \beta - zt_{31}) + kt_{31} \cdot (zt_{31} - w_{31})$$

$$\frac{dEd}{dz\dot{t}_{31}} = -cs_{31} \cdot (\dot{z} - e \cdot \dot{\theta} + a \cdot \dot{\beta} - z\dot{t}_{31}) + ct_{31} \cdot (z\dot{t}_{31} - w_{31})$$

$$mt_{31} \cdot z\ddot{t}_{31} - cs_{31} \cdot \dot{z} + (cs_{31} + ct_{31}) \cdot z\dot{t}_{31} + cs_{31} \cdot e \cdot \dot{\theta} - cs_{31} \cdot a \cdot \dot{\beta} - ct_{31} \cdot w_{31} - ks_{31} \cdot z \\ + (ks_{31} + kt_{31}) \cdot zt_{31} + ks_{31} \cdot e \cdot \theta - ks_{31} \cdot a \cdot \beta - kt_{31} \cdot w_{31} = 0$$

7. Denklemler

$qk = zt_{32}$ için;

$$\frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{dEk}{dz\dot{t}_{32}} \right) = mt_{32} \cdot z\ddot{t}_{32}$$

$$\frac{dEk}{dz\dot{t}_{32}} = 0$$

$$\frac{dEp}{dz\dot{t}_{32}} = -ks_{32} \cdot (z - e \cdot \theta - b \cdot \beta - zt_{32}) + kt_{32} \cdot (zt_{32} - w_{32})$$

$$\frac{dEd}{dz\dot{t}_{32}} = -cs_{32} \cdot (\dot{z} - e \cdot \dot{\theta} - b \cdot \dot{\beta} - z\dot{t}_{32}) + ct_{32} \cdot (z\dot{t}_{32} - w_{32})$$

$$mt_{32} \cdot z\ddot{t}_{32} - cs_{32} \cdot \dot{z} + (cs_{32} + ct_{32}) \cdot z\dot{t}_{32} + cs_{32} \cdot e \cdot \dot{\theta} + cs_{32} \cdot b \cdot \dot{\beta} - ct_{32} \cdot w_{32} - ks_{32} \cdot z \\ + (ks_{32} + kt_{32}) \cdot zt_{32} + ks_{32} \cdot e \cdot \theta + ks_{32} \cdot b \cdot \beta - kt_{32} \cdot w_{32} = 0$$

8. Denklem

$q_k = \theta$ için;

$$\frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{dEk}{d\dot{\theta}} \right) = I_y \cdot \ddot{\theta}$$

$$\frac{dEk}{d\dot{\theta}} = 0$$

$$\begin{aligned} \frac{dEp}{d\theta} = & k_{s11} \cdot c \cdot (z + c \cdot \theta + a \cdot \beta - zt_{11}) + k_{s12} \cdot c \cdot (z + c \cdot \theta - b \cdot \beta - zt_{12}) \\ & - k_{s21} \cdot d \cdot (z - d \cdot \theta + a \cdot \beta - zt_{21}) - k_{s22} \cdot d \cdot (z - d \cdot \theta - b \cdot \beta - zt_{22}) \\ & - k_{s31} \cdot e \cdot (z - e \cdot \theta + a \cdot \beta - zt_{31}) - k_{s32} \cdot e \cdot (z - e \cdot \theta - b \cdot \beta - zt_{32}) \\ & - k_s \cdot lh_2 \cdot (z_s - z - lh_2 \cdot \theta - lh_1 \cdot \beta) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{dEd}{d\dot{\theta}} = & c_{s11} \cdot c \cdot (\dot{z} + c \cdot \dot{\theta} + a \cdot \dot{\beta} - z\dot{t}_{11}) + c_{s12} \cdot c \cdot (\dot{z} + c \cdot \dot{\theta} - b \cdot \dot{\beta} - z\dot{t}_{12}) \\ & - c_{s21} \cdot d \cdot (\dot{z} - d \cdot \dot{\theta} + a \cdot \dot{\beta} - z\dot{t}_{21}) - c_{s22} \cdot d \cdot (\dot{z} - d \cdot \dot{\theta} - b \cdot \dot{\beta} - z\dot{t}_{22}) \\ & - c_{s31} \cdot e \cdot (\dot{z} - e \cdot \dot{\theta} + a \cdot \dot{\beta} - z\dot{t}_{31}) - c_{s32} \cdot e \cdot (\dot{z} - e \cdot \dot{\theta} - b \cdot \dot{\beta} - z\dot{t}_{32}) \\ & - c_s \cdot lh_2 \cdot (\dot{z}_s - \dot{z} - lh_2 \cdot \dot{\theta} - lh_1 \cdot \dot{\beta}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I_y \cdot \ddot{\theta} + & (c_{s11} \cdot c + c_{s12} \cdot c - c_{s21} \cdot d - c_{s22} \cdot d - c_{s31} \cdot e - c_{s32} \cdot e + c_s \cdot lh_2) \cdot \dot{z} - c_{s11} \cdot c \cdot z\dot{t}_{11} \\ & - c_{s12} \cdot c \cdot z\dot{t}_{12} + c_{s21} \cdot d \cdot z\dot{t}_{21} + c_{s22} \cdot d \cdot z\dot{t}_{22} + c_{s31} \cdot e \cdot z\dot{t}_{31} + c_{s32} \cdot e \cdot z\dot{t}_{32} \\ & + (c_{s11} \cdot c^2 + c_{s12} \cdot c^2 + c_{s21} \cdot d^2 + c_{s22} \cdot d^2 + c_{s31} \cdot e^2 + c_{s32} \cdot e^2 + c_s \cdot lh_2^2) \cdot \dot{\theta} \\ & + (c_{s11} \cdot c \cdot a - c_{s12} \cdot c \cdot b - c_{s21} \cdot d \cdot a + c_{s22} \cdot d \cdot b - c_{s31} \cdot e \cdot a + c_{s32} \cdot e \cdot b \\ & + c_s \cdot lh_1 \cdot lh_2) \cdot \dot{\beta} - c_s \cdot lh_2 \cdot \dot{z}_s \\ & + (k_{s11} \cdot c + k_{s12} \cdot c - k_{s21} \cdot d - k_{s22} \cdot d - k_{s31} \cdot e - k_{s32} \cdot e + k_s \cdot lh_2) \cdot z \\ & - k_{s11} \cdot c \cdot zt_{11} - k_{s12} \cdot c \cdot zt_{12} + k_{s21} \cdot d \cdot zt_{21} + k_{s22} \cdot d \cdot zt_{22} + k_{s31} \cdot e \cdot zt_{31} \\ & + k_{s32} \cdot e \cdot zt_{32} \\ & + (k_{s11} \cdot c^2 + k_{s12} \cdot c^2 + k_{s21} \cdot d^2 + k_{s22} \cdot d^2 + k_{s31} \cdot e^2 + k_{s32} \cdot e^2 + k_s \cdot lh_2^2) \\ & + (k_{s11} \cdot c \cdot a - k_{s12} \cdot c \cdot b - k_{s21} \cdot d \cdot a + k_{s22} \cdot d \cdot b - k_{s31} \cdot e \cdot a + k_{s32} \cdot e \cdot b \\ & + k_s \cdot lh_1 \cdot lh_2) \cdot \beta - k_s \cdot lh_2 \cdot z_s = 0 \end{aligned}$$

9. Denklemler

$q_k = \beta$ için;

$$\frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{dEk}{d\dot{\beta}} \right) = I_x \cdot \ddot{\beta}$$

$$\frac{dEk}{d\dot{\beta}} = 0$$

$$\begin{aligned} \frac{dEp}{d\dot{\beta}} = & k_{S11} \cdot a \cdot (z + c \cdot \theta + a \cdot \beta - zt_{11}) - k_{S12} \cdot b \cdot (z + c \cdot \theta - b \cdot \beta - zt_{12}) \\ & + k_{S21} \cdot a \cdot (z - d \cdot \theta + a \cdot \beta - zt_{21}) - k_{S22} \cdot b \cdot (z - d \cdot \theta - b \cdot \beta - zt_{22}) \\ & + k_{S31} \cdot a \cdot (z - e \cdot \theta + a \cdot \beta - zt_{31}) - k_{S32} \cdot b \cdot (z - e \cdot \theta - b \cdot \beta - zt_{32}) \\ & - k_s \cdot lh_1 \cdot (z_s - z - lh_2 \cdot \theta - lh_1 \cdot \beta) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{dEd}{d\dot{\beta}} = & c_{S11} \cdot a \cdot (\dot{z} + c \cdot \dot{\theta} + a \cdot \dot{\beta} - z\dot{t}_{11}) - c_{S12} \cdot b \cdot (\dot{z} + c \cdot \dot{\theta} - b \cdot \dot{\beta} - z\dot{t}_{12}) \\ & + c_{S21} \cdot a \cdot (\dot{z} - d \cdot \dot{\theta} + a \cdot \dot{\beta} - z\dot{t}_{21}) - c_{S22} \cdot b \cdot (\dot{z} - d \cdot \dot{\theta} - b \cdot \dot{\beta} - z\dot{t}_{22}) \\ & + c_{S31} \cdot a \cdot (\dot{z} - e \cdot \dot{\theta} + a \cdot \dot{\beta} - z\dot{t}_{31}) - c_{S32} \cdot b \cdot (\dot{z} - e \cdot \dot{\theta} - b \cdot \dot{\beta} - z\dot{t}_{32}) \\ & - c_s \cdot lh_1 \cdot (\dot{z}_s - \dot{z} - lh_2 \cdot \dot{\theta} - lh_1 \cdot \dot{\beta}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I_x \cdot \ddot{\beta} + & (c_{S11} \cdot a - c_{S12} \cdot b + c_{S21} \cdot a - c_{S22} \cdot b + c_{S31} \cdot a - c_{S32} \cdot b + c_s \cdot lh_1) \cdot \dot{z} - c_{S11} \cdot a \cdot z\dot{t}_{11} \\ & + c_{S12} \cdot b \cdot z\dot{t}_{12} - c_{S21} \cdot a \cdot z\dot{t}_{21} + c_{S22} \cdot b \cdot z\dot{t}_{22} - c_{S31} \cdot a \cdot z\dot{t}_{31} + c_{S32} \cdot b \cdot z\dot{t}_{32} \\ & + (c_{S11} \cdot a \cdot c - c_{S12} \cdot b \cdot c - c_{S21} \cdot a \cdot d + c_{S22} \cdot d \cdot b - c_{S31} \cdot e \cdot a + c_{S32} \cdot e \cdot b \\ & + c_s \cdot lh_1 \cdot lh_2) \cdot \dot{\theta} \\ & + (c_{S11} \cdot a^2 + c_{S12} \cdot b^2 + c_{S21} \cdot a^2 + c_{S22} \cdot b^2 + c_{S31} \cdot a^2 + c_{S32} \cdot b^2 + c_s \cdot lh_1^2) \cdot \dot{\beta} \\ & - c_s \cdot lh_1 \cdot \dot{z}_s \\ & + (k_{S11} \cdot a - k_{S12} \cdot b + k_{S21} \cdot a - k_{S22} \cdot b + k_{S31} \cdot a - k_{S32} \cdot b + k_s \cdot lh_1) \cdot z \\ & - k_{S11} \cdot a \cdot zt_{11} + k_{S12} \cdot b \cdot zt_{12} - k_{S21} \cdot a \cdot zt_{21} + k_{S22} \cdot b \cdot zt_{22} - k_{S31} \cdot a \cdot zt_{31} \\ & + k_{S32} \cdot b \cdot zt_{32} \\ & + (k_{S11} \cdot a \cdot c - k_{S12} \cdot b \cdot c - k_{S21} \cdot a \cdot d + k_{S22} \cdot d \cdot b - k_{S31} \cdot e \cdot a + k_{S32} \cdot e \cdot b \\ & + k_s \cdot lh_1 \cdot lh_2) \cdot \theta \\ & + (k_{S11} \cdot a^2 + k_{S12} \cdot b^2 + k_{S21} \cdot a^2 + k_{S22} \cdot b^2 + k_{S31} \cdot a^2 + k_{S32} \cdot b^2 \\ & + k_s \cdot lh_1^2) \cdot \beta - k_s \cdot lh_1 \cdot z_s = 0 \end{aligned}$$

10.Denklem

$qk = z_h$ için;

$$\frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{dEk}{dz_h} \right) = m_h \cdot \ddot{z}_h$$

$$\frac{dEk}{dz_h} = 0$$

$$\frac{dEp}{dz_h} = k_{uh} \cdot (z_h - z_u)$$

$$\frac{dEd}{dz_h} = c_{uh} \cdot (\dot{z}_h - \dot{z}_u)$$

$$m_h \cdot \ddot{z}_h + c_{uh} \cdot \dot{z}_h - c_{uh} \cdot \dot{z}_u + k_{uh} \cdot z_h - k_{uh} \cdot z_u = 0$$

11.Denklem

$qk = z_u$ için;

$$\frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{dEk}{dz_u} \right) = m_u \cdot \ddot{z}_u$$

$$\frac{dEk}{dz_u} = 0$$

$$\frac{dEp}{dz_u} = -k_{uh} \cdot (z_h - z_u) + k_{lu} \cdot (z_u - z_l) + k_{pu} \cdot (z_u - z_p)$$

$$\frac{dEd}{dz_u} = -c_{uh} \cdot (\dot{z}_h - \dot{z}_u) + c_{lu} \cdot (\dot{z}_u - \dot{z}_l) + c_{pu} \cdot (\dot{z}_u - \dot{z}_p)$$

$$m_u \cdot \ddot{z}_u - c_{uh} \cdot \dot{z}_h + (c_{uh} + c_{lu} + c_{pu}) \cdot \dot{z}_u - c_{lu} \cdot \dot{z}_l - c_{pu} \cdot \dot{z}_p - k_{uh} \cdot z_h \\ + (k_{uh} + k_{lu} + k_{pu}) \cdot z_u - k_{lu} \cdot z_l - k_{pu} \cdot z_p = 0$$

12.Denklem

$qk = z_l$ için;

$$\frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{dEk}{dz_l} \right) = m_l \cdot \ddot{z}_l$$

$$\frac{dEk}{dz_l} = 0$$

$$\frac{dEp}{dz_l} = -k_{lu} \cdot (z_u - z_l) + k_{pl} \cdot (z_l - z_p)$$

$$\frac{dEd}{dz_l} = -c_{lu} \cdot (\dot{z}_u - \dot{z}_l) + c_{pl} \cdot (\dot{z}_l - \dot{z}_p)$$

$$m_l \cdot \ddot{z}_l - c_{lu} \cdot \dot{z}_u + (c_{lu} + c_{pl}) \cdot \dot{z}_l - c_{pl} \cdot \dot{z}_p - k_{lu} \cdot z_u + (k_{lu} + k_{pl}) \cdot z_l - k_{pl} \cdot z_p = 0$$

13.Denklem

$qk = z_p$ için;

$$\frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{dEk}{dz_p} \right) = m_p \cdot \ddot{z}_p$$

$$\frac{dEk}{dz_p} = 0$$

$$\frac{dEp}{dz_p} = -k_{pu} \cdot (z_u - z_p) - k_{pl} \cdot (z_l - z_p) + k_{sp} \cdot (z_p - z_s)$$

$$\frac{dEd}{dz_p} = -c_{pu} \cdot (\dot{z}_u - \dot{z}_p) - c_{pl} \cdot (\dot{z}_l - \dot{z}_p) + c_{sp} \cdot (\dot{z}_p - \dot{z}_s)$$

$$m_p \cdot \ddot{z}_p - c_{pu} \cdot \dot{z}_u - c_{pl} \cdot \dot{z}_l + (c_{pu} + c_{pl} + c_{sp}) \cdot \dot{z}_p - c_{sp} \cdot \dot{z}_s - k_{pu} \cdot z_u - k_{pl} \cdot z_l + (k_{pu} + k_{pl} + k_{sp}) \cdot z_p - k_{sp} \cdot z_s = 0$$

14.Denklem

$qk = z_s$ için;

$$\frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{dEk}{dz_s} \right) = m_s \cdot \ddot{z}_s$$

$$\frac{dEk}{dz_s} = 0$$

$$\frac{dEp}{dz_s} = -k_{sp} \cdot (z_p - z_s) + k_s \cdot (z_s - z - lh_2 \cdot \theta - lh_1 \cdot \beta)$$

$$\frac{dEd}{dz_s} = -c_{sp} \cdot (\dot{z}_p - \dot{z}_s) + c_s \cdot (\dot{z}_s - \dot{z} - lh_2 \cdot \dot{\theta} - lh_1 \cdot \dot{\beta})$$

$$m_s \cdot \ddot{z}_s - c_s \cdot \dot{z} - c_s \cdot lh_2 \cdot \dot{\theta} - c_s \cdot lh_1 \cdot \dot{\beta} - c_{sp} \cdot \dot{z}_p + (c_{sp} + c_s) \cdot \dot{z}_s - k_s \cdot z - k_s \cdot lh_2 \cdot \theta - k_s \cdot lh_1 \cdot \beta - k_{sp} \cdot z_p + (k_{sp} + k_s) \cdot z_s = 0$$

MATLAB programında yapılacak olan analizle kullanılacak olan denklemler bu denklemlerdir.

Mekanik sistemlerde genel matris formu şu şekildedir:

$$[M] \cdot \ddot{X} + [C] \cdot \dot{X} + [K] \cdot X = [F(t)]$$

Burada;

M= Kütle Matrisi

C= Sönüm Matrisi

K=Rijitlik Matrisi

Hareket denklemlerinden elde edilen verilere dayanarak M,C,K matrisleri şu şekilde oluşturulmuştur.

$$M = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & mt11 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & mt12 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & mt21 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & mt22 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & mt31 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & mt32 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_y & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & mh & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & mu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & ml & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & mp & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & ms \end{bmatrix}$$

3.3.7. Köklerin Elde Edilmesi

Durum uzay modellemesine ait olan A,B,C,D matrisleri oluşturulduktan sonra komut satırına

```
>> eigV=eig(A)
```

```
>> plot(eigV,'o')
```

yazılarak sistemin kökleri belirlenmiştir. Kökler aşağıda verildiği gibidir;

eigV =

1.0e+02 *

1.kök: -2.5540 + 0.0000i

2.kök: -0.5847 + 2.2161i

3.kök: -0.5847 - 2.2161i

4.kök: -0.3868 + 0.9627i

5.kök: -0.3868 - 0.9627i

6.kök: -0.7490 + 0.0000i

7.kök: -0.5246 + 0.5621i

8.kök: -0.5246 - 0.5621i

9.kök: -0.6192 + 0.0000i

10.kök: -0.2511 + 0.0000i

11.kök: -0.0647 + 0.4449i

12.kök: -0.0647 - 0.4449i

13.kök: -0.0706 + 0.4418i

14.kök: -0.0706 - 0.4418i

15.kök: -0.0696 + 0.4238i

16.kök: -0.0696 - 0.4238i

17.kök: -0.0409 + 0.4190i

18.kök: -0.0409 - 0.4190i

19.kök: -0.0494 + 0.1623i

20.kök: -0.0494 - 0.1623i

21.kök: -0.0167 + 0.0470i

22.kök: -0.0167 - 0.0470i

23.kök: -0.0701 + 0.0000i

24.kök: -0.0439 + 0.3238i

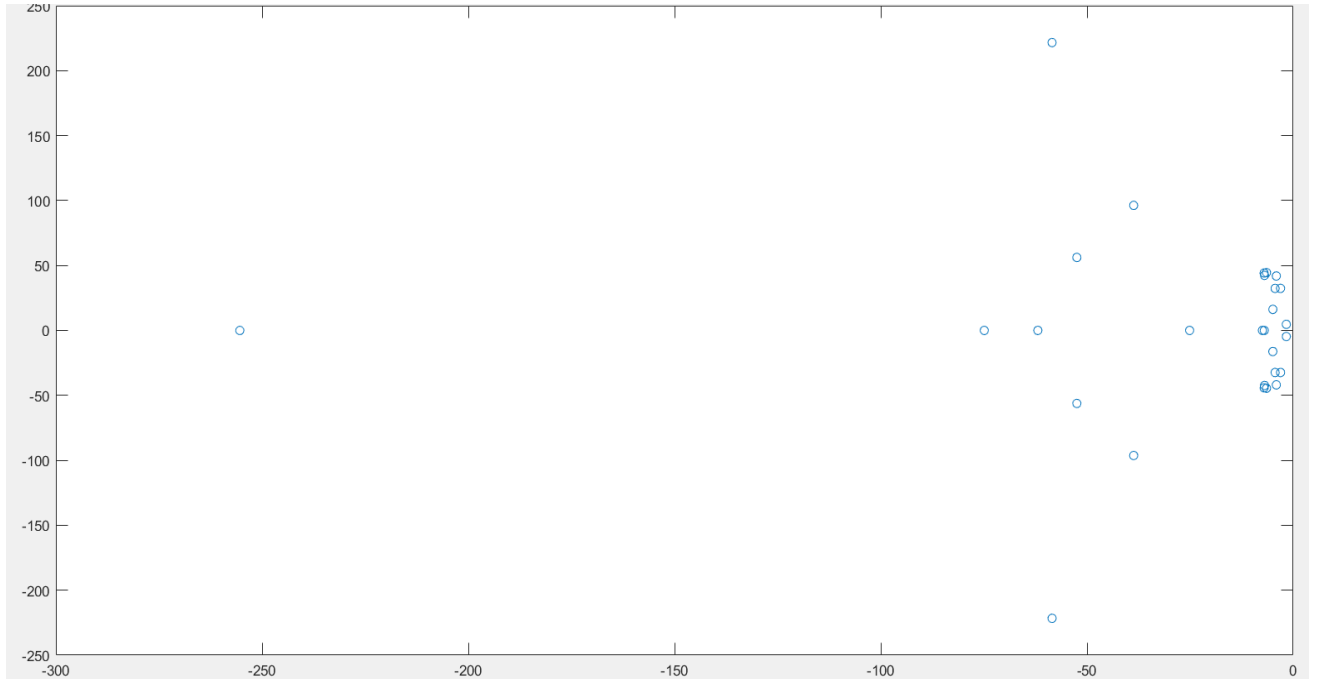
25.kök: -0.0439 - 0.3238i

26.kök: $-0.0307 + 0.3237i$

27.kök: $-0.0307 - 0.3237i$

28.kök: $-0.0747 + 0.0000i$

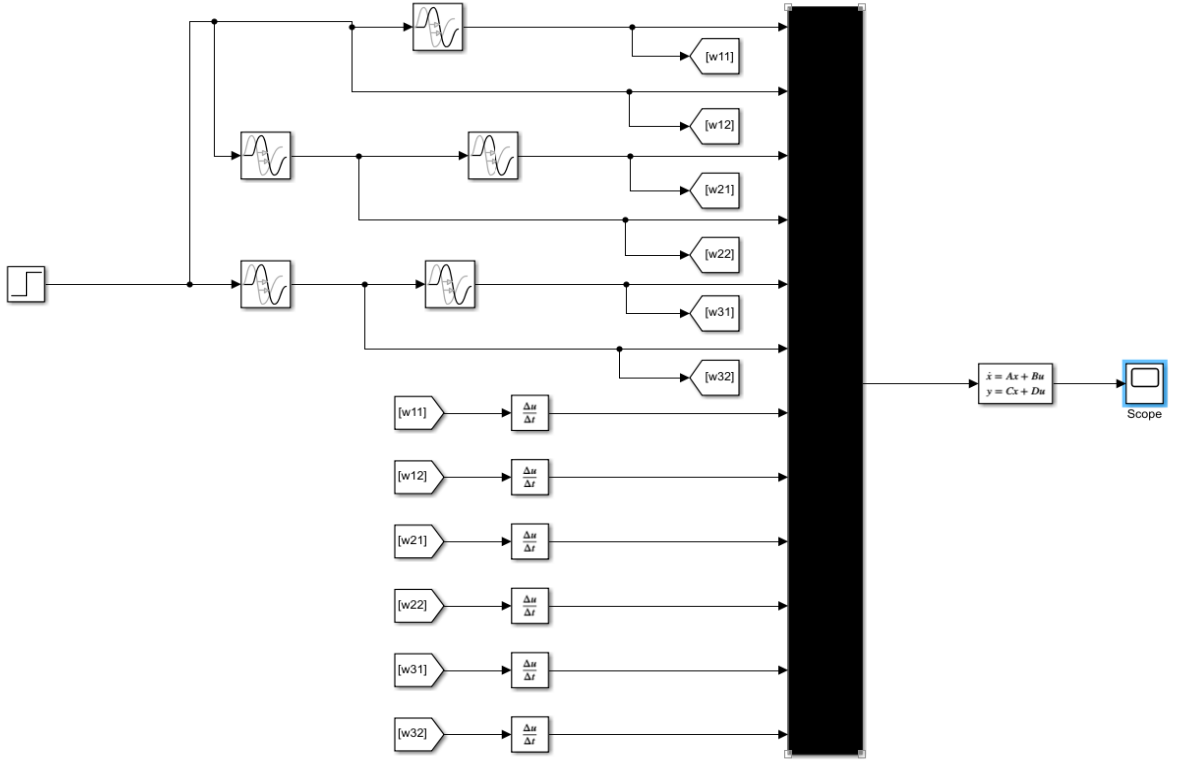
Şekil 3.3.6.1'den anlaşılacağı üzere tüm kökler sıfırın altındadır ve sistem kararlı halde çalışmaktadır.



Şekil 3.3.6.1 Kökler

4. SİMÜLASYONUN OLUŞTURULMASI

Şekil 4.1’de görüldüğü üzere Matlab Simulink’te sisteme Step girişi uygulanmıştır. State-Space bloğundan önce bulunan Mux bloğuna 12 giriş verilmiştir. Çünkü 6 tekerlekten kaynaklı olarak 6 adet yol girişimiz ve bu yol girişlerinin 6 adet türevleri olmak üzere toplamda 12 adet giriş bulunmaktadır. İlgili Transport Delay bloklarının Time Delay sekmesine; $\frac{c+e}{v}$ ve $\frac{c+d}{v}$ yazılarak tekerleklerin yola giriş süreleri belirlenmiştir. Simülasyon sonucunda oluşacak olan yalpayı görebilmek amacıyla ilgili Transport Delay bloklarının Time Delay sekmelerine 0,01 saniyelik bir gecikme verilmiştir.



Şekil 4.1 Çalışmada kullanılan modelin Simulink modeli

Mux bloğu State-Space bloğuna bağlanmış ve State-Space bloğuna;

$A=A$

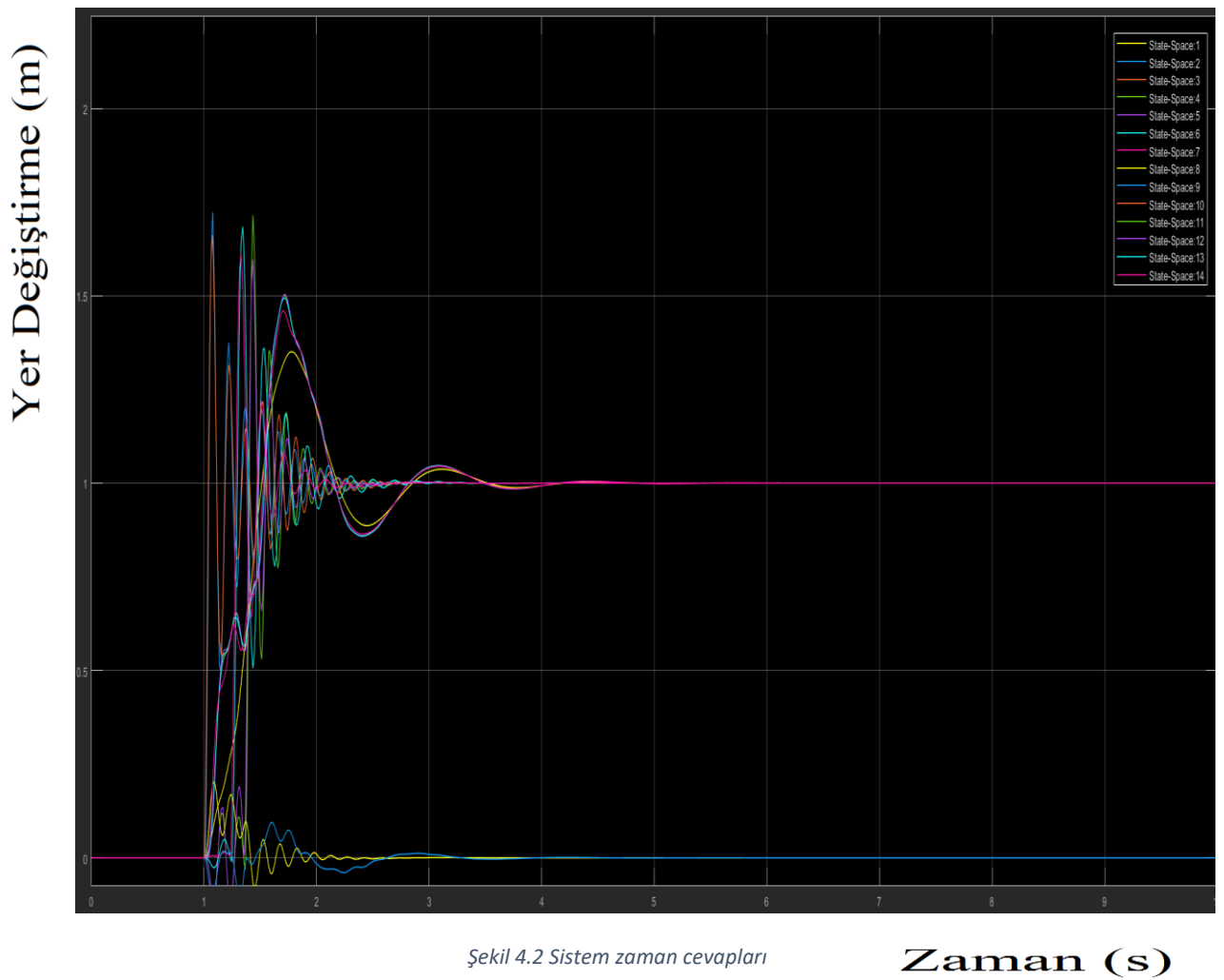
$B=B$

$C=C1$

$D=D$

olacak şekilde matrisler tanımlanmış ve bu bloktan çıkan sinyal Scope'a bağlanmıştır.

Scope'tan alınan yer değiştirme eğrileri şekil 4.2'de verildiği gibidir.

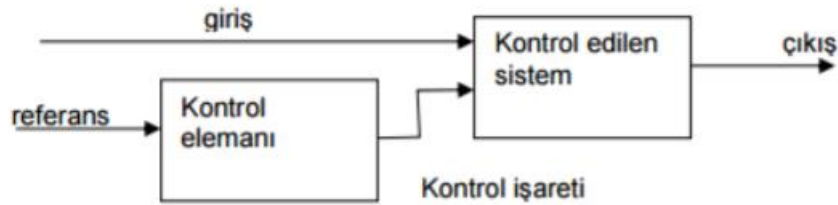


Sistemin verdiği cevaba göre kafa vurma ve yalpa eğrileri sıfır (0) değerine oturmuş, Diğer 12 eğri ise bir (1) değerine oturmuştur. Alınan bu cevaba göre sistemin doğru çalıştığı gözlemlenmektedir.

5. KONTROLCÜLÜ SİSTEMLER

Kontrolün amacı, bir işlemdeki değişkenlerin istenilen şekilde davranması için giriş sinyalleri üretmektir. Başka bir ifadeyle, sisteme uygun bir giriş uygulayarak, arzu edilen çıkışı elde etmektir. Mühendislik kontrol sistemleri açık çevrimli kontrol ve kapalı çevrimli kontrol olmak üzere iki gruba ayrılır.

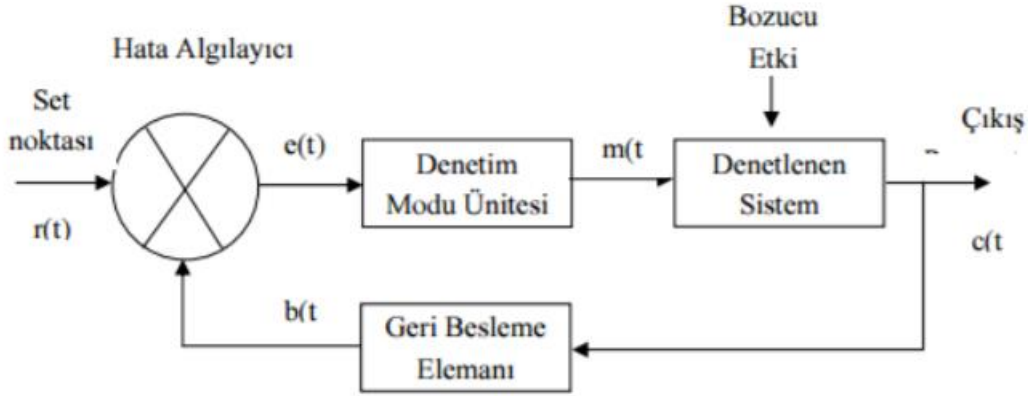
Sistemi kontrol eden düzeneğin sistemin çıkışından etkilenmediği, sadece verilen referans değerine göre denetim işleminin yapıldığı sistemler açık çevrimli sistemlerdir. Hassasiyet gerektirmeyen sistemlerde kullanılan bir denetim sistemi mekanizmasıdır. Sisteme etkiyen bozucu faktörlerin algılanması insan faktörüyle olabilmektedir. Verilen referans işareti kontrol elemanı tarafından alınır ve oransal bir kontrol işareti üretir. Bu işaret, kontrol edilen sisteme verildiğinde sistem giriş değişkenini süreç içine alır ve istenilen çıkış işaretini verir. Açık çevrim denetim, genellikle kumanda edilen sistemin yapısının ve sisteme etkiyen diğer girişlerin önceden çok iyi bilindiği uygulamalarda kullanılır. Açık çevrim denetim sistemi günlük yaşantımızda yaygın olarak kullanılmaktadır. Bir anahtarla bir lambanın kumandası en temel açık çevrim denetim örneğidir. Şekil 5.1’de açık çevrim kontrol sistemi şematik gösterimi verilmiştir. [8]



Şekil 5.1 Açık çevrim kontrol sistemi [8]

Bir kapalı çevrim denetim sisteminde çıkış değişkeni, ölçme elemanı ile ölçülür ve ölçme büyüklüğü girişe geri beslendikten sonra referans bir değer ile karşılaştırılır. Karşılaştırma sonucunda hata sinyali elde edilir, hata sinyalinin yapısına ve denetlenen çıkış değişkenine uygun bir denetim sinyali üretilir. Kapalı çevrim denetim sistemine “geri beslemeli denetim sistemi” de denilebilir.Şekil 5.2’de kapalı çevrim kontrol sisteminin şematik gösterimi verilmiştir. [9]

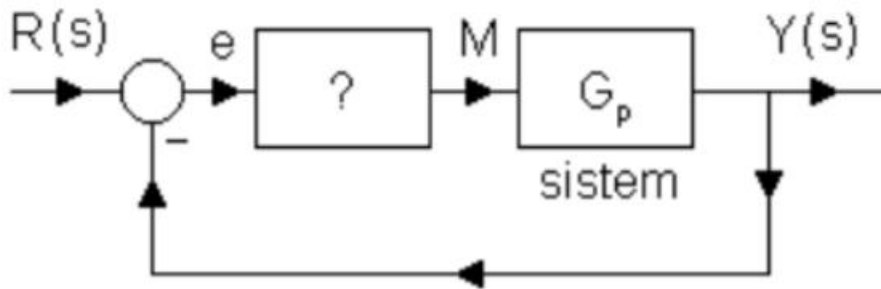
Geri beslemeli denetim sistemlerinde ölçme, karar, uygulama olmak üzere üç işlem gerçekleşir.



Şekil 5.2 Kapalı çevrim kontrol sistemi [9]

5.1.Oransal Kontrol (P)

Oransal denetim yönteminde, kontrolör çıkışında hata sinyali ($e(t)$) ile orantılı bir değişim üretilir ve çalışma devamlıdır. Sistemin enerji ihtiyacı her an değişim gösterir. Kontrolör ölçme elemanından aldığı ölçme bilgisine göre sürücü elemanı uyarır. Sürücü eleman da güç elemanına giren enerjiyi kontrol eder. Ölçme elemanı denetlenen değişkeni sürekli ölçer ve kontrolöre sürekli olarak sinyal gönderir. Sistemin set değerinde bir sapma olduğu anda ölçme elemanı bunun karşılığı olan elektrik sinyalini kontrolöre gönderir. Kontrolör bu bilgiyi referans değer ile karşılaştırarak sürücü elemanı uyarır. [10] Şekil 5.1.1'deki blok diyagramında “?” yerine “P” konursa, hata K_p gibi bir katsayı ile çarpılıp sisteme uygulanır.



Şekil 5.1.1 Kontrol [14]

$$M(s) = K_p \cdot E(s)$$

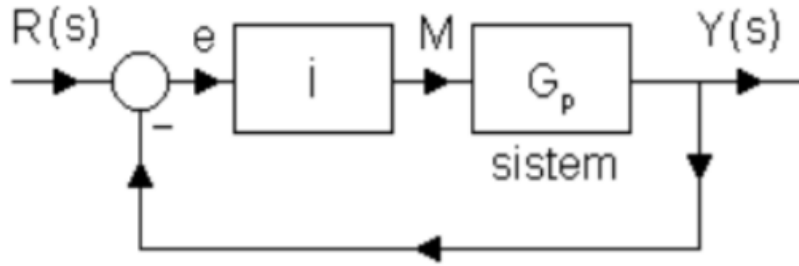
$$m(t) = K_p \cdot e(t)$$

Orantı kontrolünün karakteristikleri [14] ;

- 1) K_p arttırılırsa sistemin parametre değişkenlerine duyarlılığı azalır.
- 2) K_p arttırılırsa izafi stabilite düşer.
- 3) K_p arttırılırsa sistemin cevap hızı artar.

5.2. İntegral Kontrol (I)

İntegral denetim yöntemi kontrolör çıkışını hata sinyalinin integrali ile orantılı olarak değiştirir. Hata olduğu sürece çıkışta bir değişim meydana getirir. Şekil 5.2.1’de integral kontrol şematik gösterimi verilmiştir.



Şekil 5.2.1 İntegral kontrol [10]

$$M(s) = K_I \cdot \frac{1}{s} \cdot E(s) = \frac{K_I}{s} \cdot E(s)$$

$$m(t) = K_I \cdot \int_0^t e(t) \cdot dt$$

K_I : integral etki katsayısı

İntegral kontrol elemanının kullanımından beklenen esas amaç daimi rejim hatasını 0 yapmaktır. İntegral kontrolünün karakteristikleri;

- 1) Daimi rejim hatasını 0 yapabilir.
- 2) Sistemin izafi stabilitesini azaltır.

5.3. Türev Kontrol (D)

$$M(s) = K_D \cdot s \cdot E(s)$$

$$m(t) = K_D \cdot \dot{e}(t)$$

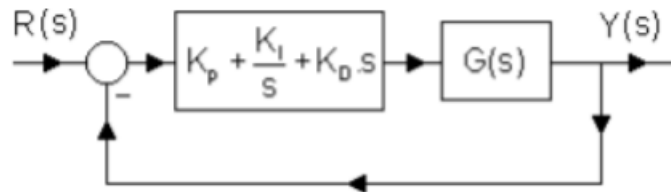
K_D : türev etki katsayısı

Diferansiyel kontrol elemanının çalışması hata değişim hızına bağlı olduğu için hiçbir zaman yalnız kullanılamaz. Daima orantı elemanı veya orantı-integral elemanı ile beraber kullanılır. [14] Türev kontrolün karakteristikleri;

- 1) Daimi rejim hatasını 0 yapmaz.
- 2) Sistemin kararlılığını iyileştirir.
- 3) Cevap hızını artırır.

5.4. PID Kontrol

PID yöntemi oransal, türevsel ve integral yöntemlerin birleşmesiyle oluşur. PID kontrolör 3-modlu kontrolör olarak da bilinir. İntegral bileşeni büyük yük değişimleri nedeniyle oluşan oransal ofseti azaltmak ve yok etmek için kullanılır. Türev yöntemi de osilasyon eğilimini azaltır ve hata sinyalini önceden sezen bir etki sağlar. Türev yöntemi özellikle ani yük değişimlerinin olduğu proseslerde çok kullanışlıdır. Diğer bir ifadeyle PID yöntemi bir veya iki denetim yönteminin hatayı kabul edilebilir limitler içerisinde tutamadığı hızlı ve büyük yük değişimleri olan proseslerde kullanılır. [10] Şekil 5.4.1’de görüldüğü üzere önce K_P tespit edilir. Daha sonra sistem kararlı olacak şekilde K_D hesaplanır. Son olarak daimi rejim hatasını 0 yapmak için K_I seçilir



Şekil 5.4.1 PID kontrol [14]

$$M(s) = K_p \cdot E(s) + \frac{K_I}{s} + K_d \cdot s \cdot E(s)$$

$$m(t) = K_p \cdot e(t) + K_I \cdot \int_0^t e(t) \cdot dt + K_D \cdot \dot{e}(t)$$

Klasik orantısız-integral-türev (PID) kontrolcüler, modern endüstrilerde en çok bilinen ve en yaygın olarak kullanılan kontrolcülerdir. İstatistiklere göre günümüz endüstrilerinde kontrolcülerin % 90'dan fazlası PID kontrolcü olduğu ve kalanının da çoğunluğunun Programlanabilir Mantık Kontrolcü (PLC) olduğu ifade edilmektedir. [14]

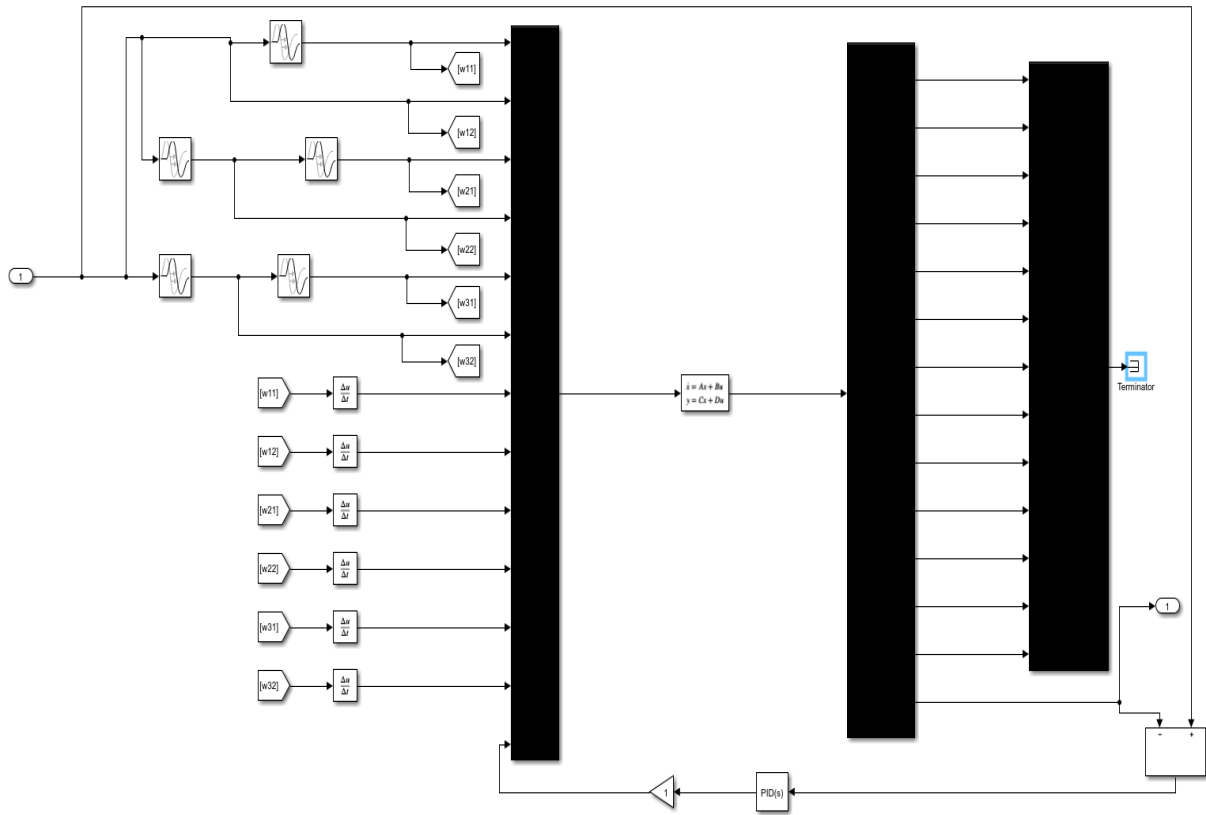
P- Kontrol: $T_i \rightarrow \infty$ ve $T \rightarrow 0$ halinde kontrol sistemi yalnızca orantı kontrol ile çalışır. Bunu da orantı kazancı, K_p 'nin ayarı ile kontrol sisteminin, kontrol duyarlılığı artırılabilir. Orantı kontrol; oldukça basit bir yapıda ve makul ölçülerde ucuz ve güvenilir olması nedeniyle, endüstride kalıcı durum hatasının fazla önemli olmadığı yerlerde kullanılır. [14]

PI- Kontrol: Orantı kontrole integral kontrol ilavesi ile elde edilen PI tipi kontrol sisteminin yapısı nispeten basit olup özellikle zaman kontrol sistemlerinde % 75-90 arasında kullanılır. En yaygın kullanım alanları basınç, seviye ve akış kontrol sistemleridir. İntegral kontrol, çıkış büyüklüğünde meydana gelebilecek kalıcı durum hatalarını ortadan kaldırır. İntegral kontrolün kullanım amacı sistemin değişen talepleri üzerinde yeterli kontrolü sağlamaktır. Eğer sistemden gelen talep yalnızca P kontrolle karşılanıyorsa I kontrolün kullanılmasına gerek yoktur.[14]

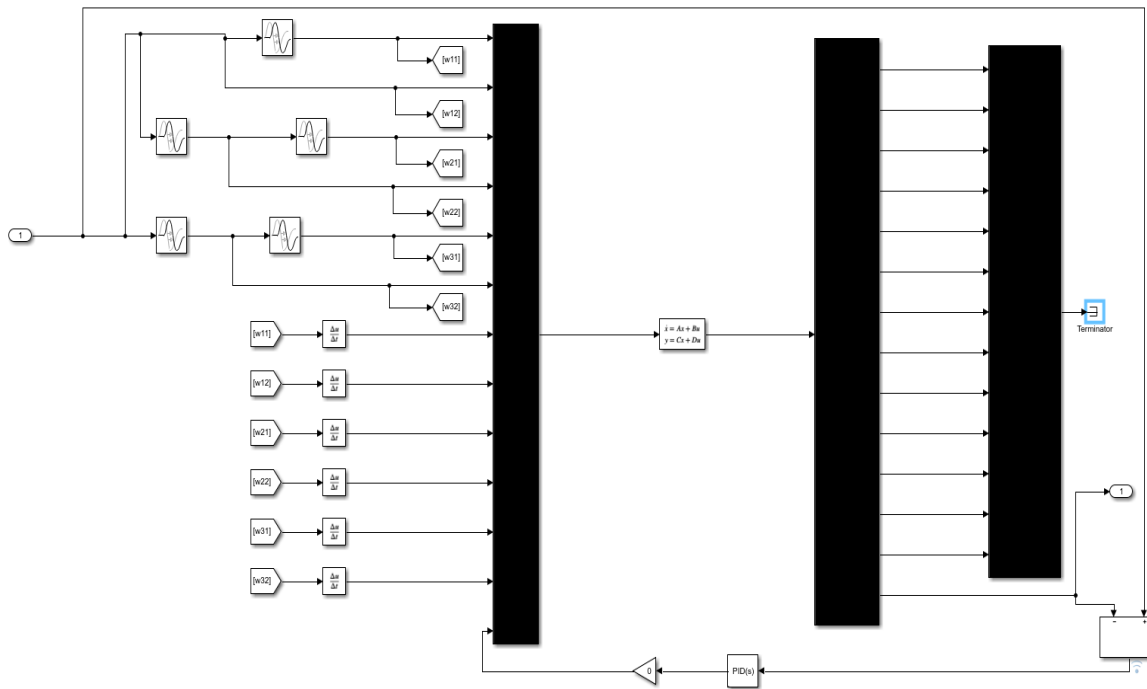
5.5.Model Ait Kontrolcü Tasarımı

14 serbestlik derecesine sahip olan modelimizde, taşıt gövdesi ve sürücü koltuğu yani m ve m_s kütleleri arasına çıkış geri beslemeli PID kontrol uygulaması yapılmıştır. Şekil 5.5.1'de görüldüğü üzere State-Space bloğundan çıkan sinyallerden ilk 13'üne Terminator bloğu bağlanmış ve bu sinyaller kontrol işleminde kullanılmayacaktır. z_s 'den sinyal alınmış ve PID bloğuna bağlanmıştır. Elde edilen sonuçlarla kontrolcülü ve kontrolcüsüz sistem cevapları mukayese edilmiştir.

Kontrolcülü sisteme dair cevapları alabilmek için giriş matrisi B'ye 1 kontrolcü sütunu eklenir. Ayrıca doğrudan iletim matrisi olan D matrisine de kontrolcüden kaynaklı bir sütun eklenir ve yeni B ve D matrisleri şu şekilde oluşturulur:[3,1]



Şekil 5.5.1 PID Kontrolcülü sistem Simulink modeli



Şekil 5.5.2 Kontrolcüsüz sistem Simulink modeli

PID bloğunda bulunan Tune sekmesi çalıştırılarak P,I,D değerleri

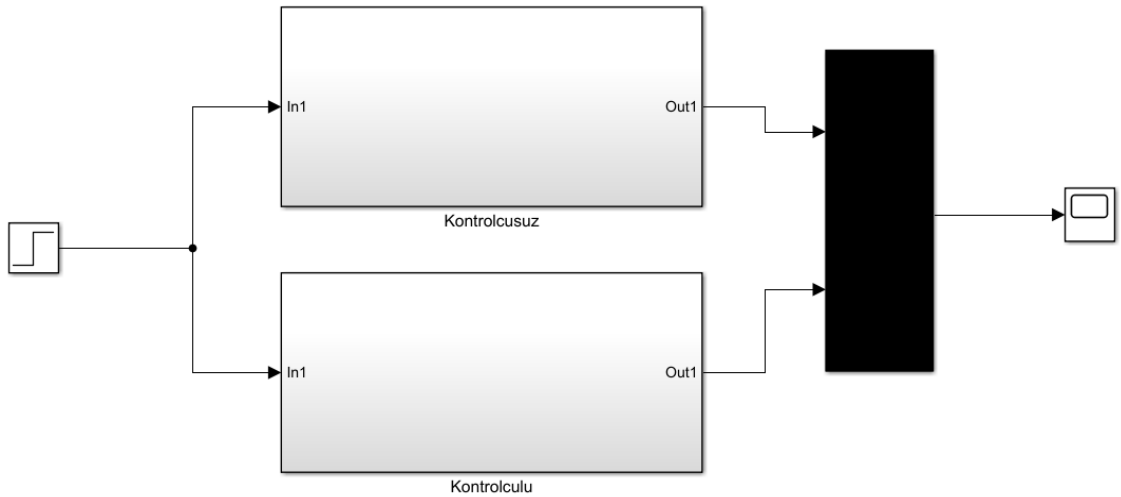
P= 48640.1518016904

I= 473405.008244707

D= 852.160889100509

olarak belirlenmiştir.

Kontrol uygulamasında kullanılan Gain bloğuna kontrolcünün aktif olması için 1 değeri girilmiştir. Kontrolcünün inaktif duruma geçirilmesi için Gain bloğuna Şekil 5.5.2’de görüldüğü üzere 0 değeri verilmiştir. Şekil 5.5.3’te görüldüğü üzere kontrolcülü ve kontrolcüsüz sistemler iki ayrı Subsystem bloğu içerisine yerleştirilerek Scope bloğuna bağlanmıştır.

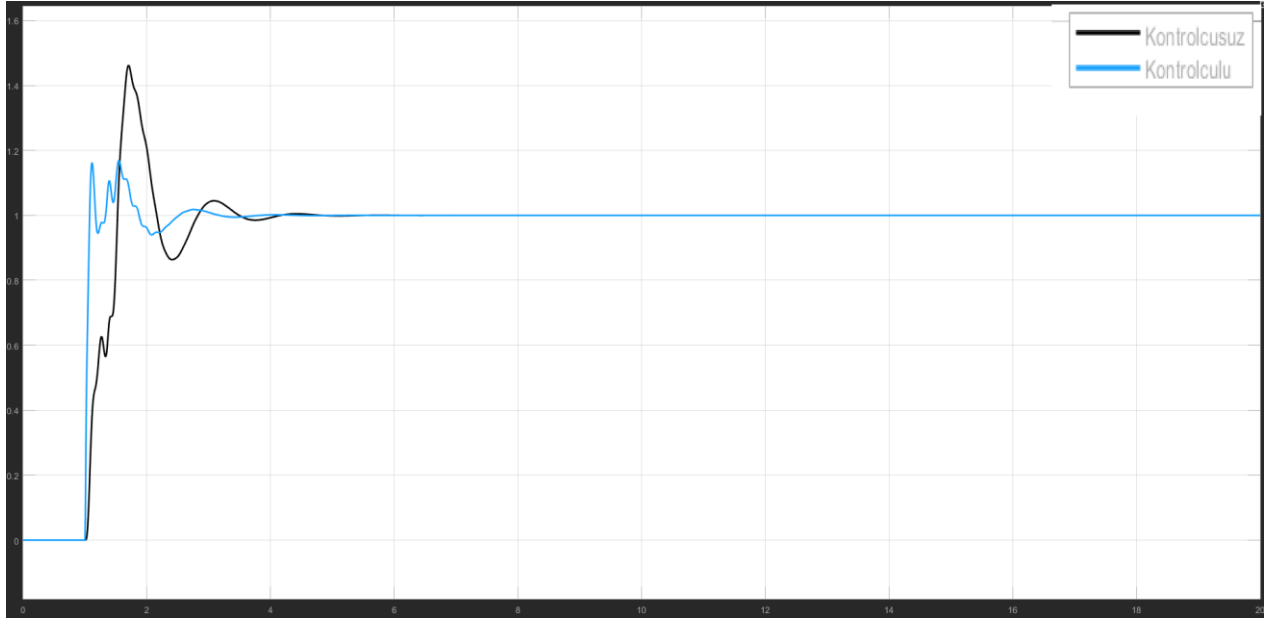


Şekil 5.5.3 Sonuç karşılaştırma Simulink dosyası

6. SONUÇLAR

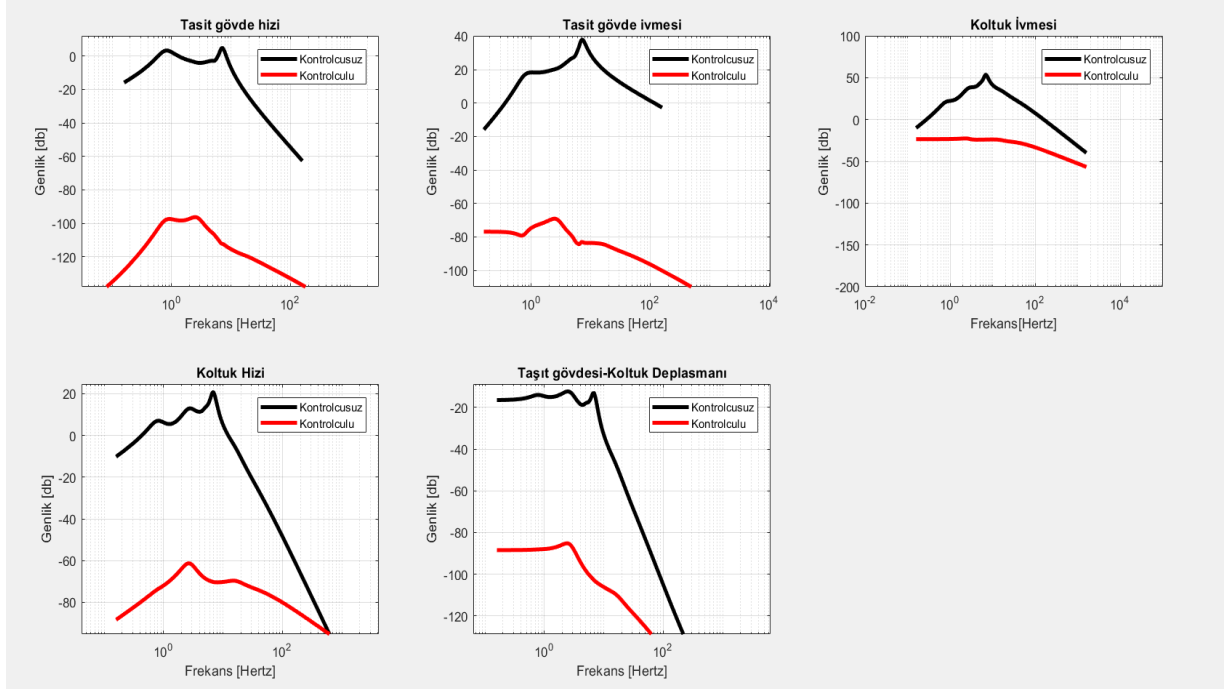
Simülasyon sonucunda;

Şekil 6.1’de görüldüğü üzere kontrolcü aktif durumdayken sürücü koltuğu kütesinin (ms) yer değıştirmesinde azalma gözlemlenmiştir.



Şekil 6.1 Kontrolcülü ve kontrolcüsüz durumda ms kütesi yer değıştirmesi-Zaman Cevabı

Modele ait Bode diyagramları kontrolcü aktif ve inaktif durumda iken çizilmiştir. Şekil 6.2’deki Bode diyagramında görüldüğü üzere incelenen koltuk ivmesi, taşıt gövde hızı, taşıt gövde ivmesi, koltuk hızı, taşıt gövdesi-koltuk deplasmanı genlik değeri kontrolcü aktif durumdayken azalmıştır.



Şekil 6.2 Modele ait kontrolcülü ve kontrolcüsüz durumda Bode diyagramları-Frekans Cevabı

Bu çalışmada kontrolcülü ve kontrolcüsüz durumda konfor parametreleri 6 tekerlekli römorksuz kamyon modeli için incelenmiştir. İlk olarak sistemin hareket denklemleri elde edilmiştir. Ardından durum uzay modelleme metodu kullanılmış olan sistemde state space bloğuna girilmek üzere sistem matrisi (A), giriş matrisi (B), çıkış matrisi (C), doğrudan iletim matrisi (D) hareket denklemleri baz alınarak oluşturulmuştur. Bu işlem sonrasında modele ait simülasyon kurulmuştur. Sisteme çıkış geri beslemeli PID kontrolör uygulanmıştır. Bu kontrolör tasarımı, sürücü koltuğu ve taşıt gövdesi arasına uygulanmıştır. Bunun nedeni sistemin bu aralıkta vermiş olduğu cevabın daha iyi olması ve konfor için gerekli parametrelerin bu aralıkta gözlemlenebilmesinin daha sağlıklı olmasıdır. PID bloğu P,I,D değerleri tune edilerek otomatik olarak belirlenmiştir. Kontrolcü inaktif ve aktif durumdayken ms kütlelerinin z s yer değiştirmesi, taşıt gövde hızı, koltuk hızı, taşıt gövde ivmesi, koltuk ivmesi, taşıt gövdesi-koltuk yer değiştirmesi genlik değerleri her iki durumda karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre söz konusu parametrelerin kontrolcü aktif durumdayken daha sağlıklı cevaplar verdiği ve sürücü konforu açısından sistem cevaplarının iyileştiği gözlemlenmiştir.

KAYNAKÇA

1. Ahan, O, Arısoy, D. O, Müderrisoğlu, K, Yazıcı, H, Güçlü, R, Vibration Control Of a Semi Trailer Truck For Comfort With an Output Feedback H_{∞} Controller, International Conference on Engineering and Natural Science,2016
2. Demir, C, Tahralı, N, Altı Tekerlekli Taşıtın Dinamik Analizi, Havacılık ve Uzay Teknolojileri Dergisi, 2, 2, 1-14, 2005
3. Du, H, Li, W, Zhang, N, Integrated Seat and Suspension Control for a Quarter Car With Driver Model,2012
4. Hammond, J. K , Harrison , Nonstationary Response of Vehicles on Rough Ground—A State Space Approach , J. Dyn. Sys., Meas., Control , 103(3), 245-250, 1981
5. Kamalakar, G. B, Mitra A. C, Development and Analysis of Human Biodynamic Model Seated on a Driver Seat Exposure to Whole-Body Vibration, IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering,12-17,2017
6. Liang, C, Chiang, C, A study on biodynamic models of seated human subjects exposed to vertical vibration, Science Direct, 36, 869-890, 2006
7. Mahala,, Manoj K, Gadkari, Prasanna , Deb, Anindya, Mathematical Models For Designing Vehicles For Ride Comfort, Design Science, 168-175, 2009
8. MEGEP, Endüstriyel Otomasyon Teknolojileri, Açık Çevrim Kontrolü, Ankara, 2009
9. MEGEP, Endüstriyel Otomasyon Teknolojileri, Kapalı Çevrim Kontrolü, Ankara, 2009
10. MEGEP, Endüstriyel Otomasyon Teknolojileri, PID Kontrolü, Ankara, 2009
11. Slade, Lawrence, J, Development of a New Off Road Rigid Ring Model For Truck Tires Using Finite Element Analyses Techniques, Master Tezi, 2009
12. Yazıcı, H, Sever, M, Observer Based Optimal Vibration Control of a Full Aircraft System Having Active Landing Gears and Biodynamic Pilot Model, Shock and Vibration, 2016
13. Yazıcı, H, Sistem Dinamiği ve Simülasyonu Ders Notları
14. YTU Mechanical Engineering Department Machine Theory, System Dynamics and Control Division, PID Control Design of a 2DOF Quarter Car Model

15. Yüksek, İ, Alarçin, F, Farklı Aks Modellerinin Taşıt Titreşimlerine Etkisi, Araştırma Makalesi, 2001

16. Velten, K, “mathematical modeling and simulation: Introduction for Scientists and Engineers”, Wiley-VCH, Weinheim,2009

Yücel KIROĞLU

Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği Öğrencisi



İletişim Bilgileri

- **E-Posta:** kirogluyucell@gmail.com
- **Adres Bilgileri:** Türkiye - İstanbul(Avrupa) - Kağıthane
- **Cep Telefonu:** 90 (545) 844 35 77

Kişisel Bilgiler

- **Medeni Durumu:** Bekar
- **Uyruk:** Türkiye Cumhuriyeti
- **TC Kimlik No:** 17309709848
- **Doğum Tarihi:** 31.01.1995
- **Doğum Yeri:** Türkiye - İstanbul
- **Sürücü Belgesi:** B

İş Deneyimleri

- **Stajyer**
- Sinter Metal İmalat San. A.Ş. - Üretim
- **06.2015-07.2015 (1 ay) | İSTANBUL**

- **Stajyer**
- EMSA Elektromotor Alternatör San. Tic. A.Ş
- **08.2017-08.2017 (1 ay) | ESKİŞEHİR**

- **Stajyer**
- EMSA Elektromotor Alternatör San. Tic. A.Ş
- **11.2017-12.2017 (1 ay) | ESKİŞEHİR**

Eğitim Bilgileri

- **Üniversite (Lisans)** 2013- 2018
- **Yıldız Teknik Üniversitesi - (Örgün Öğretim)**Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği (%30 İngilizce)
- **Lise** 09.2009-06.2013
- Cengizhan Anadolu Lisesi
- **İlkokul-** İsmail Tarman İlköğretim Okulu

Yabancı Dil

	Okuma	Yazma	Konuşma
İngilizce	İyi	İyi	Orta

Yetkinlikler

- **Bilgisayar Bilgileri**

AutoCad (İyi Seviye)

ANSYS Workbench (İyi Seviye)

Microsoft Office (İyi Seviye)

Matlab (İyi Seviye)